

日本船舶振興会昭和49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.215

第133研究部会

船体構造強度に関する研究 報告書

昭和50年3月

社団法人

日本造船研究協会

はしがき

本報告書は、日本船舶振興会の昭和49年度補助事業「船体の構造計算方法の精密化に関する開発」の一部として、日本造船研究協会が第133研究部会においてとりまとめたものである。

委員名簿（敬称略、五十音順）

第133研究部会

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

座屈プログラム開発小委員会

主査 川井 忠彦 (東京大学)

委員　堺　哲夫（三菱重工業）　上田　幸雄（大阪大学）
大坪　英臣（東京大学）　新田　顕（日本海事協会）
藤井　登喜雄（石川島播磨重工業）　堀　徹（日立造船）
本間　康之（東京大学）　松石　正克（日立造船）
安川　度（川崎重工業）　吉田　宏一郎（東京大学）

衝撃実験小委員会

主査　八木順吉（大阪大学）
委員　安藤文隆（船舶技術研究所）　沢柳政弘（三井造船）
塩沢　晃（三井造船）　清水作造（石川島播磨重工業）
西牧　興（日立造船）　新田　顕（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）

崩壊小委員会

主査　安藤文隆（船舶技術研究所）
委員　青木元也（船舶技術研究所）　上田　幸雄（大阪大学）
大坪　英臣（東京大学）　栖原寿郎（九州大学）
本間　康之（東京大学）　森　正浩（三菱重工業）
安川　度（川崎重工業）　山越道郎（九州大学）

破壊小委員会

主査　八木順吉（大阪大学）
委員　清水作造（石川島播磨重工業）　土屋九一（三井造船）
西牧　興（日立造船）　安川　度（川崎重工業）

目 次

緒 言	1
1. 船体構造の静的応答	2
1. 1 船側構造の強度	2
1. 1. 1 積荷鉱石の挙動	2
1. 1. 2 ストラットの座屈	9
1. 1. 3 船側構造の全体崩壊	22
1. 2 大型構造模型による鉱石運搬船の強度試験	31
1. 3 ストラットの座屈および船側構造の動的崩壊	51
1. 3. 1 ストラットの座屈実験	51
1. 3. 2 波浪外力による船側構造の動的崩壊	62
1. 4 座屈解析プログラム開発	77
1. 4. 1 局部座屈解析プログラム開発	77
1. 4. 2 座屈固有値解析のための SUBSPACE 法	90
1. 4. 3 トランスリングの最終強度計算プログラムの開発	93
2. 船体構造の動的応答	108
2. 1 船体構造の動的応力	108
2. 1. 1 水面衝撃を受けるパネルの挙動	108
2. 1. 2 繰返し荷重による構造要素の疲労亀裂発生	117
2. 1. 3 繰返し衝撃による亀裂の伝播	128
2. 2 外板構造の衝撃応答実験	138
2. 3 船側構造の動的応答解析プログラム	172
3. 有限要素法による船体構造解析プログラムの精度評価	197
結 言	226

緒 言

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

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

運輸省において、この問題を解決するため、昭和45年度を第一年度とし官民合同による“船体構造計算法開発”に関する5カ年間の継続研究が計画された。その一環として、日本造船研究協会においては、日本船舶振興会の補助金の交付を受けて、4カ年計画により、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極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。本年はその最終年度にあたる。

本研究部会においては、船殻破壊強度の問題に関する各種実験研究を行い、強度設計に対する資料が得られた。その資料を実際設計に適用できるようにとりまとめる作業も行い、その一部が本年度においてまとまつた。さらに座屈および最終強度解析用プログラムと、動的応答解析用プログラムが完成した。

本報告は、本年度行つた実験研究と資料のとりまとめおよび開発した解析プログラムの概要を含んでいる。プログラムそのものは本協会を通じて入手できることになつている。

本研究の実施にあたり、多大のご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 船側構造の強度

(崩壊小委員会報告)

第133研究部会では専用船の構造強度について、大規模な実験的研究が続けられてきたが、そのうち静的な強度に関して得られた結果を崩壊小委員会で整理検討してまとめたので報告する。

ここで扱つたのは（準）静的な外力をうけたときの鉱石運搬船の船体構造がどんな挙動を示すか、つまり各部材にどんな応力が生じ、外力の増加に従つて各部材がどのように座屈し、崩壊して最終状態になるかを追跡し、それらを定式化することを目標とした。本小委員会では対象とする検討事項をその性質により次の四つの項目に分けて作業を進めた。

- (1) 積載鉱石の挙動
- (2) ストラットの座屈
- (3) 船側構造の全体崩壊
- (4) 動的影響

(1)は鉱石運搬船に特有の、外力として作用する鉱石圧について調べたもので、鉱石の存在が船体の強度にどのような影響を与えるかということを多くの実験結果から明らかにしようとしたものである。(2)では船側構造の崩壊強度を大きく支配すると思はれるストラット自身の座屈強度ならびにそれに影響を与える諸因子について検討したものであり、(3)はトランスリングおよびストラットから構成される構造の崩壊強度を種々の崩壊様式に分類して検討し、これらを定式化することにより総合的な結論を得ようとしたものである。(4)は動的な場合の特徴的な現象を調べ、静的な場合と対比してその影響を明らかにしようとした。

以上の検討を行うに当つては各所で行はれた実験結果を説明できる比較的簡単な式を見出すことに重点をおいたが、船側構造の全体崩壊は、船体の絶対強度解明と、それを強度評価基準において「船体構造計算法開発」という面から見て本研究の主眼目であり、特に座屈解析プログラム小委員会で行はれた計算との比較検討も行つた。

上記(1)～(3)の項目について以下 1.1.1～1.1.3 にその検討結果の概要を述べるが、(4)に関しては後述の 1.3.2 に一括して報告する。

1.1.1 積荷鉱石の挙動

(担当 青木元也 竹本博安 船舶技術研究所)

鉱石運搬船に積込まれた鉱石ペレットが船体構造におよぼす静的な影響としては、鉱石を積んだときの主働圧および外力が加わつたときに生ずる受働圧とに分けられる。鉱石ペレットのような粒状体の挙動は非常に多くの因子によつて影響されるため、船体構造に働く主働圧および受働圧についての明確な算定方法はまだ確立されていない。そこでその第一段階として、できるだけ実船に近い構造模型に実際の鉱石ペレットを積んでその挙動を調べ、その結果をもとにして解析的な方法を考察することが考えられる。このような観点から当研究部会で多くの実験を行なつてきたわけであるが、ここではそれらの一部をまとめたものを報告する。

実験に用いた模型は6万トン級鉱石運搬船の中央のウイングタンク長さの部分を採り、縮尺は試験装置の大きさから1/6.57とした。船艤内の横隔壁は実船には無いが、実験で鉱石を積み込む都合上これを取付けたので、この横隔壁から離れた中央部の挙動の計測を主眼とした。

図 1.1.1 から図 1.1.3 に鉱石を積み込んだときの圧力すなわち主働圧の分布を示す。ここで示す鉱石圧の大きさは、計測値に土圧計検定試験から得られた修正係数を乗じた値である。3 個の船倉形状の異なる模型にそれぞれ 2 回づつ積み込んだときの値が示されている。またクーロンの主働圧の値および液体圧に相当する値も同時に示してある。これらの値を計算する際の鉱石ペレットの見かけの密度は、積込全重量と船倉容積とから算出した値 2.25 g/cm^3 を用いた。

内底板に働く圧力は中央部近辺で低くなっている。これは内底板がたわむために、アーチ効果によつて鉱石重量の多くが周辺部に伝わるためである。また鉱石と側壁との摩擦のために内底板上の圧力は液体圧相当値よりも低くなっている。側壁に働く圧力の各 2 回の計測値にはかなりのバラツキが認められるが、いずれもクーロン主働圧値と液体圧相当値との間にある。またその分布形状については、鉱石があまり詰まつていない上部を除いてはほぼ一様に分布しているといえる。クーロンの主働圧値は半無限の土が剛体壁におよぼす圧力を解析的に導いたものであるが、船体の縦通隔壁のような変形し得る側壁に有限の鉱石がおよぼす圧力値の算定にこれをそのまま用いるのはかなり無理であると考えられる。しかし、このクーロンの値は主働圧の計算に際して現在利用できる最も簡便で有力な方法である。鉱石ペレットの上表面が水平で、側壁が垂直な場合のクーロンの主働係数は、鉱石の内部摩擦角を φ 、鉱石と側壁との摩擦角を φ' とすると次のようになる。

$$K = \left(\frac{\cos \varphi}{\sqrt{\cos \varphi' + \sin(\varphi + \varphi') \sin \varphi}} \right)^2$$

内部摩擦角を横軸、主働圧係数を縦軸、鉱石と側壁との摩擦角をパラメーターとして示したのが図 1.1.4 である。内部摩擦角が主働圧に大きく影響していることがわかる。この図に論文等に発表されている値も記入してある。これらの内部摩擦角は同種類の鉱石ペレット（カイザー）の三軸試験から求めたものであるが、かなりのバラツキが認められる。主働圧係数について比較してみると、最も大きい点の値は最も小さい点の値の約 6 割増となつている。

図 1.1.5 に船側から荷重が加わったときの鉱石圧の分布を船体の変形量とともに示してある。1 点鎖線で示す最初の状態は鉱石を積んだあと上表面から荷重を加えたもので、実船の積付状態に相当する。このあと船側からの荷重による鉱石圧すなわち受動圧の分布が示されている。実船の満載状態に相当する船側荷重（約 1 kg/cm ）では主働圧と受動圧の大きさはほぼ同じ程度であるといえる。最後の実線で示す荷重ではストラットの座屈が生じている。

次に有限要素法による解析手順の概略を説明する。砂の弾塑性挙動とその解析法については、多くの研究がなされているが、まだ金属塑性論のように確立された理論はないようと思われる。ここでは、これらの中で三軸試験等の実験結果を矛盾なく説明できることおよび一般性を有することという観点から村山、松岡等による土の応力-ひずみ関係式（第 7 回土質工学研究発表会、昭和 47）を用いることとする。

村山等はせん断時の土粒子のダイレイタンシー機構の微視的解析から、モーピライズ面上（滑動面、この場合 τ / σ_N 最大の面）の応力-ひずみ関係を次の様に導いた。

$$\frac{\tau}{\sigma_N} = \lambda \cdot \left(-\frac{d \varepsilon_N^p}{d \gamma} \right) + \mu$$

$$\frac{\tau}{\sigma_N} = \lambda \cdot \left(-\frac{\varepsilon_N^p}{\gamma} \right) + \mu'$$

これを解いて

$$\frac{\tau}{\sigma} = (\mu' - \mu) \ell \circ g \frac{r^p}{r_0} + \mu$$

$$\epsilon_n^p = \frac{\mu - \mu'}{\lambda} \cdot r^p \cdot (\ell \circ g \frac{r^p}{r_0} - 1)$$

ここで τ / σ_n , r , ϵ_n はモービライス面上のせん断応力と垂直応力の比、せん断ひずみ、垂直ひずみを表わす。

μ , μ' , λ は粒子間の摩擦に関する定数であり、 r_0 は土の粒子構造に関するパラメーターである。

次に主応力と主ひずみ増分の方向が一致するという条件を用いて次式を得る。

$$d\epsilon_1^p = \left[-\frac{r_0}{\lambda} \cdot \frac{x - \mu - \frac{1}{2} \lambda \sqrt{\sigma_1 / \sigma_3}}{\mu' - \mu} \cdot e \times P \left(\frac{x - \mu}{\mu' - \mu} \right) \right] dx = f \cdot dx$$

$$d\epsilon_3^p = \left[-\frac{r_0}{\lambda} \cdot \frac{x - \mu + \frac{1}{2} \lambda \sqrt{\sigma_3 / \sigma_1}}{\mu' - \mu} \cdot e \times P \left(\frac{x - \mu}{\mu' - \mu} \right) \right] dx = g \cdot dx$$

$$\text{ここで } x = \sqrt{\frac{\sigma_1}{\sigma_3}} - \sqrt{\frac{\sigma_3}{\sigma_1}}$$

応力ひずみは圧縮を正、および $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ とする。

$$dx = \frac{1}{2} \left(\sqrt{\frac{\sigma_1}{\sigma_3}} + \sqrt{\frac{\sigma_3}{\sigma_1}} \right) \left(\frac{d\sigma_1}{\sigma_1} - \frac{d\sigma_3}{\sigma_3} \right) = q_1 d\sigma_1 + q_2 d\sigma_3 = \bar{q} \cdot d\sigma_0$$

さらに弾性ひずみを考慮する。 $\overline{d\epsilon}_0^e$, $\overline{d\epsilon}_0^e$, $\overline{d\epsilon}_0^p$, $\overline{d\sigma}_0$ は主歪の増分マトリックス、主応力増分のマトリックスを表すものとする。

$$\overline{d\epsilon}_0^e = \bar{D}_1^{-1} \cdot \overline{d\sigma}_0$$

$\overline{d\epsilon}_0$ を弾塑性ひずみとして

$$\overline{d\epsilon}_0 = \overline{d\epsilon}_0^e + \overline{d\epsilon}_0^p = \bar{D}_1^{-1} \cdot \overline{d\gamma}_0 + \begin{Bmatrix} f \\ g \end{Bmatrix} dx$$

$$= \bar{D}_1^{-1} \cdot \overline{d\sigma}_0 + \bar{D}_2^{-1} \cdot \overline{d\sigma}_0 = \bar{D}_0^{-1} \cdot \overline{d\sigma}_0$$

したがつて、 $\overline{d\sigma}_0 = \bar{D}_0 \cdot \overline{d\epsilon}_0$

\bar{D}_0 は主応力方向に関するマトリックスであるから次式により一般座標へ変換する。

$$\bar{D} = T_1^T \cdot \bar{D}_0 \cdot T_1 \quad \text{ここで } \overline{d\epsilon}_0 = T_1 \cdot \overline{d\epsilon}$$

$$\overline{d\sigma} = \bar{D} \cdot \overline{d\epsilon}$$

上式を用いて有限要素法による解析を行なう。 μ' , μ , λ , r_0 は三軸試験（1.2節参照）により決定する（図1.1.6～8）。

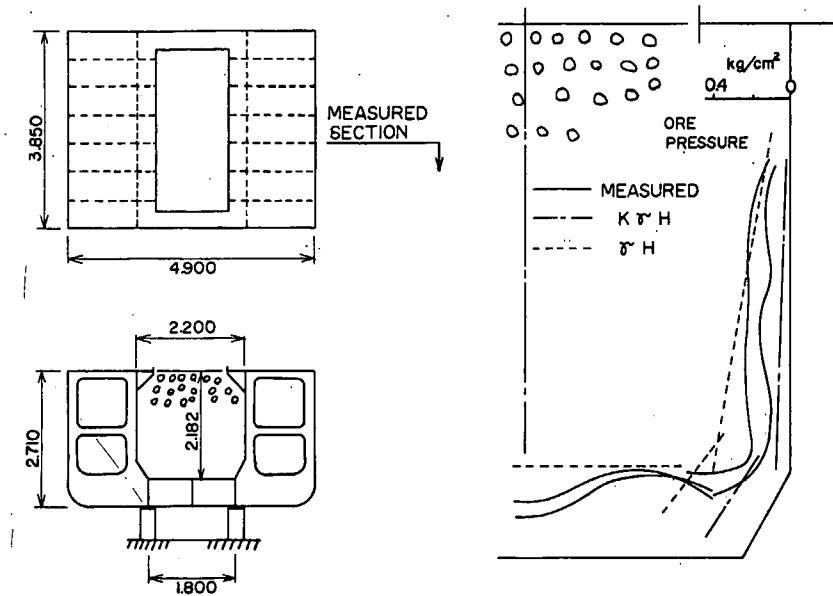


図 1. 1. 1 積込時の鉱石圧

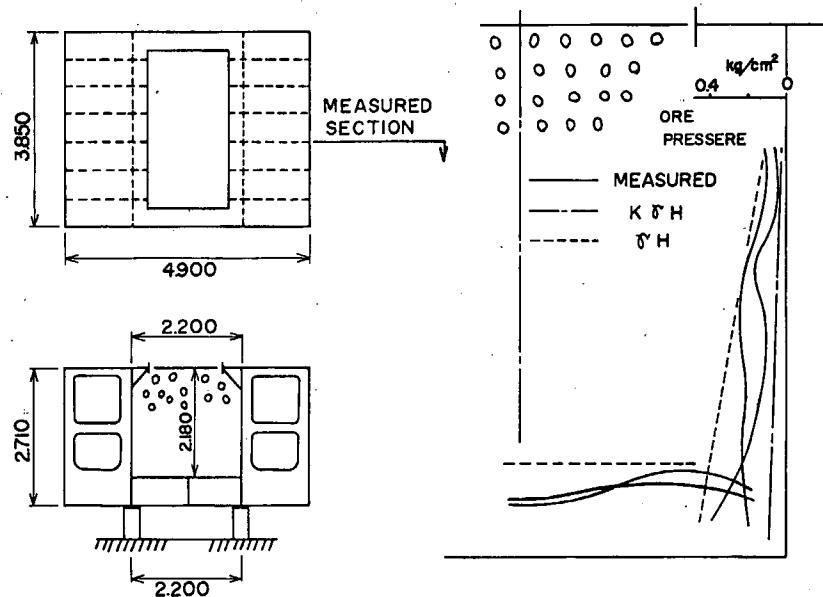


図 1. 1. 2 積込時の鉱石圧

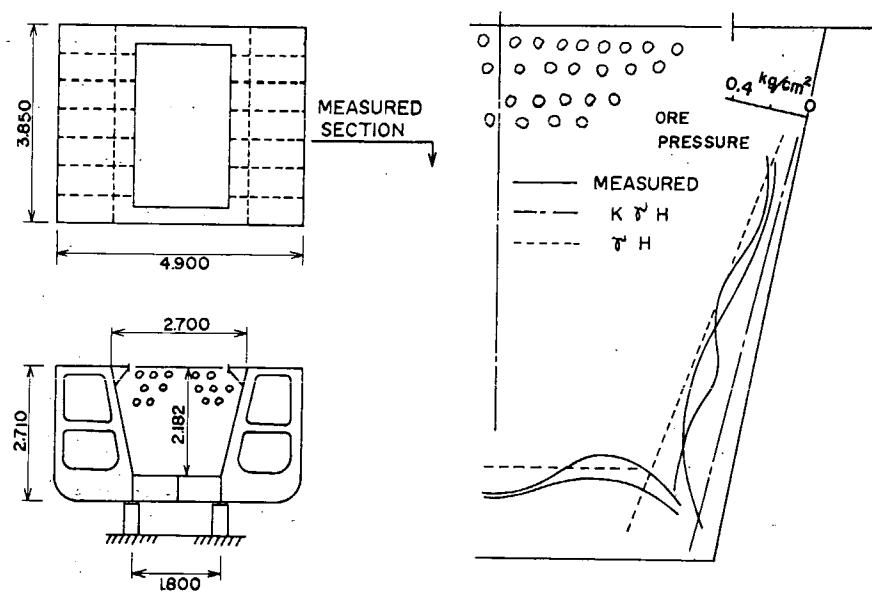


図 1.1.3 積込時の鉱石圧

$$P = k_r h$$

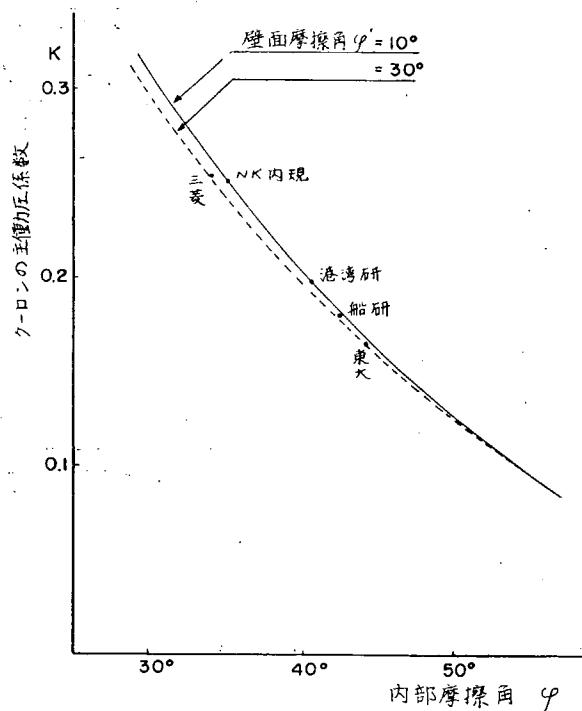


図 1.1.4 クーロンの主動圧係数

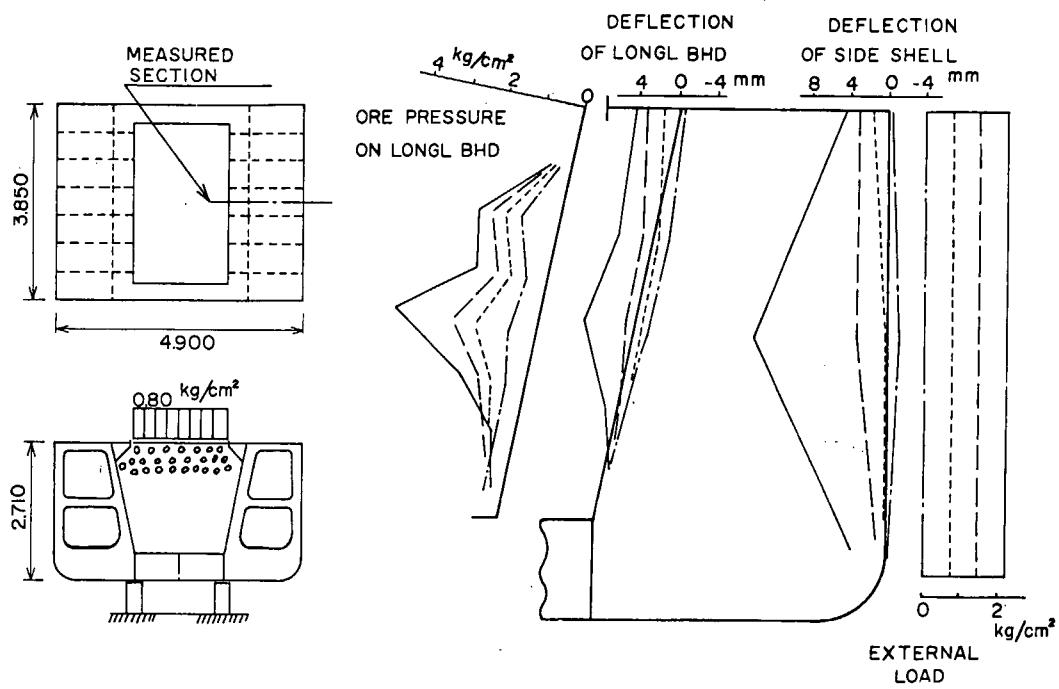


図 1.1.5 船側荷重による鉱石圧の増加

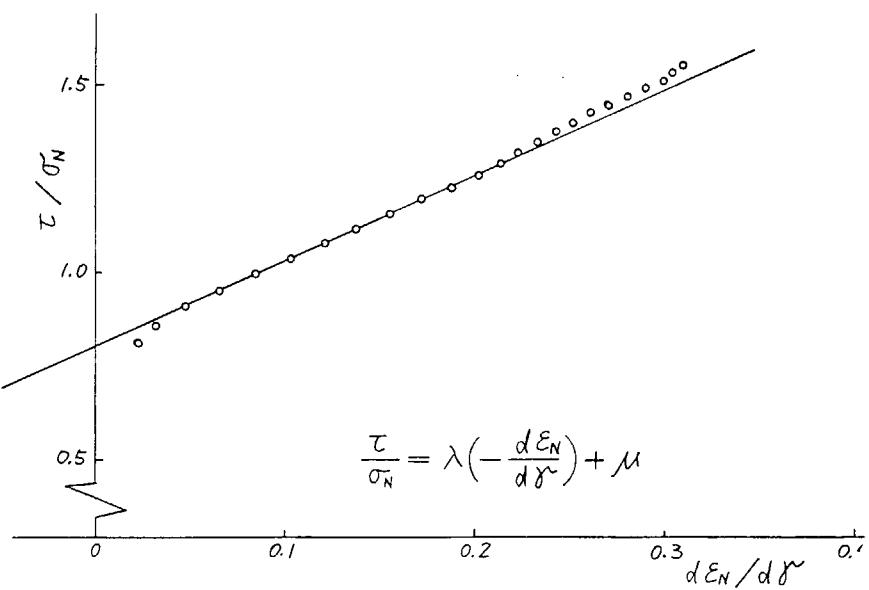


図 1.1.6 三軸試験結果からの定数決定

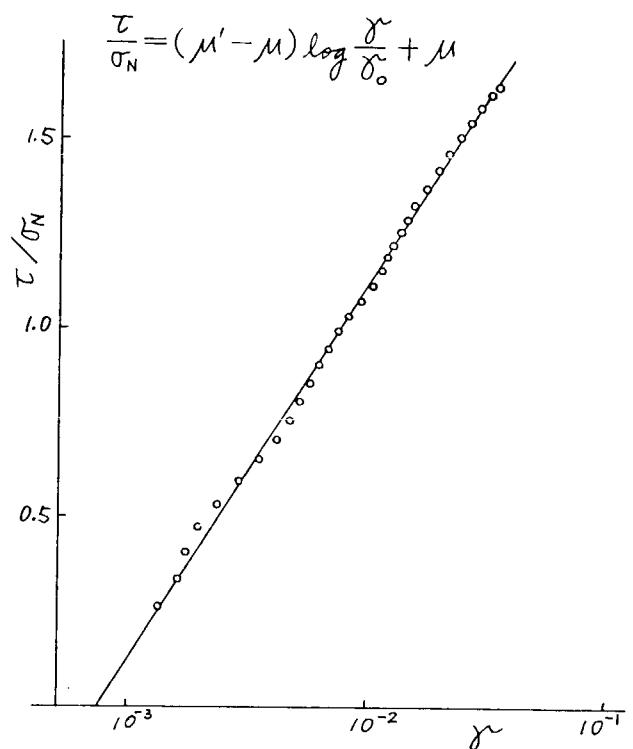


図 1.1.7 三軸試験結果からの定数決定

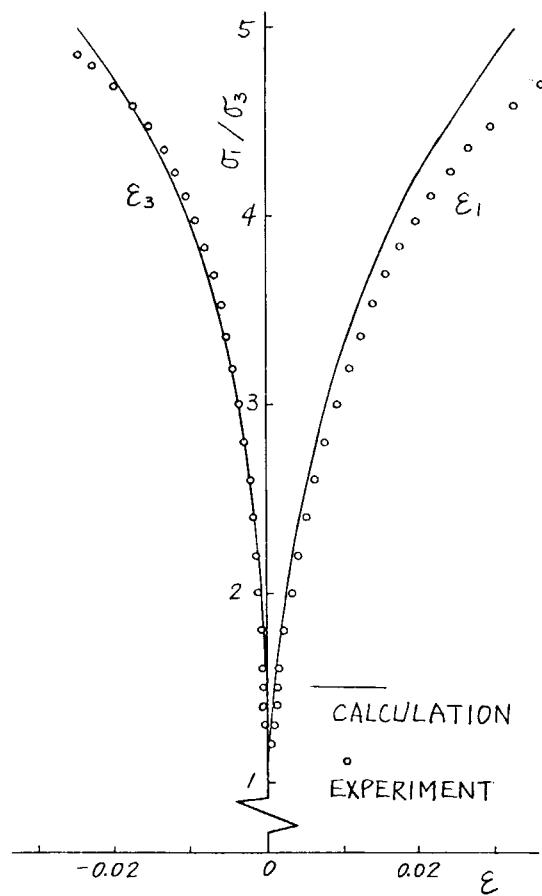


図 1.1.8 三軸試験結果と計算値との比較

船体構造のごとく複雑な薄板構造物に働く主働圧および受働圧の算定では従来土木工学で考えられていたものとは異なる観点から取り組む必要があると考えられる。

1.1.2 ストラットの座屈

(1) 単一材としての座屈

(担当 大坪英臣 東京大学)

薄板によつて組立てられたストラットの圧縮座屈による破壊は次のような現象を考える必要がある。

- (i) 柱としての曲り座屈
- (ii) 柱としての捩れ座屈
- (iii) パネル座屈

実際に使用されているストラットの断面形状としては図1.1.9に示すようなものがあり、各実験最高荷重と座屈形態を図1.1.10に示す。曲り座屈はルールに規定されているため一般に高く、捩れ座屈あるいは全部のパネルが座屈することにより最高荷重に達することが多い。

薄板組立てによるストラットの座屈の形態は複雑であり、最高荷重を推定するためには図1.1.11に示すようにいくつかの面から検討し、そのためには種々の理論式、実験式を組み立てて使用しなければならない。ここでは厳密な解析方法によらない略算法によつて最初に柱としての座屈値を検討し、その後に全体がパネル座屈をするときの最高荷重を考える。

(a) 柱としての座屈

柱の座屈として考えねばならぬ諸点は次の通りである。

- (i) 弹性曲りあるいは捩れ座屈
- (ii) 柱の耐力

柱の耐力は縁材の塑性化と部材のパネル座屈との連成との両面から考える必要がある。

(i) 柱弹性座屈値

弾性座屈値は両端支持、反り自由とすると次の通りである。

$$\text{曲り座屈} \quad \sigma_E = \frac{\pi^2 EI}{A \ell^2} \quad (1.1.1)$$

$$\text{捩れ座屈} \quad \sigma_w = \frac{1}{I_0} (GJ + \frac{\pi^2}{\ell^2} EI') \quad (1.1.2)$$

ここで EI = 曲げ剛性、 GJ = 捣り剛性、 EI' = 曲げ捩れ剛性、 I_0 = 剪断中心周りの
極二次モーメント、 A = 断面積、 ℓ = 柱長

また断面形状が軸対称のとき、対称軸まわりの曲り座屈と捩れ座屈が連成して次式より求まる σ で
座屈する。 X 軸対称のとき

X 軸対称のとき

$$(\sigma - \sigma_{Ex}) (\sigma - \sigma_w) - \frac{x_0^2}{r_0^2} \sigma^2 = 0 \quad (1.1.3)$$

ここで x_0 = 剪断中心と図心との X 座標の差

$$r_0 = \text{極慣性半径} \sqrt{\frac{I_0}{A}}$$

トランジスリング中のストラットにおいては、 σ_E は一般に高い。断面形状が図 1.1.9 に示す I 型とし C 型は σ_w が低く捩れ座屈を起している。

(ii) 柱の耐力

柱に初期不整があると、柱は荷重をかけると同時にたわみ始め、縁材の降伏、パネル座屈との連成等の影響により(i)の弾性座屈値より低い値で崩壊する場合がある。特にパネル座屈は平板の板厚比が次式の関係式を満さないと可能性がある。

$$\frac{t}{b} > 0.5 \sqrt{\frac{\sigma_s}{E}} \quad (\text{ウェブ}) \quad (1.1.4)$$

$$\frac{t}{b} > 1.5 \sqrt{\frac{\sigma_s}{E}} \quad (\text{ステイフナ})$$

σ_s : 降伏応力

実船では一般に満されていることが多いが、これを満している場合も初期たわみ等の影響によつてたわむことも考えられる。また防撓板の場合もステイフナの剛性、ウェブの板厚比が小さいと防撓板との座屈をする。縁材の降伏を考慮した座屈式には Perry の式がある。3 部材のパネル座屈との連成に関しては Van der Neut, Koiter, Thompson 等の結果があるが、ここでは Thompson が提案している Perry の式の使用を考える。さらに初期不整の影響を陰の形に含む実験式は多くあるが、ここでは簡単であるので Johnson の式を用いることにする。

(1) Perry の式 (塑性、パネル座屈)

初期不整をパラメータとし、縁が軸力と曲げ応力により降伏したときを柱の最高耐力 σ とすると、次式で与えられる。

$$\sigma = \frac{1}{2} \left[\sigma_s + (1 + \eta) \sigma_E \right] - \sqrt{\frac{1}{4} \left[\sigma_s + (1 + \eta) \sigma_E \right]^2 - \sigma_s \sigma_E} \quad (1.1.5)$$

ここで

σ_s = 降伏応力

$$\eta = \frac{w_0 c}{r^2} \quad \text{であり}$$

w_0 = 柱の最大初期たわみ

c = 中立軸から断面内で一番離れた点までの距離

$$r = \text{環動半径 } \sqrt{l/A}$$

さらに捩れ座屈においても最大初期捩れ角を ϕ_0 とすると

$$\eta = \frac{\sigma_E}{\sigma_w} \frac{\bar{w}_0}{r^2} \phi_0, \quad \bar{w}_0 = \text{反り関数の最大値} \quad (1.1.6)$$

とし σ_E の代りに σ_w とすると、1.1.5 式と同じ式が得られる。

パネル座屈との連成によつても弾性座屈値は減少する。特にチヤンネル型ストラットのように中立軸より離れた板材がパネル座屈をする場合に耐力減少は著しくなる。また Euler 座屈と部材パネル座屈値が一致する近傍では初期不整に対する不安定性は増大する。1.1.5 式において σ_s の代りに

部材パネル座屈値 σ_{web} を代入すると

$$\sigma = \frac{1}{2} \left[\sigma_{\text{web}} + (1 + \eta) \sigma_E \right] - \sqrt{\frac{1}{4} \left[\sigma_{\text{web}} + (1 + \eta) \sigma_E \right]^2 - \sigma_{\text{web}} \sigma_E} \quad (1.1.7)$$

ここで $\eta = \frac{w_0 C}{r^2}$ の C としては中立軸からパネル座屈した板までの距離とする。ただし 1.1.7 式は η ($\eta > 0$) が大きいとき低すぎる値を与える。 η がある程度以上大きくなると η の大きさに依らず柱の耐力はパネル座屈後の接線剛性を考慮した(口)で述べる reduced modulus によって計算された座屈値以下ではステイフナの剛性が変わらないなら安定となる。

例えば本年度行なつた実験模型Ⅲを例にとって 1.1.7 式を計算すると、図 1.1.12 のようになる。つまり $\eta < -0.05$ のときウェブは初期たわみの影響により引張り曲げ応力を受けるため、柱としての耐力は Euler 座屈値と一致する。また $\eta > -0.05$ では reduced modulus による座屈荷重が耐力を与える。 $\eta = -0.05$ の近傍では座屈値は大きく変り得ることがわかり、実験は A型で $\eta \leq -0.05$ 、B型で $\eta = -0.05$ に對応していることがわかる。ただし、この η は実験模型のよりも大きな値を示している。

なお σ_{web} の代りに後述するパネルの耐力を代入して計算する方法も考えられる。図 1.1.12 にこれを示すが、この方が実験模型の η を良く説明し得る。柱としての曲り捩れ変形が生じる以前に全パネルが局部座屈を生じる場合については(口)のパネル座屈破壊に述べるように取り扱うことを提案する。昨年度のⅢ型はパネル座屈後、ステイフナに塑性域が生じ剛性が低下したため reduced modulus 座屈より実験値ははるかに低い。

(口) 有効幅

パネルが座屈した後の接線剛性の減少を考えた時の reduced modulus による座屈は Kármán, Marguerre 等の有効幅を考える必要がある。つまりパネル座屈した後の有効幅を考えたステイフナ応力は

$$\sigma_L = \frac{P}{A_e}, \quad A_e = A_s + t \cdot b_m \quad \text{と書ける。}$$

ここで b_m はパネルの有効幅であり、 A_s はステイフナの断面積である。

Kármán によれば

$$b_m = b \sqrt{\frac{\sigma_{\text{web}}}{\sigma_L}}$$

Marguerre によれば

$$b_m = b \sqrt[3]{\frac{\sigma_{\text{web}}}{\sigma_L}}$$

従つて P が次式で与えられれば P_{cr} となつた時 Euler 座屈することになる。

$$P_{\text{cr}} = \frac{\pi^2 E I_e}{l^2}$$

ここで I_e は 有効剛性幅を考えたときの断面二次モーメントで、有効剛性幅 b_e は

$$b_e = \frac{1}{2} b_m \quad (\text{Kármán})$$

$$b_e = \frac{2}{3} b_m \quad (\text{Marguerre})$$

従つて次式で与えられる σ_L を繰り返し計算で求めればよい。

$$\sigma_L = \frac{P_{cr}}{A_e} \quad \text{又は平均応力} \sigma \text{は } \sigma = \frac{P_{cr}}{A}$$

Thompson は reduced modulus による座屈荷重を求める際にパネルの接線剛性を $E/2 \sim E/2.45$ の定数として計算しているがこれは Kármán Marguerre の有効幅の考え方を簡単にしたものである。

(a) Johnson の式

$\sigma_E \geq \sigma_s/2$ の場合の実験公式であるが、柱の耐力 σ を次式で与える。

$$\sigma = \sigma_s \left(1 - \frac{\sigma_s}{4\sigma_E} \right) \quad (1.1.8)$$

これは実験式であるが、前述の Perry の式において $\gamma = 0.1$ 程度の曲線と一致し、略算の場合便利であるのでここで使用する。

(b) パネル座屈破壊

ストラットの ℓ/r が小さいとき、ストラットが前述の柱としての耐力に達しないで、ストラットを構成する平板もしくは防撲板の全部材がパネル座屈を起し、最高荷重に達する場合がある。このときストラットは柱としての曲りあるいは捩れ変形はない。

以下この場合の耐力の算定法について述べる。

ここでは最高応力 σ は次のように与えられるとする。

$$\sigma = \frac{\sum \sigma_i b_i t_i}{A} \quad (1.1.9)$$

ここで σ_i は各パネルの最高応力であり、 $b_i t_i$ はパネルの断面積、 A はストラットの断面積である。

1.1.9 式はストラットを構成する各パネルの耐力の単純な和がストラットとしての耐力であるとする考え方である。つまり各パネルはその耐力値に達した後に他のパネルの挙動と独立に引き続きその一定耐力を保持すると仮定している。なお実験値は一般に(a)の柱の耐力と 1.1.9 式との両者にはさまれるので両者の値の低い方をストラットの最高応力とすれば良い。

(i) パネルの耐力 σ_i の求め方

(1) 周辺単純支持板の最高荷重値

一般に平板あるいは防撲板部材は弾性パネル座屈を起した後も接線剛性は低下するが、さらに荷重増加に耐え得る。その耐力の計算法として周辺単純支持矩形板の場合について Kármán は次式を提案した。

$$\sigma = \sqrt{\sigma_s \sigma_{web}}$$

$$\sigma_{web} = 4 \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2$$

ただし b = 板幅 t = 板厚

しかし実験では初期不整のために、次式のほうが良い一致を示す。

$$\sigma = 0.8 \sqrt{\sigma_s \sigma_{web}} \quad (1.1.10)$$

大坪の数値解析結果によれば初期たわみ w_0 を変えた周辺単純支持の正方形板の最高応力は図1.1.13のように与えられる。これによつて 1.1.10 式あるいは柱に対する実験式を板にまで拡張した Johnson の式の対応が得られる。以上は周辺支持の矩形板についてである。

一般に隣り合うパネルによつて弾性支持されるパネルの耐力あるいは防撓板の耐力は現在正確に得られない。ただし 1 つのパネルが座屈した後は隣り合うパネルへの拘束は結合線近傍が降伏するため弱くなると考えられるので単純支持条件で近似できると考えられる。

単純支持の弾性座屈値を Johnson の式を用いて σ_i を求め、全体パネル座屈をするとした時のストラットの耐力を図 1.1.10 に併せ載せる。

(d) スティーフナのパネルブレーカ効果

1.1.9 式の適用に際しては、ストラットを平板あるいは防撓板の要素に分割して、各々の耐力 σ_i を求めるが、要素と要素との結合線が荷重が作用しても直線に保たれている状態を仮定としている。この仮定があるため、実際にこのような挙動をしないストラットに対しては高い耐力を与える。

スティーフナのパネルブレーカとしての条件は弾性の範囲で考えると(a), (b)と書くことができると思われる。

$$(a) \gamma = \frac{E I_s}{D b} > \gamma_0 \quad (1.1.11)$$

ここで $E I_s$ はスティーフナの曲げ剛性で、必要ならばウェブの有効幅も考慮して求める。D は板の曲げ剛性、b は板幅である。

γ_0 はスティーフナの配置、板幅比 a/b によつて決定される。

(b) 結合線が直線であるとの仮定のもとで、スティーフナの座屈値がウェブのパネル座屈値より大きいこと。

平板スティーフナの場合は

$$\frac{t_w}{t_s} > 3 \frac{b_w}{b_s} \quad (1.1.12)$$

w はウェブ
s はスティーフナ
を示す

T型スティーフナの場合は $\gamma = E I_s / D b$ の関数として与えられる d_i に對して $\alpha = a/b$ が小さいときは T型スティーフナのウェブは周辺支持としての座屈をするため

$$\frac{t_w}{t_s} > \frac{b_w}{b_s} \quad (1.1.13)$$

を満す必要がある。

以上は弾性の範囲でのステイフナのパネルブレーカとしての効果を考えたが、上の条件を満しても、一部塑性域が生じたときもパネルブレーカとしての効果をもつかは現在のところ不明である。

(c) 結論

薄板組み立てのストラットの最高荷重を推定するときは(i)柱としての挙動 (ii)部材パネルの挙動 (iii)柱とパネルの連成挙動の3面から考えねばならない。

実際の設計では1.1.4式を満している場合が多いがこのときもパネルブレーカとしてのステイフナを前提としており、今後、塑性、初期たわみ等の影響を含めた検討が必要である。

現段階では複雑な断面形状を有する薄板組立てストラットに対しては未解決な面が多いが、いずれにしてもパネルが座屈することによる影響、特に ℓ/r が小さい船のストラットに関しては全パネルが座屈する場合も考慮しなければならない。

参考文献

- J.M.T.Thompson , J.D.Tulk and A.C.Walker , An experimental study of imperfection - sensitivity in the interactive buckling of stiffened plates , IUTAM Symposium on Buckling , Boston , 1974
- W.T.Koiter and M.Pignataro , An alternative approach to the interaction between local and overall buckling in stiffened panels , IUTAM Symposium on Buckling , Boston , 1974
- 大坪英臣, 平板の弾塑性たわみ問題の一解法, 造船学会論文集第130号, 1971
- 林毅, 軽構造の理論とその応用, 日本科学技術連盟

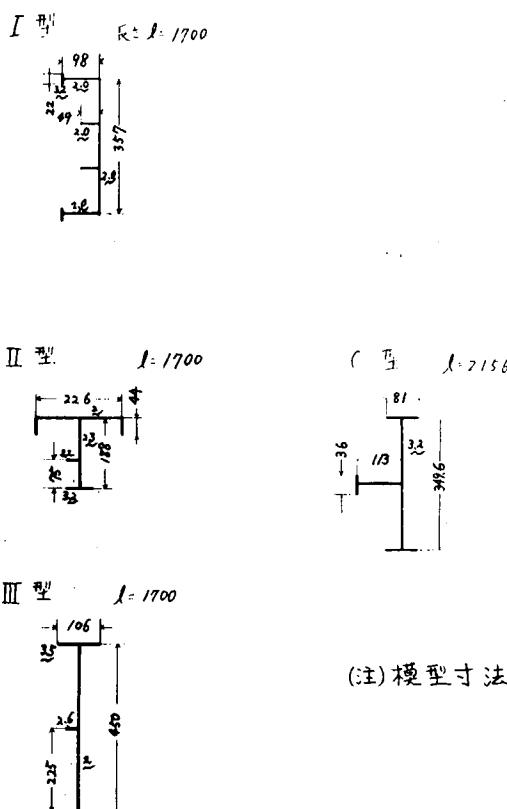


図 1.1.9 断面形状

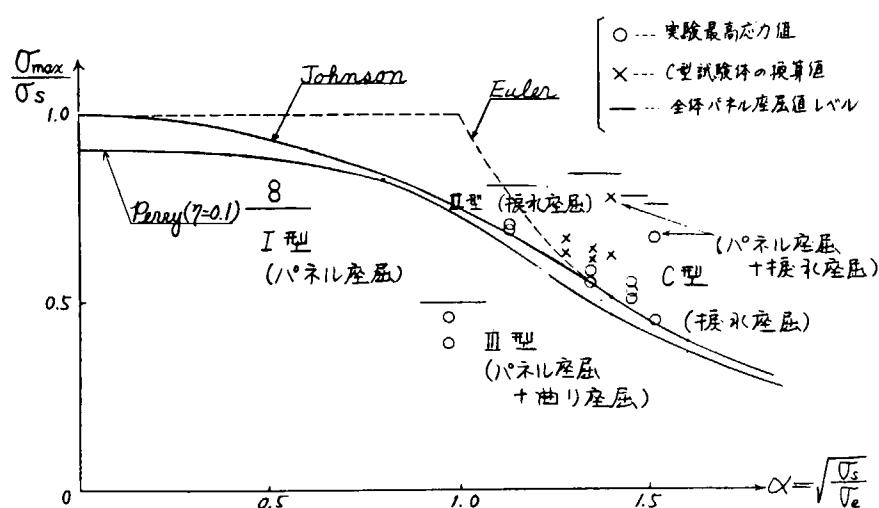
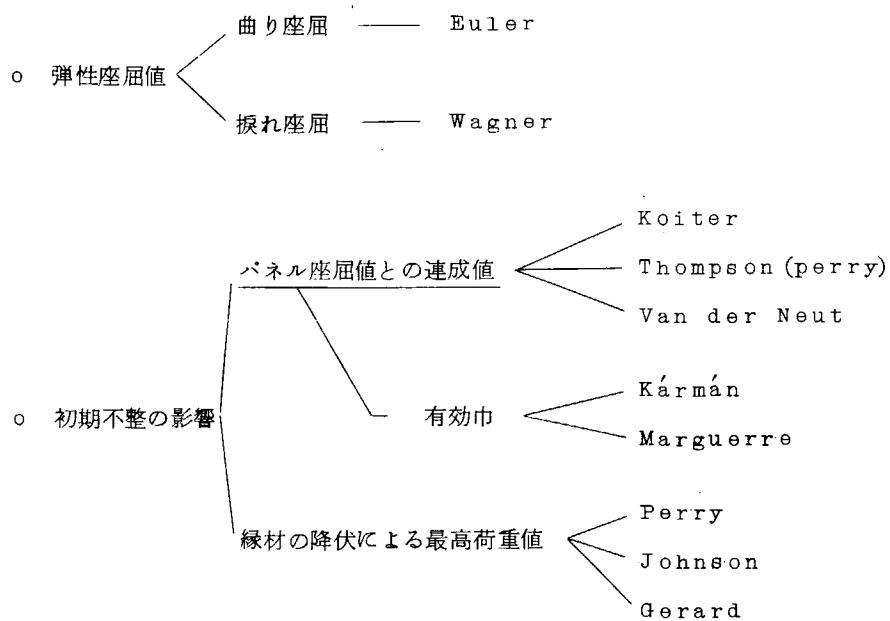


図 1.1.10 理論と実験の比較

柱 座 屈 値



パネル座屈破壊値

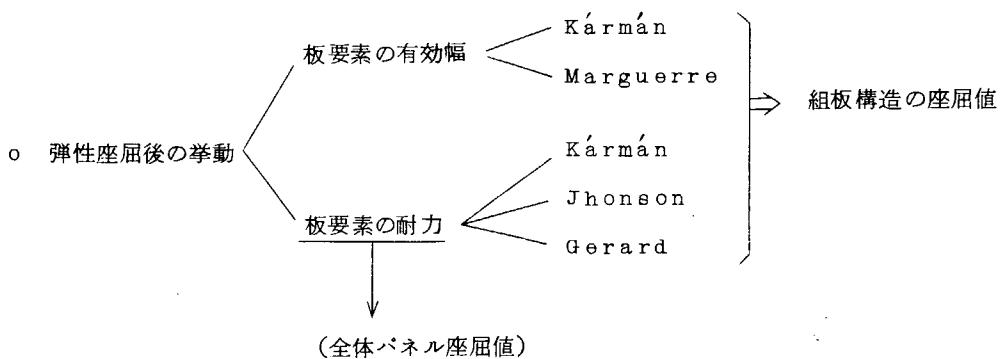


図 1.1.11

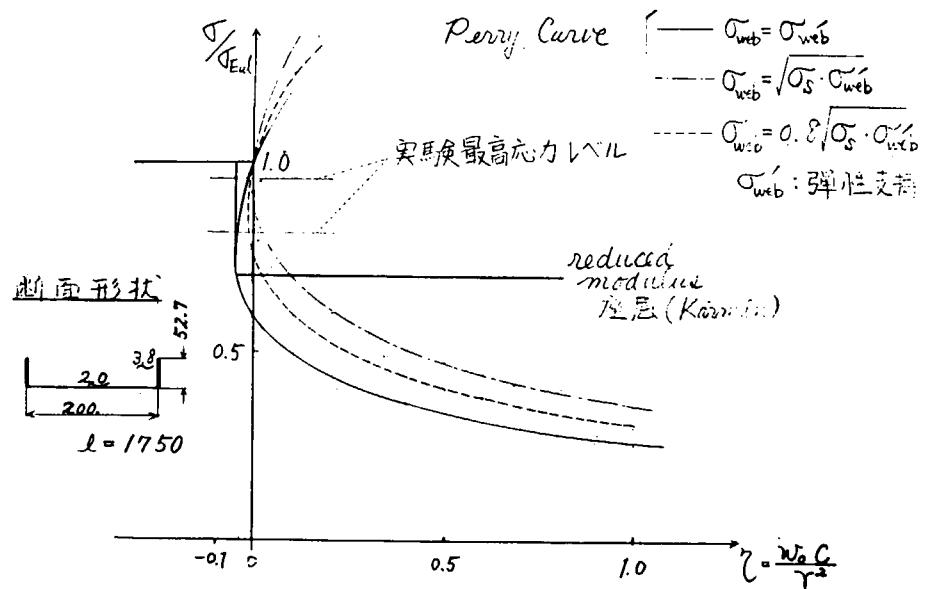


図 1.1.1.2 柱の初期たわみの影響

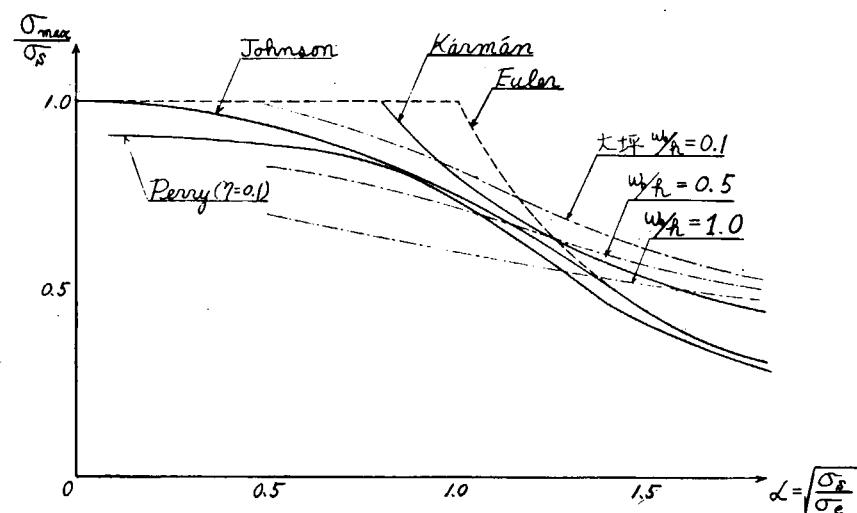


図 1.1.1.3 柱及び矩形板の耐力

(2) ウイングタンク構成部材としてのストラットの挙動

(担当 青木元也 船舶技術研究所)

单一材としてのストラットの挙動については前述したが、こゝではウイングタンクの構成部材として組込まれた場合に生ずる問題点について考えてみる。まず、ストラットがウイングタンクに加わる荷重をどの程度負担しているかを見るために、骨組計算で検討してみた。それを図1.1.14および図1.1.15に示す。図1.1.14は中央横断面に関するものであり、そのモデル化と各部材の剛性比等を左側に、また船側および船底から等分布荷重が加わつたときの各部材の荷重分担率を縦通隔壁がわでの支持条件を変えてそれぞれ中央と右側に示す。ストラットの軸力についてみると、縦通隔壁がわ端部の変位を拘束した場合には船側から加わる荷重の約4割を負担しているが、この拘束を除いた場合はそれが半減している。また剪断力に関しては、船底から加わる荷重の約5%を負担しているが、拘束を除いた場合には約20%に増加している。図1.1.15には船首部よりの船側が傾斜した断面についての荷重分担率を示してあるが、ストラットの軸力に関しては中央横断面のそれと同じである。また曲げモーメントについては、縦通隔壁がわ端部変位拘束の場合には中央横断面のそれと大差ないが、拘束を除いた場合は約5割程度増加している。

つぎにストラットの座屈等価長さについて考えてみる。ウイングタンクの縦通隔壁がわの変位を拘束した状態での船側荷重による崩壊実験では、ストラットの捩れ座屈と同時に全体崩壊が起つているので、このときの荷重と変位の関係はストラットの挙動を直接表わしていると云える。これを図1.1.16に実線で示してある。この実験によるストラットの座屈荷重をもとに、ウイングタンクに組込まれたストラットの座屈長さがどの程度であるかを推定してみる。まず、船側荷重がストラットに受け持たれる割合を算定する必要があるが、実験計測によると0.356、有限要素法計算からは、0.376 またスパンポイントを考慮した上下各開口部の中央点間の荷重がストラットに加わるとした場合には0.363 であるので、これらに近い値をもつて0.36とした。ついでストラットの長さを3通りに変えて单一材としての捩れ座屈荷重をワグナーの式から計算した。これらを図1.1.16に鎖線で示す。Lは開口部の内側間の長さ、L+2Bは船側外板から縦通隔壁までの長さ、L+Bはその中間の長さである。実験値をこれらと比較してみると、ストラットの座屈等価長さは、L+0.6B程度であることが知れる。すなわち、開口部の内側間のストラットの長さの両端にそれぞれウェブフレーム深さの3割を付加えた長さを持ち、平行部と同じ断面を有する両端単純支持のストラットと同じ荷重で捩れ座屈している。この座屈等価長さの算定に関しては、もつと多くの実験データを参照とし、また両端弾性支持の单一材としての理論的考察、有限要素法による座屈解析等を総合して検討する予定である。

つぎに、船底からの荷重によつてストラットの両端に曲げモーメントが生ずるが、これがストラットの座屈におよぼす影響について考えてみる。ウイングタンクが船側からのみの荷重を受けた場合と船底からも受けた場合のそれぞれについて、実験から得られた崩壊荷重および有限要素法から求めたストラットの弾塑性座屈荷重を図1.1.17に示す。船底荷重が加わつたことによつて、ストラットの座屈荷重が約15%低下していることが実験値および計算値の両方から知れる。この理由を簡単に検討したのが図1.1.18である。ストラットに加わる軸力と曲げモーメントの関係を実線で表わし、端部モーメントが加わつた場合の弾性座屈荷重を1点鎖線で示す。また、端部フランジの降伏開始を点線で表わしてある。A点が軸力のみが加わつたときの座屈荷重であり、B点が曲げモーメントが加わつたときのそれである。これらの横座標の値はほとん

ど差がなく、弾性座屈の範囲では船底からの荷重の影響はほとんどないと云える。つぎに端部フランジの降伏開始点をみると、B点より先に生じている。従つて、船底荷重によるウイングタンクの崩壊強度低下はストラット端部が塑性域に達することによつて生ずると考えられる。この問題に関しては、今後、局部的な塑性域と全体座屈との関連を検討してみる予定である。

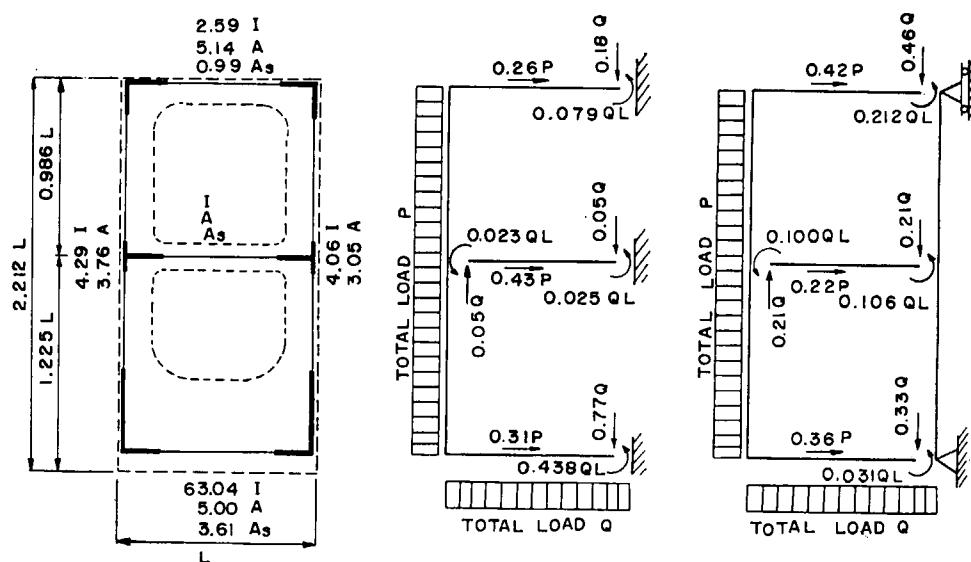


図 1.1.14 ウイングタンク構造部材の荷重分担率

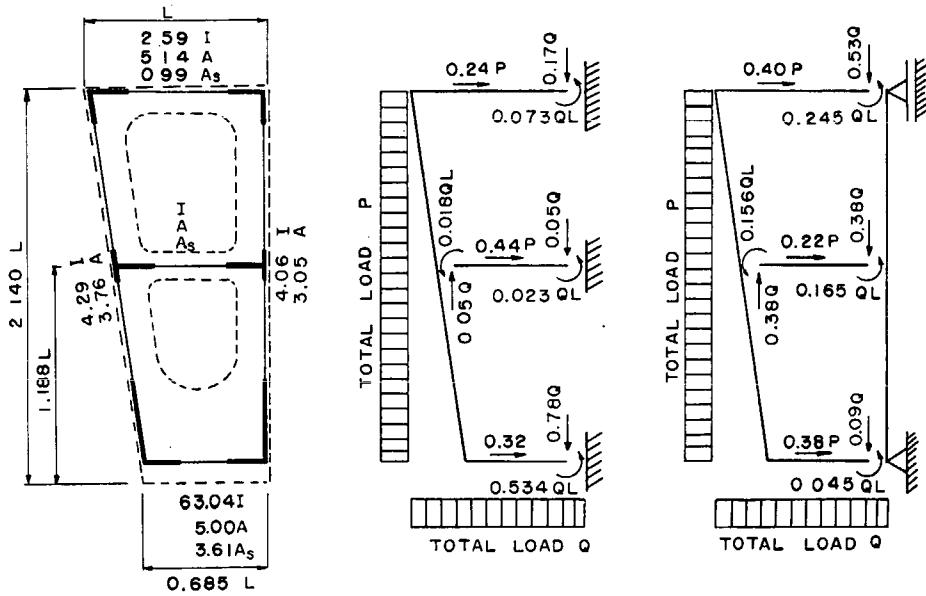


図 1.1.15 ウイングタンク構造部材の荷重分担率

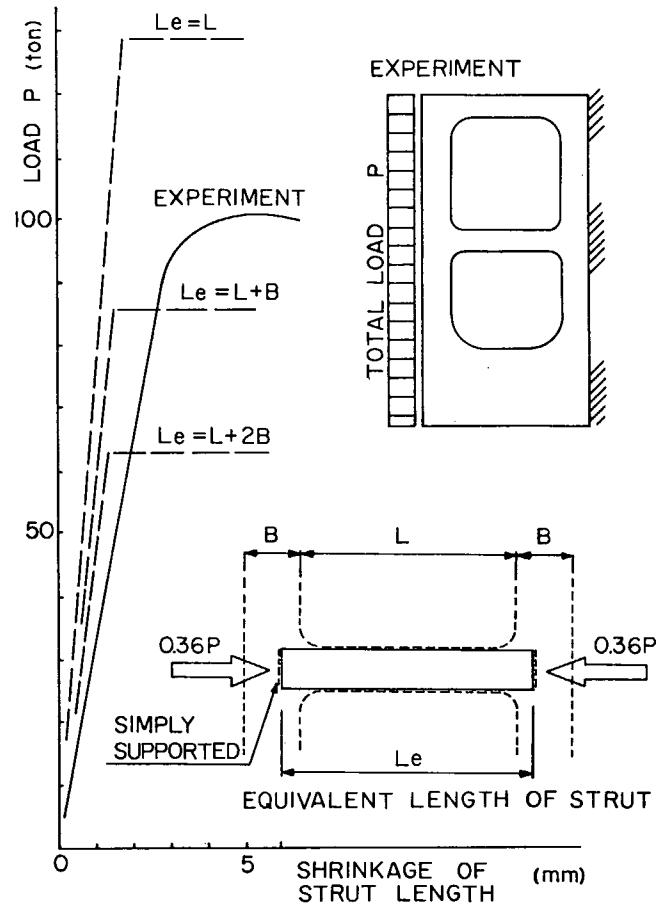


図 1.1.16 ストラットの座屈等価長さ

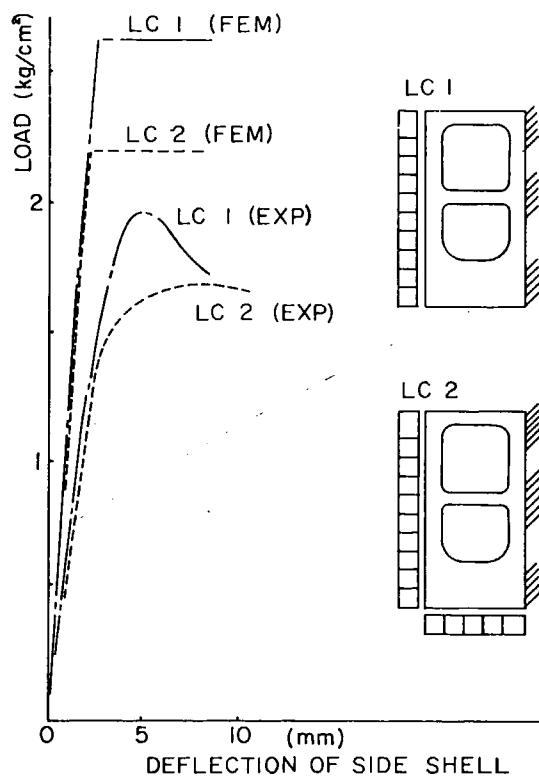


図 1.1.17 船底荷重の影響

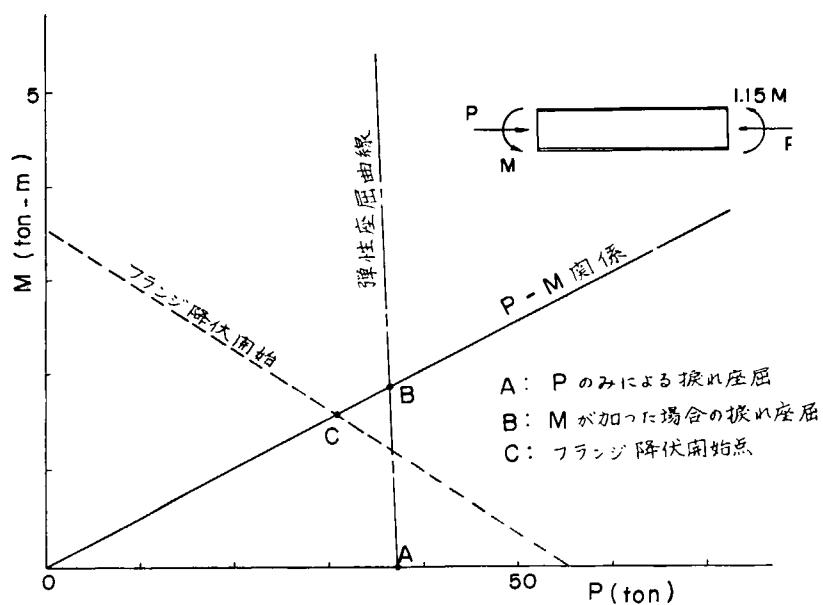


図 1.1.18 曲げモーメントの影響

1.1.3 船側構造の全体崩壊

(担当 栖原寿郎 九州大学応用力学研究所)

(1) まえがき

本委員会において昭和46年より48年にわたり船側構造の全体崩壊に関する多数の模型実験が行なわれた。これらの実験によつて、崩壊の形式が模型の構造や寸法のみならず、支持条件によつて異なり、それぞれの場合についての崩壊荷重もかなりの差があることが明らかになつた。本報告は以上の実験を支持条件によつて分類、整理し、簡単化したモデルを用いた崩壊解析によつて、これらの崩壊現象を統一的に説明し、さらにそれぞれの崩壊荷重を与える略算式を求めたものである。ただし、本報告においては船側荷重のみを受けた例について解析を行ない、船底荷重も加わつた実験例の解析については別の機会にゆずる。

(2) 全体崩壊実験の概要と分類

表1.1.1に示すように計12の実験例をCase IからIVまでの4種類に分類する。表1.1.1の模型および実験の詳細はSR133報告(昭47,48,49)による。Case Iはstrutの位置で縦通隔壁の変位を拘束した場合であり、この場合はstrutの座屈によつて全体崩壊が発生する。Case IIは縦通隔壁の上下端だけで変位を拘束した場合でgunwale cornerおよびbilge corner部の座屈と縦通隔壁側のstrut基部の座屈によつて全体崩壊が発生する。

Case IIIは縦通隔壁上下端で支持し、strutの位置でスプリングを用いて鉱石圧に相当する力を加えた場合である。この場合にはside transが崩壊し、その直後にstrutが座屈したものと、逆にstrutが座屈した直後にside transが崩壊したものがある。この違いは主としてside transのweb plateの強度の違いによるものである。Case IVは1タンク模型のセンタータンクに鉄鉱石ペレットを満載した場合であり、Case IIIと同様にstrutの座屈が発生し、side transが崩壊して全体崩壊したものと、その逆の順序で全体崩壊したものがある。この違いはペレットから船側に加わる圧力の差によるものである。

(3) 簡単なモデルによる船側構造の崩壊解析

(a) 崩壊解析のためのモデル

上に示した多数の実験模型を図1.1.19に示すような簡単なモデルに置き換えて考える。すなわち、

i) モデルはstrutの上下が対称であるとし、その上下スパン ℓ は実際の模型のスパンの平均値をとる。

ii) side transと L_{Bd} 付transの寸法は等しく、対称形であり、何れも両端固定とするが、 D^k transの剛性が小さい時は端部の関節セーメントは D^k transの値をとる。

iii) strutの縮みはない。

iv) 荷重は点荷重として、スパンの中央strutの位置に加えられる。

その大きさは、side transの中央 $1/2$ の範囲に加わる荷重の積分値に等しい。

v) 鉱石圧はstrutの位置に集中して加わるものとし、その大きさは縦隔壁の中央 $1/2$ の範囲に加わる圧力の積分値に等しい。

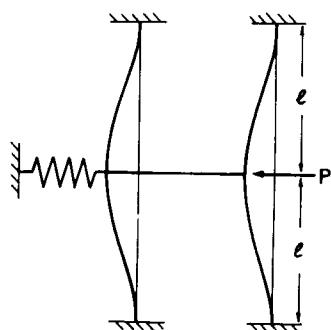
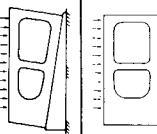
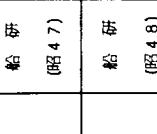
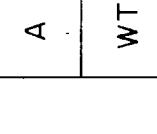


図 1.1.19

表 1.1.1

case	模 型	荷 重 条 件	崩 縛 モード	崩 縛 衍 重 *1			使用材料の板厚 (mm) と平均降伏値 (kg/mm ²)			
				実験 σ_{exp}	計算 (R_{cal})	$P_{\text{cal}} / P_{\text{exp}}$	web	σ_y	t	σ_y
I Strut 型	A 1 船 研 (昭 4 7)		ストラットの張り座屈	2.09	2.35	1.13	3.07	29.8	3.07	29.8
	WT A 船 研 (昭 4 8)		ストラットの張り座屈	1.98	1.72 (1.68) (0.85)	0.87	3.09	27.7	3.7	27.7
	川 重 (昭 4 8)		ストラットの張り座屈	38.0	38.0	1.00	2.3	30	3.0	30
			ストラットの張り座屈	40.0	39.3	0.98				
II	A 川 重 (昭 4 7)		ストラットの曲げ座屈	13.6	14.2 ^{*3}	1.04	2.3	29.1	3.2	29.1
	B (昭 4 7)		ストラットの曲げ座屈	17.7	18.4 ^{*3}	1.04	2.3	29.1	3.2	29.1
	C (昭 4 8)		ガルバニコーナーおよび底部の座屈	20.0	20.0 ^{*3}	1.00	2.3	29.1	3.2	29.1
III	WT D (昭 4 8)		サイドランスの崩壊とストラットの座屈がほとんど同時に発生	1.57	1.77	1.13	3.15	25.9	6	25.9
	A 九 大 (昭 4 7)		サイドランスの崩壊とストラットの座屈がほとんど同時に発生	20.4	19.8 ^{*3}	0.97	2.32	27	3.10	31
	B (昭 4 8)		サイドランスの崩壊とストラットの座屈がほとんど同時に発生	24.6	22.1 ^{*3}	0.90	2.24	26	3.22	36
IV	C (昭 4 7)		ストラットの張り座屈	36.8	36.5 ^{*3}	0.99	2.3	53	4.48	33
	C (昭 4 8)		船脚リングのコーナー部の座屈	2.55	2.96	1.16	3.2	28	3.2	28
				2.30	2.65	1.15				

*1 崩 縛 衍 重は船 模型に ては、分布荷重 (kg/mm²)で表わし、川重およびびび大模型については、trans ring 1 ケ当りの総荷重 (ton) で表わした。

*2 座屈 プログラム開発小委員会の最終強度計算プログラムによる値

*3 strut 基部で tripping bracket があるので strut の有効長さを trans の face plate 間の長さに等しいとした。

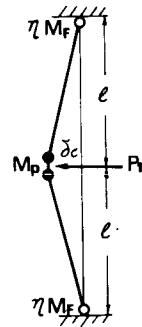
*4 材料試験を行っていないので仮定値として web と等しい値とした。

(b) 模型の崩壊についての考え方と崩壊の定義

模型の全体崩壊を考える前に各部材、すなわち side trans あるいは縦通隔壁付 trans の崩壊、および strut の座屈について考え、これらの組合せで全体崩壊の定義を行なうこととする。

i) 曲げによる trans の崩壊

図 1.1.20 に示すように、side trans を取出して考えると中央集中荷重により、まず quonwale および bilge corner 部が座屈して、その断面が座屈関節 (○印) となり、次に strut 基部の断面が塑性関節 (●印) となつて side trans は崩壊する。座屈関節が出来てから崩壊に至るまでの間、座屈関節の断面モーメントは一定に保たれると考える。この崩壊荷重の計算法は後に述べる。また縦通隔壁付 trans の場合も同様である。



ii) 剪断による trans の崩壊

上の場合と異なり、trans の web の剪断座屈によって、

図 1.1.20

trans が崩壊する場合である。

iii) strut の座屈

strut の座屈はその構造寸法によつて種々の形式が考えられるが、すでに述べたごとく、本報告では捩りあるいは曲り座屈を考えて、strut の縮みが大きい値を示すパネル座屈は考えないことにする。

iv) 部材の座屈後の耐荷力

quonwale corner 部や strut が座屈すると、その時の荷重がほぼこれら部材の耐荷力の限度であり、変形が進行するにつれて耐荷力が減少する。この減少する速度は部材の種類、寸法などによつて異なるが、文献 [1] [2] によると strut の耐荷力は比較的急速に減少するが、quonwale corner 部の曲げによる座屈の場合には、その耐荷力の減少は比較的緩やかである。上に述べた曲げによる trans の崩壊の議論において、座屈後の quonwale corner の断面モーメントが一定に保たれるという仮定の根拠は以上の事実によるものである。

v) trans ring の崩壊の定義

図 1.1.19 の構造の崩壊は、はじめに side trans と縦通隔壁付 trans が崩壊して全体崩壊する場合と、はじめに Strut が座屈して全体崩壊する場合を考えられるが、

(定義 A) trans の崩壊後の耐荷力および strut の座屈後の耐荷力をいずれも 0 と仮定して、全体崩壊荷重がそれぞれの部材が崩壊あるいは座屈したときの荷重に等しいと定義する。

(定義 B) これら部材の崩壊あるいは座屈後の耐荷力が崩壊時の荷重に等しい値で保持されると仮定して、全体崩壊荷重は side trans 縦通隔壁付 trans の崩壊荷重および strut の座屈荷重の総和に等しいと定義する。

以上の 2 種類の定義が考えられるが、後に述べるように B の定義は特殊の構造、寸法、条件のときに成立するのであつて、一般には A の定義により崩壊形式および崩壊荷重を決定してもよいと思われる。

(c) 全体崩壊荷重の略算式

i) 曲げにより trans が崩壊するときの荷重を全体崩壊荷重とした場合

前に述べたようにこの場合の崩壊モードは図 1.1.2.1 に示す通りである。まず、 quonwale corner および bilge corner と strut の縦通隔壁付 trans 側の基部断面が座屈関節（断面モーメントを ηM_F とする）となり、さらに荷重が増加すると、 side trans 側の strut 基部断面および縦通隔壁付 trans の甲板付および船底付 corner が塑性関節（断面モーメントを M_P とする）となる。このときの荷重を定義 A にてつて全体崩壊荷重とする。ただしすでに述べたように座屈関節が発生したときの断面モーメント (ηM_F) は、塑性関節が発生するまでの間一定に保たれるものとする。 trans 1 本の崩壊荷重を P_1 とすると、

$$P_1 = \frac{2}{\ell} (M_P + \eta M_F)$$

次に荷重が P_1 に達した瞬間の trans の撓みを δ_c とすると、

$$\delta_c = \frac{\ell^2}{3EI} \left(M_P - \frac{\eta M_F}{2} \right) + \frac{M_P + \eta M_F}{AG}$$

ここで第 1 項は曲げによる撓み、第 2 項は剪断による撓みである。また A は trans の web の断面積を表わす。

全体崩壊荷重を P_c とすると図 1.1.2.1 から明らかなように

$$P_c = P_1 + N = 2P_1 + k\delta_c + P_0$$

$$N = P_1 + k\delta_c + P_0$$

$$P_c = \frac{4}{\ell} (M_P + \eta M_F) + \frac{k\ell^2}{6EI} \{ (2M_P - \eta M_F) + 2\alpha (M_P + \eta M_F) \} + P_0$$

整理に便利なように書き直すと

$$\frac{P_c - P_0}{N_c - P_0} = \frac{1}{N_c - P_0} \left[\frac{4}{\ell} (M_P + \eta M_F) + \frac{k}{K} \cdot \frac{4}{\ell(1+4\alpha)} \{ (2M_P - \eta M_F) + 2\alpha (M_P + \eta M_F) \} \right]$$

ただし、 (1.1.14)

$$K = \frac{24EI}{\ell^3(1+4\alpha)}, \quad \alpha = \frac{3EI}{GA\ell^2}; \quad R \text{ は鉄石のスプリング定数}$$

P_0 は初期鉄石圧に相当する力、 N_c は strut の座屈荷重

ii) web の剪断座屈により trans が崩壊するときの荷重を全体崩壊荷重とした場合

1 本の trans が中央集中荷重 F_c により剪断座屈する場合の trans 中央の撓みを δ_c とすると図 1.1.2.2 から明らかなよう

$$P_c = F_c + N = 2F_c + k\delta_c + P_0$$

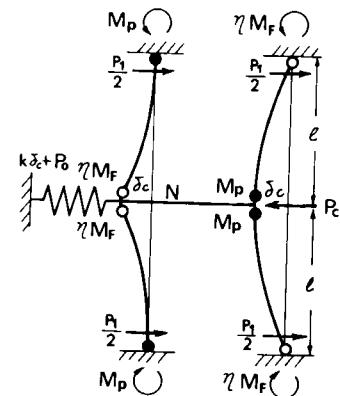


図 1.1.2.1

$$N = F_c + k \delta_c + P_0$$

ただし、
 $\delta_c = \frac{F_c \ell^3}{24EI} + \frac{F_c \ell}{2AG} = \frac{F_c}{K}$

故に、

$$\frac{P_c - P_0}{N_c - P_0} = \frac{(k/K + 2) F_c}{N_c - P_0} \quad \dots \dots (1.1.15)$$

iii) strut が座屈するときの荷重を全体崩壊荷重とした場合

1) strut が座屈するときに trans が弾性範囲内に
ある場合

図 1.1.2.3 から

$$P_c = F + N_c = 2F + k \delta_c + P_0$$

$$N_c = F + k \delta_c + P_0 = (K + k) \delta_c + P_0$$

故に、

$$\delta_c = \frac{N_c - P_0}{K + k}$$

故に、

$$\frac{P_c - P_0}{N_c - P_0} = \frac{k/K + 2}{k/K + 1} \quad \dots \dots \dots (1.1.16)$$

□) strut が座屈する前に quinwale corner ,
bilge corner および L_B_d 側 strut 基部が座屈
関節になつてゐる場合 (図 1.1.2.4)

$$\delta_c = \frac{N_c - P_0 - \frac{3\eta M_F}{\ell(1+\alpha)}}{k + \frac{1+4\alpha}{4(1+\alpha)} K}$$

$$F = \beta K \left\{ \frac{N_c - P_0 - \frac{3\eta M_F}{\ell(1+\alpha)}}{k + \beta K} \right\} + \frac{3\eta M_F}{\ell(1+\alpha)}$$

故に、
 $\frac{P_c - P_0}{N_c - P_0} = 1 + \frac{1 - \frac{3\eta M_F}{\ell(1+\alpha)} (N_c - P_0)}{k/\beta K + 1} + \frac{3\eta M_F}{\ell(1+\alpha) (N_c - P_0)}$

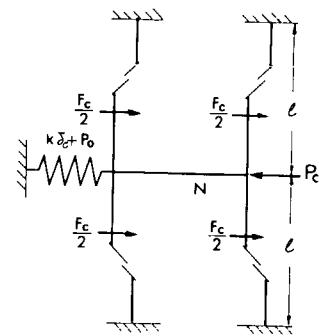


図 1.1.2.2

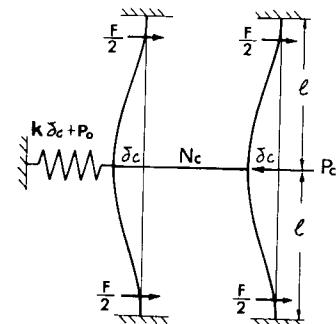


図 1.1.2.3

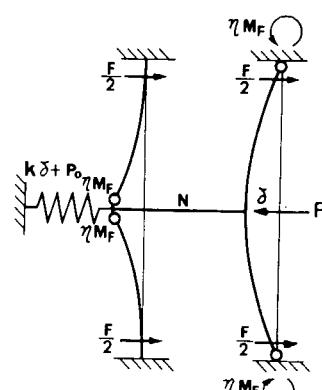


図 1.1.2.4

..... (1.1.17)

ただし、
 $\beta = \frac{1+4\alpha}{4(1+\alpha)}$

iv) 以上の i) ~ iii) までは定義 A に従つて全体崩壊荷重を計算するときの略算式であるが、定義 B の場合の全体崩壊荷重 P_c は、

$$\left. \begin{aligned} P_c &= P_1 + N_c \quad (\text{trans が曲げにより崩壊する場合}) \\ P_c &= F_c + N_c \quad (\text{trans が剪断座屈で崩壊する場合}) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots \quad (1.1.18)$$

ただし、 P_1 は trans 1本の崩壊荷重であり、

$$P_1 = \frac{2}{\ell} (M_p + \eta M_f)$$

$F_c / 2$ は trans の web の剪断座屈荷重であり、web の寸法および stiffener の間隔の関数である。 N_c は strut の座屈荷重である。

V) 数値計算上の注意事項

上に述べた (1.1.14) ~ (1.1.17) 式を用いて、与えられた k/K について P_c を計算し、そのうちで最も小さい値が全体崩壊荷重である。数値計算上注意すべき 2・3 の事項は次の通りである。

i) shell, L_{Bd}, web, face などで材料の降伏値が著しく異なる例を除いて、面積の大きさを考慮した加重平均値を計算して材料の降伏値とした。

ii) M_p の計算

図 1.1.2.5 に示すように、gunwale, bilge などで M_p の値が異なる場合は、節点数を考慮した加重平均値

$$M_p = \frac{3 M_p + M'_p}{4}$$

を用いた。

iii) ηM_f の計算

ηM_f はこの断面が座屈したときの断面モーメントをあらわし、この値は変形が進行して trans が崩壊するまでは一定に保たれるものと考え、文献 [2] の実験結果を用いて決定した。すなわち M_f は面材が降伏したときの断面のモーメントであり、 η は実験結果から 0.73 ~ 0.86 であるので、ここでは簡単にして $\eta = 0.8$ とした。また、図 1.1.2.5 に示すように断面で ηM_p が異なるときは M_p と同様に加重平均値

$$\eta M_p = \frac{3 \eta M_f + \eta M'_f}{4}$$

を用いて計算した。ただし九大模型 B, C では gunwale, bilge 部等は充分強固に補強されているので ηM_f を用いずすべて M_p を用いた。D^x trans の剛性が side trans に比べて小さい時は ηM_f , M_p 何れも D^x trans のものをとる。

iv) trans の剪断に対する有効断面積は web のみの断面積に等しいとし、100% 有効とした。

v) N_c の計算

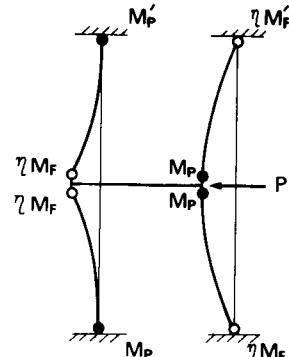


図 1.1.2.5

strut の等価長は web の深さの $1/2$ の線間の距離をとつた。ただし九大模型、川重模型 A, B, Cにおいては strut 基部が tripping bracket でかなり強固に補強されているので、これらの場合には面材間の距離を等価長とした。strut は両端支持とした。座屈荷重の計算は文献〔1〕によつた。

へ) web あるいは strut の座屈が塑性座屈の場合には Johnson-Ostenfeld の式

$$\sigma_p = \sigma_y \left(1 - \frac{\sigma_y}{4\sigma_E} \right) \quad \bar{\sigma}_y ; \text{平均降伏値}, \quad \sigma_E ; \text{弾性座屈応力}$$

