

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

ISSN 0546-1480
日本造船研究協会報告 第99号

船舶及び海洋構造物の強度基準に関する

調査研究（高張力鋼の使用）

第200研究部会第11分科会

報 告 書

昭和59年3月

社 団 法 人

日 本 造 船 研 究 協 会

は　し　が　き

本報告書は、日本船舶振興会の昭和58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、日本造船研究会第200研究部会第11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11回分科会委員名簿

(敬称略 五十音順)

部会長	寺沢一雄（大阪大学名誉教授）	
分科会長	秋田好雄（日本海事協会）	
委員	飯田国廣（東京大学） 井上武彦（日立造船） 榎本圭介（三井造船） 太田徹（日本鋼管） 栖原寿郎（九州大学） 恒成利康（川崎重工業） 永井欣一（広島大学） 永元隆一（三菱重工業） 新田顕（日本海事協会） 服部堅一（住友重機械工業） 樋口道之助（横浜国立大学） 藤田譲（東京大学） 真能創（防衛大学校） 八木順吉（大阪大学） 山越道郎（九州大学） 米家卓也（日本海事協会）	伊藤隆章（住友重機械工業） 上田幸雄（大阪大学） 大島淨（防衛庁） 小川泰之輔（石川島播磨重工業） 田代新吉（日本海事協会） 富田康光（大阪大学） 中村一郎（広島大学） 中山幹彦（川崎重工業） 野本敏治（東京大学） 服部陽一（日立造船） 萩原孝一（三菱重工業） 本間康之（東京農工大学） 森正浩（長崎総合科学大学） 山口勇男（日本海事協会） 吉田宏一郎（東京大学）

第200研究部会第11分科会外力関係WG委員名簿

(敬称略 五十音順)

主査	栖原寿郎（九州大学）	
委員	有田喜久雄（船舶技術研究所） 片山正敏（三菱重工業） 小島清孝（石川島播磨重工業） 高橋紘一（住友重機械工業） 吉田宏一郎（東京大学） 渡辺喜保（三井海洋開発）	海野誠（川崎重工業） 金綱正夫（三井造船） 沢柳政弘（三井造船） 山内八郎（日本鋼管） 米家卓也（日本海事協会）
討議参加者	青木繁（三菱重工業） 岩井保範（日立造船） 閔浜昌弘（日立造船）	井上清（日立造船） 尾野英夫（川崎重工業） 豊福正継（日本鋼管）

中川英治（石川島播磨重工業）
西原誠一郎（三井造船）
福岡哲二（三井造船）
前田　　尚（石川島播磨重工業）
松元正志（日本鋼管）
山下慎一（日本海事協会）
和田正行（住友重機械工業）

中長啓治（大阪大学）
野田俊介（三菱重工業）
堀川　　武（川崎重工業）
松本俊之（日本海事協会）
的場正明（三菱重工業）
吉田史郎（住友重機械工業）

目 次

1. 概 要	1
1. 1 まえがき	1
1. 2 研究調査概要	1
1. 3 高張力鋼の使用状況	2
1. 3. 1 一般船舶	2
1. 3. 2 海洋構造物	2
2. 座屈強度	6
2. 1 まえがき	6
2. 2 防撓板中のパネルの圧縮強度	6
2. 3 残留応力・初期撓みなどの初期不整を有するパネル強度	8
2. 4 船体終局強度	10
2. 5 高張力鋼板使用船体の終局強度	13
2. 5. 1 パネルの強度	13
2. 5. 2 船体中央断面の終局強度	13
3. 疲労強度	15
3. 1 高張力鋼の疲労強度	15
3. 1. 1 まえがき	15
3. 1. 2 調査内容	15
3. 1. 3 調査結果	16
3. 2 疲労に対する許容応力式	16
3. 2. 1 まえがき	16
3. 2. 2 疲労に対する許容応力式－軟鋼－	16
3. 2. 3 疲労に対する許容応力式－高張力鋼HT50－	19
4. 局部強度	33
4. 1 まえがき	33
4. 2 局部強度設計例の調査	33
4. 2. 1 局部強度設計例のアンケート調査結果	33
4. 2. 2 局部使用に関する船級協会情報のアンケート調査結果	34
4. 3 強力甲板防撓板構造の r_e および r_{mn}^u の検討	37
4. 3. 1 δ , r_e 及び r_{mn}^u の計算	37
4. 3. 2 考察	38
4. 4 不規則波による強度評価	42
4. 4. 1 まえがき	42
4. 4. 2 水圧を受ける平板の許容水圧	42
4. 4. 3 深水タンク隔壁板に関する規定	43
4. 4. 4 深水タンク隔壁板の低サイクル疲労強度	43
5. 海洋構造物の構造設計	47
5. 1 まえがき	47
5. 1. 1 本章の概要	47
5. 1. 2 セミサブ構造設計の主要項目	48

5.2 全体強度解析における波浪条件の基本的考え方	55
5.2.1 波浪荷重に対する構造設計の一般的考え方	55
5.2.2 波浪荷重の算定	58
5.3 与えられた波浪条件に対応した全体強度解析の具体的方法	65
5.3.1 確率論的方法による応力解析	65
5.3.2 決定論的方法による応力解析	67
5.3.3 確率論的方法と決定論的方法による全体強度計算結果の比較	67
5.3.4 決定論的方法の適用性	67
5.4 疲労強度解析	80
5.4.1 海洋構造物の疲労に対する留意点	80
5.4.2 直接計算法(積分による)	82
5.4.3 間接計算法(DnVの方法)	84
5.4.4 補強円筒継手部の応力集中	90
5.5 諸規格における疲労設計法	102
5.5.1 疲労設計規格の変遷	102
5.5.2 ホットスポット歪基準の有用性と問題点	102
5.5.3 ホットスポット歪基準による疲労設計線図の比較	104
5.5.4 隅肉止端形状改善の効果	106
5.5.5 塩水効果、板厚効果および累積損傷係数	107
5.5.6 ホットスポット歪基準によらない疲労設計線図	107
5.6 座屈強度	117
5.6.1 海洋構造物の座屈に対する留意点	117
5.6.2 円筒構造の座屈計算法	119
5.7 防食対策	138
5.7.1 海水中における疲労き裂発生寿命の改善	138
5.7.2 海水中における疲労き裂伝播寿命の改善	140
5.7.3 海洋構造物への陰極防食の適用例	141
5.7.4 陰極防食システムのモニター法	141
6. 経済性	149
6.1 まえがき	149
6.2 高張力鋼使用による建造費と重量軽減率の関係	149
6.2.1 建造費の比較	149
6.2.2 建造費と重量軽減率の関係	150
6.3 高張力鋼使用による軽減重量	152
6.3.1 重量軽減率	152
6.3.2 軽減重量	160
6.4 運航性能の向上	161
付録	162
6.1 船体縦強度部材に一定の断面積を付加または控除する場合の断面特性の変化	162
6.2 高張力鋼使用による縦強度部材の断面特性	164
7. あとがき	176

1. 概要

1.1 まえがき

船舶及び海洋構造物の構造設計における基本的な課題である強度評価(Strength Criterion)の合理化を試み、一貫した思想にもとづく設計基盤を確立することを目標として、昭和53年度から55年度にわたって日本造船研究協会第200研究部会第5分科会においては、「船体構造部材の許容応力」について調査研究を行い、船体縦強度部材及び横強度部材の座屈強度並びに疲労強度に対する許容応力の提案を行った。

本研究においては、さらにこの調査研究を拡張し、船舶及び海洋構造物に高張力鋼を使用する場合の強度評価基準を確立することを目標として、基礎的な調査を開始した。一般に、船体構造或いは海洋構造物に高張力鋼を広く使用することは構造重量の軽減につながり、ひいては省エネルギー対策の一環として、今後、極めて重要な設計課題の一つとして検討が進められてゆくことが予想される。

幸い、高張力鋼の塑性強度並びに疲労強度特性等に関しては、多大の研究成果が得られており、一方、船体構造及び海洋構造物に作用する応力に関する統計的資料も集積されつつあるので、本研究委員会においては、これらを集大成して、一つのまとまった設計基準の骨子を作成することとした。

本研究は、昭和56年度を初年度として、昭和58年度にいたる3ヶ年間にわたって継続実施されたもので、各年度における調査・研究の内容を次表に示す。

年度	調査・研究内容
56	文献調査・既存資料の活用、設計基準の骨子作成
57	調査・解析結果のまとめ、設計基準の素案作成
58	総合とりまとめ、 <u>設計基準案の作成</u>

（ひざむな）

1.2 研究・調査概要

本研究・調査の概要是、次の通りである。

- (1) 船舶及び海洋構造物における高張力鋼(以下HTと略す)の使用についての実態を調査するため、造船会社に対してアンケート調査を行い、HTの使用に関する従来の実績と今後の計画等についてとりまとめを行った。(1.3参照)
- (2) 高張力鋼甲板パネルの座屈強度に関する検討が行われ、圧縮をうけるパネルの強度算式が導入された。同算式を用い、軟鋼板パネルと高張力鋼板パネルの圧縮強度を比較し、設計応力とパネルの板幅／板厚比との関係を導いた。
また、鋼材の降伏応力のバラツキに関する文献調査、ならびに溶接残留応力の影響などについても調査が行われ、さらに、船体縦強度に関する最終強度の観点からの検討も行われた。(第2章)
- (3) 高張力鋼の疲労強度に関する種々の研究成果についての調査を行い、各種高張力鋼材についての疲労試験結果を収集して、高張力鋼の溶接継手の疲れ許容応力の算式が提案された。(第3章)
- (4) 高張力鋼を船体内部構造部材に使用した場合の局部強度に関する考察が行われ、構造部材の座屈、降伏に関する強度上の問題点を検討した。一例として、強力甲板防撓板構造における縦通材の座屈強度ならびに深水タンク隔壁板の強度についての検討が行われた。(第4章)
- (5) 海洋構造物の強度基準の確立を目指して、一例として、セミサブ型海洋構造物についての全体強度解析が行わ

れ、統計的方法と決定論的方法による強度判定の比較が行われた。特に、プレーシングの軸応力ならびに曲げ応力についての検討を行い、疲労強度ならびに座屈強度に関する解析が行われて、海洋構造物の局部構造設計に関する一つの計算例が示された。

さらに、海洋構造物の疲労設計に関する最近の各規格について調査が行われ、AWS D 1.1 規格、英国エネルギー省の疲労設計規格その他が紹介された。

高張力鋼を使用した海洋構造物の設計において考慮すべき重要な問題点の一つとして、腐食対策があげられる。すなわち、高張力鋼を使用して鋼板の厚さを減少させた構造物の腐食後の残存強度は、軟鋼設計の場合に比べて、よりきびしいものとなる。この点に注目して、特に海水中の腐食と疲労き裂発生・伝播寿命との関係についての調査が行われ、同寿命の改善方法の一つとして、陰極防食の有効性が提案された。（第5章）

(6) 船体構造の主要部材に高張力鋼を使用した場合の経済性について、基本的な検討を行うため、高張力鋼設計船における建造費の低減と運航性能の向上について数量的な比較を行った。

船体の建造費については、材料費と工数費に分けて考察を行い、HT設計によって期待される重量軽減率を算出して建造コストに及ぼす影響を調査し、縦強度部材、横強度部材および局部強度部材に関する重量軽減率について理論考察も行った。

一方、船舶の運航性能に関しては、船体の軽量化に伴う燃料費の節約と載荷重量の増加の二点が挙げられるが、今回は燃料費に及ぼす影響について考察を行った。（第6章）

1.3 高張力鋼の使用状況

船舶及び海洋構造物における高張力鋼の使用についての変遷を把握することを目的として、造船会社7社に対して、高張力鋼の使用実績、並びに将来の使用予想に関するアンケート調査を実施した。

1.3.1 一般船舶

一般船舶に関しては、タンカー、ばら積貨物船、鉱石運搬船、コンテナ船その他について、それぞれ、載貨重量別、建造年別等に分類し、高張力鋼の使用されている部材別に、HT使用率 η （HT重量と全船殼鋼材重量との比、%）、ならびにその板厚（最小と最大の範囲）を調査した。

調査結果のとりまとめたものを、表1.3.1に示す。ここで、HY32及びHY36は、それぞれ、降伏点が3.2 kg/mm²及び3.6 kg/mm²以上のHTを意味する。

また、参考のため、ばら積貨物船の場合のHTの使用範囲の概略について典型的な例を図1.3.1に示した。

これらの結果から明らかなように、HT使用の最も初期の頃、船の中央部上甲板縦通部材に使用された当時のHT使用率 $\eta = 10 \sim 13\%$ から、船底縦通部材にまでHTを使用した場合の $\eta = 25 \sim 30\%$ 、ついで、二重底構造（内底板及びビルジホッパを含む）にまで使用した場合の $\eta = 35 \sim 40\%$ でHT使用の範囲が拡大され、さらに船倉部では前後部の板部材も含めて全主要構造部材のHT化が飛躍的に拡大し、 $\eta = 70 \sim 80\%$ にまで達している。また、使用板厚は、1.0～4.5 mmと広範囲にわたっている。

1.3.2 海洋構造物

セミサブ型6件、ジャッキアップ型8件ならびに自己昇降式作業台船1件につき、各部材ごとのHT使用率 η_1 （個々の部材ごとに、それぞれ、部材重量中HTの占める割合を%で示したもの）及び、全船殼HT使用率 η_2 （全船殼鋼材重量に対するHTの占める比率を%で示したもの）の値ならびに高張力鋼の種類及び板厚等の調査を行った。表1.3.2に、その調査結果を示す。同表から得られる主な調査は、次の通りである。

- (1) 全船数HT使用率 η_2 の値は、セミサブ型で8～81%（平均31%）、ジャッキアップ型で22～87%（平均51%）であり、個々の構造物ごとにかなりの差があり、一定の傾向は見られない。
- (2) セミサブ型におけるHTの使用箇所は、各構造物ごとにまちまちであるが、材質は、ほとんどHY32あるいはHY36で、使用板厚の範囲は6.5～65mmである。
- (3) ジャッキアップ型においては、レグのHT使用率は、ほぼ100%であり、材種については、抗張力が80kg/mm²級のHTも使われ、最大板厚は、ラックで127mm程度に達している。

表1.3.1 船舶における高張力鋼の使用実績

船種	総積載量 (×10 ³ トン)	建造実績 年～年 又は 計画中	船倉部 (0.4Lのみ又は 0.4Lの前後も含む)						船倉内 及び／又は 機関室 (船倉部からの 延長部材は、 その旨明記)	HT使用率 (%) (HT重量 全鋼材重量 × 100)	HT使用鋼材 板厚 最小～最大 (%)			
			縦通部材			横部材等								
			上甲板 梁、桁、 （トッピング リブを含む）	船底外板 （船底肋骨 を含む）	二重底部材 （ビニンガバー 内底板、 縦通材等）	船側外板 及 縦隔板 (縦通材を含む)	二重底肋板 (トランシーリング 横桁、立桁等)	横隔板 (水平桁、立桁 スパール等含む)						
油 船	60～500	1969～1980	○	○		△ 22%	—	—	—	21～31%	13.5～33			
	250	1980	○	○		△ 20%	—	—	—	23%	12～28			
	90	1979	○	○		○	—	△ 30%	—	47%	14.5～21			
	220～420	1968～1977	○	○		HTゾーンのみ △	—	—	—	20～30%	14.0～32.5			
	150	1973～1976	○	○		—	—	—	—	25%	16～27.5			
	60	1980～1981	○	○		—	—	—	—	22%	14～19			
	400	1976	○	○		—	—	—	—	26%	25.5			
	80	1978～1981	○	○		—	—	—	—	21～23%	16～18.5			
	60～130	1968～1980	○	—		△ 12～20%	—	—	—	11%	14～24			
	250～360	1969～1976	○	○		△ 21%	—	—	—	22～27%	15～35			
	560	1976～1980	○	○						28%	12.5～45			
	270	1973～1976	○	○						24%	12.5～35			
	60～100	1978	○	○						22%	11.5～19.5			
	145	1982	○	○		—	—	—	—	24.3%	16.5～20			
	60～80	1980～	○	○		HTゾーンのみ △	—	—	—	20～25%	12.5～18.5			
	240～270	1969～	○	○		—	—	—	—	23～25%	25.5～32.5			
ば ら 積 貨 物 船	60～130	1976～1981	○	—	—	△ 13%	—	—	—	12～13%	15～26			
	60	1980	○	—	—	—	—	—	—	13%	10～25			
	32	1977～1981	○	—	—	—	—	—	—	10%	10～20			
	130		○	○	—	—	—	—	—	23.7%	12～34			
	110	1978	○	○	○	—	—	△ 80%	—	43%	13～22			
	110	1973～1977	○	—	—	HTゾーンのみ △	—	—	—	10%	17.5～30.0			
	65	1979～1981	○	—	—	—	—	—	—	8%	11～18.5			
	60～130	1978～1981	○	—	—	—	—	—	—	9～11%	20.5～34			
	60～190	1978～1981	○	—	—	△ 18～23%	—	—	—	10～13%	11～35			

表1.3.1(つづき)

船種	積荷重量 (×10 ³ トン)	建造実績 年～年 又は 計画中	船倉部 (0.4L 0.4L のみ又は の前後を含む)						組合倉内 及び/又は 機関室 (船倉部からの 底長部材は、 その旨明記)	HT使用率 (%) (HT重量 全鋼材重量 × 100)	HT使用鋼 板厚 最小～最大 (%)			
			経過部材			横部材等								
			上甲板 梁、桁、 (トッピング) (Fを含む)	船底外板 船底肋骨 (Eを含む)	二重底部材 ビルジホッパ 内底板、 底通材 etc	船側外板 及 経過隔壁 (底通材を含む)	二重底肋板、 トランシーリング (横桁、立桁等)	横隔壁 水平桁、立桁 (スノール等含む)						
ばら積 貨物船	230	計画中	○ (36)	○ (36)	○ (36)	○	○ (36) (フロアのみ)	○	-	7.0%	12～25.5			
	45	計画中	○	△	△	-	-	-	-	15%	10～25			
	220	計画中	○ (36)	○	△ 30.7%	△ 91.7%	-	-	-	38.8%	14～36.5			
	130	1980～	○ (36)	○	○	○	△ 15%	△ 90%	-	60～65%	14～23			
	225	1982	○ (36)	○	○	○	△ 10%	△ 90%	△ 10%	7.0%	12.5～33			
	120	1981～計画中	○	○	○	HTゾーンのみ △	-	-	-	35%	12.5～25.0			
	170	計画中	○ (36)	○	○	HTゾーンのみ △	高応力部のみ △	高応力部のみ △	-	6.0%	14.0～32.5			
	207	計画中	○ (36)	○	○	-	△ 5%	-	-	3.8%	12.5～32.5			
	140	計画中	○ (36)	○	○	△ 40%	-	-	-	2.5%	13～25.5			
	170	計画中	○ (36)	○	○	○	○	○	-	7.4%	11.5～29			
鉱石船・ 兼用油槽船	60	計画中	○ (36)	○	○	○	○	○	-	7.1%	10.5～22			
	115～165	1970～1975	○	○	-	△ 11% △ 22%	-	-	-	11～26%	16～35			
	260	建造中	○	○	○	△ 22%	○ (フロアのみ)	-	-	33%	13.5～30			
	208	1981	○ (36)	○	○	○	△ 60%	△ 50%	△ 10%	6.9%	12～34			
	160～180	1969～1972	○	-	-	HTゾーンのみ △	-	-	-	15%	14.0～37.0			
	210	1971	○	○	-	△ 28%	-	-	-	2.7%	12～41.5			
	270	1973	○	-	-	△ 25%	-	-	-	1.1%	14.5～38			
	70	1980	○	○	○	○	-	△ 75%	-	5.7%	13～23			
	150	1971	○	-	-	△ 24%	-	-	-	1.1%	15～38			
貨物船	270	計画中	○ (36)	○ (36)	○	○	○ (フロアのみ)	(横隔壁板 小骨のみ)	-	6.5%	11.5～22			
	185	計画中	○	-	-	△ 16%	-	-	-	5%	13.5～24.5			
コンテナ運搬船	25	1979	○ (36)	△	△					6%	22～28			
	1700 TEU	建造中	○	-	-	△ 20%	-	-	-	8%	15～35			
	30	計画中	○	-	-	HTゾーンのみ △	-	-	-	1.5%	16.0～34.0			
	32	1981～1982 (建造中)	○	-	-	-	-	-	-	7%	10～40			

(註) (1) ○印は 該部材に全面的に使用
△印は *一部に使用(2) 特記のほかは、HY 32 使用
HY 36 の場合は (36) と記入

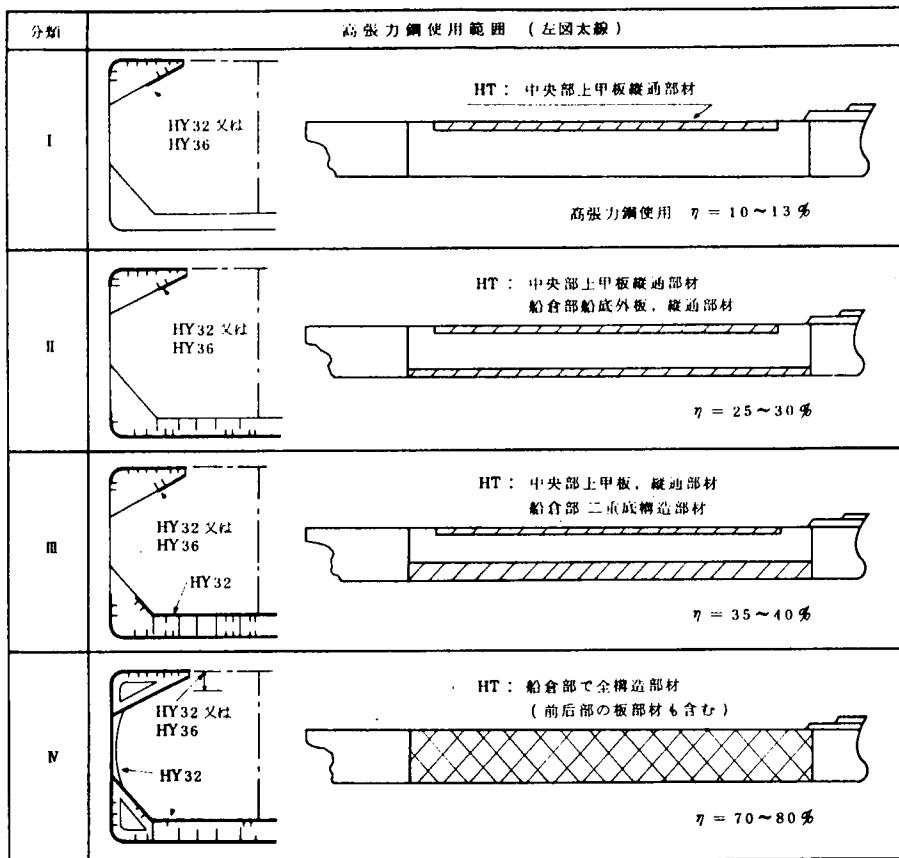


図 1.3.1 高張力鋼の使用範囲(ばら積貨物船)

表 1.3.2 海洋構造物におけるHTの使用状況

(a) セミサブ型

A	部材別 HT 使用率, η_1 (%)					全船設 HT使用率 η_2 (%)	板厚 (%) 最小～最大	
	ローワーハル	アッパー・ハル	コラム	プレイス	その他			
ア ク シ ヤ セ	1	100	66	91	32	58	8.1	9.5～41.5
	2	1	70	23	100	33	3.2	8～51
	3	49	13	22	99	15	3.1	6.5～35
	4	10	46	25	22	13	2.2	1.2～40
	5	13	4	9	0	13	9	12.5～65
	6	0	27	0	3	35	8	7～50

(b) ジャッキアップ型

A	部材別 HT 使用率, η_1 (%)					全船設 HT使用率 η_2 (%)	板厚 (%) 最小～最大	
	レグコード	レグプレイス	ラック	プラットフォーム アッパー・ハル	その他			
ジ ッ キ ア ッ プ 型	1	100	100	100	95	58	8.7	7～63.5
	2	100	95	100	94	26	7.4	6～12.7
	3	100	100	100	37	50	5.9	12～12.5
	4	100	100	100	13	66	5.1	16～12.7
	5	90	—	100	5	20	4.0	32～12.7
	6	100	100	100	5	20	4.0	13～12.7
	7	100	100	100	0	5.9	3.4	7～12.0
	8	100	100	100	0	0	2.2	1.9～5.1

2. 座屈強度

2.1 まえがき

近年船体構造に高張力鋼板が使用される割合が高まりつつあり、この傾向は近い将来益々強まるものと考えられる。そこで、本部会で取扱われているように、高張力鋼使用時の安全性の評価に対する設計面からの検討が必要になつてきましたばかりでなく、経済的側面からの検討が必要になってきている。

本章では座屈強度に関連した事項について考察する。すなわち高張力鉄を使用した船体が波浪による縦曲げモーメントを受ける場合のパネルの圧縮強度ならびに船体中央断面強度について取扱う。

以下に本章で取扱うテーマを記す。

- 1) 初期撓みを有する甲板及び船底外板パネルの強度
- 2) 残留応力、初期撓みなどの初期不整を有するパネルの強度
- 3) 船体終局強度
- 4) 高張力鋼板使用船体の終局強度

なお、上記の項目のうち、1)~3)については第200研究部会第11分科会第10回委員会資料で詳述されている。

2.2 防撓板中のパネルの圧縮強度

初期撓みを有する正方形の甲板パネルが面内圧縮荷重を受ける場合のパネルの崩壊荷重の推定式が次式で与えられた。

$$\lambda = \frac{b}{t} \sqrt{\frac{\sigma_Y}{E}} = \pi \sqrt{\left\{ \frac{1 - (W_0/t)/(\xi/\alpha)}{3(1-\nu^2)} + \frac{(\xi_1/\alpha)^2 - (W_0/t)^2}{8} \right\}/\alpha} \quad (1)$$

$$\text{ただし } \xi_1 = 4(1-\alpha^2)/\sqrt{16-15\alpha^2}, \quad \alpha = \sigma_U/\sigma_Y$$

b : 板幅 t : 板厚 W_0 : 初期撓み

σ_U : 最終強度 σ_Y : 降伏応力 ξ_1 : 無次元化した塑性モーメント

この式を用いて軟鋼、HY32(32Kgf/mm²級高張力鋼)及びHY36鋼板の崩壊荷重解析及び信頼性解析を実施した結果、軟鋼に対するHY32鋼及びHY36鋼のいわゆるハイテン修正係数は

$$\frac{(\sigma_U)_{MS}}{(\sigma_U)_{HY32}} = \left(\frac{b}{t} - 30 \right) \times \frac{0.055}{20} + 0.77 \quad (2)$$

$$\frac{(\sigma_U)_{MS}}{(\sigma_U)_{HY36}} = \left(\frac{b}{t} - 30 \right) \times \frac{0.065}{20} + 0.71 \quad (3)$$

と与えられた。

これらの結論を導くに到った解析例を図2.2.1および2.2.2に示す。図2.2.1から、降伏応力で無次元化した圧縮最終強度は高張力鋼板の方が軟鋼板より低いことがわかる。これはそれぞれの降伏応力で無次元化した場合、高張力鋼板の座屈値は軟鋼のそれより小さくなるためである。図中の破線は軟鋼板と高張力鋼板の最終強度の比である。図から明らかなように、MSとHY32, MSとHY36のいずれの比も b/t が小さいところを除き、NK規則で定める応力比0.78及び0.72の数値を上回っている。

図2.2.2はパネルの寸法 b/t と設計応力の比 $\sigma_{MS}/\sigma_{HY32}$ を種々の破壊確率について図示したものである。

基準となる破壊確率が変わっても、設計応力比はほとんど変わらず、破壊確率が $P_f = 10^{-2} \sim 10^{-5}$ の範囲では、ごく小さい差が生ずるのみである。

この結果を図中の破線で示す一本の直線で置換えると、この直線は座屈を考慮した設計応力比であり、これを軟鋼パ

ネルと高張力鋼板パネルの設計応力比として用いると、 b/t の大きいところでも、高張力鋼板の圧縮による破壊確率は軟鋼板の破壊確率とほぼ同程度となる。

水圧などの横圧力を無視できるアスペクト比 β が 1 以上の矩形板については(2)及び(3)式を用いると安全側の推定を与えることが明らかとなった。

水圧による横圧力を考慮する必要のある船底外板の圧縮強度については、板のアスペクト比 β 、水圧 p などの関数となり、簡単な提案式を示すことができない。

一例として、水圧 10 m head を考えると、アスペクト比 β が 2 以上のパネルの場合では、軟鋼に対する HY 32 及び HY 36 のハイテン修正係数は、それぞれ 0.72 及び 0.78 を採用すれば十分であり、甲板パネルのように増厚する必要はない。しかしアスペクト比 β が 1 以下のパネルでは甲板パネルと同程度の増厚が必要のようである。

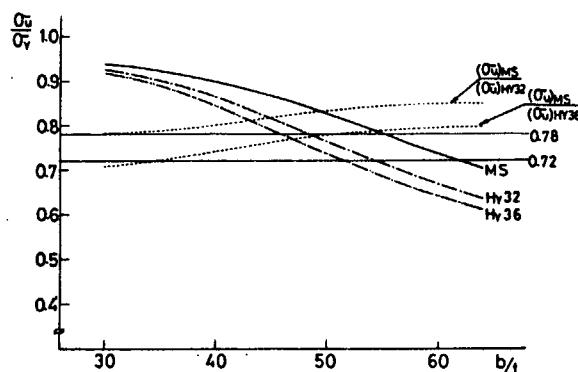


図 2.2.1 Ultimate strength of square plate

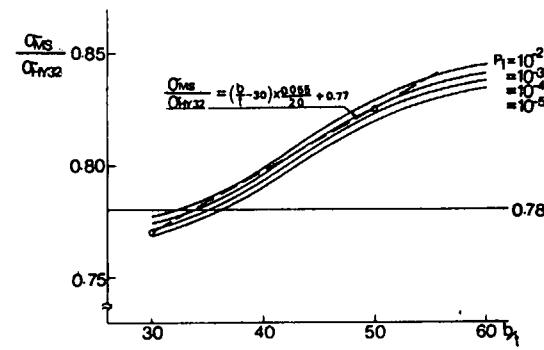


図 2.2.2 Design stress ratio ($\sigma_{MS}/\sigma_{HY32}$) at constant probability of failure

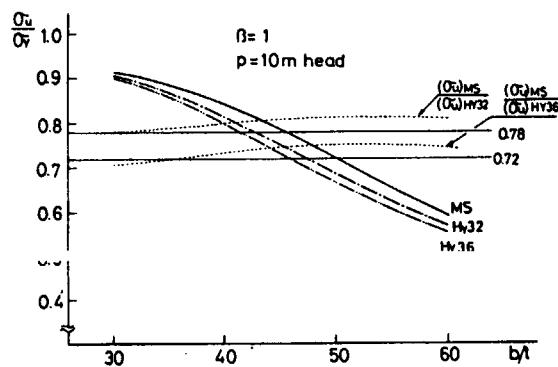


図 2.2.3 Ultimate strength of rectangular plate subjected to compression and lateral pressure ($\beta=1$, $p = 10m head$)

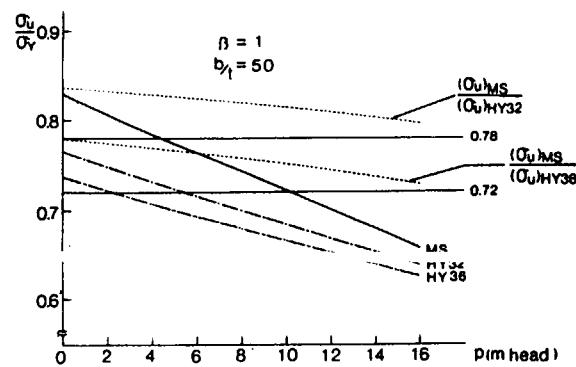


図 2.2.4 Ultimate strength - lateral pressure relations ($\beta=1$, $b/t=50$)

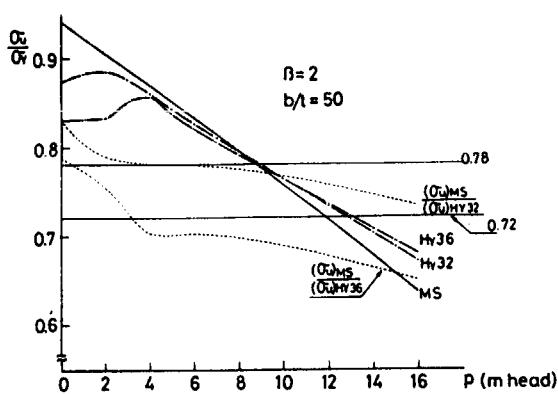


図 2.2.5 Ultimate strength - lateral pressure relations ($\beta=2$, $b/t=50$)

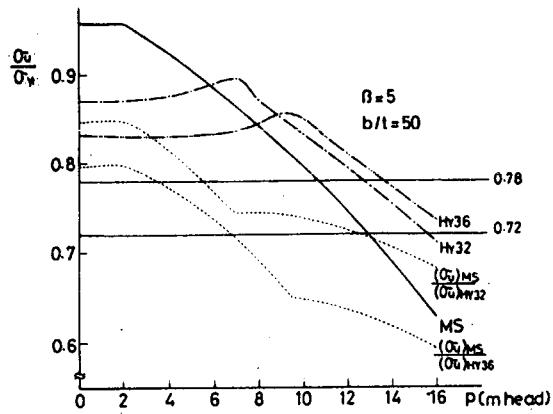


図 2.2.6 Ultimate strength - lateral pressure relations ($\beta=5$, $b/t=50$)

図 2.2.3～6 に計算例を示す。図 2.2.3 は正方形板に対して $p = 10$ m 水頭の水圧と面内圧縮力とが同時に作用した場合である。この結果を図 2.2.1 の圧縮力のみを受ける正方形の結果と比較すると、水圧による強度の低下が見られ、 b/t の増加に伴って強度の低下も著しくなっている。これは b/t が大きくなるに従い、水圧の影響が大きくなるためである。

図 2.2.4 は $b/t = 50$ の正方形板に対して種々の水圧を負荷した場合の圧縮最終強度である。

図 2.2.5 及び 2.2.6 はアスペクト比 $\beta = 2$ 及び 5 の矩形板に水圧と圧縮力が同時作用した場合であり、崩壊形式に従って最終強度の曲線も複雑に変化していることがわかる。

2.3 残留応力、初期撓みなどの初期不整を有するパネルの強度（付録 2.2 参照）

溶接によって製作された防撓板パネルには残留応力及び初期撓みなどの初期不整が必ず発生する。そこで、これらの初期不整のあるパネルの圧縮強度の推定式を次式で示した。

(a) $2bt/b = 0.0$ (残留応力が無い場合)

$$(a-1) \quad 0.8 \leq \xi \leq 2.0$$

$$\begin{aligned} \sigma_u/\sigma_y &= (-2.431\eta^2 + 1.686\eta - 0.2961)(\xi^2 - 4.0) \\ &\quad + (7.2745\eta^2 - 4.7431\eta + 0.6709)(\xi - 2.0) + z_1 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} z_1 &= (-0.3597\eta_2 + 0.1748\eta + 0.8598)/(2.2432\eta + 1.3322) \\ &\quad + 0.0373\eta + 0.2481 \end{aligned}$$

$$(a-2) \quad 2.0 < \xi \leq 3.5$$

$$\sigma_u/\sigma_y = (-0.3597\eta^2 + 0.1748\eta + 0.8598)/(\xi + 2.2432\eta - 0.6678) + 0.0873\eta + 0.2481 \quad (2)$$

(b) $2bt/b = 0.1$

$$(b-1) \quad 0.8 \leq \xi \leq 1.6$$

$$\begin{aligned} \sigma_u/\sigma_y &= (-0.398\eta^2 + 0.4339\eta - 0.1342)(\xi^2 - 2.56) \\ &\quad + (1.0814\eta^2 - 0.7551\eta + 0.102)(\xi - 1.6) + z_2 \\ z_2 &= (0.497\eta^2 + 0.828\eta + 1.0171)/(2.7942\eta + 1.2908) - 0.1849\eta + 0.1571 \end{aligned} \quad (3)$$

(b - 2) $1.6 < \xi \leq 3.5$

$$\sigma_U / \sigma_Y = (0.4974\eta^2 + 0.8281\eta + 1.0171) / (\xi + 2.7942\eta - 0.3092) - 0.1849\eta + 0.1571 \quad (4)$$

(c) $2b/t/b = 0.2$

(c - 1) $0.8 \leq \xi \leq 1.5$

$$\begin{aligned} \sigma_U / \sigma_Y = & (-0.3317\eta^2 + 0.6314\eta - 0.2656)(\xi^2 - 2.25) \\ & + (0.5369\eta^2 - 0.7798\eta + 0.2854)(\xi - 1.5) + z_3 \\ z_3 = & (0.292\eta^2 + 1.2936\eta + 0.7471) / (2.897\eta + 1.189) - 0.2715\eta + 0.2057 \end{aligned} \quad (5)$$

(c - 2) $1.5 < \xi \leq 3.5$

$$\sigma_U / \sigma_Y = (0.292\eta^2 + 1.2936\eta + 0.7471) / (\xi + 2.897\eta - 0.3811) - 0.2715\eta + 0.2057 \quad (6)$$

ここで以下の関係式を用いる。

$$\begin{aligned} \xi = & (b/t) \sqrt{\sigma_Y/E}, \quad \eta = W_0 \cdot s / t \\ W_0 \cdot s = & \zeta \cdot W_0 \cdot \max \\ \zeta = & \begin{cases} 1 - W_0 \cdot \max / t & (0 \leq W_0 \cdot \max / t \leq 0.5) \\ 0.5 & (0.5 \leq W_0 \cdot \max / t) \end{cases} \\ W_0 \cdot \max = & \sum_m (-1)^{\frac{m+3}{2}} \frac{2b}{\pi} \frac{1}{m} + \frac{\pi b^4}{6a^3} m \\ & \left(\frac{\pi^4 + b^4}{60a^4} m^4 + \frac{\pi^2 b^2}{3a^2} m^2 + 2 \right) \quad (mm) \end{aligned} \quad (7)$$

ここで m は、初期撓みの形状を次式で示す項数であり

$$W_0 = \sum_m A_m \sin \frac{m\pi x}{a} \frac{4}{b^2} (by - y^2) \quad (8)$$

又、 δ_0 は近似的に次のように表わされる。

$$\delta_0 = N_m \cdot \delta_{f1}$$

上式で N_m はすみ肉溶接が多層である場合の層数で、 δ_{f1} は次式で整理される無拘束 T 継手の 1 パスすみ肉溶接による角変形量である。(図 2.3.1)

$$\delta_{f1} = c_1 \cdot x^m e^{-c_2 x} \text{ (rad)}$$

$$\text{ここで } x = \frac{I}{t \sqrt{vt}} \times 10^{-3} \quad (9)$$

I : 溶接電流 (A)、v : 溶接速度 (cm/sec)、t : 板厚 (cm)

m , c_1 , c_2 : 鋼種、溶接法などにより決まる定数

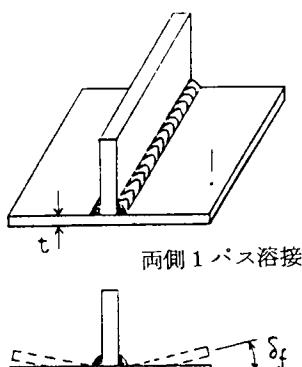


図 2.3.1

一方残留応力の影響については次式を用いるものとする

$$b_t = \frac{t_s}{2} + 6.13 \times 10^{-2} \times \Delta Q_{max} / (t_s + 2t) \quad (10)$$

ここで、 b_t ：引張残留応力の分布幅 (mm)

t_s , t ：ロング及びパネルの板厚 (mm)

ΔQ_{max} ：すみ肉溶接が多層である場合、最大入熱時のバスの入熱量 (J/cm)

なお、引張残留応力の大きさは、SM53程度までは材料の降伏応力になると考える。

以上の圧壊強度の推定式に従って行った解析結果より、次の事柄が明らかになった。すなわち、2.2項のように溶接初期不整として初期たわみのみを考慮して求められたHT係数 $K_{H\cdot\alpha}$ より残留応力を考慮した場合のHT係数 $K_{H\cdot d\cdot s}$ を安全側に推定するためには、次の修正量 ΔK_s を用いればよい。

$$K_{H\cdot d\cdot s} = K_{H\cdot\alpha} + \Delta K_s \quad (11)$$

ここで、 $K_{H\cdot d\cdot s}$ ：初期たわみ及び残留応力を共に考慮した場合のHT係数

$K_{H\cdot\alpha}$ ：初期たわみのみ考慮した場合のHT係数

ΔK_s ：修正量、例えば

SM50(HY32IC近い)に対する

$$\Delta K_s = \begin{cases} 0 & (\frac{b}{t} \leq 2.5) \\ -0.0002(\frac{b}{t} - 4.0)^2 + 0.045 & (2.5 \leq \frac{b}{t} \leq 5.5) \\ 0 & (5.5 \leq \frac{b}{t}) \end{cases} \quad (12)$$

SM53(HY36IC近い)に対する

$$\Delta K_s = \begin{cases} 0 & (\frac{b}{t} \leq 2.5) \\ -0.000222(\frac{b}{t} - 4.0)^2 + 0.050 & (2.5 \leq \frac{b}{t} \leq 5.5) \\ 0 & (5.5 \leq \frac{b}{t}) \end{cases} \quad (13)$$

上記のように、 $b/t \leq 2.5$ の領域で $\Delta K_s = 0$ となるのは、その領域の厚板では、軟鋼及びHTの圧壊強度が共に降伏応力と一致するためである。一方、 $5.5 \leq b/t$ の領域で $\Delta K_s = 0$ となるのは、その領域の薄板では、軟鋼及びHT共、圧壊強度に対して初期たわみの影響が支配的であるためである。

2.4 船体終局強度（付録2.3参照）

パネルの圧縮強度と防撃板構造の圧縮強度との二つの観点から、前者を局部崩壊モード、後者を全体崩壊モードとすると、以下に示す推定式が提案された。

局部崩壊モードの場合

$$\sigma_u/\sigma_y = 0.8615 + 0.4653R_p - 0.8746R_p^2 + 0.2585R_p^3$$

$$0.5259 \leq R_p < 2 \quad (1)$$

$$= 0.9 \quad R_p < .5259$$

ここで、 $R_p = \sqrt{\sigma_y/\sigma_{cr}}$ 、 σ_{cr} は防撃材間の矩形板の弾性座屈応力。

全体崩壊モードの場合

$$\sigma_u/\sigma_y = 0.844 + 0.5867R_s - 1.080R_s^2 + 0.3200R_s^3 \quad (2)$$

$$0.5 \leq R_s \leq 2.0$$

ここで、 $R_s = \sqrt{\sigma_y/\sigma_{cr}}$ 、 σ_{cr} は防撃板の防撃材を含む全体弾性座屈応力。

防撲板が圧縮を受けて最終強度に到る場合の平均応力としては上記の二つの式から得られる値のうち小なるものを取ることにする。

船体の中央断面の終局強度を求めるため、図 2.4.1 で示されるように、船体がパネル又は防撲板で構成されているものと仮定して、縦曲げモーメントによる中央断面の耐荷モーメントを計算した。

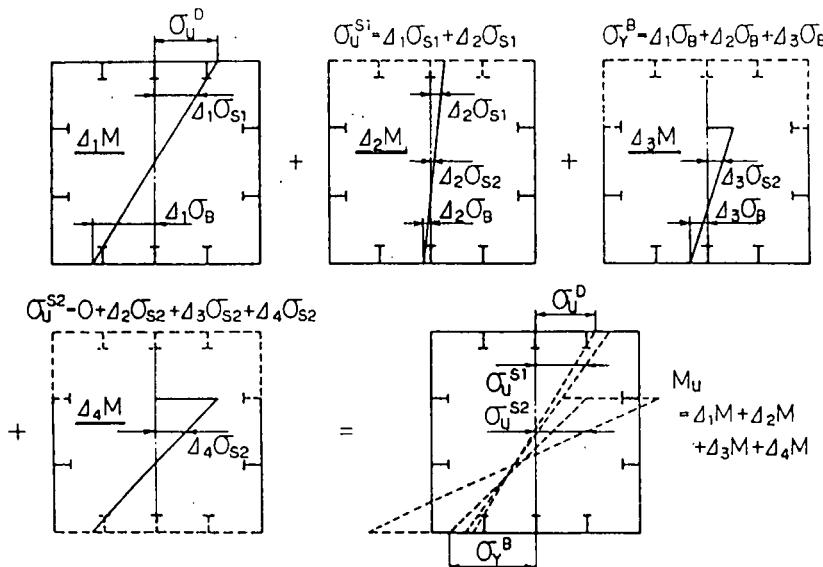


図 2.4.1 Schematic calculation process of ultimate moment

その結果、サギングモーメント或はホギングモーメントを受ける船体中央断面の終局モーメントとパネル強度との関係が、図 2.4.2 及び図 2.4.3 のように得られた。

この図から以下の考察ができる。

M_D および M_B のモーメント比は、甲板又は船底板の最終強度 σ_U / σ_Y とはほぼ線形の関係があること、そしてこれは比例定数 α を用いて、 M_D または M_B と書けば、

$$\frac{M}{Z_{act} \times \sigma_Y} = \alpha \frac{\sigma_U}{\sigma_Y}$$

すなわち、 $M = \alpha \times \sigma_U \times Z_{act}$

の関係で示すことができ、 α はその上限値 1.0 (図中の点線) と 0.9 (図中の実線) の間にある。また崩壊モーメント M_A の場合には、その変動が大きく、線形とは言えないが、下限線として線形の関係を仮定すれば同様に、

$$M_A = \alpha \times \sigma_U \times Z_{act}$$

と書くことができ、 α の下限値として 1.08 (図中の実線) と 1.0 (図中の点線) の間に取ると考えられる。

さて、HT材とMS材の差について考えると、ホギングではその差はほとんど見られない。(図 2.4.3)しかし、図 2.4.2 で示すサギングでは次のように考えることができる。甲板が最終強度となるモーメント M_D では、 α の値は MS 船では 0.95 程度と見なされるのに対し、HT 船では 0.9 程度と約 5 % の差が見られる。これは、HT 船では甲板が最終強度に達するまでに、他の、特に側壁や縦隔壁が崩壊する割合が高くなっていることを示している。特にバルクでは、トップサイドタンクのタンク内側の斜板が他に比べ相対的に弱い(これは、この部分が水圧を受けないことから規則上では薄くし得る)ためである。このように HT 船では甲板の最終強度 σ_U / σ_Y (横軸) が小さくなるために、

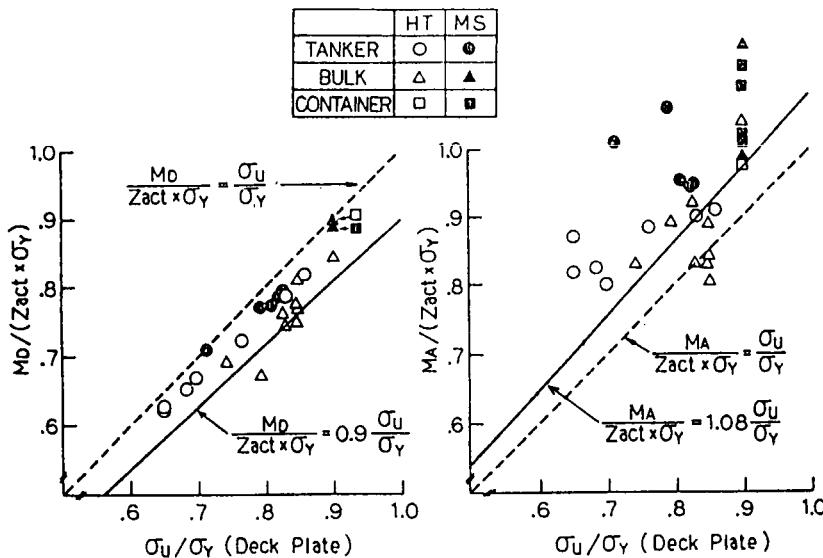


図 2.4.2 Relation between DK's ultimate strength and ultimate moment at the sagging condition

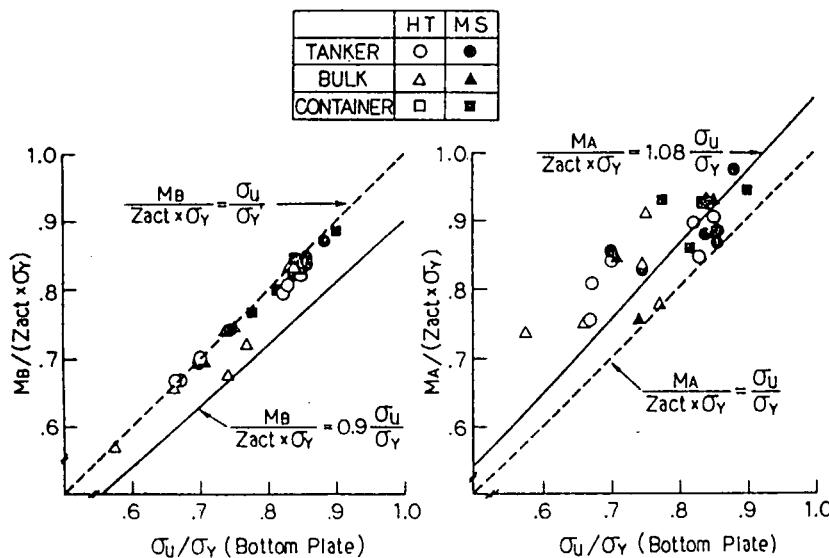


図 2.4.3 Relation between Btm's ultimate strength and ultimate moment at the hogging condition

全体的な崩壊強度は σ_U / σ_Y に対して相対的に低下する。崩壊モーメント M_A については、その直線は MS 船の時で 1.08、HT 船で 1.0 程度で同様の傾向が見られる。

さらに、 $M_A / \sigma_Y \times Z_{act}$ の下限値として、MS 船で 0.92、HT 船で 0.8 程度と見ることができる。これは、現在の弾性設計基準での設定最大縦曲げモーメントを受けた時に発生する応力が、降伏応力の係数倍となる応力以下に設定されていることを考え、この時点では全部材が弾性であるとみなせば、残余強度は HT 船では MS 船に比べかなり小さくなっていることがわかる。

2.5 高張力鋼板使用船体の終局強度

2.5.1 パネルの強度

座屈強度については、(1)パネルの強度及び(2)船体中央断面の終局強度の二つの観点から検討を実施した。ところが、(1)パネルの強度に関連した項目についてもそれぞれ基盤の異なる三つの提案式を提案することになった。

すなわち、2.2に示された(1)式(付録2.1も参照)は解析的手法に基づいた提案式であり、初期撓みは評価できるが残留応力の影響を考慮することはできない。

一方2.3に示された(1)～(6)式(付録2.2も参照)は有限要素法解析の結果に基づいた提案式であり、溶接による初期撓み及び残留応力の影響も考慮することが可能である。

(尚2.3中の(11)式、(12)式及び(13)式より残留応力の影響が明らかとなった。)

又2.4に示された(1)式及び(2)式は実験データに基づいた結果であり、上記の解析による結果とは多少異なる。

結局のところ上記3.推定法の優劣については十分検討することができなかった。

2.5.2 船体中央断面の終局強度

2.4項ではパネルの圧縮強度に関する推定式を(1)式であるとし、これに基づいて船体中央断面の終局強度を求めた。

本節では2.2に於ける(1)式を用いて船体中央断面の終局強度を求めた。計算例を図2.5.1及び図2.5.2に示す。計算結果を2.4項と比較する絶対値に若干の相違はあるものの、定性的傾向は一致していることがわかった。

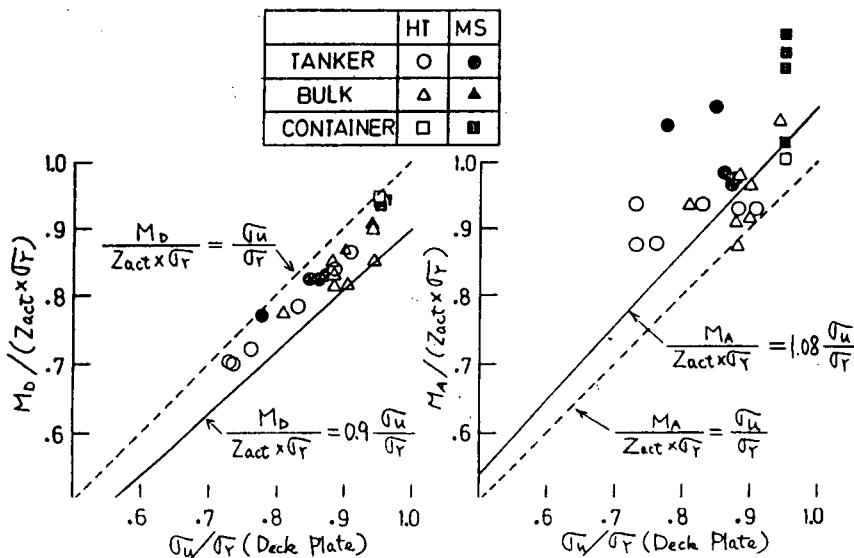


図2.5.1 甲板の最終強度と終局サギングモーメントの関係

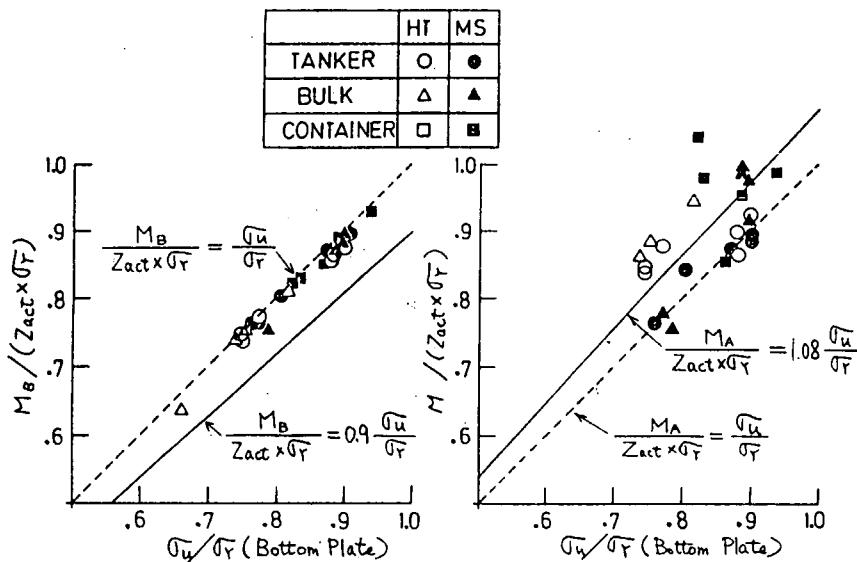


図 2.5.2 船底板の最終強度と終局ホギングモーメントの関係

船体中央断面の終局強度を求める計算過程から明らかのように現存する船体について、次式の 値が

$$\frac{M}{Z_{Sect} \sigma_Y} = k \frac{\sigma_U}{\sigma_Y} \quad (1)$$

求められていれば、パネルの圧縮強度から船体の終局モーメントを推定することが可能である。

すなわち

$$\text{パネルの } \frac{b}{t} \text{ を決める} \Rightarrow \text{パネルの圧縮強度 } \frac{\sigma_U}{\sigma_Y} \quad (\text{図 2.5.3})$$

$$\text{パネルの圧縮強度 } \frac{\sigma_U}{\sigma_Y} \Rightarrow \frac{M}{Z_{Act} \sigma_Y} \text{ が推定できる。} \quad (\text{図 2.5.4})$$

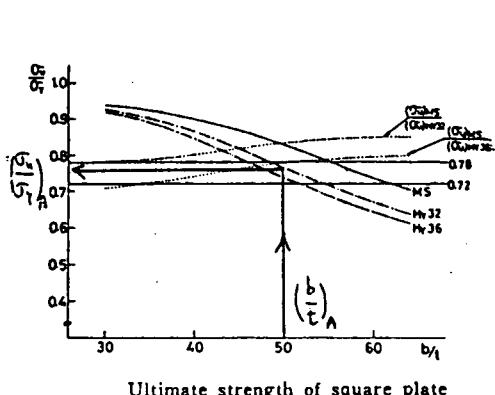


図 2.5.3

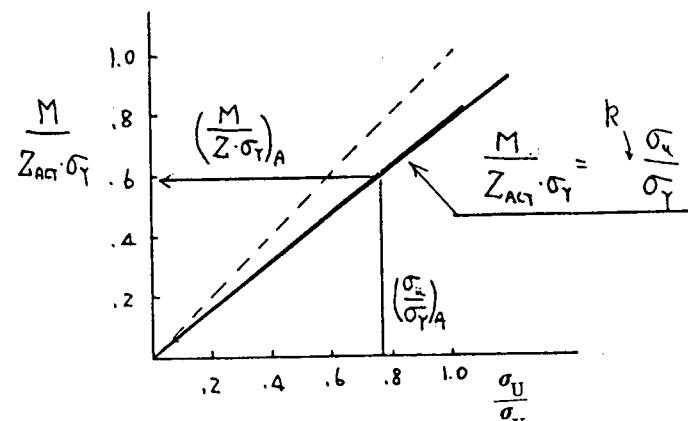


図 2.5.4

3. 疲 労 強 度

3.1 高張力鋼の疲労強度

記 号

S_a	stress amplitude (応力片振幅) kg/mm^2
R	stress ratio S_{\min}/S_{\max} (応力比、最小応力/最大応力)
σ_B	tensile strength (材料の引張試験値) kg/mm^2
N_c	crack initiation life (き裂発生寿命)
N_f	failure life (破断寿命)
K_t	stress concentration factor (応力集中係数)

3.1.1 まえがき

鋼構造物に高張力鋼を用いることの利点、とくに軟鋼との比較においては種々の観点から検討しなければならない。

本章では疲労強度上問題となる個所へ高張力鋼を使用する際の問題点を考察するためにまず各種高張力鋼の S-N 曲線を調査した。

鋼材の S-N 曲線については従来から多数の実験結果が個々に報告されているが、実際に応用し易い形にまとめられた資料は少ない。

そこで先に第 200 研究部会第 2 分科会で調査した軟鋼及び高張力鋼 HT 50 の S-N 曲線に加えて、新しく高張力鋼 HT 50, HT 60, HT 70, HT 80 の S-N 曲線を調査した。¹⁾

3.1.2 調査内容 (文献 1 ~ 42)

資料の調査内容は表 3.1.1 ~ 表 3.1.3 に示す通りである。

- (1) 材 料 軟鋼 (MS)、50 キロ級非調質高張力鋼 (HT 50)、60 キロ級調質高張力鋼 (HT 60)、70 キロ級調質高張力鋼 (HT 70)、80 キロ級調質高張力鋼 (HT 80)
- (2) 試 験 片 母材平滑、切欠、溶接継手の平板試験片で、試験片形状、寸法の影響は無視する。
- (3) 荷重 (制 御) 条件
 - i) 荷重の種類 : 軸力 平面曲げ
 - ii) 応力 (荷重) 比 R ; $R = 0 \sim 0.1, -1$, その他
 - iii) 室温、空气中で実施された一定振幅の試験で試験速度、荷重波形の影響は無視する。
- (4) 寿命域 寿命の調査における各例登録会 N と破断寿命 N の両方を日曆月にかかって型登録を明確にしている資料は極めて少なく、そのため主として破断寿命で整理した。

寿命域
低サイクル領域 ($N_f \lesssim 10^4$)
高サイクル領域 ($N_f \gtrsim 10^4$)

これらのうち、調査したのは表 3.1.1 ~ 表 3.1.3 の○印を付けた項で、その内容の概略は次のようである。

試 験 片

- (a) 主として溶接のまま (as weld) の溶接継手試験片
 - (イ) 溶接条件：継手試験片作製の際の溶接条件の詳細の影響は考慮しない。
 - (ロ) 欠陥を特別に有する試験片は含まれていない。

(イ) 溶接継手の溶接後及び試験片作製後の特別な処理は行っていない。

(b) 切欠試験片

試験片作製後の特別な処理及び中央切欠、側面切欠の区別は行っていない。調査内容は表3.1.4に示す。

荷重条件 軸力の定荷重振幅試験、平面曲げ試験

疲労寿命 破断寿命 N_f

3.1.3 調査結果

(1) 溶接継手試験片

(a) 応力(荷重)比 $R = 0$ 軸力低サイクル領域

表3.1.5に $S - N_f$ 曲線を $S_a = C N_f^K$ で表わしたときの定数 C , K を示す。

(b) 応力(荷重)比 $R = 0$ 軸力高サイクル領域

表3.1.6に $S - N_f$ 曲線を $S_a / \sigma_B = C N_f^K$ で表わしたときの定数 C , K を示す。

図3.1.1～図3.1.5に縦軸応力片振幅 S_a / 引張強さ σ_B 、横軸に N_f を採った $S_a / \sigma_B \sim N_f$ 曲線を示す。

(c) 応力(荷重)比 $R = 1$ 平面曲げ高サイクル領域

表3.1.7に $S - N_f$ 曲線を $S_a / \sigma_B = C N_f^K$ で表わしたときの定数 C , K を示す。

(2) 切欠試験片

(a) 応力(荷重)比 $R = -1$ 軸力高サイクル領域

表3.1.4に $S - N_f$ 曲線を $S_a / \sigma_B = C N_f^K$ で表わされたときの定数 C , K を示す。

図3.1.10～図3.1.12に $S_a / \sigma_B \sim N_f$ 曲線を示す。

(b) 応力(荷重)比 $R = 0$ 軸力高サイクル領域

表3.1.4に $S - N_f$ 曲線を $S_a / \sigma_B = C N_f^K$ で表わされたときの定数 C , K を示す。

(c) 応力(荷重)比 $R = -1$ 平面曲げ高サイクル領域

表3.1.4に $S - N_f$ 曲線を $S_a / \sigma_B = C N_f^K$ で表わされたときの定数 C , K を示す。

3.2 疲労に対する許容応力式

3.2.1 まえがき

船体構造部材の疲労破壊(疲労き裂発生)に対する許容応力は軟鋼に対して第200研究部会第5分科会で提案⁴³⁾した。この許容応力は船の生涯での疲労き裂発生に対して導かれた式である。

ところが実際問題としては航行中に損傷が発見されたとき、その損傷部材に作用していた応力を知ることは、その補修方法の検討なども含め重要である。

本節では軟鋼及び高張力鋼HT50について、構造部材の損傷時期からその構造部材に実際に作用していた応力—この応力がその就航期間に対する許容応力となる—をも推定できる許容応力式を提案する。

3.2.2 疲労に対する許容応力式—軟鋼⁴⁴⁾

構造部材の疲労き裂発生寿命に対する許容応力式は、(1)対象部材の疲労強度線図($S - N_e$ 曲線 N_e :き裂発生寿命)⁴⁵⁾、(2)対象部材の応力頻度分布、(3)累積被害則が与えられると導くことができる。

(1) 対象部材の疲労強度線図

許容応力式を求める際の疲労被害の計算に十分な船体構造部材の疲労強度線図は今のところ得られていない。

それ故、小型切欠試験片の $S - N_c$ 曲線^{1) 43, 45)}を用いる。小型試験片の結果を用いて得られた許容応力式を実船の構造部材に適用することについては文献(43)に詳述されている。

(2) 対象部材の応力頻度分布

対象とする外力は通常の波浪荷重に限り、局部振動応力、波浪、積荷などによる衝撃荷重は考慮しない。

船舶の就航年限を20年間とし、就航海域が北大西洋で、年間連続就航し荒天回避は行なわないとすると、変動応力の長期分布は指數分布で $\frac{1}{2}$ の累積頻度は約 10^8 回と考えられる。また就航期間を1航海以上とすれば、その分布は指數分布で近似できる。⁴⁶⁾

任意の就航期間に対する許容応力として代表させる応力振幅 S_a は応力発現確率 Q が 10^{-8} の S_a ($Q = 10^{-8}$) を用いる。

(3) 累積被害則及び限界累積被害値

累積被害則は修正Miner則を用いる。

破壊が発生するときの限界累積被害値は明らかでない。実際の適用にあたっては、構造部材に応じて適宜限界累積被害値を定めるべきと思われる。

(4) 許容応力式

以上の仮定を用いると許容応力式を次のように導くことができる。なお、説明の詳細は文献(44)に示されている。

$$S_a (Q = 10^{-8})^k (\alpha + \beta S_m^\gamma) = \frac{2.0}{Y} \cdot f_e \quad (3.2.1)$$

ここに

$S_a (Q = 10^{-8})$; 応力発現確率 $Q = 10^{-8}$ の応力片振幅 Kg/mm^2

S_m ; 平均応力 Kg/mm^2 、平均応力が圧縮の場合は $S_m = C$ とする。

なお、 S_a 、 S_m の各応力集中を含まない応力

f_e ; 疲労被害の限界累積被害値

Y ; 就航年数

α, β ; 応力集中係数、き裂発生確率によって定まる定数

γ, K ; 応力集中係数によって定まる定数

α, β, γ, K の値を表3.2.1及び図3.2.1に示す。(表中の P_m は $S - N_c$ 曲線のき裂発生確率を示す)

許容応力式(3.2.1)式、表3.2.1及び図3.2.1を用いると応力集中係数 K_t が $2 \leq K_t \leq 10$ の範囲で求められる。

(a) 許容応力と限界累積被害値 f_e ($= 10^{-8}$) に対する許容応力、許容年数、平均応力、 $S - N_c$ 曲線によるき裂発生確率の影響について

(a) 限界累積被害値 f_e が変わったときの許容応力

図3.2.2は限界累積被害値 f_e が $f_e = 1$ のときの許容応力値と $f_e = f_e$ のときの許容応力値との比を縦軸に、限界累積被害値を横軸にとって、許容応力が限界累積被害値によりどのように変わるかを示した図である。

限界累積被害値 f_e による許容応力は $f_e = 0.1$ では $f_e = 1$ の許容応力の約57%、 $f_e = 0.5$ で約85%で、応力集中係数により少し差があるものの就航年数、平均応力、き裂発生確率には影響されず一定である。

(b) 就航年数による許容応力

図3.2.3はき裂発生時の就航年数により許容応力がどれほどなるかを平均応力 $S_m = 0$ 、限界累積被害値 $f_e =$

1について示した図で、実線がき裂発生確率 $P_{nc} = 0.5$ 、破線が0.05である。また、図3.2.4には平均応力 $S_m = 0$ と任意の平均応力での許容応力の比と平均応力との関係が示してある。

平均応力の影響は応力集中係数が大きいほど現われるが、平均応力が 10 Kg/mm^2 までは余り大きくない。

(d) $S - N_c$ 曲線のき裂発生確率による許容応力

図3.2.4 IC、き裂発生確率 $P_{nc} = 0.5$ と他のき裂発生確率 P_{nc} での許容力の比と、き裂発生確率との関係を就航年数20年、平均応力 $S_m = 0$ 、限界累積被害値 $f_c = 1$ ICについて示す。

き裂発生確率の影響は応力集中係数によって余り差がなく許容応力は $P_{nc} = 0.5$ の約85%である。

(6) 船体構造部材の許容応力の検討

(a) 船体縦強度部材

第200研究部会第5分科会の報告書によると縦強度部材の疲労強度等価係数(疲労強度等価係数 $F_{eq} = 2$ とは応力集中係数 $K_t = 2$ の試験片と疲労強度がほぼ等しい)は2~5程度であること、実船の損傷調査によると縦強度部材にき裂が発生することは極めて少ないと上記の就航条件のもとでの波浪荷重による最大予測値 $S_a (Q=10^{-8})$ はガンセル部直応力の 14.4 Kg/mm^2 となっている。き裂発生が $f_c = 1$ で生ずるものとし航行中の平均を4%と仮定し(3.2.1)式へ $S_a (Q=10^{-8}) = 14.4$, $S_m = 4$, $f_c = 1$, $Y = 20$ を代入すると $P_{nc} = 0.5$ で $K_t = F_{eq} = 4.2$ となる。これは縦強度部材の疲労強度等価係数が4.2以下であれば、航行中予測される変動応力 S_a の最大値 14.4 Kg/mm^2 、平均応力(静水応力) $S_m = 4.0 \text{ Kg/mm}^2$ に対し疲労強度上安全であることを示すものである。

以上から(3.2.1)式は縦強度部材には十分適用できるものと考えられる。そこで船体縦強度部材の疲労設計からの波浪変動応力 S_a と静水応力 S_m に対する許容値を次式のように提案する。

$$S_a (Q=10^{-8}) (1.04 \times 10^{-5} \times 10^{-8} S_m^{2.85})^{0.234} = \left(\frac{20}{Y} f_c \right)^{0.234} \quad (3.2.2)$$

S_a : 応力発現確率 $Q = 10^{-8}$ での変動応力片振幅 (Kg/mm^2)

S_m : 静水応力 (Kg/mm^2) 壓縮の時は $S_m = 0$

船の生涯20年にに対する許容値は限界累積被害値 $f_c = 1$ の場合、 $S_a = 14.4 \text{ Kg/mm}^2$, $S_m = 4.0 \text{ Kg/mm}^2$ であり、 $S_m = 0$ では $S_a = 14.7 \text{ Kg/mm}^2$ となる。

(b) 船体横強度部材

前述の第200研究部会第5分科会の報告書によると、横強度部材の疲労強度等価係数は局部構造に依り大幅に変化し、従って許容応力は構造的な応力集中を含んだ応力に対して規定することが適切であり、構造以外の溶接施工、工作法などによる応力集中はおよそ2.75(最大値は5.5)であるとされている。

横強度部材の応力頻度分布が縦強度部材と同じ仮定し、先の(3.2.1)式を適用すると、船体横強度部材の許容応力は $K_t = 2.75$ ICに対する定数の β , γ , K を図3.2.1から求めることにより次のように提案する。

$$S_a (Q=10^{-8}) (3.28 \times 10^{-7} + 3.47 \times 10^{-11} S_m^{3.3})^{0.207} = \left(\frac{20}{Y} \cdot f_c \right)^{0.207} \quad (3.2.3)$$

S_a : 応力発現確率 $Q = 10^{-8}$ での変動応力片振幅 (Kg/mm^2)

S_m : 平均応力 (Kg/mm^2)、圧縮の場合は $S_m = 0$

(3.2.3)式の S_a , S_m は構造的な応力集中を含んだ応力で、溶接施工、工作法などによる応力集中が2.75の場合である。従ってそれらが不適切であれば許容応力は減少することに注意すべきである。

船の生涯20年にに対する許容応力振幅 S_a は、平均応力 $S_m = 0$ 、限界累積被害値 $f_c = 1$ の場合、(3.2.3)式で $Y = 20$, $f_c = 1$, $S_m = 0$ を代入すると、約 2.2 Kg/mm^2 となる。

3.2.3 疲労に対する許容応力式 — 高張力鋼HT50 —

高張力鋼HT50の許容応力式も軟鋼と同様に、(1)対象部材の疲労強度線図、(2)対象部材の応力頻度分布、(3)累積被害則から導くことができる。このうち(2)対象部材の応力頻度分布及び(3)累積被害則は軟鋼の場合と全く同じである。

(1) 対象部材の疲労強度線図

対象とする構造部材又は小型切欠試験片の任意の応力比での $S - N_e$ 曲線 (N_e : き裂発生寿命) がいるが、今のところこれらの資料はない。また、小型切欠試験片の破断寿命に関する $S - N_t$ 線図も種々の応力集中率並びに応力比について資料はない。

そこで必要な切欠試験片の $S - N_e$ 曲線を次のように求める。

文献(41)を参考にしてまず応力集中係数 K_t が $2 \leq K_t \leq 7$ の応力比 $R = 0$ (片振り) の $S - N_t$ 曲線を以下の仮定のもとに図3.2.6の実線(高サイクル領域)及び一点鎖線(低サイクル領域)のように定める。図3.2.6の縦軸は S_a / σ_B で (σ_B : 引張強さ 53 Kg/mm^2) 横軸は破断寿命 N_t である。

図3.2.6の破線は()内の数字で示す応力集中係数 K_t の切欠試験片の実験結果を $S_a / \sigma_B = C N_t^{-\alpha}$ で近似できるものとして定数 c , α を求めて得た線である。定数 c , α と応力集中係数 K_t との関係を表わす式は種々考えられるが、実験結果とよい適合を示すのは次式の関係式である。

$$\begin{aligned} c &= 0.386 K_t + 0.667 \\ -\alpha &= 0.2166 \log K_t + 0.0735 \end{aligned} \quad (3.2.4)$$

(3.2.4)式を用いて $K_t = 2, 3, \dots, 7$ の応力比 $R = 0$ の $S_a / \sigma_B \sim N_t$ 曲線を求めたのが、図3.2.6の実線で高サイクル領域の疲労強度線図である。低サイクル領域は高サイクル領域の線図を延長して $S_a / \sigma_B = 0.5$ と交わる繰返し数から水平とし、これを一点鎖線で表わして疲労強度線図とする。

実際に必要な線図は任意の応力比のき裂発生寿命である。任意の応力比の $S - N_e$ 曲線については文献(47)を基に諸特性が軟鋼と同じといいう仮定のもとに、応力比 $R = 0$ の $S - N_e$ 線図から他の応力比の $S - N_e$ 線図を求める。また、き裂発生寿命 N_e に関しては破断寿命との相関が明らかでないため、 $N_e / N_t = 0.75, 0.5, 0.25$ のそれぞれの場合について許容応力式を求める。

以上で必要な疲労強度線図が準備できた。応力比 $R = 0$ の疲労強度線図の関係式 $S_a / \sigma_B = C N_e^{-\alpha}$ の定数 c , α の値を表3.2.2に示す。

(2) 許容応力式

軟鋼と同様に許容応力式は次のようになる。

$$S_a (Q = 10^8)^k (\alpha + \beta S_m^\gamma) = \frac{20}{Y} f_e \quad (3.2.5)$$

ここで

$S_a (Q = 10^8)$; 応力発現確率 $Q = 10^8$ での応力片振幅 Kg/mm^2

S_m ; 平均応力 Kg/mm^2 、平均応力が圧縮の場合は $S_m = 0$ とする。

なお、 S_a , S_m の各応力は応力集中を含まない応力

f_e ; 疲労被害の限界累積被害値

Y ; 就航年数

α, β, γ, K ; 応力集中率 K_t によって定まる定数

α, β, γ, K の表を表3.2.2及び図3.2.7に示す。

許容応力式(3.2.5)式、表3.2.2及び図3.2.7を用いるに応力集中率 K_t が $2 \leq K_t \leq 7$ の範囲で許容応力が求められる。

なお、許容応力式(3.2.5)式は軟鋼の許容応力式(3.2.1)式と同様に船体縦及び横強度部材に適用できる。

(3) 軟鋼と高張力鋼HT50の許容応力

軟鋼の許容応力と高張力鋼HT50の許容応力との相関を検討するため、 $\lambda = S_a (Q=10^8) HT50 / S_a (Q=10^8) SM41$ として λ と $S_a (Q=10^8) SM41$ との関係を平均応力 S_m をパラメタとし $K_t = 2, 3, \dots, 7$ について図3.2.8に示す。

高張力鋼HT50のき裂発生に対する許容応力は、実験により正確な $S - N_e$ 曲線を求めるか又は、き裂発生寿命との比 N_e / N_f を知ることにより求められるが、現状ではそのいずれも明らかでない。そこで次の仮定のもとに検討する。

N_e / N_f は一般に応力集中係数が大きくなるほど小さくなると考えられる。いま N_e / N_f が $K_t = 2$ で0.75, $K_t = 4.5$ で0.5, $K_t = 7$ で0.25程度とすれば、 λ は $K_t = 2 \sim 7$ に対し、 $\lambda = 1.1 \sim 1.3$ となり高張力鋼HT50の許容応力は軟鋼の1.2倍程度となる。

今後は高張力鋼HT50の小型試験片及び構造模型のき裂発生寿命に対する資料を得ること、実船の各部材に関する応力解析と損傷調査についての資料の蓄積が、より信頼性のある許容応力の設定に望まれる。

