

社 団 法 人
日 本 造 船 研 究 協 会 報 告

第 7 6 号

昭 和 4 9 年 8 月

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

..... 第 120 研究部会

On the Prevention of Crack around Cut-outs in Bottom Transverses

of Large Ships The 120 th Research Committee

Report No. 7 6

The Shipbuilding Research Association of Japan

Tokyo, Japan

August 1974

第 120 研究部会委員名簿 (敬称略、順不同)

部 会	長 事	秋 田 好 雄 (日 本 海 事 協 会)	尾 川 宜 之 (日 本 鋼 管)
		安 押 重 美 (三 井 造 船)	清 水 作 造 (石 川 島 播 磨 重 工 業)
委 員		田 東 昭 夫 (三 菱 重 工 業)	長 広 勸 武 (三 井 造 船)
		田 口 義 明 (三 菱 重 工 業)	真 能 創 (防 衛 大 学 校)
討 議 参 加 者		藤 田 讓 一 (東 京 大 学)	三 沢 敏 夫 (住 友 重 機 械 工 業)
		松 石 正 克 (日 立 造 船)	山 口 勇 男 (日 本 海 事 協 会)
		安 川 度 郎 (川 崎 重 工 業)	賀 来 信 一 (日 本 海 事 協 会)
		山 越 道 郎 (九 州 大 学)	関 内 実 (三 井 造 船)
		安 藤 文 隆 (船 舶 技 術 研 究 所)	長 沢 準 (船 舶 技 術 研 究 所)
		桑 辻 則 男 (住 友 金 属 工 業)	中 村 昭 和 (川 崎 重 工 業)
		永 元 隆 一 (三 菱 重 工 業)	中 前 田 恂 (石 川 島 播 磨 重 工 業)
		服 部 陽 一 (日 立 造 船)	村 松 省 吾 (三 保 造 船 所)
		牧 園 正 孝 (山 下 新 日 本 汽 船)	渡 辺 次 郎 (函 館 ド ッ ク)
		八 木 順 吉 (大 阪 大 学)	伊 藤 隆 規 (日 立 造 船)
		綿 屋 悟 朗 (佐 世 保 重 工 業)	大 金 子 幸 平 (三 井 造 船)
		伊 藤 隆 章 (住 友 重 機 械 工 業)	久 米 範 佳 (東 京 大 学)
		牛 島 野 英 夫 (三 菱 重 工 業)	桜 井 英 世 (石 川 島 播 磨 重 工 業)
		尾 野 村 英 一 (川 崎 重 工 業)	高 津 尚 之 (川 崎 重 工 業)
		北 藤 博 一 (日 本 鋼 管)	長 浜 修 (川 崎 重 工 業)
		鈴 木 康 平 (日 本 海 事 協 会)	野 本 敏 治 (東 京 大 学)
		恒 成 利 康 (川 崎 重 工 業)	原 洋 一 (日 立 造 船)
		西 原 誠 一 (三 井 造 船)	
		橋 本 慎 一 (三 井 造 船)	
		南 真 和 (三 井 造 船)	

Membership of The 120 th Research Committee

Chairman	Yoshio Akita	
Secretaries	Shigemi Ando	Nobuyuki Ogawa
	Akio Oshikiri	Sakuzo Shimizu
	Yoshiaki Taguchi	Yoshitake Nagahiro
	Yuzuru Fujita	Hajime Mano
	Masakatu Matuishi	Toshio Misawa
	Wataru Yasukawa	Isao Yamaguchi
	Michiro Yamakoshi	
	Fumitaka Ando	Shinichi Kaku
	Norio Kuwayama	Minoru Sekiuchi
	Toshikazu Tuji	Jun Nagasawa
Members	Ryuichi Nagamoto	Akikazu Nakamura
	Yoichi Hattori	Makoto Maeda
	Masataka Makizono	Shogo Muramatsu
	Junkicki Yagi	Jiro Watanabe
	Goro Wataya	
	Takaaki Ito	Takanori Ito
	Masao Ushijima	Yoshiaki Okuwa
	Hideo Ono	Kohei Kaneko
	Katuhide Kitamura	Noriyoshi Kume
	Hirokazu Sato	Hideyo Sakurai
Participants	Kohei Suzuki	Hisayuki Takatu
	Toshiyasu Tunenari	Osamu Nagahama
	Seiichiro Nishihara	Toshiharu Nomoto
	Shinichi Hashimoto	Yoichi Hara
	Masakazu Minami	

社団法人 日本造船研究協会報告
第76号 正誤表

頁	訂正箇所	正	誤
5	Fig. 2. 3. 2. 6 説明	……centre girder.	……cehtre girder
8	下より5行目(数式)	$F_2 = \Delta \times \frac{12.6}{H_w^2} \times 10^5 \times \sqrt{\frac{I_s m}{t_e t_b}} \times 60$	$F_2 = \Delta \times \frac{12.6}{H_w^2} \times 10^5 \times \sqrt{\frac{I_A m}{t_e t_b}} \times 60$
11	Table 2. 4. 3. 1	σ_{mean}	σ_{meay}
13	上より2行目	…約17.5%の減少と……	約175%の減少と……
17	下より3行目	…分布荷重wの…	…分布荷重 <u>W</u> の…
22	Fig. 3. 3. 9 説明	…and B', B'_b	…and B', B <u>6</u>
24	下より17行目	る節点, J ₀ は…	る節点J <u>0</u> は…
28	Table 3. 4. 1 1行目	Load share of stiffener (1)	Load <u>shear</u> of stiffener (1)
29	上より5行目	WおよびS に対する分担率	<u>WS</u> に対する分担率
29	上より11行目	…バネ定数を∞とすることは…	…バネ定数を <u>α</u> とすることは…
36	下より8行目	Fig. 4. 2. 4 は…	Fig. <u>3</u> . 2. 4 は…
36	下より3行目	なお, カニ目玉型では,	なお, <u>カラ</u> 目玉型では, …
44	Fig. 4. 3. 9 説明	(without collar)	(withoat collar)
47	Fig. 4. 4. 1 説明	Illustration of fatigue …	Illu <u>stion</u> of fatigue …
50	Table 4. 4. 3 最下行	Cross fillet welded …	Cross filler <u>w</u> elded …
55	Fig. 4. 5. 1 説明	…Eq. (3. 3. 7) and (3. 3. 14)	…Eq. <u>(7)</u> and <u>(14)</u> …
56	(4. 5. 2) 式	Δbpf	Δbps
57	上より2行目	(寿命が0.5倍に…	(寿命が <u>0.7</u> 倍に…
57	最下行	$psb = \rho g (db = D)$	$psb = \rho g (db - D) \dots\dots (4. 5. 3)$
58	上より4行目	$psf = \rho g d$	$psf = \rho g d \dots\dots (4. 5. 4)$
58	上より9, 10行目	$psb = \rho g db$ $psf = \rho g d - \rho_0 g D$	$psb = \rho g db$ $psf = \rho g d - \rho_0 g D \} \dots\dots (4. 5. 5)$
58	上より21行目	$h = h_0 \cos \omega_{et}$	$h = h_0 \cos \omega_{et} \dots\dots (4. 5. 6)$
59	(4. 5. 3) 式	$R^2 \rho(ij\theta)$	$R^2 \rho(ij\underline{o})$
59	上より11行目	$A(\omega\theta)$	$A(\omega\underline{o})$
59	上より8~17行目中	$R^2 \rho(ij\theta), R^2_s(ij\theta), R^2(ij\theta)$	$R^2 \rho(ij\underline{o}), R^2_s(ij\underline{o}), R^2(ij\theta)$
59	上より18行目及び(4. 5. 4)式	$q_{ij\theta}(X), (ij\theta)$	$q_{ij\underline{o}}(X), (ij\underline{o})$
59	(4. 5. 5) 式	$Q(X) = \sum_i \sum_j \sum_\theta p_{ij\theta} q_{ij\theta}(X)$	$Q(X) = \sum_i \sum_j \sum_\theta p_{ij\underline{o}} q_{ij\underline{o}}(X)$

頁	訂 正 個 所	正	誤																
60	上より9～13行目	$g^2(\chi) = (2/\pi) \cos^2 \chi$ $(-\pi/2 \leq \chi \leq \pi/2)$ $= 0$ $(\chi < -\pi/2 \text{ または } \pi/2 < \chi)$	$g^2(\chi) = (2/\pi) \cos^2 \chi$ $= 0$ $(-\pi/2 \leq \chi \leq \pi/2)$ $(\chi < -\pi/2 \text{ または } \pi/2 < \chi)$																
60	下より14行目	約41%	約45%																
60	下より13行目	約28%	約35%																
61	上より1行目	約0.41 σ_{\max}	約0.45 σ_{\max}																
62	(4.5.8)式	$\sigma_{\text{wext}} = 0.234 \sigma_{\max}$	$\sigma_{\text{wext}} = 0.249 \sigma_{\max}$																
66	下より2行目	$\frac{EI_f \pi^4}{2\ell^3}$	$\frac{EI_1 \pi^4}{2\ell^3}$																
66 67	(5.2.1), (5.2.2)式	$\omega, \omega_p, \omega_s$	$\underline{W}, \underline{W}_p, \underline{W}_s$																
70 71	70～71頁の数式中のJはすべて小文字に訂正																		
71	下より16行目	$\sum_{i=1}^m$	$\sum_{i=1}^m$																
87	上より10行目	付加水高さは5.3.2で……	付加水高さは <u>3.2</u> で……																
88	下より1行目	…低下して2次振動には…	…低下して次振動には…																
88	Table 5.5.1, Table 5.5.2	calculated natural	calculat <u>i</u> d natural																
88	Table 5.5.1 2行目	measured (average)	measured (a <u>u</u> erage)																
89	Table 5.5.3 1行目	(by formula 5.2.6)	(by formula <u>5.2.1.6</u>)																
89	Table 5.5.4 1行目	同 上	同 上																
98	Table 6.2.1 説明文	from Japan to Persian Bay	from <u>j</u> apan to <u>p</u> ersian <u>b</u> ay																
98	Table 6.2.1	η_{wb}	$\underline{\eta}_{wb}$																
98	Table 6.2.1	η_{wf}	$\underline{\eta}_{wf}$																
98	Table 6.2.1	<table border="1"> <tr> <td>η_b</td> <td>0.234 (0.334)</td> <td>0.215 (0.307)</td> <td>0.140 (0.199)</td> </tr> <tr> <td>η_f</td> <td>0.137 (0.195)</td> <td>0.162 (0.231)</td> <td>0.162 (0.231)</td> </tr> </table>	η_b	0.234 (0.334)	0.215 (0.307)	0.140 (0.199)	η_f	0.137 (0.195)	0.162 (0.231)	0.162 (0.231)	<table border="1"> <tr> <td>η_b</td> <td>0.249 (0.355)</td> <td>0.227 (0.324)</td> <td>0.140 (0.199)</td> </tr> <tr> <td>η_f</td> <td>0.137 (0.195)</td> <td>0.201 (0.288)</td> <td>0.201 (0.288)</td> </tr> </table>	η_b	0.249 (0.355)	0.227 (0.324)	0.140 (0.199)	η_f	0.137 (0.195)	0.201 (0.288)	0.201 (0.288)
η_b	0.234 (0.334)	0.215 (0.307)	0.140 (0.199)																
η_f	0.137 (0.195)	0.162 (0.231)	0.162 (0.231)																
η_b	0.249 (0.355)	0.227 (0.324)	0.140 (0.199)																
η_f	0.137 (0.195)	0.201 (0.288)	0.201 (0.288)																
99	Fig. 6.2.1 説明文	after 4 years' voyage	<u>o</u> fter 4 years' voyage																
101	Table 6.2.3 8行目	with	<u>W</u> sth																

60 Fig. 4. 5. 5 を本図と差し替える。

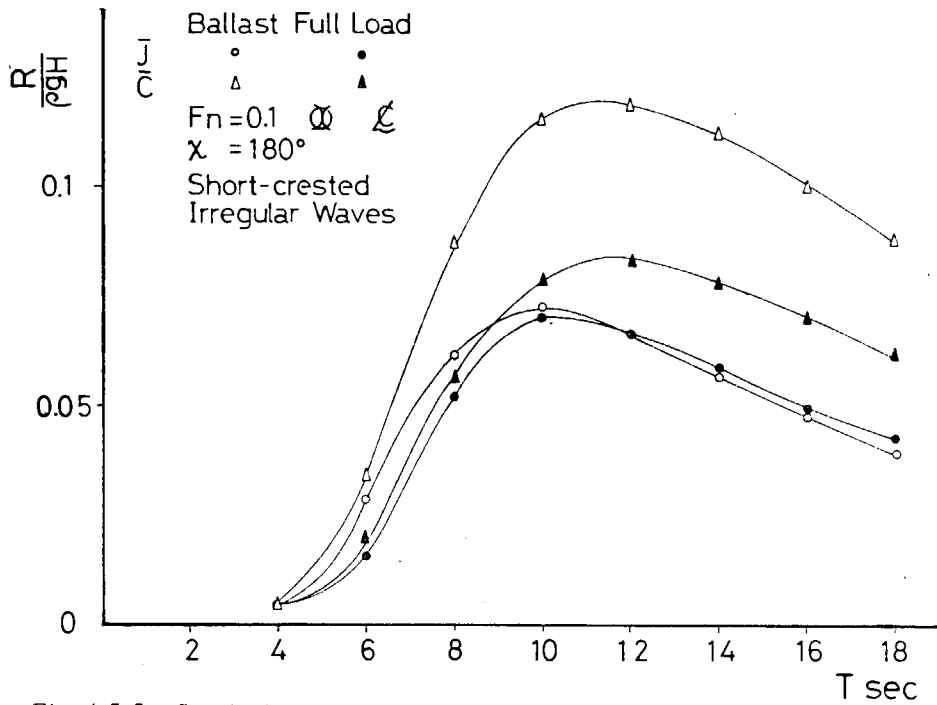


Fig. 4. 5. 5 Standard deviation of random lateral pressure on irregular waves

62 Fig. 4. 5. 6 を本図と差し替える。

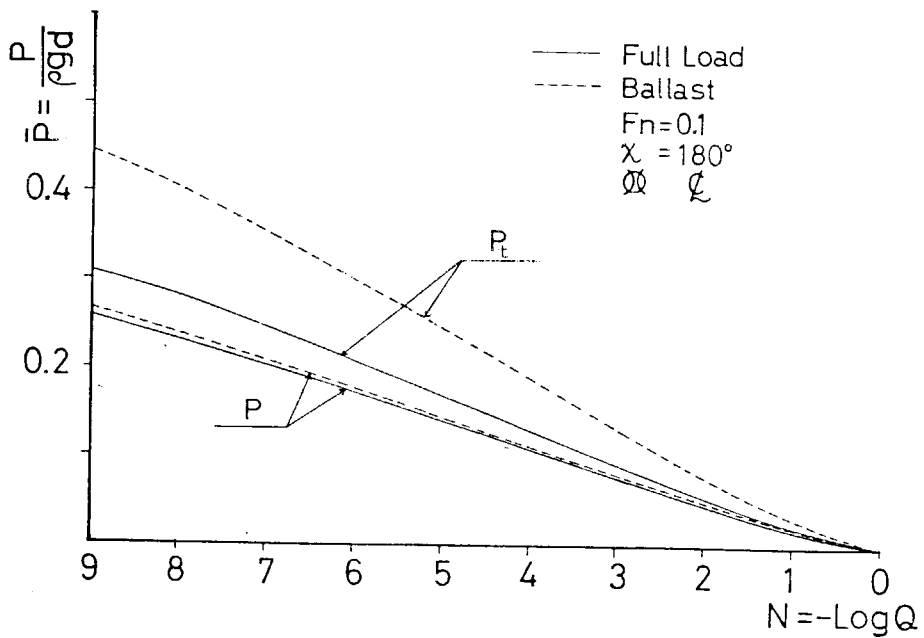


Fig. 4. 5. 6 Long-term distribution of lateral load on bottom shell

On the Prevention of Cracks around Cut-outs in Bottom Transverses of Large Ships

A large number of cracks occurred in bottom transverses of large ships around many cut-outs which are provided to let longitudinals pass through them. Measures against those cracks have been keenly demanded for the maintenance of the ship hull.

This problem was previously studied by the Western Regional Division and the Kanto Regional Division of the Ship Structural Committee of the Society of Naval Architects of Japan. Because of the complexity of causes of the damage, however, many points were left unclarified on the exact stress analysis and the fatigue strength of the cut-out section which give the basis of the fracture mechanism. And it has been found that unless those points are made clear, no rational measures can be established. Later, the 120th Research Committee of the Japan Shipbuilding Research Association was set up to study, both theoretically and experimentally, the characteristics of strength of the cut-out section mentioned above and to establish the method of preventing the damage in the cut-out-section fully based on a theoretical foundation.

The Committee has examined the following points that have main effects on the occurrence of the damages:

a) Statistical Analysis of the Damages

By collecting many cases of actual damages, the realities of the damages have been statistically analyzed and the characteristics of the damage have been made clear.

b) Static Strength of the Cut-out Section

By using a model of bottom plate with transverses and longitudinals attached, the characteristics of the static strength of the cut-out section and the effects on them of the shape, size, etc. of the cut-out section have been examined. Furthermore, the practical method of analyzing the stress distribution around the cut-out section was established.

c) Fatigue Strength of the Cut-out Section

By using many structural models, the fatigue strength of cut-outs and the effects on them of the shape, size, etc. of the cut-out section have been studied. Besides, the allowable stress level at the connecting part of the stiffener to the face of longitudinals has been examined considering the fatigue strength.

d) Vibration of Transverses

The vibration of bottom transverses was found as one of the causes of the damages. By the tests on various models and actual ships, the characteristics of the vibration of bottom transverses have been studied. In analyzing the vibration of transverses, the effects of the virtual mass and the effect of the vibration of transverses on the damages has been made clear.

Based on the knowledge obtained from the investigations, measures for preventing the damage in question have been studied. This report shows the results of the research as well as the design data applicable for ship design.

目 次

1. 緒 言	1
2. 統計的損傷調査	2
2.1 まえがき	2
2.2 調査方法	2
2.2.1 調査対象船	2
2.2.2 調査内容	2
2.3 調査結果	3
2.3.1 全般的傾向	3
2.3.2 部材別損傷傾向の変化	4
2.3.3 スロット近傍構造による損傷傾向の変化	6
2.3.4 就航年数による損傷傾向の変化	6
2.4 考 察	7
2.4.1 スチフナ基部応力と損傷発生率	7
2.4.2 振動影響に対する考察	8
2.4.3 損傷対策の効果	11
2.5 むすび	13
3. 船底模型静的試験	15
3.1 まえがき	15
3.2 船底模型静的試験の概要	15
3.3 応力解析	17
3.3.1 有限要素法によるスロット部の応力解析	17
3.3.2 簡易計算式（三井千葉研の計算式）によるスロット部の応力解析	21
3.3.3 骨組モデルによるスチフナ頂部の水平方向変位の算定	24
3.4 試験結果と応力解析の比較	26
3.4.1 スチフナの荷重分担率	29
3.4.2 スチフナの最大応力係数	29
3.4.3 スロット周縁の応力	29
3.4.4 スチフナ頂部水平方向変位の影響	29
3.5 スロット部各構造要素の影響	31
3.5.1 スチフナ基部応力に及ぼす影響	32
3.5.2 スロット周縁応力に及ぼす影響	32
3.5.3 全般的傾向	33
3.5.4 静的強度からみた望ましいスロット構造	33
3.6 むすび	34
4. 小型模型疲労試験	36
4.1 まえがき	36
4.2 試験の概要と結果	36

4.3	試験結果の考察	41
4.3.1	クラック発生について	41
4.3.2	クラック伝播について	41
4.4	実船の疲労強度	45
4.4.1	海水による疲労強度の低下	45
4.4.2	溶接部S-N線図に及ぼす板厚の影響	49
4.5	実船の損傷の解析	55
4.5.1	実船のスチフナ基部疲労強度のS-N線図	55
4.5.2	荷重条件	57
4.5.3	損傷発生率	61
4.6	むすび	64
5.	トランスの振動試験	66
5.1	まえがき	66
5.2	トランスの固有振動数計算法	66
5.2.1	簡略計算式	66
5.2.2	電子計算機による計算法	69
5.3	付加水質量の検討	69
5.3.1	模型実験	69
5.3.2	付加質量	70
5.4	振動実験	73
5.4.1	模型実験	73
5.4.2	実船実験	75
5.5	固有振動数計算適用例	81
5.5.1	計算における仮定	81
5.5.2	計算と実測の比較	87
5.6	むすび	94
6.	総括	95
6.1	スロット周辺の損傷の発生原因	95
6.1.1	損傷の発生原因に関する従来の見解	95
6.1.2	疲労が原因と見られる現象	95
6.1.3	振動が原因と見られる現象	96
6.2	損傷防止対策	96
6.2.1	損傷防止対策の重点	96
6.2.2	疲労損傷	97
6.2.3	振動による損傷	100
6.3	その他	102
6.3.1	工作の欠陥による損傷	102
6.3.2	スロット部の構造	103
7.	結言	103

1 . 緒 言

大型船の横部材（トランス）のウェブには、縦フレーム（ロンジ）を貫通させるためにスロットが多数設けられるがそのスロット周辺に多数のクラックが発生し、船体保守上から見てその対策が強く要望された。この問題は、先に日本造船学会船体構造委員会西部地区部会および関東地区部会において種々研究されたが、損傷の発生原因が複雑で、損傷機構解明の基礎となるスロット部の強度上の諸特性に不明な点が多く、これらの点が十分解明されなければ、合理的な対策は確立できないことが明らかになった。

上記のスロット部の強度上の諸性質を、理論および実験の両面から究明し、十分な理論基礎の上になつた。スロット周辺の損傷の防止方法を確立するためにその後、日本造船研究協会第120研究部会が設置された。

本部会においては、この種の損傷の発生に重要な影響を与えている次の点について検討を行なった。

a) 損傷の実態と特色

スロット部の損傷発生原因については不明の点も多いので、多数の損傷例を集め、その実態について統計的に解析し、この種の損傷の特性を明らかにした。

b) スロット部の静的強度

トランスおよびロンジが取付けられた船底パネルの模型を使用し、スロット部の静的強度面の特色と、それによらずスロット部の構造・寸法等の影響を明らかにした。さらに、スロット部の重要な点の応力分布の解析方法について、種々検討を加えた。

c) スロット部の疲労強度

多数のトランス模型を使用し、スロットの疲労強度とそれによらずスロット部の構造・寸法等の影響等を研究した。さらに、スロット部の疲労強度から考えられる、スチフナ基部応力の許容値について検討を加えた。

d) トランスの振動

各種の模型、および実船試験によって、トランスの振動の特性について研究した。トランスの振動解析において重要な付加質量の影響、実船のトランスの振動の実態と特性を明らかにした。

以上の各分野にわたる研究から明らかになった知識を基礎として、この種の損傷防止対策について研究を進めた結果船体構造法を進歩させる有益な設計資料が得られたので、ここに報告する。

2. 統計的損傷調査

(担当 防衛大学校, 住友重機械工業
日本鋼管, 三井造船
三菱重工業)

2.1 まえがき

スロット周辺の損傷は現象が複雑であり, その発生原因については不明の点も多く, 数々の調査研究が行われてきたが, 就航船について多数の検査記録を集め, これらを統計的に整理することにより原因探求の資料とすることが, 損傷防止対策の指針として必要と考えられ, 本調査が行われた。

調査は, 現在就航中の大型船86隻を対象に, その損傷検査データを全国の造船所の協力により集め, 電子計算機を使用して統計的に分類解析し, スロット部の損傷に影響すると思われる諸因子と損傷類度との関連等について調べたものである。

2.2 調査方法

2.2.1 調査対象船

調査は2回に別けて行った。第1回調査では, 昭和38年1月から昭和43年12月までに完成した5万DWT以上のタンカー, 鉱石運搬船, 鉱油兼用船等の合計73隻を対象とし, 第2回調査では, 昭和43年11月から昭和45年10月までに完成した15万DWT以上のタンカー13隻を対象とした。

対象船の内訳をTable 2.2.1に示す。

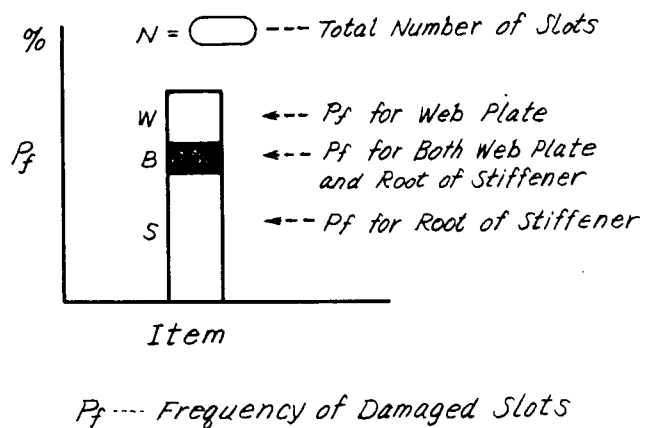
Table 2.2.1 Number of Inquired Ships

No of Inquiry	Type of Ship	DWT					Total
		50,000 ~ 100,000	100,000 ~ 150,000	150,000 ~ 200,000	200,000 ~ 250,000	OVER 250,000	
1st.	TANKER	28	12	6	0	0	46
	ORE	16	1	0	0	0	17
	ORE/OIL	8	2	0	0	0	10
2nd.	TANKER	0	0	5	6	2	13
Total		52	15	11	6	2	86

2.2.2 調査内容

損傷データの調査は, 専用のインプットフォームにより, 各船ごとに主要寸法, トランス等の配置及び形状, スロット及びスチフナ等の形状寸法, 損傷の位置及び状況等の項目について, 各造船所で記入したものを回収する方法をとった。

このデータを電子計算機により, 船種, 就航年数, 構造様式等の諸要因別に分類集計し, 各々に対応するスロット総数を母数とする損傷発生率の形でまとめた。以下では, これらを主として右図のような棒グラフで表示している。



(なお、第2回調査では、ウェブの損傷は1件のみしか報告されなかったため、表示はスチフナ基部のクラックについてのみにした。)

また、第1回調査船のうち、数回の継続的な検査に於る損傷データが得られた4隻については、スロットごとに詳細に調査し、損傷発生の経年的な進展状況を調べた。

更に、検査したスロットについて、三井千葉研の計算式(第3章参照)によりスチフナ基部応力を計算し、これと損傷率の関係についても解析した。

2.3 調査結果

2.3.1 全般的傾向

Fig. 2.3.1.1は第1回調査結果と第2回調査結果について、全損傷発生率を比較したものであり、Fig. 2.3.1.2は同様に船種別に比較してみたものである。

Fig. 2.3.1.1から判るごとく、第2回調査結果では、損傷発生率が第1回調査結果の約半に減少しており、その減少率は非常に顕著である。また、船種別ではFig. 2.3.1.2に示すごとく、Tankerの損傷率が最も高くなっている。

Fig. 2.3.1.1に示す第1回調査結果から判る如く、スロット周辺に発生するクラックのうち、その約80%は、ウェブスチフナ基部(ウェブスチフナとロンジ面材との固着部)に発生するクラックであり、トランスのウェブプレート等に発生するクラックは、一般的には2次発生的なものであって、その発生頻度は低い。

上述のごとく、第2回調査対象船で、損傷発生率が第1回調査対象船よりも大幅に減少した事実は、最近建造された船に対して採られた種々の損傷防止対策、すなわちカラープレート装着、ウェブスチフナ寸法の増大および基部形状の改善、スロット形状の改善などの処置が有効適切であったことを意味している。

Fig. 2.3.1.3は、タンク種類別に全損傷率を比較したものであり、Fig. 2.3.1.4は、これらを、第1回調査結果と第2回調査結果とで分類比較してみたものである。

一般にタンク種別によってタンク内構造部材の受ける荷重が異ってくるので、スロット周辺の損傷発生率も異なった値を示すことが予備される。

例えば、バラスト専用タンクでは、軽喫水時にタンクは満載、満載喫水時にタンクは空となるが、貨物油専用タンクでは軽喫水時にタンクは空、満載喫水時にはタンクは満載となるから、船外よりの水圧力とタンク内液体による内圧力(重量)との差は、バラスト専用タンクの方が大きく、従って内構部材に発生する応力は高くなり、損傷も発生し易いと考えられる。

Fig. 2.3.1.3およびFig. 2.3.1.4は、このような観点から分類整理されたものであるが、両図から判るごとく、損傷発生率はバラスト専用タンクが最も大きく、貨物油タンクが最低とはなっているもののその差は小さく、予

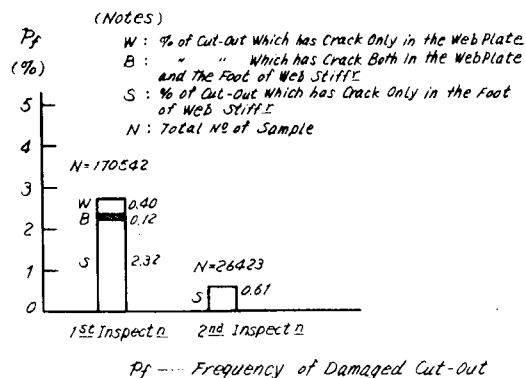


Fig. 2.3.1.1 Total No(%) of damaged cut-out in transverse ring.

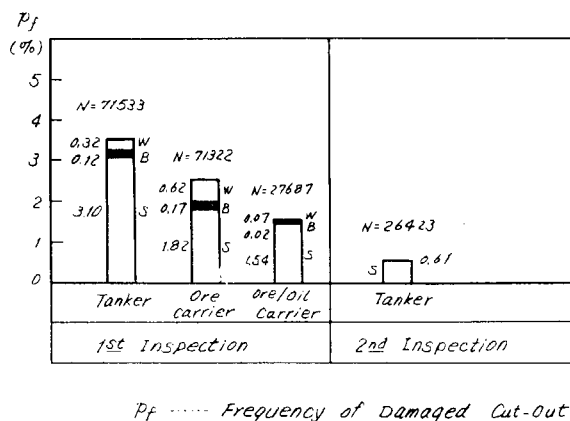


Fig. 2.3.1.2 Comparison of damage ratio of cut-out between various kinds of ship

測されたほどのものではない。

なお、第2回調査結果は、何れのタンクにおいても大幅に損傷発生率が減少しており、Fig. 2.3.1.1でみた全体的傾向は、各タンク種別ごとについても同様であることが判る。

スロット周辺の損傷原因の一つとして、船体局部振動の影響が考えられるが、この影響を調べるために主機の種類別（ディーゼルとタービン）に損傷発生率を分類比較検討してみたが、結果的にはディーゼル船の方が若干タービン船よりも損傷率が高い傾向にはあるが、その差はあまり顕著ではなく、何れとも決め難い状況であった。

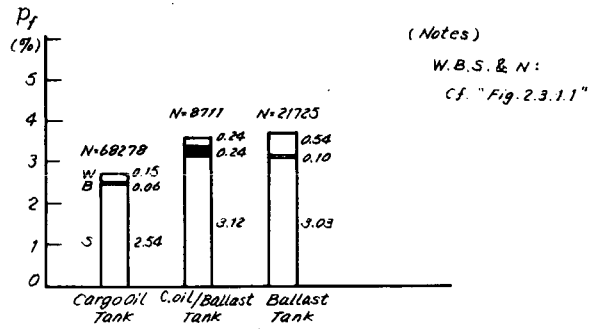


Fig. 2.3.1.3 Comparison betw. kinds of tank

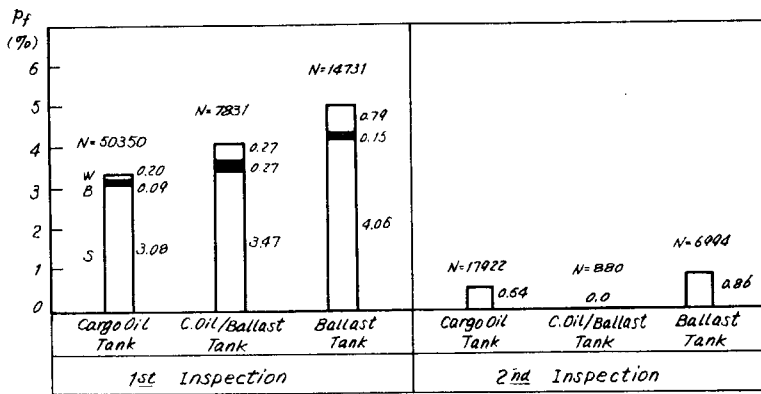


Fig. 2.3.1.4 Comparison between kinds of tank

2.3.2 部材別損傷傾向の変化

Fig. 2.3.2.1に第1, 2回調査結果を総合計して、断面方向での各部材別の損傷比較を行ってみた。図から判る通り、船底部の損傷率が船側、縦隔壁及び甲板各部に比べ高くその内では特にB 4部の損傷率が際立っている。

これを長さ方向に見るとFig. 2.3.2.2のようになる。本図は、タンク区画を無視してタンク部分を10等分したもので、損傷率が船首部に行くに従って漸減する様子がわかる。

これをB 2, B 4, B 5部について図示したのがFig. 2.3.2.3であって、B 4部が他の部分に比べ、全般的に損傷率が高いだけでなく、その分布形が他の部分と異なっている。

この現象は、やはりB 4部はパネルが大形になるためパネル振動が作用しているためと考えられるが、これについては2.4.2節に譲る。

また、船側及び縦隔壁部の損傷傾向がタンカーの場合と鉱石船の場合とで異なるのでFig. 2.3.2.4及びFig. 2.3.2.5に示した。この図から舷側タンクにおける荷重条件が厳

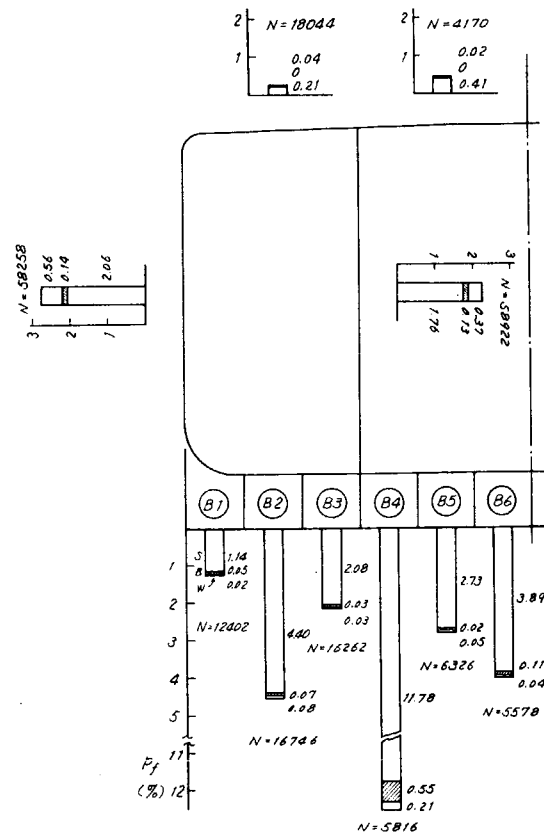


Fig. 2.3.2.1 Distribution of p_f in section

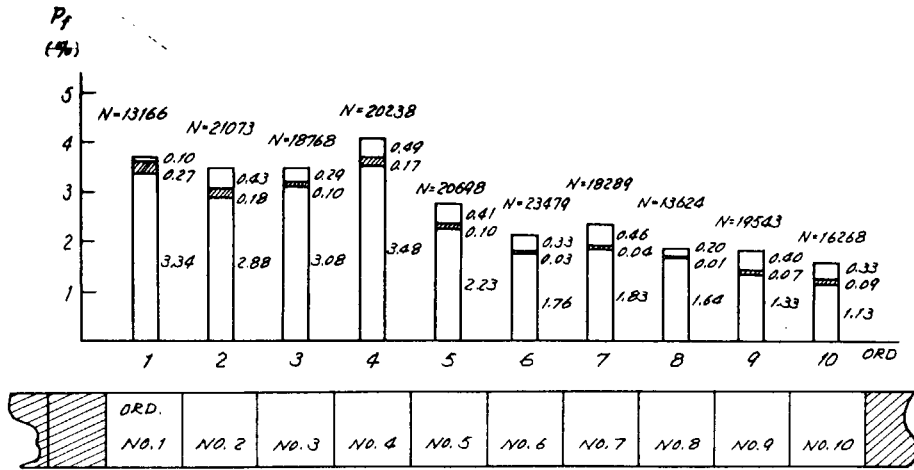


Fig. 2. 3. 2. 2 Distribution of cracks in each station

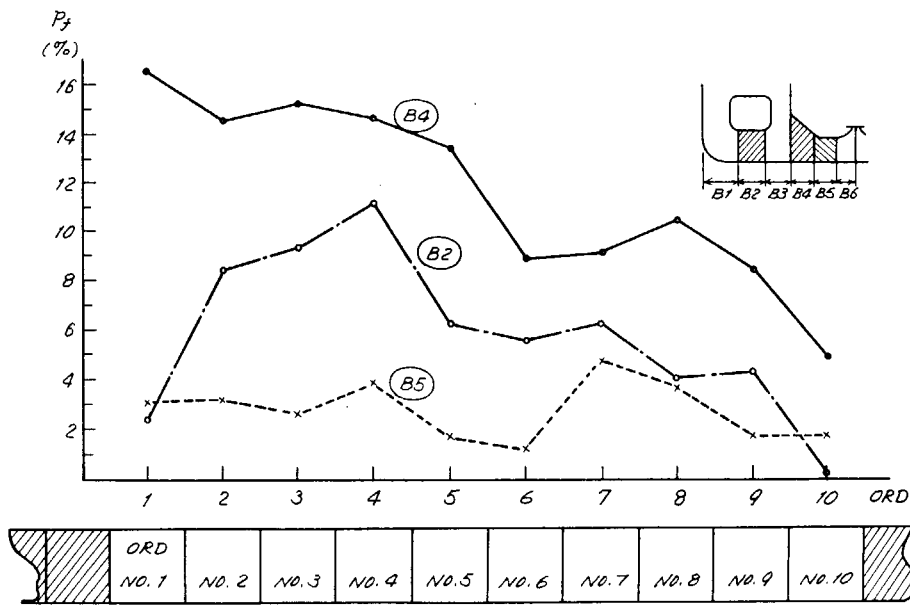


Fig. 2. 3. 2. 3 Distribution of cracks in each station in B 2 , B4 & B5 range

しい鉱石船の方がタンカーより損傷率が高いことがわかる。

タンクの構造比較に関しては中心線ガーダの有無による影響が顕著なのでFig. 2. 3. 2. 5に示した。中央タンクの船底トランスでは、中心線ガーダのない構造の方が損傷が少ない。

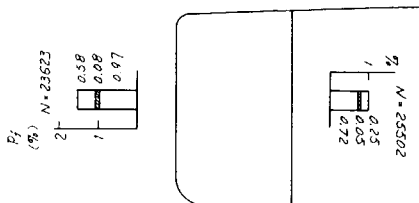
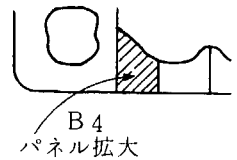


Fig. 2. 3. 2. 4 Comparison of cracks between side and long^L bhd - Tanker -

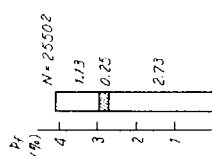


Fig. 2. 3. 2. 5 Comparison of cracks between side and long^L bhd - Ore carrier -

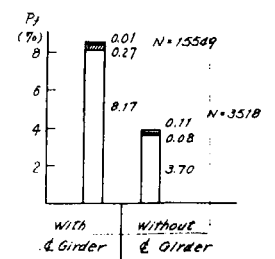
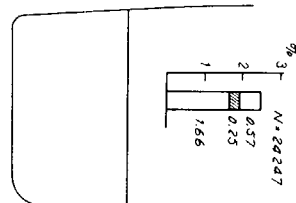


Fig. 2. 3. 2. 6 Comparison between construction with and without centre girder

2.3.3 スロット近傍構造による損傷傾向の変化

カラーの有無による損傷頻度の変化を就航年、部材別（船底トランス、船側トランス、甲板トランス、縦隔壁トランス）等について比較してみると、常にカラーを装着した場合の方が損傷頻度が低く、その補強効果は歴然としている。Fig. 2.3.3.(1)はその1例として船底トランスを対象として結果を示す。

Fig. 2.3.3.(2)は平鋼スチフナと例れ止めブラケットの損傷頻度を比較したもので、ブラケットの方が頻度が低い。

スチフナ基部の切欠きの有無、スチフナ基部にRをつけた場合、ロンジの型（L型又はT型）についてもその損傷頻度を比較してみたが、それぞれ切欠のないもの、Rをつけたもの、L型の方が損傷率が低い。

バックブラケットの有無による損傷頻度を比較してみると、カラーを装着し、バックブラケットで補強した場合は損傷頻度が低くなっているが、カラー装置しない場合には、その補強効果が現われていない。

Fig. 2.3.3.(3)は船底トランスのスロットの向きによる損傷頻度の変化を示す。同スロットは、舷側タンク内では外舷向き、中央タンク内では中心向きにする方が、スチフナ基部応力の上限値は低下し、損傷発生率は低下すると考えられるが、その影響は顕著ではない。

2.3.4 就航年数による損傷傾向の変化

損傷頻度が就航年数によって特色のある変化を示すかどうかを調べた。Fig. 2.3.4.1は対象船全体についての年度別損傷発生率の比較である。（ただし、資料の関係で、各年度の損傷の中にはそれ以前に一度修理され、再度損傷したものも含まれている。）

また、Fig. 2.3.4.2は、継続的に長期にわたって損傷検査データが得られた4隻のタンカーについて、船底トランスのスロットを対象に船令による損傷の進展状況を調査したものである。図のうち、(a)~(d)は、三井千葉研式で計算した応力レベルごとに分類した船令別の損傷発生分布であり、(e)はこれらの総合計である。いずれの場合もスチフナ基部に最初に発生したクラック（処女クラック）のみを対象とし、また、発生分布の母数は、最終検査時までの全損傷数である。

図から損傷発生は、就航後3~4年目にピークが見られ、それ以後は漸減していることがわかる。また、スチフナ基部の応力が高くなるにつれて、損傷発生も早期に移動することが明らかになった。応力レベルが0~20kg/mm²では、就航後

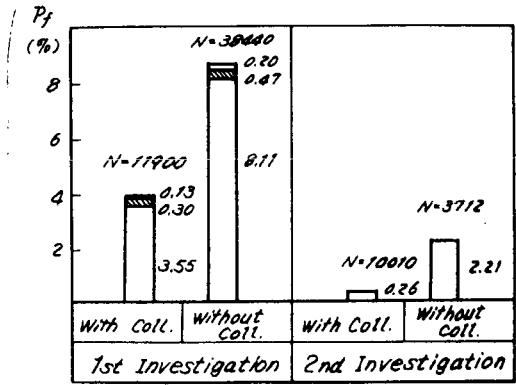


Fig. 2.3.3.(1) Comparison by coll. pl. - Bottom trans -

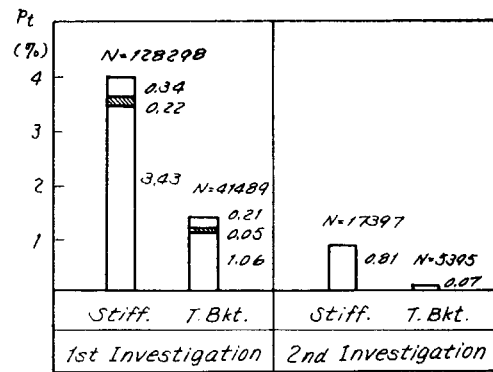


Fig. 2.3.3.(2) Comparison by stiffening

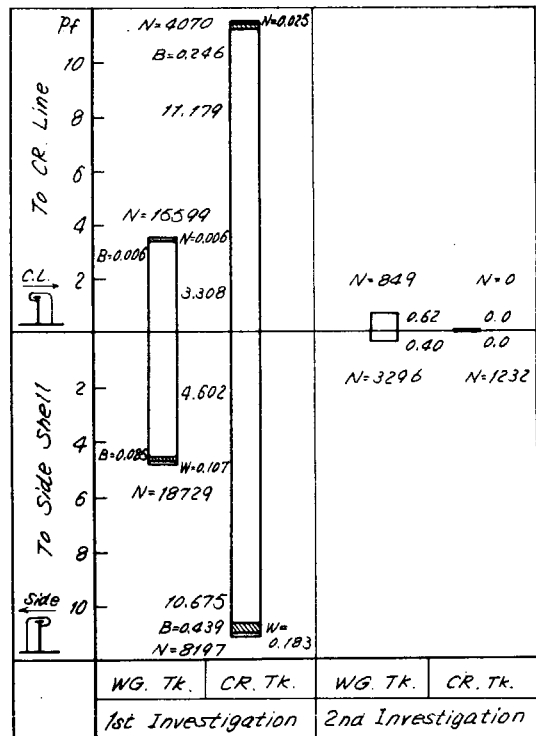


Fig. 2.3.3.(3) Comparison by direction of slot - Bottom trans. -

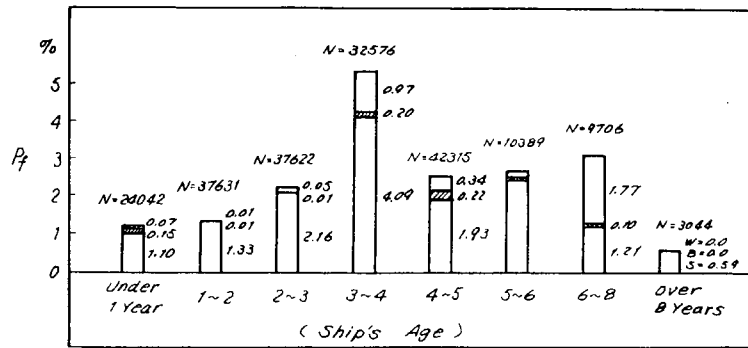
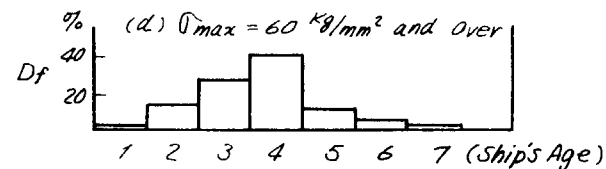
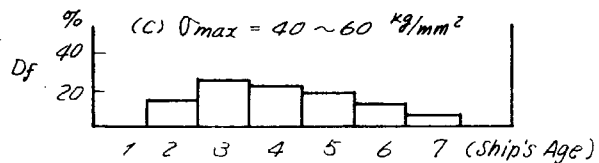
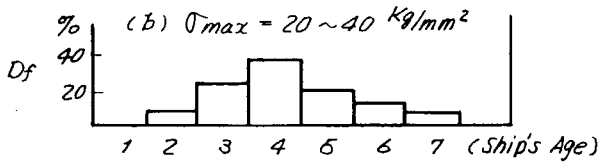
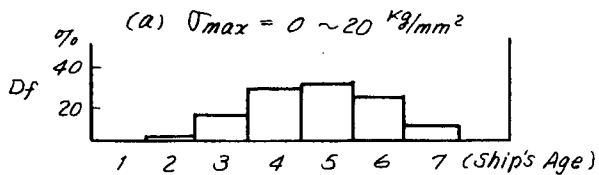


Fig. 2.3.4.1 Comparison of p_f for ships' age

D_f : Percentage of cracks at Each Ship's Age for Total Cracks

(a)(b)(c)(d) :



$$D_f = \frac{\text{Number of Damaged Slots at Each Stress Level for Each Ship's Age}}{\text{Total Number of Damaged Slots Each Stress Level}}$$

(e) : Number of Damaged Slots at Each Stress Level

$$D_f' = \frac{\text{Number of Damaged Slots at Each Stress Level}}{\text{Total Number of Damaged Slots}}$$

σ_{max} : Maximum stress at Root of Web Stiffener

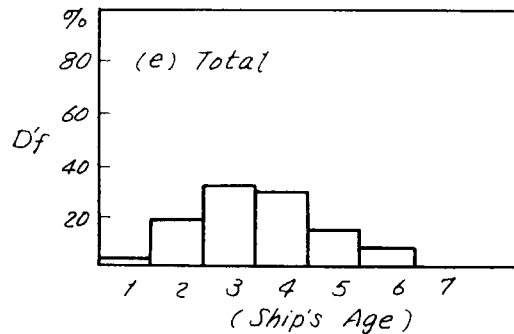


Fig. 2.3.4.2 Investigation of crack initiation at each stress level for ships' age

3年目まで損傷がほとんど発生していないこと等からも、これらは、一部には検査制度（4年目の定検）の影響も考えられるが、主として疲労によるものと推定される。

2.4 考察

2.4.1 スチフナ基部応力と損傷発生率

Fig. 2.4.1.1は、船底外板に満載喫水の水頭と等しい静水圧が働いたときのウェブスチフナ基部最大応力（三井千葉研式による）(σ_{max})とスチフナ基部の損傷発生率との関係を図示したものである。

スチフナ基部のクラック発生に対しては、横桁の局部振動の大小がかなり大きく影響を及ぼす。

従って、全船を単純にスチフナ基部応力のみで、損傷発生の可能性について規定することは早訂であるので、ここでは、一応このような局部振動の影響が比較的小さいと思われる資料のみについて整理してある。

図中の“N”線は昭和46年度報告書の“2.3.1”項に述べられているような仮定の下に求めた σ_{max} を基準に採った場合にスチフナ基部に損傷が発生する可能性があるか否かを区分する一つの限界線を示したものであり、この限界線以下の σ_{max} であれば通例の場合、スチフナ基部の損傷は発生しないものと思つてよい。

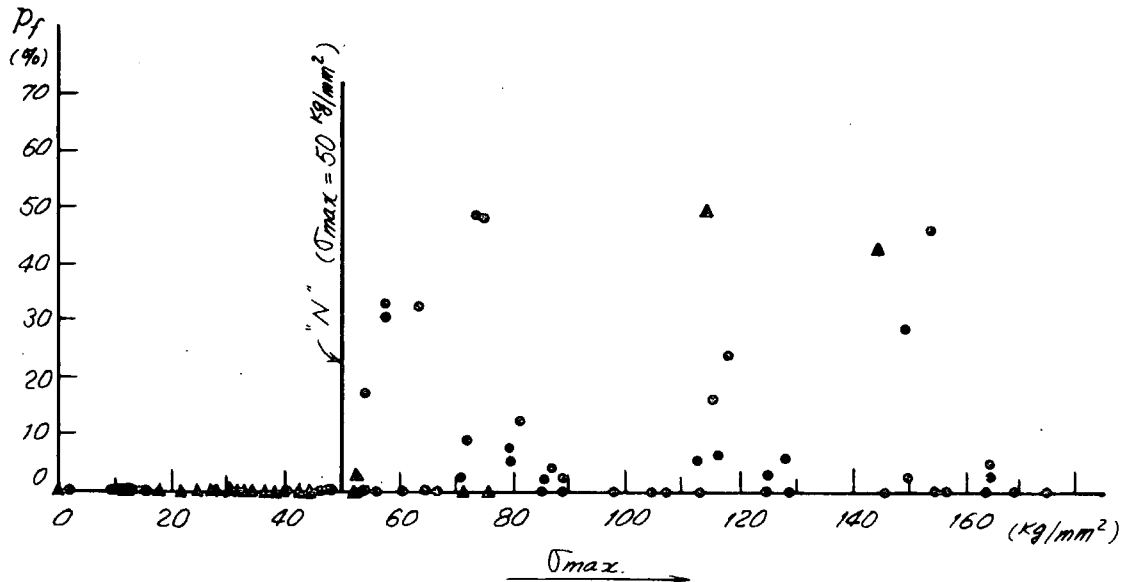


Fig. 2.4.1.1 Damage ratio & The max. stress at The foot of web stiff.
 P_f ... Percentage occupied by cracked cut-out in bott. trans.

