

日本船舶振興会昭和55年度補助事業  
“船舶設計資料の作成に関する調査研究”

日本造船研究協会報告 第93号

# 船体構造部材の許容応力

第200研究部会第5分科会

昭和55年8月

社団法人

日本造船研究協会

本報告書は、主として日本造船研究協会の各研究部会において実施された船体構造部材の許容応力に関するこれまでの研究成果を総合し、船体縦強度部材及び船体横強度部材の疲労、座屈に対する許容応力を提案したものである。

Research on Allowable Stress of ship structure  
The 200th Research Committee 5 th Sub-committee  
Report No 93  
The Shipbuilding Research Association of Japan  
August 1980

## はしがき

本報告書は、日本船舶振興会の昭和55年度補助事業「船舶設計資料の作成に関する調査研究」の一部として日本造船研究協会が第200研究部会第5分科会においてとりまとめたものである。

### 第200研究部会委員名簿（敬称略、五十音順）

部 会 長	寺 沢 一 雄 (大 阪 大 学 名 稽 取 機)
委 員	赤 津 誠 章 (三 美 重 工 業) 飯 田 治 男 (昭 和 海 運) 石 井 信 夫 (日 本 郵 船) 乾 崇 夫 (東 京 大 学) 大 江 卓 二 (日本造船技術センター) 金 沢 武 (東 京 大 学) 佐 伯 宗 治 (船 舶 技 術 研 究 所) 高 橋 久 雄 (石 川 島 播 磨 重 工 業) 仁 瓶 麟 三 (川 崎 重 工 業) 藤 田 讓 (東 京 大 学) 真 能 劍 (防 衛 大 学 校) 松 岡 史 香 (佐 世 保 重 工 業) 元 良 誠 三 (東 京 大 学) 山 越 道 郎 (九 州 大 学) 渡 辺 虎 年 (日 本 鋼 管)
	秋 田 好 雄 (日 本 海 事 協 会) 石 井 正 夫 (住 友 重 機 械 工 業) 伊 藤 崩 平 (日 本 造 船 工 业 会) 磯 貝 信 (三 保 造 船 所) 岡 田 弘 昭 (佐 野 安 船 渠) 川 上 益 男 (広 島 大 学) 酒 井 利 夫 (日 立 造 船) 高 橋 幸 伯 (東 京 大 学) 浜 野 和 夫 (三 井 造 船) 福 田 淳 一 (九 州 大 学) 松 浦 一 (大 阪 造 船 所) 三 島 尚 三 (名 村 造 船 所) 八 木 順 吉 (大 阪 大 学) 山 本 善 之 (東 京 大 学)

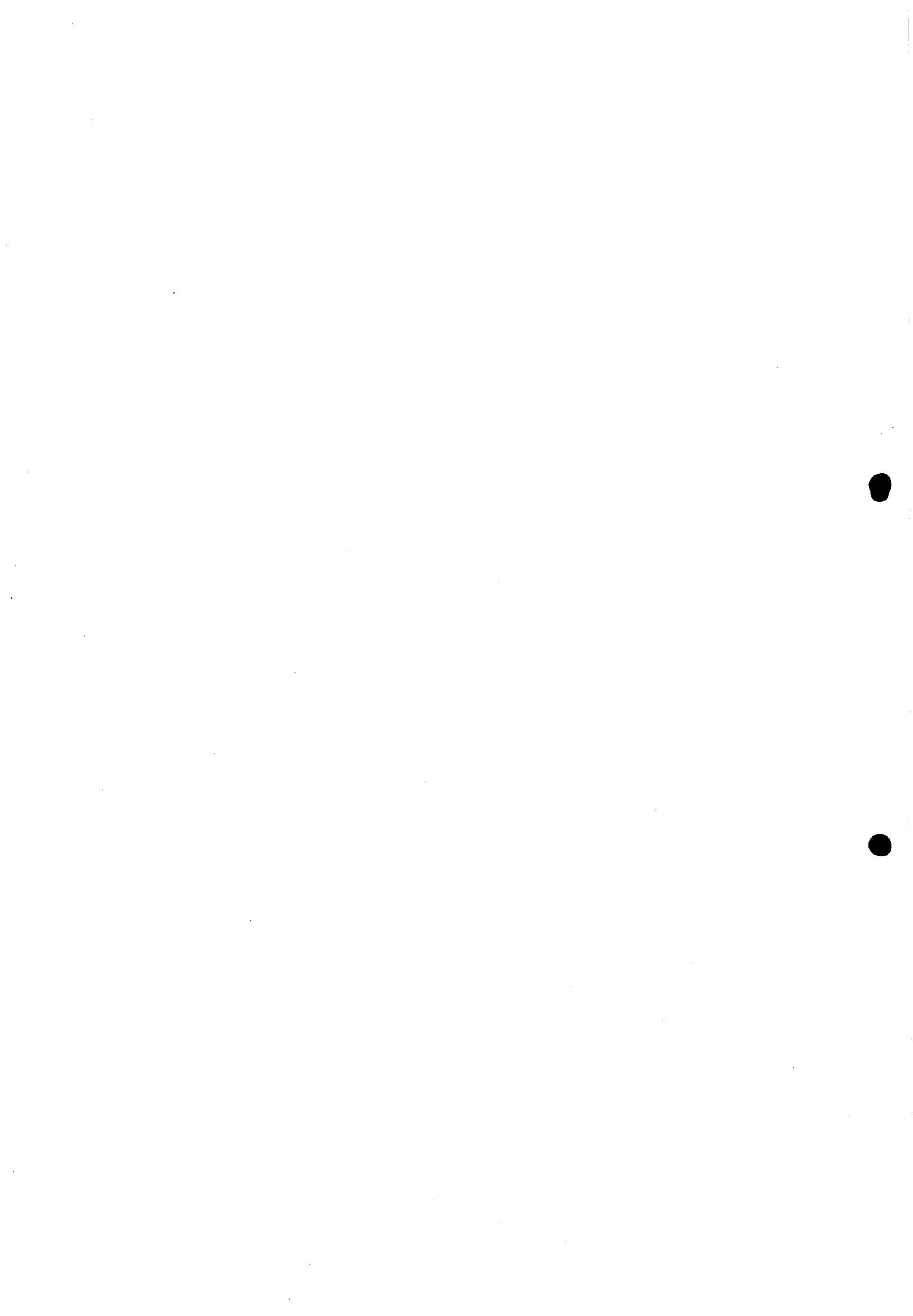
### 第5分科会委員名簿

分 科 会 長	秋 田 好 雄 (日 本 海 事 协 会)
委 員	荒 井 宏 範 (日 本 海 事 协 会) 井 上 武 彦 (日 立 造 船) 梅 崎 一 夫 (三 美 重 工 業) 小 川 泰 之 補 (石 川 島 播 磨 重 工 業) 寺 沢 一 雄 (大 阪 大 学 名 稽 取 機) 新 田 頴 (日 本 海 事 协 会) 樋 口 道 之 助 (横 浜 国 立 大 学) 本 間 康 之 (東 京 農 工 大 学) 森 正 浩 (三 美 重 工 業) 山 口 勇 男 (日 本 海 事 协 会)
討 議 参 加 者	牛 島 秀 利 (住 友 重 機 械 工 業) 大 村 洋 一 (三 美 重 工 業) 河 辺 寛 (防 衛 大 学 校) 近 藤 大 和 (日 本 鋼 管)
	飯 田 国 広 (東 京 大 学) 上 田 幸 雄 (大 阪 大 学) 尾 川 宣 之 (日 本 鋼 管) 田 代 新 三 (日 本 海 事 协 会) 恒 成 利 康 (川 崎 重 工 業) 富 田 康 光 (大 阪 大 学) 服 部 堅 一 (住 友 重 機 械 工 業) 福 田 淳 一 (九 州 大 学) 真 能 劍 (防 衛 大 学 校) 八 木 順 吉 (大 阪 大 学) 山 越 道 郎 (九 州 大 学) 大 西 登 喜 夫 (川 崎 重 工 業) 金 綱 正 夫 (三 井 造 船) 岸 野 勝 (三 井 造 船) 今 野 晚 一 (石 川 島 播 磨 重 工 業)

佐 藤 博 一 (日 本 鋼 管)	関 浜 昌 弘 (日 立 造 船)
瀬 川 治 朗 (三 菱 重 工 業)	田 口 義 明 (三 菱 重 工 業)
田 中 修 (三 井 造 船)	筒 井 康 治 (日 本 海 事 協 会)
鳥 海 誠 (日 本 鋼 管)	中 田 宣 久 (三 井 造 船)
仁 保 治 (三 井 造 船)	野 田 俊 介 (三 菱 重 工 業)
野 本 敏 治 (東 京 大 学)	日 笠 則 明 (日 本 海 事 協 会)
伏 見 彰 (三 菱 重 工 業)	山 内 八 郎 (日 本 鋼 管)
矢 尾 哲 也 (大 阪 大 学)	安 川 度 (川 崎 重 工 業)
蔽 本 勝 (住 友 重 機 械 工 業)	山 本 隆 夫 (日 立 造 船)
米 里 徹 也 (三 菱 重 工 業)	渡 辺 修 治 (佐 世 保 重 工 業)
渡 辺 勉 (日 本 鋼 管)	

## 目 次

1. 概 要 .....	1
2. 船体縦強度部材の許容応力 .....	6
2.1 船体に生ずる応力について .....	6
2.1.1 静水応力 .....	6
2.1.2 波浪変動応力 .....	9
2.1.3 波浪外力による船体縦曲げモーメントの略算式 .....	13
2.2 疲労に対する許容応力 .....	15
2.2.1 まえがき .....	15
2.2.2 船体構造部材の疲労設計 .....	15
2.2.3 船体構造部材の疲労強度規準 .....	15
2.2.4 船体縦強度部材への許容応力式の適用 .....	18
2.3 甲板構造の座屈に対する許容応力 .....	21
2.3.1 甲板構造の座屈強度 .....	21
2.3.2 座屈損傷確率と許容応力 .....	27
3. 船体横強度部材の許容応力 .....	30
3.1 横強度部材に生ずる応力 .....	30
3.1.1 タンカートランスリングコーナー部 .....	30
3.1.2 貨物船の倉内肋骨の下端部の応力 .....	32
3.2 疲労に対する許容応力 .....	35
3.2.1 一 般 .....	35
3.2.2 タンカートランスリングコーナー部の疲労強度 .....	39
3.2.3 貨物船の倉内肋骨の下端部における疲労許容応力 .....	40
3.3 座屈に対する許容応力 .....	42
3.3.1 ランスリングコーナー部 .....	42
3.3.2 貨物船倉内肋骨のコーナー・ブラケット .....	45
4. ま と め .....	55



# 1. 概要

船体構造の強度設計における基本概念として、従来からひろく用いられている「許容応力」ならびに「安全率」の値については、その定量的な設定と意味づけが不明確な場合がしばしば見られ、一貫した合理的な思想にもとづく設計基盤を確立することが強く要望されてきた。

船体構造を設計する際に準拠する規則は船級協会規則であり、構造形式が一般の通常船舶の場合は、規則では、「許容応力」及び「安全率」が与えられずに、所要断面係数、板厚などの所要寸法が与えられるのが普通である。一方、新しい形式の船舶の設計に際しては、直接計算法による設計が一般的であり、その際、許容応力値を如何に定めるかが基本的に重要な問題となり、これが設計基準の適否を左右することになる。近年公表された N V の SHIP'S LOAD AND STRENGTH MANUAL は、この面の配慮を払って許容応力を設定した一例である。

日本造船研究協会第 134 研究部会「船体構造部材の許容応力に関する研究」においては、この目標に向って研究調査の第一歩が踏み出され、5 ケ年間の研究成果は、各年度報告書にまとめられた。

ひきつづき、本分科会においては、その性格上、新しい研究開発よりむしろ、「既往の研究成果を集大成して、一つのまとまった設計基準の基盤となるものを作りあげること」をその役割として、3 ケ年計画により、許容応力の算定基盤の確立に着手した。

本部会では、まず、船体縦強度に対する許容応力を見直し、引き続き、船体横強度部材の許容応力を検討することとして、次の手順で調査を行なった。

## a) 船体縦強度部材

まず、就航中のタンカーおよびコンテナ船について積荷変動にもとづく静水中船体縦曲げ応力の統計量を調査し、その標準値を求めることとした。

つぎに、前記 S R 134 研究部会において実施した既存船 23 隻（タンカー、コンテナ船、バルクキャリア、貨物船）についての船体縦強度トータルシステム解析プログラムによる波浪変動応力の計算結果を整理し、就航期間中に発生すると予想される波浪変動についての基準値を定めることとした。

さらに、縦曲げモーメントおよび水平曲げモーメントについての略算式を提案し、今後の設計に利用できるよう便宜をはかることとした。

なお、本調査と平行して、船体に作用する静水荷重の分布形の問題<sup>37)</sup>、波浪変動応力の長期予測<sup>35), 46), 87), 96)</sup>ならびに数値計算誤差<sup>36)</sup>の問題などの検討を行なった。

縦強度部材の許容応力算定の基準としては、疲労強度ならびに甲板構造の座屈強度をとりあげた。すなわち、疲労強度に関しては、第 200 研究部会第 2 分科会において実施された S - N 曲線の集成結果<sup>31), 61), 81)</sup>を基盤として、累積被害則にもとづく波浪変動応力と静水応力の許容値の関係式を導くこととした。

甲板構造の座屈強度については、まず、圧縮をうける甲板パネルの座屈最終強度解析法を導き、この方法により、現存船の甲板構造について最終強度を計算した。一方、信頼性解析により座屈損傷確率を計算し、甲板構造の信頼度を一定値に抑える条件から、静水応力と波浪変動応力に対する許容値を求め、さらに、従来から用いられている安全率との関係を明らかにした。

## b) 船体横強度部材

前記 S R 134 研究部会において実施されたタンカー 4 隻についての船体横強度トータルシステム解析プログラムによる波浪中強度解析結果を整備し、就航期間中にトランスリングフェースプレートに発生すると予想される圧縮直応力の最大予測値を求めた。また、タンカー以外の船型として、一般貨物船の横肋骨に生ずる応力を、平面骨組横強度トータルシステムを用いて解析した。

なお、本調査と平行して、船体に作用する波浪変動水圧の問題として、航路別長期予測<sup>52)</sup>、速力低下との関連、設計波の考え方<sup>86), 95), 97)</sup>、設計値推定<sup>89)</sup>、ならびに外板損傷対策としての基準<sup>98)</sup>、などの検討を行なった。

横強度部材の許容応力算定の基準としては、疲労強度ならびにトランスリングコーナー部およびブレケットの座屈強度をとりあげた。すなわち、疲労強度に関しては、前記縦強度部材の疲労強度と同じ考え方方に立ち、さらに、横強度部材においては疲労きれつが発生する箇所の実応力が、公称応力、幾何学的応力集中および建造工作法により支配される局部的な応力集中によって決定されることを考慮して、疲労強度等価係数を導入し、累積被害則にもとづく波浪変動応力と静水応力の許容値の関係式を縦強度部材の場合と同じように定めた。

トランスリングコーナー部の座屈強度については、横桁部材の数多くの模型実験結果<sup>71)</sup>より、実験最高荷重  $P_{max}$  と、計算上最弱断面が降伏する荷重  $P_{y\ cal}$  の比  $r = P_{max} / P_{y\ cal}$  の平均値と分散を求めた。

そして、この実験によるコーナー部の座屈崩壊強度と、実船のトランスリングの崩壊強度との違い、及びトランスリングフェースプレートに生ずる圧縮応力を参考にして、損傷確率を一定の値とした場合に設定される許容応力を検討した。

ブレケットについては、ブレケットがその機能を十分に發揮するために、遊歩中央部に生ずる応力のもとで、ブレケットが塑性崩壊あるいは座屈をしないような所要寸法を検討した。

### 委員会提出資料一覧表

(番号)

SR200-5

- |       |  |          |
|-------|--|----------|
| 1 - A | NVルールの全面改正案について                                | (九大)     |
| - B   | NVルールの全面改正図面                                   | (九大)     |
| 2     | NV提案の解析（船体構造部材の疲労強度規準の考え方）                     | (九大, 阪大) |
| 3     | 疲労荷重の精密化、資料整理                                  | (東大, 阪大) |
| 4     | 船体縦強度の信頼性解析と許容応力について（ハルガーダーの屈曲最終強度について）        | (N K)    |
| 5     | NVルールの全面改正案について(2)                             | (九大)     |
| 6     | 基礎継手のS-N曲線の集成                                  | (阪大)     |
| 7     | 船体縦強度に関する許容応力の算定手順                             | (N K)    |
| 8     | 座屈及び座屈後挙動を含む最終強度の考え方メモ                         | (東大)     |
| 9     | 波浪断面力の計算結果                                     | (N K)    |
| 10    | Result of Calculating Total Hull Girder Stress | (三菱)     |
| 11    | A船 O/T Full Load Cond. B. C. ; B船 Bulk Carrier | (三菱)     |
| 12    | 波浪中および静水中の船体の縦曲げモーメントおよび剪断力分布の計算例              | (日立)     |
| 13    | 上甲板における全直応力（縦強度）計算例                            | (三井)     |
| 14    | Tanker, Container Ship                         | (九大)     |
| 15    | コンテナ船の波浪荷重統計推定値                                | (九大)     |
| 16    | 船体縦強度解析における荷重の確率変数としての特性（第2報）                  | (防大)     |
| 17    | 全荷重の長期分布（波浪荷重と静水荷重に相関が無い場合）                    | (防大)     |
| 18    | 基礎継手のS-N曲線                                     | (阪大)     |
| 19    | 船体の疲労強度の面から許容応力・縦強度                            | (阪大)     |
| 20    | 防撃板の圧縮最終強度解析                                   | (東大)     |
| 21    | 溶接による初期不整が構造要素の剛性、強度に及ぼす影響                     | (阪大)     |

22	信頼性解析に関する基礎問題	(農工大)
23	損傷確率の一例	(農工大)
24	許容応力の概念	(住重)
25	静水曲げ応力の統計量	(防大)
26	防撓板の圧縮最終強度解析（実船例）	(東大)
27	コンテナ船静水曲げ応力統計	(防大)
28	波浪応力の長期予測値	(農工大)
29	甲板の座屈最終強度からみた損傷確率	(N K)
30	略算式による波浪断面力と波浪応力	(N K)
31	防撓板の圧縮最終強度解析	(東大)
32	船体構造部材の疲労強度の許容応力	(阪大)
33	波浪応力の長期予測値の調査	(農工大)
34	垂直曲げモーメント及び水平曲げモーメントの略算式	(N K)
35	波浪中船体応力の長期予測	(九大)
36(A)(B)	波浪中船体応答予測計算プログラムにおける数値計算誤差について	(九大)
37	全荷重の長期分布（静水荷重の分布形の影響）	(防大)
38	船体の疲労設計規準	(阪大)
39	防撓板の圧縮最終強度解析	(東大)
40	座屈損傷確率と許容応力	(N K)
41	許容応力の概念	(住重)
42	S R 200 第5分科会現状報告（許容応力の制定について）	(分科会長)
43	船体構造部材の許容応力（報告書原案）	(造研)
44	ビルジ部波浪応力の長期予測値	(N K)
45	全荷重の長期分布	(防大)
46	波浪中船体応力の長期予測（続）	(九大)
47	構造要素模型試験結果と基礎試験片試験結果との関連について	(阪大)
48	構造要素模型実験結果	(阪大)
49	4.2 座屈損傷確率と許容応力及び 5.まとめ	(N K)
50	全荷重の最大分布	(防大)
51	甲板の静水曲げ応力	(燃工大)
52 A	「波浪外力の航路別長期予測について」の要旨	(三菱)
52 B	波浪外力の航路別長期予測について	(三菱)
53 A	「波浪中における速力低下と波浪外力について」の要旨	(三菱)
53 B	「波浪中における速力低下と波浪外力について」	(三菱)
54	軟鋼と 50kg/mm <sup>2</sup> 級非調質高張力鋼の時間強度	(阪大)
55	船側肋骨下端部の曲げ応力の計算例	(三菱)
56	有孔板の剪断強度と補強について	(三井)
57	圧縮と剪断の組合せ荷重を受ける防撓板の最終強度に関する研究	(東大)
58	SHIP'S LOAD AND STRENGTH MANUAL	(N V)
59	N. V. の Ship's Load and strength Manual に対する一考察	(九大)

60	" NV SHIP'S LOAD AND STRENGTH MANUAL " SECTION 3 STRENGTH CRITERIA AND STRUCTURAL FAILURE MODES	(阪大)
61	船体構造部材の疲労に対する許容応力	(阪大)
62	" SHIP'S LOAD AND STRENGTH MANUAL " by DnV SECTION 4 SHIP MOTION AND LOCAL LOAD 補足説明資料	(日立)
62 B	SECTION 4 SHIP MOTION AND LOCAL LOADS	(日立)
63	疲労設計規準許容値	(N K)
64	貨物船倉内肋骨下端の曲げモーメントの無次元表示について	(三菱長研)
65	船体横強度トータルシステムによる計算結果	(N K)
66	トランスリング変動応力の最大予測値	(農工大)
67	溶接にともなう初期不整を有する平板の最終強度	(東大)
68	鋼船規則C編倉内横肋骨について	(N K)
69	横強度トータルシステムの計算結果から見た貨物船のTRANS. WEBに作用するモーメント	(N K)
70	油送船の横強度トータルシステムの概要	(三菱)
71	船体横桁部材の座屈崩壊強度について	(三菱)
72	N VのSHIP'S LOAD AND STRENGTH MANUAL補足資料(Section 5 PANEL STRENGTH)	(川重)
73	トランスリング変動応力の最大予測値	(農工大)
74	貨物船のTrans. Webに作用する曲げモーメントのC-係数の計算例	(三菱長研)
75	横強度の許容応力についての作業	(分科会長)
76	船体構造の疲労強度規準	(阪大)
77	組合せ荷重を受ける正方形板の最終強度	(東大)
78	タンカーの桁に対する許容応力	(住重)
79	船体構造部材の許容応力 昭和53年8月(縦強度のまとめ)	(造研)
80	船体構造の疲労強度規準	(阪大)
81	トランスリングコーナー部の損傷確率	(農工大)
82	貨物船のTrans. Webに作用する曲げモーメントのC-係数の計算例(200-5-74の続き)	(三菱長研)
83	NV SHIP'S LOAD STREGTH MANUAL補助資料	(川重)
84	船体構造の疲労強度規準	(阪大)
85	平面骨組横強度解析トータルシステムについて	(N K)
86	タンカーハード強度解析による設計波について	(三井)
87	波浪中船体応力長期予測	(九大, 三菱)
88	トランスリングコーナー部の損傷確率	(農工大)
89	波浪中の船体に働く変動水圧の設計値推定	(九大, 三菱)
90	非線形性を考慮した波浪中の船体縦運動および縦強度	(東大, 提出は住重)
91	波浪外力に関する水槽実験	(SR131 提出はN K)
92	トランスリングコーナー部の損傷確率(200-5-81, 88の訂正)	(農工大)
93	船体横強度部材の疲労に対する許容応力(案)	(阪大)
94	一般貨物船の横肋骨強度解析	(N K)
95	貨物船横強度解析における設計波	(三井)

96	波浪中船体応力長期予測	
	— Von Mises の降伏状態に基づく相当応力 —	(九大)
97	船体中央部における波浪変動水圧	(住重)
98	波浪による船首外板損傷対策としての設計基準 — 西部造船会技術研究会研究報告より —	(提出 N K)
99	船体構造部材の疲労に対する許容応力 (案)	(阪大)
100	コーナー・ブラケットの座屈強度推定について	(阪大, 溶研)
101	倉内肋骨の規則要求値について	(N K)
102	第200研究部会第5分科会報告書 「船体構造部材の許容応力」目次案	(N K)
103	倉内肋骨の規則要求値について (修正)	(N K)
104	コーナー・ブラケットの座屈崩壊強度の推定	(阪大)
105	防撓材端部ブラケット (フランジ付) の所要板厚	(住重)
106	波浪荷重の遭遇海象によるバラツキ	(阪大)
107	概要	(N K)
108	波浪変動応力	(農工大)
109	波浪に対する許容応力 (案)	(阪大)
110	横強度部材に生ずる応力	(農工大)
111	貨物船の倉内肋骨の下端部の応力	(N K)
112	疲労に対する許容応力	(阪大)
113	座屈に対する許容応力	(農工大)
114	コーナーブラケットの所要板厚	(阪大)
115	波浪荷重の遭遇海象によるバラツキ(2)	(防大)
116	曲げモーメントの略算式	(N K)
117	疲労に対する許容応力 (案)	(阪大)
118	横強度部材に生ずる応力	(農工大)
119	疲労に対する許容応力 (案)	(阪大)
120	タンカートランスリングコーナー部の疲労強度	(阪大)
121	貨物船の倉内肋骨の下端部における疲労許容応力	(N K)
122	座屈に対する損傷確率	(農工大)
123	貨物船倉内肋骨のコーナーブラケット (詳細資料)	(阪大)
124 A	非線形確率過程における極大値の確率分布について	(九大)
124 B	同上 図表	(九大)
125	昭和54年度報告書 (案)	(造研)
126	報告書に記入している記号一覧	(N K)

## 2. 船体縦強度部材の許容応力

### 2.1 船体に生ずる応力について

#### 2.1.1 静水応力

静水応力は厳密には一定ではなく、種々の値をとる一種の確率変数と見なされる。しかし、その分布形についての研究は乏しい。よって、実船の航海記録を対象に、その確率変数としての特性を調査した。

##### (1) 調査対象船

一般に船舶は使用条件から、一般貨物船、コンテナ船の群と、鉱石船、タンカー等の専用船の群にわけることができる。前者は港で荷役を行なうので、静水応力の変動も複雑とみられる。後者は積荷の種類は一定で、積付状態はバラスト状態と載貨状態に区別できる。

本研究では、前者としてコンテナ船10隻、後者としてタンカー8隻を調査対象船に選び、海運会社の協力によって得られたそれぞれ約1年間の載貨記録より、静水応力の分布の調査を行なった。表2.1.1.1に調査対象船の主要目等を示す。

表2.1.1.1 調査対象船

コンテナ船			タンカー		
船名	L (m)	排水量(トン)	船名	L (m)	排水量(トン)
C 1	252	59,629	T 1	318	311,164
C 2	247	55,657	T 2	310	269,221
C 3	247	55,657	T 3	310	272,149
C 4	245	58,058	T 4	305	268,029
C 5	245	58,058	T 5	305	268,029
C 6	245	58,058	T 6	305	266,205
C 7	230	45,129	T 7	260	162,423
C 8	215	44,508	T 8	260	162,423
C 9	212	37,037			
C 10	168	22,487			

##### (2) 調査方法および調査結果

船体縦強度解析では、静水応力の最大値を問題とするので、コンテナ船については、それが最大になると考えられる船体中央もしくは中央付近の値とした。タンカーについては、中央部～0.4 L間での最大値を対象とした。なお、静水応力は甲板についての値を求め、引張応力を正とする。

##### (a) コンテナ船

航海中の燃料油、清水の消費や中間港での積荷の変化をすべて含めた積付状態の調査をすることには相当複雑な作業となり、また、それに必要な資料がすべての船について完備されていないので、

表2.1.1.2 コンテナ船調査結果

船名	平均値kg/mm <sup>2</sup>	標準偏差kg/mm <sup>2</sup>	変動係数%
C 1	7.42	1.41	19.0
C 2	7.12	1.05	14.7
C 3	9.31	1.10	11.8
C 4	5.31	0.75	14.1
C 5	4.99	1.29	25.9
C 6	5.14	1.21	23.5
C 7	4.66	1.72	36.9
C 8	5.67	1.81	31.9
C 9	6.07	0.88	14.5
C 10	5.45	1.30	23.9
Total	6.04	1.76	29.1

静水応力の調査については近似的に主要港出港時の値を集計した。例えば、ヨーロッパ航路の船であれば、日本最終港出航時およびヨーロッパ最終港出航時の値をとることになる。

表 2.1.1.2 に各船ごとおよび全船を総合した静水応力の平均値、標準偏差、変動係数を示す。

調査対象は船はすべて常に満載に近い状態で航海し、本調査例では常にホッギング状態となっている。各船の標準偏差については大差がないが、平均値は若干の差がある。これは各船の静水応力の許容値に差があるためで、許容値で無次元化をした場合では各船ともにおよそ許容値の65%の付近となる。

図 2.1.1.1 に全船を総合した静水応力の頻度分布を示す。図中の曲線は、これを正規分布で近似したものである。文献(1)によれば、コンテナ船の航海中の静水曲げモーメントの変動を詳細に調べると、出港時ののみの統計結果よりも、平均値はホッギング側に4%程度増し、標準偏差も5%程度増加する。以上を考慮すれば、コンテナ船の静水応力は平均値はホッギングで約  $6.5 \text{ kg/mm}^2$  (許容静水応力の約70%)、標準偏差は  $1.8 \text{ kg/mm}^2$  と推定できる。

