

船体構造部材の疲労強度

第200研究部会第2分科会

昭和52年5月

社団法人

日本造船研究協会

Research on Fatigue Strength of Ship Structure
The 200th Research Committee 2nd sub Committee

Report No. 86

The Shipbuilding Research Association of Japan
May 1977

第 200 研究部会 第 2 分科会

委 員 名 簿

(敬称略五十音順)

分科会長	八木 順吉 (大阪大学)	池田 一夫 (神戸製鋼所)
幹 事	飯田 国廣 (東京大学)	牛島 正夫 (三菱重工業)
	井上 肇 (船舶技術研究所)	賀来 信一 (日本海事協会)
	内野 和雄 (石川島播磨重工業)	高橋 幸伯 (東京大学)
	沢柳 政弘 (三井造船)	寺沢 一雄
	恒成 利康 (川崎重工業)	富田 康光 (大阪大学)
	寺本 晋 (三菱重工業)	西牧 興 (日立造船)
	永井 欣一 (広島大学)	真能 創 (防衛大学校)
	服部 堅一 (住友重機械工業)	山口 勇男 (日本海事協会)
	森 正浩 (三菱重工業)	大浦 啓義 (佐世保重工業)
委 員	石橋 敬男 (佐野安船渠)	黒岩 道昌 (名村造船所)
	川原 正言 (日本钢管)	島田 武夫 (日本郵船)
	柴田 伸 (三保造船所)	辻 寿一 (大阪造船所)
	瀬川 治朗 (三菱重工業)	長谷川 雄康 (三菱重工業)
	永元 隆一 (三菱重工業)	松本 宏之 (石川島播磨重工業)
	堀岡 正毅 (日本钢管)	
	渡辺 昭二 (昭和海运)	

目 次

1. まえがき	1
2. 基礎継手の S-N 曲線の集成	2
2.1 緒 言	2
2.2 溶接継手試験片	3
2.3 切欠試験片	4
3. 構造要素模型実験結果	15
3.1 緒 言	15
3.2 実験結果の整理方法	15
3.3 橫強度部材	15
3.4 縦強度部材	16
4. 構造要素の疲労強度の推定	28
4.1 緒 言	28
4.2 き裂発生強度	28
4.2.1 模型実験におけるき裂発生の定義	28
4.2.2 模型実験により得られる S-N _c 線図の特色	28
4.2.3 模型実験により得られる S-N _c 線図と基礎的継手の S-N 線図の比較	28
4.2.4 橫強度部材の K _t ・K _E	29
4.3 き裂伝播強度	36
5. 船体の疲労強度	37
5.1 船体の疲労き裂	37
5.1.1 船体構造の疲労き裂による損傷	37
5.1.2 疲労き裂の防止対策	38
5.1.3 疲労き裂の評価	39
5.2 船体の疲労設計	48
5.2.1 縦強度系	48
5.2.2 橫強度系	50
5.2.3 局部強度系	51
6. 船体構造の疲労き裂伝播寿命の推定	57
6.1 疲労き裂伝播則の検討	57
6.2 船体強度部材への疲労き裂伝播則の適用について	59
6.3 腐食環境下における疲労き裂伝播則の検討	60
6.4 まとめ	61
付 錄	70
1. 第 200 研究部会第 2 分科会調査資料一覧表	70
2. 船体の疲労強度の面からの許容応力；縦強度	78
3. 船体の疲労強度の面からの許容応力；横強度	87

1. ま　え　が　き

本報告は日本造船研究協会、第200研究部会、第2分科会において実施された昭和47年度から51年度の5年間に亘る船体の疲労強度に関する調査研究結果を総合してまとめ、船体構造の疲労設計に対する参考資料としたものである。

この総合報告とは別に、各年度毎に研究報告を行って来たが、本報告はそれらの中で特に船体構造の疲労強度の検討に関して重要な項目についてそれぞれとりまとめ、船体疲労設計の基礎資料としたものである。すなわち、先ず基本的項目として造船用鋼材及びそれらによる各種の溶接継手の $S-N_f$ 曲線を集成すると共に内外で行なわれた船体構造要素模型実験結果をとりまとめた。一方、基礎継手の疲労強度とそれらを含む構造要素模型の強度との関連及び解明すべき問題点等についての検討結果をまとめた。さらに実船の疲労損傷調査結果を総合分析し、疲労亀裂発生と構造様式、工作欠陥等との関係を検討した。また、これらの結果及び従来の経験を基にして船体構造の疲労設計の考え方及び問題点について、縦強度、横強度及び局部強度の各系別に検討した結果をまとめた。さらにもう fail-safe design の立場から疲労亀裂の伝播挙動を検討する必要があるため、従来提案された多数の亀裂伝播則を調査分類すると共に、船体構造部材への疲労亀裂伝播則の適用についての検討結果及び問題点等についてとりまとめた。

上記の調査資料は船体の疲労設計に対して非常に有用であるが、なお、今後究明すべき重要な問題が残されており、これらの問題の解明のために新しい研究部会が組織され、昭和52年度より“船体構造不連続部の疲労設計法に関する研究”を開始する予定である。

2. 基礎継手のS-N曲線の集成

記 号

S _a	stress amplitude (応力の片振幅)	Kg/mm ²
S _m	mean stress (平均応力)	Kg/mm ²
R	stress ratio S _{min} /S _{max} (応力比, 最小応力/最大応力)	
S ₀	fatigue strength for pulsating test, R=0 (片振り疲労試験の時間強度, 応力の片振幅)	
S ₋₁	fatigue strength for alternating test, R=-1 (両振り疲労試験の時間強度, 応力の片振幅)	
σ_B	tensile strength (材料の引張強さ)	Kg/mm ²
N _c	crack initiation life (亀裂発生寿命)	
N _f	failure life (破断寿命)	
K _t	stress concentration factor (形状係数, 応力集中係数)	

2.1 緒 言

船体構造をはじめとする一般の構造物あるいは機械要素などには、形状的な不連続部や溶接継手部が存在し、これらの応力集中部には静的な応力のほかに変動応力が重複して生じる場合が多い。従って構造部材などの許容応力の設定には変動応力に対する材料強度、すなわち疲労強度の面からの検討が重要である。このためには、まず種々の応力集中部に関して任意の平均応力又は応力比に対するS-N曲線が必要となる。

鋼材のS-N曲線については、従来から極めて多数の実験結果が個々に報告されているが、それらを系統的に整理し、それぞれの間の関係を明確にして実際に応用し易いような形にまとめられた資料は非常に少ない。

そこで本章では、第200研究部会第2分科会で調査検討した資料を中心にして、以下に示す要領でS-N曲線をまとめた。

それらの概要すなわち、荷重条件、試験片形状、材料などはTab. 2.2.1に示す通りで、それぞれに対するS-N曲線はFig. 2.2.1～2.2.4及びFig. 2.3.1～2.3.3に示されている。

またTab. 2.2.1に示されている荷重条件、試験片形状、材料などについての正の任意の平均応力又は $-1 \leq R \leq 1$ の範囲の応力比に対するS-N曲線は、次に述べる方法で平均応力が疲労強度に与える影響を評価することにより求めることができる。

疲労強度に対する平均応力の影響は、八木らの提案による方法¹⁾を用いた。これは一組の正の任意の平均応力又は $-1 \leq R \leq 1$ の範囲の応力比Rに関するS-N曲線から、他の任意の平均応力又は $-1 \leq R \leq 1$ の範囲の応力比についてのS-N曲線を算定するもので、概略は次のようである。

平均応力の影響を表わす応力振幅(時間強度)S_aと平均応力S_mとの関係S_a-S_m線図をFig. 2.1.1のように表示する。すなわち、定荷重(定変位)疲労試験で得られる応力振幅及び平均応力を公称応力でS_a-S_m線図上に表示すればFig. 2.1.2に示す斜線の範囲内に実験点が存在するから、S_a-S_m線図のS_m軸との交点はすべての時間強度に対し材料の引張強さ σ_B とする。次に $-1 \leq R \leq 0$ の範囲内では両振り時間強度(応力の片振幅)S₋₁と片振り時間強度(応力の片振幅)S₀とを結ぶ直線、 $0 \leq R \leq 1$ の範囲内ではS₀とS_m軸上の材料の引張強さ σ_B とを結ぶ直線で表わす。

これで両振り及び片振りの疲労試験結果があれば前述したS_a-S_m線図を用いて、その他の正の任意の平均応力又は応力比($-1 \leq R \leq 1$)に対するS-N曲線を求めることができる。

次に、一組の正の任意の平均応力又は応力比 ($-1 \leq R \leq 1$) の S-N 曲線から、その他の正の任意の平均応力又は応力比 ($-1 \leq R \leq 1$) に対する S-N 曲線を得るには以下のようにする。

両振りと片振りの時間強度比 S_{-1}/S_0 と繰返し数 N との関係は、近似的に $S_{-1}/S_0 = \alpha N^\beta$ で表示でき、 α 、 β は材料定数で材料の機械的性質、試験片形状、繰返し数などに依存する。

S_{-1}/S_0 と N を図示すれば Fig. 2.1.3 のように近似できる。すなわち、平滑試験片に対しては $\alpha = 2$ 、 β は繰返し数 N が 10^0 から 2×10^6 で $\beta = -0.0352$ 、切欠試験片と溶接継手試験片に対しては $\alpha = 2$ 、 β は N が 10^0 から 10^4 で、 $\beta = -0.0753$ 、 N が 10^4 以上で $\beta = 0$ となる。

以上の $S_a - S_m$ 線図及び $S_{-1}/S_0 = \alpha N^\beta$ から一組の S-N 曲線が与えられれば、 S_{-1} 又は S_0 が求められ、次に $S_{-1}/S_0 = \alpha N^\beta$ から他の一方が計算でき、 $S_a - S_m$ 線図を用いると正の任意の平均応力又は $-1 \leq R \leq 0$ の範囲内の応力比に対する S-N 曲線を得ることができる。

Tab. 2.1.2 及び Tab. 2.1.3 には、それぞれ片振り及び両振りの S-N 曲線が $S_a/\sigma_B = CN^K$ で与えられた場合の他の応力比に対する S-N 曲線の表示式が示されている。

- 1) 材 料 ; 圧延材の軟鋼 (MS) 及び 50 キロ級非調質高張力鋼 (HT 50)
- 2) 試験片形状、寸法；溶接継手 (2.2 参照) 及び切欠 (2.3 参照) の平板試験片で、試験片寸法の影響は無視する。
- 3) 制御条件；室温、空気中で実施された一定振幅の疲労試験とする。荷重の種類は軸力及び平面曲げの 2 種類で、応力比に関しては資料が豊富である片振り定荷重軸力及び両振り定変位平面曲げ試験を中心にし、一部両振り定荷重軸力を加えた。

試験速度、応力波形の影響は無視する。

- 4) 疲労寿命；構造物などの疲労設計には疲労亀裂発生寿命に基づく方法と疲労亀裂伝播寿命に基づく方法があるが、いずれにしても、まず疲労亀裂の発生寿命を知ることが重要である。従って、S-N 曲線の集成にあたっても疲労亀裂発生寿命 N_e を調査することを主目的とした。しかし、疲労亀裂の発生を明確にしている研究資料は溶接継手試験片については極めて少なく、切欠試験片についても多くはない。

そのため溶接継手試験片は破断寿命を対象とした S-Nf 曲線、切欠試験片の軸力疲労試験に対しては亀裂長さがおよそ 1.5 mm 程度を亀裂発生寿命とした S-Ne 曲線、平面曲げ疲労試験に対しては破断寿命を対象とした S-Nf 曲線とした。

- 5) S-N 曲線の表示；縦軸に応力の片振幅 S_a を母材の引張強さ σ_B で無次元化した S_a/σ_B 、横軸に亀裂発生寿命 N_e 又は破断寿命 N_f を両対数表示した。
- 6) 低サイクル領域における平面曲げ疲労試験結果は省略した。

低サイクル領域における溶接継手試験片の片振り軸力疲労試験では、サイクリック・クリープ現象のためほとんど母材部から破断する。従って、軸力疲労試験は突合せ溶接継手の両振り疲労試験結果のみとした。

2.2 溶接継手試験片

溶接継手試験片（突合せ溶接継手、すみ肉溶接継手）の S-Nf 曲線を Fig. 2.2.1 から Fig. 2.2.4 に示した。（Tab. 2.1.1 参照）

荷重制御片振り軸力疲労試験に対する S-Nf 曲線 (Fig. 2.2.1(B), (C) Fig. 2.2.2 及び Fig. 2.2.3) を $S_a/\sigma_B = CN_f^K$ で表わした場合の定数 C 、 K を Tab. 2.2.1 に示した。変位制御両振り平面曲げ疲労試験に対する S-Nf 曲線 (Fig. 2.2.4) を $S_a/\sigma_B = CN_f^K$ で表わした場合の定数 C 、 K を Tab. 2.2.2 に示した。

Tab. 2.2.1 及び Tab. 2.2.2 に与えられている定数 C 、 K を Tab. 2.1.2 並びに Tab. 2.1.3 に示されている推定式にそれぞれ代入すれば、任意の応力比 R ($-1 \leq R \leq 1$) についての S-Nf 曲線が得られる。

- 1) 溶接条件；溶接継手試験片作製の際の溶接条件、たとえば溶接棒、溶接法などが疲労強度に与える影響に関して

は無視する。従って、溶接条件に伴う継手部の幾何学的形状、残留応力の影響なども無視する。

2) 溶接欠陥； 溶接欠陥(工作誤差、内部欠陥)を特別に有する試験片は含まれていない。

溶接欠陥を有する場合の疲労強度減少に関する資料は省略した。

3) 亀裂発生寿命と破断寿命との関係； 資料が十分でないこと、バラツキが大きいことから省略した。

4) 溶接継手試験片の溶接後及び試験片作製後の特別な処理は実施していない。

2.3 切欠試験片

切欠試験片の $S-N_c$ 曲線を Fig. 2.3.1 に、 $S-N_f$ 曲線を Fig. 2.3.2 及び Fig. 2.3.3 に示した。(Tab. 2.1.1 参照)

軟鋼(MS)の荷重制御片振り軸力疲労試験に対する $S-N_c$ 曲線 (Fig. 2.3.1) を $S_a/\sigma_B = CN^K$ で表わした場合の定数 C, K を Tab. 2.3.1 に示した。Tab. 2.3.1 に与えられている定数 C, K を Tab. 2.1.2 に示されている推定式に代入すれば、任意の応力比 R ($-1 \leq R \leq 1$) についての $S-N_c$ 曲線が得られる。

1) 実験点のプロットに関して Fig. 2.3.1 ; 軟鋼の軸力疲労試験に対する $S-N_c$ 曲線には実験点を省略した。これは形状係数 K_t について、 $K_t = 1, 2, 3, \dots$ に対する疲労試験結果がないため、種々の K_t についての疲労試験結果から $K_t \sim K_f$ 曲線 (K_f ; 切欠係数、疲労強度減少係数) を求め、改めて $K_t = 1, 2, 3, \dots$ に関する $S-N_c$ 曲線を推定したためである。

2) 試験片； 試験片作製後の特別な処理は実施していない。

中央切欠、側面切欠の試験片の区別は行っていない。

参考文献

- 1) 八木、富田 “鋼材の低サイクル疲労に関する研究、第4報” 日本造船学会論文集 Vol. 138 1975
- 2) 森口 “造船用板材の疲労強度に関する研究” 大阪大学学位論文
- 3) 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1報” SSSC Vol. 10 № 99 1974. 3
- 4) 応和俊雄 “高張力鋼溶接継手の疲れ強さについて” FS 75-40 1965
- 5) S. E. stallmeyer 他 “Fatigue strength of welds in low alloy Structural steels” Welding Research Supplement. 1956. 6
- 6) 小西一郎 “調質高張力鋼の疲労強度” FS 40-39 1964. 2
- 7) 村本徹五郎 “高張力鋼溶接継手の疲労試験結果” FS 45-39 1964. 2
- 8) H. Ouchida 他 “A study of fatigue strength of fillet welded joint” FS 61-39 1964. 4
- 9) 高橋賢司 他 “海洋掘削装置における溶接継手の疲れ強さ” FS 資料 1970, 2
- 10) 栗山良員 他 “HT棒によるスミ肉溶接部の疲労強度” FS 110-41 1966. 4
- 11) 山口勇男 “すみ肉溶接の疲労強度” FS 35-38 1963. 12
- 12) K. Odegard 他 “Fatigue test of shipbuilding steel” IIW XIII-598-70 1970. 6
- 13) 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1報” SSSC Vol. 7 № 72 1971. 12
- 14) 川崎重工業技術研究所 社内資料
- 15) 八木、富田 “疲労強度のバラツキの実験” FS 404-76 1976
- 16) 飯田、高 “ヒステリシスエネルギーに基づいた疲労強度減少係数の一考察” 日本造船学会論文集 Vol. 134, 1974
- 17) 八木、富田、藤原、遠山 “鋼材の低サイクル疲労に関する研究、第3報” 日本造船学会論文集 Vol. 135, 1974
- 18) 日本造船研究協会、第109研究部会 研究資料 № 126

Tab. 2.1.1 Fatigue tests referred in this chapter

Loads	Specimen	Low Cycle Range		High Cycle Range		Life, N	Tables & Figures
		MS	HT-50	MS	HT-50		
Axial Loads	Notched	—	—	0	0	—	Tab. 2.1.2 Tab. 2.3.1 Fig. 2.3.1 Fig. 2.3.3
	Butt Joint	→	→	0	0	0	Tab. 2.1.2 Tab. 2.2.1 Fig. 2.2.1
	Cruciform Joint (load-carrying)	→	→	—	—	0	Tab. 2.1.2 Tab. 2.2.1 Fig. 2.2.2
	Cruciform Joint (non-load-carrying)	→	→	—	—	0	Tab. 2.1.2 Tab. 2.2.1 Fig. 2.2.3
	Notched	()	—	—	0	—
	Butt Joint	()	—	—	0	NF
Plane Bending	Cruciform Joint (non-load-carrying)	()	—	—	0	Fig. 2.3.2
	T Joint	()	—	—	0	Fig. 2.1.3 Tab. 2.2.2 Fig. 2.2.4

Tab.2.1.2 Estimation of S-N curves from the
data of pulsating tests ($R=0$)

Given Data

C and K in $S_a / \sigma_B = C N^K$ for $R=0$

(Tab.2.2.1)
(Tab.2.3.1)

Estimation

$$\underline{-1 \leq R \leq 0} \quad (1-R)C \cdot \sigma_B \cdot N^K + \beta - (1+R)(S_a)_R \cdot N^\beta + R(S_a)_R = 0$$

$$\underline{R \geq 0} \quad N = \left[\frac{(1-R)(S_a)_R}{C [\sigma_B(1-R) - 2R(S_a)_R]} \right]^{\frac{1}{K}}$$

S_a = stress amplitude (kg/mm^2)

σ_B = tensile strength (kg/mm^2)

$R = S_{\min}/S_{\max}$ = stress ratio

$N = N_c$ or N_f

N_c ; crack initiation life

N_f ; failure life

where $\beta = -0.0352 \quad 10^0 \leq N \leq 2 \times 10^6$ for plane specimen

$\beta = -0.0753 \quad 10^0 \leq N \leq 10^4, \beta = 0 \quad 10^4 \leq N$ for
notched specimen and welded specimen

Tab.2.1.3 Estimation of S-N curves from the
data of alternating tests ($R=-1$)

Given Data

C and K in $S_a / \sigma_B = C N^K$ for $R=-1$ (Tab.2.2.2)

Estimation

$$\underline{-1 \leq R \leq 0} \quad (1-R)C \cdot \sigma_B \cdot N^K - 2(1+R)(S_a)_R \cdot N^\beta + 2R(S_a)_R = 0$$

$$\underline{R \geq 0} \quad N = \left[\frac{2(1-R)(S_a)_R}{C [\sigma_B(1-R) - 2R(S_a)_R]} \right]^{\frac{1}{K-\beta}}$$

S_a = stress amplitude (kg/mm^2)

σ_B = tensile strength (kg/mm^2)

$R = S_{\min}/S_{\max}$ = stress ratio

$N = N_c$ or N_f

N_c ; crack initiation life

N_f ; failure life

where $\beta = -0.0352 \quad 10^0 \leq N \leq 2 \times 10^6$ for plane specimen

$\beta = -0.0753 \quad 10^0 \leq N \leq 10^4, \beta = 0 \quad 10^4 \leq N$ for
notched specimen and welded specimen

Tab.2.2.1 Values of C and K in $S_a/\sigma_B = C \cdot NK$ for pulsating tension
 $(R=0)$ of welded joint

Welded Joint	Material	Failure Position	C			K
			1%	5%	50%	
Butt Joint	MS	Weld Toe	2.440	2.715	3.513	-0.2075
	HT50	Weld Toe	1.018	1.156	1.573	-0.1532
Cruciform Joint (load-carrying)	MS	Weld Root	0.870	1.133	2.150	-0.1938
	HT50	Weld Toe	1.775	1.911	2.281	-0.1890
Cruciform Joint (non-load-carrying)	MS	Weld Toe	0.673	0.717	0.836	-0.0872
	HT50	Weld Toe	2.509	2.722	3.310	-0.1989

Tab.2.2.2 Values of C and K in $S_a/\sigma_B = C \cdot NK$ for plane bending ($R=-1$)
of plane specimen and welded joint

Welded Joint	Material	C	K
Butt Joint	MS	3.497	-0.1474
	HT50	3.638	-0.1588
Cruciform Joint (non-load-carrying)	MS	4.793	-0.1828
	HT50	4.171	-0.1794
T Joint	MS	3.718	-0.1546
	HT50	4.043	-0.1692
Plane Specimen	MS	3.916	-0.1542
	HT50	3.485	-0.1424

Tab.2.3.1 Values of C and K in $S_a/\sigma_B = C \cdot N^K$ for pulsating tension ($R=0$) of plane and notched specimen

Specimen	N	C	K
Plane	$10^2 \sim 3 \times 10^4$	0.55	-0.0205
	$3 \times 10^4 \sim 2 \times 10^6$	1.32	-0.108
Notched $k_t = 2$	$10^2 \sim 10^4$	0.71	-0.0535
	$10^4 \sim 2 \times 10^6$	1.96	-0.164
3	$10^3 \sim 2 \times 10^3$	0.66	-0.0533
	$2 \times 10^3 \sim 2 \times 10^6$	1.81	-0.183
4	$10^2 \sim 1.9 \times 10^3$	0.62	-0.0458
	$1.9 \times 10^3 \sim 2 \times 10^6$	2.07	-0.207
5	$10^2 \sim 10^3$	0.67	-0.067
	$10^3 \sim 2 \times 10^6$	1.91	-0.218
6	$10^2 \sim 9 \times 10^2$	0.73	-0.0902
	$9 \times 10^2 \sim 2 \times 10^6$	1.89	-0.0228
7	$10^2 \sim 6.5 \times 10^2$	0.75	-0.0979
	$6.5 \times 10^2 \sim 2 \times 10^6$	1.92	-0.242

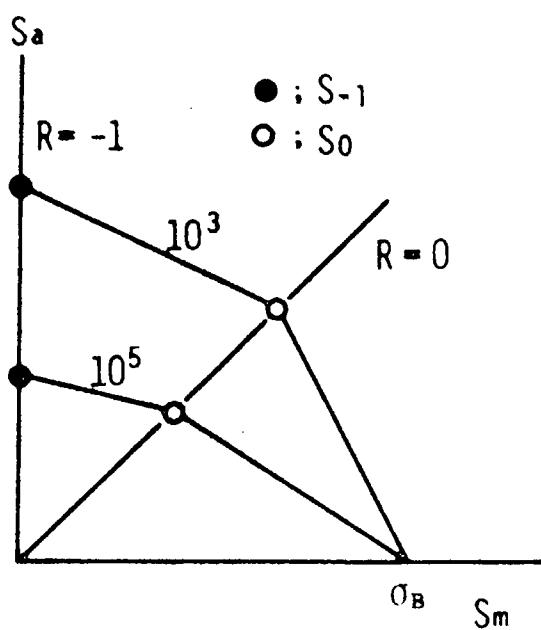


Fig. 2.1.1 S_a - S_m diagram

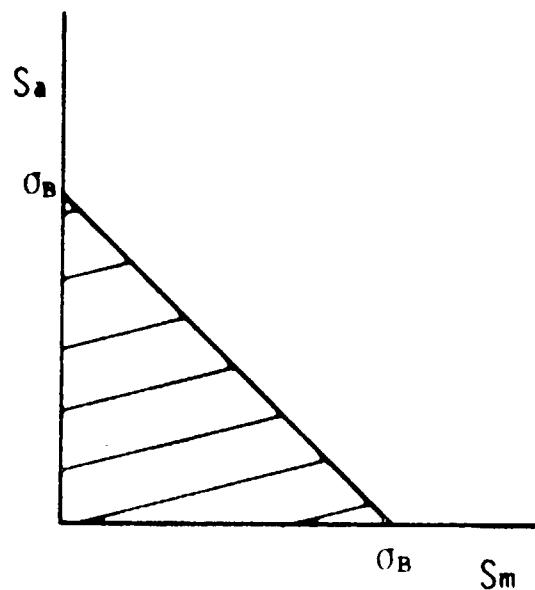


Fig. 2.1.2 S_a - S_m diagram

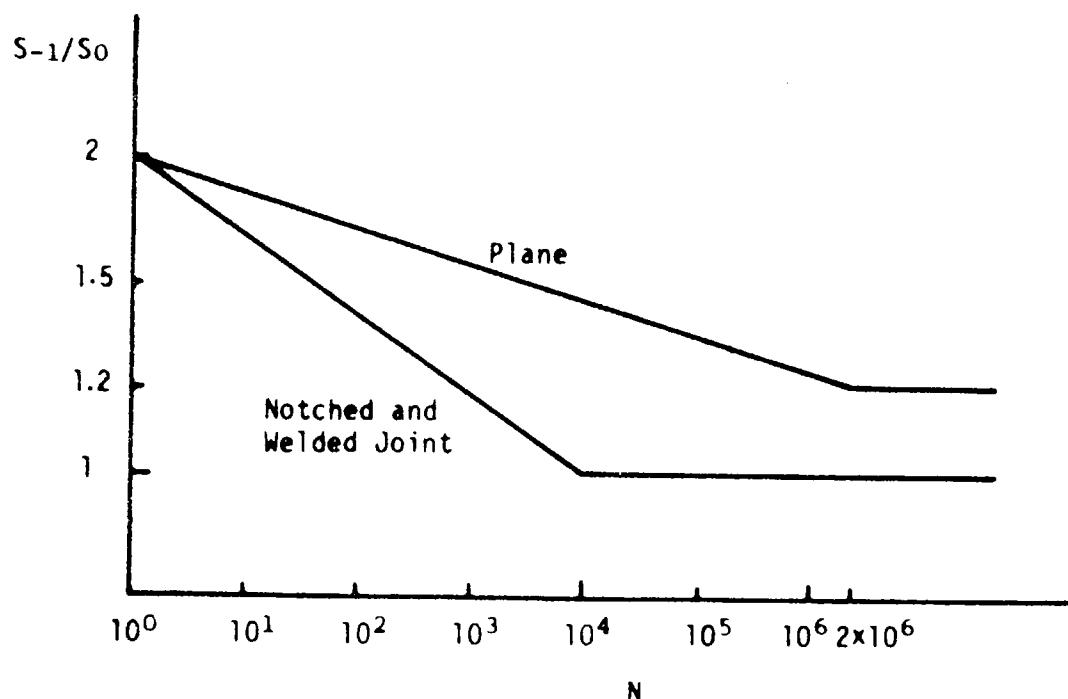


Fig. 2.1.3 S_{-1}/S_0 -N diagram

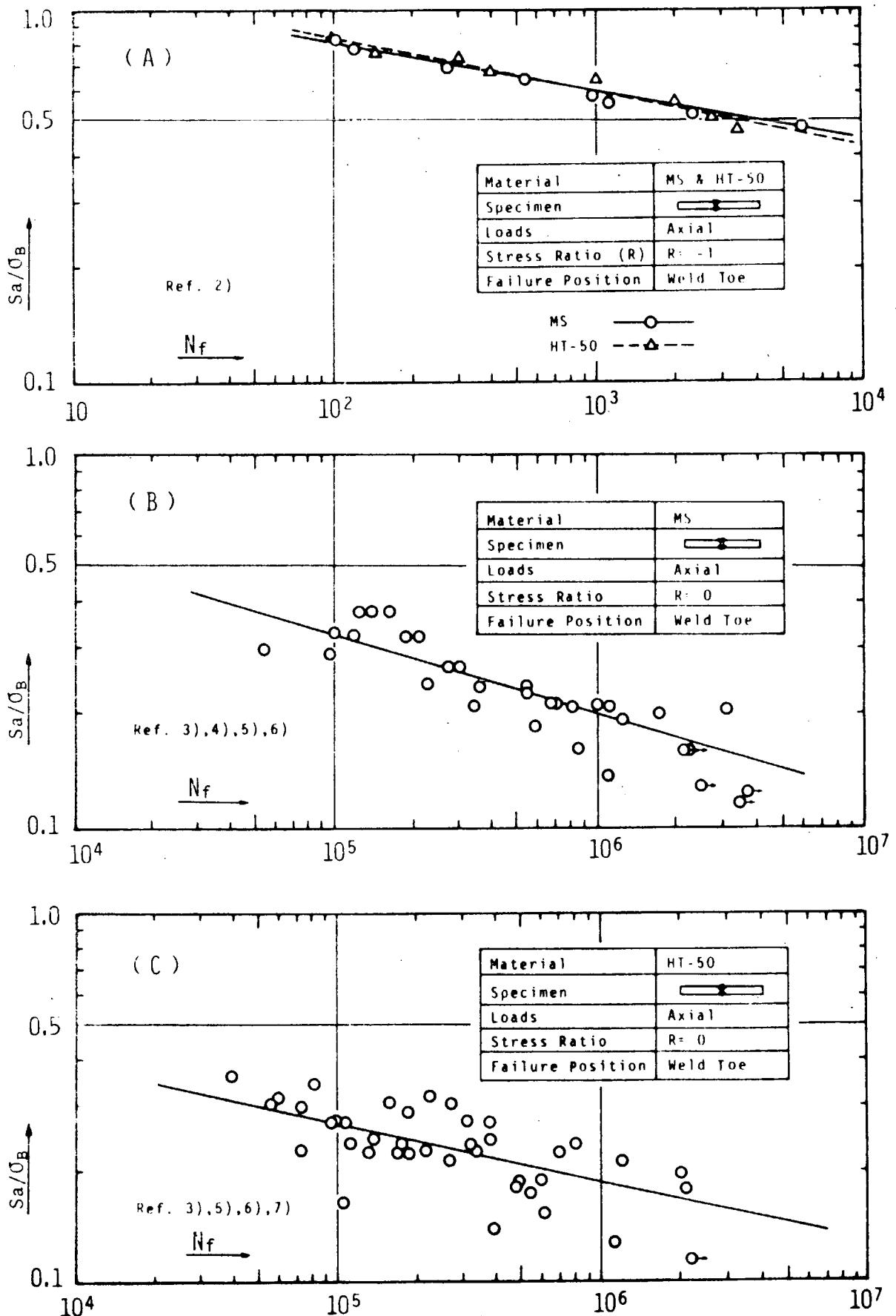


Fig. 2.2.1 S-N curves of alternating ($R = -1$) and pulsating ($R = 0$) tension of butt welded joints (as welded)

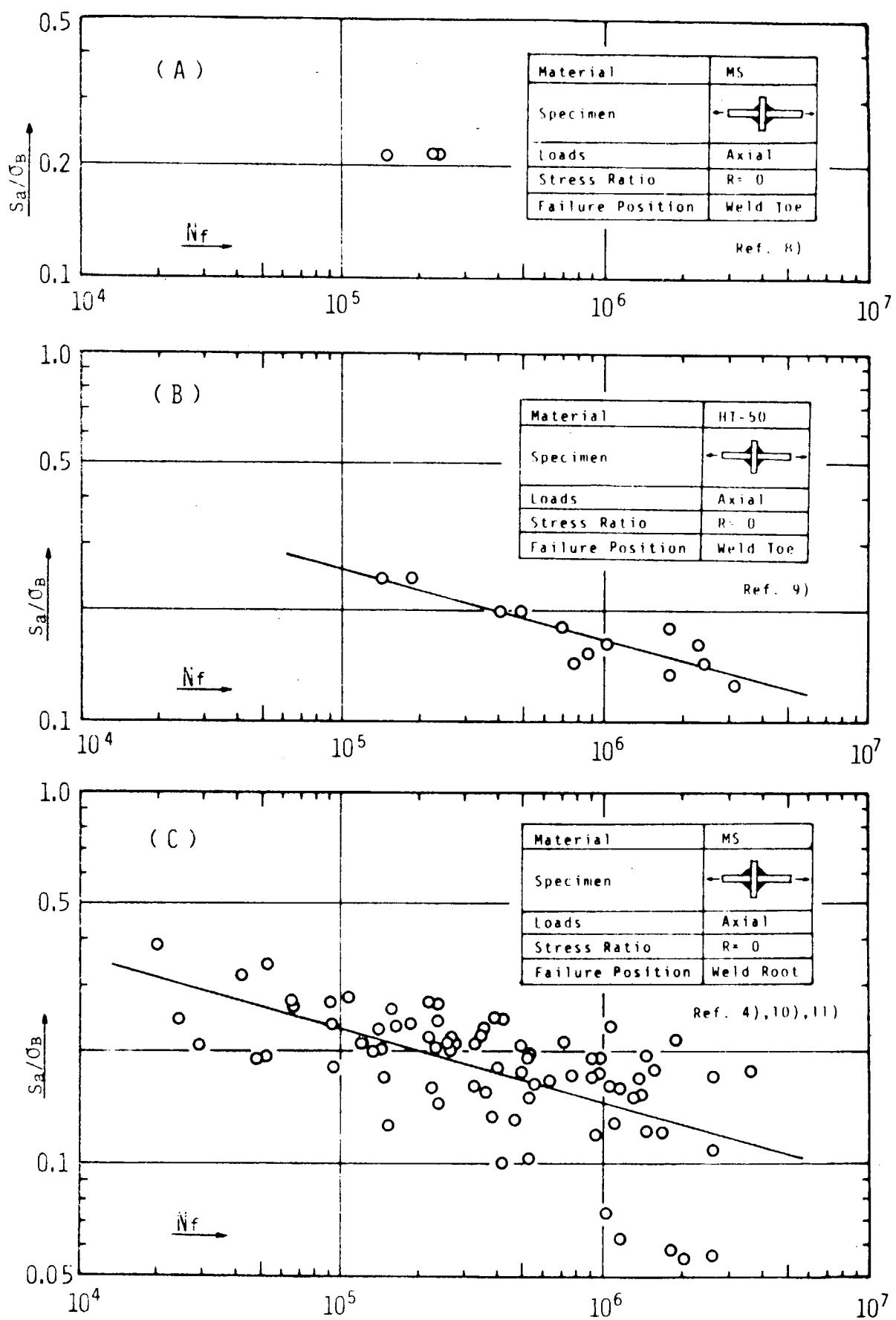


Fig. 2.2.2 S-N curves of pulsating tension ($R=0$) of cruciform joints (load-carrying type, as welded)

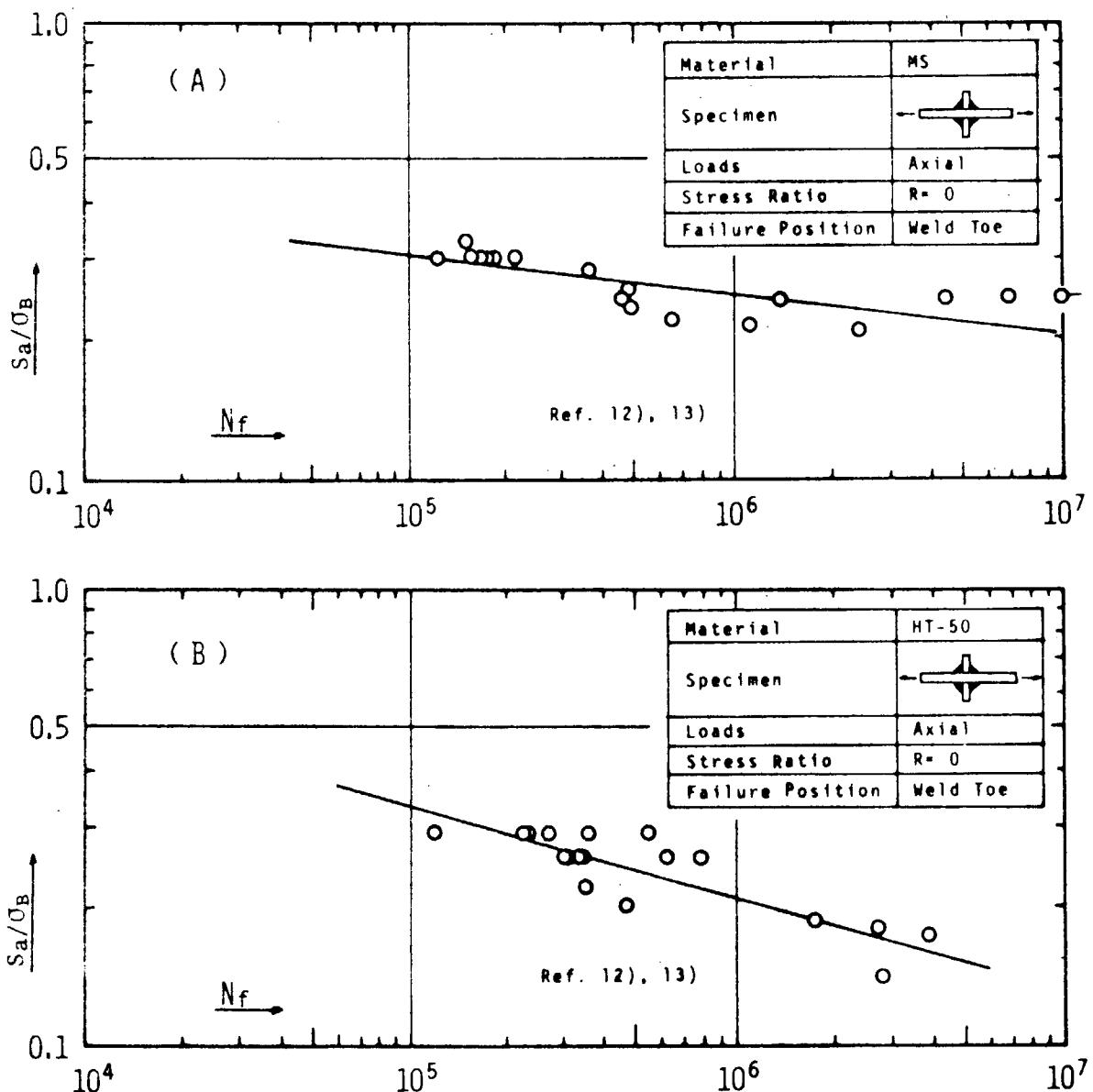


Fig. 2.2.3 S-N curves of pulsating tension ($R=0$) of cruciform joint (non-load-carrying type, as welded)

