

日本造船研究協会報告

第 79 号

船体構造強度に関する研究

第 133 研究部会

Experimental Researches on Strength
and Fracture of Ship Structures
The 133 th Research Committee

Report No. 79

The Shipbuilding Research Association of Japan

April 1976

昭和 51 年 4 月

社 団 法 人

日本造船研究協会

第133研究部会委員名簿（敬称略、五十音順）

| | | |
|-------|-----------------|-------------------------|
| 部会長 | 山本善之(東京大学) | 安東重美(三井造船) |
| 幹事 | 青木元也(船舶技術研究所) | 飯田国広(東京大学) |
| | 安藤文隆(船舶技術研究所) | 川井忠彦(東京大学) |
| | 大坪英臣(東京大学) | 塩沢晃(三井造船) |
| | 阪田正信(三井造船) | 栖原寿郎(九州大学) |
| | 清水作造(石川島播磨重工業) | 鶴田稔(三菱重工業) |
| | 土屋九一(三井造船) | 西牧興(日立造船) |
| | 寺沢一雄(大阪大学) | 福田淳一(九州大学) |
| | 新田頭(日本海事協会) | 舛田吉郎(日本海事協会) |
| | 藤田謙(東京大学) | 八木順吉(大阪大学) |
| | 森正浩(三菱重工業) | |
| | 安川度(川崎重工業) | |
| 委員 | 秋田好雄(日本海事協会) | 石橋敬男(佐野安船渠) |
| | 伊藤剛平(日本造船工業会) | 池田一夫(神戸製鋼所) |
| | 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(九州大学) | 桑山則男(住友金属工業) |
| | 後藤大三(石川島播磨重工業) | 小杉隆祥(大阪商船三井船舶) |
| | 塩田省次郎(三菱重工業) | 鈴木省輔(函館ドック) |
| | 鈴木宏(日本钢管) | 辻寿一(大阪造船所) |
| | 恒成利康(川崎重工業) | 中野毅(三井造船) |
| | 永元隆一(三菱重工業) | 服部堅一(住友重機械工業) |
| | 花岡達郎(船舶技術研究所) | 福原重一(来島どく) |
| | 藤田純夫(三菱重工業) | 藤田勇一(石川島播磨重工業) |
| | 本間康之(東京農工大学) | 前田恂(石川島播磨重工業) |
| | 真能創(防衛大学校) | 三島尙三(名村造船所) |
| | 山口勇男(日本海事協会) | 山形俊介(三菱重工業) |
| | 山越道郎(九州大学) | 吉識雅夫(日本学術振興会) |
| | 綿屋悟郎(佐世保重工業) | |
| 討議参加者 | 壱岐哲夫(三菱重工業) | 岩崎安宏(三菱重工業) |
| | 川上肇(川崎重工業) | 小園民夫(日立造船) |
| | 沢柳政弘(三井造船) | 瀬川治朗(三菱重工業) |
| | 竹本博安(船舶技術研究所) | 田口義明(三菱重工業) |
| | 中島賢一郎(三井造船) | 中田宣久(三井造船) |
| | 萩原孝一(三菱重工業) | 原洋一(日立造船) |
| | 藤井登喜男(石川島播磨重工業) | 伏見彬(三菱重工業) |
| | 堀徹(日立造船) | 松石正克(日立造船) |
| | 松本亘平(日立造船) | 宮成恭慶(石川島播磨重工業) |
| | 吉田宏一郎(東京大学) | Sherif M.H.Rashed(大阪大学) |

EXPERIMENTAL RESEARCHES ON STRENGTH AND
FRACTURE OF SHIP STRUCTURES

Recent disasters of ships, especially ore carries, in heavy sea suggested importance of detailed investigation on strength and fracture of ship structures in relation to wave forces exerting on ships' hull, and the 133th Committee started in 1971 to settle this problem from the structural point of view. Serious wave pressure can be classified into two categories; impulsive wave pressure and oscillatory wave pressure. Impulsive wave pressure may occur in the fore part of ships frequently in heavy sea, and it may cause serious damages in the side structures accompanied by fracturing. Oscillatory wave pressure, together with static pressure, may give in wide ranges of ships' hull though it is low compared with peak values of impulsive wave pressure; it is because that it acts quasai-statically for a long duration.

a) Local strength under impulsive wave pressure

Peak pressure may become very high though duration is rather short, and therefore, experiments for local strength under impulsive wave pressure should be carried out with special installations.

By the use of three kinds of such installations, elastic-plastic behaviors of stiffened or unstiffened plates under impulsive pressure were thoroughly investigated in relation to occurrence of cracks. As the results, it is clarified that cracks go through panels under a certain condition.

b) Collapsing of side structures

Behaviors of side structures of ore carriers in full load condition are closely related to ore cargo, and therefore, the

mechanical properties of ore and its behaviors in holds were investigated experimentally in detail. Behaviors of side structures subjected to quasi-static wave pressure can be investigated approximately by the statical theory of elastic-plastic analysis. The collapsing strength is closely related to buckling strength of struts and corner parts of transverse rings, which was also studied experimentally.

c) Program developments

Special purpose computer programs were developed for local buckling analysis, ultimate strength analysis for transverse rings, and dynamic analysis of frame structures. Computed results by these programs were compared with the above-mentioned experiments, which gives a good agreement.