#### (b) タンカー

コンテナ船と同様に、満載出港時およびバラスト出港時の全船を総合した静水応力の頻度分布を図 2.1.1.2 に示す。表 2.1.1.3 に平均値、標準偏差、変動係数を示す。図よりわかるように、タンカーはバラスト時でホッギングとなり、満載時でサッギングとなる。バラスト時では積付の自由度が大きく、静水応力のバラツキが大となる。また、タンカーはバラスト航海中ではバラスト水の移動、注排水があり、静水曲げモーメントの変動を詳細に調査した結果では、バラスト時では平均値はサッギング側に10%程度減少し、標準偏差は7~8%増加する。また、満載時では、平均値はサッギング側に10%程度増加し、標準偏差は5~6%増加する。以上を考慮すれば、静水応力はバラスト時で平均値はホッギングで  $4.0 \text{ kg/mm}^2$  (許容静水応力の約50%)、標準偏差は  $4.8 \text{ kg/mm}^2$ 、満載時で平均値はサッギングで  $-4.0 \text{ kg/mm}^2$ 、標準偏差は  $2.0 \text{ kg/mm}^2$  となる。

#### (3) コンテナ船とタンカーの荷重条件

今回の調査結果より、静水応力は平均値はコンテナ船がタンカーより若干高いが、標準偏差はタンカーのバラスト時でコンテナ船に比べるに大きく、分布の範囲が広いという結果が得られた。従来タンカー等の専用船は一般貨物船、コンテナ船に比べ静水応力の変動は少ないものと考えられていたが、本調査によってこのようなことは簡単に言えないということが明らかになった。

河辺 寛 (防衛大学校)

### 参 考 文 献

- (1) 真能他 日本造船学会論文集 142号

P 271 ~

表 2.1.1.3 タンカー調査結果

	平均値 $\text{kg/mm}^2$	標準偏差 $\text{kg/mm}^2$	変動係数%
バラスト 状 態	4.38	4.33	98.9
満 載 状 態	-3.64	1.90	52.2

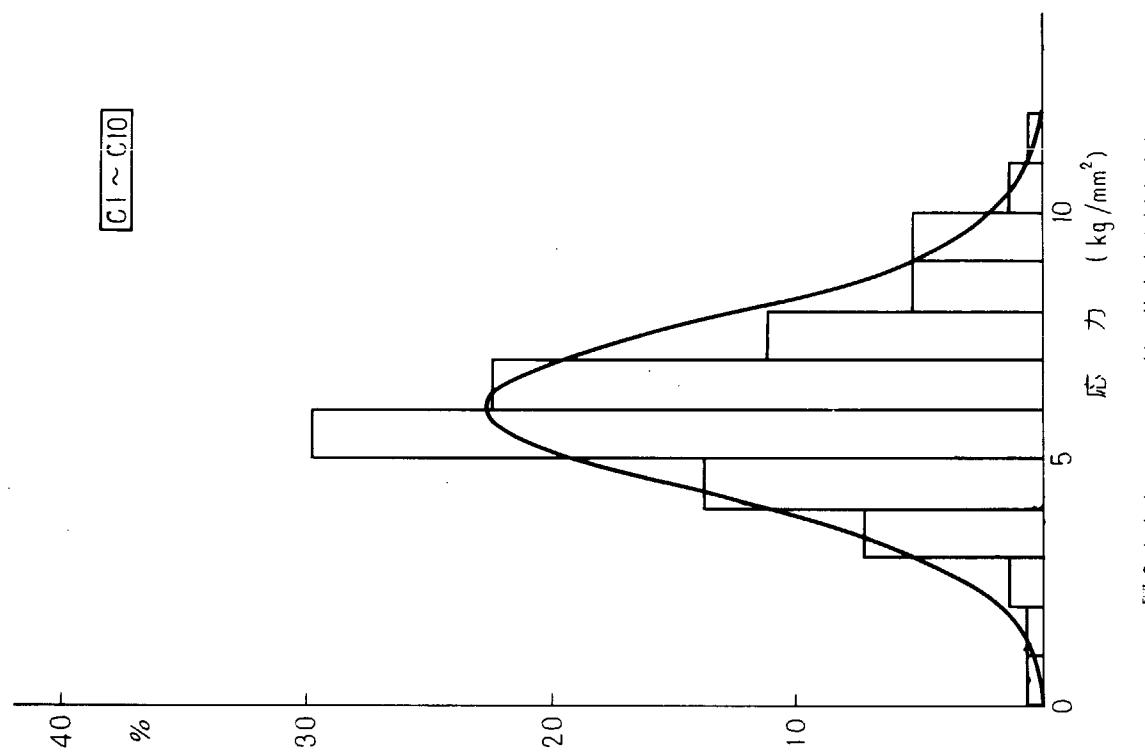


図 2.1.1.1 コンテナ船の静水応力頻度分布

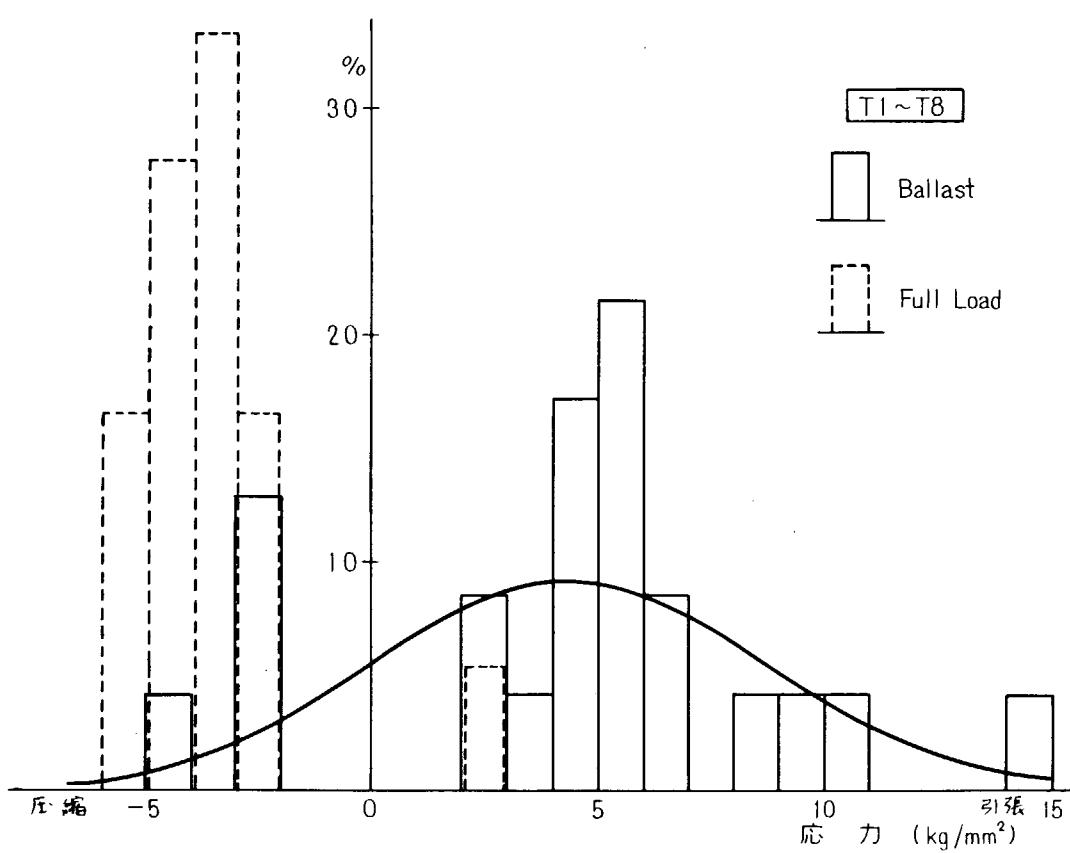


図 2.1.1.2 タンカーの甲板における静水応力頻度分布

## 2.1.2 波浪変動応力

造船所、船級協会および大学より資料の提供を受け波浪変動応力について調査した。

### (1) 調査項目

- (a) 船種,  $L \times B \times D \times d$ , 排水量, DW, 船速, 静水曲げ応力
- (b)  $Q = 10^{-3}, 10^{-6}$  および  $10^{-8}$  に対する SS 3, 5 および 7 における曲げモーメント, せん断力, 軸力, ならびに垂直曲げ応力  $\sigma_v$ , 水平曲げ応力  $\sigma_h$ , ワーピング応力  $\sigma_w$ , 軸応力  $\sigma_A$ , 位相差を考慮したガンネル部直応力  $\sigma_T$ ,  $\sigma_T$  に対する近似値としての二乗和平方根  $\sigma_{RS} = (\sigma_v^2 + \sigma_h^2 + \sigma_w^2)^{1/2}$ , 垂直せん断応力  $\tau_v$ , 水平せん断応力  $\tau_h$
- (c) 断面係数, 中央部付近における甲板および船底構造の概略ならびに使用鋼種

### (2) 整理の方針

23隻についての資料が得られたが、前述の調査項目のうち SS 3, 7 の応力が不明のものが多い。そして SS 3, 7 の応力が記載されている資料によるとガソル部の応力は SS 5 におけるものが最大である。また、 $Q = 10^{-8}$  の場合しか計算されていない資料がある。そこで  $Q = 10^{-8}$  に対し、SS 5 における各種応力について検討した。ワーピング応力  $\sigma_w$ , 軸応力  $\sigma_A$  のいずれかを、あるいは双方を欠いている資料が多い。 $\sigma_w$ ,  $\sigma_A$  の記載されている資料によると、 $\sigma_A$  は位相差を考慮したガソル部の応力より一桁小さい値であるから  $\sigma_T$  について省略できるが、<sup>\*</sup> open-type の船では  $\sigma_w$  が垂直曲げ応力  $\sigma_v$ , 水平曲げ応力  $\sigma_h$  と同程度の値となっている。したがって open-type の船に対してはガソル部の直応力を論ずる場合  $\sigma_w$  を含まない資料を除外する必要がある。

また船種別に整理することが望ましいが、資料の数が少ない船種による分類ができず、船長をベースとして整理した。

### (3) 高張力鋼材に対する修正

高張力鋼材を使用している船については日本海事協会鋼船期則 C 編 15.2.1 にしたがって高張力鋼に対する修正を行なった。すなわち、高張力鋼が使用されている場合には報告されている応力に 0.78 を乗じた。

### (4) 波浪応力の調査結果

曲げ応力、ワーピング応力、軸応力、ガソル部直応力およびせん断応力を表 2.1.2.1 に示す。また横軸に船長を縦軸に曲げ応力、ワーピング応力、ガソル部直応力をプロットした結果を図 2.1.2.1 ~ 図 2.1.2.4 に示す。

また、これら応力の平均を求めた。その際  $\sigma_v$ ,  $\sigma_h$ ,  $\sigma_T$ ,  $\sigma_{RS}$  はすべての船について平均値を、 $\sigma_w$  は open-type 船とその他の船では著しく傾向が異なるのでそれぞれに分けて平均した。なお、ガソル部応力については(2)整理の方針で述べた理由により、表 2.1.2.1 に示す番号 1, 7, 9 を除き、18 を含んでいる。

各 応 力 の 平 均

船 種	垂直曲げ応力	水平曲げ応力	ワーピング応力	ガソル部応力	
				位相差を考慮	二乗和平方根
平均 値	タンカー オープン タイプ	11.32	7.17	0.18	14.38
				6.77	13.83

本間 康之（東京農工大学）

\* この調査ではコンテナー船と B/C

表2.1.2.1 波浪応力の最大予測値 ( $Q = 10^{-8}$ )

船種	船名	L × B × D × d	排水量	曲げ応力		ワーピング応力		軸応力		ガンセル部直応力		剪断応力		鋼種
				$\sigma_v$	$\sigma_h$	$\sigma_w$	$\sigma_A$	$\sigma_T$	$\sigma_{RMS}$	$\tau_v$	$\tau_h$			
1 貨物船		168×26.5×14.2×10.4	31,930	16.7	7.3				(18.2)	3.57	2.34			MS
2 コンテナー		175×25.2×15.3×9.72	25,500	8.0	5.8	5.5	—	9.1	11.3	0.8	2.1			MS
3 "		200×29.0×16.3×10.5	36,196	12.4	3.8	5.5	—	12.4	14.1	—	—			HT
4 "		204×31.2×18.9×11.2	41,900	11.4	7.5	8.0	—	11.9	15.9	1.4	3.5			MS
5 "		215×32.2×19.0×11.0	43,800	12.7	6.1	5.2	—	12.9	15.0	1.4	3.0			MS
6 "		242×32.2×19.5×11.7	53,600	12.8	6.7	6.3	—	13.1	15.8	1.4	2.9			MS
7 LPG		215×34.8×23.2×11.5	67,400	11.8	7.6	—	—	—	(14.0)	3.4	1.8			MS
8 B/C		192×30.8×15.7×11.5	58,200	12.6	4.7	10.1		13.7	16.8	—	—			HT
9 "		249×39.6×22.4×15.6	131,100	11.4	6.6	—	—	(12.3)	(10.3)	3.5	2.3			HT
10 タンカー		205×30.5×15.8×12.2	62,501	10.7	6.6	0.19	1.3	14.0	12.6	—	—			MS
11 "		213×32.0×16.9×13.0	73,048	11.4	6.7	0.15	1.4	15.2	13.3	—	—			MS
12 "		230×35.3×18.0×12.5	84,551	11.2	6.7	0.18	1.4	15.4	13.1	—	—			MS
13 "		246×40.2×21.8×15.1	122,258	11.5	6.4	0.24	1.5	15.8	13.2	—	—			MS
14 "		260×43.5×22.8×17.0	160,850	10.5	7.3	0.22	1.6	15.8	12.9	—	—			MS
15 "		270×44.0×25.0×17.8	180,028	10.7	8.2	0.08	1.8	16.3	13.6	—	—			MS
16 "		281×46.2×25.0×17.0	185,744	10.3	7.2	0.09	1.6	15.2	12.7	—	—			MS
17 "		302×50.4×24.3×18.4	234,188	11.3	7.6	0.18	1.6	16.1	13.7	—	—			MS
18 "		310×48.7×24.5×19.0	250,536	10.0	9.1	—	0.99	14.0	13.6	1.8	1.6			HT
19 "		314×54.8×26.4×20.5	298,753	11.8	7.5	0.28	1.6	16.3	14.0	—	—			MS
20 "		318×56.0×26.4×20.6	311,197	12.6	9.7	0.31	—	14.4	15.9	4.3	2.9			HT
21 "		326×49.8×23.2×17.7	244,195	10.0	6.4	0.18	1.1	13.7	11.9	—	—			HT
22 "		330×54.5×36.0×27.0	425,676	7.6	8.5	0.08	1.6	13.7	11.4	—	—			HT
23 "		360×62.0×36.0×28.0	546,009	11.0	11.1	0.15	1.95	18.5	15.6	—	—			MS
								平均 偏差 $C\bar{O}V = 13.7$ 1.97%						

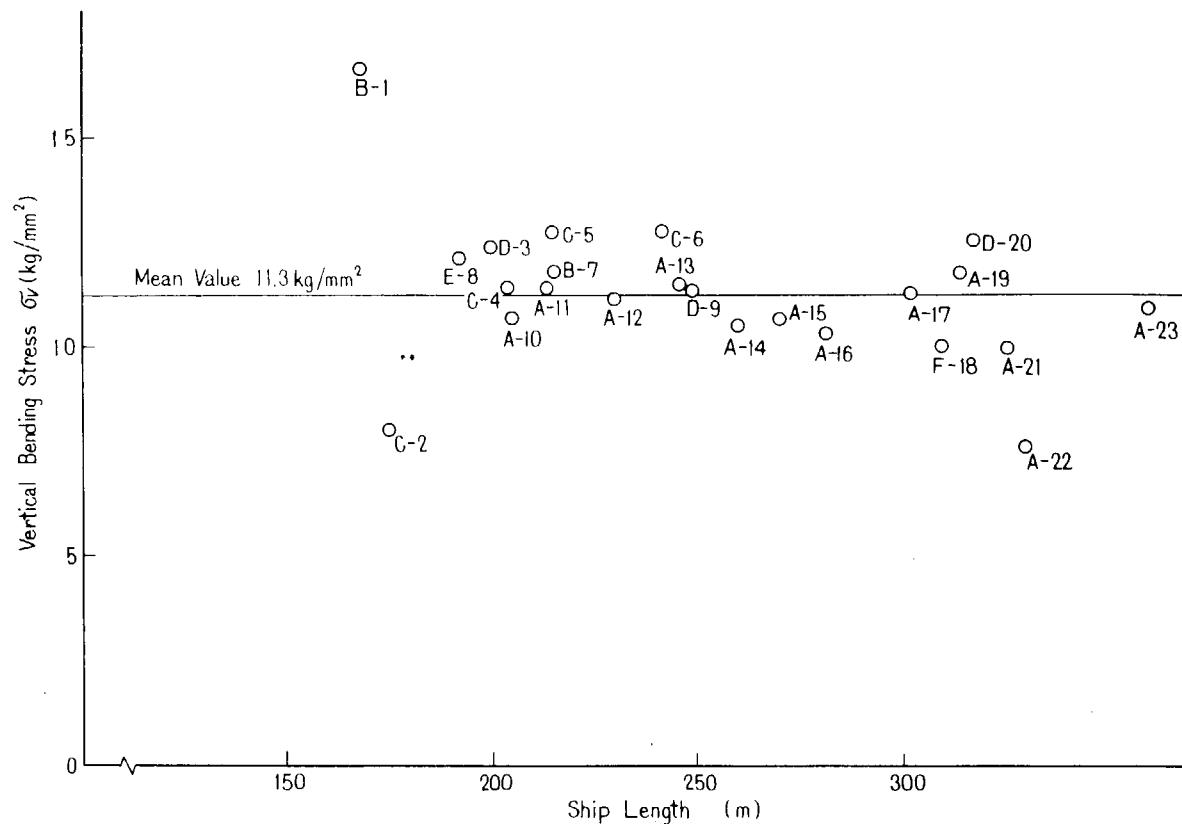


図 2.1.2.1 垂直曲げ応力の最大予測値

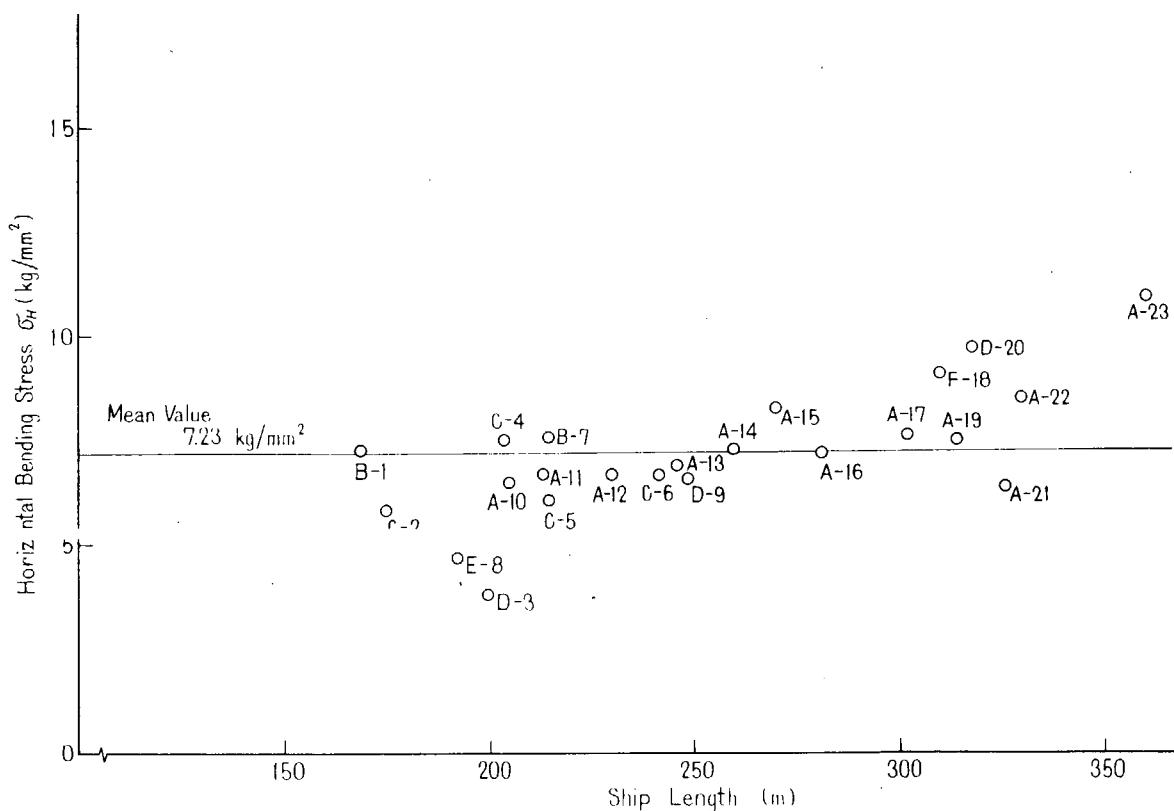


図 2.1.2.2 水平曲げ応力の最大予測値

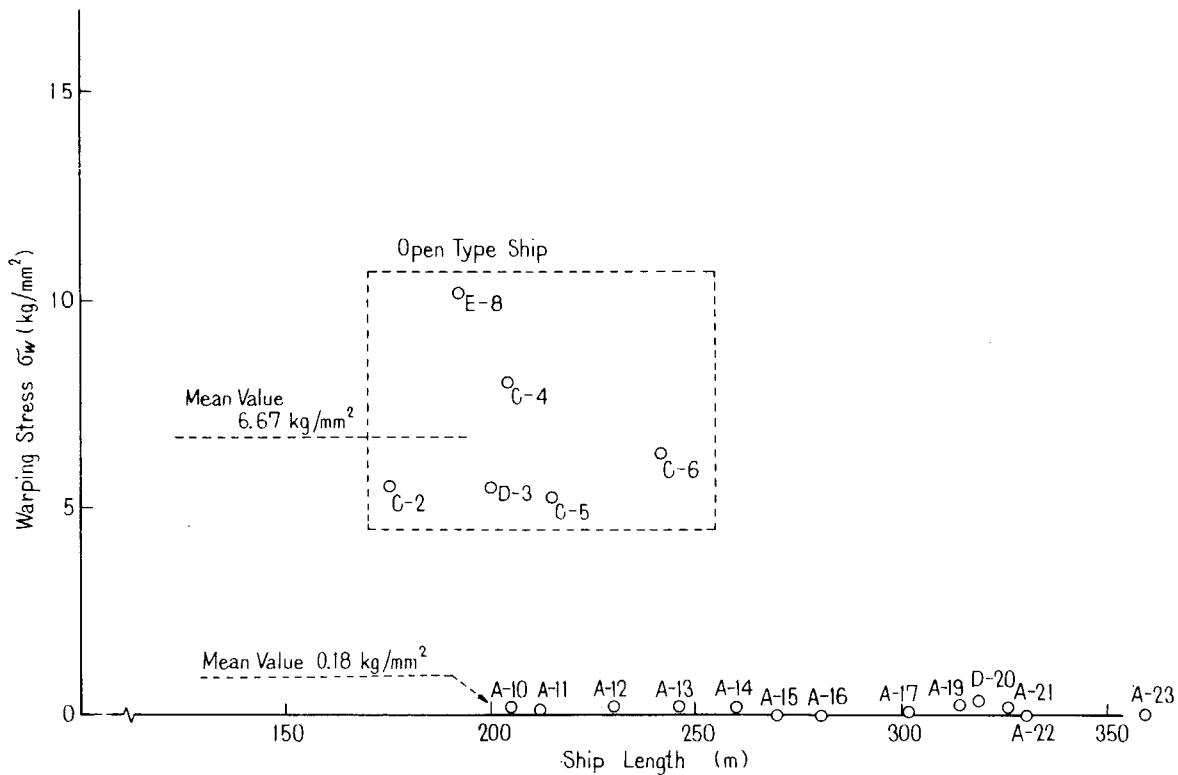


図 2.1.2.3 ワーピング応力の最大予測値

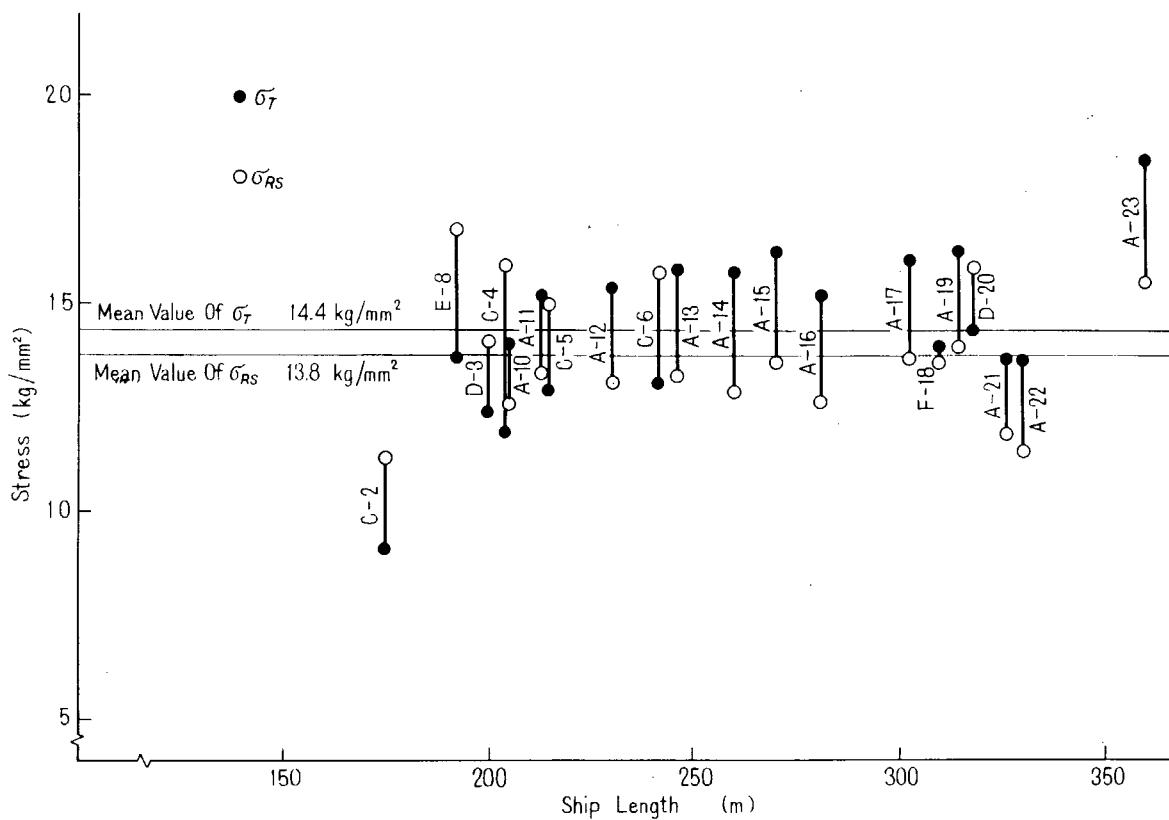


図 2.1.2.4 ガンネル部直応力の最大予測値

### 2.1.3 波浪外力による船体縦曲げモーメントの略算式

船体の許容応力を考究するための検討事項の1つに、船体に作用する外力の推定がある。最近、いわゆるトータルシステムによる解析法の開発により、波浪中における船体運動を求め、それに基づく慣性力や波浪水圧を考慮に入れて、船体に作用する波浪外力を正確に推定することができるようになった。一方、船の初期設計などにおいては、トータルシステムによって得られるような正確な値を、簡単な方法で近似できる略算式もまた、しばしば必要とされている。

ここでは、造船学会論文集第142号所載の「船体に作用する波浪断面力に関する研究」秋田他、に述べられている方法により、波浪垂直縦曲げモーメント  $M_V$  及び波浪水平縦曲げモーメント  $M_H$  の  $10^8$  回における最大予測値の平均値について、その略算式を求めた。その結果、それぞれ次のように得られた。

$$M_V = 0.13 L^2 B (C_b + 0.7) \quad (t m) \quad (1)$$

$$M_H = 0.5 L^2 d (C_b + 0.05) \quad (t m) \quad (2)$$

上記の(1)及び(2)式により、資料 S R 200-5-28 に掲げられている船について、 $M_V$  及び  $M_H$  を計算し、さらにこれらの値からガンネル部における垂直縦曲げ応力  $\sigma_V$  及び水平縦曲げ応力  $\sigma_H$  を求め、トータルシステムから得られた値と比較した。その結果を表2.1.3.1に示す。この表には、 $\sigma_V$ 、 $\sigma_H$  及び  $\sigma_W$  の二乗和平方根  $\sigma_{RS}$  及びトータルシステムから得られた  $\sigma_T$  をも併せて記した。

この表から、コンテナ船の  $\sigma_H$  がトータルシステムによる値に比べ、(2)式から導いた値が若干低いが、このほかは(1)式及び(2)式から得られる値は概ね妥当な結果を與えていると思われる。

なお、(2)式から導いたコンテナ船の  $\sigma_H$  の値が低い理由は、コンテナ船が、その他の船に比べて、船の大きさに対する満載・吃水が小さいことや、 $C_b$  が小さいことによるものと思われる。