を用いた。

また trans web の剪断座屈の場合もこれに準じて

$$\tau_p = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}} \left(1 - \frac{\sigma_y}{4\sqrt{3}\tau_E} \right) \quad \tau_E ; \text{弾性剪断座屈応力}$$

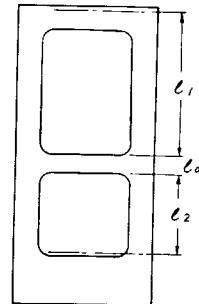
を用いた。

ト) スパン ℓ

図 1.1.2.6 の ℓ_1 は strut の face から upp. D^K trans の中立軸位置までをとり、 ℓ_2 は同じく strut の face から span point までをとる。

$$\ell = \frac{\ell_1 + \ell_2}{2}$$

を半スパンとして左右対称形として計算した。ただし、これは side trans に比べて D^K trans の剛性が小さい場合であり、D^K trans の剛性が大きい場合には ℓ_2 と同様に span point までをとる。



(4) 全体崩壊荷重の計算結果の考察および実験値との比較

計算例を図 1.1.2.8 に示す。横軸は k/K で、縦軸が $(P_c - P_0)/(N_c - N_0)$ 図 1.1.2.6

である。これらの図は何れも鉱石圧がある場合に相当する実験例であり、それ

ぞの k/K に對して全体崩壊荷重が決定される。図 1.1.2.8(c)および(d)は実船にほとんど相似な模型による実験例であるが、これから分るように鉱石圧すなわち k/K が増大するに従つて最初は全体崩壊荷重が増大し、 k/K が特定の値で最高値を示し、それからは k/K が増大するに従つて全体崩壊荷重は減少する。 k/K が最大全体崩壊荷重を与える特定値 (k/K)_m より小さい場合は trans の崩壊によつて全体崩壊が生ずるが k/K がこの特定値より大きい場合には strut の座屈によつて全体崩壊が生ずる。 $k/K = (k/K)_m$ の時には trans の崩壊と strut の座屈が同時に発生し、その時の全体崩壊荷重は (1.1.18) 式で与えられる。 $k/K = 0$ は鉱石がない場合に相当し、 $k/K = \infty$ は鉱石が剛体の場合に相当する。 $k/K = \infty$ のときには全体崩壊荷重は strut の座屈荷重に等しい。上に述べたような例で $k/K = 0$ 、 $k/K = \infty$ の両方の場合について計算し、そのうちの小さい方の値を全体崩壊荷重とすれば安全である。

表 1.1.1 において、Case I は $k/K = \infty$ 、Case II は $k/K = 0$ 、Case III および IV は k/K が一定値を持つ場合である。Case IV の k や P_0 は圧力計測結果を積分して求めた。計算結

果のうち、圧力であらわしてあるものは計算で求めた P_c の値を有効断面積で割つたものである。何れも計算値は実験値とよい一致を示している。Case I の WTA 模型の計算値のうち () 内の値は座屈プログラム開発小委員会のトランスリングの最終強度計算プログラムにより求めたものであり、何れもよい一致を示している。

図 1.1.2 8(a)(b)において Case III の B 模型では $k/K < (k/K)_m$ でまず trans の崩壊が発生し、後に strut が座屈して全体崩壊しており、また Case III の C 模型では $k/K > (k/K)_m$ で B 模型の逆である。このことは実験事実と一致しており、また何れの場合も $k/K = (k/K)_m$ である。このことは B 模型では trans が剪断座屈崩壊するときに strut の軸力はその座屈荷重に近い値に達していることを意味しており、このような場合には trans が崩壊しても、その耐荷力が保たれているうちに strut が座屈したと考えてもよい。同様にして C 模型の場合には strut が座屈したときに trans に加わる荷重がその崩壊荷重に近い値に達していたことを意味し、前と同様に strut が座屈後その耐荷力が保たれているうちに trans が崩壊したと考えてもよい。したがつて、Case III の B および C 模型では全体崩壊荷重の定義 B が適用され、それによる計算結果は実験値とよい一致を示している。ただし、Case III の材料の応力歪曲線は降伏点が明瞭でなく、加工硬化曲線を描いているので崩壊時の歪の値を考慮して、図 1.1.2 7 に示すように近似した。

図 1.1.2 8(c)では $k/K \gg (k/K)_m$ で、strut の座屈により全体崩壊が発生し、また図 1.1.2 8(d)では $k/K \ll (k/K)_m$ で、trans の崩壊により全体崩壊が発生している。このちがいは前者の鉱石圧は大きく、後者では小さかつたため、実験事実と一致する。何れの場合も k/K と $(k/K)_m$ の差が大きいので、このような場合は定義 A によつて全体崩壊を決定した方がよいと考えられ、これによる計算結果は実験値とよい一致を示している。実際の構造では一般に定義 A により全体崩壊荷重を決定すべきと思われる。

本報告においては特に strut 1 本の船側模型について船側荷重のみを対象に単純化したモデルを用いて解析を行なつたが、strut が 2 本以上の場合、船底荷重がある場合、あるいは strut 間のスパンが異なる場合などを含めた更に一般化した取扱い方が今後の問題である。

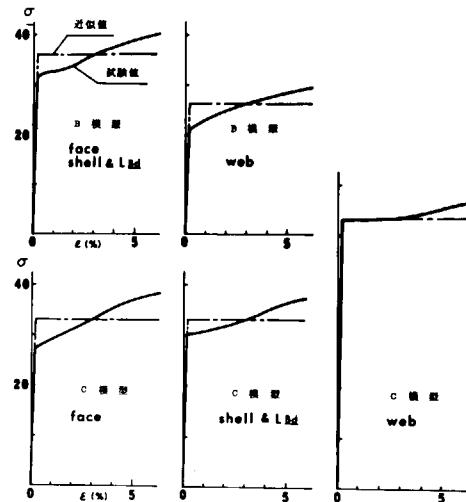
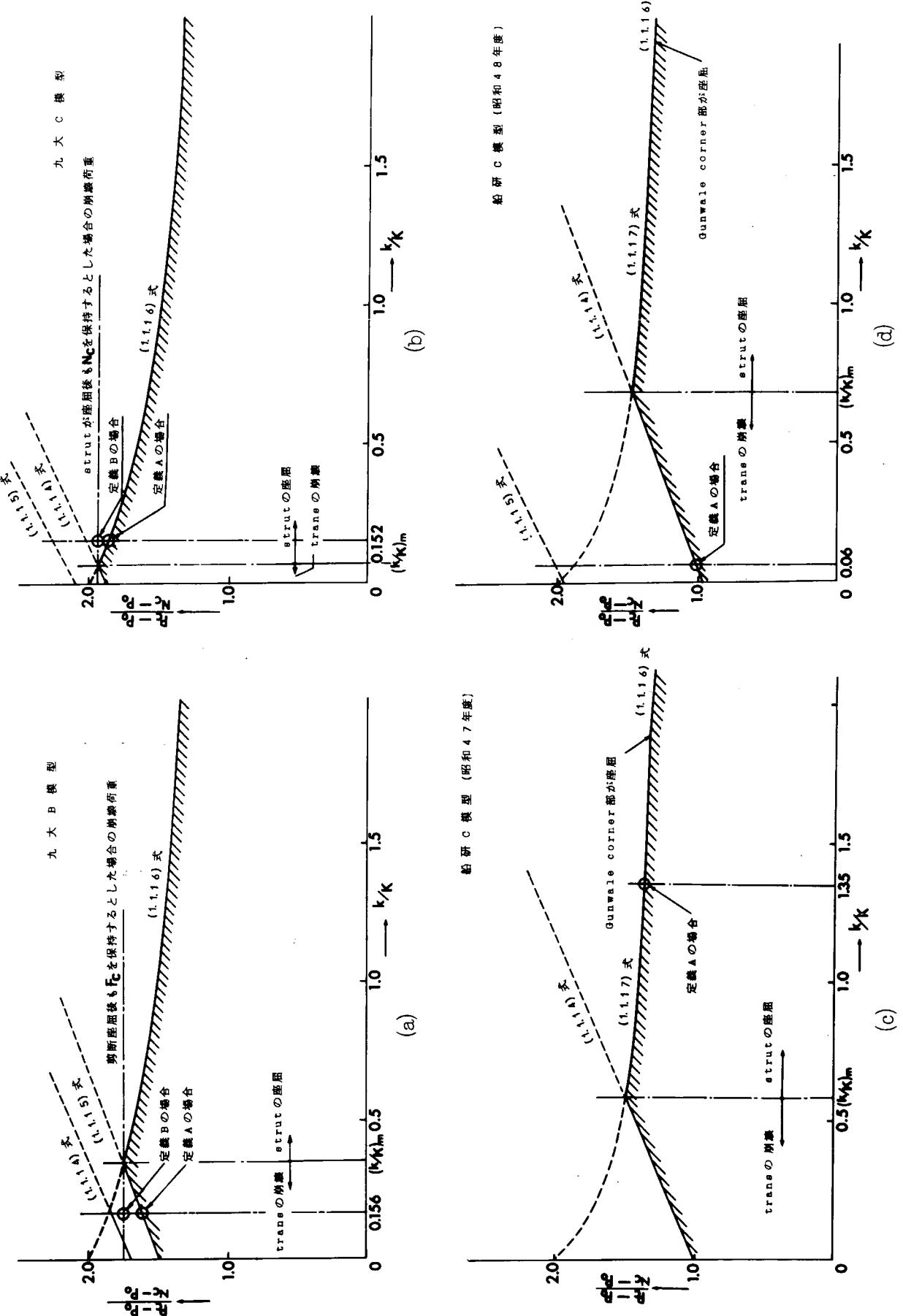


図 1.1.2 7

(文 献)

- [1] S R 133 昭和 47 年度報告 P. 37 1.3 ストラット座屈実験
- [2] S R 133 昭和 48 年度報告書 P. 51 1.5 船体横桁コーナー部座屈実験

図 1.1.28 崩壊荷重と鉛石圧の関係



1.2 大型構造模型による鉱石運搬船の強度試験

(担当 安藤文隆、青木元也 船舶技術研究所)

1.2.1 まえがき

ここに報告する強度試験は、鉱石運搬船の横強度について鉱石を満載した大型構造模型によつて検討したものである。この大型構造模型を用いた一連の実験的研究の最終年度として、今年度は静的荷重と衝撃荷重とが鉱石圧におよぼす影響の差異の検討、船倉内の鉱石が船体振動によつて締固まつた場合に外力に対して生ずる鉱石圧にどのような変化があるかの検討、また船側荷重によつてウイングタンクが崩壊するまでの鉱石圧と構造との挙動の調査等に関連した実験を行なつた。またこれに加えて、有限要素法によつて鉱石ベレットの挙動を解析する際に必要な定数を得るために三軸試験および大型構造模型の実験に用いた土圧計の指示値を較正するために土圧計の検定試験を行なつた。

実験に用いた大型構造模型は6万トン級鉱石運搬船の中央部分の縮尺1/6.57である。図1.2.1に示すように、トランスリングは6枚であり両端部に横隔壁が取付けられている。トランスリングの構造および寸法を図1.2.2に示す。

1.2.2 衝撃荷重が鉱石圧におよぼす影響

衝撃荷重が船側から加わつた場合の鉱石圧の変動に関して各種の実験データを前年度に報告したが、その後同じ条件下で静的荷重を加えた実験を行なつたので、それらを比較してみる。荷重は図1.2.3に示すように中央のトランスリングのストラット高さに集中荷重として加えた。図1.2.4および図1.2.5に示してあるのは、荷重が加わつたトランスリングの位置における鉱石圧の増加である。船倉内の鉱石が、積込まれたままの状態、上表面から 1.0 kg/cm^2 の荷重を加え除荷することによつて締固められた状態、上から 0.5 kg/cm^2 の荷重が加えられた状態および上表面から 1.0 kg/cm^2 の荷重が加えられた状態のそれぞれについて船側から荷重を加えたときの圧力増加の比較を行なつている。船側からの荷重値が同一でないのは、衝撃実験においては細かい荷重制御ができなかつたためである。衝撃荷重が加わつたときの圧力分布は各計測点でのピーク値を結んだものである。いずれの状態でもストラットの高さにおいて、衝撃時の圧力増加は静的荷重を受けた場合のそれの2倍程度になつてゐる。一方、上表面および内底板に近い個所では大差はないともいえる。

1.2.3 積荷鉱石の締固まりの影響

鉱石運搬船が航行中に動搖することによつて、積荷鉱石が最初の状態より締固まることが推測されるが、この締固まりが船側荷重による鉱石圧の増加にどの程度影響するかを模型実験によつて検討した。鉱石40トンを甲板高さまで積込んだ自重6トンの模型を約1cmの高さから繰り返し落下させて、鉱石を締固ませたが、そのときの実験状況を写真1.2.1に示す。まず油圧ジャッキで模型を持ち上げ、そのあと4本の支持柱を支持台の上面から1cmの高さに停止させ、その上に、油圧ジャッキを下げることによつて、模型を設置する。この状態で4本の支持柱に連結したトリガーを切り離して模型を支持台の上に落下させる。支持台は模型のサイドガーダーに沿つた位置に設けてある。

落下時の鉱石圧の変動を計測したが、その計測位置を図1.2.6に示す。内底板上で11点、縦通隔壁において4点である。このほかに模型中央の船底外板の位置で加速度と変位の計測を行なつた。これらの変動の状況を写真1.2.2から写真1.2.4に示す。内底板上の圧力については、模型の落下開始直後は圧力が減少し、支持台上に落下した瞬間に最大値が生じその後減衰してゆく、縦通隔壁面ではあまり大きな圧力変動は起つていな

い。内底板上での圧力変動のピーク値の分布を図 1.2.7 に示す。圧力変動は内底板中央部で最も大きい。

船倉内鉱石の種々の締固まり状態に対して船側から荷重を加えた場合における鉱石圧の増加量を比較したのが図 1.2.8 である。20 回落下させた後における船側荷重による鉱石増加量を点線で示してあるが、積込んだままの状態におけるそれと比較するとストラット位置近辺では 3 倍程度、その他の位置では 2 倍程度大きくなっている。このあと鉱石表面からビブランムハンマーによつて突固めた状態に対する値を 1 点鎖線で示してあるが、これを前者と比較するとストラット位置より上では大きくなっているが、それより下では変化がない。これは表面からの突固めによつて、下部の鉱石の締固まり状態にはほとんど変化がないためといえる。このあと再び 20 回落下させた状態に対する分布を鎖線で示してある。この状態ではストラット位置より上の部分では前者と比較してほとんど変化していない。これはこの部分が上からの突固めによつて、最密の状態になつているためと考えられる。

船倉内鉱石の各状態に対して船側荷重を増減した場合のストラット高さにおける鉱石圧の変動を図 1.2.9 に示す。横軸が鉱石圧の変化量、縦軸が船側荷重である。いずれの状態においても鉱石圧は直線的な変化をしておらず、また荷重の増減に対してループを描いている。鉱石が締固まつていくにつれて船側荷重による鉱石圧の変化量が大きくなつていく様子がわかる。船側荷重を繰り返し増減させた場合の鉱石圧の変化を図 1.2.10 に示す。これは再び落下させて締固めた状態の場合であり、荷重を 4 回増減させたときの変動である。加荷重時の鉱石圧の変化についてみると 1 回目と 2 回目で大きな差があるが、2 回目以後はあまり大きな差はないといえる。除荷時の圧力変動については、いずれの状態に対してもあまり大きな差はみられない。前述の図 1.2.9 の曲線はそれぞれ 4 回目の圧力変動を比較したものである。

1.2.4. 崩壊にいたるまでのウイングタンク構造と鉱石圧の挙動

前述の再び落下させて締固めた状態に対して船側荷重を増加させてウイングタンク構造を崩壊させたが、その際に得られた実験データをここで観察してみる。図 1.2.11 には船側荷重を各段階で 2 回づつ増減させ、その各段階での最高荷重値を等間隔に増加させていった場合における鉱石圧の変動を示す。横軸はストラット高さにおける鉱石圧である。各荷重段階での加荷重時の鉱石圧変化は 1 回目と 2 回目とでそれなりに大きな差があることがわかる。1 回目の圧力増加はその下の荷重段階における 2 回目の圧力増加曲線とほぼ一致しているが、その段階での最高荷重値を越えた範囲では下の 1 回目の曲線の延長上を変化しているとみなせる。最も大きい荷重段階では模型の崩壊によつて残留変形が大きいため、2 回目の荷重増減は行なつていない。

図 1.2.12 では前図と同じ実験状態における鉱石圧と変位の関係が示されている。縦軸はストラット高さにおける鉱石圧であり、横軸は同じ位置における縦通隔壁の倉内方向への変位である。この図からも前図と同様な現象が見られる、すなわち変位に対する圧力の増加の割合は荷重履歴に大いに影響される。

図 1.2.13 から図 1.2.15 にウイングタンクが崩壊するまでの変位、ひずみおよび鉱石圧の変化の様子を示してある。図 1.2.13 は荷重と変位の関係であるが、計測位置は船側外板と縦通隔壁のストラット高さおよび甲板の高さである。崩壊はガスケットコーナー部および船底コーナー部の座屈によつて生じているため、ストラット両端の相対変位は崩壊時でもあまり大きくなつていない。図 1.2.14 では荷重とひずみの関係を示してある。1.3.5.7.8 はフランジの中心線に沿つた軸方向のひずみであり、4 はストラットウェブの中心線の軸ひずみを表わし、また 2 および 6 はフランジの幅方向のひずみである。荷重が 2 kg/cm^2 を越えた点で甲板がガスケットコーナー部のひずみが急激に増加していることから、この箇所で最初に座屈が生じていることがわかる。図 1.2.15

には縦通隔壁の垂直方向 3 個所の位置での鉱石圧の変化を示す。荷重が大きくなると上表面に近い点での圧力の増加率が減つてきているが、これは鉱石の上表面が盛り上がり得るための影響と考えられる。

弾性状態および座屈崩壊状態における変位、ひずみおよび鉱石圧の分布を図 1.2.1.6 に示す。1 点鎖線が弾性状態に対応し、点線が座屈崩壊状態における値を表わしている。座屈状態におけるひずみ分布をみると、船側がわの上端および下端のコーナー部、およびストラットの縦通隔壁がわの端部に大きな圧縮ひずみが生じており、実際にこれらの個所に座屈が起つている。また座屈状態における鉱石圧分布では、ストラット位置における値が特に大きいが、これはウイングタンク内の座屈によつてこの位置での変位がとくに大きくなつてゐるためと考えられる。同じく弾性状態および座屈崩壊状態におけるストラット断面の軸応力分布を図 1.2.1.7 に示す。弾性状態では応力は一様に分布しているが、座屈状態ではガルバニコーナー部の座屈によつて、大きな曲げモーメントがストラットに加わつてゐることがわかる。

写真 1.2.5 および写真 1.2.6 に座屈後のウイングタンク内部の状況を示す。写真 1.2.5 の左側は船底がわのコーナー部であり、フランジが曲がつてゐるのが見られる。右側はガルバニコーナー部であり、フランジおよびウェブプレートが座屈してゐる様子がわかる。写真 1.2.6 の右側はストラットの縦通隔壁がわの端部であるが、この個所が捩れでいる様子はこの写真からはよくわからない。左側の写真はストラットの中央部付近である。ストラットに直角に通つてゐる棒は変位を計測するためのもので両端は横隔壁に固定されている。

1.2.5. 鉱石ペレットの三軸試験

船倉内に積込まれた鉱石の挙動に関して一連の実験を行なつてきたわけであるが、これらの結果を実船の設計に適応させるためには解析的な考察が必要である。その有力なひとつの手段が有限要素法による数値解析である。そのためにはまず鉱石ペレットの応力とひずみの関係を知る必要があるわけで、その目的からこの三軸試験を行なつた。ここでは側圧一定試験の実験結果を報告する。直径 150 mm、高さ 350 mm の円筒形試料をゴム袋でつつみ外から液体圧を加えておいてから試料が破壊するまで軸圧を加えた。試験装置の構成を図 1.2.1.8 に示し、またその状況を写真 1.2.7 に示す。破壊時の軸方向圧力と側圧とからモールの円が描けるが、側圧を種々に変えた実験結果からそれぞれのモールの円を描くと図 1.2.1.9 のようになる。これらの円の包絡線の傾斜角が鉱石ペレットの内部摩擦角になるわけで、図に示してあるように 42.3° となる。またこの線の縦軸との交点が粘着力の大きさを示すものであるが、この場合はほとんど零といえる。

図 1.2.2.0 に側圧一定試験の実験結果を示す。横軸は軸圧と側圧との差であり、縦軸は軸ひずみおよび体積ひずみである。これらの変化を側圧をパラメータとして表わしている。

1.2.6. 土圧計の検定試験

土圧計の検定成績表に示されている較正係数はメーカーにおける試験条件下で求めたものであるため、ここで行なつた模型実験での条件とは異なるものであることが推定される。また実験では土圧計が突出して取り付けられているため鉱石ペレットとの剛性差によつて応力集中が起り、測定値に誤差が含まれていることが考えられる。そこで図 1.2.2.1 に示す装置によつて土圧計の検定試験を行なつた。まず検定成績表の値との差を知るため図 1.2.2.2 に示すように水圧を加えて土圧計の出力を計測した。この図からわかるように、検定成績表の値を用いると実際より 1.23 倍大きめの圧力を得ることになる。この原因としては、メーカーでの検定時にくらべて土圧計周辺部のコルクが変形したためこの部分に加わつた圧力も出力として計測されているためと考えられる。またコードを延長したこともこの原因のひとつと思える。つぎに土圧計が突出しているた

めに起る応力集中の程度を検討するために、図 1.2.2.3 に示す実験を行なつた。この結果から荷重履歴のない鉱石に対しては平均圧より 1.17 倍大きめの圧力を計測していることがわかる。以上のことから検定成績表を用いて算出した実験データに $1/1.23 \times 1.17 = 0.69$ を乗じて補正する必要があるわけである。

12.7. あとがき

実験に用いた大型立体模型の縮尺は 1/6.57 であるが、これは長さ、幅、深さ等に関しての値であり板厚についてはこの縮尺と異なつている。ウェブプレートに関してこの縮尺での板厚 1.7 mm を用いると、模型製作過程で変形が生ずる恐れがあつたので、3.2 mm 鋼板を使用した。従つて、実船との完全な相似性は失なわれている。しかしながら、この一連の実験的研究の一環として以前に行なつたもつと大型の実船と板厚に関しても相似なウイングタンク模型および部材の断面剛性を実船と相似にした立体構造模型等の実験結果と対応させて検討を行なうことにより、実船への適応が可能と考えられる。

船側からの衝撃荷重による鉱石圧の増加量は、同じ大きさの静的荷重のもとにおけるその約 2 倍であるが、この現象が構造強度に対してどのような影響をおよぼすか、また設計に際してどう配慮すべきかは今後の課題である。

鉱石を積んだ船体に船側から荷重が加わった場合に、縦通隔壁に働く圧力をなむち受動圧は鉱石の締固まりの程度および鉱石の荷重履歴に非常に影響される。このように積荷鉱石の挙動は多くの因子によつて左右されるが、実験データの詳細を検討および有限要素法等の解析的な考察によつて何らかの一般的な法則を導き出し、これを実船に適応させることは不可能ではないと考えられる。

この報告で得られた主な結果をまとめると次のようになる。

- (1) 衝撃荷重による鉱石圧の増加量は、同じ大きさの静的荷重のもとにおけるその約 2 倍である。
- (2) 船側荷重による鉱石圧の増加は鉱石が締固まつてゐるほど大きい。
- (3) 船側荷重による鉱石圧の増加は荷重履歴によつても影響される。
- (4) 積荷鉱石の状態はウイングタンク構造の外力による変形に影響を与える。
- (5) 三軸試験から鉱石の応力、ひずみ関係が求められた。
- (6) 土圧計の検定試験から補正係数として 0.69 が求められた。

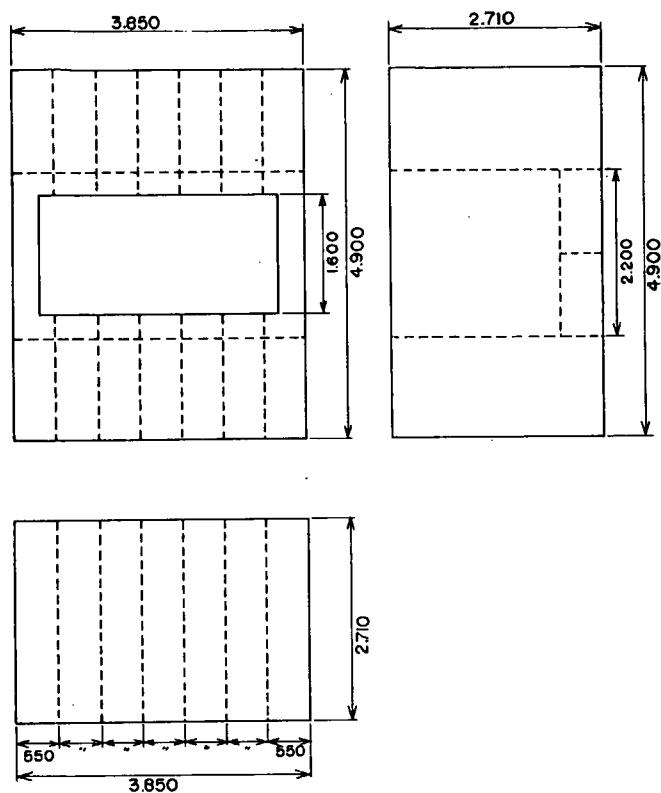


図 1.2.1 実験模型の主要寸法

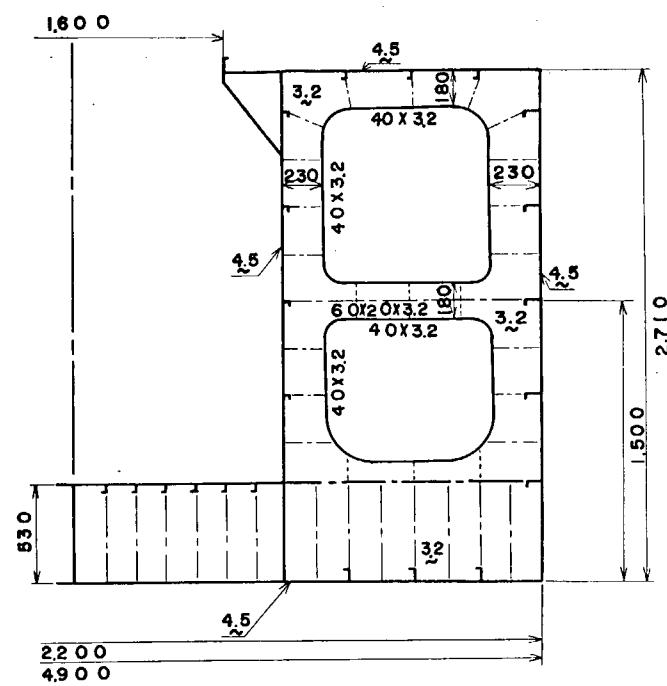


図 1.2.2 トランスリングの構造寸法

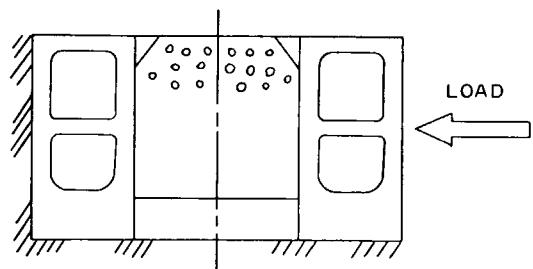
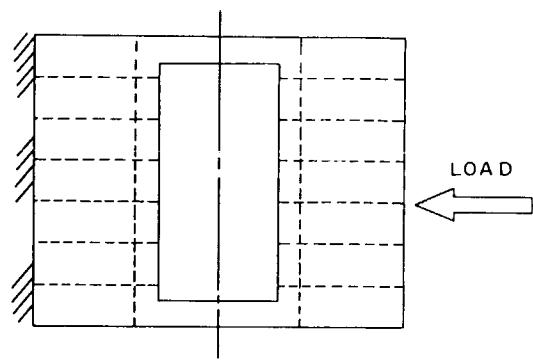


図 1.2.3 実験状況

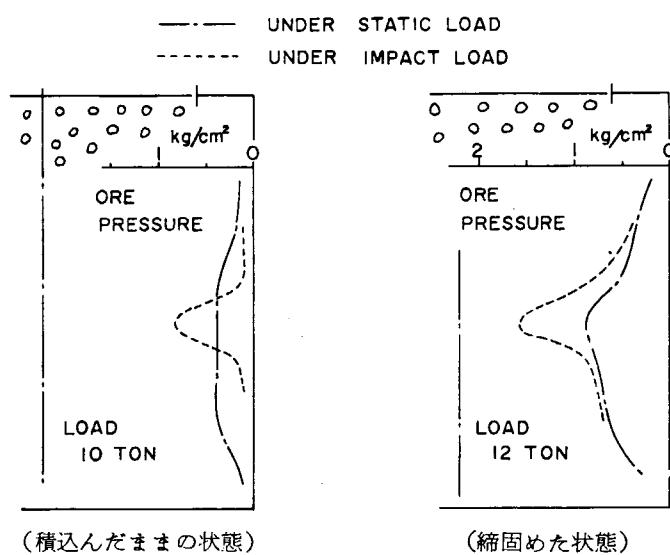


図 1.2.4 船側荷重による鉱石圧の増加

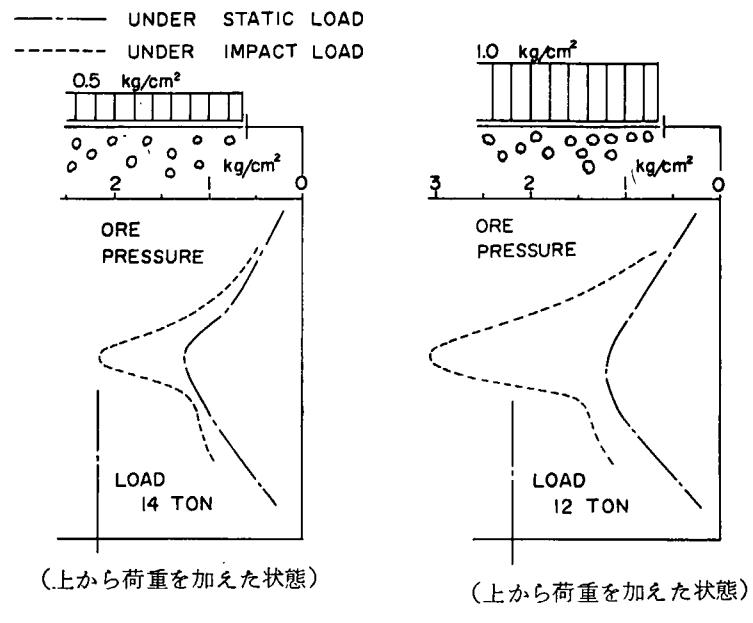


図 1.2.5 船側荷重による鉱石圧の増加

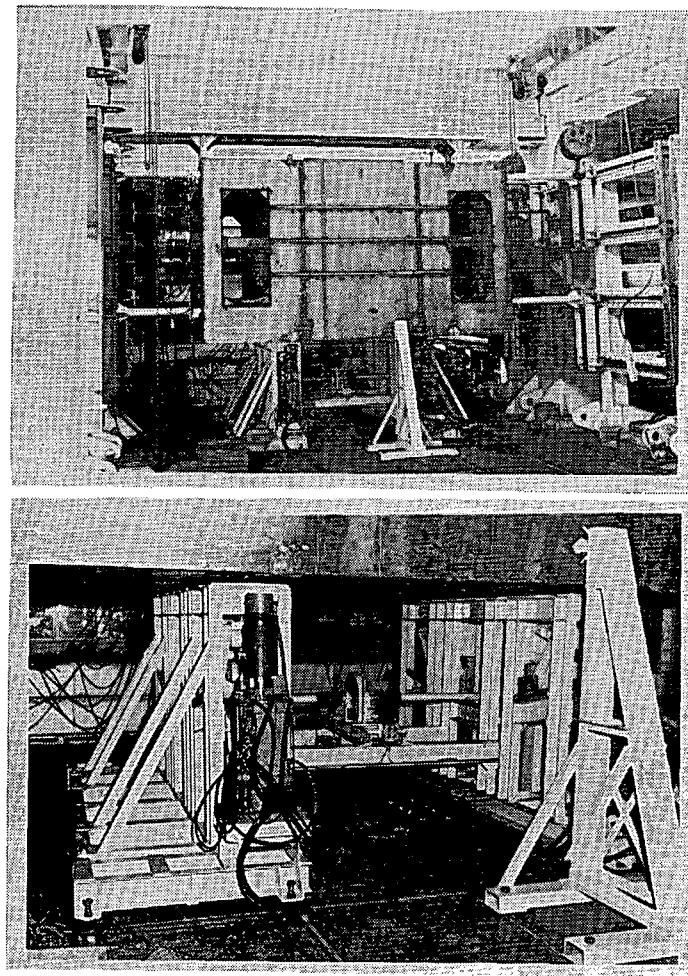


写真 1.2.1 実験状況

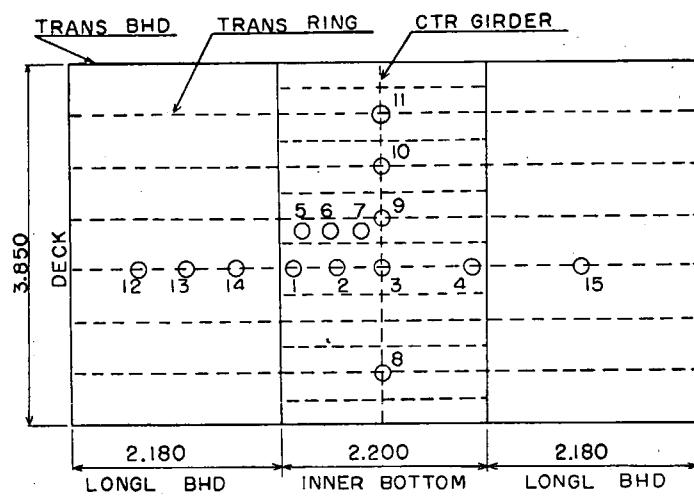


図 1.2.6 鉱石圧の動的変化計測位置

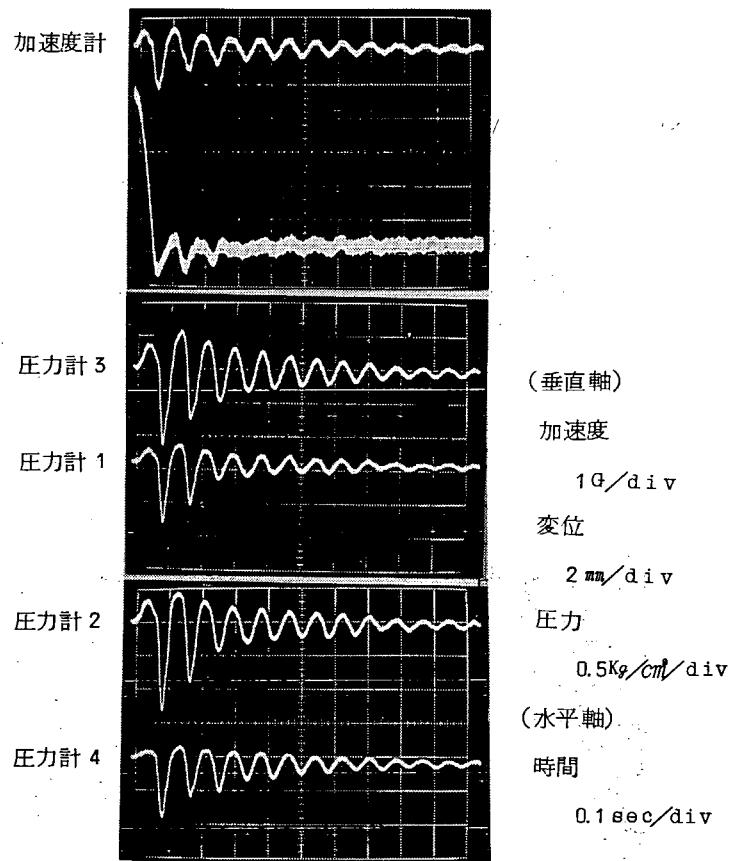


写真 1.2.2 落下時の鉱石圧変動

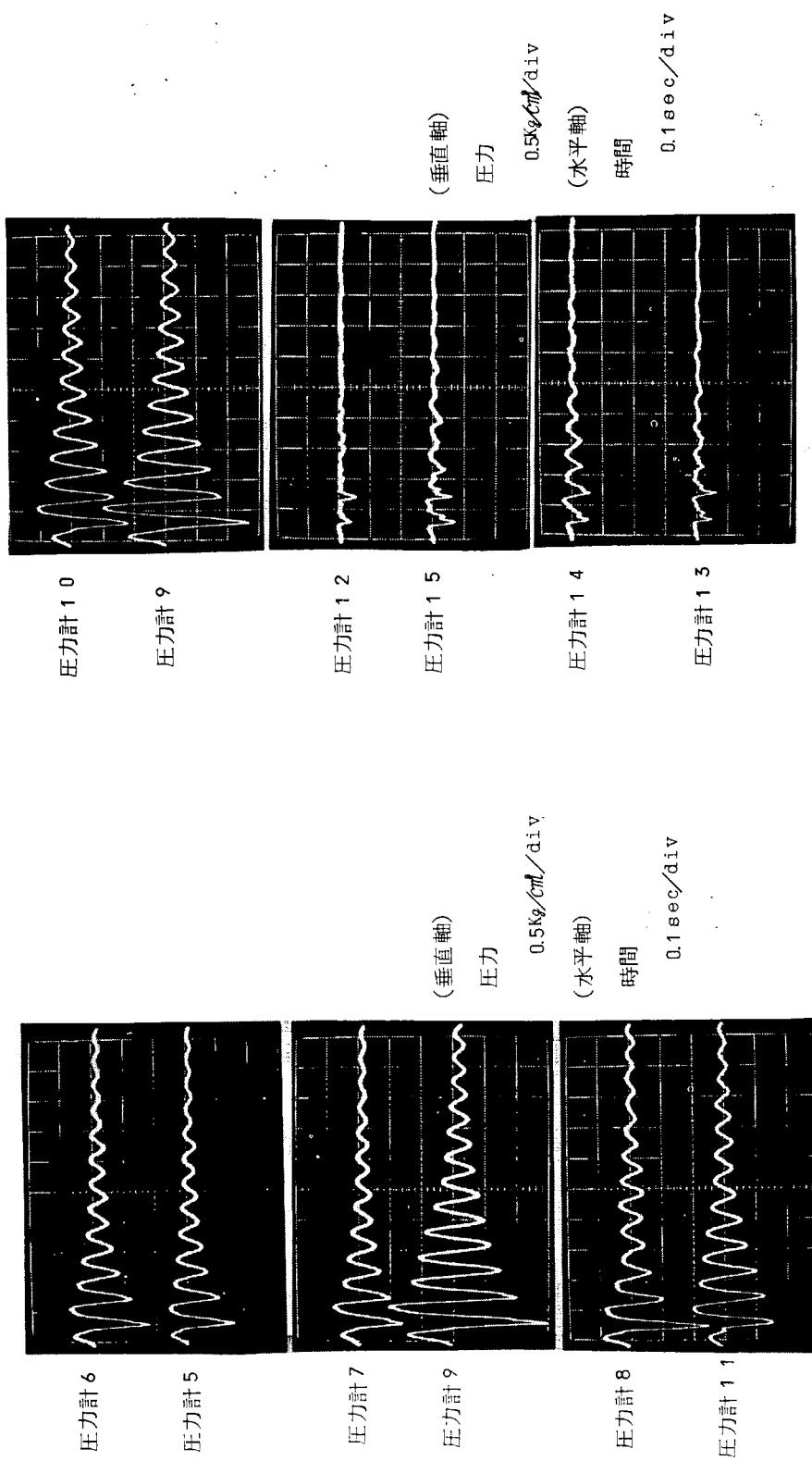


写真 1.2.3 落下時の鉱石圧変動

写真 1.2.4 落下時の鉱石圧変動

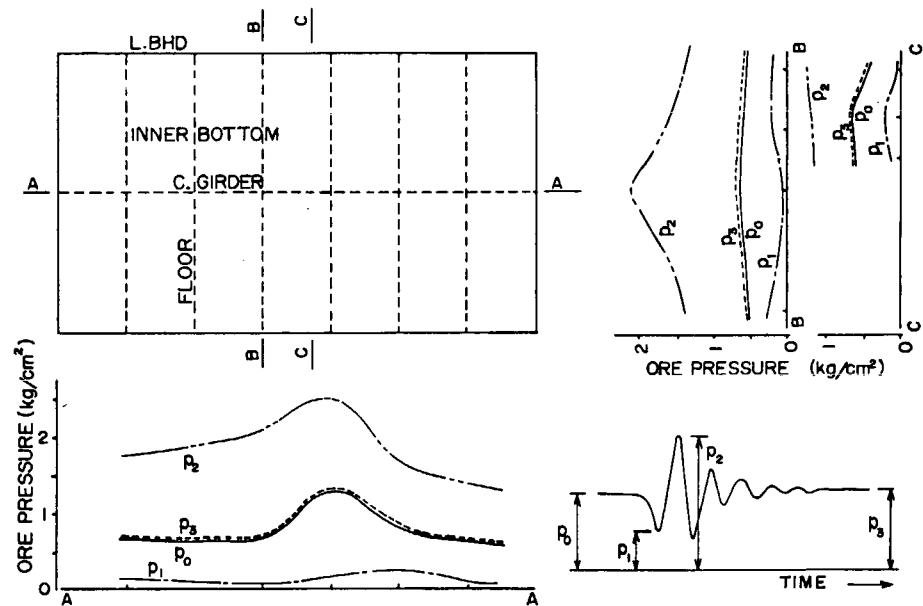


図 1.2.7 落下時の鉱石圧変動分布

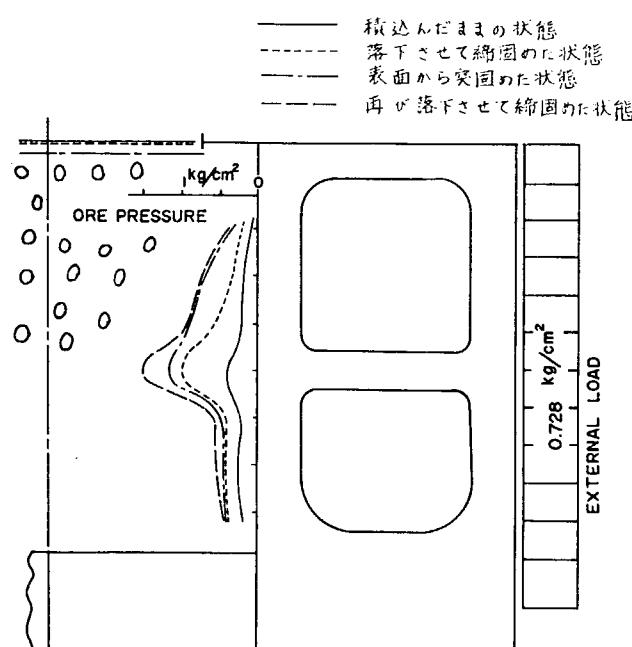


図 1.2.8 船側荷重による鉱石圧の増加

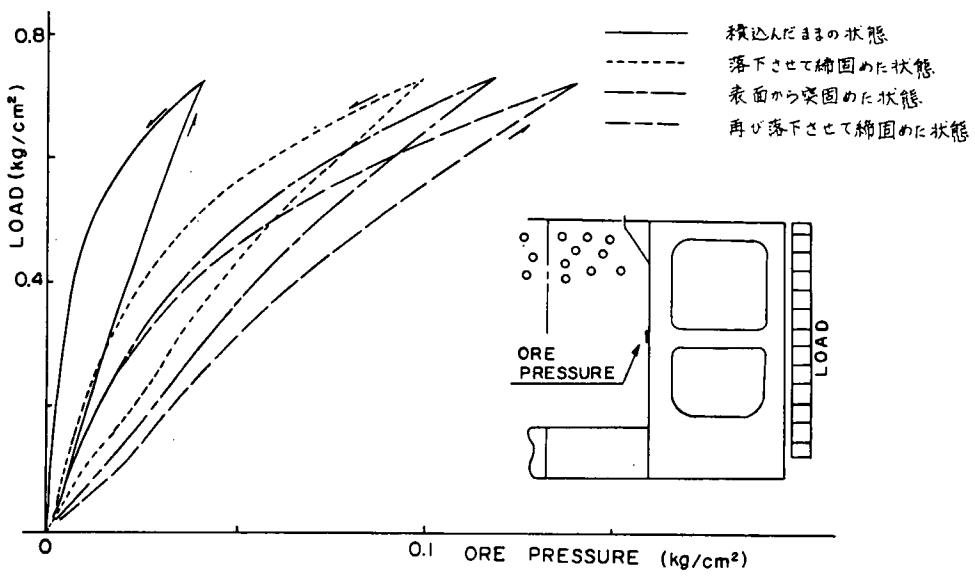


図 1.2.9 船側荷重による鉱石圧の変化

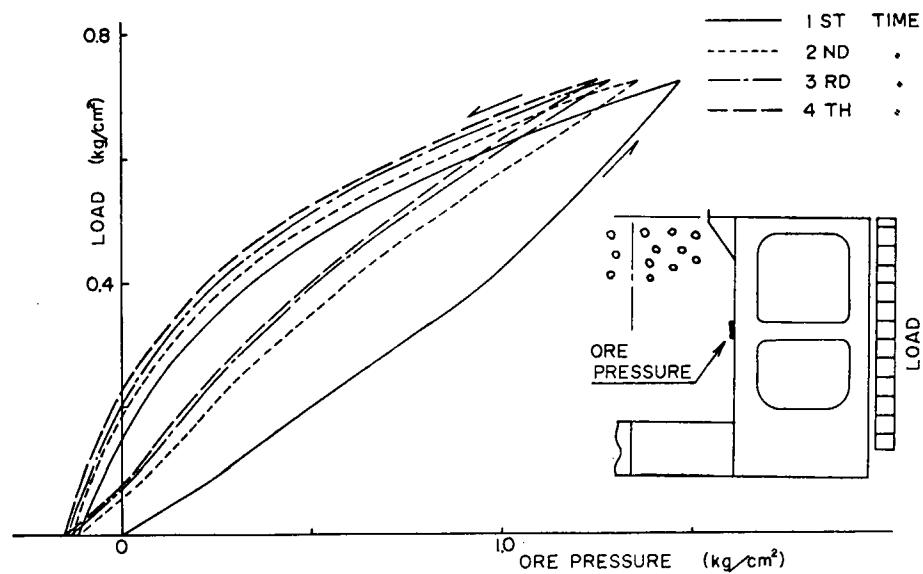


図 1.2.10 船側荷重の繰返しによる鉱石圧の変化

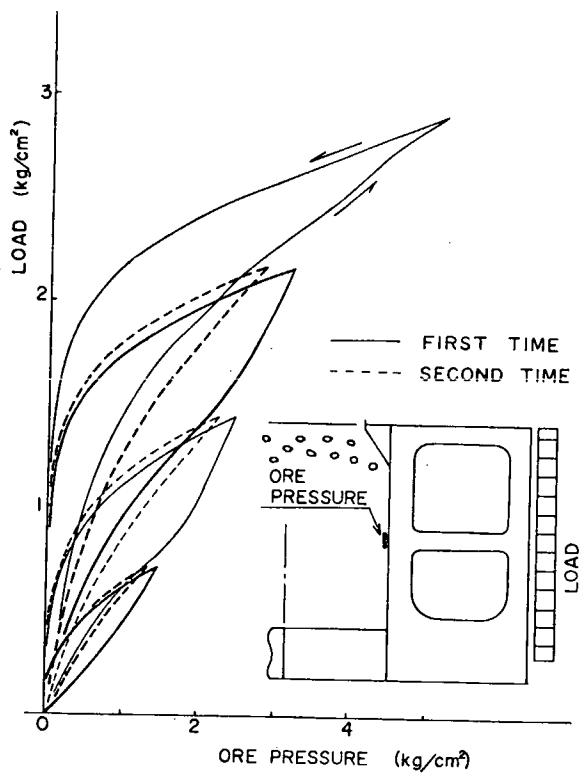


図 1.2.11 船側荷重の繰返しによる鉱石の変化

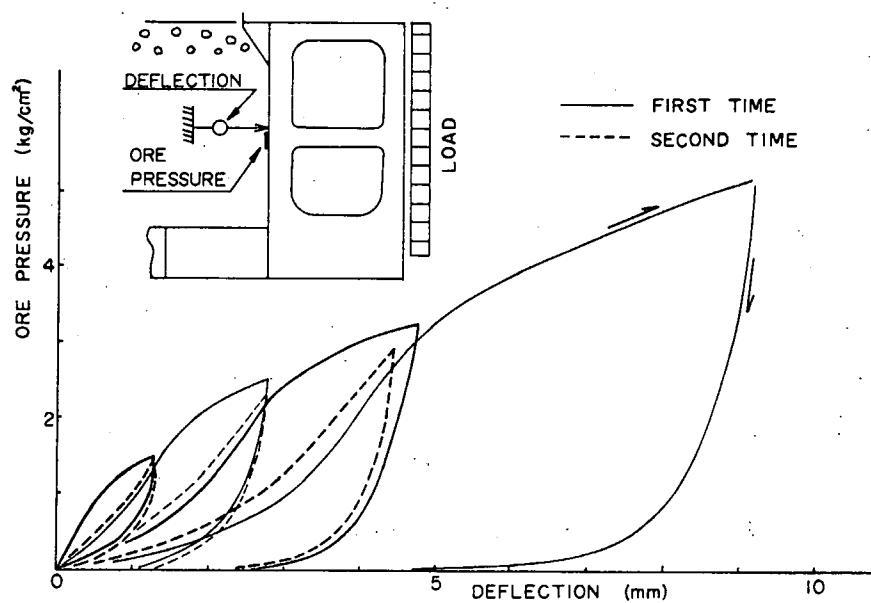


図 1.2.12 船側荷重の繰返し時の鉱石圧一変位関係

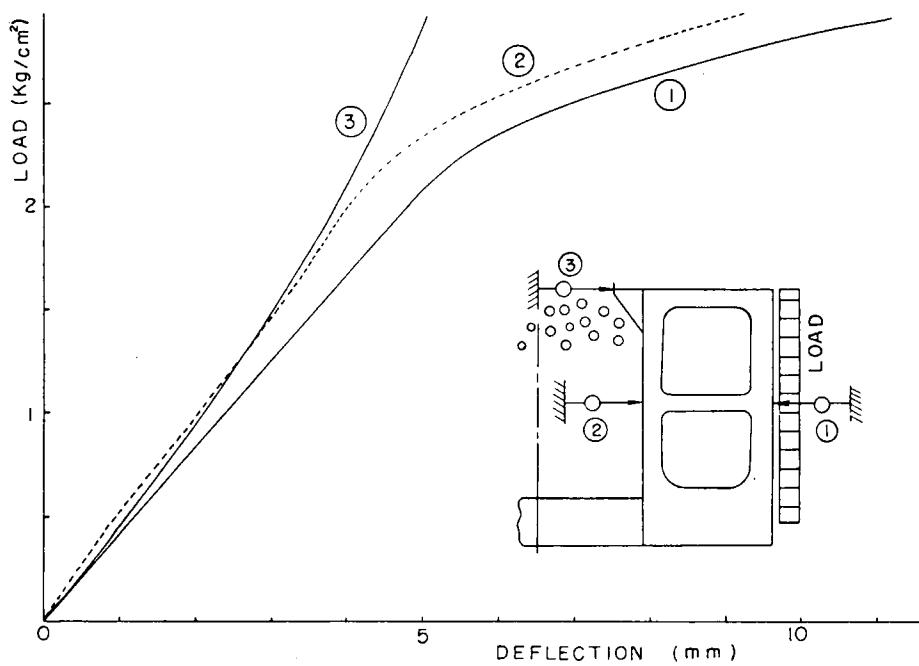


図 1.2.1.3 船側荷重一変位関係

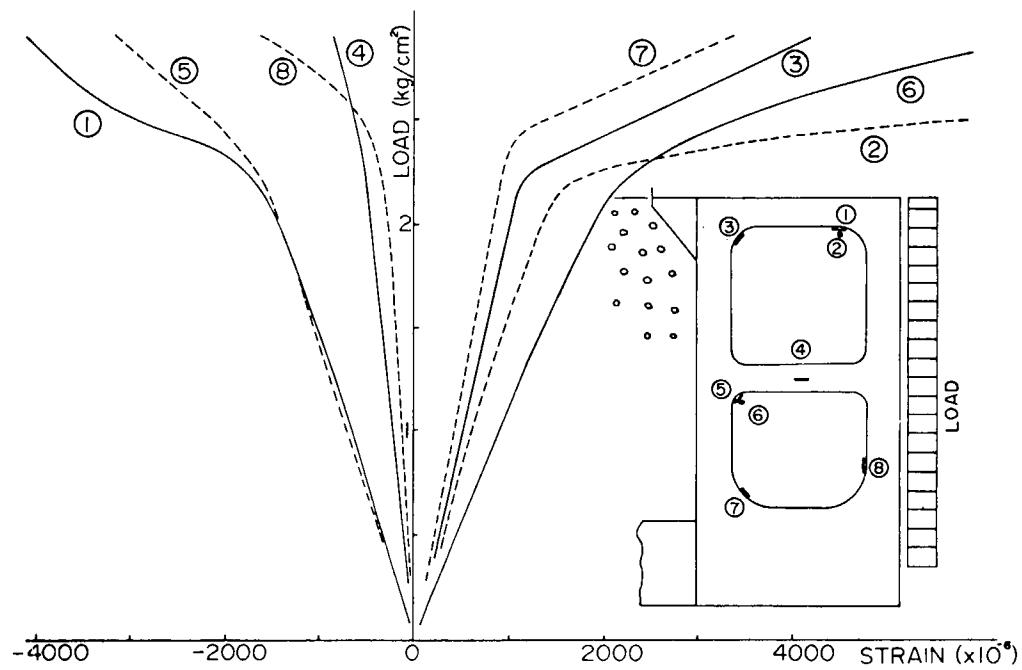


図 1.2.1.4 船側荷重一ひずみ関係

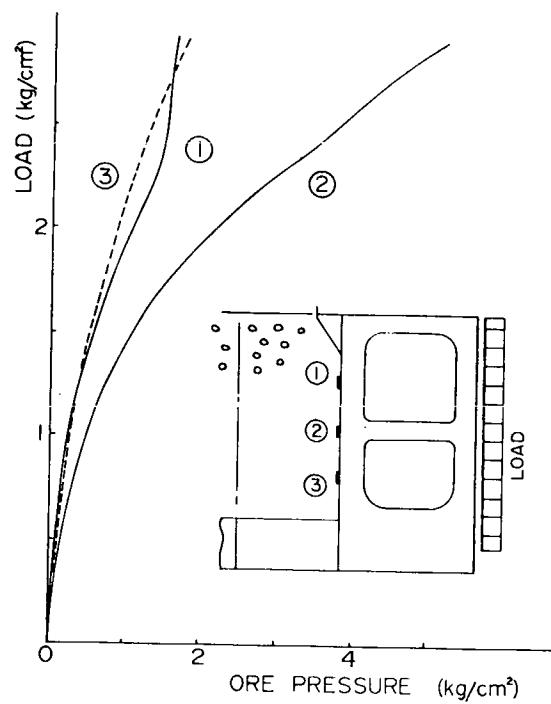


図 1.2.1.5 船側荷重—鉱石圧関係

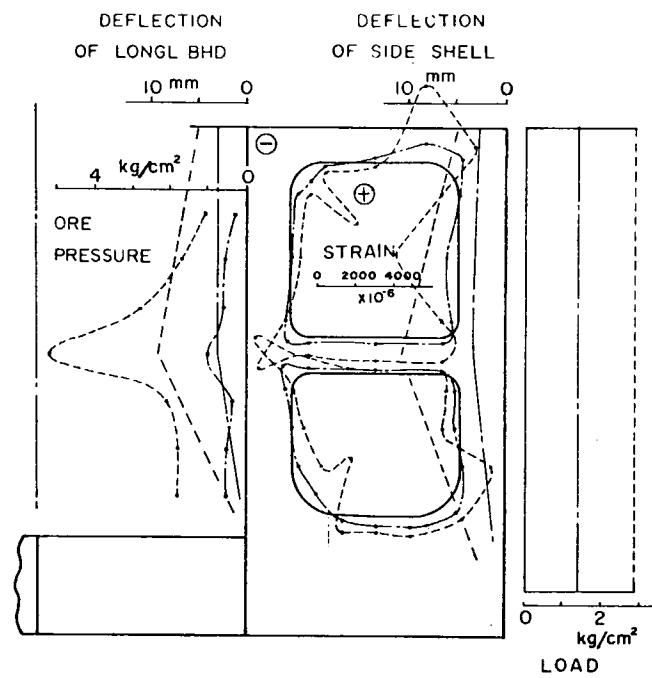


図 1.2.1.6 鉱石圧と変形の分布

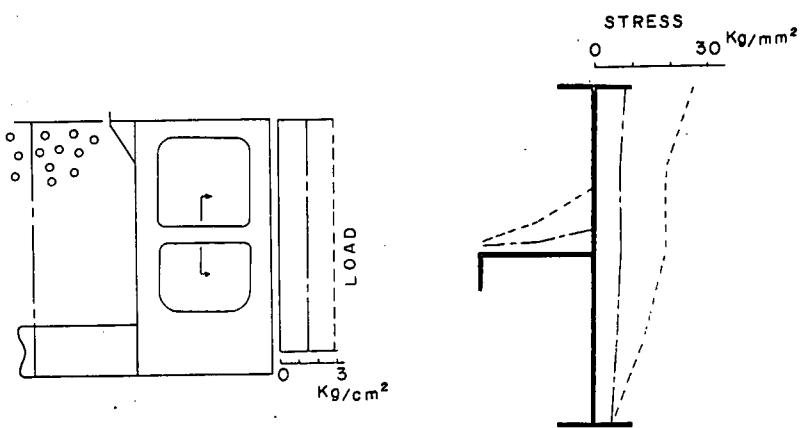


図 1.2.17 ストラットの軸応力分布

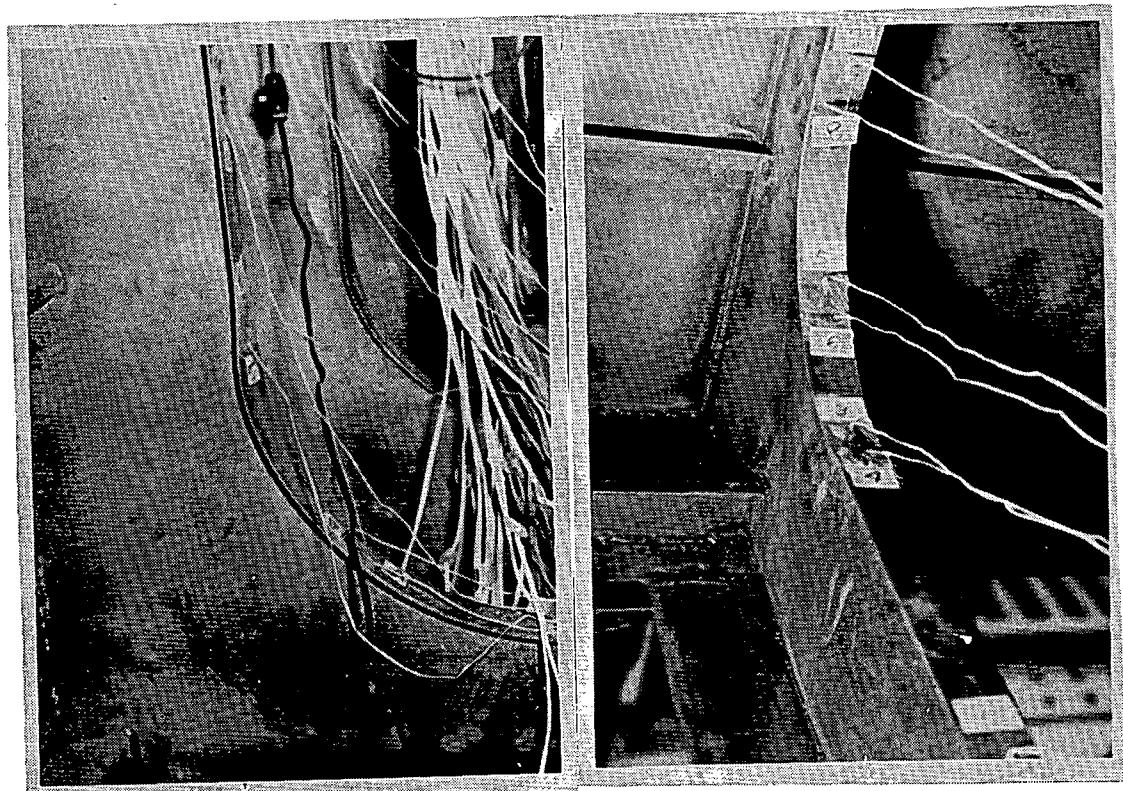


写真 1.2.5 ウイングタンク内部の状況

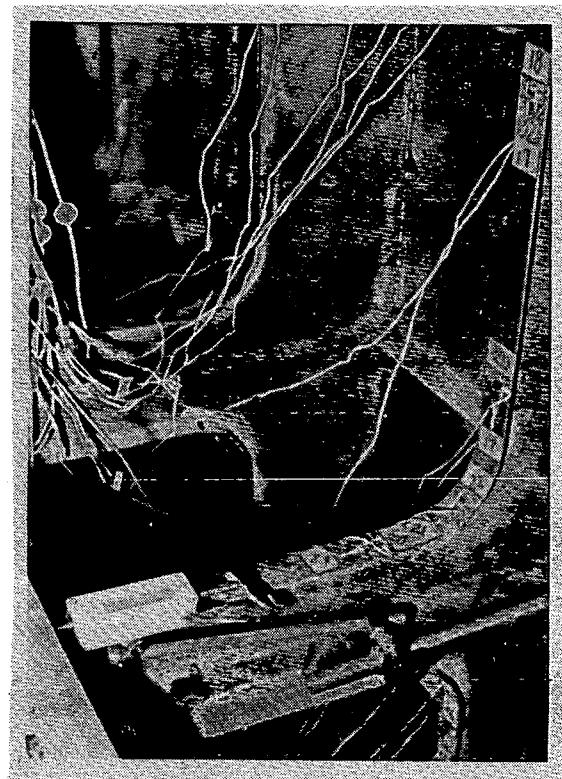
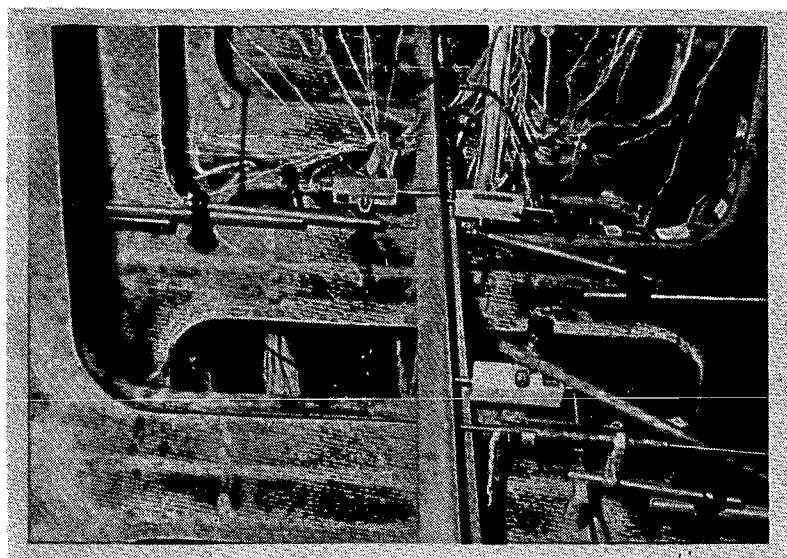


写真1.2.6 ウイングタンク内部の状況

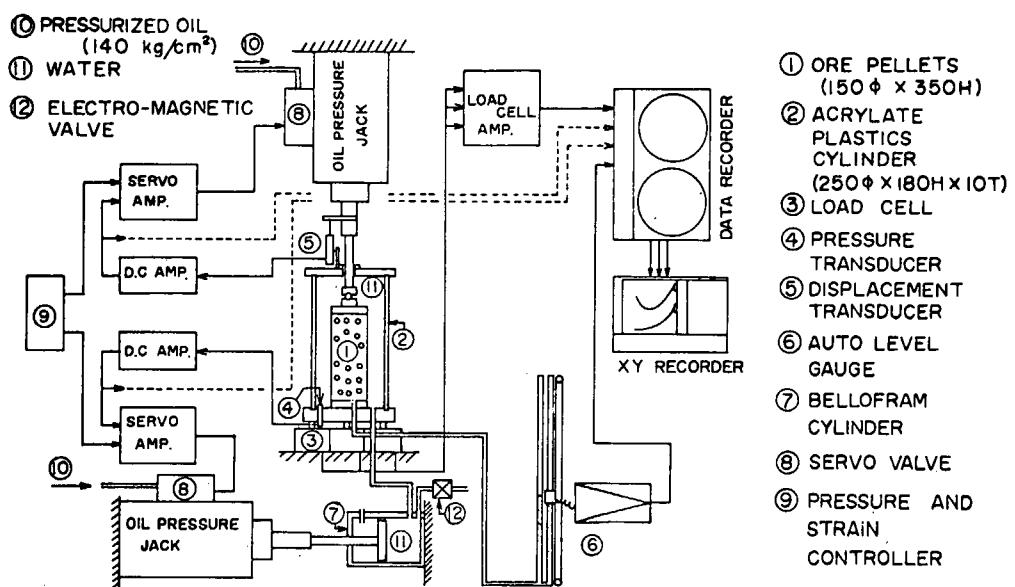


図 1.2.18 三軸試験装置の構成

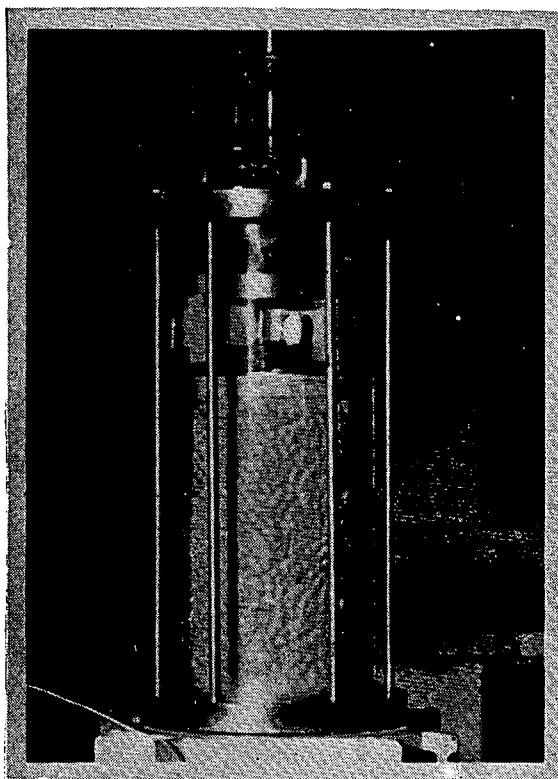


写真 1.2.7 三軸試験の状況

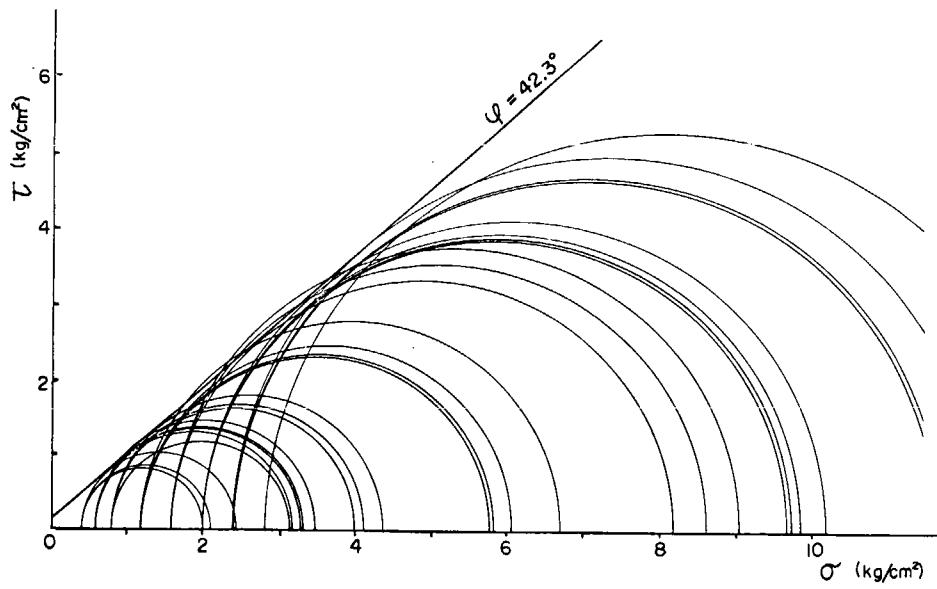


図 1.2.19 三軸試験によるモールの円

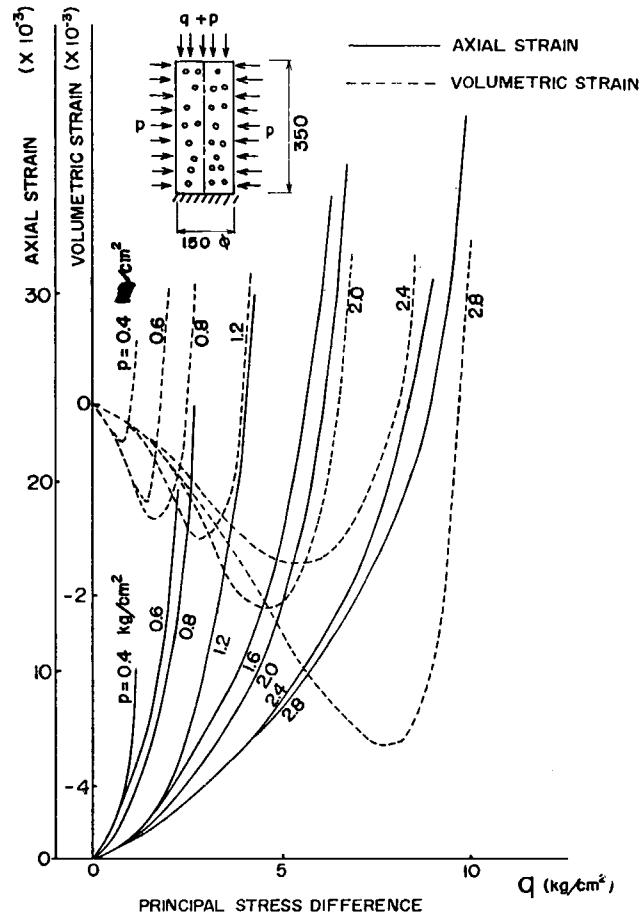


図 1.2.20 側圧一定試験

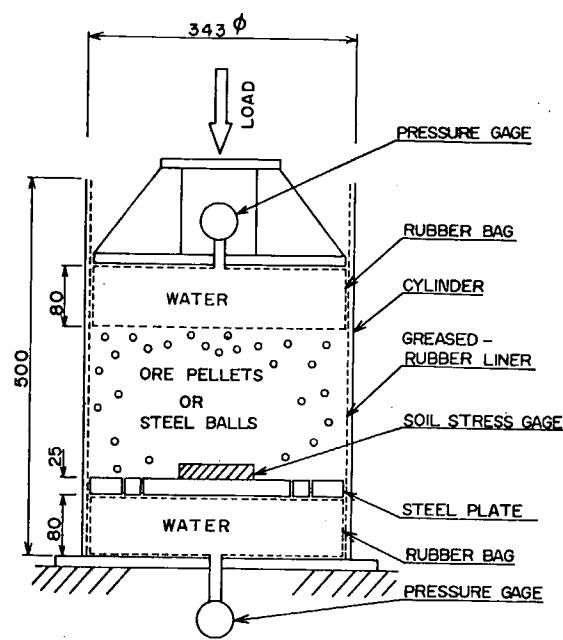


図 1.2.2.1 土圧計の検定試験装置

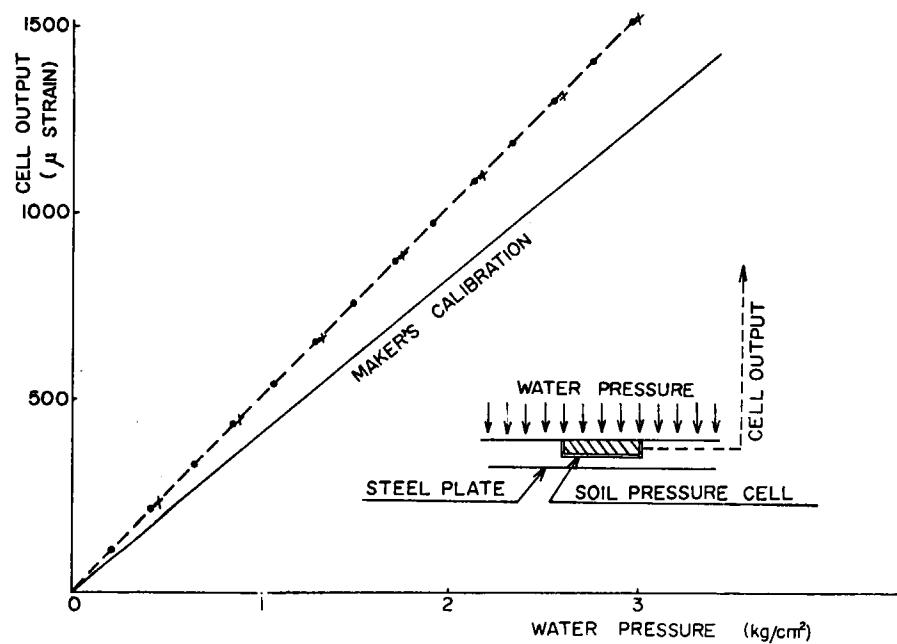


図 1.2.2.2 水圧検定線

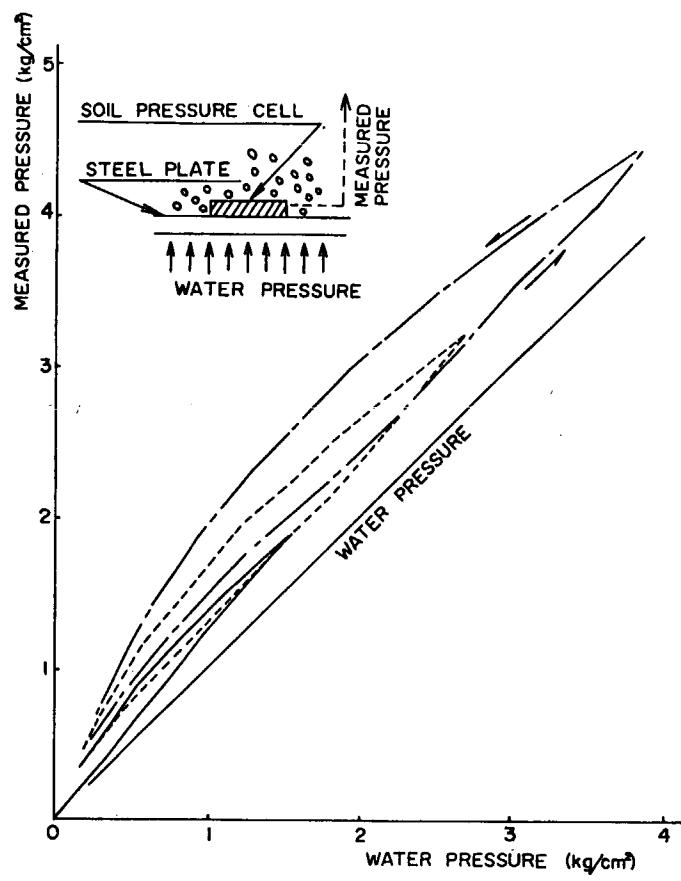


図 1.2.2.3 鉱石圧検定線

1.3 ストラットの座屈および船側構造の動的崩壊

(山本善之、大坪英臣 東京大学)

1.3.1 ストラットの座屈実験

(1) 序

鉱石運搬船のストラットのような組板構造の圧縮強度については、柱としての座屈、パネルとしての座屈およびそれらの連成による座屈が問題となる。昨年度は実際に使用されているストラットの縮尺模型の実験を行ない、その挙動を調べたが、本年度は簡単な断面形状を有する3種類の試験体による実験及び解析を行つた。

これによりウエブのパネル座屈が柱の座屈およびフランジの剛性に及ぼす影響を調べることを目的とした。

(2) 実験

(a) 試験体

試験体は図1.3.1に示す三種類の断面形状であり、各2体製作し、全部で6体の実験を行なつた。この6体の名称をI-A, I-B; II-A, II-B; III-A, III-Bとする。長さは各試験体共通で $\ell = 1750\text{mm}$ である。

(b) 荷重方法

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トン万能試験機を使用した。荷重条件は、すべて平押しで負荷を行なつた。

(c) 実験結果

実験結果の概要を表1.3.1に示す。試験体の変形経過状態のスケッチの例を図1.3.2～図1.3.4に示す。応力一縮み曲線を図1.3.6～図1.3.8に示す。又試験体の長さ中央における応力一変位曲線の例を図1.3.9～図1.3.11に示す。

(3) 各試験体について

断面定数を表1.3.2に、柱理論座屈値を表1.3.3に示す。またウエブを単純支持としたときの全体パネル座屈値を表1.3.4に、ウエブを弾性支持としたときの全体パネル座屈値を表1.3.5に示す。

(a) 試験体 I

実験では、柱としての曲りおよび捩れ座屈は現れず、ウエブとフランジのパネル座屈により最高応力を達した。

Euler 曲げ座屈応力は 60.55kg/mm^2 , Wagner の捩れ座屈応力は 91.81kg/mm^2 であるが、ウエブおよびフランジの弾性座屈値 ($\sigma_{web} = 6.56$, $\sigma_{fl} = 15.17$) が低いのでパネル座屈を生じたものである。

実船においてはウエブで $t/b > 1/50$, フランジで $t/b > 1/15$ にとるのと比べ、この試験体は極端な薄肉構造となつている。この試験体ではフランジは座屈しても、強軸まわりの剛性は十分で、パネルブレーカーとして作用しているので、柱としての曲りはない。

そこでストラットの耐力は各パネル要素の耐力の和であるとして計算を行う。(1.1.3参照)。パネル要素の耐力の算定法として Kármán の式、および Johnson の式を用いる。Kármán の式によると、平均耐力は 13.3kg/mm^2 となり、Johnson の式によると 10.5kg/mm^2 となる。

また実験の最高応力は 13.17 Kg/mm^2 , 12.79 Kg/mm^2 である。

(b) 試験体Ⅱ

実験ではまずウエブが座屈し、荷重の増加に伴つて、その変形が増大していき、柱としての曲り座屈により最高応力に達した。

ウエブの弾性座屈値は 6.63 Kg/mm^2 で試験体Ⅰと同様に低いが、フランジの平板としての座屈値は非常に高い (177.08 Kg/mm^2) ために、フランジのパネル座屈は起らなかつた。

ウエブの柱としての曲げ剛性寄与は最初から小さいのでウエブの座屈によつても、曲げ剛性的低下はほとんどない。

そこで柱としての初期たわみの影響によつて、縁材が降伏するとした Perry の式 ($\eta = 0.05$) を用いて最高応力を算定すると 16.17 Kg/mm^2 となる。(1.1.3 参照)。実験最高応力は 16.80 Kg/mm^2 17.55 Kg/mm^2 である。これは両端支持としたときの Euler 座屈値 $\sigma_E = 17.11$ とほぼ等しい。ⅠとⅡの試験体の比較を行うと、ウエブの大きさは同じで、フランジはⅡがⅠに比べ板厚がほぼ 2 倍、板幅がほぼ 1/2 倍となつてゐる。

このためⅠは、Euler 座屈応力はⅡの約 4 倍になつてゐるが Saint Venant の捩り剛性は 1/4 倍であり、フランジ自身の座屈応力も 15.17 Kg/mm^2 と低く、フランジがウエブのパネル座屈の影響を受けやすく、局部座屈を起して、ストラットが崩壊する。

従つてフランジの板厚/板幅 比は Euler 座屈応力を高くするだけでなく、局部座屈応力も高くするように決定されなければならないことがわかる。

(c) 試験体Ⅲ

ウエブが局部座屈をおこした後曲り座屈を生じて崩壊した。ウエブの局部座屈応力 σ_{web} は 7.71 Kg/mm^2 であり低いがフランジの局部座屈応力 σ_{fl} は 42.54 Kg/mm^2 と高いので全パネルの局部座屈による崩壊は生じ難い。

柱座屈としては、曲り座屈応力 $\sigma_E = 19.88 \text{ Kg/mm}^2$, 捶れ座屈応力 $\sigma_w = 19.81 \text{ Kg/mm}^2$ であるが、曲り座屈についてはウエブが中立軸から離れてゐるため (1.3.2 参照) 座屈後の剛性の減少により曲り座屈応力は低下する。

Kármán の有効幅の理論によつて柱としての初期たわみが大きいときの reduced modulus による曲り座屈応力を計算すると $\sigma = 14.0 \text{ Kg/mm}^2$ となる。また Thompson は柱としての初期たわみとパネル座屈による剛性の減少を考慮して Perry の式をパネル座屈の場合に適用することを提案した。これによると 1.1.2 節の図 1.1.12 のようになる。即ち $\eta \leq -0.05$ のとき (ウエブが引張り曲げ応力を受けるような初期たわみを有するとき) は柱の耐力は Euler 座屈値に一致する。 $\eta = -0.05$ 付近で耐力は急激に減少し、 η が大きくなるに従つて接線剛性を考慮した reduced modulus による算定値 σ^* に近づく。

これによると、 $\eta \leq -0.05$ の範囲で柱の耐力は $\sigma = \sigma_E$ から $\sigma = \sigma^*$ までの値をとり得る。これは試験体Ⅲ-A $\sigma_{\max} = 19.08$, Ⅲ-B $\sigma_{\max} = 16.24$ をよく説明する。

又 Koiter はウエブの局部座屈だけでなく、フランジの撊れ剛性を考え、柱の耐力の解析を行なつた。これによると $\sigma = 15.02 \text{ Kg/mm}^2$ となる。

この試験体では初期たわみの大きいときの耐力を与える reduced modulus 座屈値が高く、柱としての初期たわみにもとづくパネル座屈との連成による耐力減少はあまり顕著でなかつた。

各試験体の実験値と計算値を横軸に $\sqrt{\sigma_s/\sigma_e}$, 縦軸に $\sqrt{\sigma/\sigma_s}$ をとり図 1.3.5 に示した。

(4) 結言

(a) ストラットは(i)柱としての座屈 (試験体Ⅱ; Ⅲ)

(ii)全部材のパネル座屈 (試験体Ⅰ)

の 2 面から考える必要がある。

(b) 柱としての座屈値を考えるとき、部材のパネル座屈の連成、および縁材の塑性化を考える必要がある。

特に非対称断面形状を有するストラットにおいては、中立軸から離れた部材の座屈は大きな剛性低下をもたらすことに注意する必要がある。(試験体Ⅲ)

このとき耐力は柱の初期たわみの小さいときは Perry の式初期たわみの大きいときは有効剛性幅 ψ よる reduced modulus 座屈値、また逆方向の初期たわみがあり、ウェブが引張り曲げ応力を受けるときは Euler 座屈値で算定できる。ただしステイフナあるいはフランジがウェブの座屈によつて変形を受け剛性低下するときは reduced modulus 座屈値より低くなるので注意する必要がある。

(c) フランジあるいはステイフナが薄く、パネル座屈しても柱に対しての曲げ剛性の寄与が高く、結合線が直線に保たれるとき、全体がパネル座屈を生じて最高荷重に達する。(試験体Ⅰ)

この場合は各要素の耐力の和を求ることにより柱の耐力が算定できる。

(d) 今後の課題として次のことが挙げられる。

フランジあるいはステイフナが薄く、板幅が大きいときは全体パネル座屈し、また幅が小さいときは柱として曲り座屈する。弾性座屈の場合は r_{min} 等でその境界は推定できるが、初期たわみ、塑性の影響を含めて考える必要があろう。

表 1.3.1 実験結果概要

試験体	断面形状	挙動	最高荷重(t) (応力 $\sigma_{max} / \frac{K_f}{mm^2}$)	最高荷重時 の変形	引張降伏応力 $\sigma_s K_f / mm^2$	σ_{max} / σ_s
I-A		ウェブが局部座屈(5半波)し、ほぼ同時にフランジがウェブの局部座屈のモードにて一致して局部座屈を生じた。そのまま最高荷重に達した。	27.4 (13.17)	局部座屈 大変形 (5半波)	27.49	0.48
I-B			26.6 (12.79)			0.47
II-A		ウェブが局部座屈(A-5半波, B-6半波)した後、中央部にて曲り座屈を生じて最高荷重に達した。	34.4 (16.80)	中央部曲 り座屈	30.88	0.54
II-B			36.0 (17.55)			0.57
III-A		ウェブが局部座屈(10半波)した後、上部曲り座屈	15.3 (19.08)	上部曲り 座屈	28.86	0.66
III-B		ウェブが局部座屈(11半波)した後、中央部曲り座屈	13.0 (16.24)	中央部 曲り座屈		0.56

表 1.3.2 試験体断面定数

試験体	断面形状	断面積 A	長さ ℓ	断面二次モーメント			ヤング率 $10^{-4} E$	捩り剛性 $10^{-7} GJ$	曲げ捩り剛性 $10^{14} EP$	環動半径 $r = \sqrt{I_y/A}$	極環動半径 $r_0 = I_0/A$
				$10^{-7} I_x$	$10^{-6} I_y$	$10^{-7} I_o$					
I	工	2080.	1750.	4.08	1.80	4.26	2.17	5.93	11.96	29.4	143.2
II	I	2048	1750.	3.99	0.496	4.03	2.19	12.0	3.323	15.6	140.4
III	C	8005	1750.	0.534	0.232	0.644	2.13	2.02	0.3334	17.0	89.7

(単位は kg/mm 系)

表 1.3.3 柱理論弾性座屈値

(注) 座標系は図で水平方向 X

鉛直方向 y とする。

試験体	曲り座屈 σ_E	捩れ座屈 σ_w	連成座屈	
			σ_E	σ_w
I	60.55	91.81		
II	17.11	29.52		
III	19.88	19.81	19.69	

表 1.3.4 全体パネル座屈値 (単純支持)

試験体	部材名	部材個数	弾性座屈値	実験公式値	部材断面積 A_i	全体パネル座屈値 σ_p
			σ_{Ei}	σ_{ci}		
I	F ℓ	4	15.17	15.04	240.	10.47
	W	1	6.56	6.56	1120.	
II	F ℓ	4	177.08	30.88	232.	17.62
	W	1	6.63	6.63	1120.	
III	F ℓ	2	42.54	23.97	200.26	15.84
	W	1	7.71	7.71	400	
I	F ℓ	4	16.81	16.25	240	11.03
	W	1	6.56	6.56	1120	

* フランジがウエブのモードと同一になるとえた時

但し、ここでの実験公式とは、johnson の実験公式とする。

表 1.3.5 全体パネル座屈値（弹性支持）

試験体	部材名	部材個数	弹性座屈値	実験公式値	部材断面積	全体パネル座屈値
			σ_{ei}	σ_{ci}	A_i	(弹性支持) σ_p
I	Fℓ	4	15.17	15.04	240.	11.37
	W	1	8.22	8.22	1120.	
II	Fℓ	4	177.08	30.88	232	19.80
	W	1	10.60	10.60	1120.	
III	Fℓ	2	42.54	23.97	200.26	17.87
	W	1	11.77	11.77	400	

I **	Fℓ	4	16.81	16.25	240.	11.93
	W	1	8.22	8.22	1120.	

