

日本船舶振興会昭和47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. 178

## 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3月

社団法人

日本造船研究協会

## 目 次

|                                 |      |
|---------------------------------|------|
| 緒 言 .....                       | 1    |
| 1. 船体構造の静的応答 .....              | 2    |
| 1.1 船側構造の崩壊実験 .....             | 2    |
| 1.2 船側リングの座屈実験 .....            | 16   |
| 1.3 ストラットの座屈実験 .....            | 37   |
| 1.4 座屈プログラム開発 .....             | 51   |
| 2. 船体構造の動的応答 .....              | 56   |
| 2.1 船側リングの動的崩壊 .....            | 56   |
| 2.2 動的水圧負荷による破壊実験 .....         | 6.6  |
| 2.3 船側構造の最終強度 .....             | 7.6  |
| 2.4 船側構造の変動外圧に対する動的応答模型実験 ..... | 8.6  |
| 2.5 船側構造の衝撃疲労 .....             | 9.6  |
| 2.6 衝撃実験装置 .....                | 10.6 |
| 2.7 衝撃実験装置試設計 .....             | 11.5 |
| 結 言 .....                       | 120  |

## はしがき

本報告書は日本船舶振興会の昭和47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)     | 安東 重美 (三井造船)     |
| 幹事  | 青木 元也 (船舶技術研究所)  | 飯田 国広 (東京大学)     |
|     | 安藤 文隆 (船舶技術研究所)  | 川井 忠彦 (東京大学)     |
|     | 大坪 英臣 (東京大学)     | 清水 作造 (石川島播磨重工業) |
|     | 塩沢 晃 (三井造船)      | 鶴田 稔 (三菱重工業)     |
|     | 栖原 寿郎 (九州大学)     | 西牧 興 (日立造船)      |
|     | 寺沢 一雄 (大阪大学)     | 福田 淳一 (九州大学)     |
|     | 新田 順 (日本海事協会)    | 榎田 吉郎 (日本海事協会)   |
|     | 藤田 讓 (東京大学)      | 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 刚 (三井造船)      |
|     | 緒方 羊二 (新和海運)     | 尾川 宣之 (日本钢管)     |
|     | 片堅 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 (九州大学)     |
|     | 桑山 則夫 (住友金属工業)   | 小杉 隆祥 (大阪商船三井船舶) |
|     | 後藤 大三 (石川島播磨重工業) | 塩田 省次郎 (三菱重工業)   |
|     | 鈴木 宏 (佐世保重工業)    | 鈴木 省輔 (函館ドック)    |
|     | 辻 寿一 (大阪造船所)     | 恒成 利康 (川崎重工業)    |
|     | 中野 敏 (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)     | 眞能 劍 (防衛大学校)     |
|     | 三島 尚三 (名村造船所)    | 山口 勇男 (日本海事協会)   |
|     | 山越 道郎 (九州大学)     | 吉識 雅夫 (日本学術振興会)  |

#### 座屈プログラム開発小委員会

|    |                 |             |
|----|-----------------|-------------|
| 主査 | 川井忠彦（東京大学）      | 上田幸雄（大阪大学）  |
| 委員 | 壱岐哲夫（三菱重工業）     | 新田頭（日本海事協会） |
|    | 大坪英臣（東京大学）      | 堀徹（日立造船）    |
|    | 藤井登喜雄（石川島播磨重工業） | 松石正克（日立造船）  |
|    | 本間康之（東京大学）      | 吉田宏一郎（東京大学） |
|    | 安川度（川崎重工業）      |             |

#### 装置設計調査小委員会

|    |               |               |
|----|---------------|---------------|
| 主査 | 安藤文隆（船舶技術研究所） |               |
| 委員 | 安東重美（三井造船）    | 岩崎安宏（三菱重工業）   |
|    | 塩沢晃（三井造船）     | 竹本博安（船舶技術研究所） |
|    | 新田頭（日本海事協会）   | 萩原孝一（三菱重工業）   |

#### 衝撃実験小委員会

|    |             |                |
|----|-------------|----------------|
| 主査 | 八木順吉（大阪大学）  | 安藤文隆（船舶技術研究所）  |
| 委員 | 安東重美（三井造船）  | 清水作造（石川島播磨重工業） |
|    | 塩沢晃（三井造船）   | 新田頭（日本海事協会）    |
|    | 西牧興（日立造船）   | 辻田吉郎（日本海事協会）   |
|    | 萩原孝一（三菱重工業） |                |
|    | 安川度（川崎重工業）  | 山本善之（東京大学）     |

## 緒 言

船体構造強度の綜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積荷の動搖により、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とも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。

この問題を解決するため、運輸省においては、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、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2年度に当たる。

云うまでもなく、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47年度においては、昭和46年度に引きつづき船体運動に伴なう積載荷物の圧力（鉱石圧）についての実態を解明するため、大型構造試験機などを利用して大規模な強度実験を行ない、また大型鉱石運搬船の船側構造模型による崩壊強度実験を行なつて、構造物の静的挙動を調査した。

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、動的応答と試験体の亀裂発生伝播について調査した。この場合、動的水圧荷重による亀裂の伝播に対する試験体に存在する切欠の影響、あるいは試験体に累積していた疲労の影響、さらに試験体の一部に生じた座屈変形との関係などについての実験的研究が行われた。また、波浪衝撃水圧と類似な圧力特性の水圧を発生しうる装置の試作研究にもとづき、構造模型に対する波浪衝撃水圧実験装置製作の可能性についての検討を行なつた。

さらに、座屈解析のプログラム開発に関する予備研究を行なつた。

本報告は、上に述べた第2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。

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感謝の意を表する。

## 1. 船体構造の静的応答

### 1.1 船側構造の崩壊実験\*

#### 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一級階として、昭和46年度に引続き静的荷重による構造模型の崩壊実験を行なつた。前年度の実験と異なる点を例举すると、1)衝撃荷重に相当する荷重を各 trans-ring に沿って分布荷重にしてこと、2)鉱石圧に相当する分布荷重を各 trans-ring に加えたこと、3)静的船底水圧に相当する荷重を加えたこと、4)前年度は同じ模型3個に対して3種類の異なる荷重を加え、崩壊形式、荷重などを比較したが、本年度の実験では同じ荷重によって3種類の異なる模型を崩壊させ、崩壊形式、荷重などを比較、検討した。模型は前年度のA模型1個とtrans-ringを補強材で、それに対応して船側外板を long で補強した模型2個である。

#### 1.1.2 実験方法

##### (1) 構造模型

前年度と同様1/2万ton 鉱石運搬船のO.T.BHDとS.W.BHDの間の1/2タンクの船側構造の約1/5の模型である。

###### (a) A模型

前年度と同じ模型で図1.1.1(a)に示す。

###### (b) B模型

A模型の崩壊状態にもとづき、この模型のtrans-ringのweb plateに bracketあるいはstiffenerを配置して補強したもので図1.1.1(b)に示す。

###### (c) C模型

B模型のtrans-ringのface plateおよびstrutのstiffenerの板厚を増し、さらにweb plateのstiffenerを追加したものであり、これらの剛性の増加が崩壊荷重における効果を明らかにしようとするとものである。図1.1.1(c)に示す。

##### (2) 荷重方法

###### (a) 波浪衝撃荷重に相当する荷重( $P_0$ )

図1.1.2(a)に示すように $P_0$ をトーナメント式に3つにわけて、各trans-ringに加えた。特に外板への接触部にはsoft woodとhard rubberをはさみ、2ミ

\*申請課題名 構造模型による崩壊実験

執筆担当者 棚原寿郎

るだけ荷重が分布されるようにした。

(B) 鉛石圧に相当する荷重( $P_p$ )

図1.1.2(a)に示すように $P_p$ を隔壁側から各trans-ringに加えた。この荷重装置の機構は図1.1.2(b)に示すように1個の油圧シリンダーと2個のバネ $K_1$ ,  $K_2$ からなり。油圧シリンダーは初期鉛石圧( $P_{01}$ ,  $P_{02}$ )を加えるのに使用され、バネ $K_1$ ,  $K_2$ はペレットを圧縮バネにおきかえたものである。また $P_{01}$ ,  $P_{02}$ を加えられた後に $A_1$ ,  $A_2$ 桌を固定することができる。本実験で $P_{01}$ ,  $P_{02}$ はCoulomb主動圧式から求めた。

$$P_{01} = 1.21 t,$$

$$P_{02} = 2.32 t,$$

また $K_1$ ,  $K_2$ は船研および三菱重工で行なわれた実験を参考に一応次の様に定めた。

$$\Delta P_{p1} = K_1 \Delta \delta_{p1}, \quad (K_1 = 1.25 \text{ ton/mm})$$

$$\Delta P_{p2} = K_2 \Delta \delta_{p2}, \quad (K_2 = 2.03 \text{ ton/mm})$$

ここで $\Delta P_{p1}$ ,  $\Delta P_{p2}$ ,  $\Delta \delta_{p1}$ ,  $\Delta \delta_{p2}$ はそれぞれ上部および下部strut位置における荷重と挾みの増分である。鉛石圧に相当する全力は

$$P_{p1} = P_{01} + \Delta P_{p1}, \quad P_{p2} = P_{02} + \Delta P_{p2}$$

であらわされる。

(C) 船側および船底の静水圧に相当する荷重

船側に加える荷重( $P_{s1}$ ,  $P_{s2}$ )は前年度と同じであるが本実験ではさらに船底静水圧に相当する荷重( $P_{s3}$ )を加えた。図1.1.2(a)(b)に加圧状態を示す。模型および実船の静水圧をそれぞれ $P_m$ ,  $P_a$ とすると本実験では $P_m/P_a = 2.5$ である。

(3) 荷重順序

先づ船側および船底静水圧に相当する $P_{s1}$ ,  $P_{s2}$ ,  $P_{s3}$ を加え次に初期鉛石圧に相当する荷重 $P_p$ を加えた後、 $A_1$ および $A_2$ 桌を固定する。(図1.1.2(b)参照) 最後に衝撃圧に相当する荷重 $P_d$ を加えて、これを増大してゆき、遂に模型を崩壊させる。この間、 $P_{s1}$ ,  $P_{s2}$ ,  $P_{s3}$ は一定値に保たれる。

1.1.3 実験結果

実験結果は図1.1.3～図1.1.8に示す。

(1) 実験I (模型A)

図1.1.3は荷重 $P_d$ と変位との関係を示す。下にしろは荷重 $P_d$ 直下の桌の凹入量をあらわし、これは外板の変位曲線から推算したものである。同図中の印は

1本の strut が受けられる面積で  $P_0$  とおいたもので相当圧力である。(図1.1.2(6)参照)。  $N_1$ ,  $N_2$  は strut が受ける軸力の値を示し、1本の strut について3つの断面に歪ゲージを貼付し、そのうちで特に大きな歪を生じた断面を除いた断面の計測結果から求めたものである。 $N_1$  が上部、 $N_2$  が下部 strut の軸力である。ただし strut が降伏を開始した後は  $\delta$ - $P$  線図で与えられる一定降伏応力を維持するものとし、また断面が変形後も平面に保たれるものとして軸力を求めた。したがって strut が大変形を生じた個所は、除外したものである。また  $P_{p1}$ ,  $P_{p2}$  は鉛直圧に相当する全力である。図(a)は中央の trans-ring, 図(b)は BHD に隣接した trans-ring についての  $P$ - $\delta$  線図、および  $N$  と  $P_p$  の値である。図1.1.4(a)は崩壊直前の中央 trans-ring の面積の歪分布を示したものであり、図1.1.4(6)は中央 trans-ring の崩壊状況を示したものである。図中①②③…の番号はその個所の座屈が開始した時を示したもので図1.1.3(a)の番号に相当する。Photo 1.1.1(a)は最終的崩壊状態を示す。また Photo 1.1.1(6)は上部 strut およびその基部の座屈状態である。写真手前の trans が BHD 寄りで奥が中央の trans-ring である。本実験においては中央の trans の上部 strut および BHD 寄り trans の上部 strut の一本(写真では一番奥でよく見えない)はその基部の座屈による弯曲が大きく strut 自身の座屈は発生しなかったが、他のもう一本の BHD 寄り trans-ring の上部 strut は基部の座屈は発生しているが同時に strut 自身が中央部で座屈弯曲している。

### (2) 実験II(模型B)

本実験は実験Iにおいて発生した strut 基部の座屈を防ぐため図1.1.1(6)に示す様に web plate を補強したものである。図1.1.5は荷重  $P_d$  と凹入量  $\delta$  との関係を示し同時に  $\delta$  の増加に伴う strut の軸力  $N$  と鉛直による  $P_p$  の変化を示す。実験Iと同様、図(a)は中央の trans-ring, 図(b)は side の trans-ring についての値である。図1.1.6(a)は崩壊直前の trans-ring の面積の歪分布を示したものであり、図1.1.6(6)は座屈崩壊状況を示したものである。前と同様に ① の番号はその個所の座屈開始時を示し、図1.1.5(a)の番号に相当する。Photo 1.1.2(a)は最終的崩壊状態を示す。また Photo 1.1.2(6)は上部 strut の座屈状態を示す。この実験においては実験Iと異なり strut 基部の座屈は発生しなかつてが図1.1.6(6)に示す様な個所で web plate の剪断座屈が発生し、ほとんど同時に strut の座屈が発生した。ただし strut の座屈はその中央部附近で先づ stiffener の局部座屈が発生し、これに続いてその部分が全体として弯曲変形したものである。またこの崩壊は、中央、side両 trans-ring の付けについても殆んど同様な形を示した。

### (3) 実験III(模型C)

本実験においては実験IIで発生した web plate の剪断座屈を防止するために、

その附近に stiffener  $L_1'$ ,  $L_7'$ ,  $L_9'$ を加え、かつ面積および strut の stiffener の板厚を増加したものである。(図1.1.1(c)参照)。すなわち模型 A, B の面積および strut の stiffener の板厚 3.2mm に対し、模型 C では 4.5mm である。図1.1.7(a)(b)は前と同様荷重  $P_0$  と凹入量  $\delta$  の関係を示し、同時に  $\delta$  の増加に伴う  $N$  および  $P_p$  を示す。図1.1.8.(a)は崩壊直前の trans-ring の面積の歪分布を示したものであり、図1.1.8.(b)は座屈崩壊状況を示したものである。前同様 ① の番号はその附近の座屈開始時を示し、図1.1.7(a)の番号に相当する。photo 1.1.3 は上部 strut の座屈状況を示す。この実験では web plate の局部座屈が発生しない状態で  $P_0 = 37\text{ton}$  という他の実験に比べて、はるかに高い荷重に達した後に上部 strut の stiffener がその中央部で局部座屈し引続き strut がその附近から弯曲し、この除外板付きの web plate は曲げによって二部 strut の基部付近において大きな引張り塑性歪を発生している。

#### 1.1.4 考察

模型 A の崩壊荷重は約 20 ton であるに対して模型 B は 25 ton, 模型 C は約 37 ton である。崩壊状態の差異は、A が strut 基部の web plate の圧縮座屈によって崩壊が開始され(図1.1.4(b)参照)、上部 strut 自身の圧縮による座屈は 1 本を除き他の 2 本では発生していない。これに対して模型 B では web plate に stiffener をつけて strut 基部の圧縮座屈を防止したため、崩壊の開始は図1.1.6(b)に示す位置の剪断座屈で開始され、strut 自身の圧縮による座屈が発生している。したがって図1.1.5(a)および図1.1.5(b)に示した  $N$  の最高値がこの strut の座屈荷重と考えられる。次に模型 C では trans-ring の面積および strut の stiffener の板厚を 4.5mm とした。(模型 A および B では 3.2mm) また模型 B の web plate の剪断座屈を発生した附近に stiffener をつけてため web plate の座屈はほぼ防止され、このため前と比べてはるかに高い崩壊荷重を示した。すなわち、この場合は上部 strut の座屈によって崩壊が開始されたのであるが、断面積の増加による strut の座屈荷重の増加は図1.1.7(a)および図1.1.7(b)に見られる様に比較的小さく、その座屈荷重は約 14 ton 程度であった。(模型 B では約 12 ton)。一方全體の崩壊荷重は模型 B の 2.5 倍に比べて 1.5 倍の 37 ton に上昇している。

#### 1.1.5 あとがき

前年度の実験と同じ模型(A), A の web plate に stiffener を入れた模型(B), さらに B の面積および strut の stiffener を増厚した模型(C)の 3 例について、静荷重による崩壊実験を行なった。荷重は各 trans-ring に、1) 波浪衝撃荷重に相当する分布荷重、2) 鉱石圧に相当する分布荷重、3) 船側および船底静水圧に相当する荷重を加えた。模型 A は strut 基部の web plate の圧縮による座屈によって崩壊が開始された。(崩壊荷重約 20 ton, strut の最大軸力 10 ton) 模型 B は web plate

の局部座屈により崩壊が開始された（崩壊荷重約25ton, strut の座屈荷重12ton）  
模型Cは web plate の局部座屈は発生せずに strut の座屈によって崩壊が開始され  
た。（崩壊荷重約37ton, strut の座屈荷重14ton）崩壊後の strut の軸力および  
鉛石圧は何れもほぼ一定値に保たれた。本実験で用いられた初期鉛石圧の大き  
さおよび鉛石圧を圧縮バネに置きかえた時のバネ常数などは、一応の仮定であ  
つて、今後のこれから研究の結果によつては補正しなければならないとも考  
えられる。外板などの歪分布およびそれに因する計算、考察は次年度に行なう  
予定である。

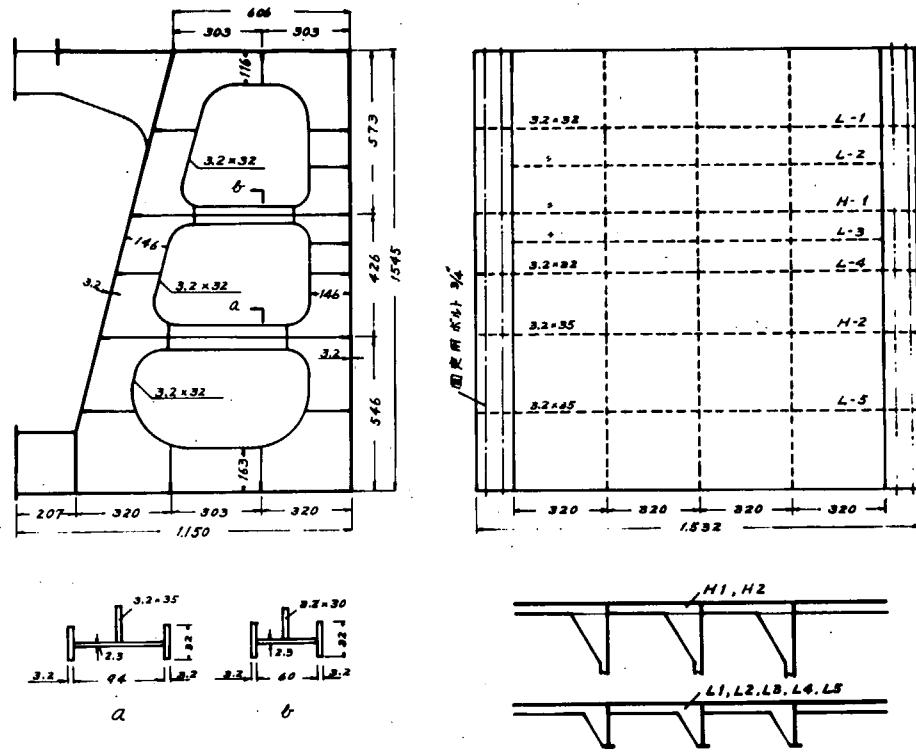


圖 1.1.1(a) A 模型

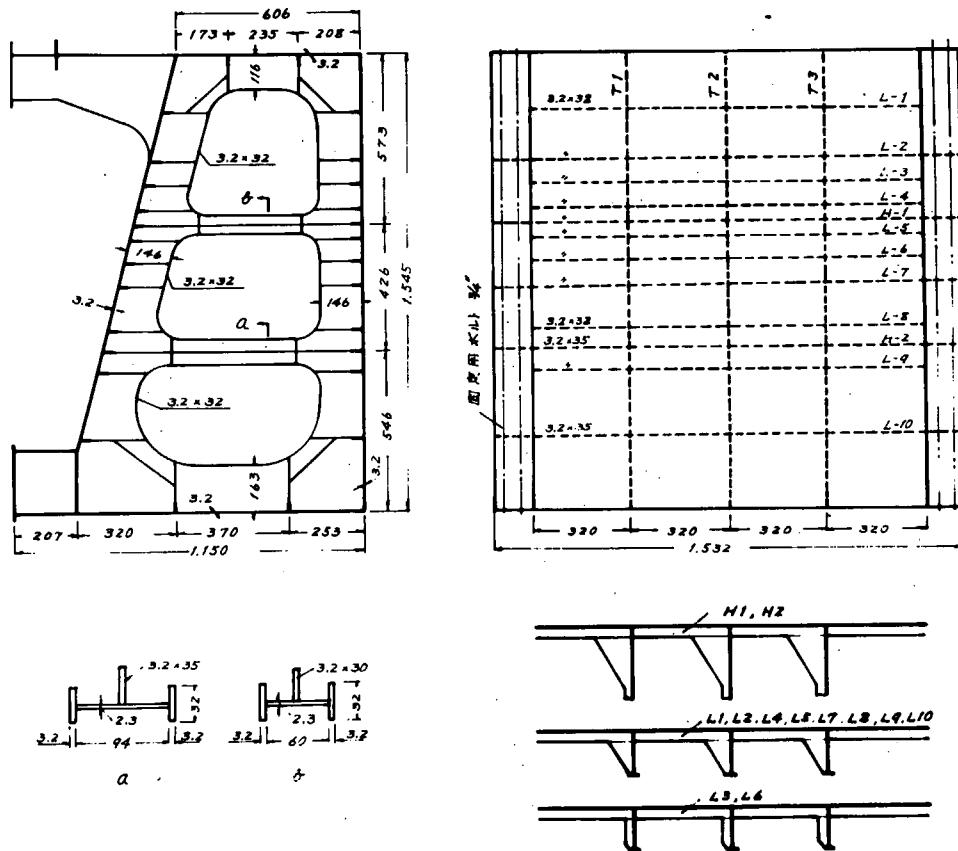


圖 1.1.1(b) B 模型

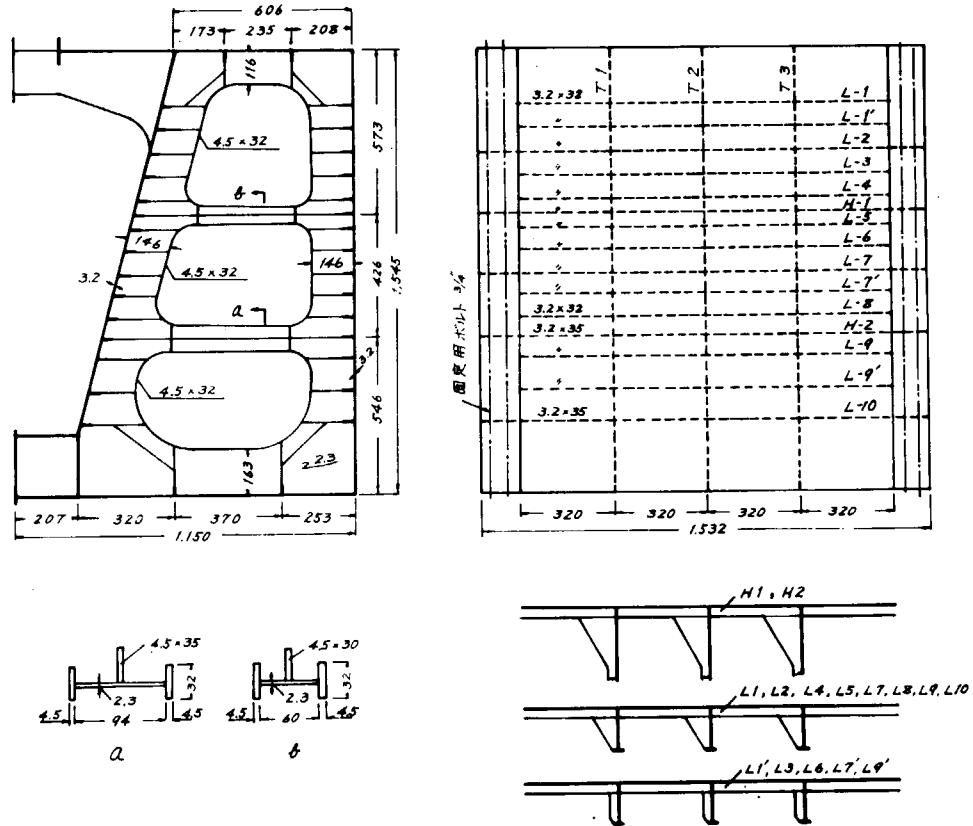


図 1.1.1 (c) C 模型

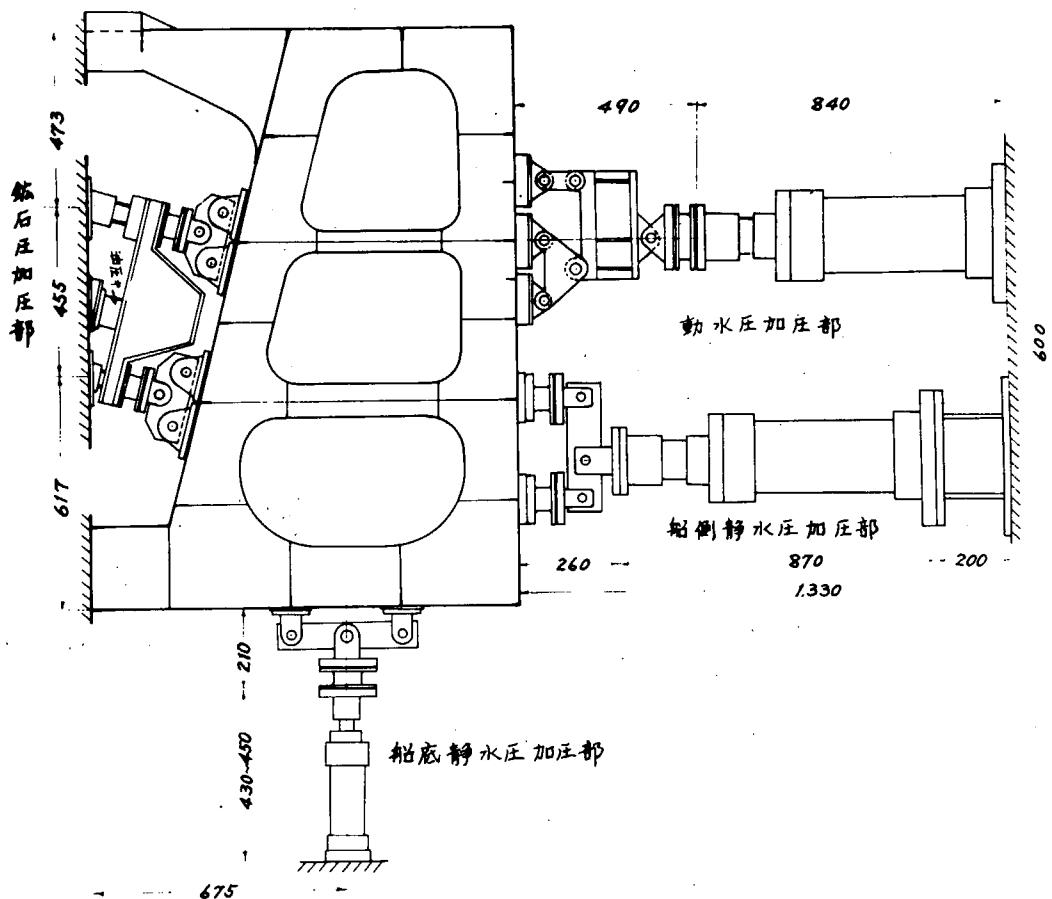


図 1.1.2(a) 加圧装置

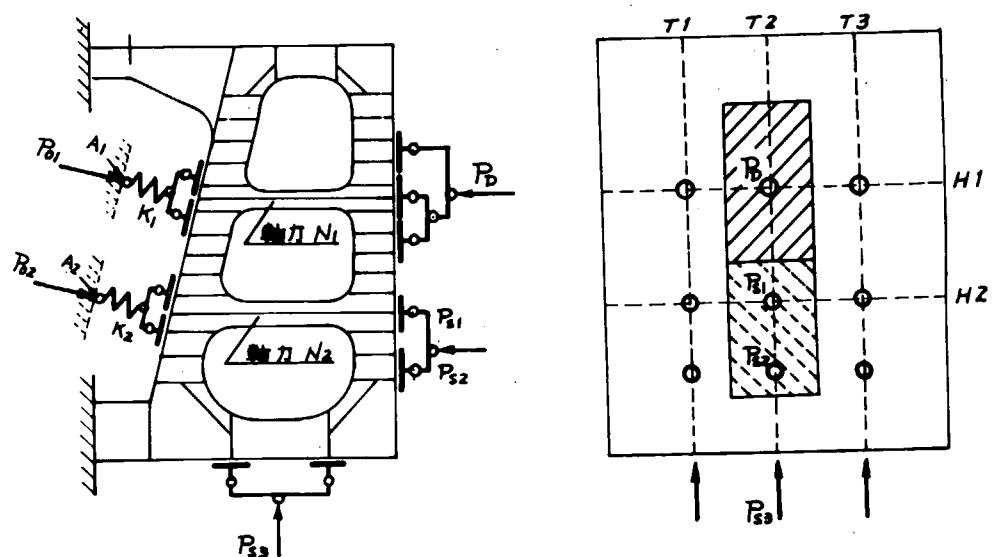


図 1.1.2(b) 加圧機構

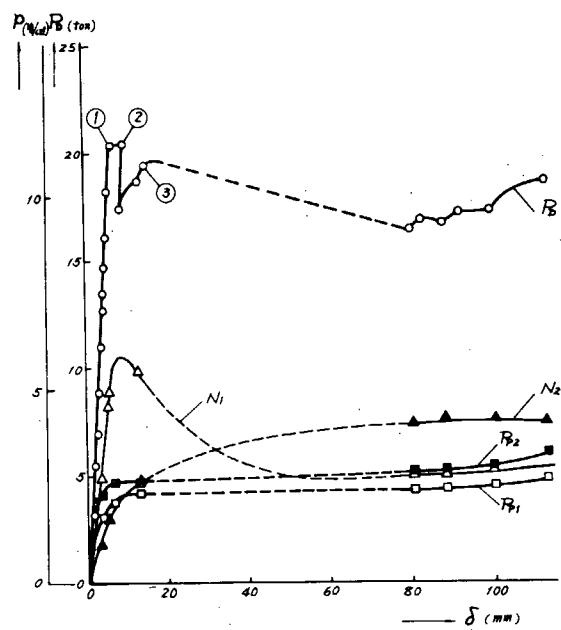


図 1.1.3 (a)  $P$ - $\delta$  線図 (trans T2)

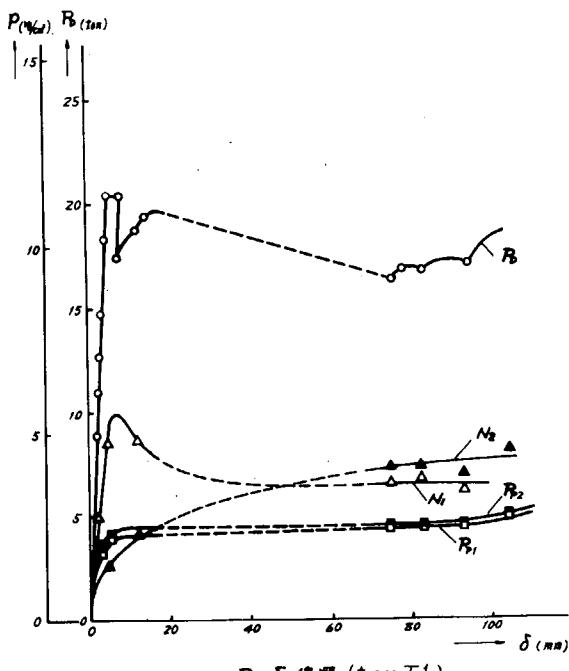


図 1.1.3 (b)  $P$ - $\delta$  線図 (trans T1)

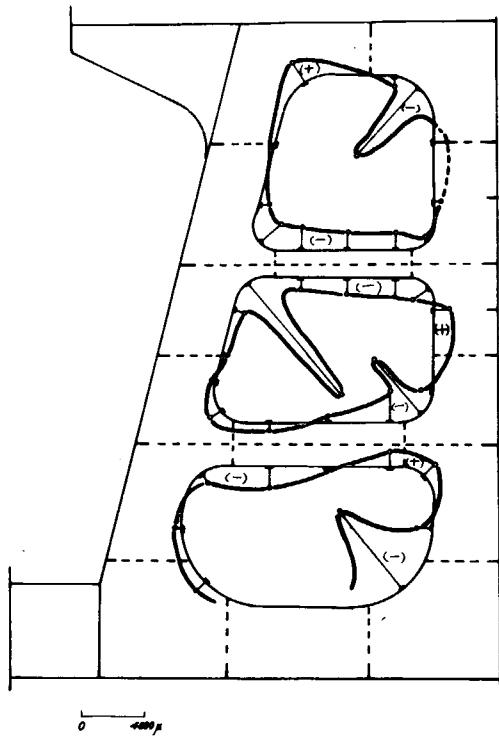


図 1.1.4 (a) 面材の歪分布 (荷載直前)

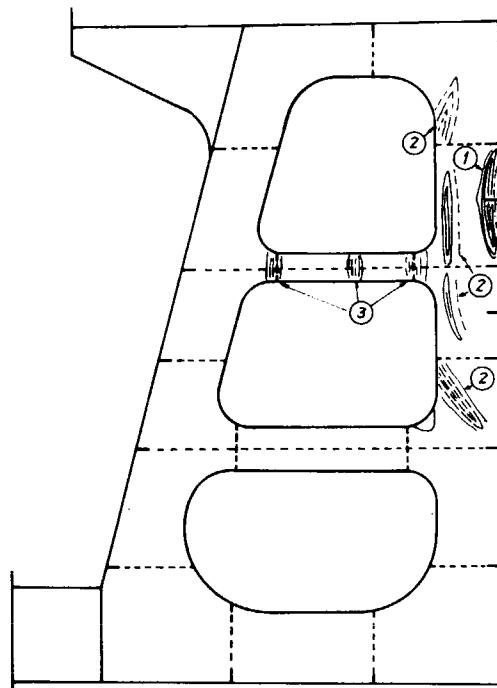


図 1.1.4 (b) trans ring の座屈状態

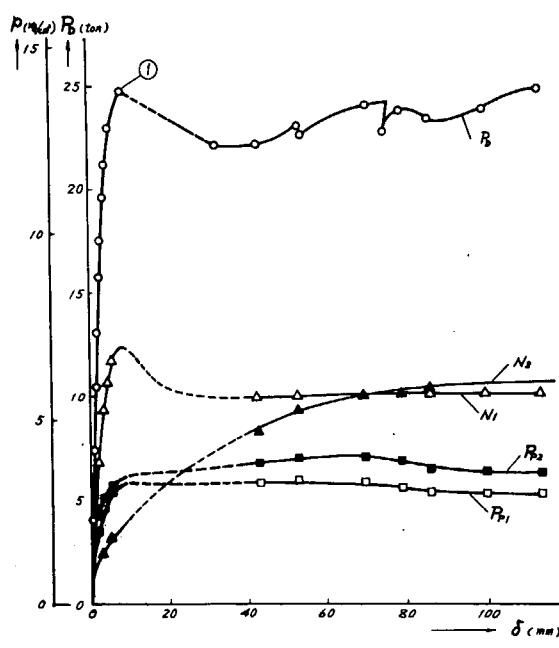


図 1.1.5(a)  $P$ - $\delta$  線図 (trans T2)

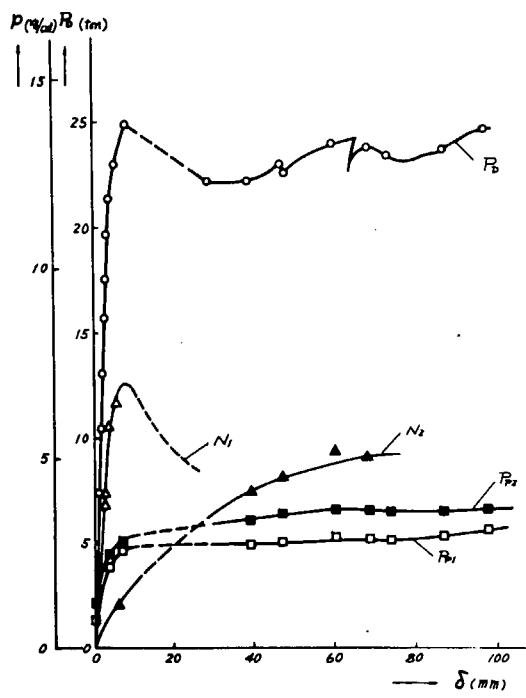


図 1.1.5(b)  $P$ - $\delta$  線図 (trans T1)

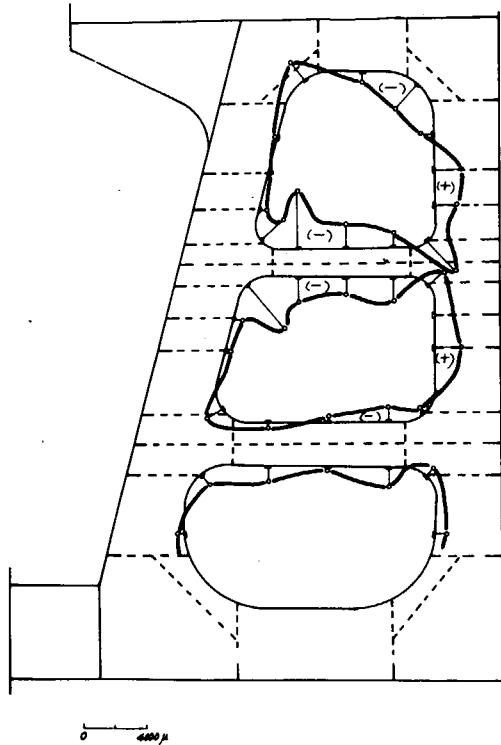


図 1.1.6(a) 木材の歪分布 (崩壊直前)

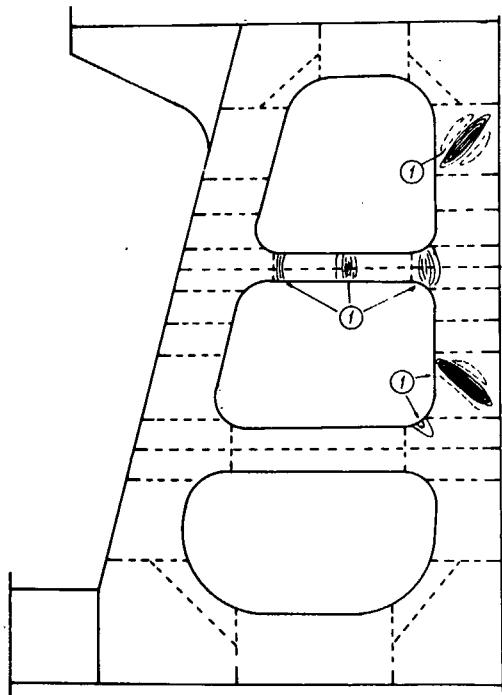


図 1.1.6(b) trans ring の座屈状態

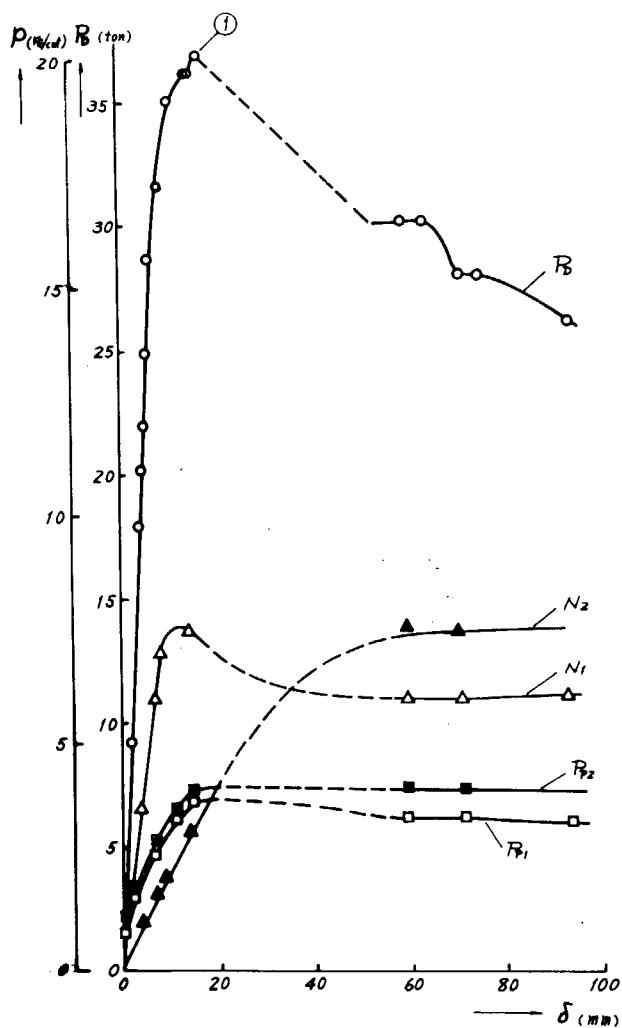


図 1.1.7(a)  $P$ - $\delta$  線図 (trans T2)

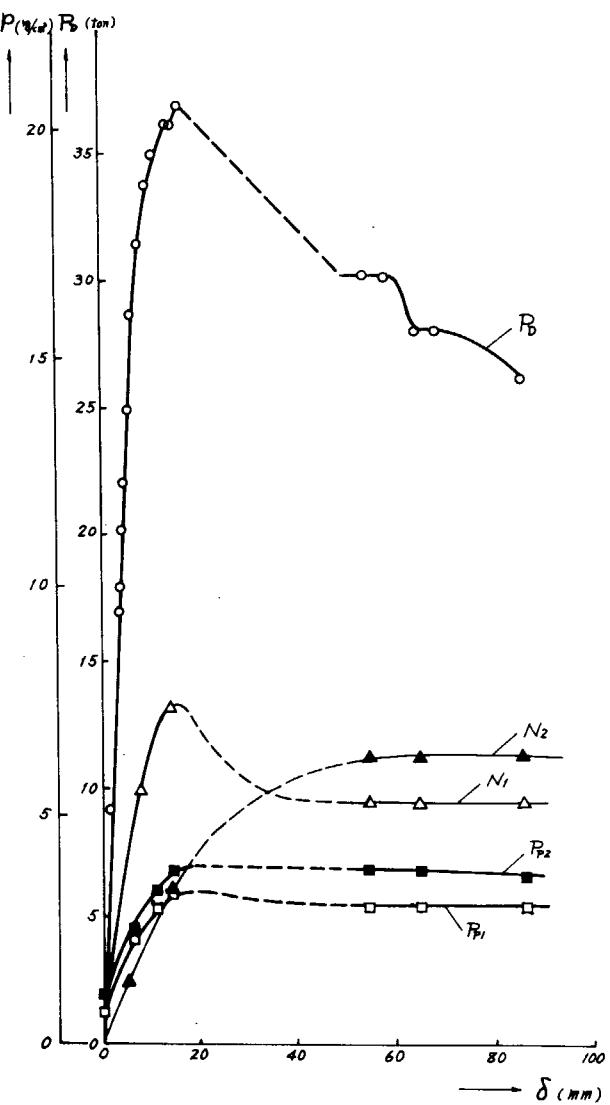


図 1.1.7(b)  $P$ - $\delta$  線図 (trans T1)

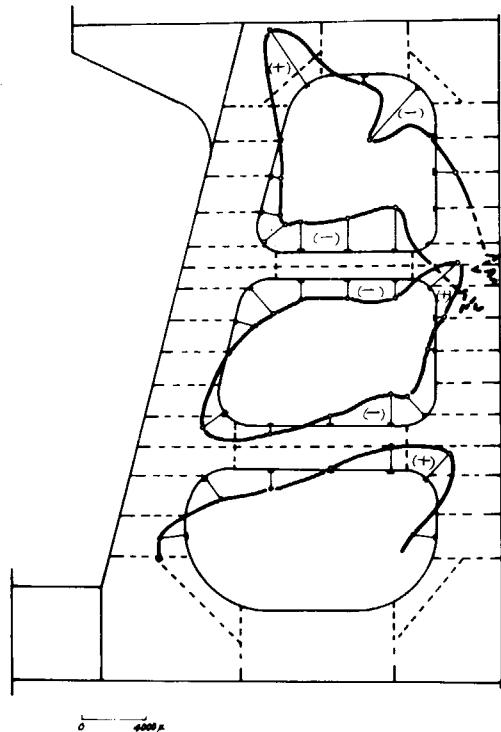


図 1.1.8(a) 面材の歪分布 (直線直前)

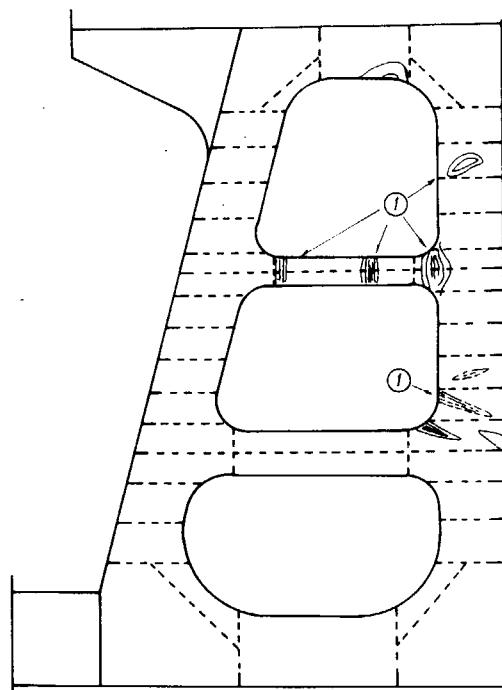


図 1.1.8(b) trans ring の座屈状態

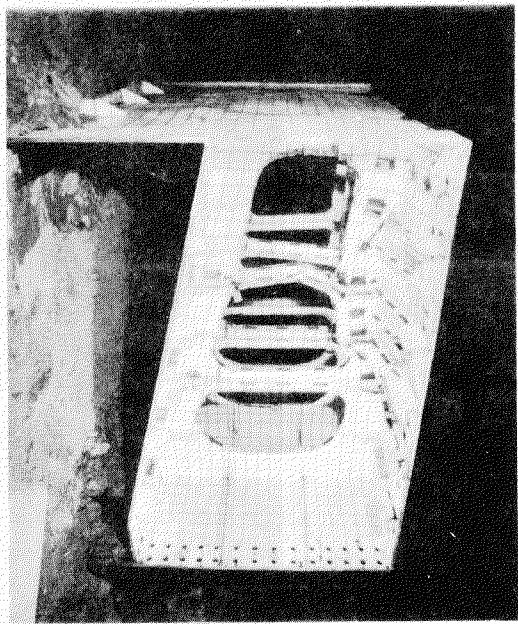


Photo.1.1.1(a) 崩壊後のA模型

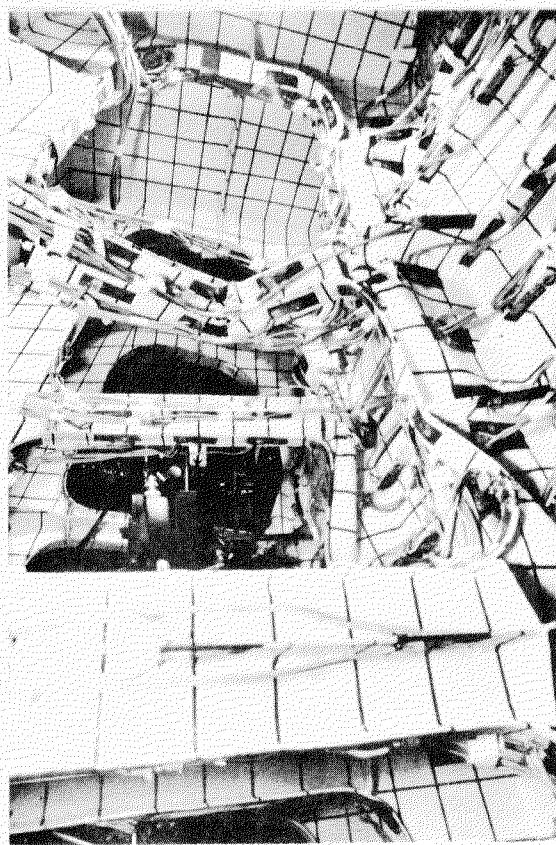


Photo.1.1.1(b) Strut および基部 web plate の座屈

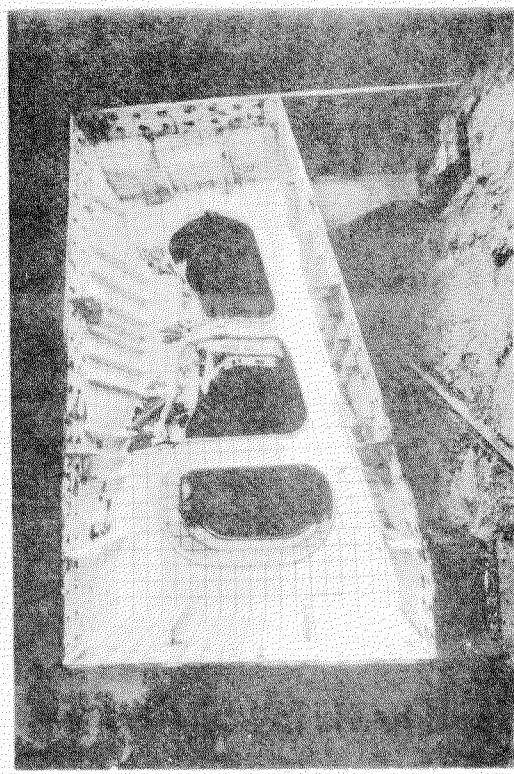


Photo 1.1.2(a) 崩壊後のB模型

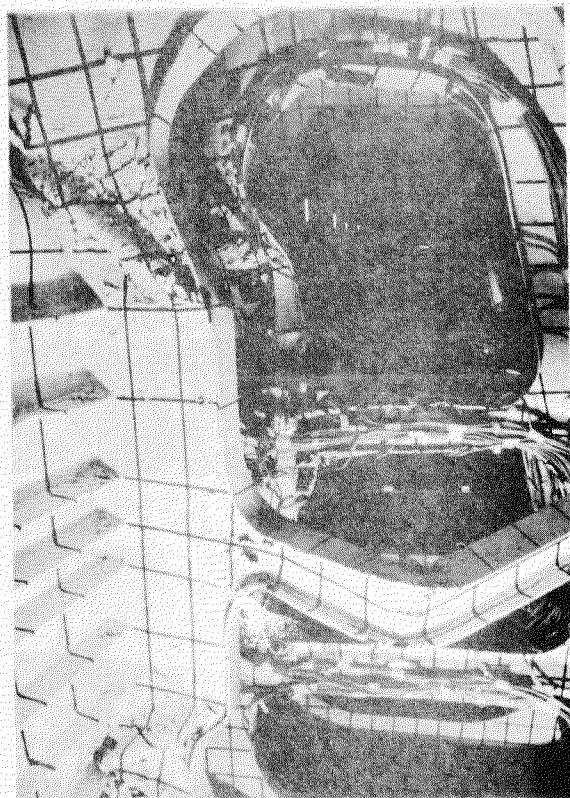


Photo 1.1.2(b) Strut および基部 Web plate の座屈

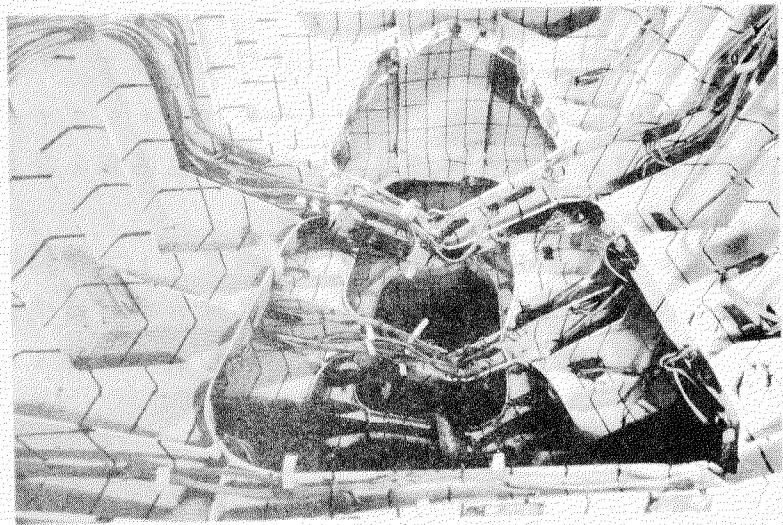


Photo 1.1.3 C 模型のStrutの座屈

## 1.2 船側リングの座屈実験\*

### 1.2.1 まえがき

本実験は鉱石運搬船を対象とした大型構造模型によって、その静的座屈強度と横強度の面から検討したものであり、その内容はウイングタンクの2次元模型による崩壊機構の検討および立体構造模型による鉱石圧の挙動を考慮した検討に分けられる。