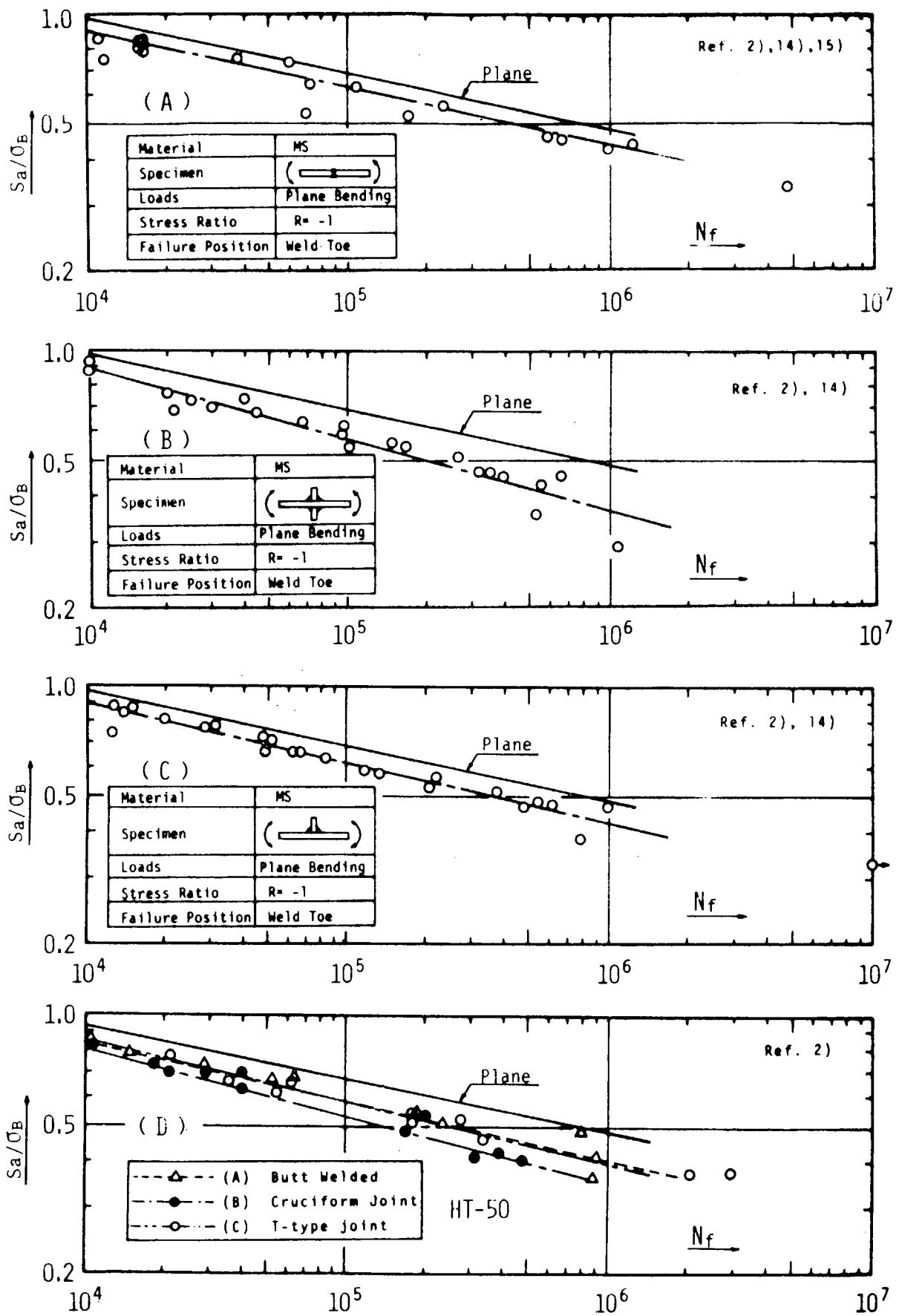


Fig. 2.2.4 S-N curves of alternating ($R = -1$) plane bending tests

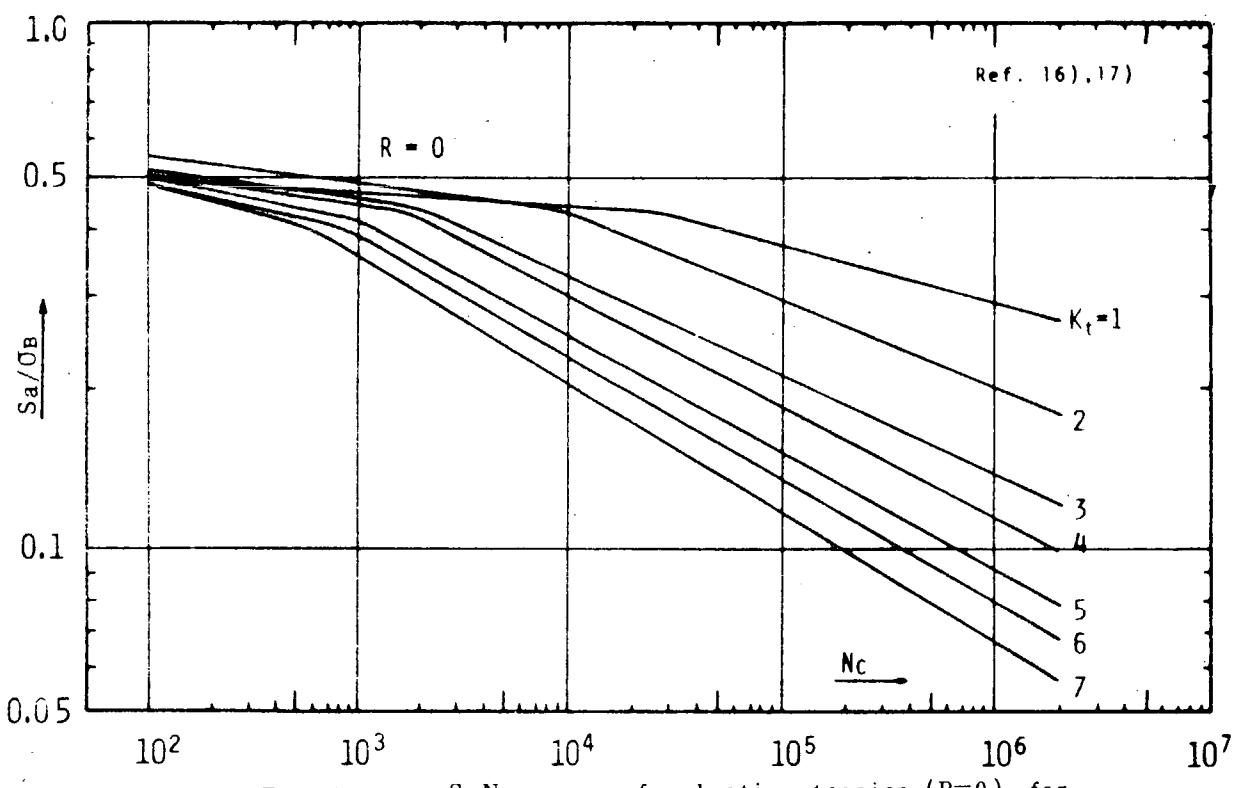


Fig. 2.3.1 S-N curves of pulsating tension ($R=0$) for notched specimen of mild steel

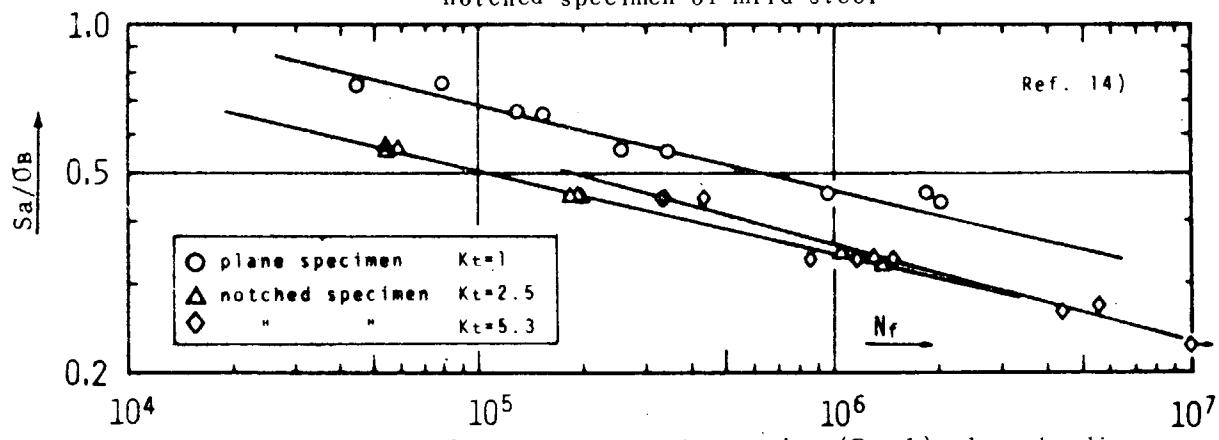


Fig. 2.3.2 S-N curves of alternating ($R=-1$) plane bending for notched specimen of mild steel

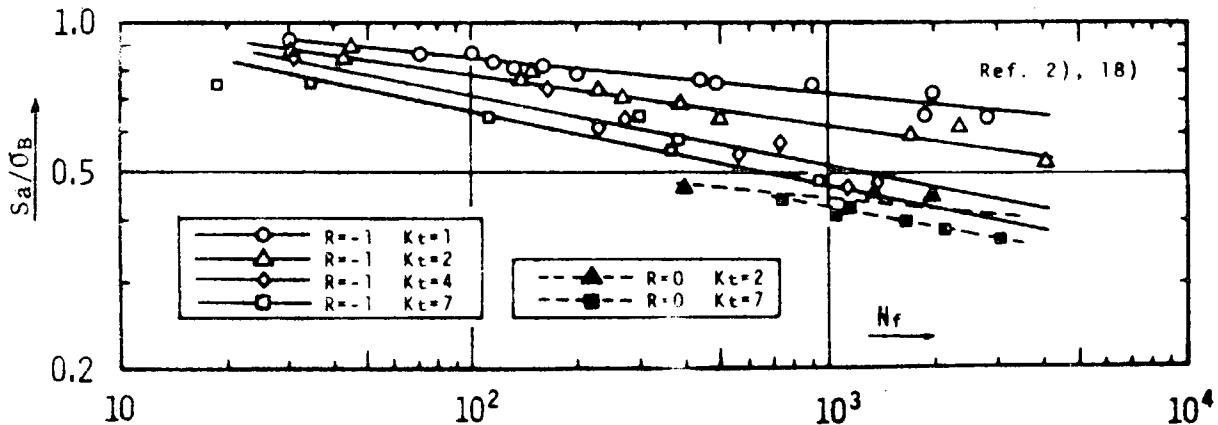


Fig. 2.3.3 S-N curves of alternating ($R=-1$) and pulsating ($R=0$) tension for notched specimen of HT-50

3. 構造要素模型実験結果

3.1 緒言

船殻部材の疲労強度検討のために、構造要素による模型実験が行なわれている。その目的とするところは、基礎継手の実験結果をもとにした検討結果を確認する場合、あるいは部材の交差型式別の強度の違いを直接実験によって知る場合がある。

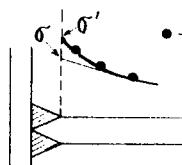
本章では国内外で行なわれた構造要素の模型実験のうちのいくつかの結果を示す。

3.2 実験結果の整理方法

構造要素の模型実験において、通常歪ゲージによる応力分布計測とき裂の発生と伝播の計測が行なわれている。本章では、き裂発生回数に注目することとし、実験データの整理にあたって以下の諸事項を定義した。

き裂強度発生回数 N_c ; 肉眼で観察しうるき裂を発見した時点

応力集中率 K_t ;



模型実験における弾性応力の計測値をつらねた延長線上のピーク応力 σ' を梁理論による応力 σ (桁材の面材の有効巾の減少は考慮) で除したものである。

K_t 値は溶接の余盛形状の影響による応力集中をのぞいた溶接端ごく近傍の応力集中率であり、応力計算もしくは模型実験で比較的容易に求めうる値である。 K_t のうち()で表示したものは、模型実験における応力計算値が不明なものであり、模型強度部材全体の $S_{max} - N_c$ 線図の平均値にデータを一致させるような係数 K_t ($S \times K_t = S_{max} - N_c$ 線図の平均値) を応力集中率としたものである。 $K_t = \sigma' / \sigma$ (Fig. 3.2.1 参照)

Fig. 3.2.1

面材の有効巾減少による応力上昇率 K_E ; 桁材の梁理論による応力に関し、有効巾減少を考慮した応力 σ を全断面有効とした応力 σ_0 で除した値。

$$K_E = \sigma / \sigma_0$$

き裂近傍の最大応力 S_{max} ; 実験における応力集中部が塑性域になる事を無視し、弾性範囲での応力計測値をもとに

$$S_{max} = K_t \cdot K_E \cdot \sigma_0$$

で定義した。

実験結果は $S_{max} - N_c$ 線図に整理した。また、 S_{max} は修正 Goodman の法則により修正された応力比 0 での片振最大応力である。

3.3 横強度部材

横強度部材を対象とした実験結果を Tab. 3.3.1 に示すように整理した。

Tab. 3.3.1 Test results of trans member models

Contents References	Dimension of model and K_t , K_E	$S_{max} - N_c$ diagram
1), 6), 8)	Fig. 3.3.1	Fig. 3.2.2
2)	Fig. 3.2.3	Fig. 3.2.4
7)	Fig. 3.2.5	Fig. 3.2.6
5)	Fig. 3.2.7	Fig. 3.2.8
3)	Fig. 3.2.9	Fig. 3.2.10

対象部材は貨物船、バラ積船、タンカー等の大骨材結合部である。

3.4 縦強度部材

縦強度部材を対象とした実験結果を Tab. 3.4.1 に示すように整理した。

Tab. 3.4.1 Test results of longitudinal member models

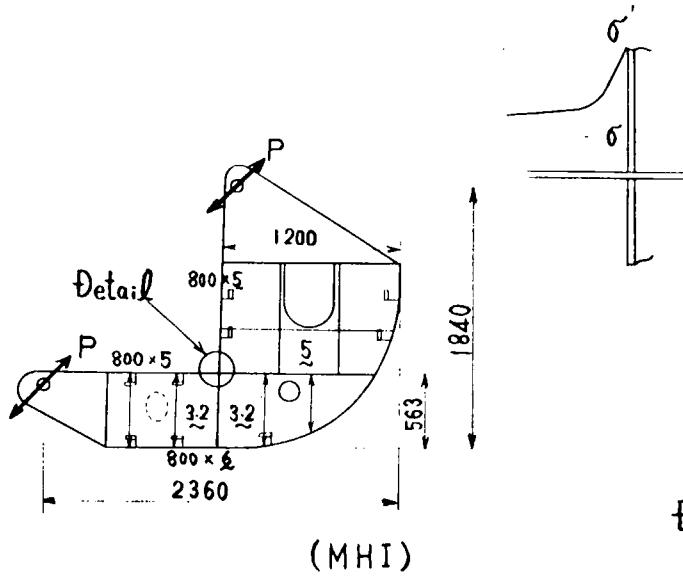
References Contents	Dimension of model and K_t, K_E	$S_{max}-N_c$ diagram
9)	Fig. 3.4.1	Fig. 3.4.2
13)	Fig. 3.4.3	Fig. 3.4.4
10), 12)	Fig. 3.4.5	Fig. 3.4.6

対象部材は船底縦通材の大骨材および隔壁との結合部および上甲板開口部である。

Fig. 3.4.1 の K_t で 1.0 以下ものがあるが、 $K_t < 1.0$ の部材は K_t がほぼ 1.0 である一様引張りを受ける I 型梁面材の突合せ溶接継手より強度が強いことを意味する。

参考文献

- 1) I H I “貨物船艤内肋骨の強度” 構造委東 75-28 (1975)
- 2) J. J. W. Nibbering “Beam knees and other bracketed Connections” Int. S Progress 1961
- 3) S R 110 D2 報告書
- 4) H. D. Tangen “Some relevant parameters for bracket Design” 70-39-S (NV) (1970)
- 5) 的場, 広川 “Tanker の直線式肘板の疲労強度” 造論 132 号 (1972)
- 6) 森, 的場 “船体部材交差部へのプログラム疲労試験の適用(その1)” 造論 125 号 (1969)
- 7) 的場, 川崎 “船体部材交差部へのプログラム疲労試験の適用(その2)” 造論 103 号 (1971)
- 8) I H I “サイドフレーム下端部の疲労強度” 構造委 関西 76-3-3 (1976)
- 9) B. Ski-eggertad 他 “Fatigue tests of plates with circular cutouts” SFINR76 (1969)
- 10) S R 153 報告書
- 11) K. Iida “Crack Initiation Life in Low Cycle Fatigue” IIW-XIII-656-72 (1972)
- 12) T R. Gweney “A Re-Analysis of Fatigue Data for Welded Joints in Steel” IIW-XIII-665-72 (1972)
- 13) J. J. W. Nibbering, Van Lint, J. “Low Cycle Fatigue of Steel Structures” T. N. O. Report 82s (1966)



$$K_t = \sigma'/\sigma$$

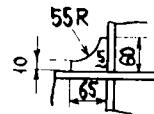
$$\sigma/\sigma_0 = 1.89 = K_E$$

σ_0 --- From beam theory
(effective width - total width)

* --- Crack at base material

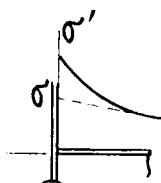
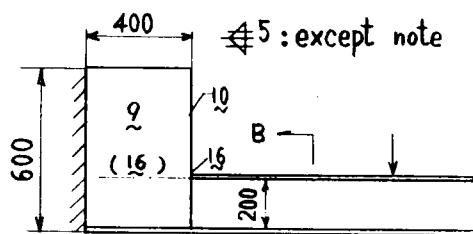
(MHI)

$$\oplus K_t = 4.66^*$$



Detail

$$K_t = 2.86$$



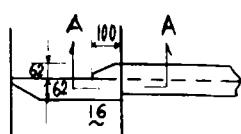
$$K_t = \sigma'/\sigma$$

$$\sigma/\sigma_0 \approx 1 = K_E$$

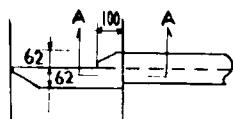
σ_0 --- From beam theory
(assumed effective width
to be total width)

(IHI)

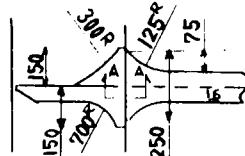
$$\circ K_t = 1.9$$



$$\phi K_t = 1.77$$



$$\square K_t = 1.58$$



$$\triangle K_t = 2.5$$

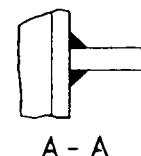
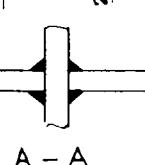
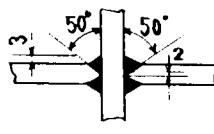
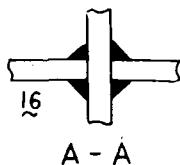
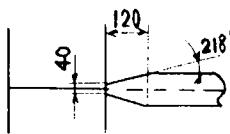


Fig. 3.3.1 Dimension of models and K_t , K_E (Ref-1), 6), 8))

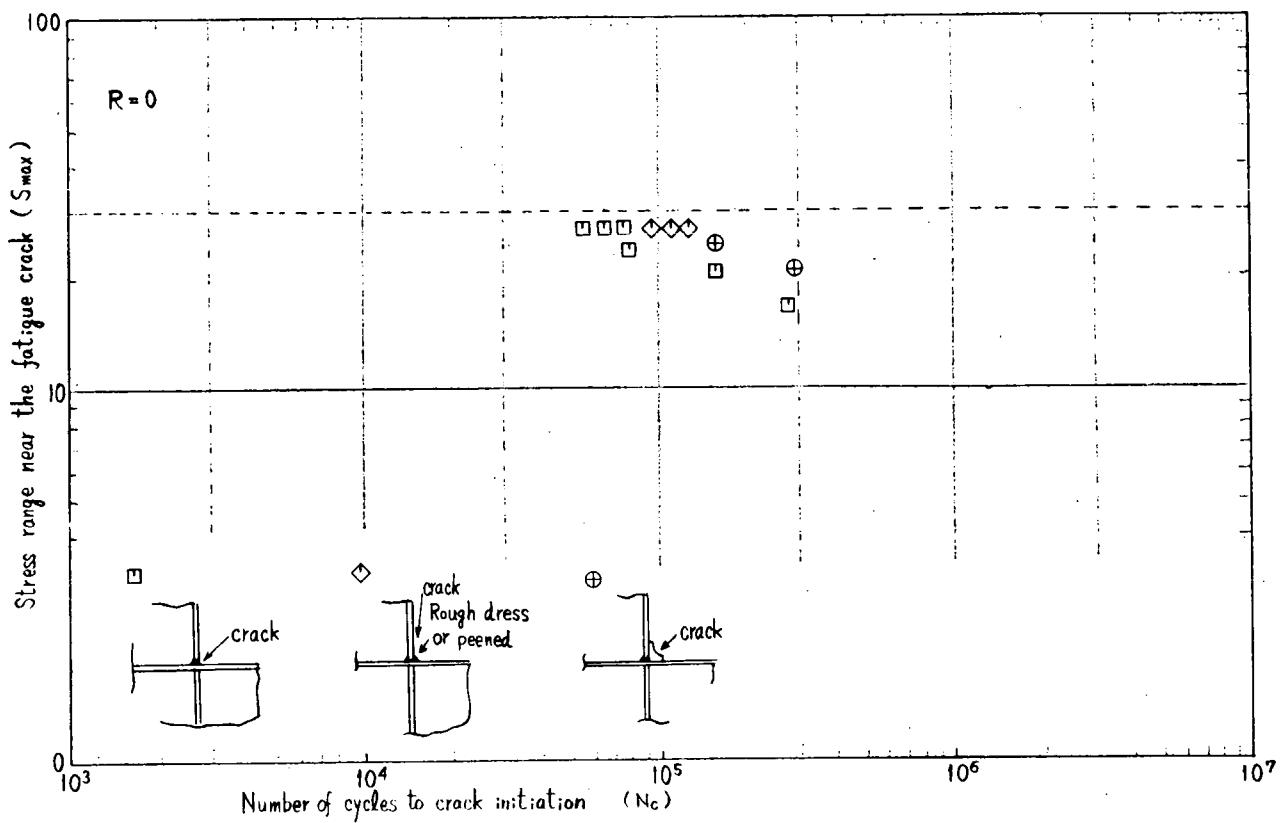


Fig. 3.3.2a Smax-Nc diagram (Ref. 1)

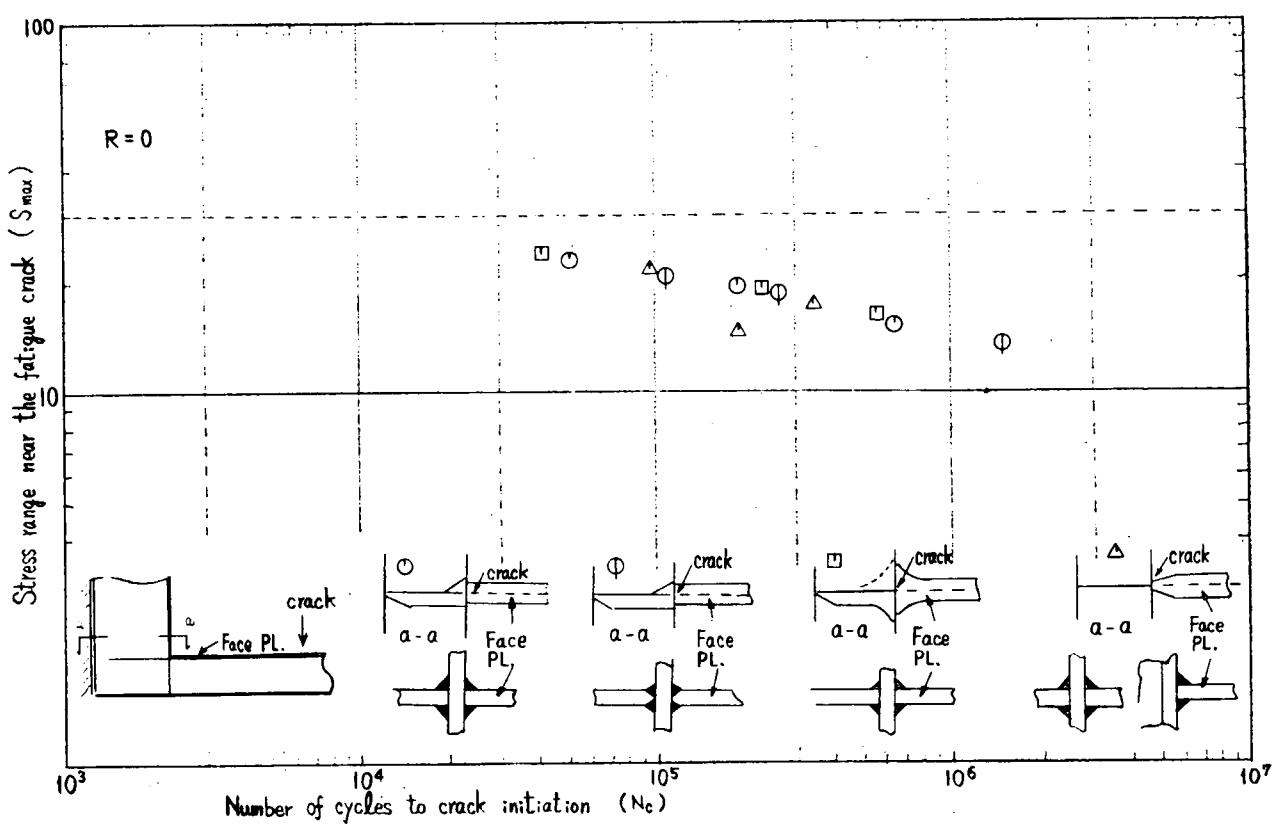


Fig. 3.3.2b S_{max}-Nc diagram (Ref. 6), 8))

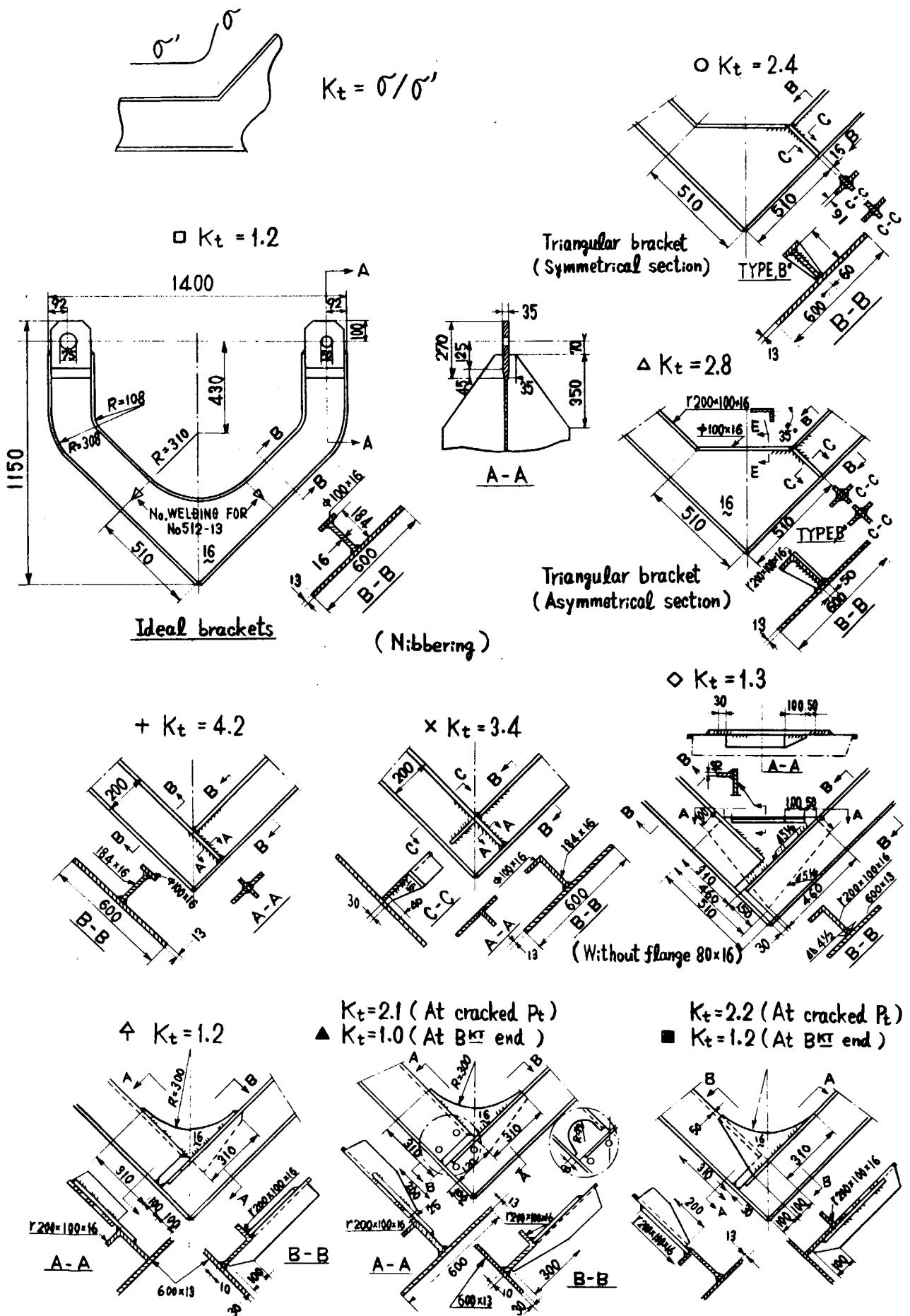


Fig. 3.3.3 Dimension of models and K_t , K_E (Ref. 2))

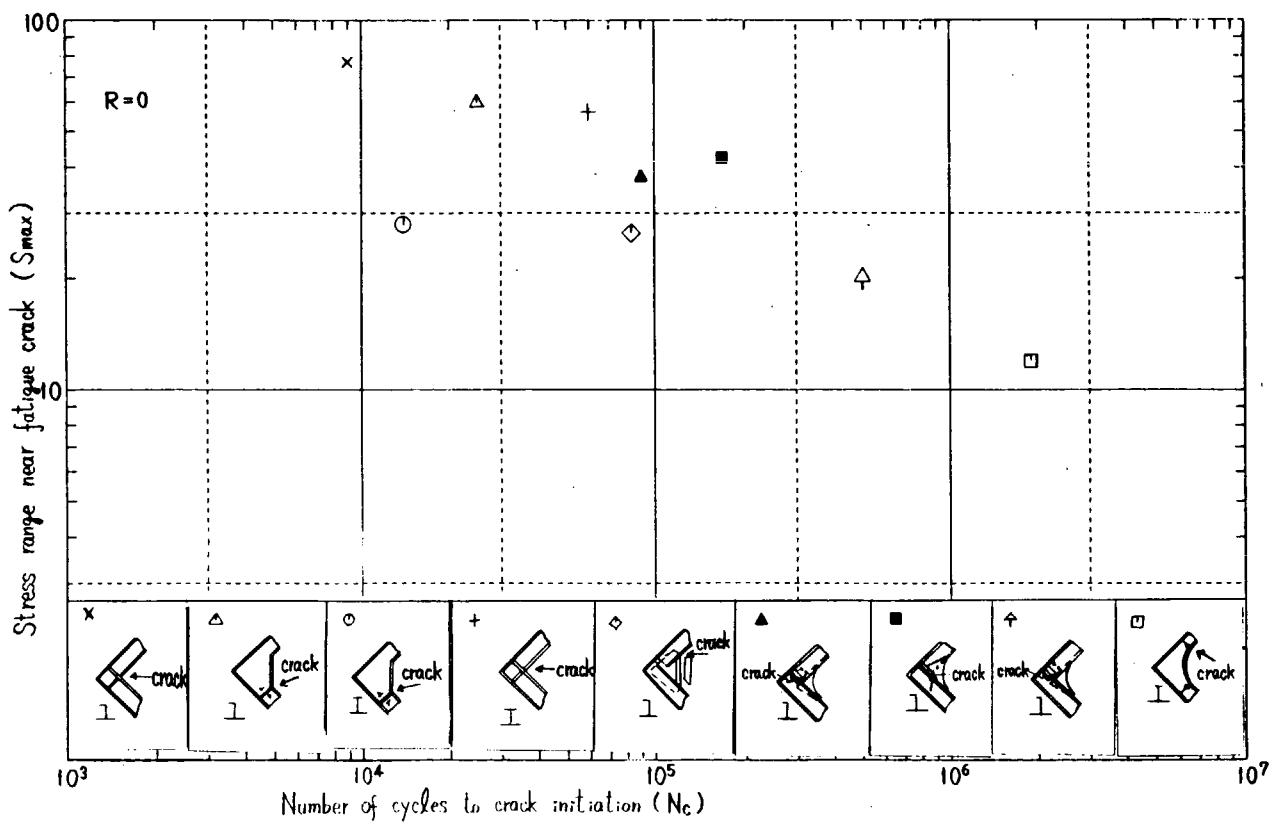


Fig. 3.3.4 Smax-Nc diagram (Ref. 2))

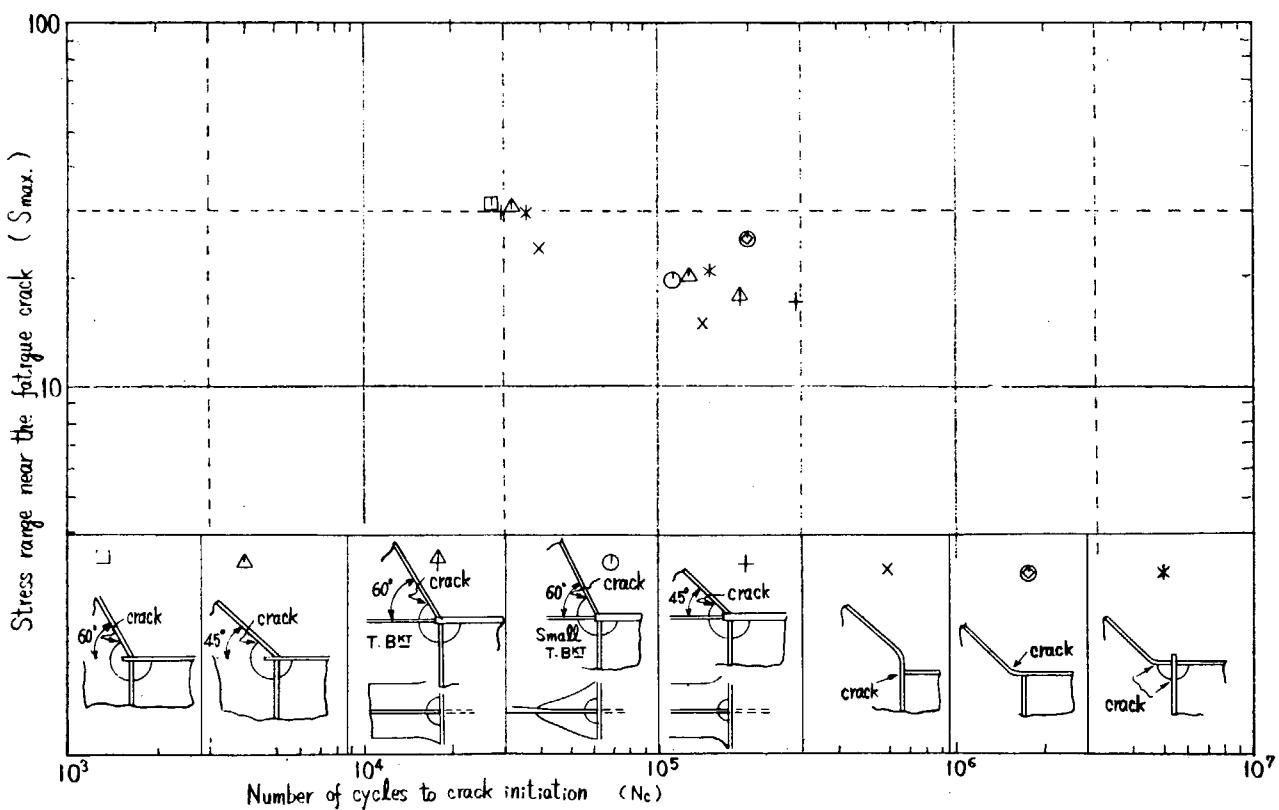
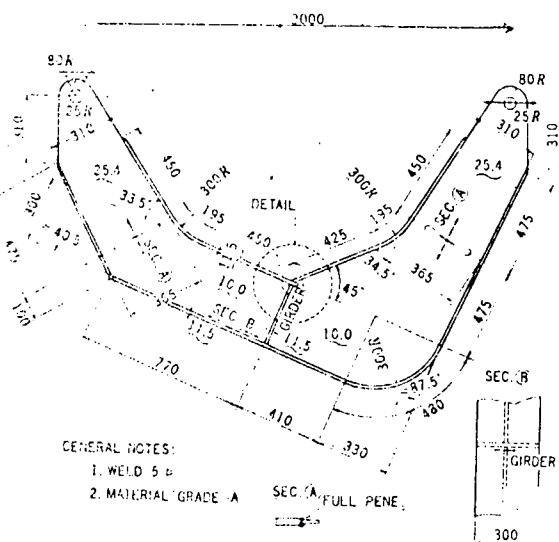


Fig. 3.3.6 Smax-Nc diagram(Ref. 7))



$$\sigma''/\sigma' = K_s = 1.61$$

K_s = Coefficient of peak stress by scallop

$$\sigma/\sigma_0 = K_E = 1.42$$

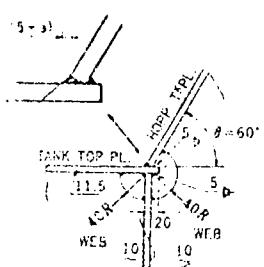
σ_0 = From beam theory (assumed effective width to be total width)

$$K_t = \sigma/\sigma \times K_s$$

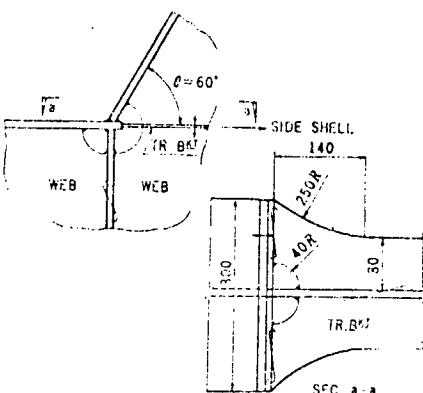
* Crack at base materials

(MHI)

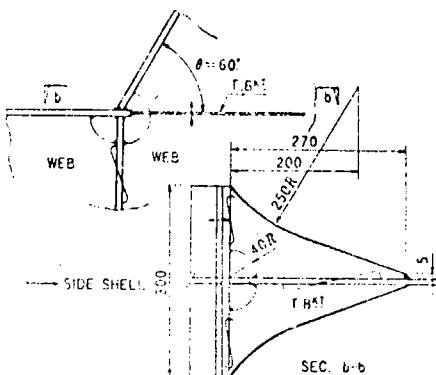
$$\square \quad K_t = 4.73$$



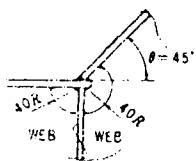
$$\nabla K_t = 2.37$$



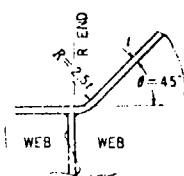
$$\odot K_t = 2.7$$



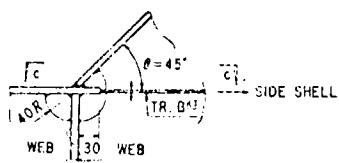
$$\Delta K_t = 4.62$$



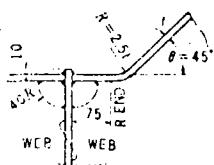
$$\odot K_t = 3.52^*$$



$$+ K_t = 2.4.$$



$$* K_t = 4.62$$



$$\times K_t = 3.56$$

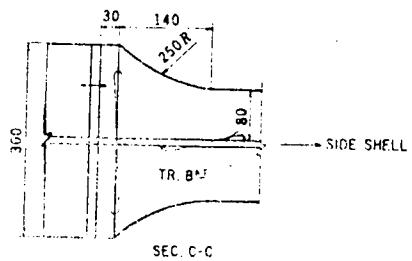
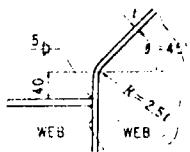


Fig. 3.3.5 Dimension of models and K_t , K_E (Ref. 7)

