

日本船舶振興会 昭和48年度補助事業  
“船体の構造計算方法の精密化に関する開発”

研究資料 No.194

第133研究部会  
船体構造強度に関する研究  
報告書

昭和49年3月

社団法人  
日本造船研究協会

## はしがき

本報告書は、日本船舶振興会の昭和48年度補助事業「船体の構造計算方法の精密化に関する開発」の一部として、日本造船研究協会が第133研究部会においてとりまとめたものである。

### 委員名簿（敬称略、五十音順）

#### 第133研究部会

部会長	山本 善之（東京大学）	安藤 文隆（船舶技術研究所）
幹事	青木 元也（船舶技術研究所）	大坪 英臣（東京大学）
	飯田 国広（東京大学）	塩沢 晃（三井造船）
	川井 忠彦（東京大学）	栖原 寿郎（九州大学）
	清水 作造（石川島播磨重工業）	寺沢 一雄（大阪大学）
	土屋 九一（三井造船）	新田 蹤（日本海事協会）
	西牧 興（日立造船）	藤田 讓（東京大学）
	福田 淳一（九州大学）	八木 順吉（大阪大学）
	森 正浩（三菱重工業）	
	安川 度（川崎重工業）	
委員	秋田 好雄（日本海事協会）	池田 一夫（神戸製鋼所）
	石橋 敬男（佐野安船渠）	伊藤 刚平（日本造船工業会）
	上田 幸雄（大阪大学）	大石 剛（三井造船）
	緒方 羊二（新和海運）	尾川 宣之（日本钢管）
	片堀 泰治（日立造船）	金沢 武（東京大学）
	川上 益男（広島大学）	熊井 豊二（三井造船）
	桑山 則夫（住友金属工業）	小杉 隆祥（大阪商船三井船舶）
	塩田 省次郎（三菱重工業）	鈴木 省輔（函館ドック）
	鈴木 宏（佐世保重工業）	辻 寿一（大阪造船所）
	恒成 利康（川崎重工業）	中野 毅（三井造船）
	永元 隆一（三菱重工業）	服部 堅一（住友重機械工業）
	花岡 達郎（船舶技術研究所）	福原 重一（来島ドック）
	藤田 勇一（石川島播磨重工業）	本間 康之（東京大学）
	前田 恵（石川島播磨重工業）	真能 創（防衛大学校）
	三島 尚三（名村造船所）	山形 俊介（三菱重工業）
	山口 勇男（日本海事協会）	山越 道郎（九州大学）

#### 座屈プログラム開発小委員会

主査 川井忠彦（東京大学）

委員 壱岐哲夫（三菱重工業）

大坪英臣（東京大学）

藤井登喜雄（石川島播磨重工業）

本間康之（東京大学）

安川 度（川崎重工業）

上田幸雄（大阪大学）

新田顕（日本海事協会）

堀徹（日立造船）

松石正克（日立造船）

吉田宏一郎（東京大学）

#### 衝撃実験小委員会

主査 八木順吉（大阪大学）

委員 安藤文隆（船舶技術研究所）

塩沢晃（三井造船）

西牧興（日立造船）

萩原孝一（三菱重工業）

山本善之（東京大学）

沢柳政弘（三井造船）

清水作造（石川島播磨重工業）

新田顕（日本海事協会）

安川度（川崎重工業）

## 目 次

緒 言 .....	1
1. 船体構造の静的応答 .....	2
1. 1 構造模型による崩壊実験(解析) .....	2
1. 2 大型構造模型による鉱石運搬船の強度試験 .....	1 4
1. 3 ストラットの座屈崩壊実験 .....	2 1
1. 4 ストラットの座屈実験 .....	3 8
1. 5 船体横横コーナー部座屈崩壊実験 .....	5 1
1. 6 座屈解析プログラム開発 .....	6 5
2. 船体構造の動的応答 .....	7 8
2. 1 船側タンクの動的崩壊 .....	7 8
2. 2 構造要素の動的水圧負荷による破壊挙動 .....	8 8
2. 3 船側構造の変動外圧に対する動的応答実験 .....	1 0 0
2. 4 大型波浪衝撃水圧発生装置の製作および実験 .....	1 1 6
2. 5 外板クラックの発生機構の解明のための模型実験 .....	1 2 6
3. 有限要素法による船体構造解析プログラムの精度評価 .....	1 3 1
結 言 .....	1 4 2

## 緒 言

船体構造強度の総合的な判定と評価基準の確立は、近年益々大型化かつ高速化しさらに斬新な構造様式化をたどる船舶の建造に際して、最も基本的な問題の一つであり、安全でしかも経済性の高い合理的な船殻構造の設計を目標とする我が国の造船界において、根本的な解決を必要とする重要な課題である。

航行中の船体が、直接波浪により、あるいは船体運動にもとづく横荷の動搖により、衝撃的もしくは繰返し変動的な外力をうける場合、船体主要構造部材とくに船殻外板構造の一部に崩壊を生じ、あるいは亀裂損傷が発生し、さらには全面的な破壊にまで至るなどの各種の破壊様式が考えられる。しかし、これらの現象についての研究は極めて数少なく、構造物の動的挙動に関する明確な、しかも総合的な解答を与える資料は殆んど得られていない現状である。

運輸省においてこの問題を解決するため、昭和45年度を第一年度とし官民合同による“船体構造計算法開発”に関する5ヶ年間の継続研究が計画された。その一環として、日本造船研究協会においては、日本船舶振興会の補助金の交付を受けて、4ヶ年計画により、昭和46年4月に第133研究部会を設置し、船体構造強度に対する究局の判定基準として考えられる船殻の破壊強度についての問題を主たるテーマにとりあげた。本年はその第3年度にあたる。

船殻の破壊強度を支配する要因としては、船体に加わる外力、船体を構成する鋼板の材質、工作精度などの問題があるが、これらについての研究は、別途行なわれており、それと並行して実施する本研究部会の研究は、構造物としての船殻破壊強度の問題に主眼をおき、その総合的な強度判定のための資料を供することを目的としている。

昭和48年度においては、昭和47年度に引きつづき大型構造物試験機などを利用して大規模な強度実験を行い、大型鉱石運搬船の船側構造模型による崩壊実験、そのストラットおよび船側コーナー部の座屈実験を行つて、その静的挙動を調査した。またこのような構造物の挙動を計算するためのプログラムを開発した。

つぎに動的荷重による構造物の破壊強度を研究するため、種々の動的水圧試験方法による船側構造模型の実験を行ない、船側構造の動的応答と静的強度の関係、動的荷重による鉱石圧分布などを研究した。また繰り返し加わる水圧によつて生ずる船側構造のクラック発生、伝播などの研究を行なつた。さらに波浪衝撃水圧と類似した圧力特性の水圧を発生し得る装置を製作し、これによつて大型の構造模型を用いた衝撃実験を行うことが可能になつた。

本報告は、上に述べた第3年度研究項目に関して実施された諸研究の概要と成果をとりまとめたもので、これらの詳細な内容については、委員会に隨時提出された多くの資料に記載報告されている。なお、本報告書の一部は本委員会の活動に関連して、石川島播磨重工業（株）で行われた研究を含んでいる。同社に感謝の意を表する。

本研究の実施にあたり、多大な御協力を賜わつた日本船舶振興会に心からの感謝の意を表する。

## 1. 船体構造の静的応答

### 1.1 構造模型による崩壊実験(解析)\*

#### 1.1.1 まえがき

波浪衝撃による船側構造の崩壊に関する研究の第1段階として、昭和46年度から昭和47年度に立体構造模型について静的荷重による崩壊実験を行なつた。本年度はこれらの実験に対する解析を行ない、船側構造の崩壊機構について検討した。

すなわちまず昨年度行なつた各実験に対し弹性骨組計算を行ない、trans. ring の face に生ずる応力を計算して実測値と比較すると共に、代表的な一つの模型に対し有限要素法による弹性解析を行なつて弹性骨組計算の結果と比較検討した。また昨年度行なつた実験の結果を解析することにより、船側構造の崩壊形式および崩壊荷重について検討した。

#### 1.1.2 弹性応力解析

##### (1) 弹性骨組計算

昨年度実験を行なつた3つの模型について弹性骨組計算を行なつた。すなわち模型中央の trans. ring について次の仮定のもとに弹性骨組計算を行なつて曲げモーメント、剪断力および軸力の分布を計算し、trans. ring の face に生ずる応力を計算した。

- 1) deck plate, side shell, bottom shell, longl. bhd., inner bottom plate の有効幅は 1 trans. space をとる。
- 2) trans. ring の face plate は 100% 有効と假定する。
- 3) trans. ring の stiffener は strut の中央のものをのみ考慮することとした他の stiffener やより tripping bracket は無視する。
- 4) longl. frame は無視する。
- 5) side shell と longl. bhd. の相対たわみは無視する。
- 6) 部材端部の変漸面の影響および部材の剪断変形の影響を考慮する。

浮か gunwale 位置の水平反力は deck plate に一様に、bilge 部の垂直反力は side shell に一様に、longl. bhd. 下端の反力は longl. bhd. に一様に分布させ、船底部の水平反力は二重底部の断面に一様に分布させた。また corner 部の応力は Osgood の方法で計算した。計算に用いた荷重を表 1.1.1 に、trans. ring の face に生ずる応力の計算値を図 1.1.2 ～ 図 1.1.4 に示す。これらの図にはそれぞれその荷重状態にかける応力の実測値が〇印で示してあるが、計算値と実測値は二、三の差を除いてかなりよく一致している。

\*執筆担当 山越道郎

表1.1.1 (記号についての説明は表1.1.1参照)

	$P_D$ ton	$P_{S1}$ ton	$P_{S2}$ ton	$P_{S3}$ ton	$P_{D1}$ ton	$P_{D2}$ ton
A 模型	16.12	1.79	3.03	7.52	1.23	2.23
B 模型	17.50	1.78	3.07	7.73	1.32	2.28
C 模型	17.90	1.62	2.74	7.50	1.29	2.35

## (2) 弹性FEM計算

弾性骨粗計算を行な、下3つの模型の中のC模型について、表1.1.1に示す荷重が作用した場合のtrans. ring の応力分布および変形を有限要素法で計算した。なお模型の支持状態が不静定なため、longl. bhd. 下端の拘束を解いてこれに外力のみが作用した状態〔状態1〕と longl. bhd. 上に一様な shearing stress のみが作用した状態〔状態2〕についてそれを有限要素法によく解析を行なう。これを粗み合せせて

$$[\text{実際の状態}] = [\text{状態1}] + [\text{状態2}] \times \alpha$$

しかし、[実際の状態]で longl. bhd. 下端の垂直変位がゼロという条件よりこれを決定した。また有効幅の取り方などは(1)の弾性骨粗計算に合わせた。このような方法で解析した trans. ring の主応力および変形を図 1.1.5 および図 1.1.6 に示し、trans. ring の face に生ずる応力の計算値を図 1.1.4 に鎖線で示している。図 1.1.4 を見ると、骨粗計算による計算値と FEM 解析による計算値は longl. bhd. 下部の corner 部付近を除いては大体一致している。

### 1.1.3 崩壊荷重の検討

昨年度実験を行なった3つの模型の中のB模型(図1.1.7)およびC模型(図1.1.8)について崩壊荷重の検討を行なった。差の計測結果より判断するとC模型ではまずstrutが座屈し、その後に船側のtrans webに剪断座屈が生じたものと推定される。これに対しB模型ではまずtrans. webに剪断座屈を生じ、その後でstrutが座屈したものと推定される。(以下でC模型およびB模型について、まずtrans. webの剪断座屈荷重およびstrutの座屈荷重を計算し、これらの値を参考にして崩壊形式および崩壊荷重について検討した。

#### (1) Trans. Web の剪断座屈荷重

B模型の場合もC模型の場合もtrans. web の弹性剪断座屈応力は降伏点より大きくなる。したがって Johnson-Ostenfeld の式を用いて塑性剪断座屈応力を計算した。となり

$$\tau_p = \frac{\sigma_r}{\sqrt{3}} \left( 1 - \frac{\sigma_r}{4\sqrt{3}\tau_e} \right) \quad \text{--- (1)}$$

反し引張りは降伏角、正負弹性剪断座屈威力、ある。其の時は trans. web の深さを  $a$ 、板厚を  $t$  とすれば、trans. web 上部屈面屈を生じさせる限界剪断力  $F_{cr}$  は次式で与えられる。

B模型およびC模型について、座屈したパネルの周辺条件を単純支持と仮定して式(1.1.1)および式(1.1.2)より $F_{cr}$ を計算した結果を表1.1.2に示す。表1.1.2の上部、下部はそれぞれ上部strutより上方および下方のパネルを意味する。また $b$ は剪断座屈を生じたパネルのstiffenerの間隔である。

表 1.1.2

	mm	mm	mm	$\frac{kg}{mm}$	$\frac{kg}{mm^2}$	$\frac{kg}{mm}$	ton	
	a	b	t	$Z_e$	$\sigma_y$	$Z_P$	$F_{cr}$	
B 模 型	上部	146	164	2.2	36.7	24.1	12.6	4.04
	下部	146	152	2.2	39.1	24.1	12.7	4.07
C 模 型	上部	146	82	2.3	101.5	53.0	28.3	9.50
	下部	146	76	2.3	116.5	53.0	28.6	9.60

### (2) Strut の座屈荷重

struct の支持条件を両端支持と仮定すれば、弾性曲げ座屈応力  $\sigma_{eb}$  やび弾性ねじれ座屈応力  $\sigma_{ew}$  はそれぞれ次式で与えられる。

$$\sigma_{eb} = \frac{\pi^2 EI}{Al^2} \quad \text{--- (1.1.3)}$$

$$\bar{\sigma}_{ew} = \frac{1}{I_p} \left( C + P \frac{\pi^2}{\rho^2} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (1.1.4)$$

ただし I は strut の断面 2 次モーメント, A は断面積, L は長さ,  $I_{pl}$  は断面の極 2 次モーメント, C は捩り剛性,  $G$  は曲げ捩り剛性である。strut の長さ L として trans. web. の深さの中央間の長さを取れば、B 模型の場合も C 模型の場合も  $\sigma_{eb} < \sigma_{ew}$  となり、かつ  $\sigma_{eb} > \sigma_y$  となる。したがって前同様 Johnson-Ostenfeld の式を用いて塑性曲げ座屈応力  $\sigma_{pb}$  を計算した。

$$\sigma_{pb} = \sigma_Y \left(1 - \frac{\sigma_Y}{4\sigma_{sh}}\right) \quad (1.1.5)$$

たゞし B 模型の場合にも C 模型の場合にも strut の web と他の部分との降伏率の値が異なるので、それぞれの面積を乗じて平均することにより見掛けの降伏率を求め、これを  $\phi_f$  とした。strut の座屈荷重を  $N_{cr}$  とすれば

B模型およびC模型について、式(1.1.3)、式(1.1.5)および式(1.1.6)よりNorを計算した結果を表1.1.3に示す。

表 1.1.3

	mm <sup>2</sup>	mm	kg/mm <sup>2</sup>	kg/mm <sup>2</sup>	kg/mm <sup>2</sup>	kg/mm <sup>2</sup>	ton
	A	l	$\sigma_{EB}$	$\sigma_{EW}$	$\sigma_Y$	$\sigma_{PB}$	$N_{cr}$
B 模型	432.8	596.2	57.1	73.6	29.2	25.5	11.02
C 模型	561.0	596.4	61.7	100.9	33.4	28.9	16.20

## (3) Side Trans. の崩壊荷重

図 1.1.9 に示すように、上部 strut の位置に集中荷重  $P_b$  が作用する場合を考え、同図(a)に実線で示す範囲の side trans. のみを取り出して崩壊荷重  $P_u$  を計算する。崩壊時の上部 strut の軸力を  $N_{iu}$  とすれば、崩壊時の  $P_b$  ( $\equiv P_{bu}$ ) は

$$P_{bu} = P_b + N_{iu} \quad \dots \dots \dots \quad (1.1.7)$$

side trans. の上下端がそれぞれスパンポイントの位置で固定されると仮定し、B 模型および C 模型について  $P_u$  を計算した結果を表 1.1.4 に示す。ただし図 1.1.9 (b) の  $l_1$ ,  $l_2$  としては上部 strut の位置に対してもスパンポイントまでの長さを取って計算した。また face, web, shell plate ごとに  $\sigma_Y$  の値が異なるので、全塑性モーメント  $M_p$  はそれぞれの  $\sigma_Y$  を用いて計算した。

表 1.1.4

	mm	mm	$\sigma_Y$ kg/mm <sup>2</sup>			ton mm	ton	
			$l_1$	$l_2$	face	web	shell	
B 模型	384.5	322.7	31.4		24.1	31.4	1082	12.34
C 模型	384.5	322.7		27.0	53.0	30.0	1920	21.89

## (4) 崩壊形式および崩壊荷重の検討

上部 strut の軸力を  $N_i$ 、上部 strut より上方の座屈したパネルの位置の剪断力を  $F^u$ 、下方の座屈したパネルの位置の剪断力を  $F^L$  とし、 $N_i$ ,  $F^u$ ,  $F^L$  と波浪衝撃荷重に相当する荷重  $P_b$  との関係を弾性骨組計算によつて求めれば、図 1.1.10 および図 1.1.11 に示すようになる。

したがつて

$$(P_{bu})_{cr}^U = \text{上部 web plate が剪断座屈する時の } P_b,$$

$$(P_{bu})_{cr}^L = \text{下部 web plate が剪断座屈する時の } P_b,$$

$$(P_{NI})_{cr} = \text{上部 strut が座屈する時の } P_b,$$

$$P_{bu} = \text{side trans. が崩壊する時の } P_b$$

とし、図 1.1.10 および図 1.1.11 の関係を用いて、さきに計算した  $F_r$ ,  $N_{cr}$  および  $P_b$  の値から  $(P_{bu})_{cr}^U$ ,  $(P_{bu})_{cr}^L$ ,  $(P_{NI})_{cr}$  および  $P_{bu}$  の値を求めれば表 1.1.5 に示すようになる。

表 1.1.5

	$(P_{DN})_{cr}^U$	$(P_{DN})_{cr}^L$	$(P_{DN1})_{cr}$	$P_{ou}$
B 模型	14.61 ton	20.81 ton	22.14 ton	24.68 ton
C 模型	33.59 "	41.83 "	33.01 "	42.92 "

以上の計算には非常に多くの仮定が含まれているが、一応表1, 1.5より崩壊の形式を推定すれば次のようになる。すなわち、B模型ではまず side trans. の web plate に剪断座屈を生じ次に strut が座屈したのに対し、C模型ではまず strut が座屈しその直後に side trans. の web plate が座屈したものと考えられる。また  $P_{D12}$  は  $(P_{Dw})_{cr}^T$ ,  $(P_{Dw})_{cr}^L$ ,  $(P_{DN1})_{cr}$  よりも大きいもので、座屈を伴わない side trans. の崩壊は生じないものと考えられる。これらはさきに述べた歪の計測結果より推定した崩壊形式とも一致している。

表1.1.5に示す $P_0$ の値を実験結果と比較すれば、それぞれ図1.1.12および図1.1.13に示すようになる。図1.1.12を見ると、この実験では $P_0$ の値が $(P_{00})_{cr}$ の値を越しても $P_0$ はほぼ $\delta$ に比例して増大している。すなわち崩壊は生じてない。したがって side trans. の剪断力が座屈値を越した場合には side trans. は座屈値に等しい力のみを分担し、残りの力が strut に作用して strut が座屈した時に崩壊するに似た挙動すれば、崩壊時の $P_0$ の値は次のようになる。

$$(P_0)_{cr} = 4.04 + 4.07 + 11.02 = 19.13 \text{ ton}$$

この値は実験における  $P_b$  の最大値の 76.5% に相当している。図 1.1.13 に示す C 模型の場合には、さきにも述べたように strut がさきに座屈した時に推定される。この場合には、strut が座屈した後は side trans. の分担力が若干増大すると考えられるが、strut の分担力は逆に減少すると推定されるので、strut が座屈した時の  $P_b$  の値を崩壊荷重と考えるのが妥当である。C 模型の場合、この値は 33.01 ton で実験における  $P_b$  の最大値の 89.6% に相当している。

次上の検討の結果より、船側構造の崩壊荷重を推定する方法として次の方法が考えられる。<sup>\*</sup>

(a)  $(P_{ON1})_{cr} > (P_{DW})_{cr}^D$ ,  $(P_{DW})_{cr}^L$  の場合

$$(P_D)_{cr} = F_{cr}^{\sigma} + F_{cr}^L + N_{cr} \quad \dots \dots \dots \quad (1.1.8)$$

(b)  $(P_{DN1})_{cr} < (P_{DN})_{cr}^{\sigma}, (P_{DN})_{cr}^{\mu}$  の場合

$$\left. \begin{aligned} (P_d)_{cr} &= (P_{DN1})_{cr} = N\gamma/\beta \\ \Rightarrow \beta &= N\gamma/P_d \end{aligned} \right\} \quad \text{---(1.1.9)}$$

\*)  $\sigma_{EW} < \sigma_{Eb}$  の場合には  $\sigma_{Eb}$  の代りに  $\sigma_{EW}$  を用いて計算する。

$\beta$  の値は本実験の模型の場合には、図 1.1.11 および図 1.1.12 に示すように約 0.5 である。

#### 1.1.4 あとがき

昨年度実施した船側構造模型の静的荷重による崩壊実験の結果を解析し、次の結果を得た。

- 1) 3つの模型について弾性骨組計算を行ない、trans. ring の face に生ずる応力を計算して実測値と比較したところ、計算値と実測値は、三の実を除いてかなりよく一致した。また C 模型について弾性 FEM 計算を行ない、骨組計算の結果と比較したところ、longl. shd 下部の corner 部付近を除いて两者は大体一致した。
- 2) B 模型および C 模型について、trans. web の剪断座屈荷重、strut の座屈荷重および side trans. の崩壊荷重を計算し、両模型の崩壊形式について検討した結果、それをもつて崩壊形式を説明することができた。
- 3) B 模型および C 模型の実験結果と本年度行なった解析の結果から、船側構造の崩壊荷重を推定する一方法を提案した。

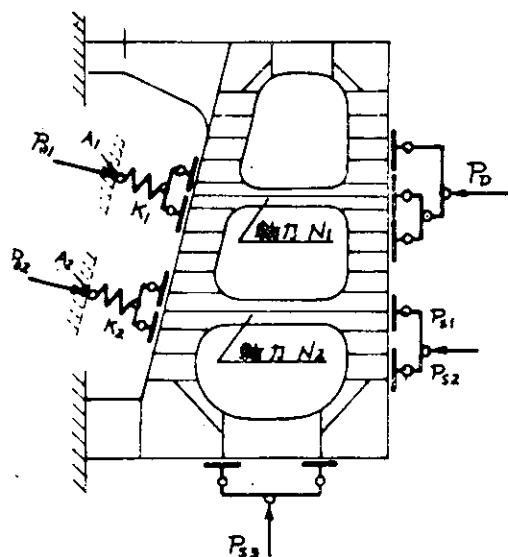


図 1.1.1 加圧機構

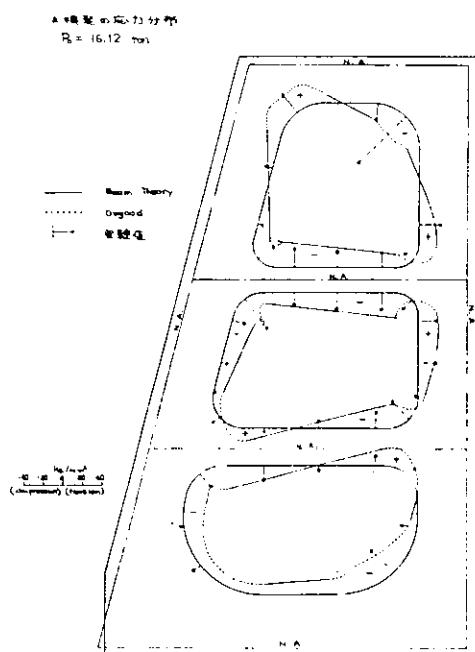


図 1.1.2 A 模型の応力分布

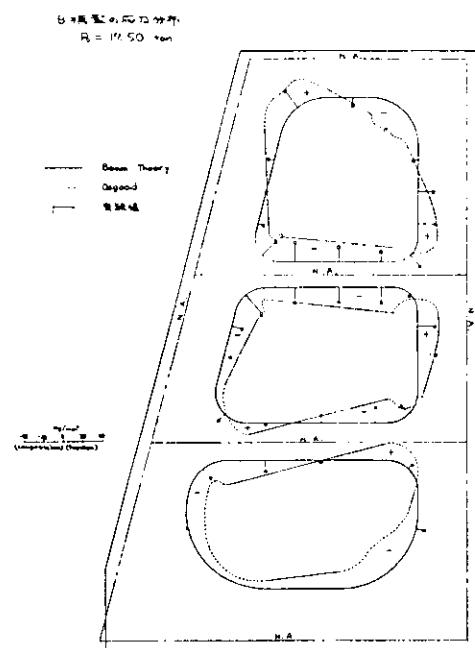


図 1.1.3 B 模型の応力分布

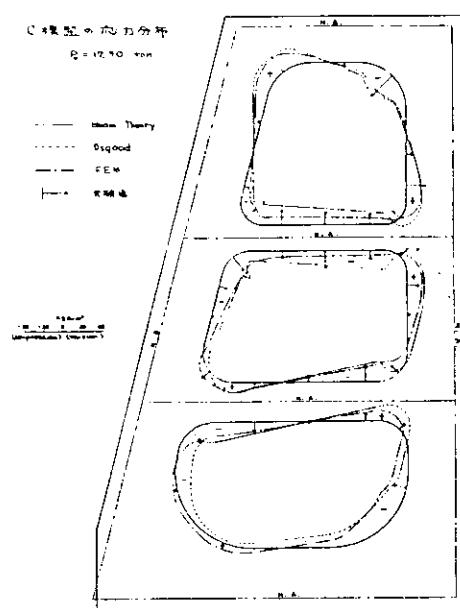


図 1.1.4 C 模型の応力分布

图 1.1.6 变形

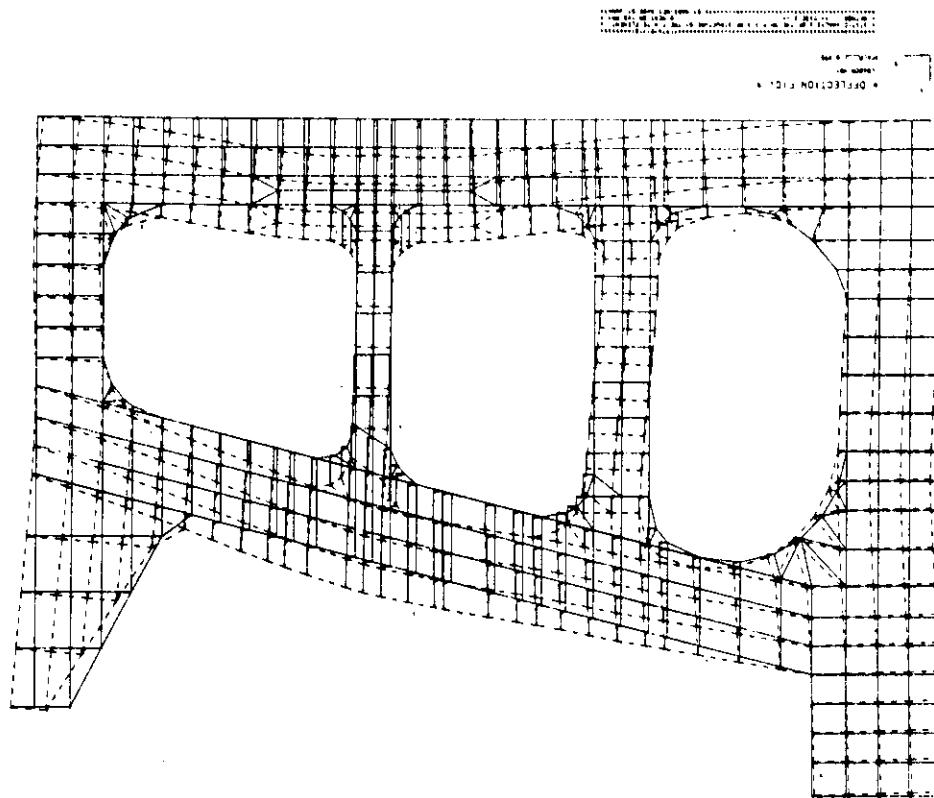
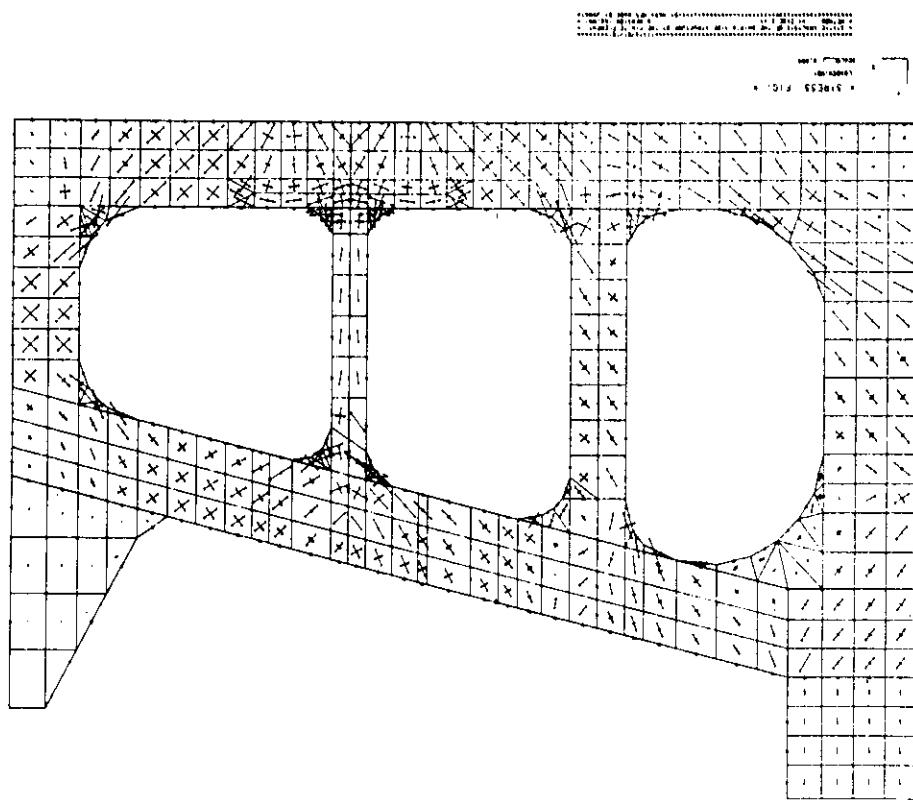


图 1.1.5 主应力分布



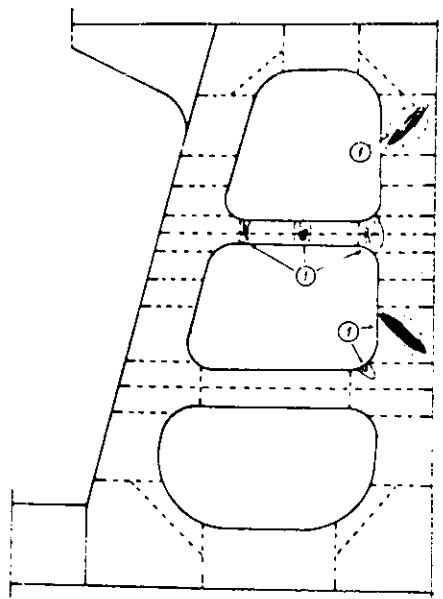


図 1.1.7 座屈状況(B模型)

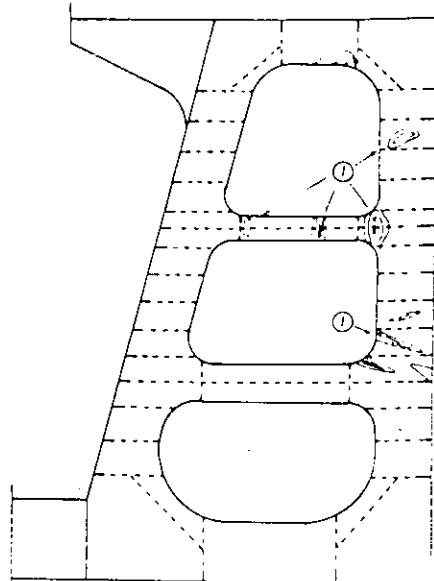
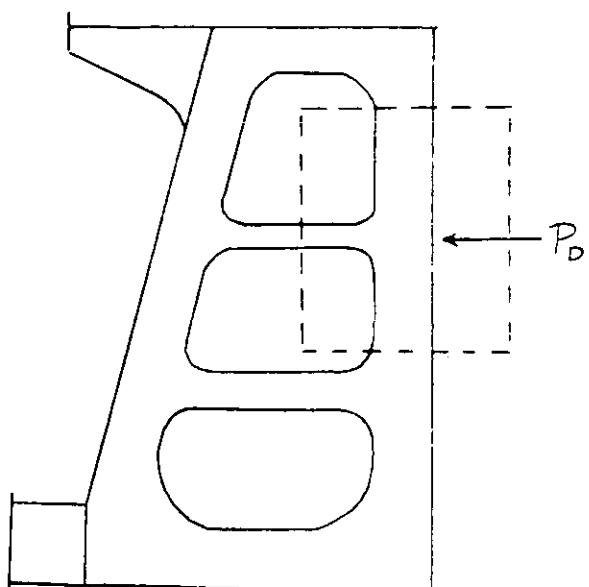
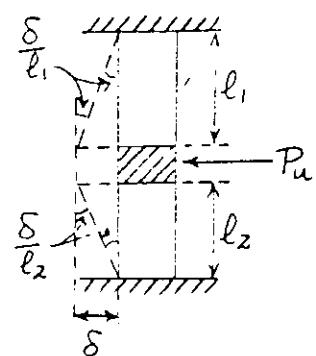


図 1.1.8 座屈状況(C模型)



(a)



(b)

図 1.1.9

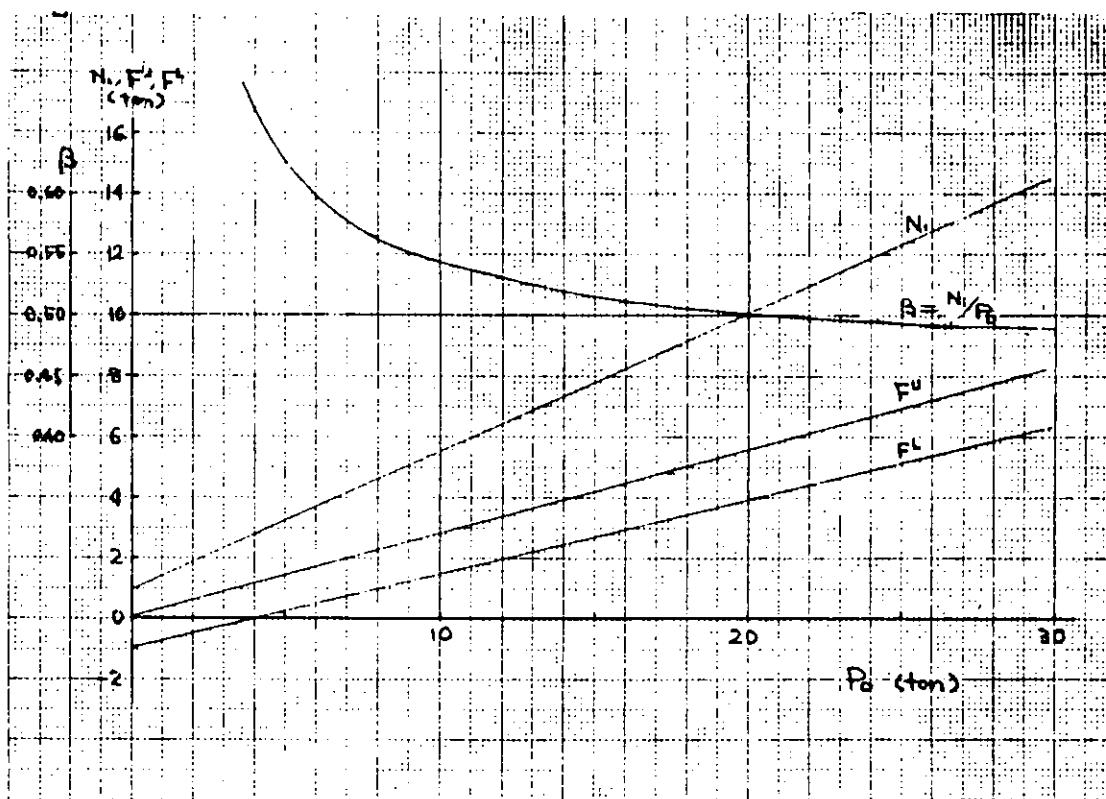


図 1.1.10  $N_i, F^U, F^L$  と  $P_d$  との関係 (B 模型)

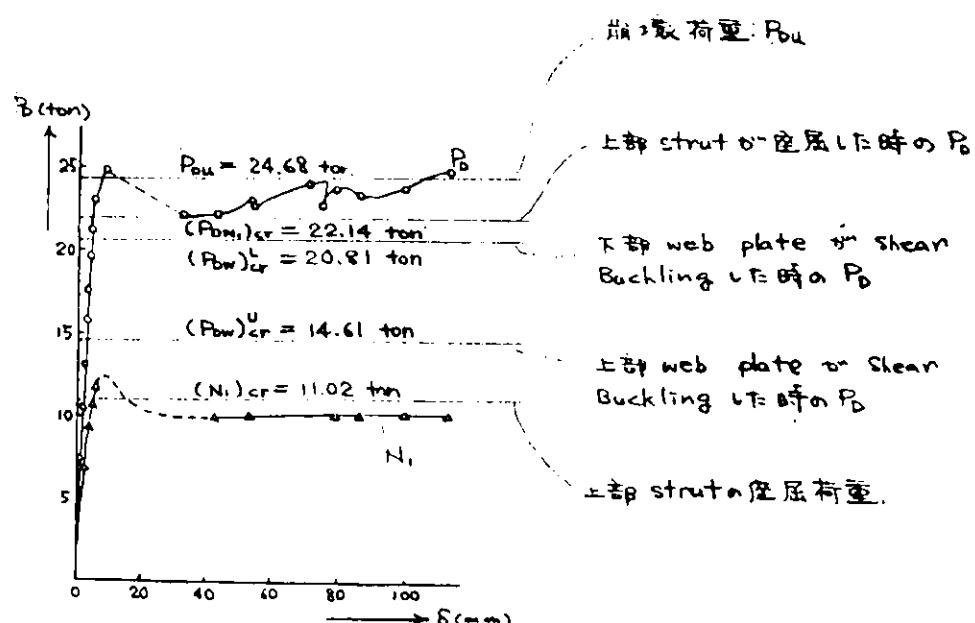


図 1.1.12  $P_d \sim \delta$  線図 (B 模型)

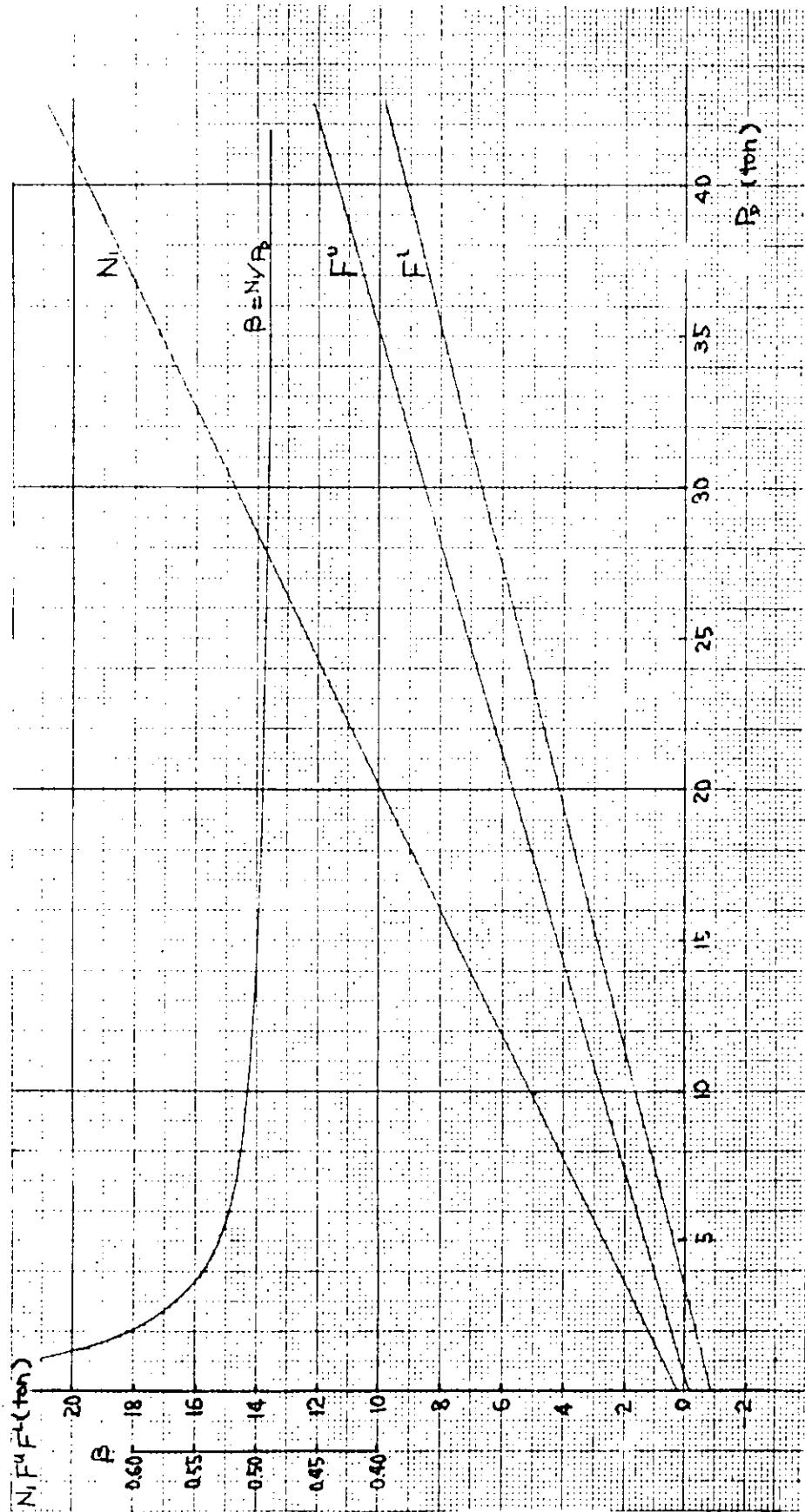


図 1.1.11  $N_1, F^U, F^L$  と  $P_B$  との関係 (C 模型)

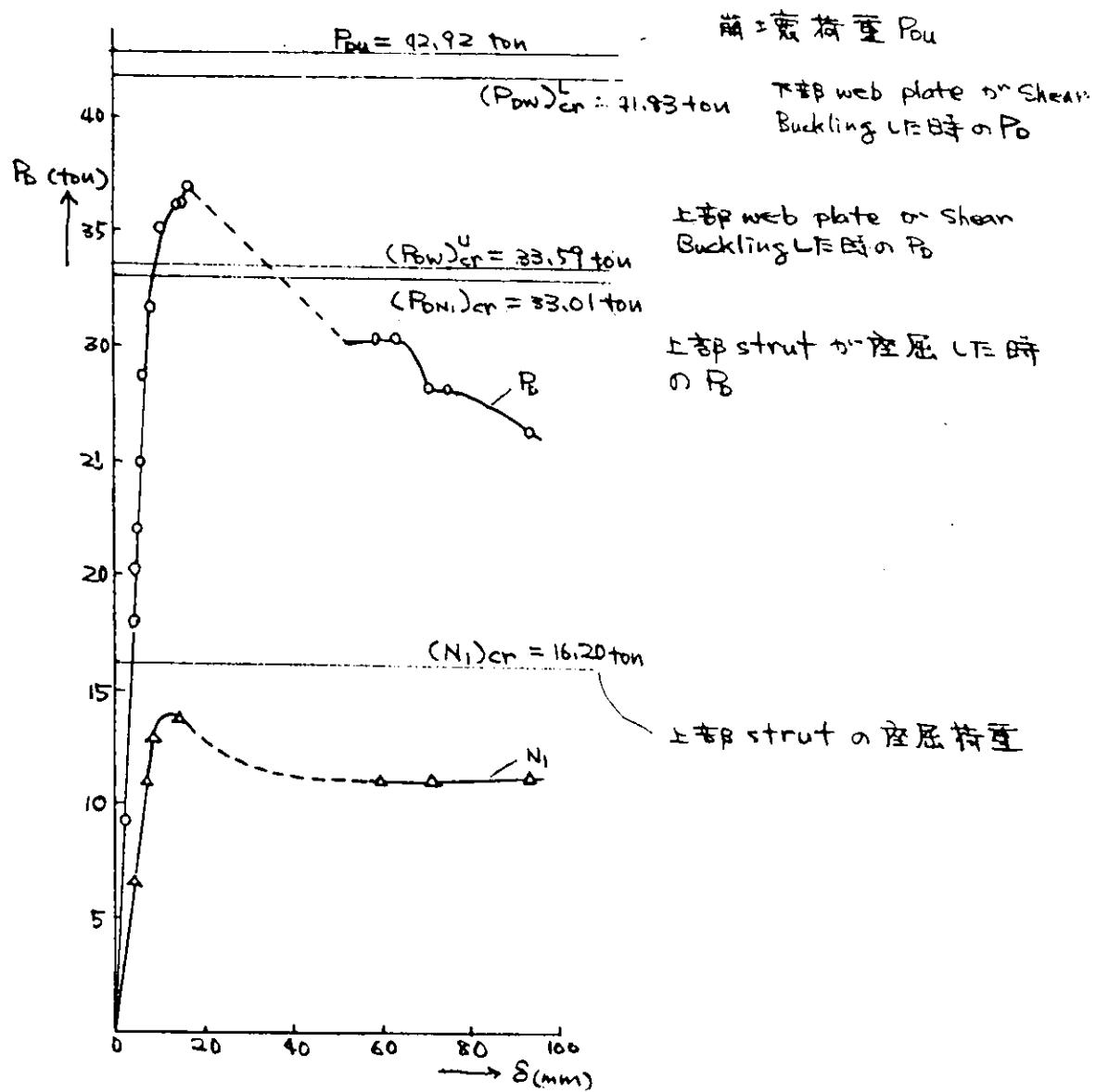


図 1.1.13  $P_D \sim \delta$  線図 (C模型)

## 1.2 大型構造模型による鉱石運搬船の強度試験\*

### 1.2.1 まえがき

ここに報告する強度試験は、鉱石運搬船の横強度について鉱石を満載した大型構造模型によつて検討したものである。この大型構造模型を用いた一連の実験的研究は、荷重として静的および動的をものがあり、また構造の挙動として弾性および崩壊があるが、前年度までの静的弾性実験、静的崩壊実験に引き継いで、今年度は静的崩壊実験および衝撃弹性実験を行なつたものである。

### 1.2.2 崩壊実験

#### (1) 実験方法

供試模型は6万トン級  
鉱石運搬船中央部の船倉

および片舷のウイングタ  
ンクから構成されており  
、縮尺は $1/485$ である。

トランスリングの寸法と  
図1.2.1に示す。長さ方  
向にトランスリングが4  
枚および両端部に横隔壁  
が付いている。船倉に鉱  
石やレットを満載した状  
態で船側からの算分布荷  
重を漸増させてウイング  
タンクを崩壊させた。実

験の状況を写真1.2.1に  
示す。計測は主として中  
央のトランスリングにつ  
いて行なつている。

#### (2) 実験結果

鉱石やレットを満載し  
たとき、縦通隔壁に加わ  
る鉱石圧は約 $0.2 \text{ kg/cm}^2$ で  
ある。このよき状態の  
模型に船側から算分布荷  
重を加えて漸増させた場  
合の鉱石圧分布およびひ

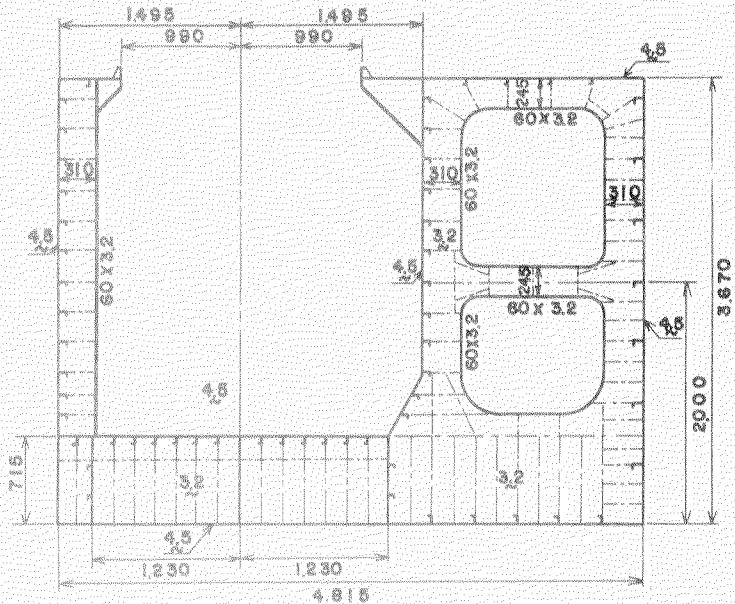


図 1.2.1 崩壊実験用模型 トランスリング

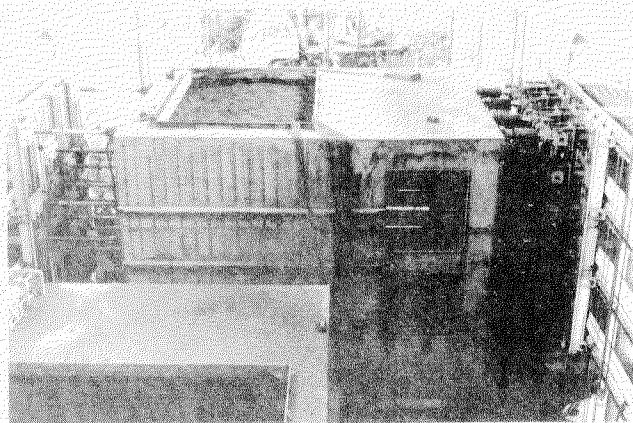


写真 1.2.1 大型構造模型の崩壊実験状況

\* 勅筆担当 安藤文隆、青木元也

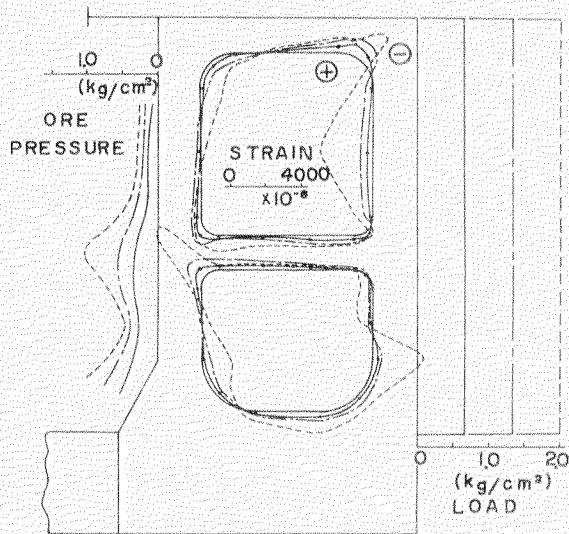


図 1.2.2 鉱石圧およびひずみの分布

ひずみ分布の変化を図 1.2.2 に示す。この図で船側に示してある実線、鎖線、点線の各荷重について、縦通隔壁に加わる鉱石圧およびフランジの軸方向ひずみと示してある。鉱石圧はストラット高さにおいて最もその増加が大きい。圧縮ひずみは船側がめの上下端部およびストラットの縦通隔壁がめの端部で大きく、最終的なウイングタンクの崩壊はこれらの 3 個所が座屈して起っている。座屈の状況を写真 1.2.2 および写真 1.2.3 に示す。ストラットはその縦通隔壁がめの基部が抜け座屈しているが、中央部には曲げおよび抜け等の変形はほとんどしていない。

図 1.2.3 に船側荷重を増加させていったときの鉱石圧および船側外板の変位の変化を示す。それぞれストラット高さにおける値であり、実線で示してあるのが今年度の実験結果である。点線で示してあるのは前年度の実験結果であり、これは鉱石の上表面から一定の荷重を加えた状態で船側荷重を増加させたものである。この場合にはストラット自体が大きく曲げ抜け座屈して最終的崩壊が起っている。この両者を比較してみると、上表面から荷重を加えて鉱石を締め固まらせ、そのせん断変形の拘束を強めた場合の方が、船側荷重による鉱石圧の増加が大きく、また船側外板の変位が小さくなつておる。崩壊荷重は上がつてゐる。

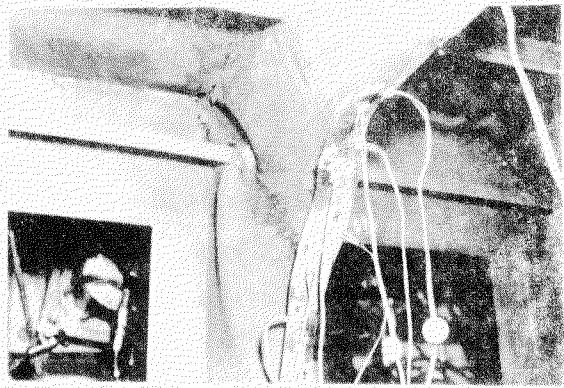


写真 1.2.2 座屈状況  
(甲板船側コーナー部)

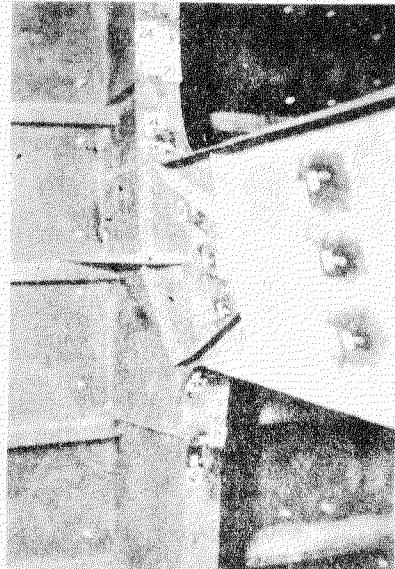


写真 1.2.3 座屈状況  
(ストラット縦通隔壁端部)

### (3) 考察

船倉内の鉱石がどの程度締め固められているかによって、船側荷重を受けるウイングタンクの挙動が異なることが図1.2.3からわかる。すなわち、締め固まりの程度が小さいときは、ストラットに加める荷重はあまり大きくならないが、ウイングタンク全体としての変形は大きく、崩壊はコーナー部の座屈によつて起る。一方、締め固まりの程度が強くなつてくると、ウイングタンク全体としての変形は小さくなるが、ストラットが負担する荷重は非常に大きくなつてきて、崩壊はストラットの曲げ振れ座屈によつて起られる。最終的な崩壊荷重については、締め固まりの程度が強い場合、すなわちストラットの曲げ振れ座屈によつて崩壊が起る場合の方が、その値が高くなつていい。しかし、これはウイングタンクの構造寸法によつて變つてくると考えられる。

### 1.2.3 衝撃実験

#### (1) 実験方法

供試模型は6万トン級鉱石運搬船の中央部分の縮尺 $1/6.57$ である。図1.2.4に示すように、6枚のトランスリングと両端部の横隔壁から構成されている。トランスリングの寸法を図1.2.5に示す。衝撃荷重は図1.2.4に示すような振子と振り下しによつて、船側に集中荷重として加えられる。図1.2.6に示す4種類の船倉内鉱石の状態に対して衝撃荷重を加えた。すなわち、積込状態は鉱石ペレットを甲板面まで積み込んだ

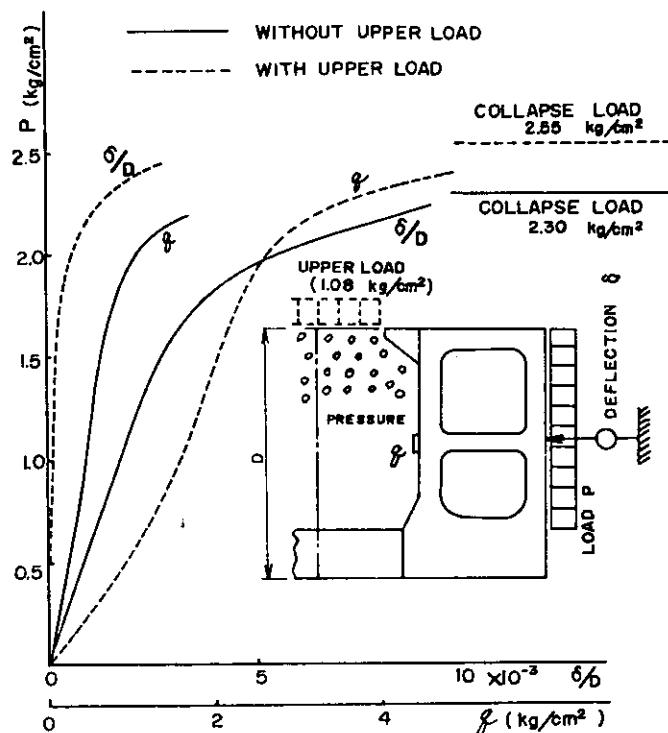


図 1.2.3 鉱石圧および変位の変化

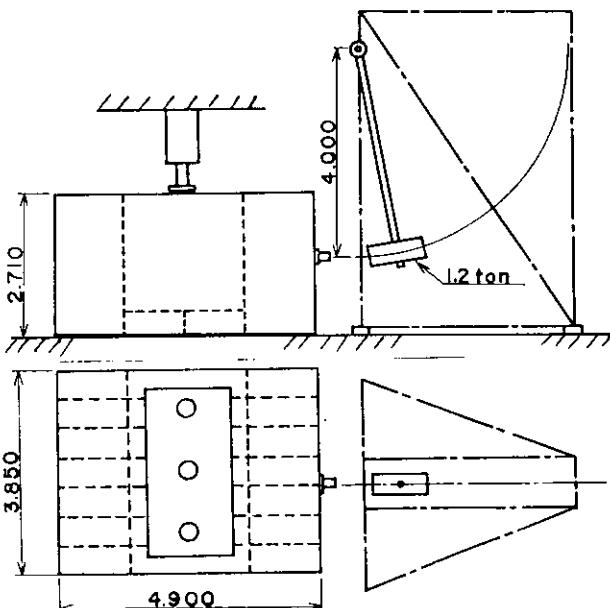


図 1.2.4 衝撃実験状況

だままでの状態、締め固め状態は上荷重と  $0.928 \text{ kg/cm}^2$  まで上げた後に荷重を除去した状態、上荷重  $0.464 \text{ kg/cm}^2$  および  $0.928 \text{ kg/cm}^2$  はそれその荷重値を一定に保持した状態である。

衝撃荷重は中央のトランスリングのストラット高さの位置に取り付けられたロードセルに加えた。またロードセルと衝撃振子の間に厚さ 50 mm のベニヤ板と緩衝材として取り付けてある。衝撃振子の振り上げ角は 10 度一定としたが、計測された衝撃荷重のピーク値は 9 トンから 13 トンの間にバラついている。これは主として船倉内鉱石の状態の差によるものと考えられる。船倉内の鉱石圧は図 1.2.7 に示すようにストラット高さを中心とした 5 個所で計測している。またストラットの中心線に沿ったひずみと 4 個所で計測している。

## (2) 実験結果

衝撃荷重が加わった場合に倉内鉱石の状態が局部的に変化し鉱石圧の応答も異なってくことが考えられるが、写真 1.2.4 に衝撃回数によって鉱石圧の応答がどのように変化するかを示す。倉内鉱石が締め固め状態にある場合の 1 回目から 4 回目までの衝撃に対するストラット高さにおける鉱石圧の応答を荷

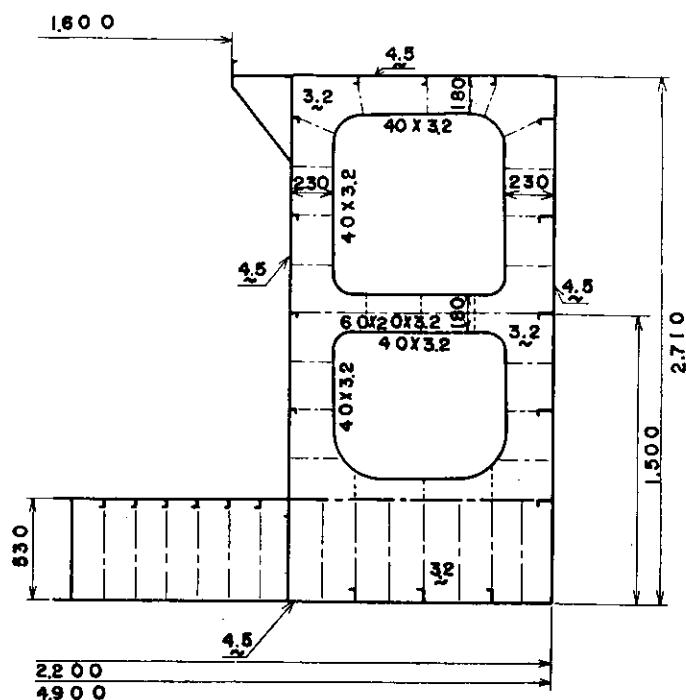


図 1.2.5 衝撃実験用模型トランスリング

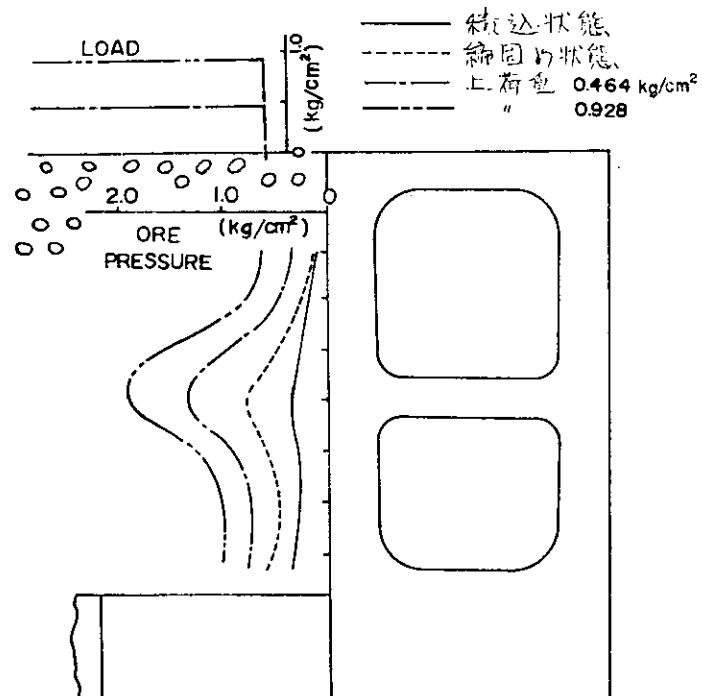


図 1.2.6 側壁の鉱石圧分布

重とともに示してある。  
1回目では鉱石粒子が局部的にまだ変化し易い状態にあるため、鉱石圧波形の頂部が潰れた形になつていい。2回目ではピーク値は大きくなつていいが荷重のピークよりもかなり早い時間に圧力が低下している。3回目では圧力のピークは荷重のそれに近づいてきており、またその波形も荷重のそれに近くなつていい。4回目の応答は3回目のそれとほとんど同じである。