この大型模型を用いる一連の実験的研究は、荷重としては静的および動的なものがあり、また構造の挙動から分けると弾性実験および崩壊実験があるが、本年度は先年度の静的弾性試験に引き続いて、静的崩壊実験を行つたものである。

### 1.2.2 ウイングタンク模型による実験

#### (1) 実験方法

実験は船舶技術研究所の大型構造物試験装置を用いて行った。模型は6万トン級鉱石運搬船の船首から $0.13L$ および $0.5L$ におけるウイングタンクの縮尺 $1/3.44$ の2次元模型であり、前者A模型、後者をB模型と名付けた。この縮尺は模型と実船とのウェブ板厚の比である。これらの構造寸法を図1.2.1および図1.2.2に示す。支持条件は縦通隔壁の位置で固定とした。荷重は油圧ジャッキにより船側および船底から等分布に加えた。実験状況を写真1.2.1および写真1.2.2に示す。計測はひずみおよび変位について行い、動的ひずみ測定装置、電磁オシログラフおよびメモレコーダーを用いた。また、ウェブプレートの面外変形をモアレ法によって観測した。これは模型の前面に格子スクリーンを置き、これに光を照らして格子の影と模型に写し、その影をスクリーンを通して見る二によつてできる干涉縞を利用して面の等高線を測定する方法である。

#### (2) 実験結果

船側のみから荷重を加えた場合および船側、船底の両方から荷重を加えた場合の弾性範囲での応力分布を図1.2.3および図1.2.4に示す。これらの応力値は2方向ひずみゲージを用いて、フランジの幅方向のひずみを考慮した値である。船底荷重の影響はA模型ではあまり見られないが、B模型ではある程度大きいことが分る。このことから、船側荷重のみの場合および、船底両荷重が加わった場合のそれについての崩壊実験では、A模型についてはあまり差がないが、B模型についてはある程度の差があることが予想される。このことは

\* 大型構造模型による鉱石運搬船の強度実験

ストラットの座屈実験

執筆担当者 安藤文隆、青木元也

後で述べる立体模型による崩壊実験が、試験装置に対する模型の大きさのために、船側荷重のみしか加えられないでの、その実験結果を解析する際に考慮しなければならない点である。

A模型に船側荷重のみを加えて崩壊させる場合の実験結果を図1.2.5に示す。ウイングタンク全体としての変形はストラット位置での船側外板の変位で表わされ、局部的な変形はひずみで示されている。2および3の奥のひずみ値が急激に変化している荷重で、これらの部分に局部座屈が起り、それに引き続いで全体的な崩壊が生じていることが分る。座屈後の状況を図1.2.10に示されてい3個所について写真1.2.3に示す。A模型に船側および船底の両方から荷重を加えた場合の結果を図1.2.6に示す。2~4の奥のひずみ値はこの箇所のウェブプレート両面の差であり、局部的な曲げ変形状態を表わしている。2および3の奥の挙動から、これらの箇所にはほとんど同時に大きな局部座屈が生じ、それに直ぐ続いて全体的な崩壊が起きている。座屈の状況を写真1.2.4に示す。

B模型に船側および船底の両方から荷重を加えた場合の実験結果を図1.2.7に示す。ウイングタンクの全体としての挙動は1.および2の変位量で表わされ、またウェブプレートの局部的な座屈状態は3~8のプレート両面のひずみの差で示されている。5および7の奥がかなり速い荷重段階で局部座屈してい3が、これは全体的な変計に影響をおよぼしていない。その後3および4の奥に局部座屈が生じたあと引き続いで全体的な崩壊が起つていい。座屈後の状況を1.2.5に示し、また崩壊にいたるまでの3段階においてのモアレ法による観測写真を図1.2.10に示される個所について写真1.2.6(a)(b)(c)に示す。ストラットについての観測写真から上述の5および7の奥が低い荷重段階で局部変形してい3こと、また崩壊時にはストラットが捩り座屈をしてい3ことが見られる。

以上の3個の模型についてウイングタンク全体としての挙動すなわちストラット位置における船側外板の変位量をまとめて表わしたのが図1.2.8である。この図に有限要素法による弾性座屈計算によるA模型の局部座屈荷重が記してあるが、A1とA2とのそれはあまり差がなく、また実験結果ともよく一致しているといえる。座屈モードもA1とA2上で類似しており、その例としてA1の場合を図1.2.9に示す。この図で各節奥の面外変位量を45度の方向にとり、これらを実線で結んである。ストラットの船側がわの基部プレートが座屈し、またストラットが捩れていいのがわかる。B模型についても計算を行なつたが、計算座屈荷重においてかなりの範囲が塑性域に入つていいので、弾性計算プログラムでは解が得られなかつた。図1.2.8には簡易計算によるストラットの捩り座屈荷重が記入してあるが、この値はストラットのスパンポイントの取り方によつて大きく変る。こゝでは崩壊の模型の観測から、船側フレームお

よび縦通隔壁フレームの深さの中央点をスパンポイントにとり、両端支持として計算したが、A模型についでは実験値とかなりはなれた値となつてゐる。

### (3) 考察

A1模型とA2模型との比較から船首に近いウイングタンクの崩壊には船底荷重はあまり大きな影響を与えていないことが分る。船体平行部のB模型についてはこの検討のための実験を行なつていなかつたが、弾性応力分布の比較からA模型以上の影響があることが考えられる。しかしながら、AおよびB模型の船側荷重のみの場合の弾性応力分布が近い値を示してゐること、およびB模型のストラットの方がAのそれよりも長く、従つて座屈荷重が低いことも考えると、船側荷重のみを受けるB模型の崩壊荷重はA模型のそれよりも低いと言ふことができる。従つて図1.2.8から船体平行部のウイングタンクの崩壊についても船底荷重はあまり大きな影響を与えてないと言える。

よりB模型の崩壊荷重の差はストラット長さの差が最も影響していると考えられる。ストラットの捩り座屈荷重の計算値はスパンポイントの取り方によつて非常に大きく変るので、これについての検討が必要である。B模型の実験から見らるるよう、ストラット基部のウェブプレートが局部座屈しても、ストラットはその有効性をほとんど減じてはしない。これはストラットの骨格が軸力および捩りに対してまだ十分に効いてゐるためと考えられる。

## 1.2.3 鉱石圧を考慮した立体模型による実験

### (1) 実験方法

供試模型は6万トン級鉱石運搬船の中央1ウイングタンク長の部分をとり、縮尺は試験装置の大きさから1/6.57とした。縦通隔壁が垂直なものと傾斜していゝものとの2種類について実験を行つたが、それをC模型、D模型と名付ける。C模型の主要寸法を図1.2.11に示す。D模型はハッチ幅が1.960であるほかは全てC模型と同じである。それそれのトランスリングの寸法を図1.2.12および図1.2.13に示す。倉内の横隔壁は実船にはないが、この実験では鉱石を積み込む都合上これを取り付けたので、計測はこの横隔壁から離れた中央部の浮動を主眼とした。

縦通隔壁の下端および片舷を固定とし、船側荷重は片舷のみから加えた。計測は船側荷重を加えた側の舷のひずみ、変位および鉱石圧について行い、静的自動ひずみ装置を用いた。実験状況を写真1.2.7に、鉱石圧の計測位置を図1.2.14に、また圧力計取付け状況を写真1.2.8に示す。圧力計は直径100mm、厚さ20mmの円盤形状のものである。図1.2.14で丸印で記したのが圧力計で、B断面が模型の中央断面である。C断面はストラット位置の高さである。トランスリングのひずみ計測はA断面で行ってある。

### (2) 実験結果

図1.2.15および図1.2.16に鉱石(ペレット)を甲板面まで積込んだときのリンクの縁応力分布および鉱石圧の分布と、それそれC模型およびD模型について示す。とは実験に使用した鉱石の比重(2.5 kg/m<sup>3</sup>)、Hは鉱石の深さ、Kはクーロンの主働圧係数である。従って、KとHはクーロンの主働圧であり、側壁鉱石圧の計測値はこの値よりかなり大きくなるほとんどHの直線と一致している。このことは内底板上の鉱石圧についても言える。長さ方向の鉱石圧分布について見ると、側圧は両端では中央付近の値の半分以下になっている。内底板上の圧力はほとんど一様であると言えることが出来る。

図1.2.17および図1.2.18に鉱石の上表面から荷重を加えた場合の応力分布および鉱石圧分布を示す。これらの値は鉱石が積込された状態からの変化を表めている。側壁圧力およびリンク左下コーナーの応力がC模型よりD模型の方が大きくなっているが、これは側壁すなわち舷通隔壁の傾斜の影響と考えられる。D模型のB断面の側圧分布で、ストラット位置に隣接する上下の圧力値が局所的に小さくなっているが、これはこの部分の圧力計が骨格のない位置に取り付けられておりそのためと考えられる。長さ方向の圧力分布はC模型ではほとんど一様であるが、D模型ではかなり大きくなっている。次に述べる船側荷重によるウイングタニックの崩壊実験はこの上表面荷重を加えた状態で行っている。

実験との相関性を持たせるためには、使用する鉱石(ペレット)は実際のものよりも比重の大きなもの用いるべきであるが、それが不可能なのでここでは鉱石の上表面から荷重を加えたわけである。その荷重の値は次のようにして決めた。ストラット高さにおける側圧について積込時と上表面荷重が加わった場合のそれを重ねた値の和が、鉱石を満載した実船のストラット高さにおけるクーロンの主働圧の2倍にはほぼ等しくなるように上表面荷重の大きさを決めた。これは、実験におけるストラット高さの側圧がクーロンの主働圧のほぼ2倍になつてことおよびストラットの近辺の圧力の大きさがウイングタニックの崩壊に最も影響することを考慮したからである。

図1.2.19(a)(b)および図1.2.20(a)(b)に船側荷重による崩壊実験の際の途中の荷重段階におけるひずみおよび鉱石圧の分布を示してある。これらの値は積込された鉱石に上表面荷重が加わった状態からの船側荷重による変化を示している。図に示してあるそれを以て等間隔の3荷重段階に対してフランジの縁ひずみ、ストラットの軸方向ひずみ、側壁の鉱石圧およびストラット高さにおける圧力の長さ方向の分布とそれを示している。側圧分布のピーク値はD模型ではストラット高さに生じているが、C模型ではストラット位置より上で大きな値となつてしまつたための影響と考えられる。側壁の長さ方向の圧力分布は中央部では大きく端部では非常に小さな値となつている。

C模型は船側フレームの上部スパンの中央が大きく変形し同時にストラットが抜けて崩壊した。D模型はストラットが大きく曲げ座屈し船側フレームが全体として内部にへこんで崩壊した。

図1.2.21および図1.2.22に船側荷重による崩壊実験の際のストラット位置における船側外板のへこみ量および同じくストラット高さにおける鉱石圧の挙動を示した。崩壊はC模およびD模型ともほとんど同じ荷重で起った。鉱石圧曲線の変化の状態から、ある程度荷重が大きくなると鉱石粒子間の再配列が起り、その間の圧力増加率が減る。再配列が終り鉱石粒子が密實に締固まつたあとは圧力は非常に大きく増加することがわかる。また、崩壊荷重の近くでは5kg/cm<sup>2</sup>程度の非常に大きな圧力が生じている。崩壊状況を写真1.2.9および写真1.2.10に示す。

### (3) 考察

鉱石積込時の圧力の計測値はクーロンの主働圧値よりもかなり大きくなっている。クーロンの主働圧は実際の状態をあまり正確に表していないことが知られているが、この実験との差はかなり大きいともいえる。圧力計と取付けたためにその部分の鉱石圧が大きく変化するかどうかの検討も必要と思われる。

### 1.2.4 まとめ

ウイングタンク模型による実験結果の検討から、船底荷重がウイングタンクの崩壊に及ぼす影響は小さいと云えるので、船側荷重のみで行ったCおよびDの立體模型の実験は実際に近い結果を与えていると考えられる。またAおよびB模型の崩壊荷重がCおよびDの崩壊荷重よりも少し低くなっているが、これは前者が縦通隔壁の位置で固定となっている点が後者よりも条件が厳しかっためと考えられる。

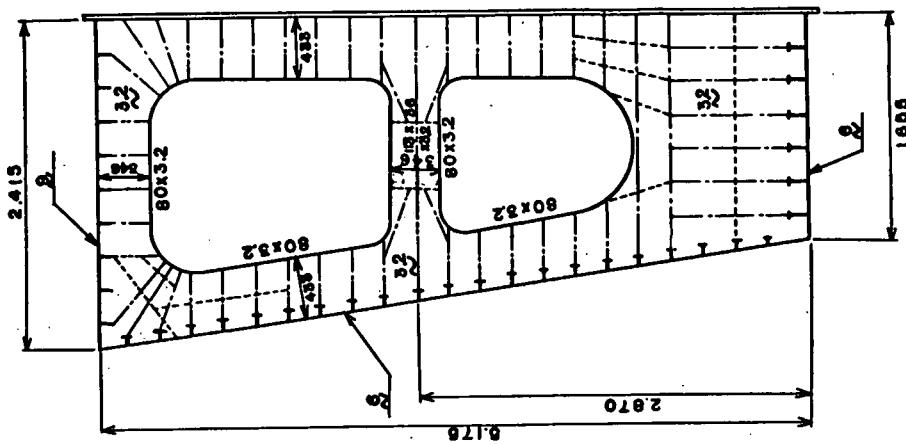


图 1.2.1 A 模型寸法

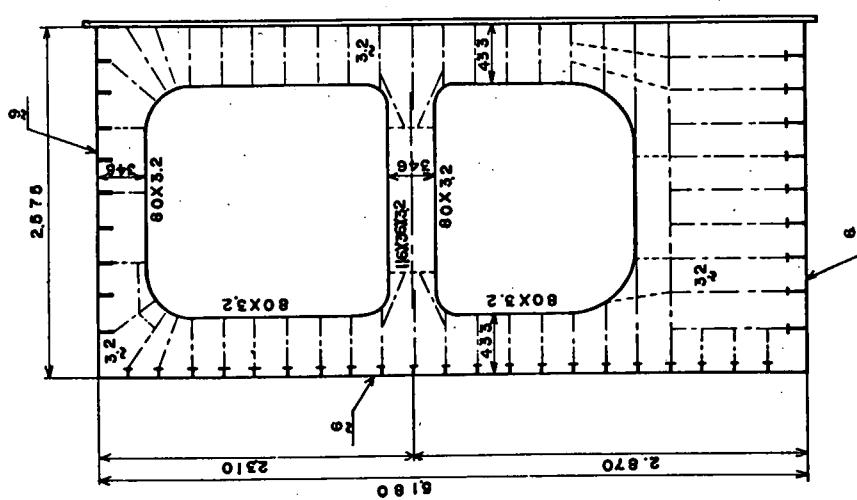


图 1.2.2 B 模型寸法

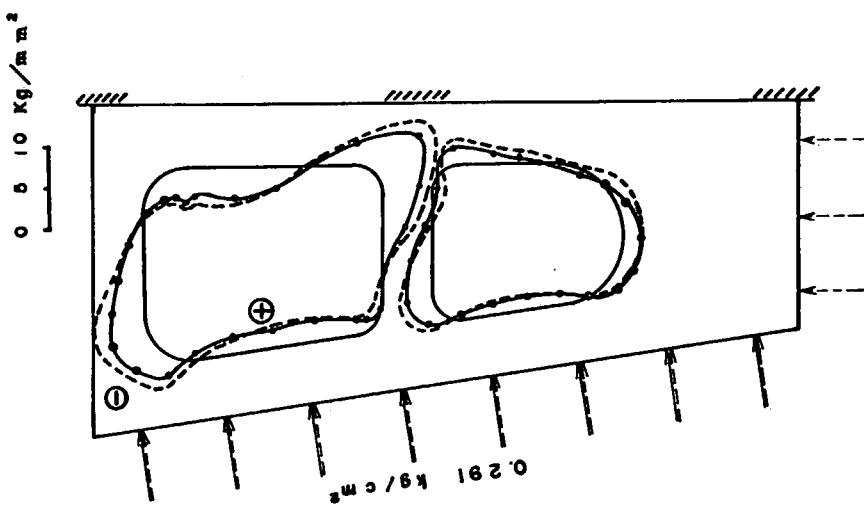


図 1.2.3 弾性応力分布 (A 模型)

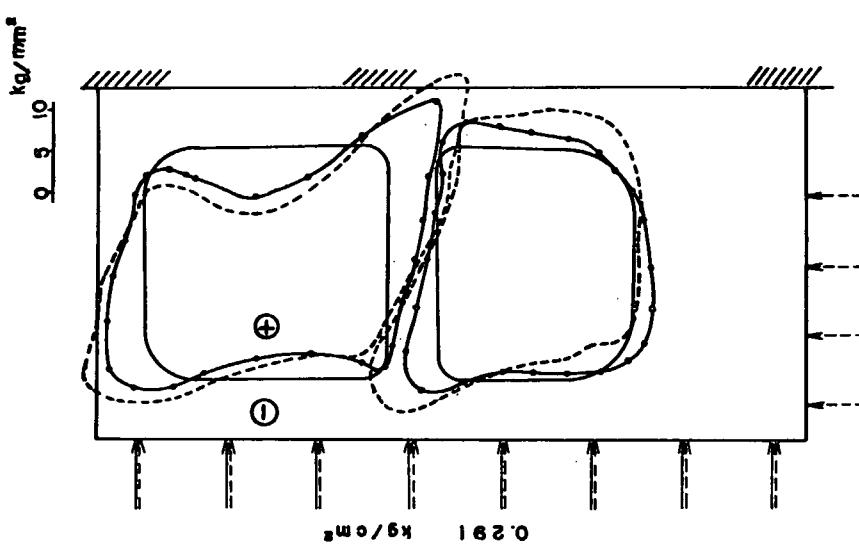


図 1.2.4 弾性応力分布 (B 模型)

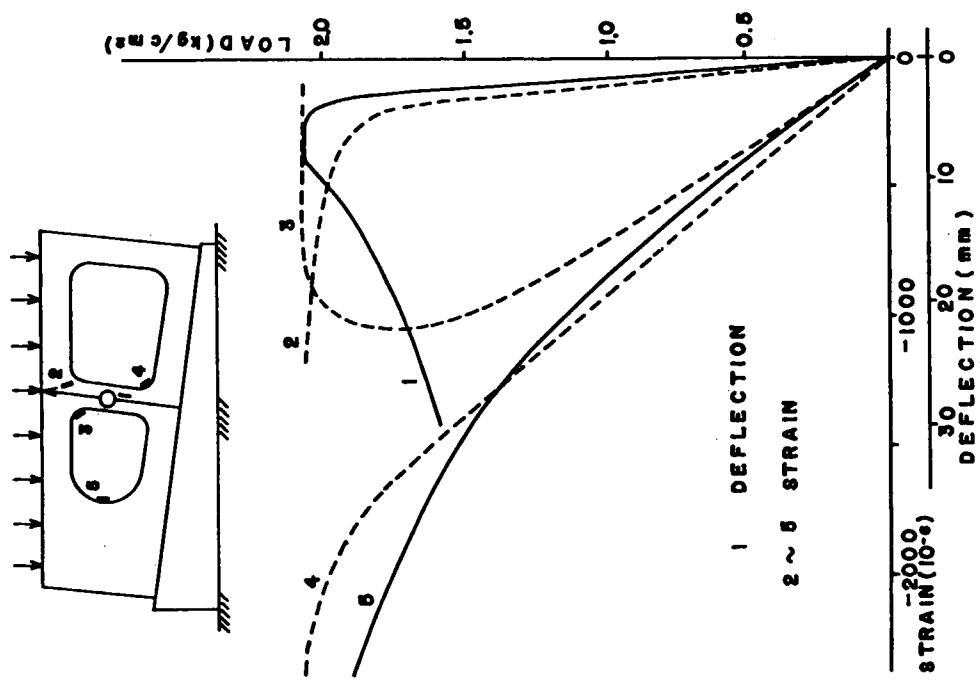


図 1.2.5 荷重-変形関係 (A1 模型)

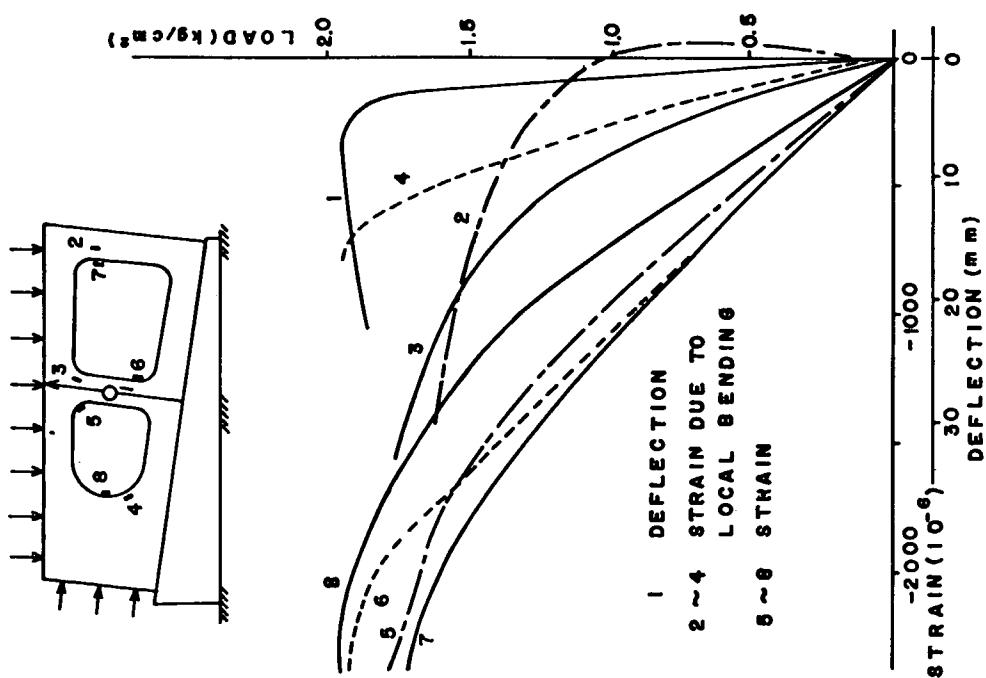


図 1.2.6 荷重-変形関係 (A2 模型)

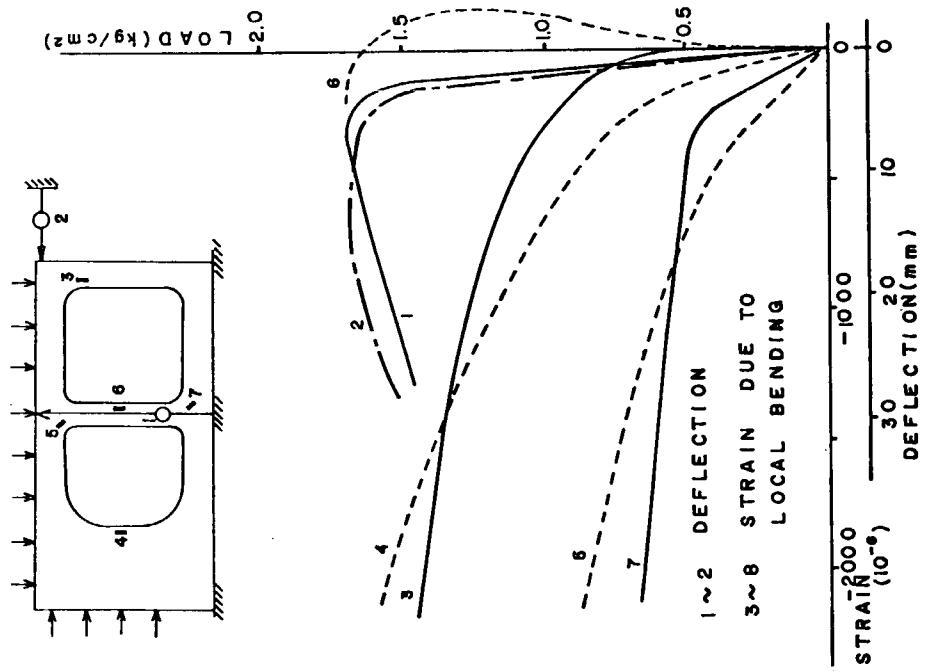


図 1.2.7 荷重-変形関係 (B 模型)

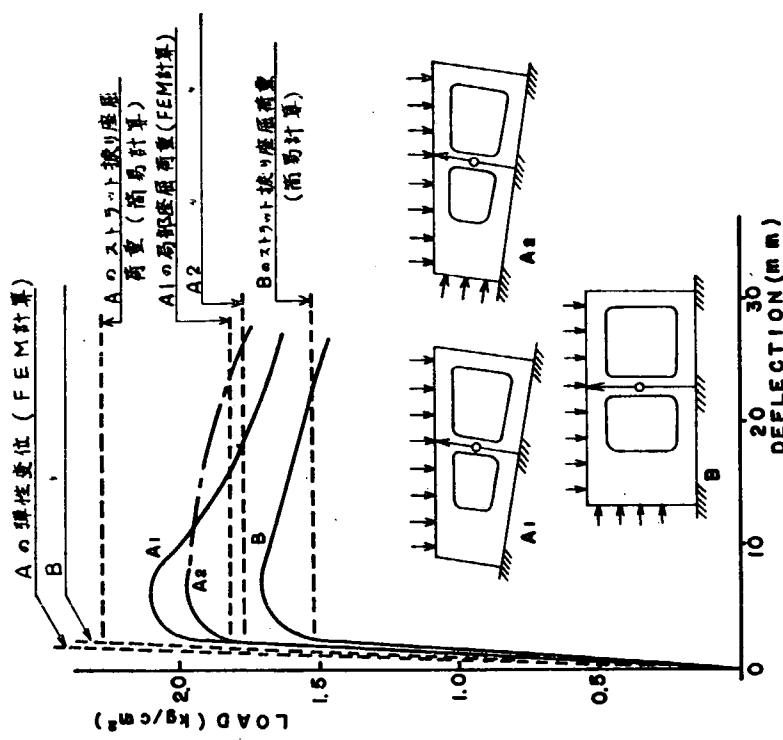


図 1.2.8 座屈荷重の比較

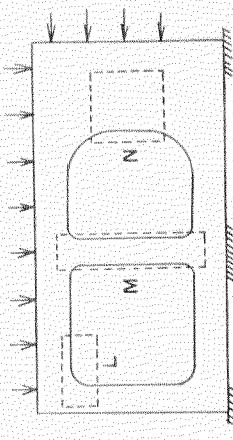
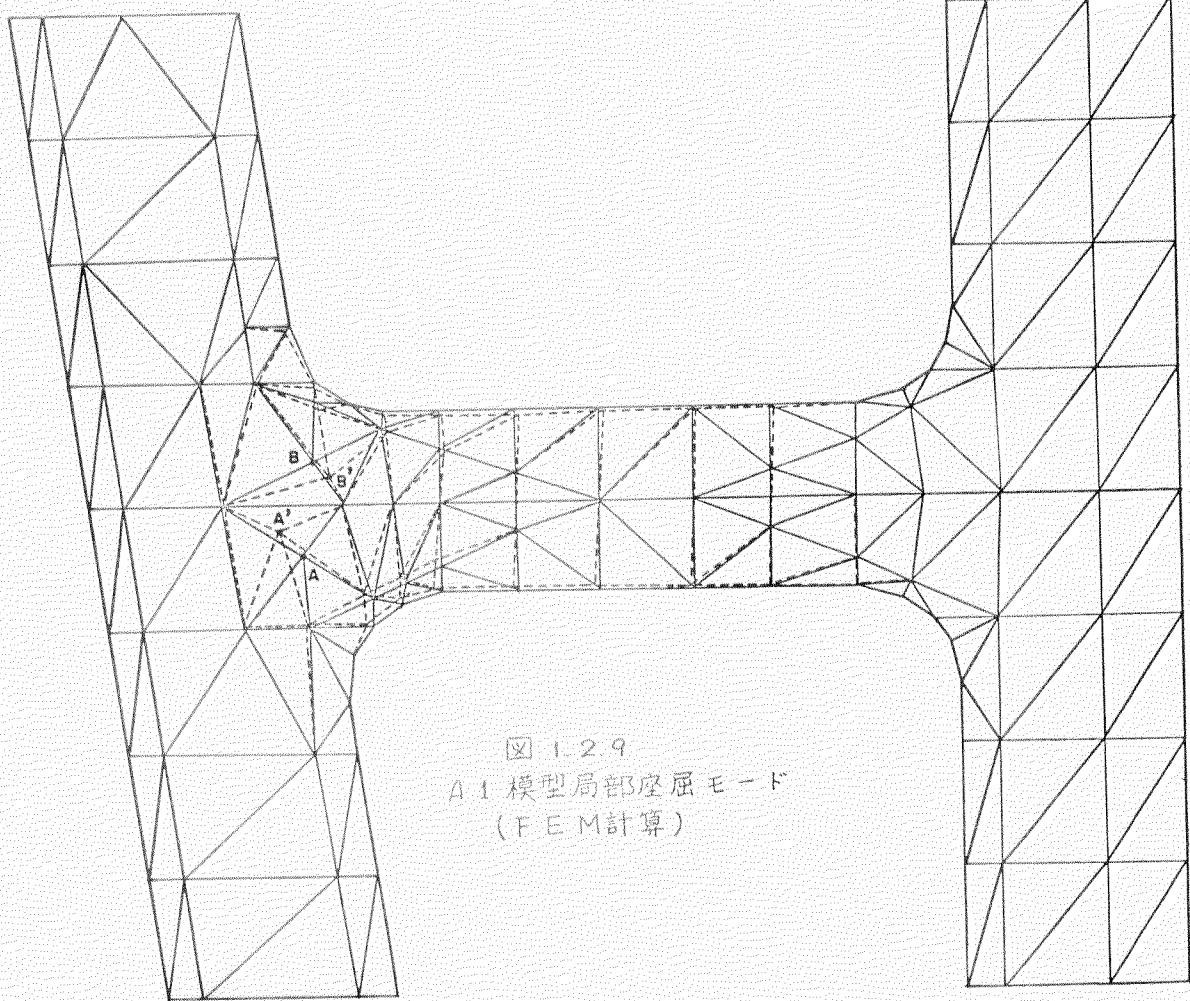


図 1.2.10 座屈状況撮影 施設  
モアレ法による変形観測箇所

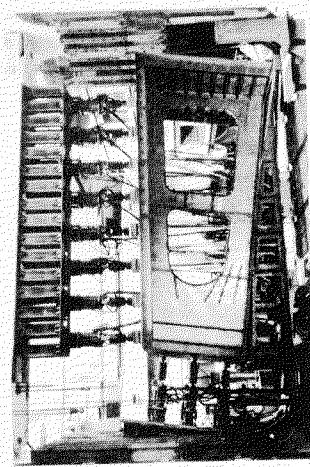


写真 1.2.1 実験状況 (A 模型)

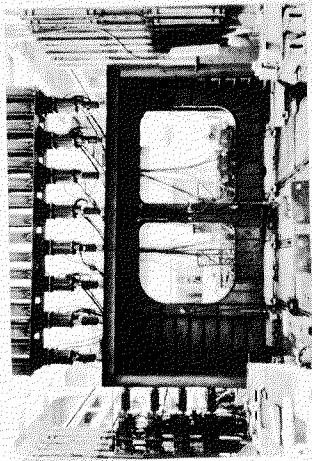
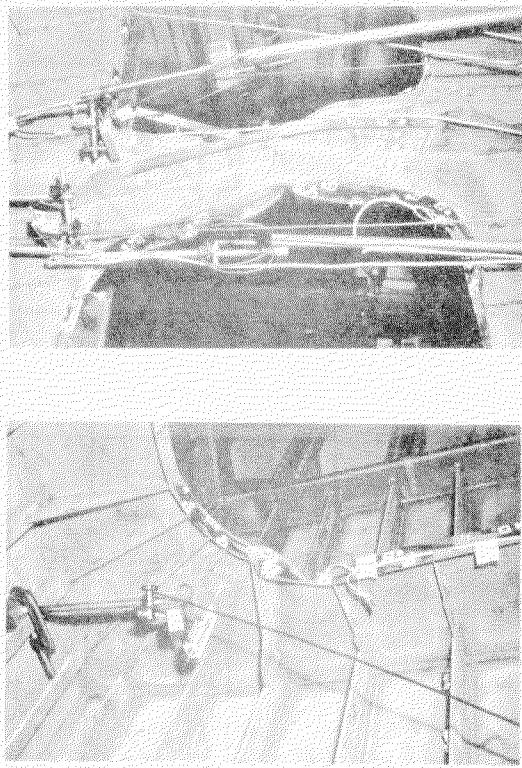
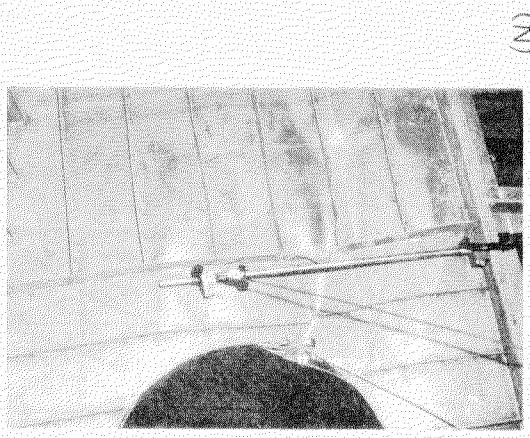


写真 1.2.2 実験状況 (B 模型)

写真 1.2.3 座屈状況 ( $\Delta 1$  模型)

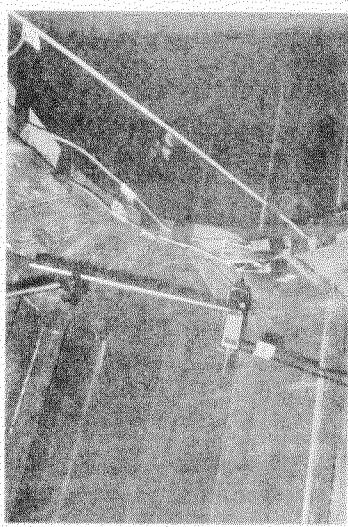


(M)

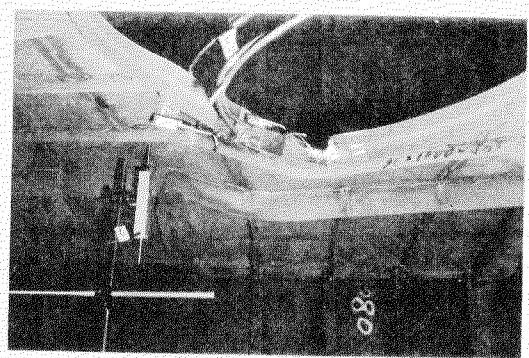


(N)

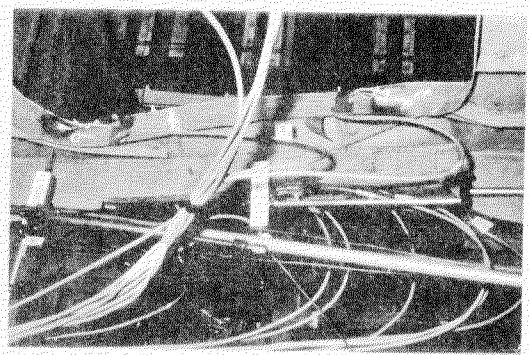
写真 1.2.4 底屈状況 ( $\Delta 2$  模型)



(L)

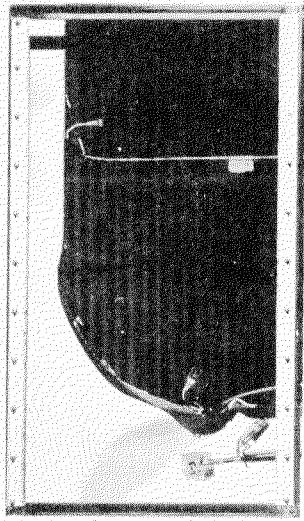


(M)

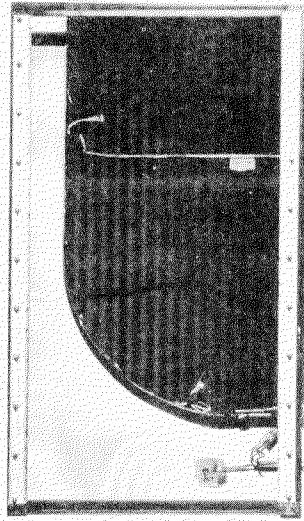


(N)

写真 1.2.6 (a) モアレ法による変形観測  
(B 模型 - L)

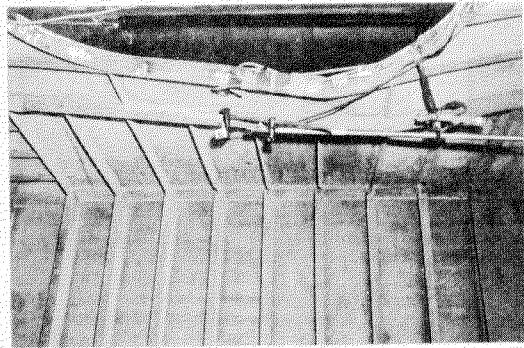


(0.74 kg/cm<sup>2</sup>)

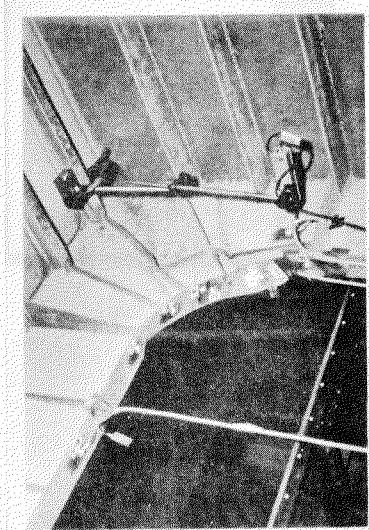


(1.59 kg/cm<sup>2</sup>)

(N)



(L)



(M)

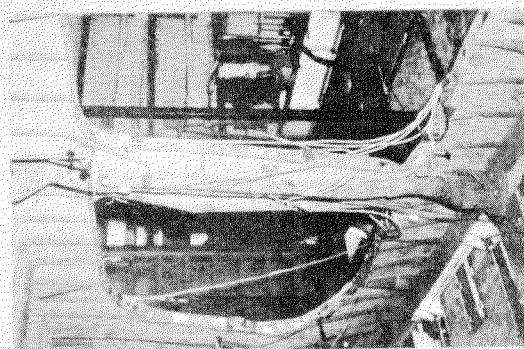
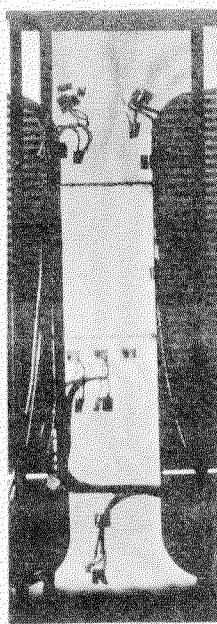
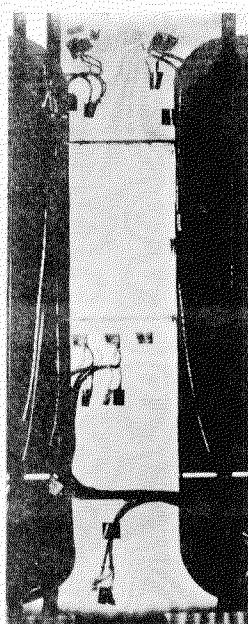


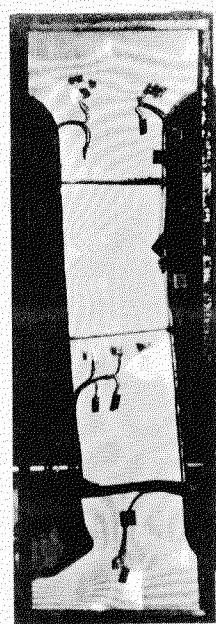
写真 1.2.5 座屈状況 (B 模型)



(0.74 kg/cm<sup>2</sup>)

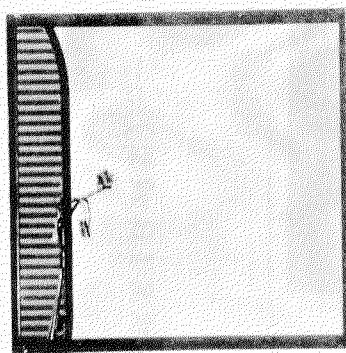


(1.59 kg/cm<sup>2</sup>)

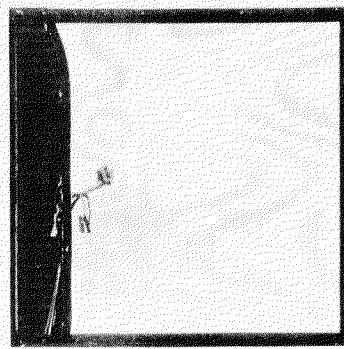


(1.71 kg/cm<sup>2</sup>)

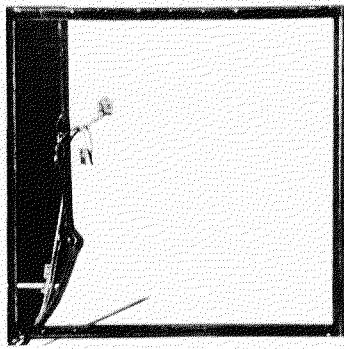
写真 1, 2, 6 (b) モアレ法による変形観測 (B模型 - M)



(0.74 kg/cm<sup>2</sup>)



(1.59 kg/cm<sup>2</sup>)



(1.71 kg/cm<sup>2</sup>)

写真 1, 2, 6 (c) モアレ法による変形観測 (B模型 - N)

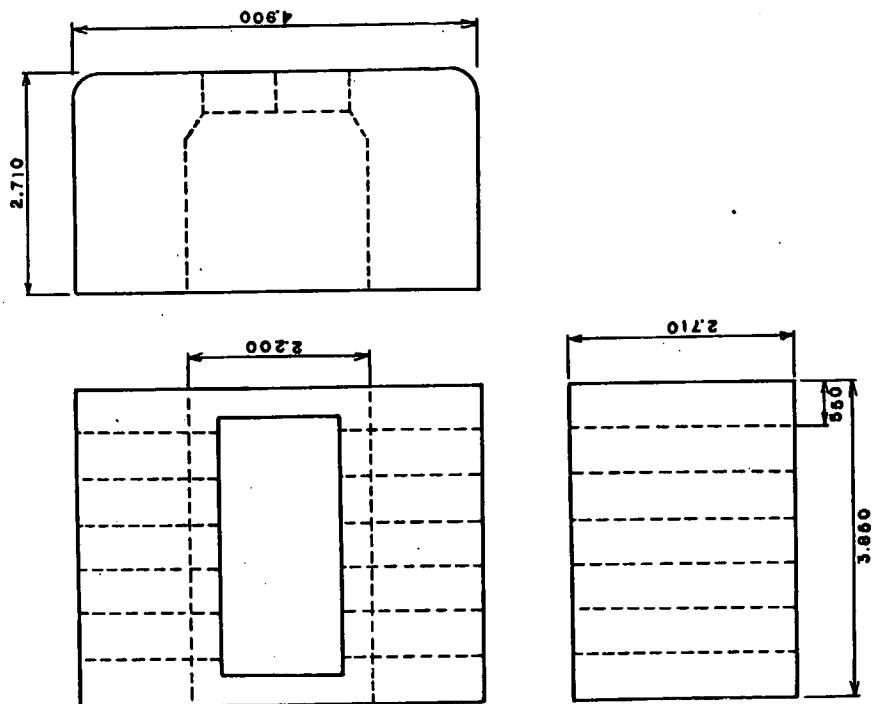


図 1.2.11 C 模型主要寸法

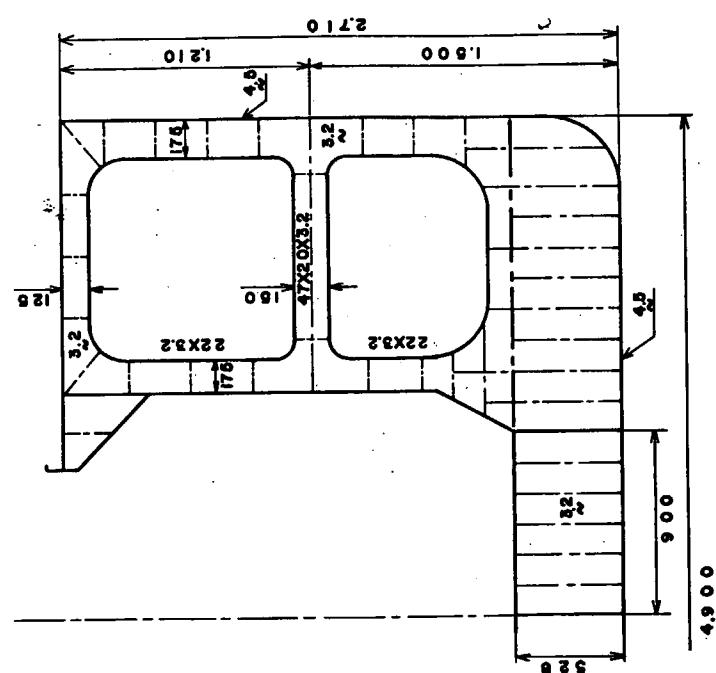


図 1-3-12 C 構型トランジスタ寸法

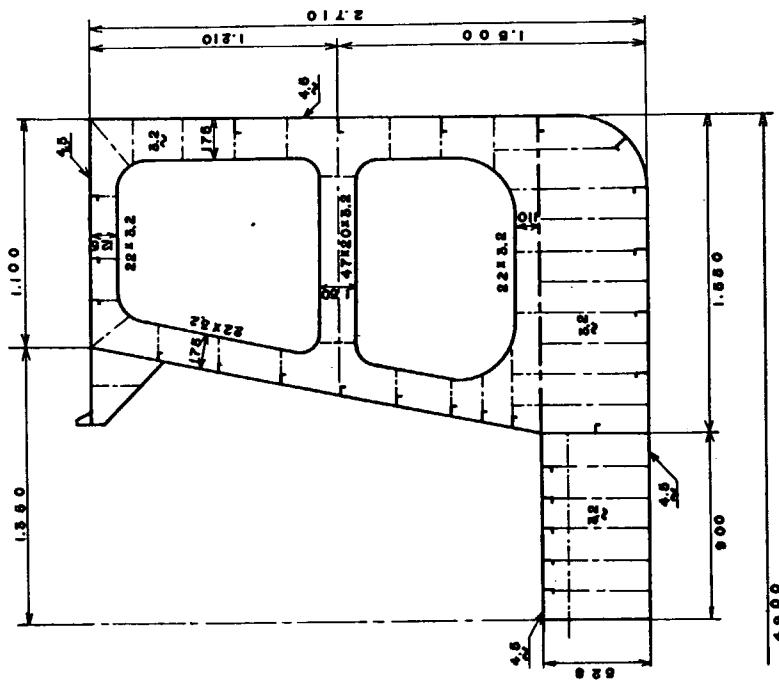


図 1.2.13 D 模型トランシリニアブ寸法

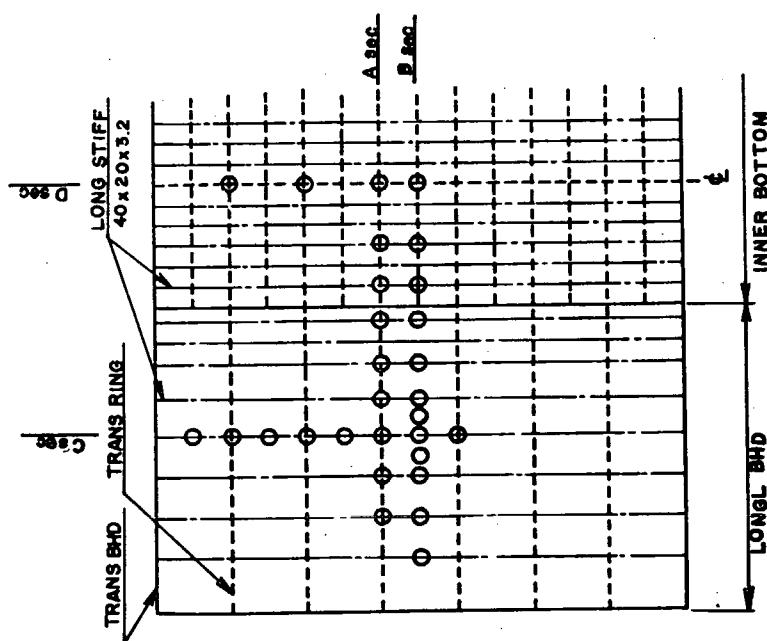


圖 1.2.14 鹽石压計測點

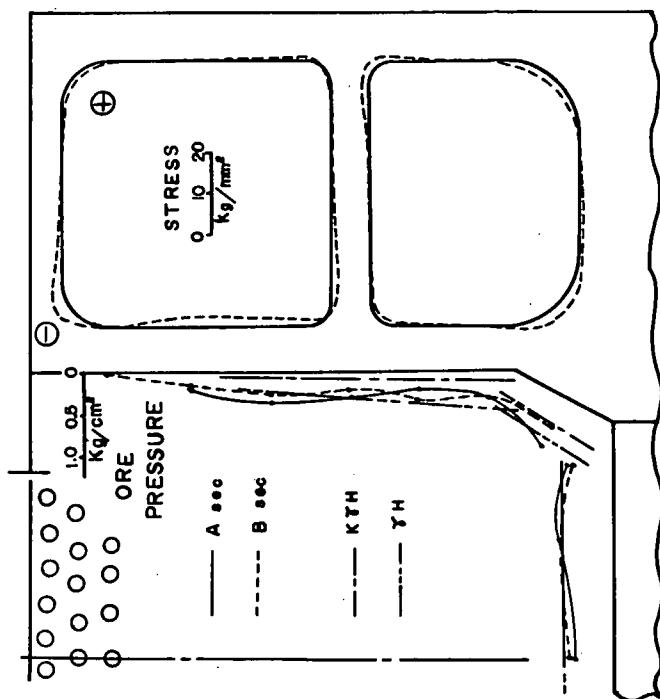


図 1.2.15 鉱石積込 (C 模型)

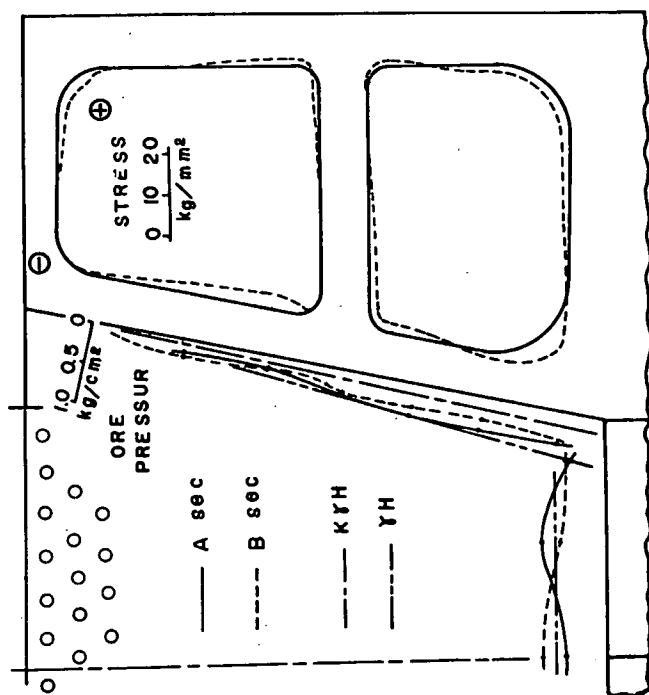
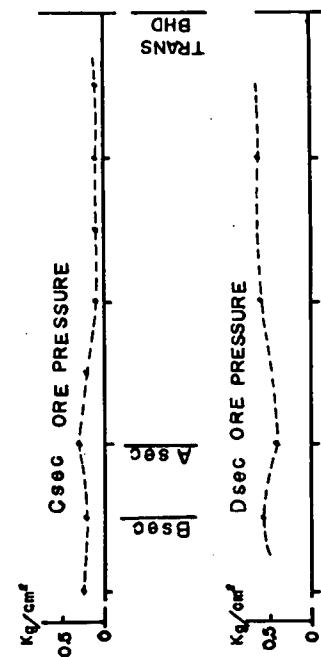
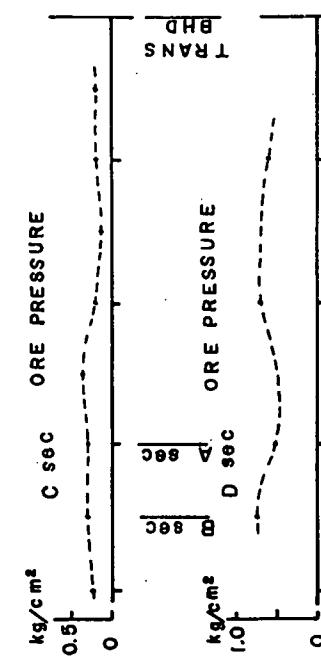


