

日本船舶振興会昭和54年度補助事業
“船舶設計資料の作成に関する調査研究”

日本造船研究協会報告 第91号

船体構造のメインテナンスフリーに関する研究 (設計指針)

第200研究部会第7分科会

昭和55年3月

社団法人
日本造船研究協会

Research on Maintenance Free Hull Structure
The 200 th Research Committee 7th Sub Committee
Report No. 91
The Shipbuilding Research Association of Japan
Mar. 1980

はしがき

本報告書は、日本船舶振興会の昭和54年度補助事業「船舶設計資料の作成に関する調査研究」の一部として、日本造船研究協会第200研究部会第7分科会においてとりまとめたものである。

第200研究部会第7分科会委員名簿 (敬称略、五十音順)

部会長	寺沢 一雄	
分科会長	藤田 譲 (東京大学)	
委員	浅井 孝雄 (日本郵船)	荒井 宏範 (日本海事協会)
	石黒 隆義 (新日本製鉄)	小川 泰之輔 (石川島播磨重工業)
	金井 良助 (三菱重工業)	岸 康太郎 (三井造船)
	楠原 泰四郎 (日本钢管)	後藤 大三 (石川島播磨重工業)
	沢柳 政弘 (三井造船)	恒成 利康 (川崎重工業)
	寺田 泰治 (日本海事協会)	古川 修 (日本郵船)
的場	正明 (三菱重工業)	峰 久節 治 (日立造船)
横見	敏雄 (大阪商船三井船舶)	

第200研究部会第7分科会第1W.G委員名簿 (構造設計指針)

主査	藤田 譲 (東京大学)	
委員	荒井 宏範 (日本海事協会)	太田 三千雄 (日立造船)
	金井 良助 (三菱重工業)	楠原 泰四郎 (日本钢管)
	久米 範佳 (三井造船)	後藤 大三 (石川島播磨重工業)
	沢柳 政弘 (三井造船)	竹谷 剛 (石川島播磨重工業)
	恒成 利康 (川崎重工業)	寺田 泰治 (日本海事協会)
	富吉 勉之 (川崎重工業)	的場 正明 (三菱重工業)
	山口 雄三 (住友重機械工業)	

第200研究部会第7分科会第2W.G委員名簿 (防食指針)

主査	浅井 孝雄 (日本郵船)	
委員	稻葉 達夫 (三菱重工業)	国田 公義 (石川島播磨重工業)
	崎谷 安男 (川崎重工業)	佐々木 義昭 (日本钢管)
	永野 侃 (昭和海運)	湯本 秀 (三井造船)
	峰 久節 治 (日立造船)	安田 健二 (日本海事協会)
	横尾 雅俊 (大阪商船三井船舶)	

討議参加者

青木 正生 (三菱重工業)	阿野 良彬 (石川島播磨重工業)
阿部 孝三 (住友重機械工業)	阿部 晃 (日立造船)
伊藤 宏一 (三井造船)	尾野 英夫 (川崎重工業)
龜井 前人 (日立造船)	川路 正 (昭和海運)

幸 豊 彦 (日立造船) 長 浜 修 (川崎重工业)
平 井 靖 男 (日立造船)

目 次

概 要	1
1. 船体局部構造設計指針	4
1. 1 スニップドスチフナ設計指針	4
1. 1. 1 まえがき	4
1. 1. 2 実船損傷の状況	4
1. 1. 3 設計指針	4
参考文献	20
1. 2 柄端構造設計指針	20
1. 2. 1 まえがき	20
1. 2. 2 実船の状況	20
1. 2. 3 設計指針	20
参考文献	21
1. 3 スロット周りの設計指針	30
1. 3. 1 まえがき	30
1. 3. 2 補強箇所	30
1. 3. 3 補強の方法	30
参考文献	37
1. 4 開孔部設計指針	37
1. 4. 1 まえがき	37
1. 4. 2 実船の状況	37
1. 4. 3 設計指針	38
参考文献	41
1. 5 溶接継手の疲労設計指針	42
1. 5. 1 まえがき	42
1. 5. 2 溶接継手の疲労設計基準	42
1. 5. 3 解説	44
参考文献	49
2. 各論	50
2. 1 一般貨物船（含木材運搬船）	50
2. 1. 1 一般的傾向	50
2. 1. 2 損傷発生箇所の詳細	51
2. 1. 3 損傷防止対策	51
2. 2 ばら積み貨物船	58
2. 2. 1 損傷の傾向	58
2. 2. 2 損傷の防止対策	58
2. 3 油槽船及び鉱石船	62
2. 3. 1 船倉部	62

2.3.2 船首部	74
2.3.3 船尾部	76
2.4 コンテナ船	83
2.4.1 損傷の傾向	83
2.4.2 損傷対策	84
2.5 自動車専用運搬船	89
2.5.1 損傷の傾向	89
2.5.2 損傷防止対策	96
参考文献	99
2.6 ロールオン・ロールオフコンテナ船	99
2.6.1 損傷の傾向	99
2.6.2 損傷の対策	102
2.7 網装品取付対策	106
2.7.1 損傷の傾向	106
2.7.2 損傷の対策	106
2.8 高速船の舵のキャビテーション・エロージョン	114
2.8.1 損傷の一般的傾向	114
2.8.2 損傷原因の推定	114
2.8.3 損傷防止対策	114
3 メインテナンスフリーのための防食対策	119
3.1 まえがき	119
3.2 外板及び上甲板	119
3.3 甲板室及び機関室	121
3.4 貨物船及び二重底タンク	122
3.5 ばら積み貨物船及びタンク	123
3.6 鉱石船及び油槽船の貨物艤及び諸タンク	125
3.7 船首尾タンク	126
3.8(1) 甲板上網装品(パイプ関係を除く)	129
3.8(2) 諸管	130
3.9 その他の船舶	132
3.10 重塗装とその品質管理	135
参考文献	138

概要

本報告書は、昭和50年度から研究が開始された日本造船研究協会第157部会「船体構造のメインテナンスフリーに関する研究」の4ヶ年間（50～53年）に亘る研究の成果に基づいて、メインテナンスフリー船を設計するための構造設計指針、特に局部構造設計についての設計指針を実際の設計にそのまま適用出来る形に昭和54年4月から10月までの半年間に取りまとめたものである。

そもそも、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とも、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。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、メインテナンスレ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。

第157部会では、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、次の内容であると定義している。

- (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、腐食耗による部材の新替え工事がほとんどないこと。

そして、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、通常の運航中の波浪や、貨物からの荷重による損傷や、腐食耗箇所について、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総合的な研究を行ない、各種の詳細な調査結果及び理論的並に実験的研究結果等の貴重な資料を得ている。

そこで、本分科会は、これらの資料に基づいて、メインテナンスフリー船に対する船体構造上及び艤装上の設計指針を、

- 第1章 船体局部構造上の設計指針,
第2章 各論（各種船舶についての設計指針）、および
第3章 メインテナンスフリーのための防食対策指針,

の3章に取りまとめた。以下に各章ごとにその内容の概略を述べる。

第1章には、船体局部構造上の設計指針が述べられている。実船の損傷の調査から、多発するクラックの大部分は、次の4つに分類出来ることが明らかとなった。即ち、

- (1) スティフナースニップ端に発生するクラック、
- (2) 桁端部のような構造不連続部に発生するクラック、
- (3) スロット周りに発生するクラック
- (4) 開口部周辺に発生するクラック

そして、これら4つの種類のクラックを防止することが出来れば全体のクラックの略々80%以上のクラックを防止し

たことになることは、第2章の各節に掲げられた各種クラックの統計図から明らかのことである。そこでこれらを勘案して、本章では重点的に上述の4種のクラックを防止するための設計指針を取りまとめ、また、これらのクラックが殆ど疲労によるクラックであるので、併せて疲労設計指針も示している。

第1節では、主として船尾部タンク内の防撓板のスニップ端について有限要素法を用いた計算を行ない、また実際の損傷例及び小型実験結果等を参照にして実際の設計に利用出来る簡易計算法を確立し、またこれらをチャート（設計図表）化して使用の便をはかり、より合理的なスニップ端の設計指針を与えている。

第2節では、構造不連続部として主として貨物船の船首船倉の肋骨下端を探りあげ、更に従来の実験結果を収集整理して、肋骨下端結合部について構造的応力集中率 (K_s) を理論的並に実験的に求める方法を示し、典型的なものについては、 K_s の数値を与え、また (Rule 要求応力) $\leq 37/K_s$ なる設計式を誘導している。これを用いて肋骨下部の評価が容易に行なえる。

第3節では、スロット周りについての従来の諸研究を総括してこの部の補強の方法、better design を示し、また各補強法間の強度の比較検討を行なうための資料を示して、実際の設計への有益な指針を与えている。

付録には、スロット周辺の応力集中部の応力を計算出来る簡易計算式（三井技研式）を紹介している。

第4節では、開孔部周辺の損傷の主原因の一つである剪断座屈強度及びその補強法の研究結果と、文献調査に基づいて、座屈値の簡易計算式及び補強法を指針として与えている。

第5節では、船体局部損傷の大部分が疲労クラックであることを考慮して、溶接継手の疲労強度について総合的にまた解説的に疲労設計一般についての指針が与えられており、許容溶接欠陥についてもその考え方方が述べられている。

第2章は各論であって、各船種ごとにその船種に共通してあらわれる損傷を調査解析し、その主なものを具体的に例示するとともに、それらの対策についても、個々の損傷毎に、図面により詳細に述べているので、詳細設計を行なう際に極めて実際的な資料となるものと考えられる。

第1節は、一般貨物船（含木材運搬船）であって、特に肋骨下端部や桁材の端部構造等、構造不連続部について詳細に述べられている。

第2節は、ばら積み貨物船で、特にトップサイドタンク及び肋骨下端の損傷とその防止について詳述されている。

第3節は、油槽船及び鉱石船で、船倉部において最も多い損傷は、スロット周辺の高応力による疲労クラックであり、次いで、桁材ウェップの変形と振動によるクラックであることが述べられ、更にこれらに対する防止対策が述べられている。

4万トン以上の油槽船114隻についての損傷調査の結果から、船首部においては主として波浪衝撃によるパネル又はウェップの凹損が多く、船尾部では、主として振動に起因する疲労クラックが多いことが知られる。これらの防止対策について、船首部船尾部別々に具体的に詳細に設計への指針が与えられている。

第4節はコンテナ船で、その特徴はコンテナを積むため殆どが double hull 構造で広幅大倉口となり、高速高馬力船ということで、長さが150m以上のコンテナ船37隻の統計からも比較的損傷の多い船種であることが知られる。損傷の主なものは、倉口側縁材、船側横桁ウェブ、二重底内底板、船側外板等のクラックや凹損であり、それについて適切な対策が示されている。

第5節は最近多く建造されたようになった自動車専用運搬船であって、自動車のような比較的軽い嵩張るものを多数積載可能とするため、スペースデザインが主体となり、構造的には、吃水は浅く、横隔壁を省略し、多層の車輌甲板や、自動車荷役のためのランプウェイが設けられるなどの特徴がある。

最近建造された32隻のカーキャリアーの損傷を調査してみると、

- (1) 船尾が扁平で高馬力エンジンのため船尾部の振動による疲労クラック
- (2) 波浪による船体のラッキングによる損傷、

が多い。

しかし、後者の損傷は、1974年以降は部分隔壁の増強などの対策によって激減していること等有効な防止対策が部材別に論じられている。

第6節は所謂ローロー船で、その特性から、横隔壁が少なく、倉口が大きくかつ船尾にスタンドアを有するなど一般に横強度上の問題が多く、また船尾形状から船尾振動にも留意する必要がある。ロイド統計による164隻の損傷調査の結果によれば船側、船底、横隔壁構造など横強度に起因する損傷が全体の40%以上を占めている。その他、波浪、振動による船首船尾構造に損傷が多いのは他の船種と共通である。

第7節には、機器取付対策としてアンケート調査の結果特にハッチコーミング、係留装置、機関室内補機および揚荷装置などの周辺に発生する損傷が多いので、これらの損傷例とその対策が述べられている。損傷の主な原因としては、強度不足、工作精度不良、振動疲労であるが、特に機関室周辺のクラックは、殆ど振動によるものである。一般に機器取付部材については船体構造部材に比して十分解析された損傷例は少なく、今後更に資料を集め解析する必要が認められる。

第8節には高速船の舵のキャビテーション・エロージョンについてその損傷の一般的傾向とその対策が述べられている。

第3章は防食対策に対する指針をとりまとめたものである。前述の通り今回の調査は「建造後2回目の定期検査で防食方法の補修を行なえば船舶の一生を通じて腐食衰耗による部材の新替工事が殆どないこと」を目標として行なわれた。その結果にもとづいて、部材の位置と使用目的により、(1)適切な材質の選定 (2)適當な腐食代を含む板厚 (3)塗装の質の向上などの対策を選択採用することを推奨し、構造別部材別に対策を表にして示している。

また、バラストタンクなど腐食環境の厳しい個所については、タールエポキシ系の重塗装を溶接線や、部材のフレッジ部などに注意して施工すること及びその品質管理についての指針も示されている。

以上、第1章から第3章まで、SR157部会の研究調査に基づいて、メインテナンスフリー船に対する具体的な設計上の指針を取りまとめたものである。

1. 船体局部構造設計指針

1.1 スニップドスチフナ設計指針

(石川島播磨重工業)

1.1.1 まえがき

スニップ端を有するスチフナは船体構造部材に多く使用されているが、端部に損傷を生ずる例が多数報告されている。特に船尾部に多数発生し、振動による疲労損傷とみられている。スニップ端部の損傷は、船尾部タンク内のフロアなどの壁板および桁材のウェブなどに発生しているが、ここでは最も損傷例の多い船尾部タンクの壁板のスニップドスチフナを対象とする。桁板のスチフナについても、これと条件の似ているものは同様に扱うことができると言えるが、この場合は桁の面材の剛性のちがいを考慮すべきであろう。

S R 157部会の研究⁽¹⁾において理論計算および実験により、スニップ端の応力の性状および疲労強度について多くの知見を得た。これに基づき、スニップ端部のクラック防止の見地から、設計指針を作成した。

1.1.2 実船損傷の状況

クラックの発生箇所は防撓板（主板）の支持部材（外板、フラットなど）とのすみ肉止端（図1.1.1，C点）、スニップ端のまわし溶接の防撓板側すみ肉止端（同図B点）および同まわし溶接のスチフナ側すみ肉止端（同図A点）である。この他、スニップの斜辺部、まれには小形のスチフナでスパンの長い場合にスパン中央でクラックが生じた例もある。（これらの損傷はスニップ端部の特異性とは直接関係はなく、損傷例も比較的少ないので、ここでは割愛する。）

上記C点のクラックは、防撓板の縁のすみ肉止端に沿って進展する傾向があり、B点のクラックはスニップ端を半月形にかこむような形で進展する。またA点のクラックはすみ肉に沿ってスチフナのウェブを走り、ときにはすみ肉をこえて防撓板まで達するが、B、C点に比し例は少ない。

造船学会船体構造委員会西部地区部会が昭和52年5月にまとめた資料「船尾タンクの損傷について」⁽²⁾にスチフナのスニップエンド部の損傷が集録されているが、B、C点損傷が殆どである。

また、桁材ウェブ付スチフナまたはパネルブレーカーとして使用されたスニップドスチフナの端部にも同様なウェブのクラックが発見されることがあり、この場合は、ウェブの横倒れ振動による桁板付根のすみ肉止端クラックと、スニップドスチフナの曲げ振動によるB点クラックであると考えられる。前者については桁材の横倒れ振動防止を考えなくてはならない。後者については、壁板の場合とは端部の支持材の剛性が異なることなどに留意する要があるが、一般にC点では曲げ応力は小さく、B点、A点で応力が高くなるものと考えられる。

1.1.3 設計指針

(1) 適用

船尾部タンク内の比較的剛な部材で支持された防撓板（フロアなど）の両端をスニップしたスチフナ。

(2) 目的

上記防撓板のスチフナのスニップエンドにおける振動疲労クラックの防止

(3) 設計指針

(a) 一般的注意

(i) 防撓板の板厚は厚い方が一般的によいが、スチフナの剛性とのバランスを考える要がある。板厚のうすいときはスチフナの剛性が小さい方がよい。

(ii) スチフナのスニップ端部の高さは低い方が応力集中は少ない。スニップ形状は傾斜角30°、端部高さ15mmが多く採用され、本指針もこれを標準形として採用しているが、15mmを9mmにするとB点において約20

%, C点において約15%, A点において約40%応力値が下がるとみてよい。

- (iii) スニップ端各部の応力はスニップ端間隔dが小さい方が一般に小さい。比較的小形のスチフナ(150F B程度以下)では、防撓板板厚が厚いとき、d=25mmより30mmの場合の方が若干有利となることが多いが、d=35mmでは有利さは少ない。大型のスチフナではd=25mmが圧倒的に有利である。本指針ではd=25を標準として推奨する。
- (iv) 疲労き裂はアンダーカットなどの溶接欠陥があると発生しやすいので溶接欠陥はできるだけ少なくなるよう溶接施工上の注意が望ましい。この意味からはまわし溶接は要注意であり、むしろ、まわし溶接をせず、スチフナのすみ肉をそのまま延長して、防撓板周辺の支持材との溶接につなげる方が、ノッチをさけることが出来ると考えられる。(その際、防食上の見地から、要すればスチフナと防撓板の間の水密性をたもつだけの溶接は行なう。)
- (v) スニップ斜辺部に応力の高い部位があるので、斜辺部には加工きずなどを残さないように注意する要がある。
- (vi) 船尾部は振動が比較的のはげしいので、強制振動が問題となる場合もあると考えられる。船に比較して高馬力の船など、特に振動が大きいと予想される場合は注意が必要である。本指針は5万トンクラスの実績をもとにしており、船尾の振動加速度は付録2の図1.1.A.2に示す程度である。
- (vii) また同図に示されるように、振動源に近いために、多くの振動数成分があり、いずれかの成分と同調する可能性が強い。本指針の元となったデータにはそのような場合も含まれていると考えられるので、或る程度カバーできているが、少なくも1次2次の翼振動数との同調をさけることが望ましい。スニップドスチフナの固有振動数の算定には西部地区部会の前出文献によるのが現状では便である。(付録1参照)

(b) 標準スニップ形状

一般に使用されているスニップ形状を考慮し、本指針における標準形状を定め、図1.1.1に示した。スニップ端間隔(d)についてはSR157の検討結果からd=25mmを推奨するが、これよりdが大きい場合も検討可能である。

なお、本指針の対象としている部位は同図中のB点およびC点で、A点についてはB点に対する検討でカバーし得ると考える。

(c) スチフナの選定

スパン(ℓ)、防撓板板厚(t_M)およびスチフナ寸法は、先ず、他の設計条件から定められるが、振動疲労損傷防止の見地からの検討を行なう場合は、以下に述べるように S_B , S_C を算出し、目安値と比較検討し、要すれば、比較的自由度のあるスチフナ寸法、さらには板厚(t_M)を適切に選定することとなる。

S_B , S_C はストレス・アンプリチュード・ファクタで、加えられる振動加速度が同レベルのときB点, C点に発生する応力振幅に対応するものである。従って、 S_B , S_C の絶対値を問題とすればよい。

(i) ストレス・アンプリチュード・ファクタの算出

以下の算式により、1次モード、2次モードに対するストレス・ファクタ S_B , S_C を計算する。(本式の誘導はSR157昭和58年度報告書⁽²⁾による)

(1次モード)

$$S_B = \frac{\ell}{t_M^2} \times \frac{W}{W_0} (\Phi + \Psi_B) \times \alpha_B$$
$$S_C = \frac{\ell}{t_M^2} \times \frac{W}{W_0} (\Phi + \Psi_C) \times \alpha_C$$

} (1.1.1)

たゞし、

ℓ : スパン (cm), t_M : 防撓板板厚 (cm)

$\alpha_B = 2.0$, $\alpha_C = 1.4$ (α_B , α_C は B 点, C 点の応力重み係数)

$$\frac{W}{W_0} = \frac{A}{5694} \times \frac{\ell}{150} \quad ; \text{ 標準スチフナとの重量比}$$

この場合, $\ell = 150 \text{ cm}$, $30 \text{ cm} \times 1.2 \text{ cm}$ 板付

$150 \times 90 \times 9 \text{ INV.A.}$

A : (考慮しているスチフナの断面積) + ($30 \text{ cm} \times t_M \text{ cm}$) (cm^2)

$$\Phi = \frac{(3\alpha\beta^2 - 2\alpha\beta^2 + 0.5)}{k(\alpha\beta + 0.5) + 1}$$

$$\kappa = \frac{5\ell \times t_M^3}{3I_1} = \frac{5\ell \times 1.2^3}{3I_1} = 2.88 \times \frac{\ell}{I_1}$$

$$\Psi_B = 6 \left\{ \left(\frac{d - a_1}{\ell} \right)^2 - \frac{d - a_1}{\ell} \right\}$$

$$\Psi_C = 6 \left\{ \left(\frac{a_2}{\ell} \right)^2 - \frac{a_2}{\ell} \right\}$$

d : スニップ端間隔 (cm)

a_1, a_2 : すみ肉脚長, a_1 : スチフナと防撓板, a_2 : 防撓板と周囲部材

$$\alpha = \frac{I_1}{I_2}, \quad \beta = \frac{d + 0.5}{\ell}$$

I_1 : $30 \text{ cm} \times t_M \text{ cm}$ 付スチフナの断面二次モーメント (cm^4)

I_2 : スニップ間隙部の有効断面二次モーメント

$$= \frac{0.8d t_M^3}{12} \quad (\text{cm}^4)$$

(2 次モード)

$$\left. \begin{aligned} S_B &= \frac{6\ell}{t_M^2} \times \frac{W}{W_0} \left\{ \left(1 - 2 \times \frac{d - a_1}{\ell} \right) \Phi' + \Psi_B' \right\}, \\ S_C &= \frac{4.2\ell}{t_M^2} \times \frac{W}{W_0} \left\{ \left(1 - 2 \times \frac{a_2}{\ell} \right) \Phi' + \Psi_C' \right\} \end{aligned} \right\} \quad (1.1.2)$$

たゞし、

$$\Phi' = \frac{\kappa(\alpha\beta^3 - \alpha\beta^4 + 0.125)}{\kappa(3\alpha\beta^2 - 2\alpha\beta^3 + 0.5) + 3}$$

$$\Psi_B' = 2 \times \left(\frac{d - a_1}{\ell} \right)^2 - \frac{d - a_1}{\ell}, \quad \Psi_C' = 2 \times \left(\frac{a_2}{\ell} \right)^2 - \frac{a_2}{\ell}$$

其の他の記号は 1 次モードの場合と同じ。

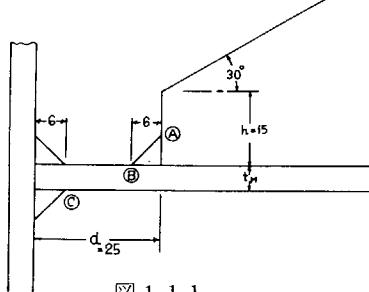


図 1.1.1

標準スニップエンド形状

(ii) ストレス・アンプリチュード・ファクターの目安値

損傷、非損傷例について I/ℓ とストレス・アンプリチュード・ファクタ S_B, S_C の関係を図 1.1.2(a),

(b)に示す。

これらの図および 2 次モードに対する若干の考察から、 S_B, S_C は下記に示す値を超えないこととする。

(付録 2 参照)

この目安値は 5 万トン級の商船の損傷データを元にしており、加速度が図 1.1.2B と大きく異なることが予想される場合は適宜考慮する要がある。その際、目安値は加速度に反比例すると考えてよい。

$$1 \text{ 次モード} \quad S_B = 6 \quad \dots \quad I/\ell > 5$$

$$S_B = 8 \quad \dots \quad I/\ell \leq 5$$

$$S_C = 9 \quad \dots \quad I/\ell > 15$$

$$S_C = 11 \quad \dots \quad 10 < I/\ell \leq 15$$

$$S_C = 13 \quad \dots \quad I/\ell \leq 10$$

$$2 \text{ 次モード} \quad S_B = 7.2 \quad \dots \quad I/\ell > 5$$

(注) 2 次モードの S の目安値は

$$S_B = 9.6 \quad \dots \quad I/\ell \leq 5$$

1 次モードの 1.2 倍。

$$S_C = 10.8 \quad \dots \quad I/\ell > 15$$

$$S_C = 13.2 \quad \dots \quad 10 < I/\ell \leq 15$$

$$S_C = 15.6 \quad \dots \quad I/\ell \leq 10$$

ℓ はスチフナ深さに比し、余り短かいと形状が不自然となる。特に必要のある場合を除き、 $\ell \geq 5 \sim 5.5$

h とすることが望ましい。

(iii) 代表的スチフナ寸法の場合

上述の方法に従い、板厚とスパンの目安値を代表的スチフナに対し、種々のスニップ端間隔の場合について図 1.1.3(a), (b), (c)に示した。データ数は必ずしも十分ではないが、概して実績の傾向を示しており、設計時の選択基準として役立つと考えられる。

これらの図から代表的なスチフナについて、 d, t_M を適当にえらべば、

(イ) 90×9 FB

$$t_M = 6 \frac{\text{mm}}{\text{m}} \text{ で } \ell = 1.25 \sim 1.5 \text{ m} \text{ に對し 有利}$$

(ロ) $100 \times 7.5 \times 7$ T, 125×12.5 FB

$$t_M = 6 \frac{\text{mm}}{\text{m}} \text{ で } \ell = 1.5 \sim 2.0 \text{ m} \text{ に對し 有利}$$

(ハ) $125 \times 7.5 \times 7$ T,

$$t_M = 7 \frac{\text{mm}}{\text{m}} \text{ で } \ell = 2.0 \sim 2.25 \text{ m} \text{ に對し 有利}$$

(ニ) 150×16 FB

$$t_M = 12 \frac{\text{mm}}{\text{m}} \text{ で } \ell = 2.25 \sim 2.5 \text{ m} \text{ に對し 有利}$$

(ホ) $150 \times 90 \times 9$ T

$$t_M = 12 \frac{\text{mm}}{\text{m}} \text{ で } \ell = 2.5 \sim 2.75 \text{ m} \text{ に對し 有利}$$

(ヘ) $200 \times 90 \times 9 / 14$ T

$$t_M = 14 \frac{\text{mm}}{\text{m}} \text{ で } \ell = 2.5 \sim 2.75 \text{ m} \text{ に對し 有利}$$

(ト) $250 \times 90 \times 10 / 15$ T

$$t_M = 15 \frac{\text{mm}}{\text{m}} \text{ で } \ell = 2.5 \sim 3.25 \text{ m} \text{ に對し 有利}$$

(チ) $300 \times 90 \times 11 / 16$ T

$$t_M = 19 \text{ mm} \quad \text{で } l = 3.25 \text{ m} \sim 3.5 \text{ m} \text{ に對し 有利}$$

実績例では、スパン l が $4 \text{ m} \sim 4.7 \text{ m}$ ($250\text{匁}, 300\text{匁}$) で非損傷の場合もあるが、振動外力の大きさなどにもよるので、そのようなロングスパンまで一律に許容できるとはいえないであろう。

これらの代表的スチフナに対し、ストレス・アンプリチュード・ファクタ S_B, S_C のスパン l および防撓板板厚 t_M との関係を計算した例を図 1.1.4 の各図に示す。この計算では、すみ肉脚長 a_1, a_2 はいずれも 6 mm としてある。また、 S_B, S_C の制限値は I/l によるのであるが、 $125 \times 75 \times 7\text{匁}$ および $150 \times 1.6\text{FB}$ では S_B の制限値の変化点を含むため、これらの図では l のみによって変えてある。(一般には t_M も関係するが、この例では、 t_M が厚い場合、目安値に対し余裕があるため、結果的には無関係である)

図 1.1.3, 図 1.1.4 の各図の実績例が示す如く、また計算の精度からみても、これらの制限値はそれほど厳密に考える要はない、 l の 100 mm 程度の増加は差支えないとみられる。

(iv) 目安値をこえた場合の対策について一、二の提案

スパンによっては、板厚を増加してもカバーし切れない場合もあり、また、不相応な厚板となることもある。このようなときは、

(1) 防撓法を変更する。

ブレケット固定にすると、直交する部材を設けるとか、スパンを減少させる方法をとるのが最もよい。直交補強材を設ける場合、防撓板の縦横比を考えて有効な配置とする注意が必要である。

(2) 板厚を局部的に増す。

スニップ端間隙部の板厚を局部的に増す。或いは二重張りをするなどの方法は、修理のときには有效であろう。

(3) すみ肉形状をととのえる。

スニップ端間隙部の溶接脚長を長くして、出来るだけ平滑にする。或いはこの部に溶接止端をおかぬようにするなどの方法もある。修理の際などに有効な方法の一つであろう。

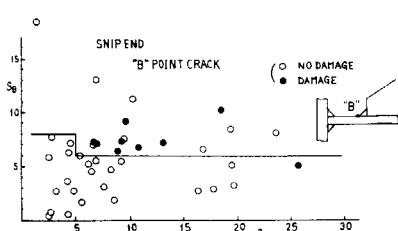


図 1.1.2 (a) B 点損傷非損傷例

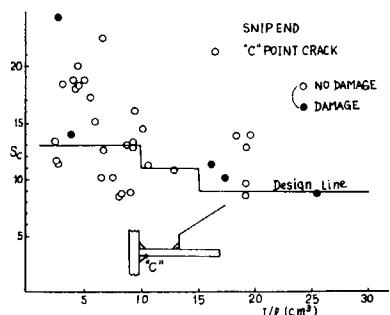


図 1.1.2 (b) C 点損傷非損傷例

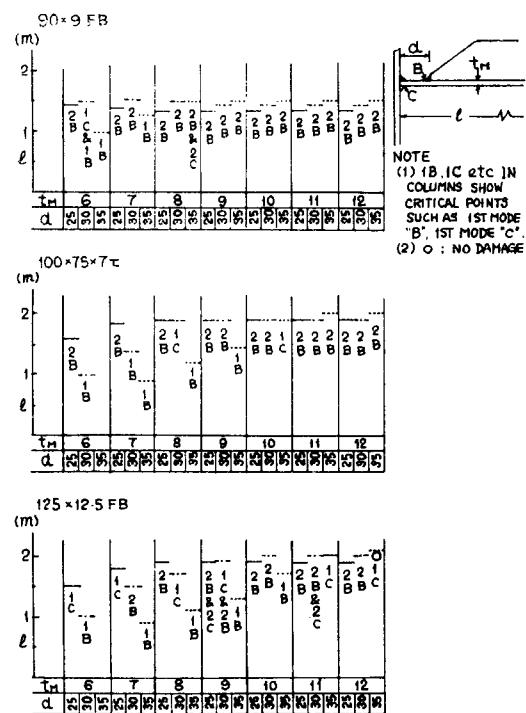


図 1.1.3 (a) スニップドスチフナ設計参考図 (1/3)

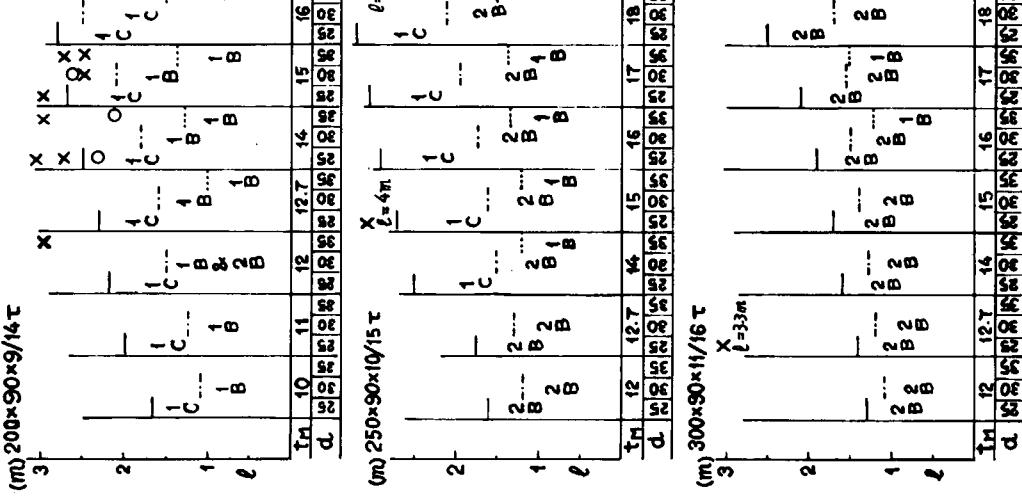
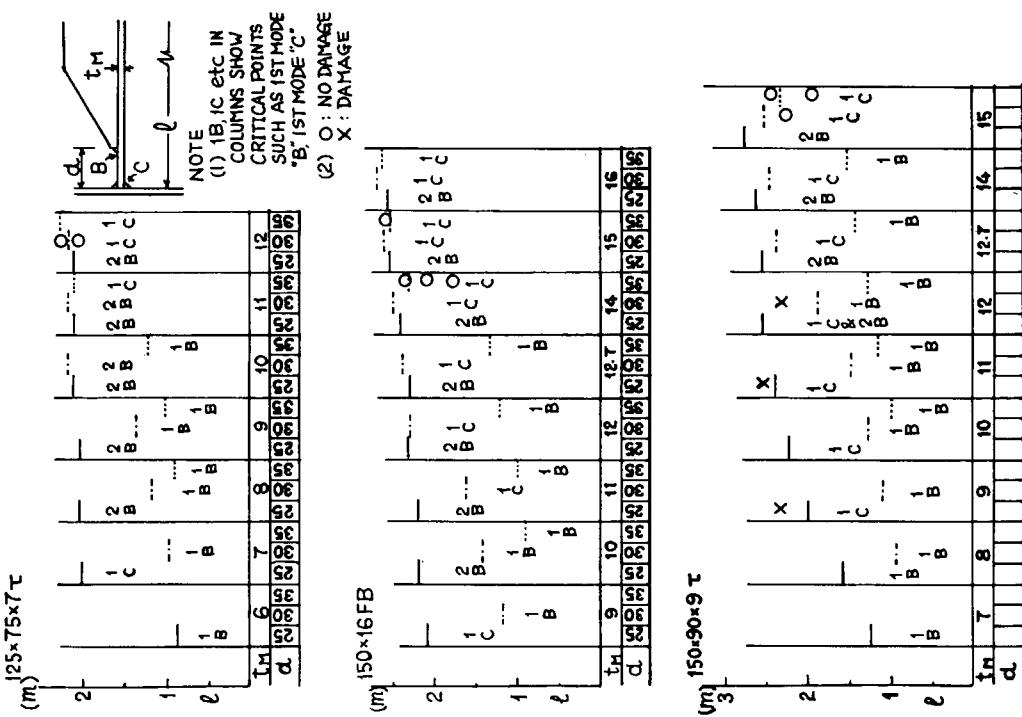
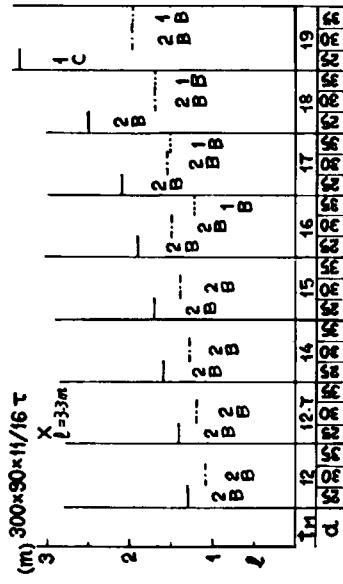
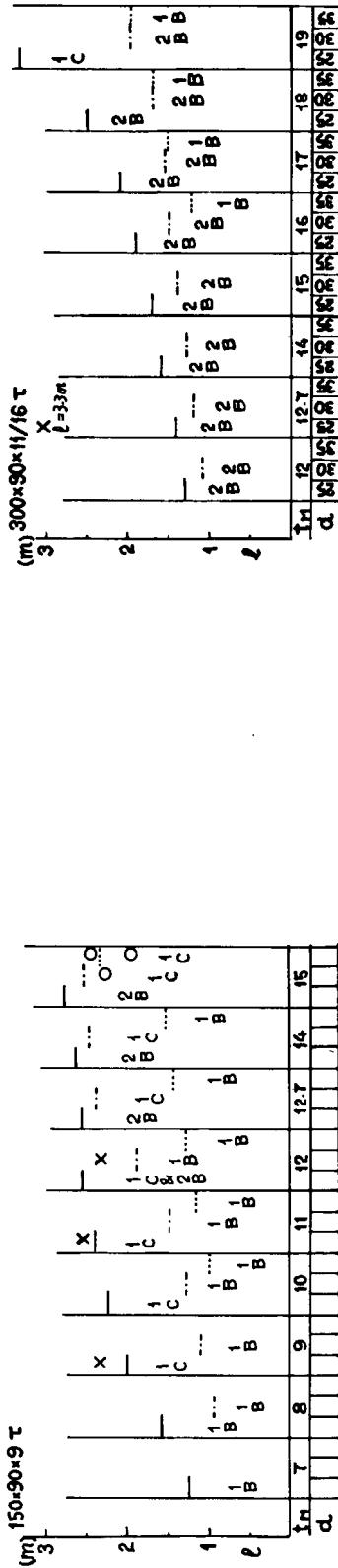


図 1.1.3 (b) スニッパドスチフナ設計参考図(2/3)

図 1.1.3 (c) スニッパドスチフナ設計参考図(3/3)



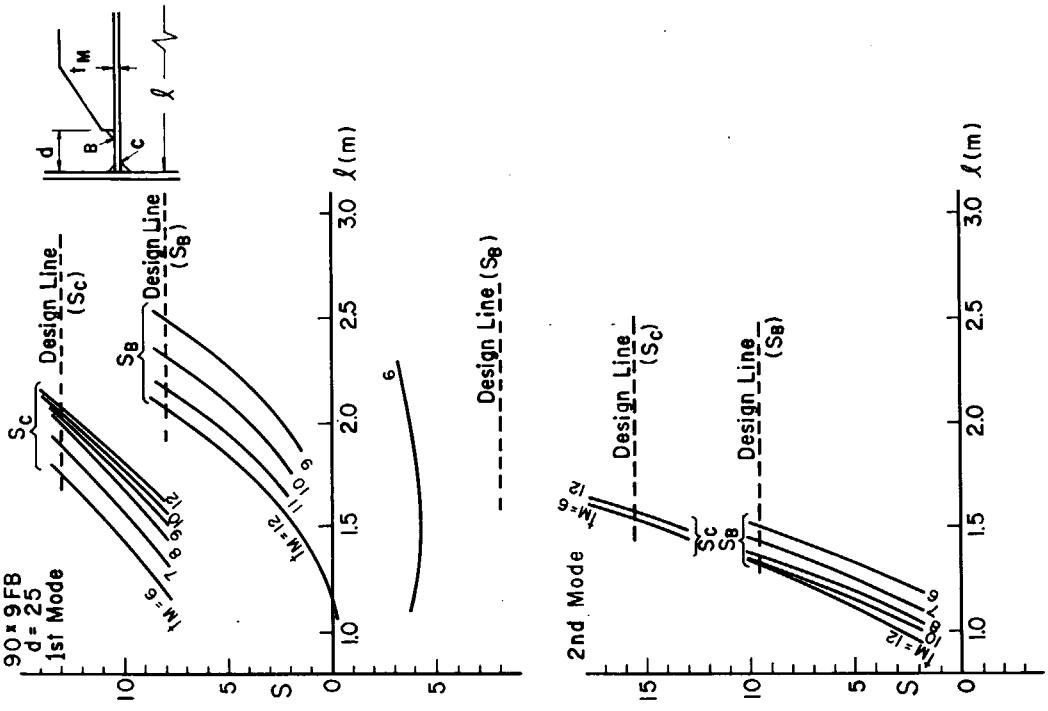


図 1.1.4 (a) 90 × 9 FB, $d = 25$ の場合の S_B , S_C

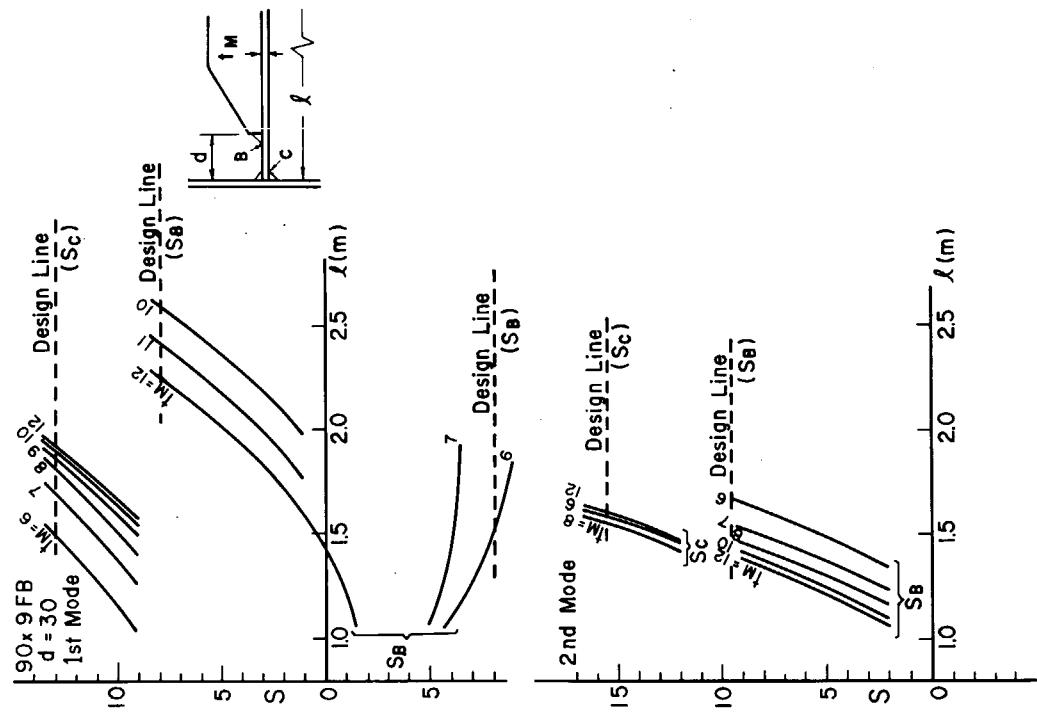


図 1.1.4 (b) 90 × 9 FB, $d = 30$ の場合の S_B , S_C

図 1.1.4 (d) 125×12.5 FB, $d = 25$ の場合の S_B , S_C

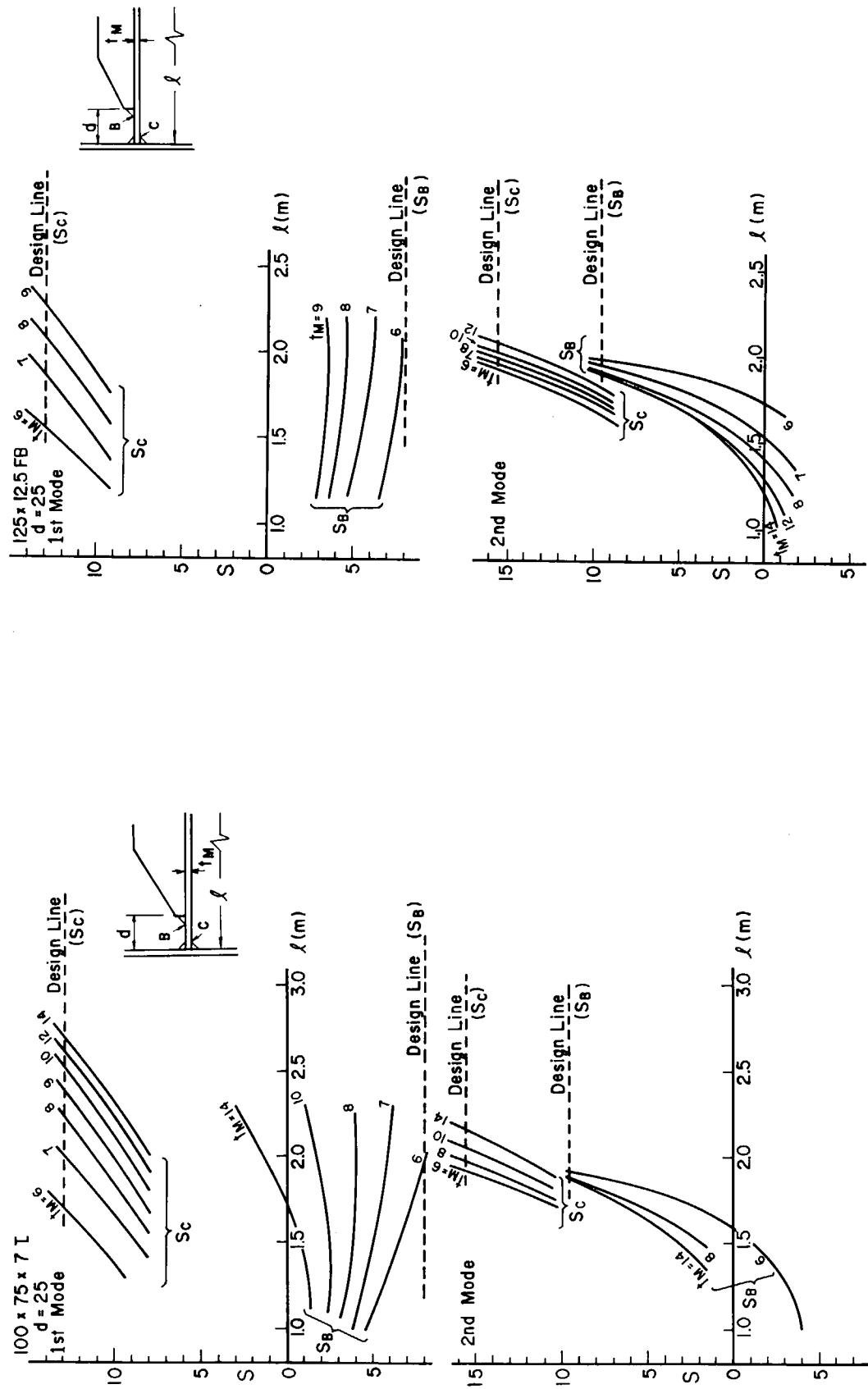


図 1.1.4 (c) $100 \times 75 \times 7$ T, $d = 25$ の場合の S_B , S_C

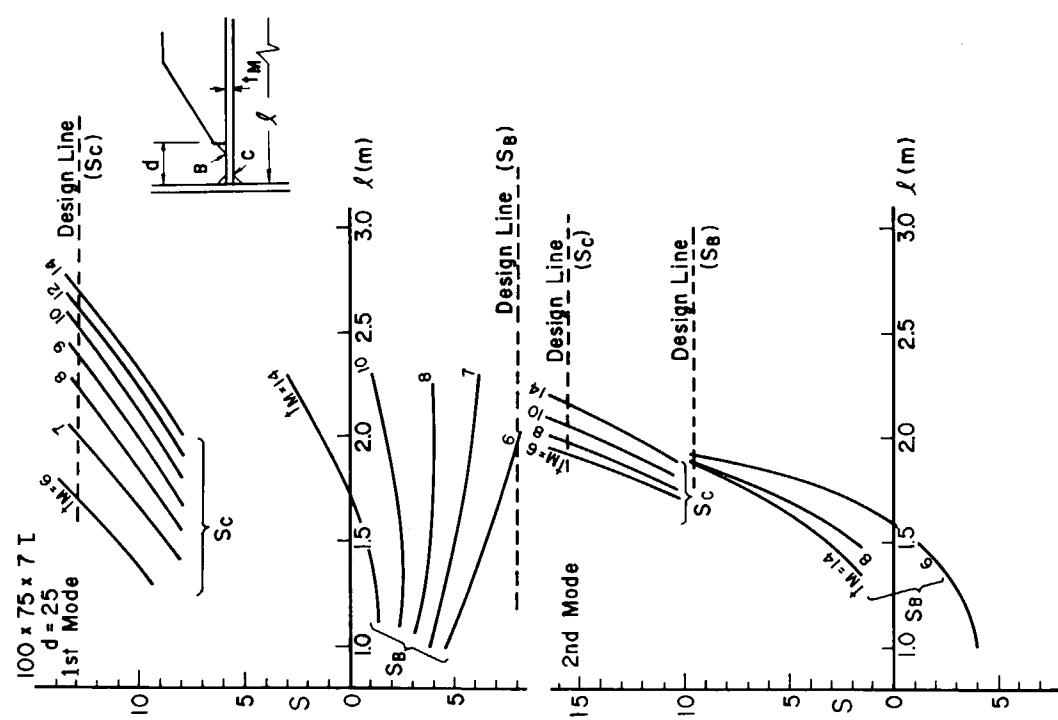


図 1.1.4 (f) $125 \times 75 \times 7$ T, $d = 30$ の場合の S_B , S_C

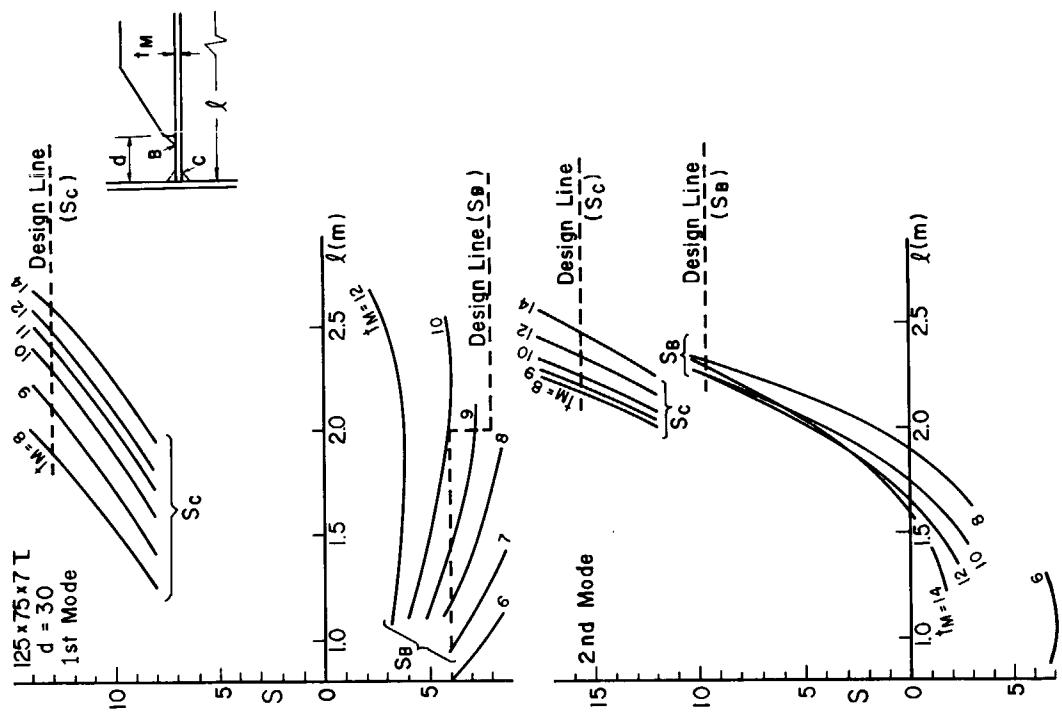


図 1.1.4 (e) $125 \times 75 \times 7$ T, $d = 25$ の場合の S_B , S_C

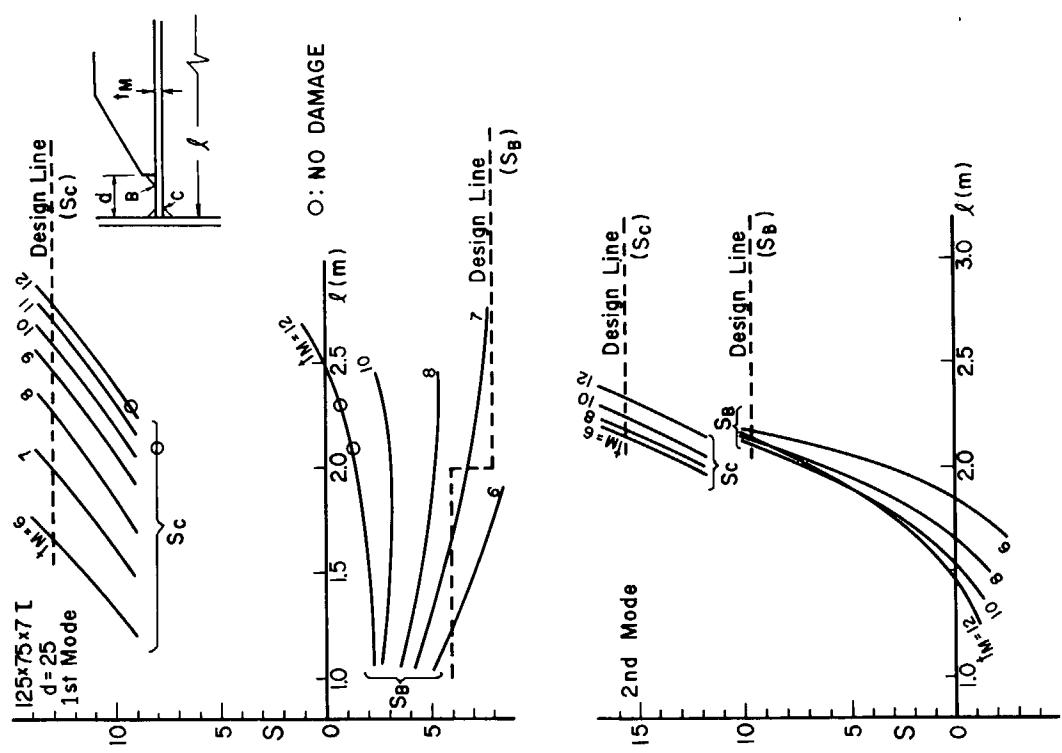
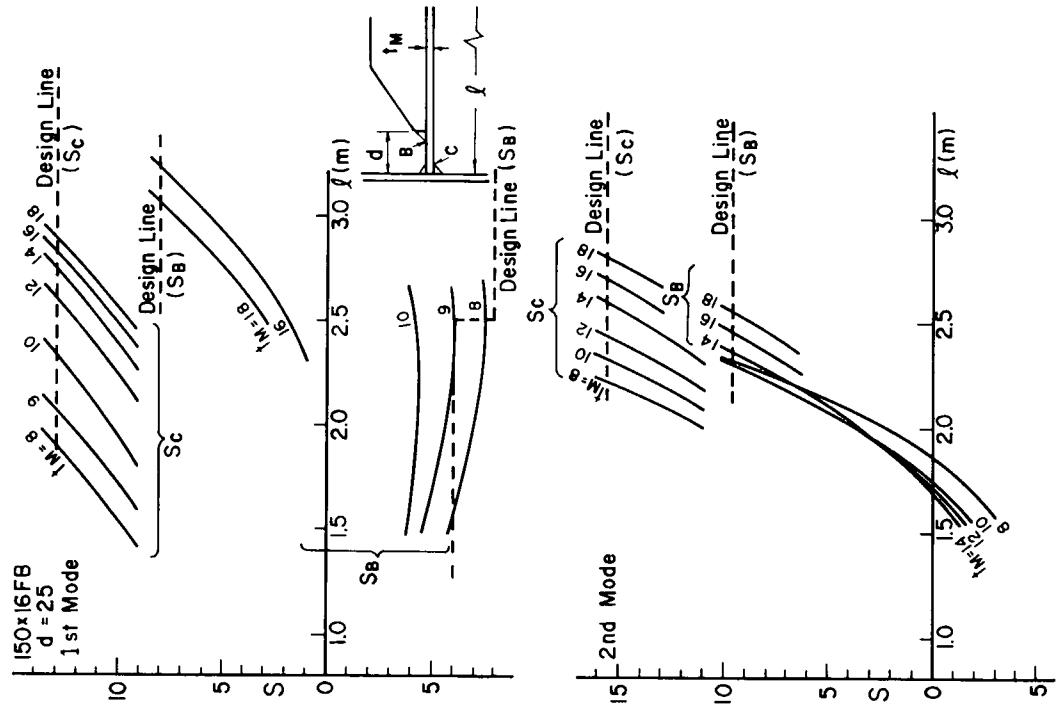
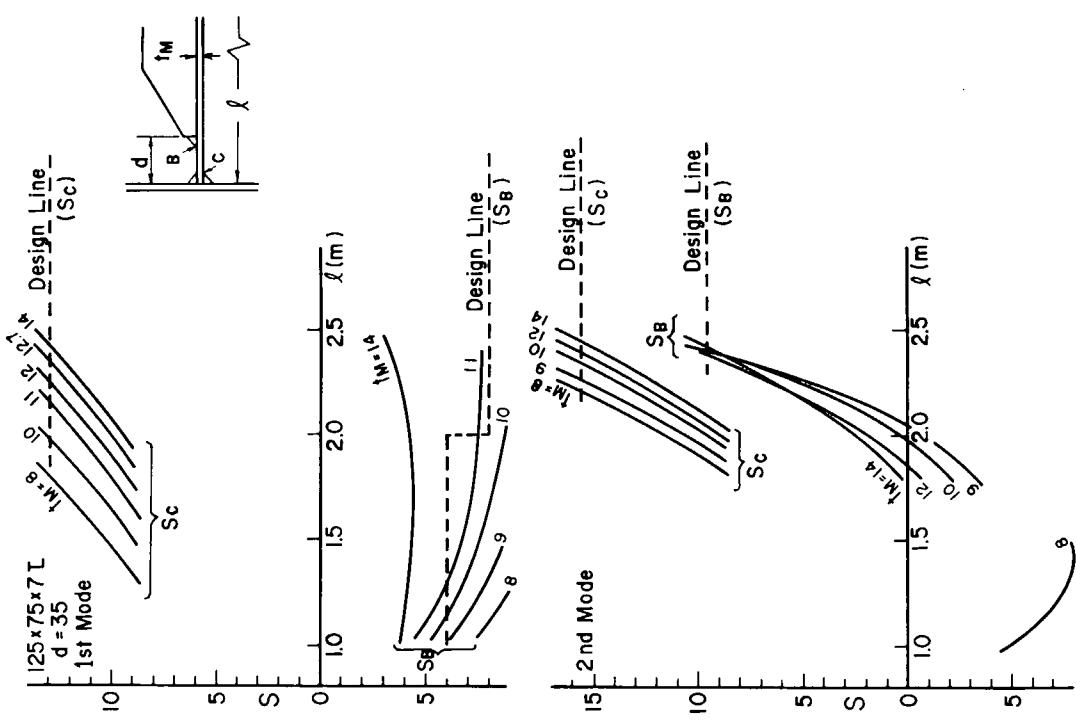