** フランジがウェブとモードが同一になると考えた時

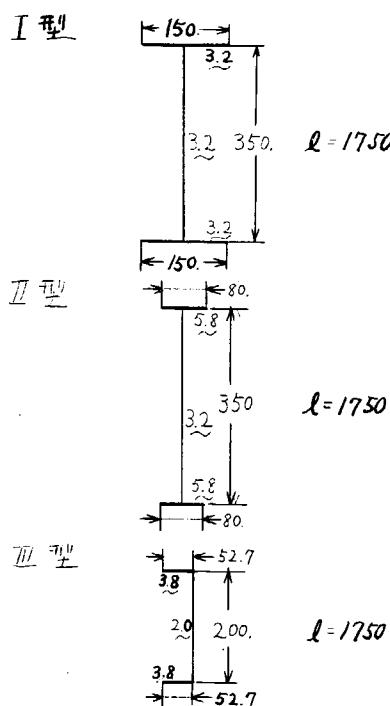


図 1.3.1 ストラットの断面形状

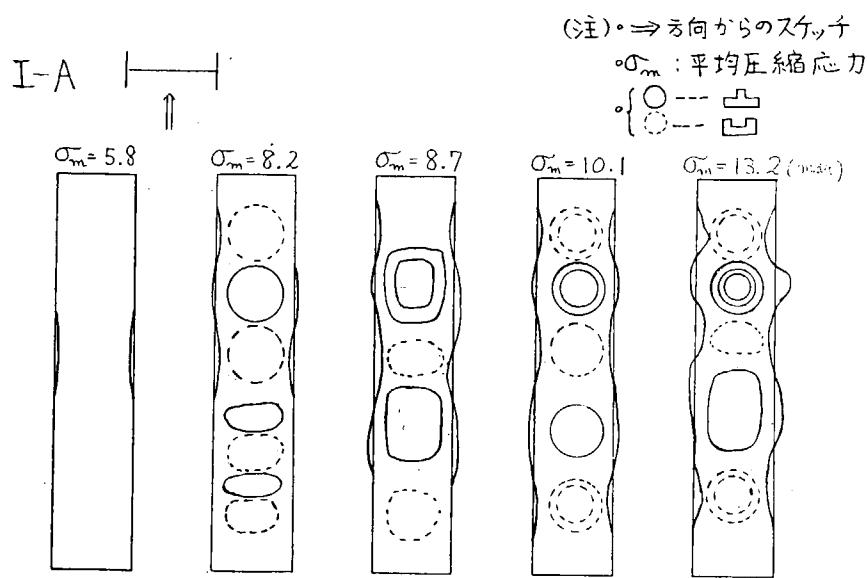


図 1.3.2 試験体 I-A の実験経過

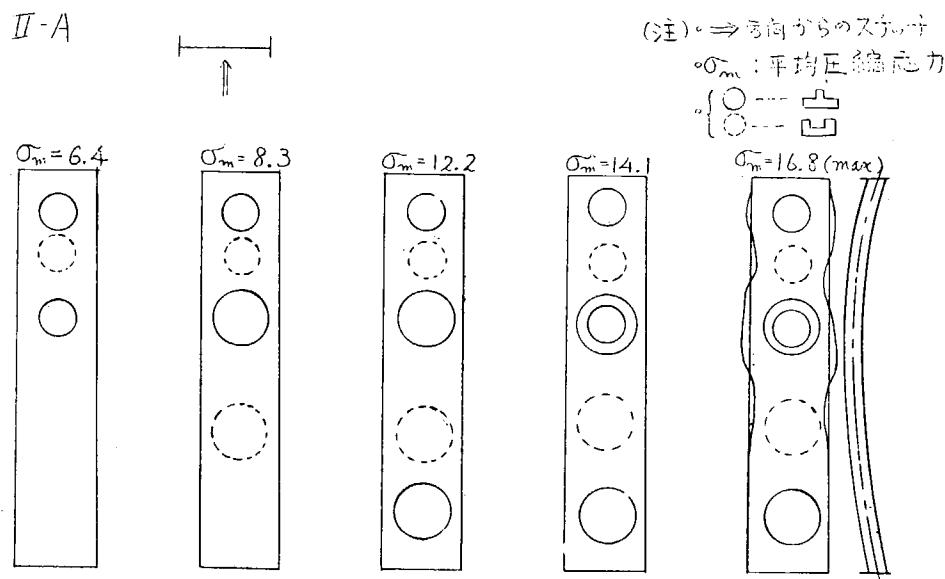


図 1.3.3 試験体 II-A の実験経過

III-B

(注) ⇒ きのうからのスケッチ

○ σ_m : 平均圧縮応力

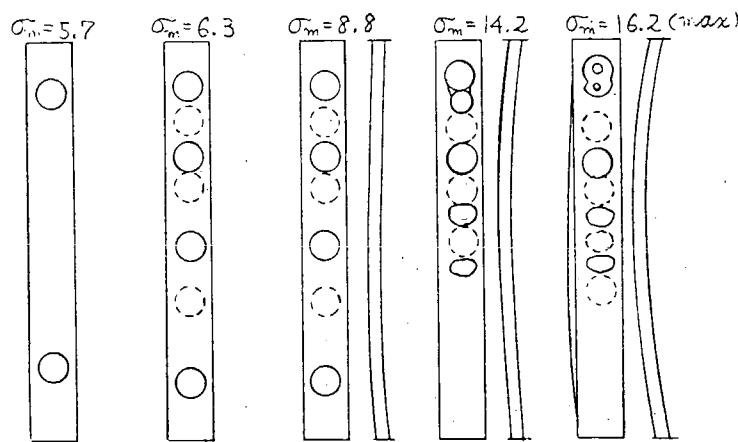


図 1.3.4 試験体 III-B の実験経過

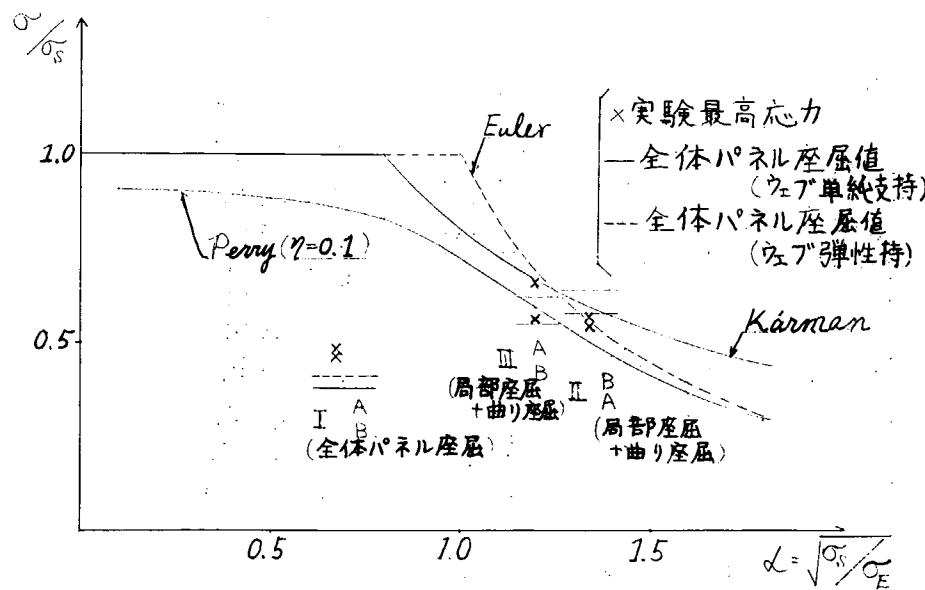


図 1.3.5 計算と実験との比較

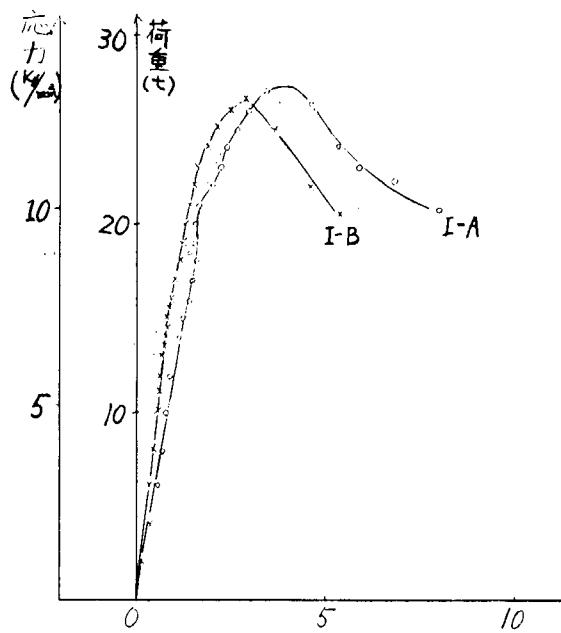


図 1.3.6 応力-縮み線図 (I-A, I-B)

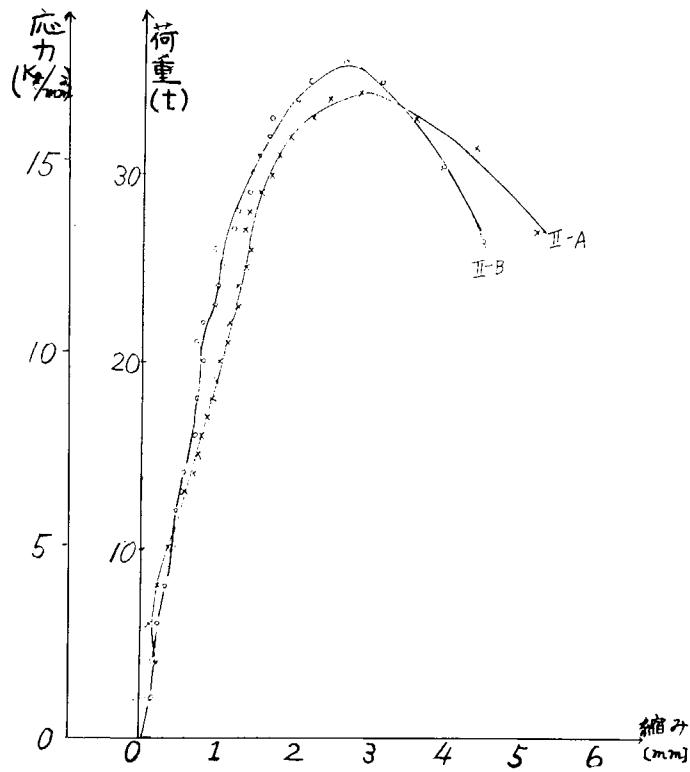


図 1.3.7 応力-縮み線図 (II-A, II-B)

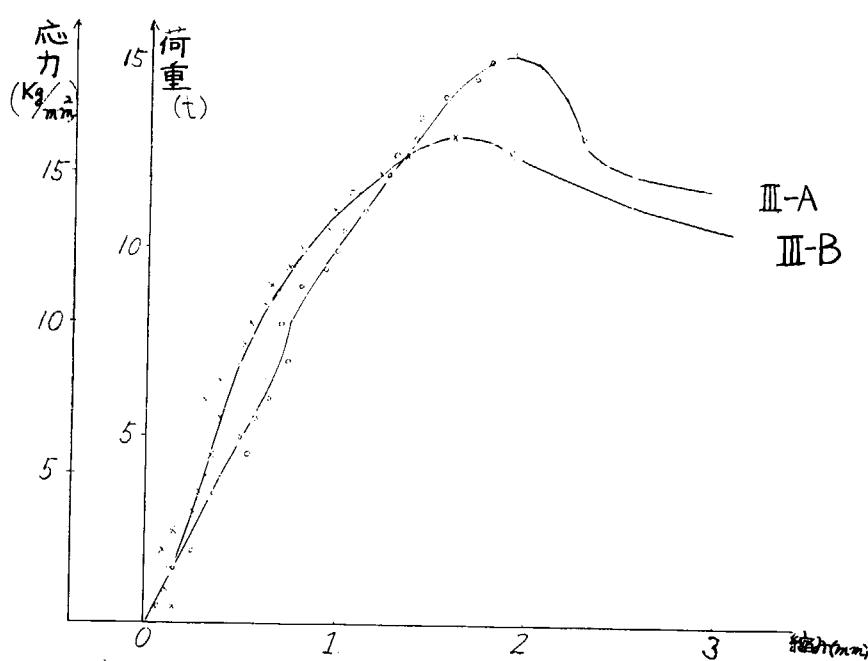


図 1.3.8 応力-縮み線図 (III-A, III-B)

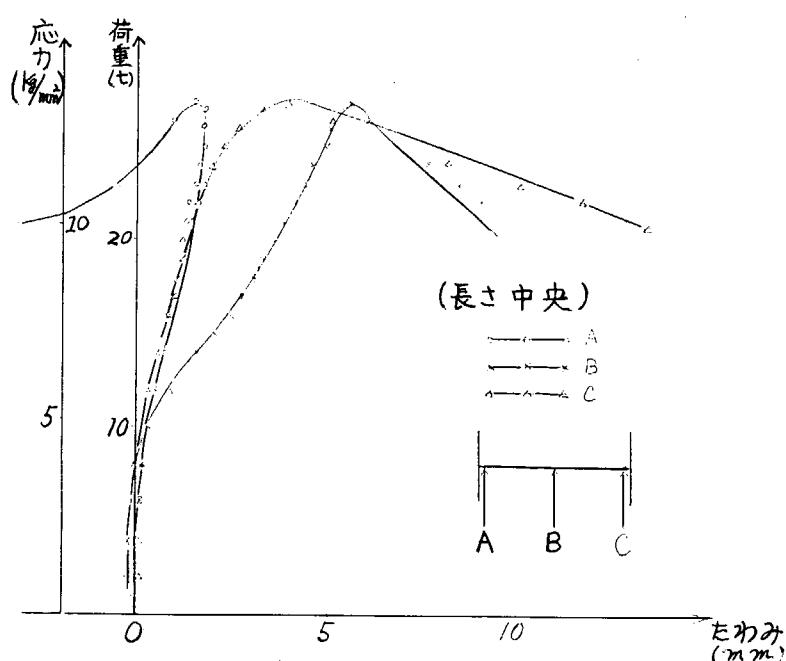


図 1.3.9 応力-変位曲線 (I-A)

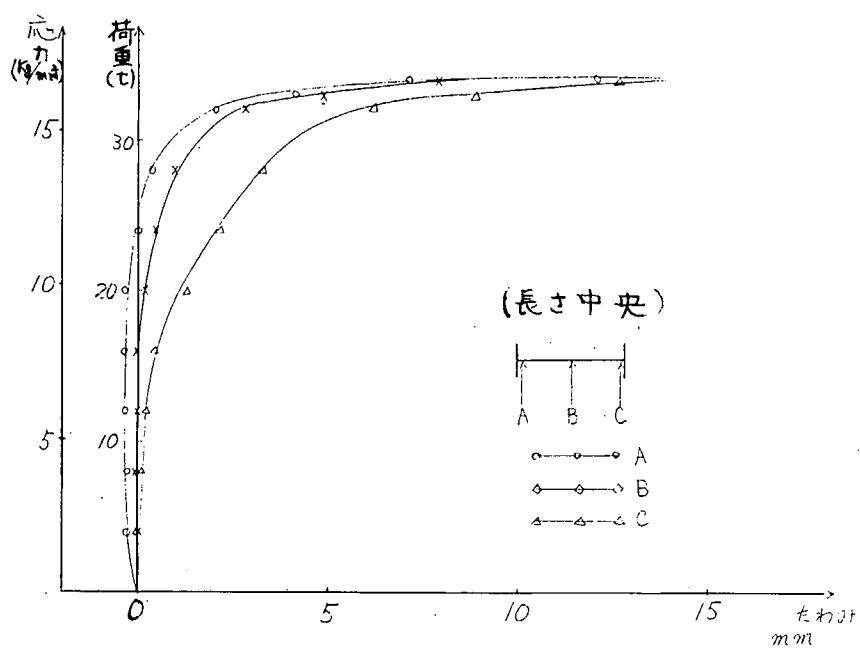


図 1.3.10 応力変位曲線 (II-A)

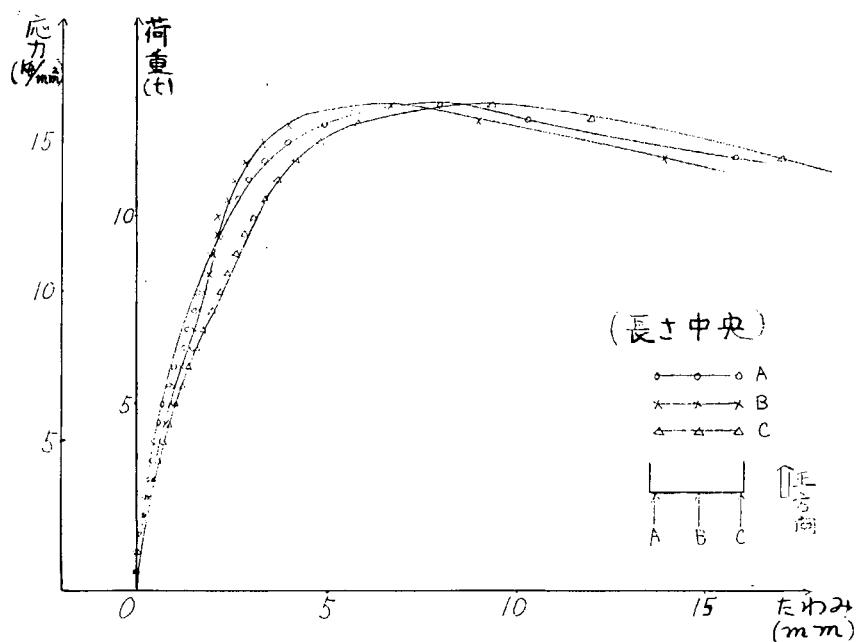


図 1.3.11 応力-変位曲線 (III-B)

1.3.2. 波浪外力による船側構造の動的崩壊

(1) 実験目的

満載状態の鉱石運搬船の船体中、最も厳しい荷重状態をうける空艤の玄側タンクの波浪変動圧に対する動的応答について実験を行ない、その現象を確認し、さらに詳細な解析をする。

変動圧が高くなり、支材の軸力が座屈強度をこえると、支材座屈後の耐力低下により動的挙動が始まる可能性がある。

さらにストラットやトランスはある速度をもつて圧縮されるため、その挙動は静的挙動と著しく異なる。

これらの動的挙動現象を追跡するため、以下に述べるように実験を行つた。

(2) 実験模型と測定項目

(a) 試験体

試験模型は鉱石専用船の船首部から中央平行部に移行する部分の、二重底から甲板までの舷側タンク構成模型であり、主要寸法は実船の1.6/19の縮尺となつている。

模型は、船側外板、船側縦通材、船側横桁、及び甲板・船底横桁から成る試験模型本体と、支材（ストラット）とから形成されている。

(i) 試験体本体

模型の船側横桁及び船側縦通材は、製作上の都合から「型の断面形とし、甲板横桁と船底横桁とは、簡略のため同じ強度を有する設計とした。この甲板・船底横桁の断面形も「型である。また横桁のブレケットのないものを試験体(I)、あるものを試験体(II)とした。

模型製作に当つては、各部材の断面2次モーメント、全塑性モーメントができる限り実船と等価になるようにした。この強度比較を下に示す。（図1.3.12、図1.3.19）

表 1.3.6

	船側横桁	船側縦通材	甲板・船底横桁
実船 (1.6/19縮尺すみ)	$I = 8.023 \times 10^5 \text{ mm}^4$ $Z_P = 1.590 \times 10^4 \text{ mm}^3$ ℓ (長さ) = 1095mm	$I = 1.131 \times 10^4 \text{ mm}^4$ $Z_P = 1.210 \times 10^3 \text{ mm}^3$ a (深さ) = 21mm	$I/\ell = 5.994 \times 10^2 \text{ mm}^3$ $Z_P = 1.052 \times 10^4 \text{ mm}^3$ ℓ (横桁長さ)
模型	$I = 6.493 \times 10^5 \text{ mm}^4$ $Z_P = 1.606 \times 10^4 \text{ mm}^3$ ℓ (長さ) = 1100mm	$I = 1.151 \times 10^4 \text{ mm}^4$ $Z_P = 1.218 \times 10^3 \text{ mm}^3$ a (深さ) = 21mm	$I/\ell = 6.237 \times 10^2 \text{ mm}^3$ $Z_P = 8.275 \times 10^3 \text{ mm}^3$ ℓ (横桁長さ)

(ii) ストラット

ストラット（支材）模型自体は、弾性座屈をする長方形断面の両端支持の柱を使用し、最高座屈応力は実船のストラットのそれと等しくするように偏心を与えることにより調整を行う。

また今年度の実験においては、構造物全体の動的挙動をより顕著にすることをねらつて、ストラットの中央部に幅1.0mm、深さ6.2mmのスリットをいた。これにより座屈後の軸力の急激な低下を実現することができた。

表 1.3.7

	材料定数 K_f / mm^2	試験模型本体形状	ストラット
試験体(I)	$\sigma_y = 30.94$ $E = 2.17 \times 10^4$	7 トランススペース ブラケットなし	取付本数 6 本 最高荷重 = $282.5 K_f$ $\theta = 1.5 \text{mm}$
試験体(II)	$\sigma_y = 26.05$ $E = 2.14 \times 10^4$	7 トランススペース ブラケットあり	取付本数 6 本 最高荷重 = $320.0 K_f$ $\theta = 0.3 \text{mm}$

(θ : 偏心量)

(b) 測定項目

(i) 圧力

圧力変換器（最大 $5 K_f / \text{mm}^2$ 、周波数特性 3000Hz ）を使用し船側外板部外面とゴム袋との間で測定した。（P-1, P-2）

また空気圧を試験タンク内面とゴム袋との間で測定した。（Pair-1, Pair-2）

(ii) 加速度

抵抗線型加速度変換器（最大 $5 g$ 、周波数特性 160Hz ）を使用し、船側外板部に直接、接着剤で固着した。測定点は A-1, A-2 として図面に示す。

(iii) 船側外板変位（たわみ）

差動トランス型（IDS型）変位計（最大 450mm 、周波数特性 3000Hz ）と、カンチレバー型横たわみ計（最大 100mm 、歪ゲージ使用）を使用し、測定点は IDS型が、（D'-1），カンチレバー型が（D-1），（D-2）として図面に示す。

(iv) ストラット横たわみ

カンチレバー型横たわみ計（最大 100mm 、歪ゲージ使用）で測定した。測定点は（T1～T3）。

(v) 歪

船側外板部内面及び船側横桁、甲板・船底横桁の歪を、抵抗線型歪ゲージで測定した。測定点は S1～S11 で図面に示す。

なお、以上の諸量の記録のため、電磁オシログラフ及びデータレコーダーを使用した。（図 1.3.13, 図 1.3.20）

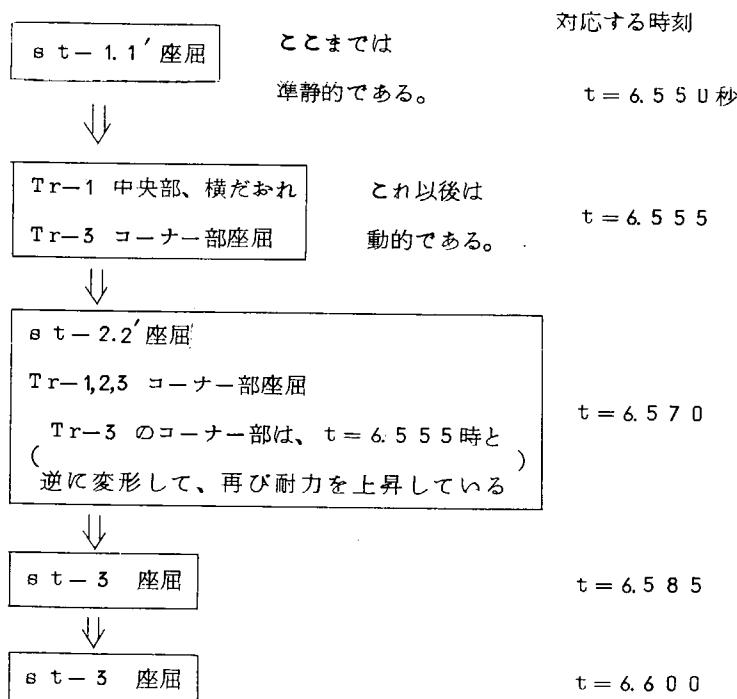
(3) 実験結果及び検討

(a) 16.1 の実験結果

水深 40cm 、静圧 $1 K_f / \text{cm}^2$ の状態を $t = 0$ として、動的に崩壊させた。結果として、崩壊荷重（最初の崩壊が生じた荷重）は、 $2.2 K_f / \text{cm}^2$ 、船側外板の変形速度は、 $t = 6.55 \sim 6.59 \text{秒}$ の間で、 190cm/sec を記録した。また外板たわみの形状は、縦、深さ方向共に、イキ形を呈したが、トランス部 ロング部には、やせ馬状の変形があつた。

構造が前後方向に対称である故、ストラットは、対称を位置にあるものが、同時に座屈すると仮定し、 $s t - 1.1'$, $s t - 2.2'$, $s t - 3.3'$ と 3 組にわける。トランスは図の様に Tr-1, Tr-2, Tr-3 と名前をつける。

崩壊順序は、次の様になる



空気圧は、ゆつくりと増大し、ストラット s t - 1.1' は変形速度が非常に小さいため、静的に座屈しているが、s t - 1.1' の座屈後、変形速度は急激に増大し、同時に荷重は、s t - 2.2' 及びトランジングに移行していく。

このため s t - 2.2' は動的加圧をうけ、耐力が上昇し、外板の変形速度は、一たん減少する。

s t - 2.2' は、静的に考える時、最高耐力は、弾性座屈値 (3.2 ton) 近傍であるが、慣性力により、そのたわみが拘束され、耐力は弾性座屈値より、非常に大きくなり、ほぼ降伏荷重 (9 ton) にまで、耐力は上昇すると考えられる。

しかし外圧による圧縮荷重が、s t - 2.2' の耐力にまで到達すると同時に剛性が低下し、s t - 2.2' のたわみは急激に増大する。

これによつて s t - 2.2' でうけもたれていた荷重が、一挙に解放され、外板の変形速度は再び上昇し、s t - 3.3' が動的加圧をうけ始める。s t - 2.2' と同様に s t - 3.3' の耐力上昇によつて、外板変形速度は小さくなるが、外圧による圧縮荷重が s t - 3.3' の降伏荷重に到達すると同時に座屈し、また外板変形速度は増大する。

崩壊は、このまま進行するが、変形が大きくなるに従い、外板の膜力が生じ始め、次第に変形速度は小さくなり、やがて平衡状態に到達して、崩壊は完了する。

以上の様に、動的崩壊に於ては、外板部の高い変位速度のため、慣性力の影響によつて、各部材（各ストラット）の座屈は、静的な場合と比べ、時間的な遅れ（ズレ）が生じる。また耐力も、静的耐力に比べて、はるかに大きい。

これに対し、ストラットの慣性力を考へない場合は、ストラットの座屈は、全部がほぼ一度に座屈する

事になる。

動的耐力を示す $P-1$ と外板のたわみ W の関係におけるピークは、各部材が座屈したために生じたものである。（図 1.3.1.4 参照）

(b) M_2 の実験結果

この模型は、トランスリングが、ブレケットによつて補強されているので、 M_1 の模型に比べて、トランスリングの耐力は高い。

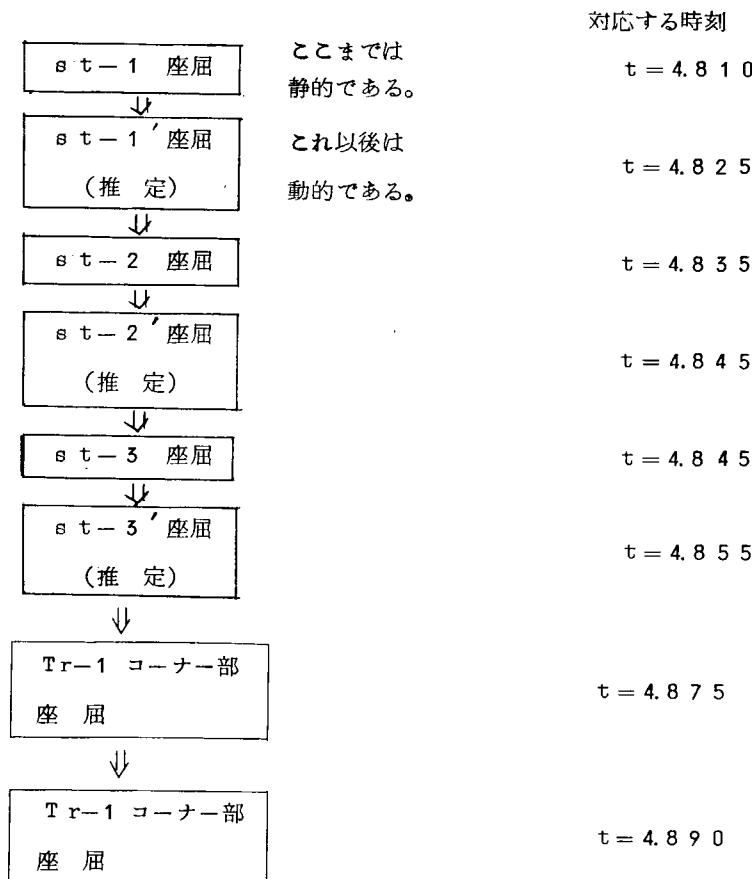
水深 4.0 cm、静圧 1.2 kg/cm² の状態を $t = 0$ として、動的に崩壊させた。

崩壊荷重は、2.35 kg/cm²、船側外板変形速度は、D-2 の点に於て、 $t = 4.835 \sim 4.880$ 秒の間で、142.2 cm/s を記録した。

外板たわみ形状は、 M_2 と同様に、縦、深さ方向共にイキ形を呈し、トランス部、ロンジ部には、やせ馬状の変形があつた。

偏心量が小さすぎたため、 $s-t-1'2'3'$ は期待する方向と反対にたわみが生じたため、 $s-t-1,2,3$ に比べて、最高荷重が大きくなつてゐる。故に、ストラットは、対称な位置にあるものが、同時に座屈しているとは考えられない。（図 1.3.2.1 参照）

崩壊のメカニズムは、 M_1 と同様なので、詳しい説明は省略する。



トランスクーナー部は、ブレケットで補強されているので最後まで荷重をうけもつてゐる。

尚、図 1.3.1.7、図 1.3.2.4 の $s-t-1$ 曲線は、 $s-t-2,3$ に比べて、たわみ量が小さく、また大きな

波をうつっているが、これは、たわみ計の先端がすべてたためと思われる。

(4) 考察

(a) ストラットの動的座屈

初期不整を有するストラットを考える。ストラットの上端部が軸方向にある速度 c が押され、軸方向に δ 縮んだ時を考える

初期たわみのある柱は、たわむことによって軸力 P は開放されるが、慣性力の影響によりたわみが小さく抑えられるため、その軸力は静的に考えた場合よりも大きくなる。特に柱の質量が大きく c が大きくなる程、そのたわみは小さくなる。したがつて本実験のように c が大きい場合、たわみは極度におさえられる。

弾性として計算した場合、その運動方程式は、

$$E I \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + P \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + \mu A \left(\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \right) = 0 \quad (1.3.1)$$

ただし、棒の縦振動数は大であるので P は x 方向に一定であるとしている。また時間 t のときのたわみモードを、

$$y = F(t) \sin \left(\frac{\pi x}{L} \right) \quad (1.3.2)$$

初期たわみを、

$$y_0 = a \sin \left(\frac{\pi x}{L} \right) \quad (1.3.3)$$

と仮定する。さらに次のような無次元量を用いる。

$$\epsilon_E = \pi^2 \left(\frac{\rho}{L} \right)^2, \quad Q = \pi^2 \epsilon_E^3 \left(\frac{E}{\mu c^2} \right)$$

$$\xi = (1/\epsilon_E) (c t / L), \quad F/\rho = f, \quad a/\rho = e \quad (1.3.4)$$

ρ : 慣性半径, μ : 材料の密度

これらを(1)式に代入すると、

$$f'' + Q \left[(1 - \xi) f - e + \frac{1}{4} f^3 - \frac{1}{4} e^2 f \right] = 0 \quad (1.3.5)$$

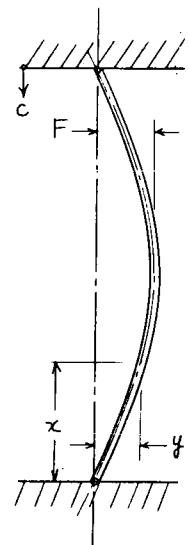
初期条件は

$$f = e, \quad \frac{\partial f}{\partial t} = 0 = \frac{\partial f}{\partial \xi} \quad \text{when } t = 0 \quad (1.3.6)$$

また軸力は、次式で与えられる。

$$P/P_E = \xi - \frac{1}{4} (f^2 - e^2) \quad (1.3.7)$$

実験にてはめて計算すると、 P/P_E は数 10 の order となる。したがつて P はほぼ P_Y (降伏荷重) と考えて良いと思われる。すなわち P が P_Y に達したとき、ストラットの剛性が非常に小さくなるために、大きなたわみを生ずることになる。



(上端から下端までの長さ、 L)

図 1.3.26

これはストラットのたわみ変動曲線 St-2, St-3より観測される。つまりSt-1が準静的に座屈した後、St-2, St-3は、δをもとに静的に考えた時よりも大分時間がたつてから急激にたわみはじめている。最初は慣性力によつて運動が拘束され、最高荷重に達してから剛性低下によつてたわみはじめることがわかる。

(b) 模型と実船の対応

実船における外板の単位面積あたりの付加質量は、圧力換算でほぼ次の様に与えられる。

$$m = \frac{\pi}{16} \frac{\rho s h}{\sqrt{s^2 + h^2}} \quad (1.3.8)$$

ここで、実船では、タンク長さ $S = 25 \text{ m}$ 変形する外板の深さ $h = 15 \text{ m}$ と考えられるので、

$$m = 2.5 \text{ m H}$$

となる。

これに対し、模型では、タンクに 40 cm の水を入れているが、やはり 18 cm 程度が、付加質量となつていると考えられる。構造の質量は、これに比べて無視できるので

$$\frac{\omega_s}{\omega_m} = \sqrt{\frac{m_m}{m_s}} = \sqrt{\frac{\ell_m}{\ell_s}} = 0.3 \quad (1.3.9)$$

実船の動的反応が、圧力換算で、模型と同じならば、実船における外板の平均変位速度は、

$$1.9 \text{ m/s} \times \frac{1.9}{1.6} \times 0.3 = 7 \text{ m/s}$$

である。

実船に於ては、ストラットは中実棒でないこと、捩れ座屈している事を考えると、ストラットの変形を減小させる慣性力は、相対的に小さく、動的な反力は模型より小さい可能性はある。故に、その時の崩壊速度は、上記のものより大きくなりうる。

ストラットのたわみが充分小さい時には、式(1.3.7)より

$$P/P_E = \xi = \frac{1}{\epsilon_E} \left(\frac{c t}{L} \right) \quad (1.3.10)$$

となる事、そしてストラットの強度は、降伏荷重で、頭うちになる事 ($P/P_E = P_r/P_E = 3$) を考えると、ストラットの動的座屈時の縮み速度は略算できる。

模型に於て、St-2.2'が、動的に座屈するのに要する時間は $0.01 \sim 0.03 \text{ sec}$ であるので、縮み速度 c は

$$c = 30 \sim 100 \text{ m/sec} \quad \text{となる。}$$

$c = 30, 100 \text{ m/sec}$ の場合の $f \sim \xi, P/P_E \sim \xi$ 曲線を図1.3.28～図1.3.29に付す。

尚、 $f, P/P_E$ の計算に於ては、初期たわみを有するストラットについて解いた。本実験のストラットは偏心を与えてあるものだが、動的挙動に大差はないと思われる。

(5) 結論

動的実験を行つた結果次のような結論を得た。

- (i) 船側外板上の圧力計の読みは、構造に生ずる内力を示す。

- (ii) 船側構造模型は、外圧（空気圧）による仕事と、構造の内力による仕事とが、等しくなる点までたわむ。
- (iii) ある速度で圧縮されるストラット及びトランスリングは、慣性力によりたわみが拘束されて反力が増大する動的座屈現象を示す。
- (iv) ストラット及びトランスリングが動的座屈するとき、慣性力の影響により反力が増大するため外板の変形速度はいつたんおそくなる。
- (v) 実船の歪速度は、この実験における模型の歪速度の、縮尺の平方根倍であると思われる。

参考文献

- 1) 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 日本造船学会論文集
- 2) N. J. HOFF : The dynamics of the Buckling of Elastic Columns J. of A.M. MARCH 1951

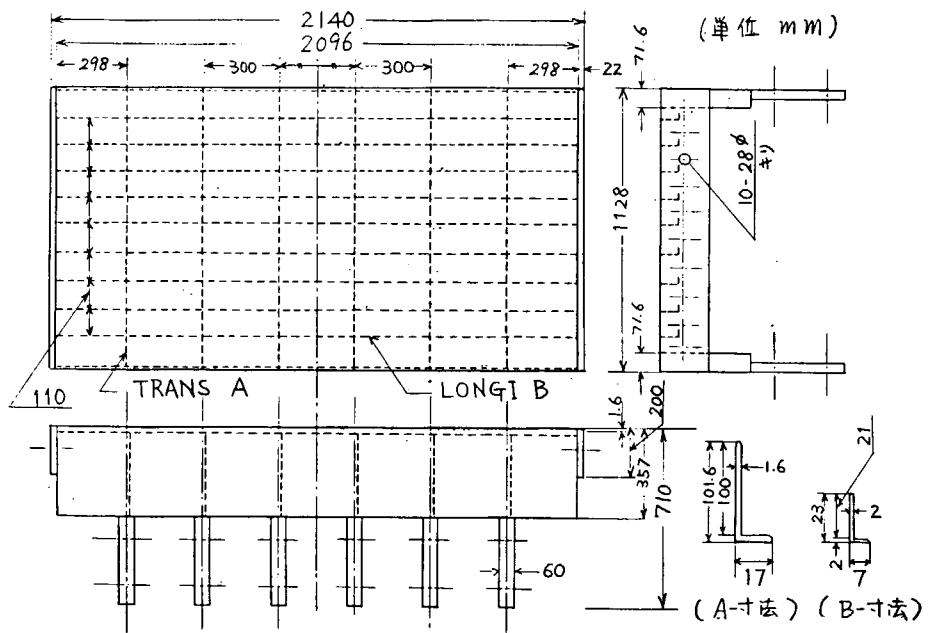


図 1.3.1.2 試験模型概略図（試験体 I）（単位mm）

P: 壓力 A: 加速度
D: 變位 S: 歪

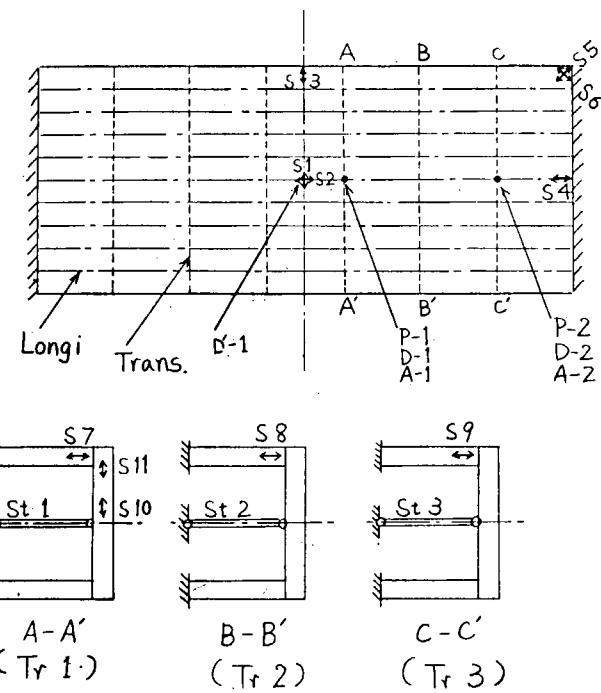
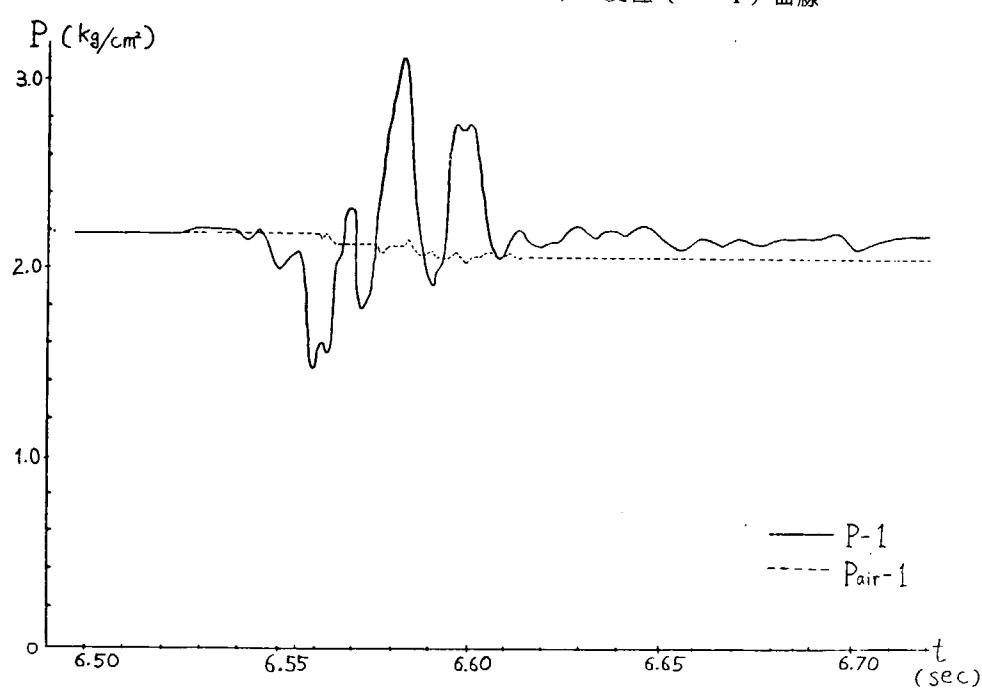
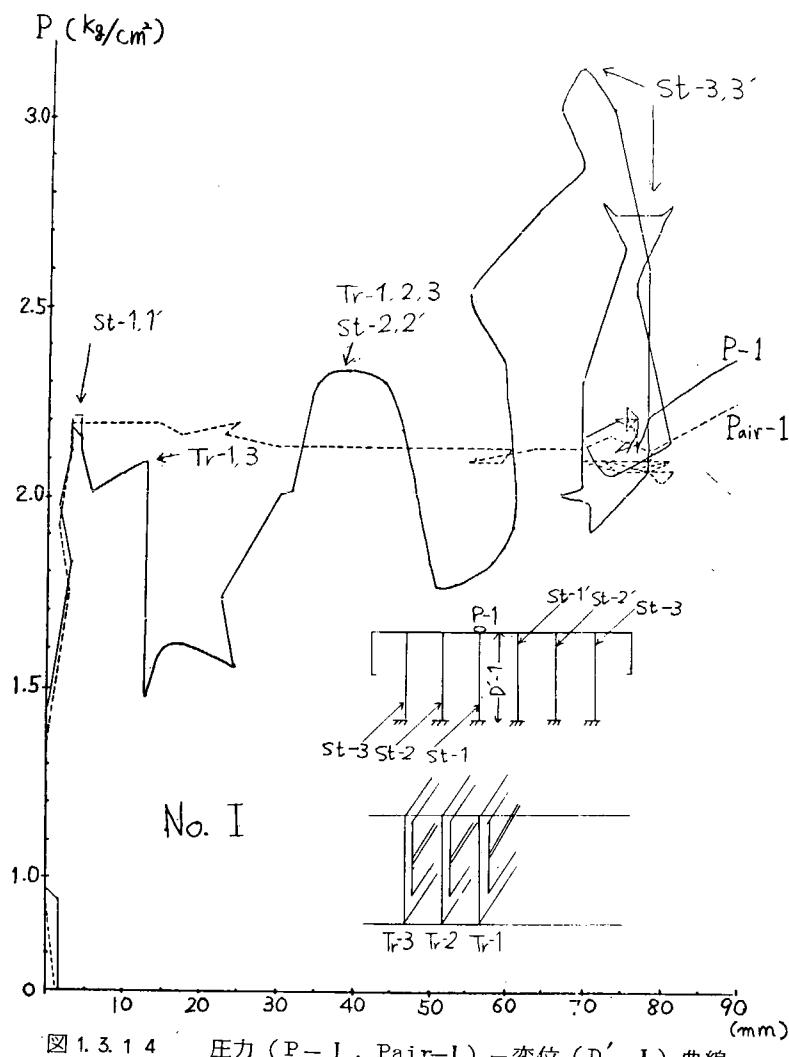
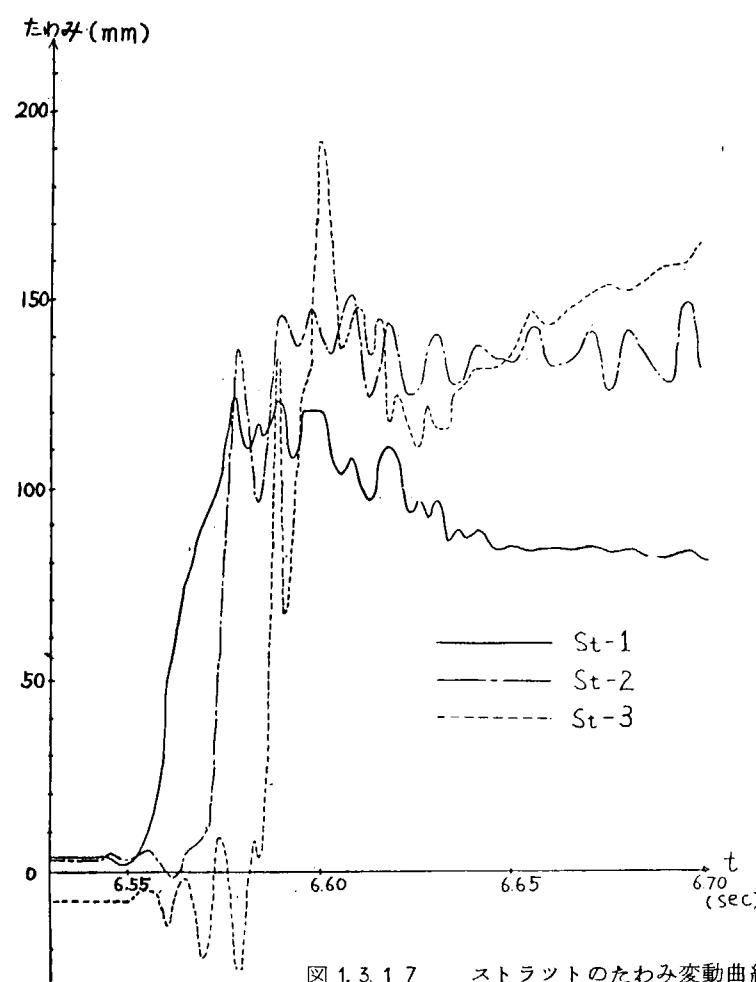
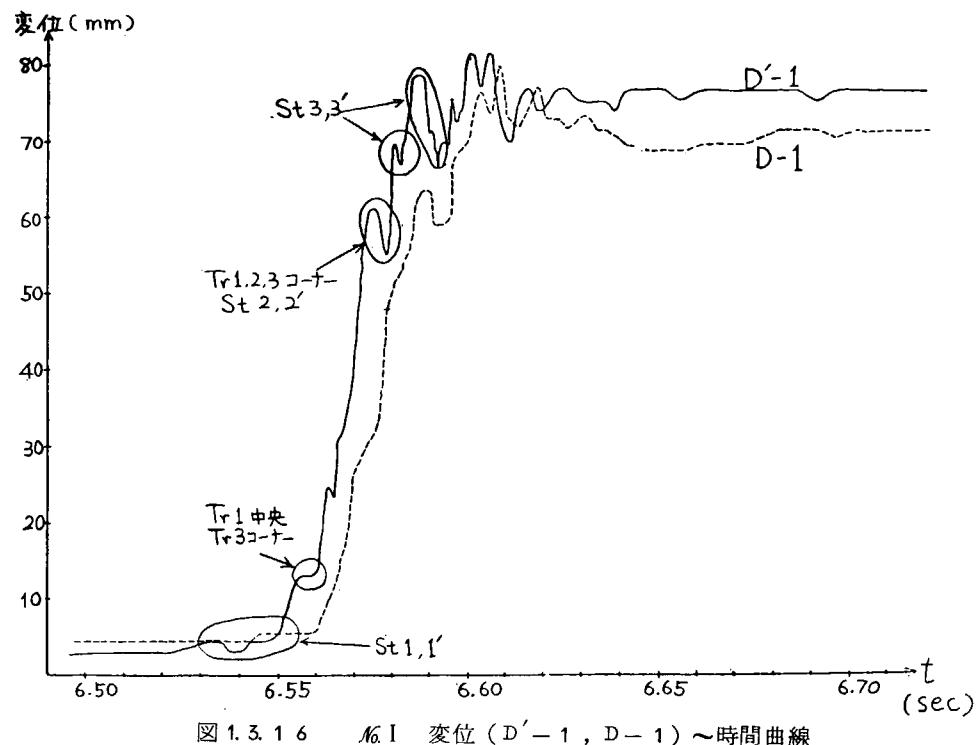


図 1.3.13 動的実験 No. I





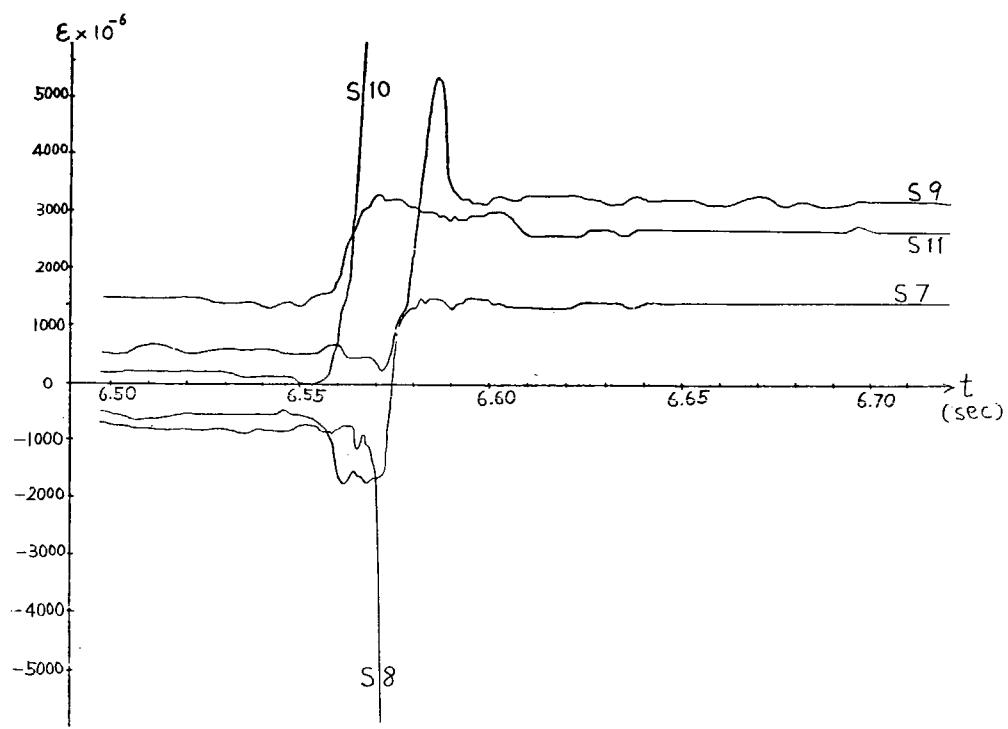


図 1.3.18 No I 歪一時間曲線

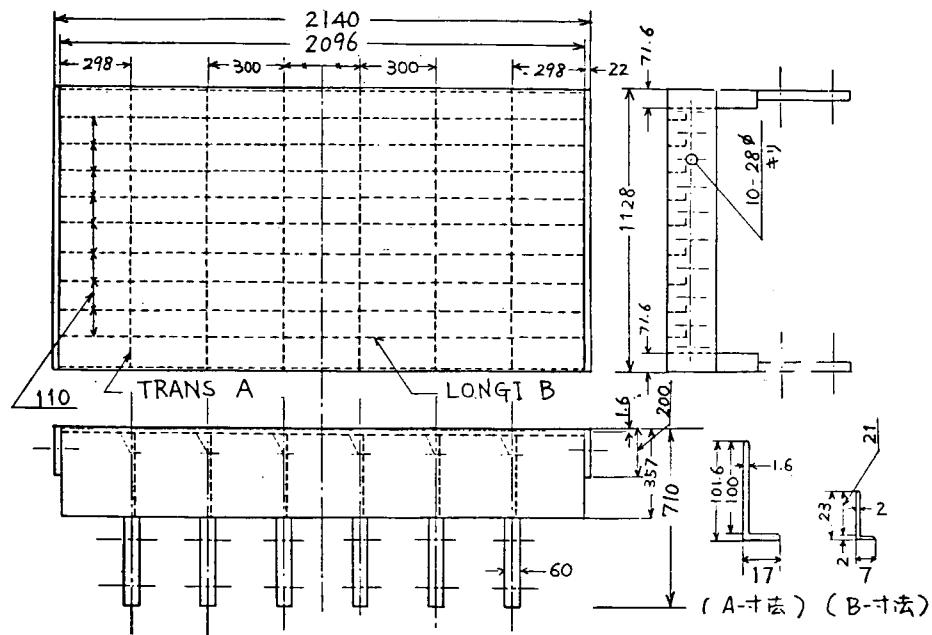


図 1.3.19 試験模型概略図(試験体Ⅱ) (単位mm)

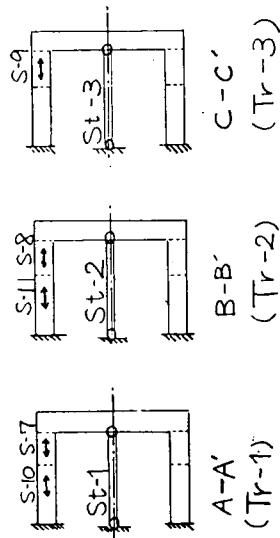
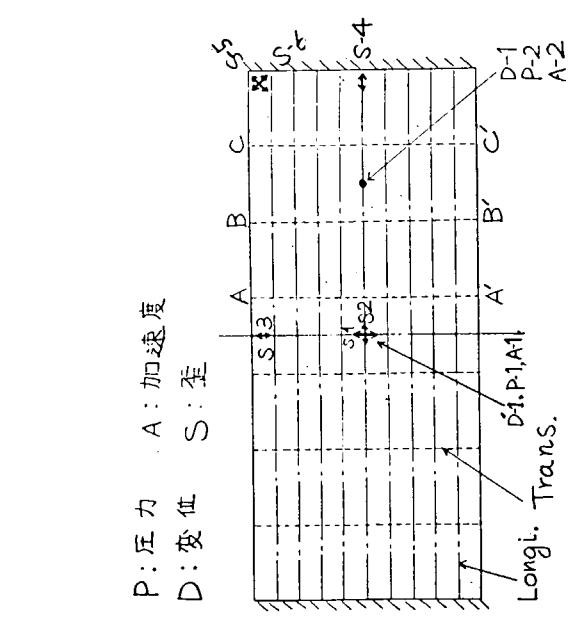


図 1.3.20 動的実験 \mathcal{K}_{II}

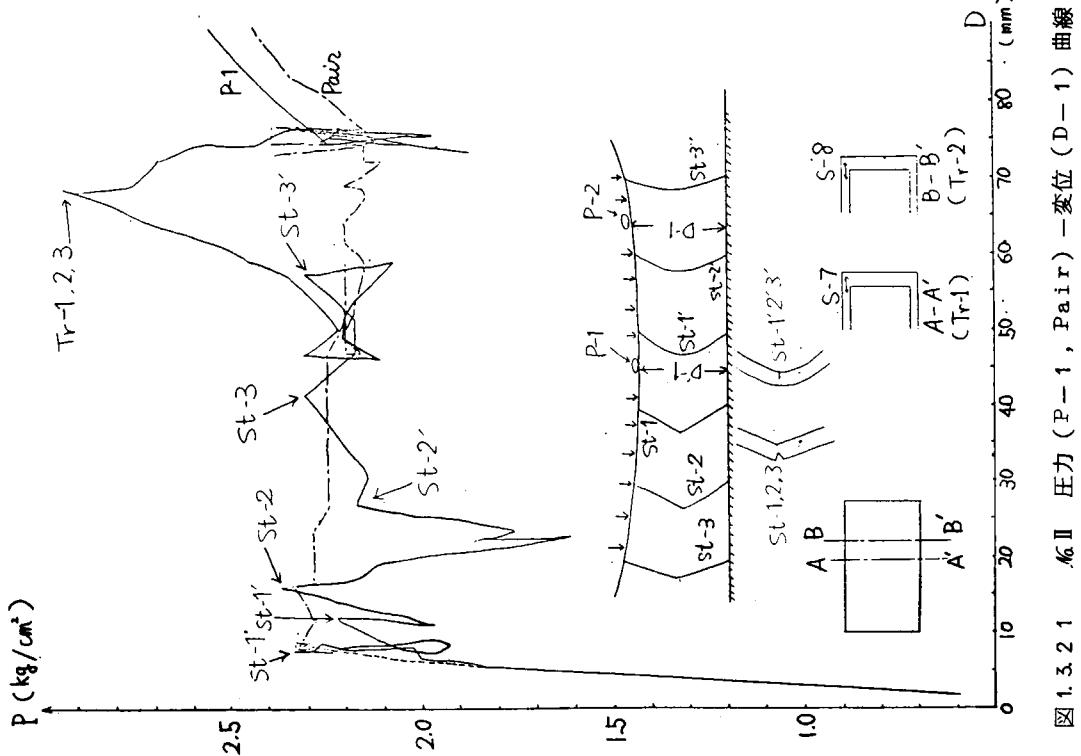


図 1.3.21 \mathcal{K}_{II} 壓力 (P-1, pair) - 变位 (D-1) 曲線

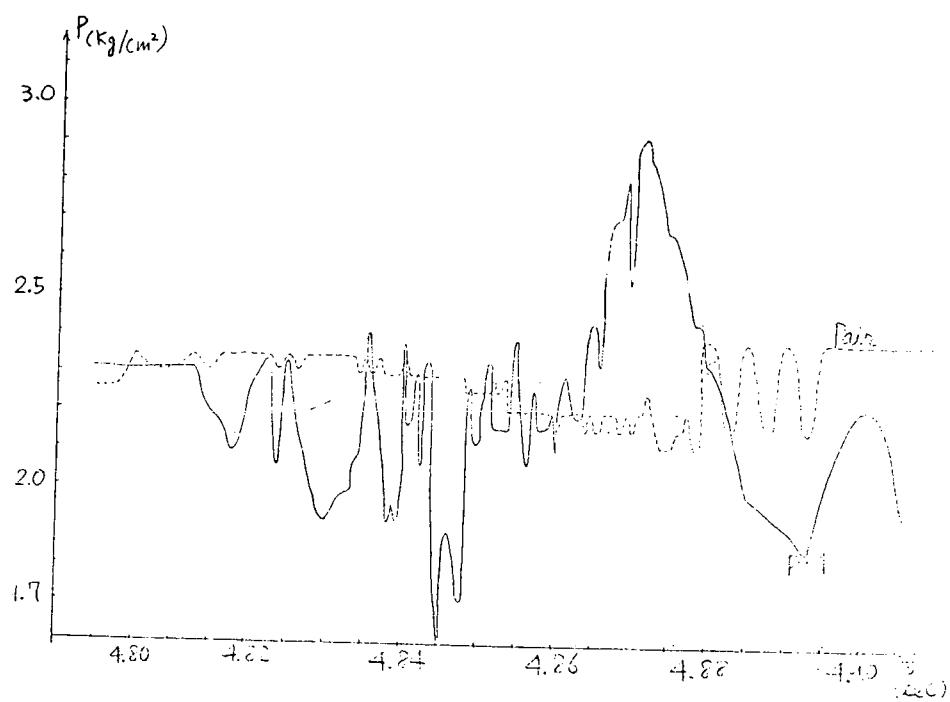


図 1.3.22 № II 圧力 ($P-1$, Pa) - 時間曲線

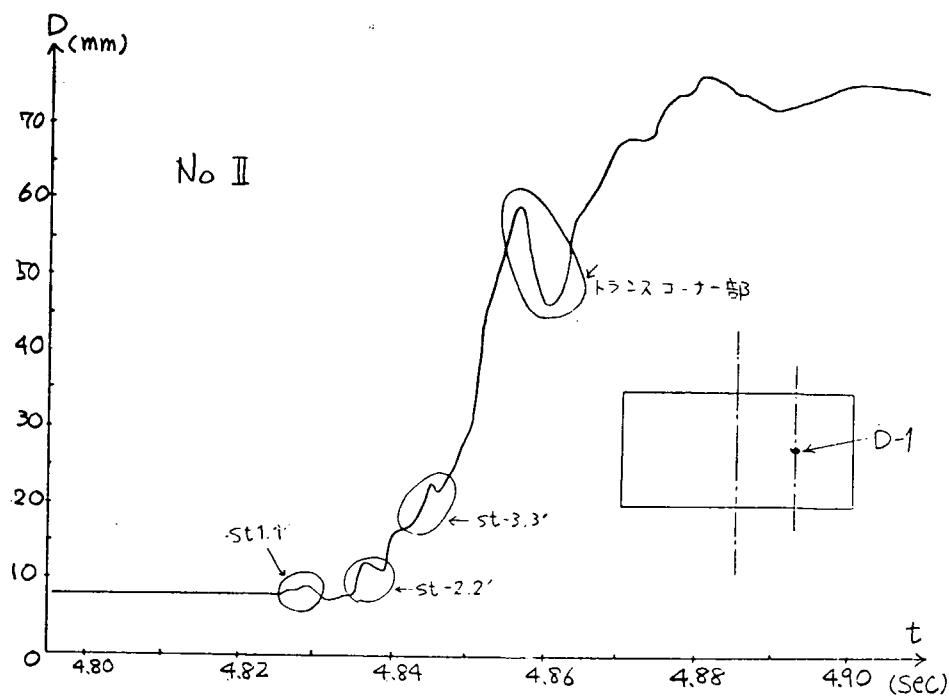


図 1.3.23 № II 変位 ($D-1$) - 時間曲線

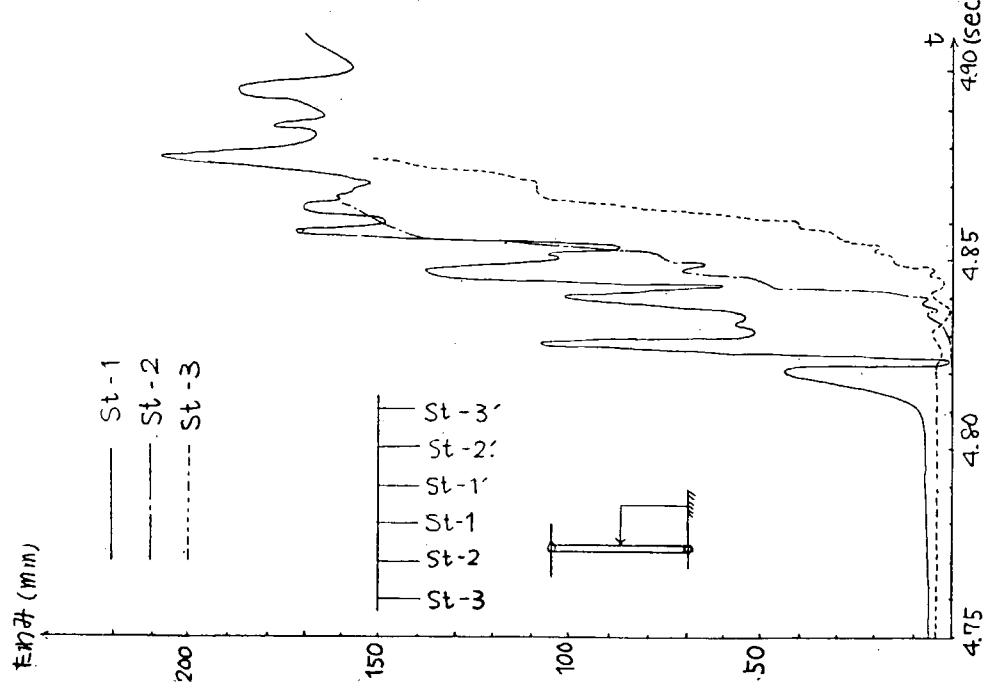


図 1.3.24 \mathcal{M}_{II} ストラットの横たわみ変動曲線

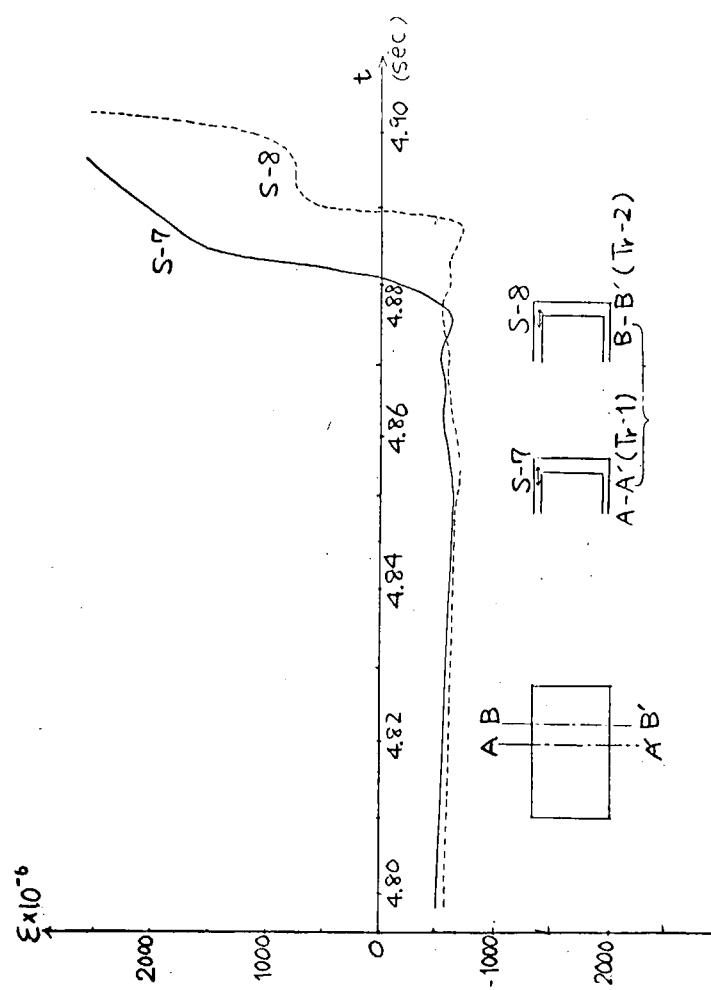


図 1.3.25 \mathcal{M}_{II} 歪 (S-7, S-8) - 時間曲線

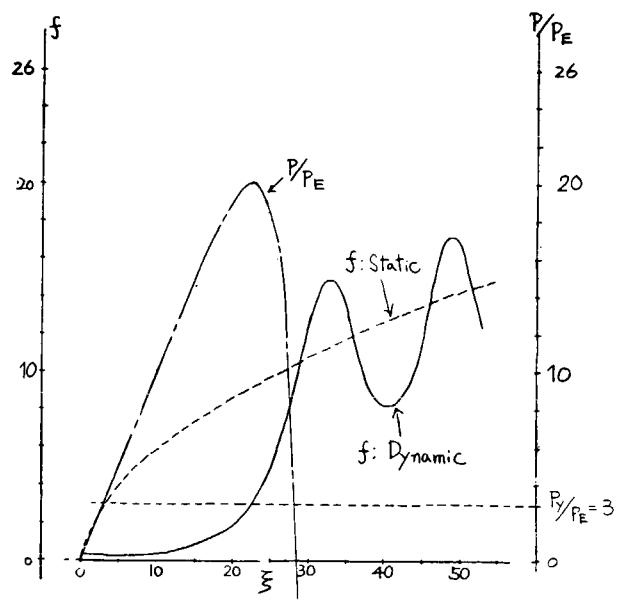


図 1.3.2.7 $f - \xi$, $P/P_E - \xi$ 曲線
 $(c = 3.0 \text{ mm/sec}, Q = 2.230 \times 10^{-3}, \theta = 0.325)$

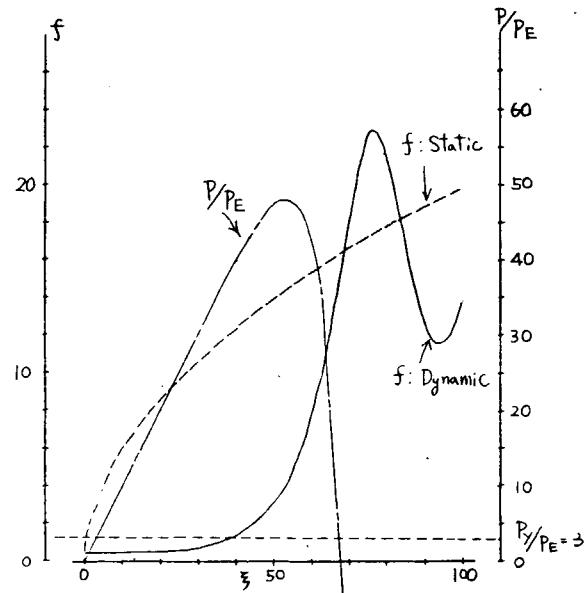


図 1.3.2.8 $f - \xi$, $P/P_E - \xi$ 曲線
 $(c = 100 \text{ mm/sec}, Q = 2.007 \times 10^{-4}, \theta = 0.325)$

1.4 座屈解析プログラム開発

(座屈プログラム開発小委員会報告)

昭和47年度本研究部会の下部機構として座屈プログラム開発小委員会が発足し、プログラム開発のための予備的調査研究に続き、昨年度は局部座屈解析プログラムとストラットエンドおよびビルジコーナー部の最終強度解析プログラムの開発が平行して行われた。

本年度はこれらのプログラムのテストランを実行し、必要なプログラム修正を行つた上で、その実用性の確認を目的として本研究部会内の他の研究グループによる圧壊試験結果の解析を実行した。

その結果、解析データの集積は未だ充分でなく、引き続き実用性確認のテストランを行う必要があるが、得られた解析結果を検討し一応どちらのプログラムも使用可能の状態になつたと判定し得たので、その結果を中心に本年度行つた研究成果の概要について以下に報告する。

1.4.1 局部座屈解析プログラム開発

(担当 壱岐哲夫 三菱重工業)

船体の横強度問題に関連して、局部座屈解析プログラムの開発が行われ、本年度は主として、試計算、並びにそれらを通してプログラムの不具合点の改良が実施された。以下に本年度実施したものゝ概要を述べる。
なお、プログラム自体の機能概略については前年度報告に述べられているので、ここでは省略する。^{*1}

(1) 試計算結果

(a) 応力解析(FEM) Module による計算

本 Module は、座屈解析を行う前段階として、各部の応力を計算し、さらに結果を次の座屈解析(EIGEN) Module に渡す File を作成するものである。

本 Module については、相当数の計算を行つているが、ここではその代表例として、前年度、本委員会で実施した、船体横桁コーナー部座屈崩壊実験の0-1型モデルについての計算結果を図1.4.1, 1.4.2, 1.4.3に示す。図中に、実験結果をあわせて載せているが、この程度実験値と合えば、ほぼ問題ないであろう。

(b) 座屈解析(EIGEN) Module による計算

座屈についても、相当数の試計算を行つた。結果の一部を表1.4.1～表1.4.5にとりまとめているが、順次、簡単に説明する。

(i) 片持梁： プログラムの基本チェックのため実施したもので結果を表1.4.1に示す。固有値について、最低次ののみでなく、高次のものまで得られる。

また、上・下に面材をつけた場合でも、ほぼ良好な結果が得られている。使用した要素は、応力に関しては、Assumed Stress Type EI であるが、Geometric Stiffness Matrix については、Zienkiewicz's EI. を合成して任意四辺形要素に改良したものを用いている。なお、()内に当所安藤の開発した Assumed Stress type の Geometric Stiffness Matrix を用いた場合の値を示しているが、計算時間がかかり大型計算では実用的でない。

(ii) 正方形板： これもプログラムテストのため行つたもので、同じく表1.4.1に示すが、結果は良好である。

(iii) Mesh 分割の影響： Mesh 分割の一応の目安を得るために、前記コーナーモデルの Side

Shell 側 Trans web の One Panel を取り、計算を行つて表 1.4.2 に示している。結果によると、少々粗くとも実用上は問題無さそうである。

(IV) 座標変換の検討： 座標変換が正しく行われているか、検討のため、一連の計算を行い同じく表 1.4.2 に示している。X-Y-Z 空間に変えた場合の境界条件を一部近似的に取扱つたための影響が出ているが、ほぼ問題無い様である。

(V) 境界条件の検討： コーナーモデルの計算に際して与えた境界条件と、まったく同じ与え方をした小さなモデルについて試計算し、同じく表 1.4.2 に示しているが、特に問題は生じていない。

(VI) Arch. : 3 次元空間内に構造がある場合の例として、Arch について試計算し、表 1.4.3 に示す。1 次～3 次まで良好に座屈モードもとらえている。ただ Zienkiewicz's EI. を用いた場合 Dummy の固有値が出ており、その原因について検討中である。

(VII) I-BEAM : 3 次元板構造の計算例として、Flange まで板要素として分割した計算と同じく表 1.4.3 に示す。板厚 1 mm の場合、Face PL. 自体の板としての座屈を生ずる。板厚 20 mm の場合、本来ならば Euler 座屈を示すはずであるが、Flange 面内の変形に対する Geometric Stiffness が今回用いた Zienkiewicz's EI. を含まれないため、やはり Flange の座屈するモードを計算する。しかし、後に述べる Dummy Beam EI. を入れることにより、Euler 座屈を示す結果が得られている。

(VIII) 船体横横コーナーモデル： さきに応力解析例として示したコーナーモデルの 0 型について、試計算を行つた結果を表 1.4.4 に示す。予想固有値として、0.0, 3.0, 4.0, 6.0, 8.0 と Origin Shift を与えるごとにそれぞれ異つた座屈荷重が計算される。最低座屈荷重は、15.8 TON と、実験等で予測される値約 80 TON に比べ、非常に低い。このとき計算された座屈モードを図 1.4.8 に示す。これだけみれば、一応もつともらしい座屈モードであるが、実験で座屈した個所は、DK Trans 側に出ており、これは 40 TON 以上の座屈荷重が計算されるときの座屈位置である。固有値の収束も十分に良く、また数学的にチェックとして入れている NND (Number of Negative Diagonals) とも良い一致を示している。

念のため Case-3 の場合について、座屈個所を取りだし、まったく同じ Mesh 分割、座標寸法を与えて Zooming 解析した結果を表 1.4.5 及び図 1.4.4 に示している。座屈荷重は 89.7 TON が得られているが、この場合、境界条件を Fix にしていることを考慮すれば、あるいは 40 TON と計算されている全体計算の結果が正しいのかも知れない。

コーナーモデルの座屈について計算値と 2 次元 FEM での座屈計算値^{*2}あるいは実験値と合わない原因としてはどうもこの 3 次元 FEM の計算結果が図 1.4.8 にみられる様に面材のねじれ座屈をとらえている様であり、この点今後さらに検討を進める予定である。

(C) 0/GEN-Module による計算

0/GEN-Module は応力解析 (FEM)、並びに座屈解析 (EIGEN) の結果を再編集し、作表並びに図形出力をを行うものである。

Mesh 図、変形図、等応力線図及び座屈モード図の一例を、それぞれ図 1.4.5～図 1.4.8 に示している。

(2) プログラムの改良

これまで行つた試計算を通じて現れたプログラムの不具合点について、数々の改善を加えたが、その主な点は次の通りである。

(a) 要素の整備

さきに述べた様に、Assumed Stress type Element は応力解析に対し、良好であるが、Geometric Stiffness Matrix を作るのに計算時間が多くかかるので Geometric Stiffness としては、Zienkiewicz's EI. をベースに、任意四辺形要素を新たに準備した。その他 Stiffener, Eccentric Beam(応力解析のみ) 等も準備し、実構造解析を容易にした。さらに Flange 等の面内の Geometric Stiffness のため Dummy Beam EI. を準備した。

(b) Normalized Parameter の使用その他

座屈解析(EIGEN)-Moduleにおいては有限要素法の Joint Parameter として、 u , v , w , O_x , O_y , O_z を採つているが、このまゝでは Geometric Stiffness Matrix 内の各エレメントのオーダーが大きく違い、数値計算上好ましくないので、新たに u , v , w , $L O_x$, $L O_y$, $L O_z$ と Dimension をそろえる様、プログラム修正を行つた。またあらかじめ座屈モードの近似値が判れば、それらを与える様にプログラムを修正し、計算時間の短縮を計れる様にした。表 1.4.4 の Case-4, Case-5 は、これらのプログラム修正を行つたあとでの計算結果である。

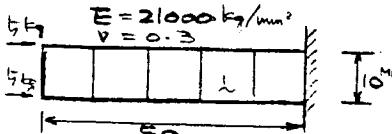
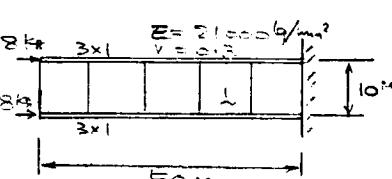
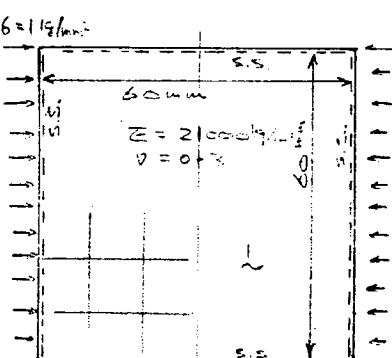
(c) 計算時間の効率化

本プログラムは使用言語として Fortran を用いたが、特に大型 Matrix の I/O 处理に Assembler を用いる様修正した。これにより表 1.4.6 にみられるごとく、大型計算の計算時間が約半分になつた。

*1 S R 133 研究部会、48年度研究報告書、Report No. 194, 昭和49年3月

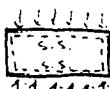
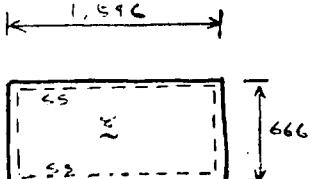
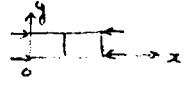
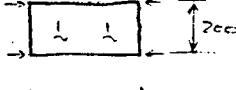
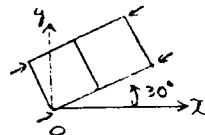
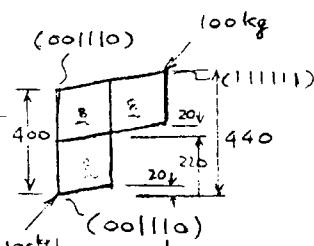
*2 77 ton

表 1.4.1 座屈解析例（その1）

計算ケース	計算結果	正解	備考
1. Cantilever 1-1 矩形断面	$\lambda_1 = 1.73$ $(1.76)^{*1}$ $\lambda_2 = 6.12$ $\lambda_3 = 15.89$ $\lambda_4 = 45.11$ CPU+I/O=22 sec (53)	$\lambda_1 = 1.73$	 EL. = 5 Joint = 12 dof = 72
1-2 I-Section	$\lambda_1 = 6.96$ $(6.96)^{*1}$	$\lambda_1 = 7.04$	
2 正方形板	$\lambda_1 = 21.1$ $(20.2)^{*1}$ CPU+I/O=19 sec (47) ^{*1}	$\lambda_1 = 21.1$	 EL. = 9 Joint = 16 d.o.f = 106

*1 Pian Ando's EI.