田代 新吉（日本海事協会）

表 2.1.3.1

番号	船種	$L \times B \times D \times d$	縦		曲		$\psi$		水		平		曲		$\psi$		ガンネル部直応力	
			(1)式による(tm)	$B.M \times 10^5$	(1)式による(kg/mm <sup>2</sup> )	$\sigma'_V$	トータルシステムによる(kg/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_V$	(2)式による(tm)	$B.M \times 10^5$	(2)式による(kg/mm <sup>2</sup> )	$\sigma'_H$	トータルシステムによる(kg/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_H$	(2)式による(kg/mm <sup>2</sup> )	$\sigma'_W$	トータルシステムによる(kg/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_W$
1 貨物船	168.0 × 26.5 × 14.2 × 10.4	1.33499	14.2	16.7	1.06111	6.1	7.3	1.37	1.55	1.37	9.1	9.1	1.37	1.55	1.37	9.1	(1)(2)	
2 コンテナ船	175.0 × 25.2 × 15.3 × 9.724	1.28419	11.7	8.0	0.93806	4.5	5.8	1.31670	1.31670	1.31670	3.8	3.8	1.31670	1.31670	1.31670	3.8	12.4	(1)
3* "	200.0 × 29.0 × 16.3 × 10.5	1.92571	11.5	12.4	1.31670	1.31670	1.31670	1.31670	1.31670	1.31670	3.8	3.8	1.31670	1.31670	1.31670	3.8	12.4	(1)
4 "	204.0 × 31.2 × 18.9 × 11.226	1.99567	10.6	11.4	1.45293	3.6	7.5	1.45293	1.45293	1.45293	7.5	7.5	1.45293	1.45293	1.45293	7.5	11.9	(1)
5 "	215.0 × 32.2 × 19.0 × 11.028	2.43807	10.9	12.7	1.55479	3.6	6.1	1.55479	1.55479	1.55479	6.1	6.1	1.55479	1.55479	1.55479	6.1	12.6	(1)
6 "	242.0 × 32.2 × 19.5 × 11.736	3.11829	10.3	12.8	2.13752	3.9	6.7	2.13752	2.13752	2.13752	6.7	6.7	2.13752	2.13752	2.13752	6.7	12.7	(1)
7 LPG船	215.0 × 34.8 × 23.2 × 11.50	3.05527	12.9	11.8	2.15558	6.2	7.6	2.15558	2.15558	2.15558	7.6	7.6	2.15558	2.15558	2.15558	7.6	14.3	(1)(2)
8* B/C	192.0 × 30.8 × 15.7 × 11.45	2.25833	12.4	12.6	1.85721	4.1	4.7	1.85721	1.85721	1.85721	4.7	4.7	1.85721	1.85721	1.85721	4.7	13.7	(1)
9* "	249.0 × 39.6 × 22.4 × 15.6	4.88985	10.9	11.4	4.12034	5.7	6.6	4.12034	4.12034	4.12034	6.6	6.6	4.12034	4.12034	4.12034	6.6	12.3	(12.3)(1)(2)
10 タンカー	205.06 × 30.5 × 15.8 × 12.237	2.48756	10.9	10.7	2.16630	7.8	6.6	2.16630	2.16630	2.16630	6.6	6.6	2.16630	2.16630	2.16630	6.6	14.0	
11 "	213.0 × 32.0 × 16.9 × 12.993	2.83857	10.7	11.4	2.51708	7.9	6.7	2.51708	2.51708	2.51708	6.7	6.7	2.51708	2.51708	2.51708	6.7	13.3	15.2
12 "	230.0 × 35.3 × 18.0 × 12.489	3.67050	11.7	11.2	2.84748	7.4	6.7	2.84748	2.84748	2.84748	7.4	7.4	2.84748	2.84748	2.84748	7.4	13.8	15.4
13 "	246.0 × 40.2 × 21.8 × 15.101	4.73436	10.5	11.5	3.87016	7.3	6.4	3.87016	3.87016	3.87016	7.3	7.3	3.87016	3.87016	3.87016	7.3	12.8	15.8
14 "	260.0 × 43.5 × 22.8 × 17.032	5.78387	10.6	10.5	4.96813	7.5	7.3	4.96813	4.96813	4.96813	7.5	7.5	4.96813	4.96813	4.96813	7.5	13.0	15.8
15 "	270.0 × 44.0 × 25.0 × 17.833	6.36741	10.8	10.7	5.70061	8.1	8.2	5.70061	5.70061	5.70061	8.1	8.1	5.70061	5.70061	5.70061	8.1	13.5	16.3
16 "	281.0 × 46.2 × 25.0 × 16.87	7.18947	10.7	10.3	5.76787	7.0	7.2	5.76787	5.76787	5.76787	7.0	7.0	5.76787	5.76787	5.76787	7.0	12.8	15.2
17 "	302.0 × 50.4 × 24.3 × 18.608	9.04719	11.4	11.3	7.33157	7.5	7.6	7.33157	7.33157	7.33157	7.5	7.5	7.33157	7.33157	7.33157	7.5	13.6	16.1
18* "	310.0 × 48.7 × 24.5 × 19.0	9.44445	11.1	10.0	8.23481	7.4	9.1	8.23481	8.23481	8.23481	7.4	9.1	8.23481	8.23481	8.23481	7.4	13.3	14.0(2)
19 "	314.0 × 54.8 × 26.4 × 20.517	10.69752	11.2	11.8	8.82993	7.4	7.5	8.82993	8.82993	8.82993	7.4	7.5	8.82993	8.82993	8.82993	7.4	13.4	16.3
20* "	318.0 × 56.0 × 26.4 × 20.56	11.24151	11.4	12.6	9.11712	9.7	9.7	9.11712	9.11712	9.11712	9.7	9.7	9.11712	9.11712	9.11712	9.7	14.4	(1)
21* "	326.0 × 49.8 × 23.2 × 17.555	10.51311	9.8	10.0	8.190314	6.3	6.4	8.190314	8.190314	8.190314	6.3	6.4	8.190314	8.190314	8.190314	6.3	11.7	13.7
22* "	330.0 × 54.5 × 35.0 × 27.136	11.96684	7.7	7.6	13.31277	8.1	8.5	13.31277	13.31277	13.31277	8.1	8.5	13.31277	13.31277	13.31277	8.1	11.2	13.7
23 "	360.0 × 62.0 × 36.0 × 28.117	16.20137	11.0	11.0	16.41605	9.6	11.0	16.41605	16.41605	16.41605	9.6	11.0	16.41605	16.41605	16.41605	9.6	14.6	18.5
	平均		11.1	11.3	6.5	7.2	13.4	6.5	7.2	6.5	7.2	13.4	6.5	7.2	6.5	14.3		

(注) (1) トータルシステムによる軸応力の記載なし  
 (2) トータルシステムによるワーピング応力の記載なし  
 番号の右肩に\*を付した船は高張力鋼が使用されているので、応力値の修正を行なった  
 $\sigma_{RS}$ において、 $\sigma_W$ は略算式がないのでトータルシステムによる値そのまま使用した

## 2.2 疲労に対する許容応力

### 2.2.1 まえがき

船体構造部材の設計には、外力およびそれらに対する船体各部の強度上の応答を検討し、各種の破壊のいずれに対しても安全なように配慮することが重要である。

これらのうち、船体の疲労破壊に対する設計規準は、これまで十分に検討されておらず疲労設計規準としては、ノルウェー船級協会<sup>1)</sup>および第200研究部会第2分科会<sup>2)</sup>の試案を除いては明確に提案されていない。

それ故、本分科会においては、第200研究部会第2分科会で得られた成果を基にして、さらに検討を進め、船体構造部材の疲労破壊（疲労きれつ発生）に対する許容応力を提案した。

### 2.2.2 船体構造部材の疲労設計

船体は外力に対する不静定構造としての荷重分担率が異なる種々の構造要素で構成されている。疲労きれつの大部分は荷重分担率の高い（一次応力の集中）構造要素のうち溶接継手部、開口部などの局部の応力集中度の高い（二次応力の集中）箇所に発生している。

構造部材において疲労きれつが発生する箇所の実応力  $S_A$  は（2.2.1）式で示される3つの量に依存する。

$$S_A = f(S_N, K_{tD}, K_{tw}) \quad (2.2.1)$$

ここに、  $S_A$  : すべての応力集中の要因を考慮した実応力で、前述した二次応力に相当する。

$S_N$  : 船体構造および外力が定まるとき求められるもので、各構造要素が分担する外力に対し、断面係数および断面積より決まる公称応力で前述した一次応力に相当する。

$K_{tD}$  : 船体構造設計により決まるもので、構造要素内の詳細設計による幾何学的形状に支配される応力集中係数。

$K_{tw}$  : 船体の建造工作に依存するもので、溶接施工、工作法（溶接形状、溶接欠陥、工作誤差）などに支配される応力集中係数。

疲労きれつの発生を防止するには、実応力  $S_A$  を低くすればよい。そのためには、一次応力  $S_N$  が低くなるように設計すれば良いことは当然であるが、応力集中係数  $K_{tD}$ 、 $K_{tw}$  をできるだけ小さくし、 $S_N$  と  $S_A$  を近づけるようする方がより合理的である。

縦強度部材では、実応力  $S_A$  は主として一次応力  $S_N$  と応力集中係数  $K_{tD}$  の2つの量に依存する。しかし、構造が比較的簡単であるため局部の詳細設計による  $K_{tD}$  の変化はわずかであり、ほぼ一次応力  $S_N$  に支配される。また、もう一方の応力集中係数  $K_{tw}$  は1に等しい（母材部）または単に溶接継手の応力集中係数に等しい。一方、横および局部強度部材では、構造が複雑でそのため設計上、不連続部の形状は各種であり選択の自由度が高い。従って、縦部材に比べ応力集中係数  $K_{tD}$  は大きく変化し得るし、それに伴う工作の難易、継手部形状の良否などにより応力集中係数  $K_{tw}$  も大きく変化する。

以上のことから、船体の各構造系のうち主要縦強度部材については、荷重分担率に対応する一次応力  $S_N$  を許容値以下に規定する考え方を採用する。しかし、その他の横および局部強度部材のように、主として二次応力の集中により疲労きれつの発生が支配される構造部材に対しては、単に一次応力  $S_N$  のみを規定することは合理的でない。それぞれの構造部材に応じて、局部詳細設計および溶接施工、工作法などを検討し、より効果的な設計基準を確立し、改めて全体的な面から許容応力を定める必要がある。

### 2.2.3 船体構造部材の疲労強度規準

構造部材の許容応力式は、対象部材の疲労強度線図（ $S-N$  線図）、応力頻度分布（密度分布および応力の累積頻度）累積被害側が与えられると求めることができる<sup>3)</sup>

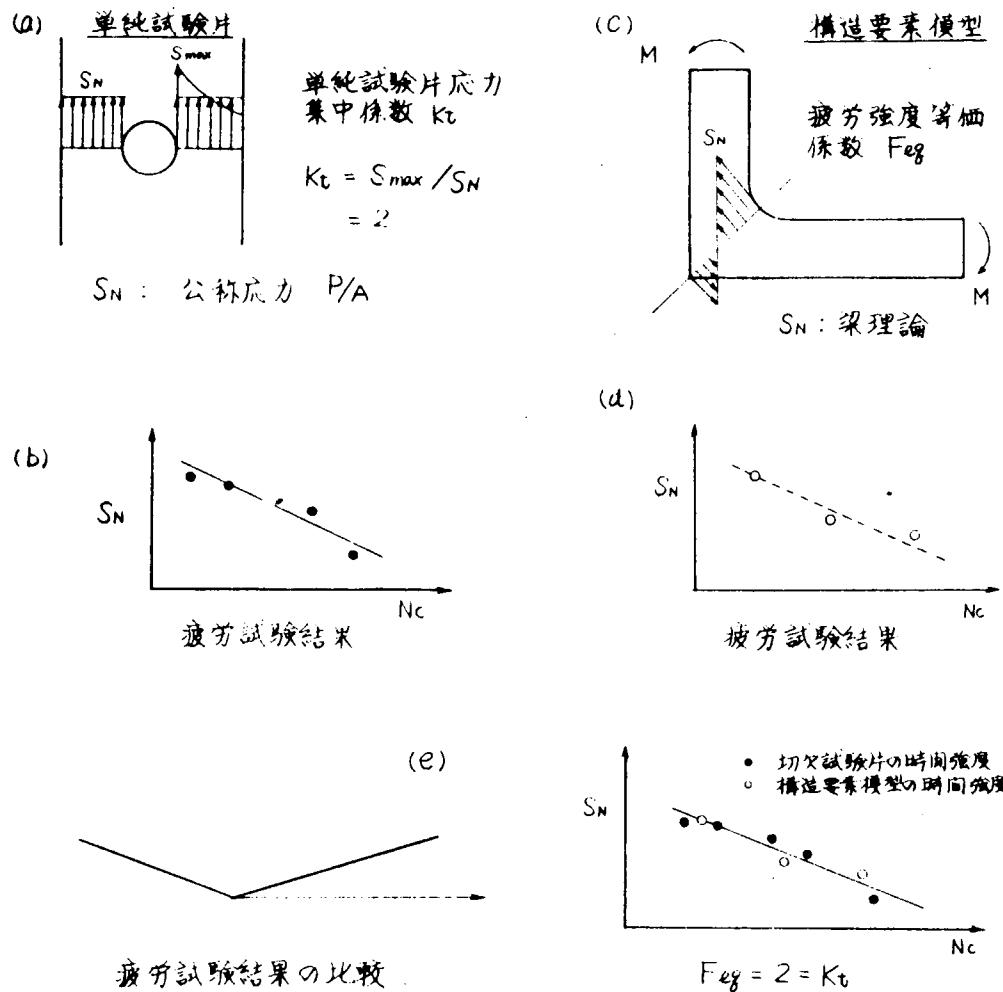
(1) 対象部材の疲労強度線図  $S-N_c$  線図

許容応力式を求めるための十分な船体構造部材の疲労強度線図は、いまのところ得られていない。それ故、小

型切欠試験片の疲労強度線図<sup>3)</sup>を代用する。小型試験片の結果を用いて得られた許容応力式をそのまま実船の構造部材に適用するには問題があると思われる。

この問題に関しては次のように考える。

構造部材（構造要素模型）の疲労試験結果（疲労強度）と種々の応力集中係数  $K_t$  を有する単純試験片のそれと比較することで各構造部材に対し、以下の考え方で新しく疲労強度等価係数  $F_{eq}$  を定義する。この係数  $F_{eq}$  を後述する許容応力式の単純試験片応力集中係数  $K_t$  の代りに代入する。



切欠試験片の公称応力  $S_N$  は荷重  $P$  を切欠底の最小断面積  $A$  で除した値で、単純試験片応力集中係数  $K_t$  は最大応力  $S_{max}$  と平均応力  $S_N$  との比で例えば  $K_t = 2$  とする。（図 a）

この切欠試験片の疲労試験による  $S - N_c$  線図は図 b に示されている。一方、疲労強度等価係数が  $F_{eq}$  である構造要素模型のコーナー部の応力\*は梁理論によると  $S_N$  とする。（図 c）構造要素模型の疲労試験による  $S - N_c$  線図が図 d に示されている。切欠試験片の疲労強度と構造要素模型の疲労強度を比較するために  $S - N_c$  線図(b), (d)を同時に示すと図(e)に示すようになったとする。図(e)から応力集中係数 2 の切欠試験片と疲労強度等価係数が  $F_{eq}$  の構造要素模型の疲労強度は、ほぼ等しいとみなせる。この場合に構造要素等価係数  $F_{eq}$  を  $F_{eq} = 2$  と定義する。上述の考え方で、各構造要素の疲労強度等価係数  $F_{eq}$  を求める。

\* コーナー部の応力は、必ずしも梁理論による必要ではなく、他の応力解析法でよい。この場合には、その方法で求められた応力  $S$  で比較することになるから係数  $F_{eq}$  の値がそれぞれ異なる。従って、こうして求めた係数  $F_{eq}$  を用いて得られる許容応力  $S_{AL}$  は用いた応力解析法に対応する。

## (2) 対象部材の応力頻度分布

船体構造部材に対する応力頻度分布を以下のように仮定する。

(1) 船舶の就航年限を20年間とする。

(2) 就航海域を北大西洋とし、年間連続就航し、荒天回避は行わない。

すると、変動応力の長期分布は指数分布で、その累積頻度は約 $10^8$ と考えられる。

## (3) 累積被害則および限界累積被害値

累積被害則は修正マイナ則を適用する。

疲労被害の累積値  $f$  と疲労破壊との定量的な関係は明らかでない。従って、実際の適用にあたっては、構造部材により船体強度上の重要性が異なるので許容応力の決定には、その部材の重要度に応じて別個に  $f$  値を定めるのがよいと思われる。

## (4) 許容応力式

以上の仮定を用いると、許容応力式を次のように導くことができる。なお、誘導の詳細は文献(3), (4)に詳述されている。

許容応力は種々の疲労強度等価係数  $F_{eq}$  または種々の応力集中係数  $K_t$  を有する構造部材について、疲労被害の累積値  $f$  がある値となる時の“ある大きさの応力頻度分布”（これは変動応力の長期分布においてある発生頻度  $Q$  での応力片振幅  $S_a$  で表わすもので、これで全長期分布を代表する）と平均応力  $S_m$  との関係を表わす式として次式で与えられる。

$$S_a + \frac{0.58}{K_t} S_m = \frac{1}{K_t} (16.2 f + 32.6), P_{nc} = 0.05 \quad (2.2.2)$$

$$S_a + \frac{0.30}{K_t} S_m = \frac{1}{K_t} (18.0 f + 41.1), P_{nc} = 0.5$$

ただし、 $K_t \geq 2$

あるいは

$$S_a + \frac{0.58}{F_{eq}} S_m = \frac{1}{F_{eq}} (16.2 f + 32.6), P_{nc} = 0.05 \quad (2.2.3)$$

$$S_a + \frac{0.30}{F_{eq}} S_m = \frac{1}{F_{eq}} (18.0 f + 41.1), P_{nc} = 0.5$$

ただし、 $F_{eq} \geq 2$

ここで、 $S_a$ ：応力発現確率  $Q = 10^{-8}$  の変動応力で応力片振幅 ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )

$S_m$ ：平均応力 ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ ) 平均応力が圧縮応力の場合は  $S_m = 0$  とする

ただし、応力  $S_a$ ,  $S_m$  は係数  $K_t$  または  $F_{eq}$  を求める際に使用した値

$K_t$ ：単純試験片応力集中係数

$F_{eq}$ ：疲労強度等価係数

$f$ ：疲労被害の累積値

$P_{nc}$ ： $S - N_c$  線図のきれつ発生確率（切欠試験の疲労強度線図<sup>3)</sup>のきれつ発生確率を  $P_{nc} = 0.5$ ,

寿命は対数正規分布、標準偏差は 0.2 とし、 $P_{nc} = 0.05$  の  $S - N_c$  線図を求めた）

船体構造部材の疲労強度に関する許容応力を設定する場合、船舶の実際の就航条件のもとでの応力頻度分布を基準とするのが妥当と考えられる。

2.1.2 節で得られた波浪変動応力は、前提条件として、

(1) 船舶の就航年限を約20年間とし、波浪変動を $10^8$  回とする。

(回) 就航海域を北大西洋とし、年間連続就航し、荒天回避を行わない。  
のものとで得られたものであり、実際の船舶は、20年間、常時、同海域を就航するとは限らず、また、当然荒天回避も行われる。

設計上、波浪変動応力の最大予測値  $\sigma_w$  としては、上記(イ)、(回)の条件で得られた  $Q = 10^{-8}$  最大予測値の6／8倍した値 (イ)、(回)の条件においては  $Q = 10^{-6}$  最大予測値に相当) をとることとする。したがって許容応力式は、以下のようになる。

$$\sigma_w + \frac{0.58}{K_t} \sigma_m = \frac{1}{K_t} (16.2 f + 32.6), P_{nc} = 0.05 \quad (2.2.4)$$

$$\sigma_w + \frac{0.30}{K_t} \sigma_m = \frac{1}{K_t} (18.0 f + 41.1), P_{nc} = 0.5$$

ただし、 $K_t \gtrsim 2$

$$\sigma_w + \frac{0.58}{F_{eq}} \sigma_m = \frac{1}{F_{eq}} (16.2 f + 32.6), P_{nc} = 0.05 \quad (2.2.5)$$

$$\sigma_w + \frac{0.30}{F_{eq}} \sigma_m = \frac{1}{F_{eq}} (18.0 f + 41.1), P_{nc} = 0.5$$

ただし、 $F_{eq} \gtrsim 2$

ここで、 $\sigma_w$ ：就航条件(イ)、(回)のもとでの応力発現確率  $Q = 10^{-8}$  での変動応力を6／8倍したもので応力片振幅 ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )

$\sigma_m$ ：平均応力 ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ ) 平均応力が圧縮応力の場合は  $\sigma_m = 0$  とする。

ただし、応力  $\sigma_w$ 、 $\sigma_m$  は係数  $K_t$  または  $F_{eq}$  を求める際に使用した値

$K_t$ ：単純試験片応力集中係数

$F_{eq}$ ：疲労強度等価係数

$f$ ：疲労被害の累積値

$P_{nc}$ ：S-Nc線図のきれつ発生確率

許容応力式 (2.2.2) ~ (2.2.5) の各式は、軟鋼材に対して適用できる。

## 2.2.4 船体縦強度部材への許容応力式の適用

これまでに行われた縦強度部材の構造要素模型の疲労試験結果を検討して、それらの疲労強度等価係数  $F_{eq}$  を2.3に示した方法で求めることとする。

図2.2.1には、疲労試験が行われた実船の縦強度部材に対する構造要素模型の種類が示してある。

図2.2.2には、それらの疲労試験結果と切欠試験片の結果とを比較して示した S-Nc 線図で、縦軸は小型試験片では公称応力  $S_N$ 、構造要素模型では曲げ荷重に対しては梁理論による公称応力  $S_N$ 、軸力に対しては荷重を実断面で除した公称応力  $S_N$  でこの公称応力は前述の一次応力に相当する。図から疲労強度等価係数は2~5程度である。

本研究部会で上記(イ)、(回)の就航条件のもとで実船に対して求められた波浪荷重によるガンネル部直応力の  $Q = 10^{-8}$  レベルでの最大予測値の平均値は  $14.4 \text{ kg}/\text{mm}^2$  である。(第2章1節参照) 航行中の静水応力の平均値を  $4 \text{ kg}/\text{mm}^2$  とし、実際の就航条件に対して求めた許容応力式 (2.2.5) 式の縦強度部材への適用を検討する。

疲労破壊が  $f = 1$  で生ずるものと仮定し (2.2.5) 式へ  $\sigma_w = 14.4 \text{ kg}/\text{mm}^2 \times 6/8 = 10.8 \text{ kg}/\text{mm}^2$ 、 $\sigma_m = 4 \text{ kg}/\text{mm}^2$ 、 $f = 1$  を代入すると、きれつ発生確率  $P_{nc}$  が 0.05 に対して  $F_{eq}$  が 4.3、 $P_{nc}$  が 0.5 に対して  $F_{eq}$  が 5.4 となる。これは縦強度部材の疲労強度等価係数  $F_{eq}$  が 4.3 または 5.4 以下であれば航行中予測される変動応力の最大値  $10.8 \text{ kg}/\text{mm}^2$ 、静水応力  $4 \text{ kg}/\text{mm}^2$  に対し、疲労強度上安全であることを示すものである。

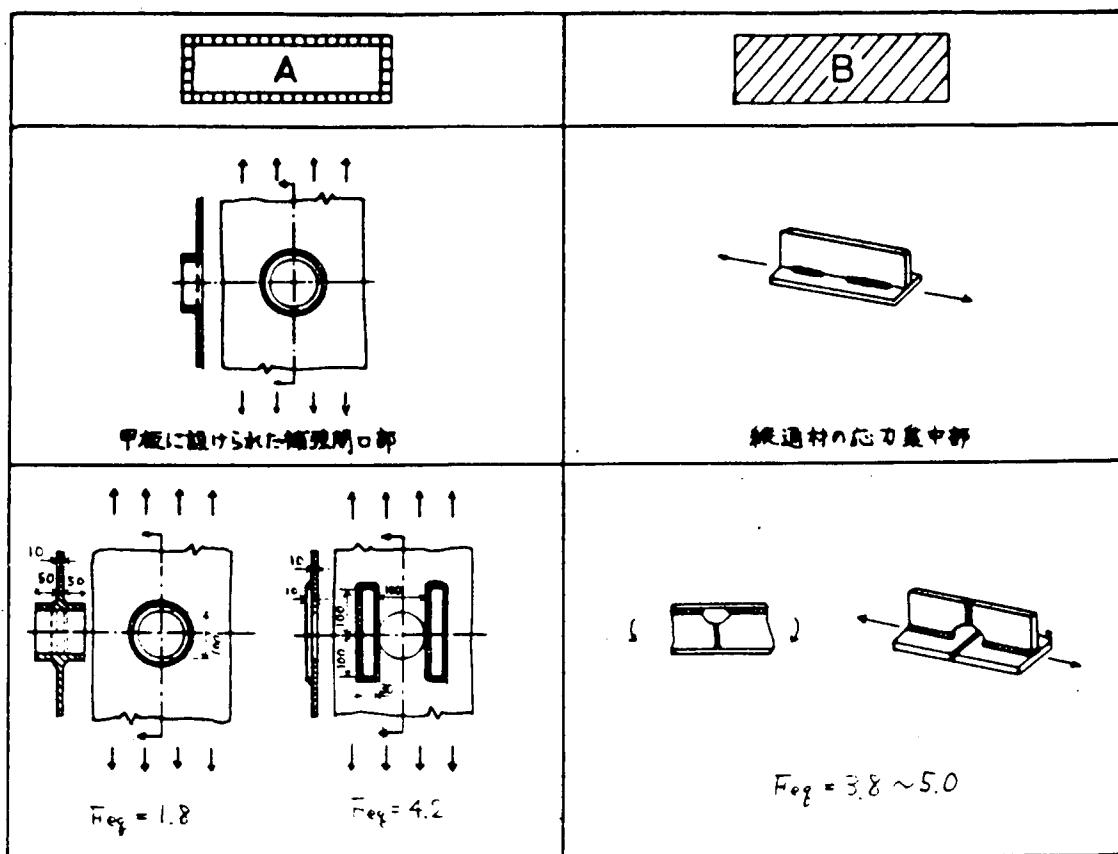


図 2.2.1 構造要素模型の分類（縦強度部材）

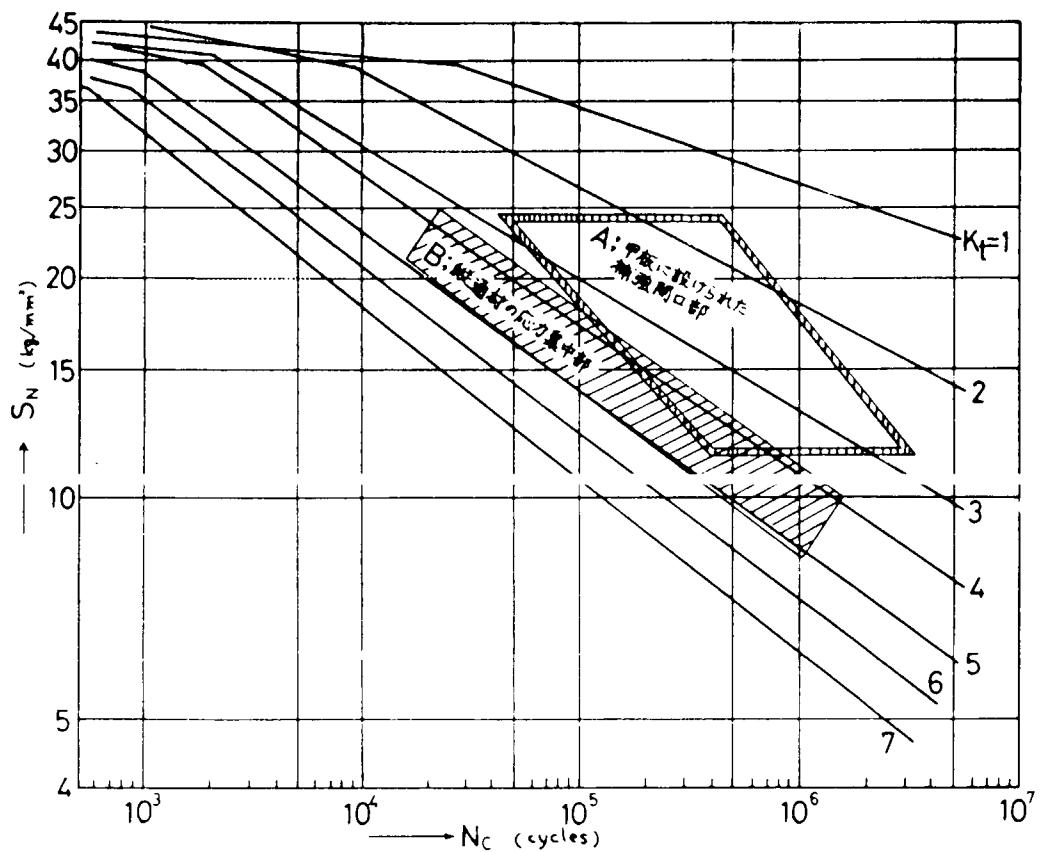


図 2.2.2 構造要素模型試験結果と基礎試験片試験結果との比較（縦強度部材）

図2.2.2に示したように、縦強度部材の疲労強度等価係数 $F_{eq}$ が5以下であることおよび実船の損傷調査で疲労きれつが縦強度部材に発生することが極めて少ないと<sup>2)</sup>から、(2.2.5)式は縦強度部材に十分適用できるものと考えられる。

前述のように、船体の各構造系のうち主要縦強度部材については、荷重分担率に対応する一次応力 $S_N$ を許容値以下に規定するのが適切である。

そこで、船体縦強度部材の疲労設計からの波浪変動応力 $\sigma_w$ と静水応力 $\sigma_m$ の一次応力に対する許容値は(2.2.5)式から次のように提案する。

$$\sigma_w + 0.11 \sigma_m = 10.8 \text{ (kg/mm²)} \quad (2.2.6)$$

ここで、 $\sigma_w$ ：就航条件(イ)、(ロ)のもとでの応力発現確率 $Q = 10^{-8}$ での変動応力の6／8倍で応力片振幅(kg/mm²)