図 1.2.16 鉱石積込 (D 模型)



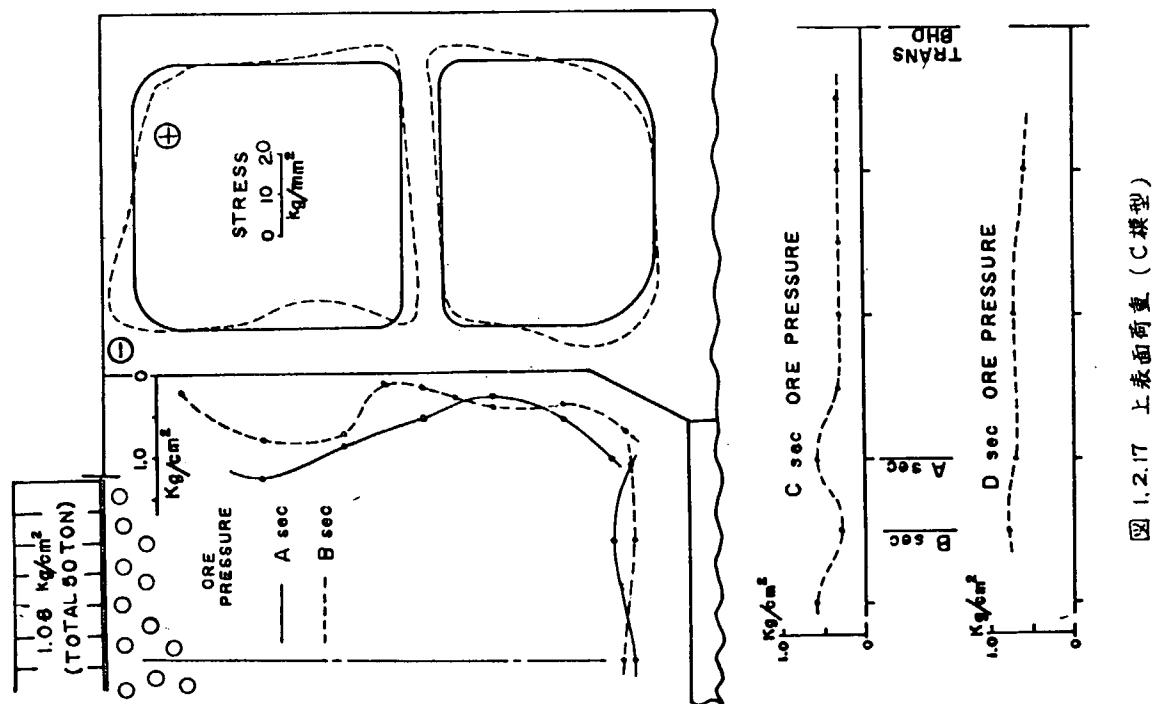


图 1.2.17 上表面荷重 (C 模型)

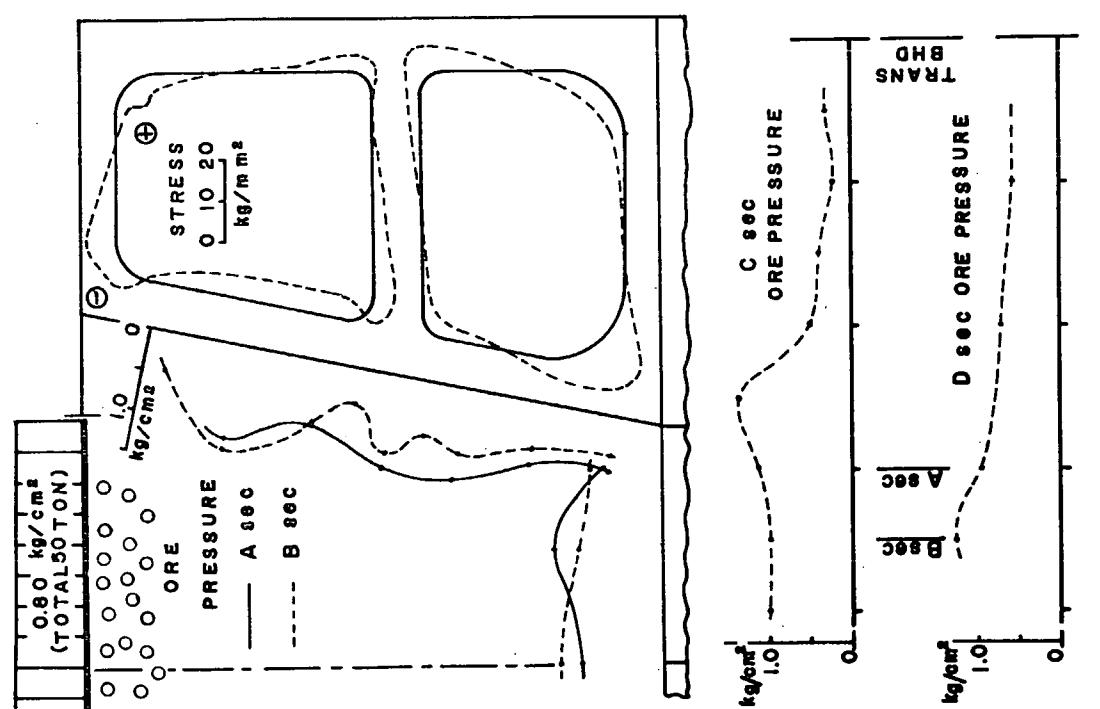


图 1.2.18 上表面荷重 (D 模型)

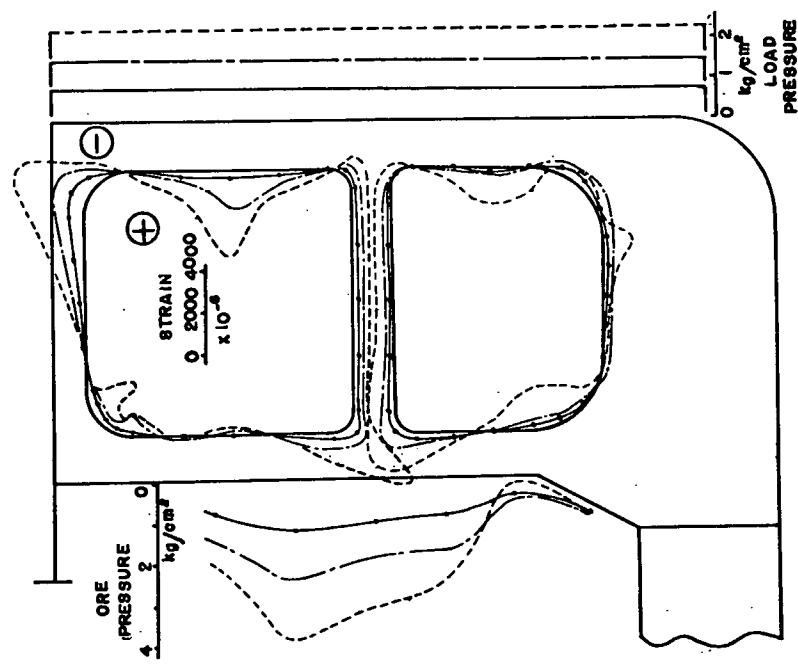


図 1.2.19 (a) 船側荷重 (C 模型)

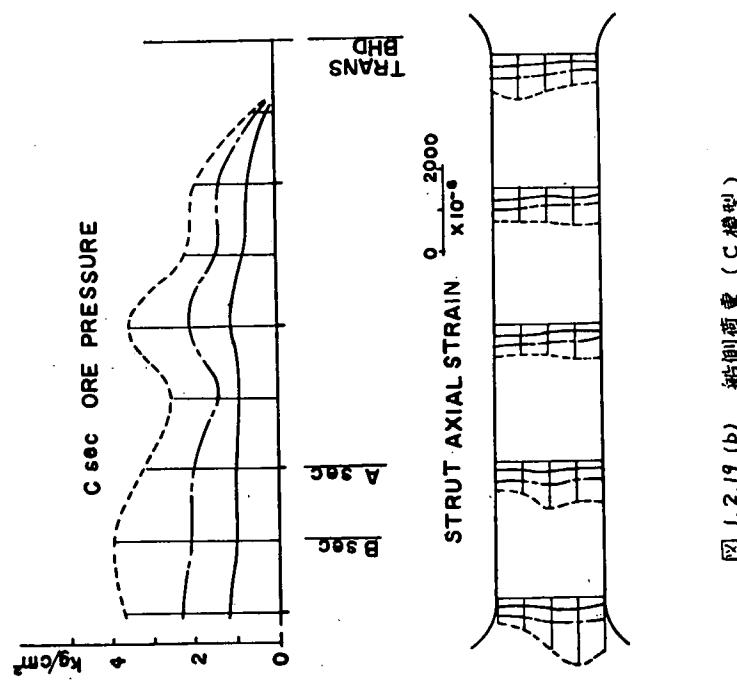


図 1.2.19 (b) 船側荷重 (C 模型)

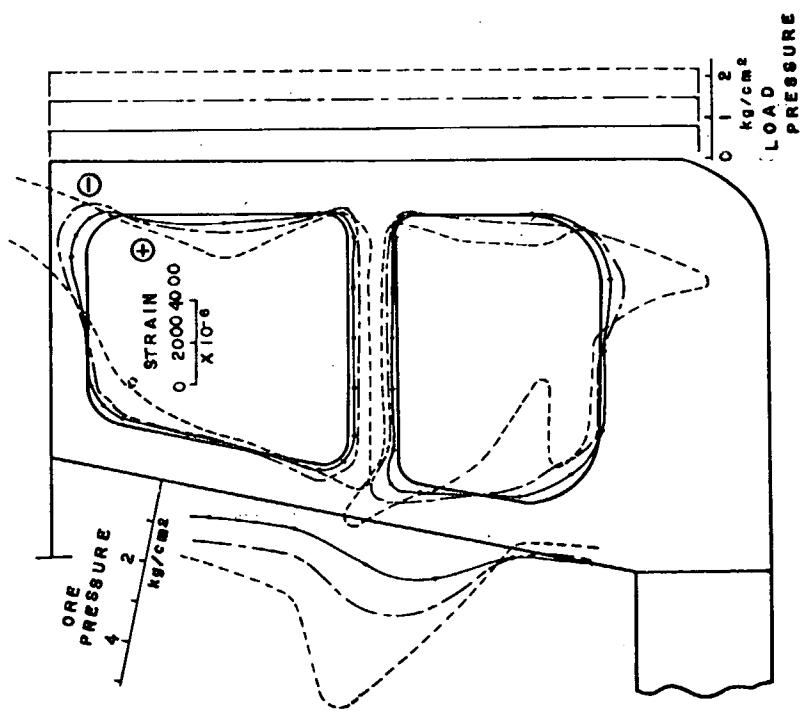


图 1.2.20 (A) 船侧荷重 (D 模型)

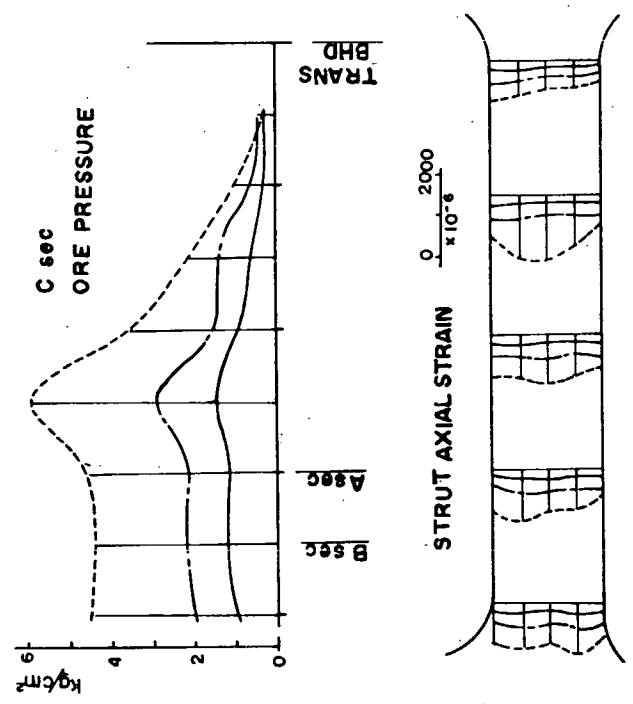


图 1.2.20 (b) 船侧荷重 (D 模型)

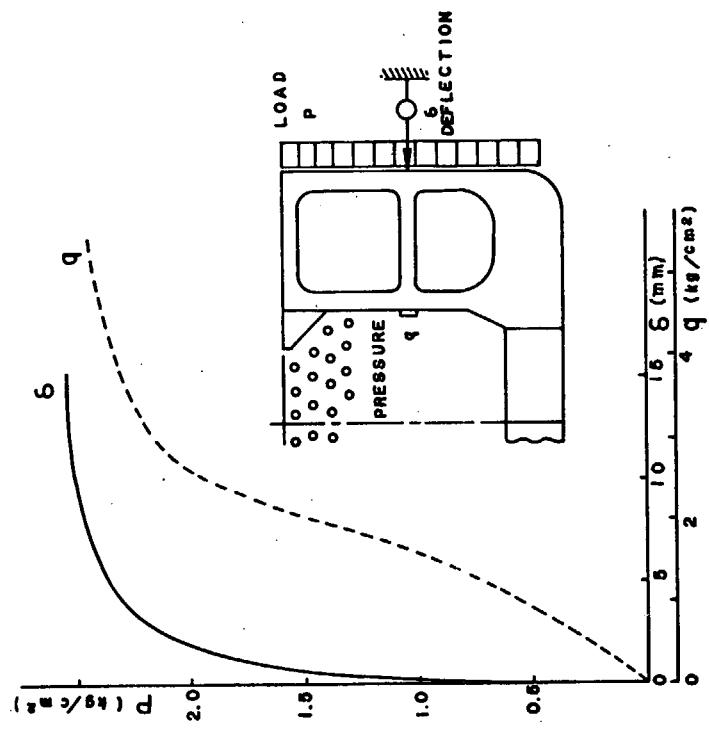


图 1.2.21 填壤实验 (C 模型)

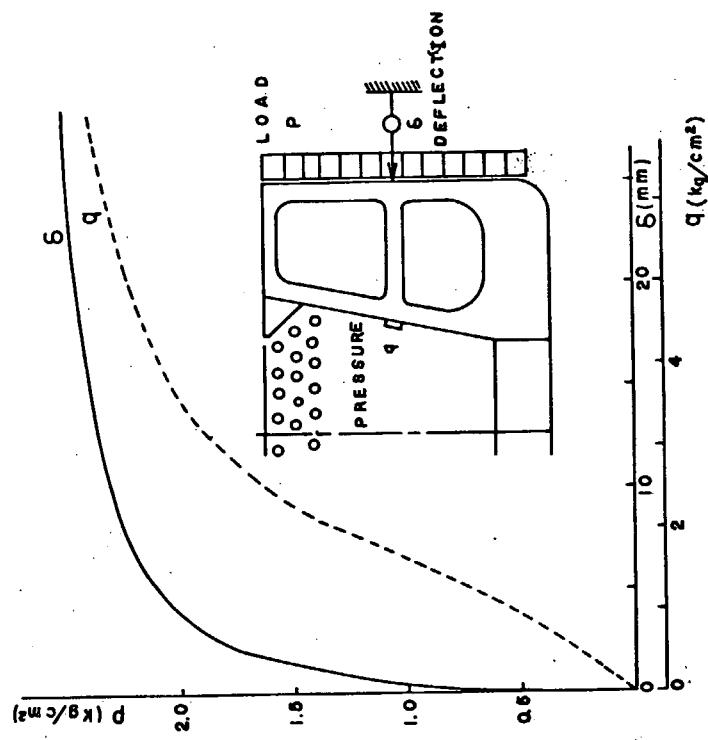


图 1.2.22 耕壤实验 (D 模型)

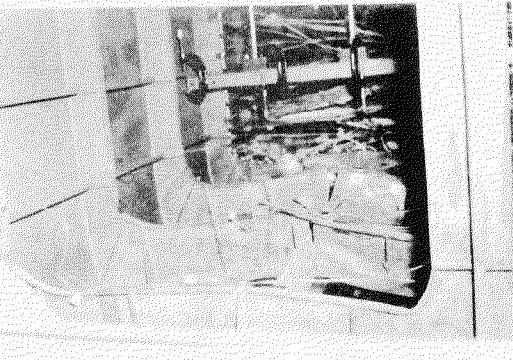


写真 1.2.9 破壊状況（C 模型）

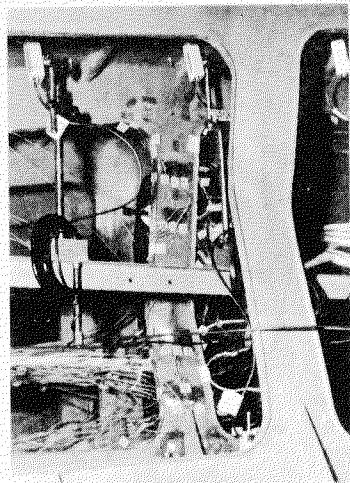


写真 1.2.10 破壊状況（D 模型）

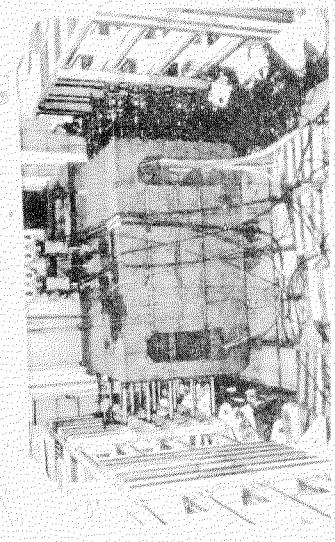
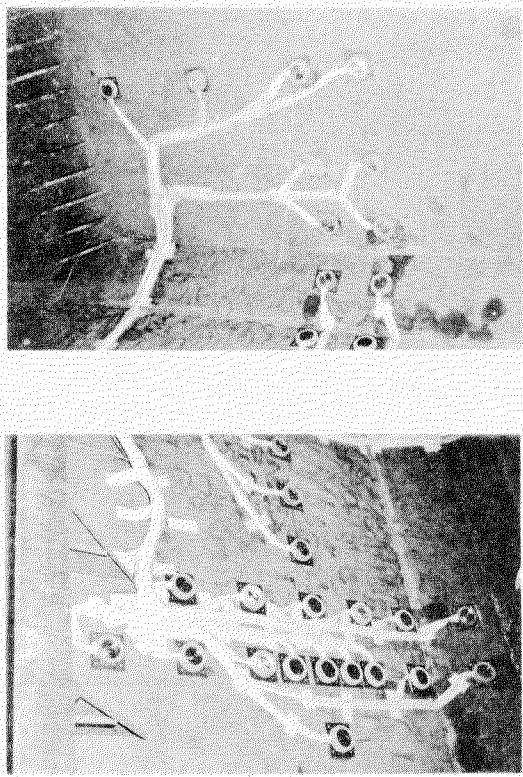
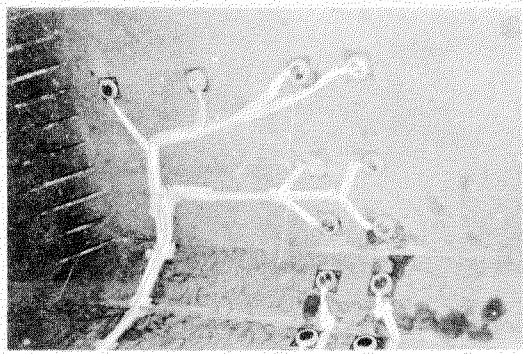


写真 1.2.7 破壊状況（C 模型）



（内芯板）  
写真 1.2.8 壓力計取付状況



（内芯板）  
写真 1.2.8 壓力計取付状況

## 1.3 ストラットの座屈実験 \*

### 1.3.1 実験目的

鉱石満載時の鉱石運搬船が航行中波浪により大変形と伴って重大損傷を受ける場合を想定する時、船側構造の破損を考えることができます。船側外板に作用する波浪外力は甲板、ストラット、舷底を介して鉱石艤の鉱石に伝わり、鉱石の弾性挙動を考えるととき、ストラットの移動は縦通隔壁部で固定されると考えてよく、船側圧の約半分の力がストラットに軸力として作用する。このため、ストラットが座屈する可能性が生じる。また、一旦ストラットが座屈すると、これが船側構造の最終挙動に著しい影響を与えることが推察できる。従って、ストラットの挙動を知ることは非常に重要なである。

さて、ストラットと一緒に断面の柱として計算を行なうと、曲げ座屈はウェブの大さな防撲材のために防止され狭い座屈が生じる結果が得られる。しかしながら実際のストラットにおいては横桟と連続している基部はR部があり、局部座屈防止の防撲材を有しており、一様な柱としての取り扱いがどの程度可能か、また柱の座屈理論が適用可能な端部条件などのように考えればよりかの問題点が生じてくる。特に防撲材、面材の局部座屈がストラット全体としての最終挙動にどの程度影響を与えるかは、実験を行なうことによってこれと知りこなすことができるであろう。以上、観点より、ストラットの基部を含めての圧縮実験を行なった。

### 1.3.2 実験方法

#### (1) 試験体

形状並びに主要寸法は図(1.3.1)に示す通りであり、ストラットとその基部を切り出した試験体を作製した。試験体は長さ  $l = 2600 \text{ mm}$  と  $l = 1/6 48 \text{ mm}$  の2種類があり、各々、細部寸法も含めての縮尺が実船の  $3.2/11$  と  $2.0/11$  である。また形状の異なるものは2種類ありストラット基部のCorner部の補強材の無い Model A と、有る Model B である。この寸法と形状の組み合わせにより試験体は3種類あり、Model A(3.2), Model A(2.0) 及び Model B(2.0) である。

試験体数は Model A(3.2) が 2 体、Model A(2.0) が 2 体、Model B(2.0) が 4 体の合計 8 体である。

材料は軟鋼であり、以此ぎれの材料試験の結果は表(1.3.1)に示す通りである。

\* 執筆担当 山本善元・大坪英臣

(注) ( )内寸法は試験体A(32)-1,2 7番。

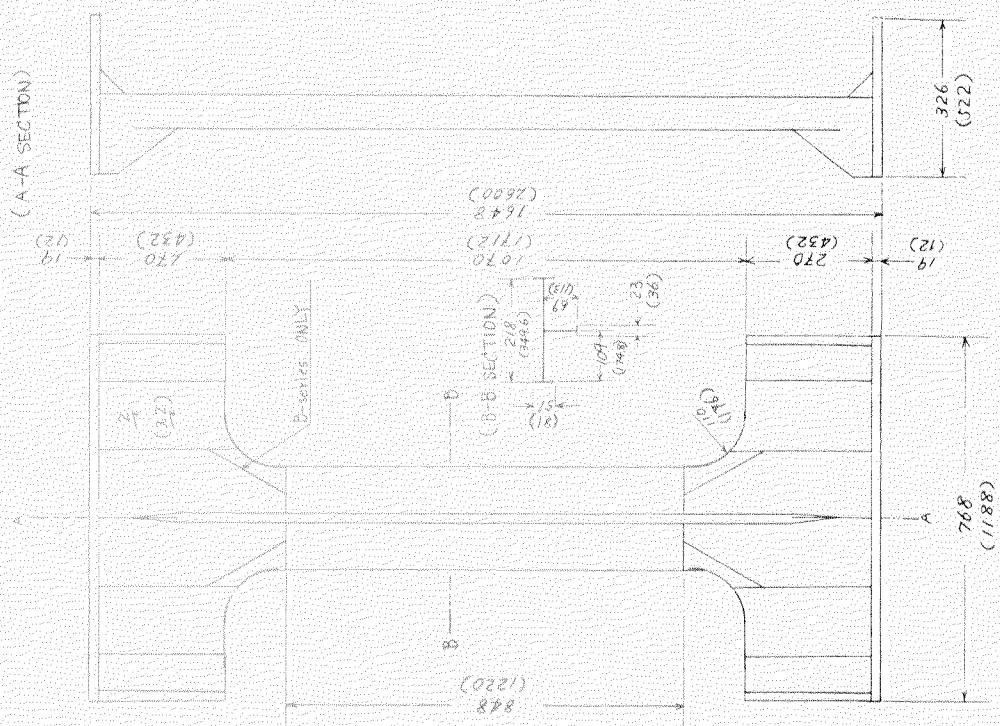


图 1.3.1 試験体形状

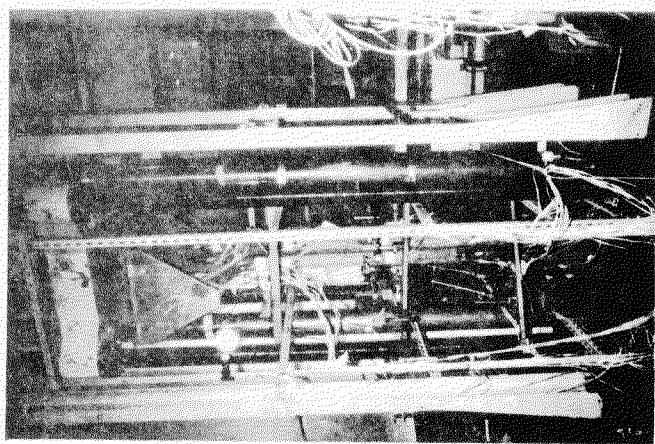


写真 1.3.1 実験状況

(表1.3.1) 材料定数

| MODEL NO. | E(kg/mm <sup>2</sup> ) | $\sigma_y$ (kg/mm <sup>2</sup> ) | MODEL NO. | E(kg/mm <sup>2</sup> ) | $\sigma_y$ (kg/mm <sup>2</sup> ) |
|-----------|------------------------|----------------------------------|-----------|------------------------|----------------------------------|
| A(3.2)-1  | 21360                  | 28.05                            | B - 1     | 21670                  | 32.56                            |
| A(3.2)-2  |                        |                                  | B - 2     | 20660                  | 33.26                            |
| A(2.0)-3  | 21670                  | 32.56                            | B - 3     | 21670                  | 32.56                            |
| A(2.0)-4  |                        |                                  | B - 4     | 20660                  | 33.26                            |

(2) 荷重方法

(a) 試験機

使用した試験機は、東京大学船舶工学科強度実験室のスクリュー型100トン試験機（写真（1.3.1）参照）である。

(b) 荷重条件

ここで使用した荷重条件は次の4種類である。

(i) 平押し（定変位圧縮）

(ii) 集中荷重W

(iii) 集中荷重M<sub>1</sub>

(iv) 集中荷重N

(ii)～(iv)の集中荷重の相違点は、集中荷重点の幅が順に狭くなっていることである。

境界の条件は、鉱石艤側については鉱石の弾性挙動によりストラット基部近傍は面内変位は固定で近似できらと考えられるので試験機ベッドに直接設置することにする。外板側については実船の外力が図（1.3.2）のように分布しているものとする。斜線部を切り出した試験体に加えるべき荷重は、外圧が剪断力としてストラットに伝達される点を考慮すると、平押しより集中荷重が妥当と思われる。集中荷重3種のうちどれが実際によいかという点については検討が必要であろう。

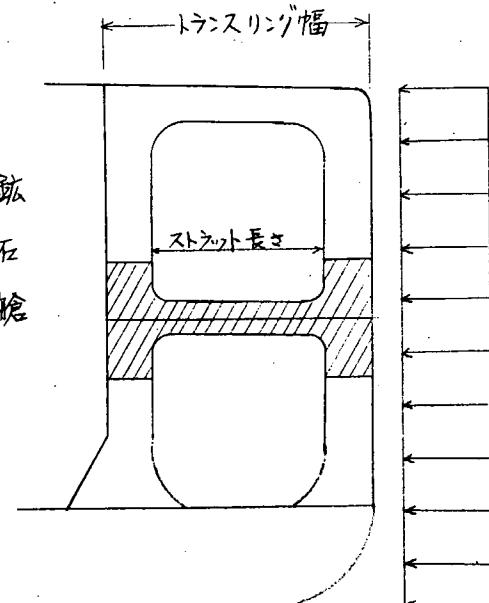
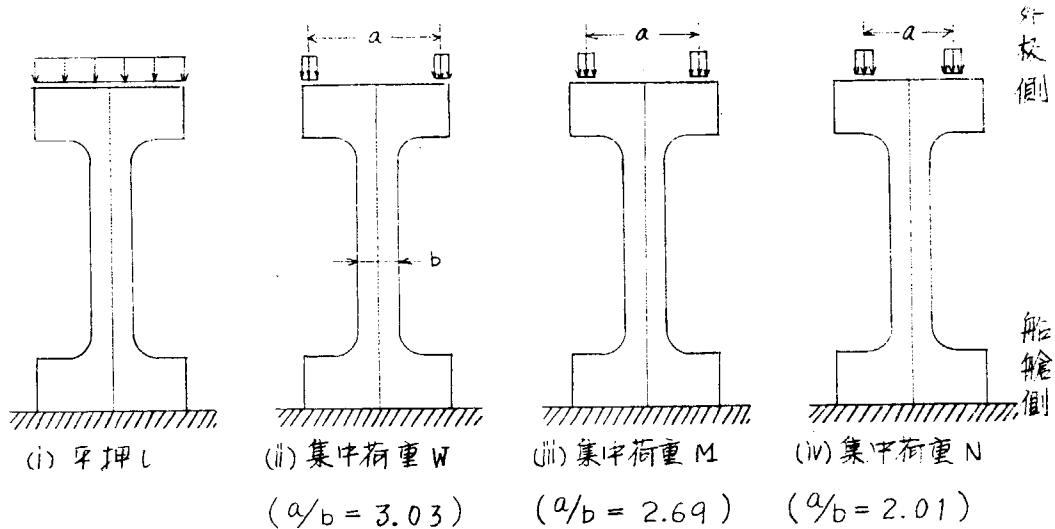


図1.3.2 トランジングと外圧

前記の荷重条件の図を図(1.3.3)に示す。



(図1.3.3) 荷重条件

### (3) 測定項目及び測定器具

各実験における測定項目は (i)荷重、(ii)縮み (iii)たわみ (iv)歪 の4項目であり、荷重は試験機の表示により、縮み、たわみに関しては、ダイヤルゲージ、 Cantilever型のたわみ計及び変位計を用いて測定した。(ii)～(iv)の測定長さ(図1.3.4)に示す。

### 1.3.3 実験結果

#### (1) 概要

試験体全8体の形状、寸法、荷重条件、最高荷重、変形形状を表にまとめたものが(表1.3.2)である。

表1.3.2

| 試験体<br>No.   | 形状           | 荷重条件              | 挙動                                | 最高荷重時<br>の変形 | 最高荷重<br>ton(kg/mm²) | 降伏応力<br>(kg/mm²) |
|--------------|--------------|-------------------|-----------------------------------|--------------|---------------------|------------------|
| A(3.2)<br>-1 | SCALE 3.2/11 | 平押し               | 下部が局部座屈し、<br>その後下部の抜け座屈           | 下部抜け座屈       | 34.15<br>(16.4)     | 28.1             |
| A(3.2)<br>-2 | 補強材無し        | 集中荷重Wの<br>3/4に平押し | 上部が局部座屈し、<br>その後ストラットの上<br>部の抜け座屈 | 上部抜け座屈       | 32.3<br>(15.5)      |                  |

|              |                 |       |  |               |                 |      |
|--------------|-----------------|-------|--|---------------|-----------------|------|
| A(2.0)<br>-1 | SCALE<br>2.0/11 | 平押レ   | 下部が局部座屈し、ストラットは中央で抜け座屈。その後中央での曲げに移行した。 | ストラット中央部抜け    | 13.54<br>(16.6) |      |
| A(2.0)<br>-2 |                 | 集中荷重N | 下部が局部座屈し、その後、ストラット中央部の抜け座屈。            |               | 14.10<br>(17.3) | 32.6 |
| B-1          | SCALE<br>2.0/11 | 集中荷重M | ストラット中央部抜け                             | ストラット全面にパネル座屈 | 14.67<br>(18.0) |      |
| B-2          |                 | 集中荷重M | ストラット全面にパネル座屈<br>その後抜けにて大変形            |               | 18.25<br>(22.4) | 33.3 |
| B-3          |                 | 集中荷重W | 上部局部座屈のみ、ストラット中央部の曲げ座屈                 | ストラット中央部曲げ    | 13.98<br>(17.2) | 32.3 |
| B-4          |                 | 集中荷重W | 上部局部座屈及びストラット中央部抜け座屈。その後ストラット上部の抜けに移行  | ストラット中央部抜け    | 14.50<br>(17.8) | 33.3 |

## (2) 実験経過、説明

各試験体の実験経過と(表1.3.2)を補足する意味で述べる。

### (a) A(3.2)-1

変形過程は、初期段階からストラット中央に曲げ変形がみられ、同時に抜け変形が生じている。荷重が20ton～25ton(9.7～12.2kg/mm<sup>2</sup>)で下部(固定側)のウェブに局部座屈が起り(図1.3.5参照)。この局部座屈がCorner部の大変形を伴い、荷重の増大とともにストラット基部の抜けとなり。最終的には上端(荷重側)が固定条件、下端(固定側)が単純支持条件の柱の抜け変形となった。

応力状態は、抜け変形が顕著になり始めた20ton付近では、全域弹性状態であり、ストラット中央断面ではほぼ一様な圧縮となっていた。最高荷重直傍では上・下端のCorner部が塑性域となっていた。

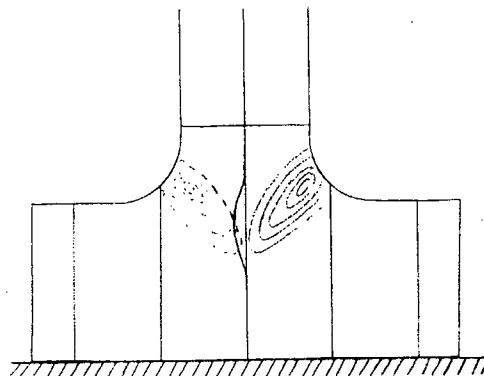


図1.3.5 局部座屈

荷重-縮み曲線を(図1.3.8)、ストラット中央部の荷重-変位曲線を(図1.3.11)に示す。

### (b) A(3.2)-2

この実験では、荷重条件が変わり、それによって変形過程も他の試験体と大きく異なっている。荷重条件は初期段階では(図1.3.6-a)のように集中荷重Wであった。この条件で上部のウェブが局部座屈(A(3.2)-1とは位置が異なる)を生じ、ストラットが中央部で抜けた。(荷重約10ton) この変形状態で

荷重は一旦最高を記録(16.5ton)し、変形は大きく進んだ。そのあと、縮みが約1.2mmになると、荷重点の沈下により、荷重条件が(図1.3.6-b)のように平押しに近い条件となる。この為に荷重はストラットの中心線にかかりようになり、変形はおさえられ、荷重が上昇した。以後変形モードは変わらずまで最高荷重に達した。

応力状態は(図1.3.18)に示す通りであり、初期の荷重条件(16ton以下)ではストラット中央断面で一様にならず、一方のface barにより大きな荷重がかかるている。荷重20tonではその分布が大きく変化し、荷重条件の変化と合致している。

塑性域は、20tonでは現れていふらず、最高荷重近傍(30ton)ではCorner部及びストラット上部の中心線及びウェブの片面が塑性域に入ってしまい、上部(荷重側)はほぼ全断面塑性と言えよう。また、ストラット中央断面は、ウェブが曲げにより片面塑性域に入ったのみである。

荷重-縮み曲線を(図1.3.8)、荷重-変位曲線を(図1.3.12)に示す。

### (c) A(2.0)-1

形状・荷重条件ともにA(3.2)-1と同じで、寸法が異なる。A(3.2)-1と比較するときは同様の変形過程を辿っている。すなわち荷重8ton(10kg/mm<sup>2</sup>)附近で下部のウェブが局部座屈し、ストラットの中央部が抜け座屈を起こした。その後局部座屈は変位が進み、ストラットは抜け変形から、曲げ変形へと転移した。

応力状態は(図1.3.19)を参照すると、全域弹性 $\alpha$ 8tonでストラットのステイフナーに曲げ応力がすでにかかるっている。この分布により、抜け座屈後曲げ変形に移ったのであろう。

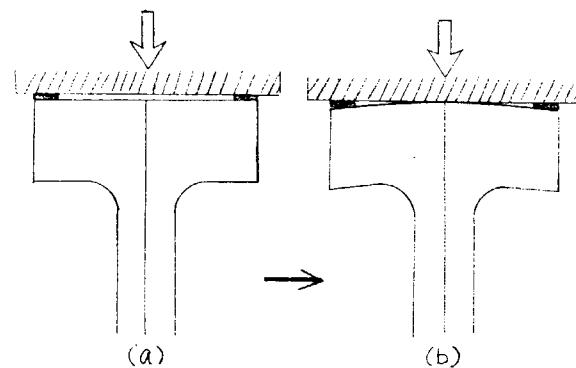


図1.3.6 荷重条件の変化

(d) A(2.0)-2

荷重条件が集中荷重Nであり、A(3.2)-1と平押しひきなりか、変形挙動はほぼ同じである。異なる点は、A(3.2)-1では下部にできた局部座屈が大きくなり、擦れは下部で最大となる変形であるが、この試験体は、中央部の擦り座屈（約8ton）以後、中央の擦れが他のまま大きくなることがある。

（図1.3.14）に下部の断面の荷重-変位曲線を示す。これから、7~8ton付近でウェブの局部座屈の生じていることが解る。

荷重-縮み曲線を（図1.3.9）に示す。

(e) B-1

以下のBシリーズはストラット基部のCorner部に補強材が付けられている。挙動は典型的な擦り座屈であり、約12tonで座屈した。前述の4体と異なり、ウェブの局部座屈は見られず、補強材の効果が現われたものと思われる。応力状態はストラット中央断面でほぼ一様となり、座屈荷重近傍では全域弹性であった。

荷重-縮み曲線を（図1.3.10）に、荷重-変位曲線を（図1.3.15）に示す。

(f) B-2

条件はB-1と全く同じである。

しかし、挙動は著しく異なり、擦れが生じる以前に試験体全体に細かなパネル座屈（図1.3.7参照）が起り、荷重はほとんど擦り変形の無い状態で15ton（約19kg/mm<sup>2</sup>）に達し、その後擦り座屈を生じて最高荷重に達した。

荷重-縮み曲線を（図1.3.10）に、荷重-変位曲線を（図1.3.16）に示す。

(g) B-3

荷重はB-1,B-2より幅の広い集中荷重である。挙動は荷重7ton（8.7kg/mm<sup>2</sup>）附近で上部ウェブの局部座屈した。10~13ton（13~16kg/mm<sup>2</sup>）ではストラットに曲げと擦れが同時にからり13ton位から曲げが大きくなつた。

荷重-縮み曲線を（図1.3.10）に示す。

(h) B-4

B-3と同一条件である。荷重10ton（12.5kg/mm<sup>2</sup>）附近でストラット中央部に擦り座屈を生じた。その後荷重が14ton（17.5kg/mm<sup>2</sup>）附近で上部ウェブ

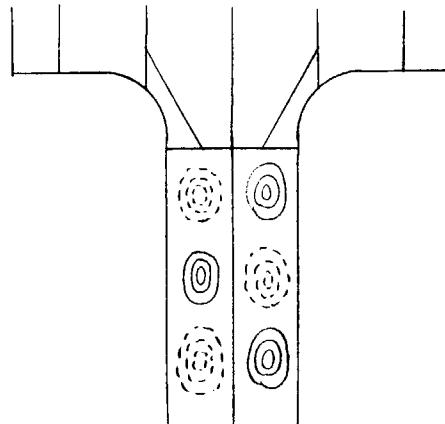


図1.3.7 パネル座屈波形

△局部座屈が大きな崩壊変形となり、最高荷重に達すと同時に塑形モードは中央の崩壊から、上端単純支持、下端固定条件の疲れに直い形となつた。荷重-縮み曲線を(図1.3.10)、荷重-変位曲線を(図1.3.17)に示す。

### 1.3.3 解析

#### (1) 概要

本実験の解析として、両端支持の柱の弾性座屈計算を行なつた。実験結果によると、全体の座屈以前にストラットの基部に局部座屈を起こしておあり、単純に柱として解析するには不十分であるが、全体に対する考察の助けとはなるであらう。

#### (2) 座屈値

柱の弾性座屈は Euler の曲げ座屈の式と Wagner の撓り座屈の式とから求められる。Euler の式は

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 EI}{Al^2} \quad (\text{両端支持})$$

$$= \frac{4\pi^2 EI}{Al^2} \quad (\text{両端固定})$$

Wagner の式は

$$\sigma_W = \frac{1}{I_o} \left( GJ + EI \Gamma \frac{\pi^2}{l^2} \right) \quad (\text{両端支持})$$

$$= \frac{1}{I_o} \left( GJ + 4EI \Gamma \frac{\pi^2}{l^2} \right) \quad (\text{両端固定})$$

但し

|           |                      |
|-----------|----------------------|
| $EI$      | : 曲げ剛性               |
| $A$       | : 断面積                |
| $GJ$      | : サンプナン撓り剛性          |
| $E\Gamma$ | : 曲げ撓り剛性             |
| $I_o$     | : 剪断中心まわりの断面極二次モーメント |
| $l$       | : 柱の長さ               |

と表わされる。 $\therefore$  の二つが連成して座屈する場合の座屈値は次式で求められり。

$$(\sigma - \sigma_E)(\sigma - \sigma_W) - \frac{x_0^2}{f_0^2} \sigma^2 = 0$$

但し  $x_0$  ; 回心と剪断中心の距離

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho^2 = A/I_0 \\ \end{array} \right.$$

しかし、解析するストラットの断面形では  $\pi_0/\rho_0 \ll 1$  であるので、値の小さな Wagner 座屈が発生する。図 1.3.20 に各々の座屈値を示してあるが、明らかに接着座屈の方が小さい値となるべしり、ストラットは接着座屈をするものと思われる。

#### (d) 実験値との比較

(図 1.3.) にある通り、両端支持条件では WAGNER の接着座屈値が長さを SIDE TANK の幅にとると  $10.95 \text{ kg/mm}^2$ 、ストラットの長さにとると  $23.17 \text{ kg/mm}^2$  であり、一方 EULER の曲げ座屈値は SIDE TANK の幅で  $39 \text{ kg/mm}^2$  となり接着座屈より数倍高い値となっている。また、両端固定条件では、WAGNER の座屈値が SIDE TANK 幅で  $37.5 \text{ kg/mm}^2$ 、ストラット長さで  $86.5 \text{ kg/mm}^2$  となる。これららの値と実験値(最高荷重)と比較しあるが(表 1.3.3)であるが、この表によると  $(\text{最高荷重})/(\text{座屈荷重})$  の値は各試験体ともほぼ一定しており最高荷重はトランスリーニングの幅での両端支持接着座屈荷重の約 5 割高、ストラット長さの場合の約 3 割高となっている。

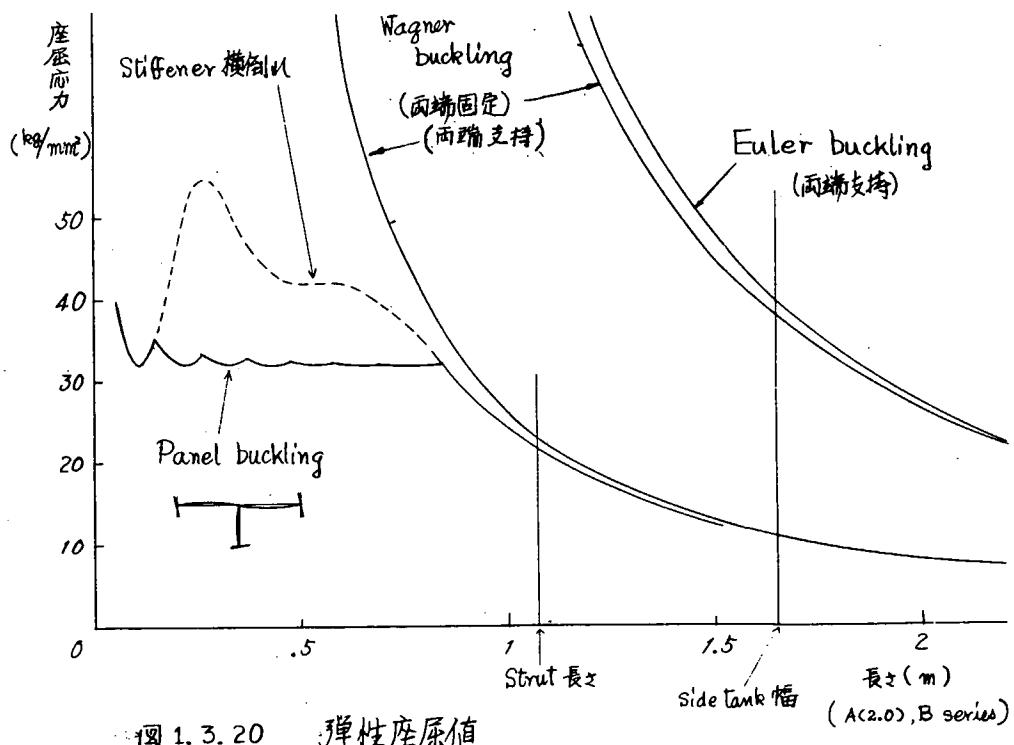


図 1.3.20 弾性座屈値

表1.3.3 実験値と計算値の比較

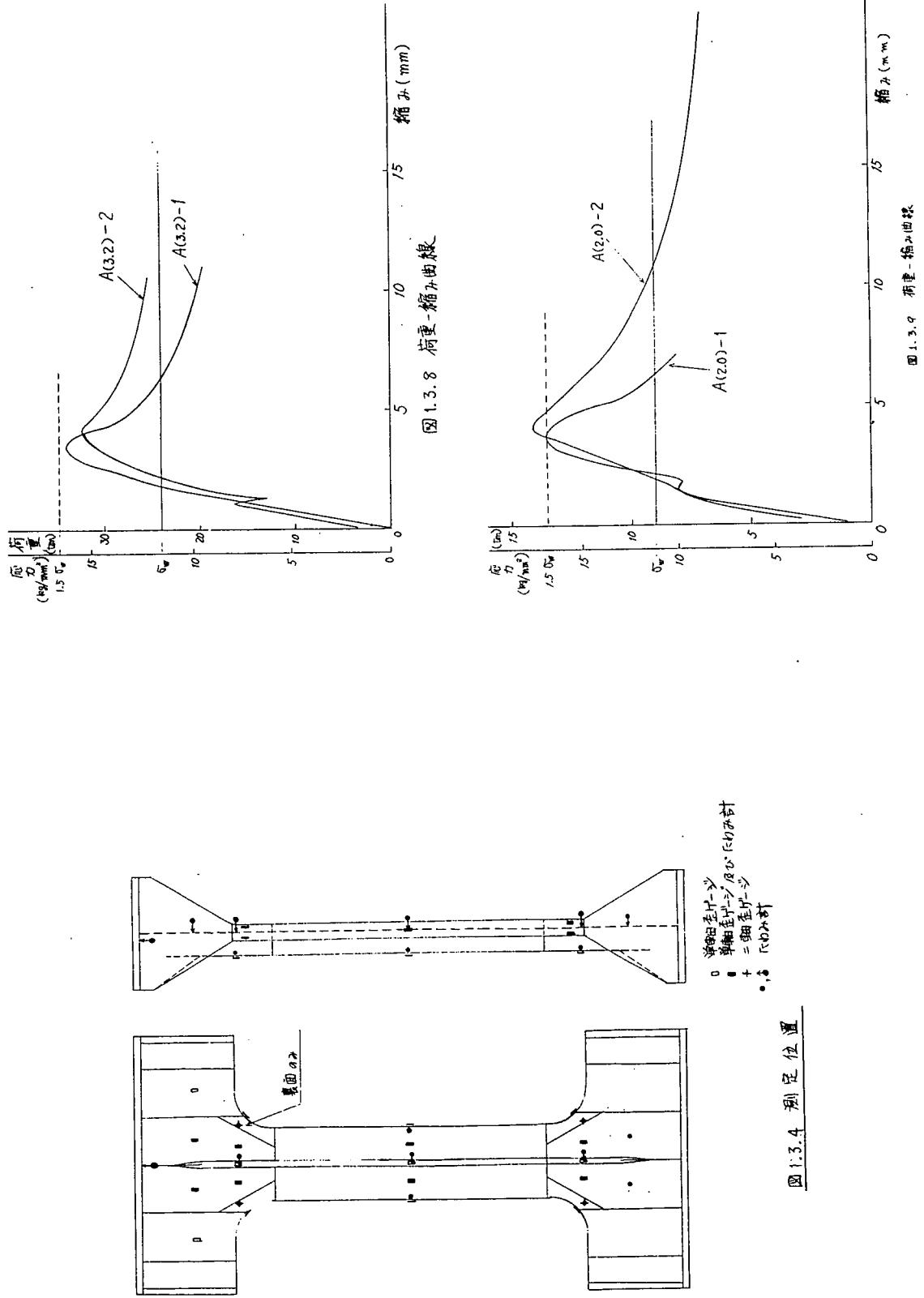
| 試験体      | $\sigma_{max}/\sigma_{w1}$ | $\sigma_{max}/\sigma_{w2}$ | 試験体 | $\sigma_{max}/\sigma_{w1}$ | $\sigma_{max}/\sigma_{w2}$ |
|----------|----------------------------|----------------------------|-----|----------------------------|----------------------------|
| A(3.2)-1 | 0.71                       | 1.49                       | B-1 | 0.63                       | 1.34                       |
| A(3.2)-2 | 0.69                       | 1.41                       | B-2 | 0.97                       | 2.04                       |
| A(2.0)-1 | 0.72                       | 1.51                       | B-3 | 0.74                       | 1.57                       |
| A(2.0)-2 | 0.75                       | 1.58                       | B-4 | 0.77                       | 1.62                       |

$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{max} : \text{実験最高応力} (\text{最高荷重} \div \text{ストラット断面積}) \\ \sigma_{w1} : \text{Wagner座屈応力} (\text{ストラット長さ}) \\ \sigma_{w2} : " (\text{ranslating" 値}) \end{array} \right.$

#### 1.3.4 結論

以上の実験および計算結果から得られた結論を列記する。

- (1) ストラットは撲滅座屈をする。しかし、荷重のかけ方や局部座屈による端部条件の変化により曲げ変形が起つたり、あるいは撲滅座屈後、曲げ転移したりする。
- (2) 荷重条件と局部座屈とは明らかに相関がある。
- (3) 各々の条件の変化によらず、最高荷重はほぼ一定しており、柱の撲滅座屈値からの推定が可能である。
- (4) 補強材はBシリーズのR部につけられますが、ウェブの局部座屈を抑える効果は多少みられますが、最高荷重にはほとんど影響がない。