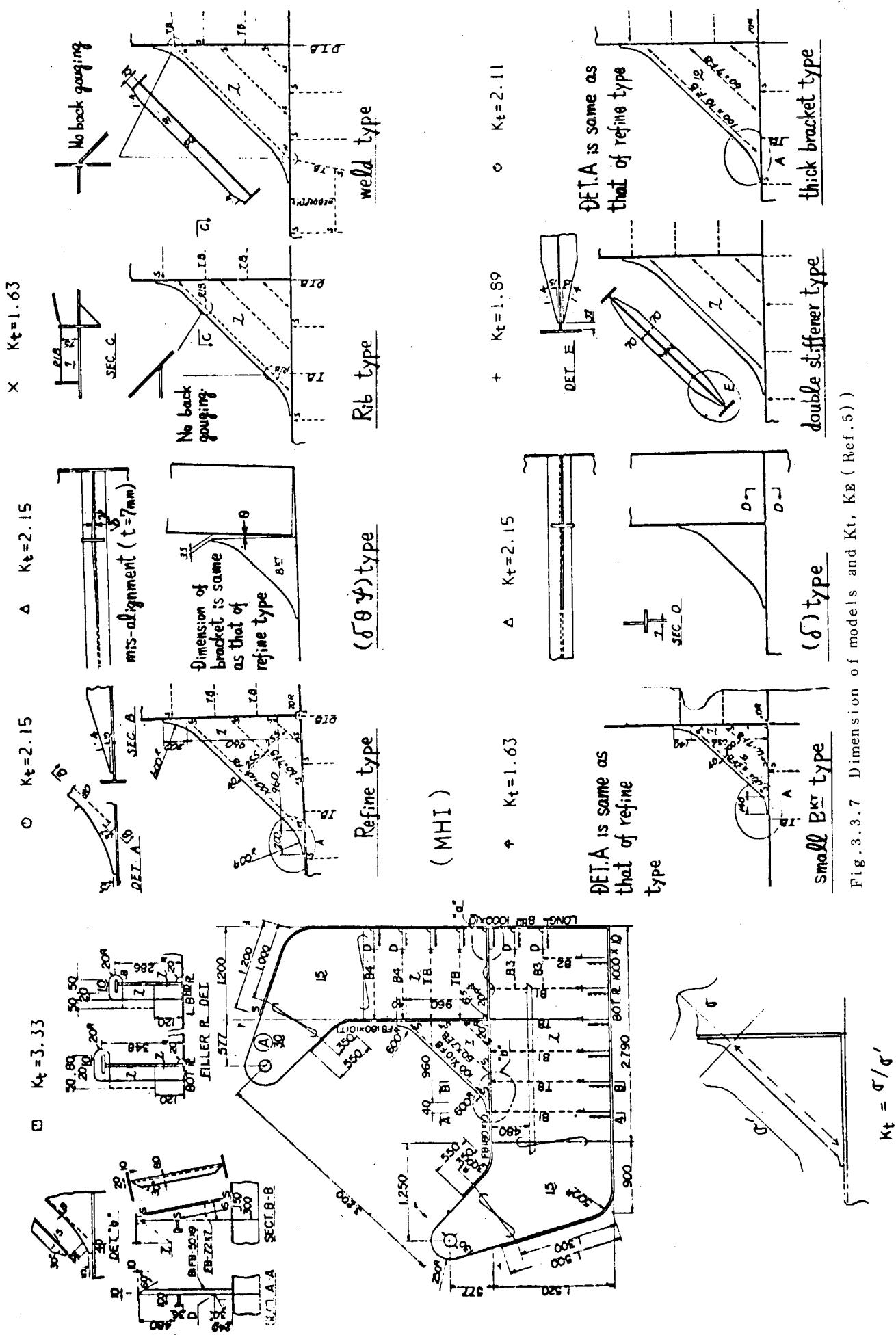


Fig. 3.3.7 Dimension of models and Kt, KE (Ref. 5)

$$k_t = \sigma' / \sigma$$

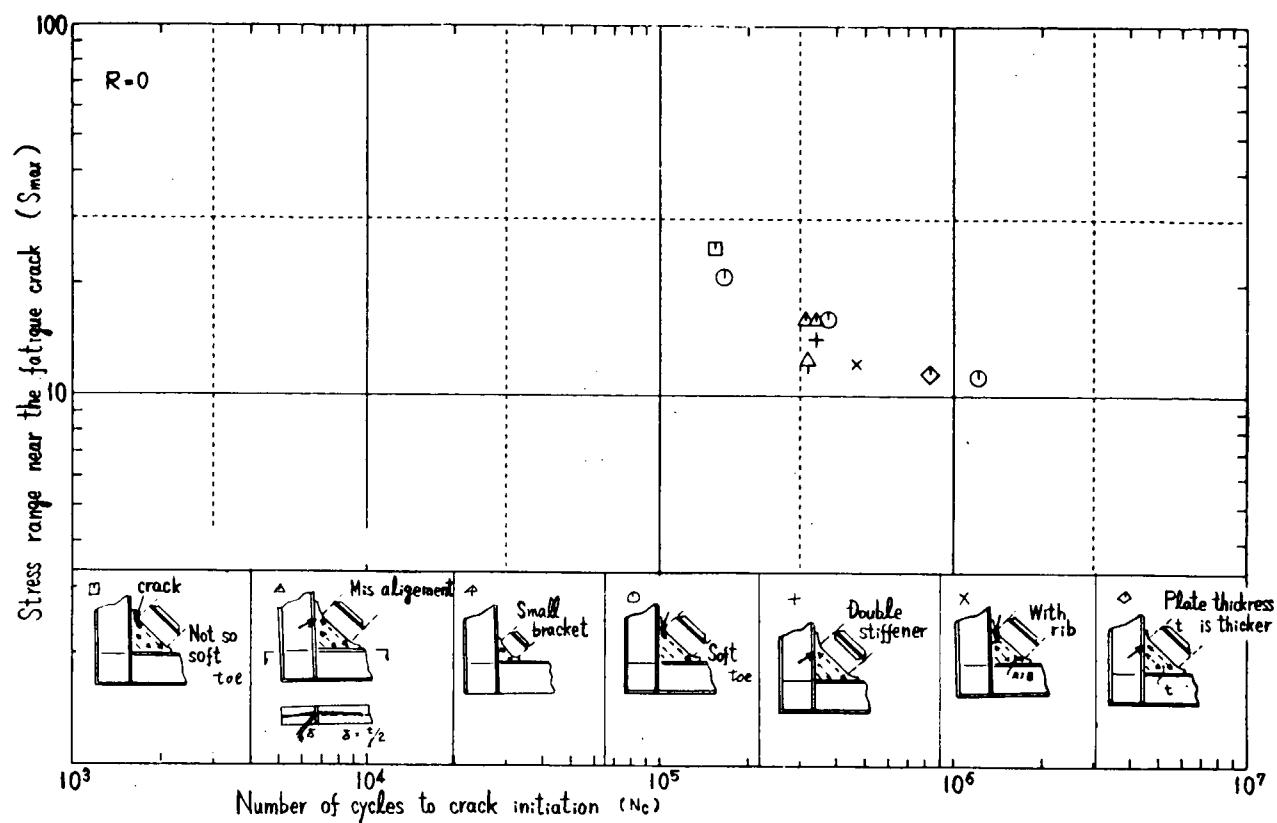
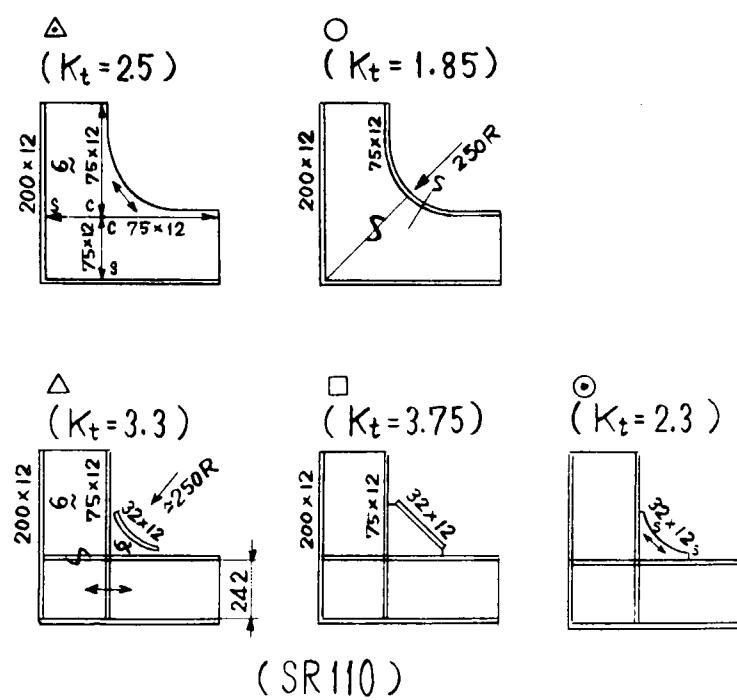


Fig. 3.3.8 S_{max}-N_c diagram (Ref.5))



(---)--- estimated

Fig. 3.3.9 Dimension of models K_t , KE(Ref.3))

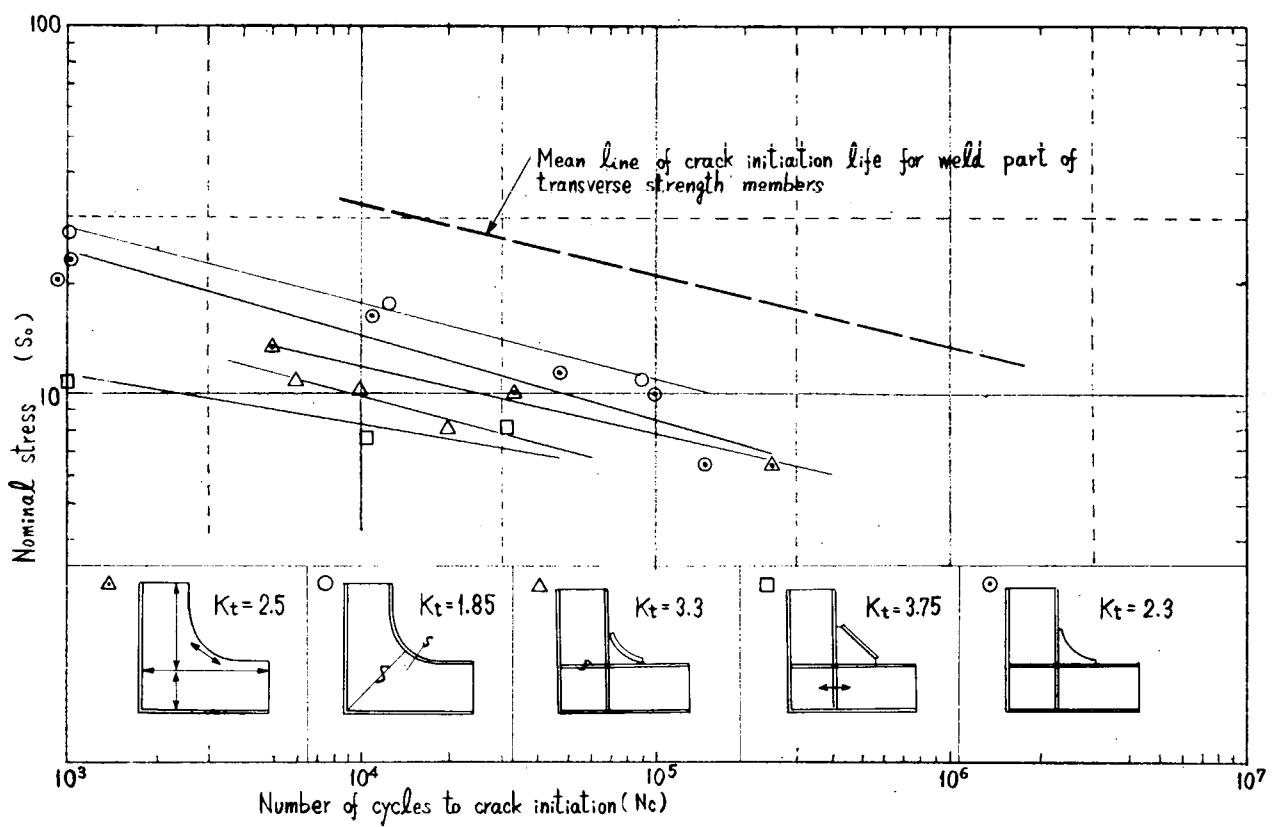


Fig. 3.3.10 S_{max}-N_c diagram (Ref. 3)

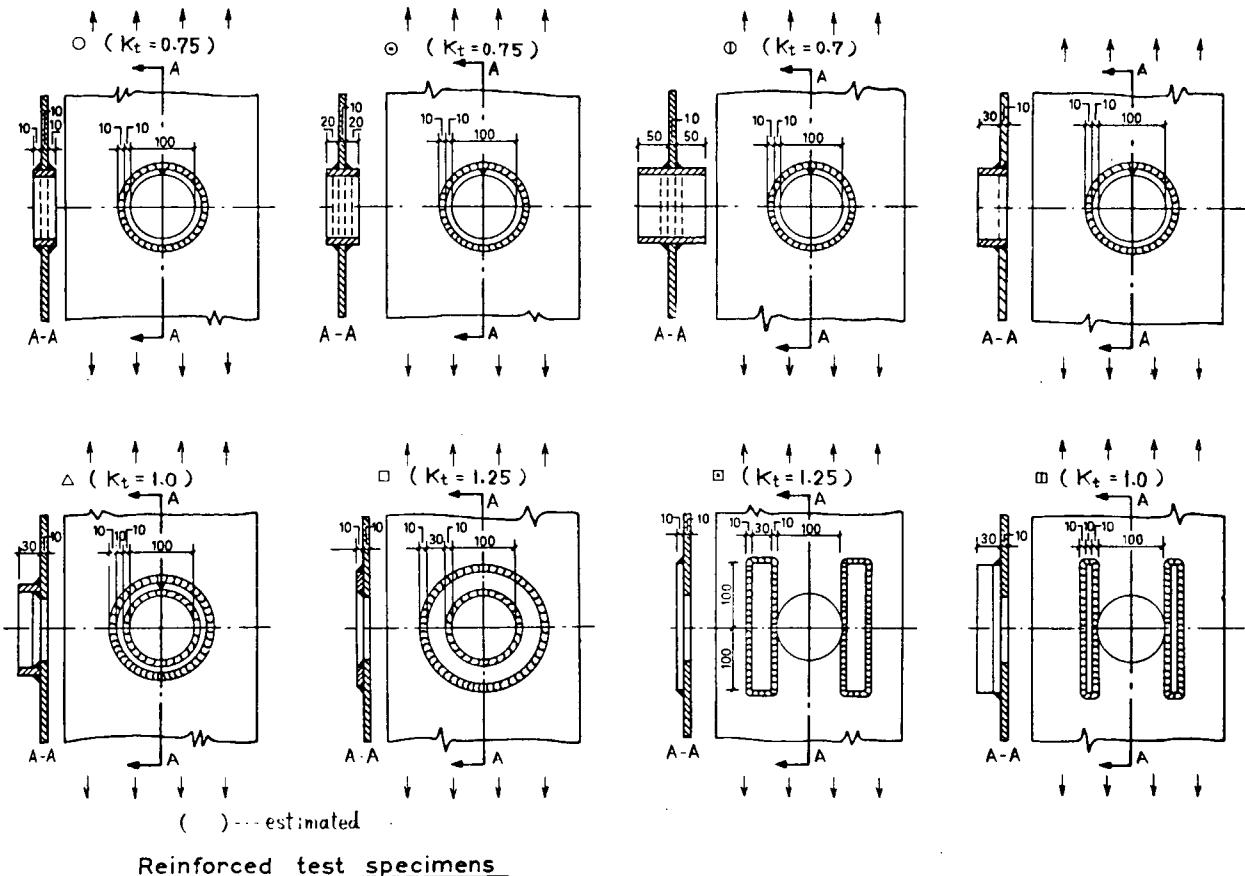


Fig. 3.4.1 Dimension of models and K_t , K_E (Ref. 9))

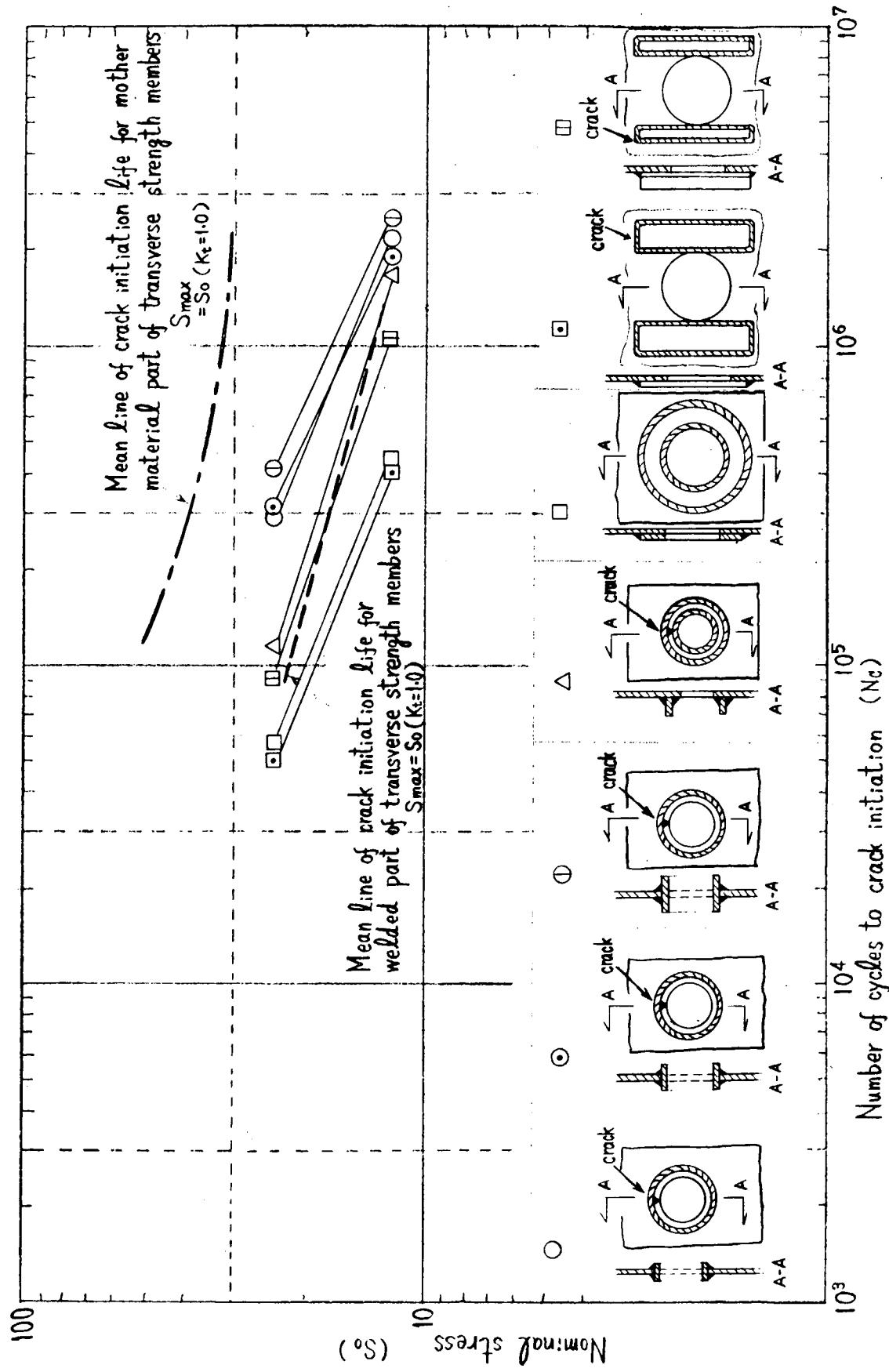
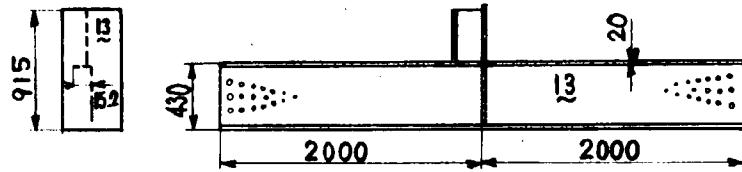
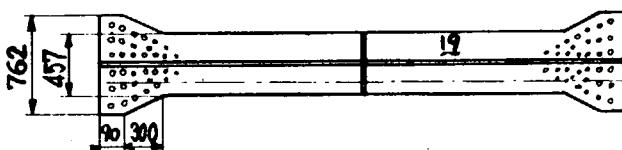


Fig. 3.4.2 S_{max} - N_c diagram (Ref. 9))

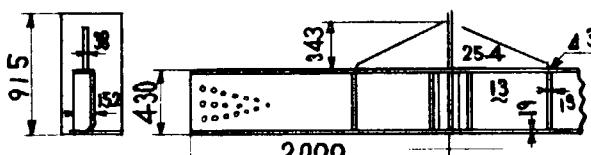
□ $K_t = 2.2$



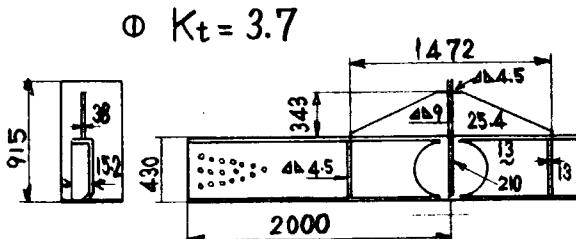
specimens (St 42)



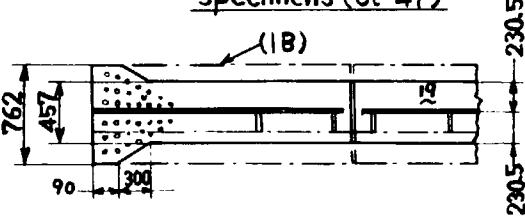
$$\odot \quad K_t = 3.0$$



specimens ($St = 47$)



specimens (St = 42)

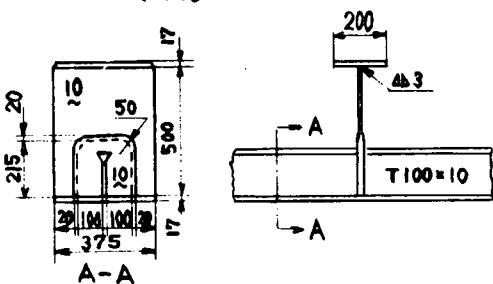


220.5

Width of bottom plate 0-1A and 2A specimens 453 mm
Width of bottom plate 1B and 2B specimens 762 mm

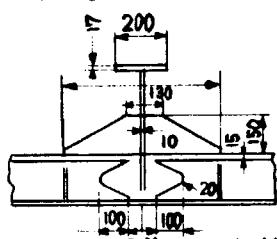
scale 1 : 20

\oplus ($K_t = 1.0$)



() estimated

-□- ($K_t = 1.7$)



specimens - St=52

Width of bottom plate : 575 mm

scale 1:10

Fig.3.4.3 Dimension of models and Kt, KE (Ref. 13)

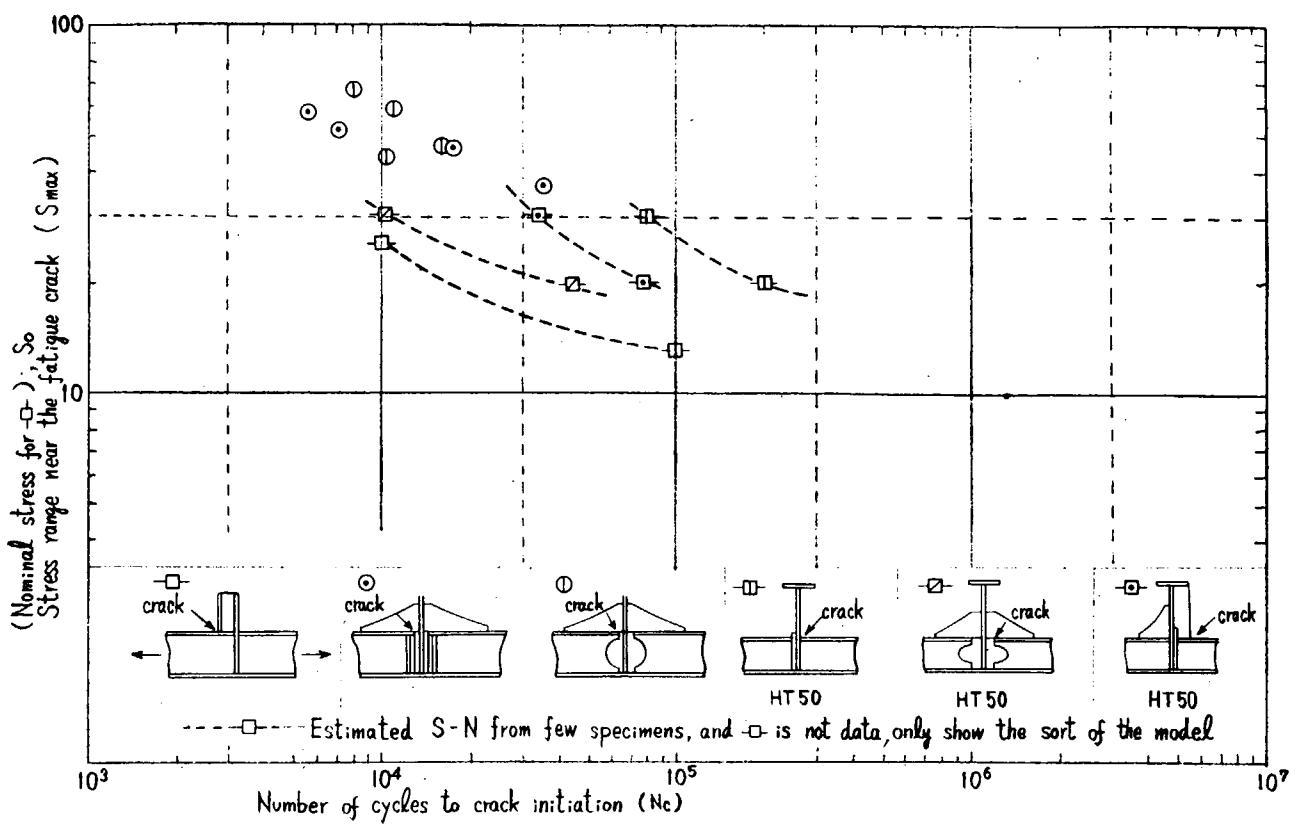


Fig. 3.4.4 Smax-Nc diagram (Ref. 13)

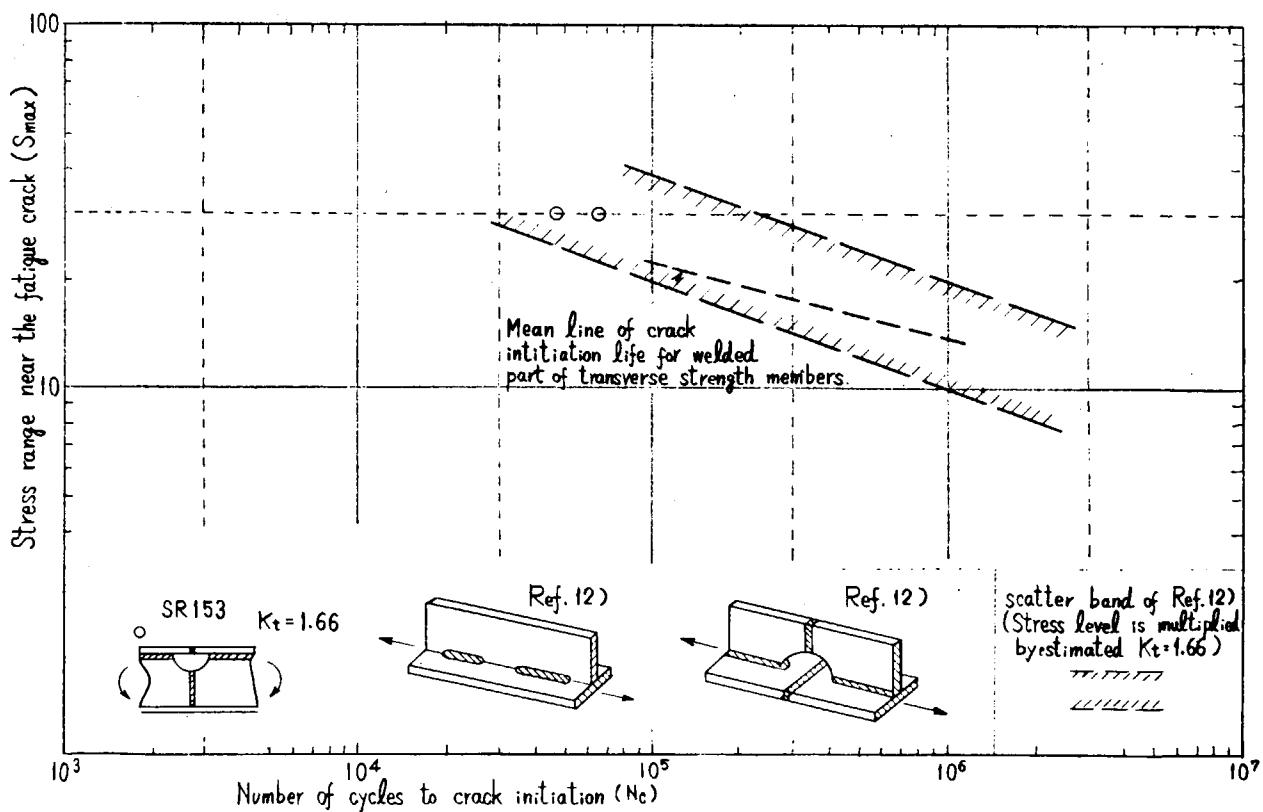


Fig. 3.4.5 Smax-Nc diagram and K_t , K_E (Ref. 12)

4. 構造要素の疲労強度の推定

4.1 緒 言

3章で構造要素の模型実験結果について述べたが、本章ではそのデータが基礎継手の $S-N_c$ 線図あるいは基礎的なき裂伝播試験の結果とどのような関連にあるかについて考察する。

この問題は現在までの研究では解明されていない点が多く、日本造船研究協会において今後研究を要するテーマである。ここでは、二、三の検討結果を示すとともに問題点を抽出する。

4.2 き裂発生強度

4.2.1 模型実験におけるき裂発生の定義

模型実験における疲労き裂の発生はミクロなき裂の発生があり、それが伝播して肉眼で観察しうるようなき裂になり、さらに伝播し破断にいたる。どの時点でもって、き裂の発生とすべきかについては SR 200-2 K-32-2 で考察した。その結果、肉眼で充分観察しうる事、またデータの分散がより小さなき裂における場合より小さい事から、表面のき裂長さが 10 mm になる時点程度をもってき裂発生と定義する。

4.2.2 模型実験により得られる $S-N_c$ 線図の特色

模型実験による $S-N_c$ 線図にはいくつかの特色がある。すなわち、

- (1) 基礎継手の強度より推定された強度より、さらに低い場合が多い事
- (2) $S-N$ 線図の勾配の立ち上がりが急で、
- (3) 部材の各部分が順に各個擊破される場合

がある事等である。このうち(1)は模型組立ての際に生ずる溶接残留応力と通常の応力解析では解析出来ないミクロな応力集中があるからであろう。この事項については特に今後の研究に期待されるところが大きい。

(2)の項目については模型におけるき裂発生が、 N_c になる繰返し以前に高い応力集中下での歪繰返しによるき裂発生があり、その後にき裂が伝播し肉眼でみえるようになるという段階をふむからであると推定している。

Fig. 4.2.1 に示すように低繰返しの定歪試験の勾配係数 K と伝播のみに支配される $S-N$ 線図の K は通常の基礎継手試験の K ($-0.15 \sim -0.25$) より大きく、また特に公称応力が低く応力集中の大きな模型実験の結果ほど K が大きいことは前記した仮説の一つの立証になるであろう。

(3)の項目については厳密なき裂伝播とそのまわりの応力場の解析があつてはじめて解明される問題であり、SR 153 SF 等で研究が進められている。また、実験式による検討が SR 200-2 K-32-2 でなされている。

4.2.3 模型実験により得られる $S-N_c$ 線図と基礎的継手の $S-N$ 線図の比較

4章で述べた模型実験の全データをまとめて Fig. 5.2.2 に示す。

$S_{max}-N_c$ 線図で S_{max} は計測された応力値を連ねて延長し求めたき裂発生点ごく近傍の応力であり、 N_c は肉眼観察によるき裂発生回数である。

これらのデータの下限線は基礎的な $\epsilon-N_c$ 線図 ($K_t = 1.06$) に対し、 $K_t = 4.0$ 、 $S = E\epsilon$ (E ; ヤング率)とした線図とほぼ一致している。

また、I型梁の突合せ溶接から発生するき裂に対する $S-N$ 線図は模型のデータのはば中央にあり、このデータは基礎的突合せ溶接継手のデータより低い。模型のデータは $N_c = 10^5$ 以下の繰返しでは線図の勾配が急に立ち上がる傾向を示す。

以上より、模型実験結果は S_{max} がわかれば 10^5 以上の強度をほぼ把握することが出来、かつ下限線である定歪試験結果に対し $K_t = 4.0$ とおいた線図がその設計線図として用いることが出来よう。

S_{max} は模型実験における応力計測より求められ、4.2.4で述べる K_t , K_E を用いて $S_{max} = \sigma_0 \cdot K_t \cdot K_E$ で表わされる (σ_0 ……梁理論計算による応力)。

4.2.4 横強度部材の K_t - K_E

模型試験での $K_t \cdot K_E$ の値の計測値は3章で記したが、本節では部材型式別の $K_t \cdot K_E$ の値について、有限要素法、光弾性実験の結果を含めてまとめる。

K_t は溶接部の余盛形状の影響を無視した応力集中率で、平板突合せ溶接が一様引張をうける時 $K_t = 1.0$ となる。 f は母材から破断する部材につき、それを溶接部破断の部材と同一の K_t 値で評価しうるようとした係数で $f = ($ 溶接部強度 $) / ($ 母材強度 $)$ である。

K_E は梁面材の有効巾減少にともなう応力上昇率である。

参考文献

- 1) W. H. Munse "Behavior of welded built up beams under repeated load," Weld. Jr. (1957)
- 2) K. Iida "Crack Initiation Life in Low Cycle Fatigue" IIW-XIII-656-72 (1972)

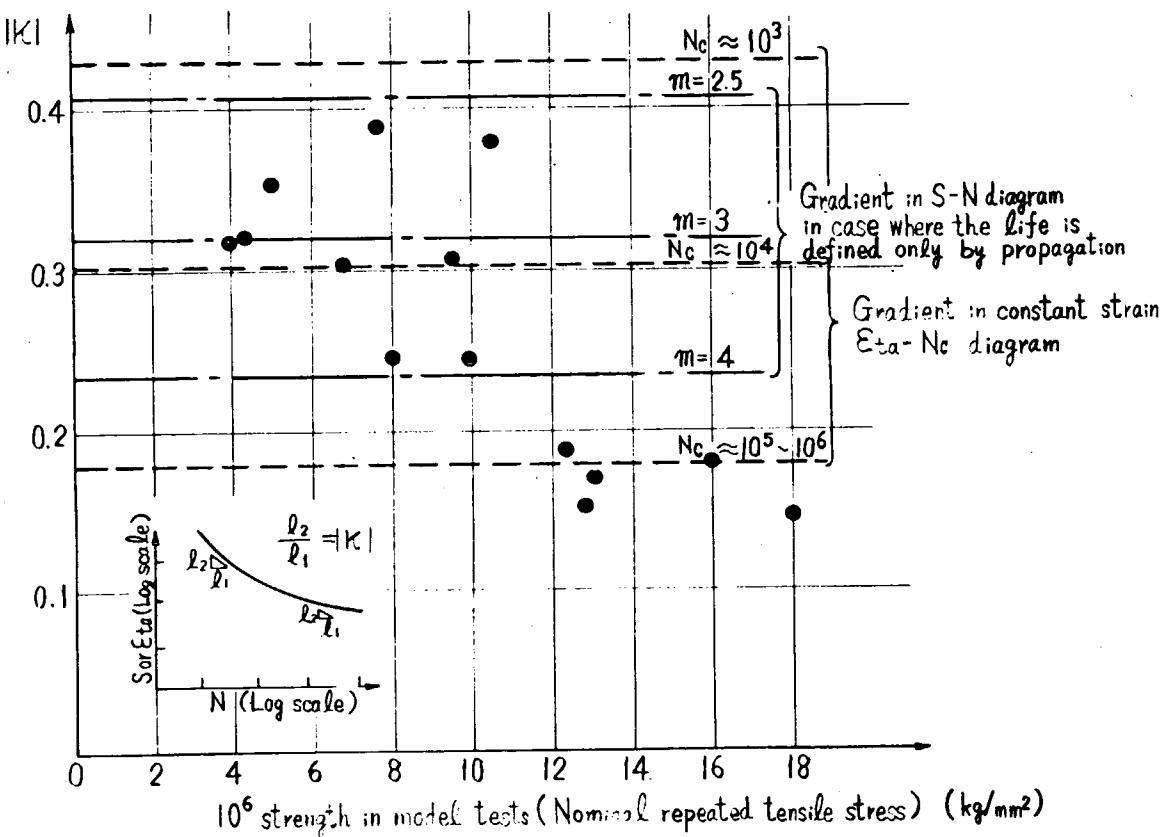


Fig. 4.2.1 Gradient of S-N diagram in model tests

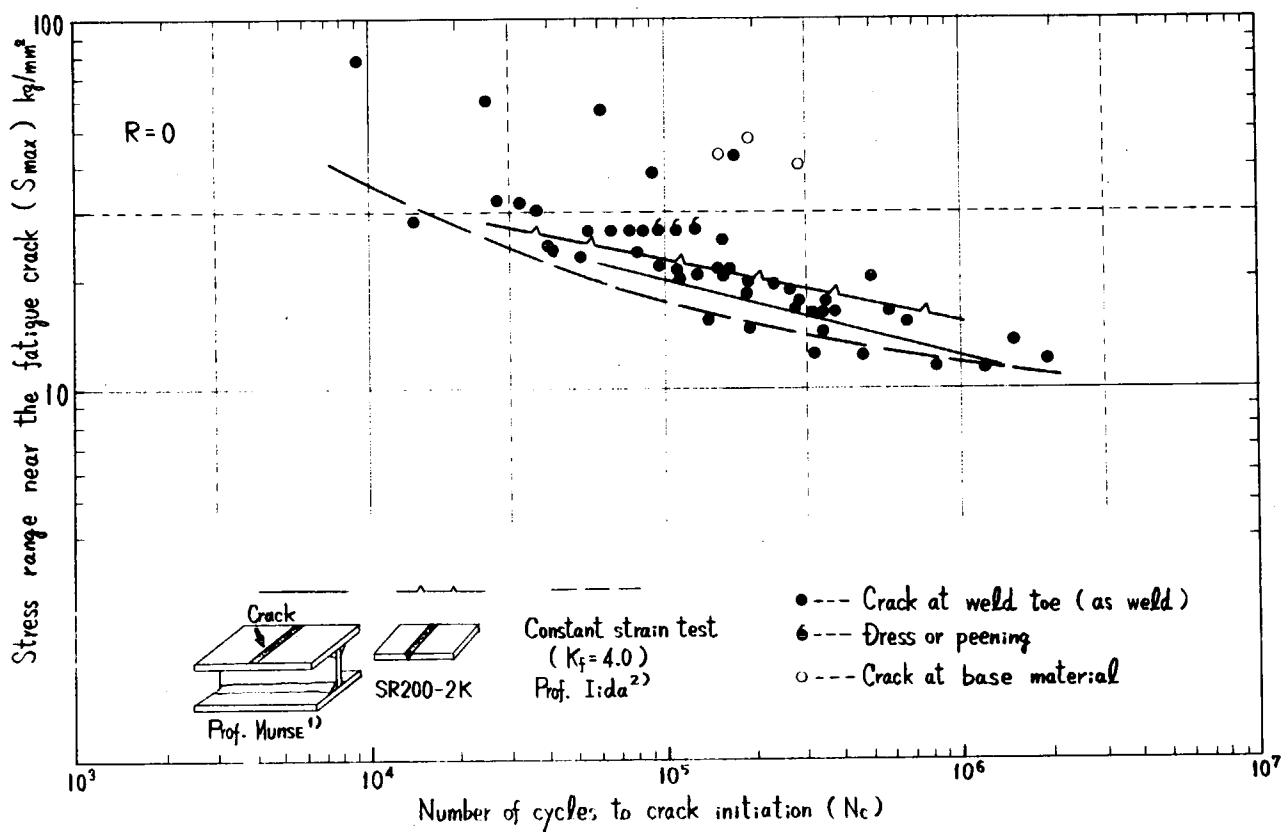


Fig. 4.2.2 S_{max} - N_c diagram of trans member

K_E

肋骨型の $K_E = 1.05$ が標準値である。

なお、アングル材のねじれにもとづいた有効巾減少効果は K_t の項で考慮済である。

二重船殻における K_E 値は Fig. 4.2.3 に示す通りである。直交交差、斜交交差の両方に使用出来る。また、断面係数計算においては INTERMEDIATE FLOOR の部材も算入する。

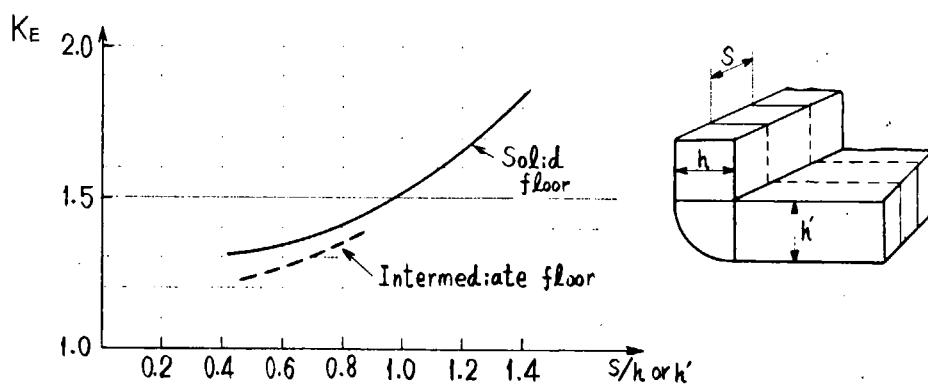


Fig. 4.2.3 K_E (double hull structure)