参考文献

1. 日本造船研究協会 "船体構造部材の疲労強度"
日本造船研究協会報告 第86号 昭和52年5月
2. 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 No.99 (1974)
3. J. B. Radziminski, et al "Fatigue of High-Yield-Strength steel Weldments"
Welding Research Supplement (1970)
4. 応和 "高張力鋼溶接継手の疲れ強さについて" FS75-40 (1965)
5. 恒成他 "HT60及びHT80の2, 3の疲労試験結果" 川重社内資料 (1964)
6. 村本 "高張力鋼溶接継手の疲労試験結果" FS45-39 (1964)
7. 栗山他 "高張力鋼構造物製作における2, 3の疲労強さ 第2報" FS38-38 (1964)
8. 小西 "調質高張力鋼の疲労強度" FS40-39 (1964)
9. 今井 "HY-90高張力鋼溶接継手の疲労強度" FS72-40 (1965)
10. 太田 "80kg/mm²鋼リブ十字形前面すみ肉溶接継手の疲れ強さ" FS220-45 (1970)
11. K. H. Frank "The Fatigue Strength of Fillet Welded Connections"
Fritz Engineering Laboratory Report No.358 37 (1971)
12. 太田他 "80kg/mm²高張力鋼すみ肉溶接継手の疲れ強さ 第2報"
溶接学会誌 vol 43 No.11 (1974)
13. 日本鋼構造協会疲労小委員会 "溶接継手の止端研削による疲れ強さの向上法"
JSSC vol 12 No.126 (1976)
14. 太田他 "すみ肉溶接継手の止端の研削及びワイヤピーニングによる疲れ強さの向上"
溶接学会全国大会梗概 No.25 (1979)

15. 飯田他 "高張力鋼製半球形圧力容器の内圧疲労強度" 住友金属 vol 29. №.1 (1977)
16. 松本他 "新溶接棒KS87の使用による高張力鋼リブ十字み肉溶接継手の疲れ強さ改善効果" 川崎製鉄技報 vol 9. №.3 4 (1977)
17. 平川他 "高張力鋼の疲労強度" 住友金属 vol 31. №.4 (1979)
18. 池田他 "高張力鋼すみ肉溶接継手の疲れ強さの改善" R & D vol 26. №.4 (1976)
19. 森山 "II 高張力鋼" 溶接学会誌 vol 47. №.1 1 (1978)
20. 二瓶、佐々木、鎌倉 "SM58溶接継手の疲れ強さに及ぼす平均応力変動の影響" 溶接学会誌 vol 45. №.2 (1976)
21. 永井、大塚、小川 "低サイクル片振り引張疲れにおける塑性ひずみ挙動" 日本造船学会論文集 №.1 2 4 (1968)
22. 山口、寺田、新田 "船体用鋼板の疲労強度について" 日本造船学会論文集 №.1 1 5 (1964)
23. 松本他 "新溶接棒KS87の使用による高張力鋼リブ十字すみ肉溶接継手の疲れ強さ改善効果、川鉄技報 vol 9. №.3 4 (1977)"
24. 平川、小松、北浦 "高張力鋼の疲労強度" 住友金属 vol 31. №.4 (1979)
25. 金材技研 "疲れデータシート" №.5 (1978)
26. 高橋他 "高張力鋼母材およびその溶接継手の疲れ強さ" 日本機械学会論文集 vol 38. №.3 1 0 (1972)
27. 二瓶、今野、佐々木 "き裂発生寿命に及ぼす切欠形状の影響" 日本造船学会論文集 №.1 4 4 (1979)
28. 金材技研 "疲れデータシート" №.2 7 (1981)
29. 飯田、飯野 "角変形をもつ溶接継手の疲労強度" 日本造船学会論文集 №.1 4 0 (1977)
30. 金材技研 "疲れデータシート" №.1 8 (1980)
31. 金材技研 "疲れデータシート" №.1 3 (1979)
32. 金材技研 "疲れデータシート" №.2 0 (1980)
33. 自在丸、隆杉、高橋 "曲げ加工用 7.0 Kg f/mm², 8.0 Kg f/mm² 級非調質熱延高張力鋼" R & D 神鋼技報 vol 30. №.1 (1980)
34. 渡辺(正)、渡辺(之)、吉野 "8.0 Kg f/mm² 級高張力鋼溶接継手の疲れ破断位置特性に関する研究" 日本造船学会論文集 №.1 2 8 (1970)
35. 窪堀、木下、山本 "高張力鋼十字すみ肉溶接継手の曲げ疲れ強さ" 溶接学会全国大会梗概 №.2 5 (1979)
36. 益本、赤石、黒田、吉野 "各種溶接条件による溶接継手の疲れ強さに及ぼす影響" 溶接学会誌 vol 45. №.1 1 (1976)
37. 益本、赤石、榎原 "疲れ強さ改善最適溶接条件の決定" 溶接学会全国大会梗概 №.2 0 (1977)
38. 益本、篠田、渡部、田島 "合成樹脂による鋼材溶接継手の疲れ強さ改善について" 溶接学会誌 vol 46. №.1 1 (1977)
39. 益本 "溶接構造物の疲れおよびその防止対策" 溶接学会誌 vol 44. №.7 (1975)
40. 日本材料学会編 "金属材料疲労強度データ集" (1982)
41. C. Miki, et al "Study on Estimation of Fatigue Strength of Notched steel Members" Proc. of JSCE №.3 1 6 (1981)

42. 飯田、高 "軟鋼および高張力鋼の切欠疲労強度に関する一考察" 日本造船学会論文集 No.141 (1967)
43. 日本造船研究協会 "船体構造部材の許容応力" 日本造船研究協会報告 第93号 (1980)
44. 富田、藤本 "船体構造部材の疲労損傷解析" 関西造船協会誌 第187号 (1982)
45. 八木、富田 "船体構造部材の疲労強度" 関西造船協会誌 第165号 (1975)
46. 堀、清水 "波浪外力下における構造強度確率パターク" 日本造船学会論文集 No.150 (1981)
47. 八木、富田、藤本、井上 "疲労き裂発生寿命及び疲労き裂伝播寿命に対する平均応力の影響" 関西造船協会誌 第191号 (1983)

表 3.1.1 調査項目(軸力定荷重試験 低サイクル)

Loads	Material	MS			HT-50			HT-60			HT-70			HT-80			Life N	Re-mark
		Specimen	Stress Ratio	Finish	0-0.1	-1	others	0-0.1	-1	others	0-0.1	-1	others	0-0.1	-1	others		
Base Metal										○ ○					○ ○		Nf	
Notched																		
Butt Joint	as Welded								○ ○					○			Nf	
	Dressed																	
	Flushed or Machined																	
Cruciform Joint (loadcarrying)	as Welded toe fracture								○								Nf	
	as Welded root fracture								○								Nf	
Cruciform Joint (non-loadcarrying)	as Welded																	
	Dressed																	

表 3.1.2 調査項目(軸力定荷重試験 高サイクル)

Loads	Material	MS			HT-50			HT-60			HT-70			HT-80			Life N	Re-mark
		Specimen	Stress Ratio	Finish	0-0.1	-1	others	0-0.1	-1	others	0-0.1	-1	others	0-0.1	-1	others		
Base Metal				○			○			○				○ ○			Nf	
Notched				○			○ ○			○ ○				○ ○			Nc, Nf	
Butt Joint	as Welded			○			○			○ ○	0.5	-0.5	○		○		Nf	
	Dressed							○									Nf	
	Flushed or Machined							○ ○						○			Nf	
Cruciform Joint (loadcarrying)	as Welded toe fracture					○								○			Nf	
	as Welded root fracture			○			○			○							Nf	
Cruciform Joint (non-loadcarrying)	as Welded			○			○			○	0.4-0.6	-0.5	○	0.5	○ ○	0.4-0.6	Nf	
	Dressed							○						○		0.6-0.8	Nf	

表 3.1.3 調査項目(平面曲げ試験 高サイクル)

Loads	Specimen	Material Stress Ratio	MS		HT-50		HT-60		HT-70		HT-80		Life N	Re-mark
			-1	others	-1	others	-1	others	-1	others	-1	others		
Plane Bending	Base Metal								O		O			Mf
	Notched				O						O			Nf
	Butt Joint	as Welded					O				O			Nf
		Dressed												
	Cruciform Joint (loadcarrying)	Flushed or Machined												
		as Welded toe fracture								O				Mf
	Cruciform Joint (non-loadcarrying)	as Welded root fracture								O				Nf
		as Welded												
		Dressed												

表 3.1.4 調査項目(切欠試験片, 軸力及び平面曲げ試験 高サイクル)
及び S-N 曲線 $S_a/\sigma_B = C N_f^k$ の定数 c, h

	R	HT 50			HT 60			HT 80				
		Kt	C	k	Kt	C	k	Kt	C	k		
AXIAL LOAD	0	2.45	1.527	-0.1335	1.06	0.445	-0.0171	1.06	10.506	-0.2724		
		3.65	3.413	-0.2313	2.65	11.165	-0.3141	2.65	0.488	-0.1414		
		4.55	2.559	-0.2167	4.6	3.233	-0.2569	4.6	5.020	-0.3108		
		6.90	3.111	-0.2541	2.2*	0.987	-0.111	1.0	1.043	-0.0486		
					3.9*	1.176	-0.180	3.0	1.615	-0.1770		
					5.9*	0.564	-0.41	5.0	7.766	-0.3178		
	-1								2.2*	1.219	-0.137	
		1	1.662	-0.1009	1	1.346	-0.0698	1	1.447	-0.0800		
		1.33	1.626	-0.1128	2.73	1.760	-0.1498	2.73	2.004	-0.1737		
		2.58	2.842	-0.1912	3.46	4.360	-0.2369	3.46	4.345	-0.2461		
	PLANE BENDING	3.83	2.060	-0.1710	4.20	8.048	-0.2934	4.20	3.967	-0.2445		
					4.93	8.388	-0.2972	4.93	5.517	-0.2737		
		1.0	1.600	-0.0675					1.0	1.779	-0.0902	
		2.49	3.017	-0.1466					1.98	1.995	-0.1345	

* Nc 規準

表 3.1.5 S-N 曲線 $S_a = C N_f^k$ の定数 c, k
(軸力片振り定荷重試験、低サイクル)

Axial Loads Specimen	Material Values Finish	HT-60			HT-70			HT-80		
		C			K	C			K	C
		1 %	5 %	50 %		1 %	5 %	50 %		1 %
Base Metal				76.47	-0.0239					86.34 -0.00568
Notched										
Butt Joint	as Welded			735.8	-0.2880					344.0 -0.1761
	Dressed									
	Flushed or Machined									
Cruciform Joint (loadcarrying)	as Welded root fracture			296.6	-0.2204					
	as Welded toe fracture			297.9	-0.3041					
Cruciform Joint (non-loadcarrying)	as Welded									
	Dressed									

(注) 表中のパーセント(%)は破壊確率

表 3.1.6 S-N 曲線 $S_a/\sigma_B = C N_f^k$ の定数 c, k
(軸力片振り定荷重試験 高サイクル)

Axial Loads Specimen	Material Values Finish	MS					HT-50					
		C			K	C			K	C		
		1 %	5 %	50 %		1 %	5 %	50 %		1 %	5 %	50 %
Base Metal										0.824	0.868	0.968 -0.0829
Notched												
Butt Joint	as Welded	2.440	2.715	3.513	-0.2075	2.354	2.569	3.173	-0.2076			
	Dressed											
	Flushed or Machined											
Cruciform Joint (loadcarrying)	as Welded root fracture									4.098	4.561	5.909 -0.2885
	as Welded toe fracture										2.587	-0.2372
Cruciform Joint (non-loadcarrying)	as Welded	0.870	1.133	2.150	-0.1938							
	Dressed	0.673	0.717	0.836	-0.0872	4.072	4.456	5.539	-0.2732			

Axial Loads Specimen	Material Values Finish	HT-60					HT-70					HT-80				
		C			K	C			K	C			K	C		
		1 %	5 %	50 %		1 %	5 %	50 %		1 %	5 %	50 %		1 %	5 %	50 %
Base Metal		0.685	0.769	1.017	-0.0869									0.932	1.016	1.251 -0.1193
Notched																
Butt Joint	as Welded	1.398	1.533	1.913	-0.1797					5.276	-0.2763	2.426	2.591	3.033	-0.2406	
	Dressed	0.794	0.843	0.975	-0.1114											
	Flushed or Machined	0.571	0.614	0.730	-0.0759											
Cruciform Joint (loadcarrying)	as Welded root fracture													0.688	-0.1585	
	as Welded toe fracture													274.2	-0.2489	
Cruciform Joint (non-loadcarrying)	as Welded	1.351	1.594	2.378	-0.2176					22.19	-0.4344	1.590	1.715	2.060	-0.2259	
	Dressed													0.783	0.824	0.933 -0.1037

(注) 表中のパーセント(%)は破壊確率

表 3.1.7 S-N 曲線 $S_a/\sigma_B = C N_f^k$ の定数 c, k
(平面曲げ試験, 高サイクル)

Loads Bending Plane	Specimen	Material Finish	HT-60			HT-70			HT-80		
			C			K	C			K	
			1 %	5 %	50 %		1 %	5 %	50 %		
	Base Metal							1.118	-0.0512		0.6421 -0.0188
	Notched										
	Butt Joint	as Welded		4.266	-0.1889						3.092 -0.1961
		Dressed									
		Flushed or Machined									
	Cruciform Joint (loadcarrying)	as Welded toe fracture								1.473	-0.1520
		as Welded root fracture								4.957	-0.2862
	Cruciform Joint (non-loadcarrying)	as Welded									
		Dressed									

(注) 表中のパーセント(%)は破壊確率

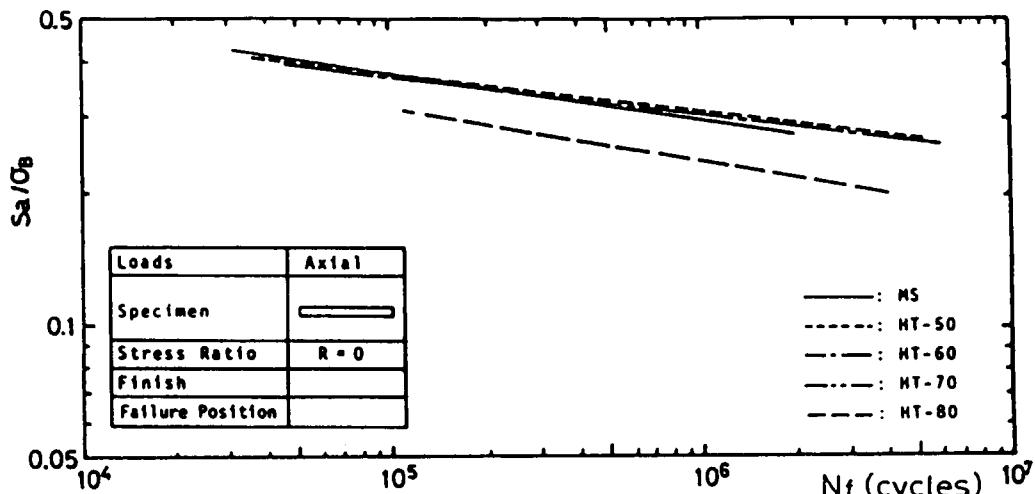


図 3.1.1 $S_a/\sigma_B - N_f$ 曲線

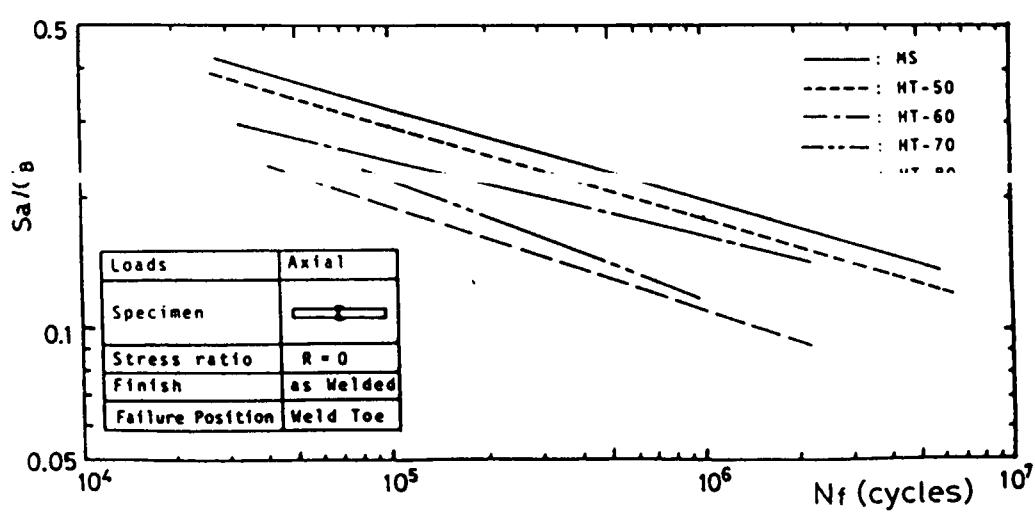


図 3.1.2 $S_a/\sigma_B - N_f$ 曲線

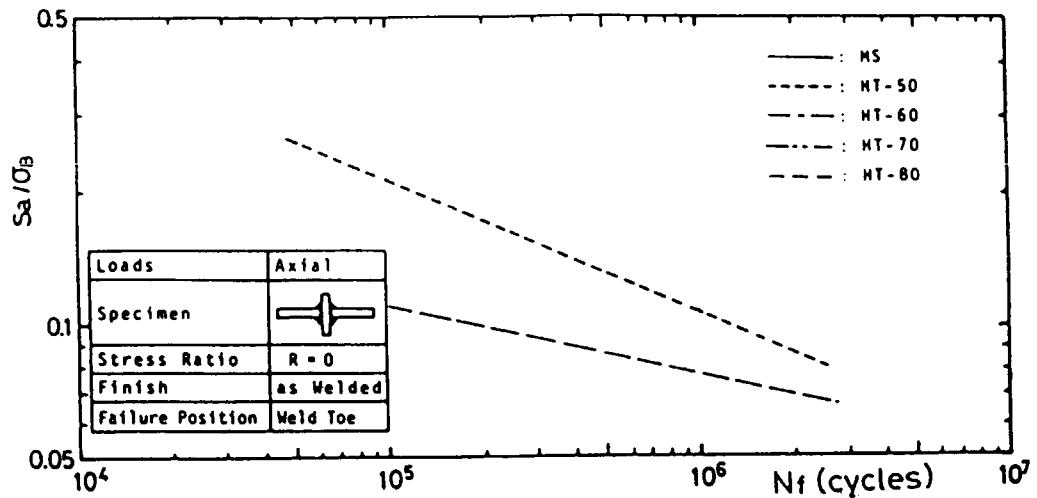


図 3.1.3 $S_a/\sigma_B - N_f$ 曲線

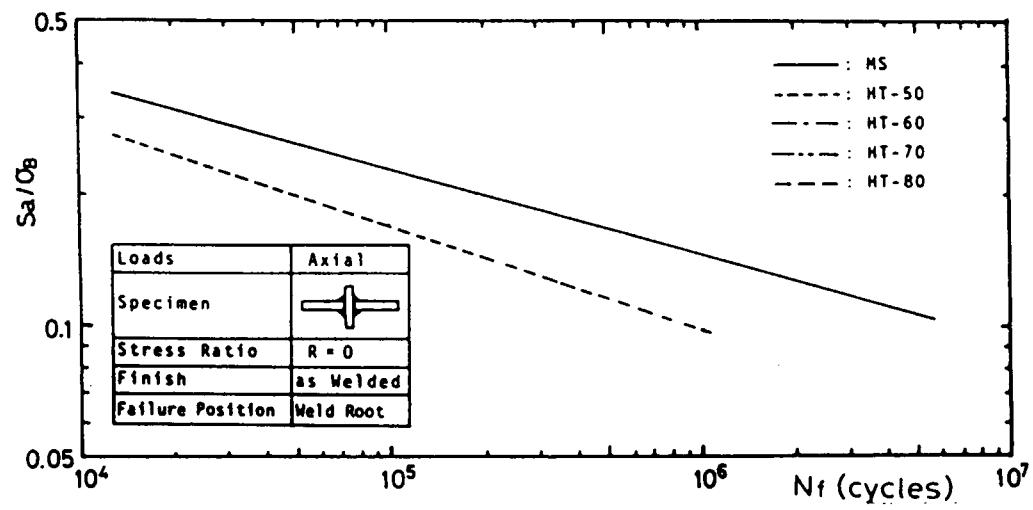


図 3.1.4 $S_a/\sigma_B - N_f$ 曲線

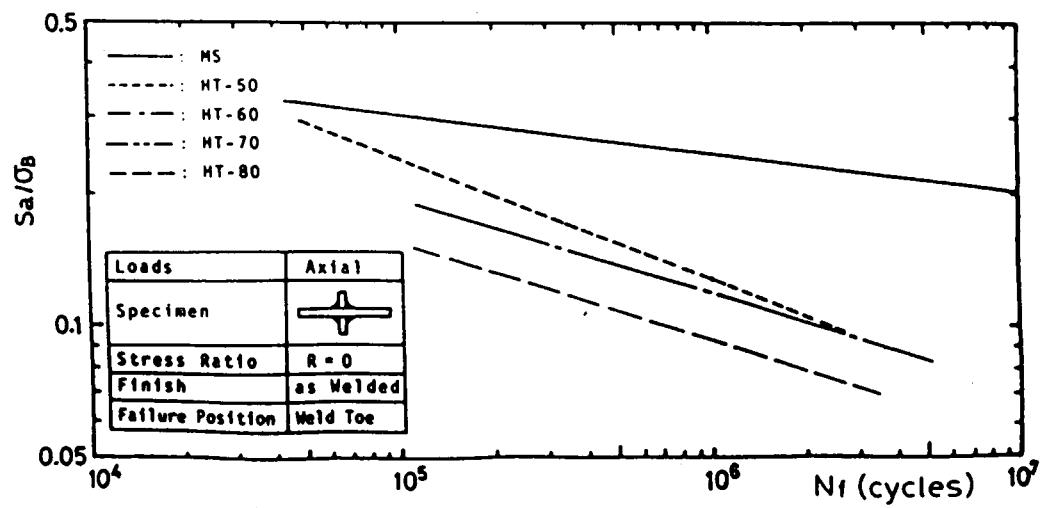


図 3.1.5 $S_a/\sigma_B - N_f$ 曲線

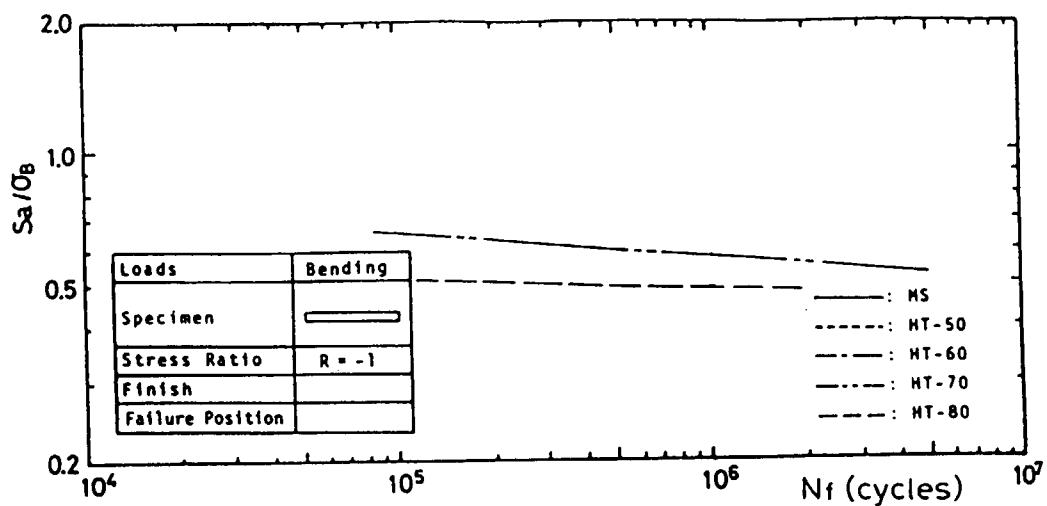


図 3.1.6 $S_a/\sigma_B - N_f$ 曲線

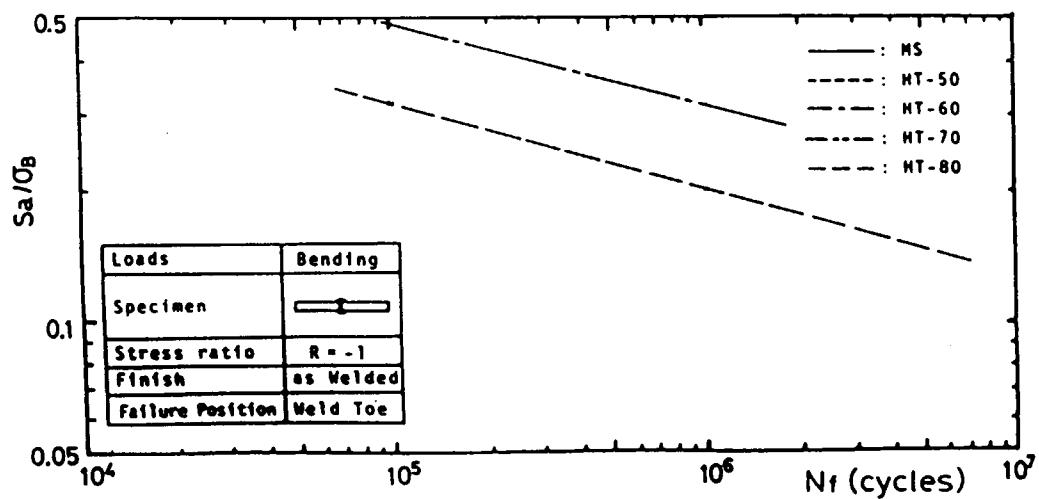


図 3.1.7 $S_a/\sigma_B - N_f$ 曲線

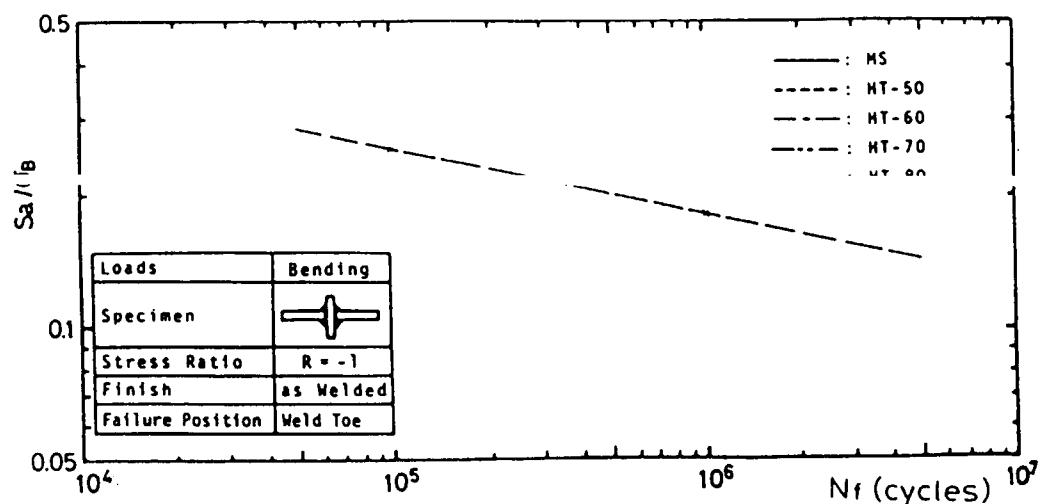


図 3.1.8 $S_a/\sigma_B - N_f$ 曲線

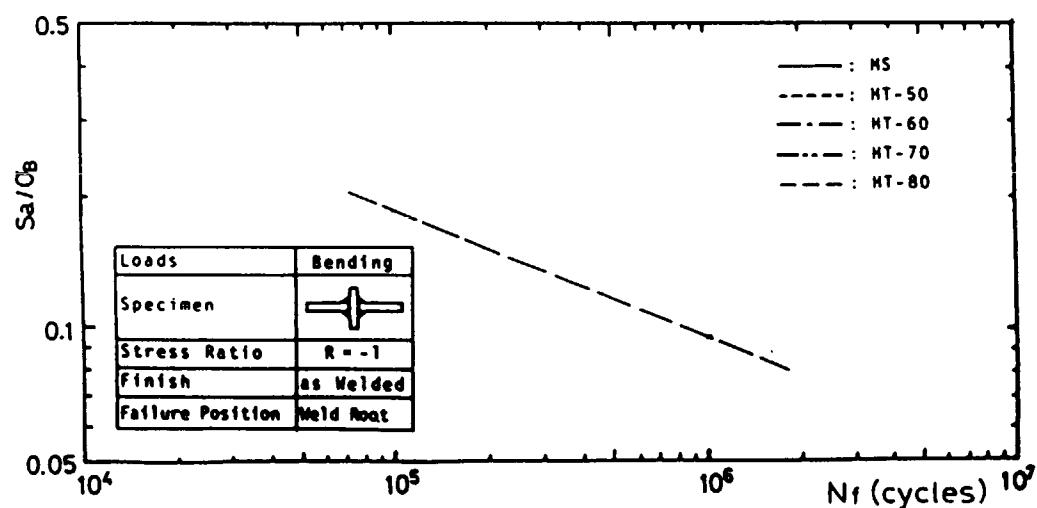


図 3.1.9 S_a/σ_B-N_f 曲線

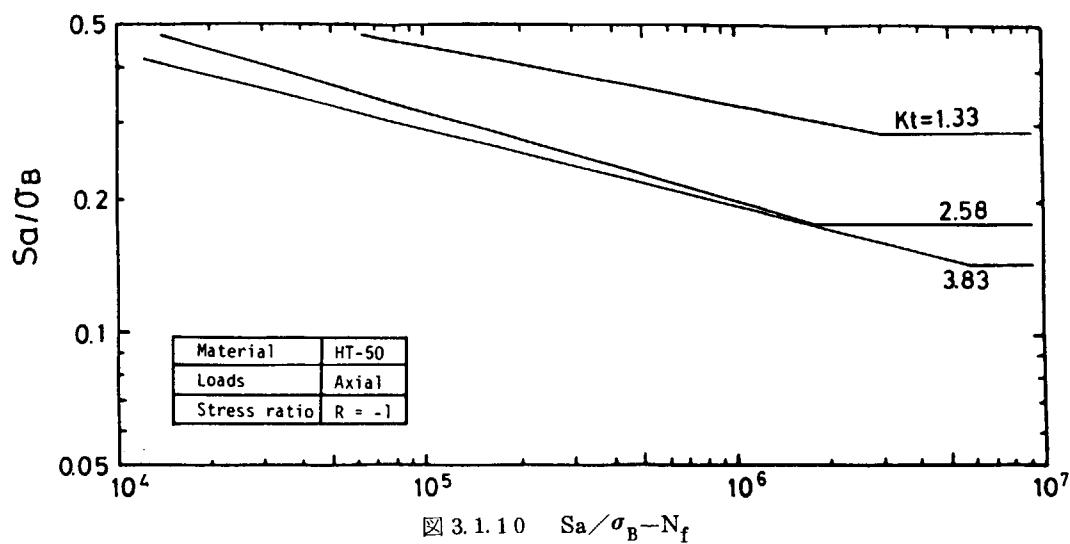
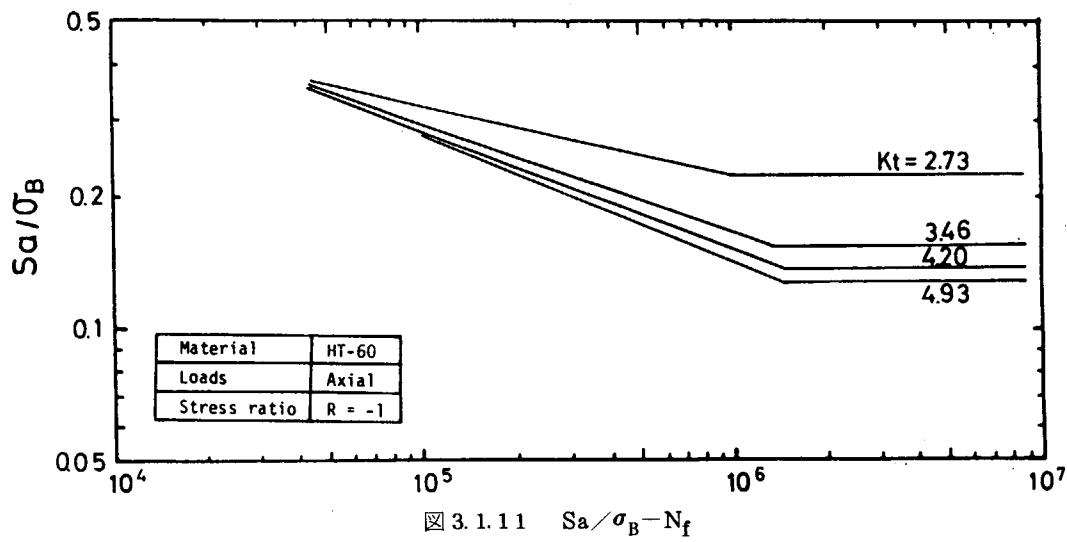


図 3.1.10 S_a/σ_B-N_f



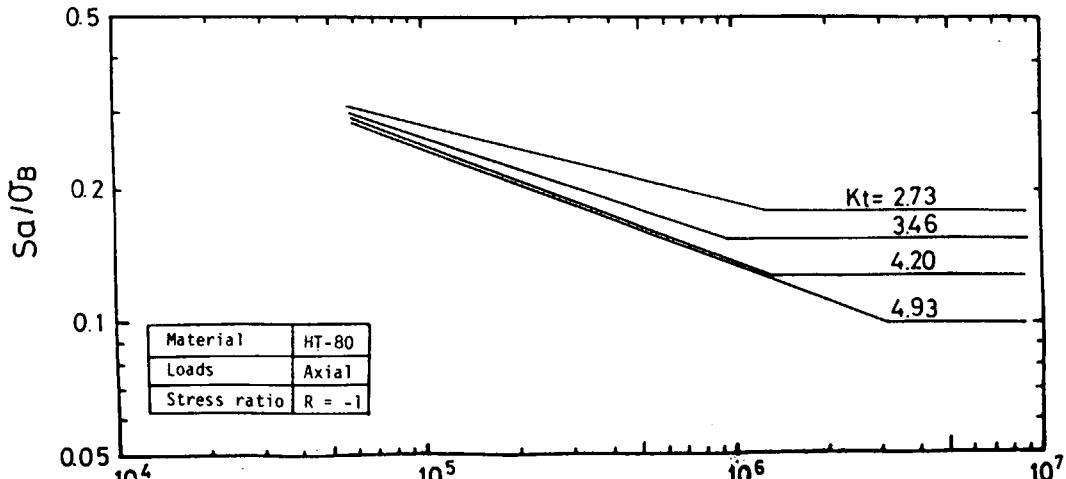


図 3.1.12 $S_a/\sigma_B - N_f$

表 3.2.1 許容応力式

$S_a(Q=10^{-8})^K(\alpha + \beta S_m^r) = \frac{20}{Y} f_c$ の定数
定数 α, β, γ, k (軟鋼)

Kt	Pc	a	b	v	k
2	0.05	3.73×10^{-8}	1.21×10^{-11}	3.60	5.4
	0.1	3.15×10^{-8}	1.08×10^{-11}		
	0.5	1.97×10^{-8}	1.00×10^{-12}		
3	0.05	1.45×10^{-6}	3.00×10^{-10}	3.25	4.8
	0.1	1.23×10^{-6}	2.00×10^{-10}		
	0.5	7.78×10^{-7}	2.00×10^{-10}		
4	0.05	1.66×10^{-5}	1.62×10^{-8}	2.89	4.3
	0.1	1.42×10^{-5}	1.18×10^{-8}		
	0.5	8.44×10^{-6}	6.70×10^{-9}		
5	0.05	5.75×10^{-5}	6.66×10^{-8}	2.67	4.2
	0.1	5.01×10^{-5}	5.71×10^{-8}		
	0.5	2.94×10^{-5}	4.60×10^{-8}		
6	0.05	1.49×10^{-4}	5.39×10^{-7}	2.45	4.1
	0.1	1.16×10^{-4}	4.52×10^{-7}		
	0.5	6.95×10^{-5}	2.30×10^{-7}		
7	0.05	3.96×10^{-4}	1.86×10^{-6}	2.27	4.0
	0.1	3.23×10^{-4}	1.50×10^{-6}		
	0.5	1.89×10^{-4}	8.01×10^{-7}		
8	0.05	6.53×10^{-4}	5.37×10^{-6}	2.30	4.0
	0.1	5.22×10^{-4}	4.47×10^{-6}		
	0.5	3.10×10^{-4}	2.00×10^{-6}		
9	0.05	1.37×10^{-3}	1.12×10^{-5}	2.25	3.9
	0.1	1.09×10^{-3}	7.94×10^{-6}		
	0.5	6.00×10^{-4}	4.50×10^{-6}		
10	0.05	2.17×10^{-3}	1.78×10^{-5}	2.21	3.9
	0.1	1.80×10^{-3}	1.41×10^{-5}		
	0.5	1.08×10^{-3}	8.00×10^{-6}		

表 3.2.2 $S - N_f$ 曲線 $S_a/\sigma_B = C N_f^k$ の定数 c, k

許容応力式 $S_a(Q=10^{-8})^K(\alpha + \beta S_m^r) = \frac{20}{Y} f_c$ の
定数 α, β, γ, k (高張力鋼 HT 50)

Kt	Nc/Nf	c	k	a	b	v	k
2	0.75	1.38	-0.139	1.84×10^{-10}	4.90×10^{-14}	3.0	6.5
	0.50	1.31		2.70×10^{-10}	8.00×10^{-14}		
	0.25	1.19		5.01×10^{-10}	1.78×10^{-13}		
3	0.75	1.73	-0.177	5.19×10^{-8}	4.16×10^{-11}	2.7	5.3
	0.50	1.61		7.80×10^{-8}	6.51×10^{-11}		
	0.25	1.42		2.01×10^{-7}	1.38×10^{-10}		
4	0.75	2.09	-0.204	1.65×10^{-6}	2.65×10^{-9}	2.5	4.5
	0.50	1.92		2.45×10^{-6}	4.22×10^{-9}		
	0.25	1.67		4.84×10^{-6}	9.90×10^{-9}		
5	0.75	2.43	-0.225	7.90×10^{-6}	2.70×10^{-8}	2.2	4.2
	0.50	2.22		1.06×10^{-5}	4.00×10^{-8}		
	0.25	1.90		2.12×10^{-5}	9.05×10^{-8}		
6	0.75	2.78	-0.242	2.13×10^{-5}	1.03×10^{-7}	2.1	4.0
	0.50	2.52		3.05×10^{-5}	1.55×10^{-7}		
	0.25	2.13		6.39×10^{-5}	4.09×10^{-7}		
7	0.75	3.13	-0.257	5.31×10^{-5}	4.04×10^{-7}	2.0	4.0
	0.50	2.88		8.25×10^{-5}	6.72×10^{-7}		
	0.25	2.36		1.75×10^{-4}	1.62×10^{-6}		

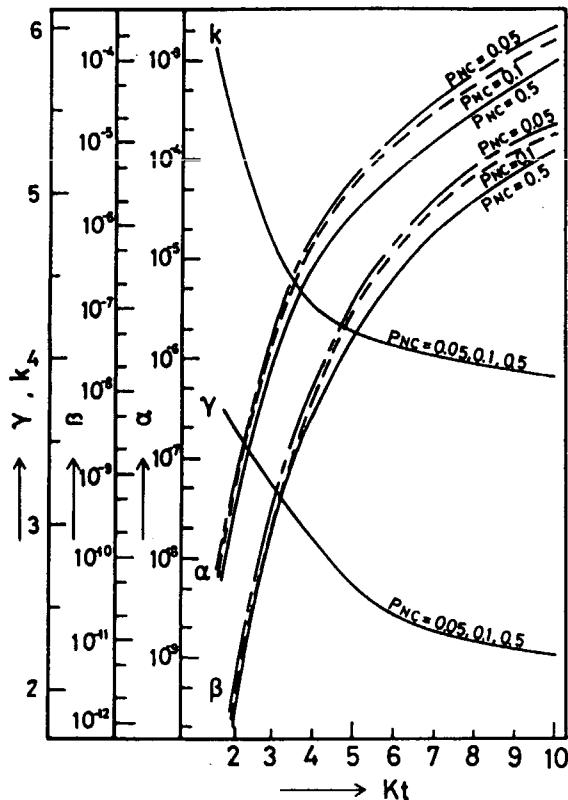


図 3.2.1 許容応力式 $S_a(Q=10^{-8})^K (\alpha + \beta S_m^r) = \frac{20}{Y} f_c$
の定数 α , β , γ , k と応力集中係数 K_t との関係(軟鋼)

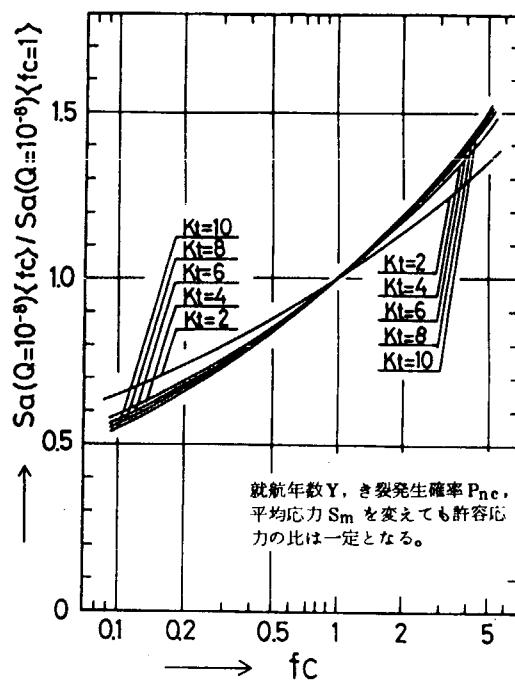


図 3.2.2 限界累積被害値 f_c が $f_c = 1$ のときの許容応力値と $f_c = f_c$ のときの許容応力値との比と限界累積被害値との関係

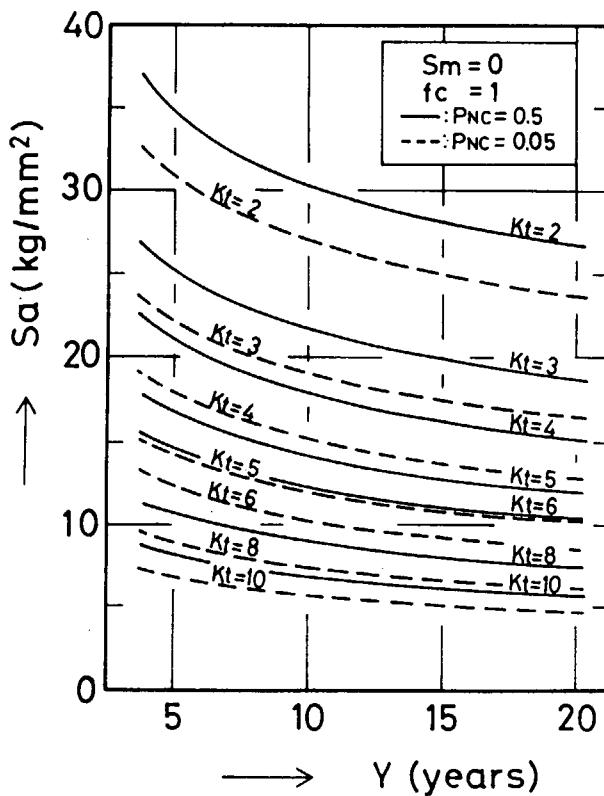


図 3.2.3 き裂発生就航年数と許容応力片振幅との関係

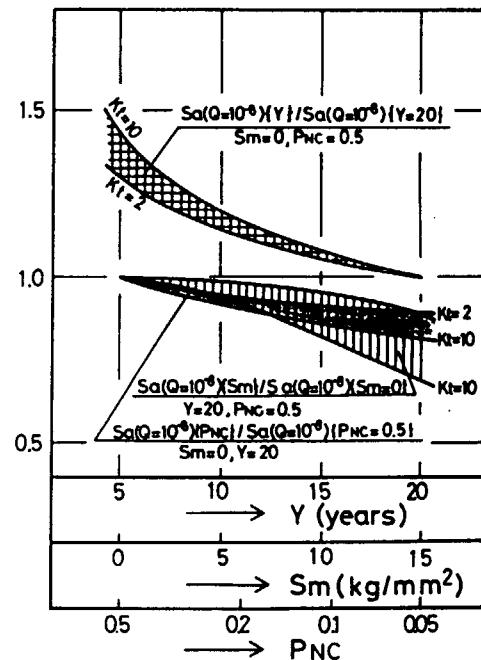


図 3.2.4 就航年数 Y , 平均応力 S_m き裂発生確率 P_m が変ったときの許容応力片振幅の変化

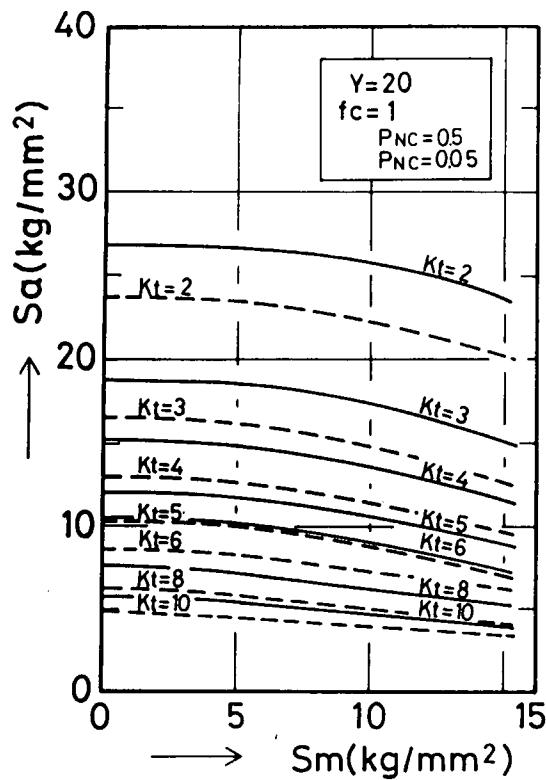


図 3.2.5 平均応力 S_m の増加に伴う
許容応力片振幅 S_a の変化

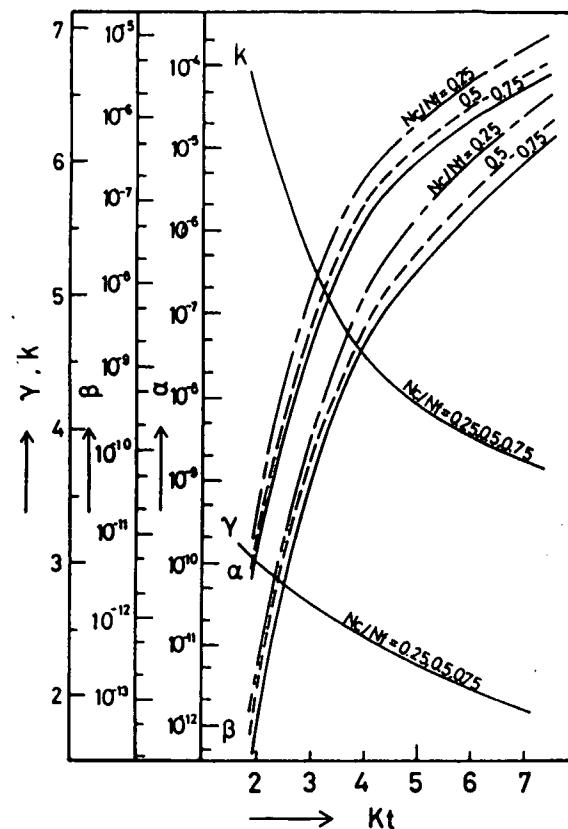


図 3.2.7 許容応力式 $S_a(Q=10^{-8})^K(\alpha+\beta S_m^\gamma)=\frac{20}{Y} f_c$
の定数 α , β , γ , K と応力集中係数 K_t との関係
(高張力鋼 H_t 50)

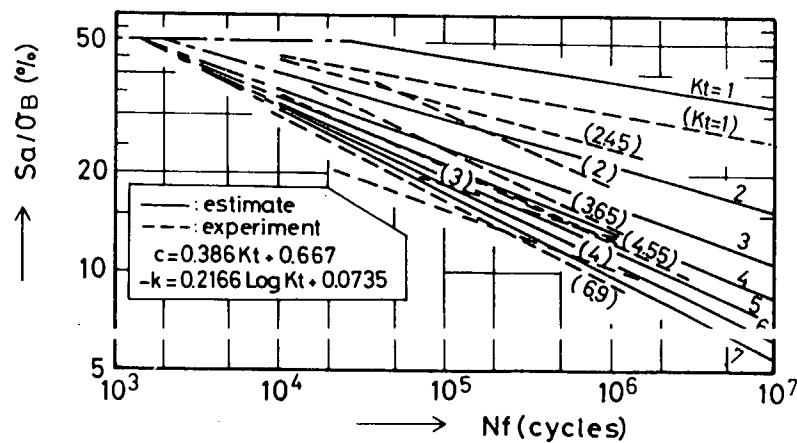


図 3.2.6 $S_a/\sigma_B - N_f$ 曲線

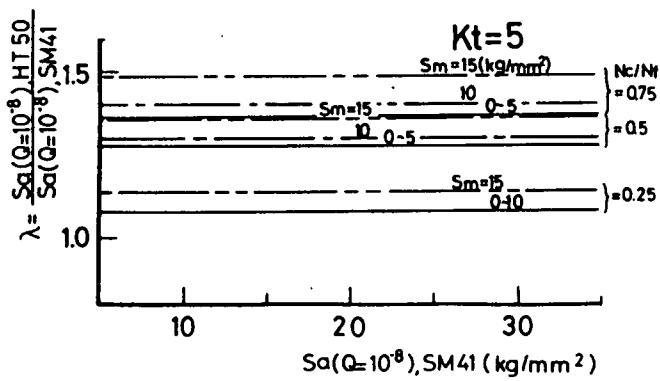
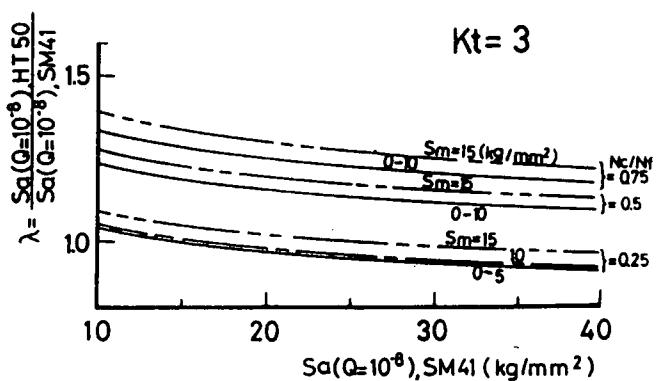
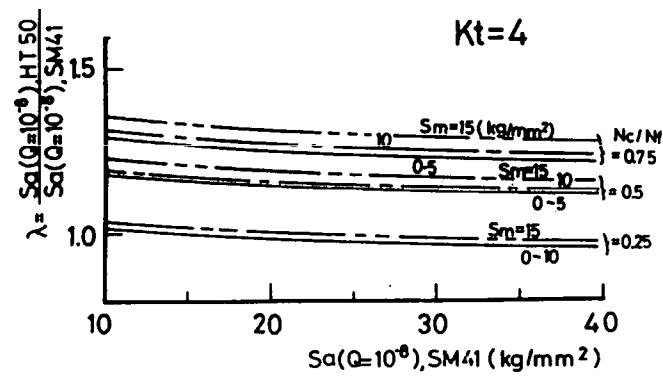
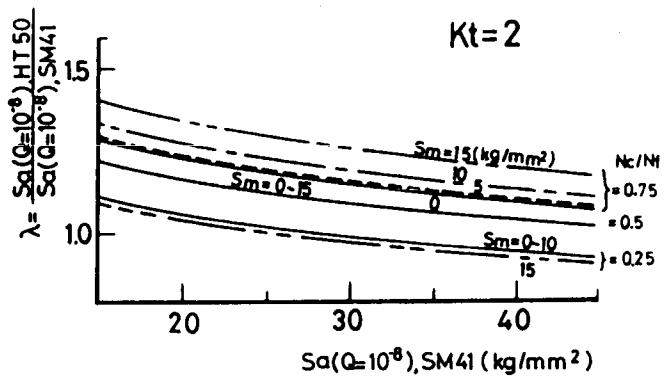


図 3.2.8 軟鋼と高張力鋼 HT50 の許容応力

応力集中係数 $K_t = 2, 3$

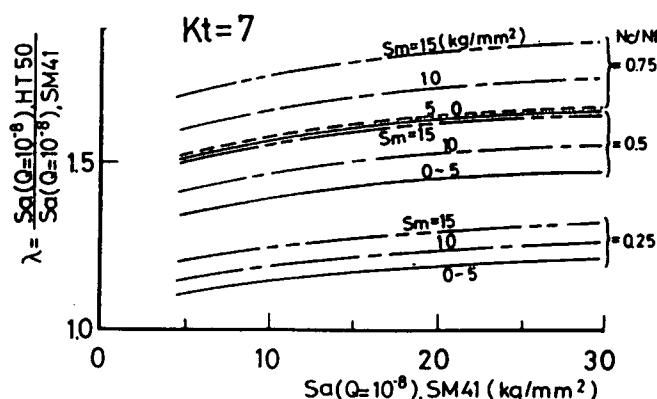
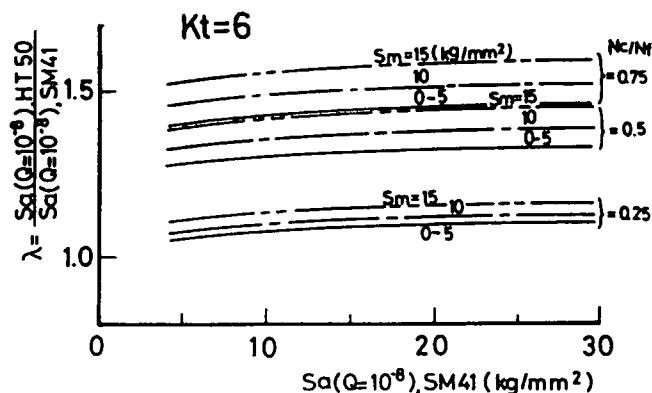


図 3.2.8 (続き) 軟鋼と高張力鋼 HT50 の許容応力,
応力集中係数 $K_t = 4, 5, 6, 7$

4. 局 部 強 度

4.1 まえがき

内部構造部材を高張力鋼で作ると、部材の寸法比や断面形状のプロポーションと作用応力のレベルが、軟鋼の場合と異なってくる。これに伴なう局部強度上の問題点を考えると、おもに次のようになるであろう。

- (1) 皮
 - (i) アソシエートプレートとしての断面積が減る。
 - (ii) パネルとしての座屈強度が低くなる。
 - (iii) パネル周辺の部材の剛性が小さくなるために、パネルが受ける周辺からの拘束力が弱くなる。
- (2) 小骨
 - (i) 横倒れ座屈強度が低くなる。
 - (ii) 曲げ座屈強度および捩り座屈強度が低くなる。
 - (iii) 曲げ座屈強度および捩り座屈強度が低くなる。
- (3) 大骨
 - (i) 桁板の剪断座屈強度が低くなる。
 - (ii) 横倒れ座屈強度が低くなる。
 - (iii) スロット周りの局所的な座屈強度が低くなる。
- (4) 結合部
 - (i) 面材あるいは桁板の局所的な座屈強度が低くなる。
 - (ii) (i)に伴ない、結合部全体の崩壊強度が低くなる。

このように、局部強度上から予想される問題の範囲は広く、内容も多岐にわたっている。そこで、4.では範囲を縦通材と隔壁板に限定した。すなわち、強力甲板付縦通肋骨の剛性は、強力甲板パネルが最終強度に到達することを保証できるかどうか、を先づ調べた。次に、隔壁パネルの最終強度に及ぼす周辺拘束の強弱の影響を調べた。検討に際しては初めてアンケート調査を行なって、高張力鋼を実際に用いた船のルールに基づく設計例を集めた。この調査は、軟鋼を用いた船の構造部材の寸法が高張力鋼を用いることによって、どの程度に減少するかを具体的に知るためにものである。

4.2 局部強度設計例の調査

4.2.1 局部強度設計例のアンケート調査結果

タンカー及びバルクキャリアの船体中央部主構造へHTを使用した実船例につき、七社へのアンケート調査を行なった。更に本アンケートでは実船のデザインを全MSデザインに戻した場合及び更にHTを多用した場合についても可能な範囲で調査した。

本アンケート回答のあった船の種類及び主要目を表4.2.1に示すが、タンカー13隻、バルクキャリア16隻（内後述する）にした。

本アンケート結果から上甲板及び船底外板にHT3/2（一部HT3/6を含む）を使用した場合の板厚をDWTベースに整理して図4.2.1及び図4.2.2に示す。

これらの図から次のことが判る。

- (1) タンカー（図4.2.1）では、上甲板板厚の最小値は $1\frac{5}{6}$ AH、船底外板板厚の最小値は $1\frac{6}{6}$ AHであった。これは座屈強度への配慮がなされているためであろう。
- (2) バルクキャリア（図4.2.2）では、上甲板板厚の最小値は $1\frac{5}{6}$ AH、船底外板板厚の最小値は $1\frac{3}{6}$ AHであった。
- (3) 実船の板厚の最小値ラインを同図に示すが、設計船の中には、これを下回るものがある。これは座屈強度チェックが充分なされていないためとも考えられる。

4.2.2 局部使用に関する船級協会情報のアンケート調査結果

局部構造にHTを使用した場合の強度について、その基本となる考え方は各船級協会とも、ルール算式の中に折り込んでいるが、例えば骨材のプロポーション、板厚の最小値等に対する規定はあいまいである。

今日、これらに対する協会の考え方を調べるため、七社が有している協会情報をアンケート調査した。

調査結果を表4.2.2に示すが、本アンケートではまだ不明の点が多い。

今後とも各船級協会の考え方を調査して行く必要がある。

表4.2.1 HTの局部設計アンケート船一覧

造船所	船種	協会	$LPP \times B \times D - d$
AAA	80 O/T	LR	$231.0 \times 42.0 \times 19.0 - 13.0$
	80 O/T	LR	$230.0 \times 42.0 \times 18.7 - 12.19$
	60 B/C	LR	$214.0 \times 32.2 \times 17.7 - 12.84$
	86 B/C	NK	$230.0 \times 38.0 \times 20.0 - 14.1$
	145 B/C	NK	$260.0 \times 43.0 \times 23.8 - 17.51$
BBB	60 O/T	NK	$200.0 \times 36.0 \times 18.7 - 12.0$
	90 O/T	NK	$238.0 \times 41.0 \times 21.20 - 13.7$
	130 B/C	LR	$260.0 \times 43.0 \times 23.60 - 16.8$
	225 B/C	NK	$305.0 \times 50.0 \times 26.60 - 19.8$
CCC	63 O/T	LR	$210.0 \times 32.2 \times 18.8 - 12.8$
	80 O/T	AB	$220.0 \times 44.0 \times 18.9 - 12.172$
	40 B/C	LR	$174.0 \times 29.0 \times 16.0 - 11.35$
	60 B/C	NV	$213.0 \times 32.2 \times 18.0 - 12.0$
	120 B/C	LR	$253.0 \times 42.0 \times 22.8 - 16.46$
DDD	45 O/T	AB	$198.7 \times 35.36 \times 16.6 - 10.06 / 10.58$
	60 O/T	NK	$219.0 \times 32.2 \times 19.0 - 12.19 / 12.80$
	27 B/C	AB	$167.2 \times 23.1 \times 14.75 - 10.57$
	60 B/C	AB	$215.0 \times 32.2 \times 17.8 - 12.4 / 12.4$
	130 B/C	AB	$260.0 \times 43.0 \times 23.5 - 16.3$
EEE	60 O/T	AB	$220.0 \times 32.24 \times 20.0 - 12.8$
	80 O/T	LR	$232.0 \times 42.0 \times 18.7 - 12.23$
	80 O/T	AB	$232.0 \times 42.0 \times 18.4 - 12.16$
	60 B/C	NK	$216.0 \times 32.2 \times 18.2 - 13.0$
FFF	145 O/T	AB	$277.6 \times 48.0 \times 23.5 - 15.24$
	190 O/T	NK	$290.0 \times 50.0 \times 24.25 - 18.0$
GGG	60 O/T	LR	$219.0 \times 32.2 \times 18.30 - 12.3$
	120 O/T	NK	$230.0 \times 46.0 \times 23.0 - 16.08$
	40 B/C	LR	$183.0 \times 30.0 \times 15.4 - 10.75$
	60 B/C	AB	$215.0 \times 32.2 \times 18.3 - 13.0$
	207 B/C	NK	$302.5 \times 50.0 \times 24.6 - 18.3$

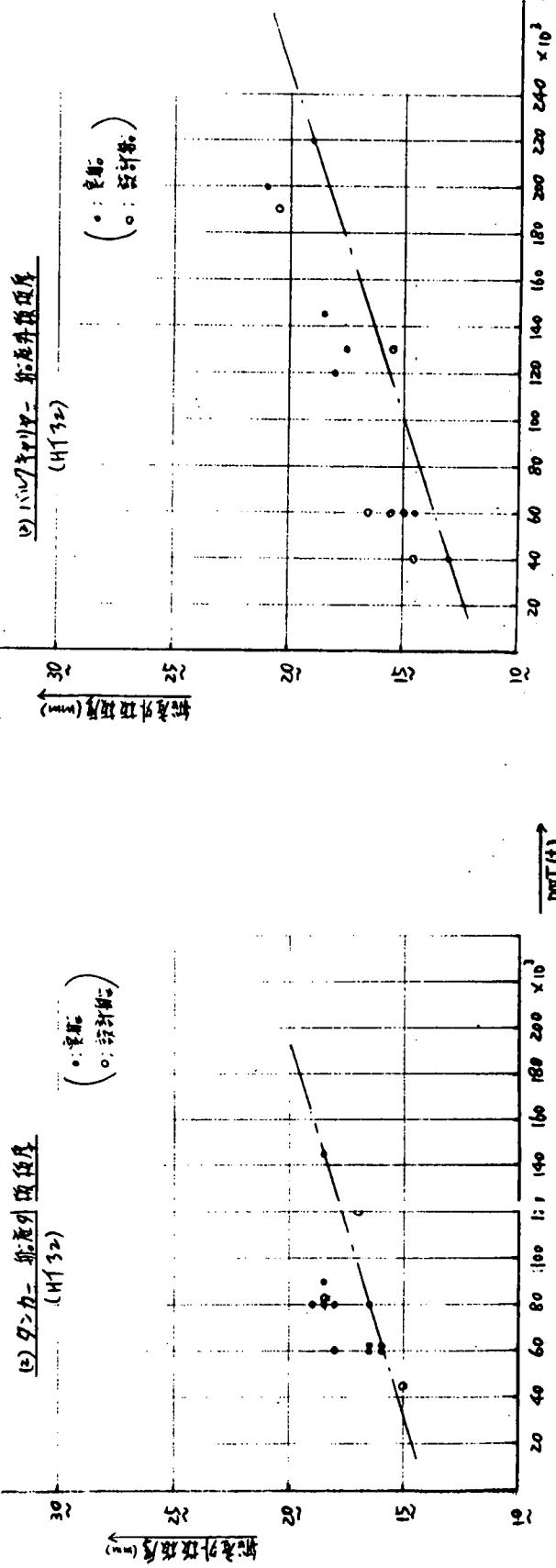
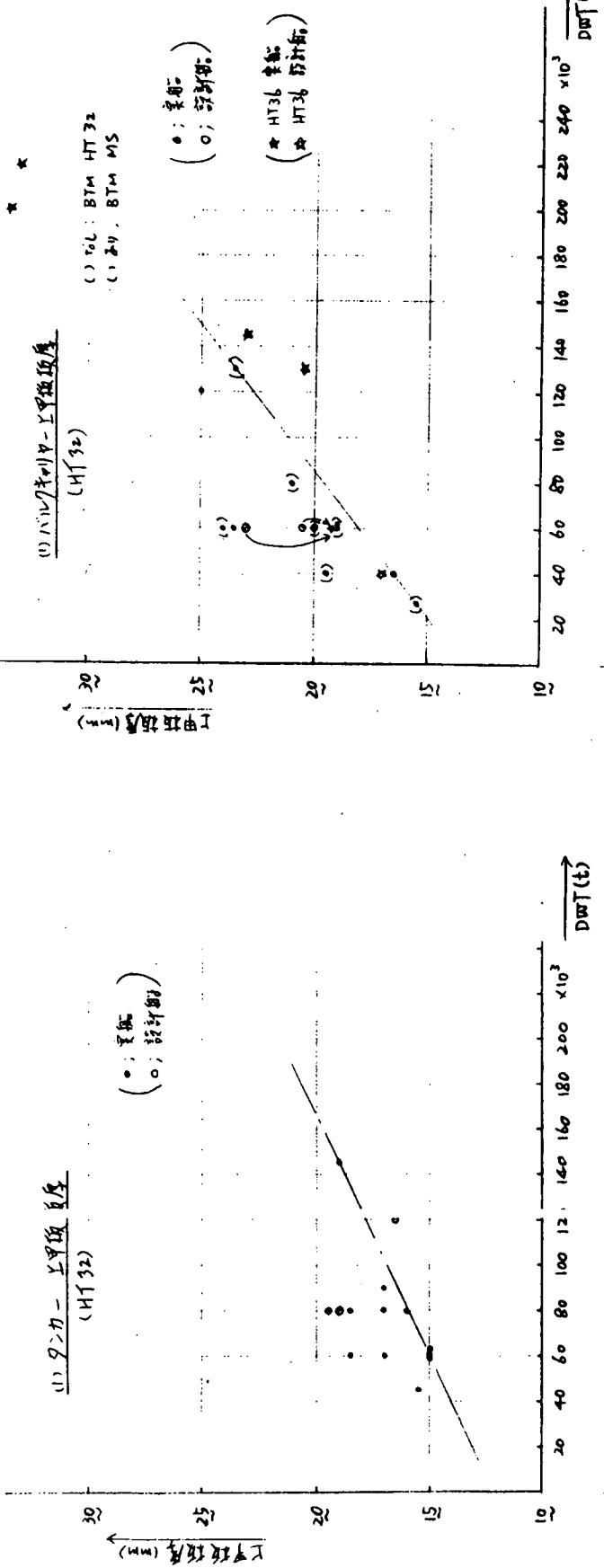


図 4.2.1 タンカー上甲板及び船底外板の板厚
(HT32) アンケート結果

図 4.2.2 バルクキャリアー上甲板及び船底外板の板厚
(HT32) アンケート結果

表4.2.2 HTの局部使用に関する協会情報アンケート結果

項目	N K	L R S	A B S	D N V
LONGL T.RING WEB の $\min t$	LONGL プロボーション; MS 通り • Z で決まる B/U LONGL の Webt ; MS 通り SKIN の $\min t$	T.Ring プロボーション; MS 通り MS 通り (ルール規定値) L.BHD の $\min t$ は MS 通り (ルール規定値)		
座屈	Lベースで決まる $\min t$; MS 通り • 一般に $1/\sqrt{k}$	• ルール規定あり • DK&BTMPL $\sigma_{cr}/\sigma_w \geq 1.25$ $\sigma_{cr} : $ 防撲板の座屈強度 $\sigma_w = (M_s + M_w)/Z$	• HT側、MS側各々が許容力 不可 • H T側、MS側各々が許容力 力以内であればよい。	
板骨 MS HT の取扱い	• 個々に検討 単純に下記ではない σ_{s11} 縦応力 Local応力 MS 24 1.45 9.5 HT 31 1.45 16.5	• Hatch Coam (長さ ℓ) $\ell/L201$ の時 HT(U.DK, HT) • Local部材の HT は修繕時 MS と置き換えることができる (寸法 up)	• Hatch Coam (長さ ℓ) $\ell/L201$ の時 HT(U.DK, HT) • Local部材の HT は修繕時 MS と置き換えることができる (寸法 up)	• U. DKPL が HT3.6 で Hatch Coam は HT3.2 でよい。 (B/C)
その他				

4.3 強力甲板防撓板構造の r_e および r_{min}^U

強力甲板パネルが最終強度に到達することを保証するために、強力甲板付縦通肋骨が持つべき最小剛比 r_{min}^U が存在する。強力甲板付縦通肋骨の剛性比 r_e の値は、この r_{min}^U よりも大きいことが必要である。防撓板構造の最終強度に関しては、多くの論文が発表されている。^{1), 2), 3), 4), 5), 6), 7), 8), 9)} このうち、強力甲板構造のような片面補強板の最終強度を直接に取り扱っているのは、文献 8) と 9) である。4.3 では、文献 8) の方法を用いて、4.2 で説明した局部強度設計例について、 r_e と r_{min}^U の大小関係を調べる。

4.3.1 δ , r_e 及び r_{min}^U の計算

アンケート回答のあった、13隻のタンカーと16隻のバルクキャリアー（うち1隻は、オーキャリアー型）の強力甲板の設計例69例のうち、独立な設計例は55例あり、その内訳は、表4.3.1に示すようになっている。

この設計例について、縦通肋骨の断面積比 δ 、剛性比 r_e 及び最小剛比 r_{min}^U の値を計算した。 δ および r_e は、文献 8) の記号を用いると、それぞれ、式(4.3.1)及び式(4.3.2)によって定義される。

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta = \frac{h t_s}{\ell t} \\ r_e = \frac{E}{\ell D} \left[\frac{h^3 t_s}{12} + h t_s \left(\frac{h}{2} + \frac{t}{2} \right)^2 \left\{ 1 - \frac{16}{n\pi^2} \cdot \frac{\delta}{1+(n-1)\delta} \cot^2 \frac{\pi}{2n} \right\} \right] \end{array} \right. \quad (4.3.1) \quad (4.3.2)$$

a	；防撓板の長さ（本計算例では甲板横桁の心距）
ℓ	；防撓板の幅（「」では、船側外板と縦通隔壁又は倉口側桁までの距離）
t	；防撓板の板厚
$n-1$	；補強材（縦通肋骨）の数
h	；補強材の高さ
t_s	；補強材の板厚
α	；防撓板のアスペクト比（= a/ℓ ）
δ	；一本の補強材の断面積と板の断面積（ ℓt ）との比
r_e	；一本の補強材の有効曲げ剛性（有効幅部分の板の断面積を含む） I _e と板の曲げ剛性（ ℓD ）との比
D	；板の単位幅当りの曲げ剛性（= $E t^3 / 12(1-\nu^2)$ ）

である。（図4.3.1参照）。なお、文献8)では平型鋼の補強材の場合を取り扱っている。表4.3.1の設計例の中には、補強材が不等辺逆山型鋼のものもある。そのような設計例に対しては、 $h t_s$ の替りに補強材の断面積 A_s を、
身の断面の凸心と板面までの距離 C' を、それぞれ用いて、 δ および r_e の値を計算した。（図4.3.2参照）

r_{min}^U は、文献8)によると、全体座屈強度を与える式(4.3.3)と、パネルの局部崩壊による最終強度を与える近似式(4.3.4)とを等置し、 r_e について解いたものとして、与えられる。

$$\left\{ \frac{\sigma_{cr1}}{\sigma_Y} = \frac{[n r_e + (1+\alpha^2)^2]}{\alpha^2 (1+n \cdot \delta)} \cdot \frac{\pi^2 D}{\ell^2 t \sigma_Y} \quad (4.3.3) \right.$$

$$\left. \frac{\sigma_U}{\sigma_Y} = \frac{[(\sigma_{Up}/\sigma_Y) + (n-1)\delta]}{1+(n-1)\delta} \quad (4.3.4) \right.$$

$$\text{たゞし、 } \frac{\sigma_{UP}}{\sigma_Y} = \begin{cases} \frac{0.748}{\xi - 0.858} + 0.278 & (\xi \geq 1.9) \\ 1.0 & (\xi < 1.9) \end{cases} \quad (4.3.5)$$

である。また、 $\xi = \frac{\delta}{nt} \sqrt{\frac{\sigma_Y}{E}}$ (4.3.6)

r_e の r_{min}^U に対する比の値を、 δ 、 r_e 及び r_{min}^U の計算結果と共に、表 4.3.2 に示す。また、載貨重量を横軸にとって、 ξ 、 δ 及び r_e の値を、それぞれ図 4.3.3、図 4.3.4 及び図 4.3.5 に示す。これらの表や図は何れも、 MS デザイン、 HT 3 2 デザイン及び HT 3 6 デザインの三つの場合に分けられている。なお、白抜き丸点はオイルタンカーの場合を示し、黒抜き丸点はバルクキャリアーの場合を示している。 δ 、 r_e 及び r_{min}^U 等の計算は、腐蝕予備厚を控除せず、クロスの寸法を用いている。

参考までに、有効幅を考慮した縦通肋骨の座屈強度の近似値の、甲板パネルの座屈強度の近似値に対する比の値を計算し、表 4.3.2 の中に同時に示した。ここで、近似値とは、 Johnson-Ostenfeld の式 (4.3.7) によって求めた値である。

$$\frac{\sigma_{cr}}{\sigma_Y} = 1 - \frac{1}{4} \frac{\sigma_Y}{\sigma_{cr,E} E} \quad (4.3.7)$$

たゞし、 $\begin{cases} \sigma_{cr} & ; \text{座屈強度} \\ \sigma_{cr,E} & ; \text{弾性計算によって求められた座屈強度} \\ \sigma_Y & ; \text{降伏応力} \end{cases}$

4.3.2 考 察

表 4.3.2 及び図 4.3.3 より明らかなように、 ξ の値はすべて 1 よりも大きく、 r_e の値は r_{min}^U よりも大きい。すなわち、甲板の全体座屈崩壊が甲板パネルの局部崩壊に先行して発生することはない。また、図 4.3.3 の中に記した $\xi = 2.5$ の線は、文献 8)において、片面補強板で最終強度の上限値を得るために基準とすべき事が主張されている、 r_e の最小値を示している。一つは例外を除いて、他の設計例の r_e の値はこの基準を略々満足している。

図 4.3.4 及び図 4.3.5 に示されている δ と r_e の傾向について、特に注意すべき特徴はない。

なお、一つの例外（先に記した例外とは別の一つの設計例）を除いて、他のすべての設計例の η の値も、1.0 より大きく、上記結論の妥当性を裏付けている。 η の値も、急ぎの場合の判断の目安となり得るであろう。

船底外板及び内底板に対しては、面内圧縮荷重の他に面外荷重が働く。この場合には、防撓材の板面で拘束された横倒れ座屈強度の検討も必要となる。面内圧縮荷重と面外荷重とが同時に作用する場合の、 r_e 及び r_{min}^U （又はそれに相当するもの）の計算法を確立することが望まれる。

表 4.3.1 強力甲板の独立な設計例

	MS デザイン	HT 3 2 デザイン	HT 3 6 デザイン	計
オイルタンカー	11	13	0	24
バルクキャリアー	13	12	6	31
計	24	25	6	55

表4.3.2 δ , γ_e , γ_{min}^U 等の計算結果一覧

船種	D.W. (トン)	M.S. $\bar{\tau}_{\text{サイン}}$			HT 32. $\bar{\tau}_{\text{サイン}}$			HT 36. $\bar{\tau}_{\text{サイン}}$				
		δ	γ_e	γ_{min}^U	ζ	δ	γ_e	γ_{min}^U	ζ	δ	γ_e	γ_{min}^U
O/T	4.5	.1300	22.84	7.34	3.11	1.10	.0276	25.23	12.94	1.95	1.26	
	6.0	.1371	31.11	6.30	4.94	1.09	.0193	54.30	11.66	4.66	1.42	
	6.0	.1418	45.36	8.86	5.12	1.10	.0298	33.88	12.37	2.74	1.26	
	6.0	.1190	20.43	3.57	5.72	1.05	.0202	27.81	8.56	2.43	1.20	
	6.3	.1209	15.44	3.21	4.81	1.02	.0259	30.24	10.77	2.81	1.17	
	8.0	.0184	16.57	3.20	5.18	1.03	.0209	27.49	9.03	3.04	1.15	
	8.0	.0399	25.85	5.67	4.56	1.02	.0446	50.13	13.89	3.61	1.13	
	8.0	.0254	13.84	3.30	4.19	1.02	.0331	28.76	9.95	2.89	1.14	
	8.0	.0447	53.74	6.11	8.80	1.11	.0403	54.49	12.60	4.33	1.30	
	9.0						.0194	46.05	10.00	4.61	1.32	
	12.0	.1325	55.47	9.82	5.65	1.13	.0300	50.98	16.13	3.16	1.27	
	14.5	.1382	21.97	3.88	5.66	1.03	.0573	67.36	13.77	4.89	1.20	
B/C	2.7	.0483	28.01	4.24	6.61	1.07	.0500	45.02	12.39	3.63	1.33	
	4.0	.0345	23.56	5.44	4.33	1.06	.0285	31.12	11.81	2.64	1.22	
	4.0	.0181	9.20	3.17	2.90	0.96	.0296	36.97	13.06	2.83	1.11	.0340 54.39 19.52 2.79 1.23
	6.0	.0442	21.82	3.75	5.83	1.00	.0450	32.37	10.09	3.21	1.04	
	6.0	.0193	21.22	2.44	8.69	1.02	.0418	31.23	6.35	4.92	1.08	
	6.0	.0486	30.29	5.14	5.90	1.01	.0411	28.29	10.41	2.72	1.02	
	6.0						.0393	31.53	11.18	2.82	1.07	.0395 34.99 14.01 2.50 1.10
	6.0	.0439	24.97	3.90	6.41	1.04	.0487	53.46	11.10	4.82	1.21	
	8.6	.0359	15.48	3.34	4.64	0.99	.0624	71.37	16.74	4.26	1.17	
	12.0	.1430	24.23	2.20	11.01	1.03	.0444	36.77	5.81	6.33	1.11	
	13.0											
	13.0	.1381	16.47	2.63	6.26	1.00	.0408	34.18	7.47	4.58	1.07	.0333 32.56 11.99 2.72 1.21
	14.5	.1417	20.16	2.91	6.93	1.01						
	20.7	.0248	7.71	0.794	9.71	0.99						
	22.5											
O/C [計]	19.0	.0391	14.05	1.59	8.86	0.99	.0480	24.71	4.92	5.02	1.02	.0294 16.36 4.22 3.88 1.04