図 1.1.4 (h) 150×16FB, d = 25 の場合の S_B , S_C

図 1.1.4 (g) 125×75×7T, d = 35 の場合の S_B , S_C



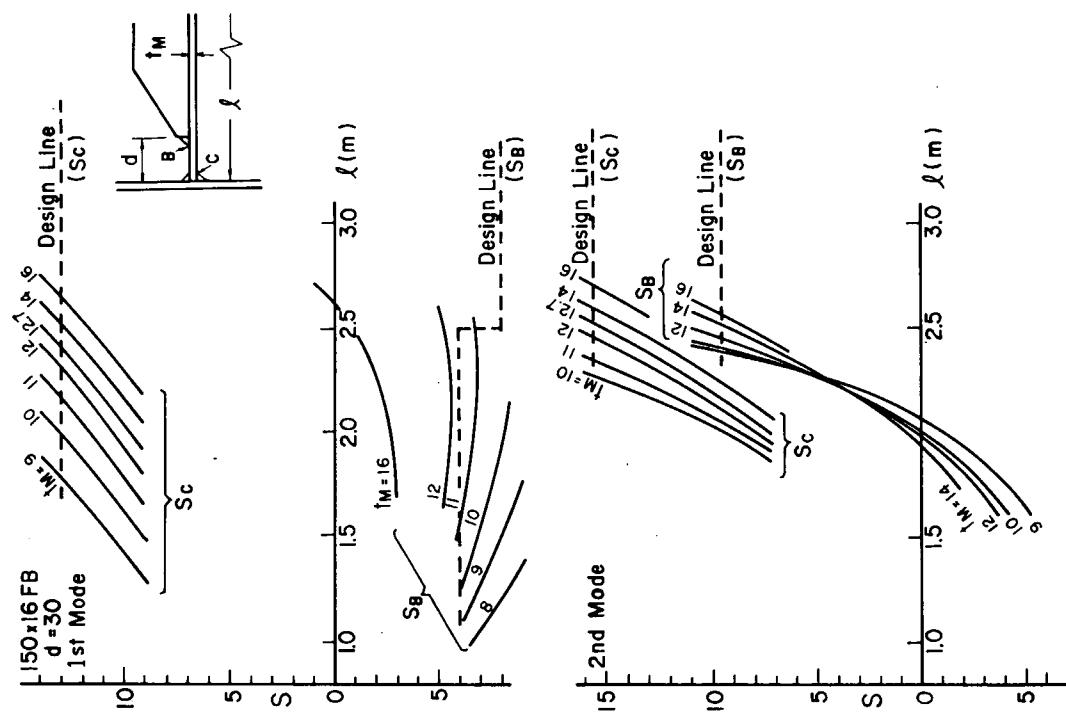
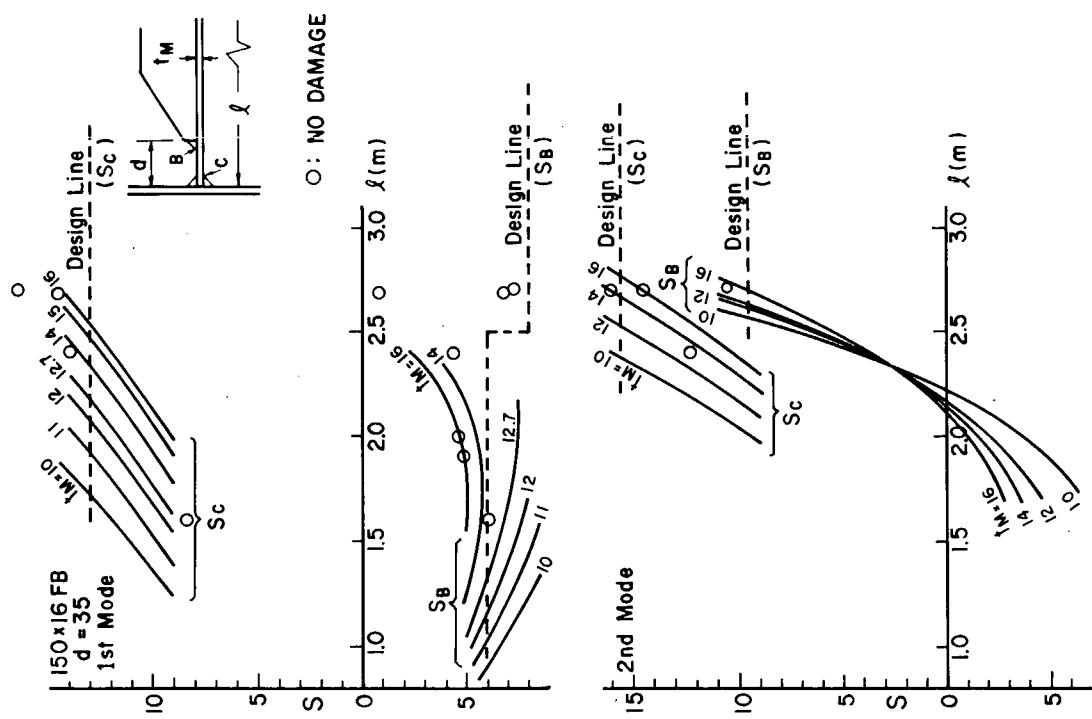


図 1.1.4 (j) 150×16 FB, $d = 35$ の場合 $\otimes S_B, S_C$

図 1.1.4 (i) 150×16 FB, $d = 30$ の場合 $\otimes S_B, S_C$

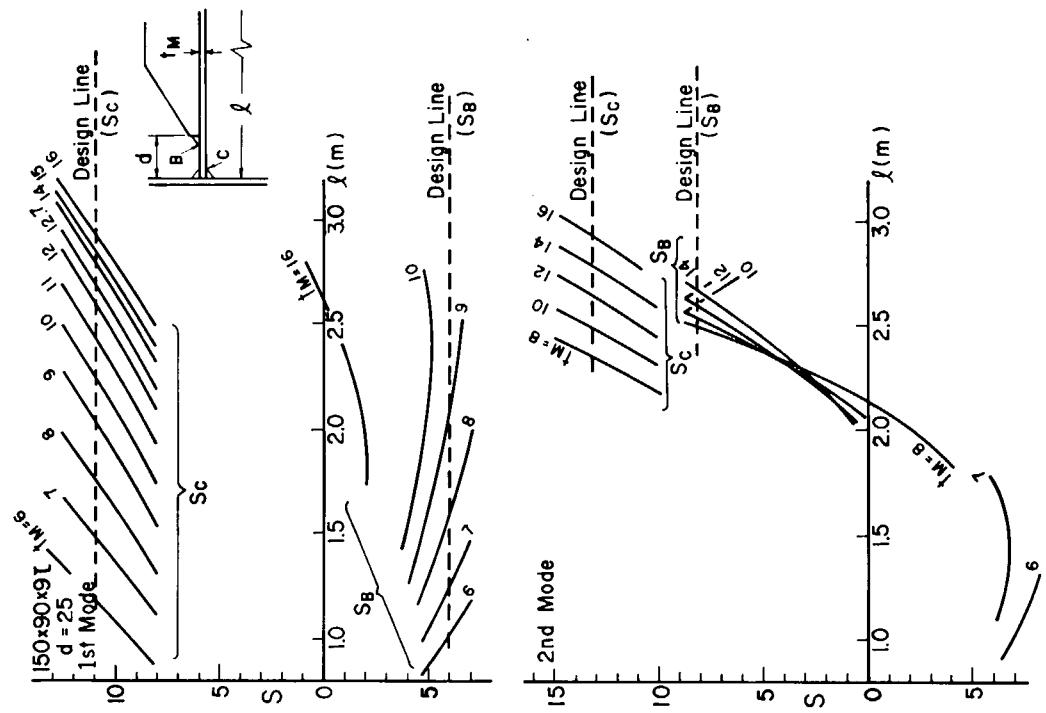
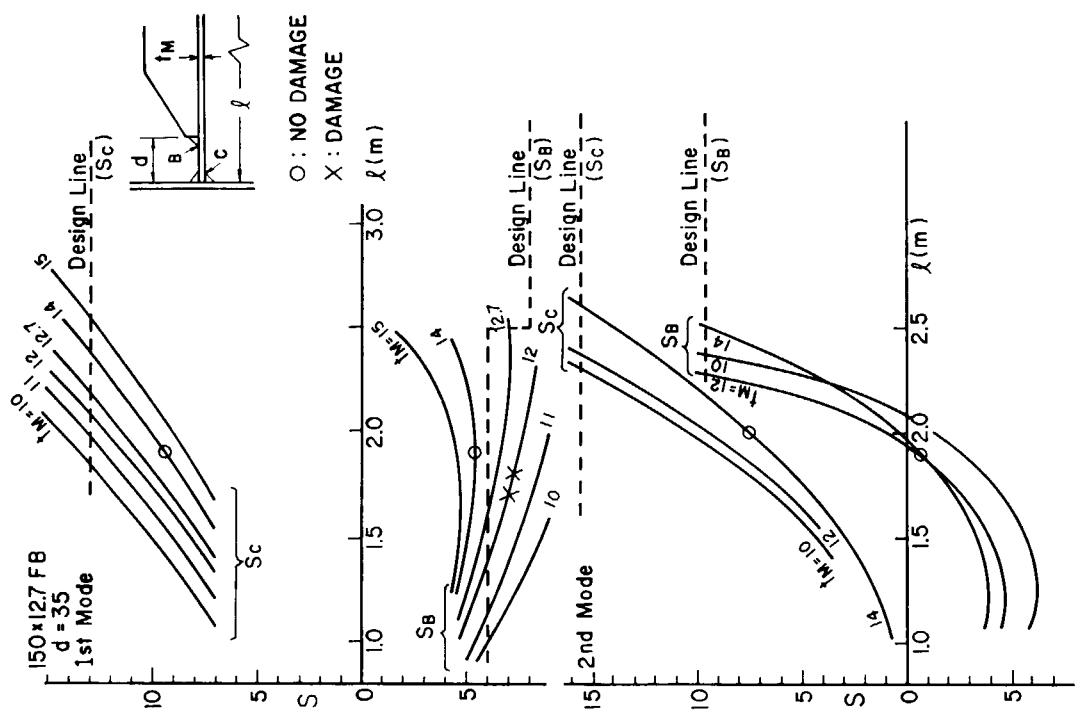


図 1.4 (k) 150×12.7 FB, $d = 35$ の場合の S_B , S_C

図 1.4 (l) $150 \times 90 \times 9$ L, $d = 25$ の場合の S_B , S_C

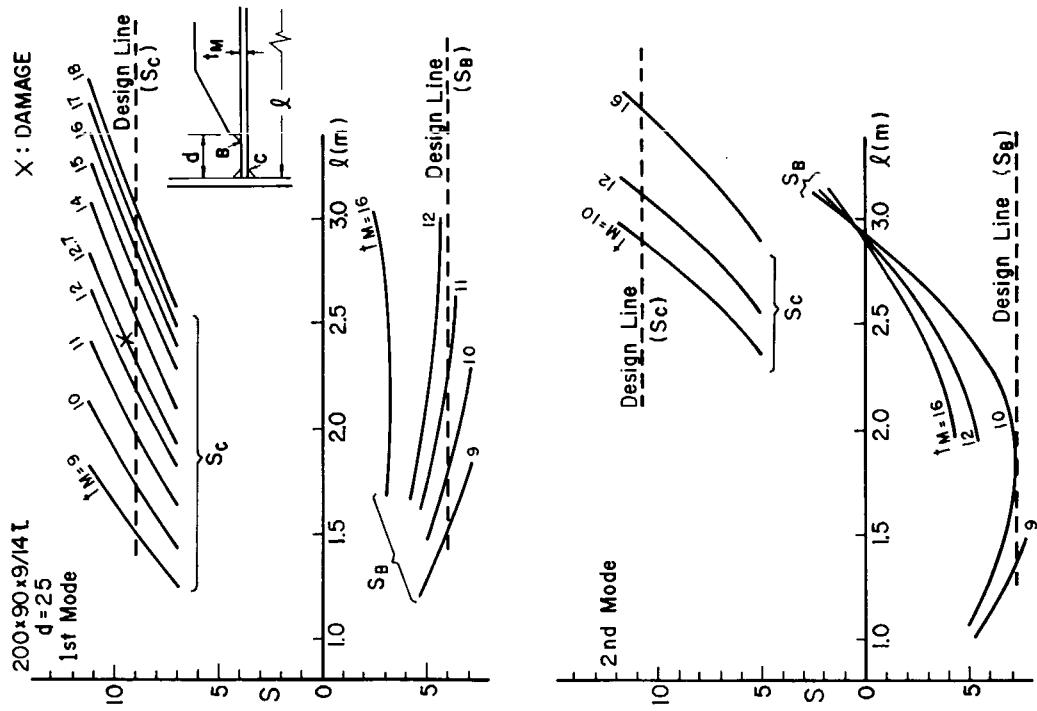
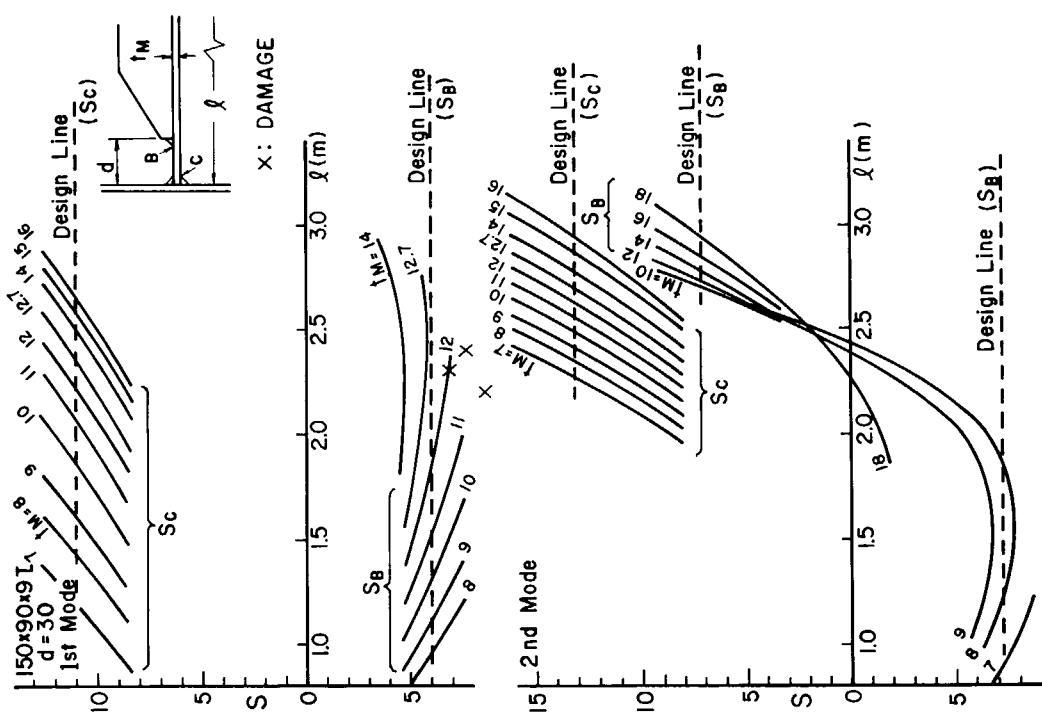


図 1.1.4 (n) 150x90x9 L, $d=30$ の場合の S_B , S_C

図 1.1.4 (n) 200x90x9 L, $d=25$ の場合の S_B , S_C

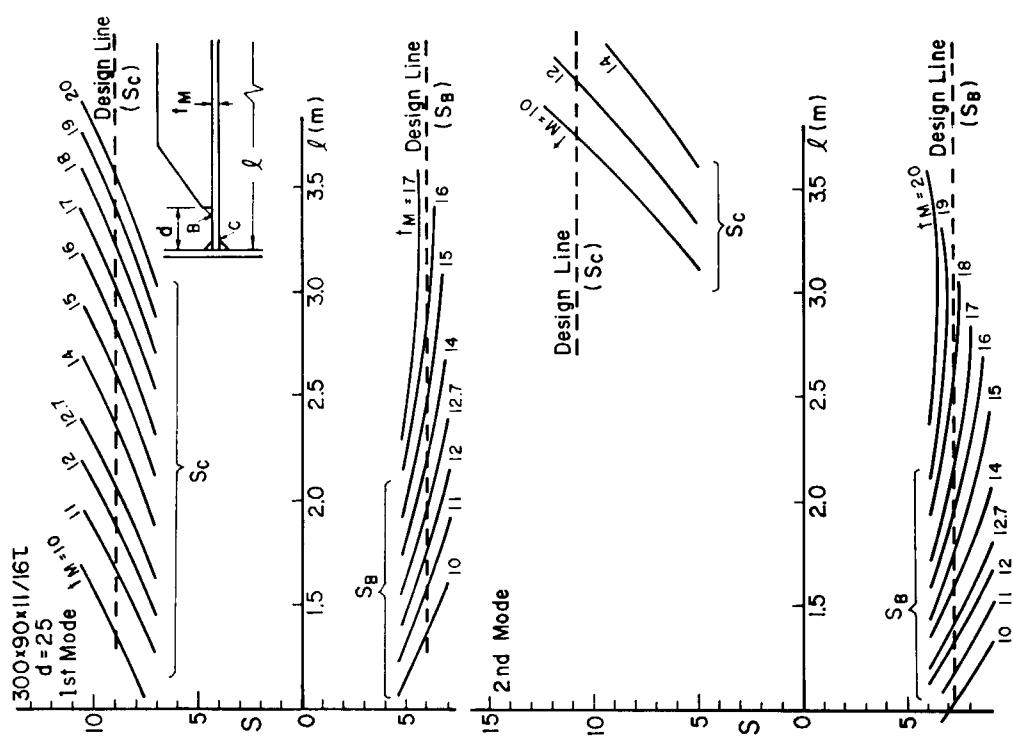
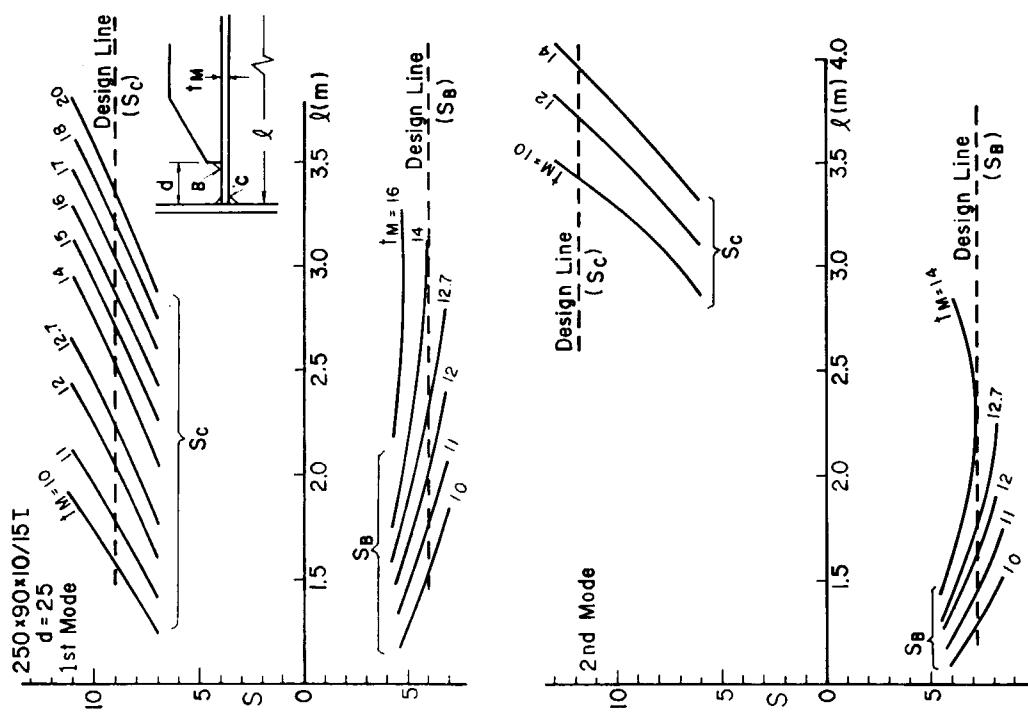


図 1.1.4 (p) $250 \times 90 \times 10 / 15\Gamma$, $d = 25$ の場合の S_B , S_C

図 1.1.4 (p) $300 \times 90 \times 11 / 16\Gamma$, $d = 25$ の場合の S_B , S_C

(付録1) 固有振動数の計算式

西部地区部会に提案されているスチフナの固有振動数算定式は両端スニップの場合、以下のようである。

これにより固有振動数を算定し、1次および2次の翼振動数(Blade Passing Frequency)と同調しないことを確めることが望ましい。同文献によれば、少くも1次2次の翼振動数と同調すると考えられるものに損傷発生の例が多い。

スニップドスチフナの固有振動数算定式⁽²⁾

$$f_s = K_{ws} \cdot f_{so} \quad (\text{cpm})$$

$$f_{so} = K_E \cdot f_0 \quad (\text{cpm})$$

$$\text{ここで, } f_0 = \frac{482b}{\ell^2} \sqrt{\frac{\alpha I}{A}}$$

$$K_E = K_k + K_s$$

$$K_k = \frac{1}{\sqrt{1+\beta}}, \quad \beta = \frac{102.3l}{\ell^3 \kappa}, \quad K = \frac{E b e t^3}{0.4 d^3}$$

b_e : スニップ端間隙部有効幅 = d

d : スニップ端間隔, t : 板厚

K_s : ℓ_1/ℓ によるスニップ部の影響係数

(図1.1.A1)

$$K_{ws} = \frac{1}{\sqrt{1+\sigma \epsilon_s}}$$

σ : 開孔率 γ に依存する付加水減少係数

$$= 1.0 - 8.44\gamma + 27.6\gamma^2 - 32\gamma^3$$

$$\epsilon_s = \frac{4057 \times L \times c}{t_e \sqrt{1 + \left(\frac{L}{\ell}\right)^2}}, \quad c = \begin{cases} 1.0 & \text{片面接水} \\ 2.0 & \text{両面接水} \end{cases}$$

$$t_e = t + \frac{n A_s}{10(n+1)b} \quad (\text{mm})$$

L , ℓ , b : 防撓板の幅, スパン, スチフナスペース

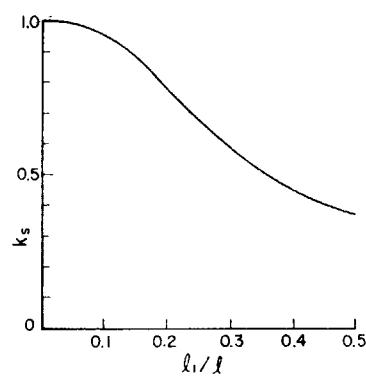
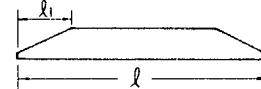


図1.1.A1
スニップ寸法による振動数修正係数 K_s

(付録2) 1次モードと2次モードの応答について

図1.1.A2はS R 112で計測した5万トン型各船の舵機室床の振動加速度をオクターブバンドで分析した結果をとりまとめたものである。船尾部タンク内の部材もこのような加速度をうけて振動することになる。

同調をさけることは重要であるが、船尾部のように起振源に近いところでは、種々の振動数成分があり、すべての同調をさけることは困難であるように本図からはうかがわれる。そして振動数が高いほど加速度も大きいので、2次モードで同調するときは、1次モードで同調するときより大きな加速度で起振されていることになる。

設計基準の一つの考え方として、1次モードで同調したときも、2次モードで同調したときも同程度の安全度をもつべきものとする。

いま、1質点一バネ系が加速度加振される場合から類推することとする。運動方程式は

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + c \frac{dy}{dt} + k y = -a \sin pt$$

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 2\zeta \frac{dy}{dt} + n^2 y = -a \sin pt$$

たゞし、 $a \sin pt$ は外部から与えられる振動加速度

$$n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

この解は

$$y = \frac{a}{\sqrt{(n^2 - p^2)^2 + 4\epsilon^2 p^2}} \cdot \sin(pt - \delta)$$

$n = p$ のときの変位振幅 y_0 は、

$$\begin{aligned} y_0 &= \frac{a}{n^2} \times \frac{1}{2h}, \quad \text{たゞし} \quad h = \frac{\epsilon}{n} = \frac{c}{2\sqrt{mk}} \\ &= \frac{am}{k} \times \frac{1}{2h} \end{aligned}$$

すなわち、 y_0 は加速度振幅および質量に比例し、バネ常数と減衰比に反比例する。

一方 系の $\frac{[C]}{[K]} = \text{一定} = T$ であれば、($[C]$ は減衰マトリクス、 $[K]$ は剛性マトリクスで、 $[C] / [K] = \text{一定}$ の関係は一般材料で成立すると考えてよい。)

$$h = \frac{C}{2\sqrt{mk}} = \frac{c}{k} \cdot \frac{n}{2} = T \cdot \frac{n}{2}$$

となり、モード減衰比は固有振動数に比例して増加することとなる。

スニップドスチフナの場合、1次固有振動数はほとんどすべて 10 Hz 以上となっており、図 1.1.A.2 で 10 Hz 以上の加速度增加程度は、5 dB/Oct であるといえる。

また、2次固有振動数は1次のその約3倍となっている。従って、2次モード同調では与えられる加速度は1次モードのときの約2.5倍となり、一方減衰比は約3倍となる。

すなわち、応答変位は $\frac{2.5}{3} \approx 0.8$ となり、応力振幅も約80%となる。

本設計指針では(1.1.1)式および(1.1.2)式の S_B, S_C は同一レベルの加速度で加振された場合の応力振幅に対応するものであるが、本指針では、2次モードの S_B, S_C を0.8倍する代りに、2次モードの S_B, S_C の目安値を $1 / 0.8 \approx 1.2$ 倍することとした。

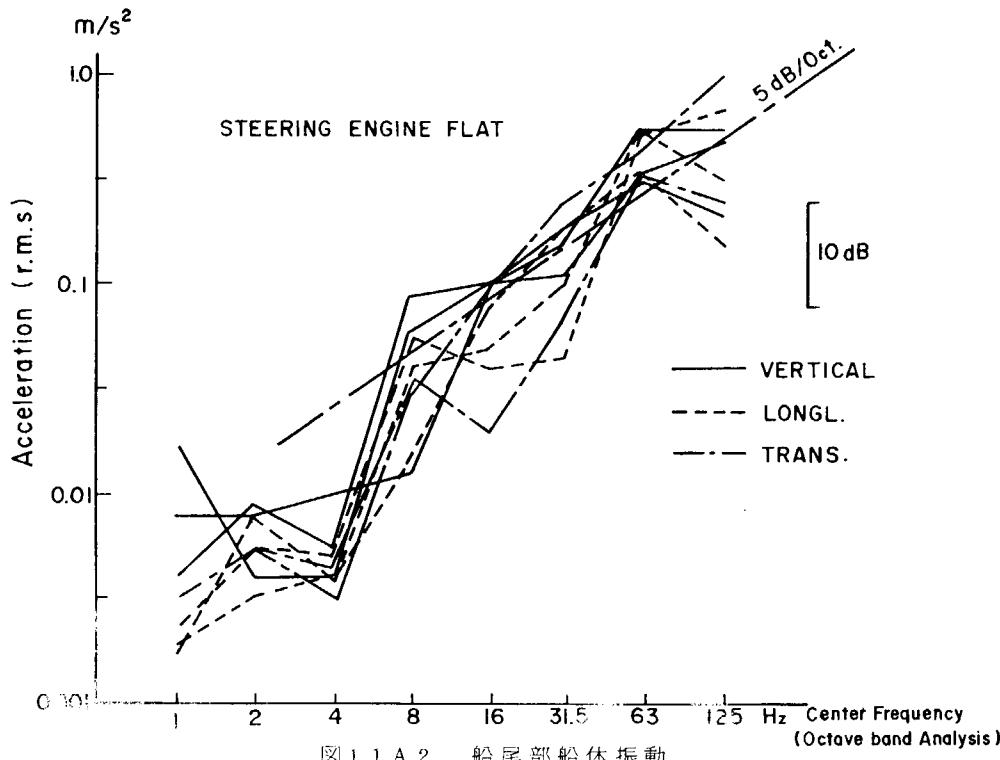


図 1.1.A.2 船尾部船体振動

参考文献

- (1) 日本造船研究協会第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」研究資料No.289(昭和53年3月), No.308(昭和54年3月)
- (2) 「船尾タンク損傷について」日本造船学会船体構造委員会西部地区部会, 昭和52年5月

1.2 柄端構造設計指針

(三菱重工業)

1.2.1 まえがき

船体構造には局部的に構造的不連続となる箇所が存在し、そのような箇所は応力集中による疲労き裂の発生に結びつき易いことが知られている。

柄端部はそのような箇所であり、第157部会では研究¹⁾の一環として貨物船の船首、船倉の肋骨下端をとりあげた。本論では第157部会の研究成果に加えて、文献調査により模型を用いた疲労試験結果を収集整理し、柄端構造の設計の指針を求めた。

1.2.2 実船の状況

柄端構造の種類は表1.2.1～1.2.6にその例を示すように数多くあり、また第2章各論で述べるよう損傷例も非常に多い。

柄端の型式選択、損傷後の補強法、寸法決定は常に設計者をなやましている。

1.2.3 設計指針

(1) 適用範囲

船側、船倉内肋骨(PCC, 貨物船他)、二重殻構造の交差部(コンテナ船、バルクキャリア他)、大骨材端(油送船他)等柄端部が梁としての曲げ荷重を主にうける柄端構造

(2) 一般的方針

疲労試験を行なった構造^{1)～13)}の模型を6種類に分類し、構造的応力集中率(定義を3)に示す)疲労強度上の性質を表1.2.1～1.2.6に示す。

柄端構造の設計は経済的に応力集中を減らすことにより、表中に“メインテナンスフリー対策上の留意点”として柄端型式の選択指針を示した。

柄端構造の型式と寸法の決定には柄に作用する応力レベルと過去の実績を考慮しなければならない。

(3) 疲労強度

溶接余盛、隅肉の趾端の半径、立上り角等の影響によるピーク応力を削除した応力、すなわち構造形状により定まる応力を構造的応力と定義する。構造応力集中は、模型実験においてき裂発生点より2～3mmの応力計測値であり、後述する方法、要素分割に充分注意した有限要素法によっても計算出来る。

表1.2.1～1.2.6に示した模型のき裂発生点の構造的応力値(梁理論により求めた公称応力の値に構造的応力集中率K_sを乗じた値)の範囲S_{Rmax}とき裂発生寿命N_cの関係を図1.2.1に示す。その関係は良くまとまっている。

柄端構造の疲労強度上の安全性は、図1.2.1のS-N線図(下限線もしくは中央線)と対象部材の外力(応力)頻度および表1.2.1～1.2.6に示した構造的応力集中率K_sを用いて疲労被害度を計算することにより評価出来る。しかし、疲労被害度の限界値をどう定めるかは議論のあるところである。文献3)等を参照されたい。

一方、実船の損傷例をもとに、損傷船の応力レベルと構造的応力集中率と対象船のそれらとを比較することにより疲労強度を検討しうる。その例を以下に述べる。

¹⁾ 造船研究協会第157部会53年度研究では実船のNo.2ホールドの肋骨の損傷例について以下のことを検討結

果としている。

- イ) NK規則で直接計算に用いられる荷重条件（日本海事協会¹⁴⁾：鋼船規則および揚貨装置規則に関する検査要領、昭和50年、図1.2.2参照）のもとで得られる最大の公称応力範囲 S_{RULE} の 65 % の応力レベルで 50 % 破壊確率の S-N線図を用い累積被荷度を計算すると寿命を説明出来る。
- ロ) 2回目の定期検査（8年）に 95 % の健全さを要求するすれば、21年5ヶ月の計算寿命が必要となる。
- ハ) $K_s = 2.5$ のフレームが 21年5ヶ月の寿命を有するには $S_{\text{Rmax}} (21年5ヶ月に1度) = 24 \text{ kg/mm}^2$ となる。
イ)～ハ) をもとに構造的応力集中率が K_s である肋骨の規則荷重をもとに計算した最大公称応力範囲 S_{RULE} のロ) をみたす許容応力を定めれば（1.2.1）式で表わされる。

$$(0.65 S_{\text{RULE}}) \times K_s / 2.5 \leq 24 / 2.5$$

$$S_{\text{RULE}} \leq 37 / K_s \quad \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (1.2.1)$$

K_s 値は表1.2.1～1.2.6に示す値を参考しうるが、周辺条件を考慮して厳密に求めようとする場合は模型実験によるべきである。しかし有限要素法による応力計算によってその値を検討する場合もある。その際要素分割に気をつけねばならない。

図1.2.3は有限要素法計算における要素の大きさと計算精度（計測値との比較）の関係を示した図であり、図1.2.4は構造的応力値として計測値もしくは計算値を用いた場合の寿命推定値と実験値の関係を示した図である。

これらの図より構造的応力集中率 K_s を有限要素法により求める場合、その（要素辺長／板厚）の値を、余盛形状を考慮しない場合は 0.15 以下、考慮する場合は 0.25 以下にする必要があることがわかる。

なお、上記疲労強度検討において、応力範囲にのみ言及し平均応力についてはふれなかつたが、図1.2.1に示すように片振圧縮の疲労強度と片振り張のそれとはさほど大きな差はない。

実船においては模型よりも拘束応力残留応力の値が大きく、上記した引張と圧縮の強度差はより小さくなるであろう。したがって、疲労強度は応力範囲のみに依存すると仮定した。

参考文献

- 1) 日本造船研究協会第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』、研究資料No.308、昭和54年3月
- 2) 日本造船研究協会第170研究部会、『船体構造不連続部の疲労設計法に関する研究』、No.316、昭和54年3月 & No.298、昭和53年3月
- 3) 日本造船研究協会第200研究部会第2分科会、『船体構造部材の疲労強度』、報告第86号、昭和52年5月
- 4) 的場他、『多層甲板船の横強度』、三菱社内報
- 5) 森、的場他、『船体部材交差部へのprogramm疲労試験の適用』、造船学会論文集125号、昭和44年
- 6) 的場、川崎、『船体部材交差部へのprogramm疲労試験の適用（第2報）』、造船学会論文集130号、昭和46年
- 7) 的場、広川、『Tankerの直線式肘板の疲労強度に関する研究』、造船学会論文集132号、昭和47年
- 8) H.E.Jaeger, J.J.W.Nibbering, "Beom Knees and other Bracketed Connections", Shipbuilding Progress Vol.8 No.77, 1961
- 9) 長野、新田、矢島、『船殻局部構造の疲労強度に関する研究（第1報）』、IHI技報16巻5号、昭和51年
- 10) 長野、新田、矢島、『船殻局部構造の疲労強度に関する研究（第2報）』、IHI技報17巻5号、昭和52年
- 11) 長野、山田他、『船殻局部構造の疲労強度に関する研究（第3報）』、IHI技報18巻6号、昭和53年

表1.2.1 船首部船側肋骨下端の疲労強度¹⁾

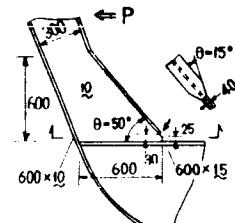
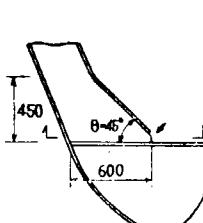
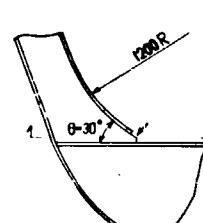
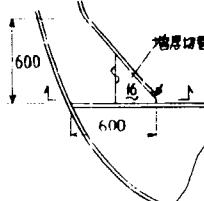
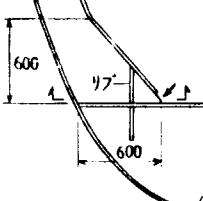
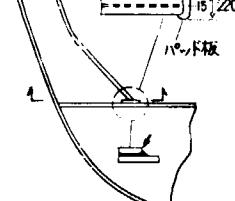
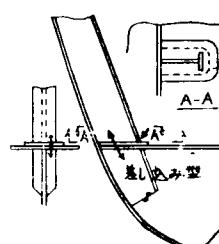
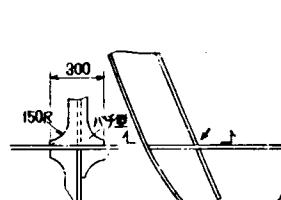
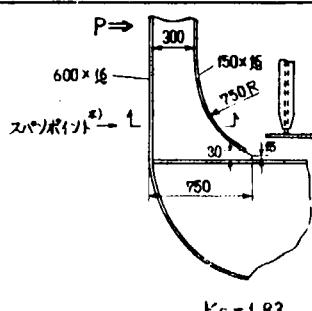
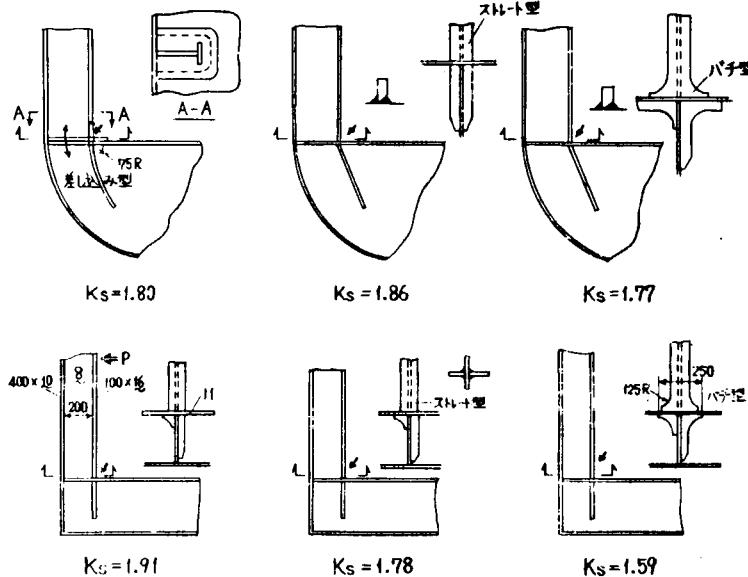
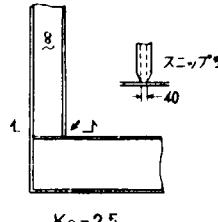
模型および構造的応力集中率 K_s			疲労強度上の特質
標準型	 <p>$K_s = 4.34$</p>	 <p>$K_s = 3.77$</p>	 <p>$K_s = 2.5$</p> <p>A diagram showing crack initiation points A and B, and propagation speed.</p> <p>き裂はA点もしくはB点から発生する。 き裂発生後、伝播速度は除々に下がり停留化の傾向を示す。 き裂発生強度は桁端角(図(*)), 面材ヒュープの板厚比(図(**)), 面材のテ-バ角(図(***))の影響を受けるが、桁端角が主要なパラメータとなる。</p>
	<p>図 (*)</p>	<p>図 (**) $t_2 = 25, \alpha = 15^\circ$</p>	<p>図 (***) $s/t_1 = 2.0, t_2/t_1 = 1.6$ $s/t_1 = 0.5, t_2/t_1 = 1.6$</p>
補強標準型	 <p>$K_s = 2.96$</p>	 <p>$K_s = 4.0$</p>	 <p>($K_s = 1.27$)</p> <p>増厚切替の型、リブ補強型のき裂発生点は標準型と同じである。 リブ補強型のき裂の伝播速度は他型式に比し遅い。 パッド板を用いた型はき裂が隅内の内側(ルート)に入れる。したがてき裂発生は外側より発見出来ず、発見時のき裂長さは40~50mmのルート割れ型である。 K_sを()表示したのは、ルートの応力集中をつかめないため、寿命(き裂の外部よりの発見)をもとに推定したことによる。</p>
時板を廢止した型	 <p>$K_s = 1.78$</p>	 <p>$K_s = 2.37$</p>	<p>差し込みを行なった型のき裂発生点はカラー板まわりであるが、工作の良否により左右される。き裂伝播速度は標準型より速いが、バチ型よりや遅い。 バチ型のき裂発生点はホールド側隅内であり発見が容易である。</p>
注記) * はき裂発生点、L 上は公称応力算定期面であり、断面剛性は平行部のそれを用いる。			
<p><u>メインテナンスフリー対策上の留意点</u></p> <p>標準型の採用に当っては、桁端の面材ヒュープのなす角(θ)を出来るだけ小さくすることが望ましい。 標準型に対する補強としては、桁端のウェブ先端を部分的に増厚するのが望ましいが、パッド板補強、リブ補強も効果がある。また面材端のテ-バ、サ-ビ-ソ、ウェブ端のソフト等も効果のあることは図(*)~図(***)を参照することによりわかる。 時板を廢止する場合、バチ型もしくは差し込み型を採用すれば標準型と同等もしくはそれ以上の強度が得られる。 特殊な要求がある場合以外は、差し込み型は工作が難しいのでバチ型の採用が望まれる。なおその際面材の内底板への溶接は充分開先をとって行なう必要がある。</p>			

表 1.2.2 X部周辺船側肋骨下端の疲労強度^{9), 13)}

模型および構造的応力集中率 K_s		疲労強度上の特質
標準型	 $K_s = 1.83$	船首部船側肋骨の場合と同じである。
肘板を廃止した型		<p>き裂発生箇所はいずれも面材と内底板の隅肉溶接部である。 隅肉溶接を行なうに際し開先をとると、応力集中率を減らし得ると同時にルートからのき裂発生の可能性をなくし得る。 なお差し込み型は他の型式に比し静強度が強い。 他の型式の静破壊は肋骨のウェブと内底板の隅肉溶接のルート割れである。</p>
	 $K_s = 2.5$	

注記) ムはき裂発生点, ハーは公称応力算定断面, *)での断面係数は平行部のそれを用いる。

マイソテナンスフリー対策上の留意点

船首部船側肋骨と同じである。

肘板を廃止した型の採用に際し追記する。面材をストレートにした型でもバチ型より約1割応力集中率が高いのみである。したがって、作用応力レベル、積荷の都合等でストレート型の採用も望ましい。

表1.2.3 三角肘板まわりの疲労強度^{4),7),11)}

模型および構造的応力集中率 Ks		疲労強度上の特質
等 辺 三 角 肘 板 型	<p>標準型式</p> <p>図 (*)</p> <p>図 (**) (variations of rib shape: R ≈ h, S ≈ h, S ≈ t, S ≈ t)</p> <p>図 (***) (f(T/P) vs T/P)</p> <p>図 (****) (f(theta) vs theta)</p> <p>図 (*****) (f(T/P) vs F/P)</p>	<p>き裂は肘板付スティナ端より発生し、その片端は肘板の自由辺方向に、もう一端は肘板と材面材の隅肉溶接部に沿って伝播する。</p> <p>応力集中率は図(*)に示す諸寸法とリブの有無によって式(*)に示すように表示出来る。</p> <p>応力集中に最も影響を与えるのは肘板先端のソフト(T(図*))の最大である。(図(***))</p>
不 等 辺 三 角 肘 板 型	<p>Ks = 3.09, Ks = 3.15, Ks = 2.85, Ks = 3.14, Ks = 3.12, Ks = 1.3, Ks = 1.55.</p>	<p>き裂発生点はフランジ型、補強なし型では肘板と材面材の隅肉溶接部である。き裂は材面材と肘板の隅肉溶接部に沿って急速に伝播する。</p> <p>その他の型では補強材端の隅肉溶接部であり、き裂伝播は等辺三角肘板の場合と同じである。</p>

注記) * はき裂発生点, L は公称応力算定断面, 等辺三角肘板においては肘板自由辺中央の応力 f_0 を公称応力とする。

メインテナスフリー対策上の留意点

序筋の懸念がなければ補強材を設けない肘板が最も応力集中率が低くその採用が望ましい。
補強を設ける場合は上記した標準型式が最も良い。標準型式採用にあたっては肘板端をソフトにすること、
スティナを両側に設ける必要はないが、リブを図中示した位置近くに設け応力集中低減と肘板の面外剛性増大
(振動、座屈対策)を計るのが良い。

表 1.2.4 二重板底交換部の疲労強度^{2),5)}

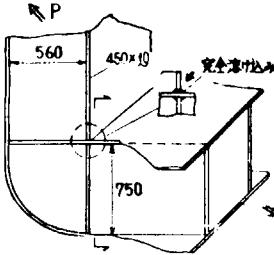
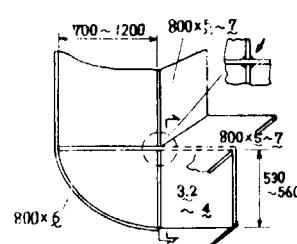
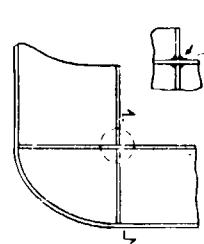
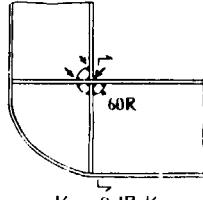
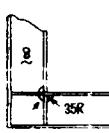
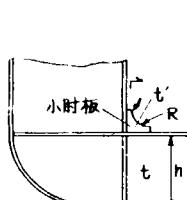
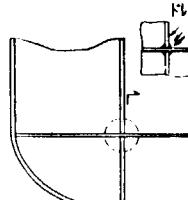
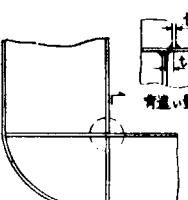
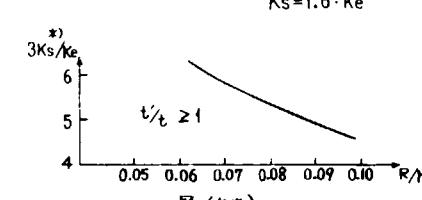
模型および構造的応力集中率 K_s		疲労強度上の特質
標準型	 <p>P 560 450x10 完全溶け込み 750</p> <p>$K_s = 2.76 \cdot K_e$</p>  <p>700~1200 800x5~7 800x5~7 3.2 530 560</p> <p>$K_s = 3.1 \cdot K_e$</p>  <p>完全溶け込み</p> <p>$K_s = 2.9 \cdot K_e$</p>	<p>二重板構造の応力集中率は内底板の有効幅減少に伴う応力上昇 K_e(図*)と形状的な応力集中に分けられる。 き裂発生点は縦通隔壁と内底板の交差する隅肉溶接のホールド側である。 き裂は表面き裂として伝播するが、その速度は遅い。 縦通隔壁と内底板の隅肉溶接が完全溶け込みでない場合、ルートからのき裂発生も観察される。</p>
スカラップ型	 <p>$K_s = 2.17 \cdot K_e$</p>  <p>見 35R</p> <p>$K_s = 2.5 \cdot K_e$</p>	<p>スカラップを有する場合、ホールド内のスカラップ角まわし溶接部、および標準型の場合と同様な点とき裂発生点は多様である。</p>
補強もしくは工作誤差型	 <p>小时板 t' R</p>  <p>$K_s = 1.6 \cdot K_e$</p>  <p>ドレッソングもしくはヒニンギ 青道い量 t</p> <p>$K_s = 4.4 \cdot K_e$</p>  <p>$3K_s/K_e$ $t'/t \geq 1$ R/h</p> <p>図 (***)</p>	<p>縦通隔壁と縦通材の工作誤差による背違いは応力集中を上昇させる。 標準型に対し小时板で補強するとき裂発生点は母材部分(肘板内)となり、強度も上昇する。 き裂は小时板内を伝播するが、その速度は内底板に近づくにつれ減少する。 ドレッソングもしくはヒニンギをき裂発生部に行なうと、既に知られているように強度は上昇するが、工作を入念にしないと強度上昇は少い。</p>
注記) * はき裂発生点、** は公称応力算定断面、* は $3K_s/K_e$ の係数 3 は母材破断を溶接趾端破断と同等に扱えるようにした係数である。		
<p>メイソテナスフリー対策上の留意点</p> <p>標準型採用に際しては縦通隔壁と内底板の隅肉溶接は完全溶け込みにすることが望ましい。 応力集中率減少にはフロアスペース(図(*)中 b)を小さくすること、積荷に影響しないように小时板を設けるのが効果がある。 ウイブにスカラップを設けても応力集中は上昇しないが、き裂が多様化する。</p>		

表 1.2.5 二重殻斜交差部の疲労強度^{2), 6)}

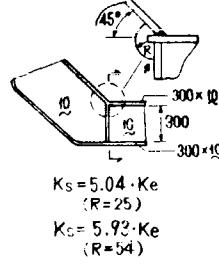
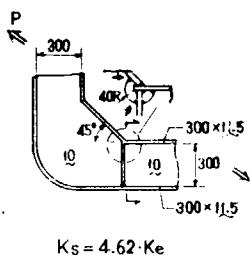
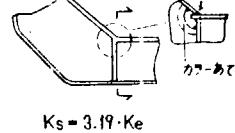
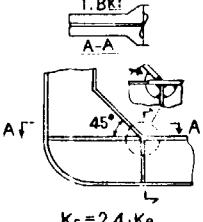
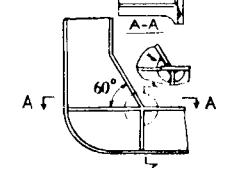
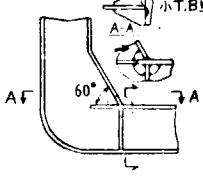
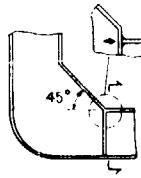
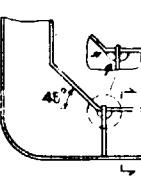
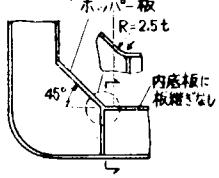
模型および構造的応力集中率 K_s			疲労強度上の特質		
ビルトアップ型	 $K_s = 5.04 \cdot K_e$ $(R=25)$ $K_s = 5.93 \cdot K_e$ $(R=54)$	 $K_s = 4.62 \cdot K_e$	 $K_s = 4.73 \cdot K_e$	<p>ビルトアップ型は応力集中率が高く、スカラップの大きさにも影響される。き裂発生点は、スカラップのホッパー側もしくは綫通桁側である。ホッパー側のき裂の伝播は遅いが、綫通桁側のき裂は隅内のルート割れを伴い伝播が速い。</p>	
補強ビルトアップ型	 $K_s = 3.19 \cdot K_e$	 $K_s = 2.4 \cdot K_e$	 $K_s = 2.37 \cdot K_e$	 $K_s = 2.7 \cdot K_e$	<p>ビルトアップ型に対し、トリッピングブレケット(T.BKT)で補強すると応力集中は下り、き裂発生点はスカラップのホッパー側のみとなり、伝播速度はビルトアップ型よりもかなり遅くなる。カラーあても補強効果がある。</p>
板曲げ型	 $K_s = 3.56 \cdot K_e$	 $K_s = 4.62 \cdot K_e$	 $K_s = (3.52/3)^* \cdot K_e$	<p>ホッパー板に板曲げ加工を用いる型式のうち、板に板縫ぎのないものは母材部分よりき裂が発生する。伝播速度は遅い。</p> <p>他の板曲げ型は応力集中値が高く、またき裂の伝播速度はきわめて速い。</p>	
<p>注記) *はき裂発生点, 1は公称応力算定断面, K_e値は二重殻直交差部の場合と同じ。 *; K_e値の $/3$ は母材破断を溶接部破断と同等に取り扱うようにする係数である。</p>					
<p><u>メイソテナソスフリー対策上の留意点</u></p> <p>二重殻斜交差部としては、板に板縫ぎのない型式が望ましい。この際ホッパー板から内底板にうつり変わる部分の曲げ曲率 R は出来るだけ大きい方が良い。</p> <p>ビルトアップ型を採用する場合、トリッピングブレケット(T.BKT)もしくはカラー等で補強すべきである。</p> <p>ホッパーの角度は低い方が良いが、$45^\circ \rightarrow 60^\circ$ としてもさほど応力集中は大きくならない。</p>					

表 1.2.6 等の他の構端の疲労強度^{2), 3), 4), 8), 10)}

模型および構造的応力集中率 K_s		疲労強度上の特質
三材結合部肘板ラップ締手型	 $K_s = 1.4$	肘板と面材のラップ締手より溶接部よりき裂は発生し、き裂の片端は面材を切断し、もう片端は面材に直交し、D点に向けて進展する。
バルク船側肋骨下端型	 $K_s = 2.03$ $K_s = 2.95$ $K_s = 2.72$	面材を板曲げにする場合は船側肋骨の標準型と同じ様相である。三角肘板よりラップ締手の方が応力集中は低い。
コーナR型	 $K_s = 1.0$ (突合せ溶接部がR端より充分離れた場合) $K_s = 1.85$	突合せ溶接部よりき裂が発生伝播する。 K_s 値は左記寸法持続なものであり、適当な方法(有限要素法等)で計算することが望ましい。その際要素は比較的粗くても良い。
肘板ラップ締手型	 $K_s = 1.2$ $K_s = 2.1$ (クラック点) $K_s = 1.0$ (肘板端) $K_s = 1.3$	肘骨をつなぐ肘板ラップ締手の K_s 値は比較的低い。図の中央の場合以外は肘板の肘骨面材とのラップ部よりき裂が発生する。
直交肋骨型	 $K_s = 3.76$	二重般直交の場合の $K_e \approx 1.0$ の場合にはほぼ等しい。き裂の様相もその場合と同じである。

注記) ↗はき裂発生点, ↛は公称応力算定断面

メイソテナソスフリー対策上の留意点

肘骨と肘骨の接合方法としてラップ締手は、突合せ溶接の位置を考慮したコーナR型について強度が高い。肘付ラップ締手採用に当っては、図(4列目2行の構造では肘板と肘骨ウェブの交点よりき裂)を参照してき裂発生点が肘板の肘骨面材とのラップ部になるように配慮する必要がある。また肘板に座屈の心配がなければ補強(ステイフナ, FL等)を設せず、自由辺にRをとるのが望ましい。

桁がタソクと接合する構造(2列目参照)としては、肘板補強よりも板曲げ型の方が強度が高い。肘板を用いる場合は、表1.2.1を参照することにより、パッド板、リブ、フラソジのバチ型等の補強法が効果的であると推定出来る。

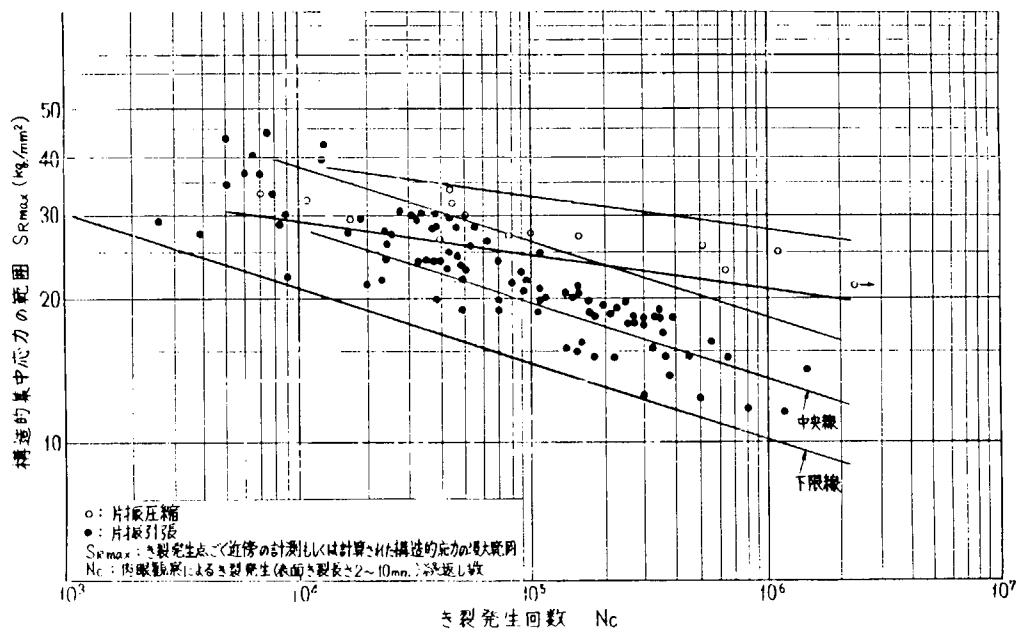
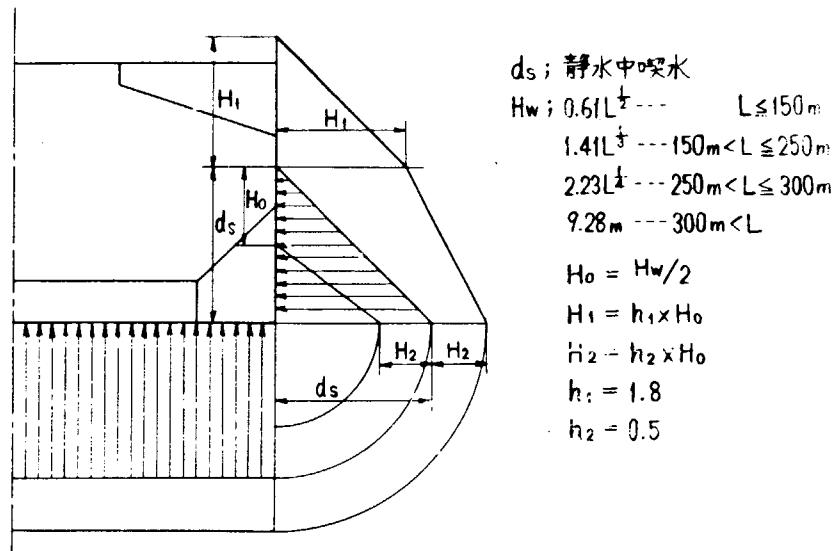