2.4.2 振動の影響に対する考察

前記の損傷調査結果からみると、船底トランスのB1, B3, B4, B6の部分では、B4についての具体例をFig. 2.4.2.3に示すように、スチフナ基部応力と損傷発生率の間には相関がみられず、振動等の疲労以外の要素が損傷発生に影響を与えているのではないと思われる。特にB4部はFig. 2.3.2.3に示すように、損傷発生率の船長方向分布は船尾側に偏っており、振動の影響があることを示しているように見られる。

B4部の損傷発生率は既述のように船底トランスの中では最も高く、それが振動の影響をうけているとすると、その振動モードはB4部にだけ大きな影響を与えるものでなければならないから、この部分のトランスウェブのパネル振動が考えられる。

よって、昭和45年度調査船より24隻、昭和47年度調査船より10隻を選び、B4部のパネル振動数 F_2 を次の近似計算式によって求め、起振力の振動数 F_0 との比と損傷発生率との関係を調査した。

$$F_2 = \Delta \times \frac{12.6}{H_w^2} \times 10^5 \times \sqrt{\frac{I_s m}{t_e t_b}} \times 60 \quad (\text{cpm})$$

ここに、

$$\Delta = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{0.08L_b}{t_e \sqrt{1 + (L_b/H_w)^2}}}}$$

H_w = トランスウェブの高さ (m)

I_s = 板の有効幅を考慮したスチフナの断面2次モーメント (cm^4)

m = 1パネルに取付けられたスチフナ数

L_b = 倒れ止めブラケットの心距(m)

t_e = ウェブの有効板厚 = $t_w + (A m) / 100L_b$ (cm)

t_w = ウェブの板厚 (cm)

A = スチフナの断面積 (cm²)

F_e としては次のものを考えた。

$F_b = N \times$ (プロペラ翼数)

$F_c = N \times$ (主機シリンダー数) } ディーゼル船のみ

$F_g = N \times f(c)$

ここに、 N = 主機回転数 (cpm)

f_c = シリンダー数によって決定される整数

シリンダ数	6	7	8	9以上
f(c)	4	5	5	6

Fig. 2.4.1.1 に示すように、振動の影響が少ないと思われる資料について調べた結果では、スチフナ基部最大応力 σ_{max} が $50\text{kg}/\text{mm}^2$ 以下では損傷は発生していない。よって、疲労による損傷が発生したとしても、その発生率は低いと思われる σ_{max} が $60\text{kg}/\text{mm}^2$ 以下の資料について、 F_2/F_e と損傷率の関係を調査した。まずタービン船を対象として F_2/F_e と損傷率の関係をみると F_2/F_e が $0.6 \sim 0.8$ 付近で損傷発生率が高くなっている。よって、ディーゼル船について、 F_2/F_e , F_2/F_c , F_2/F_g の中で 0.7 に近い値を F_2/F_e として、これと損傷率の関係を求めると Fig. 2.4.2.1.a に示すように、 $F_2/F_e = 0.63 \sim 0.75$

の場合に損傷率はシャープに高くなる。

理論上は F_2/F_e が 1 付近で損傷発生率は高くなるべきであるが、B4部は縦隔壁付ブラケット部であり、パネルの形状は台形であるので、 F_2 は H_w の値を修正した長方形パネルと見なした値であり、さらにスチフナの配置も複雑なものが多く、 F_2 の値には相当の誤差が含まれている。また、ウェブのパネル振動は、トランスの横倒れ振動と連成しており、横倒れ振動は小であるとしても F_2 の値は単独の振動として求められたものとは異なるため、見掛け上 F_2/F_e が 0.7 付近で同調するという解釈も出来る。

比較のため σ_{max} が $60\text{kg}/\text{mm}^2$ を超える資料について、 F_2/F_e と損傷率の関係を調べると、Fig. 2.4.2.1.b に示すように、 0.7 付近にピークは見られるが、他にも損傷率の高い例が見出される。これは σ_{max} が高い場合は、疲労による損傷が支配的になるためといえる。

なお、 F_2/F_b , F_2/F_c , F_2/F_g の内で、 0.7 以外の他の任意の値 (例えば 1) に近いものをその船の F_2/F_e とした場合についても調べたが、Fig. 2.4.2.1.a に示すような鋭いピークがあらわれるという現象は見られなかった。

Fig. 2.4.2.2 はタービン船の B3部について F_2/F_e ($F_e = F_b$) と損傷発生率の関係を求めた結果で、B4部と同様に F_2/F_e が 0.6 付近に損傷率のピークがみられる。このピークの F_2/F_e が若干ずれるのは、B4部とはパネルの形状が異なるためと考えられる。

Fig. 2.4.2.3.a は B4部について σ_{max} と損傷発生率の関係を調査した結果で、前述のように両者の間に相関があるとは認めにくい。しかし、これらの資料の中から F_2/F_e が $0.63 \sim 0.75$ のものを除くと、同図 b のようになり Fig. 2.4.1.1 の N_1 線より左側にある損傷例、すなわち σ_{max} は低い値であるのに損傷が発生した例はわずか 2例になる。この内、45年度調査船の場合は F_2/F_e が 0.78 であり、振動によって生じた損傷の可能性は十分あると考えられる。

B2, B5部についても同様の検討を加えたが、 F_2 が一般に高く、 F_2/F_e が 0.7 付近の値をとる例がほとんどなかった。ただ、 F_2/F_e が $1.5 \sim 1.7$ 付近で損傷が多いという結果が得られた。これは、この付近でパネルの高次の振動に同調するのではないかと推測はされるが、資料も多くないので、現在のところ判断をできる段階ではない。

本調査結果からすると、B4部の損傷発生率が高いのは、この部分のウェブのパネル振動が影響するためで、そ

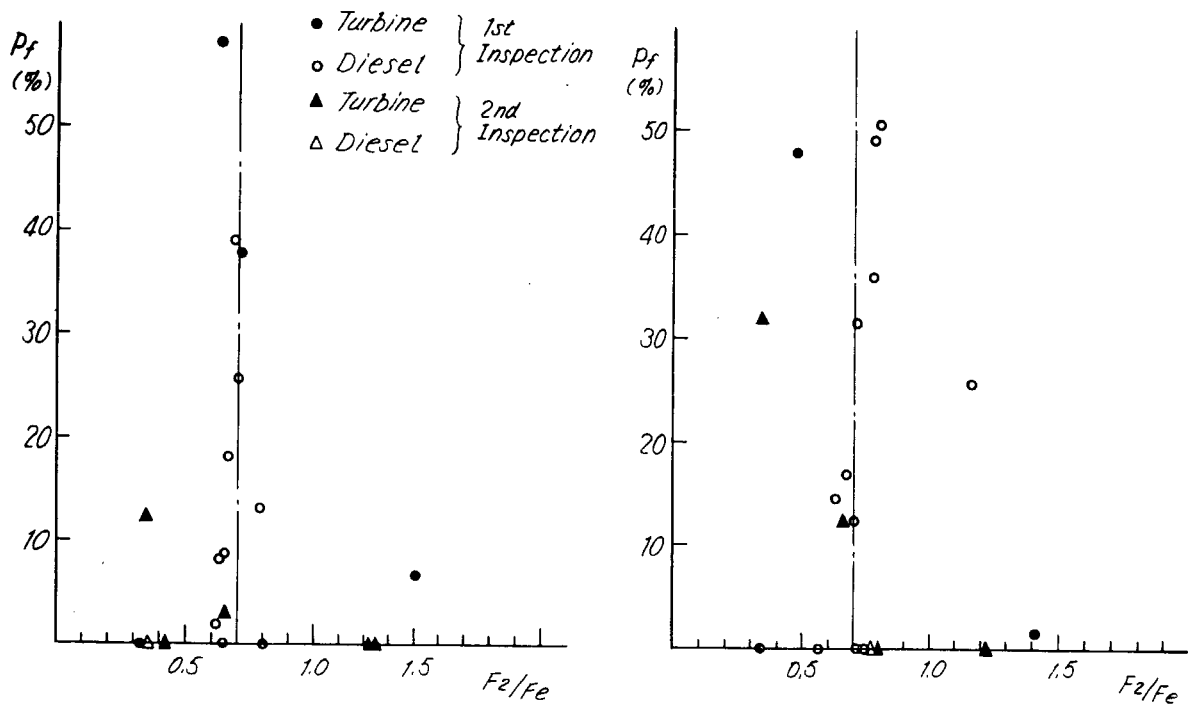


Fig. 2. 4. 2. 1 Relation between F_2/F_e (F_2 ...Frequency of web panel vibration, F_e ...Frequency of exciting force) and p_f at B4 part of bottom transverse.

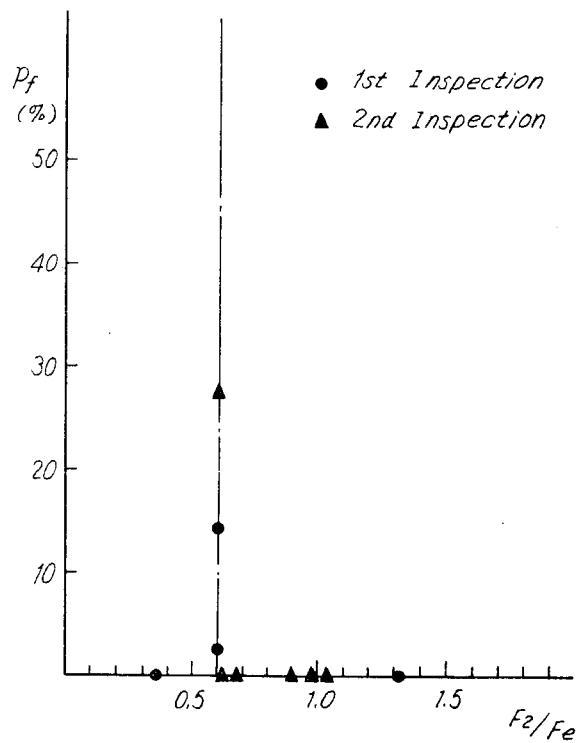


Fig. 2. 4. 2. 2 Relation between F_2/F_e and p_f at B3 part of bottom transverse excluding data of diesel ship

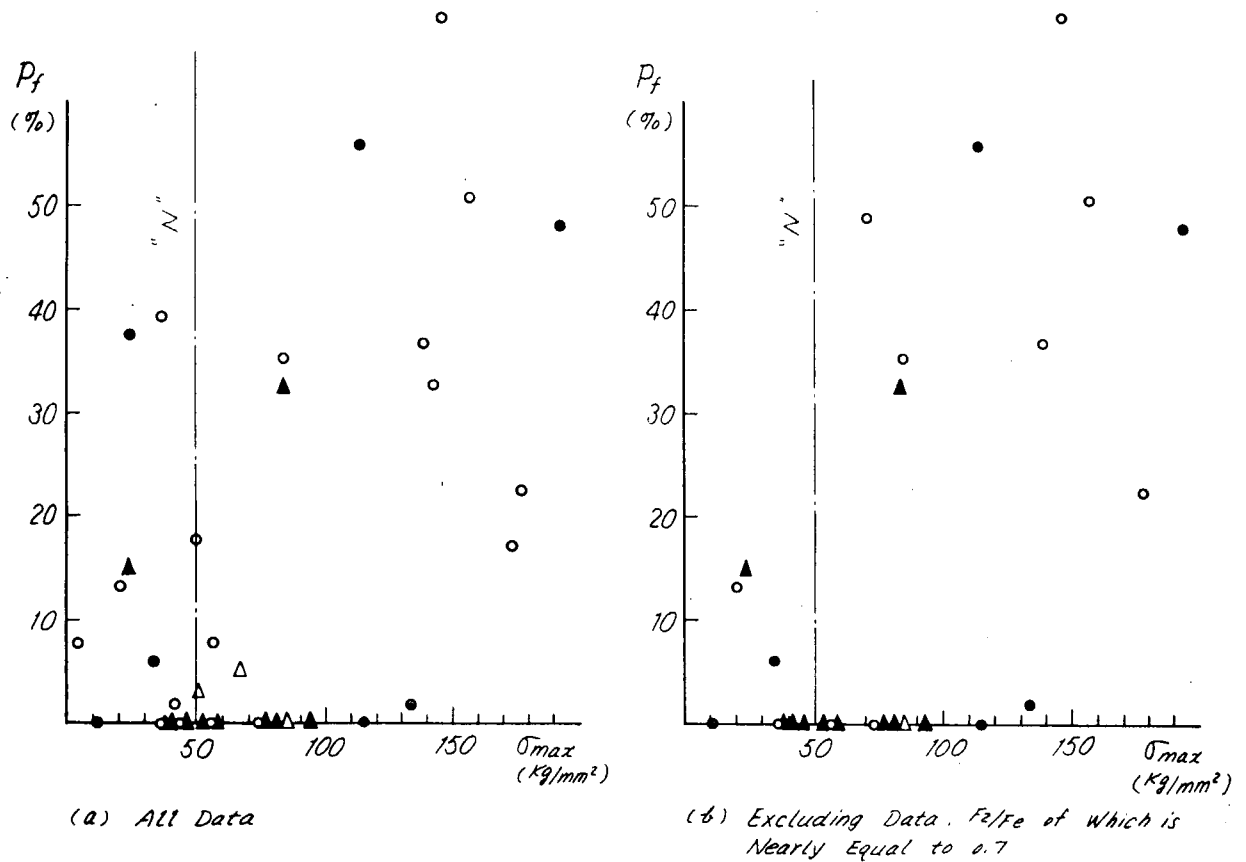


Fig. 2. 4. 2. 3 Frequency of damaged stiffener and max. stress of stiffener at connection with longitudinal (B4 part of bottom transverse)

のような例を除くと、他の部分と同様に、スチフナ基部の最大応力が 50kg/mm^2 以下であるのに損傷が発生するという例はほとんど見られなくなる。

B4部等にパネル振動の影響が見られるのは、パネルの寸法が大きいため F_2 の値が低下するためである。ただし、 F_2/F_e が非常に低い値となった例では損傷は発生していない。本調査は精密なものではないから十分とはいえない面もあるが、前記の計算式で求めた F_2 の値が、 F_b 、 F_c 、 F_g のどれかの0.7倍近い値になるのは避けるべきであるといえる。

2.4.3 損傷対策の効果

第2回調査対象船の損傷発生率が、第1回調査対象船に比して、大幅に減少した理由の一つに、スチフナ基部応力の低下を挙げることが出来る。

Fig. 2.4.3.1～Fig. 2.4.3.3は、第1回調査対象船および第2回調査対象船のスチフナ基部応力値（三井千葉研式による）の分布傾向を図示したものである。

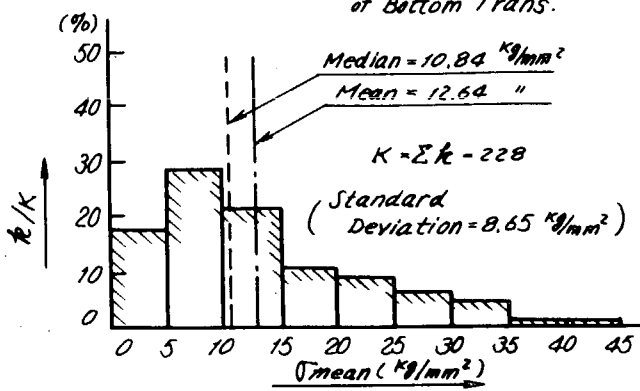
いま、各々の応力の中央値で比較するとTable. 2.4.3.1のようになっている。

Table 2.4.3.1 Medians of σ and occupation (%) of cut-out with filler plate.

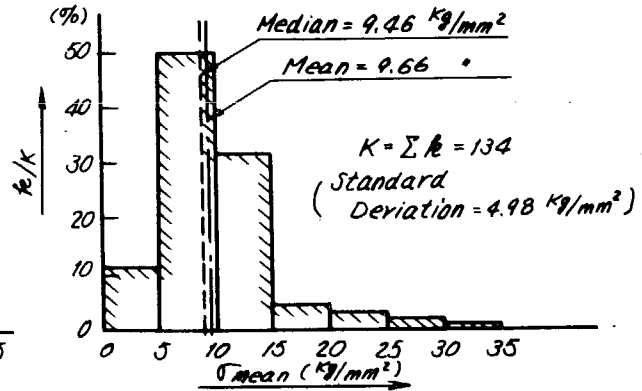
Item	Round	(1) 1 ST Inspection	(2) 2 ND Inspection	(2)/(1)
σ_{meav} (kg/mm ²)		10.84	9.46	87.3 %
σ_{max} (")		67.91	56.16	82.5 %
σ_{direct} (")		34.46	33.04	96.0 %
Occupation (%) of cut-out with filler plate		15.4 %	62.0 %	4.03

(Notes)

k : No of Sub-Divided Portion of Bottom Trans.



(a) 1st Inspection



(b) 2nd Inspection

Fig. 2.4.3.1 Distribution pattern of mean stress at the foot of whb stiff.

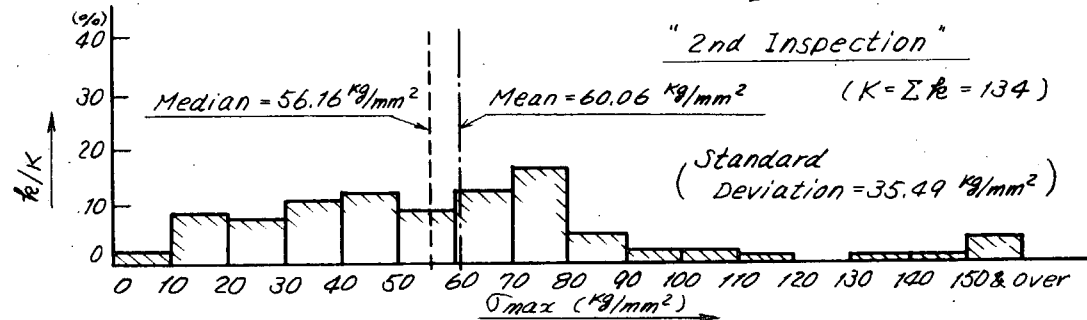
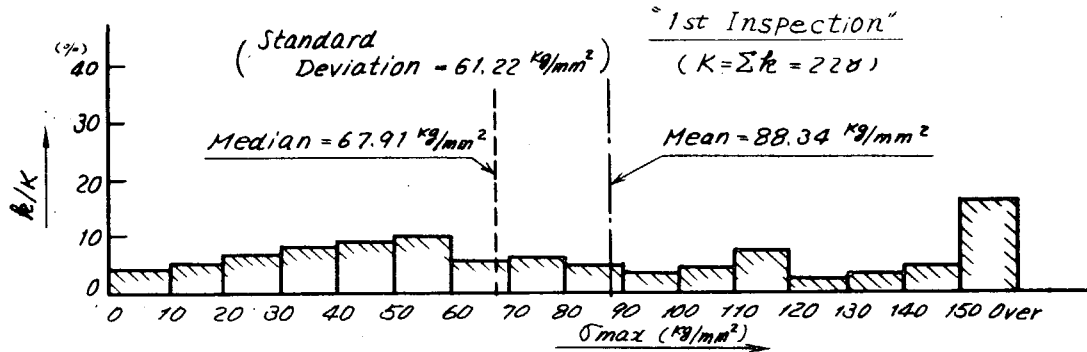
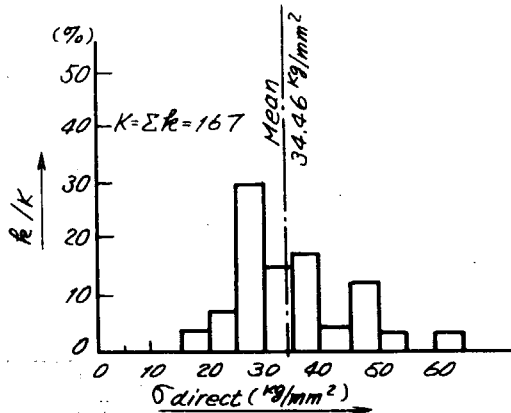
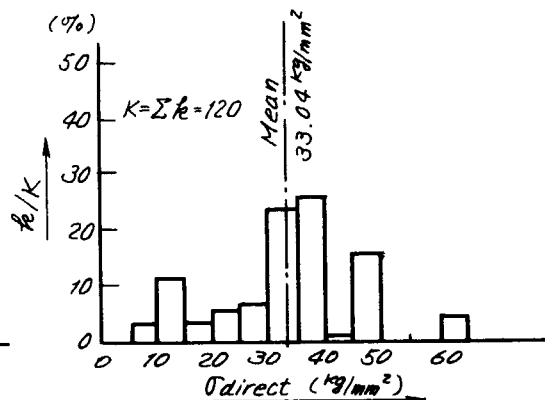


Fig. 2.4.3.2. Distribution pattern of the max. stress at the foot of web stiff.



(a) 1st Inspection



(b) 2nd Inspection

$$\sigma_{\text{direct}} = \frac{\text{Hydro. Load Bearing on Web Stiff} \pm \text{Under D Full}}{\text{Cross Sectional Area of Web Stiff}}$$

Fig. 2.4.3.3 Distribution pattern of direct stress in web stiff.

Table 2.4.3.1 から判るように第2回調査結果では、第1回調査結果に対して σ_{direct} で約4%の減少、すなわち部材寸法の増大分は、約4%であるが、 σ_{max} では約175%の減少となっている。このことは、第2回調査対象船ではスチフナ寸法増大の他に構造形式の改善が行なわれたことを意味しており、例えば、カラープレート装着率を比較してみると、Table 2.4.3.1 に示す如く約15%であったものが60%以上に上昇している。これらの事実は、スチフナ基部応力の低下に対しては、スチフナ寸法の増大よりもスロット近傍の構造形式改善の方が、より効果的であることを意味している。

局部振動等の2次的な要因は別として、一般にスロット近傍に発生する亀裂損傷を防止するためには、ウェブスチフナ基部に発生する最大応力値を下げるのが先決であり、このことは上述の如く、第2回調査対象船の応力値が全般的に低下しており、しかもその標準偏差も減少していた事実から明らかである。

この最大応力値を下げるための方策としては種々な方法が考えられるが、これまでの調査結果より明らかとなった損傷防止上、有効と思われる対策には、次のようなものがある。

- (1) カラープレートの装着
- (2) スチフナ基部の切欠きを廃止する。
- (3) スチフナ基部にSoft toeをつける
- (4) バックブラケットをつける
- (5) スロットの向きは、舷側タンク内では外舷向き、中央タンク内では船体中心線向きとする。
- (6) 平鋼スチフナをトリッピングブラケット型に変える。
- (7) スロット形状を変える（例えば、カニ目玉型、ロンジ押込型等を採用する）

これら各種の損傷防止対策の効果の度合は必ずしも一様ではないが、これらの方法を適宜、状況に応じて適用すれば、かなり有効にスチフナ基部及びスロット周辺の亀裂損傷を防止することが出来る。

2.5 むすび

以上の調査、解析結果より得られた主なる結論は次のとおりである。

- (1) スロット週辺に発生するクラックのうち、その約80%はウェブスチフナ基部に発生するクラックであり、その他は比較的僅少であって、2次発生的なものと思ってよい。
- (2) 第2回調査船の損傷発生率は、第1回調査船に比して大幅に低下しているが、これは、採られた各種の損傷防止対策が非常に有効適切であったことを意味している。
- (3) タンク種別、主機種別による損傷発生率の差はあまり無い。
- (4) 部材別では、タンカーの船底トランスの損傷率が最も高い。また、甲板トランスは、全船を通じて損傷は催少である。
- (5) 損傷の分布傾向は、船首部に近付くにつれて漸減する傾向にあり、振動の影響が見られる。特に船底トランスでは、この傾向が顕著である。船底トランスの中ではB4部の損傷発生率が最も高いが、その船長方向分布やパネルの振動数からみて、この部分は特に振動が損傷発生に影響しているといえる。
- (6) 損傷は主として疲労によるものであり、ウェブスチフナ基部応力と損傷発生時期との間には、相互に関連性がみられる。
- (7) 損傷防止上有効と思われる対策には、次のようなものをあげ得る。
 - (a) カラープレートを設ける。
 - (b) 平鋼スチフナをトリッピングブラケットに変える。
 - (c) ウェブスチフナ基部の切欠きを止める。
 - (d) ウェブスチフナ基部にSoft toeをつける。

- (e) L型ロンジとする。
 - (f) バックブラケットを設ける。
 - (g) スロット形状として、例えば、押込型、カニ目玉型等を採用する。
- (8) 統計的に求められた損傷防止上許容されるスチフナ基部の最大応力は略算値で $30\sim 50\text{kg}/\text{mm}^2$ の範囲にある。ただし、有害な局部振動等の影響が無い場合とする。

3. 船底模型静的試験

(担当 石川島播磨重工業, 日立造船, 三井造船)

3.1 まえがき

スロット周辺に生じる損傷の発生原因の究明の一環として、船底模型を使用し、外板に荷重が負荷されたときのスロット周辺の応力分布等を詳細に研究した。本試験ではスロット部の構造および形状が種々異なるトランスについて、主としてトランスの各部分の応力分布を計測し、スロット部の構造および形状による相異を検討した。

スロット部の応力解析については、有限要素法による平面応力解析を行ない、試験結果と比較検討を行なって、ほぼ良好な一致を確認した。また、力の伝達機構の解析から求められた応力計算式による結果の精度についても検討を加えた。さらに、ウェブスチフナがトランスウェブの片側のみ取り付けられているために生じるウェブの水平変位に起因する応力の解析方法を導いた。

これらの実験および解析結果より、スロット形状、スチフナ形状、バックブラケット、カラープレート、トリッピングブラケット等のスロット部各構造要素が、スチフナ基部およびスロット周辺の応力に及ぼす影響を定量的に検討し、静的強度からみたスロット部の構造および形状の優劣を調べた。

3.2 船底模型静的試験の概要

供試模型はトランス2条、ロンジ6条を有する、約10万DWT タンカーの船底パネルを約 $\frac{1}{4}$ に縮小したもので、その寸法形状をFig. 3.2.1に示す。荷重を荷重装置(水圧タンク)によってパネル面に水圧荷重を加えた。供試模型の数は5体で、各模型のスロット部の局部構造はFig. 3.2.2およびTable 3.2.1に示す各構造要素の組合わせからなっている。

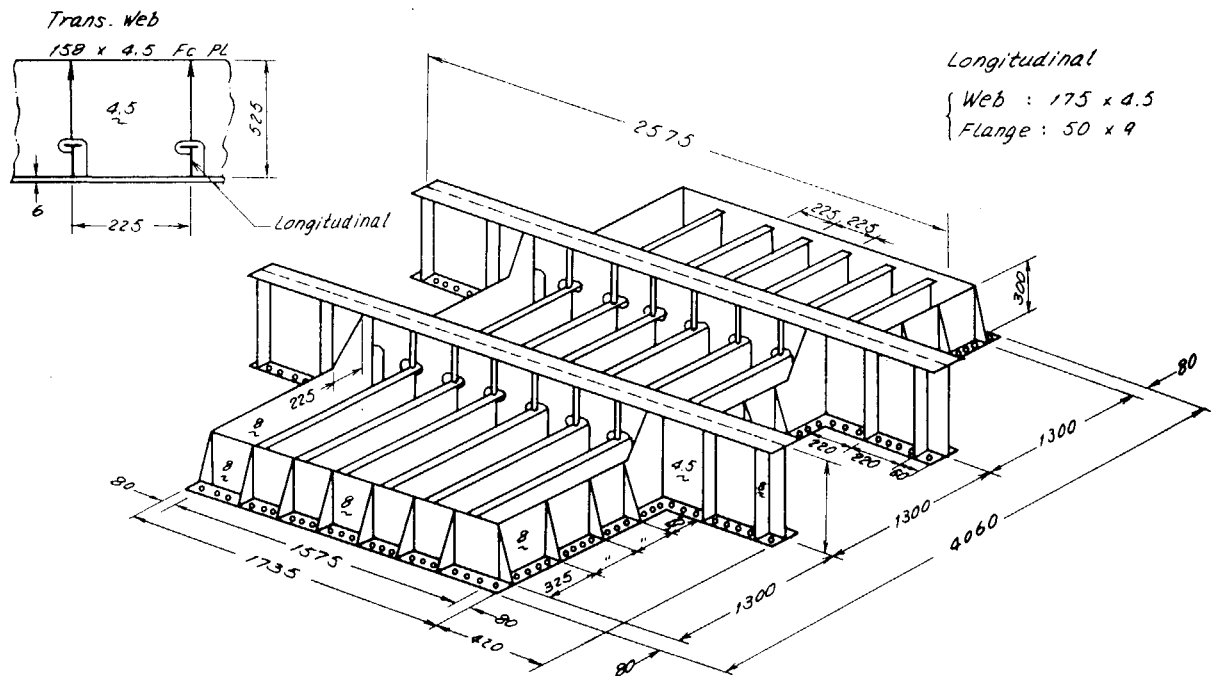
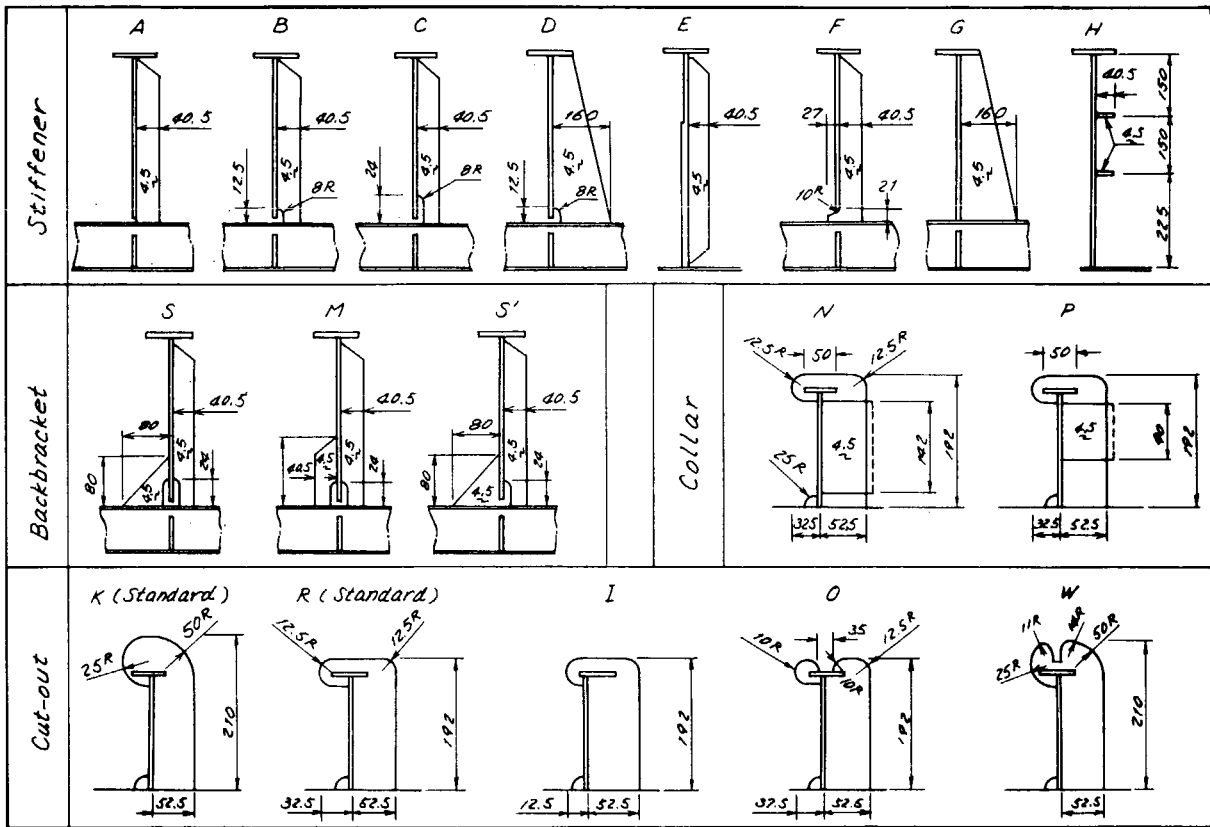


Fig. 3.2.1 Bird's-eye view of test model. Model is bolted at its boundary and water pressure is applied at its skin plate.



NOTE: Standard Types of Elements are 1/4 Scale Models of those of 100 Thousand DWT-Tanker.

Fig. 3.2.2 Variation of structural elements

Table 3.2.1 Test numbers and their structural elements

Trans no.	Stiffener	Cut-out	Collar	Back-bracket	Symbol	Test no.
1	A	R	-	-	AR-IH1	③
	B	R	-	-	BR-IH1	④
2	C	R	-	S	CRS IH2	⑪
	C	R	-	M	CRM IH2	⑫
3	B	R	N	-	BRN IH3	⑧
	B	R	P	-	BRP IH3	⑨
4	D	R	-	-	DR-IH4	⑮
	-	K	-	-	HK-IH4	⑲
5	C	I	-	-	CI-IH5	⑥
	B	R	N	S'	BRNS' IH5	⑬
6	B	I	-	-	BI-IH6	⑤
	A	O	-	-	AO-IH6	⑰
7	E	K	-	-	EK-MI 1	⑱
	E	K	-	-	EK-MI 1	⑲
8	A	K	-	-	AK-MI 2	①
	A	K	-	S	AKSMI 2	⑩
9	F	K	-	-	TK-MI 3	②
	A	W	-	-	AW-MI 3	⑯
10	G	K	-	-	GK-MI 4	⑭
	F	K	N	-	FKNMI 4	⑦

模型各部の応力分布は、電気抵抗線歪計を使用して計測した。歪計測箇所としては、スチフナ基部、カラー、バックブラケット、トリッピングブラケット、スロット周縁、トランスの面材およびウェブおよび船底外板の重要な箇所を選んだ。また、船底外板とトランスの面材の変位も計測した。負荷した水圧は $0.1\sim 0.8\text{ kg/cm}^2$ であった。

試験実施場所は2箇所に分かれており、実施場所によって計測点、負荷水圧の値に若干の相異がある。

試験結果の詳細は中間報告書¹⁾に示してあるので、ここでは割愛する。なお、後述の有限要素法によるスロット部の応力解析の項に計算値と比較するため、実験結果の一部が示されている。

3.3 応力解析

模型静的試験の応力解析のため、つぎの3種の解析方法を検討した。すなわち、

- ① 有限要素法による平面応力解析により、スロット部分の応力分布を求める計算法（2方式）。
- ② スロットおよびスチフナ部分の力の伝達機構を想定し、有限要素法によって求めた応力集中係数をチャート化し、これを組合せる簡易計算法。
- ③ トランスの構造を骨組にモデル化して、トランスの水平変位の影響を計算する方法。

3.3.1 有限要素法によるスロット部の応力解析

(1) 方式1（三井千葉研の提案した方式）

Fig. 3.3.1に示すように、スロット部とスチフナを中央に含んだ幅は1 ロンジスペース、高さはトランス高さのパネルを考え、ロンジからの集中力 W とトランスの剪断力 S の単位荷重をそれぞれロンジ部分およびウェブ両端に加えて、ウェブ面内の応力分布を有限要素法によって求める。一方、スチフナ面内の応力解析は、スチフナ上端の水平方向変位がトランスフェイスにより拘束されることを考慮して、水平方向変位が自由の場合と完全拘束の場合の2種類について有限要素法によって行なう。ウェブ面内およびスチフナ面内の応力解析では、ウェブ面内のスチフナ要素およびスチフナ面のウェブ要素として、互いに他面の計算で得られる応力集中係数を使って換算した有効断面積を用いる。単位荷重によるウェブ面の解析でスチフナの分担力が求まるから、スチフナ面解析で得られるスチフナ分担力をこれに一致させるための係数を求めて、スチフナ面解析を修正してスチフナの応力を定める。Fig. 3.3.2に使用した有限要素分割を示す。Fig. 3.3.3に単位外力に対する応力計算の1例を示す。

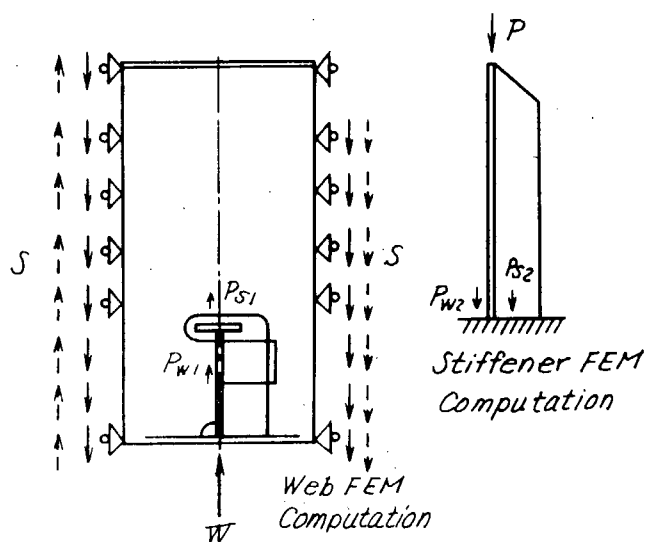


Fig. 3.3.1 Structural model used for computation (method 1)

Fig. 3.3.2に使用した有限要素分割を示す。Fig. 3.3.3に単位外力に対する応力計算の1例を示す。

(2) 方式2（日立技研の提案した方式）²⁾

Fig. 3.3.4に示すように、左右3 ロンジスペースの間の連続3 パネルとこれに取付くスチフナおよびスチフナの深さの範囲のロンジからなる構造系を考え、これを片持梁とする。外力として自由端に剪断力 F 、軸力 N 、曲げモーメント M 、ロンジからの集中力 W_1 、 W_2 、外板からウェブに伝わる分布荷重 W の5種の外力を考え、この応力を重畳することにより、任意の外力状態に対する応力が得られる。この構造系を有限要素法により応力解析する。Fig. 3.3.5に使用した有限要素分割を示す。Fig. 3.3.6に単位外力に対する応力計算の1例を示す。

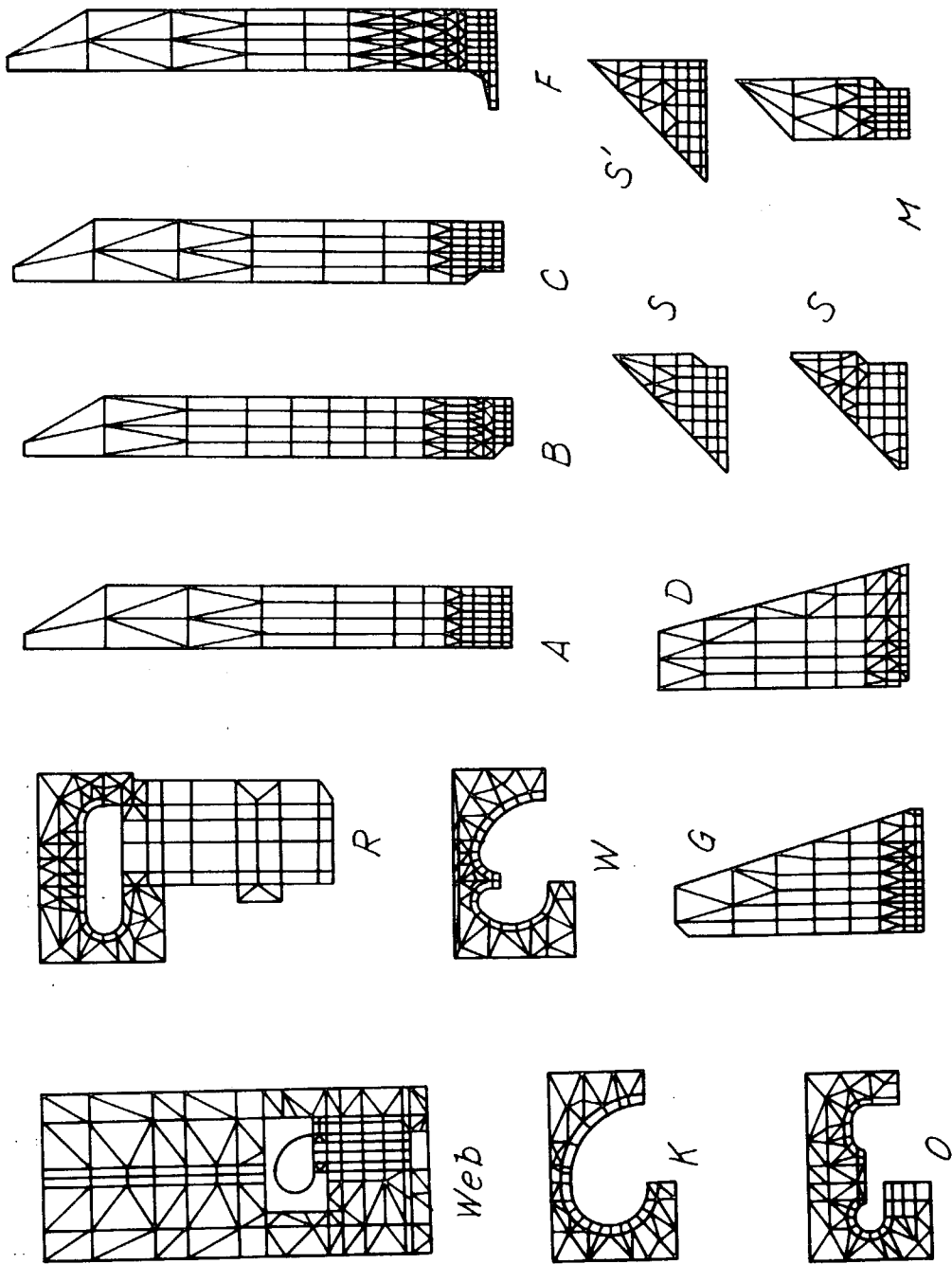
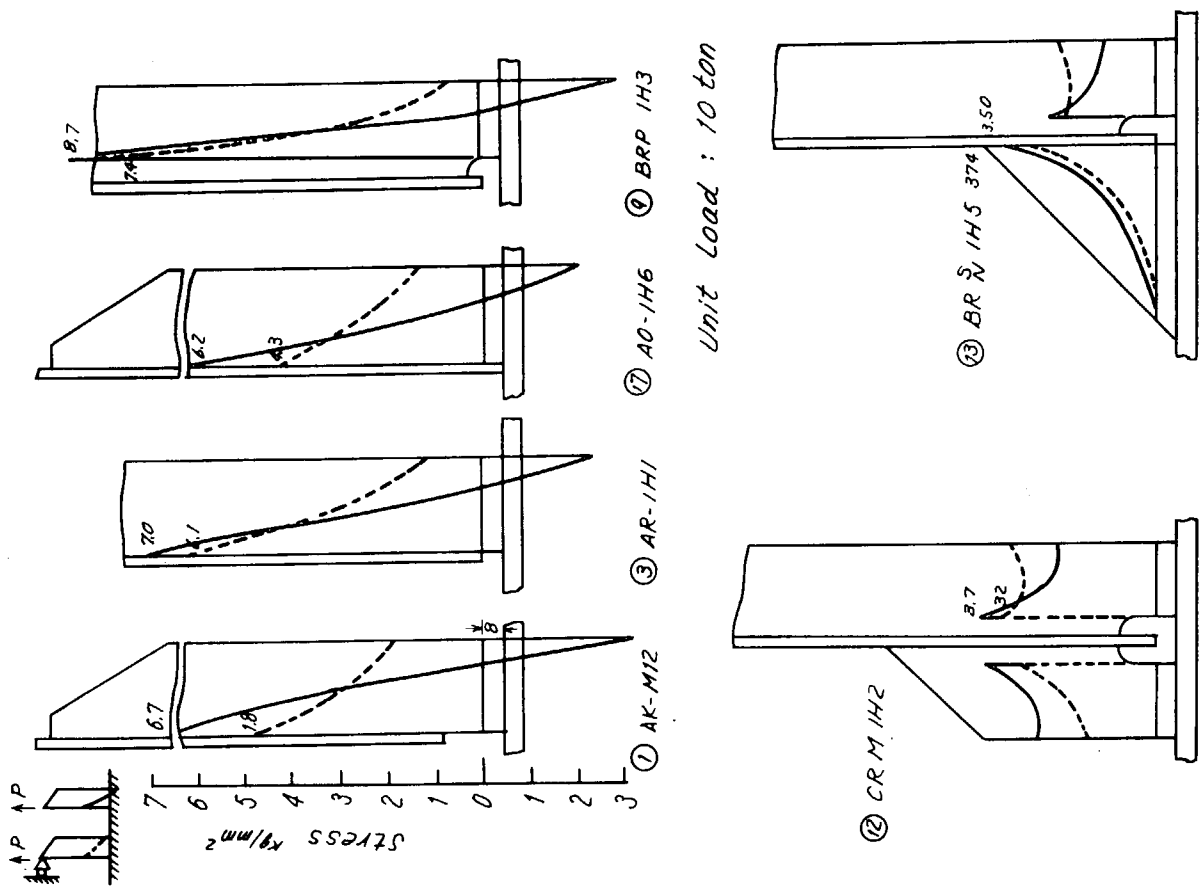
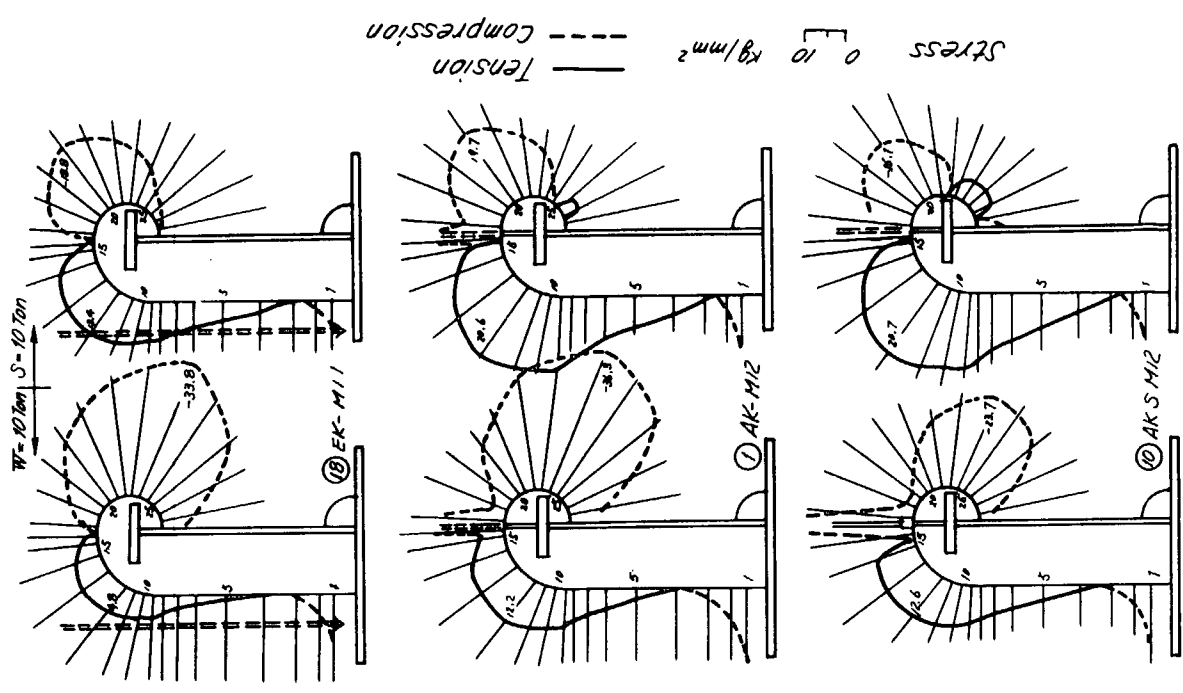


Fig. 3.3.2 FEM mesh used for computation (method 1)



i) Stiffener



ii) Slot

Fig. 3.3.3 Stress distribution due to unit load (method 1)

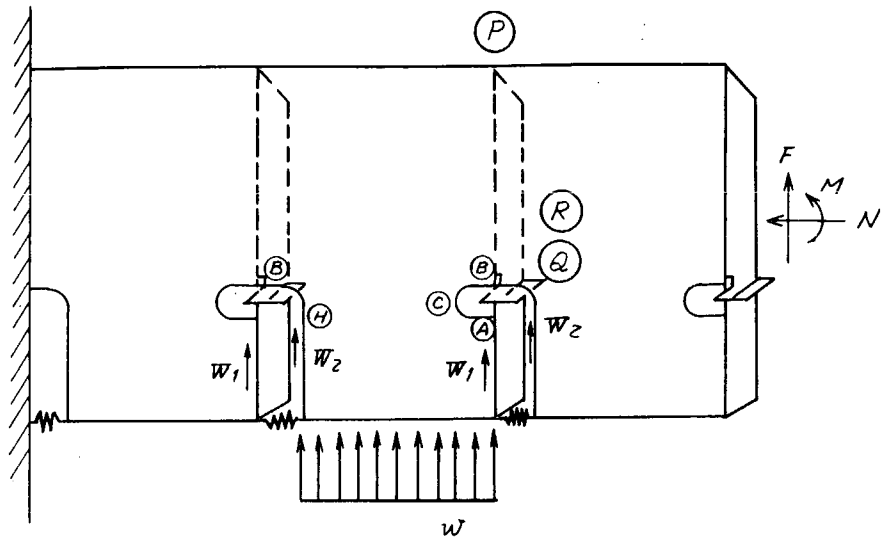


Fig. 3.3.4 Structural model used for Computation (method 2)

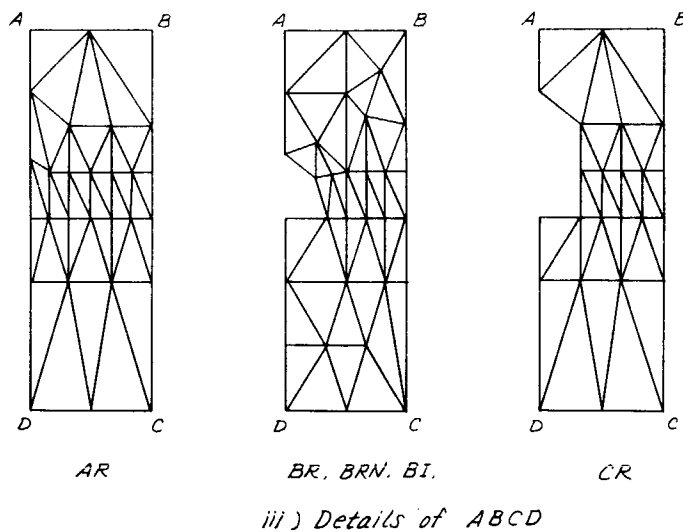
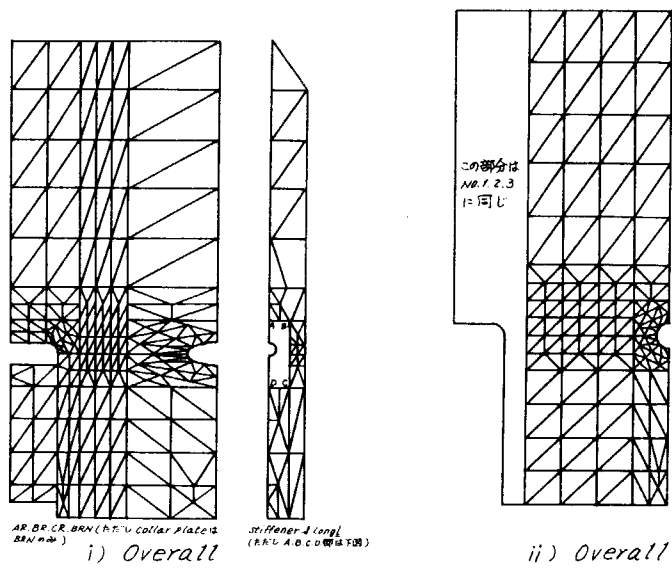


Fig. 3.3.5 FEM mesh used computation (method 2)