目 次

| | |
|-------------------------------------|----|
| 緒 言 | 1 |
| 1. 船体局部構造の衝撃強度 | 2 |
| 1.1 水面衝撃を受けるパネルの挙動 | 2 |
| 1.1.1 衝撃水圧 | 2 |
| 1.1.2 パネルの動的応答 | 5 |
| 1.1.3 衝撃残留撓み | 13 |
| 1.2 桁端部における衝撃亀裂発生条件 | 17 |
| 1.2.1 模型実験 | 17 |
| 1.2.2 実験結果 | 17 |
| 1.2.3 考察 | 18 |
| 1.3 繰返し荷重による構造要素の疲労亀裂発生 | 27 |
| 1.3.1 亀裂進展状況 | 27 |
| 1.3.2 疲労亀裂発生条件 | 27 |
| 1.3.3 衝撃試験結果と疲労試験結果との比較 | 30 |
| 1.4 船体構造部材の繰返し衝撃荷重による疲労亀裂の伝播 | 32 |
| 1.4.1 繰返し衝撃荷重による構造部材の亀裂の伝播速度 | 32 |
| 1.4.2 船体構造部材の亀裂伝播寿命推定上の問題点 | 34 |
| A 1.1 歪の近似式 | 38 |
| 2. 船側構造の崩壊荷重計算法 | 43 |
| 2.1 崩壊現象とその近似計算法 | 43 |
| 2.1.1 船側構造の近似モデル | 43 |
| 2.1.2 全体崩壊荷重の略算式および数値計算上の注意事項 | 44 |
| 2.1.3 近似モデルによる計算誤差 | 48 |
| 2.1.4 船側構造の全体崩壊現象の概要 | 49 |
| 2.2 骨組構造による崩壊荷重の計算法と計算例 | 50 |
| 2.2.1 骨組構造による崩壊荷重の計算法 | 50 |
| 2.2.2 骨組構造計算結果と模型実験結果との比較 | 52 |
| 2.2.3 実船についての計算例 | 56 |
| 2.2.4 崩壊荷重の発現頻度推定 | 59 |
| 2.2.5 まとめ | 62 |
| 2.3 崩壊に関する動的影響 | 63 |
| 2.3.1 波浪変動圧を受ける場合 | 63 |
| 2.3.2 波浪衝撃水圧を受ける場合 | 63 |
| 2.4 鉱石圧についての検討 | 66 |
| 2.4.1 鉱石ペレットの性質 | 66 |
| 2.4.2 積込み時の鉱石圧 | 66 |
| 2.4.3 船側荷重による鉱石圧の増加 | 67 |
| 2.4.4 まとめ | 68 |
| 2.5 ストラットの座屈 | 73 |

| | |
|--------------------------------|-----|
| 2.5.1 ストラットと座屈 | 73 |
| 2.5.2 全体座屈 | 73 |
| 2.5.3 パネル座屈 | 74 |
| 2.6 コーナー部の座屈強度 | 77 |
| 2.6.1 模型および荷重方法 | 77 |
| 2.6.2 実験結果 | 77 |
| 2.6.3 実験結果に基づく考察 | 78 |
| 3. 局部構造解析プログラムの開発 | 85 |
| 3.1 緒言 | 85 |
| 3.2 局部座屈解析プログラム | 85 |
| 3.2.1 局部座屈プログラムの目的 | 85 |
| 3.2.2 局部座屈解析プログラムの機能概要 | 86 |
| 3.2.3 プログラム構成 | 89 |
| 3.2.4 試計算結果 | 89 |
| 3.3 トランスリングの最終強度解析プログラム | 97 |
| 3.3.1 理想化構造要素法の概要 | 97 |
| 3.3.2 トランスリングの最終強度解析プログラム | 103 |
| 3.4 動的応答解析プログラム | 111 |
| 3.4.1 プログラムの機能 | 111 |
| 3.4.2 計算方法の概要 | 111 |
| 3.4.3 計算例 | 115 |
| 3.5 結論 | 117 |
| A 3.1 局部座屈解析プログラム使用説明書 | 118 |
| A 3.2 トランスリングの最終強度解析プログラム使用説明書 | 132 |
| 結言 | 143 |

緒 言

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

航行中の船体が、直接波浪によりあるいは船体運動にもとづく積荷の動搖により、衝撃的もしくは繰返し変動的な外力を受ける場合、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った。

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。

本研究部会は多大の成果をあげて昭和50年3月に実験研究を終了した。

昭和50年度においては、本研究部会が実施した船殻破壊強度の問題に関する各種実験研究によって得られた強度設計に対する資料を、直ちに実際設計に適用できるようにとりまとめた。さらに本研究部会で開発した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を一部改造し、実用的により使い易くした。