O/T : Oil Tanker
 B/C : Bulk Carrier
 O/C : Ore Carrier

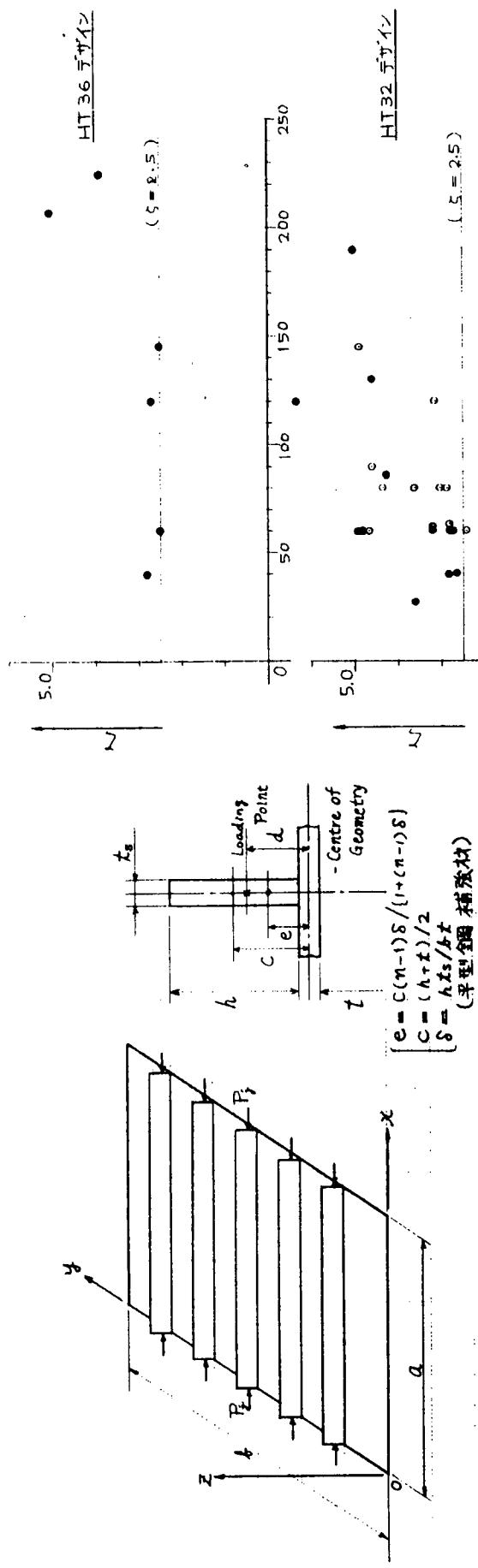


図 4.3.1 片面補強板と座標系

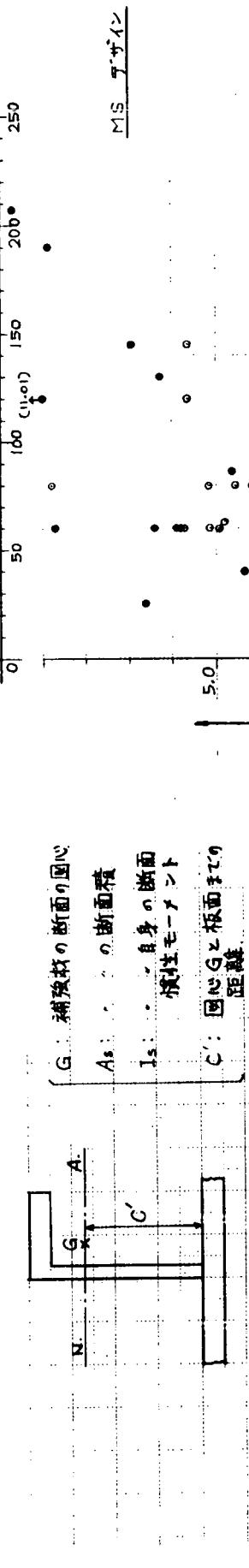


図 4.3.2 不等辺逆山型鋼補強材

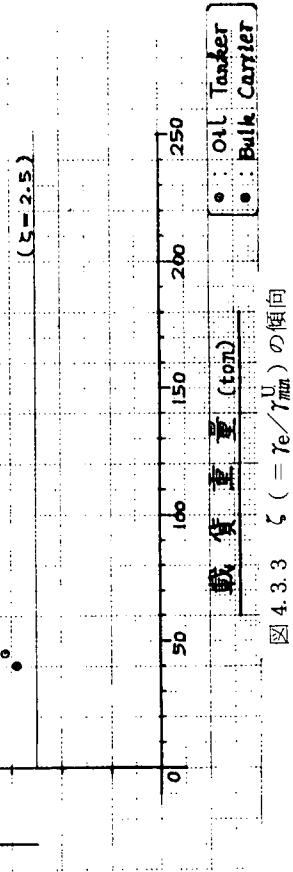


図 4.3.3 $\zeta (= \gamma_e / \gamma_{mn})$ の傾向

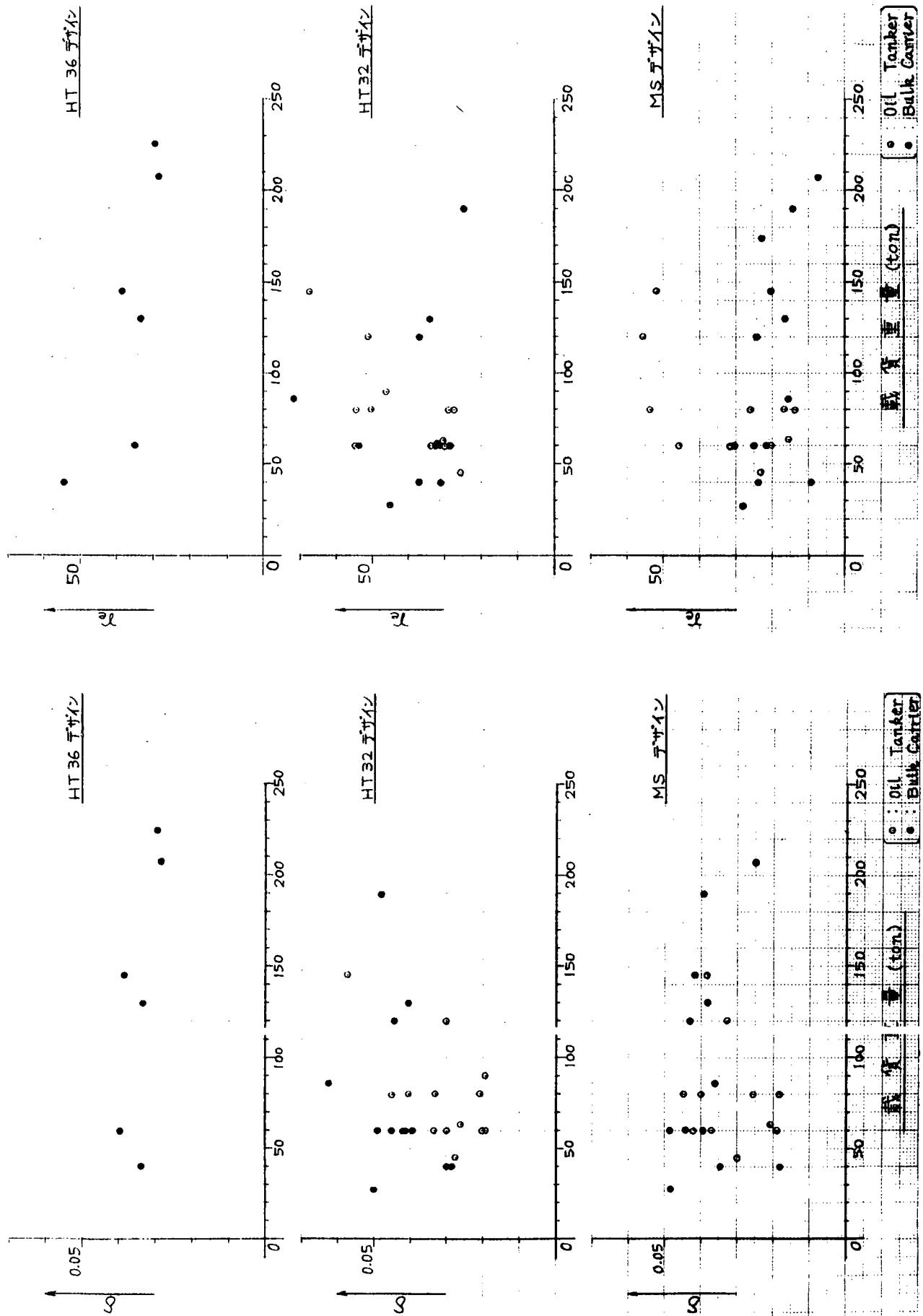


図 4.3.4 断面積比 δ の傾向

図 4.3.5 剛性比 γ_e の傾向



4.4 深水タンク隔壁板の強度

4.4.1 まえがき

鋼船規則では隔壁板を帯板と見なし、その板厚を求める算式は右辺の腐食代を除くと等分布荷重を受ける矩形断面梁の算式と同じ性質のものである。HT材を使用する場合にはその降伏点に応じて水頭を割引く（あるいは応力の許容値を大きくする）形で修正している。

周辺の面内変位が拘束されている板は横荷重を受けると膜力を生じ、板の挙動は梁の場合となってくる。高い降伏点をもつHT材の使用はMS材にくらべ板厚を減らすことができ、板厚の減少は板の膜力作用を増加させるからHT材の使用は二重の効果をもっている。しかし、膜力の効果を十分生じさせるには前述のように板周辺の面内方向変位を拘束する必要があるが、船体隔壁板周辺の構造はこの条件を満すほど剛ではなく、板周辺は面内変位が自由な場合と完全に拘束されている場合の中間である。この報告では板周辺の面内変位が自由な場合及び完全に拘束されている場合について、MS材とHT材を使用した隔壁板の強度を検討する。隔壁板の形状は帯板とし、端部の回転（たわみ角）はゼロとする。

4.4.2 水圧を受ける平板の許容水圧

船体隔壁は区画の仕切壁として横方向の水圧を支える働きをするとともにHull Girderの一部を構成しているが、こゝでは前者すなわち横荷重を受ける防撓板としての挙動のうち、防撓材で囲まれた一様な水圧を受ける平板の強度について検討する。

一般に構造物を設計する際の基準としては

許容応力

最終強度

荷重時の変形、残留変形

疲 労

振 動

などが考えられ、これらの基準を水圧を受ける平板に適用してみる。

(a) 許容応力

材料の強さと弾性解析から得られる部材応力の比が安全率以下となるように部材寸法を決めるこの方法は平板の場合合理的な安全率を決め難く、また構造物の最終強度が考えられていない。

(b) 最終強度

周辺が固着されている受圧平板は大きな欠陥がない限り静的な最終強度は著しく大きく、これを基準とすることは難かしい。

(c) 荷重時の変形・残留変形

荷重時の変形による方法は隔壁板の場合には明確な許容変形量を定め難い。また、残留変形についても同様である。

(d) 疲 労

隔壁板は規定の水圧が加えられたとき端部に大きな応力を生じる。したがって繰り返して圧力を受ける深水タンク隔壁では低サイクル疲労について検討する必要がある。

(e) 振 動

振動については考えないこととする。

したがって深水タンク隔壁板について、"板の端部が拘束されている場合及び面内変位が自由な場合について端部に低サイクル疲労を生じる圧力"について検討する。

4.4.3 深水タンク隔壁板に関する規定

鋼船規則によると深水タンク隔壁板の板厚は次式で与えられる。

$$t = 3.6 S \sqrt{kh} + 3.5 \text{ (mm)}$$

S 防撓材心巨 (m)

h 水頭 (m)

k HT係数

HT 3.2 に対し k = 0.78

HT 3.6 に対し k = 0.72

右辺第2項を腐食代と考えて省略し、水頭hの代りに水压 P_{NK} (kg/cm^2) を用いると

$$P_{NK} = \frac{0.791}{k} \frac{t^2}{s^2} \times 10^{-2}$$

4.4.4 深水タンク隔壁板の低サイクル疲労強度

隔壁板の端部には大きな応力を生じる。深水タンク隔壁板に作用する水压の繰り返し回数を300回(1航海に両面から交互に水压を2回づつ、年間10航海、船の耐用年数を15年)と仮定して端部の低サイクル疲労強度を求める。

アメリカの容接規格 AWS D 1.1項に海洋構造物のパイプ構造接手の疲労設計手順が定められている。それによると問題とする点の応力やひずみを理論計算などで求められるときは上記規格(1972年度版)に記載されている図4.1.1に示す疲労設計線図xを使うことができる。隔壁板端部の疲労強度の推定にこれを使うこととする。

(1) 端部の面内変位が自由な場合

次の記号を用いる。

σ_y 単軸引張による降伏応力 t 板厚

σ_y Misesの降伏応力 ν ポワソン比

ϵ_t 全ひずみ

ϵ_y 板の降伏ひずみ

帯板の長さ方向のひずみはゼロであるから

$$\epsilon_y = \epsilon_t / \sqrt{1 - \nu^2}$$

4.4.2に示す応力分布に対するTotal force Fは

$$F = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\epsilon_y}{\epsilon_t} \right) \sigma_y t \quad (4.1.1)$$

この応力分布の原点0に関するモーメントのLever Lは

$$L = \frac{\frac{1}{2} - \frac{2}{3} \left(\frac{\epsilon_y}{\epsilon_t} \right)^2}{1 - \frac{\epsilon_y}{\epsilon_t}} t \quad (4.4.2)$$

応力分布の原点まわりのモーメントMは

$$M = \frac{1}{2} \left\{ \frac{1}{2} - \frac{2}{3} \left(\frac{\epsilon_y}{\epsilon_t} \right)^2 \right\} \sigma_Y t^2 \quad (4.4.3)$$

等分布荷重pが作用する長さlの両端固定梁の曲げモーメント $p l^2 / 12$ と式(3)を等置して

$$\frac{1}{12} p l^2 = \frac{1}{2} \left\{ \frac{1}{2} - \frac{2}{3} \left(\frac{\epsilon_y}{\epsilon_t} \right)^2 \right\} \sigma_Y t^2 \quad (4.4.4)$$

$$\therefore p = (3 - 4 \left(\frac{\epsilon_y}{\epsilon_t} \right)^2) \sigma_Y \frac{t^2}{l^2} \quad (4.4.5)$$

板の両面に交互に水圧が作用し、この1サイクル毎に引張と圧縮により全ひずみ ϵ_t を生じると考え、式(4.4.5)を用いて低サイクル疲労破壊を生じる水圧を求める。

繰り返し数300に対する全ひずみ ϵ_t は線図xから

$$\epsilon_t = 0.6 \times 10^{-2}$$

MS、HT32及びHT36について疲労強度に対応する水圧を表4.4.1に示す。

また、梁の長さlの代りに防撓材心巨S(m)を用い、板厚tの単位をmmに変更すると

$$\text{MSに對して } p = 0.901 \times 10^{-2} \frac{t^2}{s^2}$$

$$\text{HT32に對して } p = 1.093 \times 10^{-2} \frac{t^2}{s^2}$$

$$\text{HT36に對して } p = 1.164 \times 10^{-2} \frac{t^2}{s^2}$$

(2) 端部の面内変位が拘束されている場合

端部の面内変位が拘束されている場合には膜力を生じる。有限要素法により膜力を考慮した解析を行い、固定端引張側と圧縮側のひずみの差を全ひずみと見なし、これが $\epsilon_t = 0.6 \times 10^{-2}$ に等しくなる圧力を求め。防撓材心巨s=1m、板厚t=8, 10及び12mmに對する結果を表4.4.3に示す。

(3) 鋼船規則による水圧と疲労強度に対応する水圧の比較

鋼船規則の規定する水圧及び低サイクル疲労強度に対応する水圧を表4.4.2(端部の面内変位が自由な場合)及び表4.4.3(端部の面内変位が拘束されている場合)に示す。

隔壁板端部の条件は表4.4.2に近いであろう。この場合の水圧は鋼船規則による水圧より僅か(6~14%)大きい程度である。しかし、隔壁板周辺の船体構造は隔壁板の端部の面内変位にある程度の拘束を与えるから端部の曲げモーメントは式(3)により小さくなる。したがって疲労強度は表4.4.2に示す値より大きくなる。

また、疲労強度から求めた水圧と鋼船規則による水圧の比は端部を固定とした場合には鋼種による差がないけれども、自由としたときは降伏点の高い鋼材ほど僅かではあるが小さくなっている。

表4.4.1 低サイクル疲労強度に対応する水圧
(端部の面内変位が自由な場合)

	降伏点(Kg/cm^2)	水圧(Kg/cm^2)
MS	2,870	$9,014 t^2 / l^2$
HT32	3,740	$10,930 t^2 / l^2$
HT36	4,160	$11,640 t^2 / l^2$

表4.4.2 鋼船規則による水圧及び疲労強度に対応する水圧
(端部の面内変位が自由な場合)

	MS (Kg/cm^2)	HT 3.2 (Kg/cm^2)	HT 3.6 (Kg/cm^2)
鋼船規則	$0.791 \times 10^{-2} \frac{t^2}{s^2}$	$1.014 \times 10^{-2} \frac{t^2}{s^2}$	$1.099 \times 10^{-2} \frac{t^2}{s^2}$
疲労強度	$0.901 \times 10^{-2} \frac{t^2}{s^2}$	$1.093 \times 10^{-2} \frac{t^2}{s^2}$	$1.164 \times 10^{-2} \frac{t^2}{s^2}$
比	1.14	1.08	1.06

t 板厚 (mm), s 心巨 (m)

表4.4.3 鋼船規則による水圧及び疲労強度に対応する水圧
(端部の面内変位が拘束されている場合)

板厚 心巨		M S (Kg/cm^2)	H T 3.2 (Kg/cm^2)	H T 3.6 (Kg/cm^2)
$\frac{8}{1000}$	鋼船規則	0.506	0.649	0.703
	疲労強度	1.15	1.48	1.62
	比	2.27	2.29	2.31
$\frac{10}{1000}$	鋼船規則	0.791	1.01	1.10
	疲労強度	1.49	1.90	2.09
	比	1.88	1.87	1.90
$\frac{12}{1000}$	鋼船規則	1.14	1.46	1.58
	疲労強度	1.88	2.38	2.60
	比	1.65	1.63	1.64

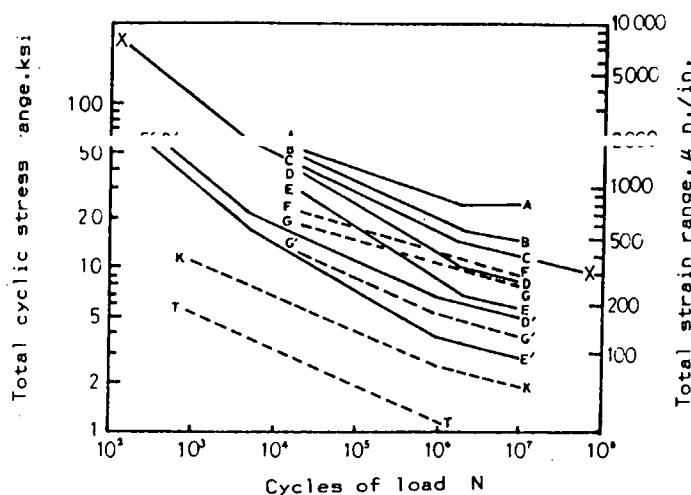


図4.4.1 アメリカ溶接規格 AWS D1.1(1972年)
による疲労設計線図

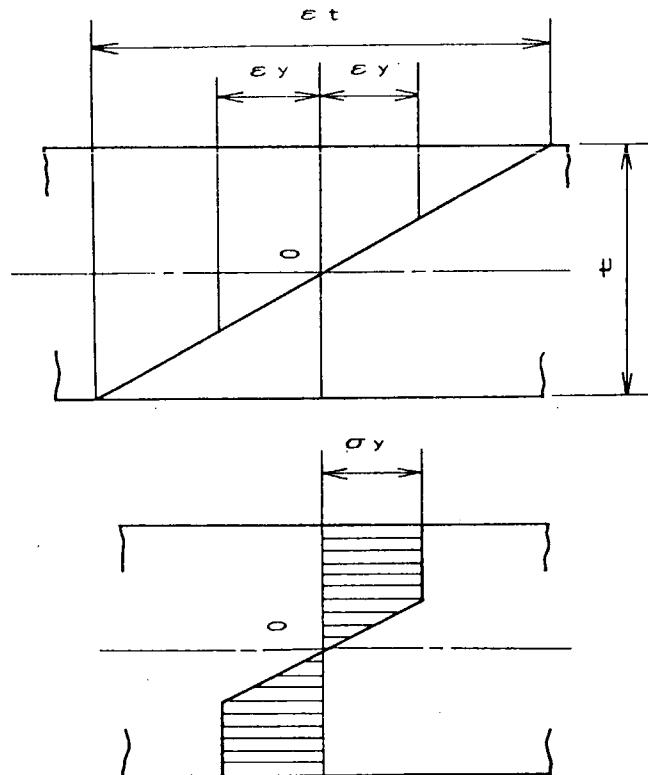


図 4.4.2 ひずみと応力

参考文献

1. 上田幸雄、矢尾哲也、菊本仁司、"補強材の最小剛比について"
日本造船学会論文集 第140号、昭和51年12月
2. 山本善之、大坪英臣、李雅栄、"船底横桁の座屈強度に関する研究"
日本造船学会論文集 第140号、昭和51年12月
3. 藤田謙、野本敏治、仁保治、"防撓板の圧縮強度について"
日本造船学会論文集 第141号、昭和52年6月
4. 上田幸雄、矢尾哲也、片山正孝、中峰正則、"補強材の最小剛比について(第2報)"
日本造船学会論文集 第143号、昭和53年6月
5. 大坪英臣、山本善之、李雅栄、"防撓板の圧壊強度の研究(その1)"
日本造船学会論文集 第143号、昭和53年6月
6. 李雅栄、大坪英臣、山本善之、"防撓板の圧壊強度の研究(その2)"
日本造船学会論文集 第144号、昭和53年12月
7. 藤田謙、野本敏治、仁保治、"防撓板の圧縮強度について(第2報)"
日本造船学会論文集 第144号、昭和53年12月
8. 上田幸雄、矢尾哲也、中峰正則、中村和博、"補強材の最小剛比について(第3報)"
日本造船学会論文集 第145号、昭和54年6月
9. 仁保治、"板構造物の最終強度に関する研究"
東京大学 学位論文、昭和53年12月

5. 海洋構造物の構造設計

5.1 まえがき

5.1.1 本章の概要

各種海洋構造物は、近年、日本国内でも盛んに建造され、相当の実績を重ねるに至っている。海洋構造物の一つの分類法として移動式海洋構造物と固定式海洋構造物とに分けることができるが、前者では、半潜水式構造物（セミサブ式）、甲板昇降式構造物（ジャッキアップ式）あるいは、箱船式構造物（バージ式）などがあり、後者では、固定式プラットフォーム（ジャケットなど）やケーン式構造物などがあげられる。

本章ではこれらの諸構造物の中での一つの代表的型式といえる半潜水式構造物（以下、セミサブと呼ぶ）を取り上げて、その解析的構造設計手法に重点を置いた検討を行なった。

セミサブは、運動に伴う流体力や慣性力が全体応力の分布に大きな影響を持つこと、また、各部構造ブロックが全体強度の維持に占める寄与が大きいことなどから、構造設計における解析的設計手法の役割は非常に大きい。

本章ではセミサブ構造の解析的設計の実用的手法について検討あるいは整理した結果について述べ、また海洋構造物に関連の深い疲労設計データの解説、及び、防食の問題についても述べる。

本章の構成は次のようなものである。

5.2 では、外力の主要因である波浪荷重の設計における基本的考え方について述べる。5.3 では、全体強度解析における確率論的手法及び決定論的手法についてそれぞれ述べ、更に、これらの相対的関係についても考察する。

5.4 では、確率論的疲労強度解析法、DnV の簡易疲労強度解析法について述べ、また、疲労設計等の資料に供するため、各種プレーシング継手部の有限要素法による応力分布の実機解析例などを示す。5.5 では、AWS 及び英國エネルギー省 (DEN)注 などにおける疲労設計線図及びこれらの取り扱い方について解説する。

5.6 では、海洋構造物における座屈強度の取り扱い方及び各種規格と実験値との比較について解説する。5.7 では、防食に対する考え方及び留意点について述べる。

これらに先だって次項 5.1.2 では、セミサブの構造設計の全体の流れを把握する一助として、その設計作業項目を要約して示す。

注) UK - DENあるいはDVEとも略す。

5.1.2 セミサブ構造設計の主要項目

図 5.1.1 にセミサブ構造設計の作業手順に関する概念的フローチャートを示す。これに基き、以下に構造設計及びそれに密接に関連する事項の要点について述べる。なお、〔 〕内は本章内の関連節、項の番号を示す。

(1) 構造物の基本機能及び力量の設定

(a) 用途

海底石油掘削用、居住設備用、海洋建設用などによって、基本構造配置は大きく異なる。

(b) 稼動水深、最大掘削深度など

係留関係、掘削機器及びその資材重量などに影響する。

(c) 甲板積載可能重量 (Variable Deck Load, VDL)

復原性として関連して、ロワーハル、コラム等の主要寸法の決定に直接的に影響する。セミサブ全体の積載可能重量 (Variable Load, VL) で設定する場合もある。

(d) 甲板必要面積及び寸法

用途に応じて、パイブラック面積、居住区配置、積載物寸法、特殊機器寸法などに適合するよう甲板の層数及び寸法などを決定する。

(e) 諸機器力量

掘削機器力量、主クレーン力量(特に、海洋建設用)、特殊機器仕様などがある。

(f) 搭乗人員

居住区配置に影響する。特に、居住設備用では、全体の配置及び寸法に対して支配的となる。

(2) 設計基本条件の設定

(a) 使用海域 (5.2)

一般には海域を限定せず不特定海域用とする場合が多い。

まれに限定海域用とすることもある。この他、氷海仕様を加えることもある。

(b) 波(波高、波周期)、風速、潮流などの自然条件 (5.2)

一般的に、稼動期 (Operating Condition) 及び極限状態時 (Survival Condition) についてそれぞれ設定する。本章中では、それぞれの状態に対応して設計上用いる波の条件をそれぞれ Operating Wave 及び Survival Wave と呼ぶこととする。

これらは(12)の基本条件となる。

稼動時 (Transit Condition) について設定することもある。

(c) 設計温度

不特定海域用としては、ロワーハルは0°Cとし、その他の構造ブロックについては-15°C又は-20°Cとするのが一般的であるが、非寒冷海域用として全構造の設計温度を0°Cとする場合もある。(5)の基本条件となる。

(d) 最小GM、損傷時復原性などの復原性基本条件

ロワール及びコラムの主要寸法に直接影響し、特に、後者への影響は鋭敏である。

NMD(後述)が最近導入した、コラム1本が全部侵水したと仮定した場合の復原性要求、いわゆる“One Column Loss of Buoyancy”の条件は、甲板部構造を浮体として設計する必要を生じさせる。

(e) 運動条件

一般に、上下揺の応答振幅及び固有周期が最重要項目となる。この他、横揺れ及び縦揺れについても制限

量を設定することがある。

これらは、荒天時の稼動率に影響を及ぼす。主要寸法との直接的対応は困難で試行錯誤的要因が強い。

(f) 適用ルール

A B S、B V、D n V、L R、N Kなどがある。

(g) 国籍及び適用法規

米国のU S C G、英国のD E n、ノルウェーのN M Dなどがある。置籍国の法規のみでなく、稼動予定水域の国の法規も適用する。構造設計に大きな影響を及ぼすものがあり注意を要する。

(3) 基本計画（構造設計関連）

(a) 構造ブロックの基本配置

ローワーハル型式（2 - ローワーハル式など）、コラム本数（8本、6本、4本）など、プレーシングのパターン（斜めプレースの有無など）、甲板部構造（甲板層数、箱型構造又は甲板室型構造など）などの構造の基本様式を選定する。

(b) 主要寸法設定

ローワーハルの長さ、幅、深さ、コラムの径、甲板部の基線からの高さ、及び、長さ、幅、深さなどをきめる。諸設計条件がすべてこの主要寸法設定に関与し、構造設計上も最重要項目となる。次の(c)と密接な連携が必要である。

(c) 初期重量、重心の推定

セミサブの初期設計時は不確定要因が多く、諸機器、構造等の重量及び重心の推定は困難であるが、実績や簡易的手法の工夫などによって推定することが多い。この推定の精度が良好でない場合、設計または建造の途上において主要寸法の変更、又は、浮力及び復原性の調整のためのスポンソンの追加などを余儀なくされることがある。

(4) 一般配置図の作成

掘削機器区画配置、主要機器区画配置、係留機器配置、主発電機室配置、主クレーン配置、居住区画配置、ヘリコプターデッキなどをきめる。すべての設計の具体的出発点となるが、構造設計上は、隔壁配置、甲板部主要開口部配置などが支配される。

(5) 構造材料仕様の設定

(a) 低温韌性

シャルピー試験温度及び吸収エネルギーは一般に船級協会ルールに従うが、溶接部に対して特に客先要求が出される場合がある。

(b) 耐ラメラティマ材（Z鋼）の使用基準

プレーシング継手部、主要ガーダー交差部などにおいて板厚方向に大きな引張応力の生ずる部材が多くあり、このような部位ではZ鋼を使用する。

プレーシング継手部などは厚板材が複雑に交差するため、溶接時、板厚方向に残留引張応力の生ずる部位がある場合は、これらにZ鋼を使用することもある。

(c) 限界C O D値

セミサブの場合、まれに客先から要求されることはあるが、一般的でない。

(d) 鋼材グレード選定基準

船級協会ルール、客先要求、造船所標準などを総合して設定する。

部材の重要度に応じて

- Special Member (ブレーシング継手部など)
- Primary Member (甲板部メインガーダー径間部、ロワーハル外板など)
- Secondary Member (局部強度用内構材など)

に分類し、各部材毎に定義する。これを構造図面上で図示したものをMaterial Application Mapなどと呼ぶ。

(6) 防食仕様の設定〔5.7〕

(a) 腐蝕予備厚 (Corrosion Margin)

船級協会ルール、客先要求、あるいは造船所標準によってきめる。下記(b)と密接に関連する。

(b) 電気防食と塗装仕様

塗装仕様に応じて電気防食の仕様が決定される。

電気防食の基本仕様である、型式(流電陽極方式又は外部電源方式)、流電陽極方式の場合のアノード材料(アルミ、亜鉛など)、寿命、平均電流密度などは客先が指定する場合と造船所標準による場合とがある。

(7) 応力評価基準の設定

(a) 許容応力

静荷重及びこれと動荷重との組み合せ荷重に対して別個に設定するのが普通で、一般に、船級協会ルールなどで明確に規定される(例えば、前者に対して $0.6 \sigma_y$ 、後者に対して $0.8 \sigma_y$ など。 σ_y =降状応力)。

(b) 座屈許容応力

上記(a)における降状応力を座屈応力に入れ替えて(a)と同様の規定による許容応力を設定するのが普通であるが、船級協会によっては、この他に座屈のみに対する規定を与えるものもある。

(c) 疲労被害度又は動的応力成分の許容応力

確率論的方法による疲労強度計算に対しては疲労被害度の許容最大値(例えば1.0など)を設定する。

また、DnVにおける簡易疲労解析法に対しては、各種S-N曲線に対応して動的応力を設定する。

(8) 基本構造配置

(a) 甲板部

全体強度に寄与するメインガーダー又は隔壁、局部強度用ガーダー等の配置、デッキ防撓材方向などをきめる。

(b) コラム

デッキとコラムの連結方式、ブレーシングとの連結方式、コラム内フラット、隔壁、ガーダー(リングガーダーを含む)などの配置をきめる。

(c) ロワーハル

隔壁配置、内構材配置、コラムとの連結方式などをきめる。

(d) ブレーシング

各ブレーシングの径、コラムとの接合部構造方式などをきめる。

(9) 局部強度の設計荷重設定

(a) 甲板設計荷重

各種区画に応じて一様分布荷重を設定し、必要に応じて集中荷重の値も設定する。船級協会ルールによるほか、客先又は造船所標準に従って設定することも多い。

(b) 外板設計水圧

運動に伴う最大没水量から設定するのが最も合理的といえるが、甲板部下面まで浸水したと仮定してこの水圧に若干の修正を加えるなどの簡略的方法によって設定されることもある。

(c) タンク隔壁設計水圧

船級協会ルールによる場合が多い。

(d) 諸機器が及ぼす荷重

主クレーン、ウインドラス、フェアリーダーなどの稼動による荷重を設定する。外海における運動条件などから構造設計上相当の影響を及ぼす。

(10) 初期構造部材寸法計算及び重量と重心の推定

上記(9)による概略局部強度計算によります構造部材の初期寸法を設定し、これに立体強度上の修正を加える。後者の立体強度は初期設計の段階では、実績による方法あるいは何らかの簡略的強度計算に頼らざるを得ない。この結果は(3)に密接に反映されるが、この段階でも相当良好な精度が要求される。

(11) 局部強度計算

(a) ロワーハル

(9-b) 及び (9-c) の設計荷重に対して(7)の許容応力による単純梁計算を行なうか、深水タンクなどのルールを用いて局部強度を満足する部材寸法の計算を行なう。

セミサブの場合、全体強度の影響が大きい部材が多く、局部強度計算のみでは部材寸法が確定しない場合が多い。

(b) コラム

ロワーハルと殆んど同じであるが、立体強度上の影響の度合いがより大きい。

(c) 甲板

(9-a) の設計荷重に対して(7)の許容応力による単純梁計算又は連続梁などの計算を行ない甲板板厚、防撓材断面寸法、ガーダー断面寸法などを算出する。ルールによっては甲板ルールを適用する。

デッキプレートを、立体強度に寄与する部材とみなして設計する場合と、局部強度のみに寄与するデッキプレート及び全体強度に寄与するメイガーダーフランジ部との役割を明確に分離して設計する場合がある。

(d) One Column Loss of Buoyancyに対する局部強度

(2-d) に関連し、いずれかのコラムが1本完全に浸水して浮力を失ったと仮定し、そのときの吃水増と傾斜によって一部の甲板が浸水した状態において最終崩壊に至らない強度を維持しているということを示す局部強度計算が要求される。

DnVの居住設備用セミサブにおいても要求される。

(12) 立体強度計算の設計波あるいは波データの設定

(a) 設計波

決定論的立体強度解析用として、波向、波長及び波高を設定する。波高は通常最大波幅から求めることが多い。

セミサブの各構造ブロックの立体強度上の主な役割が分かれているため、それぞれに対して支配的となる設計波高を設定する。代表的な例は、Transverse Horizontal Brace (T.H.B)のSplit Forceを最大とするBeam Sea Condition、全体振りモーメントによりHorizontal Diagonal Brace (H.D.B)やTransverse Diagonal Brace (T.D.B.)に大きな応力を発

生させるDiagonal Sea Conditionの設計波などがある。

(b) 波データ

確率論的立体強度解析用として、有義波高及び波周期を設定する。有義波高と波周期の長期分布をテーブル形式で与えたもの、あるいは、Nordenstromの方法などのようにワイブルパラメータの形式で与えたものなどがある。

有義波高と波周期の短期分布を式などで与える場合もある。

波データは(16)における疲労強度計算でも用いる。

(3) 立体強度計算

(a) 決定論的方法〔5.3.2〕

(12-a)により、セミサブの全体強度に最も苛酷となる波向、波長、波高を数ケース選定し設計波として立体強度計算を行なう。

(b) 確率論的方法〔5.3.1〕

(12-b)の波データを用いるが、一般に次のような作業手順による。

- 応力応答関係の計算
- 短期海面の設定(ピアソン・モスコビッツ型波スペクトルなど)〔5.2〕
- 短期海面における応力の計算
(方向関数は($2/\pi$) $\cos^2\chi$ を用いるのが普通)
- (12-b)による長期波データの設定(北海など)〔5.2〕
- 応力の長期予測計算(波データテーブル(有義波高/波周期)等による方法、Nordenstromの方法などがある。)

セミサブの場合、(a)、(b)いずれかの方法による立体構造解析は必須であるが、(a)によるのが一般的である。

(c) 構造モデル

立体骨組モデルによるのが一般的であるが、複雑な甲板部構造を有する場合や、新型開発の場合などにおいては立体FEMモデルによることもある。

(d) 重量分布データの作成

機器重量、積載物重量、構造重量、タンク内積載重量等を立体構造モデルに適合するように分布配分し、重量分布データを作成する。

(e) 運動解析

モリソン式、あるいは三次元特異点分布法等を基礎として作られた運動解析プログラムにより重心の運動の6成分に対する振幅、速度、加速度等を解析する。

(f) 各構造ブロックに作用する流体力及び慣性力分布の計算(e)の結果をもとにして、構造モデルの各要素に作用する流体力及び慣性力分布を計算する。

(g) 立体構造解析

(c)の構造モデルに対応して、(d)の重量分布データ及び(f)の分布荷重が作用する立体構造モデルの内力及び応力の分布を求める。

(h) 立体強度部材寸法計算

(g)による全体応力分布と(9)による局部強度上の応力分布を重ね合せて(7)の許容応力を満足する部材寸法を

決定する。

(14) 座屈強度計算〔5.6〕

セミサブの場合、(11)の局部強度計算の際に座屈強度のチェックも並行して行うことが多いが、立体強度に関する部材が多いため、(13)の立体強度計算で得られた応力と局部強度上の応力を重ね合せた応力に対しても座屈強度のチェックが必要となる。

(15) 有限要素法(FEM)による応力計算〔5.4.4〕

高い応力が発生すると予想されるプレーシング継手部、構造不連続部などの構造に対して立体FEMを行ない、応力及び応力集中率などをチェックする。このときの境界条件は(13)で得た要素内力を用いる。

この計算は、また、(16)の疲労強度解析における応力集中率のデータを得る目的もある。

(16) 疲労強度計算

(a) 確率論的方法(Stochastic Fatigue Analysis)〔5.4.2〕

(13-b) の方法に準じ、更に、疲労被害度の計算を加える。

疲労被害度は一般にマイナー則が用いられる。

(b) 簡易的方法(Simplified Fatigue Analysis)〔5.4.3〕

DnVの方法がある。

S-N曲線を選定し、かつ、ワイブルパラメータを実績に基いて仮定すると、チャートにより応力の動的成分(片振幅)に対する許容応力が得られる。これと(13)で得た応力の動的成分(片振幅)の20年再帰の極大値、又は100年極大値を20年極大値に換算したものとを比較することによって疲労強度のチェックができる。

(c) S-N曲線の選定〔5.5〕

構造及び溶接部の様式に応じてS-N曲線を選定する。

DnVでは具体的構造に対応したS-N曲線選定要領を示している。

(d) 応力集中係数〔5.5〕

セミサブのプレーシング継手部などは構造が複雑であり、(15)立体FEM解析などで応力集中係数を求める必要がある。

(17) 余剰強度計算(Residual Strength Analysis)

(a) ルール等

DnV、NMD等が要求する。この考え方は、アレキサンダー・L・キーランド号の転覆事故を契機として導入された。

この解析では、プレートのシカーケー箇所が破断(ナレ傷等)、シカーケー箇所中のケーフラ部破壊等の同様の立体強度計算を行なう。

(b) 設計波

通常、1年再現波の条件を用いるが、(12-a)における、例えば、100年再現の波高に簡単な修正を加えて設定できる。

(c) 許容応力

降伏応力と同じとし、疲労強度は対象としない。

(18) 構造図面

以上の設計作業の各段階に応じて構造図面を逐次作成していく。セミサブの場合、特に、構造設計以外の要

因による影響の度合いが大きく、例えば、(4)の一般配置図との連携は常に要求される。また、諸機器の仕様が確定するに従い、一部設計変更が生じることもまれではない。

(19) 構造重量計算

(10)において得た構造重量の推定値は構造図面作成の進捗に応じて、できるだけ速やかに、かつ、度々、構造図面による重量計算を行なって確認し、(3)の基本計画、特に、復原性のチェックにフィードバックすることが肝要である。

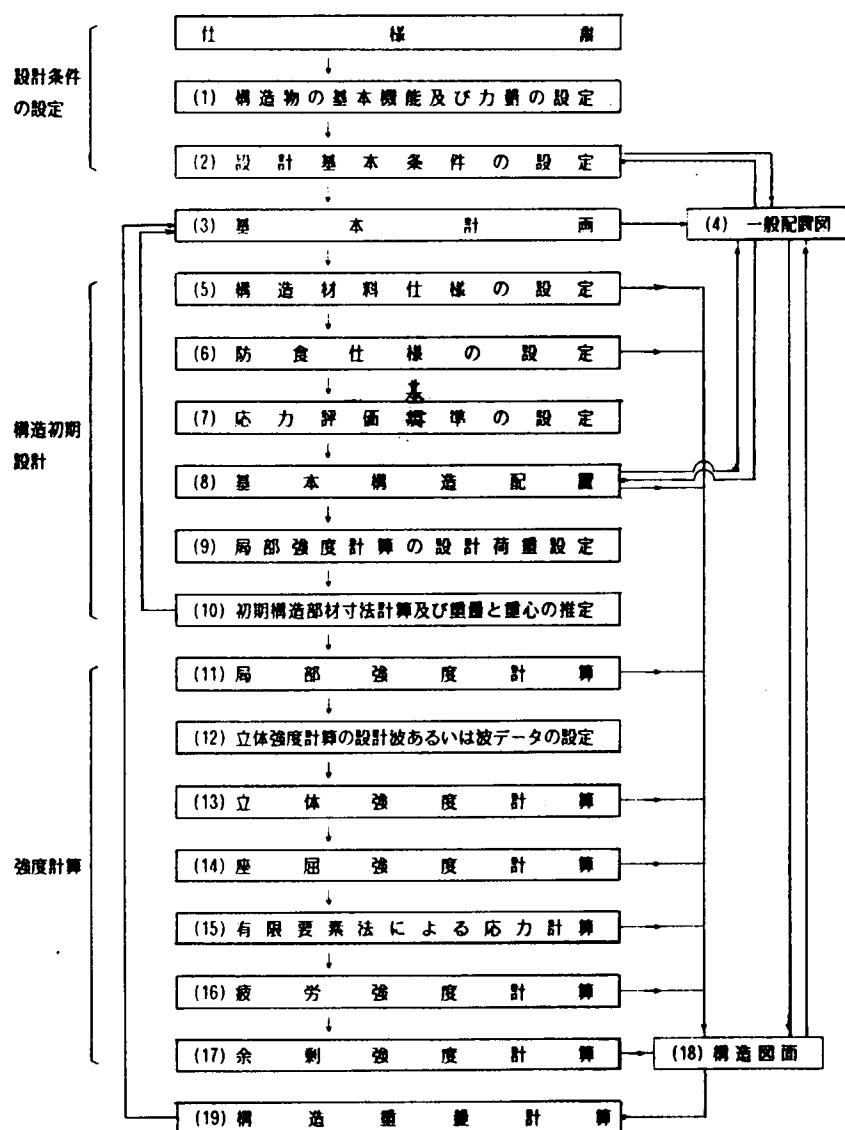


図 5.1.1 セミサブ構造設計の作業手順

5.2 全体強度解析における波浪条件の基本的考え方

5.2.1 波浪荷重に対する構造設計の一般的考え方

海洋構造物の構造設計における荷重状態としては一般に、次の2つの状態に大別される。

1) 稼動状態(Operating Condition)

2) 極限状態(Survival Condition)

なお移動状態(Transit Condition)についても設計することもある。

船舶の場合は、線形重ね合せの原理と長期波浪発現確率統計とを用いて、確率統計的に船体応答の極大値を求め、応答の極大値そのものを設計条件としているのに対して、海洋構造物の場合には考え方の上で若干の相違がある。

海洋構造物では、確率論的手法とともに決定論的手法に基づく強度設計も広く行なわれており、極限状態はその構造物の安全性にかかわる最も荷重外力条件として与えられ、稼動状態は構造物の稼動率や疲労強度の問題として与えられることが多い。

極限状態は、長期間にわたる波浪の統計資料に基づいて50年ないし100年に一度しか遭遇しないような波浪(以下Survival Waveと呼ぶ)が設計条件として与えられる。通常設計波(Design Wave)あるいは設計スペクトル(Design Spectrum)という考え方で取り扱われており、構造物の設計はそのSurvival Waveの中での応答を求めるという形で行われる。しかしながら海洋構造物の安定性や係留解析と異って内力応答解析では比較的長周期、大波高条件であるSurvival Waveが常に設計的に最も厳しくなるとは限らないことや非線形に注意して置く必要がある。

稼動状態では発現確率の高い波浪を対象としているので、適当な仮定のもとに線形的取扱いが可能であり、船舶の場合を同様に確率論的手法を適用することができる。

(1) 各種設計法の概要

船舶の不規則波中における船体応答の統計的予測法は船体運動や波浪荷重の推定に広く適用されているが海洋構造物の設計に対しては、構造物に作用する流体力の非線形性や係留系の非線形性の問題などがあり、必ずしも一般的に用いられているわけではない。

決定的手法と確率論的手法が併用あるいは適宜使い分けられているのが現状である。

これらの手法は次のように4つに分類することができる。

1) 設計波法(Design Wave method.決定論的取扱)

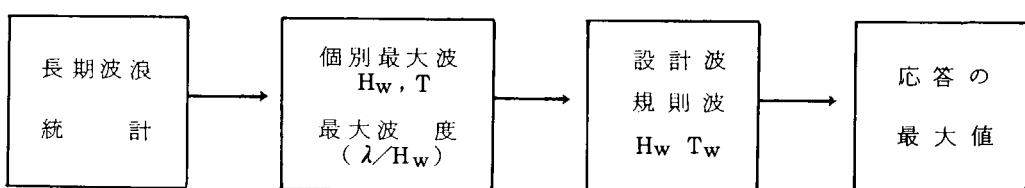
2) 設計スペクトル法(Design Spectrum method.確率論的取扱)

3) 非線形時刻歴応答解析法(Non-linear time history simulation method)

4) 確率論的応答解析手法(Probabilistic linear response method)

以下にこれらの手法の概要とその特徴を述べる。

(1) 設計波法



「設計波」とは、構造物が50年ないし100年間に経験する最も厳しい波浪条件を单一の規則波に置き換えたものであり、一般に長期波浪統計から求まる最大の波(Survival Wave)、および構造物の応答が最大となるように、構造物の形状・寸法に応じて、設定される波浪条件の2種類が考えられる。

長期波浪統計からSurvival Waveを求める方法としては、長期波浪データが有義波で与えられているならば与えられた再現期間における有義波の最大値はワイブル分布やガンベル分布など種々の分布があてはめられ外挿して求められる。また短期不規則波浪海面における波高の確率分布を仮定すれば(例えばレーレイ分布)、個別波高の最大期待値を推定することができる。

この場合暴風状態の継続時間として通常2～3時間に相当する1/1000最大期待値が多く用いられる。

また長期予測手法を適用して、短期海面における波高の標準偏差と波高、波周期の組合せで与えられている長期波浪発現頻度とを用いて波高の累積超過確率を求め、数十年に一度の最大の波を推定することもできる。

一方浮遊式海洋構造物などの内力応答に関しては、上記のSurvival Waveが必ずしも設計的に最も厳しい条件になるとは限らず、構造物の形状・寸法に応じた波浪条件を設計波として設定する必要がある。内力応答を最大とする波長(波周期)は構造物の寸法と密接な関係があり、一般に半波長あるいは波長が構造物の寸法に近い値の時、内力応答が最大となることが多い。一方、波向は部材配置と密接に関係するが、横波縦波、斜め波の中から数個の条件が選定される。内力応答が大きくなる波長、波向が選定されれば、波長に応じた最大の波高(波の幅度)を海域に応じて決定することにより設計波を設定することができる。

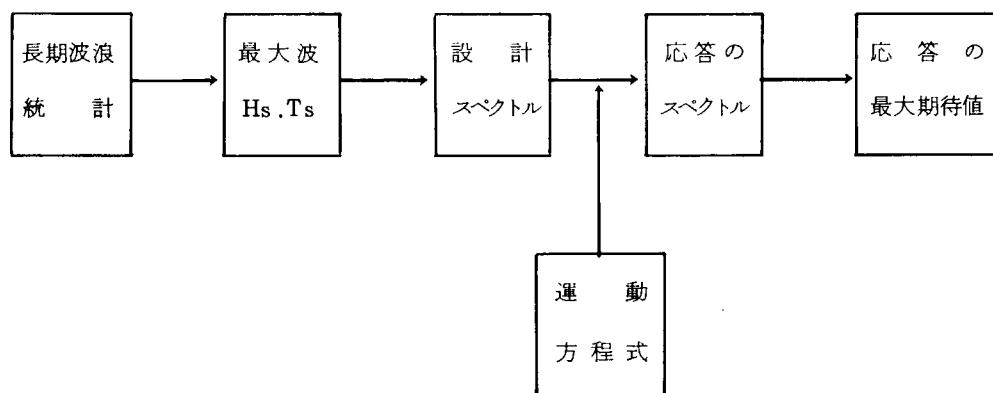
このような設計波法の利点としては

- 1) 設計計算への応用展開が簡単である。
- 2) 高次の波理論が使い易く、また波浪荷重の計算に非線形影響が取り入れ易い。

などがあり、欠点としては、

- 1) 現実の波浪海面を反映したモデルではなく、波の不規則性やエネルギーの方向性分布が考慮されない。
- 2) 波浪荷重は波周期の選定の影響を受けやすく必要以上に苛酷な設計条件を与える場合もあることなどである。

(2) 設計スペクトル法(短期予測)



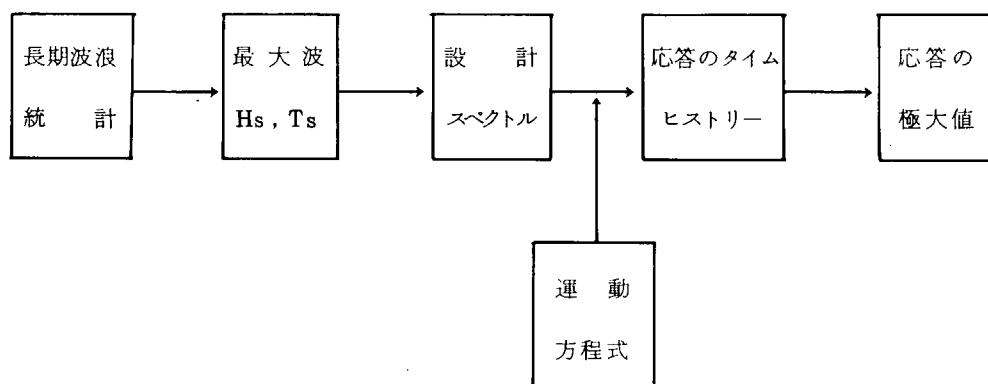
長期波浪統計から最大波(有義波)を求め、有義波高と波周期をもつ波スペクトルを「設計スペクトル」とし、これに周波数応答関数を線形重ね合せして応答のエネルギースペクトルを求め、応答の最大期待値を推定する方法で、いわゆる船舶の不規則波中応答推定法のなかで、短期予測といわれている方法に相当する。

応答の極値の確率分布としては通常レーレイ分布が用いられている。

この方法の特徴としては、線形理論の範囲で不規則波中応答の推定法として一貫性があるが、非線形な現象を直接取り扱うことが困難であるといった点である。

この方法は設計波法と比較して不規則波中応答特性が表現し得ることから、より合理的設計手法であるといえる。

(3) 非線形時刻歴応答解析法



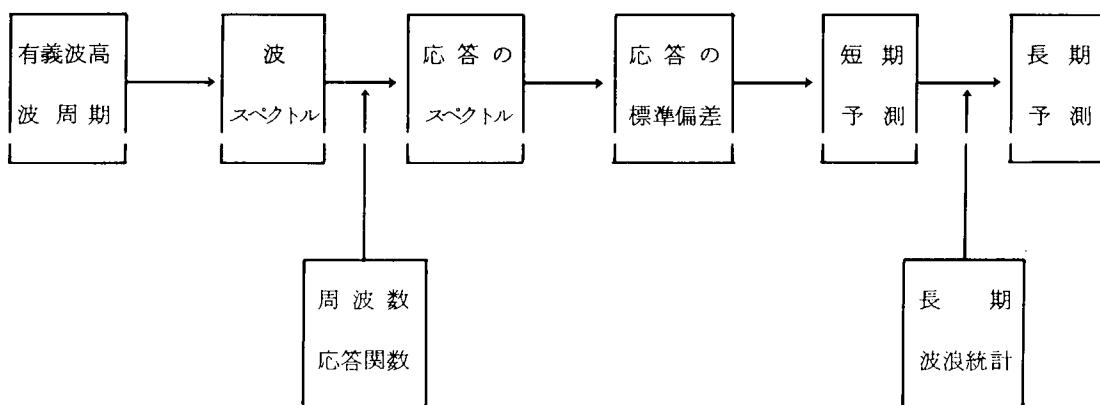
設計スペクトル法と同様に極限状態に対応する有義波高および波周期をもつ波スペクトルを設計スペクトルとし、時間領域で応答のシミュレーション計算を行い、応答の極大値を推定する方法であり、その利点としては

- 1) 不規則波の特性が採り入れられる。
- 2) 非線形な現象を直接取り扱うことができる。

ことなどである。欠点としては

- 1) 計算に時間と費用がかかる。
 - 2) 流体力に対する周波数影響を取り入れることが難しい。
- ことなどが挙げられる。

(4) 確率論的応答解析手法（長期予測）



船舶の耐航性能の長期予測法としては広く用いられており、線形重ね合せ法を基礎とし、応答の短期分

布の形を仮定（通常レーレイ分布）の上、長期波浪統計より直接予測を行う点に特徴がある。

したがって波浪の長期発現確率の分布形を仮定する必要がない。

しかしながら、このことは逆に波高と周期の組合せで長期の波浪発現確率統計が必要なことであり、船舶の場合と異って海洋構造物の設置海域において常にこの形での長期波浪統計資料が得られるとは限らないことに問題がある。この方法は特に稼動状態に対する稼動率や疲労強度の問題を検討するには最適な方法と考えられる。一方、発現確率の低い異常海象下での応答の極値を推定するには、非線形性などの問題点を残しているといえる。

5.2.2 波浪荷重の算定

海洋構造物の不規則波浪中の全体強度解析は一般に整備された解析システムにより系統的な解析が実行される。その手順を示すと図 5.2.1 のようになり、前節で述べたように設計波による決定論的方法と確率論的方法のうちどちらかが選択されるか、あるいは併用されている。

(1) 決定論的方法による波浪荷重の算定

決定論的方法は前述したように、構造物が 50 年ないし 100 年間という長期間に一度しか遭遇しないような厳しい条件を単一の規則波（設計波）に置き換え、その条件のもとで構造物の安全性を評価しようとするものである。設計波の設定には構造物が設置される海域の波浪の特性と構造物の応答特性の両面からの検討が必要となる。波浪特性から導き出される条件としては前述の Survival Wave および波長（波周期）と最大波齟度 (λ / H_w ; λ = 波長、 H_w = 波高) の関係がある。Survival Wave は 30 m 程度の値がよく用いられるようであるが、その値は設計仕様で直接与えられる場合が多い。一方、波長と最大波齟度の関係は浮遊式構造物の内力評価において特に重要となるが一般には $\lambda / H_u = 7.0 \sim 10.0$ の値に設定されている。例えば DnV では 100 年暴風時の最大波齟度を考慮して、波高を次式の値とすることを推奨している。²⁾

$$H_w = \begin{cases} \frac{0.22 T^2}{T^2} & T \leq 6 \text{ sec} \\ \frac{4.5 + 0.02 (T^2 - 36)}{T} & T > 6 \text{ sec} \end{cases} \quad (5.2.1)$$

ただし T 設計波周期 (sec)、 H_w ；設計波高 (w)

さらに、海洋構造物の一つの構造様式が開発される際には、模型実験や設計などによるパラメータースタディが行なわれ、その結果構造物の応答特性の面から構造物にとって最も厳しい波浪条件（波向と波長）が数ヶ設定される。それらの条件と前述の最大波高、最大波齟度を組み合わせることにより設計波が決定される。一つの例として、2 ロワーハル型半潜水式構造の場合の全体強度に関する応答パラメーターを示すと図 5.2.2 のようになる。図中の応答パラメーターはデッキ構造、コラム、ブレーシング、ロワーハルといった主要部材に特徴的な部材力を生じさせる。さらに 2 ロワーハル型半潜水式構造の場合について示すと表 5.2.1 のようになる。

同表には各応答パラメーターによって生じる各部材の応力の種類と応答パラメーターが最も顕著に現われる波浪条件すなわち設計波が示されている。表中(a)～(f)はロワーハルとコラム没水部に働く波力に関するもので、主としてブレーシングの強度を支配するもので、波浪条件は構造物の寸法と密接に関係している。一方、(g)～(j)はデッキ上の加速度応答に関する条件で、主としてデッキ構造の強度を支配し、その波浪条件は Survival Wave とそれに対応する波周期によって決定されるようである。

(2) 確率論的方法による波浪荷重の算定

半潜水式海洋構造物の通常稼動状態においては、線形理論を近似的に適用することが出来、線形重ね合せ法に

より構造物の不規則波中での応答を確率論的に推定することができる。この場合、構造物の規則波中での周波数応答関数と波浪データが必要となる。

(a) 設計スペクトル法(短期予測)

(i) 短期海象の記述

短期海象は方向スペクトル(2次元)により記述される。一般に方向スペクトルは近似的に次のような形で表わされる。

$$S^*(\omega, \theta) = S(\omega) \cdot G(\omega, \theta) \quad \dots \dots \dots (5.2.2)$$

ここで $S^*(\omega, \theta)$; 方向スペクトル(2次元)

$S(\omega)$; 一次元スペクトル

$G(\omega, \theta)$; 方向分布関数

5.2.2式に関しては多くの式が提案されているが、一次元スペクトルとしてはピアソン-モスコビツ型またはその修正型が広く用いられている。たとえば、ISSCスペクトル、JONSWAPスペクトルといったものがある。³⁾

方向分布関数としては次式のものがある。

$$G(\theta) = \begin{cases} \frac{2}{\pi} \cos^2 \theta & |\theta| \leq \frac{\pi}{2} \\ 0 & |\theta| > \frac{\pi}{2} \end{cases} \quad \dots \dots \dots (5.2.3)$$

短期海象における波高の分布は近似的にレーレイ分布で表示できる。すなわち

$$F_S(H) = 1 - \exp \left\{ -2 \left(\frac{H}{H_{1/3}} \right)^2 \right\} \quad \dots \dots \dots (5.2.4)$$

ここで、 $H_{1/3}$. 有義波高

(5.2.4)式の成立する期間は一般に短いが、その間の波高の平均値、1/n最大期待値は次のように計算することができる。

平均値	$0.625 H_{1/3}$
1/100 最大期待値	$1.60 H_{1/3}$
1/200	$1.71 H_{1/3}$
1/500	$1.85 H_{1/3}$
1/1000	$1.94 H_{1/3}$
1/10000	$2.24 H_{1/3}$

(ii) 骨組応力の短期予測

規則波中の周波数応答関数が求められれば、短期海象における応答の標準偏差Rは波浪スペクトルを用いて次式のように求めることができる。

$$R_L^2(\chi) = \int_0^\infty [TR(\omega, \chi)]^2 S(\omega) d\omega \quad \dots \dots \dots (5.2.6a)$$

$$R_S^2 = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} R_L^2(\theta - \chi) G(\chi) d\chi \quad \dots \dots \dots (5.2.6b)$$

ここで、 $TR(\omega, \chi)$ ；周波数応答関数

χ ；長波頂波の進入角度

θ ；短波長波の主進入角度

R_L ；長波頂波に対する応答の標準偏差

R_S ；短波頂波に対する “ ”

短期海象における応力振幅の確率分布は波高の場合と同様レーレイ分布で近似する。

すなわち

$$Fs(Sa) = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left(\frac{Sa}{R} \right)^2 \right\} \quad \dots \dots \dots (5.2.7)$$

ここで、 R は(5.2.6)式における R_L または R_S

したがって、短期海象における応力振幅の平均値、 $1/n$ 最大期待値も波高の場合と同様に次式で計算できる。

応力振幅の平均値	1.25R	
” 1/100最大期待値	3.20R	
” 1/200 ”	3.42R	
” 1/500 ”	3.70R	
” 1/1000 ”	3.88R	
” 1/10000 ”	4.48R	

例えば、継続時間2～3時間に相当する1/1000最大期待値による推定値が用いられる。

長期波浪統計を用いて、N年間で最も厳しい海象を設定出来れば(5.2.6)～(5.2.8)式より応力振幅の最大期待値を推定することができる。例えば、DNVは100年間で最も厳しい短期海象の条件として、次式を推奨している。²⁾

$$\frac{2\pi}{g} \frac{H_s}{T_z^2} = \begin{cases} 1/10 & T_z \leq 6 \text{ (sec)} \\ 1/15 & T_z \geq 12 \text{ (sec)} \end{cases} \quad \dots \dots \dots (5.2.9)$$

$6 < T_z < 12$ は線形補間

ここで、 H_s ；有義波高

T_z ；平均ゼロアップクロス周期(sec)

g ；重力加速度(m/s²)

(b) 長期予測

上述の短期海象の継続時間は一般に短期間であり、構造物の寿命に匹敵する長時間にわたる応答値を推定す

るためには、短期海象の稼動海域における発現確率を表わす長期波浪データが必要となる。現時点では観測データによる以外に方法はないようであるが観測データは非常に限られた海域でしか得られておらず、それらを有効に利用する必要がある。

現在得られているデータは、代表波高と代表波周期の結合頻度分布として整理されており、代表的なものに北大西洋⁴⁾ 北太平洋⁵⁾、北海⁶⁾ のものがある。これらはいずれも目視波高(H_v)と目視波周期(T_v)の結合頻度分布として表わされており、一般に真の有義波高(H_s)や平均波周期(T_z)とは一致せず、換算する必要がある。しかし、それらの関係は必ずしも明確にされておらず、大きな誤差を導く可能性があり、十分注意する必要がある。長期波浪データの例を表 5.2.2、5.2.3 に示す。

これらの長期波浪データを用いて、前述の短期海象における応答の確率分布を足し合わせることにより、応答の長期分布を求めることができる。すなわち

$$F_e(S_a) = 1 - \sum_{i,j} \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left(\frac{S_a}{R_{ij}} \right)^2 \right\} P(H_i, T_j) \Delta T \Delta H \quad \dots \dots \dots (5.2.10)$$

または $\iint \exp \left[-\frac{1}{2} \left\{ \frac{S_a}{R(H, T)} \right\}^2 \right] P(H, T) dT dH$

ここで $P(H, T)$; 短期海象の発現確率密度関数

(表 5.2.2, 5.2.3)

R ; 短期海象における R_s

参考資料

- [1] 高橋、佐尾; 海洋構造物の設計と海象、造船学会誌、609号(1980)P.3
- [2] DnV; Rules for classification of mobile off shore units, 1982
- [3] 日根野、山内; 海洋波のスペクトル 造船学会誌、609号(1980)P.78
- [4] 福田; 船体応答の統計的予測
造船学会耐航性シンポジウム(昭44-7)P.99
- [5] S R I 6 3 気象海象および船舶の波浪中航行に関する統計解析からびて実船計測報告書
造船研究協会、(昭56-3)
- [6] L. Haland, et al, Long Term Distribution of North Sea Waves, Norwegian Maritime Res.(1973)

表 5.2.1 設計波選定の例

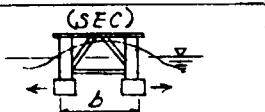
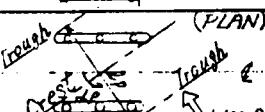
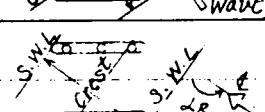
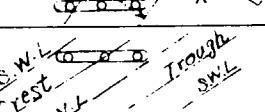
パラメータ		波方向の(α)と波長(入)の目安
荷重状態	主要な応力	
(a) Split force Pr Squeeze force	H.T.B. 軸応力 Col.曲げ, 剪断応力	$\alpha = 90^\circ$ (Beam Sea) $\lambda = 2b$ 
(b) Pitch-connecting moment Mt moment Px (Tension)	T.D.B. 軸応力 H.D.B. " DKL.G. } 曲げ, 剪断応力 DKTG. } H.T.B. 曲げ応力	$\alpha = \alpha_p = 90^\circ + \tan^{-1} \frac{b}{L}$ (Diagonal) $\lambda = l_p = \sqrt{2^2 + b^2}$ (L: Low. H. length) 
(c) Rocking force	H.D.B. 軸応力 Col. 曲げ, 剪断応力	$\alpha = \alpha_R = 180^\circ - \tan^{-1} \frac{b}{L}$ (Diagonal sea) $\lambda = 2l_R = 2\sqrt{L^2 + b^2}$ 
(d) Yaw-connecting moment Mz	H.T.B. 軸応力	$\alpha = \alpha_Y = \alpha_p$ (Diagonal sea) $\lambda = l_Y = l_p$ (b) と位相が 45° ずれる 
(e) Longitudinal bending moment Mb	DKL.G. 曲げ, 軸応力 Low. H.	$\alpha = 0^\circ$ (Head or Following sea) $\lambda = \text{Low. H. length}$
(f) Vertical shear force Pz	T.D.B. 軸応力 H.T.B. 曲げ応力 DKTG. 曲げ, 剪断応力	$\alpha = 90^\circ$ (a) と同一なると位相が (Beam sea) 90° ずれている。 $\lambda = 2b$
(g) Heave response (Max. vertical acceleration) av	DKTG. } 曲げ, 剪断応力 DKL.G. } T.D.B. 軸応力	運動応答関数を参考。 一般に $\begin{cases} T_w = 14 \sim 16 \text{ sec} \\ H_w = 100 \text{ year max.} \\ \alpha = 90^\circ \end{cases}$ とする。
(h) Roll response (Max. transverse acceleration) Pz	T.D.B. 軸応力 DKTG. 曲げ, 剪断応力 Col. 曲げ, 剪断応力	同上
(i) Pitch response (Max. long. L acceleration) al	L.V.B. 軸応力 DKL.G. 曲げ Col. 曲げ	運動応答関数を参考。 一般に $\begin{cases} \alpha = 0^\circ \text{ or } 180^\circ \\ T_w = 14 \sim 16 \text{ sec} \\ H_w = 100 \text{ year max.} \end{cases}$ とする。
(j) Pitch & roll combined (Max. horizontal acceler.)	(a) (h) (j) に倣う。	Hor. acc. の応答関数参考 一般に $\begin{cases} \alpha = \alpha_p \\ H_w = 100 \text{ year max.} \\ T_w = 14 \sim 16 \text{ sec} \end{cases}$ とする。
<p style="text-align: center;"> H.T.B. : Horizontal Transverse Brace Low.H. : Lower Hull(Pontoon) H.D.B. : " Diagonal Col. : Column T.D.B. : Transverse · L.D.B. : Longitudinal · DKTG. : Deck Transverse Girder av, at, al, Mt, Px, Pr, Pz, Mz. DKL.G. : " Longitudinal 図4.2.1におけるパラメータ </p>		

表 5.2.2 北海波浪データ(A)⁶⁾

Wave observations from 'Famita' 1959-1969.

Observation period October - March.