図 1.2.1 梁端構造模型の $S_{R\max} \sim N_c$ 線図



上図のとおり、 d_s に H_0 , H_1 , H_2 を加減する。
ただし、船長方向には一定とする。

図 1.2.2 NK 規則による波浪外力(横強度)

- 12) 砂本, 山内, 的場, "溶接継手の疲れ強さに関する新しい評価法の検討", MHJ 技報 16巻 3号, 昭和54年
- 13) 的場他, "貨物船ホールドフレームの疲労", 三菱社内報
- 14) 日本海事協会, "鋼船規則及び揚貨装置規則に関する検査要領", 昭和50年

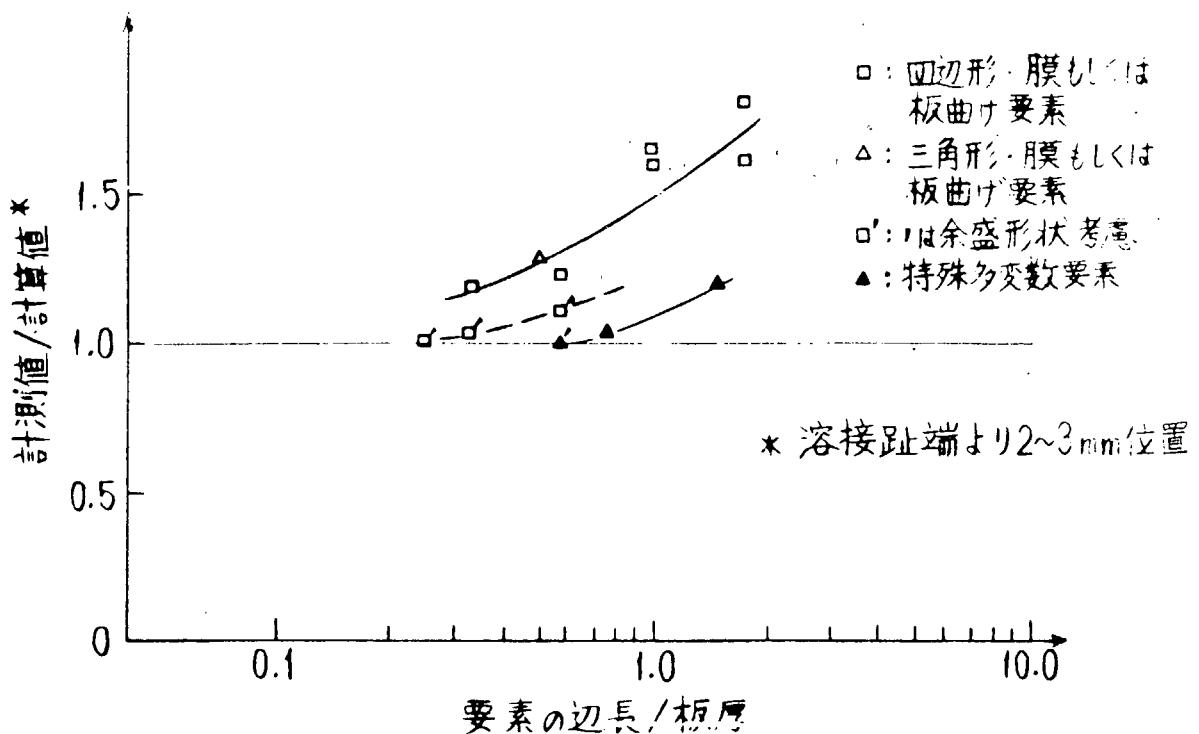


図 1.2.3 応力集中部の有限要素法計算における要素寸法と計算精度

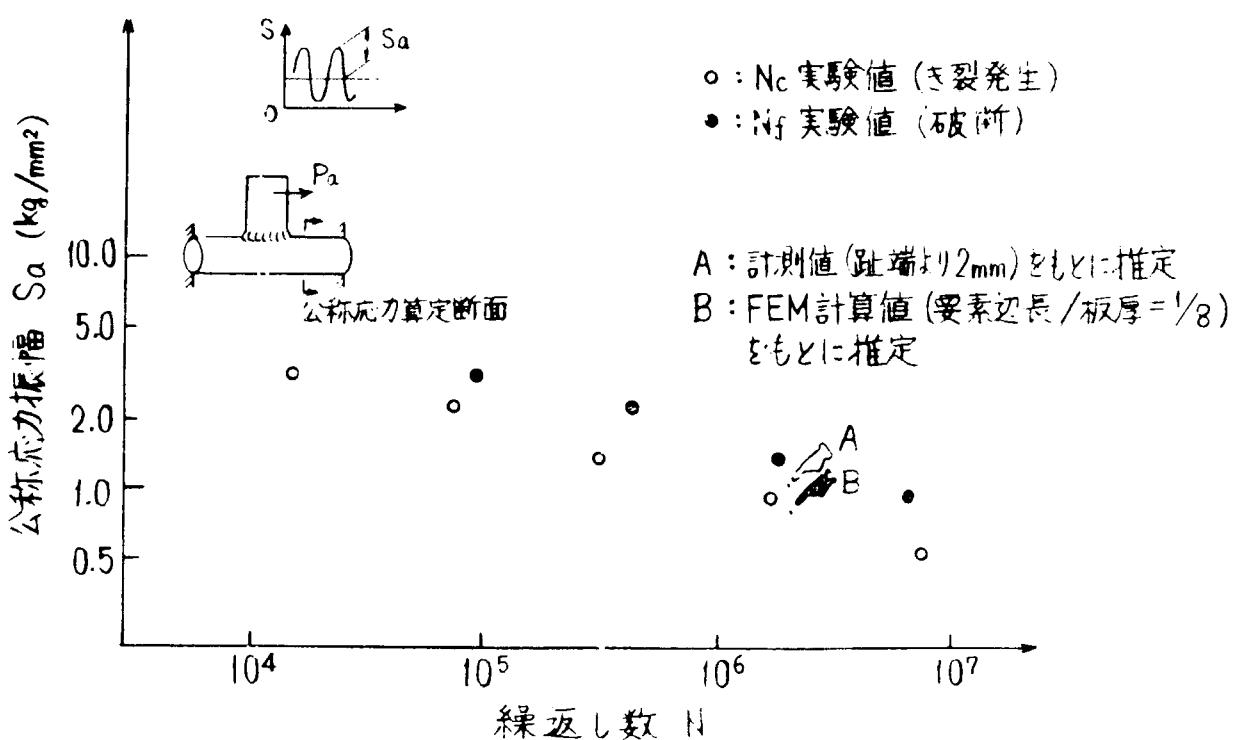


図 1.2.4 応力集中の評価法と推定寿命⁽²⁾

1.3.1 まえがき

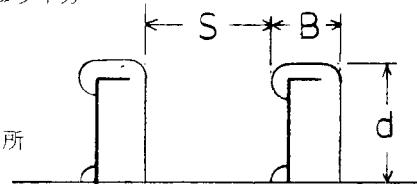
1960年代から1970年代にかけてタンカー、鉱石運搬船の船型が年々飛躍的に増大していく過程で、船倉内横桁と縦通材が貫通する取合部、所謂スロット周辺の損傷が多発し注目をひいた。これに対しその原因究明、対策を目的とした研究が相次いで行なわれた。即ち、昭和43年より西部造船会技術研究会構造部会（船構委、西部地区部会）に設けられたSlot Working Group⁽¹⁾（SWG）、昭和45年の船構委関東地区部会のスロット懇談会⁽³⁾、昭和45～47年の造研 S R 120部会⁽²⁾等である。

これらの成果に基づく対策が取られた結果、近年ではこの種の損傷は絶対数で顕著な減少を示したが、依然としてタンカー、鉱石運搬船の損傷の大きな比率を占めている。図1.3.1にはNK船級船のタンカーについて1973～77年の各年次における損傷調査⁽⁴⁾に現われた亀裂損傷の傾向とその中で、スロット部損傷が占める割合を示す。

1.3.2 補強箇所

補強対象箇所はタンカー、鉱石運搬船等の船倉部ではNK検査要領等に準拠して次の様にすれば良い。その他の船種、箇所については、荷重の大きさ、集中度に応じて適宜選択する。

- a) 船底横桁
- b) 船側横桁の上部ストラットの上部R止まり、又は満載吃水線の内高いものより下方
- c) 縦通横桁の上部ストラット・上部R止まりより下方
- d) (a)～(c)以外の桁端プラケット
- e) 縦通材の遊刃が向き合う所でスロット間隔(S)が2Bもしくは2d以下の所
- f) ピルジ部等スロットの間隔が狭い($S < 2B$)所



1.3.3 補強の方法

スロット周辺の亀裂損傷の原因としては

- (イ) 疲労
- (ロ) トランスの振動
- (ハ) タック内流体のスロッシング
- (ニ) 腐食
- (ホ) 工作の欠陥

があげられる。それぞれ単独で損傷を発生させる事もあり得るが、主要なものはスロット各部に働く高応力による疲労であり、他の原因是疲労と重畳する事によって発生を促進していると考えられる。損傷の形態としては、ウェブ付スチフナの亀裂では破断及びウェブプレート自体のスリット開孔部よりの亀裂があるが、前者が過半を占め、また、ウェブの亀裂はスチフナの亀裂と併存している場合が多く、まずスチフナ基部の最大応力値の減少が先決である。スチフナ基部応力低下に有効な方法としては次のようなものがある。

- (イ) カラープレートの装着
- (ロ) スチフナ基部の切欠きを廃止する。
- (ハ) スチフナ基部にSoft toeを付ける。
- (ニ) バックブラケットを付ける。
- (ホ) スロットの向きは、舷側タンク内では外舷向き、中央タンク内では船体中心線向きとする。
- (ヘ) スチフナを平鋼からブラケットに変える。
- (ト) スロット形状の変更……差し込みロング、カニ目玉型等

これらの方法の効果としては代表的な形状寸法によれば図1.3.2のようになる。（本結果は図1.3.4に示すモ

モデルに図 1.3.3 に示す形状のスロットを設けた実験より求めた。) これらの結果に基づき、前項に示した補強箇所に対する補強要領として次のような方法が考えられる。より詳細には付録に示す計算によりスロット周りの応力を直接求めれば良い。本式で求められた応力振巾が 50 Kg/mm^2 を越える場合は対策の必要がある。

- イ) カラーブレートを設けるか差し込みロンジを採用する。
- ロ) 小型船等の船底横桁でイ) の補強を要しない場合、スロットの向きを Wg.TK 内では外舷向き、Ctr.TK 内では内向きとする。
- ハ) 船底横桁では必要に応じてイ) に Back Bkt を併用する。
- ニ) ストラット取合部、桁端プラケットトウ部等大きな荷重が集中する所では F.B. スチフナの代りにプラケットを設ける。
- ホ) スパンの長い横桁等、横倒れ剛性の小さい場合、適当に Tripp Bkt を設ける。
- ヘ) Web パネルが広い場合、起振力振動数との共振を避ける。

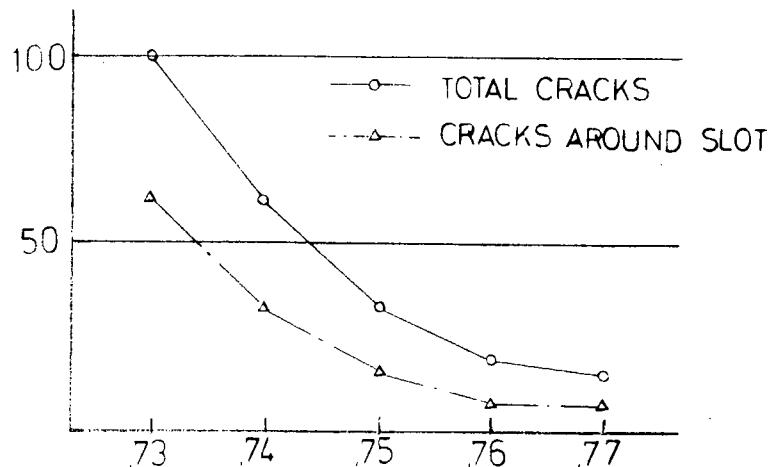


図 1.3.1 大型タンカーの亀裂発生頻度
(1973年度全亀裂を100とする)

(付録) スロット部応力の簡易計算法*

簡易計算方式は、スチフナ基部の応力とスロット周縁の応力求める方法であり、それぞれロンジからの集中荷重による応力とウェブの剪断力による応力に分けて考える。

(1) 集中荷重によるスチフナ基部の応力

Fig. 1.3.A.1 の力の伝達機構を仮定すると、力の釣合いより (1.3.A.1) ~ (1.3.A.4) 式を得る。(記号の説明は後に示す。)

$$W = P_1 + P_2 + Q \quad \dots \quad (1.3.A.1)$$

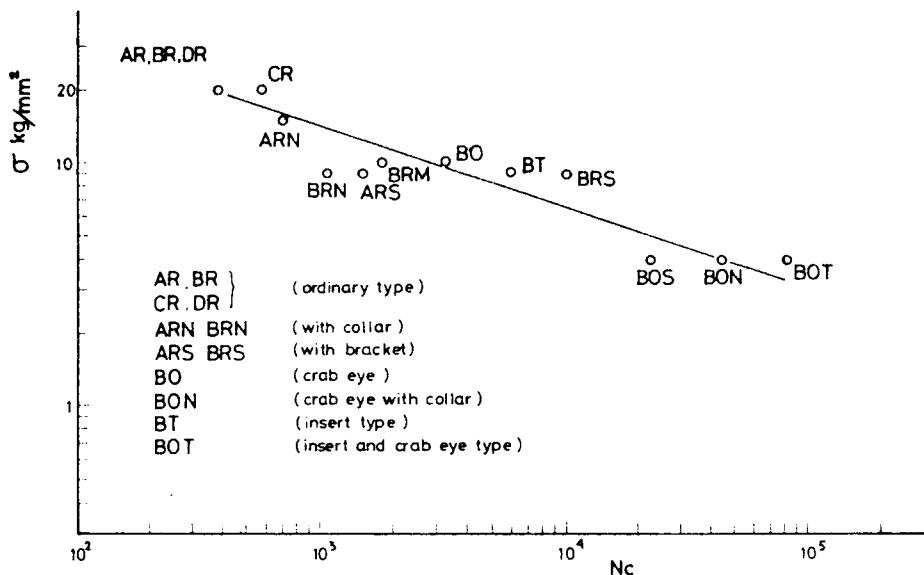
$$P_1 = \frac{5}{6} \cdot \frac{Aw_1G}{\ell_1} \cdot \delta \quad \dots \quad (1.3.A.2)$$

$$P_2 = \frac{5}{6} \cdot \frac{Aw_2G}{\ell_2} \cdot \delta \quad \dots \quad (1.3.A.3)$$

$$Q = \frac{AE}{h'} \delta \quad (h' = h_s + h_o' \quad ; \quad h_o' \text{ は Fig. 1.3.A.3 より求める}) \quad \dots \quad (1.3.A.4)$$

*スロット懇談会の方法(三井千葉研の方法)^{(2), (3)}

specimen	max stress	stress ratio
AR, BR, CR, DR	20 kg/mm ²	1.0
ARN	15	0.75
BRM, BO	10	0.50
ARS, BRS, BRN, BT	9	0.45
BOS, BON, BOT	4	0.20



(a) Maximum stress (at $p = 3$ ton) crack initiation life (at $p = 16$ ton) relation

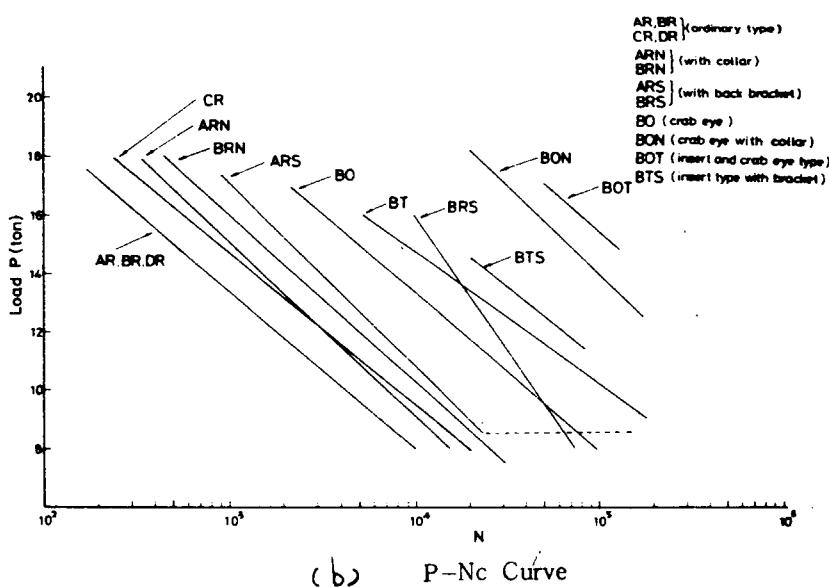
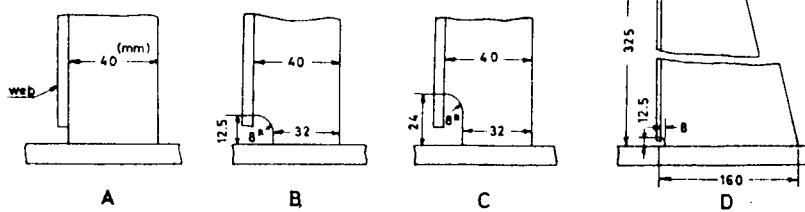
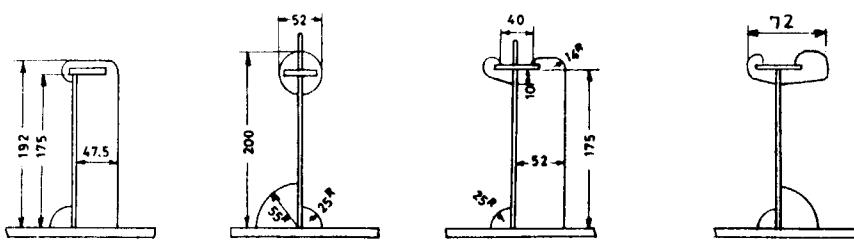
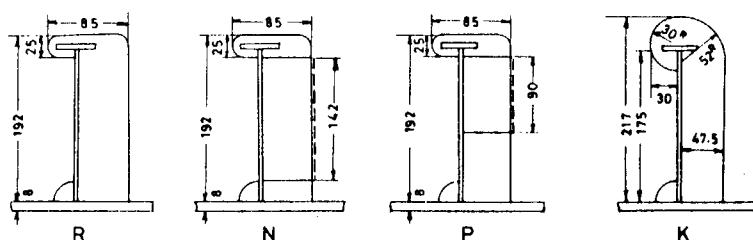


図 1.3.2 各種スロットの疲労強度比較

(1) Shape of Stiffeners



(2) Shape of Slots



(3) Shape of Brackets

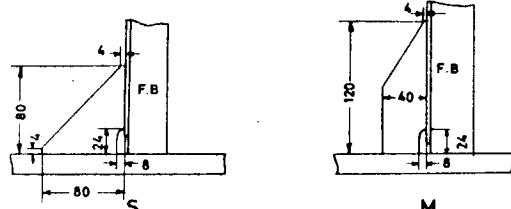


図 1・3・3 Shape of stiffeners and slots

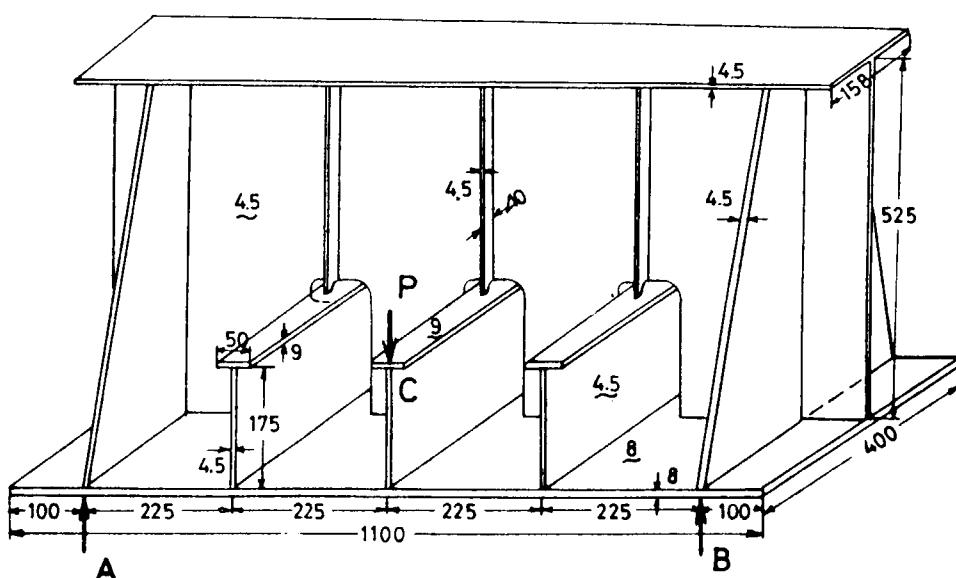


図 1・3・4 Shape of specimen (unit mm)

(1.3 A 1)～(1.3 A 4)式より

$$\delta = \frac{1}{\frac{5}{6}G\left(\frac{Aw_1}{\ell_1} + \frac{Aw_2}{\ell_2}\right) + \frac{AE}{h'}} w \quad \dots \dots \dots \quad (1.3 A 5)$$

(1.3 A 4), (1.3 A 5)式よりスチフナの平均応力 σ_{wmean} は

$$\sigma_{wmean} = \frac{Q}{A} \times 10 = \frac{E}{h'} \delta \times 10 = \frac{E}{h'} \frac{1}{\frac{5}{6}G\left(\frac{Aw_1}{\ell_1} + \frac{Aw_2}{\ell_2}\right) + \frac{AE}{h'}} w \quad \dots \dots \dots \quad (1.3 A 6)$$

スチフナの最大応力 σ_{wmax} と上記の平均応力の比を最大応力係数を f とすると,

$$\sigma_{wmax} = f \cdot \frac{1}{0.322h'\left(\frac{Aw_1}{\ell_1} + \frac{Aw_2}{\ell_2}\right) + A} w \quad \dots \dots \dots \quad (1.3 A 7)$$

ただし, $\frac{5}{6} \cdot \frac{G}{E} \doteq 0.322$ とした。

最大応力係数 f はFEM計算より算出したチャート Fig. 1.3 A 4 より求める。

(2) トランスウェブに働く剪断力によるスチフナ基部の応力

Fig. 1.3 A 1 の力の伝達機構を仮定する。 ℓ_1, ℓ_2 なる長さをもち, Aw_3 の断面積をもつ剪断梁に S なる剪断力を加えたときの各梁の変位 δ_1, δ_2 は(1.3 A 8), (1.3 A 9)式となる。

$$\delta_1 = \frac{6}{5} \frac{\ell_1}{G} \frac{S}{Aw_3} \quad \dots \dots \dots \quad (1.3 A 8)$$

$$\delta_2 = \frac{6}{5} \frac{\ell_2}{G} \frac{S}{Aw_3} \quad \dots \dots \dots \quad (1.3 A 9)$$

桁とロングの相対変位を δ とすると

スチフナの変位量 = δ

ウェブ " = $\delta_1 - \delta$

カラー " = $\delta_2 - \delta$

力の釣合いより, (1.3 A 10)～(1.3 A 12)式を得る。

$$Q = P_1 - P_2 = \frac{AE}{h'} \delta \quad \dots \dots \dots \quad (1.3 A 10)$$

$$P_1 = \frac{5}{6}G \frac{\delta_1 - \delta}{\ell_1} Aw_1 \quad \dots \dots \dots \quad (1.3 A 11)$$

$$P_2 = \frac{5}{6}G \frac{\delta_2 + \delta}{\ell_2} Aw_2 \quad \dots \dots \dots \quad (1.3 A 12)$$

(1.3 A 10)～(1.3 A 12)式より

$$\delta = \frac{Aw_1 - Aw_2}{\frac{5}{6}G\left(\frac{Aw_1}{\ell_1} + \frac{Aw_2}{\ell_2}\right) + \frac{AE}{h'}} \frac{S}{Aw_3} \quad \dots \dots \dots \quad (1.3 A 13)$$

(1.3 A 7)式と同様にして, 最大応力 σ_{smax} は(1.3 A 14)式となる。

$$\sigma_{smax} = f \cdot \frac{Aw_1 - Aw_2}{0.322h'\left(\frac{Aw_1}{\ell_1} + \frac{Aw_2}{\ell_2}\right) + A} \quad \dots \dots \dots \quad (1.3 A 14)$$

(3) スロット周縁応力簡易計算式

Fig. 1.3 A 5 に示すスロット周りの R_1, R_2 の位置の応力簡易計算式は, 有限要素法の計算結果を使って次式のようにして求める。

$$\sigma_{R1} = \left(1 - 0.15 \left| \frac{S}{W} \right| \right) \sigma_{WR1} + \sigma_{SR1} \quad \dots \dots \dots \quad (1.3 A 15)$$

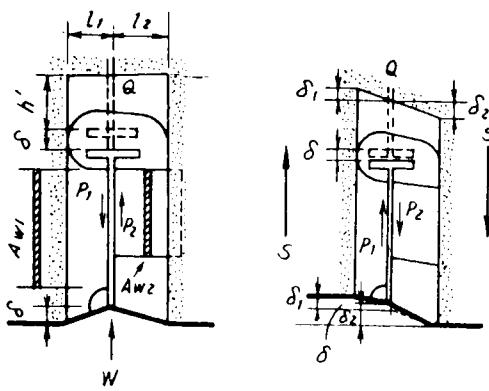


Fig. 1.3 A 1 Structural model for concentrated and shearing loads

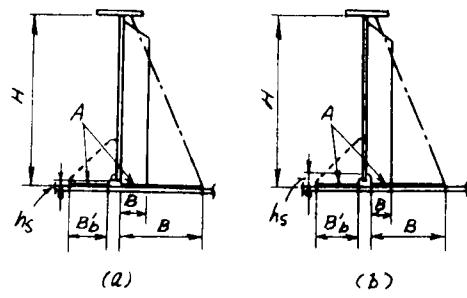


Fig. 1.3 A 2 nomenclatures

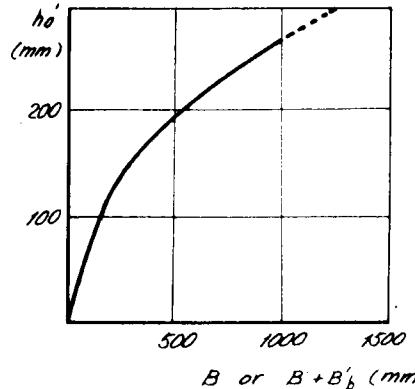


Fig. 1.3 A 3 Relation between h_0' and B , B_b

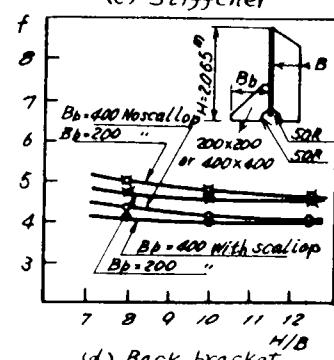
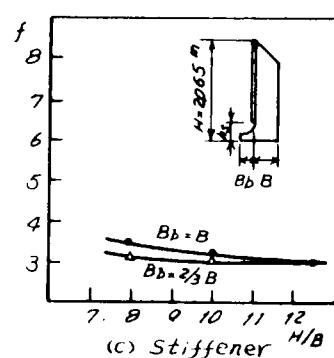
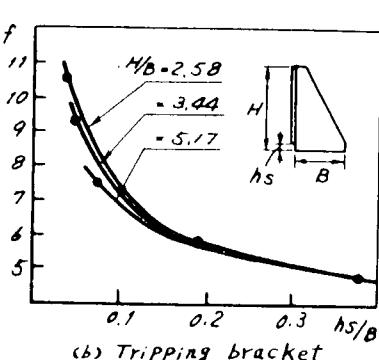
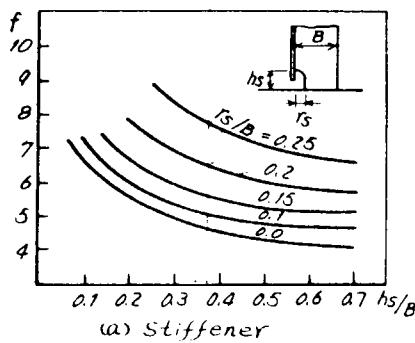


Fig. 1.3 A 4 Stress factor f of stiffeners and bracket

$$\sigma_{R2} = \sigma_{WR2} + \sigma_{SR2} \quad \dots \quad (1.3A16)$$

ここで、 $\sigma_{WR1} \sim \sigma_{SR2}$ は、Fig. 1.3A5 に示した集中係数 $K_{W1} \sim K_{S2}$ を使って (1.3A17)～(1.3A20) 式とする。

$$\sigma_{WR1} = K_{W1} \times \frac{W}{A_o} \quad \dots \quad (1.3A17)$$

$$\sigma_{WR2} = K_{W2} \times \frac{W}{A_o} \quad \dots \quad (1.3A18)$$

$$\sigma_{SR1} = K_{S1} \times \frac{S}{A_w} \quad \dots \quad (1.3A19)$$

$$\sigma_{SR2} = K_{S2} \times \frac{S}{A_w} \quad \dots \quad (1.3A20)$$

(4) スチフナ基部の応力

結局スチフナ基部に働く最大応力は $\sigma_{w\max}$ と $\sigma_{s\max}$ を荷重 w と s の符号も考慮した和となる。即ち (1.3A21) となる。荷重の正負はスチフナに引張力が加わる方向を正とする (Fig. 1.3A1 の荷重の向きは w も s も負)。

$$\sigma_{\max} = \sigma_{w\max} + \sigma_{s\max}$$

$$= f \frac{1}{0.322h' \left(\frac{Aw_1}{\ell_1} + \frac{Aw_2}{\ell_2} + A \right)} \left(W + \frac{Aw_1 - Aw_2}{Aw_3} S \right) \quad \dots \quad (1.3A21)$$

[記号]

w ロンジより横桁に伝達される荷重 = $p s \ell$

s ロンジスペース

ℓ トランスマスペース

p 外板に加わる分布荷重

Q w の内、スチフナを介して横桁に伝わる荷重

P_1 w の内、直接横桁ウェブに伝わる荷重

P_2 w の内カラーベースを介して横桁に伝わる荷重

S 横桁に加わる剪断力

Aw_1 ロンジと横桁取合部の断面積

Aw_2 カラーブレートの断面積

Aw_3 スロット部を除いた横桁ウェブの断面積

Aw 横桁ウェブの断面積

A_o ロンジスペース × 横桁ウェブ板厚

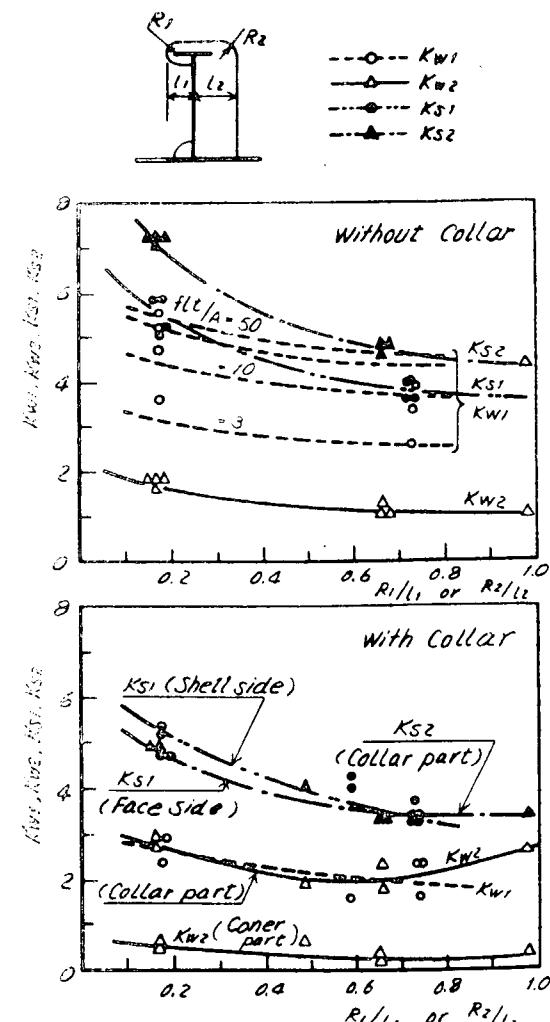


Fig. 1.3A5 Stress factor K of slot corner

参考文献

- 1) 西部造船会技術研究会研究報告 第13号, S 47 3, 第15号, S 48 6
- 2) 日本造船研究協会研究資料 №136, 153, 168, 研究報告 第76号, S 49 8
- 3) 造船学会誌 №505 (S 46 7), №506 (S 46 8) 大型船の横材におけるスロット周辺の損傷防止に関する検討
- 4) 日本海事協会会誌 №146, №147, №157, №161, №166
- 5) 日本海事協会 鋼船規則集検査要領 S 53

1.4 開孔部設計指針

(三井造船)

1.4.1 まえがき

船殻構造部材には交通孔、軽目穴、儀装品貫通孔等の名目で種々の開孔部があり、その周辺に座屈損傷、疲労亀裂の発生を見る事がある。

これについては船体構造委員会関東地区部会開孔懇談会による「ガーダウェブ等の開孔基準」があり、開孔を設ける際の許容度の大小に対する区域の分類、開孔の大きさ、開孔間の距離、補強方針等に対する基準を設けている。

これは趣旨にもあるように、実績からこの程度ならば少くとも問題はないという線をねらったものであり、『簡明さ』を主眼としているもので個々の対象について定量的な設計を可能とするものではない。特に補強が必要な場合の方法、効果に対して必ずしも充分な指針となっていない。

ここでは開孔部の主たる損傷の原因の一つとなっている剪断荷重に対する座屈強度及び補強効果に関する実験及び理論解析の結果と文献調査を通じて得られた知見を総合して材部材の開孔部の設計指針を作成した。

1.4.2 実船の状況

実船における、開孔部周辺の座屈損傷には、次のような例がある。

二重船殻構造の木材運搬船の船側肋板におけるもの図1.4.1、また自動車専用船の自動車倉下二重底タンク内の肋板におけるもの図1.4.2、またばら積み貨物船のT.Bhdのツール内図1.4.3等があり、これらの原因はい

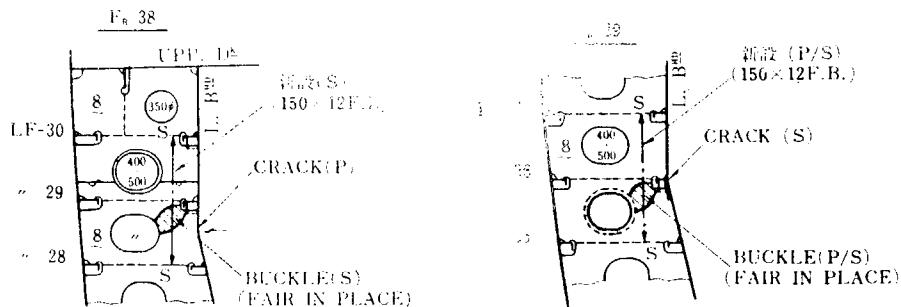


図1.4.1 貨物船二重壁内肋板の損傷

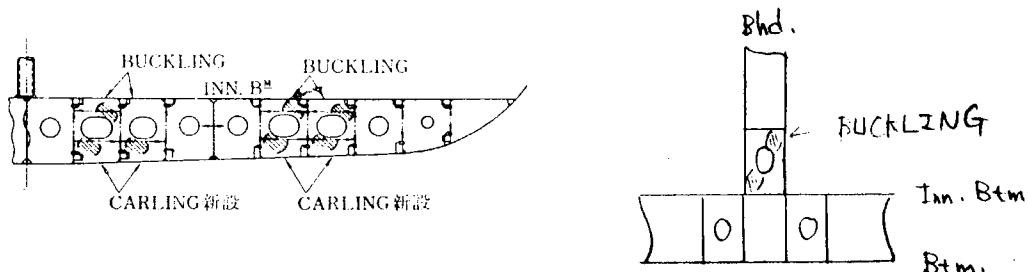


図1.4.2 自動車倉下二重底タンク内肋板の損傷

図1.4.3 貨物船隔壁下部ツールの損傷

それも、波や積み荷による剪断力と考えられる。

1.4.3 設計指針

(1) 適用範圍

本指針は主として剪断荷重が加わる開孔矩形パネル一般に適用可能であるが、主に下記の部分を対象とする。

- 二重船殻（船側、船底、横置隔壁等）内の肋板及び桁板

- ## ○ガーダーウェブ

又、開孔の形状としては円もしくは長円とする。

(2) 設計手順

開孔パネルの座屈強度評価のために、以下に示す設計チャート（図1.4.4）または簡易計算式によって座屈限界応力を求め、外力との比較により補強の要、不要を判定し、要すれば補強方法の検討を行なう。補強の基本方針としてはスチナ補強とし、なお強度が不足な場合には増厚する。

図1.4.4は剪断荷重が支配的な場合のもので弾性座屈が生じる範囲では、弾性座屈値を開孔による低下率で減少せしめ、塑性崩壊を生ずる所でカットしたものであり、一般には本図で座屈値を求めれば良いが、他の荷重が複合した時のように一般的な場合は以下に示す簡易式による。

(3) 設計用簡易式

ここでは、NK検査要領を参考にして、開孔板の座屈値の簡易式をまとめる。

開孔板の座屈値は以下の式によって求める。

$$\left. \begin{array}{l} \tau_{\text{cr}} = k_1 \times k_2 \times \tau_e ; \tau_e \leq 9.7 K g/m^2 \quad \dots \dots \quad \tau_e = k_3 \times k_4 \times \frac{E \pi^2}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2 \\ \tau_{\text{cr}} = k_1 \times k_2 \times \tau_t ; \tau_e > 9.7 K g/m^2 \quad \dots \dots \quad \tau_t = \frac{1386 \tau_e^2}{\tau_e^2 + 4032} \end{array} \right\} \dots \dots \quad (1)$$

ここで t は板厚

b は板の巾（桁の深さ d_0 又は防撓材の心距 S の短辺側に取る方がよい）

レはボアソン比 0.3

k_1 はスロットの影響による係数で次式による。

d_1 は桁の上下にある補強されていないスロットの深さのうち、大きい方の深さ

S 梁の深さ方向に設けられる防撓材の心距

k_2 は開孔の影響による係数で、次式による。

$$k_2 = k_2' \left(1 - \frac{\phi}{b'} \right)^2 + 1 - k_2' \quad \dots \quad k_2' = 0.62 + 0.22/\alpha \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

φは開孔の径（長円の時は長径）

b' は板の短辺の長さ

a' は板の長辺の長さ

α アスペクト比 : a/h

k_0 は曲げ応力又は圧縮応力が複合した場合の補正係数で次式による。

$$\beta = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$

σ は考慮しているパネルに働く面内曲げ応力又は圧縮応力

τ は剪断応力

$\sigma\tau$ は組合せ応力が曲げ又は圧縮のいずれかに応じ次による。

剪断と曲げの組合せ応力状態の場合：

(i) 中性軸が板の長さの中央にある場合

$$\left. \begin{array}{l} \alpha \geq 1 \dots \dots \dots \sigma\tau = \frac{1}{6\alpha^2} + \frac{2}{9} \\ 1 > \alpha \geq \frac{2}{3} \dots \dots \dots \sigma\tau = \frac{1}{6} + \frac{2}{9\alpha^2} \\ \frac{2}{3} > \alpha \dots \dots \dots \sigma\tau = \frac{4.0\alpha^2 + 5.34}{8.6\alpha^4 + 15.87\alpha^2 + 1.87} \end{array} \right\} \quad (5)$$

ここで $\alpha = a/b$ a は板の長さ

(ii) 中性軸が板の端部にある場合

$$\left. \begin{array}{l} \alpha \text{ が } 1.0 \text{ 以上のとき} \dots \dots \dots \sigma\tau = \frac{\frac{4.0}{\alpha^2} + 5.34}{7.8} \\ \alpha \text{ が } 1.0 \text{ 未満のとき} \dots \dots \dots \sigma\tau = \frac{4.0 + \frac{5.34}{\alpha^2}}{7.8 + 33(1-\alpha)^3} \end{array} \right\} \quad (6)$$

ここで $\alpha = a/b$

剪断と圧縮の組合せ応力状態の場合

$$\left. \begin{array}{l} \alpha \geq 1 \dots \dots \dots \sigma\tau = \frac{4.0 + 5.34\alpha^2}{\frac{\alpha^4}{m^2} + 2\alpha^2 + m^2} \\ \alpha < 1 \dots \dots \dots \sigma\tau = \frac{4.0\alpha^2 + 5.34}{\frac{\alpha^4}{m^2} + 2\alpha^2 + m^2} \end{array} \right\} \quad (7)$$

ここで $\alpha = a/b$

m は波数で $\alpha (= a/b)$ の値に応じ次による。

$$\left. \begin{array}{l} \sqrt{2} \geq \alpha \dots \dots \dots 1.0 \\ \sqrt{6} \geq \alpha > \sqrt{2} \dots \dots \dots 2.0 \\ \sqrt{12} \geq \alpha > \sqrt{6} \dots \dots \dots 3.0 \end{array} \right\} \quad (8)$$

k_4 は四辺支持の長方形板の弾性理論による剪断座屈限界応力の算式の係数で、次式による。

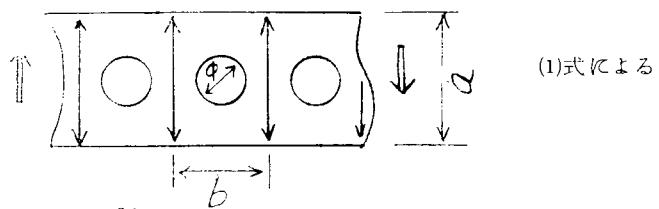
$$\left. \begin{array}{l} \alpha \text{ が } 1.0 \text{ 以上のとき} \dots \dots \dots k_4 = \frac{4.0}{\alpha^2} + 5.34 \\ \alpha \text{ が } 1.0 \text{ 未満のとき} \dots \dots \dots k_4 = 4.0 + \frac{5.34}{\alpha^2} \end{array} \right\} \quad (9)$$

ここで $\alpha = a/b$

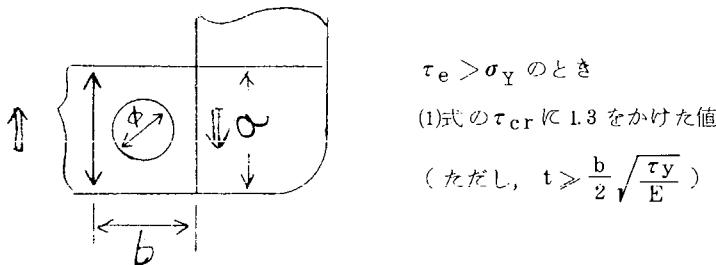
(4) 適用の方法

本式の適用に当っては対象構造を剪断荷重の方向及び構造の条件によって分類し、次の様に修正を加える。

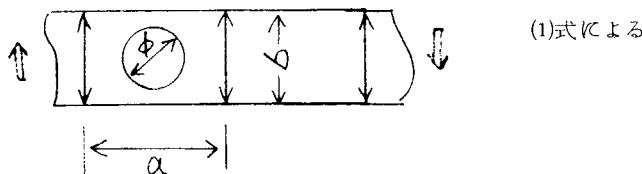
① 連続的に穴のある桁等（図 1.4.5）



② 連続的パネルの一部に開孔を持つ(図1.4.6)(開孔近傍にスチフナ補強した場合を含む)



③ 短辺側に剪断力を受ける場合(図1.4.7)



(5) 補強の方法

(1)式によって算出された座屈荷重が実荷重に達しない場合には補強を行なう。補強は下記の要領によるのが良い。

- (i) 補強のタイプはスチフナとする。
- (ii) 補強間隔について 図1.4.8の表示で、

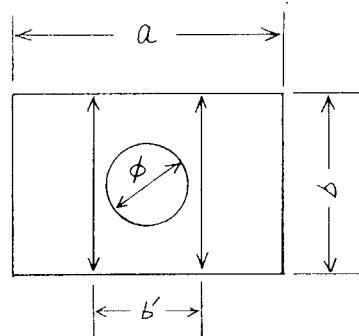


図1.4.8 スチフナ補強間隔

$b' \leq 1.25 \phi$

補強後の強度は剪断荷重が支配的な場合には荷重方向の最小断面積のミーゼスの降伏値として良い。

$$\tau_{cr} = \frac{\sigma_Y}{\sqrt{3}} \left(1 - \frac{\phi}{b} \right) \quad \text{We b 深さが } b \text{ のとき}$$

$$\tau_{cr} = \frac{\sigma_Y}{\sqrt{3}} \left(1 - \frac{\phi}{a} \right) \quad \text{We b 深さが } a \text{ のとき}$$

(iii) 上記補強によてもなお τ_{cr} が実荷重より小さいときは板厚を増す。

(iv) 増厚ができない場合には、座屈強度を上げるためにスチフナを、又開孔部の面積補償のためにダブリングを併用する(図1.4.9(a))。または、それと同等の効果を持つと考えられる補強方法とする(例えば図1.4.9(b)～(d))。

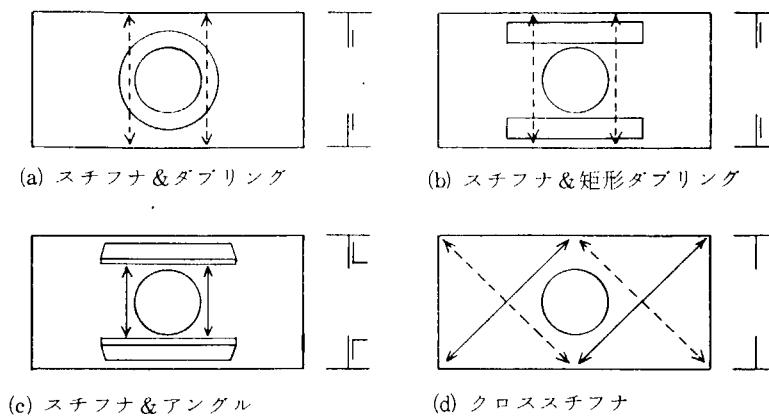


図 1.4.9 補強方法の例

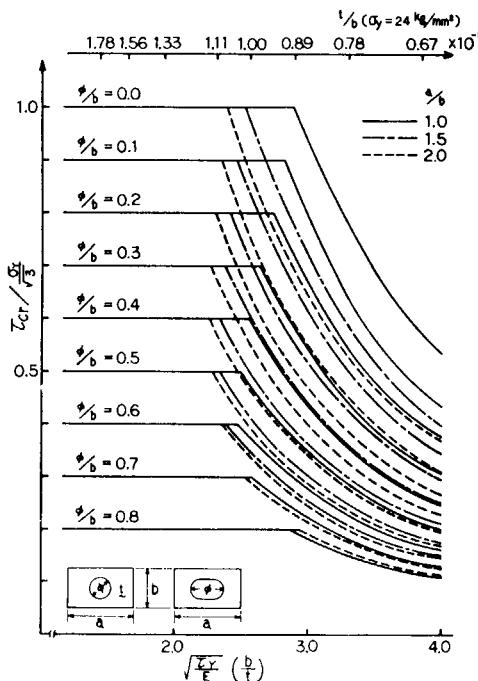


図 1.4.4 開孔による剪断座屈能力図

参考文献

- 1) 岸本宏次他：有孔板の剪断強度，三井造船技報 Vol.54 (1966)
- 2) 森 正浩他：有孔矩形板の剪断塑性座屈に関する実験的研究，西部造船会会報 Vol.(S.41. 11)
- 3) 吉識雅夫他：有孔板の座屈強度について（その1），日本造船学会論文集 Vol.122 (S.42. 12)
- 4) 藤田 讓他：有孔板の座屈強度について（その2），日本造船学会論文集 Vol.126 (S.44. 12)
- 5) 藤田 讓他：有孔板の座屈強度について（その3），日本造船学会論文集 Vol.127 (S.45. 6)
- 6) 森 正浩他：船体構造部材の剪断座屈の研究，三菱重工技報 Vol.4, №6
- 7) 有田喜久雄：開孔を有する板の座屈に関する研究（第一報），船舶技術研究所報告 Vol.9, №2 (S.47)
- 8) 西原誠一郎他：防撓板の座屈解析，三井造船技報 Vol.95 (1976. 7)
- 9) 長野 健他：有孔板の座屈強度—圧縮座屈—，IHI技報 Vol.17, №4 (1977. 7)
- 10) 西原誠一郎他：有孔板の剪断強度と補強について，日本造船学会論文集 Vol.143 (S.53. 6)

- 11) 長野 健他：有孔板の座屈強度一第2報 剪断座屈および補強効果一，IHI技報 Vol.18, No.3 (S.53.5)
- 12) 横強度小委報告：開孔板の座屈と補強効果について，日本造船学会誌 第605号，1979.11
- 13) 日本海事協会：鋼船規則集検査要領，昭和53年
- 14) S.R.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，日本造船研究協会報告，研究資料No.287 S.53.3, 研究資料No.308 S.54.3
- 15) 船体構造委員会関東地区部会開孔懇談会：ガーダウェブ等の開孔基準について，造船協会誌 第428号, S.40.8
- 16) 船体構造委員会関東地区部会開孔小委員会：「ガーダウェブ等の開孔基準」に対する検討，造船協会誌 第444号, S.41.7
- 17) S.R.127研究部会：船殻部材歪量の船体強度に及ぼす影響に関する研究，日本造船研究協会報告 研究資料No.212, S.50.3

1.5 溶接継手の疲労設計指針

(川崎重工業)

1.5.1 まえがき

本節は、1.1～1.4項で述べられた、「スニップ・スチフナー」、「桁端構造」、「スロット周り」、「開口部」以外の船体における一般的な溶接継手の設計を行なう場合の指針を示すものである。

対象とする基本継手は、突合せ継手、荷重分担型十字継手、非荷重分担型十字継手の3つのタイプの継手であり、これらの継手に関する、S.R.157およびS.R.200-2の研究結果をもとにまとめたものである。

1.5.2 溶接継手の疲労設計基準

(1) 基準式

(i) 切欠を考慮した基準式が与えられた場合

許容応力が次の形で与えられた時

$$\sigma_{a.a\ell} = f(\sigma_m, K_t) \quad (1.5.1)$$

溶接継手の設計においては、

$$\sigma_{a.a\ell} = \frac{1}{K^*} \cdot f(K^* \sigma_m, K_w) \quad (1.5.2)$$

とする。ここで、

$\sigma_{a.a\ell}$: 許容応力振幅

σ_m : 平均応力

K_t : 弹性応力集中係数

K_w : 溶接継手の形状によって定まる係数(2節参照)

$K^* = K_A \times K_S$

K_A : 工作誤差により定まる係数(2節参照)

K_S : 構造的応力集中

(1.5.1)式の形で表わされる基準式として、例えは次式に示すNVRule¹⁸⁾がある。

$$\sigma_{a.a\ell} + 0.5 \sigma_m = \frac{1214 \sqrt{\sigma_y}}{K_t} (0.4f + 0.6) \quad (1.5.3)$$

f : usage factor (2節参照)

σ_y : 降伏点 (単位: kg/mm²)

ただし、(1.5.3)式を用いる場合、 $\sigma_{a.a\ell}$ は発現確率 $Q=10^{-8}$ で表わされる。

また、八木らは次式を提案している。

$$\sigma_{a.a\ell} + \frac{0.8}{K_t} \sigma_m = \frac{1}{K_t} (7f + 235) \cdot f_2 \quad \dots \quad (1.5.4)$$

$$f_2 = \sigma_B / 45$$

σ_B : 引張強さ (単位: Kg/mm^2)

(1.5.4)式においては、 $\sigma_{a.a\ell}$ は発現確率 $Q = 10^{-4}$ における値である。

(ii) 平滑材に対する基準式が与えられている場合

許容応力が次の形で与えられた時、

$$\sigma_{a.a\ell} = f'(\sigma_m) \quad \dots \quad (1.5.5)$$

溶接継手の設計においては、

$$\sigma_{a.a\ell} = \frac{1}{K_f \cdot K^*} f'(K^* \sigma_m) \quad \dots \quad (1.5.6)$$

とする。ここで、

K_f : 疲労強度減少係数 (2)節参照)

である。

(iii) 溶接継手に対する基準式が与えられた時

許容応力が溶接継手に対し、次の形で与えられた時、

$$\sigma_{a.a\ell} = f''(\sigma_m) \quad \dots \quad (1.5.7)$$

工作誤差および構造応力集中を考慮し、次式より許容応力を求める。

$$\sigma_{a.a\ell} = \frac{1}{K^*} f''(K^* \sigma_m) \quad \dots \quad (1.5.8)$$

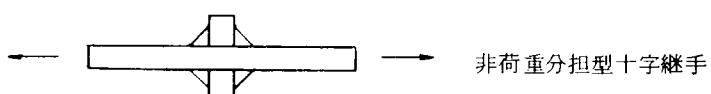
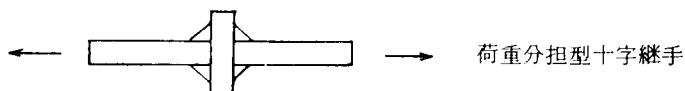
(2) 各パラメータの具体的求め方

(i) 等価形状係数 K_w

K_w の値は材質、継手の形式に従がい、表 1.5.1 から求める。

表 1.5.1 K_w の値

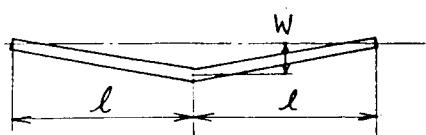
材質	継手 突合せ 継手	荷重分担型十字継手		非荷重分担型 十字継手
		脚長／板厚 < 1	脚長／板厚 ≥ 1	
軟 鋼	2.5	3.5	3.0	3.0
H T 50	2.5	3.5	3.0	3.0



(ii) 工作誤差係数 K_A

角変形による最大偏心量 W の許容値を $6 mm$ とし、

次式から K_A を求める。



$$\left. \begin{aligned} K_A &= 1 + 6 \frac{l}{t} \\ r &= \min \left(\frac{2.40}{\sigma_m^{1/2} \left(\frac{l}{t} \right)}, 2.73 \right) \end{aligned} \right\} \quad (1.5.9)$$

ここで、

t : 板厚 (mm)

l : スパン (mm)

σ_m : 平均応力 (Kg/mm^2)

(iii) usage factor f

usage factor は NV Rule¹³⁾によれば、 $f = 0.6 \sim 0.9$ にとることとされている。 f の値が指定されていらない基準式を使用する場合は、設計破壊確率に応じ、表 1.5.2 の値をとる。

表 1.5.2 f の値

破壊確率 (%)	1	5	10	50
f	0.20	0.32	0.41	1.00

(iv) 疲労強度減少係数 K_f

K_f は次式から求める。

$$\left. \begin{aligned} K_f &= \alpha K_w \\ \alpha &= \frac{0.147}{K_w - 0.57} + 0.66 \end{aligned} \right\} \quad (1.5.10)$$

(3) 許容接欠陥について

(i) プローホールおよびスラグ巻込み

許容しうる欠陥は面積欠陥率 5 %未満とする。

(ii) 溶込不足

溶込不足の深さは 1 mm程度まで許容しうるが、深さの計測は困難であるので、溶込不足は許容しないものとする。

1.5.3 解説

(1) 基準式について

疲労設計における許容応力は通常材料の S-N 線図と部材が受ける応力頻度線図から、マイナー則、修正マイナー則等を用いて求められる。

基準となる S-N 線図として切欠材の S-N 線図を用い、基準式の中に K_t が含まれる (1.5.1), (1.5.3), (1.5.4) 式等においては、 K_t の替りに溶接継手の形式により定まり、局部的応力集中と等価な係数 K_w を代入する。一方、工作誤差による応力増加を表わす係数 K_A および構造応力集中 K_s は応力振幅 σ_a および平均応力 σ_m を直接増加させるものであるから、基準式の σ_a , σ_m の替わりに $K^* (= K_A \cdot K_s) \sigma_a$, $K^* \sigma_m$ を代入した形とする。