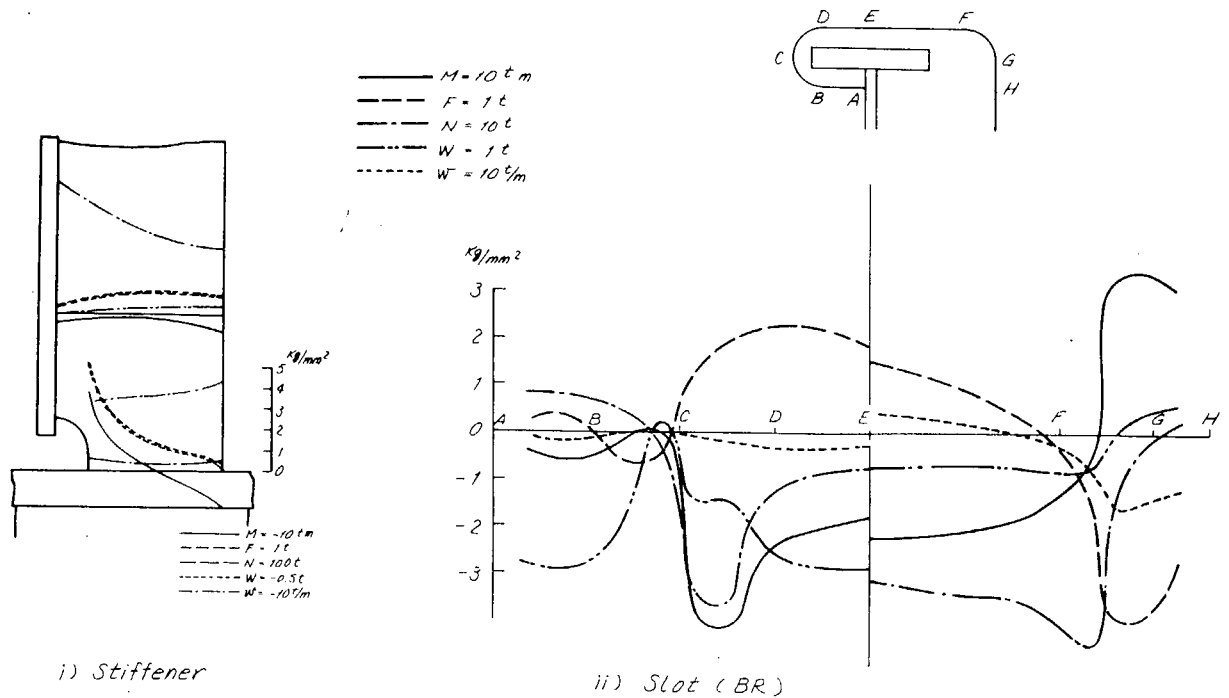


Fig. 3.3.6 Stress distribution due to unit unit load (method 2)

3.3.2 簡易計算方式* (三井千葉研の方式) によるスロット部の応力解析

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

(1) 集中荷重によるスチフナ基部の応力

Fig. 3.3.7の力の伝達機構を仮定すると、力の釣合いより (3.3.1) ~ (3.3.4) 式を得る。(記号の説明は後に示す。)

$$W = P_1 + P_2 + Q = \ell_{sh} \quad (3.3.1)$$

$$P_1 = \frac{5}{6} \cdot \frac{A_{w1} G_1}{\ell_1} \cdot \delta \quad (3.3.2)$$

$$P_2 = \frac{5}{6} \cdot \frac{A_{w2} G}{\ell_2} \cdot \delta \quad (3.3.3)$$

$$Q = \frac{AE}{h'} \delta \quad (h' \text{ は不明であるが, Fig. 3.3.8 ~ Fig. 3.3.9 より推定する。}) \quad (3.3.4)$$

(3.3.1) ~ (3.3.4) 式より

$$\delta = \frac{1}{\frac{5}{6} G \left(\frac{A_{w1}}{\ell_1} + \frac{A_{w2}}{\ell_2} \right) + \frac{AE}{h'}} \ell_{sh} \quad (3.3.5)$$

(3.3.4), (3.3.5) 式よりスチフナの平均応力 $\sigma_{w \text{ mean}}$ (kg/mm²) は

$$\sigma_{w \text{ mean}} = \frac{Q}{A} \times 10 = \frac{E}{h'} \delta \times 10 = \frac{E}{h'} \frac{1}{\frac{5}{6} G \left(\frac{A_{w1}}{\ell_1} + \frac{A_{w2}}{\ell_2} \right) + \frac{AE}{h'}} \ell_{sh} \times 10 \quad (3.3.6)$$

スチフナの最大応力 $\sigma_{w \text{ max}}$ (kg/mm²) と上記の平均応力の比を最大応力係数を f とすると、

* スロット懇談会の方法 (三井千葉研の方法) 3), 4)

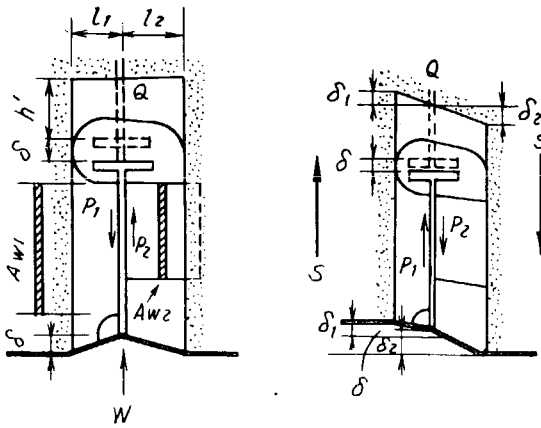


Fig. 3.3.7 Structural model for concentrated and shearing loads

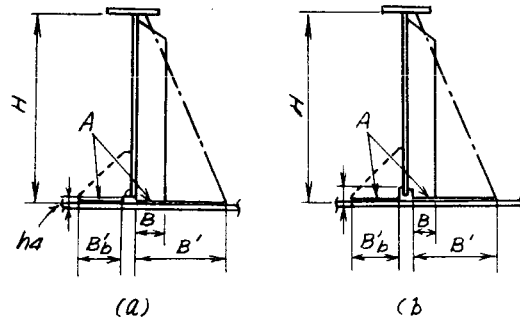


Fig. 3.3.8 nomenclatures

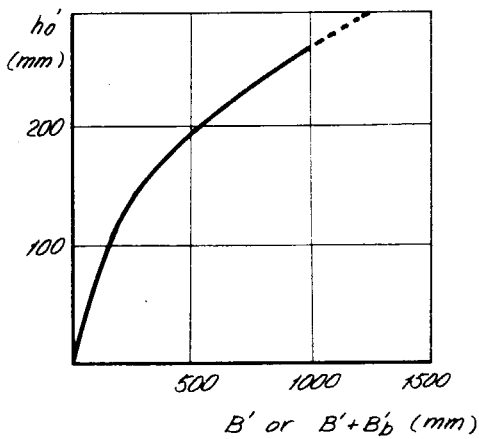


Fig. 3.3.9 Relation between ho' and B', B_b

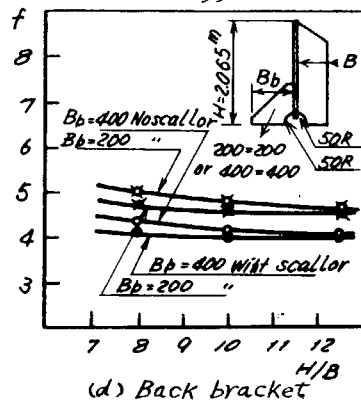
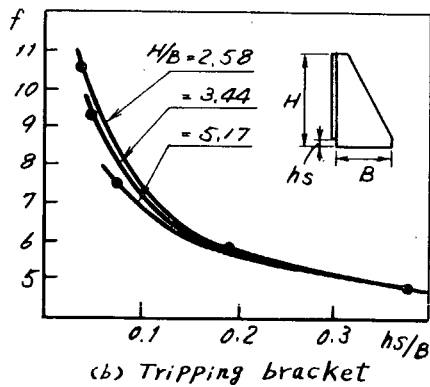
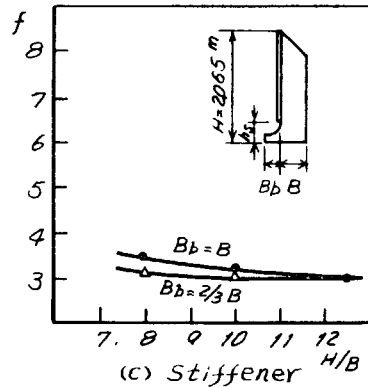
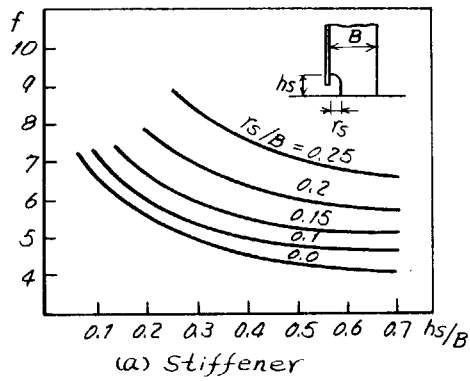


Fig. 3.3.10 Stress factor f of stiffeners and bracket

$$\sigma_{w \max} = f \cdot \frac{1}{0.322 h' \left(\frac{Aw_1}{\ell_1} + \frac{Aw_2}{\ell_2} \right) + A} \ell_{sh} \times 10 \quad (3.3.7)$$

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

最大応力係数 f は FEM 計算より算出したチャート Fig. 3.3.10 より求める。

(2) トランスウェブに働く剪断力によるスチフナ基部の応力

Fig. 3.3.7 の力の伝達機構を仮定する。 ℓ_1 、 ℓ_2 なる長さを持ち、 Aw_3 の断面積をもつ剪断梁に S なる剪断力を加えたときの各梁の変位 δ_1 、 δ_2 は (3.3.8)、(3.3.9) 式となる。

$$\delta_1 = \frac{6}{5} \frac{\ell_1}{G} \frac{S}{Aw_3} \quad (3.3.8)$$

$$\delta_2 = \frac{6}{5} \frac{\ell_2}{G} \frac{S}{Aw_3} \quad (3.3.9)$$

枠とロンジの相対変位を δ とすると

スチフナの変位量 = δ

ウェブ " = $\delta_1 - \delta$

カラー " = $\delta_2 - \delta$

力の釣合いより、(3.3.10) ~ (3.3.12) 式を得る。

$$Q = P_1 - P_2 = \frac{AE}{h'} \delta \quad (3.3.10)$$

$$P_1 = \frac{5}{6} G \frac{\delta_1 - \delta}{\ell_1} Aw_1 \quad (3.3.11)$$

$$P_2 = \frac{5}{6} G \frac{\delta_2 + \delta}{\ell_2} Aw_2 \quad (3.3.12)$$

(3.3.10) ~ (3.3.12) 式より

$$\delta = \frac{Aw_1 - Aw_2}{\frac{5}{6} G \left(\frac{Aw_1}{\ell_1} + \frac{Aw_2}{\ell_2} \right) + \frac{AE}{h'}} \frac{S}{Aw_3} \quad (3.3.13)$$

(3.3.7) 式と同様にして、最大応力 $\sigma_s \max$ (kg/mm^2) は (3.3.14) 式となる。

$$\sigma_s \max = f \cdot \frac{Aw_1 - Aw_2}{0.322 h' \left(\frac{Aw_1}{\ell_1} + \frac{Aw_2}{\ell_2} \right) + A} \frac{S}{Aw_3} \times 10 \quad (3.3.14)$$

(3) スロット周縁応力簡易計算式

Fig. 3.3.11 に示すスロット回りの R_1 、 R_2 の位置の応力簡易計算式は、有限要素法の計算結果を使って次式のようにして求める。

$$\sigma_{R1} = (1 - 0.15 \left| \frac{S}{W} \right|) \sigma_{WR1} + \sigma_{SR1} \quad (3.3.15)$$

$$\sigma_{R2} = \sigma_{WR2} + \sigma_{SR2} \quad (3.3.16)$$

ここで、 $\sigma_{WR1} \sim \sigma_{SR2}$ は、Fig. 3.3.11 に示した集中係数 $K_{WR1} \sim K_{SR2}$ を使って (3.3.17) ~ (3.3.20) 式とする。

$$\sigma_{WR1} = K_{WR1} \times \frac{W}{A_0} \times 10 \quad (3.3.17)$$

$$\sigma_{WR2} = K_{WR2} \times \frac{W}{A_0} \times 10 \quad (3.3.18)$$

$$\sigma_{SR1} = K_{SW1} \times \frac{S}{A_w} \times 10 \quad (3.3.19)$$

$$\sigma_{GR2} = K_{SW2} \times \frac{S}{A_w} \times 10 \quad (3.3.20)$$

ここで、 A_0 ：トランスウェブの板厚とロンジスペースの積 (cm)

A_w ：トランスウェブの板厚とトランスウェブの高さの積 (cm)

3.3.3 骨組モデルによるスチフナ頂部の水平方向変位の算定

3.3.1で示した有限要素法によるスロット部の応力解析ではスチフナ頂部のトランスフェイスの水平方向変位を拘束した場合および自由にした場合のそれぞれについて考察した。ここでは、トランス構造を骨組構造にモデル化して、得られた水平方向変位によって拘束度を求め、これを使って、拘束および自由の場合の有限要素法の計算応力からスチフナ基部の応力を内挿し、実測値と比較検討した。⁵⁾

(1) 構造のモデル化

Fig. 3.3.12~3.3.14に示す単ロンジモデルと多ロンジモデルの骨組構造にモデル化する。単ロンジモデルにおいて J_2 はFig. 3.3.14に示すようにロンジとウェブの取合部に設けられる節点 J_0 はカラーのある場合に設けられる節点である。境界条件 J_7 は乙方向変位拘束し、また、スチフナ面が面内

変形のみをするように、 J_7 点を除いて、全節点のX, RY, RZ方向の変位(回転)を固定した。 J_7 点はトランスフェイスの面内回転RZを自由にした。その他ロンジ端部での対称条件等を考慮した。

スチフナ部の梁モデルは、3次元板構造のウェブ面有限要素計算より求めた応力集中より算出した有効巾を有する均一T型梁とした。また、節点 J_3, J_4 間の部材は剛体変形に近い挙動を示すと仮定して、ロンジ部材の100倍の剛性があるとした。

荷重は各ロンジに線分布荷重が働く場合、およびウェブ面内の剪断力が働く場合をそれぞれ荷重ケース1, 2とし、その合成を荷重ケース3とした。荷重ケース1では J_0, J_2 はZ方向変位を拘束し、荷重ケース2ではFig. 3.3.14に示す δ_0, δ_2 をそれぞれ節点 J_0, J_2 の初期変位量として与えた。

(2) スチフナ基部応力への影響

3.3.1の有限要素法により、スチフナ基部の応力分布をスチフナ頂部の水平方向変位が拘束および自由の場合について求めておく。単ロンジモデルのスチフナ頂部の変位は、頂部が自由のときの変位に相当するから、単ロンジモデルおよび多ロンジモデルの変位の比により、スチフナ基部応力をつぎの式で内挿する。

$$\sigma = \sigma_{\text{fix}} + (\sigma_{\text{free}} - \sigma_{\text{fix}}) \times \frac{\delta}{\delta_{\text{free}}}$$

ただし、 $\sigma_{\text{fix}}, \sigma_{\text{free}}$ ：有限要素法によるスチフナ頂部が拘束および自由の場合の応力。

$\delta_{\text{free}}, \delta$ ：単ロンジモデルおよび多ロンジモデルのスチフナ頂部の水平変位。

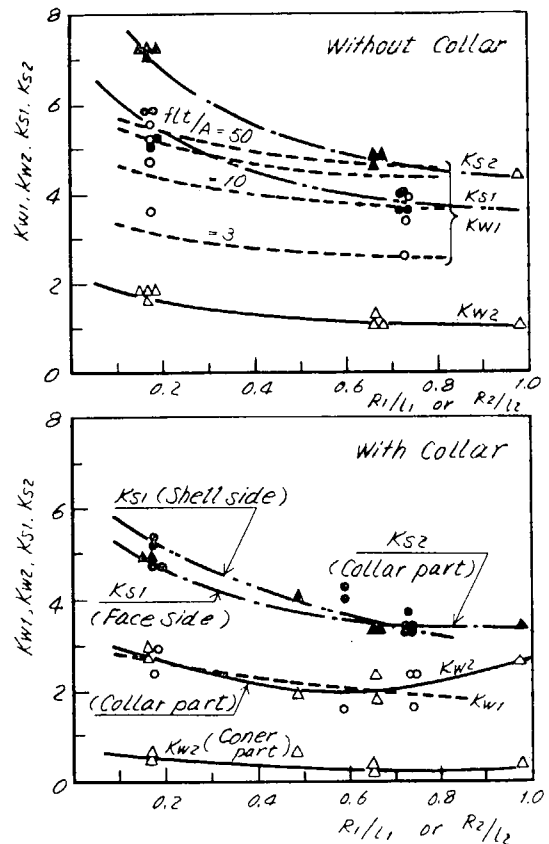
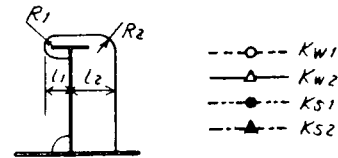


Fig. 3.3.11 Stress factor K of slot corner

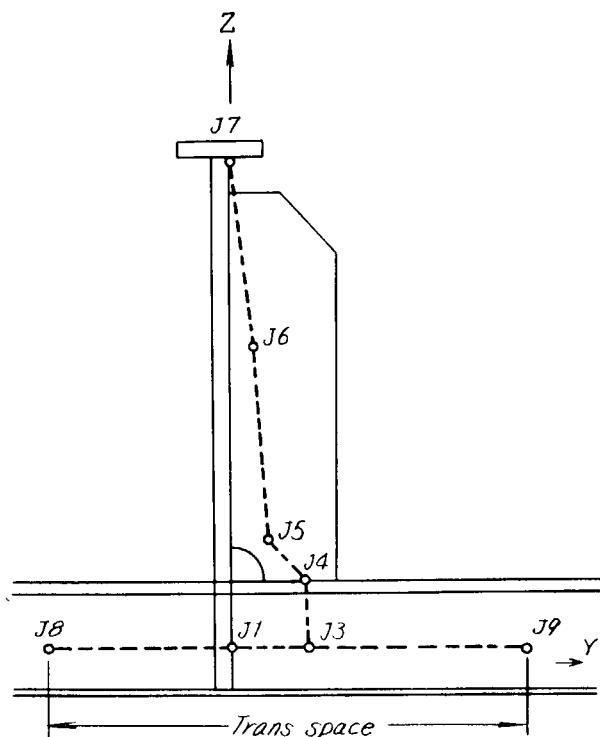


Fig. 3.3.12 Single longl model

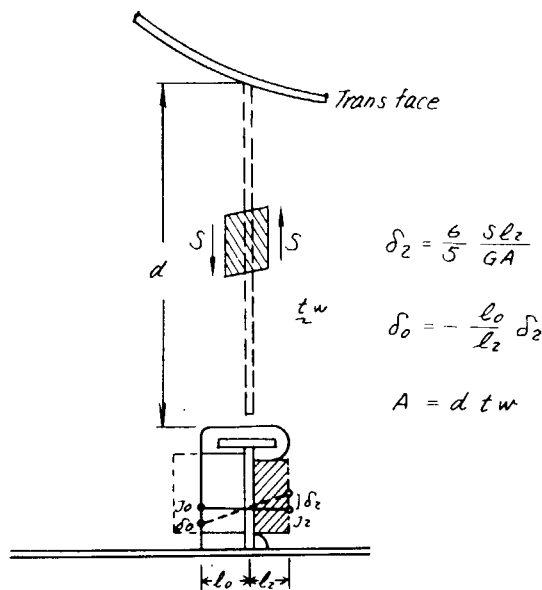


Fig. 3.3.14 Displacement of slot part

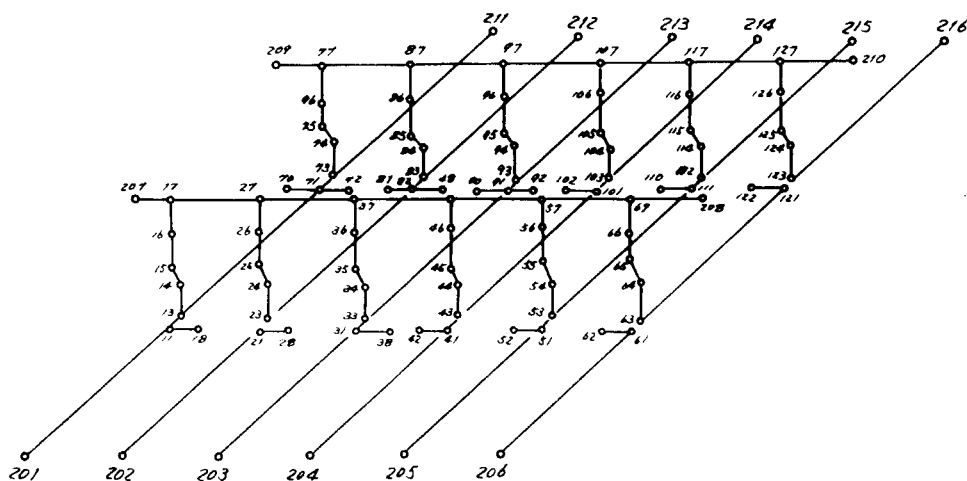


Fig. 3.3.13 Example of multi-longl. model

3.4 試験結果と応力解析の比較

前記の船底模型の負荷水圧 0.4 kg/cm^2 における計測値を対象に計算値を比較した。トランス番号1~7については水圧 0.75 kg/cm^2 の実験結果より 0.4 kg/cm^2 に比例換算した。Fig. 3.4.1は、実験値と有限要素法による計算値の比較の一例を示す。スチフナ基部の応力は、スチフナ頂部の水平変位拘束の有無により応力分布に影響があるので計算値はスチフナ頂部が自由な場合と完全に支持した場合の2種類示した。Table 3.4.1 にスチフナ基部、スロット周縁、ト

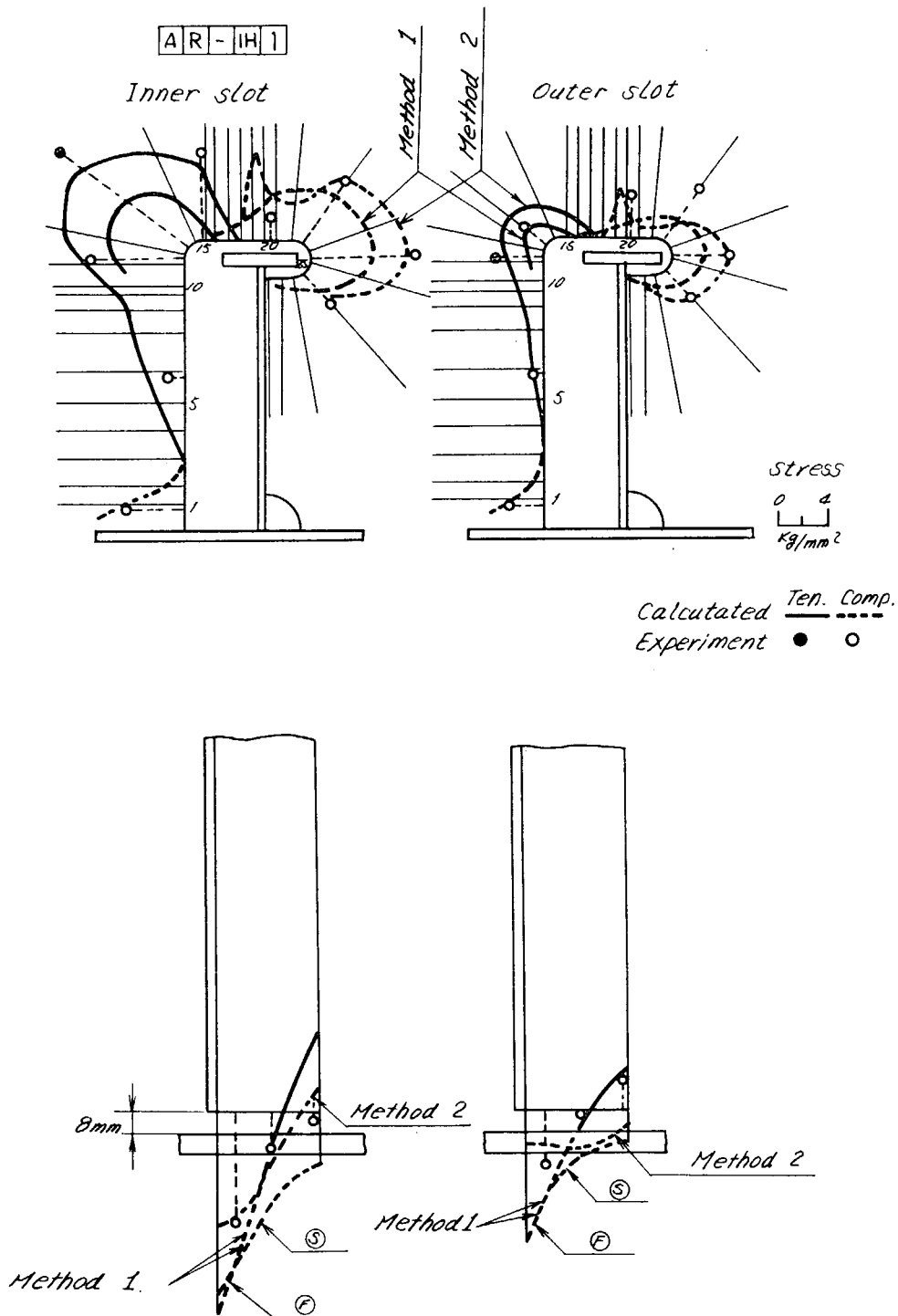
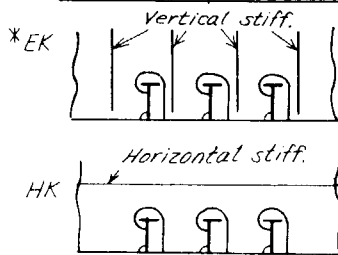


Fig. 3.4.1 Calculated stress distribution of slot and stiffener

Table 3.4.1 Results of experiment and calculation (pressure 0.4kg/cm²)

No.	Slot	Stiff	Symbol	Stiffener				Slot				
				σ_{mean} (kg/mm ²)	Area (mm ²)	σ_{max} (kg/mm ²)	Pstiff (kg)	Cal./Exp.	σ_{R1} (kg/mm ²)	Cal./Exp.	σ_{R2} (kg/mm ²)	Cal./Exp.
Standard	①		AK-M12	-5.50 (-4.51)	182	-12.15 (-821)	-1000 (-821)	0.82	-7.44 (-7.64)	1.03	9.70 (6.62)	0.68
	②		FK-M13	-5.37 (-3.64)	303	-7.95 (-1104)	-1627 (-1104)	0.68	-5.70 (-7.21)	1.27	9.35 (6.62)	0.71
	③		AR-1H1	-4.58 (-5.46)	182	-8.73 (-995)	-833 (-995)	1.19	-8.20 (-9.12)	1.11	12.77 (9.67)	0.76
	④		BR-1H1	-6.48 (-6.16)	148	-16.28 (-912)	-960 (-912)	0.95	-6.11 (-9.13)	1.49	12.56 (9.67)	0.77
	⑤		BI-1H6	-5.54 (-3.12)	148	-13.65 (-462)	-820 (-462)	0.56	-8.22 (-7.76)	0.95	11.70 (9.67)	0.85
	⑥		CI-1H5	-5.61 (-2.52)	148	-10.05 (-373)	-831 (-373)	0.45	-8.48 (-7.76)	0.92	11.28 (9.67)	0.86
Collar	⑦		FKNM1A	-2.10 (-1.08)	303	-2.55 (-327)	-637 (-327)	0.51	-6.10 (-2.85)	0.47	4.90 (3.89)	0.79
	⑧		BRNIH3	-1.89 (-2.15)	148	-3.49 (-318)	-280 (-318)	1.14	-4.85 (-2.19)	0.45	5.34 (6.53)	1.22
	⑨		BRPIH3	-1.89 (-3.32)	146	-4.11 (-485)	-276 (-485)	1.76	-4.79 (-4.21)	0.87	3.90 (7.48)	2.92
Back bracket	⑩		AKSM12	-3.04 (-2.02)	507	-6.65 (-1025)	-1540 (-1025)	0.67	-5.20 (-7.21)	1.39	9.20 (6.62)	0.72
	⑪		CRSIH2	-3.50 (-2.15)	470	-6.79 (-1010)	-1647 (-1010)	0.61	-5.03 (-8.41)	1.67	14.44 (9.67)	0.67
	⑫		CRMIH2	-5.54 (-3.19)	292	-7.79 (-931)	-1620 (-931)	0.57	-4.93 (-8.41)	1.71	13.13 (9.67)	0.74
	⑬		BR _N ^S 1H5	-0.85 (-0.78)	506	-2.52 (-395)	-430 (-395)	0.92	-5.02 (-6.95)	1.39	5.08 (6.42)	1.26
Tripping	⑭		GK-M14	-1.57 (-1.49)	745	-6.85 (-1110)	-1170 (-1110)	0.94	-6.40 (-7.21)	1.13	9.75 (6.62)	0.68
	⑮		DR-1H4	2.30 (-1.72)	685	-10.05 (-1178)	-1577 (-1178)	0.75	-6.06 (-8.41)	1.39	10.26 (9.67)	0.94
Unusual	⑯		AW-M13	-4.50 (-5.40)	182	-6.75 (-982)	-819 (-982)	1.20	-6.75 (-7.14)	1.06	9.75 (6.62)	0.68
	⑰		A0-1H6	-2.24 [Ⓢ] (-4.27)	340	-3.04 (-1452)	-	-	-4.27 (-9.12)	2.14	9.90 (9.67)	0.98
	⑱		*EK-M11						-11.62 (-6.26)	0.54	7.62 (5.33)	0.70
	⑲		*HK-1H4						-13.32 (-11.13)	0.84	9.54 (9.28)	0.97



NOTE, Out of parentheses : Experiment



in parentheses : Calculated by simplified method^{3,4)}

The upper of bending moment is for both ends fixed and the lower is for both ends supported

* : calculated by FEM at web plane

** : " " stiffener plane

Table 3.4.1 (to be continued)

Load shear of stiffener (1)				" (2)		Shearing force				Bending moment			
for W (%)	Cal./ Exp.	for S (%)	Cal./ Exp.	 (%)	 (%)	Outer slot		Inner slot		Outer slot		Inner slot	
						S (kg)	Cal./Exp.	S (kg)	Cal./Exp.	Mt (x10 ⁵ gmm)	Fix ratio	Mt (x10 ⁵ gmm)	Fix ratio
2.2 *28.5 (35.9)	8.15	38.3 *12.0 (13.9)	0.36	**33.1	**51.9	2417 (2900)	1.20	388 (580)	1.09	4.04 (") (")	0.357	6.87 (5.02) (15.72)	0.818
9.5 *36.9 (58.3)	4.03	56.8 *15.3 (16.4)	0.29	**45.0	**63.1	2123 (2900)	1.37	45 (580)	12.9	1.10 (") (")	0.632	6.88 (") (")	0.826
-17.8 *38.0 (41.4)	-2.33	42.3 *15.7 (17.7)	0.42	**41.3	**56.8	2765 (2900)	1.05	1067 (580)	0.54	1.44 (") (")	0.600	7.20 (") (")	0.796
-1.0 (36.6)	-36.60	17.0 (15.6)	0.92			2540 (2900)	1.14	922 (580)	0.63	4.10 (") (")	0.352	6.66 (") (")	0.847
8.7 (18.4)	2.12	23.6 (7.8)	0.33			2300 (2900)	1.26	1020 (580)	0.57	3.46 (") (")	0.411	8.37 (") (")	0.687
11.8 (18.4)	1.56	21.1 (7.8)	0.37			2690 (2900)	1.08	870 (580)	0.67	1.60 (") (")	0.585	7.89 (") (")	0.732
23.2 *19.9 (28.2)	1.21	12.7 *1.0 (0.0)	—	**36.5	**54.0	2205 (2900)	1.32	606 (580)	0.96	3.78 (") (")	0.381	8.42 (") (")	0.682
19.9 (25.9)	1.30	-1.74 (0)	—			(2900)		(580)		(1.60) (")		(7.89) (")	
21.5 *20.6 (33.1)	1.54	1.7 *2.6 (5.2)	3.06	**17.7	**24.4	(2900)		(580)		(3.41) (")		(7.73) (")	
20.3 *47.1 (42.6)	2.10	45.0 *19.4 (18.2)	0.40	**66.7	**69.0	1948 (2900)	1.49	861 (580)	0.67	3.20 (") (")	0.436	7.30 (") (")	0.787
35.0 *52.2 (44.8)	1.28	39.3 *21.2 (19.1)	0.49	**63.9	**66.3	2565 (2900)	1.13	753 (580)	0.77	1.23 (") (")	0.620	7.94 (") (")	0.727
17.1 *47.9 (44.8)	2.62	39.9 *19.6 (19.1)	0.48	**71.1	**72.8	2355 (2900)	1.23	490 (580)	1.18	3.41 (") (")	0.416	7.73 (") (")	0.747
15.9 *31.8 (35.1)	2.21	5.7 *0.5 (0.0)	—	**56.5	**58.8	2390 (2900)	1.21	970 (580)	0.60	4.74 (") (")	0.292	9.33 (") (")	0.597
8.5 *41.8 (46.1)	5.43	36.9 *17.0 (19.8)	0.54	**56.1	**74.4	2368 (2900)	1.23	257 (580)	2.26	3.15 (") (")	0.440	8.09 (") (")	0.713
8.9 *49.6 (49.2)	5.53	37.9 *19.9 (21.0)	0.66	**30.1	**58.3	2630 (2900)	1.10	1200 (580)	0.48	4.16 (") (")	0.346	7.57 (") (")	0.762
-2.9 *39.4 (41.6)	-14.34	29.4 *16.8 (17.3)	0.59	**49.9	**65.8	3081 (2900)	0.94	191 (580)	3.04	0.57 (") (")	0.681	6.53 (") (")	0.859
-3.6 *64.8 (46.9)	-13.05	13.8 *28.2 (20.2)	1.46	**26.2	**46.6	2435 (2900)	1.19	693 (580)	0.84	2.77 (") (")	0.476	8.00 (") (")	0.722
						4234 (2900)	0.69			2.72 (-2.84) (-7.86)	0.480		
						3735 (2900)	0.78	1435 (580)	0.40	0.85 (") (")	0.655	6.45 (") (")	0.866

ランスの剪断力, 曲げモーメントを示した。トランス, 剪断力, 曲げモーメント以外の計算値は簡易計算式によるものを()内に示し, ()外が実験値である。

3.4.1 スチフナの荷重分担率

Table 3.4.1における荷重分担率は,ウェブ面の有限要素計算値と簡易計算式の計算値は良好な一致を示しているが,実験値から求めたWSに対する分担率は計算値と離れている。これは σ_{mean} が,外側スロットと内側スロットでは外力の大きさに比例して大きくならないため,外側スロット位置ではスチフナ頂部の水平方向変位が自由でなく,拘束に近くなっているため,内側スロットに比較して σ_{mean} が大きくなりSによる分担率が大きくなっている。

また,表中のPstiffは外側スロット位置のスチフナの計算値は,スチフナ頂部を自由として求めた簡易計算式によっているが,計算値と実験値の比は約0.1(⑩は除外)で,頂部の水平方向拘束は小とみるべきである。⑭GK-MI 4と⑦FKNMI 4のロンジの上下方向変位およびトランス面材の水平方向変位を計測したが,水平方向変位が阻止されているとは認められず,トランス面材のスチフナ頂部に対する水平方向のバネ定数を α とすることは適当でないといえる。

3.4.2 スチフナの最大応力係数f

Table 3.4.2に各型式スチフナの外側スロット部の応力について,実験値の最大応力 σ_{max} より求めた最大応力係数 $f_{\text{exp}} = \sigma_{\text{max}} / \sigma_{\text{mean}}$,最大応力係数計算値 f_{cal} ,スロット対策懇談会が示している値⁶⁾fを比較して示した。実験値はスチフナ面FEM計算のスチフナ頂部の水平方向変位が自由と拘束の計算値のほぼ中間に位置しており,また,スロット対策懇談会のf値より小さくなっている。

3.4.3 スロット周辺の応力

Table 3.4.2のスロット周辺の応力 σ_{R1} , σ_{R2} の計算値と実験値を比較する。簡易計算式ではスロット周辺応力のうち,Wによる σ_{WR1} のみスチフナ基部の剛性が関与する。計算値と実験値は,測定誤差を考慮すればほぼ合っているが,概して σ_{R1} は計算値が大となり, σ_{R2} は計算値が小となっている。

3.4.4 スチフナ頂部の水平方向変位の影響

スチフナ基部の応力計測が行なわれているつぎの3例

- 1) SR83 資料 F 船のウィングタンク
- 2) SWG 資料 K 丸のセンタータンク
- 3) 本実験模型 トランス番号 9,10

前述のモデル化により単ロンジモデルおよび多ロンジモデルによりスチフナ頂部の水平方向変位を計算した。得られた結果の例として, Fig. 3.4.2に船底模型のトランス番号 9,10についての計算値を示した。得られた結果より,単ロンジモデルおよび多ロンジモデルの水平変位の比, $\delta / \delta_{\text{free}}$ の値は,

F 船のボトムトランス中央部のスチフナで 0.75 ~ 0.83

K 丸のボトムトランス中央部のスチフナで 0.30 ~ 0.37

本実験模型の中央部のトリッピングで 1.30, スチフナで 0.87 ~ 0.93

となる。この値により修正したスチフナ基部の応力分布を Fig. 3.4.3 に示す。

K 丸は頂部で拘束, F 船は自由に近い状態にあることがわかる。船底模型ではトリッピングおよびスチフナとも自由の状態に近い。ただし,船底模型のトリッピングの値が1以上になっており,計算値が若干の不合理を含んでいる。

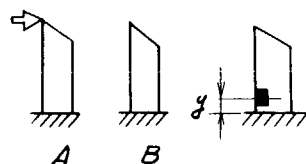
Table 3.4.2 Stress factor f of stiffeners

Type	No.	Slot	Stiff	σ_{mean}^* (kg/mm ²)	σ_{max}^* (kg/mm ²)	f_{exp}^* ($y=8mm$)	f_{cal}^{**} ($y=8mm$)	f_{cal}^{**} ($y=4mm$)	f^{***} ($y=4mm$)
Standard	①			-5.50	-12.50	2.27	1.48 3.60	1.63 3.95	4.15
	②			-5.37	-7.95	1.48	1.70 3.20	1.72 2.88	3.20
	③			-4.85	-12.80	2.64	2.10 4.10	2.15 4.14	5.60
	④			-6.48	-18.40	2.84		3.31	6.80
	⑤			-5.54	-16.00	2.89		3.06	6.80
	⑥			-5.61	-10.05	1.79			5.80
Collar	⑦			-2.10	-2.55	1.21	1.50 2.90	1.43 2.57	3.20
	⑧			-1.89	-3.79	2.01		3.07	6.80
	⑨			-1.89	-4.80	2.54	2.10 5.19	2.20 5.26	6.80
Back-bracket	⑩			-3.04	-6.60	2.17	1.90 2.20	2.02 2.53	—
	⑪			-3.50	-6.93	1.98	2.15 2.70	2.25 2.80	—
	⑫			-5.54	-8.54	1.54	1.15 1.40	1.23 1.45	—
	⑬			-0.85	-2.56	3.01	3.15 3.53	3.20 3.57	—
Tripping	⑭			-1.57	-8.10	5.16	2.50 7.45	2.56 7.50	6.30
	⑮			-2.30	-13.34	5.80	2.35 6.30	2.42 6.34	8.35
Unusual	⑯			-4.50	-7.60	1.69	1.55 3.34	2.22 4.51	6.00
	⑰			-2.24	-2.57	1.15	1.75 3.68	1.84 3.84	—
	⑱								
	⑲								

* Experiments and their corrected values (Outer slot).

** FEM Calculation. The upper is calculated for A, and the lower is for B.

*** Calculated due to "surokon" formula.^{3,4})



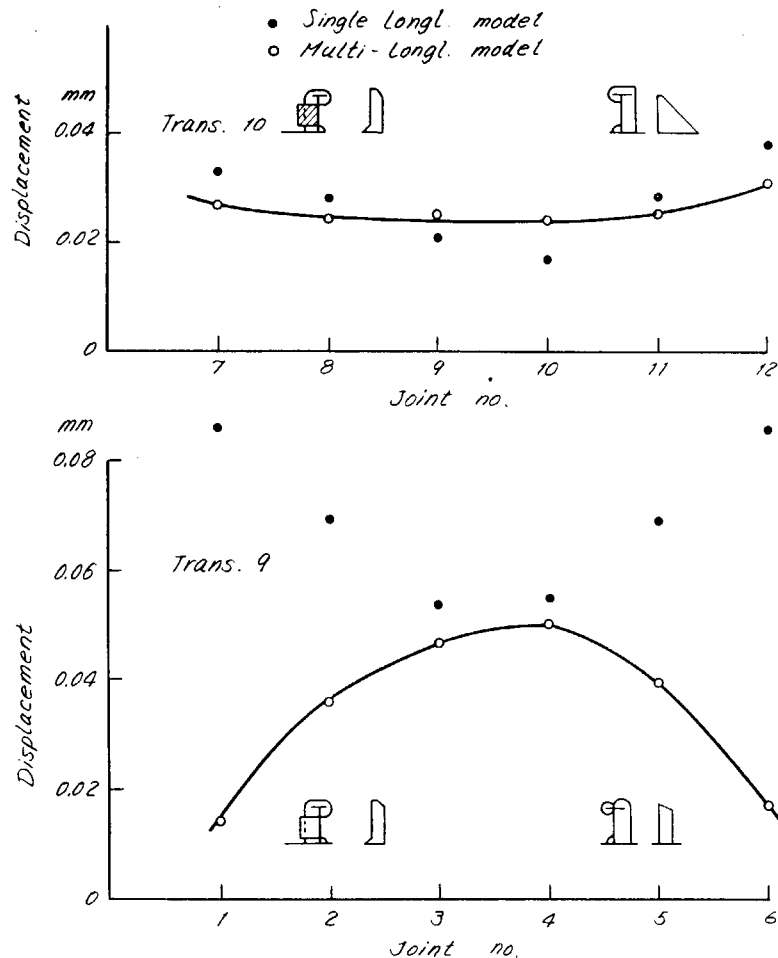


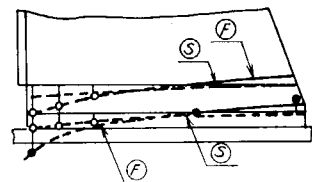
Fig 3.4.2 Horizontal displacement of trans 9,10 calculated due to frame model

Fig. 3.4.3 によると、スチフナ端部の応力は、計算値と実測値がほぼ近い値を示し、骨組構造モデルによる計算を行なって応力を修正する方法で、各計測値の特徴的な応力分布を説明できることがわかる。

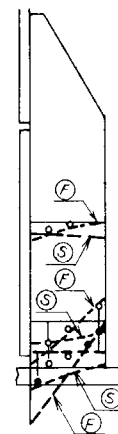
また、トランスフェイスの水平変位は、トリッピングの位置も含めて比較的滑らかな変位モードを示すが、水平変位の拘束度を一般的に構造形式から求めるには至っていない。

3.5 スロット部各構造要素の影響

スロット構造を構成する、スロット形状、バックブラケット、カラー、スチフナ形状の各構造要素が相互に影響し合って、スロット部分の応力状態を複雑にしている。ここでは、スロット部分の損傷に関連するものとして、スチフナ部分の応力およびスロット周辺部分の応力に与える各構造要素の影響を Table 3.5.1 に示す実験結果を基にして検討する。



(i) Tripping (Test no. 14)



- Experiment
- ⓕ Free at stiffener top
- Ⓢ Support at stiffener top

(ii) Stiffener (Test no. 18)

Fig. 3.4.3 Stress of stiffener and tripping of trans no. 9,10 calculated due to framed model

3.5.1 スチフナ基部応力に及ぼす影響

(1) スロット形状

スロット形状の影響について、スチフナ基部の切欠きのない、A型スチフナ①、③、⑬、⑰を比較すると、スチフナ基部の応力は、R型スロット、K型スロット、W型スロット、O型スロットの順に小さくなっている。O型スロットはスロット上部のウェブがロンジフェイスに接合しているため、スチフナ基部の応力は極めて小さい。

スチフナ基部の切欠きのあるB型スチフナ④⑤⑥を比較すると、同一の切欠き高さの場合、スチフナ基部応力はR型スロットよりI型スロットの方が小さい。

(2) バックブラケット

バックブラケットの影響をみるために、K型スロットに関してA型スチフナのみ①とバックブラケット付き⑩およびバックブラケットと同様の効果があると思われる⑫を、また、R型スロットに関して、A型スチフナのみ③とバックブラケット付き⑪、⑭の、それぞれを比較すると、スチフナ基部応力はバックブラケットの無い場合と比較して55~60%に低下する。

(3) カラー

カラーの影響についてF型スチフナ②、⑦、B型スチフナ④、⑧、⑨、およびバックブラケット型⑪、⑬を比較すると、スチフナ基部応力はカラーの無い場合の20~35%に低下する。また、このカラー（フルカラー）に対して面積が63%のハーフカラーでもフルカラーとは同様の効果がある。

(4) スチフナ切欠き高さ

スチフナ切欠き高さの影響についてR型スロット③、④およびI型スロット⑤、⑥を比較すると、スチフナ基部の応力は、切欠きの無い場合よりある場合の方が大きい、切欠き高さが高くなると減少する。

3.5.2 スロット周縁応力に及ぼす影響

(1) スチフナ形状およびバックブラケット

バックブラケットを含めたスチフナ形状の影響について、K型スロット①、⑩、R型スロット③、④、⑪、⑫、およびI型スロット⑤、⑥を比較すると、スロット周縁応力 σ_{R1} 、 σ_{R2} は、バックブラケットを含めたスチフナ断面積の量によってあまり影響を受けないが、強いていえば、断面積の増加により σ_{R1} が減少する。

Table 3.5.1 Observed maximum stress of structural model (corrected values at $y=4\text{mm}$)

							(kg/mm^2)	
Type	No.	Slot	Stiff	Symbol	σ_{stiff}	σ_{R1}	σ_{R2}	
Standard	①			AK-M12	-13.60*	-7.44	9.70	
	②			FK-M13	-7.68*	-5.70	9.35	
	③			AR-IH1	-15.10*	-8.20	12.77	
	④			BR-IH1	-24.00**	-6.11	12.56	
	⑤			BI-IH6	-20.80**	-8.22	11.70	
	⑥			OI-IH5	-13.10**	-8.48	11.28	
Collar	⑦			FKNM14	-2.34*	-6.10	4.90	
	⑧			BRNIH3	-4.92**	-4.85	5.34	
	⑨			BRPIH3	-4.90*	-4.79	3.90	
Back bracket	⑩			AKSM12	-7.35*	-5.20	9.20	
	⑪			CRSIH2	-7.23*	-5.03	14.44	
	⑫			CRM1H2	-8.90*	-4.93	13.13	
	⑬			BR _N IH5	-2.60*	-5.02	5.08	
Tripping	⑭			CK-M14	-8.26*	-6.40	9.75	
	⑮			DR-IH4	-13.70*	-6.06	10.26	
Unusual	⑯			AW-M13	-10.72*	-6.75	9.75	
	⑰			A0-IH6	-2.71*	-4.27	9.90	
	⑱			EK-M11	-	-11.62	7.62	
	⑲			HK-IH4	-	-13.32	9.54	

* Corrected from experiments at $y=8\text{mm}$

** Corrected from experiments at $y=15\text{mm}$

(2) スロット形状

スロット形状の影響について、A型、B型スチフナのスロット形状、K型①、R型③、I型⑤、W型⑬およびO型⑰を比較する。

スロット曲率半径 R_1 、 R_2 とロンジからスロット周辺までの距離 l_1 、 l_2 の比、 R_1/l_1 、 R_2/l_2 が小さいほど σ_{R1} 、 σ_{R2} が大となる。ただし、I型スロットの σ_{R1} は例外で、これはロンジの中心が R_1 側にかなり寄ったため、ウェブ分担力の増分が応力集中度より大きくなったためであろう。O型スロットはスチフナと接合しているウェブが直接荷重を分担するため、この部分の応力が大きく σ_{R1} は小さい。

(3) カラー

カラーの影響について、K型スロット②、⑦、バックブラケット型⑩、⑬およびR型スロット④、⑧、⑨を比較する。スロット周辺応力は、カラーがあると、いずれも σ_{R1} はほぼ同様であるが、 σ_{R2} は約50%低下している。ただし、カラーとウェブ交叉部においてかなりの応力集中が生じる。

(4) ロンジ面材上にスチフナの無いスロット構造

⑱はスロット横のトランスウェブに上下方向に平鋼スチフナをトランス深さにわたって取り付け、トランス下半分のウェブ板厚を増厚した。⑲は水平方向に2条のF.B.スチフナをつけたものである。いずれも通常のロンジ付きスチフナ型と比較して σ_{R1} が1.5~2倍程度になっているが σ_{R2} はほぼ同様である。ウェブの剪断、直応力とも大きく、座屈の恐れがある。

3.5.3 全般的傾向

以上の実験結果より、つぎの定性的傾向がみられる。

- イ) スチフナ基部応力は、バックブラケットをつけることで約55%低下する。
- ロ) スチフナ基部応力は、カラーをつけることで約30%に低下する。
- ハ) スチフナ周辺応力 σ_{R1} 、 σ_{R2} は、コーナー部曲率半径を大きくすることで低下する。
- ニ) スロット周辺応力 σ_{R1} は、スチフナ、カラーをつけることにあまり影響を受けない。
- ホ) スロット周辺応力 σ_{R2} は、カラーをつけることで約50%に低下する。このときカラーとウェブの交叉部に応力集中が生じる。
- ヘ) スチフナをロンジ面材上に付けないスロット構造では、スロット周辺応力 σ_{R1} は約1.5~2.0倍になる。

3.5.4 静的強度からみた望ましいスロット構造

静的模型実験結果をもとにして、静的強度からみた良好なスロット構造を考えるために、選択の基準としてつぎの3項目について評価する。

- i) スチフナ基部の応力が低いこと。
- ii) ウェブのスロット周辺の応力が低いこと。
- iii) クラック防止とともにウェブ自体の座屈も阻止し得ること。

i) ~ iii) の項目について、Table 3.5.2 に示すように評価の基準を設定すると、Table 3.5.3 の総合評価表が得られる。これは一応の目安である。トリッピングブラケット型⑭は良好だが、全スロットにつけるのは不経済である。バックブラケット型⑩、⑪、⑬も良好である。F型スチフナ型②がバックブラケットなしで同様な効果を出している。カラー型⑦、⑧、⑬は発生応力の点からは良いが、工作上に難がある。O型スロット⑱は、スチフナ基部応力が低い点がバックブラケット、カラーと同様であるが、ロンジフェイスとウェブの接合部の工作精度が要求される。ロンジフェイス上にスチフナのない構造⑲、⑳は、ウェブの座屈を検討する必要がある。

Table 3.5.2 Criterion of evaluation

Mark	Stiffener		Web slot				Buckling strength
	$\sigma_{stiffener}$		σ_{R1}		σ_{R2}		
	EXP	Ship	EXP	Ship	EXP	Ship	
◎	$\sigma \leq 8.75$	$\sigma \leq 35$	$\sigma \leq 10$	$\sigma \leq 40$	$\sigma \leq 10$	$\sigma \leq 40$	Superior due to collar
○	$8.75 < \sigma \leq 12.5$	$35 < \sigma \leq 50$	$10 < \sigma \leq 15$	$40 < \sigma \leq 60$	$10 < \sigma \leq 15$	$40 < \sigma \leq 60$	medium due to no collar
△	$12.5 < \sigma$	$50 < \sigma$	$15 < \sigma$	$60 < \sigma$	$15 < \sigma$	$60 < \sigma$	Inferior due to no stiff

Note : Water head is assumed 16m.