$\sigma_m$ ：平均応力(kg/mm²) 平均応力が圧縮応力の場合は $\sigma_m = 0$ とする

なお、応力 $\sigma_w$ 、 $\sigma_m$ は応力集中を含まない公称応力で一次応力(2.2.2参照)である。

八木 順吉(大阪大学)

富田 康光(〃)

### 参考文献

- 1) NV Rules Sep 1973 "Design Principle and Criterion" DET NORSKE VERITAS, February 1978  
"Ship's Load and Strength Manual"
- 2) 日本造船研究協会報告第86号昭和52年5月"船体構造部材の疲労強度"
- 3) 八木順吉他"船体構造部材の疲労強度"関西造船協会誌 Vol. 165, 1977
- 4) 八木順吉他"船体構造の疲労強度規準"日本造船学会論文集第144号, 1978

## 2.3 甲板構造の座屈に対する許容応力

### 2.3.1 甲板構造の座屈強度

サギング状態における船体デッキ部をとりあげ防撓板構造として圧縮最終強度解析を行う。

解析法は大たわみ弾性解析と大たわみを考慮に入れた塑性解析とを組合せたものであり、前者については Rayleigh - Rity 法を、後者については塑性関節線法を用いる。<sup>(1)</sup>

上述の解法に従って実船のデッキ部の強度を算定する、また、いくつかの船種についてデッキ部のパネル強度を解析し簡易式を提案する。

#### (1) 解析

解析の対象となる防撓板構造は 1 トランススペースのデッキである。すなわち、図 2.3.1.1 に示す一方向に防撓された矩形板 ( $a \times b$ ) が強制変位を受ける場合を考える。周辺は単純支持とする。

防撓材は  $(r - 1)$  本で等間隔に配置されているものとし、防撓材は梁・柱として評価する（すなわち、 $E A_{si}$ ,  $E I_{si}$ ,  $M_{psi}$  のみ考慮する。ねじりを無視する。）

圧縮荷重を受ける防撓板が座屈したのち崩壊に到る過程は以下のように考えられる。

まず、防撓板の座屈形式は

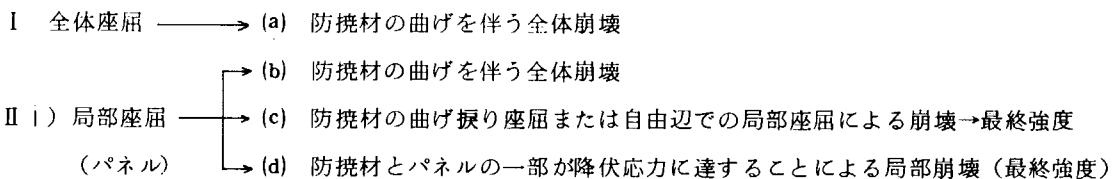
I 全体座屈（板と防撓材とが一体となって座屈する）

II 局部座屈

i) 縦横の防撓材によって囲まれたパネルのみが座屈し防撓材は曲がらない。

ii) 防撓材が自由辺で局部座屈を生じる。

に分けることができるが、ここでは II ii) を除き I と II i) の場合を取りあげる。両者（I と II i）を分ける防撓材の曲げ剛性比  $r$  ( $= E I_s / b D$ ) がいわゆる  $r_{min}^B$  である。次に、防撓板が弾性座屈した後に最終強度に到る過程は



などが考えられる。(a), (b)の全体崩壊と(d)の局部崩壊とを分ける防撓材の曲げ剛性比が  $r_{min}^U$  である。

平板の場合と異なり、防撓板の座屈後挙動は複雑であるが、ここでは考えられるいくつかの崩壊形式より導かれる崩壊の条件式とそれに対応する座屈波形による座屈後弾性挙動解析とを組合せることにより最終強度の算定を行う。具体的にはパネルの局部座屈→局部崩壊解析と防撓板全体の全体座屈→全体崩壊解析を行い得られるそれぞれの算定値のうち低い方を最終強度とする。

1) パネルの局部座屈→局部崩壊 (II i) →(d))

正方形板の場合、

弾性解析；

$$\frac{\sigma}{\sigma_y} = \alpha = \frac{\sigma_{cf}}{\sigma_y} \left(1 - \frac{W_o}{W}\right) + \frac{\pi^2}{8} \cdot \frac{1}{\lambda^2} \left[ \left(\frac{W}{t}\right)^2 - \left(\frac{W_o}{t}\right)^2 \right] \quad (1)$$

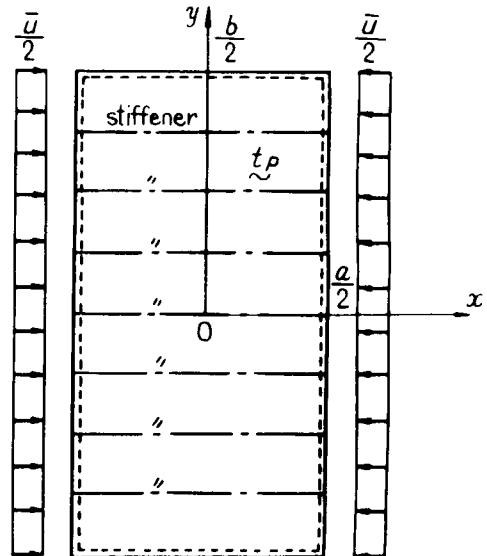


図 2.3.1.1

$$\text{但し } \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_y} = \frac{\pi^2}{3(1-\nu^2)} \cdot \frac{1}{\lambda^2}, \quad \lambda = \frac{b}{t} \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}}$$

$W$  : total deflection       $W_0$  : initial deflection

塑性解析 :

$$\frac{W}{t} = \frac{\xi}{\alpha} \quad \text{但し } \xi = 4 (1 - \alpha^2) / \sqrt{16 - 15\alpha^2} \quad (2)$$

## 2) 全体座屈→全体崩壊 (I →(b))

この場合は防撓材の曲げを伴うので弾性解析及び塑性解析においてそれぞれ防撓材の歪エネルギー及び塑性モーメントを新たに考慮に入れて解析を行う。<sup>(1)</sup>

## 3) 防撓板の最終強度

防撓板の最終強度は1)と2)で得られる値のうち低い方の値を採用する。

### (2) 実船への応用例

ここではタンカーのデッキ部 (1 trans. space) をとりあげる。最終強度に影響を与える因子として(a)初期たわみ量(b)防撓材の塑性モーメント(c)板厚の変化及び(d)降伏応力のバラツキを考え、これらの量をパラメタとして解析を行った。その結果、他の因子に比べ初期たわみが最終強度に及ぼす影響が比較的大きいことがわかった。

そこで表2.3.1.1及び図2.3.1.2に示すタンカーのデッキ部をとりあげ初期たわみと最終強度との関係を求めた。(図2.3.1.3)

なお、JSQSによれば強力甲板中央部のパネルについて標準範囲は4 mm、許容限界は6 mmである。(全体的なたわみ [ロンジの縦曲がり] についてはその基準値は与えられていない。)

表 2.3.1.1

船種	L × B × D m	a (trans. space) mm	b mm	t mm	LONGL. SPACE mm	LONGL. (r)
Tanker	235 × 36.2 × 21.8	3,850	17,600	25	880	300 × 90 × 13 / 17 (9.07)
						ADD. LONGL. 830 × 150 × 16 (179)

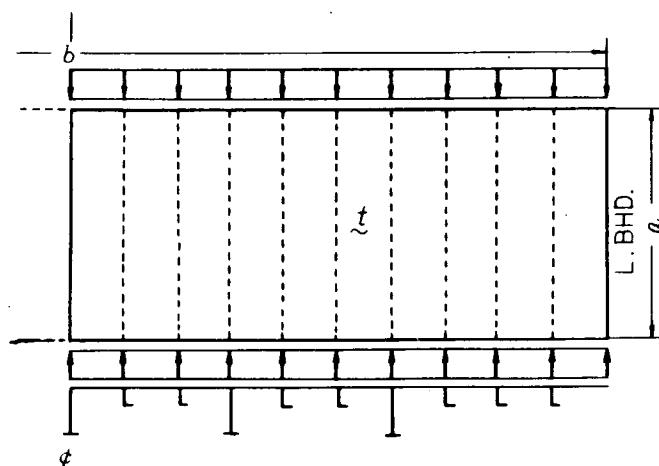


図 2.3.1.2 甲板モデル

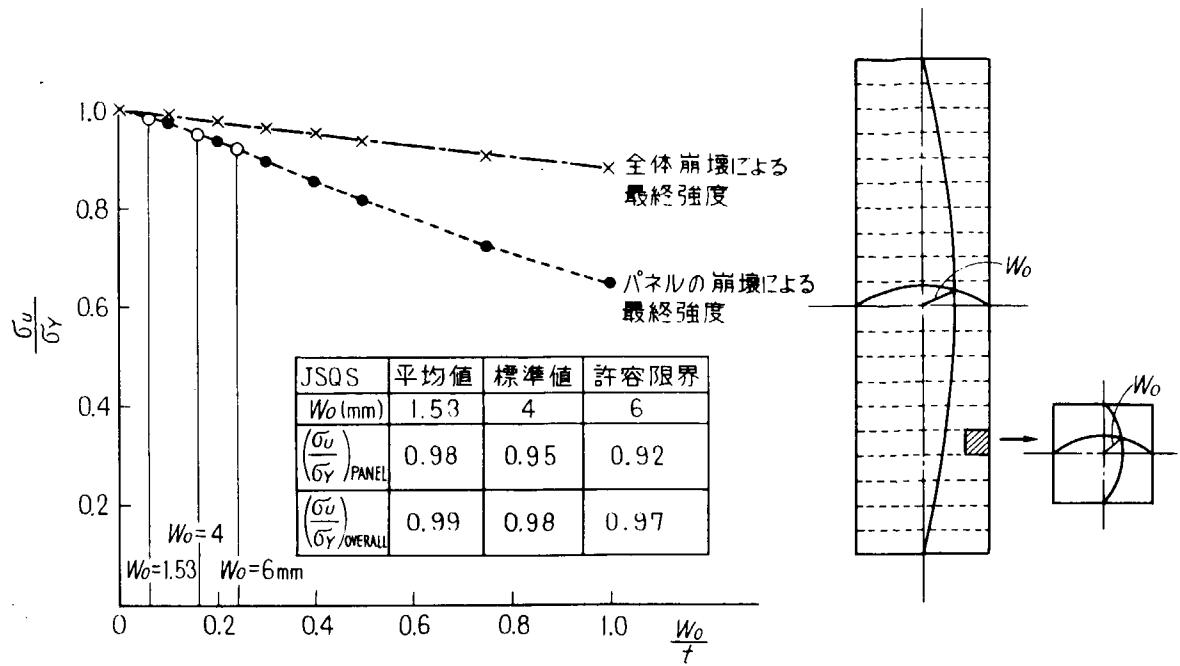


図 2.3.1.3 初期たわみと最終強度との関係

### (3) 甲板パネルの最終強度

ここでは、まず正方形板の最終強度を算定する簡易計算式を導いたのち、実船の甲板パネル寸法が船種によってどのように変化するかを調べ、最後に実船の甲板パネルに対する簡易計算式を提案する。

#### 1) 正方形板の最終強度を算定する簡易計算式

現在までに数多くの簡易計算式が提案されているが、そのうち代表的なものは以下の通りである。

- 初期たわみを含まない場合

- a) von Kármán<sup>(2)</sup>

有効幅の概念を用いて導かれた有名な式である。

$$\frac{\sigma_u}{\sigma_y} = \frac{\pi}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \cdot \frac{1}{\lambda} = \frac{1.901}{\lambda} \quad (3)$$

但し  $\lambda = \frac{b}{t} \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}}$

- b) 吉 識<sup>(2)</sup>

実験公式である。(従って式には出てこないが初期たわみを含んでいる。)

$$\frac{\sigma_u}{\sigma_y} = \frac{1.77}{\lambda} \quad (4)$$

- 初期たわみを含む場合

- a) 上田 et. al<sup>(3)</sup>

有限要素法による詳細な解析結果をもとに次式を提案している。

$$\frac{\sigma_u}{\sigma_y} = \frac{1.338\eta^2 + 4.380\eta + 2.647}{\lambda + 6.130\eta + 0.720} - 0.271\eta - 0.088 \quad (5)$$

但し  $\eta = W_0 / t$

なお (4) 式の適用範囲は  $\lambda > 1.5$  である。

- b) 大坪 et. al<sup>(4)</sup>

板厚方向の一様な塑性域及び側辺での塑性域を仮定したモデルを用いて簡略解析を行っている。更に  $\sigma_{cr} > \sigma_y$  の板に対する近似式を以下のように与えている。 $(\sigma_{cr} < \sigma_y$  に対する近似式はやゝ複雑なので省略)

$$\sigma_u = \sigma_{cr} \frac{\phi}{\phi + \phi_0} + P_1 (\phi^2 + 2\phi\phi_0) \quad (6)$$

$$\phi = \frac{-(2\phi_0^2 + \frac{\sigma_{cr} - \sigma_y}{P_0 + P_1}) + \sqrt{(2\phi_0^2 + \frac{\sigma_{cr} - \sigma_y}{P_0 + P_1})^2 + \frac{12\sigma_y\phi_0^2}{P_0 + P_1}}}{6\phi_0^2} \quad (7)$$

$$\text{但し } \phi_0 = W_0/t, \quad P_0 = P_1 = \frac{\pi^2 E}{8} \left( \frac{t}{b} \right)^2, \quad \sigma_{cr} = \frac{\pi^2}{3(1-\nu^2)} \frac{1}{\lambda^2}$$

### c) 本方法による簡易計算式

2.3.1.1で示した弾性解析 ((1)式) と塑性解析 ((2)式) とを組合せることにより最終強度を算定することができる。 $\lambda$ について解くと

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

となる。本式は最終強度 ( $\alpha = \sigma / \sigma_y$ ) を代入すると板厚・板厚比 ( $\lambda = \frac{b}{t} \frac{\sigma_y}{E}$ ) が求まる形になっている。( $\xi$ については(2)式より求める)

本簡易計算式において  $W_0/t$  をパラメータにしたグラフ及び Kármán の式を図 2.3.1.4 に示す。

上田ら<sup>(3)</sup>及び大坪ら<sup>(4)</sup>の近似式との比較を図 2.3.1.5 に示す。図 2.3.1.5 によれば本簡易計算式は厚板では大坪らの式と、板が薄くなると上田らの提案結果とよく一致し、ほとんどの  $\lambda$  の範囲に対して有効であると云える。なお、図 2.3.1.5 では  $W_0/t = 0.25$ としたが  $W_0/t$  を変えて同様のことが云える。

### 2) 実船の甲板パネル強度に関する提案式

(2)においてはタンカーのデッキ部を一例としてとりあげて解析を行ったが、ここでは様々な船種の甲板パネルの最終強度について考察する。

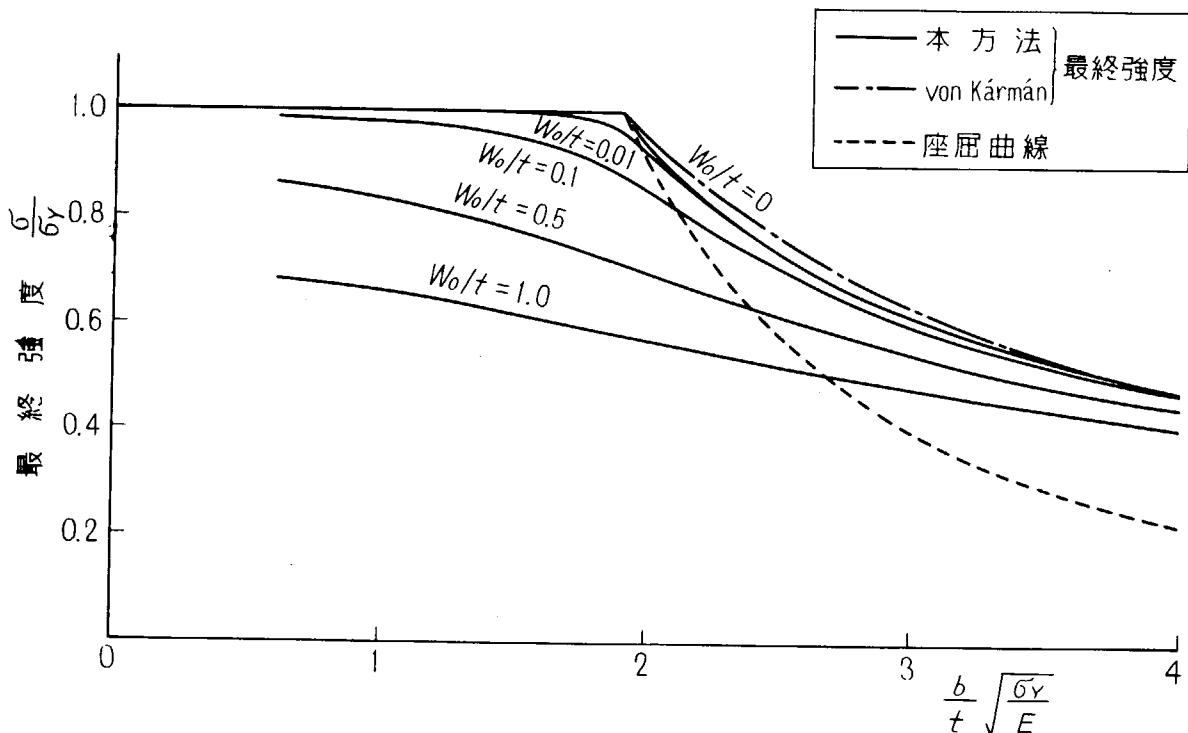


図 2.3.1.4 正方形板の最終強度

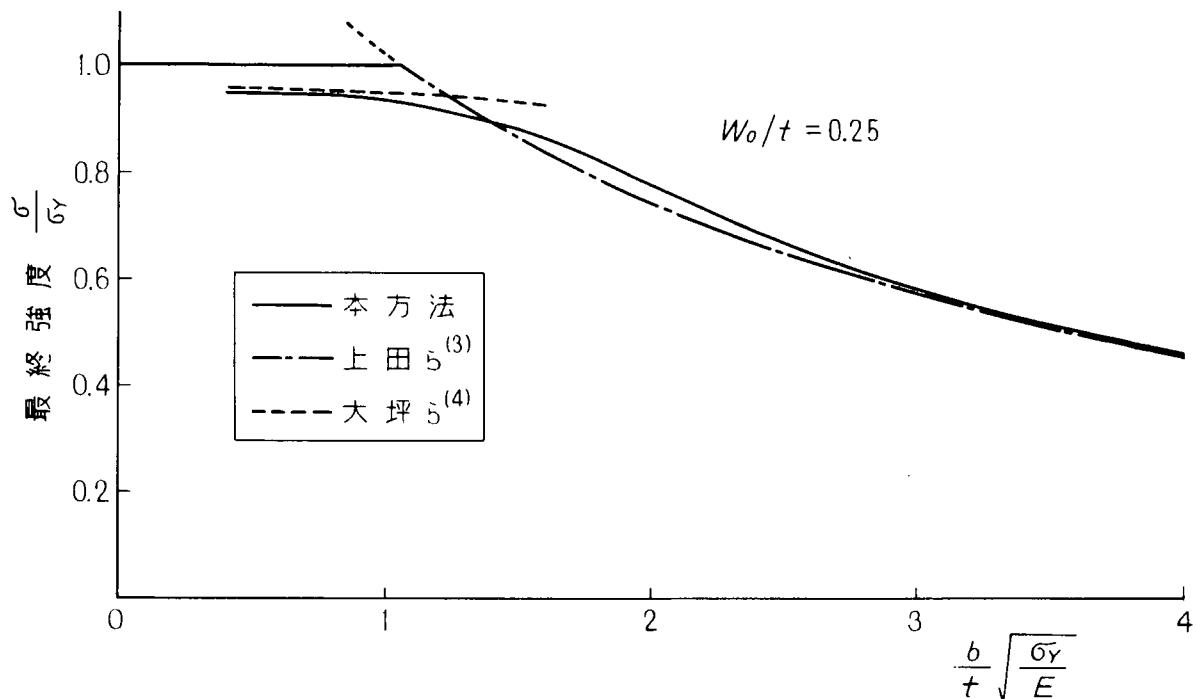


図 2.3.1.5 他の近似式との比較

まず、タンカー、貨物船、バルク・キャリア及びコンテナ船計16隻を対象に船種によって甲板パネル寸法がどのように変化するかを調べた。<sup>(5)</sup> 対象船の主要目及び甲板パネル寸法を表2.3.1.2に示す。また、ロンジスペース( $b$ )とデッキ板厚( $t$ )との関係を図2.3.1.6に示す。このように実船では、ほぼ  $b = 500 \sim 1,000 \text{ mm}$ ,  $t = 18 \sim 40 \text{ mm}$  の範囲にあると云える。また、 $b/t$ は10~50の範囲である。

次に本報告で導いた簡易計算式(8式)をこれらの実船に適用する。

先ず、降伏応力  $\sigma_y = 24 \text{ kg/mm}^2$  とし、初期たわみとしては JSQSの標準範囲4 mmを採用する。

対象とした実船の最終強度(□, ○, +, △印)を図2.3.1.7に示す。図中破線は  $W_0/t = 0.22$  とした場合の最終強度曲線である。 $W_0/t = 0.22$  は  $W_0 = 4 \text{ mm}$ ,  $t = 18 \text{ mm}$  に対応するが、板厚  $t$  が18 mmに対して、初期たわみ  $W_0$  が4 mmであるのは大きく見積り過ぎていると考えられる。したがって、この値を用いて求めた結果は安全側であると云える。

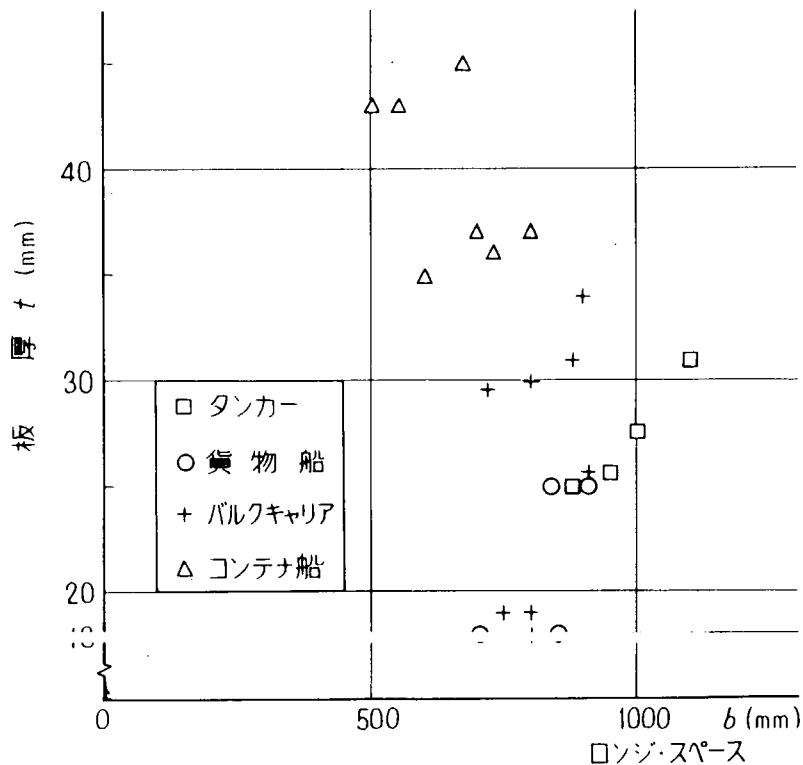


図 2.3.1.6 ロンジスペースと板厚との関係

表 2.3.1.2 対象船主要寸法及び強力甲板パネル寸法<sup>(5)</sup>

船種	番号	主 要 寸 法 L × B × D	強 力 甲 板 パ ネ ル		
			板 厚 (t) mm	ロングスペース(b) mm	b / t
タンカー	1	235 × 36.2 × 21.8	25	880	35.2
ン	2	260 × 44 × 22.4	25.5	950	37.3
カ	3	318 × 56 × 26.4	31	1,100	35.5
ー	4	365 × 68 × 28.65	27.5	1,000	36.4
貨物船	5	150 × 20.5 × 12.9	25	840	33.6
	6	94 × 15 × 7.7	18	700	38.9
	7	88 × 15.5 × 17.5	18	850	47.2
バルク・キャリア	8	136 × 21.8 × 12.0	18	800	44.4
	9	165 × 25.4 × 13.4	25.4	800	31.5
	10	164 × 24.8 × 14.0	31	775	25.0
	11	218 × 32.2 × 17.7	30	800	26.7
	12	248 × 38.0 × 23.7	34	900	26.5
コンテナ船	13	195 × 30.0 × 16.7	43	550	12.8
	14	273 × ×	43	550	12.8
	15	204 × ×	35	600	17.1
	16	247 × 32.2 × 19.8	45	670	14.9

この結果から、実船のパネルの最終強度算定式として図 2.3.1.7 中の折れ線；すなわち

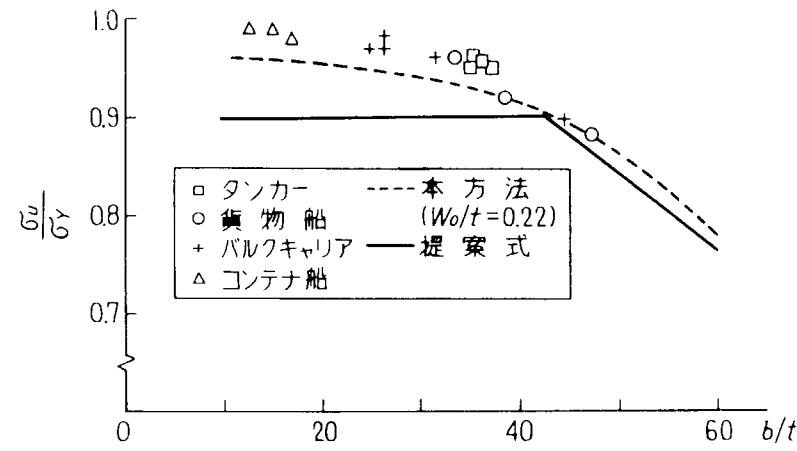
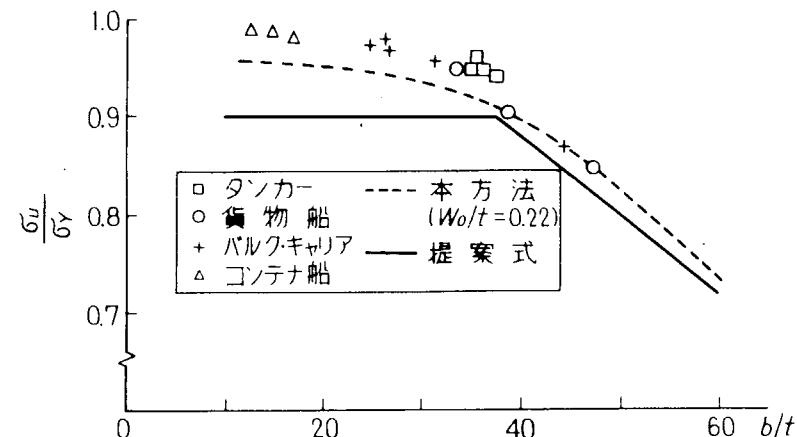
$$\frac{\sigma_u}{\sigma_y} = \begin{cases} 0.9 & \text{for } b/t \leq 42.5 \\ 1.24 - \frac{b/t}{125} & \text{for } 42.5 \leq b/t < 60 \end{cases} \quad (9)$$

を提案する。但し、上式は  $\sigma_y = 24 \text{ kg/mm}^2$ 、板厚  $t \geq 18 \text{ mm}$ について適用可能である。

次に降伏応力  $\sigma_y = 28.9 \text{ kg/mm}^2$  とし初期たわみとして JSQS 標準範囲 4 mm を採用する。実船の最終強度を図 2.3.1.8 に示す。図中破線は  $W_0/t = 0.22$  とした場合の最終強度曲線である。

この結果から、実船のパネル最終強度算定式として図 2.3.1.8 中の折れ線；すなわち

$$\frac{\sigma_u}{\sigma_y} = \begin{cases} 0.9 & \text{for } b/t \leq 37.5 \\ 1.20 - \frac{b/t}{125} & \text{for } 37.5 \leq b/t < 60 \end{cases} \quad (10)$$

図 2.3.1.7 最終強度提案式 ( $\sigma_y = 24 \text{ kg/mm}^2$  の場合)図 2.3.1.8 最終強度提案式 ( $\sigma_y = 28.9 \text{ kg/mm}^2$  の場合)

を提案する。

但し、上式は  $\sigma_y = 28.9 \text{ kg/mm}^2$ 、板厚  $t \geq 18 \text{ mm}$ について適用可能である。

藤田 譲（東京大学）

野本 敏治（　〃　）

## 参 考 文 献

- (1) 藤田他；日本造船学会論文集，第141号（S 52. 6）
- (2) C. R. C. Japan；Handbook of Structural Stability，Corona
- (3) 上田他；日本造船学会論文集，第140号（S 51. 12）
- (4) 大坪他；日本造船学会論文集，第142号（S 52. 6）
- (5) 日本造船研究協会第134部会，No 259