また、基準となる S-N 線図として平滑材の線図が用いられ、基準式の中に K_t の項が含まれない (1.5.5) 式においては、局部的応力集中による強度の低下は切欠材の疲労強度減少係数と同等と考え、これに比例して許容応力振幅は低下すると考える。また、 K_A および K_s の効果は上で述べた基準式の中に K_t が含まれる場合と同様、 σ_a および σ_m を直接増加させるものと考える。

基準となるS-N線図として溶接継手のS-N線図が用いられた(1.5.7)式においては, K_A および K_S の効果のみを考慮すればよい。

(2) 各パラメータについて

(i) 等価形状係数 K_w

$K_t = 1 \sim 7$ の切欠を有する試験片の S-N_c 線図¹⁾ 上に各種継手の S-N_c 線図²⁾ を重ね合わせると図 1.5.1 が得られる。ただし、継手の S-N 線図は破断寿命に対するものしか得られていないため、 $N_c = 0.5 N_f$ とした。図によれば突合せ継手の S-N_c 線図は $K_t = 2.5$ 程度、荷重分担型の十字継手の S-N_c 線図は軟鋼では $K_t = 3.5$ 程度、HT 50 では $K_t = 3$ 程度の切欠材の S-N_c 線図に対応している。一方、非荷重分担型の十字継手の S-N_c 線図は $K_t = 2$ 程度の切欠材の S-N_c 線図に対応している。しかし、非荷重分担型の十字継手の疲労強度は突合せ継手のそれに比べ低いこと、および荷重分担型の十字継手の S-N_c 線図のうち、HT 50 の方は toe 部破断であり、非荷重分担型の十字継手の疲労強度と同程度と考えられることから、表 1.5.1 においては非荷重分担型の K_w として 3 を採用した。また、荷重分担型の十字継手においては root 破断をする場合と toe 破断をする 2 つの場合が考えられる。そこで toe 部破断をする場合は同部で破断した HT 50 のデータを採用し $K_w = 3$ とし、root 破断をする場合は、同部で破断した軟鋼のデータを採用して $K_w = 3.5$ とした。破断の形式がいずれになるかの判断は Solte の実験結果¹²⁾ をもとに、脚長／板厚が 1 以上の場合 toe 破断、それ未満の場合は root 破断と考えることとした。

(ii) 工作誤差係数 K_A

角変形を有する継手の二次曲げにより生ずるひずみ (ϵ_b) と平均ひずみ (ϵ_m) の比は矢田によれば³⁾

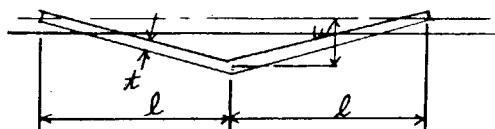
$$\left. \begin{aligned} \frac{\epsilon_b}{\epsilon_m} &= 1 + \alpha \frac{W}{t} \kappa \\ \alpha &= 6 (1 - \nu^2) \end{aligned} \right\} \quad \dots \quad (1.5.11)$$

$$\kappa = \begin{cases} \tan h m/m & \dots \text{Support} \\ \frac{1}{2} \tan h \frac{m}{2} / (\frac{m}{2}) & \dots \text{fix} \end{cases} \quad \dots \quad (1.5.12)$$

$$m^2 = 12 (1 - \nu^2) \frac{\sigma_m}{E} \left(\frac{\ell}{t} \right)^2 \quad \dots \quad (1.5.13)$$

$$\begin{array}{ll} W : \text{偏心量} & E : \text{ヤング率} \\ t : \text{板厚} & \nu : \text{ポアソン比} \\ \ell : \text{スパン} & \sigma_m : \text{平均応力} \end{array}$$

で与えられる。



(11)式を変形すれば二次曲げ応力による応力の上昇比 K_A は

$$\left. \begin{aligned} K_A &= 1 + \gamma \frac{W}{t} \\ \gamma &= 2 \kappa \end{aligned} \right\} \quad \dots \quad (1.5.11)$$

と得られる。ところで $m \gg 1$ であれば (1.5.12) 式は

$$\kappa = 1/m \quad \dots \quad (1.5.12)$$

で近似できるため、

$$\gamma = \alpha/m = \frac{6 (1 - \nu^2)}{\sqrt{12 (1 - \nu^2) \frac{\sigma_m}{E} \left(\frac{\ell}{t} \right)^2}}$$

となり、 $E = 21,000 \text{ kg/mm}^2$, $\nu = 0.3$ を代入すれば、

$$\gamma = \frac{240}{\sigma_m^{1/2} \left(\frac{\ell}{t} \right)} \quad \dots \dots \dots \quad (1.5.13)$$

が得られる。(1.5.12)式から求まる γ の厳密値の最大値は、

$$\gamma_{\max} = \begin{cases} 5.46 & \dots \dots \dots \text{ support} \\ 2.73 & \dots \dots \dots \text{ fix} \end{cases}$$

であるから、

$$\gamma = \begin{cases} \min \left(\frac{240}{\sigma_m^{1/2} \left(\frac{\ell}{t} \right)}, 5.46 \right) & \dots \dots \dots \text{ support} \\ \min \left(\frac{240}{\sigma_m^{1/2} \left(\frac{\ell}{t} \right)}, 2.73 \right) & \dots \dots \dots \text{ fix} \end{cases} \quad \dots \dots \dots \quad (1.5.14)$$

とすれば、 γ の近似式が得られる。これを図示したのが図 1.5.2 である。

ところで、W の許容値は JSQS にて 6 mm と定められており、⁴⁾ ここでもこれを採用し、両端固定、W = 6 として、(1.5.9) 式を得た。

(iii) usage factor f

usage factor は、応力頻度の確かさ、S-N 線図の確かさ、累積被害度のバラツキ等を考慮して定めなければならないものである。しかしながら、ここでは累積被害を 1 とし、応力頻度あるいは応力の計算が正しいとの仮定のもとに破壊確率 50% において usage factor は 1 とし、破壊確率に対する安全率として usage factor を求める。

そこで、軟鋼および HT 50 材の突合せ継手の疲労強度データを何件か集め、^{5)~9)} S-N 線図で示したのが図 1.5.3 である。疲労寿命が対数正規分布をしていると考え、寿命の対数 $\log N$ の標準偏差 $\sigma_{\log N}$ を求めると、

$$\sigma_{\log N} = 0.304$$

が得られ、これから、50% 破壊確率寿命と、1.5 および 10% 破壊確率寿命の比は、

$$N_{pf} = 1\% / N_{pf} = 50\% = 0.20$$

$$N_{pf} = 5\% / N_{pf} = 50\% = 0.32$$

$$N_{pf} = 10\% / N_{pf} = 50\% = 0.41$$

が得られる。この値を設計 usage factor として採用する。

設計破壊確率は設計思想により定まるものであるが、一般の溶接構造物においては 5% にとられることが多いようである。しかし、船体のように不静定的構造の性格が高い構造物においては 10% 程度にとってもよいと考えられる。

ただし、この場合考慮しなければならないことは、応力頻度および応力値が正確に知られているときに設計破壊確率を 10% にとってもかまわないということであり、これらの精度があいまいである場合は 5% あるいは 1% とすべきであろう。

なお、基準式の基本となった S-N 線として 5 ~ 10% 破壊確率の線が採用されている場合には usage factor は 1 としてもかまわない。

(ii) 疲労強度減少係数 K_f

$K_t = 1 \sim 7$ の切欠を有する軟鋼試験片の S-N 線図^{1) 3)} から K_t と $\alpha = K_f / K_t$ の関係をプロットすると図 1.5.4 が得られる。この図から α と K_t の関係として (1.5.10) 式が得られた。

(3) 許容溶接欠陥について

昭和50年度のS R 157資料¹⁰⁾によればプローホールあるいはスラグ巻込みを有する軟鋼突合せ継手は面積欠陥率10%程度迄であれば健全継手と強度差はない。また飯田らのA 302B鋼における研究¹¹⁾においては余盛付継手と5%のボロジティあるいはスラグ巻込みを有する余盛仕上げ継手の疲労強度はほぼ同等である。これらを参考にプローホールあるいはスラグ巻込みの許容欠陥率を5%とした。

一方、溶込不足を有する継手の疲労強度はS R 157の資料によれば欠陥率5%（溶込不足の深さ $b = 1\text{ mm}$ ）までであれば健全継手と差はない。

そこで、溶込不足1mmの継手と健全継手の疲労強度は等価であると考え、それ以上の溶込不足がある場合の継手の寿命は溶込不足からのき裂進展寿命のみで成り立っていると仮定する。

き裂進展速度は

$$\frac{da}{dN} = C \Delta K^m \quad \dots \quad (1.5.15)$$

で表わされ、 ΔK は

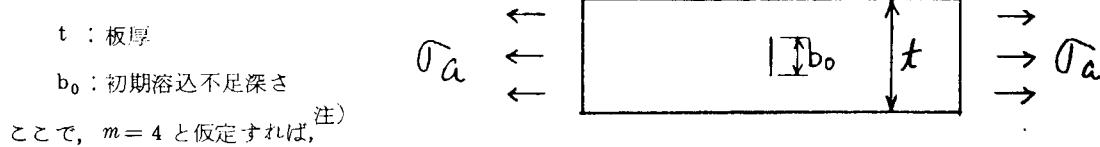
$$\Delta K = 2 \sigma_a \sqrt{\pi b / 2} \quad \dots \quad (1.5.16)$$

で近似できると仮定すれば、(1.5.15)式を積分することにより、

$$N_f = \frac{1}{\left(\frac{1-m}{2}\right) C (2\sigma_a)^m \frac{m}{\pi^2}} \left\{ \left(\frac{t}{2}\right)^{(1-\frac{m}{2})} - \left(\frac{b_0}{2}\right)^{(1-\frac{m}{2})} \right\} \quad \dots \quad (1.5.17)$$

$(m \neq 2)$

が得られる。



$$N_f = \frac{1}{k \sigma_a^4} \left\{ \frac{2}{b_0} - \frac{2}{t} \right\} \quad \dots \quad (1.5.18)$$

$$k \equiv 16 C \pi^2$$

が得られる。

したがって健全継手と深さ $b_0 = 1\text{ mm}$ の欠陥を有する継手の強度が等価であることから、健全継手の強度として、

$$\sigma_a = \left\{ \frac{1}{k N_f} \left(2 - \frac{2}{t} \right) \right\}^{1/4} \quad \dots \quad (1.5.19)$$

が得られ、S R 157における $t = 20\text{ mm}$ を代入すれば、

$$\sigma_a = \frac{1.174}{(k N_f)^{1/4}}$$

が得られる。したがって健全継手と深さ b_0 の溶込不足を有する継手の強度比 K_{WD} は、

$$K_{WD} = \frac{1.174}{\left(\frac{2}{b_0} - \frac{2}{t} \right)^{1/4}} \quad \dots \quad (1.5.20)$$

となる。これをS R 157における実験結果¹⁰⁾と比較すれば図1.5.5のとおりである。ただし、図1.5.5において

注) (1.5.18)式とS R 157における健全継手のS-N関係から $m = 4$ とした場合 $C = 1.0 \times 10^{-12}$ が得られ、通常のCとmの関係に近い。

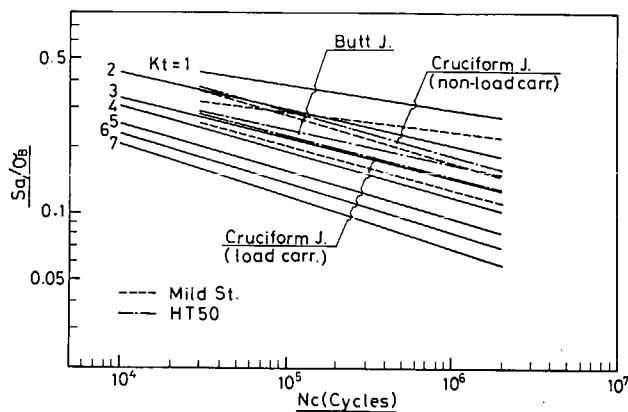


図 1.5.1 切欠材および溶接継手の S-Nc 線図²⁾

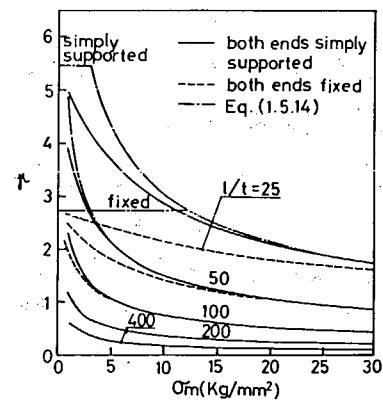


図 1.5.2 σ_m と γ の関係

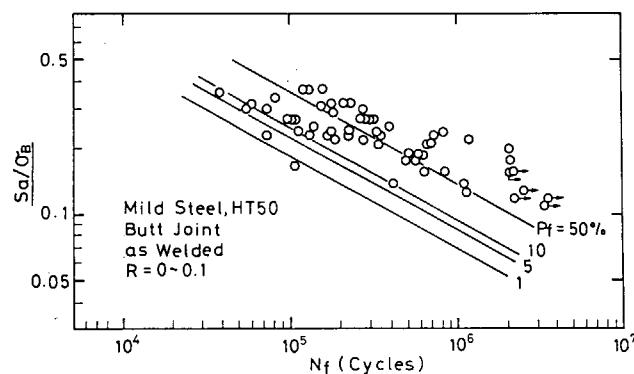


図 1.5.3 突合せ継手の P-S-N 線図

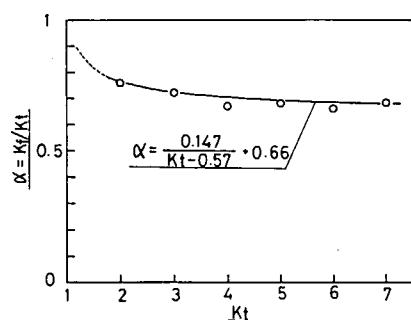


図 1.5.4 K_t と α の関係

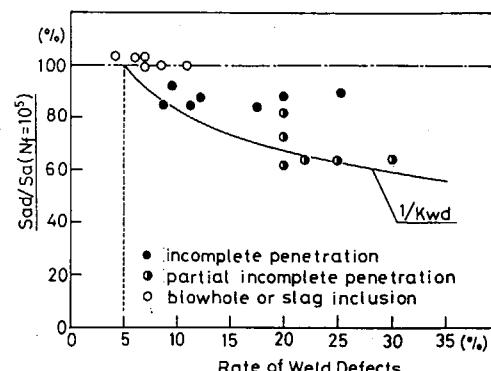


図 1.5.5 欠陥率と疲労強度低下率の関係

て縦軸は $N_f = 10^5$ 回における欠陥材の疲労強度 S_{ad} と健全材の疲労強度 S_a の比であり、横軸は溶込不足について欠陥の深さ b_0 と板厚 t の比で表わした欠陥率、その他の欠陥については面積欠陥率を表わす。

図 1.5.5 の結果から溶込不足の深さ 1 mm ($b_0/t = 0.05$) で健全継手と等価かそれ以上であることがわかる。したがって、深さ 1 mm までの溶込不足であれば許容してもよいと考えられるが、現状では計測を行なうことが困難であるため、溶込不足は許容しないものとした。

参考文献

- 1) 八木、富田;「船体構造部材の疲労強度」, 関西造船協会誌, №165 (1977.6)
- 2) 「船体構造部材の疲労強度」, 日本造船協会報告 №86 (1977.5)
- 3) 矢田;「溶接構造物に発生する脆性破壊の研究」, 造船協会論文集 №119
- 4) 「日本鋼船工作法精度標準, 1973年版, 船殻関係」(1973)
- 5) 日本鋼構造協会疲労小委員会;「溶接継手の疲れ強さに関する実験的研究, 第2報」, JSSC Vol.10, №99 (1974.3)
- 6) 応和;「高張力鋼溶接継手の疲れ強さについて」, FS 75-40 (1965)
- 7) S.E. Stallmeyer et.al. "Fatigue strength of welds in low alloy structural steels," Welding Research Supplement. (1956.6)
- 8) 小西;「調質高張力鋼の疲労強度」, FS 40-39 (1964.2)
- 9) 村本;「高張力鋼溶接継手の疲労試験結果」, FS 45-39 (1964.2)
- 10) 「SR157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」, 造研研究資料 №253 (1976.3)
- 11) Y. Ishii, K. Iida; "Low and Intermediate Cycle Fatigue Strength of Butt Welds Containing Weld Defects (Interim Report)", (1969)
- 12) W. Soete et.al., Welding J. №2 (1952)
- 13) "Ships' Load and Strength Manual", DnV (1978)

2. 各論

2.1 一般貨物船(含.木材運搬船)

(日本海事協会)

2.1.1 一般的傾向

一般貨物船及び木材運搬船は、貨物倉の形状、配置がよく似ており、又、両船種とも載荷される貨物は特に限定されることなく運航される例が多い。そして、これらの船舶は、その大きさ、構造形式とも経験の豊富な在来の貨物船の延長線上にあり、損傷の頻度は比較的少なく、また損傷が生じても比較的限定された箇所にとどまっている。

両船種に共通する損傷としては、船首波浪衝撃荷重によって生ずる一番貨物倉内肋骨下端のき裂損傷、木材のような重量貨物を積載する際に生ずる貨物倉底部や肋骨の変形、ならびに建造後ある程度年数が経過したのちに急激に増加する衰耗及び耗耗に起因するき裂損傷といったものがあげられる。

一般貨物船の場合、全損傷の8割が貨物倉内に発生したものであり、また、損傷の7割程度は耗耗である。耗耗損傷の代表例として、特に倉内肋骨下端部、上甲板上ハッチコーミング及びブルワーク、横置隔壁板及び同隔壁付きバーチカルスチフナ、そして二重底内底板等が挙げられる。また、その他に、船首船底部における内部材などのスラミングによる凹損、あるいは船尾槽における内部材のき裂等の損傷例もある。図2.1.1は貨物倉内に発生した損傷の経年変化を示したもので、損傷は船齢16年以降急激に増加し、かつそのほとんどが耗耗である。この耗耗損傷の場合、肋骨下端部などの内部材の耗耗、破口等が外板のき裂にまで進展し、倉内浸水の事故を招いた例もあり、同図にみるとおり、船齢16年(2次第1種定期検査時)以降は詳細な点検が必要と考えられる。

木材運搬船の場合も、損傷の発生の傾向は一般貨物船とほぼ同じで、損傷の8割が貨物倉に発生し、そのほとんどが耗耗によるものであり、次いで二重底タンク内に発生したものが1割となっている。貨物倉内における損傷の経年変化をみると、図2.1.2のとおりで、船齢7~8年ごろから損傷発生の増加傾向が著しくなっており、木材運搬船においては、建造後8年を貨物倉の調査の目安にすることが妥当と考えられる。

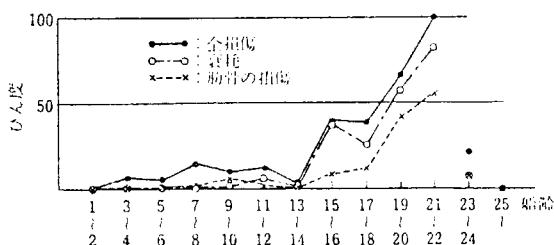


図2.1.1 一般貨物船の貨物倉における損傷の経年変化
(1975年NK検査結果より)

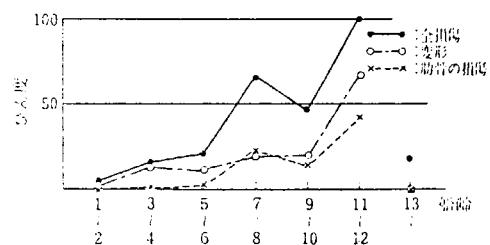


図2.1.2 木材運搬船の貨物倉における損傷の経年変化
(1975年NK検査結果より)

以上述べてきた損傷は、単殻構造の一般貨物船あるいは木材運搬船に見られる、在来型の貨物船の損傷であった。一方、比較的最近建造されたようになった多目的貨物船の構造形式として、二列倉口、二重船殻構造の貨物船がある。この種の船は、ほとんどが4つの貨物倉を持ち、船尾機関の一層甲板船で、1番貨物倉のみは一列倉口の单船殻構造、2番貨物倉以後が二列倉口、二重船殻構造である。二重船殻部はウイングタンクとなっており、その内部構造は、横肋骨式のものと、縦肋骨式のものの二形式がある。

二重船殻構造部材の損傷は、横式、縦式いずれの構造でも、約半数の船に何らかの損傷が発生している。横肋骨式構造では、横肋骨及び隔壁付防撃材のき裂と、水平析のき裂が最も多い。しかし、船によって全く損傷のないものもあり、損傷船と、非損傷船の構造を比較すると、肋板の心距が大きいものに損傷が多く、特に船倉の中

央にしか肋板が配置されていない船はすべて損傷が生じている。これらの損傷は、倉口が長いこと、及び倉口幅が広いことによる横剛性の不足に起因すると考えられる。縦肋骨式構造では、肋板の損傷が最も多く、軽目穴周辺の凹損及びき裂、縦肋骨及び縦通隔壁付縦防撓材の貫通スロット部のき裂が大部分であり、これらのき裂が進展して、外板に達したものもある。

2.1.2 損傷発生個所の詳細

ばら積み船、鉱石船等の専用貨物船をのぞく 2,000 G/T 以上の一般の貨物船 (Dry Cargo Ship) 515 隻について建造後10年間の損傷状況を調査し、損傷を類型化すると図 2.1.3 のとおりで、A ないし V の個所に損傷が発生している。515 隻の調査対象船のうちで A ないし V の各損傷を建造後10年に1回以上発生した船舶の隻数を調査対象船舶総数で除した損傷発生隻数率と、各損傷件数（き裂や変形の数）を調査対象船舶総数で除した損傷発生件数率を表 2.1.1 に示す。これらの損傷発生率を損傷部位の多い順にパレート図にしたもののが図 2.1.4 及び図 2.1.5 であり、これらの図から、K, J, P, B, A, H, C, O, E の部位の損傷についてその防止対策を立てれば、損傷が発生する隻数を従来の2割程度に、損傷件数では1割程度にまで減少させることが可能になる。

二列倉口、二重船殻構造の貨物船については、1964年から1974年末までに建造された数が45隻 (NK 船級船) であり、それ程多い隻数ではないが、これらの船舶のウィングタンク内に発生した損傷の代表例を図 2.1.6～図 2.1.10 に示す。

2.1.3 損傷防止対策

比較的損傷件数の多いものをとり上げて損傷防止対策を以下に記す。

倉口縁材前後端肘板のき裂に対しては、ソフトトウあるいは二重張りが有効であり、同部材側部肘板のき裂、変形に対しては、増厚あるいは塗装保守が望まれる。

波形隔壁のき裂防止には、前後面に付けられる水平防撓材が構造的に連続するよう配置するのが望ましい。

また、二重底内肋板の変形に対しては補強リングのかわりにスチフナも有効な損傷防止対策である。（1.1.4 開孔部設計指針参照）

倉内特設肋骨あるいは通常肋骨下端部や、船側縦通桁前端隔壁固着部、横隔壁立桁下端部等のき裂には、1.1.2 桁端構造設計指針を参考のうえ、それぞれ図 2.1.11～図 2.1.14 に示される構造形式を適宜採用することが損傷防止対策となる。

二列倉口、二重船殻構造の貨物船の場合は、横肋骨式構造では、肋板の心距が大きいものに損傷が多いので、肋板は少なくとも 4～6 肋骨心距に設けること、縦肋骨式構造では、肋板の軽目穴周辺及び縦防撓材の貫通スロット部のき裂が外板のき裂につながることがあることを考慮して、肋板自体を増厚するか、軽目穴を減らす、あるいは軽目穴をリング状に二重張りし、スロット部はふさぎ板でふさぐ、さらに、ナックル部におけるスカラップもふさいでおく、などが損傷防止対策として有効である。なお、ウィングタンク内の支材並びに防撓材端部は、図 2.1.15 に示されるような形状のプラケットを採用することがき裂発生防止に有効である。

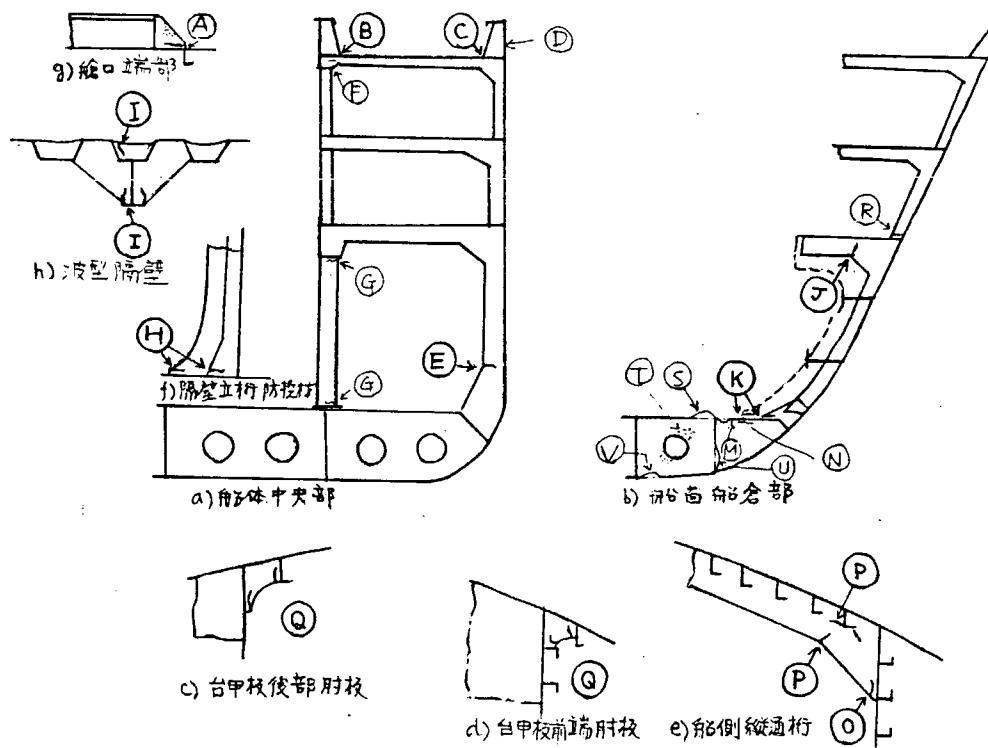


図 2.1.3 一般貨物船の建造後 10 年までの損傷発生箇所

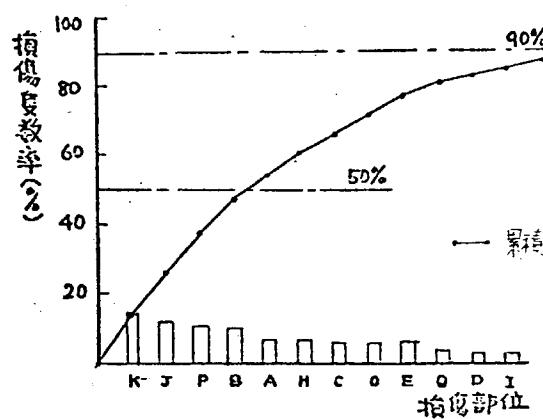


図 2.1.4 一般貨物船の各損傷部材の損傷発生隻数率

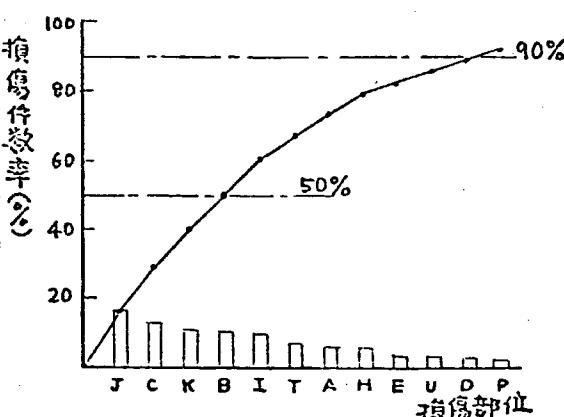


図 2.1.5 一般貨物船の各損傷部材の損傷発生件数率

表 2.1.1 一般貨物船貨物倉構造部材の損傷(建造後 10 年)

区分	記号	損傷発生状況	10 年間の損傷発生率	
			損傷 隻数／全隻数	1隻当たりの 損傷件数
上甲板	A	倉口縁材前後端肘板のき裂	0.011	0.097
	B	〃 側部肘板のき裂・変形	0.017	0.166
	C	ブルワーク下端部のき裂	0.009	0.209
	D	舷側厚板とブルワーク連結部のき裂	0.005	0.044
中央部倉内	E	倉内肋骨下端部のき裂	0.009	0.052
	F	甲板梁内端部のき裂	0.001	0.007
	G	梁柱上下端部のき裂	0.001	0.001
	H	横置隔壁立桁(防錫材)下端のき裂	0.011	0.091
	I	波形隔壁肘板のき裂	0.005	0.163
船体前部貨物倉・二重底内・外板	J	第3甲板甲板両端部のき裂	0.021	0.262
	K	特設肋骨下端部のき裂	0.025	0.166
	L	〃 面材のき裂	0.001	0.003
	M	〃 内底板のき裂	0.001	0.007
	N	〃 肋板のき裂	0.003	0.005
	O	船側横桁前端隔壁固定部のき裂	0.009	0.027
	P	〃 部のき裂	0.019	0.040
	Q	台甲板前(後)端肘板のき裂	0.005	0.031
	R	甲板間肋骨下端のき裂	0.001	0.023
	S	内底板の変形	0.001	0.007
	T	肋板の変形	0.003	0.110
	U	側桁板の変形	0.001	0.052
	V	外板の変形	0.001	0.011

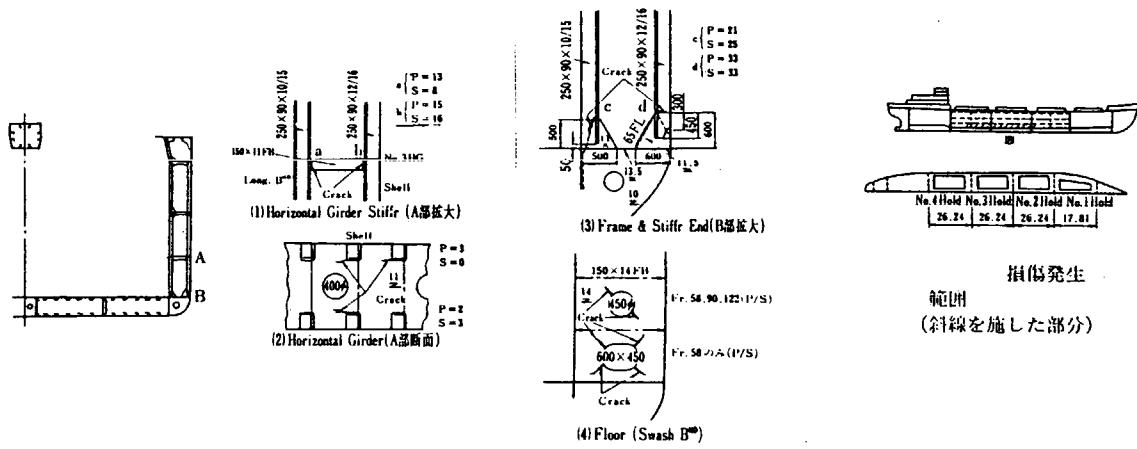


図 2.1.6 横肋骨式構造のウィングタンク内の損傷例(建造後5年)

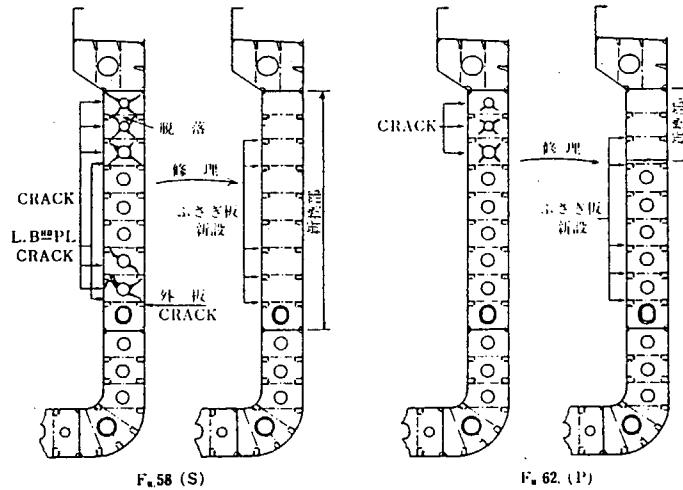


図 2.1.7 縦肋骨式構造のウィングタンク内の損傷例(建造後7年)

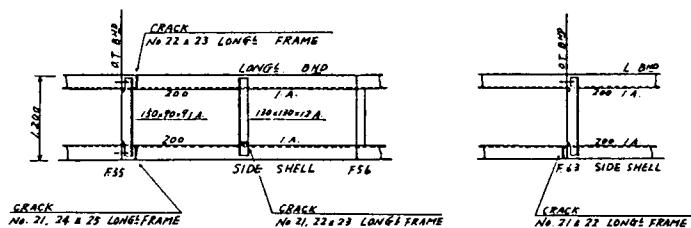


図 2.1.8 縦肋骨のき裂及び肋板間の支材のき裂

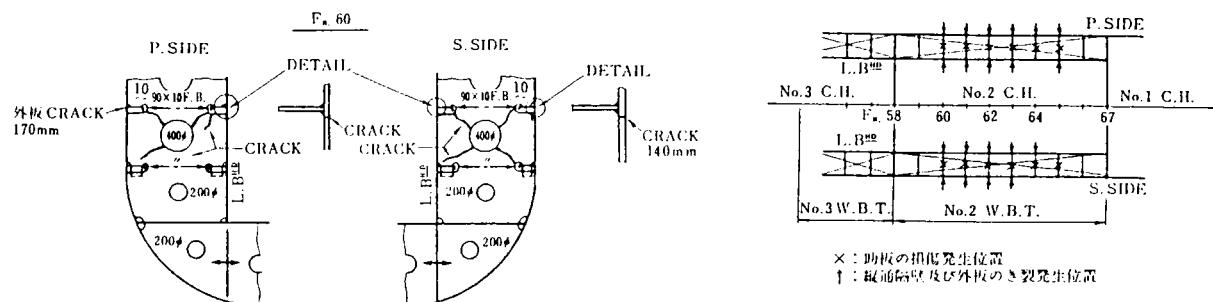


図 2.1.9 ウィングタンク内下部肋板のき裂

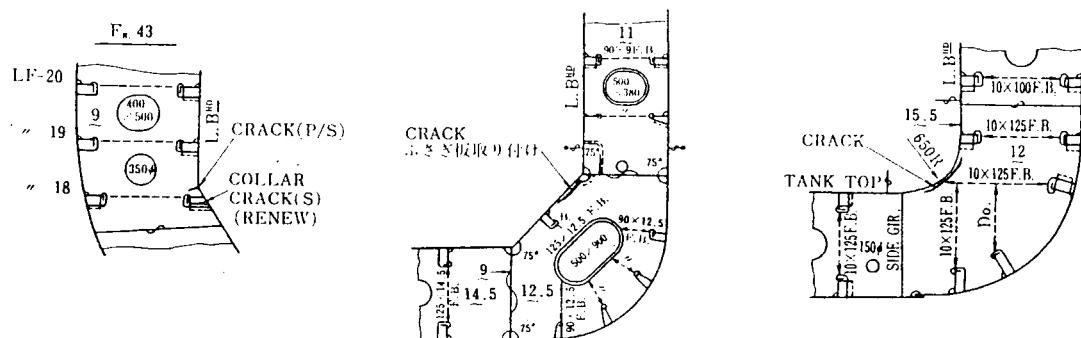


図 2.1.10 ナックル部及びヒール部肋板のき裂

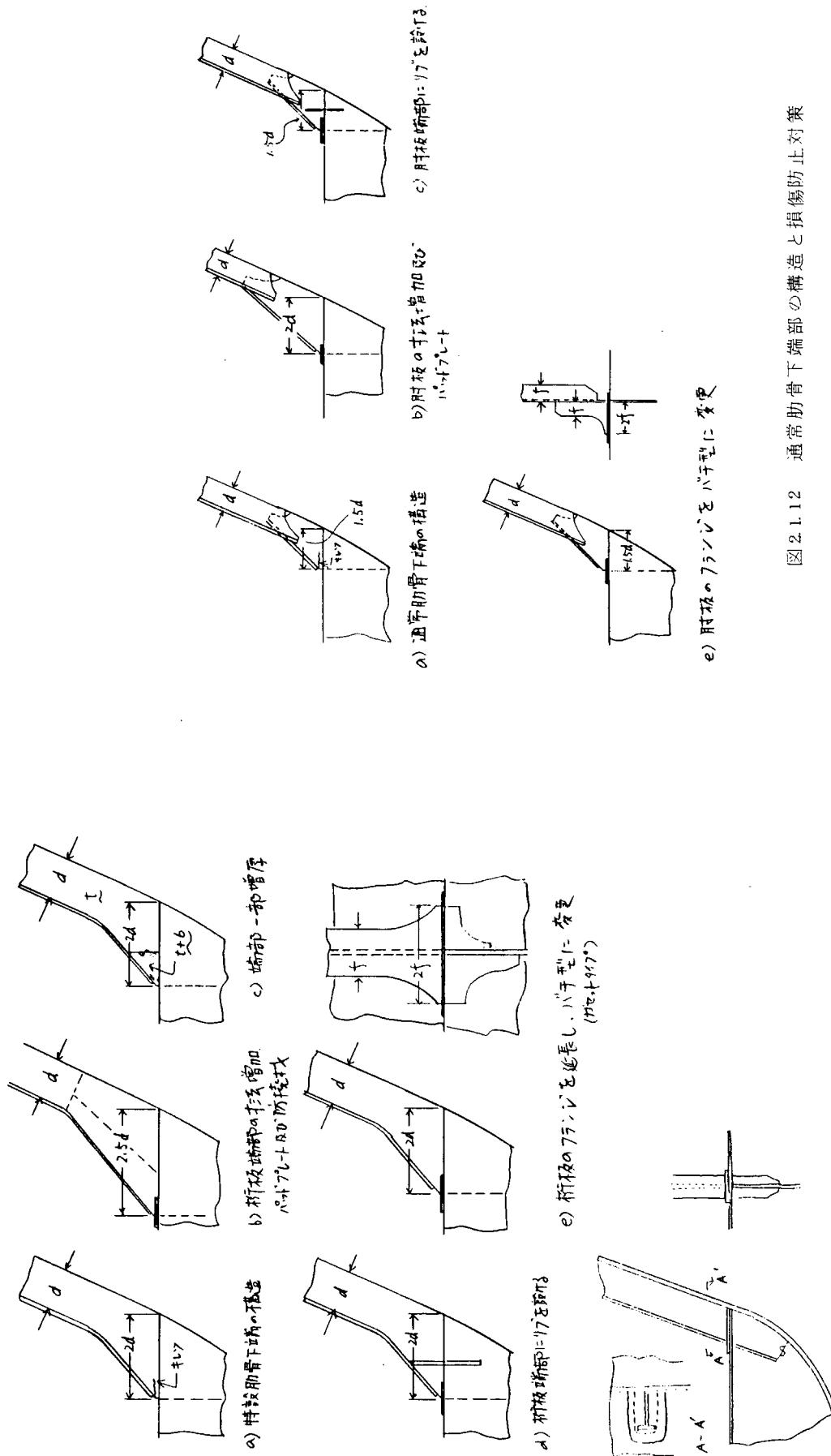


図 2.1.11 特設肋骨下端部の構造と損傷防止対策

† 断破を直線的にして、開口はカーブとする。

図 2.1.12 通常肋骨下端部の構造と損傷防止対策

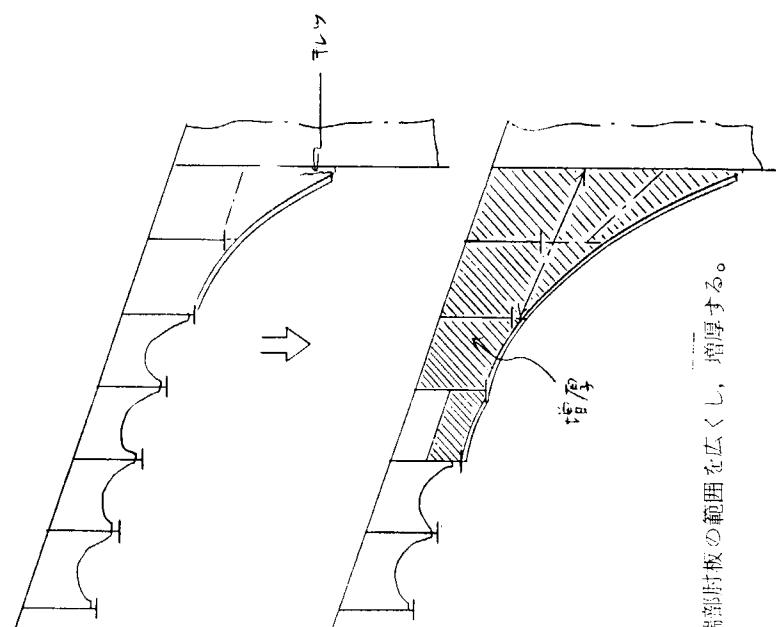
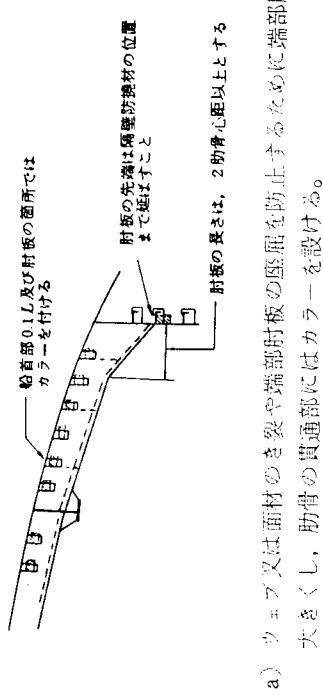


図 2.1.13 船側縦通板端部固定部の損傷防止対策

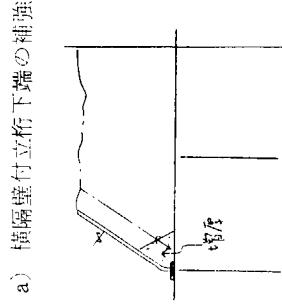
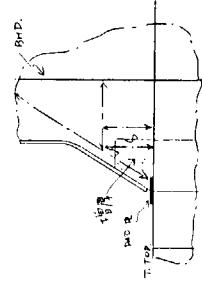


図 2.1.14 横隔壁立杆下端部の損傷防止対策

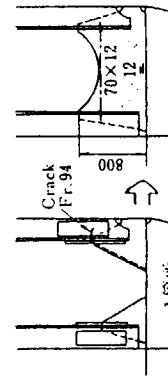
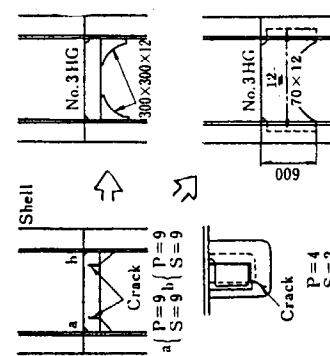


図 2.1.15 ウィングタンク内防撓材端部の損傷防止対策

2.2 ばら積み貨物船

(日本鋼管)

2.2.1 損傷の傾向

ばら積み貨物船としてここでは八角形の貨物倉断面をもつ、もっとも一般的なバルクキャリアーを取扱うこととする。これらの構造的特徴は次のようなものが考えられる。

(1) トップサイドタンク

取外し式シフティングボードなしで穀類を積載し、その表面の沈下と移動に対して、充分安定性を確保することが基本条件であり、航海中の穀物の沈下によって底面との間に空所が生じないように水平に対して 30° 以上の傾斜を持たせた構造をしている。

(2) サイドホッパー付二重底

主要なバラストタンクを形成し、かつ横隔壁と船側外板のみで、中間に支持がない二重底構造の平面部分を限定する形でサイドホッパーが設けられる。同時に対象貨物のセルフトリミングの特性を利用して揚荷能率の向上を目的としている。

(3) 深水槽兼用貨物倉

大型化に伴ない十分なバラスト量の確保の目的で兼用貨物倉を中心部付近に設けている。通常は制水隔壁を設けず、横隔壁、船側構造の防撓方式は一般貨物倉としてグラブ等の使用が出来るよう特別の考慮が払われている。

以上の様な構造的特徴をもつ、ばら積み貨物船の損傷も当然、これらを構成する部材に発生している。

この主要損傷を最近建造された3万トン以上の大型ばら積み貨物船144隻について建造後8年間の損傷調査の結果、損傷と発生頻度の関係を表2.2.1に示した。又これらを類型化すると図2.2.1a), b)のとおりでⒶ～Ⓑの個所に損傷が発生している。

一般貨物船の場合と同様貨物倉の構造部材に損傷を発生したのべ52隻の船舶についてⒶ～Ⓑの損傷発生隻数率及び損傷発生件数率を図2.2.2、図2.2.3に示してある。

図より、B, T, A, U, C, P, V, I, W, S, Xの損傷を防止できれば損傷発生隻数を10%以下に、又件数も10%程度に減少することが可能となる。

2.2.2 損傷の防止対策

(1) 船首船倉部

船首船倉部の損傷としては、図2.2.1のEの様な損傷を発生することが多い。この構造はNo.1貨物倉部にトップサイドタンクを設けない場合に多く採用されており、トップサイドタンクを設ける場合にはバランスング程度のものでよいと思われる。損傷を防ぐ意味を含めて、できるだけ船首隔壁までトップサイドタンクを延長し船側構造を固くする構造が望ましいが、止むを得ず水平桁にて船側肋骨を支持する場合には、一般貨物船の場合と同様、端部肘板を大きくし肋骨の貫通部にはカラーを設ける。

又、ナックル部にはできる限り倒れ止めBKTを設けることが望ましい。

(2) 船倉部

構造上の特殊性としてばら積み貨物船の船側構造は直交異方性板として、上下のトップサイドタンク、二重底のホッパーとバランスを保ち、船側からの水圧を受けもっているわけであるが、これら上下隣接部材の剛性が著しく大なるため、それらの変形による影響を非常に大きく受けている。

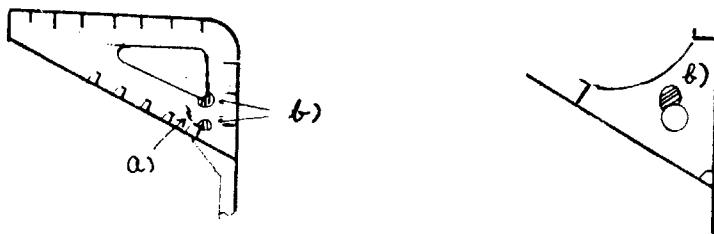
従がって、通常肋骨に発生する損傷は、図2.2.1のA, B, Dの様なものが顕著である。防止策としては極端な剛性変化を起こさぬよう部材配置を考慮すると共に二重底構造をホッパー回転角を考慮して設計し、ホッパーの変形を少なくする。特に長大ホールドの場合にはこの考慮は不可欠であると思われる。

トップサイドタンクよりの荷重の支持、全体的横強度の向上及び船側パネルの剛性保持を目的としてウェブフレームを設ける構造は局所的に剛性が増加して、その部分の応力が増大する結果となりやすく、船側肋骨を一様に増強する構造の方が良いと思われる。

この場合、断面二次モーメントと断面係数のプロポーションを考慮して肋骨の断面形状を決定する必要があると考える。

(3) トップサイドタンク

トップサイドタンク内のトランスウェブには図 2.2.1 の X, V のほかに下図の a) クラック b) 座屈が多く発生している。



防止策としては、剪断力の高くなるウェブの端部のスロットにはカーラーを必ず設ける。又、ウェブの深さはカラーブレートのない場合、スロットの 2.5 倍以上にする。

深水槽兼用貨物倉内のトップサイドタンクは倉内の液体の運動もあるので特に注意を払う必要がある。

又、大きな甲板荷重に対しては、船側の波浪荷重も考慮してトランスのラーメンとしての強度を検討する必要がある。

座屈に対して増厚又は補強材を入れる方法が有効である。

トップサイドタンク内は高温多湿のため、部材の腐食を生じやすく防食には充分な注意を払う必要がある。

(4) その他の

(a) 倉口側線内甲板の凹損

小骨配置を縦方向にしないで横方向にする。又板厚を余り薄くしないこと。

(b) 二重底内、内底板ロンジ、肋板の変形、及び内底板の凹損

原因としては荷役時のグラブ、オア一等の衝突によるものと考えられる。防止対策としては設計時にこれに対処することは大変難かしく、少々の増厚では防げない。従って現状ではカーリング、スチフナ増設等の補修を行うとともに、荷役時に充分注意する必要がある。

(c) 二重底端部スカラップの亀裂

損傷例としては出でていないが、以前多発していた個所であり、充分な注意が必要。防止対策としては 1.1.2 柄端構造設計指針を参照のこと。

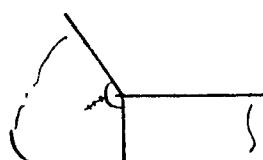
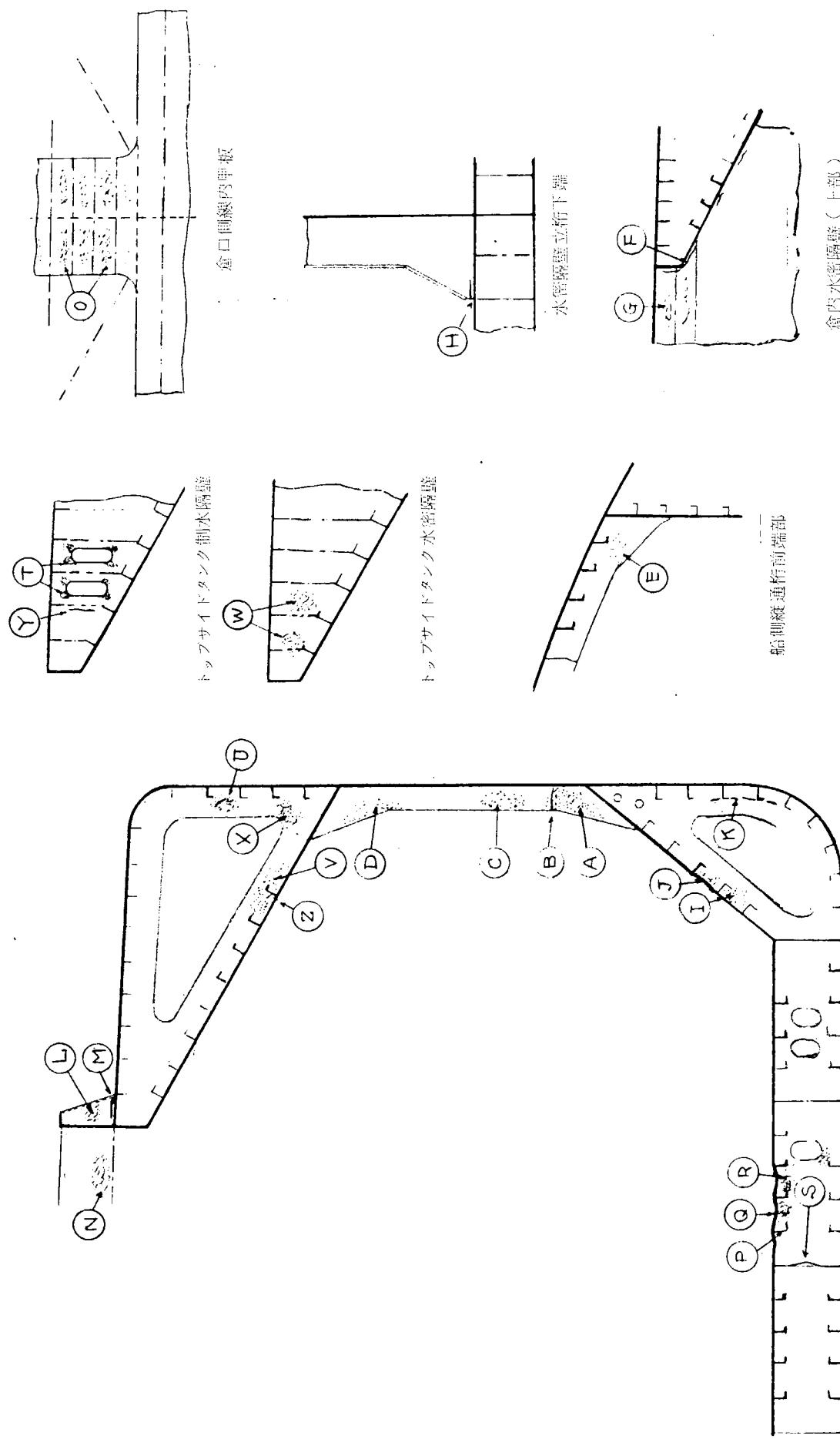


表 2.2.1 ばら積み船貨物倉構造部材の損傷（建造後 8 年間）

		損 傷 発 生 状 況	8 年間の損傷発生率	
			損傷発生 隻数 全隻数	1 隻当たりの 損傷件数
倉内骨部材	A	肋骨下端肘板の変形	0.041	0.25
	B	肋骨下端のき裂	0.013	0.60
	C	肋骨中間部の変形	0.034	0.22
	D	肋骨上端肘板の変形	0.006	0.01
	E	船側縦通桁前端ウェブの変形	0.006	0.01
倉内隔壁	F	隔壁板周囲のき裂	0.020	0.08
	G	隔壁板上部のスティフナ間の凹損	0.006	0.01
	H	隔壁立桁ウェブ下端のき裂	0.006	0.04
ホバタンク	I	内底板付き横桁の変形	0.013	0.06
	J	内底板の凹損	0.006	0.03
	K	船底桁板のスロット部のき裂	0.006	0.01
上甲板倉口付近	L	倉口縁材肘板の変形	0.013	0.03
	M	" 肘板下端のき裂	0.006	0.01
	N	倉口梁ウェブの凹損	0.006	0.01
	O	倉口側線内甲板の凹損	0.006	0.01
内底板二重底内	P	倉口直下内底板ロンヂの変形	0.020	0.07
	Q	" 内底板の凹損	0.013	0.03
	R	" 二重底肋板の変形	0.006	0.01
	S	" 二重底側桁板の変形	0.006	0.06
トッブサインダタンク	T	水隔壁軽目穴周囲の変形	0.027	0.40
	U	船側横桁ウェブの変形	0.020	0.24
	V	底部横桁ウェブの変形	0.020	0.07
	W	水密隔壁板の防撓材間の凹損	0.006	0.06
	X	底部隔壁肘板の変形	0.013	0.05
	Y	水密隔壁板の防撓材沿いのき裂	0.006	0.01
	Z	底板のき裂	0.006	0.01



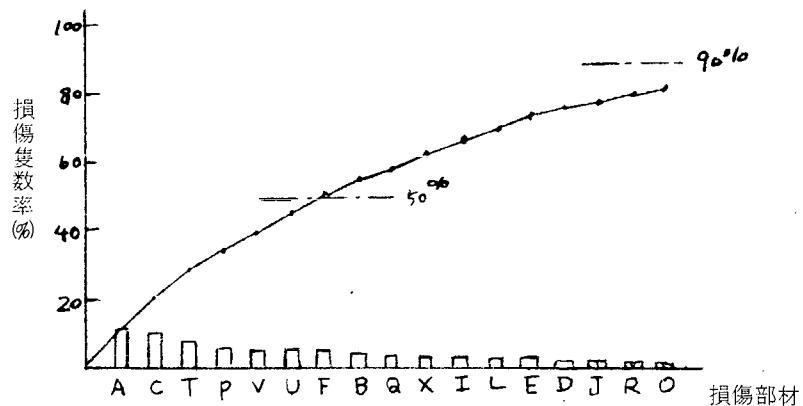


図 2.2.2 貨物倉部各部材の損傷発生隻数率

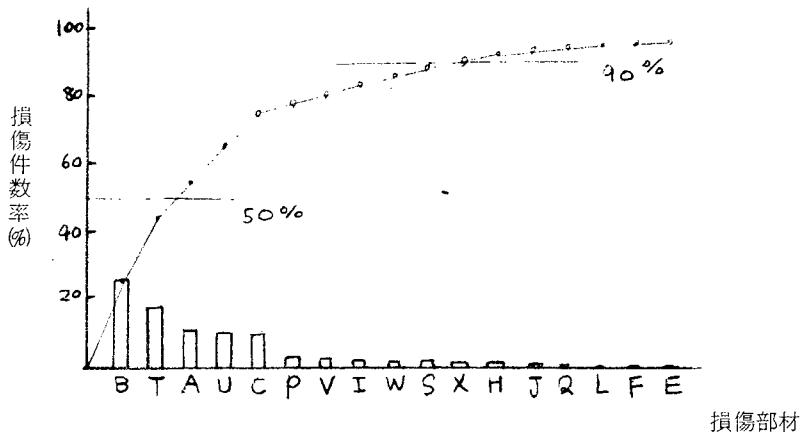


図 2.2.3 貨物倉部各部材の損傷発生件数率

2.3 油槽船及び鉱石船

(川崎重工業)