Period (sec) Height (m)	0-5	6-7	8-9	10-11	12-13	> 14	X	Total
0 - 0.5	373	12					174	559
0.5 - 1.0	1960	184	29	3			79	2255
1.0 - 1.5	1990	948	134	26	6		27	3131
1.5 - 2.0	1079	1854	358	69	13		21	3394
2.0 - 2.5	212	1360	731	114	7		18	2440
2.5 - 3.0	33	448	690	230	43	1	8	1458
3.0 - 3.5	9	228	448	132	53	6	4	930
3.5 - 4.0	5	55	249	77	42	6		434
4.0 - 4.5	3	50	209	87	20	19		388
4.5 - 5.0		9	68	39	10	7		132
5.0 - 5.5		9	44	44	8	3		108
5.5 - 6.0		4	4	17	14	1		40
6.0 - 6.5			27	41	11	1		80
6.5 - 7.0				3	2			5
7.0 - 7.5			4	8	9			21
7.5 - 8.0			1	2	2			5
8.0 - 8.5			2	5	4			10
8.5 - 9.0				1	4	1		6
9.0 - 9.5								
9.5 - 10.0								
10.0 - 10.5			1					1
10.5 - 11.0								
11.0 - 11.5					2	1		3
Total	5669	5161	2999	945	248	47	331	15400

X = Period unknown

表 5.2.3 北海波浪データ(ワイブル分布)

VISUAL WAVE DATA PARAMETERS WEATHER SHIP "FAMIT" (57°30'N, 3°E)

T _v (sec)	Frequency	H _o (m)	H _c - H _o	Y
4.5	0.3764	1.2	0.10	0.62
6.5	0.3430	1.2	0.63	1.04
8.5	0.1989	2.0	0.80	0.99
10.5	0.0626	1.5	1.80	1.32
12.5	0.0164	1.5	2.45	1.20
14.5	0.0032	0	4.50	3.15

P(H_v ≤ H₁) = 1 - exp[-((H₁ - H_o)/(H_c - H_o))^Y]

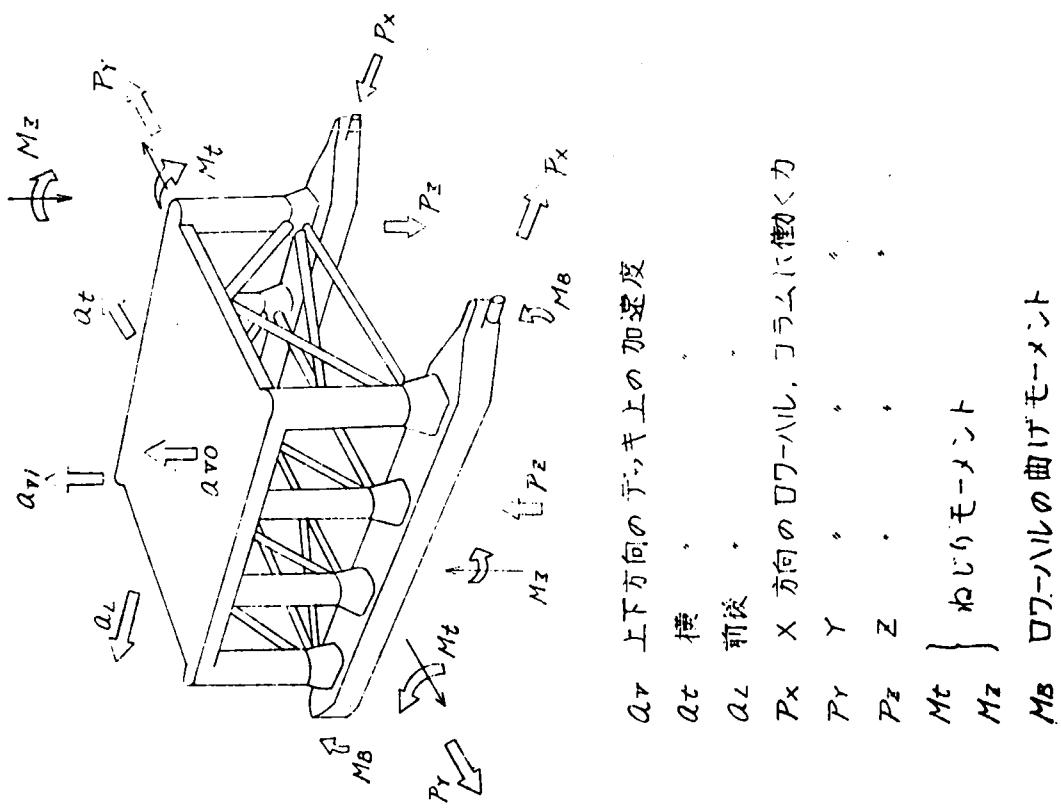
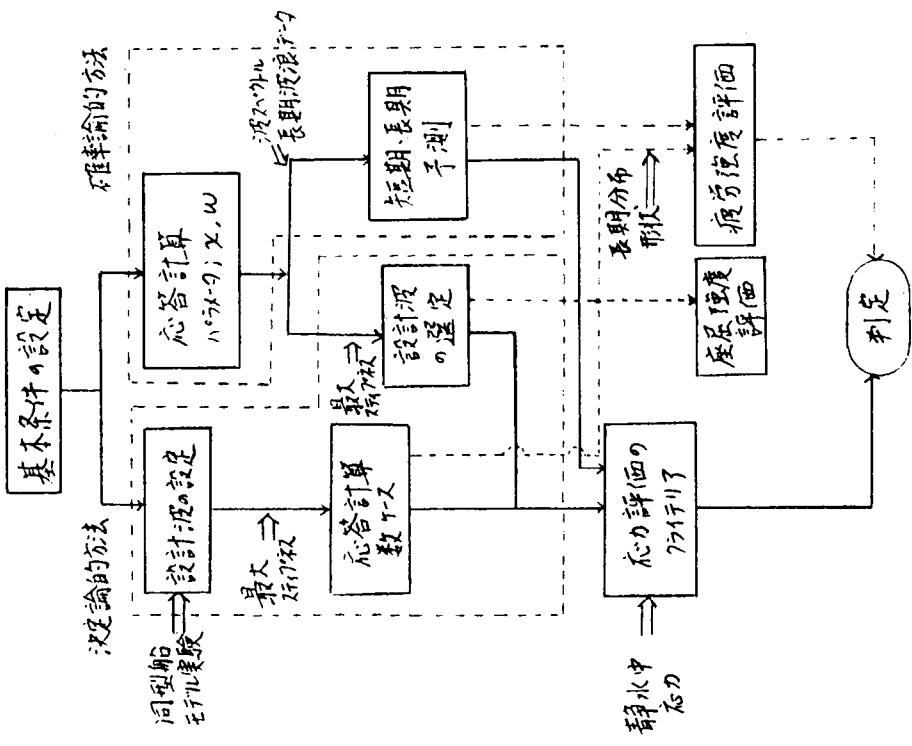


図 5.2.2 全体強度に関係する応答パラメータ

図 5.2.1 波浪中全体強度計算手順

5.3 与えられた波浪条件に対応した全体強度解析の具体的方法

海洋構造物の一例として2ロワーハル形半潜水式海洋構造物を取り上げ、前節で述べた全体強度解析を行ない、決定論的方法および確率論的方法により得られた結果について述べる。特に通常の設計に広く用いられている決定論的方法の有用性について確率論的方法によって検証する。

解析の対象としたのは日本造船学会海洋工学委員会構造分科会(O S 委員会)で設定された共通モデル¹⁾(O S モデル)で、その構造は図 5.3.1 に示すものである。本構造は8本コラムを有する2ロワーハル形半潜水式構造で、横水平部材(H T O F 、 H T I F)、斜水平部材(H D)および斜重直部材(V D O F 、 V D I F)の5部材に生じる応力を解析の対象としている。ここで O F は前方外側部材、 I F は前方内側部材を示している。応力応答関数は O S 委員会で標準化されたものを用いている。(図 5.3.2)

波向は 22.5° おきに、波周波数(rad./sec)は 0.1 おきに 1.5 まで求められている。²⁾

5.3.1 確率論的方法による応力解析

(1) 解析条件

(a) 波スペクトル

短期海象の記述には I S S C - 1979 スペクトルを用いている。すなわち

$$S(\omega) = 0.11 H_{1/3}^2 \left(\frac{2\pi - 1}{T_{01}} \right) \left(\frac{\omega T_{01}}{2\pi} \right)^{-5} \exp \left\{ -0.44 \left(\frac{T_{01}}{2\pi} \right)^{-4} \right\}$$

.....(5.3.1)

ここで、 ω ； 波周波数(rad./sec)

$H_{1/3}$ ； 有義波高(m)

T_{01} ； 平均波周期(sec)

方向分布関数としては(5.2.3)式を仮定している。

なお、標準偏差を求める(5.2.6)式の積分は $-90^\circ \leq \chi \leq 90^\circ$ で 22.5° おき、 $0.2 \leq \omega \leq 1.5$ で 0.1 おきにシンプソン公式により計算している(付録)。

短期予測としては(5.2.9)式で表わされる海象を設定し、方向分布関数は考えず、波は一方向からくる長波頂波とし、最も厳しい方向からの波に対する 1/1000 最大期待値を求めている。

(b) 波浪データ

長期予測には、北海と日本近海の長期波浪データを用いている。北海のデータは表 5.2.2 に示した観測データ(データ A と呼ぶ)と、それをワイブル分布に近似した表 5.2.3 をもとに、データ総数が 15000 と 5250 ハードデータとされ作成した表 5.2.4(ポーラグラフ)を用いている。図 5.2.2 は観測データ(A)とワイブル分布近似とを比較したものであるが、 $T_v > 14$ のデータ以外は比較的よい近似になっている。

日本近海の波浪データとしては図 5.3.4 に示した 4 つの海域における通年のデータを用いている(表 5.3.3)。

なお、(5.3.1)式中の $H_{1/3}$, T_{01} と目視データ H_v , T_v との関係は次式で表わされるものとしている。⁵⁾

$$H_{1/3} = 1.68 H_v 0.75$$

.....(5.3.2)

$$T_{01} = 2.83 T_v 0.44$$

上述の各波浪データから求まる波浪の長期分布は図 5.3.5 、 5.3.6 のようになる。北海のデータはもともと一

つの観測データ(A)から計算されたもので、図5.3.5に見られる結果の差は計算手順によって生じたものと考えられる。特に発現確率が低い領域での差が大きくなっている。

観測データによる結果はワイブル分布で近似した場合のBに比べて高い予測値を与える。これは、観測データでは波高の高いところで1.2回観測されている波が、ワイブル分布に近似したBでは無視されているためと考えられる。一方、波浪データの総数を多くして打切りの波高を高くするとCのように長期予測値が大きくなる。さらに、波浪データCについてテーブル中の各短期海象($H_{1/3}$, \bar{T})の継続時間を20分とし、その間の波の発現個数を $1200/\bar{T}$ (=130~220)と限定した場合について計算しているが(C')、この場合には予測値は低くなっている。

以上のように波浪の長期予測値は波浪データの使い方によって影響を受け、特に発現確率の低い領域で影響が大きくなる。図5.3.5の例では、 $Q=10^{-5}$ では10%100年間最大値($Q=10^{-8.7}$)では20%程度の範囲にばらついている。

図5.3.6の日本近海のデータを見ると、E06Sは他の海域に比べて特に厳しい海域ではあるが、他の3つはほぼ同じ波高分布を示している。北海と比較して日本近海の海域は厳しいといえる。

(2) 確率論的方法による解析結果

(a) 部材応力の長期分布

北海における各部材軸応力の長期分布の予測結果は図5.3.7~11に示されている。軸応力の長期分布は波高の長期分布と同じ傾向を示し、波浪データの使い方によって、応力振幅の予測値に $Q=10^{-8.7}$ レベルで20%, $Q=10^{-8.7}$ レベルで10%程度の差が生じている。一方、後述するように線形被害則による疲労被害度の計算に効くのは $Q \geq 10^{-4}$ の応力レベルであり、この領域における応力値の差は小さく、疲労強度評価における差違は小さいといえる。

日本近海における予測結果は図5.3.12~5.3.16に示されているが、北海における予測値よりも高い値が得られている。特にE06Sは厳しい海域である。E16, E19, E07の海域はほぼ同じで、北海に比べて $Q=10^{-8.7}$ レベルで10%程度高い予測値を与える。

疲労強度を考えた場合、分布形状が重要なとなるが、図5.3.7~16の結果を見るとほぼ直線に近いことがわかる。すなわち、応力振幅の長期分布を次式のワイブル分布で近似した時、形状パラメータhの値は1.0に近い値をとることが多い。

$$Q(Sa \geq \chi) = 1 - e^{-p} \left\{ - \left(\frac{\chi}{a} \right)^h \right\} \quad \dots \dots \dots (5.3.3)$$

この結果は、後述するように決定論的方法により疲労強度評価を行なう場合の設定に重要となる。

(b) 短期予測結果

(5.2.9)式で表わされる海象における1/100最大期待値を求める、図5.3.7~5.3.16の○印のようになる。また図5.3.17は短期予測と長期予測の結果を比較したものであるが、北海における結果は、両者がほぼ等しいか短期予測のほうがわずかに上まわっている。これは、(5.2.7)式が北海に対して設定されたものであることを考えると当然の結果ともいえる。一方、日本近海における結果をみると、E06S以外の海域に対しては、短期予測値は長期予測値にはほぼ等しいか、少し低目の値となっている。したがって、日本近海の海域に対しては(5.2.9)式よりもわずかに厳しい海象を設定してやる必要があろう。例えば図5.3.17(b)中の点線のように、短期予測で設定する海象の波高を10%高くするのが適当であると思われる。

5.3.2 決定論的方法による応力解析

(1) O S モデルに対する設計波の選定

設計波の最大波組度 (λ / H_w) の値を 7.0、10.0 および DnV の (5.2.1) 式より求まる値とし、各部材ごとに最も大きな軸応力が生じる条件を選定すると、表 5.3.4 のようになる。ここで (5.2.1) 式による λ / H_w の値は 8.4.9.3 となっている。図 5.3.18 はその条件を図示したものである。 $\chi = 90^\circ$ $\lambda = 126m$ という条件は表 5.2.1 の(a)の Beam Sea Condition に相当し、ロワーハルおよびコラムに働く Split Force P_Y によって HT-OF に大きな軸応力が生じる。 $\chi = 45^\circ$ (135°)、 $\lambda = 126m$ および $\lambda = 171m$ は表 5.2.1 の(b) または(c)の Diagonal Sea Condition に相当し、水平面内、垂直面内のせん断力によって HD、VD に大きな軸応力が生じる。 $\chi = 112.5^\circ$ $\lambda = 126m$ という条件は Sprit Force と Rocking Force の組合せによって HT-IF に大きな軸応力が生じているものと思われる。⁶⁾

(2) 設計波による応力解析結果

(1) で選定された設計波のもとで各部材で得られる応力振幅値を図 5.3.7 ~ 5.3.16 にプロットする。(5.2.1) 式による応力値は $\lambda / H_w = 7.0$ と 10.0 とした時の中間の値を示している。設計波によって得られる応力値と確率論的方法により得られる応力値の比較検討は次項で詳しく行なう。

5.3.3 確率論的方法と決定論的方法による全体強度計算結果の比較

(1) 短期予測として決定論的方法の比較

短期予測の結果得られる最大応力振幅値と設計波より求められる応力振幅値の比較をすると図 5.3.19 のようになる。短期予測の結果は、(5.2.9) 式の $2\pi H_s / g T_z^2$ の値と $1/n$ 最大期待値の n の設定に支配される。また、設計波による応力値は λ / H_w の値の設定に支配される。上記の設定値は海域に応じて設定されるべきものであり、一つの海域に対して両者が合理的に設定されていれば、ほぼ同じ結果が得られるべきである。北海に対し DnV によって設定された (5.2.1) 式および (5.2.9) 式は図 5.3.19 式は図 5.3.19 にみる通りほぼ同じ結果を与えることが確認できる。わずかに決定論的方法の方が大きめの結果を与えており、安全側の推定となっている。

(2) 長期予測と決定論的方法の比較

北海の長期波浪データによる長期予測の結果求まる応力振幅の 100 年間最大値と設計波より求まる応力振幅値の比較を図 5.3.20 に示している。図 5.3.21 は 6 本コラム構造に対する同様の結果を示したものである。⁷⁾ なお、図 5.3.21 の σ_{100} は文献 [7] の $Q = 10^{-8}$ レベルの応力振幅値 $\sigma_{10^{-8}}$ に $8.7/8$ を掛け修正したものである。

これらの図より DnV の (5.2.1) 式で表わされる波高を用いた設計波によって得られる応力振幅値は、長期予測の結果求まる 100 年間最大値とよく一致しており、(5.2.1) 式の有効性を確認することができる。

図 5.3.22 は日本近海における長期波浪データによる長期予測結果と設計波より求まる応力振幅値を比較したものである。日本近海のデータは北海のものよりも厳しく、(5.2.1) 式で求まる波高よりも 10 %高い波高を設計波として設定すれば、特別厳しい E06S 海域を除いて、長期予測による 100 年間最大値にはほぼ対応する結果が得られることがわかる。

5.3.4 決定論的方法の適用性

実際の設計業務において、確率論的方法による全体強度解析を適用することは、多くのデータと労力を必要とし困難なことが多く、一般には決定論的方法が広く用いられる。

前項までの検討結果によれば、北海においては、DnVによって設定された(5.2.1)式を用いた決定論的方法による結果は、確率論的方法による100年間最大値とよく一致し、決定論的方法が有効なことがわかる。

一方、日本近海の海域について検討した結果によれば、北海に対して設定された(5.2.1)式は必ずしも安全側の結果を与えるとは言えず(5.2.1)式で表わされる波よりも10%程度厳しい(波高の高い)波を設計波として設定する必要がある。

参考資料

- (1) 海洋工学構造分科会；半潜水式海洋構造物の実機相当モデルについての波浪応答比較計算、造船学会誌646号(1983)P24
- (2) 同上；OSモデル応答関数の標準化
委員会資料(OS-41-5)
- (3) L.Halond,etal;Long Term Distribution of North Sea Waves,Norwegian Maritime Res.(1973)
- (4) SR163;気象海象および船舶の波浪中応答に関する統計解析ならびに実船計測報告書、造船研究協会(昭56-3)
- (5) N.Nordenstrom;a method to predict long term distributions of waves and wave-induced motions and loads on ships and other floating structures,Det norske Veritas Rep.81(1973).
- (6) 海洋工学構造分科会、半潜水式構造物の骨組応力簡易推定法、委員会資料(OS-43-6)
- (7) M.Sawayanagi,etal;On the Fatigue Analysis of a Semi-submorgible Offshore Structure,PRADS'83(1983) P.437
- (8) SR200-11(外力ワーキンググループ)、各種手法による内力応答結果の比較、委員会資料(SR200-11-LI2-3).

5.3 の付録 長期予測の精度について

長期予測の精度に関して (1)応答関数の計算ピッチの影響 (2)Nordenströmの方法について検討する。

(1) 応答関数の計算ピッチの影響

応答関数を求める波向のピッチ($\Delta\chi$)を変えた時の応力振幅の100年間最大値の推定値の変化を図付5.3.1に示す⁸⁾ 同図の結果からは $\Delta\chi = 45^\circ, 22.5^\circ, 11.25^\circ$ の間に大きな差が認められないが、 $\Delta\chi 22.5^\circ$ 程度とするのが適当と思われる。

図付5.3.2は波スペクトルと応答スペクトルの例を、図付5.3.3は波周波数 ω のピッチ($\Delta\omega$)を変えた時の波スペクトルの積分の精度の変化を示している。長期予測の計算精度は、このスペクトルの積分より求まる標準偏差Rの精度に大きく支配されるが、図付5.3.2、図付5.3.3より $\Delta\omega = 0.1$ とした本解析例は適当な精度を有しているといえる。

(2) Nordenströmの長期予測方法について^{5.)}

Nordenströmの方法は表5.2.3のようにワイブル分布で表示された波浪データを用いて応答の標準偏差の長期分布を求めその結果を次式のワイブル分布に近似し、そこで求まる定数a、mから自動的に応力振幅の頻度分布100年間最大値等を求めようというものである。

$$F_\ell(R) = 1 - \exp \left\{ - \left(\frac{R}{a} \right)^m \right\} \quad (\text{付5.3.1})$$

ここでa、mはワイブル分布のパラメーター

Rは応答の標準偏差

したがって、この方法の精度は(付5.3.1)式の近似の精度にかかっている。図付5.3.4はOSモデルHT-

OF軸応力の標準偏差の長期分布をワイブル確率紙上にプロットしたものである。Nordenströmの方法はこのプロットを直線近似しようとするものであるが、図からわかるようにデータは全領域にわたって必ずしも直線関係を示しているとはいえないようである。したがって、(付5.3.1)式で近似する場合には適切な範囲を選ぶべきである。図付5.3.4中の各直線で近似することにより得られる応力振幅の長期分布を図付5.3.5に示す。

Nordenströmの方法は例えば図中③の直線のように発現確率の低い領域のみに注目して(付5.3.1)式を適用することにより、100年間最大値のような極値を推定する場合に特に適しているといえよう。

表5.3.1 波浪データB(北海)

WAVE DATA ; B (NORTH SEA) N(TOTAL)= 15000						
	TV					
HV	4.50	6.50	8.50	10.5	12.5	14.5
0.0- 0.5	0	0	0	0	0	0
0.5- 1.0	0	0	0	0	0	0
1.0- 1.5	4862	1904	0	0	0	1
1.5- 2.0	632	1812	0	158	33	2
2.0- 2.5	107	812	1371	188	37	3
2.5- 3.0	27	353	734	164	33	4
3.0- 3.5	0	151	394	130	28	5
3.5- 4.0	3	64	212	96	23	6
4.0- 4.5	1	26	114	68	19	6
4.5- 5.0	0	11	62	47	15	5
5.0- 5.5	0	4	33	31	12	4
5.5- 6.0	0	1	18	20	9	3
6.0- 6.5	0	0	9	12	7	2
6.5- 7.0	0	0	5	8	5	1
7.0- 7.5	0	0	2	4	4	0
7.5- 8.0	0	0	1	2	3	0
8.0- 8.5	0	0	0	1	2	0
8.5- 9.0	0	0	0	1	1	0
9.0- 9.5	0	0	0	0	1	0
9.5-10.0	0	0	0	0	1	0

表5.3.2 波浪データC(北海)

WAVE DATA ; C (NORTH SEA) N(TOTAL)=525000						
	TV					
HV	4.50	6.50	8.50	10.5	12.5	14.5
0.0- 0.5	0	0	0	0	0	1
0.5- 1.0	0	0	0	0	0	12
1.0- 1.5	170219	66653	0	0	0	37
1.5- 2.0	22150	63454	0	5533	1183	73
2.0- 2.5	3775	20440	48623	6590	1300	118
2.5- 3.0	975	12375	25727	5767	1178	164
3.0- 3.5	306	5297	13798	4559	1010	203
3.5- 4.0	109	2242	7433	3388	840	225
4.0- 4.5	42	941	4015	2408	684	224
4.5- 5.0	17	392	2173	1652	549	200
5.0- 5.5	7	162	1178	1160	434	160
5.5- 6.0	3	66	432	713	340	114
6.0- 6.5	1	27	347	452	263	71
6.5- 7.0	0	11	188	281	202	39
7.0- 7.5	0	4	102	171	155	19
7.5- 8.0	0	1	55	102	117	7
8.0- 8.5	0	0	30	60	38	2
8.5- 9.0	0	0	16	35	66	0
9.0- 9.5	0	0	9	20	49	0
9.5-10.0	0	0	4	11	36	0
10.0-10.5	0	0	2	6	27	0
10.5-11.0	0	0	1	3	20	0
11.0-11.5	0	0	0	1	14	0
11.5-12.0	0	0	0	1	10	0
12.0-12.5	0	0	0	0	7	0
12.5-13.0	0	0	0	0	5	0
13.0-13.5	0	0	0	0	4	0
13.5-14.0	0	0	0	0	2	0
14.0-14.5	0	0	0	0	2	0
14.5-15.0	0	0	0	0	1	0
15.0-15.5	0	0	0	0	1	0

表5.3.4 OSモデルに対して選定された設計波の条件

部 穴	津 向	周 波 数 ω (rad/sec)	波 長 λ (m)	λ/H_w by eq(5.2.1)
H1 OF	90°	0.7 (0.6)	126 (171)	8.4
H1 IF	112.5°	0.7 (0.6)	126 (171)	8.4
H0	45°	0.6	171	9.3
V0 OF	135°	0.7	126	8.4
V0 IF	45°	0.6 (0.5)	171 (246)	9.3

() : 2 $\lambda/H_w = 7.0, 10.0$ の場合

表5.3.3 日本近海の波浪データ(5)

(a) AREA E065 (28N-29N, 120E-130E)		(c) AREA E065 (15N-17.5N, 140E-150E)															
METEOR (IN)	MEAN OF DATA	PERIOD (SEC)	PERIOD (SEC)														
MEAN OF DATA	MEAN OF DATA	MEAN OF DATA	MEAN OF DATA														
0.00 -	51.16	21.9	61	21	12	1.3	75.9	62.21	0.00 -	3.321	7.1	2.6	2.0	3	5	75	15.9
0.75 -	66.58	22.25	59.1	61	1.06	92	117.52	55.60	19.12	62.9	10.7	115	40	40	45.3	45.3	
1.50 -	20.65	16.30	70.1	120	66	56	46.18	25.34	16.96	31.17	140	61	73.37				
2.25 -	59.0	59.6	4.25	89	54	35	16.84	2.75	83.9	13.78	11.95	32.5	19.0	40	39.6	39.6	
3.00 -	9.8	15.2	1.67	53	53	16	5.62	3.75	21.3	4.08	5.68	18.0	12.6	35	15.0	15.0	
3.75 -	12	27	54	1.6	7	6	11.9	6.75	3.30	10.4	2.06	54	7.6	11	6.61	6.61	
4.50 -	8	15	29	6	4	3	65	5.75	11	1.8	62	31	37	1.5	1.94	1.94	
5.25 -	4	26	17	4	2	4	61	6.75	1.8	86	51	26	14	21.7			
6.00 -	3	4	3	4	2	5	1.3	7.75	7	1.0	17	12	22	7	7.5	7.5	
6.75 -	1	1	1	1	1	3	5	6.75	2	6	11	7	13	7	6.6	6.6	
7.50 -	1	1	1	1	1	3	6	9.75	1	1	2	1	7	1	12	12	
8.25 -	1	1	1	1	1	2	6	10.75	1	1	2	1	2	7	6	6	
9.00 -	10.00	10.00	12.00	9.50	1.06	1.06	12.00	12.00	11.00	15.00	15.00	17.50	15.00	15.00	17.50	17.50	

(b) AREA E116 (28N-29N, 120E-130E)		(d) AREA E119 (11N-23N, 110E-120E)															
METEOR (IN)	MEAN OF DATA	PERIOD (SEC)	PERIOD (SEC)														
MEAN OF DATA	MEAN OF DATA	MEAN OF DATA	MEAN OF DATA														
0.00 -	1476.3	56.6	6.7	6.9	1.0-11	1.2-13	4.7	3.4	0.00 -	3.917	17.6	7.3	17	4	f	121	4.16
0.75 -	4078.6	1173.5	39.8	4.7	2.9	4.0	4.7	4.75	4.75 -	4.248	4.91	3.92	1.0	40	2.3	13.04	
1.50 -	1265.9	975.5	68.7	5.6	1.53	1.53	56.1	21.8	57.816	1.305	2.756	1.303	3.6	95.9			
2.25 -	3.930	47.25	11.25	11.17	6.65	16.6	13.817	3.75	4.75	4.72	15.34	1.411	4.57	21.1	3.7	4.52	
3.00 -	752	1.21	1.723	1.95	1.17	1.17	4.736	4.736	4.75	1.1	3.7	2.53	9.3	2.6	11	5.09	
3.75 -	80	2.47	5.14	1.83	1.52	56	1.229	5.75	5	2.3	7.2	4.4	5.7	1.9	2.9		
4.50 -	39	11.4	2.10	1.06	92	45	6.66	11.75	7	7.7	6.3	5.1	4.2	9	1.74		
5.25 -	2.3	1.68	1.7	1.7	2.1	4.55	1.18	1.18	1	4	1.8	3	1.5	3	4.6		
6.00 -	2.1	4.9	2.5	2.6	2.1	4.66	4.66	4	1.0	5	6	1.0	9	4.6			
6.75 -	2	2.0	5	7	1.6	5.5	5.5	5	5	5	1.1	2	1	4			
7.50 -	1.0	1	2.7	5	9	4	5.6	1.0	1	3	3	1	3	5			
8.25 -	2	1	1	1	1	1	4	1.5	4	4	4	4	1	1	4		
9.00 -	1.5	1	3	1	1	2	1	4	1	1	1	1	1	1	5		
9.75 -	15.00	16.50	16.50	12.50	14.00	15.00	15.00	15.00	15.00	16.50	16.50	16.50	16.50	16.50	16.50	16.50	16.50

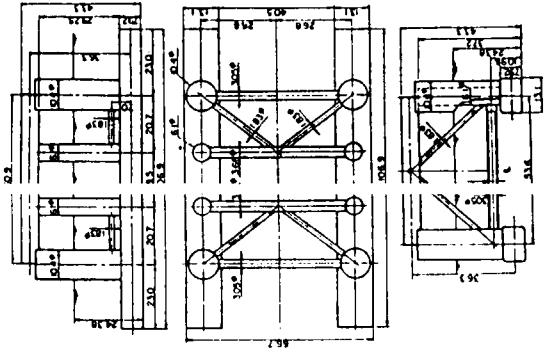


図 5.3.1 (a) S モデルの形状

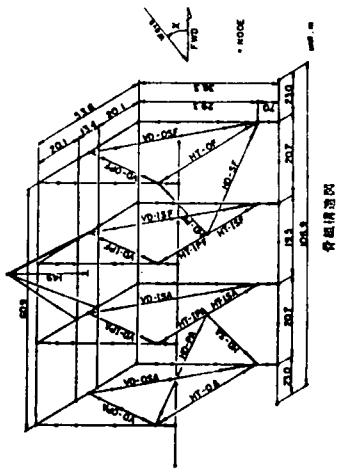


図 5.3.2 OS モデルの骨組構造図

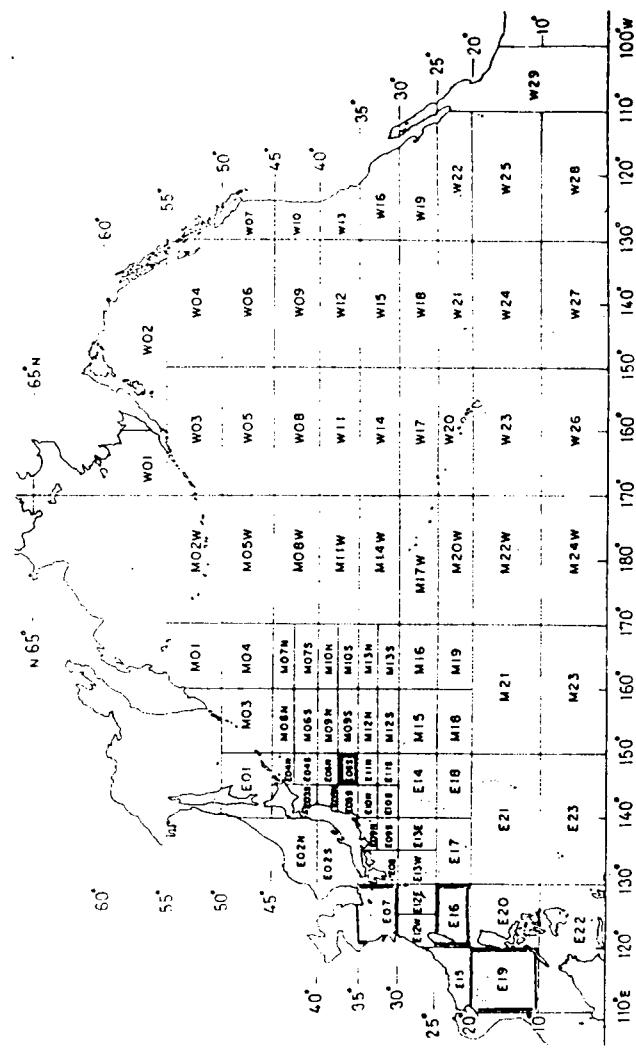


図 5.3.4 日本近海の海域区分

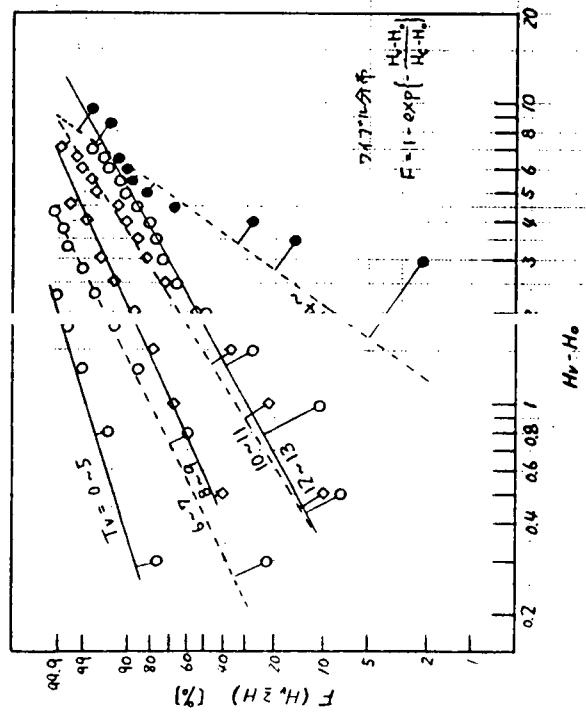


図 5.3.3 波浪データ：A と B の比較

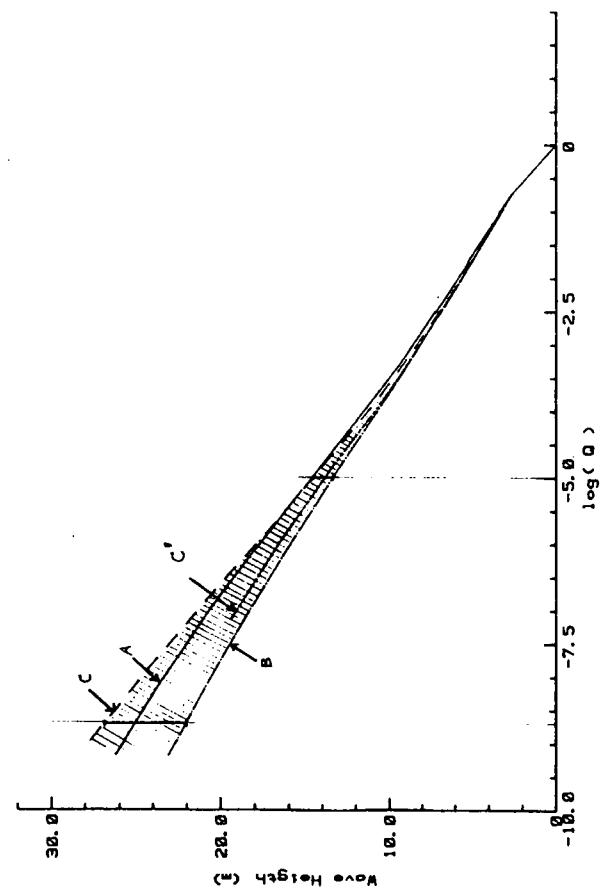


図 5.3.5 波高の長期分布(北海)

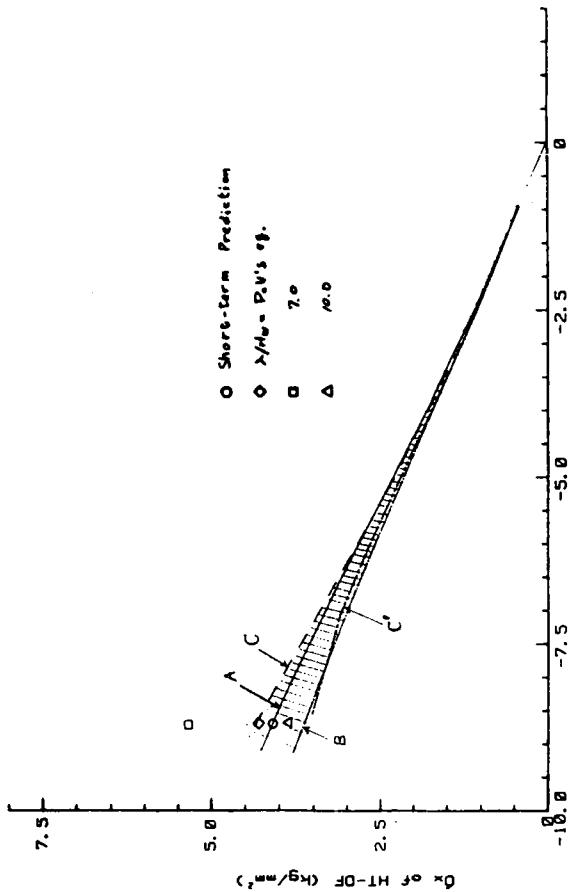


図 5.3.7 HT-OF 部材に生じる軸応力の長期予測結果(北海)

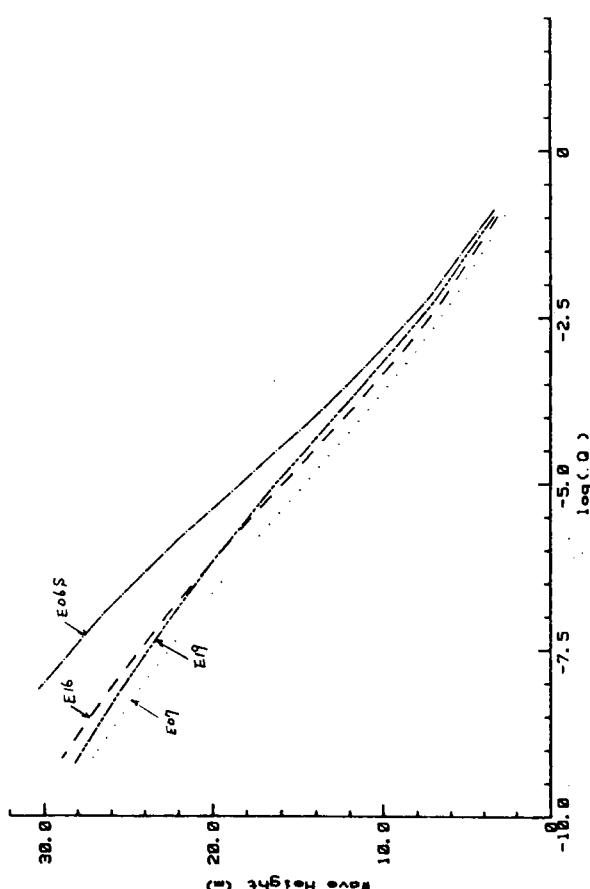


図 5.3.6 波高の長期分布(日本近海)

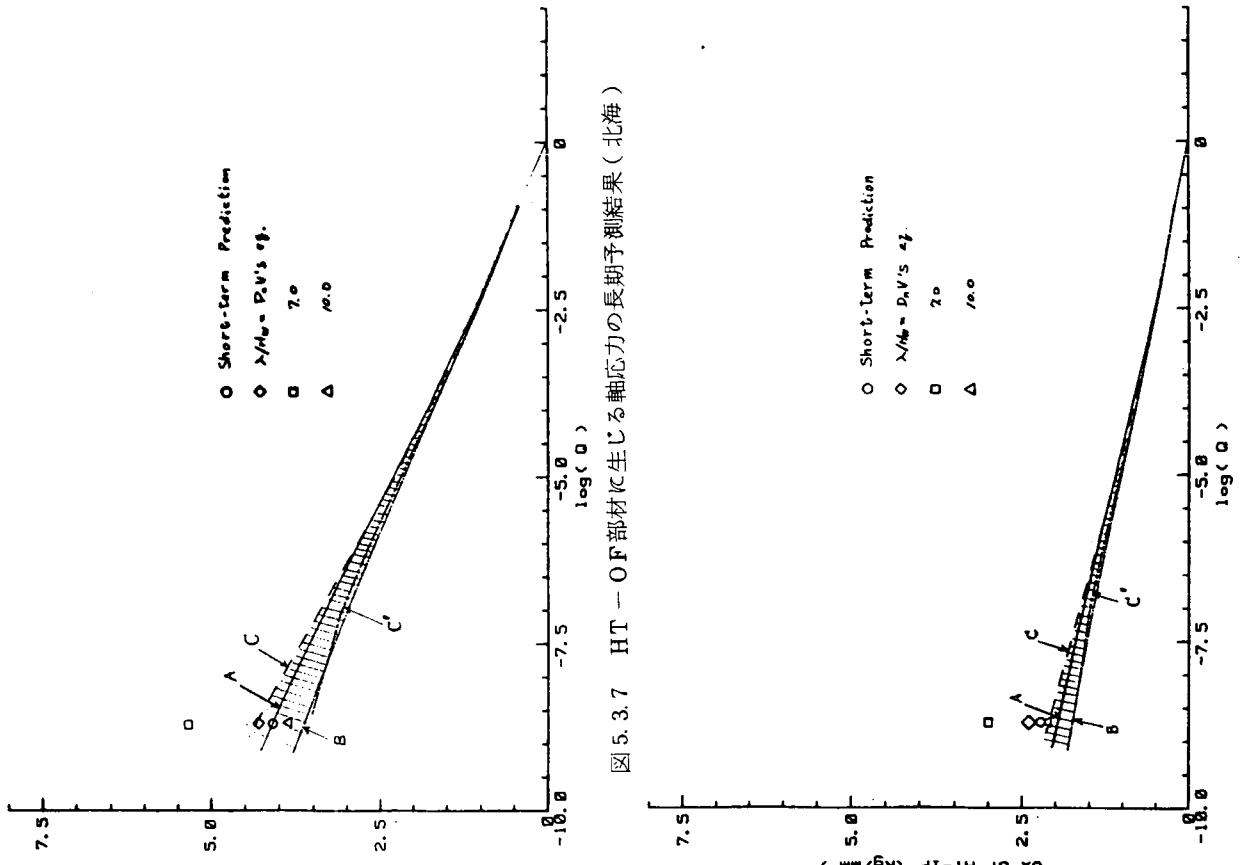


図 5.3.8 HT-IF 部材に生じる軸応力の長期予測結果(北海)

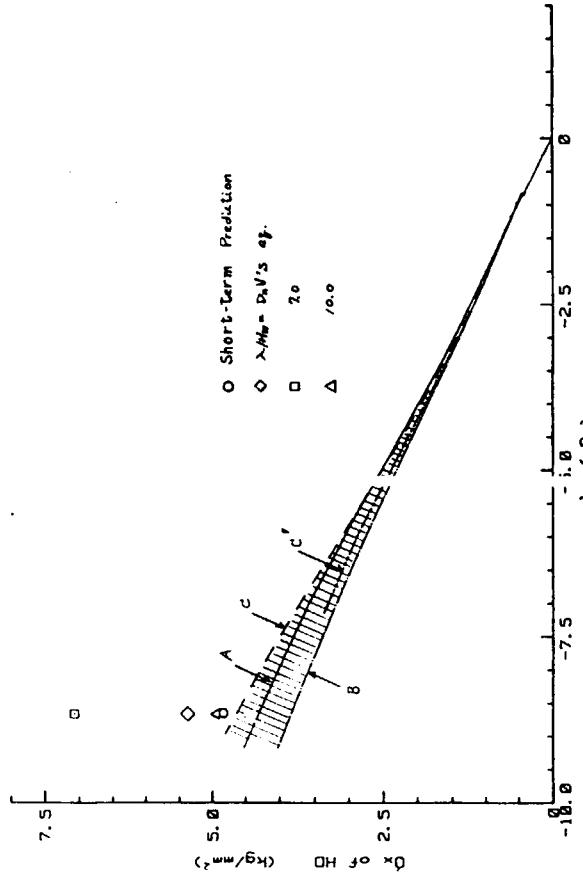


図 5.3.9 HD部材に生じる軸応力の長期予測結果（北海）

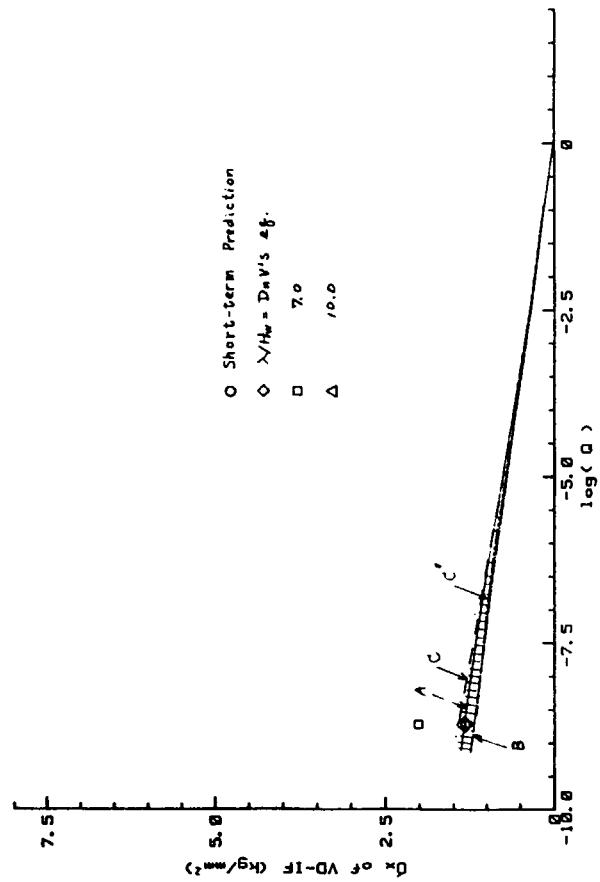


図 5.3.11 VD-IF部材に生じる軸応力の長期予測結果（北海）

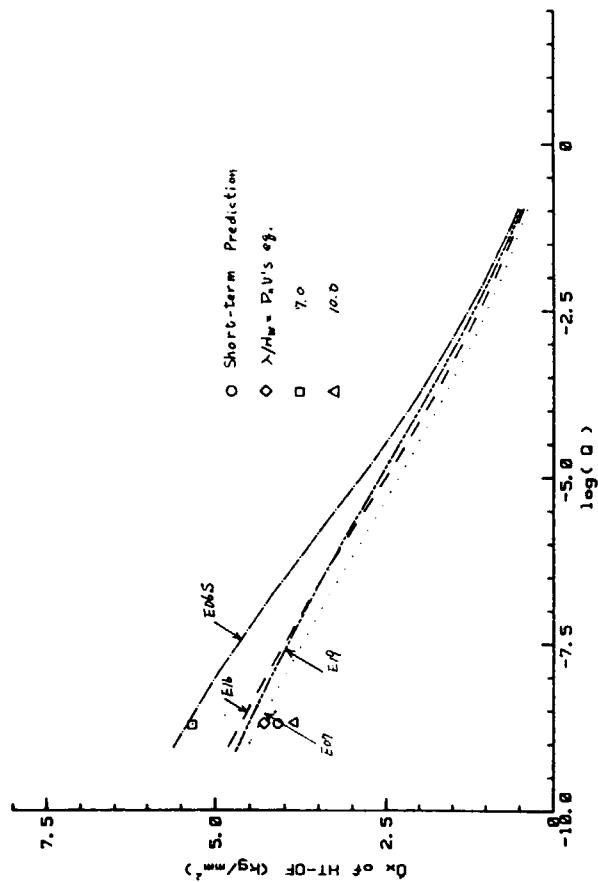


図 5.3.10 VD-OF部材に生じる軸応力の長期予測結果（北海）

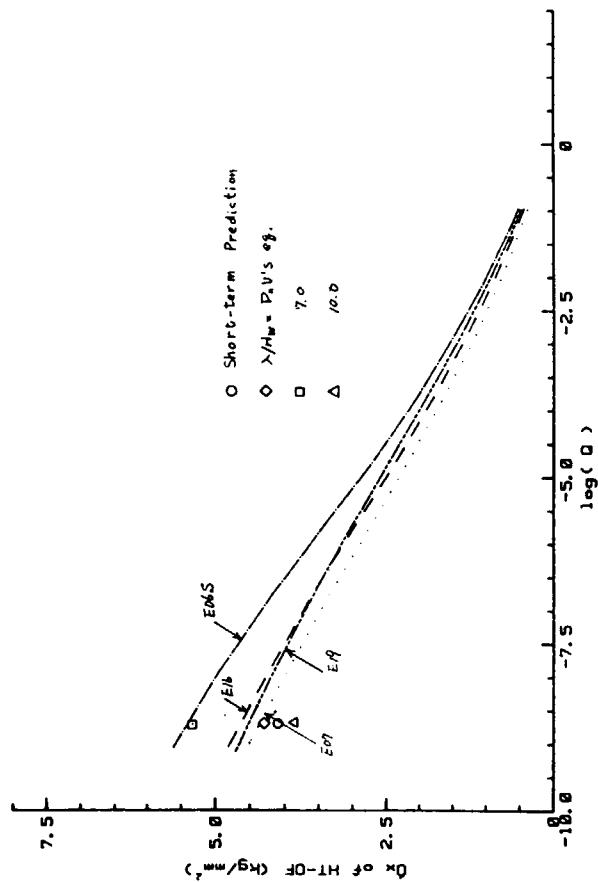


図 5.3.12 HT-OF部材に生じる軸応力の長期分布（日本近海）

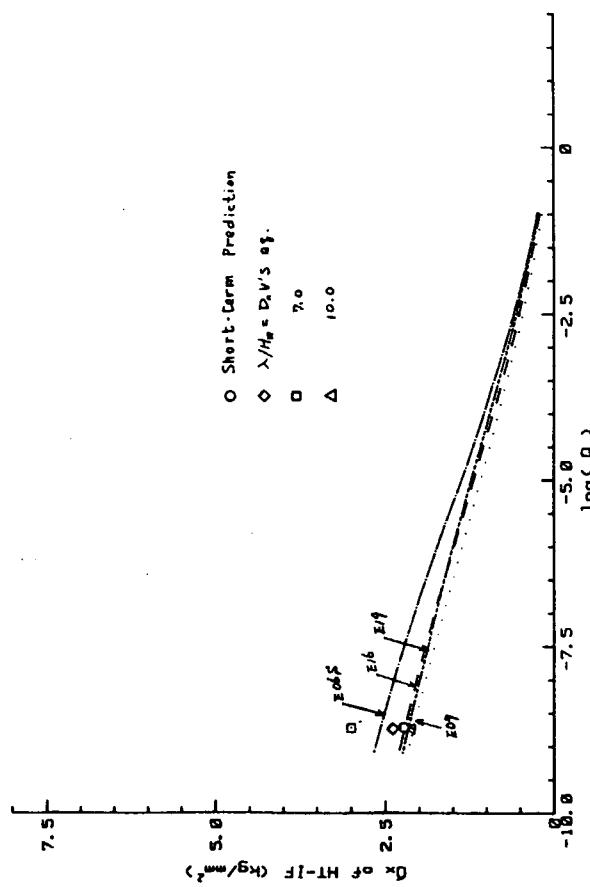


図 5.3.13 HT-IF 部材に生じる軸応力の長期分布(日本近海)

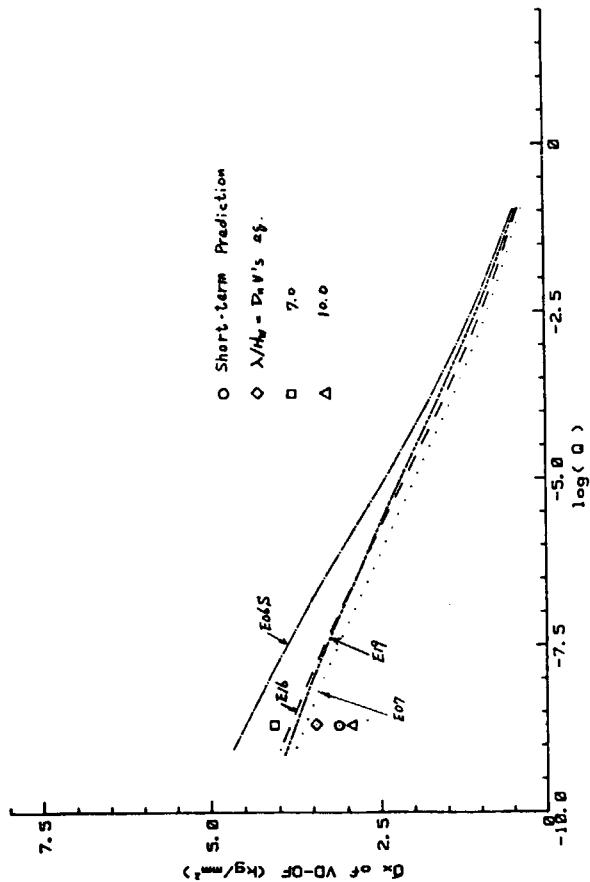


図 5.3.15 VD-OF 部材に生じる軸応力の長期分布(日本近海)

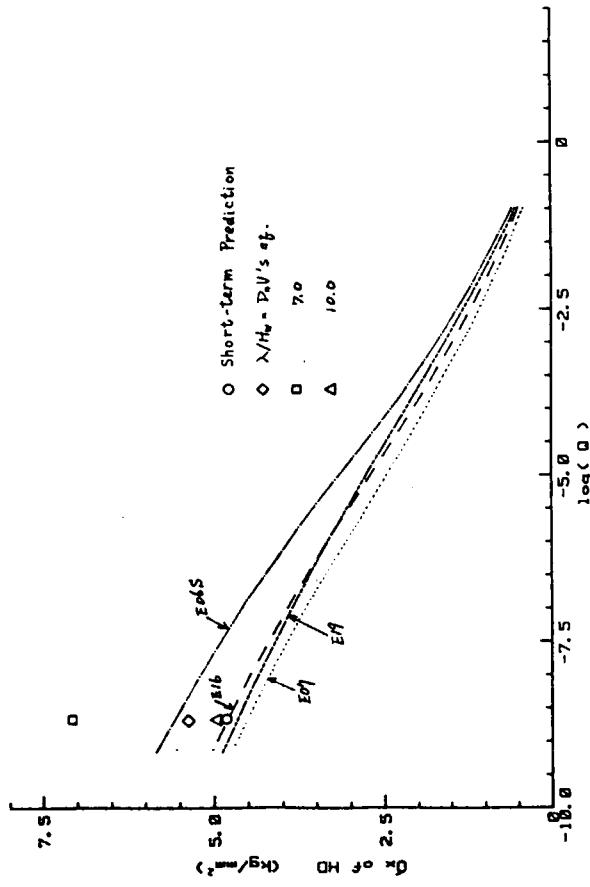


図 5.3.14 HD 部材に生じる軸応力の長期分布(日本近海)

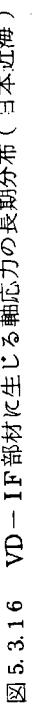


図 5.3.16 IF 部材に生じる軸応力の長期分布(日本近海)

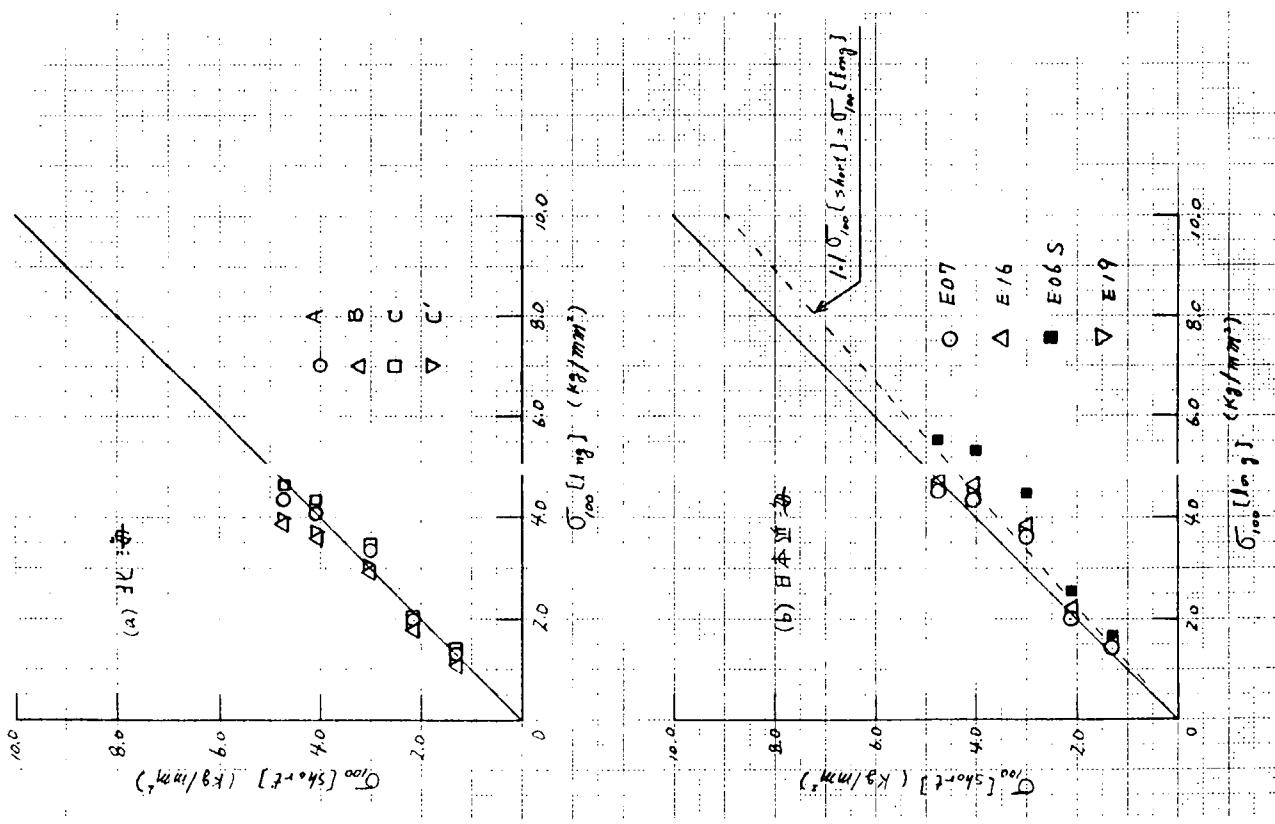


図 5.3.17 短月予測と長期予測の比較

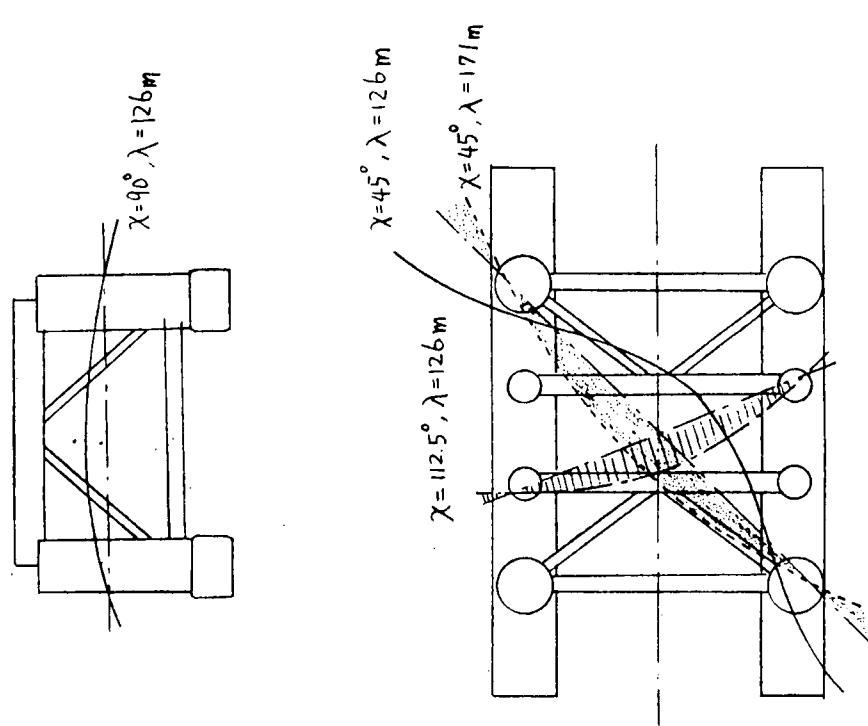


図 5.3.18 OS モデルに対する設計波

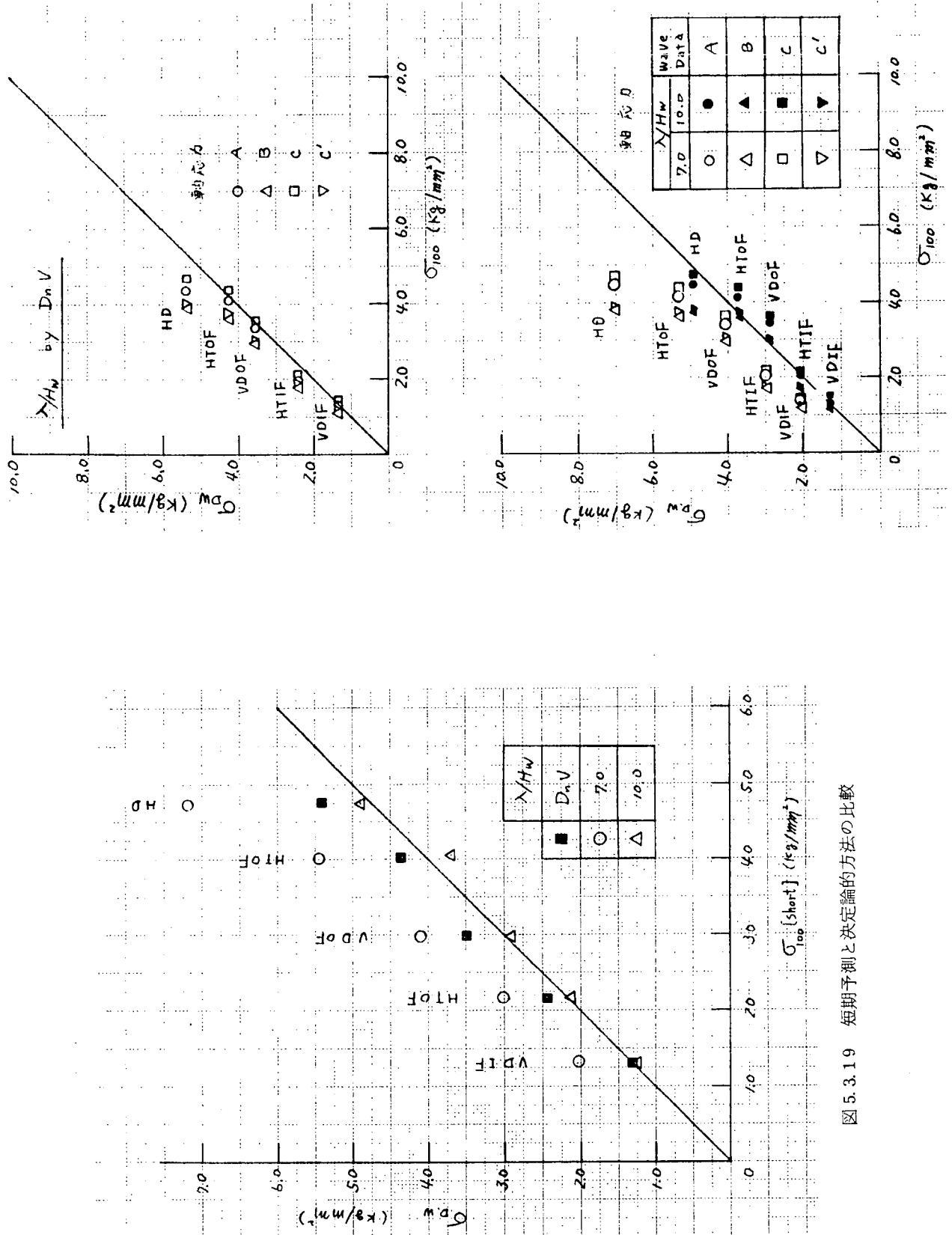
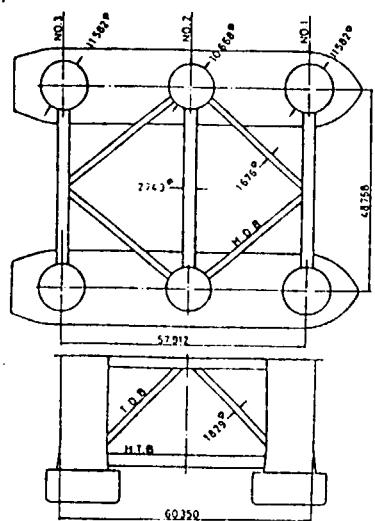


図 5.3.19 短期予測と決定論的方法の比較

図 5.3.20 長期予測と決定論的方法の比較（北海）



Configuration of the structure to be analyzed

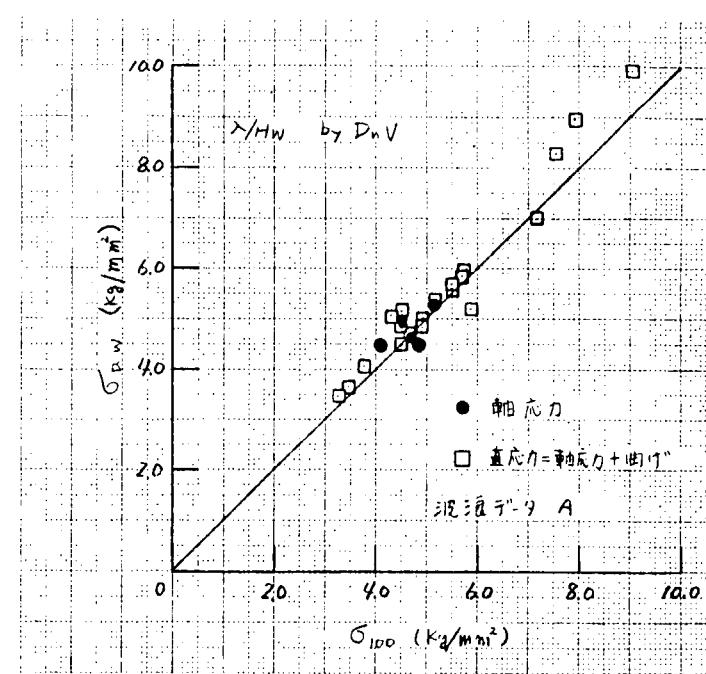


図 5.3.21 長期予測と決定論的方法の比較（6本コラム構造）

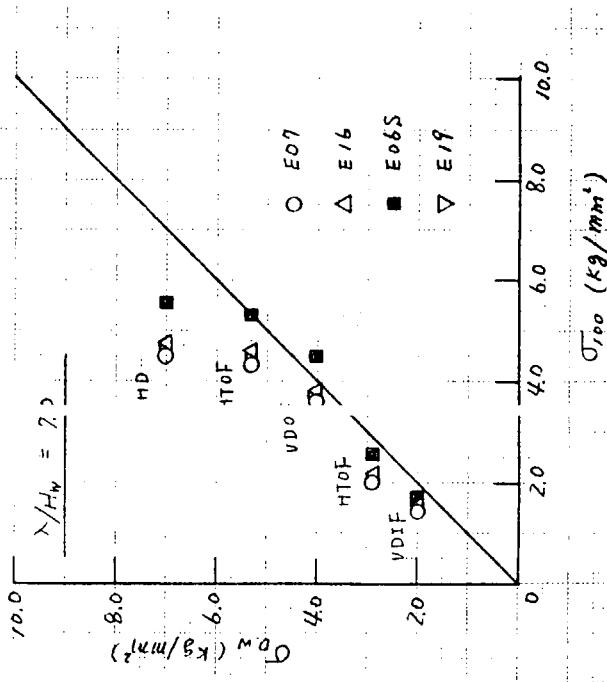
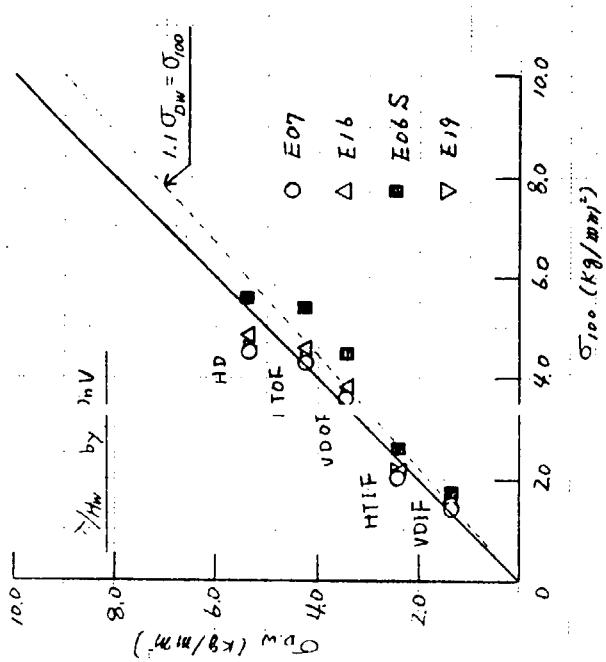


図 5.3.22 長期予測と決定論的方法の比較（日本近海）

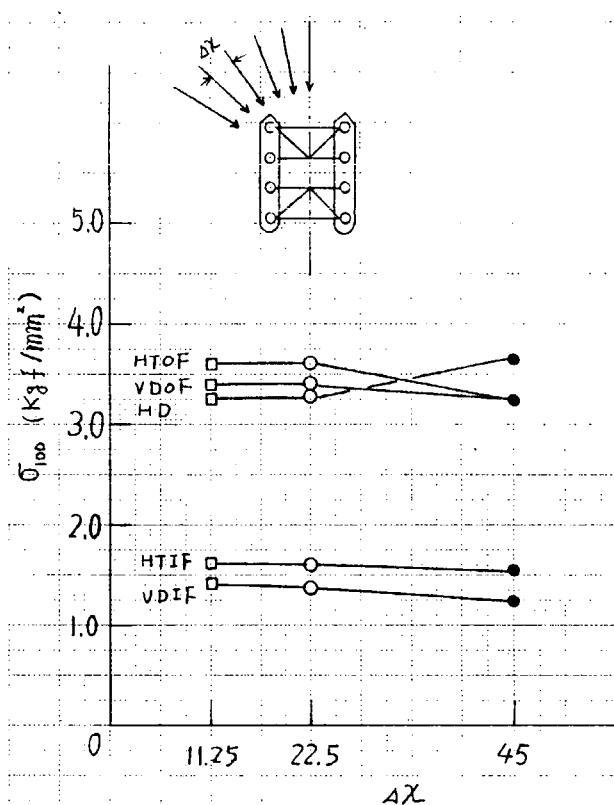
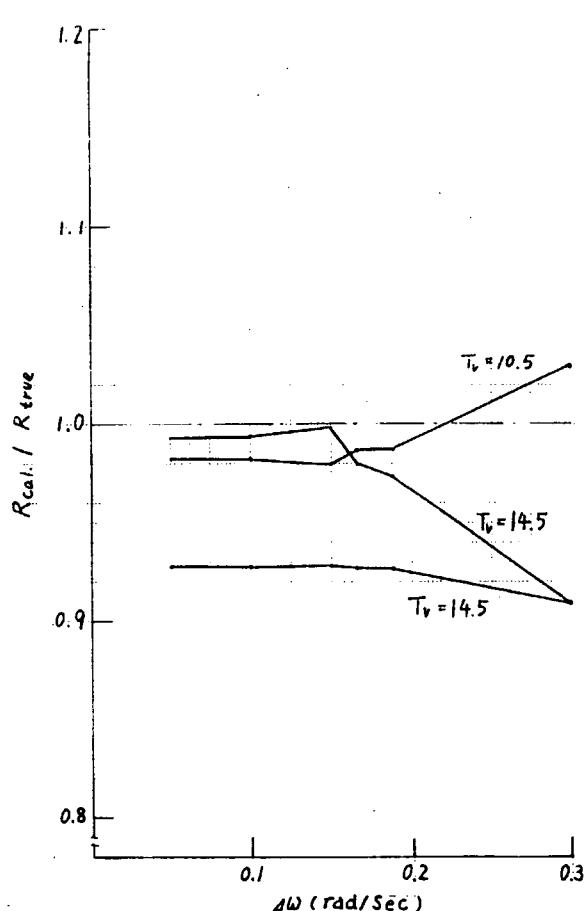
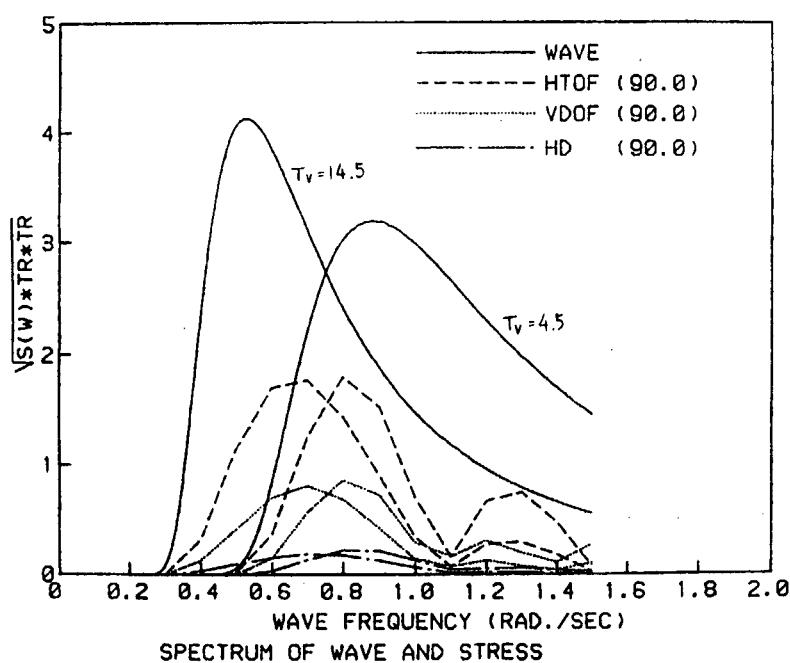


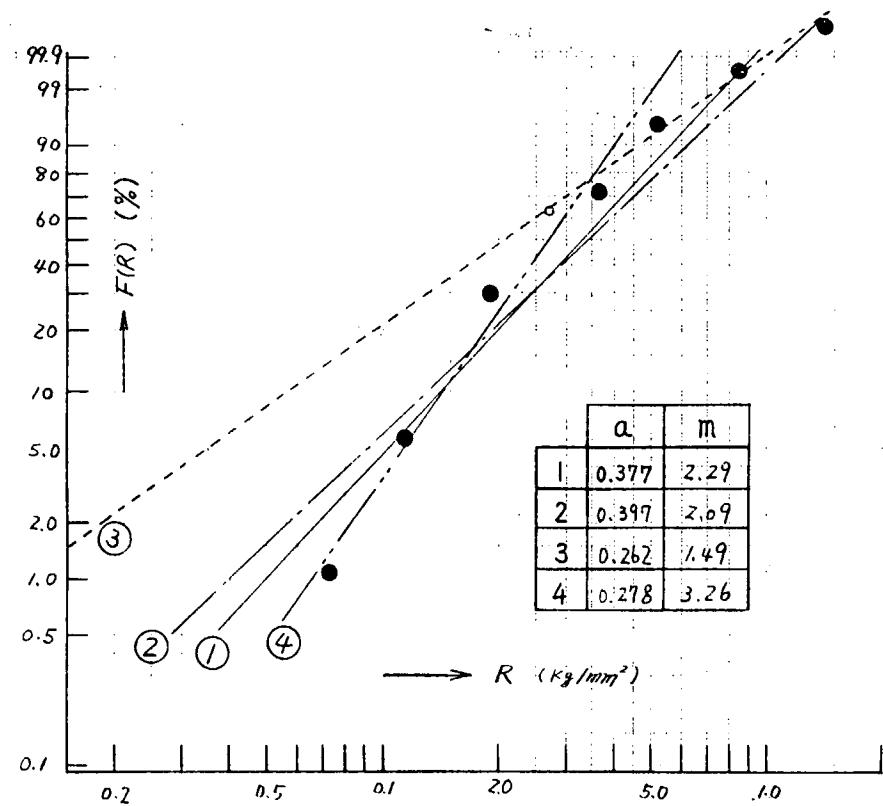
図 5.3.1 長期予測結果に与える波向ピッチ($\triangle\chi$)の影響^{B)}
(波浪データB)



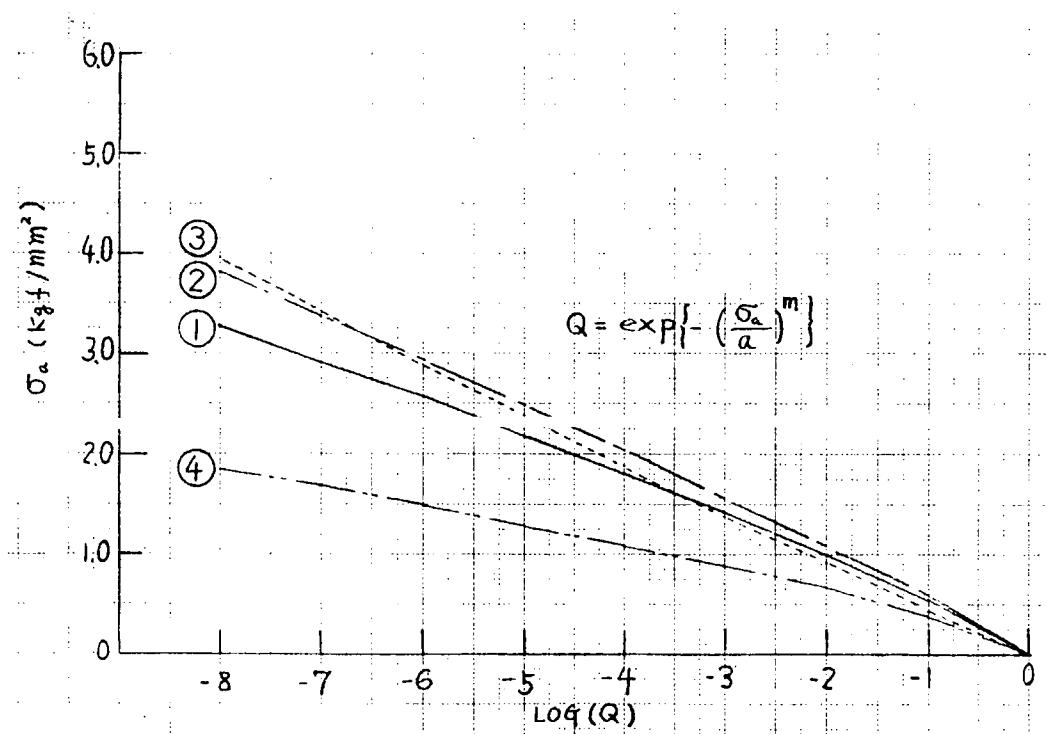
図付 5.3.3 波の標準偏差の計算精度に及ぼす波周波数
ピッヂ $\triangle\omega$ の影響



図付 5.3.2 波および応力応答スペクトルの例



図付 5.3.4 応答標準偏差Rの長期分布



図付 5.3.5 応力振幅の長期予測

5.4 疲労強度解析

不規則な繰り返し荷重を受ける海洋構造物の構造要素の疲労寿命検討にあたっては、クラックの発生、クラックの進展、破壊の3段階に分けて考えることができる。クラックの発生は疲労強度試験結果(S-N線図)に基づく疲労解析により検討され、クラックの進展には破壊力学的手法が適用される。また疲労に基づく損傷を防ぐためには、特に海洋構造物では、設計、検査とともに余剰強度(Reudundancy)が重要となり、その構造設計において信頼性理論に立脚した損傷確率の概念の導入も提案されている。

しかしながら海洋構造物、なかでもセミサブのようにコラムやプレーシング等より構成される継手部構造は複雑、多岐にわたり、疲労強度設計のためのデータが十分整備されているとは言い難い。

本節ではまず海洋構造物の疲労強度に対する留意点を述べ、次いで疲労強度計算法について述べ、最後に継手部の応力集中係数に関する二三の調査データについて述べる。

5.4.1 海洋構造物の疲労に対する留意点

(1) 疲労強度に特に関連のある構造要素

全ての構造要素に対して適正な疲労強度が要求されるのは無論であるが、実際の立体骨組解析を行い疲労强度上問題となる応力集中係数の高い局部構造としては図5.4.1に示すようにプレーシングとコラム、プレーシングとプレーシング、デッキガーダーとプレーシング等の継手部である。これら構造要素の内デッキガーダーやコラムについては船体構造との類似点も多い(平板あるいは平板構造に近い)が他の構造要素は円筒構造が多く、その応力集中係数を減少させるために種々の補強が行われている。従ってこれら各種継手に対してはスケールモデルによる疲労試験データあるいは有限要素法による応力集中係数と小型試験片によるS-N線図との組合せ等

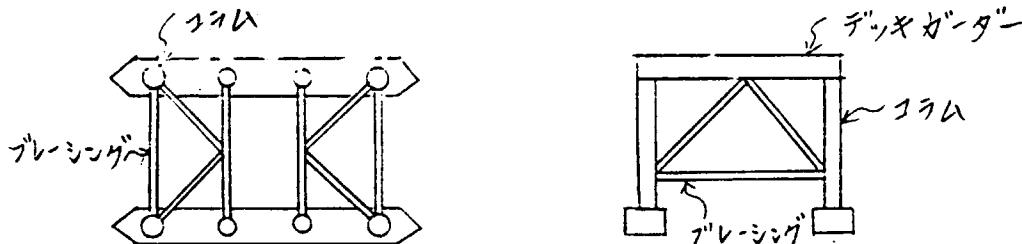


図5.4.1 2ローワーハル型セミザブの構造例

により適宜疲労強度の検討が行われているのが実情である。³⁾

ローワーハル型セミサブのプレーシング配置の一例を図5.4.2に示すが、その補強については作用する応力が一般に軸力、面内曲げ、面外曲げ応力の組合せとなり、全体骨組解析より支配的な応力成分が明らかであれば、それに対応した応力の流れのスムーズなわち応力集中係数の小さくなるような補強形式を検討することができる。

(a)型構造では鉛直及び水平プレーシング共トラスドラー門構造のため軸力が支配的となりプレーシング端部(継手部)にて面内曲げ応力が生じる。(b)型構造では鉛直プレーシングはトラスドラー門構造のため軸力が支配的となるも水平プレーシングはラーメン構造のため軸力のほかに曲げ応力も大きくなる。またラッキング変形による面外曲げ応力も大きくなる。(c)型構造ではラーメン構造のため面外及び面外の曲げ応力が大きくなり疲労強度の検討にあたって重要となる。

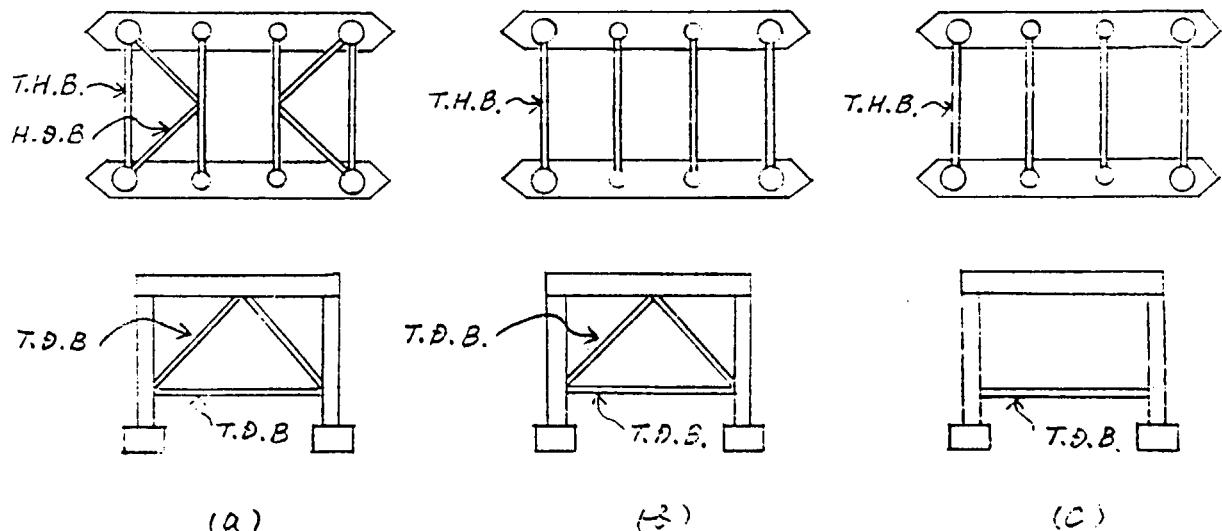
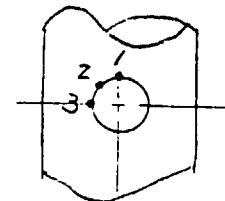