### 2.3.2 座屈損傷確率と許容応力

#### (1) 損傷確率

船体縦強度の観点から、甲板構造の座屈強度に対する許容応力を統計的に算定する試みとして、現存船について甲板構造の座屈損傷確率  $P_f$  の値を計算した。

すなわち、前節 2.3.1 の検討結果によれば、縦肋骨式甲板構造の最終強度  $\sigma_u$  は、サギング状態においては、ロンジ間パネルの座屈強度で決まり、 $b/t$  の値が 37.5 以下、 $t \geq 18 \text{ mm}$  の場合には、 $\sigma_u/\sigma_y = 0.9$  で近似される。ここで、 $b$  はロンジスペース、 $t$  は甲板の厚さ、 $\sigma_y$  は鋼材の降伏点を示す。

いま、甲板パネルの初期撓み  $W_0$  を JSQS の標準値 4 mm とし、鋼材の降伏点  $\sigma_y$  を平均値  $\bar{\sigma}_y = 28.9 \text{ kg/mm}^2$ 、C.O.V. = 0.12 の正規分布確率変数として、<sup>\*</sup> 甲板構造の座屈強度を表わす Capability  $\sigma_u$  を、平均値  $\bar{\sigma}_u = 26.01 \text{ kg/mm}^2$ 、標準偏差  $S\sigma_u = 3.12 \text{ kg/mm}^2$  の正規分布と見做す。

一方、船体ハルガーダーの縦曲げ、水平曲げおよびウォーピングによって甲板に生ずる縦応力については、静水応力および波浪変動応力が、それぞれ独立な統計量であると見做して、おのおのの確率分布を定める。

すなわち、静水応力  $\sigma_s$  は、平均値  $\bar{\sigma}_s$ 、標準偏差  $S\sigma_s = 2 \text{ kg/mm}^2$  (2.1.1節参照) の正規分布を仮定する。また、波浪変動応力については、20年間におけるその極値分布  $\sigma_w^*$  を考え、極値分布の平均値  $\bar{\sigma}_w^* = \lambda (\ell_n 10^8 + r)$ 、標準偏差  $S\sigma_w^* = \frac{\pi}{6} \lambda$  として、これと等価な正規分布を仮定する。ここで、 $\lambda$  は、波浪変動応力の長期分布(指数分布を仮定)の平均値で、 $10^{-8}$  最大予測値  $\sigma_{w, ext}$  と次の関係にある。

$$\lambda = \sigma_{w, ext} / \ell_n 10^8 \quad (11)$$

そこで、静水応力と波浪変動応力の極値との和を発生応力の最大値と見做し、これを Demand とした場合、

$$\text{Demand} > \text{Capability} \quad (12)$$

となる確率を、損傷確率  $P_f$  と定義する。

甲板構造の座屈損傷について、その損傷確率  $P_f$  の値を計算するために、上記のとおり、座屈強度を表わす Capability  $\sigma_u$  と、発生応力の最大値 Demand の確率分布を正規分布と仮定する。

甲板構造の座屈強度に関しては前述の  $\sigma_u$  の分布を仮定し、一方、発生応力については、静水応力および波浪変動応力の最大予測値のそれぞれの平均値、 $\bar{\sigma}_s$  および  $\bar{\sigma}_w$ 、をパラメータとして  $P_f$  の値を計算する。図 2.3.2-1 の破線は、 $P_f = \text{一定} (10^{-1} \sim 10^{-5})$  の条件を満足する  $\bar{\sigma}_s$  と  $\bar{\sigma}_w$  との関係を示す。

\* 平均値  $28.9 \text{ kg/mm}^2$ 、下限値  $24 \text{ kg/mm}^2$  のヒストグラムを正規分布に近似したものである。

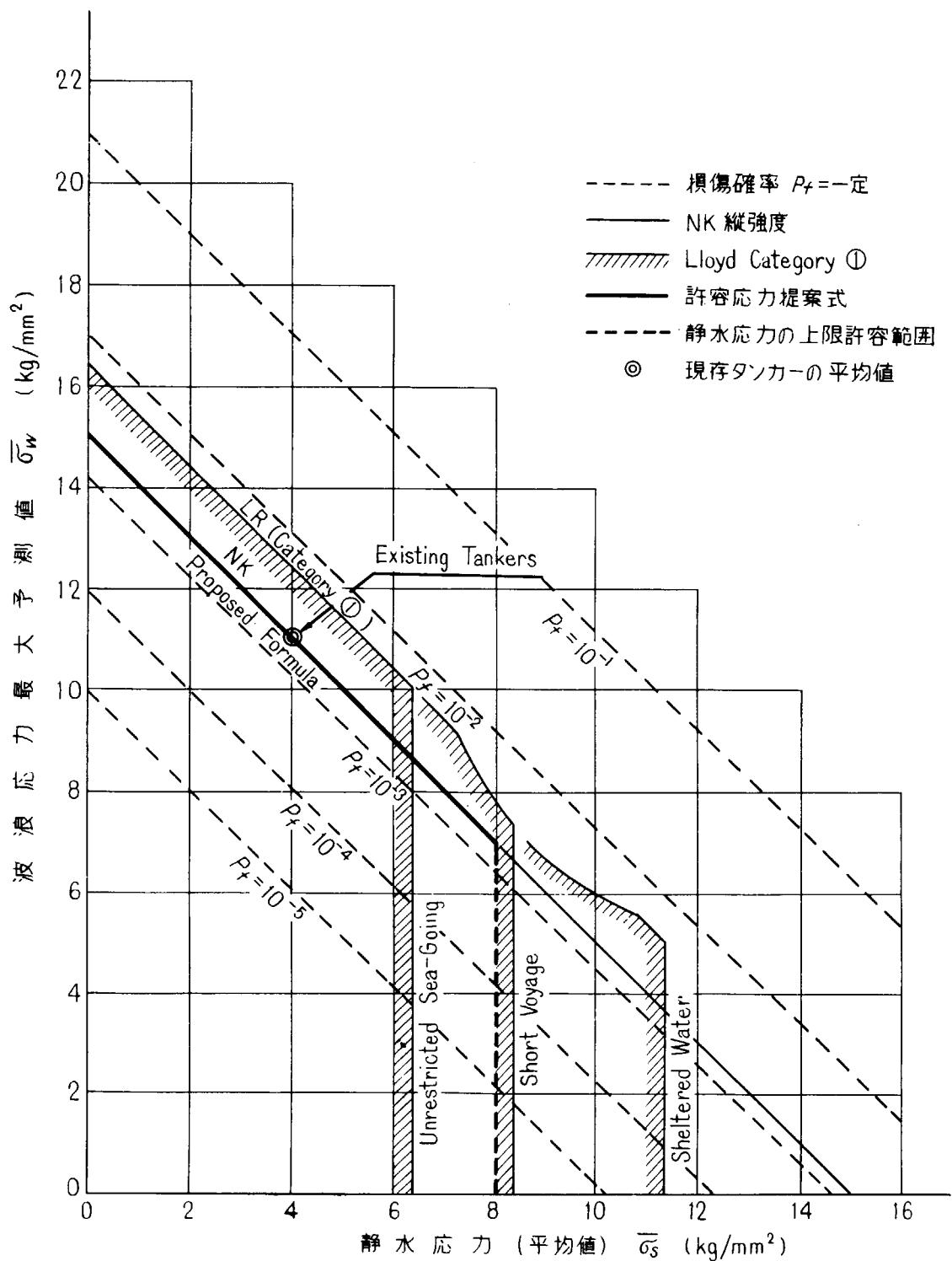


図 2.3.2.1 甲板座屈強度に関する損傷確率  
現行規則および許容応力の提案式

## (2) 許容応力の提案

前項に示した図 2.3.2.1においては、甲板構造の座屈損傷確率  $P_f$  の値が一定となる条件のもとで許容しうる静水応力と波浪変動応力（最大予測値）との関係を求めた。

一方、2.1.1 および 2.1.2においては、タンカー 14 隻、コンテナ船 5 隻その他を含む現存船についての調査結果から、静水応力の平均値は、タンカーについては、 $\bar{\sigma}_s = 4 \text{ kg/mm}^2$ 、波浪変動応力（ $10^{-8}$  最大予測値）の平均値は、タンカーおよびコンテナ船について、 $\bar{\sigma}_{w,\text{ext}} = 14.4 \text{ kg/mm}^2$  が得られた。

ただし、この波浪変動応力の値は、ガンネル部に発生する応力について求められたものであり、就航航路が北大西洋であり、連続運航した場合を仮定し、荒天回避も行なわない場合のものである。一般の船舶が、20年間、常時、同海域を航行するとは限らず、また、当然、荒天回避も行なわれるのが実情であろうと考えられるので、そのような航行条件のもとでは、設計上、波浪変動応力の最大予測値  $\sigma_w$  として、上記大西洋就航の場合の  $10^{-8}$  最大予測値  $\sigma_{w, ext}$  の  $6/8$  倍の値をとることとする。

このように考えると、現存タンカーについては、波浪変動応力の最大予測値の平均値  $\bar{\sigma}_w$  は、 $14.4 \times \frac{6}{8} = 11 \text{ kg/mm}^2$  となり、上記静水応力の平均値  $\bar{\sigma}_s = 4 \text{ kg/mm}^2$ とともに、図 2.3.2.1 に○印で記入した。同図から、現存タンカーの甲板構造の座屈崩壊強度に関しては、20年間の就航に対して、損傷確率  $P_f = 10^{-3}$  すなわち、0.999 程度の信頼性を確保していることが判明した。

なお、参考のために、縦強度に関する船級協会規則から推定される静水応力と波浪変動応力の許容値を、同図中に、実線（NK）およびハッチつき実線（ロイド（category）①）で示した。ただし、ここでは、波浪変動応力の最大予測値として、年間北大西洋就航における  $10^{-8}$  最大予測値の  $6/8$  倍の値を仮定している。

以上に述べた検討結果にもとづき、船体縦強度に関する甲板構造の座屈強度上許容しうる静水応力  $\sigma_s$  と波浪変動応力の最大予測値（ $10^{-8}$  最大予測値の  $6/8$  倍した値） $\sigma_w$ との関係を、次式により提案する。

$$\sigma_s + \sigma_w = 15 \text{ (単位 kg/mm}^2\text{)} \quad (13)$$

図 2.3.2.1 の太線は、この関係を示すものである。

また、同図中には、参考のため、現存タンカーについての調査結果にもとづく静水応力の平均値および標準偏差の値から、静水応力の上限値として、標準偏差の 2 倍に設定した場合の許容範囲を、太い破線で示した。

なお、上記提案式により許容応力を定め、甲板構造の座屈強度を鋼材の降伏点の 90% と見做した場合、通常、使用されている安全率  $f_s$  の値は、

$$f_s = \frac{24 \times 0.90}{15} = 1.44 \quad (14)$$

となる。

新田 順（日本海事協会）

荒井 宏範（　　〃　　）

### 3. 船体横強度部材の許容応力

#### 3.1 横強度部材に生ずる応力

##### 3.1.1 タンカートランスリングコーナー部

船体横強度トータルシステムによる波浪中强度解析から得られた船体中央部に近いトランスリング・フェース・プレート直応力の静水成分  $\sigma_s$  および波浪変動成分の最大予測値 ( $Q = 10^{-8}$ )  $\sigma_{ext}$  を表 3.1.1.1 に示す。

この表から圧縮応力 ( $\sigma_s$  と  $\sigma_{ext}$  を加えた値が圧縮となっている応力) の絶対値は若干の例外はあるが (たとえば, №2 船 デッキトランスクーナー部) ガンネルコーナー, ビルジコーナーおよび三叉部で大きいこと, また積付状態により著しい違いがあることが分る。

表 3.1.1.1 の値は, (1)船舶の就航年限を 20 年間とする。(2)就航海域を北大西洋とし, 年間連続就航し, 荒天回避を行なわないと言う条件のもとで得られた結果である。しかし, 実際の就航条件は, 一般の船舶が 20 年間常時, 同海域を就航するとは限らず, また荒天回避も行なわれるのが常である。したがって設計上の変動応力の最大予測値としては上記(1), (2)の就航条件における  $Q = 10^{-8}$  に対する最大予測値  $\sigma_{ext}$  の代りにこの値に  $6/8$  を乗じたもの  $\sigma_w$  を用いるのが適切であろう。ガンネルコーナー, ビルジコーナーおよび三叉部の波浪変動応力にこのような修正を行なった結果を表 3.1.1.2 に示す。

本間 康之 (東京農工大学)

表 3.1.1.1 トランスリング変動応力最大予測値 ( $Q = 10^{-8}$ )

		1		2		3		4	
船種		タンカー		タンカー		タンカー		タンカー	
L (m)		304		310		318		230	
B (m)		52.4		48.71		56.0		35.3	
D (m)		25.7		24.5		26.4		19.5	
DW (トン)		240,000		210,000		270,000		74,411	
d (m)		20.52	10.91		19.0	12.29	20.55		13.2
状態		Full	Normal Ballast	Ballast	Full	Ballast	Full	Ballast	Full
Wing Tank	Gunwale Corner	$\sigma_s$	- 6.8	+ 13.9	+ 1.5	+ 1.7		+ 2	
		$\sigma_w$	+ 6.8	+ 6.0	+ 4.5				
		$\sigma_{ext}$	- 15.5	- 8.0	- 24.8	± 15.0	± 8.4	± 20.5	± 16.1
		$\sigma$	0	+ 19.9	+ 6.0	+ 16.7		+ 13	+ 17.1
	Dk. Trans Corner	$\sigma_s$	+ 3.0	- 6.0	- 2.9	- 3.9		- 6	- 2.5
		$\sigma_w$	+ 5	+ 8.0	+ 10.0				
		$\sigma_{ext}$	- 5	- 2.4	- 3.7	± 10.4	± 7.6		± 10.8
		$\sigma$	+ 8	+ 2.0	+ 7.1	+ 6.5		+ 13	+ 8.3
	Bilge Corner	$\sigma_s$	- 2	- 8.4	- 6.6	- 14.3			- 13.3
		$\sigma_w$	- 4.0	+ 5.5	+ 3	- 5.9		- 10.0	- 1.3
		$\sigma_{ext}$	+ 3.5	+ 4.4	+ 3.5				
		$\sigma$	- 7.5	- 4.5	- 11.9	± 14.3	± 7.5	± 12.8	± 25.3

			- 11.5	+ 1.0	- 8.9	- 20.2		- 22.6		- 26.6	
Wing Tank	三叉部	$\sigma_s$	- 17.5	+ 11.0	- 14.0	- 10.8		- 16.4		- 14.0	
		$\sigma_w$	+ 2.4	+ 5.5	+ 7.0						
			- 2.4	- 2.0	- 3.0	± 4.5	± 4.2	± 3.7		± 11.4	
		$\sigma$	- 15.1	+ 16.5	- 7.0	- 6.3		- 9.4		- 2.6	
			- 19.9	+ 9.0	- 17.0	- 15.3		- 16.8		- 25.4	
Wing Tank	Upper Strut	$\sigma_s$	- 9.5	+ 12.5	- 6.0			- 4.5		+ 2.7	
		$\sigma_w$	+ 3.5	+ 2.5	+ 3						
		ext	- 5.6	- 4.5	- 10.1			± 8.1		± 14.7	
		$\sigma$	- 6	+ 15.0	- 3			+ 2.2		+ 17.4	
			- 15.1	+ 8.0	- 16.1			- 14.0		- 12.0	
Center Tank	Lower Strut	$\sigma_s$	- 11.2	+ 10.0	- 8	+ 0.2					
		$\sigma_w$	+ 3	+ 3.6	+ 4	± 9.0					
		ext	- 2.8	- 4.0	- 5.8						
		$\sigma$	- 8.2	+ 13.6	- 4	+ 9.2					
			- 14.0	+ 6.0	- 13.8	- 8.8					
Center Tank	Dk. Trans	$\sigma_s$	+ 2.5	+ 1.0	+ 7	+ 2.4		+ 3		+ 0.5	
		$\sigma_w$	+ 4.5	+ 2	+ 3.2						
		ext	- 5.5	- 4	- 9	± 10.0	± 6.4			± 8.9	
		$\sigma$	+ 7	+ 3	+ 10.2	+ 12.4		+ 18		+ 9.4	
			- 3	- 3	- 2.0	- 7.6				- 8.4	
Center Tank	Bottom Trans	$\sigma_s$	+ 1	- 5	+ 11.0	0		+ 1.8		+ 4.0	
		$\sigma_w$	+ 3	+ 2	+ 4.9						
		ext	- 3	- 3	- 6.0	± 6.1	± 6.1	± 4.5		± 14.5	
		$\sigma$	+ 4	- 3	+ 15.9	+ 6.1		+ 6.9		+ 18.5	
			- 2	- 8	+ 5.0	- 6.1		- 2.1		- 10.5	
			NK			三菱		三井		IHI	

No 3 船の変動応力の平均値は静水応力と異なる。

表3.1.1.2 トランスリングフェースプレート圧縮応力の最大予測値

(  $Q = 10^{-8}$  に対する値およびその修正値 )

番号		1	2	3	4
船種		タンカー	タンカー	タンカー	タンカー
L (m)		304	310	318	230
B (m)		52.4	48.7	56.0	35.3
D (m)		25.7	24.5	26.4	19.5
DW (トン)		240,000	210,000	270,000	74,411
d (m)		20.52	19.0	20.55	13.2
状態		Full	Full	Full	Full
Gunwale Corner	静水応力 $\sigma_s$	- 6.8	+ 1.7	+ 2	+ 1.0
	波浪応力 $\sigma_{ext}$	- 15.5	- 15.0	- 30	- 16.1
	全応力	- 22.3	- 13.3	- 28	- 15.1
	$\bar{\sigma}_w = \frac{6}{8} \times \sigma_{ext}$	- 11.6	- 11.3	- 22.5	- 12.1
	$\sigma_s + \bar{\sigma}_w$	- 18.4	- 9.6	- 20.5	- 11.1
Bilge Corner	静水応力 $\sigma_s$	- 4.0	- 5.9	- 10.0	- 1.3
	波浪応力 $\sigma_{ext}$	- 7.5	- 14.3	- 12.8	- 25.3
	全応力	- 11.5	- 20.2	- 22.6	- 26.6
	$\bar{\sigma}_w = \frac{6}{8} \times \sigma_{ext}$	- 5.6	- 10.7	- 9.6	- 19.0
	$\sigma_s + \bar{\sigma}_w$	- 9.6	- 16.6	- 19.6	- 20.3
三又部	静水応力 $\sigma_s$	- 17.5	- 10.8	- 16.4	- 14.0
	波浪応力 $\sigma_{ext}$	- 2.4	- 4.5	- 3.7	- 11.4
	全応力	- 19.9	- 15.3	- 16.8	- 25.4
	$\bar{\sigma}_w = \frac{6}{8} \times \sigma_{ext}$	- 1.8	- 3.4	- 2.8	- 8.6
	$\sigma_s + \bar{\sigma}_w$	- 19.3	- 14.2	- 19.2	- 22.6

### 3.1.2 貨物船の倉内肋骨の下端部の応力

#### 3.1.2.1 まえがき

船体構強度部材の許容応力を検討する一環として、一般貨物船の倉内肋骨の下端肘板の内端に生ずる応力について検討した。

NKはさきに、不規則波中において船体構強度部材に生ずる変動応力を計算するため、船体構強度解析トータルシステムを開発したが、このシステムは板要素による立体構造モデルの解析を対象としたものである。従って本システムは縦横部材の相関を含んだ解析が可能であるが、然し、計算時間（従って、計算コスト）が大となるを得なかった。このような事情から、NKでは新たに簡易船体構強度解析トータルシステムを開発し、船体の任意の横断面をとり出して、平面骨組構造にモデル化し、さきの船体構強度解析トータルシステムと同様の手法により、横強度部材に生ずる応力の最大予測値を求めることができるようになった。本システムは、縦横部材の相関の少ない船体横断面の横強度解析には、十分信頼性のある結果を与えるものと思われる。

今回、一般貨物船の倉内肋骨の下端肘板内端における変動応力の計算は、この簡易船体構強度解析トータルシステムを用いた。以下、それについて述べる。

### 3.1.2.2 解析対象の構造モデル

解析の対象とした船は、4,300 GTの一層甲板の一般貨物船で、主要目は次のとおりである。

$$L_{pp} \times B \times D \times d = 100.00 \times 17.60 \times 8.70 \times 6.90$$

$$V_s = 13.5 \text{ knot}$$

本船の船体中央横断面図の概要及びその計算モデルを図3.1.2.1に示す。本船のframe spaceは700 mmであるが、solid float及びdeck transで4肋骨心距毎に設けられているため、構造のモデル化に当っては、4肋骨心距分について考慮した。肘板部の剛性は平行部の剛性の100倍とした。

### 3.1.2.3 計算条件

計算は、本船が満載状態で、比重0.8の貨物を倉内に一様に積載しているものとした。ただし、垂直方向の加速度により、水平方向には圧力を生じないものとした。

計算に用いた規則波は、次の各ケースの組み合わせで、計576ケースである。船速は13.5 knotで一定とした。

波高 : 4.0 m, 8.0 m, 12.0 m, 16.0 m

波長( $\sqrt{L/\lambda}$ ) : 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1.0, 1.1, 1.2, 1.3, 1.4, 1.5, 1.6

出合角 : 0°, 30°, 60°, 90°, 120°, 150°, 180°, 210°, 240°, 270°,  
300°, 330°

以上の条件により、船体縦強度トータルシステムにより、船体運動、水圧分布等を求め、その船体中央における値を用いて、簡易船体横強度解析トータルシステムにより、横強度の統計解析を行なった。

横強度解析の場合の境界条件としては、船側下端で上下方向を支持、Hatch Sideで水平方向を支持とした。また、二重底縦桁及びHatch Sideで上下方向をバネ支持とした。

### 3.1.2.4 解析結果

倉内肋骨の上下肘板の内端及びその間の4等分点における直応力の10<sup>8</sup>回における最大予測値を求めた。

統計解析に当っては、従来通りに、非線型応答を次の3つの方法により線型化して統計処理を行なった。

procedure 1. 変動応力  $\sigma$  から静水中応力  $\sigma_s$  を引いた上で最大変動幅の1/2を振幅とする単弦波に置換

procedure 2. 変動応力  $\sigma$  から静水中応力  $\sigma_s$  を引いた上で、最大値(正)を振幅とする単弦波に置換

procedure 3. 変動応力  $\sigma$  から静水中応力  $\sigma_s$  を引いた上で、最小値(負)を振幅とする単弦波に置換

これらの3つの方法により求めた変動応力の10<sup>8</sup>回最大予測値及び静水中応力は、表3.1.2.1のとおりである。

表3.1.2.1 静水中応力及び変動応力(kg/mm<sup>2</sup>)

位 置	静水中応力	変 動 応 力		
		Proc.1	Proc.2	Proc.3
上 端	-0.99	1.50	2.31	0.86
	1.94	8.56	14.48	3.20
中 央	3.91	8.42	14.13	3.72
	2.92	2.45	2.74	2.52
下 端	-3.14	14.90	10.17	20.46

図3.1.2.2には、静水中応力の両側に、Proc.1による変動応力を重ね合わせたものを、図3.1.2.3には、静水中応力の引張り側にProc.2による変動応力を、圧縮側にProc.3による変動応力を、重ね合わせたものを、それぞれ示す。

図3.1.2.3によれば、本船の倉内肋骨下端肘板の内端における応力の10<sup>8</sup>回最大予測値は23.6 kg/mm<sup>2</sup>である。

田代新吉（日本海事協会）

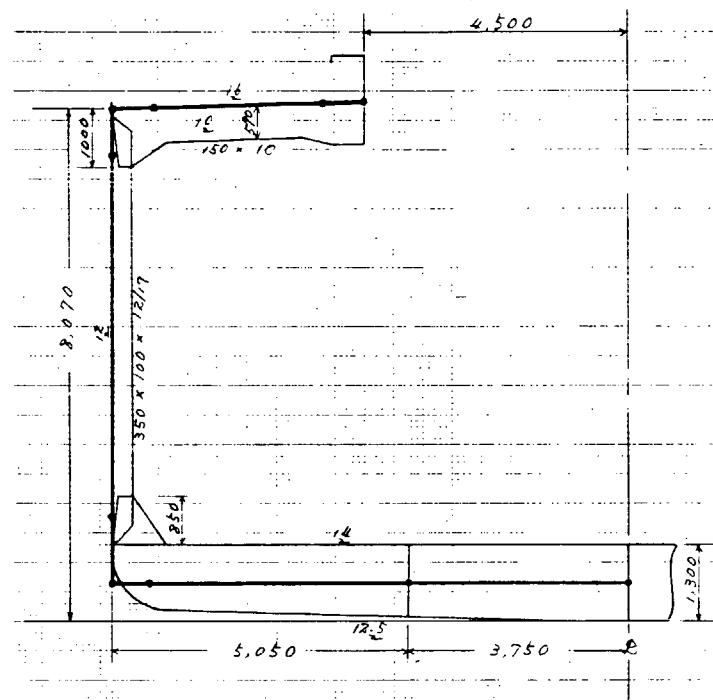


図 3.1.2.1 構造モデル

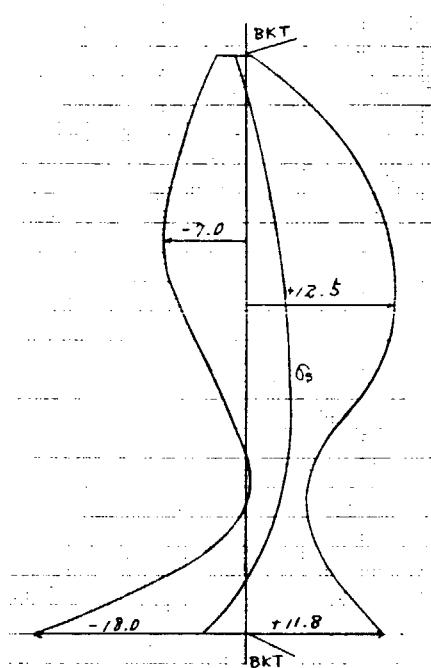


図 3.1.2.2 Proc.1 による変動応力

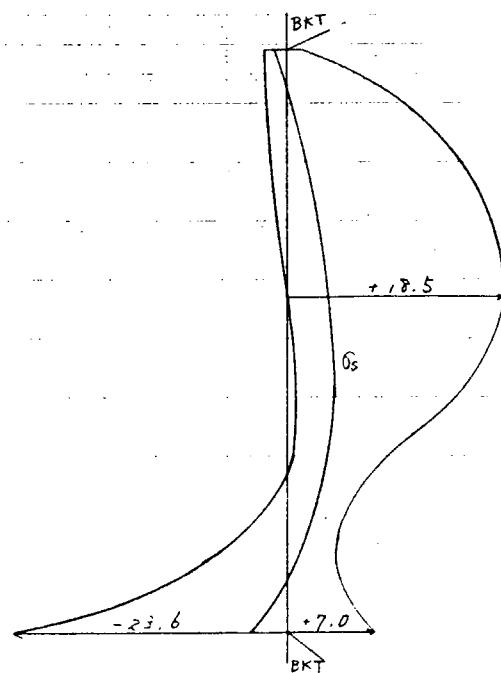


図 3.1.2.3 Proc.2 & 3 による変動応力

### 3.2 疲労に対する許容応力

#### 3.2.1 一般

第2章2節の船体縦強度部材と同様に、船体横強度部材に対する許容応力について考察する。

縦強度部材の場合と同様に横強度部材の構造要素模型の疲労強度等価係数  $F_{eq}$  を求める。

図3.2.1には、疲労試験が行われた実船の横強度部材に対する構造要素模型の種類が大別してある。図3.2.2および図3.2.3は、それらの疲労試験結果と小型切欠試験片の結果とを比較して示した  $S-N_c$  線図であり、これらの図から構造要素模型に対する前述の疲労強度等価係数  $F_{eq}$  を求めた。なお、図3.2.2の縦軸は切欠試験片では公称応力  $S_N$ 、構造要素模型ではフランジの有効幅を考慮した梁理論による公称応力  $S_N$  である。

図3.2.3の縦軸は切欠試験片は公称応力  $S_N$  であるが構造要素模型については、公称応力  $S_N$  に局部構造に依存する応力集中係数  $K_{tD}^{(1)}$  を乗じた応力  $S (= K_{tD} \cdot S_N)$  である。

構造要素模型の疲労試験は、各構造模型について数種類の局部形状について行われているが<sup>(1)</sup> それぞれの構造模型に対して、疲労強度が最小および最大となる局部形状を図3.2.1に示し、合わせて図3.2.2から求まる疲労強度等価係数  $F_{eq}$  を示した。これらから局部詳細構造により、係数  $F_{eq}$  が大幅に変化することが明らかで、疲労強度の観点からより適切な局部構造を設計することが重要であることが判る。

表3.2.1には、各構造要素模型についてフランジの有効幅を考慮した梁理論により求まる応力  $S_N$  に対応するそれぞれの模型の局部構造に依る疲労強度等価係数  $F_{eq}$  の範囲を示すとともに第2章2節の(2.2.5)式から求まる許容応力を示した。表3.2.2には同様に、構造的な応力集中を考慮した応力  $S (= K_{tD} \cdot S_N)$  に対応する係数  $F_{eq}$  および許容応力を示した。なお、疲労被害の累積値  $f$  は  $f = 1$  の場合である。