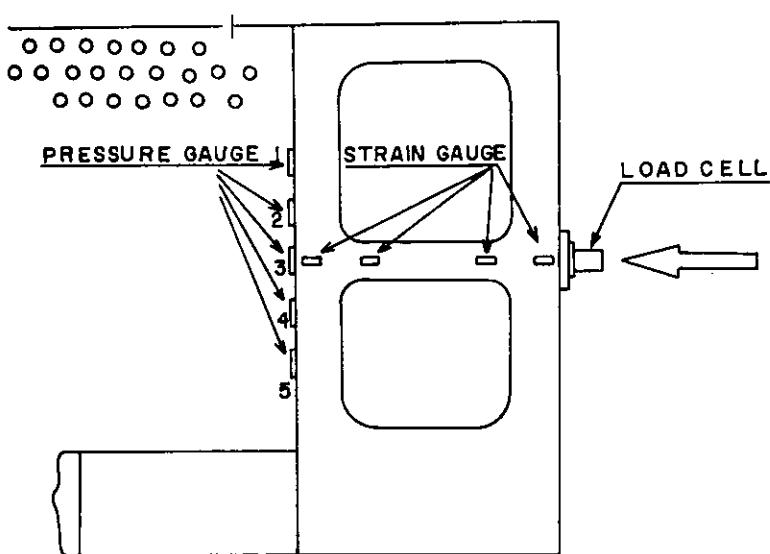


図 1.2.7 衝撃実験計測項目

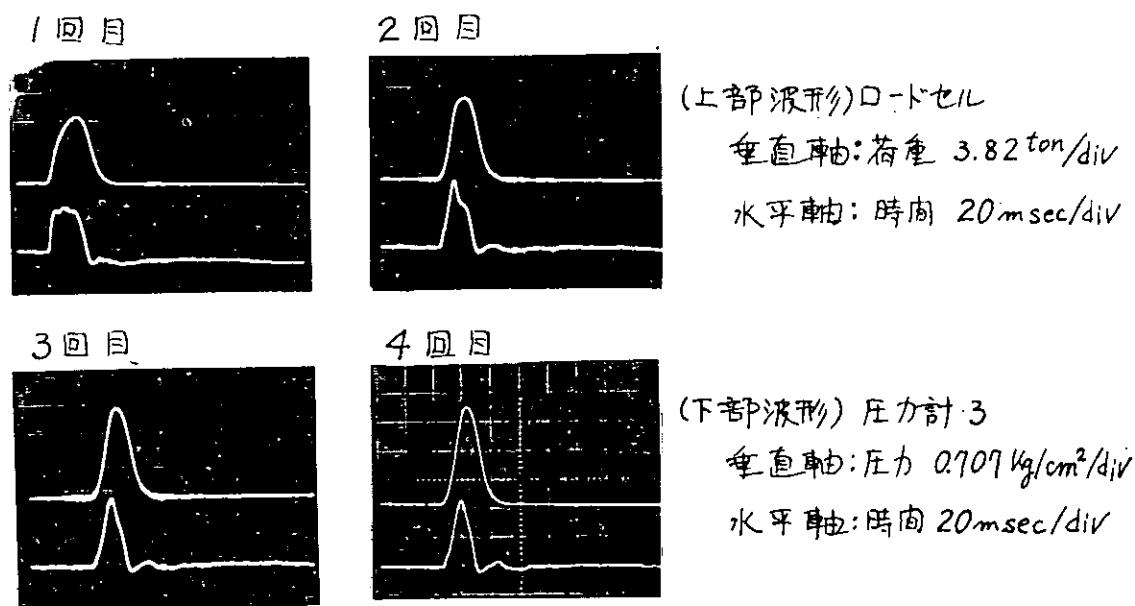


写真 1.2.4 鉱石圧波形 (衝撃回数による変化—締固め状態)

り、同じ強さの衝撃外力に対しては倅内鉱石が安定した状態になったことを示していい。

同じ程度の衝撃外力が加わっても倅内鉱石の状態が異なつていれば鉱石圧の応答にも差が生ずることが考えられるが、図 1.2.6 に示す4種類の倅内鉱石の状態に対しての鉱石圧の応答を写真 1.2.5 に示す。これらはそれを衝撃回数

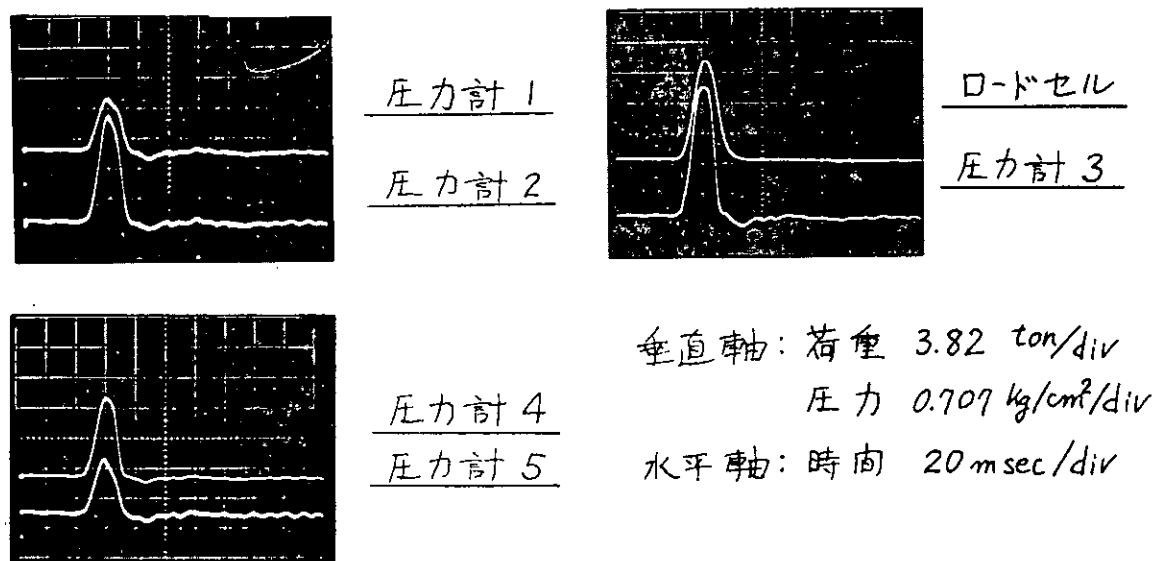
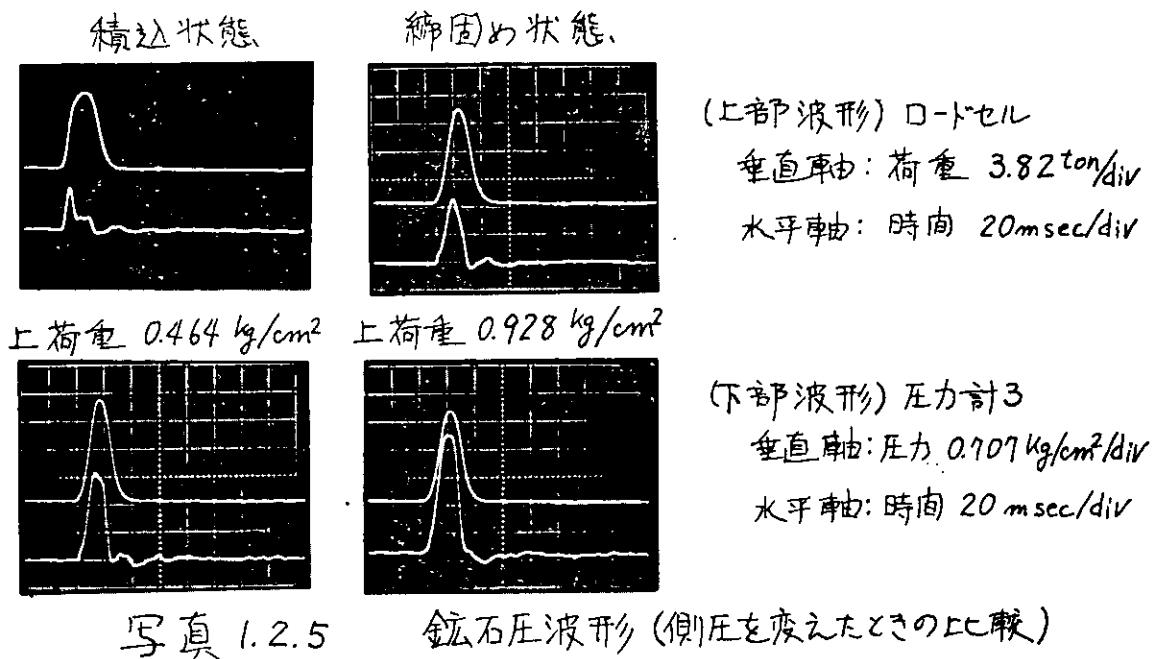


写真 1.2.6 鉱石圧波形 (計測位置による差 — 上荷重  $0.928 \text{ kg}/\text{cm}^2$ )

4回目のときの波形である。積込状態では衝撃力が加わった瞬間にピーク値が生じ、その後すぐ鉱石粒子が変化して圧力が低下している。締固め状態かとばり上荷重を加えた状態に対しては、鉱石の締め固まりの程度が強くなるほど、圧力のピーク値が増加し、またそのピークが生ずる時間が荷重のそれに近づいてゆく。

写真 1.2.6 は 5 個所の鉱石圧の応答を、上荷重  $0.928 \text{ kg}/\text{cm}^2$  の状態について示す。これらの波形のピークが生ずる時間にはほとんど差がないとも云える。以

上の実験結果を  
まとめたものを  
図1.2.8に示す。  
この図の曲線  
は各応答波形の  
ピーク値と結んだものである。

### (3) 考察

鉱石圧の波形のピークが荷重のそれよりも早く生じているのは、荷重がピーク値に達する直前

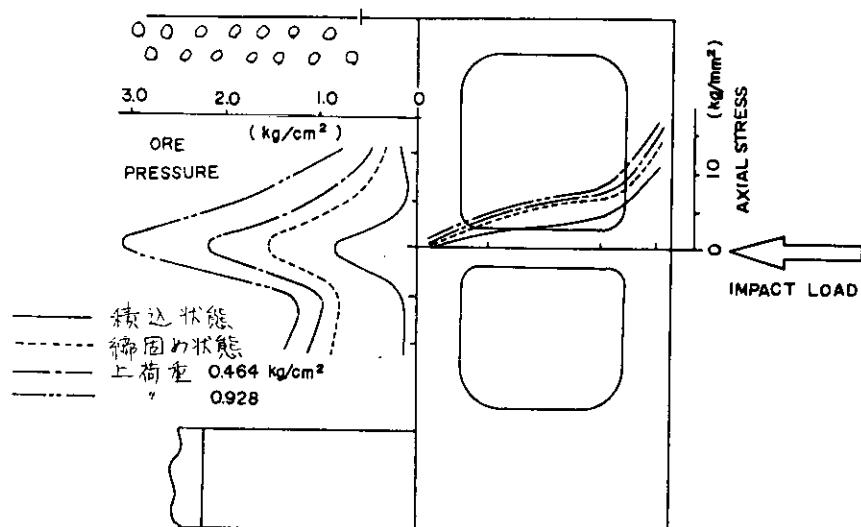


図1.2.8 衝撃荷重による鉱石圧分布

に鉱石粒子間にせん断変形が生ずるために圧力が低下するものと考えられる。従って、上荷重を加えてそのせん断変形を拘束すると圧力のピークは荷重のピークに時間的に近づくわけである。図1.2.6に示す鉱石圧の状態に衝撃外力を加えた時の鉱石圧の増加が図1.2.8に示す値であるから、実際に側壁に加わる圧力はこの両者の和である。従って、上荷重 $0.928 \text{ kg/cm}^2$ の状態のときには、ストラット位置に $5 \text{ kg/cm}^2$ 程度の大きさを鉱石圧が生ずることになる。ストラットの軸応力はその中心線に沿った防護材と反対がめのウェブプレート面におけるひずみ計測値から算出している。従って、ストラットの初期撓みによる面外曲げの影響がある程度入っていると考えられる。

### 1.2.4 あとがき

船側荷重によるウイニングタンクの崩壊荷重および崩壊形式は、船倉内鉱石粒子の締め固まりの程度によって変わってくる。これが緩い場合には船側リングのコーナー部が座屈して崩壊に達し、また鉱石粒子が密に締め固まつた場合にはストラットが曲げ振れ座屈することによって崩壊する。衝撃外力に対する鉱石圧の応答も倉内鉱石の締め固まりの程度によって大きく変化する。また、この衝撃荷重のピーク値に等しい静的荷重を加えた場合の鉱石圧および変形を知ることが、他の静的実験結果と比較するために必要と思われる。

### 1.3 ストラット座屈崩壊実験\*

#### 1.2.1 紹介

ウイングタンクの崩壊強度に関する実験では、別の報告において鉱石を積載した立体構造模型を用いた実験を行なつていちが、こゝでは一枚のトランスリシングだけを取出して、より大型の模型を作成し、ストラットを中心としたウイングタンクの崩壊強度、崩壊機構を詳細に検討したものである。前年度では主として船首部の船側が傾斜した構造について実験を行なつてゐるが、今年度は中央横断面のウイングタンクについて、その部材寸法配置、支持条件などを変えた場合の崩壊機構について検討した。

#### 1.2.2 ウイングタンク模型による実験

##### (1) 実験方法

供試模型は6万トン級鉱石運搬船の中央横断面におけるウイングタンクの縮尺1/3.44のものである。4個の模型については実験を行なつたが、その構造寸法を図1.3.1から図1.3.4に示す。WTA模型は実船と同じ部材配置のものであり、これを船側荷重だけで崩壊させた。これは船側荷重による立体構造模型

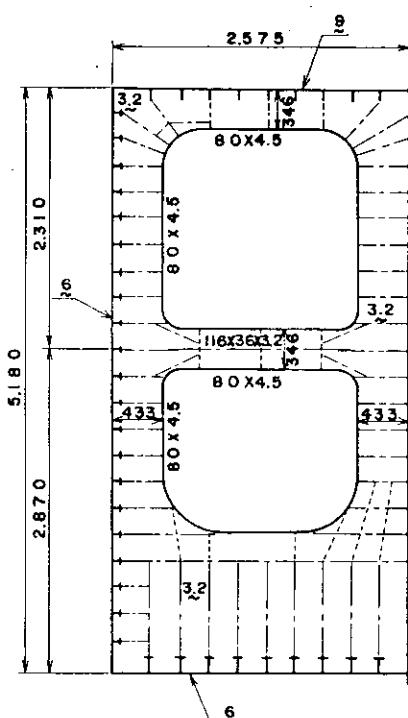
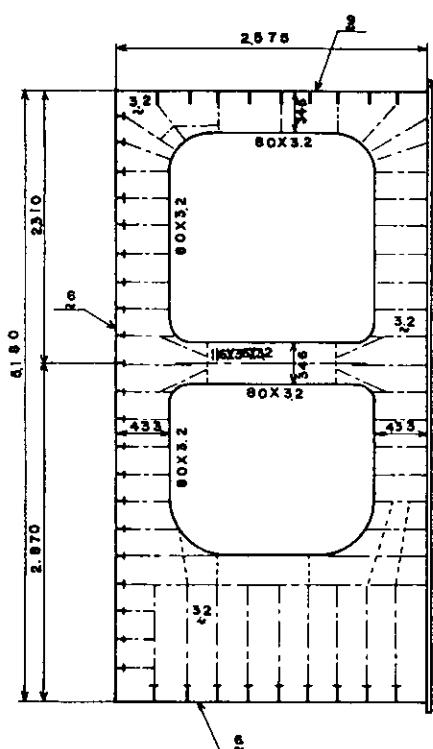


図1.3.1 ウイングタンク模型 WTA 図1.3.2 ウイングタンク模型 WTB

\* 執筆担当 安藤文隆、青木元也

の実験。後で述べるW丁口模型の実験および別に行なわれているストレットだけの座屈実験等の結果との比較を行なうためである。また同じ模型による船側面および船底荷重による崩壊実験は前年度において行なってある。

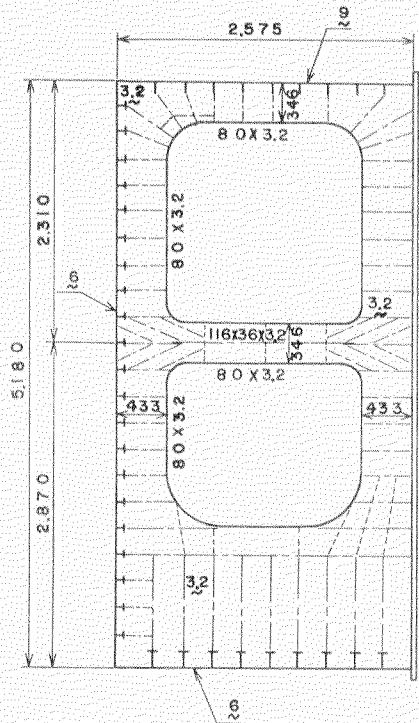
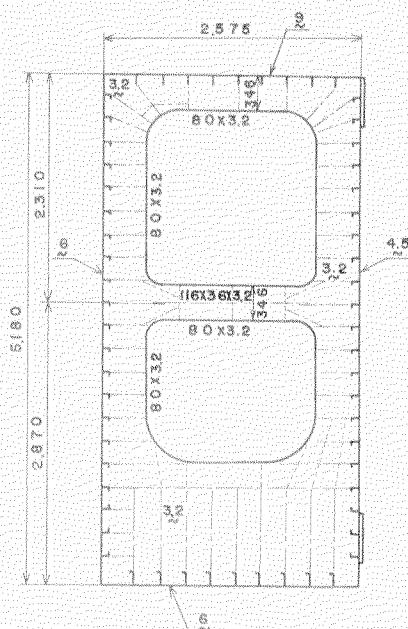
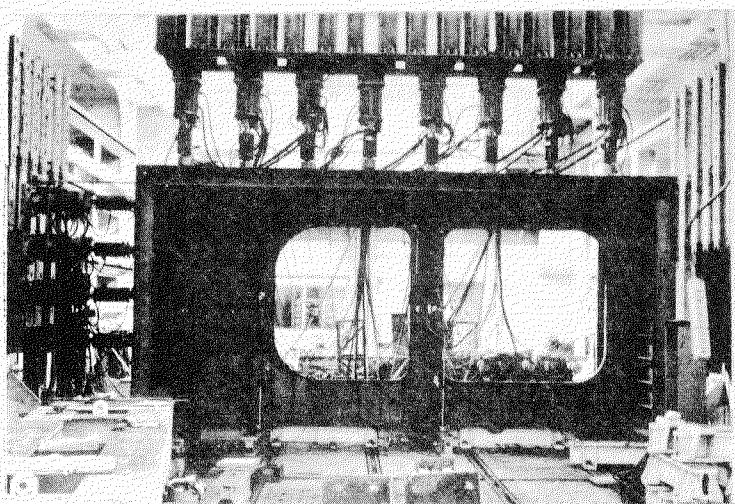


図 1.3.3 ウイングタンク模型 WTC 図 1.3.4 ウイングタンク模型 WTD



### 1.3.4 ウイングランプ模型 WTD

WTB模型はリングのフラシジの板厚と3.2mmから4.5mmに増したものである。WTC模型はストラットの両端部および甲板船側コーナー部のウェブプレートをそれを水防撲材で補強したものである。以上の3個の模型については縦通隔壁の位置で変位を拘束して実験を行なっている。WTD模型は、その部材寸法配置は



## 写真 1.3.1 ウイングタンク模型の座屈崩壊実験状況

WTA 模型と同じであるが、縦通隔壁の上端部および下端部だけで変位を拘束している。これらの模型を写真 1.3.1 に示すように船側と上に向けて設置して、油圧ジャッキによって静的計算分布荷重を加えて崩壊させた。

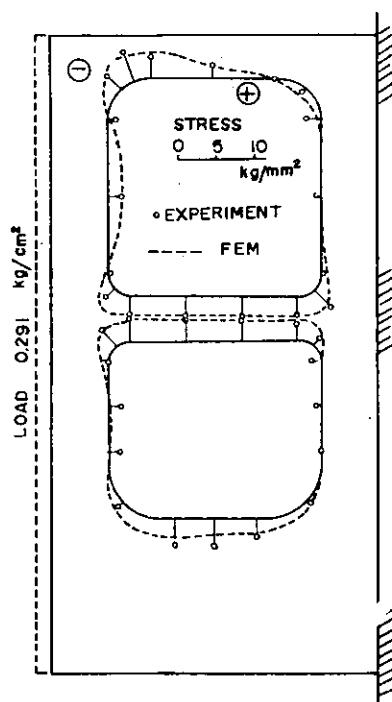


図 1.3.5 弾性応力分布(WTA 模型)

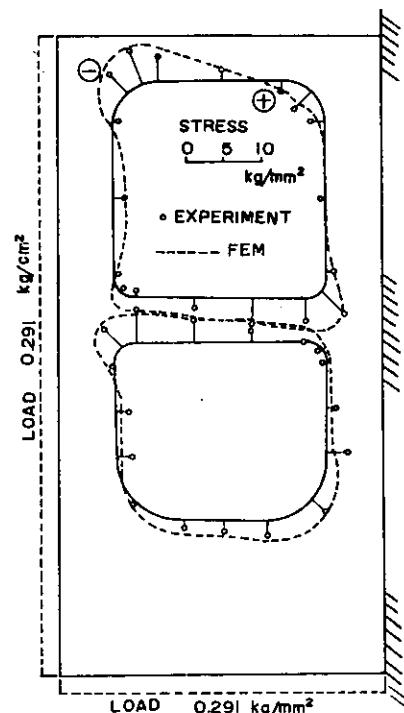


図 1.3.6 弾性応力分布 (WTA 模型)

## (2) 実験結果

図 1.3.5 から図 1.3.8 および写真 1.3.2 は WTA 模型の実験結果を示す。図 1.3.5 および図 1.3.6 はフランジの軸方向の応力については実験値と計算値とを比較したものである。この両者がかなりよく一致していることから、模型の製作精度および実験の支持条件がほぼ満足すべきものであるということができる。図 1.3.7 は荷重を増加させていくにつれてのフランジのひずみ分布の変化であり、鎖線で示してあるのは崩壊直前のものである。ストラットはほぼ一様な軸圧縮力を受けており、またガンネルコーナー部に最も大きな圧縮ひずみが生じている。図 1.3.8 は荷重と各部分の変形との関係を表わしたものである。差線で示してあるのはウェブプレートの表裏のひずみ値の差であり、局部的な曲がり変形を表わしている。崩壊荷重の近くではストラット両端部のウェブプレートが局部的に面外変形していることがわかる。最終的な崩壊がストラットの擦れ座屈によって生じていることが写真 1.3.2 にから見られる。

図 1.3.9 から図 1.3.12 および写真 1.3.3 から写真 1.3.5 は WTB 模型の実験結

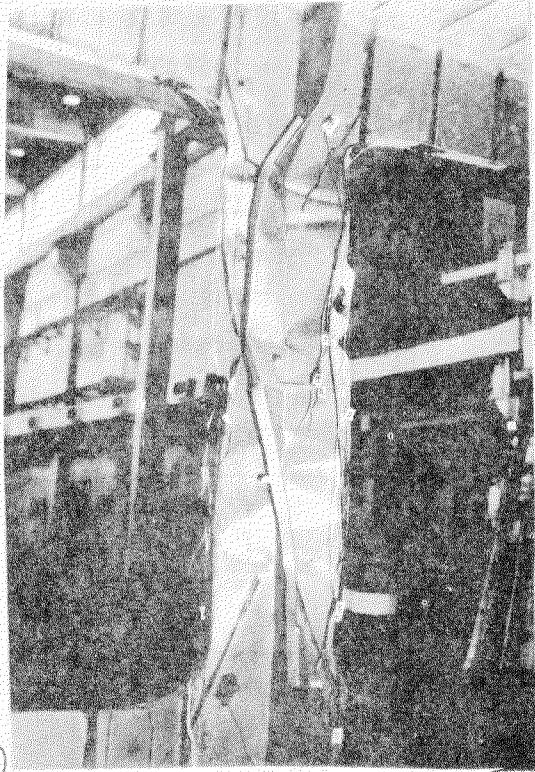
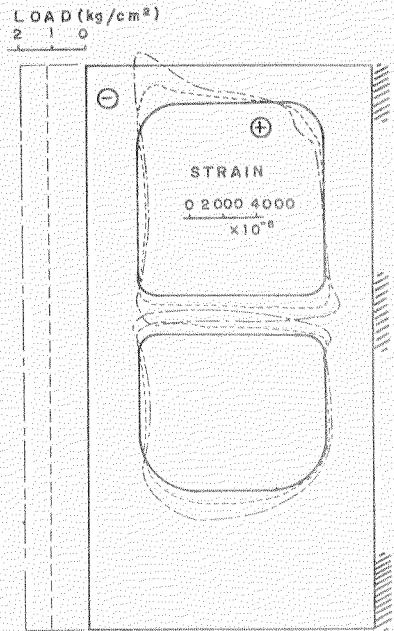


図 1.3.7 ひずみ分布(WTA 模型)

写真 1.3.2 ストラットの底面状況  
(WTA 模型)

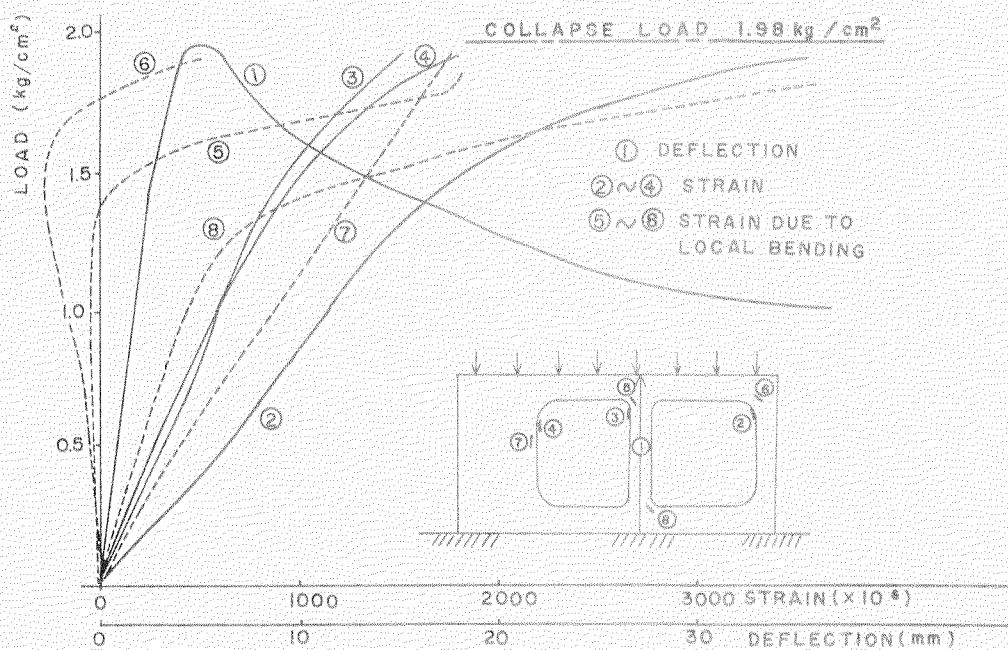


図 1.3.8 荷重-変形関係(WTA 模型)

果を示す。図1.3.9はひずみ分布の変化を示しており、鎖線で示してあるのは崩壊直前のものである。ストラットは軸座荷重によって大きき面内変形を受けており、また局部的に面外変形を生じている。ガシネレコナ部に非常に大きな圧縮ひずみが見られる。図1.3.10および図1.3.11に荷重と各部の変形の関係を示す。ストラットの擦れ角度がウイングタンク全体の運動に密接に関連しているのがわかる。また、ストラット両端部のエナブレートがかなり早くから局部面外変形をしているのが見られる。崩壊にいたるまでの面外変形の観測をモアレ法によって図1.3.12に莫線の棒で示す3箇所について行った。写真1.3.3はストラットの部分であり、崩壊直前ではストラットの両端部に局部的な面外変形が生

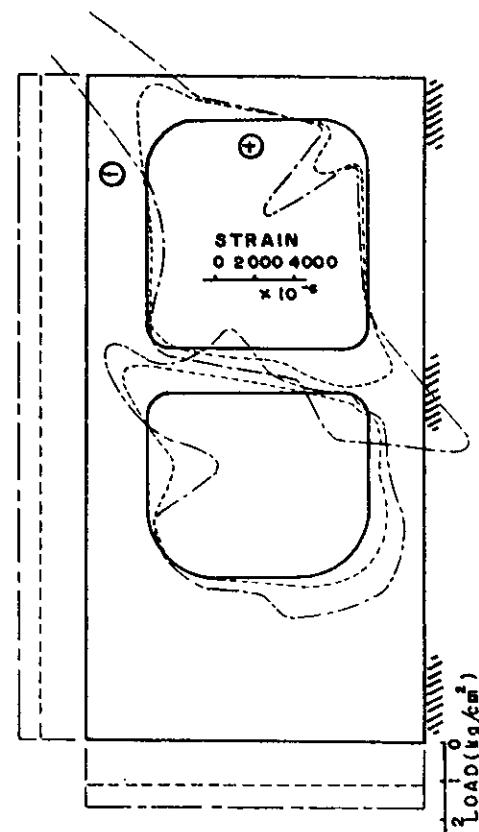


図 1.3.9 ひずみ分布 (WTB 模型)

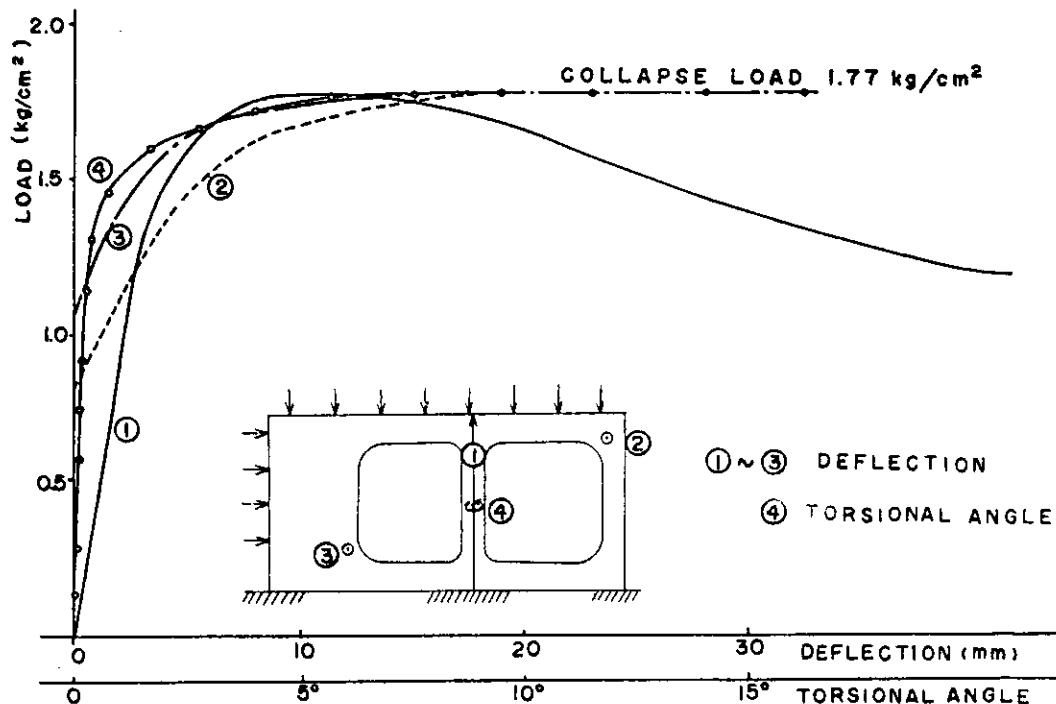


図 1.3.10 荷重-変形関係 (WTB 模型)

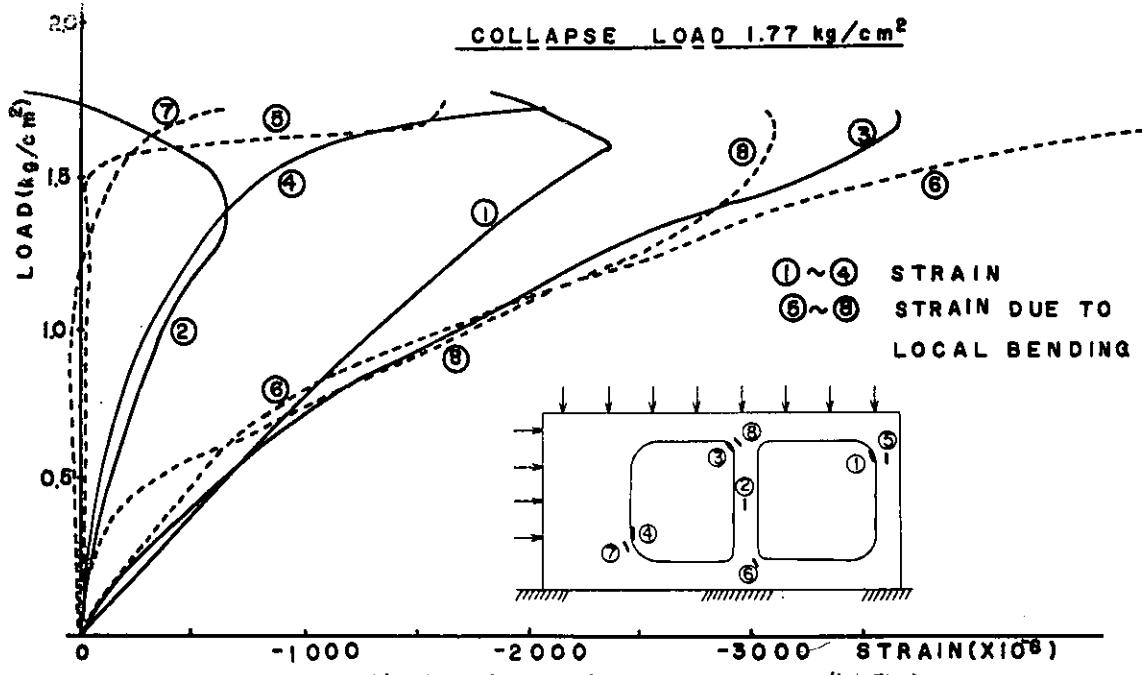


図 1.3.11 荷重-変形関係 (WTB 模型)

じでいるのがハッキ  
り見られる。しかし  
最終的な崩壊状態  
ではこの局部変形は  
減少しており、スト  
ラットが大きく擦れ  
ていることがわかる  
。写真 1.3.4 はガン  
ネルコーナー部であ  
り、崩壊直前のかな  
り広い範囲の面外変  
形が増大して崩壊に  
いたつてするのが観  
測される。トランス  
リング下部の崩壊前

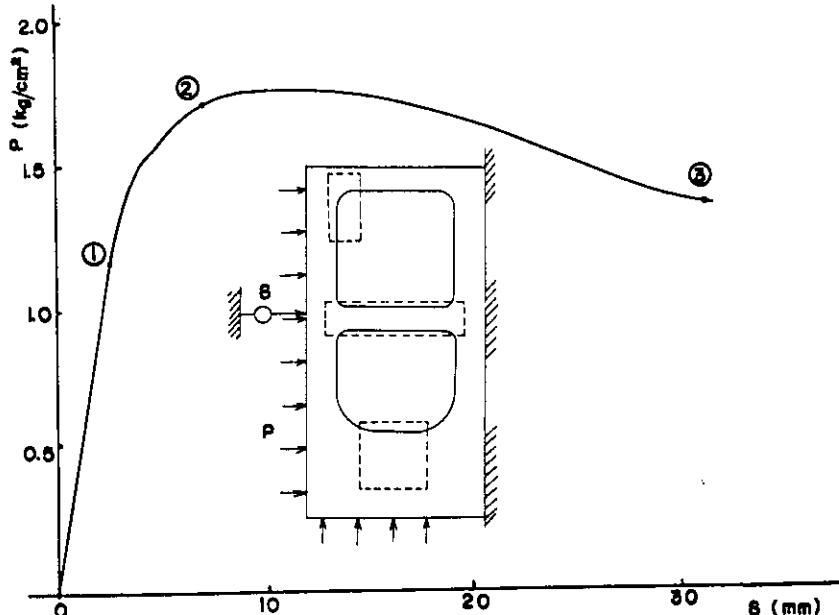


図 1.3.12 座屈進行状況観測個所 (WTB 模型)  
の変形は写真 1.3.5  
に見るよう に他の 2 個所にくらべて小さい。

図 1.3.13 から図 1.3.16 および写真 1.3.4 に WTC 模型の実験結果を示す。図 1.  
3.13 は船側荷重だけを加えたときのストラット断面の軸応力分布である。この  
図から軸力に対する各断面の有効性が部分的にやや差があることがわかる。崩壊

直前におけるストラット断面の軸ひずみ分布を図1.3.15に示す。ウェブフレームにひずみが非常に小さい部分があるが、これはこの部分が局部面外変形しており軸力を受け持っていないことを示している。荷重と各部分の変形の関係を図1.3.15および図1.3.16に示す。ガニネルコーナー部および底部のフレンジひずみが崩壊後において増大していくのは、座屈によってこの部分がもはや荷重を受けもち得なくなり、その荷重の負担がストラット、甲板および船底外板等に移ったためと考えられる。ストラットの軸ひずみは崩壊後も増大しているが、これは座屈してもまだある程度の軸力をストラットが支持し得ることを示しているものと考えられる。崩壊荷重近くでストラットの両端に面外変形が生じているが、この形状は写真1.3.6から観測できる。また補強してあるため写真1.3.3に見られるようなストラット両端部の局部変形が生じていないことがわかる。

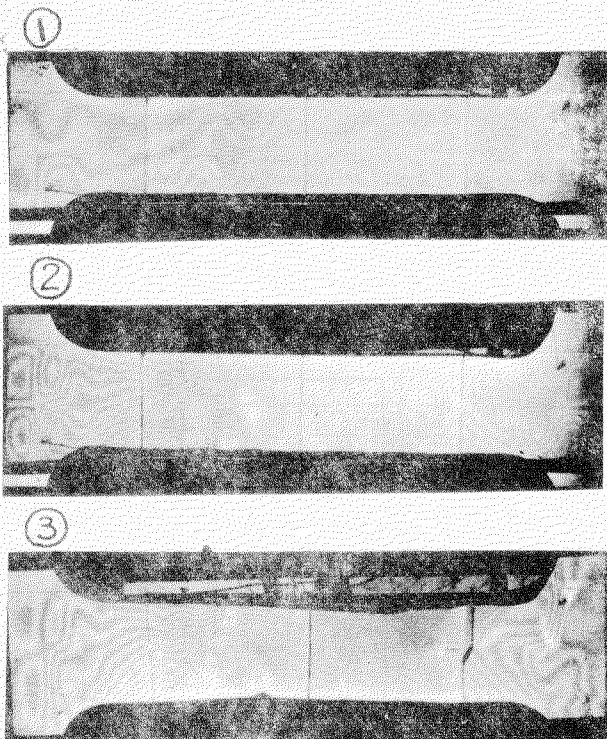


写真 1.3.3 座屈進行状況  
(ストラット WTB 模型)

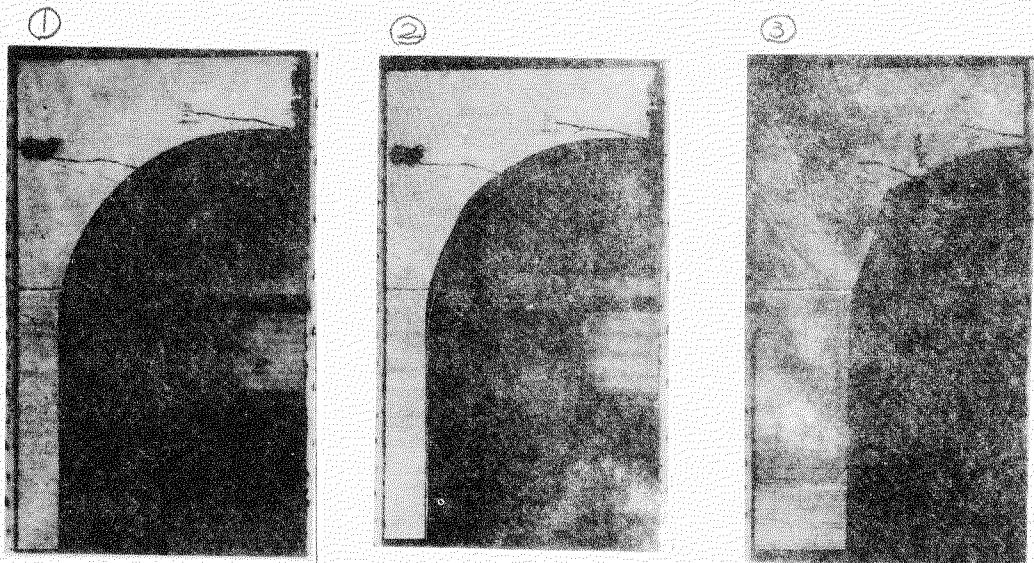


写真 1.3.4 座屈進行状況  
(甲板船側コーナー部 WTB 模型)

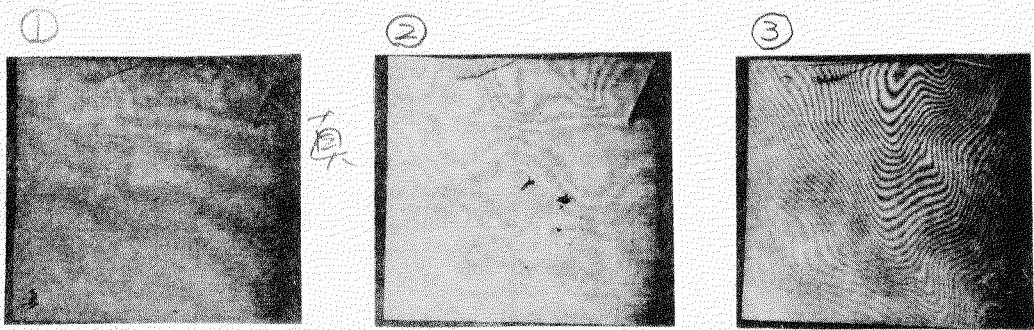


写真 1.3.5 座屈進行状況  
(トランシーリング下部 WTB 模型)

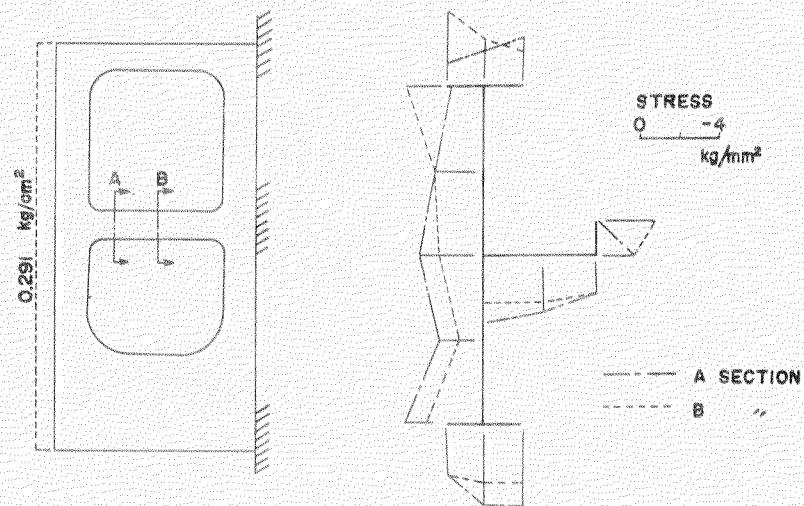


図 1.3.13 ストラットの軸応力分布 (WT C 模型)

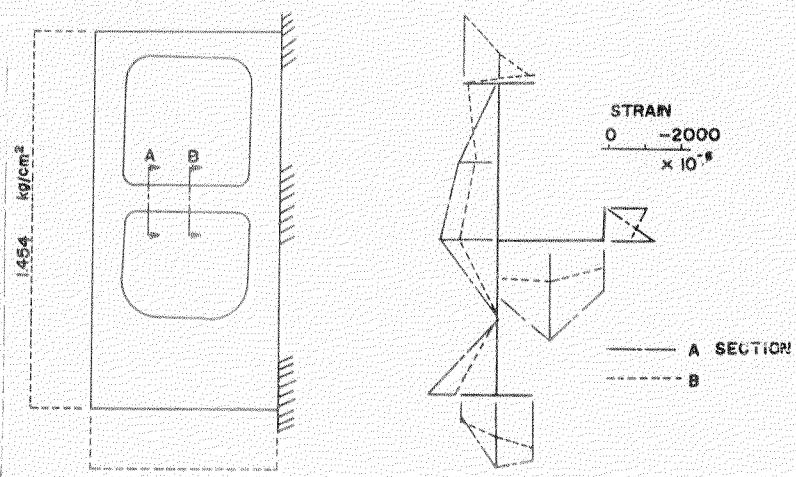


図 1.3.14 ストラットの軸ひずみ分布 (WT C 模型)

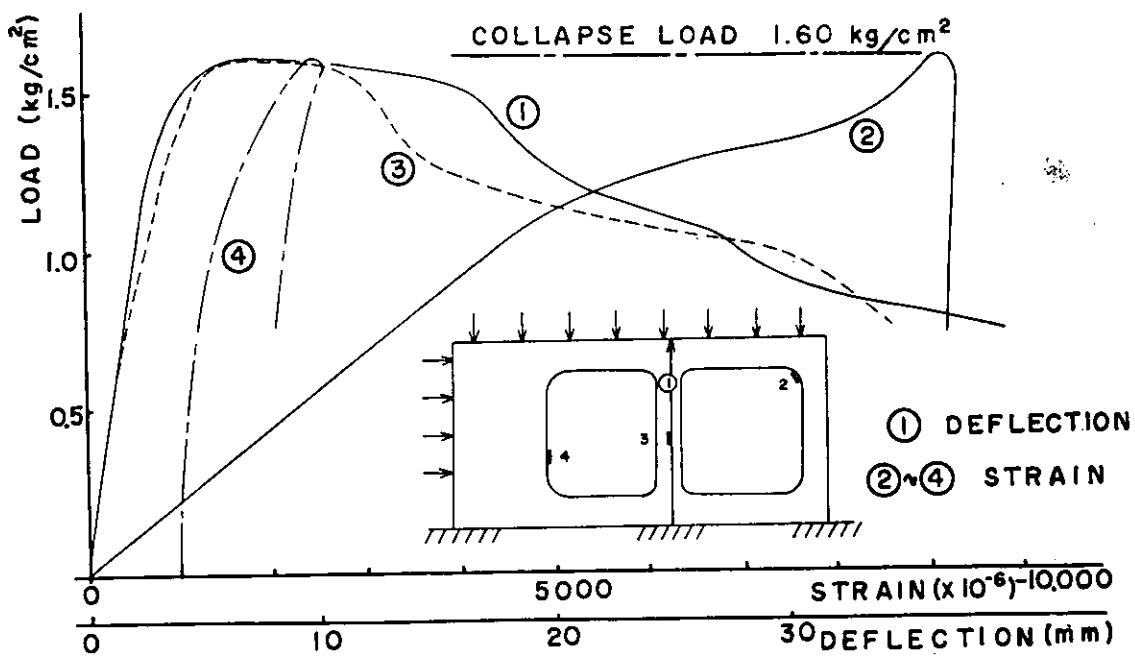


図 1.3.15 荷重-変形関係 (WTC 模型)

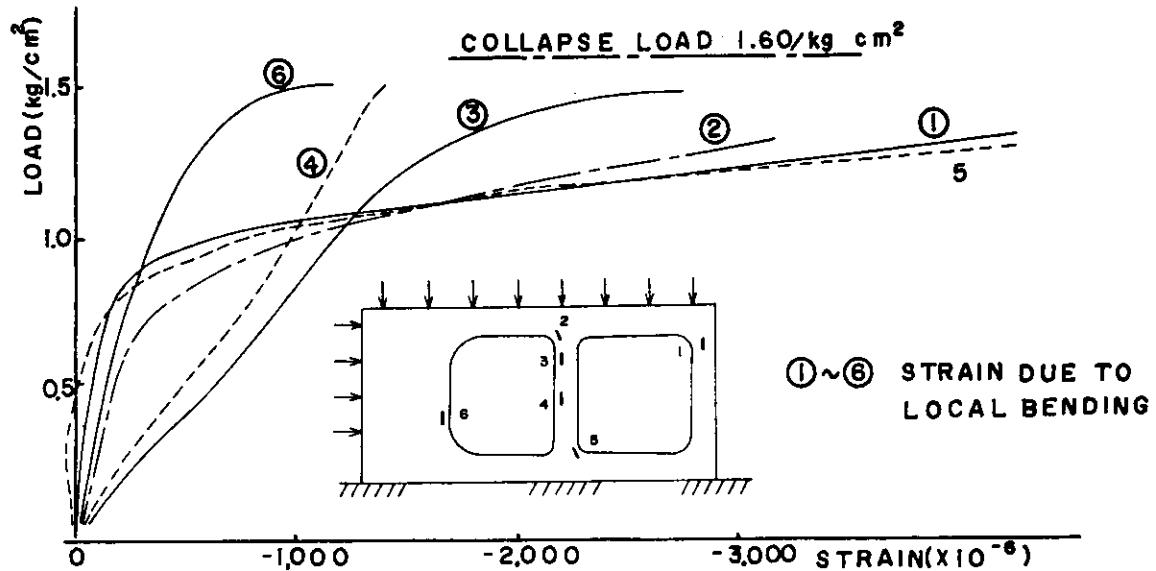


図 1.3.16 荷重-変形関係 (WTC 模型)

図 1.3.17 から 図 1.3.20 および写真 1.3.7 は WTD 模型の実験結果を示す。図 1.3.17 は弾性範囲での フランジ応力について実験値と計算値と比較したものである。これを縦通隔壁全体にわたって変位と拘束した場合の図 1.3.5 と比較してみると、コーナー部の応力は 2 倍以上大きくなっていることがわかる。図 1.3.18 はひずみ分布の変化を表しており、鍛線で示すのは崩壊直前のものである。ガンセルコーナー部および底部には非常に大きなひずみが生じているが、ストラットはあまり大きな軸力

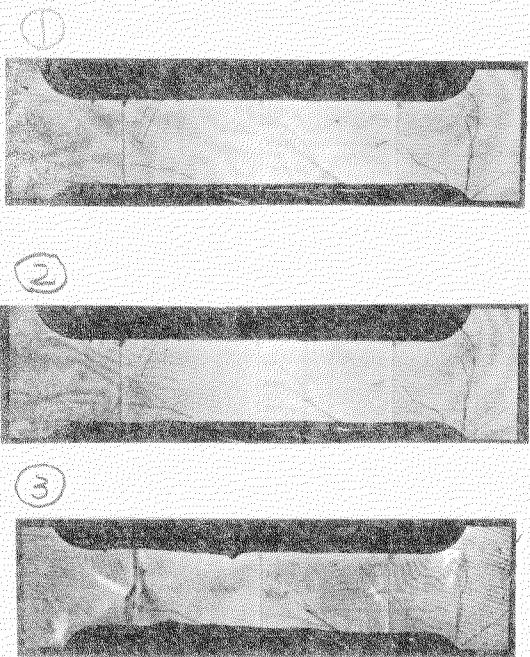


写真 1.3.6 座屈進行状況  
(ストラット WTC 模型)

を受けていないことが見られる。図 1.3.19 および図 1.3.20 に荷重と各部分の変形の関係を示す。ストラットの縦通隔壁が他の基部が初期捻みの影響を受けて、かなり早くから振れていらが、これだけまだ崩壊に直接結びついていない。ガンネルコーナー部および底部のコーナー部が座屈した後、ストラット基部の傾き角が急増して崩壊にいたっている。崩壊後のストラットの座屈状況を写真 1.3.7 に示す。

### (3) 考察

各模型について荷重とストラット位置における船側外板の変位との関係をまとめたものを図 1.3.21 および図 1.3.22 に示す。WTA 模型による船側船底荷重を加えた場合 (WTA1) および船側荷重のみの場合 (WTA2) を比較する。

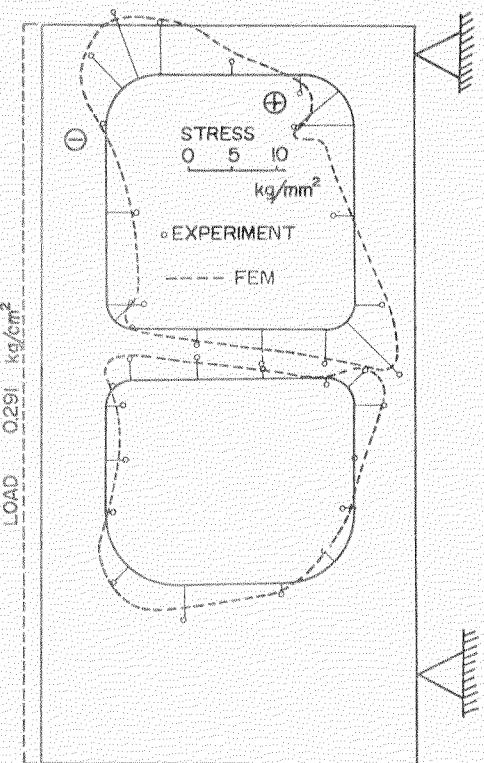


図 1.3.17 弾性応力分布  
(WT D 模型)

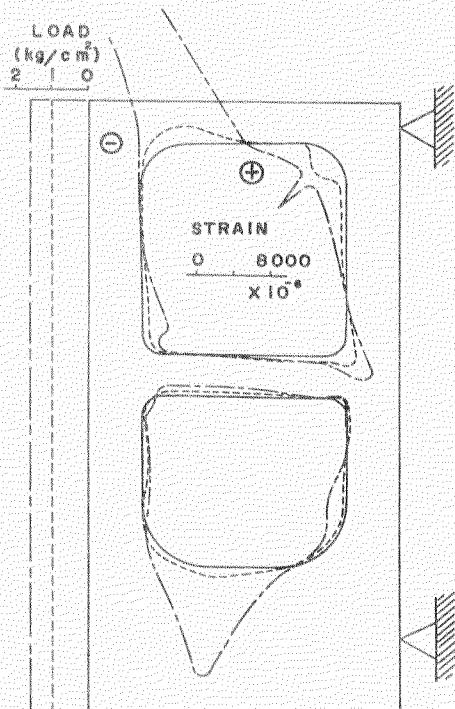


図 1.3.18 ひずみ分布  
(WT D 模型)

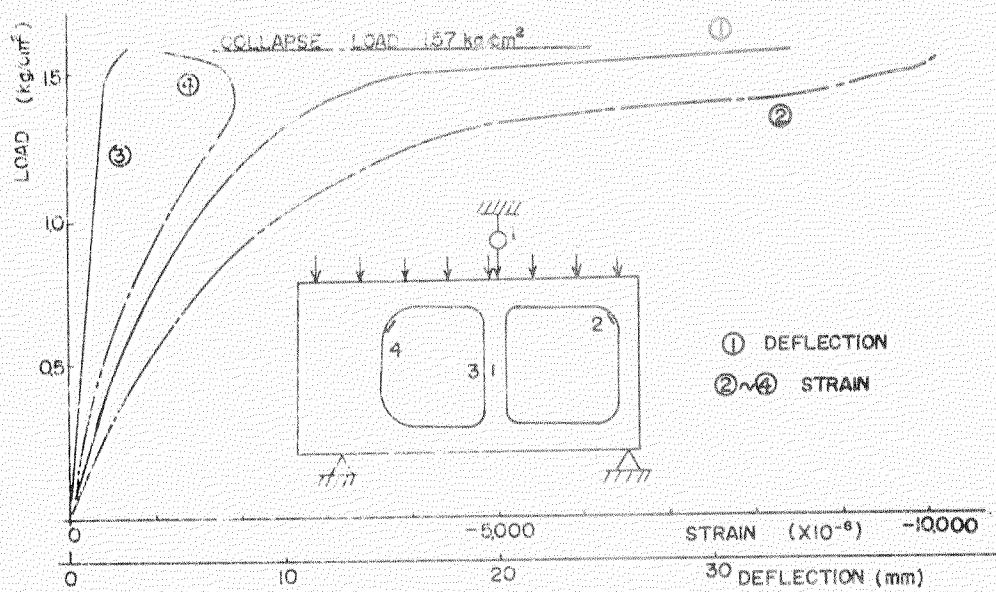


図 1.3.19 荷重一変形関係 (WTD 模型)

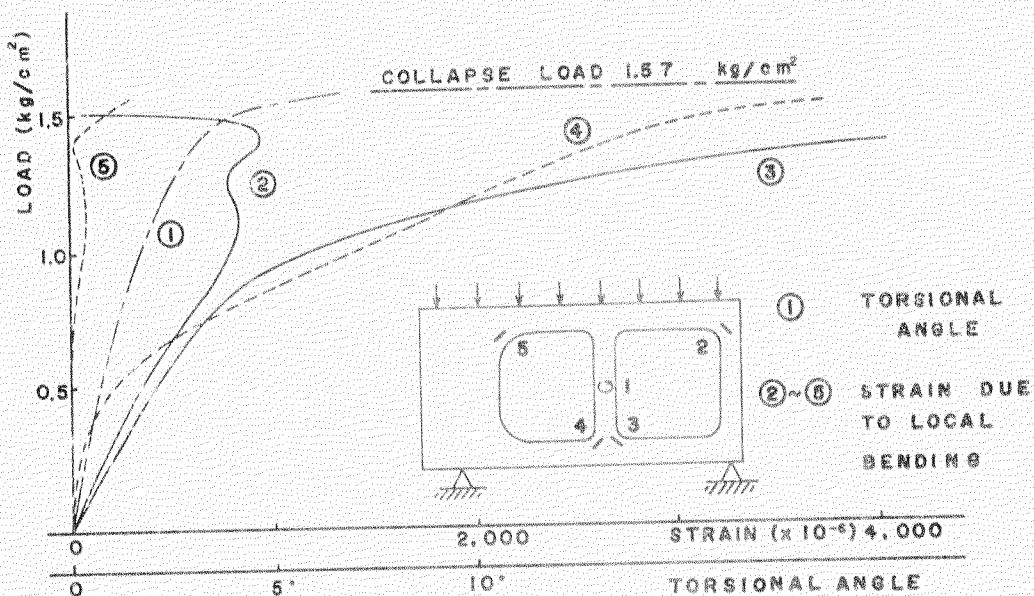


図 1.3.20 荷重一変形関係 (WTD 模型)

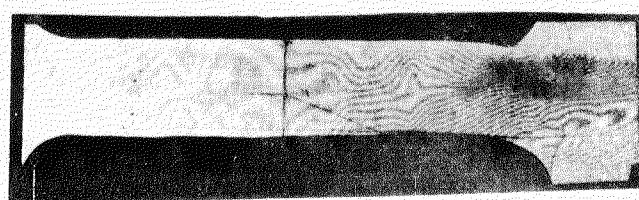


写真 1.3.7 ストラットの座屈状況  
(WTD 模型)