Table 3.5.3 Evaluation

3.6 むすび

各種のスロット形状を有する小型の船底模型により、静的模型試験を行なった。解析方法として、有限要素法によるもの、力の伝達機構を想定した簡易計算方式によるもの、および骨組モデルによりトランス面材の変位を推定するものを使って、試験結果と比較検討した。試験結果および解析より得られた結論を以下に要約する。

- (1) スロット周辺およびスチフナ基部の応力分布は有限要素法による計算結果とほぼ一致する。
- (2) 力の伝達機構を想定し、有限要素法の結果を基にした応力集中係数を使う簡易計算方式で、応力分布の推定が良い精度で行なえることを確認した。
- (3) 骨組モデルによりトランス面材の変位を推定し、スチフナ基部応力への影響を求める方法を示した。
- (4) スロット形状、スチフナ形状、バックブラケット、カラー、トリッピングブラケットが応力分布に及ぼす影響を定量的に求めた。
- (5) バックブラケットおよびカラー、とくにカラーの効果が大きいことがわかった。
- (6) スロット上部のウェブをロンジの面材に溶接するO型スロット（カニ目玉型）がカラーなしでも良好であることを確認した。

Type	No.	Slot	Stiff	Stiff.	Web slot		Buckling strength
				σ_{stiff}	σ_{R1}	σ_{R2}	
Standard	①			△	◎	◎	○
	②			◎	◎	◎	○
	③			△	◎	○	○
	④			△	◎	○	○
	⑤			△	◎	○	○
	⑥			○	◎	○	○
Collar	⑦			◎	◎	◎	◎
	⑧			◎	◎	◎	◎
	⑨			◎	◎	◎	◎
Back bracket	⑩			◎	◎	◎	○
	⑪			◎	◎	○	○
	⑫			◎	◎	○	○
	⑬			◎	◎	◎	◎
Tripping	⑭			◎	◎	◎	○
	⑮			△	◎	○	○
Unusual	⑯			○	◎	◎	○
	⑰			◎	◎	◎	○
	⑱			—	○	◎	△
	⑲			—	○	◎	△

参 考 文 献

- 1) 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報告書”研究資料No.136
- 2) 堀徹“標準ユニット法による船体局部強度解析”日本造船学会論文集No.127
- 3) 船体構造委員会, 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)”
日本造船学会誌第 505 号, 昭和46年 7 月
- 4) 同上, (その2), 同上第 506 号, 昭和46年 8 月
- 5) 安東重美, 西原誠一郎“スロット部スチフナ基部応力におよぼす横桁面外変位の影響について”日本造船学会誌第
519 号, 昭和47年 9 月
- 6) スロット対策懇談会資料SL-8-92-A

4. 小型模型疲労試験

(担当 東京大学, 防衛大学校, 日本海事協会)
川崎重工業, 三菱重工業

4.1 まえがき

スロットの周辺、とくにウェブのステフナとロンジの面材との結合部にクラックが発生する原因を明らかにするため、約10万DWトンタンカーの $\frac{1}{4}$ 縮尺模型に相当する長さ1,100mm、高さ525mmの小型ガーダ模型120個を製作し、片振り疲労試験を実施し、変動荷重に対するガーダのスロット周辺部のクラック発生、伝播の状況および疲労強度について調査した。

この試験結果から実船のスロット周辺の疲労強度を推定する方法について研究し、これから実船の損傷発生率を推定し、実船における調査結果と比較検討した。

4.2 試験の概要と結果

試験体の形状は、現在使用されているスロット周りの形状の代表例を主体として、小数の新しい試みを加えた。そのバリエーションを以下にあげる。(Fig.4.1.1)

- (a) ステフナの形状 (A, B, C, D型)
- (b) スロット周りの形状およびカラープレートの種類 (R, N, P, K, I, O, T型)
- (c) バックブラケットの形状 (S, M型)

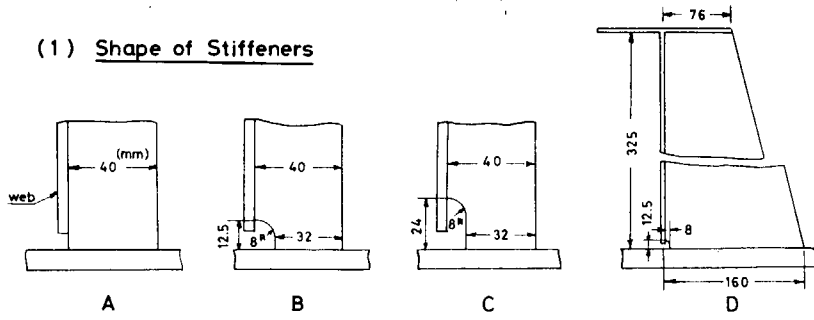
Fig.4.1.2に試験体の概略図を示す。試験体名は上記(a)(b)(c)の組合せによって決定される。荷重はFig.4.1.2に示すようにCおよびC'点(ウェブに関してC点の対称点)に下向きに片振り状態で負荷し、A, B点をロンジ方向に沿って単純支持した。

Fig.4.2.1はスロット部にカラーなどの補強材が入っていない試験体(AR, BR, CR, DR, CK型)の荷重—繰返し数(P—N)関係を示す。この試験結果からAR, BR型は同一グループであると考えられる。これらを以後標準型試験体と呼ぶことにする。BR型に比べてステフナのカットアウトが高いCR型はややクラック発生寿命が長くなっているが、これはCR型のステフナ基部の最大応力がBR型の最大応力と比較してやや小さいためである。DR型のクラック発生寿命は標準型試験体と同程度であるが、ステフナ破断までの寿命が非常に長くなっている。これはDR型のステフナの幅が160mmと長くなっているためと思われる。スロット形状が改善されているCK型はDR型よりさらに発生寿命が長くなっているが破断までの寿命は余り伸びていない。

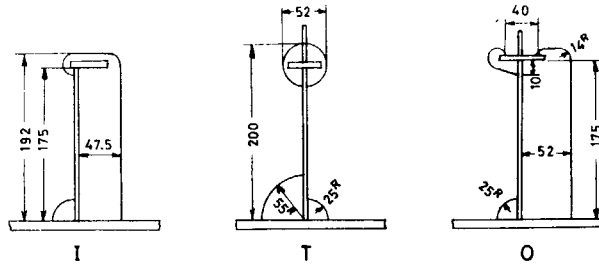
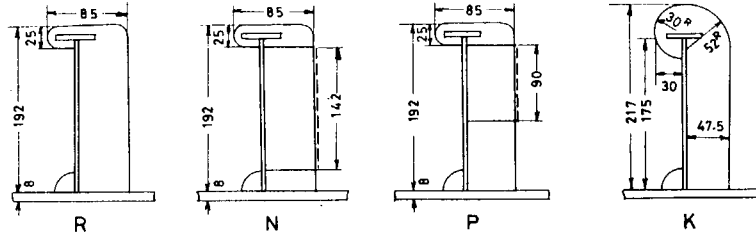
Fig.4.2.2はAR型のカラーの効果を示す。カラーを付けるとクラック発生寿命、破断寿命とも伸びていることがわかる。Fig.4.2.3はBR型のカラーの効果を示しているがAR型に比べてクラック発生から破断までの寿命の伸びは特に著しい。Fig.3.2.4はカニ目玉型(BO型)の試験結果である。カニ目玉型(BO型)のクラック発生は標準型(AR, BR型)のステフナ破断寿命とはほぼ同程度である。またカラー付カニ目玉型(BON型)のクラック発生寿命はカニ目玉型(BO型)の破断寿命にあたる。カニ目玉型のバックブラケットとさし込みの効果を比較すると、さし込み式カニ目型(BOT型)の方がバックブラケット付カニ目玉型(BOS型)より疲労寿命が長くなっている。

なお、カラー目玉型では、クラックはステフナ基部から発生せず、ロンジ面材上面のトランスウェブから発生している。Fig.4.2.5はさし込み型の疲労試験結果である。さし込み型のクラック発生寿命は標準型の破断寿命より長い。また、破断寿命は低荷重域で非常に伸びている。このことから、さし込み型(BT型)は十分有効であるといえる。Fig

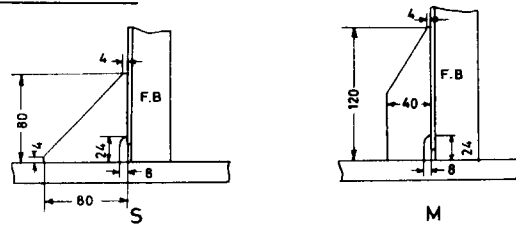
(1) Shape of Stiffeners



(2) Shape of Slots



(3) Shape of Brackets



(insert type)

(crab eye type)

Fig. 4.1.1 Shape of stiffeners and slots

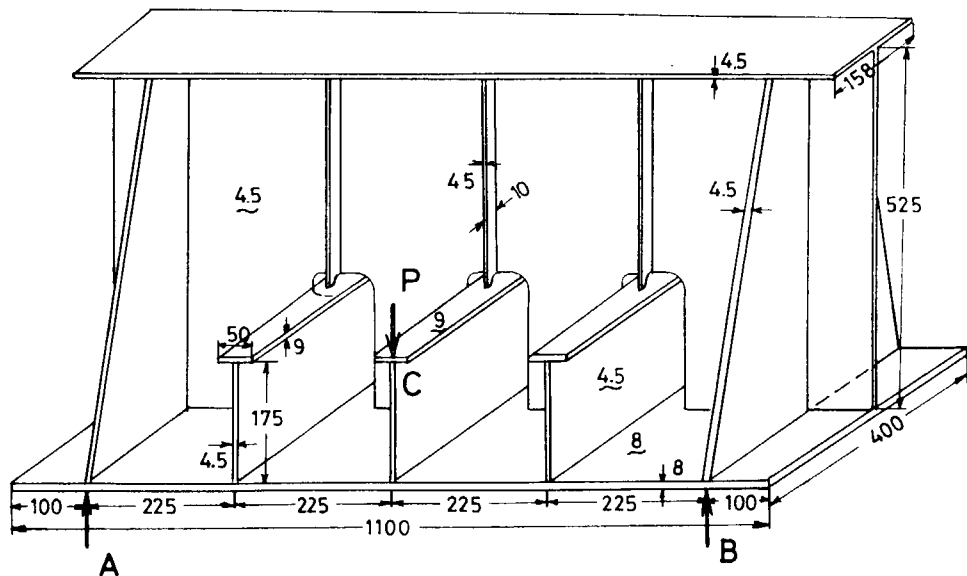


Fig. 4.1.2 Shape of specimen (unit mm)

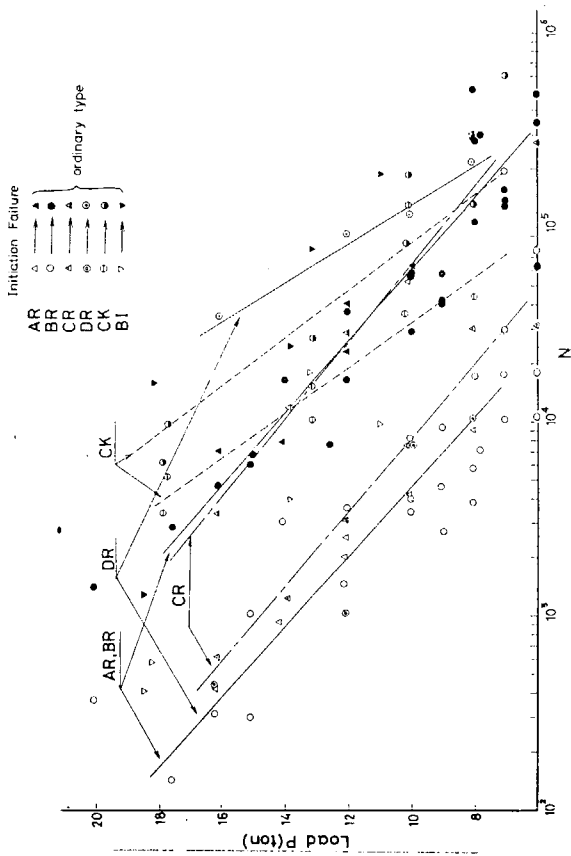


Fig. 4.2.1 P-N Curve (ordinary type)

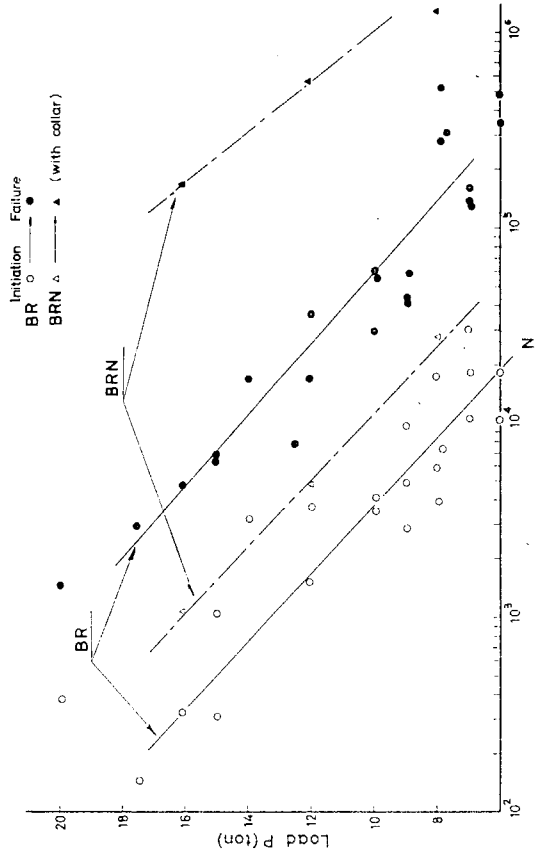


Fig. 4.2.3 P-N Curve (BR type)

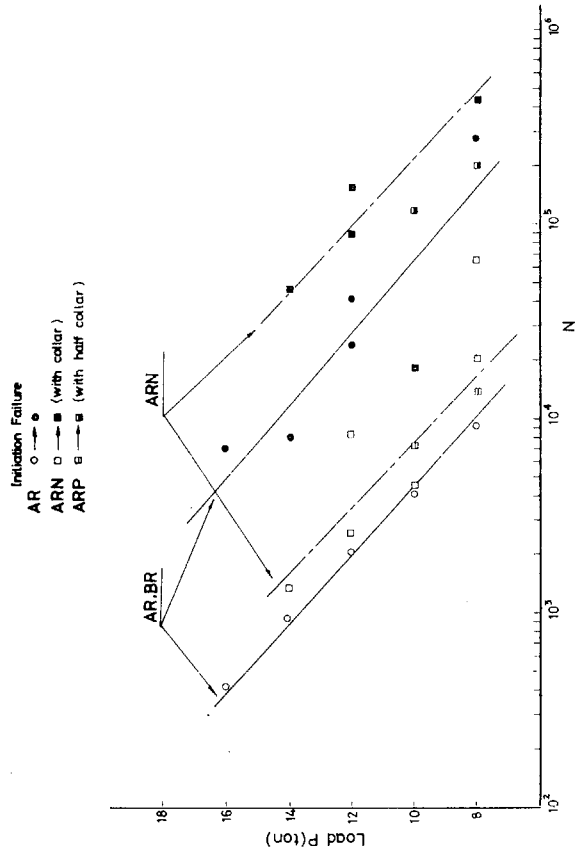


Fig. 4.2.2 P-N Curve (AR type)

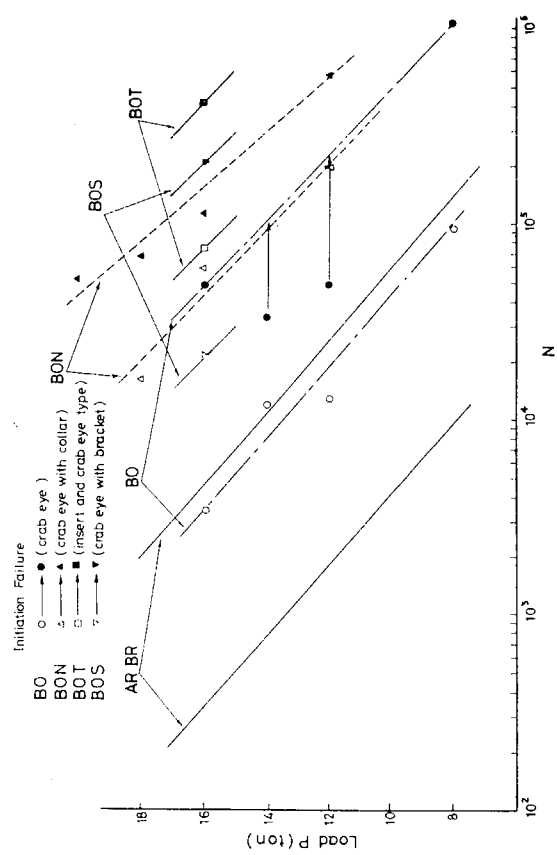


Fig. 4.2.4 P-N Curve (BO type)

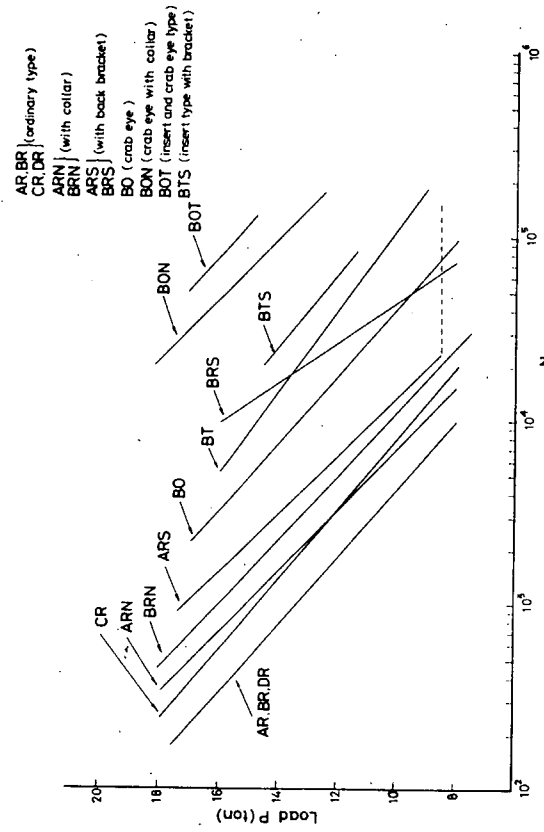


Fig. 4.2.7 P-Nc Curve

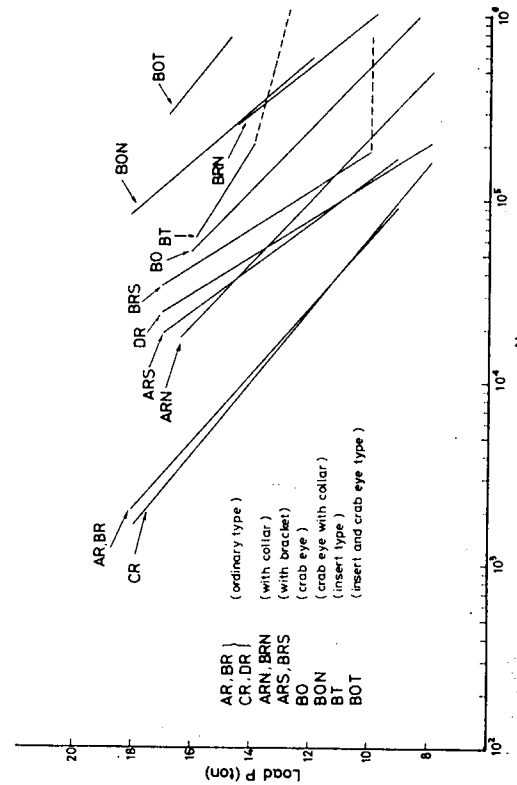


Fig. 4.2.8 P-Nf Curve

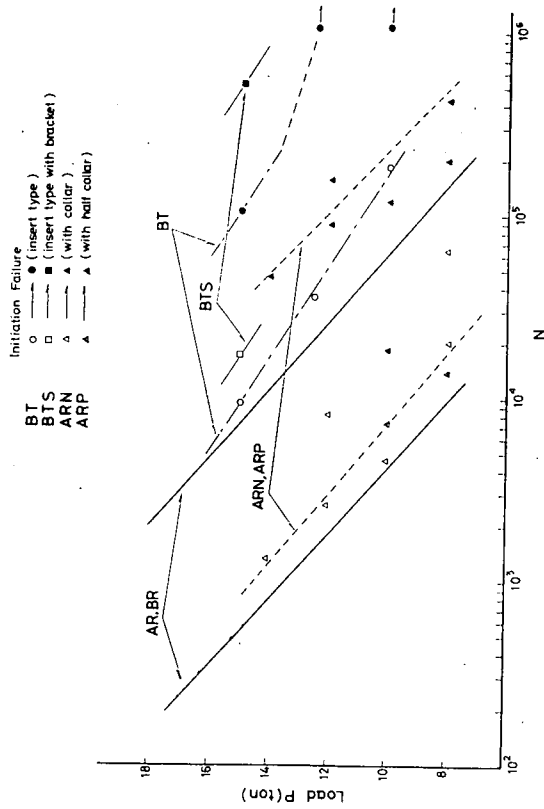


Fig. 4.2.5 P-N Curve (BT type)

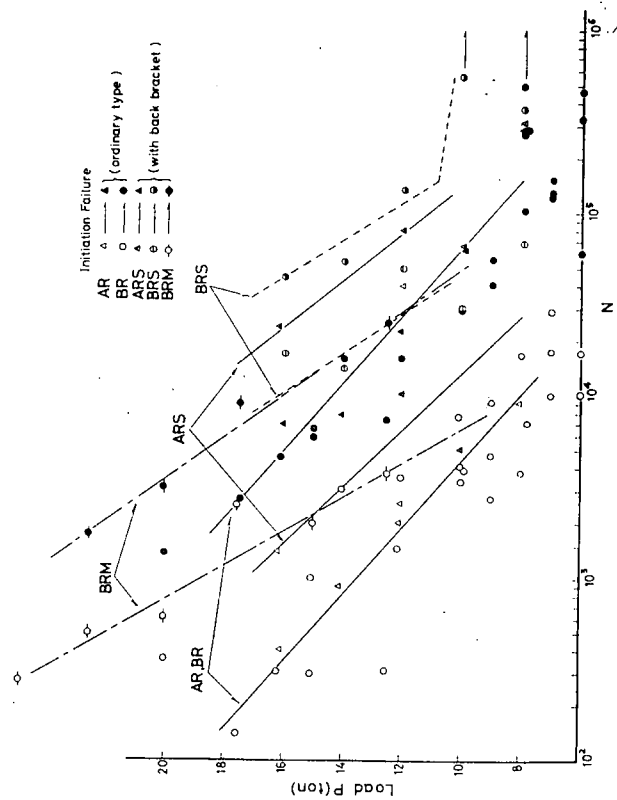


Fig. 4.2.6 P-N Curve (effects of back bracket)

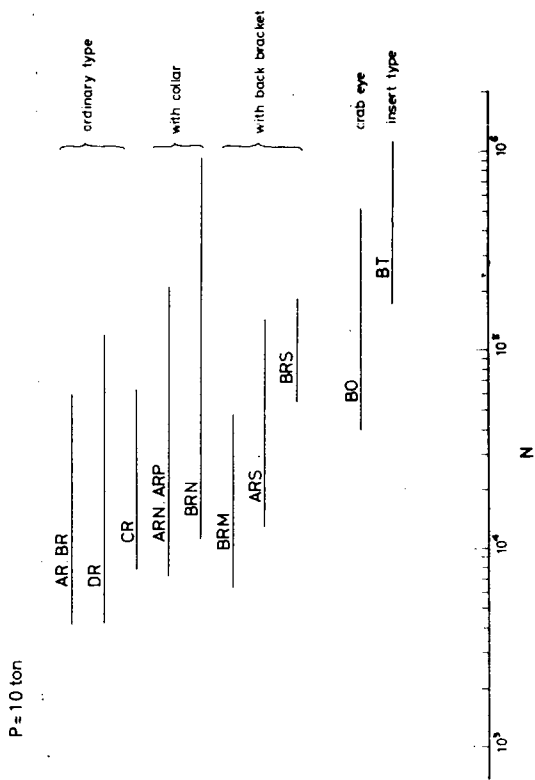


Fig. 4.2.11 Test results at p = 10ton

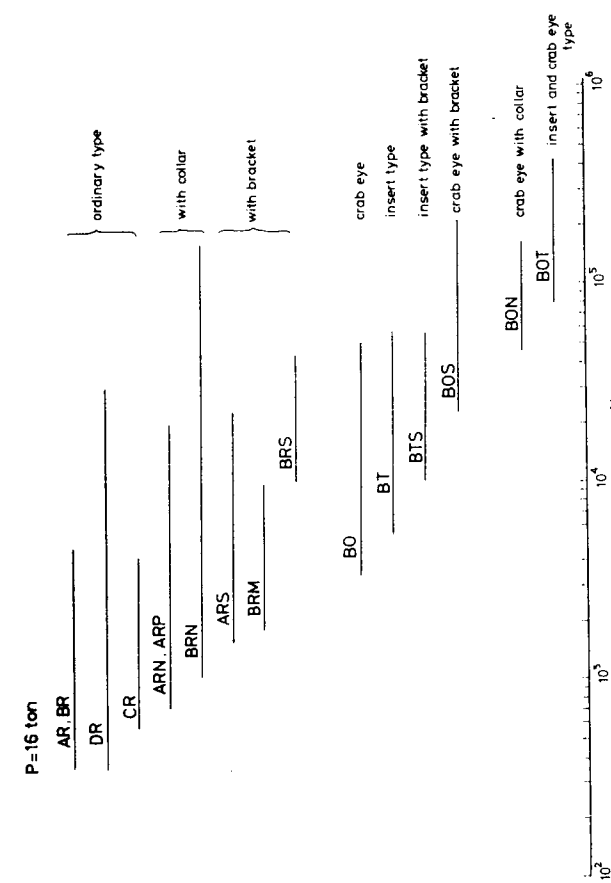


Fig. 4.2.9 Fatigue Life

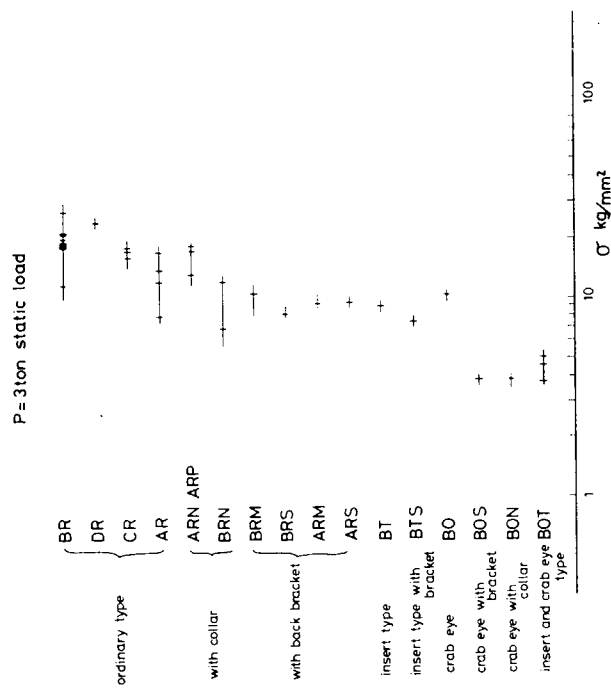


Fig. 4.2.11 maximum stress at p = 10ton (Static load)

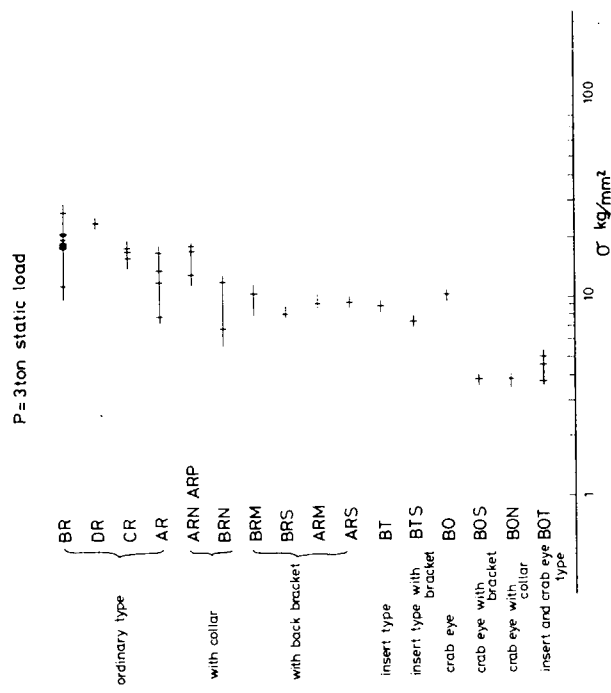


Fig. 4.3.1 maximum stress at p = 3ton (Static load)

Fig. 4.2.10 Test result P=16t

4.2.6 はバックブラケットの効果を比較している。標準型 (AR, BR 型) に比べ、バックブラケット付のARS型は寿命が伸びており、BRS 型は特に強くなっている。

Fig. 4.2.7 ~ 4.2.9 はすべての試験体についてクラック発生および破断寿命を比較したものである。カラー、あるいはバックブラケットの効果は標準型 (AR, BR 型) と比較すると、その効果ははっきり表われている。さらに、かに目玉型、さし込み型の順序で疲労寿命は長くなっている。

Fig. 4.2.10, Fig. 4.2.11 は以上の試験結果を $P = 16\text{ton}$, 10ton の場合について比較したものである。この試験結果から判断すると、クラック発生については、カラー付、バックブラケット付、カニ目玉型、さし込み型の順に強くなっている。破断寿命については、カラーとバックブラケットの効果が逆転しており、バックブラケット付、カラー付、カニ目玉型、さし込みの順になっている。

4.3 試験結果の考察

疲労亀裂の発生及び伝播を予測するため試験結果から次のような考察を行った。

4.3.1 クラック発生について

クラック発生に関する第1の要因はクラック発生部の応力値であると考えられる。そこで $p = 3\text{ton}$ におけるクラック発生部の応力を Fig. 4.3.1, Table 4.3.1 に示した。クラック発生部の応力は、①標準型、②カラー付、③バックブラケット付、さし込み型、カニ目玉型、④バックブラケット付カニ目玉型、カラー付カニ目玉型、さし込みカニ目玉型の順に小さくなっている。この結果は $p = 3\text{ton}$ における静荷重によるものであるが、 P_{max} が 16ton の疲労試験結果 (Fig. 4.3.2) の疲労クラック発生寿命と比較すると、クラック発生の順序はほぼ妥当なものと思われる。

次に § 4.2 に示した S-N 曲線を整理してみる。いま疲労試験によって発生する最大応力が静荷重試験の最大応力と比例関係にあると仮定すると、Table 4.3.1 を基にして疲労試験を実施している際の Extensional stress を推定することができる。この Extensional stress とクラック発生寿命との関係 (S-N 曲線) を Fig. 4.3.3 に示す。図中実線は、偏心型試験体の S-N 曲線であり、破線は釣合型試験体の S-N 曲線である。また、十字継手疲労試験結果 (偏心型および釣合型) も同時にプロットしてある。図からわかるように、すべての試験体は偏心型試験体と釣合型試験体の二種類に分類することができる。

「偏心型」と「釣合型」については後に詳しく述べるが、ここでは簡単に触れておく。バックブラケットの付いていない、AR, BR, CR, ARN, BRN 型などは、スチフナがウェブの片側だけに付いているため、スチフナにかかる応力は曲げによる応力が大部分であり、切欠効果による応力、すなわち、応力集中による応力は少ない。そこで AR, BR, CR, ARN, BRN 型などの試験体は、偏心荷重を受けるものと考えられるため「偏心型」試験体と呼ぶ。一方バックブラケット付試験体 (ARS, BRS, BRM 型) はウェブを中心として片側にスチフナ、反対側にブラケットが付いており、ほぼ一様の応力がスチフナにもバックブラケットにも生じている。そこでバックブラケット付試験体 (ARS, BRS, BRM 型) を「釣合型」試験体と呼ぶことにする。今後全試験体を偏心型と釣合型に分けて整理する。

4.3.2 クラック伝播について

スチフナ部のクラック伝播について繰返し数-クラック長さの関係は46, 47, 48年度報告に見られる通りであるが、これを次のような2種類のタイプに分類する。

- (1) クラック発生後、繰返し数とクラック長さがほぼ直線関係にあるもの、ここで直線部の傾きを K_{II} にする。(AR, BO 型) (Fig. 4.3.4 a)

Table 4.3.1

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

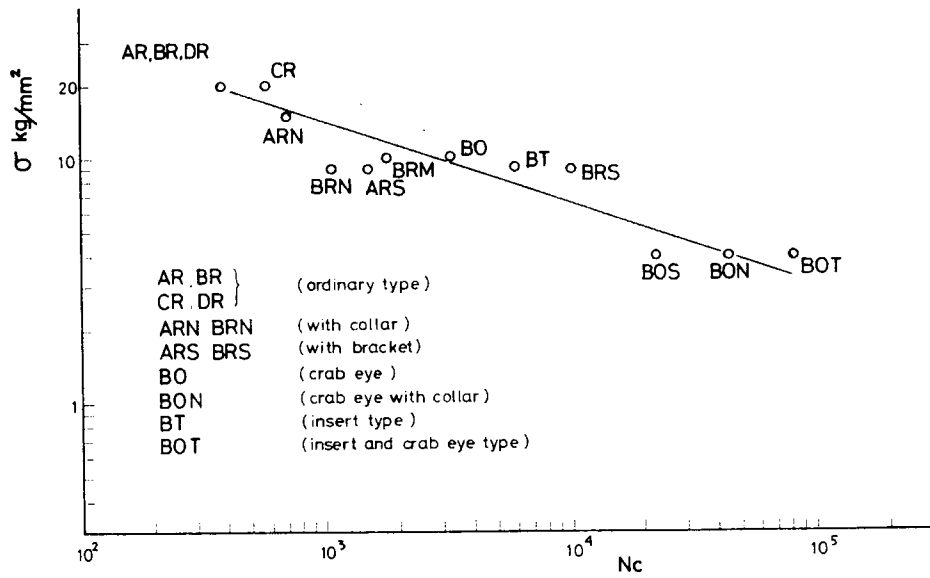


Fig. 4.3.2 Maximum stress (at p = 3 ton) crack initiation life (at p = 16 ton) relation

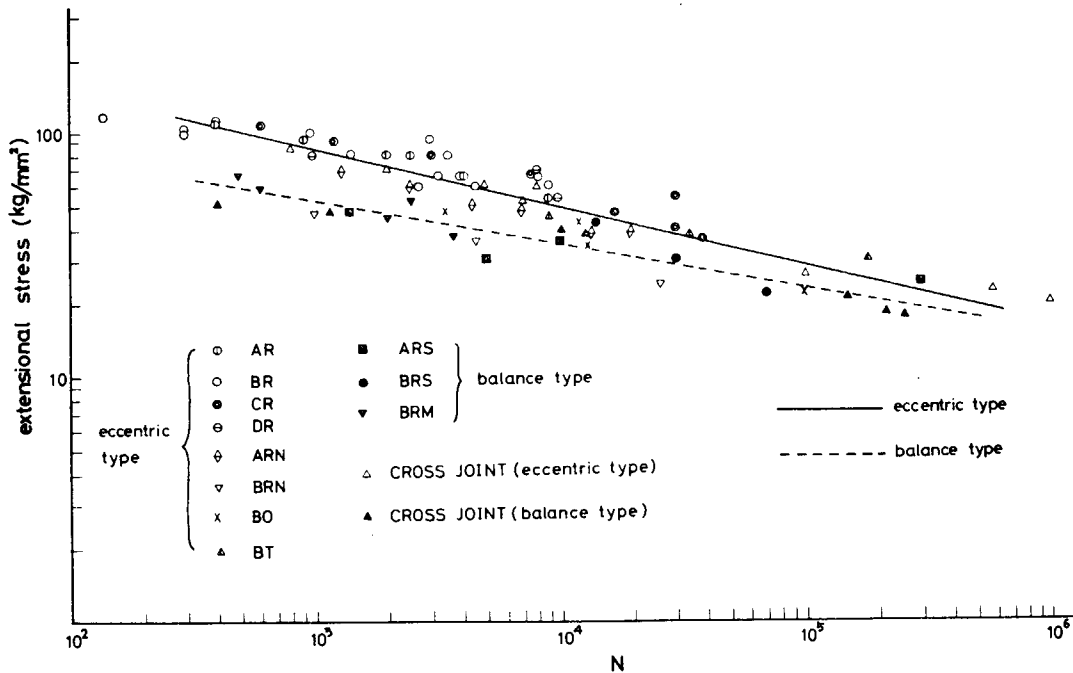


Fig. 4.3.3 S-N Curve obtained by experiments

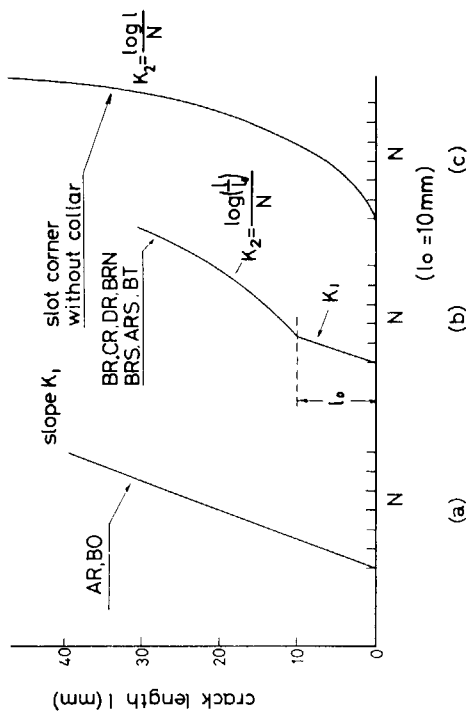


Fig. 4.3.4 Definition of coefficient of crack propagation K

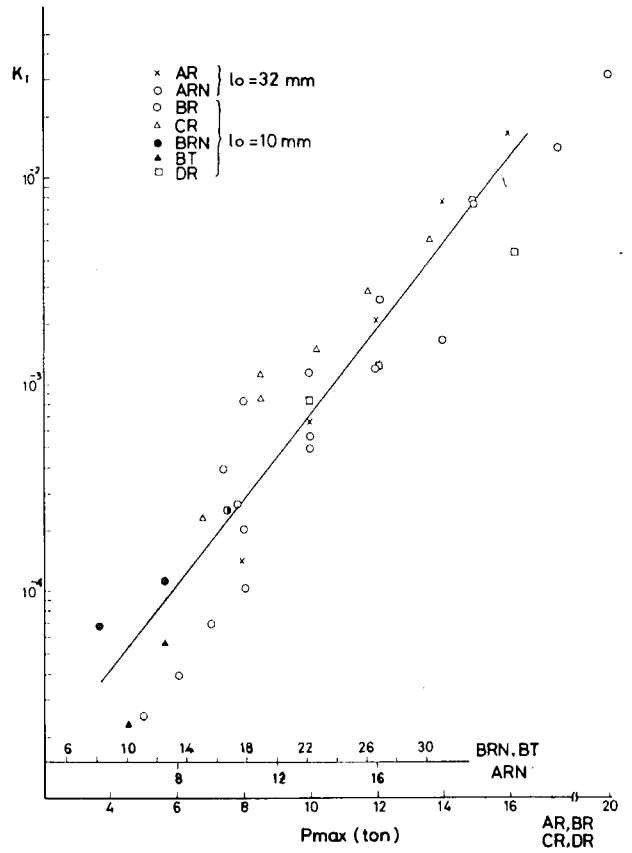


Fig. 4.3.5 Coefficient of crack propagation k_1 (eccentric type)

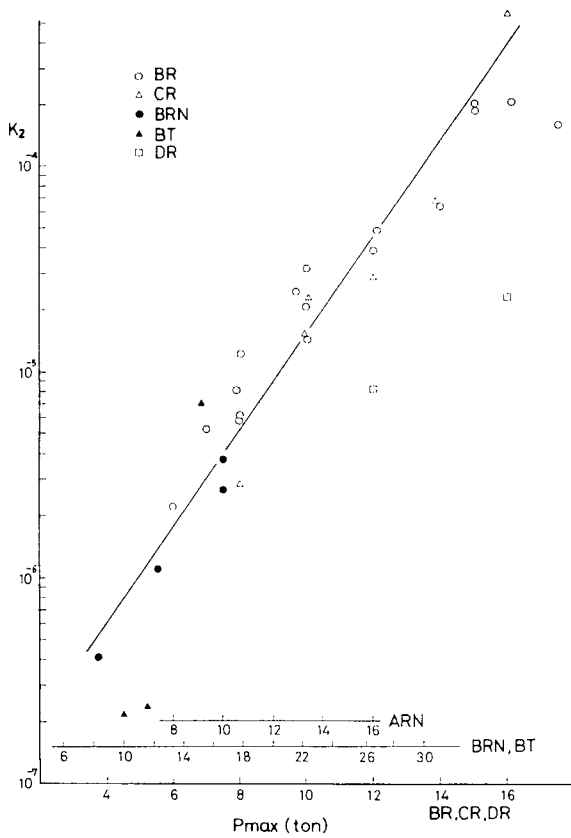


Fig. 4.3.6 Coefficient of crack propagation k_2 (eccentric type)

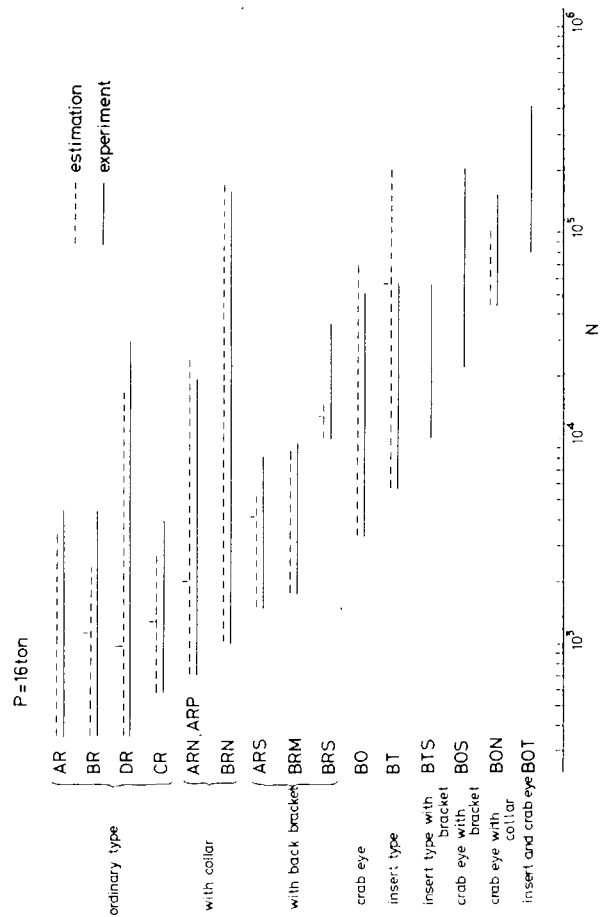


Fig. 4.3.7 Comparison of experimental results with estimation ($p=16$ ton)

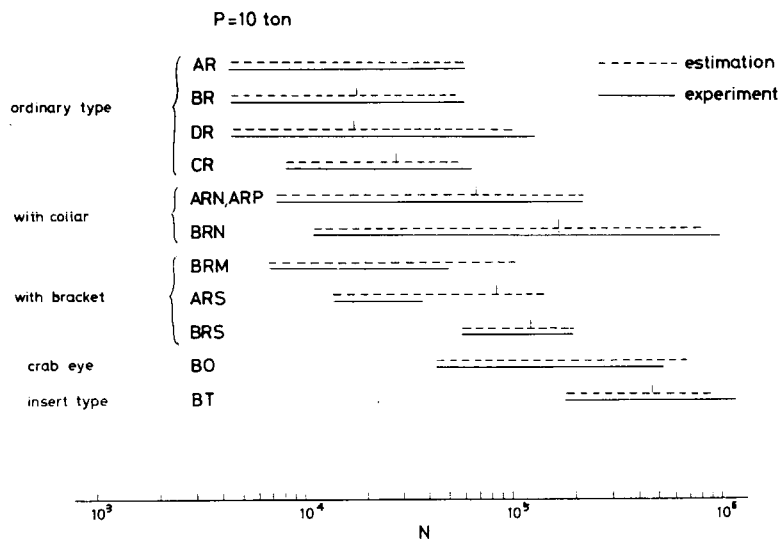


Fig. 4. 3. 8 Comparison of experimental results with estimation (p = 10 ton)

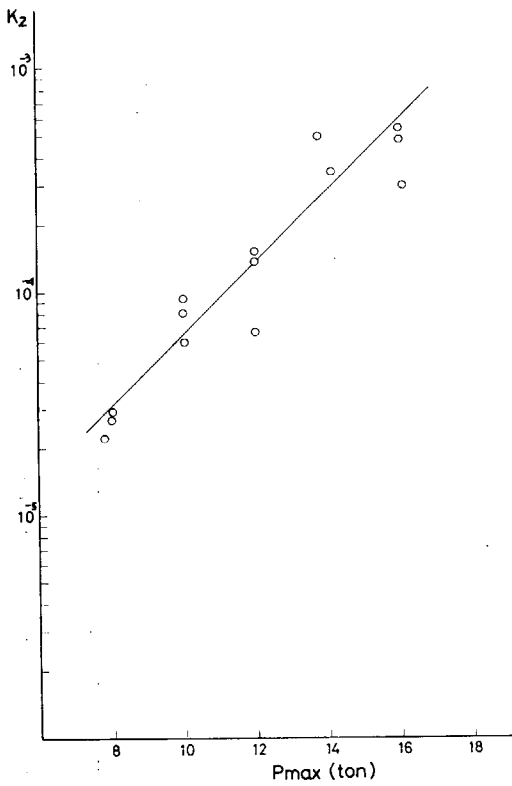


Fig. 4. 3. 9 Coefficient of crack propagation k_2 (without collar)

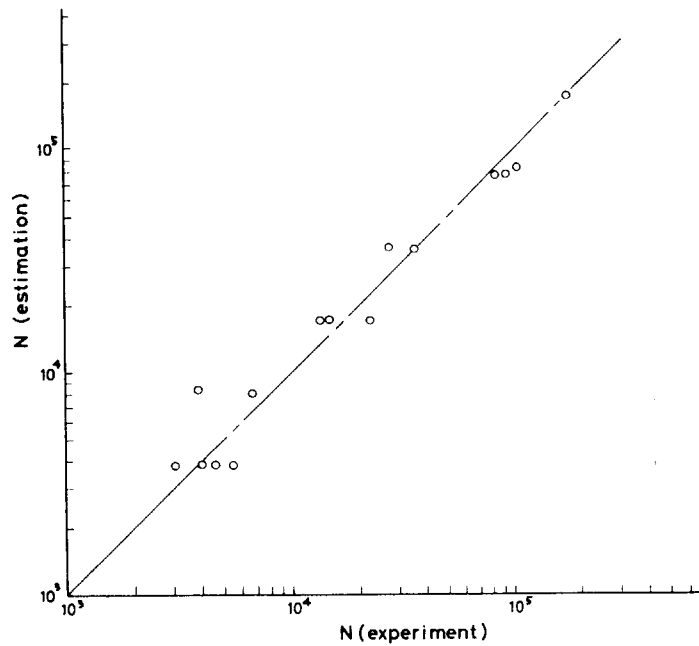


Fig. 4. 3. 10 Estimated life around slot

(2) クラック発生後、一定のクラック長さ (ℓ_0) に達するまで(1)と同様繰返し数とクラック長さがほぼ直線的であるが、その後 $\ell = \ell_0 e^{k_2 N}$ の関係で整理できるもの。(AR, BO 型を除く全試験体) (Fig. 4.3.4b)

クラック伝播に関する第1の要因はクラック伝播部の応力値であると仮定した。さらにクラック伝播部の応力値はクラック発生時の応力と同一であるものとして次のように整理した。

(2)に属する試験体の中で偏心型について(1)のAR型も含む)の伝播係数 k_1, k_2 を Fig. 4.3.5, 4.3.6 に示す。横軸はそれぞれ試験体に負荷された荷重 P をとってあるが、同一の横軸をとった場合、クラック伝播部の応力値は同一になるようにした。(Table 4.3.1 参照)両図ともほぼ一直線上にのっているものと考えられる。

これらのデータをもとにして $P=16\text{ton}$ および 10ton における疲労寿命(クラック発生から破断まで)を推定した。(Fig. 4.3.7, 4.3.8)(ここでは ℓ_0 は試験結果より $\ell_0=10\text{mm}$ とした)。更にスチフナ破断後のスロット周りのクラック伝播寿命については、Fig. 4.3.4c に示しているように $\ell = \ell_0 e^{k_2 N}$ となり、Fig. 4.3.9 には係数 k_2 の値を、Fig. 4.3.10 にはクラックが 150mm 伝播するのに要する繰返し数の実験値と予測値とを比較した。

以上述べた方法によると、スチフナ基部およびスロット周辺に生じる疲労クラックの伝播速度はほぼ予測し得ることがわかった。

4.4 実船の疲労強度

4.4.1 海水による疲労強度の低下

腐食環境にある材料の疲労強度は、次のような因子の影響をうけて種々異なった値を示すことが定性的に知られている。

a) 時間, b) 腐食液の濃度, c) 温度, d) 溶存酸素量, e) 形状, 寸法, f) 表面状態, g) 負荷方法
しかし、軟鋼相当材について、これらの因子が全て疲労強度に影響を及ぼすという実験的確認はまだなされていない。それどころかむしろ軟鋼相当材のデータは数少ないようである。

一方、実船において、上述のような因子を定量的に表わすことは甚だ困難といえる。さらにスロット周辺のように高応力が作用している場合は、応力腐食割れも考慮する必要があるのではないかと推測される。それゆえスロット周辺の疲労強度が海水によってどの程度低下するかという問題は、今後の研究に待つところが大きい。

したがって、現状において、この問題に解答を与えようとするれば、上述のほとんどの因子の影響を無視して、a) 海水中(または3%食塩水中)であること。b) 繰返し速度が遅いこと、程度の条件で試験して得られたデータから大胆に仮定する以外に方法はないといえよう。このような試験として、SR128部会で行なわれている一連の試験結果があるので、以下にそのデータを中心にして、現時点において、海水による疲労強度の低下をどの程度と考えられるかについて述べる。

(1) 小型試験片による試験結果

後述するスロット模型についての疲労試験は 10^6 回以下の繰返し数で行なわれたものであって、それ以上の高サイクルではどのようなようになるかという疑問がある。このような高サイクル領域の試験を低速で行なうことは時間的に不可能に近く、その領域の疲労強度は比較的高速で行なわれた小型試験片による腐食疲労試験結果から推測するしかないものと思われる。

Fig. 4.4.1 は空気中と海水中での疲労強度の定性的傾向を示したものである。このように比較的 low サイクル領域の疲労強度と破断までの繰返し数の関係 ($S-N_f$ 線図) は、高サイクル領域の $S-N_f$ 線図とその傾斜を異にし、後者の場合の傾斜が大きくなるようである。

1)

また高サイクル領域での疲労強度を大雑把に推定する資料を Fig. 4.4.2 に示す。これによると空気中の疲労強度に対し海水中のそれは約20%程度となっている。

さて、岡崎らは、SR128部会で行なった研究を取りまとめて、軟鋼相当材の平面曲げ疲労強度について、(1)式

のような海水中の疲労強度（応力振巾 σ_{ac} ）に対する空気中の疲労強度（応力振巾 σ_a ）の比を与えている。²⁾

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{ac}} = 1 + 4.38 \times 10^{-6} (t_0)^{0.39} \cdot N_f^{0.36} \dots\dots\dots (1)$$

ここで N_f ：破断までの繰返し数

t_0 ：破断までの時間（秒）

本式の数値は平滑材のデータから求められているので、この比は近似的にクラック発生に対する値とみなしうるであろう。

さらにクラック伝播速度におよぼす塩水（3%）の影響については永井の研究がある。それによればクラック伝播速度 da/dN は(2)式のように求められている³⁾

$$\frac{da}{dN} = C (f) \cdot (\Delta K)^4 \dots\dots\dots (2)$$

$$C (f) = 10^{-12} \log (C_0 \cdot f^{-V})$$

ここで ΔK ：応力拡大係数の範囲

C_0, V ：材料および雰囲気できまる定数

空気中で SM 41 A の場合

$$C_0 = 4.236, V = 0.957$$

塩水中（3%）で SM 41 A の場合

$$C_0 = 10^{12}, V = 4$$

しかし、これらの数値は 5×10^5 以下の繰返し数の範囲で行なった実験、すなわち、腐食の影響があまり現われない領域のデータを基にして得られているため、腐食の影響が高サイクル領域では過小評価されている。