本報告は、実験研究資料のとりまとめならびに開発した解析プログラムの概要およびマニュアルを含んでいる。資料のとりまとめに当っては、第131研究部会で行われた波浪荷重および本部会で開発した解析プログラムによる解析結果との関連づけについて特に意を用いた。

本研究の実施にあたり、多大のご援助を賜った日本船舶振興会に心からの感謝の意を表する。

1. 船体局部構造の衝撃強度

1.1 水面衝撃をうけるパネルの挙動

(執筆担当、安川 度 川崎重工業、松本 互平 日立造船、
川上 肇 川崎重工業)

本研究は船体に衝撃水圧が作用する場合の外板パネルの挙動を調査したものである。すなわちまず船体に作用する衝撃水圧について文献並びに実験により明らかにし、次にこれらの衝撃水圧が作用する場合の外板パネルの応答の簡易計算式を求め、最後にくり返し衝撃水圧が加わった場合の残留撓みの進行状況を検討し、外板パネルの動的挙動に関する設計資料を求めたものである。

1.1.1 衝撃水圧

船体に作用する衝撃水圧のうち、ここでは代表的なものとして船首衝撃と船底衝撃について述べる。

(1) 船首衝撃⁴⁾

船首の波浪衝撃現象には、船首波に重畠した波傾斜の大きい向波がフレアのある船首外板に直接衝突するいわゆる水面衝撃と、船首波に重畠した向波が碎波となって船首部に衝突する碎波衝撃がある。
(図 1.1.1 参照)



図 1.1.1

水面衝撃による最大衝撃水圧 p_1 は S.L.Chuang¹⁾ によって実験的に求められており、

$$p_1 = C_1 \cdot \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (1.1.1)$$

で与えられる。ここで ρ = 水の密度、 v = 衝撃速度、 C_1 = 衝撃水圧係数である。 C_1 は波と当該パネルの相対傾斜角 $\varphi - \varphi_0$ (φ = 水平面に対するパネルの傾斜角、 φ_0 = 水平面に対する波の傾斜角) の関数で、図 1.1.2 のようになり、他の実験結果も $\varphi - \varphi_0 > 3^\circ$ では S.L.Chuang の C_1 の値が妥当であることを示している。また $\varphi - \varphi_0 \leq 3^\circ$ では模型の形状によって air cushion の影響があり、実験結果がバラツいている。しかし、実船の船首衝撃の場合には air cushion の影響が少ないと考えられるので $\varphi - \varphi_0 \leq 3^\circ$ では $\varphi - \varphi_0 = 3^\circ$ の C_1 の値を用いればよい。

碎波衝撃については、海水の空気巻き込みなどの不確定要素が多いが、従来の研究結果を総合すれば最大衝撃水圧 p_2 は

$$p_2 = C_2 \cdot \frac{1}{2} \rho v^2 \left(\frac{150^\circ - \varphi}{60^\circ} \right) \quad (1.1.2)$$