図 5.4.2 2 ローワーハル型セミサブのプレーシング配置例

(2) 疲労強度検討にあたっての合成応力

プレーシング継手部での疲労強度検討にあたっては 5.3 で述べた全体骨組応力解析から求まる公称応力 (Nominal stress) に応力集中係数 (S.C.F.) を乗じた Hot Spot Stress にて検討しておく必要があるが、全体構造形式によってはプレーシング継手部等に作用する応力は軸応力、面内及び面外曲げ応力となり、これらを組合せた Hot Spot Stress の最大値を十分検討しておく必要がある（必ずしも点 1 または 3 が最大とはならない）。なお、応力集中の定義については 5.4.4 (3) で述べる。



(3) 高張力鋼の使用

セミサブ型海洋構造物では軟鋼の他に降伏点が 32 kg/mm^2 あるいはそれ以上の高張力鋼が重量軽減の観点から最近では多用される傾向にある。しかしながら疲労強度上問題となるプレーシング等の継手部では軟鋼が多用されている。これは全体構造重量からみて継手部の占める割合が少く重量軽減の効果がそれ程期待できないこと（すなわち S-N 線図では軟鋼、高張力鋼の区別なく高張力鋼採用のメリットがない）のほかに、余剰強度 (Redundancy) を高め、メインテナンスを容易にすること等、設計、建造、維持等の観点からである。

今後はより構造設計合理化の観点から継手部に高張力鋼の採用を考えられるので疲労強度設計のためのデータを蓄積して行くことが大切であると思われる。

(4) 船級協会ルール等

船級協会ルール等には 5.4.2、5.4.3 にて述べるよう一般的な疲労強度設計基準、手順等は述べられているが、海洋構造物の特異性から、複雑多岐にわたる継手構造が採用されており、これらを包括的に取扱えるような設計データ（応力集中係数等）は示されていない。従ってケースバイケースでスケールモデル実験あるいは有限要素法による応力解析と小型試験片による S-N 線図との組合せ等により疲労強度の設計が行われることが多い。今後各種継手構造の応力集中係数、S-N 線図等のデータを調査整備して行くことが要請される。

5.4.2 直接計算法（積分による）

海洋構造物の疲労強度を検討する時に対象となる海象は、発現頻度の高い平均的な海象である。したがって適当な仮定のもとに現象を線形化することによって線形周波数応答関数（伝達関数）を求めることが可能であり、スペクトル法を用いた統計予測ができる。疲労強度の統計予測は、次の手順に基づく。

(1) 海洋構造物が設置される海域の長期波浪データは、目視観測波高 H_v と目視観測平均波周期 T_v の組合せの、発現頻度分布表で与えられることが多い。すなわち、観測される波高と周期をあるきざみ幅で分類した際の代表値がそれぞれ H_v^i, T_v^j であるとすると、それらによって代表される短期（数十分程度）の海象の発現確率は

$$P_s(H_v^i, T_v^j) dH_v^i dT_v^j = \frac{n(H_v^i, T_v^j)}{\sum_i \sum_j n(H_v^i, T_v^j)} \quad (5.4.1)$$

$n(H_v^i, T_v^j)$: 発現頻度

で与えられる。

(2) 短期海象のスペクトル表現

長期波浪データから得られる各短期海象を代表する H_v および T_v は、波スペクトルを表現するには一般的ではなく、通常、有義波高 H_s 、平均ゼロアップクロス周期 T_z に換算される。一例として Nordenström は次式を提案している。

$$H_s = 1.68 H_v^{0.75} \quad (5.4.2)$$

$$T_z = 0.82 T_v^{0.96} \quad (5.4.3)$$

以上の関係のもとにおいて、海象の発現確率は

$$P_s(H_s^i, T_z^j) dH_s^i dT_z^j = P_s(H_v^i, T_v^j) dH_v^i dT_v^j \quad (5.4.4)$$

となる。

海象を表現する波スペクトル表示式は種々提案されており、海域によって異なるが、比較的よく用いられるものとしては、完全発達波に対して Pierson-Moskowitz 型スペクトル、有限フェッティにおける周波に対して JONSWAP スペクトルがあげられる。JONSWAP スペクトルは、P-M型スペクトルにピーク倍率係数を乗じて得られるもので、P-M型スペクトルのピークを持ち上げたような形状をしている。ただし、JONSWAP スペクトルは、北海における観測データをもとに導かれたものであるから、使用には留意が必要である。

ここでは P-M型スペクトルを示す。

$$S^*(\omega, \theta + \alpha) = G_0(\alpha) \cdot S(\omega) \quad (5.4.5)$$

ここで

$$S(\omega) = \frac{Hs^2 Tz}{8\pi^2} \left(\frac{\omega Tz}{2\pi} \right)^5 \exp \left[-\frac{1}{\pi} \left(\frac{\omega Tz}{2\pi} \right)^4 \right] \quad (5.4.6)$$

$$G_\theta(\alpha) = \begin{cases} \frac{2}{\pi} \cos^2 \alpha & |\alpha| \leq \frac{\pi}{2} \\ 0 & |\alpha| > \frac{\pi}{2} \end{cases} \quad (5.4.7)$$

$S^*(\omega, \theta + \alpha)$: 方向を考慮した波スペクトル

$G_\theta(\alpha)$: 方向分布関数 (PNJ型)

$S(\omega)$: 長波頂スペクトル

θ : 波の主方向

α : 波の主方向と成分波の進行方向のなす角度

ω : 円周波数

(3) 短期統計予測

検討する構造要素の注目する箇所における応力の周波数応答関数 $TR(\omega, \theta + \alpha)$ は、決定論的に求められる。

すなわち、 ω の周波数と $\theta + \alpha$ の入射角を持つ規則波によって、単位波高あたりどれだけの振幅の応力応答が生ずるかを、いくつかの適当な数の $\omega, \theta + \alpha$ について算定する。波高はある非線形性を取り入れたい時は、短期海象毎に代表波高を参考にして必要に応じた線形化を行う。このようにして求められた $TR(\omega, \theta + \alpha)$ により、応力応答のスペクトル $S_{\sigma\sigma}(\omega, \theta)$ は、次式で求まる。

$$S_{\sigma\sigma}(\omega, \theta) = \int_{-\pi}^{\pi} |TR(\omega, \theta + \alpha)|^2 S^*(\omega, \theta + \alpha) d\alpha \quad (5.4.8)$$

積分は数値的に行われる。 $S_{\sigma\sigma}(\omega, \theta)$ を ω_α の領域で積分することにより、応力応答の分散 $m_\sigma(\theta, Hs^i, Tz^j)$ が海象毎に算定される。

$$m_\sigma(\theta, Hs^i, Tz^j) = \int_{-\infty}^{\infty} S_{\sigma\sigma}(\omega, \theta) d\omega \quad (5.4.9)$$

また応答の代表周期を平均ゼロアップクロス周期 Tz^s とすると

$$Tz^s = 2\pi \sqrt{\frac{m_0(\theta, Hs^i, Tz^j)}{m_2(\theta, Hs^i, Tz^j)}} \quad (5.4.10)$$

$$\text{ただし、 } m_2(\theta, Hs^i, Tz^j) = \int_{-\infty}^{\infty} \omega^2 S_{\sigma\sigma}(\omega, \theta) d\omega \quad (5.4.11)$$

と得られる。

(4) 長期統計予測

短期気象のもとでの応答の極値の確率分布が Rayleigh 分布にしたがうと仮定し、海象の発現確率を用いて重ね合せをすることによって、応力の極値がある一定値 σ と $\sigma + d\sigma$ の間にある確率を次式のように求めることができる。

$$q_{\sigma} d\sigma = \int_{-\pi}^{\pi} p_{\theta}(\theta) \sum_i \sum_j \frac{\sigma}{m_0(\theta, Hs^i, Tz^j)} \exp \left\{ - \frac{\sigma^2}{2m_0(\theta, Hs^i, Tz^j)} \right\}$$

$$p_s(Hs^i, Tz^j) dHs^i dTz^j d\theta \cdot d\sigma \quad (5.4.12)$$

q_{σ} : 確率密度関数

$p_{\theta}(\theta)$: 波の主方向分布確率

短期海象は数十分間程度継続するものであり、異なる T_s 、 T_z で代表される海象は同時に発生しないが、

長期的に見た場合、応力応答の極値の確率密度関数は常に q_{σ} で表現されると考えてさしつかえない。

一方、応答の極値の単位時間あたりの出現頻度 \bar{f} は、応答の代表周期 T_z^s の平均より次式のように算定される。

$$\bar{f} = \frac{1}{\int_{-\pi}^{\pi} p_{\theta}(\theta) \sum_i \sum_j T_z^s \cdot p_s(Hs^i, Tz^j) dHs^i dTz^j d\theta} \quad (5.4.13)$$

(5) 疲労強度の評価

実験やルールから得られる S - N 曲線より、ある応力レベル σ における疲労破壊繰返し数が N_{σ} 回と算定されるとすると、 Palmgren-Miner の線形累積被害則より、応力レベル σ における変動 1 回あたりの疲労被害率は usage factor を 1 とすると $1/N_{\sigma}$ となる。したがって応力レベル σ によって誘起される、海洋構造物の稼動寿命 (T_L) 中の疲労被害率は、 $q_{\sigma} d\sigma \cdot \bar{f} \cdot T_L / N_{\sigma}$ で与えられ、すべての σ について総和された疲労被害率 D が 1 を超えなければ、すなわち

$$D = \bar{f} T_L \int_0^{\infty} \frac{\sigma q_{\sigma}}{N_{\sigma}} d\sigma < 1 \quad (5.4.14)$$

ならば、疲労強度が満足されていると評価される。また、 T_L を未知数として、疲労被害率が 1 になるまでの寿命を求めるとき、

$$T_L = \frac{1}{\bar{f} \int_0^{\infty} \frac{q_{\sigma}}{N_{\sigma}} d\sigma} \quad (5.4.15)$$

として疲労寿命が算定される。

なお、ルールによっては、疲労被害率 D について、安全率を見込んで 1 より小さな値を要求する場合もある。

5.4.3 間接計算法 (DnV の方法)

前項で述べた疲労強度解析法においては、海洋構造物の設置される海域の長期波浪データがある程度揃っていることが前提条件としてあり、海象の発展頻度分布を直接計算に盛込むことによって統計的な取り扱いがなされた。しかし、北大西洋や北太平洋など船の航海上重要な海域や、北海のように早くから海象データの重要性が認識された海域については、定点観測などによる長年のデータの蓄積があり、信頼性の高い資料としてまとめられているが、海域によっては必ずしもデータが十分といえない場合もある。データの不足を補うとともに、疲労強

度を簡易に推定する手段として、長期の波高の分布を関数（ワイブル分布）にあてはめ、応答についてもワイブル分布にしたがうとして統計的に取り扱う方法がある。この間接的な計算法を以下、手順にしたがって示す。

(1) 波浪データの数式表示

長期海象においては、平均波周期 T_{z^i} の一区分内で、有義波高 H_s は比較的良く分布に近似される。

$$P_i(H_s) = 1 - \exp \left\{ - \left(\frac{H_s - H_{oi}}{H_{ci} - H_{oi}} \right)^{\gamma_i} \right\} \quad (5.4.16)$$

図 5.4.3 は北太西洋の長期波浪データ²⁾をもとに、目視観測平均波周期のグループ毎に波高分布がワイブル分布に fit する様子を Nordenström¹⁾ が示したものである。

ここでしばしば H_{oi} は 0 とみなされ、また、 H_{ci} と γ_i が一定値を持つものと仮定すると、この有義波高の長期の分布と、短期における個々の波高の分布（Rayleigh 分布）を組合せることによって、長期の個々の波高の

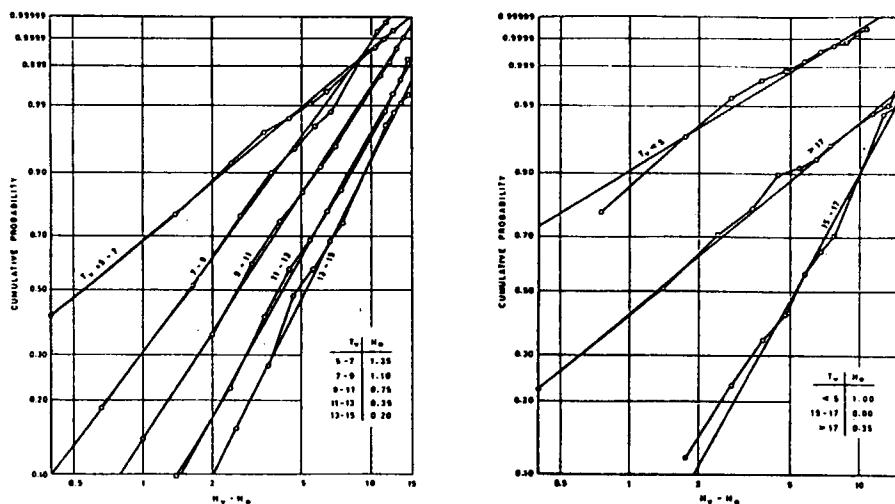


図 5.4.3 長期波浪観測データ²⁾のワイブル分布近似¹⁾

γ	C	D
-	.767	1.800
10.00	.678	1.730
8.00	.612	1.712
6.00	.590	1.614
4.00	.553	1.444
3.33	.536	1.356
2.36	.521	1.276
2.30	.508	1.204
2.00	.488	1.086
1.32	.480	1.034
1.67	.472	0.988
1.54	.465	0.944
1.43	.459	0.904
1.33	.453	0.863
1.25	.448	0.534
1.18	.444	0.802
1.11	.439	0.774
1.05	.435	0.746
1.00	.432	0.722
0.67	.410	0.538
0.50	.396	0.428
0.40	.390	0.356

表 5.4.1 γ と CD の関係³⁾

分布が次式のようなワイブル分布に近似される。

$$P_L(H) = 1 - \exp \left\{ - \left(\frac{H}{CH_c} \right)^D \right\} \quad (7.4.17)$$

ここで τ と C 、 D の関係は表 5.4.1 のように与えられる。この式より、確率レベル $Q_0 = 10^{-n_0}$ に対する波高の最大予測値は

$$H = (2.30 \times n_0)^{1/D} \times CH_c \quad (5.4.18)$$

と計算される。 n_0 は海洋構造物の稼動寿命に依存するが、 N_0 年間の再現期間に対応する。

n_0 の値は次式で与えられる。³⁾

$$n_0 = 6.7 + \log_{10} N_0 \quad (5.4.19)$$

(2) 最大変動応力の算定と応力レベルの発現頻度

波高の最大予測値が求められると統いて変動応力振幅の最大値を予測するための波条件が設定される。すなわち、設計波として規則波を構造物に作用させる場合、応力応答に最も厳しい波高・波周期・波方向の組合せが選定される。この場合、波高については、海象における波高の最大予測値が参照されるが、検討する構造要素によっては比較的短い波周期で応力応答の伝達関数が極大になるため、最大波相度を考慮して波高と波周期の組合せを定める必要がある。（最大波相度は、碎波による波高限界を考慮したものである。）

確率レベル Q_0 に対応した最大変動応力 σ_0 が算定されると、海洋構造物の稼動寿命中に発生する変動応力についてもワイブル分布を仮定する。すなわち、

$$Q(\sigma) = \exp \left[- \left(\frac{\sigma}{q} \right)^h \right] \quad (5.4.20)$$

ここで、 $Q(\sigma)$ は応力応答が σ を超過する確率であり、 h 、 q はワイブル分布のパラメタである。 q は超過確率 $Q_0 (= 1/N_T)$ に対応する最大変動応力 σ_0 より次式のように定まる。

$$q = \frac{\sigma_0}{(1 \ln N_T)^{1/h}} \quad (5.4.21)$$

(5.4.21)式を (5.4.20)式に代入し、超過確率 Q が N/N_T に対応するとして整理すると

$$\frac{\sigma}{\sigma_0} = \left(1 - \frac{\log N}{\log N_T} \right)^{1/h} \quad (5.4.22)$$

を得る。ただし、 N は応力レベル σ を超過する回数である。図 5.4.4 は (5.4.22) 式をもとに $Q_0 = 10^{-8}$ として変動応力振幅の超過確率を、 h をパラメタにして描いたものである。⁴⁾

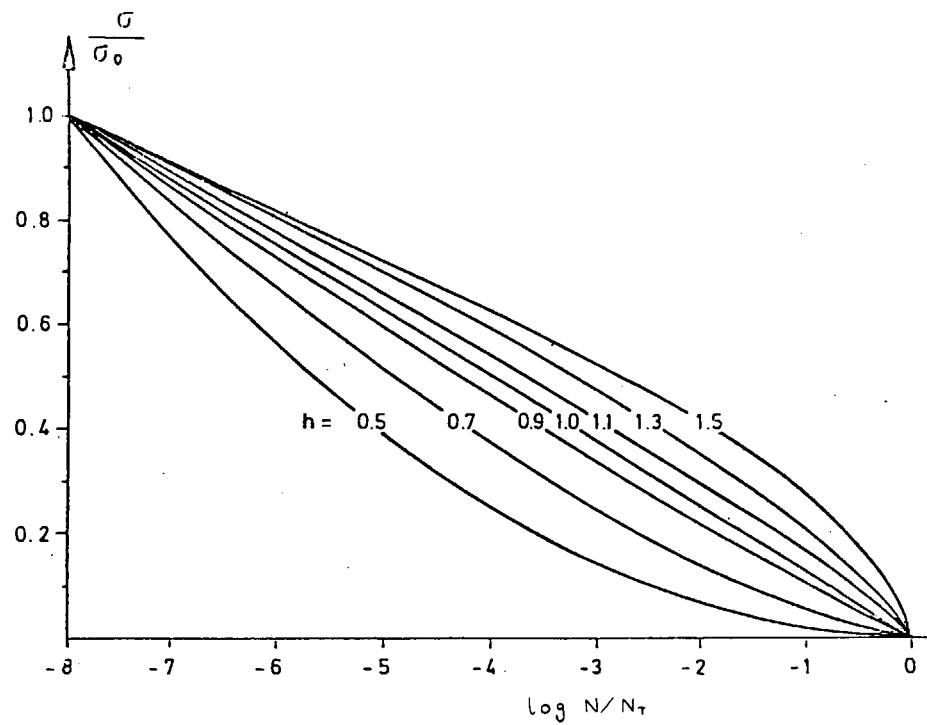


図 5.4.4 変動応力振幅の超過確率

(3) 疲労強度の推定

(5.4.22)式は構造物の稼動寿命中の変動応力レベルと線返し数の関係を陰に示したものであり、これと S-N 曲線を組合せることによって疲労強度を評価することができる。今、S-N 曲線より次式が得られた場合について考えてみる。

$$N\sigma = a\sigma^{-m} \quad (5.4.23)$$

ここで、 $N\sigma$ は変動応力レベル σ における疲労破壊線返し数であり a 、 m は定数である。(5.4.20)式の超過確率 $Q(\sigma)$ より変動応力の確率密度 $p(\sigma)$ を求めると、

$$p(\sigma) = -\frac{\partial Q}{\partial \sigma} = \frac{h}{q^h} \sigma^{h-1} \exp \left[-\left(\frac{\sigma}{q} \right)^h \right] \quad (5.4.24)$$

となり、応力レベル σ の変動 1 回に対する疲労被害率は σ^m/a であるから、稼動寿命中の総線返し数 N による疲労被害率 D は

$$\begin{aligned} D &= \int_0^{\sigma_0} \frac{\sigma^m}{a} N_T p(\sigma) d\sigma \\ &= \frac{N_T q^m}{a} \Gamma \left(\frac{m}{h} + 1 \right) \\ &= \frac{N_T \sigma_0^m}{a} \cdot \frac{\Gamma \left(\frac{m}{h} + 1 \right)}{(1 \ln N_T)^{m/h}} \end{aligned} \quad (5.4.25)$$

と得られる。D<1ならば疲労強度は満足されている。

さらに、相当効果応力(equivalent effective stress range) σ_{eq} の概念を導入する。すなわち稼動寿命中の総繰返し数 N_T で等価な疲労被害Dが生ずるための変動応力値をS-N曲線から逆に求めると、

$$\sigma_{eq} = \frac{\sigma_0}{(\ln N_T)^{1/h}} \sqrt[m]{\Gamma\left(\frac{m}{h} + 1\right)} \quad (5.4.26)$$

となる。 $\sqrt[m]{\Gamma\left(\frac{m}{h} + 1\right)}$ の値は、表5.4.2のようになる。³⁾

表5.4.2 $\sqrt[m]{\Gamma\left(\frac{m}{h} + 1\right)}$ の値

$h \backslash m$	3.0	3.1	3.3	3.5	3.7	4.2
0.4	24.12	25.73	29.23	33.04	37.08	48.38
0.5	8.96	9.43	10.41	11.42	12.49	15.35
0.7	3.35	3.46	3.69	3.93	4.17	4.79
0.9	2.10	2.15	2.26	2.37	2.47	2.47
1.0	1.82	1.86	1.94	2.02	2.10	2.29
1.1	1.63	1.66	1.72	1.78	1.85	2.00
1.3	1.39	1.42	1.46	1.51	1.54	1.64
1.5	1.26	1.28	1.31	1.34	1.37	1.45

以上の直接計算法および間接計算法をOSモデルに適用して疲労強度について検討したのが表5.4.4である。

ここで、直接計算法において、間接計算法との統一を図るために

$$f \cdot T_L = N_T \quad (5.4.27)$$

とし、S-N線図に(5.4.23)式を用いると、疲労被害率Dは次のように表現される。

$$D = \frac{N_T \cdot \Gamma\left(\frac{m}{2} + 1\right)}{a} \sum_k \sum_i \sum_j \left\{ 2m_0(Hs^i, Tz^j, \theta^k) \right\}^{\frac{m}{2}} p_s(Hs^i, Tz^j) \\ \cdot p_\theta(\theta^k) dHs^i dTz^j d\theta^k \quad (5.4.28)$$

また、間接計算法においては、5.3で示した各部材応力の長期予測値($N_T = 10^{8.7}$ に対応)を8/8.7倍して $N_T = 10^8$ に対応する値に修正して最大変動応力値とした。S-N線図としては次式で表わされるAWSコードのX₂-線図を用いた。⁵⁾

$$N\sigma = a\sigma^{-m} \quad a = 2.66 \times 10^8, \quad m = 3.74 \quad (5.4.29)$$

表 5.4.3 北海波浪データによる疲労被害度 ($N_T = 10^8$)

部材 計算法		HT-OF	HT-IF	HD	VD-OF	UD-IF
直接計算法	波浪データ A	1.43×10^{-2}	8.50×10^{-4}	2.20×10^{-2}	9.28×10^{-3}	2.55×10^{-4}
	波浪データ B	1.22×10^{-2}	7.21×10^{-4}	1.86×10^{-2}	7.29×10^{-3}	2.18×10^{-4}
	波浪データ C	1.27×10^{-2}	7.56×10^{-4}	1.96×10^{-2}	8.27×10^{-3}	2.28×10^{-4}
間接計算法	$h = 0.9$	1.14×10^{-2}	1.30×10^{-3}	2.57×10^{-2}	4.94×10^{-3}	1.30×10^{-4}
	$h = 1.0$	2.05×10^{-2}	2.34×10^{-3}	4.63×10^{-2}	8.92×10^{-3}	2.35×10^{-4}
	$h = 1.1$	3.42×10^{-2}	3.91×10^{-3}	7.73×10^{-2}	1.49×10^{-2}	3.92×10^{-4}

直接計算法：波浪データ A 観測データ（データ総数 15,000）

波浪データ B 観測データをワイブル近似（15,000）

波浪データ C " (525,000)

間接計算法：最大波高度に DnV 推奨式を適用

表 5.4.4 日本近海波浪データによる疲労被害度 ($N_T = 10^8$)

部材 計算法		HT-OF	HT-IF	HD	VD-OF	VD-IF
直接計算法	E 07	8.20×10^{-3}	4.52×10^{-4}	1.10×10^{-2}	5.35×10^{-3}	1.56×10^{-4}
	E 16	1.28×10^{-2}	7.24×10^{-4}	1.80×10^{-2}	8.33×10^{-3}	2.39×10^{-4}
	E 06 S	2.24×10^{-2}	1.30×10^{-3}	3.31×10^{-2}	1.45×10^{-2}	4.11×10^{-4}
	E 19	1.67×10^{-2}	9.68×10^{-4}	2.46×10^{-2}	1.09×10^{-2}	3.08×10^{-4}
間接計算法	DnV	$h = 0.9$	1.14×10^{-2}	1.30×10^{-3}	2.57×10^{-2}	4.94×10^{-3}
		$h = 1.0$	2.05×10^{-2}	2.34×10^{-3}	4.63×10^{-2}	8.92×10^{-3}
		$h = 1.1$	3.42×10^{-2}	3.91×10^{-3}	7.73×10^{-2}	1.49×10^{-2}
間接計算法	DnV $\times 10\%$	$h = 0.9$	1.63×10^{-2}	1.84×10^{-3}	3.66×10^{-2}	7.07×10^{-3}
		$h = 1.0$	2.94×10^{-2}	3.32×10^{-3}	6.60×10^{-2}	1.28×10^{-2}
		$h = 1.1$	4.91×10^{-2}	5.55×10^{-3}	1.10×10^{-1}	2.13×10^{-2}
						5.58×10^{-4}

直接計算法：通年観測データ

間接計算法：上段：最大波高度に DnV 推奨式を適用

ト段：上より定まる波高より 10% 大きな値を使用

まず、表 5.4.3 の北海の波浪データによる計算結果において、直接計算法では波浪データの使用による差がないことから、疲労強度には低発現確率領域の応力振幅はさほど寄与しないことがわかる。

また、間接計算法の結果を直接計算法の結果と比較すると、パラメタ h の適切な値は部材によって異なるが、 $h = 1.0$ をとると、全般に妥当な結果を得るようである。次に、表 5.4.4 の日本近海の波浪データによる計算結果においては、間接計算法で設計波を求める時、日本近海の長期波浪は北海に比べやや厳しいという前節（5.3）の結果を考慮して DnV が推進する波高度より 10% 高い値を使用するならば、 $h = 1.0$ をとるとほぼ安全側で妥

当な結果を得るようである。

5.4.4 補強円筒継手部の応力集中

(1) 半潜水式構造物の疲労と応力集中

疲労クラックは荷重分担率の高い、特に波等の繰返し荷重による変動応力の高い構造要素のうち、他部材との溶接継手部や開口部などの応力集中度の高い箇所で主に発生する。半潜水式海洋構造物の主要構造要素でこのような性格をもつ箇所としてプレースとコラム、プレースとメイン・デッキ、プレース同志の継手部が代表的であり、これらはプレース継手と総称される。

プレース継手は円筒部材で構成されることが大半であり、継手部付近で増厚される他に、プラケット、リング・フレーム、ダイヤフラム等により補強され、時には小径部材が大径部材に貫通したり、箱型形状に断面変化させたりすることもある。端的に云えばプレース継手は補強円筒継手であり、補強方法が千差万別であることから無補強円筒継手のように既存のデータを利用する事が非常に困難であり、その都度応力集中係数や疲労強度を有限要素解析あるいは模型実験によって得ることが必要であることが大きな特徴となっている。

(2) 応力集中係数と疲労強度等価係数

応力集中を考慮した実応力 S_A は次式で示される 3 つの量に依存する。

$$S_A = f(S_N, K_{tD}, K_{tw}) \quad (5.4.30)$$

S_N : 構造要素の断面積、断面係数から求まる公称応力

K_{tD} : 設計された構造要薬の幾何形状による応力集中係数

K_{tw} : 溶接形状・欠陥、工作誤差による応力集中係数

上記 3 つの量のうち、 S_N と K_{tD} は比較的容易に得られるが K_{tw} はばらつきを持った量であり、明確に定量化することができない。そこで応力集中係数としては K_{tD} のみを考慮し、 S_N と K_{tD} の積として定義される Hot Spot Stress と、継手部の幾何形状および溶接ビードのドレッシングの有無等により適宜選定された S-N 曲線との組合せにより疲労の累積被害値を算定する方法が一般に行われている。

他方、疲労強度評価を許容応力式で算定しようとする場合、そのための S-N 曲線は得られていない。そこで等価な疲労強度を有する小型切欠試験片の応力集中係数 K_t に對応して構造要素には疲労強度等価係数 F_{eq} を定義し、小型試験片に対して得られた許容応力式中の K_t に F_{eq} を代入して構造要素の許容応力式とする方法があり、参考文献 6 にその概要が示されている。

(3) 応力集中係数の定義法

応力集中係数 K_t は一般に次式によって定義される。

$$K_t = \frac{S_{max}}{S_N}$$

S_{max} : Hot Spot Stress (5.4.30)

S_N : 公称応力

半潜水式海洋構造物のプレース継手の場合、上式右辺の各量の定義を明確に規定しない限り応力集中係数の意味もあいまいになり、現場に既存のデータを統一的に集積する上で著しい困難を生じている。

上式右辺分母の不明確性の要素として下記のものがある。

- i) 部材力の種類(軸力、面内曲げ、面外曲げ)あるいはその組合せの多様性
- ii) 公称応力を算定する部材の選定の不統一性
- iii) 曲げの場合、公称応力を算定する断面位置の不統一性
- iv) 公称応力を算定するときの断面積、断面係数を増厚部で考えるか一般部で考えるかの不統一性
- v) 上記 iv) を増厚部とした場合、補強材を考慮するか否かの不統一性

また、右辺分子の不明確性の要素として下記のものがある。

- i) 有限要素法による場合、メッシュ分割の粗密の不統一性
- ii) 同上の場合、溶接ビード形状を考慮するか否かの不統一性
- iii) 実験の場合、歪ゲージ貼付位置の止端部からの距離の不統一性
- iv) 同上の場合、二軸応力、歪場における歪から応力への換算率(Young率)の不明確性
- v) 止端部周辺応力から止端部応力への外挿方法の不統一性
- vi) 主応力を採るか一定方向応力を採るかの不統一性

結局、半潜水式構造物のプレース継手の疲労解析を行うにあたり、単に公称応力に応力集中係数を乗じて Hot Spot Stress を算定して S-N 極線で照査するという簡単な手続きを探ることとはほとんどなく、有限要素解析あるいは実験により直接 Hot Stress を求めるため広く共通に認められる応力集中係数の厳密な定義ができないままになっているものと思われる。

Hot Spot Stress や応力集中係数の定義の多様性や不統一性の関する議論について最近 UK-DEN が試み⁷⁾ており、独自の定義方法を採用して疲労強度の検討ガイドンスを提唱している。

他方、DnV も独自の定義方法を採用しており、それらは相互に微妙に異なっている。結局、設計者は適用される法規・規則に応じて適宜使い分ける必要があるという現状である。

(4) 半潜水式海洋構造物の応力集中係数解析例

半潜水式海洋構造物の有限要素法あるいは実機実験による応力集中解析例を以下に紹介する。

第1例

図 5.4.5 に示すプレースとコラムの継手

有限要素法によって図 5.4.6 に示すように
応力集中係数 1.01~120 を得た。

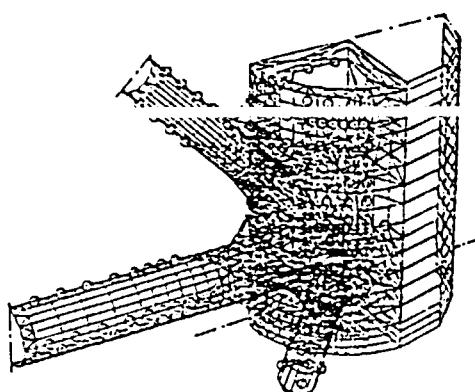


図 5.4.5

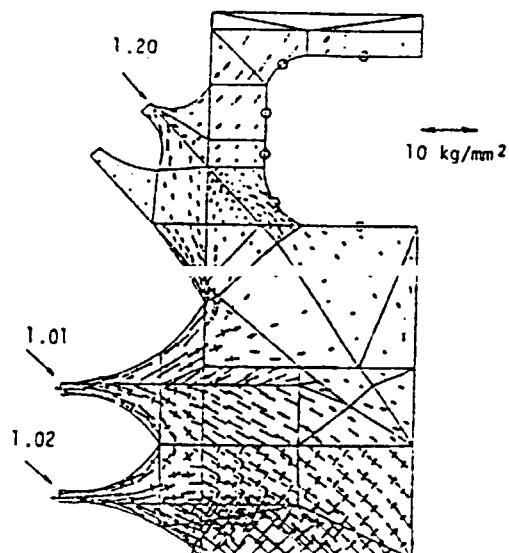


図 5.4.6

第2例

1) 図 5.4.7 に示すプレースとコラムの継手

有限要素法による応力解析を行った。静水時と 100 年暴風時の骨組解析によって得た部材力をもとにコラム上端、両プレース端は軸力、面内モーメント、面内せん断力を載荷し、コラム下端を固定した。増厚を考慮し、補強材は考慮しないプレース貫入位置における骨組応力を公称応力と定義した。Hot Spot Stress は部材軸方向とし、プラケット・ダイヤフラムの溶接ビード形状を考慮しない止端部位置での値とした。

応力集中係数を表 5.4.5 に示す。

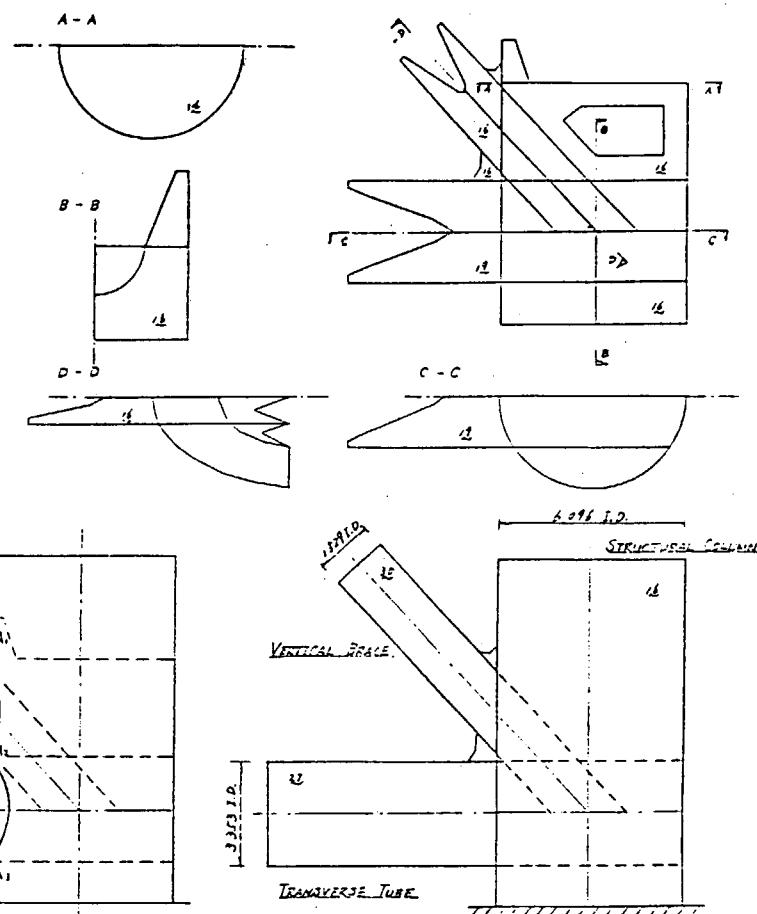


図 5.4.7

図 5.4.8

表 5.4.5 応力集中係数 K_t $S_N, S_{max}: \text{kg/mm}^2$

MEMBER	POINT	CALM SEA			SURVIVAL		
		S_N	S_{max}	K_t	S_N	S_{max}	K_t
STRUCTURAL COLUMN	A ₁	-3.06	-2.23		-3.39	-4.53	
	A ₂		-2.32	0.76		-6.46	1.91
	A ₃	-4.33	-4.04	0.93	-9.71	-10.49	1.08
TRANSVERSE TUBE	B ₁	3.41	4.05		9.56	11.27	
	B ₂		0.13			-5.77	
	B ₃		5.08	1.94		12.90	1.35
VERTICAL BRACE	C ₁	-5.17	-5.07	0.98	-11.69	-8.15	
	C ₂		-5.03			-14.11	1.21
	C ₃		-4.23			-5.87	
	C ₄		-3.85			-10.86	

2) 図 5.4.9 に示すプレース同志の継手

トランスバース・チューブ左端、両ダイアゴナル・プレース端に軸力、面内・面外モーメント、面内・面外せん断力を載荷し、トランスバース・チューブ右端を固定した。

その他は 1) と同様である。

応力集中係数を表 5.4.6 に示す。

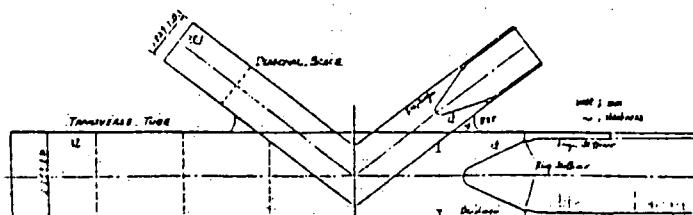


図 5.4.9

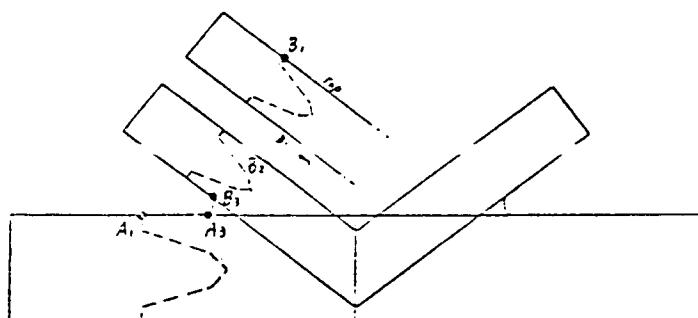


図 5.4.10

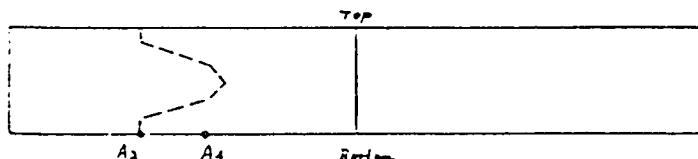


表 5.4.6 応力集中係数 K_t S_N, S_{max} : kg/mm²

MEMBER	POINT	CALM SEA			SURVIVAL		
		S_N	S_{max}	K_t	S_N	S_{max}	K_t
TRANSVERSE TUBE	A ₁	1.6 4	1.7 7		5.4 5	4.7 5	
	A ₂		2.6 5	1.6 2		7.1 6	
	A ₃		1.9 3			7.2 3	1.3 3
	A ₄		2.6 1			6.9 0	
DIAGONAL BRACE	B ₁	0.9 7	0.6 2		- 5.8 1	- 6.3 1	1.0 9
	B ₂		0.6 4	0.6 6		- 3.6 9	
	B ₃		0.4 6			- 0.8 6	

第3例

図 5.4.11 に示すプレース同志の継手

有限要素法および実機実験により応力解析を実施した。

静水でロワーハルの対角タンクにバラスト水を載荷した状態での実機実験に対応する荷重で骨組解析して部材力を算定した。

有限要素法の荷取（一部構造変化あり）は次の 5 ケースについて比較した。

case 1～case 2 と同。但し、H.B. のリング・スティフナを削除。

〃 2～全部材軸力のみ載荷。

〃 3～case 2 と同。但し、H.B. の増厚部（60）を減厚（一般部と同 25）

〃 4～V.D.B.のみに軸力のみ。不釣合成分は他プレースのせん断反力、H.B. の軸反力で吸収。

〃 5～全部材全部材力載荷（ねじりは省略）。

公称応力は着目する Hot Spot Stress の箇所に近い斜部材（V.D.B. または H.D.B.）の軸力による増厚部と一般部の両者の骨組応力で定義し、Hot Spot Stress は、図 5.4.12 に示す定義法により（参考文献 7）、H.B. は円周方向、他プレースは軸方向応力を採用した。

Hot Spot Stress の case 5 における実験と計算の比較を、図 5.4.13 に示す。

有限要素法による応力集中係数を、図 5.4.14 に示す。

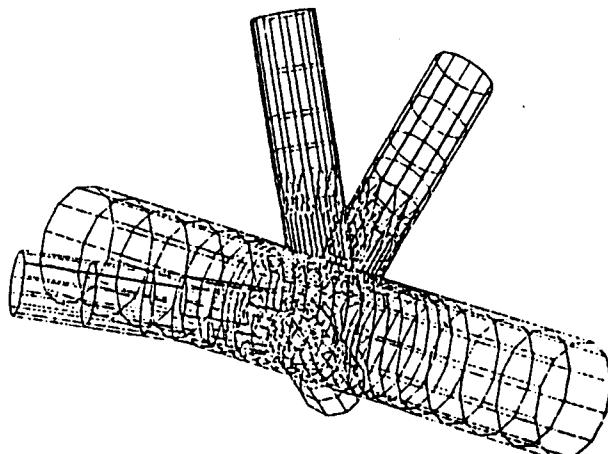
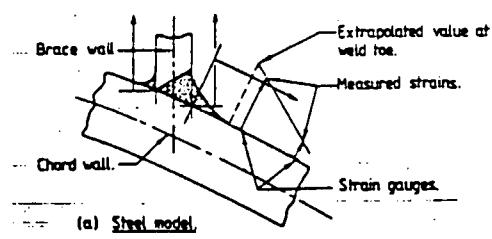


図 5.4.11



(a) Steel model

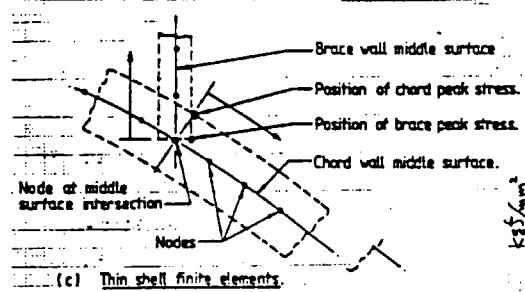
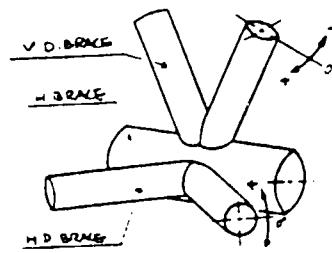


図 5.4.12

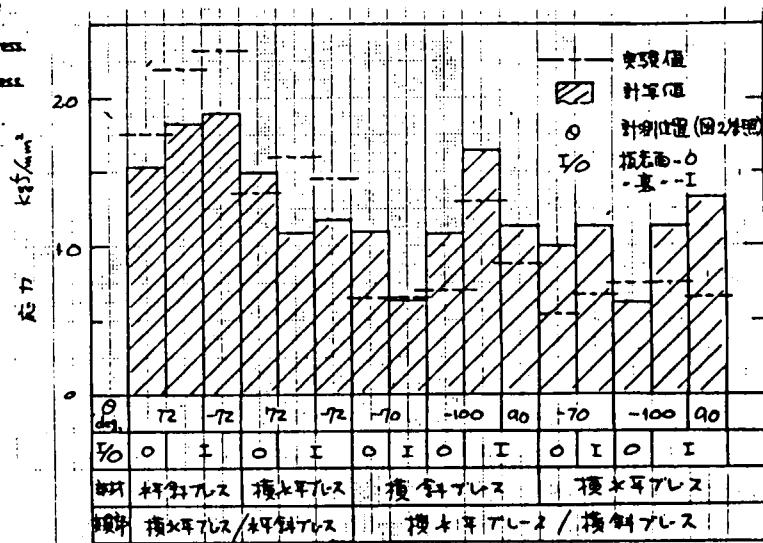


図 5.4.13

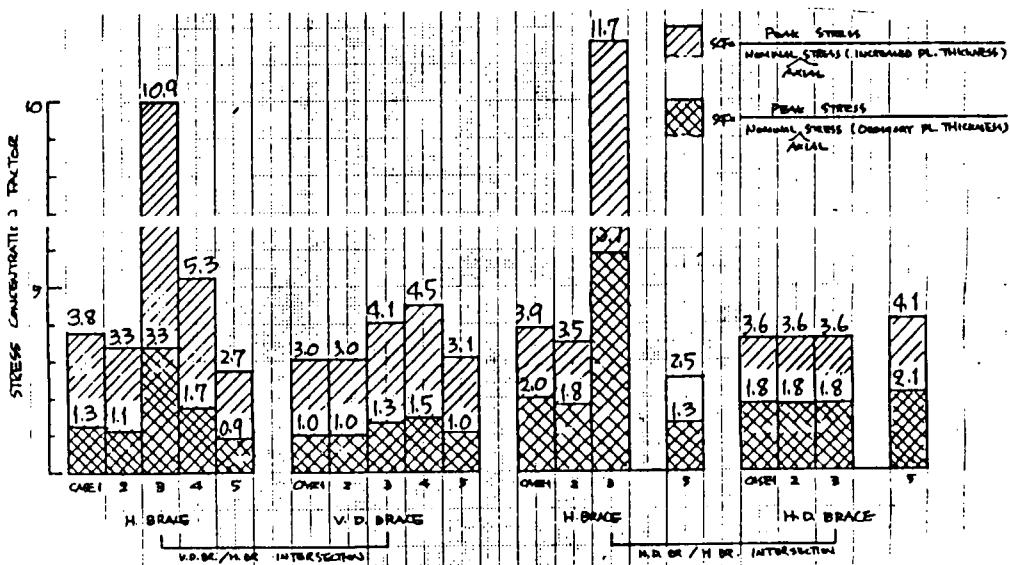


図 5.4.14 応力集中係数

第4例

1) 図5.4.15に示すプレースとコラムの継手

静水でロワー・ハルの対角タンクにバラスト水を載荷した状態での有限要素法および実機実験による応力解析を比較した。

有限要素法は全プレース端に軸力、面内・面外モーメントを載荷し、コラム上端を上下方向指示、下端を完全拘束した。

有限要素法による応力集中係数の算定には言及していない。

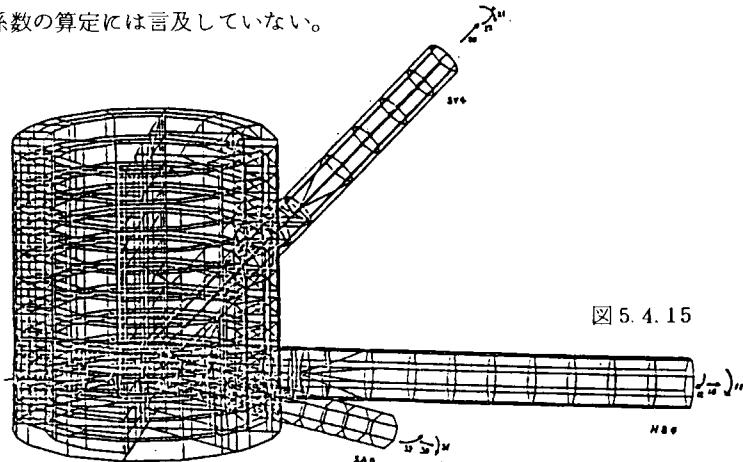


図5.4.15

2) 上記1)の継手と、図5.4.16に示すプレース同志の継手と、図5.4.17に示すプレースとメイン・デッキの継手

静水でロワー・ハルの対角タンクにバラスト水を載荷した状態での実機実験による応力解析を行った。

溶接の止端部と中央部の軸方向最大応力をHot Spot Stressと定義し、溶接止端部から50mm離れた点の軸方向応力を公称応力と定義した。

応力集中係数を表5.4.7に示す。

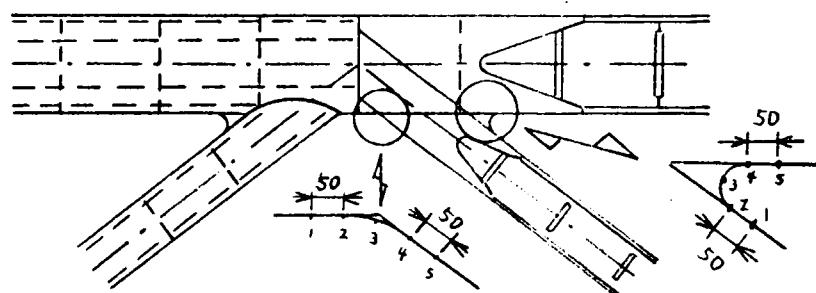


図5.4.16

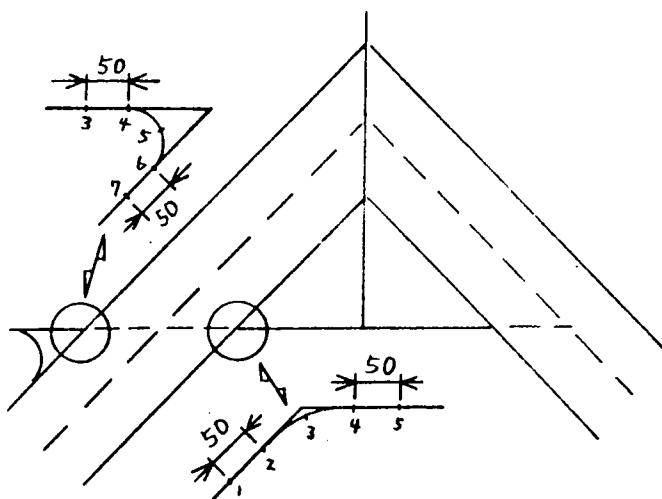


図 5.4.17

表 5.4.7 STRESS CONCENTRATION FACTOR

CONNECTION	TWIST CONDITION				REV. TWIST CONDITION			
	$\sigma_{\max} \frac{kg}{mm^2}$	$\sigma_{ref} \frac{kg}{mm^2}$	SCF	POINT	$\sigma_{\max} \frac{kg}{mm^2}$	$\sigma_{ref} \frac{kg}{mm^2}$	SCF	POINT
UD-SV4(OUT)	-2.1	-1.1	1.91	WELD TOE	1.5	0.9	1.67	WELD TOE
UD-SV4(IN)	-3.0	-1.9	1.58	WELD TOE	2.7	1.6	1.69	WELD TOE
SAD-MB3(OUT)	-1.2	-0.9	1.33	WELD TOE	-1.4	-0.7	2.00	WELD TOE
SAD-MB3(IN)	-0.5	-0.2	2.50	WELD TOE	-1.4	-0.9	1.56	WELD TOE
MB3-SC3(MB3)	-3.5	-1.3	2.69	WELD TOE	1.3	0.5	2.60	WELD TOE
MB3-SC3(SC3)	-6.1	-1.3	4.69	WELD TOE	2.0	0.5	4.00	WELD TOE
SV4-SC4(SV4)	-3.5	-1.8	1.94	WELD TOE	1.5	1.1	1.36	WELD TOE
SV4-SC4(SC4)	-2.2	-1.008	2.18	WELD TOE	0.6	0.5	1.20	WELD TOE
SAD-SC4(SAD)	4.0	1.4	2.86	WELD TOE	-5.1	-1.4	3.64	WELD TOE
SAD-SC4(SC4)	5.8	1.4	4.14	WELD TOE	-5.4	-1.4	3.86	WELD TOE

第5例

図 5.4.18 に示すプレース同志の継手

T.H.B. の一端を固定し、他端および H.D.B. の自由端に、立体骨組解析より求めた部材内力を負荷して有限要素法による応力解析を行った。メッシュの大きさは、板厚の 5 倍を目安にして辺の長さを定めた。負荷する荷重は骨組解析により得られた変動応力が最大となる荷重を用いた。

応力解析の結果の一例として、T.H.B. および Shear および Shear plate の主力応力分布を図 5.4.19 および 図 5.4.20 に示す。疲労強度解析の着目点として図 5.4.21 に示すように①～⑥をとる。

T.H.B. と H.D.B. との交差部 (①～③) における主応力の分布を図示すると図 5.4.22 のようになる。

表 5.4.8 に着目点①～⑥の疲労強度の計算結果および応力集中係数 (S.C.F.) を示す。疲労の許容応力は DnV の "Fatigue Strength Analysis" によった。又、S.C.F. は骨組計算より求めた軸力、面内曲げおよび面外曲げを組合せた直応力との比とし、次のように定めた。

$$S.C.F. = \frac{\sigma_{FEM}}{\sigma_{BEAM}}$$

σ_{FEM} : 主応力

$$\sigma_{BEAM} = |\sigma_a| + \sqrt{\sigma_{by}^2 + \sigma_{bz}^2}$$

ここで、 σ_a , σ_{by} , σ_{bz} : 骨組計算による応力

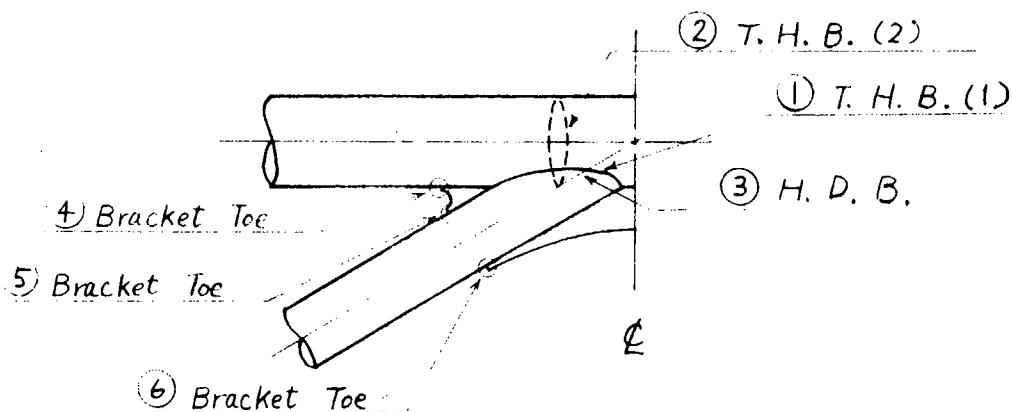
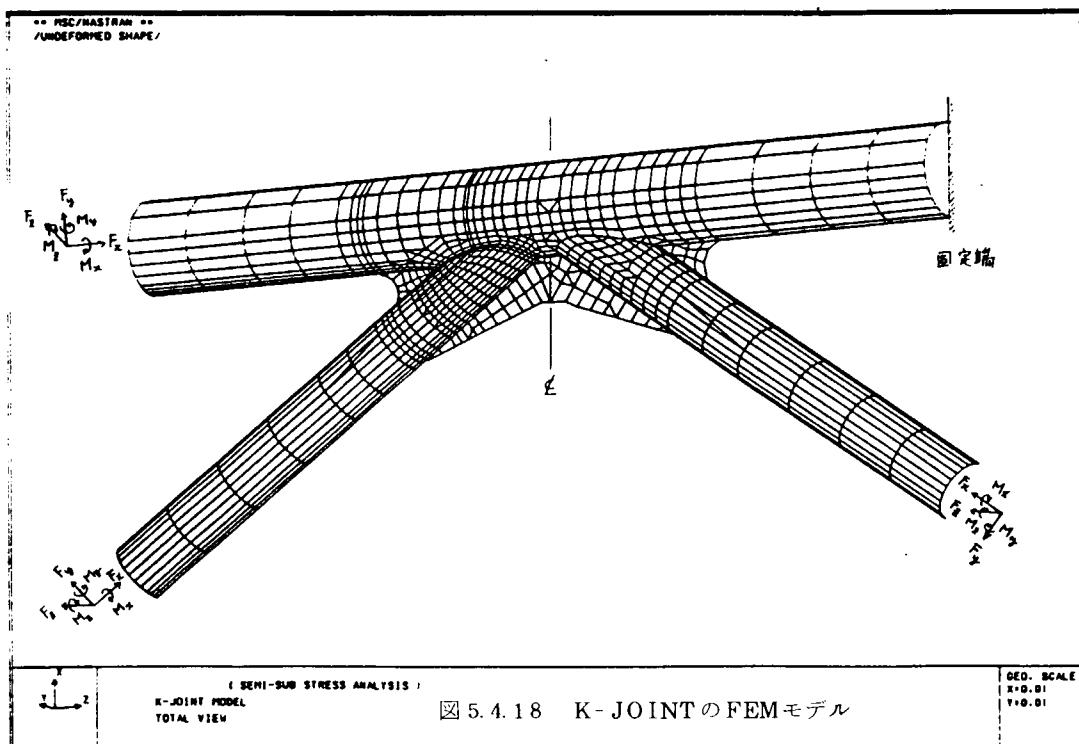


図 5.4.21 チェックポイント

表 5.4.8 応力計算結果

No	チェック ポイント	σ_{FEM} (kg/mm ²)	許容応力		U.F.	σ_{BEAM} (kg/mm ²)	S.C.F.
			S-N曲線	σ_{all} (kg/mm ²)			
1	T.H.B. (1)	6.92	F2	7.5	0.92	6.6	1.05
2	T.H.B. (2)	8.22	F	8.5	0.97	6.6	1.26
3	H.D.B.	6.25	F2	7.5	0.83	4.8	1.30
4	Bracket Toe	7.26	F2	7.5	0.97	6.6	1.10
5	Bracket Toe	5.21	F2	7.5	0.69	4.8	1.09
6	Bracket Toe	4.60	F2	7.5	0.61	4.8	0.96

$$U.F. \equiv \frac{\sigma_{\text{FEM}}}{\sigma_{\text{all}}} ; \quad S.C.F. \equiv \frac{\sigma_{\text{FEM}}}{\sigma_{\text{BEAM}}}$$



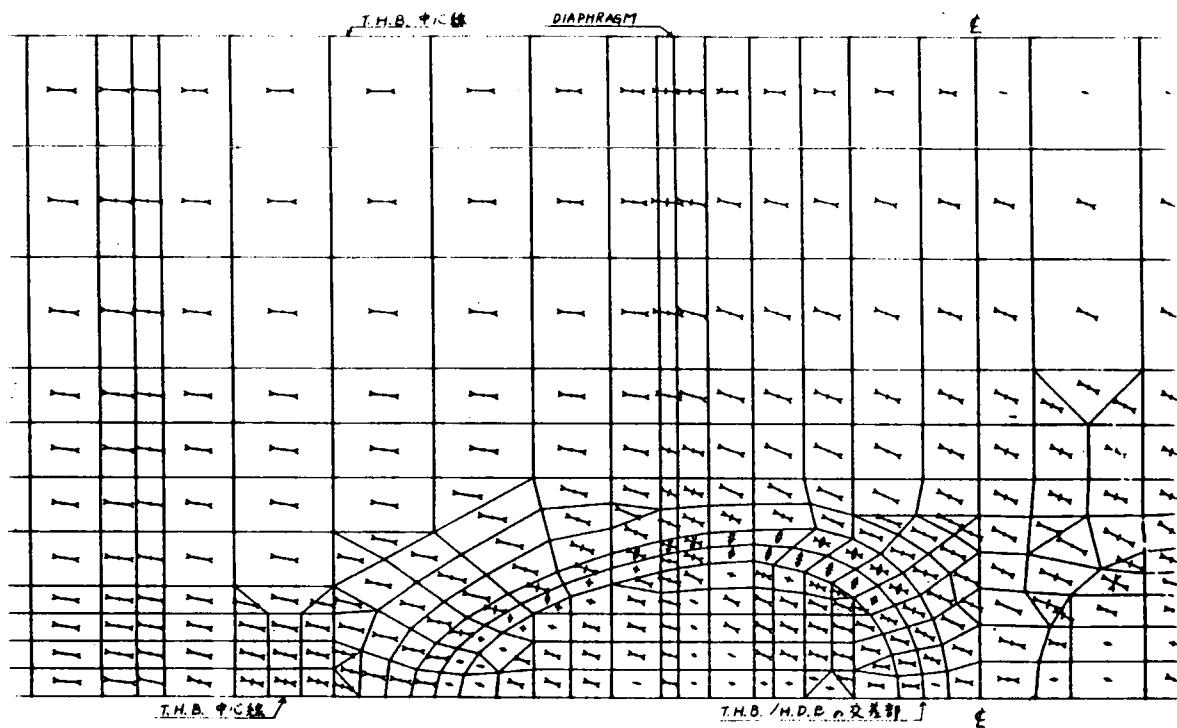


図 5.4.19 K-JOINT(T.H.B.) の主応力分布

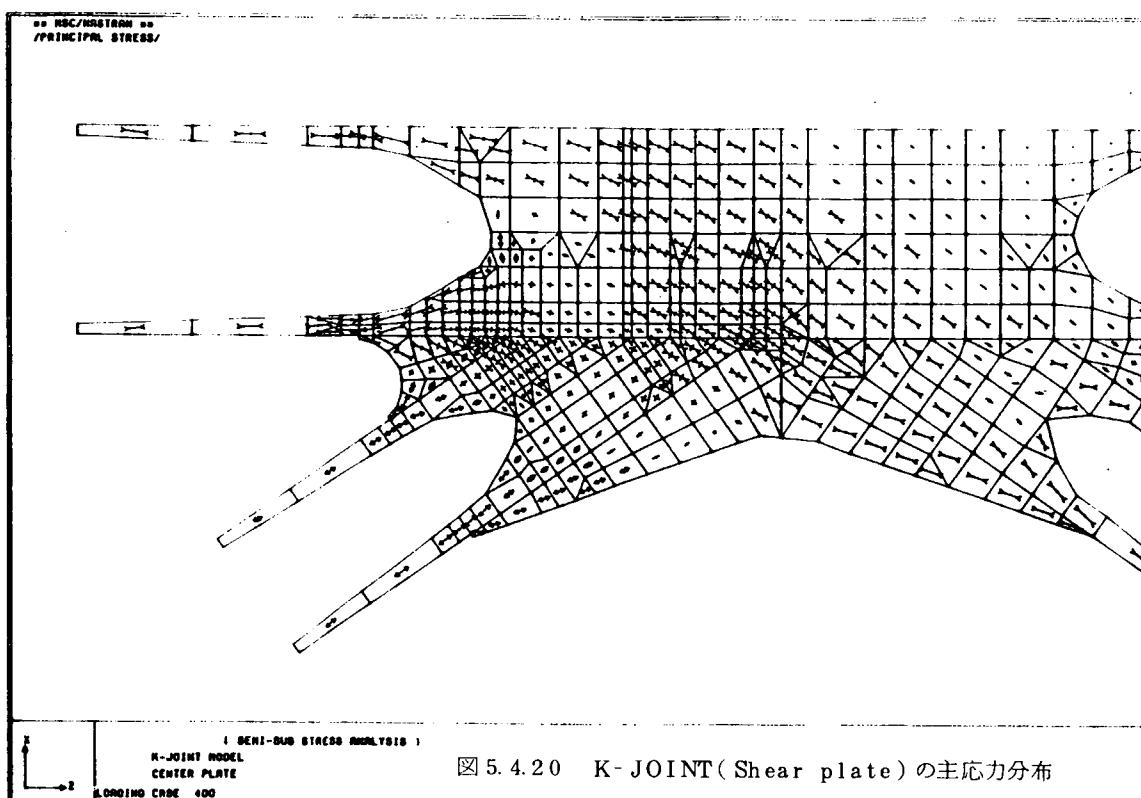


図 5.4.20 K-JOINT(Shear plate) の主応力分布

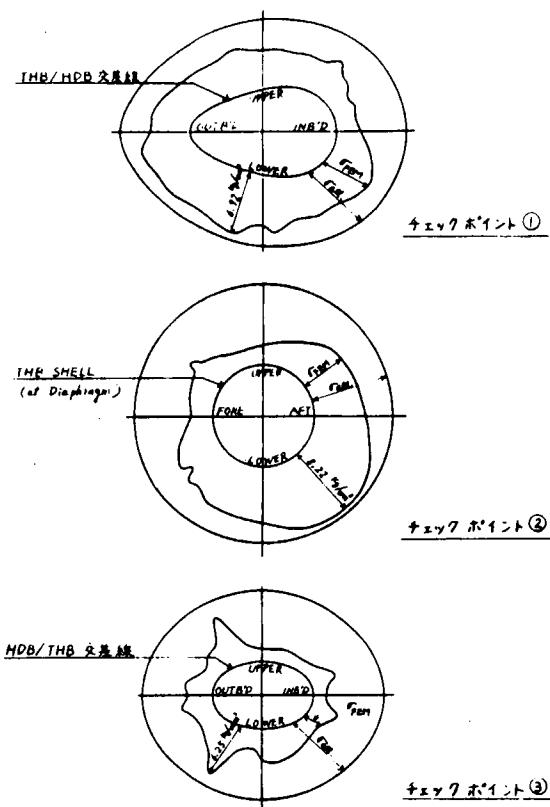


図 5.4.22 T.H.B と H.D.B の交差部の主応力分布

参考文献

1. Nordenström,N: A Method to predict Long-Term Distributions of Waves and Wave Induced Motions and Loads on Ships and Other Floating Structures, Det norske Veritas Publication No.81(1973)
2. Walden,H.: Die Eigenschaften der Meereswellen in Nordatlantischen Ozean; Statistik 10 jähriger Seegangbeobachtungen der nordatlantischen Ozean-Wetterschiffe, Deutscher Wetterdienst. Seewetteramt, Hamburg, Einzelveröff., 41(1964)
3. Det norske Veritas: Draft on Mobile Offshore Units Classification Note, Fatigue Strength Analysis,(1983.8)
4. Det norske Veritas: Rules for Classification of Mobile Offshore Units.(1981)
5. AWS D1-1: Structural Welding Code(10.Tubular Structures) American Welding Society. (1981)
6. 日本造船研究協会：船体構造部材の許容応力、日本造船研究協会報告 第93号、(1980年8月)
7. UK-DEN: Background to Proposed New Fatigue Design Rules for Steel Welded Joints in Offshore Structures, Report of DOE 'Guidance Notes' Revision Drafting Panel (May 1981)

5.5 諸規格における疲労設計法

5.5.1 疲労設計規格の変遷

米国溶接学会 (AWS) は 1972 年他国に先駆けて、鋼構造物溶接規格 (Structural Welding Code-Steel) ANSI/AWS D 1.1 の中に第 10 節 "新型式中空断面部構造" を新設し、これにおいて海洋構造物の中空断面部材構造の具体的な溶接施工法、静強度設計法、疲労設計法を定めた。

この節における疲労設計法は A.A.Toprac や P.W.Marshall その他主として米国の研究者による研究成果を基礎としたものであるが、それまでは米国機械学会 (ASME) による原子力プラント構造規格¹⁾と圧力容器構造規格²⁾でしか用いられていなかったピーク歪基準、ないしはホットスポット歪基準を導入することによってあらゆる部材結合型式に適応される統一的な疲労設計線図を与える一方、旧来のクレーンや橋梁等の疲労設計規格類に見られる方式、すなわち、部材の構造形式ごとに定められる複数の疲労設計線図を併存させるといった独特の疲労設計法であった。

原子力プラント構造規格や圧力容器構造規格では、いわゆる *design by rule* の考え方を捨て去って、*design by Analysis* の考え方へ統一し、そして材料グループごとにピーク歪振幅基準による統一的な疲労設計線図を与えており、この方法と部材形式ごとの疲労設計線図を用いるいわゆる *design by rule* の手法を併存させている AWS D 1.1 規格は、海洋構造物の疲労設計を *design by analysis* の考え方一本槍で行うことの難しさと不経済性を裏書きしているといえる。事実、その後発表されたいくつかの海洋構造物構造規格における疲労設計法も AWS と同様に両者の考え方を併存させたものとなっている。

さて、1972 年発表の AWS D 1.1 規格における疲労設計線図は、繰返し数が 10^4 から 10^7 までの範囲に限定されているとはいっても、具体的に許容応力を定めており、そして当時から数年間はこのように規格化された定量的な許容応力線図がなかったため、例えば NV 規則などでもこの AWS D 1.1 の疲労設計線図の使用を推奨していた。

その後、欧州では英国エネルギー省の出資による UKOSRP (United Kingdom Offshore Steels Research Project) 第 1 次プロジェクト及び ECSC (European Coal and Steel Community) 出資による欧州海洋疲労プログラムその他が精力的に実施され、それらの研究結果が近年になって発表され始めた。さらにこれらの研究成果を基礎として、英国エネルギー省は 1977 年に制定した "海洋構造物 - その設計と建造に関する指針"³⁾ の部分改訂を 1981 年に公表したし、又、AWS からも D 1.1 の 1981 年度改訂版が出された。この間、米国石油協会 (API) でも関係規格の整備、改訂を行って来たし、又いくつかの船級協会でも規格化を進めてきた。

5.5.2 ホットスポット歪基準の有用性と問題点

近年各種溶接継手の疲労強度解析に関して、いわゆるホットスポットにおける歪振幅或は歪範囲（複振幅）の概念の効用に関する議論が年々盛んになってきた。例えば、毎年開催される国際溶接会議 (International Institute of Welding) の第 XII 委員会（溶接継手の疲労強度）においてもこの傾向は顕著であり、任意形式の溶接継手の疲労試験結果は、多くの場合、従来の整理法、すなわち、公称応力を縦軸とする S-N 線図と共に、疲労亀裂発生点、或はその近傍の点における歪振幅又は歪範囲、すなわちホットスポット歪振幅或は歪範囲を縦軸とし、疲労亀裂発生寿命、或は破断寿命を横軸とする線図でも議論されるようになった。

一般に疲労亀裂発生点では歪制御型の応力 - 歪サイクルが繰返されているから、疲労発生点における歪範囲を

ホットスポット歪範囲と定義すれば、これは疲労亀裂発生寿命と最も密接に関連する量であるため、形状因子が異なる各種の溶接継手、例えば目違いや角変形量の異なる数種の突合せ継手や、隅肉継手などの疲労強度線図の縦軸をホットスポット歪振幅、或はホットスポット歪範囲とすることにより、すべての形式の継手の疲労データを一つの分散帯の中に収めることができると可能である。しかし、近似的には疲労亀裂発生点のごく近傍、たとえば3mmないし5mm離れた点における歪範囲をホットスポット歪範囲と定義しても、ほぼ同じグループに属すると見做される数種の溶接継手、例えば目違い、角変形量の異なる突合せ溶接継手群の軸力疲労強度とか、或は隅肉形状の異なる十字隅肉継手群の曲げ疲労強度に関して、夫々の群ごとにその群に属する疲労強度の全データを一つの分散帯に入れることは可能である。

前者の定義、すなわち疲労亀裂発生点での歪振幅を疲労寿命と関連づけた最初の研究者は、多分 Haibach⁴⁾であろう。彼は余盛り無しの突合せ溶接継手、荷重伝達型及び非伝達型の十字隅肉継手、荷重伝達型の重ね溶接継手における形状因子を変化させた多数の溶接継手の疲労試験中、疲労亀裂発生点及びその近傍の点における歪振幅をGL3mm及び6mmの歪ゲージで計測した。亀裂発生点における歪振幅と疲労破壊寿命との関係は図5.1に例示するように得られ、彼はこの結果に基づいて、溶接金属止端に貼付したGL3mmの歪ゲージで得られる歪振幅 ϵ_a が次式の値ならば、50%破壊確率で 1×10^5 サイクルで疲労破壊すると結論づけた。

$$\epsilon_a = 1.29 \times 10^{-3} \quad \dots\dots\dots(1)$$

一方、後者の定義、すなわち疲労亀裂発生点近傍の点における歪範囲によっても形状因子の異なる溶接継手のデータを同一分散帯内に収め得る例を図5.2から図5.4に示す。飯田らは母材の引張り強度647MPaと853MPaの2種の高張力鋼の余盛付き突合せ溶接継手の角変形量を図5.2のように変化させ、これらの片振り軸荷重疲労試験を行った。従来の方法、すなわち公称引張応力を縦軸値としたS-N線図は図5.3のように、角変形量をパラメタとして別れるが、溶接金属止端から5mmの点を中心として貼付したGL=3mmの歪ゲージによる歪範囲を縦軸値とした図5.4では角変形量の差違に拘らず、すべてのデータは同一の分散帯に収まっている。ちなみにこの縦軸値の1/2である歪振幅 $\epsilon_{a,5}$ と破壊寿命との間には次式の関係が成立つ

$$\epsilon_{a,5} = 0.917 \times 10^{-2} N_f^{-0.1903} \quad \dots\dots\dots(2)$$

$N_f = 10^5$ を(2)に代入すると

$$\epsilon_{a,5} (N = 10^5) = 1.03 \times 10^{-3} \quad \dots\dots\dots(3)$$

が得られ、この値はHaibachが求めた(1)式の値に近い。

ホットスポット歪振幅の有用性を示す例をさらに2つ挙げる。

図5.5はT型隅肉溶接継手試験片における疲労亀裂発生点での歪振幅と疲労亀裂発生寿命との関係図である。⁶⁾試験片は板厚25mm、幅110mm、長さ500mmの軟鋼板の長さ方向中央に、K開先をとった同板厚、同幅、長さ250mmの溶接板を交互に重ねてT型隅肉溶接した。溶接部は溶接熱影響部を除き、溶接部を除く外側面に三角印を付したもの（三角印）である。長さ500mmの横材をスパン400mmで支持し、長さ250mmの縦材に完全両振り荷重を与えた。

一方、両種試験片の隅肉形状をシリコンゴムで型取りし、その形状をエポキシ樹脂で写した光弾性試験から弾性応力集中係数を求め、さらにStowellの関係式を用いて塑性歪集中係数を算出し、亀裂発生点での弾塑性歪振幅を求めて図5.5の縦軸値とした。このようにすることにより、溶接のままの試験片と隅肉止端をグラインダー仕上げした試験片のデータは共にきわめて狭い分散帯に入ることがわかる。

一方、図中の実線は同材質の砂時計型試験片の歪制御完全両振り疲労試験から求めたもので、T型隅肉継手試験

片のデータと良く一致している。亀裂発生点での歪振幅が精度良く求められる場合は、その点でのホットスポット歪振幅対亀裂発生寿命曲線と平滑材の歪制御完全両振りによる歪振幅対亀裂発生寿命曲線とが良好に合致、或は極めて近くなる。なお、後者は飯田の提案式(次式)から求めることもできる。⁷⁾

$$\varepsilon_a = 0.286 \varepsilon_f N_c^{-(0.425 \varepsilon_f + 0.544)} + (5.26 \times 10^{-6} \sigma_u + 0.0013) N_c^{-(0.173 - (0.173 - 1.0744 \times 10^{-4} \sigma_u))} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここに、 ε_a : 完全両振り歪振幅、 $\varepsilon_f = \ell_n [100/(100 - RA)]$

RA : 絞り百分率、 N_c : 亀裂発生寿命、 σ_u : 引張り強さ(MPa)。

疲労亀裂発生点ではなく、その近傍の点におけるホットスポット歪振幅を縦軸として、T型、K型、T-Y型パイプ継手試験体の疲労データをまとめてプロットしたのが図5.6である。試験データは日本における既発表の論文から引用した。試験体の主管の直径Dは166~813mm、板厚Tは5~21mm、支管の直径dは76~813mm、板厚tは4~21mm、そしてT/Dは0.013~0.015、t/dは0.013~0.17、d/Dは0.23~1.0、材料は軟鋼からTH80にわたっている。

縦軸値は亀裂発生点になるべく近接するよう貼付した歪ゲージで計測された値であり、そして実験者によって貼付位置が若干異なり、又、主管と支管との結合型式の異なるデータ、さらに溶接のまま、TIG及びグラインダーにより隅肉止端をR仕上げしたデータと一緒にプロットしているため、データの分散幅は図5.5の場合より広く、又溶接のまま、TIG仕上げ及びグラインダー仕上げのデータはそれぞれ異なる分散帯に属している。3群の分散帯となつた理由は、歪振幅計測点が亀裂発生点ではなく、かつそれぞれの群におけるホットスポット領域での歪分布勾配が異なるためである。なお図5.6の中の点線はAWS D 1.1規格1972年版におけるX曲線であり、又実線は溶接のままのデータを非線型回帰し、さらに98%残存確率に下げた曲線である。

以上述べたように、ホットスポット歪は有用な評価量ではあるが、問題はその定義ならびに算出方法である。例えば 10^7 サイクル以上の極めて高サイクル疲労域では疲労亀裂発生点での歪は降伏歪以下であるから、ホットスポットでの評価量は単純に公称応力と弾性応力集中係数との積で良い。一方、最近の疲労設計線図は極低サイクル疲労域から高サイクル疲労域まで連続して与えられる場合が多く、そして低サイクル域及び中間サイクル域では疲労亀裂発生点での応力-歪ヒステリシスループは歪制御型またはそれに近いものとなっているから、ホットスポットにおける評価量は当然公称歪と塑性歪集中係数との積の振幅又は範囲、或は設計者の利便のためにこれにヤング係数を乗じた仮想弾性応力の振幅又は範囲となるべきである。

5.5.3 ホットスポット歪基準による疲労設計線図の比較

規格においてホットスポット歪範囲を疲労亀裂発生点における値と一律に定義すること自体は可能であろうが、その求め方一具体的には塑性歪集中係数の求め方となると問題は必ずしも単純ではない。溶接金属の止端から滑らかな形状となっている場合はともかくとして、溶接したままの継手では止端部にアンダーカットが存在する場合もあるし、又存在しない場合でも止端部の局部的形状は溶接条件によってさらに個所によって変化する。溶接施工条件をきわめて詳細に規定し得ない以上、疲労設計線図は或る程度の形状因子のばらつきを包含するものである必要がある。このような配慮をすれば、ホットスポット歪範囲は、疲労亀裂発生点における値ではなく、発生点近傍における値と譲歩せざるを得ないし、或はさらに実用的観点から便宜的な定義をせざるを得なくなる。