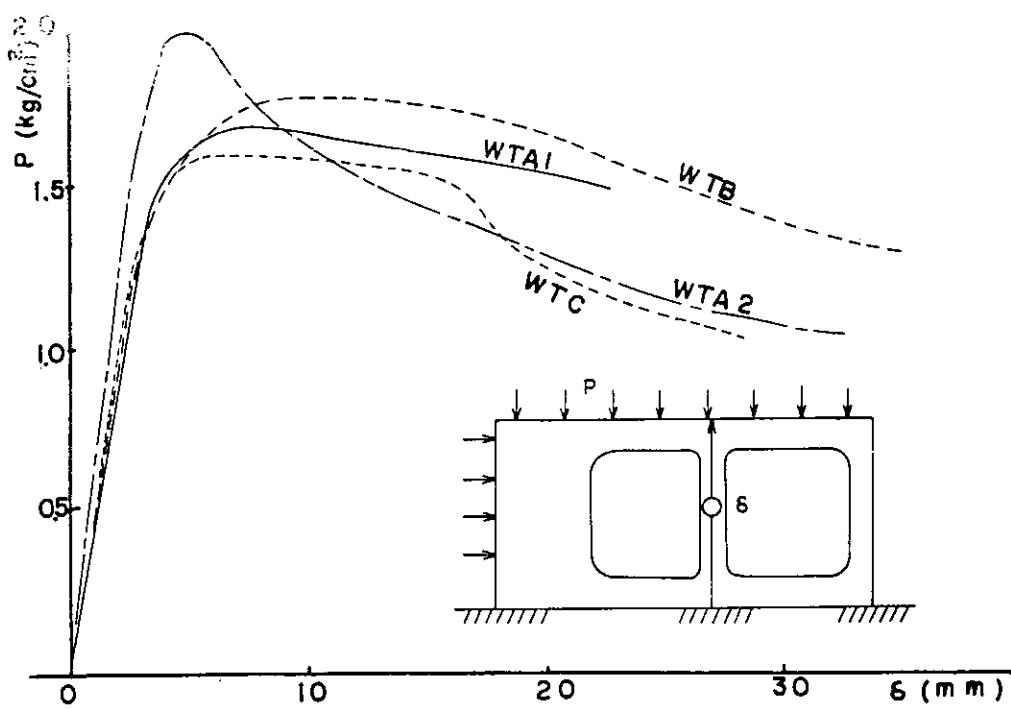


図 1.3.21 崩壊荷重の比較

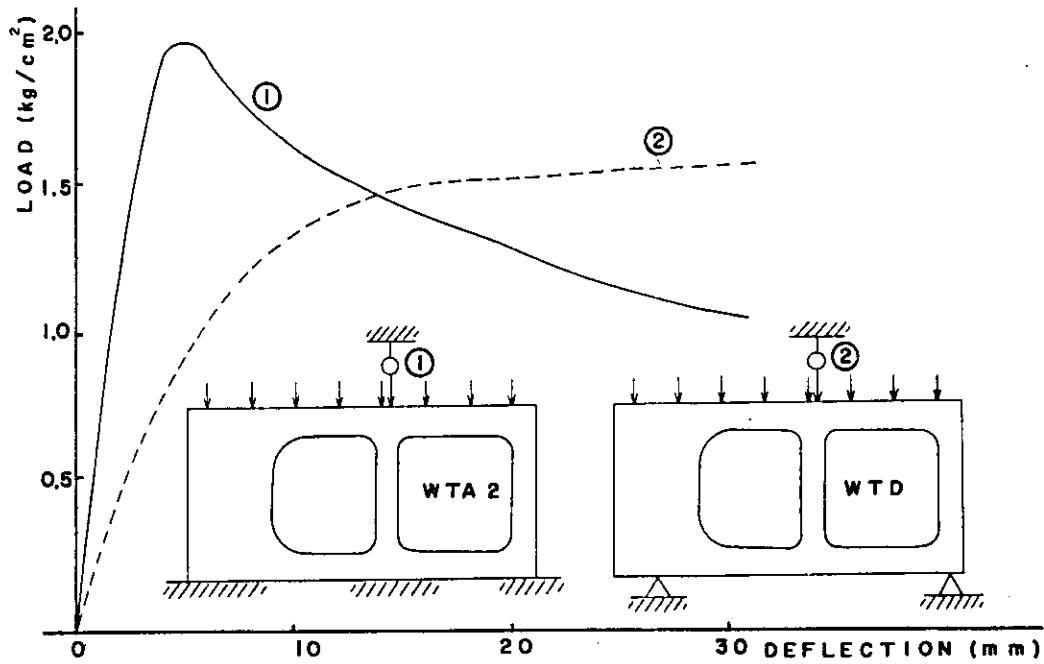


図 1.3.22 崩壊荷重の比較

と前者は 15%ほど崩壊荷重が下がっている。これが船底荷重の影響といえる。またフランジの板厚を増した場合 (WTB 模型) の崩壊荷重の上昇は 5%程度である。ウェブプレートの防撓材を増した場合 (WTC 模型) には、かえって崩壊荷重が 5%ほど下がっているが、これは模型の製作精度の差および実験上の誤差のためと考えられ、崩壊荷重はほぼ同じであるといふことができる。この理由

は写真 1.3.3 に見るように、最終的な崩壊がストラット面端部において崩壊前から生じている局部面外変形が成長することによって起きるのではないかといえる。すなまち、この局部面外変形を防護柵で防止しても、崩壊に直接関係するストラットの揺れ座屈にはほとんど影響しないものと考えられる。縦通隔壁の上下の端部のみで支持した場合(WTD 模型)には全体にわたって変位を拘束した場合(WTA 2)にくらべて崩壊荷重が 21%ほど低下している。また、この両者は崩壊形式も異なっている。

### 1.2.3 有限要素法による計算

#### (1) 計算方法

実験を行なった模型について、その座屈強度を解析するために倉本らの方法(三菱重工技報 Vol. 8, No. 5)に従って、塑性域と考慮した弾塑性座屈解析と有限要素法を用いて行なった。まず最初にウェブアレートの局部座屈荷重が求まるが、これによつてウェブタンクは崩壊しないことは実験から明らかである。従つて、このあと局部座屈を生じた個所に計算上防護柵を設けて、その部分の座屈を防止した状態で再計算を行ない、崩壊に直接関係するストラットの揺れ座屈荷重を求めた。計算に用いたメッシュ分割を図 1.3.23 に示す。

#### (2) 計算結果

図 1.3.24 に WTA 模型が船側船底荷重を受けた場合にウェブアレートが局部座屈したときの塑性域分布を示す。このときの座屈モードが図 1.3.25 に示されている。この図で黒点は計算に用い

た節点であり、これから斜めに出ている直線が紙面に垂直方向の変位を表わしている。これからストラットの船側が他のウェブアレートが局部的に面外変形していることがわかる。この部分の面外変形を防止した状態で計算した結果が図 1.3.26 や図 1.3.27 に示されている。このときの座屈モードはストラットが大きく揺れ座屈しており、実験による崩壊後の形状とよく似ている。図 1.3.28 や図 1.3.29 は縦通隔壁の上下端部のみで支持した場合について、ウェブ

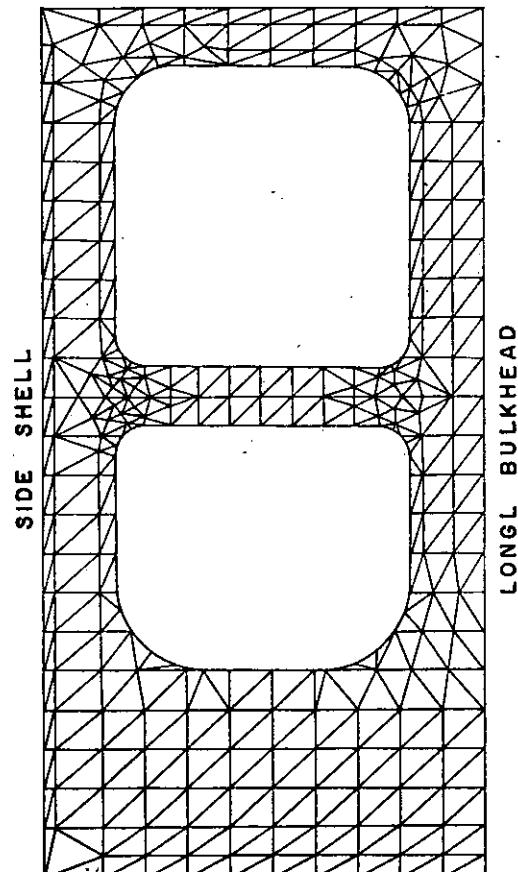


図 1.3.23 FEM 計算メッシュ分割

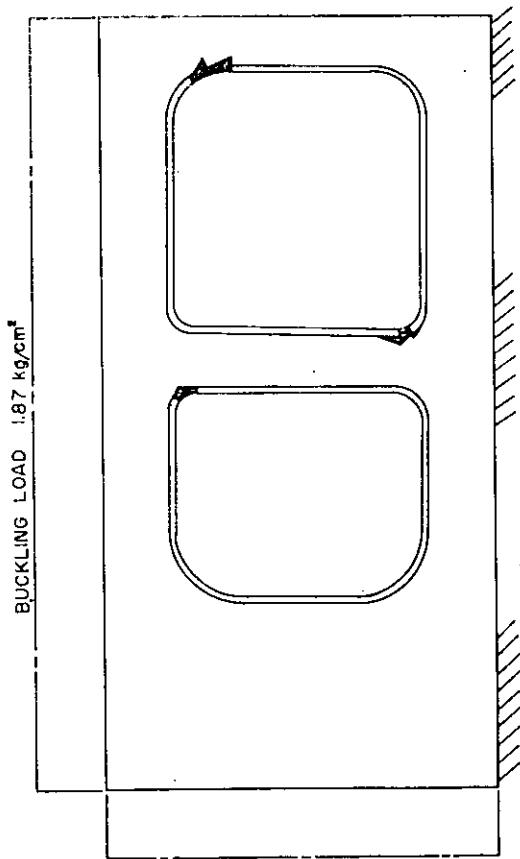


図 1.3.24 座屈時の塑性域分布  
(ウェアフーレト局部座屈 WTA 模型)

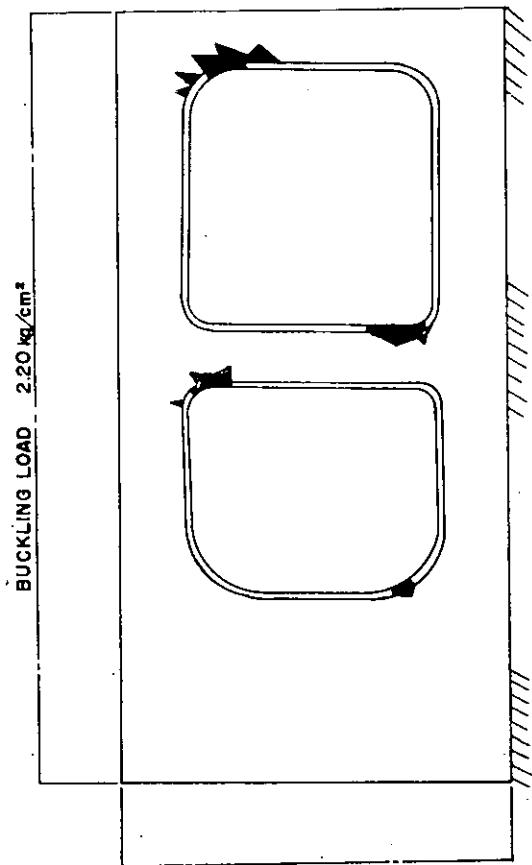


図 1.3.26 座屈時の塑性域分布  
(ストラット換出座屈 WTA 模型)

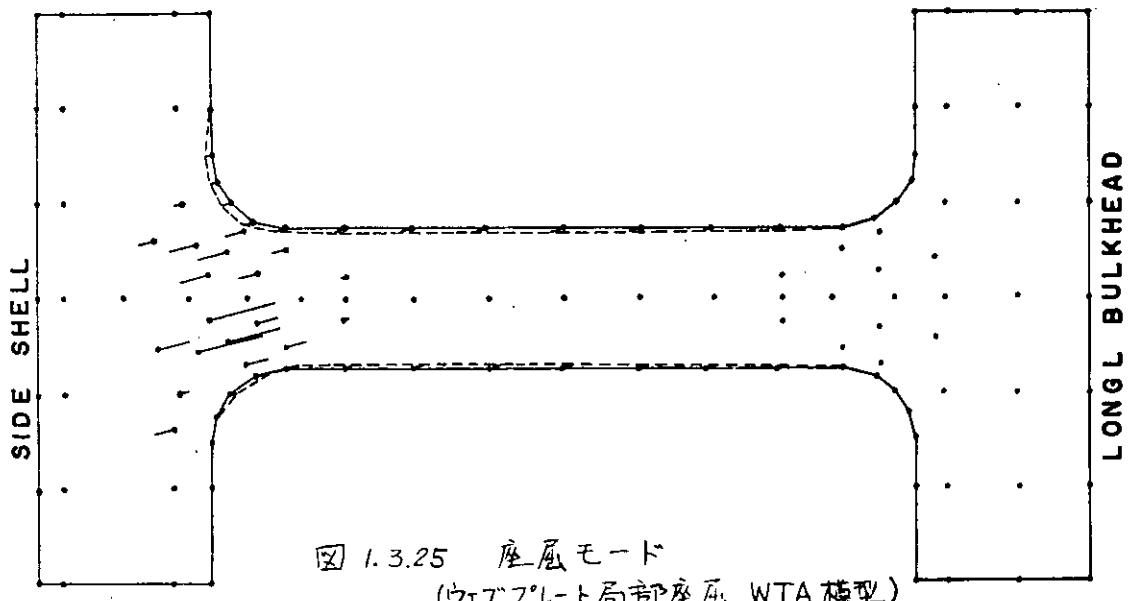
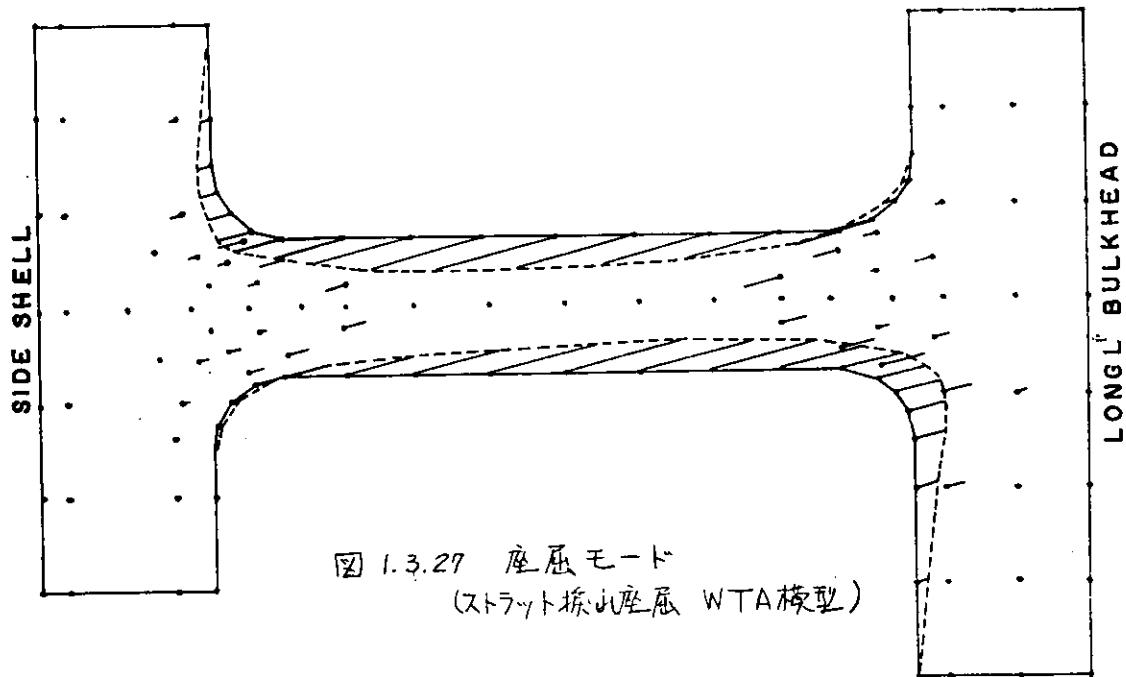


図 1.3.25 座屈モード  
(ウェアフーレト局部座屈 WTA 模型)



フレートの局部座屈を防止した状態で行った計算結果である。この場合はストラットの縦通隔壁代わりの基部が抜けており、またその近辺のウエアフレートも面外変形している。これは写真 1.3.7 と比較してわかるように実験結果とよく一致している。

### (3) 考察

計算結果と実験結果の比較を図 1.3.30 に示した。横軸はストラット位置における船側外板の変位である。WTA1, WTA2 および WTB については実験による崩壊荷重は計算値のそれよりかなり低い値となっている。これは初期接觸および局部座屈の影響を考えられ、従ってこれらを考慮した大たわみの座屈計算が必要と思われる。WTB については実験による崩壊荷重が計算値よりも高くなっているが、これは計算によるストラット基部

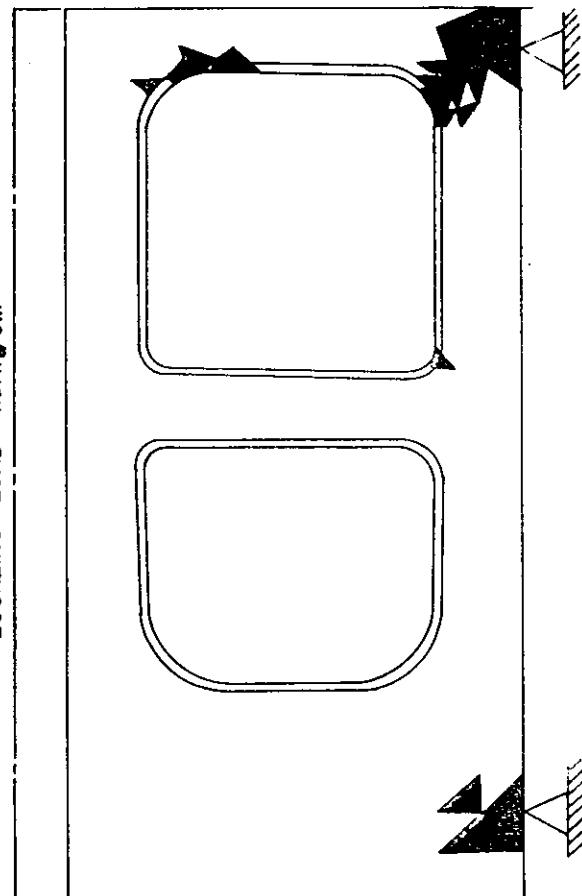


図 1.3.28 座屈時の塑性線分布  
(ストラット基部挿入座屈 WTD 模型)

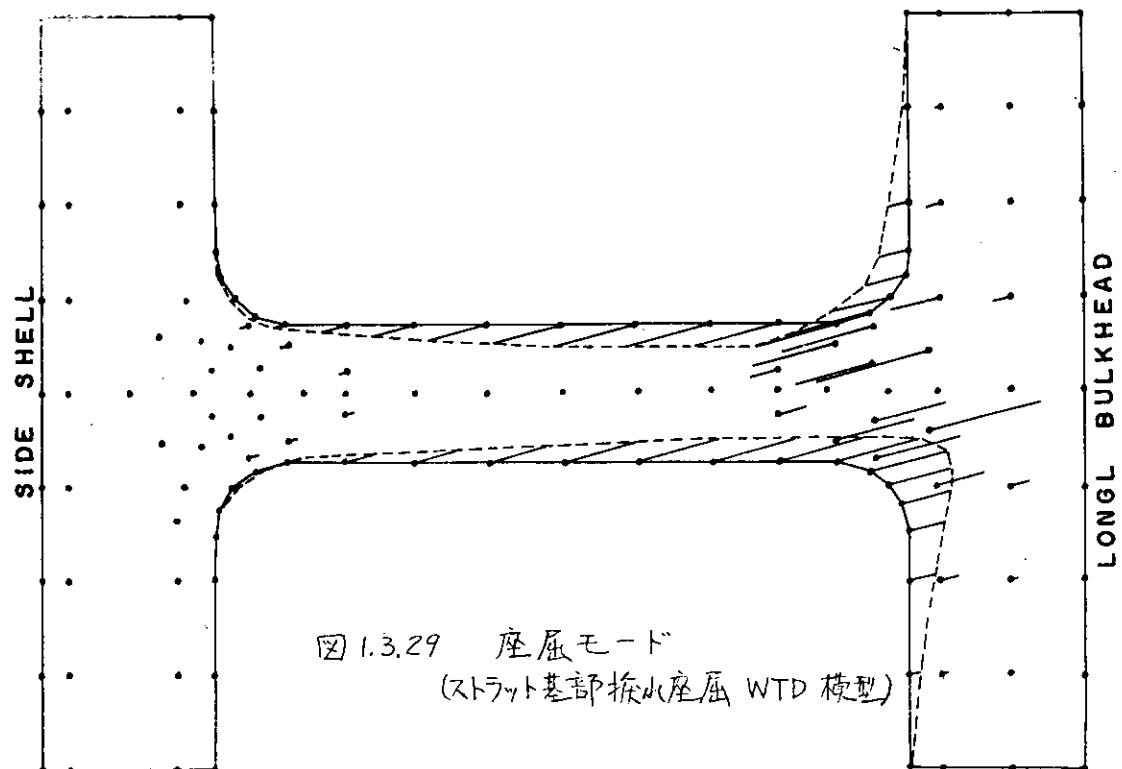


図 1.3.29 座屈モード  
(ストラット基部挨拶座屈 WTD 模型)

の挨拶座屈バウイングタンクの最終的な崩壊ではないためと考えられる。すなまち、この状態になつてもストラットは軸力をある程度支持し得るため、これに次いでガンネルコーナー部および底部コーナー部が大きく変形するまで、バウイングタンク全体としての崩壊は起らぬものと考えられる。

弾性域における変位量については実験値と計算値の2倍程度になつてはいるが、これは実験の計測値がトランスリングから 10 cm ほど離れた奥の船側外板の変位であるため、外板自身の変位を含んではいるためと思われる。

——— ストラットの挨拶座屈荷重  
— 実験値  
- - - ウエブプレートの局部座屈荷重

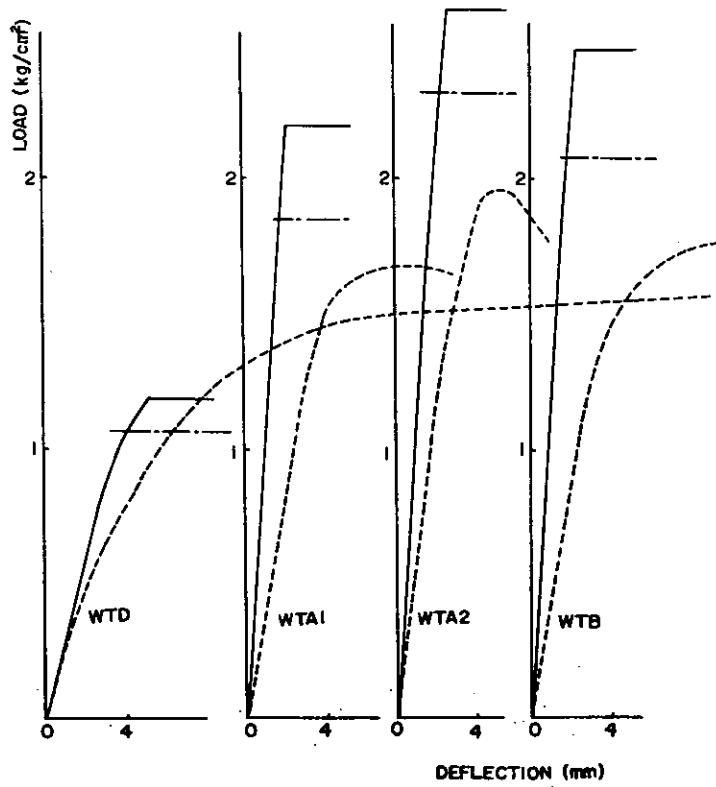


図 1.3.30 計算値と実験値との比較

#### 1.2.4 あとがき

ウイングタンクの崩壊強度にはストラットの抜け座屈強度が最も密接に関係する。船底荷重はウイングタンクの崩壊荷重に15%ほど影響する。縦通隔壁の変形状態によってウイングタンクの崩壊強度および崩壊形式が異なる。有限要素法によってウイングタンクの崩壊強度を解析するためには面外たわみを考慮した計算が必要と思われる。

## 1.4 ストラットの座屈実験\*

### 1.4.1 序

鉱石運搬船の横強度における、満載時の舷側タンクの波浪外圧に対する応答が重要である。舷側タンクの崩壊という極限状態を考えるとき、ストラット型式の鉱石運搬船ではストラットの座屈強度を知ることが必要となる。ここではストラットのみを取り出して、座屈強度の実験および解析を行なう。前年度に実験を行なったC型のストラットと異なる断面形状を有する三種類のストラットの模型を製作し、座屈実験を実施した。

C型の断面形状のストラットを圧縮すると、柱としての挿り座屈現象を呈したが、今回の三種類の断面形状においては、挿り座屈は一種類のみであり、他の二種類は部材のパネル座屈、および曲げ座屈・パネル座屈を生じた。

### 1.4.2 実験

#### (1) 試験体

試験体は、図(1.4.1)に示す三種類の断面形状であり、各2体ずつ製作し、全部で6体の実験を行なった。この6体の名称を、I-1, I-2; II-1, II-2; III-1, III-2とする。長さは各試験体共通で、 $l = 1700 \text{ mm}$ である。実船と模型との縮尺比は、模型I, II, IIIでそれぞれ 0.123, 0.126, 0.161である。

なお前年度のC型ストラットの実験結果から

(1) 最高荷重と一様断面柱の弹性挿り座屈値との対応から 柱としての等価長さは 図(1.4.2)のようだ。ほぼ船側横行の中央から舷側横行の中央までの長さであること。

(2) 横行結合部の隅部の局部座屈は、最高荷重および柱としての挿り座屈にはほとんど影響しないこと。

がわかった。したがって本年度は前年度の試験体とは異なり 横行結合部の隅部を省略し、等価長さを有する一様断面の柱を試験体としている。

#### (2) 試験方法

試験機は、東京大学船舶工学科强度実験室の、スクリュー型100トン万能試験機を使用した。拘束条件は、すべて平押して負荷を行なった。

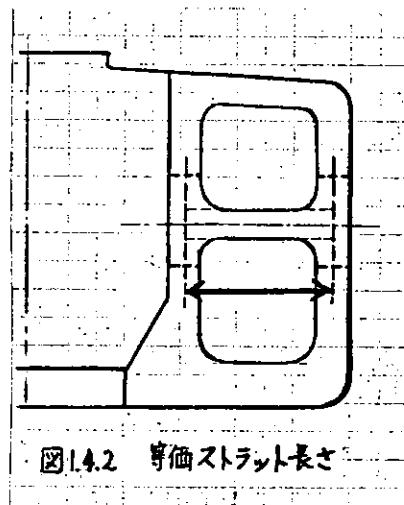


図1.4.2 等価ストラット長さ

\* 計算担当 山本善之・大坪英臣

### (3) 実験結果

実験結果の概要を表(1.4.1)に示す。応力-縮み曲線を、図(1.4.7)～図(1.4.9)に示す。また試験体の変形経過状態のスケッチを図(1.4.3)に示す。

表1.4.1 実験結果概要

試験体	断面形状	荷重条件	挙動	最高荷重 $\sigma_u$ (kN)	最高荷重時の変形 $\delta_u$ (%)	回転角 $\theta_u$ (rad)
I-1	SCALE 0.123	平押し	中央部のウェブが局部座屈を起こした後、下部のウェブ・フランジが局部大変形を起こす。	25.5 (17.7)	下部パネル座屈	0.81
I-2		平押し	上部のスキフナヒフランジが局部座屈を起こした後、下部のウェブ・フランジが局部大変形を起こす。	24.5 (17.0)	中央部パネル座屈	21.9 0.78
II-1	SCALE 0.126	平押し	ストラット中央部の振り座屈。	31.3 (20.3)	中央部振り座屈	29.6 0.69
II-2		平押し		31.7 (20.6)		0.70
III-1	SCALE 0.161	平押し	ウェブ、フランジ、スキフナの順に局部座屈を起こした後、中央部の曲げ座屈。	23.2 (13.9)	中央部パネル座屈	29.2 0.46
III-2		平押し		19.6 (11.4)	十曲げ変形	0.39
参考: C型試験体の実験結果概要 <sup>1)</sup>						
C(3.2)-1	SCALE 0.291 	平押し	下部が、局部座屈後、振り座屈。	32.15 (16.4)	下部振り座屈	28.1 0.58
C(3.2)-2		集中荷重W の複平押し	上部が、局部座屈後、振り座屈。	32.3 (15.5)	上部振り座屈	0.55
C(2.0)-1	SCALE 0.182 	平押し	下部が局部座屈し、ストラットは中央で振り座屈。その後、中央部の曲げ座屈に移行。	13.54 (16.6)	中央部振り座屈	32.6 0.51
C(2.0)-2		集中荷重N の複平押	下部局部座屈後、中央部の振り座屈。	14.10 (17.3)		0.53
C-1	SCALE 0.182 	集中荷重M	中央部の振り座屈。	14.67 (18.0)	中央部振り座屈	0.55
C-2		集中荷重M の複平押	全面的なパネル座屈後、振り大変形を起こす。	18.25 (22.9)	パネル座屈後 中央部振り座屈	33.3 0.61
C-3	SCALE 0.182 	集中荷重M	上部局部座屈後、中央部の曲げ座屈。	13.98 (17.2)	中央部曲げ座屈	32.6 0.53
C-4		集中荷重W の複平押	上部局部座屈および中央部振り座屈。その後、上部の振り座屈に移行。	14.50 (17.8)	中央部振り座屈	33.3 0.54

表(1.4.1)および図(1.4.3)に示したようだ、I型模型がウェブのパネル座屈、II型模型がC型と同様の挾り座屈、III型模型が曲げ座屈を生じた。

#### (4) 実験経過の説明 (図(1.4.3)参照)

平均圧縮応力および最高圧縮応力を、 $\sigma_m$ ,  $\sigma_{max}$  [kg/mm<sup>2</sup>] で表わす。

##### (a) I-1

$\sigma_m = 12.5$  のとき中央と下部のウェブが、 $\sigma_m = 16.6$  のとき下部のフランジヒスクナガ、パネル座屈を生じた。最高応力  $\sigma_{max} = 17.8$  のとき、中央部のウェブヒスクナガパネル座屈を生じた。その後、下部のパネル座屈が進行し、ストラットは崩壊した。柱としての曲げおよび挾り座屈は、生じなかつた。

##### (b) I-2

$\sigma_m = 8.3$  のとき、上部のスチフナヒフランジがわずかにパネル座屈を生じた。さらに  $\sigma_m = 12.5$  のとき中央のウェブヒスクナガ、 $\sigma_m = 15.2$  のとき中央のフランジが、パネル座屈を生じた。その後、中央部のパネル座屈が進行し、ストラットは崩壊した。I-1と同様に、柱としての曲げおよび挾り座屈は生じなかつた。

##### (c) II-1

$\sigma_m = 17.5$  になると、柱としての挾り変形が著しくなり始めて、そのまま最高応力  $\sigma_{max} = 20.3$  に達した。部材のパネル座屈が生じたのは  $\sigma_{max}$  以後であり、ウェブた多きの座屈波形が観察された。

##### (d) II-2

II-1と全く同様の座屈変形を示した。即ち、柱としての挾り変形を生じて最高応力  $\sigma_{max} = 20.6$  に達した。

##### (e) III-1

負荷以前に、試験体中央部のウェブに初期不整が見うけられた。 $\sigma_m = 8.7$  のとき中央部ウェブが、 $\sigma_m = 12.8$  のとき中央部フランジが、 $\sigma_m = 13.3$  のとき中央部スチフナガそれぞれパネル座屈を生じて、最高応力の  $\sigma_{max} = 13.4$  に達した。その後中央部で、折れ曲がり、柱としての曲げ座屈が生じた。

##### (f) III-2

負荷以前に中央部ウェブに、III-1より大きな初期不整があつた。 $\sigma_m = 9.0$  のとき中央部ウェブが、 $\sigma_m = 9.6$  のとき上部・中央部フランジが、 $\sigma_m = 11.0$  のとき中央部スチフナガそれぞれパネル座屈を生じて、最高応力  $\sigma_{max} = 11.4$  に達した。パネル座屈と同時に柱としての曲げ変形も進行していく、 $\sigma_{max}$  以後、中央部で折れ曲がりの曲げ座屈が著しくなり、スト

ラットは崩壊した。

### 1.4.3 考察

なお、以下の記述において、応力の表示記号を次のようく表す。

$\sigma_{max}$  : 実験最高応力

$\sigma_m$  : 平均圧縮応力

$\sigma_x, \sigma_y$  : X軸、Y軸まわりの弹性曲げ座屈応力

$\sigma_E$  : Euler 座屈応力。 $(\sigma_x, \sigma_y)$  の最小値

$\sigma_w$  : Wagner の弹性挙り座屈応力

$\sigma$  : 曲げ挙り連成弹性座屈応力

$\sigma_c$  : 柱としての理論最高応力値

$\sigma_p$  : パネル座屈をする場合の理論最高応力値

$\sigma_s$  : 降伏応力

#### (1) 最高荷重と柱理論座屈値

I型模型を除いて、II型、III型およびC型は、局部座屈を併せ、ではあるが、直立柱としての挙動をしていふことが観察できる。ここでは実験最高荷重と、柱としての理論座屈値との対応を見てみる。

表(1.4.2)に、柱理論弹性座屈値を示す。なおこの表における理論値は以下の式によつた。

$$\text{曲げ座屈値 } \sigma_x = \frac{\pi^2 EI_x}{Al^2}, \quad \sigma_y = \frac{\pi^2 EI_y}{Al^2} \quad (\text{両端支持}) \quad (1.4.1)$$

$$\text{挙り座屈値 } \sigma_w = \frac{1}{I_o} \left( GJ + E\Gamma \frac{x_o^2}{l^2} \right) \quad (\text{両端支持}) \quad (1.4.2)$$

$EI_x, EI_y$  : X軸、Y軸まわりの曲げ剛性

$GJ$  : 挙り剛性

$E\Gamma$  : 曲げ挙り剛性

$I_o$  : 割断中心まわりの極二次モーメント

さらに曲げ座屈と挙り座屈とは連成する。座標系x, yをこの表中に示すようだと、たゞき、I, III型は、断面がx軸対称であるので、次式より連成座屈応力を求められる。

$$(\sigma - \sigma_x)(\sigma - \sigma_w) - \left( \frac{x_o}{\rho_o} \right)^2 \sigma^2 = 0 \quad (1.4.3)$$

$x_o$  : 割断中心と回心とのX座標の差

$\rho_o$  : 環動半径  $\rho_o = \sqrt{I_o/A}$

II型は対称ではないが、剪断中心と図心とのX座標の差を $\delta$ とすると次の式を用いることにする。

$$(\sigma - \sigma_r)(\sigma - \sigma_w) - \left(\frac{\delta}{r_0}\right)^2 \sigma^2 = 0 \quad (1.4.4)$$

$\delta$ : 剪断中心と図心とのX座標の差

これらの最小弹性座屈値 $\sigma_s$ から、柱の実験公式たもとづいて最高応力値 $\sigma_c$ を求める。ここでは柱の実験公式として以下のものを適用する。<sup>2), 3)</sup>

曲げ座屈値

$$\text{強軸まわり} \quad \sigma_c = \sigma_s \left(1 - \frac{\sigma_s}{2\sigma_e}\right) \quad (\sigma_e \geq \frac{\sigma_s}{2}) \quad (1.4.5)$$

(Johnson の式)

$$\text{弱軸まわり} \quad \sigma_c = \sigma_s \left(1 - \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{\frac{\sigma_s}{\sigma_e}}\right) \quad (\sigma_e \geq \frac{\sigma_s}{2}) \quad (1.4.6)$$

以上の実験公式結果を、横軸に  $\alpha = \sqrt{\frac{\sigma_s}{\sigma_e}}$  をとり示したものが、図(1.4.8)である。

振り座屈値においては、Haaijen<sup>3)</sup>は $\sigma_s$ での荷重を  $\alpha = \sqrt{\frac{\sigma_s}{\sigma_e}} = 0.255$  としているが、ここでは振り座屈の場合も、式(1.4.5)が成立するとみなす。

これらの理論座屈値と実験最高荷重を、表(1.4.3), 図(1.4.4)に示す。

これによると、II型、C型では、実験公式の振り座屈値が最高荷重の良い近似を与えてくる。I, III型では、実験公式の曲げ座屈値が最高荷重の近似を与えてくる。

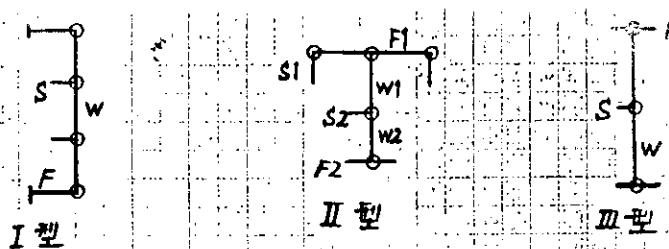
## (2) 局部座屈と最高荷重

図(1.4.3)に示した変形経過図のようだ、I型、III型では、ウェブ、スチフナ、フランジに局部座屈が生じて後に、最高荷重に達してくる。したがって局部座屈の最高荷重に及ぼす影響を調べる必要がある。ここではウェブ、スチフナ、フランジを図(1.4.5)に示すような境界条件の長方形板と考え弹性座屈計算を行なう。これが降伏応力 $\sigma_y$ の半分より大きいとき、式(1.4.5)の Johnson の実験公式を適用して各パネルの最高応力を決定する。

なお計算を簡単にするために、横方向のスチフナの影響は考慮しないことにする。即ち、図(1.4.6)のように、無限長さの板と考えることにして、次式を使う。

$$\text{図(1.4.6)-(i) に対して} \quad \sigma_{cr} = 2\sigma_y \quad \text{且} \quad \sigma_c = \frac{\pi E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b}\right)^2$$

$$\text{図(1.4.6)-(ii) に対して} \quad \sigma_{cr} = 0.82\sigma_y$$



○印：結合線上沿て単純支持であることを示す  
図1.4.5 局部座屈計算の長辺境界条件

(1)

(2)



図1.4.6 局部座屈計算における部材の長手方向

以上の計算結果を、表(1.4.4)に示す。

#### 全体パネル座屈

表(1.4.4)における全体パネル座屈値  $\eta_p$  は、各部材の耐力の和を全断面積で除したものである。各部材が、Johnson の実験公式で与えられる最高応力  $\sigma_{ci}$  を座屈後持続すると仮定するならば、この値が、部材結合部が直線に保たれたとしたときの、局部座屈から推定する最高応力の逆似値を与えると考えることができる。

なお Thürmann-Haaijen<sup>3)</sup>によると、板厚と板巾比  $t/t_0$  が、

フランジ（長辺の支持条件：自由と単純支持）で 8.15

ウェブ（長辺の支持条件：単純支持）で 32.3

以下であるならば、塑性座屈を起こすことはない。II型、C型ストラットの局部座屈解析において、このことを考慮している。

#### (3) 各ストラットの強度比較

I, II, III型試験体は、長さ  $l$  を共通にして、しかもできるだけ断面積  $A$  を相互に近い値をとるようにした。これによりて、各断面形状の柱としての特徴が、比較検討可能となる。しかし C型試験体は、他の模型と比べて長さ、断面積も著しく異なるのであり、これを同じ扱り座屈をするII型と比較するとき、この点を考慮しなければならない。ここでは次のよう換算することにする。

#### (4) 握り座屈応力

$$\text{握り座屈値は } \eta_w = \frac{1}{I_o} \left( 4J + \frac{\pi^2}{l^2} EI \right)$$

である。これが、断面形状を相似のままにして断面積を  $A'$ 、長さを  $l'$  とするとき、換算された振り座屈値  $\sigma'_w$  は次式で与えられる。

$$\sigma'_w = \frac{1}{I_o} \left( GJ + \frac{\pi^2 EI}{l'^2} \frac{A'}{A} \right) \quad (1.4.7)$$

### (ii) 曲げ座屈応力

曲げ座屈が支配的な場合も同様に

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 EI}{Al^2}, \quad \sigma'_E = \frac{\pi^2 EI}{A'l'^2} \left( \frac{A'}{A} \right)^2 \quad (1.4.8)$$

として換算すればよい。

### (iii) パネル座屈

パネル座屈が支配的になる場合、横方向のスキーフナの影響を無視するならば、座屈応力は断面積によらないので、換算する必要はない。

実験の最高応力値も、長さ、断面積の異なる相似断面柱を比較するため、理論座屈値の換算に対応させて、次式のように換算することにする。

$$\sigma'_{max} = \sigma_{max} \frac{\sigma'_c}{\sigma_c} \quad (1.4.9)$$

式(1.4.7)、式(1.4.9)をもとにして、C型をII型と同じ断面積と長さに換算して計算した  $\sigma'_w$ 、 $\sigma'_{max}$ などの結果を、表(1.4.5)に示す。また図(1.4.4)に、換算値を X IMP で示す。

全体パネル座屈値  $\sigma_p$  が、パネル座屈としての近似値を与えている。  
一方、式(1.4.5)、式(1.4.6)による実験公式値  $\sigma_c$  が、柱としての座屈値を近似することができます。

したがって、ストラットの設計では次の二点を考慮することが重要である。

- (i) 全体のパネル座屈値  $\sigma_p$  を高めにする。即ち、縦スキーフナなどの配置により、各部材の  $E(\text{sh})/\sigma_s$  を大きくする。
- (ii) 柱としての座屈についても、 $\sigma_c/\sigma_s = 1/\alpha^2$  を大きくして  $\alpha$  をできるだけ小さくする。

以上の二点をふまえ、I, II, III, C 型の断面形状の比較検討を行なう。

#### (A) I型ストラット

柱としての曲げ座屈実験公式値と、各部材のパネル座屈値とが近接しており、柱としての座屈と同時にパネル座屈が考えられる。実験崩壊結果は、パネル座屈を示した。断面積が小なりにもかかわらず、全体パネル座屈値  $\sigma_p$  は比較的大きく、しかも  $\alpha$  は最小であり、 $\sigma_p/\sigma_s$  は全ストラット中最大となる。

#### (B) II型ストラット

各部材のパネル座屈値は、柱としての振り座屈値より大きく、実験崩壊結果

も柱としての挾り座屈を示した。 $\alpha$ は全ストラット中三番目に大きいが、全体パネル座屈値  $\sigma_p$  は大きく、 $\sigma_{max}/\sigma_s$  は I 型とほぼ等しい。

#### (c) III型ストラット

ウェブのパネル座屈値は、柱としての曲げ座屈実験公式値よりもかなり低くしかもウェブの断面積は大きい。このため全体パネル座屈値  $\sigma_p$  も低下し全ストラット中最小となる。  $\alpha$  は I 型と次いで小さいが、 $\sigma_p$  が小さいため、 $\sigma_{max}/\sigma_s$  も最小となる。

#### (d) C型ストラット

II 型と同様に、各部材のパネル座屈値は、柱としての挾り座屈値よりも大きく、実験崩壊結果も挾り座屈が支配的である。  $\alpha$  は最大であるが、 $\sigma_p$  も全ストラット中最大であるので、 $\sigma_{max}/\sigma_s$  も、換算結果により II 型とほぼ同じ値となる。

### 1.4.4 結論

鉱石運搬船の玄側タンクのストラットの模型として、異なる断面形状を有する三種類 I, II, III 型の一様断面柱の圧縮実験を実施した。

この実験結果から、次のことが言えた。

{ (i) I, III 型が曲げとパネル座屈を、II 型は昨年度の C 型と同じ挾り座屈を与えた。

{ (ii) 最高荷重は、 $\sigma_{max}/\sigma_s$  が、I, II, C, III の順序であった。

またこれらの実験結果を検討することによって、次の結論が得られた。

{ (i) 柱としての曲げ、曲げ挾り座屈、あるいはパネル座屈が、各々生じると仮定したときの最高応力値  $\sigma_c$ ,  $\sigma_p$  は、弹性座屈値をもとにして、Johnson やどの実験公式を適用すると、推定することができます。

{ (ii) ストラットの設計にあたっては、 $\sigma_c$  と  $\sigma_p$  を同時に大きくする必要がある。いずれか一方のみ大きくしても意味がない。

なお本年度の実験においては、面内曲げの影響を入れていなかったが、今後この点の検討が必要となる。

### 参考文献

- 1) 第133研究部会「船体構造強度に関する研究報告書」昭和48年, 1.3. ストラットの座屈実験
- 2) Beadle, L.S. and Tall, L.; BASIC COLUMN STRENGTH, ASCE, ST7, July, 1960
- 3) Haaijer, G. and Thürlimann, B.; ON INELASTIC BUCKLING IN STEEL, ASCE, EM2, April, 1958

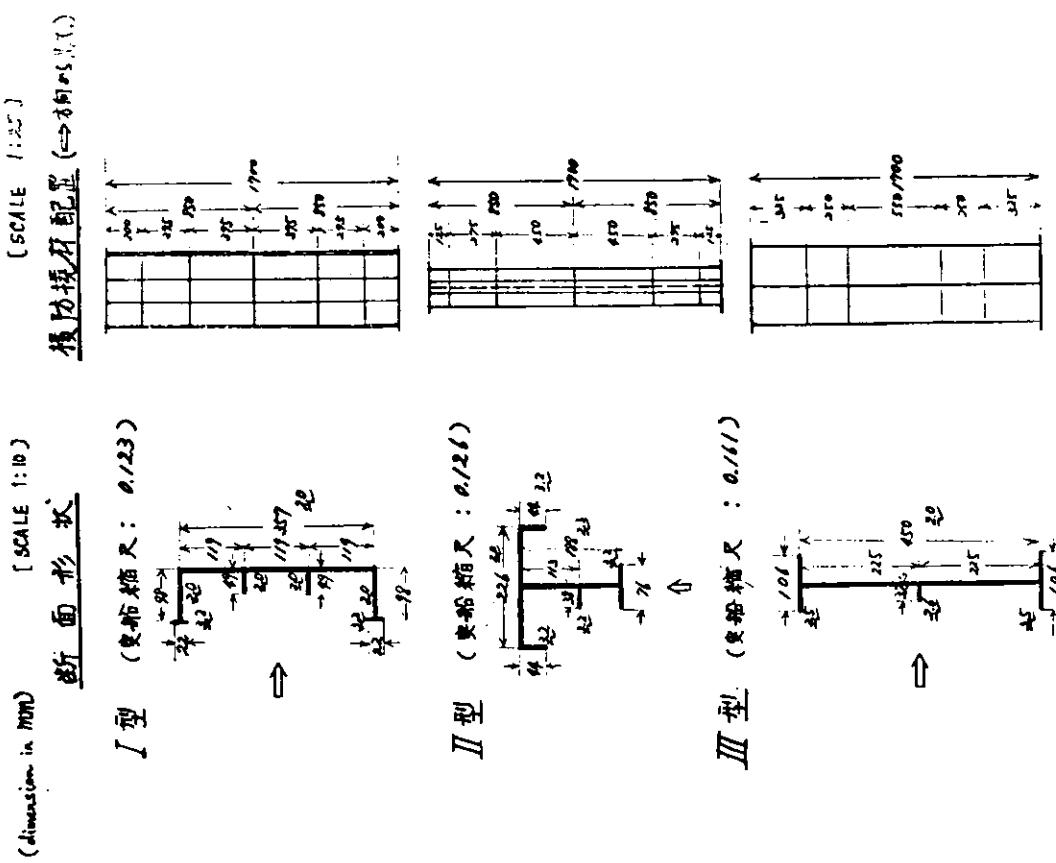


図1.4.1 試験体の断面図と側面図

#### 降伏応力に対する座屈応力の比

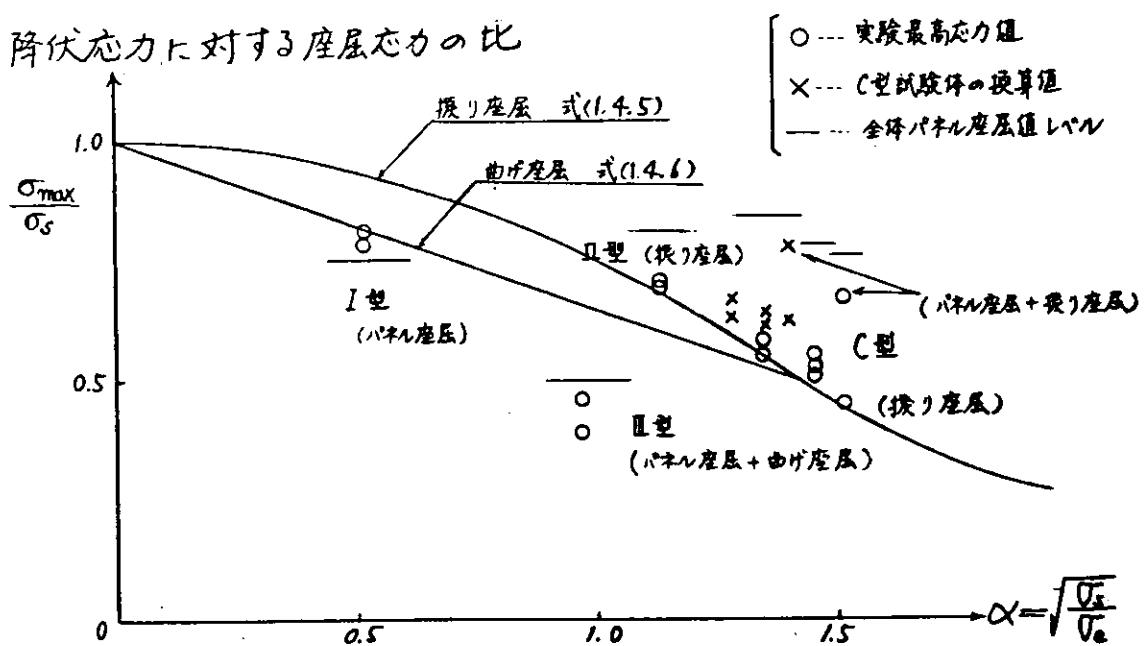
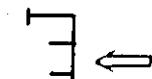
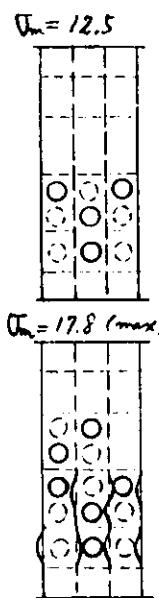


図1.4.4 理論と実験との比較

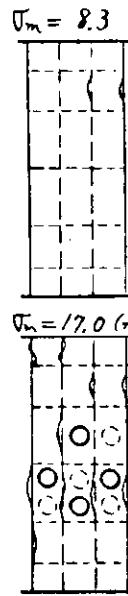
(注) • ⇒ 方向 S のスケッチ  
 •  $\bar{U}_m$  [kg/mm<sup>2</sup>]: 平均圧縮応力  
 • ○ — 凸  
 • ○ --- 凹

I - 1

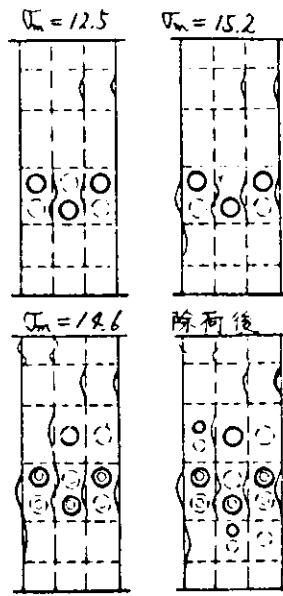


I - 2

(同左)

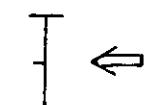


$\bar{U}_m = 17.0 \text{ (max)}$



除荷後

III - 1



III - 2

(同左)

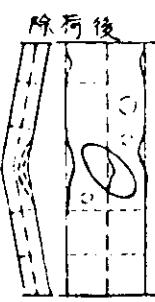
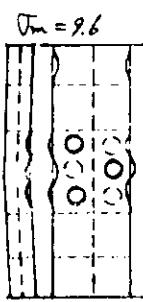
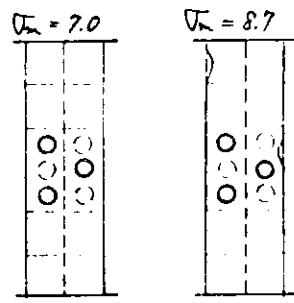
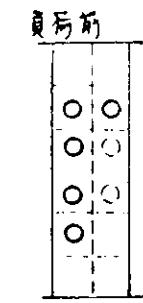
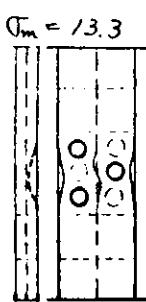
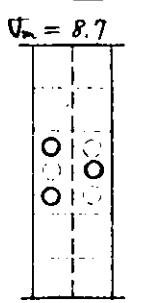
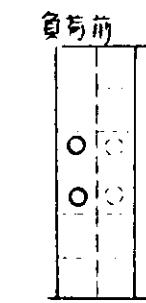


図 1.4.3 変形過程図

表 1.4.2 試験体断面定数および柱理論弹性座屈值

試験体	断面形状	断面積	長さ	断面二次モーメント			ヤング率	挿り剛性	曲げ挿り剛性	曲げ座屈	挿り座屈	直成座屈
				A	$\bar{I}_x$	$\bar{I}_y$	$\bar{J}_o$	$10^4 E$	$10^9 GJ$	$10^9 EP$	$\sigma_x$	$\sigma_y$
I	III	1983	1700	2.525	0.177	3.380	2.105	1.795	8.107	1258	88.4	82.5
II	T	1531	1700	0.809	0.570	2.294	2.188	3.009	1.471	393	298.0	23.3
III	I	1725	1700	5.275	0.0722	5.307	2.178	3.102	7.618	2074	31.1	49.6

参考：C型試験体

C(2.0)	H	2112	2156	2.725	0.296	3.053	2.136	5.93	1.88	585	59.3	15.0	15.0
C(3.2)	H	824	1359	0.915	0.0906	0.463	2.167	0.915	0.116	582	57.0	15.9	15.9
C-1	H	824	1359	0.445	0.0906	0.463	2.016	0.823	0.110	556	58.4	18.6	14.6
C-3	H	824	1359	0.445	0.0906	0.463	2.016	0.823	0.110	556	58.4	18.6	14.6
C-2	H	824	1359	0.445	0.0906	0.463	2.016	0.823	0.110	556	58.4	18.6	14.6
C-9	H	824	1359	0.445	0.0906	0.463	2.016	0.823	0.110	556	58.4	18.6	14.6

(注)：座標系は図で水平方向、鉛直方向をx軸、y軸とする。単位は kg/mm<sup>2</sup>。

表 1.4.3 実験最高荷重と柱理論座屈值

試験体	実験値			最高荷重時の変形	柱理論弹性座屈值		実験公式値 $\sigma_c$	
	降伏荷重 $\sigma_s$	最高荷重力 $F_{max}$	$F_{max}/\sigma_s$		曲げ $\sigma_E$	曲げ挿り $\sigma_c$	曲げ $\sigma$	曲げ挿り $\sigma_c$
I-1	21.9	17.7	0.81	下部パネル座屈	88.4	81.3	18.0	20.4
I-2		17.0	0.78					
II-1	29.6	20.3	0.69	中央部 挿り座屈	392.6	22.5	29.0	19.9
II-2		20.6	0.70					
III-1	29.2	13.4	0.46	中央部パネル座屈	31.3	99.6	19.2	28.9
III-2		11.4	0.39	・曲げ座屈				

参考：C型試験体

C(2.0)-1	28.1	16.9	0.58	下部 挿り座屈	59.3	15.0	21.3	14.9
C(3.2)-2		15.5	0.55	上部 挿り座屈				
C(2.0)-1		16.6	0.51					
C(2.0)-2	32.6	17.3	0.53	中央部 挿り座屈	57.0	15.4	23.9	15.9
C-1		18.0	0.55					
C-2	33.3	22.4	0.67	川字座屈後 中部挿り座屈	54.4	14.6	24.1	18.6
C-3	32.6	17.2	0.53	中央部 曲げ座屈	57.0	15.4	23.9	15.9
C-4	33.3	17.8	0.52	中央部 挿り座屈	59.4	19.6	24.1	19.1

表1.4.4 局部座屈応力と全体ペネル座屈値

試験体	部材名	部材 個数 $n_i$	算定座屈値 $\sigma_{ci}$	実験公式値 $\sigma_{ci}$	部材面積 $A_i$	全体ペネル座屈値	
						$\sigma_p = \frac{1}{A} E_{ci} A_i \sigma_{ci}$	$\frac{\sigma_p}{\sigma_p} = \frac{\sigma_p}{\sigma_s}$
I	W	3	21.5	16.3	238.0	16.4	0.75
	F	2	30.1	17.9	266.8		
	S	2	13.3	12.9	98.0		
II	w1	1	33.8	22.9	259.9	24.1	0.81
	w2	1	24.4	39.8*	192.5		
	F1	2	29.8	20.8	226.0		
	F2	2	58.9	25.9	171.1		
	S1	2	23.9	20.6	180.8		
	S2	1	58.9	25.9	121.6		
III	W	2	1.2	1.2	230.0	19.5	0.50
	F	4	36.0	23.3	185.5		
	S	1	54.6	25.3	83.2		

(注) \*EP -----  
 $\sigma_p = \frac{1}{A} E_{ci} A_i \sigma_{ci}$   
 Tröldemann-Haigher 3)  
 13セ. 手厚と板中比  $t/t_w$   
 カラ (内張り支承)  $> 32.3$  以下  
 15セ. 弾塑性座屈点起  
 ては行ない。

表1.4.5 C型試験体の換算座屈値

試験体	柱理論弾性座屈値				実験最高荷重			
	元の値 $\sigma_w$	換算値 $\sqrt{\sigma_w/\sigma_w}$	元の値 $\sigma_w$	換算値 $\sqrt{\sigma_w/\sigma_w}$	元の値 $\sigma_{max}$	換算値 $\sigma_w/\sigma_s$	元の値 $\sigma_w$	換算値 $\sqrt{\sigma_w/\sigma_s}$
C(1.2)-1	15.0	1.34	17.2	1.28	16.4	0.58	19.8	0.67
C(1.2)-2	15.0	1.34	17.2	1.28	15.5	0.55	17.8	0.63
C(2.0)-1	16.6				16.6	0.51	19.3	0.54
C(2.0)-2	15.4	1.45	17.9	1.35	17.3	0.53	20.1	0.62
C-1					18.0	0.55	20.9	0.60
C-2	18.6	1.51	17.0	1.40	22.4	0.67	21.1	0.78
C-3	15.4	1.45	17.9	1.35	17.2	0.53	20.0	0.61
C-4	18.6	1.51	17.0	1.40	17.8	0.54	20.7	0.62

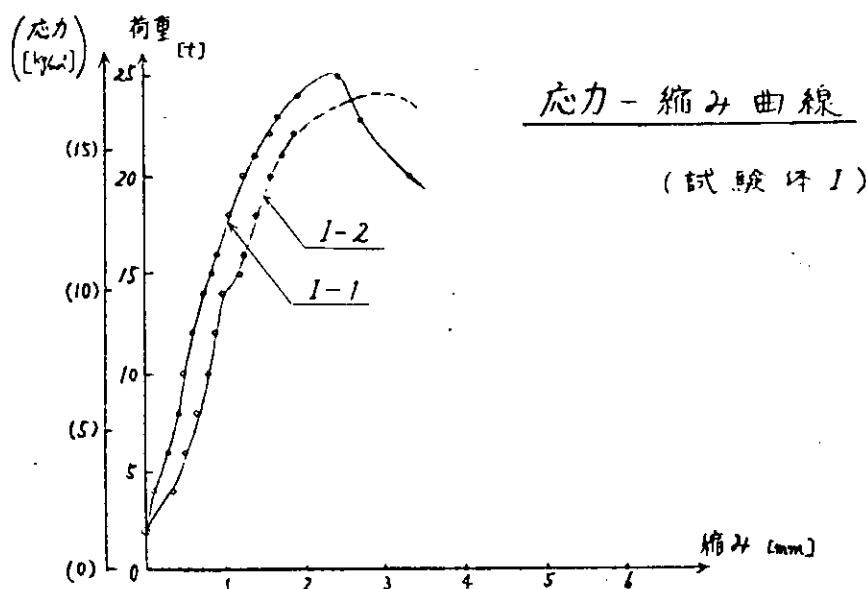
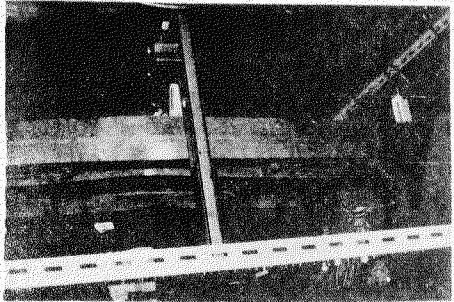
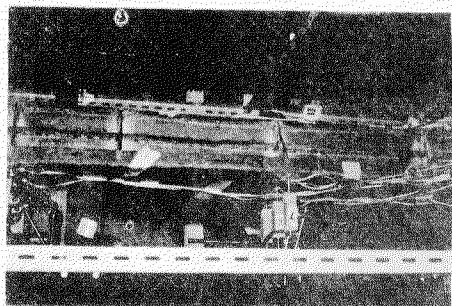


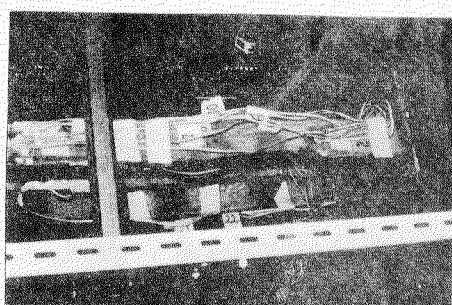
図1.4.7



試験体 I-1



試験体 II-1



試験体 III-2

### 写真 1.4.1 実験状況

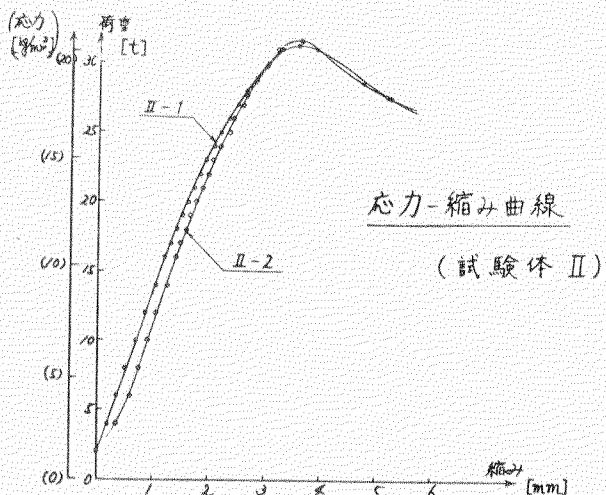


図 1.4.8

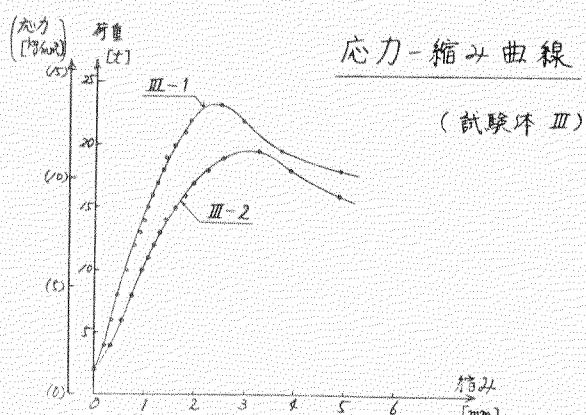


図 1.4.9

## 1.5 船体横桁コーナー部座屈崩壊実験\*

船体構造大骨材の静的圧縮強度については、従来から種々の研究がなされているが、特に高応力を生じ易い横桁コーナー部では、三次元的な応力分布・材料の降伏・Web plate の面外変形・Face plate のねじれおよび横倒れなど、多くの要因が複雑に組合せられるために、その挙動の定量化は困難である。

ここでは、約24<sup>TONT</sup> タンカ - Deck Trans. の Gunwale 部を対象に選び、可能な限り実船構造を再現して、横桁コーナー部にどのような過程で破壊を生じるのか、Web 板厚、Face plate 寸法、Stiffener 配置がどのような影響をおよぼすかを、6 体の供試模型により実験的に調べた。

### 1.5.1 供試模型および荷重方法

24<sup>TONT</sup> タンカ - Gunwale 部を対象に図1・5・1 のような形状のコーナー部模型を原型の型とした。寸法は、すべて実船の  $\frac{2}{3}$  縮尺としている。模型全体形状は Trans. ring の曲げモーメント零の点を推定して決めている。

表1・5・1 および図1・5・2、図1・5・3 に残り 5 体の特徴を示している。即ち、F2 型は Face 板厚を 16 → 22 mm に上げたもの、F1 型は Face 断面積を Ø 型と等しくして、幅・板厚を変えたもの、M 型は Web 板厚を 8 → 12 mm にしたもの、S1 型は Web stiffener を追加したもの、S2 型は Face に 2 本の Stiff. を設けて Stiff. の剛性を高めたものである。以上の変更以外はすべて Ø 型と同一である。

使用鋼材は、船体用軟鋼 (NK GRADE A) で、Yield Point のバラツキを小さく押えるよう指定しており、引張試験結果ではすべて  $\sigma_y = 29 \sim 32 \text{ kg/mm}^2$  の幅におさまっている。

荷重は図1・5・4 に示すような負荷棒により圧縮荷重を負荷した。

### 1.5.2 実験結果

破壊状況（除荷後）は図1・5・5～図1・5・10 のようになっている。実験結果をまとめて表1・5・1 に示す。表中の  $P_{cr}$  は有限要素法によって計算した弾性座屈荷重であり、計算された座屈モードの最大変位はパネル “B” に生じている。

図1・5・11 は模型の全体変位（区間見の間）と荷重の関係を表わしている。Ø 型については計測値におかしな点があり省略した。図1・5・12～図1・5・23 に Web plate の面外変形、Face plate や Web plate の歪と荷重の関係などを示している。なお、歪計測は板の両面でおこない、図1・5・14 の右上隅に示したように、板両面の平均歪と曲げ歪成分の形で図示した。

#### (1) Ø 型模型

\*執筆担当 森 正吾、田口義明

破壊はまずWeb plateに面外変位を生じて、直線部とテーパー部（コーナー部にかかっている）のFace plateにねじりを受け、Faceの圧縮力の作用でねじれが急速に進行し、桁の横倒れをおこしている。図1・5・12に示すように、Web plateの面外変形は荷重初期から生じており、座屈荷重計算値近くから急速に増加しはじめる。図1・5・14では、Face幅の両端近くのGage 105(106), 101(102)の曲げ歪成分は、WebのPcr計算値近くから増加し始める。これはWebの変形によってFaceにねじりを生じた事を示しているものと考えられる。101(102)側に比べて、平均圧縮歪が大きい105(106)側がほぼ降伏歪 $\approx 1.500 \times 10^{-6}$ になる荷重 $102^{Ton}$ を過ぎた頃から、105(106)の曲げ歪成分も急増し始める。同時期から横倒れによるFaceの横曲げに相当する105(106)の平均歪と101(102)の平均歪の差も急速に増加しはじめている。このように大変形を生じ始める荷重として

ここでは、FaceのB断面の平均歪（M型では105(106)の値）が降伏歪に達する荷重 $P_{Y.B.exp.}$ をとり、計算上B断面の応力が降伏応力に達する荷重を $P_{Y.B.cal.}$ とすると、 $P_{Y.B.exp.}/P_{Y.B.cal.} \approx 0.53$ となっている。

#### (2) F2型模型

Face plate板厚を16mmから22mmに上げたために、Faceのねじれではなく、FaceによるWebへの押込みを生じて $P_{max.}$ に達した。図1・5・12はWeb plateの面外変位を表わしており、M型の項で述べたと同様な傾向が見られる。図1・5・16のFace C断面では非常に早くから降伏し始めているが局部的なために桁の大変形には至らず、M断面206の歪が $\epsilon_y$ に達する荷重 $138^{Ton}$ 付近から変形が著しくなっている。この荷重は、図1・5・13のWeb plateが板曲げによる降伏をおこす荷重、すなわち223(226)の曲げ歪成分が降伏歪の約1.5倍に達する荷重とほぼ一致しているようである。FaceのB断面では、 $P_{Y.B.exp.}/P_{Y.B.cal.} \approx 0.54$ となっている。

#### (3) F1型模型

Face幅を小さく、板厚を増したために、Faceのねじれではなく桁としての横倒れによって $P_{max.}$ が決り、M型に比べて $P_{max.}$ が $140^{Ton}$ から $154.8^{Ton}$ に増加した。図1・5・17の119(120)の平均歪が降伏歪に達する荷重約 $107^{Ton}$ 近くからFaceの横曲げ（図1・5・17の口印）が急激に増している。 $P_{Y.B.exp.}/P_{Y.B.cal.} \approx 0.56$ となっている。M型とほぼ同じ値である。

#### (4) M型模型

板厚を増したためにWeb plateの面外変位は、M型に比べかなり小さくなっているが破壊の経過はM型と同じである。図1・5・12では約 $130^{Ton}$ 附近から面外変形の増加が著しくなっているが、図1・5・18のFace B断面では約 $168^{Ton}$ 、図1・5・19のM断面では約 $165^{Ton}$ でFaceの平均歪が降伏歪に達し、Face B断面の横曲げ（図1・5・18の口印）が急増している。その直前までFace歪（B断面）は直線的に増加し、計算値ともほぼ合っている。119(120)と129(130)の平均歪の差も小さ

い。これらは、Web plate の面外変形が小さい事と対応している。

#### (5) S1型模型

Stiffener で Web plate の面外変形を拘束したために Face plate のねじれは生じないで、コーナー R-END の TAPER 部で Face が Web へ押込まれている。これは、図 1・5・20 の Face B 断面で板曲げをほとんど生じていない事と対応している。B 断面の I33(134) が降伏歪に達する 155<sup>Ton</sup>まで、ほぼ直線的に変化し、I33(134) と I23(124) の平均歪の差も非常に少なくなっている。変形の進行は、図 1・5・13 の Web plate が曲げによって降伏する荷重即ち曲げ歪が 1.5 ε<sub>r</sub> に達する荷重 158<sup>Ton</sup>付近から著しくなっているようである。この 158<sup>Ton</sup> は、図 1・5・21 の断面の平均歪が ε<sub>r</sub> に達している荷重でもある。

#### (6) S2型模型

Stiffener で補強された Face B 断面では、ほとんど“変形せず”、コーナー R 部 (TAPER 部とその隣の広幅部) の Face にねじれを生じ P<sub>max.</sub> に達した。図 1・5・22 の B 断面では、I19(120) が降伏歪に達する 155<sup>Ton</sup> 近くから Face の横曲げが顕著になるが、それまでは、ほぼ直線的に変化し Face を補強した効果が認められる。同じく、D 断面でも、約 158<sup>Ton</sup> で降伏歪に達し、229(230) の曲げ歪成分が急変し始めている。

#### (7) 全体変形

図 1・5・11 に示すように、Web の面外変形を拘束した型、あるいは Face を補強してねじれをおこりにくくした型では、P<sub>max.</sub> 近くまで直線関係を保ち、M 型、F1 型、F2 型など、Web の変形がおこりやすい型では P<sub>max.</sub> よりもかなり低い荷重で直線関係からはなれ始める傾向が見られる。

### 1・5・3 まとめ

#### (1) Web の座屈荷重計算値について

M 型、S1 型では、弹性座屈荷重が非常に高くなり、弾塑性としての取扱いが必要になるが、それ以外の型では、弹性座屈の領域にある。現実には、荷重初期から面外変形を生じ、P<sub>c</sub> 附近で面外変位が急激に増大する傾向を示している。

#### (2) P<sub>max.</sub> について

6 体の模型の中では、M 型、S2 型の P<sub>max.</sub> が最も大きいが、板厚寸法の差などにより、同一荷重に対する応力レベルが各々異なるので直接比較することはできない。そこで計算応力値から Face の応力が同一レベルになるように荷重を修正し、M 型を 1.0 とした時の各型の P<sub>max.</sub> の比を表 1・5・1 の (1) 内に示している。これによれば、S1、S2 型が最も良く、M 型、F2 型、F1 型では、ほとんど差が見られない。F1 型が M 型よりも高いのは、F1 が Face の横倒れであるのに対し、M 型は Face がねじれて P<sub>max.</sub> に到達したという変形形態に起因しているものと考えら

れる。

(3).