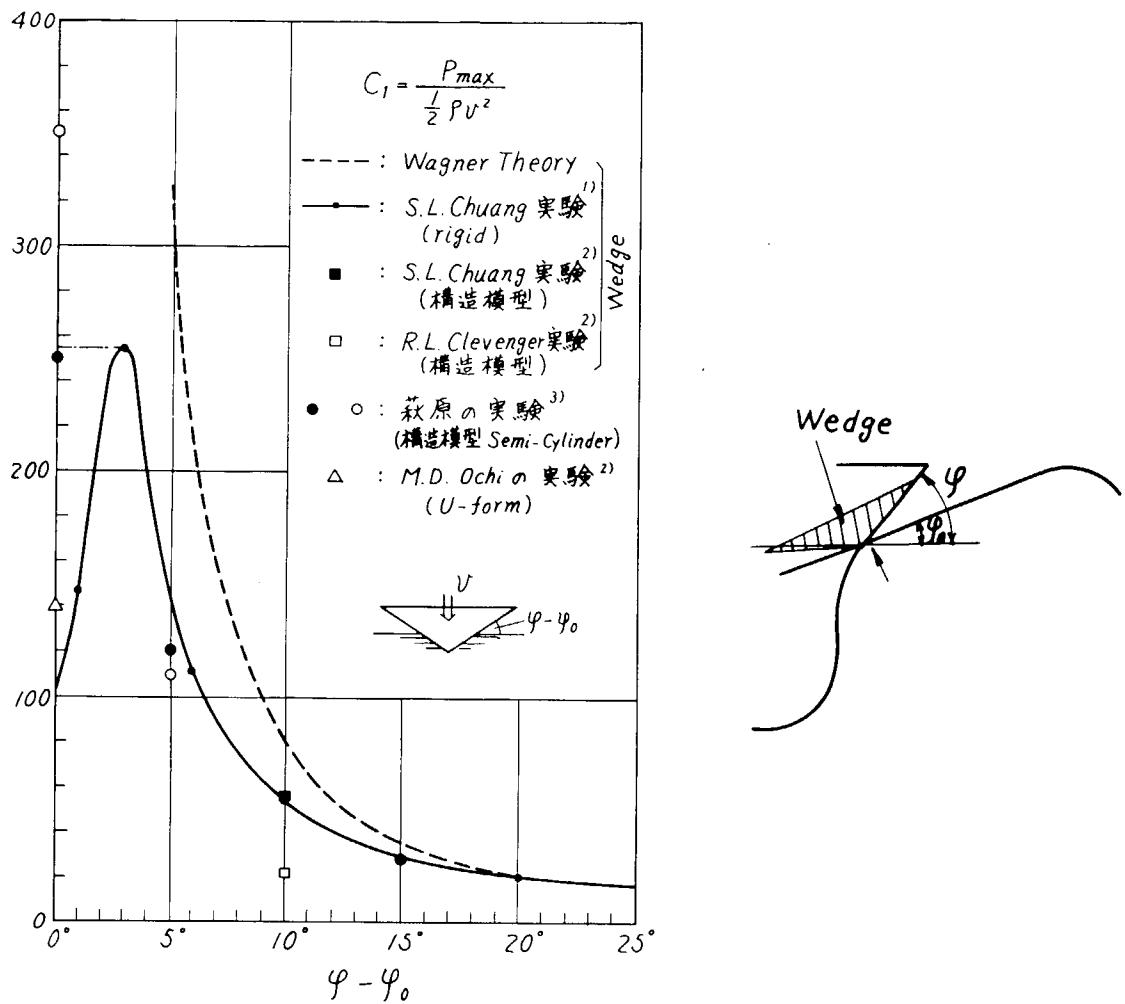


図 1.1.2 φ と C_1 の関係

の形で与えられる。ここに φ は船首外板の水平面に対する傾斜角であり、 v は垂直壁と見なした船首外板と波の相対速度である。

また C_2 については特殊なケースを除いて 2~5 の値をとるとされている。

なお、以上の式を実船に適用するには、波との相対速度及び相対傾斜角が必要であるが、これらについては文献 4) で損傷実績と関連づけながら、設計的立場から詳細な検討が行なわれている。

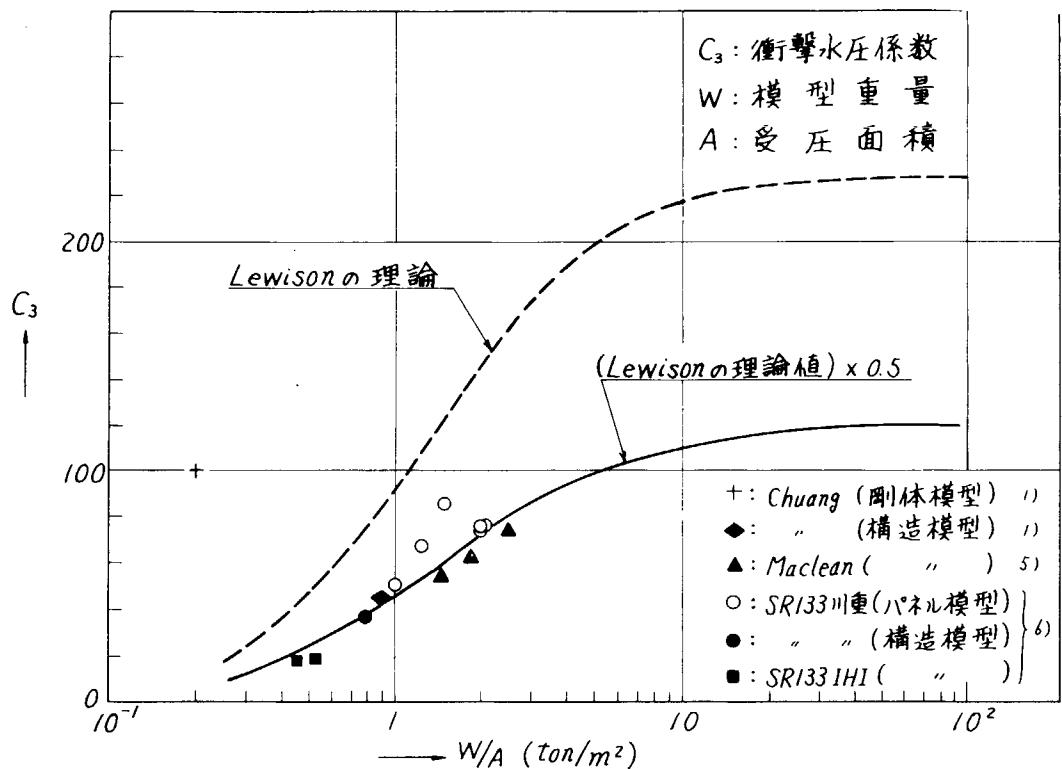
(2) 船底衝撃⁶⁾

船底衝撃のように平面パネルが衝撃角 0° で水面と衝突する場合には、air cushion の影響が大きく、従って衝撃水圧はパネルの大きさ、重量及び初期撓みの影響などをうけることになる。