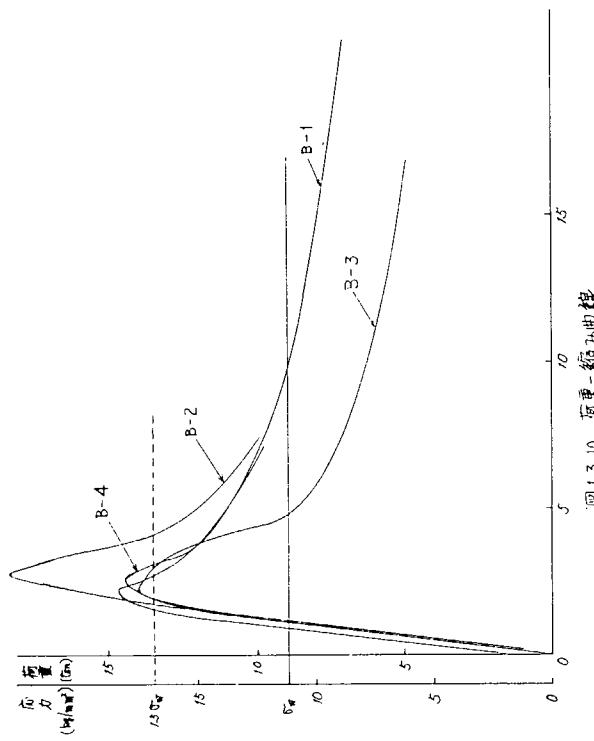


图 1.3.10 荷重-たわみ曲線

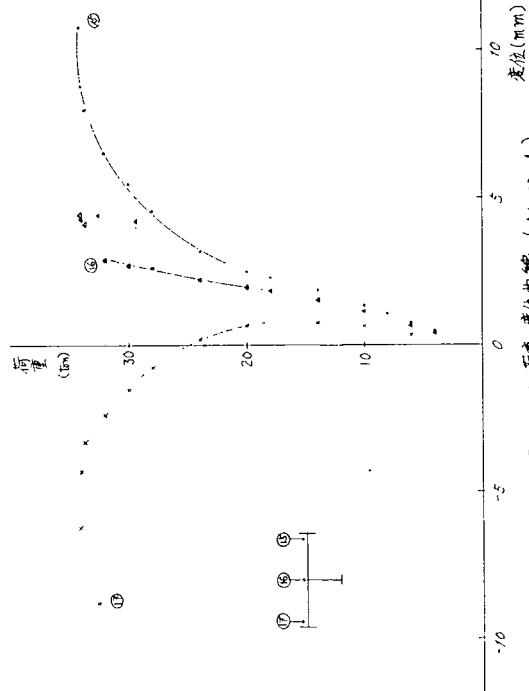


图 1.3.11 荷重-たわみ曲線 (A(3.2)-1)

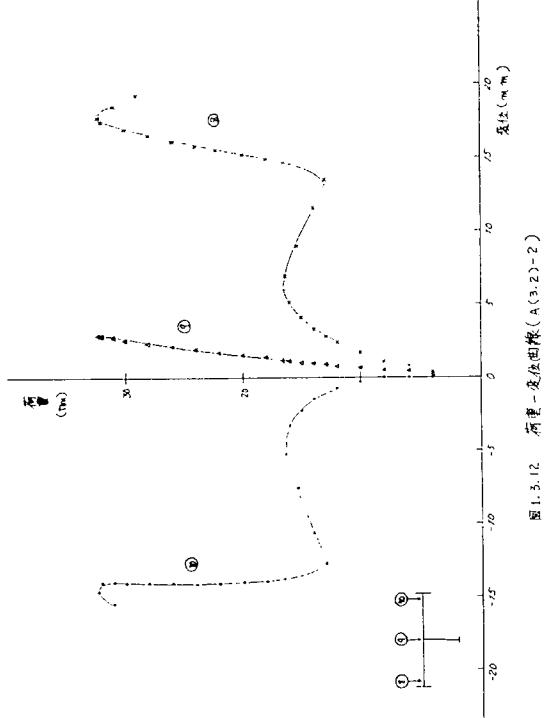


图 1.3.12 荷重-たわみ曲線 (A(3.2)-2)

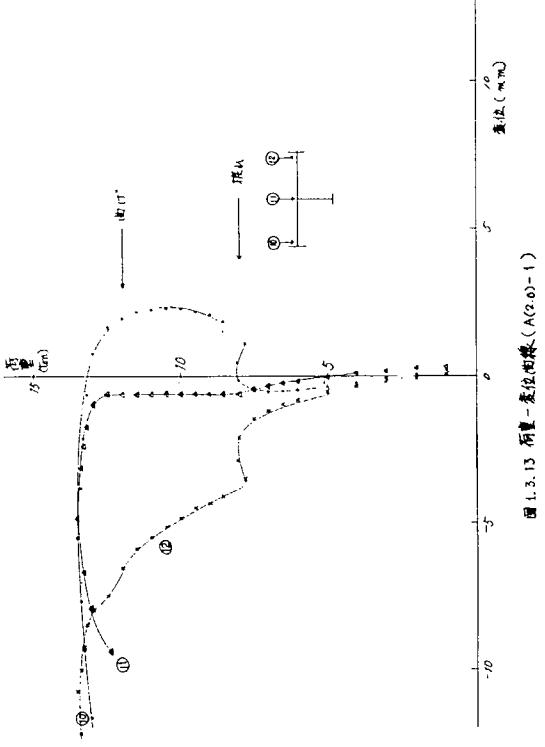


图 1.3.13 荷重-たわみ曲線 (A(2)-1)

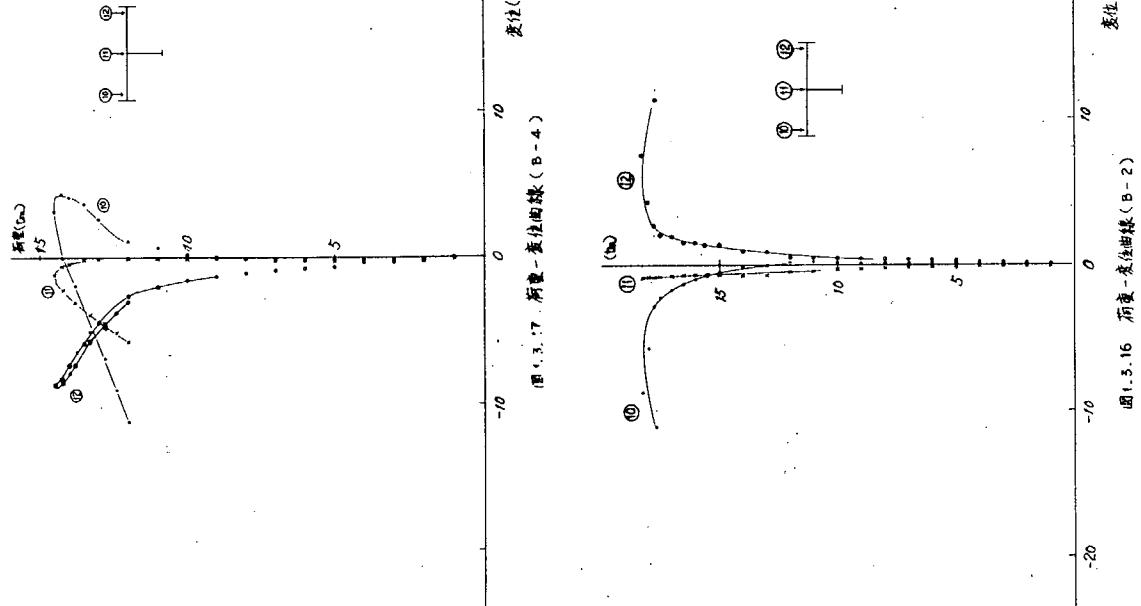


圖 1.3.16 荷重-変位曲線 (B-2)

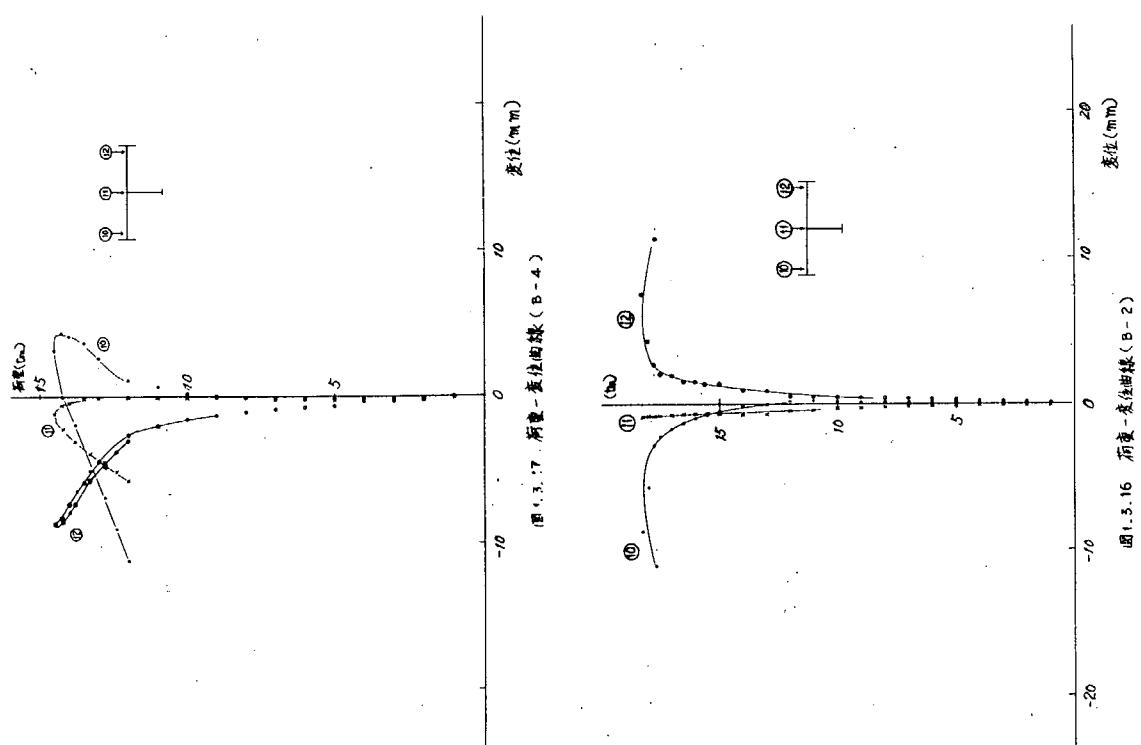


圖 1.3.7 荷重-変位曲線 (B-4)

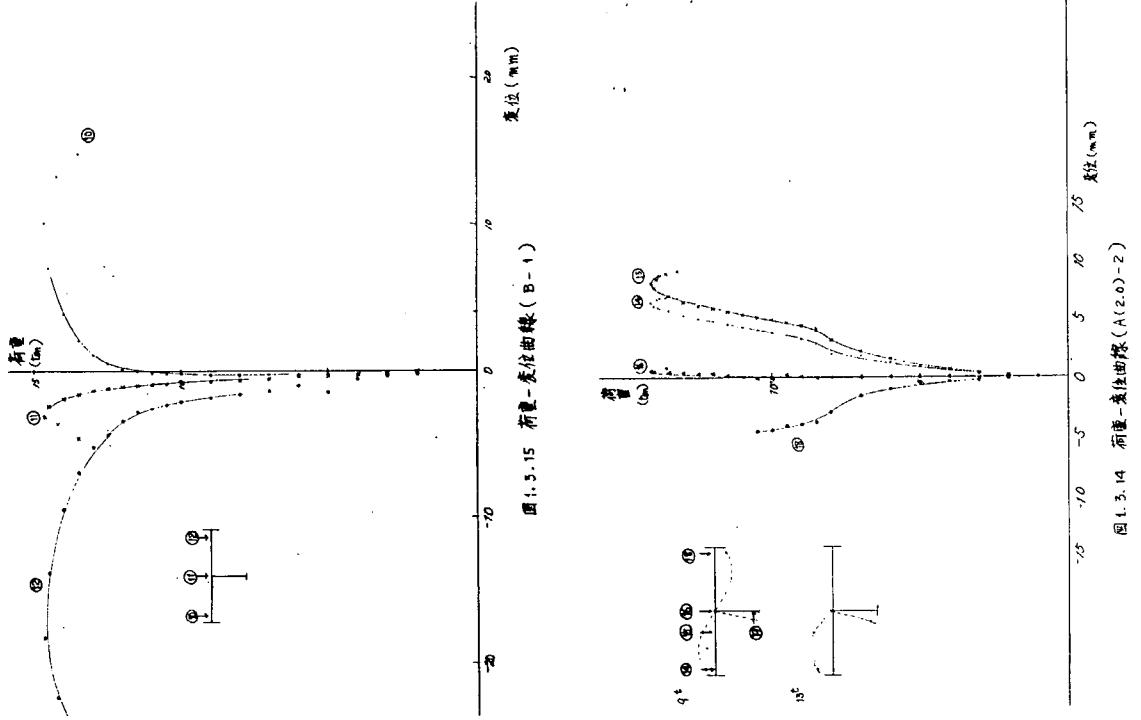


圖 1.3.15 荷重-変位曲線 (B-1)

圖 1.3.14 荷重-変位曲線 (A(2.0)-2)

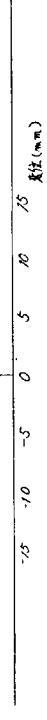
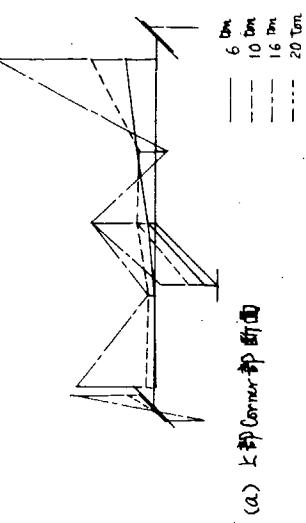
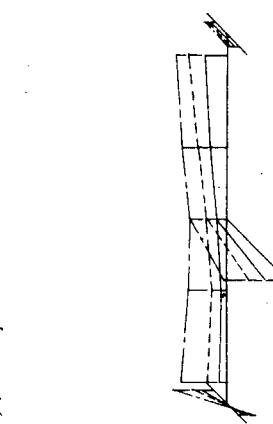


圖 1.3.14 荷重-変位曲線 (A(2.0)-2)

( Scale. 2mm = 1 kg/mm<sup>2</sup> )

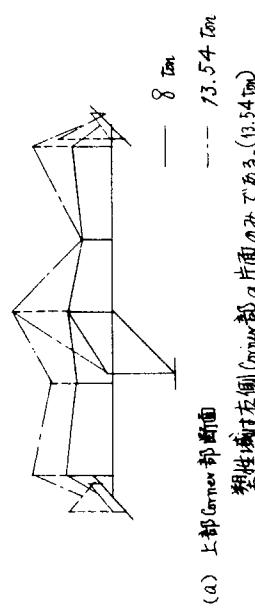


(b) 下部Corner部断面

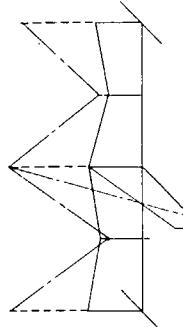


(c) 下部Corner部断面

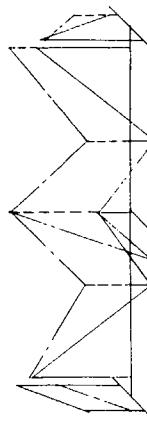
図 1.3.18 平均値 (A(3.2)-2)



(a) 上部Corner部断面



(b) ストラット中央断面  
13.54 Ton ではストラット端を除く全断面が塑性。  
8 Ton では全断面塑性である。



(c) 下部Corner部断面

8 Ton では全断面塑性、13.54 Ton では角 (Corner 部) の片面が塑性域にさりしている。

図 1.3.19 平均値 (A(2.0)-1)

## 1.4 座屈プログラム開発\*

船体横強度の問題に関連して、最近局部座屈強度が重要視されるようになりその解析を目標にした計算機プログラムの開発が、本研究部会で取上げられ、座屈プログラム開発小委員会が発足した。上記プログラムの開発には、多分に研究開発的要素が多く存在するので小委員会としては、まず本年度（昭和47年度）に予備的な調査研究を行い、その資料に基づいて明年度（昭和48年度）にパイロットプログラムの開発を計画することになった。

### 1.4.1 プログラム開発の予備的調査研究の経過

船体構造解析の精密化を目標として現在有限要素法による船体構造解析プログラム“PASSAGE”が開発中であるが、それが有効に利用されるためには、解析結果を適切に判定評価する基準が必要となる。その目的のためにSR133部会では、構造模型による静的荷重試験と動的荷重による破壊実験が、昭和46年度より開始されている。“PASSAGE”プログラムが完成すれば、複雑な船体構造の弾性応力解析が迅速にしかも比較的廉価に行うことができる、船体構造設計の合理化が大いに進むものと期待されるのであるが、このプログラムだけでは船体の動的応答や座屈強度、更に進んで最終強度を推定することは不可能である。特に最近のように船体構造の巨大化、軽量化が進むと、その最終強度を正確に評価する方法の確立が益々重視せざるを得なくなる。それに関連して船体局部座屈解析プログラムの重要性が認識され、大学、研究所、造船所の中堅技術者約10名を集めて、座屈解析プログラム開発小委員会が編成されたことになったのである。当初親委員会の方から次のような観点から、本プログラム開発を検討して欲しい旨要望が示された。

- (a) 出来るだけ汎用性を持たせたいが、目標はSR133の実験結果を検討し得る或る程度の実用的なプログラムを作成して欲しい。
- (b) 船体横強度に関する図1.4.1のようなトランスリングの局部座屈か問題になっているので、リンク全体ではなく箇所別に取扱い得るプログラムの開発を望ましい。
- (c) オー近似としては、斜線を施した箇所の弾塑性座屈が取扱えることが必要であろう。多くの構造形状をすべて包含するではなく2~3の代表的な構造例の解析が可能であればよろしい。
- (d) しかし本プロジェクトの最終目標としては、オイ固有値のみでなく、初期接み等を考慮に入れ最高荷重まで求められることが望ましい。

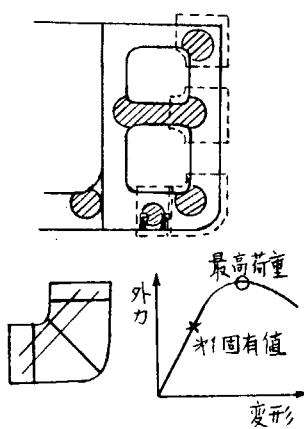


図1.4.1

\* 執筆担当 川井忠彦

そしてリング全体の最終強度が評価し得るようにしたい。境界条件としては応力型、変位型いずれの場合でも取扱えることが望まれる。

以上のような親委員会の要望をうけて座屈小委員会は、開発の基本方針から始めてプログラムの概略仕様の決定に至るまで、通算7回にわたり委員会を用いて検討の結果大体次のようない結論を得た。

#### 1.4.2 局部座屈解析プログラム概略仕様

図1.4.2に示すようなストラット基部およびビルデコーナ部の局部座屈、およびその最終強度に目標を限定し、昭和48年度では局部座屈プログラムの開発を計画する。

(1) 3次元(2次元を含む)薄板構造の座屈解析プログラム(弹性、塑性を含む)の開発が目標である。

(2) プログラムの規模としては、200～300節点、最大自由度2000を目標とする。

(3) インバットジエネレータ(I/G)としては、2～3の標準パターンを設定し寸法データを入力する。(自動メッシュ分割方式を出来るだけ採用する)

(4) 初期応力解析

平板の有限要素としては、次の2組の組合せを考える。

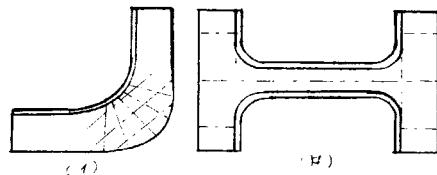


図1.4.2

曲げ要素 膜要素

(a) HCTQ12(Clough) + R(Wilson)

(b) SMAT(Pian) + P(Pian)

連立一次方程式の解法としては、Extended band, Hypermatrix Algorithm, Substructure法などを考慮するが、E.L.Wilsonの開発した“SAP”プログラム(カリフォルニア大学バークレー分校)のequation solverの導入も検討している。

(5) 材料非線形性を考慮し、塑性流れ理論および変形理論の両方を採用、比較検討するつもりである。

(6) 固有値問題の解析法としては、Lanczos, Inverse Iteration with origin shift法, Subspace法, Secant Determinant Search法等の解法について数値実験を行い、その比較検討を本年度予備研究の主要テーマとして行なった。その詳細は次節で述べる。

(7) 出力表示(%G)としては、変位、応力あるいは座屈波形等が眼で見えるような表示方式が望ましいので検討する。

以上のような構想で約2000万円の開発費を計上、昭和48年度にプログラム開発を遂行することになった。

なお座屈プログラム仕様決定と平行して局部最終強度解析の大綱についても討

論してきたが、現在のところ次のようないくつかの方針で最終強度解析プログラムの開発を検討する予定でいる。すなはち今問題にしているビルディング部などでは荷重が増大するにつれ、まず補強材間のパネルが座屈し、面内剛性が次第に低下応力再配分が生じ、Face Plate の座屈ないしは塑性化が進行し、複数のパネルの座屈または塑性崩壊を生じて圧壊するのが普通である。この経験的事実に基づき次のような解析方法を検討している。

- (a) 補強材間パネルの座屈後の挙動を解析的または実験的に研究して、座屈したパネルの簡単ではあるか、その実際的挙動を示すことができるモデルに置き換える。このように補強材間パネルを、座屈後は簡単なモデルに置き換えて変形を追跡していくと、最終段階では補強材（有効中を考慮）と、Face Plate よりなる骨組構造の最終強度を追跡することになる。
- (b) 解析には、弾塑性と大撓みの両方の非線形性を考慮に入れるので、荷重漸増法 (load incremental procedure) を用いて解析する。
- (c) 実際の船体構造においては、荷重は動的に加わる状態が普通であり、また仮りに静的負荷の場合でも非保存力であることが考えられるので、問題を慣性力項と速度減衰項を附加して、多自由度質点一パネ系の非線形振動問題として、差分等または時間エレメントを取り入れた有限要素法で解析することが望ましい。またこのように問題を一般化する利点の一つは、最近注目されている Dynamic Relaxation Method が適用出来る点であろう。

#### 1.4.3 固有値問題解析法の比較検討

構造物の弾性座屈問題は、次のように書くことができる。

$$Ku = \lambda K_G u \quad (1.4.1)$$

ここで  $K$  は微小曲げの剛性マトリックスであり、 $K_G$  が初期応力マトリックスである。 $\lambda$  は座屈荷重を与えるパラメータであり、 $u$  が対応する座屈モードを示す。式(1.4.1)は弾性座屈問題に限らず、塑性座屈あるいは座屈後の挙動を知るために Koiter によって導かれた 2 次の固有値問題の場合にも基本となるものである。本年度の作業として、予備調査と平行して式(1.4.1)の解法プログラムの開発を行った。 $K$  および  $K_G$  の性質を調べると、 $K$  は正定値マトリックスであり、 $K_G$  は一般には定値マトリックスではない。式(1.4.1)の解法には式(1.4.1)を直接解く方法と、次のように書き直して解く方法を考えられる。

$$K_G u = \kappa K u \quad (1.4.2)$$

ここで  $\kappa = \frac{1}{\lambda}$  である。式(1.4.1)においては座屈荷重は最小固有値として、式(1.4.2)においては最大固有値として求められる。

さて有限要素法においては、一般に  $K$ 、 $K_G$  は大きなマトリックスとなる。

従って解法原理と同時に算法上の手法が、解の精度、計算時間等に著しい影響をもたらす。固有値解法としては、代表的なものだけでも次のようにある。

- (1) Iterative Method
  - (a) Power Method
  - (b) Inverse Method
- (2) Transformation Method
  - (a) Jacobi Method (Generalized Jacobi Method) … 対角化
  - (b) Householder's Method
  - (c) Givens' Method
  - (d) Lanczos' Method
  - (e) LR Method
  - (f) QR Method
- (g) Subspace Method
- (h) Determinant Search Method
  - (a) Bisection Method
  - (b) Secant Method
  - (c) Newton Method

以上の解法は、通常1種類で使用されず組み合されて使用される。

さてここでは振動問題の解法として、その計算の安定性と収束速度に利点を有すると思われる Subspace 法を取り上げて、これを座屈問題用に考へなおすことにする。カリフォルニア大学バークレイ分校の K. J. Bathe は、次の Subspace 法を提唱しプログラム開発を行った。振動問題用解析プログラムである。

$$Ku = \lambda Mu \quad (1.4.3)$$

ここで  $K$  は正定値、 $M$  もやはり正定値で対角マトリックスのことが多い。  
入は最小固有値から適当に計算を実行すればよい。SSPACE と MODES の 2 種類のプログラムがあり以下にその Algorithm の概略を述べる。これは小さい方から  $P$  個の固有値を求める subroutine である。

#### (1) SSPACE

##### (a) Simple Inverse Iteration

$$K\bar{X}_{k+1} = Y_k$$

$$(n \times n) (n \times p) \quad (n \times p)$$

$$Y_{k+1} = M\bar{X}_{k+1}$$

$$(n \times p) \quad (n \times n) (n \times p)$$

##### → (b) Inverse Iteration with Gram-Schmidt Orthogonalization

以下  $K = K - \lambda M$ ,  $\lambda = \text{shift}$  として収束を速めることができる。

- $K\bar{X}_{k+1} = Y_{k+1}$
- $\bar{Y}_{k+1} = M\bar{X}_{k+1}$
- $Y_{k+1} = \bar{Y}_{k+1} R_{k+1}^{-1} \quad (Y_{k+1}^T K_{k+1}^{-1} = I) \quad (\text{直交化})$

(c) Subspace Method

- $K\bar{X}_{k+1} = Y_k$
- $K_{k+1} = \bar{X}_{k+1}^T Y_k \quad (= \bar{X}_{k+1}^T K \bar{X}_{k+1})$
- $\bar{Y}_{k+1} = M X_{k+1}$
- $M_{k+1} = \bar{X}_{k+1}^T \bar{Y}_{k+1} \quad (= \bar{X}_{k+1}^T M \bar{X}_{k+1})$
- $K_{k+1} Q_{k+1} = M_{k+1} Q_{k+1} \Lambda_{k+1}$   
(Generalized Jacobi Method で  $Q_{k+1}, \Lambda_{k+1}$  を求める)
- $Y_{k+1} = \bar{Y}_{k+1} Q_{k+1}$

(2) MODES

大型マトリックス用に Subspace 法を改造したもので、 $\bar{X}_{k+1}$ を求める際に隣して必要な  $K$  マトリックスの三角化を block 消去法によって行う subroutine である。

さて式(1.4.1)の形式で座屈荷重を求める場合、殆んど変更せずに  $M$  の代りに  $K_G$ を入れることにより振動用のプログラムは使用できる。しかしながら求められるモード  $X_k$  が  $K_G$  に orthogonal になるように求まり、多少の不都合が生じる。従って式(1.4.2)の形式で解くことを考える。この時  $X_k$  は  $K$  orthogonalとして求まる。また最大固有値から求めるために Algorithm は大目に変更される。つまり Inverse Iteration を理論的には Power Method にしなければならない。ただし、 $K$ 、 $K_G$  の帶マトリックスの性質を保持するために次の Algorithm が考えられる。

- $K X_{k+1} = Y_k$
- $\bar{Y}_{k+1} = K_G X_{k+1}$
- $Y_{k+1} = \bar{Y}_{k+1} R_{k+1}^{-1} \quad (Y_{k+1}^T K^{-1} Y_{k+1} = I)$

上記 Algorithm では  $K_G = K_G - K K$  として収束を速めることができる。

これを Bathe の Subspace Method において  $K$ 、 $M$  を  $K_G$ 、 $K$  と入れかえて組み合せることにより、座屈問題に適した解法プログラムになる。

式(1.4.1)に基づく方法および式(1.4.2)に基づく方法の両者の比較検討を本年度の作業として実施した。

## 2. 船体構造の動的応答

### 2.1 船側リングの動的崩壊\*

#### 2.1.1 緒言

昭和47年度はパネルの繰返し水面衝撃試験を行ない、その強度および破壊強度について研究する予定であったが、昭和46年度の研究の結果、常温の水面衝撃試験では、欠陥のないパネルは破壊の可能性はほとんどなく、また中央部にスリットを設けたパネルについては破壊の可能性はあるけれども、材質的な欠陥がなければ、少ないくり返しではクラックの進展はほとんど期待できない事<sup>1)</sup>が判明した。そこで、本部会の承認を得て、研究題目を標記のように変更した。

船体構造の静的崩壊については、本部会でも九大および船研で大型構造模型試験が行なわれ、その現象も順次明らかにされつつある。一方動的崩壊については山本他<sup>2)</sup>の研究があり、また本部会でも東大で研究されつつあるが、衝撃水圧によるものは、まだ未着手であつて不明な点が多い。本研究では、船側構造が波浪衝撃荷重をうける場合について

(a) 静的荷重と動的荷重による応答の差

(b) 静的荷重と動的荷重による崩壊形式の相違（崩壊荷重および崩壊モードの差）

を明らかにすることを目的とし、昭和47年度は、実船の $1/20$ の大きさの船側リング模型（1 Trans. Ring）を用い、静的崩壊試験および水面衝撃試験を行なうとともに、実験結果について若干の理論的考察を行なった。

#### 2.1.2 実験

##### (1) 模型

10万トンタンカーの約 $1/20$ の大きさの船側リング平面模型は、予備実験用として6個、本実験用として16個、合計22個を製作した。模型の形状および寸法を図2.1.1および表2.1.1に示す。模型は4種類あり、A, B, C模型は主要寸法は同じで $1000\text{mm} \times 470\text{mm} \times 200\text{mm}$ であるが、ストラットのface plateの幅が $13\text{mm}$ ,  $15\text{mm}$ ,  $17\text{mm}$ とそれぞれ異なっている。したがって当然のことながらストラットの座屈強度はA, B, C模型の順に強くなっている。一方D模型は主要寸法が $1000\text{mm} \times 470\text{mm} \times 400\text{mm}$ で、他の模型とトランスペース(h)が異なるがストラットのface plateの幅はB模型と同じ $15\text{mm}$ である。

模型は、板厚 $2.3\text{mm}$ の鋼板(SS41相当材)を用いて製作したが、板厚が薄かつたのでかなりの初期歪が生じた。表2.1.1には各模型の3本のストラットに

\*執筆担当 安川 度

\*\*申請題目 パネルの水圧衝撃と破壊強度に関する研究

甲板側から STRUT-1, STRUT-2, STRUT-3 と名付け、それぞれの初期撓みの計測値が示してある。この初期撓みは各ストラットの両端の基部の 2 点を結ぶ直線を基準にとり、ストラット中央の横撓みをノギスにより計測したものであるが、ストラット基部の初期撓みの影響が少し入っているためにあまり正確な値とは云えない。これらの模型を用いて、縦通隔壁の位置における 2 つの拘束条件について静的崩壊試験および水面衝撃試験を行なった。これらの拘束条件は図 2・1・2(a) に示すように甲板、船底および 3 本のストラットの位置でストラット軸方向の変位を拘束した場合(支持と呼ぶ)および図 2・1・2(b) に示すように甲板および船底の位置でのみ変位を拘束し、ストラットの位置では自由とした場合(自由と呼ぶ)である。センタータンク側に鉱石または荷油を積んでいるときの条件は、鉱石運搬船については支持に近く、タンカーについては支持と自由の中間になるものと思われるが、A, B, C 模型は支持の条件で、D 模型は自由の条件で実験を行なった。

## (2) 静的崩壊試験

拘束条件が支持の場合は、模型を図 2・1・3 に示すように甲板、船底および各ストラットの位置で板厚 12mm の鋼板を介して定盤に溶接で取り付けた。拘束条件が自由の場合は各ストラットの位置の拘束板を取り除いた状態で実験。

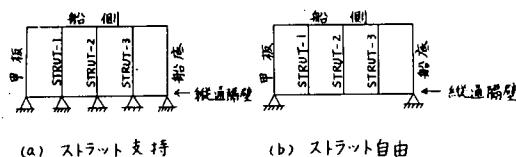


図 2・1・2 縦隔壁の位置にみける拘束条件

表 2・1・1 実験模型一覧表

| 模型  | 主要寸法(mm)<br>$D \times b \times t$ | 船側<br>Face Plate<br>幅 (mm) | 初期撓み (mm) |         |         | 縦隔壁の<br>位置における<br>拘束条件 | 実験の<br>種類 | 模型重<br>量(kg) |
|-----|-----------------------------------|----------------------------|-----------|---------|---------|------------------------|-----------|--------------|
|     |                                   |                            | STRUT-1   | STRUT-2 | STRUT-3 |                        |           |              |
| A-1 | 1000×470×200                      | 13                         | 1.1       | 1.1     | 0.3     | 支持                     | 衝撃試験      | 1,717        |
|     |                                   |                            | "         | 0.9     | 0       |                        | "         | "            |
|     |                                   |                            | "         | 0.5     | 0.6     |                        | "         | "            |
|     |                                   |                            | "         | 0.5     | 0.7     |                        | 静的試験      | —            |
|     |                                   |                            | "         | 0.6     | 0.3     |                        | "         | "            |
| B-1 | 1000×470×200                      | 15                         | 0.2       | 0.5     | 0       | 支持                     | 衝撃試験      | 1,717        |
|     |                                   |                            | "         | 1.3     | 0.7     |                        | "         | "            |
|     |                                   |                            | "         | —       | —       |                        | 静的試験      | —            |
|     |                                   |                            | "         | 1.4     | 0.2     |                        | "         | "            |
| C-1 | 1000×470×200                      | 17                         | 0.1       | 0.2     | 0.8     | 支持                     | 衝撃試験      | 1,717        |
|     |                                   |                            | "         | 0       | 0.1     |                        | "         | "            |
|     |                                   |                            | "         | 0.9     | 0.3     |                        | "         | "            |
|     |                                   |                            | "         | 1.5     | 0.8     |                        | 静的試験      | —            |
|     |                                   |                            | "         | 0.1     | 0.1     |                        | "         | "            |
| D-1 | 1000×470×400                      | 15                         | 0.2       | 0.3     | 0.2     | 自由                     | 衝撃試験      | 1,732        |
|     |                                   |                            | "         | 0.4     | 0.2     |                        | 静的試験      | —            |

注)

- (1) D: 船の深さ, b: ウイングタックの幅, t: ブラケットの厚さ
- (2) 上記の他に予備実験用として B 模型と同じ模型を 6 個製作した。

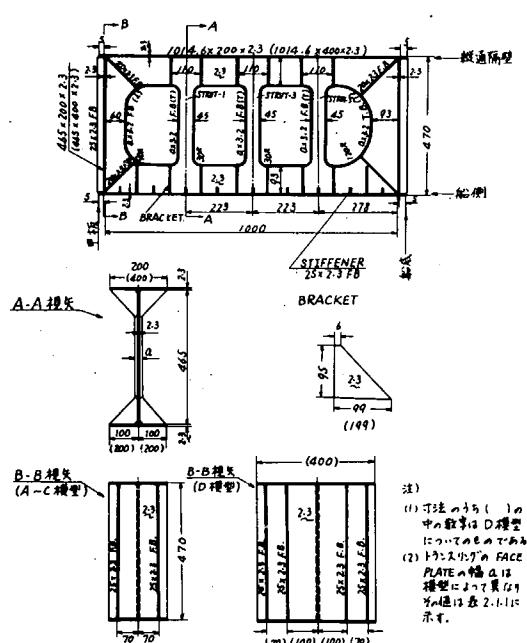


図 2・1・1 模型の形状および寸法

を行なつた。

荷重は出来るだけ等分布荷重に近づけるために、船側面上に等間隔に配置した8点にトーナメント方式により、容量50TONの油圧ジャッキで載荷した。

計測は各ストラットの軸歪をストラット中央部の4点に貼付した歪計により

また船側外板の位置の3点の垂直変位をダイヤルゲージにより行なつた。計測点は図2・1・3に示す通りである。

### (3) 水面衝撲試験

前年度製作した水面衝撲試験装置を用い、船側面を下にして水面に落下させて実験した。落下高さは0.5Mから最高7.0Mまで0.5M毎に変え、各高さ3回づつ試験した。ストラットの拘束条件が支持の場合の模型の取付け状態を図2・1・4に示す。この場合、甲板および船底の部分はボルトで、また各ストラットの位置では静的の場合と同様に変位拘束板を介して落下装置バラスト箱底部（前年度報告書62頁、図3・2・2参照）に溶接で取付けた。ストラットの拘束が自由の場合には上記変位拘束板を取り除いた状態で実験した。

計測は、図2・1・4に示す位置で水圧計（共和電業製、容量20kg/cm<sup>2</sup>）、歪計（東京測器製コーテングゲージ一方向）およびノギスを用いて衝撲水圧、ストラットの軸歪、面外残留撓みおよび船側面の垂直残留撓みについて行なつた。なお衝撲水圧と歪の計測は実験の都合上別個に行なつた。

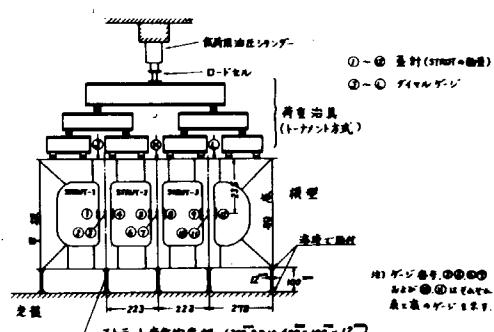


図2・1・3 静的試験における載荷方法および計測点配置

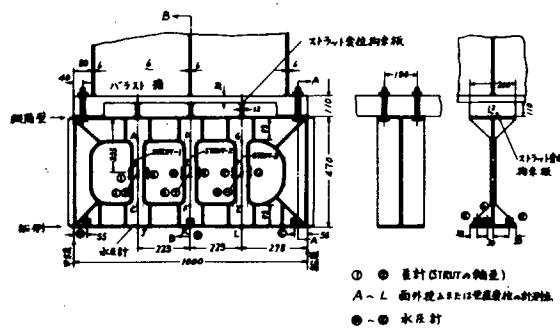


図2・1・4 模型取付け構架および計測点配置

## 2.1.3 実験結果および考察

### (1) 静的崩壊試験結果

#### (a) ストラットが縦通隔壁の位置で支持された場合

A, B, C模型のすべてが、ストラットの曲げ座屈により崩壊した。計測結果の一例として、B-4模型についての荷重とストラットの軸歪の関係および荷重と船側面の垂直変位の関係を図2-1-5(a)に示す。ストラットに作用する力は、座屈前の弾性限以下のところでは、ストラットに作用する軸歪の計測値から決めることができるけれども、座屈後のストラットに作用する最高荷重を決める事はできない。そこで、ここでは荷重が分布荷重で、ストラット間隔の間の荷重が一本のストラットに作用するものと仮定した。この場合、模型の船側の長さが1000mm、ストラット間隔は223mmであるから、ストラットの崩壊荷重は、次式により計算できる。

$$P_{SC} = 0.223 P_{MC} \quad (2-1-1)$$

ここに  $P_{SC}$  はストラットの崩壊荷重、 $P_{MC}$  は模型の崩壊荷重である。実験で得られた模型の崩壊荷重から(2-1-1)より求めたストラットの崩壊荷重を、各模型についての座屈荷重の計算値と比較して、示すと表2-1-2のようになる。座屈荷重はストラットの両端が支持で長さが279mmとして計算したものである。表2-1-2よりストラットの崩壊荷重の実験値と座屈荷重の計算値の比は、ストラットの座屈荷重の計算値が大きくなる程小さくなることが分る。

#### (b) ストラットが縦通隔壁の位置で自由な場合

この場合はまず最初に中央のストラットの縦通隔壁側の基部が座屈し、つぎにストラットが曲げ座屈を生じ、最後に甲板部が塑性崩壊して最高荷重に達し模型が崩壊した。この様子は図2-1-5(b)の計測結果からもうかがえる。

表2-1-2 静的試験結果

| 模型  | $P_{MC}$<br>(TON) | $P_{SC}$<br>(TON) | $P_{SE}$<br>(TON) | $P_{SC}/P_{SE}$ |
|-----|-------------------|-------------------|-------------------|-----------------|
| A-4 | 15.2              | 3.39              | 3.24              | 1.05            |
| A-5 | 12.0              | 2.68              | 3.24              | 0.827           |
| B-3 | 16.85             | 3.76              | 4.92              | 0.764           |
| B-4 | 18.6              | 4.15              | 4.92              | 0.843           |
| C-4 | 20.0              | 4.46              | 7.10<br>(6.17)    | 0.628           |
| C-5 | 20.0              | 4.46              | 7.10<br>(6.17)    | 0.628           |

注)  $P_{MC}$  は模型の崩壊荷重、 $P_{SC}$  はストラットの崩壊荷重でもれぞれ実験値であり、 $P_{SE}$  はオイラーの座屈荷重の計算値である。  
 $P_{SE}$  の欄の〔 〕中の数字は座屈应力として降伏应力をこえた場合の値である。

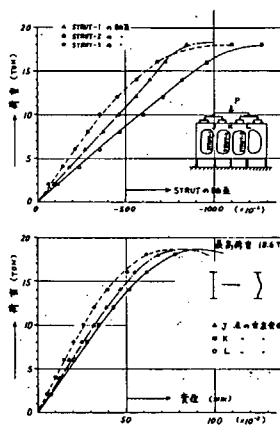


図2-1-5(a) 静的試験結果(B-4模型、25.9+支障)

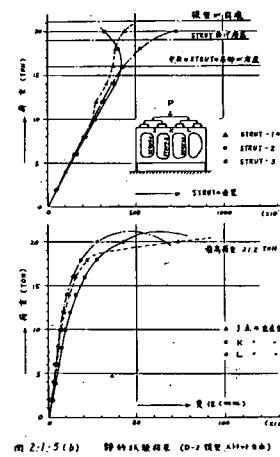


図2-1-5(b) 静的試験結果(D-2模型、A-1+支障)

## (2) 水面衝撃試験結果

### (a) 衝撃水圧

衝撃水圧はストラット支持の場合については計測したがストラット自由の場合は水圧計故障のため計測できなかった。ストラットが座屈するまでは衝撃水

圧波形とストラットの軸歪の波形とは1対1の対応があると思われるのA-1模型とD-1模型のストラットの軸歪の波形を比較して、図2-1-6に示した。両者を比較すると衝撃压の作用時間は、前者が $1/400\text{sec}$ であるのに対して後者は $1/150\text{sec}$ である。これはA-1模型のストラットが縦通隔壁の位置で支持されているので、船側面の垂直方向の剛性がストラット端が支持されていないD-1模型より大きいためであると思われる。図2-1-7は船側面での水圧分布を示したもので、これより模型の船側面がほぼ水平の状態で水面に落下していることがわかる。

### (b) ストラットが縦通隔壁の位置で支持された場合

表2-1-3は水面衝撃試験結果をまとめたもので崩壊モード、ストラットの軸歪の最大値、ストラットの崩壊荷重、ストラットの座屈荷重の計算値、およびストラットの崩壊荷重と座屈荷重の比を示したものである。表2-1-3からわかるように、模型の崩壊は、静的な場合はすべてストラットの曲げ座屈であったのに対して、水面衝撃の場合にはストラットの曲げ座屈かまたは基部の座屈で生じた。ストラットの基部の座屈はストラットからの力によるものである。ストラットが曲げ座屈によって崩壊した場合の計測結果をA-1模型について図2-1-8(a)

に示す。同図からわかるように、ストラットの軸歪はストラットが曲げ座屈をするまでは増加するが、残留撓みが始まると、逆に軸歪が減少する傾向が見られる。これはストラットが曲り始めると模型の船側面の垂直方向の剛性が低下するため衝撃水圧が上がらなくなるためであると思われる。ストラットの基部が座屈した場合は、柱の曲げ座屈の場合ほど顕著ではないけれども同じ傾向が認められた。表2-1-3の崩壊荷重はこ

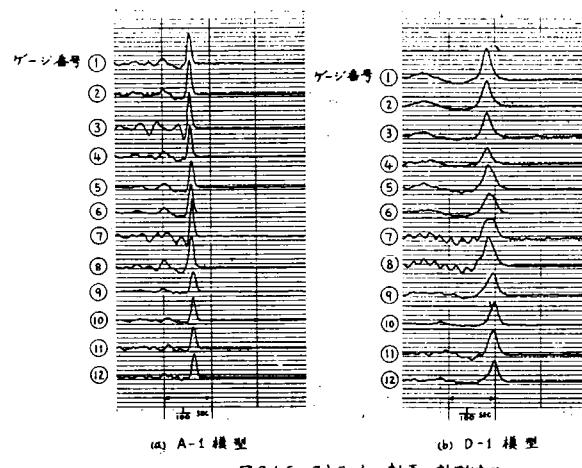


図2-1-6 ストラットの軸歪の計測波形

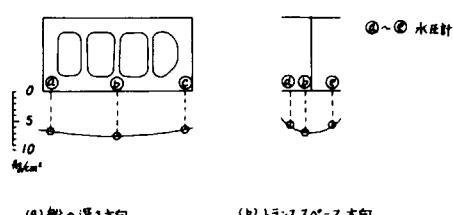


図2-1-7 圧力分布(B-1模型、溝下高さ $1.0\text{m}$ とき)

表2-1-3 水面衝撃試験結果

| 模型  | STRUT番号 | 崩壊モード | STRUTの最大歪<br>( $\times 10^{-4}$ ) | $P_{SC}$<br>(TOM) | $P_{SE}$<br>(TOM) | $P_{SC}/P_{SE}$ | 最高落水高さ(m)<br>(崩壊時の落水高) |
|-----|---------|-------|-----------------------------------|-------------------|-------------------|-----------------|------------------------|
| A-1 | 1       | 柱の座屈  | 1260                              | 4.94              | 3.24              | 1.52            | 4.5                    |
|     | 2       | "     | 1250                              | 4.88              | 3.24              | 1.51            | [3.0]                  |
|     | 3       | "     | 計測できず                             |                   |                   |                 |                        |
| A-2 | 1       | 崩壊せず  | 1287                              |                   |                   |                 |                        |
|     | 2       | 崩壊せず  | 1492                              |                   |                   |                 |                        |
|     | 3       | "     | 1405                              |                   |                   |                 | 6.0                    |
| A-3 | 1       | 柱の座屈  | 1410                              | 5.56              | 3.24              | 1.72            | 5.0                    |
|     | 2       | 基部の座屈 | 1378                              | 5.40              |                   |                 | [4.0]                  |
|     | 3       | 柱の座屈  | 1250                              | 4.88              | 3.24              | 1.51            |                        |
| B-1 | 1       | 柱の座屈  | 1340                              | 5.61              | 4.92              | 1.14            | 5.0                    |
|     | 2       | "     | 1340                              | 5.61              | 4.92              | 1.14            | [3.0]                  |
|     | 3       | "     | 計測できず                             |                   |                   |                 |                        |
| B-2 | 1       | 崩壊せず  | 1193                              |                   |                   |                 |                        |
|     | 2       | 崩壊せず  | 1238                              |                   |                   |                 |                        |
|     | 3       | "     | 1096                              |                   |                   |                 |                        |
| C-1 | 1       | 崩壊せず  | 1338                              |                   |                   |                 |                        |
|     | 2       | 崩壊せず  | 1501                              |                   |                   |                 |                        |
|     | 3       | "     | 1150                              |                   |                   |                 | 6.0                    |
| C-2 | 1       | 基部の座屈 | 計測できず                             |                   |                   |                 |                        |
|     | 2       | "     | 1351                              | 6.02              |                   |                 | 7.0                    |
|     | 3       | "     | 1112                              | 4.95              |                   |                 | [4.0]                  |
| C-3 | 1       | 基部の座屈 | 1409                              | 6.28              |                   |                 | 5.0                    |
|     | 2       | 柱の座屈  | 1520                              | 6.78              | 7.10              | 0.954           | [4.0]                  |
|     | 3       | 基部の座屈 | 1295                              | 5.77              |                   |                 |                        |

注)  $P_{SC}$  はストラットの軸歪から求めた崩壊荷重,  $P_{SE}$  はストラットの座屈荷重  
(柱の座屈) の計算値。

では増加するが、残留撓みがふえ始めると、逆に軸歪が減少する傾向が見られる。これはストラットが曲り始めると模型の船側面の垂直方向の剛性が低下するため衝撃水圧が上がらなくなるためであると思われる。ストラットの基部が座屈した場合は、柱の曲げ座屈の場合ほど顕著ではないけれども同じ傾向が認められた。表2-1-3の崩壊荷重はこ

の性質を利用してストラットの軸歪から求めたものである。

ストラットの座屈荷重は、A, B, C横型について求め、ストラットが曲げ座屈を生したものについての崩壊荷重との比を求めた。この比は静的な崩壊の場合と同様に座屈荷重が大きくなるにつれて、小さくなる傾向がある。

ストラットの崩壊荷重について静的試験結果と衝撃試験結果を比較すると表2-1-4のようになる。これより衝撃崩壊荷重と静的崩壊荷重の比は1.4～1.7程度で、衝撃崩壊荷重は静的崩壊荷重よりかなり大きいことがわかる。

A-2模型、B-2模型およびC-2模型は崩壊しなかった。その原因は種々考えられるが、はっきりしたことは不明である。なお表2-1-3には参考のために最高落下高さおよび崩壊の落下高さを示しておいた。

#### (C) ストラットが縦通隔壁の位置で自由な場合

図2-1-8(b)からわかるように、静的な場合と同様にまず縦通隔壁側のストラット基部が座屈した後、ストラットの座屈崩壊のよび甲板の塑性崩壊が生じて、模型が崩壊した。ストラット基部の座屈は、ストラットからの圧縮力によるものよりも、トランスウェブの曲げ応力によるものが支配的であることは崩壊モードから推察される。模型の崩壊の様子を写真2-1-1に示す。水圧計測結果がないので、模型の崩壊荷重を正確に決めることはできないが、静的試験の場合の軸歪と荷重の関係と、水面衝撃試験の場合の軸歪と荷重の関係とに1対1の対応があるものとす

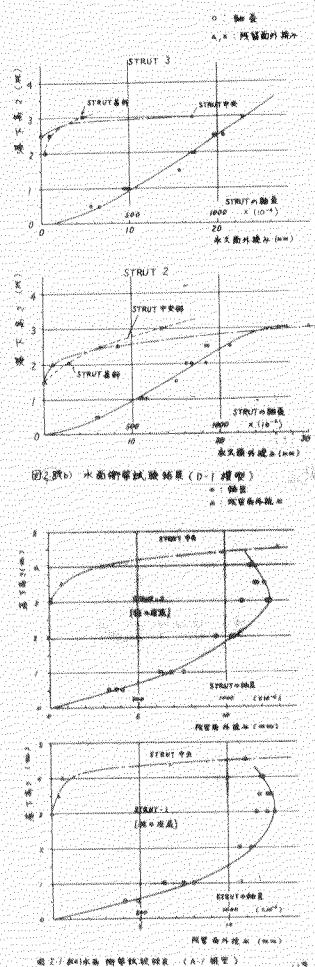


表2-1-4 ストラットの静的崩壊荷重・衝撃崩壊荷重

| 模型  | 静的崩壊荷重<br>(TON) | 静的崩壊荷重<br>の平均値 (TON) | 衝撃崩壊荷重<br>(TON) | 衝撃崩壊荷重<br>の平均値 (TON) | 衝撃崩壊荷重と<br>静的崩壊荷重の比 |
|-----|-----------------|----------------------|-----------------|----------------------|---------------------|
| A模型 | 3.39            | 3.04                 | 4.94            | 5.07                 | 1.67                |
|     | 2.68            |                      | 4.88            |                      |                     |
| B模型 | 3.76            | 3.96                 | 5.61            | 5.61                 | 1.42                |
|     | 4.13            |                      | 5.61            |                      |                     |
| C模型 | 4.46            | 4.46                 | 6.78            | 6.78                 | 1.52                |
|     | 4.46            |                      |                 |                      |                     |

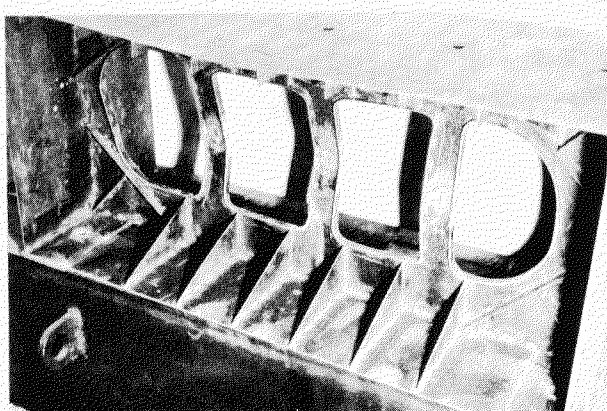


写真2-1-1 模型の崩壊状況

れば、崩壊荷重は次のようになる。すなはち図2.1.5(b)より静的試験で荷重が $10^{TON}$ のとき、中央のストラットの軸歪は $270 \times 10^{-6}$ であるから、水面衝撃試験の模型崩壊時(落下高さ2.0M)における中央ストラットの軸歪が $850 \times 10^{-6}$ とすれば、崩壊荷重は $31.5^{TON}$ になる。これと静的な崩壊荷重 $21.2^{TON}$ との比をとると、1.4になり衝撃による崩壊荷重は、静的な場合に比べてかなり高い。