(2) スロット模型による試験結果と試験片によるデータの比較

Fig. 4. 4. 3 はスロット模型のステフナに可視クラックが発生するまでの繰返し数 N_c と試験荷重振巾 P_a の関係 ($P_a - N_c$ 線図)⁴⁾を示したものである。図中に(1)式より求めた強度比を用いて、模型の空気中での $P_a - N_c$ 線図から海水中的の模型の $P_a - N_c$ 線図を推定したのが点線である。この結果によるとこの点線は模型のデータのほぼ延長を示すものと考えられる。

スロット模型について、き裂伝播寿命 N_p と試験荷重振巾の関係 ($P_a - N_p$ 線図)を Fig. 4. 4. 4 に示す。(2)式によると、 da/dN は空気中でも塩水中でも ΔK の 4 乗に比例しているの、空気中のクラック伝播寿命に対する塩水中の N_p は、いま最終破断を生じるき裂長さを雰囲気に関係なく一定とすれば繰返し数に無関係に定数 $C(f)$ の比で与えられることになる。この値を図中に 1 点鎖線で示した。これによると、(2)式による腐食の影響はスロット模型の実験結果に較べて著しく過小評価している。この理由としては、上述したように(2)式が腐食の影響の少ない領域でかつ時間的な効果が現われ難い領域でのデータから数値を求めているためと考えられる。なお、図中には(1)式で計算した強度比から求めた値を併記しているが、これによると、腐食の影響は過大に評価される。しかし、 $P_a - N_p$ 線図の傾向は模型実験のそれと似ている。

(3) 疲労強度の低下に関する暫定的な値

き裂発生寿命については、Fig. 4. 4. 3 に見られるように模型試験の結果と(1)式を用いて求めた値が一致する傾向にあるので、軟鋼相当材の海水による疲労強度の低下は(1)式で計算されるといえる。

一方、クラック伝播寿命については、(2)式は模型試験の結果を説明しえないので、模型の試験結果と $P_a - N_p$ 線図の傾向が一致する(1)式の数値を模型試験の海水中的の $P_a - N_p$ 線図と合わせるように書き改めた(3)式を用いるのがよいと考える。

$$\frac{Pa}{Pac} = 1 + 1.11 \times 10^{-7} \cdot (tp)^{0.207} \cdot (Np)^{0.96} \dots\dots\dots (3)$$

ここで Pac : 海水中での荷重振巾 (ton)

参考文献

- 1) 南義夫 "鋼の腐食疲労" 船舶, Vol.35, No.9 1962 943頁
- 2) 岡崎, 中村, "地熱蒸気下における鋼の腐食疲労" 材料学会第11回材料強度に関するシンポジウム 1974
- 3) 第128研究部会報告書, 研究資料No.190, 昭和49年3月, 51頁
- 4) " " " " 11頁

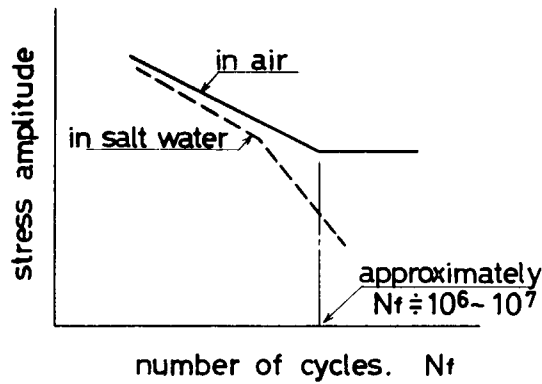


Fig. 4. 4. 1 Illustration of fatigue strength in case of rotating bending

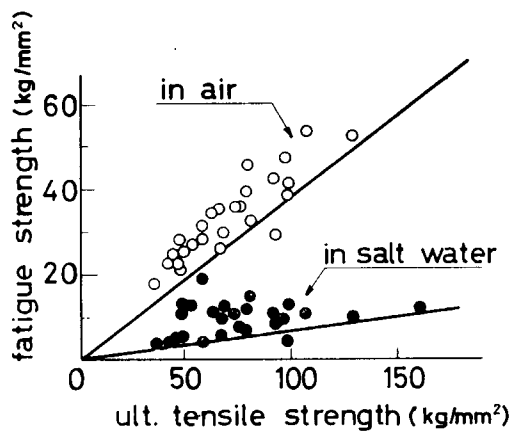


Fig. 4. 4. 2 Approximate relation between fatigue strength in air and those in salt water

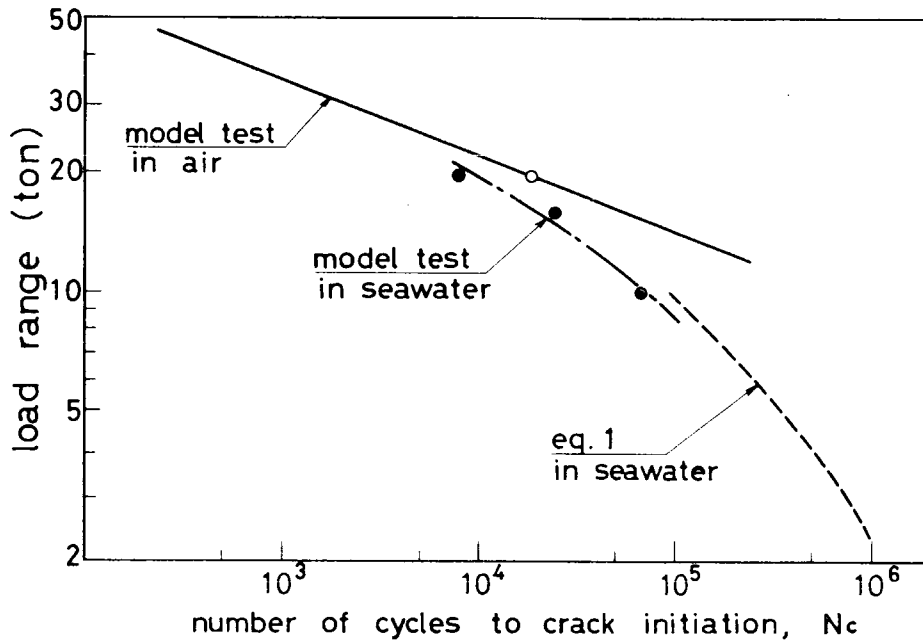


Fig. 4.4.3 Comparison of crack initiation lives for stiffener in seawater and those in air

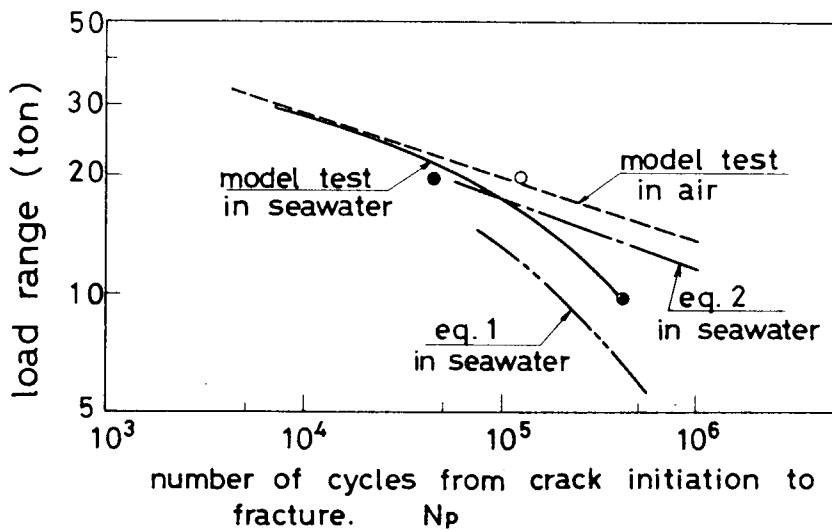


Fig. 4.4.4 Comparison of crack propagation lives for stiffener in seawater and those in air

4.4.2 溶接部S-N線図に及ぼす板厚の影響

疲労試験に用いられたスロット構造模型は、板厚4.5mm鋼板で製作されており、実船の寸法よりもかなり小さくなっている。従って溶接部形状の違い、溶接残留応力の差、その他の原因によって疲労強度に影響を受けることが考えられる。ここでは、板厚の影響を推定するために実施した十字継手による疲労試験結果とその解析、スロット構造模型疲労試験結果との比較、SR 128 研究部会での試験結果その他の研究結果などから、かなり大胆ではあるが溶接部疲労強度に及ぼす板厚の影響を推定し、別途本研究部会でスチフナ基部の亀裂発生に対するS-N線図を定める上での参考とする。

(1) 十字継手の疲労試験

溶接部の疲労強度に対する板厚の影響については参考になるデータが少なく、特に $t = 4.5$ mm程度の薄板になるとほとんど見られないようであり、ここに疲労試験を計画した。

試験片はスチフナ基部を対象としてFig. 4.4.5のような十字継手を使用した。また、寸法を3.556倍(板厚16mm)にあげた相似形状の十字継手5体についても試験した。荷重の偏心量 Δ は、基部断面の応力分布が標準型スロット構造模型のそれとはほぼ合うように設定している。荷重は片振引張荷重とした。試験結果をTable 4.4.2, Fig. 4.4.6にまとめて示している。なお図中、板厚16mmの試験結果は応力を $t = 4.5$ mmのものと合わせるように断面積比で修正して表示している。

$t = 4.5$ mmの十字継手の試験結果は、ほぼ一本の線近くに集まり、 $t = 16$ mmのそれに比べて応力で約1.5倍の長寿命となっており、板厚の影響によるものと考えられる。かなり差が大きいようにも考えられるがこれについては後で検討する。

(2) SR 128 研究部会での実験例⁽¹⁾

海水中での腐蝕疲労強度を調べる目的で、SR 120 の標準型スロット構造模型と相似形状で寸法が2倍($t = 9$ mm)の供試体によって、空気中および海水中での疲労試験がなされており、試験結果はTable 4.4.2に示されたようなものである。なお試験条件が腐蝕効果が現われる領域になかったため海水中、空気中の差は見られない。

Table 4.4.2 Result of model test by SR 128

Model	Load max	(ton) min	Frequency Cpm	Condition	Temperature C	Nc Stiff.
M-3	50	5	10	In sea water	25 ~ 26	3×10^2
M-4	25	5	10	"	25 ~ 26	1.8×10^4
M-6	25	5	20	In air	R. T.	2.25×10^4

(3) 十字継手およびスロット構造模型の比較

SR 128 での実験例は、板厚9.0mmの実験値を示すものであるが、スロット構造模型ではスチフナ基部断面にどれだけの荷重が負荷されているか明らかでなく、また、基部断面の応力分布も十字継手と一致しないなどの理由で、直接十字継手の試験結果と比較できない。そこでスチフナ基部の溶接toeに作用する最大応力で疲労試験結果を比較することとし、二次元・面内三角形要素を用いた三次元FEMにより、スロット構造模型の応力分布を計算した。なお、スチフナ基部については、さらにZooming upを行ない基部切欠の詳細な応力を求めた。

Fig. 4.4.7, Fig. 4.4.8 に計算結果と応力計測値を比較しているが両者は非常によく一致している。これら計算結果からスチフナ基部の最大応力を外挿して求めた。その結果をTable 4.4.3に示している。また、十字継手についても同じくFEMにより計算した σ_{max}/σ_0 の値を示している。なお、ここで使用した記号の意味は次の通りである。

- W : ロンジ, スチフナに負荷した荷重 (ton)
 σ_0 : スチフナ基部最小断面に作用する平均応力 (=Pstiff/A)
 σ_{max} : スチフナ基部, 溶接toe の最大応力
Pstiff : スチフナ基部断面に作用する荷重 (ton)

このようにして求めたtoe部の最大応力の変動応力範囲 $\Delta\sigma_{max}$ を用いて, SR120, SR128のスロット構造模型疲労試験および十字継手疲労試験結果を整理したものがFig. 4.4.9である。

なお, ここに図示した応力は, 弾性計算から得られるtoe部のみかけの応力であり, 疲労試験状態では該部は塑性域に入っている。

ここに示したS-N線図は, 応力計算法によって変わるべきものであり, 別途定められるS-N線図とは応力計算法が異なることに注意し, あくまで板厚の影響を見るための参考と考えていただきたい。

t = 4.5 mm (SR 120 スロット構造模型および十字継手)の試験結果にはばらつきが見られるが両者はほぼ一致し, 図の如く平均線が引かれるであろう。t = 9 mm (SR 128), t = 16mm (十字継手)についても, 同様に平均線を定めると, t = 16mmに対してt = 9mmの疲労強度は約30%, t = 4.5 mmで約50%長寿命側になると考えられる。

Table 4.4.3 Result of stress calculation by FEM method

Type of model		$\sigma_0/w=1^{TON}$	$\sigma_{max}/w=1^{TON}$	σ_{max}/σ_0	Pstiff/w	Remark
Small transverse with cut-outs	B-R-	2.78	10.35	3.7	0.400	Standard type
	B-RN	1.61	5.95	3.7	0.231	with full collar
	B-RP	1.75	6.82	3.9	0.252	with half collar
	BMR-	2.29	6.52	2.9	0.329	with back bracket
	Cross filler welded jollet	-	-	3.0	-	

(4) その他の実験例

板厚の影響に関する参考データは非常に少ないがT. R. Gurneyの著書⁽²⁾によれば, 次のような実験結果が紹介されている。

- (a) V. Gregor⁽³⁾は板厚16mmと25mmのbutt weldで後者が8%強度低下する結果を得た。
(b) V. I. Trufyakov⁽⁴⁾は次のような実験結果を得ている。

Size of specimen	Stress range	Ratio
70 × 14 butt weld	11.3 T/m ²	1.0
200 × 30 "	8.5	0.75

- (c) V. I. Trufyakovは別の実験⁽⁵⁾で次の結果を得ている。

(自動溶接butt weld, N = 2 × 10⁶)

Size of specimen	Stress range	Ratio
200 × 16	± 5.8	1.0
200 × 26	± 4.4	0.76
200 × 46	± 4.2	0.72

また, JSSC Vol.4 No 34 P.52, 1968⁽⁶⁾ではSM-53材のbutt weldの実験値が紹介されており次のようになっている。

Size of specimen	Stress (kg/mm ²)			Ratio
	10 ⁵	5 × 10 ⁵	2 × 10 ⁶	
50 × 12	34.6	25.6	19.9	1.0
25 × 25	30.8	20.7	16.0	0.8 ~ 0.9

(5) むすび

以上の各種実験例を横軸に板厚，縦軸に強度比をとって表わしたものがFig. 4. 4.10である。なお，強度比は $t = 16\text{mm}$ を基準にとり表示している。これらの実験結果は，非常に多数の要因が影響した結果を表わすもので，単に板厚のみで表示するのは問題があるが，一応の傾向的なものでも得られればよしとする考え方に立ちFig. 4. 4.10を得た。図では板厚が小さくなると疲労強度への影響度が大きくなる傾向を示している。この傾向は，板厚が小さくなると溶接残留応力も小さく，その板厚に対する変化が厚板の場合よりも大きいと考えられること，また，溶接部toeの切欠寸法の影響度合が厚板よりも薄板の方で大きいと考えられることなどと定性的に一致している。ここではFig. 4. 4.10の結果を採用して，SR 120スロット構造模型疲労試験結果よりも，実船では $1/1.5 \cong 0.7$ すなわち，応力で約70%程度まで，S-N線図を下げて考えておく必要がある。

参 考 文 献

- (1) 日本造船研究協会，研究資料No. 174，第128研究部会報告書，昭48. 3
- (2) T. R. Gurney ; Fatigue of Welded Structures , Cambridge at the University Press. 1968
- (3) V. Gregor, Letter to Comm. XIII of IIW , 1960
- (4) V. I. Trufyakov, Problems in the Procedure for Fatigue Tests on Welded Joints , Avt. Sv. No. 1, 1963
- (5) V. I. Trufyakov , Welded Joints and Residual stresses , Br. weld J. Vol. 5 No. 11 , 1958
- (6) 太田省三郎，疲労データシートの整理結果（第1次）について，J. S. S. C. , Vol. 4 , No. 34 , 1968

Table 4.4.1(1) Result of fatigue test of cross welded joint ($t = 4.5 \text{ mm}$)

specimen	max. load	Max. stress (Nominal value) kg/mm ²	Crack initiation N_c	Failure N_f	Remark	
L 4-1	5.76 ^{ton}	40.0	8×10^3	2.5×10^3	Test in 1972 by SR120	
-4	5.04	35.0	2.06×10^3	5×10^3		
-5	4.32	30.0	5×10^3	1.52×10^4		
-3	3.60	25.0	7.25×10^3	1.4×10^4		
-2	3.02	21.0	1.9×10^4	5.5×10^4		
H 4-1	1.84	12.8	1×10^5	2.5×10^5		
-5	1.58	11.0	6×10^5	1.25×10^6		
-2	1.43	9.9	1×10^6	1.22×10^6		
L 4-6	4.2	29.2	1.98×10^3	6.3×10^3		Test in 1971 by MHI
-7	3.5	24.3	4.1×10^3	1.25×10^4		
-8	3.0	20.8	1.1×10^4	2.17×10^4		
-9	2.8	19.4	3.1×10^4	5.95×10^4		
H 4-6	2.72	18.9	5×10^4	7.1×10^4		
-7	2.16	15.0	9×10^4	1.47×10^5		
-8	1.58	11.0	1.6×10^6	1.71×10^6		
-9	1.52	10.6	5.4×10^5	5.7×10^5		
L 4-10	5.0	34.8	2.8×10^2		Test in 1971 by SR120	
-11	4.5	31.2	4×10^2			
-12	4.0	27.8	3×10^3			
-13	3.0	20.8	7×10^3			
-14	2.5	17.4	8×10^3			
-15	2.0	13.9	3.4×10^4			

Table 4.4.1(2) Result of fatigue test of cross welded joint ($t = 16 \text{ mm}$)

specimen	Max. load	Max. stress (Nominal value) kg/mm ²	Crack initiation N_c	Failure N_f
L 15-1	60	27.8	2.5×10^2	10^3
2	50	23.1	1.43×10^3	3×10^3
3	40	18.5	1.64×10^3	4.5×10^3
4	30	13.9	7.2×10^3	3.07×10^4
5	20	9.3	$> 5.1 \times 10^4$	-

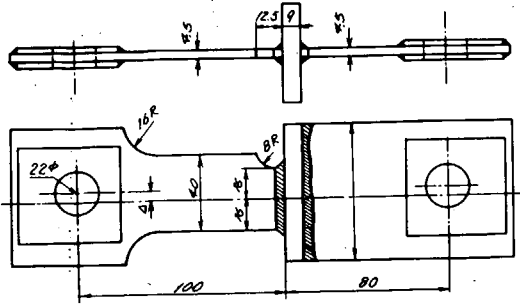


Fig. 4.4.5 Test specimen of cross welded joint ($t = 4.5$ mm)

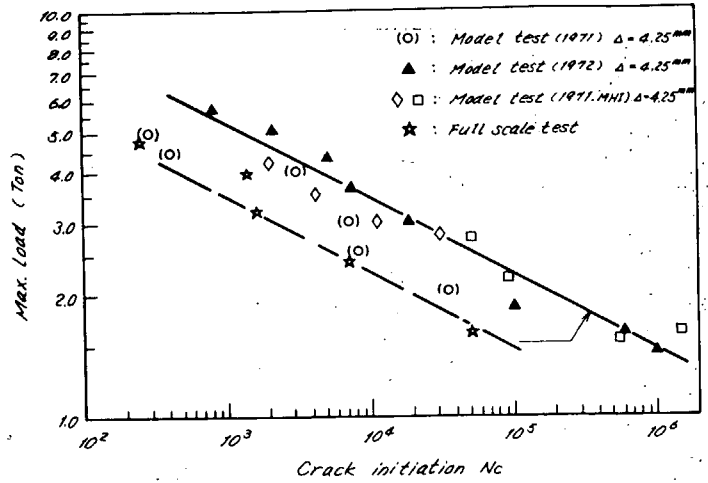


Fig. 4.4.6 Result of fatigue test of cross welded joint

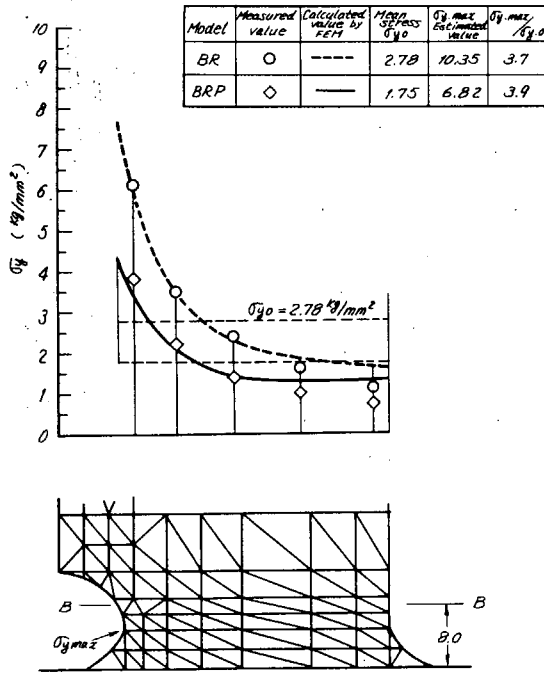


Fig. 4.4.7 Stress distribution at section B-B (Model type BR & BRP) (Load $w = 1$ ton)

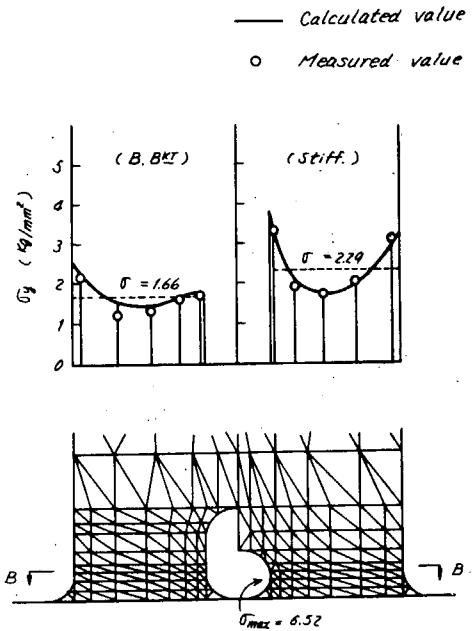


Fig. 4.4.8 Stress distribution at section B-B (Model type BMR) (Load $w = 1$ ton)

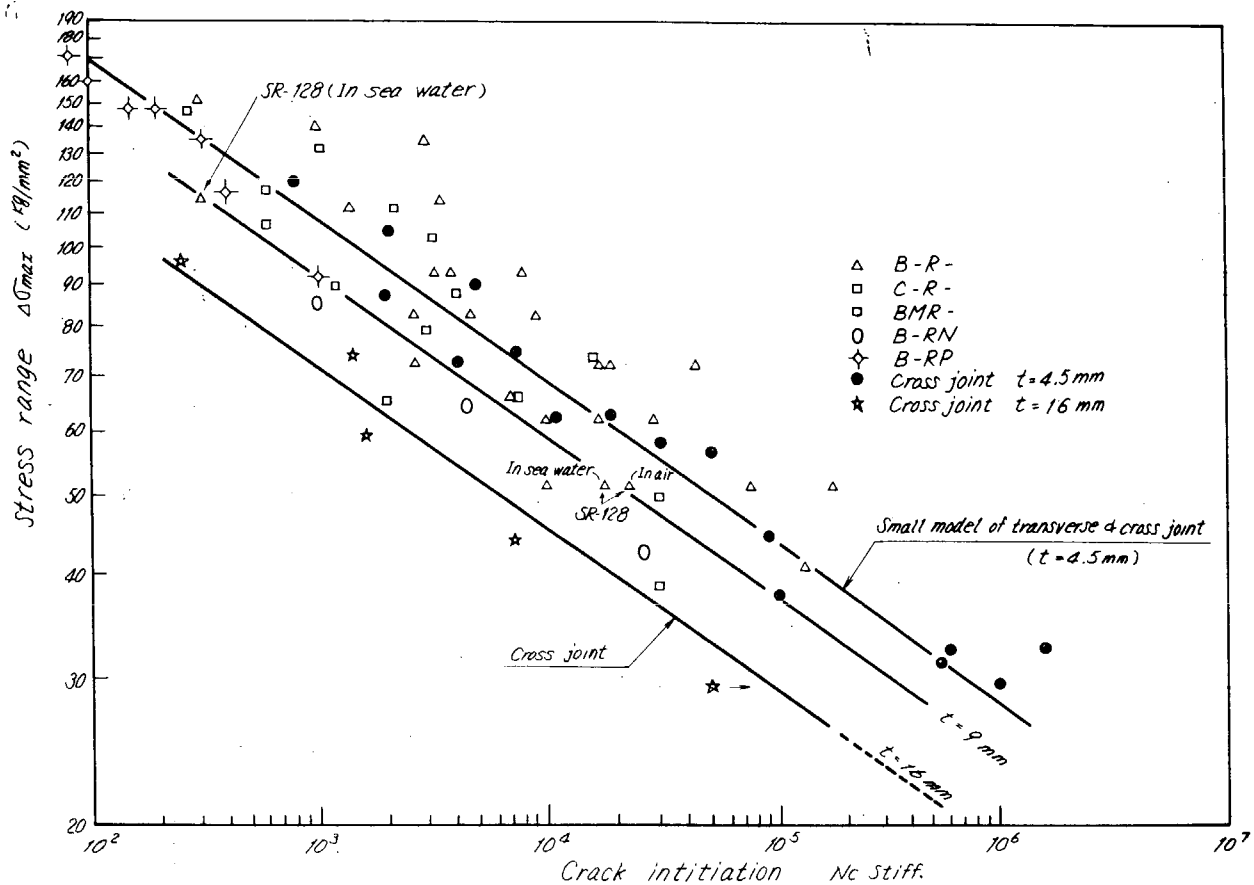


Fig. 4.4.9 S-N diagram of stiffener at connection with longitudinal

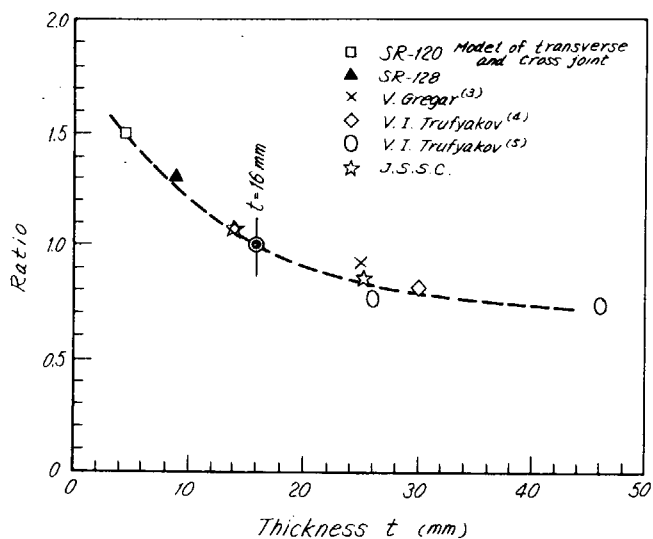


Fig. 4.4.10 Effect of plate thickness on fatigue strength of welded joint

4.5 実船の損傷の解析

4.5.1 実船のステフナ基部疲労強度のS-N線図

各供試模型のステフナ基部最大応力の振幅を三井千葉研の計算式^{*}によって求め、試験結果を整理すると、Fig. 4.5.1に示すS-N線図が得られる。同図には試験結果が本来持っているバラツキと、三井千葉研の計算式による応力計算の誤差が含まれているが、比較的良好にまとまっている。また、このS-N線図はFig.4.3.3ともよく一致している。

しかし、よく観察すると、偏心型の結果は分布範囲の上部に多く、釣合型の結果は下部に多い。したがって、これを偏心型と釣合型に分離し、2本のS-N線図にまとめる方が、より精度のよい結果が得られると期待されるが、分離しなくても実用上は十分な精度を有すると思われるので、これをFig.4.5.2に示すような1本のS-N線図であらわす。

Fig.4.5.2のIはFig.4.5.1のクラック発生寿命に対するS-N線図を最小2乗法によって求めた結果で、Cはクラックが10mm進展したときの寿命、Fはステフナ破断時の寿命に対するS-N線図をそれぞれ示す。

これらのS-N線図は模型の疲労強度に対するものであるから、実船のS-N線図はこれに前述の寸法効果、腐蝕影響に対する修正を施したものとなる。板厚の影響としてはFig.4.4.10に示される。ここでは簡略化して実船のステフナの板厚が16mmのときは、同一寿命に対する応力振幅は模型（板厚4mm）の0.7倍に低下し、板厚が4~16mmのときの強度低下率は挿間法によって求めることにする。

腐蝕影響については4.4.1に述べた修正を施すべきであるが、タンクには各種のものがあ、腐蝕影響が顕著で

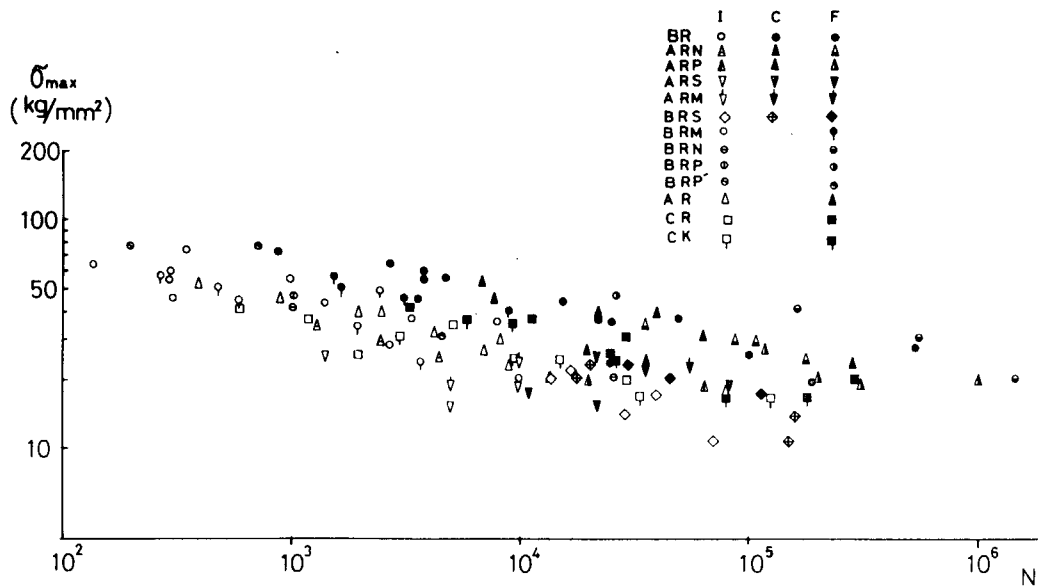


Fig.4.5.1 Results of model test (σ_{max} is estimated by Eq (7) and (14) in chapter 3)

ないタンクも存在するから、実船の損傷実績と照合して、見掛けの腐蝕影響を定める労が妥当といえる。ただし、腐蝕影響を考えるとS-N線図は疲労限は存在しないものとする。

ステフナ基部の疲労強度はその部分の溶接によって変化すると見られるが、溶接は脚長、溶着部の形状、ルートギャップ等にバラツキがあり、Fig.4.5.1に示すバラツキは常に生じていると見られる。実船の損傷調査結果でも同一条件のステフナの損傷が相当の時間差を持って発生するのが普通である。したがって、ステフナの疲労強度はこのバラツキを考慮して検討すべきである。

* 同式の適用にあたり、最大応力係数（3.3.2参照）導出時のステフナの想定支持条件と供試模型のその差と、バックブラケットの基部の切欠き形状が長円形である点が問題となるが、付録に示す方法によって修正した最大応力係数を使用した。

Fig. 4. 5. 2 に示す各実験はそれぞれ損傷発生率50%に対応する疲労強度を示すとみなせるから、次式によって Fig. 4. 5. 1 に示す試験結果のバラツキの標準偏差sを求める。

$$s = \left[\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n \{ \log N(i) - (b - a \log \sigma_{\max}(i)) \}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.5.1)$$

ここに、n……………供試模型数

N(i)……………任意の模型 i の寿命

$\sigma_{\max}(i)$ ……………模型 i のスチフナ基部最大応力の振幅

a, b……………S-N線図の形から決定される係数

この標準偏差の応力振幅による変化は無視でき、また、寿命のバラツキが対数正規分布に従うと仮定すると、任意の損傷発生率に対応するS-N線図は、上式によって求めた標準偏差を使用して描くことができ、これらは Fig. 4. 5. 2 の各S-N線図に平行な直線群となる。同図の3本の鎖線は模型のCに寸法効果(板厚16mm)の修正をし、さらに腐蝕影響により寿命が0.5倍に低下するとしたときの、損傷発生率(pf)がそれぞれ50%、5%、0.1%の場合の実船のS-N線図を具体例として示したものである。

上式によって求められる模型の標準偏差と実船のその関係については十分な資料はない。しかし、両者の差は非常に大きいとも思えないので、模型の標準偏差を想定し、損傷実績と比較して修正するのが妥当と思われる。なお、模型の標準偏差には応力計算の誤差が含まれている。この誤差は同一構造の模型についての試験結果(例えばAR型だけに対する試験結果)では無視できるから、それから標準偏差を求めると構造によって値が異なるがクラック発生では平均値は0.25程度になる。したがって、全構造形を含めた結果から求めた Table 4. 5. 1 に示す標準偏差を使用することは、安全側の推定をすることになる。

模型試験においてクラックが10mm進展したときの寿命を測定した資料は比較的少なかったので、Fig. 4. 5. 2 のCは、その傾斜はIに等しいとして求めた。同様の理由から、Cの標準偏差はIのそれと等しいとみなす。

以上をまとめると、実船において任意の疲労損傷が任意の率で発生する場合に対応する模型試験が実施された応力振幅の範囲に対応するS-N線図は、次式で与えられる。

$$\begin{aligned} \log N &= b - a \log \sigma_{\max} \\ &\equiv (bm + \Delta bts + \Delta bps + \Delta bc) - a \log \sigma_{\max} \quad (4.5.2) \end{aligned}$$

ここに、bm……………模型試験結果(I, C, F)に対応する係数

Δbts ……………寸法効果($t_s = 16\text{mm}$ の場合は $\Delta bts = a \log 0.7$)

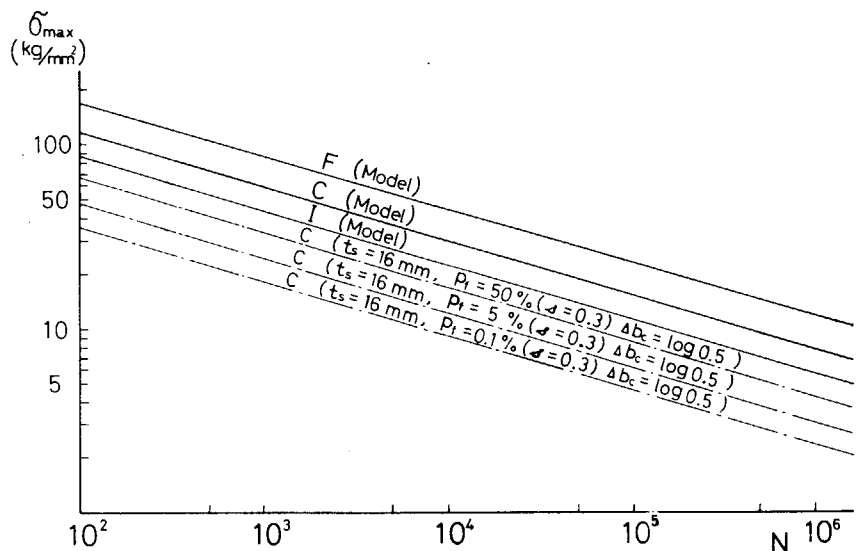


Fig. 4. 5. 2 S-N diagram, I …Clark initiation, C …Crack grow up to 10mm, F …Failure of stiffener

Δbpf 損傷発生率に対応する修正項 ($pf=50\%$ のときは0, pf と標準偏差の関数)

Δbc 腐蝕影響 (寿命が0.7倍に低下する場合は, $\Delta bc = \log 0.5$)

なお, 後述のようにこのS-N線図から実船の損傷率を検討する場合, 図のIは実験室的精度のクラック発生寿命であるから, Cが実船におけるクラック発生寿命に相当すると見られる。

Table 4.5.1 S-N diagrams corresponding to 50% failure probability estimated from model test

Failure type		Crack initiation	Crack length 10mm	Failure of stiffener
Item				
Coef. *	a	3.3533	3.3533 **	3.4911
	bm	8.5192	8.9430	9.7422
Standard deviation	S	0.3032	0.3032 **	0.4945
Remark		* a, bm --- Coef. of S-N diagram, when it is fitted by the following equation $\log_{10} N = bm - a \log_{10} \sigma_{max}$ S ----- Standard deviation of $\log_{10} N$ ** Estimated value from that of crack initiation		

4.5.2 荷重条件

(1) 外板等に働く圧力の長期分布

スチフナ基部応力はトランスが取り付けられている外板 (または甲板, 隔壁板, 以下外板で代表させる) に働く圧力によって変化する。いま外板に圧力 (内外圧の差) p が働くとする, ロンジよりトランスには次式で与えられる荷重 w が伝達され, スチフナ基部に最大応力 $\sigma_w max$ が働く。

$$w = p St S\ell$$

ここに, St ----- トランスの心距

$S\ell$ ----- ロンジの心距

また, p によってトランスには剪断力が働き, このためスチフナ基部に最大応力 $\sigma_s max$ が働く。したがってスチフナ基部の最大応力 σ_{max} は次式であらわされる。

$$\sigma_{max} = \sigma_w max \pm \sigma_s max$$

なお, 上式中の \pm の符号はスロットの向きによって変化する。

$\sigma_w max$ は p に比例して変化する。任意のタンク内のトランスを対象とするとき, 隣接する外板 (例を舷側タンク内の船底トランスとすると, 船側外板, 縦隔壁板, または中央タンク内の船底外板が該当する) に働く圧力の影響無視すると, トランスに働く剪断力も p に比例して変化するから, $\sigma_s max$ もまた p に比例して変化する。したがって, 外板に働く圧力の変化をしらべれば, σ_{max} の変化を求めることができる。

対象を船底トランス付スチフナとする。バラスト専用タンクではバラスト状態においては内部にバラストを満載するため, 次式で示す静的圧力 (外圧を正とする) p_{sb} が働く。

$$p_{sb} = \rho g (db - D) \dots\dots\dots (4.5.3)$$

ここに、 ρg ……単位体積当りの海水重量

db ……バラスト喫水 ($db = 0.4 \sim 0.5d$, d ……満載喫水)

満載時にはバラスト専用タンクは空であり、次式で示される外圧 psf が働く。

$$psf = \rho g d \quad \text{-----} \quad (4.5.4)$$

psb と psf は符号が逆になるが、その絶対値はほぼ等しく、スチフナ基部には両振りに近い変動応力が働く。この変動応力は1航海が1周期という、非常に長周期の変動応力である。

貨物油専用タンクは、バラスト状態では空であり、満載状態では油を満載するため、 psb , psf はそれぞれ次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} psb &= \rho g db \\ psf &= \rho g d - \rho_0 g D \end{aligned} \right\} \text{-----} \quad (4.5.5)$$

ここに、 $\rho_0 g$ ……単位体積当りの貨物油重量

この場合 psf は普通非常に小で、圧力変化は片振り変動に近く、その振幅はバラスト専用タンクに比べると小さい。

バラスト兼用タンクは満載時は貨物油専用タンクと同条件となり、バラスト状態ではバラスト積載量によって変化するが、バラストを満載すると、バラスト専用タンクの psb に等しくなる。この場合も圧力変動は片振りに近く、その振幅はバラスト専用タンクのそれより小さい。

外板には上記の長周期の圧力変化の上に、比較的周期が短い航海中の波浪による圧力変化が重なる。船体中央の中心線付近の外板に加わる、波浪による圧力変化は次のようになる。

船が振幅 h_0 の規則波中を、出会い円周波数 ω_e (ω_e は波長、船速、船の波に対する出会い角によって変化する) で航海するとき、船体中央における波面の変化 h は次のようになる。

$$h = h_0 \cos \omega_e t \quad \text{-----} \quad (4.5.6)$$

この状態における上下揺 ζ , 縦揺 ϕ , 船底の外圧変化 p はそれぞれ次式であらわされる。

$$\begin{aligned} \zeta &= \zeta_0 \cos(\omega_e t - \epsilon_\zeta) = h_0 \bar{\zeta}_0 \cos(\omega_e t - \epsilon_\zeta) \\ \phi &= \phi_0 \cos(\omega_e t - \epsilon_\phi) = k h_0 \bar{\phi}_0 \cos(\omega_e t - \epsilon_\phi) \quad (k = 2\pi/\lambda) \\ p &= J \cos(\omega_e t - \epsilon_p) = \rho g h_0 \bar{J} \cos(\omega_e t - \epsilon_p) \end{aligned}$$

ここに、 ϵ_ζ , ϵ_ϕ , ϵ_p ……位相角

船体運動によって、船体中央に上下方向加速度 \ddot{Z} が働くと、慣性力によって船底外板に加わる内圧変化 Δp は次のようになる。

$$\begin{aligned} \Delta p &= -\rho D \ddot{Z} \quad (\text{バラスト満載状態}) \\ &= -\rho_0 D \ddot{Z} \quad (\text{貨物油満載状態}) \end{aligned}$$

ここに、 $\ddot{Z} = \ddot{\zeta} - (x - x_G) \ddot{\phi}$

ρ , ρ_0 ……それぞれ海水および貨物油の密度

x_G ……重心位置

よって、船底に働く波浪変動圧 (内外圧の差) pt は次のようになる。

$$p_t = p - \Delta p = C \cos(\omega e t - \epsilon t) = \rho g h_0 \bar{C} \cos(\omega e t - \epsilon t)$$

ここに、 ϵt ……位相角

なお、記号、座標位置、および ζ 、 ϕ 、 p 、 Δp の正の方向等は、まとめてFig. 4.5.3に示す。

船が波高 H_i 、波周期 T_j の長波頂不規則波中を、波との出会角 θ で航行するときは、上記の ζ 、 ϕ 、 p 、 p_t 等の応答は不規則変動となるが、その分散は線形重ね合わせ法によって次式によって求められる。

$$R^2_{\ell}(ij_0) = \int_0^{\infty} [f(\omega)]^2 [A(\omega\theta)]^2 d\omega \quad (4.5.3)$$

ここに、 $R^2_{\ell}(ij_0)$ ……応答の分散

$[f(\omega)]^2$ ……不規則波のスペクトル

$A(\omega\theta)$ ……応答関数、 p の場合 $\rho g \bar{J}$ 、 p_t の場合 $\rho g \bar{C}$

また、この場合応答のピーク値の分布はRayleigh分布に従うとみなせる。

各出会角に対する $R^2_{\ell}(ij_0)$ が与えられれば、短波頂不規則波中を任意の出会角 θ で航行するときの分散 $R^2_S(ij_0)$ も求められる。応答の分散が $R^2(ij_0)$ のとき、応答のピーク値が任意の値 X を超える確率 $q_{ij_0}(X)$ は次のようになる。

$$q_{ij_0}(X) = \exp[-X^2/2R^2(ij_0)] \quad (4.5.4)$$

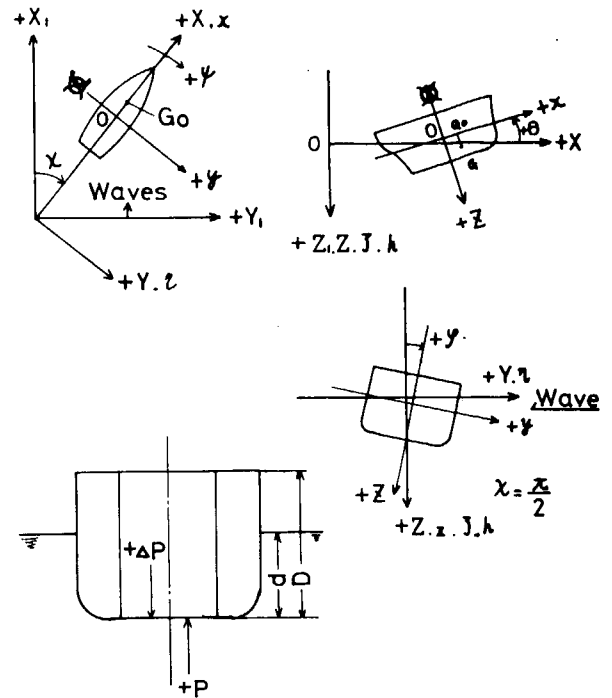


Fig. 4.5.3 Direction and definition of p etc.

Table 4.5.2 Principal particulars of a tanker supposed in estimation of lateral pressure on bottom shell at midship

Item	Load condition	Full load	Ballast
$L_{pp} \times B \times D$	(m)	302.0 × 50.4 × 24.3	
d	(m)	18.61	5.92
Displacement	(t)	236,250	67,780
Block coef. C_b		0.814	0.734
G_{α}	(X_G) (m)	8.555	-3.347*

* -means aft side

長期航海において、船が波高 H_i 、波周期 T_j の海面を出会角 θ で航行する確率を P_{ij_0} とすると、長期航海で応答のピーク値が X を超える確率 $Q(X)$ は次式で求められる。

$$Q(X) = \sum_i \sum_j \sum_0 p_{ij_0} q_{ij_0}(X) \quad (4.5.5)$$

Table 4.5.2に示す船が、規則波中を向い波で航行する場合の、 p および p_t の応答関数を、ストリップ法（計算においては上下揺、縦揺だけでなく、あらゆる動揺を含めたプログラムを使用した）によって求めた結果をFig.