2.3.1 船 倉 部

油槽船と鉱石船の船倉部の構造は鉱石船が下記の特有な構造を除いて殆んど同じと云って良い。

- 1) 二重底構造
- 2) ナックル付縦通隔壁
- 3) 倉口まわり
- 4) 隔壁付スツール

従って上記鉱石船特有構造にまつわる損傷以外は油槽船と殆んど同じ種類のものであり、油槽船の損傷に対する対策がそのまま鉱石船に当嵌め出来ることが出来る。

2.3.1.1 損傷の傾向

(1) 損傷の経年変化

油槽船の損傷件数と船令との関係を示すと図 2.3.1.1 の様になっており、船令10年程度で損傷件数はピークに達し、その後はピーク時のほぼ半分となっている。

これは大まかに見れば船令10年程度迄は構造強度上の原因による疲労等に基く損傷が発生し、その後は腐食による構造部材の衰耗が原因である損傷が発生していると見ることが出来る。その理由は船令が10年以後で

損傷が減少しているのはそれ以前の損傷に対する補強の効果が現われているものと考えられる。

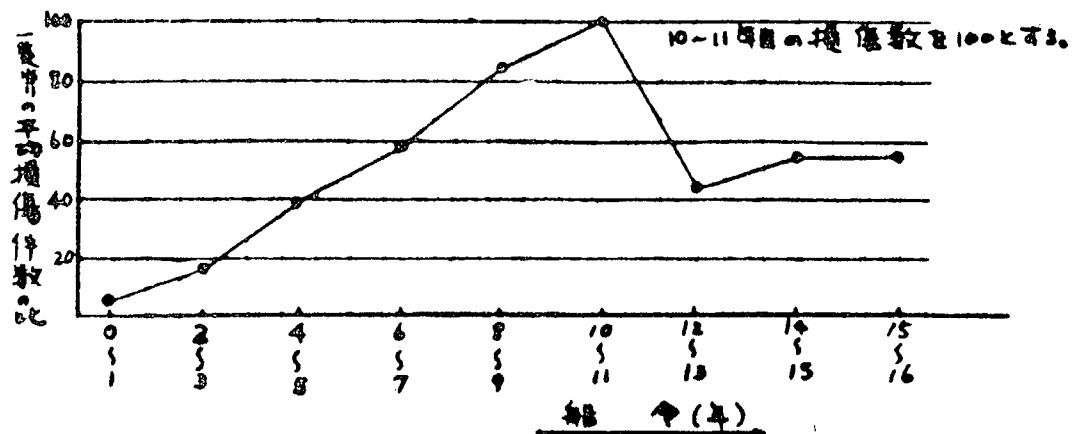


図 2.3.1.1 大型タンカーの損傷と平均損傷件数

(2) 損傷の種類と損傷件数

40,000 重量トン以上の油槽船 114 隻について建造後 8 年間の損傷調査の結果、損傷と発生頻度の関係を表 2.3.1.1 に示し、これらを類形化すると図 2.3.1.2～図 2.3.1.5 の様になる。

上記表又は図より具体的にスロット周りの損傷、ウェブの亀裂等の様に大まかに分類し頻度順に並べると図 2.3.1.6 及び図 2.3.1.7 の様になっている。

図 2.3.1.6 及び図 2.3.1.7 から分る様にスロット周りの損傷を防止すれば全体の約 40% の損傷が防止出来、更にウェブの亀裂及び変形を防止すれば 60%～70% を防止することができる。

又、隔壁板の損傷を防止することにより 75%～90% の防止率になっていることが分る。

2.3.1.2 損傷の原因と防止対策

(1) スロット周りの亀裂

この損傷の原因は次の様に考えられている。

- a) 枠に作用する変動荷重による疲労
- b) タンク内の流体による衝撃荷重
- c) 枠の振動
- d) 腐食
- e) 工作の欠陥

上記のうち主要なものはスロット周りに発生する高応力による疲労であって、これに b), c) による荷重などが重なって亀裂発生を促進させると考えられている。

従って損傷の防止はまず第一にウェブスチフナ基部に生ずる応力を低下させることである。

この観点に立った損傷防止対策を表 2.3.1.2 に示す。

尚、この他に枠の振動防止も重要である。

この損傷の殆んどが最上部クロスタイより下部に発生しているので、損傷対策もその部分に施せば十分である。

尚、設計指針については資料 1.1.3 参照のこと。

表2.3.1.1 船側タンクの損傷部材と損傷発生頻度

記号	損傷部材	8年間の損傷発生率	
		損傷発生隻数	損傷件数
		全隻数	全隻数
W 1	船底縦肋骨のき裂	0.044	0.4
W 2	〃 横桁のウェブの変形	0.070	0.2
*W 3	〃 の肘板のき裂	0.157	1.2
*W 4	〃 の防撓材のき裂	0.825	6.6
W 7	船側縦肋骨のき裂	0.070	0.8
W 8	〃 の肘板のき裂	0.018	0.2
W 9	〃 クロスタイ本体の防撓材のき裂	0.044	0.2
W 10	〃 の付根の〃	0.128	0.8
*W 11	〃 横桁の防撓材のき裂	0.193	1.6
*W 12	〃 のスロットのき裂	0.061	0.8
W 13	〃 のウェブのき裂	0.085	0.1
W 14	〃 のウェブの変形	0.061	0.2
W 15	縱通隔壁の隔壁板のき裂	0.061	0.1
W 16	〃 の変形	0.044	0.5
W 17	〃 水平桁のウェブのき裂	0.061	0.2
*W 18	〃 の肘板のき裂	0.018	0.8
W 19	〃 クロスタイ付根の防撓材のき裂	0.128	0.8
W 20	〃 の肘板の変形	0.018	0.2
W 21	〃 のウェブの変形	0.085	0.4
*W 22	立桁の肘板のき裂、	0.079	0.1
*W 23	〃 の防撓材のき裂、	0.287	1.6
*W 24	〃 のスロットのき裂、	0.105	1.0
W 25	〃 のウェブのき裂	0.085	0.1
W 26	〃 のウェブの変形	0.140	2.2
W 27	〃 の肘板の変形	0.027	0.1
W 28	横置隔壁の隔壁板のき裂	0.202	1.5
W 29	〃 の変形	0.053	0.2
W 30	〃 のカーリングのき裂	0.061	0.8
W 31	〃 の水平桁の面材のき裂	0.079	0.2
W 32	〃 のウェブのき裂	0.140	0.8
W 33	〃 の変形	0.088	0.4
*W 34	〃 のスロットのき裂	0.053	0.8
W 35	〃 の立防撓材の肘板のき裂	0.018	0.2
W 36	止水隔壁の隔壁板のき裂	0.070	0.5
W 37	〃 の変形	0.079	0.2
W 38	〃 の開口部のき裂	0.079	0.7
W 39	〃 の変形	0.027	1.1
W 40	立防撓材のき裂	0.061	0.7
*W 41	上甲板横桁のスロットのき裂	0.027	0.2
*W 42	〃 の防撓材のき裂	0.085	0.1
W 43	〃 のウェブのき裂	0.085	0.1
W 44	〃 の変形	0.027	0.1
その他の損傷		0.315	5.6
合計		—	31.5

備考 * スロット周りの損傷

表2.3.1.1 中央タンク損傷部材と損傷発生頻度

記号	損傷部材	8年間の損傷発生率	
		損傷発生隻数 全隻数	損傷件数 全隻数
C 1	船底縦桁の端部肘板のき裂	0.096	0.3
* C 2	〃の防撓材のき裂	0.114	0.8
C 3	〃のウェブのき裂	0.167	0.8
* C 4	船底横桁の肘板のき裂	0.114	0.4
* C 5	〃の変形	0.018	0.1
* C 6	〃のスロットのき裂	0.044	0.5
* C 7	〃の防撓材のき裂	0.254	5.1
* C 8	〃の変形	0.044	0.2
C 9	〃のウェブのき裂	0.158	1.1
C 10	〃の変形	0.018	1.0
C 11	船底縦肋骨の変形	0.009	0.2
C 12	縱通隔壁板の変形	0.044	0.6
* C 13	止水隔壁の水平桁の防撓材のき裂	0.061	0.3
C 14	〃のウェブのき裂	0.114	0.8
C 15	〃の隔壁板のき裂	0.058	0.1
C 16	〃の変形	0.061	0.8
C 17	〃の開口部のき裂	0.058	0.2
C 18	〃の変形	0.105	4.5
* C 19	〃の立桁の防撓材のき裂	0.044	0.1
C 20	〃のウェブのき裂	0.061	0.1
C 21	〃の立防撓材のき裂	0.105	0.7
* C 22	横置隔壁の水平桁の肘板のき裂	0.105	0.2
* C 23	〃のスロットのき裂	0.182	0.8
* C 24	〃の防撓材のき裂	0.202	1.4
C 25	〃のウェブのき裂	0.287	2.4
C 26	〃の変形	0.106	0.8
C 27	〃の隔壁板のき裂	0.140	0.8
* C 28	〃の立桁の肘板のき裂	0.070	0.2
C 29	〃の面材のき裂	0.058	0.1
* C 30	〃の防撓材のき裂	0.070	0.1
C 31	〃のウェブのき裂	0.128	0.4
C 32	〃の変形	0.088	0.3
* C 33	上甲板下横桁の防撓材のき裂	0.035	0.1
C 34	〃のウェブのき裂	0.061	0.1
その他の損傷		0.781	2.3
合計			25.8

備考 * スロット周りの損傷

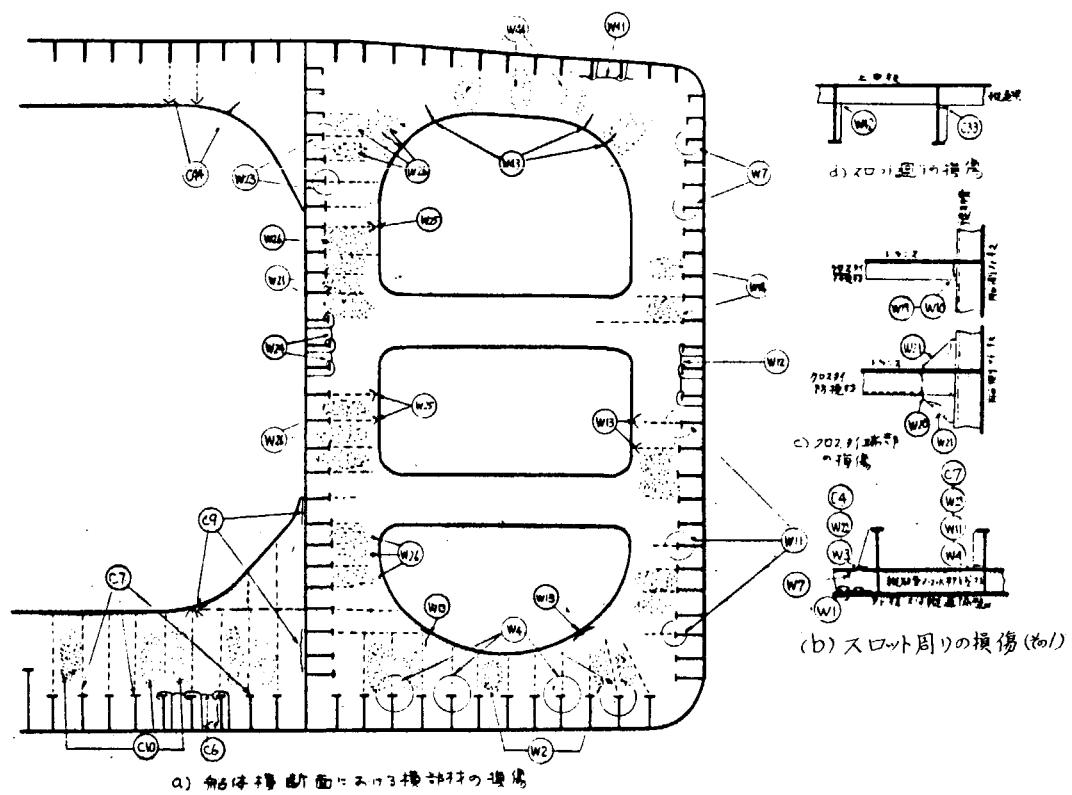


図 2.3.1.2 船側タンク及び中央タンクの損傷類型図

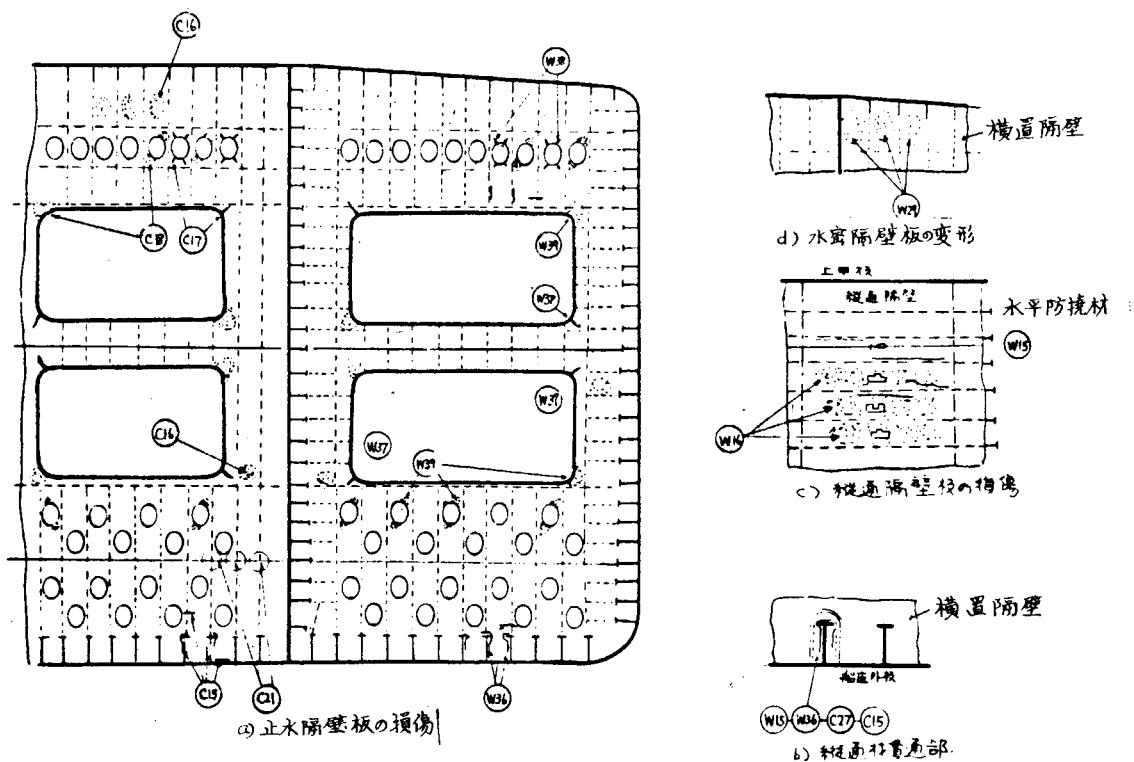


図 2.3.1.3 船側タンク及び中央タンクの隔壁の損傷類型図

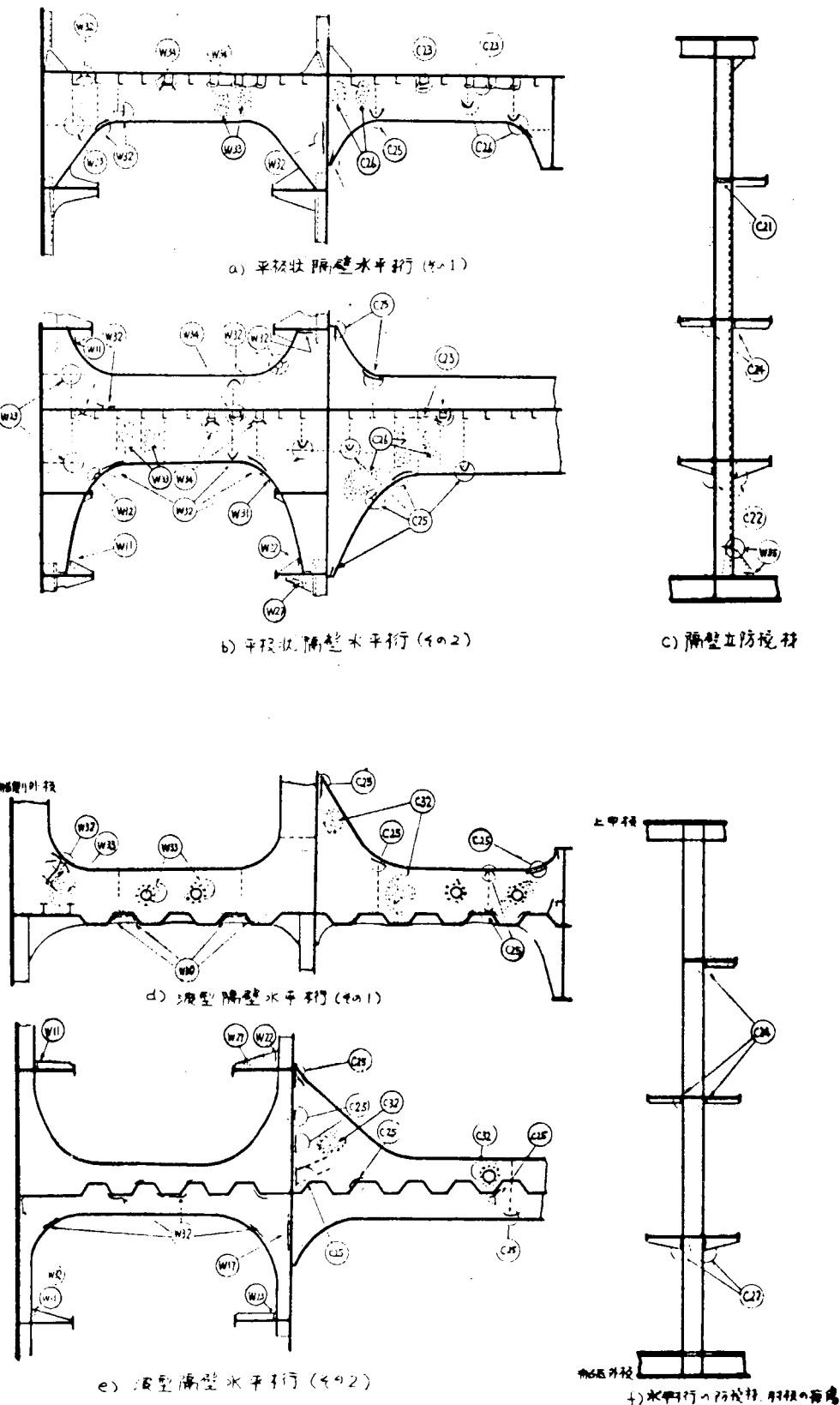


図2.3.1.4 隔壁水平排水の構造類型図

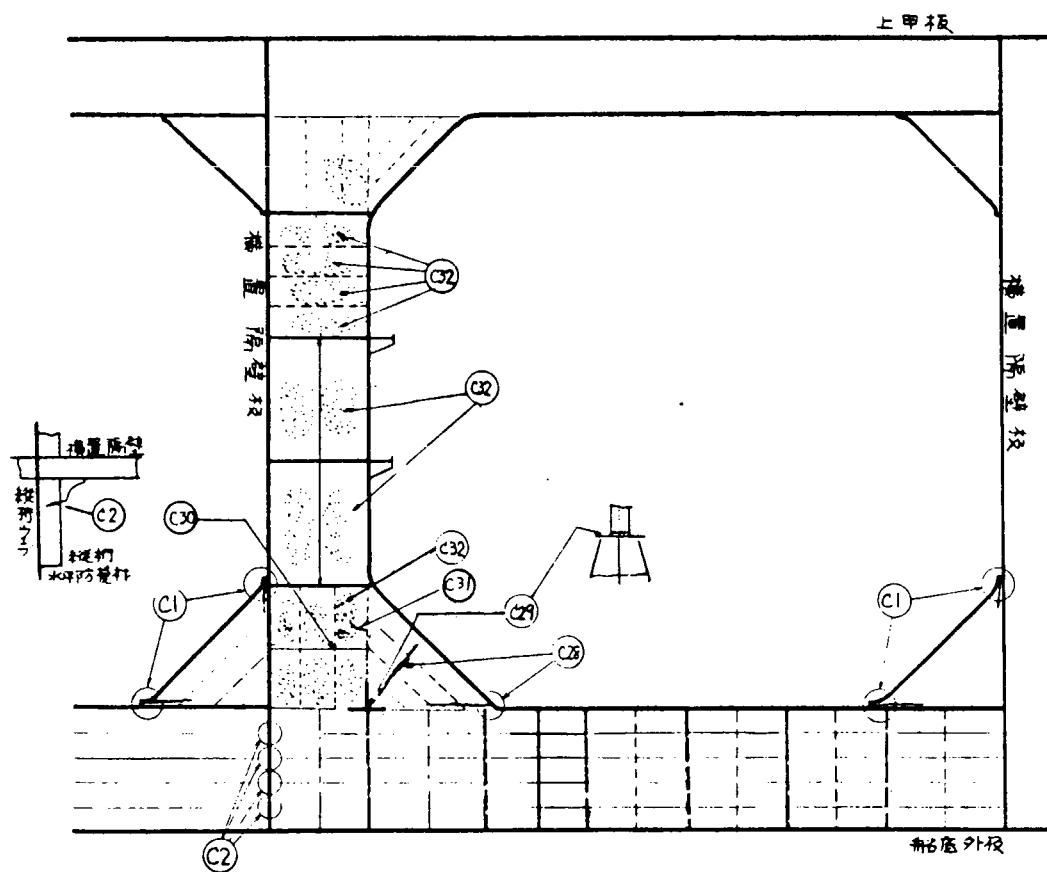


図 2.3.1.5 中央タンク隔壁立柱, 船底縦桁の損傷類型図

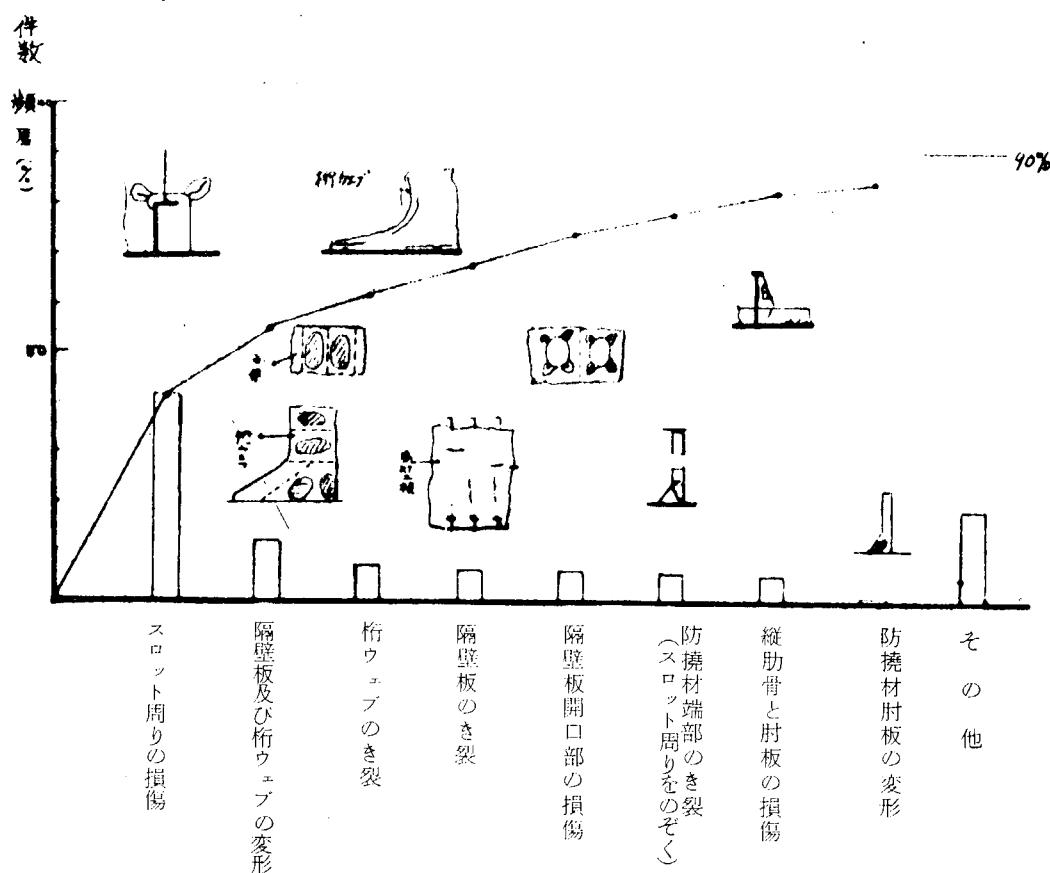


図 2.3.1.6 船側タンクの損傷件数の頻度(全損傷件数を100とする)

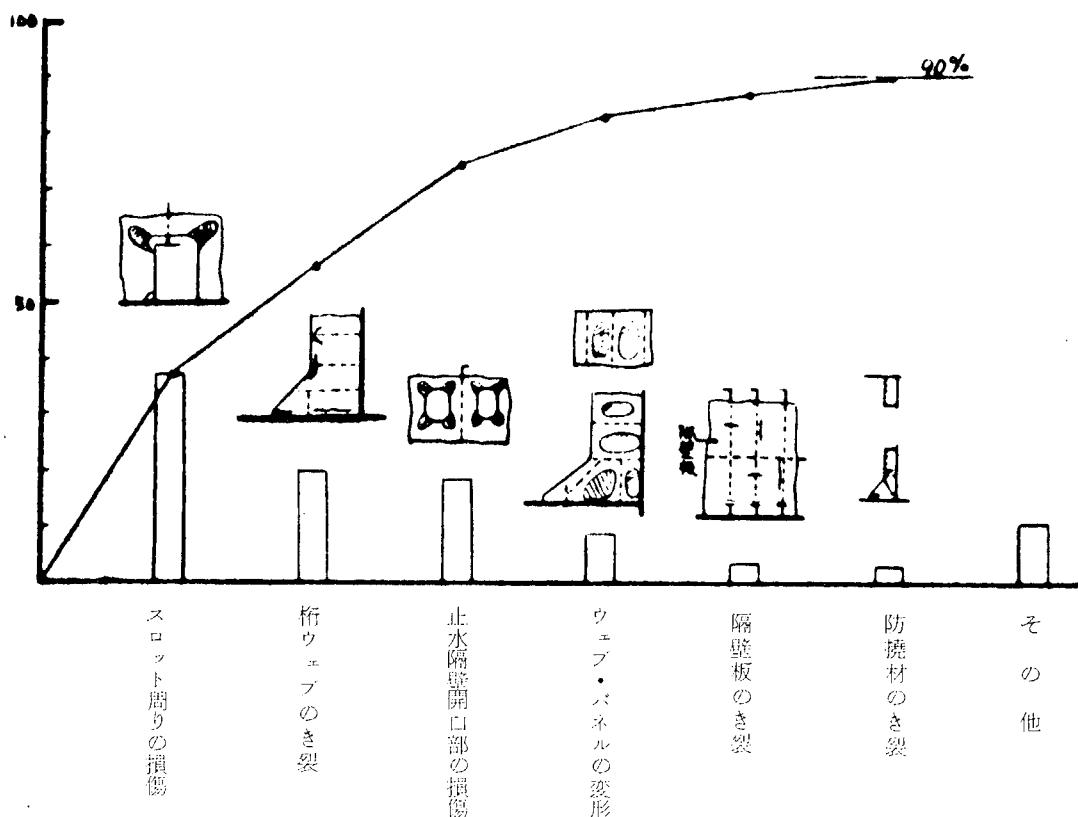


図 2.3.1.7 中央タンクの各種損傷の類型化と発生件数頻度

表 2.3.1.2 スロット周りのき裂防止対策

対 策		効 果 等
スロットの形状	カラーブレート 差込み型	<ul style="list-style-type: none"> Stiff 基部応力は約 30% に低下 (Half Coll. でもほど同程度の効果) スロット周辺応力も低下する。 座屈に対しても有効
	カニの目玉形	<ul style="list-style-type: none"> Stiff 基部応力が低下する (Back B_{KT} ほどの効果はない) 工作精度上の問題がある。
	スロットの向き	<ul style="list-style-type: none"> ウェブに作用する剪断力が大きい場合に Stiff 基部、スロット周辺の応力を減少させる効果がある。
ウブエナブ！スのテ形イ状	Back B_{KT}	<ul style="list-style-type: none"> Stiff 基部応力は約 50% に減少する。 ウェブの振動が原因である場合、振動疲労に対して効果がある。

(2) 桁ウェブのき裂(スロット周りを除く)

この損傷は大きく次の2種に分けられる。

a) 中央タンク船底横桁あるいは横置隔壁水平桁のフェースプレート止端部からのき裂(図 2.3.1.8)

原因は、船側タンク内構造の変形により生ずる応力と、桁から縦通隔壁に流入する応力が止端部付近に集中することであり、これにより疲労き裂が発生する。

b) 特にコーナー部のウェブ付スティフナーのスニップエンドからのき裂(図 2.3.1.9)

ウェブスティフナーのスニップエンドはウェブにとってハードスポットとなっているため、ウェブの変形による二次応力が集中して疲労き裂に到ることが主原因と思われる。この他に、桁ウェブの振動によりスニップエンドに発生する応力も考えられる。

以上の損傷防止対策を表 2.3.1.3 に示す。

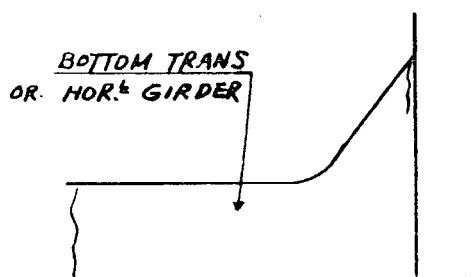


図 2.3.1.8 ウェブエンドの F_c . PL・止端からの亀裂

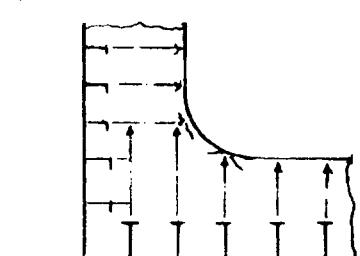
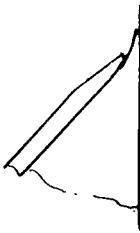
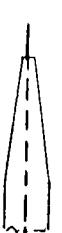
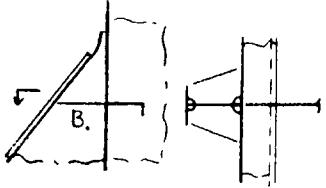
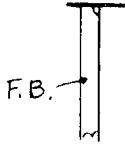


図 2.3.1.9 ウェブスティフナーのスニップエンドからの亀裂

表 2.3.1.3 桁ウェブのき裂防止対策

対 策	効 果 等
  <p>Fc . B 端部の サーピン テーパー 板厚を変える</p>	Fc . PL 止端の応力集中が緩和される。
 <p>ウェブ端部を十分ソフトにする。例えばダブルRなど。</p>	ウェブ端部へ流入する応力を減少させる。
 <p>止端付近に $B^{\frac{KT}{2}}$ を配置する。</p>	ウェブ端部へ流入する応力を $B^{\frac{KT}{2}}$ を通じて L . $B^{\frac{HD}{2}}$ に伝達する。
 <p>F.B. 端部をクリップとする。</p>	<ul style="list-style-type: none"> ○ F.B. のスニップエンドと Fc . B 間に局部変形を防止する。 ○ スニップ端の Hard Spot を解消する。
 <p>も 増厚</p>	<ul style="list-style-type: none"> ○ 端部の応力を減少させる。 ○ L . BHD の変形による応力は減少させられないで、増厚した程には応力の減少は期待できない。

(3) 桁ウェブの変形

桁ウェブの変形は図 2.3.1.10 のように分類できる。

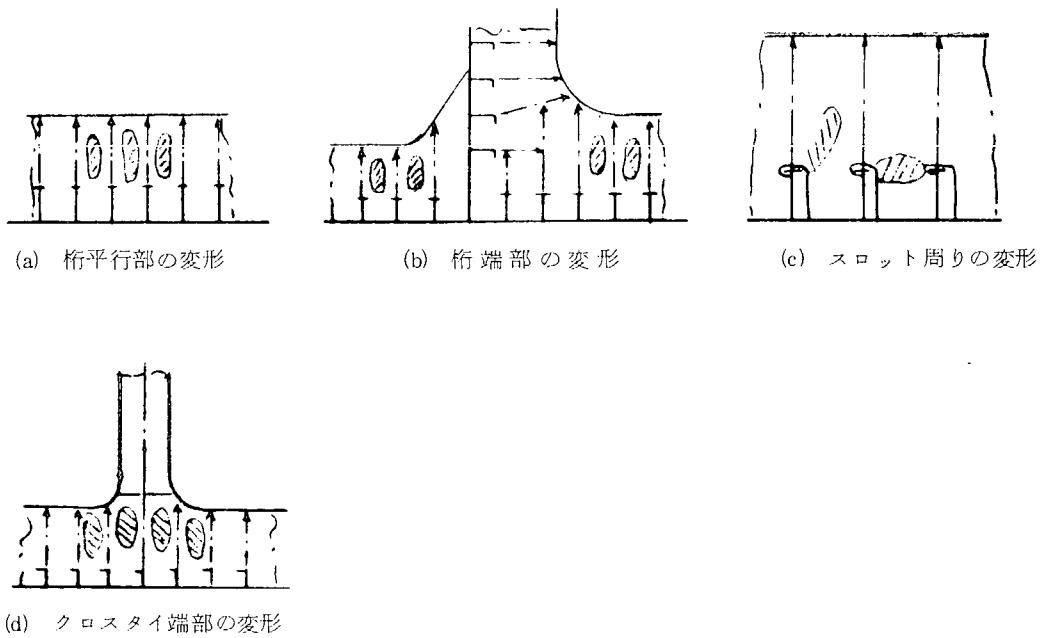


図 2.3.1.10 ウェブの変形の分類

原因は座屈強度の不足であるが、計算上は十分な座屈強度を有していても実際に座屈を生じている例もある。このような場合にはパネルの初期歪の影響も考える必要がある。

座屈防止対策としては、防撓材で囲まれた Panel に対して座屈限界荷重を求め、強度計算結果から得られた該 Panel に作用する応力と比較して、要すれば補強材、通常は Carling を追加することである。

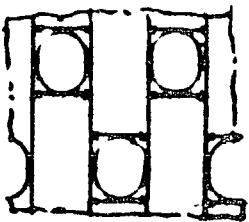
油槽船の桁で特に座屈に対して注意すべき箇所を図 2.3.1.11 に示す。

(4) 隔壁板の損傷

この損傷で顕著に発生するのは制水隔壁の開口部周辺のき裂及び変形である。また縦通隔壁の上部付近の変形も比較的多く発生している。原因はいずれも過大な剪断力であるが、一部はタンク内荷液の液体流動によるものも考えられる。

損傷対策を表 2.3.1.4 に示す。

表 2.3.1.4 隔壁板の損傷防止対策

対 策	効 果 等
 開口自由縁の 補強 (F.B. 又はリング)	<ul style="list-style-type: none"> ○自由縁の応力減少及び剛性の増大
隔壁板の増厚	<ul style="list-style-type: none"> ○剪断応力の減少及び剛性の増大 ○補強のための重量増が大きく得策ではない。

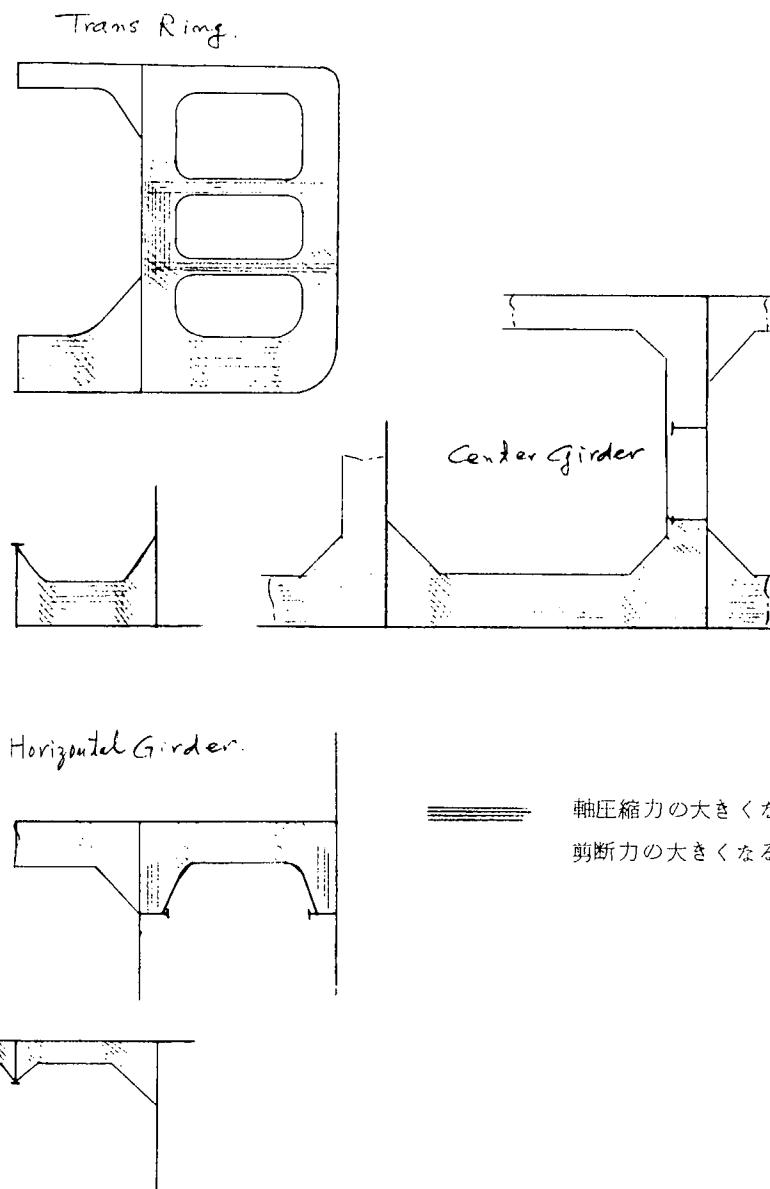


図2.3.1.11 座席に対して注意すべき箇所

(5) 鉱石船特有の損傷及び対策

1) 二重底フロアとトランスリング結合部の損傷

図2.3.1.12(a)の原因については内底板の応力が船側タンク内の桁に流入する箇所に応力が集中する為であり、この箇所にスカラップがあればそのスカラップから亀裂が発生する。

対策として図2.3.1.12(a)に示す様な場所においてはスカラップを廃止するか、又はスカラップをカラーブレートで塞ぐ必要がある。

2) 縦通隔壁ナックル部近傍の損傷

図2.3.1.12(b)の様に縦通隔壁がナックルしている場合のナックル部板継ぎ箇所に於いて隔壁板及び横部材にクラックが発生している。

対策としてナックル部での板継ぎは成可く避けた方が好ましい。

3) 倉口間甲板構造に生ずる凹損

この種の損傷は撒積貨物船の倉口間甲板等にも見られるが、倉口長さが大きい鉱石船に於いては顕著に見

られるものである。

図2.3.1.12(c)に示す如く倉口間デッキビームがロング方式の時に多い。原因として倉口間甲板に働く甲板面内左右舷方向に働く圧縮力によって生じたことは明らかであり、甲板パネルの座屈強度不足と思われる。対策としては、デッキビームを横方式とし、且つ甲板口側線外の板厚との差を、極端に小さくしないこと。

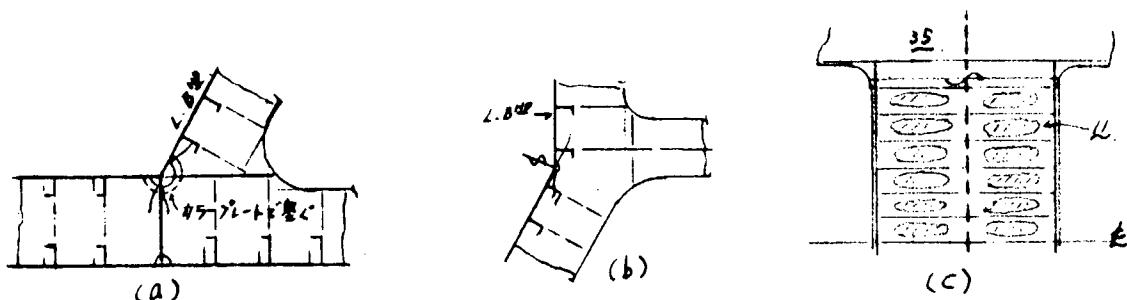


図2.3.1.12 鉱石船特有の損傷

2.3.2 船首部

(三井造船)

2.3.2.1 損傷の傾向

油槽船、鉱石船等一般に大型船の船首部は比較的損傷の少い区画であると考えられるが、次項2.3.2.2損傷防止対策の項に述べる波浪衝撃荷重、横付状態の厳しさ等により、前項2.3.1船艤部に於て発生している損傷と同様の損傷が発生している。

40,000t以上の大噸位油槽船114隻について損傷調査を行った結果を損傷の種類別に分類し、損傷の発生頻度との関係を示したものが図2.3.2.1、表2.3.2.1及び表2.3.2.2である。又具体的損傷例の類型図を図2.3.2.2に示す。

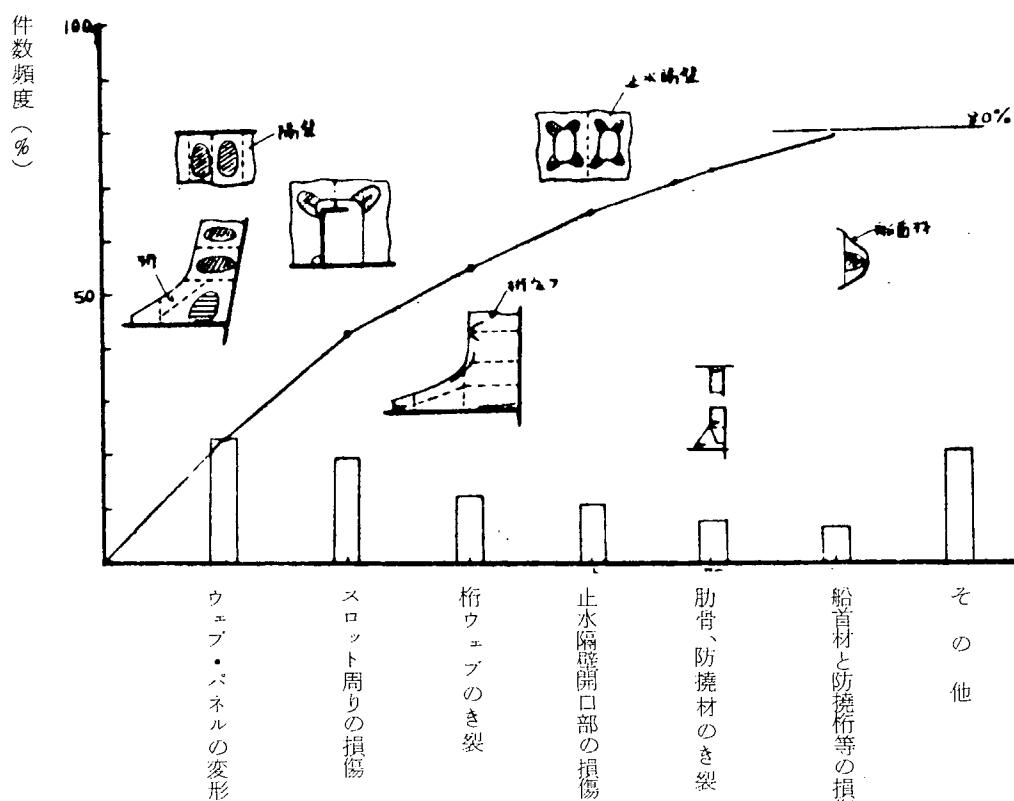


図2.3.2.1 船首部の各種損傷の類型化と頻度

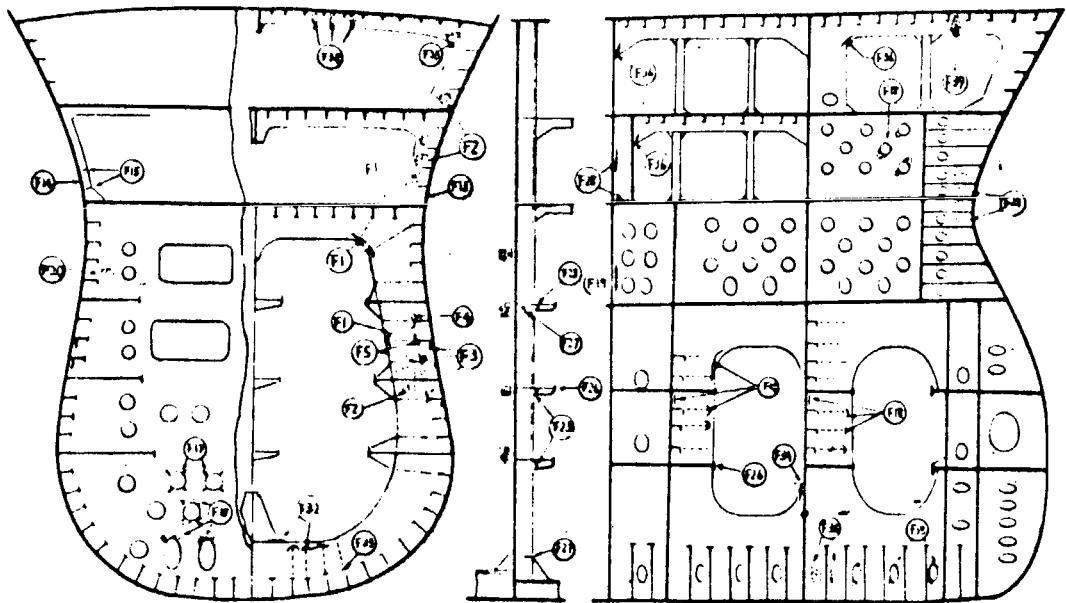
表2.3.2.1 船首ランクの損傷部材と損傷発生頻度

記号	損傷部材	8年間の損傷発生率	
		損傷発生隻数 全隻数	損傷件数 全隻数
F 1	船側横桁のウェブのき裂	0.044	0.1
F 2	"/" の変形	0.288	0.9
*F 3	"/" のスロットのき裂	0.070	0.3
F 4	"/" の変形	0.026	0.1
*F 5	"/" のウェブ防護材の変形	0.157	0.4
F 6	"/" "	0.027	0
F 7	船側水平桁のウェブのき裂	0.051	1.1
F 8	"/" の変形	0.211	1.8
*F 9	"/" 防護材のき裂	0.046	0.1
F 10	"/" 面材のき裂	0.053	0.1
F 11	船側縦助骨(肘板を含む)のき裂	0.123	0.4
F 12	"/" の変形	0.114	0.3
F 13	横助骨のき裂	0.026	0.1
F 14	止水隔壁の水平桁のウェブのき裂	0.026	0
F 15	"/" の開口部のき裂	0.026	0
F 16	"/" の変形	0.167	1.4
F 17	"/" の隔壁板のき裂	0.044	0.1
F 18	"/" の変形	0.132	0.3
F 19	船首隔壁水平桁ウェブのき裂	0.088	0.4
F 20	"/" の変形	0.070	0.2
*F 21	"/" 防護材のき裂	0.088	0.4
*F 22	"/" スロットのき裂	0.053	0.2
*F 23	"/" の変形	0.026	0.3
F 24	"/" 面材のき裂	0.025	0
F 25	"/" 立防護材のき裂	0.026	0.2
F 26	"/" 立防護材のウェブのき裂	0.035	0.1
F 27	船首材(立桁を含む)の変形	0.079	0.4
F 28	"/" の水平補強材のき裂	0.025	0
F 29	"/" の変形	0.079	0.4
F 30	船底横桁ウェブのき裂	0.088	0.1
*F 31	"/" 防護材のき裂	0.035	0.2
F 32	船底側桁ウェブのき裂	0.025	0
F 33	"/" の変形	0.044	0.1
F 34	上甲板下横桁ウェブのき裂	0.053	0.2
F 35	"/" の変形	0.044	0.1
F 36	特設梁ウェブの変形	0.044	0.2
その他	の 損 傷	0.789	2.5
合計		—	13.5

表2.3.2.2 スロット周りの損傷

記号	損傷部材	8年間の損傷発生率	
		損傷発生隻数 全隻数	損傷件数 全隻数
D 1	船側外板のき裂	0.029	0
D 2	"/" の変形	0.129	0.6
D 3	上甲板のき裂	0.034	0
D 4	"/" の変形	0.026	0.2
D 5	船内側横内・外甲板の変形	0.021	0.0
その他	の 損 傷	0.014	0
合計		—	0.8

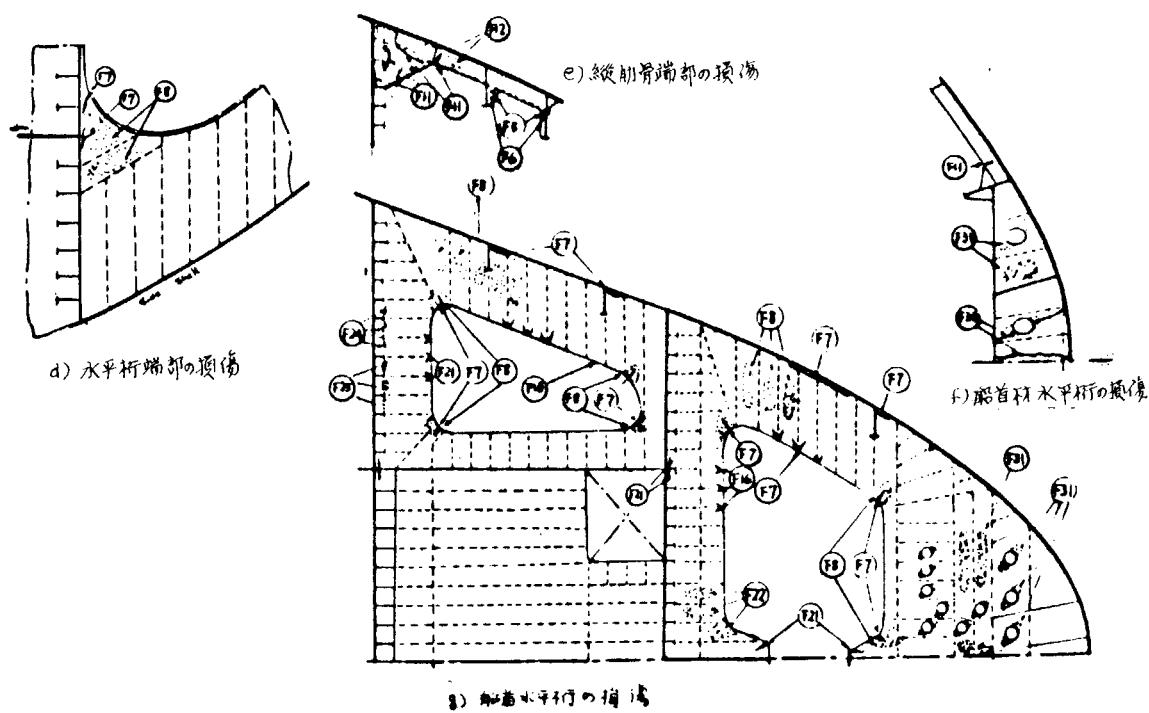
備考 * はスロットまわりの損傷



a) 船首横断面の損傷

b) 隔壁防護材の損傷

c) 船首縦断面の損傷

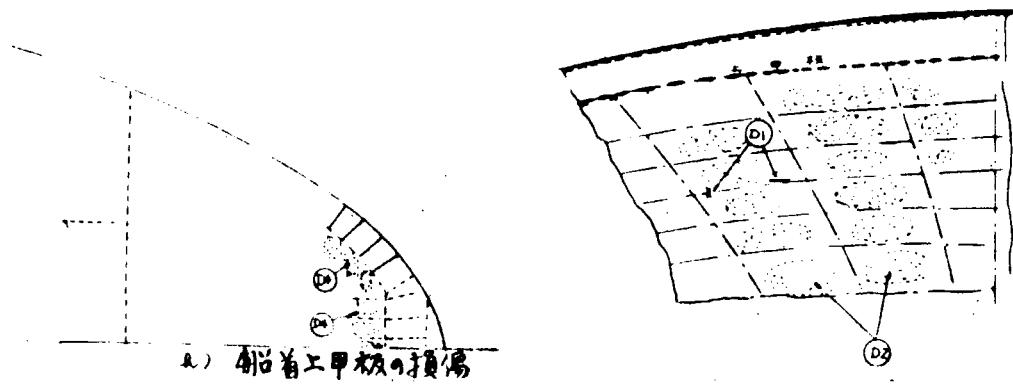


d) 水平析端部の損傷

e) 縦肋骨端部の損傷

f) 船首材水平析の損傷

g) 船首水平平行の損傷



h) 船首上甲板の損傷

i) 船首外板の損傷

図2.3.2.2 船首部の損傷類型図

図2.3.2.1より、特に集中的に発生している損傷は見られず、波浪衝撃荷重が原因と思われる船首材の損傷を除いては、船倉部に於いて見られた損傷が平均して発生している。又上記以外にも稀ではあるが、78年経過した船で過度の腐食が主たる原因と考えられる船首タンク内のホリゾンタルガーダーの脱落等の報告もある。

2.3.2.2 損傷防止対策

前項で見た如く、損傷の内容としては、殆んど船倉部に於て発生している損傷であり、その対策も船倉部に於ける対策と類似のものと考えて支障はないが、損傷を発生させる原因としては、船倉部とは異った、ある面に於て厳しい荷重条件及び構造配置上の問題がある。それ等の主なものを下記するが、大型船の船首部構造の設計に当っては、下記を充分考慮の上、構造部材配置、部材寸法の決定を行う必要がある。

- i) 船首波浪衝撃荷重を直接且つ殆んど船首タンクだけで受ける。
- ii) 船首タンクはトリム、縦強度上の調整タンクとして使用され、従って半載状態で航行する場合が多い。又船体縦揺れの影響を最も強く受け半載状態の場合は、スロッシングによる動荷重の影響を受ける。
- iii) カーゴ満載の場合、一般に船首タンクは空艤となり、荷重条件は大変厳しくなる。
- iv) 大型船の船型上の特徴であるが、パーティカル・ランスバース・ウェブ或いはホリゾンタル・ガーダーが外板に直角に取りつけられない為、実質上の剛性が低下する。
- v) 艛部に設けられていた縦通隔壁が船首隔壁位置で切れるため縦方向の剪断剛性が低下する。

上記i)～v)の大型船船首構造の特徴が前項の損傷発生の主たる要因と考えられるが、各種の損傷は上記i)～v)が相互に影響しあって損傷が発生しているものと思われ、且つ個々の損傷防止対策は船倉部に於て述べられている故、本項ではi)～v)に対する具体的な設計上の注意事項を述べるに止める。

i) 波浪衝撃荷重に対する注意

これが原因で発生している典型的な損傷は図2.3.2.2(i)に示される外板の損傷である。

設計者は、該部外板の板厚、スティフナー配置等に充分注意することが必要である。これ等外板の板厚、スティフナーの部材寸法の決定に当っては、西部造船会研究報告第16号にて大型船の波浪衝撃荷重を推定する方法を提案しており、この方法に従って荷重を推定した上で、板厚骨の配置等を再評価、調整することを推奨する。

ii) 半載状態に対する注意

基本計画の段階で可能な限り半載状態を避ける様に注意することが必要であるが、船型上タンク配置上止むを得ない場合が多い。

この様な場合、パーティカル・ランスバース・ウェブ材及びホリゾンタル・ガーダー等が制水隔壁の替りに働くのでこれ等部材の強度についてiv)項に述べる船型上の問題を含め注意すると共に、強度上問題のない個所に水流通過用の開口を設ける等の注意が必要である。

iii) 荷重条件の厳しさに対する注意(図2.3.2.3参照)

船首部のみに着目してカーコン満載時の荷重状態を見ると図2.3.2.3の様なものとなる。この場合センター・ガーダー(中心線縦通制水隔壁を設ける場合は、この制水隔壁)の剪断強度、特に開口部周辺の座屈強度、船首隔壁のホリゾンタル・ガーダー又はパーティカル・ランスバース・ウェブ等の強度に注意を払う必要がある。

iv) 船型上の問題に対する注意(図2.3.2.4参照)

図2.3.2.4に見る如く、線図のヤセを船首部で吸収する傾向が大型船では特に強いため、パーティカル・

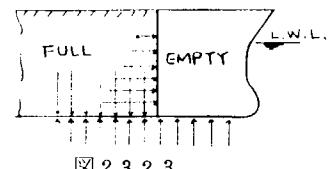


図2.3.2.3

トランスバース・ウェブの有効剛性の低下を考慮すると共に、トリッピング・プラケットの増設及び、i)の荷重を受ける部分にはカラー・プレートを配置する等の配慮が必要であろう。

v) 縦方向の剪断剛性の急激な変化に対する注意

縦強度上の剪断力はこの附近ではそれ程問題にならないと考えられるが、iii)に対する注意と同時に縦通隔壁の止端部をスムーズにテーパーする等の注意が必要である。

以上、船首部構造の損傷原因と考えられる荷重条件の厳しさ、部材配置上の問題、船型上の問題について述べたが、一方船首部構造の特徴として起振源から最も離れており振動による損傷は殆んど発生しない。又大型船の場合、船首吃水は比較的維持し易く中小型船でよく発生するスラミングによる損傷が殆んど見られない等構造強度上好ましい事実もあることを念頭においておきたい。