Face B断面の板厚平均歪が、材料の降伏歪に達する荷重  $P_{v.B.\text{exp.}}$  を応力レベルを合せて比較した結果を表1・5・1 の(1)内に示している。これによれば、Ø型、F1、F2型はほとんど変らず、M型、S2型、SI型の順序で大きくなっている。

Web plateの面外変位を Stiff. で拘束した効果が顕著である。Web板厚を増したM型も類似の効果があるが、構造重量の増加という点で不利となろう。

(4).

表1・5・1 の  $P_{v.B.\text{exp.}}/P_{v.B.\text{cal.}}$  の値を見ると、計算上の降伏開始荷重よりもかなり低い荷重で Face の板厚平均歪は降伏歪に達しているが、Web が面外変形しにくい場合(M型、SI型) および補強により Face の剛性を上げた(S2型) では、実際の降伏開始荷重が、計算上の降伏荷重に近づいている。

(5).

$P_{\max.}/P_{v.B.\text{exp.}}$  の値は、桁が大変形し始めてから  $P_{\max.}$  に達するまでの余裕を表わすものと考えられるが、M、SI、S2型では  $P_{\max.}$  に達する直前まで、局部的な降伏を除いてほぼ弾性に近い挙動を示している。

(6).

Ø型模型のように、Web寸法が弾性座屈を生じる領域にある場合には、Web stiff. によって補強したものが、Faceの降伏開始、荷重、最大荷重  $P_{\max.}$  いずれに対しても、より効果的であると判断される。

しかし、M型のように  $P_{cr.}$  が弾塑性座屈領域にある場合には、Web plateの面外変形を拘束することによる効果は、ほぼ頭打ちとなり、Faceの平均応力と材料の降伏応力によって  $P_{\max.}$  は支配的な影響を受けるものと考えられ、この場合  $P_{\max.}$  の絶対値を高めるためには、Face寸法を上げることが必要になると考えられる。

(7).

Gunwale 部 R-END で Taper し、Face寸法を急激に変化させる事は、強度上の弱点となりやすく Side shell 側と Deck Trans. 側での強度バランスという点で、TAPER 位置を変えるとか、TAPERを止める方向で再検討する必要があろう。

表1・5・1 実験結果

型名	主寸法	(註1) Pcr. (FEM計算値)	(註2) P <sub>max</sub>	(註2) P <sub>r,b,exp</sub>	P <sub>r,b,col</sub>	P <sub>r,b,exp</sub> / P <sub>r,b,col</sub>	P <sub>max</sub> / P <sub>r,b,exp</sub>	破壊状況
1 Ø	WEB板厚 8.0 FACE 460(190)×16	74.3 TON	140 TON (1.0)	102 TON (1.0)	191 TON	0.53	1.37	B断面直線部および TAPER部のfaceがねじ れて横倒れ
2 F2	WEB板厚 8.0 FACE 460(190)×22	89.0	168 (1.03)	119 (1.0)	222	0.54	1.41	TAPER部のfaceがweb の方へ押込まれる
3 F1	WEB板厚 8.0 FACE 330(140)×22	76.9	154.8 (1.11)	107 (1.05)	191	0.56	1.45	faceはほとんどねじ れて横倒れ
4 M	WEB板厚 12.0 FACE 460(190)×16	196	176.4 (1.0)	168 (1.30)	242	0.70	1.05	Ø型とほぼ同様
5 S1	寸法はØ型と同じ WEB STIFFを追加	—	164.4 (1.17)	155 (1.52)	191	0.81	1.06	TAPER部のfaceがweb に押込まれている。追加した Stiffener端部に集中発生
6 S2	寸法はØ型と同じ FACE1:2条のSTIFFを追加	86.3	176 (1.15)	155 (1.39)	209	0.74	1.14	直線部はほとんど変形せず TAPER部と広場のface 部にねじれを発生

(註1) ( )内はTAPERにより狭くなった部分のFACE幅

(註2) ( )内はFACEの応力(計算値)を同一レベルに合せ、Ø型を基準1.0として比較した値

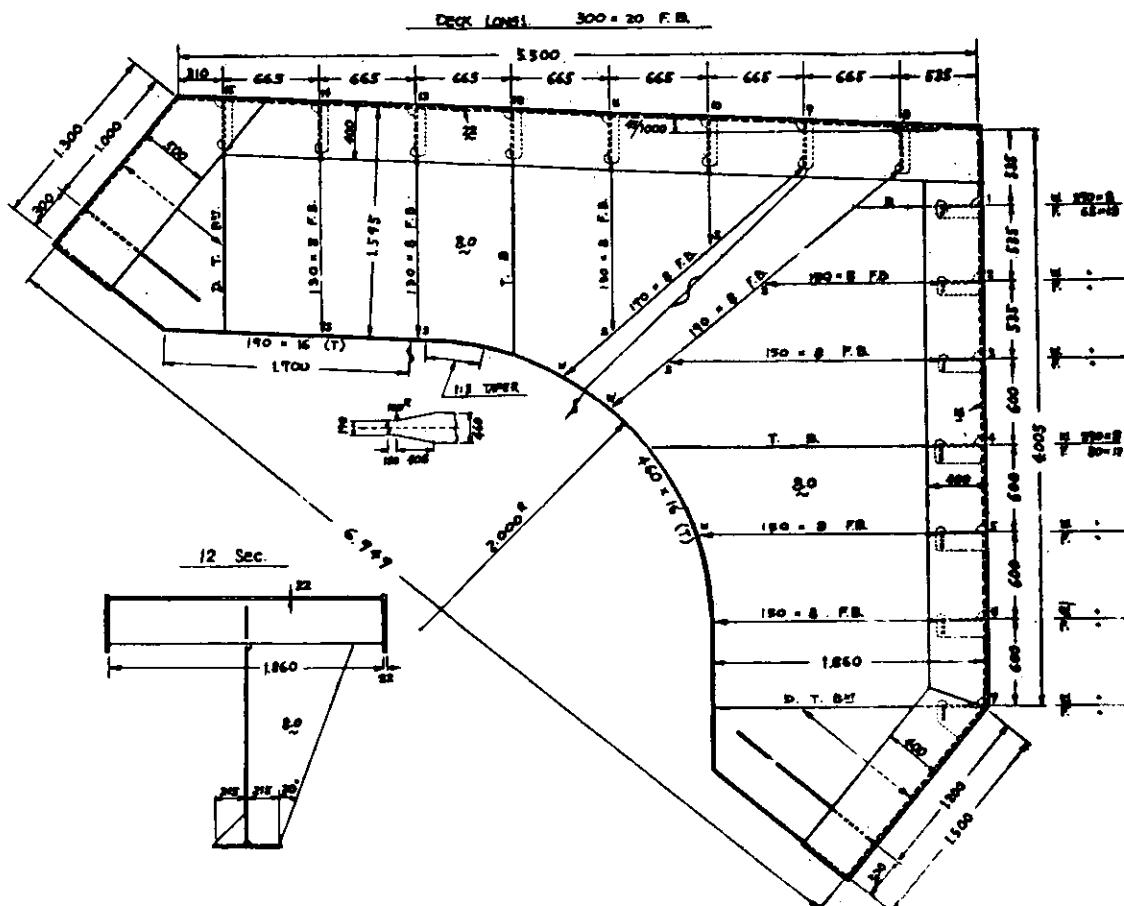


図1・5・1 Ø型模型・形状

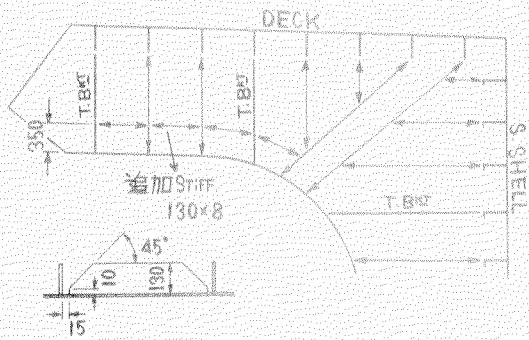


図1.5.2 S1型模型

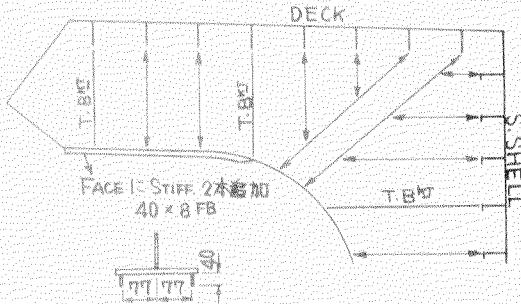


図1.5.3 S2型模型

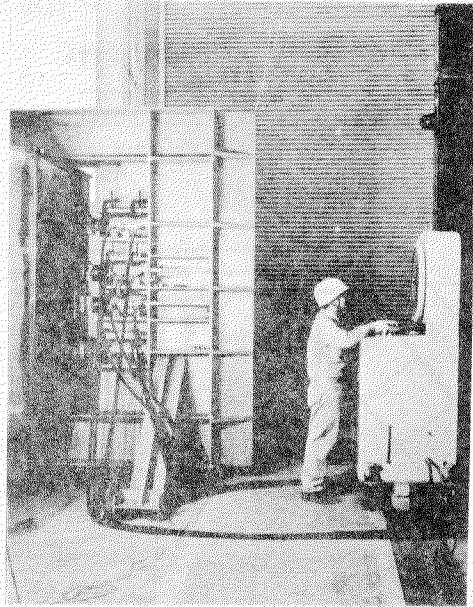
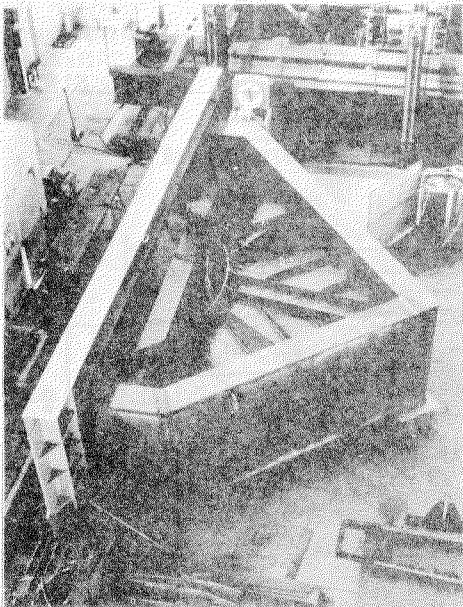


図1.5.4 試験状況

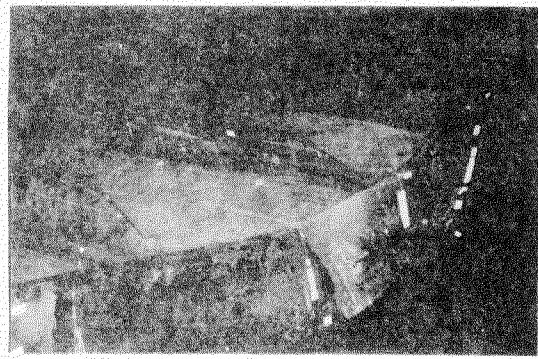
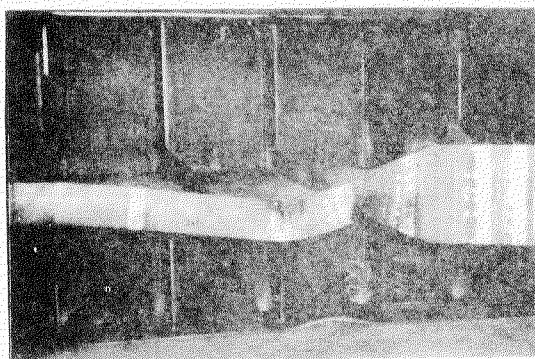


図1.5.5 破壊状況(外型)

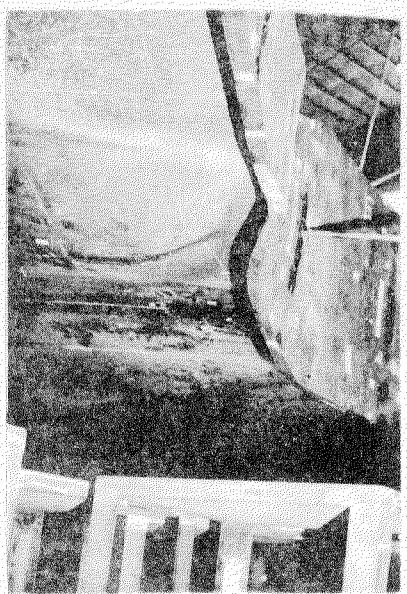
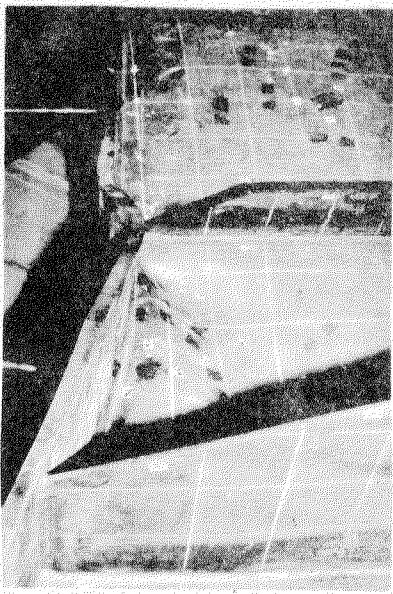


図 1・5・6 破壊状況 (F2型)

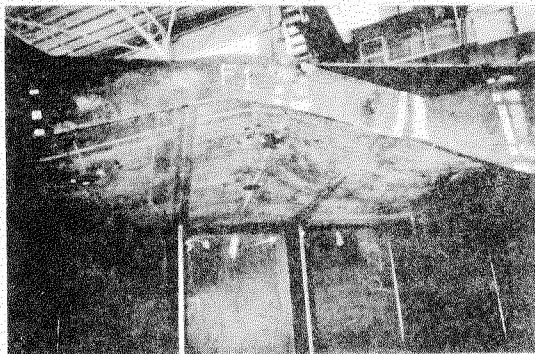


図 1・5・7 破壊状況 (F1型)

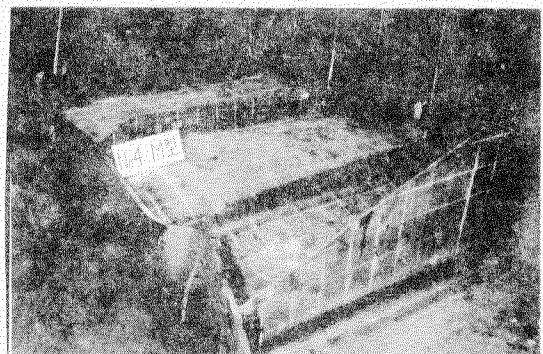
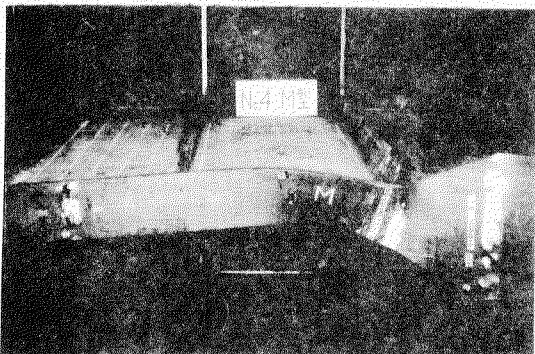


図 1・5・8 破壊状況 (M型)

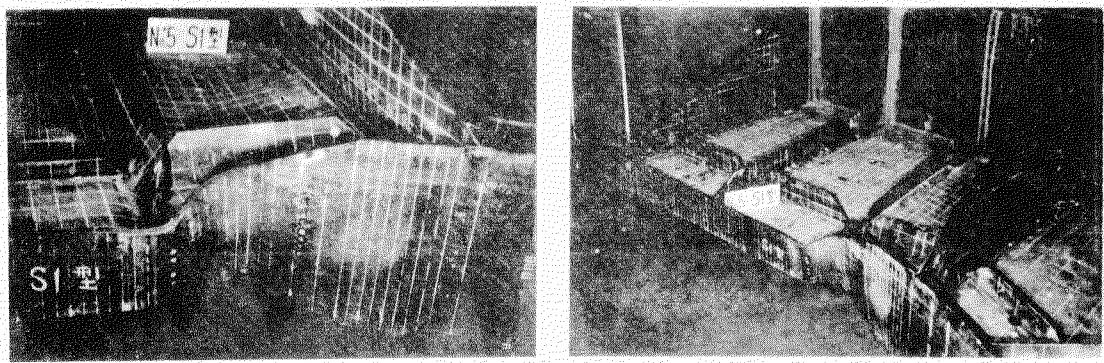


図 1・5・9 破壊状況(S1型)

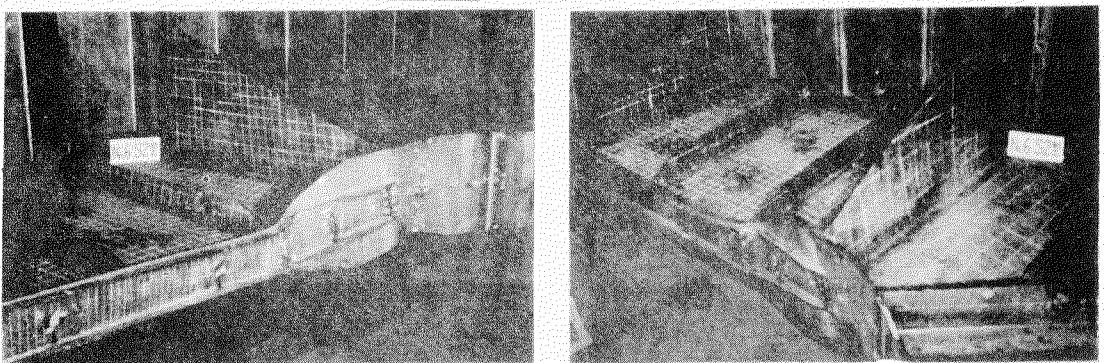


図 1・5・10 破壊状況(S2型)

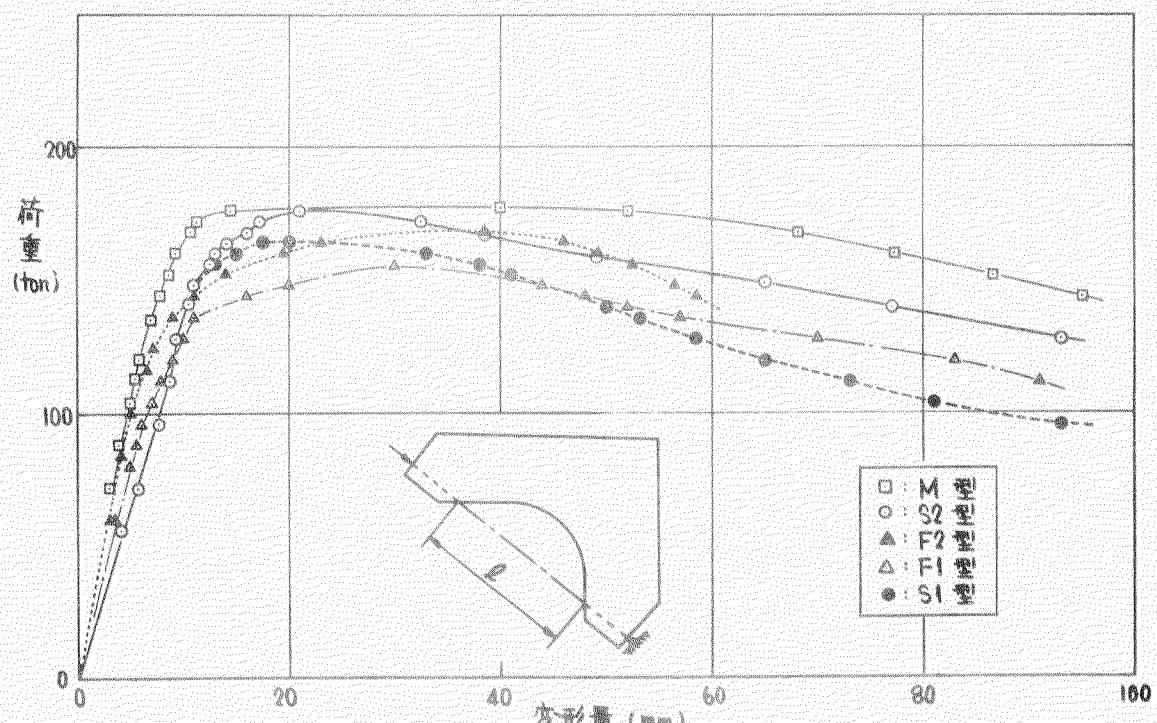


図 1・5・11 全体変形 - 荷重

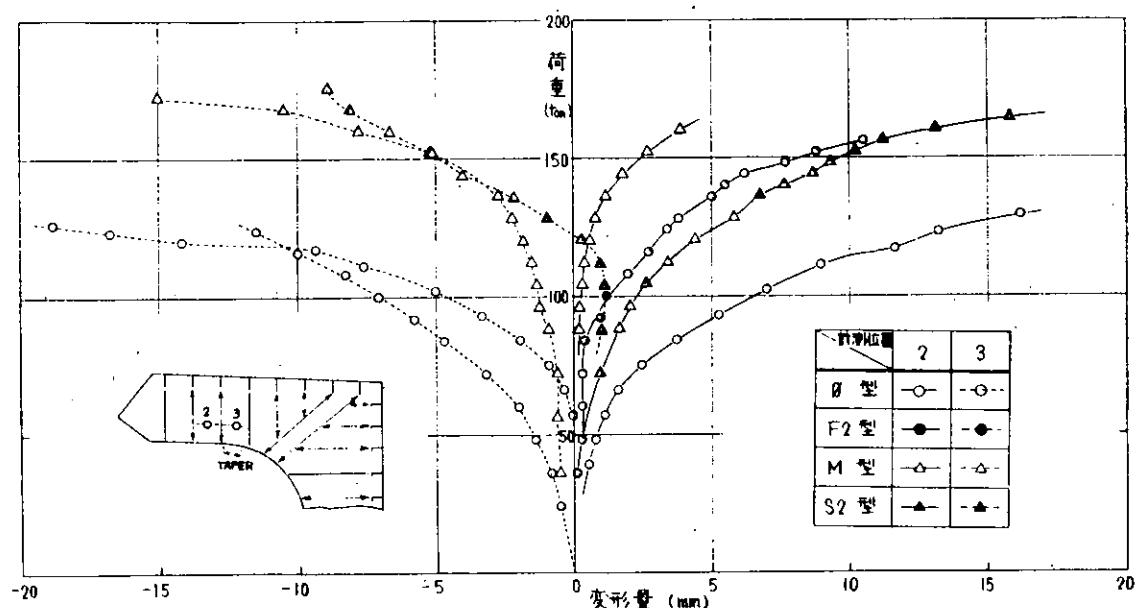


図 1・5・12 WEB の面外変形 (計測位置 2,3)

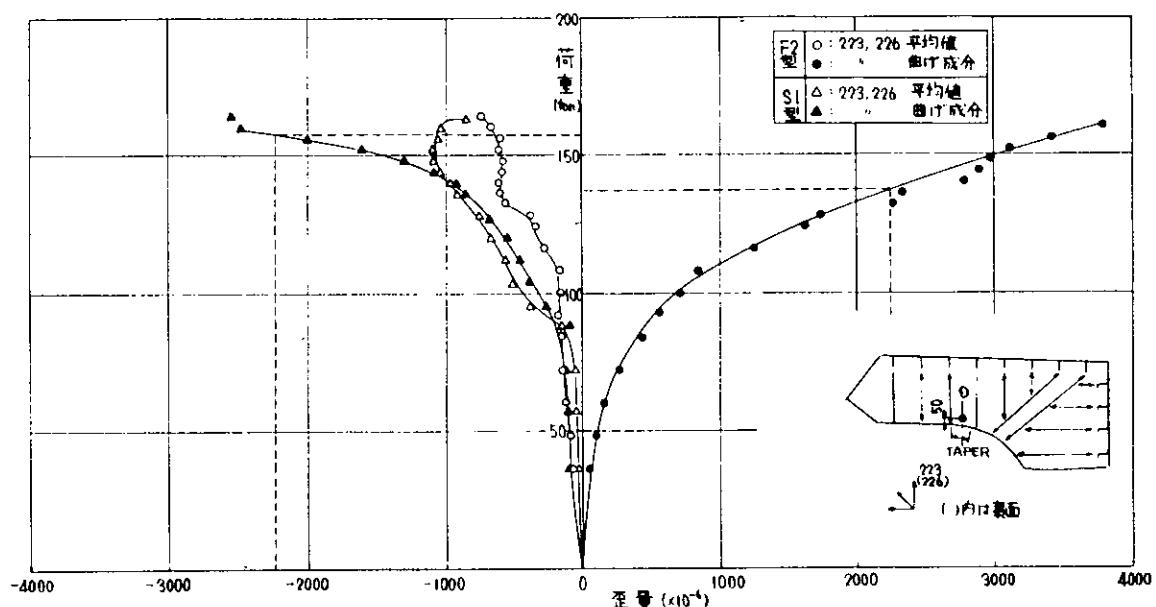


図 1・5・13 WEB の断面の歪変化 (F2, S1型)

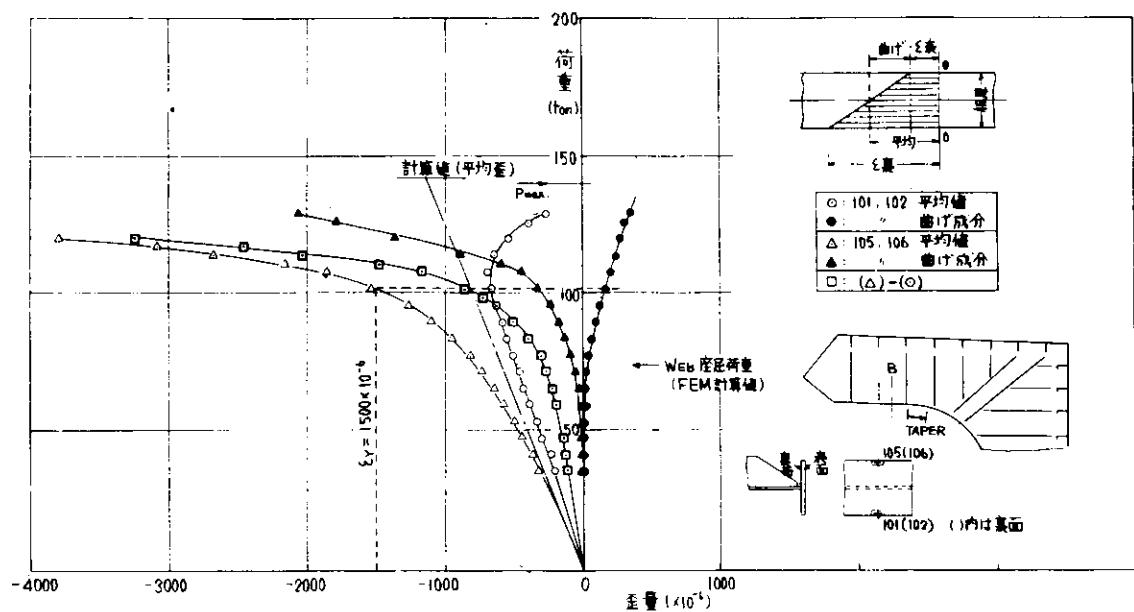


図 1・5・14 FACE, B断面の歪変化 (B型)

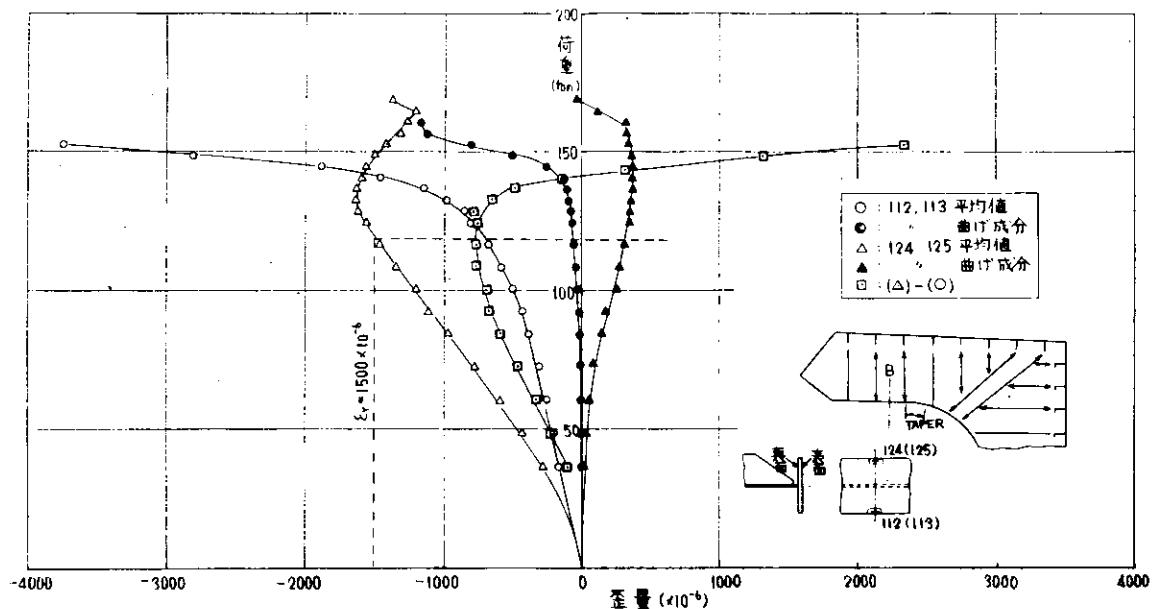


図 1・5・15 FACE, B断面の歪変化 (F2型)

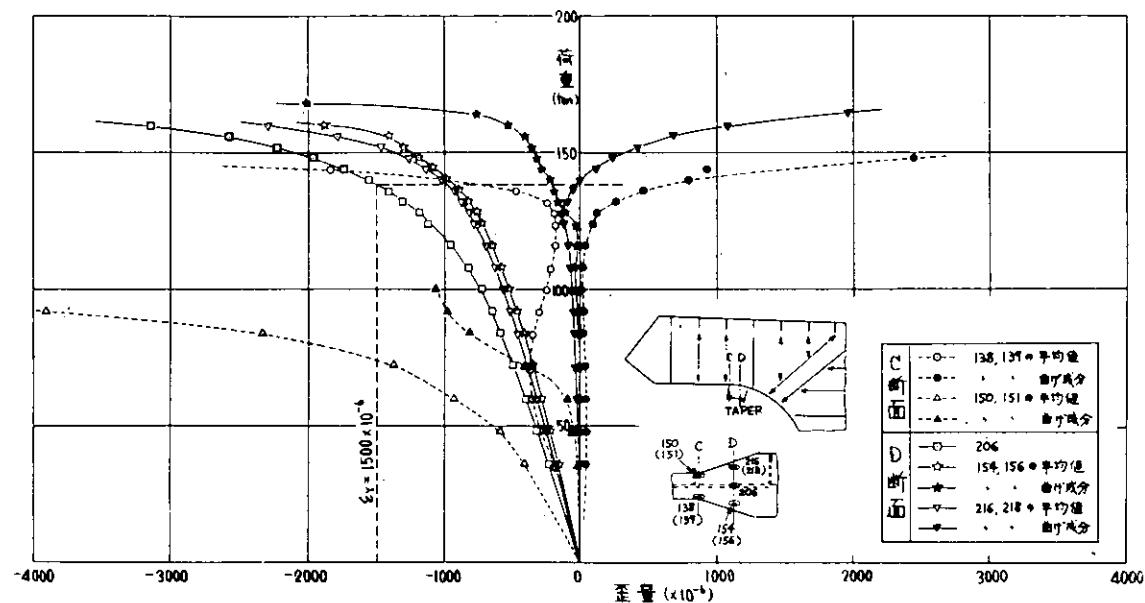


図 1・5・16 FACE, C, D 断面の歪変化 (F2型)

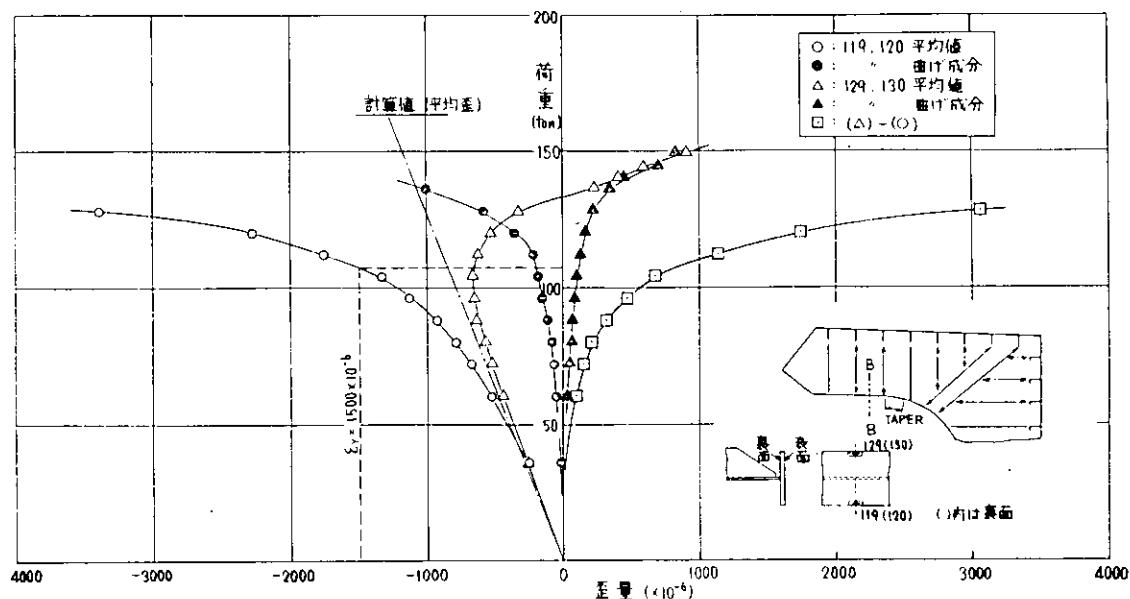


図 1・5・17 FACE, B 断面の歪変化 (F1型)

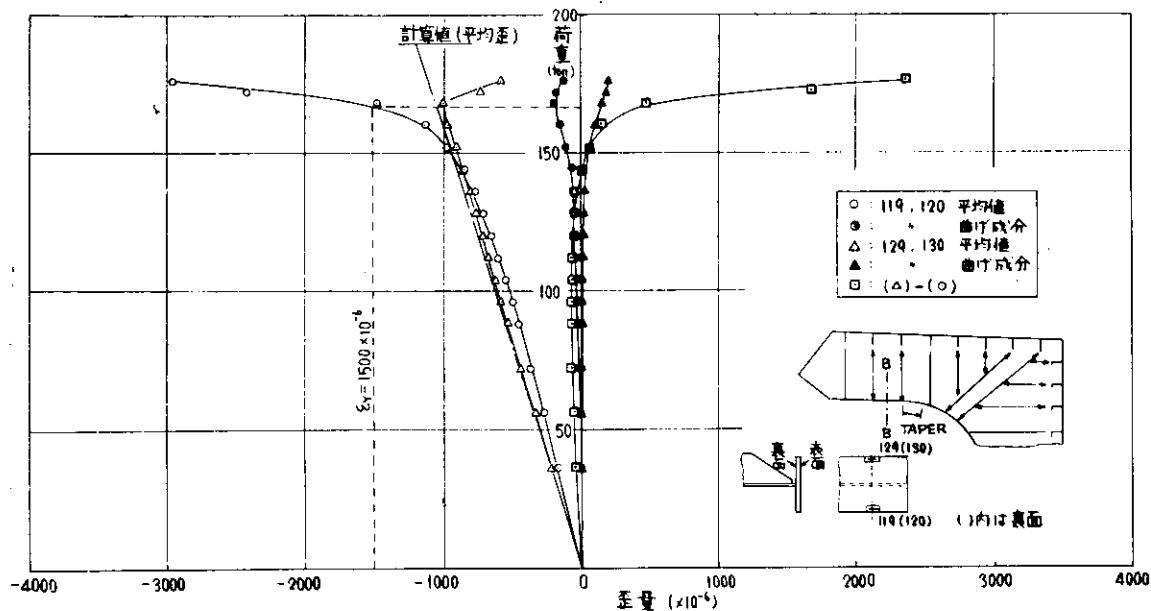


図 1-5-18 FACE, B断面の歪変化 (M型)

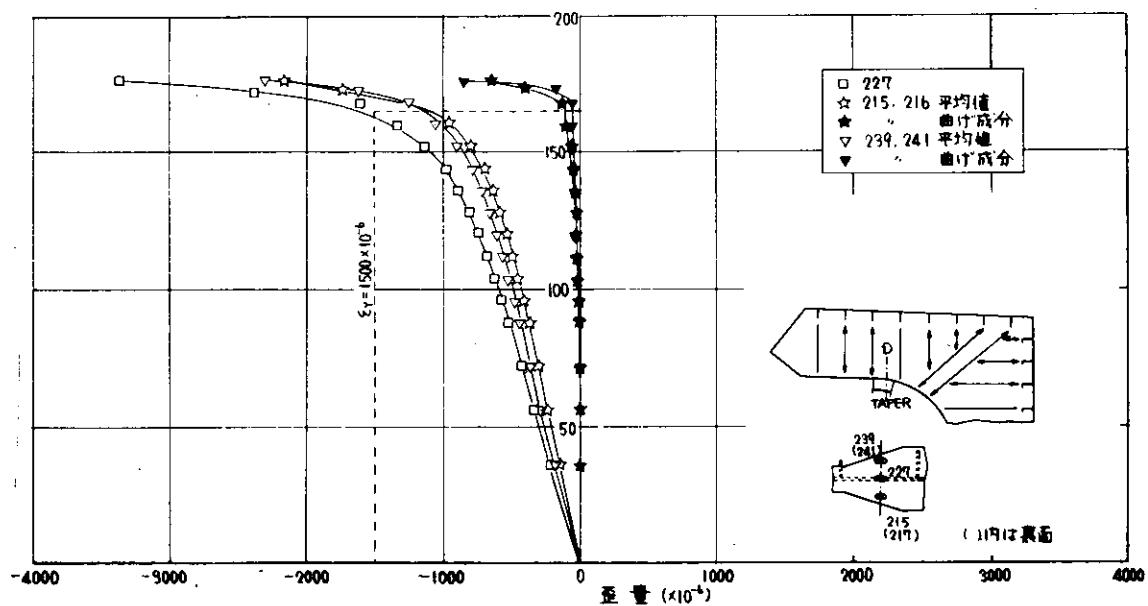


図 1-5-19 FACE, D断面の歪変化 (M型)

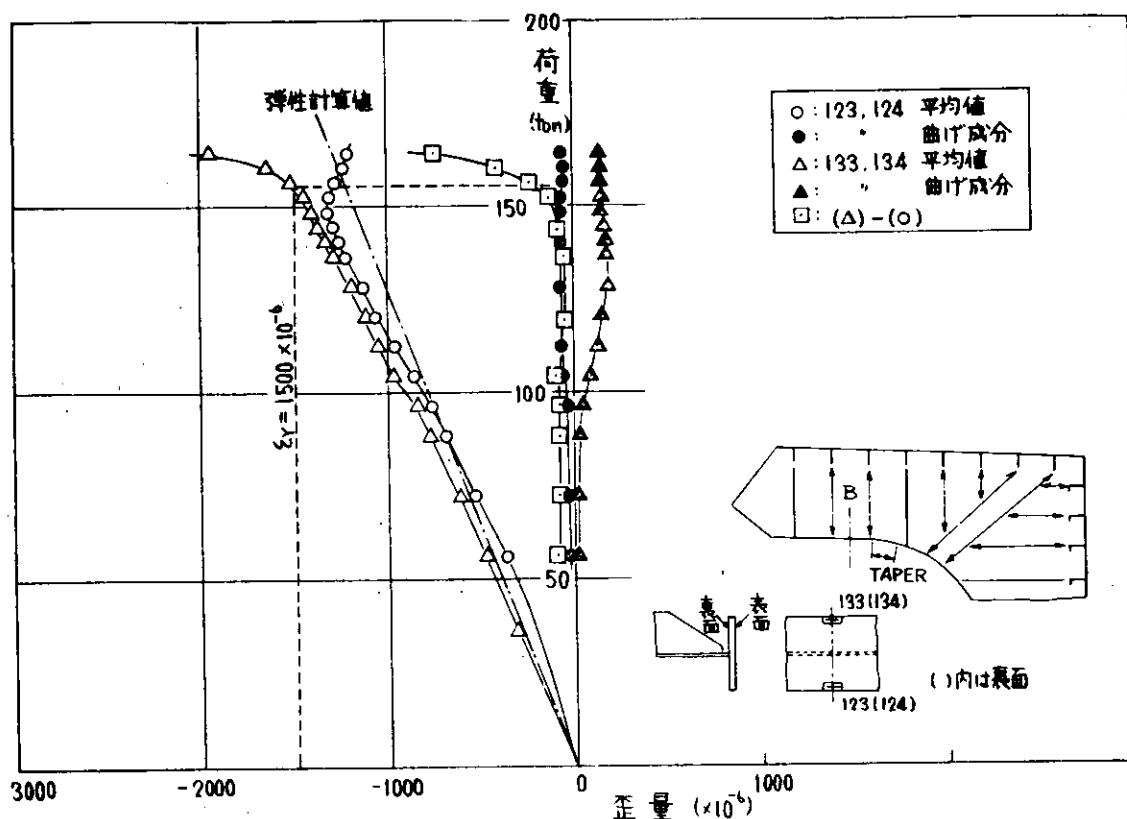


図 1・5・20 FACE, B断面の歪変化 (SI型)

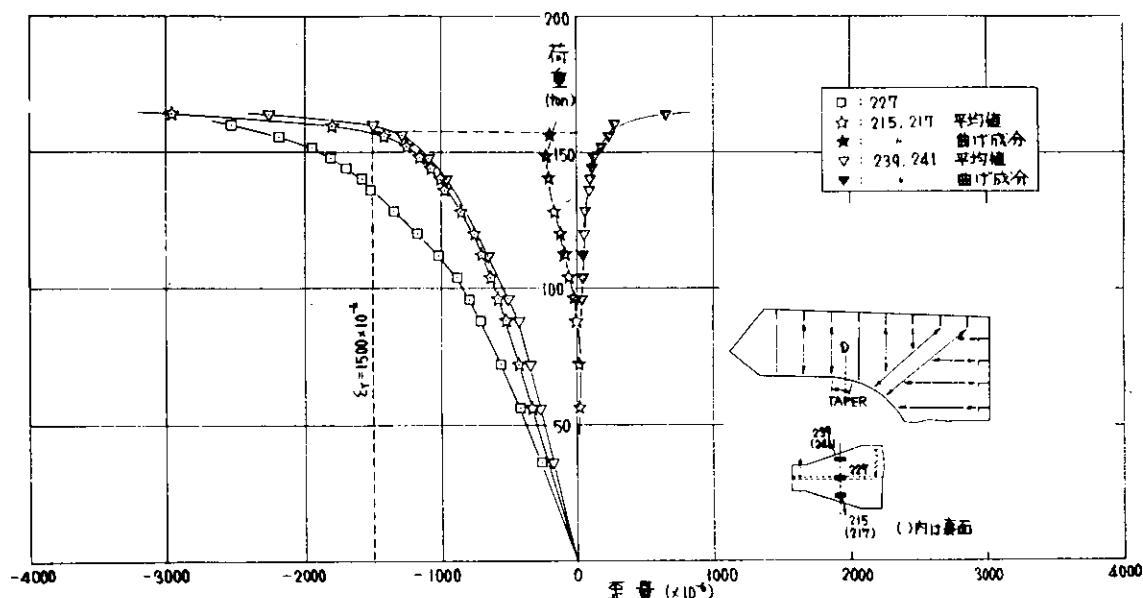


図 1・5・21 FACE, D断面の歪変化 (SI型)

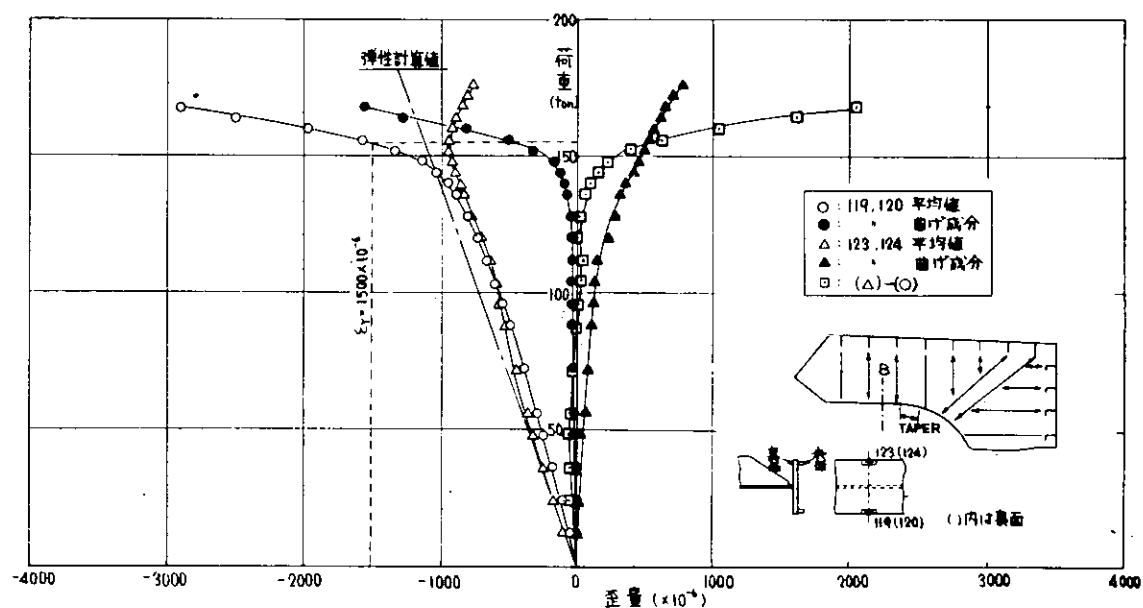


図 1・5・22 FACE, B 断面の歪変化 (S2型)

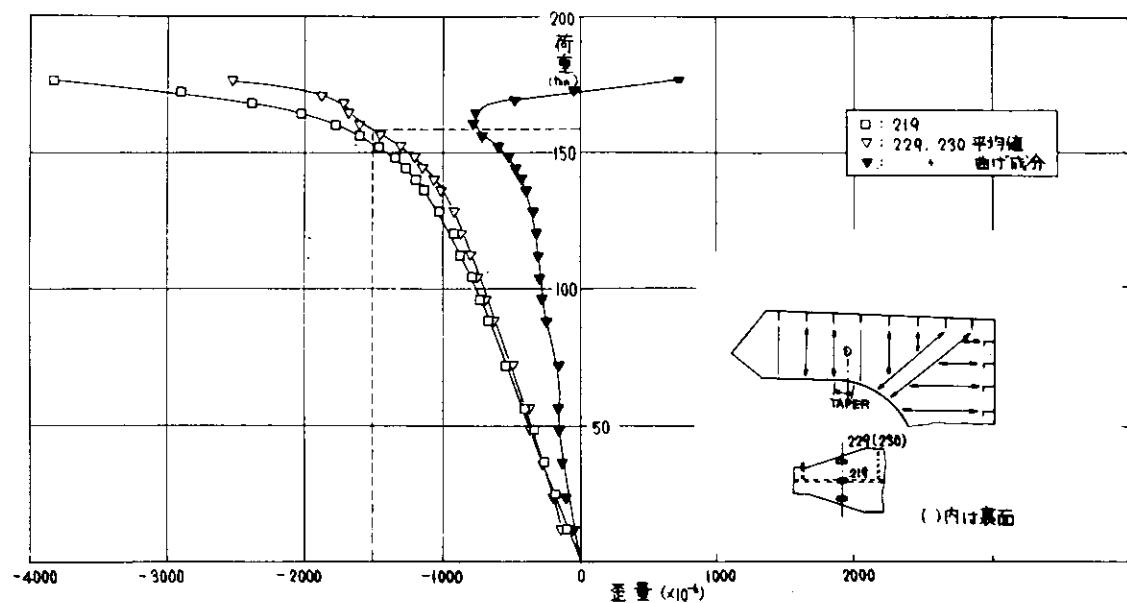


図 1・5・23 FACE, D 断面の歪変化 (S2型)

## 1.6 座屈解析プログラム開発

### 1.6.1 緒言

“PASSAGE”プログラムの完成により、船体構造の静変形解析の精密化は大いに進むものと期待されているが、船体構造設計の合理化を強力に推進させるためには、更に波浪衝撃荷重に対する船体の動的応答、座屈強度から更に進んで最終強度を適確に推定し得るプログラムの開発が要望される。このような観点に立って昭和47年度から座屈プログラム開発小委員会が発足し、昨年度はプログラム開発のための予備的な調査研究を行った。その結果に基づき本年度は局部座屈解析プログラムの開発と、ビルデコナー部等の局部最終強度解析のプログラム開発を平行して行ったので、その開発経過の概要を以下に報告する。

### 1.6.2 局部座屈解析プログラム開発

#### (1) 局部座屈解析プログラム開発の目的

船体横強度問題に関する連して局部座屈プログラム開発の必要性が、本小委員会で論せられ、汎用性は重視せず当面はストラット基部やビルデコナー部の局部座屈の解析を目標とした座屈プログラムの開発が、三菱長崎研究竹の壹岐委員を中心としたグループにより実施された。

#### (2) 概略機能

##### (2)-1 理論

有限要素法の微小変形理論による。

##### (2)-2 解析内容

固有値問題としての弾塑性座屈解析、並に最高荷重上限値を把握するための弾塑性応力解析。

##### (2)-3 対象構造・規模

ビルデコナー部、ストラット基部等の3次元薄板構造 (mode数≤1000, dof max 6000程度)

##### (2)-4 Input Generator

パラーナーを固定した簡単なもの。但し Scantling Data を入力する。

##### (2)-5 有限要素

節点変位成分を  $u, v, w, \theta_x, \theta_y$  とした。Assumed Stress Type Hybrid Element. <sup>\*2</sup>

##### (2)-6 Solver

Extended Band 即ちカリオルニア大学クレイ分枝 U.C.B. を開発した Band 中に制約の無いものを改良して使用。

\*1. 執筆担当 川井忠彦

\*2 詳細は SR133B-47 “薄肉殻構造物の平板近似による弾性座屈解析” S48-10

(2)-7 塑性計算

流れ理論による。

(2)-8 固有値解法

Extended Band Solver & 組合せ Inverse Iteration with Origin Shift を用うる。

(2)-9 Output Generator

3次元のメッシュ、荷重、変位図、並びに応力（ベクトル並びに等高線図）、座屈モードをプロッターに出す。

(3) プログラム構成、並びに開発状況

下表の通り

Module名	内 容	Coding枚数	現 状
I/G	Gunware 並びに J20 から FEM Input Generator	約500枚	フローチャート済
F E M	3次元薄板構造について 静的応力解析ルーチン	約3,700枚	弹性解析分完成 塑性解析へ略定
E I G E N	今上に引きつづいて 座屈解析ルーチン	約2,100枚	Module化はOK FEMコードはアスクト中
Φ/G	結果再編集並びに 图形表示ルーチン	約3,500枚	屈折応力 Subroutine <sup>*3</sup> 完成、フローチャート済

Process Flow Chart は図(1.6.1) に示す通りである。

(4) テストラン結果

二三のFEMのテストラン結果を図(1.6.2) に示す。

(5) 今後の予定

(3) で述べたごとく、当面計画した研究用座屈プログラムの開発は年度内に略定成し、小さな計算ならば本年3月頃より出来る予定であるが、本格的な解析に使用可能となるのは本年5月頃になる見通しである。

これと平行して Document を作成していく積りであり、Document としては、(1) User's Manual (2) Engineering (Theoretical) Manual (3) Programming Manual (Flow Chart 等)  
(4) Program List (Fortran IV) の4種類を考えている。

\*3. JANAF(株) 計算分 約3000枚

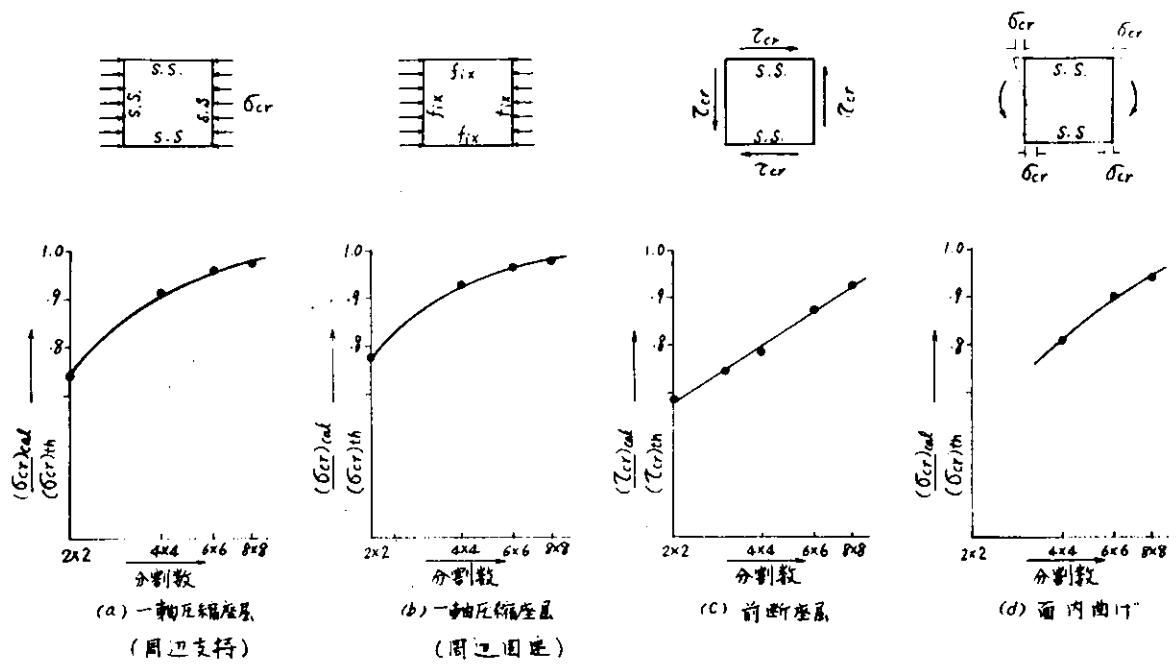
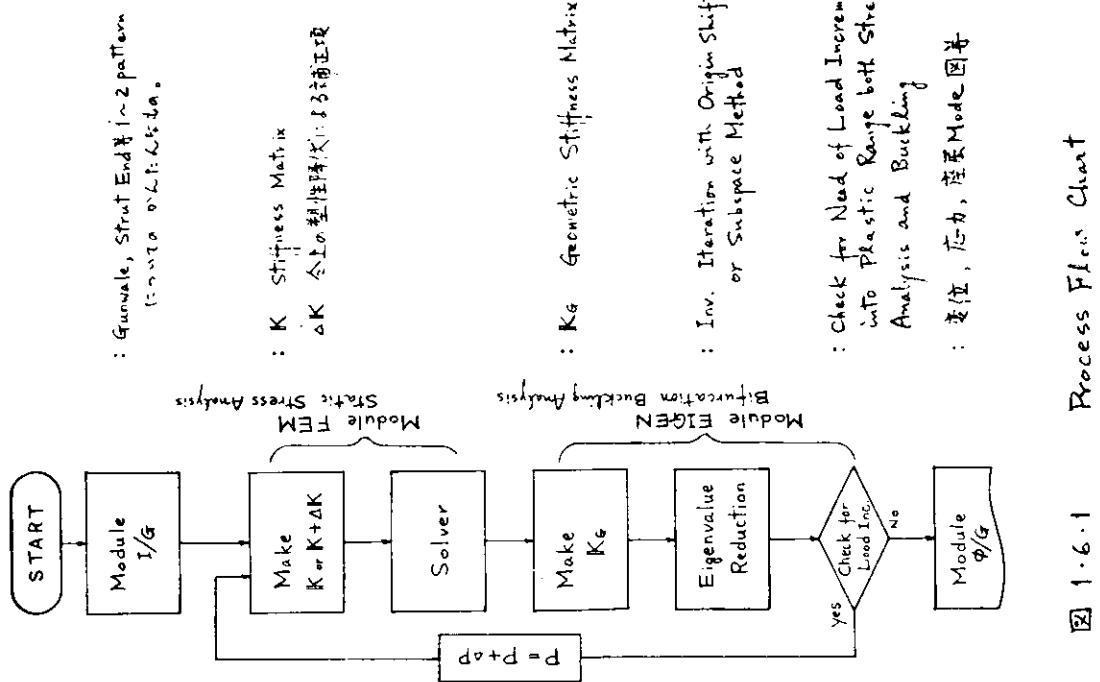