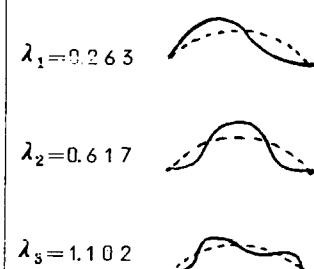
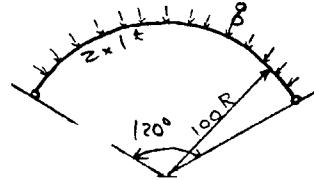
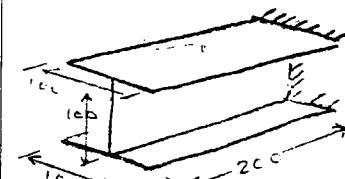
表 1.4.2 座屈解析例（その2）

計算ケース	計算結果	正解	備考
3. Mesh分割			
3-1 2×5 Mesh	$\sigma_{cr} = 3.626 \text{kg/mm}^2$ $\tau_{cr} = 15.676 \text{kg/mm}^2$	○ - 様圧縮 $\delta_{cv} = 3.77 \text{kg/mm}^2$ 	
3-2 4×5 Mesh	$\sigma_{cr} = 3.525$ $\tau_{cr} = 14.80$	○ 曲げ $\delta_{cv} = 2.14$	
3-3 6×5 Mesh	$\sigma_{cr} = 3.612$ $\tau_{er} = -$	○ 剪断 $\delta_{cv} = 18 \text{kg/mm}^2$	
4. 座標変換			
4-1 X軸平面内 	$\sigma_{cr} = 0.505 \text{kg/mm}^2$ (0.454) *1 $CPU + I/O = 9'' + \frac{32''}{2}$	$\sigma_{cr} = 4\pi^2 \cdot \frac{EI}{l^2 b t}$ $= 0.432 \text{kg/mm}^2$	
4-2 X-Y平面内 	$\sigma_{cr} = 0.505$ (0.454) *1 $CPU + I/O = 8'' + \frac{69''}{2}$ (λ_2 Swap)		
4-3 X-Y-Z面内 	$\sigma_{cr} = 0.541$ (0.503) *1 (但し一部 B.C. が不良)		
5. B.C.のCheck SR133 Model $P_{cr} = 12.826119$ IC 做つた計算	$(12.826119) *2$ Dummy 出す		

*1 () 内は Pian-Ando's EI

*2 Normalized parameter による計算

表 1.4.3 座屈解析例 (その 3)

計算ケース	計算結果	正解	備考
6. Arch 計算 6-1 Pian-Ando's EI.による計算	$\lambda_1 = 0.263$  $\lambda_2 = 0.617$ $\lambda_3 = 1.102$ $CPU+I/O = 1'35'' + 121''$	$\lambda_1 = 0.244$ $(q_{cr} = \frac{EI}{R^3} (\frac{\pi^2}{\alpha^2} - 1))$	 $MAXJ = 26$ $MAXE = 12$ $NOD = 156 (d.o.f.)$ $MW = 24$
6-2 Zienk. EI.による計算	$\lambda_1 = -0.00003$ (Dummy) ^{*1} $\lambda_2 = 0.262$ $\lambda_3 = 0.616$ $CPU+I/O = 44'' + 54''$		
7. I-Beam 7-1 $t=1mm$ の場合	$\sigma_{cr} = 3.63 kg/mm^2$ (face PL.さくつ) $CPU+I/O = 5'38'' (+5'29'')$ (404' + 134'') $NI TR = 11$	$(\sigma_{cr})_{face} = 3.659$ $(\sigma_{cr})_{web} = 7.584$ $(\sigma_{cr})_{Euler} = 10.78$	 一様圧縮
7-2 $t=20mm$ (Dummy KG 無)	$\sigma_{cr} = 1452 kg/mm^2$ (face PL.さくつ) $CPU+I/O = 5'58'' (+5'1'')$ $NI TR = 11$	$(\sigma_{cr})_{face} = 1462$ $(\sigma_{cr})_{web} = 3034$ $(\sigma_{cr})_{Euler} = 1079$	$MAXJ = 117$ $MAXE = 96$ $NOD = 267 (d.o.f.)$ $MW = 96$
7-3 $t=20mm$ (Dummy KG 有)	$\sigma_{cr} = 1198 kg/mm^2$ (Euler Buckling)	全上	

^{*1} Origin Shift 0.5としたとき $\lambda = 6.16$ ($NND = 2$) i.e. Dummy は出ない。

表 1.4.4 座屈解析例（その4）

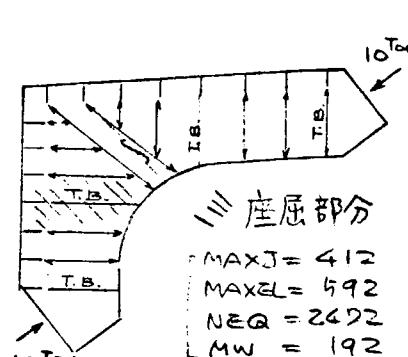
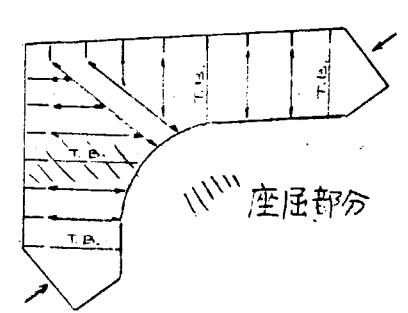
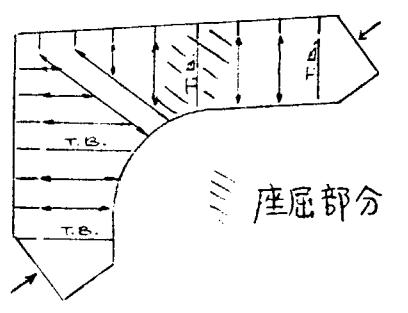
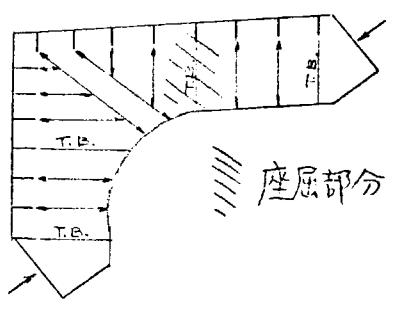
計算ケース	計算結果	正解	備考
8-SR133 コーナーモデル 8-1 Case-1 Origin Shift =0.0	$\lambda_1 = 1.58$ (15.8 TON) $N.Itr = 8 (\epsilon = 0.01)$ $NND = 0$ $CPU+I/O = 39' 55''$	$P_{cr} \approx 77$ TON (?)	 <p>座屈部分</p> <p>MAXJ = 412 MAXEL = 592 NEQ = 2422 MW = 192</p>
8-2 Case-2 Origin Shift =3.0	$\lambda_2 = 2.49$ (24.9 TON) $N.Itr = 11 (\epsilon = 0.01)$ $NND = 2$ $CPU+I/O = 39' 06''$		 <p>座屈部分</p>
8-3 Case-3 Origin Shift =4.0	$\lambda_3 = 4.0022$ (40 TON) $N.Itr = 4 (\epsilon = 0.05)$ $NND = 4$ $CPU+I/O = 36' 23''$		 <p>座屈部分</p>
8-4 Case-4 Origin Shift =6.0 (Normalized Para)	$\lambda_{15} = 6.085$ (60 TON) $N.Itr = 9 (\epsilon = 0.001)$ $NND = 12$ $CPU+I/O = 65' 43''$		 <p>座屈部分</p>

表 1.4.5 座屈解析例 (その 5)

計算ケース	計算結果	正解	備考
8-5 Case-5 Origin Shift =8.0 (Normalized Para)	$\lambda_{22} = 7.992$ (7.99 TON) N. ITR=5 ($\epsilon=0.00001$) NND=22 CPU+I/O=38'24" (30'+8")		
8-6 Case-6 8.3 Case-3について のZooming 計算 Origin Shift =4.0	$\lambda = 8.97$ (89.7 TON) N. ITR=13 NND=0 CPU+I/O=4'00"		

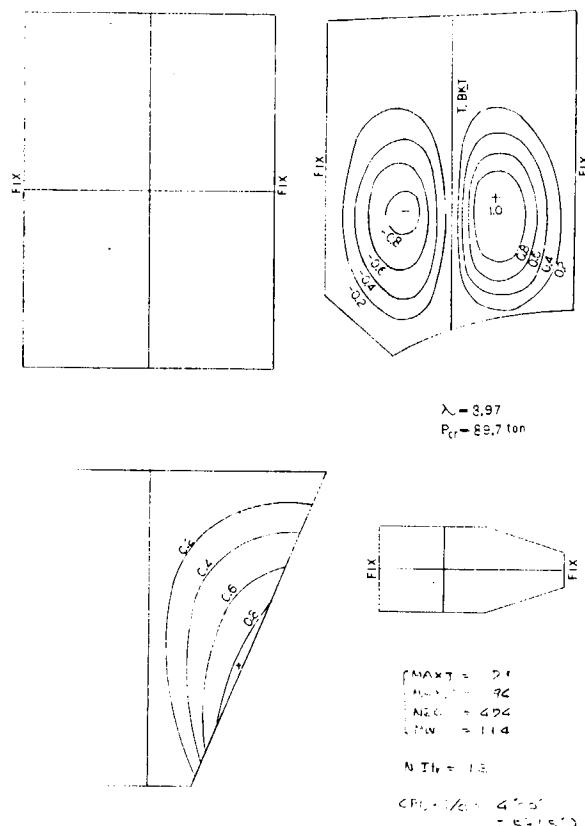


図 1.4.4 Buckling Load & Modes of Zooming Cal.

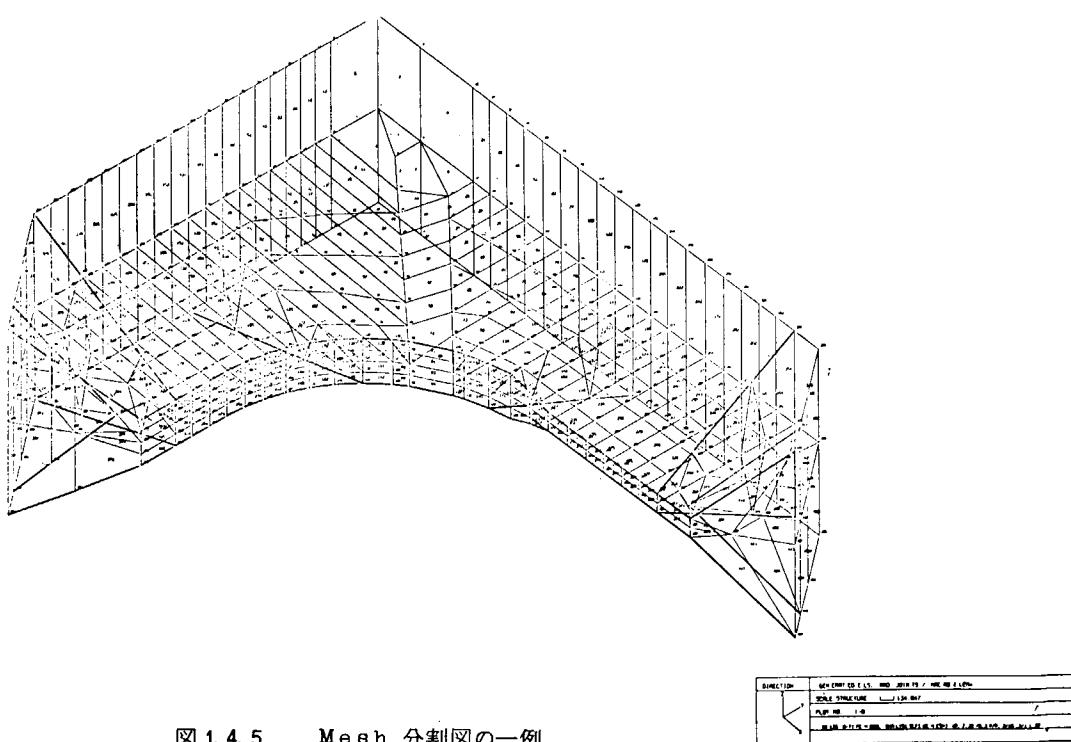


図 1.4.5 Mesh 分割図の一例

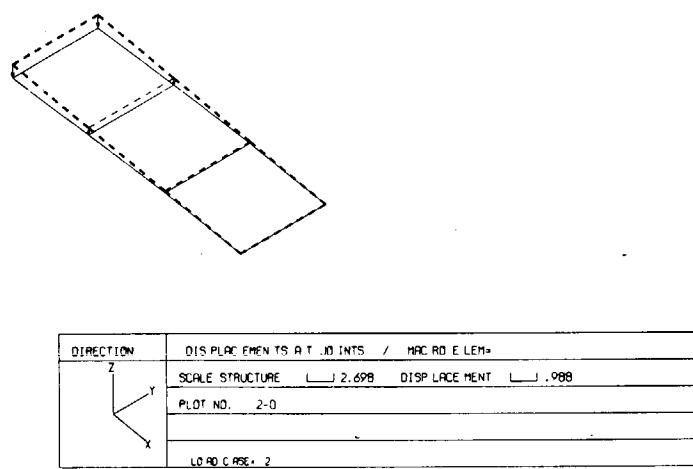
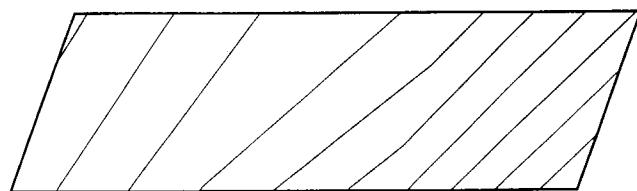


図 1.4.6 変形図の一例



DIRECTION	ÉQUIVALENT STRESS(BACK) AT JOINTS/M.EL.
Z Y X	SCALE STRUCTURE 1.410
	PLOT NO. 3-0-2
	LOAD CASE 2

図 1.4.7 応力等高線図の一例

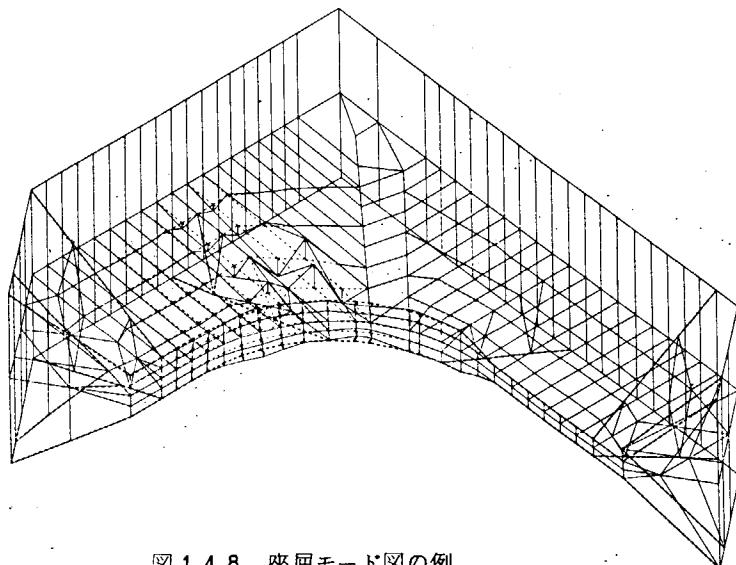


図 1.4.8 座屈モード図の例

表 1.4.6 Assembler I/O 利用による計算時間短縮の一例

Subroutine Name	CPU-Time by Ass. I/O	CPU-Time by Fortran I/O	Test例
(1) READ Input BAI	2.9 sec	3.5 sec	S R 1 3 3 0 Model
(2) Read Stiff. Mat. GAI	2.98	15.4	MAXJ = 318 MAXEL= 410 MAXL = 1 MAXJL= 685
(3) Make Geo. Stiff. DAI	23.54	27.33	NEQ = 1,908 (d.o.f) NBLOCK= 46 NBEQ = 42 MW = 174
(3-1) EI. & Stiff DGI	(0.18~0.29/EI)	(0.19~0.26/EI)	
(3-2) Beam q. Stiff DGI	(0.07/EI)	(0.07/EI)	
(4) Eigen Reduction GAI	1,397.1	約 1,005.0	MW NEQ
(4-1) LDL Dec. GDI	(1077/1回)	(855/回)	
(4-2) P. & B. Iter. GCI	(66 /1回)	(30 /回)	
(5) Output NAI	2.2	2.5	NEQ
CPU - Total	1,667.4	1,292.5	
I/O - Time	約 2,175.5	約 4,64.2	
合 計	3,842.9 sec (1 時間 4 分 3 秒)	1,760.7 sec (29 分 20 秒)	

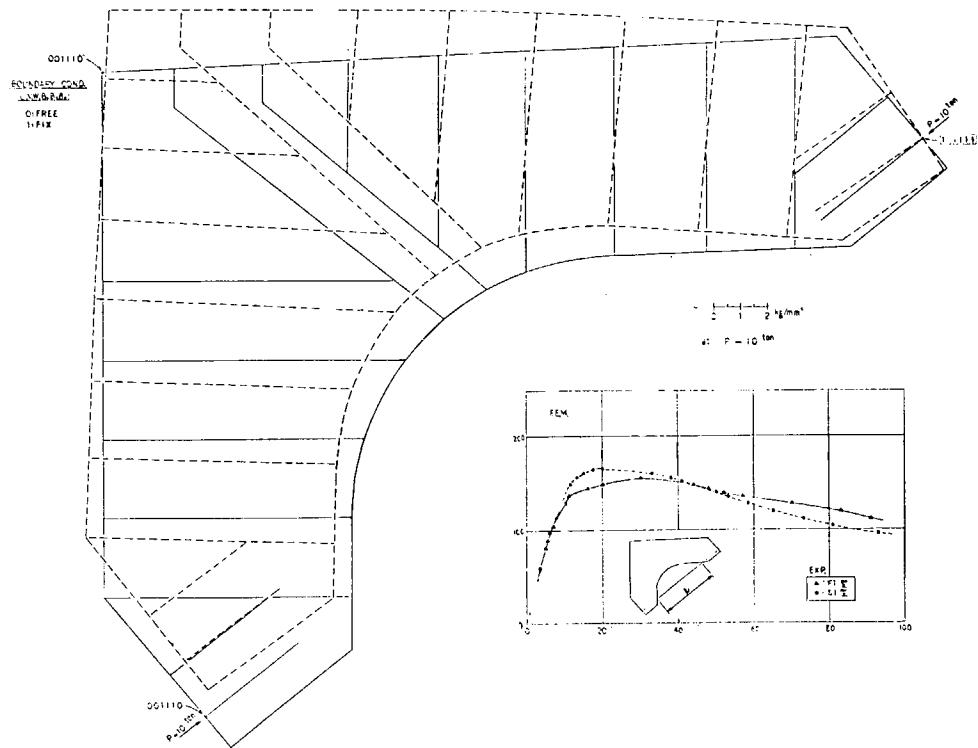


図 1.4.1 船体横桁コーナーO型モデル 変形計算結果

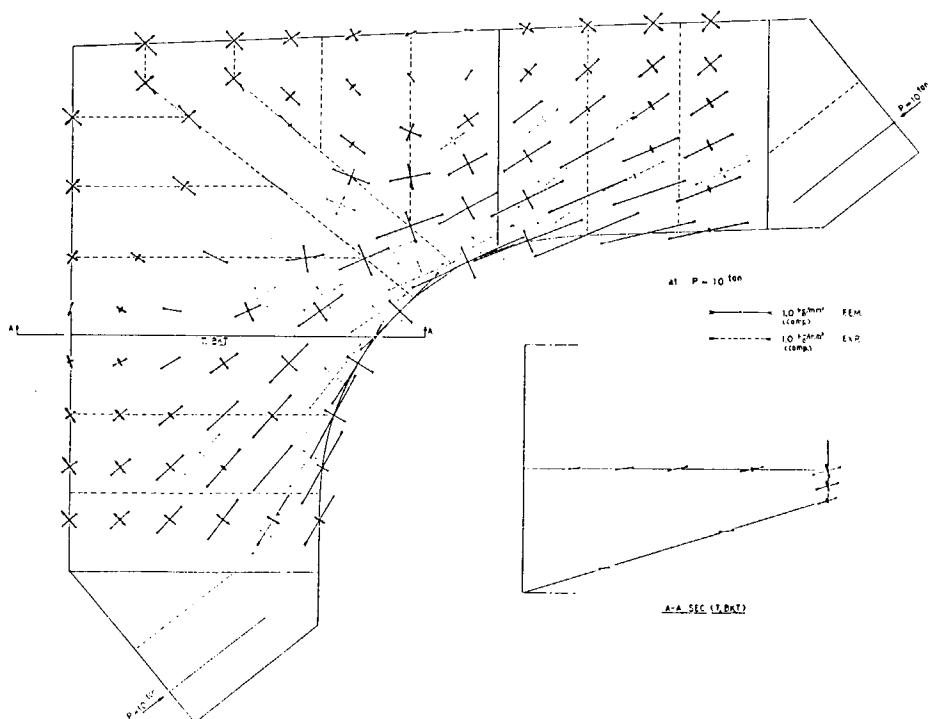


図 1.4.2 船体横桁コーナーO型モデル応力計算結果

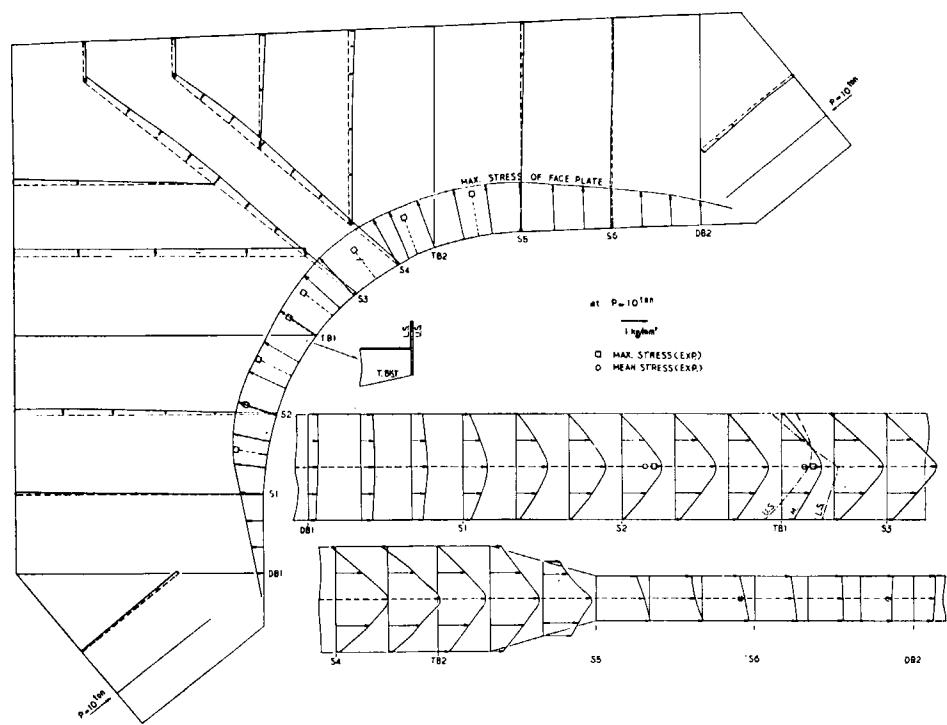


図 1.4.3 船体横桁コーナー O型モデル面材応力計算結果

1.4.2 座屈固有値解析のための SUBSPACE 法

(担当 大坪英臣 東京大学)

有限要素法の振動固有値問題の解析において、自由度数が多く、必要とする固有値、固有ベクトルが少ないと、Tennings, Rutishauser, Bathe 等によつて提唱されている Subspace 法が有効であることが知られている。これは繰り返し法の 1 種であるが、Rayleigh 流の考え方を用いて加速する方法である。座屈問題においては、振動問題と比べ、正と負の固有値が解となる可能性があり、局部座屈のように低次の波形が複雑になることがある、一般に初期ベクトルの設定が困難になる。したがつて同じ構造でも、振動問題より繰り返し数は多くなるので、Subspace 法をさらに加速させることができるとされる。

ここでは Chebyshev の多項式の性質を利用した加速法を考える。以下担当者らによるアルゴリズムを示す。

解くべき問題は、次に示すとおりであり、絶対値の小さい固有値数個とそれに対応する固有値ベクトルを求める。

$$Kx = x K_G x$$

ここで K は剛性マトリックスであり、 K_G は初期応力マトリックスである。アルゴリズムは K 一直交化をする P 個の固有ベクトル X を求める。

自由度数は n とする。

アルゴリズム

1) 初期ベクトル X^0 の仮定

$$X(0) = X^0, \quad Z(0) = K X^0 \quad \text{とする}$$

2) Chebyshev の定数 a と b を求める。 GO TO 4)

3) $K X(k) = Z(k)$ を解く。

4) $U(k) = K_G X(k)$

5) 直交化

$$\bar{X}(k) = X(k) \bar{R}(k), \quad \bar{Z}(k) = Z(k) \bar{R}(k), \quad \bar{U}(k) = U(k) \bar{R}(k)$$

ここで $\bar{R}(k)$ は右三角形マトリックスで次式のように決定される。

$$X(k)^T Z(k) = R(k)^T R(k), \quad \bar{R}(k) = R(k)^{-1}$$

6) $\bar{B}(k) = \bar{X}(k)^T \bar{U}(k)$

7) 部分空間の固有値問題を解く。

$$I \cdot Q(k) = \bar{B}(k) Q(k) K(k)$$

8) 収束判定

収束していたら GO TO 12)

収束していないとき GO TO 9)

$$9) Z(k+1) = \begin{cases} (2/(b-a)) \bar{U}(0) - (a+b)/(b-a) \bar{Z}(0) Q(0) & (k=0) \\ [(4/(b-a)) \bar{U}(k) - 2(a+b)/(b-a) \bar{Z}(k) - \bar{V}(k)] Q(k) & (k \geq 1) \end{cases}$$

$$10) \quad v_{(k+1)} = \bar{z}_{(k)} q_{(k)}$$

11) GO TO 3)

$$12) \quad \text{求めた固有値 } K = K(k), \quad \text{固有ベクトル } X = \bar{x}_{(k)} q_{(k)}$$

以上のアルゴリズムは一見通常の Subspace 法より複雑であるが、1 繰り返しあたりの演算量は殆んど増加せず、必要記憶容量の増加は $n \times p$ のみである。

さらに Chebyshev の定数 a , b は、 a と b ($> a$) の間に不要な固有値 ($x_{p+1}, x_{p+2}, \dots, x_n$) の逆数をはさむように決める必要があるが、これは通常の Subspace 法を繰り返し、必要ならば Sturm Sequence を行なつて決めることができる。

図 1.4.9 と図 1.4.10 に計算結果の一例を示す。自由度数 297 の平面骨組構造の座屈問題である。図 1.4.9 の例は $K G$ が正定値であるが、図 1.4.9 では定値でなく、座屈波形も複雑になる。

いずれも繰り返し数は通常の Subspace 法の半分になつてている。

さらに Origin Shift と組み合せる方法も考えられる。

参考文献

Y. Yamamoto & H. Ohtsubo; "Subspace Iteration Accelerated by Using Chebyshev Polynomials for Eigenvalue Problems with Symmetric Matrices," NAUT Report 4007, Univ. of Tokyo, 1974

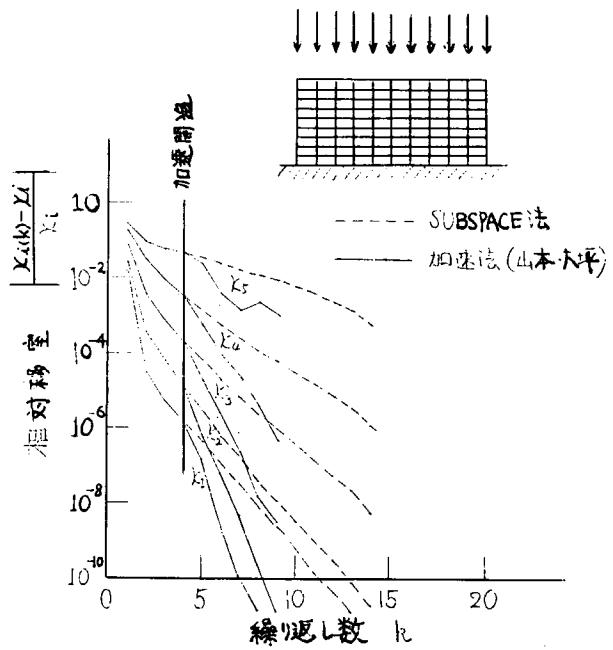


図 1.4.9 一様荷重による座屈問題

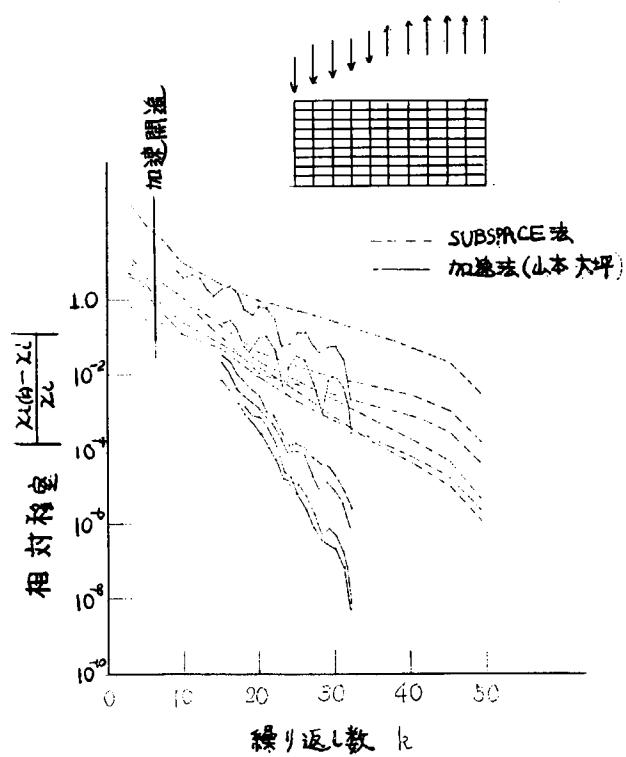


図 1.4.10 反対様荷重による座屈問題

1.4.3 トランスリングの最終強度計算プログラムの開発

(担当 上田幸雄 大阪大学, 堀 徹 日立造船)

本プログラムは昭和48年において担当者らによつて開発されたものでその概要については昨年度報告したので、本年度は本プログラムを用いて行つた計算の結果についてのみ報告する。

(1) プログラムの概要

本プログラムの内容については昨年度の報告を参照されることとし、こゝでは二三の補足説明を行つて留める。

本プログラムでは大阪大学において開発された最終強度解析用の特殊な梁要素を使用しており、ストラットタイプのトランスリングを対象にプログラム化が進められた。

(a) 特殊要素

特殊要素として考へているガーダ要素の考え方について再記すれば次の通りである。

(i) ウエブの座屈強度と相関曲面

- ウエブ中央断面の平均値をもとにウエブの座屈相関曲面 (M-N-V曲面) を作成する (図1.4.1.1-(a))
 - この相関曲面をフランジを含む断面力に変換しておく。

(ii) ウエブ座屈後の剛性

- 座屈後の外力増分で軸力および曲げ成分はウエブの有効性を考慮した有効断面で保持される。一方剪断力成分に対してウエブは全部有効であるとする。たゞし単純剪断座屈荷重を越えると張力場がこれを保持する。
- 座屈曲面を満足する内力成分は常に完全有効断面に作用し、その比は変化してもよいが、相関曲面から余剰となつた成分は前述のように作用する。

(iii) 座屈後の最終強度と相関曲面

- 剪断力が純剪断座屈荷重を越えない場合—
少くとも上下のフランジのハザレか側で、フランジとそれに接合されているウエブの最大応力がともに降伏する状態を最終強度とする。
この場合の相関曲面は4面よりなる。(図-1, 4, 11-(β))
- 剪断力が純剪断荷重を越える場合—
(フランジが充分強い場合)ウエブの張力場が降伏した状態で剪断崩壊するが、軸力、曲げによる荷重はフランジが崩壊するまでさらにもつ。
(フランジが弱い場合)張力場をつくる分布荷重によつてフランジが崩壊すると、フランジに圧縮力が作用しているこれが最終状態である。他方純剪断荷重のもとでは、フランジの崩壊後張力場の方向が変化し、荷重増加によつてウエブが降伏すると最終強度を示す。この場合の相関曲面は5面よりなる。(図-1, 4, 11-(γ-i))

(iv) 最終強度状態における剛性マトリックス

各断面は最終強度曲面を越えることはできない。

この条件を最終強度ボテンシャルとみなし、要素の剛性マトリックスを導出する。

(V) 塑性強度曲面と剛性マトリックス

ウェブが強く、座屈を起さない場合には、全断面塑性状態に達する。この場合の相関曲面は 7 面よりなる。(図 1.4.1.1-(γ-ii))

その後の剛性行列はこの条件を塑性ポテンシャルと見做して導出する。又ストラットについてはその軸圧縮力がある程度大きくなると座屈(主として捩り座屈)が生ずるので座屈後の剛性は実験結果を参考にして決定することとし、フランジについてはその座屈は考慮しないことにした。

(b) 構造のモデル化

構造のモデル化を図 1.4.1.2 に示す。図に示すように要素は全て各桁の図心位置におかれ、問題の性格上 1 パネル、1 要素として分割される。又三叉部や各部材の位置のずれの影響は図にみるよう剛ビーム、剛トラスを使用してとり入れている。この図の分割は図面から読みとれる各寸法をプログラムのインプットとして自動的に分割される。

(c) 支持条件

図 1.4.1.3 に示される 10 個の点のうち、任意のものについて任意の支持条件を挿入できる。

(d) 荷重条件

図 1.4.1.4 に示す初期荷重と図 1.4.1.5 に示す付加荷重の 2 種類を考えることができる。初期荷重は図に示すように、センター・タンク、ウイングタンクの液体(満タンの状態)の比重および吃水によって決定される。したがつて初期荷重としてセンタータンク、full、ウイングタンク empty の状態をとりたい場合にはウイングタンク液体の比重を 0 とすればよい。

付加荷重としては図に示すように side shell に一様に働く水圧の水頭、およびウイングタンクボトムに一様に働く水圧の水頭を入れることができる。付加荷重は両者の水頭の比を一定に保ちながら増大され、最終荷重はインプットされた両水頭の何倍の形で表される。

(2) 計算結果

本プログラムの有効性を見るために 2 つの構造について計算を行なつた。1 つは S R 1 1 0 において標準 midship として採用されたトランスリング、他の一つは S R 1 3 3 崩壊小委において 48 年度実験が行なわれた実験模型であり、4 種類の模型に対応して計算を行なつた。

(a) S R 1 1 0 標準 midship による計算

図 1.4.1.6 に本トランスリングの各寸法を示す。図 1.4.1.7 にこの問題における要素分割および要素番号を示す。図 1.4.1.8 に本題における支持条件、荷重条件を示す。表 1.4.7 は各荷重ステップにおける破損状況を示す。表にはパネルの座屈モード、パネル左側の塑性モード、右側の塑性モードの順で各要素毎に示したものである。表にみると本問題は 13 m の付加水圧が side shell に加わったとき最終荷重に達し、その原因是 center tank 側 Bottom Trans の破壊であることが判る。

図 1.4.1.9 に初期荷重に対するリンクの変形状態、図 1.4.2.0 にその時の合力の分布を示す。図 1.4.2.1 に崩壊における変形状態、図 1.4.2.2 にその時の合力の分布を示す。

(b) 実験模型による計算

図 1.4.2.3 に本模型の各寸法を示す。本模型の場合、図 1.4.1.2 のモデル化に従つて計算するために dummy の center 側 deck trans bottom trans, upper strut をつけ加えて計

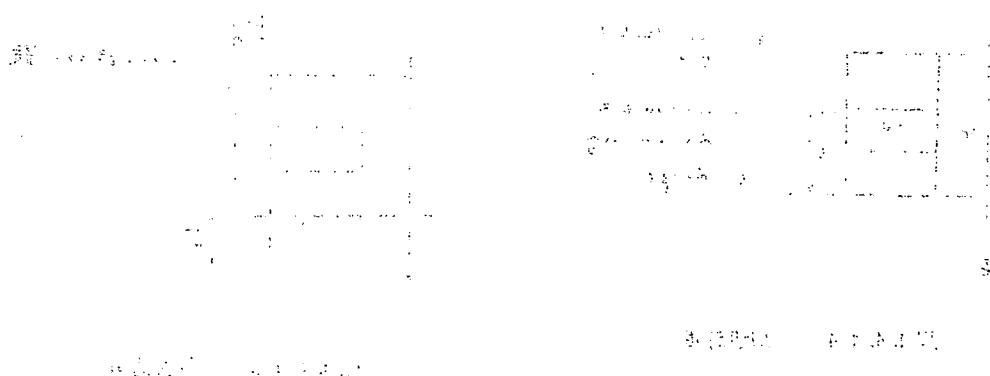
算を行なつてゐる。

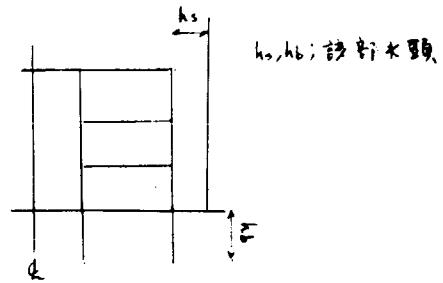
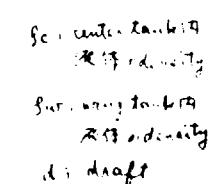
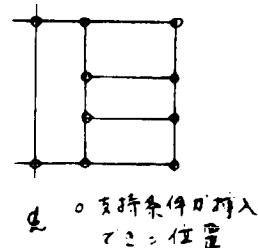
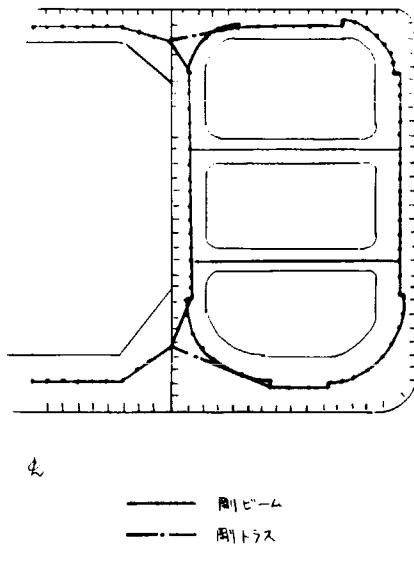
表 1.4.8 にて本計算で行なつた模型の構造、支持条件および負荷条件（問題の性格上、初期荷重はない）、崩壊荷重、最初の破損が起つた位置、崩壊モードの順で示した。

崩壊荷重の欄には()内に実験によつて得られた崩壊荷重をも示した。表のごとく、計算値は若干小さめの値を示しているが、模型相互間の相対的な強度はよい一致を示しているものと考えられる。又実験においては当該リングに加わる荷重を精確には知り得ないと考えられ、実際には実験値との相違は表より小さいのではないかと考えられる。

図 1.4.24 は、Face stress に関する重験値と有限要素法解の比較を行なつたものであるが、本プログラムの結果を strut の応力に換算してみると 3.5 kg/mm^2 となり実験値、有限要素法解とよい一致を示している。

図 1.4.25 は荷重と変形の実験結果であるが、strut の縮み量について本プログラムの結果を加えてある。図にみるとおり若干計算値は大き目であるが両者はよく一致しているものといえる。





SIDE LONGITUDINALS	LONGE BND LONGITUDINALS		
NO OF LONG	SCANTLING OF LONG	NO OF LONG	SCANTLING OF LONG
42-49	350 x 25.4MM FB	40-50	260 x 25.4MM FB
44-47	350x11(W) 125x16R(F) TB	49	360x16.6MM 200x16MM(F)TB
41-43	45x11(W) 125x16R(F) TB	48-47	350x11(W) 125x16R(F) TB
32-39	495 x 11(W) 150 x 19R(F) TB	41-43	495 x 11(W) 150 x 18R(F) TB
35-37	495 x 11(W) 150 x 25.4R(F) TB	38-40	495 x 11(W) 150 x 19R(F) TB
31-34	595 x 12.7(W) 150 x 22R(F) TB	35-37	495 x 11(W) 150 x 25.4R(F) TB
27-30	595 x 12.7(W) 150 x 22R(F) TB	30-34	595 x 12.7(W) 150 x 22R(F) TB
26	595 x 12.7(W) 150 x 25R(F) TB	26-29	595 x 12.7(W) 150 x 25R(F) TB
25	695 x 12.7(W) 150 x 32.4R(F) TB	23-25	445 x 12.7(W) 150 x 35.4R(F) TB

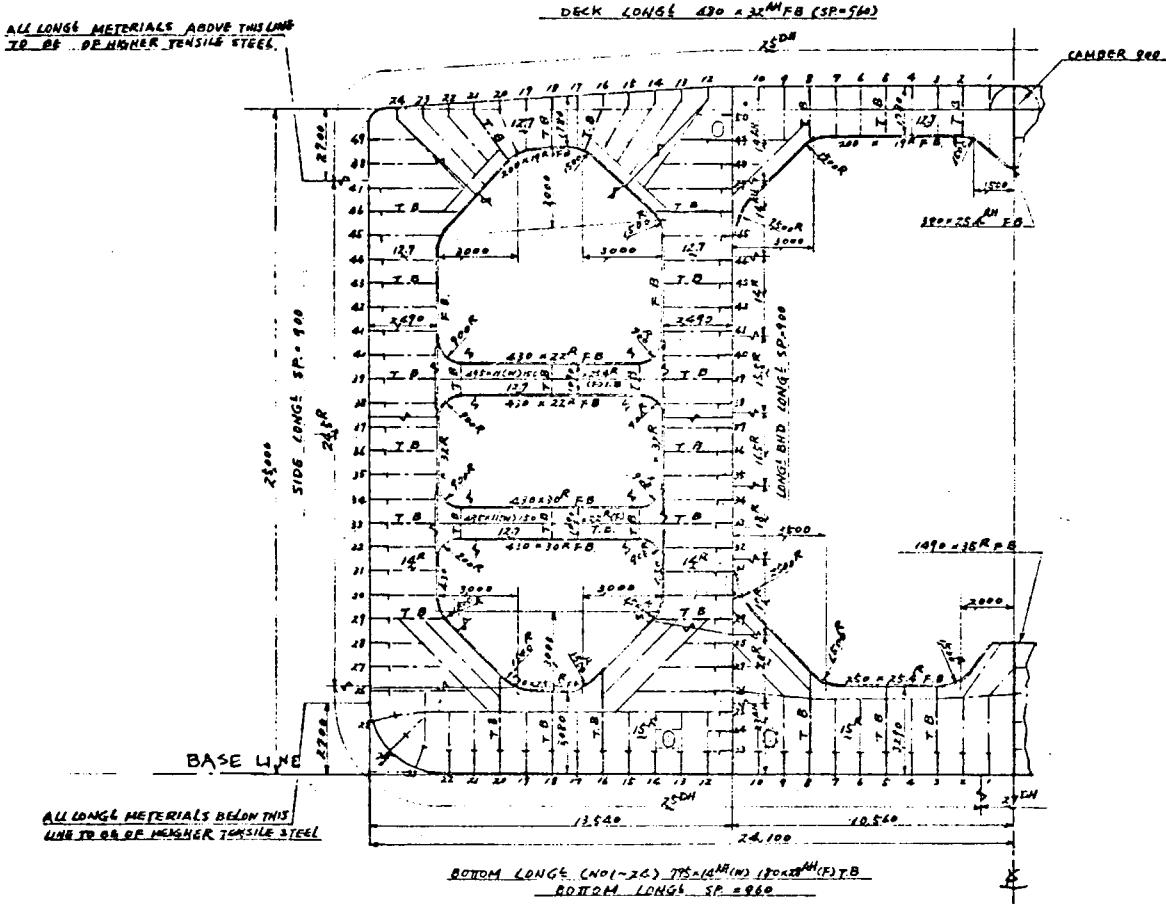


図 1.4.16 計算モデル（20万トンタンカー）

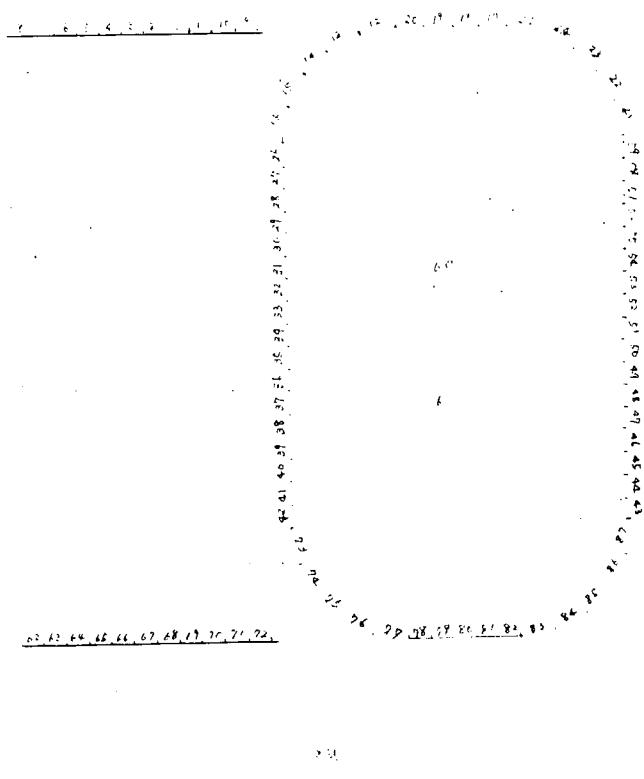


図 1.4.17 20万トンタンカー要素分割

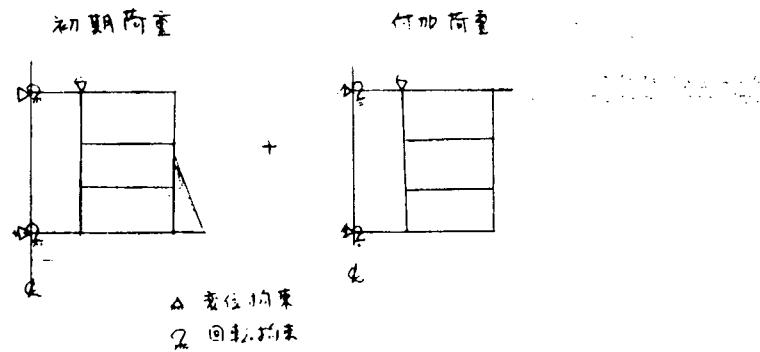


図 1.4.18 境界条件

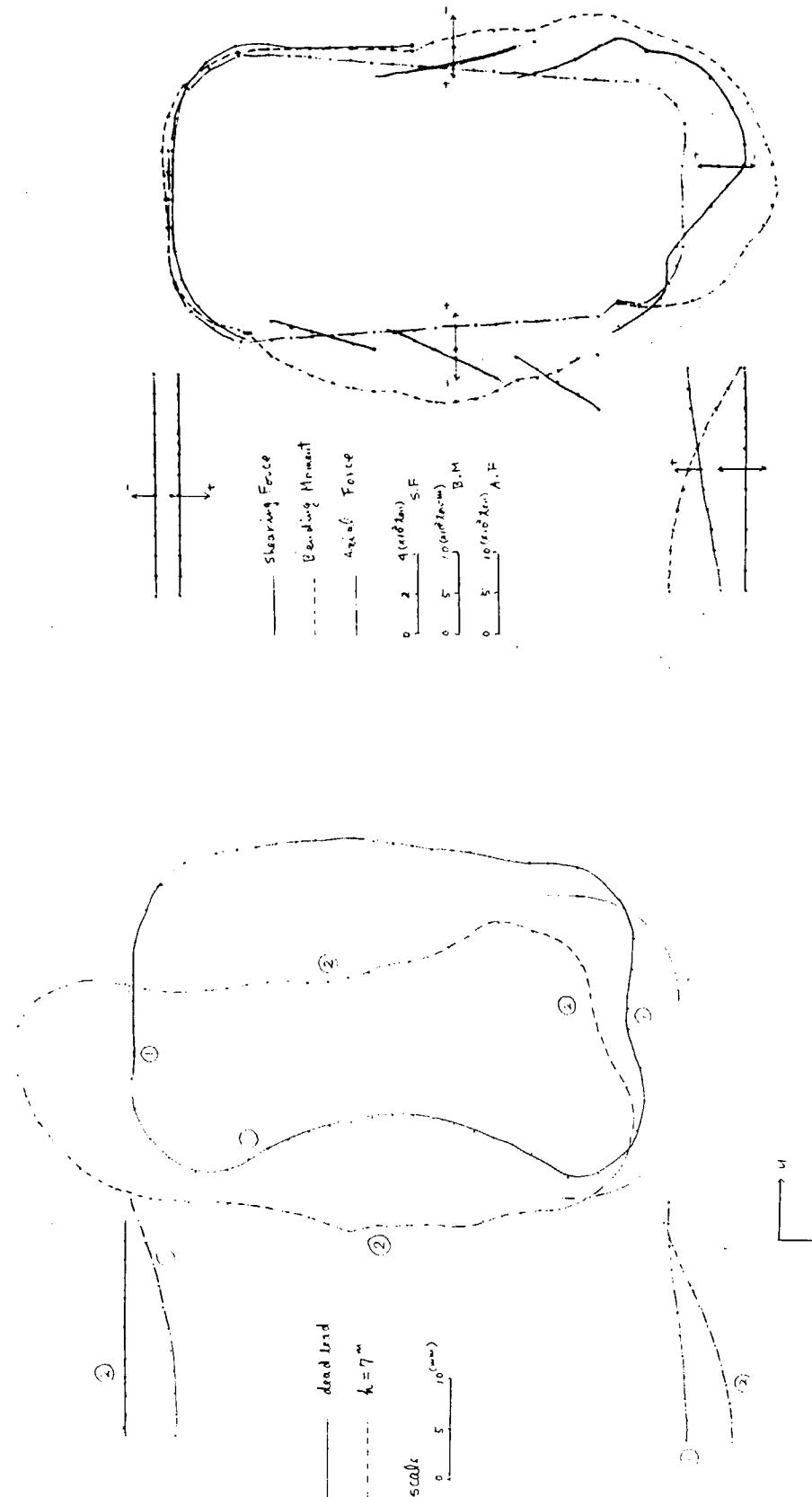


図 1.4.19 変形図 (20万トンタンカー)

図 1.4.20 Stress Resultants (at Dead Load)

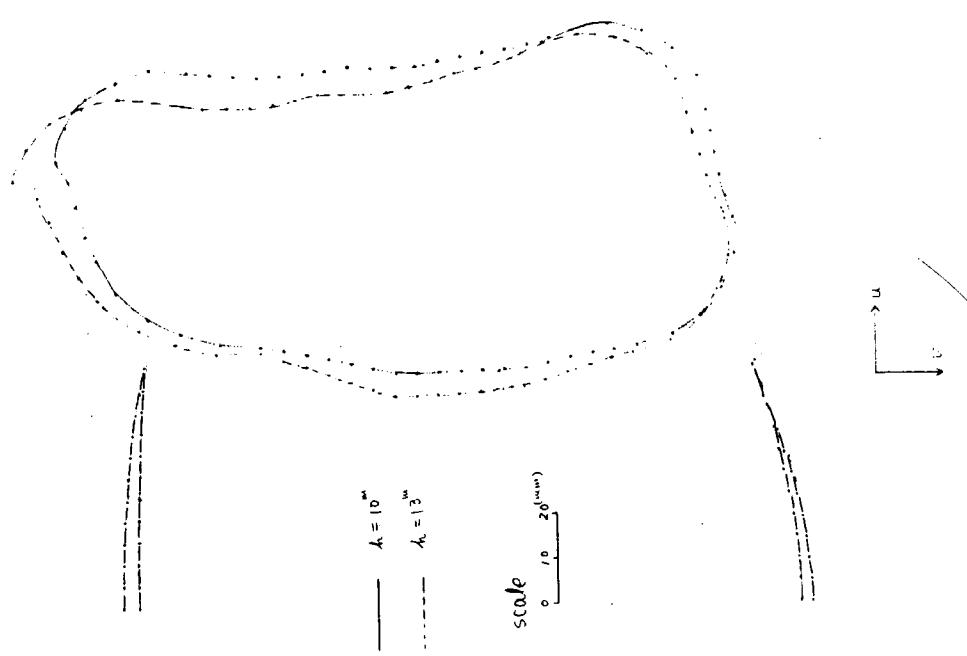


図 1.4.21 変形図 (20万トンダンカー)

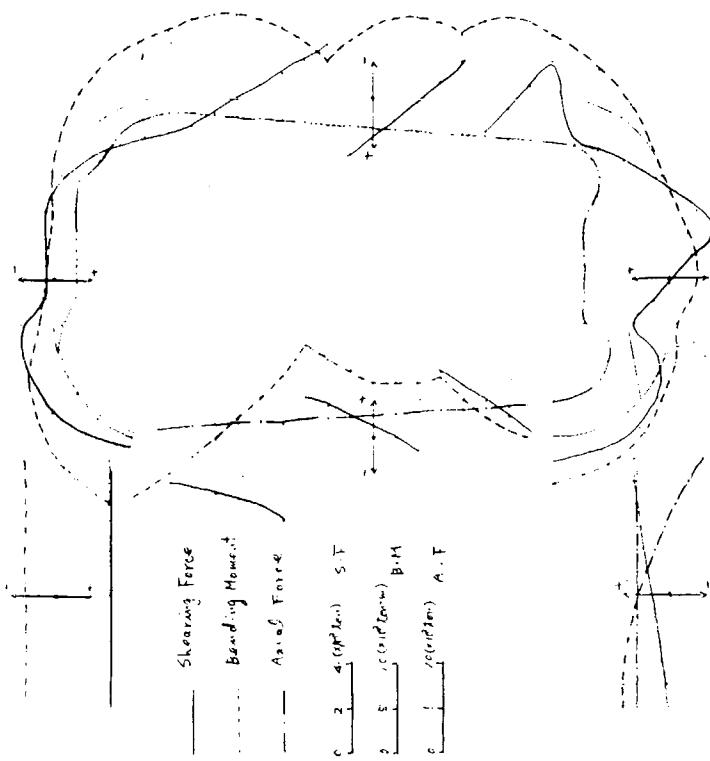


図 1.4.22 Stress Resultant (at $u = 13$ m)

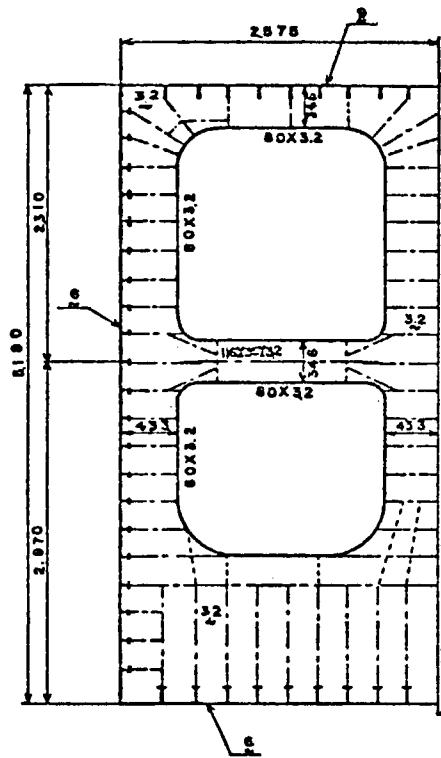


図 1.4.2.3 ウイングタンク模型 W T A

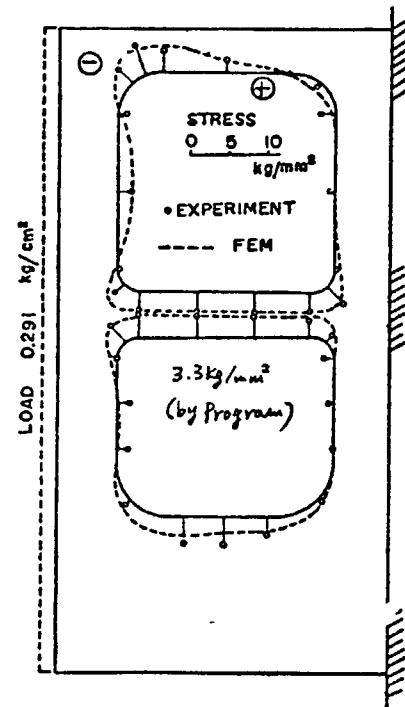


図 1.4.2.4 弾性応力分布 (W T A 模型)

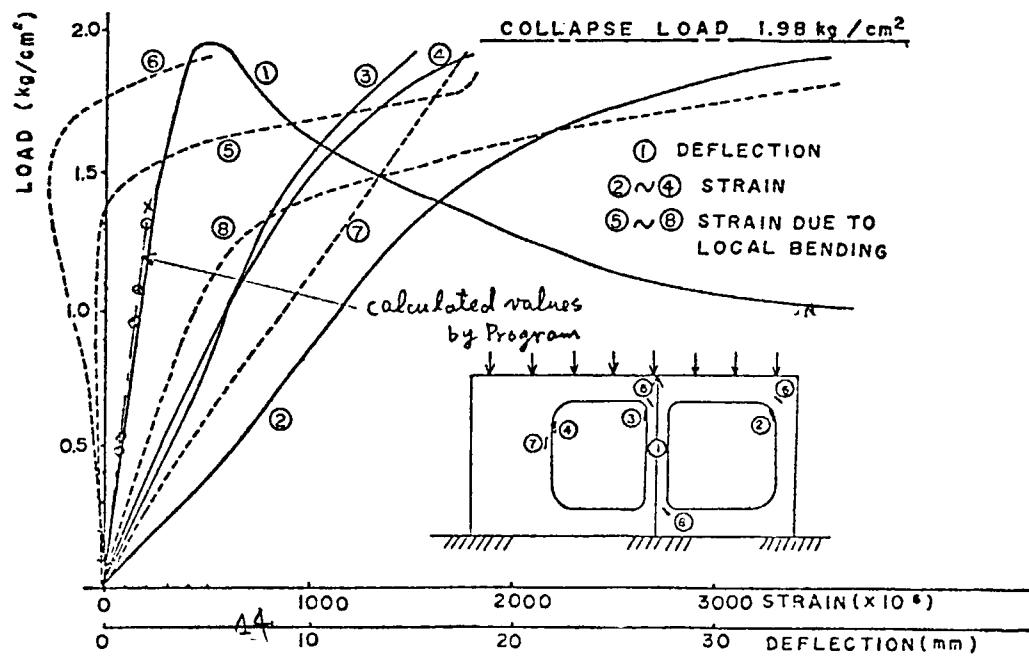


図 1.4.2.5 荷重-変形関係 (W T A 模型)

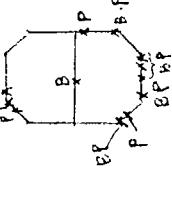
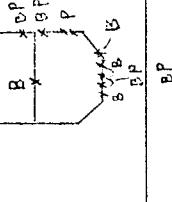
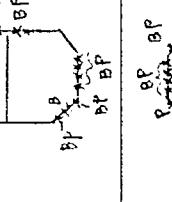
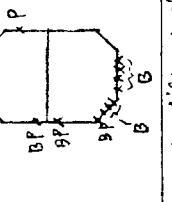
表 1.4.7(a) 破壊状況（20万トンタンカー）

表 1.4.7(β) 破壊状況(20万トンタンカー)

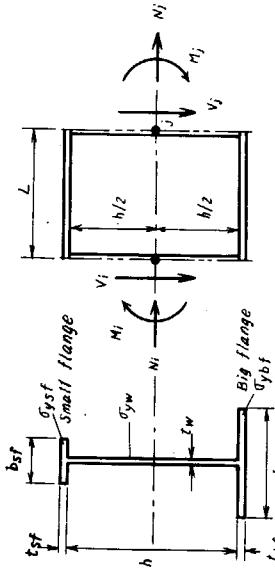
	Vertical Web (S.Sidew. Side)										Horizontal Web (S.Sidew. Side)									
	Start					Bottom					Start					Bottom				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
A	FH	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54
B.M.																				
P.M.																				
L.P.E.																				
O																				
13.0	12.0	11.0	10.0	9.0	8.0	7.0	6.0	5.0	4.0	3.0	2.0	1.0	0.0	-1.0	-2.0	-3.0	-4.0	-5.0	-6.0	

表 1.4.7(r) 破壊状況(20万トンタンカー)

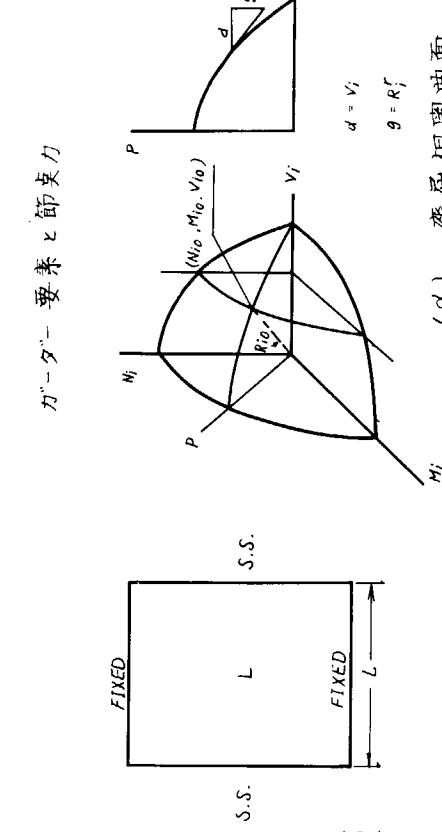
表 1.4.8 計算結果 (崩壊小委実験模型)

model	structure	boundary condition	calculated height (m)	initial failure	collapse mode	remark
WT A-1	Fig 12		41.4 (16.5)	at 3.6"		
WT A-2	Fig 12		16.8 (19.8)	at 4.8"		
WT B		face plate on top 1/8 at 3.2", 4.5", 12 up. 例 13 Fig 12 Fig. 11	12.6 (17.7)	at 4.2"		
WT D	Fig 12		9.6	at 3.6"		

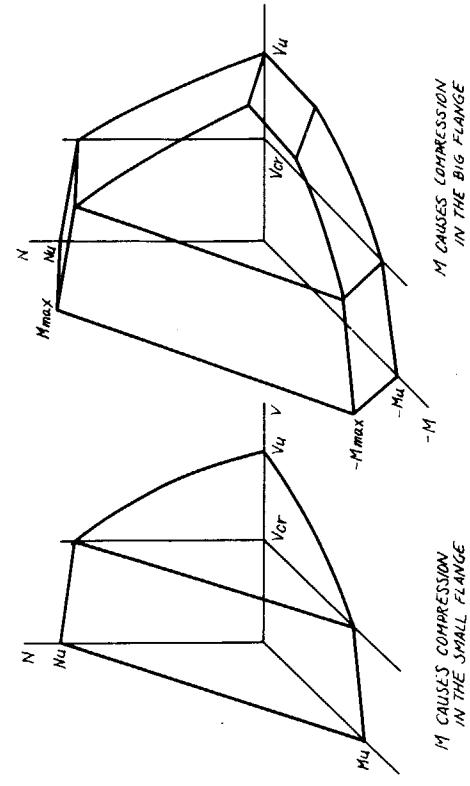
() by experiment
 B : buckling failure
 P : plastic failure



$$A_{sf} = t_{sf} \cdot b_{sf}, A_{bf} = t_{bf} \cdot b_{bf}, \sigma_y = \text{yield stress}$$



17



(乙) 最終彈道相圖助面

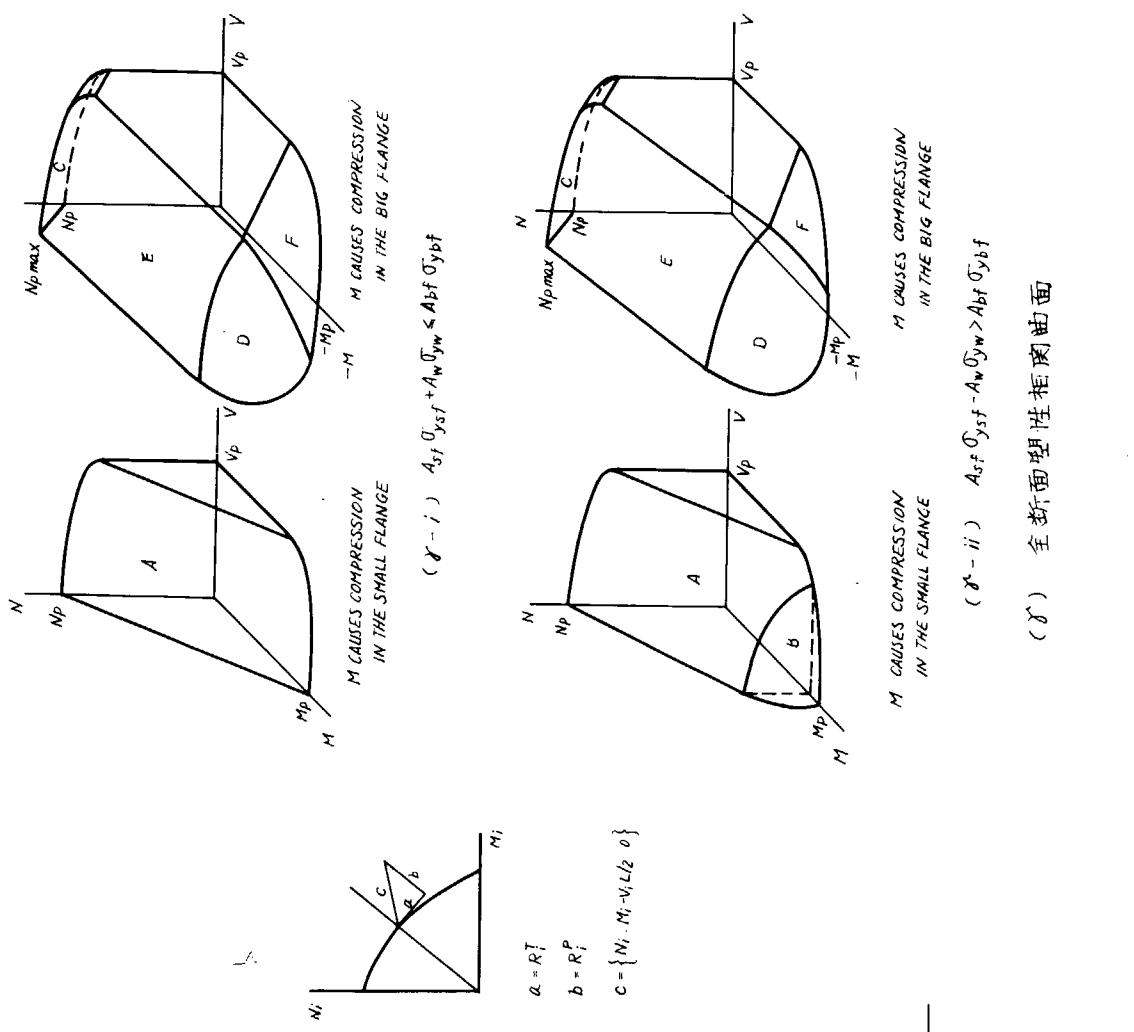


図 1.4.1.1 ガーダー要素の運動に関する理想化

1.4.4. 結論

昭和47年度より船体横最終強度を合理的に推定する計算プログラムとして弾性、塑性を含む座屈固有値解析プログラムとビルジコーナーやストラットエンドを対象とした最終強度計算プログラムの開発を実施し、いくつかの実際問題の解析結果から、いづれの開発プログラムも所期の目標を満足するものであり、一応プログラムは完成したと判定された。この種のプログラム開発は恐らくわが国においては始めてであり、欧米に於ては既にいくつかのプログラムが開発されていると思われるが、それらに比較して経済性を重視した独自のプログラムであると云うことが出来よう。

しかしながら、より実用的なプログラムにするためには更に数多くの例題計算を行い、改良を加へる必要があり、引続きテストランを行いたいと考えている。

2. 船体構造の動的応答

2.1 船体構造の動的応力

(破壊小委員会報告)

第2章は、船体の変動外力および衝撃外力に対する船体の応答に関する研究をとりまとめたものであり、これらの研究を大別すれば次のとおりである。すなわち

- (1) 水面衝撃を受けるパネルの挙動
- (2) 繰返し変動荷重に対する切欠部の疲労亀裂の発生
- (3) 繰返し荷重に対する切欠部の疲労亀裂の伝播
- (4) 大型衝撃水圧発生装置による船体構造部材の動的応答
- (5) 船側構造の動的応答解析

である。

2.1.1は、水面衝撃を受ける船体構造の板パネルの衝撃応答に関する研究をとりまとめたものであり、2.1.2は、構造要素の切欠部または亀裂部が繰返し変動荷重によつて、亀裂が外板に進展するか、骨のウェブと外板との溶接部に沿つて伝播するかに関する条件を実験的に検討したものである。2.1.3は、これらの亀裂の伝播速度に関する研究をとりまとめたものであり、繰返し変動荷重の場合と、繰返し衝撃荷重の場合に対する伝播速度を比較検討したものである。2.2は、本研究部会で開発した大型水圧発生装置を用い、装置の性能を調査するとともに、外板構造の衝撃水圧に対する衝撃応答を検討したものである。2.3では、船側構造の動的応答解析に対するプログラムを開発し、それを用いた構造物の弾塑性解析結果を示した。

2.1.1 水面衝撃をうけるパネルの挙動(担当 安川 度, 川上肇 川崎重工業)

本研究部会の研究結果及び他の研究結果を調査し、まず水面衝撃水圧の推定方法について検討した。すなわち衝撃水圧と衝撃速度の関係、衝撃水圧に及ぼす重量及び受圧面の大きさの影響、受圧面の剛性の影響及び初期撓みの影響を調べた。

つぎに帯板として扱えるような長方形パネルが水面衝撃をうける場合についてその動的応答及び残留撓みについて検討した。

表2.1.1 衝撃水圧の計算式

(1) 水面衝撃水圧

(a) 衝撃水圧と衝撃速度の関係

Chuang¹⁾は楔形断面をもつ剛体模型について水面衝撃試験を行ない、その結果を Wagner の理論値と比較検討し、表2.1.1のような衝撃水圧の計算式を与えている。 Chuang の最大衝撃水圧の実験式を

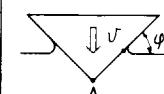
$$P_{\max} = C_I \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (2.1.1)$$

ここで、 P_{\max} : 最大衝撃水圧

ρ : 密度, V = 衝撃速度

C_I : 衝撃水圧係数

φ	$P_{\text{keel}} (A\text{点})$	P_{\max}
0°	$51\rho V^2$	$51\rho V^2$
1°	$74\rho V^2$	$74\rho V^2$
3°	$\frac{1}{2}\rho V^2 \pi \cot \varphi$	$128\rho V^2$
6°	"	$55\rho V^2$
10°	"	$27\rho V^2$
15°	"	$15\rho V^2$
18°	"	$\frac{1}{2}\rho V^2 (1 + \frac{\pi^2}{4} \cot^2 \varphi)$



P = 衝撃水圧
 V = 衝撃速度
 ρ = 密度
 φ = 衝撃角

注) $P_{\text{keel}} = \frac{1}{2} \rho V^2 \pi \cot \varphi$
 $P_{\max} = \frac{1}{2} \rho V^2 (1 + \frac{\pi^2}{4} \cot^2 \varphi)$

} Wagnerの式

と表し、 C_I の値と衝撃角 ϕ の関係を図 2.1.1 の実線で示す。同図には、比較のため Wagner の理論値、楔形断面をもつ構造模型 (Chuang の実験、Clevenger の実験²⁾)、衝撃パネルが Semi-Cylinder の構造模型 (萩原他の実験³⁾)、U 形断面をもつ模型 (Ochi の実験²⁾) の実験値が記入されている。

図 2.1.1 からわかるように、 $\phi = 0^\circ$ 付近を除いて Chuang の実験式は他の実験結果とかなりよく一致し、妥当なものと思われる。 $\phi = 0^\circ$ の場合は、萩原の実験結果及び Ochi の実験結果より低い値を与える。これは衝撃パネルが Chuang の模型では平面であるのに対して、萩原及び Ochi の模型では外に凸な曲面であり、そのため air cushion の影響が少ないので原因と思われる。従つて船首波浪衝撃の場合は、Chuang の実験式ほど圧力は低下しないと考えられる。このような結果に基いて、西部造船技術研究会⁴⁾は、設計基準に用いる船首波浪衝撃水圧の算定式として、Chuang の実験式を提案しているが、 ϕ が 3° 以下に対して $\phi = 3^\circ$ の値を用いている。

つぎに衝撃パネルが平面で且つ $\phi = 0^\circ$ の場合について Chuang, Maclean,⁵⁾ S R 3 3 (川重及び石播) の実験結果⁶⁾を比較すると表 2.1.2 のようになり、衝撃水圧係数 C_I の値は非常にばらついている。 $(C_I = 1.8 \sim 10.1)$ この原因としては重量、受圧面 (パネル) の大きさ、パネルの剛性及び初期撓み等の影響が考えられる。そこで以下これらについて検討する。

(b) 重量及び衝撃パネルの大きさの影響

Lewison⁷⁾は air-cushion の影響を考慮して衝撃水圧の理論計算を行なつている。Lewison の理論値と表 2.1.2 の実験値を比較すると図 2.1.2 のようになり、理論値と実験値の差は大きいが、Lewison の理論値を $1/2$ 倍した実線と実験値はかなりよく一致している。図 2.1.2 からわかるように、水面衝撃試験で得られた C_I の値は模型の重量とパネル面積の比 ($= W/A$) の値によつて変化するが、実船の場合は W/A の値が大きくなる。(Lewison は 10,000 ton の船の船首船底衝撃の場合 25 ton/m² になると述べている) ので C_I の値は W/A の値に無関係になると考えられる。

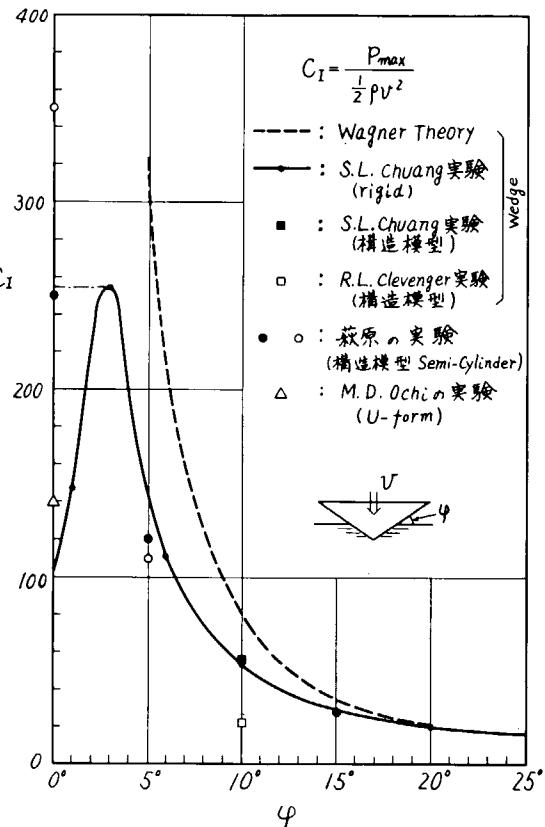


図 2.1.1 C_I と ϕ の関係

表 2.1.2 水面衝撃試験により求めた衝撃圧力係数 C_I (Flat Bottom, $\varphi=0^\circ$ の場合)

	模 型	大きさ	受圧面積 $A \text{ m}^2$	重 量 $W \text{ ton}$	C_I	W/A	C_I'	ハネルの大きさ $b \times a \text{ mm}$	板 厚 $t \text{ mm}$	$\frac{1}{\alpha} \frac{Eh^3}{b^4}$	
S.L. Chuang	剛 体	26.5×20 inch	0.344	0.116	101	0.34		127×508 mm			
	構造模型	80×90 inch	4.46	4.06	44.4	0.91	48	203×356	3.2	1.53×10^{-2}	
W.M. Maclean	構造模型	7.7×10.2 ft	7.07	10.2	54.1	1.44	42	229×762	12.7	5.65×10^{-1}	
				13.0	62.3	1.84	43				
SR133 川重	ハネル 模 型	板 厚 3.2 mm	1.0×1.0 m	1.0	1.02	50	1.02	50	750×750	3.2	1.58×10^{-4}
		6 mm	"	"	2.04	74	2.04	47	"	6	1.04×10^{-3}
		10 mm	"	"	2.00	75	2.00	48	"	10	4.81×10^{-3}
		19 mm	"	"	1.25	68	1.25	56	"	19	3.30×10^{-2}
	構造模型	1.78×2.0 m	3.48	2.8	37	0.80	41.0	400×1740	3.2	9.70×10^{-4}	
	SR133 IH	構造模型	1.74×1.74 m	3.03	1.62	19	0.54	34	150×640	3.2	1.02×10^{-1}
			1.8×2.85 m	4.76	2.15	18	0.45	40.0	125×665		

注) C_I' は C_I の値を $W/A = 1.0 \text{ ton/m}^2$ のときの値に換算した衝撃圧力係数。

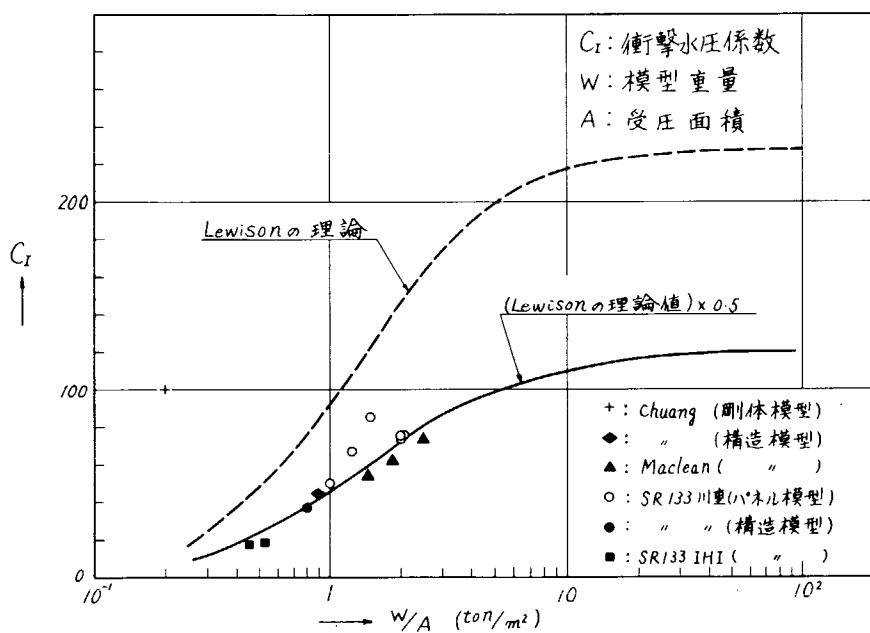


図 2.1.2 衝撃水圧に及ぼす重量の影響

(c) 衝撃をうけるパネルの剛性の影響

衝撃圧力とパネルの剛性の関係を調べるために、まず表2.1.2の C_I から重量と衝撃パネルの大きさの影響を除去する必要がある。その為に図2.1.2の実線の値を基準にして実験値をすべて $W/A = 1.0 \text{ ton/m}^2$ の値 C_I' に換算した。次に衝撃パネルの剛性に相当する量として、便宜上等分布荷重 P をうける周辺固定パネルの中央の撓み w の式

$$\left(\frac{\phi}{w}\right)_{\text{static}} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{Eh^3}{b^4} \quad (2.1.2)$$