この場合の最大衝撃水圧は実験的に

$$P_s = \eta C_3 \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (1.1.3)$$

で与えられる。ここに C_3 は重量及びパネルの面積の影響を含んだ衝撃水圧係数で、 η はパネルの初期撓みの影響を表わす。



G.R.G. Lewison⁷⁾によれば、 C_3 は理論的には図 1.1.3 の破線で示すように模型重量と受圧面積の比 W/A の関数として表わされるが、多くの実験結果は同図に示すように Lewison の理論の $1/2$ 程度となる。実船の場合には W/A の値は大きくなり (Lewisonによれば、1 0 0 0 0 T の船の船首船底衝撃の場合 $W/A = 25 \text{ ton}/m^2$) C_3 の値は W/A には無関係になると考えられる。

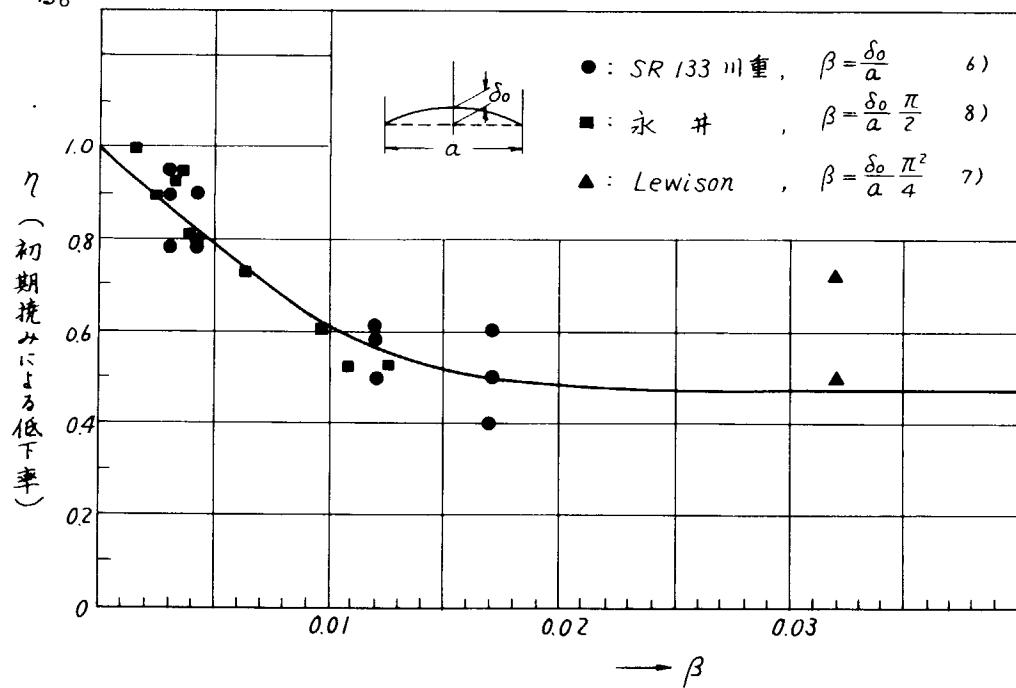


图 1.1.4 衝撃水圧に及ぼす初期沈みの影響

パネルの初期撓みによる衝撃水圧の低下率 η は、凹損部の容積△をパネルの長辺 b 及び短辺 a で無次元化した量

$$\beta = \frac{\pi^2}{4} \frac{\Delta}{a^2 b} \quad (1.1.4)$$

を用いると実験結果を整理することができ、図1.1.4のようになる。すなわち β が0.1~2.5位までは η はほぼ直線的に低下し、それ以上 β が増加しても η は一定のまゝである。なお、実船の船底の初期撓みの平均値は建造時に於いて約2mm¹⁶⁾で、 β に換算すると約0.003程度であり、初期撓みによる圧力低下は少ないと考えられる。しかし、残留撓みが10mm($\beta=0.015$)以上となるような衝撃圧が作用すればそれ以後の衝撃に対しても $\eta \neq 0.5$ とすべきである。

なお、パネルの剛性による衝撃水圧の低下はほとんどないと考えてよいであろう。⁹⁾

1.1.2 パネルの動的応答

(1) 線形動的応答

(a) 計算法

一様な衝撃水圧 $p(t)$ をうけるパネルの動的挙動は近似的に一自由度の振動系に置換して計算できる。¹⁴⁾すなわち、接水パネルの運動方程式は次式で与えられる。

$$(1+\epsilon)m\{\ddot{\xi} + \omega_F^2\xi\} + C\dot{\xi} = p(t) \quad (1.1.5)$$