Fig. 1.6.2 Assumed Stress Hybrid Element 精度(矩形板の座屈)



### 1.6.3 最終強度解析プログラムの開発

#### (1) まえがき

船体構造における主構造要素の一つとして、深いウェブをもつ桁があげられるが、その最終強度は船体の横強度、ひいては船全体の総強度に関連して非常に重要であり、その合理的な推定をなし得るプログラム開発が、本委員会のもう一つの重要な本年度の研究計画でもあった。

さてこのような最終強度を解析する有力な方法として荷重増分法 (incremental loading procedure) による弾塑性大たわみの有限要素解析法があり、かなり実用化が進んでいるが一般に計算の手続がかなり複雑であり、また数多くの繰返し計算が必要となり、しかも誤差の制御が計算精度に関連し最も重要な問題となっている。従って単純な構造要素の静的挙動を追跡するのかやうとの現状であって、大きな構造物の最終強度解析は、このような手法では実用上不可能であると考える。

そこでこのような問題に対しても、解析結果の必要とする精度を考慮して出来るだけ大きな要素を用い、しかも弾塑性、大たわみの挙動を極限解析 (limit analysis) の考え方で扱った単純なモデルにちなんで、計算の複雑化を防ぐことが重要である。このような線に沿い昭和48年度は船体局部最終強度を考えるまでの基礎研究として、1トランスリントを取り出し、それから外力のもとで最終強度に達する過程を順次追跡出来る解析法と専用プログラムの開発を行った。すなわち阪大上田助教授を中心とする研究グループは、軸力、曲げ、剪断荷重を受ける矩形ガーダー要素の挙動を理想化する理論を構成し、それとともに簡単な構造物を解析して、この解析法の有効性を検討した。一方日本造船の塙委員は、この研究用解析プログラムをもとにして船体最終横強度解析用の専用プログラムを作成した。

#### (2) 最終強度解析法の概要

さて前節で定義したガーダー要素は外力の増加に伴って局部座屈、あるいは局部塑性化を起し、非線形挙動を示すことになるので解析は荷重増分法を用いて進めて行く。その際任意の荷重段階におけるガーダー要素の剛性マトリックスの導出は、局部的な変形や応力分布は多少拘束性にして、モデルの単純化を計り、全体的に捉えて行く方針を進む。すなわちこのガーダー要素が外力の増加とともに変形して行く過程は、必ずウェブが座屈するかしないかによって二つの流れに分られる。座屈しない流れの方はガーダー要素において、フランジと補強材はウェブに比して十分な剛性があると仮定しているので、最後まで座屈は起らず塑性強度で最終強度に達すると言われる。一方ウェブに座屈が生ずる場合は、その座屈が弹性域で起るか、塑性域に入りて起るかで二つの流れに更に分られる。

そして弾性座屈が起る場合には、座屈後の強度が期待出来る場合と期待出来ない場合が考えられ、期待出来る場合には張力場(tension field)が出現し、フランジの強度により更に3種類の最終強度に達することになる。また、弾塑性域に入って座屈する場合は一般に座屈後の強度は期待出来ず、間もなく最終荷重に達すると考えられる。

さて以上の中でウェブに弾性座屈が起り、張力場が出来て行く場合が最も複雑なケースで、この場合について以下に述べることとし、種々の局部座屈、塑性化の状態に対する剛性マトリックスを推定する方法を開発することが出来た。従って他の場合はそれを更に単純化することにより剛性を評価することが可能となったのである。以上の考え方の流れをプロックダイアグラムで示すと、図(1.6.3)のようになる。

さてトランスリングの断面は、図(1.6.4)に示すような大きさの異なる上下フランジとウェブからなると考える。また垂直ステッパー間をとり、それをガータ要素と呼ぶ。トランスリングは種々の形状のガータ要素からなるか、ここでは、いずれも図(1.6.4)のような矩形ガータ要素に帰着させて取扱う。外力のもとでガータ要素は局部座屈、あるいは降伏し最終状態に達する。

このようなガータ要素の挙動を次のように極限解析的考え方で理想化する。  
(2)-A ガータ要素の理想化の基本的考え方

#### (i) ウェブの座屈強度と相周曲面

- ウェブ中央断面の平均値をもとにウェブの座屈相周曲面(M-N-V曲面)を作成する。(図(1.6.4))
- この相周曲面をフランジを含む断面力に変換しておく。

#### (ii) ウェブ座屈後の剛性

- 座屈後の外力増分で、軸力および曲げ成分はウェブの有効性を考慮した有効断面で保持される。一方、剪断力成分に対してはウェブは全部有効であるとする。ただし、単純剪断座屈荷重を越えると張力場がこれを保持する。
- 座屈曲面を満足する内力成分は、常に完全有効断面に作用し、その

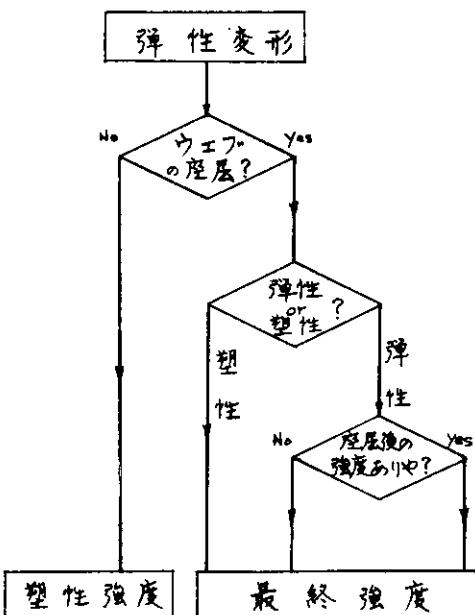


図1.6.3 ガータ要素について考えられる崩壊形式

比は変化してもよいか、相対曲面から余剰となる成分は、前述のように作用する。

(iii) 座屈後の最終強度と相用曲面

- 剪断力が純剪断座屈荷重を超えない場合 —— 少くとも上下フランジのいずれか側で、フランジとそれに接合されているウェブの最大応力がともに降低する状態を最終強度とする。この場合の相用曲面は4面よりなる。(図(1-6-5))
- 剪断力が純剪断座屈荷重を超える場合 —— (フランジが十分強い場合) --- ウェブの張力場が降伏した状態で剪断崩壊するか、軸力、曲げによる荷重はフランジが崩壊するまでさらにもつ。  
(フランジが弱い場合) --- 張力場がつくる分布荷重によってフランジが崩壊すると、フランジに圧縮力が作用していようとこれが最終状態である。他方、純剪断荷重のもとでは、フランジの崩壊後張力場の方向が変化し、荷重増加によってウェブが降伏すると最終強度を示す。この場合の相用曲面は5面よりなる。(図(1-6-6))

(iv) 最終強度状態における剛性マトリックス

各断面は最終強度曲面を超えることはできない。この条件を最終強度ポテンシャルとみなし、要素の剛性マトリックを導出する。

(v) 塑性強度曲面と剛性マトリックス

ウェブが強く、座屈を起さない場合には、全断面塑性状態に達する。この場合の相用曲面は7面よりなる。(図(1-6-7))。その後の剛性行列はこの条件を塑性ポテンシャルとみなして導出する。

(2)-B ストラットの理想化

ストラットの軸圧縮力がある程度大きくなると座屈(主として挿り座屈)が生ずる。座屈後の剛性は実験結果を参考にして決定する。

(2)-C フランジの座屈

フランジの座屈は取扱っていない。

(2)-D 解析手順

ガーベ要素およびストラットの挙動の理想化を行ない、座屈、最終強度、塑性強度の条件を設定し、各状態における剛性を定式化した。

これをもとにマトリックス法で解析を進める。その主要手順を次に示す。

- (i) マトリックス法で解析を行なう。
- (ii) 荷重増分法で外力を与えながら、各要素は種々条件を正確に満足せら。
- (iii) 条件を満足した要素は、次の荷重増分に対しては、その状態に対応する剛性マトリックスを用いる。
- (iv) 全体の剛性マトリックスが singularになる状態を構造物の崩壊とする。

(通常、厳密には零にならないが、計算上変形が急増するのでわから。)

### (3) 最終強度解析法の検討(簡単な構造物の解析例)

最終強度解析法を検討するために、簡単な3構造物を解析した。(図(1・6・8)および図(1・6・9)参照)

いすれの構造物も圧縮、曲げ、剪断を受ける。外力は図(1・6・8)中の力( $t_m$ )を比例的に増加させたものである。紙面の都合で例題1の解析結果のみをここでは示すことにする。

さて解析結果をみると、構造物の挙動がよくわかると同時に、その現象の順序など、いたって合理的であり、本解析法が基本的に満足な方法であると考えられる。なお解析に要した計算時間をみると、解析例1および2では、要素数6、荷重段階6へ10でCPU 20秒(IBM 370-165)、解析例3では精度の検討も行なうために対称性を考慮せずに計算したので、要素数24、荷重段階14でCPU 3分(IBM 370-165)であり、所要時間がいたって短かく、大型構造物の解析の可能性を示している。

#### 参考文献

- 1) 上田、山川、藤原 “棒、柱、平板の熱弾塑性大ひみ解析”  
日本鋼構造協会第7回大会研究集会、マトリックス構造解析法研究発表論文集
- 2) 上田、ラシッド “浮ヶウェブをもつ構造物の最終強度解析”  
同上
- 3) 上田、ラシッド他 “マトリックス法による複組構造物の弾塑性解析” 第1, 2, 3報  
日本造船学会論文集 第124, 126, 131号
- 4) 秋田、藤井 “座屈と塑性を考慮した最小重量設計” 第1, 2, 3報  
日本造船学会論文集 第119, 120, 122号。

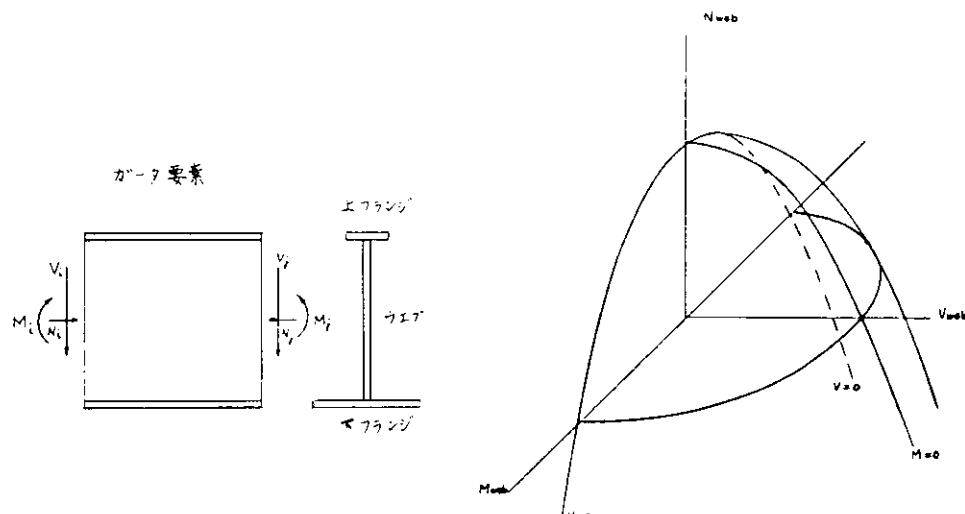


図 1・6・4 座屈相関曲面

#### (4) トランスリングの最終強度計算プログラム

##### (4)-A プログラムの概要

本プログラムは本格的な船体構造物の最終強度解析プログラムの開発に対するパイロット的な役割を果すのであって、計算の対象としてストラットを又乗もつタンカーのトランスリングをとっている。

対象構造はいく種類かの梁要素によって理想化されているが、これらの梁要素は、本章第1節から第3節までに説明した方法で、新たに開発されたものであって、梁自身の剛性計算は勿論、梁に生じた応力状態が与えられれば、その応力状態における座屈塑性化の有無およびその破壊形態を判定し、破壊後の剛性変化をインプリシットに計算する機能を有している。本プログラムのインプットとしては、図(1-6-10)に示す諸量をとることができ。プログラムの性格上いくつかの寸法を無視しているが、その主な表は次の二表である。

(i)  $B_m$  Trans および  $m_0$  Trans のブリケットの高さに対応する Bilge Corner のアール止まりの位置とする。

(ii) 板厚の変化は図に示す位置でのみ許される。

次に荷重条件、支持条件としては、図(1-6-11)に示すようなものを取った。つまり支持条件としては L.BHD 上端において鉛直方向の変位を拘束し、センター・ライン上で横方向の変位および回転を拘束している。荷重条件としては死荷重として図の C1 に示す外部圧力を採用する。上下方向の荷重の不平衡分は図に示すように L.BHD およびサイドシェルの剪断力として加える。

変動荷重としては、図の C2 を採用した。図の  $he$  を徐々に増大させトランスリングの破壊挙動を追っていき、その最終値を求める。

##### (4)-B 計算フロー

計算フローとして図(1-6-12)～図(1-6-14)を示す。図(1-6-12)は全体の計算フローを示しており、図(1-6-13)、図(1-6-14)は図(1-6-12)における各ステップ内のフローを示したものである。

本プログラムの場合、構造解析を繰り返し計算する必要があり、計算時間の節約のために効率よく計算するよう留意した。

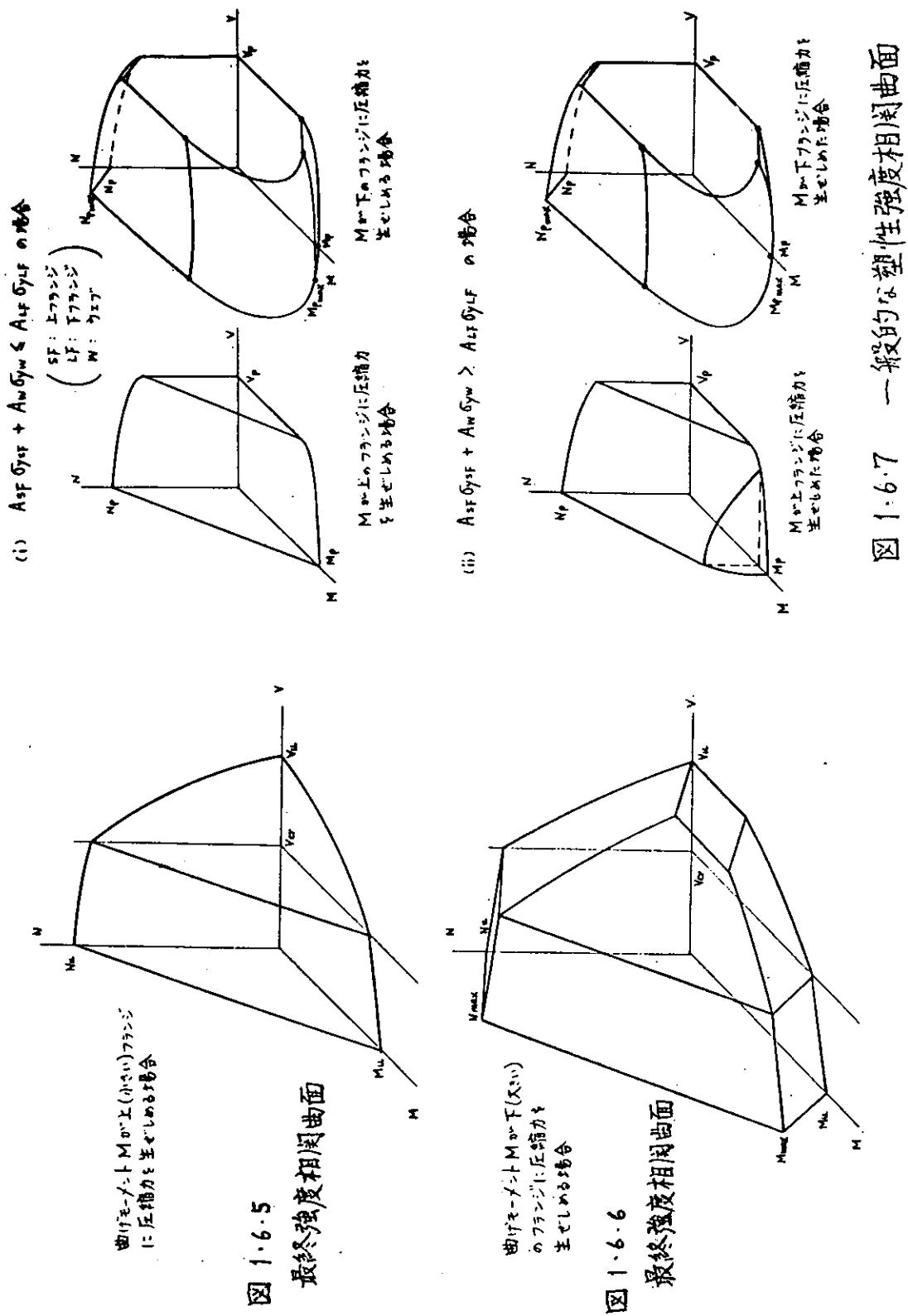


図 1・6・9 他の二解析例題

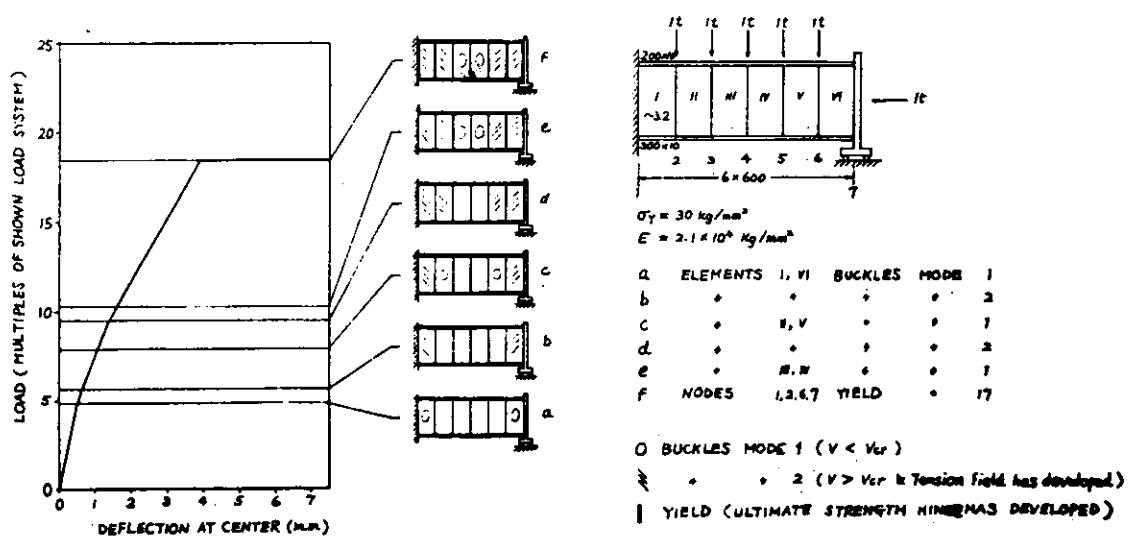
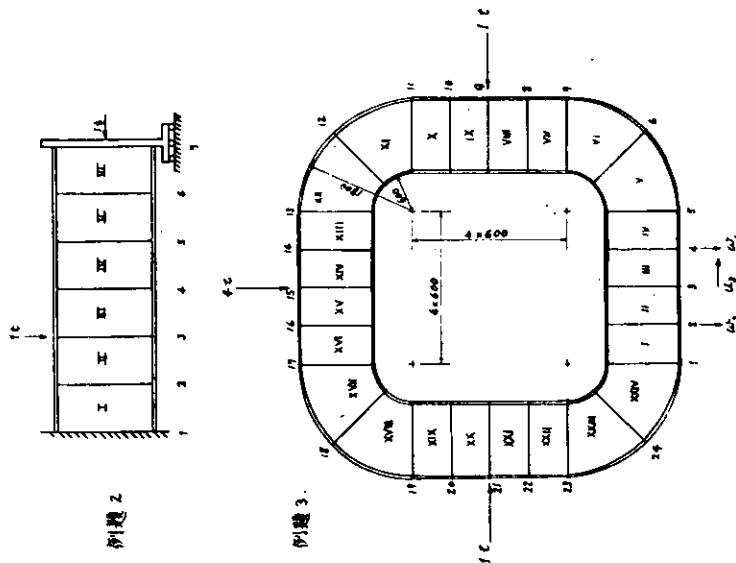
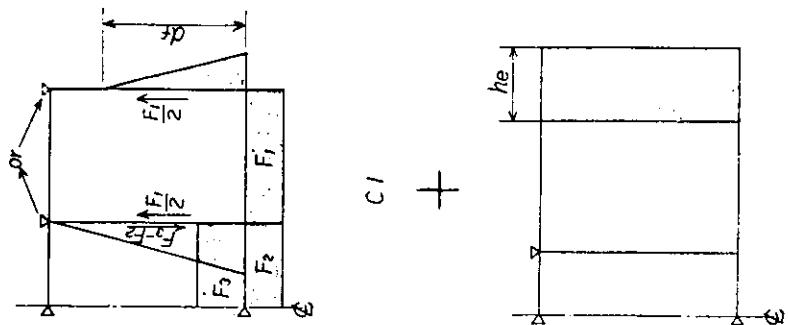
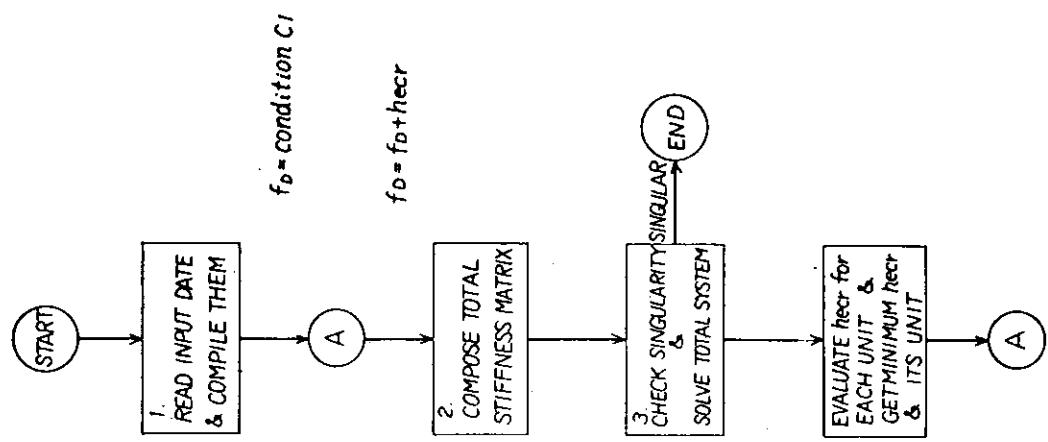
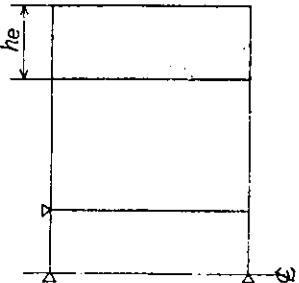


図 1・6・8 簡単なプレートガーダの最終強度解析例（例題1）

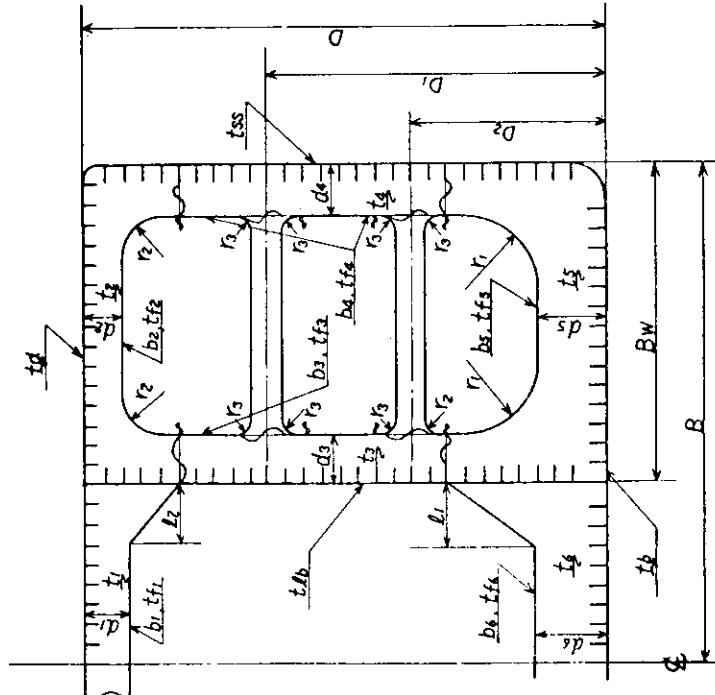
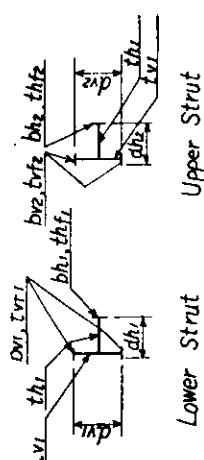


C1

+



C2



Ts : Trans Space

S1 : Deck & B Long Space

S2 : Side Long Space

図 1.6.10 入力データ

図 1.6.11 荷重条件

図 1.6.12 主要計算流処理

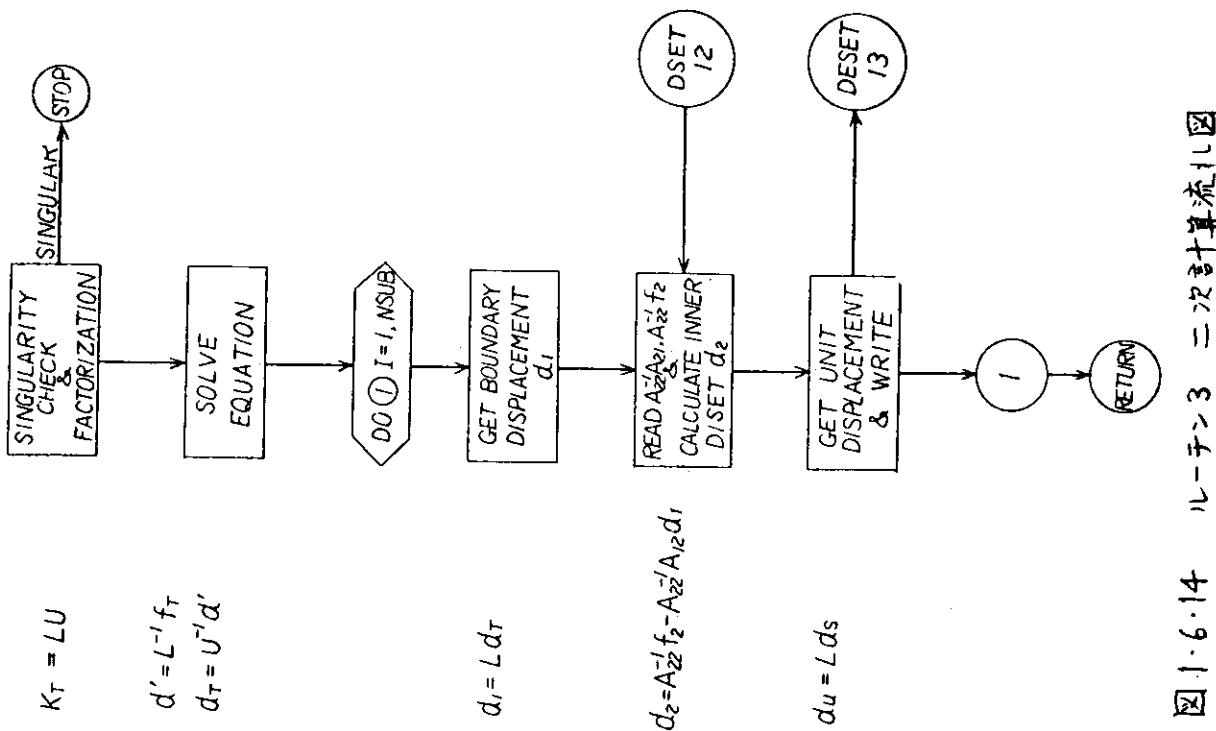


圖 1-6-14 11-7-3 二次計算流程圖

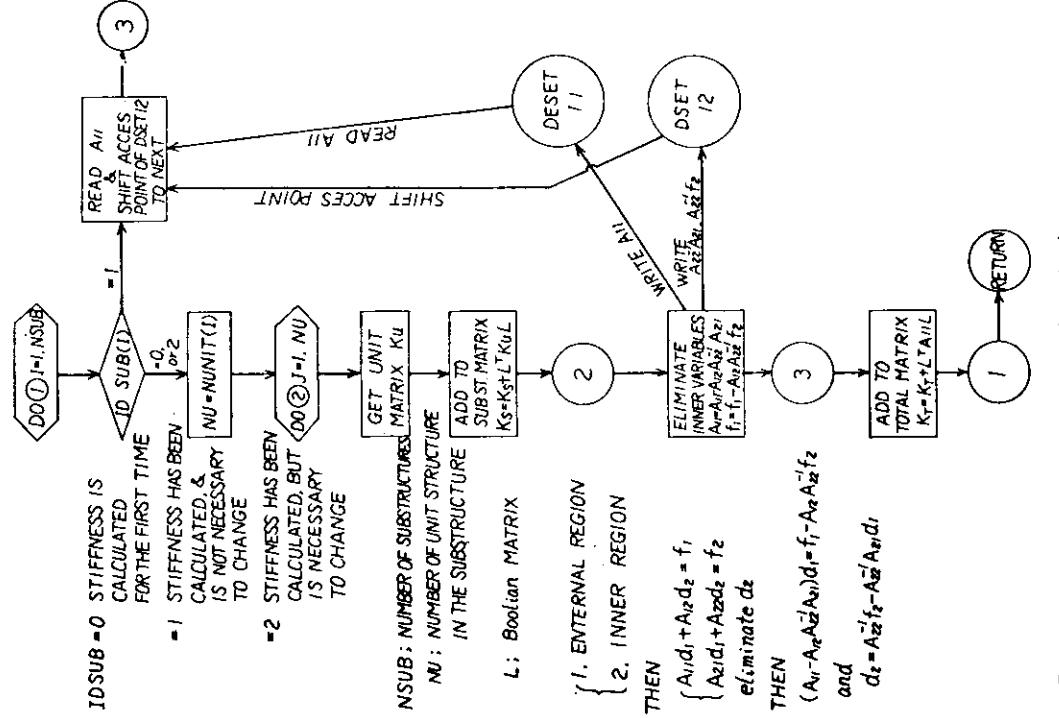


図 1.6.13 11-チ-2 二次計算流れ図

#### 1.6.4 結論

以上に報告したごとく船体横最終強度を合理的に評価する計算プログラムとして弾性、塑性を含む座屈固有値解析プログラムと、ビルデコーナやストラットエンドを対象とした、最終強度計算プログラムの開発が一応完了し、若干のテスト問題の解析結果は、いずれのプログラムの場合も満足すべき結果であると判定された。

しかしながら実用計算に使用し得るためには、更に一二ヶ月のテストランが必要であり、大体本年5月以降には本格的な計算が出来る見通しである。従って昭和49年度は、新たなプログラムの研究開発を行うというよりも、本年度開発されたプログラムを用いて、SR133の他の研究グループによる圧壊試験結果の解析を時間と経費の許す限り多く行い、より実用的なプログラムにするために、必要な修正を行うことを計画している。

## 2. 船体構造の動的応答

### 2.1 船側タンクの動的崩壊\*

#### 2.1.1 まえがき

大型船の波浪衝撃による損傷原因究明のための研究の一環として、本研究では船側構造が波浪衝撃荷重をうけた場合につき、次の各項目の検討を行ない、その動的崩壊現象を解明する。すなわち

- (1) 静的荷重と衝撃荷重による応答の差
- (2) 静的荷重と衝撃荷重による崩壊形式の相違
- (3) 構造様式の相異による衝撃崩壊強度の差

昭和41年度は strut 方式の10万トンタンカーの 1/20 平面模型 (1 Trans Ring) につき、静的試験及び水面衝撃試験により項目(1)および(2)について検討した。<sup>1)</sup>

本年度は strut 方式、stringer 方式および no-strut no-stringer 方式の 3 種類の構造様式の立体模型 (1 tank) につき静的試験および水面衝撃試験を実施するとともに、弾性応答解析を行なって(1)～(3)の各項目を調査した。

#### 2.1.2 実験

##### (1) 模型

表 2.1.1 に示すように strut 方式 2 個、stringer 方式 3 個、no-strut no-stringer 方式 3 個、計 8 個の模型を製作し、各 1 個ずつを静的崩壊試験用とし、他を水面衝撃試験に使用した。模型の type ship および縮尺は表に示す通りであるが、板厚については模型製作上の制約から外板 3.2 mm、ランスウェブ 2.3 mm に統一した。なお、no-strut no-stringer 方式の模型では、ランスリングの板厚の縮尺は他のものに比べて小さくなっている。図 2.1.1 は各模型の寸法を示したものである。

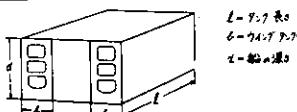
これらの模型について縦通隔壁の位置において、船幅方向の変位が拘束されるような条件下、船側外板側から載荷した。

##### (2) 静的崩壊試験

静的試験では図 2.1.2 に示すように縦通隔壁の位置を定盤に固定し、船側外板側からトーナメント方式で載荷した。

表 2.1.1 模型寸法

模型	個数	構造	実船 (モルタル)	模型						
				D.W.	L = b + d <sub>1</sub>	L = b + d <sub>2</sub>	幅尺	板厚	縮尺	重量
A	2	STRUT TYPE	200,000 <sup>2)</sup> 28,000×14,310 ×27,000	2,000×1,000×700	2,000×1,000×700	2,000×1,000×700	1/6	Trans 23 Side 23 Face 23	1/6 1/6 1/6	610 kg
B	3	STRINGER TYPE	110,000 <sup>2)</sup> 27,000×12,300 ×27,000	1,700×700×600	1,700×700×600	1,700×700×600	1/6	Trans 23 Side 23 Face 23	1/6 1/6 1/6	675 kg
C	3	NO STRUT NO STRINGER TYPE	270,000 <sup>2)</sup> 28,000×12,300 ×27,000	2,000×1,200×700	2,000×1,200×700	2,000×1,200×700	1/6	Trans 23 Side 23 Face 23	1/6 1/6 1/6	645 kg



\* 設筆担当 安川 康、川上 肇

\*\* 申請題目 船側リングの動的崩壊

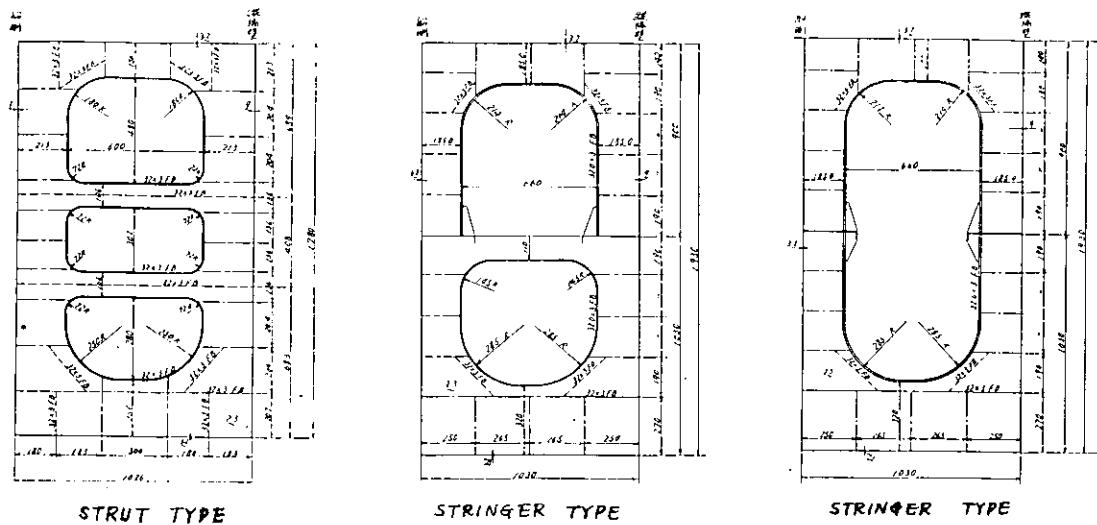


表2.1.2 水面衝撃にあける落下高さ

落下高さ (cm)	種型				
	STRUT TYPE	STRINGER TYPE	NO STRUT NO STRINGER TYPE	C-2	C-3
0.2	○	○	○	○	○
0.5	○	○	○	○	○
0.6		○			
0.7		○			
0.8		○			
0.9	○	○	○	○	○
1.0		○			
1.2		○			
1.4	○		○	○	○
1.6		○			
1.7	○		○	○	○
2.0		○	○	○	○
2.4		○	○	○	○
2.5		○	○	○	○

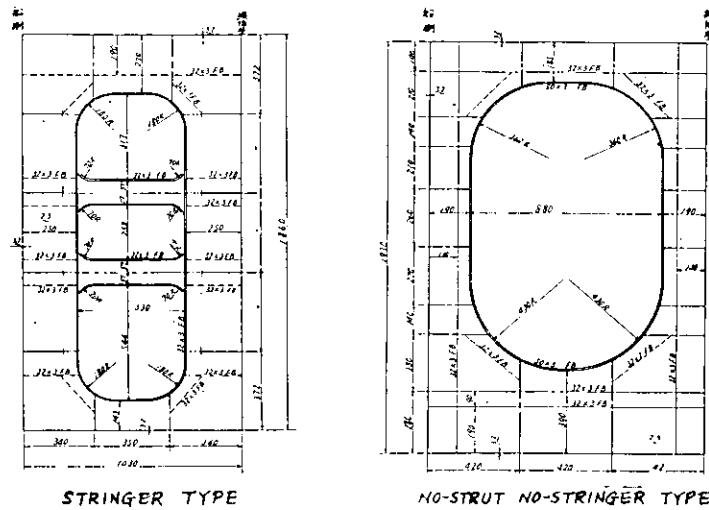


図2.1.1 各模型の寸法

計測項目は、荷重、各点の歪および撓みであるが、荷重はロードセルにより、また撓みはダイヤルゲージで測定した。

### (3) 水面衝撃試験

46年度に製作した水面衝撃試験装置を用い模型を船側面を下にして水面に落下させて衝撃試験を行なった。各模型の落下高さは表2.1.2に示す通りであるが、各高さから3回ずつ試験した。

模型は図2.1.3に示すように変位拘束用治具を介して、落下装置バラスト箱(46年度報告書 P.62)底部にボルトで取付けた。変位拘束用治具は板厚9mm、深さ500mmの格子から成る格子構造で、模型の縦通隔壁の位置の

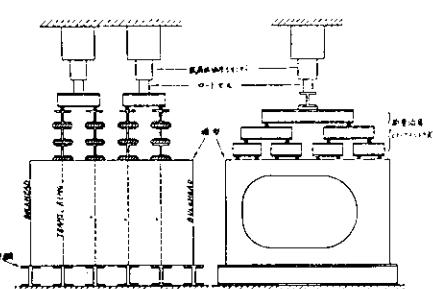


図2.1.2 載荷方法(静的崩壊試験)

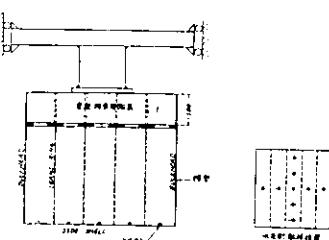


図2.1.3 水面衝撃試験に用ひる模型取付  
-変位拘束-による水圧計の配置

船幅方向の変位を拘束するために、格子の位置にトランスリングおよび横隔壁の位置が来るよう模型と治具がボルトで結合された。

計測は水圧、各部の応力およびトランスの位置における垂直残留撓みについて行なったが、水圧は容量  $10 \text{ kg/cm}^2$  の水圧計（共和電業）、残留撓みはノギスで計測した。水圧の計測位置は図 2.1.3 に示してある。

### 2.1.3 実験結果

#### (1) 静的試験結果

##### (a) 応力分布

3種類の模型の荷重 60TON (弹性限内)におけるトランスリングおよびストリンガーフレームの応力分布について、実験値と有限要素法の計算値と比較して図 2.1.4 に示す。有限要素法の計算では、Strut 方式および No-strut no-stringer 方式の模型についてトランスリングを取り出した平面構造とし、Stringer 方式の模型につい

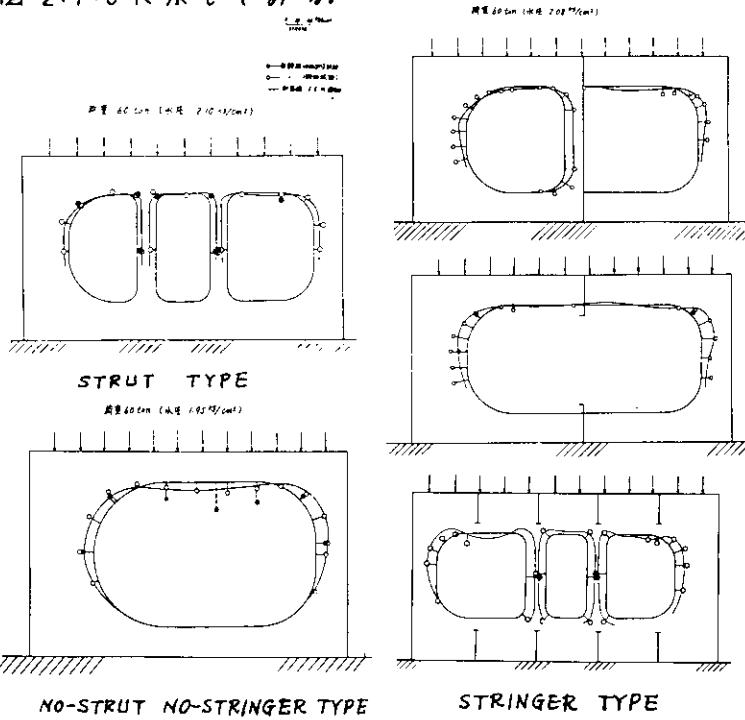


図 2.1.4 応力分布

ては立体構造として取扱い、トランスリングおよびストリンガーフレームの横隔壁の位置において変位が完全拘束されているものとし、荷重は一様分布とし、トランスリングにかけた。

実験値は計算値と全般的によく一致しているが、ストリンガーフレームの甲板および船底側ならびにストリンガーフレームの横隔壁付近の応力が計算値より高くなっている。これは横隔壁の位置におけるストラットの軸方向変位が、実験では完全に拘束されていないため、ストラットの分担する力が小さくなり、トランスリングの甲板部および船底部ならびにストリンガーフレームの横隔壁の部分の分担する力が増加したことによるものと思われる。

##### (b) 撓み分布

図 2.1.5 は各構造様式の撓み分布を、図 2.1.6 は荷重と

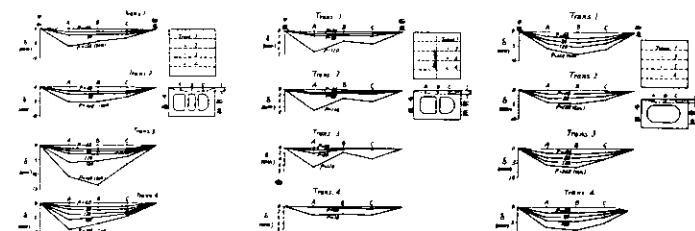


図 2.1.5 撓み分布

撓みの関係を示したものである。この結果によれば、本実験のように、縦通隔壁の位置において船幅方向の変位が拘束されている場合には船側荷重に対する剛性は strut 方式、stringer 方式、no-strut no-stringer 方式の順に小さくなつてゐる。

### (c) 崩壊荷重および崩壊モード

静的試験における最高荷重は図 2.

1.6 に示すように strut 方式では 160 TON, stringer 方式では 112 TON, no-strut no-stringer 方式では 148 TON であった。なお strut 方式では 152 TON で 1 つのトランクが崩壊した後 (strut の曲げ座屈), 片方のジャッキを取りはずし、他の 2 つのトランク (No. 1 および No. 2) にのみ荷重をかけ 160 TON でそれらが崩壊した (strut の捩れ座屈)。

各模型の崩壊モードは図 2.1.7 に示すようである。すなわち strut 方式は strut の塑性座屈 (曲げまたは捩れ) で崩壊し、stringer 方式では strut の基部の捩れ座屈が生じるとほとんど同時に Deck Trans および Bottom Trans の Corner 部が横倒れ座屈を起して崩壊してゐる。また no-strut no-stringer 方式のものでは Deck Trans および Bottom Trans の Face の横倒れで崩壊した。なお strut 方式の strut の座屈荷重はこの模型の場合曲げ座屈も捩れ座屈もほんんど同程度であった。

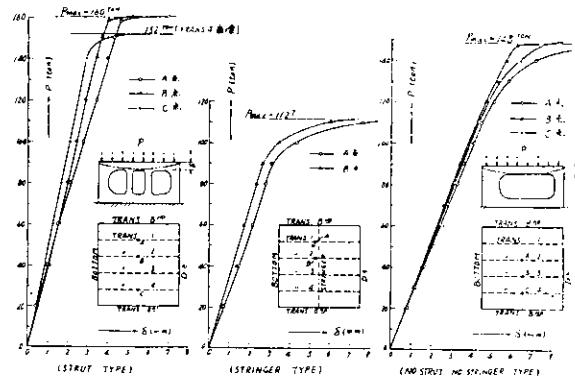
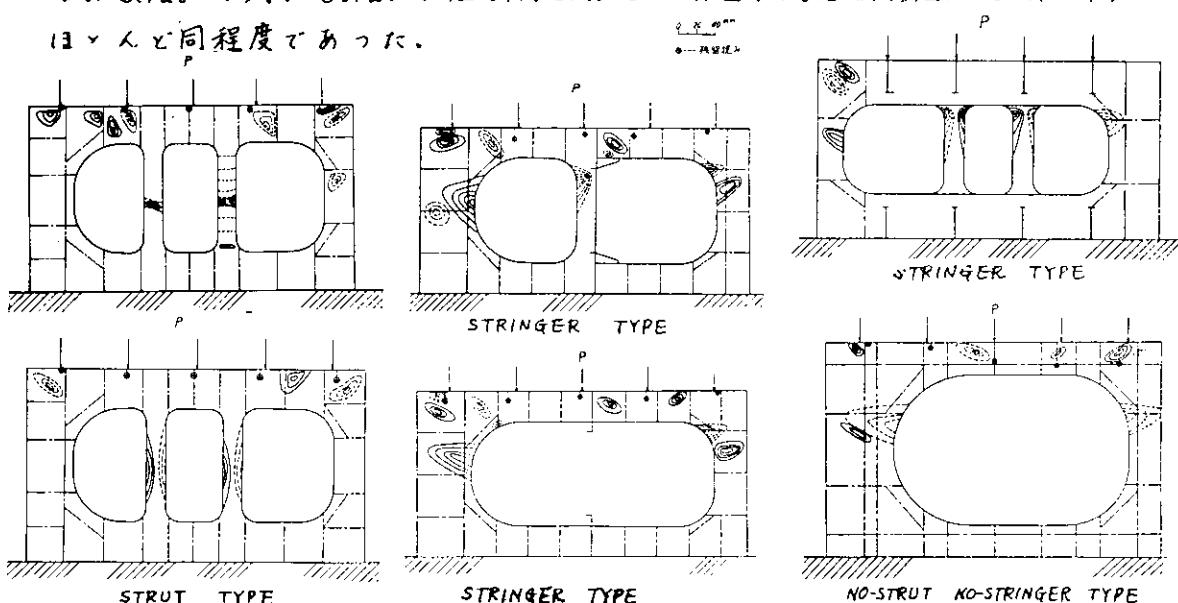


図 2.1.6 荷重と撓みの関係(静的崩壊試験)



## (2) 水面衝撃試験結果

### (a) 衝撃水圧

衝撃水圧波形の代表的なものを図 2.1.8 に示す。衝撃作用時間は約 1/50 sec で、昭和 47 年度の 1/400 sec<sup>1)</sup> に比べてかなり長い。これは主として模型の変形

図 2.1.7 崩壊モード(静的崩壊試験)

面が大きくなつたことによる空気のクッショニンの影響に原因があるものと思われる。また水圧と落下高さの関係は図2.1.9に、水圧分布は図2.1.10に示す。同図はStringer方式のものであるが、他の方式のものについてもこれと同様に

船側の中央部で高く、周辺部で低くなつている。

また衝撃水圧と落下高さの関係はStringer方式の場合には或る落下高さ以上は水圧が減少するが、他のものは或る高さ以上で一定となる場合が多い。

静的試験の荷重と比較するためには、或る落下高さにおける水圧計の指示の平均値をもつてその時の水圧とした。

#### (b) 応力分布

衝撃水圧をうける場合のトランス・リングおよびストリンガーフレームの応力の計測値を静的な場合と比較して、図2.1.4に●印で示した。Strut方式およびStringer方式では静的結果とあまり差はないが、no-strut no-stringer方式では静圧の2倍以上にもなつてゐる所がある。この理由の一つとして、静的な場合にはほぼ等分布荷重であるのに対して、衝撃の場合には水圧分布は図2.1.10からわかるように船側中央部が大きく、周辺に近づくにつれて小さくなる放物線状の分布であることが考えられるが、それだけでは説明できない。この問題については水の付加質量を考慮した動的応答計算を行なつて検討しなければならない。

#### (c) 衝撃崩壊荷重および崩壊モード

衝撃水圧と船側面のトランス・リングの位置における残留撓みの関係を図2.1.11に示す。衝撃崩壊荷重の決め方には問題があるが、ここでは便宜上残留撓みが5mmとなるまでに発生した最高衝撃水圧を衝撃崩壊荷重と定義した。図2.1.11において

Stringer方式とno-strut no-stringer方式を比較すると、Stringer方式で

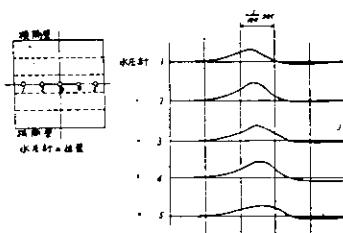


図2.1.8 衝撃水圧波形

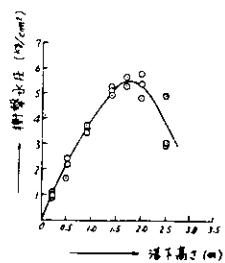


図2.1.9 水圧と落下高さの関係

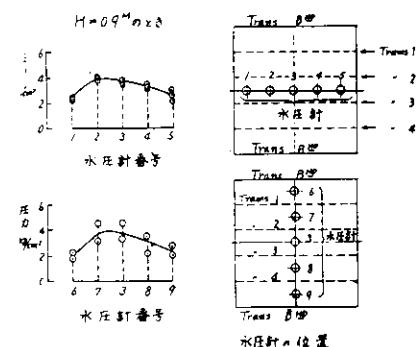


図2.1.10 水圧分布

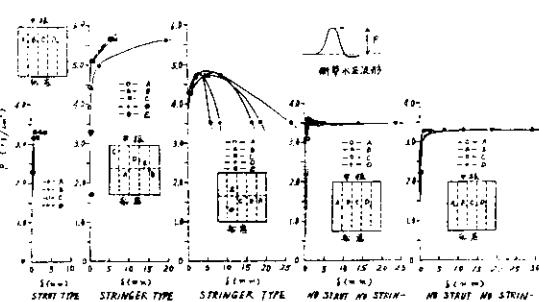


図2.1.11 衝撃水圧と残留撓みの関係

は最高荷重に達した後変形が大きくなるにつれて荷重は低下するが no-strut no-stringer 方式では耐荷力は最高値に達した後一定のままで減少しない。表 2.1.3 は衝撃崩壊荷重と静的崩壊荷重と比較したものである。また崩壊モードを図 2.1.12 に示す。これらの結果によれば strut 方式では静的荷重の 0.6 倍で崩壊しているが、これは試験中に外板に亀裂が入り、それ以上水圧が上昇しなくなつた為であろうと思われ、実際の崩壊荷重はもっと高いものと考えられる。崩壊モードもストラットの基部が少し曲った程度でまとめて大きな荷重に耐え得るようと思われる。

stringer 方式では静的荷重の 1.27 倍で崩壊しているが、ストラットの崩壊モードは静的とほぼ同じであり、トランスリントの横倒れ発生箇所がやや異なる程度で、ストラットの座屈で崩壊がほぼ決まると考えれば 1.27 倍は衝撃による降伏応力の上界の影響<sup>2)</sup>と考えて説明がつきそうである。

no-strut no-stringer 方式では、崩壊モードは静的な場合とあまり違わないにもかかわらず静的な場合の 0.73 倍になつていて、この原因として次の 2 つが考えられる。第 1 に図 2.1.4 の応力分布から分るようにこの方式では他の構造様式に比べて動的影響が大でそれによつて崩壊が早められた。これは、船側構造の固有周期が外力の周期（作用時間）に近いためと考えられる。この点については動的応答計算を行ない検討する必要がある。第 2 にトランスリントの片面にブラケットが取りつけられており、静的試験では荷重がトランスリント面内に作用するようにしたので、片側に取付けられたブラケットの影響が出なかつたが、水面衝撃試験では水圧がトランスリント間の外板パネルに作用し、その為にブラケットを介してトランスウェブの横倒れを促進するような力が働く為であろう。実船では、ブラケットがロンジの上に取付

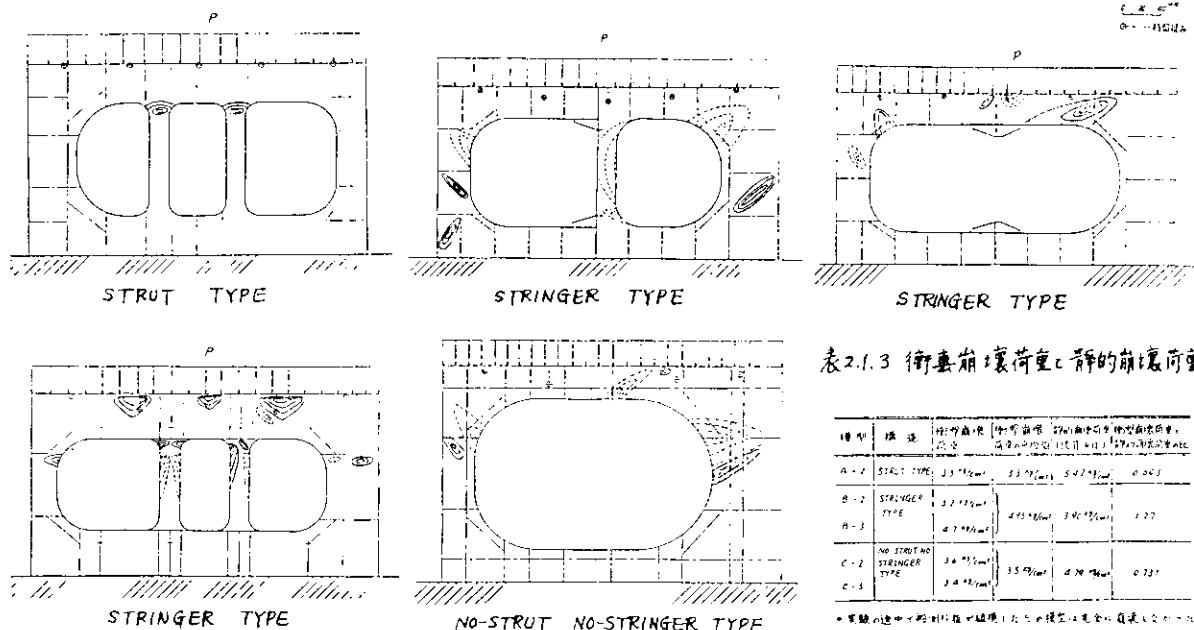


図 2.1.12 崩壊モード(衝撃崩壊試験)

表 2.1.3 衝撃崩壊荷重と静的崩壊荷重の比較

機型	構造	衝撃崩壊荷重 kg/cm	静的崩壊荷重 kg/cm	衝撃衝突時静的荷重比 荷重と初期荷重の比	静的衝突時静的荷重比 荷重と初期荷重の比
A-1	STRUT TYPE	33.7kg/cm	33.7kg/cm	0.427	0.423
B-1	STRINGER TYPE	32.7kg/cm	47.9kg/cm	0.675	1.27
B-3		42.9kg/cm			
C-1	NO-STRUT NO-STRINGER TYPE	34.9kg/cm	35.9kg/cm	0.970	0.725
C-3		34.9kg/cm			

\* 実験の途中で船側の板が破損したため後半は完全に測定できなかった。

けられてはいるので、トランスウェブには上述のような力はあまり働かないと思われる。なお参考のために、3種類の模型の静的試験および水面衝撃試験による崩壊状況を写真2.1.1に示す。

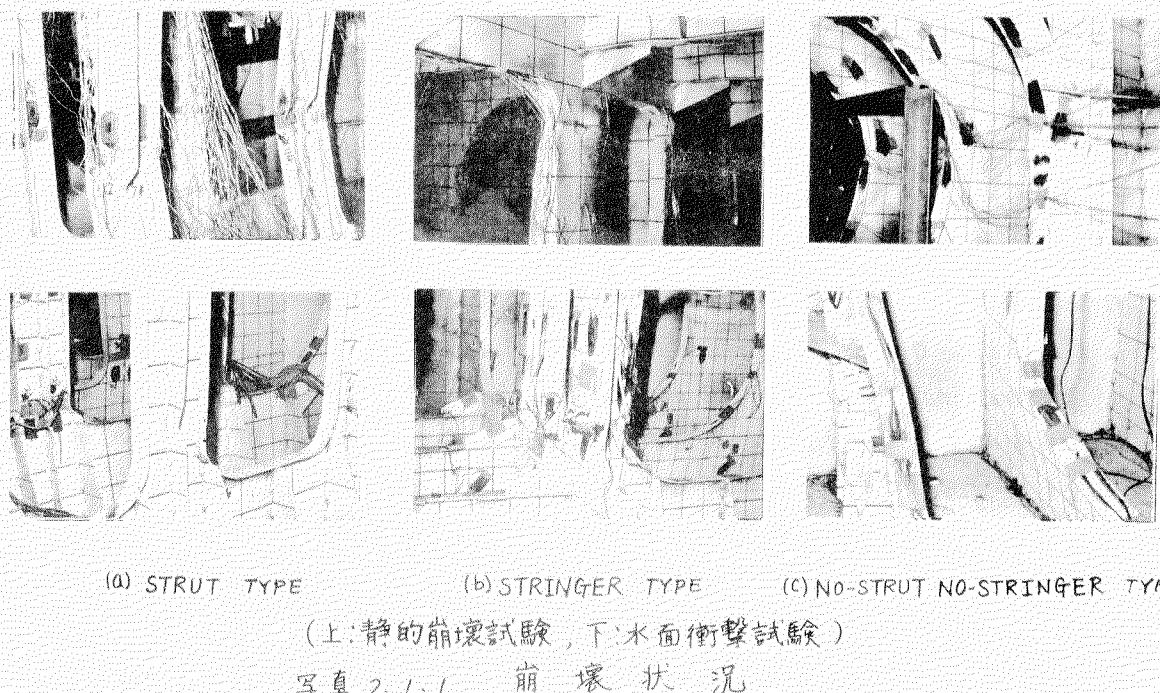


写真2.1.1 崩壊状況

2.1.4 平面構造としてのトランスリングの応答解析  
 水面衝撃試験結果の解析を行なう為に、実験模型を平面骨組構造にモデル化し、この骨組構造が衝撃荷重をうける場合の弾塑性応答の解析が可能な電算プログラムを開発中である。このプログラムで用いた解析方法は、衝撃荷重に対する応答計算と塑性関節追跡法<sup>3)</sup>を組合せたものである。崩壊の判定は静的な塑性解析と同じ基準により行ない、崩壊の条件を満足する最小の衝撃荷重を衝撃崩壊荷重と定義した。