横強度部材の疲労強度等価係数  $F_{eq}$  がいかなる範囲に分布しているかを調べるために、図3.2.2、図3.2.3の  $S-N_c$  線図上の疲労試験結果(詳細は文献1による)をその構造要素模型の種類に無関係に個々のデータがひとつの横強度部材であるとして、係数  $F_{eq}$  の頻度をヒストグラムで図3.2.4および図3.2.5に示した。図3.2.4の係数  $F_{eq}$  は、図3.2.2から求められたものでフランジの有効幅を考慮した梁理論による応力  $S_N$  に対応する係数で、同様に図3.2.5は、図3.2.3から求められるもので応力  $S = K_{tD} \cdot S_N$  に対応する係数である。図から係数  $F_{eq}$  の最頻値はそれぞれ7.5および2.75である。

前述のように、横強度部材あるいは局部強度部材のような主として二次応力の集中により疲労きれつが発生する部材では一次応力  $S_N$  で許容応力を規定することは合理的ではない。なんらかの形で局部詳細構造の影響を含んだ許容応力を規定するのが適切である。この場合、溶接施工、工作法に依存する応力集中係数  $K_{tw}$  を計算あるいは実験で求めることは困難であるが、局部構造の幾何学的形状に支配される応力集中係数  $K_{tD}$  は比較的容易に求めることができる。従って、許容応力は構造的な応力集中を含んだ応力  $S (= K_{tD} \cdot S_N)$  に対して規定することが適切であろう。この応力  $S$  には、溶接施工、工作法などによる応力集中は含まれておらず疲労強度の低下は、この応力集中のためであり、それが疲労強度等価係数  $F_{eq}$  で評価できる。図3.2.5によれば、この最大値がほぼ  $F_{eq} = 5.5$  その最頻値はほぼ  $F_{eq} = 2.75$  で最頻値の値は溶接継手の余盛部の応力集中係数にはほぼ等しい。

変動応力の長期分布において、発現確率  $Q = 10^{-8}$  での応力片振幅  $S_a$  と平均応力  $S_m$  との関係は、2.2節で与えられた式が船体横強度部材にも適用できると考えられ、下記のとおりである。

$$S_a + \frac{0.58}{K_t} S_m = \frac{1}{K_t} (16.2f + 32.6) \quad P_{nc} = 0.05 \quad (3.2.1)$$

$$S_a + \frac{0.30}{K_t} S_m = \frac{1}{K_t} (18.0f + 41.1) \quad P_{nc} = 0.5$$

$$S_a + \frac{0.58}{F_{eq}} S_m = \frac{1}{F_{eq}} (16.2f + 32.6) \quad P_{nc} = 0.05 \quad (3.2.2)$$

$$S_a + \frac{0.30}{F_{eq}} S_m = \frac{1}{F_{eq}} (18.0f + 41.1) \quad P_{nc} = 0.5$$

許容応力式を提案する際には、船舶の実際の就航条件のもとで発生する応力を基準とすることが妥当であり、その応力値は、縦強度部材におけると同様、

(イ) 船舶の就航年限を約20年間とし、波浪変動を $10^8$ 回とする。

(ロ) 就航海域を北大西洋とし、年間連続就航し、荒天回避を行わない。

の条件のもとで得られたものの $\frac{1}{8}$ 倍の値をとることとする。そして、(3.2.2)式に疲労強度等価係数の最頻値  $F_{eq} = 2.75$ ,  $f = 1$  を代入して、

$$\begin{aligned}\sigma_w + 0.2 \sigma_m &= 17.7 \text{ (kg/mm²)} & P_{nc} &= 0.05 \\ \sigma_w + 0.1 \sigma_m &= 21.5 \text{ (kg/mm²)} & P_{nc} &= 0.5\end{aligned}\quad (3.2.3)$$

ここで、 $\sigma_w$  : 就航条件(イ), (ロ)のもとでの応力発現確率  $Q = 10^{-8}$  の変動応力の $\frac{1}{8}$ 倍で応力片振幅 (kg/mm²)

$\sigma_m$  : 平均応力 (kg/mm²) 平均応力が圧縮応力の場合  $\sigma_m = 0$

$P_{nc}$  : S-Nc 線図のきれつ発生確率

なお、応力  $\sigma_w$ ,  $\sigma_m$  は構造的な応力集中を含んだ値である。

許容応力式(3.2.3)式は、疲労強度等価係数  $F_{eq}$  が 2.75 の場合で、もし局部詳細構造が不適切であれば係数  $F_{eq}$  が大きくなり許容応力は減少することに注意すべきである。

八木順吉 (大阪大学)

富田康光 ("")

### 参考文献

1) 日本造船研究協会報告 第86号 昭和52年5月

"船体構造部材の疲労強度"

表 3.2.1 許容応力 ( $S_N$ に対する許容応力)

	$P_{nc} = 0.5$		$P_{nc} = 0.05$	
部材	疲労強度等価係数 $F_{eq}$	許容応力 $S_{AL} (kg/mm^2)$	疲労強度等価係数 $F_{eq}$	許容応力 $S_{AL} (kg/mm^2)$
A	4.7~(7.6)~10.5	16.8~(10.4)~7.5	4.7~(7.6)~10.5	13.9~(8.5)~6.1
B	2.8~(6.0)~9.2	28.1~(13.2)~8.5	2.8~(6.0)~9.2	23.2~(10.8)~7.1
C	7.8~(9.7)~11.5	10.1~(8.1)~6.8	7.8~(9.7)~11.5	8.4~(6.7)~5.6
D	7.0~(7.8)~8.5	11.2~(10.1)~9.3	7.0~(7.8)~8.5	9.3~(8.4)~7.6
E	7.0~(9.4)~11.8	11.2~(8.4)~6.7	7.0~(9.4)~11.8	9.3~(6.9)~5.5

表 3.2.2 許容応力 ( $K_{FD} \cdot S_N$ に対する許容応力)

	$P_{nc} = 0.5$		$P_{nc} = 0.05$	
部材	疲労強度等価係数 $F_{eq}$	許容応力 $S_{AL} (kg/mm^2)$	疲労強度等価係数 $F_{eq}$	許容応力 $S_{AL} (kg/mm^2)$
A	2.0~(3.1)~4.2	39.5~(25.5)~18.8	2.0~(3.1)~4.2	32.5~(20.9)~15.5
B	1.0~(2.1)~3.1	78.8~(37.5)~25.5	1.0~(2.1)~3.1	65.1~(30.9)~20.9
C	1.5~(3.0)~4.5	52.5~(26.3)~17.5	1.5~(3.0)~4.5	43.3~(21.7)~14.4
D	2.0~(3.7)~5.3	40.0~(21.3)~14.9	2.0~(3.7)~5.3	32.5~(17.6)~12.3
E	2.3~(3.5)~4.7	34.3~(22.5)~16.8	2.3~(3.5)~4.7	28.3~(18.5)~13.9

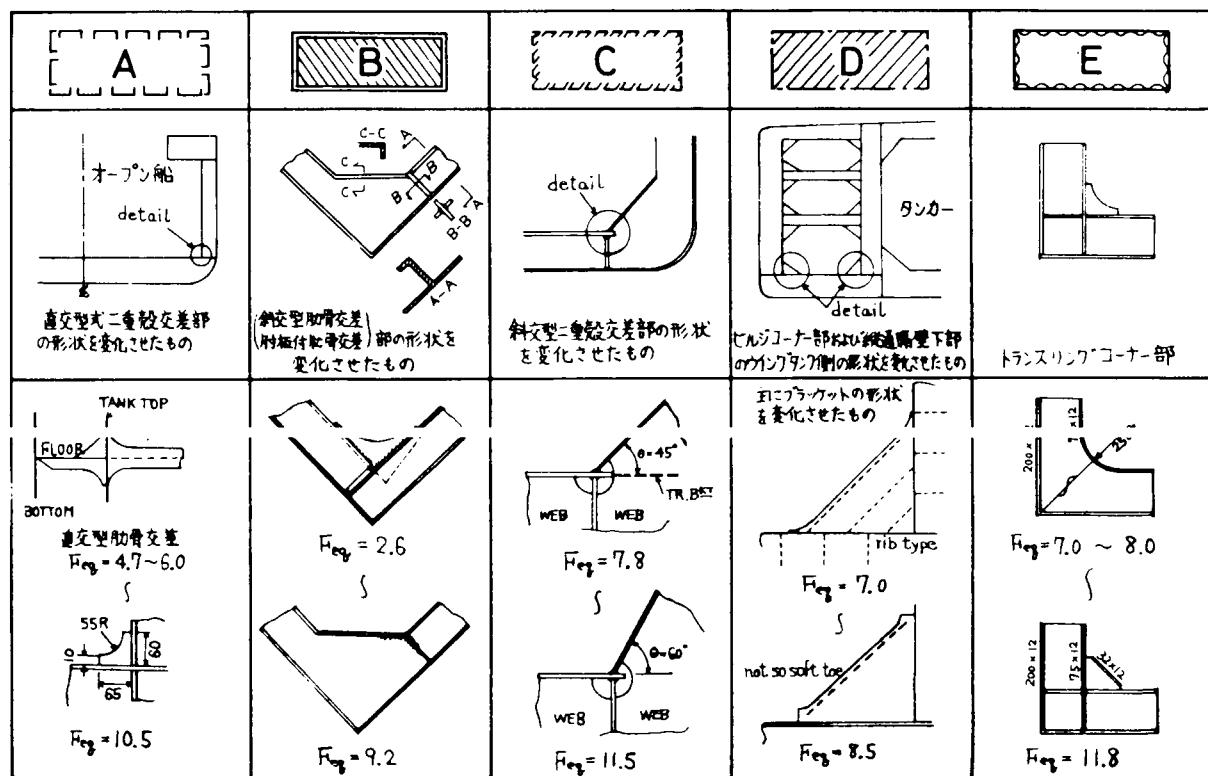


図 3.2.1 構造要素模型の分類(横強度部材)

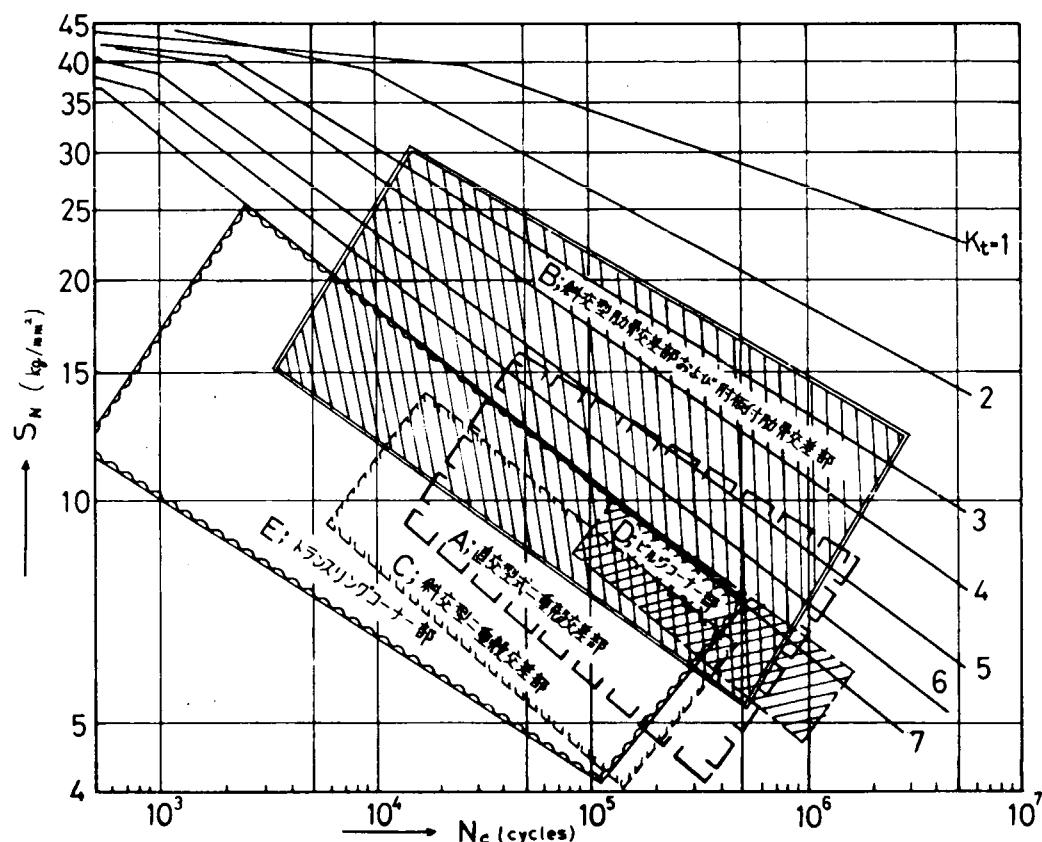


図 3.2.2 構造要素模型試験結果と基礎試験片試験結果との比較（横強度部材）

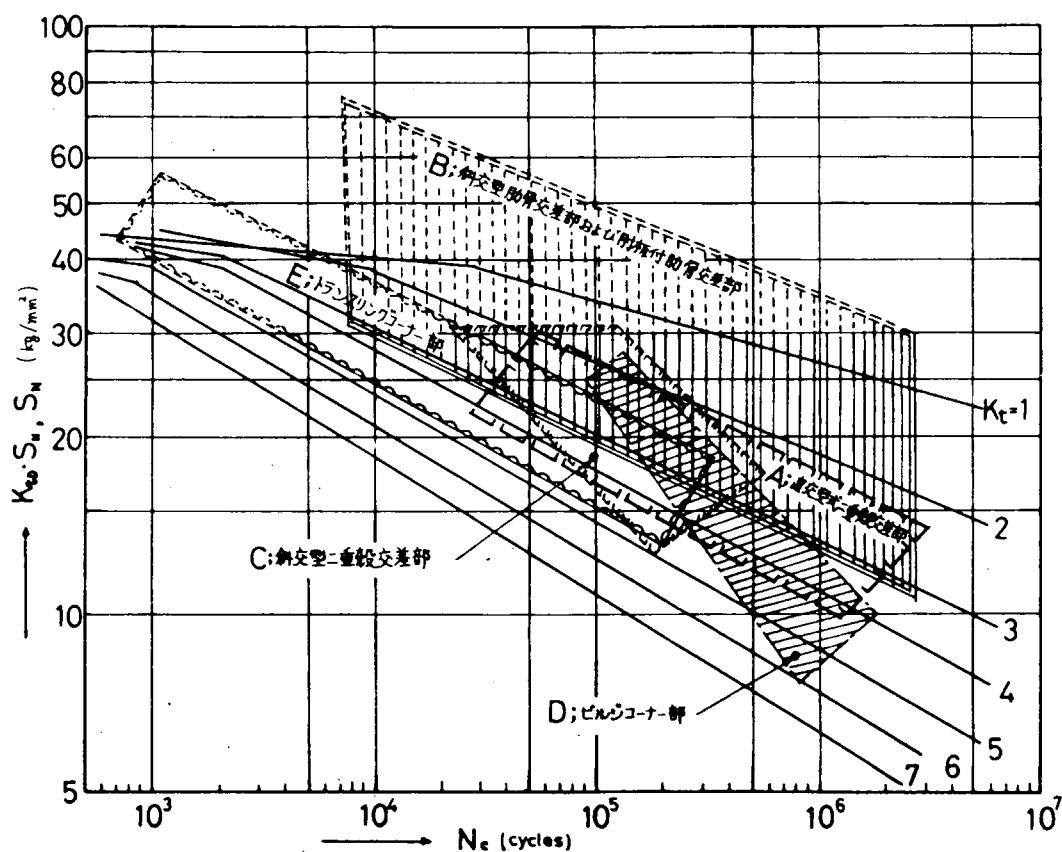


図 3.2.3 構造要素模型試験結果と基礎試験片試験結果との比較（横強度部材）

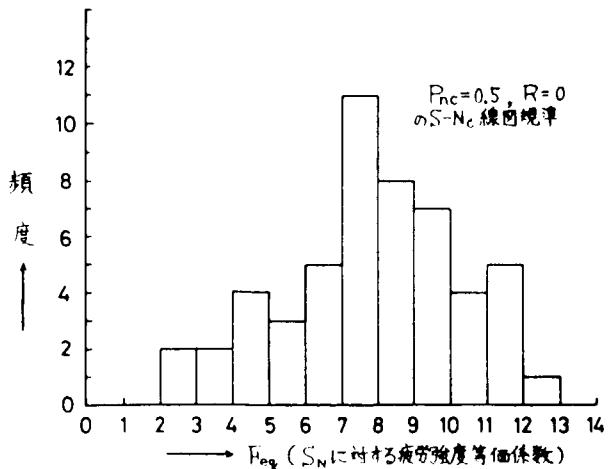


図3.2.4 横強度部材の疲労強度等価係数のヒストグラム

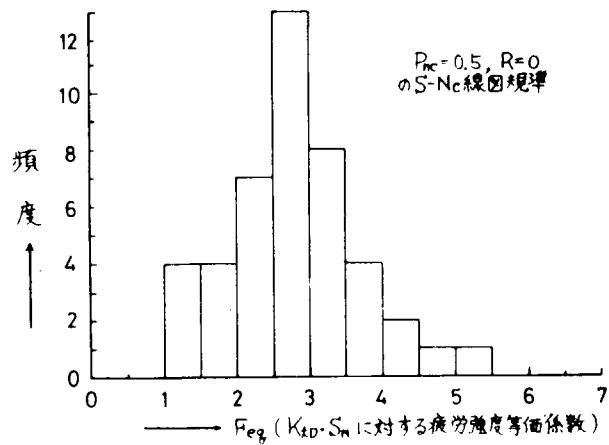


図3.2.5 横強度部材の疲労強度等価係数のヒストグラム

### 3.2.2 タンカートランスリングコーナー部の疲労強度

第3章1節に横強度部材に生ずる応力の計算例が示されている。そのうちタンカーに関しては、船体中央部に近いトランスリングコーナー部について、応力発現確率  $Q = 10^{-8}$ での波浪変動応力および静水応力が就航条件(イ)(ロ)（第2章2節参照）のもとで船体横強度トータルシステムを用いて求められている。この計算例に対して第3章2節において提案された船体横強度部材の疲労強度に対する許容応力式を適用して、疲労きれつ発生に関する検討を行う。

横強度部材の疲労に対する許容応力式は、次のように提案されている。（第3章2節（3.2.3）式）

$$\sigma_w + 0.2\sigma_m = 17.7 \text{ (kg/mm²)} \quad P_{nc} = 0.05$$

$\sigma_w$ ：就航条件(イ)(ロ)のもとでの発現確率  $Q = 10^{-8}$ での変動応力の  $\frac{6}{8}$  倍の値で応力の片振幅 ( $\text{kg/mm}^2$ )

$\sigma_m$ ：静水（平均）応力、平均応力が圧縮応力の場合は  $\sigma_m = 0$  とする

$P_{nc}$ ：S-N<sub>c</sub>線図のきれつ発生確率

なお、応力  $\sigma_w$ 、 $\sigma_m$  は構造的な応力集中を含んだ値。

上式を用いて、トランスリングコーナー部の疲労強度を検討する。

計算例のうち、左辺 ( $\sigma_w + 0.2\sigma_m$ ) が右辺の  $17.7 \text{ kg/mm}^2$  を超えて、きれつ発生の危険があると考えられるのは Na 4 タンカーのウイングタンクのビルジコーナーの満載状態での 1 例 ( $25.3 \text{ kg/mm}^2 \times \frac{6}{8} = 19.0 \text{ kg/mm}^2$ ) のみで、他はすべて  $17.7 \text{ kg/mm}^2$  以下である。

従って、Na 4 タンカーのウイングタンクのビルジコーナーでは、航行中満載状態での応力が常に繰返されるものとすれば、疲労きれつの発生の危険性があるが、他はすべて疲労強度上安全といえる。

なお、上記の許容応力式は疲労強度等価係数  $F_{eq}$ （第2章2節参照）が 2.75 の場合で、タンカートランスリングコーナー部では、第3章2節に示されているように局部詳細構造あるいは工作法により  $F_{eq}$  が 5 度になる例もある。この場合には、許容応力式は、第3章2節の許容応力式（3.2.2）式に  $F_{eq} = 5$  を代入すると次式となる。

$$\sigma_w + 0.11\sigma_m = 10 \text{ (kg/mm²)} \quad P_{nc} = 0.05$$

それ故、左辺 ( $\sigma_w + 0.11\sigma_m$ ) が右辺の  $10 \text{ kg/mm}^2$  を超えると疲労きれつ発生の危険性が生じるが、それにはウイングタンクのガンネルコーナー（Na 1, Na 2, Na 3, Na 4 タンカー）ビルジコーナー（Na 2, Na 4 タンカー）アッパーストラット（Na 4 タンカー）およびセンタータンクのボトムトランス（Na 4 タンカー）が該当する。

以上から、タンカートランスリング部ではウイングタンクのガンネルコーナーおよびビルジコーナーが比較的疲

労きれつ発生の確率の高いところと考えられるので、その部の局部設計および工作には十分の配慮が必要と思われる。

八木順吉（大阪大学）  
富田康光（〃）

### 3.2.3 貨物船の倉内肋骨の下端部における疲労許容応力

#### 3.2.3.1 鋼船規則（昭和54年版）上からの考察

貨物船の倉内肋骨の下端部に生ずる応力について、船体構強度解析トータルシステムにより解析した結果は、すでに3.1.2に述べたとおりである。それによれば、同下端部に生ずる応力は、次のとおりである。

$$\text{静水中応力} = 3.14 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{変動応力} = 20.46 \text{ kg/mm}^2$$

ここで、この変動応力は、1周期分の変動における圧縮の最大値を振幅とする単弦波に置換して、統計解析した10<sup>8</sup>回における最大予測値を考えた。

この静水中応力と変動応力との和は23.6 kg/mm<sup>2</sup>で、計算を行なった肋骨の断面係数は944 cm<sup>3</sup>であるから、この肋骨下端の肘板内端に作用する曲げモーメントMは、

$$M = 2.23 \times 10^7 \text{ kg} \cdot \text{mm} \quad (1)$$

である。

一方、昭和54年版鋼船規則では、倉内横肋骨の断面係数を、次のように与えている。

$$Z_{req} = 2.7 \cosh \ell^2 + 20 \text{ cm}^3$$

この $Z_{req}$ は、腐食を考慮した要求値であるから、腐食を除いた強度上必要な要求値 $Z_{str}$ とは次の関係がある。

$$Z_{req} = 1.2 Z_{str} + 20 \text{ cm}^3$$

従って、 $Z_{str}$ は

$$Z_{str} = 2.25 \cosh \ell^2 \text{ cm}^3 \quad (2)$$

と表わされる。

この $Z_{str}$ は、曲げモーメントMと許容応力 $\sigma$ との間に

$$Z_{str} = \frac{M}{\sigma}$$

の関係があるから、この式に(1)式及び(2)式を代入すると

$$2.25 \cosh \ell^2 \times 10^3 = \frac{2.23 \times 10^7}{\sigma} \text{ mm} \quad (3)$$

が得られる。

(3)式に、本船の構造寸法から、 $s = 0.7 \text{ m}$ ,  $h = 8.015 \text{ m}$ ,  $\ell = 7.4 \text{ m}$ を、また、鋼船規則解説によれば $\sigma = 30 \text{ kg/mm}^2$ となっているから、これらの値を代入すると

$$c = 1.075$$

をうる。

この値は、本船に対し規則上要求されるcの値0.688に比べると、かなり大きい。

### 3.2.3.2 疲労強度上からの考察

次に、既に述べた3.2章の(3.2.1)式において、船体横強度部材の疲労に対する許容応力を次のように与えている。

$$S_a + \frac{0.58}{K_t} S_m = \frac{1}{K_t} (16.2 f + 32.6), \quad P_{nc} = 0.05 \quad (4)$$

ここで、

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

$S_m$  : 平均応力 ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )、平均応力が圧縮の場合は  $S_m = 0$  とする。

$K_t$  : 単純試験片応力集中係数

$f$  : 疲労被害の累積値

$P_{nc}$  :  $S - N_c$ 線図の亀裂発生確率

(4)式の  $S_a$  の値としては、前述のトータルシステムによる艤内肋骨の変動応力の最大予測値の  $6\%$  をとり、

$$S_a = 20.46 \text{ kg}/\text{mm}^2 \times 6\% = 15.35 \text{ kg}/\text{mm}^2$$

$$S_m = 0$$

$$f = 1.0$$

とすると、

$$K_t = 3.18$$

をうる。

これは、単純試験片応力集中係数 3.18 で、平均応力が圧縮、発現確率  $10^{-8}$  での変動応力  $15.35 \text{ kg}/\text{mm}^2$  が作用する艤内横肋骨は、5 %の確率で亀裂が発生することを意味している。

### 3.2.3.2 疲労許容応力

前記の疲労強度の考え方を導入して、疲労許容応力を  $\sigma_a \text{ kg}/\text{mm}^2$ 、単純試験片応力集中係数を  $K_t$  とすると、(3)式は次のように表わされる。

$$2.25 \cosh \ell^2 \times 10^3 = \frac{2.23 \times 10^7}{K_t \times \sigma_a} \quad (5)$$

(5)式に、本船の  $c, s, h, \ell$  の各値をそれぞれ代入すると

$$K_t \sigma_a = 46.92$$

をうる。従って、 $K_t = 3.0$  に相当する構造の場合は、鋼船規則上疲労許容応力  $\sigma_a$  として  $15.64 \text{ kg}/\text{mm}^2$  を考慮していたことになる。

前述した横強度解析トータルシステムでの実船例について、(5)式により  $c$  の値を逆算すると、本船の場合、

$K_t = 3.2$  と仮定するところ、

$$c = 0.657$$

となり、この値は本船に対する規則上の要求値 0.688 に近い。

以上の検討結果から、艤内肋骨の強度については、従来の降伏点ベースの考え方から、疲労強度ベースの考え方へ移行することにより、うまく説明できるようと思われる。

また、鋼船規則(昭和54年)による艤内肋骨の強度は、約20年間の運航により、ほぼ亀裂を発生する限界になっており、妥当なレベルにあることが分かった。

### 3.3 座屈に対する許容応力

#### 3.3.1 トランスリングコーナー部

##### (1) トランスリングコーナー部模型の座屈崩壊強度

文献<sup>11)</sup>によれば船体横強度部材の座屈崩壊強度は部材最弱断面の初期降伏荷重を用いて推定できることが報告されている。資料SR200-5-71に5編の論文より収録されたコーナー部単独模型の座屈崩壊実験結果が記されている。これら模型実験のうち部材の寸法比、防撓材の配置などが実際のトランスリングコーナー部の構造に近い（実船では採用されないと思われる補強法のものも含まれている）と考えられる単独コーナー部の実験について最高荷重  $P_{max}$  と最弱断面の初期降伏荷重  $P_{ycal}$  の比  $\gamma = P_{max} / P_{ycal}$  を求めると、表3.3.1.1のようになる。この表から  $\gamma$  の平均値  $\bar{\gamma}$  と変動係数  $cov_{\gamma}$  を計算すると

$$\bar{\gamma} = 0.832 \quad cov_{\gamma} = 11.2\%$$

この変動係数には縮尺比、構造型式、補強法、初期変形、降伏応力、材料などの違いによる変動も含まれている。

一方使用鋼材の降伏点の平均値と変動係数は

$$\text{平均値 } \bar{\sigma_y} = 28.9 \text{ kg/mm}^2, \quad \text{変動係数 } cov_{\sigma_y} = 7.5\%$$

したがって単独コーナー部の座屈崩壊強度は

$$\text{平均値 } \bar{S} = 0.83 \times 28.9 = 24.0 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{変動係数 } cov_s = (0.112^2 + 0.075^2)^{1/2} = 0.1348$$

このような強度に対し、荷重の変動係数を横軸に、荷重の平均値を縦軸にとり、“座屈損傷確率一定”の関係を求めると、図3.3.1.1が得られる。

##### (2) トランスリングコーナー部の座屈損傷確率の計算例

前項で得られた単独コーナー部の座屈崩壊強度と表3.1.1.2に掲げる荒天回避などを考慮した  $Q = 10^{-8}$  に対する応力（荷重）を用いてトランスリングコーナー部の座屈損傷確率を計算すると表3.3.1.2が得られる。ただし、この計算では静水応力は確定量（変動をゼロ）、波浪変動応力の変動係数を6.75%としている。

表3.3.1.2によると、かなり大きな座屈損傷確率を示している例がある。しかし、こゝに得られた座屈損傷確率はトランスリングコーナー部単独の実験に基づいて求めた座屈崩壊強度を用いて計算した値であって実際のトランスリングの座屈損傷確率とは異なっている。すなわち、トランスリング構造の一部分に座屈損傷を生じてもその部分は変形容量を有するからたゞちに強度が大きく低下することではなく、また変形にともなって荷重の再配分が行なわれるため、1つのコーナー部に座屈損傷を生じてもトランスリング全体がたゞちに崩壊することにはならない。トランスリングが崩壊するためにはトランスリングの数か所に座屈崩壊を生ずることが必要である。したがってトランスリングが座屈崩壊を生ずる確率はコーナー部単独の座屈損傷確率にくらべて小さい。しかし、トランスリングコーナー部には損傷を生じ易いと考えられるので、その部分の工作や補強法には注意を払う必要がある。

##### (3) トランスリングの許容応力

横強度に関する許容応力を定めるためには、現在就航中の船舶の強度と作用する荷重の統計量（平均値と変動係数）を知る必要がある。すでに述べたようにトランスリング単独コーナー部の強度についてははゞこれを明らかにすることことができた。しかし、静水および波浪によりトランスリング各部に作用する応力についてはこれまでに得られているデータが不足しているため、その統計的な性質を決めることができない。