を用いた。ここで b はパネルの短辺の長さ、 h は板厚、 α はパネルの辺長比によつて決る係数である。

図2.1.3は C_I' を縦軸に、 $\frac{1}{\alpha} \cdot \frac{Et^3}{b^4}$ を横軸にとつて実験値をプロットしたものであるが、図から、 C_I' の値はパネルの剛性にはあまり関係しないと考えてよいであろう。

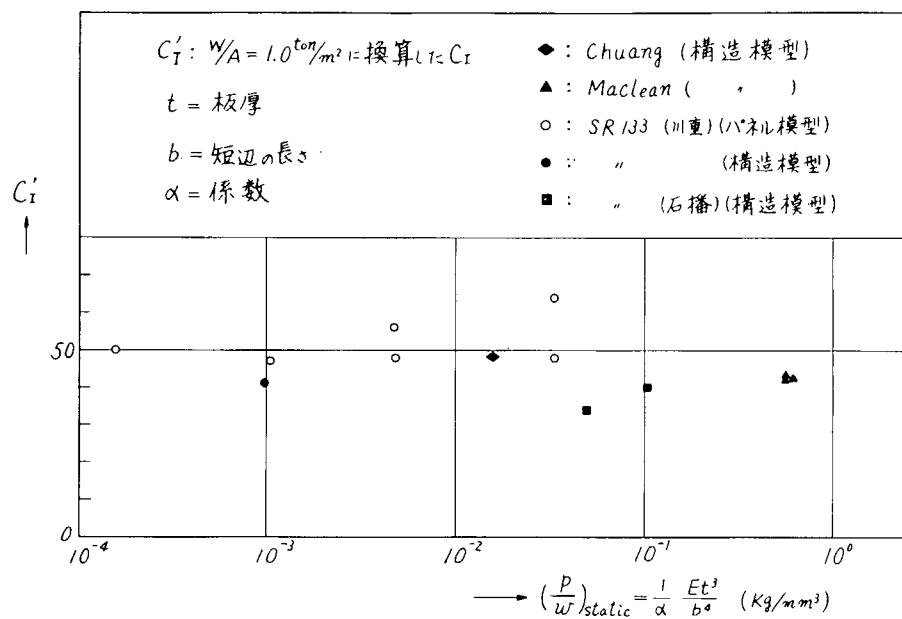


図2.1.3 衝撃水圧に及ぼす剛性の影響

(d) 初期撓みの影響

この問題については、SR 133（川重）の実験、永井の実験⁸⁾及び Lewison の実験がある。これからの実験結果を1つにまとめ、たて軸に初期撓みによる衝撃水圧の低下率 r を、横軸に凹損部の容積を標準化した量 γ をとり図2.1.4に示す。ただし γ は、凹損部の容積を△、パネルの長辺 a 、短辺 b と $\gamma = \frac{\pi^2}{4} \Delta / ab^2$ を次式により計算した。

$$\gamma = \frac{\pi^2}{4} \Delta / ab^2 \quad (2.1.3)$$

各模型のパネルは異なり、川重の模型は正方形、永井の模型は $a/b=5$ の長方形で、それぞ

れ初期撓みをつけたものであるが、Lewison の模型は平面で、受圧面の周辺に沿つてフランジが取り付けてある。そこで3つの模型に対して初期撓みの形を次のように仮定した。

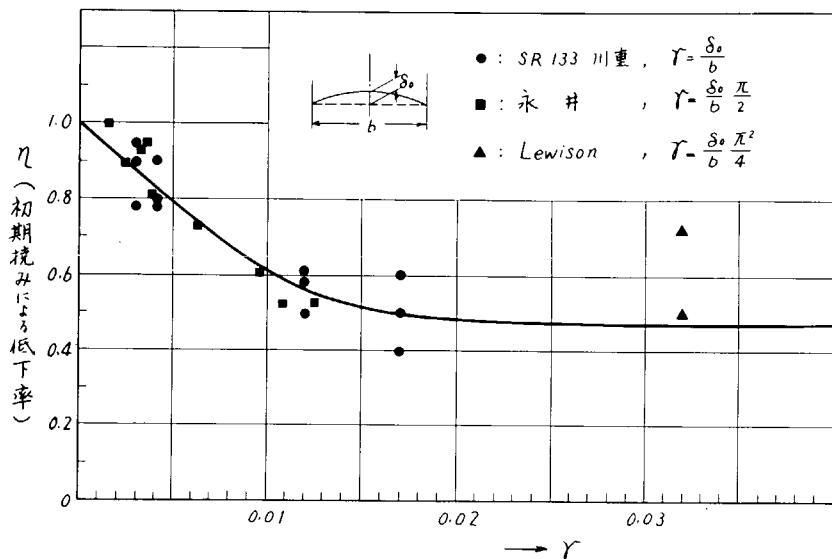


図 2.1.4 衝撃水圧に及ぼす初期撓みの影響

$$\left. \begin{array}{l} \text{川重: } \delta = \delta_0 \sin \frac{\pi}{a} x \sin \frac{\pi}{b} y \\ \text{永井: } \delta = \delta_0 \sin \frac{\pi}{b} y \\ \text{Lewison: } \delta = \delta_0 \end{array} \right\} \quad (2.1.4)$$

以上の結果より、初期撓みがある平板パネルの最大衝撃水圧 P_{max} は(1)式を修正した次式で与えられる。

$$P_{max} = \eta C_I \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (2.1.5)$$

(2) パネルの応答（帯板としての取扱い）

(a) 弾性応答

衝撃水圧をうけるパネルの応答は、板の伸びを考慮した非線形問題として扱う必要がある。帯板として取扱えるパネルについては永井の研究があるが正方形に近いパネルに関する研究はほとんどないようである。そこでここでは問題を帯板として取扱える場合に限ることにする。

永井は帯板の中央に原点を定め長さ方向に x 軸をとるととき、 x 方向変位 u 及び撓み w を

$$\left. \begin{array}{l} u = \bar{u}(t) \left(1 - \frac{4x^2}{b^2} \right) \frac{2x}{b} \left(K - \frac{4x^2}{b^2} \right) \\ w = \bar{w}(t) \left(1 - \frac{4x^2}{b^2} \right)^2 \end{array} \right\} \quad (2.1.6)$$

ここに、 b : 帯板の長さ、 x : 座標、 K : 未定定数

と仮定し、最終的につきのような応答の基礎式を導いている。

$$\frac{d^2 \bar{w}}{dt^2} + \omega^2 \bar{w} + \beta \bar{w}^3 = q(t) \quad (2.1.7)$$

ここで、
 $\omega^2 = \frac{4.2.0}{1-\nu^2} \frac{Eh}{mb^4}$, $\beta = \frac{3.1.1.2}{1-\nu^2} \frac{Eh}{mb^4}$
 $q = \frac{1.3.1.3}{m} P(t)$

ただし、Eはヤング係数、νはボアソン比、hは板厚、mは板の単位体積当たりの質量、P(t)は衝撃水圧である。永井は(2.1.7)式により応答を計算し、水面衝撃試験結果と比較して計算値と実験値が一致することを示した。

衝撃水圧をうけるときの応答 w_D と静的な応答 w_s の比L、すなわち Dynamic Load Factor Lが判つている場合、

静的な応答を計算し、これにLを掛けば直ちに動的な応答が得られるので、Lをあらかじめ計算しておくと便利である。そこでここでは、sine pulseの一様分布衝撃水圧をうける場合のDynamic Load Factorを $h/b=0.01, 0.02, 0.03$ の3種の帯板について、荷重振幅と静的な崩壊水圧の比Fを0.5, 0.75, 1.0と変えて(2.1.7)式により計算した。その結果を図2.1.5に示す。

同図からわかるようく、板厚が薄い場合、外力の周期 T_E とパネルの固有周期 T_N (線形)の比 T_E/T_N の小さいところでは外力の大きさによつてLの値

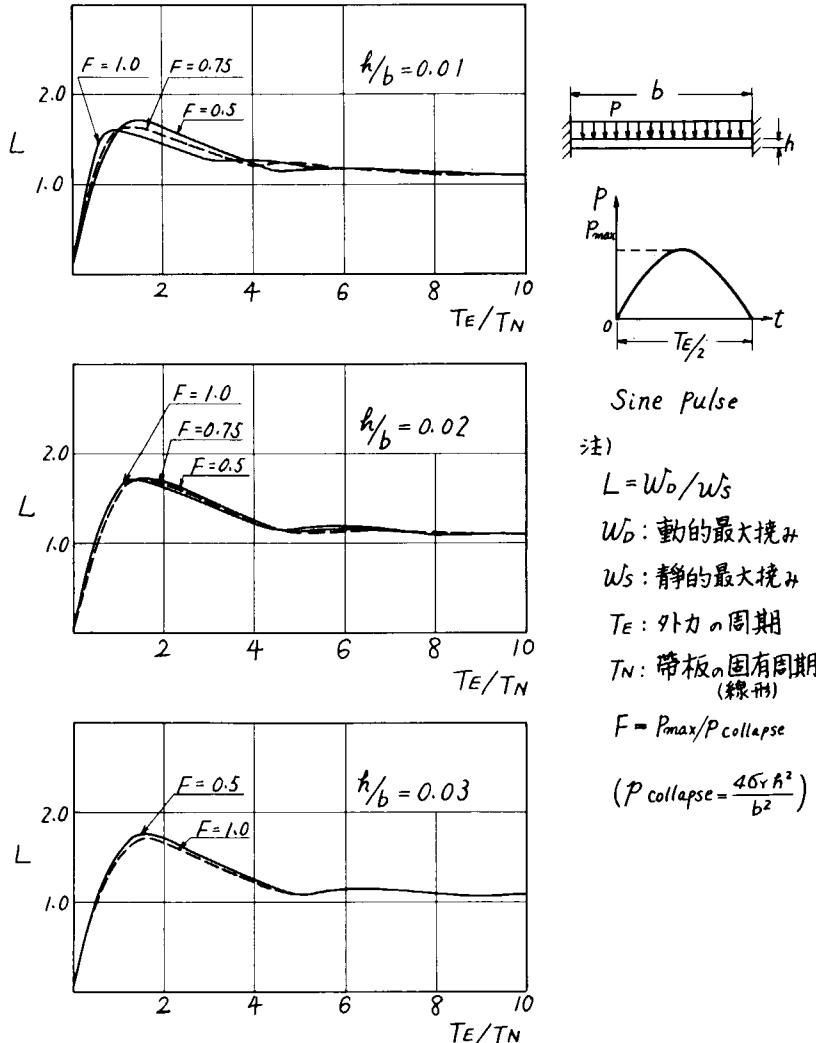


図2.1.5 帯板のDynamic Load Factorと T_E/T_N の関係

に差が見られるが、板厚が厚い場合及び T_E/T_N が大きい場合、 L の値に及ぼす外力の大きさの影響はほとんどないことがわかる。また L の最大値は $T_E/T_N = 1.0 \sim 1.5$ 附近にあり、その値は大略 $L = 1.75$ である。 T_E/T_N が 2.5 を越えると L の変化はゆるやかになり、1.0 に漸近する。

(b) 弹塑性応答

平面骨組構造の弾塑性応答解析プログラム（本研究部会で川重が本年度開発したもの）を用いて、弾性応答の場合と同じ計算モデルについて、 $h/b = 0.01$ で $F = 1.0, 3.0, 5.0$ 及び $h/b = 0.03$ で $F = 1.0, 2.0, 4.0$ に對して弾塑性応答を計算した。計算の1例を図 2.1.6 に示す。

また T_E/T_N を種々変えて Dynamic Load Factor L を弾性の場合と比較して示すと図 2.1.7 のようになる。同図からわかるように、一般に弾塑性応答の Dynamic Load Factor は弾性応答のそれに比べて小さく、特にその傾向は膜力が効かない場合が著しい。

これは弾塑性応答では、塑性関節が生じると帯板の剛性が急激に低下し、外力に対する追随性が悪くなる為であろうと考えられる。この原因についてはもう少し詳細に検討する必要がある。

(c) 残留撓み

波浪衝撃水圧によつて生じる凹損は何回かの衝撃によつて残留撓みが進行した結果と考えられる。このくり返しによる残留撓みの進行状況については永井の研究⁹があるが、パネルの寸法、荷重の大きさ、衝撃速度等

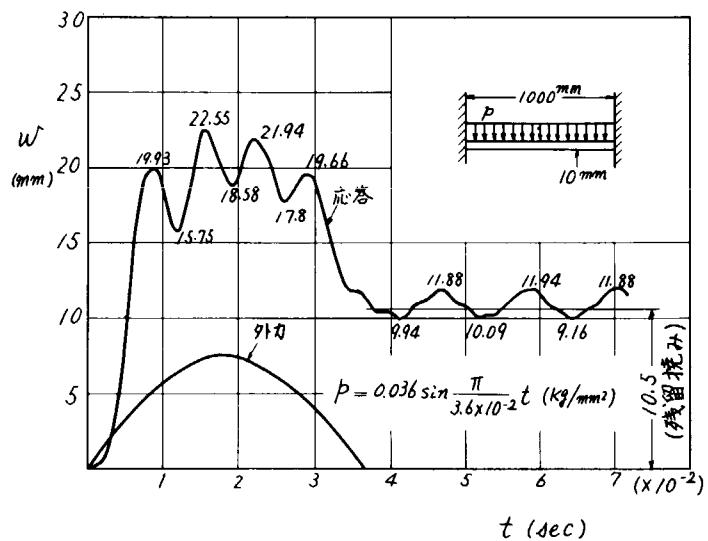


図 2.1.6 弹塑性応答計算例

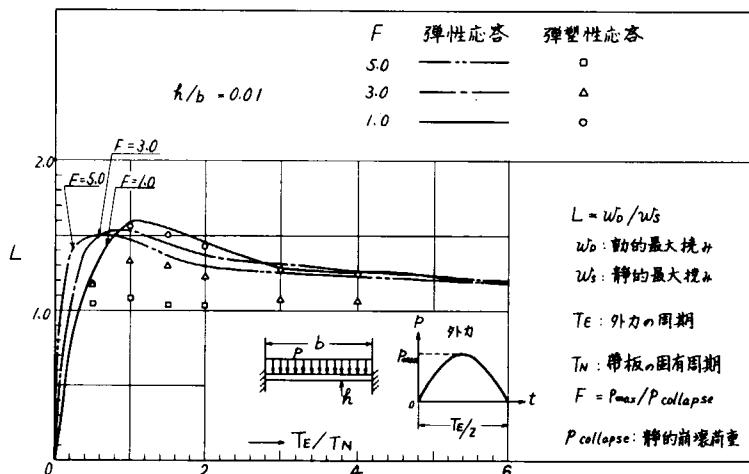


図 2.1.7(a) 帯板の Dynamic Load Factor と T_E/T_N の関係 (弾性及び弾塑性応答)
($h/b = 0.01$)

によつて変わり、外力のエネルギーにも関係するものと考えられ、詳しくは今後の研究に待たねばならない。

1回の衝撃によつて生じる残留撓みは、外力が消滅したあと のパネルの自由振動の平衡点を求ることによつて得られるが、弾塑性応答を追跡してこれを求めるには可成り長時間の計算を必要とする。そこで、これを簡単に推定する方法について考察する。動的応答の場合にも帯板の塑性化はほゞ撓みだけによつて決まり、動的な最大撓みが生じた後には新らしい塑性化は起ることなく、ほゞ弾性応答

に近い形で自由振動に移るものと考えられる。そこで動的最大撓みから自由振動に移る過程を静的に同じ撓みが生じてからの除荷過程に近いものと仮定すれば動的最大撓みと静的な荷重～撓み曲線から残留撓みを計算することができる。すなわち、帯板の残留撓みは近似的にある荷重に対する撓みから両端に塑性関節ができるときの撓みを差引けば求められる¹⁰⁾ことを動的な場合にも適用すればよい。図2.1.6の計算例では動的最大撓みが2.2.6mmで、両端に塑性関節ができるときの静的撓みは1.1.5mmとなるから上述の方法に従えば残留撓みは2.2.6 - 1.1.5 = 1.1.1mmとなる。一方同図から自由振動の平衡点の撓みは1.0.5mmとなり、両者は比較的よく一致する。

(3) 結言

以上の結果をまとめると次のようになる。

(a) 衝撃水圧の推定式について

衝撃水圧は次式から推定できる。

$$P_{\max} = C_I \frac{1}{2} \rho V^2$$

ここで P_{\max} は最大衝撃水圧、 ρ は密度、 V は衝撃速度、 C_I は係数である。

受圧面(パネル)	C_I
楔形	図2.1.1の実線 ($\varphi \geq 3^\circ$) 256 ($\varphi < 3^\circ$)
平面	図2.1.2の実線

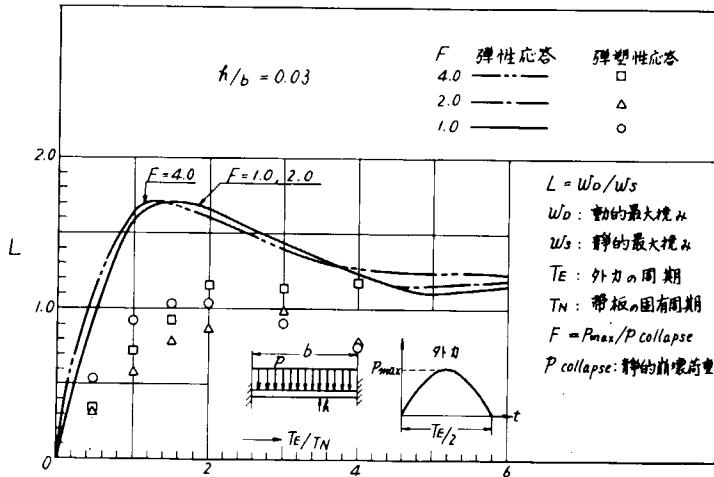


図2.1.7(d) 帯板の Dynamic Load Factor と T_E/T_N の関係(弾性及び弾塑性応答)

受圧面が平面で、初期撓みがある場合には

$$P_{\max} = \eta C_I \frac{1}{2} \rho V^2$$

となり、 η は初期撓みによる修正係数で図 2.1.4 で与えられる。また P_{\max} に及ぼす受圧面（パネル）の剛性の影響は殆んどないと考えられる。

(b) パネルの応答について（帯板として取扱える場合）

- (i) 弹性応答では、外力の周期と帯板の固有周期との比 T_E/T_N が 1.5 付近に Dynamic Load Factor の最大値があり、荷重の大きさ及び h/b (板厚／板幅) にはほとんど関係なく約 1.75 である。また T_E/T_N が大きくなるに従つて 1.0 に近づく。
- (ii) 弹塑性応答については、一般に弾性応答に比べて Dynamic Load Factor の値は小さく、この傾向は膜力が効かない場合ほど著しい。
- (iii) 1 回の衝撃による残留撓みはまず弾塑性応答計算を行なつて最大撓みを求め、つぎに帯板の両端に塑性関節ができるときの静的撓みを計算し、両者の差をとれば推定できる。

今後検討すべき問題は次の通りである。

- (1) 衝撃水圧の算定式については実船計測による検証が必要である。
- (2) 応答についてはもう少し詳細な検討と、正方形に近いパネル及び防撓板に対する計算が必要である。
また繰返し衝撃による残留撓みについても、今後の研究に待つところが多い。

参考文献

- 1) S. L. Chuang : Naval Ship & D Center Report 3248 (1970)
- 2) 竹沢誠二外 : 日本造船学会論文集第 135 号
- 3) 萩原孝一外 : " 第 135 号及び第 136 号
- 4) 西部造船会技術研究会研究報告、第 16 号
- 5) W. M. Maclean : Dissertation, Doctor of Engineering in the Graduate Division of the University of California, Berkeley, 1967
- 6) 日本造船研究協会第 133 研究部会、昭和 46 年度及び昭和 48 年度報告書
- 7) G. R. G. Lewison : R. I. N. A. vol. 112, 1970
- 8) 永井保外 : 日本造船学会論文集第 131 号
- 9) 永井保外 : 日本造船協会論文集第 124 号
- 10) 鶴田彰介外 : 日本造船協会論文集第 109 号

2.1.2. 繰返し荷重による構造要素の疲労亀裂発生

(担当 八木順吉 大阪大学)

本研究は Trans. の Web 等に亀裂が発生した場合、その亀裂が繰返し荷重によつて外板の板厚方向に進展し外板を貫通するか、または Web と外板の溶接部に沿つて伝播するかについて実験的に調査し、どのような条件の場合に亀裂が外板を貫通或は溶接部に進展するかを検討したものである。

(1) 試験模型及び荷重方法

試験模型は図 2.1.8 及び図 2.1.9 に示されるような 2 種類で前者は阪大で実験に使用されたものであり、後者は I H I で用いられたものである。何れの模型も Web に Slit が設けられており、

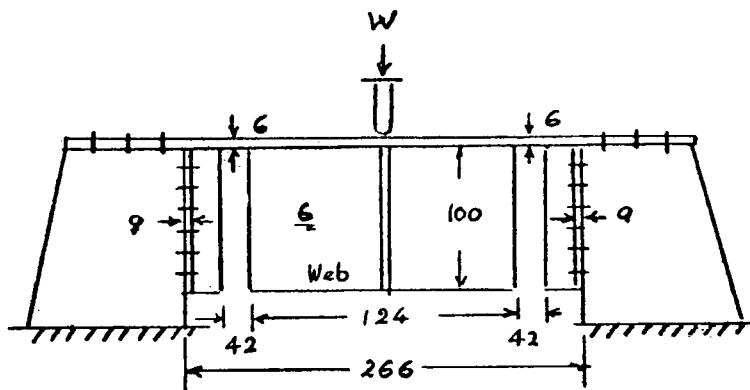
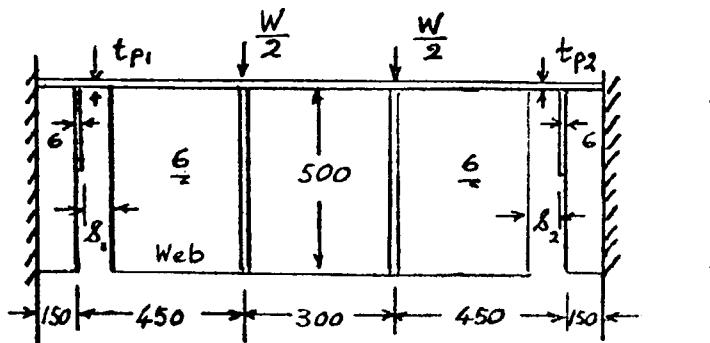


図 2.1.8 阪大模型



Model	t_{p1}	g_1	t_{p2}	g_2
1	12	124	9	124
2	12	79	9	79
3	9	34	6	34
4	9	79	6	124

図 2.1.9 I H I 模型

後者では Slit の幅及び外板の板厚を種々に変え、これらの値により Slit からの亀裂の進展方向がどのようにになるかを調査した。

荷重は図に示されるように、それぞれ Web の補強材が取り付けられている点で外板側から集中荷重として与えられ、疲労試験においては片振り圧縮の繰返し荷重が与えられた。

(2) 静的試験

(a) 歪分布

先ず静的荷重で模型を破壊させる前に、各部の歪分布を計測し、(4)で述べられる近似計算法による歪分

布と比較し、この計算法の精度を調査した。図2.1.8に示された阪大模型の荷重 $W = 3,000 \text{ kg}$ における歪の実測値と上記の計算値とを図2.1.10に示す。図中の○印は Web と Plate を引離そうとする方向の垂直歪を示しており、×印は Web に生じた剪断歪であり、●印は Slit 部の Plate の曲げ歪である。実測値と線で示された計算値とを比較すれば、両者は可成りよく一致しており、この計算法は一応満足すべき精度を有するものと思われる。

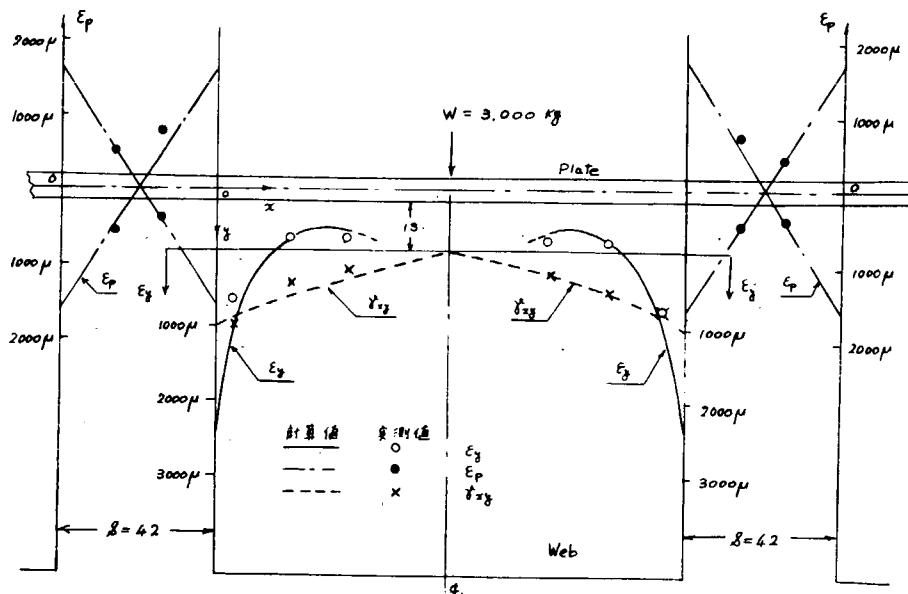


図2.1.10 Webの垂直及び剪断歪分布、Plateの曲げ歪分布

亀裂の発生条件として考えられる歪は、Web の垂直歪 ϵ_y 、剪断歪 τ_{xy} 及び Plate の曲げ歪 ϵ_p があるが、これらの歪の中で Slit の間隔 S の大きさに直接関係する歪は ϵ_p であり、これは S と比例して増大する。 ϵ_y も S に関係するが後述の計算式に示されているように、 ϵ_p の場合程は敏感に影響されない、また τ_{xy} は S に無関係である。 ϵ_y と τ_{xy} の大きさを比較すれば ϵ_y の方が遙かに大であるので、亀裂発生の要因と考えられる歪としては ϵ_p と ϵ_y とがあげられる。これらの歪の大小関係は S の大きさによって変化し、 S が大になるに従つて ϵ_p の方が急速に増大する。従つて ϵ_p によつて Plate に亀裂が発生するか、 ϵ_y によつて Web に亀裂が発生するかは S の大きさに支配されると思われる。

(b) 静的破壊試験

図2.1.11に阪大模型の静的破壊試験における破壊に至るまでの歪及び変形並びに亀裂発生状況を示す。図中の○印及び△印は Web の端から 5 mm、Plate 下面から 13 mm 離れた点における垂直歪 ϵ_y 、 ϵ_x であり、×印はその点の剪断歪 τ_{xy} を示す。これらの歪は荷重が $W = 10 \text{ ton}$ で急激に減少しているが、これは隅肉溶接の Bead に生じた亀裂が歪ゲージの貼付位置すなわち Web 端から 5 mm まで

進展した結果各歪が解放されたためである。この模型では Plate には亀裂発生は認められなかつた。

(3) 疲労試験

各模型に対する片振り圧縮荷重による

疲労試験結果を図 2.1.12 に示す。本図の縦軸は Web 端における Web と Plate との間の引張歪 (ϵ_y)_{max} の計算値を示しており、横軸は疲労亀裂長さが 2 mm に達したときの繰返数 N_c を示す。図中の M 4 模型では亀裂が Plate に生じたが、その他の模型ではすべて亀裂は Web の隅肉の Bead または Web IC 発生している。

M 4 模型とその他の模型の亀裂発生場所の相異の原因を検討するため Plate の Slit 端における曲げ歪 ϵ_p を各模型に対して計算し、その結果を図示したものが図 2.1.13 である。図中の縦軸は荷重 5,000 kg における各模型の Plate の曲げ歪 ϵ_p を示しており、横軸は Slit の巾 S を示す。これによると Plate の板厚 t_p が 9 mm 及び 12 mm の模型では ϵ_p の値は何れも $3 \times 10^3 \mu$ 以下であり、これらは Plate には亀裂が発生していない。一方 $t_p = 6 \text{ mm}$ の M 4 模型では ϵ_p の値は $4 \times 10^3 \mu$ 以上であり亀裂は Plate に発生して貫通している。 $t_p = 6 \text{ mm}$ の M 3 模型では ϵ_p の値は上記 2 種の模型の中間であり、亀裂は先ず Bead 端から発生し、それが斜に進展してから Plate 側に進みその後 Plate を貫通している。

図 2.1.14 は Web に発生した亀裂長さと ϵ_p との関係を示したものである。M 3 模型では亀裂長さ C の増加と共に ϵ_p は $t_p = 6 \text{ mm}$ の線に沿つて増大し、それがある値に達すると Plate 側に亀裂が進展すると考えられる。一方 $t_p = 9 \text{ mm}$, 12 mm の模型では Web に亀裂が発生しても ϵ_p の増加量は $t_p = 6 \text{ mm}$ のものに比べて小であり、亀裂長さが可成りの大きさに達しても、 ϵ_p の値は $3 \times 10^3 \mu$ を越えない。

(4) 歪の近似計算式

(a) Web と Plate 間の引張歪 (ϵ_y)

図 2.1.15 に示す Slit 付き Web と Plate より成る構造が W になる集中荷重を受ける場合の Web と Plate 間に生じる鉛直方向の引張歪 ϵ_y を求める。

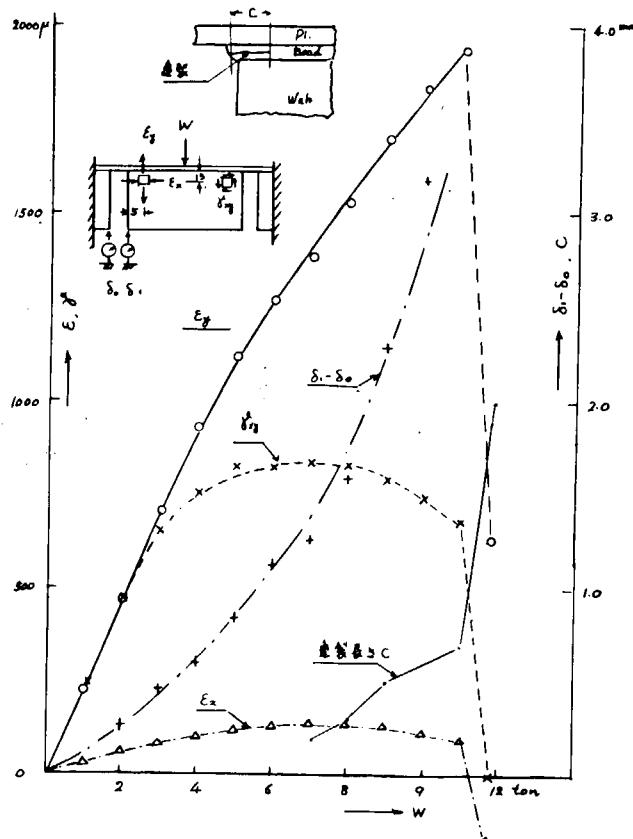


図 2.1.11 阪大模型の静的試験

	M1-1	M1-2	M2-1	M2-2	M3-1	M3-2	M4-1	M4-2
t_p	12	9	12	9	9	6	6	6
δ	124	124	79	79	34	34	79	124

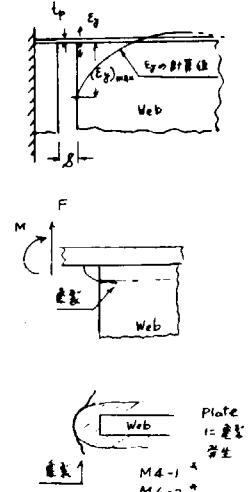
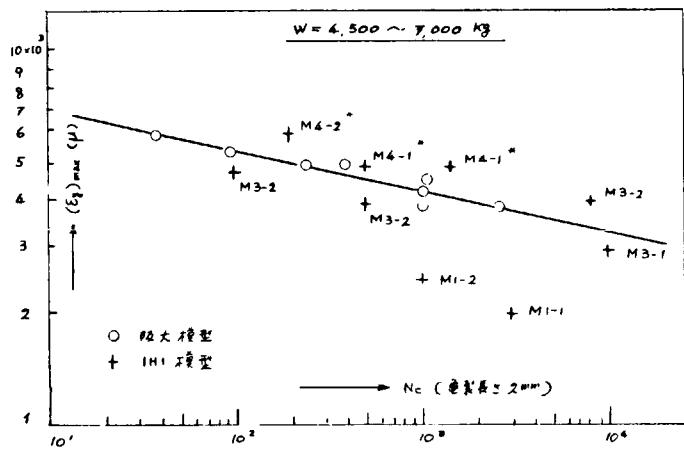


図 2.1.1.2 $(\epsilon_y)_{\text{max}} - N_c$ 線図

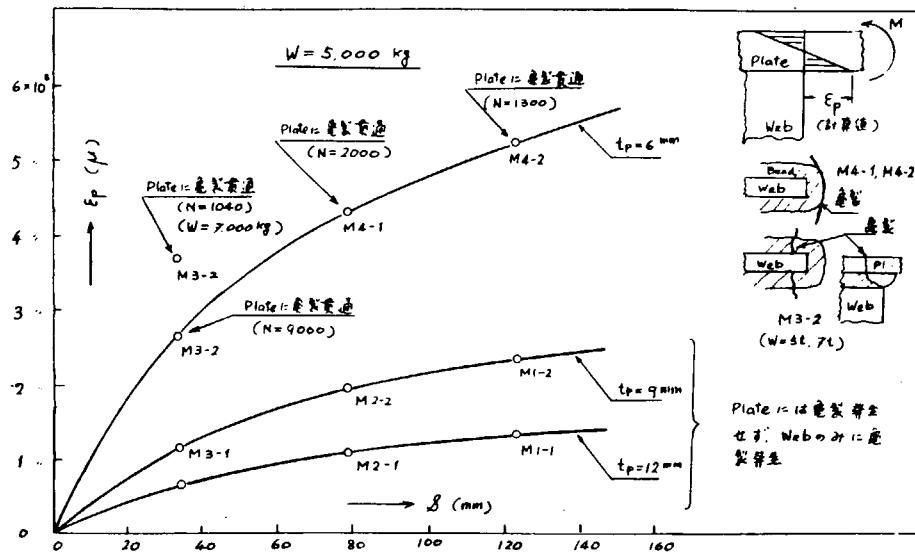


図 2.1.1.3 ϵ_p と Plate 龟裂発生との関係

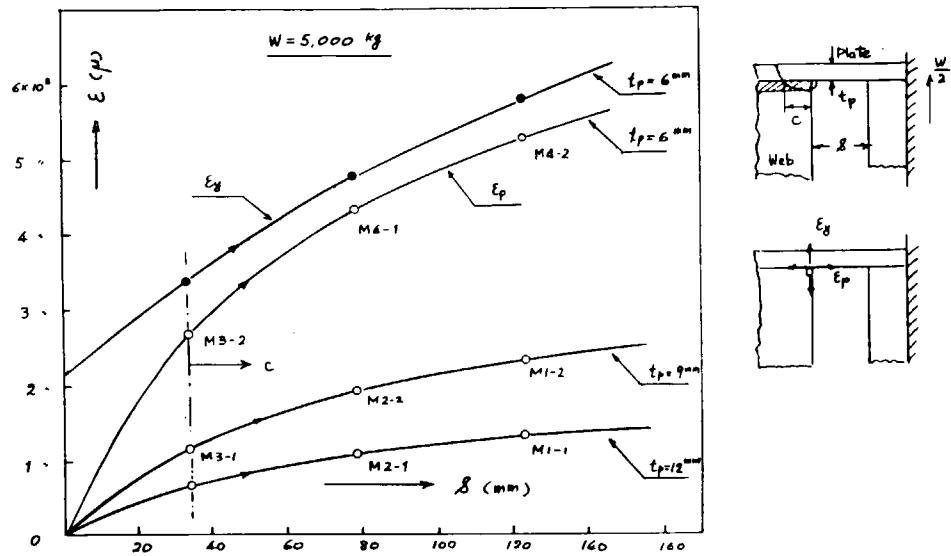


図 2.1.14 Web の龜裂長さと ϵ_y との関係

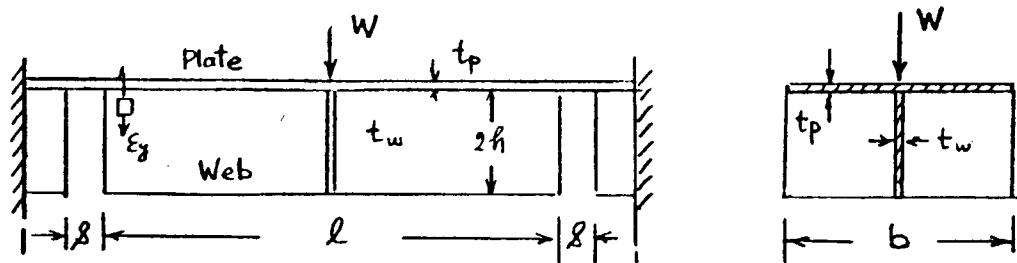
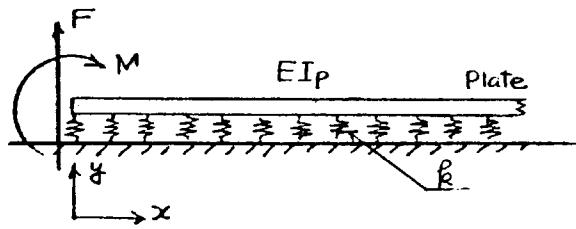


図 2.1.15

図 2.1.16 に示すように近似として Plate は Web の面内剛性によって定められる Spring Constant k なる Elastic Foundation 上の Beam と見做す。この場合 Spring Constant と Beam の曲げ剛性との比が大で $\beta \ell > 3$ の場合は Long Beam と見做せるので Plate を Semi-infinite Beam と考えると

剪断力 F による Beam の



変位 y_f は

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

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

図 2.1.16

Web と Plate 間の単位長さ当たりの反力 P 及びそれによる Web の引張歪 ϵ_f は

$$P = k y_f = 2 \beta F e^{-\beta x} \cdot \cos \beta x$$

$$\epsilon_f = \frac{P}{E t_w} = \frac{2 \beta F}{E t_w} \cdot e^{-\beta x} \cos \beta x \quad (2.1.8)$$

一方 Beam の端に作用する曲げモーメント M による変位 y_m は

$$y_m = \frac{2 \beta^2 M}{k} \cdot e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) \quad (2.1.9)$$

これに対応する反力 P 及び Web の引張歪 ϵ_m は

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

$$\epsilon_m = \frac{2 \beta^2 M}{E t_w} \cdot e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) \quad (2.1.10)$$

剪断力 F 及び曲げモーメント M による引張歪 ϵ_y は

$$\epsilon_y = \epsilon_f + \epsilon_m = \frac{2 \beta F}{E t_w} \cdot e^{-\beta x} \cos \beta x + \frac{2 \beta^2 M}{E t_w} \cdot e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) \quad (2.1.11)$$

Beam 端に作用する曲げモーメント M は、Web の面内曲り剛性が Plate の面外曲げ剛性に比べて非常に大であるので、Web を剛体と考えると次のようにになる。

$$M = F S / 2$$

Slit 部での Plate に働く剪断力の分布は次のように仮定する。

Plate の横断面に作用する単位長さ当たりの剪断力 f_z は、Web の位置で最大値 f_s であり、Plate の自由辺で f_a とし、その間の分布を図 2.1.17 に示されるように仮定する。すなわち

$$f_z = f_s e^{-\alpha z}$$

定数 α は $Z = b/2$ で $f_z = f_a$ となるよう定める。

また f_s と f_a との比は図 2.1.18 (a) または (b) での Bracket の位置における Plate の撓み δ_b が Slit 間での Plate の撓み δ_s に等しいという条件を用いて決定する。

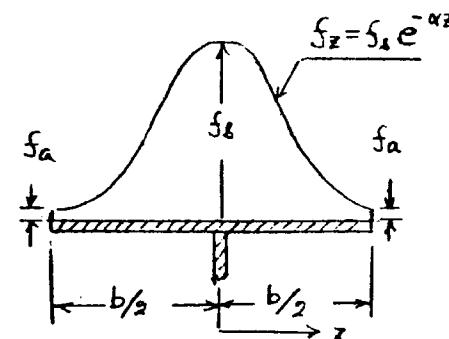


図 2.1.17

$$\delta_b = \delta_s \text{ より}$$

$$(a) の場合は \quad f_a/f_s = (S/a)^3$$

$$(b) の場合は \quad f_a/f_s = (S/b)^3 / (4 - 3b/a)$$

Plate の曲げに対する有効幅 \bar{b}_e は

$$\bar{b}_e = (W/2) / f_s$$

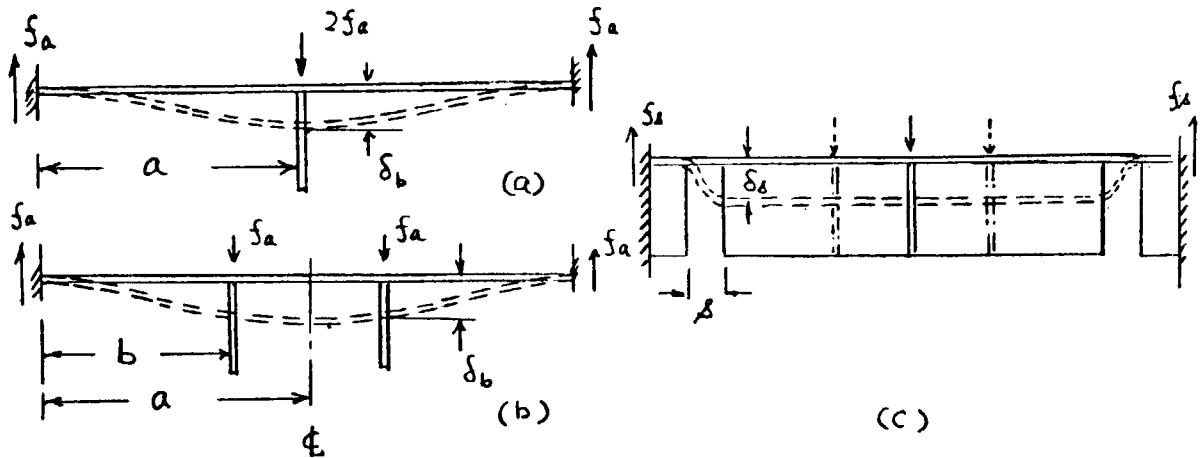


図 2.1.18

一方 f_B の絶対値は外力との釣合条件より求められる。

$$w/2 = 2 \int_0^{b/2} f_z dz = 2 f_B \int_0^{b/2} e^{-\alpha z} dz$$

$b/2$ 間に働く剪断力 F は次のようにになる。

$$F = 2 \int_0^{b/2} f_z dz = 2 f_B \int_0^{b/2} -e^{-\alpha z} dz$$

Plate の有効断面 2 次モーメント I_p

$$I_p = t_p^3 b / 12 (1 - \nu^2)$$

Web の Spring Constant k は図 2.1.19 に示されるような半無限板の自由辺に P なる等分布荷重が作用するときの荷重中央での撓み γ を用いて近似すると

$$\gamma = \frac{2.24 P \eta}{E} (1 - \nu^2) \div \frac{2 P \eta}{E}$$

従つて Web の Spring Constant k は

$$k = \frac{E t_w}{2 \eta} \quad (2.1.12)$$

一方 Web の鉛直方向の反力の分布は図 2.1.20 の実線で示されるような分布になるので近似として $\xi = 2 \eta$ とし、反力が 0 となる位置 ξ は $\cos \beta_0 \xi = 0$ とし、 β の第 1 近似 β_0 を用いて

$$\xi = \pi / 2 \beta_0 \quad \beta_0 = \sqrt{\frac{k_0}{4 E I_p}}$$

ただし $k_0 = E t_w / h$ *

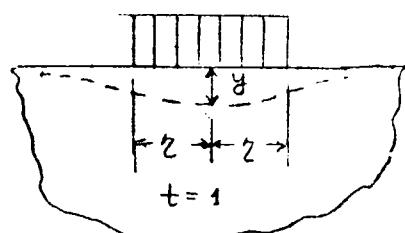


図 2.1.19

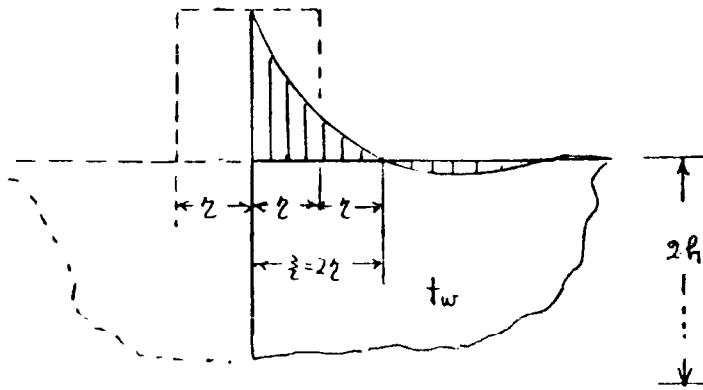


図 2.1.2.0

それ故式 (2.1.12) の Spring Constant k は

$$k = E t_w / \xi \quad (2.1.13)$$

式 (2.1.8) ~ 式 (2.1.11) 中の β は

$$\beta = \sqrt{\frac{k}{4E I_p}} = \sqrt{\frac{t_w}{4\xi I_p}} = \sqrt{\frac{3t_w(1-\nu^2)}{\xi b e \cdot t^3 p}} \quad (2.1.14)$$

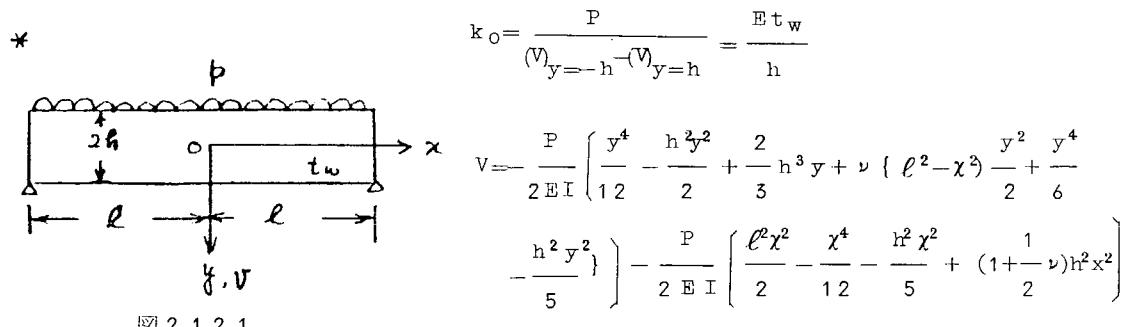


図 2.1.2.1

δ : 中性軸の挠み

(b) Slit 間の Plate の最大曲げ歪 (ϵ_p)

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

$$m = f_s \cdot S / 2$$

$$\epsilon_p = f_s \cdot S / (2Z_p E) = 3 f_s \cdot S (1 - \nu^2) / E T_p^2 \quad (2.1.15)$$

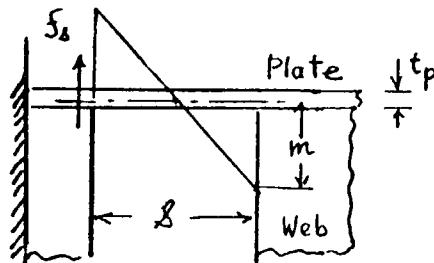


図 2.1.2.2

(c) Web と Plate 間での剪断歪 (γ_{xy})

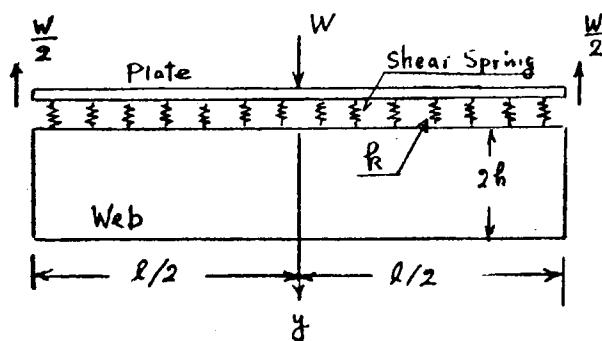


図 2.1.2.3

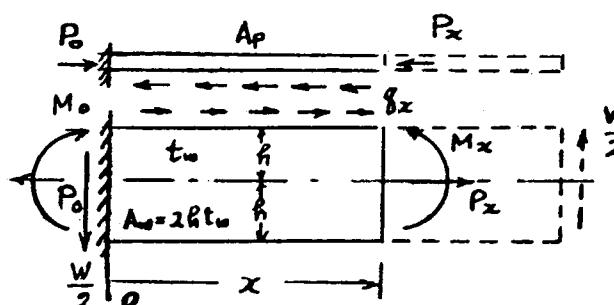


図 2.1.2.4

Web の上面での圧縮歪 ϵ_{wx} は、Web の断面係数を Z_w とすると

$$\epsilon_{wx} = \frac{1}{E Z_w} \left(M_o - \frac{W}{2} x + \int_0^x q_x h dx \right) - \frac{1}{E A_w} \left(P_o - \int_0^x q_x dx \right) \quad (2.1.17)$$

Web と Plate との x 方向の相対変位 δ_x は

この場合も(a)と同様に Plate は Web と Shear Spring によつて結合されていると仮定する。

また Plate の面外曲げ剛性は面内変形に対する剛性に比べて微小であるので、Plate は膜として作用するものと考えると、Plate の圧縮力 P_x は

$$P_x = P_o - \int_0^x q_x dx$$

ただし q_x : Plate と Web の結合部に作用する単位長さ当たりの剪断力

Plate の圧縮歪 ϵ_{px} は

$$\epsilon_{px} = \frac{P_o}{E A_p} - \frac{1}{E A_p} \int_0^x q_x dx \quad (2.1.16)$$

Web に作用する曲げモーメントは

$$M_x = M_o - \frac{W}{2} x + \int_0^x q_x h dx$$

Web に作用する引張力は

$$P_x = P_o - \int_0^x q_x dx$$

$$\delta_x = \int_0^x (\epsilon_{wx} - \epsilon_{px}) dx$$

単位長さ当たりの剪断力 q_x は Shear Constant を k とすれば

$$q_x = k \delta_x = k \int_0^x (\epsilon_{wx} - \epsilon_{px}) dx$$

$$q''_x = k (\epsilon'_{wx} - \epsilon'_{px}) \quad (2.1.18)$$

式 (2.1.16), (2.1.17) を式 (2.1.18) に代入すれば

$$q''_x - \lambda^2 q_x = -kw / (2Ez_w) \quad , \quad \lambda = \sqrt{\frac{k}{E} \left(\frac{1}{A_p} + \frac{1}{A_w} + \frac{h}{z_w} \right)}$$

この解は、 $x = 0$ で $q_x = 0$ の条件を用いると

$$q_x = K (1 - \cosh \lambda x) + \frac{P_o \lambda - K \{ \lambda^{1/2} - \sinh(\lambda^{1/2}) \}}{\cosh(\lambda^{1/2}) - 1} \cdot \sinh \lambda x \quad (2.1.19)$$

ただし、 $K = kw / (2Ez_w)$, $P_o = w A_p l / (4z_e)$

z_e ; Plate の有効幅を Flange に持つ web の断面係数

Shear Spring Constant k は τ_{xy} の Web の深さ方向の分布を 2 次曲線と仮定すると

$$k = 3G t_w / 2h \quad (2.1.20)$$

Web と Plate 間の剪断歪 γ_{xy} は

$$\gamma_{xy} = q_x / (G t_w) \quad (2.1.21)$$

(5) 外板及び Web の亀裂発生条件

(a) 外板の亀裂

図 2.1.13 によれば最初から Plate 側に亀裂が発生し、それが板厚方向及び板幅方向に進展して Plate を貫通した模型は Plate の板厚が $t_p = 6\text{mm}$ の M 4-1 及び M 4-2 であり、何れも Slit 端の Plate の曲げ歪は $\epsilon_p > 4,000 \mu$ である。

一方 $t_p = 9\text{mm}$, 12mm の模型では Plate 側には亀裂は認められず、すべて Web 側のみに亀裂が生じている。これらの模型では Plate の曲げ歪は $\epsilon_p < 3,000 \mu$ である。また上記以外の模型では Web 側に生じた亀裂が Bead に沿つて、または Bead の中に進展し、その後 Plate の方へ伝播して Plate を貫通している。

以上の結果から、外板に亀裂が発生しそれが外板を貫通するためには $N < 10^4$ の Low Cycle の荷重に対しては

$$\epsilon_p > 4,000 \mu \quad (2.1.22)$$

が亀裂発生条件と考えられる。

ϵ_p は式 (2.1.15) で与えられるが、式中の f_s の算定が少し複雑であるので、 ϵ_p の大体の Order を求めるためには次の近似式を用いることができる。

$$\epsilon_p \approx 7.7 \times 10^6 \frac{F}{E t_p^2} \left(\frac{s}{b} \right) \left(\frac{a}{s} \right)^{0.6} \quad (\mu) \quad (2.1.23)$$

ただし、 $F \cdot S \cdot a \cdot b \cdot t_p$ は図 2.1.25 参照

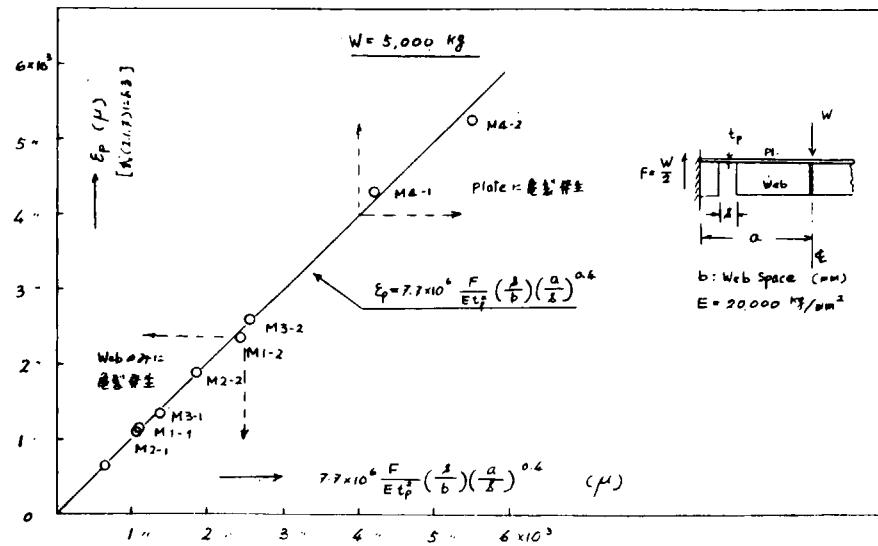


図 2.1.2.5 Plate の曲げ歪 ϵ_p の近似式

また式(2.1.2.2)を満足しなくとも、Web の亀裂長さ C が次式を満足するときは、その亀裂が外板側に進展する可能性がある。

$$7.7 \times 10^6 \frac{F}{E t_p^2} \left(\frac{S+C}{b} \right) \left(\frac{a}{S+C} \right)^{0.4} > 4,000 \mu \quad (2.1.2.4)$$

ただし、C : Web の亀裂長さ (mm)

(b) Web の亀裂

Web の亀裂は Web と Plate 間の引張歪 ϵ_y によって発生し、その最大歪 (ϵ_y)_{max} と亀裂発生までの繰返し数 N_c との関係は図 2.1.1.2 に示されている。この関係を式で示せば $N_c < 10^4$ で

$$(\epsilon_y)_{\max} N_c^{0.1026} = 8.35 \times 10^3 \quad (\mu) \quad (2.1.2.5)$$

ただし (ϵ_y)_{max} は、式(2.1.3)で $x=0$ として与えられる。

(c) 結論

以上の結果から次のような結論が得られた。

- (a) 外板の亀裂発生条件としては、Slit 端の外板の繰返し片振り曲げ歪が $\epsilon_p > 4,000 \mu$ である。
- (b) Web の亀裂発生条件は Slit 端の繰返し片振り引張歪が $(\epsilon_y)_{\max} N_c^{0.1026} = 8.35 \times 10^3 \mu$ を満すことである。
- (c) Web の亀裂はその長さ C が次式を満すときは外板に進展する可能性がある。

$$7.7 \times 10^6 \frac{F}{E t_p^2} \left(\frac{S+C}{b} \right) \left(\frac{a}{S+C} \right)^{0.4} > 4,000 \mu$$

2.1.3 繰返し衝撃による亀裂の伝播

(担当 清水作造 石川島播磨重工業)

S R 1 3 3 研究部会で行われた船体構造模型の繰返し衝撃荷重試験において、構造模型の桁材 Web Plate に発生した亀裂について疲労亀裂伝播則の面から解析し、衝撃的外力が繰返し作用する場合の構造部材の亀裂の進展について、従来の単純試験片の静的繰返し荷重による疲労試験の結果と比較した。さらに大型タンカーのバラストタンク内船側部堅桁を例にとり、この部材の面材が何らかの原因で破断している状態を想定し、この状態に繰返し波浪外力が作用した場合に、この欠陥部から進展する亀裂について、上記の模型実験の結果を使って検討した。

すなわち亀裂の進展速度と亀裂先端の応力拡大係数とを関連づける疲労亀裂伝播則 (2.1.2.6) 式のパラメータ C, m を上記の模型実験の結果から求め、この値を使って上記の面材部から Web Plate 中へ進展する亀裂の長さと、波浪外力の繰返し数との関係を (2.1.2.6) 式から計算し、この船側堅桁の破断に対する疲労寿命の推定を試みた。

勿論上に述べたような衝撃的繰返し荷重が作用する場合や、複雑な構造物を対象とする場合には、疲労亀裂伝播則が一般に成立するか否かは現時点では明らかにされていないため、本検討ではこれが成り立つものと仮定して計算を進めた。

$$\left. \begin{aligned} \frac{da}{dN} &= C (\Delta K)^m \\ \Delta K &= K_1 - K_2 \end{aligned} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.2.6)$$

ただし、a ; 亀裂の長さ (mm)

N ; 外力の繰返し数

K₁ ; 最大外力が作用するときの応力拡大係数 ($K_f - \frac{3}{2}$)

K₂ ; 最小 " " " " " (" ")

C, m ; 材料によつて決まる定数

(1) 繰返し衝撃による船側構造模型の亀裂の伝播

船体構造模型を使った繰返し衝撃荷重試験は各所で行われたが、こゝでは 47 年度に石播で行つたタンカーの船側構造模型の繰返し水面衝撃による疲労破壊実験の結果の一部をとり挙げ、その供試体に発生した亀裂について疲労亀裂伝播則が成り立つものと仮定して以下の検討を行つた。

この供試体は、47 年度の S R 1 3 3 の研究報告書 (頁 99 参照) に示した 6 個のうちの 1 つで、供試体番号 D (重量約 460 kg) がこれに当り、その構造寸法を図 2.1.2.6 に示した。

水面衝撃実験ではこの構造模型の上部に重量約 2,380 kg のバラストタンクを取りつけ、合計 2,840 kg の物体を高さ 2 m の位置からその直下の静水面上に繰返し落下させて、そのパネル面に衝撃圧 (最大 3 kg/cm²) を加えた。

この繰返し衝撃圧の作用により供試体中央の桁の欠陥部 (人工ノッチ) から亀裂が進展し、さらにその直下のスロット開孔部下端の外板にも亀裂が発生した。

こゝではこれらの亀裂のうち図 2.1.2.7 に示す桁材の Web Plate に生じた亀裂 A, B について検討した。

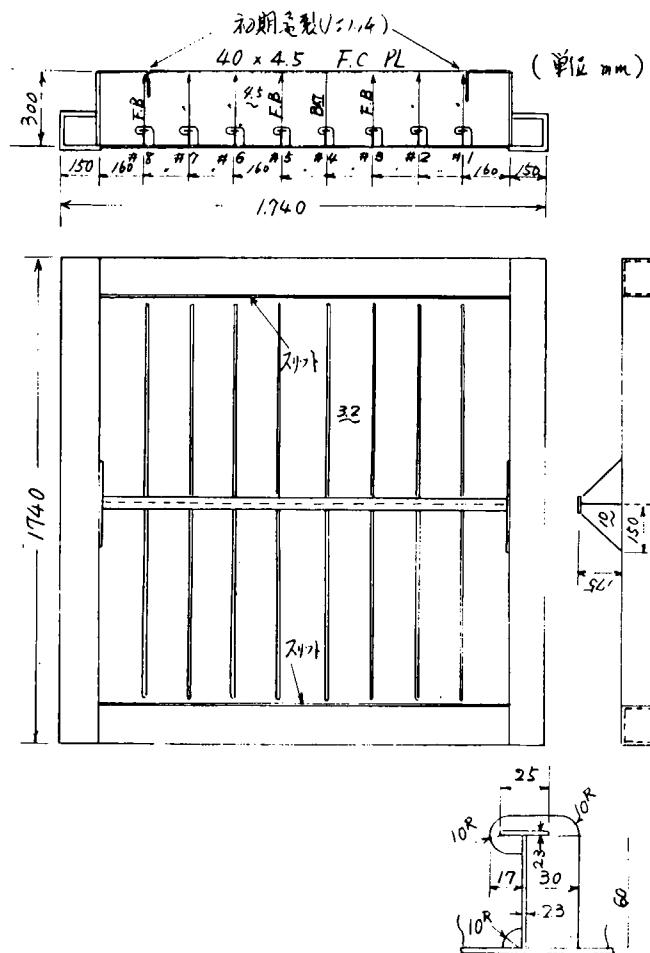


図 2.1.26 繰返し水面衝撃実験用船側構造模型

これら 2 つの亀裂が長さ 150, 170, 180 mm 進展した時点に於る亀裂先端部の応力拡大係数を、有限要素から求まる亀裂部の開孔変位を使って次に示す変位法から求める。

いま亀裂先端から距離 r 離れた位置の亀裂に直角方向の変位を V 、さらに亀裂の進行方向の変位を U とすると、これらの変位 U , V と応力拡大係数 K_I , K_{II} との間の関係は、文献(2)から次式で表わすことが出来る。

$$U = \frac{K_{II}}{G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \frac{2}{1+\nu} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.27)$$

$$V = \frac{K_I}{G} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \frac{2}{1+\nu}$$

ただし、 G , ν ; 材料の横弾性係数と Poisson's Ratio

K_I ; Mode I の場合の応力拡大係数

K_{II} ; Mode II の場合の応力拡大係数

対象とする亀裂部は桁の端部に近いため、剪断の影響が大きいと考えられることから上式の K_I と K_{II} から等価な応力拡大係数 K_E を求める必要があり、これは次の (2.1.28) 式から計算出来るものと仮定した。

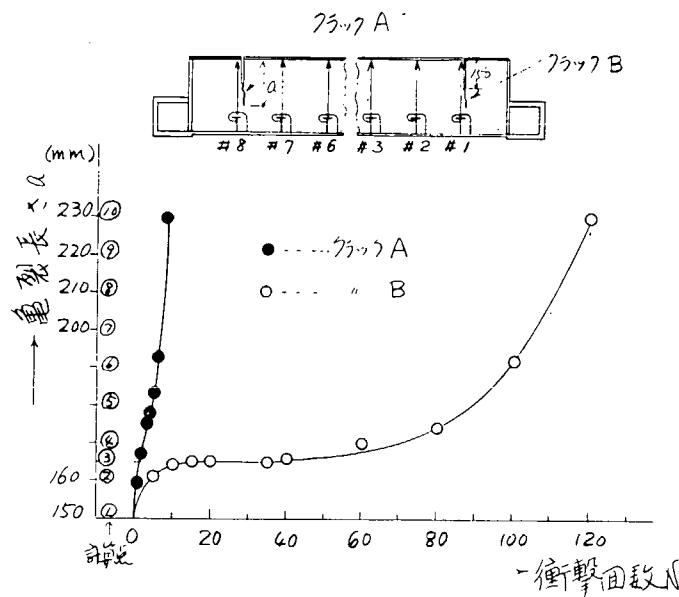


図 2.1.27 繰返し衝撃回数と亀裂の進展

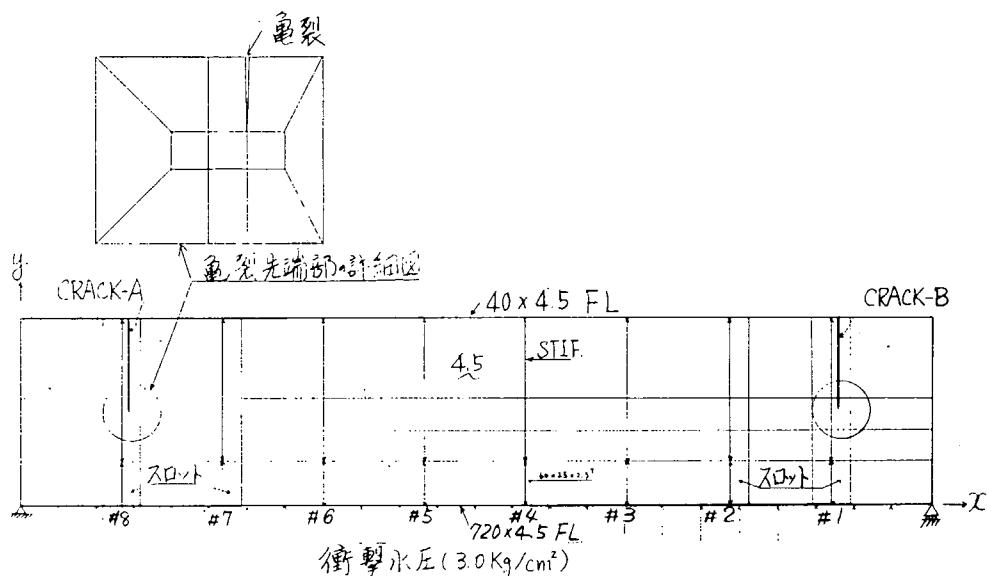


図 2.1.28 船側構造模型の有限要素法による解析におけるユニット分割図

$$K_E = \sqrt{K_I^2 + K_{II}^2} \quad \dots \dots \dots \quad (2.1.28)$$

上に示した変位 U , V を有限要素法から計算したときの供試体のユニット分割及び境界条件等を図 2.1.28 に示す。計算では各ユニットの各辺を 2 分割, 3 分割及び 5 分割と細かくした 3 ケースのメッシュ分割について解析を行い、その結果を外挿して亀裂先端附近の要素を無限に小さくした場合の K -Value を求めた。

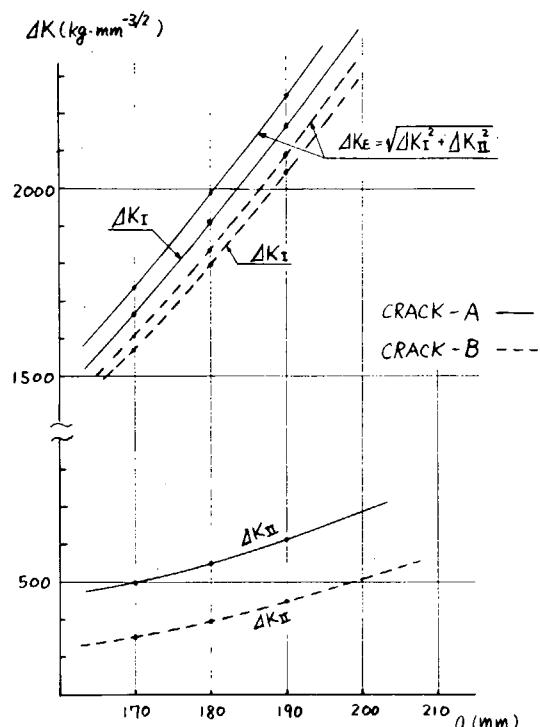


図 2.1.29 応力拡大係数 (ΔK) と亀裂長さ(a)との関係

図2.1.29はこれらの計算から得られた ΔK_I , ΔK_{II} 及び ΔK_E と亀裂長さ a との関係を示したもので、亀裂A及びB共に ΔK_I の値が ΔK_{II} に比べ圧倒的に大きく、その値は前者が後者の約3倍に達していることが分る。すなわちこれら2つの亀裂が剪断力の大きい桁の端部に位置しているIC拘らず、これらの亀裂に対しては破壊Mode Iの K_I -Valueが支配的に影響していることが認められる。

次に実験結果の亀裂進展曲線(図2.1.27)から亀裂の伝播速度 da/dN を求め、 ΔK_I , ΔK_{II} 及び ΔK_E と da/dN との関係を図2.1.30に示した。

この図中の直線上の点の番号は

亀裂進展曲線のグラフ(図2.1.27)に示した計算点の番号を表わし、これらの計算結果はこの両対数目盛のグラフ上ではほぼ直線上に集まっている。

この結果から前に示した(2.1.26)式のパラメータ C , m の値を推定すると、表2.1.3に示す如くになる。表中の C_I , m_S の値は亀裂の進展が K_I にのみ依存すると仮定したときの C , m の値で、他の C_{II} , m_{II} 及び C_E , m_E についても同様の仮定のもとでの値を表わす。

これらの値を通常の構造用鋼板の静的繰返し荷重による疲労試験における $C-m$ の相関図上にプロットすれば、図2.1.31の如くになり、 K_I -及び K_{II} -Valueで整理したものは亀裂A, B共に通常の疲労試験の結果にかなりよく合致しているが、 K_{II} -Valueだけで整理した場合にはかなりはづれていることが分る。

(2) 疲労亀裂伝播則を適用した場合の実船の計算例

上に述べた疲労亀裂伝播則が実船の構造部材の疲

労寿命の推定に適用できるものと仮定して、以下に述べる8,000 DWT タンカーのバラスト・タンク中央のトランスリングの船側部堅桁にこれを適用し、この部材が繰返し波浪外力によつてその Web Plate が破断するまでの疲労寿命の推定を行つた。

先ず検討個所は図2.1.32に示すバラストタンク中央のトランスリングの船側堅桁の水線面附近(図2.1.34又は図2.1.35参照)を対象に、その部分の堅桁の面材が何らかの原因によつて破断している状態を想定し、これに下記に示す繰返し荷重が作用して、この欠陥部から桁の Web Plate へ亀裂が直角に進む

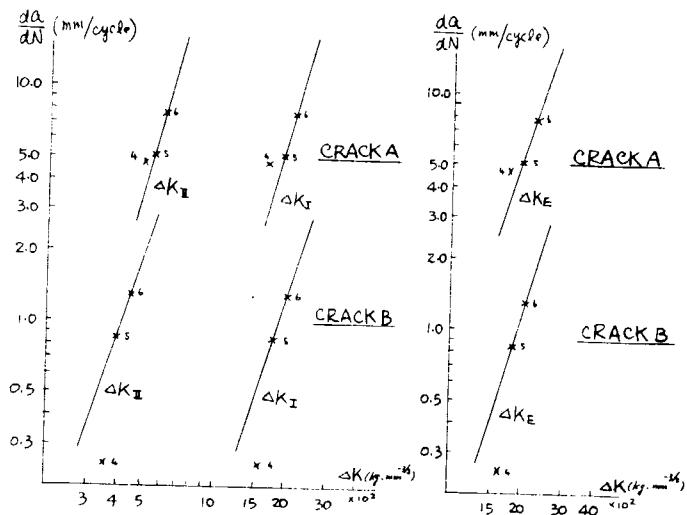


図2.1.30 応力拡大係数(ΔK)と $\frac{da}{dN}$ との関係

表2.1.3 パラメータ C , m の推定値

C , m	亀裂A	亀裂B
C_I	$10^{-10.4}$	$10^{-10.7}$
m_I	3.4	3.2
C_{II}	$10^{-9.7}$	$10^{-8.5}$
m_{II}	3.8	3.3
C_E	$10^{-10.6}$	$10^{-10.7}$
m_E	3.4	3.2

ものと仮定する。その時の亀裂長さ a と外力の繰返し数との関係を上に示した模型実験の結果から推定したパラメーター C , m の値を使って解析した。

供試船 8 0,000 DWT タンカ

主要寸法 $L \times B \times D \times d = 230M \times 35.3M \times 19.5M \times 13.2M$

検討箇所；船体中央附近の Trans Ring

(Fr. No. 70) の水線面附近の Side

Trans (図 2.1.3.2 及び図 2.1.3.5 参照)

荷重条件；図 2.1.3.2 の載荷状態 (Full Load Condition) で波浪発現確

率 $Q = 10^{-4}$ に相当する等価規則波

中を航行するときに船体表面に作用す
る変動水圧 (ストリップ法により計算)

をとる。このときの変動水圧の分布を

図 2.1.3.3 に示す。

(i) Trans Ring 面材の応力振幅

図 2.1.3.3 に示す波浪変動圧が作用す
る場合、Trans Ring の面材に生じる応力

振幅を図 2.1.3.4 に示すメッシュ分割に基づ
いて有限要素法で計算し、

その結果の 1 例を図 2.1.