ここに ϵ は付加水質量係数であり、パネルに対して別途計算より求めることができる。また実験により空中および水中での固有円振動数、 ω_A 、 ω_F がわかっているとき、 $\epsilon = (\omega_A/\omega_F)^2 - 1$ となる。

$m = \int_A W^2 \frac{r h}{g} dA / \int_A W dA$ で表わされ、Wは衝撃水圧の立上り時間 t_1 とパネルの

固有周期Tとの関係を考慮して仮定される卓越振動モードである。実際の波浪衝撃水圧の場合卓越モードとして最低次モードを仮定してよい。また r はパネルの単位体積当たりの重量、 h は板厚、 g は重力の加速度である。Cは臨界減衰値 $C_0 = 2(1+\epsilon)m\omega_F$ の百分率で与えられる。最大応答に及ぼす減衰の影響は $C/C_0 = 6\%$ としてもほぼ5%以内にある。また平板モデルの自由振動の実験結果より求めた値は $C/C_0 < 5\%$ となっている。したがって最大応答を求める場合には減衰の影響は無視してもよい。

$p(t)$ はパネルに作用する水圧波形であり、板の振動による付加水質量の影響を含まないものを用いる。板の面上で計測された圧力 $p^*(t)$ を用いる場合には(1.1.5)式は

$$m\{\ddot{\xi} + \omega_A^2\xi\} + C\dot{\xi} = p^*(t) \quad (1.1.6)$$

となる。

(1.1.5)式の運動方程式は任意の水圧波形 $p(t)$ が与えられたとき、Runge-Kutta法等の数値積分法により解くことができる。

パネルの任意点における動的応答 w は

$$w(x, y, t) = W(x, y) \cdot \xi(t) \quad (1.1.7)$$

によって求められ、またパネルの任意点のfiberに生ずる歪は

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{xx}(x, y, t) &= -\frac{h}{2}\xi(t) \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \\ \varepsilon_{yy}(x, y, t) &= -\frac{h}{2}\xi(t) \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \end{aligned} \right\} \quad (1.1.8)$$

により計算できる。

本計算法による計算値の適用を検討するために大型衝撃水圧発生装置を使用して実験された
1500mm×1500mm×16mmの正方形パネルの衝撃実験結果と計算値が比較された。その一例
を図1.1.5に示す。

本計算例では実験より計測された圧力波形 $p(t)$ を 0.005 sec 毎に読みとり、曲線補間した数
値を用い、また数値積分は Runge-Kutta 法により 0.0001 sec 間隔で計算を行なった。

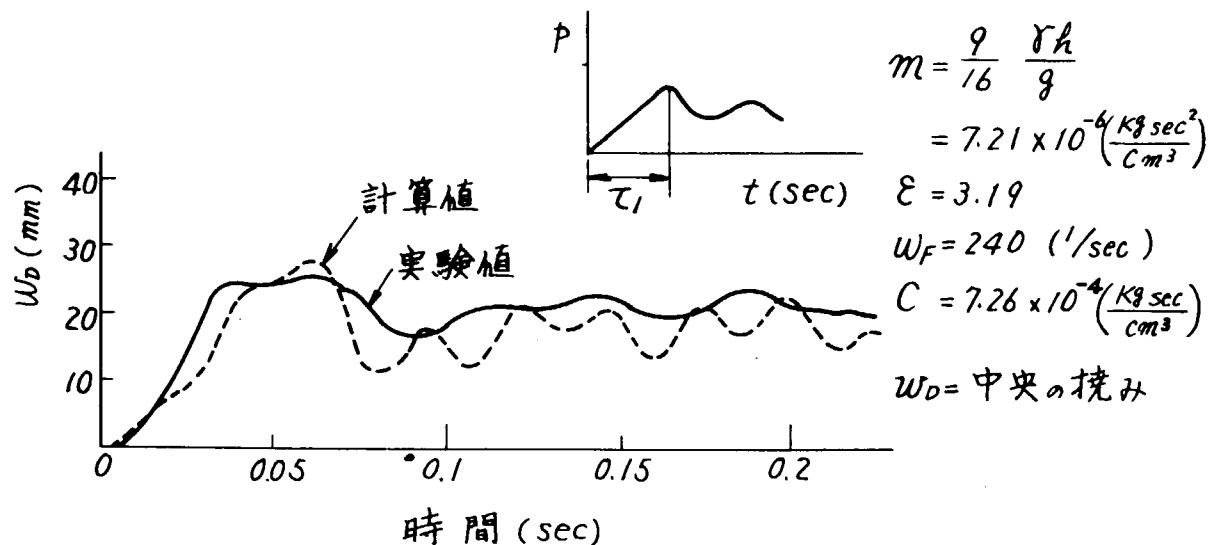


図1.1.5 衝撃実験による実験値と計算値の比較¹⁴⁾

(b) 最大動的変位の簡易計算法

水圧波形が簡単な数式表示できる場合には(1.1.5)式を数式的に解くことができる。STEP
型およびPULSE型水圧波形に対して計算された最大動的変位 w_p と静的変位 w_s との比を τ_1/T
をベースに整理すれば次のようになる。