K_t

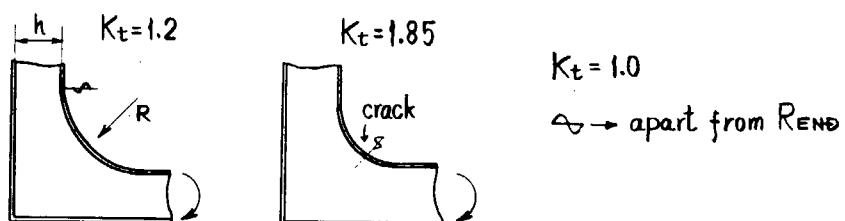


Fig. 4.2.4 K_t of R. type connection

R型交差は標準寸法 ($B/h \approx 1.5$) の場合、面材の継手位置で Fig. 4.2.4 に示すように K_t を区別する。

特に面材の応力を計算により求めた場合、その時の K_t をそのまま K_t 値として差しつかえない。

直交型二重殻交差の場合

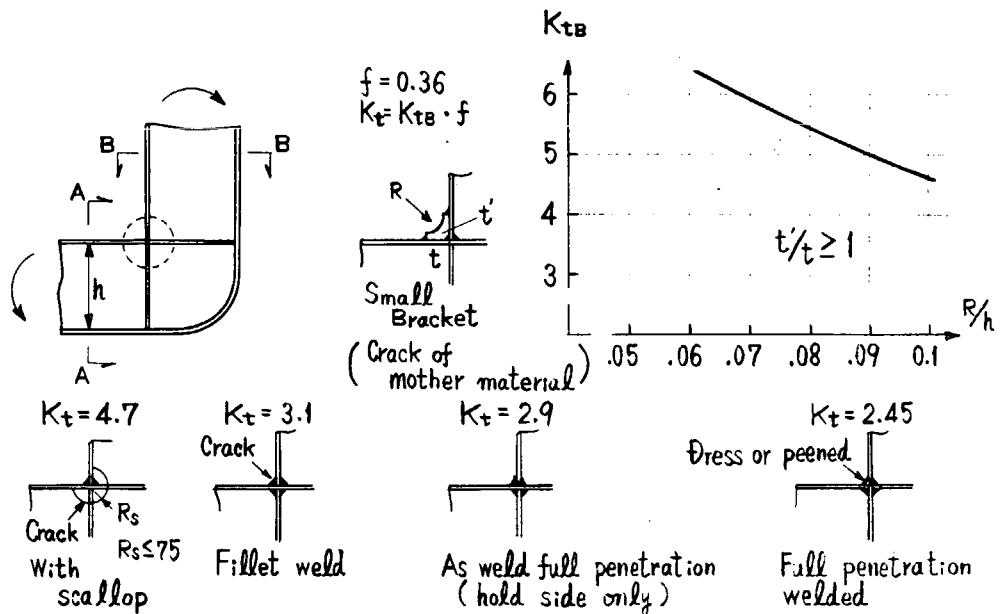


Fig. 4.2.5 K_t of right angled double hull connection

5型式の K_t はFig. 4.2.5に示す通りである。Small Bracketの場合の破断は母材からである。応力集中率 K_{tB} はFig. 4.2.5に示す通りである。母材破断と溶接趾端破断の強度比 f を乗じた値を許容応力算定に用いる。また、応力算定に際してはSEC A-A, B-Bのうち断面係数の値の小さい方の断面をもとに計算する。

直交型肋骨交差の場合の6型式の K_t をFig. 4.2.6に示す。

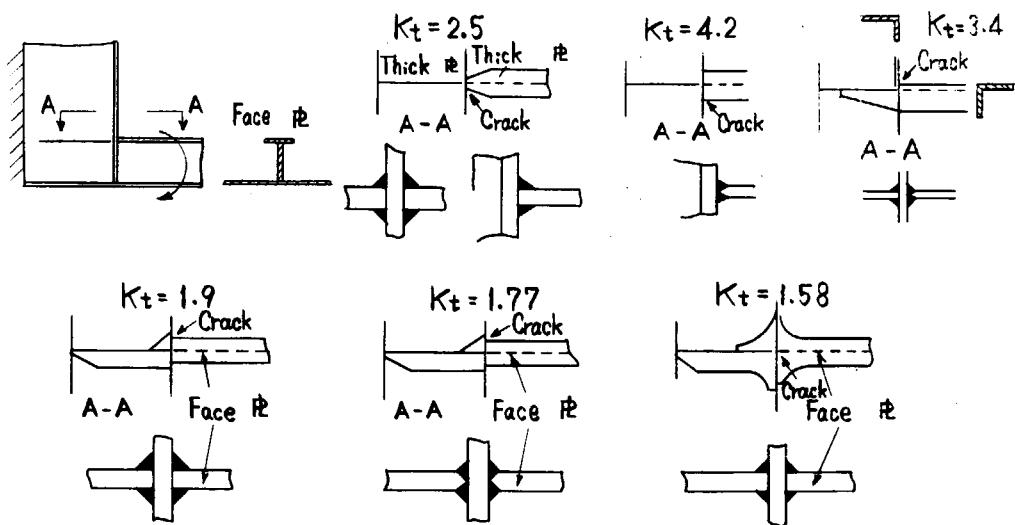


Fig. 4.2.6 K_t of right angled frame connection

斜交型二重殻交差の場合の K_t を Fig. 4.2.7 に示す。

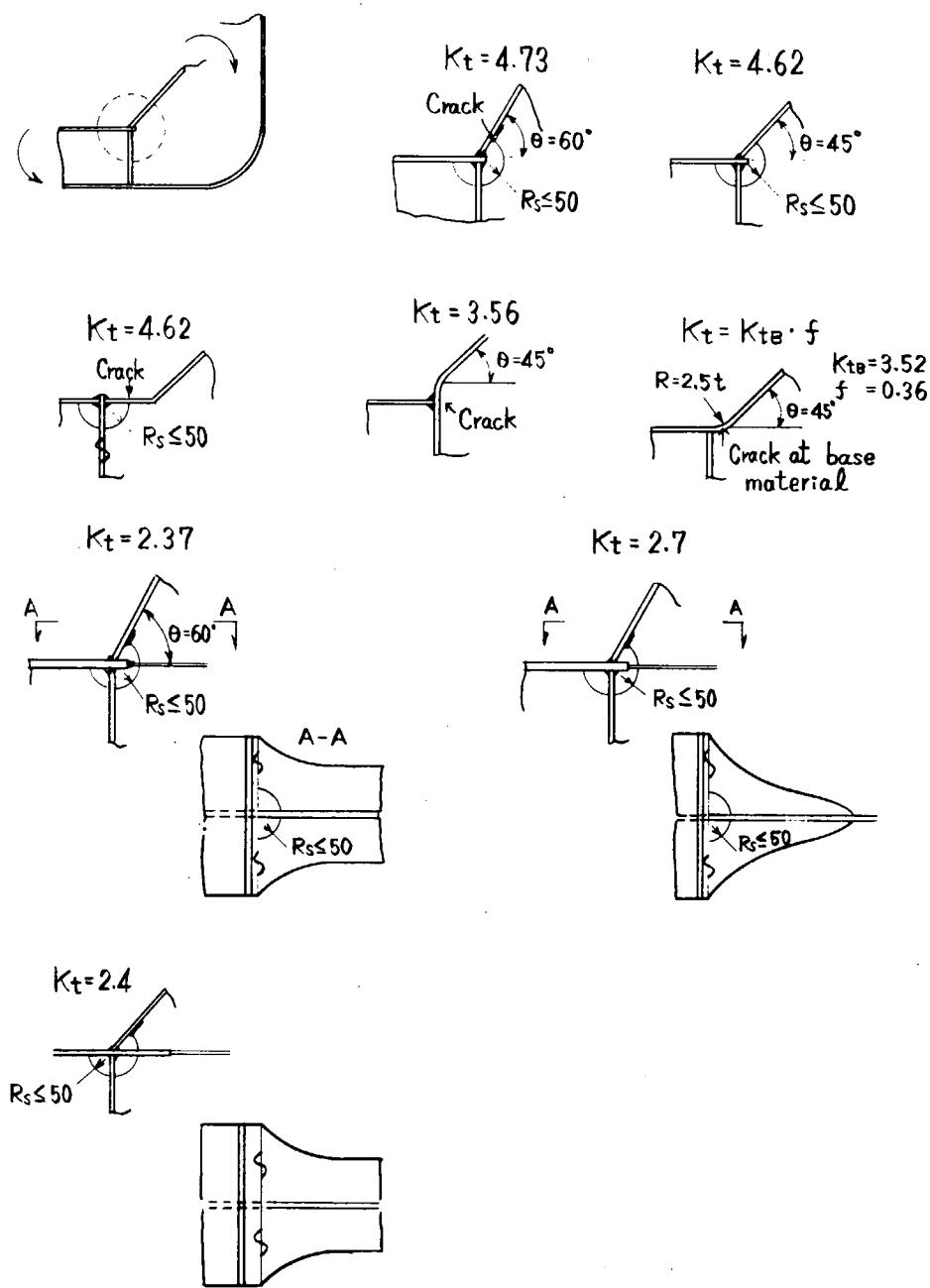


Fig. 4.2.7 K_t of oblique angled double hull connection

斜交型肋骨交差の K_t をFig. 4.2.8に示す。

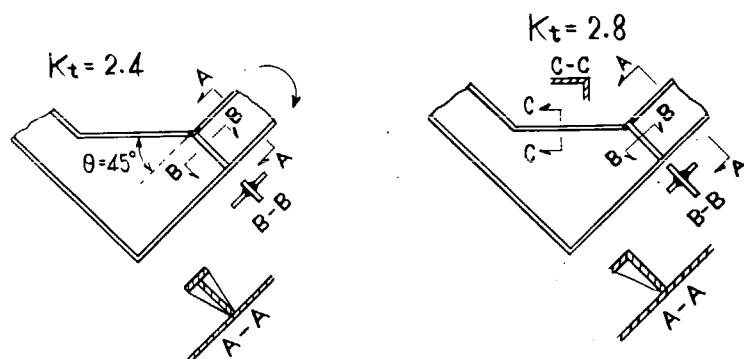
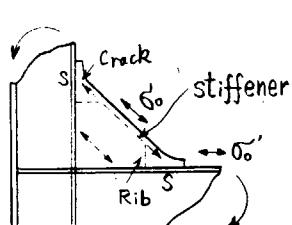


Fig. 4.2.8 K_t of oblique angled frame connection

肘板付肋骨交差の K_t をFig. 4.2.9に示す。

(a) 防燒材付2等辺三角形の場合(Fig. 4.2.9.a)はFig. 4.2.9.bより求める。



$$K_t = \frac{\sigma'}{\sigma_0} = \alpha \cdot f(\theta) \cdot f(T/P) \cdot f_r \cdot f_t$$

$$f_r = 0.76 \text{ (with rib)} \\ 1.0 \text{ (no rib)}$$

$f_t = \text{Fig. 4.2.9.d}$

Fig. 4.2.9. a K_t of bracketed connection

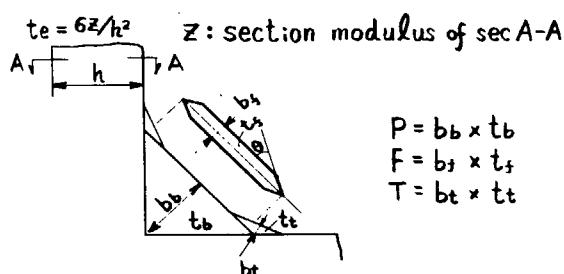
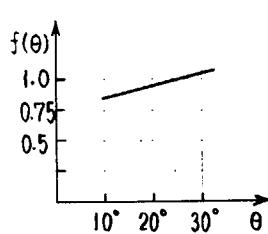
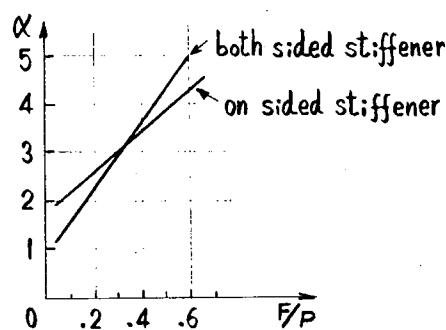
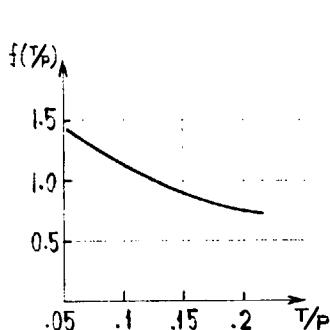


Fig. 4.2.9. b K_t of bracketed connection

骨材の公称応力を基準応力とする場合は

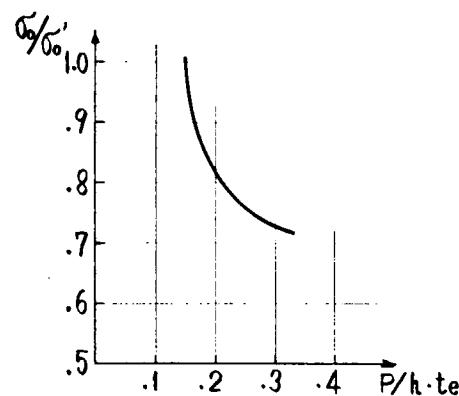


Fig. 4.2.9.c σ_0/σ'_0

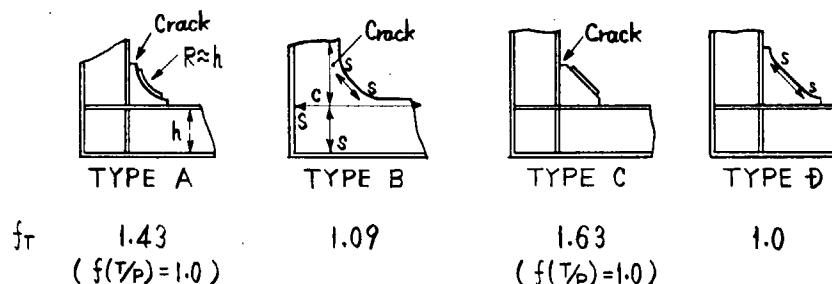


Fig. 4.2.9.d f_t of bracketed connection

(b), (a)以外の型式の肘板

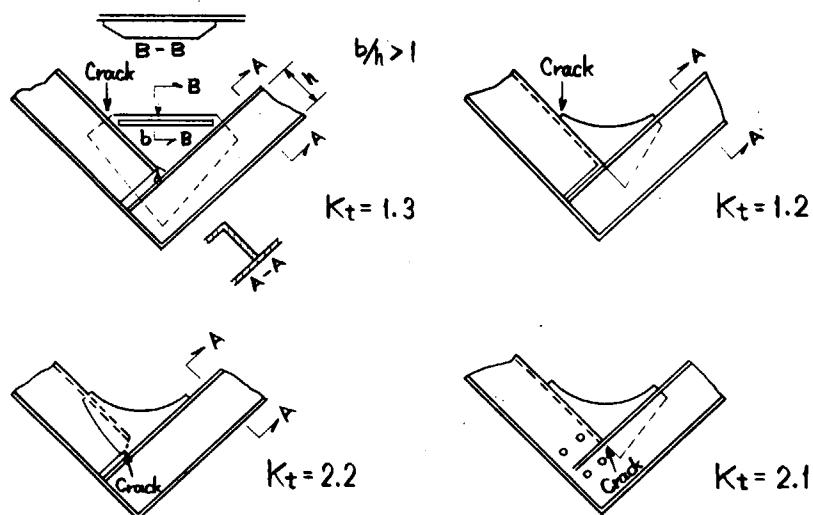


Fig. 4.2.10 K_t of bracketed connection except (a)

4.3 き裂伝播強度

基礎的なき裂伝播試験の結果は6章で述べるようIC, Parisの法則 $d(a/2)/dN = c(\Delta K)^m$ (a :き裂全長) で与えられる場合、材料定数 c , m の間に $\log_{10} c = -1.94 m - 3.77$ の関係があるとされている。

模型実験における疲労き裂の伝播に対し、何がしかの方法で K 値解析が行なわれ $d(a/2)/dN$ と ΔK の関係を求める場合がある。その場合の実験点を Fig. 4.3.1 に示す。

各実験点はいくつかの試験片についての値である。試験片ごとの速度の平均線を仮に $m=4$ として求めて（伝播寿命は平均線の積分で表わされる）。その標準偏差の3倍の線を計算すれば、それはいくつかの試験片の速度の平均の $\pm 10^2 \text{ mm}/\text{cycle}$ である。模型実験結果の平均値は基礎試験結果の平均値を示す $\log_{10} c = -1.94 m - 3.77$ で $m=2 \sim 5$ とおいた値とほとんど同じである。

分散値が大きいが、これは今後実構造に対する K 値解析の精度向上に伴ってより小さな分散値を示すようになると推定される。

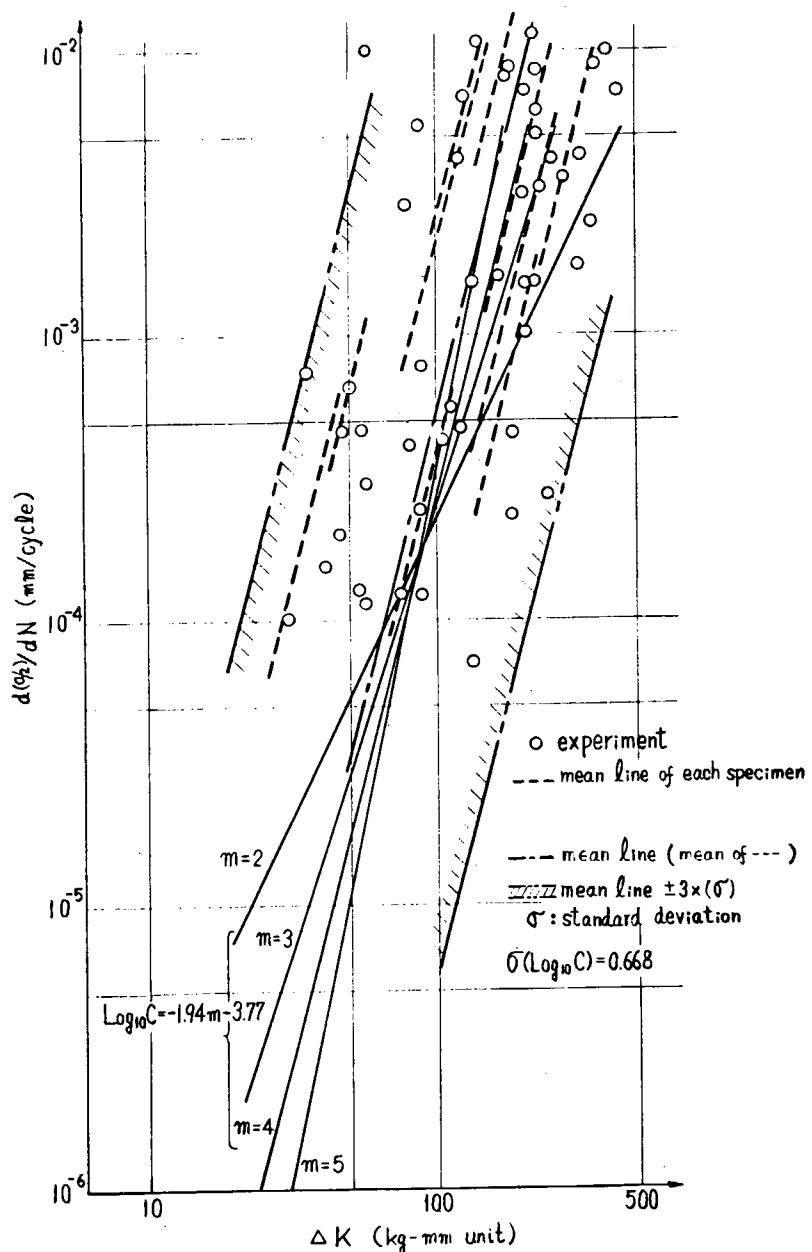


Fig. 4.3.1 Comparison of crack propagation rate between basic and model test

5. 船体の疲労強度

5.1 船体の疲労き裂

5.1.1 船体構造の疲労き裂による損傷

(1) 疲労き裂発生の傾向

衝突、坐礁、火災、爆発等海難事故による損傷をのぞき、船体構造に発生する損傷は、船令、航路、大きさ、構造寸法によって異なるが、船の種類によってもかなり差がある。Fig. 5.1.1は船の種類別に発生した一般損傷の件数の比を示したもので¹⁾、大型鉱石船や油槽船が他の種類の船にくらべてきわどく損傷が多いことがわかる。

一般損傷はき裂か凹損のいずれかであるが、き裂と凹損の件数比は約7:1の割合でき裂の発生件数は多く、き裂の大部分は不連続構造部に発生する疲労き裂と考えられる。

一般に船令が大となると船体構造部材に加わる繰返し荷重により、船体の不連続構造部に疲労き裂を生じることが多い。さらに船令が大となるに従って内部構造部材の塗装も損われて腐食が進み応力が大となるためこの傾向はさらにいちぢるしくなる。

Fig. 5.1.2は一般貨物船の船令と損傷件数比を示すもので¹⁾、船令が14年頃までは比較的件数は少いが、14年以上になると急激に増加することがわかる。その大部分は腐食をともなった疲労き裂である。油槽船や鉱石船ではFig. 5.1.3のとおり¹⁾、貨物船にくらべて早い時期に損傷件数が増えるが、その後の船令の船ではほぼ一定となる傾向がある。これは、本船の防食、構造寸法、補強が複雑に関連しているため、今後船の大きさ、構造等が安定すれば貨物船と同様な傾向を示すと考えられる。

(2) 疲労き裂の発生する構造部材

疲労き裂は船の縦曲げ応力によって縦強度部材に発生することはきわめて少ない。Fig. 5.1.4 a) 及び Fig. 5.1.4 b)は、いずれも不連続構造部で縦曲げ応力によって発生した疲労き裂の例である。²⁾最近は船尾機関の船が多くなったため、この a) に示す損傷は殆んど発生していない。

疲労き裂の大部分は縦強度部材以外に発生している。Fig. 5.1.5 a), b), c), d)は各種の船舶の横強度部材に発生した損傷で、主として不連続構造部及びその近傍に集中して発生している。

Fig. 5.1.5は大型タンカーの横強度部材に発生したき裂の長さ方向及び巾方向の分布を示すもので³⁾、長さ方向では a) のとおり、船首から船尾に向うに従ってき裂発生件数が増加し、巾方向では、中心線に向かうに従って発生件数が増大する傾向がある。

Fig. 5.1.6は船尾タンクの横強度部材に発生する損傷の形態を示すもので、タンクの大きさは小さい割に損傷の件数は大きい。⁴⁾

船体構造に発生する疲労き裂は不連続構造部の応力集中による低サイクル高応力疲労き裂と考えられるが、大型船の船体後半部、特に船尾タンクの疲れき裂は機関の振動と共振する高サイクル低応力疲労き裂もかなりあると考えられる。

(3) 工作欠陥から発生する疲れき裂

船体の建造工事中に生じた各種の工作欠陥からも、就航中疲れき裂を発生することがある。1968年から1971年までの4年間に建造された2,000G/T以上の船舶について、1971年から1974年の4年間に検査された1820隻の船舶について調査の結果、建造時の工作欠陥に起因する損傷は529件で175隻の船に発生していた。大部分のものは疲れき裂で定期的な検査で発見修補される軽微なものであったが、ごく一部のものはせい性破壊へ進展するものがあった。⁴⁾

損傷の原因となった工作欠陥の種類とその頻度は Tab. 5.1.1 のとおりであり、このうちの溶接変形以外の損傷は疲れ破壊と関連があるものと考えられる。溶込不足、目違いによる損傷の例を Fig. 5.1.7(a) 及び(b) に示す。

工作欠陥は一般にランダムに発生すると考えられるから損傷発生箇所をあらかじめ予測することは困難であるが、工作的な困難な箇所や管理の行き難い箇所に多く発生する傾向がみられる。溶込不足による損傷は倉口縁材を構成する部材や各種ガーダ類の面材の突合せ継手に発生するものがその $\frac{2}{3}$ を占めており、取付不良によるギャップ過大のためのすみ肉溶接の損傷は隔壁貫通部がその $\frac{2}{3}$ を占めている。

5.1.2 疲労き裂の防止対策

(1) 疲労き裂防止対策の基本概念

疲労き裂の防止には次の3つの基本的な考え方がある。

- ① 構造上の不連続部をできるだけ少なくし、応力集中度を低くする。
- ② 構造寸法を増加して応力値を下げる。
- ③ 防食対策を充分に行う。

この3つの考え方はいずれも利害得失があり、それを組合わせて長所短所を相補う方法がとられている。以下その例を挙げて説明する。

(2) 貨物船の倉内肋骨下端部の損傷の防止対策

この損傷はFig. 5.1.8にその詳細を示すが、一般貨物船に発生する典型的な損傷で早ければ8年目、普通は12～16年目ぐらいから発生する。き裂の発生する肋骨下端部の応力はかなり高いので、肋骨に断面係数の大きいものを使用するように構造規則が改正され、この改正規則による貨物船では損傷はない。

(3) 大型タンクのスロット周りの損傷の防止対策

この損傷はFig. 5.1.9に詳細を示すとおりで、大型タンク内部材の損傷の約半数を占める損傷であるが、トランウェブの4スロットに1個の肘板を設けること、防撓材の反対側にバックプラケットを設けること、スロットをカラーで埋めることによってほとんどの損傷を防止することが可能となった。(Fig. 5.1.10 参照)⁶⁾

(4) 桁板の端部構造の損傷の防止対策

この損傷はFig. 5.1.11 a)に示すとおりで、大型タンクの中央タンクに多く見られた損傷であるが、最近 b)に示すような構造の改善が行われ、その損傷は激減した。しかし、貨物船の1番船倉の特設肋骨下端のように桁ウェブの端部を充分伸ばすことができない場合は疲労き裂を発生することはある。

(5) 船尾タンクの損傷の防止対策

船尾タンクの損傷はFig. 5.1.6のとおり各種の損傷が見られるが、スロット周りの補強、桁板の端部構造改善、防撓材端部の補強、防撓材の増設などの不連続部をなくし、構造寸法の増大(補強)の措置によってFig. 5.1.12のとおり急速に減少する傾向を示している。⁵⁾

(6) タンク内の防食対策

疲労き裂の発生している箇所のなかでかなりの箇所に腐食耗が見受けられるのは事実であり、特にバラストタンクや油一水兼用タンクではその傾向がいちいちるしく、油専用タンクでは疲労き裂の損傷が少ない。したがってタンク内面を重塗装により防食措置をすることが有効な対策といえる。

(7) 工作欠陥による損傷の防止

工作欠陥による損傷の防止のためには工作欠陥を作らない方法と、工作欠陥を完全に発見して除する方法の2つがあるが、工作欠陥を始めから作らない方法の方がより安全であり信頼性も高いことは論をまたない。そのためには建造工事に対して適切な管理体制をとることが望まれる。

工作欠陥を作らないための品質管理としては次の諸点が挙げられる。

- ① ガス切断及び組立ての精度を向上させる。
- ② 特に目違いを生じやすい箇所は溶接の前後を通じ厳重に管理する。(基準はJ S Q S)
- ③ 突合せ継手では溶接前に開先検査、表溶接完了後は裏掘り検査を完全に実施し、溶接作業者は自分が溶接した継

手の近傍に記名を行う。

- ④ 溶込不足を生じやすい突合せ継手は溶接完了後、適当な非破壊検査を行い、溶込不足のないことを確認する。(このための簡易超音波探傷装置がすでに開発済)
- ⑤ 誤作、溶接忘れ、ガスノッヂがないように充分管理するため、作業者10～20人に1名の作業監督者をおき常時管理するとともに、作業者を数人づつの小グループに分け、各グループとも工夫し合って品質の向上のための方法を考えさせ、実行せしめる。
- ⑥ 有害な工作欠陥を定量的に明確にし、検査の段階でこのような欠陥がないようにし、もしあればその原因をチェックし、二度と起らぬようFeed Back Systemを確立する。

5.1.3 疲労き裂の評価

(1) 船舶の安全性と疲労き裂

船体構造に発生する疲労き裂は最近の船体構造設計の改善によって次第に減少しているが、老令貨物船や船令10年前後の大型専用船では1船当たり数十個の疲労き裂が定期的検査時に発見されることも珍しくない。

船体の不連続構造部に発生する疲労き裂は一般にはその進展速度もおそく、その発生場所も限定され予測されるため船舶の定期的検査時において長くならないうちに発見され補修されるのが普通である。また、この発見と補修が時宜を得て確実に行われる限り疲労き裂は重大な損傷事故の原因となることは少ない。

しかし、なんらかの原因で疲労き裂が急速に進んだり、長いまま発見されないで放置されていたとすれば構造物の強度を低下させ、大きな損傷の原因となることがあるので軽視してはならない。

(2) 注意を要する疲労き裂による損傷

外板や強力甲板に直接溶接される部材の疲れき裂はまれには外板や強力甲板に伝わって洩水による貨物の海損や浸水事故の原因となり、船の安全性をおびやかすことがある。特に疲労き裂の発生しやすい箇所に腐食があれば応力は増大し、疲労き裂の進展は早くなり、定期的な検査で発見補修される前に大きなき裂となり損傷事故の原因となるので注意を要する。

貨物船の倉内肋骨の下端の損傷はその例でFig. 5.1.8のとおり、肋骨のウェブと肘板の重ね継手に沿って疲労き裂が発生するが、この部分には溝状の腐食がみられることがある。このき裂は数多くの肋骨にはほぼ同時期に発生し外板に達して船倉への浸水事故の原因となることがあるので注意を要する。

油槽船等大型専用船の船側タンクの船側トランクのスロット周りの疲労き裂はトランクウェブの防撓材下端のき裂がもっとも多く、次にスロットのコーナ部からトランクウェブに発生するき裂が普通である。しかし、まれにはスロット部の外板に疲労き裂を生じることがある。(Fig. 5.1.13^⑥ 参照)調査の結果ではスティフナー下端のき裂1000件に対しウェブのき裂は約200件、外板のき裂は5件程度であった。^⑤また船側横桁のき裂がFig. 5.1.14のとおりスロット間で連結して数メートルにわたる長いき裂となり、船側外板に大破口を生じたことがある。^⑥上記の2つの事故例は最近のスロットのき裂の防止対策を完全に行えば疲労き裂は生じないか、万一生じても成長せず大きな事故になることはない。いっぽう最近の大型専用船のタンク内部材で、このようなスロットき裂防止対策を行った船舶で船側縦肋骨又は縦通隔壁水平防撓材にFig. 5.1.15のような疲労き裂が若い船令(4年以下)で生じたことである。原因は機関振動との共振あるいは横強度部材と縦通部材との剛性の違い等が検討されているが、注意を要する。^⑤

(3) 船体構造のメインテナンスフリー化

船舶の定期的検査時に発見されたき裂はその大小重要度の如何をとわず放置は許されず補修することが原則である。き裂の補修には足場の設置、防火、照明等の安全対策、損傷部の切換えと溶接作業を伴い、直接の工事費ばかりでなく停船のためのデマーレージが嵩む。特に最近の大型船や高密度船ではこのデマーレージはきわめて高額となり、さらに船員に対して無用の不信感を与えることにもなる。

船体構造に発生するき裂の大部分は疲労き裂であるが、疲労き裂を完全になくすためには船体に不連続構造を完全

になくすか、構造寸法を大巾に増して不連続部の応力レベルを下げればよい。しかし、使いやすい実用性の高い船舶とするかぎり不連続構造はさけ難く、構造寸法の大巾を増加は建造コストを大きく上昇させ運航採算を悪くする。したがって、いずれか一方に偏する対策は適当でなく両者を上手に組み合わせてコストの増加を最小限におさえることが望ましい。

現在上記の考え方でメインテナンスフリー対策が各方面で考えられている。現段階ではメインテナンスフリー対策は若干のコストアップはまぬがれない。しかし、Fig. 5.1.16のとおり、建造コストが若干高くてもその後のメインテナンスコストが低ければ限界船令を越えれば経済的なメリットは必ずあるはずである。特にデマーレージの高い大型船や高密度船では、この限界船令はかなり短かく、メインテナンスフリー対策が実用化できると考えられる。

船体構造のメインテナンスで費用を節約し得るのは一般損傷と腐食に対して必要な経費だけである。疲労き裂はこのいずれにも関連しており、設計構造の改善と防食対策の徹底がメインテナンスフリー船の建造に重要な役割りをもつものと考えられる。

参考文献

- 1) 日本海事協会 「1975年の船体損傷統計について」 日本海事協会誌 157号, 1976, 10月
- 2) 横田吉郎 「船体構造物の低サイクル疲労強度」 溶接学会誌 第37巻5号, 1968
- 3) A. Haaland "Damages to Important Structural Parts of Hull" European Shipbuilding №6 1967
- 4) 日本造船研究協会第109研究部会 「溶接欠陥および工作誤作の船体強度におよぼす影響に関する研究」 研究資料 №144, 昭和47年3月
- 5) 賀来信一 「最近の大型船の船尾タンクの損傷」 日本海事協会誌 №148, 1974, 7月
- 7) 村井謙二 「スロット近傍の損傷に関する一考察」 日本海事協会誌 №149, 1974, 10月

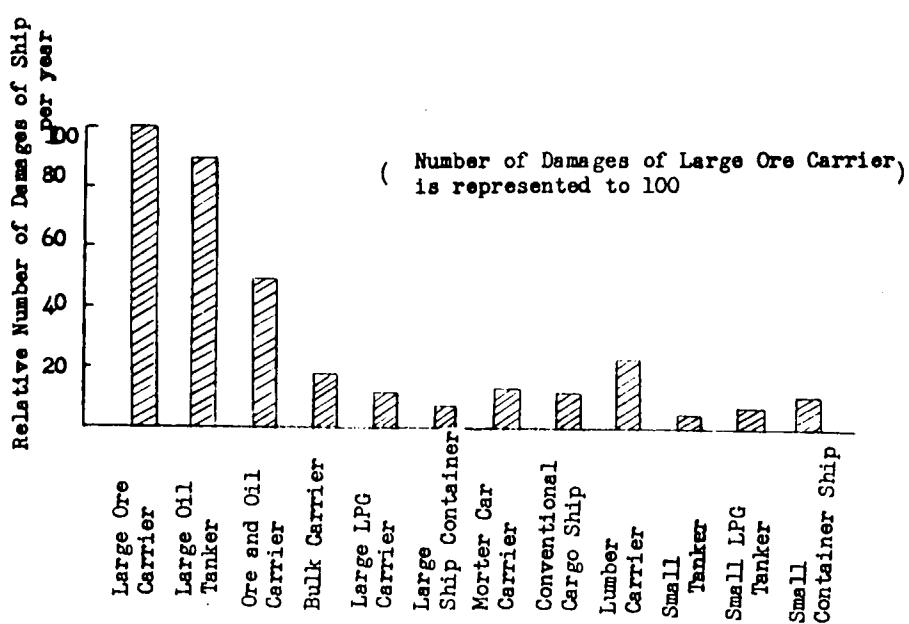


Fig.5.1.1 Relative number of hull damages of various kind of ships

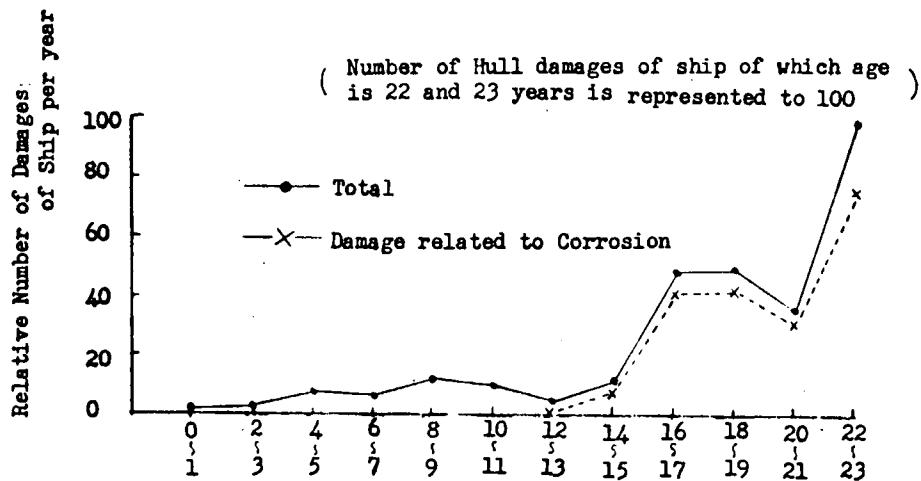


Fig.5.1.2 Relative number of hull damages of conventional cargo ships

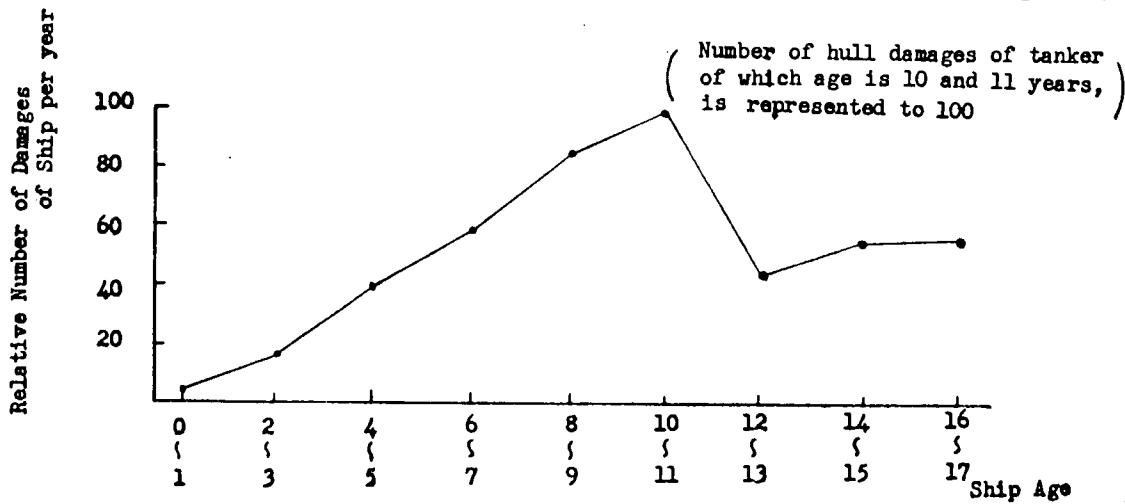
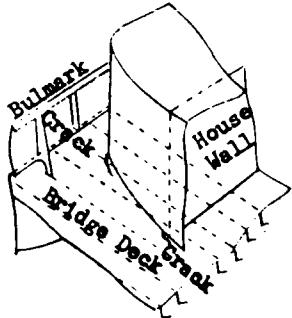
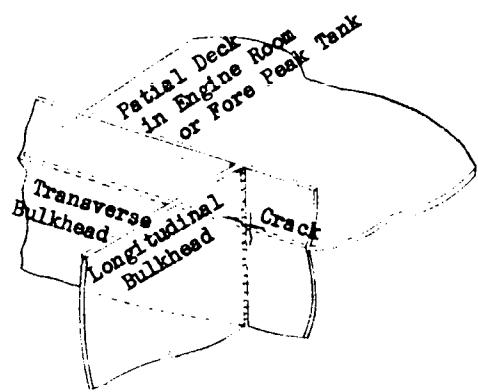


Fig.5.1.3 Relative number of hull damage of large oil tankers

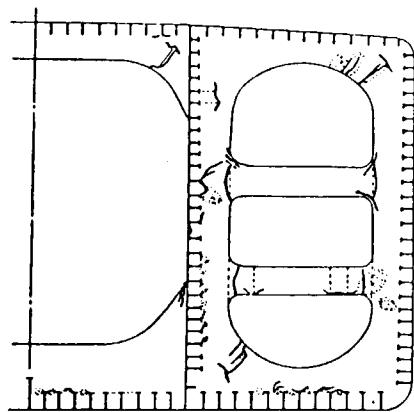


(a) Cracks at bridge deck

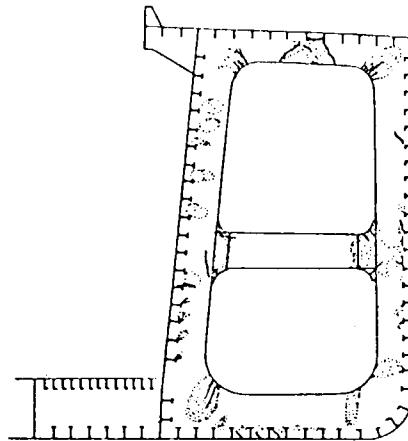


(b) Cracks at end of longitudinal bulkhead

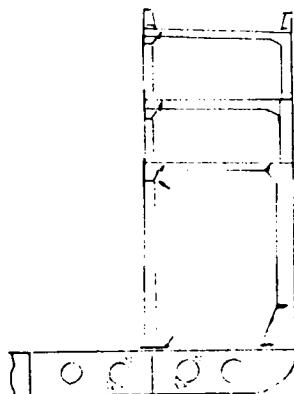
Fig.5.1.4 Fatiguc cracks related to longitudinal bending of hull