そこで、荷重の変動係数および単独トランスリングコーナー部の座屈損傷確率をつきのように仮定する。すなわち、応力の変動係数については、十分な数のデータから得られた継強度の場合の変動係数を参考に

$$\text{応力の変動係数} \quad \text{cov}_L = 15\%$$

と仮定する。

また、損傷確率の算定に単独コーナー部の強度を用いるとき、単独コーナー部の座屈崩壊強度とトランスリングの崩壊強度の違いおよび表 3.3.1 を参考にして、許容し得る損傷確率  $P_f$  を

$$P_f = 10\%$$

と仮定する。

これらに対応する応力の平均値は図 3.3.1.1 から

$\bar{\sigma} = \text{静水応力 } (\sigma_s) + \text{荒天回避などを考慮した } Q = 10^{-8} \text{ に対する波浪変動応力の修正値 } (\bar{\sigma}_w) = 18.57 \text{ kg/mm}^2$   
この式に含まれている波浪変動応力はすでに述べたように、(1)就航年限を 20 年間、(2)就航海域を北太西洋とし、年間連続就航し、荒天回避を行なわないとして得られた結果  $\sigma_{ext}$  に  $6\%$  を乗じた値である。荒天回避などを考慮しない  $Q = 10^{-8}$  に対する波浪変動応力の最大予測値  $\sigma_{ext}$  を用いて上式を書きかえると

$$\sigma_{still} + \frac{6}{8} \sigma_{ext} = 18.57 \text{ kg/mm}^2$$

本間 康光（東京農工大学）

### 参 考 文 献

田口、松本“船体横強度部材の座屈崩壊強度の一推定法” 船論、142 号、(1977)

表 3.3.3.1 横桁コーナー部の強度

記号	最高荷重 Pmax トン	フェイスの塑性 発生荷重 Pycal トン	Pmax / Pycal		
Gunwale Corner strut 端部	76.0 84.5	101.2 95.3	.75 .89	船論 142号 田口他	
Φ	140	183	.77	SR 133, 田口他	$r = \frac{P_{max}}{P_{ycal}}$
F 2	168	205	.82	24万トンタンカー	$\bar{r} = 0.832$
F 1	154.8	183	.85	縮尺 2/3 模型	
M	176.4	186	.95		$cov_r = 11.2\%$
S 1	164.4	159	1.03		
S 2	176.0	223	.79		
F 3	158.2	185	.86		
A - 1	25.3	32.3	.78	SR 152, 青木他	
A - 2	34.1	38.6	.88	実船に似た構造	
A - 3	41.6	45.4	.92	縮尺 1/3 模型	
B - 1	20.0	28.0	.71		
C - 2	32.0	38.6	.83		
D - 2	27.4	39.7	.69		
E - 2	24.5	34.5	.71		
E - 4	57.1	62.2	.92		

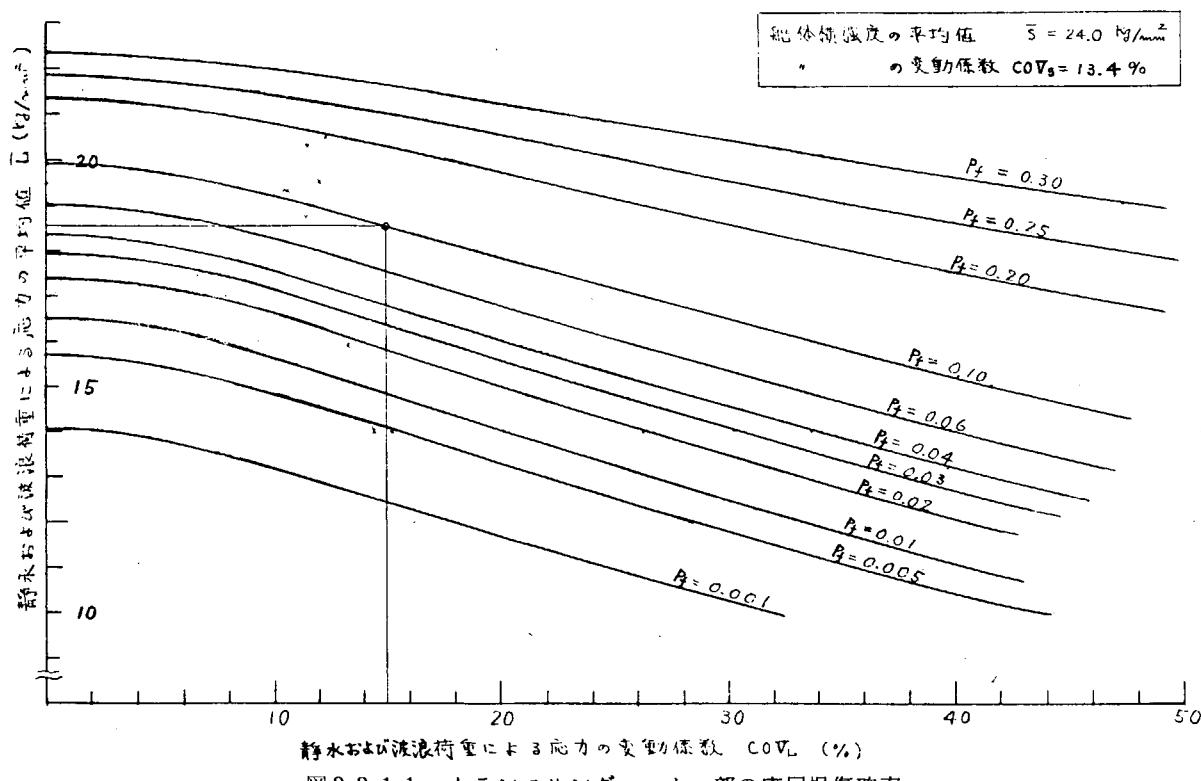


図 3.3.1.1 トランスリングコーナー部の座屈損傷率

表 3.3.1.2 トランスリングコーナー部応力の最大予測値と座屈損傷確率

(波浪変動応力  $\bar{\sigma}_w$  は荒天回避などを考慮した値)

番号		1	2	3	4
状態		Full	Full	Full	Full
Gunwale Corner	静水応力 $\sigma_s$ kg/mm <sup>2</sup>	- 6.8	+ 1.7	+ 2	- 1.0
	波浪応力 $\bar{\sigma}_w$ kg/mm <sup>2</sup>	- 11.6	- 11.3	- 22.5	- 12.1
	$\sigma_s + \bar{\sigma}_w$ kg/mm <sup>2</sup>	- 18.4	- 9.6	- 20.5	- 11.1
	損傷確率 %	4.5	-	15.4	$5 \times 10^{-5}$
Bilge Corner	静水応力 $\sigma_s$ kg/mm <sup>2</sup>	- 4.0	- 5.9	- 10.0	- 1.3
	波浪応力 $\bar{\sigma}_w$ kg/mm <sup>2</sup>	- 5.6	- 10.7	- 9.6	- 19.0
	$\sigma_s + \bar{\sigma}_w$ kg/mm <sup>2</sup>	- 9.6	- 16.6	- 19.6	- 20.3
	損傷確率 %	-	1.3	8.4	14.1
三又部	静水応力 $\sigma_s$ kg/mm <sup>2</sup>	- 17.5	- 10.8	- 16.4	- 14.0
	波浪応力 $\bar{\sigma}_w$ kg/mm <sup>2</sup>	- 1.8	- 3.4	- 2.8	- 8.6
	$\sigma_s + \bar{\sigma}_w$ kg/mm <sup>2</sup>	- 19.3	- 14.2	- 19.2	- 22.6
	損傷確率 %	8.2	0.1	6.8	33.0

注 1. 静水応力の変動をゼロ、波浪応力の変動係数は 6.75 % としている。

### 3.3.2 貨物船倉内肋骨のコーナー・プラケット

#### (1) はじめに

船体構造の設計に際しては、まず初めに船の主要寸法 (L. B. D.) が与えられる。それをもとに、甲板・船側・船底・隔壁等の主要部材の寸法が決められる。さらにつぎの段階で、荷重の種類や大きさ等を考慮して倉内肋骨等の梁部材の長さおよび断面係数が決められる。ところで、貨物船倉内の場合には梁とフレームの接合部には通常プラケットが取り付けられているが、許容応力設計では、プラケットは通常の設計荷重のもとで座屈しない寸法のものが用いられていると考えられる。ところで、プラケット付梁に異常荷重が作用した場合にも、プラケットに伝えられる内力の最大値に対してプラケットが十分な強度を有するように設計を行うことが望ましい。すなわち、プラケット付梁に異常荷重が作用した場合に、梁部材が塑性崩壊する状態では部材端のプラケットにそれ以上の内力が伝えられないで、この荷重状態のもとでプラケットが座屈あるいは塑性崩壊しない寸法をプラケットが有していれば十分と考えられる。ここでは、このような考えのもとにプラケットの所要寸法を決定する方法を示す。

いま、梁部材の長さが与えられているとすると、梁部材の断面係数の決定に際して、プラケットの効果を考慮するか否かによって、プラケット寸法の決定法には図 3.3.2.1 に示す 2 つの手順が考えられる。

#### i) プラケット寸法の決定法 (その 1 )

プラケットの効果を無視して梁部材の寸法が決定され、それに対して異常荷重を考えてプラケット寸法を決定する。すなわち、

- 船体の主要寸法が与えられ、梁部材の長さ  $\ell$  が決まる。
- 設計荷重  $W_0$  のもとで許容応力設計を行い、梁の断面係数  $Z$  を決める。これに際して、プラケットの効果は考慮しない。
- このようにして決った梁の最大耐荷力  $W_p$  を塑性解析によって求める。
- プラケットの辺長  $a$  が指定される。

(e) プラケット付梁に  $W_p$  が作用している状態で、プラケットが座屈あるいは塑性崩壊しない条件よりプラケットの所要板厚  $t_B^p$  を求める。

### ii) プラケット寸法の決定法(その2)

載荷物等の関係からプラケットの辺長が与えられている条件のもとでプラケット付梁が許容応力設計され、それに対して異常荷重を考え、梁の寸法を変えずにプラケット寸法を検討する、すなわち

(a) 船体の主要寸法が与えられ、梁部材の長さ  $\ell$  が決まる。

(b) 載荷物等の関係からプラケットの辺長  $a$  が指定される。

(c) 設計荷重  $W_0$  のもとでプラケットの効果を考慮して許容応力設計を行い、梁の断面係数  $Z$  およびプラケットの板厚  $t_B^e$  を決める。

(d) このようにして決ったプラケット付梁の最大耐荷力  $W_p$  を塑性解析によって求める。

(e) プラケット付梁に  $W_p$  が作用している状態で、プラケットが座屈あるいは塑性崩壊しない条件より、プラケットの所要板厚  $t_B^p$  を求める。

(f)  $t_B^e$  と  $t_B^p$  を比較して、その大きい方をプラケットの所要板厚  $t_B$  とする。

このようにプラケット寸法が選定されると、プラケットは十分な静的強度を有していることになる。その結果、プラケットの強度に関しては、疲労強度に関してのみ別途検討すればよい。

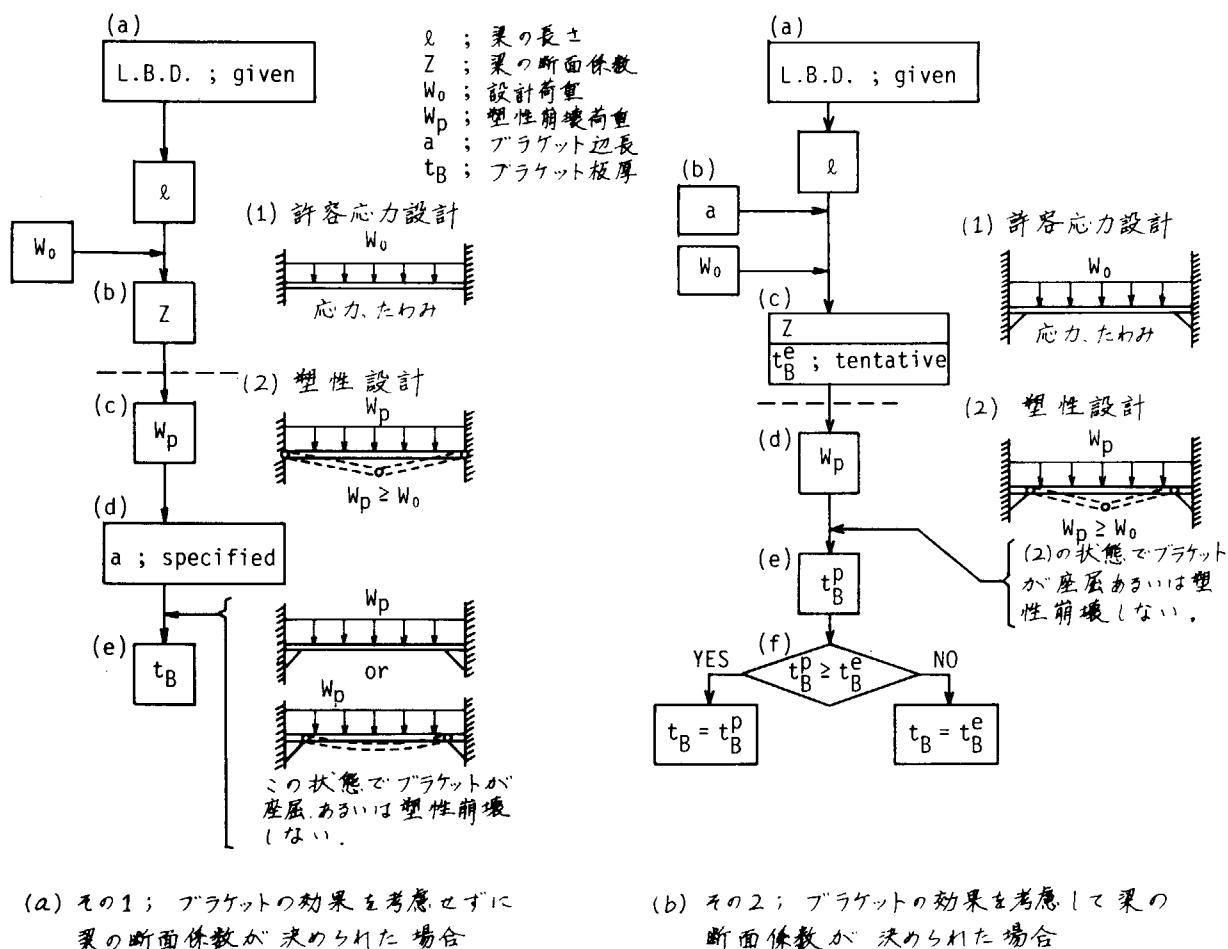


図3.3.2.1 プラケット寸法の決定法

それぞれの手順にしたがってプラケット寸法を決める方法を以下に示す。なお、貨物船倉内肋骨等の梁部材に作用する主たる外力は分布横荷重であると考えられるが、ここでは等分布荷重のみを考えることにする。

## (2) プラケット寸法の決定法（その1）

### （梁に作用する最大荷重）

いま、梁部材の長さ  $\ell$  が与えられ、設計荷重  $W_0$  のもとで梁部材の断面係数が  $Z$  と決められたとする。この梁部材が単独で耐え得る最大荷重  $W_p$  ( $\geq W_0$ ) は、梁の塑性モーメントを  $M_p$  とすると、図3.3.2.2に示す両端固定の場合の塑性崩壊機構を考えて次式で与えられる。

$$W_p = \frac{16}{\ell^2} M_p \quad (3.3.2.1)$$

### （プラケット・トウ部の梁断面に於ける曲げモーメントおよび剪断力）

ここで、プラケットの辺長  $a$  が与えられたとし、このプラケットが両端に取り付けられたプラケット付梁を考える。図3.3.2.2(a)に示すように、両端固定のプラケット付梁に等分布荷重  $W_p$  が作用し、部材が弾性挙動する場合、梁理論が適用できるとすると弾性計算された曲げモーメント分布は図3.3.2.2(b)の実線で表わせる。この場合、プラケット・トウ部の梁断面に生じている曲げモーメント  $M_0$  および剪断力  $V_0$  はそれぞれ次式で表わせる。

$$M_0 = \left[ \frac{2}{3} \left\{ 3 - \frac{1}{(1+\alpha)^2} \right\} - 8 \left\{ \frac{a}{\ell} - \left( \frac{a}{\ell} \right)^2 \right\} \right] M_p \quad (3.3.2.2)$$

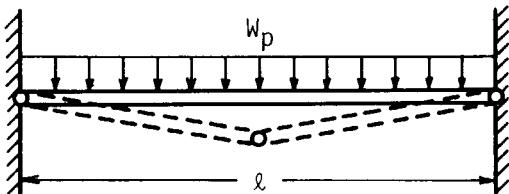
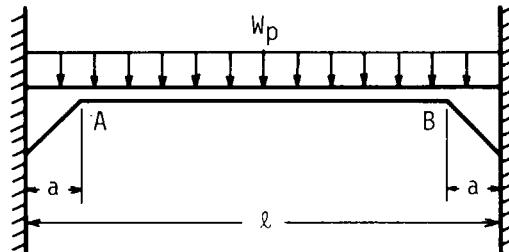
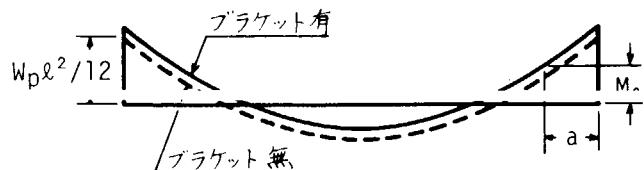


図3.3.2.2 等分布荷重を受ける両端固定  
梁の塑性崩壊機構



(a) プラケット付梁部材



(b) モーメント分布

図3.3.2.3 等分布荷重を受ける両端固定のプラケット付  
梁のモーメント分布

$$V_o = -\frac{8}{\ell} \left\{ 1 - 2 \left( \frac{a}{\ell} \right) \right\} M_p \quad (3.3.2.3)$$

ここで、 $\alpha = d/a$ 、 $d$ は梁部材の深さを表わす。

ところで、荷重  $W_p$  のもとで梁部材の断面に生ずるモーメントは、梁部材の塑性モーメント  $M_p$  を越えることはないが、プラケットの辺長が短い場合には(3.3.2.2)式で計算される  $M_o$  が  $M_p$  を越える場合がある。この場合には、図3.3.2.4に示す位置に塑性関節が生じており、 $M_o$  は次式となる。

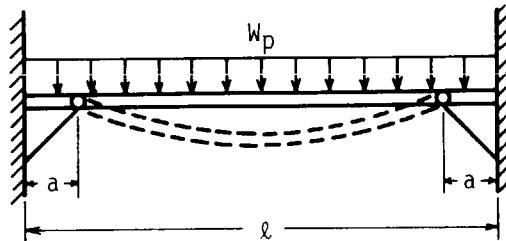


図3.3.2.4 プラケット付梁部材の局部崩壊機構

$$M_o = M_p \quad (3.3.2.4)$$

なお、 $W_p$  のもとでは、梁の中央に3番目の塑性関節が生じることはない。

( プラケット内の応力分布 )

一般にプラケット内の応力は、プラケット・トウ部等の応力集中部を除くと遊刃中央部で最大となる。プラケット内の応力分布は荷重条件によって異なるが、梁部材が等分布荷重を受ける場合には図3.3.2.5に示すように  $ff'$  断面に沿っての直応力分布はほぼ直線で近似できると考えられる。ここで図3.3.2.5に示すようにプラケット付梁を  $aa'$  断面および  $ff'$  断面で切断し、OABC部分を切り出す。そして、0点まわりのモーメントの釣り合いを考えると、プラケットの遊刃中央部の応力  $\sigma_o$  が求まる。

部材が完全に弾性挙動を示す場合には、プラケット・トウ部の梁断面に作用するモーメント  $M_o$  は(3.3.2.2)式で与えられるので

$$\sigma_o = \frac{M_p}{a^2 t_B} \left[ \frac{2}{3} \left\{ 3 - \frac{1}{(1+\alpha)^2} \right\} + 8\alpha \left( \frac{a}{\ell} \right) \right] / \left[ \frac{1}{6} (1+2\alpha)^2 + \frac{1}{\sqrt{2}} (1+2\alpha) \frac{h}{a} \right]$$

また、プラケット・トウ部の梁に塑性関節が生じる場合の  $M_o$  は(3.3.2.4)式で表わされるので

$$\begin{aligned} \sigma_o &= \frac{M_p}{a^2 t_B} \left[ 8(1+2\alpha) \right. \\ &\quad \left( \frac{a}{\ell} \right)^2 + 8(1+\alpha) \frac{a}{\ell} \\ &\quad \left( 1 - 2 \frac{a}{\ell} \right) + 1 \left. \right] \\ &\quad / \left[ \frac{1}{6} (1+2\alpha)^2 + \right. \\ &\quad \left. \frac{1}{\sqrt{2}} (1+2\alpha) \frac{h}{a} \right] \end{aligned} \quad (3.3.2.6)$$

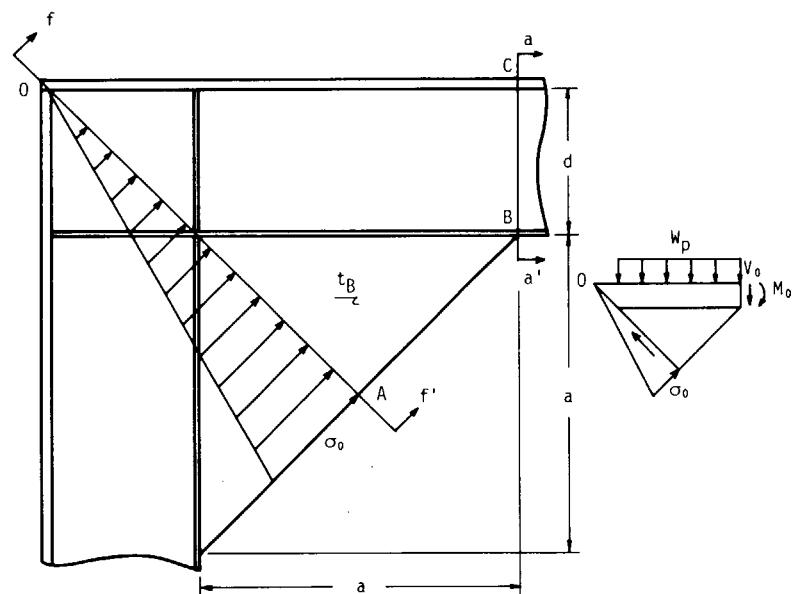


図3.3.2.5 プラケット内の応力分布

ここで  $t_B$  はブレケットの板厚、また  $h$  は遊辺に取り付けられたフランジの高さを表わす。なお、フランジの取り扱いに関しては附録に詳述する。

#### (ブレケットの設計条件)

ブレケットが十分な機能を発揮するためには、(3.3.2.1)式で表わされる最大荷重  $W_p$  がブレケット付梁に作用している状態で、ブレケットが塑性崩壊あるいは座屈しないブレケット寸法を選ぶことが必要である。

##### i) ブレケットが塑性崩壊しないための条件

ブレケット内の応力はブレケット・トウ部等の応力集中部で最大となっている。そのために、この部分を除くとブレケット内で最大となっている遊辺中央部の応力  $\sigma_o$  が、降伏応力  $\sigma_Y$  に等しくなる状態では、ブレケット・トウ部近傍も塑性化している。そこで、やゝ安全側と考えられるが、この状態をもってブレケットの限界塑性強度と考える。すなわち

$$\sigma_o \leq \sigma_Y \quad (3.3.2.7)$$

が塑性崩壊しないブレケット寸法選定のための必要条件となる。

##### ii) ブレケットが座屈しないための条件

ブレケットが塑性強度条件を満足して弾性挙動する寸法であっても、ブレケットは座屈しない寸法を有している必要がある。すなわち、ブレケットの弾性座屈応力を  $\sigma_{cr}$  とすると

$$\sigma_o \leq \sigma_{cr} \quad (3.3.2.8)$$

が座屈しないブレケット寸法選定のための十分条件となる。上式の  $\sigma_{cr}$  は次式で表わせる。

$$\sigma_{cr} = \frac{k \pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left( \frac{t}{a} \right)^2 \quad (3.3.2.9)$$

$k$  は座屈係数を表わすが、上式の  $\sigma_{cr}$  がブレケット遊辺中央部の応力を表わすように  $k$  を選定すると、有限要素法解析の結果より

$$k = \begin{cases} 8.28 & (\text{遊辺にフランジ無}) \\ 16.5 & (\text{遊辺にフランジ有}) \end{cases} \quad (3.3.2.10)$$

なお、(3.3.2.8)式の条件は弾性座屈に対するものであり、 $\sigma_o \leq \sigma_Y$  と云う i) の条件からの制約を必然的に受けている。

#### (ブレケットの所要板厚)

ブレケットの所要寸法の選定に際しては(3.3.2.7)式および(3.3.2.8)式がそれぞれ必要条件および十分条件となる。ここでは、梁部材の長さ  $\ell$ 、断面係数  $Z$  およびブレケットの辺長  $a$  が与えられているので、両式の条件からブレケットの所要板厚  $t_B$  を求めればよいことになる。

部材が弾性挙動をする場合には、 $\sigma_o$  が(3.3.2.5)式で与えられるので、条件(3.3.2.7)式および(3.3.2.8)式から求まる所要板厚はそれぞれ下記のようになる。

$$t_B = \frac{M_p}{a^2} \left[ \frac{2}{3} \left\{ 3 - \frac{1}{(1+\alpha)^2} \right\} + 8\alpha \left( \frac{a}{\ell} \right) \right] / \left[ \frac{1}{6} (1+2\alpha)^2 \sigma_Y + \frac{1}{\sqrt{2}} (1+2\alpha) \frac{h}{a} \sigma_Y \right]$$

$$\dots \quad (\sigma_o = \sigma_Y) \quad (3.3.2.11)$$

$$t_B = \sqrt[3]{\frac{12(1-\nu^2)}{k\pi^2 E} M_p \left[ \frac{2}{3} \left\{ 3 - \frac{1}{(1+\alpha)^2} \right\} + 8\alpha \left( \frac{a}{\ell} \right) \right] / \left[ \frac{1}{6}(1+2\alpha)^2 + \frac{1}{\sqrt{2}}(1+2\alpha) \frac{h}{a} \sigma_y \right]}$$

..... ( $\sigma_o = \sigma_{cr}$ ) (3.3.2.12)

プラケット・トウ部に塑性関節が生じる場合には、 $\sigma_o$  が (3.3.2.6) 式で与えられるので、条件 (3.3.2.7) 式および (3.3.2.8) 式から求まる所要板厚はそれぞれ下記のようになる。

$$t_B = \frac{M_p}{a^2} \left[ 8(1+2\alpha) \left( \frac{a}{\ell} \right)^2 + 8(1+\alpha) \frac{a}{\ell} (1-2\frac{a}{\ell}) + 1 \right] / \left[ \frac{1}{6}(1+2\alpha)^2 \sigma_y + \frac{1}{\sqrt{2}}(1+2\alpha) \frac{h}{a} \sigma_y \right]$$

..... ( $\sigma_o = \sigma_y$ ) (3.3.2.13)

$$t_B = \sqrt[3]{\frac{12(1-\nu^2)}{k\pi^2 E} M_p \left[ 8(1+2\alpha) \left( \frac{a}{\ell} \right)^2 + 8(1+\alpha) \frac{a}{\ell} (1-2\frac{a}{\ell}) + 1 \right] / \left[ \frac{1}{6}(1+2\alpha)^2 + \frac{1}{\sqrt{2}}(1+2\alpha) \frac{h}{a} \sigma_y \right]}$$

..... ( $\sigma_o = \sigma_{cr}$ ) (3.3.2.14)

プラケットの所要板厚  $t_B$  は  $\sigma_o = \sigma_y$  の条件から求まるが、 $\sigma_o = \sigma_{cr}$  の条件から求まる板厚の方が大きければ後者が所要板厚となる。

#### (計算例)

いま、梁部材として表 3.3.2.1 に示す山形鋼を想定し、 $M_p = 1.3 Z \sigma_y$  とする。降伏応力を  $\sigma_y = 28 \text{ kg/mm}^2$ 、また梁の長さを  $\ell = 8 \text{ M}$  として、種々の辺長が指定された場合のプラケットの所要板厚  $t_B$  を計算した。プラケット遊刃にフランジが取り付けられていない場合の解析結果を図 3.3.2.6(a) に、また  $h/a = 0.1$  のフランジが取り付けられている場合の計算結果を図 3.3.2.6(b) に示す。

図の実線および破線は、部材が弾性挙動をする場合にそれぞれ  $\sigma_o = \sigma_y$  ((3.3.2.11) 式) および  $\sigma_o = \sigma_{cr}$  ((3.3.2.12) 式) の条件から求まる所要板厚  $t_B$  を、また二点鎖線および点線は、プラケット・トウ部に塑性関節が生じる場合に  $\sigma_o = \sigma_y$  ((3.3.2.13) 式) および  $\sigma_o = \sigma_{cr}$  ((3.3.2.14) 式) から求まる所要板厚  $t_B$  を表わす。

(3.3.2.11) 式と (3.3.2.12) 式および (3.3.2.13) 式と (3.3.2.14) 式の交点では  $\sigma_{cr} = \sigma_y$  となっておりこれらを結んで一点鎖線で表わす。この一点鎖線の上側ではプラケットが塑性崩壊しない条件から求まる実線および二点鎖線で、また下側ではプラケットが座屈しない条件から求まる破線および点線がプラケットの所要板厚を表わす。

なお、図の○印は NK 規則に基く所要板厚を表わすが、プラケットの辺長が短い場合には、その板厚ではプラケットの機能を保持するのに十分でない場合があることに注意を要する。