#### 2.1.4 ストラットの衝撃座屈の理論的検討

柱の衝撃座屈についてはこれまで数多く研究が行なわれているが、本報における実験結果の解析に使用できるものが見あたらなかったので、ここでは次のような簡単な計算モデルについて理論計算を行ない、その結果を用いて実験結果の理論的な検討を行なった。

##### (1) 基礎式

両端単純支持の初期撓みを有する柱の衝撃座屈について考える。図2.1.9に示すように、柱に沿って座標 $s$ をとり、柱の撓みを $y$ 、初期撓みを $y_0$ 、曲げ剛性を $EI$ 、柱の単位長さ当たりの質量を $m$ 、時間を $t$ 、柱の軸方向に作用する衝撃力を $P(t)$ とすれば、衝撃速度があまり大きくなない場合の基礎式は次のようになる。

$$EI \left[ \frac{d^2y}{ds^2} \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left( \frac{dy}{ds} \right)^2 \right\} - \frac{d^2y_0}{ds^2} \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left( \frac{dy_0}{ds} \right)^2 \right\} \right] + P(t)y + \int_{-\frac{\ell}{2}}^{\frac{\ell}{2}} m \frac{d^2y}{dt^2} d\eta d\xi = 0 \quad (2.1.2)$$

ここで、柱の長さを $\ell$ とし、柱の撓みおよそ初期撓みを

$$y = \delta \sin(\pi s/\ell), \quad y_0 = \delta_0 \sin(\pi s/\ell) \quad (2.1.3)$$

を仮定し、Galerkinの方法を用いて変形すると

$$-\delta \left\{ 1 + \frac{1}{8} \left( \frac{\pi}{\ell} \right)^2 \delta^2 \right\} + \delta_0 \left\{ 1 + \frac{1}{8} \left( \frac{\pi}{\ell} \right)^2 \delta_0^2 \right\} + \frac{P(t)}{P_E} \delta - \frac{1}{w_b^2} \frac{d^2\delta}{dt^2} = 0 \quad (2.1.4)$$

ここに $P_E$ はオイラーの座屈荷重、 $w_b$ は柱の撓み振動の固有円振動数であつて

$$P_E = EI \left( \frac{\pi}{\ell} \right)^2, \quad w_b^2 = \frac{EI}{m} \left( \frac{\pi}{\ell} \right)^2 \quad (2.1.5)$$

で与えられる。いま、衝撃力の立ち上り時間 $T_I$ とし、 $\tau = t/T_I$ ,  $f = \delta/\ell$ ,  $f_0 = \delta_0/\ell$ とおいて、さらに(2.1.4)を無次元化すると

$$\frac{d^2f}{d\tau^2} + \beta^2 \left\{ f - f_0 + \frac{\pi^2}{8} (f^3 - f_0^3) - \alpha(t) f \right\} = 0 \quad \left. \right\} \quad (2.1.6)$$

$$\text{ここに } \beta^2 = w_b^2 T_I^2 = 4\pi^2 (T_I/w_b)^2, \quad \alpha = P(t)/P_E$$

上式で衝撃力の大きさおよそ波形を与れば、柱の撓みが計算できる。

##### (2) 衝撃崩壊の条件

衝撃崩壊の条件は、いろいろ考えられるが、ここでは柱の中央断面が全面降伏する場合を考える。実験模型のストラットの断面形状は図2.1.10のようだ。

形であるので、この断面について全面降伏の場合の外力と内力の釣合を考えると次のようになる。

$$(i) \eta > \frac{1}{2} \frac{tw}{H} のとき$$

$$P = \bar{\gamma}(A_w + 2\eta A_f), M = \bar{\gamma} A_f H (1 - \eta^2)$$

$$(ii) \eta < \frac{1}{2} \frac{tw}{H} のとき$$

$$P = \bar{\gamma} \eta \{(2H/tw)A_w + 2A_f\}$$

$$M = \bar{\gamma} A H (1 - \eta^2) + \frac{1}{4} \bar{\gamma} A_w t w \{1 - \eta^2 (2H/tw)^2\}$$

ここに  $\bar{\gamma}$  は降伏応力、  $\eta H$  は断面の中心から中性軸までの距離、  $2H$  はフランジの幅、  $t_w$  はウェブの板厚、  $A_f$  はフランジの断面積、  $A_w$  はウェブの断面積である。また軸力  $P$  は衝撃外力、曲げモーメント  $M$  は次式で求められる。

$$M = \left[ P y + \int_0^y \int_{\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} m \frac{d^2 y}{dt^2} dz dx \right]_{x=\frac{t}{2}} \quad (2.1.8)$$

(2.1.8) に (2.1.3) を代入した式を (2.1.7) に代入し、さらに

$$\begin{aligned} \gamma &= \sigma_E / \bar{\gamma}, \quad a_w = A_w / A, \quad a_f = A_f / A \\ \ell_H &= H / \rho, \quad \xi = t_w / 2H, \quad \sigma_E = 座屈応力 \\ f &= \delta / \ell, \quad f_0 = \delta_0 / \ell, \quad \tau = T_I / t \end{aligned} \quad (2.1.9)$$

とおき、(2.1.6) の  $\alpha$  と  $\beta^2$  の式を用いて (2.1.7) を変形すると、無次元化された衝撃崩壊の条件が次式で与えられる。

$$(i) \eta > \xi \text{ のとき}$$

$$\gamma \alpha(\tau) = a_w + 2\eta a_f, \quad \frac{\gamma}{a_f \ell_H} \left\{ \alpha(\tau) f - \frac{1}{\beta^2} \frac{d^2 f}{d\tau^2} \right\} = 1 - \eta^2$$

$$(ii) \eta < \xi \text{ のとき}$$

$$\gamma \alpha(\tau) = \eta (a_w / \xi + 2a_f)$$

$$\frac{\gamma}{a_f \ell_H} \left\{ \alpha(\tau) f - \frac{1}{\beta^2} \frac{d^2 f}{d\tau^2} \right\} = 1 - \eta^2 + \frac{1}{2} \frac{a_w}{a_f} \xi (1 - \frac{\eta^2}{\xi^2})$$

実際の計算では柱の寸法、初期挠みおよび衝撃荷重の波形が既知である場合衝撃荷重の大きさを仮定し、(2.1.6) の解を求め、つぎにこの解が (2.1.10) の条件を満足する場合があるかを判定する。そして (2.1.10) の条件を満たす衝撃荷重のうち、最小のものが衝撃荷重である。

### (3) 実験模型に対する計算結果

以上に述べた計算法に基いて、A, B, C 模型のストラットの衝撃崩壊荷重を求めた。数値計算に用いた諸数値を表 2.1.5 に示す。初期挠みの大きさは表 2.1.1 に、実測値が与えられているが、ここではこれを用いる。すべての模型

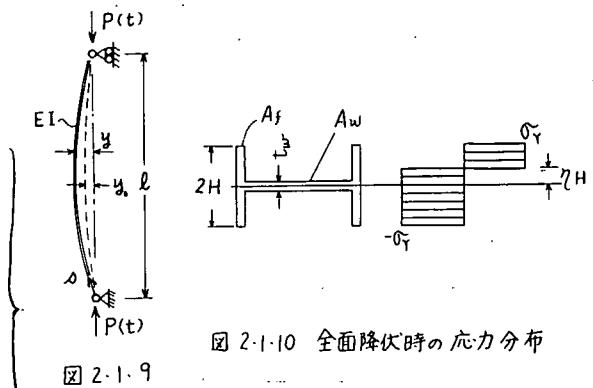


図 2.1.10 全面降伏時の応力分布

図 2.1.9

(2.1.7)

について  $f_0 = 3 \times 10^{-3}$  と仮定した。座屈応力の計算では柱の長さとして、ストラットの長さそのものを用いた、また降伏応力は歪速度の大きさによって変化し、軟鋼の場合、図2.1.11のような関係があることが知られている。<sup>10)</sup> 縦通隔壁の位置が全面固定の場合、衝撃の立上り時間が約  $1/800$  sec であるので、図2.1.11より、動的降伏応力と静的な降伏応力の比  $\sigma_{dyd}/\sigma_{ds}$  を求めると 1.5 になる。

衝撃の場合および静的な場合のストラットの崩壊荷重について、計算値と実験値を比較すると表2.1.6のようになる。数値計算で問題となるのは初期撓曲であるが、計算で仮定した  $f_0$  の値からストラット中央の初期撓曲を逆算すると  $\delta_0 = 0.8 \text{ mm}$  となる。この値を表2.1.1の実測値と比較すると大体妥当なものと思われる。この点を考慮すれば、衝撃の場合の計算値と実験値はかなりよく一致を示しているといえるであろう。一方静的な場合、座屈強度が低いところで一致していないのはトランスリングの荷重分担の影響が大きいためであろうと思われる。

計算結果によれば、ストラットの衝撃崩壊荷重は静的な崩壊荷重の 1.5~1.9 倍になっている。この増加分のうち、降伏応力の影響により 1.25 倍増加し、残りが慣性力によるものである。そして崩壊荷重に及ぼす慣性力の影響は、座屈強度が大きくなると小さくなる傾向がある。

## 2.1.5 結 言

以上に述べた実験および理論的検討の結果次のようないくつかの結論が得られた。

- (1) 縦通隔壁の位置でストラットの軸方向の変位が拘束されているときは、船側リングはストラットの座屈によって崩壊する。
- (2) ストラットが柱の曲げ座屈をする場合、崩壊荷重と座屈荷重の比は、座屈荷重が大きいほど小さくなる。衝撃の場合には計算値と実験値はかなりよく一致する。

表 2.1.5 数値計算に用いた諸定数

$$\begin{aligned} T_0 &= 1/800 \text{ sec} \\ L &= 27.9 \text{ m} \\ E &= 2100 \text{ GPa/mm}^2 \\ G_{ys} &= 29.14 \text{ GPa/mm}^2 \\ G_{dyd}/G_{ys} &= 1.5 \\ f_0 &= 8/8 = 3.0 \times 10^{-3} \end{aligned}$$

| 模型                    | A 模型    | B 模型    | C 模型    |
|-----------------------|---------|---------|---------|
| $T_0 (\text{sec})$    | 1/800   | 1/800   | 1/800   |
| $G_{ys} (\text{GPa})$ | 17.36   | 26.64   | 32.44   |
| $E$                   | 2.074   | 2.064   | 2.075   |
| $\tau$                | 0.3771  | 0.5617  | 0.7447  |
| $\alpha_{dy}$         | 0.5544  | 0.5108  | 0.4970  |
| $\alpha_E$            | 0.2228  | 0.2606  | 0.2582  |
| $\alpha_u$            | 0.02330 | 0.02488 | 0.01987 |
| $\Sigma$              | 0.1749  | 0.1581  | 0.1553  |

注)  $\alpha_{dy}$  は引張試験によって求めた値である。

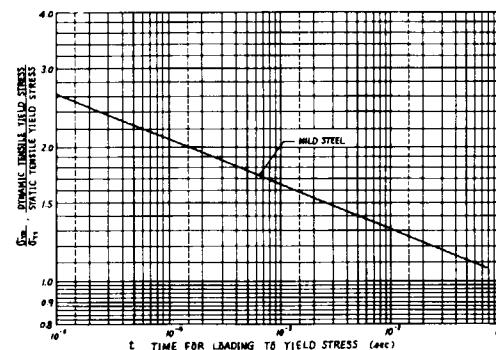


図 2.1.11 降伏応力に及ぼす荷重速度の影響

表 2.1.6 計算値と実験値の比較

| 模型の種類 | 衝撃崩壊の場合       |                |               | 静的崩壊の場合       |                |               | 慣性力による<br>崩壊荷重の<br>上昇率<br>$\alpha_{dyd}/\alpha_{ds}$ | 崩壊荷重の<br>上昇率<br>$\alpha_{dy}/\alpha_{ds}$ |
|-------|---------------|----------------|---------------|---------------|----------------|---------------|--|---|
|       | $\alpha_{dy}$ | $\alpha_{dyd}$ | $\alpha_{ds}$ | $\alpha_{dy}$ | $\alpha_{dyd}$ | $\alpha_{ds}$ |  |   |
| A 模型  | 1.52          |                |               | 1.05          |                |               |  |   |
|       | 1.52          | 1.45           | 1.16          | 0.827         | 0.760          | 1.25          | 1.53   | 1.91                                      |
|       | 1.72          |                |               |               |                |               |  |   |
| B 模型  | 1.14          |                |               | 0.764         |                |               |  |   |
|       | 1.14          | 1.16           | 0.929         | 0.843         | 0.712          | 1.25          | 1.30   | 1.63                                      |
| C 模型  | 0.954         | 0.983          | 0.775         | 0.628         | 0.628          | 0.637         | 1.27   | 1.22                                      |

注)  $\alpha = (\text{崩壊荷重}) / (\text{オル-0 座屈荷重})$

$\alpha_{dy}$  : 衝撃の場合の実験値

$\alpha_{dyd}$  : 動的降伏応力を用いた計算値

$\alpha_{ds}$  : 静的降伏応力

$\alpha_E$  : 静的な場合の実験値

$\alpha_{dy}$  : 計算値

(3) 実験によれば、ストラットの衝撃崩壊荷重は衝撃立上り時間が $1/800\text{ sec}$ 程度の場合、静的崩壊荷重の1.4~1.7倍になる。計算結果によれば、衝撃崩壊荷重に及ぼす慣性力の影響は座屈強度が低いほど大きく、動的降伏応力による影響と比べると、これと同程度かまたはこれより大きくなる。(表2.1.6参照)

(4) 縦通隔壁の位置でストラットの軸方向変位が拘束されていないときは、崩壊のモードは拘束された場合と異なり、縦通隔壁側のストラット基部の座屈、ストラットの曲げ座屈、甲板部の塑性崩壊の順に生じている。この場合の船側リングの崩壊荷重は静的崩壊荷重の1.4倍位と推定される。

### 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47年3月
- 2) 山本善之；大坪英臣：“鉱石運搬船船側構造の波浪変動圧による動的崩壊”，造船学会論文集第132号
- 3) 慶井豊二：“衝撃軸圧縮を受ける支柱の横振動について（第1報）”，日本航空学会誌第11巻第107号，昭和19年3月
- 4) 慶井豊二：“衝撃軸荷重を受ける柱の過渡振動について”，造船協会会報，第83号
- 5) Eugene Sevin：“On the Elastic Bending of Columns Due to Dynamic Axial Forces Including Effects of Axial Forces”，Journal of Applied Mechanics, March, 1960
- 6) H.E. Lindberg：“Impact Buckling of Thin Bar”，Journal of Applied Mechanics, 1965
- 7) G.R. Abrahamson, J.N. Goodier：“Dynamic Flexural Buckling of Rods Within an Axial Plastic Compression Wave”，Journal of Applied Mechanics, June, 1966
- 8) 林卓夫，佐野幸雄：“弾性柱の衝撃座屈について（第1報）”，機械学会論文集（第1部），38巻306号，昭和47年2月
- 9) 林卓夫，佐野幸雄：“弾性柱の衝撃座屈について（第2報）”，機械学会論文集（第1部），38巻306号，昭和47年2月
- 10) Werner Goldsmith：“Impact”，Edward Arnold LTD., 1960

## 2.2 動的水圧負荷による破壊実験\*

### 2.2.1 まえがき

本実験は船体構造要素の衝撃水圧に対する強度ならびにその他の挙動を調査究明するのが目的であり、次の2種の項目について実験的に研究を行なった。その中の一つは高応力疲労被害を受けた構造物の繰返し衝撃水圧に対する亀裂発生および伝播状況の検討であり、他は繰返し衝撃水圧に対する構造要素の座屈および崩壊強度の検討である。

これらの実験を行なうため、昨年度作製した動的水圧負荷装置を用いた。本装置は試験模型を水圧タンク底部に取り付け、タンク上部のピストンに重錘を落下させて衝撃水圧を発生させる方式であり、その容量は次の通りである。

衝撃圧力  $0 \sim 30 \text{ kg/cm}^2$ , 落下重錘  $250, 500, 750, 1000 \text{ kg}$

落下高さ  $0 \sim 4 \text{ m}$ , 試験模型寸法  $1\text{m} \times 1\text{m} \times 1.5\text{m}$  (高さ)

### 2.2.2 疲労被害を受けた部材の繰返し衝撃水圧試験

#### (1) 試験模型

図2.2.1に試験模型の形状寸法を示す。本模型はウェブに設けられた $\frac{1}{4}$ 円の開口からの亀裂発生伝播を調査するために作られたもので、疲労被害を与える場合は開口に接した補強材の下端を支持し、フランジ中央に繰返し集中荷重  $P$ を与えた。衝撃水圧を与える場合は板側を上面にして、板の周辺および桁の両端をタンクに溶接し、板側から荷重を加えた。

図中の実線で示した補強材はウェブの座屈防止のため追加したものである。使用した鋼材の性質および成分を表2.2.1に示す。

#### (2) 疲労試験

予備試験においては  $P = 35t$  (開口断面平均剪断応力  $\bar{\tau}_m = 23 \text{ kg/mm}^2$ ) の繰返し集中荷重をえたが回数  $N = 10,000$  においても開口部に亀裂の発生が認められなかったので、本試験においては図2.2.2に示されるように開口部に垂直および水平方向に鋸で約  $3\text{mm}$  のノッチをつけ、 $P = 39.6t$  ( $\bar{\tau}_m = 26 \text{ kg/mm}^2$ ) の荷重で実験を行つた。図は疲労亀裂の伝播状況を示したものであり、水平ノッチからは亀裂の発生進展は認められず、垂直ノッチから亀裂が上方に進展

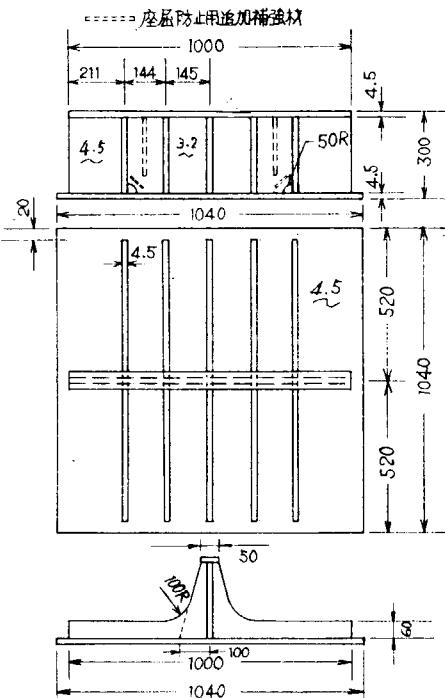


図2.2.1 試験模型

\* 動的水圧荷重による破壊試験

執筆担当 ハ木順吉, 西牧興

し  $N = 2443$  でウェブの座屈によって崩壊した。

表 2.2.1 素材の機械的性質及び化学成分(標準距離50mm, 平行部巾25mm)

|                              | 降伏点<br>(kg/mm <sup>2</sup> ) | 引張強<br>(kg/mm <sup>2</sup> ) | ヤング率<br>(kg/mm <sup>2</sup> ) | 絞り<br>(%) | 伸び<br>GL=50mm<br>(%) | 化 学 成 分 (%) |       |      |       |       |
|------------------------------|------------------------------|------------------------------|-------------------------------|-----------|----------------------|-------------|-------|------|-------|-------|
|                              |                              |                              |                               |           |                      | C           | Si    | Mn   | P     | S     |
| パネル ( $t=3.2\text{mm}$ )     | 29.6                         | 42.5                         | 21050                         | 62.2      | 40.9                 | 0.137       | 0.047 | 0.50 | 0.009 | 0.021 |
| トピジグアット ( $t=4.5\text{mm}$ ) | 27.6                         | 42.5                         | 21500                         | 39.2      | 62.4                 | 0.158       | 0.042 | 0.48 | 0.009 | 0.017 |
| プレート ( $t=4.5\text{mm}$ )    | 37.1                         | 49.7                         | 21200                         | 32.2      | 52.9                 | 0.231       | 0.041 | 0.47 | 0.012 | 0.033 |

### (3) 繰返し衝撃水圧試験

疲労被害度の影響を調べるために、疲労亀裂長さが約2mmに達したときの被密度を  $D = 1$ , ( $N = 366$ )

とし、その回数  $N$  の  $1/2$  の繰返し荷重を与えたものを  $D = 1/2$ , ( $N = 200$ ) とし、 $1/3$  の回数のものを  $D = 1/3$  ( $N = 135$ ), 全く荷重を加えないものを  $D = 0$  として、それそれのものに対して繰返し衝撃荷重を加えた。

#### (a) 静的水圧試験

図 2.2.3 に静水圧による模型の応力分布を示す。本模型は開口断面での応力分布が中央集中荷重の場合と水圧荷重の場合とで余り差異が生じないよう作られたものである。すなわち開口断面で水圧荷重による曲げモーメントが0で剪断力のみが作用するように計画した。図の応力分布より明らかのように開口断面では曲げモーメントはほとんど0になっている。

#### (b) 衝撃水圧試験

図 2.2.4 に各模型の衝撃水圧と繰

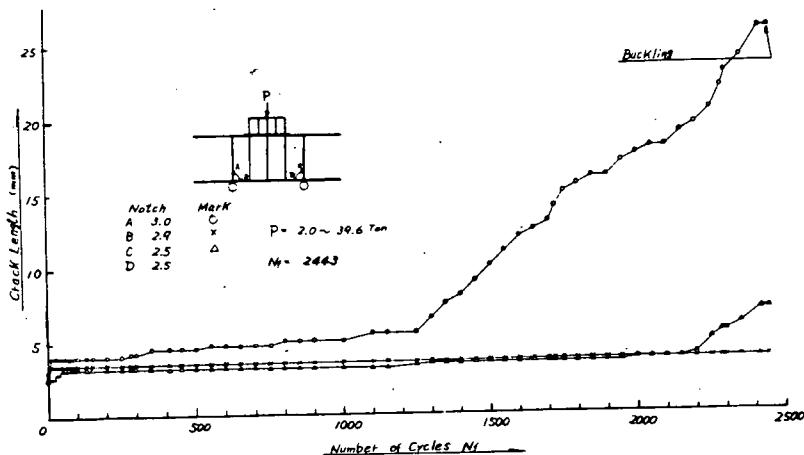


図 2.2.2 疲労試験結果

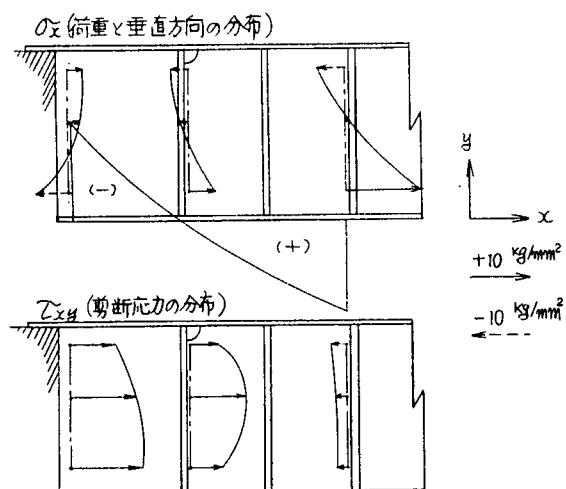


図 2.2.3 静水圧による応力分布  
(負荷圧力 = 5 kg/cm<sup>2</sup>)

返し回数との関係を示す。荷重は  $W = 250$  kg の重錘を高さ  $3m$  から落下させて加えたものであるが、各模型共に衝撃回数の増加につれて圧力は上昇している。これは荷重を加える度に模型の剛性が増加するためであり、 $N = 10$  で上昇率はほとんど0となり定状に収斂している。また疲労被害度の小さい方が荷重の上昇は大きいが、疲労試験と衝撃試験とでは荷重の方向が逆になつていて、バウシンガーエフェクト等による剛性の差異が原因と考えられる。なおこれらの水圧の平均は約  $17.7 \text{ kg/cm}^2$  であるが、このときの開口断面の剪断力は疲労試験時の剪断力にはほぼ等しい。

図 2.2.5 は繰返し衝撃水圧による開口部のノッチからの亀裂の伝播状況の一例を示したもので、この場合も亀裂の発生進展は垂直ノッチの方が早い。図 2.2.6 は各試験片の垂直ノッチからの亀裂伝播状況を比較したものである。同図によると亀裂伝播速度は衝撃水圧によるものよりも遙かに大であり、また疲労被害が大なるもの程大きい。D=0 の模型は図に示されるようにウェブの座屈防止用の補強材がなかったので、ウェブの剪断座屈を伴い、それによる局部曲げ応力の影響を受けたため、亀裂伝播速度は最も大になっている。

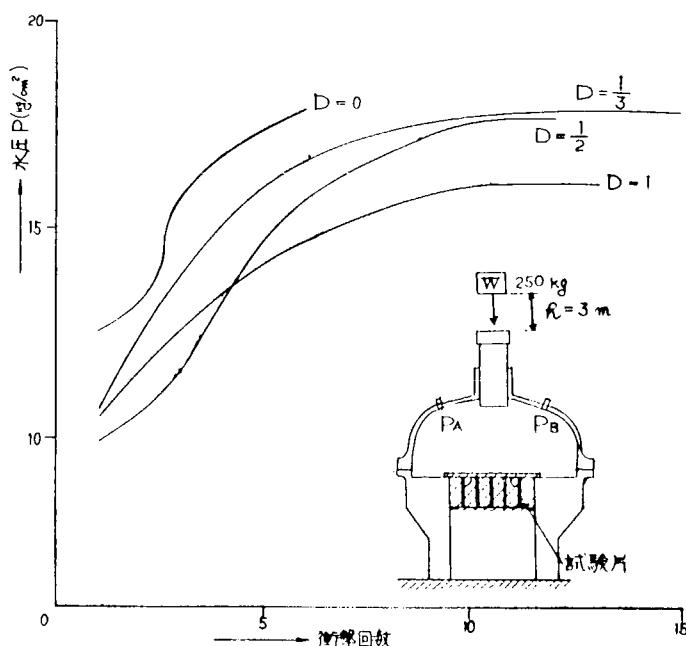


図 2.2.4 衝撃回数と最大水圧

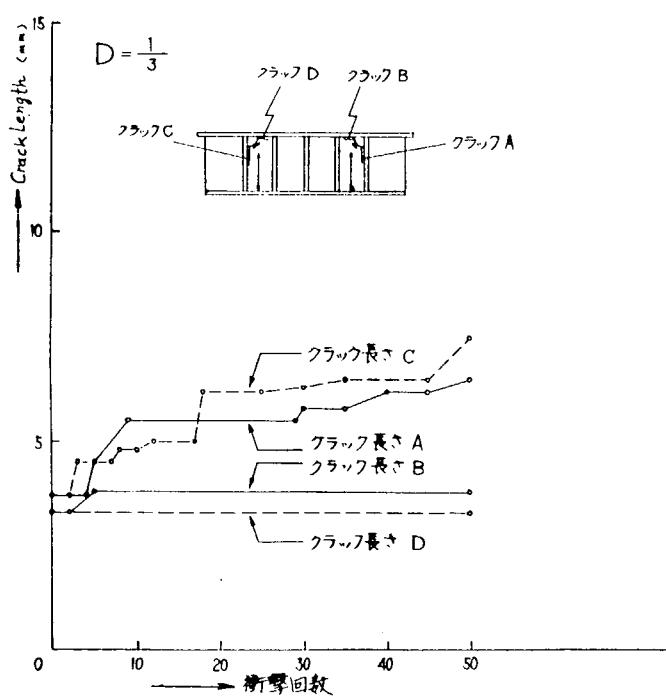


図 2.2.5 衝撃回数とクラック長さ

図 2.2.7 および図 2.2.8 は疲労試験および繰返し衝撃水圧試験における荷重と歪の変化状況を示したもので、何れも開口周辺の縁 45° の位置に接着したゲージによる歪の変化状態である。両者を比較すれば、衝撃荷重の場合の方が各歪サイクルのループの大きさが遙かに大きいことが判る。

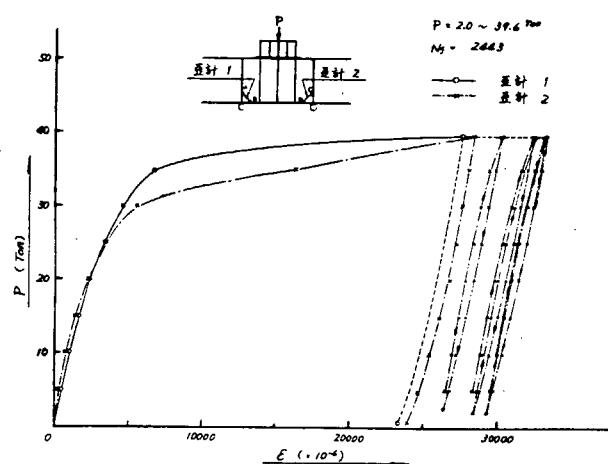


図 2.2.7

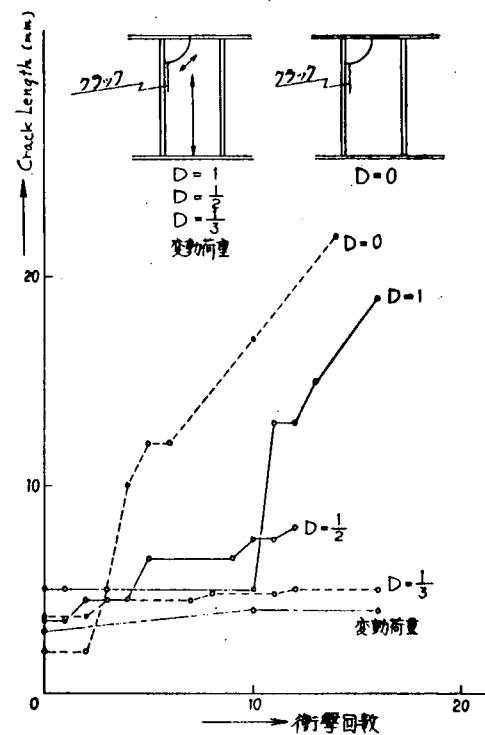


図 2.2.6 衝撃回数とクラック長さ

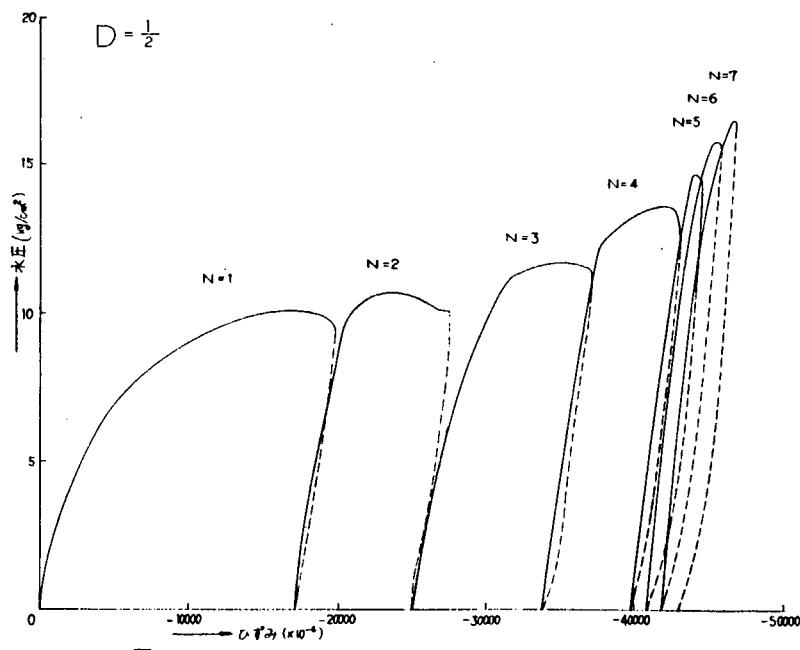


図 2.2.8

### 2.2.3 ストラットの繰返し衝撃座屈試験

#### (1) 試験模型

ストラット型模型は座屈試験用に作製されたもので、その形状寸法を図2.2.9に示す。模型はストラットのウェブに補強材を配置していないType 1と補強材を取り付けたType 2, Type 3, の3種類があり、模型の板側を上面にして板周辺をタンクに溶接により固定し、ストラット下端をタンク下面に溶接固定して、板の上面から水圧を加えた。

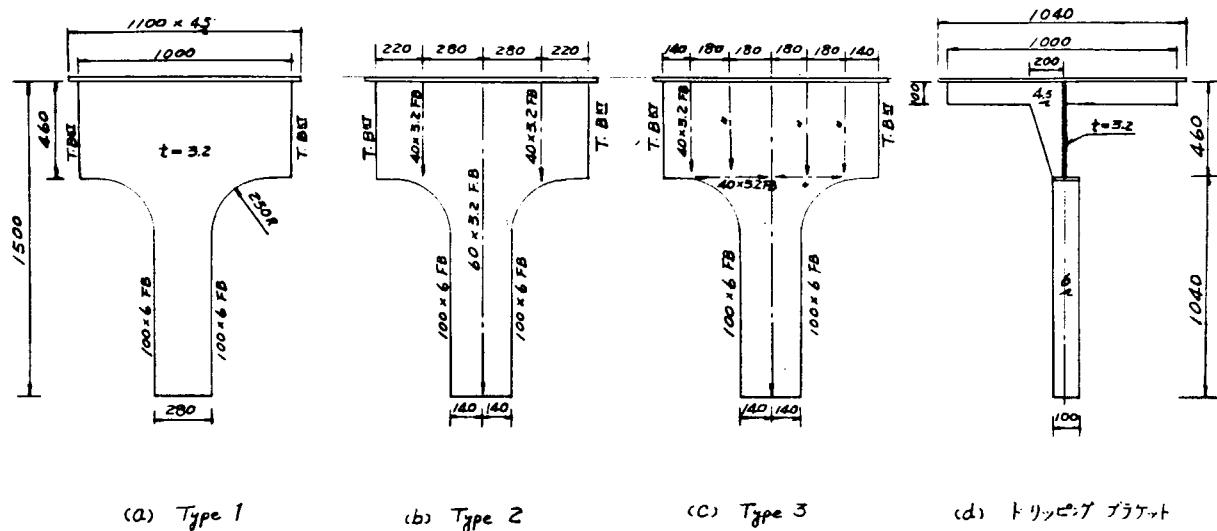


図2.2.9 ストラット型模型

#### (2) 静的座屈試験

図2.2.10および図2.2.11にType 1の静的水圧荷重による座屈試験結果を示す。図2.2.10は静水圧とストラットに作用する軸力の関係を示したもので、軸力はストラットの中央断面での歪分布から求められたものである。圧力約5kg/cm<sup>2</sup>でストラットの軸力が減少し始めているが、これは図2.2.11に示されるように、ストラットの基部がP=5kg/cm<sup>2</sup>で全面的に曲げ変形が増大して、その部の剛性が低下し、桁の荷重分担率が増加すると共に、ストラットへの力の伝達が減少したためと考えられる。なお図2.2.11では荷重の初期の段階からウェブに曲げ歪が生じているが、これは

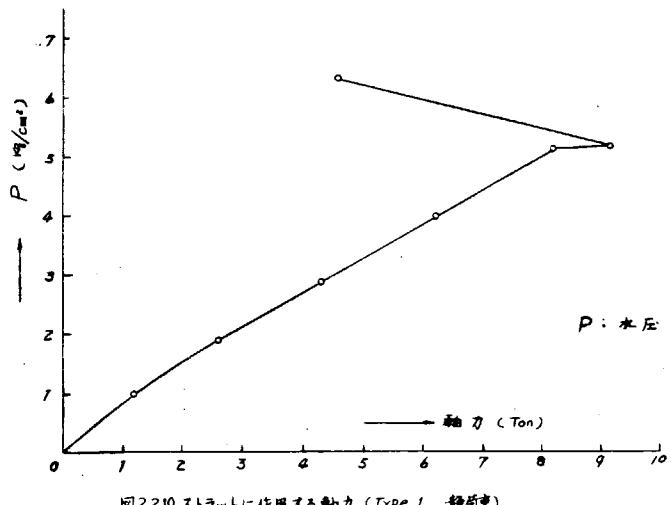


図2.2.10 ストラットに作用する軸力 (Type 1, 静荷重)

TYPE 1 の模型に初期変形が存在していたからである。一方、模型の崩壊モードが初期変形のモードと異なっているため、図に示されるように座屈崩壊時に歪が反転している。

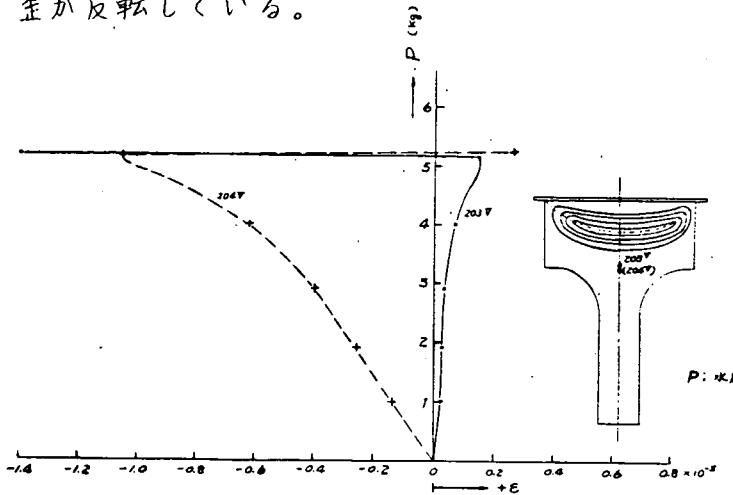


図2.2.11 ストラット基部の曲げ歪 (Type 1, 静荷重)

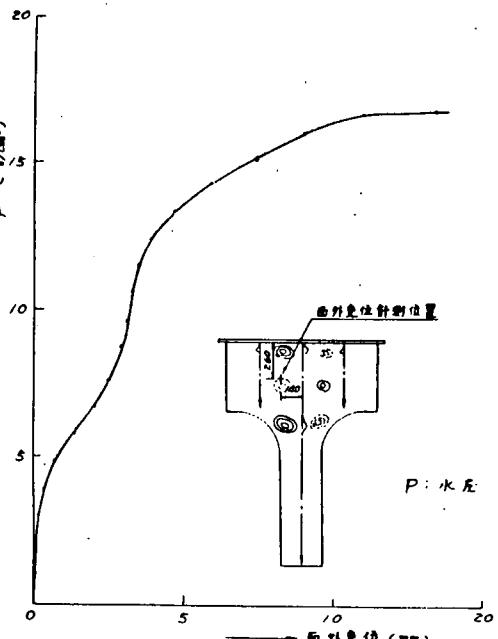


図2.2.12 ストラット基部の面外変形 (Type 2, 静荷重)

TYPE 2 の静的座屈試験結果を図2.2.12及び図2.2.13に示す。同図から明らかなように水圧が約 $5 \text{ kg/cm}^2$ でストラット基部に座屈による面外変形が発生するが、急激な剛性の低下はなく、ウェブの面外変形は荷重の増加と共に徐々に増加し、ウェブに塑性域の生じる水圧(約 $14\sim15 \text{ kg/cm}^2$ )に達するとウェブの曲げ剛性は急激に低下して、約 $17 \text{ kg/cm}^2$ の水圧で崩壊する。なお、約 $16 \text{ kg/cm}^2$ の水圧で歪が反転しているが、これは座屈変形の最大位置が歪計貼付位置の上方へ急激に移動し、座屈モードが変化したためである。

図2.2.14および図2.2.15にTYPE 3 の静的座屈試験結果を示す。同図から明らかなようにスティフナーを密に配置したTYPE 3 では、  
 1. 座屈強度が増加し、  
 水圧約 $17 \text{ kg/cm}^2$ でウェブに座屈変形が生じるが、  
 2. この時すでにストラット基部の応力値は降伏応力に近く座屈後の強度はあまりなく約19.5

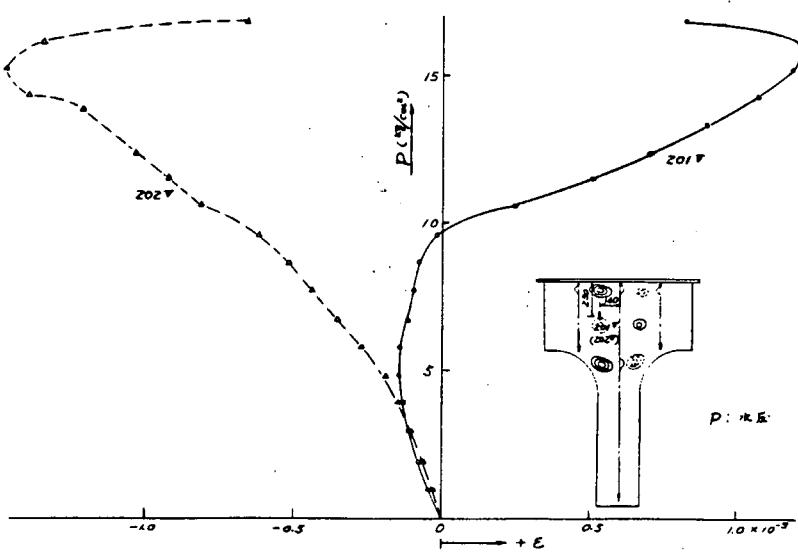


図2.2.13 ストラット基部の曲げ歪 (Type 2, 静荷重)

$kg/cm^2$  の水圧で崩壊する。

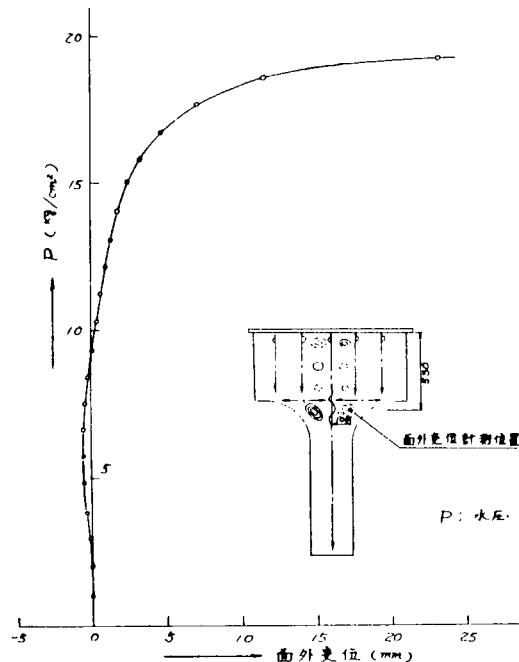


図 2.2.14 ストラット基部の面外変形 (Type 3, 静荷重)

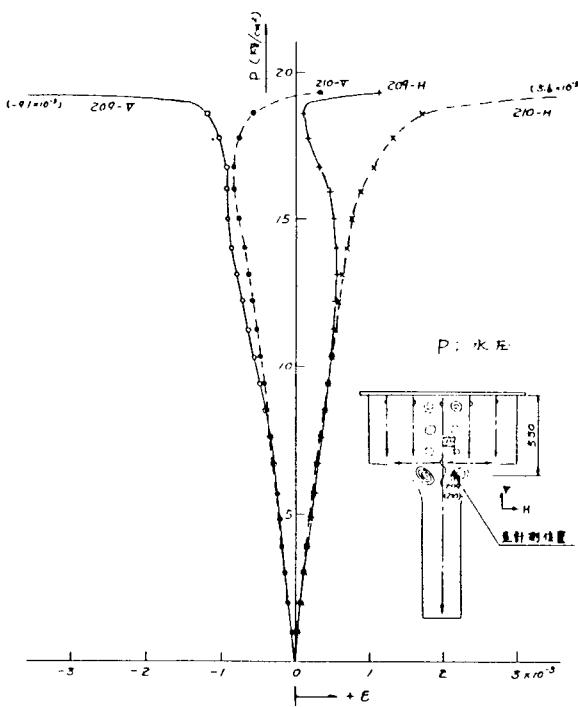


図 2.2.15 ストラット基部の曲げ歪 (Type 3, 静荷重)

### (3) 衝撃座屈試験

衝撃座屈試験では重錘の落下高さを順次高くして、ストラット型試験片に座屈を発生させるものである。図 2.2.16 に Type 1 の衝撃座屈試験結果を示す。同図は重錘 (250 kg) の落下高さを 0.1 m から順次 2.0 m まで増加させて試験した場合の最大水圧を示したものである。第 9 回目 (落下高さ  $h = 1.3 m$ ) で模型に座屈が生じ、その後の衝撃試験では模型の剛性が減少し、最大水圧は低下している。

図 2.2.17 に Type 2 の衝撃座屈試験結果を示す。この場合は、重錘 (250 kg) の落下高さを 0.2 m から順次 3.8 m まで増加させて試験した。

図 2.2.17 は重錘の落下高さが 2.4 m の時のストラット基部のウェブ表裏の歪と水圧の関係を示したものであり、水圧が約  $6 \text{ kg}/\text{cm}^2$  に達すると、ストラット基部のウェブが座屈し、面外曲げ歪が生じている。

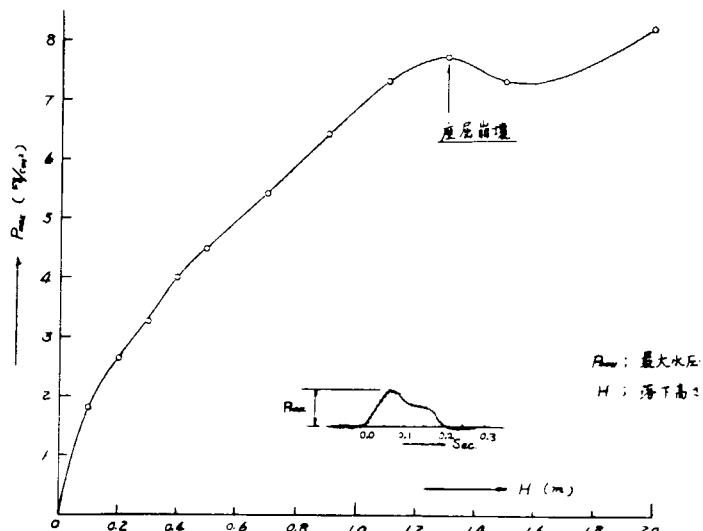


図 2.2.16 重錘落下高さ～最大水圧 (Type 1, 動荷重)

しかし、座屈後水圧が増加し  $15.5 \text{ kg/cm}^2$  に達してもウエブは弾性変形しているので、除荷後残留座屈変形は発生しない。しかし、その後の高水圧による衝撃座屈実験では、模型の座屈変形は徐々に進行するが、ストラット基部にはステイフナーが配置されているので模型の剛性の顯著な低下は見られなかった。

TYPE 3 の衝撃座屈試験では、重錘の重量を  $500 \text{ kg}$  に増し、その落下高さを  $0.1 \text{ m}$  から順次  $3.5 \text{ m}$  まで増加させて実験を行なった。図 2.2.18 に Type 3 の衝撃座屈試験結果を示す。

同図は重錘の落下高さ  $3.0 \text{ m}$  時のストラット基部アル部のウエブの表裏の差と水圧の関係を示したものであり、水圧が約  $20 \text{ kg/cm}^2$  に達すると、ウエブは局部座屈し面外曲げ差が生じることを示している。座屈発生後、水圧がさらに増加し  $22 \text{ kg/cm}^2$  に達して、ウエブに塑性域が生じて、除荷後座屈変形が観測された。

#### (4) 繰返し衝撃座屈試験

繰返し衝撃座屈試験では重錘の落下高さを前項の衝撃座屈試験で判明した水圧の 8 割程度の水圧が発生する高さにして、重錘を繰返し落下させ、座屈変形の進展を調したものである。 $500 \text{ kg}$  の重錘を  $1.7 \text{ m}$  の高さから 62 回繰返し落下させて Type 3 の模型の繰返し衝撃座屈実験を行なった結果を図 2.2.19 および図 2.2.20 に示す。図 2.2.19 は模型に作用する最大水圧と繰返し衝撃回数との関係を示したものである。同図から明らかのように、初期の衝撃では最大水圧は  $12.5 \text{ kg/cm}^2$  と低いが、順次最大水圧が上昇し、約 10 回の衝撃後一定値  $19.5 \text{ kg/cm}^2$  に収まる。これは、本実験装置では模型に衝撃力がエネルギーの形で与えられるからである。即ち、衝撃が作用すると、まず模型は弾性変形し、その

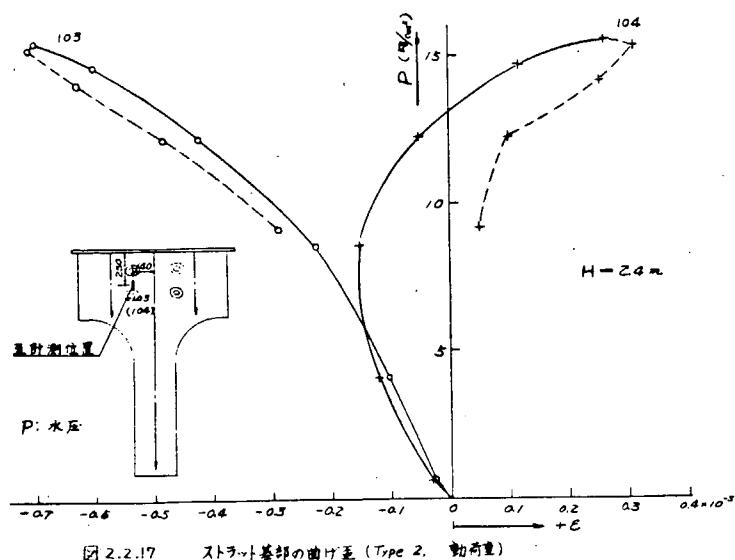


図 2.2.17 ストラット基部の曲げ歪 (Type 2. 動荷重)

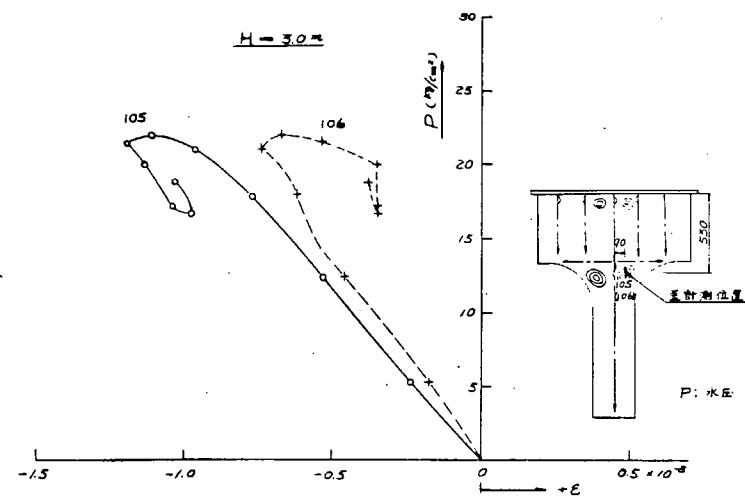


図 2.2.18 ストラット基部の曲げ歪 (Type 3. 動荷重)

後塑性域が生じて剛性が低下する。除荷後再負荷すると、前回の最大変形量まで弾性変形して、弾性限が上昇し、有効剛性が増加する。模型の剛性が増すと、衝撃力が作用した時に発生する水圧は増加する。

図2.2.20はストラット基部コーナー部のウェブの表裏の衝撃試験後の残留歪を示したものである。衝撃の初期の段階では、ストラット基部には顕著な座屈変形は現われず、同図から明らかなようにウェブ表裏の残留歪は共に圧縮であり、これは模型に作用した水圧による軸力によって塑性変形が生じたためである。第3回目の衝撃試験後ストラット基部の曲げ歪は大幅に増加し、それと共に座屈変形が着実に進行して行く。