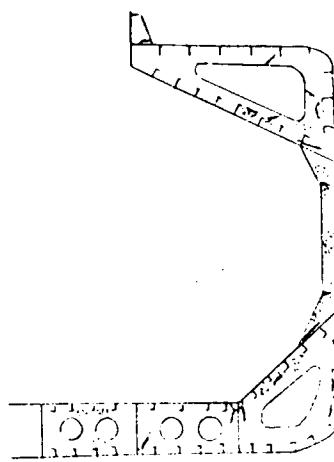
(a) Damages in tankers



(b) Damages in ore carriers



(c) Damages in cargo ships



(d) Damages in bulk carriers

Fig.5.1.5 Typical damages of internal structure of ships

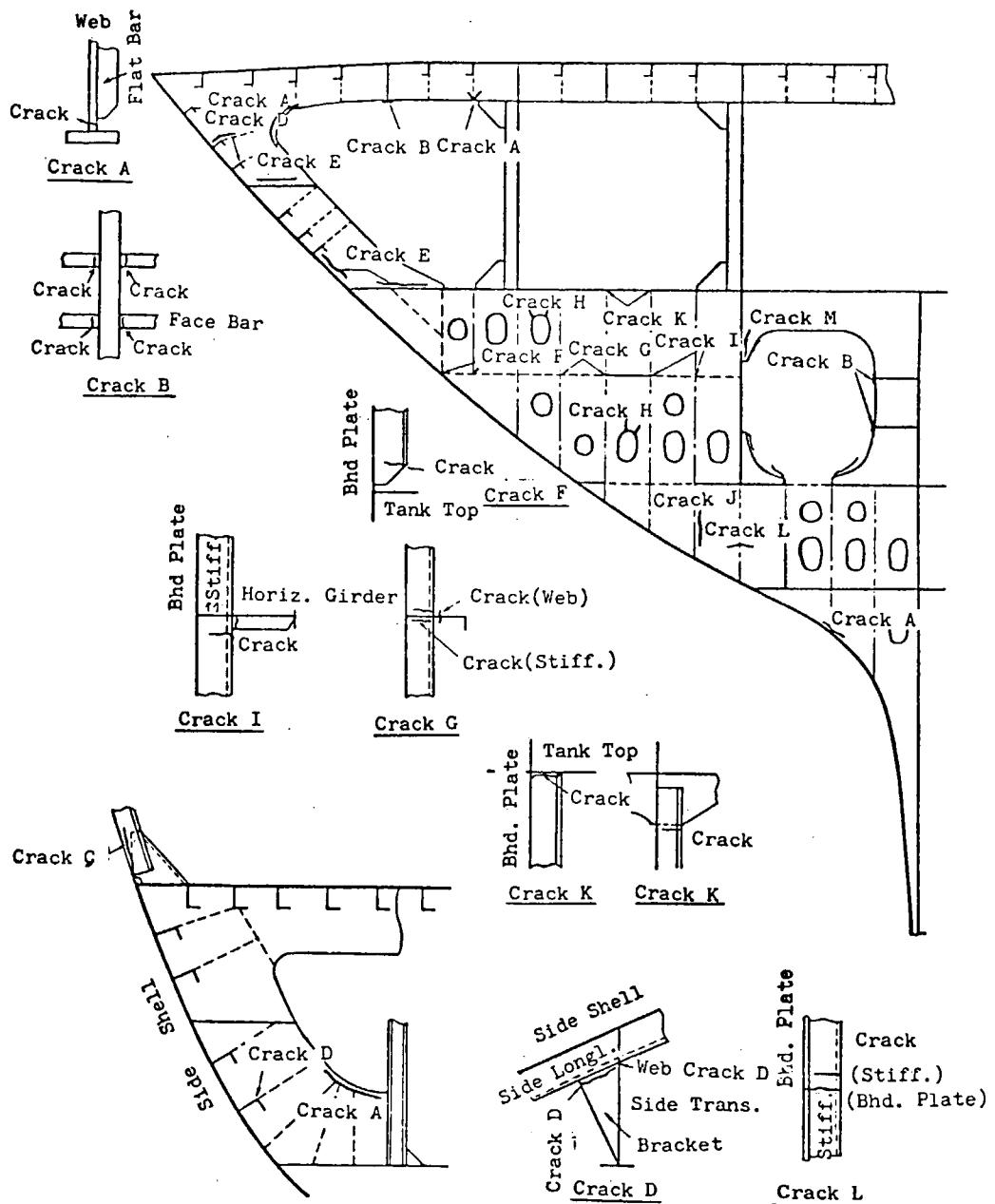
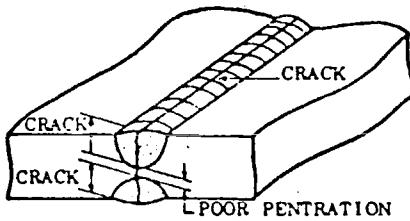
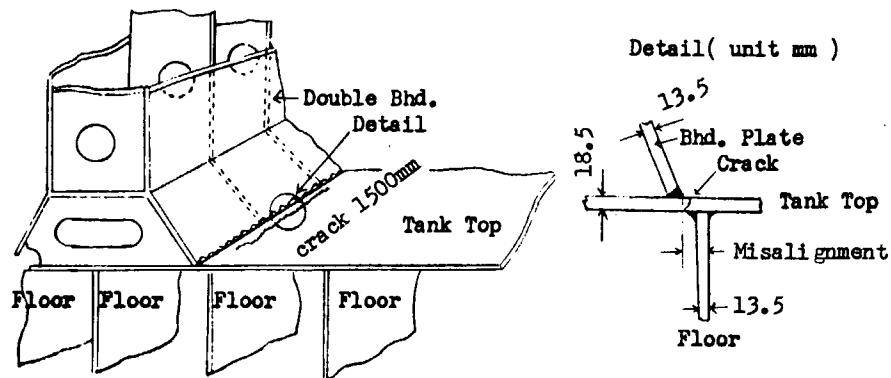


Fig.5.1.6 Illustration of crack damage in aft peak tank
of large vessels



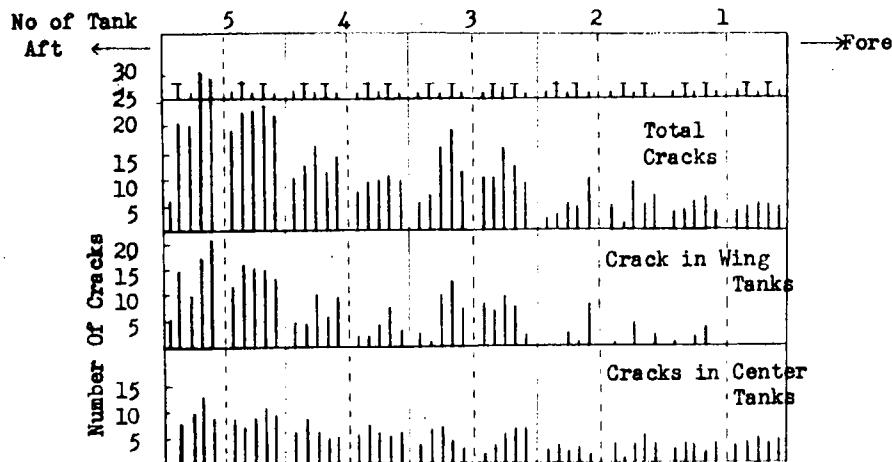
(a) Crack initiated from poor penetration



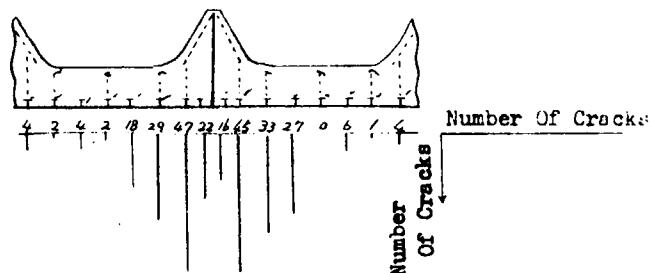
(b) Cracks at tank top planting of bulk carries due to misalignment

Fig.5.1.7 Typical fatigue cracks related to defects during fabrication

	Kind of defect	damaged ships/ total ships (%)	number of damage / total ships
Butt joints	Poor penetration	4.1	0.1 2 3
	Lack of back weld	0.1	0.0 0 4
	Faults of repair welding	0.1	0.0 0 2
Fillet joints	Excess of gap related to misfabrication	0.8	0.0 2 9
	Intersection	0.8	0.0 1 4
	Other parts	0.4	0.0 0 7
Other parts than joints	Misalignment	0.6	0.0 1 5
	Lack of welding	0.6	0.0 2 5
	Others (undercuts etc)	0.2	0.0 0 3
Other parts than joints	Excess deformation	0.7	0.0 4 2
	Dimensional errors	0.1	0.0 0 9
	Gas notches	0.4	0.0 0 6
Other parts than joints	Others	0.3	0.0 0 5
	Total	9.6	0.2 8 9



(a) Longitudinal distribution of cracks in tanks



(b) Transverse distribution of cracks at center tanks

Fig. 5.1.5 Distribution of number of cracks occurred at transverse strength members in tanks of large oil carriers

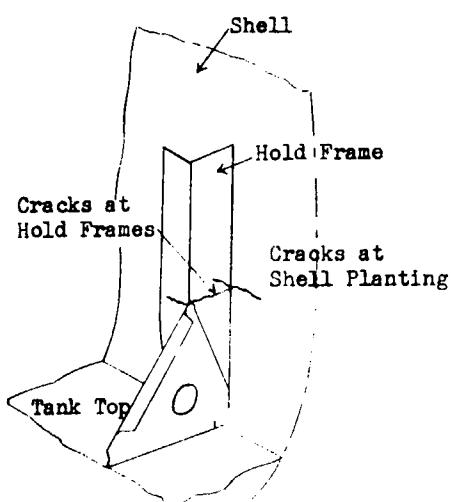
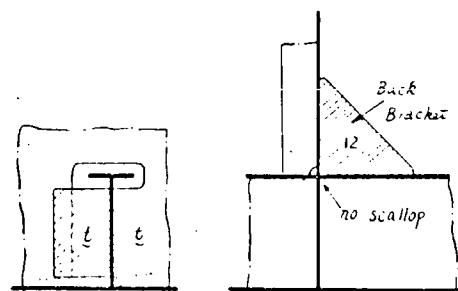
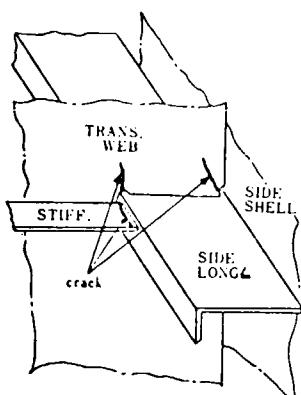


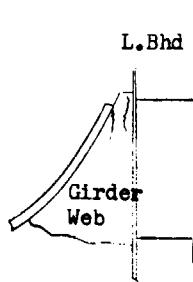
Fig. 5.1.8 Cracks at lower end hold frames in cargo vessels



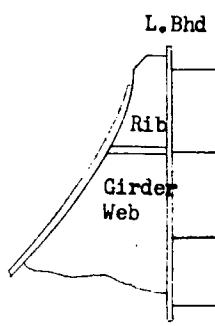
a) Reinforcement with fillers b) Reinforcement with back brackets

Fig.5.1.9 Cracks around slots

Fig.5.1.10 Prevention of cracks around slots



(a) Cracks at toe of girder ends



(b) Prevention of cracks at toe of girder end

Fig.5.1.11 Cracks at toe of Girder end their countermeasure

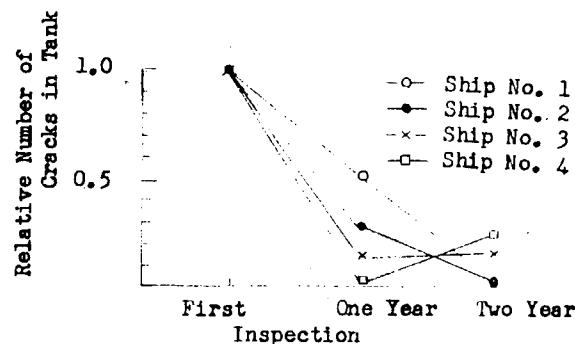


Fig.5.1.12 Decrease of number of cracks in aft.peak tanks after repair and reinforcement

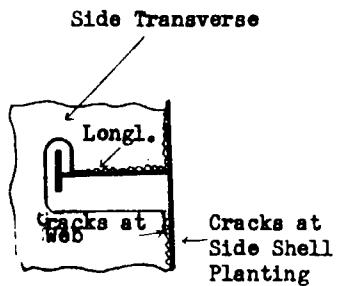


Fig.5.1.13 Cracks extend to shell plating from slots

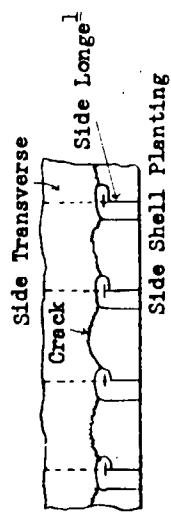


Fig.5.1.14 Cracks connected between slots of transverse members

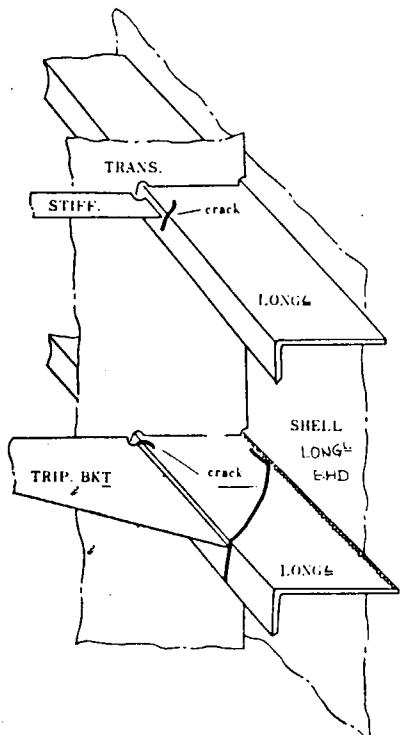


Fig.5.1.15 Cracks at side longitudinals

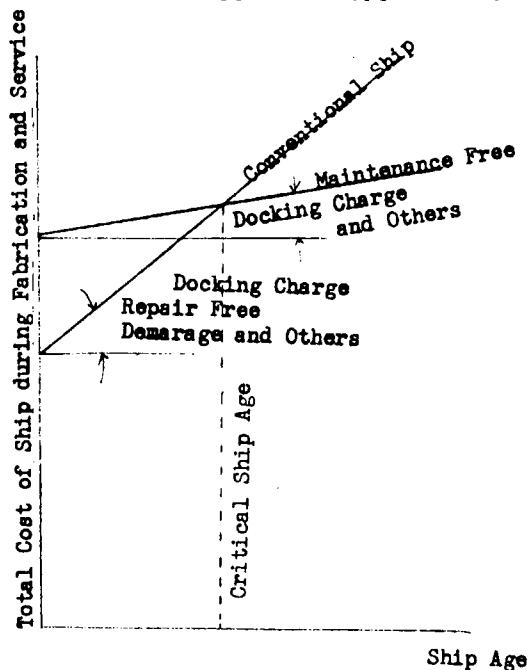


Fig.5.1.16 Maintenance cost and critical ship age from economical view point

5.2 船体の疲労設計

船体の疲労設計は次に述べるようにその解析が至って困難である。

- i) 船体は波浪中で運動し、その運動応答によって外荷重がきまるので波浪変動荷重を定量化することが本質的にむづかしい。
- ii) 船体は防撃平板によって組立てられる複雑な不静定構造物であるとともに局部的にも全体的にもおもに曲げによって耐力を保持しているので随所に曲げモーメントやせん断力などの内力集中が発生する。
また、大きなシステム構成をなしているので各要素には、それが船体に占める場所や位置ごとに構造系別のいろいろな性質の応力が流入する。
- iii) 船体では疲労解析の対象となる応力集中箇所や構造モデルが非常に多く、また疲労損傷に最も大きな要因を与える局部詳細設計や溶接、工作施工法は千差万別である。
- iv) 船体では、毎航海ごとに貨物やバラストなどの積付によって静水中荷重が変り、航海中はそれに波浪によるランダムな変動荷重が重畠する。

したがって、応力集中部における応力-ひずみのヒステリス・ループは毎航海ごとに複雑に変化し、その履歴を船の一生にわたって追跡することが至ってむづかしい。

- v) 船体の複雑な応力集中部では一般に歪勾配が急で、さらに溶接部では多軸性のピーク歪が重畠されるので、クラック発生点の歪振巾を推定するためにはミクロ的な弾塑性解析をおこなわなければならない。

- vi) そのほか、エンジンやプロペラなどの起振源やスプリッギング現象などによる高サイクルの振動応力が重畠することもあり、また腐食環境の影響についても未解決の問題点が多い。

したがって、従来の疲労設計ではとくに応力集中度の高い箇所の局部的な詳細設計を重要視し、長年の経験によって得られた教訓を船級協会規則や溶接施工基準などにそれとなく取入れている。

頻度の多いクラックや新しい構造方式の損傷は、その都度模型実験や理論的な考察によって損傷解析がおこなわれその結果がたえずフィード・バックされている。

すなわち、船体の疲労については経験的と言うよりは実証工学的に発展して来ており、今日では船体における疲労破壊上の問題点は十分に減っていると言ってよい。このことは、逆に解釈すると疲労強度上の見地から経験的に設定されている現状の許容応力のあいまいさを見直す必要のあることを示唆している。

最近に至り、縦および横強度のトータル・システム・プログラムが開発され、船の生涯で船体に生ずる応力の履歴を推定することが出来るようになった。一方、疲労破壊や伝播の研究も急速に発展しており、したがって疲労設計や損傷解析を行うために必要な諸条件が満されつつある。

したがって、船体構造設計に疲労強度に関する合理的な基準を確立することは、近い将来解決し得る可能性のある重要な課題であると考えられる。

本節では、船体を縦強度系、横強度系および局部強度系に分け、それぞれについて疲労設計の考え方および解決すべき問題点について考察する。

5.2.1 縦強度系

疲労破壊がハル・ガーダの設計基準の対象になるかならないかの議論が従来からなされている

現在、各船級協会が規定している船体断面係数を採用する限り、船体の縦強度部材の平滑部および溶接継手部の疲労強度は十分な余裕があり、大きな欠陥などがあればこれらの部分に疲労クラックが発生する可能性は殆んどないことが判明している。(1) また、疲労クラックは局部的な歪集中箇所に限定されるので、そのような局部的な破損を対象にして主構造の強度を規制する必要はないと言う意見もある。

最も重要なことは、これらの疲労クラックが発生し伝播するとき船の安全性をどのように評価するかと言うことである。縦強度系は静定構造であるので、そこに限界クラック長さの概念が成立する。

一般に疲労クラックの進展速度はおそく、大きな事故になることはまれであるが、そのクラックがある限界長さに達すると周囲の温度と応力条件によってはせい性破壊をおこすことがある。

ハル・ガーダの疲労強度は船の一生を通じての変動荷重とその S (応力振巾) - N_c (き裂発生回数) 線図が与えられれば、その寿命の推定は或る程度可能である。

船体の断面係数がきまとると、船体に作用する縦曲げモーメントの長期分布から Fig. 5.2.1 に示すように公称の最大縦曲げ応力の長期分布が得られる。

σ_w は波浪による変動応力振巾であり、 σ_s は静水中応力で平均応力に相当する。通常 σ_w , σ_s にはハル・ガーダに生ずる最大応力として船体中央部上甲板に生ずる応力があてられる。

一般に波浪変動応力振巾 (σ_w) と、それを越える回数、 N の対数の間には図示のように直線関係が成立する。

このことは長期間で応力値が対数正規分布をするときよい近似をする。

Fig. 5.2.2 はマイナー則による疲労被害度 (usage factor), $f = \sum \frac{n_i}{N_i}$ の算定方法を示している。

$f = 1.0$ のとき疲労クラックが発生するものと見做されている。

$S - N_c$ 線図は弾性応力集中係数、 K_t と平均応力の影響すなわち応力比、 R によって左右される。

疲労破壊を設計応力の基準に選ぶとき、不連続部や切欠きを有する局部モデルの $S - N_c$ 線図をどのようにして設定するかが最も重要である。

しかし、それを具体的に定める合理的なきめ手はあり得ないことも明らかである。

従来からハル・ガーダの $S - N_c$ 線図を求めるために多くの提案がなされてきた。文献(2)では船体においては甲板および船底の突合せ溶接は少くとも“小さな溶接欠陥をもった手溶接”に相当するものとして、その $S - N_c$ 線図に準ずるものと仮定した。

文献(3)では船体の疲労強度は十字継手の溶接試験片の疲労強度に匹敵するものとして疲労解析を行い、疲労設計基準となる上甲板の最大許容応力の算式として次式を提案した。

$$\sigma_w(-8) + 0.33 \sigma_s = 13.6 + 0.2 \left(\frac{L}{100} \right) \quad (5.2.1)$$

ここで $\sigma_w(-8)$: 船の一生で期待される ($Q = 10^{-8}$) 最大許容波浪縦曲げ応力 (kg/mm^2)

σ_s : 静水中縦曲げ応力 (kg/mm^2)

L : 船長 (m)

文献(4)は 2. 3 において前記したように各種の弾性応力集中係数 (K_t) を有する軟鋼の切欠平板試験片の疲労試験結果から、任意の K_t を有する試験片に任意の平均応力が存在する場合の $S - N_c$ 線図が得られる近似推定法を算式化して与えた。

波浪曲げ応力の累積頻度を 10^8 回とし、その長期分布を Fig. 5.2.1 のように仮定し変動応力成分 (σ_w) と平均応力成分 (σ_s) の各組合せについて K_t をパラメータとして被害度 (f) を系統的に計算した結果、次式が近似的に成立することを示した。

$$\sigma_w(-8) + \frac{1.6}{K_t} \sigma_s = \frac{2}{K_t} (8f + 27) \quad (5.2.2)$$

ここで $\sigma_w(-8)$: 船の一生で期待される ($Q = 10^{-8}$) 最大波浪縦曲げ応力 (kg/mm^2)

σ_s : 静水中縦曲げ応力 (kg/mm^2)

K_t : 弾性応力集中係数

f : 疲労被害度

$f = 1.0$ の場合について K_t をパラメータとして (5.2.2) 式を図示すると Fig. 5.2.3 に示すようである。

図より当然のことながら疲労クラック防止には応力集中係数を小さくすることが最も効果的であることが分る。

また、偶然ではあるが $K_t = 5$ の場合には文献(3)による (5.2.1) 式と殆んど一致している。

文献(4)による以上の結果は小型引張試験片の両縁に切欠きノッチをつけた疲労試験をもとにしているので、その結果を直ちに実船の場合に適用するには問題がある。

実際の船体に存在する各応力集中箇所の K_t をどのように評価し具体的に定義づけるかなど未解決の点が多い。

したがって、(5.2.2)式を船体の疲労設計基準に採用する場合には K_t 値は絶対的な意味をもつものではなく、あくまで過去の経験から推測される相対的なものにすぎないと解釈される。

疲労クラック防止には前記のように応力集中係数または疲労強度減少係数を小さくすることが最も効果的で、したがって疲労のために現状の船体断面係数をより大きく規制し、1次応力(σ_w, σ_s)を十分低く抑えることは不経済船になると客観的に認められている。

したがって、設計上は疲労によってきまる基準が従来の実績を上まわることのないようひかえ目に最低限度基準として与えるのがよいと考える。

Fig. 5.2.4 は Fig. 5.2.3において $K_t = 5$ の場合を疲労に対する許容応力限界線としている。

いま、全体系のそ性基準による許容応力限界線としてかりに $\sigma_w(-8) + \sigma_s = 19 \text{ kg/mm}^2$ を採用すると両基準を満足する許容応力は図示の領域内に制限されることになる。

現在、各船級協会の規則では、所要船体断面係数の算定式の一つに最小断面係数の考え方による算式を与えていた。

この考え方は図示のように静水中応力(σ_s)の最大値が一定の許容値、 $\bar{\sigma}_s$ 以下の場合には σ_s の影響を無視し最大波浪変動荷重($M_w(-8)$)によって生ずる応力が許容値、 $\bar{\sigma}_w(-8)$ となるよう最小の断面係数、 Z_0 を定めるものである。

このとき $\bar{\sigma}_w(-8) = \frac{M_w(-8)}{Z_0}$ の限界線は疲労対策上の限界線を代弁しているものと見做すことができる。

5.2.2 橫強度系

船体には随所に応力集中箇所があるので、疲労解析の対象となる箇所は無数に存在すると言っても、繰返し荷重頻度や応力集中度などからみて、クラックを起し易い箇所や構造様式には一定のパターンが存在する。

横強度系としての疲労設計のモデルは一般に設計上許容応力の設定をする主要部材のコーナ結合部と所謂マイナークラックの発生原因となる局部的な応力集中部によって大別される。Fig. 5.2.5 はこのような不連続部を疲労解析するに要する手順を示している。

図において、サブ・ルーチン・A は疲労解析すべき構造要素の S-Nc (Nc: クラック発生回数) 線図を求めるフローを示している。

その方法には一般に構造模型実験による方法と、疲労が問題となる箇所の継手部のみに注目し、その疲労強度を基礎継手の S-Nc 線図によって推定する方法がある。

模型実験では、基礎継手のデータを基に推定する過程において入り込む種々の仮定とか応力解析を行うことなく直接的に寿命を推定することができるが、数少ない実験では汎用性や信頼性に欠ける。

ルーチン・B は構造要素に加わる応力または歪履歴の長期分布を求めるフローを示している。

複雑な不連続構造で、疲労から規制される設計上の許容応力を設定するためには多くのタイプ・シップによる試設計船についてそれぞれの構造要素の応力頻度分布とその S-Nc 線図から、疲労被害度を算出し総合的に許容公称応力レベルを設定する必要がある。

損傷実績の解析結果はその有力な判定データを提供する。

ルーチン・C では破壊力学を適用し、クラック伝播寿命およびせい性破壊の発生確率が算出される。

(1) 主要部材のコーナ結合部

設計上許容応力の設定を要する主要横強度部材の不連続部としては、二重底の許容応力の設定に関連して二重殻相互のビルジ結合部が、また桁の許容応力に対しては桁のコーナ部などがあげられる。

とくに、二重殻相互のビルジ結合部の疲労強度を解明し、合理的な二重底の許容応力を設定することは当面の課題であるように思われる。

バルク・キャリアではビルジ部にホッパ・タンクを設け、またコンテナ船、木材運搬船、多目的貨物船などでは船側に二重殻構造を採用する場合が多い。

バルク・キャリアではビルジ・ホッパの曲げ捩り剛性が大きいと、またコンテナ船などのように船側に二重殻構造を採用する場合には二重底とホッパまたは船側とのコーナ結合部に曲げモーメントやせん断力の内力集中が生じ易い。

このような結合部に曲げやせん断が作用する場合には、その応力集中現象は至って複雑であるので、その疲労解析に必要な時間強度を求めるためにはおもに構造要素の模型実験に頼らざるを得ないように思われる。

各種の典型的な構造様式ごとに溶接や工作施工上の規準も含めて詳細設計を標準化し、それぞれの構造様式について系統的に疲労解析を実施する必要がある。

その結果、構造様式別に荷重区分に応じ疲労から規制される許容応力が与えられるとき、はじめて合理的な二重底の設計基準が確立される。

(2) 局部的な応力集中部

実際に船体に発生するクラックの大半はいわゆるマイナー・クラックで桁やフロアなどに設ける諸開孔部やハンド・スポット的な局部の応力集中現象が原因している。

そのようなミクロ的な応力集中に対しても当然疲労上の考慮を払わなければならないが、現在これを規制する適切な設計ガイドラインはすくない。

マイナー・クラックの発生防止に対しては長年の経験の集積により、船級協会規則や溶接施工基準などにそれとなく取り入れられているとは言え、実際には詳細設計上の不具合によるクラックの発生は後を絶たない。

このようなクラックを最小限に止めるためには、従来の損傷例を集積分類しそれぞれについて適切な対策を与えるマニュアルを作成することが実用設計上望まれる。

5.2.3 局部強度系

横強度系の場合と同様に、局部強度系の疲労設計モデルは疲労によって許容応力がきまる部材の不連続部と局部的な応力集中部によって大別される。前者に対しては防撓材のプラケット固着部および縦肋骨と桁のウェブ・ステラとの固着部がその代表例である。

後者、すなわち局部的な応力集中部としてはおもにパネル板の局部変形拘束部、防撓材に設ける諸開孔部、防撓材のスニップ端部などがあげられるが、これらの応力集中部に生ずるクラック防止対策は詳細設計マニュアルや工作基準に頼らざるを得ない。

(1) 耐圧防撓材

防撓材の端部は通常プラケット固着されるが、その取合部の応力集中現象は複雑で往々にしてクラックが発生することがある。

しかし、現行のそ性基準によってきまる防撓材ではとくに大きな繰返し荷重をうけない限り、疲労設計の対象とならないことは経験的に実証されている。

また、船体の縦応力が流入するような縦肋骨のプラケット固着部でも、その構造様式によっては疲労を考慮する必要のない場合もある。

タンカーの初期の構造方式では、縦肋骨が横隔壁と交差する個所で種々のプラケット結合方式が採用されたが、いろいろなクラックが頻発しその結果多くの研究が行なわれた。

貫通プラケット方式などはその代表例であるが、そのような構造方式ではクラックの発生を完全に防止することが不可能であることが損傷実績によって裏付けされ、その結果各船級協会はタンカーの大型化が始まった1955年頃より縦肋骨を横隔壁を貫通して通すよう規制するに至った。

以来、この部分のクラックは皆無に近くなつたことは、構造方式を規制することによって疲労上の問題を解決した貴重な体験である。

すなわち、船体の疲労設計ではとくに詳細設計が重要視されることを示唆している。

現在のところ、プラケットの固着構造について今後解決すべき問題に一般貨物船やバルク・キャリアなどの倉内肋骨の疲労強度があげられる。

現行の船級協会ルールでは倉内肋骨の所要寸法はプラケットの取付方式に無関係に与えられており疲労上の考慮はなされていないと言つてよい。

防撓材とプラケットの取合部における応力集中現象は、防撓材断面の対称性(T型, Γ 型), プラケットの取付方法(ラップ, 突合せ, 一体型), プラケットの形状, プラケット・フランジの有無とその剛性, 溶接施工の良否などによって異なる。

したがつて、これらの要因を十分考慮し、まづ適当な種類の構造様式に標準化する必要がある。

それぞれの様式ごとに系統的な模型実験を行うと共に、多くの損傷および非損傷船の実績を解析し、統計的な見地から各構造様式ごとに疲労から規制される許容応力を設定しなければならない。

(2) ウェブ・スチフナ基部

タンカーなどのトランスバースに縦肋骨を貫通するため Fig. 5.2.6 に示すようなスロットを設ける方式では、図示の如くスロット周辺にクラックが発生することがある。

図示のクラックのうちで最も多いのはウェブ・スチフナと縦肋骨との結合部に生ずる損傷で、最初 G点から発生したクラックがすみ肉溶接に沿って進展し切斷する場合である。スチフナが切断されるとトランス・ウェブのスロット周辺にクラック(A～F)が発生する。

このようなスロット周辺の損傷は船型の飛躍的な大型化が始まった 1965 年より 1970 年頃にかけて建造されたタンカーやオア・キャリヤにおいてとくに頻度が多く、その対策のため長期間亘り多くの研究がなされた。⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾

船体構造要素について初めて系統的な疲労解析が行なわれた具体的な事例であると共にその解析の難かしさを体験した典型的な例である。

文献(7)は多くの研究成果を集約しこの種の損傷防止対策を確立した貴重な資料である。

まづ、S-N_c線図の作成には直接模型実験に頼り、数多くの模型実験結果から寸法効果や腐食影響などを修正して S-N_c線図を求めている。

その基準応力にはスチフナ基部に生ずる最大仮想弾性応力、 $\sigma_{max} (\epsilon_{max} \cdot E)$ をとっている。

σ_{max} を基準にとると、各種の構造様式の如何に拘らず実用的には 1 本の S-N_c線図で表わすことができる。

その S-N_c線図と実船における応力頻度分布から疲労被害度を計算し、スチフナ基部の許容応力を決定しなければならないが、荷重条件はタンクの使用条件、スチフナが船体に占める位置などによって変るので、それを実用設計用に標準化することが至つてむづかしい。

したがつて、最終的には船底部トランスのスチフナ基部の許容応力を次のように設定している。「船底に満載吃水の水頭に等しい内外圧差を生ずるときの σ_{max} の絶対値を 50 Kg/mm² 以下とする。」

その根拠は損傷解析結果得られたもので、Fig. 5.2.7 は船底外板に満載吃水の水頭に等しい静水圧が働いたときのスチフナ基部最大応力(σ_{max})と損傷発生率、 P_f との関係を示している。

船体には十字すみ肉溶接継手に切欠きを有する応力集中部が多いが、それらのクラック発生寿命はおおよそスチフナ基部のクラック発生寿命に匹敵するものと考えられ、2 次応力的な性格の大小に応じ静水中応力の関数としてくる。

参 考 文 献

- (1) 日本造船研究協会第 200 部会第 2 分科会 “疲労強度関係研究成果の調査” 昭和 48 年度報告(昭 49.2), 第 2 章
- (2) J. J. W. Nibbering, “Fatigue of Ship Structures” T. N. O. Report No. 558 (1963)

- (3) 池田吉郎 “Proposed Standards for the Longitudinal Strength of Cargo Ships,”
日本造船学会構造委員会関東地区部会資料, 東-66-4.9 (昭41)
- (4) 八木順吉, 富田康光, “船体構造部材の疲労強度,” 関西造船協会誌, 第165号(昭52.6) 発表予定
- (5) 船体構造委員会関東地区部会, スロット対策懇談会, “大型船の横桁材におけるスロット周辺の損傷防止に関する検討
(その1), (その2), 日本造船学会誌, 第505号(昭46), 第506号(昭46)
- (6) 船体構造委員会西部地区部会, スロット・ワーキング・グループ, “船体の損傷に関する調査研究(2), 西部造船会技術
研究会, 研究報告第13号(昭47)
- (7) 日本造船研究協会, 第120研究部会, “大型船の横部材におけるスロット周辺のクラック防止に関する研究,”
日本造船研究協会報告, 第76号(昭49.8)
- (8) 真能 創, 他, “船底トランクのスロット周辺におけるスチフナ基部の疲労損傷について,” 日本造船学会論文集,
第137号(昭50.6)

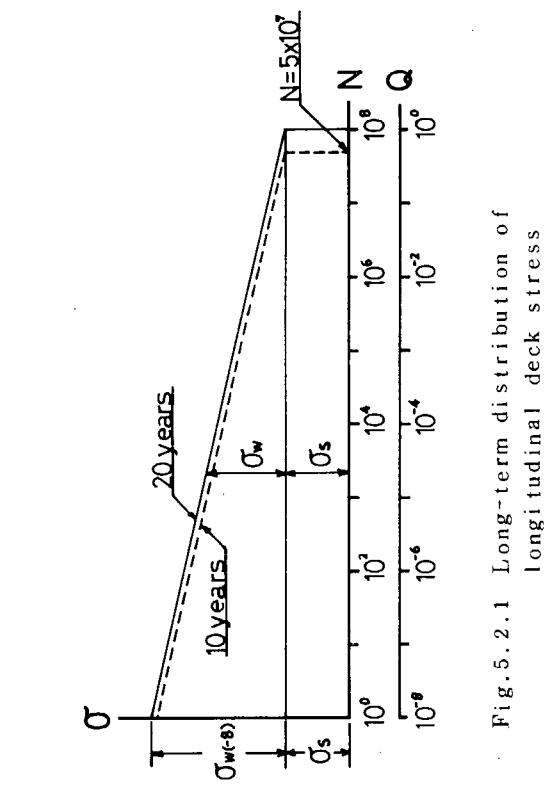


Fig. 5.2.1 Long-term distribution of longitudinal deck stress

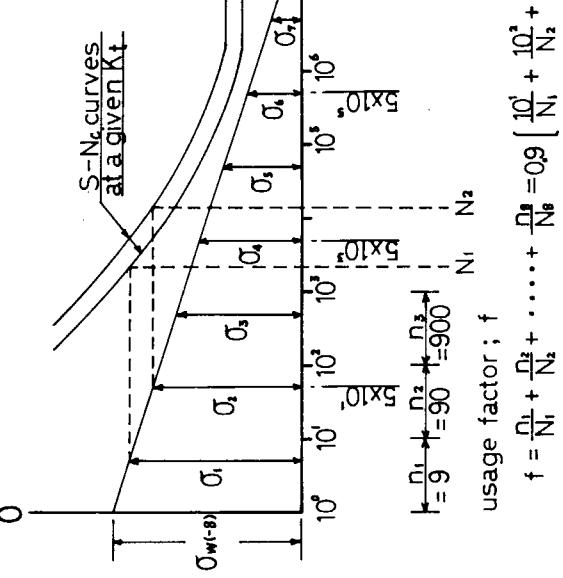
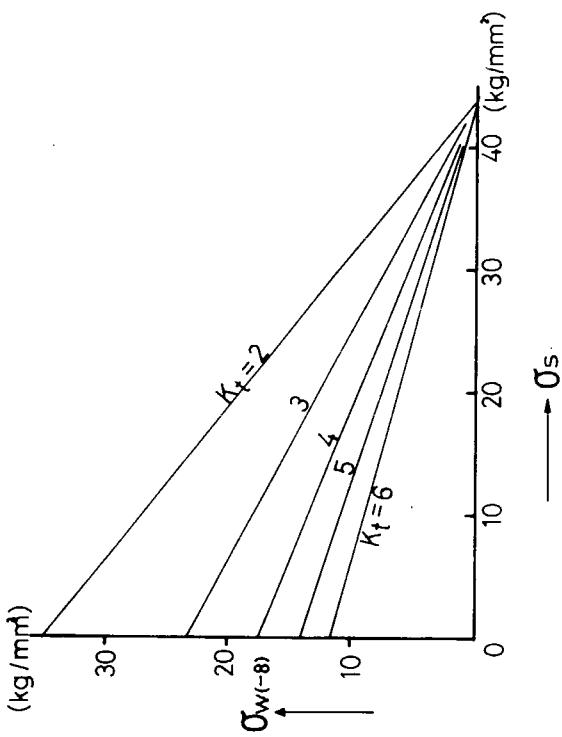