2.3.3 船 尾 部

(三井造船)

2.3.3.1 損傷の傾向

油槽船、鉱石船に限らず一般に大型船、高馬力船の船尾部は損傷の多い区画であるが、その原因の殆んどは、推進機関、或いは推進器を起振源とする振動に起因している。

図2.3.3.1及び表2.3.3.1に損傷の種類及び発生頻度の関係を示すが、船倉部、船首部と異なり部材の変形損傷の割合が比較的少ないとからも、原因が振動疲労によるものであることがうなづける。

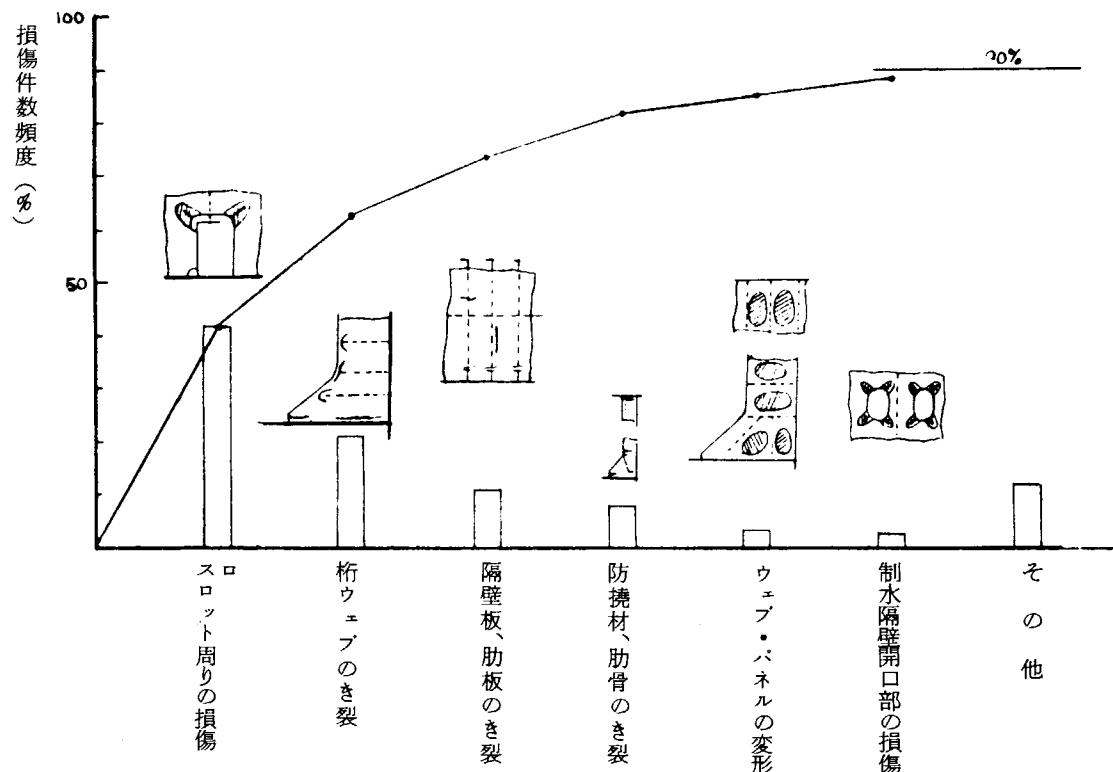


図2.3.3.1 船尾部の各種損傷の類型化と頻度

上記損傷の具体的な損傷類型図を図2.3.2.2に示す。尚本損傷調査は、40,000重量トン以上の油槽船114隻について行われたものである。

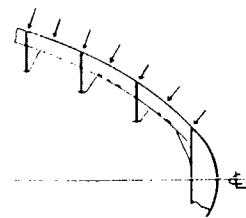


図2.3.2.4

表2.3.3.1 船尾タンクの損傷部材と損傷発生頻度

記号	損傷部材	8年間の損傷発生率	
		損傷発生隻数 全隻数	損傷件数 全隻数
* A 1	縦通隔壁水平桁のスロットのき裂	0.096	0.2
* A 2	" " の防撓材のき裂	0.018	0.1
A 3	" 立防撓材のき裂	0.035	0.1
A 4	" 立桁のウェブのき裂	0.070	0.2
* A 5	" " " の防撓材のき裂	0.044	0.2
A 6	台甲板のき裂	0.044	0.2
* A 7	" 下横桁のスロットのき裂	0.044	0.6
A 8	止水隔壁板のき裂	0.088	0.2
A 9	" の変形	0.053	0.2
A 10	" の開口部のき裂	0.053	0.1
A 11	" " の変形	0.026	0.4
A 12	" の立桁のき裂	0.114	1.1
A 13	船底肋板の肘板のき裂	0.053	0.1
A 14	" の面材のき裂	0.053	0.1
* A 15	" のスロット部のき裂	0.079	0.4
* A 16	" の防撓材のき裂	0.254	1.9
A 17	" のき裂	0.307	1.6
A 18	" の変形	0.053	0.4
* A 19	" のスロット部の変形	0.035	0.1
A 20	船側外板水平桁のウェブのき裂	0.044	0.1
A 21	" 縱肋骨のき裂	0.061	0.3
* A 22	船底側桁板のスロット部のき裂	0.096	0.4
* A 23	" の防撓材のき裂	0.105	0.3
A 24	" のウェブのき裂	0.105	0.3
A 25	船側横桁のウェブのき裂	0.316	1.6
* A 27	" の肘板のき裂	0.070	0.1
* A 28	" のスロットのき裂	0.132	0.6
* A 29	" のウェブの防撓材のき裂	0.263	0.6
* A 30	船尾隔壁水平桁のスロットのき裂	0.114	1.0
* A 31	" " の防撓材のき裂	0.096	0.5
A 32	" " のウェブのき裂	0.096	0.4
A 33	" 水平防撓材のき裂	0.044	0.2
A 34	" 隔壁板のき裂	0.123	0.2
A 35	" の立防撓材(肘板を含む)き裂	0.123	0.6
A 36	" の立桁のき裂	0.053	0.1
* A 37	上甲板下横桁のスロットのき裂	0.018	0.1
* A 38	" 特設梁のスロットのき裂	0.018	0.1
* A 39	" " の防撓材のき裂	0.026	0.3
A 40	開口の立防撓材のき裂	0.009	0.3
A 41	第2甲板下横桁のウェブのき裂	0.026	0.1
* A 42	" " のスロットのき裂	0.009	0.3
その他のき裂と変形		0.851	2.0
合計		—	18.4

備考 * スロット開りの損傷

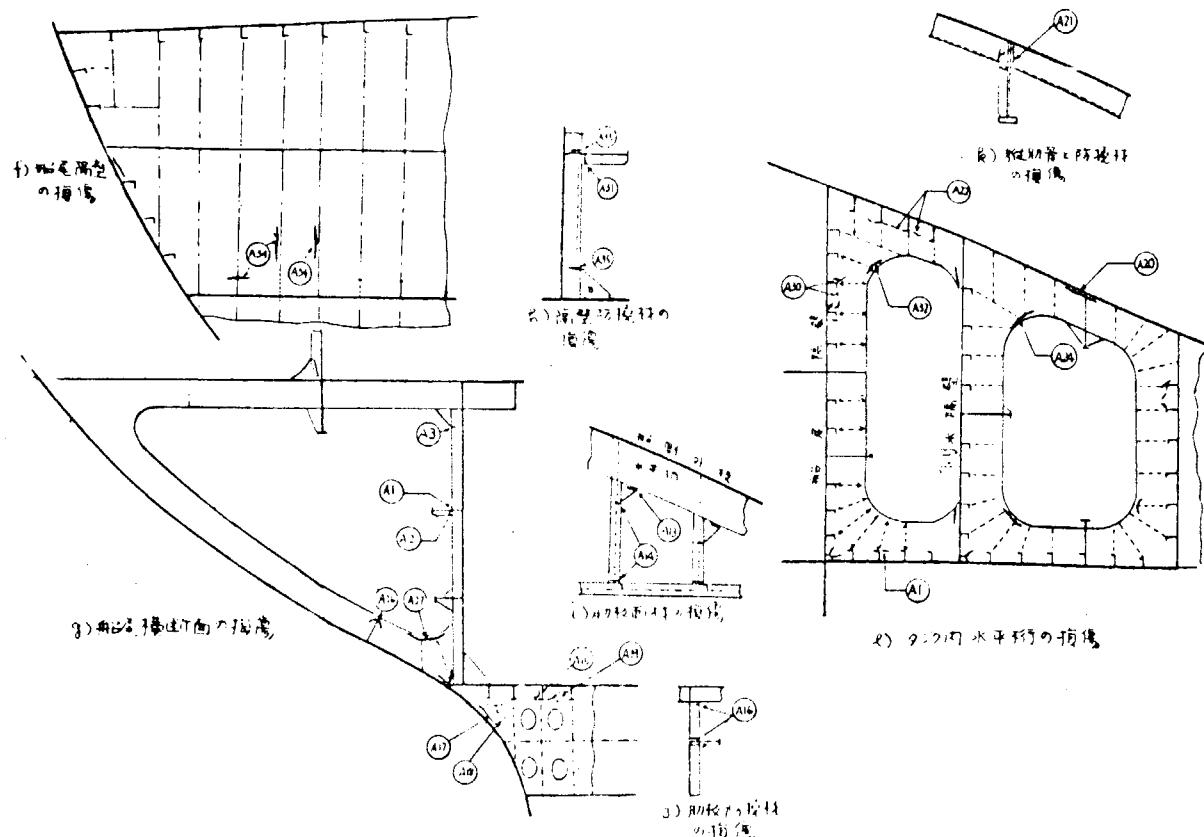
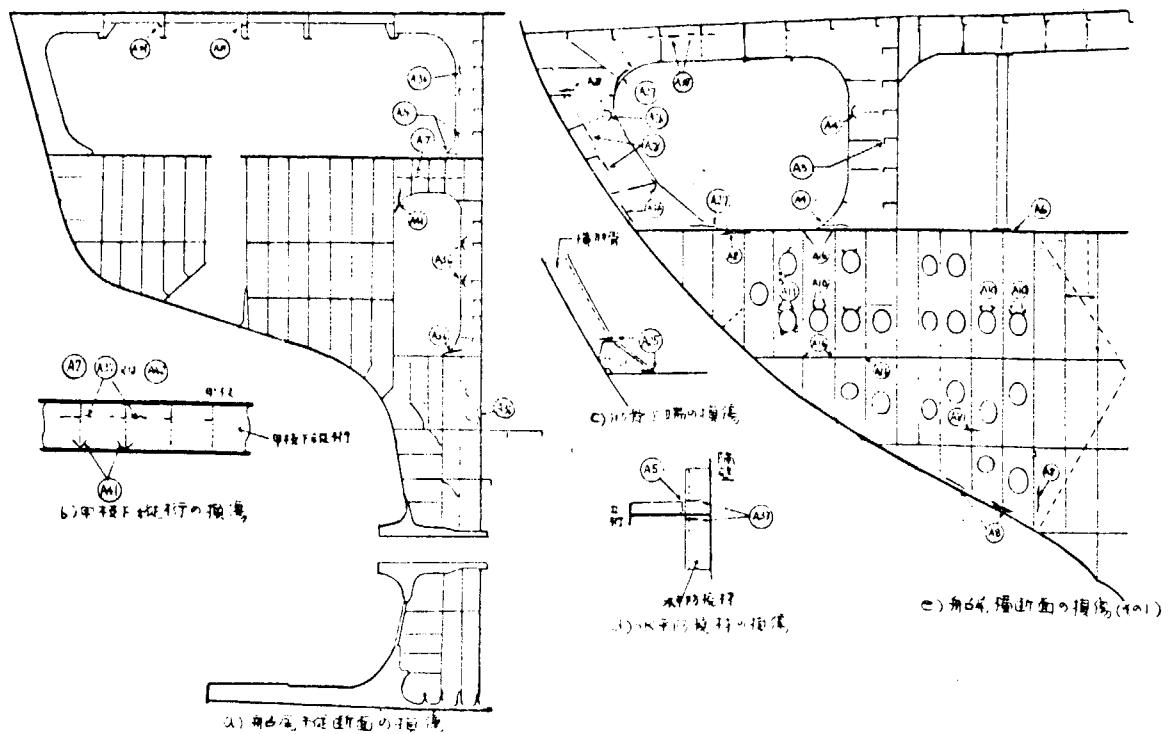


図 2.3.3.2 船尾部タンクの損傷類型図

2.3.3.2 損傷防止対策

損傷の原因の大半が振動に起因することから、抜本的な対策としては、船尾部に於ける振動損傷の原因の大半を占めていると考えられる、プロペラ起振力（サーフェース、ベアリング・フォース等）の減少を計ることが大切であるが、設計者としては、構造部材と予期される起振源との共振を回避する様注意を払う必要がある。しかし、この様な努力を払っても尚起振力が存在し、振動による損傷が発生しているのが現状であり、起振源との共振の回避も100%達成することは難かしい。

そこで本項ではある程度の起振力の存在を前提とし、以下に述べる船尾部の特徴を踏まえた具体的な損傷防止策を述べる。

(1) 船尾タンクの特徴

- イ) 船艤部、船首部タンクに比べて比較的タンクサイズが小さい。従って荷重条件はこれ等のタンクに比べて割合に楽である。
- ロ) 部材が起振源に近く、その起振力の影響を直接受ける。
- ハ) 起振振動数は割合高く、振動による応力値は低い。従って振動疲労によるき裂損傷が多い。
- ニ) 狹隘箇所が多く作業性が悪い。

構造設計者は以上の特徴を念頭に於て、船尾部の部材配置、寸法を決定すべきであるが、以下に具体的な損傷防止対策として、図2.3.3.1の損傷発生頻度の高いもの三種をとり挙げる。これ等の損傷が防止できれば、図2.3.3.1から分る様に全体の約75%の損傷が防止できることになる。

(2) 具体的損傷防止対策例

(i) スロット周りの損傷

原因は主としてウェブ材の振動によるものと考えられるが、その対策は、2.3.1.2-(1)で述べられていく故省略するが、振動の多い船尾部の特殊性からみて、トリッピング・プラケット及びカラー・プレート等の配置に対する一般的な注意を述べる。（図2.3.3.3参照）

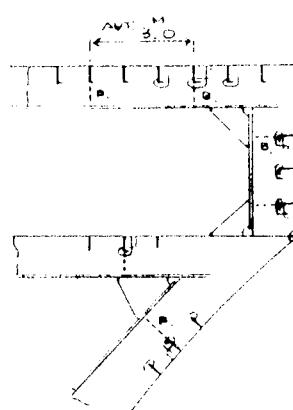


図2.3.3.3

イ) トリッピング・プラケットの配置

桁材のコーナー部には原則としてトリッピング・プラケットを配置し、他の箇所にも $\Delta 0^M$ 置き程度に配置するのが望ましい。

ロ) カラー・プレートの増設

充分な桁深さがとれない場合や桁材のスパン・エンド部にはカラー・プレートを増設する等の配慮を払うことが望ましい。

(ii) 桁のウェブ材の亀裂（図2.3.3.4参照）

船尾部タンクの特殊性からみて、静的荷重は比較的小さいとは言え、タンク壁の振動防止、桁材の荷重受

持幅の減少、船尾部の剛性増加の観点から特に大型船で大馬力推進機関を有する場合、4.0～5.0間隔にホリゾンタル・ガーダー等のメイン・ホリゾンタル部材を配置することを推奨する。

尚、桁のウェブ材の亀裂損傷の内容は、下記イ),ロ),ハ)に集約できる。

- イ) ウェブ・エンドのフェースプレート止端部からの亀裂
- ロ) ウェブ・スティフナー・スニップ・エンド部からの亀裂

ハ) 桁材のコーナー部からの亀裂

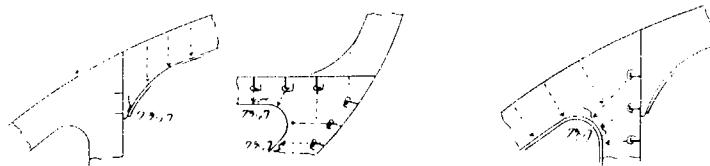
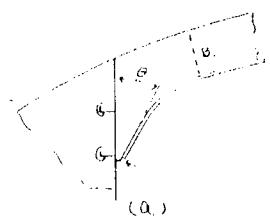
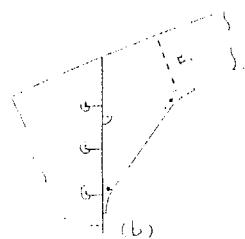


図 2.3.3.4

上記イ),ロ),ハ)の亀裂損傷を防止するための対策の具体的な一例を下記する。(図 2.3.3.5 参照)



桁材のコーナー部にトリッピング・プラケットを配置し、桁材先端部の角度を $\theta \leq 30^\circ$ とするのが望ましい。(図 2.3.3.5-a)



中央タンク程の高応力が発生しないことを前提に、左の様に直線構造の採用と同時に大き目のプラケットを配置することにより振動応力の分散を図るのも一法である。(図 2.3.3.5-b)



左の様なスティフナー配置を念頭におきウェブコーナー部にウェブスティフナーのスニップエンド部が集中しない様に注意する等の配慮が望ましい。(図 2.3.3.5-c)

図 2.3.3.5

又、図 2.3.3.6 に見る様に、トリッピング・プラケットを配置する場合、フェースプレートのフリーフランジ巾が約 150 MM を越える場合、プラケット端部をウェブ材のフェースプレートにクリップする等の配慮が望ましい。

特に船尾タンク内ではフリーフランジ巾 ≥ 150 MM でクリップすることを推奨する。(図 2.3.3.6 参照)

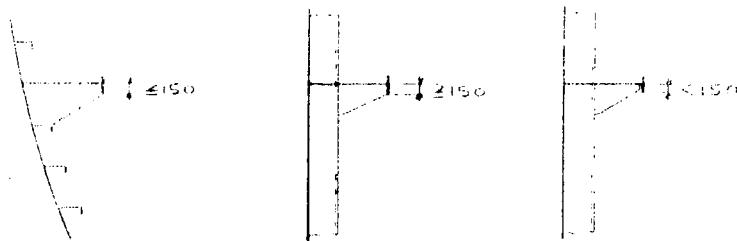


図 2.3.3.6

(iii) 隔壁板、肋板の損傷

この種の損傷は船尾タンク特有の損傷であり、原因は殆んど振動による疲労亀裂である。この種の損傷を回避するには、各部材の固有振動数とプロペラ・ブレードによる振動数との共振を避けるのが根本的な対策であるが、これが難しい場合の具体的な損傷防止対策例を記す。

図 2.3.3.7 の様に、外板面へのスティフナーのスニップエンド処理は極力避けることが望ましい。

若し、線図、ロング配置等の関係でこれが避けられない場合、スティフナー同志をカーリングで繰ぐ等振動による応力の集中を緩和する様注意を払うことが望ましい。

尚隔壁板付スティフナーの上下端はブラケット固定とすることを推奨する。

又比較的損傷発生頻度の高い図 2.3.3.2 j - A16 にみられる肋板防撓材の損傷は、スロット周りの損傷と相通じるものであり、肋板及び肋板に設ける水平桁にカラーブレート、ブラケット等を増設することにより損傷の大半は防止できるものと思われる。

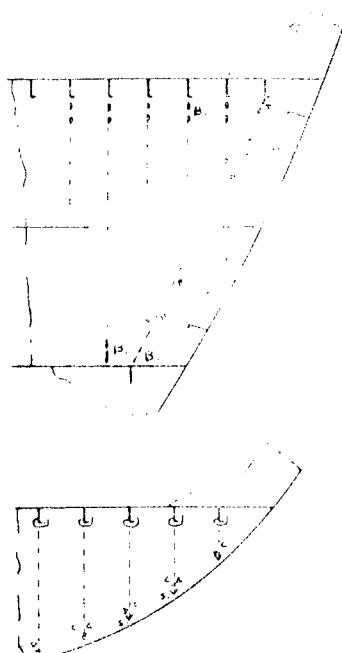


図 2.3.3.7

2.4 コンテナ船

(日立造船)

2.4.1 損傷の傾向

2.4.1.1

コンテナ専用船（リフトオン・オフセル構造コンテナ船）の基本性能上の特徴は、コンテナという方形貨物の荷役効率向上のため広幅大倉口が採用されていること、および高速高馬力船ということに代表される。このような基本的性能に由来する構造上の特徴には次のようなものがある。

- (1) 上甲板および cross deck の幅が著しくせまいので、縦強度、横強度および振れ強度対策のため殆どのコンテナ船において double hull 構造となっている。
- (2) 容積効率向上のため、長大な方形ホールドとなり、二重底構造に対する変形および強度が重要な問題となっている。また、コンテナと船体構造部材との clearance がせまいため、倉口隅部応力集中対策としての十分な "R" が確保しにくいので "Key hole type" が採用されている場合がある。

(3) 船型が非常にファインであり、double hull を構成する船側の縦通隔壁を船首尾まで全通させることができない。

(4) deck 面積を確保するためと、凌波性をよくするため船首フレアーが大きい。また、プロペラ近傍の船底外板はかなり平坦なものとなっている。

表 2.4.1 は、1971年～1976年の間に建造されたLが150 m以上のNK船級船37隻について、同一年間に発生した損傷の調査結果を示したものである。

この表からみると、損傷発生隻数率、損傷発生件数率とも他船型に比べてかなり高いようである。

これらの損傷のうち、比較的発生件数の多いのは、前述したコンテナ船としての構造上の特異性に起因すると考えられるものが殆どである。

2.4.1.2 損傷の種類

図 2.4.1 と図 2.4.2 は発生した損傷を類型化して示したものであり、表 2.4.1 は構造部材別に分類したものである。

これらの損傷形態をみると、コンテナ船としての構造上の特異性に起因すると思われる損傷がかなり多い。比較的損傷件数の多いものについて、その原因を強度要因別に分類すると次の通りである。

(1) 縦強度的要因…………倉口側縁材の損傷

(2) 横強度的要因…………(a) 船側タンクの横桁の凹損

(b) 船側横桁ウェブのき裂と変形

(c) 二重底内底板（船側部）

(3) 摥れ強度的要因…………倉口端部縁材の損傷

(4) 二重的強度…………二重底側横板の変形（縦強度的要因とも関連）

(5) 船首船側強度…………(a) 船側外板の変形

(b) 船側横桁ウェブの損傷

2.4.2 損傷対策

主としてコンテナ船としての構造上の特異性に起因すると考えられる損傷について、各項目毎に損傷対策を述べる。

2.4.2.1 船首部

船首部の損傷は、船側外板の凹損及び船側横桁の変形などの船側部分の損傷が殆どである。

原因是、コンテナ船が高速であり大きなフレアーを有しているため大きな波浪衝撃荷重が作用したためと推定される。

このような損傷を防止するため、多くの場合に該部は船級協会規則以上に補強されているようである。

2.4.2.2 上甲板

(1) 倉口端縁材

コンテナ船は、航海中の揺れ変形量が大きく、従ってハッチオープニングの菱形変形量も大きい。このようにハッチオープニングが変形すると、ハッチカバーから倉口縁材を前後に倒そうとする力が作用する。また、上甲板上に積載されたコンテナの船体運動による荷重がハッチカバーを通して倉口縁材に作用する。

一方、コンテナ船ではクロスデッキの幅が狭いため、倉口縁材ステイ足元の幅を十分に広げることは困難である。

このような原因のため、図 2.4.3 に示すようにステイの足元にき裂が発生することがある。

損傷防止対策としては、通常ステイ足元の幅は600 mm以上確保されている。倉口縁材の高さが特に高い場

表2.4.1 コンテナ船 ($L \geq 150 m$) の損傷 (1971~1976年建造 87隻)

		損傷を発生した船		損傷の件数		
		隻数	隻数 全隻数	件数	件数 全隻数	件数 全件数(%)
二重底	C1 二重底肋板の変形	2	0.05	4	0.11	0.36
	C2 " のき裂	4	0.11	13	0.35	1.16
	C3 二重底側板の変形	5	0.14	64	1.73	5.72
	C4 " 頂板の凹損	7	0.10	220	5.94	19.68
	その他の損傷	3	0.08	4	0.11	0.36
倉口	C5 縦通隔壁の凹損とき裂	3	0.08	9	0.24	0.81
	C6 船側タンクの横桁の凹損	5	0.14	64	1.73	5.72
	C7 船側縦通材の変形	4	0.11	14	0.38	1.25
	C8 船側縦通材のき裂	2	0.05	6	0.16	0.54
	C9 船側横桁のウェブのき裂と変形	7	0.19	11	0.30	0.98
	C10 横置隔壁板の変形とき裂	3	0.08	14	0.38	1.25
その他		4	0.11	48	1.30	4.30
上甲板構造	C11 ブルワークの変形	6	0.16	22	0.59	1.97
	C12 " のき裂	5	0.14	98	2.65	8.76
	C13 倉口縁材の肘板のき裂	7	0.10	123	0.62	11.00
	C14 倉口縁材の面材のき裂	6	0.16	25	0.68	2.24
	C15 倉口縁材のウェブのき裂	7	0.19	21	0.57	1.88
	C16 甲板縦通梁のき裂	3	0.08	14	0.38	1.25
	その他	3	0.08	12	0.32	1.07
船首タック	C17 船底肋板防撓材のき裂	3	0.08	5	0.14	0.44
	C18 " ウェブの変形	2	0.05	10	0.28	0.89
	C19 " 肘板のき裂	2	0.05	3	0.08	0.27
	C20 船側外板の変形	6	0.16	163	4.40	14.58
	C21 船側縦桁(水平桁)の変形	4	0.11	8	0.22	0.72
	C22 船側肋骨の変形	4	0.11	19	0.51	1.70
	C23 " 肘板の変形	2	0.05	12	0.32	1.07
	C24 船側横桁防撓材のき裂	2	0.05	24	0.64	2.14
	C25 " ウェブの変形	6	0.16	54	1.46	4.83
	C26 横置隔壁板の変形	4	0.11	21	0.57	1.88
C27 上甲板の変形		2	0.05	7	0.19	0.53
C28 上甲板横置梁の変形		3	0.08	12	0.32	1.07
C29 " " 肘板の変形		2	0.05	7	0.19	0.63
1971~1976年までの損傷合計		29	0.78	1,118	30.2	100

$L > 150\text{ m}$ のコンテナ船の船体構造等に関する

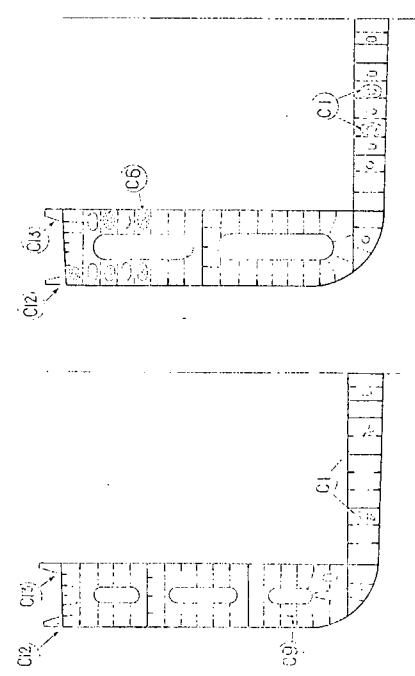


Diagram illustrating the four stages of the life cycle of a mosquito and their corresponding Bionomics (Bion.).

Bion.	Egg (卵)	Larva (幼虫)	Pupa (蛹)	Imago (成虫)
Bion.				
C5	○	○	○	○
62	○	○	○	○

Each row represents a different Bionomic stage, with the corresponding life cycle stage indicated by a circle (○).

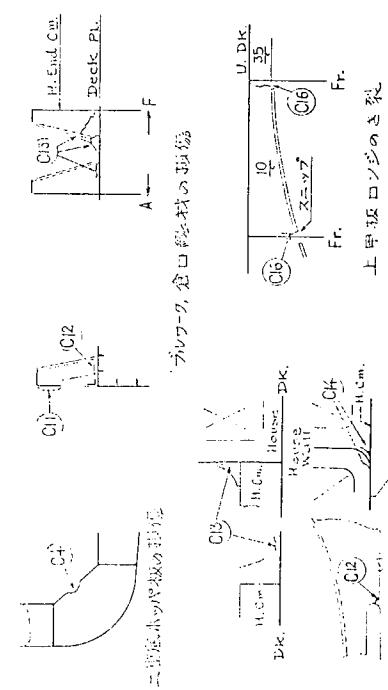
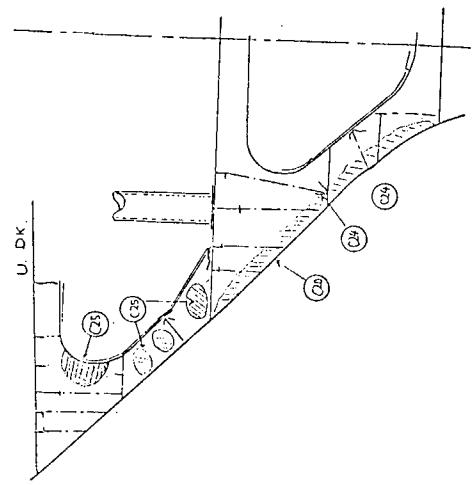


図2.4.1 コンテナ船の損傷類型図



The image contains two detailed anatomical drawings of plant tissue cross-sections.

Top Diagram: This diagram shows a cross-section of a plant organ with several distinct tissue layers. A prominent layer of large, polygonal cells with thickened walls is at the top. Below this are layers of smaller, more uniform cells. Several circular structures, labeled 'CSC' (likely Cambial Symplast Cells), are visible, some associated with vascular elements. A label 'CSC' with an arrow points to one such structure.

Bottom Diagram: This diagram shows a longitudinal section of a plant organ, possibly a root, with a central vascular cylinder. The vascular cylinder contains various types of vessels, some labeled 'V' (vascular) and 'SV' (small vascular). The surrounding tissue is organized into distinct layers, including a thick outer layer labeled 'UDK' (likely Endodermis or a similar layer). Circular structures labeled 'CSC' are shown both within the vascular cylinder and in the surrounding ground tissue.

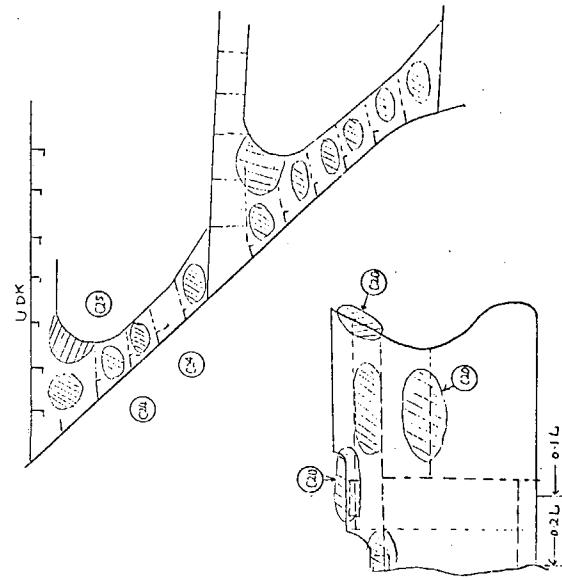


図 2.4.2 コンテナ船の構造類型図

合には、ステイの足元の幅を700~800mm程度まで広げるとか、図2.4.4(a)に示すようにステイの足元を連続させる方法などもとられている。また、クロスデッキの幅が極端に狭い場合には、図2.4.4(b)に示すような箱形構造にする方法もある。

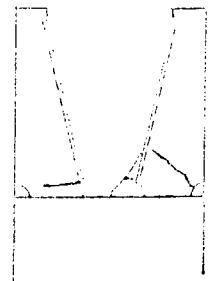


図2.4.3 倉口端縁材の損傷

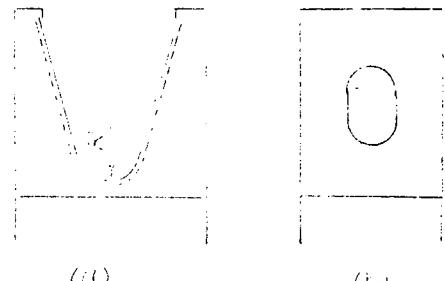


図2.4.4 倉口端縁材の損傷防止対策

(2) 倉口側縁材

倉口側縁材の損傷はステイ足元のき裂と、図2.4.5に示す端部不連続部のき裂に分けられる。

前者は、倉口端縁材の損傷と同じ理由によるものであり、後者は船体縦曲げ応力の流入による応力集中に起因すると考えられる。

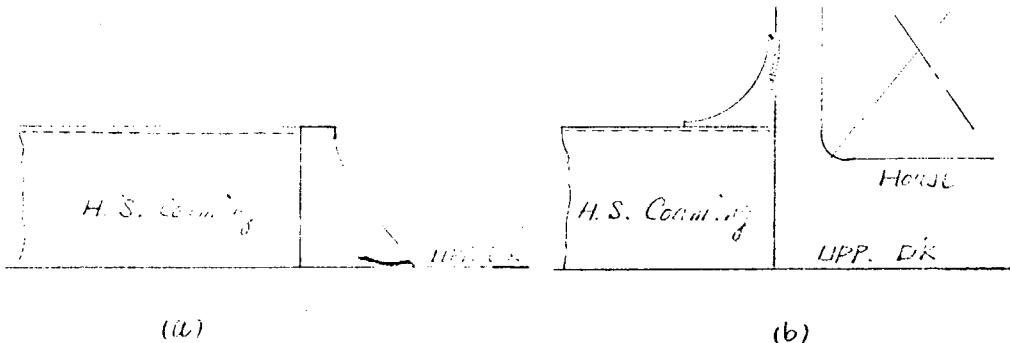


図2.4.5 倉口側縁材の損傷

ステイ足元の損傷防止対策としては、倉口端縁材の場合と同様に、ステイ足元の幅を600mm以上確保し、さらに足元のたちあがりができるだけソフトにする方法が採用されている場合もある。

端部不連続部の損傷防止対策例を図2.4.6に示す。倉口側縁材はホールド全部に渡って連続している場合と、各ホールド毎に不連続となっている場合があるが、いずれの場合に対しても図2.4.6に示された構造方式で問題は発生していない。

図2.4.5(b)のように、倉口側縁材をHouse frontにtouchさせる場合の損傷防止対策の一例を図2.4.7に示す。このように倉口側縁材をHouse frontにtouchせる場合には、Front wallの内側をも十分に補強することが望ましい。

2.4.2.3 船倉二重底

(1) 内底板

船倉二重底の損傷で最も多いのが内底板の凹損であり、全損傷件数は220件にも及んでいる。ただし、このうち94件は1隻のみに発見されたビルジホッパー斜板の凹損で特殊ケースと考えられる。

このような内底板の損傷は強度不足によるものか、あるいは荷役上の問題などに起因するのか、原因は不明である。

(2) ガーダー

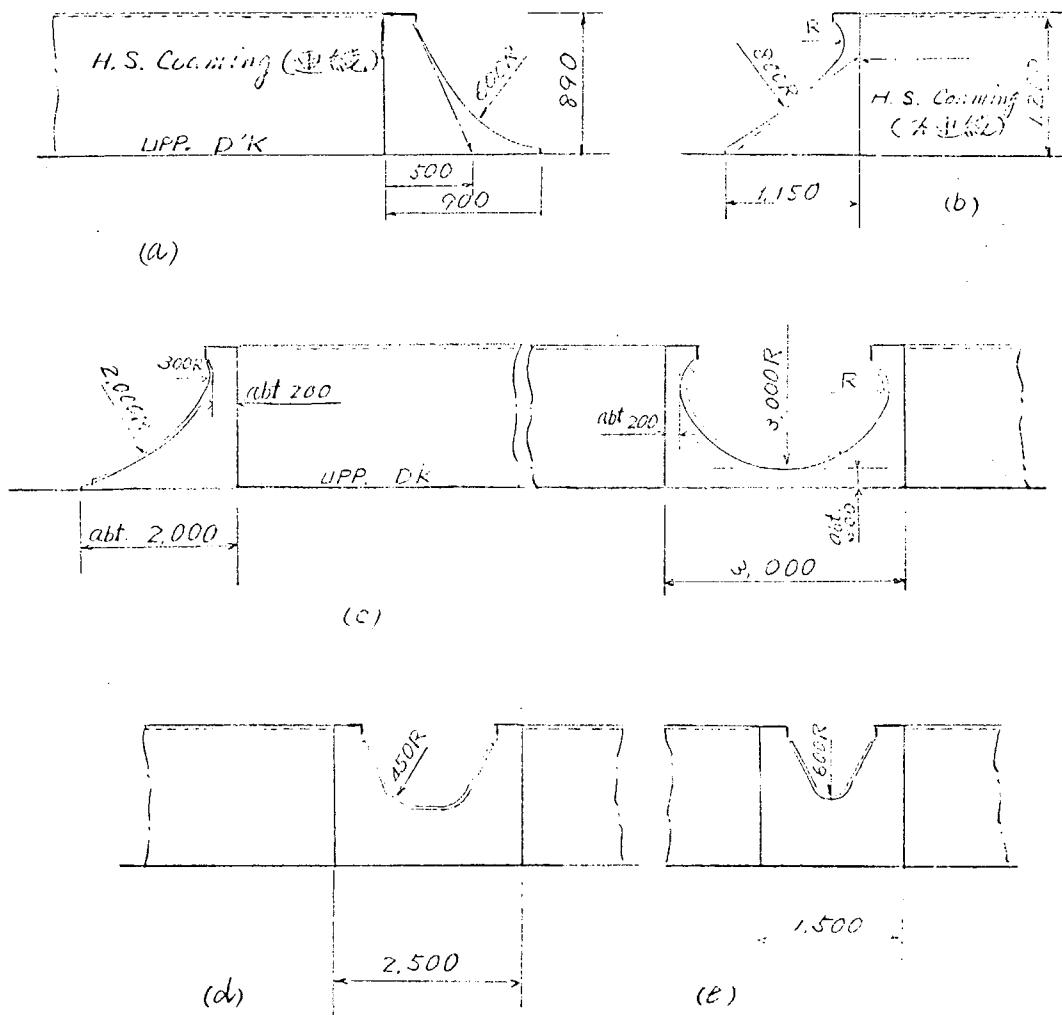


図 2.4.6 倉口側縁材端部の損傷防止対策例

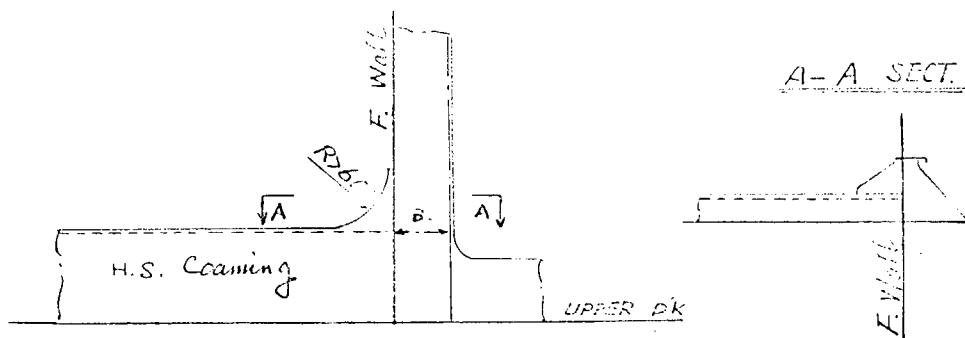


図 2.4.7 倉口側縁材端部の損傷防止対策例

ガーダーの損傷は座屈による凹損と、スティフナのスニップ端のき裂に分けられる。

凹損は座屈波浪からみて圧縮座屈であり、その原因は船体縦曲げによるものと推定される。

損傷防止対策としては、スティフナを船長方向に配置するとか板厚を増厚する方法などで座屈強度を増すことが必要である。

スティフナのき裂は、殆どが水密ガーダーに発生したものである。原因は、ガーダーの片側タンクのみに張水されている場合、応力集中によってスティフナのスニップ端に高応力が発生するためと考えられる。

従って、損傷防止対策としては、スニップ端を応力集中の少ないような形状にするとか、スティフナの断面係数を増して応力値を下げる方法などが採用されている。

また、図2.4.8に示すように、スティフナと縦通肋骨をブラケット固定とする方法が採用されている場合もある。

(3) フロア

フロアの損傷は殆どが開孔周辺の凹損である。

凹損は船側付近に多く発生していることからみて、剪断座屈によるものと考えられる。

損傷防止対策としては、船側部の開孔をできるだけ少なくするとか増厚などが多くの場合には行われている。

なお、コンテナ船のように広大な二重底パネルを有する船では、二重底の直接強度計算を行って、ガーダー及びフロアの強度を十分確認しておくことが望ましい。

2.4.2.4 二重船側構造

二重船側構造で損傷が最も多いのは、トランス・ウェブの凹損である。これは、座屈波形からみて圧縮座屈と考えられる。

また、損傷が上部に集中していることから推定して、原因是船体運動によるコンテナの水平方向荷重が、セルガイド支持構造を通して船側に作用したためと考えられる。

これらの損傷は初期のコンテナ船に多く発生しており、最近ではウェブの板厚が増厚されているため、このような損傷は殆ど発生していない。

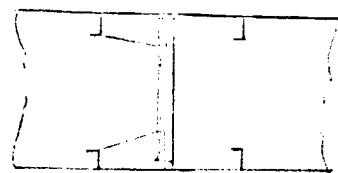


図2.4.8 ガーダーのスティフナ
の損傷防止対策例

2.5 自動車専用運搬船

(三菱重工業)

2.5.1 損傷の傾向

2.5.1.1 一般的傾向

自動車専用運搬船は、自動車という軽量構造物を出来るだけ多数積載可能とし、同時に倉内の交通性、換気性を良好にするという基本性能からくる要求により、タンカー、バルクキャリア等とは異なり、完全にスペース・デザインとなり、その結果、次のような構造、設計上の特徴を有したものとなっている。

- (1) 船の長さ、幅の割合に、吃水は浅く、乾舷甲板は比較的低い位置にあるが、車輌甲板を多数設けるため、強力甲板は乾舷甲板よりはるか高い位置にある。
- (2) 船倉内は、出来る限り横隔壁を省略した構造となっている。一般に、乾舷甲板下の横隔壁は2～4枚配置されているが、乾舷甲板上は、横隔壁を全廃して部分隔壁（または船側横桁）を設けた構造のものと、最上層甲板までガスタイト、ドア付きの自動車交通口を有する横隔壁を延長したものがある。
- (3) 自動車荷役のため、サイドカーポート又は、船尾カーポートが設けられており、また船倉内にはホールド・ランプウェイまたはカーリフトが設けられている。

(4) ガーダーおよびピラーで支えられた多数の車輌甲板が設けられているが、積付効率を上げるため、甲板のガーダー深さは出来る限り小さく抑えてあり、ピラー間隔も制限されている。

(5) 自動車の積付台数を増やすため船尾部の甲板の幅は比較的大きなものとなっており、プロペラおよび舵の上方の船底はかなり平坦なものとなっている。また高出力の機関が船尾に配置されている。

(6) 大型船の場合は、居住区を最上層甲板上の中間に一層にまとめて配置しているものが多い。

以上のうち、(2)の特徴に起因する損傷が最も問題で、特に初期の自動車専用運搬船では、乾舷甲板上、船倉全長にわたり横隔壁を全く設げず、乾舷甲板上の船側部に比較的浅い部分隔壁を設けただけの船が出現した。そのような船では航行中、横揺れ運動をした時の船体のラッキングにより、部分隔壁の下端、ウェンチレーション・トランクやアクセス・トランクの下端およびその部分の車輌甲板、横隔壁等にき裂が多数発生した。最近の船では乾舷甲板上にも2～3枚の横隔壁を配置するか、あるいは部分隔壁を増深・増厚し、強固なものとしているため、この種の損傷はほとんど発生していない。

外航の自動車専用運搬船の歴史は比較的新しく、国内では1969年に第1船が建造されたにすぎない。1976年12月末日までに建造された隻数を100として、各年度別の建造船および損傷発生船の割合を調べてみると図2.5.1のようになる。このうち、 $L \geq 100\text{ m}$ の船は1969年から出現している。このうち、何らかの損傷が発生した船32隻について、区画別の損傷発生船率を調べてみると、図2.5.2に示すようになり、また、 $L \geq 100\text{ m}$ の船だけをとりあげて同様な調査を行なうと図2.5.3に示すようになる。

これらの図から、自動車専用運搬船の損傷の傾向としては、一般的に次のようなことが言える。

- (1) 船尾形状がフルで、かつ断面がへん平になっており、更に高出力の機関が船尾に配置されているため、機関室を含めた船尾部タンクの振動による損傷が最も多い。
- (2) 配置上の苛酷な要求に基づく特殊な軽構造であるための自動車倉の横強度（ラッキング）に起因する損傷が次に多い。しかし、これらの損傷は1971年から1974年までの間に建造された大型船に多く、それ以後に建造された船はラッキング対策が施されているため、ほとんど発生していない。

船尾部タンク内の損傷は自動車専用運搬船特有の損傷ではなく、他の船にも発生している一般的な問題なので、ここでは、それ以外の損傷に着目して更に詳細に調べてみることにする。

主として自動車倉内の損傷に着目し、1969年から1974年の間に建造された船長 100 m 以上の23隻の船について、1971年から1976年までの間に発生した損傷を調査した結果を表2.5.1に示す。また、自動車倉に損傷が多数発生した12隻について、各船別に損傷発生箇所をまとめると表2.5.2のようになる。

表2.5.1からのみ見ると、損傷発生隻数率、損傷発生件数率ともに他の種類の船に比べてかなり高い。しかし、この中には前述したラッキングに起因する損傷や、ある船にのみ例外的に多数発生した損傷（例えばP2二重底縦桁防撓材の変形）が含まれているが、それらの損傷はこれから建造する船を対象とする場合は除外して考えた方がよいと思われる。それらを除外して考えると損傷率はかなり低いものとなる。

2.5.1.2 損傷の種類

自動車倉関係（自動車倉下二重底タンク、前部タンクおよび居住区を含む）の損傷を類型化して示すと、図2.5.4～図2.5.17のようになる。表2.5.1は構造部材別に分類したものだが、損傷はほぼ全部材にまんべんなく発生していることが分る。

これらの損傷の形態を見ると、他の専用船で多数発生した部材の座屈、変形等の損傷は非常に少なく、ほとんどが部材の応力集中部に発生したき裂である。また、荷物の性質上、腐食による衰耗もほとんどない。

この原因としては、

- (1) 軽量構造物を運ぶため、荷重条件は比較的らくで、部材を永久変形させるような力が作用する部分が少

ない。

(b) 満載吃水線上の構造が大きく、また横隔壁が少ない特殊な軽構造物であるため、船体運動による周期的な波浪変動圧を受けた場合、船体がラッキング変形を起し、それによる誘導応力が発生しやすい。

(c) デッキビームを含め、スティフナー端部の結合方法として、ラップ接手が多く、またブレケットも直線的な形状のものが多いので、それらの結合部が応力集中部となりやすい。

等が考えられる。

このうち、(b)の原因により、各種部材に損傷が発生するが、この様子は表2.5.2を見るとよく分る。B船とL船は、倉内横隔壁を最上層甲板まで延長した船であり、その他の船は横隔壁を乾舷甲板までとし、乾舷甲板上は部分隔壁（または、船側横桁）とした船であるが、B船とL船では他の船で発生しているカーデッキやアクセストランク、機関室隔壁の損傷が全くない。このことは逆にこれらの個所の損傷も、部分隔壁（または船側横桁）部の損傷と同様、船体のラッキング変形によって発生したこと示している。

最上層甲板まで横隔壁を設けることにより、上記の部分隔壁部の損傷は防止できるが、一方横隔壁に設けられた自動車交通口のコーナー部に、図2.5.15に示すようなき裂が発生する船（L船）が出てきたので、注意を要する。この損傷を引き起した力は、横揺れによる船体のラッキング・モーションであるが、直接的には開口コーナー部におけるガスタイルドア用スティフナーの結合部の応力集中が原因であると考えられる。

部分隔壁（または船側横桁）部の損傷は、多くの船ではほぼ同様な個所に発生しているが、損傷発生後の補修の方法が各船によって異なっており、また補修後も再度き裂が発生したため、次第に増深、増厚の補強を行なっていった船が多く、どの程度の部分隔壁にすれば損傷が防止できるかを知ることが出来た。このうち、典型的な例として表2.5.2のC船の例を図2.5.18に、G船の例を図2.5.19に示す。両船とも最終補強後は損傷が発生していない。

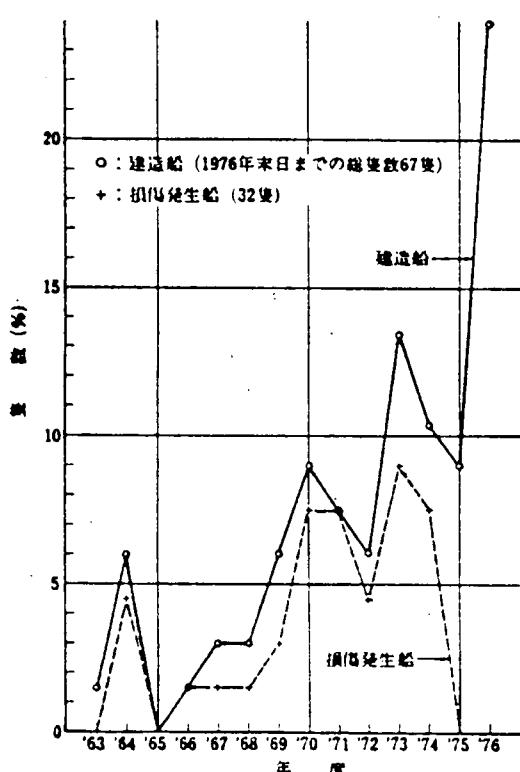


図2.5.1 建造年度別の損傷発生船率

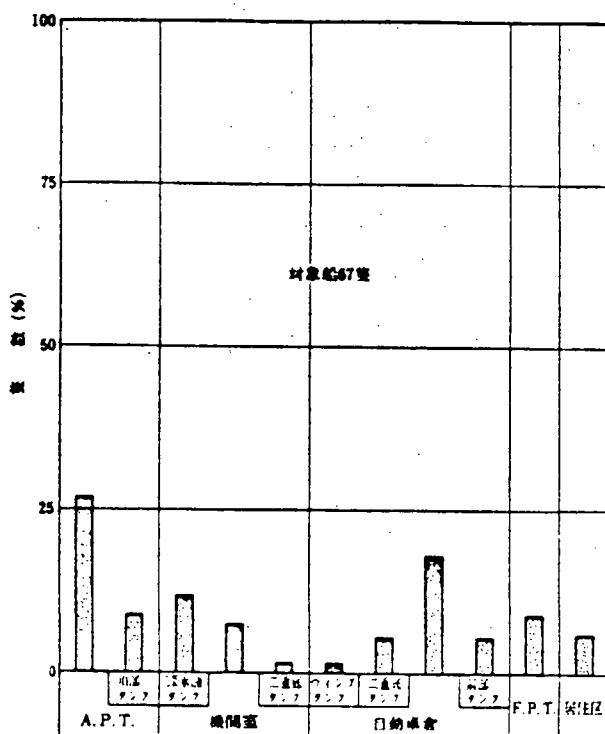


図2.5.2 区画別の損傷発生船率 (全損傷船)

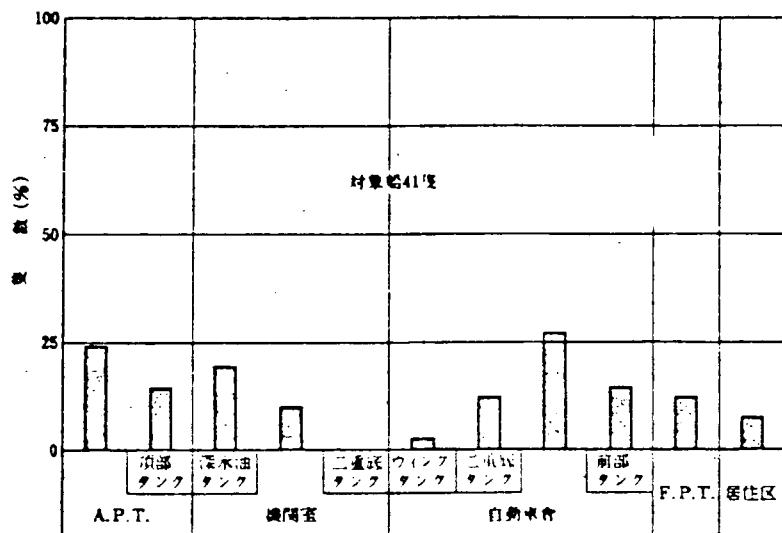


図2.5.3 区画別の損傷発生船率 ($L \geq 100 m$)

表2.5.1 自動車専用船の損傷統計
(1969~1974建造 23隻調査)

区分	損傷内容	損傷を発生した船		損傷の件数		
		隻数	隻数 全隻数	件数	件数 全隻数	件数 全件数
二重底	P1 二重底肋板の損傷	6	0.26	21	0.91	2.48
	P2 二重底縦桁防撃材の凹損	1	0.04	305	13.26	35.97 ^{*1}
	P3 頂板の凹損	4	0.17	33	1.43	3.89
	その他の損傷	2	0.09	31	1.35	3.65
車輪甲板	P4 車輪甲板梁柱端のき裂	3	0.13	13	0.57	1.53
	P5 車輪甲板のき裂	7	0.30	32	1.39	3.77
	P6 車輪甲板の横置梁のき裂	6	0.26	28	1.22	3.30
	その他の損傷	4	0.17	12	0.52	1.41
船側構造	P7 船側縦通桁のき裂(前後部のリンク内を含む)	6	0.26	17	0.74	2.00
	P8 船側横桁の損傷(自動車含)	10	0.43	100	4.35	11.79
	その他船側部の損傷	1	0.04	2	0.09	0.24
構置隔壁	P9 横置隔壁のき裂	11	0.47	106	4.61	12.5
	P10 " の変形	2	0.09	4	0.17	0.47
	P11 " 防撃材の損傷	4	0.17	17	0.74	2.00
	P15 その他の隔壁の損傷(機関室隔壁等)	6		18	0.78	2.12
上甲板等	P12 上甲板のき裂	3	0.13	7	0.30	0.82
	P13 上甲板室開口部のき裂	3	0.13	48	2.09	5.66
	P14 ランプウェイ等隔壁防撃材のき裂	3	0.13	24	1.04	2.83
	その他の損傷	6		30	1.30	3.54
	1971~1976年までの損傷合計	21	0.91	848	36.86	100

*1 1隻のみの例外的な損傷である。

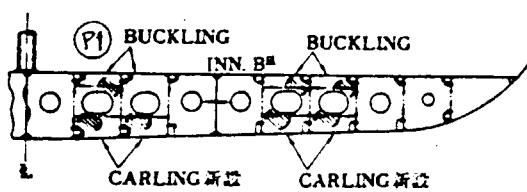


図 2.5.4 自動車倉下二重底タンク内助板の損傷

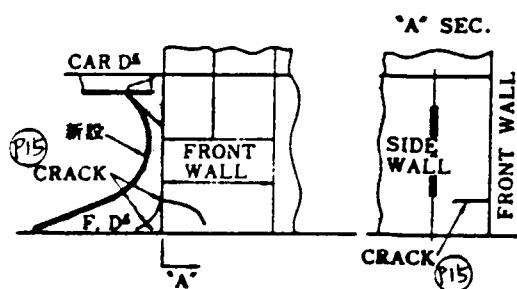


図 2.5.16 機関室隔壁の損傷

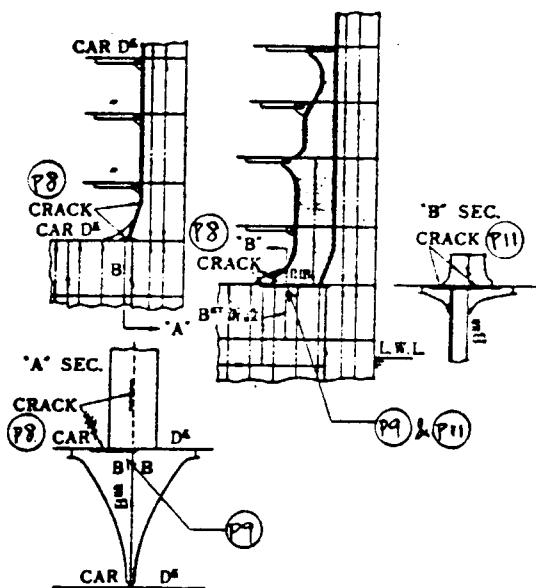


図 2.5.12 部分隔壁下部の損傷（着色部は新設部）

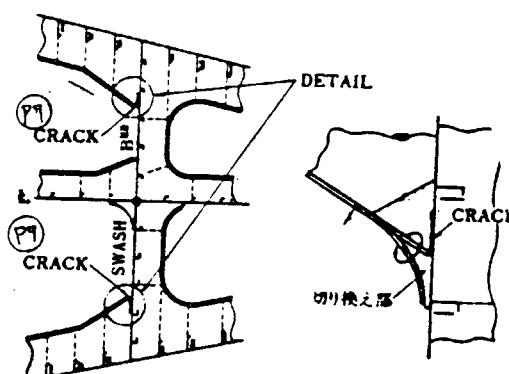


図 2.5.11 自動車倉前部タンク内船側縦通桁の損傷

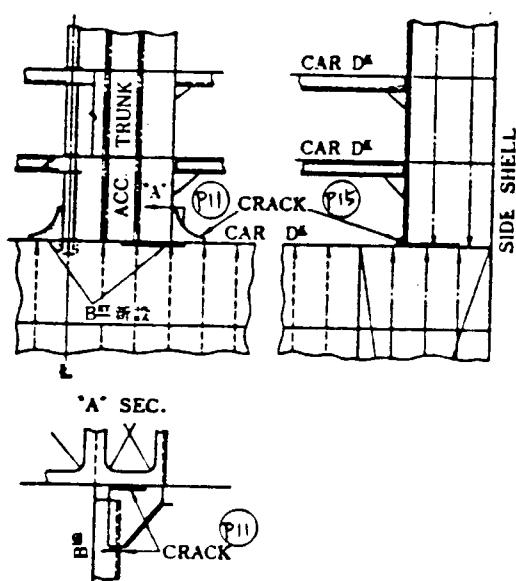


図 2.5.14 部分隔壁及びアクセストランク下部の損傷

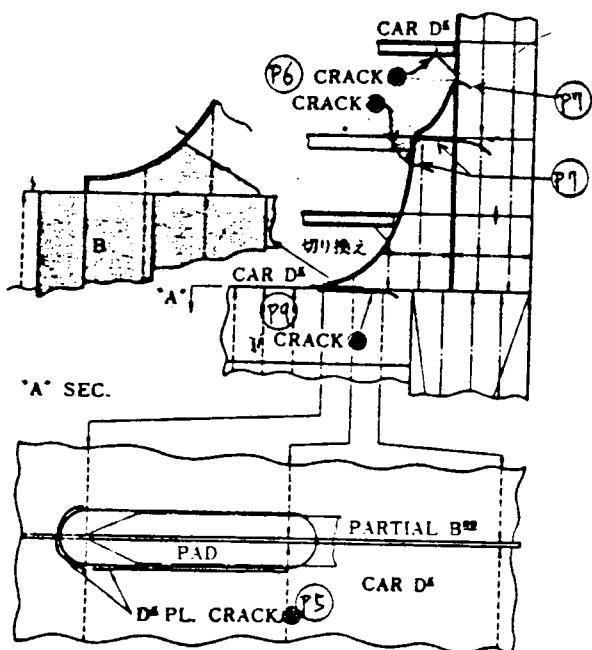


図 2.5.13 部分隔壁下部の補強後の損傷

表 2.5.2 各船別の自動車倉の損傷発生箇所

(×印は損傷あり)