本実験(重錘の落下高さ1.7m)の場合、約20回の繰返し衝撃試験で、座屈変形はほぼ一定値に達し、その後約40回の繰返し衝撃を与えても座屈変形は進行しなかった。

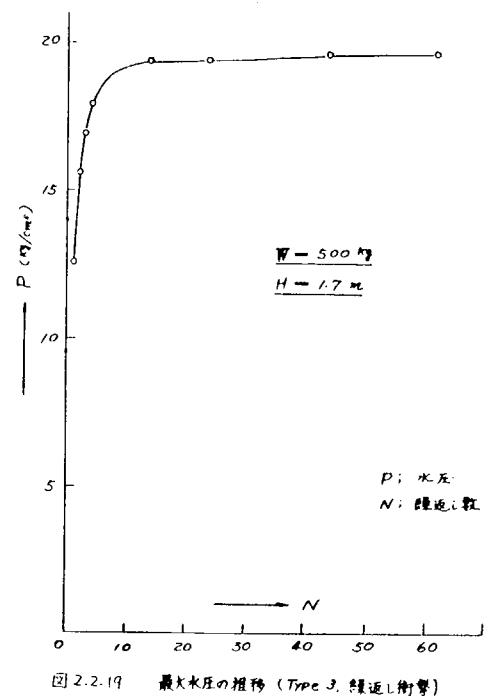


図2.2.19 最大水圧の推移 (Type 3, 繰返し衝撃)

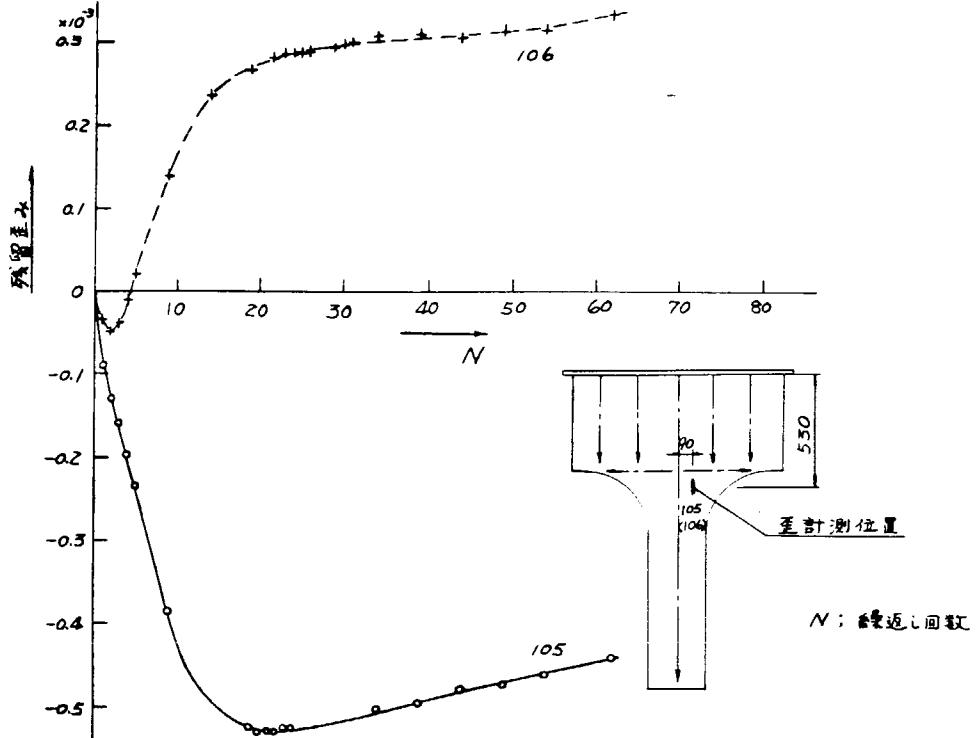


図2.2.20 残留曲げ歪の推移 (Type 3, 繰返し衝撃試験)

## 2.2.4 結論

以上に述べられた各試験結果から明らかにされた事項を列挙すれば次の通りである。

(1) 繰返し静的荷重による場合と繰返し衝撃水圧による場合とを比較すれば、疲労亀裂の伝播速度は後者の方が前者にくらべて遙かに大である。その理由としては後者の場合は荷重の繰返しと共に模型の剛性の増加による衝撃圧が増大することおよび各繰返し荷重がエネルギーで与えられることが考えられる。

(2) 繰返し荷重による疲労被害を受けた部材の繰返し衝撃水圧に対する亀裂の伝播速度は、その被害度が大なるものほど大きい。

(3) 繰返し衝撃水圧試験において、ウェブの座屈変形を伴なう場合は、それが生じない場合より亀裂伝播速度は大きい。その理由としては座屈による局部曲げ応力が影響するものと考えられる。

(4) 静水圧によるストラット模型の座屈と衝撃水圧による座屈とを比較すれば、後者の場合の方がストラット基部の局部座屈強度は高い。

(5) 一定高さから重錘を落とした繰返し衝撃水圧試験では、そのときの衝撃水圧が座屈水圧の 80 % のときでは、初期の回数では座屈変形はほとんど現われず、第 3 回目の衝撃によってストラット基部の曲げ歪が大巾に増加し、それと共に座屈変形は進行するが約 20 回の衝撃でほぼ一定値に達した。

## 2.3 船側構造の最終強度\*

### 2.3.1 概要

大型船が波浪外力によって大きな損傷を被る構造について前年度に統一解説と試験した。即ち、船底、船側等に特有の多數の縦並材とそれに交差した大骨を持つ防撲板が擦過し変動圧力及び衝撲圧の作用下で破壊する状況について、46年度研究の結果に基づき、外板疲労亜裂の発生に至る経過をより明確にし、衝撲圧負荷時の外板亜裂の挙動の検討を行った。実験は次の三段階について行った。

- (1) 防撲パネルにおける板部の疲労亜裂発生個所の応力履歴の追跡。
- (2) 縦並材隅肉密接トウ近傍で外板に生じた疲労亜裂が応力に沿って進展していく傾向の把握。
- (3) 衝撲的な圧力を負荷した際の外板疲労亜裂の挙動の解明。

### 2.3.2 実験

#### (1) 実験装置

「疲労試験」には前年度と同様、「面圧発生装置」(図2.3.1)を用い、電気油圧式疲労試験機にて駆動した。又、BII供試体の実験には図に示すアダプターを用いた。「衝撲試験」には波浪衝撲水圧発生装置試作機(2.6参照)を使用した。

#### (2) 疲労試験

実験模型 A1(図2.3.2)は前年度とはほぼ同じであるが、前年度実験に於いては端部より

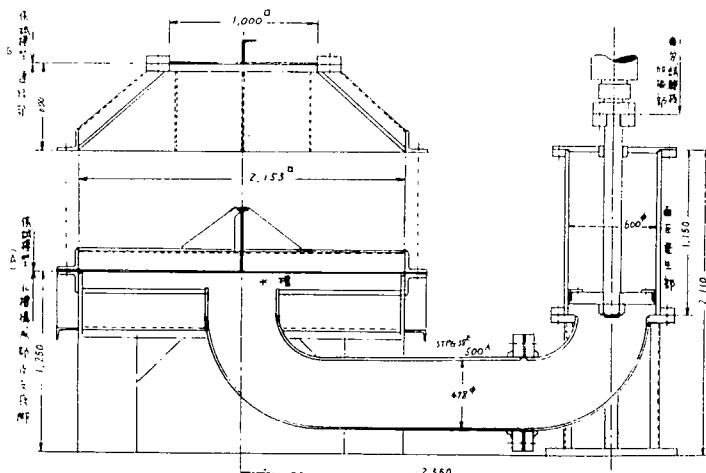


図2.3.1 面圧発生装置

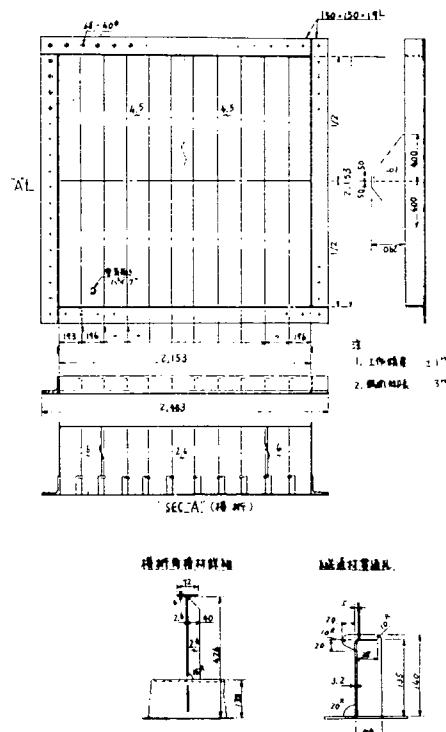


図2.3.2 供試体 A1

\*船側構造の疲労、衝撲破壊実験 軌道担当 安東重美、深柳政弘

の損傷が支配的であり、実際の周辺条件とそぐわない<sup>1</sup>ので、横断端部と増厚部強化。使用材料はSS41 ( $\sigma_y = 30 \text{ kg/mm}^2$ ,  $\sigma_B = 44 \text{ kg/mm}^2$ )である。実験は静圧  $0.7 \sim -0.65 \text{ kg/cm}^2$  間で応力測定を行った後、圧力振幅  $1 \text{ kg/cm}^2$  を目標に疲労試験を行った。(変位制御) この間、損傷経過を追跡すると共に、全体剛性(代表値として面外慣性量)及び疲労亜裂の発生が予想された箇所(接合部近傍の外板面内応力を測定した。

### (3) 衝撃試験

変動圧力の繰返し負荷により、外板に顕著な疲労亜裂と生じた状態で衝撃的圧力を受けた場合の亜裂の挙動を知る為にシリーズ試験を行った。実験の便宜上、疲労亜裂の代りに  $0.1 \text{ mm}$  の先端半径を持つ人工切欠を付けた防撲板に衝撃圧力を加え、亜裂発生有無、破壊性状を調べた。供試体は横断を縦通材が貫通する個所近傍を模型化したもので、まず2個の供試体 B01, B02 (図 2.3.3a) を準備的な実験を行い、シリーズ模型の要目を決める参考とした。その結果、

- (a) 非損傷の防撲材では剛性が大きく、外板面内力が充分加わらない。
- (b) 単一の防撲材では必ずしも切欠を開口せしめるような応力状態にならない。
- (c) B01 のように加压面(辺)に比べてあまり長い貫通切欠を行けど(a), (b)と同様の結果にはならない。
- (d) 長い非貫通切欠の場合、切欠先端の応力状態から B02 のように板厚方向の外に亜裂が進む。  
--- 事の事が判明した。

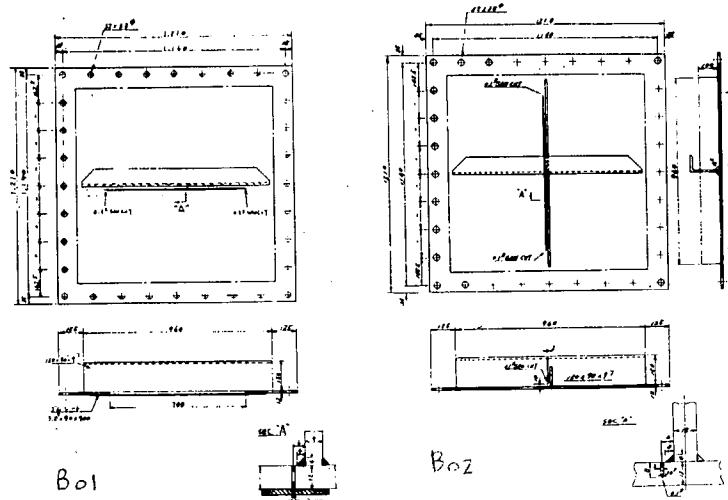


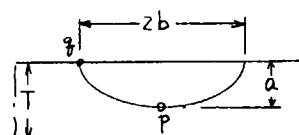
図 2.3.3a 予備試験供試体 B01, B02

\*注) 右図の表面切欠に於いて応力値(K値)が最大となる個所及び半亜裂長(Half crack length)の値は

$$b/T > 5 \text{ であれば } \sigma_{\max \text{ at } P} \quad H.C.L. = a$$

$$b/T < 5 \text{ 且つ } a/T < 0.7 \text{ ならば } \quad " \quad "$$

$$\text{ " } \quad a/T \geq 0.7 \text{ ならば } \sigma_{\max \text{ at } q} \quad H.C.L. = b$$



以上の結果より図2.3.3b, 表2.3.2に示す如く供試体形状を次とし。使用材料はLR規格軟鋼板であり、機械的性質を以下に示す。

|      |   |
|------|---|
| 降伏応力 | $29.7 \text{ kg/mm}^2$  |
| 引張強さ | $46.9 \text{ kg/mm}^2$  |
| 伸び   | 29 %  |
| 弹性係数 | $2.09 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$  |
| 衝撃値  | 圧延方向 $16.3 \text{ kg-m}$<br>(T: $-40^\circ\text{C}$ - $0^\circ\text{C}$ ) 直角方向 $5.0 \text{ kg-m}$ |

#### (4) 疲労 / 衝撃試験

供試体B<sub>11</sub> --- 形状、材料共 B=4-2<sup>2</sup> と 10<sup>2</sup> 、人工切欠き  $75R^2 2^{mm}$  の溝さに刃込み、即ち裏面切欠き長さ  $34.4^{mm}$  にて、静的応力測定後、疲労試験を行ふ、累積疲労を手之下後、衝撃力を加えて。

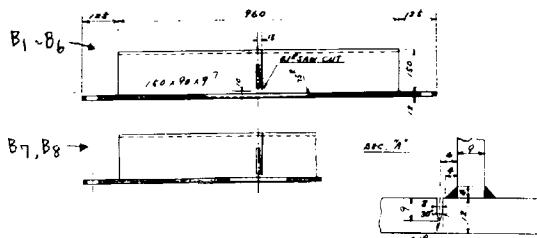
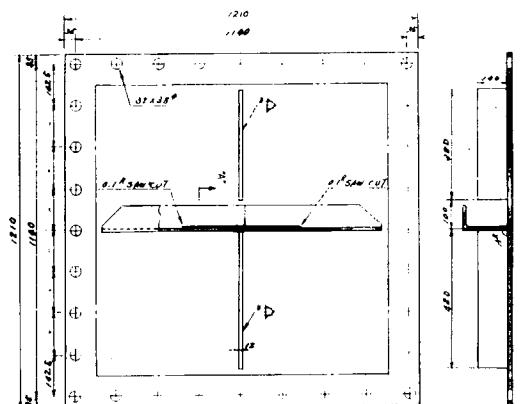


図2.3.3b 供試体 B-4-2

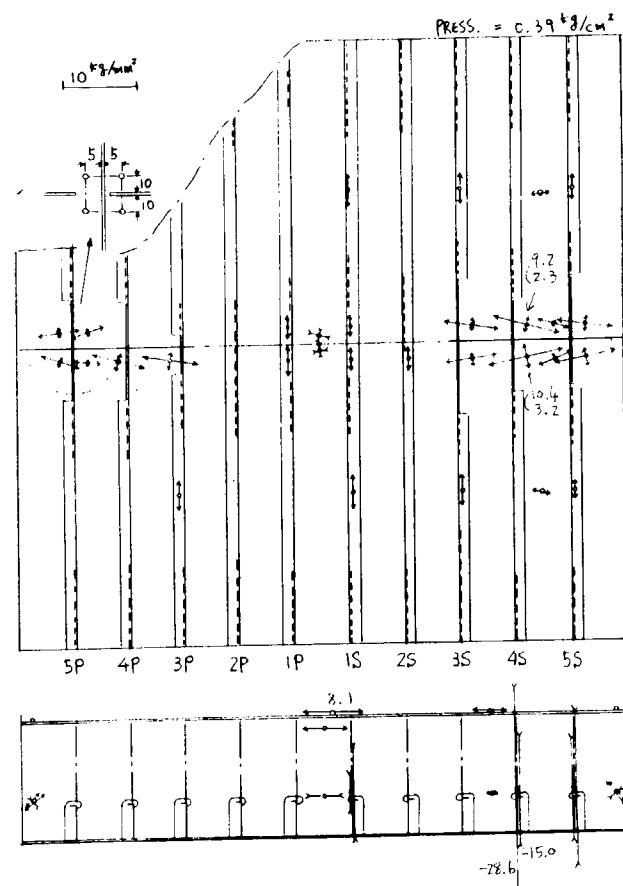
### 2.3.3 実験結果

#### (1) 疲労試験(供試体 A<sub>1</sub>)

静圧負荷による応力測定結果(分布)を図2.3.4に示す。疲労試験は目標圧力振幅  $1.58/cm^2$  (実際は  $0.77 \sim 1.08/cm^2$ , 図2.3.9参照)で10万回の繰返し変動圧力をかけた。損傷の発生、進展の経過を表2.3.1に示す。前年度実験と比較して、縦通材の損傷が見られず、また横行も破断に至らず。局部的にはとむかく全体的な剛性低下は顕著ではない。しかし、外板の亀裂が4S, 4P, 縦通材周辺に生じた。これは端部が比較的剛である、且つ板厚変更部を屈曲させとするような面外挙動モードを生じた事による。貫通亀裂としてはスロット開孔部下端の角(表2.3.1に示す(c))の剪断的な破壊部がより顕著であるが、縦通材下端に沿った隅肉溶接トウにも部分的に貫通した比較的長い表面亀裂が生じた。試験終了後の損傷状態を図2.3.5に示し、外板亀裂発生部周辺の応力履歴を図2.3.9に示す。

表2.3.1 疲労損傷経過

| 位置 | 亀裂発生回数 |          |          | 貫通回数      |           | 破断回数   |        |
|----|--------|----------|----------|-----------|-----------|--------|--------|
|    | STIFF. | SLOT(A)* | SLOT(B)* | SHELL(C)* | SHELL(D)* | STIFF. | SLOT   |
| 5P | 9,000  | 32,000   | 37,500   |           |           | 14,000 |        |
| 4P | 4,000  | 3,800    | 47,000   | 36,000    |           | 7,500  |        |
| 3P | 6,500  | 4,500    | 32,000   |           |           | 13,000 |        |
| 2P | 31,000 | 21,000   |          |           |           | 92,000 |        |
| 1P | 44,000 |          |          |           |           | 78,000 |        |
| 1S | 42,000 | 48,000   |          |           |           | 95,000 |        |
| 2S | 9,000  | 13,000   | 45,000   |           |           | 39,000 | 59,000 |
| 3S | 4,000  | 4,200    | 22,000   |           |           | 12,000 | 45,000 |
| 4S | 3,500  | 3,500    | 37,500   | 18,000    | 70,000    | 5,700  |        |
| 5S | 4,500  | 19,000   | 17,000   | 96,000    |           | 14,500 |        |



## (2) 衝撃試験 (供試体 B<sub>1</sub>~B<sub>8</sub>)

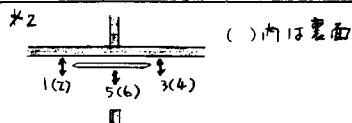
実験は 4 種類 (非貫通切欠 3 種, 貫通切欠 1 種) の供試体について, 各 1 個の後続圧存し, 1 個はありの条件で行った。(ただし, B<sub>2</sub> の実験では A 室側のガラスが破壊せず B<sub>7</sub> と同一条件にて行った)。圧力及び全計測例を図 2.3.6 a, b に示す。結果は予備試験及び B<sub>11</sub> の実験を含め表 2.3.2 に示すが, 総括すると以下の如くである。

- (a) 本実験は 1% オーダーの歪を生ずる領域での破壊試験である。
- (b) 貫通切欠の供試体では亜裂の発生は見られなかつた。
- (c) 非貫通切欠の供試体では切欠長さ 200 mm 以上で板厚方向に貫通したが長手方向への進展はなかつた。
- (d) 後続 E のある場合, 差圧を保持した場合と比較して破壊エネルギー (モード I) は少しが, 貫通の有無には差は出ず, 貫通部長さの違い程度であった。
- (e) 破壊は剪断的であつた。
- (f) 板面内の応力 (歪) 模様は加圧面側に圧縮部が残る曲げの形となつてゐるが, メッシュの歪としては平均的に 2000 ~ 6000 N/mm<sup>2</sup> 程度をもつていて、計算は人工切欠周辺に限られていいが、全体にその値が生じていいと考へて面外挾み量 (円弧状の変形を仮定) を計算してみると 25 ~ 50 mm となる, 傾向的には量的に表 2.3.2 中に示す残留挾み量と妥当に対応を示す

表 2.3.2 衝撃実験結果

| 供試体             | 切欠長<br>× 深さ<br>mm | 実験時<br>水温<br>°C | t <sup>0</sup> -7 圧力<br>kg/cm <sup>2</sup> | 立ち上時間<br>msec | 最大歪 × 10 <sup>-6</sup> |                        |                        | 残留<br>挾み<br>mm  | 亜裂運動                     |
|-----------------|-------------------|-----------------|--|---------------|------------------------|------------------------|------------------------|-----------------|--------------------------|
|                 |                   |                 |  |               | 1 (2)<br><sup>*2</sup> | 3 (4)<br><sup>*2</sup> | 5 (6)<br><sup>*2</sup> |                 |                          |
| B <sub>01</sub> | 700 貫通            | 20.5            | 10.0                                       | 20.5          | -8250<br>→ 11500       | -3900<br>→ 8850        |                        |                 | 進展なし                     |
| B <sub>02</sub> | 800 × 8           | 18              | 11.9                                       | 13.7          |                        |                        |                        | -5680<br>(6290) | 180° 切欠全長で貫通<br>長手方向進展なし |
| B <sub>1</sub>  | 100 × 9           | 16              | 12.1                                       | 17.4          | 13000<br>(-3250)       | 15400<br>(-7200)       | -6650<br>(10000)       | 32.8            | 貫通, 進展せず                 |
| B <sub>2</sub>  | "                 | 13              | 11.1 <sup>*1</sup>                         | 17.6          | 8930<br>(-6120)        | 9420<br>(-5500)        | -8000<br>(6200)        | 17.8            | "                        |
| B <sub>3</sub>  | 200 × 9           | 15              | 11.7                                       | 17.5          | 10600<br>(-4130)       | 17300<br>(-5300)       | -10200<br>(9870)       | 38.3            | 貫通長 ± 55 mm              |
| B <sub>4</sub>  | "                 | 10              | 12.4 <sup>*1</sup>                         | 17.7          | 15300<br>(-3160)       | 16900<br>(-7300)       | -9100<br>(17400)       | 35.5            | " 14 mm                  |
| B <sub>5</sub>  | 400 × 9           | 15.5            | 11.7                                       | 19.3          | 9770<br>(-2740)        | 7500<br>(-4100)        | -7500<br>(8250)        | 41              | " 300 mm                 |
| B <sub>6</sub>  | "                 | 10              | 11.8 <sup>*1</sup>                         | 17.8          | 15600<br>(-2840)       | 13350<br>(-2900)       | -8830<br>(9170)        | 30.5            | " 137 mm                 |
| B <sub>7</sub>  | 200 貫通            | 13              | 12.8                                       | 20.0          |                        | 20000                  |                        | 38              | 進展せず                     |
| B <sub>8</sub>  | "                 | 11.5            | 14.0                                       | 17.8          | 19000                  | 10000                  |                        | 36              | "                        |
| B <sub>11</sub> | 疲劳亜裂              | 12              | 13.0                                       | 18.8          | 2850                   | 2560                   | -3680                  | 34.5            |                          |

\*1 後続圧有



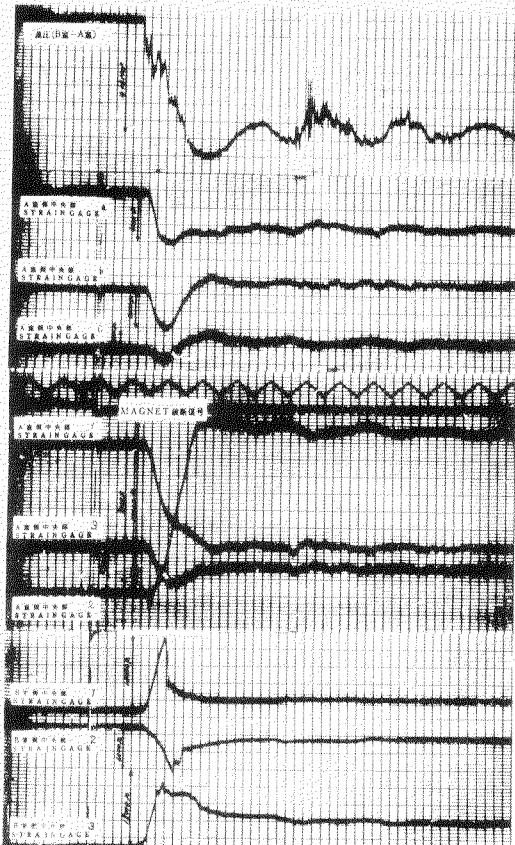


図 2.3.6a B1 衝撃時計測

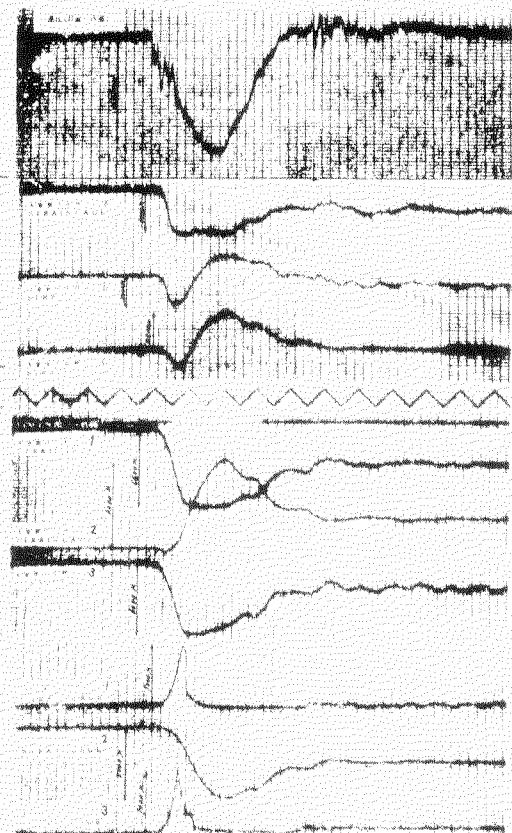


図 2.3.6b B2 衝撃時計測

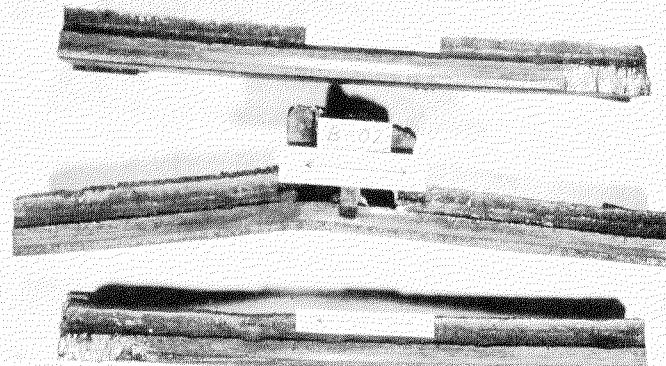


写真 2.3.1 B02 破面

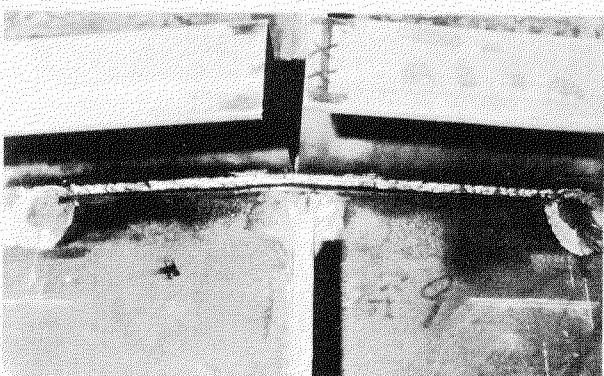


写真 2.3.2a B5 衝撃後

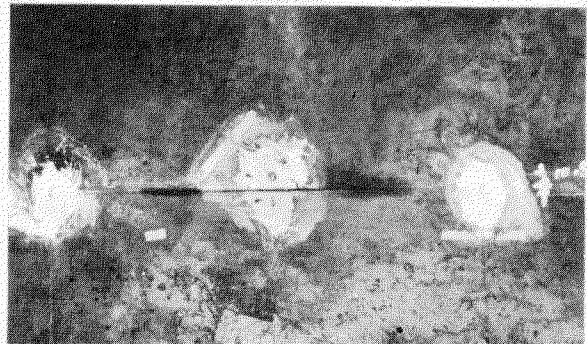


写真 2.3.2b B5 貫通部(裏面)

### (3) 疲労 / 衝撃試験 (供試体 B<sub>II</sub>)

静圧による応力測定結果を図2.3.7に示す。防護材(アングル)は中央で大部を切断しているが負圧負荷時に接触して効果を持ち、板面に沿った面内応力が小さく片振りに近い実験条件であった。疲労試験は当初圧力荷重ほぼ1kg/cm<sup>2</sup> (0.6~0.4) の両振りで行ったが、疲労亀裂の進展が非常に緩慢な為、最終的には正圧側を1kg/cm<sup>2</sup>まで上げた。疲労亀裂は最初、アングルの切断端部①(以下図2.3.8中の記号で示す)より溶着金属部②③④⑤⑥に進した。ト工切欠よりの亀裂は両端から発して、直ちに密接ビードトウオ同に向かい、一方では板端材に進したが⑦、他方はアングルよりの亀裂と合流して、溶着金属を破断せしめたのみである⑧⑨。最終的には38回の繰返し圧力をかけたが⑩の亀裂は33mm進んだのみである。衝撃試験では(2)の実験と同様、既存の亀裂が開口したものにて、新しい進展は見られなかった。

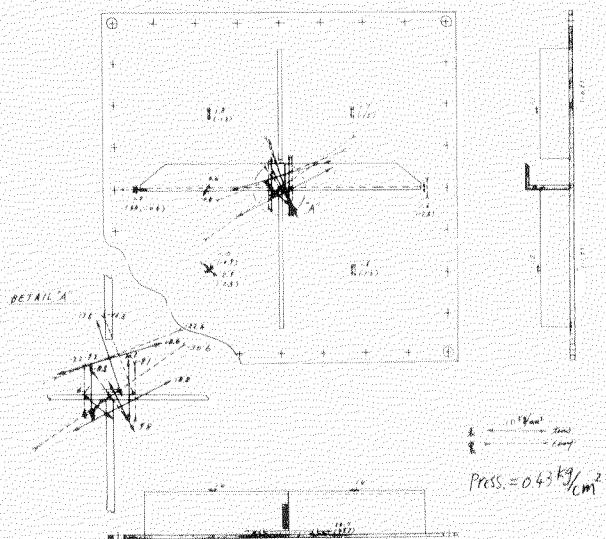


図 2.3.7 B<sub>II</sub> 応力分布

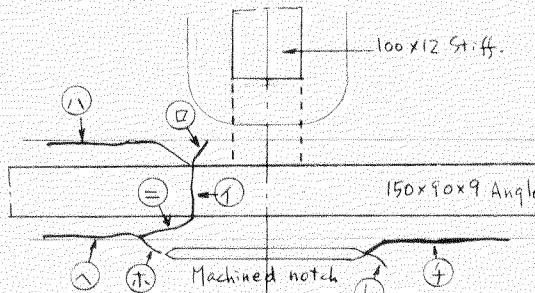


図 2.3.8 疲労亀裂の進展

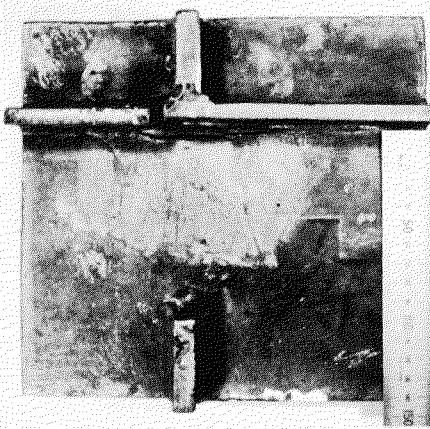


写真 2.3.3a B<sub>II</sub> 衝撃後

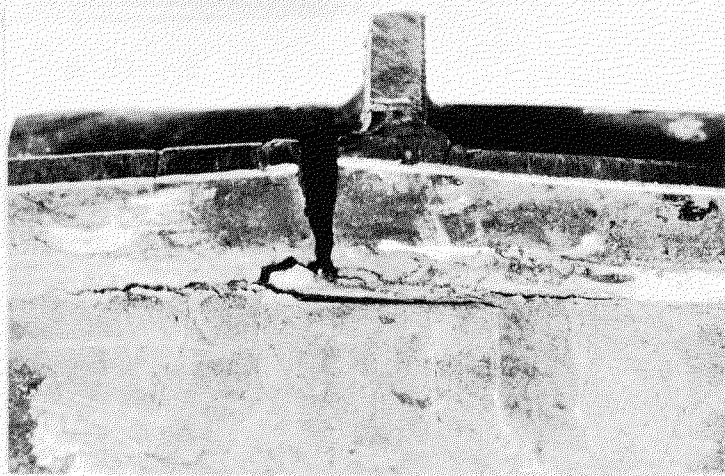


写真 2.3.3b B<sub>II</sub> 亀裂詳細

### 2.3.4 考察

以上の実験結果について、従来の破壊力学に沿ける考え方を用いて定量的解析を行ひ、実船の損傷の可能性について推論を試みる。即ち疲労による亜裂の進展については応力拡大係数

$$K = \sigma / \sqrt{Ma} \quad (2.3.1)$$

但し  $M$  は Magnification factor

を用いて、

$$\frac{da}{dn} = C (\Delta K)^m \quad (2.3.2)$$

ならびに実験的に導かれていた  $C = C^2$  材料定数  $C, m$  は Gurney にて做り、

$$\log_{10} C = 0.0558 \bar{\sigma}_y - 9.028 \quad \left. \begin{array}{l} \\ \end{array} \right\} (2.3.3)$$

$$m = 3.94 - 0.0584 \bar{\sigma}_y$$

但し  $\bar{\sigma}_y$  in tsi,  $K$  in tsi/in

より求めた。式(2.3.1), (2.3.2)より  $a$  と  $n$  の関係は、

$$\int_{a_0}^a a^{-\frac{m}{2}} da = CM^{\frac{m}{2}} \int_0^n \sigma^m dn \quad (2.3.4)$$

また Magnification factor  $M$  は曲げ応力を含む表面拘束に対する

$$M = \frac{1.21\pi}{\Phi_0^2 - 0.212(\frac{\sigma}{\sigma_y})^2} \left( \frac{1+U}{3+U} \right)^2 \quad \left. \begin{array}{l} \\ \end{array} \right\} (2.3.5)$$

$$\text{但し } \Phi_0 = \int_0^{\pi/2} \left[ 1 - \left( \frac{b^2 - a^2}{b^2} \right) \sin^2 \theta \right]^{\frac{1}{2}} d\theta$$

$b$  = 表面亜裂長さ/2

$a$  = 亜裂深さ

$U = \pi^2 P Y = CE$

BII の実験に適用すると、

$$\bar{\sigma}_y = 18.9 \text{ tsi} (29.7 \text{ kg/mm}^2) \quad \therefore C = 1.064 \times 10^{-8}$$

$$M = 2.83$$

$$M = 0.678, \quad a_0 = 0.0788 \text{ in} (2 \text{ mm})$$

また応力を図 2.3.10 および  $M$  の実数として、

$$\sigma = 6.35 \text{ tsi} \quad \text{for } 0 < n \leq 40000 \quad \left. \begin{array}{l} \\ \end{array} \right\} (2.3.6)$$

$$\sigma = 0.138 M \quad 40000 < n$$

式(2.3.4)に入れると結局、

$$a^{-0.45} = 2.91 - 0.523 \times 10^{-11} n^{2.021} \quad (2.3.7)$$

$(n \geq 40000)$

となり、図 2.3.11 に示す如く計測結果とはほぼ合致する（但し人工の切欠の深長

レバウルがわらずにそのままで進展したと仮定し、貫徹深さを基準に換算)。  
同様な事と A1 の実験に適用する。図 2.3.9 より応力分布を次のようにとる。

$$\left. \begin{array}{ll} \sigma = 14.8^{+0.5} & n \leq 2000 \\ \sigma = 6.61 \ln n - 35.3 & 2000 < n \leq 13000 \\ \sigma = 27.2 & 13000 < n \leq 17000 \\ \sigma = -12.2 \ln n + 146 & 17000 < n \leq 60000 \\ \sigma = 11.8 & n > 60000 \end{array} \right\} \quad (2.3.8)$$

また、

$$\sigma_y = 19^{+0.5} \quad \therefore C = 1.076 \times 10^{-8}, \quad m = 2.83$$

$$M = 2.15 \quad (-\text{部曲げ}, -\text{部引張り}) \quad \text{及び} \quad a_0 = 0.0118^{in} (0.3^{mm})$$

これらを式(2.3.4)に入れる。

$$\alpha^{-0.415} = 6.312 - 1.319 \times 10^{-8} \int_0^M \sigma^{2.83} dn \quad (2.3.9)$$

となる。これを図 2.3.12 に示す。実船にも以上の前提が成り立つとすれば、例えば板厚 20<sup>mm</sup> の場合 13 万回程度で貫通亜裂を生じる事となる。この際の表面亜裂長さは不明であるが前年度実験とも考え方をすると構造配置(応力分布状態を決定するものとしての)から決まる事が想定され、実験結果を適用すると 1<sup>m</sup> のオーダーとなる。衝撃実験結果については、長い表面亜裂を有する場合、多くの大部分にわたって貫通する事がわかつただけで、数値的解析にはデータが充分でない。しかし本実験条件では脆性的な破壊は生じない。

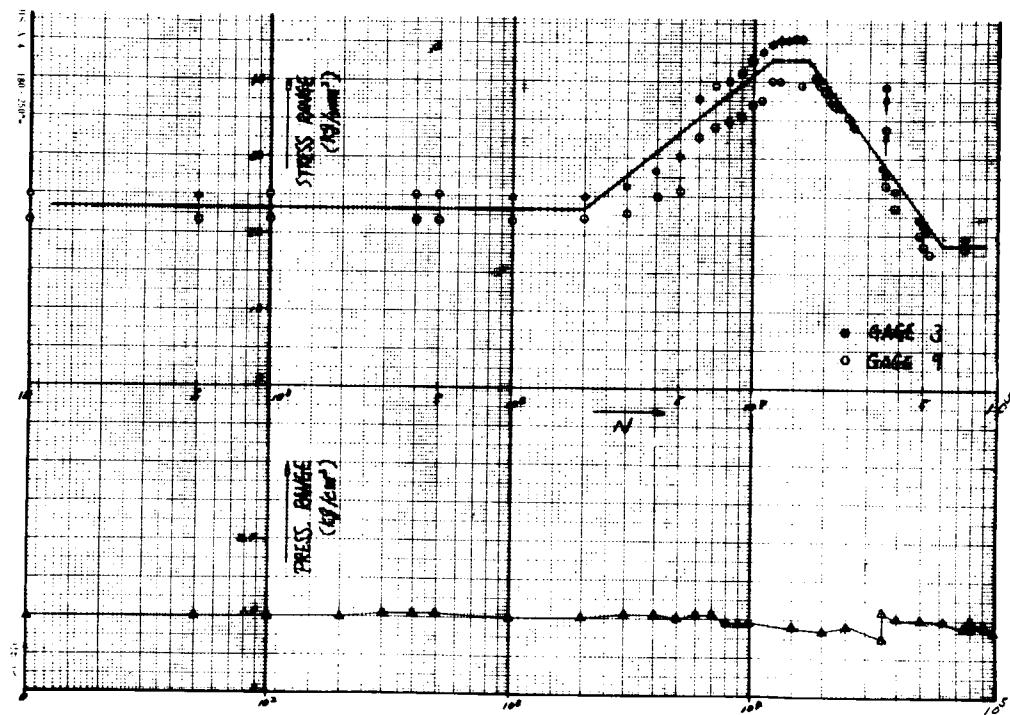


図 2.3.9 A1 応力履歴

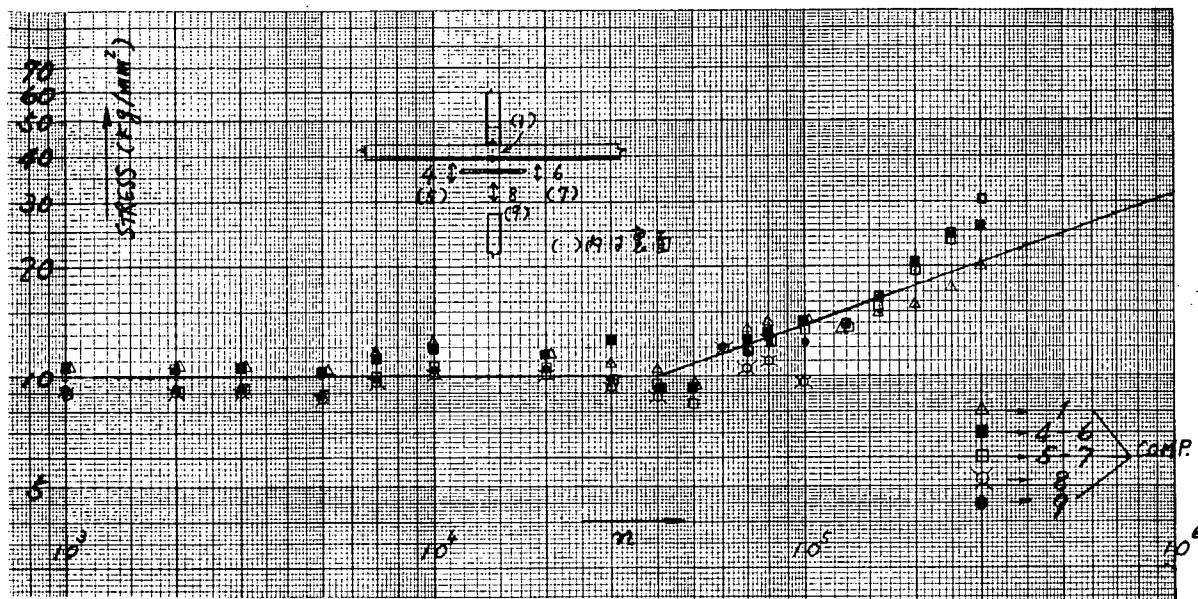


図 2.3.10 BII 応力疲労

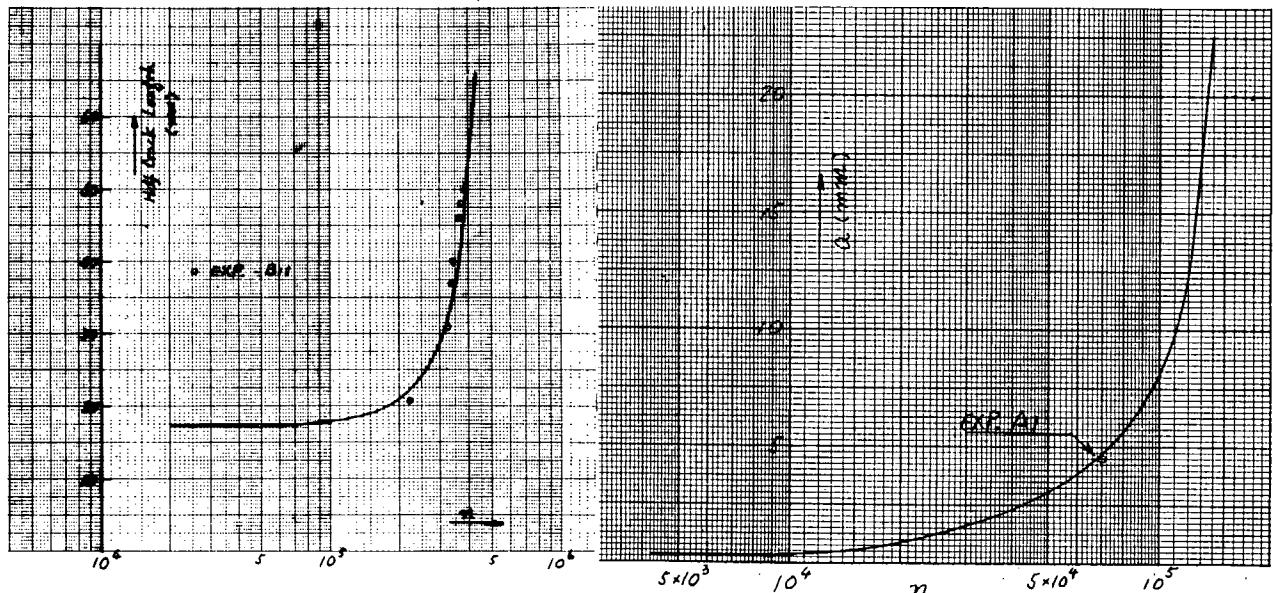


図 2.3.11 傷裂進展曲線(BII)

図 2.3.12 傷裂進展曲線(AI).

### 2.3.5 まとめ

(1) 定常的な変動水圧中の外板への疲労の累積及びそれによる破断(貫通)の可能性を試算した。

(2) 疲労傷裂を生じた防護パネルにピーカー  $10 \text{ kg/cm}^2$ , 立ち上がり時間  $10 \sim 20 \text{ msec}$  程度の急激な圧力負荷があつても、常温では脆性的な破壊は生ぜず、延性的な高応力破壊も小規模なものにとどまる。ここで、これについては本研究で行ったような有効パネルの大きさが限定されたものでは、実際的な状況を再現するのは困難である）、大パネルに於ける挙動については未解明である。

## 2.4 船側構造の変動外圧に対する動的応答模型実験\*

### 2.4.1 実験目的

満載状態の鉱石運搬船が航行中、空艶状態の玄側タンクがある限界値以上の波浪変動圧を受けて動的崩壊する可能性があることが、理論的に明らかにされた〔1〕。

船側に加わる変動圧は、玄側タンク構造を介して鉱石に作用するが、鉱石は圧縮され程、剛性が増加するので、船側構造は満載艶の縦通隔壁部で変位が拘束されていると考えられ、玄側タンク部分のみを取り出して考える。玄側タンク構造は、船側外板、船側・甲板・船底の横桁、支柱・船側縦通材から成り、波浪変動圧に抗する。変動圧が小さい間、変動圧の約半分は支柱を通じ圧縮軸力として鉱石に伝達する。この支柱が座屈しないなら船側の構造は殆んど変形しない。変動圧がより高くなつて軸力が支柱の座屈強度を超えると、支柱の座屈後の耐力減少が引き金の役割をして動的応答が開始し、さらに船側横桁の横倒れによる耐力低下によって大変形を生じる。ただし、たわみが大きくなると、外板の膜力剛性による抵抗力が増大するので、あるところで、たわみ速度は零となり、その点で最大たわみを示す。動的応答による最大たわみは、耐力減少を考えに入れないと、静的に解析した場合よりもかなり大きくなる。

以上が〔1〕による理論的な推論であり、ここではこれらの現象を確認し、さらに詳細を解析する目的で実験を行なう。船側縦通材と船側横桁を模した防撃材のついた平板、及びそれを支えるストラットからなる試験模型に空気圧を作用させた実験を行なう。ただし、本年度は空気圧加圧装置開発を中心とし、実験は予備的なものに止めた。

### 2.4.2 実験装置

#### (1) システム概略

実験装置は、大きく分けて、空気圧加圧装置と試験模型用タンク、及び試験模型とから成つている。装置全体の概観を写真 2.4.1 に示す。

図 2.4.1 に示すように、コンプレッサーによって加圧された空気は減圧弁を通して試験模型に作用させ、圧力近くまで減圧されて、アクチュエーターに納められる。

執筆担当 山本善之・大坪英臣

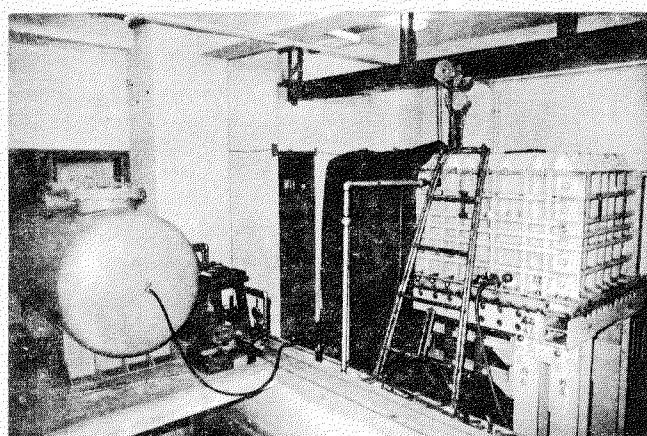


写真 2.4.1 実験装置外観

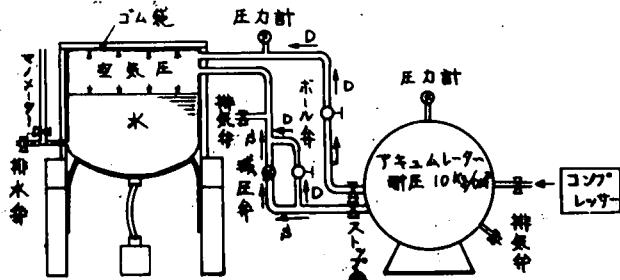


図 2.4.1 システム概略図

試験模型用タンク内には、ゴム袋があり、その中に一定量の水が取られ、それを介して空気圧がタンク底部に設置された試験模型に作用する。

以下に、各部にわたりて詳しく説明する。

## (2) 試験模型

図 2.4.2 に試験模型（5トランス・スペースの場合）の概略図を示す。

試験模型は、図 2.4.3 に示す様な、実船の船首部から平行部に移行する部分の、内底から甲板までの船側構造の模型であり、主要寸法は実船の 1/19 縮尺である。

船底構造と甲板構造とは、簡略のため同じ強度を有する方とする。さらに、船側横桁及び船側縦通材は、製作上の都合から「型とした。

船側縦通材は、実船では、17本であるが、9本に減らし、表 2.4.1 に示す様に、断面二次モーメント、全塑性モーメントが出来る限り等価となるようにした。

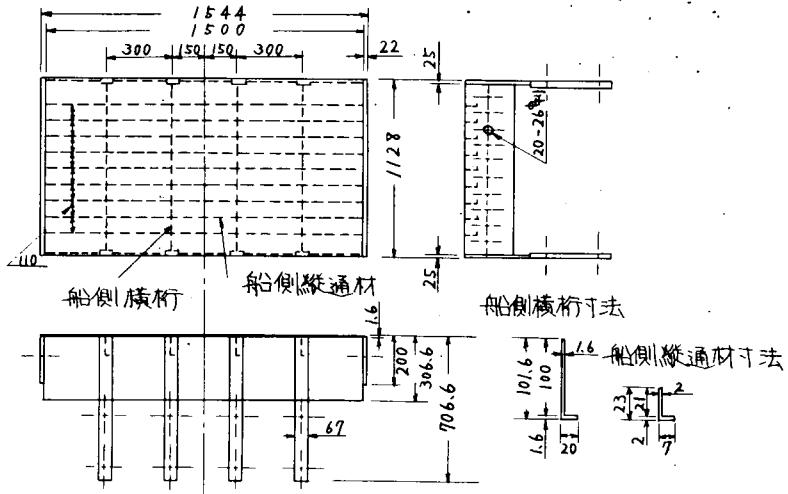


図 2.4.2 試験模型 概略図 (単位 mm)