3.5 に示す。このグラフ

は該部の亀裂が Side

Trans の Web

Plate への面材から

150 mm 進展した状態に

における計算結果である。

さらに図 2.1.3.6 には

各亀裂長さとその時の亀裂先端部の応力集中度との関係を示した。このグラフによれば、亀裂方向に直角に作用する直応力の最大値は亀裂長さが大きくなるにつれて減少する傾向が見られ、亀裂長さ $a = 300$ mm と $a = 600$ mm の場合には応力のピーク値の間には殆んど変化が見られない。

(ii) 応力拡大係数の計算

この実船の場合にも亀裂先端部の応力拡大係数

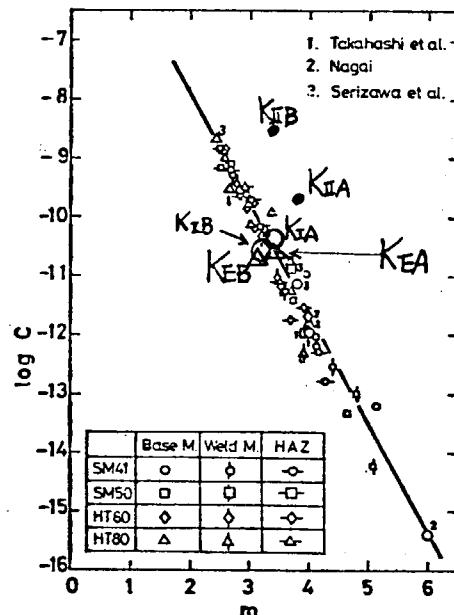


図 2.1.3.1 構造用鋼板における $C-m$ 相関々係

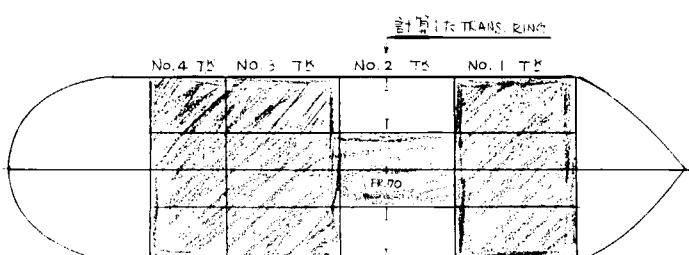


図 2.1.3.2 載荷状態 (FULL LOAD CONDITION)

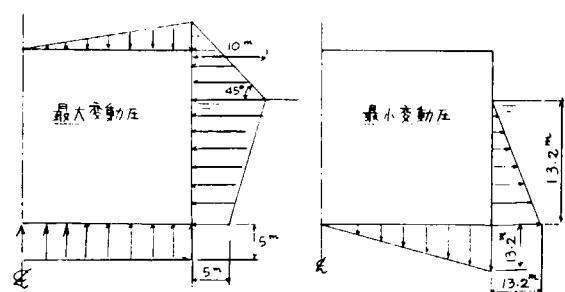


図 2.1.3.3 波浪変動圧 (水頭換算)

数の値を前に述べた模型実験の場合と同様に変位法によつて計算し、その結果を図 2.1.3.7 に示した。このグラフによれば ΔK_I の値は亀裂長さが 300 mm の範囲ではかなり急激に減少し、この附近から ΔK_I は 200 の線に漸近していくことが認められる。これに対し ΔK_{II} は亀裂の進展と共に増加の一途をたどり ΔK_I の場合とはかなり傾向が異なることが分る。亀裂の進展と共に ΔK_I の値が減少する傾向は、該部の船側堅弾には圧縮の軸力が作用していることが影響するものと考えられる。

(iii) 亀裂長さと変動外力の繰返し数との関係

船側構造模型の繰返し水面衝撃実験の結果から推定したパラメーター C_E , m_E の値を使い、上記の等価応力拡大係数 ΔK_E から亀裂長さ a と前記の変動外力の繰返し数 N との関係を (2.1.2.7) 式から計算した。

$$N = \int_0^a \frac{da}{C_E (\Delta K_E)^{m_E}} \quad (2.1.2.7)$$

この結果を図 2.1.3.8 に示す。このグラフから判断すれば前に示した波浪発現確率 $Q = 10^{-4}$ の変動圧が const. に船体に作用するものとすれば、船側堅弾の面材から進展した亀裂が外板に達する迄の疲労寿命 N は $N = 1.12 \times 10^5$ 回となる。

(3) 結び

以上の結果を要約すると次の如くなる。船側構造模型の繰り返し水面衝撃実験から得られた亀裂進展曲線を使い、さらに計算から求めたこの構造模型の亀裂に対する応力拡大係数を使って疲労亀裂伝播則のパラメーター C , m を推定したところ、これらの値は一般的の構造用鋼板の静的繰返し荷重のもとでの疲労試験の場合の値に比較的よく一致することが分った。

さらにこの構造模型の場合には剪断力の大きい領域に亀裂が存在するに拘らず、この亀裂の進展に対しては $K_{II}-Value$ よりも $K_I-Value$ が支配的影響を有することが分った。

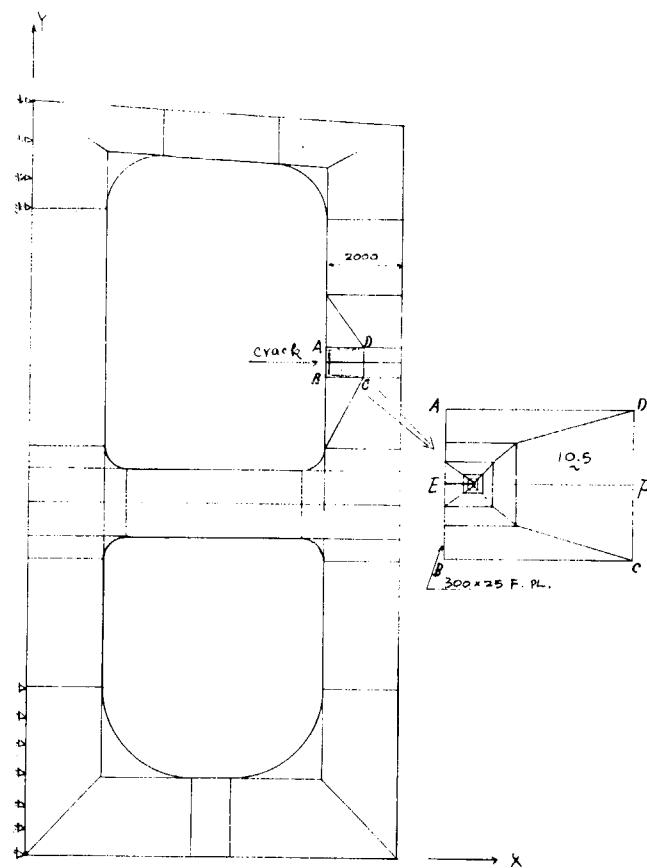


図 2.1.3.4 Trans Ring のユニット分割図

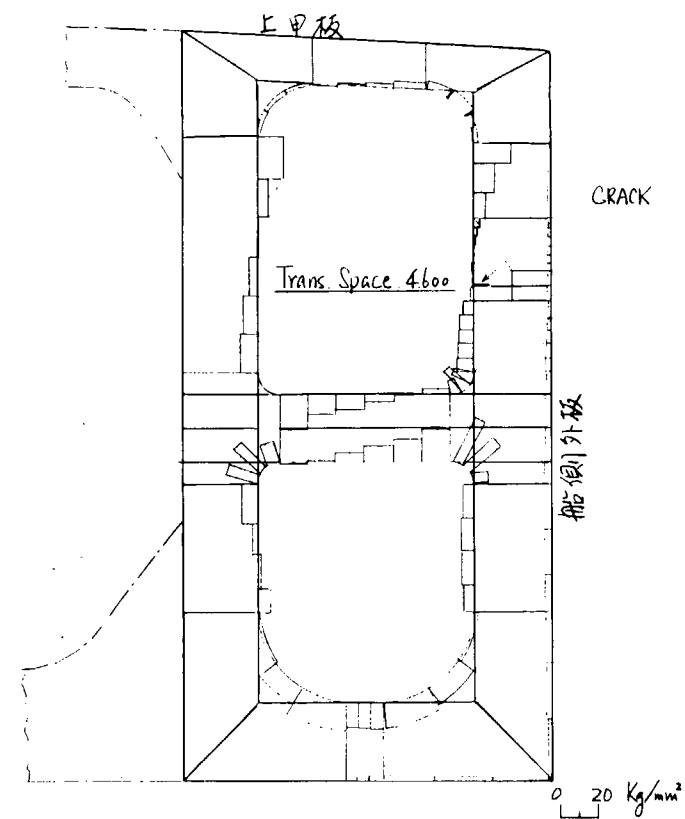


図 2.1.3.5 面材の応力（複振幅）
(龜裂がWeb Plate 中へ 150 mm 進んだ場合)

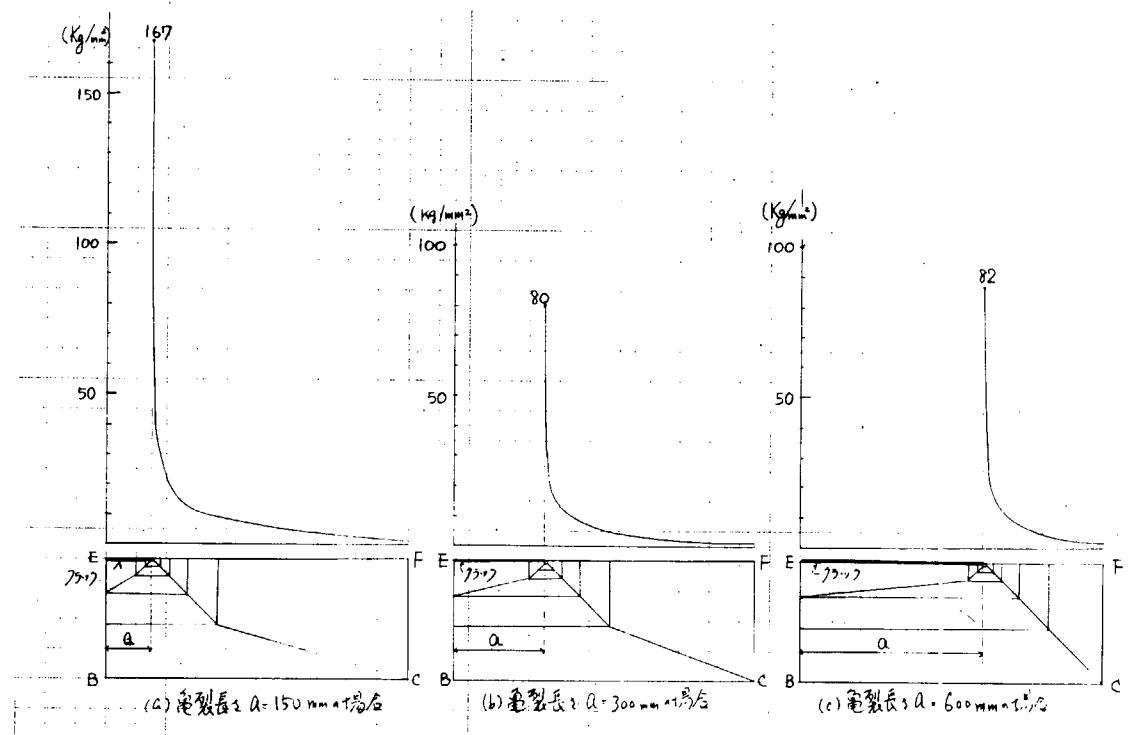


図 2.1.3-6 龜裂先端部の応力分布

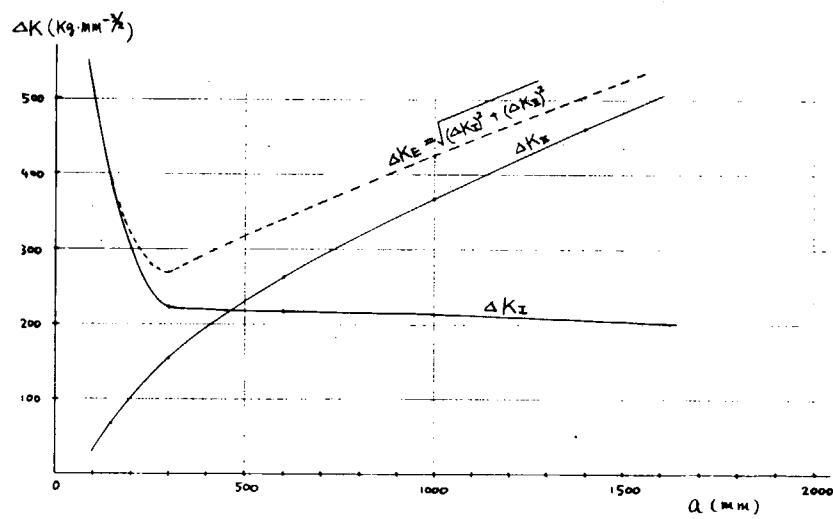


図 2.1.3-7 応力拡大係数 (ΔK) と亀裂長さ(a)との関係

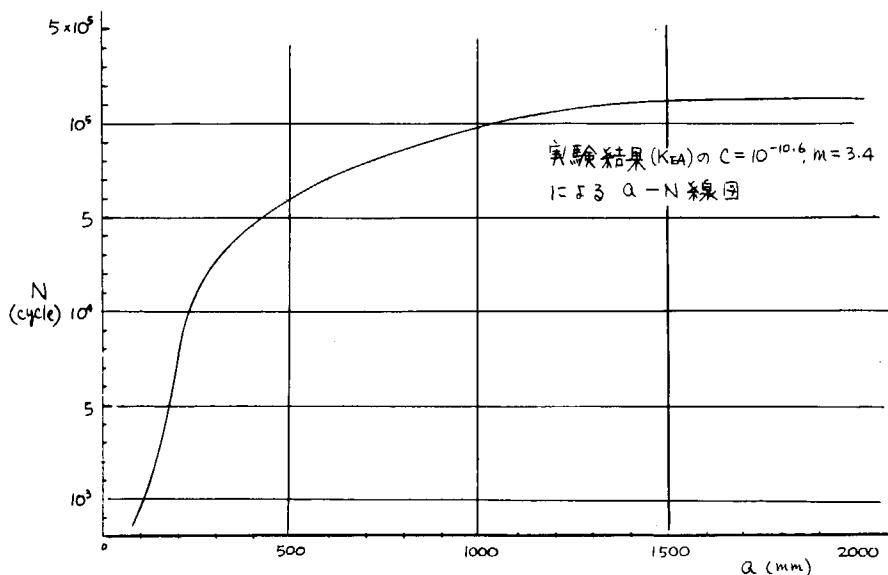


図 2.1.3.8 龜裂長さ(a)と繰返し数(N)との関係

実船のタンカーの船側堅桁の龜裂の進展に疲労龜裂伝播則が適用可能と仮定して、上記の模型実験の結果から求めたパラメーターの値を用いてこの堅桁の破断に対する疲労寿命を推定すると、 10^{-4} の波浪発現確率に相当する一定の変動圧が相次いで船体に連続的に作用する場合には、この疲労寿命 N は $N = 1.12 \times 10^5$ (cycle) であることが推定された。

参考文献

1. 越賀房夫、川原正言： 疲労龜裂伝播に注目した設計基準に関する二、三の考察、日本造船学会論文集第133号（昭和48年6月）
2. 上田幸雄、矢尾哲也： 応力拡大係数の計算法、溶接学会誌第42巻第9号（昭和48年）
3. 日本造船研究協会第133研究部会：船舶構造強度に関する研究報告書、日本造船研究協会研究資料No.178（昭和48年3月）

2.2 外板構造の衝撃応答実験

(担当 八木順吉 大阪大学、西牧 興 日立造船技研)

本研究は、本研究部会の衝撃実験小委員会によつて検討、立案、計画され、それについて本部会委員会の審議結果に基いて実施されたものである。

本節では大型衝撃水圧発生装置による外板構造の衝撃応答実験について述べる。本装置は昭和48年度において製作され、日立造船技術研究所に設置されたもので、その仕様、製作時の諸検討事項、完成後の性能確認試験の結果などは昭和48年度の当研究部会報告書に述べられているが、ここにその主仕様を再記する。

方式： 縦型円筒殻容器

高さ： 約6 m

外径： 約2.8 m

試験体受圧面積： 1.5 m × 1.5 m

最高圧力： 1.5 kg/cm²

衝撃圧ピーク値到達時間： 0.01秒

2.2.1 衝撃圧力波形

図2.2.1に装置本体の構造原理を示す。この構造からして、始めに破裂板D_Bを破り、続いて破裂板D_Aを破つた時のA室およびB室の圧力P_AおよびP_B、および試験体に作用する差圧(P_A-P_B)は基本的に図2.2.2のような変化をすることが予想される。しかし実際の圧力波形は、装置本体の圧力容器としての特性、試験体の剛性、破裂板の破壊特性、破壊時間差設定、N₂ガスの容積など種々の因子の影響を受け、かなり複雑な変化を示す。そこで本試験に先立つて、各因子を種々に変えて、圧力波形の検討を行なつた。

その結果、本装置によつて得られる衝撃圧力波形は4つの代表的なパターンに分類することができる。

第1のパターンの曲型的な波形を図2.2.3に示す。一般に破裂板D_Bの破壊と同時にA室圧力P_Aに周期約4/100秒の圧力振動が発生する。このP_Aの振動波形の最初の極大値のところで、試験体に加わる差圧(P_A-P_B)が最大になる。したがつて衝撃圧ピーク値到達時間は、B室圧力開放時間t₁、あるいはD_A破壊時間t₂に関係なく、約13/100秒である。図2.2.3の例におけるD_A破壊時間t₂は約13/100秒である。

第2のパターンの曲型的な波形を図2.2.4に示す。これは破裂板D_Bの有効面積を小さくするなどして、B室圧力開放時間t₁を大きくすることによつて得られる。この場合、差圧(P_A-P_B)はいつたん負となるため、みかけのピーク値到達時間は1/100秒程度にまで小さくなる。

第3のパターンの曲型的な波形を図2.2.5に示す。これはA室内にもN₂ガスを導入して、フロート弁が効かないような状態にすることによつて得られる。この場合には、D_Bの破壊に伴うA室圧力P_Aの振動が現われず、したがつてP_Bの降下がそのまま差圧(P_A-P_B)の上昇になるので、ピーク値到達時間の短い波形が得られる。また、この場合にはD_Aを破壊しても、A室内のN₂ガスが膨張するため、P_Aの低下は非常に緩慢である。

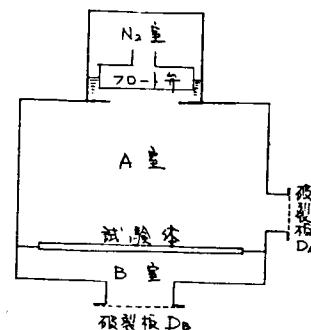


図2.2.1 構造原理図

第4のパターンの曲型的な波形を図2.2.6に示す。

これはA室内に少量のN₂ガスを封入して、破裂板D_AおよびD_Bを同時に破壊することによつて得られる。破裂板の破壊に伴い、P_A、P_Bは同時に下降を開始するが、A室内に少量のN₂ガスを封入しているためP_Aの下降はP_Bにくらべて緩慢であるため、差圧(P_A-P_B)には、B室圧力開放時t₂において最大値が現われる。したがつてピーク値到達時間はt₂に等しい。そのため、破裂板D_Bの有効面積を加減することにより、ピーク値到達時間を任意に制御することが可能である。ただし、ピーク値圧力は初期設定圧力よりかなり小さくなり、かつ、その値の制御はむつかしい。

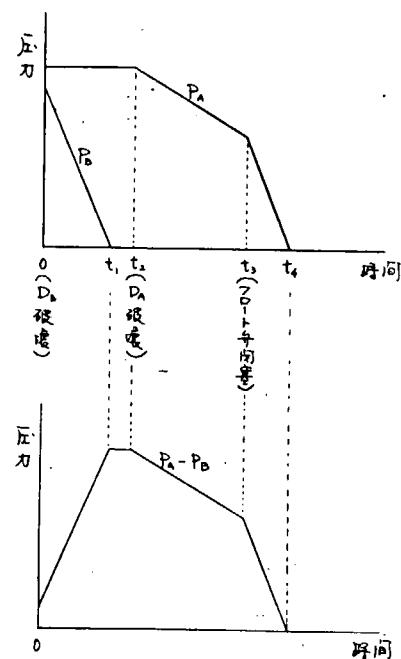


図2.2.2 基本的压力变化

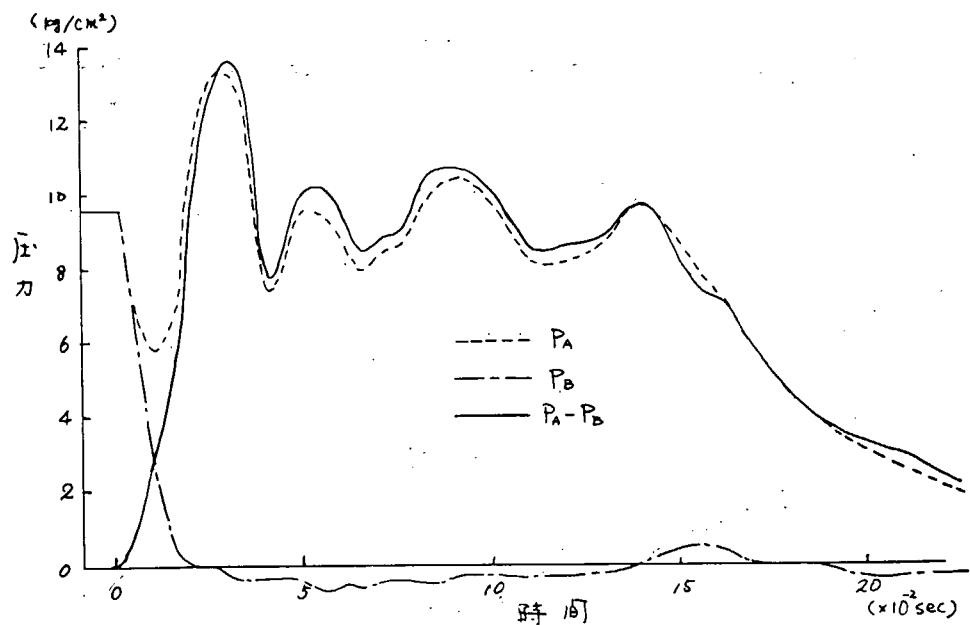


図2.2.3 第1パターン圧力波形

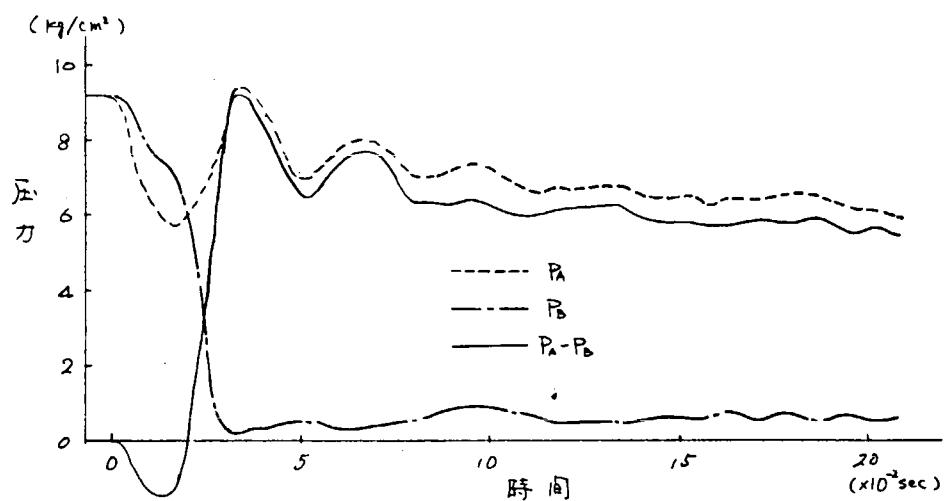


図 2.2.4 第2パターン圧力波形

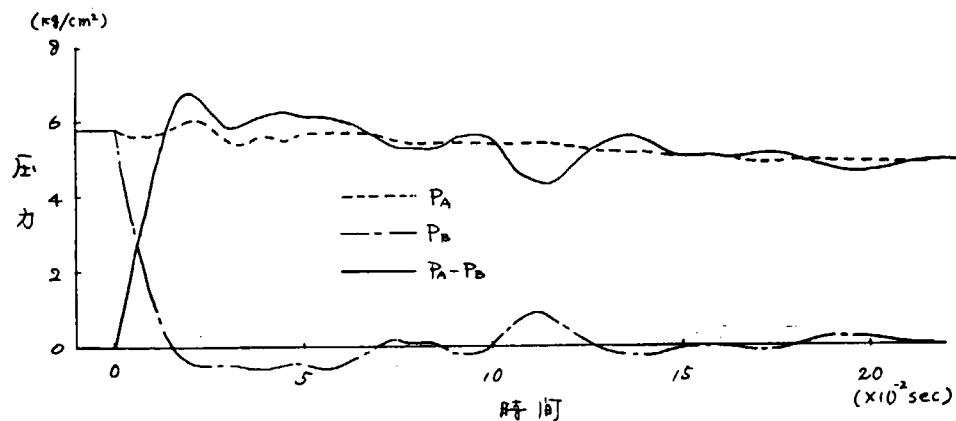


図 2.2.5 第3パターン圧力波形

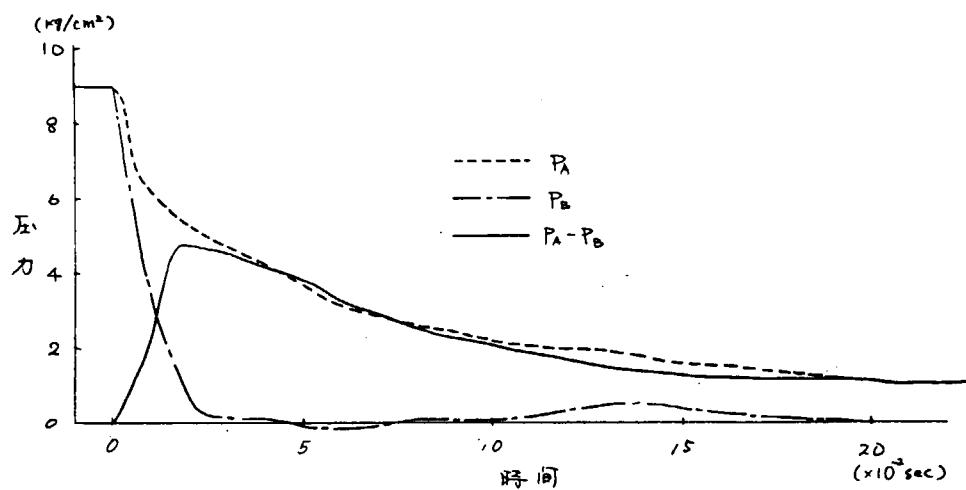


図 2.2.6 第4パターン圧力波形

2.2.2 平板模型の衝撃応答実験

船殻外板構造の動的な応答を究明するため、先ず最初に、種々の板厚を有する平板模型に対しシリーズに実験を行なつた。平板を選んだ主な理由は、剛性および周辺拘束度の評価が容易であり、2.2.4に述べる平板を一自由度振動系に置換した場合の応答解析との比較検討が容易であることである。

(1) 供試模型

供試平板模型の受圧面寸法はいずれも1.5m平方である。板厚16mmの平板模型を2体、板厚19mmおよび55mmを各1体、計4体製作した。供試体一覧を表2.2.1に示す。この中で、PL-55BはPL-55Aと同一の試験模型である。PL-55Aの試験終了後周辺拘束度を変えて再度試験を行なつた。

(2) 自由振動実験

打撃法により、非接水および接水時の自由振動実験を実施した。A室内水位を段階的に変えて、B室側から打撃した場合の試験結果を図2.2.7に示す。PL-16-AおよびPL-19に対しては、非接水時の試験結果を横軸上にプロットして示す。板厚55mmの平板では水位約1m程度で固有振動数fの水位Hに対する減少は飽和しHが約3mでほぼ非接水時の半分になる。これに対し、板厚16mmの平板では水位約2m程度でfの減少が飽和し、その値は非接水時の約1/3である。

また、実験により得られた非接水時固有振動数faを計算値と対照して表2.2.2に示す。いずれの試験体に対する試験に於ても、高次成分を含む調和振動の波形が得られているが、図2.2.7および表2.2.2に示したものは1次の固有振動数成分である。

表2.2.2の中で()の中は、正方形平板の固有振動数を与える式；

$$f_a = c \lambda \frac{\pi}{2 a^2} \sqrt{\frac{D g}{\gamma t}}$$

$$D = \frac{E t^3}{12 (1-\nu^2)}$$

t ; 板厚

$$E = 21000 \text{Kg/mm}^2$$

$$\lambda = 3.646 \quad (\text{固定})$$

$$\nu = 0.3$$

$$= 2 \quad (\text{支持})$$

c ; 修正係数

におけるcλの値である。これより試験体の周辺拘束度を推定することができる。

(3) 静的水圧荷重試験

PL-16-B、PL-19およびPL-55Bに対して静的水圧負荷試験を実施した。

板中央点の撓みは専用の水中変位計（電子工業株式会社製作）により測定した。PL-55Bに対しては、計器の誤操作のために測定値が得られなかつた。

PL-16-B、PL-19いずれの場合も、実験値は、周辺固定平板の大撓み（面内力を考慮した）の計算値に一致するが、大変形領域になるとこの計算結果より撓みがいく分大きな値をとる。

PL-16-Bにおける、板中央点の歪ε_{ac}（A室側）およびε_{bc}（B室側）と圧力との関係を図2.2.8に、また取付辺中央点の歪ε_{ab}（A室側）およびε_{bs}（B室側）と圧力との関係を図2.2.9に示す。水圧の小さい段階において軸力成分が生じているのは、溶接取付時に生じた初期変形の影響である。

PL-55Bに対する静的水圧荷重試験の結果の一例を図2.2.10に示す。微小変形の領域であり、線型計算結果における周辺固定と周辺支持との中間の値をとる。

(4) 衝撃試験結果

各試験体に対してそれぞれ2~4回の衝撃実験を行なつた。各試験結果の概要を表2.2.3に示す。

表の中で記号の意味は次に示すとおりである。

P_{max} ; 最高水圧	τ_p ; 最高水圧到達時間
δ_{max} ; 最大撓み	τ_d ; 最大撓み //
ϵ_{max} ; 最大ひずみ	τ_s ; 最大歪 //
$\left\{ \begin{array}{l} \epsilon_{ac} ; A室側板中央点 \\ \epsilon_{bc} ; B // \\ \epsilon_{as} ; A室側取付辺中央 \\ \epsilon_{bs} ; B // \end{array} \right.$	

i) 圧力波形

PL-16-A, PL-19およびPL-55Aの試験においては、A室およびB室のタンク壁に設けられたノズルの先端に取付けた圧力変換器（共和電業株式会社製；PGM-20KB）により、A室水圧 P_A およびB室水圧 P_B を測定した。試験体に負荷される圧力は両室の差圧であるから、 P_A および P_B の測定値より、その差($P_A - P_B$)を計算して得た。

PL-16-BおよびPL-55Bの試験においては、 P_A および P_B の他に、それぞれ同じノズル先端に圧力計 P'_A (A室側) および P'_B (B室側) を設け、差圧回路を経て、差圧($P'_A - P'_B$)を測定した。

また、16B-1, 16B-2, 55B-2および55B-3においては試験体上でも圧力を計測した。16B-2の場合の時間歴の例を、 P_A , P_B および($P'_A - P'_B$)と対照して図2.2.11に示す。

ii) 撓み

板面中央点の撓みを水中変位計により測定した。計測器の動的応答性能のチェックは性能試験時に行ない、本試験に十分使用しうることを確認した。

最大撓み到達時間 τ_d は、表2.2.3に示すように多くの場合、最高水圧到達時間 τ_p に一致するが、16A-1, 16A-3, 16B-2, 19-2および55A-4においては τ_d と τ_p は一致しない。たとえば16B-2の場合には、圧力波形が最高圧力付近で振動性状を示しており、第2番目のピーク圧が最高圧力であるが、撓みは圧力の第1番目のピーク発生の時間で最大となる。同様の特性がひずみ波形にもみられる。

また、最大撓み量 δ_{max} と、最高水圧と等価な水圧に対する静的水圧負荷試験の結果得られた撓み量 δ_{st} との比較を表2.2.4および表2.2.5に示す。

iii) ひずみ

ひずみの計測位置は静的水圧負荷試験の場合と同じである。最大歪量 δ_{max} と、最高水圧と等価な水圧に対する静的水圧負荷試験の結果得られた歪 ϵ_{st} との比較を表2.2.6および表2.2.7に示す。

表 2.2.1 供試体一覧

供試体項目	板厚 (mm)	材質	備考
P L - 1 6 - A	1 6	S S 4 1	
P L - 1 6 - B	1 6	S S 4 1	
P L - 1 9	1 9	H T 6 0	
P L - 5 5 A	5 5	S S 4 1	同一の試験模型で拘束度変えて実験
P L - 5 5 B			

表 2.2.2 固有振動数 f_a

f _a 供試体	実験値 c/秒 (c λ)	計算値	
		固定	支持
P L - 1 6 - A	7 8 3 0 (4.53)	6 3.1	3 4.6
P L - 1 6 - B	6 8 6 3 (3.97)	6 3.1	3 4.6
P L - 1 9	7 7 8 7 (3.79)	7 4.9	4 1.1
P L - 5 5 A	1 2 6.6 1 (2.13)	2 1 6.9	1 1 9.0
P L - 5 5 B	1 7 2.0 1 (2.89)	2 1 6.9	1 1 9.0

表 2.2.4

項目 実験番号	1 6 B - 1	1 6 B - 2
P _{max} (kg/cm ²)	2.7	6.8
δ _{st} (mm)	1 5.6	2 7.2
δ _{max} / δ _{st}	1.18	1.36
δ _{max} / t	1.15	2.31
τ _p / T	5.48	2.06
τ _d / T	5.96	2.40

 δ_{st} ; 静的撓み

t ; 試験模型板厚

T ; 固有周期(実験値)

表2.2.3 衝撃試験結果

実験番号	16A-1	16A-2	16A-3	16A-4
圧力波形 (Pattern)				
撓み波形				
ひずみ波形				
$P_{max} (T_p)$	5.2 kg/cm ² (0.05 sec)	9.6 (0.06)	5.2 (0.025)	7.5 (0.035)
$\delta_{max} (T_d)$	34.5 mm (0.06 sec)	25.0 (0.06)	37.0 (0.030)	42.5 (0.035)
E_{max} (T_s)	E_{ac} -650 μ E_{bc} 1700 μ (0.05 sec) E_{as} 2600 μ E_{bs} -2300 μ	E_{ac} -250 E_{bc} 1250 (0.06) E_{as} 3000 E_{bs} -2500	E_{ac} -250 E_{bc} 1500 (0.025) E_{as} 4400 E_{bs} -3300	
実験番号	16B-1	16B-2		
圧力波形 (Pattern)				
撓み波形				
ひずみ波形				
$P_{max} (T_p)$	2.7 kg/cm ² (0.08 sec)	6.8 (0.05)		
$\delta_{max} (T_d)$	18.4 mm (0.087 sec)	37.0 (0.035)		
E_{max} (T_s)	E_{ac} -150 μ E_{bc} 520 μ (0.087 sec) E_{as} 1840 μ E_{bs} -1150 μ	E_{ac} 150 E_{bc} 1040 (0.027) E_{as} 4250 E_{bs} -1900		
実験番号	19-1	19-2	19-3	19-4
圧力波形 (Pattern)				
撓み波形				
ひずみ波形				
$P_{max} (T_p)$	4.0 kg/cm ² (0.027 sec)	4.4 (0.04)	4.44 (0.025)	6.8 (0.020)
$\delta_{max} (T_d)$	25.0 mm (0.027 sec)	24.5 (0.027)	18.0 (0.025)	27.0 (0.020)
E_{max} (T_s)	E_{ac} -679 μ E_{bc} 1126 μ (0.027 sec) E_{as} 2179 μ E_{bs} -1806 μ	E_{ac} -600 E_{bc} 1100 (0.05) E_{as} 2200 E_{bs} -2000	E_{ac} -505 E_{bc} 1000 (0.025) E_{as} 2200 E_{bs} -1943	E_{ac} -750 E_{bc} 1720 (0.020) E_{as} 4300 E_{bs} -2700

表2.2.3 (続き)

実験番号	55A-1	55A-2	55A-3	55A-4
圧力波形 (Pattern)				
撓み波形				
ひずみ波形				
P_{max} (T_p)	3.8 kg/cm^2 (0.017 sec)	3.6 (0.06)	6.8 (0.025)	10.3 (0.013)
δ_{max} (T_d)	5.0 mm (0.017 sec)	4.5 (0.06)	8.0 (0.030)	13.0 (0.025)
E_{max} (T_s)	E_{ac} -342 μ E_{bc} 299 μ (0.015 sec) E_{as} 45 μ E_{bs} -21 μ	-349 297 (0.06) 77 —	-553 516 (0.012) 269 -275	-771 823 (0.013) 472 —
実験番号	55B-1	55B-2	55B-3	
圧力波形 (Pattern)				
撓み波形				
ひずみ波形				
P_{max} (T_p)	6.5 kg/cm^2 (0.011 sec)	9.8 (0.033)	9.3 (0.035)	
δ_{max} (T_d)				
E_{max} (T_s)	E_{ac} -330 μ E_{bc} 310 μ (0.04 sec) E_{as} 370 μ E_{bs} -370 μ	-510 510 (0.036) 580 -570	-440 410 (0.035) 530 -520	

表 2.2.5 PL-19

実験番号 項目	19-1	19-2	19-3	19-4
P _{max} (kg/cm)	4.0	4.4	4.44	6.8
δ _{st} (mm)	15.7	16.9	17.0	22.8
δ _{max} / δ _{st}	1.59	1.61	1.06	1.18
δ _{max} / t	1.32	1.29	0.95	1.42
τ _p / T	1.48	2.19	1.37	1.09
τ _d / T	2.50	2.50	2.32	1.85

表 2.2.6 PL-16-B

実験番号 項目	16B-1	16B-2
P _{max} (kg/cm)	2.7	6.8
ε _{ac}	2.14 (-70)	6.00 (25)
ε _{bc}	1.01 (515)	1.12 (925)
ε _{as}	1.29 (1430)	1.57 (2700)
ε _{st}	1.25 (-920)	1.21 (-1570)
(ε _{st}) - t	0.84 (220)	1.24 (480)
b ε _c	1.16 (290)	0.99 (450)
t ε _s	1.33 (260)	2.06 (570)
b ε _s	1.27 (-1180)	1.44 (-2140)
τ _p / T	5.48	2.06
τ _s / T	5.97	1.85

ε_{st} ; 静的歪

表 2.2.7 PL-55B

実験番号 項 目	5 5 B - 1	5 5 B - 2	5 5 B - 3
P_{\max} (kg/cm^2)	6.5	9.8	9.3
$\frac{\epsilon_{\max}}{\epsilon_{st}}$	0.97 (-340) 1.07 (290)	1.00 (-510) 1.16 (440)	0.90 (-490) 0.98 (420)
$\frac{\epsilon_{as}}{\epsilon_{st}}$	1.12 (330)	1.16 (500)	1.13 (470)
(ϵ_{st})	1.23 (-300)	1.27 (-450)	1.21 (-430)
τ_p/T	1.89	5.68	6.02
τ_s/T	6.88	6.19	6.02

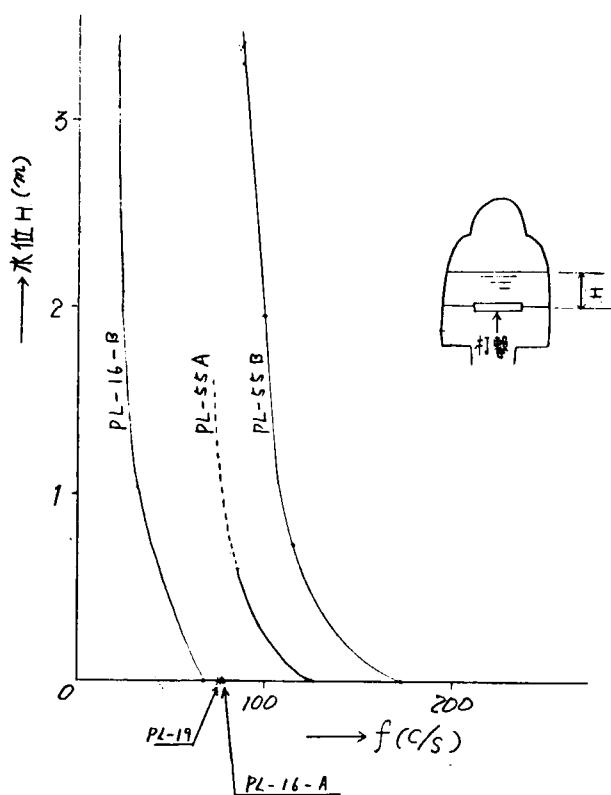


図 2.2.7 自由振動 実験

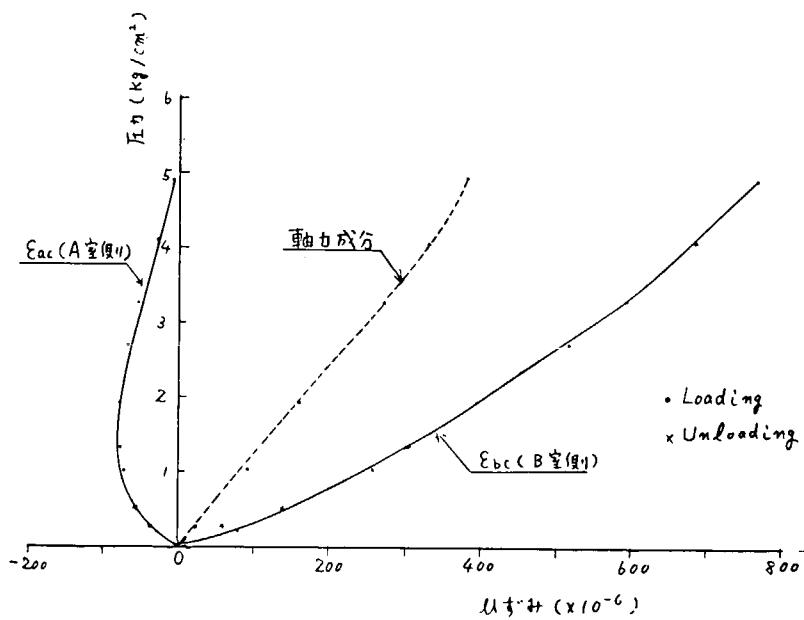


図 2.2.8 PL-16-B 静水圧試験

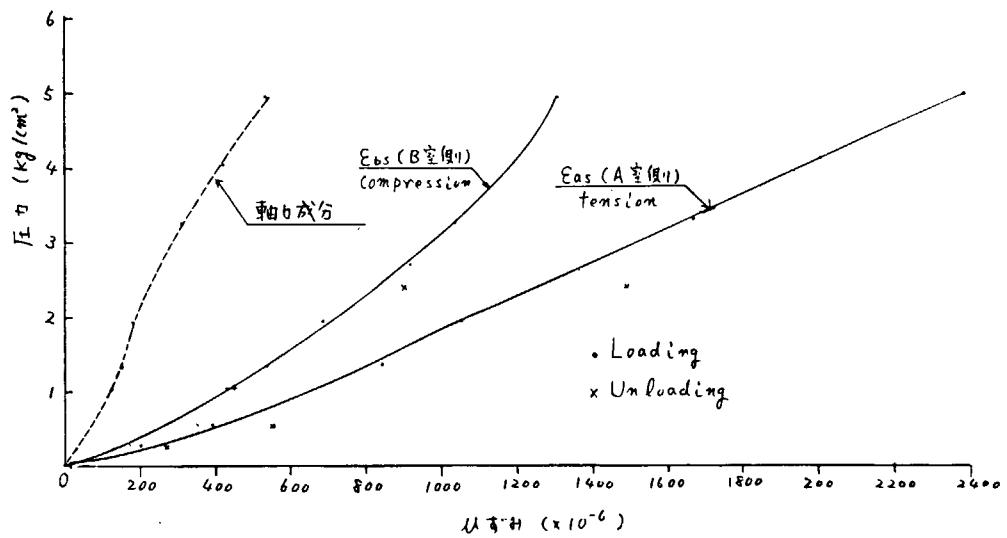


図 2.2.9 PL-16-B 静水圧試験

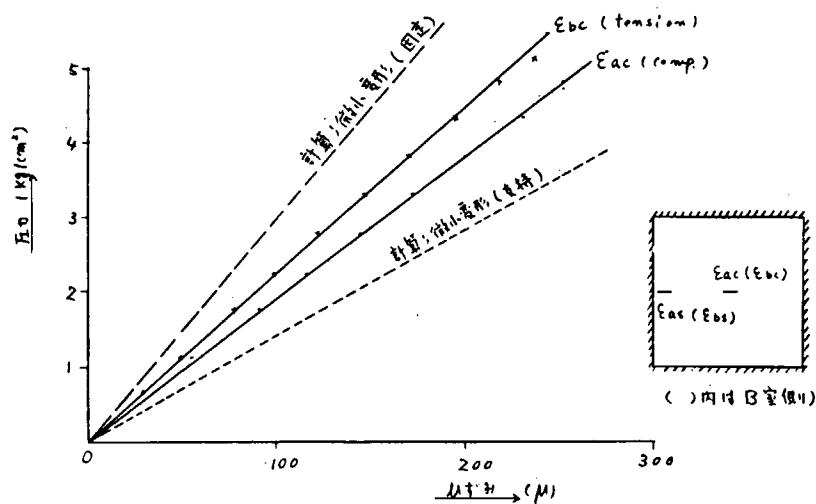


図 2.2.10 PL-55B 静水圧試験

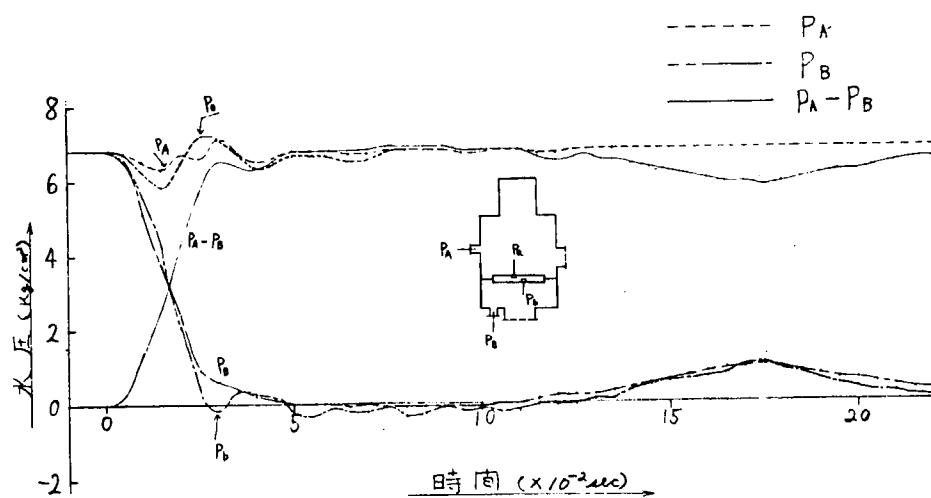


図 2.2.11 圧力の時間特性
(16B-2)

2.2.3 構造模型の衝撃破壊実験

本試験は、船側外板構造が衝撃水圧荷重を受ける場合の破壊機構を究明するために実施したもので、外板付 Web の slot から発生した亀裂が進展し、隣接 slot 間でそれらがつながった状態後の挙動を対象として検討したものである。

(1) 試験模型および計測項目

実験に供した GS 型試験模型の形状を図 2.2.1.2 に示す。受圧面寸法が 1.5 m 平方の平板に十字型の補剛桁を取付けた構造模型である。試験模型取付辺の各中央点 4箇所には、スリット幅 S の寸法精度を上げるために spacer を設けた。 spacer は試験模型取付枠に溶接している。

Web 及び spacer のスリット部分は、端面にまわし溶接を行なわず、はみ出たビードはスリット幅に合わせて削り取つた。

本試験模型に対しては、昭和 48 年度に受圧面が 1 m 平方の模型を製作して、落重方式動的水圧負荷装置 (SR 133 昭和 46 年度製作) により検討を行なつており、各部の寸法はその時の試験データを参考にして決定した。

試験模型は、スリット幅の大きさを変えたものを 2 種類各 1 体ずつ製作した。

計測項目一覧を表 2.2.8 に、また各計測位置を図 2.2.1.3 に示す。

(2) 静的水圧負荷試験

衝撃水圧負荷試験に先立つて静的水圧負荷試験を実施した。一例として、GS-1 に対する試験結果について述べる。

圧力と歪の関係を図 2.2.1.4～図 2.2.1.6 に示す。また破壊の進展状況に対応する圧力における、各 Web 端の歪の垂直方向成分 ϵ_y の大きさを表 2.2.9 に示す。スリット端のビードがはく離する時の、計測点における ϵ_y の大きさは、S₆₀ および S₃₀ に対してそれぞれ 1320×10^{-6} および 1280×10^{-6} である。S₉₀ および S₁₂₀ に対しては、最高水圧 $P = 2.14 \text{ kg/cm}^2$ においても、 ϵ_y の大きさはいずれも 1000×10^{-6} より小さく、またビードのはく離はみられなかつた。 $P = 1.4 \text{ kg/cm}^2$ で ϵ_{30V} および ϵ_{60V} は急激に下降を開始する。これは、ビードのはく離が進展して計測点における Web の変形が解放されたためである。

Plate 中央点のたわみ δ_c およびスリット幅 120 mm の Web 端より 150 mm 内側の点におけるたわみ δ_{120} と圧力との関係を図 2.2.1.7 に示すが、表 2.2.9 に示す破壊の進展状況と良く対応していることがわかる。

たわみは、スリット部 Plate の曲げに由り、Web の面内曲げによるたわみは無視しうる。ビードのはく離発生前およびその初期の段階においては δ_{120} が δ_c より大きいが、ビードのはく離が進展すると、それによるたわみの吸収分が大きくなり、膜力の拘束を受ける δ_{120} より δ_c の方が大きくなる。

(3) 衝撃水圧負荷試験

静水圧試験の後、同一の試験模型に対して衝撃水圧負荷試験を実施した。GS-1 に対する試験結果について述べる。

GS-1 に対して 2 回の衝撃試験を実施した。第 1 回目の試験により得られた、圧力、たわみおよび歪の

時間歴を図2.2.18～図2.2.20に示す。図2.2.19の歪の計測結果より時間0.015秒近傍でスリット幅120mmのWeb端のビードがはく離を開始して、時間0.02秒でWebの計測点の変形が解放されたことがわかる。また図2.2.20で、時間0.025秒においてスリット部Plateの歪 ϵ_{120M-B} (B室側)が下降し始めるのは、ビードのはく離が進展してPlateの応力分担率が急激に減少したためである。

歪およびたわみの時間歴曲線から、スリット幅120mmのWeb端部の破壊進展の各段階の時間を読み取り、その時の圧力、たわみおよび歪の大きさをまとめて表2.2.10に示す。S120のスリット端Webのビードがはく離を開始する時の ϵ_y の大きさ ϵ_{120v} は 1160×10^{-6} である。

第2回目の試験により得られた圧力およびたわみの時間歴を図2.2.21および図2.2.22に示す。図2.2.21より試験模型上で計測したA室圧力 P_1 および P_2 とタンク壁で計測したA室圧力 P_A とに大きな差異のみられないことがわかる。

図2.2.22においては、第1回目の試験により発生した残留たわみ量を加算して示した。また表2.2.11にて、ビードのはく離長を示すが、第2回目の試験においては、ビードのはく離は進展していない。したがつて第2回目の試験において発生したたわみはPlateの膜力と曲げによるもので、たわみ量は小さい。

GS-1およびGS-2のいずれも、4箇所のスリット幅を変えており、4箇所のスリット部の荷重の分担率が同一ではなく、Webに同一の強制変位を与えたことになる。そのためPlateの曲げによるたわみの吸収率の小さいS30およびS60のスリット端のWebのビードに静水圧試験においてはく離が発生した。そして、衝撃試験において、荷重が大きくなるとS120およびS90においてもWeb端の応力分担率が増大して、スリット端のビードにはく離が発生した。Plateへの亀裂発生はみられなかつた。

表2.2.8 計測項目

項目	位置	タンク壁	Plate中央	スリット部
水压	P_A, P_B ($P_A - P_B$)	P_1, P_2 ($\sqrt{4}$ パネル中央)		
たわみ		δ_c	δ_{120}	
Plateクラック長				C_1, C_2
ひずみ	Plate Web			$\epsilon_{120M-A}, \epsilon_{120M-B}$ $\epsilon_{30H}, \epsilon_{30V}, \epsilon_{30D}$ $\epsilon_{60V}, \epsilon_{90V}$ $\epsilon_{120H}, \epsilon_{120V}, \epsilon_{120D}$

表 2.2.9 静的水圧負荷試験結果

項目 破壊状況	水圧 (kg/cm^2)	ϵ_{30v}	ϵ_{60v}	ϵ_{90v}	ϵ_{120v}
S ₆₀ ビードはく離開始	0.75	1,170	1,320	700	620
S ₃₀ " "	1.15	1,280	1,350	850	770
$\epsilon_{30v}, \epsilon_{60v}$ 急激に降下	1.40	1,200	1,300	900	810
ϵ_{30v} 降下速度減少	1.60	800			
ϵ_{60v} " "	1.90	350	800	960	840
最高水圧	2.14	210	550	970	850

(単位 $\times 10^{-6}$)

表 2.2.10 衝撃水圧負荷試験結果 (Test GS-1-1)

項目 破壊状況	時間(秒)	圧力 (kg/cm^2)	$\delta_c (\delta_{120})$ mm	$\epsilon_{120v} \times 10^{-6}$	$\epsilon_{120M-B} \times 10^{-6}$
S ₁₂₀ ビードはく離開始	0.015	2.90	8 (8)	1,160	5,500
ϵ_{120v} 最大	0.020	3.90	17 (17)	1,260	10,000
ϵ_{120M-B} 最大	0.025	5.10	27 (26)	800	11,000
圧力最大	0.035	5.95	42 (36)	220	6,700
最大値	-	5.95	44 (37)	1,160	11,000

表 2.2.11 スリット端Webのビードはく離長

項目 Test No	最大圧力 (kg/cm^2)	ビードはく離長 (mm)			
		S ₃₀	S ₆₀	S ₉₀	S ₁₂₀
GS-1-1	5.95	139	72	60	25
GS-1-2	4.70	139	72	60	26

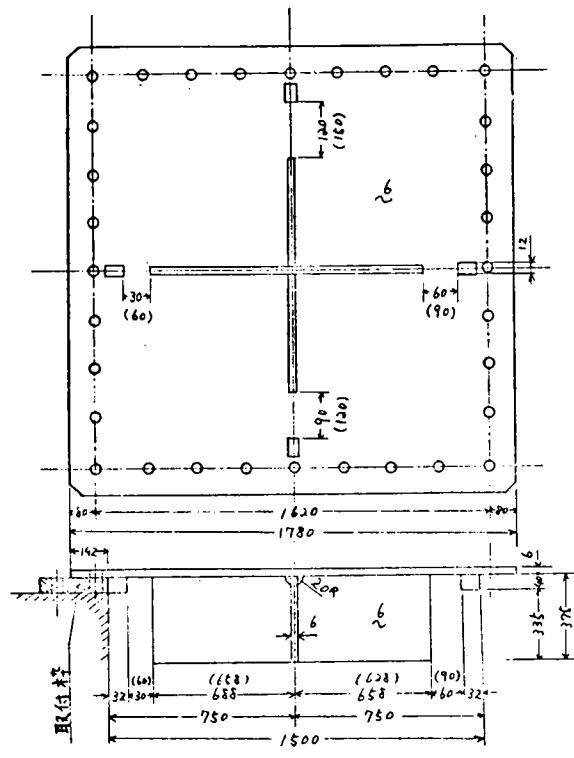


図 2.2.12 GS型試験模型 (GS-1)

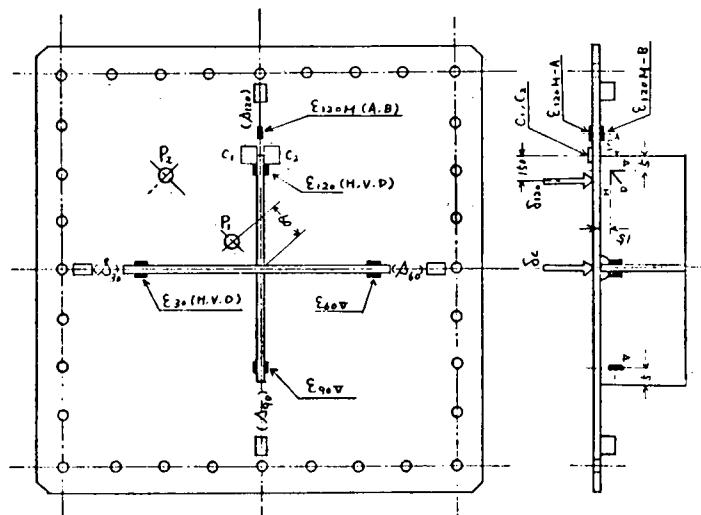


図 2.2.13 計測位置

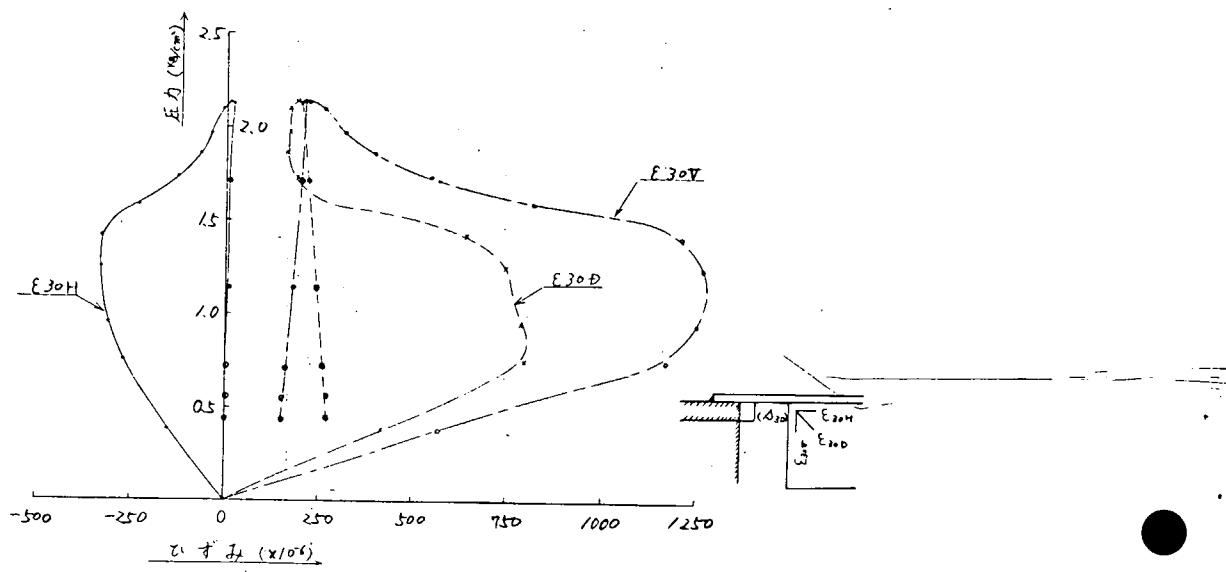


図 2.2.14 静的水圧負荷試験；圧力～歪関係

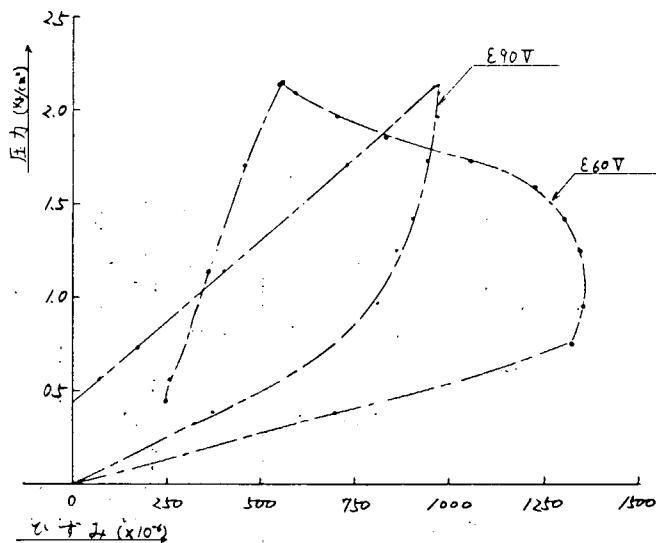


図 2.2.15 静的水圧負荷試験；圧力～歪関係

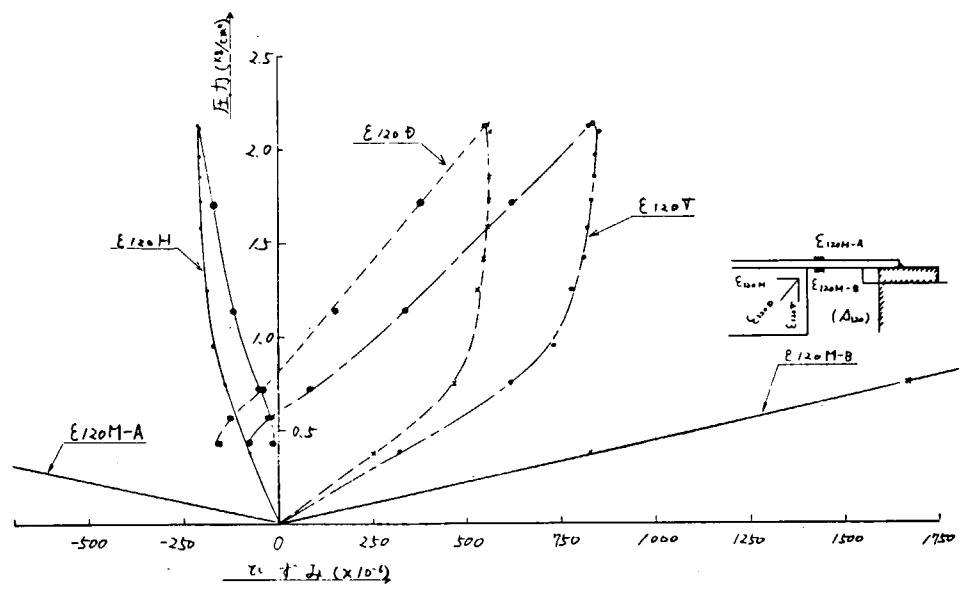


図 2.2.16 静的水圧負荷試験；圧力～歪関係

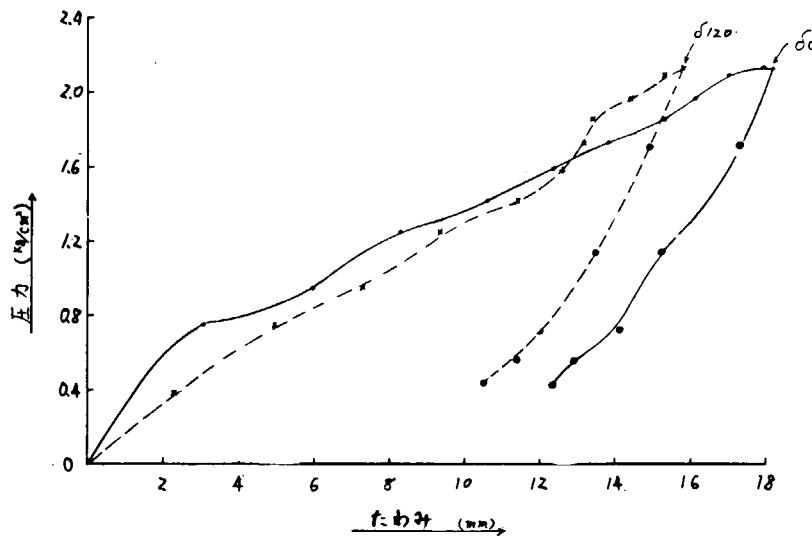


図 2.2.17 静的水圧負荷試験；圧力～たわみ関係

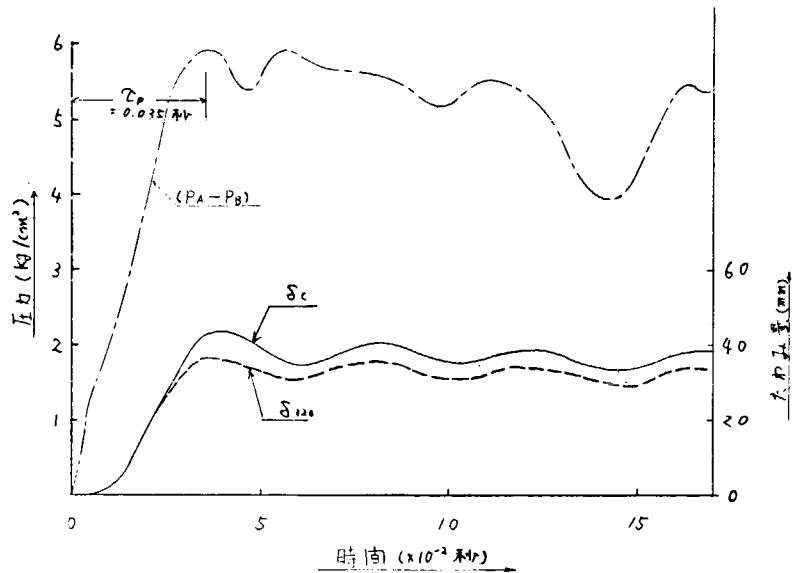


図 2.2.18 衝撃水圧負荷試験; $(P_A - P_B)$ および δ_c , δ_{120} (TEST GS-1-1)

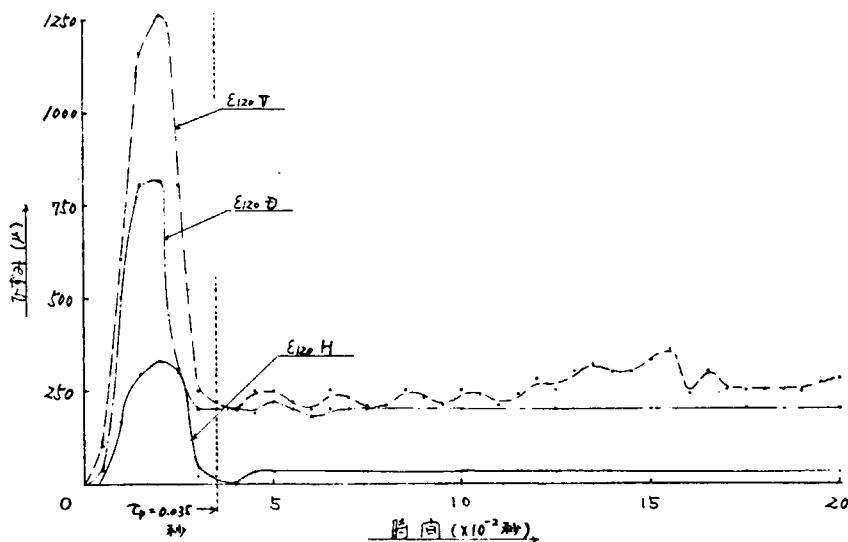


図 2.2.19 衝撃水圧負荷試験; ひずみの時間歴 (TEST GS-1-1)

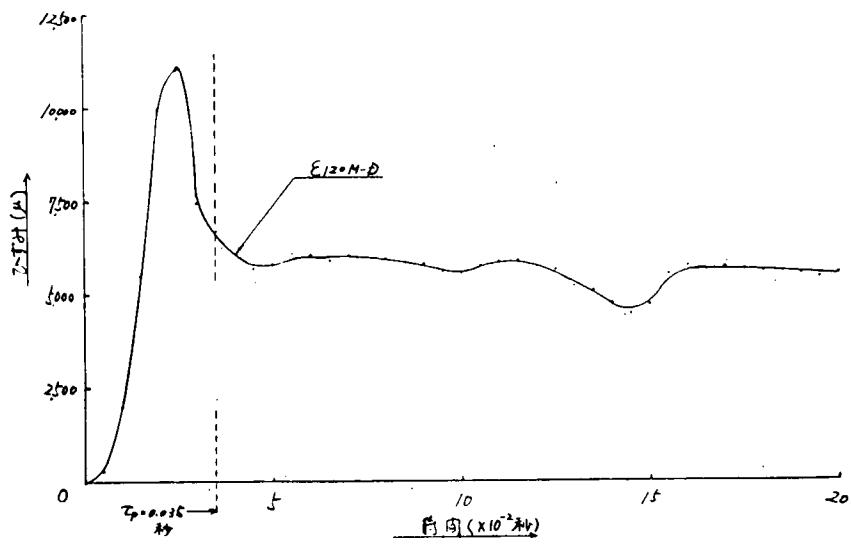


図 2.2.2 0 衝撃水圧負荷試験；ひずみの時間歴 (TEST GS-1-1)

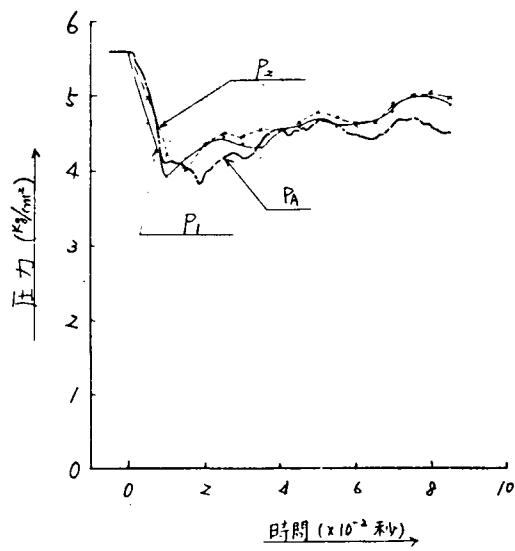


図 2.2.2 1 A室圧力 P_1 , P_2 と P_A の比較 (TEST GS-1-2)

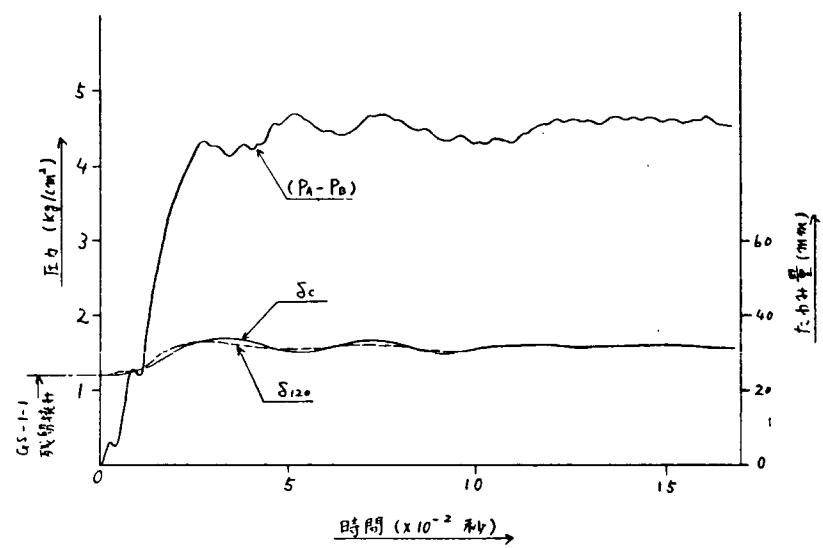


図 2.2.22 衝撃水圧負荷試験； $(P_A - P_B)$ および δ_c , δ_{120} (TEST GS-1-2)

2.2.4. 平板模型の動的応答解析

船体外板構造部材に作用する種々の衝撃的な時刻歴を呈する水圧波形による部材の動的応答を明らかにするために本実験装置が製作された訳であるが、実際の設計に役立つ資料を得るために、これらの構造部材の動的応答の計算法を確立しておく必要がある。本項ではこのような意味より、本実験装置を用いて実施された平板模型による衝撃実験を対象として、その実験により得られた動的応答と比較することにより簡単な動的応答の計算法を検討した。

(1) 構造部材モデルの動的応答計算法

対象構造モデルとして図2.2.2.3に示したような平板模型を考える。材料は線形であるとし、このモデルに $p(t)$ なる衝撃荷重が作用した時の弾性応答を計算する。解析法としては有限要素法による直接積分法を用いて数値解析する方法等も考えられるが、ここでは問題を簡単にし、定性的な取り扱いも十分可能な方法として、対象構造部材を Normal Mode Theory により 1 自由度の振動系に置換して動的衝撃応答を求める方法について検討する。

今、図2.2.2.3に示したように正方形板の一端に座標の原点を取り、板の全域に水圧 $p(t)$ が作用した時の板の任意点 (x_1, y_1) における変位を $w(x_1, y_1, t)$ で表わす。

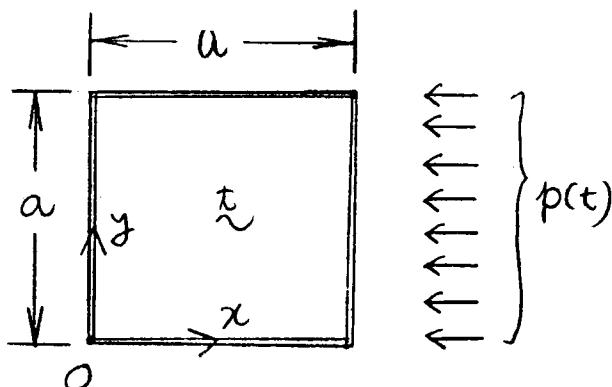


図 2.2.2.3 平板模型

板の振動特性（固有振動数、Normal Mode）がわかっているものとすると、板の任意点における変位は Normal Mode を使用して次のように表わされる。

$$w(x, y, t) = \sum_r w_r(x, y) \xi_r(t) \quad (1)$$

ここで、 $w_r(x, y) =$ 板の r 番目の Normal Mode

$\xi_r(t) =$ それに対応する Normal coordinate

次に、関連するエネルギーの表示式を求め Lagrange の運動方程式により、動的応答を表わす系の運動方程式を導く。

(A) 板の運動エネルギー 任意時間における板の運動エネルギーは次式で表わされる。

$$T = \frac{1}{2} \int_0^a \int_0^a \dot{w}^2(x, y, t) \rho dx dy \quad (2)$$

ここで、 $\rho =$ 単位面積あたりの質量

(1)式を(2)式に代入すれば Normal Mode に関する直交条件を使用することによつて次式となる。

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} \iint_r \left(\sum_r w_r(x, y) \dot{\xi}_r(t) \right)^2 \rho dx dy \\ &= \sum_r \left[\frac{1}{2} \iint_r w_r^2(x, y) \rho dx dy \dot{\xi}_r^2(t) \right] \end{aligned}$$

$$= \sum_r \frac{1}{2} M_r \dot{\xi}_r^2 (t) \quad (3)$$

ここで、 $M_r = \int_0^a \int_0^a w_r^2 (x, y) \rho dx dy$

= r 番目の一般化質量

(B) 流体の運動エネルギー 振動による板まわりの流体のもつ速度ポテンシャルを ϕ とおけば流体の運動エネルギーは次式で表わされる。

$$T_F = - \frac{\rho_w}{2} \int_V \phi \frac{\partial \phi}{\partial z} dx dy \quad (4)$$

ここで、 ρ_w = 流体の密度

z は x, y 座標に垂直な座標軸

板表面において、板の撓み $w(x, y, t)$ との連続性より、速度ポテンシャル ϕ は

$$\phi(x, y, z, t) = \Phi(x, y, z) \dot{w}(x, y, t)$$

の形となり、(4)式に代入すると次式となる。

$$T_F = - \frac{\rho_w}{2} \Phi \Phi_z \dot{w}^2 (x, y, t) dx dy \quad (5)$$

(1)式を(5)式に代入し、直交条件を使用すれば次式の形となる。

$$\begin{aligned} T_F &= - \frac{\rho_w}{2} \iint \Phi \Phi_z \left\{ \sum_r w_r^2 (x, y) \dot{\xi}_r^2 \right\} dx dy \\ &= \sum_r \frac{1}{2} \left\{ - \rho_w \iint \Phi \Phi_z w_r^2 (x, y) dx dy \right\} \dot{\xi}_r (t) \\ &= \sum_r \frac{1}{2} M_r \dot{\xi}_r (t) \end{aligned} \quad (6)$$

ここで、 $F M_r = - \rho_w \iint \Phi \Phi_z w_r^2 (x, y) dx dy$

(C) 板の歪エネルギー 板は曲げ変形を行なうものと仮定すれば、板の歪エネルギーは次式で与えられる。

$$U = \frac{1}{2} \int_0^a \int_0^a D \left\{ (K_x + K_y)^2 - 2(1-\nu) (K_x K_y - K_{xy}^2) \right\} dx dy \quad (7)$$

ここで、 $D = \frac{\frac{E}{12} t^3}{(1-\nu)^2}$

$$K_x = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}, \quad K_y = \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}, \quad K_{xy} = \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}$$

(1)式を(7)式に代入し直交条件を使用すれば、次の形にまとめられる。

$$U = \sum_r \frac{1}{2} K_r \dot{\xi}_r^2 (t) \quad (8)$$

ここで、 $K_r = \int_0^a \int_0^a D \left\{ \left(\frac{\partial^2 w_r}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_r}{\partial y^2} \right)^2 - 2(1-\nu) \left(\frac{\partial^2 w_r}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w_r}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 w_r}{\partial x \partial y} \right) \right\} dx dy$

(D) 水圧力のなす仕事 水圧のなる仮想仕事は次式で表わされる。

$$\begin{aligned}\delta W &= \int_0^a \int_0^a P(t) \delta w(x, y) dx dy \\ &= P(t) \sum_r \left[\iint w_r(x, y) dx dy \right] \delta \xi_r(t)\end{aligned}\quad (9)$$

一方、 $\xi_r(t)$ に応する一般化力 Q_r を導入すると、仮想仕事は $\delta W = \sum_r Q_r \delta \xi_r$ で表わされるので(9)式と等置することにより、 Q_r は次のように求められる。

$$Q_r = P(t) \int_0^a \int_0^a w_r(x, y) dx dy \quad (10)$$

(E) 逸散エネルギー 板および流体による減衰については次の逸散関係を導入する。

$$D = \frac{1}{2} \int_0^a \int_0^a \dot{w}^2(x, y, t) \beta dx dy \quad (11)$$

ここで、 β = 減衰係数で考慮している全域にわたつて一定と仮定する。

(1)式を(11)式に代入すれば、次の表示が求まる。

$$D = \sum_r \frac{1}{2} C_r \dot{\xi}_r^2(t) \quad (12)$$

$$\text{ここで、 } C_r = \beta \int_0^a \int_0^a \dot{w}_r^2(x, y) dx dy$$

一方、Lagrangeの運動方程式は次式で表わされる。

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\xi}_r} \right) - \frac{\partial U}{\partial \xi_r} + \frac{\partial D}{\partial \xi_r} = Q_r \quad (13)$$

($r = 1, 2, 3, \dots$)

(5), (6), (8), (10)および(12)式を(13)式に代入すれば、次式の運動方程式が得られる。

$$(M_r + P M_r) \ddot{\xi}_r + C_r \dot{\xi}_r + K_r \xi_r = Q_r \quad (14)$$

($r = 1, 2, 3, \dots$)

$$\text{ここで、 } M_r = \int_0^a \int_0^a w_r^2(x, y) \rho dx dy \quad (14-1)$$

$$P M_r = - \rho w \iint \Phi \Phi_z w_r^2(x, y) dx dy \quad (14-2)$$

$$C_r = \beta \int_0^a \int_0^a w_r^2(x, y) dx dy \quad (14-3)$$

$$K_r = \int_0^a \int_0^a D \left\{ \frac{\partial^2 w_r}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_r}{\partial y^2} \right\}^2 - 2(1-\nu) \left(\frac{\partial^2 w_r}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w_r}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 w_r}{\partial x \partial y} \right) dx dy \quad (14-4)$$

$$Q_r = P(t) \int_0^a \int_0^a w_r(x, y) dx dy \quad (14-5)$$

(14) 式を計算することによつて、任意衝撃荷重、 $P(t)$ を受けた時の板の動的応答が理論的に計算出来る。しかし、本方法により計算を実行するためには、各定数の決定や理論的取り扱いにおいて、色々な仮定が必要となつてくる。本項の目的は衝撃現象を説明するための簡単な動的応答の計算法を導くことにあるので、(14)式をさらに簡略化した近似計算法を考えることにする。

まず、この振動系の振動特性が実験的または理論的にわかっているものと仮定しているので、空中および接水状態での固有振動数をそれぞれ $A\omega_r$ および $F\omega_r$ とする。しかるとき、減衰を無視すれば、(14)式において $Q_r = 0$ とおいた自由振動の式から次の関係が成立する。

$$M_r \cdot A\omega_r^2 = K_r \quad (15)$$

$$(M_r + F M_r) \cdot F\omega_r^2 = K_r \quad (16)$$

また、接水による付加水質量係数を ϵ_r とおけば

$$\epsilon_r = \frac{F M_r}{M_r} \quad (17)$$

であるので、 $\epsilon_r = \left(\frac{A\omega_r}{F\omega_r} \right)^2 - 1 \quad (18)$

となる。

(15), (16), (17)式を (14)式に代入することにより、次式に変形される。

$$(1 + \epsilon_r) M_r (\ddot{\xi}_r + F\omega_r^2 \dot{\xi}_r) + C_r \dot{\xi}_r = Q_r \quad (19)$$

(r = 1, 2, 3, ...)