船名	総トン数(t)	水密横隔壁の個数	カーデッキの層数	完成年	損傷個所							
					横隔壁	部分隔壁			カーデッキ			アクセストラップ
					開口部	本体	下部	カーデッキ	ピラー	スロット	ランプウェイ	機艤室
												オーニングデッキ
A	11,500	6	8	1971	—	×	×	×	×		×	
B	7,400	6	8	1971	×	—	—	—				
C	7,000	6	8	1972	—	×	×	×				×
D	7,000	6	8	1972	—	×	×	×		×	×	
E	3,300	4	8	1972	—	×	×	×				
F	7,000	6	8	1973	—			×		×	×	×
G	10,600	7	9	1973	—	×	×					×
H	8,500	6	9	1973	—	×	×	×				
I	7,000	6	8	1973	—			×	×			×
J	2,000	3	5	1973	—	—	—	—				×
K	10,900	6	8	1974	—				×			
L	16,100	7	11	1974	×	—	—	—				

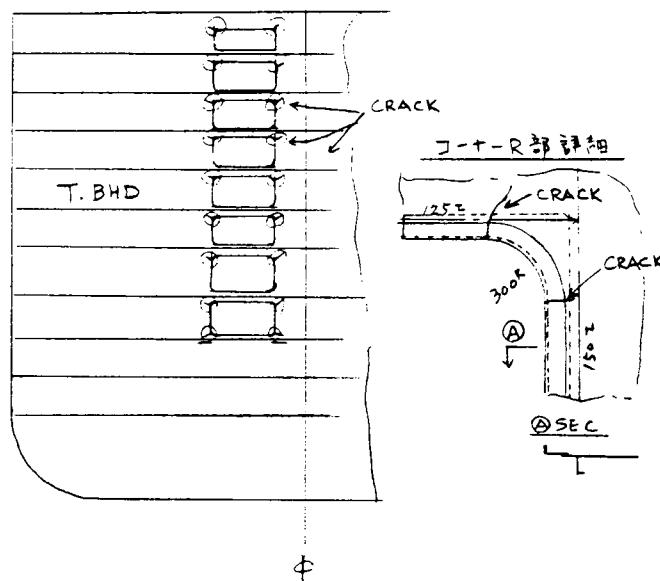


図 2.5.15 横隔壁の自動車交通口コーナー部の損傷

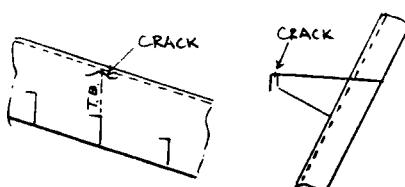


図 2.5.10 船側横桁のウェブのき裂

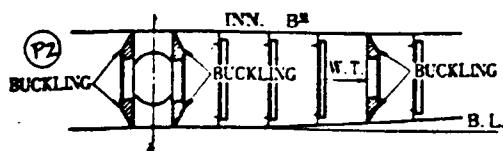


図 2.5.5 自動車下二重底タンク内ストラットの損傷

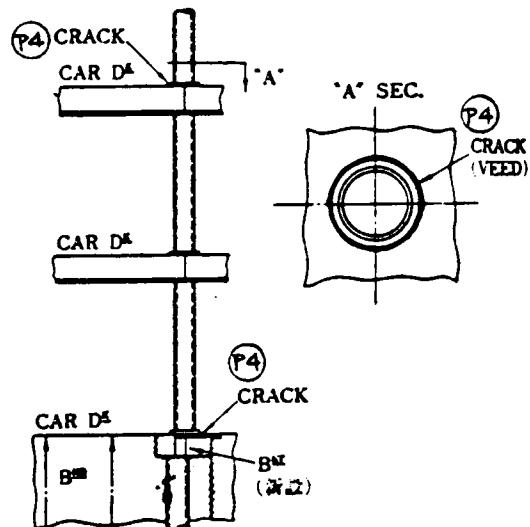


図 2.5.6 ピラー下部の損傷

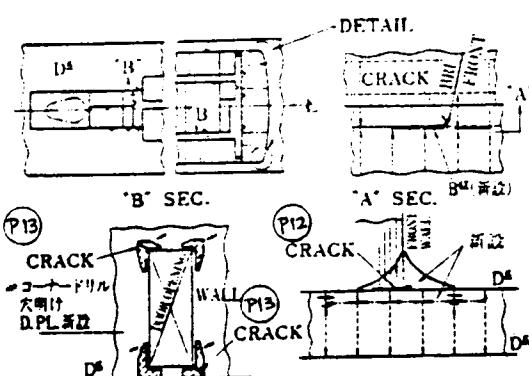


図 2.5.17 居住区の損傷

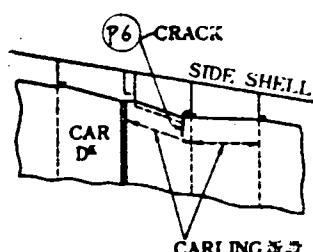


図 2.5.7 カーデッキの肋骨貫通部の損傷

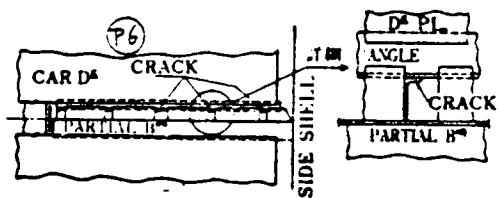


図 2.5.8 部分隔壁貫通部の損傷

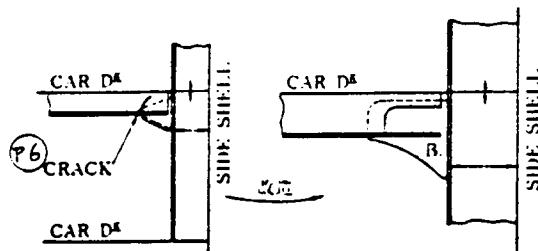


図 2.5.9 カーデッキ及びランプウェイ側部の損傷

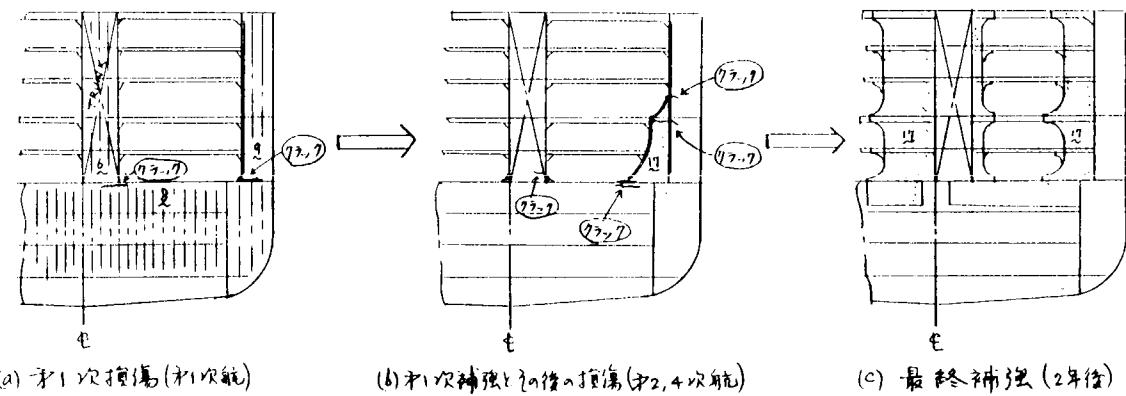


図 2.5.18 部分隔壁の損傷と補強例(その1)

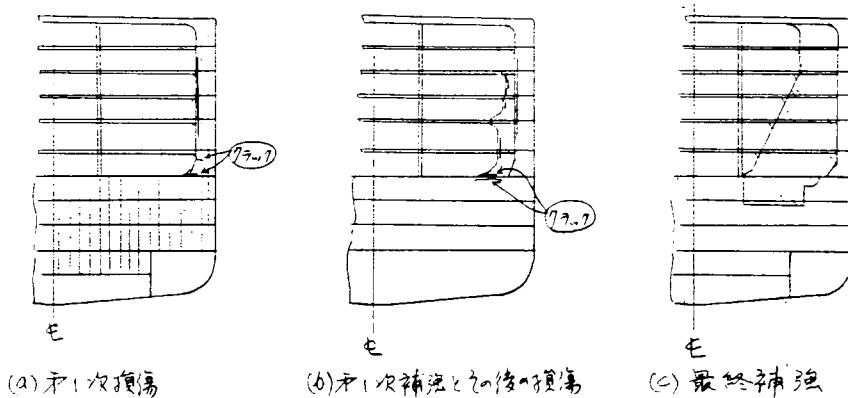


図 2.5.19 部分隔壁の損傷と補強例(その2)

2.5.2 損傷防止対策

2.5.2.1 基本計画に關係する対策

自動車専用船、コンテナー船、Ro/Ro 船のように、完全にスペースデザインの船で、荷役性能と構造強度というしばしば相対立する 2 つの要素のうち、どちらを優先させるか、どこでバランスさせるかという問題は非常に難しい問題である。と同時に、何か新しいものをデザインする場合には、用意周到な検討をするにも拘らず、従来あまり問題とされなかつたために、初期の検討項目から漏れてしまい、そのため発生するというような新しいタイプの損傷を我々はしばしば経験することがある。

初期の自動車専用船で経験した、航行中横揺時の船体のラッキングによる損傷もまさにこの種の損傷であって、初めから適当な間隔で横隔壁を配置しておけば防ぐことが出来たであろう。しかし、荷役性能上、横隔壁を省略してほしいという船主要望がある場合、船殻構造強度上、どこまで省略出来るかという限度を決めることが非常に難かしい。これは何も、横隔壁の省略の問題に限ったことではなく、Girder や船側横桁の深さ、Pillar の間隔等、多くのことについていえることである。そして、何かトラブルを起して始めてその限界を知ることもしばしばあることである。

自動車専用船の横隔壁の配置について我々は貴重な経験をしたわけであるが、これらの対策は詳細設計段階に入ってからでは難かしく、どうしても初期計画の段階から細心の注意を払い、性能と強度のバランスを十分考慮した設計を行なう必要がある。また、得られた教訓はすみやかにフィードバックし、基本計画に反映せらるよう努力する必要がある。

1975 年以後に建造された自動車専用運搬船は、上記の教訓をとり入れ、ラッキング対策として、最上層甲

板までガスタイルドア付きの自動車交通口を有する横隔壁を2～3枚設けるか、あるいは強固な部分隔壁（または船側横横）を設けるかしている。これらの実船例を参考までに図2.5.20に示すが、この対策によりラッキングによる損傷はほとんど防止されている。なお、同図(b)のⒶ部分の構造はクラックが発生しやすいので、応力集中を避けるよう、十分な配慮が必要である。

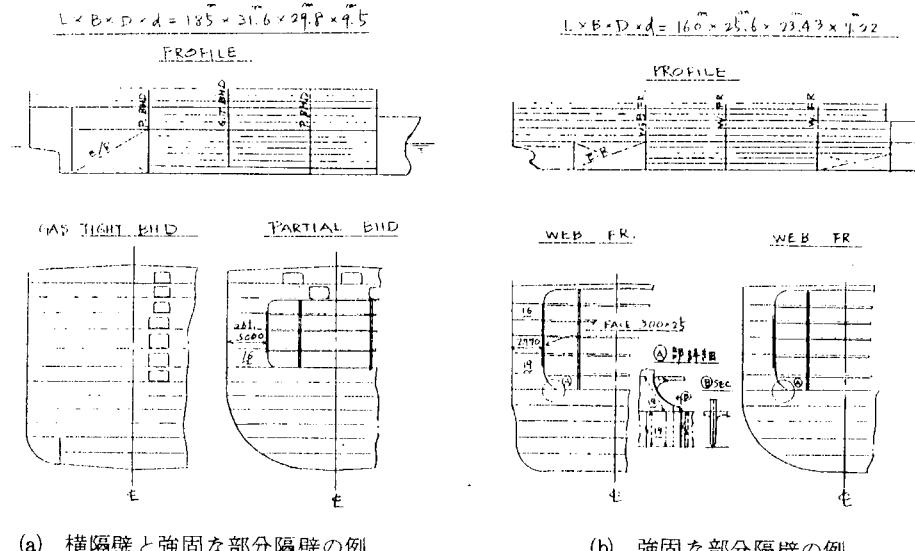


図2.5.20 横隔壁または強固な部分隔壁の配置例

2.5.2.2 構造部材別の対策

(1) 自動車倉

自動車倉内の顕著な損傷は前述したように、初期の自動車専用運搬船における横強度上（ラッキング）の損傷であり、部分隔壁の下端や、アクセストランクの下端のみでなく、各所にき裂が多数発生した。この対策としては、図2.5.20に示すような横隔壁や強固な部分隔壁を乾舷甲板上にも2～3枚（一般には3枚）配置する方法がとられている。この対策により、ラッキングに起因する各種の自動車倉内の損傷がほとんど解決されている。

また、横隔壁に設けられた自動車交通口のコーナー部の損傷に対しては、

- (i) 開口周囲にガスタイルドア用スティフナーを取付けるとき、コーナー部で応力集中が起らないような構造にする。
- (ii) 開口部周囲の板を増厚する。
- (iii) 開口の配列に注意する。

等の対策がとられている。

なお、以上の対策の他、可能な限り応力集中部をなくすような設計を行なうべきことは言うまでもない。

(2) 二重底

自動車倉下二重底内の損傷としては、図2.5.4に示す肋板に設けられた軽目穴周辺の変形P1と、図2.5.5に示す水密側横板付スティフナーの上下端の変形P2である。

対策としては、

- (1) P_1 に対しては、肋板の剪断座屈強度をチェックする。
 - (2) P_2 に対しては、スティフナーの上下端をBKT固着とする。
- 等が考えられる。

(3) 上甲板上の居住区

大型船で、居住区が最上層甲板上中央部に一層あるいは二層で配置されているため、縦強度上の原因により、前端壁下部コーナー部に、図2.5.17に示すようなき裂が発生することがある。また、側壁のドア用開口コーナーの四隅にも同図に示すようにき裂が発生している。

この対策としては、前端壁下部コーナー部の上甲板板厚の増厚や、カーリング補強、バランシング・プラケットによる補強等が行なわれている。

(4) 船尾部タンク内

高出力の機関が船尾に配置されており、また船尾形状がへん平のため、船尾部タンク内の振動による損傷に対しては一般船以上に注意を払う必要がある。

対策としては、一般船で行なわれているのと同様な方法を講じておけばよい。

2.5.2.3 振動対策

(1) 居住区

自動車専用船の居住区は比較的剛性の低いパネル構造のうえに配置されるため、居住区の船尾側で振動が問題になることがある。よって初期計画の段階から居住区の船尾部下部には、横隔壁又は有効なピラーを配置するなどあらかじめ防振対策を施しておく必要がある。

(2) 車輢甲板

自動車という荷物の性質上、車輢甲板の荷重条件は梁で強度上からのみ決まる車輢甲板の全体的な剛性は比較的小さなものとなり、固有振動数も低いものとなる。そのためおもに空倉時、船尾部の車輢甲板が振動し、船主からクレームがつく場合がある。しかし車を積載すると、甲板の固有振動数が変化し、また車がダンパーの役目も果すことになり、振動はほとんど問題にならなくなり、また、仮に振動しても居住区から離れているため、人体に不快感を与えるわけではなく、更に防振対策を施すにしても、車輢甲板の厚みが抑えられているため、効果的な対策は行ないにくい等の事情があるため、車輢甲板の防振対策をどうすべきかは難しい問題である。

しかし、過度の振動はクラックの発生などの損傷につながることもあるので、プロペラ起振力の影響を大きく受ける船尾部の下層部の甲板に対してのみは、ある程度防振対策を施しておいた方がよいであろう。

文献(9), (10)は振動が問題となり、防振補強を施した例である。

2.5.2.4 ラッキングを考慮した横強度計算法

自動車専用船の船倉内にラッキングによる損傷が発生して以来、各種の損傷解析及びラッキング現象の計算法が発表された。

文献(3)は、箱型梁としての船体を上甲板、船側外板、船底外板等の梁要素（面内剛性のみ考慮）に分割し、一方、横枠リングを分布バネとみなし、梁要素は弾性基礎上にあるものとして理論式を導いている。また実験および有限要素法による数値解析を行ない理論の妥当性を確かめている。

文献(4)は、多層甲板船に作用する甲板荷重、波浪荷重等を対称荷重と逆対称荷重に分解し、更にその逆対称荷重を水平曲げを起させる成分、捩りを起させる成分、ラッキングを起させる成分に分解し、ラッキング現象の本質に対する理論的考察を行なっている。また全船FEM計算による数値解析も行なっている。

以上各種計算法は発表されているが、実際の強度検討において、どのような荷重条件を用い、どのような計算

法で許容応力をどうするか、という点になると、各社それぞれの設計基準によっており、まだ統一的なものは出来ていないというのが現状である。

参考文献

- (1) 自動車専用運搬船（PCC）の損傷及び対策（その1、損傷の概略），日本海事協会誌No161，Oct. 1977
船級管理部
- (2) 自動車専用運搬船（PCC）の損傷及び対策（その2、損傷の発生状況及び対策），日本海事協会誌No162，Jan. 1978，船級管理部
- (3) 船体のラッキング現象について（第1報）、（第2報）、（第3報） 八木、服部、船木、太田他，関西造船協会誌第161号（1976年6月），第170号（1978年9月）
- (4) On the Shearing Deformation in Cross Section of Pure Car Carriers，森、倉本他
日本造船学会論文集第143号，1978年5月

2.6 ロールオン ロールオフ コンテナ船

（川崎重工業）

2.6.1 損傷の傾向

2.6.1.1 構造上の特徴

ロールオン・ロールオフコンテナ船の一般的な特徴はコンテナの荷役に際して、クレーン・リフト等の岸壁設備を、使用せずに船尾、船側もしくは船首に設けられた開口をとらしてトレーラーやフォークリフトでコンテナ荷役を行なうことである。

この様な一般的な特徴に由来する構造上の特徴及び留意事項として、次の項目があげられる。

- (1) トレーラー、フォークリフト等の自動車によりコンテナ荷役を行なうので、その荷役性を向上させるために、横隔壁およびピラーを含む横強度部材は、できる限りその数を少くしつつその部材寸法は小さくする様あらゆる努力が払われる。
- (2) 横隔壁が少いこと、上甲板上にもコンテナ2～3段積載すること等の為、船体横揺時に於ける横強度部材のラッキング強度に注意を要する。
- (3) 船尾にスターンドアを有する為、開口時の剛性低下に注意を要する。
- (4) ホールドランプウェイとして各甲板に長大な開口を有する為、開口隅部の応力集中に注意を要する。
- (5) 上部構造を支持する為に隔壁、ピラー等を上甲板以下のホールドスペースに配することは機能上困難であり、その支持構造には注意を要する。
- (6) 甲板面積を確保する為に船尾付近、プロペラ近辺の外板形状は偏平となるので、船尾部は振動面でプロペラの影響を受け易い。

2.6.1.2 損傷の傾向と種類

ロールオン・ロールオフ船の日本に於ける建造隻数は少く、損傷件数も少い為、損傷の傾向を調べるために当りロイド船級協会グッドマン氏の講演資料を参照することとした。

以下に示す表2.6.1～2.6.3は、1967年～1977年の10年間に建造された垂線間長90m以上のロールオン・ロールオフ船164隻に対する損傷の調査結果を示したものである。

表2.6.1は発生した損傷を構造区画別に分類したものである。表2.6.2、2.6.3は発生した損傷を、要因別に分類したものである。

これらの構造区画別、要因別分類結果より下記のことが判る。

- (1) 構造区画別損傷のうち損傷発生数の多い区画は、船側構造、船底構造、横隔壁構造等の横強度に起因する構造であり、全体の4割以上を占める。
- (2) 次に損傷発生数の多い区画は船尾構造、船首構造であり、振動、波による衝撃および衝突・接触等に起因するものである。

表 2.6.1 各構造別損傷発生率

コード番号		90 < L < 180				180 < L < 210			
		ND	%	I	N	ND	%	I	N
01	船首構造	120	9.9	1.39	48	19	6.0	1.27	9
02	船首樓甲板	31	2.6	0.36	22	20	6.3	1.34	7
03	横隔壁 (船倉)	34	2.8	0.39	21	15	4.7	1.00	8
04	縦通隔壁 (船倉)	15	1.2	0.17	8	10	3.2	0.67	7
05	船底構造 (船倉)	148	12.2	1.72	52	31	9.8	2.08	11
06	船側構造 (船倉)	303	25.0	3.51	81	86	27.2	5.76	16
07	上甲板	51	4.2	0.59	29	38	12.0	2.55	9
08	中甲板	10	0.8	0.12	7	6	1.9	0.40	3
09	暴露甲板倉口	4	0.3	0.05	3	10	3.2	0.67	5
10	中甲板倉口	1	0.1	0.01	1				
11	船橋甲板	11	0.9	0.13	9	5	1.6	0.33	3
12	機関室構造 (含・船底)	82	6.8	0.95	37	32	10.1	2.14	11
13	船尾構造	208	17.2	2.41	68	17	5.4	1.14	10
14	舷窓	97	8.0	1.12	48	16	5.1	1.07	14
15	その他	95	7.9	1.10	41	11	3.5	0.74	6
	合 計	1210	100.0	14.03	120	316	100.0	21.17	20

ND : 損傷の数

% : 損傷総数に対する割合

I : 運航期間 100ヶ月に対する損傷発生率

N : 損傷発生船の隻数

表2.6.2 各構造別損傷発生要因 ($90^M < L < 180^M$)

損傷原因 損傷番号	腐食	座礁	波浪	碎氷	荷崩れ	過剰应力	振動	荷役	自然消耗	係船	その他	接触	スロッキング	荒天	不明	合計
01	15	10	7						8	3	16	34	27	120		
02	2								4		1	10	14	31		
03				2		1	2	5		8		2	14	34		
04						2	3	1			1	2	6	15		
05		77	3		1	5		1	8		1	14	38	148		
06	24	2		4		2	5	7		4	119	20	116	303		
07	10				2	1	1	2	1		7	15	12	51		
08	4							2			2	2		10		
09									4					4		
10									1					1		
11	1							1	1		3	3	2	11		
12	10	6						3	5		35	1	22	82		
13	4	5	1		3	14	2	26		4	33	17	99	208		
14		6							33	6		10	42	97		
15	1	3			2	1		16	6	3	5	15	43	95		
合計	71	107	12	3	7	11	22	21	119	6	20	231	145	435	1210	
隻数	28	20	3	2	3	7	11	11	43	4	12	61	46	90	120	

表 2.6.3 各構造別損傷発生要因 ($180^M < L < 210^M$)

損傷原因 番号	腐食	座礁	波浪	碎氷	荷崩れ	過剰应力	振動	荷役	自然消耗	係船	その他	接触	スロッシング	荒天	不明	合計
01				2					1 1		7		4 4		19	
02	1			2									14 3		20	
03									1 1				4 9		15	
04						1		1					2 6		10	
05	4				1			1	2				5 18		31	
06	4 1			3			1	1			26		7 43		86	
07	3				1						1		24 9		38	
08							1						4 1		6	
09									4	1			3 2		10	
10																
11													3 2		5	
12	1 1						1	1			10		3 15		32	
13	2								2		3		1 9		17	
14	1								9				1 5		16	
15										5 2			2 2		11	
合計	11	7		4 5	1	1	5	21	6	4 46			77 128		316	
隻数	4	4		2	3	1	1	4	13	3	2	14		10 17	20	

2.6.2 損傷の対策

2.6.2.1 船倉部

(1) 船倉構造の損傷例

代表的な損傷例を図 2.6.1 に示す。

(2) 船倉構造の損傷防止設計

(a) 横強度

船倉構造の損傷は、前表 2.6.1 ~ 2.6.3 より横強度部材に関するものがそのほとんどである。従って損

傷防止設計としては、横強度部材の寸法を決定するに際して下記3項目について本船仕様等より適切な設計ベースを設定する要がある。

1 設計荷重

2 計算モデル

3 許容応力

(b) ブラケットレス構造

ロールオン・ロールオフ船に於いては、トレーラー、フォークリフト等によりコンテナ荷役を行う為、船側横桁、甲板横桁等のスパンエンド部に於けるブラケットは荷役効率を損い、図2.6.1に示す様にエンドブラケット曲損の原因となる。

従って図2.6.2に示す様にエンドブラケットを廃止し、横桁材の面材レンドをバチ型とする方が望ましい。

(c) 二重船側構造の防食

図2.6.1に示す二重船側構造バラストタンクのトップ部は横強度部材の高応力部であり、かつ外板側は日照にさらされる為、腐食し易い構造となっており防食対策には充分注意の必要がある。

2.6.2.2 船尾部

(1) 船尾構造の損傷例

ロールオン・ロールオフ船の船尾形状は、他の船種に比してプロペラ直上付近が偏平であり（図2.6.3参照）、振動面でプロペラの影響を受け易いこと。

船倉が船尾端部迄設けられている等の配置的な制約により他の一般船に比し、船尾タンク周辺の構造に制約が多い。（例えばフロアの深さが充分とり難い等）

一般に高速、高馬力である。

上記船尾構造の特徴から船尾構造の損傷としては、振動によるものが多い。代表的損傷例を図2.6.4に示す。

損傷は一般に外板側に多く損傷の内容は、他の船種に類似している。

(2) 船尾構造の損傷防止設計

(a) フロア、スチフナー等基本的には、プロペラの起振力に共振させない様特にプロペラの翼起振力の3次程度は、注意しておいた方がよい。

(b) プロペラ直上付近の外板近傍の詳細設計については、

i) 外板の溶接脚長を少し大きめにする。

ii) 外板側のスカロップは廃止する。

iii) フロアのスチフナーの外板側端部はスニップを避ける。

等の配慮が望ましい。

TRANS SEC.

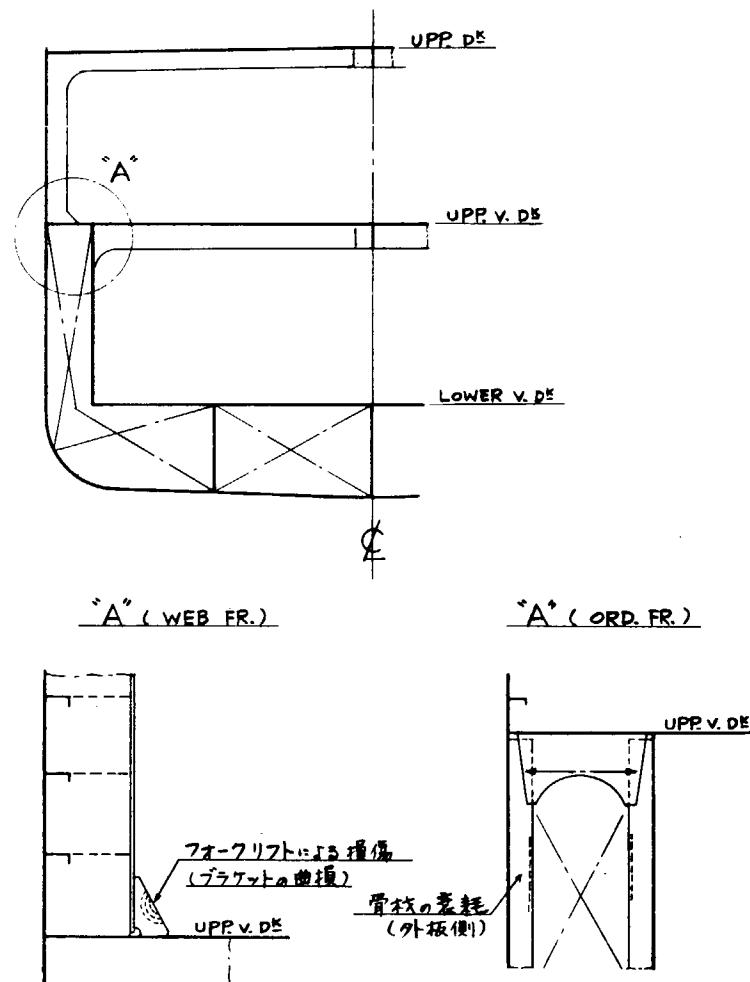


図 2.6.1 船 倉 構 造 の 損 傷

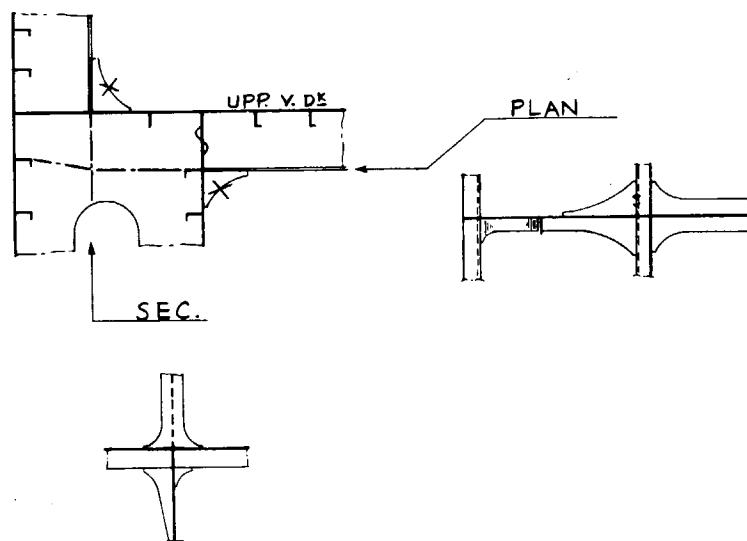


図 2.6.2 プラケットレス構造

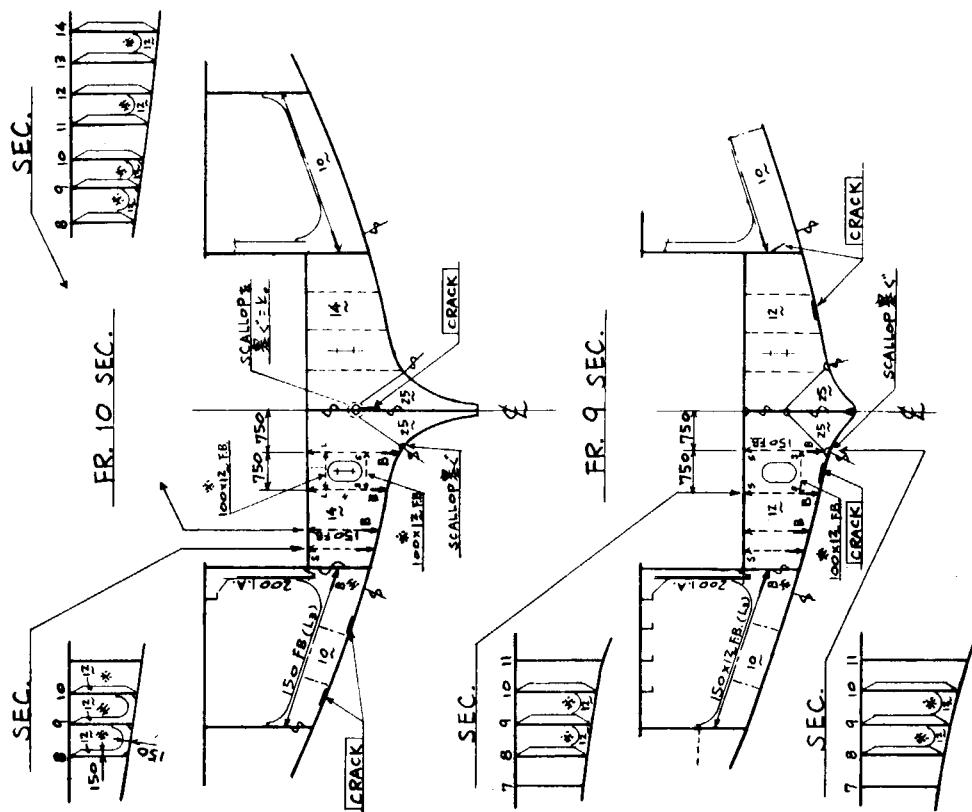


図2.6.4 船尾構造の損傷例

※は新設部材を示す。

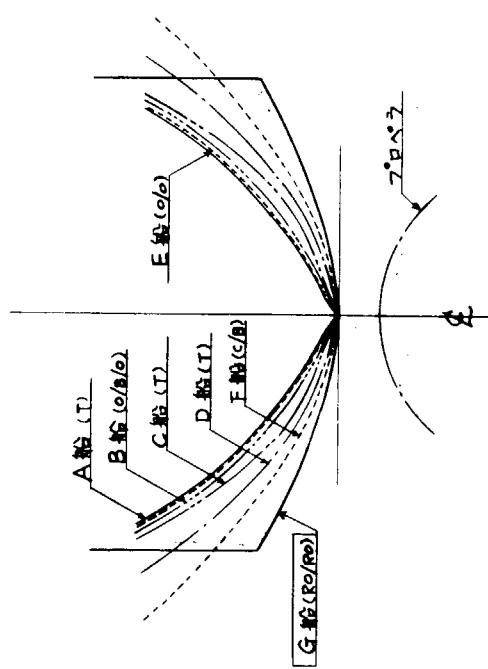


図2.6.3 船尾部の形状比較
(アロベラ直上)

2.7 範装品取付対策

(住友重機械工業)

2.7.1 損傷の傾向

範装品台及びその周辺の船体構造の部材寸法を決定するにあたっては、主に過去の実績を基にすることが一般的に行なわれている。

更に、実際に損傷が生じても、その損傷頻度が一般に高いこと、またその損傷が致命的な事態を招くことがまず稀であることなどの理由から、設計者までフィードバックされず現業サイドで修理補強等の処理がされる場合が大半である。

以下に掲げる損傷例でも、その原因となる事柄が数量的に把握されているものは、残念ながら少ないが、しかし実例としては参考になると思われる。

ただ今後共、該部の寸法を決定するための計算方法を確立する努力を続けていく必要があろう。

本マニュアルの作成に先立って行なわれた範装品台及びその周辺の船体構造の損傷アンケート調査の結果の概略を表2.7.1及び2.7.2に示してある。

これによると発生箇所別には

- (1) ハッチコーミング構造とその周辺
- (2) 係留装置周辺
- (3) 機関室内補機類周辺
- (4) 揚荷装置周辺

また、原因別には

- (1) 過大荷重(含、波浪のうちこみ)
- (2) 工作精度管理不足(含、溶接不良、補強忘れ等)
- (3) 強度不足
- (4) 振動もしくは振動疲労

以上の項目が範装品周辺の損傷の大半を占めていることがわかった。特に、機関室内範装品に発生する問題の原因のほとんどは、振動によるものであると言っても過言ではない。

2.7.2 損傷の対策

(1) 一般的な防止対策

範装品は一般に台構造にて支持されている。従って、この台は船体運動による加速度の増加を考慮した範装品の自重に対して十分耐え得る構造であること。また、範装品それ自体が仕事をする場合、そのワーキング・ロードに対しても十分な強度を有する必要があることは言うまでもない。

更に、範装品台は範装品からの荷重を船体構造に伝える役目をも受け持つ為、台下の船体構造部には必要に応じて補強を行なうが、その際、応力集中を避ける為構造の不連続には十分に注意する。

一般に範装品を支持する周辺構造の防振対策や、台下、構造との取り合い部に於ける溶接の施工方法に注意することは、範装品にまつわる損傷防止については特に有効である。

(2) 発生箇所別にみた損傷防止対策

(a) ハッチコーミング構造周辺

表2.7.1にてわかるようにハッチコーミングにからむ部分の損傷は特に多く、そのうちわけを表2.7.3に示す。これからもわかるように、ハッチコーミング構造周辺にて発生する損傷のうち

- コーミング・トップレール周辺
- ハッチカバー開閉用補機台周辺

等の部分に発生するものが特に顕著である。

図2.7.1に示すようなコーミング・トップブレールの曲損は最近のハッチカバーの大型化が急である為、構造がそれに追いついていない典型的な損傷と考えられるが、この曲損は一般に、ハッチカバーの開閉時に起こるようである。

また、コーミング・トップブレールに設けられた開孔周辺の曲損も多いが、これに対しては図2.7.2に示すようなプラケットによる補強が有効である。

図2.7.3に示されるようなドレーンホールに発生するクラックについては、ドレーンホールを半円形にせず、梢円あるいは図2.7.3に示される形状が効果的である。

(b) 係留装置台構造周辺

係留用機器周辺の損傷は以下の事由が原因として発生すると考えられる。

- 係留用補機類の自重が大きく、また仕事容量も大きいものが多い。
- 受ける外力が一般に大きく、また、その大きさも一定ではない。特に天候等に左右され易く時としては、その許容量を超えた過大荷重となることもある。

従って、不可抗力と言えるような損傷が多いが、反面、アンケート調査結果、表2.7.4にも見られるように比較的簡単な補強あるいは、溶接により避けられる損傷も少なくない。

その補強方法としては

- (i) 台構造はできるだけ甲板梁に合せるようにする。特に、自重の大きい装置の台は、注意を払うべきであるが、それが不可能な時には、台下の甲板梁間にカーリングを入れて補強すること。
- (ii) 台隅部の溶接は、特に注意を払うこと。また、大きな外力を受ける機器の台隅部は溶接肉盛を増すか、あるいは低水素系溶接棒による溶接も効果的である。
- (iii) 特に大きな容量を有する装置を支持する甲板構造は、強度計算によりその強度を確認すること。

(c) 機関室内機器台周辺

表2.7.5からもわかるように、機関室内機器の損傷あるいはクレームの多くは振動に起因するものである。例えば図2.7.7に見られるようなクラックはスペアシャフト台に限らず、機関室内補機台等の周辺には散見されるところであり、その原因はそのほとんどが振動疲労である。

- (i) 防振ステー等の補強材は船体部材に結ぶこと。相隣り合う補機同士あるいは機器品同士を連結するような補強は絶対にしないこと。
- (ii) 堅型ポンプに代表されるような補機類にはそれ自体の固有振動数が極端に低いものがあり、台や周辺の補強のみでは防振対策にならぬものもある。

(d) 揚荷装置類

揚荷装置周辺の損傷についてのアンケート調査結果を表2.7.6に示した。損傷事例が少ないが、これら損傷事例はすべて溶接部にまつわるものである。

つまり、溶接施工方法、あるいは応力集中発生の回避等に注意することにより、損傷発生を防げると考える。

(e) その他の

以上までに代表的な機器、補機類等の損傷について述べてきた。今回のアンケートの回答の中には無かったが、この他にもマスト構造や、各所に取りつけられる傾斜ばしご等については防振対策を中心として注意を払うべきであろう。

表 2.7.1 アンケート調査結果(1)
(場所別の分類)

場 所	件 数
ハッチコーミング構造及びその周辺	16
係留装置類	8
機械室内補機台類	6
揚荷装置類	3
そ の 他	5

表 2.7.2 アンケート調査結果(2)
(原因別の分類)

原 因	件 数
過大荷重(含、波浪のうちこみ)	12
工作精度不足(含、溶接不良、補強忘等)	8
強度不足	7
振動もしくは振動疲労	6
構造の不連続	3
そ の 他	2

表 2.7.3 ハッチコーミング構造の損傷

損 傷 篇 所	件数	原 因	補 強 方 法	参考図
コーミングトップのレール (下層甲板のハッチカバー開閉用レールも含む)	6	過大荷重 強度不足、耗耗等	切欠新替 開孔周辺にRIB新設	図 2.7.1 図 2.7.2
ハッチカバー開閉用補機周辺 (補機台自身の損傷も含む)	6	過大荷重 強度不足(溶接脚長不定等)	ブレケット新設 低水素棒による溶接	図 2.7.2 図 2.7.4
コーミングとデッキの取合部	3	目違い、溶接不良	ライナー新設、肉盛溶接	図 2.7.3
コーミングステーの上下端	1	強度不足	フランジをバチ型とする	

表 2.7.4 係留用機器台構造周辺の損傷

損 傷 篇 所	件数	原 因	補 強 方 法	参考図
アンカー爪当たり部凹損	3	過大荷重	外板増厚、カーリング新設	
クローズトショックの倒壊	1	台風	新替	
パナマショック下部にクラック	1	補強忘れ	デッキ下面にカーリング	
ホーンクリート用ライナー溶接ビードに割れ	1	溶接不良	低水素棒による溶接	図 2.7.5
ショックまわりのブルワーカー凹損	1	過大荷重	新替ブレケット新設	図 2.7.6
スタンドローラー下部デッキ凹損	1			

表 2.7.5 機関室内機器品台構造周辺

損 傷箇 所	件 数	原 因	補 強方 法	参 考 図
置タンク支持ステー、基部クラック漏油 主機排ガス管振れ止めブラケットにクラック	1	振動疲労 振動疲労	カーリング新設 ブラケットの補強	
主機振れ止めブレーキング基部支持部にクラック スペアシヤフト台のクラック	1	補強不足、振動疲労 振動疲労	ブラケットの増設 ブラケットの増設	図 2.7.7
ポンプ台下部(クラック 堅型ポンプ)の振動	1	構造不連続 共 振	ブラケットの新設 ゴムパッキンのそり入	

表 2.7.6 揚荷装置類

損 傷箇 所	件 数	原 因	補 強方 法	参 考 図
デッキクレーンボストとデッキ構造との取合部にクラック	2	溶接不良	肉盛再溶接	図 2.7.8
ジブレスト用ステイ基部にクラック	1	不明	ダブラー、カーリング	
カーボーフック用ラッシュアイ周辺のビード割	1	溶接不良	再溶接	

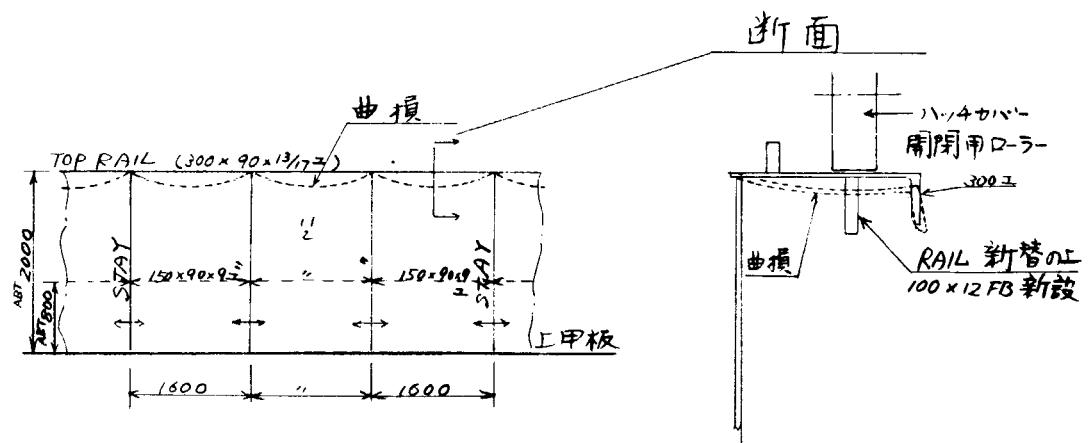


図 2.7.1 ハッチコーミングの曲損

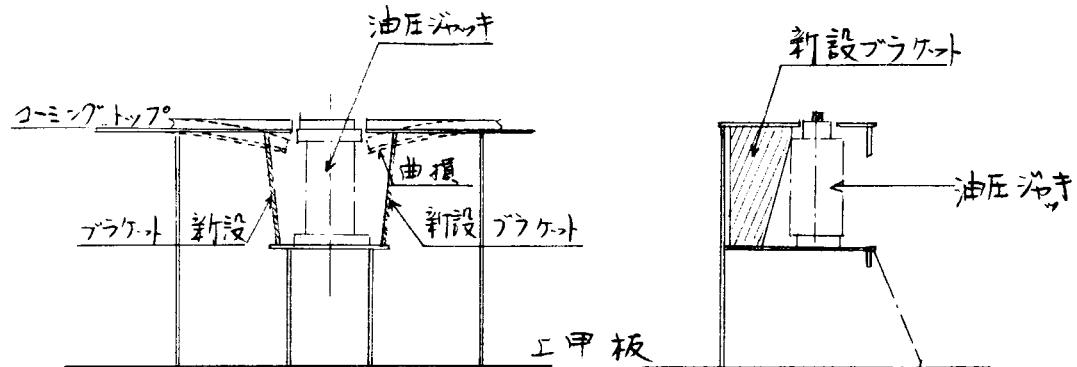


図 2.7.2 トップレールについての開閉用油圧ジャッキ用
開孔まわりの曲損

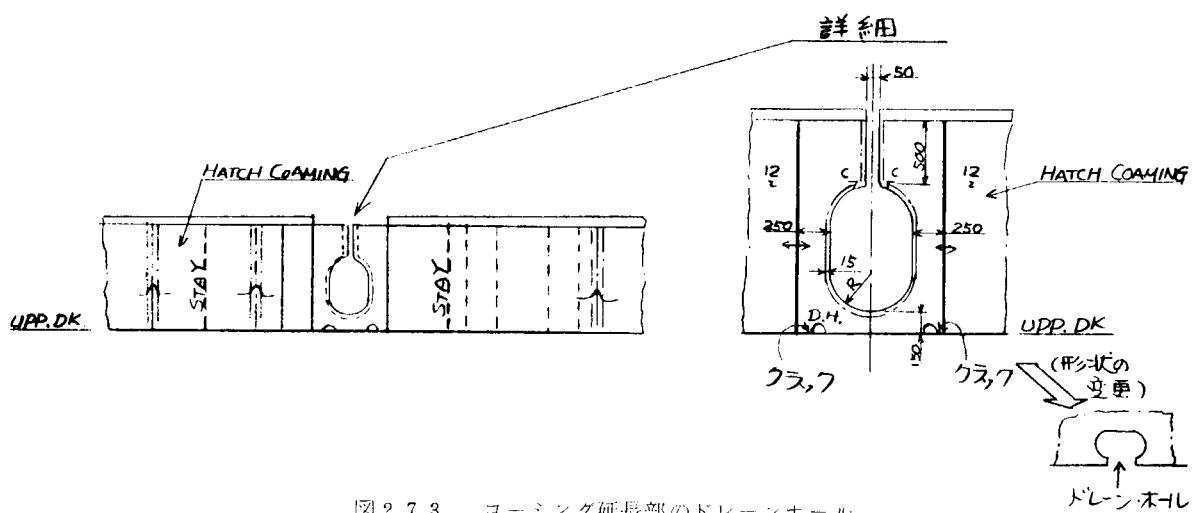


図2.7.3 コーミング延長部のドレンホール

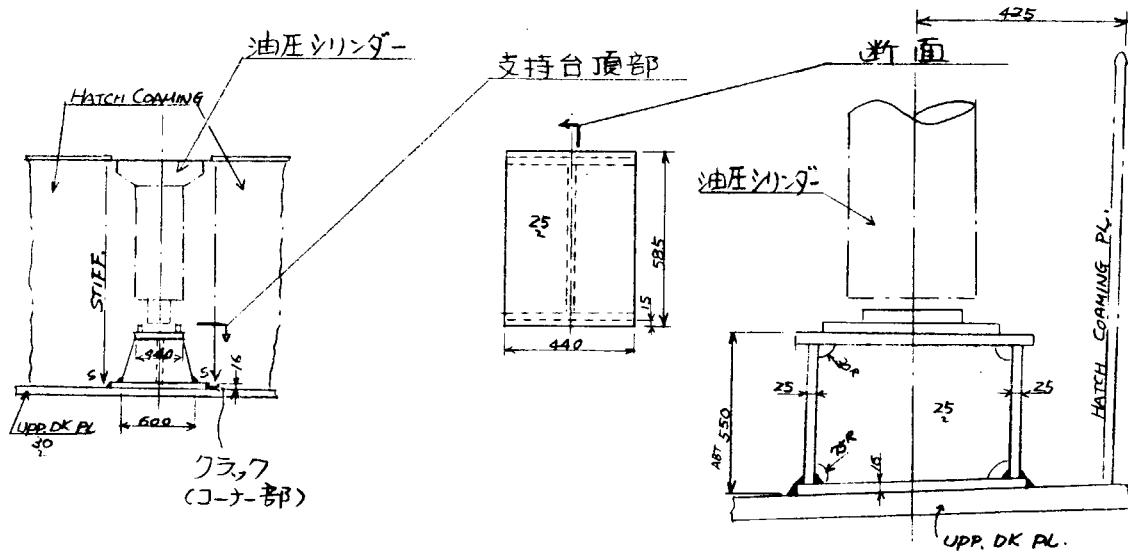


図2.7.4 油圧シリンダー支持台まわり

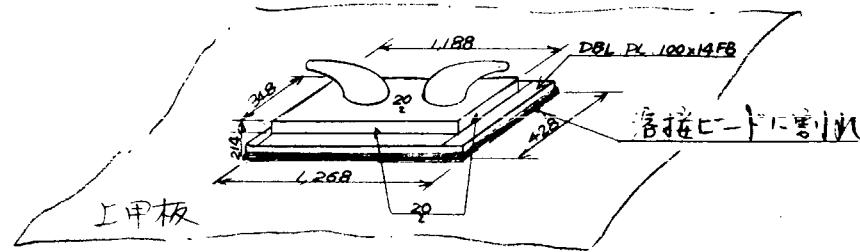


図2.7.5 ホーンクリート下部ビード割れ

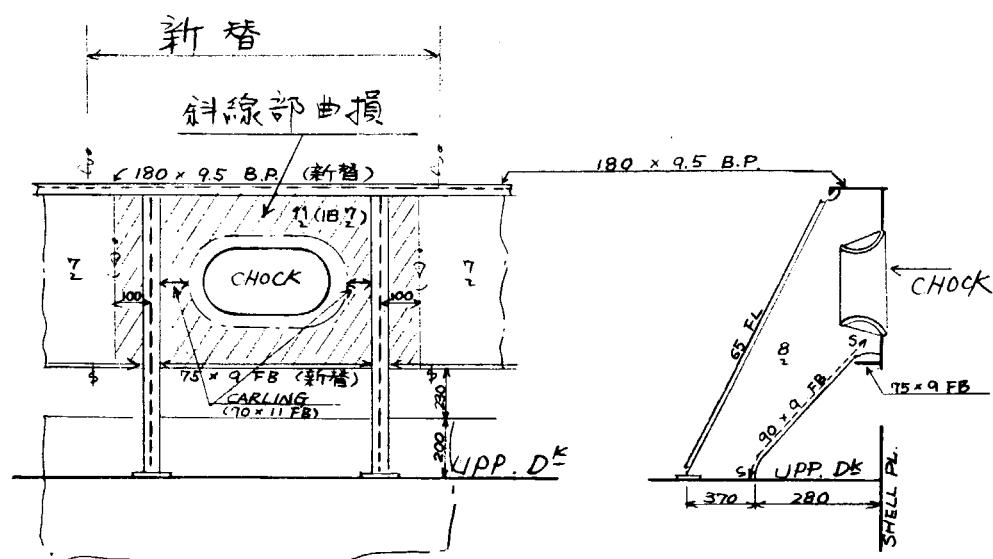


図2.7.6 チョックまわりのブルワーク曲損

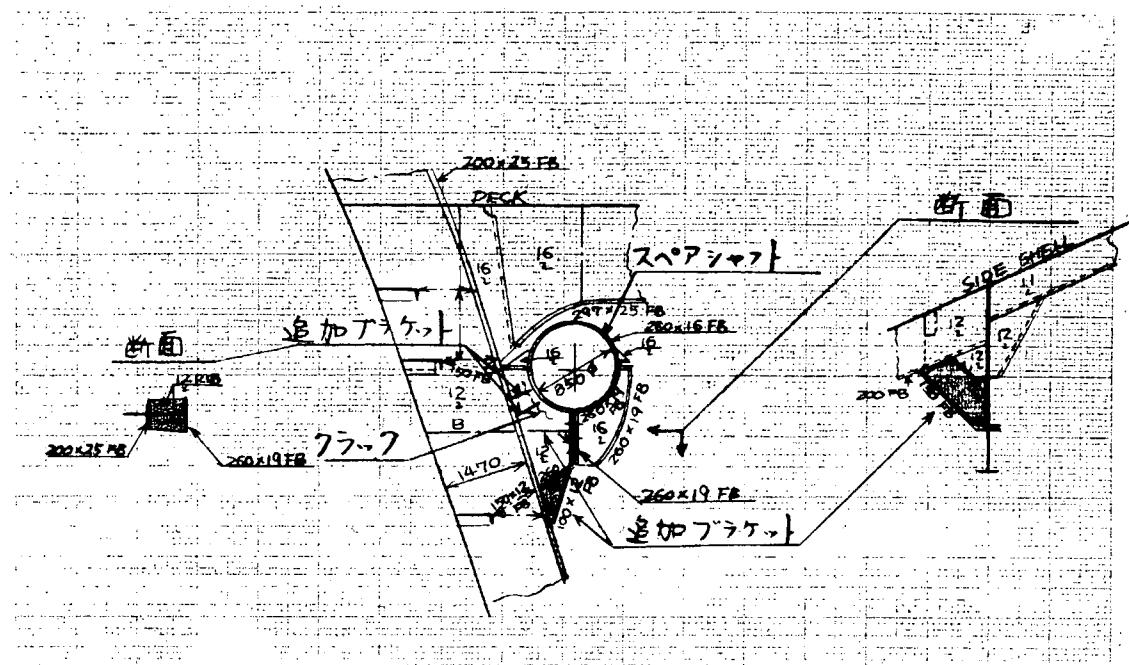


図2.7.7 スペアシャフト支持台のクラック

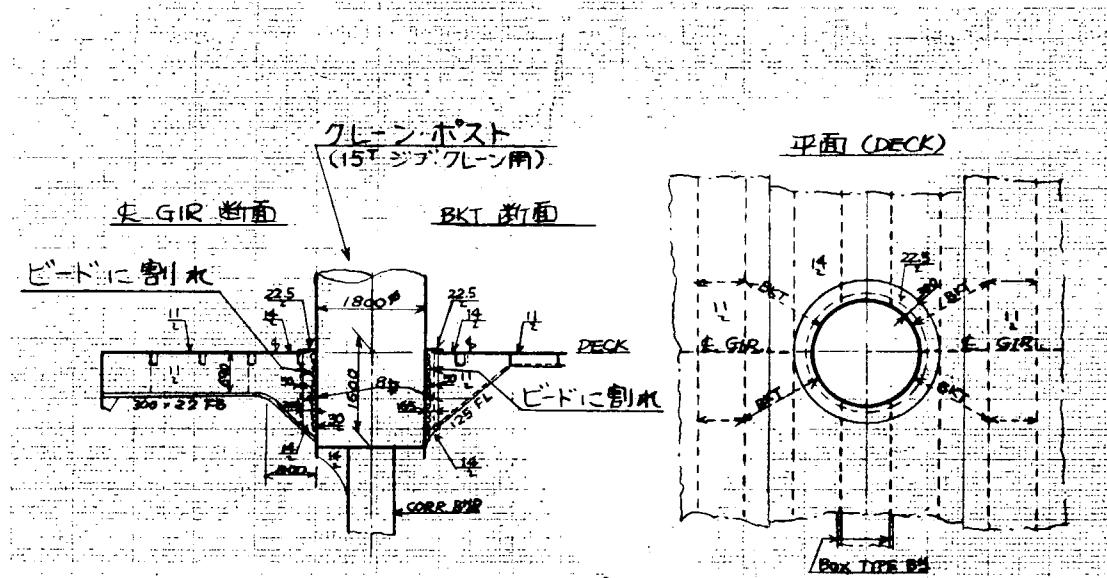


図2.7.8 デッキクレーンポストとデッキガーダとの取合部

2.8 高速船の舵のキャビテーション・エロージョン

(日立造船)