Fig. 5.2.3 Allowable wave bending stress for fatigue

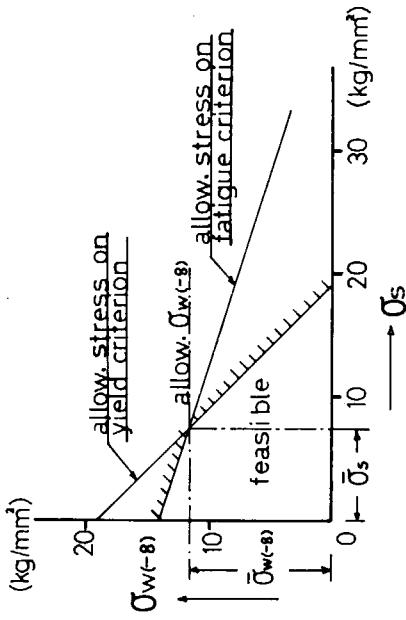


Fig. 5.2.4 Allowable longitudinal stress

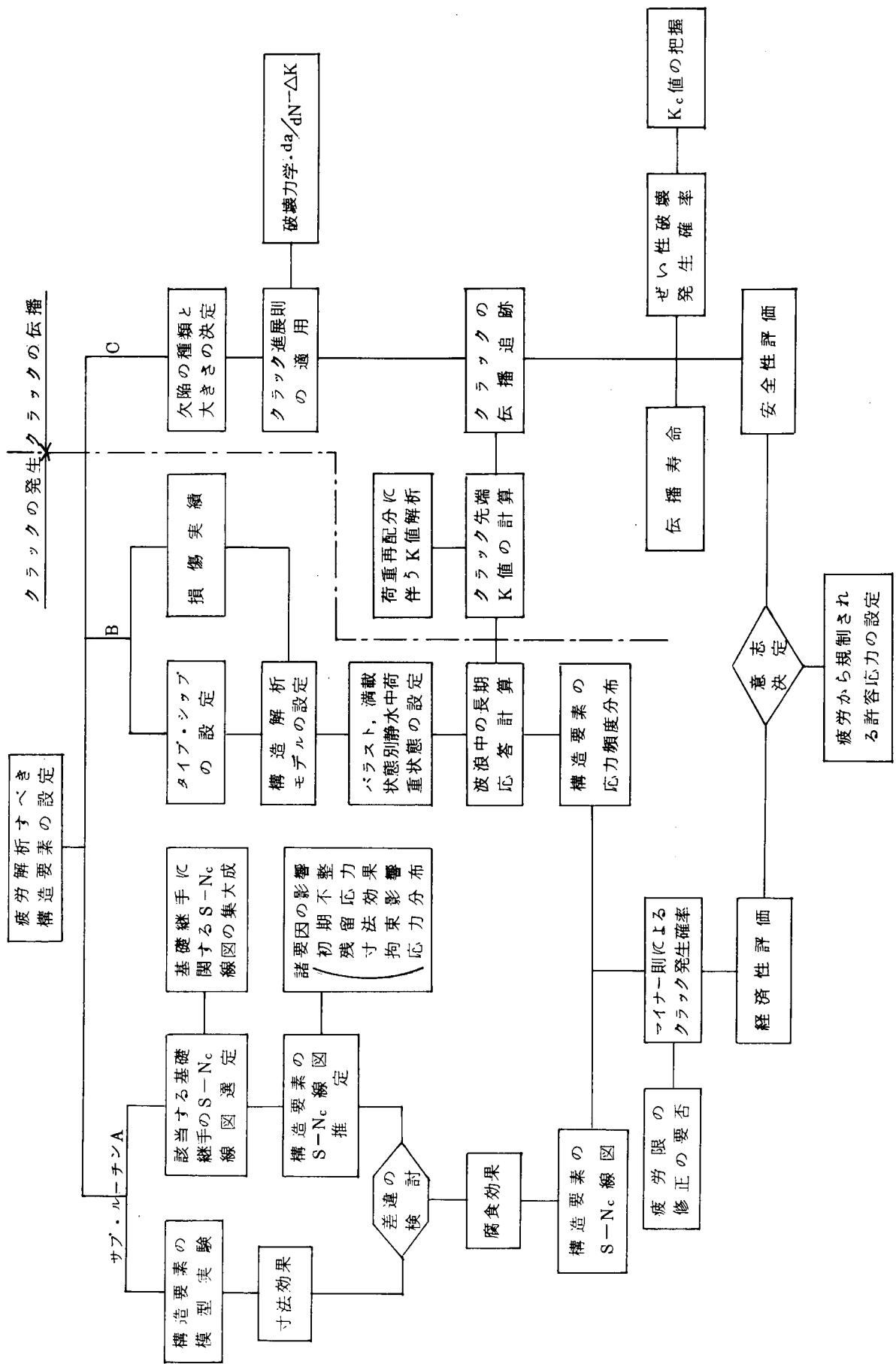


Fig. 5.2.5 Flow Diagram for Fatigue Analysis

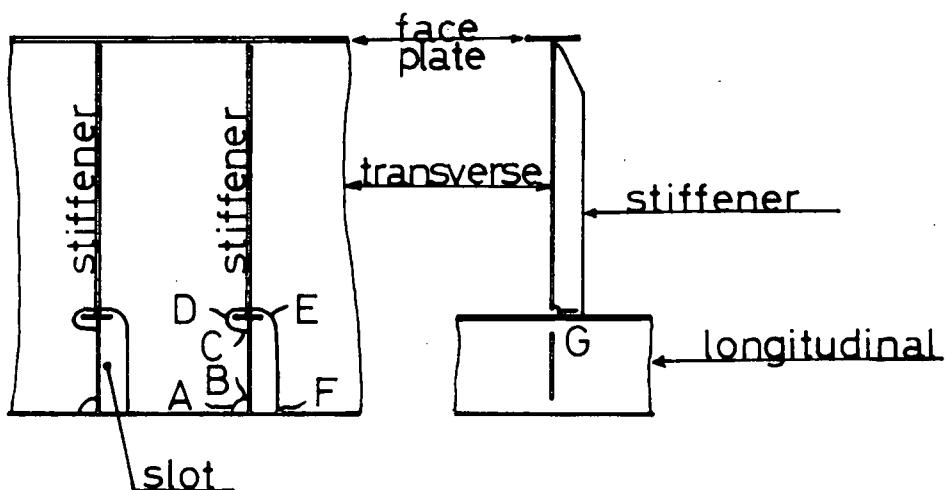


Fig.5.2.6 Cracks around slot in web plate

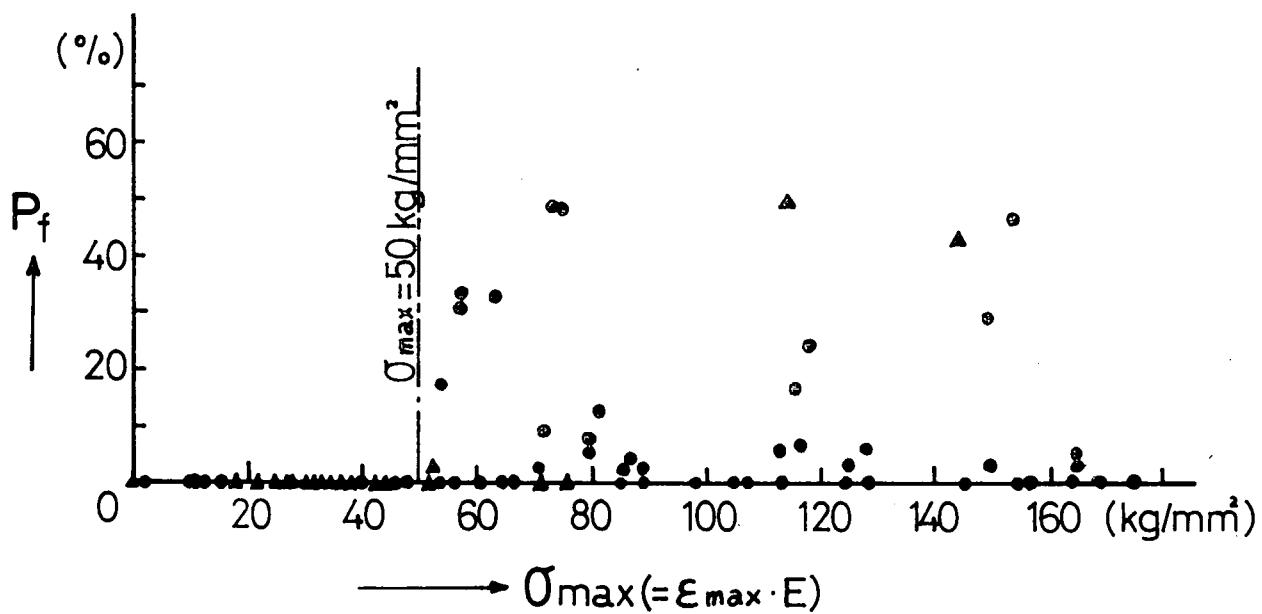


Fig.5.2.7 Relation between maximum stress and damage probability at root of web-stiffener

6. 船体構造の疲労き裂伝播寿命の推定

6.1 疲労き裂伝播則の検討

(1) 提案された各種のき裂伝播

疲労き裂伝播則

実用の構造部材には、溶接部や構造上の不連続部などの応力集中部において疲労き裂の発生が避けられない箇所があり、fail-safe design の立場から疲労き裂の伝播挙動を定量的に把握する努力がなされてきた。過去20年間に提案された疲労き裂の伝播則は夥しい数にのぼるが、それらは大別すると次の3種類になる¹⁾。

$$da/dN = C_1 (a)^m \quad (6.1.1)$$

$$da/dN = C_2 S (a)^m \quad (6.1.2)$$

$$da/dN = C_3 f (K) \quad (6.1.3)$$

(6.1.1)式は、き裂伝播に関する研究の初期にShanleyによって提唱された伝播則で代表され、き裂伝播速度をき裂長さ a の関数として与えるもので、Shanleyは応力振幅をべき乗の形で定数 C_1 の中に含めている。(6.1.2)式はき裂長さの他に公称応力を種々の関数形で与えるもので、Head, Frost, Weibull, 高橋その他による多数の伝播則がこれに属している。これらに対し、き裂先端の力学的状態に注目した伝播則が提案されている。すなわち、疲労き裂先端における塑性変形は、small scale yieldingの状態にあり、き裂の成長による破壊条件は、き裂先端に生じる微小塑性域の応力・ひずみの挙動だけで決定され、それはまた微小域周辺のごく狭い領域での弾性応力の特異性によって支配されると考えることができる。この特異性の強さを表わす工学量が応力拡大係数 K であり、疲労き裂の伝播速度 da/dN を K の関数として示した(6.1.3)式が現在最も広く用いられているき裂伝播則である。

疲労き裂伝播に影響する因子

疲労き裂の伝播挙動に影響する因子としては、材料、環境、応力状態、荷重履歴、欠陥の種類および寸法等が挙げられる。き裂伝播解析による設計を行なう際してはこれらの因子の影響を考慮する必要があるが、各因子の影響およびそれらの相互作用は定量的に明らかにされていないものが多い。したがって(6.1.3)式を基礎として、これらの諸因子の影響を導入した種々の伝播則が検討されてきた。

疲労き裂伝播寿命の推定

構造物の設計にあたって疲労損傷の進行を考慮することは極めて有効であり、そのとき疲労き裂伝播則を適用する対象には次の2通りの場合がある。

- 1) 初期欠陥寸法 a_i 、グロス応力 S 、応力全振幅 ΔS 、最大応力 S_{max} 、材料パラメター、荷重スペクトラム、環境が既知であるとき、き裂伝播寿命 N_p あるいは定期検査の期間 ΔN を決める。
- 2) a_i 、 N_p 、材料パラメターが既知であるとき、許容応力 S_{all} を決める。

このとき問題となる因子は a_i すなわち与えられた信頼度で発見可能な欠陥の大きさについて検査能力と所定の荷重条件と環境下における材料の疲労き裂伝播挙動に関する基礎資料すなわちき裂伝播則である。 a_i としては検査によって発見し得ない最大欠陥寸法が採られている。また破壊法則としてはせい性破壊を起こす可能性のある場合には限界き裂長さ a_c を、延性破壊のときは残存する横断面の上限応力が静的破壊強さに達するときのき裂長さを探ればよい。構造物によっては、破壊基準として現場検査基準で最初に発見可能なき裂長さを探ることもある。上述の限界き裂長さ a_c はFig 6.1.1に示すように平面ひずみの破壊条件に対しては

$$a_c = (K_{Ic}/S)^2/\pi, \quad B > B_c \quad (6.1.4)$$

平面応力の破壊条件に対しては

$$a_c = (K_c/S)^2/\pi, \quad B < B_c \quad (6.1.5)$$

となり、板厚Bが限界板厚B_cよりも大きいときは(6.1.4)式によって与えられるa_cを、B_cより小さいときはその板厚におけるK_cを(6.1.5)式に代入してa_cをそれぞれ決める必要がある。初期欠陥長さa_iから限界き裂長さa_cまでに成長するのに要する繰返し数N_pは、Fig. 6.1.2に模式的に示すような関係で表わされ、(6.1.3)式のき裂伝播速度da/dNとΔK (=K_{max} - K_{min})の関係は具体的には次式のうちのいずれかがき裂伝播則として用いられる。

$$\frac{da}{dN} = C (\Delta K)^m \quad (6.1.6)$$

$$\frac{da}{dN} = \frac{C_4 (\Delta K)^m}{(1-R) K_c - \Delta K} \quad (6.1.7)$$

ここでC, C₄およびmは材料によって決まる定数であり、これらの値については6.1(3)項で言及することとする。なおRはS_{min}/S_{max}を表わす。(6.1.6)式はParisらの提案した伝播則で平均応力の影響を顕著に受けない材料に、(6.1.7)式はFormanの提案したもので、平均応力の影響を受け易い材料にそれ適用される。したがってき裂伝播寿命N_pあるいは検査期間ΔNおよび許容応力Sa₁₁の決定はa_i, a_c, C, m, S_{max}およびΔSを入力することによって電算機で遂行できる。

Fig. 6.1.3は、以上に述べたような疲労き裂伝播解析が設計上必要となる場合を概念的に示したものである¹⁾。K_{IC}を基準にとった許容応力、疲労き裂伝播解析による許容応力および古典的なS-N曲線をもとにした許容応力が、引張強さの増加に伴って同図のごとく変化するとき、低い引張強さのレベルではこれらの許容応力のいずれを適用しても多くの場合満足なことが証明されている。しかし、引張強さが増加するにつれて許容される基準が点1で変わり、この点で許容応力は疲労き裂の伝播を考慮したものに変える必要がある。さらに引張強さが増すと許容応力の基準が点2で変わり、許容応力はK_{IC}に依存して決めなければならない。

(2) 伝播則に及ぼす平均応力の影響

疲労き裂の進展は、き裂先端近傍の塑性ひずみ振幅すなわちき裂先端の開閉挙動と密接な関係がある。荷重繰返し過程の除荷時にき裂先端における切欠効果が排除されうる。この点を考慮してき裂伝播則が次のように提案されている²⁾。

$$\left. \begin{array}{l} da/dN = C (\Delta K)^m \\ \text{ここに } \left. \begin{array}{l} i) K_{min} \geq 0 \text{ の場合} \\ \Delta K = K_{max} - K_{min} \end{array} \right. \\ \left. \begin{array}{l} ii) K_{min} < 0 \text{ の場合} \\ \Delta K = K_{max} \end{array} \right. \end{array} \right\} \quad (6.1.8)$$

(6.1.8)式のき裂伝播則はCが応力比Rの関数となる場合にも有効であり、その一例³⁾としてSt 52についてda/dN - ΔKの関係をRをパラメーターにとって示すとFig. 6.1.4のようになる。R=0および0.5における直線の位置および勾配がほぼ一致していること。さらに同一の伝播速度におけるΔKはR=-1においてR=0の値の約2倍、R=-3においては約4倍になることを考えれば、(6.1.8)式の伝播則は妥当であることがわかる。Elber³⁾とLuit-hle⁴⁾は両振り荷重下において除荷時の応力が零になる以前にき裂は閉鎖することを確認しているが、St 52では応力がほぼ零でき裂は閉鎖することが上記のことから了解できる。R≥0の片振り引張荷重下ではき裂の伝播速度はΔKすなわち応力全振幅にのみ依存し、平均応力の影響が認められないことについて、大内田ら⁵⁾はき裂の開閉挙動の観察によって下限応力でき裂は閉鎖することを確かめている。このことは、片振り引張りにおいてき裂先端の応力が両振り状態になることから十分理解できる。Fig. 6.1.5に示すR=-3に関しては、き裂長さが短い初期の段階においてき裂伝播速度は両対数プロットでΔK/2の直線関係にはならないことを示している。このことは、圧縮下限荷重の下での塑性変形が除荷時にき裂先端に引張残留応力を生じること、したがって圧縮荷重下でもき裂は開口することに起因している。第1サイクルの圧縮荷重によって生じた塑性域をき裂が通りぬければき裂先端における残留応力は消滅し、その後は(6.1.8)式が有効となる。この簡単なモデルによって片振り圧縮(R=2.0)の下でのき裂伝播速度を把握すること

とができる²⁾。Fig. 6.1.6 はこの場合のき裂長さと $\log N$ の関係の一例を示したもので、曲線の勾配はき裂の伝播速度が連続的に減少することを意味している。荷重繰返し数が $2 \times 10^8 \sim 3 \times 10^8$ でき裂は停留する。Fig. 6.1.7 はき裂がもはや成長しなくなったときのき裂長さと塑性域の大きさを比較したもので、両者はよく一致しており、片振り圧縮における上述のモデルがほぼ妥当なことを示している。

(3) 伝播則における材料定数Cおよびm

(6.1.8)式の伝播則における材料定数Cおよびmは、K値が既知の小型の試験片を用いた疲労き裂伝播試験によって種々の材料について求められており、基礎試験結果としてかなり蓄積されている。ここでは船殻あるいはLNGタンクに用いられる主要な材料として、軟鋼^{6), 7), 8)}、HT50(50キロ級高張力鋼)^{6), 9), 10)}、9%Ni鋼^{6), 9), 10)}および5083Al合金^{6), 10)}について取りまとめることとした。Fig. 6.1.8(a)はこれらの母材のCおよびmを一括して示したものである。なお、同図には前節で述べたごとく平均応力の影響を考慮する必要のない $R \geq 0$ の場合の実測値を主として収録してある。同一材料であってもCとmは研究者によってかなり異なった値をとるが、Cとmの間には材料によらず次式の関係が成立するとみなしてよい。

$$\log C = -1.94m - 3.77 \quad (6.1.9)$$

各材料についてmの統計量を求め、Tab. 6.1.1に示す。

溶接部^{6), 10)}に対するCおよびmをFig. 6.1.8(b)に示す。現段階では、mについて統計量を求めうるほどの多数の実測値は得られていないが、Cとmは(6.1.9)式をほぼ満足している。

6.2 船体強度部材への疲労き裂伝播則の適用について

(1) 溶接部の幾何学的形状による影響の検討

船体構造の溶接余盛趾端部には、検査によって見落とされた溶接欠陥としてのアンダーカットや疲労き裂の発生等により初期き裂が存在する可能性がある。これらの初期き裂は通常Fig. 6.2.1に示すような表面き裂の形態である。表面き裂の形状は橢円で近似でき、このときのK値はA. S. Kobayashi^{12), 13)}の方法によって余盛角の影響¹⁴⁾を加味して次式で表わすことができる^{6), 15)}。

A点では

$$K_A = \sqrt{\pi} \frac{b}{\sqrt{a}} \left(\frac{S}{E(k)} \right)$$

B点では

$$K_B = \sqrt{\pi b} \left(\frac{S}{E(k)} \right) F\left(\frac{b}{t}\right) \cdot W(R', \theta)$$

} (6.2.1)

上式ではF(b/t)は有限板厚補正係数、W(R', θ)は余盛角θおよび趾端半径R'による影響係数である。

橢円き裂のB点におけるK_Bを用いて(6.1.8)式の伝播則によって表面き裂が板を貫通するまでの寿命N_{th}を計算し、趾端半径R', 余盛角θ、板厚t、初期き裂形状a₀/b₀および初期き裂深さb₀がN_{th}に及ぼす影響を検討した⁶⁾。なおこのとき用いた伝播則の材料定数Cとmの間には、6.1(3)項で示した(6.1.9)式が成立するとした。Fig. 6.2.2は、厚さ10mmに初期き裂(a₀=15mm, b₀=0.5mm)が存在する場合の片振りにおいて推定したS-N_{th}曲線と実験値の対応を示したものである。R'=0.5mm, θ=40°~50°, m=3.85として求めた推定曲線は、模擬溶接継手に人工アンダーカットを付けた試験片の片振り引張りにおける実験値のほぼ下限を与える。推定寿命は実験値の平均寿命のほぼ1/3である。寿命に与える板厚の影響を計算によって比較すると、板厚10mmの場合の寿命は30mmに比べて約10%短くなる。また、初期表面き裂形状a₀/b₀が3以上の場合のN_{th}は、a₀が∞に相当し、き裂が全長に沿って存在する場合と変わらない。アンダーカット量b₀が0.5mmとしたときの推定寿命は、1mmのそれの約1.5~2倍である。余盛角60°の継手のき裂の板厚貫通寿命は30°の継手の寿命に比べて30%短い。Lawrence¹⁶⁾はこの余盛角の影響を有限

要素法を適用して検討し、 0° から 30° に増加することによってき裂伝播速度は著しく増加するが、 30° 以上の余盛角がき裂伝播速度に及ぼす効果はそれほど顕著でないことを示している。

余盛趾端半径の伝播寿命に及ぼす影響は、 $R = 0.25\text{ mm}$ の継手の寿命が 0.5 mm の継手の寿命に比べて約20%短い程度である。

(2) 残留応力による影響の検討¹¹⁾

溶接の残留応力が直接疲労き裂伝播速度に及ぼす影響を検討した研究はほとんどみられないが、き裂を有する試験片を局部的に加熱することによってき裂先端部に引張りあるいは圧縮残留応力を生じさせた状態におけるき裂伝播寿命を検討した研究がある。Fig. 6.2.3(a)はき裂先端部に圧縮残留応力が、同図(b)は引張残留応力が生じる場合である。

Fig. 6.2.4にはSt 37とSt 52の2種類の鋼材についてき裂先端部に引張りと圧縮の残留応力を生じた場合のき裂伝播寿命が、残留応力が存在しない場合の寿命と比較されている。き裂先端に引張残留応力が分布する場合の寿命は、St 52については示されてはいないが、St 37では局部加熱を行っていない。すなわち、残留応力がない場合のそれとほぼ一致している。他方き裂先端に圧縮残留応力が分布する場合の寿命は残留応力のない場合に比べて明らかに増大しており、この傾向は負荷応力が低いほど顕著になる。負荷応力が高くなると、局部加熱によって生じた引張残留応力部が降伏を起こし残留応力が解放されるために、残留応力の寿命に及ぼす影響は小さくなる。このようにき裂先端に生じた残留応力が引張応力の場合にはき裂伝播速度に影響を及ぼさず、圧縮応力の場合にのみき裂伝播速度を遅らせる効果を示すことは、6.1(2)項に示した平均応力が疲労き裂の進展に及ぼす効果と傾向的に一致している。したがって、残留応力は平均応力と同じ効果を疲労き裂の進展に及ぼすものと考えてよい。

(3) 基礎試験結果と模型試験結果の比較¹⁷⁾

基礎的なき裂伝播試験の結果より、(6.1.8)式の伝播則が成立し、同式の材料定数Cとmの間には(6.1.9)式の関係があることを6.1項で示した。そこで、模型試験においても(6.1.8)式の伝播則が成立するものとして da/dN と ΔK の関係を示すとFig. 6.2.5のようになる。各実験点は幾種類かの模型試験体によって得られた値であり、かなりの幅でばらついている。これは主として各模型試験体におけるき裂先端の応力拡大係数Kの推定精度に帰因すると考えられ、今後検討すべき課題である。試験体ごとの伝播速度の平均線を仮に $m = 4$ として求め、その標準偏差の3倍の線を求めるとき、伝播速度の $30'$ における信頼区間の幅は $\pm 10^2 \text{ mm/cycle}$ となっている。なお、模型試験体の伝播速度の平均値はほとんど基礎試験結果の平均値と一致する。参考までにASME "Boiler and Pressure Vessel Code Sect. XI"においては原子炉用材料に対する規格値として $m = 3.726$ 、 $\log_{10} C = -7.134$ を与えている。この値は(6.1.9)式によって算出されたC値の約 10^3 倍である。C値はき裂伝播速度に比例するので、ASMEの規格値は伝播に対する十分な安全側の余裕として約 10^3 倍を取っていることになる。船体構造の場合は安全側の伝播速度としてはC値を約 10^2 倍に見込んでおけば十分であろう。

これまでに各研究室で行われた疲労き裂伝播試験のデータを基に、板厚、き裂長さと伝播速度の関係を整理すると、 $\Delta K = 50 \sim 100 \text{ kg/mm}^{3/2}$ の範囲では伝播速度の寸法による影響は小さく、データのばらつきの範囲内であることがわかった。したがって板厚 $2 \sim 30\text{ mm}$ 、き裂の半長が $20 \sim 200\text{ mm}$ の間では伝播に関する材料定数C、mは一定とみなしうる。模型および実船構造における板厚、き裂長さは上記の範囲にあるので(6.1.8)式の伝播則を用いて寸法効果を論じてさしつかえない。実船構造に対する模型の縮尺を $1/S$ 、初期き裂の寸法比を $1/S'$ とした場合の模型の寿命 N_{MOD} と実船の寿命 N_{ACT} の比は $S > S'$ と仮定すると次式の関係が成立することとなる。

$$1 > \frac{N_{ACT}}{N_{MOD}} = \left(\int_{S'a_0/2}^{S'a/2} \frac{da}{C(\Delta K)^m} \right) / \left(\int_{a_0/2}^{a/2} \frac{da}{C(\Delta K)^m} \right) > \frac{1}{S} \quad (6.2.2)$$

6.3 腐食環境下における疲労き裂伝播則の検討

(1) 腐食疲労き裂の伝播速度に及ぼす荷重繰返し速度、平均応力および海水温度の影響⁸⁾

船体構造部材は海水の腐食環境下にあり、疲労き裂の発生寿命は著しく低下する。このような場合には部材の有効な寿命の判定に際して、疲労き裂の伝播に及ぼす腐食環境の影響を定量的に把握することが重要である。

海水あるいは3%塩水中における疲労き裂伝播速度 da/dN と ΔK の間には大気中と同様に(6.1.8)式で示した伝播則が成立し、 m はほぼ 3.5 である。腐食疲労では荷重繰返し速度 f がき裂伝播速度に大きく影響し、 f が小さいほど da/dN は大きくなり、(6.1.8)式の係数 C は f が 300 cpm 以下では f が減少するに従って増加する。*Fig. 6.3.1* は C と $\log_{10} f$ の関係を図示したもので、両者の関係はほぼ直線で近似することができる。 $f = 300 \text{ cpm}$ では 3% 塩水中と大気中の C の値は等しくなっており、き裂伝播速度に及ぼす塩水もしくは海水の速度効果は f が 300 cpm 以上では大気中と同程度と考えてよい。また同図には $R > 0$ における C の値が $\log_{10} f$ に対して比較されているが、 C は R に関係なく $\log_{10} f$ と一本の直線関係で表わされる。すなわち、軟鋼の塩水中における片振り引張りでのき裂伝播速度は、6.1(2)項で述べた大気中と同様に平均応力の影響をほとんど受けない。軟鋼の塩水における f と C の関係は、 $3 \leq f \leq 300 \text{ cpm}$ では次式で与えられ、

$$C = -A \log_{10} f + B \quad (6.3.1)$$

ここに C は R に無関係で f のみに依存する係数、また A および B は雰囲気の種類によって決まる材料定数で温度に依存する。

Fig. 6.3.2 は C の値に及ぼす海水温度の影響を示したもので、各温度における C と $\log_{10} f$ の関係は $3 \leq f \leq 300 \text{ cpm}$ まではほぼ直線で近似でき、高温ほど直線の勾配は大きい。すなわち f が 300 cpm 以下の低繰返し速度では C は温度が高いほど大きく、塩水中のき裂伝播速度に及ぼす繰返し速度の影響は高温ほど著しいことがわかる。塩水の各温度における(6.3.1)式の係数 A および B の値を Tab. 6.3.1 に示す。

(2) 実船スロット部の疲労き裂伝播寿命の推定^{7), 18)}

実船般構造部材の応力集中箇所に生ずる腐食疲労き裂伝播挙動を連続的に追跡調査することは事实上不可能であり、環境を考慮した材料定数を基に、以上に述べた手法でその寿命を推定せざるを得ない。本項では、実船においてき裂損傷がしばしば発生している横桁スロット部を対象とし、*Fig. 6.3.3* に示す 1/2 局部構造模型について、ウェブ・スティフナおよびウェブ板での疲労き裂伝播寿命を、腐食環境を考慮に入れて推定し、実験結果との比較を行った一例について述べる。模型の疲労試験は、応力比 $R \approx 0.2$ 、荷重繰返し速度 $f = 10 \text{ cpm}$ とし、常温の天然海水中で行った。したがってき裂伝播寿命の推定は、Tab. 6.3.1 に示した 28°C の温水環境下における材料定数 A 、 B を用い、 $f = 10 \text{ cpm}$ として(6.3.1)式より C 値を求め、(6.1.8)式の伝播則によって行った。なお模型における K 値は、有限要素法による応力解析とき裂先端近傍での解析解とを組合わせる方法によって求めたものを用いた。このようにして推定したウェブ・スティフナおよびウェブ板のき裂伝播寿命を実測値と比較して*Fig. 6.3.4(a)* および(b)にそれぞれ示す。模型の疲労試験におけるき裂の検出ならびに測定精度を考慮すれば実験値と推定値はかなりよく一致している。以上に述べたごとく、腐食環境下におけるき裂伝播寿命の推定は、腐食環境の種類、温度および荷重繰返し速度の影響を考慮した C 値を用いれば(6.1.8)式の伝播則から大気中と同様に可能である。

6.4 まとめ

最近建造されている多目的貨物船は、船側構造や倉口を含む甲板構造設計に際して疲労強度を考慮する必要がある。船体構造の疲労設計には、疲労き裂の発生と伝播寿命の予測が重要であり、これに関する多くの研究がこれまでに行われてきた。疲労き裂の伝播寿命については $da/dN - \Delta K$ 線図すなわち伝播則に関するデータの集積がなされてきた。疲労き裂の発生箇所の多くは溶接部趾端であり、趾端形状がき裂の伝播速度に大きく影響することが明らかにされている⁸⁾。また溶接による残留応力がき裂伝播速度に及ぼす影響を直接検討した研究はみあたらないが、局部加熱による残留応力がき裂の伝播寿命に及ぼす効果は平均応力と同じであることが認められている¹¹⁾。さらに海水などの腐食環境における疲労き裂の加速現象も明らかにされてきた^{7), 8), 18)}。一方 Total system^{19), 20)}による船体構造解析が進むとともに、船の一一生に作用する変動応力の長期分布を予測したり、船が受けた応力の履歴も推定可能となってきた。以上のように船体の強度

設計や損傷解析にあたって疲労き裂伝播を考慮した検討を行う際に必要な条件は満たされつつある。事実、船体の局部構造の疲労強度解析のために開発された電算プログラムに疲労き裂の伝播寿命計算が組入れられている²⁾。Fig. 6.4.1はその計算の手順を示した一例である²⁾。疲労き裂の伝播に伴ってK値を計算するのに必要な応力が一定の場合にはき裂伝播寿命の推定が容易であるが、伝播に伴ってき裂進路が曲がったり、応力が緩和するような場合には伝播寿命の推定はかなり難しい。このような構造部材の一例としてスティフナ基部に発生したき裂の伝播がある。スティフナ基部ではき裂の進展に伴ってスティフナへの流入力が減少するのでK値の計算が困難である。このような場合には、牛島らが示した単純モデルに置換え、スティフナのコンプライアンスからK値を推定する方法³⁾、有限要素法による解析からK値を求める方法⁴⁾、あるいはスロット孔開口部の変形量およびスティフナのき裂長さの実測値を基にコンプライアンスよりK値を求める方法等が挙げられる。しかし実際にこれらの計算はかなり煩雑であり、一般の不静定構造部材の疲労き裂伝播寿命の推定法は今後の研究課題である。

溶接部端端から発生する疲労き裂は、表面からの半楕円き裂の進展であり、板厚貫通までのK値はA. S. Kobayashiら^{5), 6), 7)}によって与えられた解を用いることができる。しかし、板厚貫通後から表裏両面のき裂長さが等しくなるまでの段階のき裂形状に対するK値の解析解は得られていないので、板厚貫通後のき裂伝播寿命の推定法が今後の研究課題である。

終わりに、本資料はSR200-2部会において提出された資料を中心にまとめたものであることを付記する。

参考文献

- 1) D. W. Hoeppner and W. E. Krupp ; Prediction of Component Life by Application of Fatigue Crack Growth Knowledge, Eng. Fract. Mech., Vol. 6(1974), p. 47, (SR200-2K18-4A, B)
- 2) H. Saal; Der Einfluss von Formzahl und Spannungsverhältnis auf die Zeit- und Dauerfestigkeiten und Rissfortschreitungen bei Flachstäben aus St52, Veröffentlichungen des Institutes für Statik und Stahlbau der Technischen Hochschule Darmstadt, H. 17(1971), (SR200-2K19-5)
- 3) W. Elber ; Einfluss der plastischen Zone auf die Rissausbreitung unter Schwingbelastung, Materialprüfung, B. 12(1970) H. 6, s. 189, (SR200-2K19-5)
- 4) J. Luithle ; Anriss und Risswachstum an Flachkerbproben aus Stahl bei Schwingbeanspruchung Tech. -Wiss. Ber. MPA Stuttgart, H. 69-08(1969), (SR200-2K19-5)
- 5) 大内田他, 疲れき裂の発生ならびに進展(第1報), 日本機械学会論文集, Vol. 39(1973) No. 321, p. 1403
- 6) 日本造船研究協会, 第200研究部会, 第2分科会; 昭和48年度研究報告, (1974)
- 7) 日本造船研究協会, 第128研究部会; 日本造船研究協会報告, No. 77(1975), p. 108
- 8) 永井他; 軟鋼の塩水中疲労き裂伝播速度に及ぼす荷重繰返し速度, 平均応力, 温度および陰極防食の影響について, 日本造船学会論文集, No. 140(1970), p. 255
- 9) R. J. Bucci, B. N. Greene, and P. C. Paris ; Fatigue Crack Propagation and Fracture Toughness of 5Ni and 9Ni Steels at Cryogenic Temperatures, ASTM STP 536(1973), p. 206
- 10) P. Tenge, O. Solli, and O. Førli ; Significance of Defects in LNG-Tanks in Ships, Det Norske Veritas Publication No. 87(1975), (SR200-2K26-2A, B)
- 11) 2)と同じ, (SR200-2K17-6)
- 12) R. C. Shah and A. S. Kobayashi ; Stress Intensity Factors for an Elliptical Crack under Arbitrary Normal Loading, Prepublication copy, (1968)
- 13) R. C. Shah and A. S. Kobayashi ; Stress Intensity Factors for an Elliptical Crack Appr-

oaching the Surface of a Beam in Bending, Fifth National Symposium on Fracture Mechanics, (1971)

- 14) 三木; 円弧状突起のある板, はりの光弾性応力解析, 日本機械学会論文集, Vol. 22 (1956) №115, p. 138
- 15) 的場; 表面に曲率, 折れ曲りを有する三次元体中にある表面き裂のK値について, 日本造船学会, 溶接研究委員会, 第1分科会資料(1973. 11)
- 16) F. V. Lawrence; Estimation of Fatigue-Crack Propagation Life in Butt Welds, Welding J., Vol. 52 (1973), №5, p. 212-s (SR 200-2 K 12-2 A, B)
- 17) 的場; 模型疲労試験と基礎継手疲労試験の関連についての考察, 日本造船学会論文集, №138 (1975), p. 418, (SR 200-2 K 25-3)
- 18) 永井他; 船殻構造の腐食疲労強度について, 日本造船学会論文集, №136 (1974), p. 397, (SR 200-2 K 36-4)
- 19) H. G. Schultz; Notes on the Structural Analysis of Container Ships, 日本造船学会論文集 №132 (1972), p.(1)
- 20) 日本造船研究協会, 第134研究部会; 船体構造部材の許容応力に関する研究, 日本造船研究協会研究資料, №237 (1976)
- 21) 森他; 船体の局部構造の疲労強度解析のための電算プログラム, 日本造船学会誌, №565 (1976), p. 333 (SR 200-2 K 35-3)
- 22) 日本造船研究協会, 第200研究部会, 第2分科会; 昭和47年度研究報告, (1973)
- 23) 牛島他; 横桁スロット部の疲労強度について, 西部造船会々報, №47 (1974), p. 123
- 24) 安藤; 船体構造部材のき裂強度解析—面内弹性問題—, 三菱重工技報, Vol. 10 (1973) №3, p. 327

Tab. 6.1.1 Statistical values of m

Material	Statistical values		
	Mean	Variance	90% Confidence interval
Mild steel	3.70	0.675	3.70 ± 0.309
HT50 steel	3.31	0.421	3.31 ± 0.402
9% Ni steel	2.83	0.335	2.83 ± 0.316
5083 Al alloy	3.28	0.759	3.28 ± 0.505

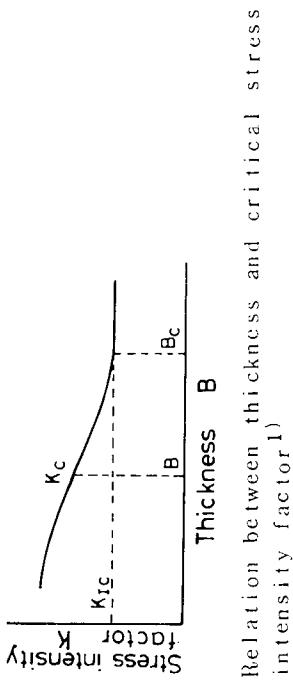


Fig. 6.1.1 Relation between thickness and critical stress intensity factor¹⁾

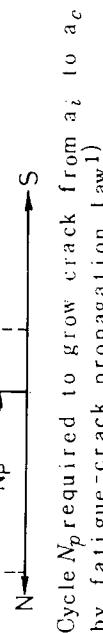


Fig. 6.1.2 Cycle N_p required to grow crack from a_i to a_c by fatigue-crack propagation law 1)

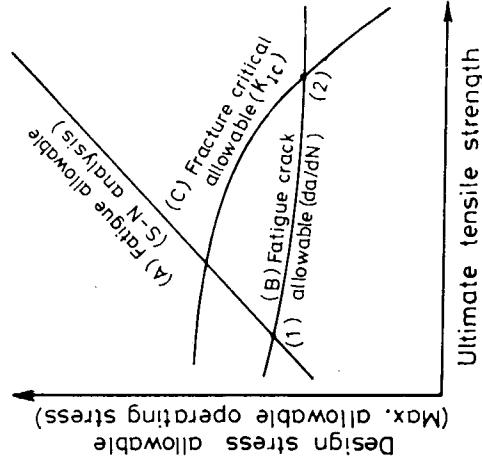


Fig. 6.1.3 Schematic representation of how the design stress allowable determination can change with increasing ultimate strength¹⁾

Tab. 6.3.1 Coefficients A and B in eq. (6.3.1)
at various test conditions⁸⁾

Environment	Temp. °C	$A \times 10^{11} \times$	$B \times 10^{11} \times$
Air	28	1.0	5.0
3% Salt water	28	4.3	13
	45	5.8	17
	60	6.4	19

* Unit in $\text{kg}^{3.5} \cdot \text{mm}^{6.25} \cdot \text{cycle}^{-1}$

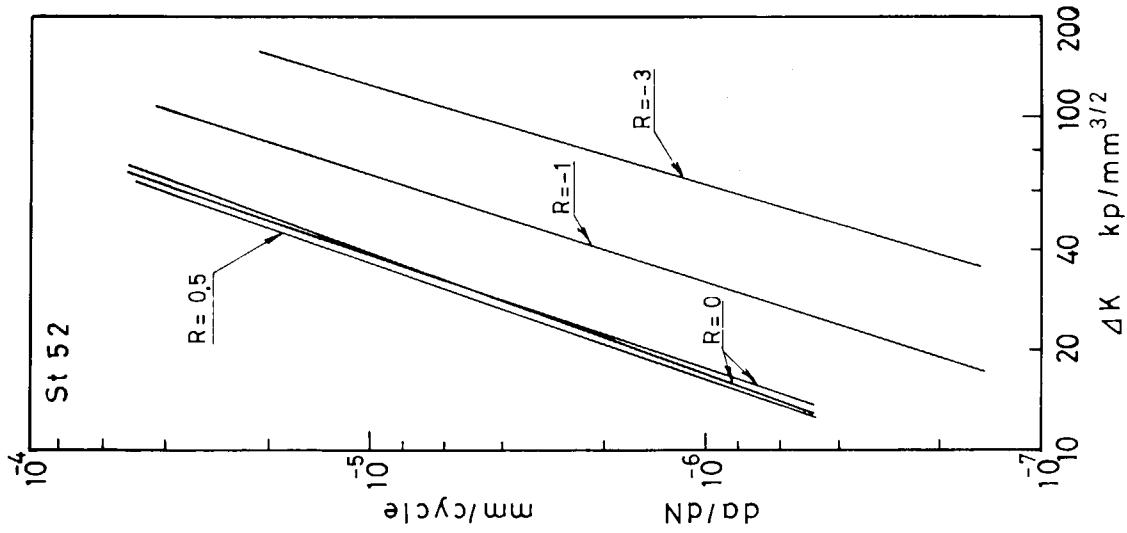


Fig. 6.1.4 Influence of stress ratio R on fatigue crack propagation²⁾

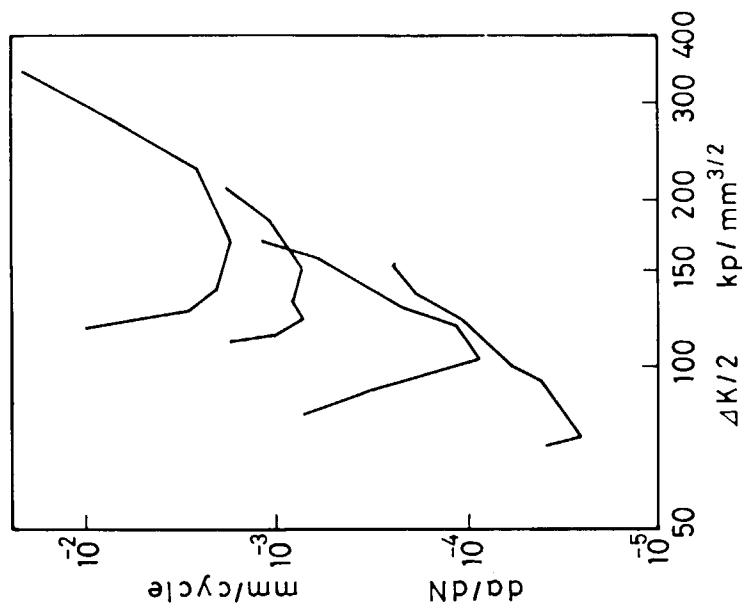


Fig. 6.1.5 Fatigue crack propagation rate of st52 specimen with circular hole under stress ratio $R = -3/2$)

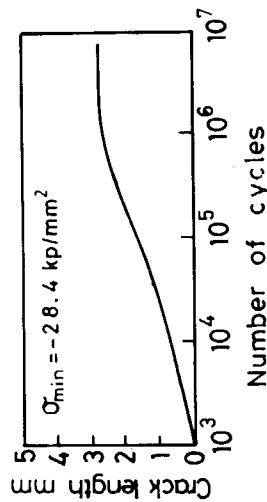


Fig. 6.1.6 Fatigue crack propagation behavior under partial pulsating compressive load, $R=20.2$)