さて、海洋構造物の疲労設計を明記している各規格におけるホットスポット歪の定義を比較したのが表5.1であ

る。ASME¹⁾とAWS⁸⁾とは疲労亀裂発生点での値を意図しているという意味で、いわば理想論的定義を与えていた。API RP 2A⁹⁾はUKDOEのように2点での歪設計または算出を要求せず、亀裂発生点の近傍1点での値を要求しているので、いわば譲歩した定義といえる。UKDOE^{10,11)}は溶接隅肉止端部から、図5.7中の表の2行目に示すような距離に、計8枚の歪ゲージを貼付して計測するか、或は解析計算により8点での歪を算出することを要求し、そしてホットスポット歪は図5.8に示すようにそれぞれの線上での2点の歪値を結ぶ直線の延長と隅肉止端に立てた垂線との交点の値として定義する。実際に隅肉止端近傍における歪は実線のように分布するが、止端における歪値は止端の局部的形状の影響を大きく受けることを考慮して、このような便宜的決め方を採用した。NV^{12,13)}の定義はさらに簡便法によっているが、ある数値以上という定義はあいまいさを残している。

各規格におけるホットスポット歪の定義が異なるため、当然のことながら、各規格におけるホットスポット歪範囲基準の疲労設計線図から読み取られる許容応力範囲（実質的には応力範囲ではなく歪範囲と見るべきである）は異なる。さらに各規格制定者の安全裕度の取り方の差違も許容応力の差に寄与している。たとえば、ホットスポット歪範囲基準によるASME, AWS, APIの疲労設計線図をまとめた図5.9において、ASMEとAWSとはホットスポット歪に関してきわめて類似の定義をしているに拘わらず、AWS-X₁曲線とAPI-X曲線で与えられる許容応力（実質的には歪）範囲S_RとASME曲線で与えられるS_Rとの比は図5.10に示すように0.6から0.7の範囲内にある。これは、おそらくASME規格がその体系内で弾性応力集中係数K_tの大きい継手を認めず（通常はK_t≤3）、突合せ溶接継手の余盛は一般に平滑に削除され、かつ隅肉継手に対しては別途疲労強度減少係数を与えているのに對し、AWSやAPIではパイプ結合部の隅肉継手が主対象となること、及びホットスポット歪推定の精度の悪さを考慮したためかも知れない。

さて詳論に入る前に、各規格のホットスポット歪基準による疲労設計線図の図5.9、図5.11の式表示を記しておく。なお、ASMEとAWS D1.1-81とは線図を式表示していないので数値を読取ったし、又比較を容易にするためすべて仮想弾性応力範囲S_R（MPa単位）に揃えた。なお、これら各曲線はデータに基づき、95%程度の残存確率線として画かれている（たとえばAWSが95%、UKDOEが97.73%残存確率）。

API RP 2A⁹⁾

$$\begin{aligned} X \text{曲線: } N &= 2 \times 10^6 \left(S_R / 100 \right)^{-4.38} \quad 5 \times 10^3 \leq N \leq 2 \times 10^8 \\ S_R &= 35 \text{ MPa} \quad 2 \times 10^8 \leq N \leq 4 \times 10^8 \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$X' \text{曲線: } N = 2 \times 10^6 \left(S_R / 79 \right)^{-3.74} \quad 5 \times 10^3 \leq N \leq 2 \times 10^8$$

$$S_R = 23 \text{ MPa} \quad 2 \times 10^8 \leq N \leq 4 \times 10^8 \quad \dots\dots\dots (6)$$

UKDOE^{10,11)}

$$\begin{aligned} \text{W曲線: } N &= 1.1 \times 10^{12} S_R^{-3.0} \quad 1 \times 10^4 \leq N \leq 1 \times 10^7 \\ N &= 3.80 \times 10^{1.5} S_R^{-5.0} \quad 1 \times 10^7 \leq N \leq 1 \times 10^8 \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (7)$$

NV^{12,13)}

$$\begin{aligned} X \text{曲線: } N &= 3.72 \times 10^{1.4} S_R^{-4.1} \quad 3.2 \times 10^3 \leq N \leq 2 \times 10^8 \\ S_R &= 34 \text{ MPa} \quad 2 \times 10^8 \leq N \leq 1 \times 10^9 \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (8)$$

ASME¹⁾（引張強さ552MPa以下）

$$\begin{aligned} N &= 1.18 \times 10^{1.0} \left(S_R - 160 \right)^{-2.35} \quad 10 \leq N \leq 1 \times 10^4 \\ N &= 3.90 \times 10^{1.0} \left(S_R - 102 \right)^{-2.49} \quad 1 \times 10^4 \leq N \leq 1 \times 10^6 \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$\begin{aligned} X_1 \text{ 曲線: } N &= 8.44 \times 10^{14} S_R^{-4.30} & 2.5 \times 10^4 \leq N \leq 1.15 \times 10^7 \\ S_R &= 6.7 \text{ MPa} & 1.15 \times 10^7 \leq N \leq 1 \times 10^8 & \cdots \cdots \text{(10)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} X_2 \text{ 曲線: } N &= 1.93 \times 10^{13} S_R^{-2.74} & 2.5 \times 10^4 \leq N \leq 2 \times 10^7 \\ S_R &= 4.0 \text{ MPa} & 2 \times 10^7 \leq N \leq 1 \times 10^8 & \cdots \cdots \text{(11)} \end{aligned}$$

AWS-X₁ 曲線と AWS-X₂ 曲線、及び API-X 曲線と API-X' 曲線による S_R の大小関係については後で論ずるが、AWS-X₁ 曲線及び API-X 曲線はいずれも溶接隅肉止端形状を滑らかに仕上げた場合に対応する設計曲線である。

ASME 曲線から得られる S_R に対する各曲線の S_R の比を示した図 5.10において、UKDOE の T 曲線から得られる S_R と ASME の S_R との比を示す線図は他の線群に比較して傾向の異なる性状を表わしている。これは $N = 2 \times 10^7$ 以降の UK-T 曲線の勾配が -0.2 となっていることに起因している。なお、UKDOE 以外では見掛け上の疲労限以降の S-N 線図を水平にしているのに対し、UKDOEだけが次式の勾配係数 K を (2K - 1) としたのは、累積疲労被害に関する多数の欧洲での研究結果、特に Haibach の研究¹⁴⁾に基づいている。

$$N = C S_R^{-K} \quad \text{(12)}$$

図 5.11 からわかるように、UKDOE の曲線 UK-T は低サイクル疲労域でゆるく、高サイクル疲労域でびしく定められているように見える。この性状をはっきりさせるため UK-T の S_R に対する他曲線の S_R の比をとると図 5.12 のようになる。

5.5.4 隅肉止端形状改善の効果

少くとも AWS D 1.1 の 1972 年版ではそのような記述がなかったが、1981 年版となって又、API の 1982 年版や UKDOE にも、隅肉止端形状の改善による疲労設計許容歪範囲 S_R の増加が明記されている。

まず、AWS D 1.1-81 では 10.7.5 項において、隅肉止端を(1)かぶせビード法（スラグの流動性の良い溶接棒で追加盛りしたり、TIG などで止端形状を改善する方法：capping layer 法）で 10.1.3.1 A 図に示す形状に仕上げ、しかも切欠の深さは 1.6 mm 未満であるとき、(2)グラインダーで 10.1.3.1 A 図のように滑らかに仕上げたとき、(3)ビーニングで滑らかに仕上げ、かつ磁粉探傷法で庇がないことを確認したときのいずれかの場合には X₁ 曲線の使用を認め、そうでないときは溶接のままの一般的曲線である X₂ 曲線を使用するように定めている。(1)、(2)の方法は常識的改善法である。ビーニング効果の優劣についてはマイクロクラック残留の可能性の見地からしばしば議論されてきたが、最近の英国溶接研究所の研究成果を取り入れて、磁粉探傷の条件の下にビーニングを許した点は評価されよう。

さて、AWS D 1.1-81 で認める隅肉止端形状改善による許容応力範囲 S_R の上昇率の逆数と繰返し数との関係を図 5.13 に示す。

形状改善をしない溶接のままのときの S_R と改善したときの S_R の比は $N = 1 \times 10^5$ で 0.81 であるが、 $N = 1 \times 10^7$ で 0.69、 $N = 1 \times 10^8$ で 0.60 となる。

次に API RP 2A では隅肉止端を 4.1.3 C 項の Fig 4.1.3 に示す形状に滑らかに仕上げたときは X 曲線を用い、仕上げないときは X¹ 曲線を使用するように定めている。X¹ 曲線と X 曲線による S_R の比は図 5.13 に示すように、 $N = 1 \times 10^5$ で 0.89、 $N = 1 \times 10^7$ で 0.74、 $N = 1 \times 10^8$ で 0.68 となり、AWS D 1.1-81 に比べれば全体的に形状改善効果を若干低目に見ている。

AWS, API いずれの場合も S_R の比が N の増加につれて低下するように定めているが、これは切欠効果による疲労強度率は N の増加につれて増加するという従来の研究結果から見て合理的な定め方と云える。

さらに、UKDOEの疲労設計指針では4.2.1.13(C)項において、隅肉止端を機械加工又はグランダーでR仕上げ(アンダーカットがあった場合にはアンダーカット深さよりさらに0.5mm深く母材を削るようにして)したときはT曲線を寿命で2.2倍右方に移し、或は強度で1.3倍上方に移して疲労設計曲線として使用して良いと定めている。この2.2と1.3との関係は(7)式の上式の指数から理解される。すなわち、 $(2.2)^{1/3}$ は1.3となる。

1×10^4 から 1×10^7 の範囲内で隅肉止端形状改善効果を一律に $1/0.77=1.3$ と評価している点、さらに 1×10^7 から 1×10^8 の範囲では指数が-3ではなく、-5となるため、強度上昇比は $(2.2)^{1/5}=1.17$ とすべきであるのに、これを1.3と見做している点は若干問題であろう。

5.5.5 塩水効果、板厚効果および累積損傷係数

UKDOEの指針では、海洋構造物の部材が塗装或は電気防錆されておらず、裸で海水に触れる場合には、T曲線を含む全ての疲労設計線図を寿命で $1/2$ 方に移して許容応力を求めるよう指示している。

たとえUKDOE流のホットスポット歪基準を採っても部材の板厚が増加するにつれ疲労強度が低下することが最近のヨーロッパにおける諸研究で明らかにされた。³⁾これを受けてUKDOEの指針ではT曲線を含む全ての線図が板厚22mm未満の板試験片及び板厚が22から32mmのパイプ継手試験体で得られた結果を基礎としているという理由から、これ以外の板厚の部材に関しては、全ての設計線図から与えられる値を次式により補正して設計に使用するよう定めている。

$$S = S_R (t_0 / t)^{1/4} \quad \dots \dots \dots (13)$$

ここに S_R 及び S はそれぞれT曲線を含む全ての線図のいずれからか読み取った許容応力範囲及び任意板厚 t の部材に対する許容応力範囲、 t_0 は27mmとする。補正係数を表5.2に示す。

ASME流のホットスポット歪基準を採りしかも軸力繰返しを受けるならば、板厚増大による補正係数は理論上は1.0で良い筈であり、一方曲げ荷重繰返しを受ける際は板厚増加に伴なう補正係数が必要となるとは考えられるが、ともかくUKDOE指針で定められている補正係数はやや大きいように感じる。なるほど表5.2の根拠となった実験結果は公表されているが、まだ実験データが充分とはいはず、この問題はなお今後の研究課題であると考える。

累積疲労損傷係数Dについては、実際の疲労設計計算では目安としてかなり低い値を探るにせよ、Palmgren-Minerの線型被害則を採用する限り、建前としては $D=1$ であり、そして全ての規格類において $D=1$ としているのが現状である。しかし、AWS D 1.1-81はその10.7.4.3項において、"或る部材の破断が構造全体の致命的破壊に結びつくおそれがある場合には、 $D=1/3$ として設計する"ことを推奨している。規格においてDを1.0より小さい値とするように明記していることは注目に値する。

5.5.6 ホットスポット歪基準によらない疲労設計線図

AWS、API、UKDOE等の規格においても、ホットスポット歪基準によらない疲労設計線図を併存させている。ここではAWS D 1.1-81とUKDOE指針に関し、溶接継手形状やパイプ結合方式ごとに与えられている疲労設計線図の概要を述べる。

AWS D 1.1-81は1972年版に比べると、多くの部分が追記され又以前より記述が明確になった。例えば、1981年版ではホットスポットの定義が新しくなされ、材料に関する記述も変った。すなわちASTM規格のA375が削除され、A595、A606、A607、A633、A709及びAPI 2Hが追加されたが、依然として本規格の適用範囲は降伏応力が690MPa以下の材料に限ることが明記してある。

1981年版の疲労設計線図群を図5.14に示す。これから数値を読み取り、次式の定数を表記したものが表5.3である。

$$\epsilon_{TR} = C \cdot N^{-k} \quad \dots\dots\dots (14)$$

ϵ_{TR} : 歪範囲(図5.14の縦軸値を歪で表わす)、Nは疲労寿命(亀裂発生寿命か明記されていない)、c、kは定数。

各線図の適用対象は表5.4に示す通りである。

さて、72年版と81年版による各線図の特徴を比較すると次のようになる。

- (1) 81年版の疲労線図では 1×10^8 まで線図が延長された一方で、 2.5×10^4 サイクル以下の部分は切り棄てられた。
- (2) A線(81)はA線(72)から変更されていない。
- (3) B線(81)は72年のB線の $10^4 \leq N \leq 2 \times 10^6$ の部分を 5×10^6 まで延長し疲労限を設けたものとなっている。
- (4) C1、X1線(81)は72年のC、X線の $1 \times 10^4 \leq N \leq 2 \times 10^6$ の部分を 1.15×10^7 まで延長して疲労限を設けたものとなっている。
- (5) C2、X2線(81)は72年のC、X線の $1 \times 10^4 \leq N \leq 2 \times 10^6$ の部分を 2×10^7 まで延長して疲労限を設けたものとなっている。
- (6) E線(81)は72年のE線の $1 \times 10^4 \leq N \leq 2 \times 10^6$ の部分を 6×10^7 まで延長し疲労限を設けたものとなっている。
- (7) F線(81)はF線(72)を下回るように引いてある。
- (8) FT線(81)はG¹線(72)と $1 \times 10^6 \leq N \leq 1 \times 10^7$ の間で一致している。
- (9) K1線(81)はK線(72)と 1×10^6 付近で一致するが、勾配がより急で長寿命側でK線を下回る。
- (10) D線(81)は72年のD線を下回っており $2.7 \times 10^7 \leq N \leq 1 \times 10^8$ で疲労限となっている。

さて、UKDOEの指針では、ホットスポット歪基準によらない疲労設計はすべてBS5400によることにしてある。この規格は良く知られているもので、例えばその中のF線は隅肉継手に対するものであり、北海での海洋構造物の疲労破壊損傷解析に用いられたりしている。疲労設計線図は図5.15に示すように $N = 10^4$ から 10^8 までの範囲内で与えているが、いずれの線図も 1×10^7 でいわゆる疲労限として打切らずに前述のように(2K-1)で勾配を変えて延長している点に特徴がある。

文 献

1. ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Sec. III, Div 1, "Rules for Construction of Nuclear Power Plant Components."
2. ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Sec. VIII, Div. 2, "Rules for Construction of Pressure Vessels - Alternative Rules."
3. Proceedings of International Conference on Steel in Marine Structures, 5-8 October, 1981, Paris.
4. Haibach, E., "Die Schwingfestigkeit von Schweißverbindungen aus der Sicht einer örtlichen BeanspruchungmeBung," LBF Berich. Nr. FB -77 (1968)
5. 飯田、飯野、"角変形をもつ溶接継手の疲労強度." 日本造船学会論文集 №140(1976)
6. 飯田、浅野、豊福、石川、"海洋構造物鋼管継手疲労設計法の一試案、"溶接継手の強度." 日本造船学会論文集 №148(1980)
7. 金沢武、飯田国広、"溶接継手の強度." 溶接全書 Vol.17、産報出版(1979)
8. ANSI/AWS D1.1-81, Structural Welding Code, Sec. 10, "Tubular Structures," American Welding Society 1981.
9. "API Recommended Practice for Planning, Designing, and Constructing Fixed Offshore Platforms," API RP 2A, American Petroleum Institute, 1982.
10. United Kingdom Department of Energy, "Offshore Installations :Guidance on Design and Constructions - Proposed New Fatigue Design Procedure for Steel Welded Joints in Offshore Structures," Compiled by N.W.Snedden, 1981.
11. United Kingdom Department of Energy, "Background to Proposed New Fatigue Design Rules for Steel Welded Joints in Offshore Structures," Compiled by N.W. Snedden, 1982.
12. Rules for Classifications of Mobile Offshore Unit, "Det Norske Veritas, 1982.
13. "Appendix C ;Steel Structures, Rules for the Design, Construction and Inspection of Offshore Structures," Det Norske Veritas, 1982.
14. Haibach, E., "Modifizierte Lineare Schadensakumulations-Hypothese zur Berücksichtigung des Dauerfestigkeitsabfalls mit forschretender Schädigung," LBF Tech. Mitt. 50/70, Juli, 1970.

表5.1 諸規格におけるホットスポット歪の定義

規 格	定 義
ASME, S _o c. III	考慮する領域での最大の応力 ⁽¹⁾
ASME, S _o c. VII	この応力の繰返しにより疲労亀裂が生じるが、顕著な変形は生じない。換言すれば、疲労亀裂発生点における最大の集中応力。
AWS D1.1 - 81	最大の歪集中点における歪。 溶接継手の隅肉形状をグラインダー等で改善した場合は隅肉止端での集中歪。歪範囲はシェークダウン後の値をとる。
API RP 2A	溶接隅肉近傍で歪ゲージにより測定されたが、或はFEMから求められた歪。歪ゲージのGLは3mmとし、これを6mmか或は $0.1\sqrt{rt}$ のいずれかの範囲内に貼付する。
UKDOE	$0.2\sqrt{rt}$ と $0.65\sqrt{rt}$ 或は $0.2\sqrt{rt}$ と $0.44\sqrt{rtRT}$ での歪値を結ぶ延長線と隅肉止端に立てた垂線との交点として読み取られる歪値。
NV, Off shore	管の公称応力と適切な応力集中係数kとの積。kは単純な管継手では2.5以上、オーバーラップ管継手では5以上とする。

〔注〕(1)ここに云う応力とは仮想弾性応力であり、公称歪と塑性歪集中係数とヤング係数の積として求められる。

表5.2 板厚による補正係数(UKDOE)

板厚範囲 (mm)	パイプ継手 T線図使用の場合		パイプ継手以外 T線図以外の線図を使用する場合	
	強度補正係数	寿命補正係数	強度補正係数	寿命補正係数
22 - 未満	1.10	1.32	1.0	1.0
22 - 32	1.0	1.0	0.91	0.75
32 - 45	0.92	0.77	0.83	0.58
45 - 60	0.85	0.62	0.78	0.47
60 - 80	0.79	0.50	0.72	0.38
80 - 100	0.75	0.42	0.68	0.32

表5.3 AWS D 1.1 - 81 の各線図の表示式における定数

	N	k	C
A	$2.5 \times 10^4 \leq N < 2 \times 10^6$	0.1707	9.763×10^{-3}
	$2 \times 10^6 \leq N < 1 \times 10^8$	0	8.203×10^{-4}
B	$2.5 \times 10^4 \leq N < 5 \times 10^6$	0.2214	1.415×10^{-2}
	$5 \times 10^6 \leq N < 1 \times 10^8$	0	4.652×10^{-4}
C ₁ , X ₁	$2.5 \times 10^4 \leq N < 1.15 \times 10^7$	0.2323	1.397×10^{-2}
	$1.15 \times 10^7 \leq N < 1 \times 10^8$	0	3.199×10^{-4}
C ₂ , X ₂	$2.5 \times 10^4 \leq N < 2 \times 10^7$	0.2677	1.716×10^{-2}
	$2 \times 10^7 \leq N < 1 \times 10^8$	0	1.905×10^{-4}
D	$2.5 \times 10^4 \leq N < 2.3 \times 10^7$	0.2973	2.141×10^{-2}
	$2.3 \times 10^7 \leq N < 1 \times 10^8$	0	1.387×10^{-4}
D T	$2.5 \times 10^4 \leq N < 2.3 \times 10^7$	0.3125	2.143×10^{-2}
	$2.3 \times 10^7 \leq N < 1 \times 10^8$	0	1.073×10^{-4}
E	$2.5 \times 10^4 \leq N < 6 \times 10^7$	0.3125	2.143×10^{-2}
	$6 \times 10^7 \leq N < 1 \times 10^8$	0	7.950×10^{-5}
F	$2.5 \times 10^4 \leq N < 2 \times 10^7$	0.1514	2.925×10^{-3}
	$2 \times 10^7 \leq N < 1 \times 10^8$	0	2.295×10^{-4}
F T	$2.5 \times 10^4 \leq N < 1 \times 10^6$	0.2416	4.895×10^{-3}
	$1 \times 10^6 \leq N < 1.6 \times 10^7$	0.1430	1.253×10^{-3}
	$1.6 \times 10^7 \leq N < 1 \times 10^8$	0	1.169×10^{-4}
E T	$2.5 \times 10^4 \leq N < 5 \times 10^7$	0.3002	7.826×10^{-3}
	$5 \times 10^7 \leq N < 1 \times 10^8$	0	3.823×10^{-5}
K ₁	$2.5 \times 10^4 \leq N < 1 \times 10^7$	0.2290	1.928×10^{-3}
	$1 \times 10^7 \leq N < 1 \times 10^8$	0	4.809×10^{-5}
K ₂	$2.5 \times 10^4 \leq N < 1.8 \times 10^7$	0.2466	2.061×10^{-3}
	$1.8 \times 10^7 \leq N < 1 \times 10^8$	0	3.351×10^{-5}

表 5.4 AWS D1.1-81 の各疲労設計線図の適用対象

線図	説明
A	溶接継手のない平滑タイプ
B	(1) 縦溶接シームを有するタイプ (2) 完全溶込みパッド溶接継手で、余盛は平滑に削除し、かつX線または超音波で無欠陥であることが証明されたもの。 (3) 連続溶接された縦スティフナーを有するパイプ
C ₁	溶接のまま(余盛付)の完全溶込みパッド溶接継手
C ₂	横(リング)スティフナーを有するパイプ
D	(1) クリップ、ブラケット等の付加物を有する部材 (2) 完全溶込み溶接されたTおよび十字継手(ただしパイプ接合部は含まない)。
D T	AWS Code Fig 10.13.1.1に示す形状(完全溶込みR仕上げの隅内溶接)の溶接継手による単純なT、YまたはK形パイプ継手。
E	(1) 部分溶込みグループ溶接あるいは隅内溶接された平衡形Tまたは十字継手(パイプ接合部は含まない、溶接継手はF線で検討のこと)。 (2) 二重張巻付け板、カバー板、縦スティフナー、ガセット板などを有するパイプ(パイプ接合部は含まない、溶接継手はF線で検討のこと)。
E T	部分溶込みグループ溶接あるいは隅内溶接による単純なT、YおよびK形パイプ継手、荷重伝達がオーバーラップ(負の偏心)、ガセット板、リングスティフナーなどで行われるような複雑なパイプ継手 (単純なT、K、YあるいはK形パイプ継手の主管は別途にK ₁ あるいはK ₂ 曲線で検討のこと。溶接継手はFT曲線と10.5.3で検討のこと)。
F	(1) カバー板あるいは二重張巻付け板の終端溶接、ガセット板、スティフナーなどにある溶接継手。溶接継手にせん断応力が働く場合。 (2) 隅肉あるいは部分溶込みグループ溶接のTおよび十字継手。(荷重方向に関係なく)溶接継手にせん断応力が働く場合。隅肉あるいは部分溶込みグループ溶接の単純なT、YあるいはK形パイプ継手。
F T	隅肉或は部分溶込みグループ溶接により組み立てられ、かつ引張或は曲げが加わる単純なT、Y或はK型パイプ継手
X ₂	(1) 単純なT、YおよびK形パイプ継手の主管。主管の外表面での問題となる点(ホットスポット)の応力、あるいはひずみ、支管との接合部の溶接継手の止端での応力あるいはひずみをモデルテストや精度の高い理論計算で求めた場合 (2) 正確に寸法縮少した鋼製モデルの試験で妥当性が立証された構造接合部。シュークダウン後のホットスポットにおける測定ひずみ値の最大値を用いる。
X ₁	(1) 隅肉の止端を滑らかに仕上げたX ₂ の継手 (2) 補強のない円錐形シリンドラ接合部。角変化部でのホットスポット応力を求めた場合。

曲線	説明
K ₂	<p>(1) 主管のτ比(R/T)が24以下の単純なK形パイプ継手。主管のせん断面積でのパンチングせん断力は10.8.3で定義したようにとる。なお本曲線はR/Tが18から24の試験結果に基づく実験値曲線であるから、R/Tが小さくなれば安全側の設計曲線となるであろう。R/Tが24より大きい場合は許容応力を次式によって減少させること。</p> <p style="text-align: center;">疲労許容応力</p> <hr/> <p style="text-align: center;">TあるいはK曲線から求められる応力</p> $= \left(\frac{2}{R/T} \right)^{0.7}$ <p style="text-align: center;">実際の応力集中率やホットスポットでのひずみがわかっている際はX曲線を使用すること。</p> <p>(2) 主管のτ比すなわちR/Tが24以下の単純なTおよびY形パイプ継手。なおパンチングせん断力およびR/Tによる修正に関してはK曲線と同じ。</p>
K ₁	隅肉の止端を滑らかに仕上げたK ₁ の継手

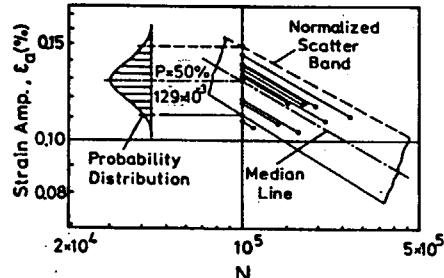


図 5.1 ホットスポット歪振幅と疲労破断寿命の関係〔Haibach〕

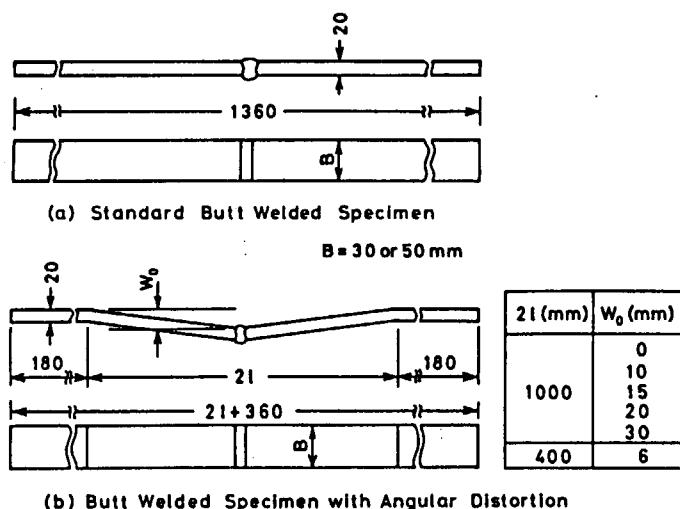


図 5.2 角変形付突合せ溶接継手試験片形状

〔飯田, 飯野〕

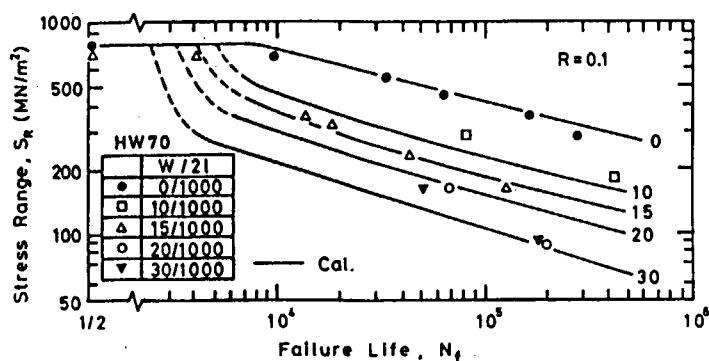


図 5.3 角変形付突合せ溶接継手試験片の公称軸応力範囲対疲労破断寿命線図
(応力比 = 0.1, パラメータ: 角変形量
〔飯田, 飯野〕)

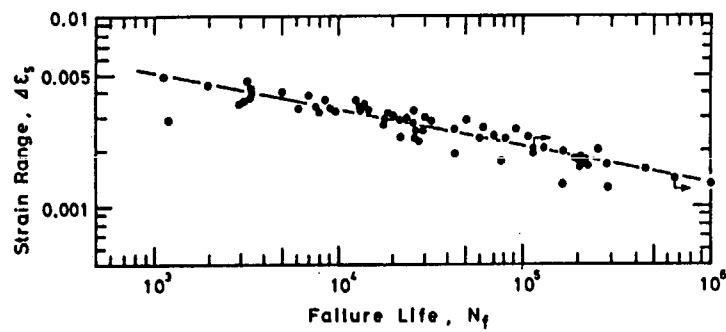


図 5.4 角変形付突合せ溶接継手試験中のホットスポット
(止端より 5 mm) 歪範囲対破断寿命線図(853Mpa鋼)
〔飯田, 飯野〕

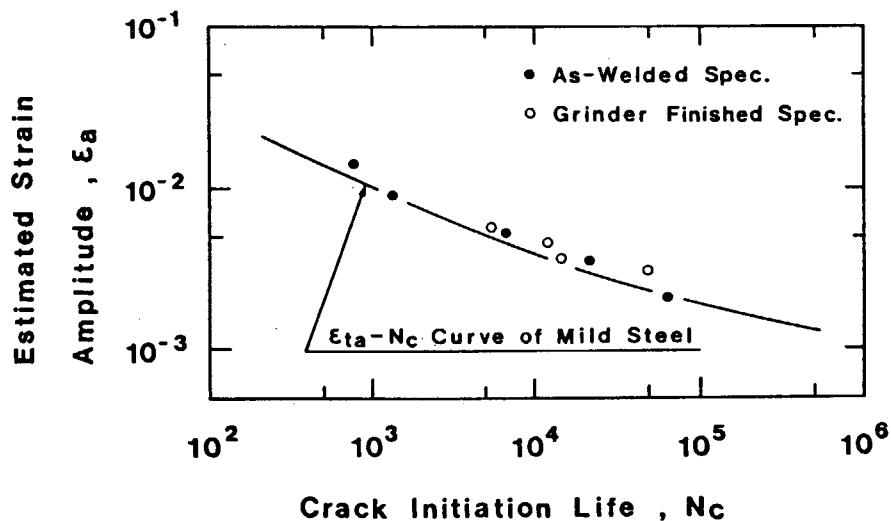


図 5.5 T隅肉継手試験片の曲げ疲労におけるホットスポット(疲労亀裂発生点)歪振幅対
疲労亀裂発生寿命線図(SM41A鋼, 曲げ応力比 = -1, 亀裂長さ 10 mm で N_c を定義)
〔飯田, 浅野他〕

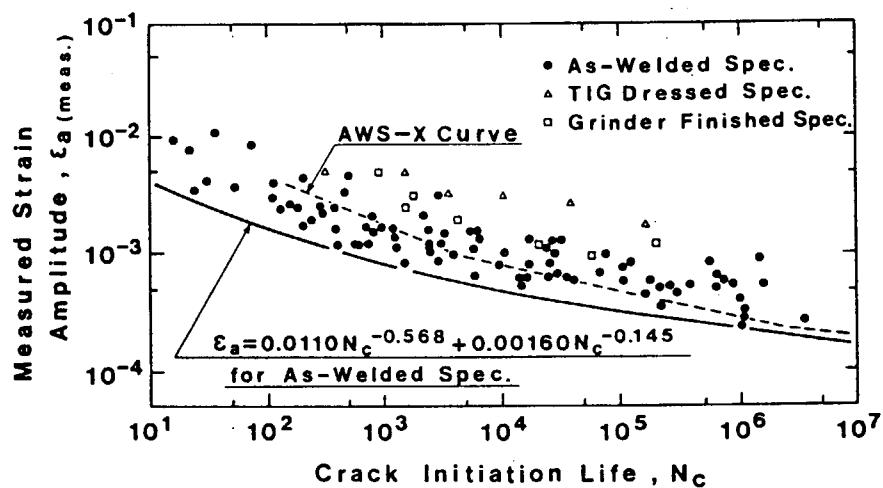
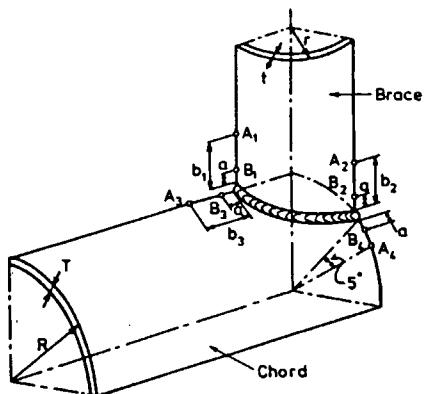


図 5.6 T, K, T-Y型パイプ継手試験片の支管軸荷重疲労におけるホットスポット歪振幅
(歪ゲージ測定値) 対亀裂発生寿命線図〔飯田, 浅野他〕



	a	b ₁ , b ₂	b ₃
Dijkstra-de Back	$0.2\sqrt{rt}$ ⁽¹⁾	$0.65\sqrt{rt}$	$0.5\sqrt{RT}$
UK Guidance	$0.2\sqrt{rt}$ ⁽¹⁾	$0.65\sqrt{rt}$	$0.4\sqrt{rt}RT$
Gurney, Van Delft	$0.4 t$	$0.65\sqrt{rt}$	$0.4\sqrt{rt}RT$
API Recomm	$0.1\sqrt{rt}$ ⁽²⁾	—	—

(1) Not less than 4 mm.

(2) Not less than 6 mm.

図 5.7 UK Guidance (UKDOE)
その他で推奨するゲージ
貼付位置

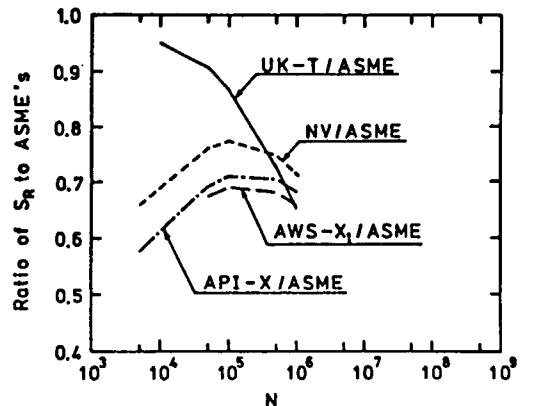


図 5.10 ASME以外の規格による許容応力
(実質的には歪)範囲 S_R と ASME
による S_R との比

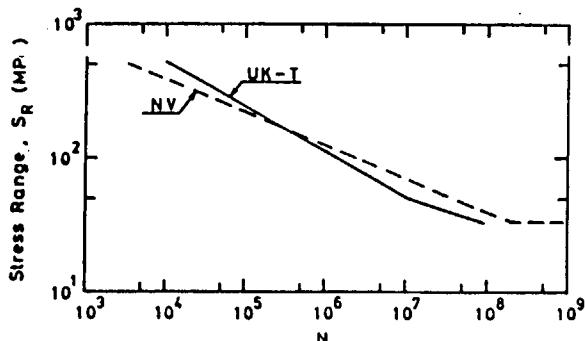


図 5.11 ホットスポット歪範囲基準による
疲労設計曲線の比較

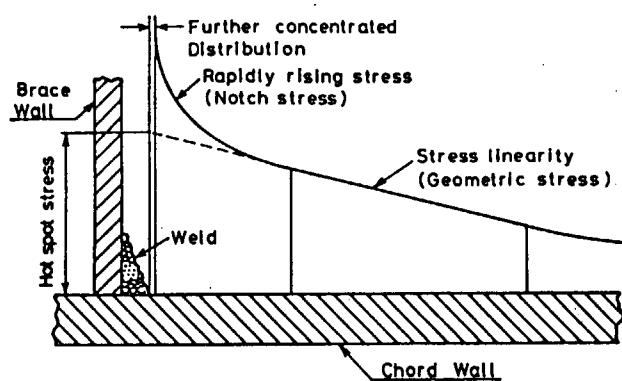


図 5.8 UKDOE におけるホットスポット
歪の決め方

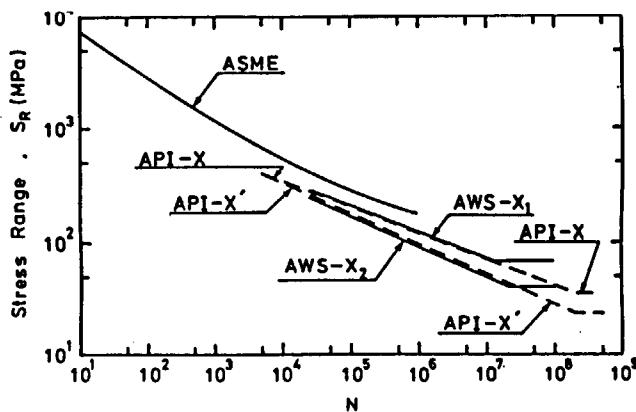


図 5.9 ホットスポット歪範囲基準に
よる疲労設計線図の比較

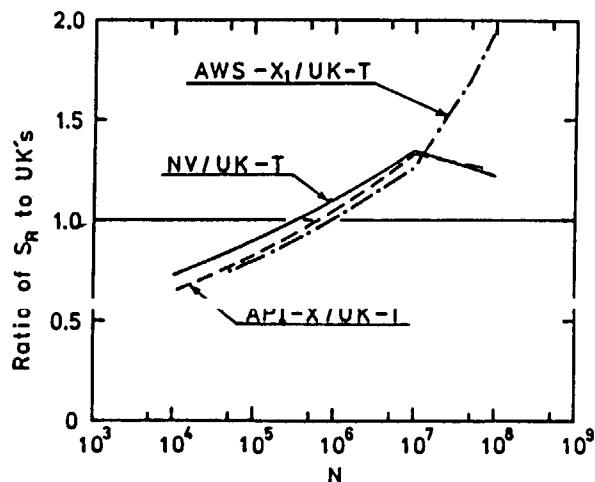


図 5.12 UKDOE の T 曲線による S_R に対する
AWS-X_1, NV, API-X 曲線による
 S_R の比

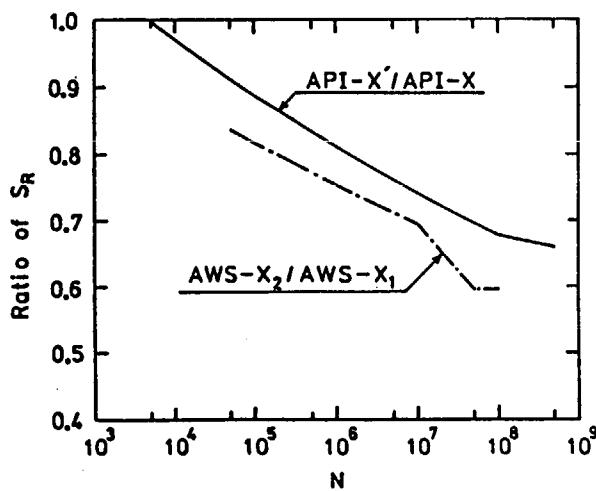


図 5.13 溶接隅内止端の仕上げによる S_R の差違

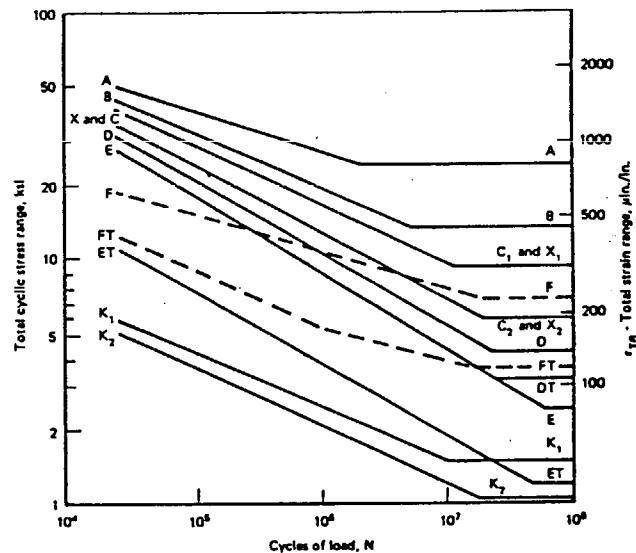


図 5.14 AWS D1.1 - 81 の疲労設計線図群

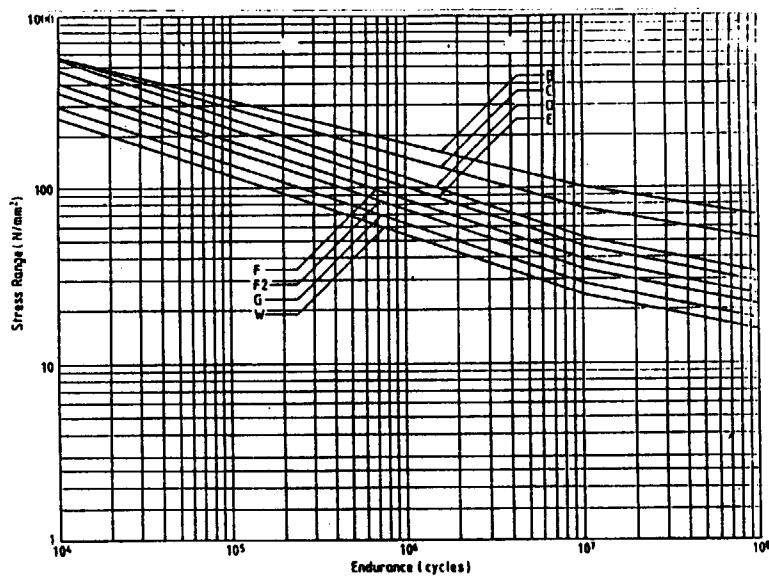


図 5.15 UKDOE 指針における疲労設計線図群

5.6 座屈強度

5.6.1 海洋構造物の座屈に対する留意点

海洋構造物は、船体構造と同様な防撓平板構造とセミサブのコラムやプレーシングに代表される円筒構造を中心とする構造要素とする。プレーシングは疲労強度が、またローワーハルやコラムは水圧荷重に対する強度が支配的となって部材寸法がきまる場合が多いが、一方では座屈強度も重要なチェック項目となる。

ここでは、まず、海洋構造物の座屈強度に対する留意点を述べ、次に 5.6.2 においては、海洋構造物の特異性を代表する円筒構造の座屈強度計算の実際的取り扱いについて述べる。

(1) 座屈強度に特に関連のある構造要素

すべての構造要素で適正な座屈強度を要求されるのは勿論であるが、立体強度に関与する度合いが大きい、換言すれば、立体強度上の応力レベルの高い部材が、座屈強度が問題となる場合が多い。セミサブについていえば、プレーシングの円筒殻、コラムの外板（円筒または平板）あるいはローワーハルの外板（平板。円筒殻のものもある）がその代表的構造要素である。

また、船体構造と類似しているが、立体強度を受け持つデッキ部のボックスガーターあるいは二重デッキによる箱型構造も座屈強度上重要となる。このような部材の座屈強度は応力レベルに占める立体応力の度合いが大きい程その重要性を増すが、これを支配する要因の一つとしてプレーシングの構成がある。2-ローワーハルタイプを例にあげれば図 5.6.1 の(a)、(b)、(c)の順に立体応力の度合いが大きくなる傾向がある。最も一般的なプレーシング配置は(a)に示すようにトランスバース・ホリゾンタル・プレーシング (T. H. B.)、トランスバース・ダイアゴナル・プレーシング (T. D. B.) およびホリゾンタル・ダイアゴナル・プレーシング (H. D. B.) を有し、セミサブの横構面、水平構面ともに完全なトラス構造を形成するものであり、主として各部材の軸剛性によって全体強度を維持するものである。

これに対して、最近、構造上の検査の簡素化あるいは機能上の特殊化という要請を背景としてプレーシングの数を減らそうという動きがあり、H. D. B. を有しない(b)、あるいは H. D. B. や T. D. B. の両方を有しない(c)が採用されるケースが出てきている。(b)においては、水平構面において、また、(c)においては水平構面、横構面の両方においてトラスを構成しない構造となっており、これらの全体振りあるいはラッキングに対する剛性の損失をデッキ部の振り剛性で補う構造方式となっている。

このような構造では各構造プロックの曲げ応力が増大することになり、従って、全体振りによるプレースの応力が著しく増す傾向となる。このようなことから、例えば(a)のローワーハルやコラムの外板板厚は座屈強度で決まらないか、あってもわずかな補強ですむのに対して、(b)、(c)では座屈上の補強の量が増す場合が多くなる。

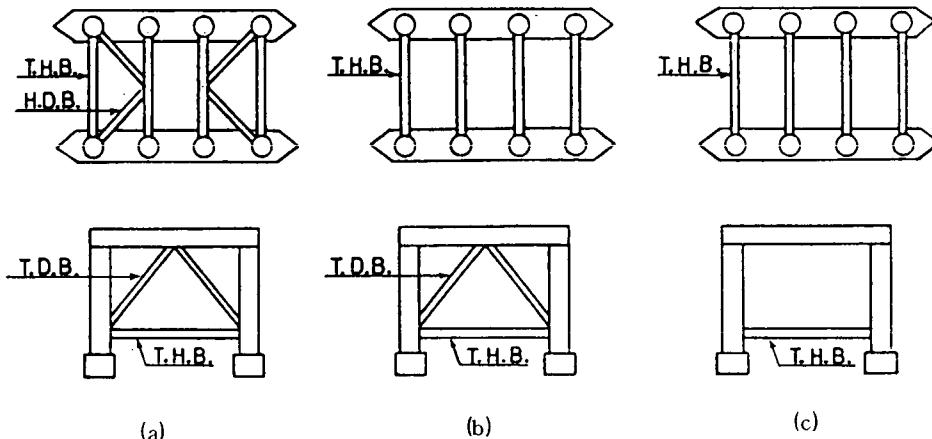


図 5.6.1 2-ローワーハルタイプセミサブのプレッシング配置の例

図 5.6.1において、(a)、(b)、(c)の順にプレッシングの曲げ応力が増す傾向にあることからプレッシングシェルの座屈強度も重要さを増してくる。

(2) 座屈応力の合成

セミサブの場合、全体強度の維持のために各々の構造プロックが分担する強度的機能の組み合せが複雑であり、座屈強度のチェックにおいては、二軸圧縮に対する座屈応力の合成、更にこれに面内剪断座屈応力をも合成する必要のある場合が多い。

二軸圧縮の例としてはローワーハルの縦曲げ応力と横桁の曲げ応力、あるいは、デッキ・メインガーダーの交差部などがあげられる。また、板の面内剪断応力の例としては、図 5.6.1 の(a)ではローワーハルの縦曲げに伴う外板の剪断力、コラムの剪断力による剪断応力に、更に、(b)、(c)ではローワーハルやコラムの捩り応力による剪断応力が無視できなくなる。

(3) 水圧等の面外荷重あるいは初期面外弯曲の影響

セミサブのローワーハルやカラムの外板などは稼動中相当大きな水圧が作用するため、板の小パネルや防撓材の初期撓みを有する板や梁の座屈問題として取り扱う必要のある場合が生じる。

これらの座屈の算式は種々の文献に示されているが、一例として、DnVの座屈ガイダンスにその取り扱い方 法が与えられている。

一方、例えばコラムの上下端で円筒から角断面に移行する構造様式の部分では外板や防撓材が面外に弯曲している部材が用いられ、これらは座屈強度の低下につながるため上記と同じ見地から、計算上無視できない場合も生じる。

(4) 高張力鋼の使用

海洋構造物では、軟鋼の他に、降伏点が 32 kg/mm^2 及び 36 kg あるいはそれ以上の高張力鋼を多用することが多い。

高張力鋼は本来、許容応力を高くして構造重量を減することを目的とするが、このために座屈強度を相対的に減ずることになる。従って、座屈強度に支配される部材の高張力鋼採用は、立体強度と局部強度の全体の調和に

留意する必要がある。

(5) 船級協会ルール等

現在広く一般に認められている座屈強度チェックの方法は船体構造と同じく、弾性座屈理論および適当な塑性座屈修正法に基づいており、理論的に妥当なものは、一般にいずれの船級協会でも受け入れられる。しかし、船級協会によっては、海洋構造物の特異性に対応した座屈強度計算法を整理して提供するものもある。これらは年々複雑化する傾向にあるようである。

5.6.2にて、DnVの座屈強度計算ガイダンス、及び、各種設計基準と実験値の比較について述べる。

5.6.2 円筒構造の座屈計算法

船級協会の中で円筒構造の座屈について具体的にその計算手法を示しているのはABSとDnVの2つの協会である。ABSは「Mobile offshore Drilling Units」(1980)のruleで柱としての座屈と無補強あるいはリングスティフナーで補強された円筒の局部座屈に対して規定を示しているが、その内容は極めて簡単なものであり、後者の円筒の局部座屈を例にとると

$$\frac{D}{t} < \frac{E}{9\sigma_y}$$

D : 円筒の直径

t : "の段厚

σ_y : 降伏応力

E : Young率

のみが条件として示されているに過ぎない。したがって補強材の必要最小断面積・剛性、あるいはこれらと局部座屈・全体座屈との関連は明らかではない。

一方DnVではruleそのものではないがClassification notesとして「Buckling Strength Analysis」が発行されこれにはこのような点や応力の求め方・構造物の初期不正の制限も含めて詳細に座屈に対する計算手法を記述している。現在のところこのDnVのClassification noteが唯一の詳細なる規定であり、又、設計上有用な手段となろう。

以下5.6.2(1)でこの「Buckling Strength Analysis」のうち円筒を扱った部分を紹介する。

船級協会以外では次の団体

European Convention for construction Steelwork(ECCS)

British Standard Institute-BS5500 (BS)

American Society of Mechanical Engineers (ASME)

American Petroleum Institute (API)

Deutcher Ausschuss für Stahlbau (DAst)

が円筒座屈について計算方法を示している。

1983年のOTCで上記5つの団体にDnVを含めた6つの団体協会で示された計算方法による計算結果とこれらの間の比較や又実験結果との対比を示した論文が発表されており相互に比較・検証する上で参考となろう。

以下5.6.2(2)に於いてこの論文(論文No.OTC-4472)の要旨を紹介する。

(1) 円筒構造の座屈計算法

(DNV'S Classification Notes 「Buckling Strength Analysis」よりの抜萃)

(a) 適用上の制限と Usage factor

(i) 公差

以下の座屈計算式は次の初期不整の範囲内で有効である。又座屈応力を求める際に現われる座屈係数Cは実験的に決められている。

(ii) 真円度

$$\delta = |\gamma_a - \gamma| = 0.005\gamma$$

γ_a = 円筒の実半径

γ = 円筒の公称径

(iii) 縦通材の直線度

$$\delta = 0.0015\ell$$

(図 5.6.2 a)

ℓ = 縦通材のスパン

(iv) 縦通材フランジの直線度

$$\delta = 0.0015\ell$$

(図 5.6.2 b)

ℓ = フランジのスパン

(v) 縦通材の不整

$$\delta = 0.025$$

(図 5.6.3)

s = 縦通材の間隔

(vi) 円筒の局部真円度及び局部直線度

$$\delta = \frac{0.01g}{1 + \frac{g}{\gamma}}$$

(図 5.6.4)

g = 測定の基準線長さ

○ 円弧の場合

$$g = s \text{ or } 1.15\sqrt{\ell\sqrt{\gamma t}} \text{ or } \pi r/2$$

の最小値

○ 直線の場合

$$g = \ell \text{ or } 4\sqrt{\gamma t}$$

の最小値

s = 縦通材間隔

ℓ = リングフレームあるいはバルクヘッド間隔

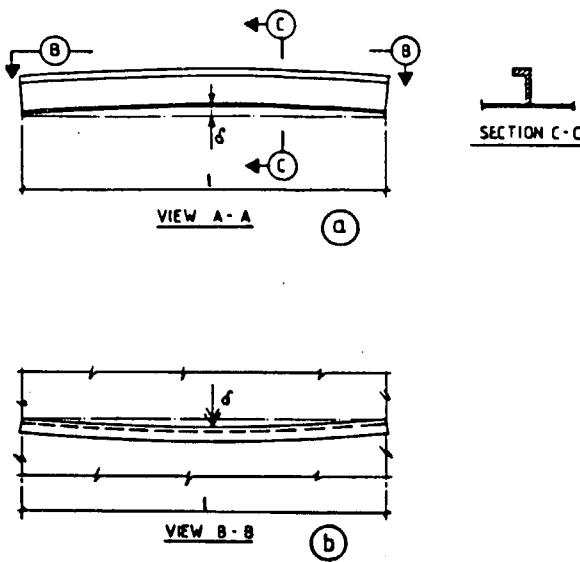


図 5.6.2 スティフナー及びガーダーの直線度

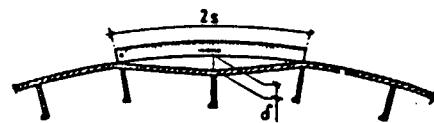


図 5.6.3 スティフナーの不整

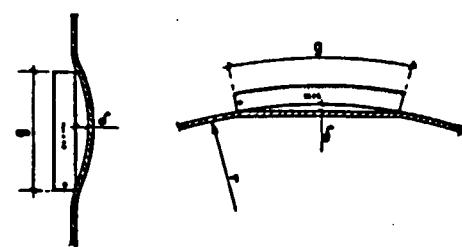


図 5.6.4 円筒の局部真円度及び局部直線度

VII 円筒の座屈に対する Usage factor

$$\eta \geq \frac{\sigma}{\sigma_{cr}}$$

ここで

$$\eta = \alpha \quad \lambda \leq 0.2 \text{ の場合}$$

$$\eta = \alpha \times (1.025 - 0.125) \lambda \quad 0.2 \lambda < 1.0 \quad "$$

$$\eta = \alpha \times 0.9 \quad \lambda \leq 1.0 \quad "$$

$$\alpha = \begin{cases} 0.6 & \text{静的荷重に對して} \\ 0.8 & (\text{静的荷重} + \text{動的荷重}) \text{に對して} \end{cases}$$

$$\lambda \text{ (相対比に関する係数)} = \sqrt{\frac{\sigma}{\sigma_E}}$$

σ = 実応力

σ_{cr} = 座屈応力

λ 、 σ 、 σ_{cr} は次頁似降に示した方法で求める。

(b) 記号の説明

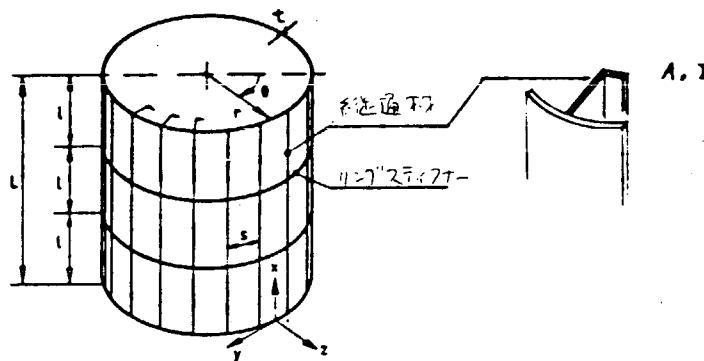


図 5.6.5 補強円筒

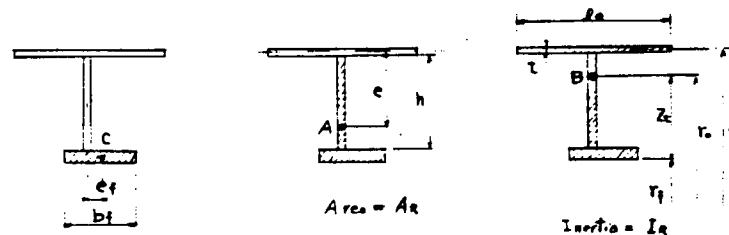


図 5.6.6 リングフレームの断面係数

A — フランジを除いた縦通材の断面積

A_R — フランジを除いたリングフレームの断面積

E — young率

G — 剪断弾性係数

I — フランジを除いた縦通材の慣性モーメント

L — 円筒の長さ

$$Z = \frac{\sqrt{1 - \nu^2 \ell^2}}{\gamma t}$$

$$Z_s = \frac{\sqrt{1 - \gamma^2 s^2}}{\gamma t}$$

ℓ — リングフレーム間距離

r — 円筒の半径

s — 縦通材間隔

t — 円筒の板厚

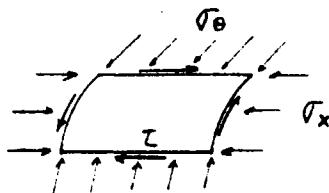
ν — Poisson比

σ_F — 降伏応力

(c) 応力の計算方法

(i)

- N ----- 軸力
- M_1 ----- 主軸のまわりに作用する曲げモーメント
- M_2 ----- 主軸のまわりに作用する曲げモーメント
- T ----- 振りモーメント
- Q_1 ----- 主軸 1 に直角に作用する剪断力
- Q_2 ----- 主軸 2 に直角に作用する剪断力
- p ----- 面に垂直な圧力
- σ_x ----- 縦方向の応力
- σ_θ ----- 円周方向の応力
- τ ----- 塑断応力

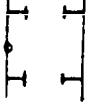
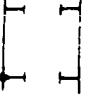


(ii) 応力 σ_x 、 σ_θ 、 τ の求め方

表 5.6.1 σ_x 、 τ の計算方法

$\sigma_x = \sigma_a + \sigma_b$	$\tau = \tau_T + \tau_\theta$
1) 縦通材がない場合	$\tau_T = \frac{T}{2\pi r^2 t}$ $\tau_\theta = \frac{Q_1}{\pi r t} \cos\theta - \frac{Q_2}{\pi r t} \sin\theta$
$\sigma_a = \frac{N}{2\pi r t}$ $\sigma_b = \frac{M_1}{\pi r^2 t} \sin\theta + \frac{M_2}{\pi r^2 t} \cos\theta$	2) 縦通材がある場合 上式中の t を $t \rightarrow t + A/S$ と置き換えて求めてよい。

表 5.6.2 σ_θ の計算方法

σ_θ	
リングスティフナー間 中央の応力	
$\sigma_\theta = \frac{pr}{t} - \frac{\alpha\zeta}{\alpha + 1} \left(\frac{pr}{t} - \nu \sigma_x \right)$	リングスティフナー位置 の応力
	
	1) 円筒部の応力
	$\sigma_\theta = \left(\frac{pr}{t} - \nu \sigma_x \right) \frac{1}{1+\alpha} + \nu \sigma_x \rightarrow \text{注1}$
	2) リングスティフナーの応力
	$\sigma_{\theta R} = \left(\frac{pr}{t} - \nu \sigma_x \right) \frac{1}{1+\alpha} \left(\frac{r}{r_x} \right)$
$\zeta = 2 \frac{\sinh \beta \cos + \cosh \beta \sin \beta}{\sinh 2\beta + \sin 2\beta}$	
$\beta = \frac{\ell}{1.56 \sqrt{rt}}$	
$\alpha = \begin{cases} \frac{A_R}{\ell e o t} & \dots \dots \text{縦通材がある場合} \\ \frac{A}{\ell t} & \dots \dots \text{縦通材がない場合} \end{cases}$	
$e_o = \frac{1}{\beta} \frac{\cosh 2\beta - \cos 2\beta}{\sinh 2\beta + \sin 2\beta}$	
注意：リングスティフナーの代りにバルクヘッドの場合式の中の A_R or A は A_R or $A \rightarrow \frac{r+b}{(1-\nu^2)}$ と置き換える。	

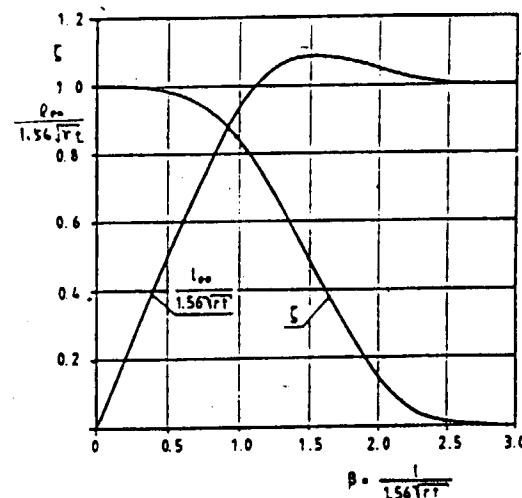


図 5.6.7 β と ζ の関係

(d) 円筒パネル及び防撲材を有しない円筒の座屈

(i) 座屈応力

座屈応力 σ_{cr} , σ_{ecr} は表 5.6.3 より求める。

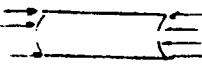
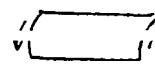
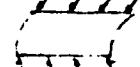
表 5.6.3 σ_{cr} の計算方法

1 方向の応力のみが作用するとき	2 方向以上の応力が作用するとき
$\sigma_{cr} = \frac{\sigma_k}{\sqrt{1+\lambda^4}}$ $\lambda = \sqrt{\frac{\sigma_k}{\sigma_E}}$ $\sigma_k = \begin{cases} \sigma_F & \dots \text{軸応力に対して} \\ \sigma_F/\sqrt{3} & \dots \text{剪断応力に対して} \end{cases}$ $\sigma_E = \text{弹性座屈応力}$ $\lambda = \text{reduced Slenderness}$	$\sigma_{ecr} = \frac{\sigma_F}{\sqrt{1 + \lambda^4}}$ $\lambda^2 = \frac{\sigma_F}{\sigma_e} \left[\frac{\sigma_{ac}}{\sigma_{Ea}} + \frac{\sigma_{DO}}{\sigma_{Eb}} + \frac{\sigma_{DO}}{\sigma_{Ep}} + \frac{\tau}{\tau_E} \right]$ $\sigma_e = \sqrt{(\sigma_a + \sigma_b)^2 - (\sigma_a + \sigma_b) \sigma_p + \sigma_p^2 + 3\tau^2}$ $\sigma_{ao} = \begin{cases} 0 & \sigma_a \geq 0 \\ -\sigma_a & \sigma_a < 0 \end{cases}$ $\sigma_{bo} = \begin{cases} 0 & \sigma_b \geq 0 \\ -\sigma_b & \sigma_b < 0 \end{cases}$ $\sigma_{po} = \begin{cases} 0 & \sigma_p \geq 0 \\ -\sigma_p & \sigma_p < 0 \end{cases}$ $\sigma_p = \sigma_\theta$ <p>応力の符号 引張: 正 (+) 圧縮: 負 (-) 剪断: 正 (+)</p>

(ii) 弹性座屈応力 σ_E (σ_{EC} σ_{Eb} σ_{Ep} τ_E) の求め方

(i) 円筒パネルの場合

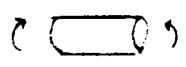
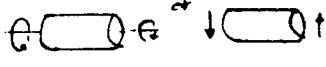
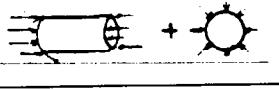
表 5.6.4 円筒パネルの σ_E の計算方法

$\sigma_E = C \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{s} \right)^2$	$C = \text{座屈係数}$	
軸方向力 	セン断応力 	周方向力 
$C_x = 4\sqrt{1 + (kZ_s)^2}$ $k = \frac{0.09}{\sqrt{1 + \frac{1}{150}}}$	$C_{x\theta} = 5.34 + 4 \left(\frac{S}{\ell} \right)^2$ or $C_{x\theta} = 0.5\sqrt{\frac{s}{l}} Z_s^{3/4}$ いずれか大きい方	$C_\theta = \left(1 + \left(\frac{S}{\ell} \right)^2 \right)^2$ or $C_\theta = 0.6 \frac{s}{\ell} \sqrt{Z_s}$ いずれか大きい方

(但し $\ell/s \geq 1.0$ に対して適用、 $\ell/s < 1.0$ のときは無補強の円筒とみなす。)

(ロ) 防撓材を有しない円筒の場合

表 5.6.5 防撓材を有しない円筒の σ_E の計算方法

$\sigma_E = C \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{\ell}\right)^2$, C = 座屈係数		
軸圧縮力	曲げ応力	捩り or セン断応力
 $C_a = \sqrt{1 + (k_a Z)^2}$ $k_a = \frac{0.36}{\sqrt{1 + \frac{r/t}{150}}}$	 $C_b = \sqrt{1 + (k_b Z)^2}$ $k_b = \frac{0.36}{\sqrt{1 + \frac{r/t}{300}}}$	 $C_s = 5.34 \sqrt{1 + 0.009 Z^{3/2}}$ 但し $\frac{\ell}{r} > 3.85 \sqrt{\frac{r}{t}}$ のときは $\tau_E = 0.225 E \left(\frac{t}{r}\right)^{3/2}$
 $C_p = 4\sqrt{1 + 0.025 Z}$ $\frac{\ell}{r} > 2.25 \sqrt{\frac{r}{t}}$ $\sigma_{E_p} = 0.25 E \left(\frac{t}{r}\right)^2$	 $C_p = 2\sqrt{1 + 0.1 Z}$ $\frac{\ell}{r} > 2.25 \sqrt{\frac{r}{t}}$ $\sigma_{E_p} = 0.25 E \left(\frac{t}{r}\right)^2$	

(e) 縦通防撓材を有する円筒

(ii) 構造様式の分類

タテ方向に補強された円筒は次の3つのカテゴリーに分類できる。各々下の表によって座屈強度を検討する。

ここでは CATEGORY C を対象として扱う。

<p>CATEGORY A sparsely stiffened shells</p>	$\frac{s}{t} > 3 \sqrt{\frac{r}{t}}$ <p>この条件を満たすときは 防撓材のない円筒と見做す。</p>
<p>CATEGORY B (shells with closely spaced) (heavy stiffeners)</p>	$\frac{s}{t} < 3 \sqrt{\frac{r}{t}}$ を満足すると きは "stiffened flat plate" と見做す。このとき板の降伏応力の checkには次のうち大きい方の応力を 使う。 $p \frac{r}{t}$ and $\frac{p}{4k} \left(\frac{s}{t} \right)^2$ 但し $k = 1 + \left(\frac{s}{\ell} \right)^2$
<p>CATEGORY C (shells with closely spaced light stiffeners)</p>	$\frac{s}{t} < 3 \sqrt{\frac{r}{t}} \text{ and } \frac{r}{t} > \frac{1}{4} \frac{E}{\sigma_F}$ <p>この条件を満たすときは、以下に 記す方法で座屈係数を求める。</p>

図 5.6.8 円筒構造の補強方法による分類

(ii) 座屈応力

座屈応力 σ_{cr} 、 σ_{ecr} は表 5.6.6 より求める。

表 5.6.6 σ_{cr} の計算方法

1 方向の応力のみが働いているとき	2 方向以上の応力が働いているとき
$\sigma_{cr} = \frac{\sigma_k}{\sqrt{1 + \lambda^4}}$ $\lambda = \begin{cases} \frac{\sigma_k}{\sigma_E} \\ \frac{\sigma_F}{\sigma_E} \end{cases}$ $\sigma_k = \begin{cases} \sigma_F & \dots\dots\dots \text{軸応力に対して} \\ \sigma_F/\sqrt{3} & \dots\dots\dots \text{剪断応力に対して} \end{cases}$ $\sigma_E = \text{弹性座屈応力}$ $\lambda = \text{Reduced slenderness}$	$\sigma_{ecr} = \frac{\sigma_F}{\sqrt{1 + \lambda^4}}$ $\lambda^2 = \frac{\sigma_F}{\sigma_e} \left(\frac{\sigma_{x0}}{\sigma_{Ex}} + \frac{\sigma_{\theta0}}{\sigma_{E\theta}} + \frac{\tau}{\tau_E} \right)$ $\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_\theta + \sigma_\theta^2 + 3\tau^2}$ $\sigma_{x0} = \begin{cases} 0 & \sigma_x \geq 0 \\ -\sigma_x & \sigma_x < 0 \end{cases}$ $\sigma_{\theta0} = \begin{cases} 0 & \sigma_n > 0 \\ -\sigma_\theta & \sigma_n < 0 \end{cases}$ <p>応力の符号 引張: 正 (+) 圧縮: 負 (-) 剪断: 正 (+)</p>

(iii) 弹性座屈応力 σ_E (σ_{Ex} $\sigma_{E\theta}$ τ_E) の求め方

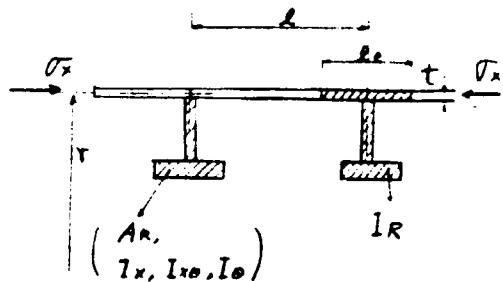
表 5.6.7 σ_E の計算方法

$\sigma_E = C \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{\ell} \right)^2$		
軸力 or 曲げ	振り or セン断	横方向力
$C_x = k \sqrt{1 + 0.13 \left(\frac{Z}{k} \right)^2}$ $\text{但し, } k = \frac{1+r}{1+a}$		
$C_{x\theta} = k \sqrt{1 + \frac{0.25}{k^2} Z^{3/2}}$ $\text{但し, } k = 5.34 + 1.75 (\ell/s)^{4/3} r^{1/3}$		
$C_\theta = k \sqrt{1 + \frac{0.4}{k^2} Z}$ $\text{但し, } k = 2(1 + \sqrt{1+r})$		
$Z = \sqrt{1-\nu^2} \frac{\ell^2}{rt}$		
$A, I = \text{フランジを除いたスティフナーの断面積及び慣性モーメント}$		
$a = \frac{A}{st}$		
$r = \frac{12(1-\nu^2)Is}{st^3}$		
$Is = I + \frac{e^2 A}{1+a}$		
$e = \text{スティフナーの偏心}$		
$(図 5.6.6 参照)$		

(f) リングスティフナーの座屈

(i) リングスティフナー必要最小断面積

$$A_R \geq \left(\sqrt{\frac{1000}{Z^2} + 60} \left(\frac{\sigma_x}{E} \right) \left(\frac{r}{t} \right) - 1 \right) \ell t$$



(ii) リングスティフナーの必要最小断面二次モーメント

リングスティフナーの断面二次モーメントは次式を満足すること。

$$I_R \geq I_x + I_x\theta + I\theta$$

(1) I_R を計算するときの有効幅 ℓ_e の求め方

σ の半径方向の撓みを次式で表わす。

$$W_n = w \cos n\theta$$

n の値により次の表 5.6.8 あるいは図 5.6.9 より求める (n は実際の変形モードより決める。)

表 5.6.8 リングフレームのフランジ有効幅の計算方法

$n = 0$ (軸対称変形) のとき あるいは横方向力がないとき	$n \geq 2$ のとき
$\ell_{eo} = 1.56 \sqrt{rt}$	$\ell_{en} = \frac{\ell_{eo}}{\sqrt{\sqrt{1 + \frac{n^4}{2} (\frac{t}{r})^2} + \frac{n^2}{\sqrt{3}} (\frac{t}{r})}}$
$\ell_{eo} = \ell$	

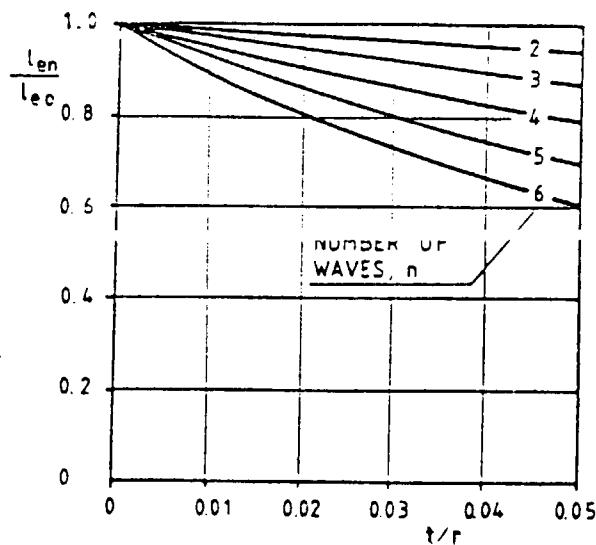


図 5.6.9 ハングフレームのフランジ有効幅

(d) I_x 、 $I_{x\theta}$ 、 I_θ の規定

I_x 、 $I_{x\theta}$ 、 I_θ は次に規定する値以上であること。

表 5.6.9 I_x 、 $I_{x\theta}$ 、 I_θ の計算方法

軸力 and/or 曲げ → () and/or ↑ () ↓ ()	り and/or セン断 ↓ () ← and/or ↓ () ↑ ()	横方向力 (外圧)
$I_x = \frac{\theta_x t(1+a)r_0^4}{500E}$	$I_{x\theta} = (\frac{\tau}{E})^{8/5} (\frac{r_0}{L})^{1/5} L \text{ rot } \ell$	$I_\theta = \frac{pr r_0^2 \ell}{3E} \left[2 + \frac{8EZt\delta_0}{r_0^2(\sigma_K/2 - \sigma_{\theta R})} \right]$
$a = A/st$ $A = \text{Cross sectional area of a longitudinal stiffener.}$	$L: \text{cylinder length}$	$\sigma_K = \begin{cases} \sigma_r & \text{for fabricated ring frames} \\ 0.9\sigma_T & \text{for cold-formed ring frames} \end{cases}$

- σ_T は下記の条件であれば $\sigma_T^T = \sigma_F$ とする。これ以外は「(g) リングフレームの捩り座屈」による。

$$\text{フランジがないリングフレームに対して } h \leq 0.4 \sqrt{\frac{E}{\sigma_F}} t_w$$

$$\text{フランジがあるリングフレームに対して } h \leq 1.35 \sqrt{\frac{E}{\sigma_F} t_w}, \quad b/r > \sqrt{\frac{7h}{10 + \frac{E}{\sigma_r} \frac{h}{r}}}$$

- δ_0 (円筒の初規不整)

$$\delta_0 = 0.005r$$

- L (Cylinder Length) は下図による。

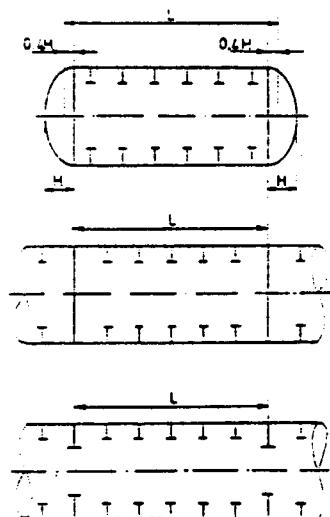


図 5.6.10 円筒の長さ (L)

(g) リングフレームの振り座屈

振り座屈応力 σ_T (σ_{cr}) は図 5.6.11 の曲線 c より求める。

但し、

$$\lambda_T = \sqrt{\frac{\sigma_F}{\sigma_{ET}}}$$

$$\sigma_{ET} = \beta \frac{Au + (t_f/t_w)^2 A_f}{Au + 3A_f} G \left(\frac{t_w^2}{h} \right) + \frac{\pi^2 E I_2}{(Aw/3 + A_f) L_T^2}$$

$$I_2 = \frac{1}{12} A_f b^2 + e_f^2 \frac{A_f}{1 + A_f/A_w}$$

$$\beta = \frac{3C+02}{C+02} \quad (\text{簡単の為 通常 } \beta = 1.0 \text{ としてもよい})$$

$$C = \frac{h}{\ell e_o} \left(\frac{t}{t_w} \right)^3 (1 - \eta)$$

η = Usage factor

但し

フランジングがないリングフレームの場合は下記による。

$$\sigma_{ET} = \left(\beta + 0.2 \frac{h}{r} \right) G \left(\frac{t_w}{h} \right)^2$$

L_T = 円弧長さ

(下図参照)