2.8.1 損傷の一般的傾向

表2.8.1に示す7隻の高速コンテナ船と3隻の高速貨物船について、舵のキャビテーション・エロージョンによる損傷調査を行った。図2.8.1は発生した損傷を類型化して示したものであり、表2.8.2は各船の損傷状況をまとめたものである。

損傷は大体図2.8.1に示すような位置に発生しているが、ラダー・ホーンの後縁部とピントル・ハウジング付近が最も多く損傷しているようである。また、舵板と鋸鋼のオーバラップ部分とかアノード等による急激な凹凸のあるところでは、その船尾側に損傷が発生している。

損傷の程度は軽微なところではペイントがはくりしているか、表面がさらさらしている程度であるが、激しいところでは海綿状あるいは蜂の巣状に侵食され、その深さは数mm程度から20~30mmに及ぶものもある。

各船共、損傷は大体1年以内に発生しており、放置すれば更に進行するが、進行速度は遅くなるようである。

2.8.2 損傷原因の推定

エーロフォイル翼型断面を有するラダーに対し、大きな流入角でプロペラ後流が流入する場合、図2.8.2に示すように背面の前縁部付近の圧力が低下しキャビテーションが発生すると考えられる。

図2.8.1の(R7)および(R10)の損傷はこのようにして発生したキャビテーションによるものと考えられ、(R10)の方が損傷程度が軽いのは水深が深いため静水圧が大きく、それだけキャビテーションが発生しにくいためと思われる。

また、このようなラダー表面の左右舷の圧力差によって、ラダー・ホーン後縁とラダー前縁との間隙を激しい流速で水が貫流し、その結果(R7)付近の圧力が低下しキャビテーションが発生することが予想される。

その他の損傷は上記の要因に加え、構造の急激な変化による局部的圧力低下などが複合したものと考えられる。

なお、キャビテーションの発生によってラダーが損傷するメカニズムとして次のことが考えられる。

- 1) 気泡が消滅するときの衝撃圧による圧縮破壊、あるいはその繰返しによる圧縮疲労破壊。
- 2) キャビテーションと共に発生する発生期の酸素による化学的侵食現象。
- 3) 衝撃圧によって塗膜が破壊された後の海水中での電気化学的腐食現象。

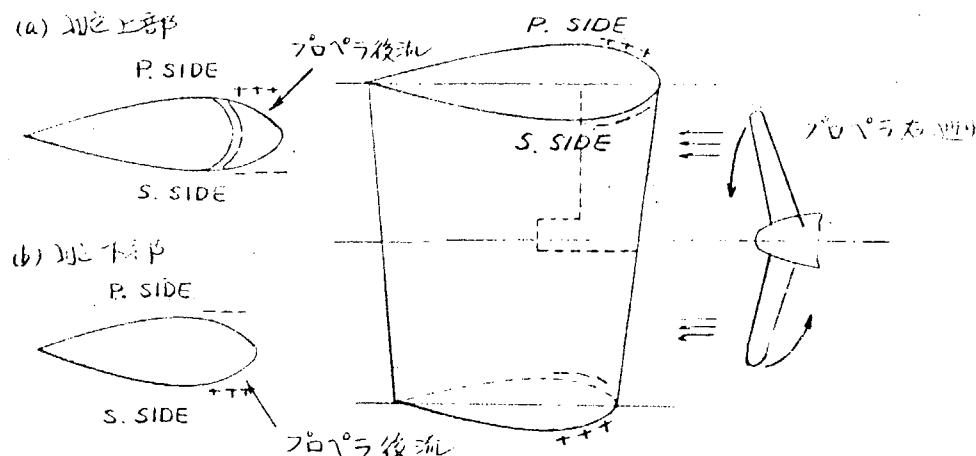


図2.8.2 舵表面の圧力分布

2.8.3 損傷防止対策

これまでに試行してきた損傷部分の補修および対策方法は次のようなものである。

- 1) 図2.8.3に示すような整流板およびBARの設置。

- 2) ステンレス棒の肉盛りおよびステンレス板の二重張り。
- 3) NS 46材の二重張り。
- 4) "METCO 405", "METCOLOY No.2" のメタライジング。
- 5) HZ合金の肉盛り。
- 6) イルミナイト系、低水素系溶接棒による肉盛り。
- 7) FRP、デブコン、セメント等のライニング。
- 8) スリーロンジ、インターナショナル・レッドハンド等の塗布。
- 9) 保護亜鉛板の増設。

このような対策方法の効果の程度は必ずしも確認されているとはいがたいが、整流板あるいはBARの設置はこの部分の水の流れを防ぐことにおいて有効である。また、ステンレス棒の肉盛りおよびステンレス板の二重張りは有効であることが確認されている。

表2.8.3はD船で試行された対策とその効果の調査結果を示したものであるが、イルミナイト系および低水素系溶接棒による肉盛りは全く無効であり、FRPライニング等においては下地処理が重要であることがわかる。

以上の結果に基づき、船速20kt以上の船に対して舵のキャビテーション・エロージョンによる損傷防止設計法として次のことが考えられる。

(1) キャビテーション発生防止

- 1) 舵の厚さをなるべく薄くする。
- 2) 舵とホーンとの間隙は整流板とかbarなどを設けてできるだけ小さくする。
- 3) 舵およびホーンの外面の突出物は最小限度とする。
- 4) 舵前縁下端に丸味をもたせる方法もある。

(2) キャビテーション・エロージョン損傷防止

- 1) 損傷の激しい部分に対しては、厚さ3～5mmのステンレスの二重張り、または溶接による肉盛などは効果がある。
- 2) 損傷が比較的軽微なところに対しては、十分な下地処理を行ってFRPライニングをするか重塗装を行う方法もある。下地処理の程度としてはサンドblastなどで完全にmill-scaleを取り去りwhite metalとする。表面はサンドblast仕上げ程度のさらさらした感じが好ましい。

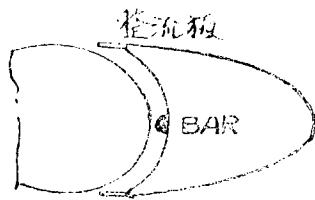


図2.8.3

表2.8.1 損傷船主要目

船名	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
船引渡し年寸法	コンテナ 43/10	コンテナ 45/5	コンテナ 46/11	コンテナ 47/8	貨物船 41/3	貨物船 41/10	コンテナ 43/8	コンテナ 43/9	貨物船 42/1	コンテナ 44/12
L pp	(m)	175.0	255.0	200.0	23.0	16.0	15.6	17.5	16.0	20.0
B	(m)	25.7	30.0	30.0	32.0	23.0	23.2	26.0	24.2	29.0
D	(m)	15.8	16.3	16.3	19.0	13.3	12.9	15.5	13.9	16.3
d	(m)	9.1	9.5	10.5	9.3	9.0	9.5	9.5	9.1	10.5
C b	機出力 (ps)	0.569	0.559	0.575	0.562	0.561	0.563	0.556	0.566	0.577
主航	機出力 (kt)	276.0	D.MCO	D.MCO	T.MCO	D.CSO	D.CSO	D.CSO	D.MCO	D.MCO
航		34,200	34,200	45,000	15,640	15,640	23,600	23,600	20,700	34,200
舵	種類	セミ・スペード	セミ・スペード	セミ・スペード	セミ・スペード	セミ・スペード	セミ・スペード	セミ・スペード	セミ・スペード	セミ・スペード
舵面積	(m ²)	26.56	30.67	30.83	35.93	23.1	21.6	27.5	19.5	31.105
A/L α		1/60	1/62	1/68	1/63	1/64.39	1/65.01	1/60.41	1/75.8	1/67.5
バランス比		0.262	0.251	0.241	0.266	0.250	0.256	0.255	0.254	0.229
翼厚比		0.255	0.260	0.212	0.210		0.231	0.231	0.240	0.210
	a (mm)	15	15	15	20	20	20	40	40	35
	b (mm)	20	20	20	20	20	20	40	40	35
	c (mm)	20	20	20	20	20	20	40	40	35
損傷発見年月		66	72	74	60	67	67	44/10	42/11	74
					44/5	43/6	44/9	44/11	47/2	

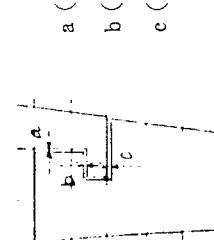


表2.8.2 各船の損傷状況

記号	損傷状況	船番									
		A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
R1	損傷の軽い船ではペイントがはくりしている程度。 損傷のひどい船ではかなりの広さの孔蝕部が点在し、孔深は大きいところで10~15mm	○	○	○	○						○
R2	損傷の軽い船ではペイントがはくりしている程度。 ひどい船では一面に小孔が散在。	○	○		○						
R3	カバー・プレート部分の損傷で、軽い船ではペイントがはくり、 ひどい船でも一面にざらざらした程度。				○		○	○			
R4	ホーンおよび舵のedgeが長さ600~700mm、幅150~200mm に亘って侵蝕、侵蝕孔が板厚を貫通している船もある。	○	○		○						○
R5	損傷の軽い船では小孔が散在する程度。 ひどい船では20mm程度の深い切込みがある。	○			○		○	○			
R6	舵頂部および左舷側に比較的軽微なエロージョン、表面はざらざらした感じ。		○		○			○	○		
R7	一面に小孔散在、孔深は大体3mm程度であるが、大きいところでは10数mm。	○			○	○	○	○	○	○	○
R8	損傷の軽い船では小孔(孔深は大きいもので数mm)が散在する程度であるが、ひどい船では幅10~30mm、深さ10~20mmの切れ込みがある。	○			○			○	○	○	○
R9	ホーンおよび舵のedge部分が侵食され、損傷のひどい船では角溶接の二番にそってクラック状に腐食が進行し、板厚を貫通。	○	○		○						
R10	各船共損傷は比較的軽微で、ペイントがはくりしている程度か、表面がざらざらしている程度。	○			○			○	○		
R11	leading edgeから1m程度の範囲内の舵底が一面に侵食されている。損傷のひどい船では角溶接の二番にそってクラック状に腐食が進行し、板厚を貫通。	○	○	○	○						○

説) ○印は損傷のあった船を示す。

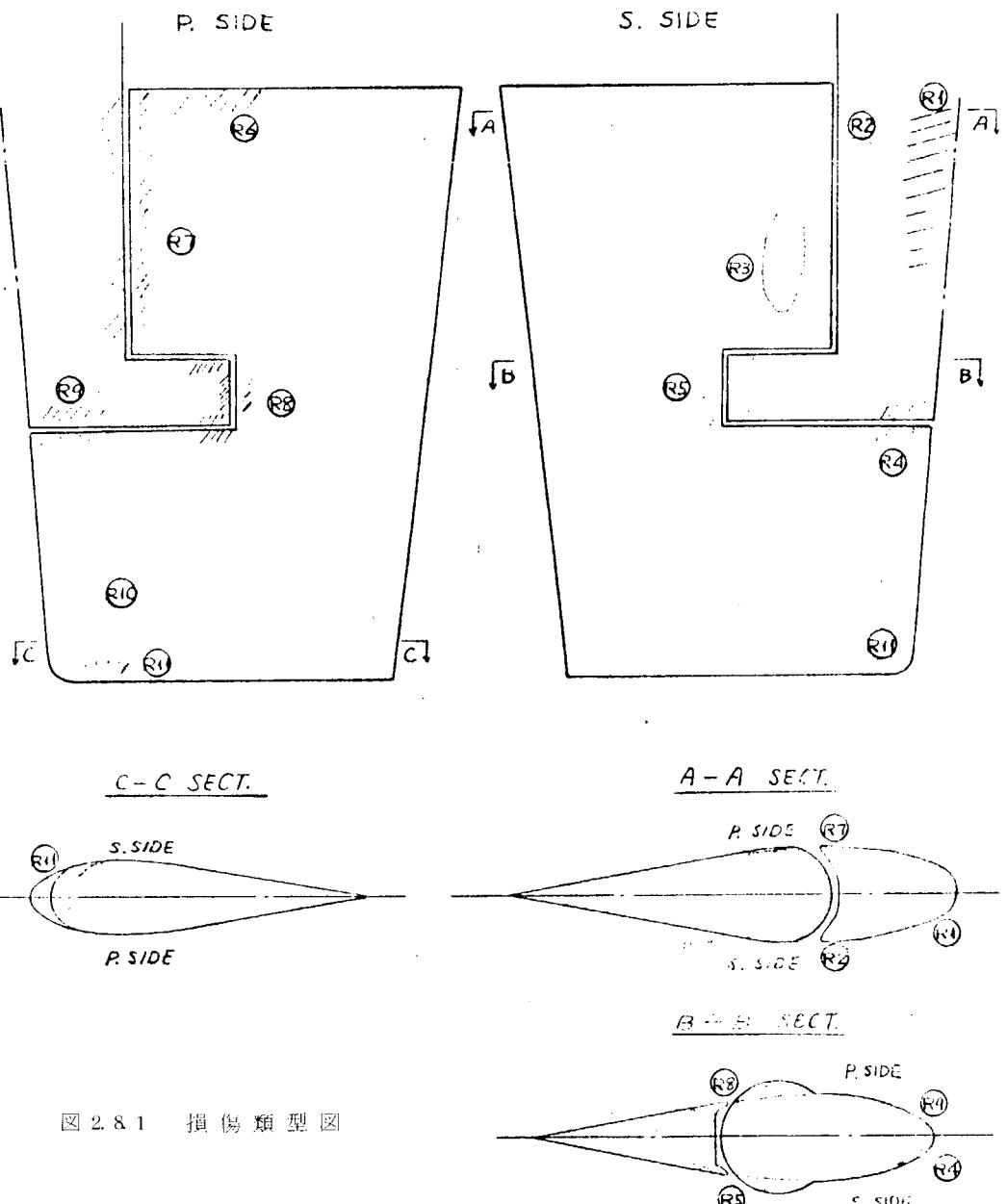


図 2.8.1 損傷類型図

表 2.8.3 D 船における対策と効果

対策	効果
(1) イルミナイト系溶接棒による肉盛り	無効
(2) 低水素系溶接棒による肉盛り	無効
(3) SUS 309 溶接棒による肉盛り	効果絶大。但し肉盛り範囲が狭いとその周囲が腐食し浮島状になる。
(4) SUS 304 による二重張り	効果絶大。但し二重張り範囲が狭いとその周囲が腐食し、二重張りが脱落する。
(5) FRP ライニング	相当な効果があるが、下地処理が悪いとその部分がはがれる。損傷の激しいところでは下地処理が良くとも部分的にはがれる。 約 1/3 は 1 年後に脱落したが、一時抑えにはなる。
(6) デブコンライニング	平坦部に試行したが、1 年後約 80 % が健在であった。
(7) セメントライニング	不明
(8) インターナショナル・レッドハンド塗布	

3. メインテナンスフリーのための防食対策

3.1 まえがき

(日本郵船)

船舶は腐食環境が厳しいことから、防食については、充分な対策をたてておく必要がある。

通常、船体構造部材には2~3mmの腐食代が見込まれているが、実際の腐食は一様でなく、船の種類、部材の位置によっては、数年を経ずして、マーチン以上に腐食が進行、亀裂、変形の原因となり、新替工事が必要となる場合もある。又、実船調査の結果からも明らかであったが、舾装品やその取付部周辺の腐食衰耗の例も多く、多大のメインテナンス費用が発生する原因となっている。

本研究では、メインテナンスフリーの目標を「建造後2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して、腐食衰耗による部材の新替工事が殆どないこと」に置き、そのための有効な防食方法の研究を行なったが、その結果、部材の位置や使用目的によって

1. 材質を選定し、耐食性を上げる。
2. 材料の板厚を増し、腐食代を大きくする。
3. 塗装のグレードを上げ、防食効果を上げる。

などの対策を適宜選択、採用することとした。

マニュアルでは、各種の船舶の腐食し易い個所を列記し、夫々に応じて、のぞましいメインテナンスフリー対策を上記1~3より選択して記載した。

又、特に3の塗装による防食対策は、既にバラストタンクなどの腐食環境の悪い個所で標準的に採用されている、タールエポキシ系の重塗装を採用することによりほぼ目的を達成できるが、この場合でも溶接線や部材のフリーエッヂ部など塗膜の確保のむつかしい個所では充分な防食効果が得られていないのが実状である。このためこれ等の膜厚確保のむつかしい個所の塗装、品質管理については特に重点的調査研究を行い、一節を設けてマニュアルとした。

従来の塗装仕様は造船所・船主によって慣習があり、標準的な塗装仕様の策定はむつかしいが、本章では、ベースとなる従来の標準的塗装仕様として、日本造船工業会編の「新造船標準塗装仕様」(昭和47年3月策定、昭和53年3月改訂)を参考とした。

3.2 外板及び上甲板

(日本海事協会)

区画	部材名(又は場所)	従来の標準的仕様	図および対策
外板	1. 船底外板 (1) キールプレート (2) 腹盤木及び進水用盤木の位置の船底外板 (3) ピルジキール周辺の外板 (4) 船底外板の突合せ溶接部(とくに手溶接部)	塗回数(膜厚 μm) 1. 塩化ゴム系船底さび止め塗料×2(120) 2. 塩化ゴム船底防汚塗料×2(90)	没水部外板は電気防食を併用することが望ましい。(例:外部電源方式) (1) ブロックの段階で増塗り塗装または重塗装の塗装を行ない、運搬時、搭載時塗膜に傷をつけないよう注意する。 (2) 増塗り塗装を行なう。 (3) 増塗り塗装又は重塗装を行なう。 (4) 下地処理を入念に行ない増塗り塗装する。

区画	部材名(又は場所)	従来の標準的仕様	図および対策
外板	2. 船側外板	塗回数(膜厚 μm) <ul style="list-style-type: none"> ○外板水線部 <ul style="list-style-type: none"> 1. 塩化ゴム船底さび止め塗料×2(120) 2. 塩化ゴム水線塗料×2(70) ○外板外舷部 <ul style="list-style-type: none"> 1. 塩化ゴム船底さび止め塗料×2(120) 2. 塩化ゴム系外舷塗料×2(70) 	<ul style="list-style-type: none"> (1) アンカー・チェーンの擦れによる塗膜の損傷を考慮して増塗り塗装又は重塗装を行なう。 (2) 溶接部の下地処理を入念に行ない増塗り塗装を行なう。 (3) マーク板をステンレス鋼とするか、全周溶接するなど発錆防止に留意し下地処理を入念に行なって増塗り塗装を行なう。 (4) フリーエッヂをラウンド加工し、増塗り塗装する。 (5) 下地処理を入念に行ない増塗り塗装する。 (6) 除去後、溶接ビードのノッチを肉盛溶接したのち増塗り塗装する。 (7) 重塗装又は増塗り塗装する。
外板	3. 船尾骨材・舵板	外板に同じ <ul style="list-style-type: none"> (1) 船尾骨板(錆鋼製) 	<ul style="list-style-type: none"> (1) 錆鋼部分は特に入念な下地処理を行なう。 塗装は外板と同様とする。 (2) 舵板のスロット溶接部は増塗りを行なう。
上甲板	(2) 舵板	外板に同じ さび止め塗料×2(70) 甲板ペイント×1(35)	<ul style="list-style-type: none"> (1) 甲板上に水が残らないような構造とすると共に増塗り塗装又は重塗装。 (2) 甲板への熱影響を極力少なくするよう考慮し、増塗り塗装又は重塗装。 (3) 増塗り塗装又は重塗装。 (4) 下地処理を入念に行ない、増塗り塗装。 (5) ハッチコーミング、ハッチコーミングステイは下地処理を入念に行ない、増塗り塗装又は重塗装を行なう。 (6) フリーエッヂはラウンド加工し、下部は下地処理を入念に行なう。 ・ステイ下部、ガゼット、リベットは増塗り塗装又は重塗装を行なう。

3.3 甲板室および機関室

(日本鋼管・昭和海運)

区画		部材名(又は場所)		従来の標準的仕様			图および対策		
甲板室	(1) 内部 1) 手溶接ビード部	(1) 内部 油性さび止塗料×2 油性上塗々料×1	(1) 内部 油性さび止塗料×2 油性上塗々料×1	塗回数 (70) (35)	膜厚(μm) (70) (35)	(1) 内部 防錆性の高いショッブプライマーの採用あるいは、変性エボキシ 塗料(100~120 μm)等の塗料材質のグレードアップ。	(1) 内部 防錆性の高いショッブプライマーを採用し標準仕様②、 塗料(100~120 μm)等の塗料材質のグレードアップ。	(2) 外部 ① 油性系さび止塗料×2 " 中塗々料×1 " 上塗々料×1 ② 又は塩化ゴム系さび止塗料×2 " 中塗々料×1 " 上塗々料×1 ③ 又はエボキシ系さび止塗料×1 " 中塗々料×1 " 上塗々料×1	(2) 外部 ①, 2) 共防錆性の高いショッブプライマーを採用し標準仕様③を適用する。
機関室	(1) タンクトップ 1) エンジンルーム外板とタンクト ップとの取合いのプラケット 2) バラストタンク用 サウンディングパイプ内外面 3) ベラストポンプ台 4) 造水器、圧力タンク下等 (2) 壁面および天井 (3) 機関室二重底 1) ビルジタンク	(1) タンクトップ 1) エンジンルーム外板とタンクト ップとの取合いのプラケット 2) バラストタンク用 サウンディングパイプ内外面 3) ベラストポンプ台 4) 造水器、圧力タンク下等 (2) 壁面および天井 油性さび止塗料×1 または タールエボキシ塗料厚塗型(200) (35)	(1) タンクトップ 油性さび止塗料×1 または タールエボキシ塗料厚塗型(200) (35)	(1) タンクトップ 防錆性の高いショッブプライマーとタールエボキシ塗料(200~ 300 μ)またはエボキシ塗料厚塗型(200~250 μ) (3) 機関室二重底 全面防錆性の高いショッブプライマーを採用し標準仕様とする。 料厚塗型×1(200~300 μ)を適用する。	(1) タンクトップ 防錆性の高いショッブプライマーとタールエボキシ塗料(200~ 300 μ)またはエボキシ塗料厚塗型(200~250 μ) (3) 機関室二重底 全面防錆性の高いショッブプライマーを採用し標準仕様とする。 料厚塗型×1(200~300 μ)を適用する。				

3.4 貨物艤及び二重底タンク

(日本郵船)

区画	部材名(又は場所)	従来の標準的仕様	図及び対策
一般貨物艤	(1) 肋骨下端付近(図中①) (2) 隔壁下端(図中②) (3) 内底板甲板のパイプ類貫通箇所 (図中③) (4) 中甲板隅部 (5) ピルジ留周辺 (6) 通風タクト	(1), (2), (4)及び(5) 油性さび止塗料 × 2 油性ホールドペイント × 1 (3)及び(6) 亜鉛メッシュキ	(1) 肋骨下端は増し塗り又は重塗装とする。 (2) 隔壁下端は増し塗り又は重塗装とする。 (3) 亜鉛メッシュキ焼損部の補修塗を入念に行う。 (4) 増し塗り又は重塗装を施行する。 (5) 増し塗り、又は重塗装を施行する。 (6) 亜鉛メッシュキ焼損物の補修塗を行なうか、亜鉛メッシュキをやめ重塗装とする。
その他の貨物艤	(1) 冷凍貨物艤 貨物艤隔壁 ピラー 下部 (2) 木材 肋骨 隔壁防撓材 (3) 貨物艤兼貨油槽 内部構造材	タールエボキシ塗料(厚塗型) × 1 (200) 油性さび止塗料 × 2 油性ホールドペイント × 1 (30~35) タールエボキシ塗料(厚塗型) × 1 (200)	防熱材に接する隔壁内面は一般にタールエボキシ塗装を行うが、特に隔壁下部は増し塗りを行う。 ピラー下部も同様とするが、熱的に短絡する個所の裏面は発汗により腐食することがあるので重塗装がのぞましい。 隔壁下端、肋骨下端及び内底板などは、原木積載船では特に腐食が著しいので、重塗装がのぞましい。 対象荷油によっては無塗装とする必要があるのと内構材は増厚するか、内構材が少い構造とする。
二重底ハウスト	(1) 船底縫助骨、内底縫助骨の面材	タールエボキシ塗料(厚塗型) × 1 (200)	(1), (2) フリーエッヂをラウンド加工し、標準仕様に加えて増し塗り

区画	部材名(又は場所)	従来の標準的仕様	図及び対策
タンク	(2) カラーフレート取付部近辺及び 目孔近辺の肋板 (3) 燃料油タンクに接する水油密肋板, 桁板 (4) 構造部材の裏面		<p>(2) 使うことがのぞましい。</p> <p>(3) 特に手溶接部は入念な下地処理を行ない、標準仕様に加えて増し塗りを行うことがのぞましい。</p> <p>(4) 増し塗りを行う。</p>

3.5 ばら積み貨物艤装およびタンク

区画	部材名(又は場所)	従来の標準的仕様	図及び対策
貨物艤装	(1) 一般貨物船 1) 内底板およびホッパータンク上面(図中⑨) 2) 内底板と隔壁またはホッパータンク下端との取合い部(図中⑦) 3) 外板付きフレームの下端(図中⑩) 4) 船側縦通桁または防撲材等の水平部材(図中⑪) 5) パイプ等機器の取りつけ用スティールおよびバンド 6) 梯子およびステップ等 7) バルクヘッドの下部 (2) バラスト、貨物兼用艤装	<p>塗回数 油性さび止め塗料 × 2 油性オールドペイント × 1</p> <p>膜厚(μm) (70) (30~35)</p>	<p>(1) 一般貨物船 1) 内底板⑨の増厚がのぞましい。 2) 取合い部⑦の150~200mm間は鋼材の増厚がのぞましい。 3) 重塗装⑩ 4) 傾斜させて取付けカーゴの滞留を避ける。⑪ 5) 傾斜させて取りつけるか、または丸味をもたせてカーゴの滞留を避ける。 6) 丸棒または角棒(△)を用い、カーゴの滞留を避ける。 注) カーゴの種類に応じた塗装仕様を採用する。 (標準仕様および重塗装) (2) バラスト、貨物兼用艤装 標準仕様とする。</p> <p>(日本鋼管・昭和海運)</p> <p>タールエボキシ漆料厚塗型×1 (200)</p>

区画	部材名(又は場所)	従来の標準的仕様	図及び対策
タンク	(1) トップサイドタンク 1) 構造部材のフリーエッヂ 例ええばトランスクウェブのスロット、ドレンホールの切り口とその周辺防撲材のスニップエンド等 (図中②), ④, ⑤) 2) 構造部材の熱影響部 例えばプロック接合部分、歪取り部等(図中③) 3) 構造部材の裏面(図中①, ⑤) 4) 機器品 例えばバルブのリーチロッド、梯子等	タールエボキシ塗料厚塗型×1 (200) (2) 二重底ペラストタンク(ホッパーべートも含む) タールエボキシ塗料厚塗型×1 (200)	但し、ショックプライマーについては、防錆性の高いものを採用する。 前記図参照 (1) トップサイドタンク 1) フリーエッヂをラウンド加工し、標準仕様に加えて増塗りする。 2) 入念な下地処理を行ない標準仕様に加えて増塗りする。 3) 先行or後行増塗りを行なり。 4) 取付け部分を含め、2)と同様に塗装する。 (注) 標準仕様に電気防食を併用してもよい。(5~10 mA/m ²)
	(1) トップサイドタンク 1) 構造部材のフリーエッヂ 例ええばトランスクウェブのスロット、ドレンホールの切り口とその周辺防撲材のスニップエンド等 (図中②), ④, ⑤) 2) 構造部材の熱影響部 例えばプロック接合部分、歪取り部等(図中③) 3) 構造部材の裏面(図中①, ⑤) 4) 機器品 例えばバルブのリーチロッド、梯子等 タールエボキシ塗料厚塗型×1 (200) 1) タンクトッププレート(図中⑫) 2) その他は前記トップサイドタンクの項目に準ずる。 (3) ポイドスペース 油性さび止め塗料 × 2 (70)	(1) 二重底ペラストタンク(ホッパーべートも含む) タールエボキシ塗料厚塗型×1 (200) 1) トップサイドタンクの頂を準用する。 2) 他の頂もトップサイドタンクの頂を準用する。 (3) ポイドスペース 1) 露水等がたまる床面 塗料等の塗料材質のグレードアップ。	

3.6 鉱石船及び油槽船の貨物艤装及び諸タンク

(三井造船・大阪商船三井船舶)

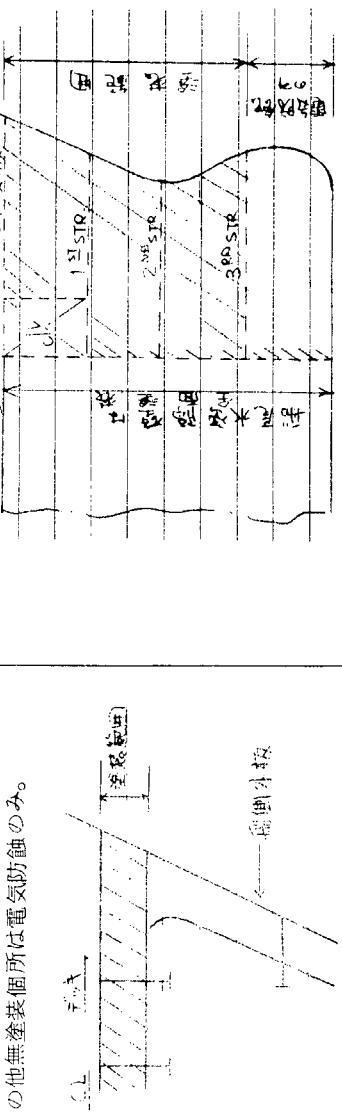
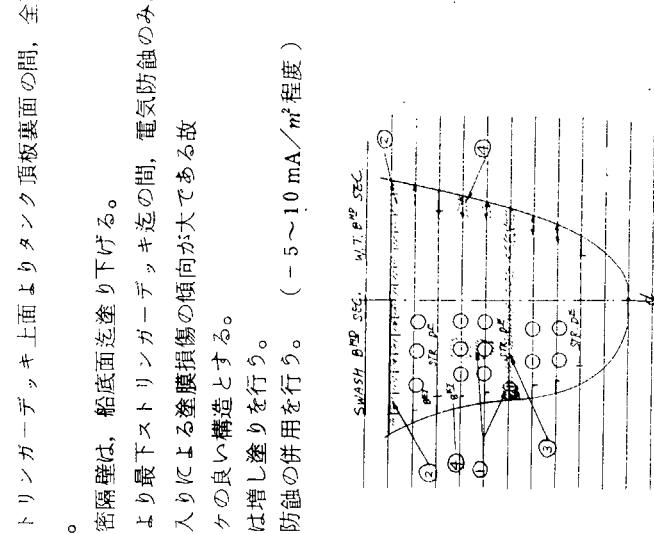
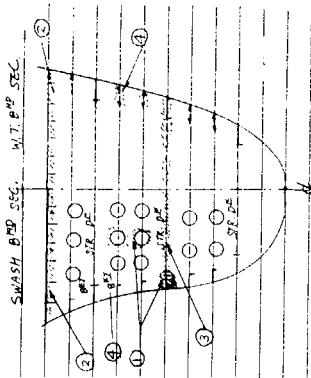
区画	部材名(又は場所)	従来の標準的仕様	図及び対策
鉱石艤装	(1) 甲板裏、ハッヂカバー裏面 (含、ハッヂコーミング裏面) (2) ヒルジワール内面 (3) 壁面及び内底板上面	(1) 油性錆止塗料 × 2 (70) 油性ホードペイント × 1 (30~35) (2) タールエボキシ塗料厚塗型 × 1 (200) (3) 無塗装	(1) タールエボキシ塗料厚塗型 × 1 (200 μm) 又は 無機ジンク型塗料 × 1 (70 μm) (2) 塗装によるメインテナンスの対象外とするが下記を考慮する。 1) ホールド壁面の $\frac{1}{2}D$ 以下の部分は、板厚の増厚 (3 ~ 5 mm) が望ましい。(右図①) (特にベレット積載の場合) 2) トランスマルクヘッドの上部は、タールエボキシ塗料等の重塗装又は板厚の増厚が望ましい。(右図②) 3) 給内の垂直及び傾斜梯子は、タールエボキシ塗料塗装及び下半部の部材の増厚が望ましい。
専用バラストタンク	(1) タンク内構材 1) 甲板裏面及び頂板下深さの1/3迄 2) 上記以外の部分	(1) タールエボキシ塗料厚塗型 × 1 (200) 2) 電気防食のみ	(1) 左記全面を重塗装が望ましい。(特に燃料油タンク、加熱管装備タンクに接する壁面) 1) 左記全面を重塗装が望ましい。 2) 重塗装部は、電気防食(併用が望ましい。 3) 重塗装部のフリーエッチ部等は、先行又は後行の増し塗りが望ましい。 (2) 1) 管フランジ及びドレッサーのボルトナットはSUS製が望ましい。(但し、異種金属接触の為の防食を考慮する。) 2) バイプレースト部はスライディングパッド装着が望ましい。 3) 甲板貫通部からバルクヘッドへの導入部及び、バルクヘッドから弁への取付部は強化ゴム等のフレキシブルパイプが望ましい。

区画	部材名(又は場所)	従来の標準的仕様	図及び対策
貨油兼パラストタンク	(1) タンク内構材 (2) タンク外構材	(1) タンク頂板裏面及び頂板下デッキトラス下面迄 タルエボキシ塗料(厚塗型)×1 (200) その他は無塗装	(1) 重塗装が望ましい。(前記パラストタンクと同じ) (1) タンク頂板裏面及び頂板下デッキトラス タルエボキシ塗料(厚塗型)×1 (200)
貨油タンク	(1) タンク内構材 (2) タンクハッカバー及びコード グ内面	(1) 無塗装 (2) 無塗装 (3) 無塗装鋼管 (4) 無塗装 (5) 貨油管、パラスト管 (6) ドレッサー継手 (7) 油圧管	(1) ガス部分の内構材は重塗装がのぞましい。 (2) 重塗装がのぞましい。 (3) 遠心鋼钢管又は鋼製内外面タルエボキシ塗装管を使用する。 (4) ドレッサー継手に使用されるボルト、ナットはステンレス製が望 ましい。(但し、異種金属接触部分の防食を考慮する) (5) ガス部分となるタンク頂板下の油圧管はタルエボキシ塗料、ビ ニール塗料などで重塗装することが望ましい。 (6) ステンレス鋼管又は鋼製内外面タルエボキシ塗装管を使用する。 (7) アルミニウム管又はステンレス鋼管を使用するが、タンク頂板下 はガスによる腐食が激しいので管肉厚を増厚するか、耐熱塗料塗装 がのぞましい。
スロップタンク	(1) タンク内構材	(1) 無塗装	(1) 重塗装が望ましい。(前記パラストタンクと同じ)
二重底ボイド スペース	(1) 内構材 (2) 諸管系統	(1) 油性鋼上塗料×2 (2) 油性鋼上塗料×2	(1) 予備パラストタンクとして兼用される場合は重塗装がのぞましい。 (2) 重塗装が望ましい。

3.7 船首尾タンク

区画	部材名(又は場所)	従来の標準的仕様	図及び対策
船首尾タンク		タンク頂板裏面及び頂板下デッキトラス下 面までの範囲につき	塗装範囲を下図の如く拡大する。

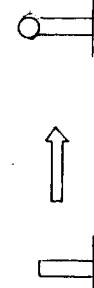
(川崎重工業)

区画	部材名(又は場所)	従来の標準的仕様	図及びび	対策
船首尾タンク		<p>塗回数 タールエボキシ厚塗型×1 (200) その他無塗装箇所は電気防蝕のみ。</p> 	<p>図及び 図</p> 	<p>塗厚(μm) タールエボキシ厚塗型×1 (200) その他無塗装箇所は電気防蝕のみ。</p> <p>(1) 最下ストリンガーデッキ上面より タンク頂板裏面までの範囲 (2) 船尾水密隔壁 (3) 船底面より最下ストリンガーデッキ 下面間 (4) ストリンガーデッキ等の水平構造 部材 (5) 制水隔壁</p> <p>(1) 最下ストリンガーデッキ上面より タンク頂板裏面との間、全面重塗 装とする。 (2) 船尾水密隔壁は、船底面迄塗り下げる。 (3) 船底面より最下ストリンガーデッキ迄の間、電気防蝕のみ。 (4) 入の出入りによる塗膜損傷の傾向が大である故 1) 水へヶの良い構造とする。 2) 上面は増し塗りを行う。 3) 電気防蝕の併用を行う。 (- 5~10 mA/m^2程度)</p> 

区画	部材名(又は場所)	従来の標準的仕様	図及び対策
船首尾タンク	(6) 水密隔壁 5) 制水隔壁に同じ	同上	(5), (6) 内部材のフレームは平面板部に対して、一様膜厚を得ることは困難であるため、 1) ラウンド加工する。 2) 先行ハケ塗りの増し塗りを行う。
	(7) その他の内構材 1) 外板・フレームの隅内部 2) デッキ・ビームの" 3) フレーム及びビームとの取合い 4) フロアー、ガーダー、外板、隔壁取合い部 5) 型鋼及びフェースプレート裏面 6) 防撓材端部及び隅内部 8) 鑓鎖隔壁及びホースパイプ	同上	(7) 先行塗装、増し塗りする。
	(8) 鑓鎖収揚時の振動・衝撃による塗膜損傷を考慮して、重塗装とすることが望ましい。		
	(9) 繊装品 梯子、プラットホーム、手摺、バルブリーチロッド等の鋼製部材	同上	例えば 底部敷板上方は 無機シンク塗装 底部マッドベースは タールエボキシ塗装
	(10) 船尾タンク下部	同上	(9) 下地処理及び塗装仕様は、タンク内構造部材と同様とする。 タンク内繊装品は、内構材に比して塗装の品質管理が困難であるため、特に注意を払う。 小物類(ボルト、パイプバンド、リーチロッド・ベアリング部など)については、ステンレス材の使用が望ましい。 (但し、異種金属接触部分の防食を考慮する。)
			(10) 特に船尾タンク下部(スタンチュー・フ近傍)は狭縫区画となつており、 塗装品質管理が困難となるため 1) プロック時に先行増し塗りを行う。 2) バイブについては、厚肉鋼管を使用するか、又はボルト・バイブバンドと共に材質を考慮する。
			出来れば、下槽部を清水バーマネットタンクとすることが望ましい。

3.8 (1) 甲板上機器品(パイプ関係を除く)

(川崎重工業)

区画	部材名(又は場所)	従来の標準仕様	図及び対策
一般機器品	(1) 横機台及び同下甲板 (2) パイプカバー	鑄止め塗料 × 2 デッキペイント × 1 同 上	(1) 重塗装とする。(例えば、タールエポキシ厚塗型) さらに、手入れしやすい構造とすることが望ましい。 (2) 手入れしにくい裏面の増塗り又は重塗装。 バイブの状態が観察でき、且つ必要に応じて内部の手入れができる様、 格子構造とするかあるいは、波よけを配慮して鋼板保護が必要な場合は、 取外しが容易な構造とし裏面の重塗装を行なうことが望ましい。 (3) 材質をステンレスとすることが望ましい。 (4) 増し塗りを行なう。 特に密接取合部やスタンション基部については品質管理に注意を払う。 (5) 塗料及び材質のグレードアップ 1) 重塗装とする。 2) 材質をステンレスに変更する。 3) ステンレス棒(溶接止め)とする。
	(3) ワイヤーロープ類 (4) ハンドレール及びスタンション (5) 通風筒 1) 本体前面 2) ダンパー及び軸 3) 金網及び棒	メッシュワイヤー+グリス塗布 亜鉛メッキ+カラーペイント 鑄止め塗料 同 上 ステンレスメッシュ + SM41枠(タッピング止め)	(6) 内面及び基部は重塗装とすることが望ましい。 (7) 増し塗り又は重塗装とする。 手入れしやすい様に格子構造とし、且つ甲板との取合いスタンション ポイズアップの上重塗装とすることが望ましい。
ハッチカバー関係	(1) コンプレッションバー (クロス部及びバウンダリー一部共通) (2) ウォーターウェー及び接水部	材質 SM-41 普通塗装 3 ~ 4回	(1) SM41のTopにステンレス丸棒を継足す構造とすることが望ましい。 (2) 重塗装とする。 例えは   タールエポキシ厚塗型 × 1 (200)

区画	部材名(又は場所)	従来の標準的仕様	図及び対策
ハッチャカバー関係	(3) 締め付けクリート クイックアクティングクリート 同 ロッド、調整ナット : S 20 C 同 ヘッド : S 45 C ワッシャー他 : SM 41 + 重メッキ	(3) 材質のグレードアップ ロッド SUS 329 ナット SUS 304 ワッシャー他 SM-41 + 重メッキ	(3) 材質のグレードアップ ロッド SUS 329 ナット SUS 304 ワッシャー他 SM-41 + 重メッキ
	(4) クリートホールダー SM-41 + 普通塗装 (5) パッキンクリティナー 錆止め塗料×2	(4) SM-41 + 重メッキとする。 (5) タールエボキシ等の重 塗装とする。	(4) SM-41 + 重メッキと する。 (5) タールエボキシ等の重 塗装とする。
	(6) ホリゾンタルスティフナー (レストバー) ライナー : SM-41 ウェッジ : SNCL サドル : S 25 C	(6) 重塗装とする。 ホイール走行面については、 ステンレスライナーを取付け ることが望ましい。 (7) ウェッジの差し込みによる 摩耗と塗膜のダメージにより 腐蝕の進度が大であるため、 ライナーをステンレスに材質 変更することが望ましい。	(6) 重塗装とする。 ホイール走行面については、 ステンレスライナーを取付け することが望ましい。 (7) ウェッジの差し込みによる 摩耗と塗膜のダメージにより 腐蝕の進度が大であるため、 ライナーをステンレスに材質 変更することが望ましい。

3.8 (2) 諸管

区画	部材名(又は場所)	従来の標準的仕様	図及び対策
甲板上諸管	(1) 貨油管	1) 鋼管で内面タールエボキシ塗装 2) 厚肉鋼管で内面無塗装	(三) 重工業 1) 甲板上諸管の外面塗装は原則として甲板の塗装仕様と同一とする。 2) ドレッサージョイント、フランジ部、ボルトナット、パイプサポート 及びバンド等が発錆の原因となっているので、工作法及び塗装方法に十分 留意することが望ましい。

区画	部材名(又は場所)	従来の標準的仕様	図及び対策
甲板上諸管	(2) ベント管 (3) イナートガス管 (4) 油圧管 (5) 蒸排気管 (6) タンク洗浄管 (7) 空気抜き管 (8) その他の管	上記貨油管と同じ 1) 鋼管で内面タールエボキシ塗装 2) 内面ガリエチレン・ライニング 鋼管で油性錆止め2回 1) 鋼管で外面タールエボキシ塗装、アルミニウム管またはステンレス管 2) バイブを配管する場合 3) 防食テープによる保護 も有効と思われる。 肉厚鋼管に外面耐熱ペイント 重鉛メッキ 油性錆止め2回 周囲の塗装系と同じ	バイブと同様バルブのケーシング、ディスクシート及びフレームアレス ターの材質等も十分検討することが望ましい。 バルブシートの材質は十分検討することが望ましい。 1) 鋼管で外面タールエボキシ塗装、アルミニウム管またはステンレス管 にグレードアップすることが望ましい。 2) バイブを配管する場合 に塗装の容易化も十分考慮することが望ましい。 3) 防食テープによる保護 も有効と思われる。 出先で「錆青の原因」とある 1) 肉厚鋼管に重鉛メッキ、アルミニウム管、銅管等使用にグレードアップ することが望ましい。また耐熱性防食テープによる保護も有効と思 われる。 2) アルミニウム管は耐食性には十分効果があるが、タンカーでは採用 制限船級がある。 3) バイブサポートは一般の管と分ける事も考慮することが望ましい。 1) デッキ貫通部が特に発錆するケースが多いので重塗装を考慮することが望まし い。(測深管も同様) 2) 内面は重塗装とし金網は ステンレス材に対する等の考 慮することが望ましい。 1) バイブとデッキまたはハ ッチコーミング等との間隔 は十分にとり、塗装の容易

区画	部材名(又は場所)	従来の標準的仕様	図及び対策
甲板上諸管			化を考慮することが望ましい。 2) ドレッサージョント, フランジ部, ボルトナット, パイプサポート, バンド等は工作法及び塗装方法を十分検討し留意するにとが望ましい。

3.9 その他の船舶 (石川島播磨重工業)

3.9.1 プロダクトキャリアー: タンク内以外は一般のタンカーとほほ同様である。タンク内は積荷の種類に適応した防食と積荷の汚染防止をする必要がある。積荷によって次の様に分類される。(2)と(3)については実績が少なく、今後の追跡調査と修正が必要である。

- (1) ダーティプロダクトキャリアー: 主としてブラックオイルを積み、石油タンカーとほぼ同様の防食塗装をする。
- (2) クリーンプロダクトキャリアー: 主としてホワイトオイルを積み、石油製品、動植物油も積むのでタンク内面の特殊な防食塗装をする。
- (3) ケミカルタンカー: 主として化学製品等特殊な貨物を積み、特殊設備を設ける。

区画	部材名(又は場所)	標準的仕様	図及び対策
ダーティプロダクトキャリアーのタンク	(1) カーゴタンク内の構造部材 (2) バラスト兼用槽の構造部材	(1) 新造船標準塗装仕様(昭和53年3月造工)では除されている。 (2) ダールエボキシ厚塗型×1回(200μ) 又はタールエボキシ塗料×2回(250μ)	一般タンカーの項と同様
クリーンプロダクトキャリアーのタンク	(1) タンク内の構造部材 (i) 骨面、裏面等塗装し難い場所 (ii) 溶接部、フリーエッチ	(1) 新造船標準塗装仕様(昭和53年3月造工)ではプロダクトキャリアーのタンク内は除外されている。 (2) 溶接部のスパッター、スラグ、アンダーカット、ブローホール等はなくし、フリーエッチはグラインダー等でラウンド加工し、膜厚を確保することが望ましい。 (3) タンク内構造の簡素化をはかり、防食塗装を簡易化することが望ましい。	(1) 塗装仕様は、積荷の種類とバラスト兼用、電気防食併用、積荷の温度などから、防食ならびに積荷の汚染防止上の適用性を充分検討して決める。 (2) 溶接部のスパッター、スラグ、アンダーカット、ブローホール等はなくし、フリーエッチはグラインダー等でラウンド加工し、膜厚を確保することが望ましい。 (4) 施行時の温湿度管理、膜厚の維持、コーナー部フリーエッチ部の先行例1 二重底構造を採用し、底部の補強材をタンク外に出す。 例2 コルゲート材の採用

区画	部材名(又は場所)	標準的仕様	図及び対策
	(2) タンク内の機器品 ハンドレール、ラダー、ステップ バイブサポート、バイブバンド、フ ランジ、バイブ内外面、ドレッサー、 バルブ、ベルマウス等	(2) 新造船標準塗装仕様(昭和53年3月造 工)では除されている。	(1) 機器品の材質と孔食防止に留意する。 (i) 鉄より貴金属(銅合金、ステンレス鋼など)の使用による孔食が 発生させない様選定する。 (ii) 非鉄金属は絶縁する。 (iii) 電気防食の併用をする。 (2) 塗装仕様はタンク内部材と同じ仕様とする。 (3) 機器品は取付け前にバンドやサポートの当り面を塗装し、スプレイヤー ストや焼損の防止にも充分注意する。
ケミカルタンク -	(1) タンク内面	全上	(1) 塩酸、硫酸、苛性ソーダなどの化学製品は積荷の性質およびIMCO の規制等に対して、適用性をよく検討して、特殊な仕様を決める必要が ある。 現状ではメイントナансフリーを指向するよりも、まだ耐用性を保持 させることが問題である。
3.9.2 コンテナ船			
船	(1) セルガイド (2) 内底板上面	新造船標準塗装仕様(昭和53年3月造工) では指定がない。 全上	(1) コンテナとの摩擦により塗膜が摩耗するので、耐摩耗性のよい塗料を 選定する。例えは無機ジンク塗料の上にエポキシ塗料を塗装する。 (2) コンテナ積載中、通風が悪く結露しやすいので、耐湿性の良い塗装をす る。例えは、無機ジンク塗料の上にエポキシ塗料を塗装する。
3.9.3 自動車運搬船			
ランプウェイ	(1) ランプウェイ裏面	新造船標準塗装仕様(昭和53年3月造工) では指定がない。	(1) 構造部材が露出し、腐食し易く、保守が困難である。 外舷と同様塗料とし、増し塗りをするか、又は重塗装とする。
船	(1) カーデッキ、ホールドのフロア (2) ボンネットカーテック	全上	(1) 通風が悪く、結露し易く、車の走行による摩耗も大きいので耐水性と 耐摩耗性の良い塗装が望ましい。 (2) 製物堆荷などの積載中には暴露部に収納され海水飛沫をうけ、太陽光

区画	部材名(又は場所)	標準仕様	図及び対策
LPGタンク LNGタンク	(1) タンク内の構造部材	標準仕様には除外されている。	線にも暴露され腐食し易い。 厚塗り型エポキシ塗料、又は無機シンク塗料がのぞましい。

3.9.4 LPG船およびLNG船

LPGタンク LNGタンク	(1) タンク内の構造部材	標準仕様には除外されている。	(注: 酸素に接触することが少ないので、特別の防食対策はない。)
ペラストタンク トップサイド 二重底	(1) タンク内の構造部材 (2) ラジカル発生器 ターナー	タールエポキシ厚塗型塗料×1回(200μ) 又は タールエポキシ塗料 × 2回 (250μ)	(1) 一般の貨物船、タンカーにならう。 (2) LNGタンクに接する部材(インナーハル)は重防食又は増塗りが望ましい。

3.10 重塗装とその品質管理

(日立造船)

塗膜のメインテナンスフリー化へのアプローチとして実施したバラストタンク内の重塗装を対象とした実船調査、および膜厚確保が難しく、腐食の進行が早い部材のフリーエッヂ部、溶接部の塗膜性能調査により、塗膜の防錆性は従来の標準仕様より重塗装すなわち、従来の標準塗装膜厚より膜厚の増加、あるいはタールエボキシ系塗料、亜鉛系塗料などの高性能防食塗装系を採用することによって極めて向上することが判明している。

しかし、表面処理の不完全、膜厚不足箇所には早期に塗膜欠陥を生ずるため、新造時における塗装・塗膜の品質管理に努めなければならない。

そこで、防食面からメインテナンスフリーを指向する場合の新造時における検査の一般的配慮に加え、特に膜厚確保の困難なフリーエッヂ部、および溶接部の塗装・塗膜の品質管理マニュアルを作成した。

3.10.1 新造時の検査の一般的配慮

新造時における検査は従来から定められた基準(新造船塗装検査基準)に一部水準アップを計ったもので実施する。

(1) 表面処理

(a) 第1次表面処理

鋼材の第1次表面処理は現状通りのブラストクリーニングとし、スチールボール、スチールグリット、カットワイヤー、あるいはサンド(川砂、鉱滓など)によってブラストを行なうものとする。

その表面処理基準は表3.10.1に従うものとする。

表3.10.1 第1次表面処理基準

基準 処理	規 格	表面処理グレード
ブラスト クリーニング	S P S S 規格	Sh 2 または Sd 2 以上

注) 表面処理法として、化学的処理があるが、一般汎用性の面から、省くことにした。

※ 日本造船研究協会編、塗装前鋼材2次表面処理基準。

(b) 第2次表面処理

第2次表面処理は原則的にはブラストクリーニングとし、スチールグリット、サンド(川砂、鉱滓など)によってブラストを行なうものとする。

しかし、構造体の複雑形状、あるいは局所的原因により、実際現場で施工が不可能と考えられた場合にはツールクリーニングの採用を認めることとする。

その第2次表面処理の基準は表3.10.2に従うものとする。

(2) 塗装系

下塗り塗料ないしは上塗り塗料の選定に当ってはできるだけ油性系を除外したものとする。

(3) 膜厚管理

膜厚管理は実際には非常に難しい問題があるが、メインテナンスフリーには特に注意を払わなければならぬ。

その膜厚管理は表3.10.3に従って行なうものとする。

表 3.10.2 第 2 次表面処理基準

処理	ショッププライマの状態	規格	表面処理グレード
プラスチッククリーニング(またはツールクリーニング)	熱加工によるS/Pの損傷部	SPSS	Sd 2 以上 (Pt 3 以上) *
	発鏡によるS/Pの損傷部		Ss 以上 (Pt 3 以上)
	溶接ビードおよびその周辺の損傷部		Sd 2 以上 (Pt 3 以上) *
	未処理または誤塗装の部分		Sd 2 以上 (Pt 3 以上) *
	S/P塗膜が不良な部分		Sd 2 以上 (Pt 3 以上) *
	S/P塗膜が比較的健全な部分		Ss 以上 (Pt 2 以上)

* ショッププライマーが無機ジンクプライマーの場合のみ Sd 3 以上とする。

表 3.10.3 膜厚管理

検査段階	検査方法
塗装段階	規定膜厚に対して過度の膜厚不均一にならないようにするために、ウェットゲージにて計測する。
塗膜段階	<p>イ. 測定器は電磁式膜厚計 たとえば、エルコメーター（英國・イーストランカシアケミカル社製 インスペクター（エルコメーターインスツルメント社製）、マイクロテスト（西独・エレクトロフィジック社製）、ケット（日本・株式会社ケット科学研究所製）を使用する。</p> <p>ロ. 膜厚はさび止塗料の塗装完了後、または最終塗装完了後に測定し、測定点の全てが規定値をこえること。</p> <p>ハ. 膜厚不足箇所はタッチアップにより膜厚を確保する。</p> <p>ニ. 測定はタンク内は約 5 m²に 1 点の割合で行なう。</p> <p>ホ. 膜厚測定期は完工までの適当な時期に行なう。</p> <p>ヘ. 地上ブロック塗装を行なう場合はメーカーの指示する硬化縮み代を見込んで測定する。</p>

3.10.2 部材のフリーエッヂおよび溶接部の塗装マニュアル

各部材のフリーエッヂ部、および溶接部は今まで実施した各種実験・研究のデーターから通常の塗装方法では膜厚確保が困難であることが判明している。このため、これらの部分に対し、特別な現場施工法を加えることによって、膜厚確保を行ない、メインテナンスフリー化を計る。

(1) 部材のフリーエッヂ部の塗装

トランスウェブのスロット、ドレンホールの切り口、スニップエンド等のフリーエッヂ部は次のような要領で塗装を行なうものとする。

(a) 表面処理

フリーエッヂ部の処理は素材加工時においてラウンド加工（R加工）をしたものがあるが、これらを除いたフリーエッヂ部の処理は原則的には 3 R 程度とする。しかし、現場の施工実状を勘案して、最低限 3 C 程

度の処理でもよいものとする。

なお、3R、3Cのエッヂ処理は表3.10.4のような状態とする。

表3.10.4 フリーエッヂ部の処理

処理種類	処理状態
3R加工	エッヂ部を半径3mm 削り取った状態
3C加工	エッヂ部を両辺3mm 削り取った状態

エッヂ処理を施した部材は第2次表面処理として可能な限りblastクリーニングによってSPSS規格のSd 2以上にする。

(b) 塗装

塗装はエッヂ部を一般平面部に先行して表面処理を行なった後、先行塗装による増し塗り、あるいは後行塗装による増し塗りを行なうものとする。

(c) 膜厚管理

膜厚管理はエッヂ部から10mmはなれた一般平面部の膜厚値で行ない、この膜厚値が規定膜厚の2倍になるようとする。

(2) 溶接部の塗装

手溶接法のビード形状は複雑で且つ表面粗度が大きいため、特に膜厚確保が困難であるが、自動溶接法の場合手溶接法に比べビード形状が滑らかであるため膜厚確保が割合容易である。

これらビード形状の悪い溶接部は次のようない要領で塗装を行なうものとする。

(a) 表面処理

溶接部の表面処理は溶接時のスラグ、スパッターなどの付着、およびビードの表面粗度に入り込んだ鏽を勘案して第2次表面処理は可能な限りblastクリーニングによって、SPSS規格のSd 2以上とする。

なお、処理中は溶接ビードを中心として約300mm程度とする。

(b) 塗装

塗装は溶接部を一般平面部に先行して表面処理を行なった後、先行塗装による増し塗り、あるいは後行塗装による増し塗りを行なうものとする。

(c) 膜厚管理

膜厚管理は溶接ビード端から10mmはなれた一般平面部の膜厚値で行ない、この膜厚値が規定膜厚の2倍になるようとする。

参考文献

- 船体構造のメインテナンスフリーに関する研究, 日本造船研究協会, 研究資料第271号(昭和51年度)
- 全上 研究資料第287号(昭和52年度)
- 全上 研究資料第308号(昭和53年度)
- 島谷四郎・織田凌司, 溶接部の塗装, 三井造船技報, 第60号
- 藤井政夫・島谷四郎, 塗膜に及ぼす電気防食の影響, 三井造船技報
- 新造船標準塗装仕様, 日本造船工業会