4.5.4に示す。また、同船がそのスペクトルが次式で与えられるISSCスペクトルであらわされる短波頂不規則波中を向い波で航行するときの、 p および pt の標準差をFig.4.5.5に示す。

$$[f(\omega)]^2 = 0.11 H_i^2 \omega_j^{-1} (\omega / \omega_j)^{-5} \exp[-0.44 (\omega / \omega_j)^4] g^2(\chi)$$

ここに、 $\omega_j = 2\pi / T_j$

$$g^2(\chi) = \begin{cases} (2/\pi) \cos^2 \chi & (-\pi/2 \leq \chi \leq \pi/2) \\ 0 & (\chi < -\pi/2 \text{ または } \pi/2 < \chi) \end{cases}$$

χ風向に対する成分波の方向

同船が北大西洋(Walden)を長期航海する場合、 p および pt のピーク値がある値を超える確率を計算した結果をFig.4.5.6に示す。ただし、船は短波頂不規則波中を定速(フルード数0.1)で、常に向い波で航行するものとした。

同図の縦軸は p および pt を満載喫水の水頭に相当する静水圧で割って無次元化したもので、 $Q = 10^{-8}$ に対応する極値は、バラスト専用タンクにバラストを満載したときは、満載喫水に相当する静水圧の約45%、貨物油専用タンクに油を満載したときは約35%に達する。いずれのタンクにおいても、 pt は p より相当大きいことは注目し得る。

詳細に論じるなら、バラスト専用タンクの船底外板にはバラスト航海時は図において破線であらわされた pt 曲線であらわされた pt 曲線の変動圧が加わり、満載時には図の実線であらわされた p 曲線の変動圧が働く。貨物専用タンクの船底外板にはバラスト航海時は破線の p 曲線、満載時には実線の pt 曲線の変動圧が働く。スチフナ基部の疲労強度を考えると、変動圧がバラスト状態と満載状態で異なることは考慮する必要がある。

(2) スチフナ基部応力の長期分布

船底トランス付スチフナの基部最大応力の基準値は、上記のバラスト専用タンクの静水中の荷重条件である船底に満載喫水の水頭に相当する内外圧差 $\rho g d$ が働くときの値が使用されており、Fig.2.4.1.1等の σ_{max} もこの基準値で表示されている。以後スチフナの最大応力はこの値をベースとする。

前記の圧力の長期分布から明らかなように、バラスト専用タンクにおいては、振幅が σ_{max} の長周期の応力変動があり、その上にFig.4.5.6に示すweibull分布(指数分布)で近似される波浪応力が重なっている。同図の

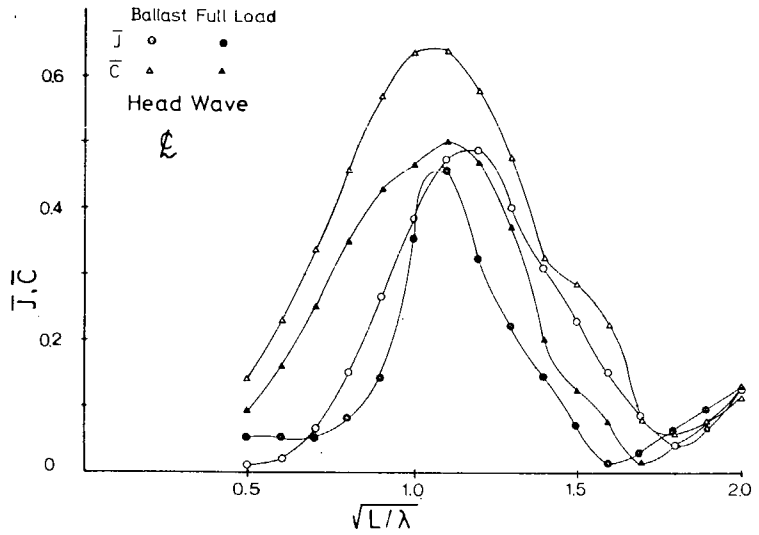


Fig.4.5.4 Frequency-response function of lateral pressure on bottom shell

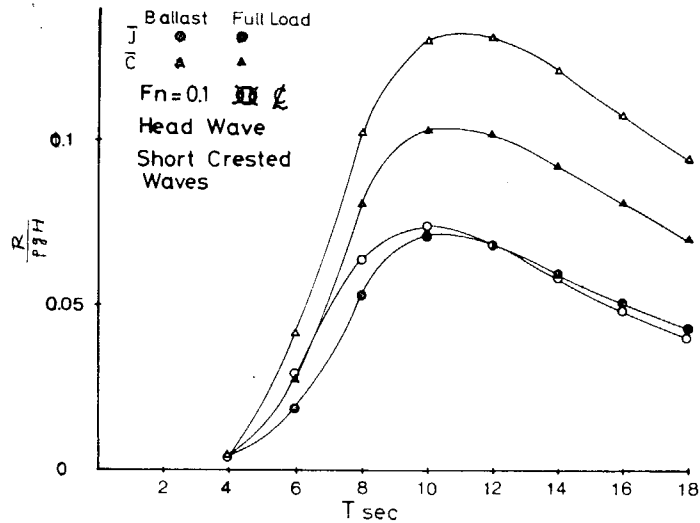


Fig.4.5.5 Standard deviation of random lateral pressure on irregular waves

場合を例にとるなら、波浪応力の繰返し数が 10^8 のときは、バラスト状態での波浪応力の極値 σ_{wext} は約 $0.45\sigma_{max}$ であり、満載時のそれは約 $0.24\sigma_{max}$ となる。この静水中の応力、波浪応力の分布は船底外板に働く圧力差と同様、タンクによって異なる。

4.5.3. 損傷発生率

(1) 疲労被害度

スチフナ基部の応力のような重複変動応力に対する疲労強度を知るためには、スチフナ基部の疲労強度に与える平均応力の影響が明らかにされておらねばならない。小型模型による疲労試験においても、片振り荷重以外の荷重条件の試験も実施され、Table 4.5.3 に示す結果が得られている。この結果では平均応力は相当高い場合でも、寿命に影響はみられない。ただし、供試模型の数は少なく、十分信頼性があるとはいえない。

以上は平均応力が一定値の場合であるが、実船ではこれが変動しており、それによる疲労被害も考えられる。よって、ここでは静水中の応力変動振幅、波浪応力による被害度を対象とし、それがある値（たとえば1）に達すると、疲労損傷が発生するものとする。

Table 4.5.3 Result of test on effect of σ_m on fatigue strength of stiffener

Type	No. of model	σ_a^* (kg/mm ²)	σ_m^{**} (kg/mm ²)	N	Not ^{***}
BR	1	24	104	1.1×10^4	7.8×10^3
	2	32	112	4.0×10^3	3.0×10^3
	3	40	120	3.0×10^3	1.4×10^3
	4	28	-36	9.0×10^4	4.6×10^3
	5	36	-44	6.0×10^4	2.0×10^3
	6	44	-52	3.5×10^3	1.0×10^3
Remark	* Amplitude of stress at stiffener ** Mean value of stress at stiffener *** Fatigue strength of stiffener when $\sigma_a = \sigma_m$, estimated by S-N diagram in Table 4.5.1				

Fig. 2.4.1.1 は船令2年以上の船における調査結果であるので、調査対象船の平均船令を4年とし、年間航海数を8船海、1航海の日数を34日（日本～ペルシャ湾往復）平均周期を12秒とする。

静水中の応力の繰返し数 n_s は次のようになる。

$$n_s = 4 \times 8 = 32 \dots\dots\dots (4.5.6)$$

波浪応力はバラスト状態と満載状態では分布がことなるから、これを別個に取扱い、バラスト状態での繰返し数を n_{wb} 、満載時のそれを n_{wf} とする。

$$n_{wb} = n_{wf} = 3.917 \times 10^6 \dots\dots\dots (4.5.7)$$

調査対象船の大部分は日本～ペルシャ湾間の航路に就航しており、この海域の海象はFig. 4.5.7の想定海象（北大西洋）とは相当異なる。調査船の就航海域はHogben-Lumbの波浪統計値における海域21, 23, 25, 30, 31が対応しているので、想定海象をこれらの海域の波浪統計値とすると、船底に働く変動圧の極値は、北大西洋を想

定海象とした場合の約70%に低下する*

調査船のnwb, nwf が前記の値であることと, 想定海象の差を考慮して修正したバラスト専用タンク (船体中央, 中心線上) の波浪応力の最大値 σ_{max} を基準として示すと次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{wext} &= 0.249 \sigma_{max} \text{ (バラスト状態)} \\ 0.137 \sigma_{max} \text{ (満載状態)} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4.5.8)$$

静水中の応力変動による疲労被害度 D_s は, 応力振幅が σ_{max} であるときの, S-N 線図より求められる寿命を N_s とすると, 次のようになる。

$$D_s = n_s / N_s \dots\dots\dots (4.5.9)$$

波浪応力の振幅は種々の値をとるから, それによる疲労被害度 D_w は次のようにして求める。波浪応力をその大きさを基準に適当な数の階級に分け, 各階級の波浪応力の繰返し数 n_{wi} を求める。S-N 線図より各波浪応力階級の代表値 σ_{wi} に対応する寿命 N_{wi} を求め, 各階級ごとに n_{wi} と N_{wi} の比を求め, その総和を D_w とする。勿論, 今回はバラスト状態と満載状態を別個に取扱うから, それぞれの状態での被害度を求め, その和を D_w とした。波浪応力の階級は細分する程精度はよいが今回はその間隔を $\sigma_{wext} / 10$ とし, 10個の階級に分類した。

$$D_w = \sum_{i=1}^{10} n_{wi} / N_{wi} \dots\dots\dots (4.5.10)$$

前述のように, 疲労被害度 D は次式で与えられる。

$$D = D_s + D_{wb} + D_{wf} \dots\dots\dots (5.5.11)$$

ここに, D_{wb} …… バラスト時の D_w

D_{wf} …… 満載時の D_w

(2) 損傷発生率

任意の損傷発生率に対するS-N線図 (曲線Cを使用)を使用し, 被害度 D を求めると, D は静水中の基部最大応力の基準値 σ_{max} に応じて変化する。この D がある値 (たとえば1) に達するときの σ_{max} を求めると, σ_{max} がその値であるスチフナは就航4年後に, 想定した発生率の損傷が生じることになる。なお, 今回は D が1に達したら損傷が発生すると仮定する。

ここで問題となるのは調査対象船の σ_{max} の分布で, 三井千葉研の計算式によって求められた σ_{max} の値はス

註

* これら各海域に対するHogben-Lumbの波浪統計値における, 各波周期に対する最高波高とwaldenの波浪統計値のそれらの比較から得られた近似値

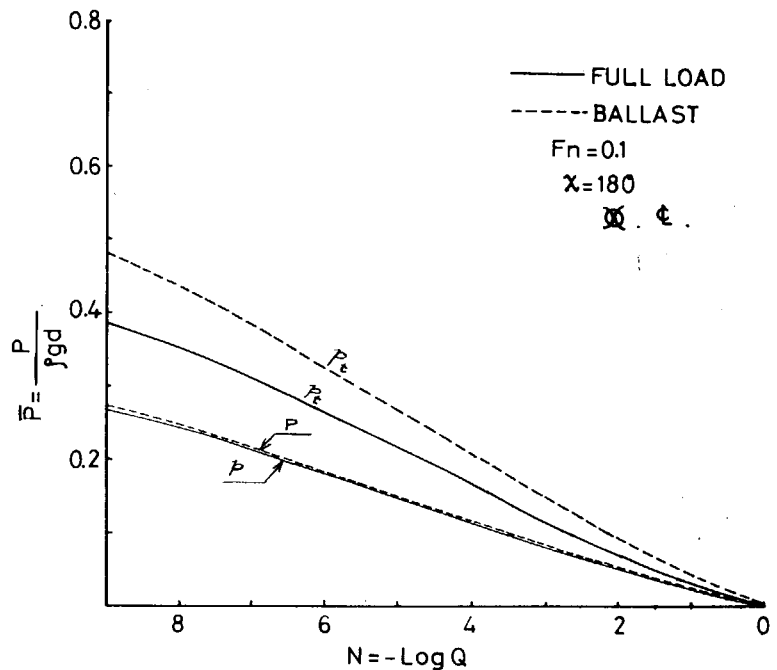


Fig. 4.5.6 Long-term distribution of lateral load on bottom shell

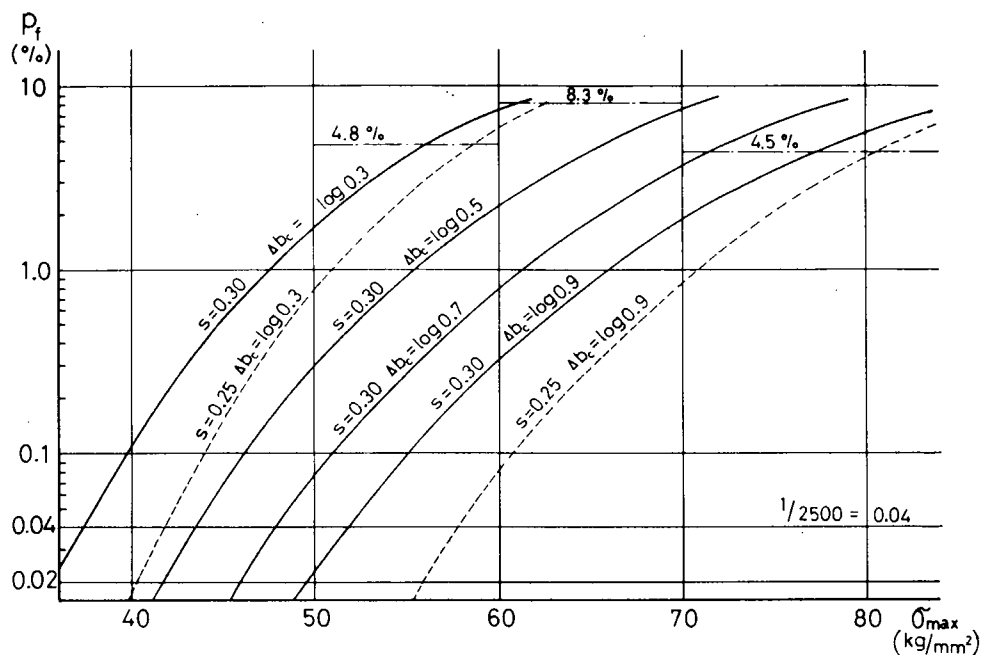


Fig. 4.5.7 Comparison of frequency of cracked web stiffener on bottom transverse under various Δbc and s with that of actual ship

チフナ上端を支持してないときの値であるから、Fig. 2.4.1.1のような調査例において、 σ_{max} の値が計算値と一致するのは調査されたスチフナの中の上端の支持条件が最悪のものだけで、他のスチフナの σ_{max} はこれより小と見なせる。(上端の支持条件が、三井千葉研式による計算値より大となるスチフナもあるが、極めて少ないと考えられる)普通その σ_{max} が計算値に等しいスチフナの数、船底トランスの調査された部分(同図の場合はB2またはB5部で、普通3~4個のスロットがある)にある全スチフナの $1/3 \sim 1/4$ 程度とみられる。上記の σ_{max} と損傷率 pf の関係は、全スチフナの σ_{max} が計算値と一致する場合であるから、調査結果と比較するときは、修正の必要がある。

σ_{max} の値が大きくないときは、 σ_{max} が計算値より小さいスチフナにおける pf は無視できるから、調査例においては任意の σ_{max} に対する pf は、上記の計算された pf の $1/3$ に低下するものとする。

また、調査対象船は比較的小型の船が多いので、スチフナの板厚は12mm程度とみられるから、 Δbts は12mmのときの値とする。

実船のS-N線図で未知のパラメータとして、 Δbc と標準偏差があげられ、これらは実船の損傷率と計算値との比較の結果から定められるべきものである。しかし、2個のパラメータを同時に定めることは不可能なので、標準偏差は一応0.25と0.30として、実船の損傷実績に最もよく一致する Δbc の値を推定してみる。

Fig. 4.5.7は腐蝕影響として寿命の低下率が0.3倍~0.9倍(Δbc は $\log 0.3 \sim \log 0.9$ となる)としたときの σ_{max} と pf の関係を求めた結果で、実船の船底トランスのスロットの総数を約2,500とみると、 pf が $1/2500$ 以下となるときが調査例における pf が0の場合に対応する。(同図で標準偏差が0.25のときの結果は一部省略して示した)

Fig. 2.4.1.1においては σ_{max} が 50 kg/mm^2 以下では損傷はほとんど見出せないが、多少の余裕を考えると腐蝕影響によって寿命は0.5~0.7倍程度に低下するとめられる。これは海水中の疲労試験結果からみると、腐蝕の影響が過小なようであるが、全タンクの腐蝕影響の平均値とみると、まず妥当な値ともいえる。

図中にFig. 2.4.1.1より求めた σ_{max} がそれぞれ50~60, 60~70, 70~90 kg/mm^2 のときの調査結果の pf の平均値が記入されている。同図において腐蝕影響による寿命の低下率が0.5~0.7とみた結果は、これらの平均値と比較しても大きな差はなく、比較的良好一致すると見てよい。なお σ_{max} が70 kg/mm^2 をこえたときの計算値の pf はやや過大に見えるが、Fig. 2.4.2.3bより σ_{max} 70~90 kg/mm^2 のときの pf の平均値を求めると11.3%になるから

計算値のpf が過大ともいえない。

以上から、模型試験結果から得られるS-N線図を修正して実船のS-N線図を求め、これから実船におけるスチフナ基部最大応力と損傷発生率の関係を検討したところ、腐蝕影響による寿命の低下率が0.5~0.7倍とみなしたときの結果が、実船における調査結果と大体一致することが明らかになった。この計算は多くの仮定を含むものであるが、実船における σ_{max} が50kg/mm²をこえるスチフナにおける損傷発生の機構も、これに近いものではないかと思われる。

4.6 むすび

スロット部の形状、構造が種々変化している小型ガーダ模型を使用して、スロット部の疲労強度を調べた結果、静的試験結果とは特色が異なるスロット部の性質が明らかになった。

疲労試験におけるクラック発生および進展の状況は、まずスチフナ基部（かに目玉型ではロンジ面材とトランスウェブの結合部）にクラックが発生し、これが進展してスチフナが切断したのち（一部では切断する直前）にスロットの周縁部にクラックが発生する。この経過は細部では多少の変化があるが、すべての構造に共通であって、カラー等による補強や構造の変化等では影響されない。この点でスロットの損傷防止に、スチフナ基部の損傷を重視した従来の考え方は妥当であったといえる。

クラックの発生寿命については、スチフナ基部最大応力によって推定することができるが、スチフナの破断寿命は構造によっていちじるしく異なる。最も特色があるのはカラーで補強した場合で、クラック発生寿命は目立って延長されないが、クラックの進展の速さはおそく、スチフナ破断寿命は非常に大きく延長される。ただし、スチフナ基部に切欠きのないものの破断寿命は、それほど伸びない。それと対照的なのはバックブラケットで補強した場合で、クラック発生はおそいが、スチフナ破断寿命はカラーで補強したものに及ばない。

試験された構造のなかで優秀なものは、さし込み型、かに目玉型で、これらをカラー、バックブラケット等で補強すると、疲労強度は著しく向上する。

三井千葉研式によって求められた σ_{max} を使用して実験結果をまとめると、任意の σ_{max} に対する寿命にバラツキが見出される。これは工作の影響等が加わるこの種疲労強度には本質的なものと考えバラツキを含めたS-N線図を作成した。このS-N線図を使用して、船底トランスを対象として σ_{max} と損傷発生率の関係を求めたところ、実船の調査実績とはほぼ一致する結果が得られた。これから、これらの実船において、 σ_{max} が約50kg/mm²を超えるようなスチフナにおける損傷は、この試算と同様の経過を経てあらわれた疲労損傷であろうと推定される。

付録 小型模型のスチフナ基部最大応力

(1) 平鋼スチフナ

スチフナ基部においてウェブ側の縁に高応力が働くのは、スチフナに軸力が働く場合は、スチフナは片面を比較的剛なトランスウェブで支持され、基部を引張または圧縮されることになり、応力集中現象によって応力分布はウェブ側の縁に偏ったものになる。また、スチフナは片面だけをトランスウェブで支持されているから、偏心曲げモーメントが加わり、それによる曲げ応力と上記の応力集中による応力が重なり、ウェブ側に高い応力が生じる。

スチフナ上端が支持されていない基部に切欠きのないスチフナでは、応力集中がないとすると基部に軸力Qが働けば、引張（または圧縮）応力 Q/A （Aはスチフナ基部断面積）と偏心曲げ応力 $3Q/A$ を生じ、 σ_{max} は $4Q/A$ となるから最大応力係数は4となる。基部に切欠きのないスチフナでfが4以上になるのは応力集中による増加で、たとえばFig. 3.10より求めたfが5であれば応力集中係数 α は次のようになる。

$$\alpha = f / 4 = 1.25$$

同様にして、基部に幅 r_s の切欠きを有する幅が B のスチフナでは、応力集中がないとしたときの最大応力係数 f' は次式で与えられる。

$$f' = 3 \frac{(B + r_s)}{(B - r_s)} + 1$$

上式で第1項は偏心曲げ応力をあらわす項で、 $r_s = 0$ とすると3となる。上端の支持状態の影響をうけるのは第1項で、完全支持とすると、切欠きのない場合には第1項は1程度に低下する。供試模型ではスチフナ上端は支持に近いと推定されるので、第1項は1.5であるとして、 σ_{\max} を求めた。

(2) バックブラケット

Fig. 3.3.10に示す f は、基部に $\frac{1}{4}$ 円形の切欠きを有する場合で、長円形切欠きを有する小型模型にはそのまま適用できない。基部に半径 r_s の $\frac{1}{4}$ 円形切欠きを有するバックブラケット付スチフナの f は、中央に半径 r_s の円孔を有する幅 $2B$ の板に一樣な引張が働くときの応力集中係数 α と類似性があり、 f と α の差は荷重条件によるといえる。

よって、基部に幅 r_s 、高さ h_s の切欠きを有するバックブラケット付スチフナの最大応力係数 f_{hs} は次式によって求めた。

$$f_{hs} = \frac{f}{\alpha} \alpha_{hs}$$

ここに、 α_{hs} ……中央に幅 $2r_s$ 、長さ $2h_s$ の長円孔切欠きを有する幅 $2B$ の板に一樣な引張応力が働くときの応力集中係数。

5. トランスの振動試験

(担当 石川島播磨重工業)
三井造船)

5.1 まえがき

船底トランス部損傷分布調査結果に対し、因子分析とともに、各要因に対しては、そのメカニズム解明のために理論的実験的解析が行なわれてきた。

ここでは疲労損傷の原因となりうるトランスの面外振動挙動の検討結果について述べる。

取扱いの対象である船底トランスは振動特性の観点より考えてみると i) 船底トランスの構造様式としては平行部が長い場合でもトリッピングブラケットの大きさとその配置を異にしたり、B 4 区域等の非平行部には水平ブラケットが配置されたり、ウェブフレーム部ではスチフナの大きさ、配置やエンドの形状（スニップ、クリップ）等により剛性分布が大幅に変る。ii) 接水状態の構造物の振動解析には付加水質量の評価が重要であり、しかもそれは構造の外形状や振動様式に依存するものである。iii) 船殻構造は、載荷状態によって内部応力状態が異なり、その程度によっては顕著な振動数変化をもたらす可能性をもっている。iv) 起振力は主機軸系や船体の振動特性によって増巾伝達される等多くの検討が必要である。

本章では、最初に、すでに提案されている固有振動数の簡略計算式にふれ、つぎに S R 120 で実施した。模型実験や実船実験の概要と最後に固有振動数の推定精度に対する検討結果についてふれる。

5.2 トランスの固有振動数計算法

5.2.1 簡略計算式

タンカー横部材の桁全体としての接水および非接水の場合の個有振動数を簡単な計算式により求めるころみは種々行なわれており R S 120 においても第 1 年度の報告書に計算式を提案している。ここにこれまで提案されている計算式を列記すると次のようになる。

(1) S R 120, 45 年度報告書提案式⁽¹⁾

横部材をスチフナと面材よりなる格子と、スチフナで囲まれるパネルとの連成系としスチフナ下端は固定、面材両端は単純支持としたもの。

$$W^2 = \frac{1}{2} \{ W_S^2 + W_P^2 (1 + \mu) \} - \frac{1}{2} \sqrt{ \{ W_S^2 + W_P^2 (1 + \mu) \}^2 - 4 W_S^2 W_P^2 } \dots \dots (5.2.1)$$

ここで

W: トランスの個有振動数 rad/sec

$$W_S^2 = k_S / m_S$$

$$W_P^2 = k_P / m_P$$

$$\mu = m_P / m_S$$

$$k_S = \frac{EI_1 \pi^4}{2\ell^3} + \frac{8}{5} \frac{EI_S}{h^3} (n+1)$$

$$m_S = \frac{1}{2} \frac{Q_f}{g} + \frac{52}{405} \frac{Q_S}{g} (n+1)$$

$$k_p = \frac{3}{16} C^2 \frac{h (n+1)^3}{\ell^3} \sum_1^{n+1} \sin^2 \frac{\pi (2i-1)}{2 (n+1)}$$

$$m_p = \frac{3}{16} \frac{Q_p}{g} \sum_1^{n+1} \sin^2 \frac{\pi (2i-1)}{2 (n+1)}$$

I_f : 面材の断面二次モーメント

I_s : 板の有効幅を考慮したスチフナの断面二次モーメント

Q_f : 面材の重量

Q_s : スチフナの重量

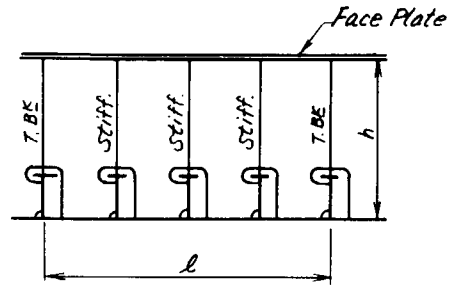
m : スチフナの本数

D : パネルの板定数

C : パネルの形によりきまる定数

Q_p : スチフナ間パネルの重量

ℓ, h : 右図による。



接水振動 (両面接水) の場合は単位面積当り (5.2.2) 式の M_v で示される値を (5.2.1) 式の Q_p に加える。片面接水の場合は (5.2.2) 式の $\frac{1}{2}$ とする。

$$M_v = \frac{\rho \left\{ \frac{0.169}{\alpha} + \frac{R^2}{64} \left(\frac{4}{\beta} + \frac{1}{r} + \frac{1}{\tau} \right) + \frac{R}{4\pi} \left(\frac{1}{\beta} + \frac{1}{\alpha} \right) \right\}}{0.0844 + \frac{3}{64} R^2 + \frac{R}{4\pi}} \quad \dots \dots \dots (5.2.2)$$

ここで

M_v : 単位面積当りの付加水重量

ρ : 水の比重量

$$\alpha = \frac{\pi}{\ell} \sqrt{1 + \left(\frac{0.3 \ell}{\pi h} \right)^2} \quad \beta = \frac{\pi}{\ell} \sqrt{1 + \left(\frac{\ell}{h} \right)^2}$$

$$r = \frac{\pi}{\ell} \sqrt{(2n+3)^2 + \left(\frac{\ell}{h} \right)^2}$$

$$R = \frac{W_p^2}{W_p^2 - W^2} \quad W, W_p \text{ は (5.2.1) 式による値}$$

(2) 船体構造研究委員会関東北区部会船尾部タンク小委員会提案式⁽²⁾

トランスを三辺支持, 一辺 (面材の位置) 自由の補剛材つきの板として解析

$$N = 33.9 \sqrt{\frac{(n+1) I_s / h^3 + 32 I_f / \ell^3}{(n+1) Q_p + (n+1) Q_s + 2 Q_f + Q_w}} \quad \dots \dots \dots (5.2.3)$$

ここで N : 固有振動数 (c.p.m)

Q_w : T. Bk にはさまれた Web の長方形パネルが四辺で支持されたとしたときの付加質量

$$Q_w = \frac{2 \ell^2 h}{\pi \sqrt{1 + (\ell/h)^2}} \quad \dots \dots \dots (5.2.4)$$

他の文字は (5.2.1) の場合と同じ

(5.2.3) (5.2.4) より接水振動のときは

$$N = 42.5 \sqrt{(n+1) \frac{I_f}{h^3} + 32 \frac{I_f}{\ell^3}} \times \frac{\sqrt{h^2 + \ell^2}}{\ell h} \quad \dots \dots \dots (5.2.5)$$

(3) NV 船級協会の式⁽³⁾

倒れ止めブラケット間のトランスの固有振動数を底面で固定, 他の面は学純支持として求めている。

$$F_2 = \frac{12.6}{h^2} \times 10^5 \times \sqrt{\frac{K I_s n}{t_e \ell (n+1)}} \quad \dots \dots \dots (5.2.6)$$

ここで

F_2 : 固有振動数 C.P.S

$K=1$: 対称スチフナとbulb section の場合

$= 0.85$: L形スチフナの場合

t_e : ウェブの等価板厚

$$t_e = t + \frac{An}{\ell(n+1)}$$

A : スチフナ1本の断面積

接水振動の場合は(5.2.6)式の F^2 に接水係数 Δ をかける。

$$\Delta = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{C\ell}{t_e \sqrt{1 + (\frac{\ell}{h})^2}}}} \dots \dots \dots (5.2.7)$$

ここで

$C=0.08$: 両面接水の場合

$= 0.04$: 片面接水の場合

(4) IHI 技報の式⁽⁴⁾

この式は非接水の固有振動数を求める式であるが、式の目的は固有振動を求めるのではなく、求めた振動数により損傷が発生するか否かを設計段階で判定することにある。計算順序は下記による。

$$\lambda = \frac{I_f / \ell^3}{mI_s / B^3} \dots \dots \dots (5.2.8)$$

ここでBはロジ上面から面材位置までの長さであり、他(5.2.1)の場合と同一である。

$\lambda > 1$ の場合

$$N = 6.65 \times 10^6 \times \sqrt{\left(\frac{41}{64} \cdot \frac{I_s}{B^3}\right) / (B^2 \ell / \sqrt{1 + (B/\ell)^2})} \quad (\text{C.P.S}) \quad \dots \dots (5.2.9)$$

$\lambda > 0.2$ の場合

$$N' = 9.52 \times 10^6 \times \sqrt{\frac{2I_f / L^3 + I_s / 32 B^3}{L^2 B / \sqrt{1 + L^2 / 4B^2}}} \quad (\text{C.P.S})$$

この f' はブラケットを考慮しない振動数であり、Lは横部材の長さである。ブラケットの補正は下記による。

$$I_f = I_f \left(1 + \frac{1}{64} \left(\frac{I_s}{I_f} \right) \left(\frac{L}{B} \right)^3 \right)$$

$$\mu = \frac{1}{\frac{B^2 S}{6EI_1} + \frac{B^3}{3EI_s}}$$

S : トランスリングスペース

I_1 : ロンジの断面2次モーメント

$$\ell_{eq} = \frac{n+1}{\sum_{i=1}^{n+1} \frac{1}{\ell_i}}$$

n : ブラケット枚数

ℓ_i : ブラケット間隔

$$\bar{\mu} = \mu \cdot l_c^3 / EI_f'$$

以上の計算により $\bar{\mu}$ を求めブラケット枚数により Fig. 5.2.1 より β および β_0 を求めると、最終的な基本振動数は (5.2.10) 式のようになる。

$$N = N' (\beta / \beta_0)^2 \quad \dots \dots \dots (5.2.10)$$

損傷がおこるかどうかの判定はまず外力の振動数 N_{ext} としてつぎのふたつのうち大きな方をとる。

1. 常用回転数 × 翼数
2. 常用回転数 × クランク軸主要縦振動次数

この N_{ext} と (5.2.9) または (5.2.10) 式で計算した振動数 N_{cal} の比をとり、これが (5.2.11) 式を満足すれば損傷がおこらないとする。

$$N_{cal} / N_{ext} > 2.2 \quad \dots \dots \dots (5.2.11)$$

なお、(5.2.8) 式の λ が 0.2 と 1 の間にあるときは (5.2.9) (5.2.10) 式で与えられる N のうち小さい方を N_{cal} とすれば (5.2.11) 式で判定する。

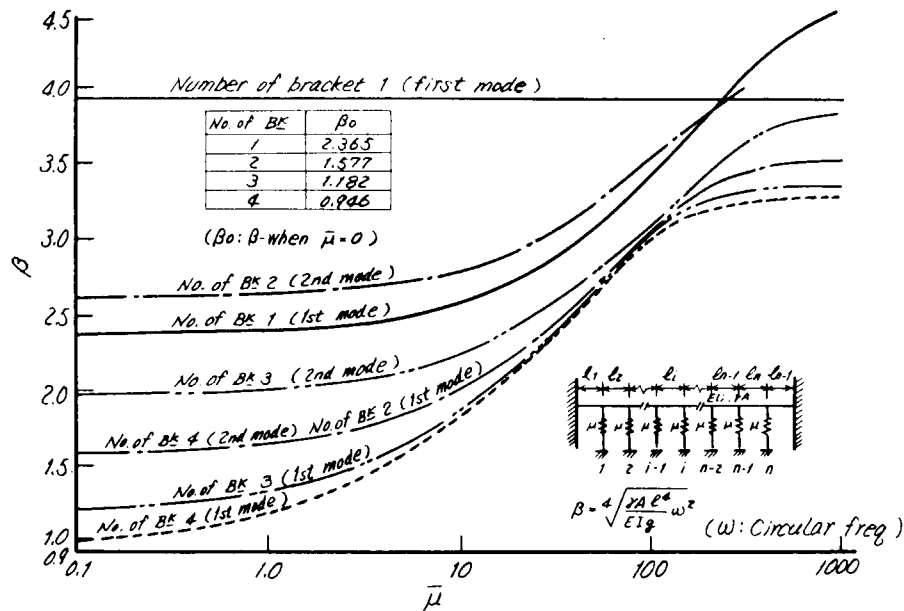


Fig. 5.2.1 $\bar{\mu} - \beta$ chart

5.2.2 電子計算機による計算法

構造物の振動計算には、電子計算機を用いマトリクス法により種々の構造をとくプログラムが作られている。中でも骨組構造は他の構造にくらべ汎用プログラムの作成が容易なため任意形状の骨組構造の振動解析を行なうプログラムが多く作成され一般の使用に供されている。骨組構造の振動解析法には構造物を多質点構造におきかえる方法や梁の集合として解く方法等があるが、いずれにしろ任意形状の骨組構造の固有振動数、モード、振幅などが計算でき、骨組以外の構造でも適当なモデル化により骨組構造におきかえることができれば振動計算が可能となる。

タンカーのトランスの場合も、これを骨組構造におきかえ振動計算を行なった。任意形状のものが計算できるためモデル化の方法が適切であれば前節の簡易式と異なり高次のものまでかなりの精度で計算ができる。水中の場合には付加質量の算定が問題であるが、これさえ推定できれば同様の計算が可能である。具体的な計算例を 5.3.2 項に示す。

5.3 付加水質量の検討

5.3.1 模型実験

(1) 概要

タンカーのトランスが振動する場合の基本的性状を知るため、アクリル樹脂製による横型実験を行なった。特に

水中で振動する場合、前述のように付加質量の値がわかればその振動数をかなりの精度で求めることができるため付加質量を求める計算式を作成した。

(2) 対象とするトランスの形状

実験に用いたトランスの形はFig. 5.3.1に示すような形である。実際のもは当然このような単純な形ではないが、ここでは実際のもがこのような形におきかえられるとしてこの形での実験および解析を行なった。

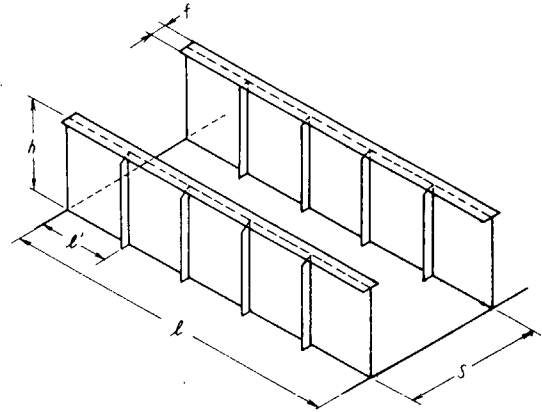


Fig. 5.3.1 Form and notation of the model

5.3.2 付加質量

付加質量を表わす方法として付加質量がトランスの全面に均一に分布しているとしてその厚みを求め、それをトランスの高さ (Fig. 5.3.1のh) で除して無次元化した値を付加質量高さとして定義し、この値で付加質量を表わすこととした。

したがって、付加質量高さHvは(5.3.1)式のように表わされる。

$$Hv = \frac{Mv / r_w}{\ell h^2} \dots \dots \dots (5.3.1)$$

ここで

- Hv : 付加水質量高さ
- Mv : 付加水質量
- r_w : 水の比重量
- ℓ : 横部材長さ
- h : 横部材高さ

タンカーのトランスがFig.5.3.1のようにモデル化されたとするとその付加質量高さは振動モードを仮定することにより、トランスが前後に振動するFundamental modeに対しては(5.5.2)式のようになる。

$$Hv = \frac{4 \sum_i \sum_j \sum_k \varphi \lambda C_{ij} C_{ik} r_{ij} \frac{\cosh(r_{ij} S) - 1}{\sinh(r_{ij} S)}}{h \left\{ \frac{1}{3} + \frac{3}{16} R^2 + \frac{R}{\pi} \right\}} + H_f \dots \dots \dots (5.3.2)$$

ここで i = 0, 2, 4, 6, \dots

J, k = 0, 1, 2, 3, \dots

i = J = 0, i = k = 0 は計算しなくてよい。

$$H_f = \frac{f}{h}$$

係数C_{ij}は

J = 0, i ≠ 0 のとき

$$C_{ij} = -\frac{2}{r_{ij}} \left[\frac{1}{\pi} \cdot \frac{1}{i^2 - 1} + \frac{R}{\pi^2} \left\{ \frac{2}{i^2 - 1} + \frac{2n + 1}{(2n + 1)^2 - i^2} - \frac{2n - 1}{(2n - 1)^2 - i^2} \right\} \right]$$

J = 2 のとき

$$C_{ij} = \frac{16 \epsilon}{r_{ij} \pi^3 (i^2 - 1)}$$

$J \neq 0, J \neq 2$ のとき

$$C_{iJ} = -\frac{16\varepsilon}{r_{iJ}\pi^3} \left\{ \frac{1}{J(i^2-1)} \left(\sin \frac{\pi J}{2} + \frac{2}{\pi J} (\cos \frac{\pi J}{2} - 1) \right) \right. \\ \left. + \frac{R}{J^2-4} \left(\cos \frac{\pi J}{2} + 1 \right) \left\{ \frac{1}{i^2-1} + \frac{2n+1}{2\{(2n+1)^2-i^2\}} - \frac{2n-1}{2\{(2n+1)^2-i^2\}} \right\} \right\}$$

ここで

$$i = 0 \text{ のとき } \quad \varepsilon = 1/2, \quad \varphi = 1$$

$$i = 0 \quad " \quad \varepsilon = 1, \quad \varphi = 1/2$$

$$J = k \quad " \quad \lambda = 1/2$$

$$J \neq k \quad " \quad \lambda = \frac{1}{\pi} \left\{ \frac{1}{J-k} \sin \frac{J-k}{2} \pi + \frac{1}{J+k} \sin \frac{J+k}{2} \pi \right\}$$

$$r_{iJ} = \sqrt{\left(\frac{\pi i}{\ell}\right)^2 + \left(\frac{\pi J}{2h}\right)^2}$$

$$R = \frac{3k_s}{k_p}$$

$$k_s = \frac{EI_f \pi^4}{2\ell^3} + \frac{8}{5} \frac{mEI_s}{h^3}$$

$$k_p = \frac{3}{16} C^2 Dh \left(\frac{m}{\ell}\right)^3 \sum_{i=1}^m \sin \frac{\pi(2i-1)}{2m}$$

E: ヤング率

I_f : 面材の断面 2 次モーメント

I_s : スチフナの断面 2 次モーメント

D: パネルの曲げ剛性

C: パネルの寸法により定まる定数 $\frac{h}{\ell'} = 1.5$ のときは $C = 25.05$

m: スチフナの数

代の記号は Fig. 5.3.1 参照のこと。

(5.3.2) 式より付加質量の値を計算することができるか同式および実験結果より求められる主な付加質量の傾向は次のようになる。

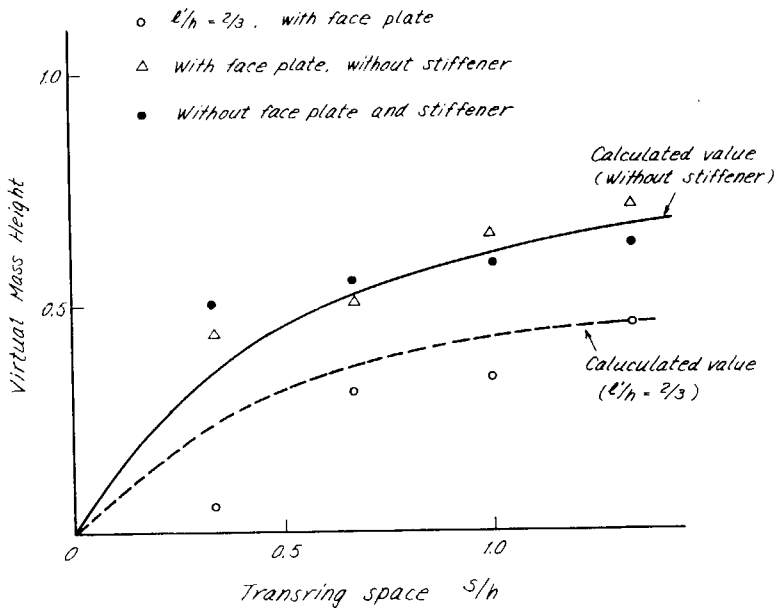
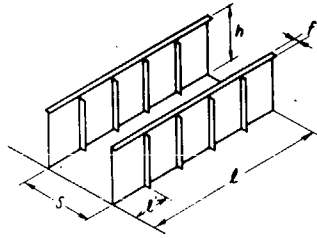
(a) トランスリングスペースが増大すると付加質量高さも増大するが $\frac{S}{h}$ が 2 あたりではほぼ一定値になる。

トランスリングスペースが増すと付加質量が増すため振幅も大きくなる。

(b) 面材の付加質量に対する効果は近似的に面材の幅だけ付加質量高さが増加すると考えてよい。

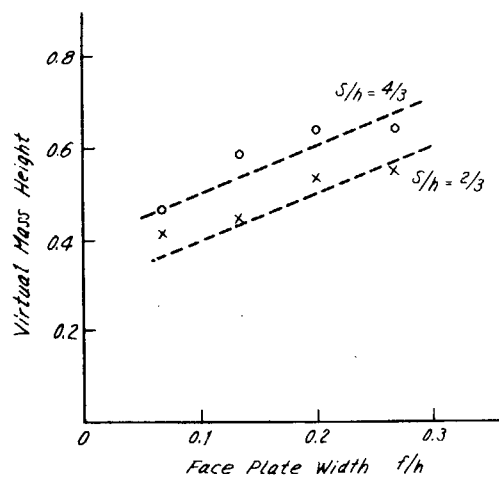
この値は面材の幅が非常に大きくなったりトランスの高さが高くなったりすると大きすぎる値を与えるが、実験の範囲 ($\frac{f}{h} < 0.3, 0.3 < \frac{h}{\ell} < 0.4$) ではよい近似を与える。

Fig. 5.3.2, Fig. 5.3.3 に上記の傾向を示す。



The case for $f/h = 0.133$ and $l/h = 3.33$ is shown in this figure. For the above case effect of face plate is neglected. The variation for the value l/h does not effect the virtual mass.

Fig. 5.3.2 Effect of transverse space on virtual mass.



The case for $l/h = 10/3$ and $l/h = 2/3$ is shown in this figure.

Fig. 5.3.3 Effect of face plate width on virtual mass.

5.4 振動実験

5.4.1 模型実験

(1) 実験概要

(a) 模型の形状寸法

供試体は5.4.2に示すQ船中央タンクの船底トランスのはば $\frac{1}{4}$ の鋼製相似模型で縦通隔壁や船底外板との取合い効果を持たせるため隣接トランスの中間までを切り出した立体模型である。

Fig. 5.4.1は供試体全体図をFig. 5.4.2は模型のトランス部の詳細寸法を示す。

(b) 実験方法

実験は動電形加振機を用いて模型を面外方向に加振し、数点において、あらかじめ、加速度ピックアップによって、共振曲線を求めておき、次にピークを示した振動数にセットした状態で、モード型測定器を用いて、振動モードを測定した。

なお、実験は加振位置をFig. 5.4.2のA、B 2個所に変えて実施し、振動モードの測定はスチフナの各格点で行なっている。

(2) 計測結果

Fig. 5.4.3(a), (b)には代表計測点(M1, M2)の共振曲線を示す。

120 Hz 以上では、共振曲線に多くのピークがあらわれており、その中には、同一パターンと考えられるモードが近接してみられている。それは模型の出来上りにおける左右の非対称が異なる振動数としてあらわれたものと思われる。左右モードが極端に非対称になっているものは必ずしも模型の非対称性のみとはいいきれず、後述の固有振動数計算にもみられるように、センターガーダに関して対称および逆対称のモードは、かなり接近しているため、お互のモードが重畳してあらわれることによることも考えられる。

また、加振点位置によって、対応するパターンに関しても振動数モードを若干異にしている場合がある。これは起振エネルギーの系への入り方や起振力伝達用治具の拘束にによる影響を考えなければならないようである。

以上の考察をもとに、実験結果を振動モードで分類してみると、次表のようなパターンで分類できる。

No.	振 動 数 (Hz)		平 均 値	モードのパターン
	A 点加振	B 点加振		
1	73	—	73	逆対称 1次
2	—	74	74	対 称 1次
3	97	96 104	99	逆対称 2次
4	106 113	109 114	110.5	対 称 2次
5	—	124	124	逆対称 3次
6	136 138	136 138	137	対 称 3次
7	143 147	146	145.3	逆対称 4次
8	—	148	148	対 称 4次

表に示すようにNo. 1, 2のモードは近接しているため、それぞれが出易い加振位置で表われたものである。No. 1～No. 4のパターンはトランスの船幅方向のみにノードを持ちNo. 5以上では深さ方向にもノードを持っている。

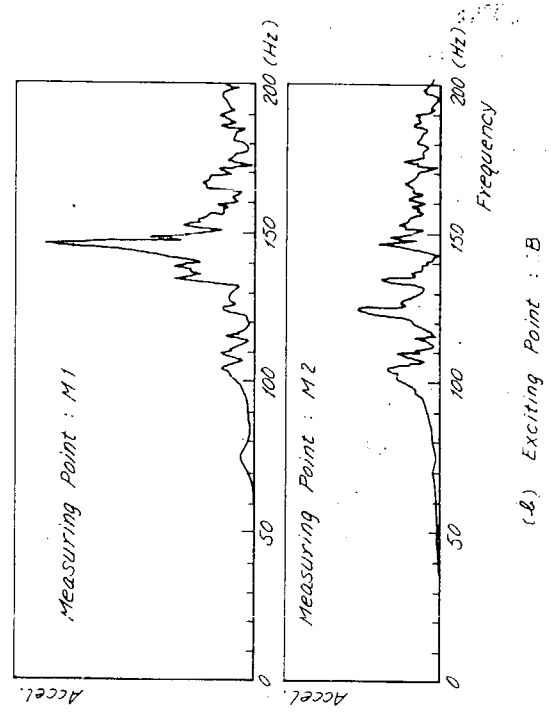
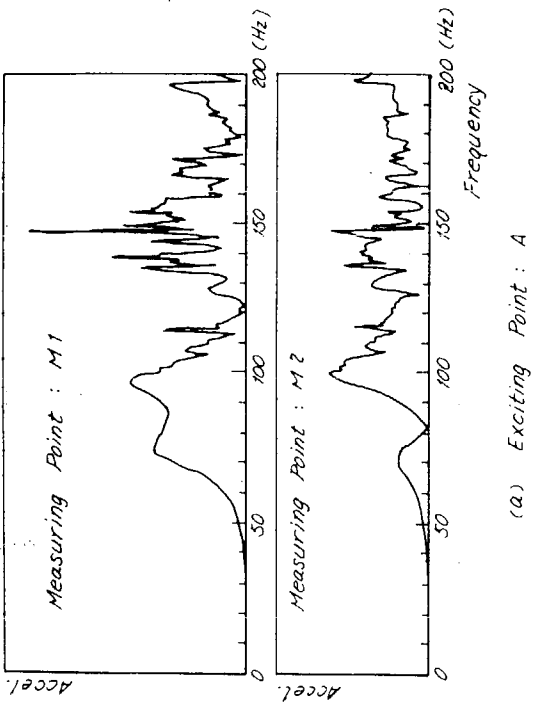


Fig. 5.4.3 Resonance curves

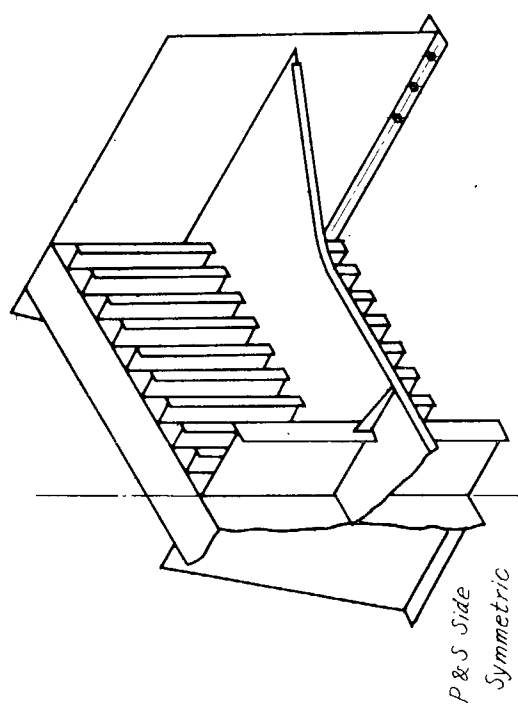


Fig. 5.4.1 Experimental model of bottom trans

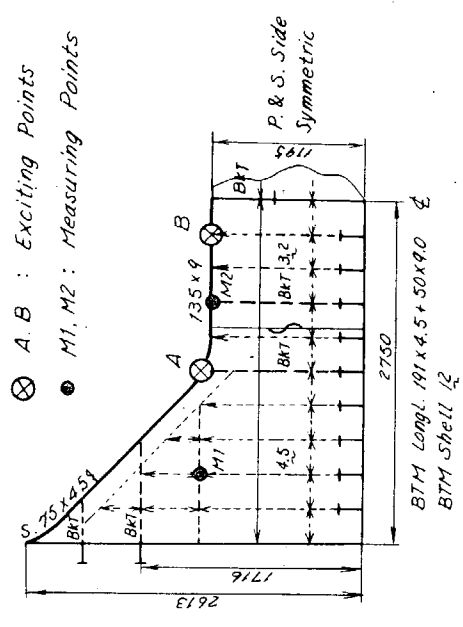


Fig. 5.4.2 Dimensions of the experimental model

5.4.2 実船実験

(1) 実験の概要

(a) 供試船の要目

供試船は P 船 224,841DWT タンカーおよび Q 船 284,495DWT タンカーの 2 船で、後者は昭和47年度 SR120 部会における大規模実船実験の対象船であり、前者はその予備実験として行なわれたものである。船体および主機関要目は後節の解析結果の項にそれぞれ記載する。

(b) 試験方法

実験は軸系ねじり振動計測時を利用して実施したもので、計測はほぼ 35r.p.m から M.C.O までの間を 2~3 r.p.m ごとに階段状にあげて、各回転の静定状態で行なったものである。

計測時載荷状態はバラストと満載の 2case で計測対象のセンタータンクの船底トランスの状態は次のようになっている。

計測は加速度計と歪ゲージを利用し、計測時は、ローパスフィルターを介している。遮断周波数はいずれも 20Hz で Q 船では 0.1 Hz のハイパスフィルターの機能も作動させている。

船名 \ コンディション	Ballast	Full
P 船	接 水	接 水
Q 船	非 接 水	接 水

記録は、P 船ではアナログ・データレコーダー 2 台に、Q 船は A/D 変換器を内臓したデータ集録装置に同時記録している。載荷状態詳細および計測点配置はそれぞれの解析結果に示す。

(c) データ解析の方法

データ処理は Real Time Analyzer (分解能 0.1 Hz) を用いたアナログ方式と集録データを A/D 変換し、デジタル・コンピューターを用いるデジタル方式の 2 方法によっている。

前者では、一般周波数分析を、後者では主機回転を基本調波とするフェーリ解析を行なっている。

(2) P 船の解析結果

P 船の実船実験関連図表および計測データの解析結果を以下に示す。

- 船体および主機関係要目表 …… Table 5.4.1
- 船底トランス形状寸法 …… Fig. 5.4.4
- 計測時載荷状態
 - Ballast Condition …… Fig. 5.4.5(a)
 - Full Load Condition …… Fig. 5.4.5(b)
- 計測点配置図 …… Fig. 5.4.6
- 周波数分析結果

計測点名称 \ コンディション	Ballast	Full
FR 63 トランス (A-6L)	Fig. 5.4.7 (a)	Fig. 5.4.8 (a)
歪ゲージ (A-8SG)	Fig. 5.4.7 (b)	Fig. 5.4.8 (b)

(a) 軸系の振動特性

中間軸上前後方向の加速度計 (A B-3L) による記録では 6, 9, 12, 15 次成分が卓越してあらわれている。6, 9, 12 次成分は blade frequency (X 1, X 2) や主機関軸系の主要縦起振力次数に対応するものである。

また、本結果には軸系縦振動やねじり振動のいずれの固有振動数にもピークがみられている。

計算振動数の実測値との比較を次に示す。

	(軸系縦振動) 単位 (CPM)		(軸系ねじり振動) 単位 (CPM)	
	0 節 (A/O)	1 節 (A/1)	1 節 (T/1)	2 節 (T/2)
計 算	530	1280	360	997
実 測	560	1260	360	960

(b) トランス面外振動の卓越振動数

横桁面外振動の卓越次数は6, 9次成分とりわけ6次成分の卓越は顕著である。

軸系およびFR-63計測点において各次数に共通してみられるピークを列挙すると、次のようになる。

コンディション	Freq. (CPM)	中間軸 前後 (A-3L)	機関室二重底 (A-4L)	横桁面外 (A-6L)	歪ゲージ (A-8SG)
Ballast	560	○	○	○	○
	580		○	○	○
	730			○	○
Full	560	○	○		
	600		○	○	○

軸系0節縦振動(A/0)の固有振動数560CPMに対応するピークはバラストには明確にみられるが、Fullにはわずかにその傾向がみられる程度である。

満載の600CPM(6次成分)はとくに目立っており振幅はバラスト580CPM(6次成分)の約4倍で、歪ゲージと振動数の対応は良く応力値も比例関係にある。両振動数では、いずれも船体振動にピークがみられるが、とりわけ前者の振動数に対応するものは顕著である。

計測した船底トランスは両コンディションとも接水状態にあり、固有振動数的には対応することが予想されたが若干の差がみられる。

これには次のような検討が必要と思われる。

- i) 伝達経路の振動特性(軸系振動, 船体振動等)
- ii) 局部振動体への力の伝達のメカニズム
- iii) 載荷状態変化に伴うトランス面内応力状態の変化

船体振動に関しては、計測点が不十分なため、十分な考察を行えないが、満載における解析結果によればL, BHDにおける船体上下振動の計測値(B-10V, B-11V)とタンク内計測点(A-7V, A'-9V)を較べると、後者は前者の数倍以上の振幅値を示しており、また、左右のL, BHDにも相対変形がみられている。

(3) Q船の解析結果

Q船の実船実験関連図表および計測データの解析結果を以下に示す。

- 船体および主機関要目表 Table 5.4.2
- 船底トランス形状寸法 Fig. 5.4.9
- 計測時載荷状態
 - Ballast Condition Fig. 5.4.10(a)
 - Full Load Condition Fig. 5.4.10(b)
- 計測点配置図 Fig. 5.4.11
- 周波数分析結果

計測点名称 \ コンディション	Ballast	Full
FR58トランス (T6-2)	Fig. 5.4.12(a)	Fig. 5.4.13(a)
FR58トランス (T6-17)	Fig. 5.4.12(b)	Fig. 5.4.13(b)

Table 5.4.1 Particulars of ship (Ship P)

Hull		Main Engine		
Kind & Type	Tanker	Kind & Type	9K98	
Class	LR	Number	1 set	
Construction	LongL. System	Position of Eng.	AFT	
Loa	324.182 ^m	BHP (M.C.O)	34.200	
Lpp	309.982	RPM (")	103	
Bmld	48.768	Unbalanced	Fv1	
Dmld	25.298		Force	Fv2
d full	19.595		Fh	
Δ full	257.803 ^{KT}	Moment	Mv1	158.1 T-M
D.W.	224.841 ^{KT}		Mv2	97.6 T-M
Cb full	0.8469		Mh1	158.1 T-M
Moment of Inertia	Iv	867.13 m ⁴	Propeller	
	Ih	1921.7 m ⁴	Number	1 set
Web Area	Av	2.160 m ²	NO. of Blades	6
	Ah	2.555 m ²	Diameter	7m 804