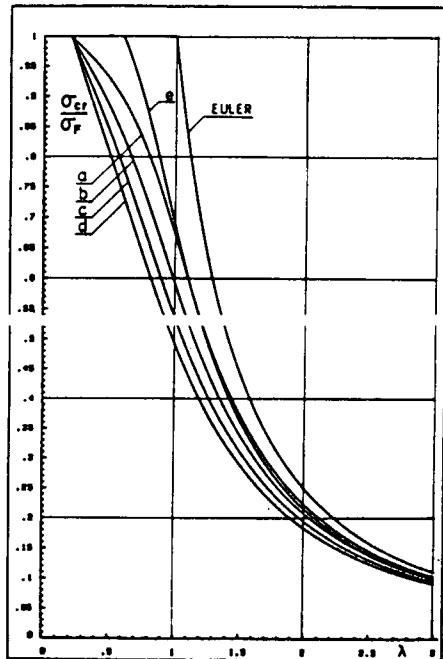
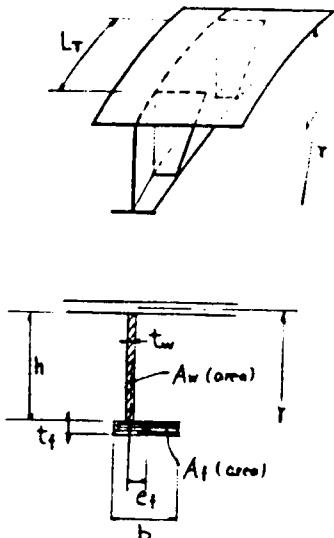


図 5.6.11 λ と σ_{cr}/σ_F の関係

(2) 各種設計基準と実験値の比較

(a) 概 要

円筒構造の座屈強度に対する各種設計基準と実験値の比較については詳しい論文¹⁾ が出ているので、その内容を以下に紹介する。

この論文は U. K. Department of Energy が海洋構造物の座屈に対するガイダンスノートの改訂時に行った広範な調査の一部についての報告である。調査は数種類の構造要素に対して行われたが、ここで発表されているのはその中で、リングスティフナー付円筒構造の局部座屈に関してである。

この調査では海洋構造物用円筒構造のみならず航空機用構造要素を含めた 1180 個の実験データを整理し、各基準、(DnV、ECCS/BS5500、ASME、API 及び DAST) と比較しその妥当性をチェックすることに主眼がおかされている。ただし航空機分野の円筒構造は径／板厚 (D/t) 比が大きく、当然弾性座屈の問題となり、海洋構造物用構造要素には弾塑性座屈が考えられることから見れば実験データの持つ情報の有用性は限られている。

荷重として考えられているのは次の 3 つである。

- (i) 軸圧縮
- (ii) 外圧………円周上圧力、円周及び軸方向圧力
- (iii) 軸圧縮及び外圧

また以上の荷重条件のもとで起りらる座屈モードとしては次の 3 つがとりあげられている。

- (i) リングスティフナー間のシェルの座屈
- (ii) リングスティフナー及びシェルの全体座屈
- (iii) リングスティフナーの捩り座屈

実験値と各基準との比較は次表に示す各荷重および座屈モードにつき図によって示されている。
(図番号は原論文の番号を示す。)

表 5.6.1-0

荷 重	座屈モード	Code					備 考
		DnV	BS5500/ECCS	DASl	ASME	API	
軸圧縮	シェル	Fig2(a) Fig3(a)	"(b) "(b)	"(c) "(c)	"(d) "(d)	— —	無補強 リング補強
	リング・シェル	—	—	—	Fig5	—	
	リング	—	—	—	—	—	
外圧	シェル	Fig7(a) Fig8(a)	"(b) "(b)	"(c) "(c)	"(d) "(d)	"(e) "(e)	無補強 リング補強
	リング・シェル	—	—	—	Fig9	—	
	リング	—	—	—	—	—	
軸圧縮 及び外圧	シェル	Fig11(a)	"(b)	"(c)	"(d)	"(e)	
	リング・シェル	—	—	—	—	—	
	リング	—	—	—	—	—	

ASME以外の各コードでは、リング・シェル及びリングの座屈については、座屈後の軸力低下が急激であることに留意し、避けるべきモードとしており、リングスティフナーの最小剛性を規定している。原論文では各基準で与えられる剛性について、実験で得られた座屈モードとの比較を行って基準を満足すればリング・シェルの全体座屈が避けられることを示している。(原論文 Fig6 Fig10. 参照)

(b) 比較検討結果

ここでは一般に海洋構造物の構造要素の設計に用いられることが多い代表的基準ESSC及びAPIと実験値とノンレバウンドモードを計測する。

(i) 軸圧縮でのシェル座屈

シェル座屈はさらに軸対称の変形を伴うものと軸非対称のモードを持つものに分けられる。軸対称モードは短柱もしくは厚板シェルに多く、弾性変形及び塑性の進行の相互関係が深く、基準上もこの点が反映されている。

つまり、初期不整による弾性項の修正および塑性の拡がりを考慮した修正という二段階の低減係数により耐力が定められている。軸非対称モードは長柱もしくは薄板シェルに多く、主に弾性座屈により耐力が支配され、初期不整に敏感であり、実験値も散らばっている。

図 5.6.1-2, 1-3 に基準との比較を無補強シリンダーおよびリング補強シリンダー各々について示す。いずれの基準もほぼ妥当な値を与えている。ただし実験データは主に長柱あるいは薄板シェルについて得られたもので、

軸非対称モードの座屈モードが多い点に留意する必要がある。

(ii) 軸圧縮下でのリングスティフナー／シェル全体座屈

リングスティフナーおよびシェルの全体座屈は ASME 以外の基準では避けるべきモードとして、リングスティフナーのサイズおよび有効二次モーメントを規定してある。大体の目やすとしてシェルの形状特性値 $M_r (= \ell_r / \sqrt{r t})$ により判定出来る。ここで ℓ_r はリングスティフナー間隔、 r はシェル半径および t はシェルの板厚である。

$M_r < 3.4$ の場合リングスティフナーおよびシェルは共に変形し全体座屈の可能性がある。

(iii) 外圧下でのシェル座屈

軸圧縮下でのシェル座屈と同様に軸対称および軸非対称のモードをもつ。

軸対称の場合、短柱あるいは厚板シェルに多いが、くり返し荷重のレベルが塑性を生じる程度のものであれば外圧により不整がさらに大きくなり、疲労破壊が発生する可能性がある。軸非対称モードは通常の海洋構造物のシェル構造に多い。図 5.6.14, 15 にそれぞれ無補強シェルの実験値と基準値との比較を示す。無補強シェルの場合、弾性範囲 ($\sigma_{exp} / \sigma_y < 0.5$) ではかなり良く合っているが弾塑性範囲ではかなりデータのちらばりがみられる。

補強シェルではデータのちらばりがかなり大きいが安全性からみれば問題はない。

(iv) 外圧下でのリングスティフナー／シェル全体座屈

軸圧縮下での座屈と同様各基準では避けるべきモードとしてリングスティフナーのサイズ、剛性を規定している。

(v) 軸圧縮および外圧下でのシェル座屈

軸圧縮および外圧が同時に作用する荷重モードはジャケット構造などの海洋構造物では常に考えなければならないが、座屈モード間の複雑な相互影響など理論的解明が未だ不十分である。したがって各基準は主に実験データに基づく半経験式を用いている。

図 5.6.16 に実験値と各基準値との比較を示す。DnV および ECCS の各独立の荷重モードに基づく相関曲線との比較では大きなちらばりがみられるが、安全上からは特に問題はみられない。

また A P I の線形近似ではかならずしも安全であるということにはなっていない。

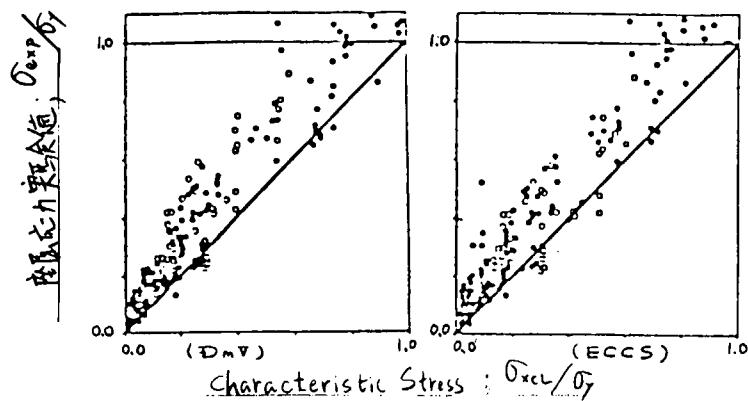


図 5.6.1-2 基準の推奨値と実験結果の比較図(軸圧縮下の無補強円筒)

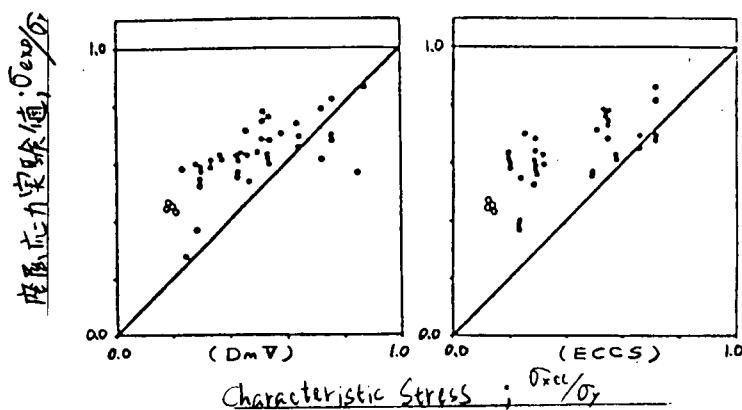


図 5.6.1-3 基準の推奨値と実験結果の比較図(軸圧縮下のリング補強円筒)

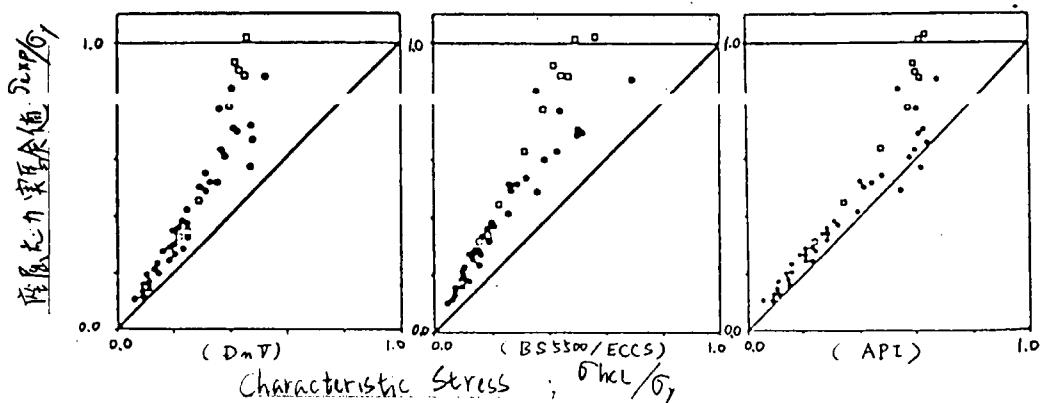


図 5.6.1-4 基準の推奨値と実験結果の比較図(外圧下の無補強円筒)

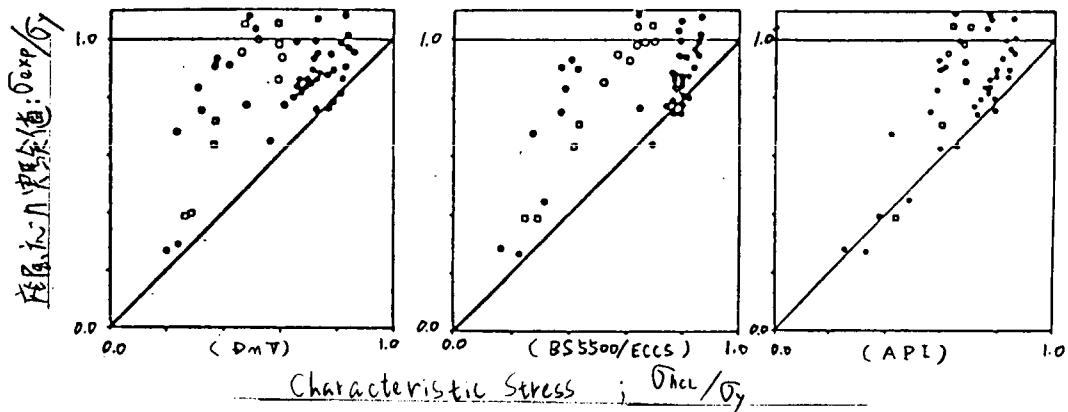


図 5.6.1.5 基準の推奨値と実験結果の比較図（外圧下のリング補強円筒）

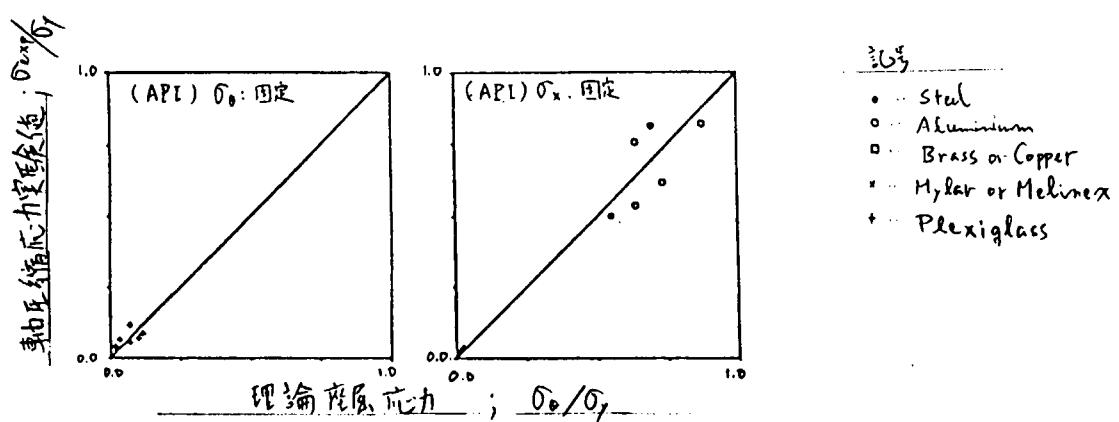
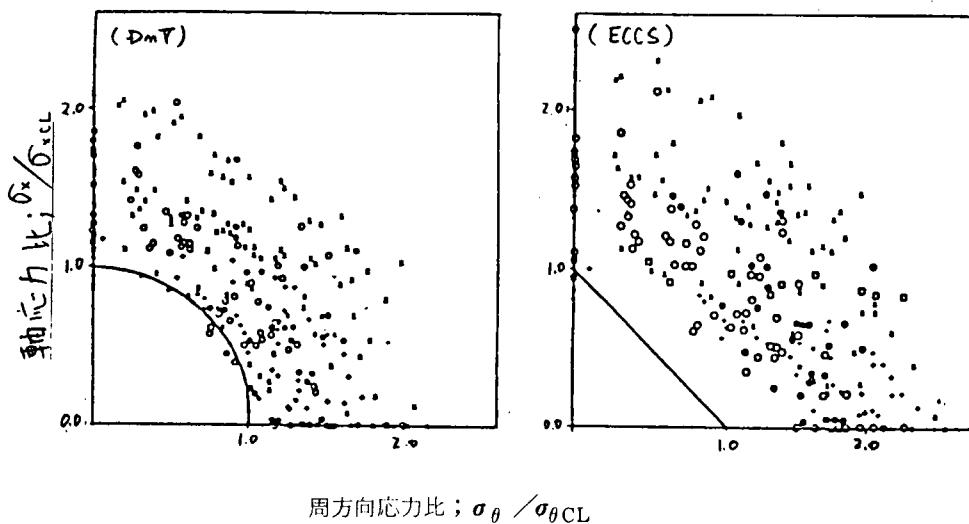


図 5.6.1.6 基準の推奨値と実験結果の比較（軸圧縮かつ外圧下での無補強及びリング補強円筒）

記号

σ_{exp}	座屈応力実験値
σ_{ijk}	基準における座屈応力規定値
	$i = x$	軸圧縮
	$= \theta$	外圧
	$= h$	外圧(水圧)
	$j = C$	Characteristic resistance stress
	$k = L$	局部座屈モード
	$= G$	全体座屈モード
σ_x σ_θ	軸方向及び周方向応力
σ_y	材料の降状応力

参考文献

- 1) "Buckling Design of Ring - Stiffened Cylinders" by C. P. Ellinas ('83 OTC 4472)

5.7 防食対策

船舶および海洋構造物に用いられる圧延鋼材は、海水等の中性溶液中では応力腐食に対して比較的鈍感な材料であるが、海水中で腐食腐労をうける場合には何ら腐食対策が講じられなければその腐食疲労寿命は大気中の疲労寿命に比べてかなり短い。疲労寿命がほぼ 10^5 サイクル以上の比較的長寿命域における腐食疲労破壊は、図5.7.1に示すように3段階の挙動を伴って起こる。第1段階は腐食孔を生じる期間で、この期間が腐食疲労き裂の発生寿命に大きく関係する。第2段階は腐食孔から発生した腐食疲労き裂が成長する期間で、この間のき裂の伝播特性は一般にき裂先端の応力拡大係数範囲 ΔK と1サイクル当たりの伝播速度 $\alpha a/\alpha N$ との関係で表示できる。第3段階は疲労き裂が限界き裂長さに達し急速に破断する最終期で、この期間は全寿命のごく一部であり腐食の影響をほとんど受けることなく材料の脆性破壊特性もしくは延性破壊特性によって支配される。したがって、海水中の疲労において腐食の支配を強く受けるのは第2段階以前の過程であり、この期間における腐食対策を検討することによって船舶および海洋構造物の腐食疲労寿命の改善を期待することができる。この腐食疲労の改善については疲労き裂が発生するまでの第1段階と疲労き裂が進展する第2段階に分けて考える必要がある。

5.7.1 海水中における疲労き裂発生寿命の改善

海水中での疲労き裂発生寿命を長くするためには、図5.7.1に示した第1段階における腐食孔の発生時期を遅らせることである。

その方法として陰極防食、鍍金、塗装が挙げられる。陰極防食による腐食疲労強度の改善についてはすでに多くの研究が行われており、実際に船舶、海洋構造物に適用されている。¹⁾自然腐食電位よりも0.2から0.3V卑になるとによって炭素鋼の腐食速度を99%まで減少することができることをJones²⁾は示している。鋼構造物の腐食疲労に対する最適の防食電位はその結果を基に約-0.85V-Cu/CuSO₄(飽和硫酸銅照合電極基準)、-0.78V・S.C.E.(飽和甘汞照合電極基準)または-0.80V・Ag/AgCl(塩化銀照合電極基準)であり、この電位は鋼の平衡電位にはほぼ等しい。しかし、防食電位はふん囲気の状態によって影響される。-0.93V・S.C.E.(または-1.00V・Cu/CuSO₄)およびそれ以上に卑な過防食電位は腐食疲労強度に有害な場合があるが、図5.7.2に示されているデータは-1.00V・S.C.E.で、1%NaCl溶液中3Hz低繰返し速度で行った腐食疲労強度が大気中の疲労限まで回復した例³⁾である。図5.7.3にみられるように、同じ-1.00V・S.C.E.の電位で西岡ら⁴⁾は0.5Hzで陰極防食が有効であるが、0.1Hzではあまり有効性は認められないことを示している。図5.7.4は軟鋼(SM41A)が31Hzで両振り曲げを3%NaCl溶液中で受ける場合の疲労強度に及ぼす-0.800V・S.C.E.の陰極防食の効果を大気中の疲労強度と比較検討したもので、この場合には明らかに-0.800V・S.C.E.で大気中の疲労限以上に腐食疲労強度を回復することができることを示している。南らは、繰返し速度と陰極防食の関係に言及し、水素脆化と関係があることを指摘している。また、Jaske⁵⁾らは0.1Hz以下の低繰返し速度と-1.00V・S.C.E.より卑な過防食の組合せは、腐食疲労強度に有害であるように思われるとしている。Nichols⁶⁾、Hudgin⁷⁾ら、Hatt⁸⁾らは、海水中の腐食疲労において-0.78V・S.C.E.で陰極防食の効果を得るに当ってはCaCO₃とMg(OH)₂からなる石灰質のスケールの形成が重要であることを強調している。このスケールはNaCl溶液中では形成しえない。そこで陰極防食の効果を検討するときは、実際の海水を用いるか少なくとも規格の人工海水を用いる必要がある。海水中で陰極防食を適用するときには上記のスケールが鋼の表面に付着するために表面のpHがほぼ11になる。このスケールは、鋼の表面のpHを高い値に維持することと表面への酸素の拡散を遅らせることで防食に要する電流を減少することができる点で価値があり、平滑な疲労試験片に対しては約-0.73V・S.C.E.で容易に防食が可能であることが報告されている。しかし、切欠き試験片の防食に対しては、-0.78V・S.C.E.の電位が要求されることをHatt⁹⁾らは見出した。このことは、切欠き底の

局所的な環境と試料の表面の環境が相違し、切欠き底の防食に有効な電位は $-0.73\text{ V}\cdot\text{S.D.E.}$ よりも卑にする必要があることを示唆するものである。図5.7.5に示す3種類の切欠き試験片について海水中の腐食疲労の防食電位に及ぼす繰返し速度の影響を 31 Hz と $3\cdot3\text{ Hz}$ で検討した結果を図5.7.6および図5.7.7に示す。¹⁰⁾図中の黒印は 10^7 サイクル以下で破壊したデータをそれぞれ表わす。また、図中の各曲線より下の領域が疲労破壊しなかった応力-電位の範囲を示す。これらの図から 10^7 サイクルで破壊を起こさない応力は防食電位に依存するとともに、応力集中と繰返し速度によって変わることが分かる。図5.7.6から応力集中の大きい試験片Cは約 $-0.85\text{ V}\sim-1.25\text{ V}\cdot\text{S.C.E.}$ 、試験片Bは約 $-1.1\text{ V}\sim-1.25\text{ V}\cdot\text{S.C.E.}$ で大気中の疲労限よりも $74\sim140\%$ 海水中の疲労強度が増大することがうかがえる。図5.7.7は、試験片Bについて 31 Hz から 3.3 Hz に繰返し速度を減少させたときの海水中における腐食疲労強度に及ぼす陰極防食の影響を示したもので、繰返し速度が低下することは防食電位が貴になるとともに疲労強度の増加が大きくなることを示している。また図5.7.6に、 $3\%\text{NaCl}$ 溶液中において $-1.00\text{ V}\cdot\text{S.C.E.}$ の電位で行った試験片Bの2つの実験点が記入されている。この電位は海水中では疲労破壊しない領域であるが、 $3\%\text{NaCl}$ 溶液中では疲労破壊を起こしており、この電位では改善効果が認められない。このことは、図5.7.4に示した $3\%\text{NaCl}$ 溶液中では 31 Hz の両振り曲げを受ける場合の結果と一見矛盾している。図5.7.4は応力集中係数 1.06 のほぼ平滑試験片に近いときの陰極防食の効果を検討したもので、この応力集中の相違が関係しているものと考えられるが今後の研究課題である。¹¹⁾Boothは、 $5\text{ }^\circ\text{C}$ から $8\text{ }^\circ\text{C}$ の人工海水を用いて鋼溶接継手の腐食疲労に及ぼす陰極防食の影響を $-0.85\text{ V}\cdot\text{Ag}/\text{AgCl}$ で調べている。得られた実験結果が図5.7.8にUSAおよびUKの設計曲線と比較されており、 10^7 サイクル近くを除けば、すべての実験結果はいずれの設計曲線よりも上方に位置することを示している。間欠的な海水の浸漬は連続的な浸漬と同じ程度に有害であることが同図から分かること。また、防食しない場合における海水中の腐食疲労強度に及ぼす応力比Rの影響は顕著でないが、陰極防食を行うとRが -1 から 0 になることによって 10^6 サイクル以上の長寿命域でわずかに有害となることを示している。 10^6 サイクル以下の寿命域では陰極防食はあまり有効でないが、 10^6 サイクル以下の長寿命域では陰極防食は腐食疲労強度の改善に有効であり、 50 MPa 以下の応力振幅において疲労破壊しなくなることはとくに重要である。アラスカのクリーク入江におけるプラットホームに夏季には石灰質のスケールができるが冬季にはみられないことから考えて低温($-2\text{ }^\circ\text{C}$)の海水中ではスケールの溶解がおこることが予想でき、このことは北極に近い海域における海洋構造物に陰極防食を適用する際に注意しなければならないことが指摘された。¹²⁾

金属被覆は、被覆材に引き掻き傷がついたり、疲労き裂が生じないかぎり被覆された鋼の腐食疲労による損傷を防止することができる。アルミニウム鍍金と亜鉛鍍金の効果が西岡らによって検討されている。その結果によるといずれの鍍金も十分防食効果がみられ、長寿命域では亜鉛鍍金よりアルミニウム鍍金の方が一層有効なことが示された。⁴⁾図5.7.9に各種全層塗装の腐食疲労強度に及ぼす塗装用漆面の影響を示す。図中の 10^7 の値より上側にデータは被覆することによって腐食疲労強度が改善されることを示している。また、図の縦座標で 1.0 に近いデータは大気中の疲労強度と同程度の腐食疲労強度に達することを示すものである。アルミニウム鍍金は亜鉛鍍金やカドミウム鍍金に比べてすぐれており、とくに 0.5 Hz と 0.1 Hz の低い繰返し速度でよい結果を与えている。アルミニウム、亜鉛はともに鋼の犠牲被覆となり、鋼に優先して両者の被覆材が腐食する。そこで、アルミニウムや亜鉛による被覆は、鋼を海水から保護するとともに陰極防食の効果をすることになる。図5.7.10は軟鋼の $3\%\text{NaCl}$ 溶液中の腐食疲労強度に及ぼす塗装の効果を大気中の疲労強度と比較して示したものである。大気中の疲労限以上では塗装の効果が著しく、非塗装材の大気中の疲労寿命よりも長寿命となっており、塗装の防護効果が十分うかがえる。ここに用いられた塗装は、サンドblast処理後プライマーを塗布し十分乾燥したのちにタールエポキシ系の

樹脂塗料を塗って乾燥させたもので、タールエポキシ系を1回塗布したものと2回塗布したものが用意されている。塗装材の3%NaCl溶液中の疲労強度が非塗装材の大気中における疲労強度より大きいのは、ふん囲気しゃ断効果¹³⁾のほかにGildeが指摘した合成樹脂被覆による疲労強度の改善が期待できるためと思われる。しかし、疲労限以下の低応力長寿命では、塗膜が劣化し塗膜に割れを生じると素材表面がふん囲気にさらされるために疲労強度は急激に低下する。疲労限以上では1回塗装と2回塗装の疲労強度に差はほとんどみられないが、疲労限以下では塗膜の厚さが塗膜劣化寿命に影響するために2回塗装の方が1回塗装よりも明らかに疲労強度が大きいことが同図からうかがえ、腐食疲労強度に及ぼす重塗装効果は大きいことが分かる。塗装材に引っ掻き傷を設けた場合の3%Na-Cl溶液中における寿命は、1回塗装と2回塗装とで有意差はなく、いずれも非塗装材よりは長寿命になっているが、無傷の塗装材の寿命に比べると短い。また、同図に補修塗装材の結果が示されており、補修によって無塗装材に比べてわずかに寿命を延ばすことができるが、健全な塗装材よりは明らかに劣っている。すなわち、幅広い塗装の補修は腐食疲労強度の回復とならないことが分かった。図5.7.4に引き掻き傷をもつ塗装材に-0.80V・S.C.E.で陰極防食を施した場合の試験結果が示されている。非塗装材に陰極防食を行った場合の試験結果と有意な差が認められない程度にまで疲労寿命が延びており、塗装材の塗膜にき裂を生じたものの防食法としては、補修塗装を行うよりも陰極防食を行なむ方が有効であることが示された。しかもそれに要する防食電流は無塗装材の陰極防食に必要な電流値の数十分の一ですみ、わずかな防食電流で十分な効果が得られる点に大きな特徴がある。

Simpson¹⁴⁾らも塗装と陰極防食の併用は、海洋構造物や船舶の海水に浸漬している部分の長期にわたる防食法としてきわめて有効なことを結論している。両者の併用は犠牲陽極の消耗を減少されるだけでなく、一方のシステムが損傷しても他方のシステムが防食を支援することになる。彼らは、1%の面積が塗装されていない塗装材が-0.85V・Cu/CuSO₄の電位に保つために要する電流は非塗装材をその電位に保つときに要する電流の約1/500であることを明らかにしている。

5.7.2 海水中における疲労き裂伝播寿命の改善

一度き裂が発生し腐食疲労によって進展すると、表面被覆や塗装の効果は期待できない。塩水環境におけるき裂の成長を抑制する方法としては陰極防食の効果がこれまでに多く検討されている。その結果によると、その多くは陰極防食は腐食疲労き裂の伝播速度を減少させることはできないことを示している。図5.7.11は、板幅の中央に人工のスリットを設けた試験片が3%NaCl溶液中で0.5Hzの繰返し速度で片張り引張疲労を受けたとき-0.80V・S.C.E.で陰極防食を行った場合のき裂伝播速度da/dNと△Kの関係を自然腐食における関係と比較したものである。¹⁵⁾陰極防食下のき裂伝播特性は自然腐食における伝播特性とはほとんど変らず、腐食疲労き裂の伝播には陰極防食の効果は期待できないことが分かる。さらに、-0.78V・S.C.E.より卑な電位における過防食は有害であり、とくに1Hz以下の繰返し速度では△Kの中間レベルにおけるき裂伝播速度は自然腐食における速度よりも大きくなる。遠藤らは1%NaCl溶液中では-0.8V・S.C.E.の防食効果は1.67Hz以下と0.008Hz以上では有效であるが30Hzの繰返し速度では有害であることを見出している。また、-0.8V・S.C.E.より卑な電位は局部的水素脆化のためにいざれの繰返し速度でも有害なことも明らかにされた。これらの実験に用いられた試験片は比較的浅い(1~3mm)表面き裂であった。ScottとSilvester¹⁶⁾は、-0.7V・Ag/AgClの電位は若干き裂の伝播速度を遅らせる効果があるが、-0.8から-1.0V・Ag/AgClの範囲における電位は効果がないことを示した。また、Bardal¹⁷⁾は、-0.8と-1.1V・S.C.E.の電位は1から3mmの深い表面き裂に対しては有効であるが、深さ3から7mmの表面き裂に対しては有効でないことを明らかにしている。彼らは12°Cの人工海水中で低繰返し速度(0.17から1Hz)で実験を行っている。

Kochera¹⁸⁾らは海水が流れている状態では長く深いき裂に対して-0.8V・Ag/AgClの陰極防食が有効であ

ることを見出した。同様なことを Sullivan と Crooker は観察している。以上の研究から、き裂が比較的浅い表面き裂で応力比が 0.1 以下の場合に、新しい NaCl 溶液が連続的にき裂先端部に供給されるときにのみ陰極防食が有効であることが指摘されている。¹⁾ 過防食はき裂の進展を加速し、図 5.7.1-2 に示すように繰返し速度が減少するほど酸防食による害は増加する。Scott と Silvester も陰極防食の有害なことを実験的に認めている。その結果によると $-0.85 \text{ V} \cdot \text{Ag}/\text{AgCl}$ ではわずかではあるが、 $-1.00 \text{ V} \cdot \text{Ag}/\text{AgCl}$ ではかなり過防食による害がみられ、R が 0.5 以上においてとくに顕著で、R が 0.1 ではそれほど著しくないことが示された。そこで、引張残留応力が存在する実際の状態では R が大きくなるので、き裂が浅くない場合には陰極防食によってき裂の伝播速度を自然腐食における伝播速度以下にすることは期待できない。加えて、過防食は ΔK の中間レベルにおけるき裂の成長を加速するので、き裂の成長する箇所には過防食を去るように注意する必要がある。

5.7.3 海洋構造物への陰極防食の適用例

海水中における溶接構造物の問題で重要なのは溶接部に生じる腐食疲労である。すなわち、溶接部の止端等形状的不連続部における応力集中に腐食が作用して生じる腐食疲労が構造物の疲労寿命を決定することになる。没水している海洋構造物を $-0.85 \text{ V} \cdot \text{Cu}/\text{CuSO}_4$ または $0.78 \text{ V} \cdot \text{S.C.E.}$ より負の電位に分極することによって疲労強度を大気中の疲労限以上に向上させることができる。¹⁰⁾ 従来土中に埋設されている比較的長いパイプラインの防食には外部電源法が適用され、グラファイト、白金あるいは高珪素鋼を補助電極として電解質を通してパイプラインに防食電流が流れるようにする。この場合印加する電圧はパイプラインの全表面に十分な電流密度が供給できる大きさでなければならないので、抵抗の大きい土壤中では当然比抵抗の小さい海水中におけるよりも高い電圧を必要とする。比較的短いパイプラインには犠牲陽極が用いられる傾向にあり、その場合のアノードとしては Mg、Al、Zn が使用されている。海洋構造物を犠牲陽極によって防食するとき、構造物全体を上記の負の電位に分極することは経済的に不可能でありまた現実的でない。そこで構造物全体を防食するためのアノードに加えて溶接部のごく近傍にアノードを併用することが提案されている。このアノードを設けることによって溶接部周辺の限定された箇所を $-0.85 \text{ V} \cdot \text{Cu}/\text{CuSO}_4$ より負の電位に分極する。このシステムを実際の海洋構造物に適用するに際しては、その海域の波浪周期において疲労強度が向上可能な最適な防食電位を検討すること、複雑な溶接残留応力の分布と水素せい化に対する敏感性を考えて溶接部におけるき裂停止特性を検討しておくことおよびアノードの大きさ、溶接部とアノードの距離、IR 降下等陰極防食システムに影響する因子を検討すること等が必要である。

5.7.4 陰極防食システムのモニター法

陰極防食システムの効果を調べる一般的方法は電位測定による方法である。とくに海水中の鋼の腐食状況については電位測定が有益な情報を提供する。犠牲陽極法で鋼の表面に石灰質のスケールができるために防食電流は減少し、アノードの寿命は延びる。しかし、初期の分極が不十分であれば、構造物は腐食し始め、アノードの消耗は著しくなる。一方で、溶接部の腐食が進行し、特に溶接部の境界部における腐食、陰極防食法に変更を行った部分等であり、それほど頻繁に行う必要のない場合は $-0.90 \text{ V} \cdot \text{Ag}/\text{AgCl}$ より負の電位で満足に防食されている鋼部材や取り付けられているアノードの消耗の度合いが安定している箇所である。

海水中における電位の測定としては次に述べる方法の 1 つまたはそれ以上が併用されている。

- (1) ダイバーが照合電極を直接測定箇所に運ぶ方法
- (2) 遠隔操作の運搬機によって照合電極を運ぶ方法
- (3) 潜水艇によって照合電極を運ぶ方法

(4) 固定した照合電極を用いる方法

(5) 水面から測定箇所まで照合電極を降下させる方法

(1)のダイバーによる電位の直接測定は、照合電極、電位差計と鋼表面に接触させる金属棒がダイバーによって容易に操作でき、海中で電位が直接測定できる点に特徴がある。このとき照合電極と金属棒の先端の距離が 50 mm となるよう電極と測定点との距離をとるよう配慮されないと IR 降下が大となり測定誤差を生じる。測定点が多い場合や水深が 100 m 以上の場合に(2)の遠隔操作の運搬機による測定が有効であるように思われる。

(3)の潜水艇による測定では艇の前方に設けられたマニプレータの腕によって電極は運ばれる。電位差計の読みは艇内で行うことができるが、プラットホームの脚やパイプラインの外側表面等艇が接近し得る位置に測定は限定される。潜水艇による電位測定は非常に有効であるが、艇が大きいと測定点への接近は一層困難となると同時に静電シールドが問題となる点で検討を要する。(4)の固定電極の方法は北海のいくつかの装置に永久に作用する照合電極が異なった位置に数多く設置されており、電極の正確な位置があらかじめわかっているのでそれに近いプラットホーム脚表面の電位が比較的容易に測定できる点で便利である。(5)の海水の表面から照合電極を降下させる方法は、電極の位置を固定するために漂流を防ぐための重量物による誘導が必要である。この方法はダイバーや遠隔操作の運搬機による測定が困難な大型のコンクリート重量構造物の鋼部材に対する唯一の電極測定法である。以上の電位測定法は鋼製の構造物やパイプラインの外部からの防食システムおよび腐食状況をモニターする上で最も有効な方法の一つであり、他の方法（例えばき裂の探知、超音波板厚測定）に比べて簡単でかつ安価である。しかし、照合電極が構造物から離れるに従って IR 降下が起り、正確な電位を測定することができなくなる。また、このようにして測定される電位は平均的なもので局部的な電位ではなく、構造物や各箇所における防食電位はかなり変化している。

海洋構造物の陰極防食システムをモニターする他の方法として犠牲陽極の電流密度を測定する方法がある。パイプラインとアノードの間の海水を流れる電流密度を測定する装置が開発され、この方法によりモニター上の問題的²²⁾が克服された。この装置は陰極防食による直流が、回転するシャッターでパルス電流に変換されるようになっている。すなわち、シャッターが開いたときは、防食電流が直接通過して流れるが、シャッターが閉じたときはシャッターの外周側へ流れるようになっており、このとき生じるパルス電流が装置のマグネティク・コアへ電磁場を生じさせ防食電流に比例した大きさの交流電圧が測定できるようになっている。シャッターの回転は直流モーターによって駆動され、またこの装置の部品はすべてプラスチック製で防食電流の計測に支障がないようにされている。電流密度センサーはコアの軸に平行な方向の電流に対してもっとも敏感であるようになっている。そこで、海底に付設されたパイプラインの防食電流のモニターとしては電流の垂直成分を用いて、潜水艇がパイプラインの上をパイプラインに沿って移動することによって各位置の電流密度を潜水艇の前方に設けた DC センサーからの情報を磁気テープに記録できるようになっている。なお、アノードからの電流値はパイプ表面の電流密度を積分することによって得られコンピューターで計算される。このモニターシステムは 1978 年の初めに完成され、石油メジャーハーフ社によって北海の海底パイプライン 300 km についてモニタリングが行われており、陰極防食についての多くの有益な情報をすでに得ている。その調査結果によると、アノードの消耗が時間的に一定であると仮定するとアノードの寿命は 100 年以上である。とが期待できること、また各継手に設けられているアノードのうちアノードの出力が全く認められないことがモニターできたこと（ダイバーの調査によってアノードがパイプから脱落していることが確認されている）、プラットホームに近づくにつれてアノードの消耗が著しいこと等が示された。図 5.7. 13 は、3 km 離れた位置におけるアノードの電流が平均的に 200 mA であるのにに対してプラットホーム近くでは 2 A まで増加していることを示しており、プラットホーム近くのアノードの寿命は 10 年以下であることが予測

されている。この装置は海底に埋設されたパイプラインの電流密度の測定にも適用されているが、埋設されているパイプ表面までの海底からの深さは0.5～2mでパイプの継手位置における電流密度の測定は困難であった。これはパイプ表面とセンサーとの距離がある程度以上になると電流密度は小さくなり、また測定の誤差も大きくなるためであるが、埋設されたパイプラインに設けたアノードの効果の有無を知る上では役立つと報告されている。

参 考 文 献

- 1) C.E.Jaske, J.H.Payer and V.S.Balint:Corrosion Fatigue of Metals in Marine Environments, Battelle Press, pp. 35-65
- 2) D.A.Jones, Corrosion Science, Vol 11, No 6 (1971), pp. 439-451
- 3) K.Endo, K.Komai and S.Kinoshita, Proc.of the 22nd Japan Congre. on Materi. Res., Japan (1979), pp. 193-198
- 4) K.Nisioka and I.Kitaura, The Sumitomo Search, No 16, Nov. (1976), pp. 40-54
- 5) K.Nagai, N.Takauchi and M.Mori, Proc. of the 20th Japan Congre. on Materi. Res., Japan (1977), pp. 71-75
- 6) Y.Minami, T.Ogawa and M.Kimura, Bull.Faculty of Engineering, Yokohama National Univ., 24 (1977), pp. 51-68
- 7) J.L.Nichols, Materials Protection, Vol 12, No 2 (1963), pp. 46-53
- 8) C.M.Hudgins, B.M.Casad, R.L.Schroeder and C.C.Patton, J.P Technol., 23 (1971), pp. 283-293
- 9) W.H.Hatt, J.E.Fluet and T.E.Henke, Paper OTC 2380 (1975)
- 10) W.H.Hatt, P.E.Martin and W.C.Hopper, Paper OTC3511 (1979)
- 11) G.S.Booth, Paper OTC3420 (1979)
- 12) S.L.Barrett and J.M.Taylor, Paper OTC2700 (1976)

- 13) W. Gilde, J. Japan Weld. Soc., Vol. 34, №9 (1965), pp. 10-16
- 14) V.P. Simpson and R.C. Robinson, Paper OTC3857 (1980)
- 15) 永井欣一外4名, 造船学会論文集, 140号(1976) pp. 241-247
- 16) K. Endo, K. Komai and Y. Suzuki, Bull. JSME, Vol. 18, №115 (1975), pp. 9-16
- 17) E. Bardel, J.M. Sondenfor and P.O. Gartland, Proc. of Offshore Steels Conference, Weld. Insti., (1978), pp. 415-438
- 18) J.W. Kochara, J.P. Tralmer and P.W. Marshall, Paper OTC2604 (1976)
- 19) A.M. Sullivan and T.W. Crooker, Proc. of Inter. Conf. on Fract. Mech. and Technol., Hong Kong, Vol. 1 (1977) pp. 687-698
- 20) O. Vosikovsky, J. Testing and Eval., Vol. 8, №2 (1980) pp. 68-73
- 21) G. Vallandnat and S. Eliassen, Paper OTC 3601 (1979)
- 22) J.P. Bournat and A. Stankoff, Paper OTC 3600 (1979)

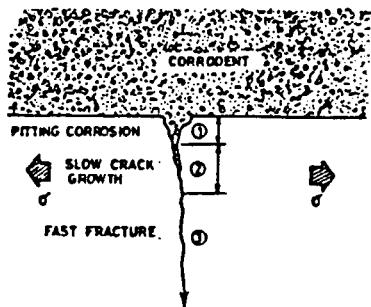


図 5.7.1 腐食疲労の 3 段階

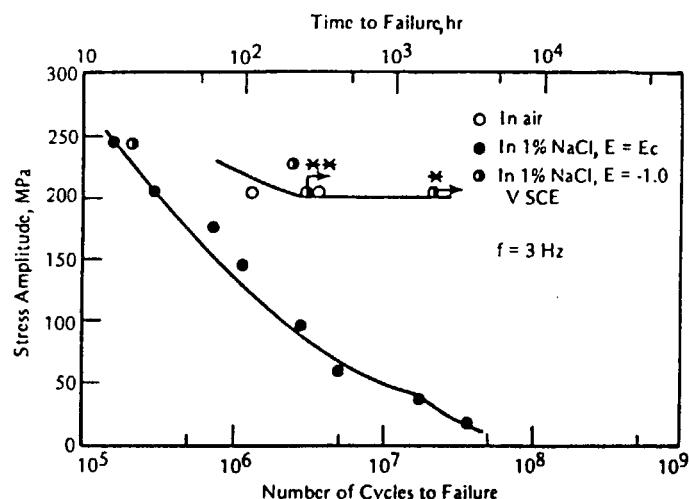


図 5.7.2. 0.16C 鋼の腐食疲労に及ぼす陰極防食の影響

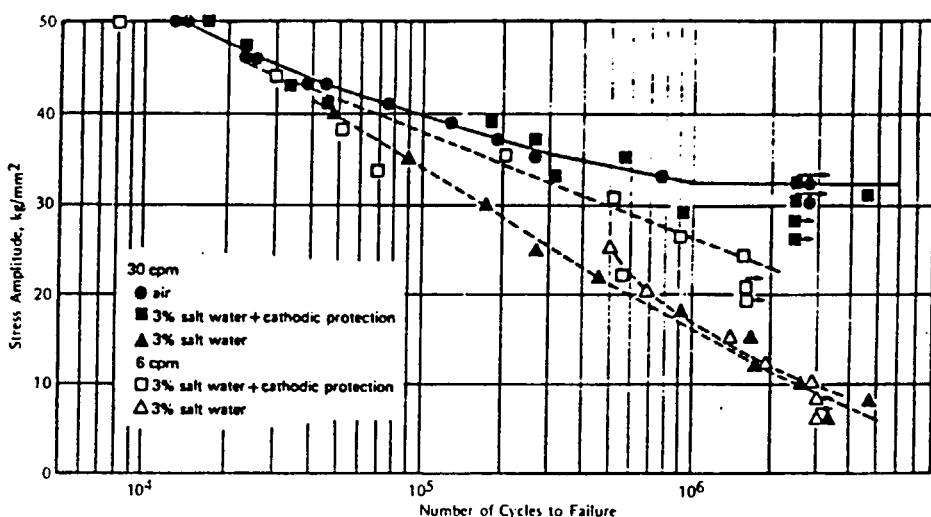


図 5.7.3. SM50A (0.17C-1.35Mn-0.35Si) の両振り曲げ腐食疲労における S-N 曲線

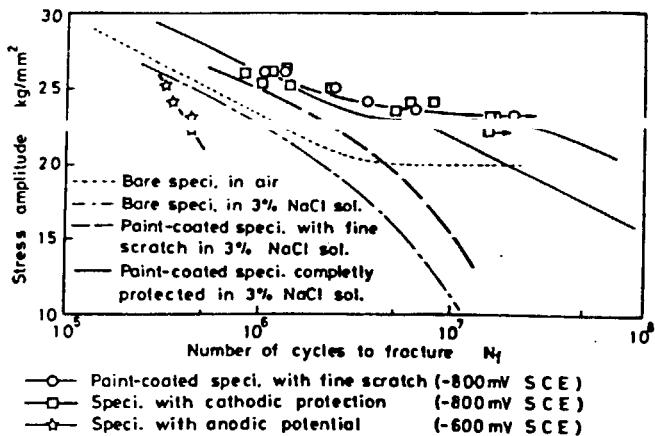


図 5.7.4. 陰極防食における 3% NaCl 溶液中の疲労強度

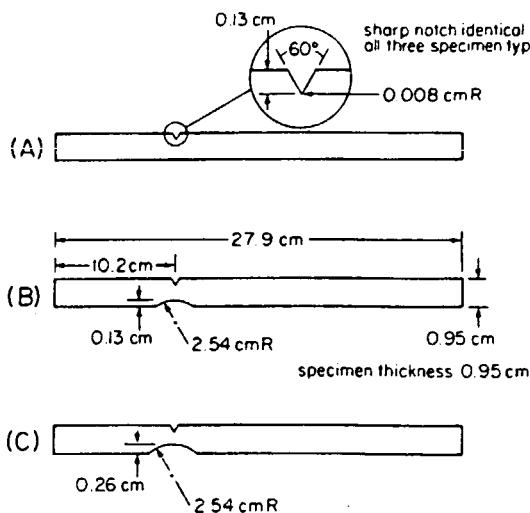


図 5.7.5 腐食疲労強度改善に用いられた試験片の幾何学的形状

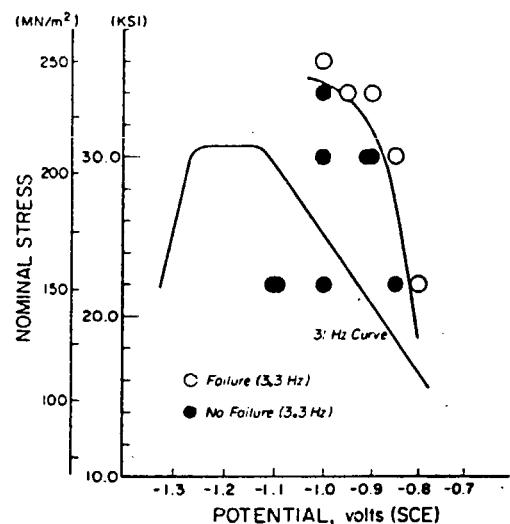


図 5.7.7 1018 鋼の切欠き試験片の海水中における疲労強度に及ぼす繰返し速度と電位の影響

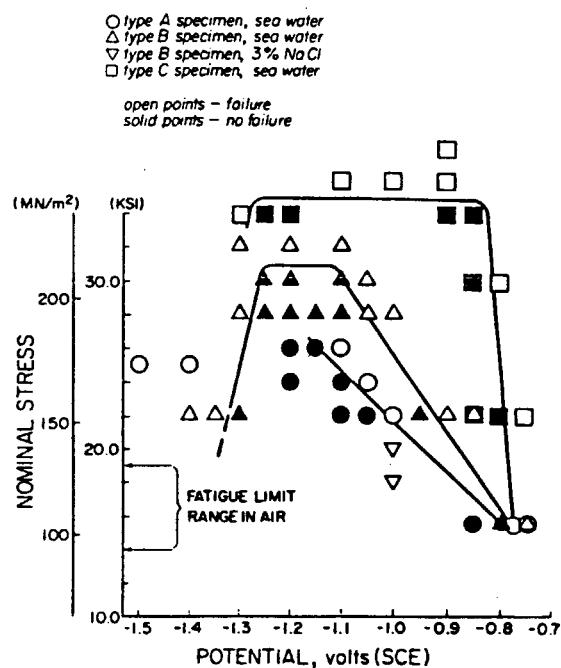


図 5.7.6 1018 鋼の切欠き試験片の海水中および NaCl 溶液中ににおける疲労強度に及ぼす電位の影響

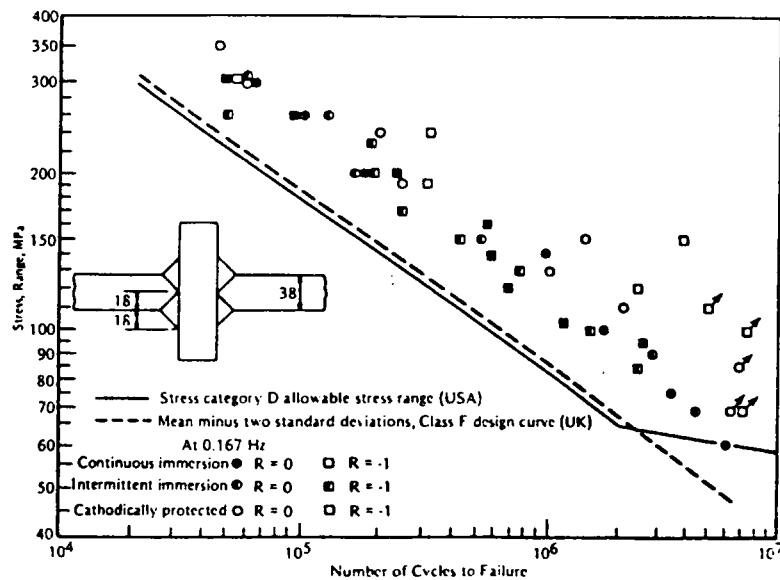


図 5.7.8 人工海水中における BS 4360/50D 鋼の容接継手の腐食疲労 IC 及びす陰極防食の強化

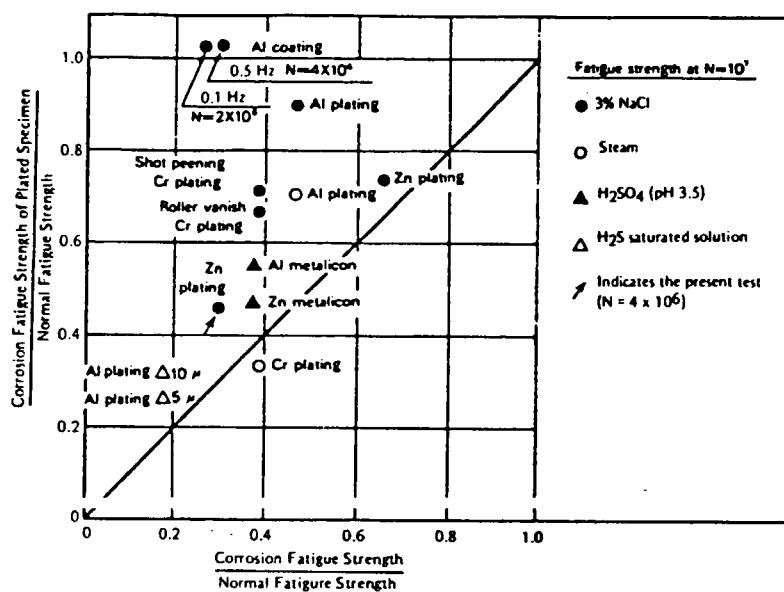


図 5.7.9 軟鋼の破断までの寿命が 10^7 サイクルにおける腐食疲労強度に及ぼす鍍金の効果

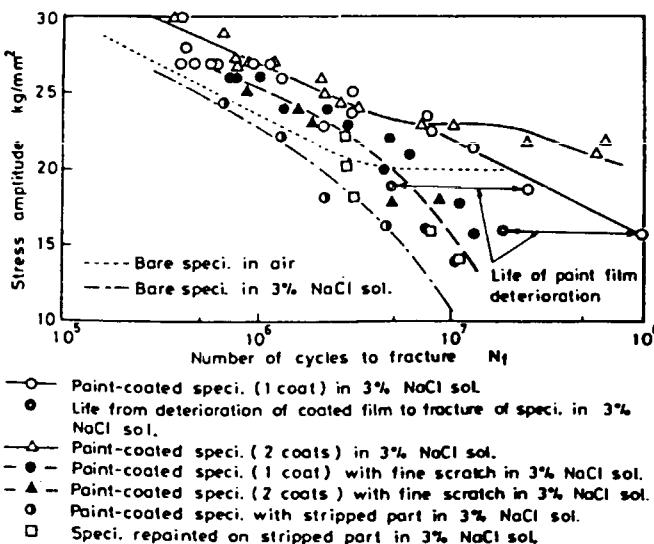


図 5.7.10 軟鋼の 3 % NaCl 腐食疲労強度に及ぼす塗装の効果

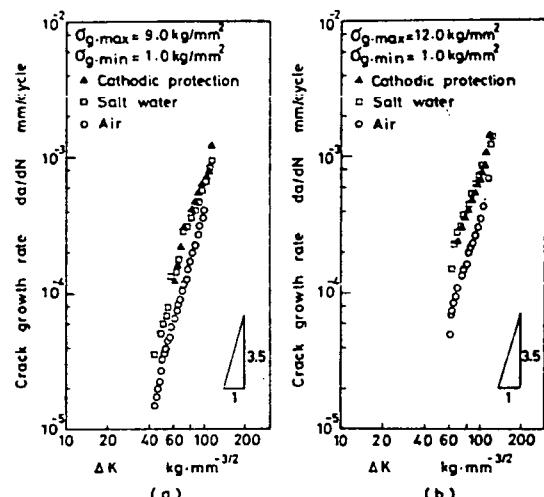


図 5.7.11 塩水中における疲労き裂伝播速度
 da/dN と ΔK の関係に及ぼす
陰極防食の影響

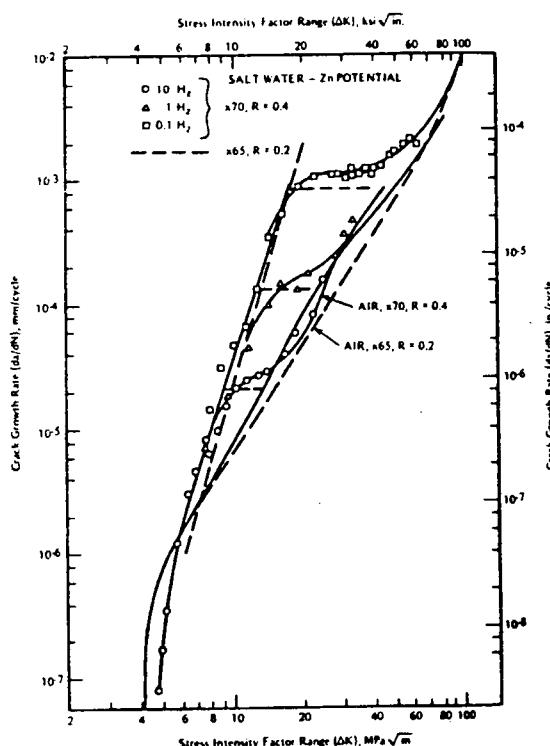


図 5.7.12 応力比 $R = 0.4$ のもとで繰返し速度を 3 種に
変えたときの腐食疲労き裂伝播速度に及ぼす
亜鉛の犠牲陽極の効果

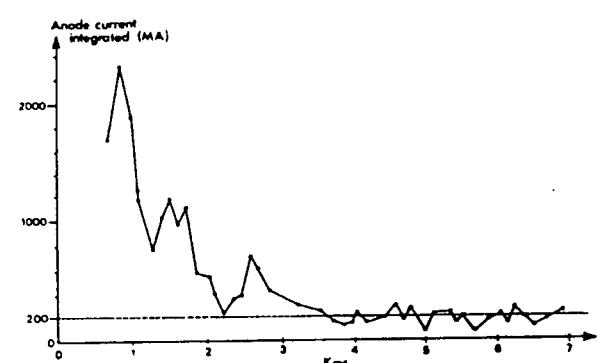


図 5.7.13 プラットホームとパイプライン間の干渉

6. 経済性

6.1 まえがき

最近、高張力鋼を使用する船舶が増加しているが、その動機となっている理由として次の2点があげられる。

(1) 建造費の低減

(2) 運航性能の向上

(1)の問題は軟鋼(以下、MSと略す)設計船と高張力鋼(以下、HTと略す)設計船との建造費の比較である。船体の建造費は材料費と工事費に分けられるが、MS部材をHT部材に置き換えることによって重量軽減が達せられる。

一方、HTはMSに比べてトン当たりの材料費および工事費がかさむ。したがって、建造費の比較にはHT設計によって期待される重量軽減率が大きく関与する。本章では、まずMS設計船とHT設計船の建造コスト比と重量軽減率との関係について述べる。つぎに、その重量軽減率を船体の縦強度部材、横強度部材および局部強度部材について理論的考察をもとに推定する。

(2)の問題は船体の軽量化に伴うもので、そのメリットは燃料費の節約と載荷重量の増加という2つの見方がある。

これをどちらで見るかは議論を要するが、本章では燃費に及ぼす影響について考察する。

6.2 高張力鋼使用による建造費と重量軽減率との関係

6.2.1 建造費の比較

建造費は次式のように表わすことができる。

$$\text{建造費} = \text{材料費} + \text{工事費} \quad \dots \dots \dots (6.2.1)$$

ここに、材料費 = (鋼材重量) × (トン当たり単価)

工事費 = (鋼材重量) × (トン当たり単価)

図6.2.1は船体の鋼材重量をMSのみを用いたMS設計と、一部HTを用いたHT設計の場合に分けて棒グラフに示している。

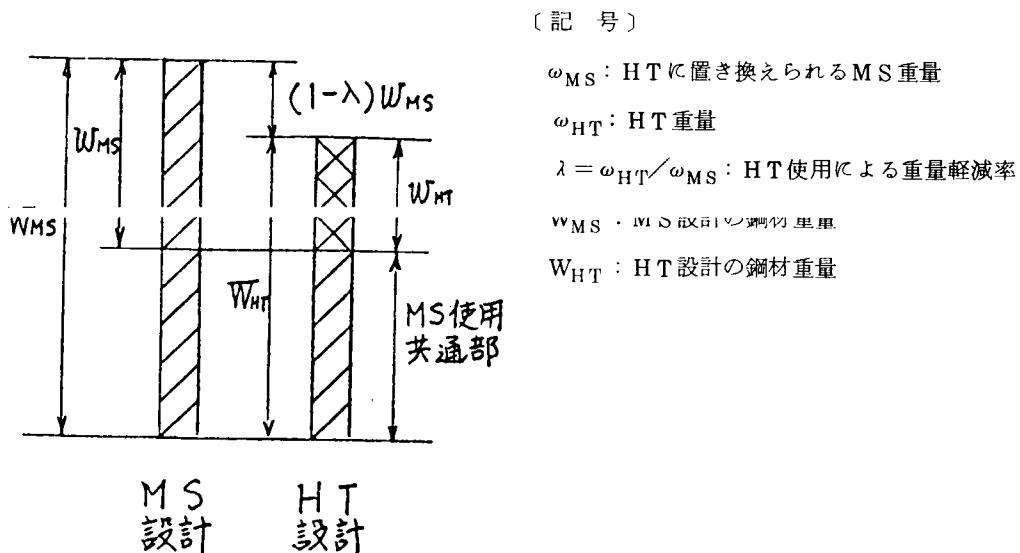


図6.2.1 HT使用重量

いま、図 6.2.1 において、MS 設計と HT 設計の場合の建造費は MS 使用の共通部に対しては同一とし、 ω_{MS} ω_{HT} についてのみ差が生ずるものと仮定する。そのとき、 ω_{MS} と ω_{HT} についての建造費は式 (6.2.1) からそれそれ次の式のように表わされる。

$$\left. \begin{array}{l} C_{MS} = \omega_{MS} (X + Y) \\ C_{HT} = \omega_{HT} (\alpha X + \beta Y) \end{array} \right\} \quad \dots\dots\dots (6.2.2)$$

ここで、 C_{MS} : ω_{MS} の建造費、 C_{HT} : ω_{HT} の建造費、
 X : MS のトン当たり材料費、 Y : MS のトン当たり工数費
 αX : HT のトン当たり材料費、 βY : HT のトン当たり工数費

また、 ω_{HT} と ω_{MS} との間には

$$\lambda = \frac{\omega_{HT}}{\omega_{MS}} \quad \dots\dots\dots (6.2.3)$$

の関係があるので、 C_{HT} と C_{MS} との比 η は次式のようになる。

$$\eta = \frac{C_{HT}}{C_{MS}} = \lambda \cdot \frac{\alpha X + \beta Y}{X + Y} \quad \dots\dots\dots (6.2.4)$$

また、両者の建造費の差 ΔC は次式のように表わされる。

$$\begin{aligned} \Delta C &= C_{MS} - C_{HT} = \omega_{MS} (X + Y) - \omega_{HT} (\alpha X + \beta Y) \\ &= \omega_{HT} \left\{ \frac{1}{\lambda} (X + Y) - (\alpha X + \beta Y) \right\} \\ &= \omega_{HT} \left\{ \left(\frac{1}{\lambda} - \alpha \right) X + \left(\frac{1}{\lambda} - \beta \right) Y \right\} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (6.2.5)$$

この式から、HT 使用によるトン当たり損益格 $\Delta C / \omega_{HT}$ が得られる。

6.2.2 建造費と重量軽減率の関係

式 (6.2.4) から明らかなように、MS と HT の建造コスト費 η は重量軽減率 λ および $(\alpha X + \beta Y) / (X + Y)$ に比例することが分る。

(1) トン当たり材料費

鋼材、すなわち鋼板および型鋼のトン当たり材料費は一般に、ベース価格に鋼種・鋼級別エキストラ価格を加算して求められる。これらの価格は絶えず変動するが、昭和 58 年 10 月現在における A および D 級鋼 (セミキルド) 鋼板のトン当たり鋼種別規格量を示すと表 6.2.1 のようである。

ただし、板厚は 25 mm 以下とする。表 6.2.1 から各鋼種別の材料費を求めると表 6.2.2 に示すようである。

表 6.2.1 鋼材のエキストラ価格 (円/T)

MS ベース価格			8 5,0 0 0
エキストラ価格	MS	A 級	2,0 0 0
		D 級	6,0 0 0
	HT 3 2	A 級	1 1,0 0 0
		D 級	1 8,0 0 0
	HT 3 6	A 級	1 5,0 0 0
		D 級	2 2,0 0 0

表 6.2.2 鋼材の価格 (円/T)

MS	A 級	8 7,0 0 0
	D 級	9 1,0 0 0
HT 3 2	A 級	9 6,0 0 0
	D 級	1 0 3,0 0 0
HT 3 6	A 級	1 0 0,0 0 0
	D 級	1 0 7,0 0 0

ω_{MS} に対応する MS のトン当たり材料費 (X) および ω_{HT} に対応する HT のトン当たり材料費 (αX) は ω_{MS} 、 ω_{HT} を構成する鋼材の鋼級別占有率によって異なる。ここでは、X = 91,000円/T とし、HTに対するトン当たり材料費の上昇率 α を HT32 に対し $\alpha = 1.10$ 、また HT36 に対し $\alpha = 1.18$ と仮定する。

(2) トン当たり工数費

ω_{MS} に対応する MS のトン当たり工数費 (Y) および ω_{HT} に対応する HT のトン当たり工数費 (βY) は建造各社によりその実体はさまざまであり、普遍的な数値を得ることは至ってむづかしい。したがって、ここでは大凡の傾向をつかむ目的で Y および β についてつきの数値を仮定する。

まづ、MS のトン当工数費は現在のところ大凡 90,000円/T~60,000円/T の変動幅があると思われるが、つきの 2 ケースを想定する。

$$(i) \quad Y = X = 91,000 \text{ 円/T} \quad (ii) \quad Y = \frac{2}{3}X = 60,670 \text{ 円/T}$$

また、HTに対するトン当たり工数費の上昇率 β の値としては、HT32 に対し $\beta = 1.10 \sim 1.20$ 、また HT36 に対し $\beta = 1.18 \sim 1.28$ と仮定する。

(3) 建造費

以上の仮定条件によって与えられる X、Y、 α および β の値について、 C_{HT} と C_{MS} との比率を式(6.2.4)によって求める。

$$(i) \quad Y = X = 91,000 \text{ 円/T} \quad \text{の場合}$$

$$\eta = \frac{C_{HT}}{C_{MS}} = \lambda \cdot \frac{\alpha X + \beta Y}{X + Y} = \lambda \cdot \frac{\alpha + \beta}{2} \quad \dots \dots \dots (6.2.6)$$

$$(ii) \quad Y = \frac{2}{3}X = 60,670 \text{ 円/T} \quad \text{の場合}$$

$$\eta = \lambda (0.6\alpha + 0.4\beta) \quad \dots \dots \dots (6.2.7)$$

式(6.2.6)および式(6.2.7)に、 α 、 β を組合せとして、HT32 に対し、 $[\alpha = \beta = 1.10]$ 、 $[\alpha = 1.10, \beta = 1.20]$ 、また $[\alpha = \beta = 1.18]$ 、 $[\alpha = 1.18, \beta = 1.28]$ とし、重量軽減率を横軸にとって η を図示すると図 6.2.2 のようである。

図 6.2.2 から、HT32 使用の場合には、 $\beta = 1.10$ のとき $\lambda = 0.91$ 、また $\beta = 1.20$ のとき $\lambda = 0.87$ 以下に設計できれば建造費の低減が見込めることが分る。同様に HT36 使用の場合には、 $\beta = 1.18$ のとき $\lambda = 0.85$ 、

また $\beta = 1.28$ のとき $\lambda \approx 0.81$ で MS 設計と HT 設計の建造費が等しくなる。

6.3 高張力鋼使用による軽減重量

6.3.1 重量軽減率

HT 使用による重量軽減率は式 (6.2.3) により、 $\lambda = \omega_{HT}/\omega_{MS}$ によって与えられる。この λ の値は HT を船体のどの部材に使用するか、その使用区分によって異なる。通常、使用区分は縦強度部材、横強度部材および局部強度部材に大別される。また、HT を使用する場合と MS を使用する場合では、両者の所要部材寸法間につきの関係が成立する。

- (i) パネル板に面内力（軸力・せん断力）が働く場合、 $t_{HT} = k t_{MS}$
- (ii) パネル板に面外力（圧力）が働く場合、 $t_{HT} = \sqrt{k} t_{MS}$
- (iii) 梁に曲げが働く場合、 $Z_{HT} = k Z_{MS}$
- (iv) パネル板の板厚が座屈によって決まる場合、 $t_{HT} = t_{MS} / \sqrt{k}$

ここで、 t_{HT} (t_{MS}) : HT (MS) 使用時の所要板厚

Z_{HT} (Z_{MS}) : HT (MS) 使用時の所要断面係数

k : HT 係数

HT 係数の値は HT 3.2 に対し $k = 0.78$ 、また HT 3.6 に対し $k = 0.72$ である。したがって、HT 使用による λ の値は k の関数となり、部材ごとに荷重の種類によって変化する。パネル板の場合には、 λ の値は上記の板厚算式から $\lambda = t_{HT} / t_{MS}$ によって直接求めることができるが、梁すなわちハルカーダ、桁および防撓材に曲げが作用するとき、 λ がどのように変るか見きわめる必要がある。

以下、縦強度部材、横強度部材および局部強度部材について HT 使用による λ の値を調べる。

(1) 縦強度部材

HT を船体の縦強度部材に使用するとき、その所要断面係数は MS 船の所要断面係数の k 倍に減少するので、重量軽減を計ることができる。しかしながら、船の長さの割りに船の深さが浅い船体では剛性上の制約をうける場合があり、またその逆の場合には、上甲板などのパネル板の板厚が座屈強度上の制約をうけ HT 材の板厚が MS 材の板厚より厚くなる場合がある。このような場合には、HT 使用によるメリットは期待できないことは言うまでもない。

HT を重強度部材に用い重量軽減を計るためにには、HT の使用部分および使用範囲が問題となるが、これらはおもに船体断面形状によって異なる。したがって、HT 使用による重量軽減率を求めるためには、実船の断面形状および断面特性に関するデータが必要となる。

さて、実船が MS 設計の場合、その断面の任意の MS 部材を HT 部材に置き換えることによって、その箇所の断面積が減少する。また、実船が HT 設計の場合には、HT 部材を MS 部材にかえることによってその箇所の断面積が増加する。前者の減少すべき断面積を控除断面積、後者の増加すべき断面積を付加断面積とよぶことにすると、重量軽減率はつきのように表わされる。

(i) MS 設計の実船を HT 設計に変更する場合

実船 (MS) の任意の箇所を HT にかえるとき、その部材の断面積を A_i とし、控除断面積を a_i とすると、HT 使用による重量軽減率は

$$\lambda_i = (A_i - a_i) / A_i = 1 - (a_i / A_i)$$
 によって表わされる。

(ii) HT 設計の実船を MS 設計に変更する場合

実船 (HT) の任意の箇所を MS にかえるとき、その部材の断面積を A_i とし、付加断面積を a_i とすると、HT 使用による重量軽減率は

$$\lambda_i = A_i / (A_i + a_i) = 1 / \{ 1 + (a_i / A_i) \} \text{ によって表わされる。}$$

したがって、縦強度部材に関する HT 使用による重量軽減率を得るためにには、それぞれの実船について控除または付加すべき a_i を求めなければならない。そのためには、まず実船の基準とする断面の任意の位置から一定の断面積を控除または付加するとき、その断面特性がどのように変化するかを知る必要がある。その理論的考察を付録 6.1 に示す。

以下、代表的な船種としてバルクキャリア、コンテナ船およびタンカーを取り上げ、実船データをもとに理論的考察による算式を用いて λ を推定する。

(a) バルクキャリア

バルクキャリアにおいては、縦強度部材に MS または HT を使用する設計は以下の 4 つのケースに分けられる。

B - I : 全部 MS 、 B - II : 甲板部 HT 3 2 、その他 MS 、 B - III : 甲板部 HT 3 6 、 3 2 、船底部 HT 3 2 その他 MS 、 B - IV : 甲板部 HT 3 6 、その他 HT 3 2

ここに、甲板部とは規則により定められる強力甲板部の HT 使用範囲を、また船底部とは二重底全体（内底板を含め、内底板位置より下部の船底部材）を表わすものとする。また、甲板部と船底部を除く中間部をウェブ部とよぶことにする。

バルクキャリアでは、断面の中性軸が船深さ D の中央より船底側に位置し、したがって所要の船体断面係数を確保するため船底部の部材寸法を局部強度上または横強度上から決まる部材寸法以上に寸法を増すことは殆んどないと言ってよい。すなわち、MS 設計船を HT 設計にかえる場合には、二重底の部材寸法はいづれも横または局部強度上の制約から決まると考えられるので、実船の船底部断面積に対し控除または付加すべき断面積には一定の制限がある。ウェブ部についても同様である。

ここでは、これらの控除または付加すべき船底部およびウェブ部の断面積に対し、以下の仮定条件を設ける。

(i) MS 設計の実船を HT 設計に変更する場合

まず、二重底の HT 3 2 使用による重量軽減率 λ_B については、横強度および局部強度上の両観点を考慮し、 $\lambda_B = 0.850 \sim 0.883 (= \sqrt{k})$ と仮定する。

つぎに、ウェブ部に対しては単に局部強度上の観点から得られるものとし、その重量軽減率 λ_ω を $\sqrt{k} = 0.883$ と仮定する。

いま、実船 (MS) の船底部断面積を A_B とし、船底部を HT にかえることによって A_B から控除すべき断面積を a_B とすると、 $\lambda_B = (A_B - a_B) / A_B$ で表わされるので、 $a_B / A_B = 1 - \lambda_B = 0.150 \sim 0.117$ となる。また、ウェブ部に対しては $a_\omega / A_\omega = 0.117$ となる。したがって、実船 (MS) より控除すべき断面積 a_B 、 a_ω と実船の断面積 A_0 との比をそれぞれ y 、 z とすると、 y 、 z は以下のようにならねばならない。

$$y = \frac{a_B}{A_0} = \frac{a_B}{A_B} \cdot \frac{A_B}{A_0} = 0.150 \zeta_B \sim 0.117 \zeta_B$$

$$z = \frac{a_\omega}{A_0} = \frac{a_\omega}{A_\omega} \cdot \frac{A_\omega}{A_0} = 0.117 \zeta_B$$

} (6.3.1)

ここで、 $\zeta_B = A_B/A_0$ 、 $\zeta_\omega = A_\omega/A_0$

(ii) HT 設計の実船を MS 設計に変更する場合

実船 (HT) の船底部断面積を A_B とし、船底部を MS にかえることによって A_B に付加すべき断面積を a_B とすると、 $\lambda_B = A_B/(A_B + a_B) = 1/(1 + a_B/A_B)$ と表わされるので、 λ_B を前項同様に 0.850~0.883 とおくと、 $a_B/A_B = 1/\lambda_B - 1 = 0.1765 \sim 0.1325$ となる。また、 a_ω/A_ω は 0.1325 である。したがって、実船 (HT) に付加すべき断面積 a_B 、 a_ω と実船の総断面積 A_0 との比、 y 、 z は次式のように表わされる。

$$y = \frac{a_B}{A_0} = \frac{a_B}{A_B} \cdot \frac{A_B}{A_0} = 0.1765 \zeta_B \sim 0.1325 \zeta_B$$

$$z = \frac{a_\omega}{A_0} = \frac{a_\omega}{A_\omega} \cdot \frac{A_\omega}{A_0} = 0.1325 \zeta_\omega$$

} (6.3.2)

ここで、 $\zeta_B = A_B/A_0$ 、 $\zeta_\omega = A_\omega/A_0$

さて、付録 6.2 には、全部 MS の B-I 設計の実船をそれぞれ B-II、B-III、B-IV 設計に変更する場合および逆に B-II、B-III、B-IV 設計の実船をそれぞれ全部 MS の B-I 設計に変更する場合について、実船に対し控除または付加すべき断面積間の関係を理論的に求めている。それらの結果をまとめて示すと、表 6.3.1 のようである。表 6.3.1 に示す算式によって、バルクキャリア 5 隻の実船 (B-IV 設計 1 隻、その他 B-I 設計) について重量軽減率を求め、その結果を L/D を横軸にとって示すと図 6.3.1 のようである。ただし、これらの値はいづれも船底部の重量軽減率 $\lambda_B = 0.883$ として計算したものである。本図から、バルクキャリアでは、縦強度部材全部に HT を使用する B-IV 設計では重量軽減率はほぼ 0.82 であり、B-III 設計では 0.78~0.80、また甲板部のみに HT 32 を使用する B-II 設計ではほぼ 0.72 であることがわかる。

(b) コンテナ船

コンテナ船については、縦強度部材に MS または HT を使用する設計をつきの 3 ケースに分ける。

C-I : 全部 MS、C-II : 甲板部 HT 32、その他 MS、C-III : 甲板部 HT 36、32、その他 MS

コンテナ船では、断面の中性軸が船深さ D の中央よりかなり船底側に位置し、したがって甲板部のみに HT を使用しても縦強度上船底部を HT にかえる必要は殆んどない。

表 6.3.1 に示す算式によって、甲板部に HT 36、32 を使用している C-III 設計の実船 1 隻の例について、それを全部 MS の C-I 設計に置き換えて重量軽減率を求めた結果を図 6.3.1 の中に示している。

本図より、このコンテナ船では、甲板部に HT 36、32 を使用した結果、重量軽減率は約 0.63 となっている。

(c) タンカー

タンカーについては、縦強度部材に MS または HT を使用する設計をつきの 3 ケースに分ける。

T - I : 全部 MS 、 T - II : 甲板部および船底部 HT 3 2 、ウェブ部 MS 、 T - III : 全部 HT 3 2

ここに、甲板部および船底部とはそれぞれ規則により定められる上甲板部および船底部の HT 使用範囲を表わすものとする。

タンカーでは、断面の中性軸が船深さ D のほぼ中央部にある場合が多く、したがって所要の船体断面係数を確保するため船底部の部材寸法を耐圧強度として要求される局部強度上の部材寸法以上に寸法を増すことがある。しかし、最近のタンカーでは船の長さの割りに船の深さが深く、MS 設計、HT 設計とも船底の部材寸法は局部強度上要求される寸法で決まる場合が普通である。したがって、MS 設計、HT 設計ともに実船の船底部材寸法は局部強度上から決まっているものとして考える。