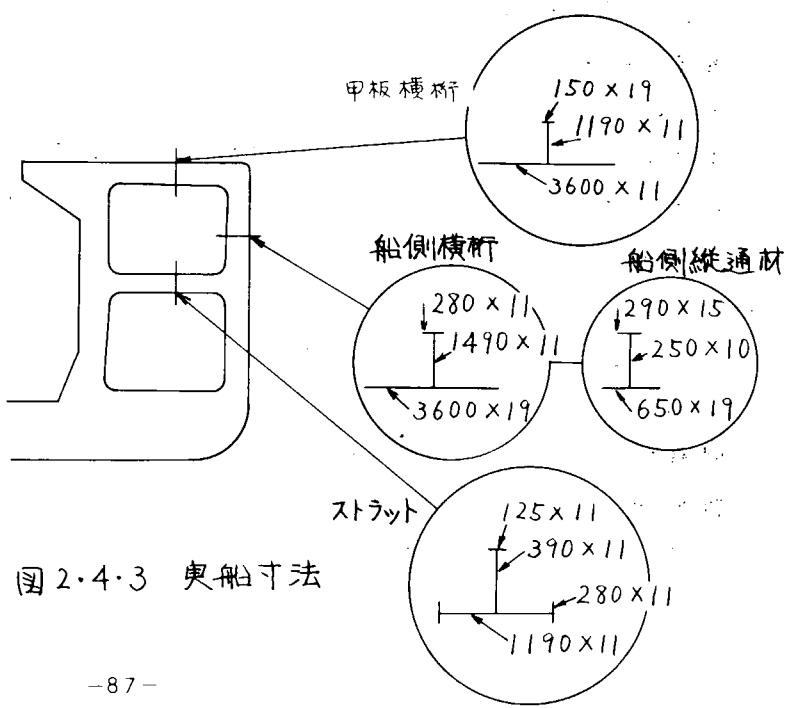


図 2.4.3 船側寸法

表 2-4-1 実船と試験模型との強度比較

|                | 甲板横桁  | 船側縦通材(9本換算)  | 船側横桁   |
|----------------|---|--|--|
| 実船<br>(1/19縮尺) | $I/l = 5.994 \times 10^2 \text{ mm}^3$<br>$Z_p = 1.052 \times 10^4 \text{ mm}^3$<br>( $l = \text{長さ}$ ) | $I = 1.131 \times 10^4 \text{ mm}^4$<br>$Z_p = 1.210 \times 10^3 \text{ mm}^3$<br>$h(\text{高さ}) = 21.0 \text{ mm}$ | $I = 8.023 \times 10^5 \text{ mm}^4$<br>$Z_p = 1.590 \times 10^4 \text{ mm}^3$<br>$h(\text{高さ}) = 1095 \text{ mm}$ |
| 試験模型           | $I/l = 2.860 \times 10^2 \text{ mm}^3$<br>$Z_p = 1.047 \times 10^4 \text{ mm}^3$<br>( $l = \text{長さ}$ ) | $I = 1.151 \times 10^4 \text{ mm}^4$<br>$Z_p = 1.218 \times 10^3 \text{ mm}^3$<br>$h(\text{高さ}) = 21.0 \text{ mm}$ | $I = 6.840 \times 10^5 \text{ mm}^4$<br>$Z_p = 1.667 \times 10^4 \text{ mm}^3$<br>$h(\text{高さ}) = 1100 \text{ mm}$ |

### (3) ストラット

本報告の「1.3 ストラットの座屈実験」に示されるように、実船におけるストラットは、一般に振り座屈現象を示す。

模型としてのストラットが有すべき性質としては、実船のストラットとほぼ等しい最高座屈応力を持つこと、及び座屈後の耐力低下の現象がシミュレートできることである。ここでは、図 2-4-4 に示す塑性曲げ座屈する矩形断面の両端支持の柱をストラット模型とする。最高応力は、図に示す治具 A により偏心を与えることによって調整する。同じ偏心量の場合、最高応力のバラツキは 2% 以下であった。図 2-4-5 に荷重と縮み曲線の例を示す。後の動的実験においては、偏心量 5.7 mm、最高荷重 1.820 ton のストラットを使用した。このストラット模型を試験模型本体に結合させるには、図 2-4-4 に示す治具 B を使用した。この治具は、後で解れるように、船側横桁の横倒札を拘束してしまう弊害を持っていたことが、明らかになつたので、今後改善する必要がある。

### (4) 試験模型用タンクの構造

図 2-4-6 にタンク構造の概略を示す。タンクは、側壁・天井部分と試験模型剛體部とが結合された構造になつてゐる。図中斜線で示される固着された試験模型が、タンクの底部となる。

タンクの内部寸法は、 $2130 \text{ mm} \times 1130 \text{ mm} \times 1000 \text{ mm}$  であり、側壁・天井部分を

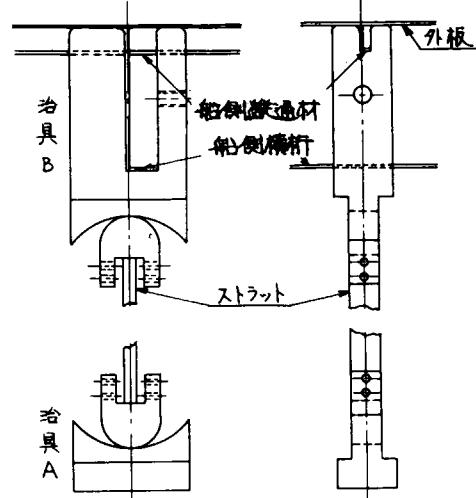


図 2-4-4 ストラット模型および治具

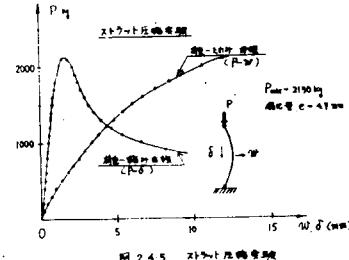


図 2-4-5 ストラット座屈実験

変えずに試験模型の長さを 600mm から 2100mm の各種を実験可能とするため、試験模型固定部は移動可能となっている。ただし、試験模型の膜力に対応できることより実験中は完全に固定される。

試験模型は大変形をするため、甲板・船底部分では、側壁部分との間にかなりの間隙が生じる。間隙が生じても、タンク内に圧力を持続させるためタンク内には、厚さ 1mm の天然ゴムのゴム袋（株）気球製作所製）が内装されており、この内部に空気圧は送り込まれる。

#### (5) 試験模型の支持条件

試験模型は、図 2·4·7 に示されるように、端部においては膜力が生じても長手方向の変位が拘束され、また縦通隔壁部分への固定条件を満足するように、甲板部、船底部は支持される。

#### (6) 加圧システム

図 2·4·1 に、加圧装置の略図も示す。コンプレッサーで加圧された空気は、減圧弁を通して使用圧力付近まで減圧されて、アクチュエーターに貯えられる。アクチュエーターの容量は 1500l、耐圧は 10kg/cm<sup>2</sup> と設計工されており、試験模型に作用させる空気圧及び空気量を確保する。水を介して空気圧（今回は約 3kg/cm<sup>2</sup>）を、試験模型に作用させる。

構造物の耐力低下のない実験、つまり静的応答実験においては、図 2·4·1 における S 回路を使用し、減圧弁により圧力調整を行なう。

ストラットの座屈、あるいは船側横衝の横倒れのように耐力の低下現象があり、急激に変形が増加し、タンク内の体積増加による圧力減少が生じる可能性のある動的応答実験においては、圧力減少を防ぐため S 回路を使用し、S 回路と比較して、より大量の空気を送り込む。

### 2·4·3 測定事項

動的な挙動を追跡、解析するために、以下の変換器及び増圧器を用い、計測をした。

#### (1) 圧力

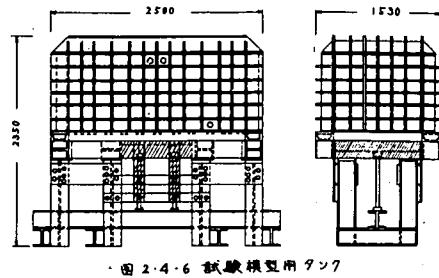


図 2·4·6 試験模型用タンク

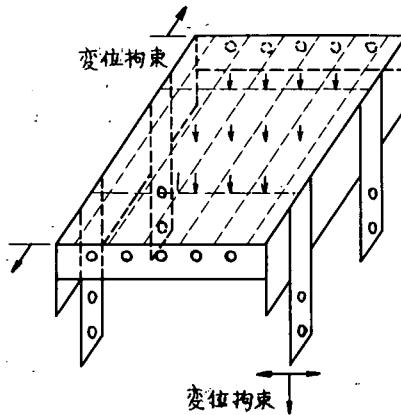


図 2·4·7 試験模型の支持条件

土圧分布を動的に測定用のもので、外径 30mmΦ、厚さ 9mm の形状を有し、最大 5 kg/cm<sup>2</sup> まで測定可能である。試験模型上面とゴム袋の間で測定する。

### (2) 加速度

抵抗線型加速度変換器で計測。(最大 5 g まで)

### (3) 外板たわみ

差動トランス型変位計で、最大 450mm の変位を測定できるよう特別に製作。

### (4) ひずみ

外板の受圧面と反対側で測定。

図 2.4.8 に測定位置の例を示すが、圧力計を P、加速度計を A、変位計を D、ひずみ計を S で示す。なお測定器としては、動ひずみ測定器(6チャンネル)を 2台使用し、電磁オシログラフ 2台で記録させた。

## 2.4.4 実験結果

### (1) 予備実験(静的実験)

実験装置の機能および外板の強度を調べる目的で予備実験を行なった。この予備実験は、図 2.4.9 に示す試験模型に関して行なった。この試験模型は、1.6mm の板の外で、船側横桿、船側縦通材、さらにストラットに対応する部材のないものである。従って、動的応答の引き金となるところの、たわみ増加による耐力減少ではなく、静的な実験となる。

試験模型外板の各部の変位、圧力及びひずみを測定した。圧力計は、板とゴム袋の間に、ひずみ計は、板の受圧面の反対側に付けられている。

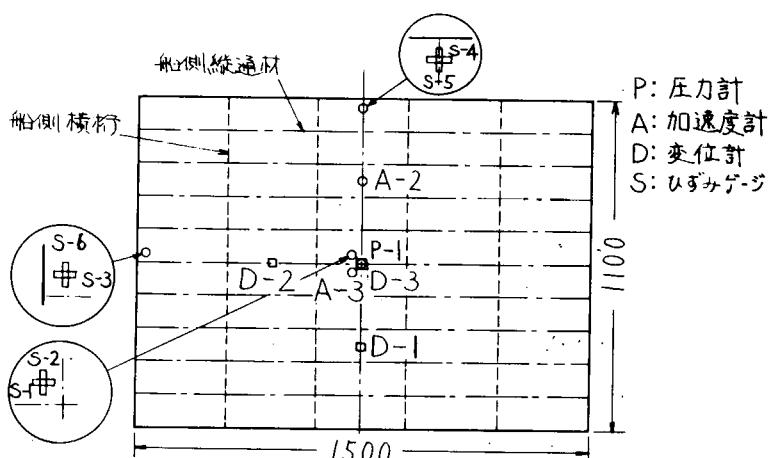


図 2.4.8 測定点 (動的応答実験の場合)

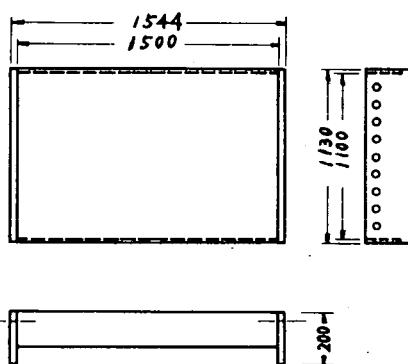


図 2.4.9 試験模型 (静的実験)

実験結果として、図 2.4.10 に、圧力-変位(たわみ)曲線を、図 2.4.11 に、圧力-ひずみ曲線を示した。図 2.4.10 からは、圧力が 0.9 kg/cm<sup>2</sup> 位までは、外板は弾性的挙動を示すが、この圧力以上では、塑性領域にはりり、塑性膜としての剛性を示すことが認められる。さらに、図 2.4.11 の圧力-ひずみ曲線によつて、このことは明確にわかる。ひずみは、圧力にほぼ比例して増加するが、圧力が、

$0.9 \text{ kg/cm}^2$  程度で、急激に増加し、塑性状態になることを示している。また、外板周辺部では、微小変形の間は、曲げによる圧縮ひずみを示すが、圧力が増加するにつれて、膜状態の引張ひずみを示す。

### (2) 船側模型動的応答実験

実船の挙動を明らかにするために、図2.4.2に示すような、船側横材、船側縦通材を含めた試験模型に、中央部2つの船側横材にストラットを設置して、動的実験を行なった。(写真2.4.2 参照)

加圧過程は、ストラットが座屈を生じない範囲の圧力まで、S回路(図2.4.1)を使い、徐々に空気圧を増加させ、その後、T回路のパイプの弁を全開して、所定の最高圧力に達するようにしている。

この動的実験の結果は、図2.4.12から、図2.4.15に示す。

図2.4.12は、圧力の時間変動図であり、S回路で $1.2 \text{ kg/cm}^2$ まで圧力を加えた後、弁を全開した時点を出発点としている。なおA点において、圧力がピークを示し、その後、減少しているのは、ゴム管が破損したためである。

図2.4.13には、試験模型外板部の3点のたわみの時間変動を示す。弁開放後、5~6秒後、すなわち、圧力が $2.3 \sim 2.4 \text{ kg/cm}^2$ に達した時点で、急激な変形を示していることが分かる。また、大部分の変形は、約1秒間で進行する。最大たわみは、約13 cmである。最終段階で、たわみが急激に増加した原因については、目下検討中である。

図2.4.14には、圧力-変位曲線を示す。試験模型の変形により、タンクの体積が増加して、空気圧の送入が完全には追隨できず、多少の圧力低下を生じていることがわかる。

図2.4.15には、試験模型外板部の圧力-ひずみ曲線を示す。模型周辺部におけるひずみは、凸側のものと結果であるので、今後膜状態の影響を調べるために、凹側も、同時に測定する必要があると思われる。

実験後の試験模型の変形状態は、以下のとくである。外板全体の変形は、予備実験と同様、正弦波形よりむしろ台形に近い様相を呈する。ストラットは、約18 cmたわみ、船側横材はストラットの付いていないものは、完全に横倒れを生じている。ストラットで支えられた船側横材は、その取付け治具によって横倒れを拘束されているが、甲板 船底部との接続部は、大きくねじれ、3 cm程度の亀裂が生じている。船側縦通材は、横倒れ現象は見られない。各部の変形状況を、写真2.4.3から写真2.4.5に示す。

### (3) 考察

変位の時間変動曲線(図2.4.13)より、大部分の変形が進行するのに、1~2秒程度の時間を要し、比較的緩慢な動的応答となっていることが分かった。船側構造模型に、いか変形を与えたときの抵抗力を考えてみる。

図2.4.14に、ストラットを含んでトランス・リングを切り出した場合の、崩壊の解析結果を点線で示す。A点でストラットが座屈し、B点で甲板、船底部が船側横構結合部にかけて降伏する。さらにC点で、船側横構に降伏関節が生じ、トランス・リングは崩壊することになる。また同図に、膜力剛性の程度を検討するため、境界条件は異なるが、(1)の予備実験結果を載せる。これらを、ストラットの圧縮実験結果と共に、模型の剛性を合成したのが、一点錐線で示す。それがAF曲線であり、動的応答実験より高めであるが、船側横構の耐力低下を考慮することによって修正できる。つまりAF曲線を求めると、船側横構は崩壊後、一定の塑性モーメントを保持していかとしてABC 曲線を使用したが、実際は横倒れにより塑性モーメントは減少してABCDEの挙動となる。したがって、静的挙動曲線はAHGのようになると考えられる。

ただし実験においては、図2.4.4に示したストラットの治具によって、船側横構の横倒れがかなり拘束されたことにより、抗力があまり減少しないことが考えられ、変形速度から逆算すると、CH間での抗力低下は、圧力に換算して、 $0.15 \text{ kg/cm}^2$  程度であると考えられる。

## 2.4.5 結論

(1) 船側構造の強度の最初のピークを超える圧力が、船側構造に作用すると、ピーク以後の耐力低下により、変形が一挙に増大するという動的挙動を示すことが、実験的にも確かめられた。この現象は、圧力の立ち上り時間とは、殆んど関係がなく、圧力が構造変形の間一定なら、構造特性によってのみ決定されることが明らかである。

(2) 船側構造の耐力低下は、ストラットの座屈後の強度減少と、船側横構の横倒れであることが明確になった。

(3) 実験装置は、ほぼ満足すべき機能を有していることが確かめられた。なお、エム袋破損については、破損防護材の入れ方に工夫すれば防止できると思われる。48年度中に、この実験装置により、種々の船側構造についての実験を実施する予定である。

## 参考文献

- [1] 山本善之・大坪東臣 「鉱石運搬船船側構造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

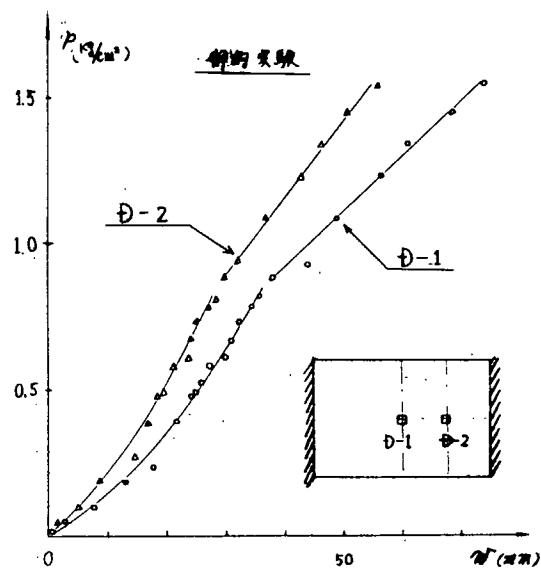


図 2.4-10 壓力-時間曲線

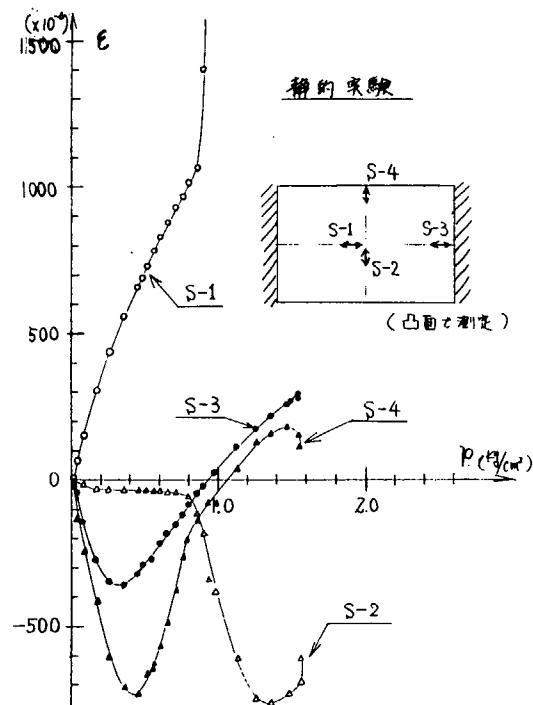


図 2.4-11 壓力-時間曲線

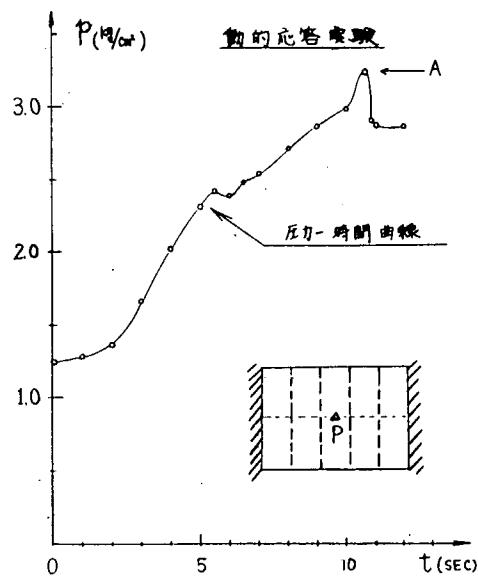


図 2.4-12 壓力の時間変動

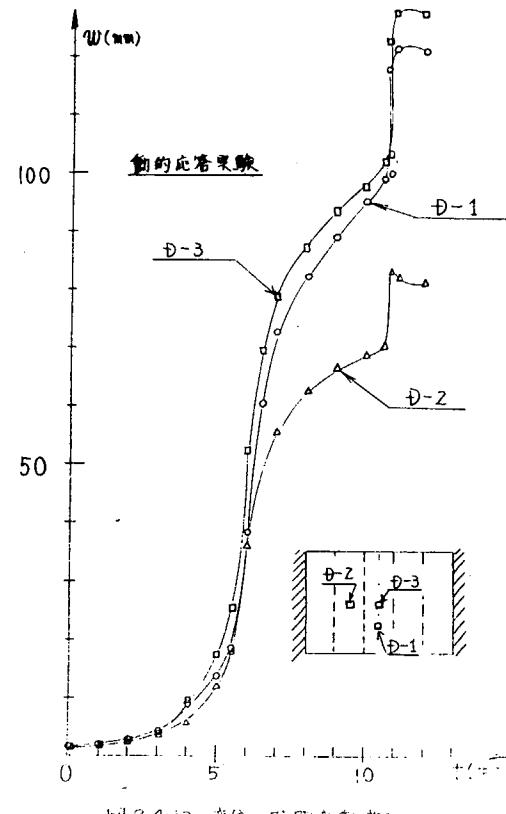


図 2.4-13 動的応答曲線

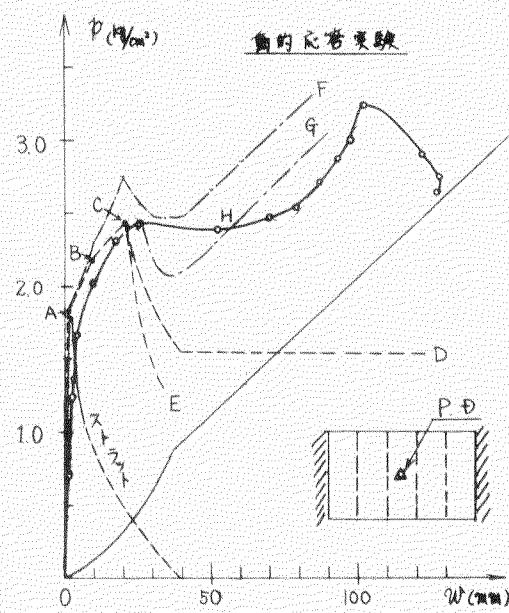


図 2.4-14 壓力-変位曲線

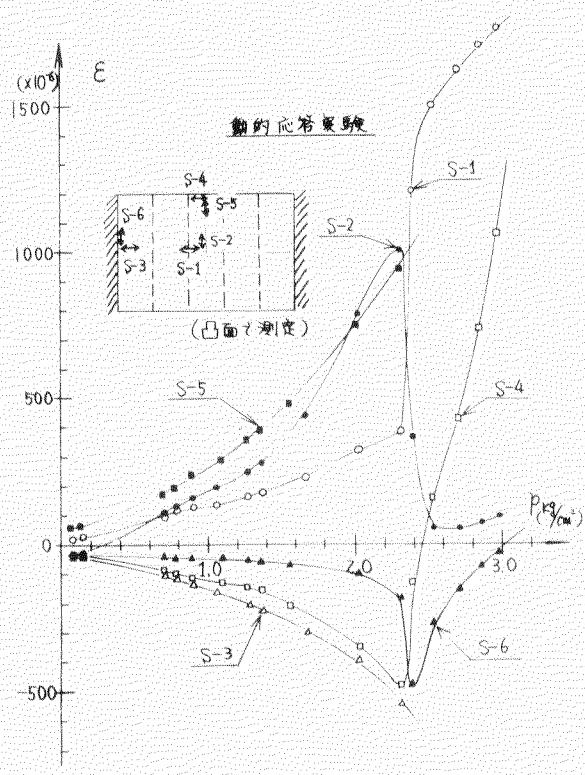


図 2.4-15 壓力-ひずみ曲線

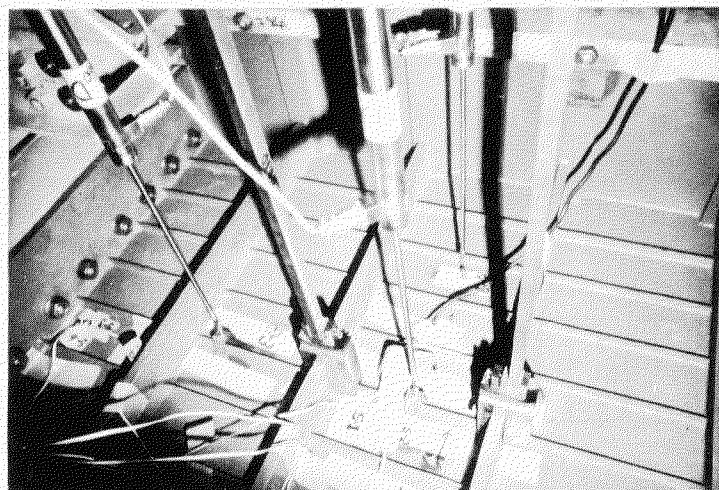


写真 2.4-2 試験模型の状況  
(動的実験)

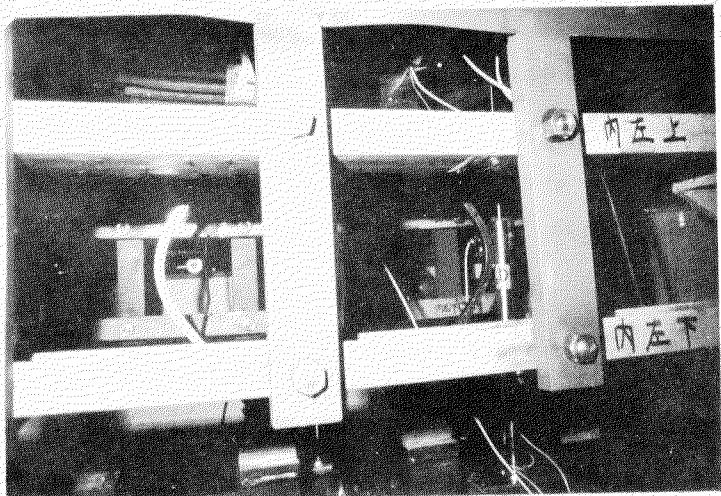


写真2.4.3 実験後のストラットのたわみ状況

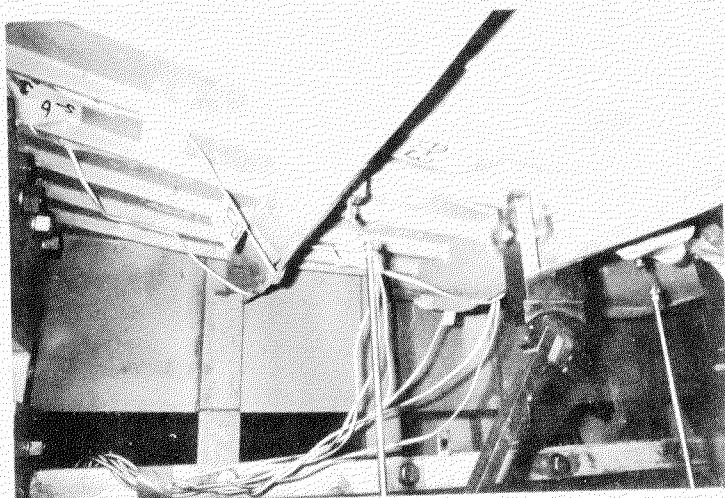


写真2.4.4 船側横衝の横倒れ

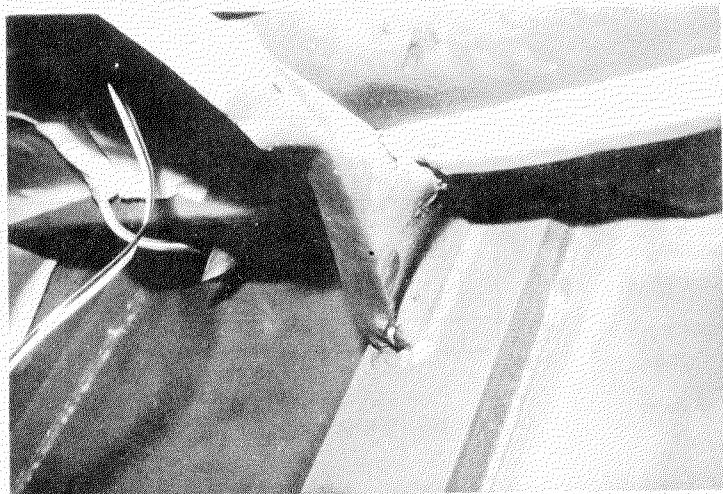


写真2.4.5 船側横衝の亀裂状況

## 2.5 船側構造の衝撃疲労\*

### 2.5.1 緒言

波浪衝撃による船体構造の亀裂損傷の発生原因を模索する目的で、船体構造の部分模型を製作し、これを鉄塔上から直下の静水面に落下させて、その外板パネル面に衝撃水圧を加え、この衝撃力による模型の破壊状況を調査する実験研究を前年度に引き続き行なった。

前年度の研究では船体構造の内殻部材に存在する切り欠き、その他構造二の諸欠陥が、波浪衝撃などの動的外力により、外板部の亀裂損傷にどのような影響を与えるかについて実験を行なった。その実験結果では、船体構造模型の外板面に衝撃力による亀裂損傷を発生せしめるることは困難で、実施した実験条件ではその可能性がほとんど無いことが判明した。

本年度の研究では、外板の亀裂損傷の発生原因が、外板の膜力よりもむしろその板厚方向の剪断力によるという想定に立って、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。これは剪断力の大きな桁材の端部において、そのウェブプレートが疲労亀裂あるいは座屈などにより、その有効剪断面積が減少し、桁にかかる剪断力を外板が受け持たざるを得ない結果、剛性の急変する個所の外板に亀裂が惹起するものと想定して実験を行なったものである。

この実験では、桁の初期損傷として桁の端部にその面積からその深さの $1/2$ の距離にわたって人工ノッチを設け、かつ桁のウェブプレートと外板の板厚の組合せをいろいろに変えて実験を行なった。

この実験結果によれば、船体構造模型の外板面に亀裂損傷の発生する可能性が、上記の条件の場合に考え得るものであり、されど外板の板厚とウェブプレートの板厚との関係により、かなり影響されることを確認した。

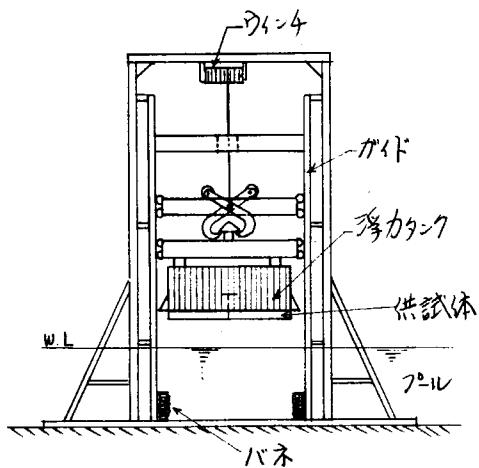


図 2.5.1 水面衝撃実験装置

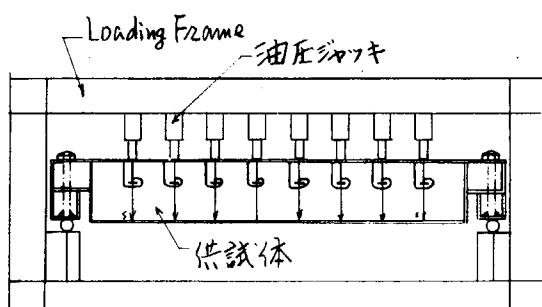


図 2.5.2 静的実験装置

\*執筆担当 清水作造  
\*\*申請題目：衝撃外力を受ける構造の応答に対する検査 構造力学の研究

## 2.5.2 実験

### (1) 実験方法

供試体に対する衝撃荷重の負荷方法は、図2.5.1に示すごとく、供試体に浮力タンクおよび治具をボルトで取り付け、これをワインチで鉄塔上の所定の高さまで引き揚げ、そこから直下の静水面に供試体および治具を自由落下させ、供試体のパネル面に水面衝撃による衝撃荷重を加えた。

この衝撃実験時の落下物体の重量は、供試体の重量が約460kgで、ニ山に浮力タンク等の実験治具の重量が加わり、合計2840kgである。衝撃実験時の供試体の落下高さは2.0mを行なった。また計測項目は供試体が水面に衝突する時の動的変化量と衝撃実験を繰り返した後での残留変化量で以下のものである。

外板パネル面に作用する衝撃水圧

外板および横桁、各部に誘起する動的歪

横桁スパン中央の動的撓みおよび桁の残留撓み

各部に発生した亀裂の進展長さ

これらの計測実験の一部は図2.5.5に示す。また使用した計測器は以下のものである。

動的歪测定器 --- 共和電業製歪計(DM-P型)

直記式電磁オシログラフ --- 横河電機製(型2915)

歪ゲージ変換式水圧計 --- 東京測器製

差動トランス式変位計 --- 東京測器製

静歪测定器 --- 共和電業製(Digital 歪計)

上記の衝撃実験に引き続き、ニ山と比較するために静的実験を行なった。供試体に対する静荷重の負荷方法は図2.5.2に示すごとく、供試体に浮力タンクの一部を構成する棒をボルトで取り付け、供試体の周辺の支持条件を水面衝撃実験の場合と同じ状態にし、この供試体の横桁とロンジの交点位置を油圧ジャッキで負荷した。

この静的実験は、図2.5.4の供試体Fについては行ない、まずははじめに人工亀裂を設けずに弾性実験をジャッキ1個当たり荷重0~1.6tonにて行ない、しきる後桁の端#1および#8総通材の上部に人工ノッチを設け、油圧ジャッキ1個当たり荷重0~3.2tonまで変化させ弾性実験および破壊実験を行なった。ニ山の油圧ジャッキ荷重を、そのパネル面に一様に作用する静水圧に変換すると、前者は0~0.6kg/cm<sup>2</sup>に、また後者は0~1.2kg/cm<sup>2</sup>に相当する。

## (2) 供試体

実験に使用した供試体は図2.5.3 および図2.5.4 に示す寸法形状および種類のもので、合計6個製作し、うち5個を水面衝撃実験に使い、最後の供試体Fのみ静的実験に供した。

これらの供試体は、約6万DWTタンカーの船側部構造の約1/10縮尺模型で、外板、横材および縦通防接材（ロンジ）よりなっている。使用板厚については必ずしも実船のプロポーションには一致していない。これらの模型供試体は、前年度の研究で使用した供試体が横材3条であったのに対し、その中央の材のみに注目し、その寸法に準じたもので、供試体A～Dの4個はその外板、ウェブプレートおよびフェイスの寸法比からみて、外板がもっとも薄く、外板の亀裂損傷の発生の可能性を高めたために採用したものである。残るEおよびFの供試体がもっとも実船の場合に近いプロポーションを持つ供試体である。これらの供試体は、その外板の膜力を出来たが一方向にするために、外板のロンジ端にスリットを設け、この位置で外板と沿具とを結合せずフリーエンジとした。

供試体Aは人工ノックの無い標準例をもので、前年度の実験との比較およびB以下の供試体の落下高さを決定するため採用したものである。

B以下Eまでの供試体は、剪断力に対する耐荷能力が内蔵材の初期欠陥によって低下している場合の構造模型で、図のごとく人工ノックを設けた。このうち供試体Cには、横材ウェブのスロット開孔周辺から生じた亀裂が隣接するスロットまで伝播し、材の剪断荷重に対する耐荷能力が低下したと想定したもので、このような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。

供試体Fは前述のごとく静的実験に供したもので、その寸法は供試体Eと同一のものである。この静的実験は人工ノックを設け、前に弾性実験を行ない、しかも後に人工ノックを設けて弾性実験および破壊実験を行なって、動的な水面衝撃実験の結果との比較を行なった。

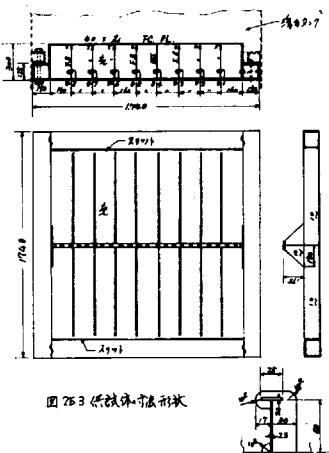


図2.5.3 供試体寸法形状

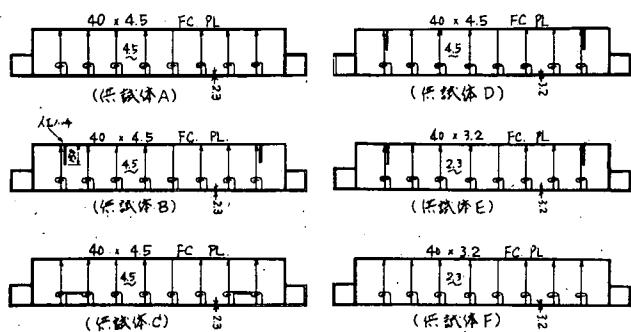


図 2.5.4 供試体の種類

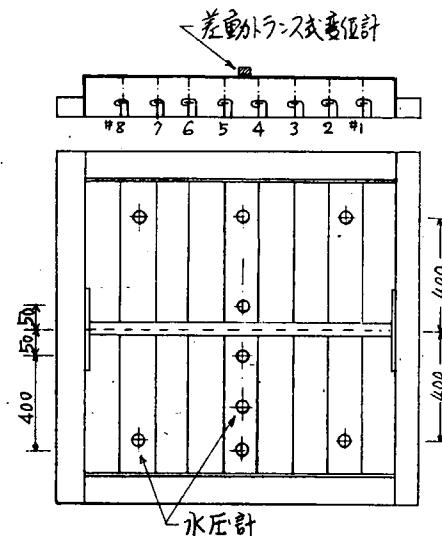


図 2.5.5 計測用取付け位置

### 2.5.3 実験結果および考察

模型実験の結果を図 2.5.6 ~ 図 2.5.18 に示す。

#### (1) 供試体A

この供試体はバイロット テストとして、以降の模型実験における実験条件の設定のために行なったもので、落下高さを 0.5, 1.0, 1.5, 2.0 および 2.5 m と増加して各落下高さで数回ずつ水面衝撃実験を行なった。

今年度の供試体は前年度のものと異り、横桁が 1 条でさらにロンジの末端では外板にスリット設けて、その位置で供試体パネルは自由端の状態となり、そのため繰り返しの衝撃回数とともに二のフリー エッジの残留接みが前年度の場合と比較してかなり大きくなり、その結果外板パネルの受け衝撃圧力の分布が一様分布から離れていった。この供試体について、実験では、供試体周辺にある箱型析の製作に若干の不備があり、水面衝撃実験の途中においてその端部に膨張が入ったため、供試体のパネルに対する周辺部材としての支持能力が他のものと若干異っていると察えられるので、この供試体の実験結果は割愛した。しかし、この供試体に対する繰り返し衝撃実験の結果は、外板部には何ら亜裂損傷が起らず、ただ横桁端部のウェブプレートのフロット開孔周辺部に剪断座屈が起り、変形がかなり進行した。

この供試体の実験結果から判断して、以後の水面衝撃実験はすべて落下高さ 2.0 m (衝撃水圧換算約 3.0 kg/cm<sup>2</sup>) で実施した。

## (2) 供試体B

この供試体の実験結果を図2.5.6～図2.5.7に示す。この供試体では衝撃回数1回目で人工ノックの尖端から亀裂が発生し(クラックC)，衝撃回数2回でそれが約13mmに達した。この時桁中央部の残留接みは約13mmに達し，この接みにより#8スロット下端の外板の角变形が大きくなり，外板のウェブとの廻し溶接の部分で塑性変形を生じているのが観察された。衝撃回数3回では，この位置の外板部にその溶接ビードの間に沿って長さ約15mmの半月状の亀裂が発生した。衝撃回数が増加するとともに横桁の残留接みがますます大きくなり，これに伴って前述の外板亀裂も進展し，その亀裂の一端はウェブ上の溶接ビードに沿い，他端は横桁と直角方向に進展した。

一方、横桁の#1スロット近傍の人工ノックの尖端に発生した亀裂(クラックE)はあまり進展せず，またその直下のスロット下端のウェブと外板との溶接部もかなり塑性変形を生じていたが，この位置では外板に亀裂は発生しなかつた。これはスロットの向きと衝撃圧力による桁の剪断力の作用方向との関係により，この部分が圧縮の応力状態になるためと考えられる。

衝撃回数20～30回でウェブの防護材がその下端のロシジとの溶接箇所で切断し，スロットの開口部周辺からも亀裂が発生した。衝撃回数が30回以上になると，亀裂の長さおよび横桁の残留接み等の増加があまりなく，しだいに飽和度に達し，変形によって荷重は外板の膜力として吸収され，また横桁が横倒れ変形を誘発し，そのフェイスの位置での水平方向残留接みがかなり増加した。

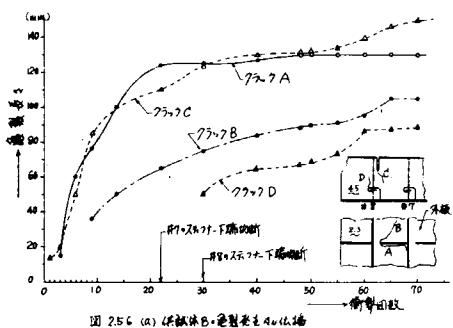


図2.5.6 (a) 供試体B・亀裂発生位置

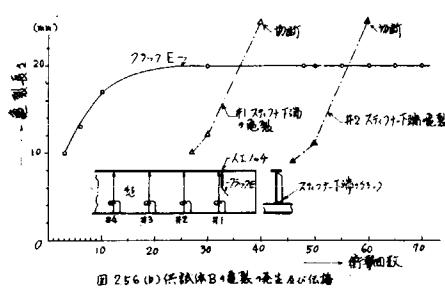


図2.5.6 (b) 供試体B・亀裂発生位置

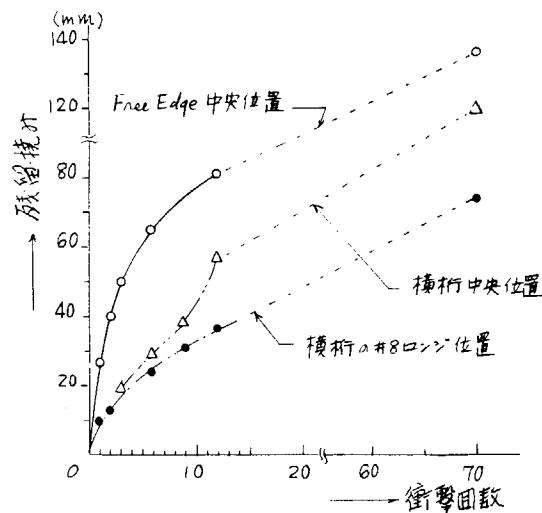


図2.5.7 供試体Bの残接み

### (3) 供試体C

二の供試体の実験結果を図2.5.8～図2.5.9に示す。残留接みがあまり増大しない最初の回数における衝撃水圧は、桁中央で約2.8kg/cm<sup>2</sup>また桁のスパン中央位置での動的接みが平均値で約12.5mmと計測された。二の供試体の場合には、衝撃回数70回で横行ウェブの#2および#7のスロット開孔周辺の上方部から亀裂(7ラックA, C)が発生した。また衝撃回数90回で、#1スロットの自由縁下方の外板のウェブと、溶接部に亀裂が発生し、さらに衝撃回数が増加すると他のスロット部の開孔周辺部およびその下方の外板部にも図2.5.8(a)に示すごとく亀裂損傷が発生したが、これらはあまり進展しなかった。衝撃回数140回から横行アエイスのスパン中央部に設けた差動トランス式変位計取り付け孔から亀裂が進展し、ウェブを横断してその直下のスロットに達した。

一方、横行の残留接みは図2.5.9に示すごとく、衝撃回数20回程度からその進行速度が大幅に減少し、以後二の残留接みはあまり増加しなかった。

二の供試体Cと前述の供試体Bとの結果を比較すると、外板部に発生した亀裂の発生場所およびその発生時段にかなりの差異が認められ、初期の人工ツナの相異による影響が現われている。

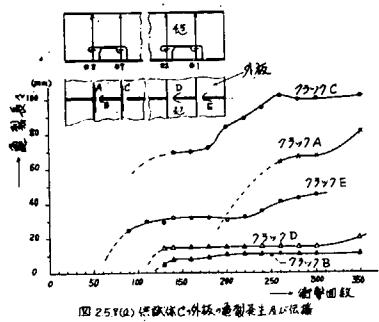


図2.5.8(a) 供試体C外板の亀裂発生点と成長

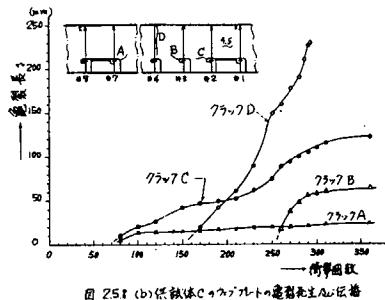


図2.5.8(b) 供試体Cカーブルの亀裂発生点と成長

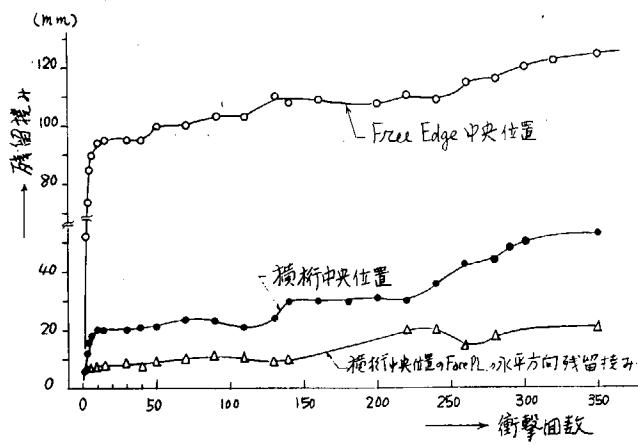


図2.5.9 供試体Cの残留接み

#### (4) 供試体D

二の供試体の実験結果を図2.5.10～図2.5.11に示す。水面衝撃時の最高圧力は平均3.0 kg/cm<sup>2</sup>で、横桁のスパン中央位置での動的接みが平均値で約14.4 mmと供試体Cの場合とほぼ同じであった。二の供試体はその外板の板厚が3.2 mmで、他の寸法は供試体Bの場合と同一である。

二の供試体の場合、亀裂発生の状況は、前述の供試体Bの場合とよく似てあり、最初の数回の衝撃回数で#8スロット開孔の自由縁下端の外板のウェブとの廻し溶接部の外周に沿って亀裂が発生した。二の亀裂は衝撃回数10回までに約100 mm程度に進展したが、しかしそれ以後はあまり進展しなかつた。また、衝撃回数100回ごろから#1スロット下端の外板のウェブとの溶接部の溶接ビードに沿って亀裂が入り、また#8スロット下端の外板のロンジとの溶接部にも亀裂が発生した。

一方、横桁の残留接み量は最初の衝撃回数10回程度までは著しく進展したが、それ以上と顕著な増加は認められなかつた。全般的には供試体Bと同様の挙動を示したが、同一の衝撃回数における外板部の亀裂長さが供試体Bに比較して短かつた。

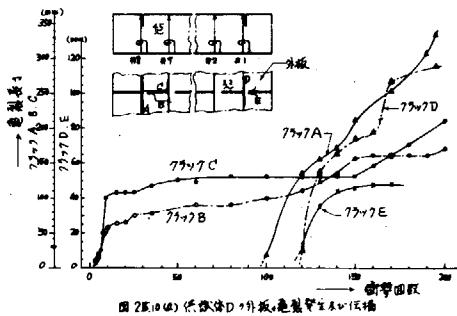


図2.5.10(a) 供試体D・外板亀裂発生と伸び

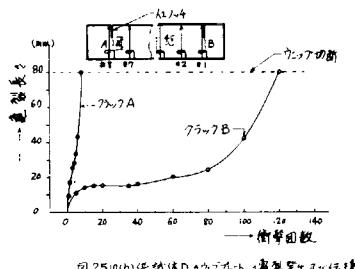


図2.5.10(b) 供試体D・ウェブト・亀裂発生と伸び

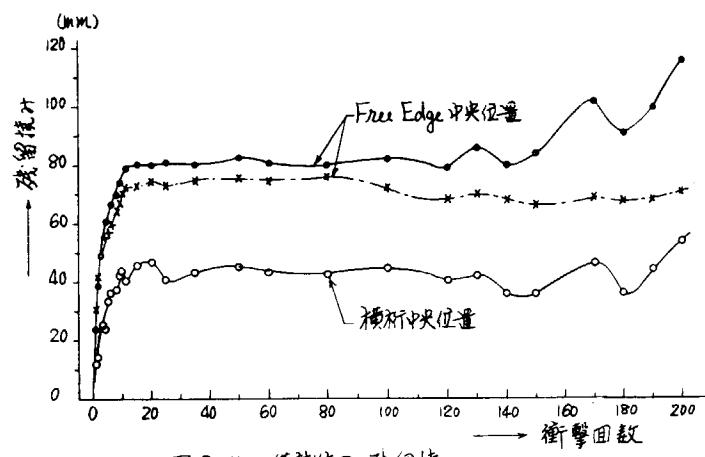


図2.5.11 供試体Dの残留接み

### (5) 供試体E

この供試体は前述したごとく、その横行ウェブ、外板およびフェイスの諸板厚比が実船にもっとも近いもので、これまで供試体とはかなり異った寸法比のものであって、実験の結果をこれまでとは異た挙動が観察された。

この供試体の実験結果を図2.5.12～図2.5.14に示す。ニ山らによると、衝撃回数1回目で横行ウェブ両端の人工ノッチ尖端から亀裂が発生し、同時に#1および#8スロットの開孔周辺から図のごとく亀裂が発生した。しかし、この供試体はニ山までの供試体に比較して供試体の剛性が小さくてもかからず、その外板部には何ら亀裂損傷が発生せず、B～D供試体の場合とかなり異た損傷のパターンであるといえよう。この供試体の場合には、図2.5.12に示すように横行ウェブと外板との密接部の密接ビードに沿ってウェブ側を亀裂が進展した。B～D供試体の場合には外板側を亀裂が進展したので、亀裂の発生および進展の場所が異なるが、この結果よりこの部分の亀裂発生はウェブプレートと外板の板厚の比率に影響されていふと考えられる。

一方、供試体の残留接みは衝撃回数10回でほぼ飽和し、それ以後はほとんど増加せず、この点については他の供試体と同様な挙動を示した。

この供試体の残留接みがあまり増大しない時莫での衝撃水圧は、桁中央で約3.0 kg/cm<sup>2</sup>で、この時横桁に誘起した動的応力は図2.5.14に示す通りである。

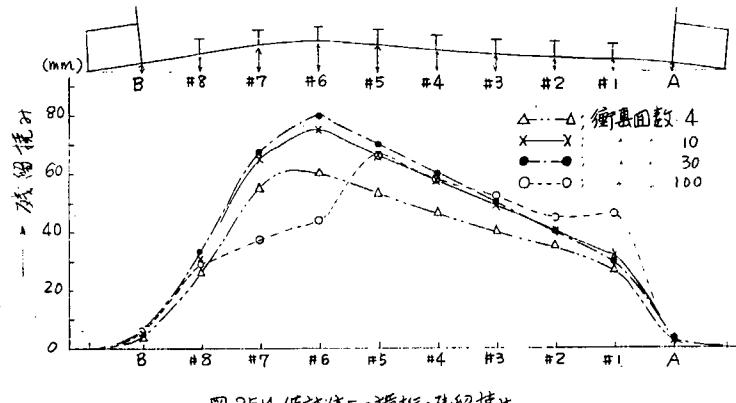
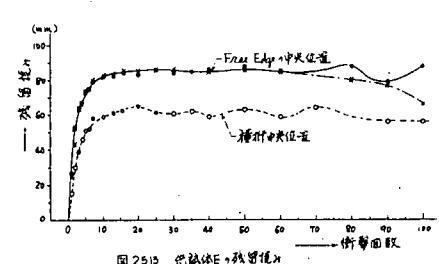
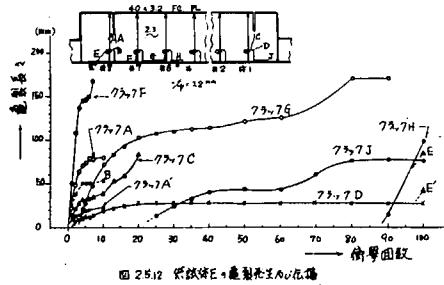


図2.5.14 供試体Eの横桁の残接み

## (6) 静的模型実験との比較

静的実験は供試体Eと同じ形状を持つ供試体Fについて行なった。まず、人工ノッチを設けずに弾性変形の範囲での歪計測を行ない、しきる後人工ノッチを設けて弾性変形および塑性変形、破壊の実験を行なった。実験結果の代表的なものを図2.5.15～図2.5.18に示す。

これらの結果によれば、水面衝撃の最高圧力の時における横折の応力とこの静的実験での横折の応力では、供試体に加わる荷重を等しくした場合、動的応力は静的応力に比較してかなり小さく、例えは横折ウェブの#1のフェイスに近い位置での曲げ応力は静的応力が約 $20 \text{ kg/mm}^2$  程度の値にあるのに対し、動的応力の計測結果は約 $12 \text{ kg/mm}^2$  となっており、その 60% 程度であった。二つの比率は同じ位置での剪断応力の場合には約 30% 程度となり、かなりの相異が認められる。