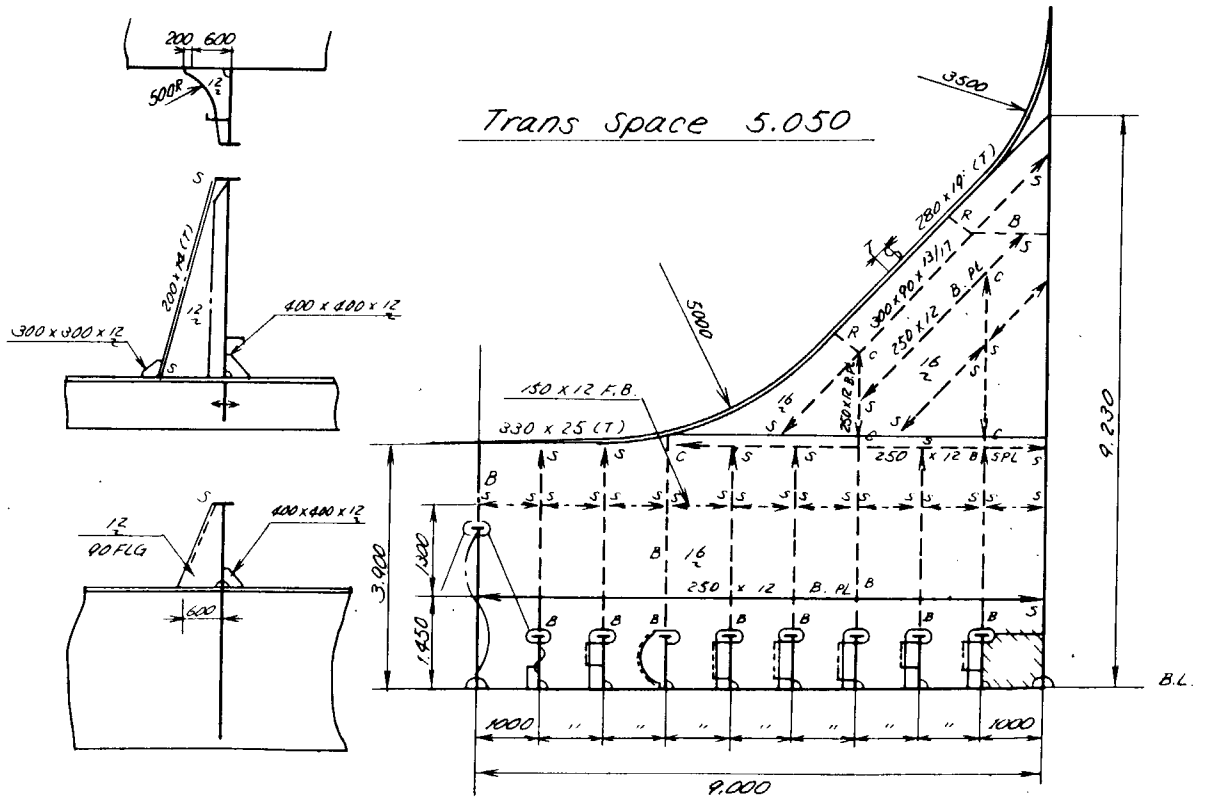
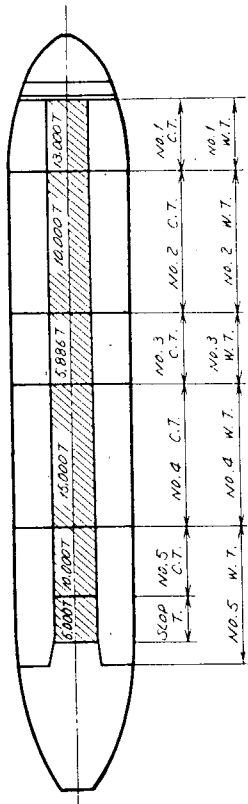


Fig. 5.4.4 Bottom trans of actual ship (Ship Q)

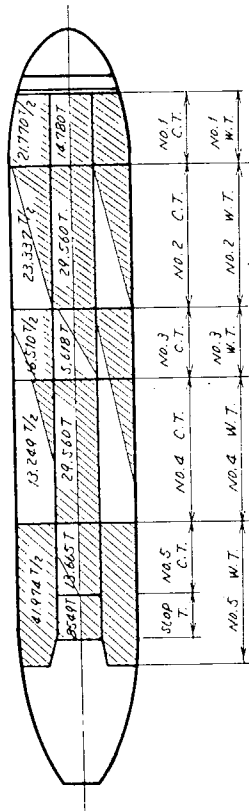
a) Ballast condition



$d_a = 10.0 \text{ m}$

$d_f = 6.2 \text{ m}$

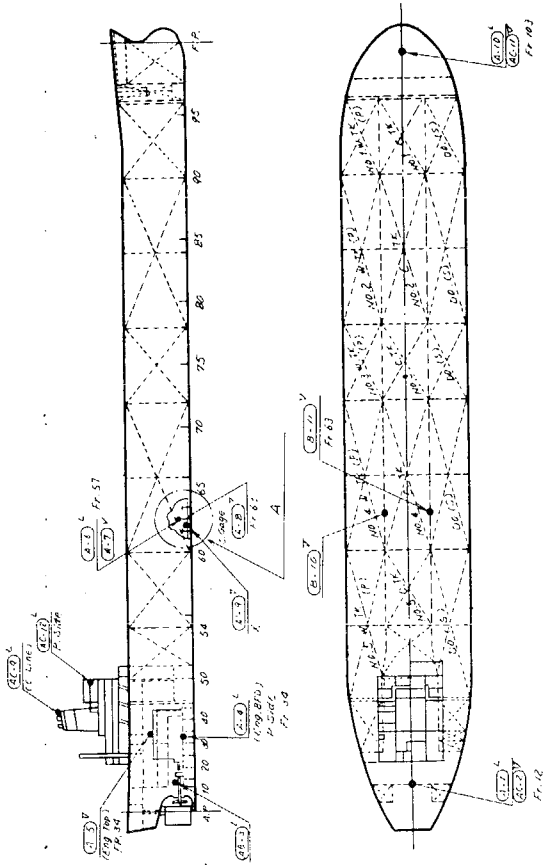
b) Full load condition



$d_a = 19.202 \text{ m}$

$d_f = 19.152 \text{ m}$

Fig. 5.4.5 Tank condition for sea trial (Ship P)



Detail of A sec. (NO.4 C.R.T. BL. 2)

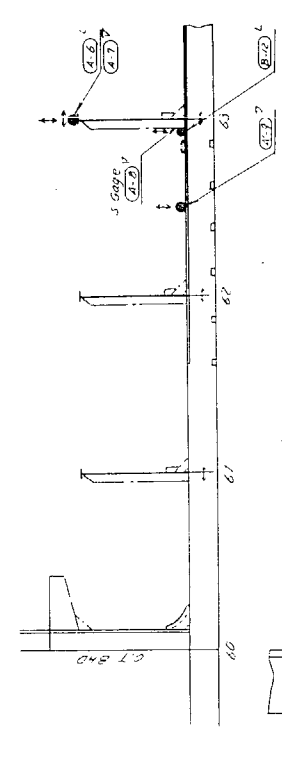
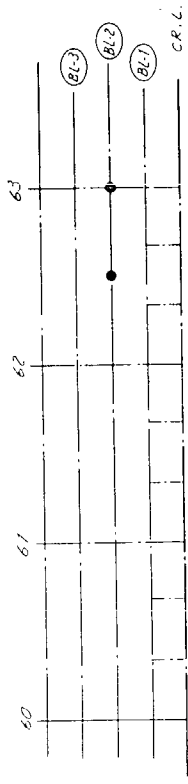


Fig. 5.4.6 Arrangement of measuring points

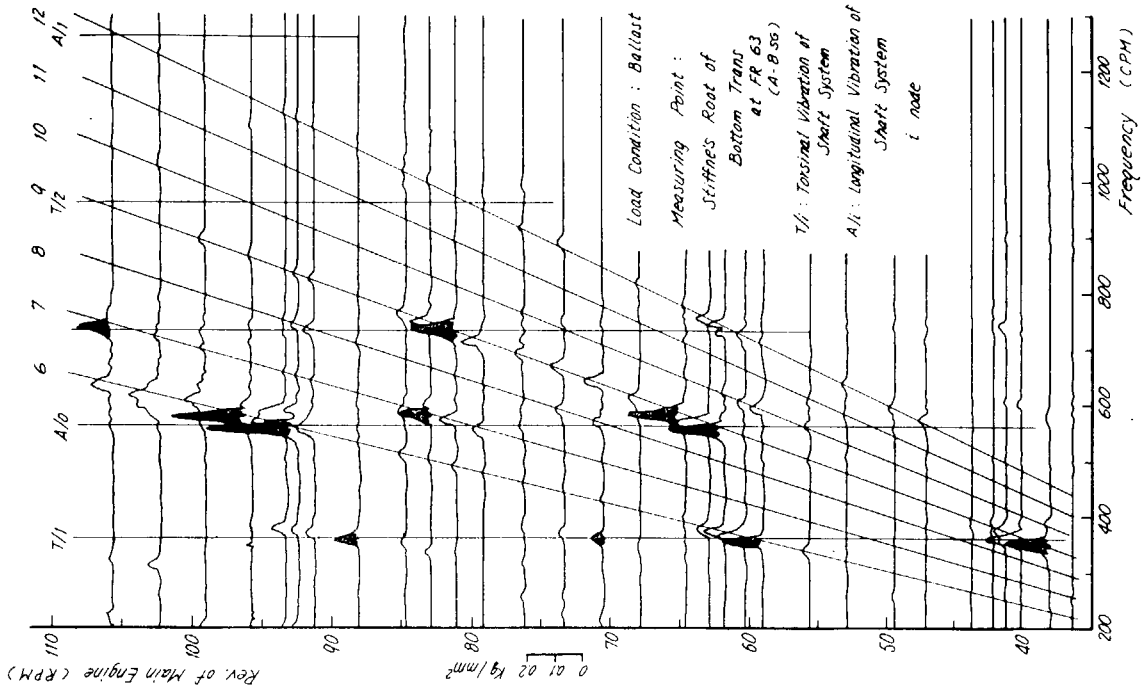


Fig. 5.4.7(b) Results of frequency analysis (Ship P)

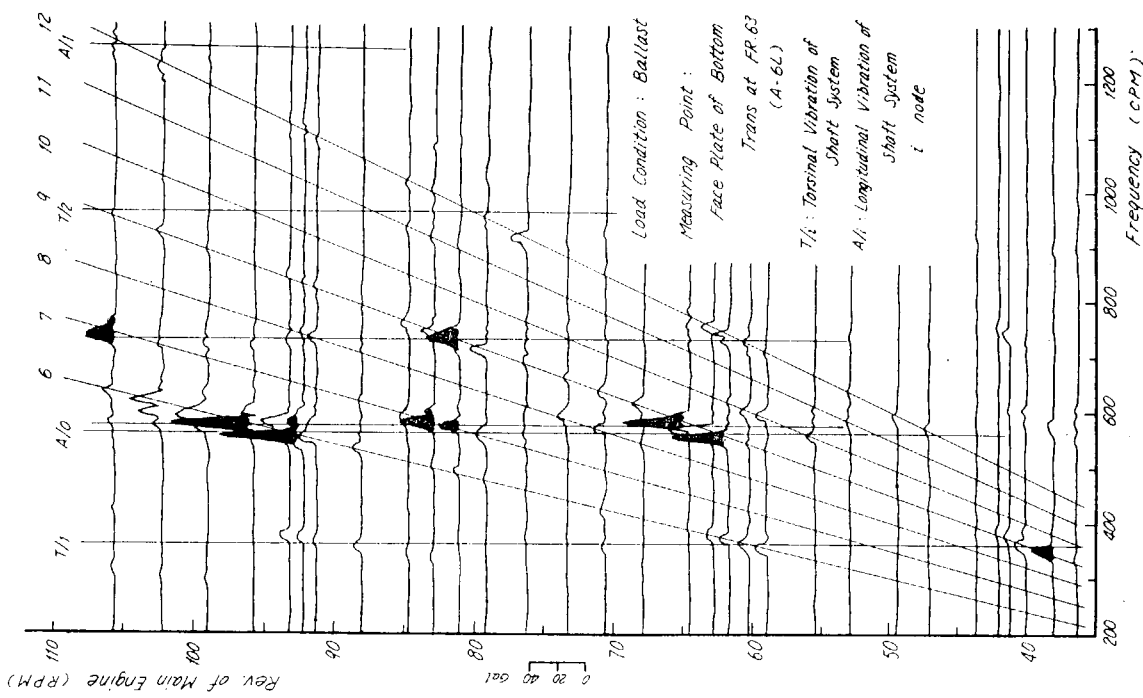


Fig. 5.4.7(a) Results of frequency analysis (Ship P)

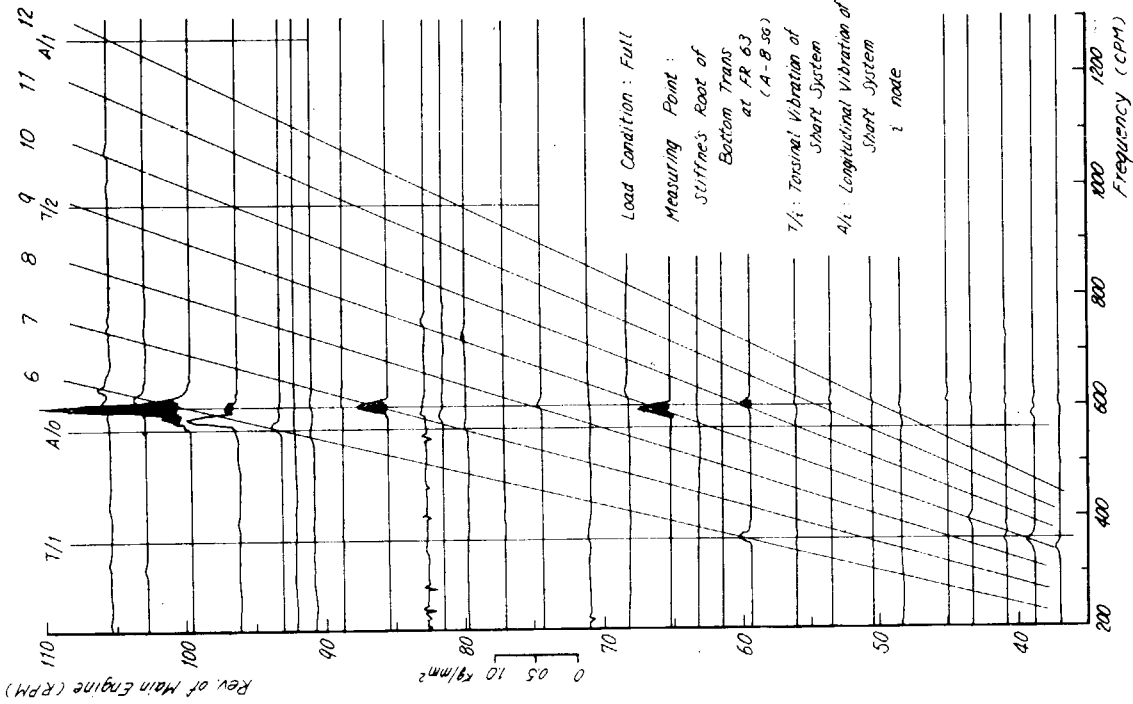


Fig. 5. 4. 8(a) Results of frequency analysis (Ship P)

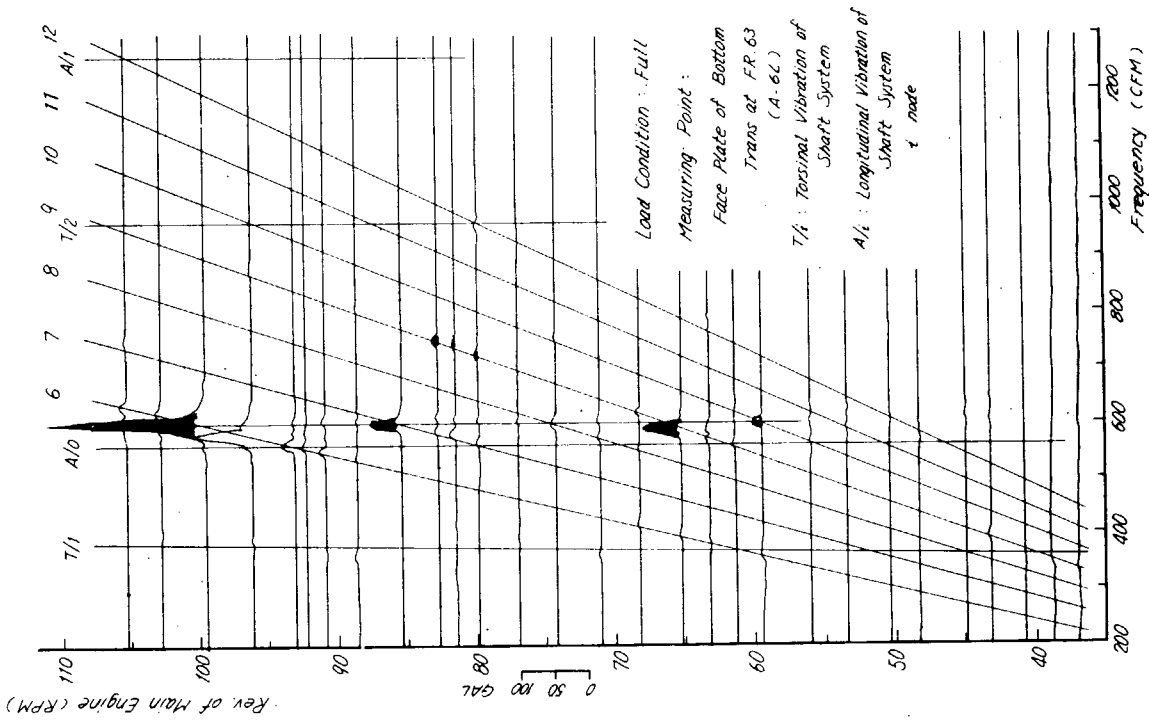


Fig. 5. 4. 8(b) Results of frequency analysis (Ship P)

(a) 軸系の振動特性

中間軸上縦振動計測点 (0-8) の卓越次数は 6, 9, 12 次であり, P 船の場合と同様である。

Q 船軸系の振動特性に関しても計算値と実測値との比較を以下に示す。

(軸系縦振動)			(軸系ねじり振動)		
	単位 (C P M)			単位 (C P M)	
	0 節 (A / 0)	1 節 (A / 1)		1 節 (T / 1)	2 節 (T / 2)
計 算	530	1280	計 算	370	1004
実 測	565	1270	実 測	365	1002

(b) トランス面外振動の卓越振動数

トランスの面外振動計測点 (T6-2, T6-17) では, 満載は 6, 9 次, バラストは 12 次成分でとりわけ前者は, 500 ~ 600 C P M, 後者では 1250 ~ 1300 C P M^{*}において卓越している。これは 4.2.1(b) 試験方法で示しておいたように, 接水状態の変化によるトランス面外固有振動数の変化によるものである。

比較的各次数に共通するピークの振動数を列举してみると次のようである。

コンディション	Freq.	中間軸 (0-8)	F R 58 トランス (T 6-2)	F R 58 トランス (T 6-17)
Ballast (IN Air)	370	○		
	565	○		
	1270	○		
	1275		○	◎
Full (IN Water)	365	○		
	550		○	○
	565	○	○	○
	575		◎	○
	750		○	○
	810			○

これらのピークのうち最大値は 6, 9, 12 次成分のいずれかで生じて, これは(a)で述べた翼および軸系起振力が主要な起振源であることを意味しており, しかも満載の 570 C P M のピークは 0 節縦固有振動数に近接しているため, その力が増幅伝達されているようである。一方, Fig. 5.4.12(a), (b)に示すようにバラスト状態では, 1200 C P M 以下では卓越するピークがみられない。これは非接水状態の最低次固有振動数がこの範囲を明らかに回避しているためで, したがって, 強制振動のみでは振幅の増大は考えにくいこともわかる。

面外振動と歪ゲージの対応が, P 船の場合には非常に良いことが判明しているが, 本実験では余りみられない。これは貼付した位置がウェブよりのため面外変形の中性軸に近いことがあげられるが, それのみでは十分説明できないようである。

5.5 固有振動数計算適用例

5.5.1 計算における仮定

電算は立体骨組構造の汎用固有振動数計算プログラムを用いて実施しており, その場合のモデル化はつぎのよう

* Real Time Analyzer の分析結果において, 1200 C P M 以上の振幅は計測時ローパスフィルターの遮断周波数 20 Hz の影響を補正していないので, 図中に記入した振幅値はローパスフィルタ特性より実振幅を算出したものである。

Table. 5.4.2 particulars of ship (Ship Q)

Hull		Main Engine	
Kind & Type	Tanker	Kind & Type	9 K 98
CLASS	LR	Number	1 Set
Construction	Longl. System	Position of Eng.	AFT
LoA	342 ^m 900	BHP (M.C.O.)	35,300
Lpp	329. 184	RPM (")	106 (*)
Bmld	51. 816	Unbalanced	Force
Dmld	27. 737		Fv1
d full	27. 745		Fv2
Δ full	325. 526 ^{Lt}	Moment	Fh
D.W.	284. 495 ^{Lt}		Mv1
Cb full	0.854		Mv2
		Mh1	
Moment of Inertia		Propeller	
Iv		Number	1 set
Ih		No. of Blades	6
Web Area		Diameter	7 ^m 804
Av			
Ah			

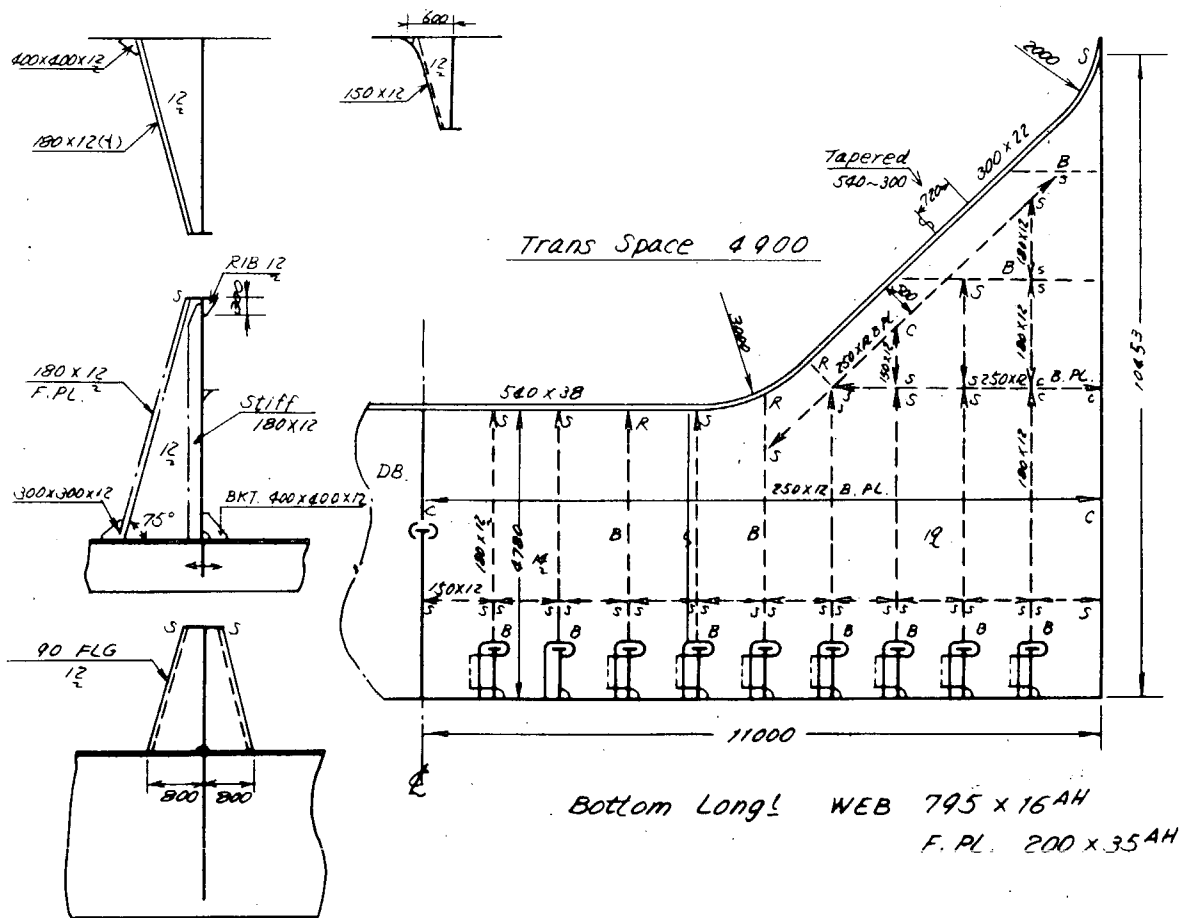
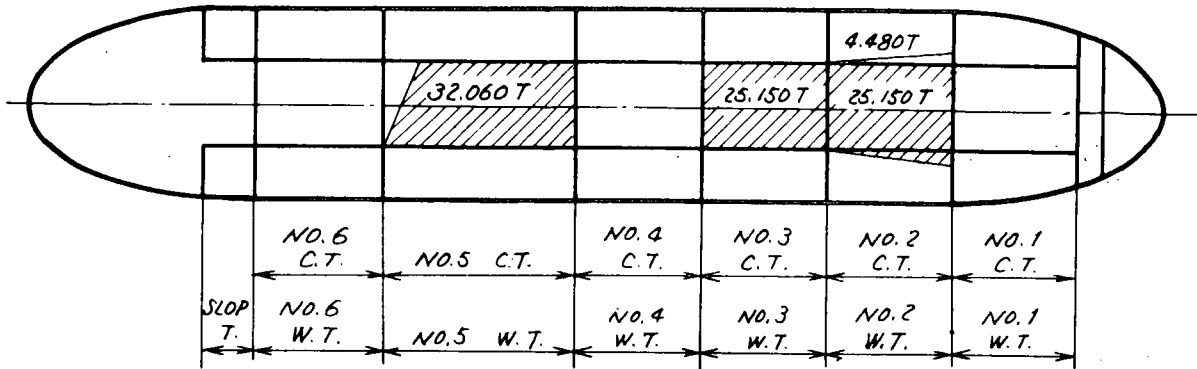


Fig. 5.4.9 Bottom trans of actual ship (Ship Q)

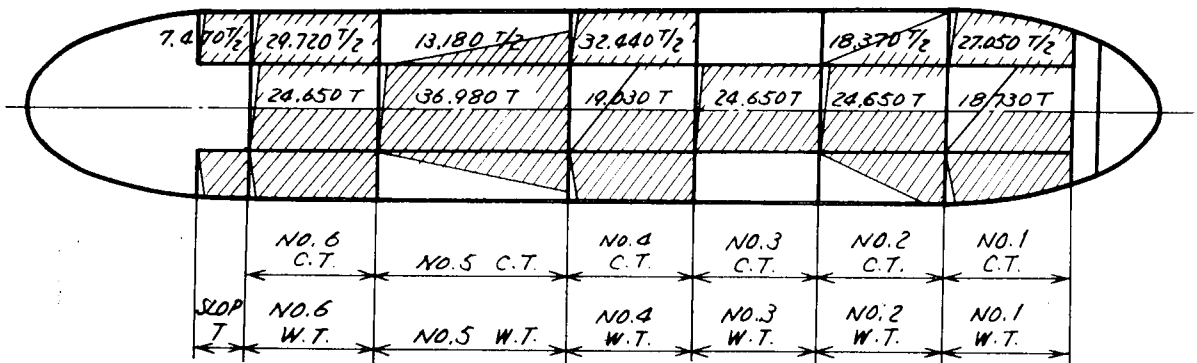
a) Ballast Condition



$da = 9,770 M$

$df = 8,490 M$

b) Full Load Condition



$da = 21.81 M$

$df = 21.79 M$

Fig. 5.4.10 Tank condition for sea trial (Ship Q)

- Acc. Pickup (Fore & Aft)
- Acc. Pickup (Up & Down)
- ↓ Strain Gage

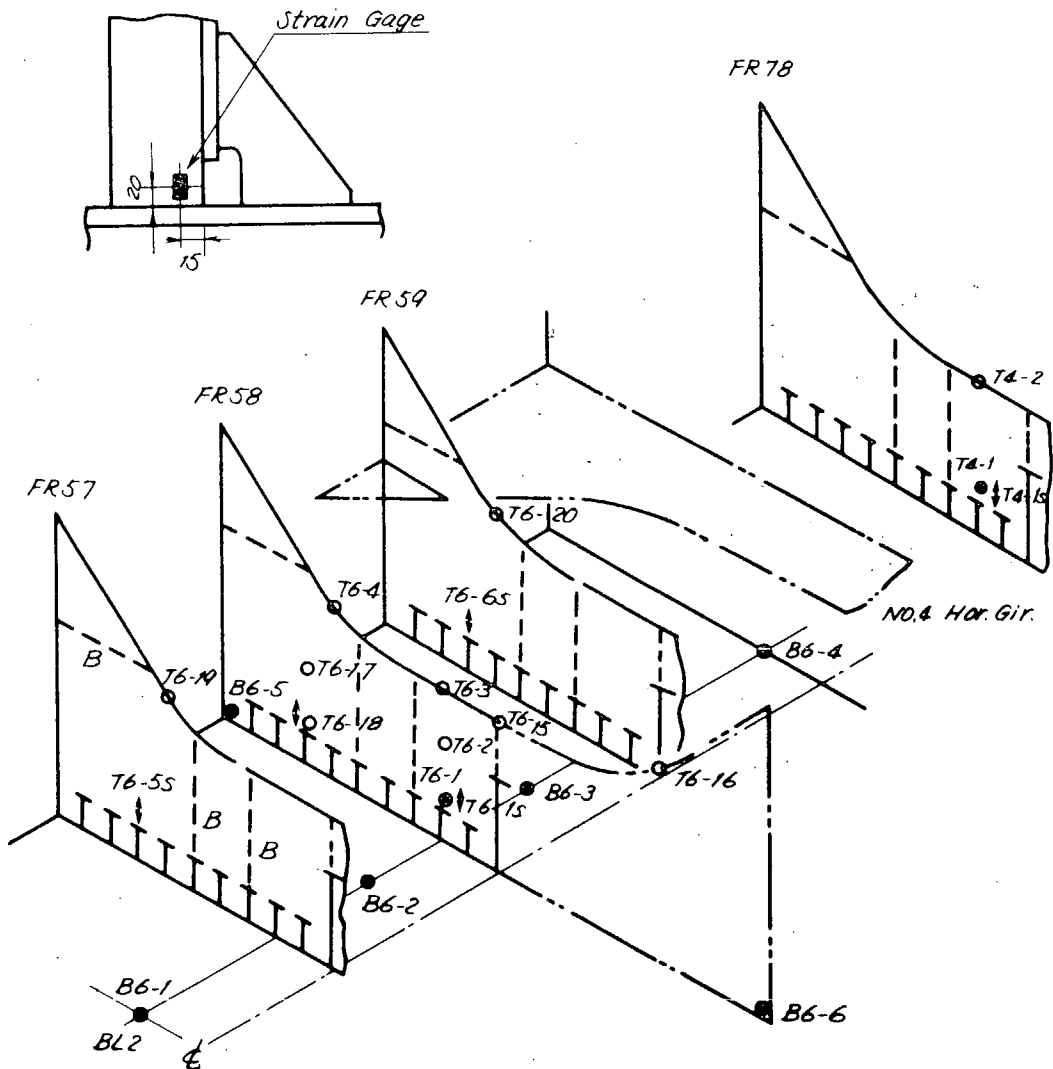
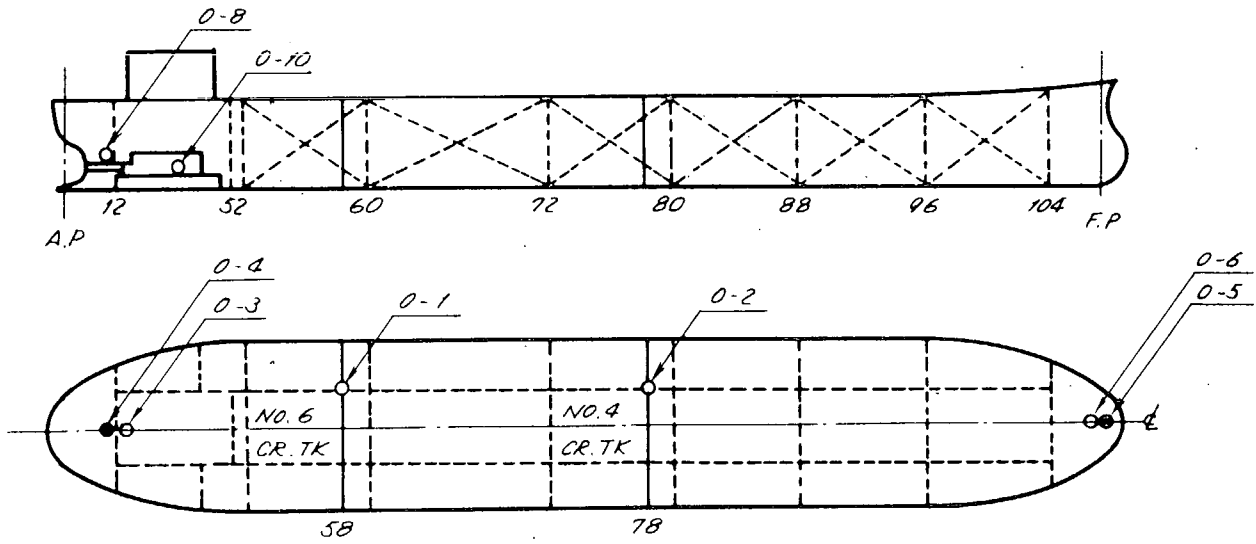


Fig. 5.4.11 Arrangement of measuring points (Ship Q)

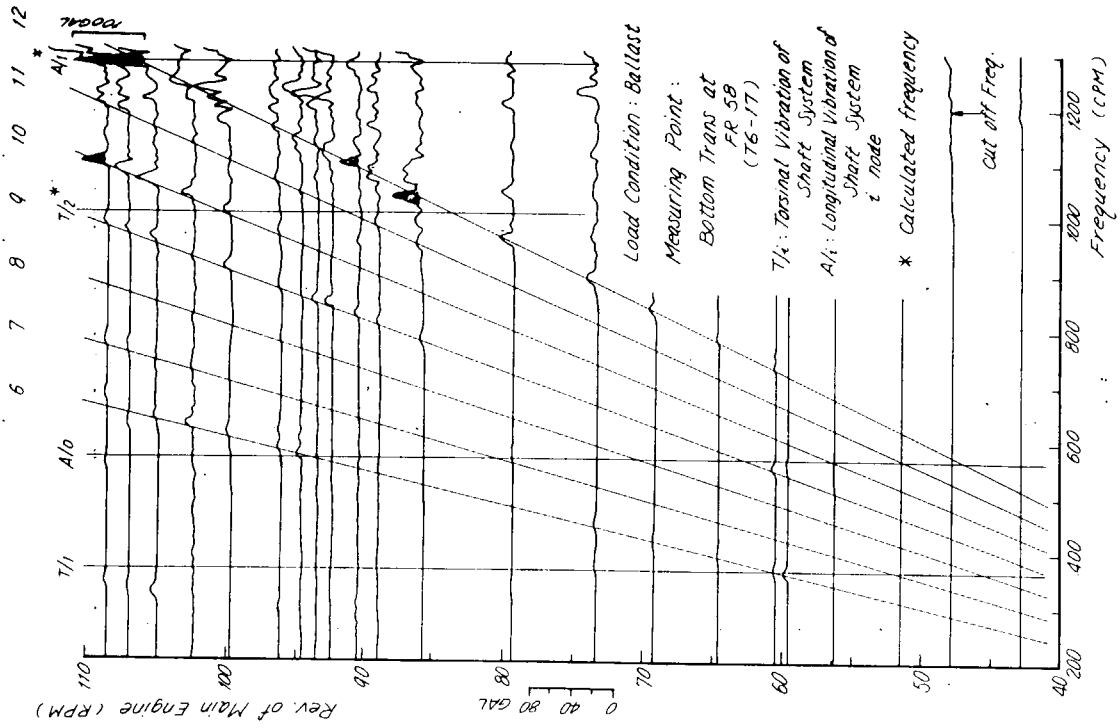


Fig. 5.4.12(b) Results of frequency analysis
(Ship Q)

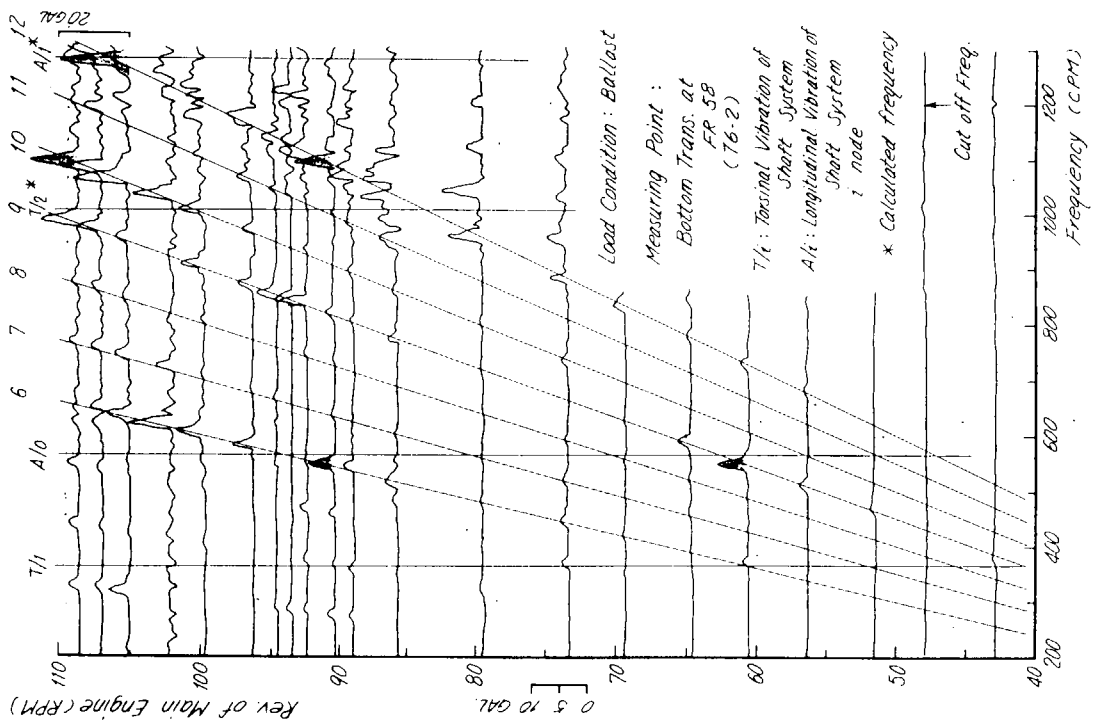


Fig. 5.4.12(a) Results of frequency analysis
(Ship Q)

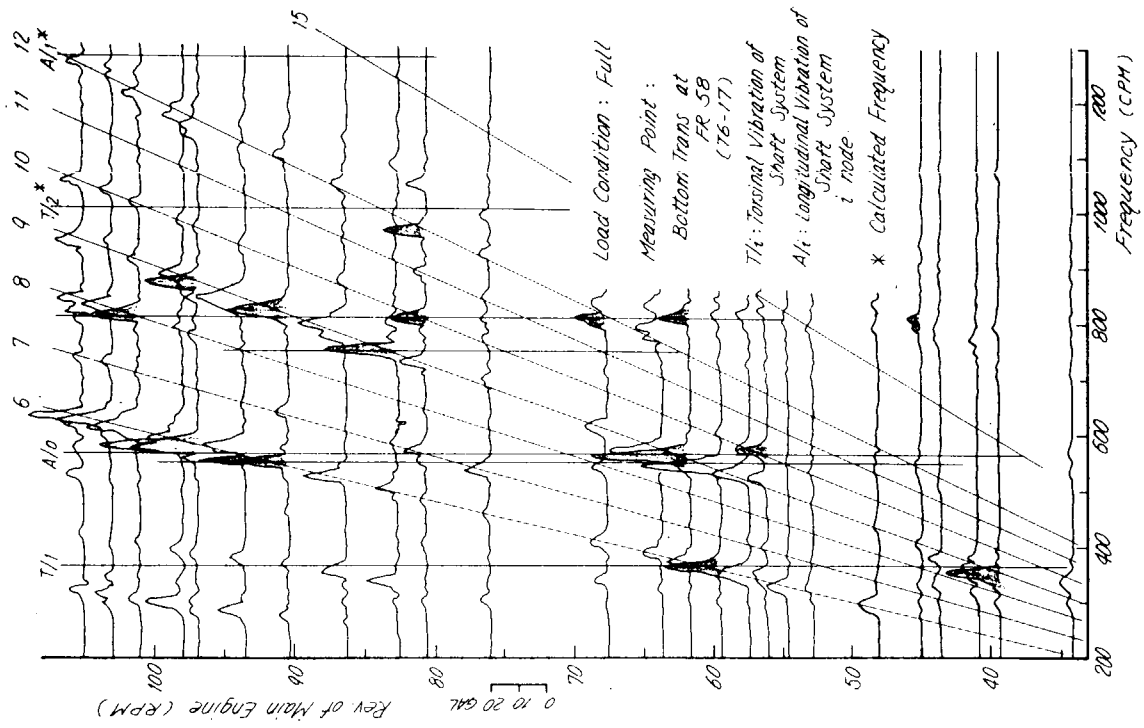


Fig. 5. 4.13(b) Results of frequency analysis (Ship Q)

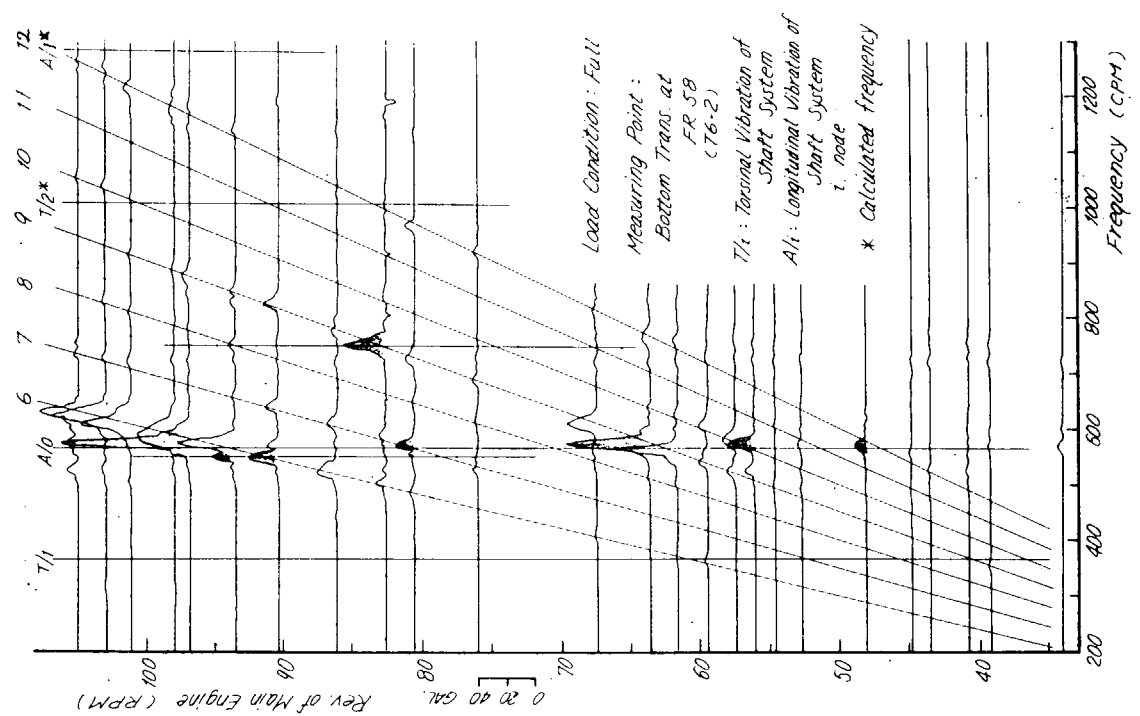


Fig. 5. 4.13(a) Results of frequency analysis (Ship Q)

におこなっている。

すなわち、面材、ブラケットおよびスチフナで構成される平面骨組構造とし、ウェブプレートは各メンバーに対し、 $25t$ (t : ウェブ板厚)の板を有効幅として付加し、重量の減少はメンバーの比重量を増加させて補う。両端がスリップエンドのスチフナは振動的に等価な剛性を算出し、スロット部はスチフナのみのビームとしている。

周辺支持条件は取合い部に単位モーメントを加えた場合に生ずる回転角より算出した回転バネ定数を用いる。回転バネの算出の際ロンジメンバーは縦隔壁あるいは船底外板をロンジスペースの有効幅として付したI型梁とする。

実施した計算は演算時間節約のため、センターガーダ部に対称および逆対称条件により分離して、片舷のみとし各ジョイントに関しても、面内の変形は拘束して自由度を減じ、また、メンバーの設定も格点間を一つのメンバーとしている。

接水状態における付加水質量は、次のような値を用いる。すなわち、付加水質量高さは3.2で(5.5.1)式のように表わされている。

$$Hv = \frac{Mv / r_w}{\ell h^2} \dots\dots\dots (5.5.1)$$

ここで

Hv : 付加水質量高さ

Mv : 付加水質量

r_w : 水の比重量

ℓ : トランス長さ

h : トランス高さ

(5.5.1)式を(5.5.2)式のように変形すると、式の右辺は単位面積当りの付加水質量を表わしている。したがって、この値に各節点に関する面積を乗じてその節点の付加水質量とする。

$$\frac{Mv}{\ell h} = Hv \cdot h \cdot r_w \dots\dots\dots (5.5.2)$$

ここでは5.3の図表より Hv を読み取って用いた。なお、その値は、最低次振動モードをもとに誘導されたものではあるが2~4次の計算にも流用している。

なお、Q船に対してはB4区域のウェブフレームの振動計算に5.2.1に示した Nv 船級協会の簡略計算式を適用している。算式は平行部に対するものであるから、ウェブ高さ h としては平均高さを、幅 ℓ は $BL-5$ のブラケットと $L \cdot BHD$ にはさまれた間をとりあげ、スチフナ曲げ剛性算出時のウェブ板の有効幅も Nv 規準にもとづいている。

5.5.2 計算と実測の比較

(1) 鋼製模型

計算および実測結果をモード形状と対応させながら選びだしたものをTable 5.5.1に示す。

表に示すように固有振動数の計算結果は実測値よりやや高めの値を評価しているが、低次数では良好な推定が可能であることがわかる。Fig. 5.5.1(a), (b)の実測振動モードは、加振位置の差をみる意味で、両加振位置で比較的近接した振動数のものを仮りに選んでみたもので、他の振動数のものでも振動モードは比較的良く一致している。

(2) P船

P船の場合、面外振動計測点はA-6L1点であるため、モードの検討はできないが、船体振動に較べて振幅の大きいことや比較的各次数に共通する振動数を電算固有振動数 (Symmetric mode) とならべてみるとTable 5.