(i) MS 設計の実船を HT 設計に変更する場合

実船 (MS) の船底およびウェブ部の部材寸法が局部強度上の要求から決まっている場合には、実船 (MS) の船底部およびウェブ部の断面積 A_B 、 A_ω からそれぞれ控除すべき断面積 a_B および a_ω に制限がある。HT 3 2 使用による重量軽減率を局部強度上の観点から $\sqrt{k} = 0.883$ とすると、次式が成立する。

$$\left. \begin{aligned} y &= \frac{a_B}{A_0} = \frac{a_B}{A_B} \cdot \frac{A_B}{A_0} = 0.117 \zeta_B \\ z &= \frac{a_\omega}{A_0} = \frac{a_\omega}{A_\omega} \cdot \frac{A_\omega}{A_0} = 0.117 \zeta_\omega \end{aligned} \right\} \quad \cdots \cdots \cdots (6.3.3)$$

ここに、 $\zeta_B = A_B / A_0$ 、 $\zeta_\omega = A_\omega / A_0$

(ii) HT 設計の実船を MS 設計に変更する場合

実船 (HT) の船底部材寸法が局部強度上の要求から決まっている場合には、実船の甲板部断面積 A_D に付加すべき断面積 a_D に付加と船底部断面積 A_B に付加すべき断面積 a_B との関係は、 a_D および a_B を付加したあとの中性軸位置が船底より $D / 2$ を超えないというつきの条件を与えることによって求められる。

$$\epsilon_1 = \epsilon_0 + \frac{\rho_D (1 - \epsilon_0) x - \rho_B \epsilon_0 y}{1 + x + y} \leq 0.5 \quad \cdots \cdots \cdots (6.3.4)$$

ここに、 ϵ_1 : MS 設計に変更後の中性軸から船底までの距離との比

ϵ_0 : 実船 (HT) の中性軸から船底までの距離 D との比

ρ_D : 実船 (HT) の中性軸から a_D の重心までの距離と $(1 - \epsilon_0) D$ との比

ρ_B : 実船 (HT) の中性軸から a_B の重心までの距離と $\epsilon_0 D$ との比

$x = a_D / A_0$ 、 $y = a_B / A_0$

A_0 : 実船 (HT) の総断面積

一方、船底部付加断面積 a_B は付加後の船底断面積が MS 設計によって局部強度上要求される部材寸法を有する船底断面積を下まわってはならないので、同時につきの条件を満足しなければならない。

$$y = \frac{a_B}{A_0} = \frac{a_B}{A_B} \cdot \frac{A_B}{A_0} \geq 0.1325 \zeta_B \quad \dots \dots \dots (6.3.5)$$

ここに、 $\zeta_B = A_B / A_0$

つぎに、ウェブ部に対しては、ウェブ部断面積 A_ω に付加すべき断面積 a_ω を既知のものとして、バルクキャリアの場合と同様に次式を用いることとする。

$$z = \frac{a_\omega}{A_0} = \frac{a_\omega}{A_\omega} \cdot \frac{A_\omega}{A_0} = 0.1325 \zeta_\omega \quad \dots \dots \dots (6.3.6)$$

ここに、 $\zeta_\omega = A_\omega / A_0$

以上の諸条件と付録6.2に示すHT使用に関するx、y、z間の関係式および重量軽減率をまとめて示すと表6.3.2のようである。表6.3.2に示す算式によって、タンカー5隻の実船(MS設計船1隻、その他T-II設計)について重量軽減率を求め、その結果を示すと図6.3.1のようである。

本図から、甲板部と船底部にHT3.2を使用している4隻のタンカーでは、重量軽減率は0.76~0.82である。また、1隻のMS設計船においては、全部HT3.2を使用するT-III設計では重量軽減率は0.84で、甲板および船底部にHT3.2を使用するT-II設計の重量軽減率0.81に比べ約4%程度大きな値となっている。

(2) 横強度部材

横強度部材として、二重殻パネルと桁部材を取り上げ、HT使用による重量軽減率について考える。

(a) 二重殻パネル

二重底のような二重殻パネルを内・外板をフランジ板とするバランス・ガーダに近似する。たとえば、二重底は船体と縦曲げとともに二重底パネルとしての曲げをうけるが、二重底の曲げに対し、 $Z_{HT} = kZ_{MS}$ が成立すると考えてよい。さて、船体に採用される二重殻パネルでは、その深さが配置上などからの制約をうけHT、MS設計にかかわらずある一定の値をとる場合と、そうでない場合がある。したがって、以下ウェブ深さが一定の場合とウェブ深さを任意にとり得る場合について、バランス・ガーダの重量軽減率について考える。ただし、HT設計におけるフランジ板は耐圧強度として要求される局部強度上の板厚制限をうけないものと仮定する。

(i) ウェブ深さが一定の場合

表6.3.3に示すMSとHT設計のバランス・ガーダについて考える。両者の断面係数比は次式のようになる。

$$Z_{HT} / Z_{MS} = k = \frac{\lambda_f A_f + \frac{1}{6} \lambda_\omega A_\omega}{A_f + \frac{1}{6} A_\omega} = \frac{6 \lambda_f + \lambda_\omega \xi_\omega}{6 + \xi_\omega} \quad \dots \dots \dots (6.3.7)$$

ここに、 $\xi_\omega = A_f / A_\omega$ 、 A_f (A_ω) : MS設計の面材(ウェブ)の断面積、

λ_f (λ_ω) : HT設計による面材(ウェブ)の断面積減少率、

k : HT係数

また、バランス・ガーダ全体の重量軽減率 λ は次式のように表わされる。

$$\lambda = \frac{\omega_{HT}}{\omega_{MS}} = \frac{2\lambda_f A_f + \lambda_\omega A_\omega}{2A_f + A_\omega} = \frac{2\lambda_f + \lambda_\omega \xi_\omega}{2 + \xi_\omega} \quad \dots \dots \dots (6.3.8)$$

ここに、 λ_f は式(6.3.7)から次式のように与えられる。

$$\lambda_f = \frac{1}{6} \{ (6 + \xi_\omega) k - \lambda_\omega \xi_\omega \} \quad \dots \dots \dots (6.3.9)$$

一般に、二重底のようなバランス・ガーダでは、ウェブの断面積は面材の断面積に比べて小さく、 $\xi_\omega = A_\omega / A_f$ の値は 0.3 ~ 0.5 にある。また HT 設計の場合、ウェブ板の板厚は最小板厚や座屈強度上の制約をうけ不確定な場合が多い図 6.3.2 の中には、式(6.3.8)による重量軽減率を $\xi_\omega = 0.3 \sim 1.0$ 、 $\lambda_\omega = 0.9$ および 1.0、 $k = 0.78$ に対して示している。本図から、船体に用いられる二重殻パネルでは HT 3/2 使用による重量軽減率はほぼ 0.79 ~ 0.83 にあるといえる。

(ii) ウェブ深さが任意の場合

バランス・ガーダのウェブ深さを断面係数に対し最小重量となるような最適値にとるものとする。¹⁾ バランス・ガーダの断面積 A は次式で表わされる。

$$A = 2A_f + t_\omega d \quad \dots \dots \dots (6.3.10)$$

ここに、 $A_f = \frac{Z}{d} - \frac{t_\omega d}{6}$: 面材の断面積、 t_ω : ウェブの板厚、 d : ウェブの深さ、 Z : 所要断面係数

ウェブの板厚を一定とすると、深さの最適値が決まる。

$$\frac{dA}{dd} = -\frac{2Z}{d^2} + \frac{2}{3}t_\omega = 0, \therefore d = \sqrt{\frac{3Z}{t_\omega}}$$

この d を式(6.3.10)に代入し、最適な断面積は次式のようになる。

$$A = 2.31 \sqrt{Z t_\omega} \quad (6.3.11)$$

すなわち、バランス・ガーダの最適断面積は $\sqrt{Z t_\omega}$ に比例するので、HT 設計による重量軽減率は次式のようになる。

$$\lambda = \frac{\omega_{HT}}{\omega_{MS}} = \sqrt{\frac{(t_\omega)_{HT}}{(t_\omega)_{MS}}} \quad \dots \dots \dots (6.3.12)$$

ここに、 $(t_\omega)_{HT}$: HT 設計におけるウェブ板厚

$(t_\omega)_{MS}$: MS 設計による ウェブ板厚

たとえば、 $k = 0.78$ の場合には、 $(t_\omega)_{HT} = (t_\omega)_{MS}$ のとき重量軽減率は $\lambda = \sqrt{k} = 0.883$ となり、また $(t_\omega)_{HT} = 0.9 (t_\omega)_{MS}$ のとき $\lambda = \sqrt{k \times 0.9} = 0.838$ となる。

(b) 桁部材

船体に用いられるガーダやトランスバースなどの桁部材をそれらが取付く板の断面積が極端に大きく、中性軸が板面にある板付き断面積に近似する。バランス・ガーダの場合と同様に、ウェブ深さが一定の場合と任意

にとり得る場合について、重量軽減率を求める。ただし、桁部材のみを対象にし、板を含まない場合を想定する。

(i) ウエブ深さが一定の場合

表6.3.3に示すMSとHT設計の桁部材の断面係数比は次式のようになる。

$$Z_{HT}/Z_{MS} = k = \frac{\lambda_f A_f + \frac{1}{3} \lambda_\omega A_\omega}{A_f + \frac{1}{3} A_\omega} = \frac{3\lambda_f + \lambda_\omega \xi_\omega}{3 + \xi_\omega} \quad \dots \dots \dots (6.3.13)$$

ここに、 $\xi_\omega = A_\omega / A_f$ 、 $A_f (A_\omega)$: MS設計の面材(ウェブ)の断面積、 $\lambda_f (\lambda_\omega)$: HT設計による面材(ウェブ)の断面積減少率

また、桁全体の重量軽減率 λ は次式のように表わされる。

$$\lambda = \frac{\omega_{HT}}{\omega_{MS}} = \frac{\lambda_f A_f + \lambda_\omega A_\omega}{A_f + A_\omega} = \frac{\lambda_f + \lambda_\omega \xi_\omega}{1 + \xi_\omega} \quad \dots \dots \dots (6.3.14)$$

ここに、 λ は式(6.3.13)から次式のように与えられる。

$$\lambda_f = \frac{1}{3} \{ (3 + \xi_\omega) k - \lambda_\omega \xi_\omega \} \quad \dots \dots \dots (6.3.15)$$

一般に、桁部材では、ウェブの断面積は面材の断面積に比べて大きく、 $\xi_\omega = A_\omega / A_f$ の値は2.0~4.0である。また、HT設計の場合、ウェブ板の板厚は座屈強度上の制約をうけ不確定な場合が多い。図6.3.2の中には、式(6.3.14)による重量軽減率を $\xi_\omega = 2 \sim 4$ 、 $\lambda_\omega = 0.9$ および1.0、 $k = 0.78$ に対して示している。本図から、このような仮定条件をもつ桁部材では、HT3.2使用による重量軽減率は0.83~0.90にあることが分る。

(ii) ウエブ深さが任意の場合

板付き断面梁のウェブ深さを断面係数に対し最小重量となるような最適値にとるものとする。¹⁾梁の断面積Aは次式で表わされる。

$$A = A_f + t_\omega d \quad \dots \dots \dots (6.3.16)$$

ここに、 $A_f = \frac{Z}{d} - \frac{t_\omega d}{6}$: 面材の断面積、 t_ω : ウェブの板厚、 d : ウェブの深さ

Z : 所要断面係数

ウェブの板厚を一定とすると、梁の深さの最適値が求まる。

$$\frac{dA}{dd} = -\frac{Z}{d^2} + \frac{2}{3} t_\omega = 0, \quad \therefore d = 1.23 \sqrt{\frac{Z}{t_\omega}}$$

このdを式(6.3.16)に代入し、最適な断面積は次式のようになる。

$$A = 1.64 \sqrt{Z t_\omega} \quad \dots \dots \dots (6.3.17)$$

すなわち、桁の最適断面積は $\sqrt{Z t_\omega}$ に比例するので、HT設計による重量軽減率はバランス・ガーダの場合と同様に、式(6.3.12)によって求められる。たとえば $k = 0.78$ の場合には、 $(t_\omega)_{HT} = (t_\omega)_{MS}$ のとき重量軽減率は、 $\lambda = \sqrt{k} = 0.883$ となり、また $(t_\omega)_{HT} = 0.9(t_\omega)_{MS}$ のとき $\lambda = \sqrt{k \times 0.9} = 0.838$ となる。

(3) 局部強度部材

局部強度部材として、耐圧防撓板パネルと型鋼を取上げ、HT使用による重量軽減率について考える。

(a) 耐圧防撓板パネル

ここでは、タンカーのカーゴ・タンク内トランスバース間の縦肋骨付耐圧板パネル、水平ガーダ間の堅防撓材付横隔壁パネルなど、またバルクキャリアでは倉内肋骨付船側パネル、二重底のフロア間 肋骨付耐圧パネルなど、一方向に防撓された耐圧防撓板パネルについて、HT 3 2 使用による重量軽減率について考える。また、耐圧防撓板パネルを1箇の板付き防撓材に置き換え、板の所要板厚および防撓材の所要断面係数をMS設計とHT設計について計算する。それらの所要板厚および所要断面係数はNKの深水タンク規則によるものとし、つきの算式を用いることとする。

(i) MS設計の場合

$$\text{板の所要板厚 } (t_p) : t_p = 3.6S\sqrt{h} + 3.5 \text{ (mm)}$$

$$\text{防撓材の所要断面係数 } (Z) : Z = 7Sh\ell^2$$

ここに、S：防撓材の間隔(m)、h：水頭(m)、 ℓ ：防撓材のスパン(m)

(ii) HT設計の場合

$$\text{板の所要板厚 } (t'_p) : t'_p = \sqrt{k(t_p - 3.5)} + 3.5 \text{ (mm)}$$

$$\text{防撓材の所要断面係数 } (Z') : Z' = kZ$$

ここに、k：HT係数でHT 3 2 に対し、k = 0.78

つぎに防撓材のウェブ深さ(d_w)およびウェブの板厚(t_w)はMS設計およびHT設計とも、次式によるものと仮定する。

$$d_w = 1.16 \sqrt{\frac{Z}{t_w}}, \quad t_w = 2.50Z^{0.20} \quad \dots \dots \dots (6.3.18)$$

また、防撓材の面材断面積を求める算式はロイド規則による組立型鋼の断面係数式(Pt 3、Ch 3)から次式によるものとする。

$$A_f = \frac{\frac{6Z}{d_w} (A_p + 0.5A_w) - A_w(SA_p + 0.5A_w)}{6(A_p + 0.5A_w) - A_w} \quad \dots \dots \dots (6.3.19)$$

ここに、 A_f ：防撓材の面材断面積、 A_p ：板の断面積、 A_w ：防撓材のウェブ断面積、Z：防撓材の所要断面係数、 d_w ：防撓材のウェブ深さ

表6.3.1は以上の算式条件で算出を行い、S = 2.0...2.0...1.0...1.1...1.0...2.0...2.0... および ℓ = 2.5m、5.0m、7.5m の組合せについてHT使用による重量軽減率を求めたものである。

本表から、船体に用いられる耐圧防撓パネルのHT 3 2 使用による重量軽減率は防撓材間隔、水頭および防撓材のスパンに殆ど左右されず、0.88~0.90であることが分る。

(b) 型 鋼

船体には市販の規格型鋼が防撓材として用いられる場合が多い。これら型鋼の断面係数は通常、610mm×15mmの板付きで計算されるが、現在市販されているMSの型鋼の断面係数と型鋼自体の断面積との関係はほぼ次式のように表わされる。

$$A = 20 + 0.042Z \quad \dots \dots \dots (6.3.19)$$

ここに、 A : 型鋼の断面積 (cm^2)、 Z : 板付き型鋼の断面係数 (cm^3)

現在、型鋼はMS、HTとも規格寸法は同一である。したがってMSのものと同一寸法のHT32の型鋼を使用する場合には、その断面積は次式のようになる。

$$A_{HT} = 20 + 0.042 \times 0.78 Z_{MS} = 20 + 0.033 Z_{MS} \quad \dots \dots \dots 6.3.20$$

ここに、 A_{HT} : HT型鋼の断面積 (cm^2)、 Z_{MS} : MS型鋼の所要断面係数 (cm^3)

したがって、HT32の型鋼使用による重量軽減率 α は次式のようになる。

$$\lambda = \frac{\omega_{HT}}{\omega_{MS}} = \frac{20 + 0.033Z_{MS}}{20 + 0.042Z_{MS}} \quad \dots \dots \dots (6.3.20)$$

たとえば、 $Z_{MS} = 500 \text{ cm}^3$ および $1,000 \text{ cm}^3$ のとき、 λ はそれぞれ 0.890 および 0.855 となる。

なお、この重量軽減率は型鋼自体を対象にしており、板をMSとし型鋼をHTにするときの型鋼についてのものである。

6.3.2 軽減重量

前節 6.3.1においては、HT 使用による重量軽減率を縦強度部材、横強度部材および局部強度部材について調べた。しかし、それらはいづれも座屈強度上や剛性上などの制約を無視したものである。したがって、実際に HT 使用による重量軽減率を推定する場合には、これらの制約要因について適切な配慮がなされなければならない。

さて、HTを船体に用いるとき、それを縦強度部材に使用するのが重量軽減上最も効果的であり、またその軽減重量を求ることは容易である。しかし、更にHT使用範囲を拡大し横強度部材にまでHTを使用する場合には、それを構成する各部材は部材ごとにいろいろな強度要因に支配されるので、その軽減重量を定量的に把握することはむづかしい。以下、縦強度部材にHTを使用する場合および更にHT使用範囲を拡大する場合について、大よその軽減重量を推定する。

(1) 縦強度部材への適用

前記のように、縦強度部材にHTを使用するときの重量軽減率は船ごとにまちまちである。したがって標準的な断面特性をもつバルクキャリアおよびタンカーについて、表6.3.1および表6.3.2に示す算式を用いて軽減重量を推定する。ただし、軽減重量は船体中央部断面における軽減断面積が船の長さ方向0.6L \times 間に亘り一様であるものとして求めることとする。

(a) バルクキャリア

甲板部 HT 3 2 を使用する B - II 設計および甲板部 HT 3 6、船底部 HT 3 2 を使用する B - III 設計の場合について、軽減重量の大よその値を推定する。表 6.3.1 に示す算式のうち、MS 設計の実船 (B - I) を B - II および B - III の仮想設計に変更する場合の算式を用いて軽減重量を求めてみる。

これらの算式に M S 設計の実船の標準的な断面特性として、次の数値を代入する。

$$m_0 = 0.310, \epsilon_0 = 0.450, \rho_D = 0.980 \text{ (B-II) および } 0.990 \text{ (B-III),} \\ \rho_B = 0.890, \zeta_D = 0.330, \zeta_B = 0.425, k = 0.78 \text{ (B-II) および } 0.72 \text{ (B-III)}$$

その結果、B-II設計の場合には $x = a_D / A_0 = 0.0818$ また B-III設計の場合には、 $y=0.150 \zeta_B$ のとき $x = a_D^D / A_{00} = 0.0981$ 、 $y = a_B / A_0 = 0.0638$ ； $y = 0.117 \zeta_B$ のとき $x = 0.0992$ 、 $y = 0.0497$

を得る。

MS設計の実船の総断面積 A_0 をLの関数として実船実績から求め、長さ0.6Lの間に亘る軽減重量をLを横軸にとって図示すると図6.3.3のようである。

(b) タンカー

甲板部および船底部にHT32を使用しているT-II設計の実船データをもとにして、HT使用により軽減された重量を求めてみる。表6.3.2に示す算式のうち、T-II設計の実船をMS設計(T-I)に変更する場合の算式に、T-II設計の実船の標準的な断面特性として次の数値を代入する。

$$\begin{aligned}m_0 &= 0.350, \epsilon_0 = 0.490, \rho_D = 1.015, \rho_B = 0.965, \zeta_D = 0.265, \\ \zeta_B &= 0.330 (\zeta_D, \zeta_B \text{はおもに } L/D \text{により変化する}), \\ K &= (1/k) - 1 = 0.282\end{aligned}$$

その結果、 $x = a_D/A_0 = 0.1005$ 、 $y = a_B/A_0 = 0.0850$ を得る。

T-II設計の実船の総断面積 A_0 をLの関数として実船実績から求め、長さ0.6Lの間に亘る軽減重量をLを横軸にとって図示すると図6.3.4のようである。

(2) HT化率と軽減重量

船体に ω_{HT} トンのHTを使用するとき、 ω_{HT} とその船の総船殻重量 W_{HT} との比をHT比率といふ。最近では、船体の軽量化を目的としてHT材の使用範囲が拡大される傾向にあり、すでにバルクキャリアでは貨物倉部全域に亘ってHTを用いたものも出現している。

富吉²⁾はDWの異なるバルクキャリアをHT32ベースで試設計を行い、図6.3.5に示すようにHT化率とMS設計に対する重量比を求め、次のように結論づけている。

(i) 貨物倉部の全域にHTを用いたときのHT化率は65%~75%であり、重量比(W_{HT}/W_{MS})は90%弱である。

(ii) HTに置き換えられた部分のHT reduction率、 $1 - (\omega_{HT}/\omega_{MS})$ は約15%である。

(iii) 各船ともHT化率を高くする程重量比は頭打ちとなり、この傾向はサイズの小さい船ほど著しい。

6.4 運航性能の向上

HTの使用範囲を拡大することによって船体の軽量化を計ることができ、運航性能が向上する。まえがきでのべたように、船体の軽量化に伴うメリットは燃料費の節約と載荷重量の増加という2つの見方があるが、ここでは前者について述べる。

一般に、船の所要馬力(HP)は次式で表わされる。

$$HP = C \cdot A^{2/3} V^3 \quad \dots \dots \dots (6.4.1)$$

ここに、C:アドミラル・コンスタント、A:満載排水量、V:船速

いま、速力を一定とし、満載排水量がHT使用により減少してもCが変わらないとすると、排水量の変動と馬力の関係は次のように与えられる。²⁾

$$\frac{dHP}{HP} = \frac{2}{3} \frac{dA}{A} \quad (d \text{は微少量を意味する}) \quad \dots \dots \dots (6.4.2)$$

すなわち、1%の排水量の減少は約0.7%の馬力の減少となる。満載排水量に示める船殻重量は船種などにより異なるが、タンカー、バルクキャリアでは大略12~13%であるので、もしも船殻重量が10%減少すると約1%程度の馬力の低減となる。図6.4.1²⁾は供試船について燃料費を5万円／トンとして、10年間当たりの燃料費の節約量を求めたものである。HT化率が増加するにつれて、また船が大型化するにつれて節約量は増大し、DW20万トン級の大型バルクキャリアの貨物倉全域にHTを用いると、1億5千万円／10年以上に及ぶことが分る。

参考文献

- 1) 間野正己、吉田靖夫：船殻設計の理論と実際<3>、船舶第55巻第7号、昭和57年7月
- 2) 富吉、松本、阪井、立石、荒井、安田：最近の船体用高張力鋼の使用についての動向（その3）、日本造船学会誌 第652号、昭和58年10月
- 3) 間野正己：ガーダのフェースプレートの計算法、播磨造船技法 第7号、昭和33年4月

付録6.1 船体縦強度部材に一定の断面積を付加または控除する場合の断面特性の変化

船体縦強度部材の断面2次モーメント (I_0)、断面係数 (Z_{D0} , Z_{B0})、断面積 (A_0) および中性軸位置が与えられている。いま、断面の任意の位置に一定の断面積を付加または控除するとき、船体断面特性の変化について考える。

付加または控除断面積 a の中性軸からの距離を h とする、ただし、 a が中性軸より甲板側にあるとき h は正、船底側にあるとき h は負とする。そのとき、中性軸の移動量および断面2次モーメント I_1 はつぎのようになる。

(i) 付加の場合

$$d = \frac{ah}{A_0 + a}, \quad I_1 = I_0 + \Delta I = I_0 + A_0 d^2 + a(h - d)^2 = I_0 + \frac{A_0 ah^2}{A_0 + a} \quad \left. \right\} \cdots (1.1)$$

(ii) 控除の場合

$$d = \frac{ah}{A_0 - a}, \quad I_1 = I_0 - \Delta I = I_0 + A_0 d^2 - a(h + d)^2 = I_0 - \frac{A_0 ah^2}{A_0 - a} \quad \left. \right\} \cdots (1.2)$$

したがって、甲板および船底の断面係数 Z_{D1} および Z_{B1} は中性軸から甲板および船底までの距離をそれぞれ Y_{D0} , Y_{B0} とすると、次式のように表わされる。

(i) 付加の場合

$$Z_{D1} = \frac{I_0 + \Delta I}{Y_{D0} - d}, \quad Z_{B1} = \frac{I_0 + \Delta I}{Y_{B0} + d} \quad \cdots (1.3)$$

式は次式のように展開される。³⁾

$$Z_{D1} = \frac{I_0}{Y_{D0}} + \frac{\Delta I + d \cdot \frac{I_0}{Y_{D0}}}{Y_{D0} - d} = Z_{D0} + \frac{ah(h + \frac{Z_{D0}}{A_0})}{(1 + \frac{a}{A_0})Y_{D0} - \frac{a}{A_0}h}$$

$$Z_{B1} = \frac{I_0}{Y_{B0}} + \frac{\Delta I - d \cdot \frac{I_0}{Y_{B0}}}{Y_{B0} + d} = Z_{B0} + \frac{ah(h - \frac{Z_{B0}}{A_0})}{(1 + \frac{a}{A_0})Y_{B0} + \frac{a}{A_0}h}$$

} (1.4)

したがって、断面係数の増加率 η_{ZD} 、 η_{ZB} は次式のように与えられる。

$$\eta_{ZD} = \frac{Z_{D1}}{Z_{D0}} - 1 = \frac{ah(h + \frac{Z_{D0}}{A_0})}{Z_{D0} \{ (1 + \frac{a}{A_0})Y_{D0} - \frac{a}{A_0}h \}}$$

$$\eta_{ZB} = \frac{Z_{B1}}{Z_{B0}} - 1 = \frac{ah(h - \frac{Z_{B0}}{A_0})}{Z_{B0} \{ (1 + \frac{a}{A_0})Y_{B0} - \frac{a}{A_0}h \}}$$

} (1.5)

(ii) 指除の場合

$$Z_{D1} = \frac{I_0 - \Delta I}{Y_{D0} + d} = \frac{I_0}{Y_{D0}} + \frac{\Delta I + d \cdot \frac{I_0}{Y_{D0}}}{Y_{D0} + d}$$

$$= Z_{D0} - \frac{ah(h + \frac{Z_{D0}}{A_0})}{(1 - \frac{a}{A_0})Y_{D0} + \frac{a}{A_0}h}$$

$$Z_{B1} = \frac{I_0 - \Delta I}{Y_{B0} - d} = \frac{I_0}{Y_{B0}} - \frac{\Delta I - d \cdot \frac{I_0}{Y_{B0}}}{Y_{B0} - d}$$

$$= Z_{B0} - \frac{ah(h - \frac{Z_{B0}}{A_0})}{(1 - \frac{a}{A_0})Y_{B0} - \frac{a}{A_0}h}$$

} (1.6)

断面係数の減少率 η_{ZD} , η_{ZB} は次式のように与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \eta_{ZD} &= 1 - \frac{Z_{D1}}{Z_{D0}} = \frac{ah(h + \frac{Z_{D0}}{A_0})}{Z_{B0}\{(1 - \frac{a}{A_0})Y_{D0} + \frac{a}{A_0}h\}} \\ \eta_{ZB} &= 1 - \frac{Z_{B1}}{Z_{B0}} = \frac{ah(h - \frac{Z_{B0}}{A_0})}{Z_{B0}\{(1 - \frac{a}{A_0})Y_{B0} - \frac{a}{A_0}h\}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1.7)$$

バルクキャリアを例にとり、一定の断面積を付加する場合の断面2次モーメントおよび式(1.5)による断面係数の増加率を図示すると付図6.1.1のようである。本図および式(1.4)から明らかのように、付加断面積を与えて断面係数の値が変わらない位置は中性軸位置0点と、甲板断面係数に対しては0点から距離 $h = -Z_{D0}/A_0$ 、また船底断面係数に対しては0点から距離 $h = Z_{B0}/A_0$ である。これらの距離とDとの比を $m_{D0} = Z_{D0}/(A_0 D)$, $m_{B0} = Z_{B0}/(A_0 D)$ とすると、 m_{D0} および m_{B0} は船体断面特性を表わす主要なパラメータの1つである。

付録6.2 HT使用による船体縦強度部材の断面特性

通常、HTを船体縦強度部材に用いる設計は甲板部のみに用いる場合、甲板部と船底部に用いる場合および甲板部と船底部との間の中間部(以下、ウェブ部とよぶ)にもHTを用い、断面全部にHTを使用する場合の3ケースが考えられる。ここで、甲板部および船底部とは、いずれも規則により定められるHT使用範囲を表わすものとする。

HTを縦強度部材に用い重量軽減を計るためには、HTの使用部分および使用範囲が問題となるが、これらはおもに船体断面形状によって異なる。したがって、HT使用による重量軽減率を求めるためには、実船の断面形状および断面特性に関するデータが必要である。

付図6.2.1はタンカーを例にとり、その横断面を甲板部、船底部およびウェブ部に分けて示している。

まづ、実船がMS設計である場合、たとえば甲板部をHTに置き換えることによって、甲板部の断面積が減少する。また、実船がHT設計の場合には、HTをMSにかえることによって船甲板部の断面積が増加する。前者の減少すべき断面積を控除断面積、後者の増加すべき断面積を付加断面積とよぶことにすると、実船がMSの場合に甲板部をHTにすることによる軽減重量は控除断面積で表わされ、また実船がHTの場合には付加断面積がHT使用による軽減重量を表わすことになる。したがって、HT使用による重量軽減率を求めるためには、実船データをもとにこれらの控除または付加断面積を求めなければならない。付図2.1に示す実船の基準断面積に対し、控除または付加すべき断面積を甲板部、船底部、ウェブ部に対しそれぞれ a_D 、 a_B 、 a_w とする。また、それらの重心はそれぞれ実船の甲板部断面積 A_D 、船底部断面積 A_B 、ウェブ断面積 A_w の重心位置にあるものとするが、ウェブ部の a_w の重心位置にあるものとするが、ウェブ部の a_w の重心位置は簡単化のため実船の中性軸位置にあるものと仮定する。

実船がMS設計の場合、その甲板断面係数を Z_{D0} とし、その基準断面に控除断面積を与えて得られる断面係数を Z_{D1} とすると、 $Z_{D1} = kZ_{D0}$ (k : HT係数) が成立する。また、実船がHT設計の場合には、その断面係数を Z_{D0} とし、その基準断面に付加断面積を与えて得られる断面係数を Z_{D1} とすると、 $Z_{D1} = Z_{D0}/k$ となる。以下、この断面係数に関する条件をもとに、控除または付加すべき断面積 a_D 、 a_B 、 a_w 間の関係式を前記の各ケースについて求めてみる。なお、 $x = a_D/A_0$ 、 $y = a_B/A_0$ 、 $z = a_w/A_0$ の記号を用いる。

1 甲板部のみにHT使用

(1) 実船の甲板部がMS材の場合

甲板部から断面積 a_D を中性軸より $\rho_D(1-\epsilon_0)D$ の位置から控除する場合に該当する。

$$\text{控除後の断面積: } A_1 = A_0 - a_D$$

$$\text{中性軸の移動量: } d = \frac{a_D \rho_D (1-\epsilon_0) D}{A_0 - a_D}$$

$$I \text{ の減少量} : \Delta I = a_D \left\{ \rho_D (1-\epsilon_0) D + d \right\}^2 - A_0 d^2 = \frac{A_0 a_D \rho_D^2 (1-\epsilon_0)^2 D^2}{A_0 - a_D}$$

したがって、 a_D を控除後の甲板断面係数 Z_{D1} は次式のようになる。

$$\begin{aligned} Z_{D1} &= \frac{I_0 - \Delta I}{(1-\epsilon_0)D + d} = \frac{I_0}{(1-\epsilon_0)D} - \frac{\Delta I + d \cdot \frac{I_0}{(1-\epsilon_0)D}}{(1-\epsilon_0)D + d} \\ &= Z_{D0} - \frac{a_D \rho_D \{ A_0 \rho_D (1-\epsilon_0) D + Z_{D0} \}}{A_0 - a_D (1-\rho_D)} \end{aligned}$$

$Z_{D1} = k Z_{D0}$ より、 a_D について次式が成立する。

$$x = \frac{a}{A} = \frac{(1-k)m_0}{\rho_D \{ \rho_D (1-\epsilon_0) + m_0 \} + (1-k)m_0 (1-\rho_D)} \quad \dots \dots \quad (2.1)$$

ここで、 $m_0 = Z_{D0}/(AD)$

(2) 実船の甲板部がHTの場合

甲板部に断面積 a_D を中性軸より $\rho_D(1-\epsilon_0)D$ の位置に付加する場合に該当する。

$$\text{付加後の断面積: } A_1 = A_0 + a_D$$

$$\text{中性軸の移動量: } d = \frac{a_D \rho_D (1-\epsilon_0) D}{A_0 + a_D}$$

$$I \text{ の増加量} : \Delta I = a_D \{ \rho_D (1-\epsilon_0) D - d \}^2 + A_0 d^2$$

したがって、 a_D を付加後の甲板断面係数 Z_{D1} は次式のようになる。

$$\begin{aligned} Z_{D1} &= \frac{I_0 + \Delta I}{(1-\epsilon_0)D - d} = Z_{D0} + \frac{\Delta I + d \cdot Z_{D0}}{(1-\epsilon_0)D - d} \\ &= Z_{D0} + \frac{a_D \rho_D \{ A_0 \rho_D (1-\epsilon_0) D + Z_{D0} \}}{A_0 + a_D (1-\rho_D)} \end{aligned}$$

$Z_{D1} = Z_{D0}/k$ により、 a_D について次式が成立する。

$$x = \frac{a_D}{A_0} = \frac{Km_0}{\rho_D \{ \rho_D (1 - \epsilon_0) + m_0 \} + Km_0 (1 - \rho_D)} \quad \dots \dots \dots (2.2)$$

$$\text{ここで } m_0 = Z_{D0}/(A_0 D), K = (1/K) - 1$$

2. 甲板部および船底部にHT使用

(1) 実船の甲板部および船底部がMS材の場合

甲板部から断面積 a_D を中性軸より $\rho_D (1 - \epsilon_0) D$ の位置から、また船底部から断面積 a_B を中性軸より $\rho_B \epsilon_0 D$ の位置から控除する場合に該当する。

$$\text{控除後の断面積: } A_1 = A_0 - a_D - a_B$$

$$\text{中性軸の移動量: } d = \frac{\{ \rho_D (1 - \epsilon_0) a_D - \rho_B \epsilon_0 a_B \} D}{A_0 - a_D - a_B}$$

$$\begin{aligned} I \text{ の減少量} : dI &= a_D \{ \rho_D (1 - \epsilon_0) D + d \}^2 + a_B (\rho_B \epsilon_0 D - d)^2 - A_0 d^2 \\ &= \frac{D^2}{(A_0 - a_D - a_B)^2} \left[a_D \{ \rho_D (1 - \epsilon_0) (A_0 - a_B) - \rho_B \epsilon_0 a_B \}^2 \right. \\ &\quad \left. + a_B \{ \rho_B \epsilon_0 (A_0 - a_D) - \rho_D (1 - \epsilon_0) a_D \}^2 - A_0 \{ \rho_D (1 - \epsilon_0) a_B - \rho_B \epsilon_0 a_0 \}^2 \right] \\ &= \frac{A_0 D^2 \left[\rho_D^2 (1 - \epsilon_0)^2 x + \rho_B^2 \epsilon_0^2 y - \{ \rho_D (1 - \epsilon_0) + \rho_B \epsilon_0 \}^2 x y \right]}{1 - x - y} \end{aligned}$$

したがって、 a_D 、 a_B を控除後の甲板断面係数 Z_{D1} は次式のようになる。

$$\begin{aligned} Z_{D1} &= \frac{I_0 - dI}{(1 - \epsilon_0) D + d} = Z_{D0} - \frac{dI + d \cdot Z_{D0}}{(1 - \epsilon_0) D + d} \\ &= Z_{D0} - \frac{A_0 D \left[\{ \rho_D^2 (1 - \epsilon_0)^2 + m_0 \rho_D (1 - \epsilon_0) \} x + (\rho_B^2 \epsilon_0^2 - m_0 \rho_B \epsilon_0) y - \{ \rho_D (1 - \epsilon_0) + \rho_B \epsilon_0 \}^2 x y \right]}{(1 - \epsilon_0) - (1 - \epsilon_0) (1 - \rho_D) x - \{ 1 - \epsilon_0 (1 - \rho_B) \} y} \end{aligned}$$

$Z_{D1} = kZ_{D0}$ により、 x 、 y 間に次式が成立する。

$$\begin{aligned} (1 - k) m_0 (1 - \epsilon_0) - [\rho_D (1 - \epsilon_0) \{ \rho_D (1 - \epsilon_0) + m_0 \} + (1 - k) m_0 (1 - \epsilon_0) (1 - \rho_D)] x \\ - [(1 - k) m_0 \{ 1 - \epsilon_0 (1 - \rho_B) \} + \rho_B \epsilon_0 (\rho_B \epsilon_0 - m_0)] y + \{ \rho_D (1 - \epsilon_0) + \rho_B \epsilon_0 \} x y = 0 \quad \dots \dots \dots (2.3) \end{aligned}$$

(2) 実船の甲板部および船底部がHT材の場合

甲板部に断面積 a_D を中性軸により $\rho_D (1 - \epsilon_0) D$ の位置に、また船底部に断面積 a_B を中性軸より $\rho_B \epsilon_0 D$ の位置に該当する場合に該当する。

$$\text{付加後の断面積: } A_1 = A_0 + a_D + a_B$$

$$\text{中性軸の移動量} : d = \frac{\{a_D \rho_D (1 - \epsilon_0) - a_B \rho_B \epsilon_0\} D}{A_0 + a_D + a_B}$$

$$I \text{ の増加量} : dI = a_D \{ \rho_D (1 - \epsilon_0) D - d \}^2 + a_B (\rho_B \epsilon_0 D + d)^2 + A_0 d^2$$

$$= \frac{A_0 D^2 [\rho_D^2 (1 - \epsilon_0)^2 x + \rho_B^2 \epsilon_0^2 y + \{ \rho_D (1 - \epsilon_0) + \rho_B \epsilon_0 \}^2 xy]}{1 + x + y}$$

したがって、 a_D 、 a_B を付加後の甲板断面係数 Z_{D1} は次式のようになる。

$$Z_{D1} = Z_{D0} + \frac{A_0 D [\{ \rho_D^2 (1 - \epsilon_0)^2 + m_0 \rho_D (1 - \epsilon_0) \} x + (\rho_B^2 \epsilon_0^2 - m_0 \rho_B \epsilon_0) y + \{ \rho_D (1 - \epsilon_0) + \rho_B \epsilon_0 \}^2 xy]}{(1 - \epsilon_0) + (1 - \epsilon_0)(1 - \rho_D)x + \{ 1 - \epsilon_0 (1 - \rho_B) \} y}$$

$Z_{D1} = Z_{D0}/k$ により、 x 、 y 間に次式が成立する。

$$\begin{aligned} & K m_0 (1 - \epsilon_0) - [\rho_D (1 - \epsilon_0) \{ \rho_D (1 - \epsilon_0) + m_0 \} - K m_0 (1 - \epsilon_0) (1 - \rho_D)] x \\ & + [K m_0 \{ 1 - \epsilon_0 (1 - \rho_B) \} - \rho_B \epsilon_0 (\rho_B \epsilon_0 - m_0)] y - \{ \rho_D (1 - \epsilon_0) + \rho_B \epsilon_0 \} xy = 0 \end{aligned} \quad \dots \dots \dots (2.4)$$

3 全部にHT使用

(1) 実船が全部MS材の場合

前2-(1)に加え、ウェブ部から断面積 a_ω を中性軸位置から控除する場合に該当する。

$$\text{控除後の断面積} : A_1 = A_0 - a_D - a_B - a_\omega$$

$$\text{中性軸の移動量} : d = \frac{\{ \rho_D (1 - \epsilon_0) a_D - \rho_B \epsilon_0 a_B \} D}{A_0 - a_D - a_B - a_\omega} = \frac{\{ \rho_D (1 - \epsilon_0) a_D - \rho_B \epsilon_0 a_B \} D}{A_0 - a_D - a_B}$$

に近似する。

Iの減少量については、 a_ω を控除することによる減少量を、 a_ω が $0.75D$ 間に一様に分布するものとして、 $\frac{1}{2} a_\omega (0.75D)^2 = 0.047 a_\omega D^2$ として次式によるものと仮定する。

$$I \text{ の減少量} : dI = a_D \{ \rho_D (1 - \epsilon_0) D + d \}^2 + a_B (\rho_B \epsilon_0 D - d)^2 - A_0 d^2 + 0.047 a_\omega D^2$$

$$= \frac{A_0 D^2 [\rho_D^2 (1 - \epsilon_0)^2 x + \rho_B^2 \epsilon_0^2 y - \{ \rho_D (1 - \epsilon_0) + \rho_B \epsilon_0 \}^2 xy + 0.047 (1 - x - y) Z]}{1 - x - y}$$

したがって、 a_D 、 a_B 、 a_ω を控除後の甲板断面係数 Z_{D1} は次式のようになる。

$$\begin{aligned} Z_{D1} = Z_{D0} - & \frac{A_0 D [\{ \rho_D^2 (1 - \epsilon_0)^2 + m_0 \rho_D (1 - \epsilon_0) \} x + (\rho_B^2 \epsilon_0^2 - m_0 \rho_B \epsilon_0) y + 0.047 Z - } \\ & (1 - \epsilon_0) - (1 - \epsilon_0)(1 - \rho_D)x - \{ 1 - \epsilon_0 (1 - \rho_B) \} y \\ & \{ \rho_D (1 - \epsilon_0) + \rho_B \epsilon_0 \}^2 xy - 0.047 yz - 0.047 zx \end{aligned} \quad \dots \dots \dots \text{(分子)}$$

$Z_{D1} = k Z_{D0}$ より、 x 、 y 、 z 間に次式が成立する。

$$(1-k)m_0(1-\epsilon_0) - \left[\rho_D(1-\epsilon_0)\{\rho_D(1-\epsilon_0) + m_0\} + (1-k)m_0(1-\epsilon_0)(1-\rho_D) \right]x \\ - \left[(1-k)m_0\{1-\epsilon_0(1-\rho_B)\} + \rho_B\epsilon_0(\rho_B\epsilon_0 - m_0) \right]y - 0.047z \\ + \{\rho_D(1-\epsilon_0) + \rho_B\epsilon_0\}^2xy + 0.047yz + 0.047zx = 0 \quad \dots\dots\dots (2.5)$$

(2) 実船が全部HT材の場合

前2-(2)に加え、ウェブ部に断面積 a_ω を中性軸位置に付加する場合に該当する。

付加後の断面積: $A_1 = A_0 + a_D + a_B + a_\omega$
 中性軸の移動量: $d = \frac{\{\rho_D(1-\epsilon_0)a_D - \rho_B\epsilon_0 a_B\}D}{A_0 + a_D + a_B}$

$$I \text{ の増加量} : dI = a_D\{\rho_D(1-\epsilon_0)D-d\}^2 + a_B(\rho_B\epsilon_0)^2 + A_0d^2 + 0.047a_\omega D^2 \\ = \frac{A_0D^2[\rho_D^2(1-\epsilon_0)^2x + \rho_B^2\epsilon_0^2y + \{\rho_D(1-\epsilon_0) + \rho_B\epsilon_0\}^2xy + 0.047(1+x+y)Z]}{1+x+y}$$

したがって、 a_D 、 a_B 、 a_ω を付加後の甲板断面係数 Z_{D1} は次式のようになる。

$$Z_{D1} = Z_{D0} - \frac{A_0D[\{\rho_D^2(1-\epsilon_0)^2 + m_0\rho_D(1-\epsilon_0)\}x + (\rho_B^2\epsilon_0^2 - m_0\rho_B\epsilon_0)y + 0.047z - (1-\epsilon_0) + (1-\epsilon_0)(1-\rho_D)x + \{1-\epsilon_0(1-\rho_B)\}y \\ + \{\rho_D(1-\epsilon_0) + \rho_B\epsilon_0\}^2xy + 0.047yz + 0.047zx]}{(1-\epsilon_0) + (1-\epsilon_0)(1-\rho_D)x + \{1-\epsilon_0(1-\rho_B)\}y} \quad \dots\dots\dots \text{(分子)}$$

$Z_{D1} = Z_{D0}/k$ より、 x 、 y 、 z 間に次式が成立する。

$$Km(1-\epsilon_0) - \left[\rho_D(1-\epsilon_0)\{\rho_D(1-\epsilon_0) + m_0\} - Km_0(1-\epsilon_0)(1-\rho_D) \right]x \\ + \left[Km_0\{1-\epsilon_0(1-\rho_D)\} - \rho_B\epsilon_0(\rho_B\epsilon_0 - m_0) \right]y - 0.047z \\ - \{\rho_D(1-\epsilon_0) + \rho_B\epsilon_0\}^2xy - 0.047yz - 0.047zx = 0 \quad \dots\dots\dots (2.6)$$

表6.3.1 ベルクキャリアにておけるHT使用による重量軽減率

実船設計	仮想設計	X , Y , Z			入	
		X	Y	Z		
(B-I)	(B-II) 甲板部 HT 3; その他 MS	$\chi = \frac{(1-\rho_e)m_o}{\rho_D(\beta(1-\varepsilon_0)+m_o)(1-\rho_D)}$			$1 - \frac{Z}{\zeta_D}$	
(B-III)	甲板部 HT 36, 3; 船底部 HT 32 ウェブ部 MS	$\chi = \frac{\zeta(1-\rho_e)m_o(1-\varepsilon_0) - [\beta_D(1-\rho_e)m_o(1-\varepsilon_0) + \beta_B\varepsilon_0(\beta_B\varepsilon_0 - m_o)]y}{\rho_D(1-\varepsilon_0)\{\beta_D(1-\varepsilon_0)+m_o\} + (1-\rho_e)m_o(1-\varepsilon_0)(1-\rho_D)} - \frac{\beta_B\varepsilon_0(\beta_B\varepsilon_0 - m_o)y}{\rho_D(1-\varepsilon_0)+\beta_B\varepsilon_0}^2$	$y = 0.150\zeta_B \sim 0.117\zeta_B$		$1 - \frac{Z+y}{\zeta_D + \zeta_B}$	
MS 設計	(B-IV) 甲板部 HT 3; その他 HT 3;	$\chi = \frac{(1-\rho_e)m_o(1-\varepsilon_0) - [(1-\rho_e)m_o(1-\varepsilon_0) + \beta_B\varepsilon_0(\beta_B\varepsilon_0 - m_o)]y}{\rho_D(1-\varepsilon_0)\{\beta_D(1-\varepsilon_0)+m_o\} + (1-\rho_e)m_o(1-\varepsilon_0)(1-\rho_D)} - \frac{\beta_B\varepsilon_0(\beta_B\varepsilon_0 - m_o)y}{\rho_D(1-\varepsilon_0)+\beta_B\varepsilon_0}^2$	$y = 0.150\zeta_B \sim 0.117\zeta_B$	$z = 0.117\zeta_W$		$1 - (x+y+z)$
(B-II)	(B-I) 甲板部 HT 32 その他 MS	$\chi = \frac{(1-\rho_e)m_o}{\rho_D(\beta(1-\varepsilon_0)+m_o)(1-\rho_D)}$			$1 + \frac{Z}{\zeta_D}$	
(B-III)	甲板部 HT 36, 32 船底部 HT 32 ウェブ部 MS	$\chi = \frac{\kappa m_o(1-\varepsilon_0) + [\kappa m_o(1-\varepsilon_0) - \beta_B\varepsilon_0(\beta_B\varepsilon_0 - m_o)]y}{\rho_D(1-\varepsilon_0)\{\beta_D(1-\varepsilon_0)+m_o\} - \kappa m_o(1-\varepsilon_0)(1-\rho_D) + \{\beta_D(1-\varepsilon_0) + \beta_B\varepsilon_0\}^2y}$	$y = 0.1765\zeta_B \sim 0.1325\zeta_B$		$1 + \frac{Z+y}{\zeta_D + \zeta_B}$	
(B-IV)	甲板部 HT 36 その他 HT 32	$\chi = \frac{\kappa m_o(1-\varepsilon_0) + [\kappa m_o(1-\varepsilon_0) - \beta_B\varepsilon_0(\beta_B\varepsilon_0 - m_o)]y - 0.047Z - 0.047y}{\rho_D(1-\varepsilon_0)\{\beta_D(1-\varepsilon_0)+m_o\} - \kappa m_o(1-\varepsilon_0)(1-\rho_D) + \{\beta_D(1-\varepsilon_0) + \beta_B\varepsilon_0\}^2y + 0.047Z}$	$y = 0.1765\zeta_B \sim 0.1325\zeta_B$	$z = 0.1325\zeta_W$	$1 + (x+y+z)$	
記号		$\chi = \rho_D/A_0, y = A_W/A_0, z = A_W/A_0, A_0: 実船の総断面積, m_o = \frac{Z_{D0}}{A_0 D}, Z_{D0}: 実船の甲板断面係数, D: 船幅$ $\rho_D, \rho_B, \rho_u: それぞれ実船の甲板部, 船底部, ウエブ部に柱除または付加すべき断面積, \beta_B: HT係数, \kappa = \frac{1}{\beta_B} - 1,$ $\rho_D(\beta_B): 実船の中性軸から実船の甲板部(船底部)断面積の重心までの距離と(1-\varepsilon_0)D((\varepsilon_0, D))との比$ $\varepsilon_0: 実船の中性軸から船底までの距離とDとの比, \lambda = \frac{W_{HT}}{W_{MS}}, W_{HT}: HT使用部の重量, W_{MS}: HT使用部に対応するMS重量,$ $\zeta_D = A_0/1, \zeta_B = A_B/A_0, \zeta_W = A_W/A_0, A_D, A_B, A_W: それぞれ実船の甲板部, 船底部, ウエブ部の断面積$				

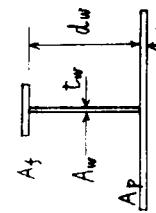
表 6.3.2 タンカーにおける HT 使用による重量軽減率

実船設計	仮想設計	X , Y , Z			入
		X	Y	Z	
(T-I)	(T-II)	$\chi = \frac{(1-\rho_B)m_o(1-\varepsilon_o) - \{[(1-\rho_B)m_o(1-\varepsilon_o) + \rho_B\varepsilon_o(\rho_B\varepsilon_o - m_o)]y}{\rho_D(1-\varepsilon_o)\{\rho_D(1-\varepsilon_o) + m_o\} + (1-\rho_B)m_o(1-\rho_B) - \{\rho_D(1-\varepsilon_o) + \rho_B\varepsilon_o\}^2y}$			$1 - \frac{x+y}{\zeta_D + \zeta_B}$
	甲板部, 船底部 HT 32 フェア部 MS	$y = 0.117 \zeta_B$			
MS 設計	(T-III)	$\chi = \frac{(1-\rho_B)m_o(1-\varepsilon_o) - \{[(1-\rho_B)m_o(1-\varepsilon_o) + \rho_B\varepsilon_o(\rho_B\varepsilon_o - m_o)]y - 0.047z + 0.047yz}{\rho_D(1-\varepsilon_o)\{\rho_D(1-\varepsilon_o) + m_o\} + (1-\rho_B)m_o(1-\rho_B) - \{\rho_D(1-\varepsilon_o) + \rho_B\varepsilon_o\}^2y - 0.047z}$			$1 - (x+y+z)$
	全部 HT 32	$y = 0.117 \zeta_B , z = 0.117 \zeta_w$			
(T-II)	(T-I)	$\chi m_o(1-\varepsilon_o) - [\rho_D(1-\varepsilon_o)(\rho_D(1-\varepsilon_o) + m_o) - \kappa m_o(1-\varepsilon_o)\chi(1-\rho_B)]x$ $+ [\kappa m_o(1-\varepsilon_o)(\rho_B\varepsilon_o - m_o)]y - \{\rho_D(1-\varepsilon_o) + \rho_B\varepsilon_o\}^2\chi y = 0$			$\frac{1}{1 + \frac{x+y}{\zeta_D + \zeta_B}}$
	甲板部, 船底部 HT 32 フェア部 MS	$\rho_D(1-\varepsilon_o)x - \rho_B\varepsilon_o y \leq (0.5 - \varepsilon_o)(1 + x + y)$ $y \geq 0.1325 \zeta_B$			
(T-III)	(T-I)	$\kappa m_o(1-\varepsilon_o) - [\rho_D(1-\varepsilon_o)\{\rho_D(1-\varepsilon_o) + m_o\} - \kappa m_o(1-\varepsilon_o)(1-\rho_B)]x - 0.047z$ $+ [\kappa m_o(1-\varepsilon_o)(1-\rho_B)] - \rho_B\varepsilon_o(\rho_B\varepsilon_o - m_o)]y - \{\rho_D(1-\varepsilon_o) + \rho_B\varepsilon_o\}^2xy - 0.047yz - 0.047zx = 0$			$\frac{1}{1 + (x+y+z)}$
	全部 HT 32	$\rho_D(1-\varepsilon_o)x - \rho_B\varepsilon_o y \leq (0.5 - \varepsilon_o)(1 + x + y)$ $y \geq 0.1325 \zeta_B , z = 0.1325 \zeta_w$			

注：記号については、表 6.3.1 参照のこと。

表 6.3.4 耐圧防護板パネルのHT使用による重量軽減率

S (m)	h (m)	l (m)	MS 設計						HT 設計						入 出		
			t _p (mm)	\bar{Z} (cm^3)	t _w (cm)	A _p (cm^2)	A _w (cm^2)	A _t (cm^2)	t _p	Z	t _w	d _w	A _p	A _w			
0.8	2.5	12.61	3.50	0.807	2.416	100.86	19.49	8.27	128.62	11.54	2.73	0.768	16.79	7.32	116.46		
	5.0	"	1.410	1.065	42.07	"	44.78	20.98	16.62	"	1.092	1.013	38.09	"	38.58	17.96	
	7.5	"	3.150	1.252	58.19	"	72.85	36.29	20.99	"	2.457	1.191	52.68	"	62.76	30.99	
2.0	2.5	16.38	7.0	0.927	31.04	131.04	29.54	13.05	173.63	14.88	5.46	0.882	26.87	119.00	25.45	11.20	
	5.0	"	2.810	1.223	55.51	"	67.87	32.37	231.28	"	2.184	1.164	50.26	"	58.48	27.71	205.19
	7.5	"	6.30	1.438	76.78	"	110.42	56.27	297.72	"	4.914	1.368	69.51	"	95.12	49.09	262.21
3.0	2.5	19.27	1.650	1.005	37.44	154.20	37.68	16.74	208.61	17.43	8.19	0.956	33.95	139.45	32.46	14.37	
	5.0	"	4.210	1.326	65.28	"	86.57	41.69	282.45	"	3.276	1.262	59.11	"	74.59	35.70	249.73
	7.5	"	9.40	1.560	90.29	"	140.82	72.67	367.69	"	7.371	1.484	81.75	"	121.32	62.13	322.90
0.9	2.5	13.75	3.4	0.836	25.35	123.71	20.92	9.08	153.71	12.55	3.07	0.786	22.93	112.44	18.02	7.80	
	5.0	"	5.0	1.590	44.10	"	48.06	22.20	193.98	"	1.229	1.037	39.92	"	41.41	19.02	138.76
	7.5	"	3.54	1.282	60.99	"	78.18	38.23	240.12	"	2.764	1.220	55.22	"	67.35	32.68	212.98
2.0	2.5	17.49	7.8	0.949	33.42	161.91	31.71	13.88	207.49	16.30	6.14	0.923	30.26	146.68	27.32	11.92	
	5.0	"	3.10	1.252	58.19	"	72.85	34.18	268.93	"	2.457	1.191	52.68	"	62.76	24.28	238.72
	7.5	"	7.0	1.472	80.48	"	118.50	59.14	339.54	"	5.528	1.401	72.87	"	102.09	50.58	249.35
3.0	2.5	21.25	1.1	1.029	39.30	191.22	40.44	17.79	249.45	19.17	9.21	0.979	35.59	172.56	34.84	15.28	
	5.0	"	4.75	1.358	68.43	"	92.92	43.97	328.0	"	3.686	1.292	61.96	"	80.04	37.68	290.28
	7.5	"	10.61	1.597	94.65	"	151.14	76.28	416.63	"	8.292	1.519	85.70	"	130.21	65.27	368.03
1.0	2.5	14.88	4.8	0.844	26.42	148.84	22.29	9.62	180.74	13.55	3.341	0.803	23.92	135.54	14.20	8.26	
	5.0	"	1.70	1.113	4.599	"	51.20	23.38	223.42	"	1.365	1.059	4.64	"	44.11	20.04	163.00
	7.5	"	3.98	1.309	63.62	"	93.28	40.09	272.21	"	3.071	1.246	57.60	"	71.75	34.30	218.91
2.0	2.5	19.60	8.5	0.969	34.86	196.00	33.78	14.68	244.45	17.72	6.83	0.922	31.56	177.19	29.10	12.61	
	5.0	"	3.50	1.279	60.89	"	77.60	30.92	309.52	"	2.730	1.217	54.45	"	66.86	30.80	274.84
	7.5	"	7.85	1.504	83.94	"	126.24	61.88	384.12	"	6.143	1.431	76.00	"	108.75	52.97	338.92
3.0	2.5	23.22	1.33	1.051	41.00	232.18	43.08	18.80	294.06	20.92	1.024	1.000	37.12	209.15	37.12	16.15	
	5.0	"	5.20	1.387	71.38	"	98.98	46.16	377.32	"	4.095	1.319	64.62	"	85.26	39.59	334.00
	7.5	"	11.83	1.631	98.72	"	161.00	79.74	472.92	"	9.214	1.552	89.39	"	138.71	68.27	416.12



A_t : 面積 A_t: 枠の面積
 A_p : 枠の断面積 S: 防護板の面積
 A_w : ワエブの断面積 n: 水頭
 d_w : ワエブの深さ l: 防護板のスパン
 t_w : 防護板の板厚 Z: 枠断面の断面係数

$t_w = 2.50 \sqrt{\frac{Z}{A}}$
 $d_w = 1.16 \sqrt{\frac{Z}{t_w}}$

$$A_t = \frac{6 \frac{Z}{d_w} (A_p + 0.5A_w) - A_w (2A_p + 0.5A_w)}{6(A_p + 0.5A_w) - A_w}$$

表 6.3.3 柄の断面係数

		断面形状	断面積	断面係数
バランス・ガーダ	MS 設計		$2A_f + A_w$	$d(A_f + \frac{A_w}{6})$
	HT 設計		$2\lambda_f A_f + \lambda_w A_w$	$d(\lambda_f A_f + \frac{\lambda_w A_w}{6})$
柄部材	MS 設計		$A_f + A_w$	$d(A_f + \frac{A_w}{3})$
	HT 設計		$\lambda_f A_f + \lambda_w A_w$	$d(\lambda_f A_f + \frac{\lambda_w A_w}{3})$

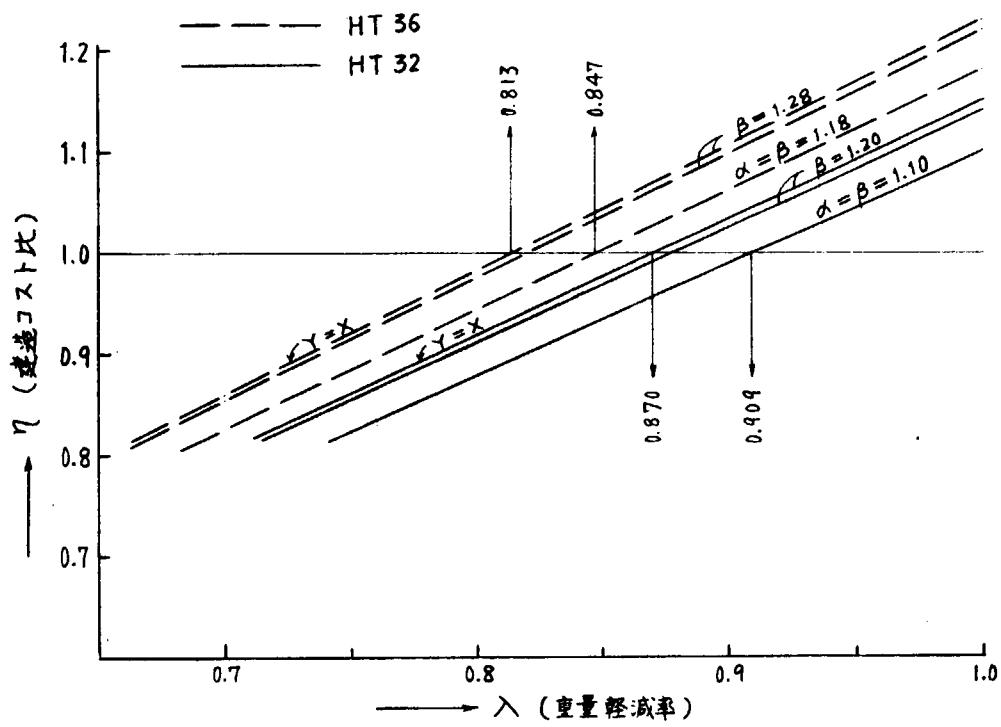


図 6.2.2 建造コスト比と重量軽減率の関係

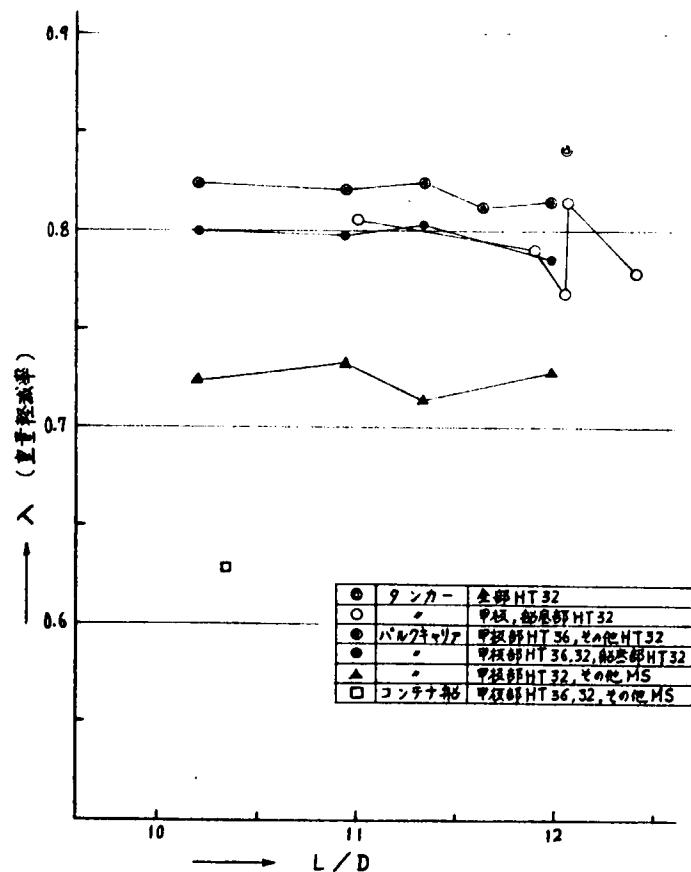


図 6.3.1 HT 使用による縦強度部材に関する重量軽減率

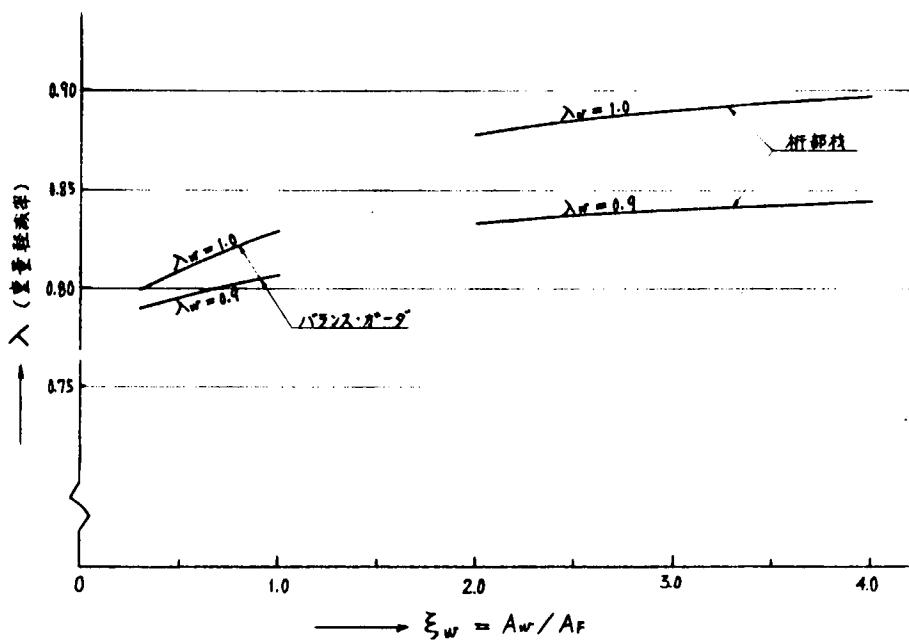


図 6.3.2 HT 32 使用による横強度部材の重量軽減率

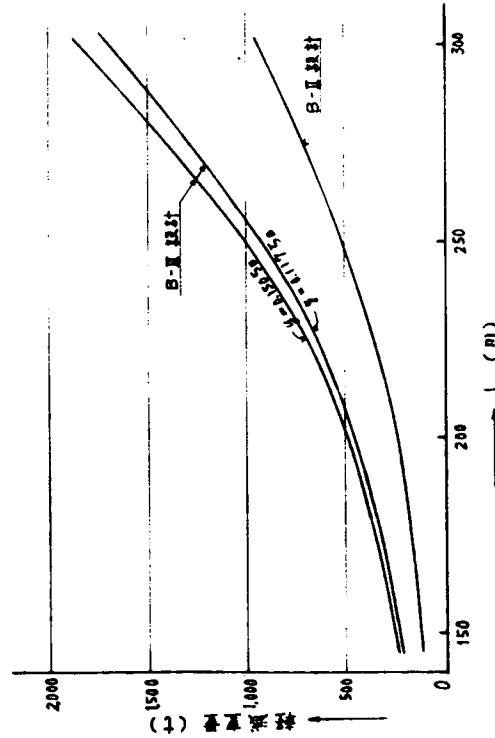


図 6.3.3 バルクキャリアにおける HT 使用による継強度部材の軽減重量

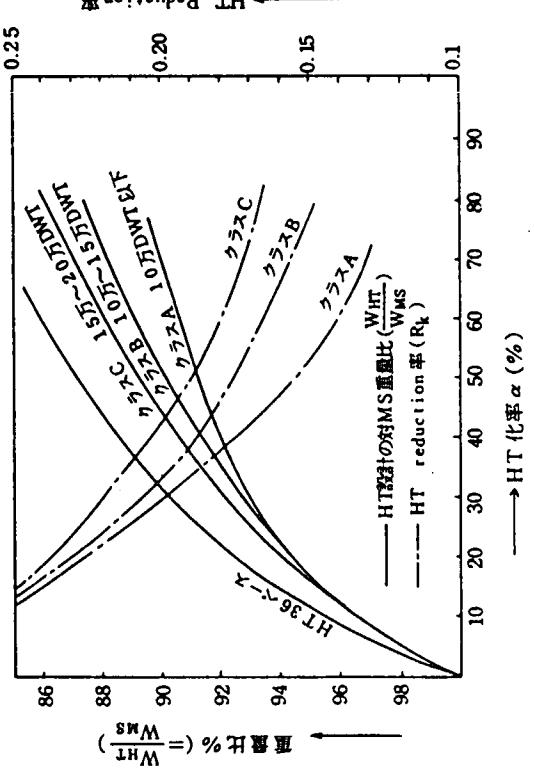


図 6.3.4 HT 材ベース設計の MS 材ベースに対する重量比

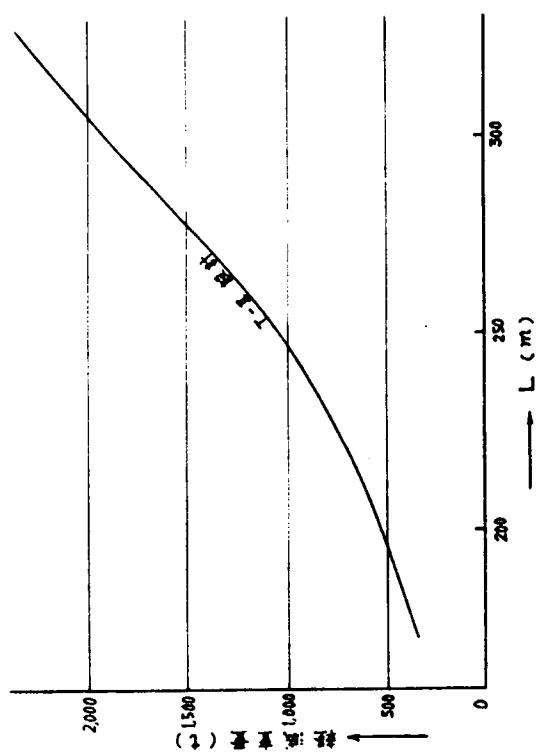


図 6.3.5 HT 材ベース設計の MS 材ベースに対する重量比

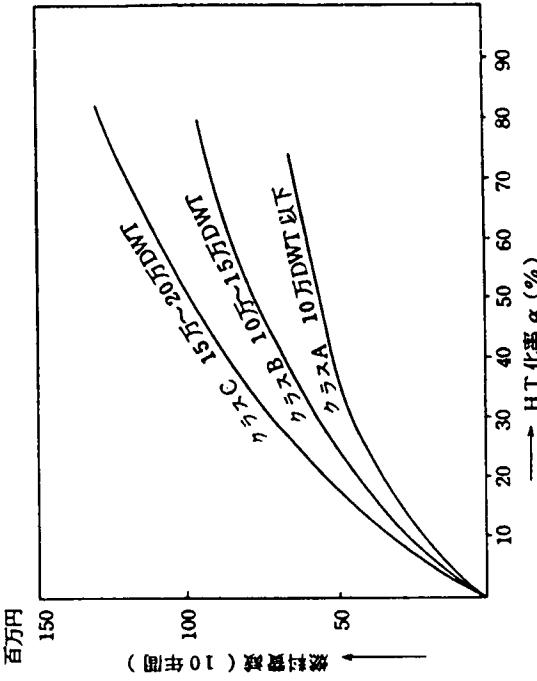
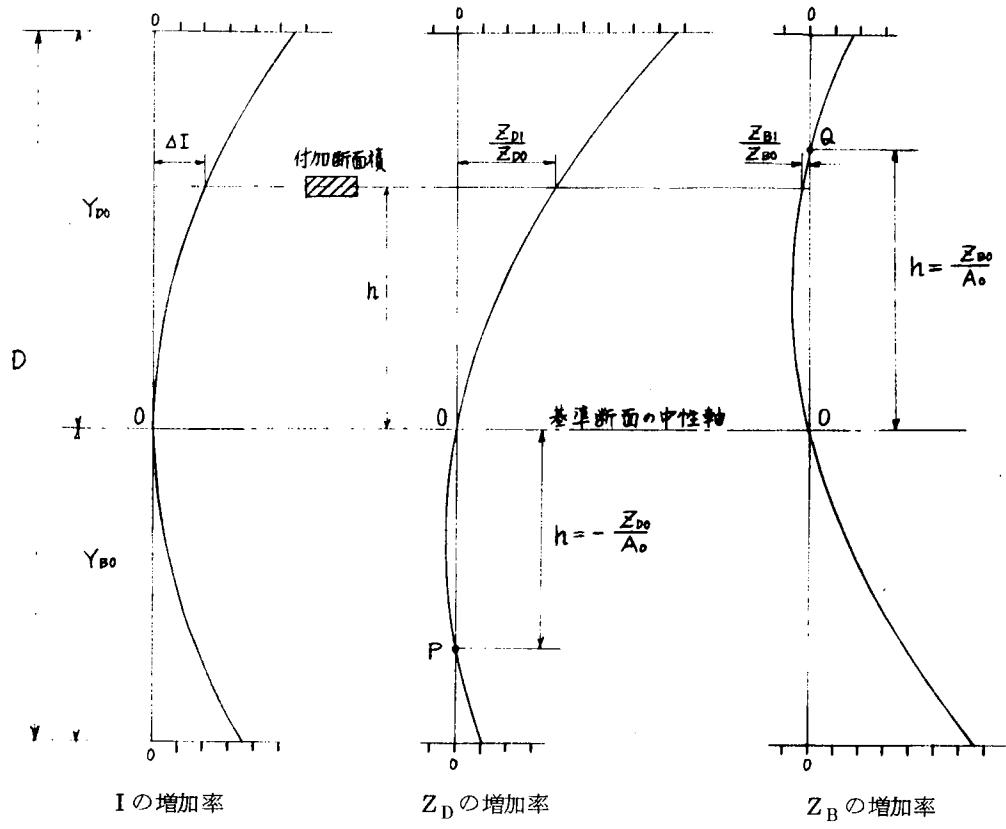
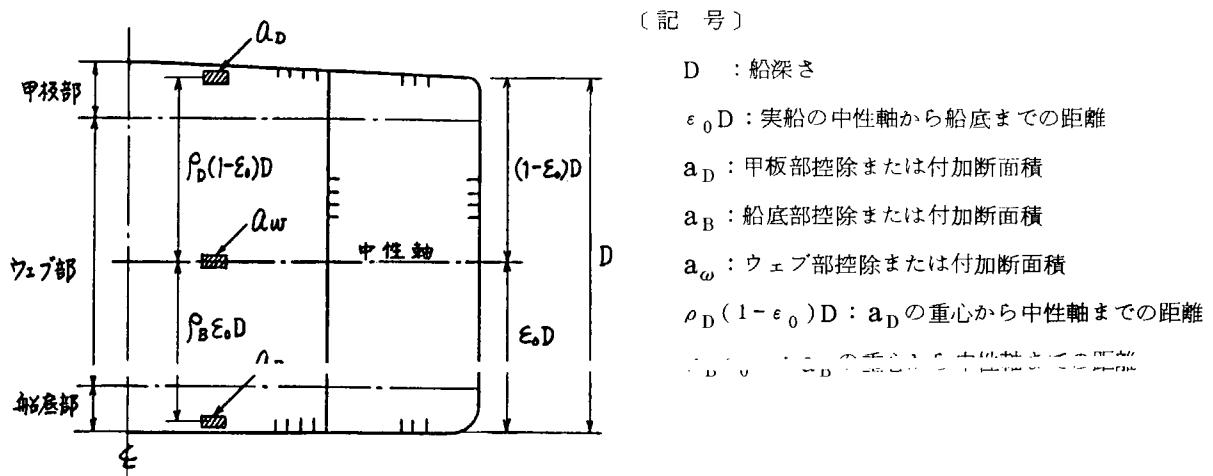


図 6.4.1 HT 材ベース設計時の燃料費の節減量



付図 6.1.1 付加断面積による断面特性の変化



付図 6.2.1 控除または付加断面積

7. あとがき

技術革新の一環として新らしく開発されている新制御圧延鋼の有効利用により、船体構造部材に高張力鋼を従来より広範囲に使用する船舶が多数建造され、船体の軽量化と超近代化がさらに促進されることが期待されている。そして、新しい鋼材を普遍的に使用するにあたっては、当然のことながら、その経済性の優位が前提条件であり、船舶の建造者及び所有者の立場においては、鋼材費及び工費等の建造船価、載貨重量の増加による運航採算ならびに保船経費等の面から十分な検討が行われている。

この機会において、船舶の安全性の見地からも、構造設計上ならびに工作上の面から、高張力鋼の使用に伴う問題点をさらに総合的に見直すことが必要であると考えられる。本研究においては、

- (1) 構造物全般にわたっての応力分布の把握
- (2) 船体局部構造の疲労強度に対する配慮
- (3) 船殻構造の座屈強度を確保するための防撓材配置の問題
- (4) 腐食・防食に対するよりきびしい対策

等の問題点について検討を行い、従来の軟鋼を主体とした船舶の設計思想から一步脱却した新しい構造設計を行う際の基礎資料を作成した。

さらに今後、高張力鋼の使用範囲を大幅に拡大するためには、鋼材費及び塗装費等の問題を解決する必要があるとともに、就航船の修繕時における万全な鋼材供給体制の確保等の問題点についても十分な配慮を払うことが必要であると考えられる。