(i) S T E P 型波形

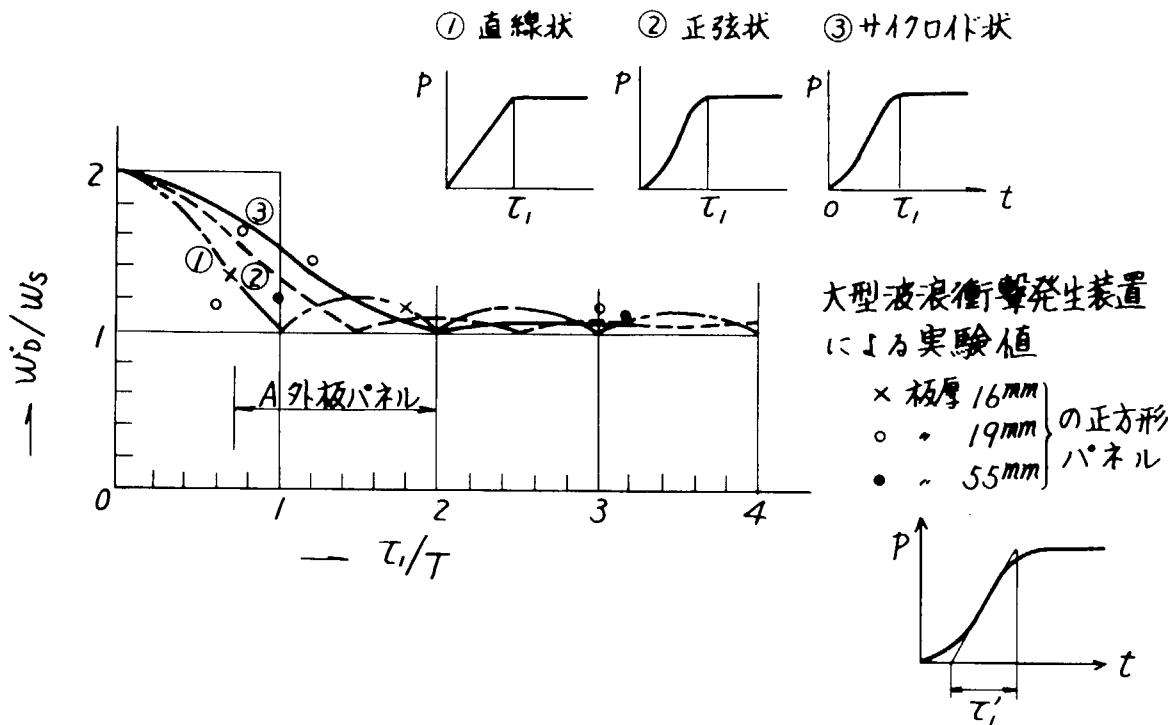


図 1.1.6 S T E P 型波形に対する最大動的変位¹²⁾

実際に船体に作用する水圧波形は①, ②, ③のどれに相当するものであるか明確に区別することは困難であるが、大型波浪衝撃発生装置による実験波形より求めた τ_1 (最大水圧に到達するまでの立ち上り時間) を使用して実験値を $p \text{ vs } t$ すると図中の $\times \circ \bullet$ 印のようになり、これより実験値はこれらの 3 曲線にはほぼ近い値となっている。

本図には立ち上り時間 τ をベースに異なった 3 つの波形を用いて表わしているが、これらの最大勾配をベースに見かけの立ち上り時間 τ_1' を用いて、同図をかけば ②, ③ の曲線はほぼ ① の曲線に一致する。したがって、実際には最大勾配の線より τ_1' を求め、① の曲線を使ってもよい。

また図中示した領域 A は実際の衝撃波形の立ち上がり時間 $\tau_1 = 0.01$ 秒とし、外板パネルを対象とした場合⁴⁾ の τ_1 / T の存在範囲を表わしている。