5.2のような対応が考えられる。

これらに関しては5.4.2(2)(b)のⅰ)～ⅲ)に述べた事項の検討が必要であるが、比較的良い一致がみられるようである。

(3) Q船

ここでは対称モードに関する計算との比較を示す。Table 5.5.3, Fig. 5.5.2はIn Air のものを, Table 5.5.4, Fig. 5.5.3はIn Water のものを示す。

表中には、簡略計算式も併記してある。表に示すように簡略計算式はかなり低い値を推定することになる。これは、同式では水平スチフナを無視しており（同式が提案された時点では取付けられてない船が多かった）当然の結果ともいえる。

電算と実測はIn air 1次の場合、振動数は勿論のこと振動モードもかなり良い一致を示している。In water 2次も振動数は良く一致しているがモードに関して言えば、フェースプレートやウェブパネルの位相関係は一致しているが、計算モードはB 6部振幅≒B 4部振幅であるのに対して、実測はB 6部振幅>B 4部振幅になっている。

振動的には低次数においては、電算によればかなり良い推定が可能であることがわかったが、振動モードに関して実測モードでは、加振のメカニズム（すなわち、エネルギーの与え方）による影響は無視できず、また、本計算では1次モードを想定した付加水質量を他の次数にも用いており、しかもジョイントに対する集中質量とすることによるモードへの影響を検討してみる必要がある。4次もほぼ同様のことが考えられる。

なお、ここでQ船トランスの非接水状態に対してスチフナ端をすべてクリップとした計算と水平ブラケットを除去した計算を参考までに実施してみた。その結果次表に示すように、前者は1,2次に関して3%振動数が高くなり、後者では、1次に関しては10%以上振動数が低下して次振動には余り寄与しないことがわかった。

次数	本計算	スチフナ端剛結	水平ブラケット除去
1	1272	1308	1128
2	1758	1812	1740
3	2052	2088	1938

Table 5.5.1 Comparison between measured and calculated natural frequencies (1/4 steel model) unit(Hz)

Order	Symmetric Mode			Anti Symmetric Mode		
	Calculated	measured (average)	cal/mea	Calculated	measured (average)	cal/mea
1	77.2	74	1.043	76.7	73	1.051
2	101.9	110	0.922	100.3	99	1.013
3	144.4	137	1.054	137.4	124	1.108
4	172.1	148	1.163	150.1	145	1.033

Table 5.5.2 Comparison between measured and calculated natural frequencies in water (Ship P) unit (CPM)

Order	Calculated	measured	
		Ballast	Full
1	396	-	-
2	546	560	-
3	594	580	600
4	684	-	-

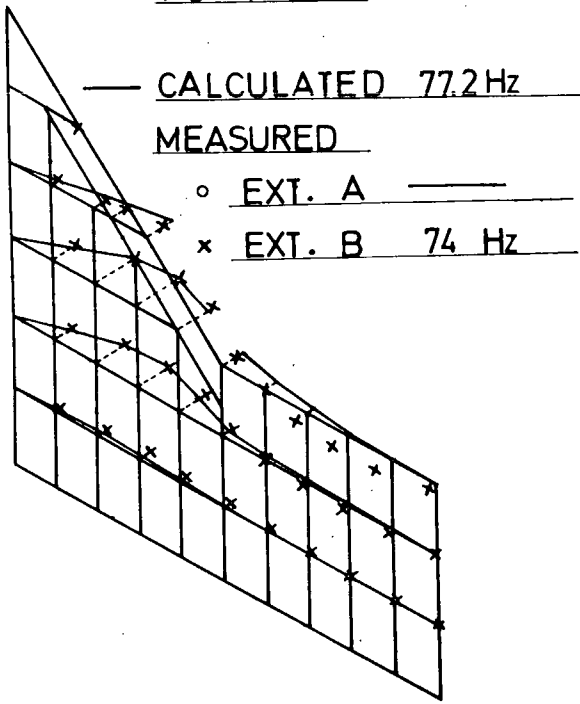
Table 5.5.3 Comparison between measured and calculated natural frequencies in air (Ship Q)
unit (C P M)

Order	Calculated (by F. E. M)	Calculated (by formula 5.2.1.6)	measured
1	1272	—	1275
2	1758	612	—
3	2052	—	—

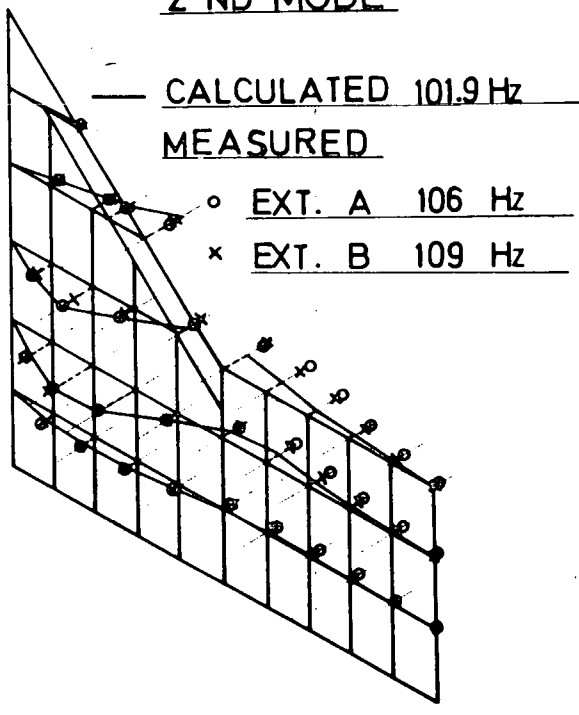
Table 5.5.4 Comparison between measured and calculated natural frequencies in water (Ship Q)
unit (C P M)

Order	Calculated (by F. E. M)	Calculated (by formula 5.2.1.6)	measured
1	408	—	—
2	582	149	575
3	648	—	—
4	786	—	750

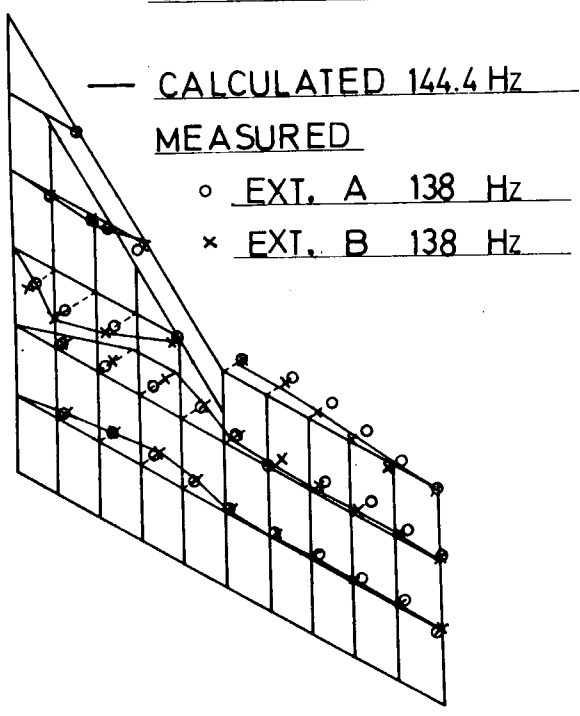
1 ST MODE



2 ND MODE



3 RD MODE



4 TH MODE

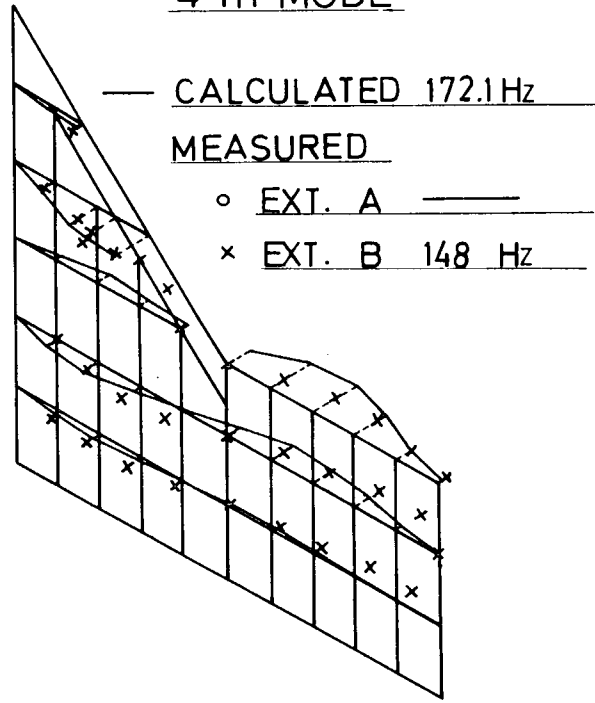


Fig 5. 5. 1(a) Comparison between measured and calculated natural mode - symmetry (1/4 Steel model)

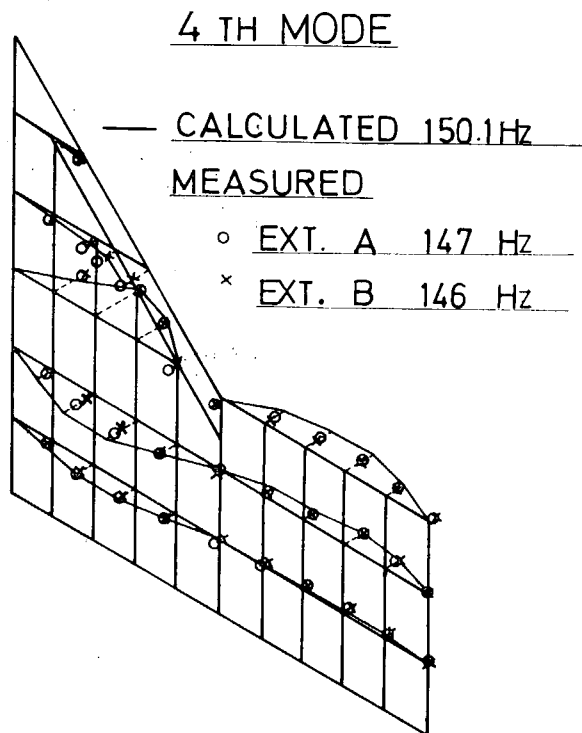
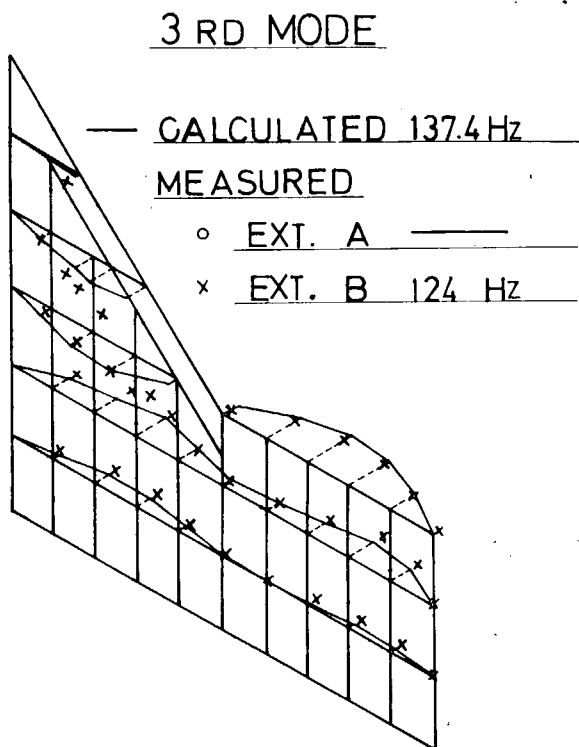
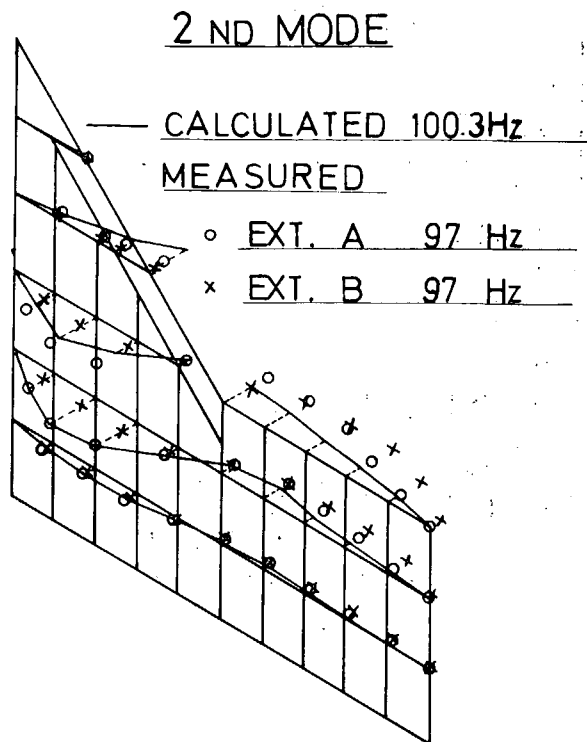
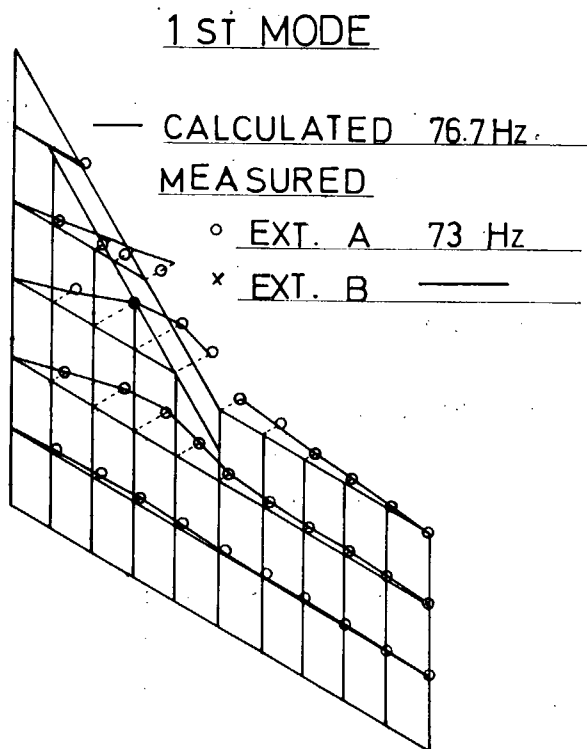
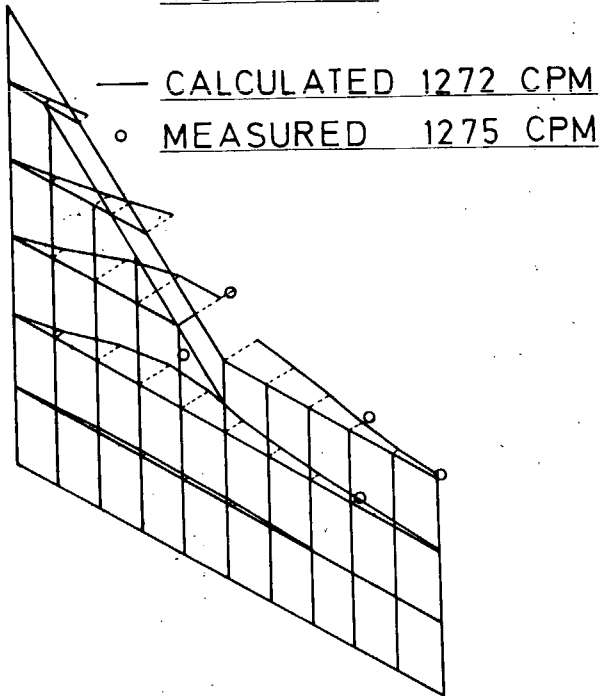
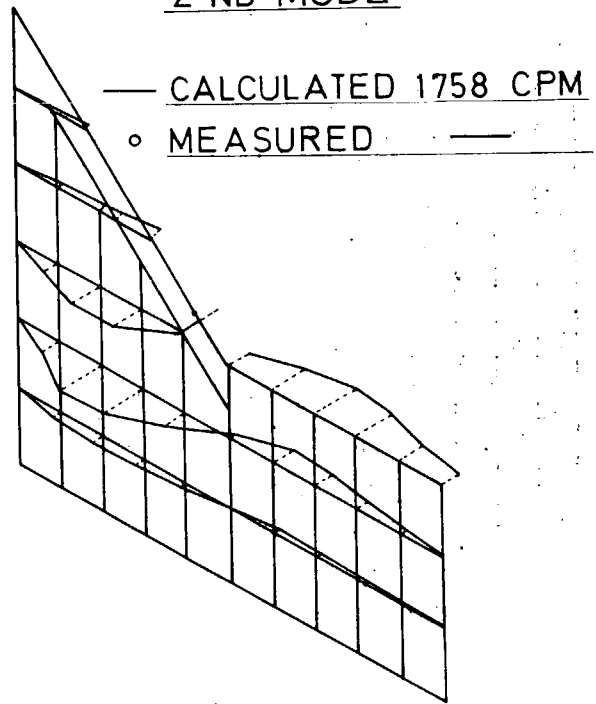


Fig 5.5.1(b) Comparison between measured and calculated natural mode - anti symmetry ($\frac{1}{4}$ steel model)

1 ST MODE



2 ND MODE



3 RD MODE

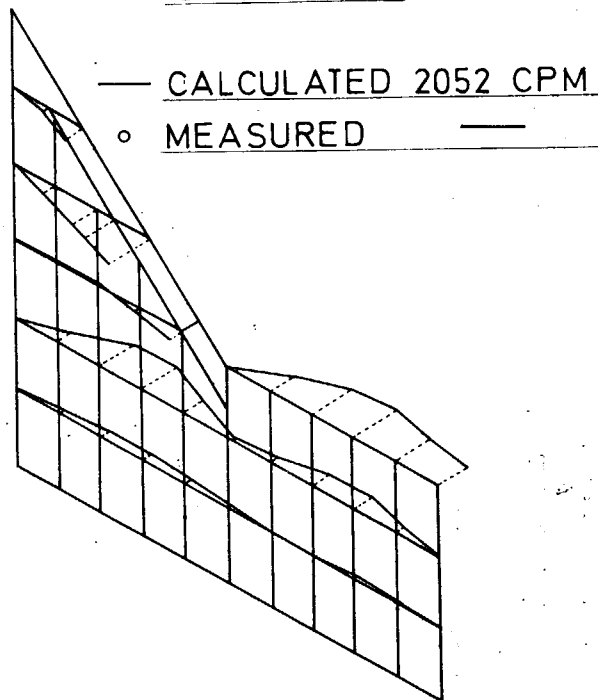


Fig. 5.5.2 Comparison between measured and calculated natural mode in air (Ship Q)

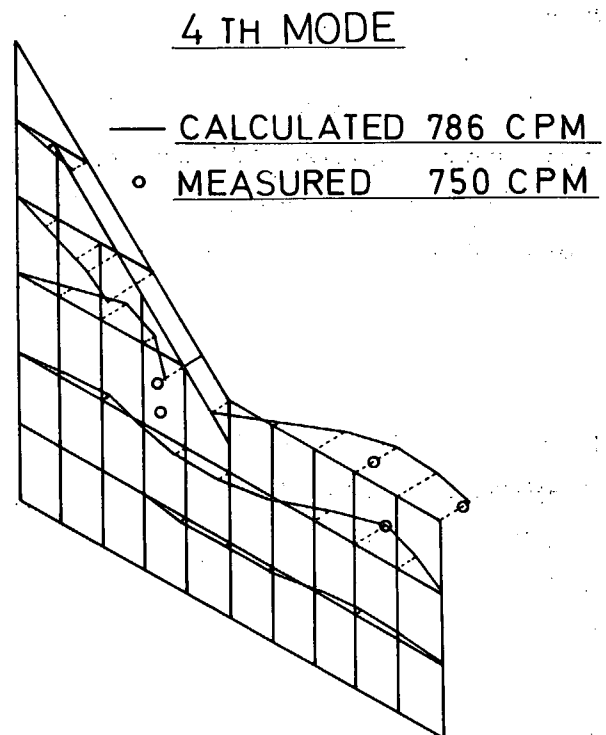
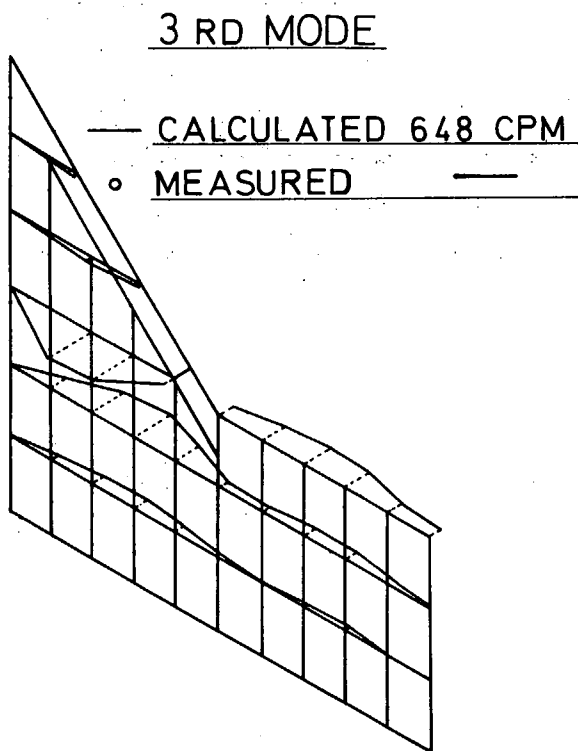
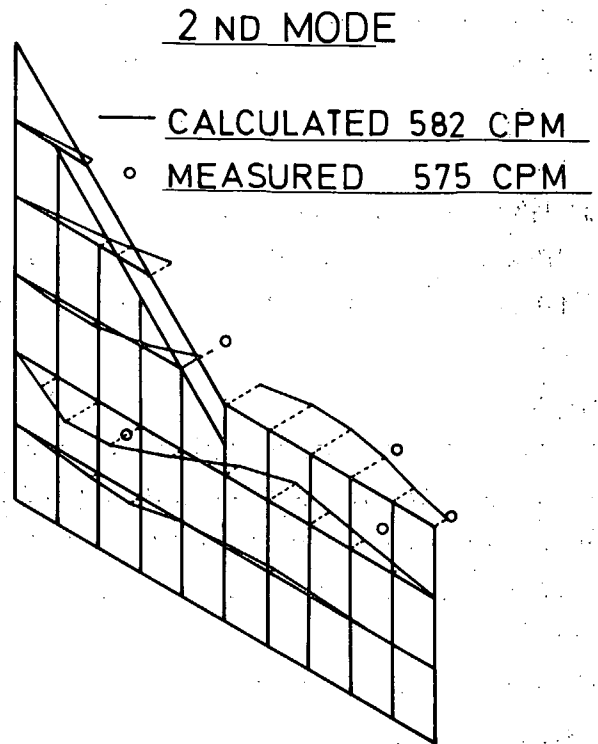
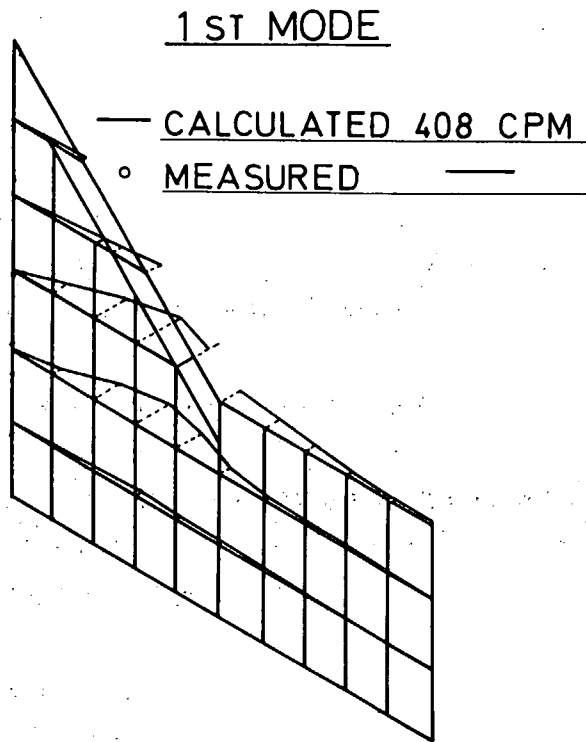


Fig. 5.5.3 Comparison between measured and calculated natural mode in water (Ship Q)

5.6 むすび

以上の試験および解析より明らかになったことを列記すると次のようになる。

- i) タンカー横部材が液体中で振動する場合の付加質量を求めるため、部材寸法を種々変化させた一連の実験を行ない、最低次の振動モードに対し、付加質量の値を求める計算式を作成、部材寸法が定まれば付加質量の値が計算できるようになった。
- ii) $\frac{1}{4}$ 鋼製模型の加振実験では、左右対称および逆対称の各4次までの固有振動を検討した。各々の2次までの振動は船幅方向のみにノードを持ち、3次以上ではB4区域で深さ方向にもノードを持つ振動形を示し、振動数は対称4次を除けば、電算結果とはほぼ10%以内で一致しており、モード形状も比較的良好な推定が可能であることがわかった。
- iii) 実船実験の横桁面外振動の周波数分析結果では、主機回転数の6, 9, 12次成分が目立っており、軸系0節縦固有振動や船体固有振動数と近接する場合には、顕著なピークを示している。
これらの次数成分は、供試船の主機軸系の主要縦起振力や翼数およびその倍数成分に相当している。
- iv) 接水状態の横桁面外振動は500～600 cpmで、非接状態では1250 cpm以上で卓越したピークがみられる。これは付加水質量効果による振動数の変化である。前者は接水時固有振動の2, 3次が対応し、後者非接水状態の基本振動数が対応している。
- v) 実船の場合も非接水状態の電算固有振動数およびモードは非常に良く一致しており、接水状態に関しても付加水質量の適用法の問題を残しているものの結果的には良く合っている。簡略計算の適用例を一例示してあるが、かなり低い値を推定している。これは、簡略式は、水平に通っているスチフナのない場合を対象としており、今回のような構造を対象とするときは何かの修正が必要となることが明らかになった。
- vi) 電算結果によれば、供試船横桁の接水状態基本振動数は、ほぼ400 cpmで常用回転数のblade frequencyよりはるかに低い。
- vii) 水平ブラケットの効果はQ船非接水状態に適用した試算では、除去することによって、一次振動に対しては10%以上低下し、2次振動には寄与しない結果が得られている。スチフナ端のスニップ形状に関しては、それがなしいものとして剛結としての試算では1, 2次に対して3%程度の高めの値を評価することがわかった。
- viii) P船では同一接水状態と考えられるにもかかわらず、FullとBallastの条件によって振動数変化のみみられている。

参考文献

- (1) SR-120 45, 46, 47年度報告書
- (2) 船体構造委員会関東地区部会, 船尾部タンク小委員会, 船尾部タンク内構造の損傷とその対策案
造船学会誌 第489号
- (3) NV船級協会規則第15章 Tentative Rules and Recommendations
- (4) 藤井他, タンク内ウェブフレームの振動
石川島播磨技報 Vol. 12 No. 4
- (5) 大沼 寛: Deep Girderの水中における横倒れ振動
日本造船学会論文集 第30号 S. 46. 12

6. 総 括

(担当 防衛大学校)

6.1 スロット周辺の損傷の発生原因

6.1.1 損傷の発生原因に関する従来の見解

スロット周辺の損傷は相当以前から知られており、実船試験においてもスチフナ基部やスロットの間縁には、静水中でも相当の高応力が働くことが確認されており、これが原因となって発生する疲労クラックと見られていた。

しかし、種々の損傷例について検討すると、現象は複雑であり疲労だけでは説明できないものもあり、結局損傷の原因になりうるものとしては次のようなものがあげられる。

- a) 疲 勞
- b) トランスの振動
- c) タンク内の流体の運動によりトランスに働く荷重
- d) 腐 蝕
- e) 工作の欠陥

これらはそれぞれが単独で損傷を発生させることはあり得るが、その主要なものはスロット周辺の各部に働く高応力による疲労であって、他の原因は疲労と重複することによって、損傷発生を促進した例がほとんどであると見られてきた。

本部会は多数の実船の損傷調査をはじめ、各方面にわたっての研究を実施したが、上記の原因に対する見解とはほぼ同一見解に到達した。ただ、振動の影響については、従来考えられていた以上に重視する必要があるということを見出した。

6.1.2 疲労が原因とみられる現象

本部会の研究で明らかになったものに限定すると、次のようなものがある。

- a) スチフナ基部応力の最大値が高いもの程損傷率が高い。

実船の損傷調査結果（第2章）では、船底トランスを対象に σ_{max} （スチフナ基部の計算最大応力）と損傷発生率の関係を求めたところ、船底トランス平行部（Fig. 2.3.2.1の中のB2, B5部）においては、 σ_{max} が増加すると損傷率も増加する傾向にあることが明らかになった。ただし、ブラケット部（B1, B3, B6部）ではこの関係が明瞭でないことや、非常に高応力でも損傷が発生していない例もある。後者についてはサンプル数や応力計算法に問題があると思われるが、疑問が残されている。

同調査ではカラーを装着したスロットの損傷発生率は、装着してないものの $\frac{1}{2}$ 以下（第2次調査では $\frac{1}{8}$ 以下）に低下している。カラー装着によって σ_{max} が顕著に低下することは実験、応力計算でも明らかであり（第3章参照）、その結果であることはいうまでもない。

実船の損傷調査結果では第1次調査船（昭和43年末までの建造船）と第2次調査船（昭和43年末以降の建造船）の間には損傷率に大きな差が見出される。これはカラー装着率の増加等の対策がとられたため、 σ_{max} の平均値が約 $30\text{kg}/\text{mm}^2$ 低下し、さらにそのバラツキを示す標準偏差も約 $\frac{1}{2}$ になったため（Fig. 2.4.3.2）、 σ_{max} が高い値になるスロットの数が大幅に減少したためと見られる。

- b) 損傷発生率がピークに達する船令は、スチフナ基部の最大応力が高くなるほど若くなる。

実船の損傷発生率の経年変化を調査した結果では、 σ_{max} が $0\sim 20\text{kg}/\text{mm}^2$ では4～5年で損傷発生率がピーク

に達するが、20～40kg/㎢では3～4年で、40～60kg/㎢では2～3年でピークに到達する。これらは σ_{max} の増加とともに疲労損傷の発生が早くなるためと考えられる。

ただし、 σ_{max} が60kg/㎢以上では船令が3～4年で損傷発生率がピークになっている。(Fig. 2.3.4.2)

c) 小型模型疲労試験による損傷の進展経過と実船の損傷形態が一致する。

小型ゲージ模型による疲労試験結果(第4章)では、クラックはまずスチフナ基部に発生し、これが進展してスチフナが破断し、その後(場合によっては破断直前)、スロット周縁にクラックが発生するという経過をとる。この経過はスロット部の構造を補強したときでも変化しない。

一方実船の損傷においても、全損傷例の80%以上がスチフナ基部の損傷で、スロット周縁の損傷と重なっているものを加えると85%を超えている。(Fig. 2.3.1.1)これは上記の模型試験結果とよく一致している。

また、小型模型疲労試験結果より得られたS-N線図を基に、実船における σ_{max} と損傷率の関係を推定したところ、実船の結果とかなりよい一致が得られることがわかった。(Fig. 4.5.7)

6.1.3 振動が原因とみられる現象

トランスの振動は簡単に計測できないし、局部振動のため平常は注目されることは少ない。したがって、この種の損傷の発生が振動によって促進されたとしても、これを確認することは難しい。トランスの振動は複雑な現象である上に、振動が発生しやすいタンクにバラストまたは油を積載した状態では、付加質量の影響が加わるため、固有振動数を精度よく推定することは難しく、当然疲労等の影響も加わっているから、振動が原因であると解明することが難しいことが多い。前節と同様に、本部会の研究により見出された現象に限定すると、次のようなものがあげられる。

a) 船底トランスのブラケット部の損傷

前述のように船底トランスの平行部においては、 σ_{max} と損傷率との間に相関がみられるが、ブラケット部では相関がみられない。したがって、この部分の損傷は、平行部とは異なる要因が働いていると考えられる。

b) B4部の損傷の特異性

船底トランスの中でB4部(Fig. 2.3.2.1に示すように中央タンクの縦隔壁付ブラケット部)の損傷は、他の部分に比べ著しく損傷率が高い。(船底トランス全体の平均損傷発生率は3.8%、B4部は12.5%)この部分が特に損傷発生率が高くなるということは、疲労では説明できない。(Fig. 2.3.2.1)

さらにB4部の損傷発生率の船長方向分布は、平行部とは傾向がことなり、船尾部に偏っている。これは振動による損傷と特色が一致する。(Fig. 2.3.2.3)

B4部のパネル振動数を略算式で求め、起振力振動数との比をとってみると、それが0.7付近のものの損傷発生率は著しく高い。前述のように、B4部では σ_{max} と損傷発生率の間に相関がみられないが、このパネル振動数と起振力振動数の比が0.7付近のものを除いたものについて、 σ_{max} と損傷率の関係を求めてみると、平行部に似た相関が見出される。以上から、B4部は相当振動の影響が加わっているとみられる。(Fig. 2.4.2.3)

なお、B3部においても、上記の比が一定値のものでは損傷発生率が高いという現象は見出されており、他のブラケット部はB4部ほどではないとしても、振動の影響をうけているのではないかと思われる。(Fig. 2.4.2.2)

6.2 損傷防止対策

6.2.1 損傷防止対策の重点

前述のように、実船の損傷例ではその大部分はスチフナ基部の損傷であり、またスロット周縁のウェブのクラックは、スチフナ破断後(早くても破断直前)に発生することは模型試験でも明らかにされている。この損傷の進展経過はスチフナを補強して、その基部の寿命が延びても変わらない。

これから、スロットのコーナー部はスチフナが健全である限りクラックは発生しにくいもので、スチフナ基部のクラックが進展すると、荷重分担率が変化しスロットのコーナー部の応力は増大する結果、クラックが発生するようになると思定される。したがって、一般的にはスチフナに損傷が生じなければ、スロットの周縁にクラックが発生することはないと思われる。以上から損傷防止対策としては、スチフナ基部の損傷防止が最も重要であるとの結論が得られる。

実船の部材別損傷発生率を見ると、船底トランスの損傷発生率が最も高い。よって、ここでは船底トランスのスチフナ基部の損傷防止対策を対象とする。

6.2.2 疲労損傷

疲労損傷の防止対策は、スチフナ基部の最大応力を、疲労損傷が生じない程度に低下させることに帰する。以下においては、この σ_{max} と損傷発生率の関係を求め、その許容値について研究した結果について述べる。

(1) スチフナ基部疲労強度

第4章に示したように、本部会では各種の構造の模型について実験し、その疲労強度を明らかにした。この試験結果は応力振幅として三井千葉研の計算式によって求めたスチフナ基部最大応力 σ_{max} の振幅をとると、実用的には、1本のS-N線図であらわされる。このことは、スロット部の構造には種々のものが考えられるが、それぞれの疲労強度は構造の如何を問わず、 σ_{max} だけで評価できることを意味する。

このような構造物の疲労強度は相当のパラッキがみられるので、寿命のパラッキに対数正規分布に従うとする。模型試験結果ではクラック発生寿命の(対数の)標準偏差は0.25~0.30程度であるので、今後の計算ではクラック発生寿命を対象とするときは、一応0.30とする。

模型のS-N線図を定める定数 a 、 bm (損傷発生率 p_f が50%のときの値)はTable 4.5.1に示す。実船のS-N線図はこれに寸法効果に対する修正 Δbts 、腐蝕影響に対する修正 Δbc を加えたものとなる。 Δbts はスチフナ板厚が4mmのときは0、16mmのときは $a \log 0.7$ となり、その間の板厚について種間法で求める。 Δbc は実船の損傷調査結果では $\log 0.5 \sim \log 0.7$ 程度となるが、今後建造される船に対しては防蝕法の進歩を考えると、 $\log 0.8$ 程度であろうと推定される。

なお、実船のクラック発生を検討する場合は、疲労クラックが10mmの長さまで進展したときの寿命を実船のクラック発生寿命とみなす。

(2) 荷重条件

スチフナ基部に働く応力は、1航海を1周期とする静水中の応力変動と、その上に重なる波浪応力に分けられる。静水中の応力変化はタンクの使用条件と喫水変化によって生じるものであり、振幅はタンクの種類によって異なるが、 σ_{max} の基準値として船底に満載喫水の水頭に等しい内外圧差が生じた場合の値をとると、Table 6.2.1に示す値で近似できる。

波浪応力は波浪による外圧の変動と、船体動揺による内圧(バラスト、貨物油等による内圧)の変動によって生じる。この内外圧差は一般の船体の波浪応答と同様ランダムな変動であり、ピーク値の長期分布は普通weibull分布(指数分布)で近似できる。波浪応力は近似的にこの内外圧差に比例するとみなせるから、そのピーク値の長期分布も同一の分布で近似できる。

Table 6.2.1にTable 4.5.2に示す船が、日本~ペルシヤ湾航路を4年間航海したときの、船体中央、中心線上の内外圧差に対応する波浪応力の極値の計算結果を示す。

(3) 疲労損傷発生率の推定

疲労被害度としては静水中の応力変動による被害度 D_s (第4章(4.5.9)式)と波浪応力(バラスト時と満載時)による被害度 D_{wb} 、 D_{wf} (第4章(5.4.10)式)の和をとり(第4章(4.5.11)式)、それが1に達すれば損

傷が発生するものとする。

Table 6.2.1 Load condition of web stiffener of bottom transverse during 4 years' voyage from japan to persian bay (Stress means max. value of stiffener stress at connection with longitudinal)

Item	Ballast tank	C. Oil & Ballast tank	Cargo-oil tank	Remark
η_s	1.00	0.50	0.25	η_sRatio of amplitude of still water stress to standard value of σ_{max} . n_sNumbers of cycle of still water stress.
n_s	32			
η_b	0.249 (0.355)	0.227 (0.324)	0.140 (0.199)	η_b }Ratio of extreme a mplitude of wave induced stress to standard value of σ_{max} , suffix b and f mean ballast condition and full load condition respectively. () show η_b & η_f on the N. Atlantic.
η_f	0.137 (0.195)	0.201 (0.288)	0.201 (0.288)	
$\eta_{wb} = \eta_{wf}$	3.917×10^6			η_{wb} } ... Numbers of cycle of wave induced stress. η_{wf}

任意の損傷発生率に対応するS-N線図を使用して、被害度を求めると、その値は σ_{max} の値に応じて変化する。この被害度が1に達するときの σ_{max} を求めると、 σ_{max} の値がその値であるスチフナでは、想定した損傷発生率の損傷が発生する。このような計算を繰返せば、 σ_{max} と損傷発生率の関係を求めることができる。

船底トランスを中央タンクと舷側タンク内の部分に分けて考える。トランスに働く剪断力はスロットの位置によって異なるから、 σ_{max} の値はスロットごとに異なる値となる。個々のスチフナについて σ_{max} を求め、損傷発生率を検討するのは煩雑であるので、 σ_{max} の値はトランスの対象とする部分にある各スチフナの σ_{max} の中の最大値(公称値と呼ぶ)を対象として検することにする。

σ_{max} の公称値が任意の値をとるとき、トランスの対象とする部分にあるスチフナの σ_{max} の分布はスロット部の構造によって異なるので、これを次の3グループに分けて考える。

- (a) スロットにカラーが装着されていない場合
- (b) 全スロットにカラーが装着されている場合(バックブラケットで補強されていないさし込み型スロットを含む)
- (c) 全スロットにカラーを装着し、さらにバックブラケットで補強した場合(バックブラケットで補強したさし込み型スロットを含む)

(a)のグループでは σ_{smax} の値はスロットごとに大幅に変化し、同一トランス上の各スチフナの値はスロットの向き、中心線ガーダの有無等によっても異なるが、極端な場合は0から公称値までの値をとる。 σ_{max} の値がその公称値と同程度であるスチフナの数は、全スチフナの $\frac{1}{6}$ 以下と推定される。また三井千葉研の計算式による σ_{max} はスチフナ上端(トランスのエースプレート付近)を支持しないときの値であり、一般のスチフナでは、応力はこれより小さいのでこの σ_{max} の仮定は一般のスチフナに対しては安全側にある。

(b)のグループでは σ_{smax} (第4.5.2章参照、剪断によるスチフナ基部応力)の値は0に近いから、全スチフナの σ_{max} は等しい。しかし、スチフナ上端の支持条件はスチフナごとに異なるから、完全に支持されていないスチフナの σ_{max} だけが公称値と一致する。このような条件になるスチフナの数は全スチフナの $\frac{1}{6}$ 程度と推定される。

(c)のグループでは σ_{smax} の値は0に近い上に、 σ_{max} はスチフナ上端の支持条件が σ_{max} に与える影響は無視

できるから、全スチフナの σ_{max} は公称値と一致するとみなせる。

前記の σ_{max} と損傷発生率の計算結果は、全スチフナの σ_{max} が等しときにはそのまま適用できるが、普通は σ_{max} の分布に対する修正が必要である。すなわち、スロット部の構造が(a), (b)グループに属するものについては、損傷発生率は計算結果の $\frac{1}{2}$ に低下すると見なす。 σ_{max} の値が大となると損傷発生率は、(a)グループと、(b)グループで異なる値となるが、 σ_{max} が低い値のときには両者の間の差は小さいので同一に扱う。(c)グループについては全スチフナの σ_{max} は公称値と一致するから損傷発生率を修正する必要はない。

(4) σ_{max} の許容値

疲労被害度の計算を就航後10年、20年という長期にわたって実施することは、精度もよくなく、その間の諸条件の変化を考えると不合理とはいえる。よって、バラスト専用タンクの船底トランスを対象に、就航4年後の定検時のクラックが10mmに進展したときの発生率を基準に、 σ_{max} の公称値の許容値を検討してみる。

Fig. 6.2.1の4本の曲線は、 σ_{max} の公称値と就航4年後(荷重条件はTable 6.2.1に示す。)の損傷発生率の関係を示す。図の実線はスロット部の構造が前頁で定義した(a), (b)グループの場合であり、破線は(c)グループの場合を示す。

船底トランスのスロットの総数を約2500とすると、損傷発生率 p_f が0.04% (= $\frac{1}{2500}$)以下のときは損傷は発生しないことになる。Table 6.2.2は p_f がこの値になるときの σ_{max} の値を示す。計算結果には相当の誤差が含まれることおよび板厚等によって変化するから、 σ_{max} の許容値を一定値に定めるのは難しいが、 σ_{max} を50 kg/mm²以下にするのが妥当といえる。計算結果からみると、 σ_{max} を50kg/mm²にとると好条件のときは同型船数隻中の1隻にクラックが発生し、悪条件のときでも各船に1個のクラックが発生することになる。なお、スロット部の構造が(c)グループに属する場合は σ_{max} を若干低目にとる必要がある。

この計算は防蝕処置が十分であることを前提としているから、このような条件にない船では σ_{max} を相当低目に修正しなければならない。たとえば Δbc がlog 0.5であるとすると、許容値は約7kg/mm²低下させねばならない。

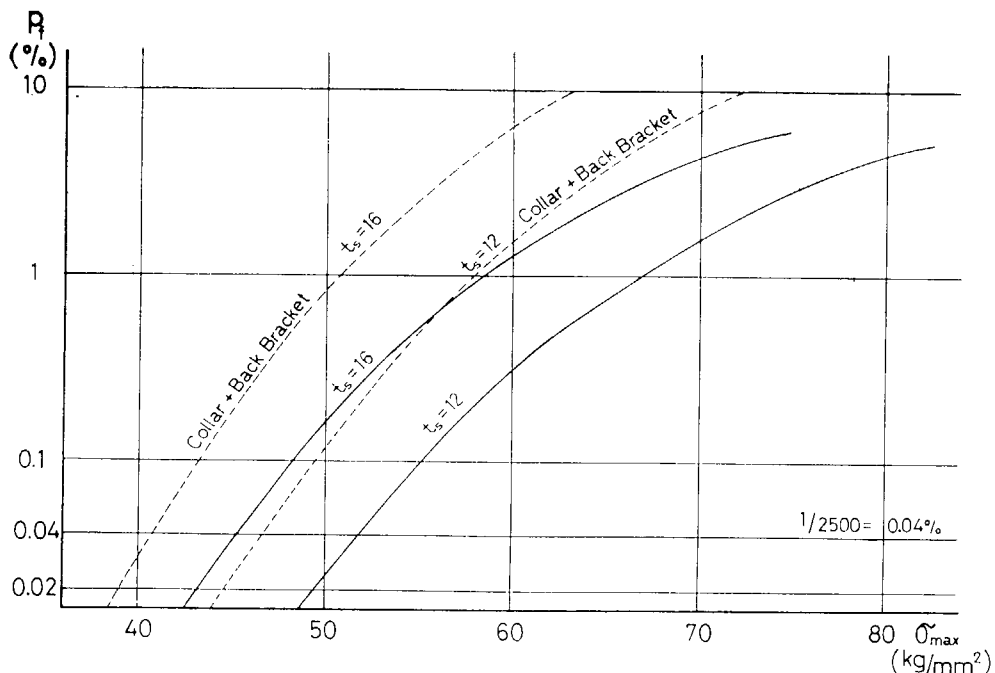


Fig. 6.2.1 Estimated occurrence of crack in web stiffener of bottom transverse after 4 years' voyage (Japan-Persian Bay)
 $\Delta bc = \log. 0.8$, $s = 0.30$

Table 6.2.2 Nominal value of σ_{\max} , where p_f is estimated to be 0.04 % after 4 years' voyage.

Standard deviation of $\log_{10} N$		0.25	0.30
σ_{\max} (kg/mm ²)	$t_s = 16\text{mm}$	50.3 (46.2)	45.2 (40.8)
	$t_s = 12\text{mm}$	57.4 (52.8)	51.7 (46.7)

Value in brackets shows σ_{\max} where stiffener is reinforced by collar and back-bracket.

S-N線図が(4.5.2)式で与えられる場合, Table 6.2.1の荷重が働いたときの疲労被害度Dは次式で与えられる。

$$D = 10^{-b} \{ 32 (\eta_s)^a + 4470 \{ (\eta_b)^a + (\eta_f)^a \} \} (\sigma_{\max})^a$$

$$\equiv 10^{-b} g(\eta) (\sigma_{\max})^a \dots\dots\dots (6.2.1)$$

- ここに, η_s …… 静水中の応力変化の振幅と σ_{\max} の基準値の比
 η_b …… バラスト状態における波浪応力の極値と σ_{\max} の基準値の比
 η_f …… 満載状態における波浪応力の極値と σ_{\max} の基準値の比
 σ_{\max} …… σ_{\max} の基準値 (船底に満載喫水の水頭に等しい内外圧差を生じたときの σ_{\max} の絶対値)
 a, b …… S-N線図の形を定める係数

上式中の $g(\eta)$ は想定海象, 就航年数, タンクの使用条件によって変化する。想定海象が変化すると η_b, η_f が変化する。(Table 6.2.1 参照) 上記の許容値は日本~ペルシャ湾航路を主として航行する船を対象とした値であるが, 想定海象を北大西洋としたときの許容値も上式から計算できる。これから, 相当の頻度で北大西洋を航行する船では許容値を上記の値の0.9倍に, 常時北大西洋を航行する船では0.8倍に修正すべきであると推定される。

Table 6.2.3は最近建造された船, および近く建造される船について, σ_{\max} を計算した結果で, 全スロットにカラーを装着した船ではほとんどが50kg/mm²以下に, さらにバックブラケットによって補強すると, 35kg/mm²以下となる。

前述のように σ_{\max} を50kg/mm²程度にすると, 悪条件のときは1個程度のクラック発生は考えられる。しかし, Table 4.5.1に示すように, スチフナの破断寿命は平均してクラック発生寿命の約6倍に達する。したがって, このクラックがスチフナ破断にまで到達するには相当の時間が必要となる。

6.2.3 振動による損傷

前述のように, 船底トランスではB4部(さらに用心するならB1, B3, B6等のブラケット部)は振動影響について検討する必要がある。

(1) 起振力

起振力の発生機構は複雑であり, 第5章の実船試験でも他の次数のものもあらわれているが, 起振力として次のものを考える。

- (a) プロペラ起振力(振動数はブレイドフリクエンシー)
- (b) ディーゼル主機のガス圧変動等による高次起振力(振動数はシリンダ数によって変化する。2.4.2参照)

第5章に示したように, 起振力が軸系を介して船体に伝達されるときは, 軸系の縦振動, ねじり振動の固有振動数に近いときに, 起振力は大きくなる。ただし, 起振力の伝達機構については不明の点も多い。

Table 6.2.3 Examples of reinforcement of cut - out on actual ship

Ship name	Dead-weight (t)	L (m)	B (m)	D (m)	d (m)	Position of tank	Bottom transverse		Stiffener				Reinforcement			σ_{max} (kg/mm ²)		Remark
							Depth (m)	Thickness (mm)	B (mm)	t_s (mm)	h_s (mm)	r_s (mm)	Collar	Back Bkt	f	Ballast	Full**	
A	80,000	230.0	40.0	19.8	14.9	C	3.100	14	230	14	65	35	All cut-out	with-out	6.2	50.7	52.0	Ship B, C ...
B	140,000	260.0	43.5	22.8	17.0	C	2.960	14.5	247	12.5	65	35	do.	do.	6.0	50.0	49.9	No damage is found after 3 years' voyage.
C	250,000	320.0	54.5	27.0	21.0	C	4.300	18.5	230	12.5	65	35	do.	do.	6.2	53.0	57.1	Ship D ...
D	370,000	330.0	54.5	35.0	27.0	C	4.395	18	200	16	65	35	do.	$400 \times 400 \times 12.5(S)$	3.1	17.3	18.3	No damage is found after 2, 3 years' voyage.
E	150,000	278.0	48.0	20.3	15.3	W	3.190	14	230	12.5	50	25	do.	230×12.5 FB (M)	3.5	31.8	20.3	Ship L ...
F	230,000	304.0	52.4	24.6	19.0	W	3.090	18	200	14	50	25	do.	230×16 FB (M)	4.0	21.8	37.0	Breadth of stiffener increased locally at connection with longi.
G	90,000	230.0	40.0	18.8	14.2	C	2.290	14	150	12.7	30	0	do.	Wsth	4.1	31.1	25.6	σ_{max} of ships M.N. or o shows nominal (max) value.
H	140,000	258.0	44.0	22.9	17.0	W	2.490	14~18	200	12.5	30	0	do.	do.	4.1	40.6	41.1	
I	270,000	324.0	54.4	26.9	21.0	W	3.790	17	200	14	30	0	Insert type	do.	4.1	41.6	41.9	
J	410,000	358.0	68.8	29.8	23.6	W	4.190	18~22	200	14	30	0	do.	do.	4.1	44.5	46.4	
K	90,000	220.0	38.0	19.5	14.5	W	3.090	14	200	16	50	25	All cut-out	$300 \times 300 \times 12.5(S)$	4.2	20.9	-	
L	260,000	314.0	54.8	26.4	20.6	W	3.790	17	220	17	50	25	do.	$350 \times 350 \times 14(S)$	4.2	20.5	-	
M	240,000	310.0	54.0	26.4	19.5	W	3.980	16	230	14	50	0	8/15*	$400 \times 400 \times 12.7(S)$	4.0	88.7	55.3	
N	270,000	318.0	56.0	26.4	20.6	W	3.980	16	230	14	50	0	8/15*	$400 \times 400 \times 12.7(S)$	4.0	23.5	52.2	
O	310,000	330.0	56.0	28.7	22.4	W	4.180	16	230	14	50	0	8/15*	$400 \times 400 \times 12.7(S)$	4.0	35.7	49.1	
Remark	* Ratio of cut - out to all cut - out							C center tank		B } See Fig. 3.3.10		(S) } see Fig. 3.2.2						
	** σ_{max} in full load cond. equals to standard value.							W wing tank		h _s }		(M) }						
								r _s }		t _s ... Thickness of stiffener								

普通起振力は船尾から船首方向に伝達されるにつれて減衰する。ただし、トランスの横倒れ振動やウェブの面外振動は、推力変動のような船首尾方向の起振力によって発生するように見えるが、本部会で実施した船底模型による実験では、船底外板を鉛直方向に加振しても船底トランスの振動は発生しており、起振力は外板、甲板、隔壁板のパネル振動の形でトランスに伝達されることも考えられる。

(2) トランスの固有振動数

トランスの振動で問題となるのは、タンクにバラストまたは油等を積載したときの振動で、付加質量の影響でトランスの振動数は低下し、前記の起振力の振動数に近くなる場合がある。

付加質量はトランスの形状、面材の幅、振動モードによって変化する上に、隣接トランスの振動の位相が同相か逆相かによって変化する。本部会では模型試験結果から、同相で振動する場合の付質量計算式を導いた。同式による計算値は Fig. 5.3.2, Fig. 5.3.3 に示されるが、この付加質量を適用して鋼製模型試験および実船試験の解析に使用し、実測値と非常によく一致することが確認された。

本部会ではトランスの振動数については、これを面材、スチフナ、トリッピングブラケットで構成される平面骨組構造にモデル化し、電算機によって固有振動数および振動モードを求めた。モデル化に際しては、各部材に対するウェブの有効幅は板厚の25倍とし、周辺においては隣接部材の剛性によって定められる剛性の回転バネで支持されたとした。この周辺の支持条件は固定としても振動数には大きな誤差は生じないようである。前述のように、この骨組モデルに付加質量を加えた計算値は、実船試験の結果と比較すると2次までなら誤差は3%以下、模型試験の結果と比較すると8%以下であった。(5.5参照)ただ、簡単な計算で振動数を推定する計算式を提案できるまでにはいたらなかった。

(3) 損傷防止対策

実船試験結果によると、起振力の振動数がトランスの固有振動数を5%程度ずれると、トランスの振動は非常に小さなものとなる。また、骨組モデルによる計算値の誤差が上記の値程度であるということから、計算結果の検討はできる。

固有振動数の計算値が得られた場合、2次以上の高次振動の取扱いが問題となる。船底トランスのB4部の損傷を対象とするときは、その損傷発生の状況からみて、2次振動でもB4部のパネルが大きく振動するものは、同調はさけるべきである。第5章に示す実船試験では、Q船の2次振動はこの場合に相当する。

B4部はトランスの中で最も損傷発生率の高い部分であり、この部分の振動については検討を加えておくべきである。もし、これが出来ない場合であれば2.4.2に示すように、B4部のウェブのパネル振動数を近似式で求め、これと前記の起振力の振動数の比が0.7付近(0.63~0.75)に来ることは一応避けておくべきであろう。ただ、この計算式は水平スチフナを多数配置したような構造にはそのまま適用はできない。

6.3 その他

6.3.1 工作の欠陥による損傷

第2章に示したように、第2次の損傷調査結果では損傷発生率は0.6%程度に低下しており、その後建造される船の損傷発生率はさらに低下しているものと推定される。

このように構造の改良によって、疲労および振動等による損傷がほぼ皆無になったとき問題として残るのは工作の不良による損傷であろう。本部会において実施した小型模型疲労試験においても、スチフナ基部の溶接が不良であった模型が数個見出されており、その発現率は上記の実船の損傷発生率を超えている。前述のように、疲労による損傷発生率を推定するに際し、疲労寿命のパラッキを考慮したことは、ある程度の溶接不良の存在を仮定したことを意味するが、模型試験結果から算出された標準偏差にはこのような模型の成績は含まれてはいない。Table 6.2.2に示すように、損傷発生率 p_f が0.04%程度のときは標準偏差が0.05増加すると、スチフナ基部計算最大応

力 σ_{max} を $5\text{ kg}/\text{mm}^2$ 減少させても補償することはできない。溶接欠陥が多く含まれ標準偏差を大きくとらねばならないとすると、 σ_{max} の許容値を多少下げても、 P_f を小さくすることは難しい。

模型の工作は実船とは異なる困難さがあり、実船の工作をこれより良好であろうとは思われるが、スチフナ基部は溶接の欠陥が生じやすい個所であり、工作の検査に十分な注意が必要である。ともかく、本部会が目標としている損傷発生率の実現は、想定した標準偏差から考えて、相当に高度な工作の品質管理を前提条件としていることを考える必要がある。

6.3.2 スロット部の構造

模型による疲労試験結果によると、クラック発生寿命は偏心型と釣合型の間若干の差は認められるが、実用上は1本のS-N線図であらわされる。これは疲労強度は厳密には σ_{max} だけでなく構造も考えて評価する必要があることを意味する。

同様にスチフナ破断寿命も実用的には1本のS-N線図であらわせるが、Fig. 4.5.1を詳細にみると、カラーを有するものの結果は分布範囲の上部に多く、厳密にはカラーを有するものおよびさし込み型と他は区別し得る。

前述の疲労損傷を対象とした σ_{max} の許容値はクラック発生を基準としたものである。スチフナにクラックが発生した後それが破断するまでの寿命、さらにスロットの周縁にクラックが発生し、それがトランスの強度を害するまでに進展するまでの寿命を考えると、クラック発生というのは相当な予備強度を有している。

クラック発生寿命、クラック発生後の予備強度の両者をあわせ考えると、 σ_{max} の許容値を単一の値とすることはカラーを有する釣合型の構造に対しては、若干安全側の値を定めることになる。

構造に関してはその種類は多く、本部会ですべてについて研究することが不可能であり、とくに疲労強度は多種類のものについては実験できないので実用性の高いものに限定されたので、静的強度のみ判っている構造、あるいはトリッピングブラケットをスチフナの反対側に取付けた構造のように、強度は相当向上すると思われるが実験されないもの等がある。しかし、疲労試験の結果から明らかなように、これらの構造の疲労強度は σ_{max} が判れば第4章に示したS-N線図から推定しても誤差は小さいと思われる。

σ_{max} の推定に採用した三井千葉研の計算式は、それが提案された時点において使用されている各種の構造の σ_{max} は計算できるものであった。しかし、その後、新構造としてカニ目玉型、さし込み型、あるいは基部に長円形切欠きを有するバックブラケット等が採用され、これらの構造の σ_{max} は同式をそのまま適用できない。今後の作業として、これらの構造に適用できるように、同式を拡張することが残されている。

7. 結 言

スロット部の損傷は、既に本部会の研究成果の一部が実船に応用された結果、その発生は急激に減少してきた。なお、若干の問題が残されているとはいえ、本部会の長期にわたる研究の結果この種の損傷の防止対策の基本はここに明らかにすることが出来た。この研究の成果が活用され、この種の損傷が根絶されて、本部会の使用が果される日が一日も早く来ることを切望する次第である。

最後に本部会の研究に協力を頂いた各方面の方々に厚く謝意を表します。