#### (1) 基礎式および解法

骨組構造の応答解析は有限要素法により行ない、衝撃荷重をうけるときの運動方程式は、減衰影響が無視できる場合次式で与えられる。

$$M \frac{d^2U}{dt^2} + IKU = F(t) \quad (2.1.1)$$

ここで

$M$  : 質量マトリックス

$IK$  : 刚性マトリックス

$F(t)$  : 衝撲荷重であって等価節点荷重を成分とするベクトル

$U$  : 変位ベクトル

なお  $M$  やび  $K$  は軸力、剪断力を考慮した梁要素のものを用いていい。<sup>4)</sup>

(2.1.1) の解法としては種々の方法が考えられるが、ここでは direct integration method<sup>5),6)</sup> を用いた。この場合、解析する系の固有振動数が短かく、しかも外力の作用時間が長い場合、時間の割合を固有周期に比べて十分小さくしないと解が発散する傾向があり、時間の割合を小さくすると演算時間がかかり過ぎるという問題がある。例えば strut 方式の模型の場合では 1 つの荷重について約 1000 STEP 以上の演算が必要で、この系を崩壊させかまでは演算がその 10 倍にも及び、事実上計算が不可能という事態になる。従って崩壊計算には計算技術的に相当の工夫が必要である。

骨組構造の塑性解析は塑性関節追跡法によつていいが、その場合の降伏関数は便宜上次式によつた。

$$H = \frac{M}{M_p} + \left( \frac{N}{N_p} \right)^2 + \left( \frac{V}{V_p} \right)^2 - 1 \quad (2.1.2)$$

ここに

$M$  : 曲げモーメント

$N$  : 軸力

$V$  : 剪断力

なお  $M_p$ ,  $N_p$ ,  $V_p$  の添字  $p$  は全塑性の量を表す。また  $M_p$ ,  $N_p$ ,  $V_p$  は降伏応力の関数であり、応答速度によりこれを変化させて  $\sigma_y$  の上昇の影響を考慮することも可能である。また strut 方式のように strut の座屈によって崩壊する場合には strut の座屈後の軸変位と荷重の関係を考慮して  $K$  を修正してやれば、これも計算可能である。

計算のフローチャートを図 2.1.13 に示す。

## (2) 計算例

ここでは簡単のために strut 方式および no-strut no-stringer 方式につき、簡単なモデルに置換し弾性応答のみを計算した。計算結果を図 2.1.14 に示す。同図で応答に小さな波が出ていいのは系のその部分の固有振動によるものである。また本計算では静的な撓みと動的なものの差がほとんどないが、実際には固有振動に対する付加質量の影響を考慮する必要があり、これによつ

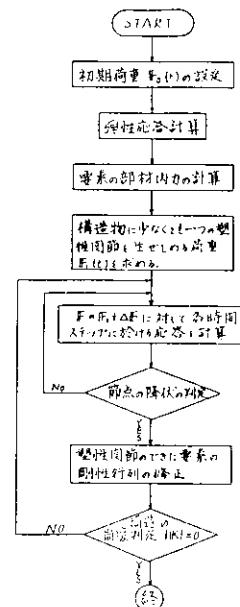


図 2.1.13 弾塑性応答解析  
フローチャート

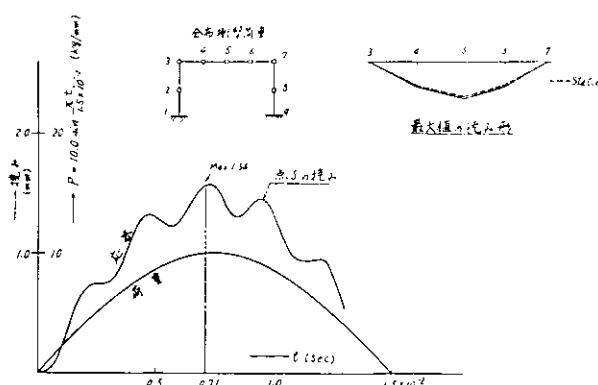


図 2.1.14 応答計算例

て構造物の固有周期は外力のそれに近づき、静的撓みに対する動的撓みの比は本計算例よりももっと大きくなるものと考えられる。

なお応答計算については今後継続して検討して行く予定である。

### 2.1.5 あとがき

以上の実験および簡単な計算から得られた主な結果を列举すると次の通りである。

- (1) 縦通隔壁の位置で船幅方向の変位が拘束されている場合には船側荷重に対する剛性は、本模型では strut 方式、stringer 方式、no-strut no-stringer 方式の順に小さくなる。
- (2) 静的崩壊荷重は、本模型では strut 方式、no-strut no-stringer 方式 stringer 方式の順に小さくなっている。
- (3) strut 方式および stringer 方式は strut の座屈によって崩壊するが、no-strut no-stringer 方式は Deck Trans および Bottom Trans の Face の横倒れによって崩壊する。
- (4) 衝撃水圧の作用時間は前年度と比べて大きくなり約 1/50 sec であり、これは空気のクッションによるものと思われる。
- (5) 衝撃水圧による応力分布は strut 方式および stringer 方式では静的な場合とあまり変わらないが、no-strut no-stringer 方式では静的な場合よりかなり大きい。これは水の付加質量を考慮した動的応答解析を行なうことによりある程度説明できるものと思われる。
- (6) 衝撃崩壊の場合、stringer 方式では strut の座屈によって崩壊が決まるので耐荷力は最高値に達した後急激に低下するが、no-strut no-stringer 方式の場合は一定値のまゝ変形だけが増大する。
- (7) 実験結果によれば、衝撃崩壊荷重と静的崩壊荷重の比は構造様式の相違により大きな差が現われている。この理由としては、崩壊モード(場所)の差、動的降伏応力の影響、動的応答の影響、ブレケットによるトランスクエイブの横倒れ促進作用等が考えられるが、これらの問題については詳細な理論的検討を行なう必要がある。

以上が本年度の実験結果であるが、本実験では、実船との相似則を完全には満足していないので、実船に対して実験結果とそのまゝ適用することはできない。そこで来年度は以下に述べる項目について実験結果に対する理論的解析を実施し、その結果に基づいて実船の解析を行なう予定である。

実験結果についての検討項目としては

- (a) 静的崩壊荷重と strut の曲げ座屈、捩れ座屈、トランスウェブの横倒れ座屈、トランスウェブの局部座屈およびトランスウェブの塑性崩壊（骨組構造の塑性崩壊）の関連。
- (b) no-strut no-stringer 模型の実験結果に見られるような静的荷重と衝撃荷重による応答の差。
- (c) 崩壊荷重について静的な場合と衝撃の場合の比が構造様式により、大きな差が認められること（実験結果）。

項目(a)については座屈小委員会で開発中のプログラムを用い、項目(b)および(c)については衝撃荷重をうける骨組構造の弾塑性解析用プログラム（現在開発中）を用い、実施する予定である。

#### 参考文献

- 1) 日本造船研究協会第133研究部会報告書：“船体構造強度に関する研究”昭和46年度および昭和47年度報告書
- 2) Werner Goldsmith : “Impact”, Edward Arnold LTD., 1960
- 3) 上田幸雄、赤松毅人、近江義夫：“マトリックス法による骨組構造の弾塑性解析”，日本造船学会論文集，第126号，1969年12月。
- 4) J. S. Przemieniek : “Theory of Matrix Structural Analysis”  
McGraw-Hill 1968
- 5) N. C. Nigam, et al : “Calculation of Response Spectra from Strong Motion Earthquake Record” Bulletin of the Seismological Society of America Vol. 59 No. 2, 1969
- 6) 遠沢春男：“振動方程式と数値積分する際の発散現象に関する考察”日本建築学会学術講演梗概集（近畿），昭和46年11月

## 2.2 製造要素の動的水圧負荷による破壊拳動\*

本研究は船体構造要素の動的水圧荷重による破壊挙動を調査するため実施したもので、外板付 Web の Slot から発生した亀裂が進展し、隣接 Slot 間でそれらがつながった状態後の挙動を対象として検討したものである。

### 2.2.1 試験模型および荷重方法

試験模型は2種類で、1つは種々の変動荷重用(F型)で、他は衝撃水圧荷重用(G型)であり、それぞれ図2.2.1、表2.2.1および図2.2.2、表2.2.2に形状寸法を示す。

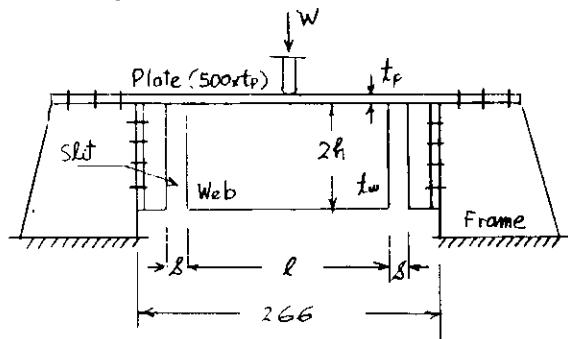


图 2.2.1 F型模型

表 2.2.1 F型模型寸法

	<i>s</i>	<i>l</i>	<i>2h</i>	<i>t<sub>p</sub></i>	<i>t<sub>wr</sub></i>
F-1	4	200	200	45	45
F-2	4	200	200	6	6
F-3	4	200	200	6	9
F-4	8	192	200	6	9
F-5	4	200	200	9	9
F-6	24	160	150	6	6
F-7	42	124	100	6	6

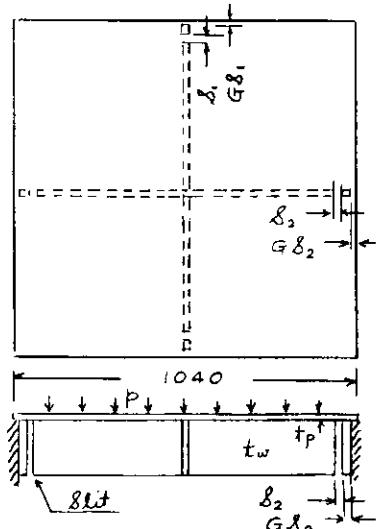


图 2.2.2 G型模型

### 2.2.2 靜的荷重試驗

### (1) 正分布

亜裂はすべて Slit 端に発生しているので、主としてその近傍の歪を計測した。Slit 端の Plate に亜裂が生じる場合はその部の曲り「歪( $\epsilon_p$ )<sub>max</sub>」がその要因となる。Slit 端で Plate と Web との結合部のビードおよび Web に亜裂が生じる場合

\* 執筆担当 八木順吉 西牧興

表 2.2.3 G型模型土壤

	$t_p$	$t_w$	$\delta_1$	$\delta_2$	備考
GT-4-1*	4.5	6	4	2	* Girder 3束×3條
GS-4-1	4.5	6	4	2	
GS-4-2	4.5	6	4	2	
GS-9-1	9.0	6	4	4	
GS-9-2	9.0	6	4	4	
GS-9-3	9.0	6	20	20	
	G $\delta_1$	G $\delta_2$	A	B	備考
GT-4-1*	11	13	4.0	3.55	
GS-4-1	11	13	3.77	3.32	
			(8.61)	(8.05)	
GS-4-2	11	13	4.03	3.67	
			(7.05)	(5.8)	
GS-9-1	20	20	5.6	5.2	
GS-9-2	20	20	4.9	4.6	
GS-9-3	20	20			

( )内は肉盛り後の値

は Slit 部での剪断歪 ( $\gamma_{xy}$ )<sub>max</sub> または Plate と Web を引離す引張歪 ( $\epsilon_y$ )<sub>max</sub> がその原因となると考えられる。一方歪ゲージでは Slit 部での歪は測定し得ないので、附録に示すような歪を求める近似式を導き、これらの計算式による値と歪の計測値とを比較し、両者がよく一致することが確認されたので、本計算式を用いて Slit 部での歪を推定することにした。

F 型模型の歪分布の一例として F-7 模型の歪分布を示す。図 2.2.3 は Slit 部の Plate の曲げ歪  $\epsilon_p$  および Plate と Web 間の引張歪  $\epsilon_y$  の実測値と計算値とを比較したものであり、図 2.2.4 は Plate と Web 間の剪断歪  $\gamma_{xy}$  の実測値と計算値とを比較したもので、何れの場合も実験値と計算値とはよく一致している。

また G 型模型の歪分布を図 2.2.5 及び図 2.2.6 に示す。この場合も歪の実測値と計算値とはよく合致している。

これらの歪分布をみると、Web の剪断歪 ( $\gamma_{xy}$ )<sub>max</sub> は  $\epsilon_p$  や  $\epsilon_y$  に比べて可成り小さく、 $\epsilon_p$  や  $\epsilon_y$  の最大値はほぼ同程度である。他の模型についても同様な傾向がみられる。従って実験結果によれば殆んどすべての模型が Web と Plate 間のビードに亀裂が生じているのは Web と Plate 間の引張歪  $\epsilon_y$  によるものと考えられる。

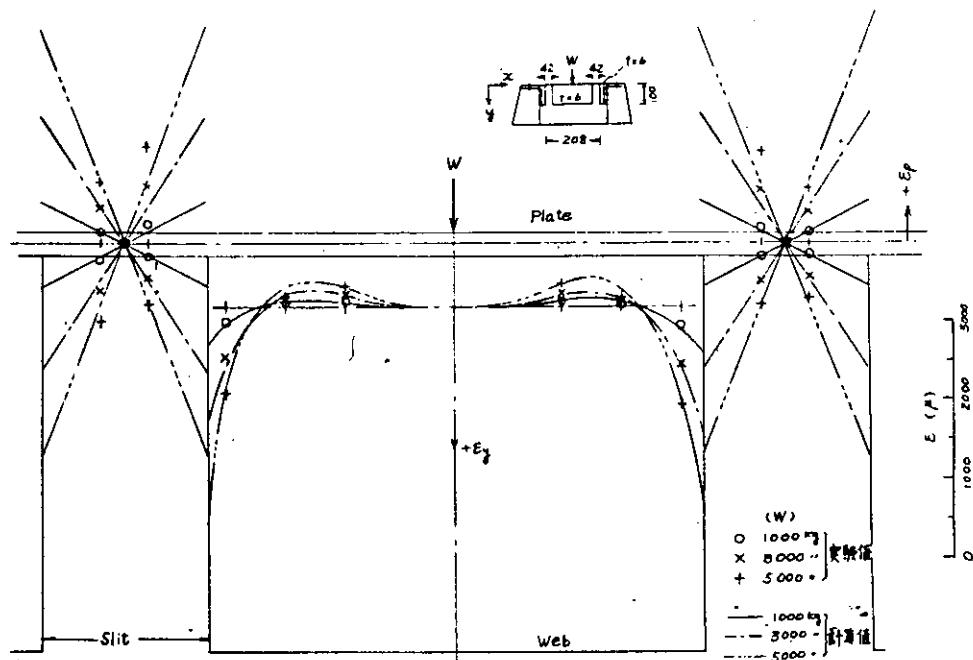


図 2.2.3 F-7 模型の歪分布 ( $\epsilon_y$  及び  $\epsilon_p$ )

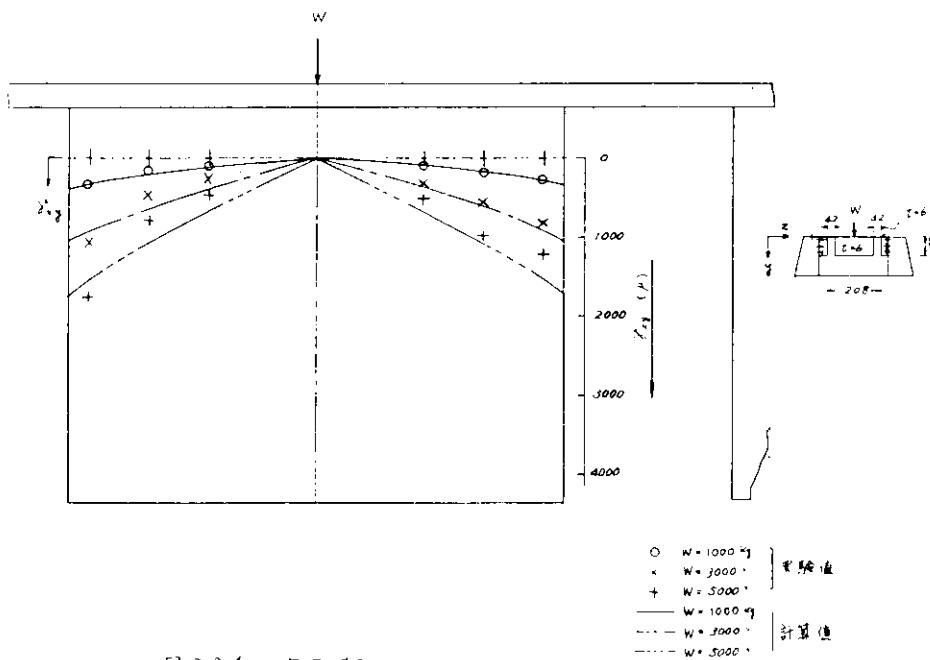


図 2.2.4 F-7 模型の歪分布 ( $\gamma_{x_2}$ )

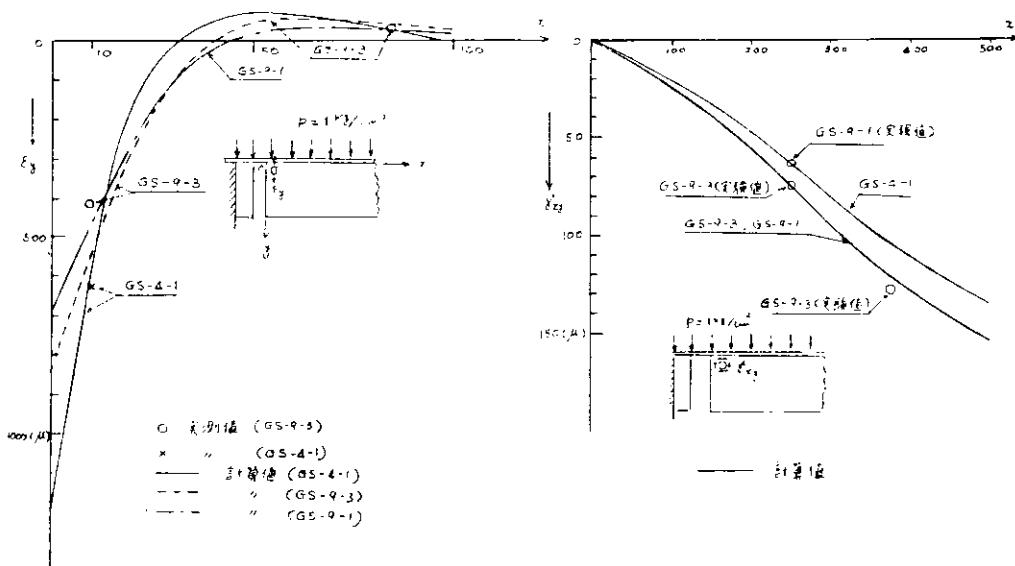


図 2.2.5 G 型模型の歪分布 ( $\epsilon_x$ )

図 2.2.6 G 型模型の歪分布 ( $\gamma_{x_2}$ )

## (2) 静的破壊試験

疲労試験及び衝撃水圧試験を実施する前にそれぞれの模型について静的荷重試験を行ない、亀裂の発生荷重及び亀裂の伝播状況等を調査した。図2.2.7にF-7模型のWeb端部の至、SLIT部の焼みおよび亀裂発生状況を示す。

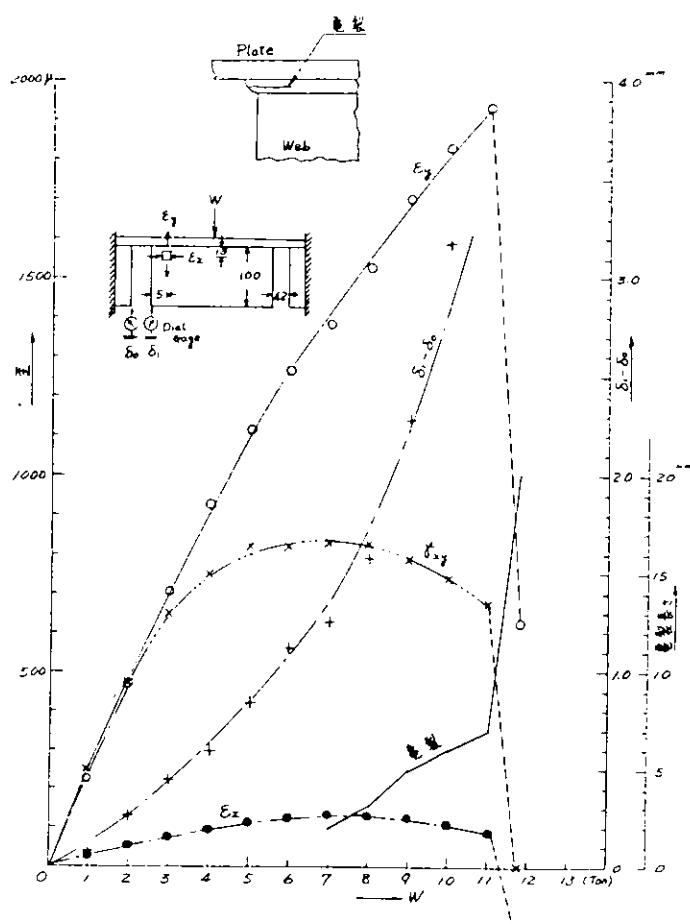


図2.2.7 F-7模型の静的破壊試験

これが影響していると考えられる。G型模型の静的試験結果をまとめて表2.2.3に示す。

表2.2.3 G型模型の静的試験結果

項目	模型	GS-4-1	GS-9-1	GS-9-3
ビード割れ時水圧	$3.2 \text{ kg/cm}^2$	$5.8 \text{ kg/cm}^2$	$5.2 \text{ kg/cm}^2$	
外板亀裂発生時水圧	5.0 "	なし	なし	
最終水圧	5.0 "	10.5 "	13.5 "	
最終状態亀裂長さ	ビード割れ 18 mm 外板割れ 9 mm	ビード割れ 85 mm	ビード割れ 152 mm	
最終状態	外板の水せき	試験機取付部のビード割れ	試験機取付部のビード割れ	

亀裂はPlateには発生しておらず、Web端のビード跡端部より発生しビードを貫通し長さ方向に進展しており、6~7 tonの荷重で2mm程度の亀裂が認められた。従って疲労試験時の荷重としては5~7 tonとした。

G型模型に対する実験結果を図2.2.8に示す。GS-4-1模型では水圧  $P=3.2 \text{ kg/cm}^2$  でWeb端のビードに亀裂が発生し  $P=5 \text{ kg/cm}^2$  でWeb端のPlateにも亀裂が生じた。

F型模型ではSLITの巾が可成り広かつたのでWeb端の溶接はWebの端面までまわし溶接を行ったが、G型模型ではSLITの巾が狭いのでまわし溶接ができなかつた。GS-4-1模型で板に亀裂が発生した一原因はこの

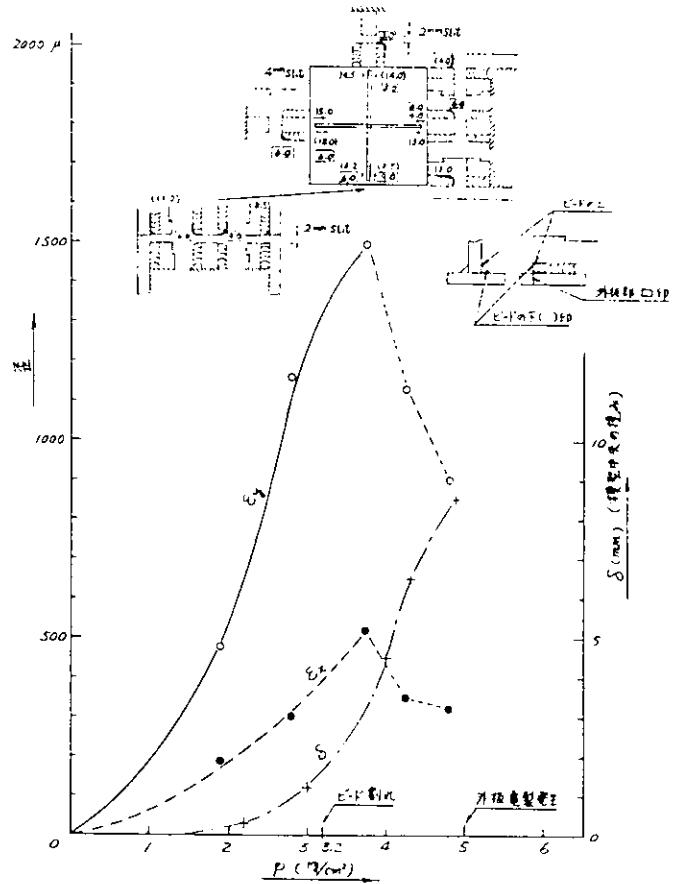


図 2.2.8 GS-4-1 の静的破壊試験

### 2.2.3 動的荷重試験

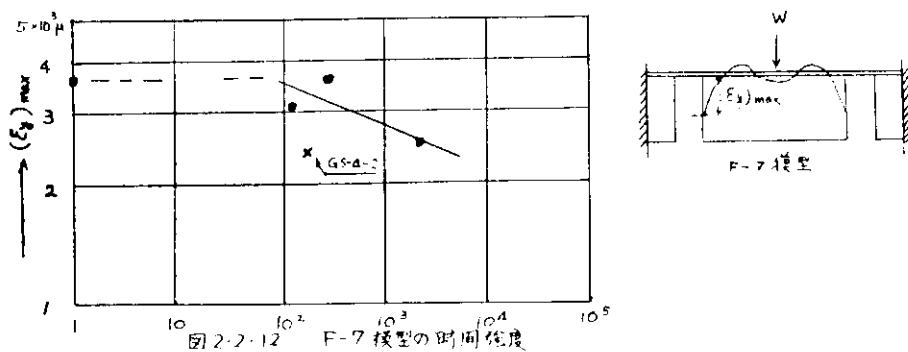
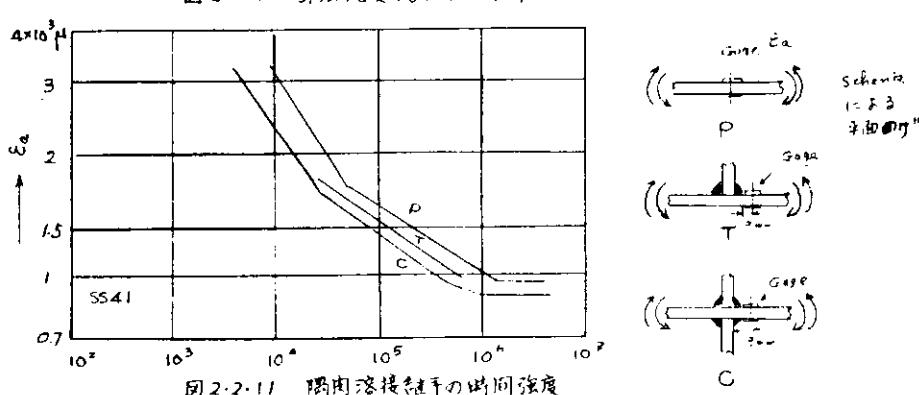
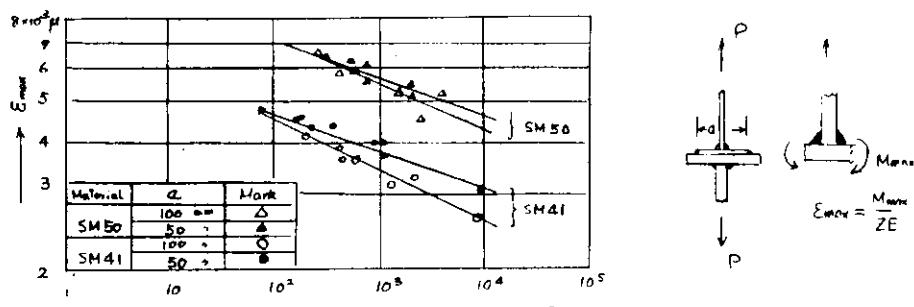
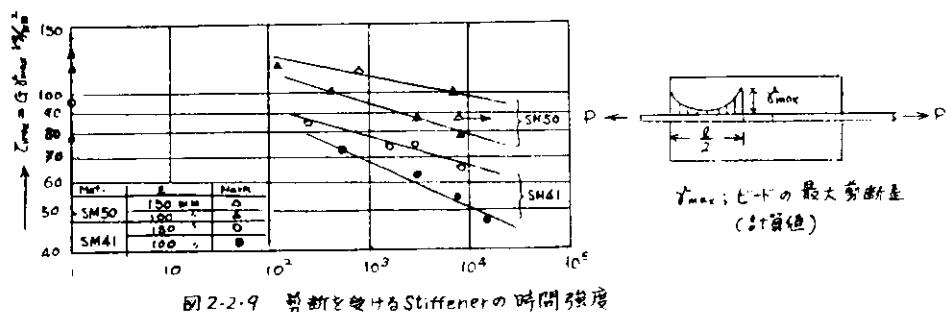
#### (1) 疲労試験

F型模型に対して中央集中荷重( $W=5\sim7\text{ton}$ )による片振り疲労試験を行ない、亀裂の発生状況を調査した。亀裂の発生は静的試験時と同様に Plateには発生せず、すべて Web 端のビードに発生した。

亀裂の発生に影響する各部について検討するため図 2.2.9～図 2.2.11に剪断及び曲げを受ける隅肉溶接継手の疲労試験結果を比較のために図示した。まず F-7 模型の Web と Plate 間の最大歪を計算すれば、荷重 6 ton で  $(\delta_{xy})_{max}$  は Web-Plate で約 2000  $\mu$  であり、図 2.2.9 の結果と比較すれば  $\epsilon_{max} = 40 \text{kg/mm}^2$  で  $\delta_{max} = 6000 \mu$  であるので本模型は剪断歪では亀裂が発生しないと考えられる。次に SLit 間の Plate の最大歪  $(\epsilon_p)_{max}$  を計算すれば  $W=6\text{ton}$  で  $\epsilon_p = 3000 \mu$  であり、この値で図 2.2.10 および図 2.2.11 を検討すれば  $N=10^4$  で亀裂が発生することになる。従って  $N=10^3$  程度では亀裂が発生しなかったと考えられる。一方 Plate と Web 間の引張歪の最大値を計算すれば  $W=6\text{ton}$  で  $(\epsilon_x)_{max} = 3000 \mu$  である。ところが隅肉溶接継手のビードに直接引張歪を与えるような疲労試験結果がないので比較すること

はできないが、この様な場合は図2.2.10および図2.2.11の場合よりも時間強度は小さいと推定される。

図2.2.12にF-7模型によるS-N曲線を示す。



## (2) 繰返し水圧衝撃試験

半型模型について、Weight をある高さより落下させ、水圧発生装置のピストンを介して衝撃荷重を与える。それを繰返して最終状態までの挙動を調査した。図 2.2.13 に Weight がピストンに落下してからのタンク内の水圧と時間との関係を示す。これによると落下高さ  $h=1.5\text{m}$  の場合は水圧が 0 から最高に達するまでの時間は約  $1/20$  秒であり  $h=0.1\text{m}$  の場合は約  $1/10$  秒になっている。GS-9-2

模型は 1 回の衝撃でビードに亀裂が発生しており、GS-4-2 模型では  $N=180$  でビードに亀裂が生じ、 $N=580$  で Plate に亀裂が発生している。この場合の Web 端の歪  $E_y$  の計測値は亀裂が発生するまではほぼ一定で  $E_y \approx 1200\mu$  である。計算によれば、この実と Web 端面での歪の比が約 1:2 であるので  $(E_y)_{max} = 2400\mu$  として図 2.2.12 の S-N

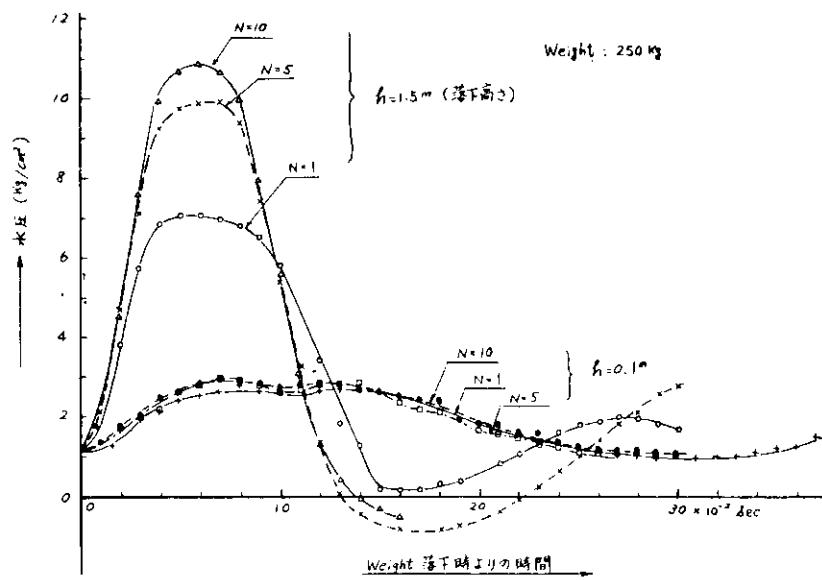


図 2.2.13 水圧と時間との関係

曲線に Plot しておいた。この結果によれば繰返し衝撃の方が疲労試験の場合よりも時間強度は低い。

図 2.2.14 に GS-4-2 模型の亀裂の伝播状況を示す。これによると Plate の亀裂は Slit の中が  $\delta = 4\text{mm}$  の方に生じており  $\delta = 2\text{mm}$  の Slit では Plate には亀裂が発生していない。これは Slit の中が大きな方が板の局部曲げモーメントが大きいためと考えられる。同図に F-7 模型の亀裂伝播状況も同時に示す。これらを比較すれば、Web 端の歪  $(E_y)_{max}$  がほぼ同程度であっても亀裂伝播速度は衝撃荷重の方が大きいことが認められる。

表 2.2.4 衝撃試験結果

項目 模型	実験状態		破壊状況			最終状態
	エネルギー	最大水圧	ビード割れ	板割れ	最終亀裂長	
GS-4-2	25 Kg-m	2.8~3.3 $\text{kg}/\text{cm}^2$	180回	580回	1650回 ビード $110^\circ$ 板 $58^\circ$	Plate の亀裂 から水流れ
GS-9-2	375 (N=1~32) 625 (N=33~42) 875 (N=43~46)	12 $\text{kg}/\text{cm}^2$ 14 " 16 "	180回 1回 (5.7%)	なし	32回 ビード $237^\circ$ 46回 ビード $290^\circ$	試験模型 取付部のビード から水流れ

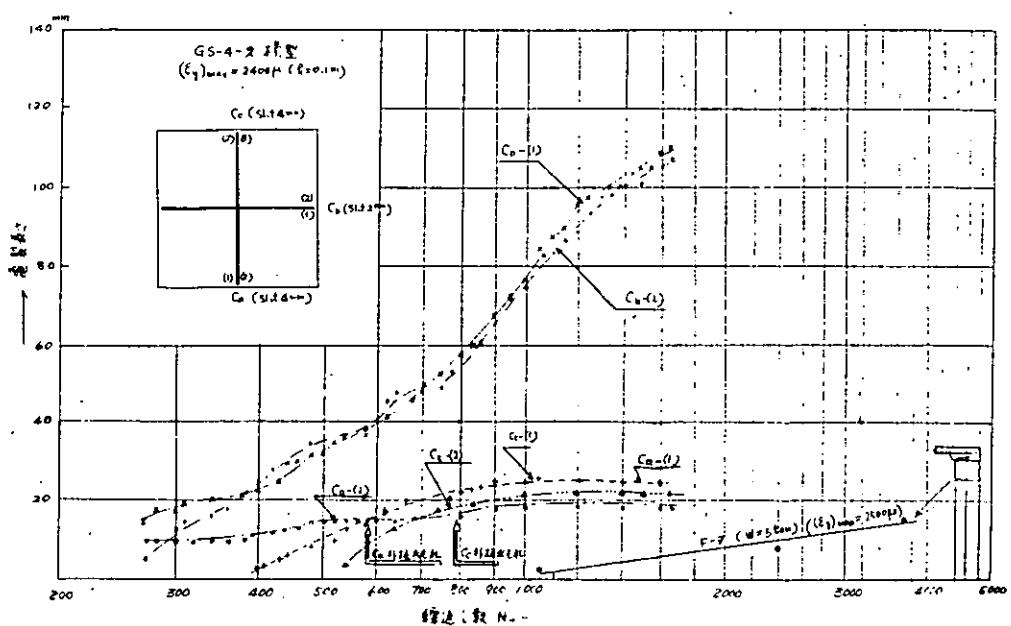


図 2.2.14 亀裂長さと繰返し数との関係

#### 2.2.4 結論

上記の各試験の結果、次のような事項が判明した。

- (1) Web 端における歪は有効中の Plate を Elastic Foundation 上の梁と見做して近似的に求めることができる。また SLIT 間の Plate の曲げ歪も剪断力分布を適当に仮定することによって近似的に求めることができる。
- (2) Web 端の亀裂は一般にその部の隅肉溶接部のビードに生じる。この亀裂の発生はその部での Plate と Web 間の引張歪  $E_y$  の大きさに支配されるようである。
- (3) Web 端でのまわし溶接を行なわない場合は Plate にも亀裂が発生することがある。
- (4) 繰返し衝撃荷重の方が疲労試験よりも時間強度が低い。また亀裂伝播速度は大である。

## 2.2.5 附録

### (1) Web と Plate 間の引張歪 ( $\epsilon_y$ )

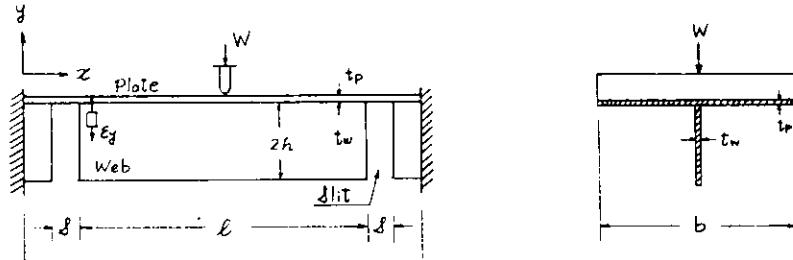


図 2.2.15

図 2.2.15 に示す構造の Web と Plate 間の引張歪  $\epsilon_y$  を求めるため、図 2.2.16 に示すように Plate は Web の面内剛性によって定められる Spring Constant たる Elastic Foundation 上の Beam と見做す。この場合 Spring Constant と Beam の曲げ剛性との比が  $\beta$  で  $\beta l > 3$  の場合は Long Beam と見做せるので、Plate と Semi-infinite Beam と考えると

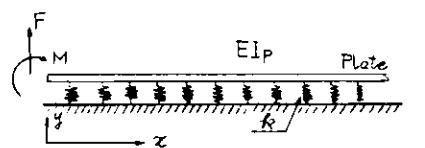


図 2.2.16

$x = 0$  における剪断力  $F$  の撓み  $y_f$  は

$$y_f = \frac{2\beta F}{k} \cdot e^{-\beta x} \cos \beta x \quad (2.2.1)$$

$$\text{但し } \beta = \sqrt{\frac{k}{4EI_P}}$$

Web と Plate 間の単位長さ当りの反力  $P$  及びそれによる引張歪  $\epsilon_y$  は

$$P = ky_f = 2\beta F e^{-\beta x} \cos \beta x \quad (2.2.2)$$

$$\epsilon_f = \frac{P}{Et_w} = \frac{2\beta F}{Et_w} e^{-\beta x} \cos \beta x \quad (2.2.3)$$

$x = 0$  におけるモーメント  $M$  による撓み  $y_m$  は

$$y_m = \frac{2\beta^2 M}{k} e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) \quad (2.2.4)$$

反力  $P$  および  $M$  による引張歪  $\epsilon_m$  は

$$\epsilon_m = \frac{2\beta^2 M}{Et_w} e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) \quad (2.2.5)$$

$$\epsilon_m = \frac{2\beta^2 M}{Et_w} e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) \quad (2.2.6)$$

$F$  及び  $M$  による引張歪  $\epsilon_y$  は

$$\epsilon_y = \epsilon_f + \epsilon_m = \frac{2\beta F}{Et_w} e^{-\beta x} \cos \beta x + \frac{2\beta^2 M}{Et_w} e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) \quad (2.2.7)$$

Plateに作用する曲げモーメント  $M$  は Web の面内曲げ剛性が Plate の面外曲げ剛性に比べて非常に大であるので、Plateは slit & gapのみで曲げ変形が生じると仮定すると

$$M = F\delta / 2 \quad (2.2.8)$$

一方 slit 端での Plateに作用する剪断力の分布は次のように仮定する。

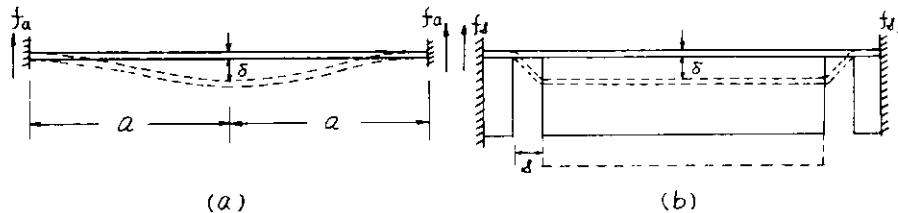
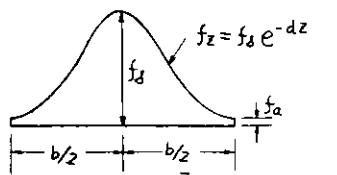


図 2.2.17

Plateの横断面に作用する単位巾当りの剪断力  $f_z$  は、Web の位置で  $f_8$ 、Plate の自由辺で  $f_a$  としその間は図 2.2.18 に示すような形に仮定する。



$$f_z = f_8 e^{-dz} \quad (2.2.9)$$

定数  $\alpha$  は  $z = b/2$  で  $f_z = f_a$  で定められる。また  $f_a$  と  $f_8$  との比は図 2.2.17 の (a) と (b) で挠みが等しいと考え

図 2.2.18

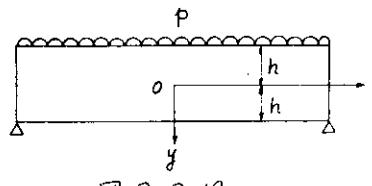
$$f_a/f_8 = (\delta/a)^3 \quad (2.2.10)$$

また Plateの有効巾を  $b_e$  とすれば

$$F = 2 \int_0^{b_e/2} f_z dz \quad (2.2.11)$$

$$W/2 = 2 \int_0^{b_e/2} f_z dz \quad (2.2.12)$$

によって剪断力  $F$  が定められる。Web の Spring Constant  $V$  は図 2.2.19 に示す梁の深さ方向の縮み量より定める梁の  $y$  方向の変位は



$$V = -\frac{P}{2EI} \left[ \frac{y^4}{12} - \frac{h^2 y^2}{2} + \frac{2}{3} h^3 y + \nu \left\{ (l^2 - z^2) \frac{y^2}{2} + \frac{y^4}{6} - \frac{h^2 y^2}{5} \right\} \right] - \frac{P}{2EI} \left[ \frac{l^2 z^2}{2} - \frac{z^4}{12} - \frac{h^2 z^2}{5} + (1 + \frac{1}{2}\nu) h^2 z^2 \right] + \delta$$

図 2.2.19

但し  $\delta$ : 中性軸の挠み

深さ方向の縮み量は

$$(V)_{y=-h} - (V)_{y=h} = \frac{P}{2EI} \cdot \frac{4}{3} h^4 = \dots \quad (2.2.13)$$

$$\therefore f_a = P / \{(V)_{y=-h} - (V)_{y=h}\} = Et_w/h \quad (2.2.14)$$

### [II] Slit 間の Plate の最大曲げ歪 ( $\epsilon_p$ )

Slit 間の Plate の中心線上での Slit 端部での曲げ歪  $\epsilon_p$  は前に仮定した Plate の横断面での剪断力分布  $f_s$  を用いると、中心線上での単位中当りの剪断力は  $f_s$  で与えられるので、中心線上での単位中当りの Slit 端での曲げモーメント  $M$  およびそれによる歪  $\epsilon_p$  は

$$M = f_s \cdot \delta / 2 \quad (2.2.15)$$

$$\epsilon_p = f_s \cdot \delta / (2 E_p I) = 3 f_s \cdot \delta (1 - \nu^2) / E_p I \quad (2.2.16)$$

### [III] Web と Plate 間での剪断歪 ( $\gamma_{xz}$ )

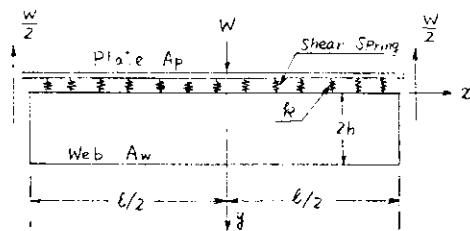


図 2.2.20

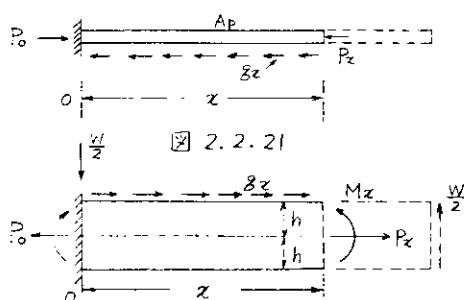


図 2.2.21

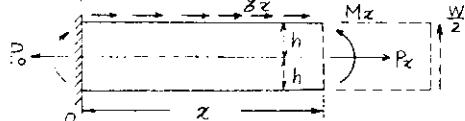


図 2.2.22

この場合も [I] と同様に Plate は Web と Shear Spring によって結合されていると仮定する。また Plate の面外曲げ剛性は Web の面内曲げ剛性に比べて微小であるので、Plate は膜として作用するものと考えると、Plate の Compression  $P_x$  は

$$P_x = P_0 - \int_0^x \gamma_z dz \quad (2.2.17)$$

但し  $\gamma_z$  : Plate と Web の結合部での単位長さ当りの剪断力

Plate の圧縮歪は

$$\epsilon_{Px} = \frac{P_0}{A_p E} - \frac{1}{A_p E} \int_0^x \gamma_z dz \quad (2.2.18)$$

Web に作用する曲げモーメントは

$$M_z = M_0 - \frac{W}{2} z + \int_0^z \gamma_z h dz \quad (2.2.19)$$

Web に作用する Tension は

$$P_x = P_0 - \int_0^x \gamma_z dz \quad (2.2.20)$$

Web の上面での圧縮歪は

$$\epsilon_{wz} = \frac{1}{E_w I} (M_0 - \frac{W}{2} z + \int_0^z \gamma_z h dz) - \frac{1}{A_w E} (P_0 - \int_0^z \gamma_z dz) \quad (2.2.21)$$

Web と Plate との  $x$  方向の相対変位  $\delta_x$  は

$$\delta_x = \int_0^z (\epsilon_{wz} - \epsilon_{Px}) dz \quad (2.2.22)$$

Web と Plate 間の剪断力  $\gamma_z$  は Shear Spring Constant を  $k_s$  とすれば

$$\gamma_z = k_s \delta_x = k_s \int_0^z (\epsilon_{wz} - \epsilon_{Px}) dz \quad (2.2.23)$$

$$\therefore \gamma'' = k(E'_{wz} - E'_{pz}) \quad (2.2.24)$$

(2.2.18), (2.2.21)を(2.2.22)に代入すると

$$\gamma'' - \gamma^2 \gamma_z = -\frac{P}{2Z_w E} W, \quad \gamma = \sqrt{\frac{k}{E} \left( \frac{1}{A_p} + \frac{1}{A_w} + \frac{h}{Z_w} \right)} \quad (2.2.25)$$

上式の解は

$$\gamma_z = C_1 \cosh \gamma z + C_2 \sinh \gamma z + \frac{kW}{2\gamma^2 Z_w E} \quad (2.2.26)$$

$$z=0 \text{ で } \gamma_z=0 \quad \int_0^{l/2} \gamma_z dz = P_0 \quad \text{より } C_1, C_2 \text{ を定めると}$$

$$\gamma_z = K(1 - \cosh \gamma z) + \frac{P_0 \gamma - K[\gamma l/2 - \sinh(\gamma l/2)]}{\cosh(\gamma l/2) - 1} \cdot \sinh \gamma z \quad (2.2.27)$$

$$\text{但し } K = kW/(2\gamma^2 Z_w E), \quad P_0 = M_0 A_p / Ze$$

$Z_w$ : Webのみの断面係数       $Ze$ : Plateの有効巾をFlangeに持つWebの断面係数

Shear Spring Constant はで  $\gamma_z$  の Web の深さ方向の分布を2次曲線と仮定すると

$$f_z = 3Gt_w/2h \quad (2.2.28)$$

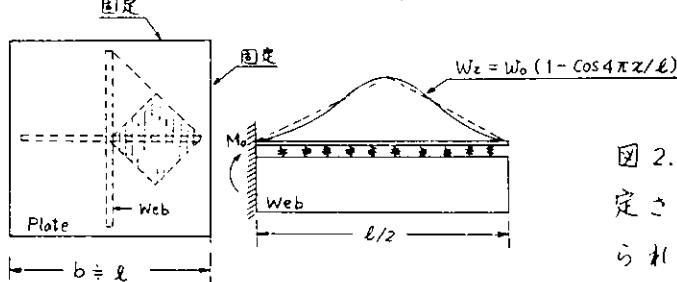


図 2.2.23 Webの分担重量

図 2.2.23に示されるような周辺固定された正方形板にWebが取付けられた構造ではPlateに均一分布荷重が作用するときは、Webの分担荷重は近似的に図 2.2.23の斜線部

の4倍になる。従ってこの場合の荷重をさらに近似的にcos. 分布と仮定すれば、上記と同様な方法で剪断力  $\gamma_z$  を求めると次のようになる。

$$\gamma_z = C_1 \sinh \gamma z + K_2 z - K_3 \sin \left( \frac{4\pi}{l} z \right) \quad (2.2.29)$$

$$\text{但し } C_1 = \frac{\gamma(P_0 - K_2 l^2/8)}{\cosh(\gamma l/2) - 1}, \quad K_2 = \frac{f_z w_0}{\gamma^2 Z_w E}, \quad K_3 = \frac{\frac{f_z w_0}{Z_w E} \cdot \frac{l}{4\pi}}{\gamma^2 + (\frac{4\pi}{l})^2}$$

$$M_0 = w_0 l^2/2, \quad w_0 = P b/4 \quad (2.2.30)$$

但し  $P$ : 均一分布荷重(単位面積当り)

## 2.3 船側構造の変動外圧に対する動的応答実験

### 2.3.1 実験目的

前報告において、満載状態の鉱石運搬船が航行中、空艤状態の舷側タンク船側構造部が、限度以上の波浪変動圧を受けることにより、動的崩壊する可能性があることを確認した。

構造計算によると、支柱(ストラット)の座屈が生ずる以前においては、構造物の変形は微小であり、船側外板に加わる変動圧の合力の約半分は、支柱を通じ圧縮軸力として鉱石に伝達される。変動圧が高くなり、支柱の軸力が座屈強度を越えると、支柱座屈後の耐力低下により動的挙動が始める可能性がある。これと共に、船側横桁の上下端の受け持つ剪断力が増加し、横倒れ等の構造物の耐力減少によって、さらに大変形が生ずる。外板たわみの増加に伴い、外板の膜力剛性が増加するので、圧力がその間一定であれば、ある所で動的挙動は停止し、その点で最大たわみ量を示す。この最大たわみ量は、静的なたわみ量より大きな値を示すことになる。

この様に、動的応答では、構造の耐力減少が重要であり、その動的メカニズムを知ることが必要である。

今年度の研究目的として、船側外板、船側横桁、甲板・船底横桁、船側縦通材及び支柱(ストラット)よりもなる舷側タンク模型において、甲板・船底横桁だけは模型化した長方形断面としたA型模型と、甲板・船底横桁も船側横桁と同じく実船に近い形状形状の「型断面形のB型模型の2種類、計6体を作製し、各々静的・動的の実験及び解析を行なった。

### 2.3.2 実験装置

#### (1) 加圧システム概略

実験装置は、前報告に述べた様に、空気加圧装置、試験用タンク及び試験模型より成っている。

静的実験と動的実験とは、図(2.3.1)に示す様に、加圧システムに違いがある。

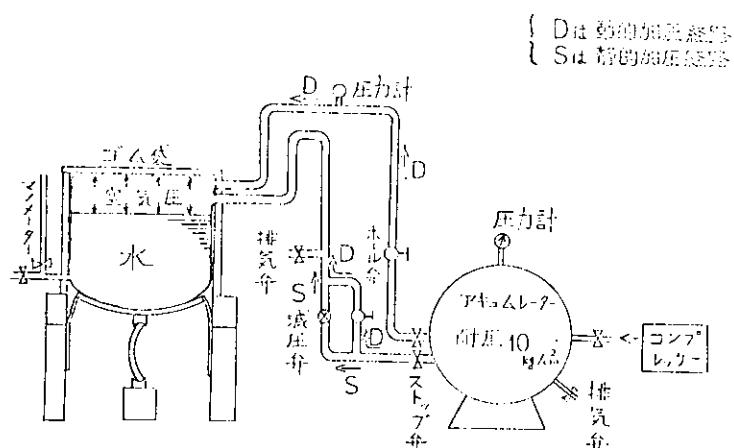


図2.3.1 加圧システム概略図

\* 執筆担当 山本善之・大坪英隆・牛島憲文

静的加圧の場合は、試験模型の耐力減少に伴う動的挙動を極力押えるため、外板変形に伴い、圧力が減少する様に、試験用タンクには、水を満水にし、かつ減圧弁を使って空気供給を最小に押えた。こうして、段階的に圧力を増加させ、各荷重段階で、圧力、外板たわみ、歪、ストラット横たわみ等を計測して、全崩壊過程を追跡した。

一方、動的加圧の場合は、動的挙動により、船側外板のたわみ量が急激に増加するのに伴い、試験用タンク内の空気層の体積が増し、圧力が低下するのを最小限に押えるため、試験用タンクに空気を多量に供給するシステムとした。本実験では、あらかじめ 1 ヘ 1.5 kg/cm<sup>2</sup> 程度の静圧を掛けつけておいて、バイパスの弁(図(2-3-1) 参照)を全開(この時点を時間軸の原点とした。)して、動的加圧を行なった。諸量の計測は、データレコーダー、電磁オシログラフにより、連続的、自動的に行なった。

今回の静的加圧実験では、3例中2例に崩壊直後、動的挙動を呈した。タンク内の圧力低下が、構造の耐力低下に追従できなかつたためである。

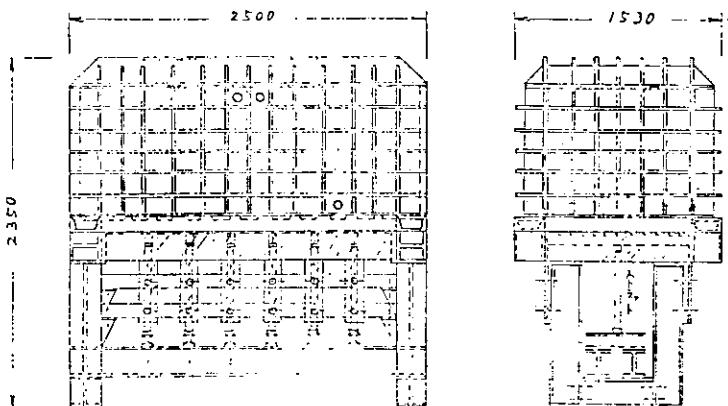
以下、試験用タンクについて、詳細に述べることにする。

## (2) 試験用タンク

図(2-3-1)に示す様に、試験模型の船側外板部が、試験用タンクの底部を構成し、このタンクの水密は、内部に装置されたゴム袋による。その中に水を入れ、水を介して空気圧が作用する。この様に、このタンクは、側壁と天井部分よりなり、脚によって支えられる。試験模型は、その脚部に固定されている。タンクの内部寸法は、2130 mm × 1130 mm × 1000 mm で、試験模型の巾を、1130 mm に一定として、長さを 900 mm から 2100 mm まで、300 mm おきに、5段階に変更可能な様に設計されている。さらに、試験模型のストラットを支持する2本の横桿は、試験用タンク脚部に結合され、ストラットの軸力を外部に伝達しない自平衡

システムとなっている。

今回の実験では、5トランス・スペース(長さ 1500 mm)と、7トランス・スペース(長さ 2100 mm)の模型を使用したが、後者の場合のタンク全体の概観を、図(2-3-2)に示す。



(参考一式模型) 図2-3-2 試験用タンク 花略図

図2-3-2.