(19)式の計算においてはそれぞれの Normal Mode に対して ξ_r を計算し(1)式によつて W が計算出来る。今、近似的にどれか一つの Normal Mode によって代表させてやれば計算は非常に簡単になる。どの Normal Mode を選ぶかは $P(t)$ の形によつて卓越モードが異なつてくるが、pulse または step 型の衝撃荷重の場合には、代表的な一自由度系の過渡振動応答の計算結果⁽¹⁾により、略検討をつけることが出来る。即ち衝撃の時間 t (Step 型に対しては衝撃立ち上り時間、Pulse 型に対しては衝撃時間) と固有周期、 T との比 t/T に対して、その最大応答値の目安がわかるからである。本実験装置を使用した平板模型 ($t = 1.6\text{mm}, 1.9\text{mm}, 5.5\text{mm}$) による実験においても、その1次固有周期と衝撃時間 t との比が略、1~3の間にあり、1次モードが卓越していることになる。したがつて、本装置による解析では $r = 1$ の場合のみを考えることにする。

空中および接水状態の固有振動数は実験的に求めることができ、 ϵ_r は (18)式により直接求めることが出来る。しかし、それに対応する Normal Mode は実験的に計測するのは無理であるので、この場合、周辺固定の第一次モードに近い形状を示す次式を用いることとする。^[注1]

(1) Shock and Vibration Handbook, Edited by Harris Chapter 8 :
Transient Response to Step and Pulse Functions, R. S. Ayre, McGraw Hill.

$$W(x, y) = \sin^2 \frac{\pi x}{a} \sin^2 \frac{\pi y}{a} \quad (20)$$

(20) 式を (14-1) および (14-5) 式に代入し、積分を遂行すれば次式となる。

$$M_1 = \frac{9}{64} \rho a^2 \quad (21-1)$$

$$Q_1 = \frac{1}{4} a^2 P(t) \quad (21-2)$$

$$C_1 = \frac{9}{64} \beta a^2 \quad (21-3)$$

この振動系における減衰係数の推定は理論的には困難であり、実験的に対数減衰率 δ が求められれば減衰係数を次式より決定することができる。〔注2〕

$$C_1 = \frac{\delta}{\pi} (1 + \epsilon) M_1 \cdot F \omega \quad (22)$$

即ち (21-3) 式における β は (22) 式より次式で求まる事になる。

$$\beta = \frac{\delta}{\pi} \rho (1 + \epsilon) \cdot F \omega \quad (23)$$

(21-1), (21-2), (21-3) 式を (19) 式に代入すれば結局、運動方程式として次式が求まる。

$$m \ddot{\xi} + c \dot{\xi} + k \xi = P(t) \quad (24)$$

$$\text{ここで, } m = \frac{9}{16} (1 + \epsilon) \rho$$

$$c = \frac{9}{16} \beta$$

$$k = \frac{9}{16} (1 + \epsilon) \rho \cdot F \omega$$

(24) 式より、板の任意点における変位は、

$$\begin{aligned} W(x, y, t) &= W(x, y) \cdot \xi(t) \\ &= \sin^2 \left(\frac{\pi x}{a} \right) \sin^2 \left(\frac{\pi y}{a} \right) \xi(t) \end{aligned} \quad (25)$$

〔注1〕 正確なモードを用いた場合の誤差は $\int_S w^2(x, y) dA$ の積分値で約 2.1 % である。

〔注2〕 1自由度振動系、 $m \ddot{x} + c \dot{x} + k x = 0$ に対して対数減衰率は、

$$\delta = \frac{c}{2m} T = \frac{\pi c}{m \omega} \quad \text{で表わされる。}$$

で求められる。

板の中央点における変位は次のようになる。

$$w = \left(\frac{a}{2}, \frac{a}{2}, t \right) = \xi(t) \quad (26)$$

一方、板の fiber に生じる歪は次式で表わされる。

$$\begin{aligned} \epsilon_{xx}(x, y, t) &= -\frac{h}{2} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = -\frac{h}{2} \xi(t) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ &= -\left(\frac{\pi}{a}\right)^2 h \cos \frac{2\pi x}{a} \sin^2 \left(\frac{\pi y}{a}\right) \xi(t) \end{aligned} \quad (27)$$

(27) 式により、板中央点および板端中央点における歪は次のようになる。

$$\epsilon_x \left(\frac{a}{2}, \frac{a}{2}, t \right) = \left(\frac{\pi}{a}\right)^2 h \xi(t) \quad (28-1)$$

$$\epsilon_x \left(0, \frac{a}{2}, t \right) = -\left(\frac{\pi}{a}\right)^2 h \xi(t) \quad (28-2)$$

(2) 実験値と計算値の比較

本計算法の妥当性を検討するために、実験値との比較を行なう。実験に際しては衝撃実験の前に平板模型を取り付けた状態での空中での自由振動実験および装置に設置した後 A 室にだけ水を入れた場合の自由振動実験を実施し、固有振動数および対数減衰率を求めた。これらの実験値を使用して求めた (24) 式で表わされる振動系の質量およびばね定数は表 2.2.1.2 に示したようになる。ただし減衰係数は簡単のため振動系の臨界減衰値の 5 % の値を採用している。(24) 式の右辺の水圧値は装置内に設置された水圧計より記録された衝撃水圧波形を 0.005 秒毎に読みとり、その間曲線補間することによつて $P(t)$ の衝撃時刻歴として採用した。(24) 式の数値積分は Runge - Kutta 法を使用し、0.0001 秒間隔で積分を実施した。板厚 1.6 mm の実験に対する計算値との比較の例を図 2.2.2.4 ~ 図 2.2.2.7 に示す。

これらの計算において減衰係数は最低次固有振動数に対する制動減衰の 5 % として計算を行なつたが、この減衰の変位におよぼす影響を調べるために C_0 の値を変化させて計算を実施した。Test 16A-3 に対する結果を図 2.2.2.8 に示す。

この図から明らかのように、最大変位に達した後発生する自由振動の振幅は減衰の存在によつて大きく変つて来るが衝撃水圧が最大となる位置での変位の応答にはその影響は大きく表われないことがわかる。減衰の存在により最大変位がどの様に影響するかを調べたものが図 2.2.2.9 である。衝撃波形の種類によつては減衰の存在のため最大変位が減衰のない場合より逆に大きくなるようなケースも出ているがその影響は少なく、 $C_0 = 6\%$ と想ても、最大変位の変動は 5 % 以内におさまつている。また自由振動の実験より求めた対数減衰率を使って計算した値では、ほぼ 5 % 以内にある。図 2.2.3.0 は実験値の最大変位と計算による最大変位を比較したものであるが、減衰の影響はそれ程顕著に表われていないことがわかる。

(3) 計算法の検討——水圧計の位置について

前節における計算法では衝撃荷重 $P(t)$ が模型に作用している間、平板は片面接水状態で振動する場合を対象としたものであつた。これは $P(t)$ を計測した水圧計の位置が板の振動の影響を受けない十分離れた場所で

あれば問題はないが、平板模型の近傍であればその影響が含まれて水圧変動に表われるので接水振動としての取り扱いを修正する必要がある。また、もし平板模型の上に水圧計を貼布したものであれば、付加水質量の影響もその中に含まれるので、空中状態での板の振動と同じように考えてよいことになる。この場合、

(19) 式に対応する運動方程式は次式で表わされる。

$$M_r [\ddot{\xi}_r + \frac{A\omega_r^2}{\rho} \xi_r] + C_r \dot{\xi}_r = Q_r^* \quad (29)$$

ここで、 $Q_r^* = P(t) \int \int W_r l dA$

l = 板面に normal な方向余弦

$P(t)^*$ = 板面上に貼布した水圧計により計測した水圧。

(29) 式において (20) 式に示した Normal Mode を仮定すれば次式となる。

$$m \ddot{\xi} + C \dot{\xi} + k \xi = P(t)^* \quad (30)$$

ここで、

$$m = \frac{9}{16} \rho$$

$$k = \frac{9}{16} \rho A \omega$$

$$C = \frac{9}{16} \beta$$

実際の平板衝撃実験において $P(t)$ や $P(t)^*$ が両方共計測されたが、板厚 1.6 mm および 5.5 mm の平板衝撃実験ではその差はほとんど見受けられなかつた。 $P(t) = P(t)^*$ として両計算法により計算した例を図 2.2.3.1 図 2.2.3.3 に示す。この計算結果から明らかのように両計算法による差はほとんど認められないが、これはこの実験の衝撃外力に対する系の応答は動的な効果はあまり表われないといふことがいえる。つまり接水振動として考える方程式 (19) は

$$(1 + \epsilon_r) M_r \ddot{\xi}_r + C_r \dot{\xi}_r + A \omega_r^2 M_r \xi_r = Q_r^* \quad (31)$$

で表わされ、非接水振動として取扱う方程式 (29) は

$$M_r \ddot{\xi}_r + C_r \dot{\xi}_r + A \omega_r^2 M_r \xi_r = Q_r^* \quad (32)$$

である。両方程式においても、系のバネ定数は固有振動数から求められる恰好になつておらず、現象が静的で近い場合には、 $Q_r = Q_r^*$ とすれば同じ様な応答を与えることになる。したがつてこれと同程度の振動特性および衝撃外力特性を有する場合には、どちらの計算法を使用しても同じ応答値がえられることがわかる。

(4) 計算法の検討——非線形バネ特性を持つ場合

これまでの検討では、すべて材料は弾性範囲内にあり、また変位もその板厚に比較して小さいものとして、線形振動として取扱つてきた。しかし衝撃的な外力を受け、その応答が非線型になる場合（材料の弾塑性化、大撓み変形）に対しては本計算法を修正する必要があり、本項ではこのような非線形バネ特性をもつ振動系の取り扱いについて検討する。

(24) 式において、線形復元力の項を非線形復元力 $R(\xi)$ におきなおす。

$$m \ddot{\xi} + C \dot{\xi} + R(\xi) = P(t) \quad (33)$$

$$\text{ここに, } R(\xi) = k(\xi + \mu \xi^m) \quad (33-1)$$

(33-1) 式の定数は平板模型の静水圧テストより求める。代表的な例として図 2.2.3.4 に板厚 1.9 mm の平板の静水圧テストより求められた水圧と中央点の撓みの関係を求めたものを示す。これを (33-1) 式の形に書き表わせば次のようになる。

$$P = 2.05 \{ \xi + 0.0732 \xi^{3.322} \} \quad (34)$$

非線形の影響を表わすのは (33-1) 式における μ と m であり、 m は大略 3 近辺であるのでこの値は $m = 3.322$ にし、 μ の値を 3 通りに変化させて計算し比較した。板厚 1.9 mm の平板模型に対する計算結果を図 2.2.3.5 に示す。本図より明らかなように変位が小さい範囲では殆んど同じ応答を示すが、最大変位を与える所では影響が大きく表われて来る。 μ の値の変化に対応して非線形応答値がどのように変わるかを調べたものが図 2.2.3.6 である。 μ の値は略 0.05 ~ 0.1 程度と考えられるので非線形の影響を考慮することによつて、その計算応答値は考慮しない場合より 10% ~ 30% 低くなることがわかる。

表 2.2.1.2 平板模型の振動系諸数値

試験片板厚	諸 数 値	衝撃実験番号	備 考
$h = 1.6 \text{ mm}$	$\rho g = 1.2560 \times 10^{-2} \text{ kg}$ $W_0 = 7.065 \times 10^{-3} \text{ kg}$ $\omega_F = 240.4688 \text{ } 1/\text{sec}$ $\epsilon = 3.18571$ $W = 2.9572 \times 10^{-2} \text{ kg}$ $k = 1.74491 \text{ } \text{kg} \cdot \text{cm}$ $C = 7.2563 \times 10^{-4}$	1 2 1 3 1 4 1 5	$\rho g = h r$ $= 0.00785 h \text{ (kg)}$ $W_0 = \left(\frac{3}{4}\right)^2 \rho g \text{ (kg)}$ $\epsilon = \left(\frac{A \omega}{F \omega}\right)^2 - 1$
$h = 5.5 \text{ mm}$	$\rho g = 4.3175 \times 10^{-2}$ $W_0 = 2.4286 \times 10^{-2}$ $\omega_F = 396.2334$ $\epsilon = 3.26507$ $W = 0.103581$ $k = 16.5944$ $C = 4.18803 \times 10^{-3}$	1 7 1 8 1 9 2 0	$W = m g$ $= W_0 (1 + \epsilon) \text{ (kg)}$ $k = m \omega_F^2$ $\frac{C}{C_0} = 0.05$
$h = 1.9 \text{ mm}$	$W_0 = 8.3897 \times 10^{-3}$ $\omega_F = 246.0087$ $\epsilon = 2.95548$ $W = 0.03318529$ $k = 2.04937$ $C = 8.33048 \times 10^{-4}$	2 1 2 2 2 3 2 4	$C_0 = 2 \sqrt{m k} = \frac{2 k}{F \omega}$ $m \ddot{\xi} + C \dot{\xi} + k \xi = P(t)$
$h = 5.5 \text{ mm}$	$\omega_F = 548.8991$ $\epsilon = 2.87688$ $W = 0.0941539$ $k = 28.9466$ $C = 5.27357 \times 10^{-3}$	2 8 2 9 3 0	

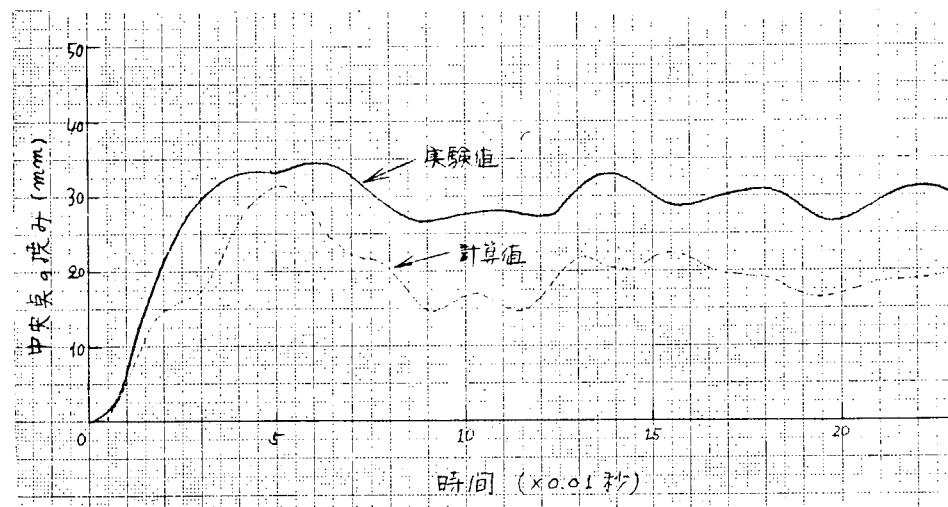


図 2.2.24 実験値と計算値の比較 (TEST 16A-1)

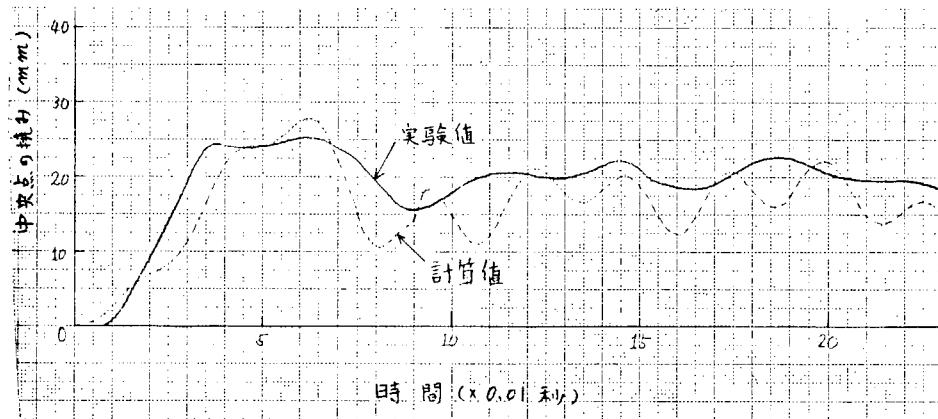


図 2.2.25 実験値と計算値の比較 (TEST 16A-2)

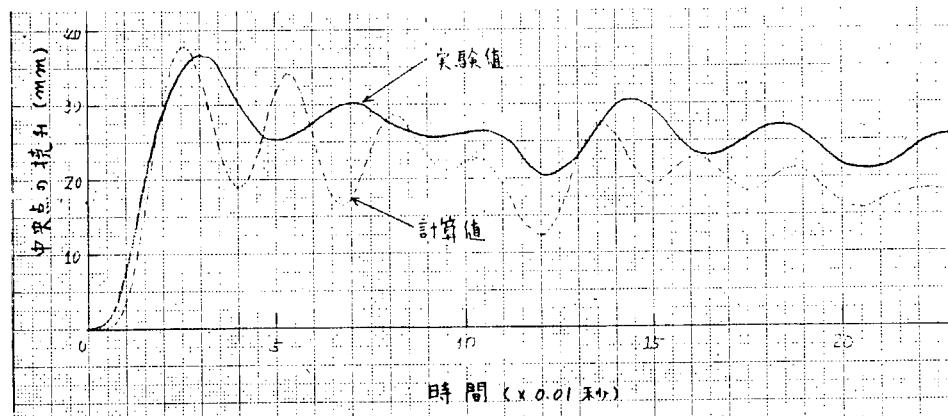


図 2.2.26 実験値と計算値の比較 (TEST 16A-3)

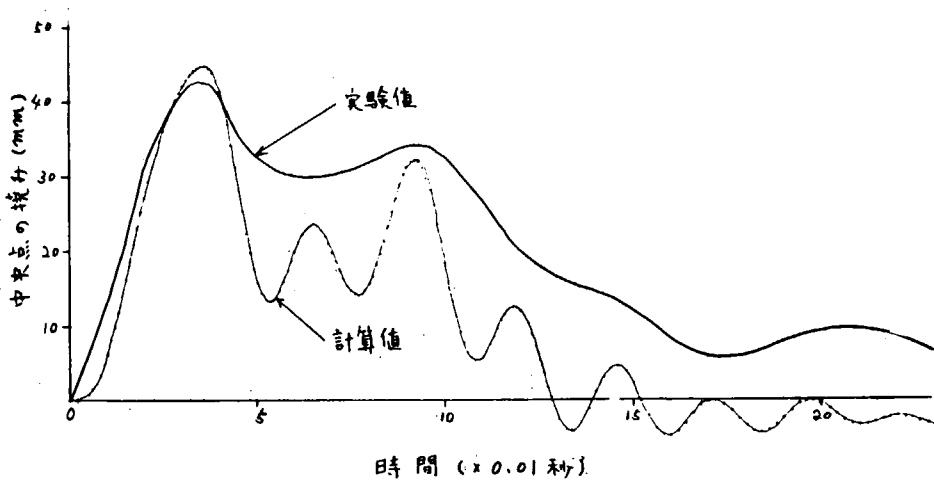


図 2.2.2.7 実験値と計算値の比較 (TEST 16A-4)

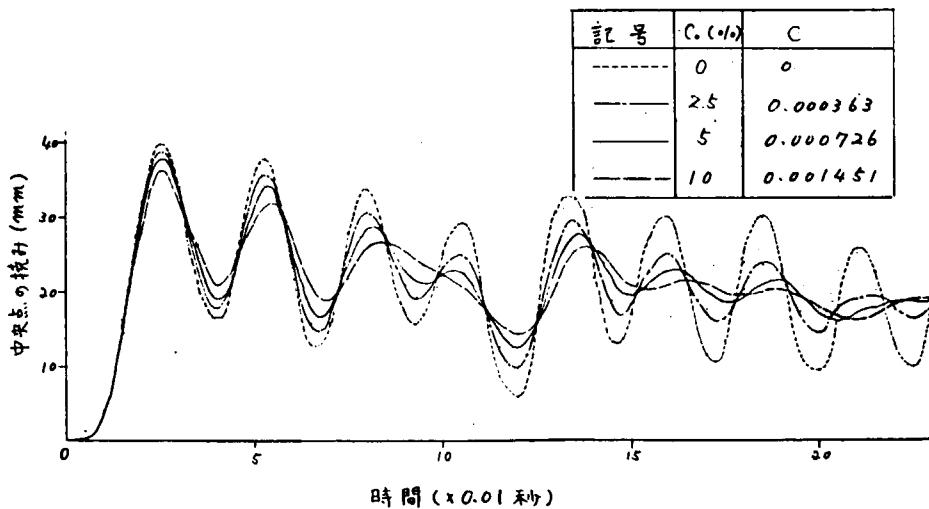


図 2.2.2.8 減衰の変位におよぼす影響 (TEST 16A-3)

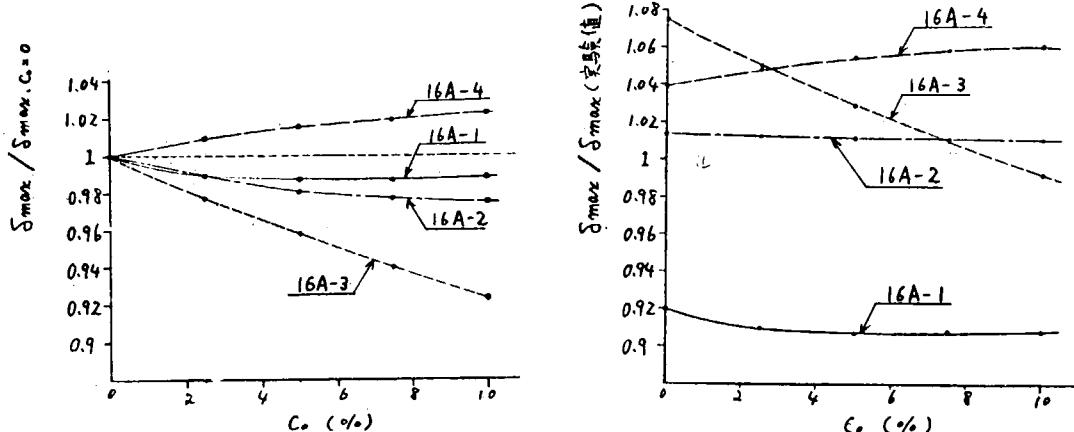


図 2.2.3.0 減衰の最大変位におよぼす影響

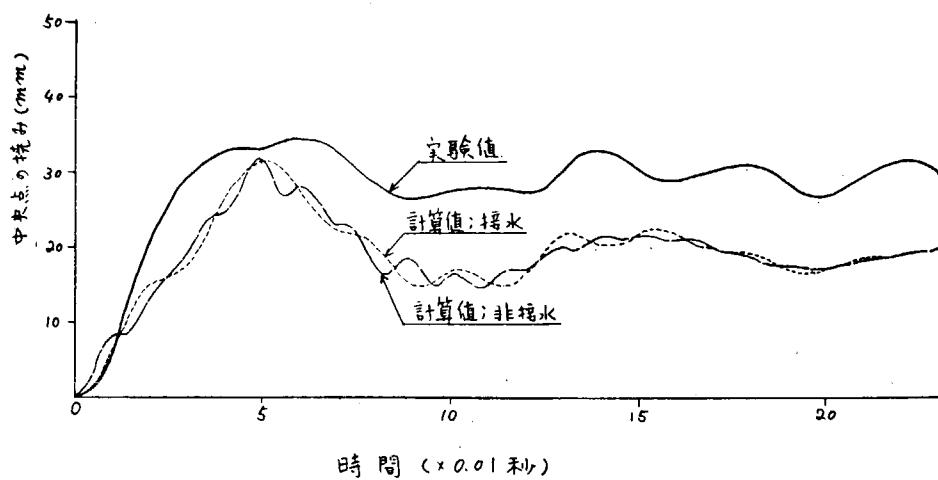


図 2.2.3.1 計算法の検討 (TEST 16A-1)

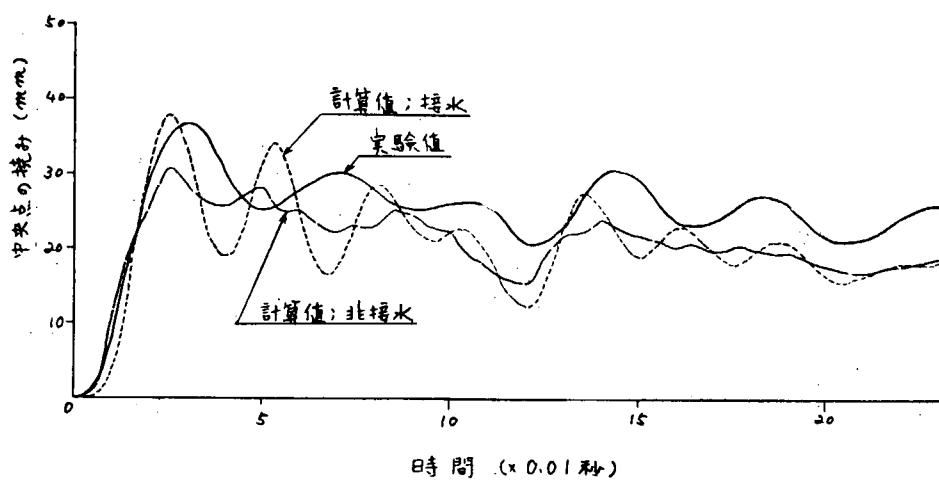


図 2.2.3.2 計算法の検討 (TEST 16A-3)

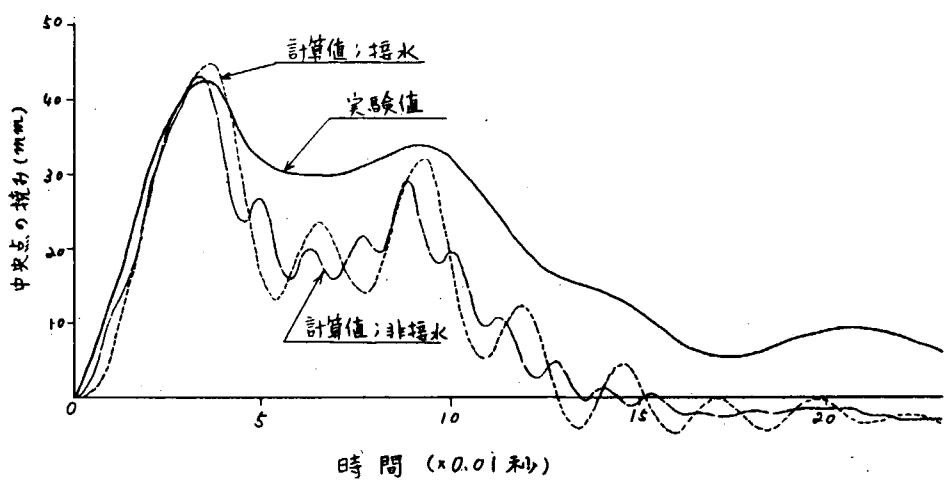


図 2.2.3.3 計算法の検討 (TEST 16A-4)

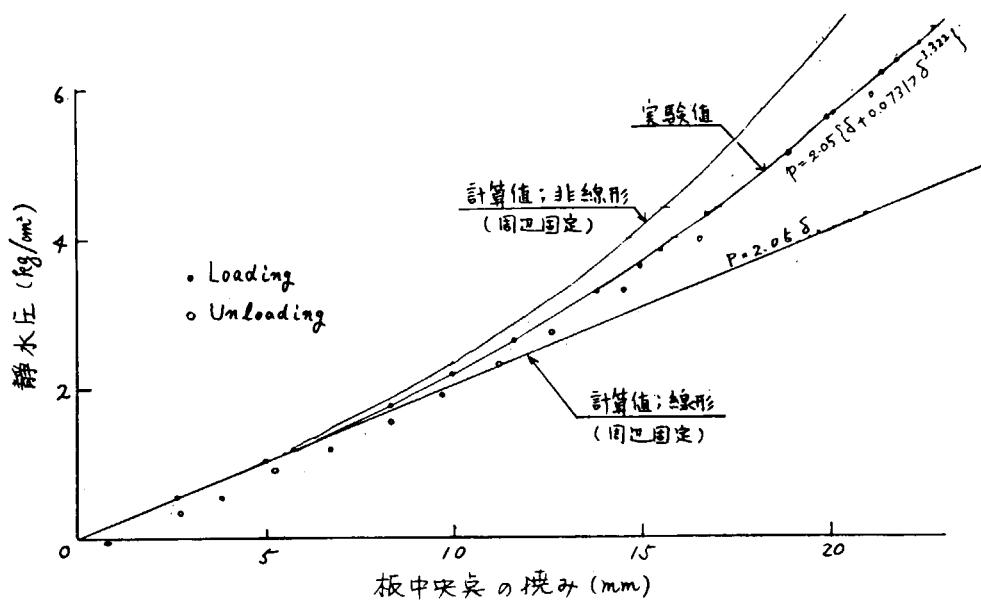


図 2.2.3.4 水圧と変位の関係（静水圧テスト結果）

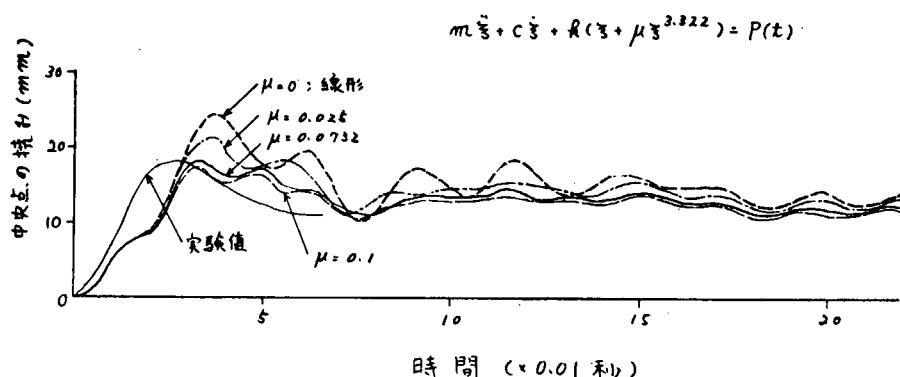


図 2.2.3.5 非線形計算結果（TEST 19-3）

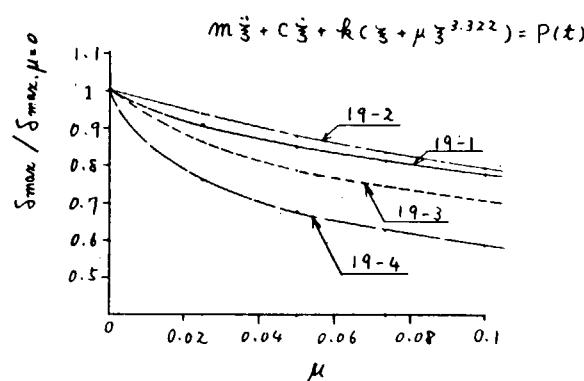


図 2.2.3.6 非線形の最大変位におよぼす影響

2.3 船側構造の動的応答解析プログラム

(担当 安川 康、川上 雄一 川崎重工業)

本プログラムは、船側タンクが波浪衝撃荷重をうける場合の動的応答解析を行なうこととして、衝撃荷重をうける平面骨組構造物の弾塑性応答を解析するために作られた汎用プログラムである。

2.3.1 プログラムの機能

- (1) 計算対象………静的荷重または動的荷重が作用する平面骨組構造物、ストラットの面外座屈も同時に取扱い可能
- (2) 応力、変形………弾塑性微小変形及び弾塑性大変形
- (3) 解析方法………有限要素法で剪断撓みの影響を考慮した梁要素を使用、弾塑性解析は塑性関係法による。
- (4) 応答の計算法… β 法及び拡張された Nigam の方法のいずれでも計算可能、静的計算は逆行列を求める方法による。
- (5) 降伏条件式………適当な式が選択できる。歪速度の増大に伴なう降伏応力の上昇を考慮した解析が可能。
- (6) 荷重………節点荷重、分布荷重。変位荷重は取扱えない。動的な荷重の波形は Sine 波形及び任意波形について計算可能
- (7) 取扱える問題の大きさ

最大節点数 ≤ 40

最大要素数 ≤ 50

- (8) 使用言語………FORTRAN IV (G)

- (9) 使用電算機………IBM 370-168 (Core Memory 3 Mbite)

- (10) プログラムの大きさ………1024 Kbite

2.3.2 計算方法の概要

動的な荷重をうける平面骨組構造の応答を有限要素法により解く場合の基礎式は減衰を無視すれば次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} M \ddot{U} + K U &= P(t) \\ \text{ここで,} \\ M &= \sum T^t M_B T \\ K &= \sum T^t (K_B + K_\sigma) T \\ P(t) &= \sum P_c(t) + \sum T^t P_d(t) \end{aligned} \right\} \quad (2.3.1)$$

ただし、 M 、 K 、 U 、 $P(t)$ はそれぞれ構造全体の質量行列、剛性行列、変位ベクトル及び荷重ベクトルであつて、 \ddot{U} は加速度ベクトルである。

また M_B は要素の質量行列、 K_B は要素の剛性行列、 K_σ は要素の初期応力剛性行列、 T は座標変換行列、 $P_c(t)$ は要素の節点荷重ベクトル、 $P_d(t)$ は分布荷重を等価節点力に変換した要素の荷重ベクトルである。なお $P_d(t)$ は座標変換行列 T がかかるのでに対して、 $P_c(t)$ にはかかるないのは、 $P_d(t)$ は要素に関して定めた局所座標で与えられ、 $P_c(t)$ は絶対座標で与えられるためである。

解析に使用した要素は剪断撓みの影響を考慮したものであり、 M_B 、 K_B 、 K_σ 、 T 及び $P_d(t)$ は次式で与えられる。

ただし、 ℓ は長さ、 P_A は単位長さ当たりの質量 $E A$ は伸び剛性、 $E I$ は曲げ剛性、 $G A_s$ は剪断剛性である。また u は軸方向変位、 v は軸に直角な方向の挠み、 θ は傾斜角、 N は軸力、 V は剪断力、 M は曲げモーメントであり、添字 i 及び j はそれぞれ節点 i 及び j における値であることを示し、図 2.3.1 に示す向きのものを正とする。

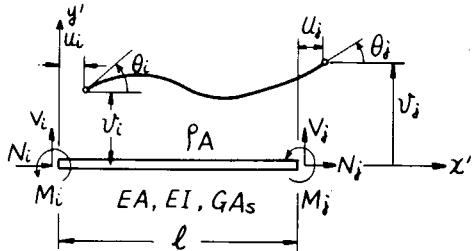


図 2.3.1 梁要素

(1) 質量剛性行列 M_B

$$M_B = \frac{\rho A \ell}{m_1} \begin{pmatrix} \frac{1}{3} m_1 & & & & & \\ & 0 & m_2 & & & \\ & 0 & m_3 \ell & m_4 \ell^2 & & \\ \frac{1}{6} m_1 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{3} m_1 & \\ & m_5 & m_6 \ell & 0 & m_2 & \\ & -m_6 \ell & -m_7 \ell^2 & 0 & -m_3 \ell & m_4 \ell^2 \end{pmatrix} \begin{matrix} N_i \\ V_i \\ M_i \\ N_j \\ V_j \\ M_j \end{matrix}$$

$$m_1 = (1 + \mu)^2$$

$$m_2 = \frac{1}{3} \frac{5}{5} + \frac{7}{10} \mu + \frac{1}{3} \mu^2$$

$$m_3 = \frac{1}{2} \frac{1}{10} + \frac{1}{12} \mu + \frac{1}{24} \mu^2 \quad (2.3.2)$$

$$m_4 = \frac{1}{10} \frac{5}{5} + \frac{1}{60} \mu + \frac{1}{120} \mu^2$$

$$m_5 = \frac{9}{70} + \frac{3}{10} \mu + \frac{1}{6} \mu^2$$

$$m_6 = \frac{1}{420} \frac{5}{4} + \frac{3}{40} \mu + \frac{1}{24} \mu^2$$

$$\mu = \frac{12 E I}{G A_s \ell^2}$$

(2) 剛性行列 K_B

$$K_B = \begin{pmatrix} u_i & v_i & \theta_i & u_j & v_j & \theta_j \\ \frac{EA}{\ell} & \frac{12EI}{(1+\mu)\ell^3} & & & & \\ 0 & \frac{6EI}{(1+\mu)\ell^2} & \frac{(4+\mu)EI}{(1+\mu)\ell} & & & \\ 0 & & & S Y M & & \\ \frac{EA}{\ell} & 0 & 0 & \frac{EA}{\ell} & & \\ 0 & \frac{-12EI}{(1+\mu)\ell^3} & \frac{-6EI}{(1+\mu)\ell^2} & 0 & \frac{12EI}{(1+\mu)\ell^3} & \\ 0 & \frac{6EI}{(1+\mu)\ell^2} & \frac{(2-1)EI}{(1+\mu)\ell} & 0 & \frac{-6EI}{(1+\mu)\ell^2} & \frac{(4+\mu)EI}{(1+\mu)\ell} \end{pmatrix} \begin{matrix} N_i \\ V_i \\ M_i \\ N_j \\ V_j \\ M_j \end{matrix}$$

(2.3.3)

(3) 初期応力剛性行列

$$K_\sigma = \frac{N_0}{\ell (1+\mu)^2} \begin{pmatrix} u_i & v_i & \theta_i & u_j & v_j & \theta_j \\ 0 & \frac{6}{5} + 3\mu & & & & \\ 0 & \frac{\ell}{10} & \ell^2 (\frac{2}{15} + \frac{\mu}{6} + \frac{\mu^2}{12}) & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & & \\ 0 & -(\frac{6}{5} + 3\mu) & -\frac{\ell}{10} & 0 & \frac{6}{5} + 3\mu & \\ 0 & \frac{\ell}{10} & -\ell^2 (\frac{1}{30} + \frac{5}{12}\mu + \frac{\mu^2}{12}) & 0 & -\frac{\ell}{10} & \ell^2 (\frac{2}{15} + \frac{\mu}{6} + \frac{\mu^2}{12}) \end{pmatrix} \begin{matrix} N_i \\ V_i \\ M_i \\ N_j \\ V_j \\ M_j \end{matrix}$$

(2.3.4)

ただし、 N_0 = 要素の軸力。

(4) 座標変換行列 T

絶対座標を図 2.3.2 に示すように定め、梁要素の節点の座標

を (x_i, y_i) 及び (x_j, y_j) とすれば座標変換行列 T は次のようになる。

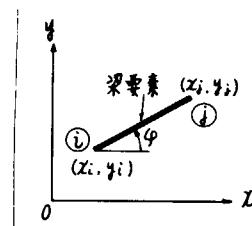


図2.3.2

$$T = \begin{pmatrix} & & & & & \\ & \cos\varphi & \sin\varphi & & & \\ & \sin\varphi & -\cos\varphi & & & \\ & & & 1 & & \\ & & & & \cos\varphi & \sin\varphi \\ & & & & -\sin\varphi & \cos\varphi \\ & & & & & \\ & & & & & 1 \end{pmatrix} \quad (2.3.5)$$

(11) (11)

ただし、 $\cos\varphi = \frac{x_j - x_i}{\ell}$

$\sin\varphi = \frac{y_j - y_i}{\ell}$

(5) 荷重ベクトル $P_d(t)$

梁要素に作用する分布荷重として、軸方向成分 p 軸に直角な方向の成分 q 、分布モーメント m を考える。節点 i 及び j における値をそれぞれ $p_i, q_i, m_i, p_j, q_j, m_j$ とすれば、分布荷重と等価な節点荷重ベクトル $P_d(t)$ は次式のようになる。

$$P_d = \begin{pmatrix} \frac{1}{3} & 0 & 0 & \frac{1}{6} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{1+\mu} \left(\frac{7}{20} + \frac{\mu}{3} \right) & -\frac{1}{2} & 0 & \frac{1}{1+\mu} \left(\frac{5}{20} + \frac{\mu}{6} \right) & -\frac{1}{2} \\ 0 & \frac{1}{1+\mu} \left(\frac{1}{20} + \frac{\mu}{24} \right) & \frac{1}{12} & 0 & \frac{1}{1+\mu} \left(\frac{1}{30} + \frac{\mu}{24} \right) & -\frac{1}{12} \\ \frac{1}{6} & 0 & 0 & \frac{1}{3} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{1+\mu} \left(\frac{3}{20} + \frac{\mu}{6} \right) & \frac{1}{2} & 0 & \frac{1}{1+\mu} \left(\frac{7}{20} + \frac{\mu}{3} \right) & \frac{1}{2} \\ 0 & \frac{1}{1+\mu} \left(\frac{1}{30} + \frac{\mu}{24} \right) & -\frac{1}{12} & 0 & \frac{1}{1+\mu} \left(\frac{1}{20} + \frac{\mu}{24} \right) & \frac{1}{12} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_i \\ q_i \\ m_i \\ p_j \\ q_j \\ m_j \end{pmatrix} \quad (2.3.6)$$

(6) 降伏条件

降伏条件式は断面形状によつて變るので、ユーザーが、次式の係数 a , b , c 及び指数 m , n , r を適當に選べるようにしてし、次のものを用いた。

$$a \left(\frac{N}{N_Y} \right)^m + b \left(\frac{V}{V_Y} \right)^n + c \left(\frac{M}{M_p} \right)^r = 1 \quad (2.3.7)$$

ここで N_Y , V_Y , M_p はそれぞれ降伏軸力、降伏剪断力、全塑性モーメントである。

歪速度による降伏応力の上昇は次のようにして考慮した。すなわち降伏条件を

$$f(N, V, M, N_Y, V_Y, M_p) = 0$$

と表わし、 N_Y , V_Y , M_p は降伏応力 σ_Y の関数で、 σ_Y は歪速度によつて變るものとすれば、部材端の力と変位の増分関係は次のように表わすことができる。（付録 1 参照）

$$\left. \begin{aligned} \delta F &= K^P \delta U - S \delta F_Y \\ \text{ここで、 } \delta F &= \left\{ \begin{array}{l} \delta F_i \\ \delta F_j \end{array} \right\}, \quad \delta U = \left\{ \begin{array}{l} \delta U_i \\ \delta U_j \end{array} \right\}, \quad \delta F_Y = \left\{ \begin{array}{l} \delta F_{Yi} \\ \delta F_{Yj} \end{array} \right\} \\ F_i &= \left\{ \begin{array}{l} N \\ V \\ M \end{array} \right\}_i, \quad U_i = \left\{ \begin{array}{l} u \\ v \\ \theta \end{array} \right\}_i, \quad F_{Yi} = \left\{ \begin{array}{l} N_Y \\ V_Y \\ M_p \end{array} \right\}_i \end{aligned} \right\} \quad (2.3.8)$$

K^P = 塑性行列 S = 歪速度増分の影響を示す行列

本プログラムでは簡単の為に (2.3.8) の第 2 項は省略した。すなわち、歪速度による降伏応力の上昇は K^P 中の N_Y , V_Y 及び M_p の中に含まれ、歪速度増分には関係しないものと仮定した。

静的な降伏力を N_{YS} , V_{YS} , M_{PS} とすれば、軟鋼に対する近似的に次式を用いることができる。（付録 1 参照）

$$\left. \begin{aligned} \frac{N_Y}{N_{YS}} &= \left[1 + \eta \frac{\dot{N}}{N_{YS}} \right]^\alpha \\ \frac{V_Y}{V_{YS}} &= \left[1 + \eta \frac{\dot{V}}{V_{YS}} \right]^\alpha \\ \frac{M_P}{M_{PS}} &= \left[1 + \eta \frac{\dot{M}}{M_{PS}} \right]^\alpha \end{aligned} \right\} \quad (2.3.9)$$

ここで $\eta = 0.134$, $\alpha = 0.0927$

M_{YS} = 静的降伏モーメント

(8) 塑性関節が生じた要素の剛性行列及び質量行列の修正

剛性行列 K_B と初期応力剛性行列 K_σ の和 K_L

$$K_L = K_B + K_\sigma \quad (2.3.10)$$

及び質量行列 M について次式により修正を行なつた。

$$\left. \begin{array}{l}
 \text{剛性行列} \quad K_L^P = K_L - K_L \phi \Phi^{-1} \phi^T K_L \\
 \text{質量行列} \quad M_B^P = (I - \phi \Phi^{-1} \phi^T K_L)^T M_B (I - \phi \Phi^{-1} \phi^T K_L) \\
 \\
 \text{ここで} \quad \phi = \begin{pmatrix} \phi_i & 0 \\ 0 & \phi_j \end{pmatrix} \quad \phi_i = \frac{\partial f}{\partial F_i}, \quad \phi_j = \frac{\partial f}{\partial F_j} \\
 \Phi = \phi^T K_L \phi = \begin{pmatrix} \Phi_{11} & \Phi_{12} \\ \Phi_{21} & \Phi_{22} \end{pmatrix} \\
 I = 6 \times 6 \quad \text{の単位行列} \\
 F_i, F_j = \text{節点 } i \text{ に作用する内力}
 \end{array} \right\} \quad (2.3.11)$$

ただし、 Φ^{-1} は節点 i 及び j が弾性か塑性かによって以下のようにになる。

(a) i 点及び j 点が塑性の場合

Φ^{-1} は Φ の逆行列

(b) i 点が塑性、 j 点が弾性の場合

$$\Phi^{-1} = \begin{pmatrix} 1/\Phi_{11} & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}$$

(c) i 点が弾性、 j 点が塑性の場合

$$\Phi^{-1} = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 1/\Phi_{22} \end{pmatrix}$$

(2.3.12)

また、塑性関節が生じた節点の loading, unloading の判定は、

$$\lambda = \Phi^{-1} \phi^T K_L \delta U \quad (2.3.13)$$

を用い、 $\lambda \geq 0$ のとき loading, $\lambda < 0$ のとき unloading となる。

(8) 面外曲げ座屈 (ストラットの座屈) の取扱い

本プログラムでは、ストラットの座屈を取扱えるようにするために、面外曲げ座屈を次のようにして解析した。

まず図 2.3.5 に示すように $t = t_i$ における荷重及びストラットの軸力を P_i 及び N_i とし荷重が $P_i + \Delta P_i$ に増加したときの軸力 $N_i + \Delta N_i$ を平面構造として求め、 ΔN_i に対する軸変位増分 Δu_s を計算する。次に、ストラットだけを取り出し、それに作用する荷重を N_i から $N_i + \Delta N_i$ まで増加させ動的座屈変形による荷重点の軸変位増分 Δu_B を計算する。この際、ストラットの座屈変形の計算には弾塑性大撓みの式を用いた。

つぎに Δu_s と Δu_B の比

$$r_i = \Delta u_s / \Delta u_B \quad (2.3.14)$$

を用いてストラットの軸方向の剛性を修正し、

$$\left(\frac{E A}{\ell} \right)_{t=t_i+1} = r_i \left(\frac{E A}{\ell} \right)_{t=t_i} \quad (2.3.15)$$

として次の時間ステップに進む。なおストラットは構造全体の解析のときには面内変形を考え、座屈解析の部分では座屈変形（今の場合面外変形）を対象とする。また以上に述べた方法で計算を行なう場合、1回の剛性の修正で次の時間ステップに進まず、時間 $t = t_i$ にもどりストラットの伸び剛性として (2.3.15) 式を用いて再び r_i を求める繰返し計算を実施し、 $r_i \rightarrow 1.0$ に収束した後、次の時間ステップに進むべきであるが、計算時間の関係から本プログラムでは、1回の剛性の修正で次のステップに進んでいる。

また大変形の解析では、剛性行列は (2.3.10) 式を用い各時間ステップの変形前の状態で力の釣合を考えおり、変形後に生ずる不平衡力は考慮していない。

(9) 応力の計算

本プログラムでは、要素についての局部座標は要素の軸に沿つて x' 軸をとり、節点番号の小さい方から大きい方に向う方向を正とし、これと直角に y' 軸をとり、図 2.3.1 に示す向きのもの正とする。

この場合、要素の節点に作用する力（内力）と節点変位の正の向は図 2.3.1 のようになつてある。応答の計算により節点変位が求まると、内力は次式により求められる。

$$\left. \begin{aligned} F &= K_B U \\ F &= \{ N_i, V_i, M_i, N_j, V_j, M_j \} \\ U &= \{ u_i, v_i, \theta_i, u_j, v_j, \theta_j \} \\ (i > j) \end{aligned} \right\} \quad (2.3.16)$$

要素の断面積 A 、断面2次モーメント I 、断面の中性軸から外縁までの距離 e_A 及び e_B （図 2.3.4 参照）、剪断有効断面積 $k A$ とするとき、A点及びB点の直応力 σ_A 、 σ_B 、平均剪断応力 τ_m は i 点及び j 点について次式により計算した。

節点 i について

$$\left. \begin{aligned} \sigma_A^i &= \frac{M_i}{Z_A} - \frac{N_i}{A} \\ \sigma_B^i &= - \frac{M_i}{Z_B} - \frac{N_i}{A} \\ \tau_m^i &= - \frac{V_i}{k A} \end{aligned} \right\} \quad (2.3.17)$$

節点 j について

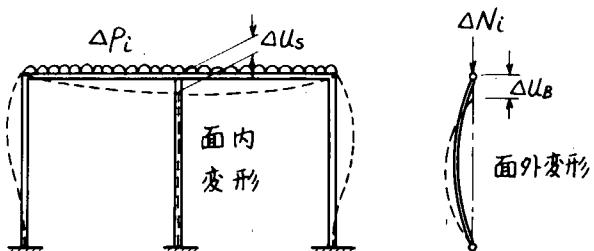


図 2.3.3 ストラットの座屈の取扱い

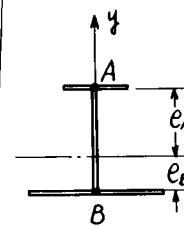


図 2.3.4

$$\sigma_A^j = -\frac{M_j}{Z_A} + \frac{N_j}{A}$$

$$\sigma_B^j = \frac{M_j}{Z_B} + \frac{N_j}{A}$$

$$\tau_m^i = \frac{V_j}{k_A}$$

ここで

$$Z_A = I/e_A, \quad Z_B = I/e_B$$

(10) 動的な応答の計算法

本プログラムでは、動的な応答は β 法または拡張された Nigam の方法により計算できる。そこで (2.3.1) 式について、以下に示す計算式により応答を計算した。

(a) β 法

$$D U_{n+1} = B U_n - H_{n-1} + \beta (\Delta t)^2 \left\{ M_{n+1}^{-1} P_{n+1} + \left(\frac{1}{\beta} - 2 \right) M_n^{-1} P_n + M_{n-1}^{-1} P_{n-1} \right\}$$

$$\text{ただし、 } D = I + \beta (\Delta t)^2 M_{n+1}^{-1} K_{n+1}$$

$$B = 2 I - (1-2\beta) (\Delta t)^2 M_n^{-1} K_n$$

$$H = I + \beta (\Delta t)^2 M_{n-1}^{-1} K_{n-1}$$

$$D' U_1 = Q U_0 + \Delta t U_0 + \beta (\Delta t)^2 M_1^{-1} P_1 + \left(\frac{1}{2} - \beta \right) (\Delta t)^2 M_0^{-1} P_0$$

$$D' = I + \beta (\Delta t)^2 M_1^{-1} K_1$$

$$Q = I - \left(\frac{1}{2} - \beta \right) (\Delta t)^2 M_0^{-1} K_0$$

ここで、 I は単位行列、 M は質量行列、 K は剛性行列、 P は荷重ベクトル、 U は変位ベクトル、 Δt は時間間隔、 β は加速度係数である。また添字 $n+1$, n , $n-1$ はそれぞれ時刻 $(n+1)\Delta t$, $n\Delta t$, $(n-1)\Delta t$ における値であることを示し、 \dot{U} は変位速度である。

(b) 拡張された Nigam の方法

(2.3.1) 式の $P(t)$ が時間間隔 Δt の間、直線的に変るものと仮定すれば、解が得られる。この解に基づいて数値計算をするのが、Nigam の方法である。本プログラムで用いた計算式は次のようである。

$$Z_{n+1} = R(Z_n + C L_{n+1} + D L_n)$$

$$\text{ここで、 } Z_n = \{ U_n, \dot{U}_n \}, \quad Z_{n+1} = \{ U_{n+1}, \dot{U}_{n+1} \}$$

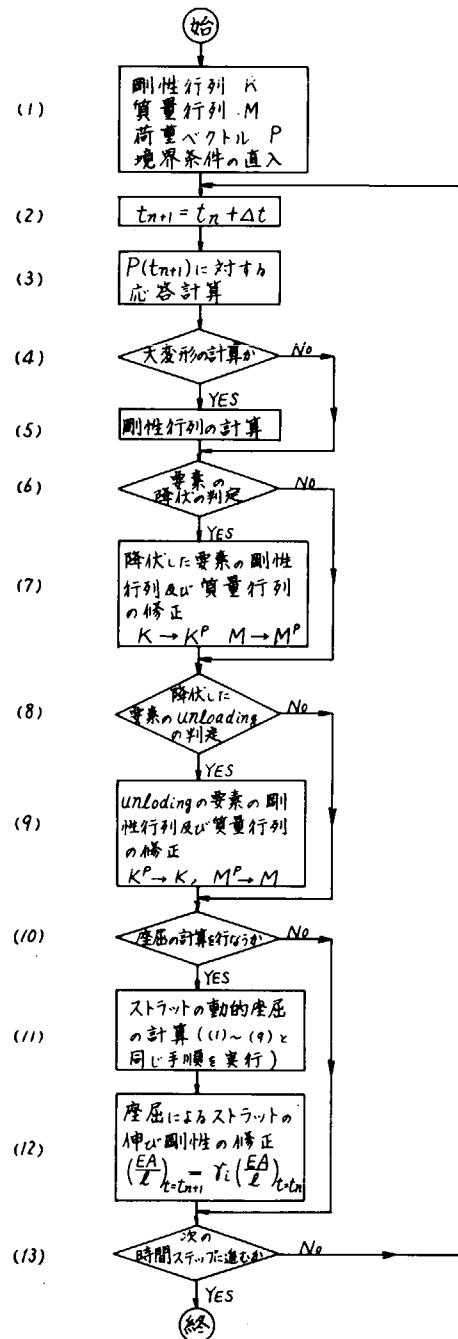


図 2.3.5 フローチャート

$$L_n = \{ \theta, M_n^{-1} P_n \}, \quad P_{n+1} = \{ Q, M_n^{-1} P_{n+1} \}$$

$$R = I + \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{m!} (A \triangle t)^m$$

$$C = \sum_{m=1}^{\infty} (-1)^{m-1} \frac{1}{(m+1)!} A^{m-1} (\triangle t)^m$$

$$D = \sum_{m=1}^{\infty} (-1)^{m-1} \frac{1}{(m+1)!} A^{m-1} (\triangle t)^m$$

$$A = \begin{bmatrix} \textcircled{H} & I \\ -M_n^{-1} K_n & \textcircled{H} \end{bmatrix}$$

(2.3.1.9)

ただし、Qは零ベクトル、Hは零行列である。

以上に述べた計算方法により作成した本プログラムの計算手順を図2.3.5に示す。

2.3.3 プログラムの使用方法

(1) 制約条件

本プログラムを使用する場合、次の制限がある。

- (a) 最大節点数 ≤ 40
- (b) 最大要素数 ≤ 50
- (c) 面外曲げ座屈を考える部分は絶対座標の座標軸に平行でなければならない。この場合の端末条件は支持または固定で、自由は許されない。
- (d) 歪速度による降伏応力の上昇を考慮した計算は軟鋼の場合に限る。
- (e) 变位荷重の場合の計算はできない。

(2) インプットデータ作成のための準備

インプット作成に先立つて次の準備をする。

- (a) 絶対座標 x, y を定め、解析対象を梁要素に分割する。面外曲げ座屈を考える場合、1つの座標軸を座屈を考える部分（ストラット）の軸にとり、面外の直角方向に他の座標を定める。この場合、構造全体を考える場合の座標軸の方向と面外座屈を考える場合の座標軸の方向は、1つは一致させる。例えば、図2.3.6のような例では、y軸の方向は一致させている。

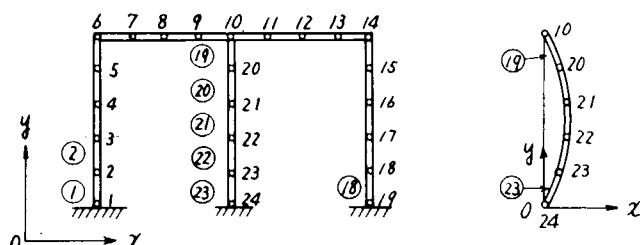


図 2.3.6

- (b) 全節点に1から通し番号をつける。番号のつけ方には制限はない。
- (c) 全要素に1から通し番号をつける。番号のつけ方には制限はない。
- (d) 計算に必要な断面定数を求めておく。

(3) インプットデータ記入方法

インプットデータは、次の順に各グループのカードを与える。

(i) 定義カード (解析名称)

(ii) 出力データコントロールカード

(iii) 出力指定カード

(iv) 解析法指定カード

(v) 応答計算法指定カード

(vi) 降伏条件カード

(vii) 物理定数カード

(viii) 断面定数カード

(ix) 節点カード

(x) 要素カード

(xi) 境界条件カード

(xii) 荷重波形カード

(xiii) 節点荷重カード

(xiv) 分布荷重カード

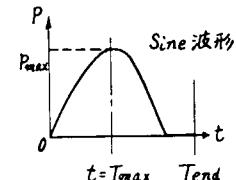
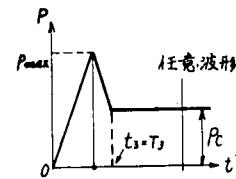
各カードについての記入要領を表2.3.1に示す。表2.3.1では、カードを与える順序、カード名称、データの FORMAT データ名称、プログラムの中で使用している記号（整数と実数の区別）、カード上でのコラム（欄）の位置等を示してある。

表2.3.1 インプットデータ記入要領

順序	カード名称	[FORMAT] 及び データ名称 (記号)	欄 数	説 明
1	定義カード	[A1, 9X, 60A1] データの始め、終りの識別 (ICARD) 問題名称 (NPRNT)	1 11~70	▼印はデータの始め、*印は終りを意味する 60字以内の任意の英数字
2	出力データコントロールカード	[16X, 2(1X, I1), 6X, I3, 8X, I1] インプットデータの出力 のコントロール (INPTCN) 出力データの レベル番号 (IOUTCN)	18 20	出力データをコントロールするためのデータ INPTCN=1のときインプットデータを出力し、 INPTCN=0のとき出力せず。 出力、レベルを3段階に分け、各 レベル毎に計算結果の出力、データ の量及び質が異なる、詳細は2.3.4 項に示す。

順序	カード名称	[FORMAT] 及び データ名称(記号)	欄数	説明
		出力データの出力するステップ間隔 (IDE LT) デバッグの出力のコントロール (IDE BG)	27~29 38	I DEL ステップ毎に計算結果が 出力される。 通常 IDE BG=0
3	出力指定カード (a) 節点カード (b) 要素カード	(5X, 5I, 12I5) 出力を出す節点の数 (NW) 出力を出す節点番号 (N OUT (12)) (5X, 5I, 12I5) 出力を出す要素の数 (NWE) 出力を出す要素番号 (N OUT E)	6~10 11~70 6~10 (11~70)	N W ≤ 12 N W E ≤ 12
4	解析法指定カード	[21X, I1, 12X, I1, 9X, I1] 微小変形と大変形の区別 (ITHRY) 歪速度による降伏応力の上昇を考慮するかどうかの指定 (IVEL) 弾塑性計算と弾性計算の区別 (IPLST)	22 35 45	ITHRY=1 : 微小変形 ITHRY=2 : 大変形 IVEL=1 : 考慮 IVEL=2 : 無視 IPLST=1 : 弹塑性計算 IPLST=2 : 弹性計算
5	応答計算法指定 カード	(7X, I1, 2X, 2E10.0, 5X, I5) 応答計算法の指定 (IMTHD) β 法における β の値 (BEETA) Nigam の方法の収束判定に用いる量 (EPS1) Nigam の方法で無限級数の計算打切り項数 (ICUT)	8 11~20 21~30	IMTHD=1 : 静的計算 IMTHD=2 : 動的応答 Nigam の方法 IMTHD=3 : 動的応答 β 法 EPS1 = 10^{-6} 程度
6	降伏条件カード	(10X, 3I5, 5X, 3E 10.0) 降伏条件式の指数 m, n, r (JM(3)) 降伏条件式の係数 a, b, c (C(3))	11~25 31~60	降伏条件式 $a \left(\frac{N}{N_Y}\right)^m + b \left(\frac{V}{V_Y}\right)^n + c \left(\frac{M}{M_P}\right)^r = 1$

順序	カード名称	[FORMAT] 及び データ名称(記号)	欄 数	説 明
7	物理定数カード	[10X, 6E10.0] ヤング係数 E (E) 横弾性係数 G (G) 比重 γ (GAMMA) 重力の加速度 g (SG)	11~20 21~30 31~40 41~50	
8	断面定数カード (その1) 断面定数カード (その2)	[A1, 5X, I4, 6 (E10.2)] データの始め、終りの識別 (ICARD) 断面定数番号 (NZ) 断面積 A (XZ) 剪断有効断面積係数 k (YZ) 断面2次モーメント I (ZZ) 降伏軸力 N_y (XA) 降伏剪断力 (YA) 全塑性モーメント (Mp) [10X, 3E10.0] 曲げ応力が降伏応力になる ときの曲げモーメント (RMY) 断面の中性軸から最外縁ま での距離 e_A (HA) e_B (H2)	1 7~10 11~20 21~30 31~40 41~50 51~60 61~70 11~20 21~30 31~40	断面形状の種類数だけ与える。 ▼印: データ始まり ＊印: データ終り
9	節点カード	[A1, 5X, I4, 4 (F10.0)] データの始め、終りの識別 (ICARD) 節点番号 (NZ) x座標 (XZ) y座標 (YZ) x方向の初期変位 (WX) y方向の初期変位 (WY)	1 7~10 11~20 21~30 31~40 41~50	すべての節点について与える。 ▼印: データの始まり ＊印: データの終り 面外曲げ座屈を考えるときは初期 撓みが必要。 面外曲げ座屈を考えないときはこの データは不要
10	要素カード	[A1, 5X, I4, 6 (I5)] データの始め、終りの識別 (ICARD)	1	すべての要素について与える。

順序	カード名称	[FORMAT] 及び データ名称 (記号)	欄 数	説 明
	(要素カード続き)	要素番号 (NZ) 要素を構成する節点番号 (IX, IY) 面内変形に対する断面定数番号 (MI) 面外曲げ座屈を考えるときの座屈番号 (IZ) 面外曲げ座屈を考えるときの断面定数番号 (M2)	7~10 11~20 21~25 26~30 30~55	断面定数番号先に断面定数カードで与えたものを記入する。 面外曲げ座屈と考えないときはこのデータ不要
1.1	境界条件カード	[A1, 5X, I4, 6 (15)] データの始め、終りの識別 (ICARD) 拘束を与える節点の番号 (NZ) 面内変形の解析を行なう場合 x方向の拘束 (IX) y " " (IY) 回転 " " (IB) 面外座屈を考慮する場合の座屈に対する拘束条件 x方向の拘束 (IBX) y " " (IBY) 回転 " " (IBM)	1 7~10 11~15 16~20 20~25 26~30 31~35 35~40	拘束する節点の数だけ与える。 拘束する節点の数だけ与える。 IX, IY, IB=0 : 拘束なし IX, IY, IB=1 : 完全拘束 IBX, IBY, IBM = 0 : 拘束なし IBX, IBY, IBM = 1 : 完全拘束 面外座屈を考えないときはこのデータ不要
1.2	荷重波形カード (その1)	[A1, 5X, I4, 6 (E10.2)] データの始め、終りの識別 (ICARD) 波形の形状番号 (NZ) 波形の振幅が最大となる時間 (XZ) 波形の最大値 P_{max} (YZ) 計算を打切る時間 Tend (XA) 時間刻み Δt (YA)	1 7~10 11~20 21~30 31~40 41~50	N Z = 1 : Sine 波形 N Z = 2 : 任意波形  

順序	カード名称	[FORMAT] 及び データの名称 (記号)	欄 数	説 明
	荷重波形カード (その2)	$(10X, ZE10.2)$ 時刻 t_i ($X Z$) 時刻 t_i における荷重の大 きさ P_i ($Y Z$). $(NZ = 2$ のときのみ必要)	1 1~2 0 2 1~3 0	前頁の任意波形の例では $t_1 = 0, P_1 = 0$ $t_2 = T_{max}, P_2 = P_{max}$ $t_3 = T_s, P_3 = P_c$ $t_A = T_{end}, P_4 = P_c$ の4組データが必要 ただし $i \leq 20$ 静的な場合は荷重は時間の関数では ないが、荷重波形カードで時間を決 めてやれば荷重の大きさが決まるので その荷重を静的な荷重と見なせば、 荷重波形カードで荷重を与えること ができる。
1 3	節点荷重カード	$(A1, 5X, I4, 3F10.5)$ データの始め、終りの識別 (ICARD) 節点荷重を与える節点番号 (NZ) 荷重ベクトル x 方向の力 ($X Z$) y 方向の力 ($Y Z$) 曲げモーメント ($Z Z$)	1 7~1 0	節点荷重の作用している節点の数 だけ与える。 ベクトルの最大値が1になるよう に与える。
1 4	分布荷重カード (その1) 分布荷重カード (その2)	$(A1, 5X, I4, I5, 5X,$ $3E10.0)$ データの始り、終りの識別 (ICARD) 荷重が作用している要素の 番号 (NZ) 要素の節点番号 (ND1) 節点 ND1 における分布荷 重成分の値 P_1 ($X Z$) q_1 ($Y Z$) m_1 ($Z Z$) $(10X, I5, 5X, 3E10.0)$ 要素の節点番号 (ND2) 節点 ND2 における分布荷 重成分の値 P_2 ($X A$) q_2 ($Y A$) m_2 ($Z A$)	1 7~1 0 1 1~1 5 2 1~3 0 3 1~4 0 4 1~5 0 1 1~1 5	分布荷重カード (その1) 及び (その2) を1組とし分布荷重が作 用している要素の数だけ与える。 分布荷重成分の最大値が1となる ようにデータを与える。

(4) アウトプットデータ

次のものがアウトプットデータとして出力される。

(a) インプットデータ

問題名称、アウトプットデータコントロール、アウトプットの指定、解析法、応答計算方法、降伏条件式、物理定数、断面定数、節点データ、要素データ、荷重データの順に出力される。

節点データとしては節点の番号、座標、初期変位、節点荷重、境界条件がまとめて出力される。要素データは、要素の番号、節点番号、9個の断面定数、座屈を考える部材番号及び座屈の計算に必要な9個の断面定数である。

荷重データは、荷重波形に関するもの及び分布荷重で、節点荷重は節点データの所で出力されているのでこれには含めない。分布荷重は最初に入力したデータが出力され、つぎに等価節点力に変換した値と節点荷重の和が出力される。

(b) 計算結果

計算結果はアウトプットレベルに応じて指定したスラッシュ数毎に次のものが出力される。

アウトプットレベル1.

ステップ数、時間、荷重の大きさ、出力を指定した節点の変位、及び塑性関節の位置（塑性関節の生じた要素のみ）

アウトプットレベル2.

ステップ数、時間、荷重の大きさ、出力を指定した節点の変位、出力を指定した要素の応力及び塑性関節の位置（塑性関節の生じた要素のみ）

アウトプットレベル3

ステップ数、時間、荷重の大きさ、すべての節点の変位、すべての要素の応力及びすべての要素について塑性関節の有無及び位置。

(i) ステップ数、時間、荷重の大きさ

静的な問題のときは時間は出力されない。インプットデータで節点荷重及び分布荷重はそれぞれ最大値を1となるように与えている。これとここで出力される荷重の大きさを掛けたものが実際の節点における荷重の大きさになる。

(ii) 節点変位

節点番号、面内変形についての u , v , θ 、面外曲げ座屈についての u , v , θ 。

(iii) 要素の応力

要素番号、面内変形の場合の要素の両端の応力 σ_A , σ_B , τ_m 、面外座屈の場合の要素両端の σ_A , σ_B , τ_m

(iv) 塑性関節の有無及び位置

要素番号、塑性関節の有無及び位置。塑性関節の有無及び位置は数字で表わされて出力される。すなわち

Cond.=1 : 塑性関節なし
 Cond.=2 : 小さい番号の節点に塑性関節あり。
 大きい " " " なし。
 Cond.=3 : 小さい番号の節点に塑性関節なし。
 大きい " " " あり。
 Cond.=4 : 2つの節点に塑性関節あり。

2.3.4 計算例

つきの3つの計算モデルについて、本プログラムを用いて計算し、理論解のあるものについてはこれと比較し、プログラムの有用性を確めた。

(1) 集中荷重をうける両端固定梁

長さ 2 m の両端固定梁に端から長さの $1/3$ の位置に $F = 2000 \sin \frac{\pi}{0.025} t (kg)$ の Sine Pulse の集中荷重をうける場合について

- (a) 静的弾塑性計算
- (b) 動的弾性計算
- (c) 動的弾塑性計算（変速度による降伏応力の上昇考慮）
- (d) 動的弾塑性計算（" " " 無視）

を行なつた。

計算結果を図 2.3.7 及び図 2.3.8 に示す。

(2) 一様水圧をうける両端固定の帯板（大変形の場合）

長さ 1 m 板厚が 10 mm の帯板が $P = 0.036 \sin \frac{\pi}{3.6 \times 10^{-2}} t (kg/mm^2)$ の Sine Pulse の一様水圧をうける場合について次の計算を行なつた。

- (a) 弹性応答計算
- (b) 弹塑性応答計算

計算結果を図 2.3.9 に示す。

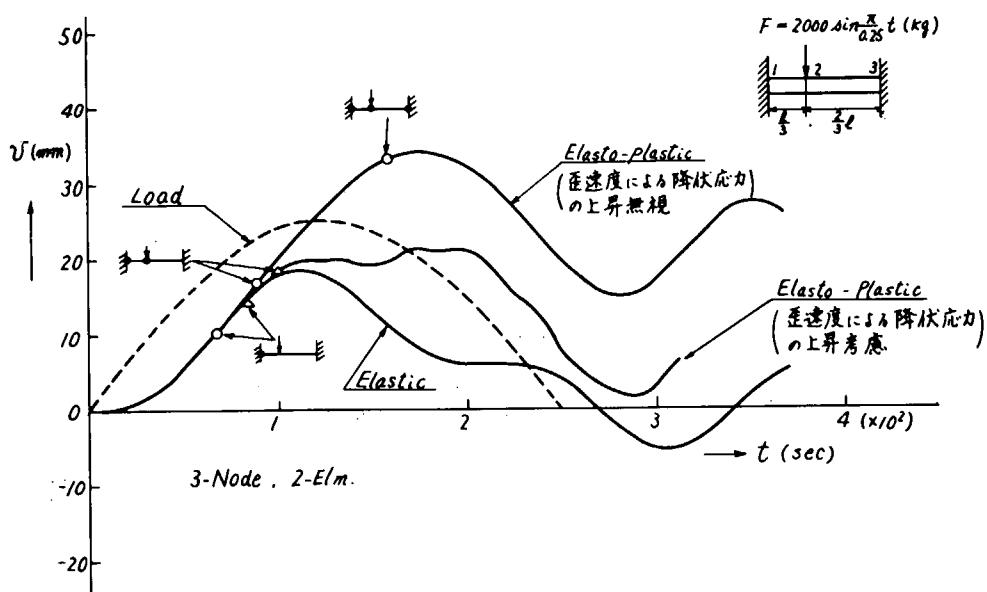


図 2.3.7 計算例(1) 両端固定梁の動的応答

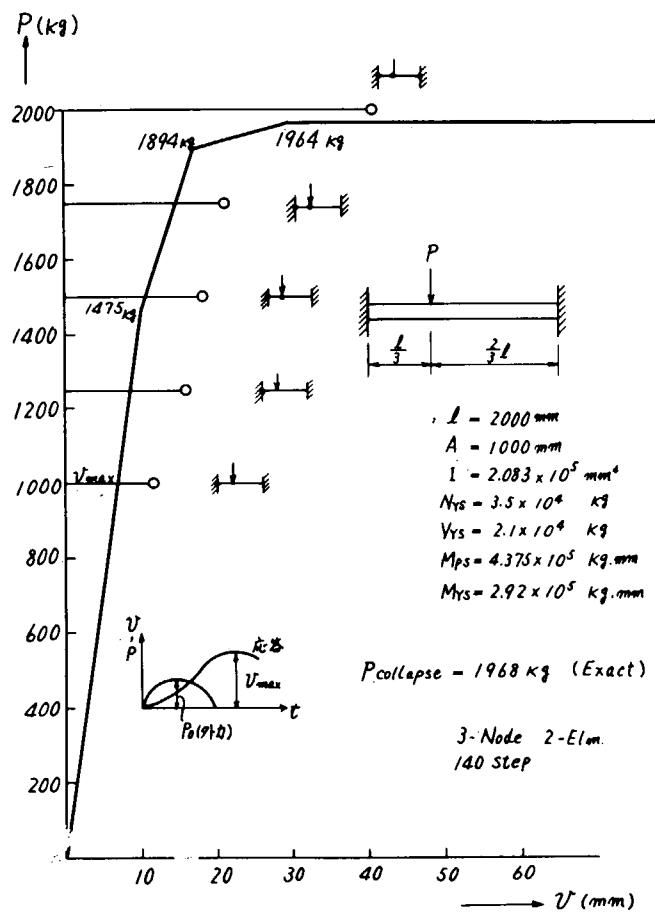


図 2.3.8 計算例(1) 静的変位と動的変位の比較

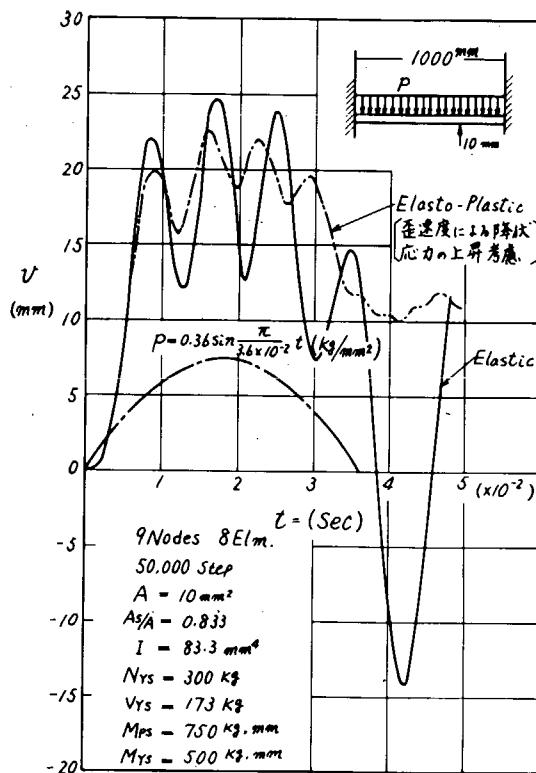


図 2.3.9 計算例(2) 衝撃水圧うける帯板の応答

2.3.5 参考文献

- (1) 上田幸雄、松石正克、山川武人、赤松毅人：
マトリックス法による骨組構造物の弾塑性（その1）及び（その2）、日本造船学会論文集124号及び126号
- (2) 上田幸雄、矢尾哲也、村川英一：
有限要素法の動的非線形問題への応用、日本造船学会昭和49年秋季講演論文前刷。
- (3) J. S シエムニスキー著（川井忠彦、山田嘉昭共訳）：
マトリックス構造解析の基礎理論、培風館
- (4) 川井忠彦：
マトリックス法振動及び応答、コンピュータによる構造工学構座I-4B、培風館、1971
- (5) 滝沢春男：
振動方程式を数値積分する際の発散現象に関する考察、日本建築学会大会学術講演梗概集、昭和46年11月

(6) Werner Goldsmith :

"Impact", Edward Arnold LTD., 1960

付録1 動的応答に於ける降伏応力の修正について

1. 歪速度の影響を考慮した塑性域の一般化応力と一般化歪の関係²⁾

(1) 弹性

部材端に作用する力及び変位を

$$F^T = [N, V, M], \quad U^T = [u, v, \theta] \quad (a)$$

とすれば部材端(i, j)に於ける変位と力の関係は

$$\begin{Bmatrix} F_i \\ F_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} K_{ii} & K_{ij} \\ K_{ji} & K_{jj} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} U_i \\ U_j \end{Bmatrix} \quad (b)$$

あるいは簡単にて

$$F = K U$$
$$\text{ここで } F = \begin{Bmatrix} F_i \\ F_j \end{Bmatrix}, \quad U = \begin{Bmatrix} U_i \\ U_j \end{Bmatrix} \quad (c)$$

と表わされる。(図2.3.1参照)

(2) 降伏条件

降伏条件は次式で表わせるものとする。

$$f(N, V, M, N_Y, V_Y, M_p) = 0 \quad (d)$$

梁では具体的には次の形となる。

$$f = a\left(\frac{N}{N_Y}\right)^m + b\left(\frac{V}{V_Y}\right)^m + c\left(\frac{M}{M_p}\right)^r - 1 = 0 \quad (e)$$

ここで N_Y, V_Y, M_p はそれぞれ降伏軸力、降伏剪断力及び全塑性モーメントで降伏応力 σ_Y の関数であり、 σ_Y は歪速度 $\dot{\epsilon}$ の関数であるとする。

塑性変形が起つている間は

$$\delta f = \left(\frac{\partial f}{\partial F} \right)^T \delta F + \left(\frac{\partial f}{\partial F_Y} \right)^T \delta F_Y = 0 \quad (f)$$

である。ただし

$$F_Y^T = (N_Y, V_Y, M_p)$$

(3) 塑性領域に於ける力と変位の関係

弾性変位 U^E 、塑性変位 U^P とすれば増分形で

$$\delta U = \delta U^E + \delta U^P \quad (g)$$

塑性変位と力の関係は次式で表わされる。

$$\delta U^P = \phi \lambda \quad (h)$$

$$\left. \begin{aligned} \phi &= \begin{pmatrix} \phi_i \\ \phi_j \end{pmatrix}, \quad \lambda = \begin{cases} \lambda_i \\ \lambda_j \end{cases} \\ \phi_i &= \left\{ \frac{\partial f}{\partial F} \right\}_i, \quad \phi_j = \left\{ \frac{\partial f}{\partial F} \right\}_j \end{aligned} \right\} \quad (i)$$

(c), (g)及び(h)を用いると

$$\delta F = K \delta U^0 = K \delta U - K \phi \lambda \quad (j)$$

一方塑性変形が起つてゐる間は(f)及び(i)より

$$\begin{cases} \delta f_i \\ \delta f_j \end{cases} = \begin{pmatrix} \phi_i^T & \\ & \phi_j^T \end{pmatrix} \begin{cases} \delta F_i \\ \delta F_j \end{cases} + \begin{pmatrix} \phi_{Yi}^T & \\ & \phi_{Yj}^T \end{pmatrix} \begin{cases} \delta F_{Yi} \\ \delta F_{Yj} \end{cases} = 0$$

あるいは簡単に

$$\phi^T \delta F + \phi_Y^T \delta F_Y = 0 \quad (k)$$

ここで

$$\phi_{Yi} = \left\{ \frac{\partial f}{\partial F_Y} \right\}_i, \quad \phi_{Yj} = \left\{ \frac{\partial f}{\partial F_Y} \right\}_j \quad (l)$$

(k)と(j)を代入して

$$\phi^T K \delta U + \phi_Y^T \delta F_Y = \phi^T K \phi \lambda$$

これより

$$\lambda = (\phi^T K \phi)^{-1} \phi^T K \delta U + (\phi^T K \phi)^{-1} \phi_Y^T \delta F_Y \quad (m)$$

従つて (j) は

$$\begin{aligned} \delta F &= \{ K - K \phi (\phi^T K \phi)^{-1} \phi^T K \} \delta U - K \phi (\phi^T K \phi)^{-1} \phi_Y \delta F_Y \\ &= K P \delta U - S \delta F_Y \end{aligned} \quad (n)$$

上式が塑性変形が生じるときの力と変位の関係であり、右辺第2項が歪速度の影響を表わす項である。

δF_Y は $\dot{\epsilon}$ 及び $\dot{\epsilon}$ の関数であり、これを節点変位で表わすことは今の場合困難であるので、こゝでは簡単の為に第2項は無視することとし、第1項の中に含まれる N_Y, V_Y, M_p に及ぼす歪速度の影響だけを考慮することとする。

2. 降伏応力の修正

次の4つの仮定を設ける。

- (i) 断面が塑性関節になる直前の歪速度で降伏応力を修正する。
- (ii) 塑性関節になつたあとは関節の変形速度が変わつても除荷が起るまで降伏応力は不变
- (iii) 降伏関数は一般に(e)の形とし、降伏応力の修正は $\dot{N}, \dot{V}, \dot{M}$ (速度) を別個に求め、それぞれについて N_Y, V_Y, M_p 中の σ_Y を修正するものとする。
- (iv) 降伏応力の上昇率は軟鋼の場合文献(6)に図 A.2.3.1(a)で与えられており、これをもとに実験式を作ると次のようになる。

$$\frac{\sigma_{YD}}{\sigma_{YS}} = \left(1 + \eta \frac{E\dot{\epsilon}}{\sigma_{YS}}\right)^\alpha \quad (o)$$

ここで

$$\eta = 0.134, \quad \alpha = 0.0927 \quad \sigma_{YS} = \text{静的降伏応力} \quad \sigma_{YD} = \text{動的降伏応力}$$

$\dot{\epsilon}$ = 歪速度 である。 (図 A 2.3.1 (b))

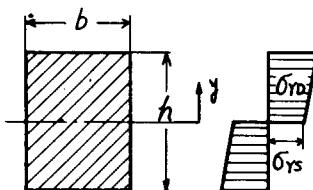
(1) 曲げ

曲率速度を κ 、中性軸からの距離を y とすれば

歪速度は

$$\dot{\epsilon} = \kappa y \quad (p)$$

(a) 矩形断面



動的全塑性モーメントを M_p 、静的全塑性モーメントを M_{ps} とすれば図を参照して

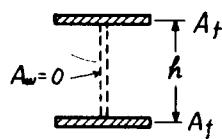
$$M_p = 2\sigma_{YS} b \int_0^{\frac{b}{2}} \frac{\sigma_{YD}}{\sigma_{YS}} y dy = 2\sigma_{YS} b \int_0^{\frac{b}{2}} \left(1 + \eta \frac{E\dot{\epsilon}}{\sigma_{YS}} y\right)^\beta y dy$$

$$M_{ps} = \frac{1}{4} b h^2 \sigma_{YS}$$

$$\text{故に } \frac{M_p}{M_{ps}} = \frac{2}{(1+\alpha) \eta^{\frac{1}{\alpha}}} \left\{ (1 + \eta^{\frac{1}{\alpha}})^{1+\alpha} - \frac{(1 + \eta^{\frac{1}{\alpha}})^{2+\alpha} - 1}{(2+\alpha) \eta^{\frac{1}{\alpha}}} \right\} \quad (q)$$

$$\text{ここで } \frac{E\dot{\epsilon}h}{2\sigma_{YS}} = \frac{\dot{M}}{\sigma_{YS} Z} = \frac{\dot{M}}{M_{YS}} \quad (r)$$

(b) フランジより成る理想化された I 型断面



$$M_p = \sigma_{YD} (y = \frac{1}{2} h) \cdot A_f \cdot h$$

$$M_{PS} = \sigma_{YS} A_f \cdot h$$

$$\text{故に } m_f = \frac{M_p}{M_{PS}} = \frac{\sigma_{YD}}{\sigma_{YS}} = (1 + \eta_m)^\alpha \quad (\text{s})$$

(c) I型断面

(a), (b)の結果を用いて次のようになる。

$$\frac{M_p}{M_{PS}} = m_f (1 + \zeta \frac{m_w}{m_f}) / (1 + \zeta) \quad (\text{t})$$

ここで $\zeta = \frac{A_w}{4 A_f}$ である。故に上式は $m_f \geq m \geq m_w$ となる。

式(q)と(s)の差は小さく $\frac{\dot{M}}{M_{YS}} = 10^6$ のとき $\frac{m_f - m_w}{m_f} \approx 6\%$ であり、I型断面では m_f に近づくので、ここでは簡単の為にすべての断面について

$$\frac{M_p}{M_{PS}} = \left[1 + \eta \frac{\dot{M}}{M_{YS}} \right]^\alpha \quad (\text{u})$$

とする。

(2) 引張り

軸力による動的降伏力を N_Y 、静的降伏力を N_{YS} とすれば

$$\frac{N_Y}{N_{YS}} = \frac{\sigma_{YD}}{\sigma_{YS}} = \left(1 + \eta \frac{\dot{N}}{N_{YS}} \right)^\alpha \quad (\text{v})$$

(3) 剪断

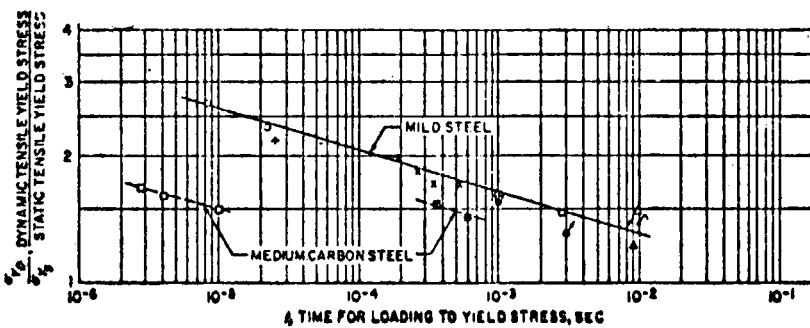
剪断応力の上昇率についても (o) と同様に

$$\frac{\tau_{YD}}{\tau_{YS}} = \left(1 + \eta \frac{\dot{\tau}}{\tau_{YS}} \right)^\alpha \quad (\text{w})$$

が成立するものとすれば、剪断の動的降伏力を V_Y と静的降伏力を V_{YS} の関係は

$$\frac{V_Y}{V_{YS}} = \frac{\tau_{YD}}{\tau_{YS}} = \left(1 + \eta \frac{\dot{V}}{V_{YS}} \right)^\alpha \quad (\text{x})$$

となる。



(a) Ratio of Dynamic and Static Tensile Yield Stress as a Function of Loading Time for Mild and Medium Carbon Steel

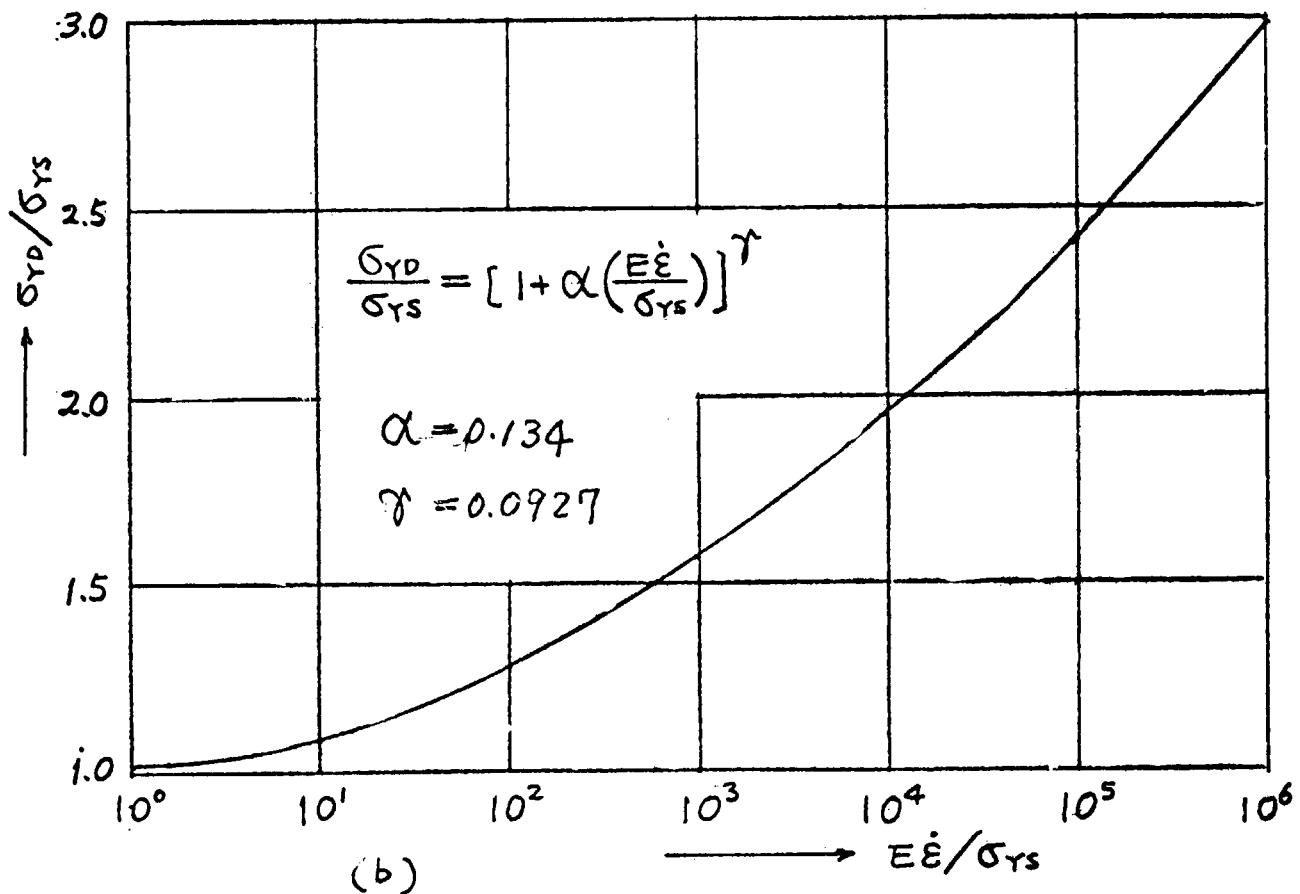


図 A 2.3.1 歪速度による降伏応力の上昇率

付録2 テストデータ

(計算例 1 - 兩端固定梁)

```

**END
*DIST
*VECTR
*VECTR 2 0.0 1.0 0.0
*FORCE
*FORCE 1 1.25E-2 2.00E 3 2.0 E-2 1.0 E-5
*BOUND
*BOUND 3 1 1 1
*BOUND 1 1 1 1
*BOUND 2 2 3 1
*ELEM
*ELEM 1 1 2 1
*NODE
*NODE 3 2000.0 0.0
*NODE 2 666.66 0.0
*NODE
*NODE 1 0.0 0.0
*MATR
*MATR 2.917E05 3. 5.
*MATR 1 1.000E03 0.700E00 2.083E03 3.500E04 2.100E04 4.375E05
CONST 21000. 8100. 7.860E-6 9800.
EQUAT 2 2 1 1.0 1.0 1.0
METHOD 2 0.3 1.00E-6 15
THEORY LARGE DEF.=1 VELOCITY=1 PLAST=1
ELMP 2 1 2
MDDP 1 2
OPTION PRINT=(1,3,STEP= 10),DEBUG=0
RESDY2 * BEAM BOTH END FIXED LOAD=2.00E03 KG , T=1.25E-2 SEC

```

INPUT DATA CARD

TECHNICAL RESEARCH LABORATORY

KAWASAKI HEAVY INDUSTRIES, LTD.

3. 有限要素法による船体構造解析プログラムの精度評価

3.1 絶対精度の検討

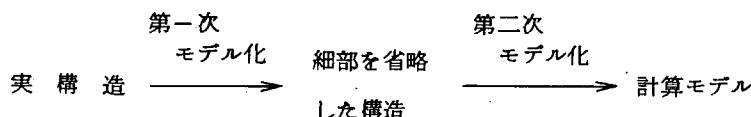
(担当 萩原孝一 三菱重工業)

3.1.1 まえがき

船体構造解析用 F E M プログラム PASSAGE が開発され実用計算が可能となつた。

PASSAGE の精度検討については、すでに従来の他の計算法および実船計測結果と比較する形で実施してきた。しかしこの方法では、その比較対象の精度が十分でない今の場合には、あまり満足できる解答は得られないのは当然である。そこで、今回の検討は、比較より絶対的な精度を追及することを第一目的として実施することにする。

ただし、ここで云う絶対精度とは、Mesh 分割など F E M 計算技術上の問題に関してであり、形状のモデル化など下図の第一次モデル化による誤差は対象としない。ここで扱っている問題の多くは、F E M による強度計算に共通な問題であり、他のプログラムを用いる際にも参考となるものである。



○ 第一次モデル化の例

- i) 湾曲部 Face P_L の有効幅
- ii) Web Stiffener の省略
- iii) Slot etc 無視
- iv) Longi 曲げ剛性無視
- v) D_K & B_M Side Girder 無視
- etc.