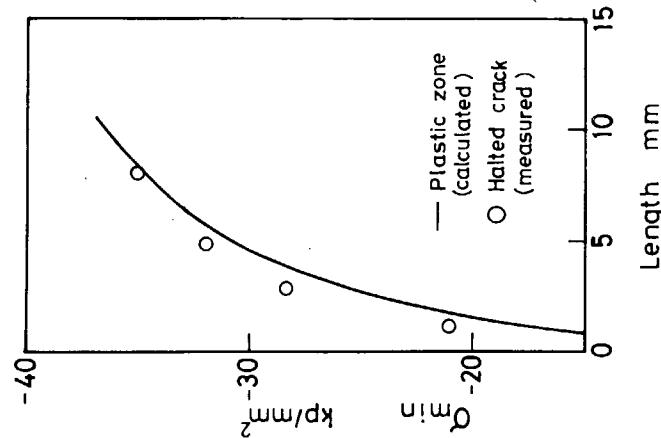
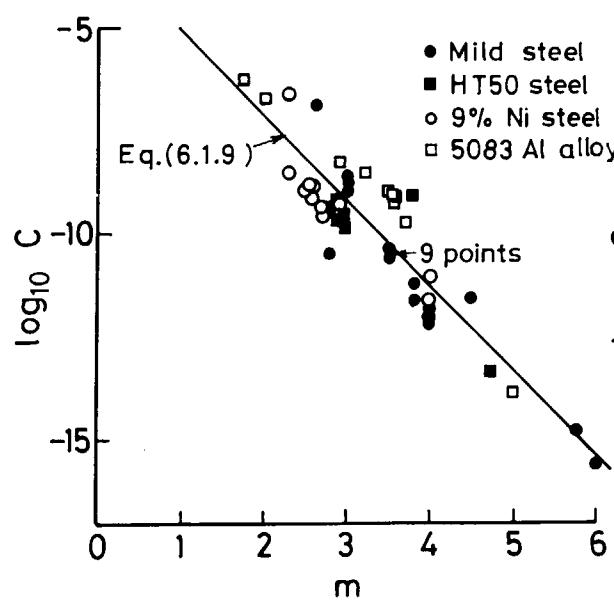
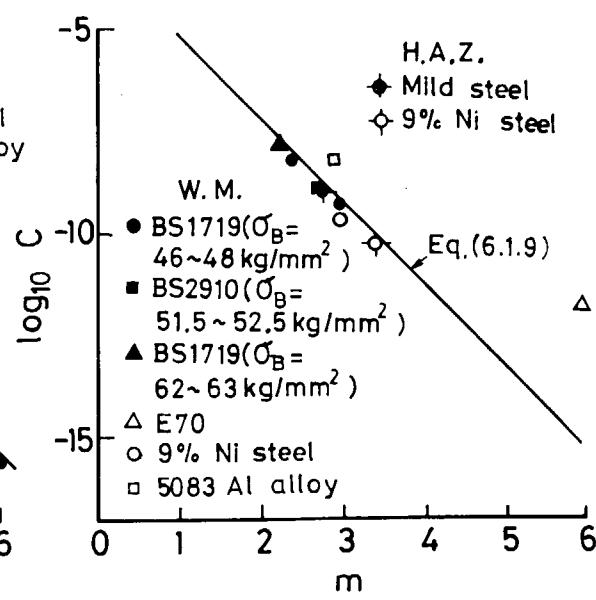


Fig. 6.1.7 Comparison of lengths of plastic zone near notch tip and lengths of halted fatigue crack²⁾)



(a) Parent plate



(b) Weld metal and heat affected zone

Fig. 6.1.8 Parameters C and m on fatigue crack propagation low^{2), 6) ~ 11)}

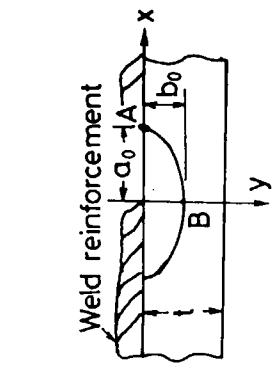


Fig. 6.2.1 Details of surface notch

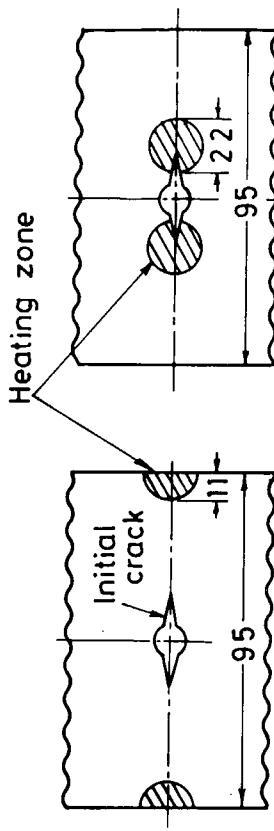


Fig. 6.2.3 Dimensions of specimens and ways of producing the residual stress in the specimens [11]

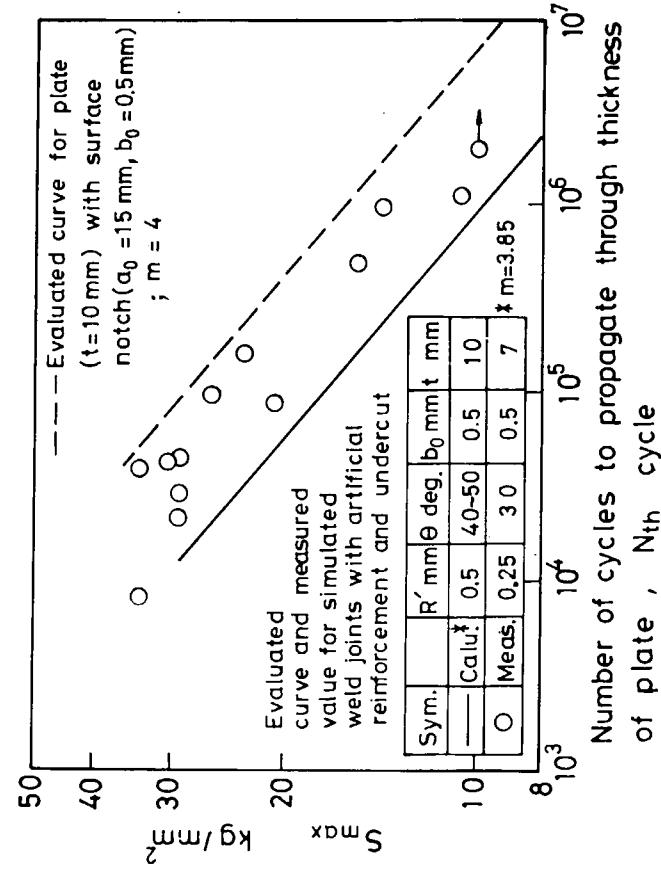


Fig. 6.2.2 Comparison between evaluated $S-N_{th}$ curves and measured values for simulated weld joint and plate with artificial surface notch [6]

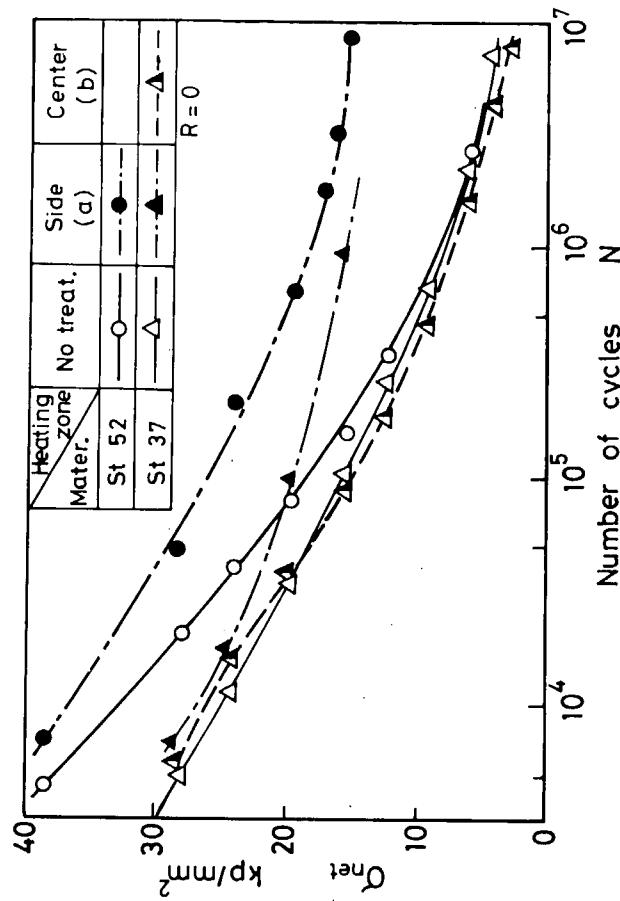


Fig. 6.2.4 Fatigue test results, $R=0$, on transversely slotted flat plate specimens of st37 and st52 with and without residual stresses [11]

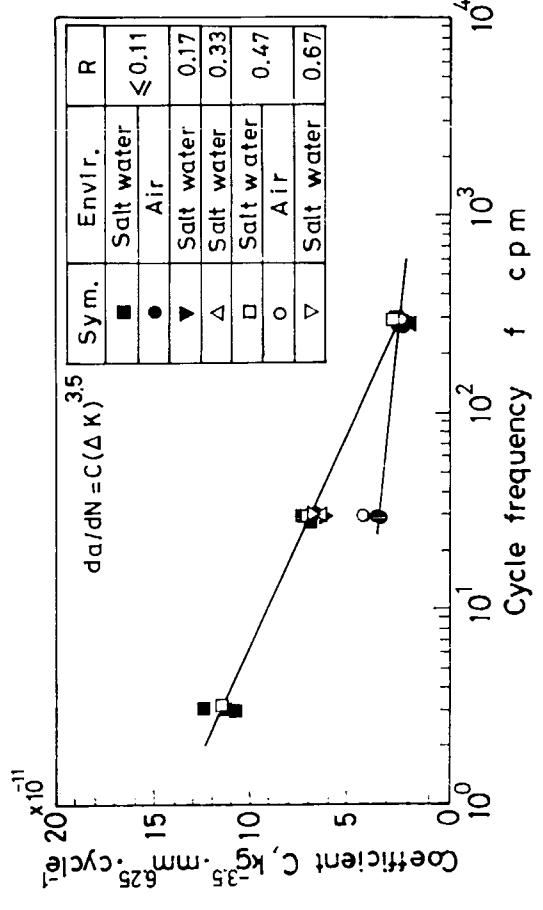


Fig. 6.3.1 Correlations between coefficient C in eq.(6.1.8) and cycle frequency f at 28°C

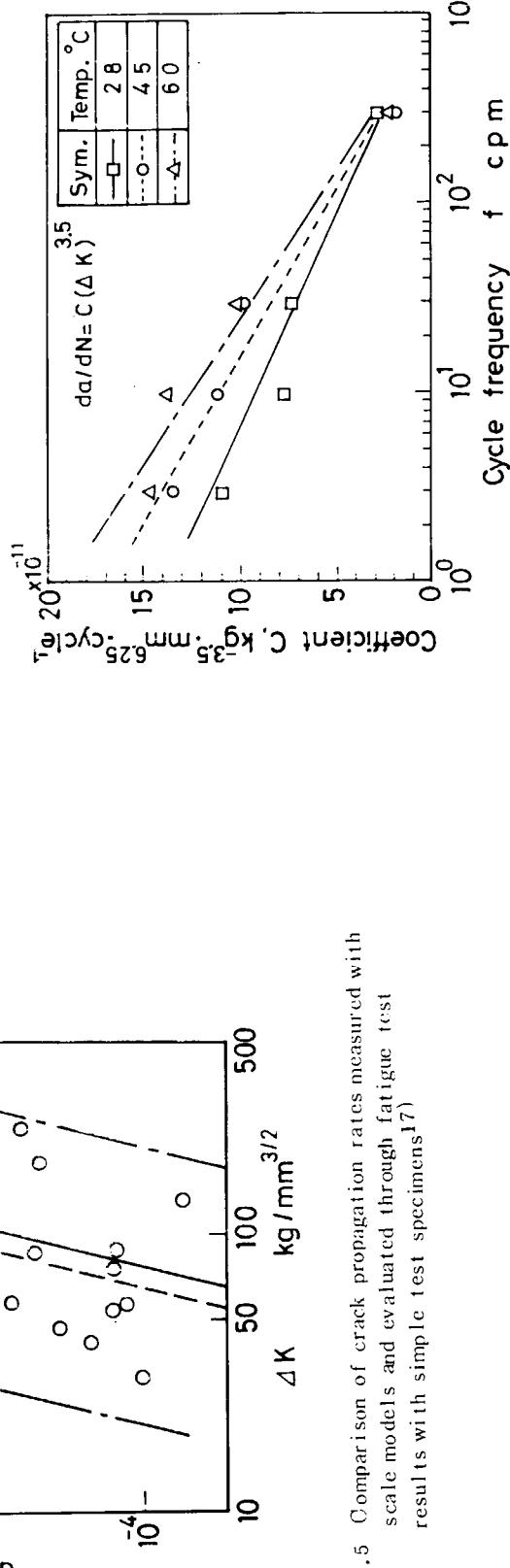


Fig. 6.3.2 Comparison of coefficient C at various temperatures of salt water by cycle frequency

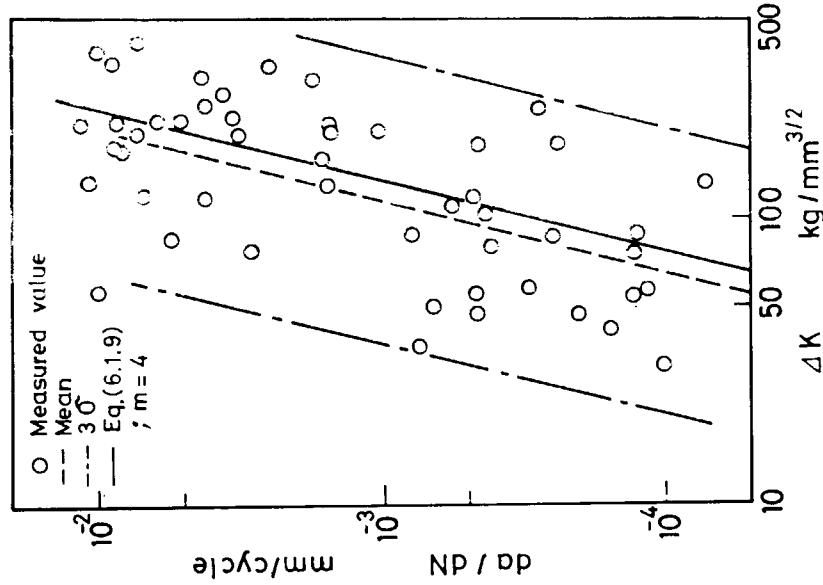


Fig. 6.2.5 Comparison of crack propagation rates measured with scale models and evaluated through fatigue test results with simple test specimens¹⁷⁾

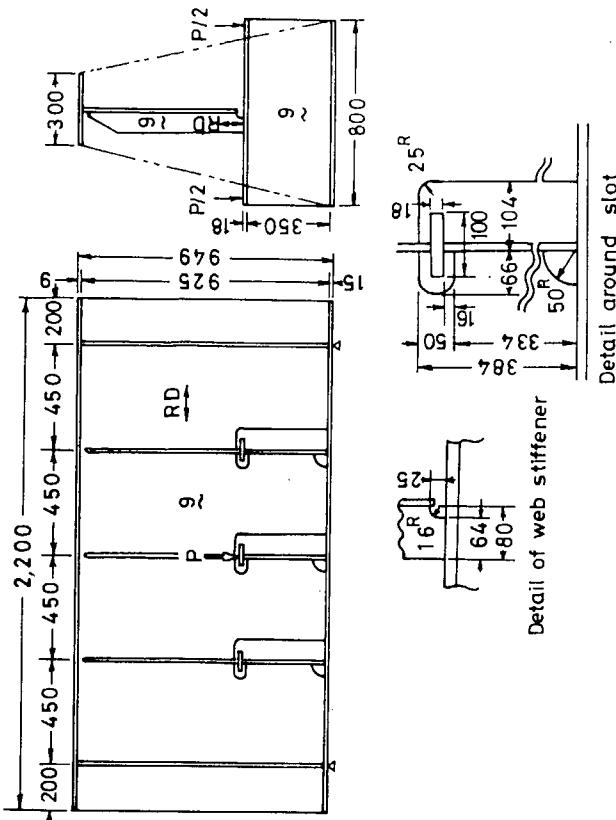


Fig. 6.3.3 Geometry of structural model⁷⁾

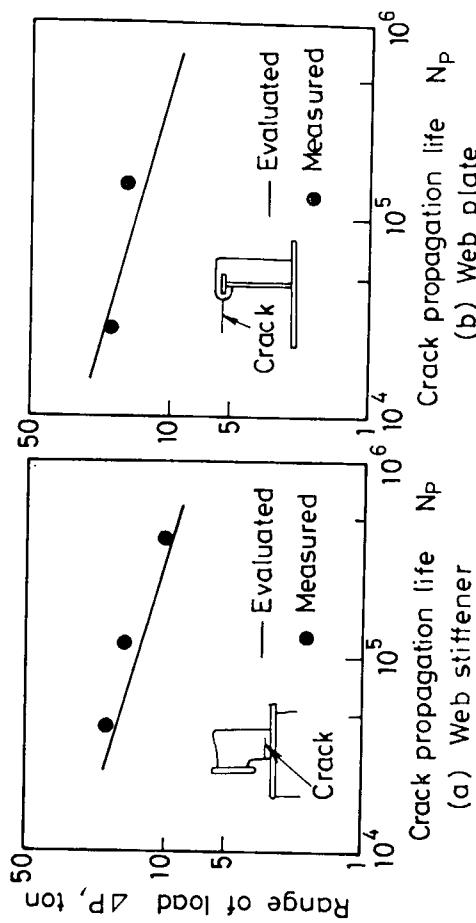


Fig. 6.3.4 Correlations between range of load and crack propagation life of web stiffener and web plate in 1/2 scale models⁷⁾

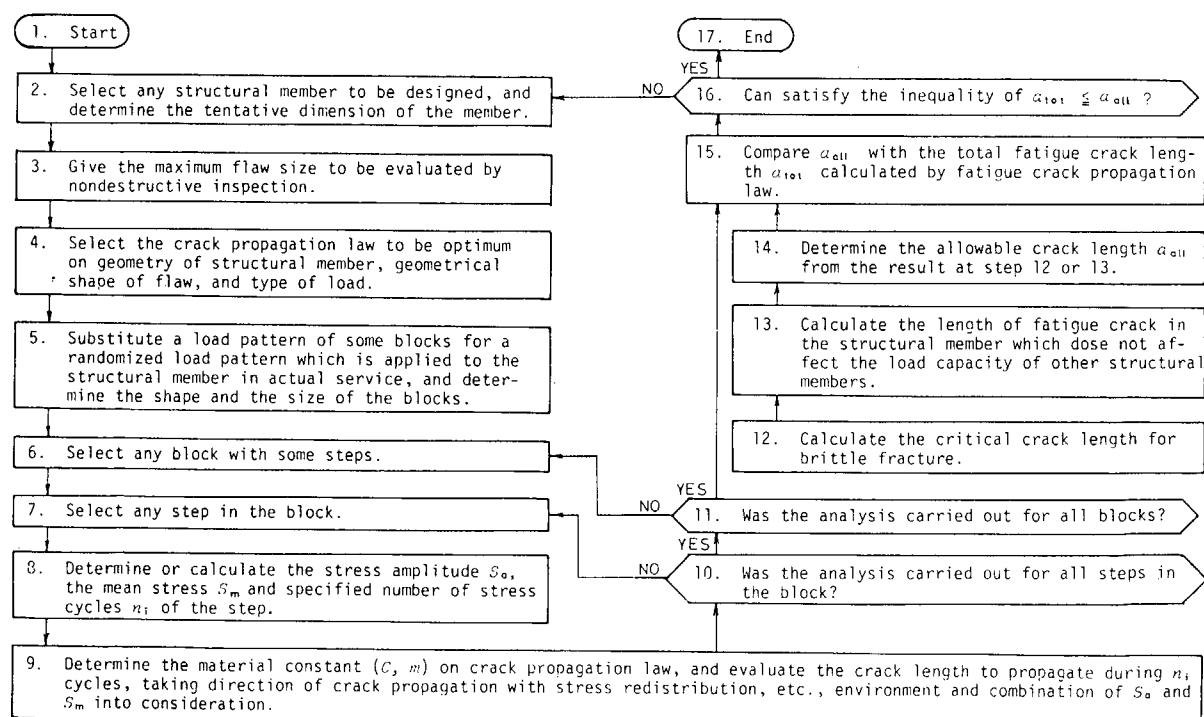


Fig. 6.4.1 Flow chart for fatigue design based on crack propagation criterion²²⁾

付録1 第200研究部会 第2分科会調査資料一覧表

昭和47年度資料

資料番号	標題
SR200-2	
ER1-6	Residual stresses and Fatigue Resistance of Welded Joint
FD1-2	Basic Concepts for Design against structural Failure by Fatigue Crack Propagation
FD1-3	Strain Cycling Fatigue of Welds of Ship Structure Steels
FD1-4	A Comparison of Fatigue Design Rules
FD2-9	Concepts for Fatigue Design of Ship Structure
FD2-10	部材別疲労損傷例
FD2-11	応力の乱れと疲労クラック
FD2-16	Design Criteria of Boilers and Pressure Vessels
FD2-18	船体部材交差部へのProgram疲労試験の適用
FD2-21	Fatigue Design Methods in the Finite Life Regime
ER3-8	疲れき裂の伝播則
ER3-9	A Fracture Mechanical Approach to Testing and Design
ER3-10	機械の疲れ寿命算出法
ER3-11	き裂伝播則における材料定数の決定
ER3-12	アルミニウム合金板中の疲れき裂の伝播
ER4-16	Tanker の直線肘板の疲労強度に関する研究
ER4-17	疲労強度検討へのK値解析の一適用
ER4-18	S-N線図集
FD4-29	船体構造における応力集中の重畠
FD4-31	部材疲労試験における K_t と K_f の関係について
FD4-32	脆性破壊の見地からの許容限界き裂寸法について
	溶接構造物の脆性破壊
FD4-33	有限寿命域における疲労設計法
FD5-35	部材の応力と許容限界き裂長さの関係について
FD5-36	スロット周辺の応力集中と損傷
ER6-26	疲労き裂成長速度式におけるCとmの関係図
ER6-27	切欠効果
ER6-28	$K_t - K_f$ 線図
ER7-30	C-m線図とその実験条件データ
FD6-40	船体構造の疲労設計について(設計者の立場からの私見)
FD6-41	船体横強度関係の部材疲労試験結果と K_f , K_t
1-2	Einige Wichtige Gesetze der Betriebsfestigkeit geschweizter Bauteile aus Stahl

昭和 47 年度 研究報告

1. 緒 言
2. 船体構造の疲労設計基準に対する考え方
 - 2.1 疲労き裂の発生寿命を基準とする場合
 - 2.2 疲労き裂の伝播寿命を基準とする場合
3. 船体構造の疲労強度に関する検討
 - 3.1 船体に作用する外力
 - 3.2 材料および継手の S-N, C-N 線図
 - 3.3 疲労き裂伝播則
 - 3.4 船体構造部材の K_t , K_{tr}
 - 3.5 許容限界き裂長さ
4. 結 言

昭和 48 年度 資料

資料番号	標題
SR 200-2 K 3-2	鋼製溶接構造要素(溶接継手)の耐久性(疲労強度)に関する2.3の重要な法則(資料1-2の訳)
K 4-1 ~K 11-1	縦強度部材の疲労強度
K 4-2 ~K 11-2	船体縦強度部材における表面き裂からの疲労き裂伝播寿命について
K 4-3	材料別の $K_t - K_f$ 線図
K 4-4	鋼橋設計の考え方
K 5-2	Hull Damage in Large Ships
K 5-4	建築物設計標準(鋼鉄道橋)解説
K 6-3	建築関係の疲労設計の現状
K 7-3	The Energy Required for Fatigue
K 8-2	縦強度部材の溶接趾端に表面き裂を有する板の伝播に与える余盛形状の影響
K 9-2	日、独、米、英における鋼鉄道橋および鋼道路橋規格による許容応力度について
K 9-3	大骨材スロット部の疲労強度
K 9-4	Fatigue Crack Propagation in Steel Weldments
K 10-3	鋼材溶接金属における疲労き裂の伝播
K 11-3	鋼鉄道橋および鋼道路橋の疲労強度設計に関する概要
K 11-4	建築構造物の疲労設計
K 12-1	船体損傷調査システムと大型油槽船タンク内損傷の傾向
K 12-2	Estimation of Fatigue Crack Propagation Life in Butt Welds
K 12-3	Fatigue Strength of Bracketed Connections in Hold Frame of Cargo Ships
K 12-4	横桁材の疲労強度について
K 12-5	船体疲労被害度の算出に関する資料について

昭和 48 年度 研究報告

1. まえがき
2. 縦強度部材の疲労強度
3. 縦強度部材の疲労き裂伝播寿命
4. 船舶以外の構造物の疲労設計の調査
 4. 1 鋼橋梁の疲労設計に関する概要
 4. 2 建築構造の疲労設計に関する概要
5. 調査文献
 5. 1 Einige wichtige Gesetze der Betriebsfestigkeit geschweizter Bautile aus Stahl
 5. 2 Hull Damage in Large Ships
 5. 3 The Energy Required Fatigue
 5. 4 大骨材スロット部の疲労強度
 5. 5 Fatigue Crack Propagation in Steel Weldments
6. あとがき

昭和 49 年度 資料

資料番号	標題
SR200-2	
K13-1	NV Rules September 1973
K14-1	Design Principles and Criteria
K14-2	Applications of Finite Element Stress Analysis and Stress Strain Properties in Determining Notch Fatigue Specimen Deformation and Life
K14-3	船体横強度部材の疲労強度
K15-1	横強度部材の疲労被害(ビルジ部)
K15-2	9%Ni 鋼溶接継手の疲労強度
K15-3	疲労限の低下に関する試験例の紹介
K15-4	Die Dauerfestigkeit von Flachahl aus St 37
K15-5	スチフナ基部応力の許容値
K16-1	横強度部材の疲労被害
K16-2	Darmstadt 工科大学研究所の論文集
K17-2 ~K17-6	"
K17-7	A Method for Calculation of Fatigue Strength Reduction Factor
K17-8	損傷の累積に伴う疲労限の低下を考慮した修正線型累積被害則
K17-9	Darmstadt 工科大学研究所の論文
K18-2	炭素鋼の長寿命プログラム疲れ試験結果
K18-3	重疊波を受ける船殻部材の腐食疲労寿命
K18-4	Prediction of Component Life by Application of Fatigue Crack Growth Knowledge
K19-3	Design Criteria for Bending Fatigue Strength at 10^{12} Cycles of Fillet Welded Mild Steel Plate Subjected to Narrow Band Random Loading
K19-4	Notch Effects in Low Cycle Fatigue of Steels
K19-5	Darmstadt 工科大学研究所の論文
K19-6	"

昭和 49 年度 研究報告

1. まえがき
2. 船体の疲労被害度の算出
3. 船体構造部材の疲労強度
 3. 1 損傷調査
 3. 2 船体横強度部材の疲労強度
 3. 3 船体横強度部材の疲労強度の計算
 - (1) プラケット結合部の疲労強度
 - (2) 横檣材の疲労強度
 - (3) タンカーのビルジ部の疲労強度

(4) スチフナ基部の疲労強度

3. 4 縦強度部材に関する腐食疲労寿命の推定

4. 現行の各国規格におけるS-N線図

5. 参考資料

5. 1 縦強度部材の疲労強度に関するNVの考え方

5. 2 疲労限以下の繰返し応力によるfatigue damageについて

5. 3 疲労強度減少係数(切欠係数)

5. 4 応力集中部のき裂発生寿命

5. 5 疲労き裂伝播

5. 6 S-N線図

6. あとがき

昭和 50, 51 年度 資料

資料番号	標題
SR 200-2	NV Rules September 1973
K 22-1	使用材料と許容応力の検討
K 23-1	Design Principles and Criteria
K 23-2	船体縦強度部材の疲労強度の研究
K 23-3	平均応力の影響及び疲労強度減少係数
K 23-4	高速疲労強度に関する資料
K 24-1	S-N線図の近似的推定
K 24-2	最近の諸規格における疲労強度線図
K 25-1	軟鋼に関する S-N 線図及び $K_f - K_t$ 線図の近似的推定
K 25-2	溶接部の疲労強度についてのメモ
K 25-3	模型疲労試験と基礎継手試験の関連についての考察
K 25-4	荷重制御疲れ強さに関する溶接欠陥の等級分類
K 26-1	船体縦強度部材の疲労設計基準案
K 27-1	"
K 26-2	Significance of Defects in LNG-Tanks in Ships
K 26-3	Practical Reliability Basis for Structural Fatigue
K 28-1 K 31-4	軟鋼の腐食疲れき裂伝播速度に及ぼす荷重繰返し速度、平均応力および海水温度の影響
K 28-2	2, 3 の材料の角変形付突合せ溶接継手の疲労強度
K 29-1	Fatigue Criterion
K 29-2	平面曲げ疲労強度におよぼす板幅の影響
K 29-3	疲労限以下の応力が寿命におよぼす影響に関する一実験
K 30-1	疲労強度のバラツキの実験
K 30-2	疲労試験結果図表
K 30-3	海水中における軟鋼の腐食疲れき裂発生寿命について
K 31-1	疲労き裂伝播過程の数値実験について
K 31-3	各種継手の疲労試験結果の設計への適用について
K 32-1	船体縦強度部材の不連続部の疲労強度
K 32-2	模型疲労試験と基礎継手疲労試験の関連についての考察
K 32-3	角変形付突合せ溶接継手の疲労強度
K 32-5	鋼材の低サイクル衝撃疲労強度に関する研究
K 32-6	疲労強度減少係数に関する一考察
K 33-1	資料 K 26-3 に基づく許容応力の計算例
K 33-2	溶接継手の疲労強度
K 33-3	$K_t, K\sigma, K_\epsilon$ の相関に関する一考察
K 35-3	船体の局部構造の疲労強度解析のための電算プログラム
K 35-5A	Fracture Controll Design に関する研究
K 36-2	船体の疲労設計

K 3 6-4	船殻構造の腐食疲労強度について
K 3 6-6	切欠疲労強度に及ぼす応力分布の影響
K 3 6-8	Fracture Mechanics of Ferrous Materials (ISSC-1976)
K 3 7-4	大気中および海水中における疲労き裂発生寿命について
K 3 7-5	ブロック荷重による累積疲労被害の研究
K 3 8-1 A	基礎継手 S-N 曲線の集成
K 3 8-2	船体構造の疲労き裂伝播寿命の推定について
K 3 8-3	構造要素模型実験結果
K 3 8-4	構造要素の疲労強度の推定
K 3 8-5	電気防食試験結果
K 3 9-2	基礎継手の S-N 曲線の集成
K 3 9-3	構造要素模型実験結果
K 3 9-4	構造要素の疲労強度の推定
K 3 9-5 A	疲労設計
K 3 9-5 B	同上 図
K 3 9-6	船体構造の疲労き裂伝播寿命の推定について

昭和 50 年度 研究報告

1. まえがき
2. 船体縦強度部材の疲労強度規準案
3. 船体横強度部材の疲労強度規準案
4. 船体縦強度部材不連続部の疲労強度
5. 模型疲労試験と基礎継手疲労試験との関連
6. 溶接部の疲労強度
7. 角変形付突合せ溶接継手の疲労強度
8. 突合せ溶接継手の疲労強度のバラツキ
9. 荷重制御疲れ強さに関する溶接欠陥の等級分類
10. 最近の諸規格における疲労強度線図
11. 鉄鋼の腐食疲れき裂伝播速度に及ぼす荷重繰返し速度、平均応力及び海水温度の影響
12. 使用材料と許容応力の検討
13. 調査文献
 - 13.1 Significance of Defects in LNG-Tanks in Ships
 - 13.2 Practical Reliability Basis for Structural Fatigue
 - 13.3 高速疲労強度
14. あとがき

日本造船研究協会 第200研究部会

第2分科会（疲労強度関係）

総合報告書

目次

1. まえがき
2. 基礎継手の S - N 曲線の集成
3. 構造要素模型実験結果
4. 構造要素の疲労強度の推定
5. 船体の疲労強度
 - 5.1 船体の疲労き裂
 - 5.2 船体の疲労設計
6. 船体構造の疲労き裂伝播寿命の推定

付録

1. 第200研究部会、第2分科会調査資料一覧表
2. 船体の疲労強度の面からの許容応力、縦強度
3. 船体の疲労強度の面からの許容応力、横強度

付録2. 船体の疲労強度の面からの許容応力、縦強度

2.1 まえがき

船体縦強度は、船体強度の基本となるもので船体を一本の梁とみなしたときの曲げ強度であり、荷重となる縦曲げモーメントは静水中での曲げモーメントと波浪中での曲げモーメントに分けられる。

これらの縦曲げ荷重に対する現行の各国の船体縦強度規準は、いずれも主として静的強度を対象としており、縦曲げ荷重の繰返し、すなわち疲労破壊に対する強度規準は最近のノルウェー船級協会(NV)の試案¹⁾を除いては明確に規定されていない。

本章では当研究部会²⁾³⁾及びNV Rule¹⁾の船体の疲労強度の面からの許容応力の考え方、算出法を紹介する。

2.2 船体縦強度部材の疲労強度規準

構造部材の疲労設計には、各部材にき裂が発生しないようにするのは当然であるが、万一き裂が発生してもそれが重大な損傷に進展しないある限界長さ以下にとどまるようにしなければならない。従って、規準としてはき裂発生をもって寿命とするき裂発生規準とき裂が発生しある限界長さまで伝播することを許すき裂伝播規準に基づく考え方があるが、いずれにしてもき裂発生に対する規準が基本となるので、ここではき裂発生規準について述べる。

縦強度部材に対する疲労強度の面からの許容応力を求める際の仮定、計算条件は次の通りである。

2.2.1 計算条件及び仮定

(1) 船体縦曲げ応力

船が一生の間に受ける縦曲げ応力の長期分布は船の一生を20年と仮定し、応力の累積頻度を10⁸回、その頻度分布はFig. A-2.2.1に示すようなWeibull分布に従うものと仮定する。

応力の頻度分布のうち、積荷の周期的な変動による応力サイクルは一生で約300回程度であるため、この影響は無視し、また局部振動応力は、局部的に共振を起こすような場合以外は問題とならないので、hull girderとして強度を検討する場合にはその影響は考慮しないものとする。

(2) 累積被害則及び累積被害の計算

累積被害則は現在最も広く使用されている通常の線型累積被害則を使用する。疲労被害はFig. A-2.2.2に示すような手順で計算を行う。被害の累積値fと疲労破壊の定量的な関係は相当バラツキがあることが知られている。実際の適用にあたっては構造部材によって、船体強度上の重要性が異なるので、その部材の重要度に応じて別個にfの値を定めることが適切と考えられる。

(3) S-N線図

S-N線図は応力集中率K_t=1, 2, ..., 7の造船用鋼材軟鋼の片振り疲労試験結果⁴⁾⁵⁾を用い、任意の平均応力が存在する場合のS-Nc線図は八木らが提案した方法⁶⁾を用いる。すなわち、片振り疲労試験結果をFig. A-2.2.3に示し、それらが $\sigma_a/\sigma_B = CN^K$ で表示できるものとし、他の任意のS-Nc線図はTab. A-2.2.1に示す。なお、これらのS-Nc線図は実験結果の平均値を与えるものである。

実際の構造部材はランダムな変動応力条件下にあり、上記の一定応力振幅で得られるS-Nc線図は、本来は変動応力振幅条件では厳密には正しくは適用できない。それで本計算では、一定応力振幅試験でのS-Nc線図を用い、疲労限での繰返し数NをN=2×10⁶及びN=∞すなわちS-Nc線図を疲労限で水平に折る場合とそのまま疲労限以下に延長する場合の両極端の2種類のS-Nc線図を対象とする。

なお、腐食環境の影響は無視する。

2.2.2 許容応力

疲労設計規準となる許容応力を定めることは種々の応力集中係数 K_t を有する部材について疲労被害の累積値 f がある値となるときの、ある大きさの応力頻度分布（その大きさを表わすためある回数の発生頻度の応力振幅 σ_a で代表させる）と一定応力成分 σ_m との関係 $\sigma_a = g(\sigma_m, K_t, f)$ を求めることである。

そこで、便宜上応力頻度分布の大きさを表わすための応力発現確率 $Q = 10^{-4}$ での波浪曲げ応力成分（変動応力振幅） σ_a を用いることとし、この応力振幅と静水曲げ応力成分（平均応力） σ_m の組合せを Tab. A-2.2.2 のように想定し、その各々の組合せ (σ_a, σ_m) に対し Fig. A-2.2.1 で仮定した長期分布を用いれば、例えば $\sigma_a = 10 \text{ kg/mm}^2$, $\sigma_m = 5 \text{ kg/mm}^2$ に對し Fig. A-2.2.4 に示されるような長期分布が決定できる。この長期分布と先に得られている S-Nc 線図（Tab. A-2.2.2）を用いて、Fig. A-2.2.2 に示す手順で累積被害量 f を計算する。この計算を種々の応力の組合せ (σ_a, σ_m) について全て行えば、それぞれの K_t に対し、 σ_a をパラメータとした f と σ_m の関係が得られる。これらを Fig. A-2.2.5 から Fig. A-2.2.11 に示す。図中実線は疲労限での繰返し数 N が $N = 2 \times 10^6$ に対するものであり、破線は $N = \infty$ に対するものである。以後もこの表示に従うものとする。

次に、これらの関係から K_t と f をパラメータとした σ_a と σ_m の関係を求める $N = 2 \times 10^6$ 及び $N = \infty$ についてそれぞれ Fig. A-2.2.12 及び Fig. A-2.2.13 に示すようになり、 $\sigma_a = g(\sigma_m, K_t, f)$ は、次式の形で表わされる。

$$\sigma_a + p(K_t, f) \sigma_m = q(K_t, f) \quad (A-2.2.1)$$

勾配 $p(K_t, f)$ は f に関しては、ほぼ一定で K_t のみの関係と考えられ $f = 1$ の場合について p と K_t の関係を示すと Fig. A-2.2.14 のようになり（A-2.2.1）式は次のように表わせる。

$$\begin{aligned} \sigma_a + \frac{0.8}{K_t} \sigma_m &= q(K_t, f) & N = 2 \times 10^6 \\ \sigma_a + \frac{0.66}{K_t} \sigma_m &= q(K_t, f) & N = \infty \end{aligned} \quad (A-2.2.2)$$

$q(K_t, f)$ を求めるには、次に示す2通りの方法が考えられる。

まず、一つの方法として K_t をパラメータとして $q(K_t, f)$ と f の関係を Fig. A-2.2.15 に示す。 q と f は $q(K_t, f) = mf + n(K_t)$ の形で表わすことができる。 n と K_t の関係を Fig. A-2.2.16 に示す。両図から $q(K_t, f)$ が求まり、次式のようになる。

$$\begin{aligned} q(K_t, f) &= 1.5f + \frac{29}{K_t} & N = 2 \times 10^6 \\ &= 1.7f + \frac{23}{K_t} & N = \infty \end{aligned} \quad (A-2.2.3)$$

他の方法としては f をパラメータとして、 q と K_t の関係を $N = 2 \times 10^6$ 及び $N = \infty$ についてそれぞれ Fig. A-2.2.17 及び Fig. A-2.2.18 に示す。図から $q(K_t, f)$ は次式のようにならる。

$$\begin{aligned} q(K_t, f) &= \frac{1}{K_t}(8f + 27) & N = 2 \times 10^6 \\ &= \frac{1}{K_t}(7f + 23.5) & N = \infty \end{aligned} \quad (A-2.2.4)$$

以上から応力発現確率 $Q = 10^{-4}$ での応力成分で表わした許容応力 σ_{AL} は（A-2.2.5）式で与えられる。

$$\begin{aligned} \sigma_{AL} &= \sigma_a + \frac{0.8}{K_t} \sigma_m = (1.5f + \frac{29}{K_t}) \text{ 又は } \frac{1}{K_t}(8f + 27) & N = 2 \times 10^6 \\ &= \sigma_a + \frac{0.66}{K_t} \sigma_m = (1.7f + \frac{23}{K_t}) \text{ 又は } \frac{1}{K_t}(7f + 23.5) & N = \infty \end{aligned} \quad (A-2.2.5)$$

材料が軟鋼でない場合には、時間強度が引張強さに比例するものと仮定すると（A-2.2.5）式の右辺に $f_2 = \sigma_B / \sigma_{BM}$ (σ_{BM} :軟鋼の引張強さ, σ_B :他の材料の引張強さ) を乗じた値が許容値となる。

一方、NV Rule¹⁾による許容応力は次式で与えられている。

$$\sigma_{AL} = \sigma_a + 0.25 \sigma_m = \frac{30\sqrt{f_1}}{K_t} (0.4 f + 0.6) \quad (A-2.2.6)$$

$$f_1 = \sigma_Y / 25, \quad \sigma_Y \text{ 降伏点}$$

NV Ruleによれば平均応力が許容応力に占める割合は K_t に無関係に一定になっているが、本計算ではそれは K_t に依存しており、 K_t が大きくなるほど平均応力成分の影響は少なくなり変動応力成分の影響が支配的になる。これはき裂発生寿命に対しては平均応力の影響が小さいとされていること⁷⁾に一致している。また、軟鋼以外の材料の補正係数としての係数 f_2 には、降伏点を採用するよりは引張強さを用いる方が疲労強度に関する一般的な常識に合致しているように思われる。

本計算による許容応力 (σ_{AL}) $N = 2 \times 10^6$, (σ_{AL}) $N = \infty$ と NV による許容応力 (σ_{AL})_{NV} との比を $f = 0.5, 1, 1.5$ の場合について求め Fig. A-2.2.19 に示した。 $q(K_t, f)$ についての表示式 (A-2.2.3) 式, (A-2.2.4) 式は一致すべきであるが、それぞれの場合について近似的に関数形を仮定したため異った形で得られたが、いずれの式を用いてもほぼ同じ値が得られる。