### 2.3.3 試験体

前報告に述べた様に、試験模型は、鉱石専用船の船首部から中央平行部に移行する部分の、二重底から甲板までの舷側タンク構造模型であり、主要寸法は実船の  $1/6/19$  の縮尺となっていき。模型は、舷側外板、舷側縦通材、舷側横材、及び甲板・船底横材から成る試験模型本体と、支柱(ストラット)とから形成される。

以下、各々について詳細に述べることにする。

### (1) 試験模型本体

模型の船側横桁及び船側  
縦通材は、製作の都合か  
う「」型の断面形とし、甲  
板横桁と船底横桁とは、

簡略のため、同じ強度を有する設計とした。

この甲板船底横断の断面  
形状、長方形か「型かに  
よって、模型がA型、B型  
の2種類に分かれている。

ただし、B型では、横桁にブレケットが付いている。

A型模型本体の概略図を図(2-3-3)に、B型模型本体の概略図を図(2-3-4)に、いずれも5トランス・スペースの場合を示した。

模型製作に当つては、各部材の断面2次モーメント、全塑性モーメントが出来る限り実船と等価になる様にした。この強度比較を表(2-3-1)に示す。

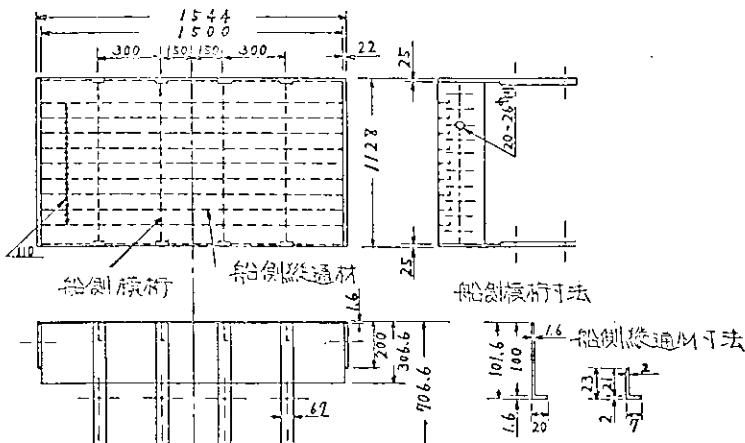


圖 2-3-3 試驗模型概略圖 (單位 mm)

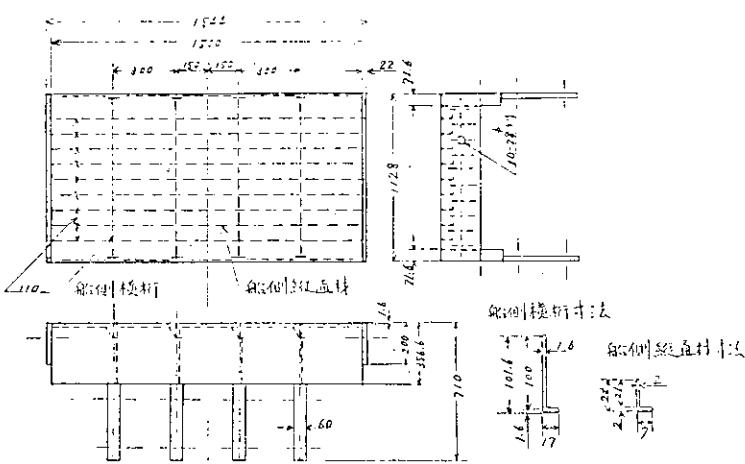


圖 2-3-4 試驗模型相位圖 (單位 mm)

表二二一 烏鵲：紅腹櫛鈎鳥之繁殖地點

表-2.3.1 実船と試験模型との強度比較			
	船側横桁	船側縦通材	甲板・船底横桁
実船 (1/19縮尺)	$I = 8.023 \times 10^5 \text{ mm}^4$ $Z_p = 1.590 \times 10^4 \text{ mm}^3$ $l(\text{長さ}) = 1095 \text{ mm}$	$I = 1.131 \times 10^4 \text{ mm}^4$ $Z_p = 1.210 \times 10^3 \text{ mm}^3$ $d(\text{深さ}) = 21 \text{ mm}$	$I/q = 5.994 \times 10^2 \text{ mm}^3$ $Z_p = 1.052 \times 10^4 \text{ mm}^3$ $l(\text{横桁長さ})$

	船側横桁	船側縦通材	甲板・船底横桁
A型模型	$I = 6.840 \times 10^5 \text{ mm}^4$ $Z_p = 1.667 \times 10^4 \text{ mm}^3$ $\ell(\text{長さ}) = 1100 \text{ mm}$	$I = 1.151 \times 10^4 \text{ mm}^4$ $Z_p = 1.218 \times 10^3 \text{ mm}^3$ $d(\text{深さ}) = 21 \text{ mm}$	$I/l = 4.423 \times 10^2 \text{ mm}^3$ $Z_p = 1.508 \times 10^4 \text{ mm}^3$ $\ell(\text{横幅長さ})$
B型模型	$I = 6.493 \times 10^5 \text{ mm}^4$ $Z_p = 1.606 \times 10^4 \text{ mm}^3$ $\ell(\text{長さ}) = 982 \text{ mm}$	$I = 1.151 \times 10^4 \text{ mm}^4$ $Z_p = 1.218 \times 10^3 \text{ mm}^3$ $d(\text{深さ}) = 21 \text{ mm}$	$I/l = 6.237 \times 10^2 \text{ mm}^3$ $Z_p = 8.275 \times 10^3 \text{ mm}^3$ $\ell(\text{横幅長さ})$

## (2) ストラット及びストラット取付治具

ストラット(支柱)模型自体は、前報告に述べたものと同じく、塑性範囲で座屈が生じる長方形断面の両端支持の柱を用い、実船のストラットの座屈の挙動に類似する様に配慮している。最高座屈応力は、治具A(図(2-3-5～6))により、ストラット中心線に対して偏心を与えることにより調整を行っている。

今回は、ストラット模型を、試験模型本体に結合させる際、船側横桁への拘束を除くため、図(2-3-5)に示す治具B(凹型)を、図(2-3-6)に示す治具B'(凸型)に改良して使用した。

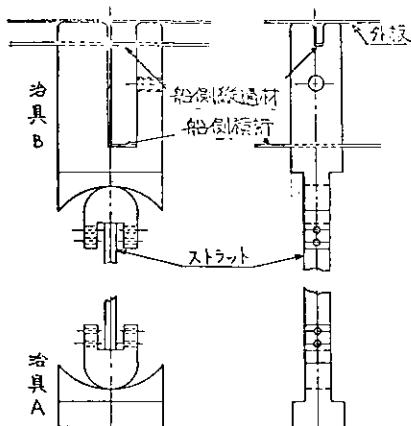


図2-3-5 ストラット模型および治具

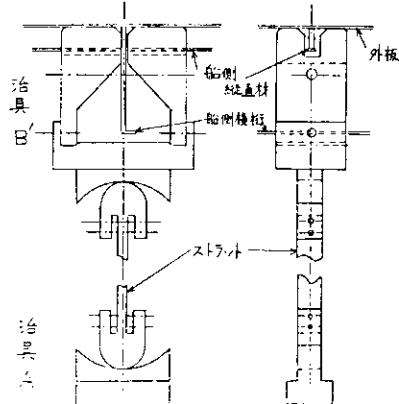


図2-3-6 ストラット接合用治具

図(2-3-7)には、今回使用した偏心量  $\ell = 1.9 \text{ mm}$  の時のストラット模型の挙動を示しておいた。

以上、(1)と(2)を、組み合わせた試験体6体について、各々の材料定数や形状等を、表2-3-2に一括して示しておいた。

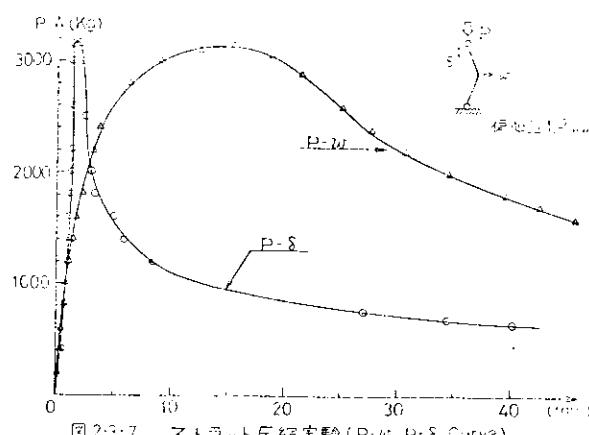


図2-3-7 ストラット圧縮実験(P-w, P-δ Curve)

表 Z-3-2 試験体

試験体	材料定数( $\rho_y$ )	試験模型本体形状	ストラット及びストラット取付治具
A-5-1	$\rho_y = 25.08$ $E = 2.22 \times 10^4$	A型模型 (5トランス・スペース) 横桁 船側部 フ型 甲板・船底部 長方形 ブレケットなし	最高荷重 2800 kg (偏心量 $e = 2.5 mm$ ) 取付本数 4本 取付治具 B 凹型
A-5-2		A型模型 (5トランス・スペース) 横桁 船側部 フ型 甲板・船底部 長方形 ブレケットなし	最高荷重 3100 kg ( $e = 1.9 mm$ ) 取付本数 4本 取付治具 B 凹型
B-5-1	$\rho_y = 26.60$ $E = 2.23 \times 10^4$	B型模型 (5トランス・スペース) 横桁 船側部 フ型 甲板・船底部 フ型 ブレケットなし	最高荷重 3100 kg ( $e = 1.9 mm$ ) 取付本数 4本 取付治具 B 凹型
B-5-2	$\rho_y = 26.55$ $E = 2.39 \times 10^4$	B型模型 (7トランス・スペース) 横桁 船側部 フ型 甲板・船底部 フ型 ブレケットあり	最高荷重 3100 kg ( $e = 1.9 mm$ ) 取付本数 6本 取付治具 B 凹型
B-7-1	$\rho_y = 26.42$ $E = 2.32 \times 10^4$	B型模型 (7トランス・スペース) 横桁 船側部 フ型 甲板・船底部 フ型 ブレケットあり	最高荷重 3100 kg ( $e = 1.9 mm$ ) 取付本数 6本 取付治具 B 凹型
B-7-2	$\rho_y = 26.05$ $E = 2.14 \times 10^4$		

## Z-3-4 測定項目 及び 測定機器

測定項目は、以下の通りである。

## (1) 壓力

土圧分布測定用圧力変換器(最大  $5 kPa$ , 周波数特性  $3000 Hz$ )を使用し、船側外板部外面ヒゴム袋との間で測定した。測定点は、P-1~P-4として図面に示す。

## (2) 加速度

抵抗線型加速度変換器(最大  $5g$ , 周波数特性  $160 Hz$ )を使用し、船側縦通材フランジ部にボルトで固定した。測定点は、A-1~A-2として図面に示す。

## (3) 船側外板変位(たわみ)

差動トランス型変位計(最大  $450 mm$ , 周波数特性  $3000 Hz$ )を使用し、船側外板部のたわみを測定した。測定点は、D-1~D-4として図面に示す。

## (4) ストラット 橫たわみ

カンケレバー型横たわみ計(最大  $100 mm$ , 弯ゲージ使用)で測定した。

## (5) 歪

船側外板部内面の歪を、抵抗線型歪ゲージで測定した。測定点は、S-1~S-4で、図面に示す。

以上の諸量の記録のため、静歪デジタル測定器、動歪測定器、電磁オシログラフ

ラフ、及びデータ・レコーダーを使用した。さらに、変形の挙動を、モーター・ドライブカメラと16%カメラで撮影し、崩壊過程を追跡し、解析を行うまでの参考とした。

### 2.3.5 実験結果

#### (1) 概要

試験体6体の荷重条件、崩壊荷重等の実験結果をまとめた、表2.3.3に示す。

表2.3.3 実験結果

試験体	荷重条件	崩壊荷重	船側外板 変位速度	縦及び深さ方向の 外板たわみ形状	崩壊挙動
A-5-1	静的加圧 $\frac{dy}{dt} \approx 9\%/\text{sec}$ $\left\{ \begin{array}{l} dy: 9\% \text{内水深} \\ dt: 9\% \text{深さ} \end{array} \right.$	$p=2.17 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ (P-1)	変形は緩慢	縦方向は正弦波形 深さ方向は、正弦波と 谷形との中间波形	ストラット座屈 → 船側横桁コーン部横倒れ → 崩壊(準静的)
A-5-2	動的加圧 $\frac{dy}{dt} \approx 3\%/\text{sec}$ 静圧 1.2 $\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$	$p=2.25 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ (P-1)	最高で 180 $\frac{\text{mm}}{\text{sec}}$ 以上 (D-1)	縦方向は正弦波形 深さ方向は、正弦波 と谷形との中间波形	ストラット座屈 → 船側横桁全体に横倒れ → 崩壊(動的挙動)
B-5-1	静的加圧 $\frac{dy}{dt} \approx 10\%/\text{sec}$	$p=2.20 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ (P-1)	最高で 90 $\frac{\text{mm}}{\text{sec}}$ 以上 (D-1)	縦・深さ方向共に 正弦波形	ストラット座屈 → 船側横桁コーン部座屈 → 崩壊(準動的挙動) → 甲板・船底横桁コーン部座屈
B-5-2	動的加圧 $\frac{dy}{dt} \approx 40\%/\text{sec}$ 静圧 1.44 $\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$	$p=2.25 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ (P-2)	最高で 1400 $\frac{\text{mm}}{\text{sec}}$ 以上 (D-1)	縦・深さ方向共に 正弦波形	ストラット座屈 → 船側横桁コーン部座屈 → 崩壊(動的挙動) → 甲板・船底横桁コーン部座屈
B-7-1	静的加圧 $\frac{dy}{dt} \approx 100\%/\text{sec}$	$p=2.26 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ (P-1)	最高で 200~300 $\frac{\text{mm}}{\text{sec}}$ 以上 (D-1)	縦・深さ方向共に 正弦波形	ストラット座屈 → 甲板・船底横桁中央部座屈 → 崩壊(準動的挙動) → 甲板・船底横桁コーン部座屈 → 船側横桁コーン部座屈
B-7-2	動的加圧 $\frac{dy}{dt} \approx 40\%/\text{sec}$	$p=2.25 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ (P-1)	最高で 1300 $\frac{\text{mm}}{\text{sec}}$ 以上 (D-1)	縦・深さ方向共に 正弦波形	ストラット座屈 → 甲板・船底横桁中央部座屈 → 崩壊(動的挙動) → 甲板・船底横桁コーン部座屈 → 船側横桁コーン部座屈

## (2) 実験経過の説明

(1) の補足として、実験の測定結果を示す。

### (a) A-5-1 (静的加圧)

圧力～外板変位曲線を 図(2-3-8)に示す。船側横桁の横倒れ状況を写真(2-3-1)に示す。圧力～外板歪曲線は 図(2-3-9)に示す。

船側横桁には、横倒れは生じていない。これは、他の試験体5体についても同様であった。

### (b) A-5-2 (動的加圧)

圧力～外板変位曲線を、図(2-3-8)に、外板変位時間変動曲線を、図(2-3-10)に示す。ストラット取付治具を、図(2-3-5)に示す様なものにしたため、A-5-1の場合と異なり、船側横桁は、全体的な横倒れを呈している。(写真(2-3-2)参照)。圧力～外板歪曲線は、図(2-3-11)に示す。

### (c) B-5-1 (静的加圧)

圧力～外板変位曲線を、図(2-3-12)に示す。ストラット座屈後、動的導動を示した。その時の、外板変位、圧力の時間変動を、図(2-3-13)に示す。船側横桁コーナー部及び甲板・船底横桁コーナー部の座屈状況を写真(2-3-3)に示す。

圧力～外板歪曲線は、図(2-3-14)に示す。

### (d) B-5-2 (動的加圧)

圧力～外板変位曲線を、図(2-3-15)に示すが、実験中圧力P-1が故障したため圧力をP-2を採用している。外板変位の時間変動曲線は、図(2-3-16)に、圧力～外板歪曲線は、図(2-3-17)に示す。船側横桁コーナー部及び、甲板・船底横桁の座屈状況を写真(2-3-4)に示す。

### (e) B-7-1 (静的加圧)

B-5-1, B-5-2 の試験体と比べて、B-7-1, B-7-2の場合には、船側横桁の中央部のブレケットは除去し、そのコーナー部には、逆にブレケットを附加している点が異なっている。圧力～外板変位曲線を、図(2-3-18)に、圧力～外板歪曲線は図(2-3-19)に示す。トランス・リングの崩壊経過を写真(2-3-5～7)に示す。

### (f) B-7-2 (動的加圧)

圧力～外板変位曲線は、図(2-3-18)に示す。圧力～時間変動曲線を図(2-3-20)に、外板変位の時間変動曲線を、図(2-3-21)に示す。トランス・リング全体の崩壊状況を、写真(2-3-8)に、甲板・船底横桁コーナー部の座屈状況を、写真(2-3-9)に、動的崩壊の様子を、写真(2-3-10～12)に示す。圧力～歪曲線は図(2-3-22)に示す。

## 2.3.6 考察

B型模型の試験体 B-7-1(静的加圧)と B-7-2(動的加圧)の実験結果を例に比べて、考察を試みた。

動的加圧の場合、運動方程式は、次の様に近似できる。

$$(m_s + m_w) \ddot{w} + f(w) = P_{act} \quad \text{---(1)}$$

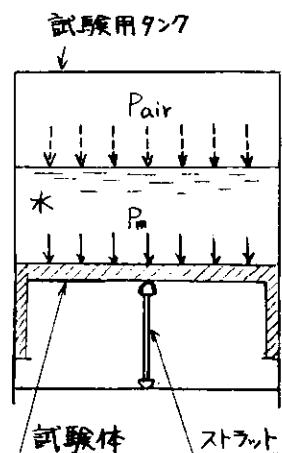
但し  $w$ : 船側外板変位

$m_s$ : 船側外板部単位質量

$m_w$ : 船側外板部単位面積当たりの水の質量

$f(w)$ : 構造の耐力

$P_{act}$ : 空気圧



実験で計測した圧力を、 $P_m$ で表わすと、(1)式において、

$$P_m = Pair - m_w \ddot{w} \quad \text{---(2)}$$

と考えられるから、(1)式は、次の様になる。

$$m_s \ddot{w} + f(w) = P_m$$

今回の動的加圧実験(B-7-2)の外板変位(たわみ)の時間変動曲線(図(2-3-21))から得られた加速度( $\ddot{w}$ )の値(最大7g位)から考えて、

$$m_s \ddot{w} \ll 1 \quad \text{かつ} \quad P_m > 1$$

となる。

従って、構造物の耐力  $f(w)$  は、次の様に近似できる。

$$f(w) = P_m - m_s \ddot{w} \cong P_m$$

即ち、構造物の動的挙動時の耐力  $f(w)$  は、静的の場合と同じく、 $P_m - w$  曲線(図(2-3-18)の  $P - w$  曲線に相当する)で、近似的に示されていくことになる。

図(2-3-21)に示した外板変位の時間変動曲線から加速度( $\ddot{w}$ )を求め、(2)式から、空気圧( $Pair$ )を求めた。こうして得られた  $Pair - w$  曲線を、図(2-3-18)に示しておいた。この図からは、構造の耐力( $P_m$ )が、高まった所では、外板変位速度( $\dot{w}$ )が落ち、圧力( $Pair$ )が上昇していることが分かる。

この  $P_m - w$  曲線が、構造の耐力( $f(w)$ )に相当していることは、図(2-3-23)に示した圧力( $P_m$ )、加速度( $\ddot{w}$ )、変位( $w$ )の時間変化(ヤン書きオシロによる実測値の直接出力)の対応から見ても、明らかである。

この観点から、図(2-3-18)に対応して示した静的加圧時の  $P_m - w$  曲線と、動的加圧時の  $P_m - w$  曲線を比較してみると、両者には、明らかに違いがあることが分かる。言い換えれば、構造物の静的耐力と動的耐力上には、違いがあるわ

けである。

一方、静的加圧時(B-7-1)と、動的加圧時(B-7-2)との間で、構造の崩壊過程の比較を行なってみた。その結果は、表(2-3-3)に示す様に、両者は、ほぼ一致した過程をたどっていることが、分かった。

以上の事から、次の様に現象を考えてみることにした。

荷重が動的に作用し、高い変位速度が存在する状況の下で、構造の崩壊メカニズムが、一連の局部崩壊(座屈)によって形成される場合には、各局部崩壊(座屈)<sup>(1)</sup>の発生に、時間的ズレが存在する。

静的加圧の時は、変位速度が低く、この時間的ズレは、無視できて、局部座屈による大きな変形が、運動の初期に発達する。しかし、動的加圧の時は、この時間的ズレのために、あら変形が生じた後に、第2の局部座屈があらわれることになる。

模式的に示すと、右図の様になり、静的加圧時と、動的加圧時とでは、構造の耐力に違いが生じることになる。

こう考えると、図(2-3-18)において、動的加圧時の  $P_m \sim W$  曲線も、運動が緩慢となり、準静的加圧となつた領域(外板たわみが  $70\text{mm}$  以上の部分)では、静的加圧の  $P_m \sim W$  曲線とほぼ一致していることも、説明できるわけである。

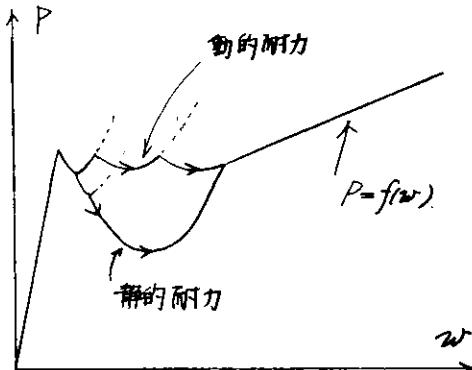
以上の現象は、B-5-1とB-5-2との場合にも見られる。A-5-1とA-5-2との場合には、崩壊状況に違いがあるため、静的へ動的の対応はつかない。しかし、A-5-2の場合にも、上記の様な耐力の変化が生じてはいるものと、思われる。

なお、図(2-3-18)には、論文<sup>(2)</sup>に従つて計算した膜力剛性に、船側横断及び船側縦通材が受けもつ剛性を付加して、プロットしておいた。

### 2・3・7 結論

(1) 船側構造の支柱(ストラット)座屈により、動的挙動が起り、さらに支柱の耐力低下により、船側コーナー部の受ける内力が増加し、そのため、そのコーナー部が座屈し、構造全体の耐力がさらに減少し、動的挙動が加速されることが確認できた。

構造物の耐力低下の要因としては、船側横断の座屈や横倒れ、甲板・船底横断の座屈があらかじめ分かった。



- (2) 動的崩壊時の構造物の耐力は、静的崩壊時とは違った様相を呈する。これは、外板変位速度( $\dot{w}$ )によるものと思われる。
- (3) しかし、静的耐力を前提とした動的計算の結果は、実際の挙動を推測する上で、安全側の推定となっており、实用上有効である。
- (4) 実船との対応という点では、圧力の機構の違いがあり、寸法効果が大きいため、今後の研究に期待する。
- (5) 完全な静的実験を行うためには、水による加圧方法や、チャックによる変位制御加圧が必要であろう。

#### 参考文献

- [1] N.J. HOFF: "Buckling and stability", Journal of the Royal Aeronautical Society January 1954
- [2] 山本善之・大坪英臣 「鉱石運搬船 船側構造物の波浪変動圧による動的崩壊」 日本造船学会論文集 第132号

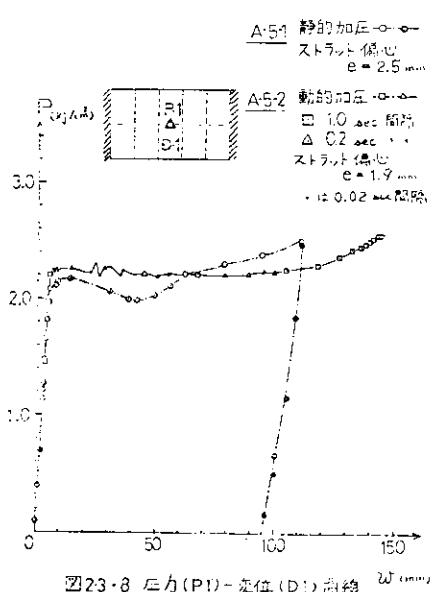


図23-8 圧力( $P_1$ )-変位( $D_1$ )曲線  $W$  (mm)

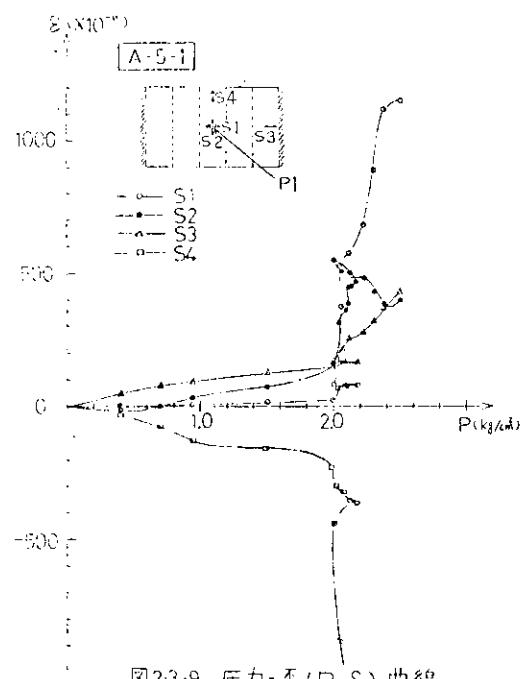


図23-9 圧力-歪( $P-\epsilon$ )曲線

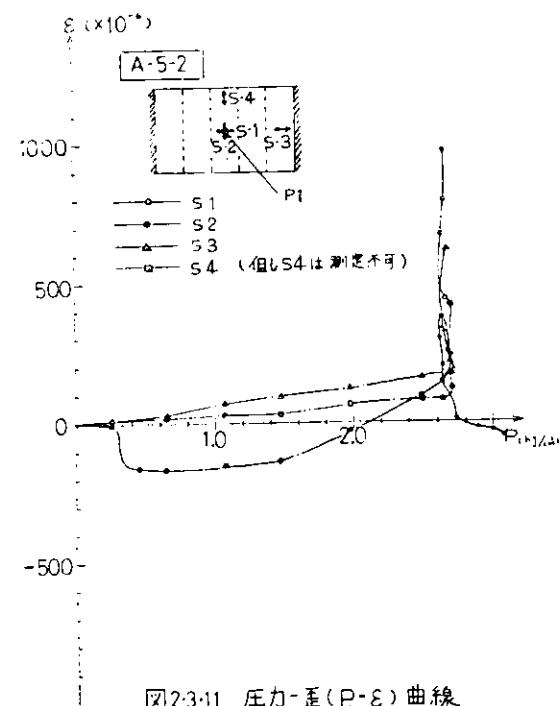
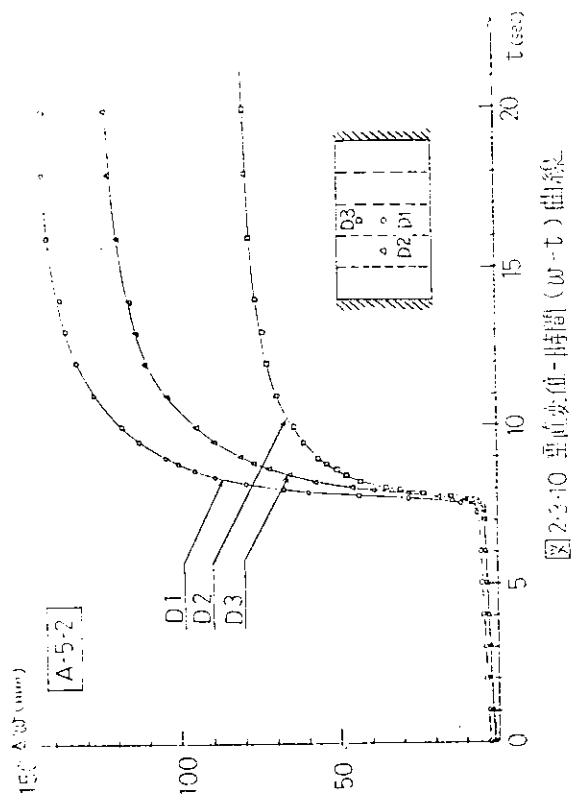


図2-3-10 重り変化時間 ( $W-t$ ) 曲線

図2-3-11

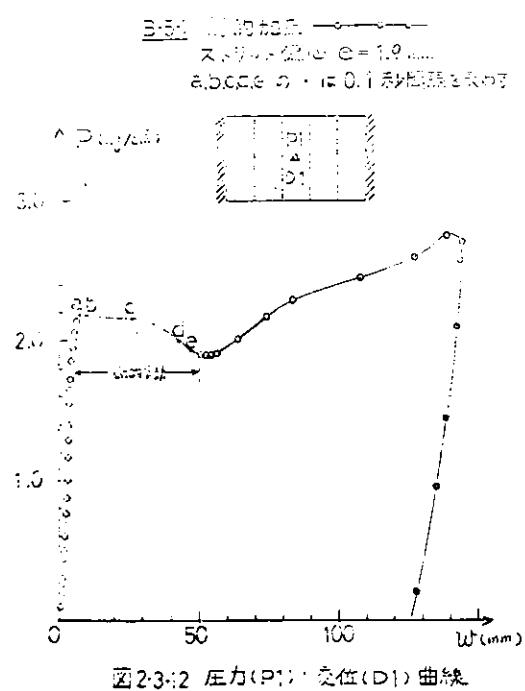


図2-3-12 壓力( $P_1$ )・変位( $D_1$ )曲線

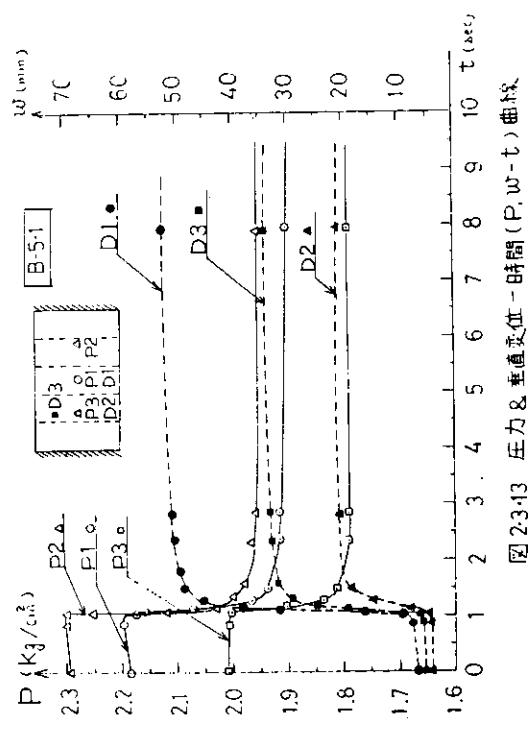


図2-3-13 壓力 & 垂直変位・時間 ( $P, w-t$ ) 曲線

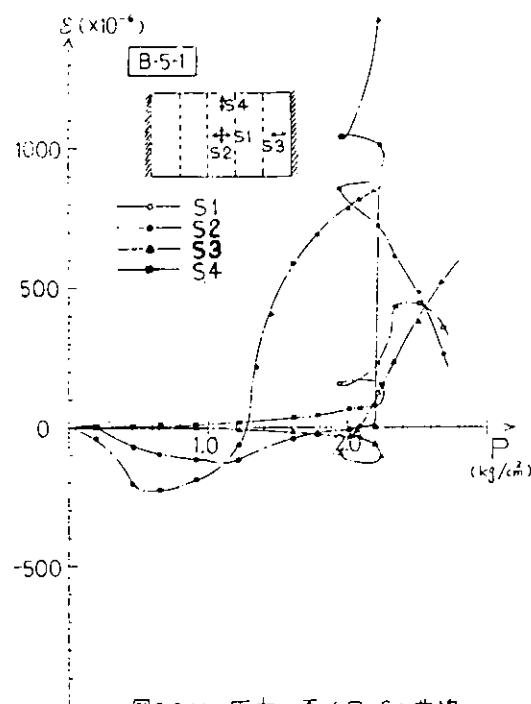


图2-3-14 压力-应变( $P-\varepsilon$ )曲线

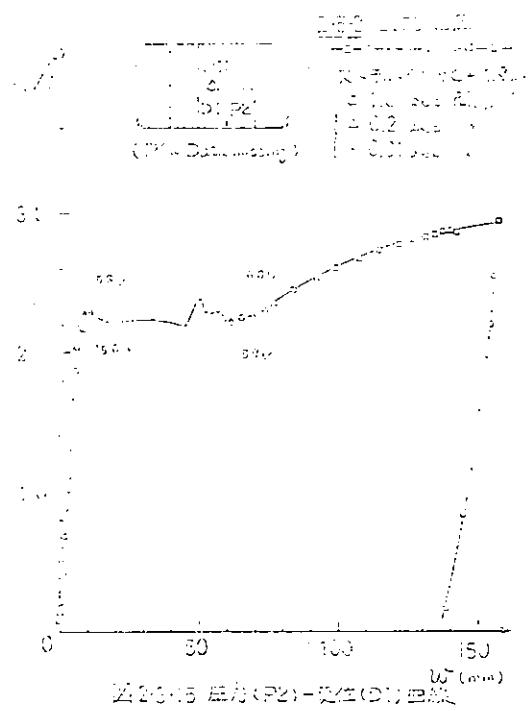


图2-3-15 压力( $P_2$ )-延性( $\delta$ )曲线

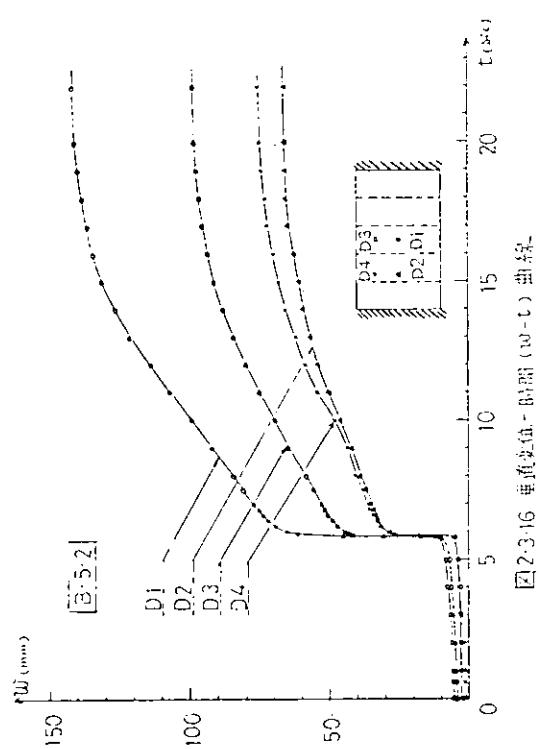


图2-3-16 速度-时间( $\omega-t$ )曲线

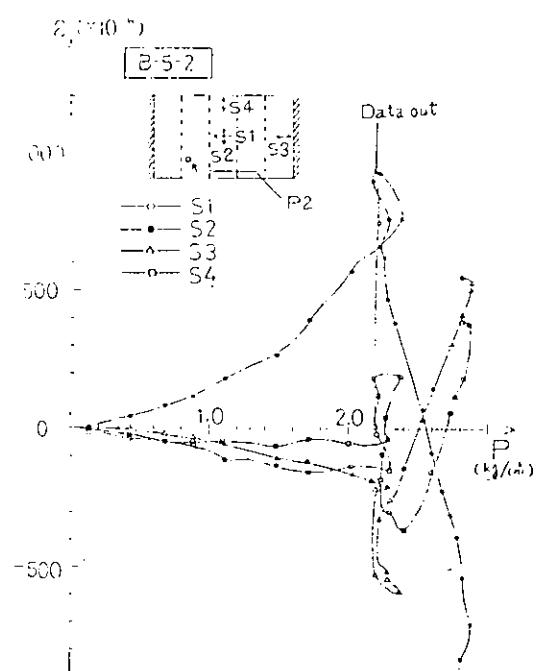


图2-3-17 压力-应变( $P-\varepsilon$ )曲线

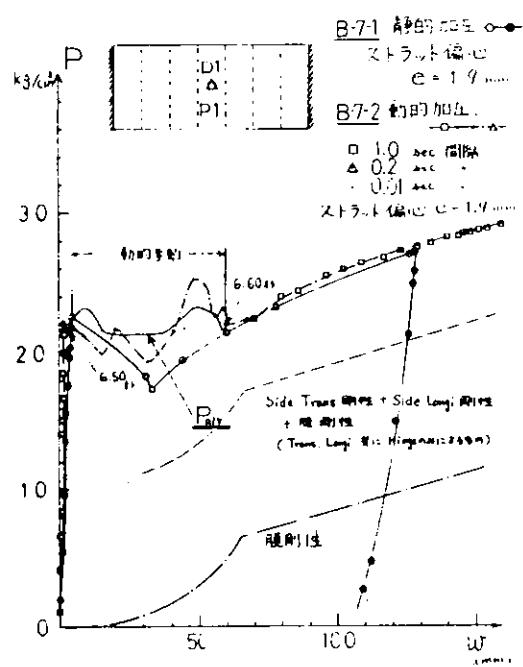


図 2.3-18 圧力(P1)-変位(D1)曲線

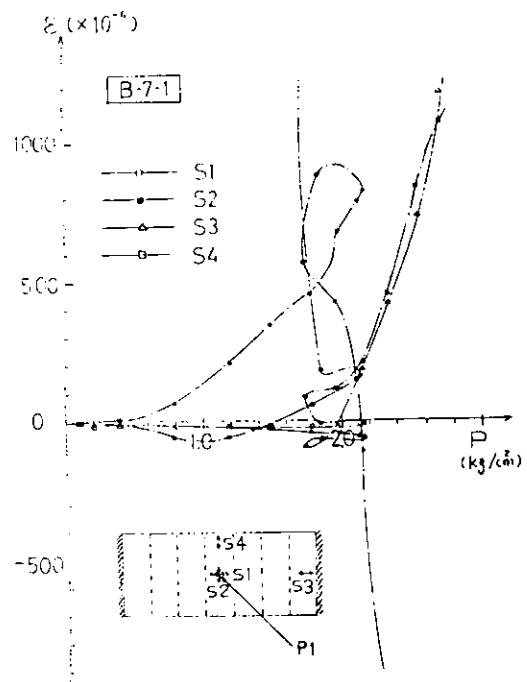


図 2.3-19 圧力-歪(P-ε)曲線

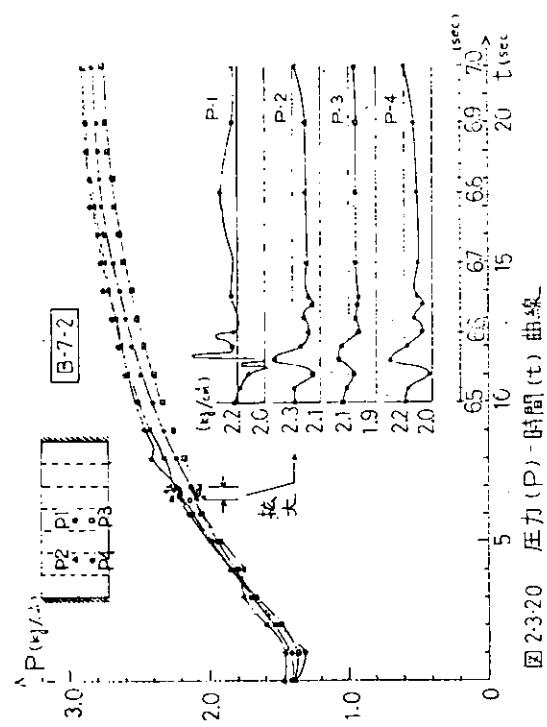


図 2.3-20 圧力(P)-時間(t)曲線

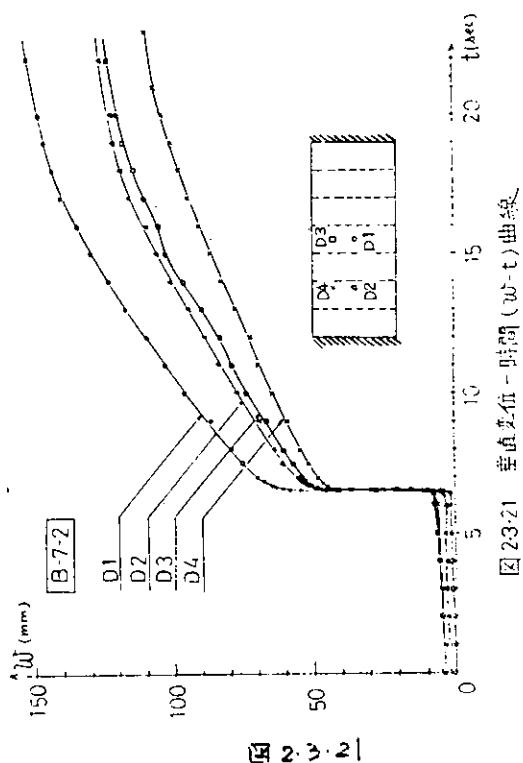


図 2.3-21 垂直変位-時間(w-t)曲線

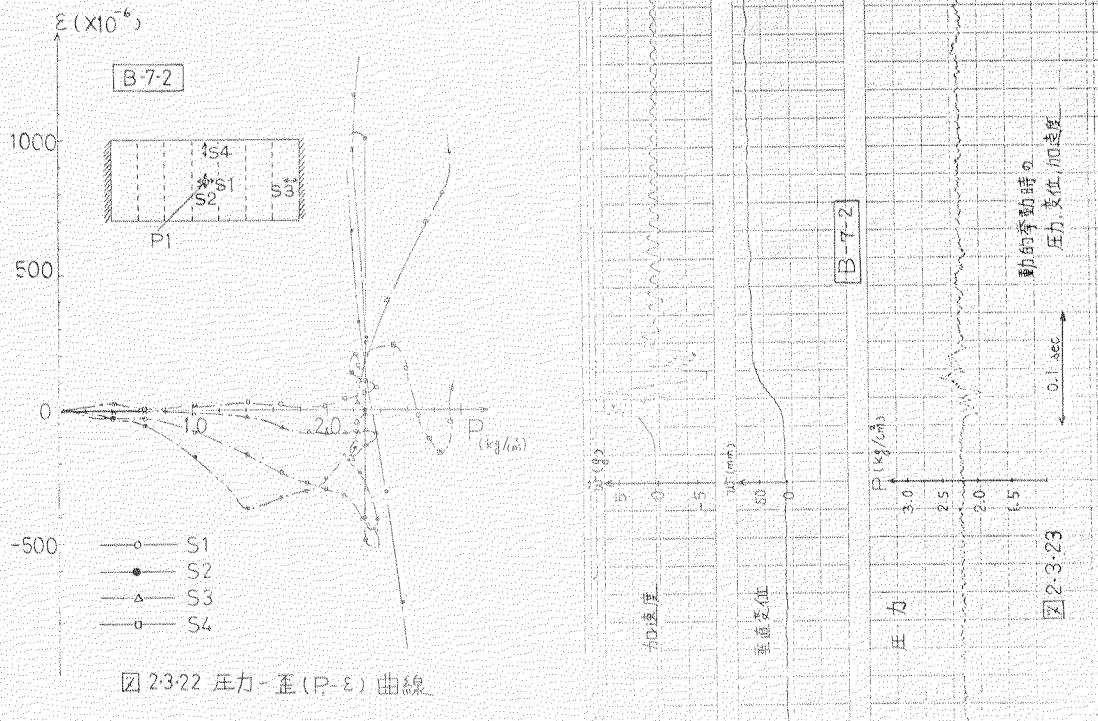


図 2.3.22 圧力-歪 (P-ε) 曲線

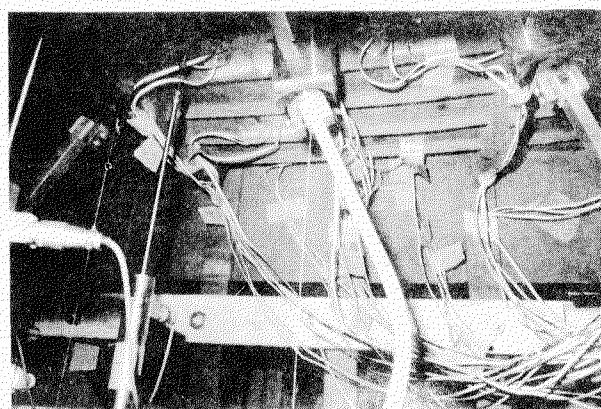


写真 2.3.1 A-5-1  
船側構架横倒し機 及び ストライク状況

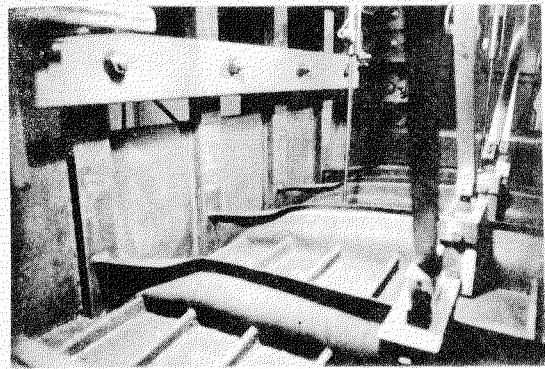


写真 Z3.2 A-5-2  
船側横桁の座屈状況

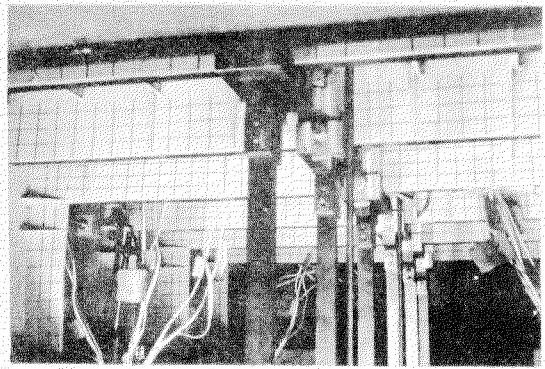


写真 Z3.5 B-7-1  
トランジングの前壁経過 (1)  
ストラット座屈前  $P=2.14 \text{ kg/cm}^2$

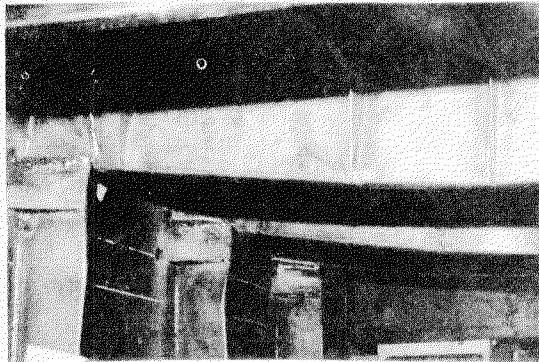


写真 Z3.3 B-5-1  
船側横桁コネ部及び甲板横桁の  
座屈状況

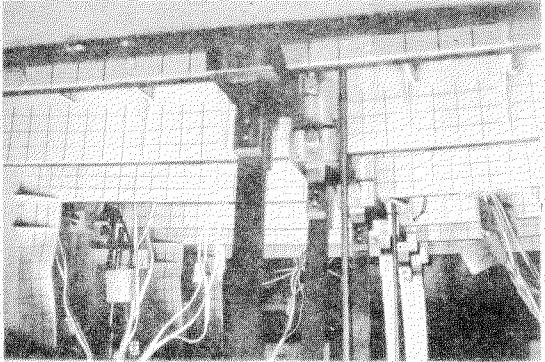


写真 Z3.6 B-7-1  
トランジングの前壁経過 (2)  
ストラット座屈後  $P=2.23 \text{ kg/cm}^2$

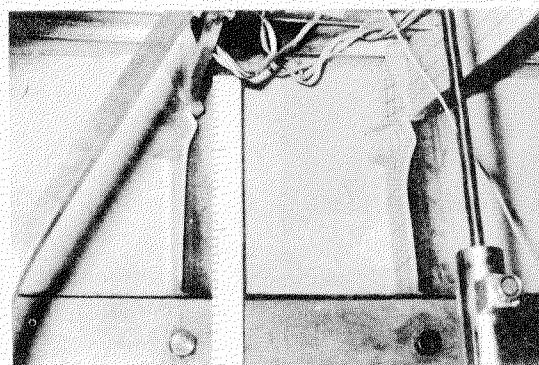


写真 Z3.4 B-5-2  
甲板横桁の座屈状況

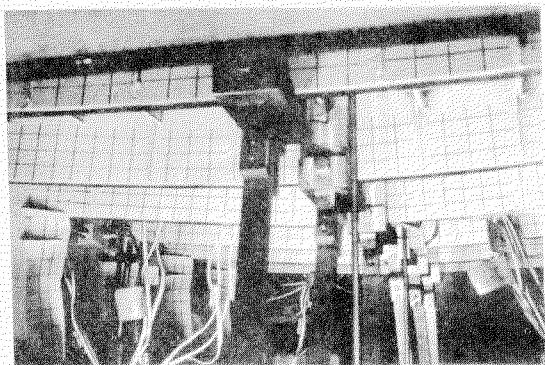


写真 Z3.7 B-7-1  
トランジングの前壁経過 (3)  
ストラット座屈後  $P=2.50 \text{ kg/cm}^2$

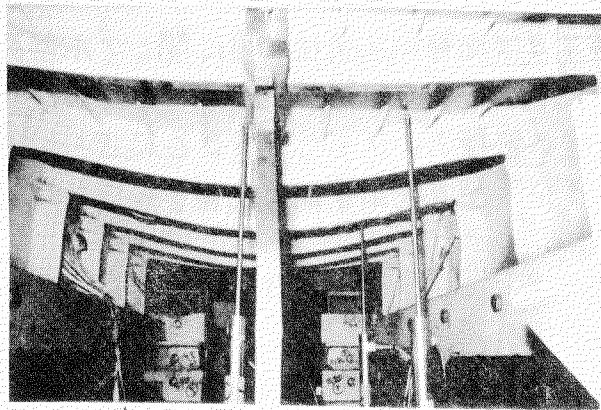


写真2.3.8 B-7-2  
トランス・リナーの前土壤状況

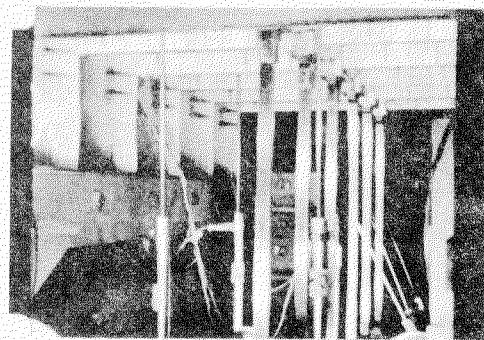


写真2.3.10 B-7-2  
動的圧力過程(1) (6.47秒経過)

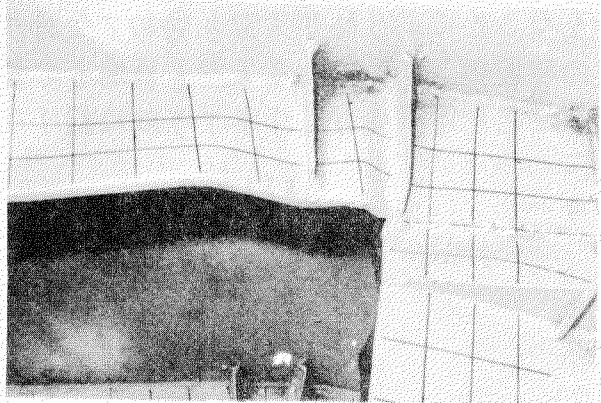


写真2.3.9 B-7-2  
船側横行コーナー部の座屈状況

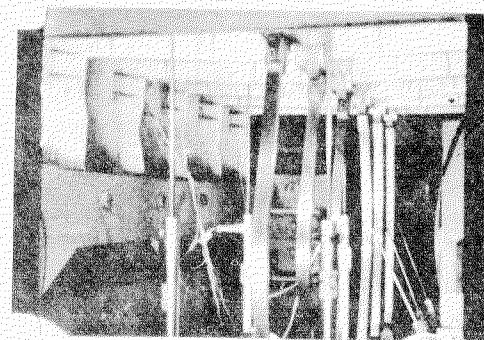


写真2.3.11 B-7-2  
動的圧力過程(2) (6.51秒経過)

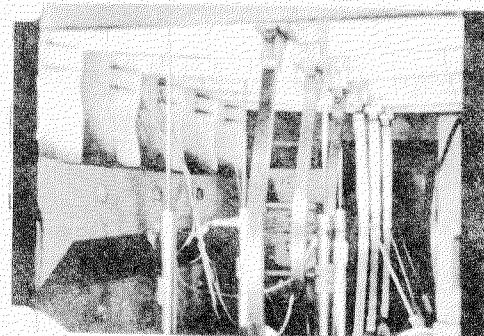


写真2.3.12 B-7-2  
動的圧力過程(3) (6.53秒経過)

## 2.4 大型波浪衝撃水圧発生装置の製作および実験<sup>\*</sup>

当研究部会では昭和46年度において波浪衝撃水圧発生装置に関する小型の予備試験装置による基本的な検討の後に1m<sup>2</sup>平方の試験体を対象とした試作装置を完成した。<sup>1,2)</sup>本年度はこの試作装置の経験およびデータをもとにさらに大型化して1.5m<sup>2</sup>平方の試験体を対象とする大型波浪衝撃試験装置を製作した。

### 2.4.1 装置の概要

本装置の基本的な仕様、本体の構造寸法、フローチートなどは昨年度の当部会研究報告に記述した通りであるが、本体の構造図は図2.4.1に示す通りである。

試作装置では円筒胴が横置型になっていたのに対し、本装置では縦置型とした。これは破裂板ノズルを垂直方向に設けることにより破裂時のジェット作用による反力の水平方向成分を無くすこと、試験体の着脱を容易にすること、などの考慮によるものである。縦置型とすることによりN<sub>2</sub>ガス室を含めて全体が回転体状にまとめられた。ただしA室の破裂板ノズルはN<sub>2</sub>ガス室を貫通して垂直上方に向けると構造が複雑になるため止むを得ず胸部より水平方向に設けた。このために生じる破裂時のジェット作用による水平反力については基礎の強度算定の際に考慮されている。

N<sub>2</sub>ガス室の構造は試作装置のものをほぼそのまま踏襲している。N<sub>2</sub>ガス室の容積は中央に1条の補強筋を有する1.5m<sup>2</sup>平方の試験体が塑性崩壊に至る変形容積が約34lであるという計算値をもとに、この変形に対するN<sub>2</sub>ガスの圧力降下率が2%を超えないように定められたものである。

破裂板ノズルの内径はA室が500mm B室が840mmである。B室のノズル内径は試作装置のノズル内径と相似(試験体寸法比)にし、A室のノズル内径は衝撃圧の立上り時間に影響ないので取扱い

\* 執筆担当者 面牧 興

- 1) 日本造船研究協会 研究資料No.165 (SR133昭和46年度報告) p101
- 2) 安藤文隆他 日本造船学会論文集第133号(昭和48年6月) p153
- 3) 日本造船研究協会 研究資料No.178 (SR133昭和47年度報告) p115

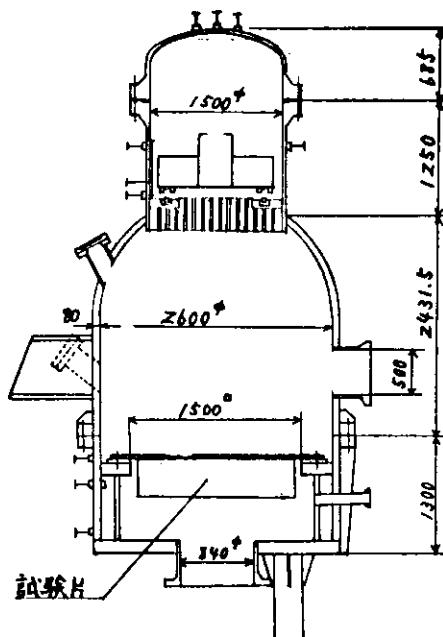


図2.4.1 本体構造図

の便も考えて多少小さくした。

装置は  $L \times B \times D = 3.5\text{m} \times 3.5\text{m} \times 3\text{m}$  のピットの上に設置されている。破裂板破壊時に加圧水はピットの中に排出され、ピットの中に溜った水は水中ポンプによって屋外の排水溝に送られる。

A室とB室を隔てている試験体取付部の  $300\text{mm}$  上方に本体のフランジ断面があつて、これにより上部本体と下部本体とに分離される。分離された下部本体はピットの底面を走行する台車に載せられて横方向に移動し、そこで試験体の取付け取外しが行なわれる。試験体の取付けは厚さ  $40\text{mm}$  の鋼製の試験体取付枠に試験体を溶接し、これを本体の試験体取付部に56個のボルトによって止める様になっている。試験体を取付けた下部本体は、上部本体に付属している4本の油圧シリンダーによって引上げられ、フランジ部を専用のボルトテンショナーを用いて締付ける様になっている。

試験圧力は現在最高  $10\text{kg/cm}^2$  とし第2種圧力容器としての認可を受けているが各部の強度は  $15\text{kg/cm}^2$  での使用に耐えられるように設計されており、将来必要に応じて高圧ガス取締法による認可を得ることが可能のようになっている。

実験時の操作は、安全性および能率の点からシーケンス制御による自動化の配慮がなされている。すなわち各部の弁は電磁弁を採用しており、その操作はすべて制御盤上でボタンにより行われる。各電磁弁とも手動と自動の選択ができる、手動にすることによりその弁の開閉をボタンにより個別に仕様に行える他、すべての弁を自動にしておけば装置への「給水—加圧—水位調整—破裂装置準備—破壊」の過程が制御盤上の表示ランプの指示に従って順番にボタンを押すだけで自動的に行なわれるようになっている。また配管系を含めた装置全体の状態は制御盤上の表示パネルにランプによって図式的に現われるよう

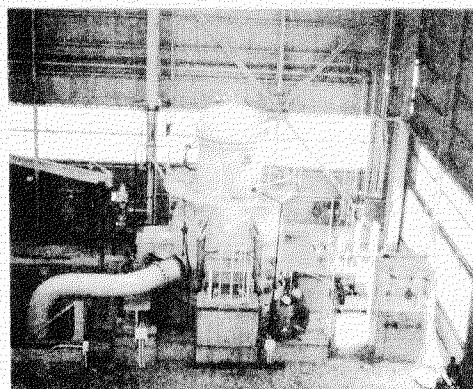


写真24.1 装置の設置状態

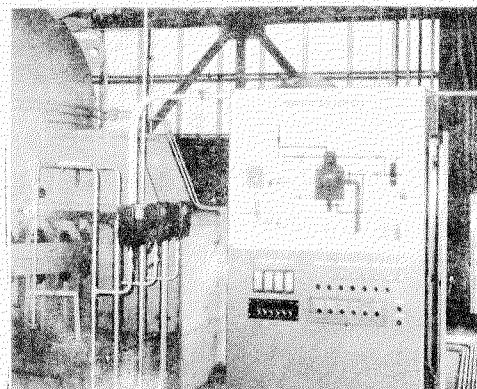


写真24.2 制御盤

なっている。

装置全体の設置状態を写真2.4.1に、また割御盤面の状態を写真2.4.2に示す。

## 2.4.2 破裂装置

破裂装置が本試験装置の基本的な性能を決定するポイントである。

破裂板としては試作装置に倣って強化ガラスを採用した。強化ガラスの強度

破壊方法、時間差設定方法など本装置を制作するに当つて検討した事項を以下に述べる。

### (1) 強化ガラスの静的強度

破裂板としての強化ガラスにはA室のノズルに対して直径560mm, B室のノズルに対して直径900mmの円板を使用する。採用する板厚を決定するため、厚さ12mmから19mmの材料の引張

試験、曲げ試験および円板の集中荷重および水圧による静的負荷試験を行なった。供試体の各板厚ごとの焼入条件を表2.4.1に示す。冷却方法は送風機による空冷である。

引張試験および曲げ試験は各板厚について幅40mm、長さ300mmの直角試験片によって行なった。引張試験にはアムスラー型試験機を使用し、試験片中央の表裏両面に2軸ワイヤーストレインゲージを貼付しひずみを測定した。応力-ひずみ関係は破断に至るまで直線となる。表2.4.2に各層ごともろ本実行なった試験結果を示す。

曲げ試験は支点間距離250mm、中央集中荷重(ボンチ半径10mm)による実曲げを行い、荷重挙の変位および曲げひずみをダイヤルゲージとワイヤーストレインゲージによって測定した。引張試験の場合と同様、荷重-ひずみ関係は直線となる。表2.4.3に各層ごともろ本実行なった試験結果の平均値を示す。

円板による静的試験結果としてまず

表2.4.1 洋試体の焼入条件

厚さ(mm)	炉内温度(C)	焼成時間(分)	冷却時間(秒)
12	650	9~10	90
15	650	10~11	120
18	500+650	10+2	180
19	500+650	11+2	180

(a+bはaの後に引続いてbを施すことを意味する)

表2.4.2 引張試験結果

厚さ(mm)	E(kg/mm <sup>2</sup> )	γ	ε <sub>max</sub> (%)	E <sub>max</sub> (%)
12	7300	0.238	10.57	0.1865
15	7200	0.230	14.57	0.1877
18	7400	0.225	14.20	0.1838
19	7400	0.226	13.84	0.1799
平均	7300	0.229	13.30	0.1845

表2.4.3 曲げ試験結果

厚さ(mm)	E(kg/mm <sup>2</sup> )	ε <sub>max</sub> (%)	ε <sub>max</sub> (%)
12	7200	20.96	0.2895
15	7300	25.32	0.3446
18	7300	25.39	0.3413
19	7300	24.42	0.3318
平均	7300	24.04	0.3268

厚さ $18^{\text{mm}}$ 、直径 $560^{\text{mm}}$ の供試体3個に対して中央集中荷重による破壊試験を行った。断面直径が $8^{\text{mm}}$ のOリングを直径 $466^{\text{mm}}$ の円周上に置きその上に供試体の円板を載せ、中央を直径 $25.4^{\text{mm}}$ の鋼球を介して負荷し、負荷点の裏面に2軸ワイヤーストレインゲージを貼付して曲げひずみを測定した。荷重と曲げひずみとの関係は破壊に至るまで正しい直線であり、破壊ひずみは3個の供試体についてそれぞれ $0.195$ ,  $0.197$ ,  $0.223\%$ であった。

次に各板厚の円板供試体について実際の使用状態において静水圧による破壊試験を行なった。本装置での破裂板の装着方法は試作装置で採用された方法をそのまま踏襲したもので、図2.4.2に示すように保持枠で強化ガラス円板をはさみそれを更に支持ダクトで支持するものである。静水圧破壊試験はまず支持ダクトの効果をるために直径 $900^{\text{mm}}$ について支持ダクトのある場合とない場合について行なった。図2.4.3に水圧と円板中央の曲げひずみの関係を示す。支持ダクトの効果は非常に顕著である。直径 $560^{\text{mm}}$ の場合については支持ダクトを設けた場合のみについて試験を行なった。その結果を図2.4.4に示す。以上の静水圧破壊試験の結果を最高水圧(破壊水圧)とガラス板厚との関係で示すと図2.4.5および図2.4.6

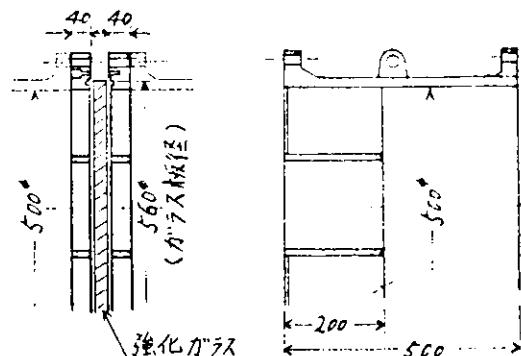


図2.4.2 保持枠および支持ダクト

記号	板厚	荷重
△—△	12	あり
▼—▼	12	"
▽—▽	19	"
○—○	19	なし
△—△	12	なし
◇—◇	15	"
○—○	19	なし

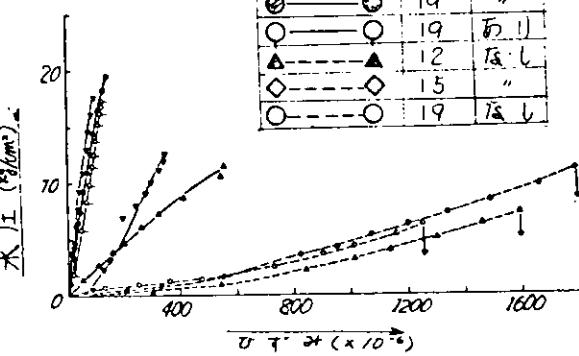


図2.4.3 円板中央の曲げひずみ( $900^{\text{mm}}$ )

記号	板厚	荷重
◇—◇	15	あり
◆—◆	15	"
□—□	15	"
○—○	18	"
●—●	18	あり

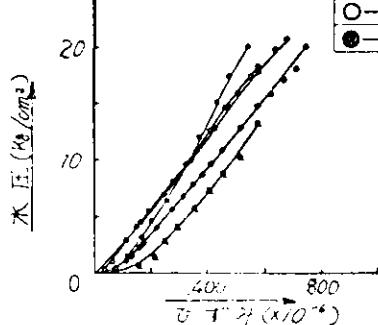


図2.4.4 円板中央の曲げひずみ( $560^{\text{mm}}$ )

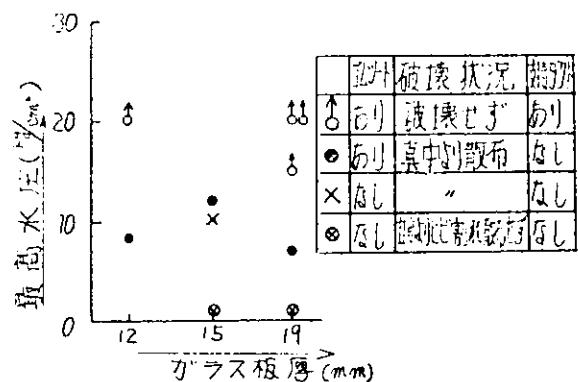


図2.4.5 最高水圧と板厚との関係(900°)

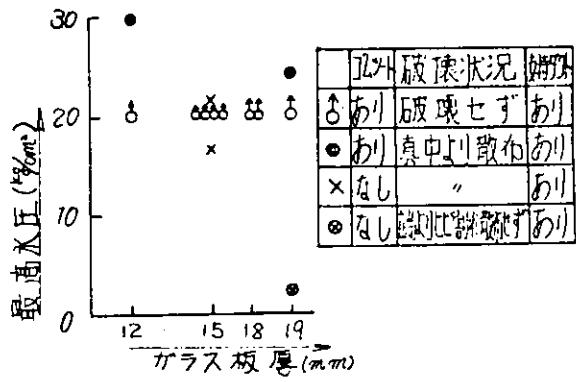


図2.4.6 最高水圧と板厚との関係(560°)

のようになる。保持棒でガラスをはさむときにゴムシートを用い、かつ支持ダクトを用いるならば最高使用圧力 $20\text{ kg/cm}^2$ として、板厚 $12\text{ mm}$ のガラスでも使用可能であることがわかるが、安全を考えて $19\text{ mm}$ の板厚を採用することにした

## (2) 強化ガラスの破壊方法

試作装置におけるガラスの破壊方法はガラス中央をガラス面に直角に置かれた打撃装置により打撃することにより破壊するものであった。しかし強化ガラスの特性としては一般に板面に直角に打つよりは板端を板面内方向に打つ方が小さい力で効果的に破壊することができるといわれているので、本装置に採用する破壊方法としてその両者の優劣をまず検討した。円板強化ガラスに対するいろいろな破壊試験の結果次のようなことが判明した。

円板を全く拘束のない状態で破壊する場合には明らかに板端を板面内方向に打つ方が板面垂直に打つよりも効果的である。しかし円板の周囲を拘束した状態で破壊する場合には板面に垂直に打てば確実に開口を得るのでに対して板面内方向の打撃に対しては円周上の拘束がガラスの体積の膨張を防ぐため亀裂は無数に入るが開口にいたる破片には差し難い。ただしガラスの板の片面に水圧が加わっている場合には板面内方向の打撃であっても一旦亀裂が入ると容易に開口に至る。その場合の亀裂は打撃点を中心放射状に走り、亀裂が開口に至るために一定の水圧が必要であることと同時に円周上の拘束の程度が問題となる