○ 第二次モデル化の例

- i) Mesh 分割
- ii) 補間にによる接続
- iii) Bracket の近似

3.1.2 実施事項と調査する要因

表 3.1.1 に示す各種の計算を実施する。ここで念頭においている誤差要因としては次のものがある。

- a) Skin の有効巾
- b) Mesh の大きさ
- c) Mesh の Aspect 比
- d) Skin との自由度別消去後補間
- e) Skin との消去前補間
- f) Skin 類の面内剛性
- g) 縦曲げ応力のボアソン効果
- h) 横部材剛性評価の誤差が応力値に与える影響

3.1.3 検討結果

(1) Mesh の大きさ、細長比の影響

まず、Mesh の大きさ、細長比の影響を見るために、片持梁で検討した結果をまとめたのが図 3.1.2(a), (b)である。図 3.1.2(a)によると $\frac{l}{d} = 2$ の場合かなり粗くても十分な精度のあること、組長比が 1 と 2 ではほとんど変わらないことがわかる。さらに、梁の長さ方向を細かく分割した場合と深さ方向を細かく分割した場合で精度がどのように変るかを見たのが図 2. b である。これを見ると精度は主に長さ方向の分割で決定され、深さ方向の分割数はほとんど影響を与えていないことがわかる。

次に、Face Plate の大きさの影響を見たのが図 3.1.3 で、今の場合 340×20 程度のわずかの Face Plate があれば、Web の Mesh 分割はかなり粗くても 10% 以下の誤差で一致することが期待できる。

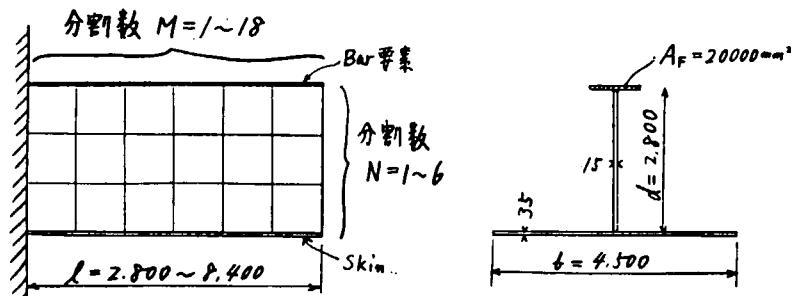
以上のようにかなり精度がよいのは、ここで用いた Pian による要素が剪断変形に對してかなりよい精度を有していることによると思われる。さらに、Skin 幅、荷重種類の影響を図 3.1.4, 3.1.5 に示す。

表 3.1.1 検討計算の種類

番号	計算種別	調査する要因	目的	対象、モデル	荷重条件
I	梁モデル	a), b) c), d)	要因別影響の定量的把握	非対称 I 型梁 Cantilever 図 1	分布荷重 先端集中荷重など
II	側外板モデル	f)	Skin 刚性の影響の定量的把握	IV と同じ対象船 (T. Ring 単純化) Swash 有無	T. Ring 荷重 端部荷重
III	細 Mesh FEM T. Ring, H.G., H.S.	a), d), e) g), h)	a), d), g), h) の半定量的把握	IV と同じ対象船 PASS(U.DK 機構有無) 及び $\times 2 \times 3$ 倍分割	直接荷重 相対ズレ 縦曲げ
IV	細 Mesh FEM 1 Tank	a), d), e) f), g)	大きさの例	PASSAGE 実用計算船 310 x 48.4 x 23.6, 190,000 DWT V. Main, E. Girder 有り	水試状態
V	骨組 T. Ring	h)	T. Ring 刚性の評価の相異	IV と同じ対象船	直接荷重 相対ズレ
VI	立体骨組	h)	T. Ring 刚性の応力に及ぼす影響	IV と同じ対象船	

平行型片持梁

基準断面形状
(他 $b:2$ 種 $A_F:3$ 種)
の Variation あり



B付片持梁

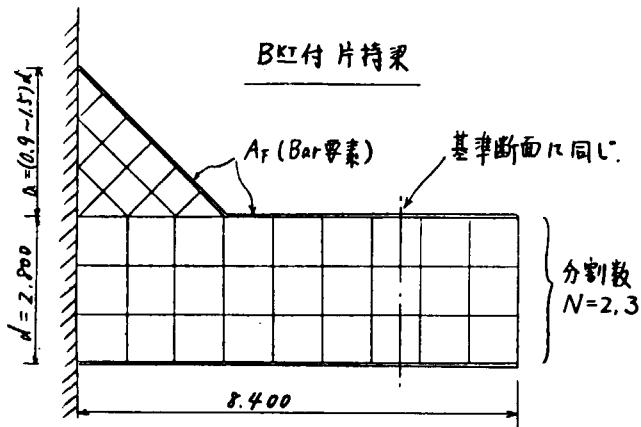


図 3.1.1 片持梁形状図

(2) 補間の影響

有限要素法を用いて船体構造の強度解析を行う場合、内構材は応力分布の変化も激しく、またコスト面からも細かい Mesh 分割が容易であるが、いわゆる Skin 類は応力分布の変化も比較的ゆるやかでまた Mesh 分割を細かくするとコストも大幅に上昇する。そこで、細 Mesh で計算した内構材と、粗い Mesh の Skin を補間によつて接続し、経済的に計算を実施することが考えられ、PASSAGE でも採用されている。その精度を片持梁の先端に集中荷重を加えたときの先端の挠みで検討したのが図 3.1.6 で、消去後補間、すなわち PASSAGE の T.Ring (U.D.E.以外) で用いられているように、Skin に垂直方向の自由度を補間の前に消去し、Skin 面内方向の自由度だけを補間する方法を用いれば、Skin の分割はかなり粗くとも十分の精度があることがわかる。これを、さらに実船の H.Girder について比較したのが図 3.1.7 で、Side Tank 水試時の H.Girder (最も誤差の出易い片側付きのもの) の応力を比較している。これによると、H.Girder の Web Plate を細かく分割し、Bhd Plate の分割もそれに合わせたときの応力（これを正解と考える）に對し、Mesh を粗くし消去後補間したもの、消去前に補間したものも 10% 以下の精度で一致しており、PASSAGE の計算結果（消去前補間）がかなりの精度を有していることがわかる。

(3) B kt 端部の補間の影響

B kt 端部が平行部に連なる場合、この端部で Face Plate が Knuckle した上 Mesh 形状が特に細長くなることがある。今回の PASSAGE では自動分割をしている上に、T.Bhd 付きの H.Girder や V.Web との接合を容易にするため、平行部の Mesh 分割を Longi Space で行つており、B kt 端部と一致しないことが多い。そこで、このように Face が Knuckle した場合、そこに近接する Web Plate の応力と Face Plate の応力を調べたのが図 3.1.8 である。

B kt の止まり位置を Web Plate の Mesh 分割線に対して少しずつずらし、そのときの B kt の Web Plate の最大応力と Face の応力を Plot したものである。これによると、Knuckle 角が大きく、隣接する B kt の Web の Mesh が小さいとき、Web Plate には大きな応力が生じるが、Face Plate にはそのような現象がないことがわかる。これは、FEM の強度計算結果を判定する際に十分注意すべきことである。

(4) Horizontal Stringer

Horizontal Stringer について、PASSAGE 並みの分割をした場合とそれをさらに細かく分割し、Skin 類も同じ大きさで分割した場合をそれぞれ図 3.1.9～図 3.1.11 に示す。また、両者の Face Plate の応力を比較したのが図 3.1.12 である。両者はよく一致し、応力の高い所での差は数%以下となつてゐる。なお、この H.Stringer の分割は現在の PASSAGE の状態で、当初のものに比べると Skin の分割点を増して改良したものである。（改良前のものでは場所により 20% 以上の誤差が見られた。）

(5) Trans Ring の応力

Trans Ring について、PASSAGE の現状の応力分布を Center TK Full (L.Bhd, Side Shell, L.Girder で支持、直接荷重のみ) のケースと縦曲げモーメント (DK および BM で $\pm 10 \text{ kg/mm}^2$) を加えたケースについて図 3.1.13～15 に示す。これより、縦曲げ応力のボアソン効果によつて T.Ring に生じる応力が無視できない程度のものであることがわかる。

(6) モデル化と剛性

まず、H.Girder について Side Tank 部の B kt End, T.Ring と接続する部分を 3mm ずつ開かせたとき、そこに生じる反力を調べたのが表 3.1.2 である。これによると、図 3.1.7 の応力に比べてやや剛性の差は大きく、最大 14% 程度高くなつてゐることがわかる。

さらに、T.Ring について L.Bhd と Side Shell に 10mm の相対ズレを生じさせたときの Side Shell の反力を調べたのが表 3.1.3 である。

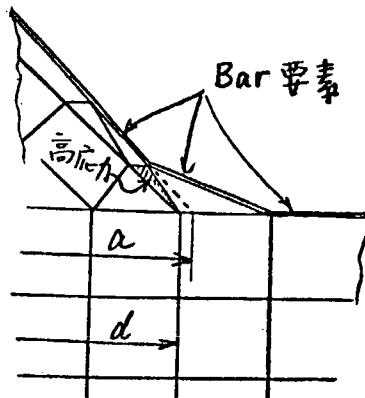


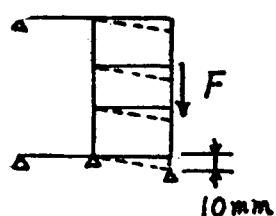
表3.1.2 H.Girderのモデル化と剛性

	変形に対する反力		Case 4に対する比		Case 1/Cに対する比	
	F_L (L.Bhd)	F_s (S.S)	F_{Li}/F_{L4}	F_{si}/F_{s4}	F_{Li}/F_{L1}	F_{si}/F_{s1}
Case 1	117.15(t)	-45.46(t)	1.139	1.095	1.000	1.000
" 2	112.15	-44.93	1.090	1.082	0.957	0.988
" 4	102.87	-41.52	1.000	1.000	0.878	0.913



表3.1.3 T.Ringのモデル化と剛性

	変形に対する反力	Case 1/Cに対する比	Case 3/Cに対する比	Case 7/Cに対する比	備考
Case 1	351.9	1.000	1.021	1.226	テストラン時点の PASSAGE
" 2	344.4	0.979	0.999	1.200	Skinとの結合、消去後補間
" 3	344.6	0.979	1.000	1.201	PASSAGE の現状 (U.D.E.のみ消去前補間)
" 4	343.3	0.976	0.996	1.196	3/C対し Skinの分割を小さくした
" 5	327.2	0.930	0.950	1.140	湾曲部の Face Plate の 有効断面積を減らす
" 6	367.2	1.043	1.066	1.279	H.G.相当の拘束を与えた
" 7	287.0	0.816	0.833	1.000	正解と考えられる細 Mesh



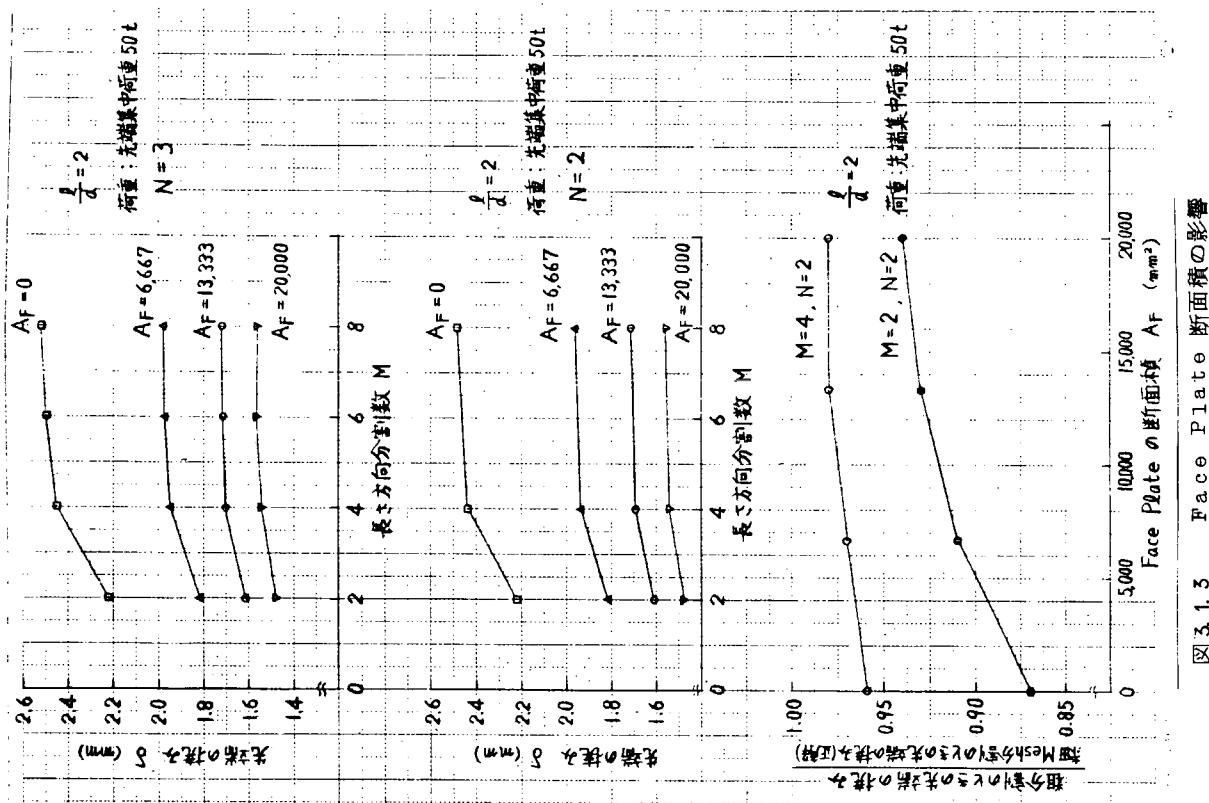


図 3.1.3 Face Plate の断面積の影響

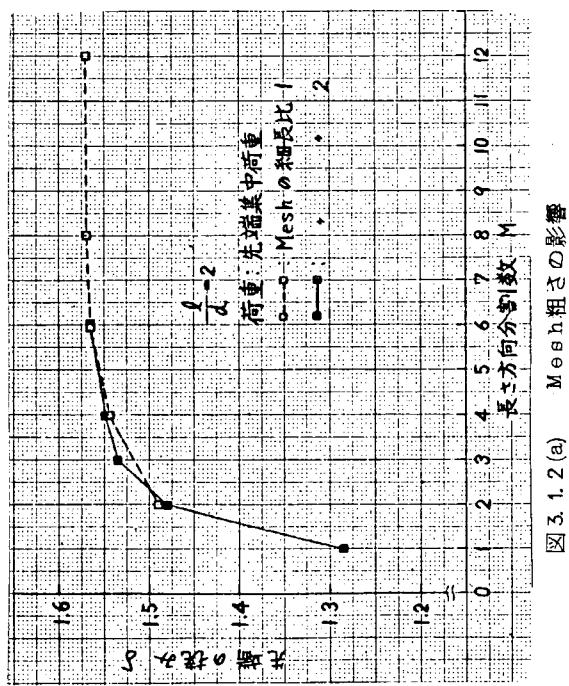


図 3.1.2 (a) Mesh 粗さの影響

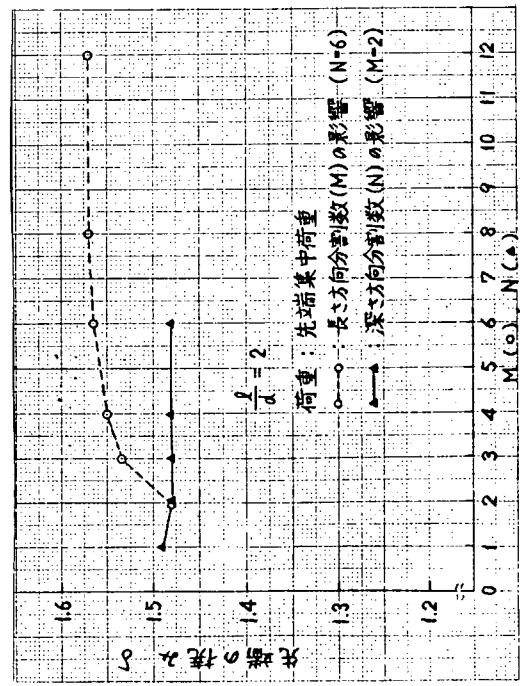


図 3.1.2 (b) 長さ方向の分割数と深さ方向の分割数の影響

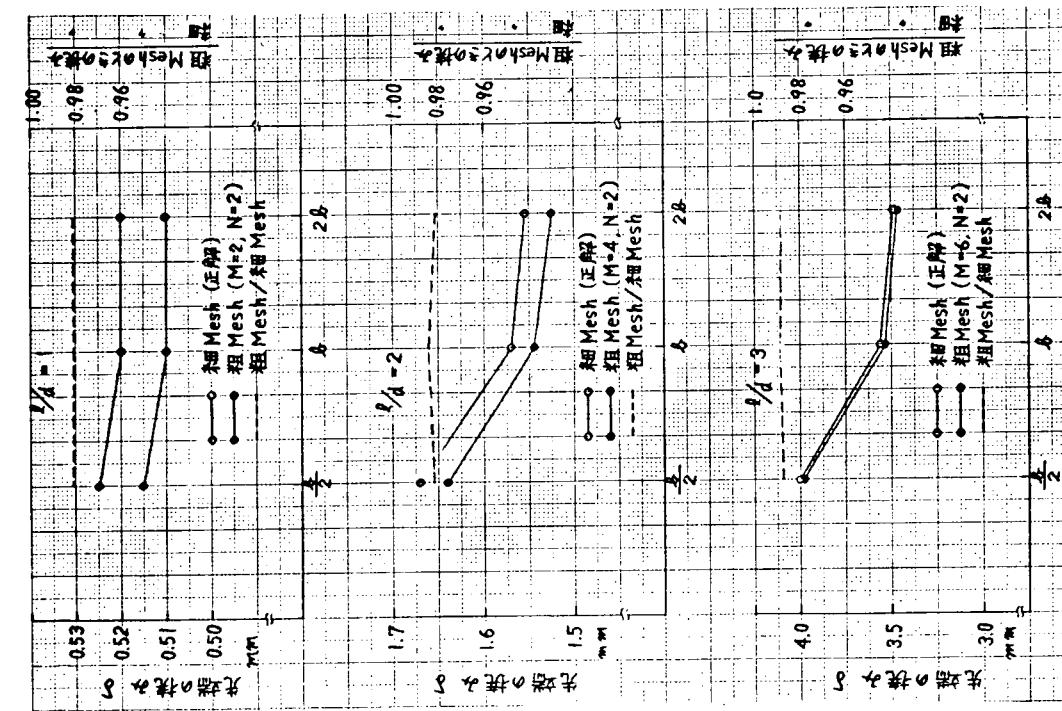


図 3.1.4 Skin 巾の影響

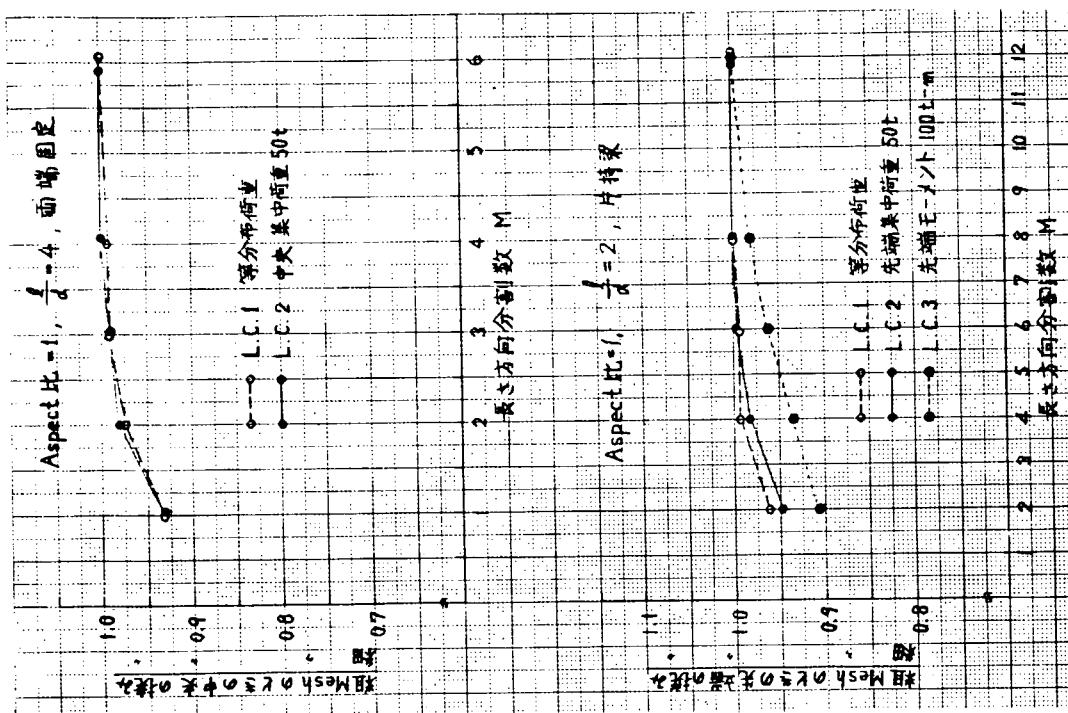


図 3.1.5 荷重種類の影響

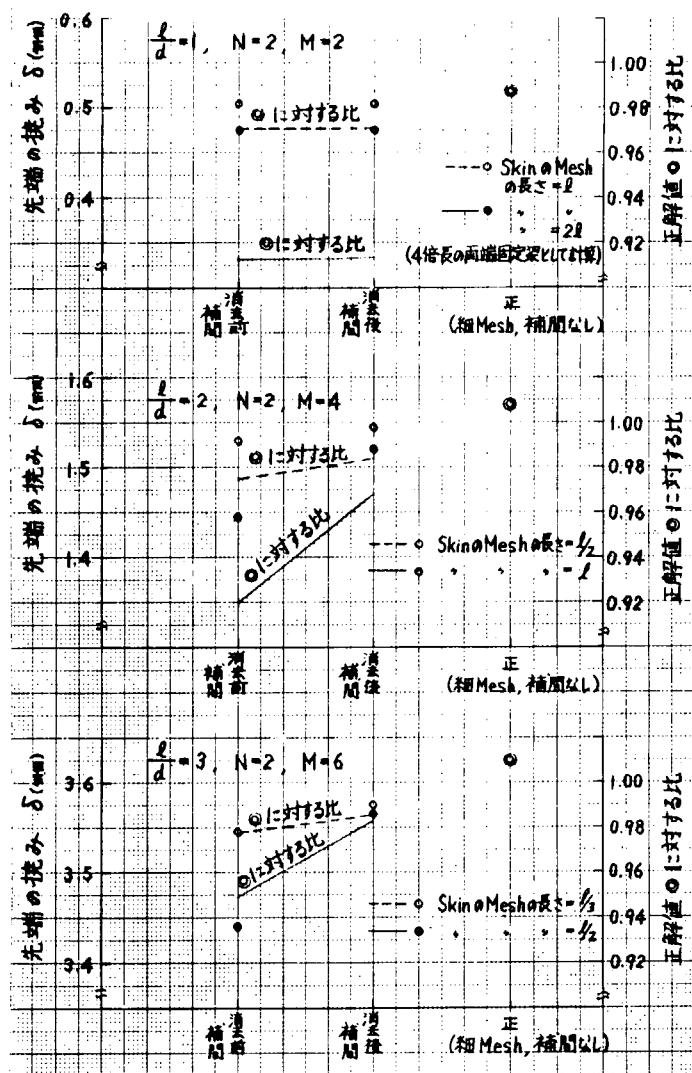


図 3.1.6 補間法と精度

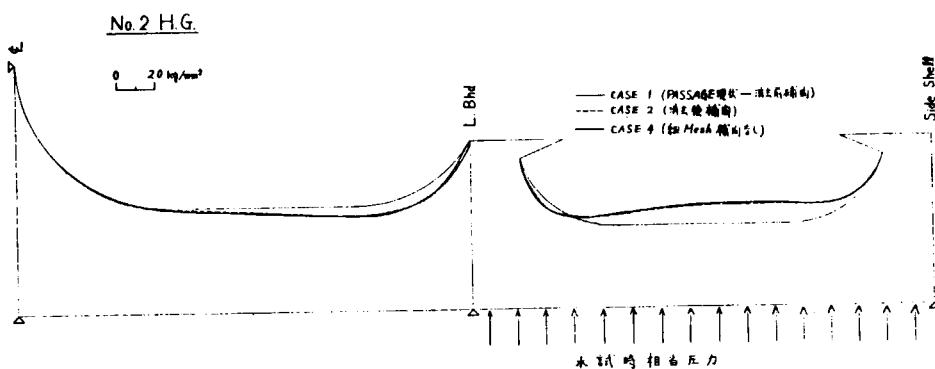


図 3.1.7 Horizontal Girder の応力

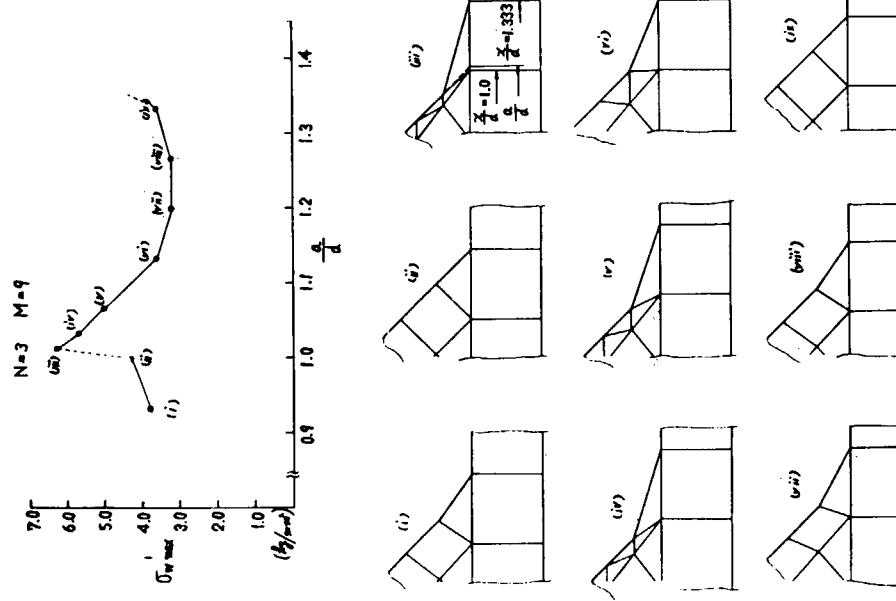


図 3.18 Face Plate と Knuckle Web における
最大曲げモーメント M=9 で生じる最大応力

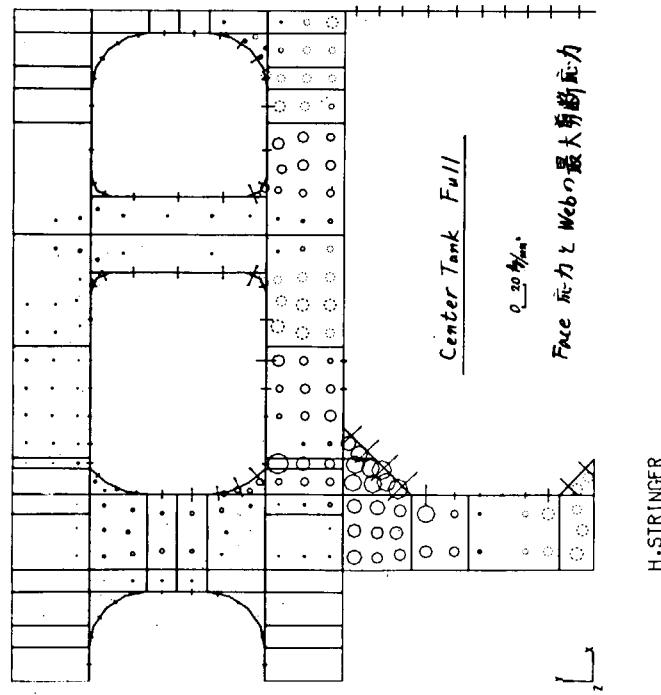
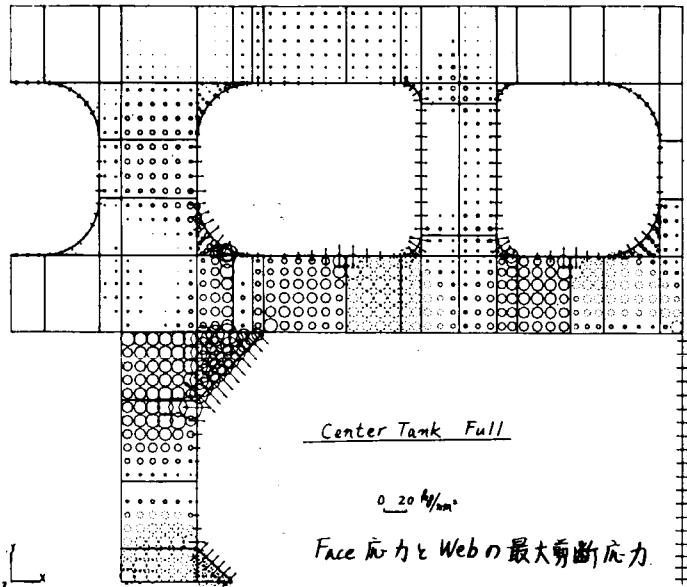


図 3.19 PASSAGE 現状



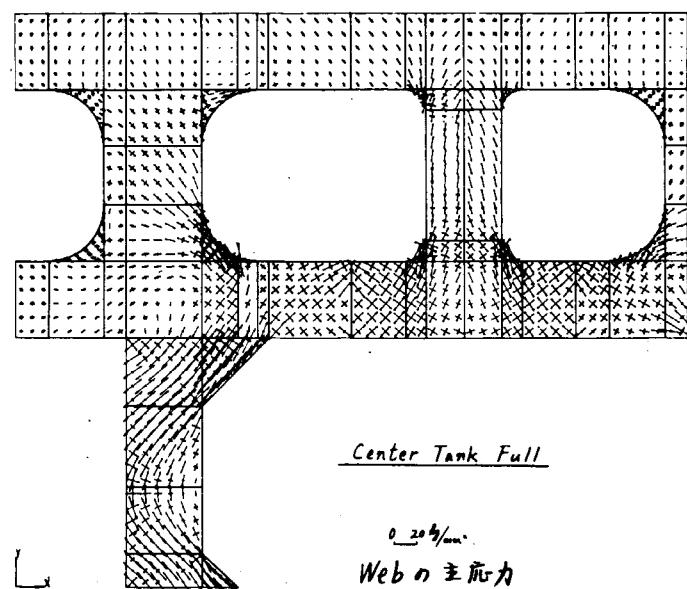
H.STRINGER

細 Mesh

(PICTURE NO. 6)
STRESS DATE/ 02/01/75
LOAD CONDITION NO. 2

SCALEA — 1000.000 (MM) SHEAR — 20.000 (kg/mm²) MEANS
SCALEB — 0.000 (kg/mm²) SCALEC — 20.000 (kg/mm²) MEANS

図 3.1.10 細 Mesh



H.STRINGER

細 Mesh

(PICTURE NO. 4)
STRESS DATE/ 02/01/75
LOAD CONDITION NO. 2

SCALEA — 1000.000 (MM) SHEAR — 20.000 (kg/mm²) SCALEB — 0.000 (kg/mm²)

図 3.1.11 細 Mesh

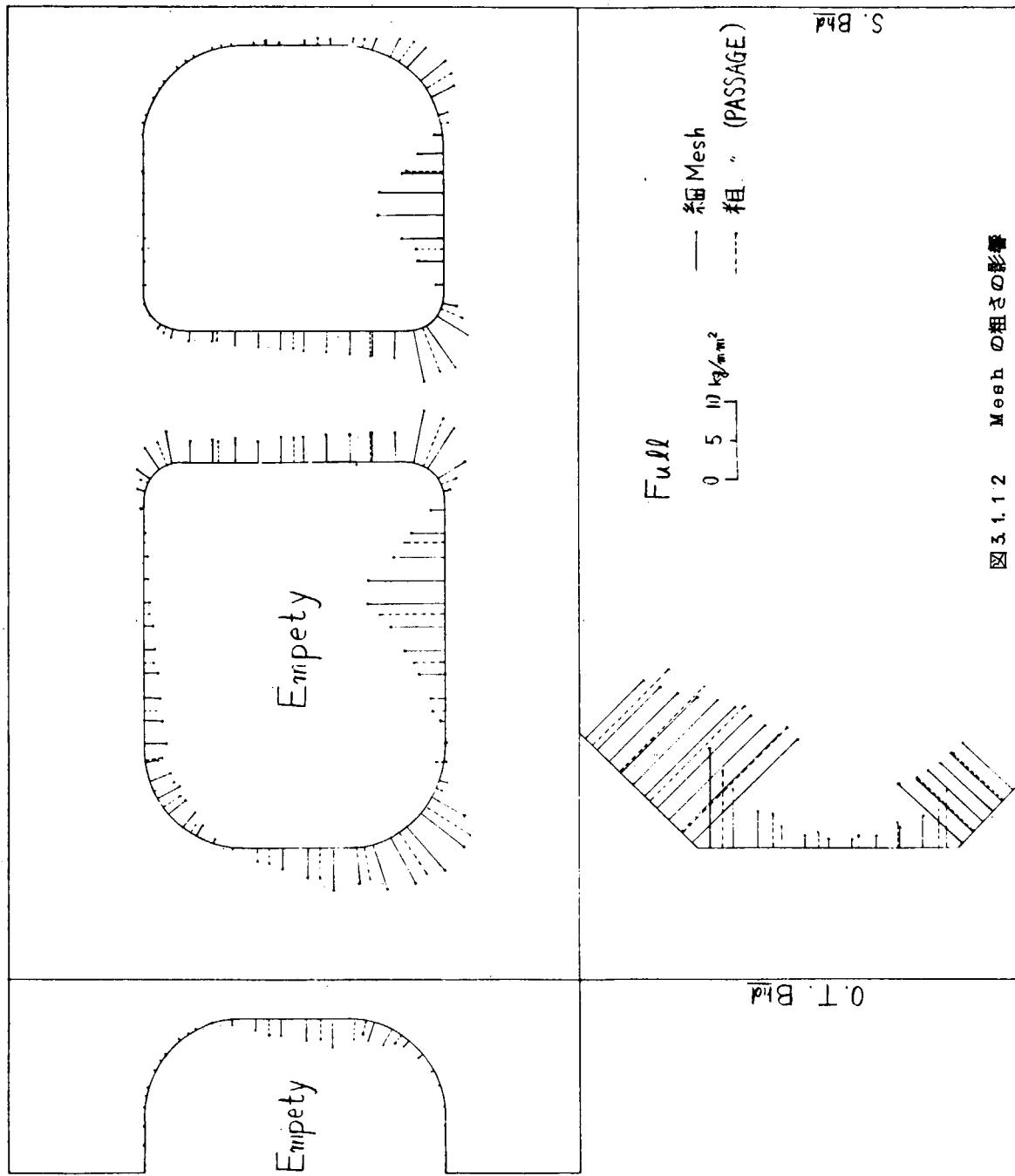


図 3.1.12 Mesh の粗さの影響

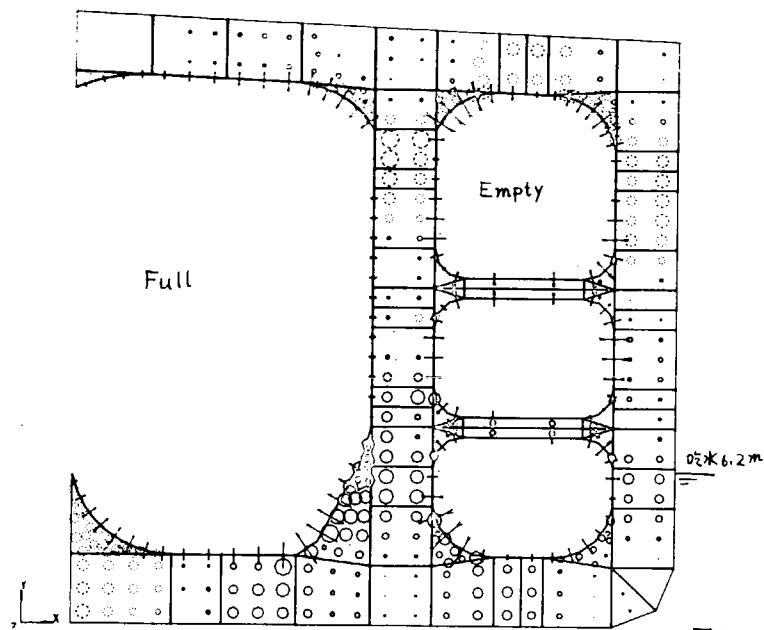


図 3.1.1.3 直接荷重による応力の例

CASE 3 PASSAGE 現状

T.RING=1,SKIN=3 T.RING

(PICTURE NO. 9)
STRESS DATE/ 02/13/75
LOAD CONDITION NO. 2

SCALES — 1000.000 (MM) SHEARS — 2.222 (KG/MM2)
SCALEM — 0.000 (KG/MM2) SCALEB — 2.222 (KG/MM2)

MEANS
MEANS

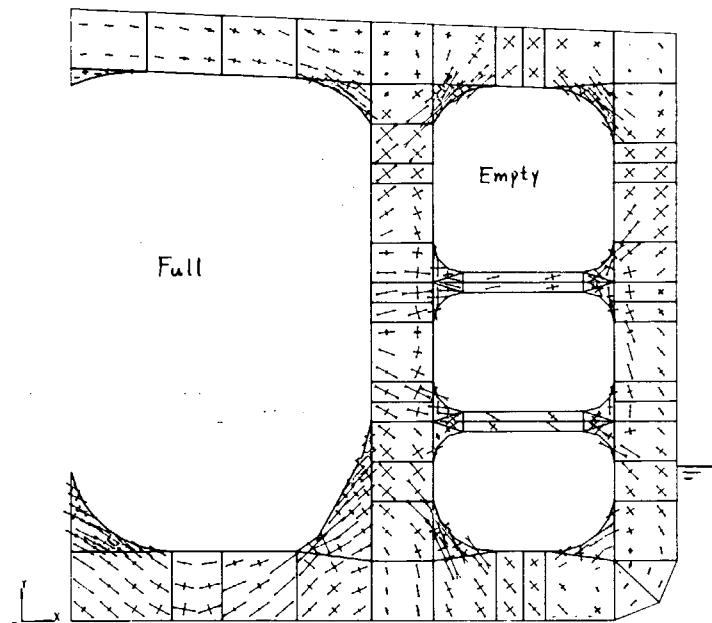


図 3.1.1.4 直接荷重による応力の例

CASE 3 PASSAGE 現状

T.RING=1,SKIN=3 T.RING

(PICTURE NO. 6)
STRESS DATE/ 02/13/75
LOAD CONDITION NO. 2

SCALES — 1000.000 (MM)
SCALEM — 2.222 (KG/MM2) SCALEB — 0.000 (KG/MM2)

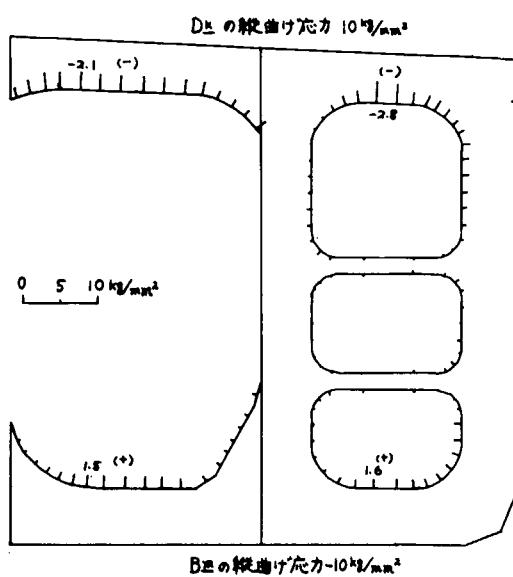


図 3.1.1.5 縦曲げで T.Ring に誘起される応力

3.2 他プログラムとの精度比較

(担当 塚 由輝 川崎重工業)

3.2.1 緒言

本報告は PASSAGE の精度比較作業の一環として実船での他の有限要素法プログラムによる解析結果との比較をとりまとめたものである。対象船は 27 万 DWT タンカーであり、比較プログラムは ASKA, DAISY, STRUDL, NK-PLANET である。DAISY, STRUDL, NK-PLANET の結果は、それぞれ A-B, L-R, N-K における本船の承認作業に伴う構造解析によるものである。若干年月が経過しているので、各船級協会では、これらの資料を部分的に廃却した所もあり、入手できた資料は本報告に示すものだけであつた。このような事情により、比較作業は、主としてトランスリングについておこなつた。また、縦通部材の相対垂直変位とホリゾンタルガーダについても若干の比較をおこなつた。

3.2.2 対象船概要

$$L \times B \times D \times d = 321.0 \times 55.2 \times 27.0 \times 21.0$$

NO STRUT, NO STRINGER SYSTEM

タンク配置を図 3.2.1 に、中央横断面を図 3.2.2 に示す。

3.2.3 解析法概要

解析手順の比較

表 3.2.1

3DFEM 解析または骨組解析での荷油槽範囲の比較

図 3.2.1

立体 FEM 解析での境界条件の比較

図 3.2.3

(骨組解析については不明)

荷重状態の比較

表 3.2.2

2DFEM 解析での要素分割と使用要素例

図 3.2.4

トランスリングの 2DFEM 解析における縦通部材と

の相互作用のとり入れ方

表 3.2.3

(ホリゾンタルガーダについても同様である)

3.2.4 解析結果の比較

表 3.2.4 に比較作業をおこなつた項目、荷重状態、使用プログラム、対応する図番号をとりまとめて示す。

(1) 縦通部材の相対垂直変位

図 3.2.5 に 1 つの荷重状態での ASKA との比較を示す。C.L. と S.L. B^{HD} との相対変位は B^M, D^K ともに良く一致している。S.SHELL と S.L. B^{HD} との相対変位は B^M, D^K ともに ASKA よりも少しこの値となる傾向がある。

(2) トランスリングの変形

図 3.2.6 に ASKA, 図 3.2.7, 3.2.8 に DAISY との比較を示す。外板および S.L. B^{HD} 部において、ASKA および DAISY の結果と良く一致している。

(3) トランスリングの面材応力

図 3.2.9～図 3.2.12 に 4 つの異なる荷重状態での比較を示す。

$B \frac{M}{L}$ TRANS では荷重状態、使用プログラムに関係なく良く一致している SIDE TRANS および VER $\frac{L}{L}$ WEB ON LONG $\frac{L}{L}$ B $\frac{HD}{L}$ については図 3.2.9 の ASKA の結果を除いて良く一致している。図 3.2.9においても NK-PLANE I および STRUDL の結果とは良く一致しており、PASSAGE には問題はないと思われる。C. T $\frac{K}{L}$ の D $\frac{K}{L}$ TRANS についても良く一致しているが、W. T $\frac{K}{L}$ の D $\frac{K}{L}$ TRANS については図 3.2.9, 3.2.11 に見られるように使用プログラム間のバラツキが他の箇所に比して顕著である。

(4) トランスリングのウェブプレートの応力

主剪断応力については、バラツキも見られるが概略一致している。

剪断応力、直応力について SIDE TRANS および VER $\frac{L}{L}$ WEB ON S. L. B $\frac{HD}{L}$ において、END BRAKET 部では若干のバラツキが見られるが、平行部では良く一致している。

(5) ホリゾンタル ガーダの変形と応力

変形、応力ともに ASKA の結果より小さくなる傾向が見られる。これは、PASSAGE と ASKA の計算モデルの形状が END BRAKET 部において異り、PASSAGE のモデルの方が剛性が大きい事によると思われる。

3.2.5. 結言

以上の比較により次の点が明らかとなつた。

- (1) 縦通部材の相対垂直変位およびトランスリングの変形については PASSAGE と他のプログラムとは良く一致する。
- (2) トランスリングの面材応力は、W. T $\frac{K}{L}$ の D $\frac{K}{L}$ TRANS でバラツキも見られるが、他の箇所では良く一致している。
- (3) トランスリングのウェブの応力はバラツキも見られるが、概略一致している。

PASSAGE の精度は、ASKA, DAISY, STRUDL, NK-PLANE I との比較において問題はないと思われる。なお一部に見られたバラツキは PASSAGE のみの問題ではなく、構造解析に有限要素法を用いた場合の一般的な問題としてとらえる必要があると思われる。

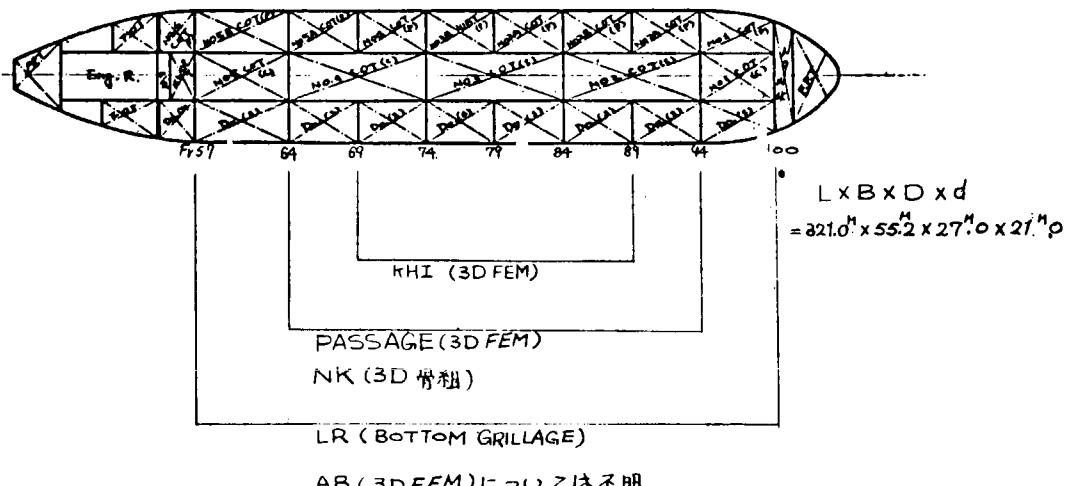


図 3.2.1 タンク配置及び解析範囲

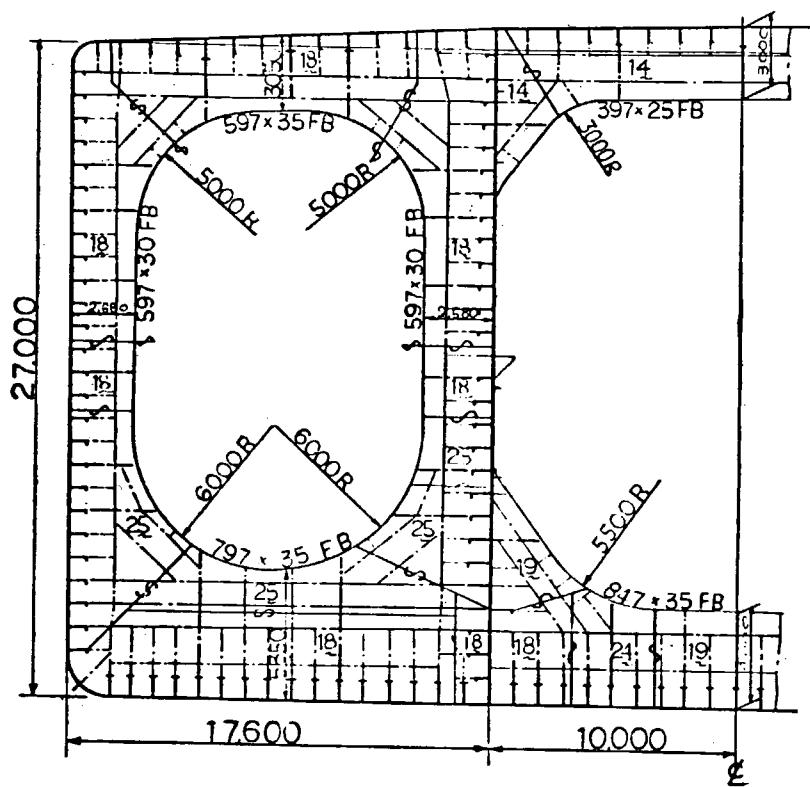
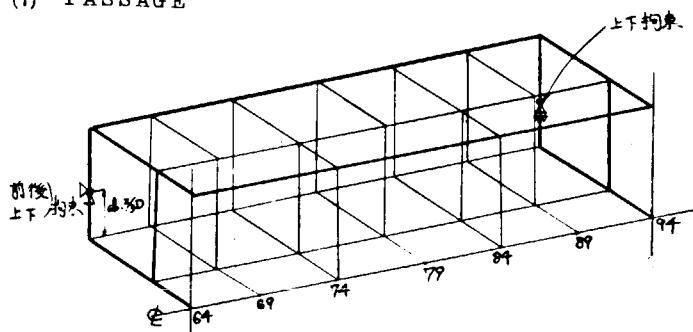


図 3.2.2 中央断面図

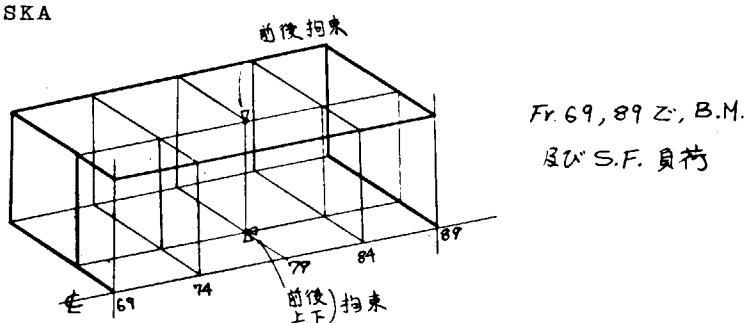
表 3.2.1 解析法の概要比較

解析当事者	解析手順	使用プログラム	FEMICによる解析部材
—	PASSAGE	TRANS.RING HORL.GIRDER VERL.WEB	
—	COASE MESH 3D.FEM →FINE MESH: 2D.FEM	ASKA D.O.	
A.B	D.O.	DAY	D.O.
L.R	BOTTOM GRILLAGE CAL. →FINE MESH 2D.FEM	STRUCL STRUCL	TRANS.RING
N.K	SPACE FRAME CAL. →FINE MESH 2D.FEM	タンカ／オアキヤリア横強度計算 プログラム（三井造船開発） NK-PLANE I	D.O.

(1) PASSAGE



(2) ASKA



(3) DAISY

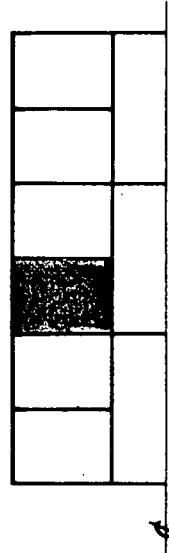
不明

図 3.2.3 立体 FEM 計算での境界条件

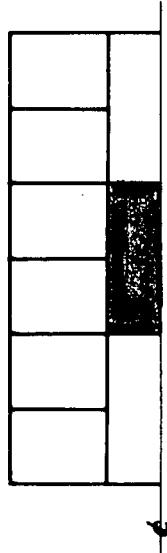
表 3.2.2 荷重状態の比較

荷重状態番号	1	2	3	4	5	6	7
乾 水	0.5D d/3	0.5D d/3	0.5d d/3	0.5d d/3	d d		
<i>(water test)</i>							
P A S S A G E	○	○	○	○	○	○	○
A S K A	○	×	×	○	×	×	
D A I S Y	×	○	×	○	×	×	
S T R U D L	○	×	○	×	×	×	
N K - P L A N E I	○	○	○	×	×	○	
P A S S A G E	○	○	○	○	○	○	○
A S K A	○	×	×	×	×	×	
D A I S Y	×	×	×	×	×	○	
S T R U D L	×	×	×	×	×	×	
N K - P L A N E I	×	×	×	×	×	×	×
<i>(ballast)</i>							
H O R L - G I R , V . W E B							

荷重番号



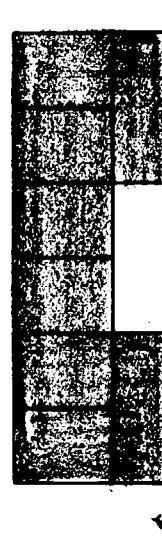
1, 2



3, 4



5, 6



7



(full, with empty)

○ 該当する荷重状態有り

× *n* 無し

2 D FEM ではこの間の大骨について解析がなされた。

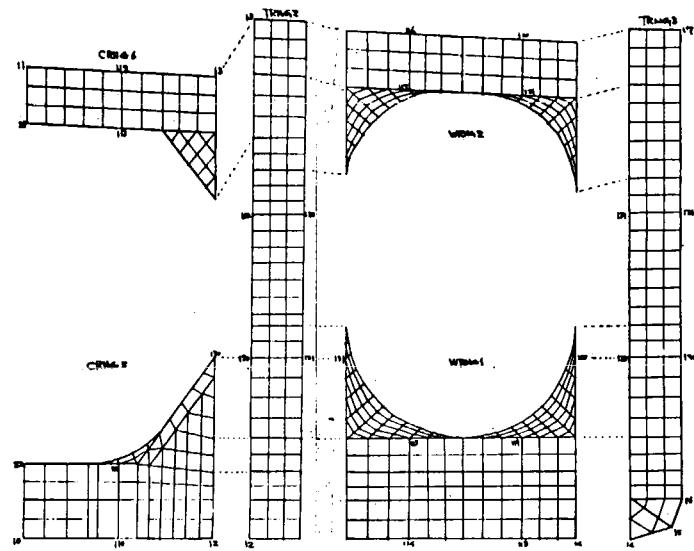


図 3.2.4(a) トランスリングの要素分割 (PASSAGE)

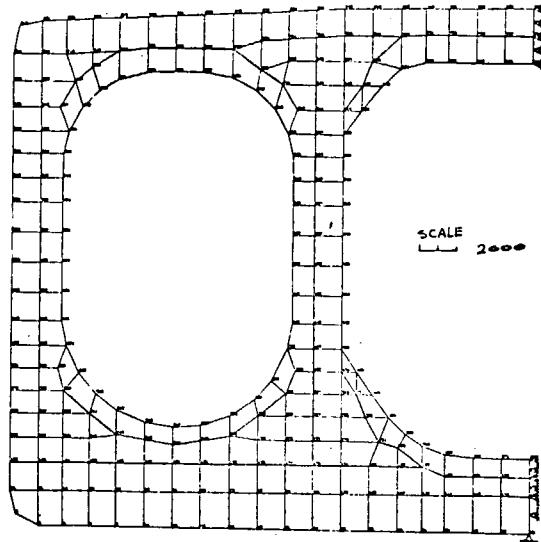


図 3.2.4(b) 要素分割 (ASKA, 6 節点三角形, 9 節点四角形,
3 節点棒要素)

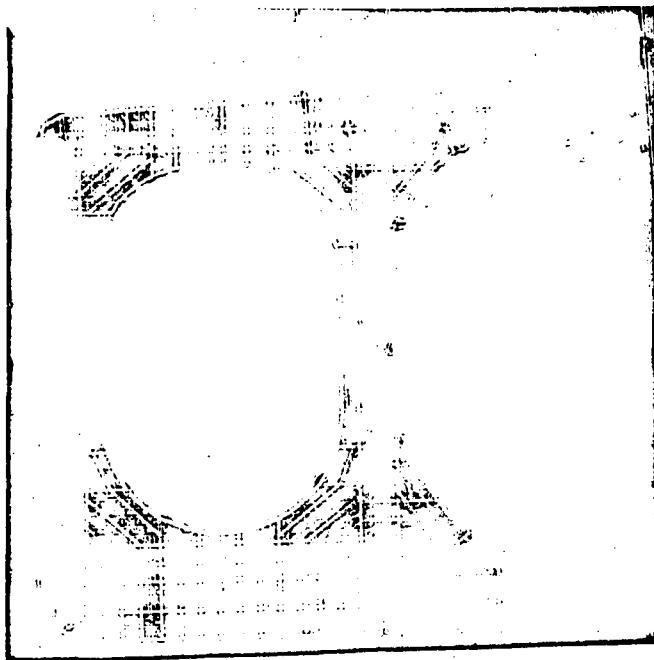


図 3.2.4(c) 要素分割 (DAISY, 使用要素不明)

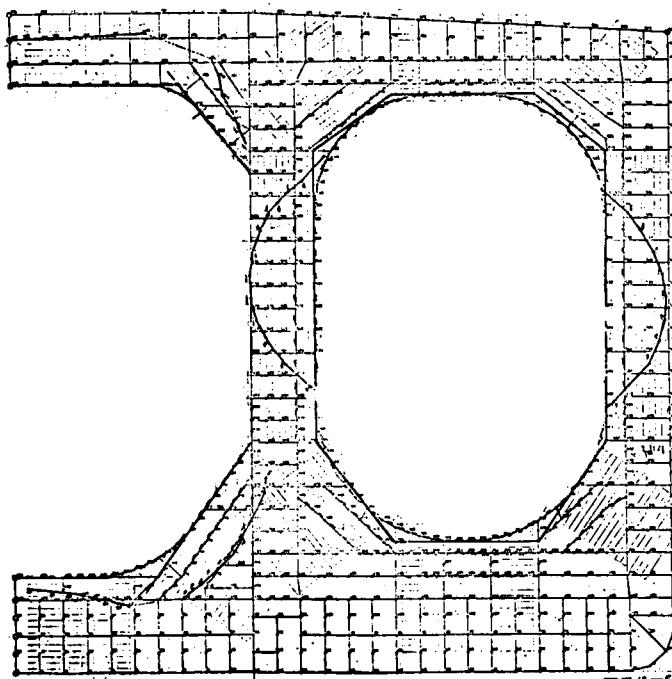


図 3.2.4(d) 要素分割 (STRUDEL, 3 節点三角形 etc.)

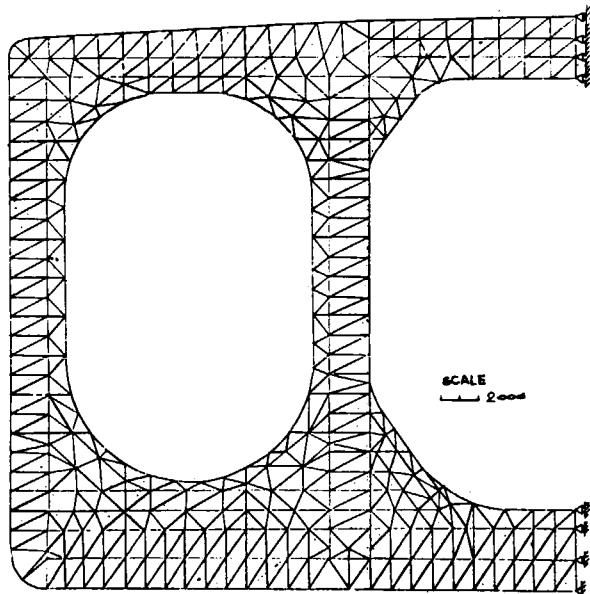


図 3.2.4(e) 要素分割 (NK-PLANET, 3 節点三角形 etc)

表3.2.3 トランスリングの2D FEM解析における総通部材($S.$ SHELL, $S.$ L. B_-^{HD})との相互作用のとり入れ方

P A S S A G E			
A S K A	3D FEM解析で得られた該当する節点力を用いる。($S.$ Shell, $S.$ L. B_-^{HD} 全面では一様分布ならず)		
D A I S Y	D O.	()
S T R U D L	2D骨組解析で得られた節点力を一様分布荷重にならす($S.$ Shell, $S.$ L. B_-^{HD} 全面で一様分布)		
N K - P L A N E I	3D骨組解析で得られた節点力の和を一様分布荷重にならす(D O.)

表 3.2.4 比較項目と図番号

項目	荷重状態	PASSAGE	ASKA	DAISY	STRUDEL	NK-PLANEI	図番号
縦通部材の垂直相対変位	1	○	○	×	×	×	3.2.5 (a)(b)
"	5	○	○	×	×	×	
トランスリングの変形	1	○	○	×	×	×	3.2.6
"	2	○	×	○	×	×	3.2.7
"	4	○	×	○	×	×	3.2.8
トランスリングの面材応力	1	○	○	×	○	○	3.2.9
"	2	○	×	○	×	○	3.2.10
"	3	○	×	×	○	○	3.2.11
"	4	○	×	○	×	○	3.2.12
"	5	○	○	×	×	×	
"	7	○	×	×	○	○	
トランスリングの主剪断応力	1	○	○	×	×	○	
"	3	○	×	×	×	○	
"	5	○	○	×	×	×	
トランスリングの直応力 & 平均剪断応力	2	○	×	○	×	×	
"	4	○	×	○	×	×	
ホリゾンタルガーダの変形 (No.1)	1	○	○	×	×	×	
" (No.2)	1	○	○	×	×	×	
ホリゾンタルガーダの面材応力 (No.1)	1	○	○	×	×	×	
" (No.2)	1	○	○	×	×	×	
ホリゾンタルガーダの主応力 (No.1)	1	○	○	×	×	×	
" (No.2)	1	○	○	×	×	×	

(○比較有り ×比較無し)

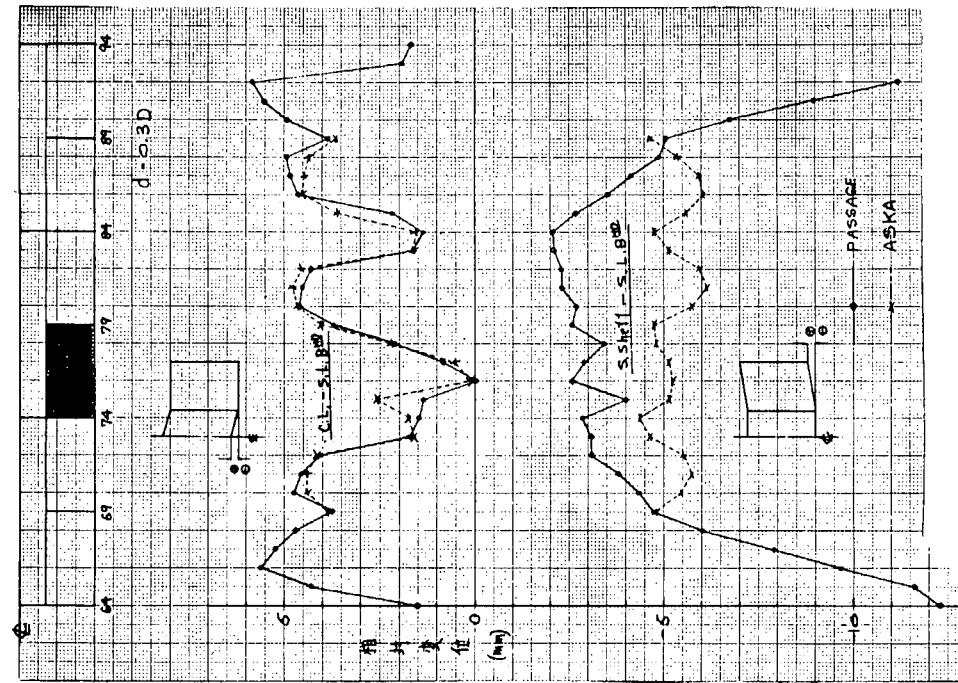


図 3.2.5(a) B.M での垂直相対変位 (d = 0.3 D 荷重状態 1)

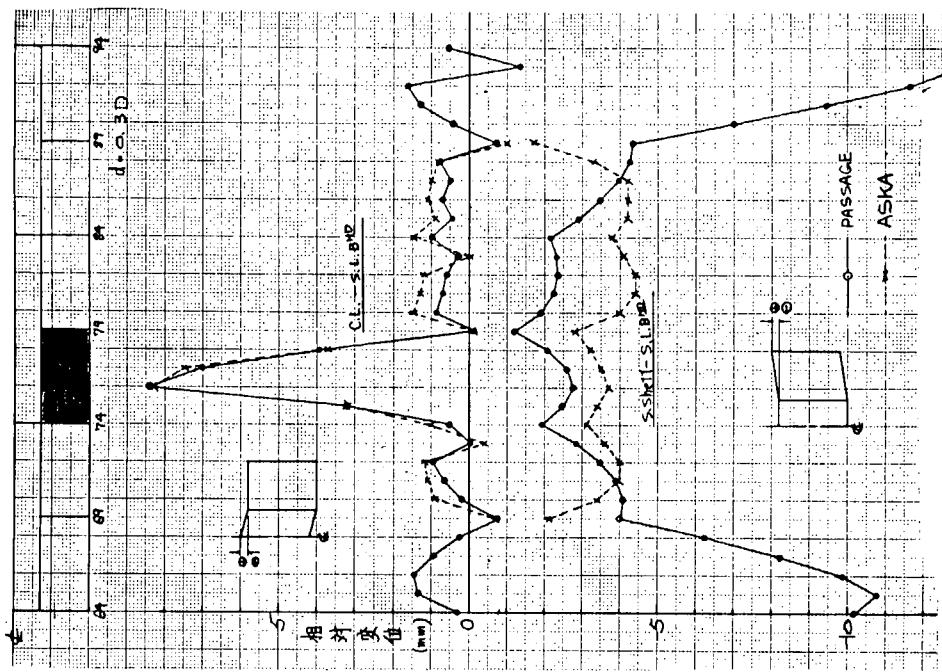


図 3.2.5(b) D.E での垂直相対変位 (d = 0.3 D 荷重状態 1)

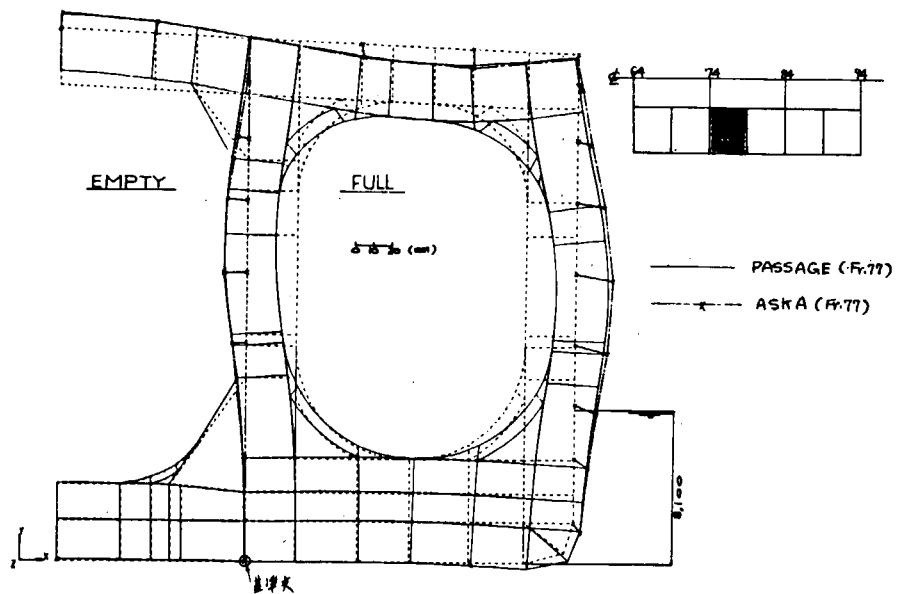


図 3.2.6 トランスリングの変形 ($d = 0.5 D$, 荷重状態 1)

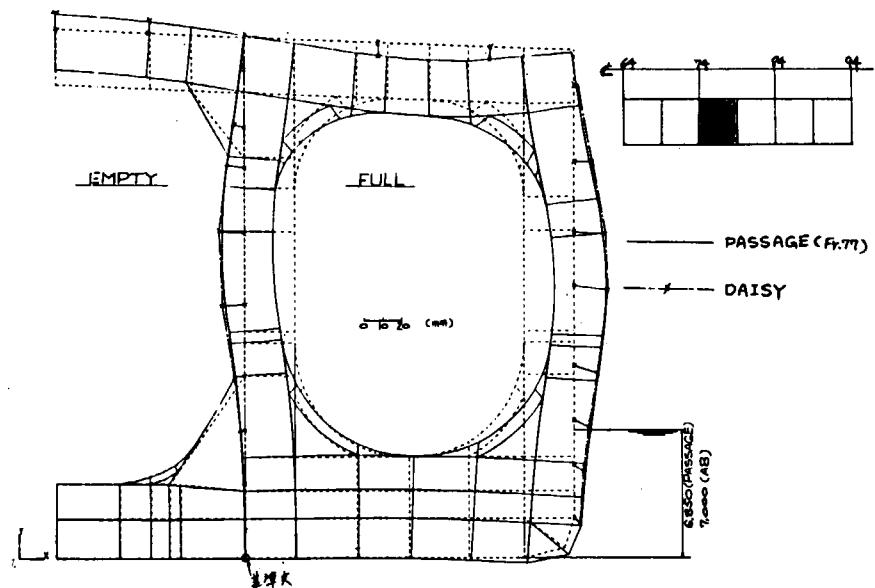


図 3.2.7 トランスリングの変形 ($d = d/3$, 荷重状態 2)

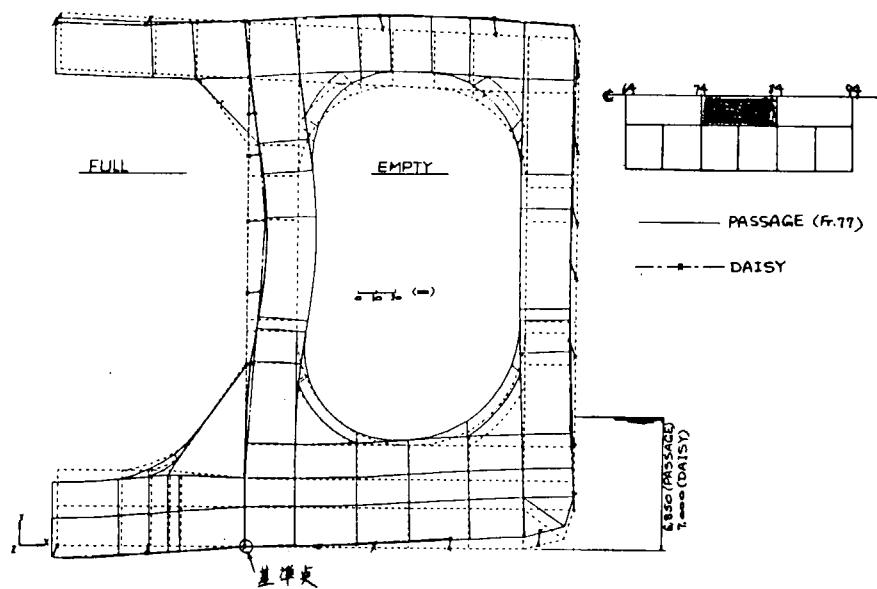


図 3.2.8 トランスリングの変形 ($d = d/3$, 荷重状態 4)

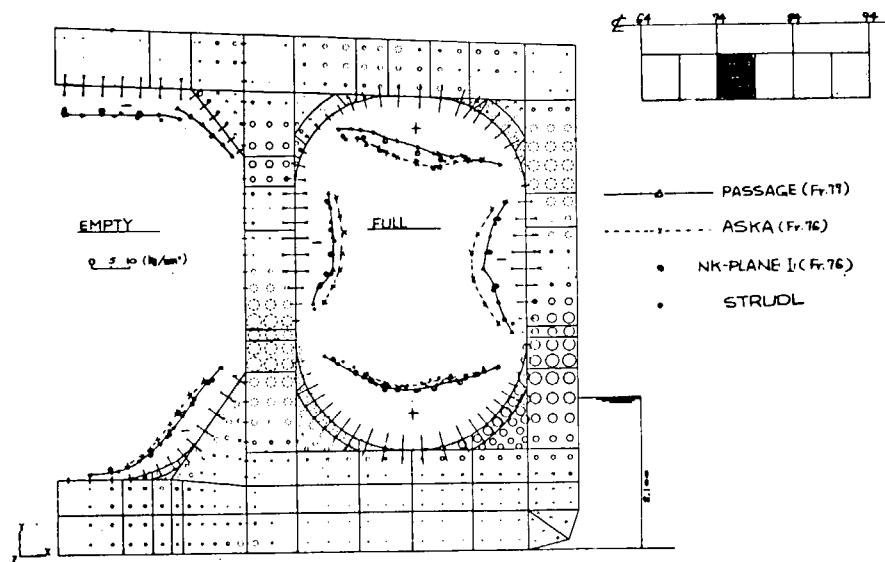


図 3.2.9 面材の応力分布 ($d = 0.3 D$, 荷重状態 1)

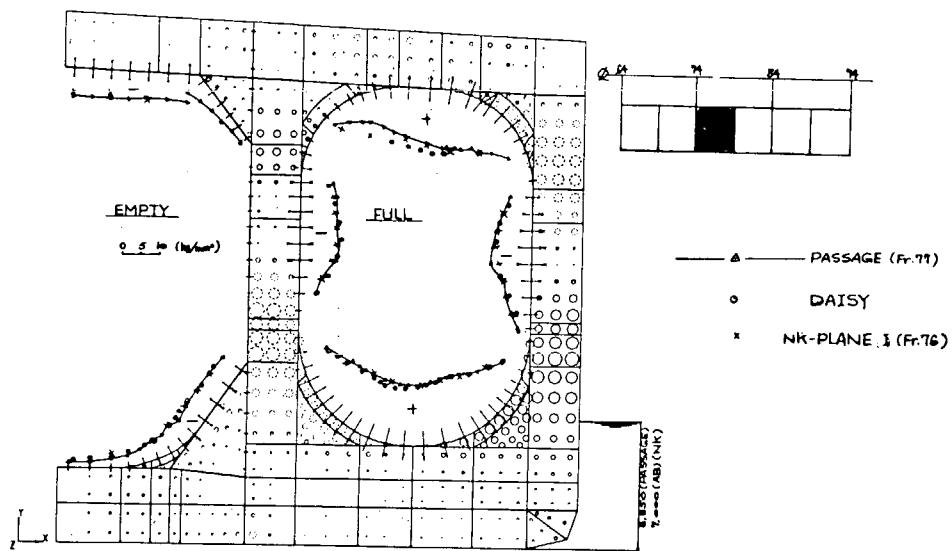


図 3.2.10 面材の応力分布 ($d = d/3$, 荷重状態 2)

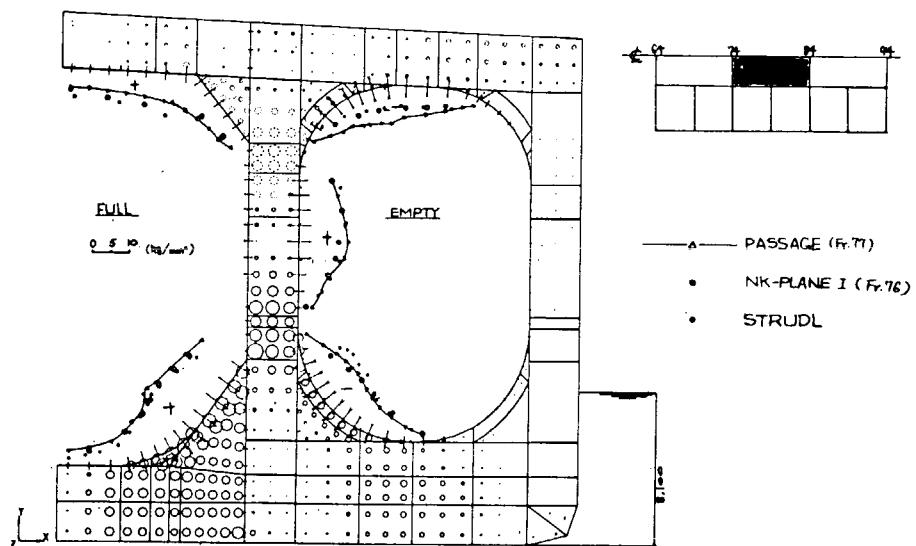


図 3.2.11 面材の応力分布 ($d = 0.3 D$, 荷重状態 3)

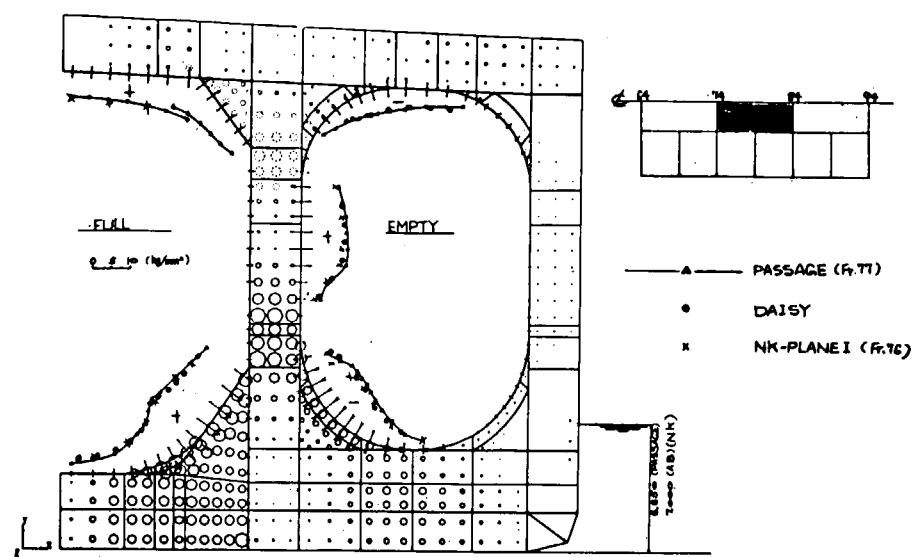


図 3.2.1.2 面材の応力分布 ($d = d/3$; 荷重状態 4)

結 言

昭和46年度から本年度にいたる4カ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。

本年度においては、新規の研究を行うとともに、今までに行われた研究をとりまとめ、実際の設計に役立つような形にする作業を行い、その成果の一部を報告することができた。また、静的および動的崩壊の計算機プログラムが完成したことは特筆に値する。

本年度の研究成果のうち、各項目に関して、主な結論を以下にとりまとめて列記する。

- (1) 崩壊小委員会において、まず船側構造の強度に大きな影響を及ぼす積荷鉱石の挙動、ストラットの座屈強度について考察が加えられ、次にトランスリンクの全体崩壊を種々の崩壊様式に分類して総合的な検討が行われた。その結果、今まで実施された崩壊実験の結果を比較的よく説明できる計算法が求められた。(1.1 参照)
- (2) 鉱石を積込んだ船体に船側から荷重が加わった場合に、縦通隔壁に働く圧力の大きさは、鉱石の締め固まりの程度および鉱石の荷重履歴に非常に影響される。船側からの衝撃荷重による鉱石圧の増加量は、同じ大きさの静的荷重のもとにおけるそれの約2倍である。三軸試験から鉱石の応力、ひずみ関係が求められた。土圧計の検定試験からその応答特性がわかつた。(1.2 参照)
- (3) ストラットの模型による座屈実験により、断面の縁構造の塑性化とウェブ部のパネル座屈によつて柱としての座屈応力が減少することが明らかになつた。また船側構造に外圧を作用させて動的崩壊実験を行い、動的崩壊のメカニズムを明らかにし、ストラットなどの動的座屈が問題を複雑にしていることがわかつた。
(1.3 参照)
- (4) 昭和47年度から、船体横最終強度計算プログラムとして座屈固有値解析プログラム(弾性、塑性)と最終強度計算プログラムの開発を実施し、いくつかの実例を解析して実験結果と満足し得る一致を見た。従つて、どちらのプログラムも一応完成したものと判断するが、さらに崩壊小委員会と密接な連絡をとりながらテストランを継続し、より実用性の高いプログラムに改良して行く方針である。(1.4 参照)
- (5) 船体構造の板パネルの水面衝撃荷重に対する動的応答を模型の水面落下実験によつて調査し、衝撃速度、模型の重量、パネルの大きさ、パネルの剛性および初期撓みと衝撃圧力との関係を検討するとともに、板の弾塑性解析を行なつて衝撃水圧に対するパネル変形を求めた。(2.1 参照)
- (6) 大骨に発生した龜裂が繰返し荷重によつて外板に貫通する場合および大骨と外板との溶接部に沿つて伝播する場合の両者について実験的に調査し、それらの発生条件を検討した。(2.1.2 参照)
- (7) 船体構造模型の繰返し衝撃荷重試験を行い、桁材に発生した龜裂の伝播速度を求め、これらを応力的に解析し、衝撃荷重による場合と従来実施されている静的繰返し荷重による場合との相異を調査した。これらの結果を用いて実船の船側堅桁の破断寿命を検討した。(2.1.3 参照)
- (8) 昨年度本委員会で開発した大型衝撃水圧発生装置を用い、装置そのものの性能を調査するとともに、発生させるべき水圧波形に対してどのような方法を使用すればどのような波形が得られるかについて検討した。また、この装置を用いて構造模型の破壊試験を行い、水圧波形と模型の動的応答を解析し、実験と理論とが

可成りよく一致することを確認した。（2.2参照）

(9) 船側タンクが波浪衝撃荷重を受ける場合の動的応答解析を行うことを目的として、平面骨組構造の弾塑性応答プログラムを開発した。また、簡単な計算モデルの解析を行い、プログラムの有用性を確めた。（2.3参照）

(10) さきに開発された船体構造解析用プログラム PASSAGE の精度を調査するため、大型タンカーの構造を PASSAGE を含む各種プログラムで解析して比較検討を行い、また、各種モデルにより精度に影響を及ぼす各要因の調査を行つて、PASSAGE の信頼性を調査した。（3参照）

4カ年にわたつて実施した諸実験によつて、問題の核心となる諸要因を分析するための資料が蓄積された。来年度において本プロジェクトの最終目的を達成するために、本年度果し得なかつたこれらの資料のとりまとめを行う予定である。

以上、本年度の研究成果によつて、成果取りまとめの一部の作業を除いて、4カ年計画のプロジェクトの目的を達したものと考える。なお、研究の結果として、船殻構造の破壊強度を推定するうえに役立ついくつかの重要な結論が得られたが、来年度にわたつて行なわれる資料の総合によつて、船体構造強度計算法の精密化の目的が達成されるものと信ずる。