#### (2) プラケット寸法の決定法(その2)

##### (梁に作用する最大荷重)

梁部材とともにプラケットの効果を考慮して許容応力設計がなされ、梁部材およびプラケットの寸法が決定されている場合を考える。この場合、プラケットに伝達される内力が最大となるのは図 3.3.2.7 に示す塑性崩壊機構が生じている時である。この時に梁に作用する荷重  $W_p$  は次式で与えられる。

$$W_p = \frac{16}{(\ell - 2a)^2} M_p \quad (3.3.2.15)$$

( ブラケット内の応力分布 )

ブラケットの遊刃中央部の応力  $\sigma_0$  は ( その 1 ) の決定法で示したと同様の方法で求めることができる。図 3.3.2.8 に示すように 0 点まわりのモーメントの釣り合いを考えて  $\sigma_0$  を求める

$$\sigma_0 = \frac{M_p}{a^2 t_B^p} \left[ 8(1+2\alpha) \left( \frac{a/\ell}{1-2a/\ell} \right)^2 + 8(1+\alpha) \frac{a/\ell}{1-2a/\ell} + 1 \right] / \left[ \frac{1}{6}(1+2\alpha)^2 + \frac{1}{\sqrt{2}}(1+2\alpha) \frac{h}{a} \right]$$

( 3.3.2.16 )

( ブラケットの設計条件および所要板厚 )

( その 1 ) の決定法で示したと同様に、( 3.3.2.7 ) 式および ( 3.3.2.8 ) 式がそれぞれブラケット寸法選定のための必要条件および十分条件となる。( 3.3.2.16 ) 式の  $\sigma_0$  を用いるとブラケットの所要板厚  $t_B^p$  は  $\sigma_0 = \sigma_Y$  および  $\sigma_0 = \sigma_{cr}$  の条件よりそれぞれ次式が導かれる。

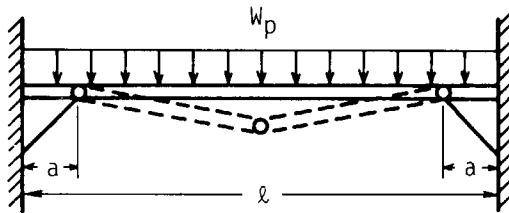


図 3.3.2.7 ブラケット付梁部材の塑性崩壊機構

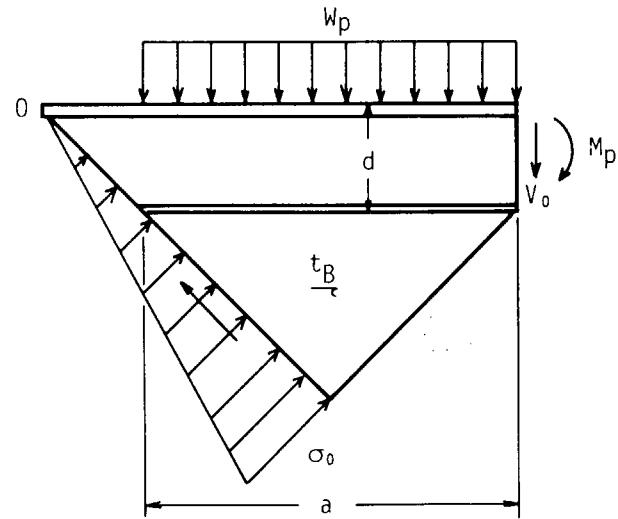


図 3.3.2.8 ブラケット内の応力分布

$$t_B^p = \frac{M_p}{a^2} \left[ 8(1+2\alpha) \left( \frac{a/\ell}{1-2a/\ell} \right)^2 + 8(1+\alpha) \frac{a/\ell}{1-2a/\ell} + 1 \right] / \left[ \frac{1}{6}(1+2\alpha)^2 \sigma_Y + \frac{1}{\sqrt{2}}(1+2\alpha) \frac{h}{a} \sigma_Y \right] \quad (\sigma_0 = \sigma_Y) \quad ( 3.3.2.17 )$$

$$t_B^p = \sqrt[3]{\frac{12(1-\nu^2)}{k\pi^2 E} M_p} \left[ 8(1+2\alpha) \left( \frac{a/\ell}{1-2a/\ell} \right)^2 + 8(1+\alpha) \frac{a/\ell}{1-2a/\ell} + 1 \right] / \left[ \frac{1}{6}(1+2\alpha)^2 + \frac{1}{\sqrt{2}}(1+2\alpha) \frac{h}{a} \right] \quad (\sigma_0 = \sigma_{cr}) \quad ( 3.3.2.18 )$$

必要十分な機能を有するブラケットの所要板厚は ( 3.3.2.17 ) 式および ( 3.3.2.18 ) 式から求まる板厚の大きい方となる。

このようにして、梁に異常荷重が作用した時に座屈あるいは塑性崩壊しないブラケットの所要板厚  $t_B^p$  が求まるが、この  $t_B^p$  が初期の許容応力設計の条件を満足しているか否かを確かめる必要がある。すなわち、初期の許容応力設計より求まっている  $t_B^e$  と比較して、 $t_B^p \geq t_B^e$  の場合には  $t_B^p$  が、また  $t_B^p < t_B^e$  の場合には  $t_B^e$  が最終的にブラケットの所要板厚となる。

( 計算例 )

( その 1 ) の決定法で示した計算例と同様の梁部材を対象とし、( 3.3.2.17 ) 式および ( 3.3.2.18 ) 式を用

いて求めた所要板厚を図3.3.2.9(a), (b)に示す。(a)図はプラケット遊辺にフランジが取りつけられていない場合、また(b)図は $h/a = 0.1$ のフランジが取り付けられている場合の所要板厚を表わす。それぞれの場合、太実線および破線が所要板厚を表わす。

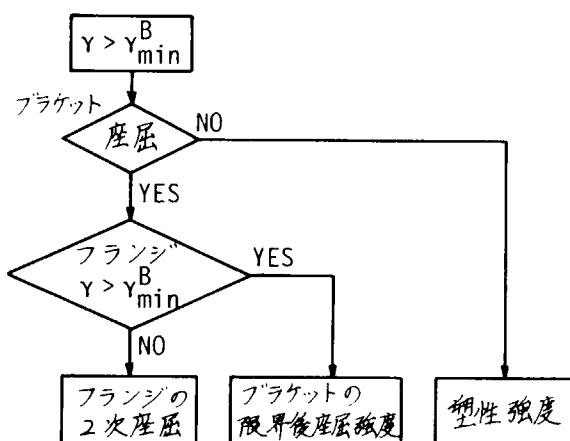
#### (附録) フランジ付プラケットの耐荷力

本報告では、プラケット遊辺に取り付けられるフランジは座屈強度に対する限界剛比 $r_{min}^B$ 以上の剛比を有していると仮定している。そのために座屈が生じる場合にはプラケットの局部座屈が生じ、フランジは座屈しない。本報ではこの座屈をもってプラケット寸法選定の基準としているが、実際には座屈後もフランジ部分が荷重増加に耐え得る。したがってフランジ付プラケットの耐荷力の限界値は図A-1に示すようにフランジの剛比 $r$ が $r_{min}^U$ より大きいかどうかにより2種類に分かれる。(今後の研究成果を蓄積し、この2つの限界値に対する条件を表式化する。)

他方、プラケットの座屈が生じない板厚が選ばれている場合には、フランジが無い場合と同様に塑性条件によって耐荷力の限界値が推定される。

上田幸雄(大阪大学)

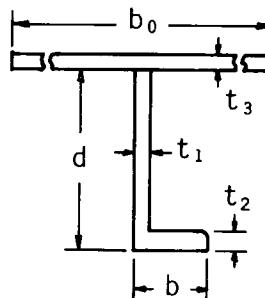
矢尾哲也(大阪大学)



図A-1 フランジ付プラケットの耐荷力

表3.3.2.1 梁部材の断面寸法

	$d$ (mm)	$b$ (mm)	$t_1$ (mm)	$t_2$ (mm)	$t_3$ (mm)	$b_0$ (mm)	$Z$ (cm <sup>3</sup> )
TYPE A	100	75	7	7	10	610	72.5
B	125	90	10	10	10	610	130.0
C	150	90	12	12	15	610	230.0
D	200	90	9	14	15	610	340.0
E	250	90	12	16	15	610	540.0
F	300	90	11	16	15	610	681.0



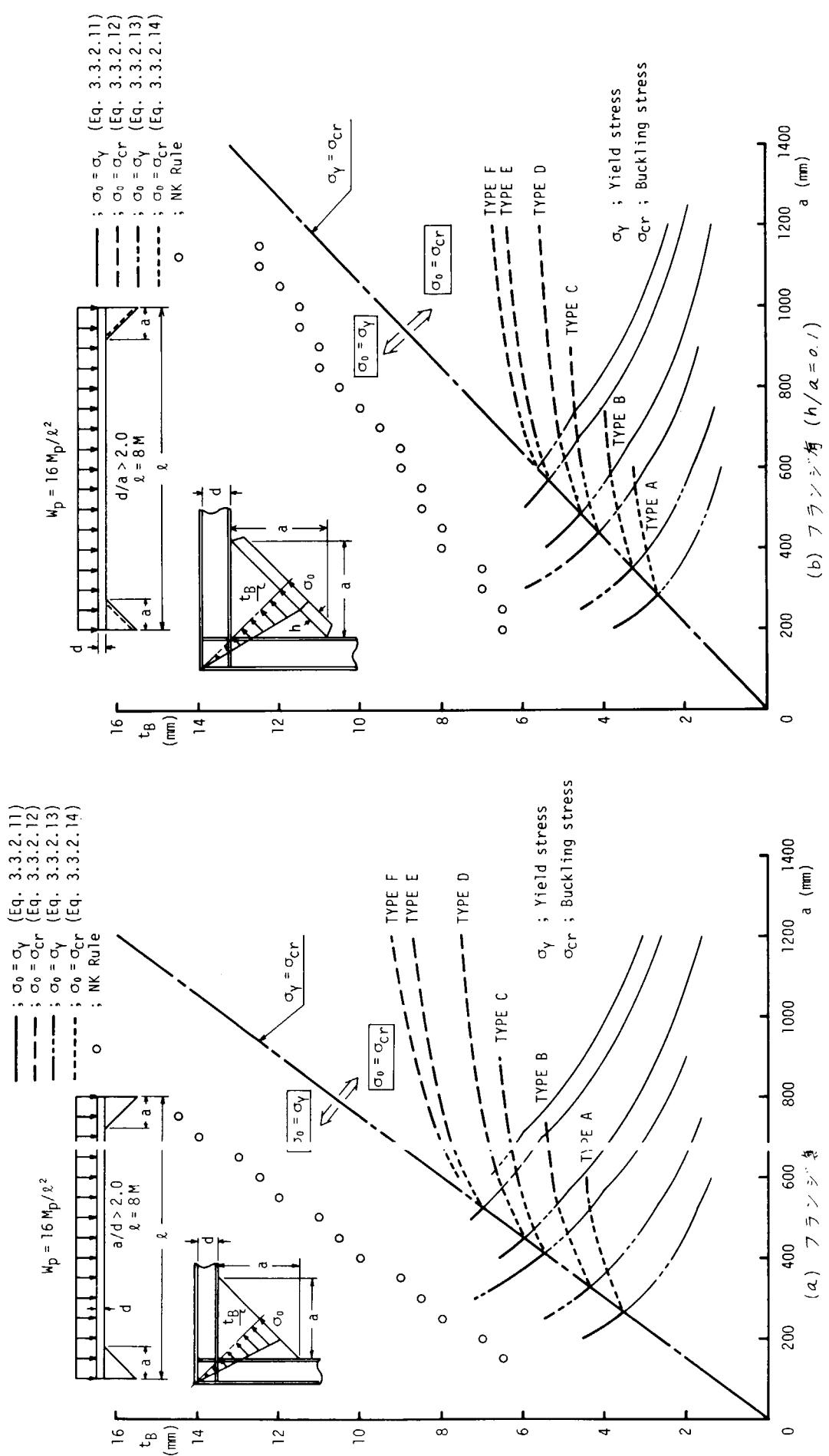


図 3.3.2.6 プラケットの所要板厚(決定法その 1)

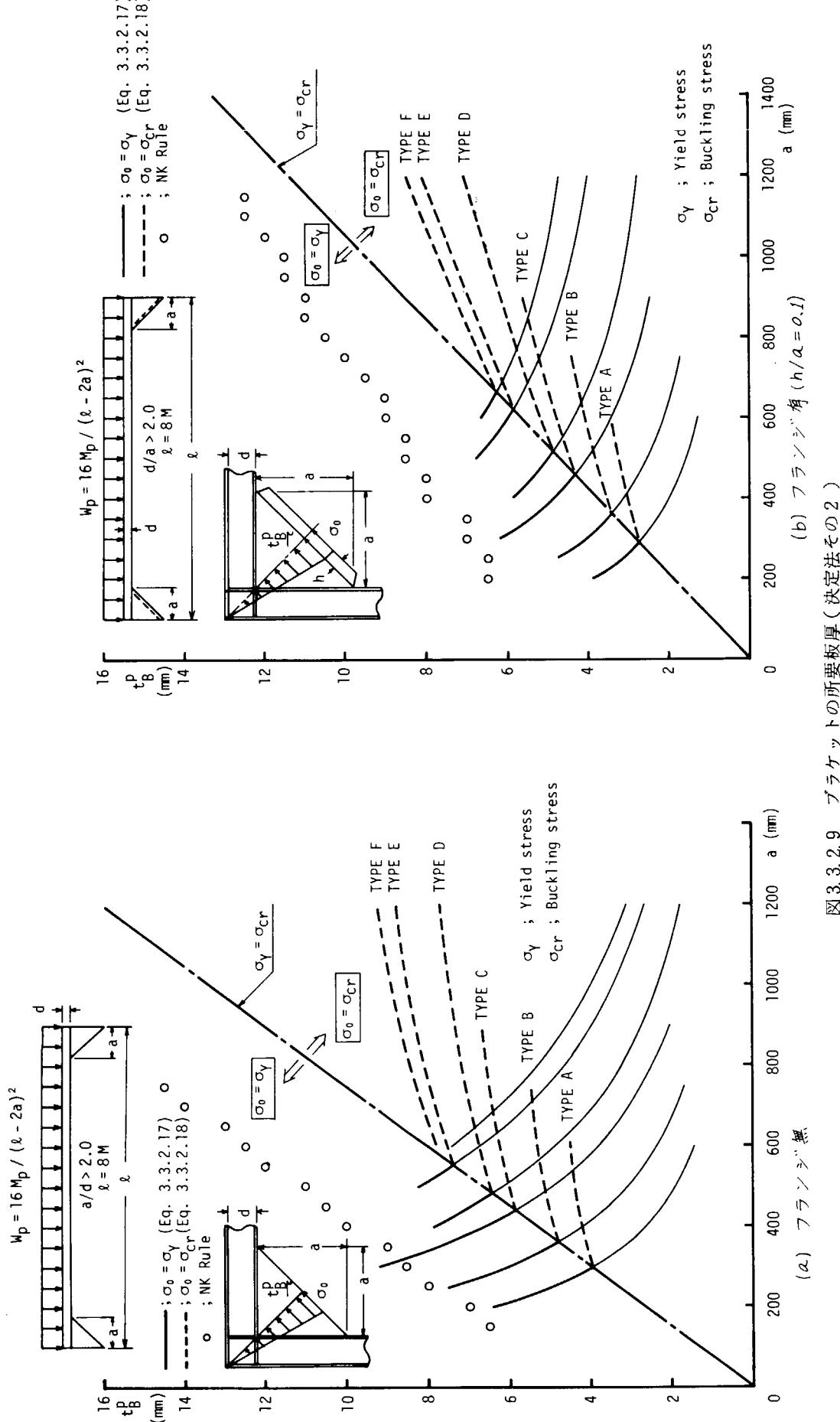


図3.3.2.9 プラケットの所要板厚(決定法その2)

## 4. ま　と　め

本分科会で得られた船体縦強度部材及び横強度部材に作用する応力ならびに疲労強度及び座屈強度に対する許容応力の提案式をまとめると、大要、次のとおりである。

### 4.1 船体縦強度部材に対して

#### (1) 船体縦強度における作用応力

##### (a) 静水応力標準値

日本の数社の船会社で運航中のタンカー及びコンテナ船について統計的に調査した結果、静水中の船体縦曲げの標準値として、次のとおり定める。

タンカー等 (満載サギング)	平均値	4.0 kg/mm <sup>2</sup>	標準偏差	2.0 kg/mm <sup>2</sup>
コンテナ船 (ホギング)	平均値	6.5 kg/mm <sup>2</sup>	標準偏差	1.8 kg/mm <sup>2</sup>

##### (b) 波浪変動応力

前提条件として

(イ) 船舶の就航年限を約20年間とし、波浪変動 $10^8$ 回とする。

(ロ) 就航海域を北大西洋とし、年間連続就航し、荒天回避は行わない。

貨物船、タンカー等23隻について、船体縦強度トータルシステム解析により求められた、波浪変動応力の $10^{-8}$ 最大予測値(片振巾)の平均値は下記の通りである。

(i) 縦曲げ応力(△にて)  $\sigma_v = 11.3 \text{ kg/mm}^2$

(ii) 水平曲げ応力(△にて)  $\sigma_H = 7.2 \text{ kg/mm}^2$

(iii) 最大直応力(△ガンセル部にて)  $\sigma_T = 14.4 \text{ kg/mm}^2$

(iv) ワーピング応力(△にて)  $\sigma_w = 6.8 \text{ kg/mm}^2$

[但し、コンテナ船等オープンタイプの船6隻の平均値]

(v) 上記(i)及び(ii)の二乗和平方根  $\sigma_{RS} = \sqrt{\sigma_v^2 + \sigma_H^2} = 13.8 \text{ kg/mm}^2$

これらの値は、上記前提条件(イ)、(ロ)において求められたものであり、実際の就航条件のもとでは、一般的の船舶が20年間、常時、同海域を就航するとは限らず、また荒天回避も行われるのが通常であり、設計上、波浪変動応力の最大予測値  $\sigma_w$  としては、上記(イ)、(ロ)の条件で得られた $10^{-8}$ 最大予測値の $6/8$ 倍した値( (イ)、(ロ)の条件においては、 $10^{-6}$ 最大予測値に相当)をとることとする。

##### (c) 波浪によるハルガーダ曲げモーメントの略算式

船体縦強度トータルシステム解析による計算結果を近似する下記の略算式を提案する。

(i) 縦曲げモーメント  $M_v = 0.13L^2B(C_b + 0.7)$

(ii) 水平曲げモーメント  $M_H = 0.05L^2d(C_b + 0.7)$

なお、本略算式により、縦曲げ応力  $\sigma_v$  および水平曲げ応力  $\sigma_H$  を計算し、その二乗和平方根  $\sqrt{\sigma_v^2 + \sigma_H^2}$  を求めるとき、タンカー等に対する平均値として13.0となり、(b)(v)の結果とよく一致する。

#### (2) 疲労強度に対する許容応力

軟鋼材の小型切欠試験片による疲労試験結果から、S-N線図を定め、変動応力振巾Sと疲労き裂発生回数N<sub>c</sub>の関係を  $S = CN^k$  (c, kは係数)で近似する。また、疲労寿命のバラツキの標準偏差を0.2とし、95%下限強度(き裂発生確率0.05)を採用する。このようにして、構造部材(構造要素模型)の疲労試験結果(疲労強度)と、種々の応力集中係数を有する単純切欠試験片のそれとを比較することで、各構造部材に対して新しく定義された疲労強度等価係数F<sub>eq</sub>の部材に対して、疲労設計規準となる波浪変動応力と静水応力の許容値の関係は次式で示される。

$$\sigma_w + \frac{0.58}{F_{eq}} \sigma_m = \frac{1}{F_{eq}} (16.2f + 32.6) \quad \text{ただし } F_{eq} \geq 2$$

ここで、 $\sigma_w$ は、(1)(b)における(i),(ii)の前提条件のもとで得られる応力発現確率 $10^{-8}$ での変動応力（片振幅）を $6/8$ 倍したもので、 $\sigma_m$ は静水応力（圧縮応力の場合は $\sigma_m = 0$ ）、 $f$ はマイナーの累積被害度である。

疲労破壊が $f = 1$ で生ずるものと仮定し、 $\sigma_w = 10.8 \text{ kg/mm}^2$ 、 $\sigma_m = 4 \text{ kg/mm}^2$ （タンカーの場合）を上式に代入すると $F_{eq}$ は4.3と計算され、縦強度部材の疲労強度等価係数 $F_{eq}$ が5以下であること、及び、実船の損傷調査で疲労き裂が縦強度部材に発生することが極めて少ないとから、疲労設計規準として、波浪変動応力と、静水応力の許容限界を、次式のように提案する。

$$\sigma_w + 0.11 \sigma_m = 10.8 \text{ (kg/mm}^2)$$

### (3) 座屈強度に対する許容応力

#### (a) 甲板最終強度

甲板パネルが、軸方向応力により座屈して、最終強度を示す場合の解析方法として、大撓み弾性解析および塑性ヒンジライン解析の併用による近似解法が提案された。

本計算法を用い、パネルの初期撓みをJSQSの標準範囲4mmと仮定し、現存船の甲板構造寸法について計算を行った結果、甲板構造の座屈最終強度 $\sigma_u$ の算式として、次式を提案した。

(i)  $\sigma_y = 24 \text{ kg/mm}^2$ の場合

$$\sigma_u / \sigma_y = \begin{cases} 0.9 & \dots b/t \leq 42.5 \\ 1.24 - \frac{b/t}{125} & \dots 42.5 \leq b/t < 60 \end{cases} \quad (\text{但し } t \geq 18\text{mm})$$

(ii)  $\sigma_y = 28.9 \text{ kg/mm}^2$ の場合

$$\sigma_u / \sigma_y = \begin{cases} 0.9 & \dots b/t \leq 37.5 \\ 1.20 - \frac{b/t}{125} & \dots 37.5 \leq b/t < 60 \end{cases} \quad (\text{但し } t \geq 18\text{mm})$$

#### (b) 座屈損傷確率と許容応力

甲板構造の座屈最終強度 $\sigma_u$ の平均値は、 $\bar{\sigma}_y = 28.9 \text{ kg/mm}^2$ として、 $\bar{\sigma}_u = 0.90 \times \bar{\sigma}_y = 26.01 \text{ kg/mm}^2$ 、その標準偏差は $S \sigma_u = 0.12 \bar{\sigma}_u = 3.12 \text{ kg/mm}^2$ である。一方、現存タンカーについての調査結果によれば、静水圧縮応力の平均値 $\bar{\sigma}_s = 4 \text{ kg/mm}^2$ 、標準偏差 $S \sigma_s = 2 \text{ kg/mm}^2$ であり、波浪変動応力の最大予測値の平均値は $14.4 \times 6/8 = 11 \text{ kg/mm}^2$ であり、COVを6.7%とすると、甲板構造の座屈損傷確率 $P_f$ の値は、大略 $10^{-3}$ 程度となり、座屈強度に対して0.999の信頼性を有する。

そこで、現行の船級協会規則も考慮し、また、設計上、波浪変動応力の最大予測値として、 $10^{-8}$ 最大予測値 $\sigma_{w,ext}$ の $6/8$ 倍した値をとった場合に、信頼度0.999に相当するものとして、静水応力 $\sigma_s$ と波浪変動応力の最大予測値 $\sigma_w$ の許容値の関係を次式のとおり提案する。

$$\sigma_s + \sigma_w = 15 \text{ kg/mm}^2$$

なお、この場合、従来から定義されている安全率 $f_s$ の値は、次の通りである。

$$f_s = \frac{24 \times 0.90}{15} = 1.44$$

## 4.2 船体横強度部材に対して

### (1) 船体横強度における作用応力

タンカーについて、船体横強度トータルシステムによる波浪中強度解析から得られた、船体中央部に近いトランスリングフェースプレートの静水応力及び波浪変動応力の $10^{-8}$ 最大予測値が表示されたが（表3.1.1.1参照），解

析例が4例と少なく、統計上の標準値（各部材の平均値、標準偏差、最大予測値など）を決定するには至らなかつた。

また、一例であるが、一般貨物船の倉内肋骨下端に生ずる応力について、簡易船体横強度解析トータルシステムを用いて解析された。

これらの解析では、船舶の就航条件として、縦強度部材の解析時と同様に、

(イ) 就航年限を20年間とし、波浪変動を $10^8$ 回とする。

(ロ) 就航海域を北大西洋とし、年間連続就航し、荒天回避を行わない。

とおいており、設計上の波浪変動応力の最大予測値としては、これも縦強度部材の際と同様、上記(イ),(ロ)の条件で得られた $10^{-8}$ 最大予測値の6／8倍した値をとることとする。

### (2) 疲労強度に対する許容応力

実船の横強度部材に対する構造要素模型試験結果と、小型切欠試験片の試験結果とを比較することにより、横強度部材の疲労強度等価係数F<sub>eq</sub>を求めた。

両試験結果の比較の際には、S-N<sub>c</sub>線図の縦軸として、切欠試験片では公称応力S<sub>N</sub>、構造要素模型では梁理論による公称応力S<sub>N</sub>をとった場合と、公称応力S<sub>N</sub>に局部構造に依存する応力集中係数K<sub>tD</sub>を乗じた応力S(=K<sub>tD</sub>・S<sub>N</sub>)をとった場合のそれぞれに対して疲労強度等価係数F<sub>eq</sub>を求めた。そして、横強度部材あるいは局部強度部材のような、主として二次応力の集中により疲労き裂が発生する部材では、一次応力S<sub>N</sub>で許容応力を規定することは合理的ではなく、構造的な応力集中を含んだ応力S(=K<sub>tD</sub>・S<sub>N</sub>)に対して規定することが適切との結論を得た。

この結果、船体横強度部材の疲労に対する許容応力式として、4.1(2)と同様に、次式を提案する。

$$\sigma_w + \frac{0.58}{F_{eq}} \sigma_m = \frac{1}{F_{eq}} (16.2f + 32.6) \quad \text{ただし } F_{eq} \geq 2$$

そして、本式に疲労強度等価係数の最頻値F<sub>eq</sub>=2.75、f=1を代入して、疲労設計規準として、波浪変動応力と静水応力の許容限界を次式のように提案する。

$$\sigma_w + 0.2 \sigma_m = 17.7 \quad (\text{単位 kg/mm}^2)$$

ここで、 $\sigma_w$ は波浪変動応力の $10^{-8}$ 最大予測値の6／8倍の値（片振幅）、 $\sigma_m$ は平均応力（平均応力が圧縮の場合 $\sigma_m = 0$ ）であり、これら $\sigma_w$ 、 $\sigma_m$ は、いずれも1次応力に構造的な応力集中係数K<sub>tD</sub>を乗じた応力である。

なお、上記許容応力式は、F<sub>eq</sub>が2.75の場合で、局部詳細構造あるいは工作法により、F<sub>eq</sub>が、例えば5程度になる場合には、許容応力は

$$\sigma_w + 0.11 \sigma_m = 10 \quad (\text{単位 kg/mm}^2)$$

とする必要があり、横強度部材に関しては、部材の局部設計及び工作法に十分の配慮が払わらねばならない。

一方、貨物船の倉内肋骨の下端部についての疲労強度に関しては、一例についての計算が行なわれ、同下端部に生ずる応力の値が算定され疲労強度上からの考察も行なわれた。

### (3) 座屈強度に対する許容応力

#### (a) トランスリングコーナー部の座屈崩壊強度

トランスリングコーナー部単独模型多數について実施された座屈崩壊実験を整理した結果、実験最高荷重P<sub>max</sub>と最弱断面の初期降伏荷重計算値P<sub>yca1</sub>との比 $r = P_{max}/P_{yca1}$ の平均値 $\bar{r}$ と、変動係数cov<sub>r</sub>は

$$\bar{r} = 0.832, \quad cov_r = 11.2\%$$

と得られた。

一方、使用鋼材の降伏点の平均値  $\bar{\sigma}_Y$  と、変動係数  $\text{cov}_{\sigma Y}$  は、

$$\bar{\sigma}_Y = 28.9 \text{ kg/mm}^2, \quad \text{cov}_{\sigma Y} = 7.5 \%$$

であるので、コーナー部の座屈崩壊強度は

$$\text{平均値 } \bar{S} = 24.0 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{変動係数 } \text{cov}_s = 13.48 \%$$

と得られた。

#### (b) トランスリングコーナー部の許容応力

横強度に関する許容応力を定めるためには、現在就航中の船舶に作用する荷重の統計量(平均値及び変動係数)が必要であるが、トランスリング各部に作用する荷重(応力)については、これまでに得られているデータが不足している。そこで、荷重の変動係数  $\text{cov}_L$  を 15% と仮定し、前項で得られたコーナー部の強度を用いた時、許容し得る座屈損傷確率  $P_f$  を 10% とおいて得られる応力の平均値  $\bar{L}$  を許容応力として提案すれば

$$\bar{L} = \sigma_s + \sigma_w = 18.6 \text{ kg/mm}^2$$

ここで、 $\sigma_s$  は静水応力、 $\sigma_w$  は既に述べたように、(イ)就航年限を 20 年間、(ロ)就航海域を北大西洋とし、年間連続就航し、荒天回避を行わないとして得られた波浪変動応力の最大予測値を 6/8 倍した値である。

なお、貨物船の倉内肋骨のコーナーブラケットについても、その座屈強度に関する検討が行なわれ、ブラケット寸法に関する設計上の指針が示された。