二の相異の原因としてつきの 3 点が考えられる。すなはち、

(a) 衝撃圧力の最大値は、1/100 秒以下の極めて短時間の値であり、横折の応力が完全に追隨できない可能性が考えられる。

(b) 水面衝撃圧力は供試体のパネル面で受け止め、外板の変形を通じて横折に力が伝わるが、外板の接みによりこの一部は膜力を介して供試体の周辺支持柱へ流れきる可能性があり、これに対する静的実験では横折の位置に直接荷重を負荷させたためほとんど荷重を軸が支持しているものと考えられる。

(c) 瞬間的と考えられる衝撃荷重の場合は供試体自身の振動的自運動による影響なども考えられる。

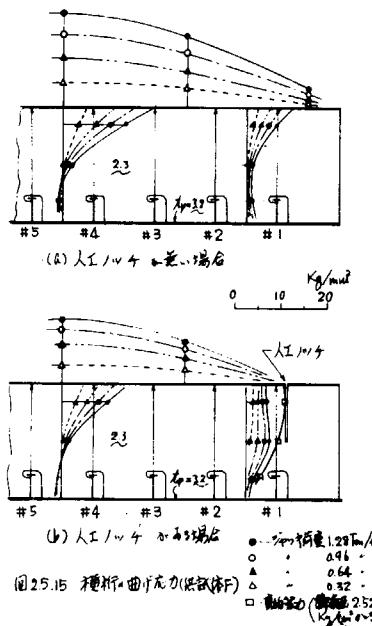


図2.5.15 横折曲げ応力(供試体F)

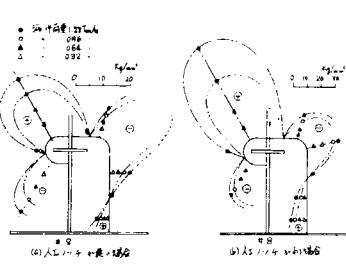


図2.5.16 供試体Fの試験装置(高さ方向:供試体F)

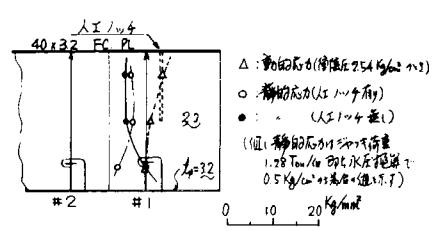


図2.5.17 #1 ノット位置・静的荷重応力

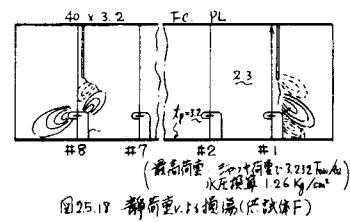


図2.5.18 静荷重下の横折(供試体F)

破壊の状況についてみれば、静的実験の場合には横桁の端部のスロット近傍に剪断座屈が生じ、荷重の増加に伴って棟みが増加し、これと同時に人工ノッケの尖端および端部のスロット開孔周縁の上方の応力集中部等から亀裂が進展し、かなり大きな変形に達したが、外板部には亀裂損傷は発生しなかつた。

#### (7) 外板部の亀裂発生の条件

本実験の結果から、船体構造模型の外板部に亀裂損傷が発生するための条件は、かなり速い速度でモーメント的荷重が作用すること、剪断力の大きさを個所で初期損傷のために剪断剛性が急変するよう構造上の不連続部が存在すること、外板と横桁ウェブの板厚比がある基準値よりも小さく、その周辺部にかなり大きな拘束があることである。このような条件が揃えば本実験に見られるごとき外板部の亀裂損傷の起る可能性が十分あると考えられる。

#### 2.5.4 結言

船体構造の損傷のうち、外板の亀裂損傷発生の可能性を調査するため、前年度に引き続き船体構造模型による水面衝撃実験を行なつた。

今年度の実験では、外板の亀裂発生の原因が外板の膜力よりもむしろその板厚方向の剪断によるという仮定に立って、横桁 端部の剪断力の大きい個所のウェブプレートに人工ノッケを設け、桁の剪断力が外板に負荷される場合の実験を行なつた。得られた実験結果よりつきのことことが考えられる。

(1) 横桁のウェブプレートに疲労亀裂や座屈等の初期損傷が内在し、桁の剪断力を支持する能力が低下している状態においては、これに大きな、衝撃的な速い外力が作用すると、瞬間的には、この外力に基づく桁の剪断力を外板が受け持たざるを得ない状態となり、この部分の外板に亀裂損傷の発生する可能性がある。

(2) この外板の亀裂損傷は、桁のウェブプレートと外板の板厚の比率、桁に加わる外力の速度および剪断剛性が急変する構造上の欠陥や拘束条件に影響されるものと考えられる。

今年度の研究は定性的な範囲にとどまつたが、今後二つ種の亀裂発生の原因究明に対して、定量的な把握が必要と考えられる。

## 2.6 衝撃実験装置

### 2.6.1 概要

船体構造に作用する波浪衝撃水圧を発生制御し得る装置を試作し、その衝撃水圧の圧力～時間特性がどの程度実際の波浪衝撃水圧特性を模擬し得るか検討し、又装置の問題点を究明した。

衝撃水圧荷重発生方法装置の詳細、および衝撃水圧発生機構については、昭和46年度に報告<sup>1)</sup>されており、その模型化したものと図2.6.1(a)を示す。すなわちA, B両室に水圧をかけ、破裂板(B)を破壊することによりB室の水圧を急速に低下し、試験体にA室とB室の差圧を衝撃的に作用させる機構となっている。破裂板(B)の破壊に従って破裂板(A)を破壊することにより、後続圧を試験体に作用させる構成にしている。

昭和46年10月中旬試作装置の製作が完了、同年度内に1)運転操作および各制御装置の機能の検討、2)破裂板の選定およびその破壊方法の確立、3)衝撃水圧の発生およびその発生時間計測の確認、4)試験体の変形量の検討を行なった。

昭和47年度においては、衝撃水圧の圧力～時間特性におよぼすと考えられる各種因子の影響の実験およびその理論的展開ならびに両者の対比などを行ない、本格的大型実験装置製作の可能性の確認ならびにその設計のための資料蓄積を行なった。

47年度試作装置において試験された具体的な項目は次の通りである。

- 1) 衝撃圧立ち上がり時間におよぼす試験体剛性の影響
- 2) 衝撃圧立ち上がり時間におよぼすB室破裂板口径の影響
- 3) 衝撃圧立ち上がり時間におよぼすB室長さの影響
- 4) A室に水または空気を充填した場合の衝撃圧立ち上がり時間の差異
- 5) 後続圧の発生とその制御性の確認
- 6) 低周期での繰返し変動水圧試験

\*執筆担当 新田顯、塩沢晃

- 1) 日本造船研究協会第133研究部会報告書：研究資料No.165昭和47年3月  
船体構造強度に関する研究報告書

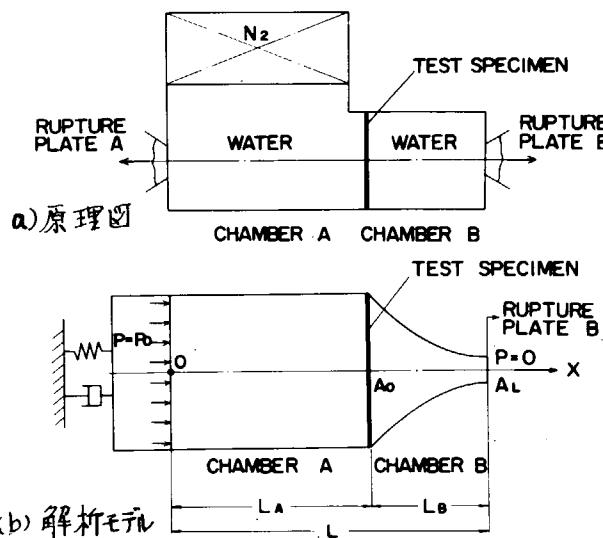


図 2.6 波浪衝撃水圧発生装置

1) 衝撃圧立ち上がり時間におよぼす試験体剛性の影響

2) 衝撃圧立ち上がり時間におよぼすB室破裂板口径の影響

3) 衝撃圧立ち上がり時間におよぼすB室長さの影響

4) A室に水または空気を充填した場合の衝撃圧立ち上がり時間の差異

5) 後続圧の発生とその制御性の確認

6) 低周期での繰返し変動水圧試験

## 2.6.2 試作装置の性能試験結果

46年度の実験に續き、前記試験項目を試作装置において順次実験した。実施した性能試験の諸項目および試験結果<sup>2)</sup>を一括して、表2.6.1および2.6.2に示す。なお試験に使用した破裂板は、すべて厚さ15mmの強化ガラスである。

図2.6.2の実線は試作装置にて得た衝撃圧発生の時間的経過を表わす水圧～時間特性の一例として実験C-3の結果を示したものである。A, B両室の圧力は、試験体表面に取付けたストレンゲージ型圧力計で検出された値である。

次に図2.6.2中の試験体へ作用する

衝撃水圧(A, B両室の差圧)は水圧缶体の壁面において半導体型圧力変換器によって検出された値である。なお試験体表面と水圧缶体の壁面における検出圧力は検出器ならば同一位置に検出位置は異なっているけれどもほとんど同じ値を示すことが確認されている。

結果をまとめると、衝撃立ち上がり時間切れ、試験体に作用する差圧が初期設定圧に初めて達するまでの時間であると定義する。(図2.6.2参照)

### 1) 試験体剛性の影響

表2.6.1に示すように、試験体の厚さを4.5mmから38mmの厚板まで種類変化させて実験し、試験体剛性の影響を定量的に把握した。

図2.6.3(a)に実験で示すように、試験体の剛性が増大するとともに、衝撃立ち上がり時間が急速に短縮しているが、ある限度に飽和していく傾向にある。試作装置により、もしさうに大剛性の試験体で試験したならば3~4msec程度の衝撃立ち上がり時間に至るであろうと予想される。

### 2) B室破裂板口径の影響

破裂板Bの口径が大きいほど、衝撃立ち上がり時間の短縮が予想されるのでその影響を定量的に調査した。破裂板としては直徑610mmを使用し、破裂板の直前(試験体側)にオリフィス状の絞りを設くことにによって口径を変えた。

実験結果は図2.6.3(b)に示す。口径の小さい範囲では、衝撃立ち上がり時間は、流路の断面積にほぼ逆比例して急速に短縮しているが、口径が大きくなるにつれ飽和してゆき、口径増加による影響が顕著でなくなる。

2)日本造船学会講演論文：昭和48年春季講演会発表予定(オ133号)

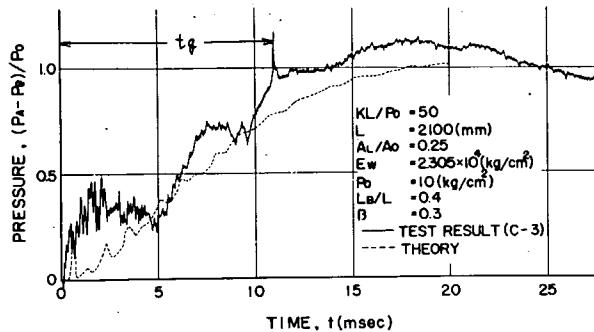


図2.6.2 試験体に作用する衝撃圧力

(図2.6.2 参照)

### 3) B室長さの影響

対象とする試験体の大きさに依るて、波浪衝撃水圧発生装置においてB室寸法(長さ)が決まるのでB室の長さの立ち上がり時間に及ぼす影響を定量化しておく必要があり、定量的に調べた。試作装置のB室端寸法(長さ)の異なるノズルを取りつけることによってB室長さの衝撃立ち上がり時間に及ぼす影響を試験した。

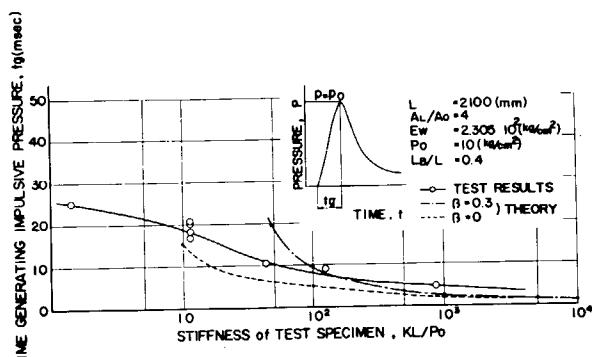
図2.6.3(c)に、実験結果を、横軸に無次元長さLB/L( $L = 2100\text{m}$ )をもって示す。

衝撃立ち上がり時間は、B室の長さとともに増加している。

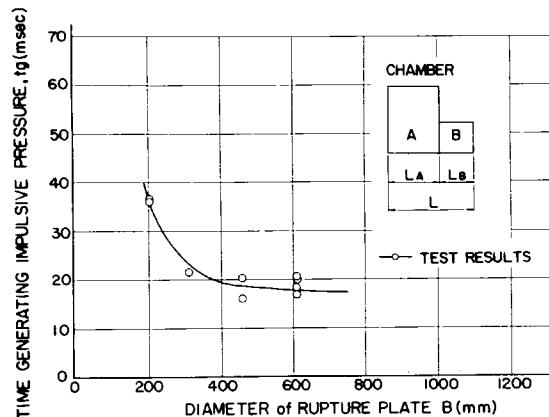
4) A室内に水または空気を入れた場合の差異

表2.6.1に示す通り板厚9mmおよび38mm以下の試験体に対して、衝撃立ち上がり時間は、A室内に空気を入れた場合が著しく大きくなっている。さらに圧力波形にも、両者にかなり大きさが違いが、出ている。(図2.6.4参照)すなわちA室内に水を入れた場合、図2.6.2に示すように高周波成分を含みながらも、差圧は急激に上昇しているのに反し、空気の場合には大きな振動が波形上に現われ衝撃立ち上がり時間が長くなっている。

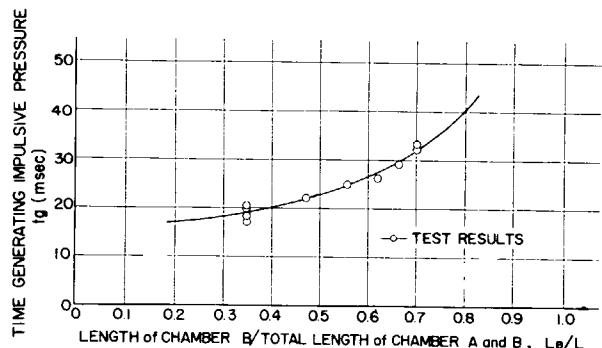
5) 後続圧発生とその波形の制御  
Bourrageに相当する後続圧を有する水圧波形を得るために、A室破裂板の破壊時期の確実な制御方法を確立する必要がある。試作装



(a) 試験体剛性の影響



(b) 破裂板口径の影響



(c) B室長さの影響

図2.6.3 衝撃立ち上がり時間に及ぼす諸因子の影響

置では、その破壊時期を次の方法により決定した。  
 ① A, B両室の破裂板破壊用の衝突子を固定している電磁石の回路を両方同時に切断する。A室水圧すばら後続圧発生の開始時期は、N<sub>2</sub>ガス蓄圧室の浮子移動距離によつて制御する  
 ② B室破裂板用衝突子によつて、A室破裂板破壊用の電磁石回路の一部を構成するアルミ箔を切斷し、A室衝突子発射時期を遅延させる方法との方法との併用。前者は、剛性の大きい試験体に有効で後者は剛性の小さい（衝撃立ち上がり時間の長い）試験体および最高圧をある期間持続したい場合に有効な方法である。

後続圧発生実験の一例として、厚さ9mmの平板試験体について最高圧持続時間が150になるように制御した実験結果を図2.6.5に示す。同図に見られるように、振動波を含む波形ではあるが、ほぼ満足な制御の出来ることが確認された。

### 6) 繰返し変動水圧試験

A室圧力を5kg/cm<sup>2</sup>に保ちB室の上部に設置した蓄圧部にN<sub>2</sub>を給排出しB室圧力を0から10kg/cm<sup>2</sup>すばら試験体に±5kg/cm<sup>2</sup>の変動水圧を作成させた。9mmおよび20mm板厚の平板試験体に于て各200および300回の繰返しを加え、その周期が19sec(昇圧12sec, 降圧7sec)および10sec(昇圧9sec, 降圧1sec)という結果を得た。

9mmの試験体の場合60回程度で周辺にCRACKが生じ始め200回ではその亀裂が2個所約75および417mm貫通するに到了。さらに200回繰返した後に衝撃水圧を加えられた時の亀裂は更に大きくなつた。

### 2.6.3 理論的考察

本研究部会において試作開発中の波浪衝撃水圧発生装置により発生させる衝撃水圧の時間特性を定性的に把握し、さらにその水圧パターンの定量的な制御を容易に行なうことができるような基礎資料を

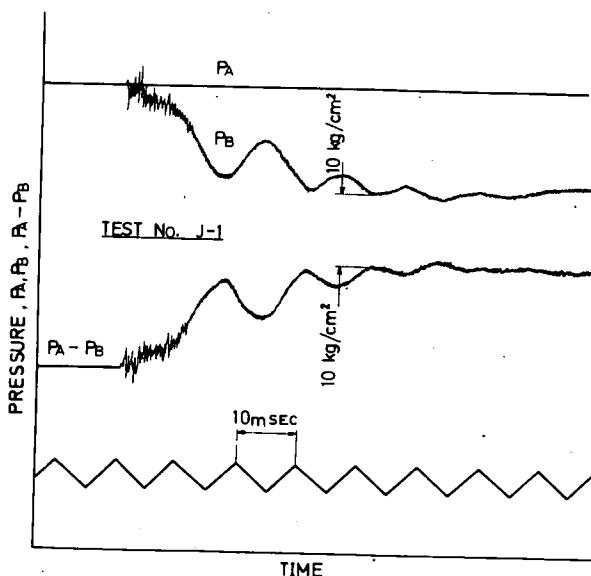


図2.6.4 A室に空気を入れた場合の水圧波形

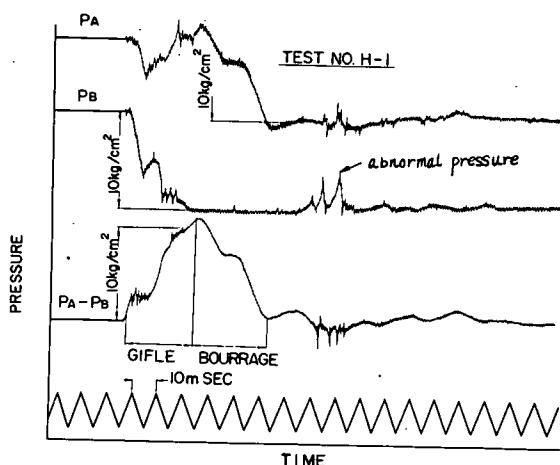


図2.6.5 後続圧発生の実験例

得るために、図 2.6.1 に示すような比較的単純なモデルについて理論解析を行なった。すなまち、本装置によって衝撃圧が発生されるまでの水圧～時間特性を追跡し、衝撃圧発生時間  $t_0$  に及ぼす装置の大きさ、試験体の剛性、破裂板の開孔面積などの諸因子の影響についての基礎的調査を行なつた。

### 1) 解析法の概要

装置の全体、内部の流体および試験体の運動について考察を行なう場合、解析を容易にするため、まず、流体の流れを軸対称と見做して一次元流れを仮定し、さらに匡体 A 室内においては、試験体受圧部から破裂板 B までの流出の形状を指数函数で仮定した。また、流体を弾性体（体積弾性率  $E_v$ ）と見做し（ただし圧縮性による密度の変化を無視）、さらに流速に比例する抵抗を考慮した。つぎに、試験体については、それに作用する圧力（試験体位置における A, B 両室の流体の圧力差  $P_A - P_B$ ）と、挾み変位との関係を弾塑性体変形で仮定した。

また、装置匡体の運動については、その支持部におけるバネ常数と減衰係数とを仮定し、内部流体と試験体からの反力をうける強制振動を考慮した。

以上のようにモデル化された系につき運動方程式を作成し、これを差分式に書き換えて、逐次繰返し近似計算法により数値解析を行なつた。この場合、境界条件については、匡体 A 室の  $N_2$  ガスと接する部分で圧力が常に初期設定圧  $P_0$  に等しく、また破裂板 B の位置で大気圧に等しいとした。さらに、初期条件としては、時刻  $t = 0$  で装置全体が静止しているものとした。

### 2) 計算結果

今回実施した数値計算においては、試験体の剛性（弹性域では、塑性域では）破裂板 B の開孔面積と試験体の受圧面積との比 ( $A_L/A_0$ )、B 室の長さと系の全長との比 ( $L_B/L$ )、抵抗係数 ( $\beta$ ) などの諸因子が、衝撃立ち上がり時間  $t_0$  に及ぼす影響についての調査を行なうため、それらのパラメータの値を変化させてシリーズ計算を行なつた。

計算結果の一例として、試験体に作用する圧力の時間経緯を図 2.6.2 の破線で示す。同図にみられるように、破裂板 B の破壊後、試験体に作用する圧力については、途中、高周波の圧力波形が現われるが、全体的にはほぼ直線的に初期設定圧  $P_0$  とほぼ等しい圧力まで衝撃的に上昇することが認められる。

衝撃圧発生の立ち上がり時間に関しては、装置および試験体がすべて相似の場合、装置の見掛けの全長  $L$  に比例し、また初期設定圧  $P_0$  の平方根に逆比例することが判明した。さらに、衝撃立ち上がり時間は、試験体の剛性が大になるほど、あるいは破裂板 B の開孔面積が大きいほど短縮され、一方、試験体の塑性変形が著しい場合、あるいは流体の抵抗が大きい場合ほど遅れることが、確認された。（図 2.6.3 参照）

#### 2.6.4 波浪衝撃水圧発生装置の性能に関する考察

波浪衝撃水圧発生装置に期待される性能は 1) 10 m/sec 以下の衝撃立ち上がり時間が得られること 2) Bourrage に相当する後続圧を有する圧力波形が安定に制御されること 3) 繰返し変動水圧が加えられること等である。昭和46年度及47年度の性能実験により、試作装置は、2.6.2節で明らかのようにこれらの性能をほぼ満足していることが確認された。本格的大型装置を設計製作するためには項目に考察を加え、さらに試作機における問題点を検討してみると次の如くなる。

##### 1) 衝撃立ち上がり時間

試験体の剛性および破裂板の大きさなどの衝撃立ち上がり時間への影響を正確に予測するために衝撃圧発生についての理論解析を行ない、実験結果との比較を行ってみた。図 2.6.2 に示すように、試験体に作用する圧力波形は理論と実験とでかなり良い一致を示しており、理論解析は現象の概要を良く表わしていることが判る。ただし、解析に用いた Parameter の値（系の見かけの全長 L、流体の抵抗係数  $\beta$  など）の取り方にについては、まだ検討の余地は残されている。図 2.6.3(a) の破線、および鎖線は試験体剛性についてそれぞれ抵抗係数  $\beta = 0$  および  $\beta = 0.3$  の二例について計算した理論解析結果である。

実験結果とも傾向の一貫性良好く、実験結果で得られている衝撃立ち上がり時間の剛性の増大による顕著な短縮は、理論的にも立証される。両結果より平板試験体 20 mm 程度の剛性 ( $KL/P_0 = 10^2$  程度) より大きい剛性を持つ試験体において、10 m/sec 以下の衝撃立ち上がり時間の得られることが予測される。

破裂板口蓋ならびに B 室長さの影響についても実験結果と理論解析結果は傾向の良い一致を示している。すなわち短い衝撃立ち上がり時間を得るために、B 室長さを短かくすることは、効果的であるが、破裂板口蓋については必要以上大きくしてもその効果は薄い。

##### 2) 水圧波形

試作装置においては、Giffle および Bourrage に相当する水圧波形をほぼ満足な形で得られている。たゞ A 室に水を入れた場合衝撃圧立ち上がりの初期において波形に階段状の平行部が観察されている。

一方 A 室に空気を入れた場合、A 室圧の変動がまっすぐに一定圧に保持されるとともに、階段状波形の発生は観察されていない。したがって、この階段波形の発生は試験体の変形速度に A 室加圧流体が追隨しにくいことが A 室圧の変動が原因と見てよいと考えられる。しかし、A 室が空気の場合大きな振動が圧力波形上に生じ、衝撃立ち上がり時間も水の場合に比べ長くなっている。

後続圧発生については、2.6.2(5)節でのべたように、N<sub>2</sub>ガス蓄圧室の浮子の位置およびアルミ箱の位置を調節することにより、制御出来ることが確認され

た。しかし、この方法を採用する場合、電磁石切断からアルミ箔および破裂板までの衝突子飛翔時間、強化ガラスの破壊時間、 $N_2$ ガス蓄圧室浮子の移動時間、A、B両室の圧力降下時間が前もって実験的に調査されている必要がある。試作装置においては、衝撃立ち上がり時間に及ぼす諸因子の影響ならびに上記各時間遅れが十分把握されているため、容易に制御が出来たが、剛性の明確でない試験体あるいは構造の異なる装置においては、その特性はその都度調査されなければならない。

### 3) 試験体に作用する異常圧力

試作装置による実験において、衝撃圧発生後、表2.6.1および2.6.2に示されているように、試験体の表面に異常に高い圧力の作用していることが記録されている（図2.6.5参照）。この異常圧の絶対値、発生時期ならびに周期については装置の構造および試験体の剛性などと一定の関係が認められる。すなまち、異常圧の絶対値は、剛性の大きい程、またB室長さの長い程大きくなる傾向にある。また、破裂板口全については、絞り込まれるにつれて小さくなっている。なお、使用した圧力計は、測定範囲 $10 \text{ kg/cm}^2$  および破壊圧力 $15 \text{ kg/cm}^2$  のものである。

異常圧の発生時期は、試験体の剛性の増加とともに短くなり、破裂板口全ならびにB室の長さの大きくなるにつれて長くなる傾向がみられる。

発生の周期については、試験体剛性および破裂板口全の影響は顕著ではないが、B室の長さの増加とともに、長くなる傾向は認められる。

このように、B室の圧力が降下した後に、異常に高い圧力が試験体に作用する原因としては、水撃作用、B室の水の慣性による試験体B室側表面上での負圧の発生（極端な場合キャビテーション）などいろいろ考えられるが、現在のところその原因について十分に確かめられていない。いずれにしても、衝撃立ち上がり時間に影響する因子と密接な関係が認められることは興味深い。

この異常圧の発生時間は、衝撃立ち上がり時間に比べて短かく、また条件によっては、初期設定圧よりも大きい衝撃的圧力を発生する場合があるため、衝撃水圧実験の結果を解析する際には注意する必要がある。

### 2.6.5 結論

波浪衝撃をうける船体構造の強度に関する模型実験を行なう場合に使用する衝撃水圧荷重装置として、実際の船体に作用する衝撃水圧と類似な特性を有する水圧荷重を発生し、かつ制御し得る装置の試作開発に着手し、衝撃水圧発生についての理論的考察ならびに試作装置による実験的研究を実施した。

本装置による衝撃水圧発生の方法は、従来の落下式あるいは水中爆発による実験装置と異なり、全く新しい作動原理と機構にもとづくもので、衝撃立ち上がり時間、最高圧力および後続圧波形などの水圧～時間特性を近似的に制御

しうるよう考慮されている。

昭和46年度においては、装置の作動原理を確認するため、小型の予備試験装置により基礎的な実験を行ない、さうに、試作装置（試験体後圧部  $1000\text{mm} \times 1000\text{mm}$ ）を製作し、破裂板の破壊制御方法など各種の制御装置の確認を行なうとともに、衝撃水圧特性についての実験的研究を行なった。

ひきつづき、本年度は、上記試作装置につき衝撃圧発生に関する諸性能についての系統的確認実験を行ない、衝撃立ち上がり時間に及ぼす試験体剛性、B室破裂板口径、およびB室の長さなどの影響ならびにA室内に空気を満たした場合などについて種々調査を行なった。これと平行して、本装置を構成する固体、流体および試験体からなる系をモデル化し、衝撃圧発生の過渡的現象についての理論解析を行ない、装置の水圧～時間特性を明らかにした。

さらに、試作装置について、後続圧の発生と波形制御法を開発しました、低周期での繰返し変動水圧試験との適用についても検討を加えた。

本研究の成果として得られた主な結論は、概要下記の通りである。

1) 衝撃最高圧力の大きさは、初期設定圧力  $P_0$  とはほぼ一致するので、実用上十分な精度でこれを制御しうるものと考えられる。

2) 衝撃立ち上がり時間についての再現性は、試作装置について確認された。さらに、その大きさは、試験体の剛性の増加により、また装置を構成する。B室破裂板の開孔面積が大きいほど、あるいはB室圧体の長さが短かいほど短縮されることが判明し、上記諸因子の値が与えられれば、理論解析結果とも参照のうえ、二三回の試行的予備試験により、モードについての大略の推定が可能と考えられる。

3) A室圧体の破裂板を破壊することにより、後続圧を発生させる方法が開発され、その発生時期の制御方法については実用上十分な精度で制御しうることが確認された。

以上の結果から、本方式による波浪衝撃水圧発生装置の性能が確認され、さうにより大型の構造物模型についての衝撃水圧荷重装置を製作するうえでの問題点に関する基礎資料を得た。したがって、今後、波浪衝撃の実態と、その発生機構が解明されて、船体構造部材に作用する衝撃水圧の時間特性が明らかにされれば、本方式による波浪衝撃水圧発生装置を利用して、それらの直接的なシミュレーションを行なうことができるものと期待される。

表 2.6.1 試作装置の試験条件および試験結果

| 試験項目           | 試験番号 | 試験体板厚(m m) | B室長さ(m m) | B室破裂板絞り口径(m m) | 衝撃立ち上がり時間(m sec) | 異常圧         |           |                           |
|----------------|------|------------|-----------|----------------|------------------|-------------|-----------|---------------------------|
|                |      |            |           |                |                  | 発生時間(m sec) | 周期(m sec) | 発生圧力(kg/cm <sup>2</sup> ) |
| <b>剛体試験</b>    |      |            |           |                |                  |             |           |                           |
| B-1            | 9    | 730        | 610       | 17.0           | 58.9             | 22.6        | 2.5       |                           |
| C-1            | 4.5  | 730        | 610       | 25.5           | 83.1             | 14.2        | 小         |                           |
| C-2            | 20   | 730        | 610       | 9.0            | 28.0             | 15          | 小         |                           |
| C-3            | 14   | 730        | 610       | 10.5           | 45.0             | 13.3        | 小         |                           |
| C-4            | 38   | 730        | 610       | 4.8            | 13.0             | —           | 圧力計破壊     |                           |
| C-5            | 38   | 730        | 610       | 5.0            | 17.0             | —           | 圧力計破壊     |                           |
| C-6            | 9    | 730        | 610       | 20.5           | 66.9             | 23.7        | 小         |                           |
| <b>B室破裂板影響</b> |      |            |           |                |                  |             |           |                           |
| E-1            | 9    | 730        | 458       | 20.3           | 59.2             | 12.6        | 4.4       |                           |
| E-2            | 9    | 730        | 310       | 21.5           | 41.6             | —           | 3.5       |                           |
| E-3            | 9    | 730        | 205       | 36.0           | 発生せず             |             |           |                           |
| E-4            | 9    | 730        | 205       | 36.5           | 発生せず             |             |           |                           |
| E-5            | 9    | 730        | 458       | 16.0           | 63.7             | 20.6        | 5.8       |                           |
| <b>B室長さの影響</b> |      |            |           |                |                  |             |           |                           |
| G-1            | 9    | 1230       | 610       | 22.1           | 115.4            | 26.4        | 8.3       |                           |
| G-2            | 9    | 2230       | 610       | 26.3           | 164.4            | 31.6        | —         |                           |
| G-3            | 9    | 3230       | 610       | 32.3           | 243.5            | 58          | 11.0      |                           |
| G-4            | 9    | 1730       | 610       | 25.0           | 158.0            | 28.7        | 10.0      |                           |
| G-5            | 9    | 2730       | 610       | 29.8           | 213.0            | 40.1        | 10.0      |                           |
| G-6            | 9    | 3230       | 610       | 33.8           | 250.0            | 63          | —         |                           |
| <b>A室空気影響</b>  |      |            |           |                |                  |             |           |                           |
| J-1            | 9    | 730        | 610       | 40.2           | 発生せず             |             |           |                           |
| J-2            | 38   | 730        | 610       | 22.6           | 発生せず             |             |           |                           |

表 2.6.2 後続圧試験条件および結果

| 試験番号 | 試験体板厚(m m) | B室長さ(m m) | 破裂板絞り口径 | 衝撃压立ち上がり時間(m sec) | 後続压降下時間(m sec) | 最高圧持続時間(m sec) | 異常圧         |           |                           |
|------|------------|-----------|---------|-------------------|----------------|----------------|-------------|-----------|---------------------------|
|      |            |           |         |                   |                |                | 発生時間(m sec) | 周期(m sec) | 発生圧力(kg/cm <sup>2</sup> ) |
| H-1  | 9          | 730       | 310     | 610               | 22.5           | 42.5           | 0           | 79        | — 6                       |
| H-2  | 38         | 730       | 310     | 610               | 5.1            | 11.5           | 25.8        | 45        | — 5.6                     |
| H-3  | 38         | 730       | 310     | 610               | 4.5            | 8.7            | 0           | 18.8      | — 5.5                     |

## 2.7 衝撃実験装置試設計\*

波浪衝撃荷重をうける船体構造強度の研究をおこなうため、実際の船体構造に作用する波浪衝撃水圧と類似な圧力の時間特性を有する水圧荷重を実験室内で再現し、構造模型による强度実験を実施することが可能な荷重装置の開発試作が、本研究部会の研究業務の一環として昭和46年度および47年度の2ヶ年にわたっておこなわれた<sup>(1),(2)</sup>。その結果一応所期の性能をうることが可能になったことが明らかになつたので、昭和48年度にはその成果を参考して、よりさらに大形化した実用実験装置を作製して各種の実験的研究を実施することとなり。その試設計をおこなつた。

### 2.7.1 装置の原理概要

本装置の作動原理ならびに性能特性などは上述の資料に詳細に述べられてゐるが、こゝではその作動原理の概要を簡単にとりまとめる。

本装置を模型的に示すと図2.7.1のごとくになる。すなはち試験模型をはさんで両側にそれぞれ水独立したA室B室、ならびにA室に連続したN<sub>2</sub>室の三つの圧力室から成る。

(1). いまA室に水圧P<sub>A</sub>、B室に水圧P<sub>B</sub>を加え試験模型には差圧P<sub>A</sub>-P<sub>B</sub>が負荷された状態になる。

(2). この状態でB室の一部に設けた破裂板D<sub>B</sub>を破壊するとB室の水圧は急激に減少して右後0となる(図2.7.1(a))。このとき、模型・容器の変形、水の圧縮性のためA室の圧も低下するが、N<sub>2</sub>室にN<sub>2</sub>ガスを封入し、且つその容量が充分に大きければA室の圧低下は極めて小となり、右後には試験模型には水圧P<sub>A</sub>が加わった状態になる。

(3). この瞬間にA室の一部に設けた破裂板D<sub>A</sub>を破壊するとA室の圧は急激に減少する。この場合N<sub>2</sub>ガスの膨脹を放置するとA室内の圧は図2.7.1(a)の実線のようになり、また右の瞬間にA室とN<sub>2</sub>室間を遮断すると同図の実線のようになる。

(4). これより試験模型には両者の差圧として図2.7.1(b)に示すごとき急変する水圧が加わ

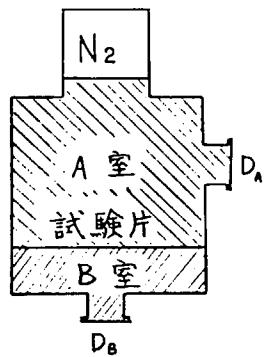


図2.7.1

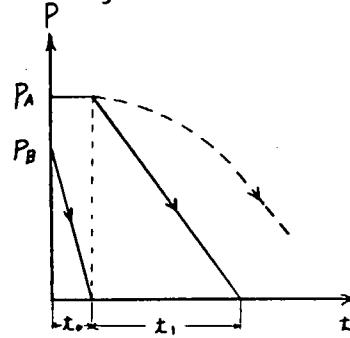


図2.7.2(a)

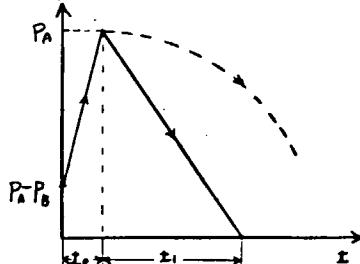


図2.7.2(b)

\* 執筆担当者：西牧 雄興

(1) 日本造船研究協会 研究資料 No.165 (SR133 昭和46年度報告)

(2) 本報告 2-6

ることになる。この水压の立ち上り速度、降下速度に大きく影響する要素としては、試験模型を含んで容器の剛性、容器の容積と破裂板部開口面積との比、破裂板に続く排水管の長さおよび差、などがある。

(5). 破裂板D<sub>1</sub>が破壊するタイミングからそれまでの場合は発生負荷は図2-7-2(c)に示す二点き形となる。

## 2-7-2 装置設計仕様

本装置を計画設計するにあたって基本的に留意しなければならないことは次の通りである。

本装置は低圧ではあるが圧力容器であり、しかも内部にN<sub>2</sub>ガスを封入するので損傷あることは誤動作は大きな事故につながる可能性もある。さらに衝撃的負荷が加わることを考慮して本体・附属装置・管系などは充分な安全性の確保に万全を期さなければならぬと共に、実験に際して操作ミスが絶対に起らぬよう完全なレーフエンス判別装置をもつ。さらに実験自体が大規模かつ長期にわたるので、装置操作の自動化、作業の機械化などに充分な配慮が必要である。

装置の仕様は次に示す通りである。

- (1). 実験時の最大使用圧力は15kg/cm<sup>2</sup>とする。
- (2). 衝撃圧の立ち上り時間は1/100秒程度を目標とする。
- (3). 供試模型は1,500×1,500(mm×mm)とし、深さ500mm程度の補強筋が取付けられるようなるものとする。
- (4). 短時間での変形によるA室の圧力低下は、設定圧の3%以内とする。
- (5). 装置は堅形とし、試験模型の脱着はB室を横に引いておこなう形式とする。
- (6). 低周期の継返し負荷試験にも使用できるよう、継返し変動圧負荷装置を設置する。継返し速度は6c.p.m.、最大水圧振幅は15kg/cm<sup>2</sup>を目標とする。

これらの計画仕様にもとづき、装置の概要設計を実施した。図2-7-3、図2-7-4および図2-7-5にそれぞれ本体、装置フローレート、および全体配置の計画を示す。

以上。

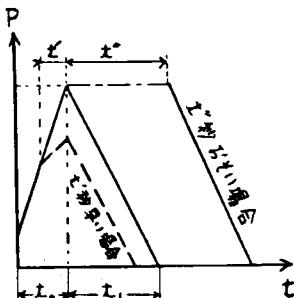
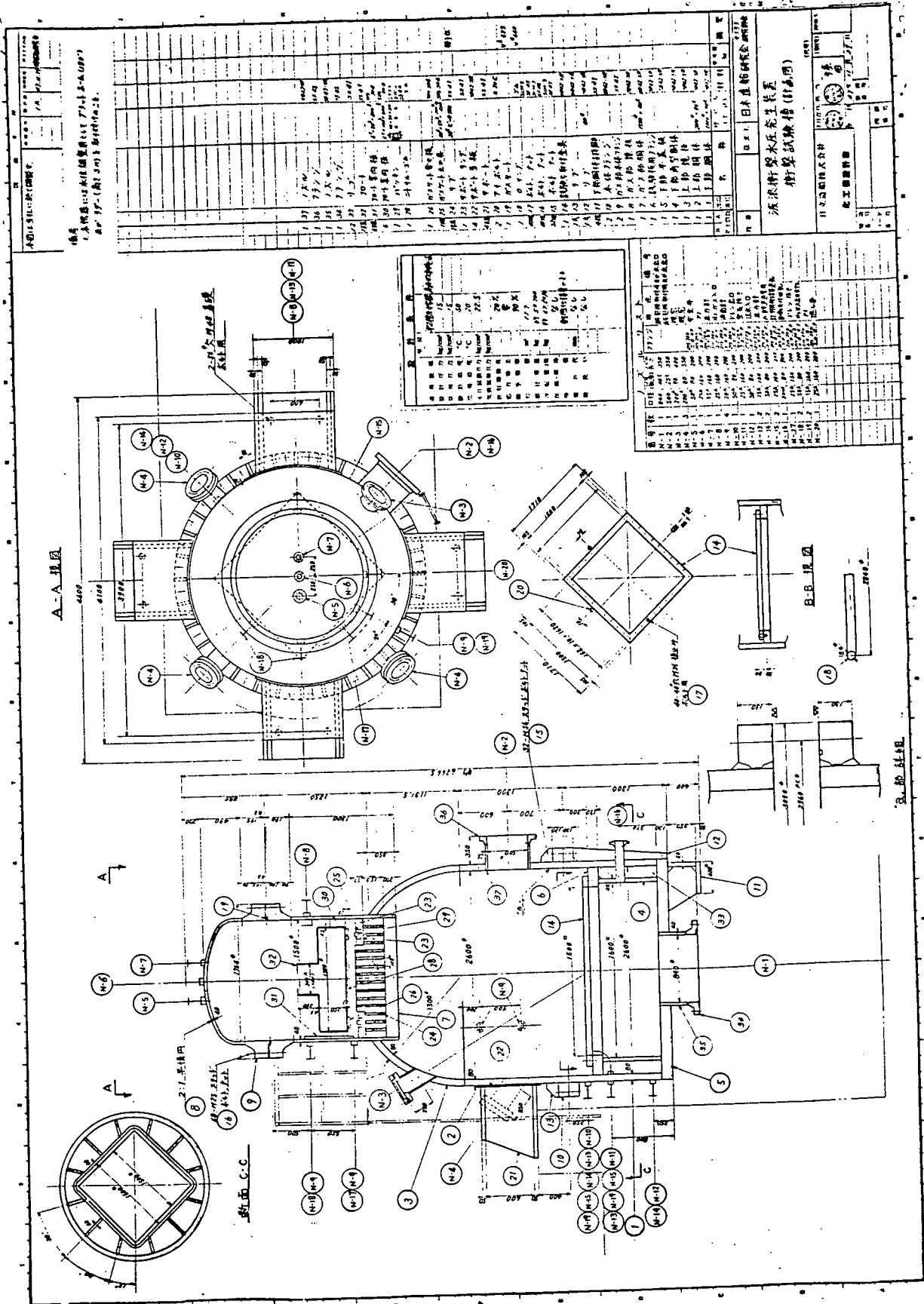


図2-7-2(c)



2.7.3

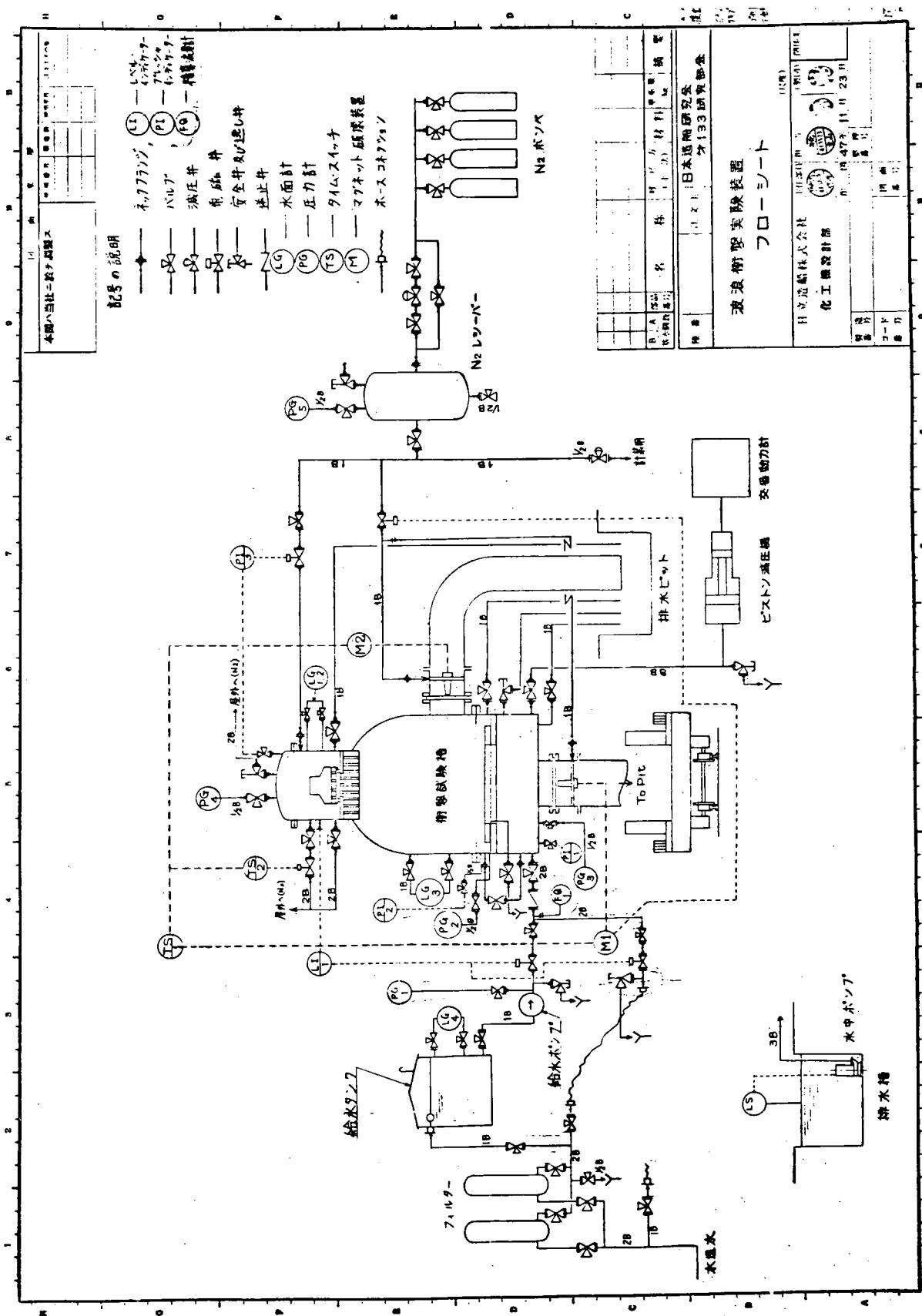
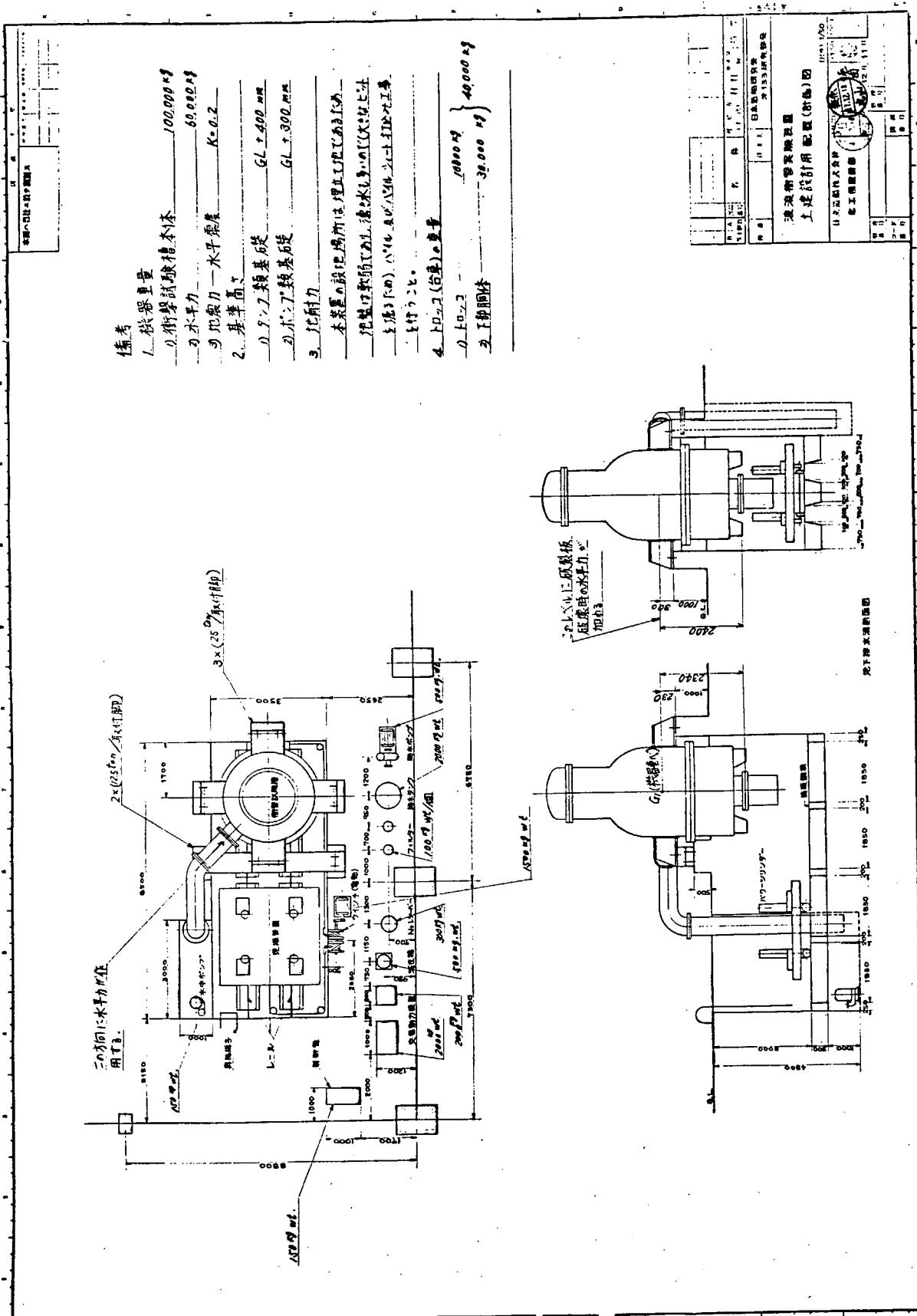


図 2.7.4



## 結 言

昭和46年度から発足し、本年度を第2年度とする4か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、従来から数多く行な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) 船側構造の立体模型について、波浪衝撃圧、鉱石圧、船側および船底水圧などに相当する静荷重を加えて、崩壊実験を行ない、崩壊形式、崩壊荷重、鉱石圧およびストラットの軸力などを求めた。今回の実験結果によれば、スチフナやプラケットを適当に配置することにより、ウエブの局部座屈強度を向上させ、崩壊荷重をかなり増大させうることが判明した。(1.1参照)
- (2) ウィングタンクの静的な座屈崩壊実験を2次元模型および、鉱石を満載した立体模型について実施し、ウィングタンクの座屈崩壊の機構および鉱石圧の挙動についての資料を得た。(1.2参照)
- (3) 波浪変動圧を受ける船側構造の動的応答のうち、重要な問題の一つであるストラットの座屈強度についての実験を行なつた。その結果、局部的には変形モードはかなり異なるにもかかわらず、一般にストラットは柱としての振り座屈を呈し、その最高応力はほぼ一定していることが明らかとなつた。さらにこの最高応力は、柱としての弾性座屈応力計算値から推定可能であることが判明した。(1.3参照)
- (4) ストラットあるいは桁隅角部等の座屈現象を解析するため、昭和48～49年度中に、その計算プログラムを開発することが決定された。本年度は、その予備調査を行ない、さらに座屈問題の基礎となる多自由度系の固有值問題解析プログラムを作成した。(1.4参照)
- (5) 船側リング平面模型の動的および静的実験結果によれば、船側リングは、ストラットの軸方向変位が拘束された場合はストラットの座屈によつて破損し、また軸方向変位が自由の場合は塑性崩壊によつて破損する。さらにストラットの衝撃崩壊荷重については、簡単な計算でかなりよく説明できること、およびそれらに対する慣性力および動的降伏応力の影響も理論的に明らかになつた。(2.1参照)
- (6) 船側構造模型の繰返し静的荷重試験および繰返し衝撃水圧試験を行ない、疲労亀裂の伝播速度および座屈強度について調査して、両荷重による強度の差異を明らかにした。(2.2参照)
- (7) 船側構造模型に変動水圧を負荷し、疲労損傷(外板貫通亀裂)発生の可能性を検討した。  
また疲労亀裂のある防撓パネルに衝撃水圧を負荷し、亀裂の挙動について調査したが、局部的な高応力破壊しか生じない事が判明した。(2.3参照)
- (8) 波浪変動圧を受ける船側構造が、その動的影響により大変形を生ずる可能性があり、これを実験装置を