図から、疲労限での繰返し数 N を $N = \infty$ とし、変動応力による S-N 線図を修正した場合の許容応力は $N = 2 \times 10^6$ とした通常の S-N 線図を用いた場合の許容応力に比べ約 13% 低下している。波浪曲げ応力の累積頻度を 10^8 回としたため、 $N = \infty$ とすることによる影響が余り大きく現われなかったが、累積頻度が 10^8 回以上となれば、次第にその影響に増すものと思われる。

NV Rule の与える許容応力と本計算による許容応力との差については、NV Rule の許容応力の誘導に関する詳細な資料が不足のため明らかでないが、その差は約 10% 前後で余り差はない。

縦強度部材の疲労強度の検討は、構造部材の形状に応じて応力集中係数 K_t を求め、過去の損傷例をもとに構造部材別に適切な累積被害量 f を与えることにより (A-2.2.5) 式を用いて行うことができる。

参考文献

- 1) NV Rules September 1973 "Design Principle and Criteria"
- 2) 日本造船研究協会 第200研究部会 第2分科会 昭和50年度総合報告
- 3) 八木順吉, 富田康光 "船体構造部材の疲労強度" 関西造船協会誌 vol 165 1977. 6 に発表予定
- 4) 飯田国広, 高允宝, "ヒステリシスエネルギーに基づいた疲労強度減少係数の一考察" 日本造船学会論文集 vol 134 (1973) 341~350
- 5) 八木順吉, 富田康光, 藤原静雄, 遠山泰美 "鋼材の低サイクル疲労に関する研究第3報" 日本造船学会論文集 vol 135 (1974) 365~377
- 6) 八木順吉, 富田康光, "鋼材の低サイクル疲労に関する研究第4報" 日本造船学会論文集 vol 138 (1975) 410~417
- 7) たとえば、中沢一, 小林英男 "金属の疲れき裂の挙動" 機械の研究 vol 20 No. 7 (1968) 997~1003

Tab.A-2.2.1 Estimation of S-N curves from the data of pulsating tests ($R=0$) and values of C and K in $\sigma_a/\sigma_B = C \cdot N^K$ for pulsating tests ($R=0$)

Given Data	
C and K in $\sigma_a/\sigma_B = C \cdot N^K$ for $R=0$	
Estimation	
$-1 \leq R \leq 0$	$(1-R)C \cdot \sigma_B \cdot N^{K+\beta} - (1+R)(\sigma_a)_R \cdot N^\beta + R(\sigma_a)_R = 0$
$R \geq 0$	$N = \left[\frac{(1-R)(\sigma_a)_R}{C[(\sigma_B)(1-R) - 2R(\sigma_a)_R]} \right]^{\frac{1}{K}}$
σ_a	Stress Amplitude (kg/mm^2)
σ_B	Tensile Strength (kg/mm^2)
R	$\sigma_{\min}/\sigma_{\max}$ = Stress Ratio
N	N_c or N_f
	N_c ; Crack Initiation Life
	N_f ; Failure Life
where	$\beta = -0.0352 \quad 10^0 \leq N \leq 2 \times 10^6$ for Plane Specimen
	$\beta = -0.0753 \quad 10^0 \leq N \leq 10^4, \beta = 0 \quad 10^4 \leq N$ for Notched Specimen and Welded Specimen

Specimen	N	C	K
Plane	$10^2 \sim 3 \times 10^4$	0.55	-0.0205
	$3 \times 10^4 \sim 2 \times 10^6$	1.32	-0.108
Notched $k_t = 2$	$10^2 \sim 10^4$	0.71	-0.0535
	$10^4 \sim 2 \times 10^6$	1.96	-0.164
3	$10^3 \sim 2 \times 10^3$	0.66	-0.0533
	$2 \times 10^3 \sim 2 \times 10^6$	1.81	-0.183
4	$10^2 \sim 1.9 \times 10^3$	0.62	-0.0458
	$1.9 \times 10^3 \sim 2 \times 10^6$	2.07	-0.207
5	$10^2 \sim 10^3$	0.67	-0.067
	$10^3 \sim 2 \times 10^6$	1.91	-0.218
6	$10^2 \sim 9 \times 10^2$	0.73	-0.0902
	$9 \times 10^2 \sim 2 \times 10^6$	1.89	-0.0228
7	$10^2 \sim 6.5 \times 10^2$	0.75	-0.0979
	$6.5 \times 10^2 \sim 2 \times 10^6$	1.92	-0.242

Tab.A-2.2.2 Examples of combination with stress amplitude σ_a and mean stress σ_m

σ_m \\ σ_a	0	1	2	--	5	--	20
0							
5	5, 0	5, 1	5, 2		5, 5		5, 20
6	6, 0	6, 1	6, 2		6, 5		6, 20
10	10, 0	10, 1	10, 2		(10, 5)		10, 20
13	13, 0	13, 1	13, 2		13, 5		13, 20

σ_a, σ_m ; kg/mm^2

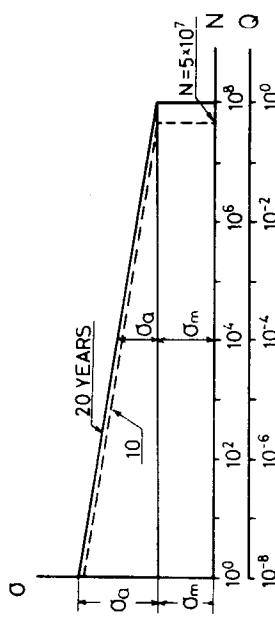


Fig. A-2.2.1 Long-term distribution of longitudinal bending stress

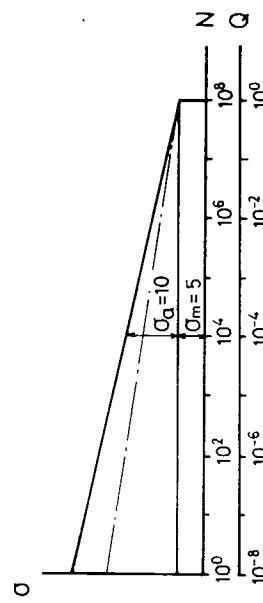


Fig. A-2.2.4 Long-term distribution of longitudinal bending stress ($\sigma_a = 10 \text{ kg/mm}^2$, $\sigma_m = 5 \text{ kg/mm}^2$)

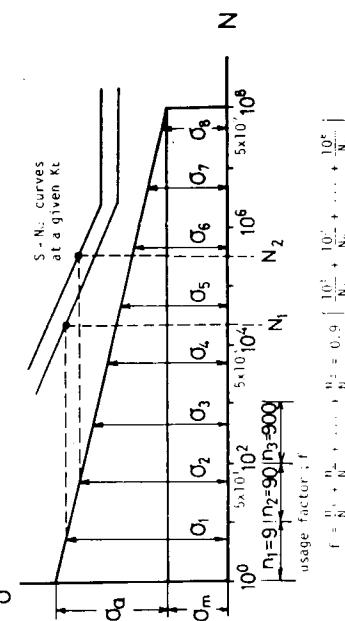


Fig. A-2.2.2 Usage factor by Miner rule

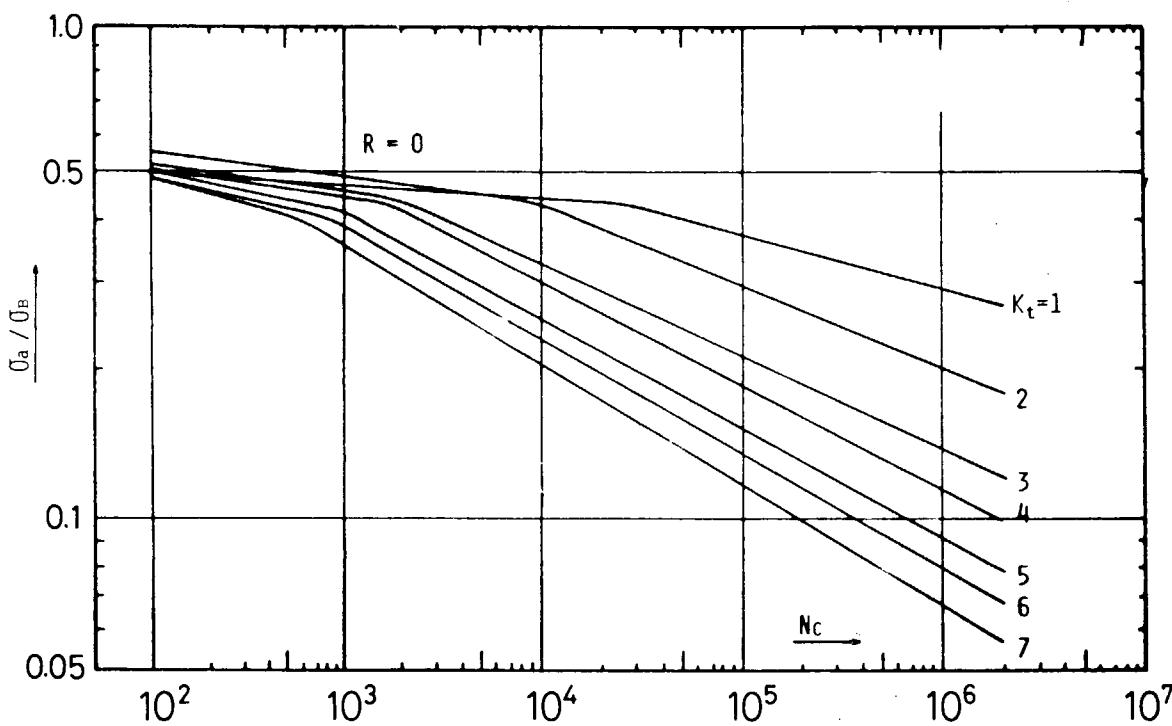


Fig. A-2.2.3 S-N_c curve

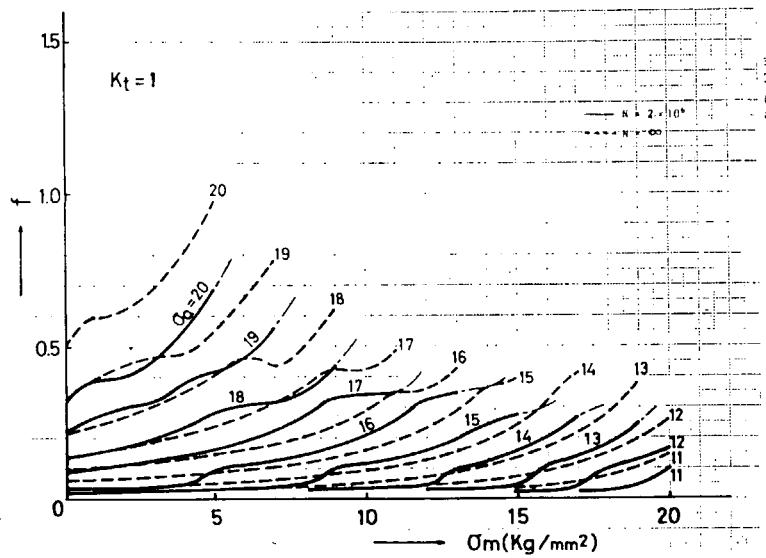


Fig. A-2.2.5 Usage factor f -mean stress σ_m diagram ($K_t = 1$)

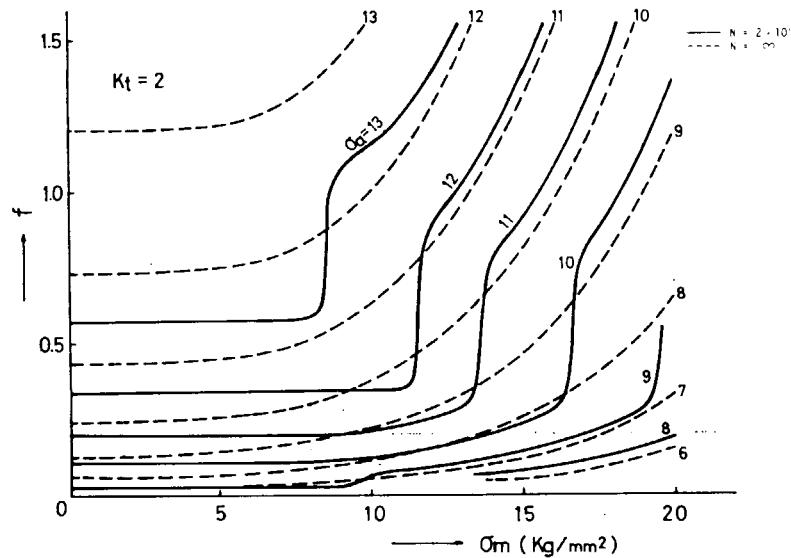


Fig. A-2.2.6 Usage factor f -mean stress σ_m diagram ($K_t = 2$)

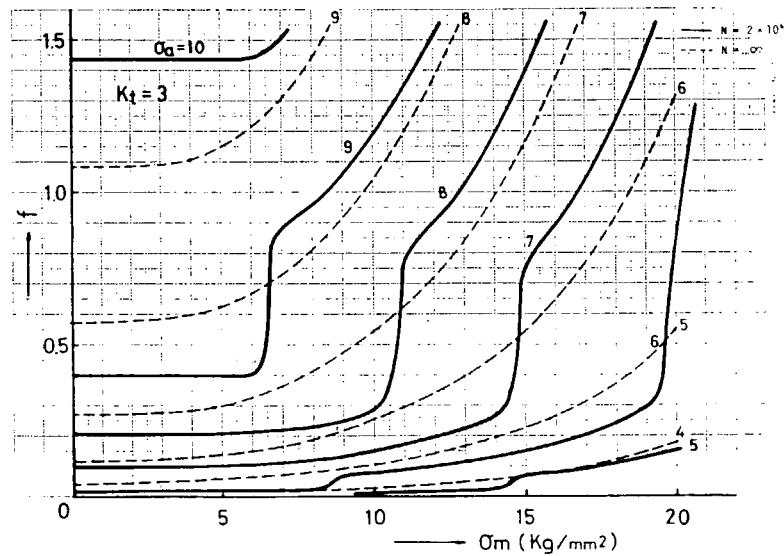


Fig. A-2.2.7 Usage factor f -mean stress σ_m diagram ($K_t = 3$)

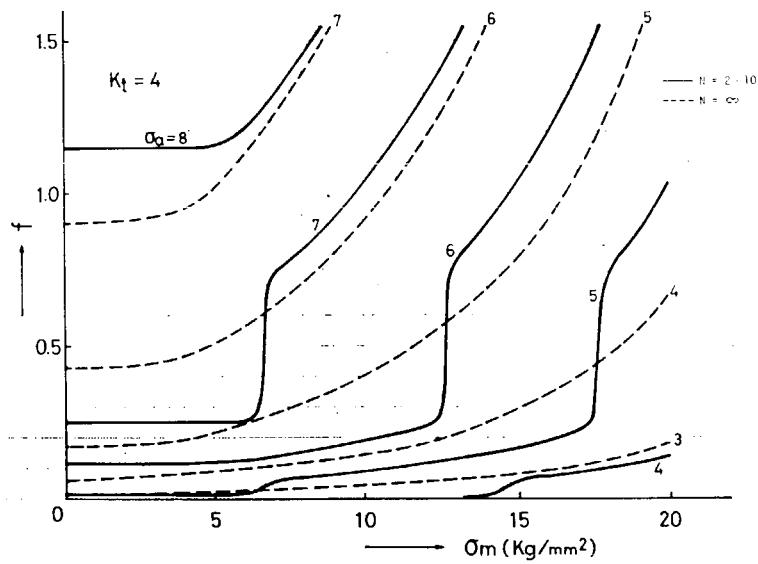


Fig. A-2.2.8 Usage factor f -mean stress σ_m diagram ($K_t = 4$)

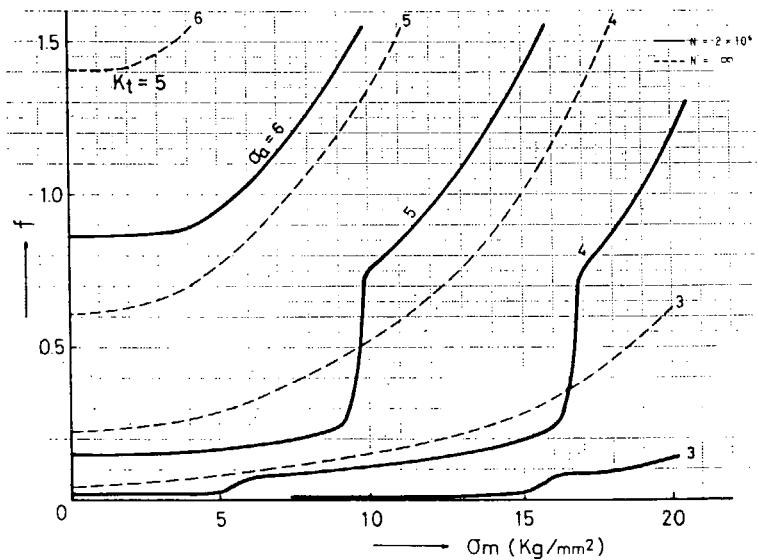


Fig. A-2.2.9 Usage factor f -mean stress σ_m diagram ($K_t = 5$)

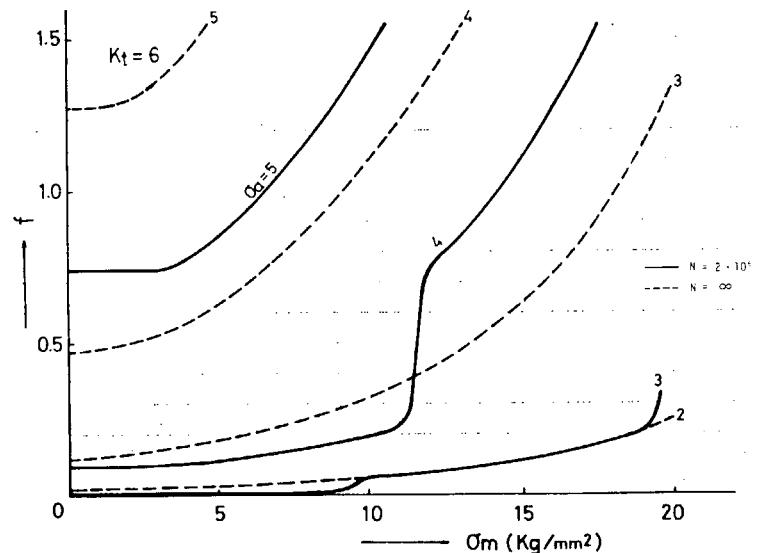


Fig. A-2.2.10 Usage factor f -mean stress σ_m diagram ($K_t = 6$)

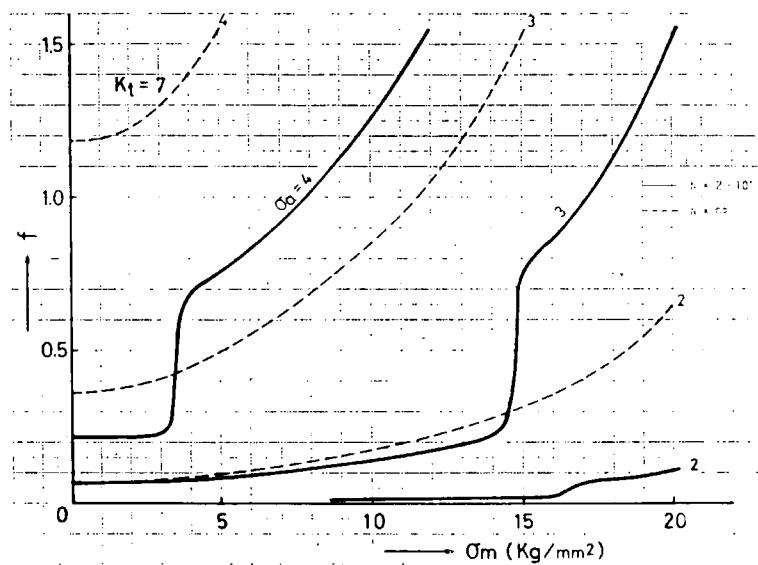


Fig. A-2.2.11 Usage factor f -mean stress σ_m diagram ($K_t=7$)

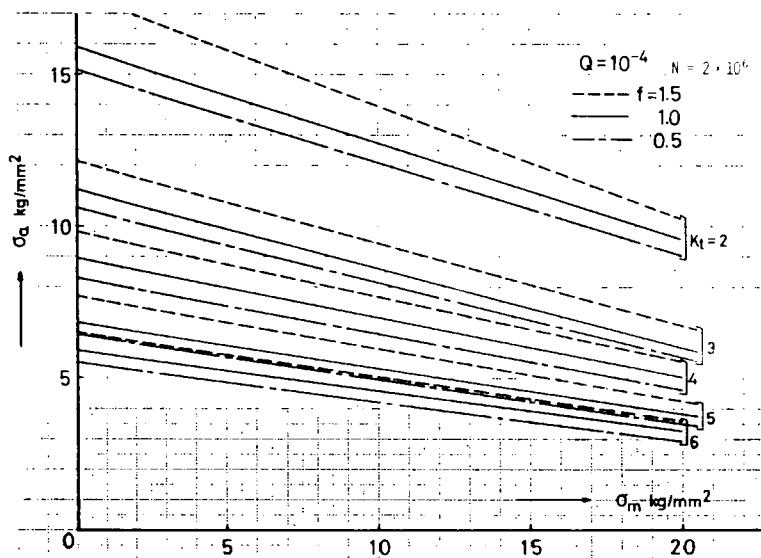


Fig. A-2.2.12 $\sigma_a - \sigma_m$ diagram

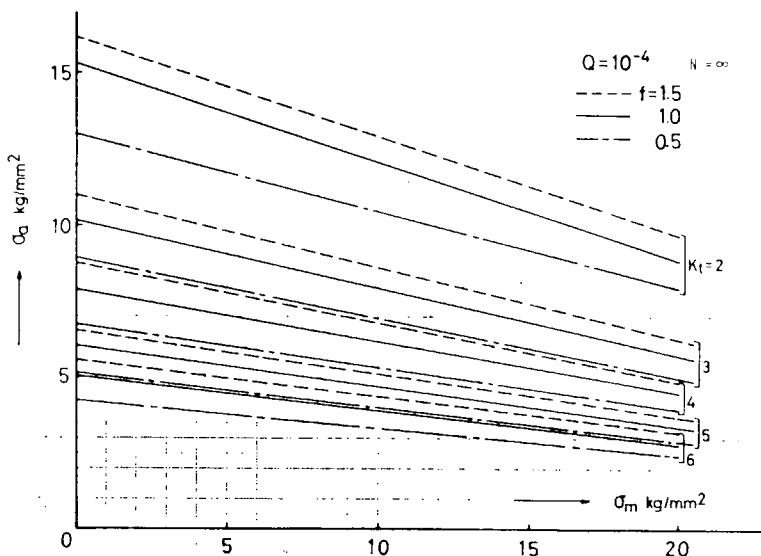


Fig. A-2.2.13 $\sigma_a - \sigma_m$ diagram

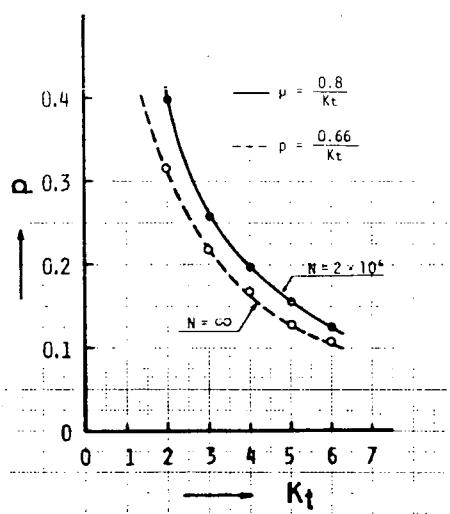


Fig. A-2.2.14 P-Kt curve

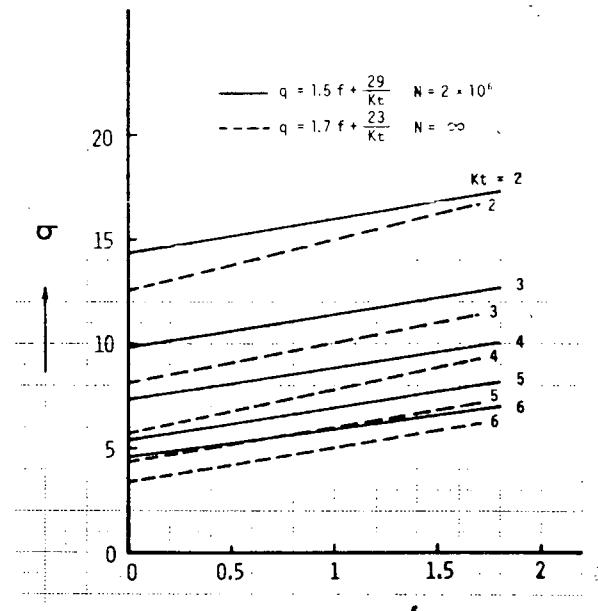


Fig. A-2.2.15 q-f curve

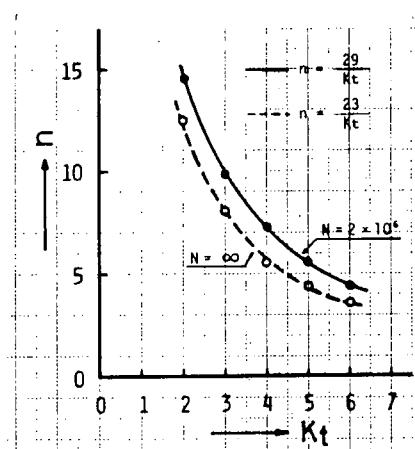


Fig. A-2.2.16 n-Kt curve

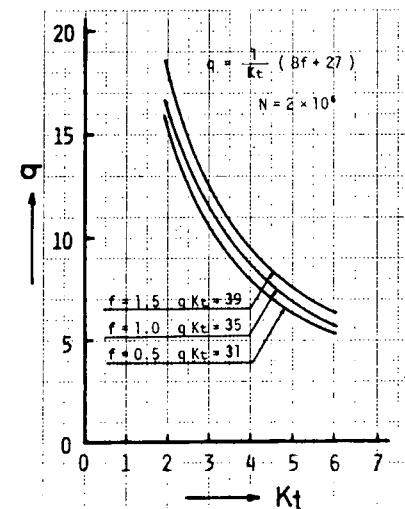


Fig. A-2.2.17 q-Kt curve

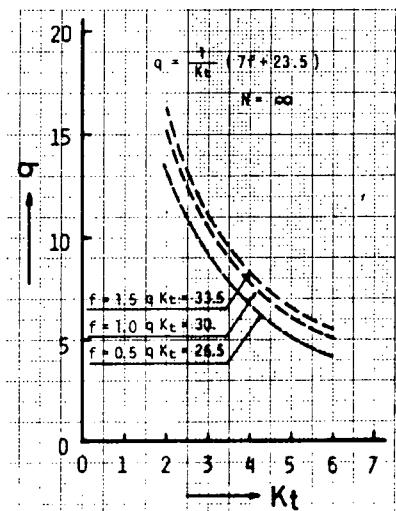


Fig. A-2.2.18 q-Kt curve

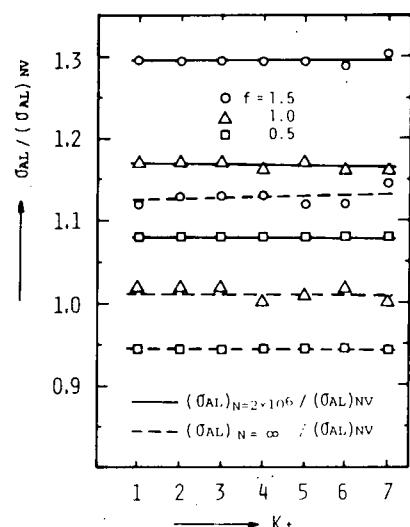


Fig. A-2.2.19 $\sigma_{AL}/(\sigma_{AL})_{NV}$ -Kt curves
 σ_{AL} ; Allowable stress by S.R., 200
 $(\sigma_{AL})_{NV}$; Allowable stress by NV rule

付録3. 船体の疲労強度の面からの許容応力、横強度

3.1 まえがき

船体縦強度部材の応力は、船体を一本の hull girder とみなし、梁理論によって静的に求められるが、横強度部材の応力は高次の不静定構造としての応力であるため静的に求めることはできない。しかし、最近は横強度解析法が盛んに研究され、種々のコンピュータ・プログラムが開発されて、構造及び荷重分布が与えられると、各部分の応力が比較的容易に求められるようになった。ところが、疲労破壊に対する横強度上の設計規準は、縦強度の場合と同様 NV の試案¹⁾を除いては他の船級協会では明確に規定されていない。

本章では、当研究部会²⁾³⁾及び NV Rule¹⁾の横強度部材に対する疲労強度の考え方を紹介する。

3.2 船体横強度部材の疲労強度規準

付録第2章で求めた疲労強度上の許容応力は一般に船体構造要素すべてに適用できる式である。

縦強度部材の変動応力 σ_a と一定応力 σ_m との比は $\sigma_a/\sigma_m = M_w/M_s$ によって与えられ、波浪曲げモーメント M_w と静的曲げモーメント M_s の比によって一義的に定まる。しかし、横強度部材の σ_a/σ_m は、その部材の位置及び荷重分布により変化するので、縦強度部材のように許容応力を設定することは難しい。

それで、先に求めた許容応力の式が横強度部材にも適用できると仮定し、横強度部材に対する代表的な二つの構造解析法に基づいて横強度部材の疲労強度の検討をする。

3.2.1 横強度部材に働く断面力及びモーメントの解析結果を用いる方法

横強度部材の応力解析の一般的な方法は、船全体を3次元の立体骨組構造とみなし、それを構造力学的手法を用いて、不静定量を決定し各部材の荷重分担を求めるものであり、その一例を示すと例えば Fig. A-3.2.1 のように横部材の各断面に作用するモーメント、剪断力、軸力を求める方法である。この方法によれば、まず各部材の断面力及びモーメントが求められる。この断面力及びモーメントを用い不連続部の構造要素模型による実験を行い、各構造要素に対する疲労強度減少係数 K_f を求める。この K_f を用い、各構造要素を応力集中係数 K_i 別に分類することができれば、先に求めた許容応力を適用して疲労強度を検討できる。

この方法を用いるためには、現状では構造要素模型に対する K_f の実験資料が不足であるが、従来多く報告されている小型試験片の疲労試験結果と構造要素模型の疲労試験結果との相関、構造要素模型と実船構造の疲労強度の関連などを究明していくべき、ある程度正しい評価が可能と考えられる。

3.2.2 応力解析結果を用いる方法

この方法は有限要素法による応力解析法で、まず船体全体を3次元の立体骨組構造とみなし、各横断面における横部材に作用する分担荷重あるいは横部材間の相対変位を求め、次に各横断面について、これを平面構造とみなして先に求めた分担荷重または各節点変位と径間荷重を与えて、各要素の応力分布を求める方法である。この方法によれば Fig. A-3.2.2 に示すように各点での応力集中を考慮した値 $K\sigma_a$ 及び $K\sigma_m$ が直接求められる。ただし、その精度は要素分割の大きさに依存し、更に溶接部などの3次元的な形状の不連続性は考慮しないので、ある程度近似になるが、この値を用いれば、先に求めた許容応力の式がそのまま使用できる。

$K\sigma_a$; 有限要素法による変動応力振幅 $K\sigma_m$; 有限要素法による平均応力

K ; 応力集中率

例えば、応力発現確率 $Q = 10^4$ で表わした許容応力 σ_{AL} は (A-3.2.1) 式で、これを $K_i = 1$ とし、 $Q = 10^8$ での応力を表わせば (A-3.2.2) 式となる。

$$\sigma_{AL} = \sigma_a + 0.8/K_i = f_2(1.5f + 29/K_i) \quad (A-3.2.1)$$

$$\sigma_{AL} = 0.5K\sigma_a + 0.8K\sigma_m = f_2 (1.5f + 2.9) \quad (A-3.2.2)$$

f : 累積被害量 usage factor

f_2 : σ_B/σ_{BM} (σ_{BM} :軟鋼の引張強さ, σ_B :他の材料の引張強さ)

(A-3.2.2)式において, $f = 1.0$, $f_2 = 1$ とすれば許容応力は次のようになる。

$$\sigma_{AL} = 0.5K\sigma_a + 0.8K\sigma_m = 30.5 \text{ kg/mm}^2 \quad (A-3.2.3)$$

ここで、ビルジ部の応力分布Fig. A-3.2.3(a)をFig. A-3.2.3(b)のように一様分布とすれば安全側の評価になる。

例として, Fig. A-3.2.2のA, B及びE点の応力は, S.R. 134研究部会で行われた計算結果によれば, 応力発現確率 $Q = 10^{-8}$ での値は次のようになる。

$$A \text{点} : 0.5K\sigma_a = 15.7 \text{ kg/mm}^2, K\sigma_m = 10 \text{ kg/mm}^2$$

$$B \text{点} : 0.5K\sigma_a = 16.3 \text{ kg/mm}^2, K\sigma_m = 5 \text{ kg/mm}^2$$

$$E \text{点} : 0.5K\sigma_a = 7.7 \text{ kg/mm}^2, K\sigma_m = 0$$

これらを(A-3.2.3)式へ代入すれば, 一応, 各点とも疲労強度の面からは安全といえる。しかし, 実船構造は前述のように, 一般には3次元的であり, これを2次元とみなした有限要素法を用いることがすでに近似であること及びこの部分には計算によっては求め得ない局部的な応力集中例えは溶接部などが存在すること, 更には局部的な塑性変形が生じている可能性があることなどにより厳密には計算上の応力値のみを用いて疲労強度を検討することは十分とはいえない。

3.2.3 NV Rule における local strength members の疲労強度規準

NV Ruleによる縦強度部材に対する許容応力の式(A-3.2.4)も一般に船体構造要素すべてに適用できる。(A-3.2.4)式を変形して, 左辺を最大応力で表示すれば(A-3.2.5)式となる。

$$\sigma_{AL} = \sigma_a + 0.25\sigma_m = \frac{30\sqrt{f_1}}{K_t} (0.4f + 0.6) \quad (A-3.2.4)$$

$$\sigma_a + \sigma_m = \frac{\alpha + 1}{\alpha \times 0.25} \cdot \frac{30\sqrt{f_1}}{K_t} (0.4f + 0.6) \quad (A-3.2.5)$$

$$= \frac{\alpha + 1}{\alpha + 0.25} \cdot \sigma_{do} \quad \alpha = \sigma_a/\sigma_m$$

f : 累積被害量 usage factor K_t : 応力集中率

f_1 : $\sigma_r/25$ (σ_r : 降伏点)

前述のように横強度部材では α はその部材の位置及び荷重分布により変化するため一義的に定めることはできない。従って, 各部材に応じて σ_a/σ_m を求める(A-3.2.5)式を適用できるが, 局部構造要素全体の平均値として(A-3.2.5)式の $(\alpha + 1)/(\alpha + 0.25)$ を2と定めている。次に σ_{do} は構造要素全体に対応する応力であるから, 局部構造要素に対する σ_{do} は, 満載状態またはバラスト状態のいずれかの苛酷な荷重条件に対応する条件のもとで, 応力の累積頻度を 5×10^7 回として求めればよいとして, 次式のよう σ_{do} を与えている。

$$\sigma_{do} = \frac{1.7K_t}{K_t + 1.3} \cdot \sigma_{do} \quad (A-3.2.6)$$

以上から局部構造要素系に対する許容応力は次式となる。

$$(\sigma_{AL})_{total} = \sigma_a + \sigma_m = 2\sigma_{do} \quad (A-3.2.7)$$

更に, 局部構造要素の疲労強度に影響する因子は種々あるから許容応力の一般式としては, 次式のほうがよく, 累積被害量 f の値は経験的に定める。

$$(\sigma_{AL})_{total} = \sigma_a + \sigma_m = \frac{1.7(1+f)K_t}{(K_t + 1.3)} \cdot \frac{30\sqrt{f_1}}{K_t} (0.4f + 0.6) \quad (A-3.2.8)$$

局部構造要素のうち longitudinal elements には σ_{dot} に少々の修正を加えている。しかし、局部構造要素系に対する K_t の値、あるいは f の値は明らかにされていない。

参考文献

- 1) NV Rules September 1973
"Design Principle and Criteria"
- 2) 日本造船研究協会 第200研究部会 第2分科会 昭和50年度総合報告
- 3) 八木順吉、富田康光 "船体構造部材の疲労強度"
関西造船協会誌 vol 165 1977. 6に発表予定

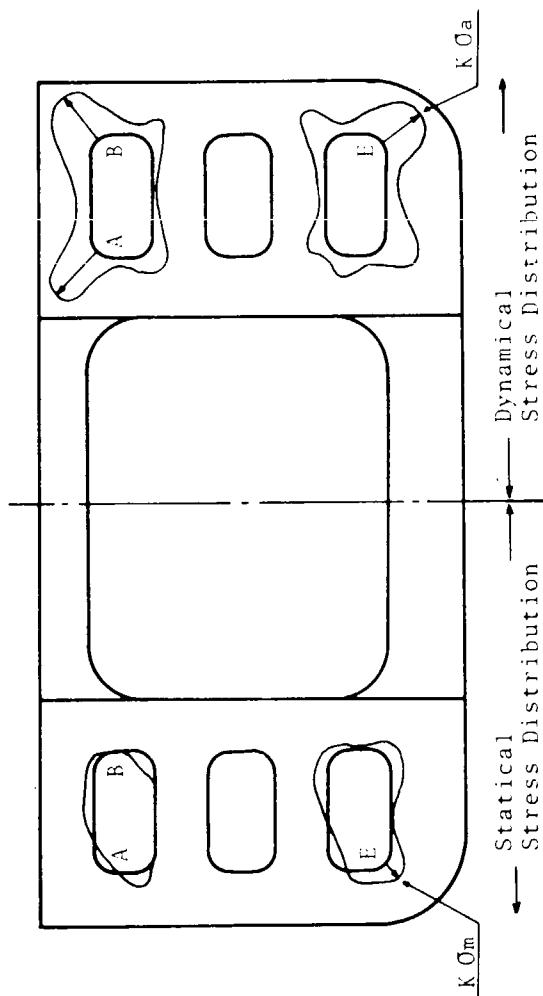


Fig. A-3.2.2 Stress distribution by the finite element method

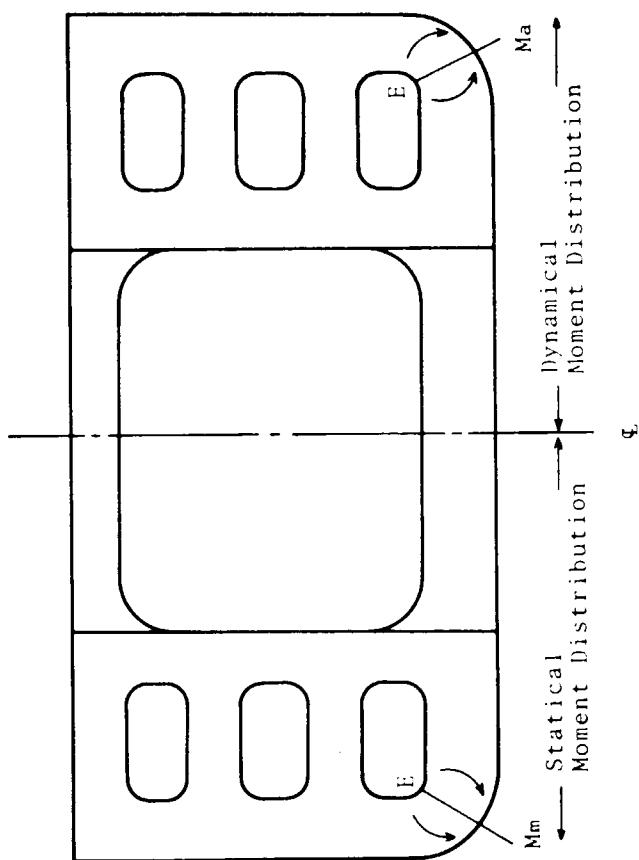


Fig. A-3.2.1 Moment, shearing force and axial force by three dimensional strength analysis

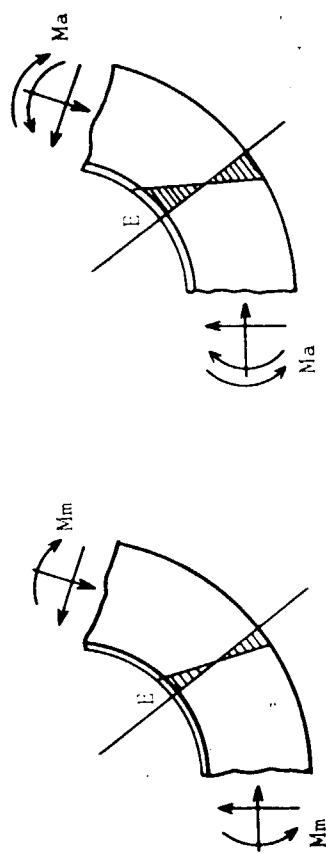


Fig. A-3.2.3 Un-uniform stress distribution by bending moment and uniform stress distribution by axial force

(a)
(b)