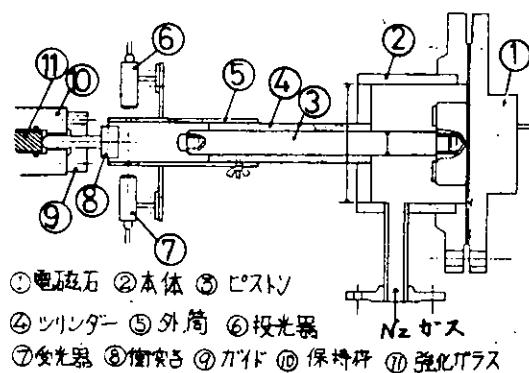


図2.4.7 破壊装置

。すなわち拘束が余り堅固であると水圧がかかっていても亀裂が入るのみで開口に至らない場合もあり得る。ただし、そのような場合でも亀裂を通して水圧は逃げる。

破壊方法に関する以上の諸試験の結果本装置では板面内方向に打撃する方法を採用する事にした。破壊装置の構成を図2.4.7に示す。打撃装置は試作装置における機構を踏襲したものであって、 $N_2$ ガスによって作動するピストンとシリンダーおよびピストンを引付ける電磁石より成る。破裂板面内方向に打撃することにより、打撃装置が加圧水の流水路外に設置されたため、打撃時刻の測定など計測上いろいろな点で便利になった。

### (3) 放電成形型ガラス破壊方法について

上に述べたように本装置では $N_2$ ガスによって作動するピストンとシリンダーからなる打撃装置を採用しているが、この打撃装置のピストンとシリンダーとの間の摩擦をかなり小さく保っておかないと充分な打撃力を發揮しないものがある。また打撃時間の制御はピストンを引きつける電磁石の電流の制御に依っているが、電流の断続と磁気の断続との間に多少の不規則な時間差がある。そのため、より強力で時間制御がより正確な放電成形型の破壊方式について検討を行なった。

水乃至油のような液中において数千乃至数万アンペアの衝撃大電流による過度アーケ放電を発生させると放電柱周辺の液体は超高温度の蒸気空洞となって衝撃的な高圧力を発生する。この衝撃的な力を金属材料の塑性変形加工に利用するのが放電成形である。実験によると電圧12,000V、コンデンサー容量12mFの放電によつて5,000気圧の圧力を得たという。

この衝撃的な高圧力をを利用して物体を飛ばすこともできる。京都織維工大井上教後の実験によると、4kgの砲弾が30m、1kgの砲弾が100m飛んだと報告されている。一般に電圧をV、コンデンサー容量をCとすると電流エネルギーは $\frac{1}{2}CV^2$ で表わされるが、物体を飛ばす場合のエネルギー効率は0.1とされている。すなわち物体の質量をm、飛び出し速度をvとすると次式が成立する。

$$\frac{1}{2}mv^2 = 0.1 \times \frac{1}{2}CV^2 \quad (2.4.1)$$

放電の衝撃をガラス破壊に利用するには、衝撃的圧力を直接ガラスに及ぼす事によって破壊する方法と前述の $N_2$ ガス破壊装置と同様な構造でシ

表2.4.4 放電成形方式と $N_2$ ガス方式との比較

実験結果 (放電成形方式)	計算結果( $N_2$ ガス方式)		
	項目	Case 1	Case 2
$m = 3.7\text{kg}$	$m$	$3.7\text{kg}$	$3.7\text{kg}$
$C = 2800\mu\text{F}$	$d(\text{ピストン})$	$30\text{mm}$	$30\text{mm}$
$V = 3500\text{V}$	$P(N_2\text{ガス})$	$13 \times 10^5 \text{Pa}$	$18 \times 10^5 \text{Pa}$
$V = 20\text{kV}$	$v^*$	$20 \times 10^3 \text{m/s}$	$23.5 \times 10^3 \text{m/s}$
備考 $\eta = 0.03$	(砲弾 $v = 80\text{m/s}$ の速度)	実験値の $v^*$ に 対応する $P$ の 計算	使用圧力に対 応する $V$ の計 算

リング内に油を満し、この中に放電を発生させることによりピストンを高速で押し出してガラスを破壊するという2つの方法が考えられる。前者はガラスの裏面に油を満たした容器を密着させておき、ここで放電を発生させることになるが、この放電による高圧が本装置内部におよび試験体に影響することも考えられるので余り適当な方法とは云えない。したがって後者の方法について検討することにした。

そこで大阪府立工業技術研究所の岡田課長、谷村氏、増井氏の御協力を得て同所に設置されている放電成形装置により、放電の衝撃力でピストンを高速で押し出す実験を行なった。その実験結果を、 $N_2$ ガス式の計算結果と対比して表2.4.4に示す。 $N_2$ ガスによる方式に較べてかなりの衝撃力を得られることがわかる。また、この方式のもう一つの利点は、前述のように、衝撃時間の制御が正確になることである。

この方式による打撃装置の一例として、上述の実験に使用した装置をもとに考えた機構を図2.4.8に示す。

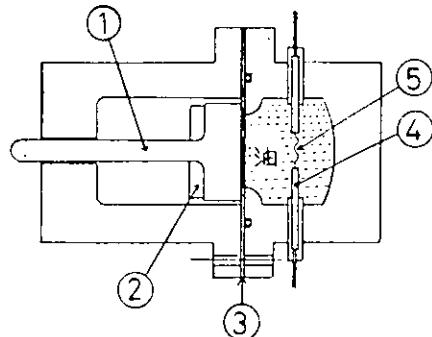
#### (4) 時間差設定および測定機構

A室およびB室の強化ガラスを、ある時間隔をおいて連続的に打撃破壊するためには、2基の打撃装置の電磁石の電流切斷にある時間差を設定する。この時間差は10,000 Hz水晶発振器から送られる基本パルスをサイクルカウンターにより計数することにより発生させ、 $10^{-4}$ 秒～10秒の範囲内で任意に選定できる。その精度は $10^{-4}$ 秒である。

又図2.4.7に示すように打撃装置にはランプ<sup>①</sup>およびフォトトランジスター<sup>②</sup>なる投光器装置を設けてあり、ピストンが電磁石励磁切斷後、ある距離だけ摺動すると、光線を遮断する。2基の打撃装置の遮光の時間差も前述の基本パルスによって10<sup>-4</sup>秒の精度で計量される。測定された時間差は制御盤上のデジタルカウンターに表示される。

#### 2.4.3 性能試験

本装置の完成後、実験状態における作動試験を繰り返し、性能試験を行なった。装着する試験体としては、試験体のテストが目的ではないので成る程単純な形状で破壊し難いもので、しかし試験体の剛性が装置の性能に影響するから本実験の際に用いられる試験体の剛性に近い剛性を持たせるように配慮した。



①ピストン ②硬質ゴム  
③導線 ④電極 ⑤細導線  
図2.4.8 放電成形打撃装置

使用した試験体の形状寸法を図2.4.9に示す。

電磁弁、安全弁、給水ポンプ、油圧ポンプなどの各種機器の作動が正常であることを確認し、配管系および装置全体の気密耐圧試験を実施し、また制御盤による各系統の制御が設計通りであることおよび制御盤上に表示される圧力、水位などが正しいことを確認した。

以下に装置の基本的な特性である水圧波形について述べる。水圧波形の測定はA室およびB室のそれぞれ一つのノズルに装置したストレインゲージ形の圧力変換器の出力を電磁オシログラフに記録することにより行った。<sup>\*</sup> A室の圧力  $P_A$  およびB室の圧力  $P_B$  のオシログラムの例を図2.4.10に示す。

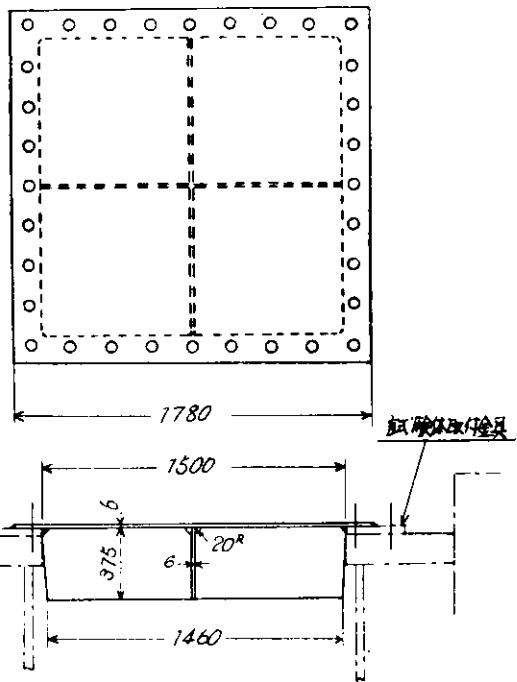


図2.4.9 性能試験用試験体

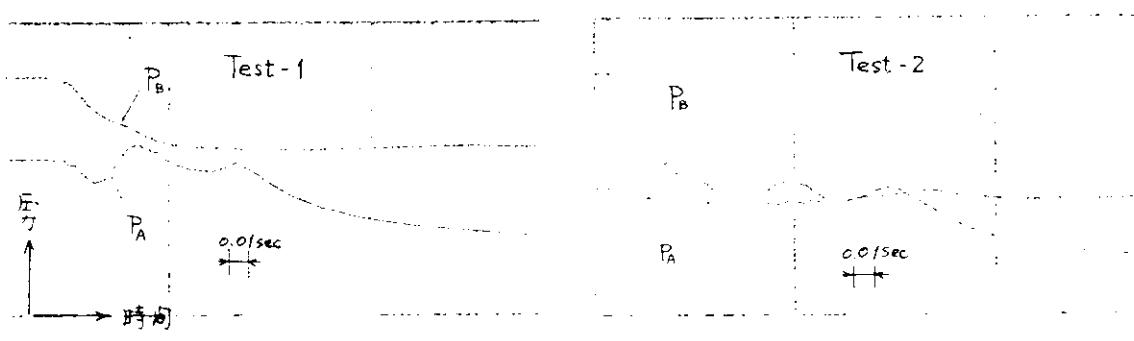


図2.4.10 A,B室圧力オシログラムの例

<sup>\*</sup> 圧力の変化が衝撃的であるため、圧力室内部の圧力分布は瞬間に不均一が生じ、特に試験体表面における圧力と圧力変換器の位置での圧力との間に違いの生じる危惧も感づられるが、この点については従来の落重式装置による実験の際に用いた検討によりそのおそれのないことが明らかにされている。しかし、さらに確認のため本装置においても今後この種の計測を実施する予定である。

図2.4.10に示した二つの例はいずれも打撃装置差動の時間差を0.05秒に設定したものであるが制御盤のカウンターに表示された実際の時間差はTest-1の場合0.0498秒、Test-2の場合には0.097秒であった。\*

Test-1ではB室の破裂板が厚さ14.5mmの強化ガラスであって、打撃によって破裂板に亀裂は全面に入ったが、完全には崩壊せず、一部分が抜け落した状態になっているのに対して、Test-2の場合には厚さ10mmの強化ガラスを使用しているので、破裂板が完全に崩壊している。このためTest-1でのB室の圧力降下は、Test-2の場合に比べて緩慢である。

B室破裂後A室破裂に至る間(0.05秒～0.1秒)の間にA室の圧力は顕著な振動を呈している。この現象は、試験体に加わる差圧波形の特性にとって、両室の破裂時間差以上に重要な意味をもつと思われる所以、その原因を明らかにする必要がある。

試験体に加わる圧力は、A室圧力とB室圧力との差圧( $P_A - P_B$ )であって、図2.4.10に読みとられた差圧波形を図2.4.11に示す。上述の理由により、Test-1における圧力の立ち上りはTest-2におけるより緩慢であり、また圧力の降下時期はTest-1よりもTest-2の方が遅れている。圧力が立ち上がりから降下を開始するまでの間には振動波形がTest-1もTest-2もほぼ同様な形で表われている。これはフロート設定位置が不適当であることに起因するものと考えられるので、これについて現在系統的な実験を実施中である。

#### 2.4.4 結言

昭和46年度に製作した試作装置の経験およびデータをもとに大型波浪衝撃水圧発生装置を製作した。試験寸法は1.5m<sup>2</sup>まで、使用圧力は15kg/cm<sup>2</sup>(現在は法規に基づく認可の関係で第2種圧力容器として10kg/cm<sup>2</sup>以下で使用している)、本体の外径約2m800、高さ約6mである。

装置の準備から実験にいたるまでの一連の動作は「給水→加圧→水位調整→破壊」

\* 設定時間差と測定時間差との間の誤差は主として打撃装置のピストンとシリンダーとの間の摩擦によるが、これはその部分の潤滑とかN<sub>2</sub>圧力の上昇などによって減少させることができる。

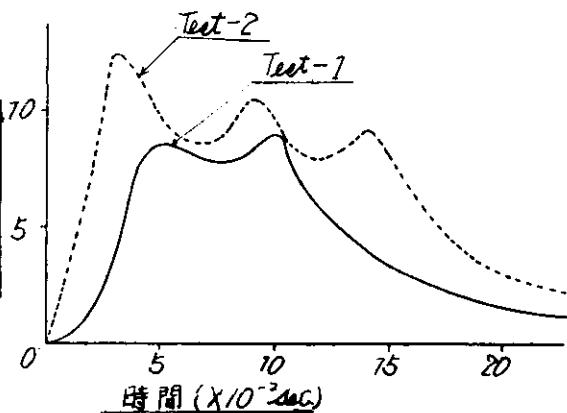


図2.4.11 試験体に加わる差圧波形

裂装置設定一破裂板破壊」となるが、これは電子回路によるシーケンス制御により制御盤上の押しボタンの操作により半自動的に行われる。

各部機器は計画通り正常に動作することが確認された。試験体に加わる差圧波形に及ぼす各種の影響については現在引続き検討中であり、さらに次年度においては当装置による船側構造模型に対する一連の破壊実験を実施する予定である。

## 2.5 外板クラック発生機構の解明のための模型実験

## 2.5.1 緒言

波浪衝撃などの他の繰返し荷重により船体構造の外板部分に発生する亀裂損傷の原因を理解する目的で、船体構造の横桁と外板部分の部分模型を作成し、これに繰返し荷重を外板部分から横桁に負荷し、外板と横桁の板厚およびスロットル部の大きさが外板の亀裂発生に与える影響を調べた。

実船の外板のクリック損傷例を調べると、剪断力の大まき桁の端部で横桁ウェブと外板の取り合はスリット部（ロンジスロットおよびスカラップ）に亀裂が発生しているのが特徴である。さらにこの場合には横桁ウェブのスロット周辺から発生した亀裂が相隣するスロットに達する損傷事例が多い。その結果この部分の桁の貫通能力が低下し、スロット部から外板に亀裂が入つたものと考えられる。このような状況を模型的に再現するため疲労実験を行なった。

前年度の研究では、外板の亜裂損傷の発生原因が外板の板厚方向の剪断力によるという想定のもとに、外板に局部的に大きな剪断力を発生させる実験を行なった。これにより剪断力の大きな桁材の端部において、そのウェブアーチートが疲労亜裂あるいは座屈などによりどの有効剪断面積が減少し、軒にかかる剪断力を外板が受けざるを得ない結果、剛性の悪化した個所の外板に亜裂が発生する可能性のあることが衝撃疲労試験と静的荷重試験でわかった。

本年度の研究は、以上の実験、延長として剪断力の高い樹幹部のスロット位置に注目し、実船寸法の縮尺 $1/2$ の供試体を使用した。これは前年度の縮尺 $1/10$ の供試体と比較して大きさを複数である。

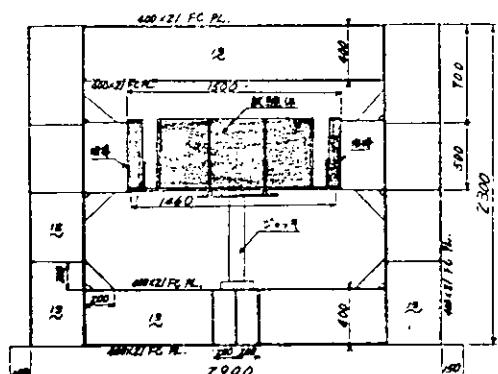
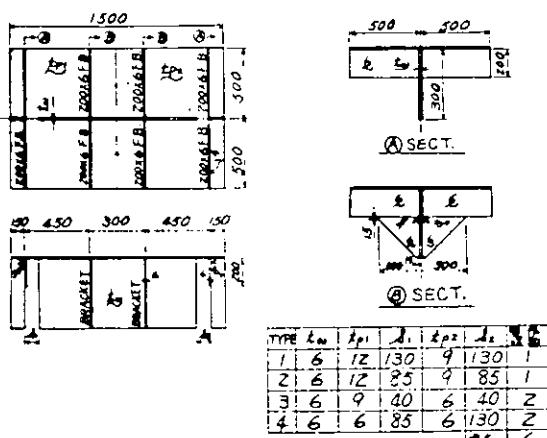


圖2.5.1 試驗若具



### 圖2.5.2 供試體

\* 執筆担当 清水作造

## 2.5.2 実験

### (1) 実験方法

供試体に対する荷重の負荷方法および供試体の寸法形状を図2.5.1～2に示す。供試体の横桁ウェブおよび外板の端を治具に溶接し、供試体は両端で固定の条件とした。荷重は供試体の中央部の2本のロニジに外側から油圧ジャッキで負荷した。二の荷重により、スリット部分のウェブと外板の取り合ひ部分が零一引張の応力状態になつている。静的実験では、スリット部分の外板とウェブの取り合ひ部の局部応力およびウェブ中央部の応力分布を抵抗線歪計で計測し、またスリットの位置での上下変位をダイヤルゲージで計測した。疲労実験では亀裂発生回数に注目し、発生個所および亀裂の伝播状況を目視により観察した。

負荷した荷重の大きさについては、実船が滿載喫水にあるときの通常の横桁ウェブの平均剪断応力を模型に再現するため荷重30tを要するが、ウェブがスリットにより破断している供試体ではウェブの基部および外板の応力が過大となるので、予備実験の結果より判断して5tを基準とし、複数の同一模型については荷重を変化させた。

### (2) 供試体

実験に使用した供試体は図2.5.2に示す4種類の形状の中から合計6個製作した。これららの供試体は約20万DWTタンカーの船側部構造の約1/2縮尺モデルで、外板、横桁およびロニジよりなつていて、供試体は剪断力に対する耐荷能力が内舷材の初期欠陥によつて低下している場合の構造モデルで、図のごとく人工のスリットを設けた。このようにスコット開口周辺の初期損傷は実船の損傷例の中に見い出しえるものである。模型の板厚およびスリット間隔は実船換算の寸法を標準として、外板は二倍より薄いもの、またスリット間隔は二倍よ

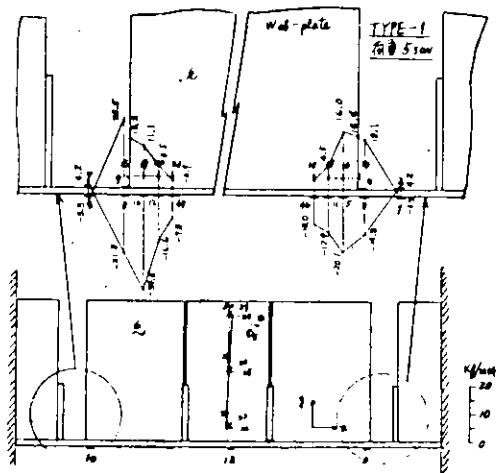


図2.5.3 供試体1の尺寸計測結果

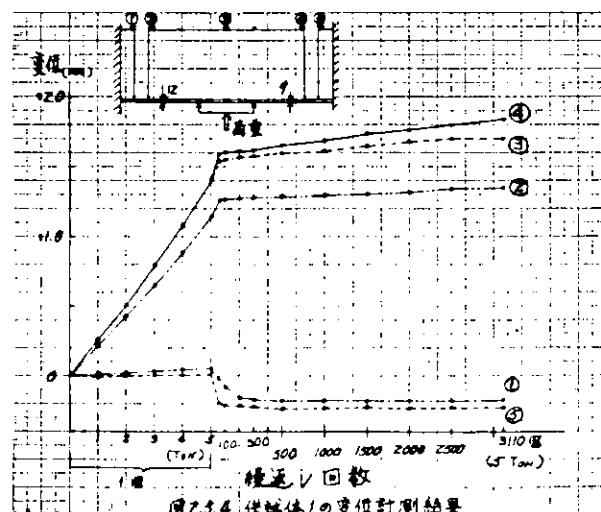


図2.5.4 供試体1の変位計測結果

り大きさは小のものについても実験した。ニードルスリット間隔は実船のスロット部のスリット幅に相当する。スリット部分のウェブ基部と外板の間に溶接部の脚長は実船接算の4mmを厳守した。模型は左右がほぼ同一の荷重条件となるので、1個の供試体で2ケースの実験を行なった。

### 2.5.3 実験結果および考察

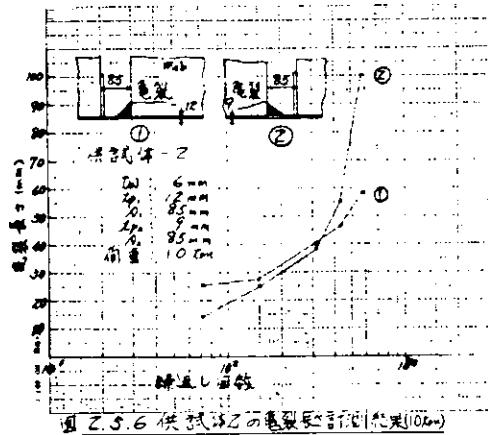
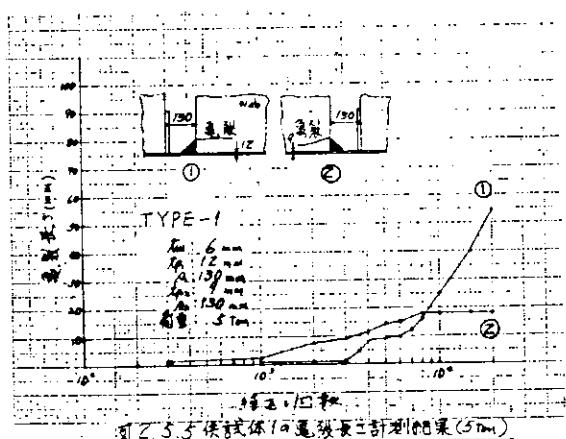
#### (1) 供試体1

供試体1には荷重5t/m<sup>2</sup>を負荷した。実験結果を図2.5.3～5に示す。図2.5.3によりこの荷重の範囲内での応力分布をみれば、スリット部の外板には張力がないことがわかる。外板部の曲げ応力がウェブ基部の垂直応力（引張）よりも大きく、最大値がほぼ弾性限界にある。ウェブは上下方向には剛体変形し、そのためウェブ中央の応力は小さい。外板部分の板厚の小さな2の部分の変形、応力が大きい。

発張は繰返し数500回以内で、スリット部のウェブ基部の間に溶接上部から発生し、そのままウェブを溶接ビードに沿って進んだ。発張発生および進展状況は、左右の1および2の部分ではほぼ同様である。

#### (2) 供試体2

供試体2は予備試験を兼ねてはじめに実験したため、荷重10t/m<sup>2</sup>を負荷した。実験結果を図2.5.6に示す。供試体1と比較して、スリット幅と荷重の大きさに相異があるが、応力、変位および発張進展のパターンはほぼ同様の結果を得られた。“スリット部のウェブ端部板厚中央の歪は、ウェブ板内の歪より小さく、これはウェブ基部がすでに破断しているか、または塑性変形がかなり進んでいたため歪計がはがれ、正規の歪を示していないことによると思われる。発張発生回数は明白でないが発張進展は外板板厚の小さな②の位置で大きかった。



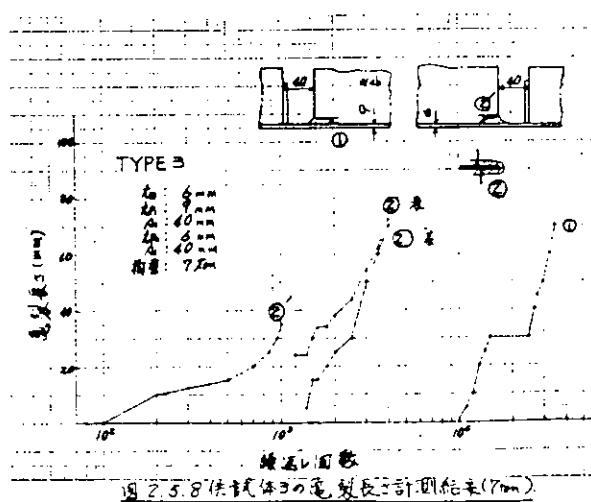
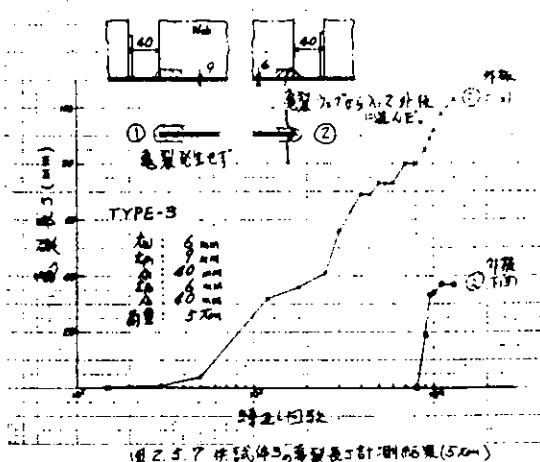
### (3) 供試体3

供試体3は2個製作し、荷重5tおよび7tを負荷した。実験結果を図2.6. 7~8に示す。荷重5tでは緯返し数300回で外板板厚6mmである2の部分のウエブ基部の内側面から溶接上部から亜裂が発生したが、やがて溶接ビードを横切って外板部に達し、ビード方向と垂直方向に進展し、緯返し数9000回で外板を貫通した。外板板厚9mmである1の部分では亜裂は発生しなかつた。荷重7tでも5tの場合とはほぼ同様の挙動を示した。緯返し数100回で2の部分のウエブに亜裂が発生し、これが外板に達し、緯返し数1040回で外板を貫通した。二の供試体では緯返し数1300回で2の部分の計測を止め、この部分を補強し、1の部分の疲労試験を継続した。1の部分は緯返し数10000回でウエブ基部の溶接上部から亜裂が発生し、ビードの中を進展した。

### (4) 供試体4

供試体4は2個製作し、荷重5tおよび3tを負荷した。実験結果を図2.5.9~10に示す。荷重5tでは緯返し数200回でスリット幅130mmの2の部分のウエブ基部の内側面から溶接下部の外板側から亜裂が発生し、ビードに沿って進み同時にビードと垂直方向に進み、緯返し数1300回で外板を貫通した。スリット幅85mmの1の部分では緯返し数500回で同様の亜裂が発生し、緯返し数2000回で外板を貫通した。

荷重3tでも全く同様の挙動を示し、2の部分では緯返し数150回で外板に亜裂が発生し、1の部分では緯返し数4000回で外板に亜裂が発生した。亜裂が外板を貫通するまでは至らなかつた。



### (5) 外板板厚、ウェブ板厚、スリット幅による亜張発生形式

4個の供試体の実験結果より、亜張発生を比較するとつきことがわかる。外板板厚が小なる場合には亜張は外板に発生し、大なる場合にはウェブに発生する。スリット間隔が大なる場合には亜張は外板に発生する。小なる場合には亜張はウェブに発生するか発生までの繰返し数が多くなる。中向的な供試体では、ウェブに発生した亜張が接着ビードを横切って外板に進む中向的な破壊形式を示している。

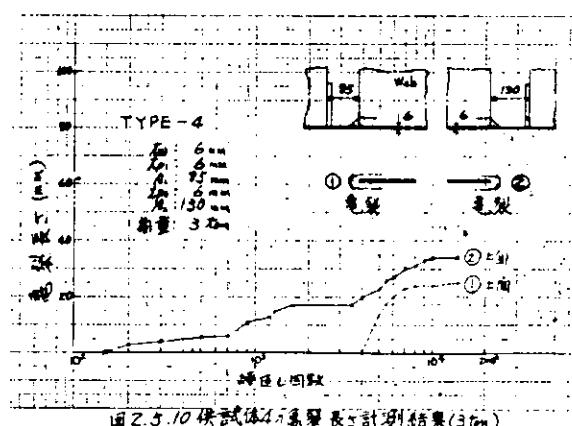
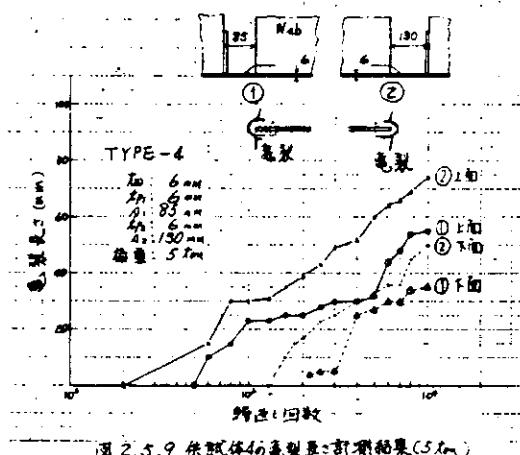
#### 2.5.4 結論

船体構造の損傷から、外板の亜張損傷の発生の可能性を調査する上、前年度に引き継ぎ船体構造のスリット部分の局部模型の疲労実験を行なつた。外板の亜張発生の要因は板厚方向の剪断力によるものと見立、横軸端部のロジンスリット部分で軸の剪断力が外板に負荷される場合を、実船の1/2縮尺模型により実験した。得られた結果よりつきの点がわかつた。

(1) 横軸ウェブのロジンスリット部分に初期損傷があり、ウェブが軸の剪断力を支持する能力が低下している状態では、剪断力により外板に亜張が発生することが、前年度の1/10縮尺の模型でも確認されていながら、これを1/2縮尺模型でも確認した。

(2) 外板板厚、ウェブ板厚、ロジンスリット間隔の大小によって亜張の発生状況をみると、外板の板厚が小なる場合はスリット間隔が大なる場合には亜張は外板に発生しやすく、逆の場合にはウェブに発生しやすい。

(3) 外板に亜張を発生させていためには、内殻の亜張損傷、座屈などの他の軸の負荷能力の低下を防止することであり、その恐れのある場合には、外板板厚を大に、またスリット間隔を小とすることが効果があると思われる。



### 3. 有限要素法による船体構造解析プログラムの精度評価\*

#### 3.1 まえがき

有限要素法による船体構造解析プログラム（以下 PASSAGE と略称。）の精度評価の作業は、SR 133 の一部として 48, 49 年度に行なわれた。それにちなんだが、その計画の立案と実施と本船体構造解析プログラム開発グループ B 班と開発室が担当することとした。

48 年度については PASSAGE の完成状況を見ながら、実施方案を検討の上、世界的に著名な実船計測実施タニカーレ S.S.O-NORWAY 号の船体全体構造を PASSAGE で計算し、その結果を実測データと比較することとした。比較解析の作業は、49 年度に行なう。

#### 3.2 精度評価の実施計画

##### 3.2.1 精度確認の目的

有限要素法による構造解析計算法自体が従来のもろもろの解析法に比べて精度がよることは疑問の余地がないので、精度評価を「精度が良いか、悪いかの評価をする」とすれば、その必要はない。

しかし有限要素法による解析法自体も一つの近似計算法であり、これまでのプログラムのシステムの中にも種々の近似手法を取り入れているので、それが計算結果に誤差としてどの程度の影響をもつていいかも確認しておくことがこの作業の目的とする。

##### 3.2.2 精度確認の実施方法

###### (1) 全体的な精度の確認

一つの部位の全体的な変形や断面強度等相互間の力をバランスを見るために、実船実験結果に対する荷重条件を用いて全船計算を行ない、実船計測結果と比較解析することを考えられる。

しかし実船実験は、静的荷重状態のみをとつても計測精度を高めることは、非常に大きさを準備を必要とするので、あらかじめこれを計測するためには与えらる予算の 2~3 倍に相当する予算を要する。

そこで、1969 年西独の GL 船級協会が大規模な実船計測を行なったの報告がすでに国際船舶構造委員会 (I.S.S.C.) で発表されている E.S.S.O-NORWAY 号について、静的荷重試験状態に対する荷重で全船計算を行なうこととし、同船の船主 E.S.S.O 社に交渉して船体構造開発の提供を受ける。

\* 軒連担当 高田 健

今後計算を行なうこととした。たゞ、計算結果と3つ解説結果につき、これらかじめ同社に報告の後でなければ発表しないこととなる。

計算は48年夏に完了し、解析は開発グループB班で行なう。

本報告では、同船の概要およびインポート・データの4エフェクト図を掲載す  
る。

ESSO-NORWAY号については、自らが立体骨組計算ヒトランス・リニアの平面有限要素法解析を行なっており、NVでもこの船についてその有限要素法プログラム SESAM 69によって計算を行なっているので、これらのデータとの比較を行なうことが興味があるし、あわせてこうした著者実験であるので、デモンストレーション上の効果も期待される。

## (2) 具体的な精度の問題

有限要素法のプログラム作成上必要な基本的手法と関連して招来され誤差がそれだけの影響をもつて分析して原因割り当てに役立つ必要がある。これを把握しておりてこそ、今後PASSAGEを実用した結果のデータの意味が正しく判断されるのである。

この理由で確認すべき事項は、次のとおりである。

### (a) 要素(Element)の性質による誤差

### (b) 局部的な Mesh 分割の仕方による誤差

(c) 構造部材のモデル化(インポート・データ作成の便宜のため、形状および寸法を変更すること。特にランナー等の専用インポート・データ作成プログラムに用ひての構造モデルのパラーメータを適用する際に生ずる。)による誤差

### (d) 精度確認の手法

精度確認の手法としては、次の手法がある。

(a) 細かい Mesh 割による FEM 計算と PASSAGE の専用プログラムの標準的な大きさの Mesh 割による計算との比較(二次元モデルを用いて行なう。)

(b) 構造部材(局部的に)をとり出し、モデル化の程度をえて FEM 計算を範囲的実施してデータを比較(二次元モデルまたは三次元モデルを用いて行なう。)

### (c) 精密な模型実験

前2回のことを解析で生じる構造模型を用いた実験で、模型とては正確な形状寸法をそのまま仕上げとし、正確な荷重が計測でき、荷重に対する模型各部の变形および応力が精密に計測できるものとする必要がある。正確なデータを得るために、模型はできるだけ大きいものとすることが望ましい。

模型は前 2 号に對えて、

- (1) 2 次元部分の模型 (たとえば Slot の影響)
- (2) 3 次元模型 (たとえば、ばら積貨物船の Side Frame の上下端接合部、鉱石専用船の Lower Stool と Long Bhd との接合部、タンカーまたは鉱石専用船の Wing Tank と Corrugated Bhd、タンカーの制油 Bhd など。)
- (3) 大型模型 (タンカーまたは鉱石専用船の全巾 / タンク長部分、ばら積貨物船の 1 舱倉部分)

が考えられる。

大型模型については、必ずしも実船寸法に正確に対応する必要はなく、重のない加工ができるほど重複をおく必要がある。

使用できる大型構造物試験装置としては、三鷹の船舶技術研究所の元が考えられるが、48 年度中止 SR 133 までの他の実験のところによると、FEM 精度確認実験を実施することは困難であることが判明した。

この装置は、

フレーム本体内法有効寸法 中	7.8 m
高さ	5.0 m
長さ	12.0 m
油圧ジャッキ	20 t (32 基)
	50 t (4 基)
クレーン	10 t

荷重制御用電算組織 FACOM 270-20 (16 ビット)

のものである。

これに使用できる模型として、工作の精度を重視し、变形の計測精度を考慮すると、船の半艤模型は適当でなく全艤とし、搬入、現場加工とを之軽合金製とすることが望ましい。

20 t トランク - タンク - Y10 模型を想定すると、図 3.2.1 の大きさとなる。

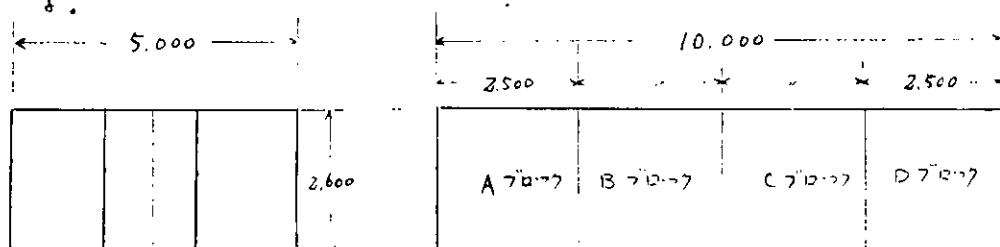


図 3.2.1

材質は A 5083 P-O, 製作は本体を 4 ブロックに分割し 各々工場で製作 現地で溶接する。トラス・リブ = 3° 側面は 500 mm 頂面は  
 センターリブ = 4 mm  
 トラス・リブ = 4 mm  
 ロジ隔壁 6 mm  
 横隔壁 6 mm  
 外板、甲板、両端壁 6 mm

で、総重量約 6.30 kg, 製作費(搬入、現地加工を含め) 15,800 47 (48 年 5 月見積) であった。

さて 48 年度には、模型実験の実施は見送りとなり、49 年度 3 月からあらためて検討するとして、48 年度は PASSAGE の運用インゴットセクションの曳航の進捗を待つて、ESSO-NORWAY の計算を行なうこととした。

### 3.3 ESSO-NORWAY の計算

#### 3.3.1 概要

PASSAGE のタンカー用インゴットセクションは、タンカーの構造部材の形状を記述する構造モジュールを組合せて、トラス・リブ、センターライブ、バーフヘッド、外板および甲板／トラススペニス付ミトラス・リブ等構造、半タンクから全船へと結合してゆくシステムとなっており、現土建造これまでに通常のタンカーに対して必要なモジュールが登録されており、ESSO-NORWAY などについても、専用プログラムを用いたこととなる。しかし、トラス・リブの形状は、従来わが国で建造を中心的に行なっている。相違点は、Wing Tank 内の Longitudinal 付および外板付 Vertical Web の深さが上下一様であることがある。そこで、トラス・リブは専用のモジュールを使用する。マニホールドはゴムトランジタルモジュールを使用し、これを他の部分の登録がみえモジュールに組合せることとする。この方法は、将来 PASSAGE を新造構造船に適用する場合に必要な手筋と考えられ、その試行としても意義がある。

インゴットデータベースでは、ESSO 社から本船の構造圖面を入手し、実測箇所を考慮しながら、差しつかえない範囲でモデル化を行ない、荷重分布、室船試験(水圧試験)状態の記録に従って、数値をまとめた。

#### 3.3.2 本船の概要

##### 主要寸法

LPP	304.877
B	47.170
D	23.70

d 18.428

その他

キャニバ  $0.762^m$

ビルジサークル 3.20

Center Tank #1 11.880

Wing Tank 半艤 11.705

Dead Weight 190,800t

7=7 配置および解析対象範囲(図3.3.1)を示す。

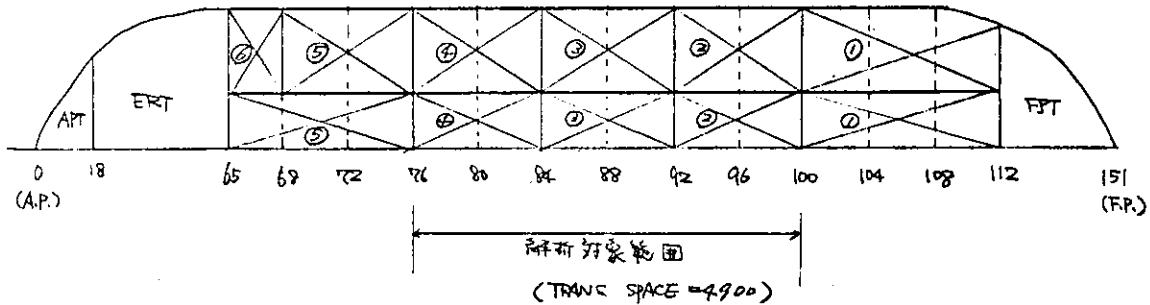


図3.3.1 ESSO-NORWAY Y号 7=7 配置

船体構造各部材の形状は、インプット・データ4エーフト図によって示す。図3.3.2以下図3.3.までのPASSAGEの構造の中で重複してあるVisual Out-Put の In-Put data check 図であって、CalcompまたはC.O.M.システムによって同化するように作成してある。こゝに示したもののは、ロッキード社のFR-80 データムによって直検を行つて、ファイルに焼付いたもののがリストである。

荷重状態は、いずれも平水中の水压试験状態で、5マースヶ月である。各々のTank 荷重は、表3.3.1に示した。表中ケース番号に付いた( )内番号は、本実験報告書に記載された荷重ケース番号である。

表3.3.1 7=7荷重 (単位t)

	1 (2)	2 (3)	3 (11)	4 (12)	5 (18)
Center Tank #1	7,881	7,853	28,000	18,500	
" #2		22,351	22,351		
" #3			22,351		
" #4			22,351	22,351	
" #5			25,000	7,000	5,672

表 3.3.1 (續)

	1	2	3	4	5
Wing Tank № 1			9,095	19,064	28,227
" № 2			21,528	21,528	5,463
" № 3	21,528			21,529	21,851
" № 4			21,520	21,520	5,461
" № 5			6,170	20,000	20,363
" № 6					
F. P. T.	5,382	5,382			
A. P. T.	200	200	200	200	200
Eng. Rm. Tank	2,650	2,650	2,650	2,650	*
任意荷重	2,445	2,445			2,100

\*は、主機出力(7-5) 30,000 SHP と S の算定値(PASSAGE o Pre-Input Program n & 2。)

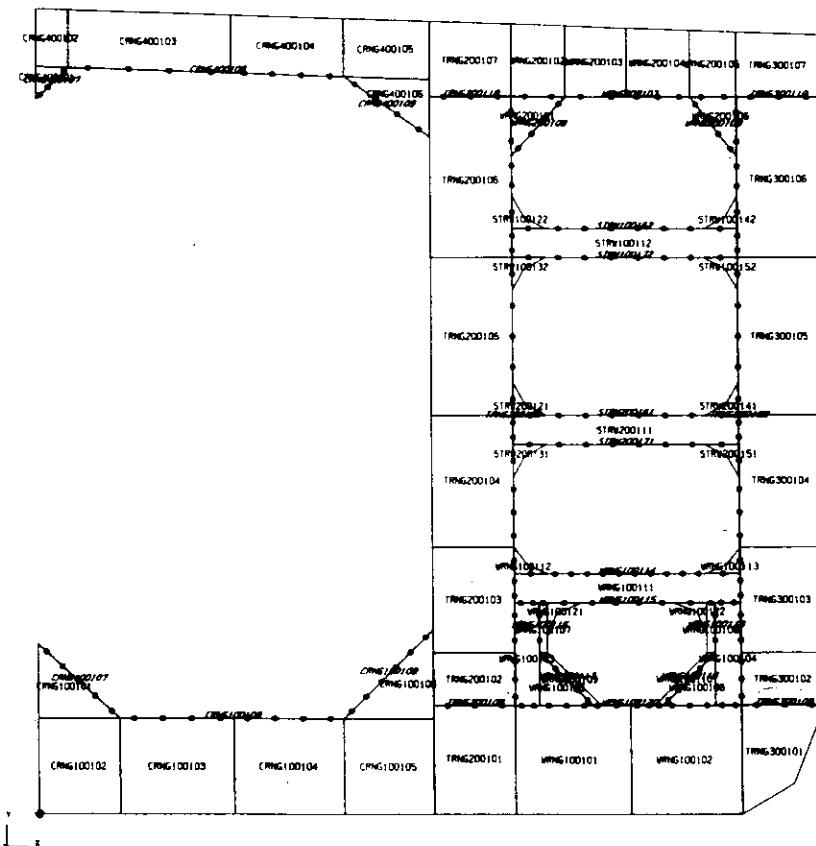


図 3.3.2 Trans Ring 構造図 (1E 4 I → 7 図)

図は、Trans Ring の形状をインポート・データによって構成させたもので、  
部材寸法は、list K 41°・アウトとしている。IEとは、Integrated Element  
の略(要素集合体とも云ふべきもの)で、四辺形または三辺形の個々  
のIE本識別番号が与えられてる。各IEを個々の要素に分割するには  
自動的にプログラムによって行なわれる。マニュアルでインポートするには  
IEベースの形状、寸法を与えればよいので、汎用(専用)コードを用ひる  
一便の方)で船体解析を行なう場合のインポートの手間は著しく軽減される。

本船の場合、Wing Tank の最下ストラットの下の尖の両脇のウエブの環  
は大きめで、加厚するに内蔵したモニュールには該当するものが無いので、  
マニュアルで Trans Ring をインポートした。他の部分は、船体全体を結合す  
るまで、専用コードによって自動的に行なった。

この図以下、省略してあるが、実物ではスケールが表示されてる。

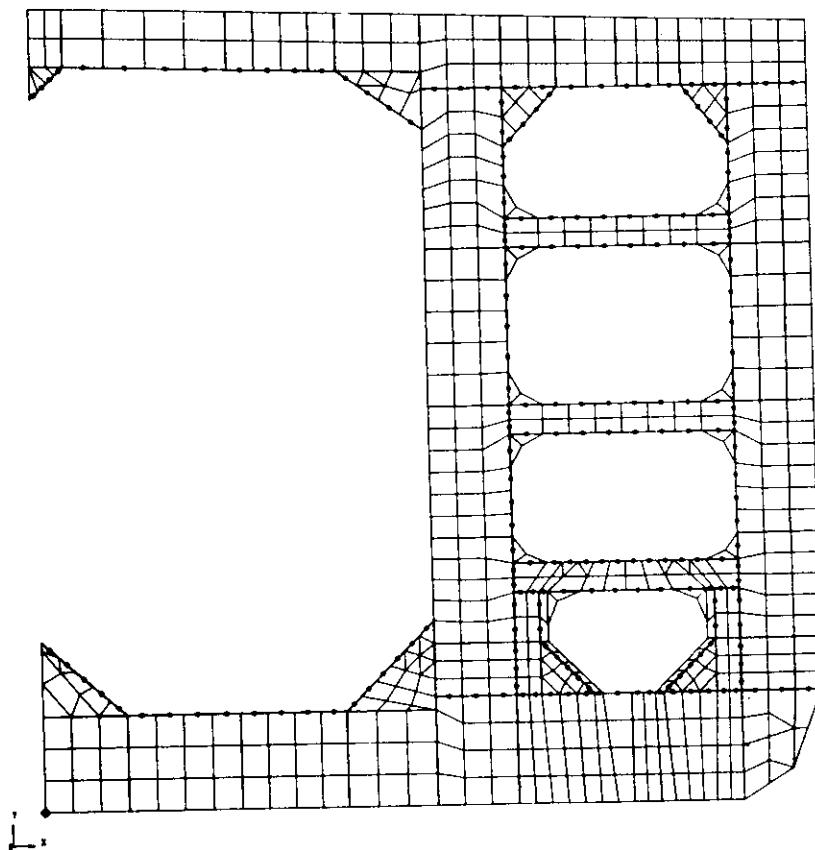


図 3.3.3 Trans Ring の 3D モデル (要素分割 4 → 7 回)

図 3.3.2 の Trans Ring K 41°、 $\theta = 70^\circ \rightarrow 7$  の中で与えられた要素分割基  
準寸法によって自動的にメッシュ分割を行なった結果を示すのが、図 3.3.3 で

ある。図3.3.4以下は、オペレインフォトデータから自動的に作成された各部構造(正圖)と大体一致する図である。



圖 3.3.4 O.T. Blk の I E 圖

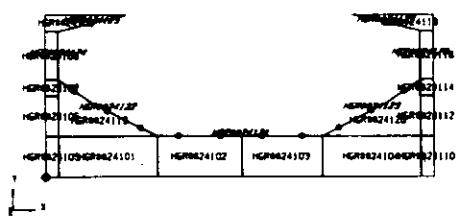


図 3.3.5 Wing Tank o Swash  
Blad の前後倒付 最下段の  
Horizl Finnder の I E 圖

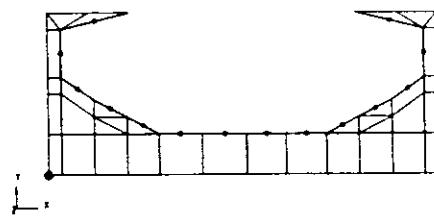


圖 3.3.6 龍圖の Horiz. Grids  
⇒ 水平圖

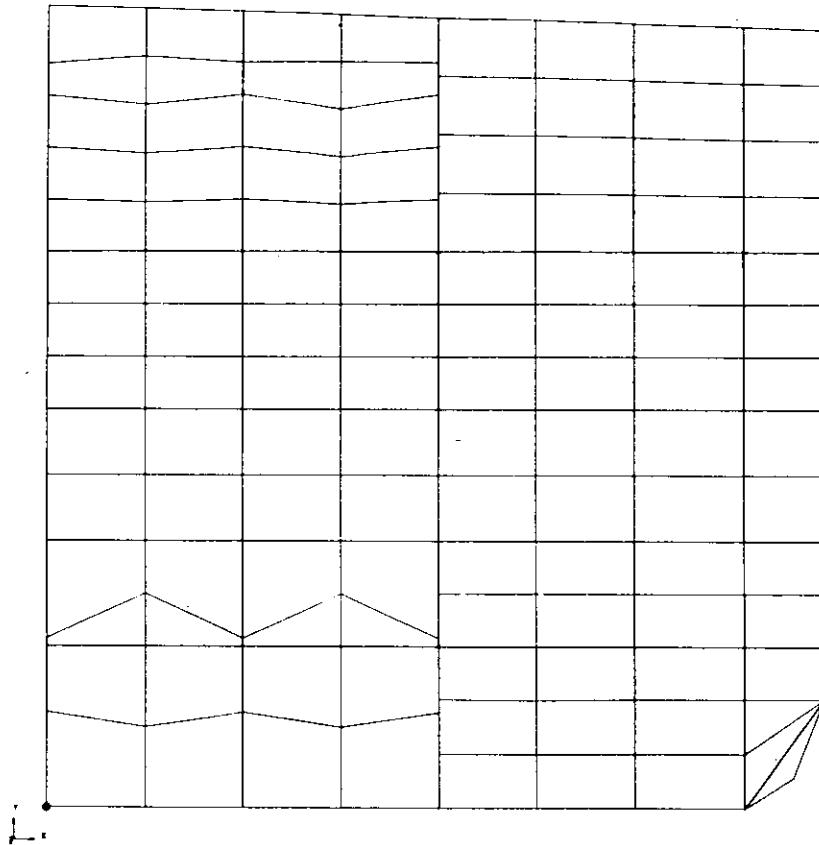


図 3.3.7 O.T. Bl<sub>d</sub> の × レンズ図

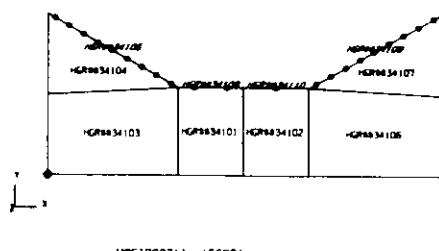


図 3.3.8 Center Tank の O.T. Bl<sub>d</sub> の  
舷側付 最下段 Horizontal  
Girder の I.E 図

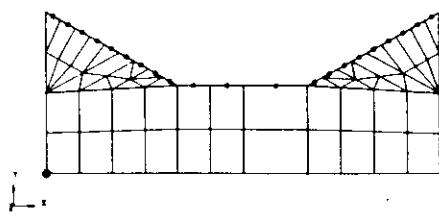
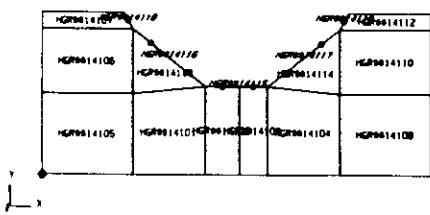
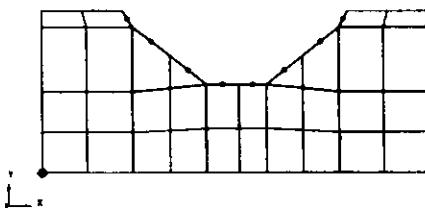


図 3.3.9 右側の Horizontal Girder  
の × レンズ図



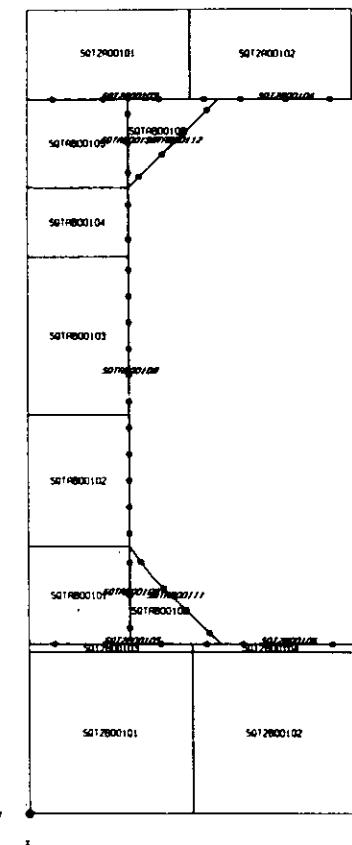
HGR04211 (ESS01)

図 3.3.10 Wing Tank の O.T. Blk  
翼側付最下段 Horizl Gu-  
der の I E 図



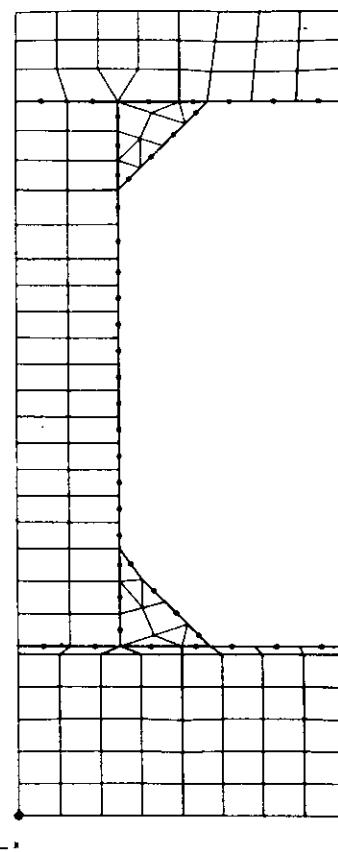
HGR04211 (ESS01)

図 3.3.11 左圖の Horizl Gu-  
der の メッシュ図



CLR000001 (ESS01)

図 3.3.12 Center Line Ring の  
I E 図



CLR000001 (ESS01)

図 3.3.13 左圖のメッシュ  
図

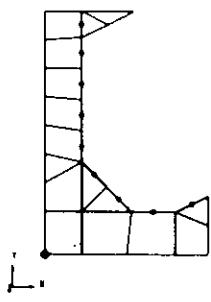


図 3.3.14

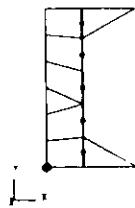


図 3.3.15

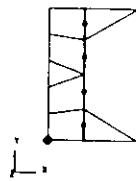


図 3.3.16

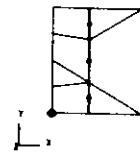


図 3.3.17

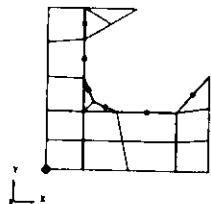
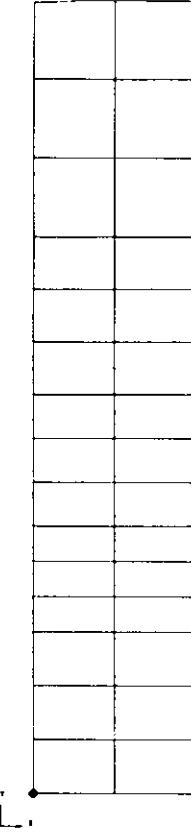


図 3.3.18

図 3.3.14 ~ 18 は、O.T.BW

付 Vertical Web の Deck,  
Bottom Flange の モデルの  
メッシュ図



SKNL600011 FESSO1

MESH 1000 BY 2000  
SCALE 500.000

図 3.3.19 Long  
Brd の メッシュ図

## 結 言

昭和46年度から発足し、本年度を第3年度とする4ヶ年間の継続研究を実施する本研究部会の研究項目とその内容は、船体構造強度の究極的な解明につながる重要な問題からなり、船殻構造の破壊機構についての総合的実験とその詳細な解析を必要とするきわめて大規模なものである。とくに、本研究部会ではじめて採りあげた動的荷重に対する船殻構造の破壊強度に関する問題は、従来から数多く行われている静的もしくは変動繰返し荷重に対する構造強度の研究テーマから一步前進した全く新しい分野のものであり、動的水圧荷重そのものの特性と、これに応答する構造物の破壊挙動の追跡と、さらにその機構の解明という現在の段階ではいずれも難解な要素を包含しているが、この問題の解決への方向が明らかになつた。

本年度の研究成果のうち、各項目に関して、それぞれ定性的ではあるが重要と考えられる主な結論を、以下にとりまとめて列記する。

- (1) 昨年度実施した船側構造模型の静的荷重による崩壊実験の代表的な二つの結果を解析することにより、船側構造の崩壊形式および崩壊荷重について検討し、崩壊荷重を推定する一方法を提案した。(1.1参照)
- (2) ウイングタンクの崩壊荷重および崩壊形式は倉内の積荷鉱石が縦通隔壁に与える側圧によつて変わる。側圧が大きいときはストラットが座屈し、側圧が小さいときは船側上端コーナー部およびストラットの縦通隔壁端部が座屈する。衝撃荷重が加わった場合の鉱石圧の増加は、そのときの積荷鉱石による静的な側圧によって大きく変わることがわかつた。(1.2参照)
- (3) ウイングタンクの崩壊強度はストラットの捩れ座屈強度に大きく依存する。ストラット端部のウェブプレートのステイフナーを増やしても、ウイングタンクの崩壊強度はあまり変わらない。縦通隔壁の上下端だけで支持した場合のウイングタンクの崩壊形式は縦通隔壁全体を固定した場合のそれと異なり、また崩壊荷重は下がる。(1.3参照)
- (4) 鉱石運搬船の玄側タンクのストラットの模型として、昨年度と異なる種類の断面形状を有する一様断面柱の圧縮実験を実施した。この結果、一種類が捩れ座屈、他の二種類はパネル座屈および曲がり座屈とパネル座屈の混合型であり、これらの最高荷重は理論的に推定できるようになつた。ストラットの設計にあたつては、柱としての座屈値とともに、パネル座屈値も高めるように配慮しなければならないことがわかつた。(1.4参照)
- (5) 甲板下横桁コーナー部の座屈実験を行つた。その結果、フェース・プレートの端の平均ひずみが降伏ひずみに達すると、この部の剛性が下がり、この部分の支え得る荷重が最大値に達することがわかつた。この荷重を増すためには、フェース・プレートの寸法を増すことが有効だが、甲板下横桁と船側横桁の強度のバランスにも着目する必要がある。(1.5参照)
- (6) Bilge Corner, Strut End 等の3次元薄板構造(node 数  $\leq 1000$  dof max 6000程度)の弾性ならびに塑性座屈解析プログラムの開発が略完了、小規模な問題の解析では良好な結果を得た。また、最終強度解析用の各種座屈、塑性変形状態におけるガーター要素の剛性マトリックスの開発が完了し、二、三のテスト問題について満足すべき結果が得られた。これを応用して最終強度解析プログラムへの組入れでテスト問題の解析を行なつた。(1.6参照)

( 7 ) 3種類の構造様式の船側タンク立体模型の静的および水面衝撃の実験結果によれば、船側タンクは strut方式およびstringer方式ではstrutの座屈で崩壊するが、no strut no stringer 方式ではDeck TransおよびBottom Transの横倒れ座屈によつて崩壊する。崩壊荷重については静的と水面衝撃の場合の比は構造様式の相異により大きな差が認められるが、この問題は今後詳しく検討する必要がある。

( 2.1 参照 )

( 8 ) 動的水圧負荷による破壊挙動を研究した。ウエブの隣接S10t間の亀裂がつながつた状態の模型において外板とウエブ間の隅肉溶接のビードに亀裂が発生する。この亀裂は主として外板とウエブを引離す引張歪に支配され、剪断歪の影響は小さい。S10t部でウエブ端にまわし溶接を行なわない場合は外板にも亀裂が発生することがある。また繰返し衝撃荷重を受ける場合の方が、繰返し変動荷重を受ける場合よりも、時間強度は小さく、亀裂伝播速度は大である。

( 2.2 参照 )

( 9 ) 鉱石運搬船の玄側タンク模型の変動圧による動的崩壊挙動を調べるために、昨年度開発の加圧装置を使用し6体の実験を実施した。これにより、船側構造はストラットの座屈、船側横桁の横倒れや、甲板・船底横桁の座屈等の耐力低下により、動的応答が起ることが確認できた。崩壊速度の大きいときは動的な座屈現象などが問題となる可能性が観察された。

( 2.3 参照 )

( 10 ) 当部会で以前製作した波浪衝撃水圧発生装置の試作装置をさらに大型化し、試験片寸法 $1.5\text{ m}^3$ 、最高圧力 $15\text{ kg/cm}^2$ の大型波浪衝撃装置を設計、製作した。すでに $10\text{ kg/cm}^2$ までの第2種圧力容器としての認可を得て予備実験を行つてゐる。なお、 $15\text{ kg/cm}^2$ までの試験が可能なような高圧ガス取締り法の認可を得るよう申請中である。

( 2.4 参照 )

( 11 ) スロット近傍に発生するクラックについて衝撃繰り返し圧力による実験を行なつた。その結果相隣れるスロットがクラックによつて連結されると、外板部にクラックが生ずる可能性があることがわかつた。

( 2.5 参照 )

( 12 ) 有限要素法による船体構造解析プログラムの精度評価作業( 48、49両年度実施 )の一つとして、1969年に西独で大規模な実船計測を行なつた25万DWTタンカーESSO=NORWAY号の静的荷重試験状態について、このプログラムを用いて全体計算を行なつた。計算結果については、約束により船主ESSO社に報告ののち発表( 明年度 )する。

( 3 参照 )

本年度実施した諸実験によつて、問題の核心となる諸要因を分析するための資料が蓄積された。来年度において本プロジェクトの目的を達成するために、これらの資料のとりまとめを行なう目的をもつて崩壊小委員会と破壊小委員会を設けた。来年度においてはまた衝撃水圧発生装置による実験( 衝撃実験小委員会担当 )などの残された重要な実験を行なう予定になつてゐる。

以上、本年度の研究成果によつて、所期の目的を達したものと考える。なお、本年度得られた結果として、船殻構造の破壊強度を推定するうえに役立ついくつかの重要な結論が得られたが、来年度行なわれる資料の総合によつて、船体構造強度計算法の精密化の目的が達成されるものと信ずる。