(ii) PULSE型波形

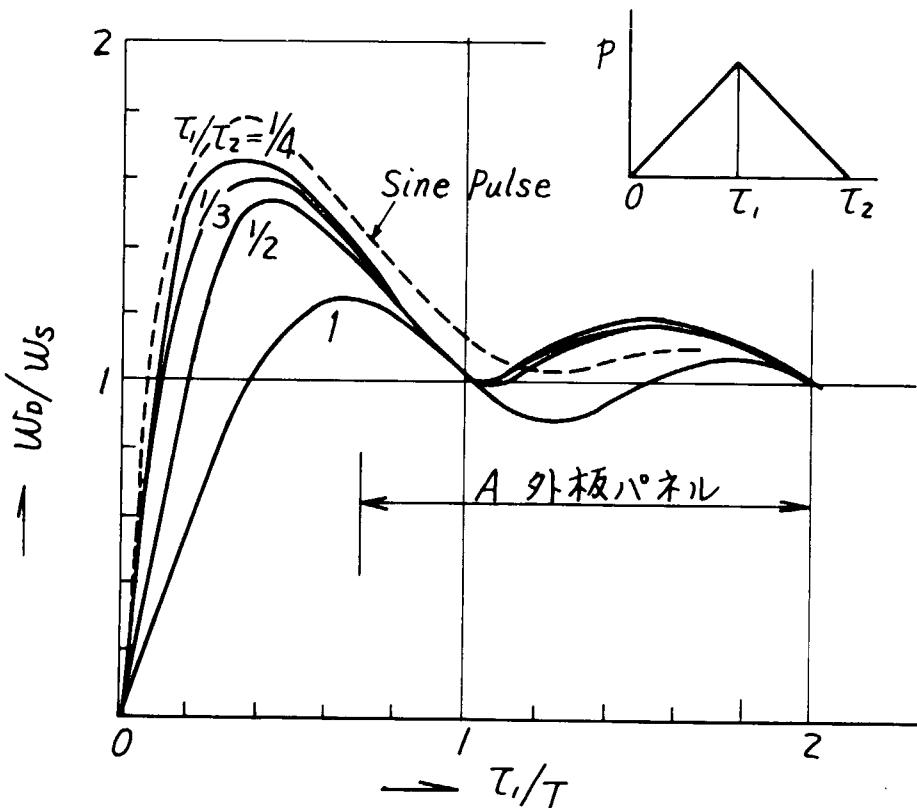


図 1.1.7 PULSE型波形に対する最大動的変位¹²⁾

PULSE型波形において、 τ_1 は立ち上り時間、 $(\tau_2 - \tau_1)$ は後続圧の作用時間を表わしている。STEP型波形と比較した場合、これらの曲線は $\tau_1/T = 0 \sim 1/2$ の範囲において、 w_D/w_S が大幅に小さくなるが、 $\frac{\tau_1}{\tau_2} \leq \frac{1}{2}$ （後続圧作用時間が立ち上り時間より長い）場合、 $\tau_1/T > \frac{1}{2}$ の領域において、STEP型①の曲線と殆んど一致する。いいかえれば、Aの範囲で表わされる外板パネルを対象とする時、立ち上り時間が動的変位に対して支配的であり後続圧の影響は設計的に見て考慮しなくともよいものと思われる。

(2) 非線形動的応答

(a) 計算法

パネルが弾塑性変形または大撓みなどで非線形応答を示す場合には、前節のような方法で一自由度系に変換することは厳密には困難であるが、(1.1.6)式から復原力の項のみ非線形バネを用いて表わせば

$$m\ddot{w}_0 + C\dot{w}_0 + k_s(w_0) w_0 = p^*(t) \quad (1.1.9)$$

となる。ここに w_0 は撓みの最大値を表わすものとする。非線形応答の場合には変形モードは線形応答のように一つの卓越モードを仮定することができないので、 m 及び C も時間の関数でなければならない。しかし m については変形モードが多少あっても殆んど変化せず、また C は最大応答を問題にする場合には重要ではないので前節の線形応答の場合と同様に時間に無関係な一定値の m および C を用いることができる。また非線形バネ定数 $k_s(w_0)$ は、等分布荷量 p をうける平板の荷重

と静的最大撓みの曲線を用いて近似的に

$$k_s(w_0) = \frac{P}{w_0} \quad (1.1.10)$$

から計算すればよい。

これらの値を用いて与えられた $P^*(t)$ に対して (1.1.9) を数値積分すれば非線形形動的最大応答が求まる。

以上の方針の妥当性を検討するために両端固定帯板に sine pulse が作用する場合について $m = \frac{3}{4} \frac{rh}{g}$, $C = 0$ とし、静的荷重～撓み曲線(図 1.1.9)から各 w_0 に対して $k_s(w_0)$ を求め、Runge-Kutta-Gill 法により (1.1.9) の積分を行ない最大応答を求めた。一方昭和 49 年度に本部会で開発された FEM 平面骨組プログラム¹⁵⁾(本報告書 3.4 参照)を用いて最大応答を計算した。これらを比較して図 1.1.10 に示す。図によれば両者はよく一致している。

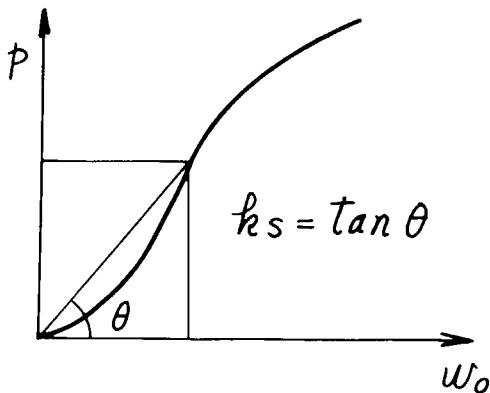


図 1.1.8

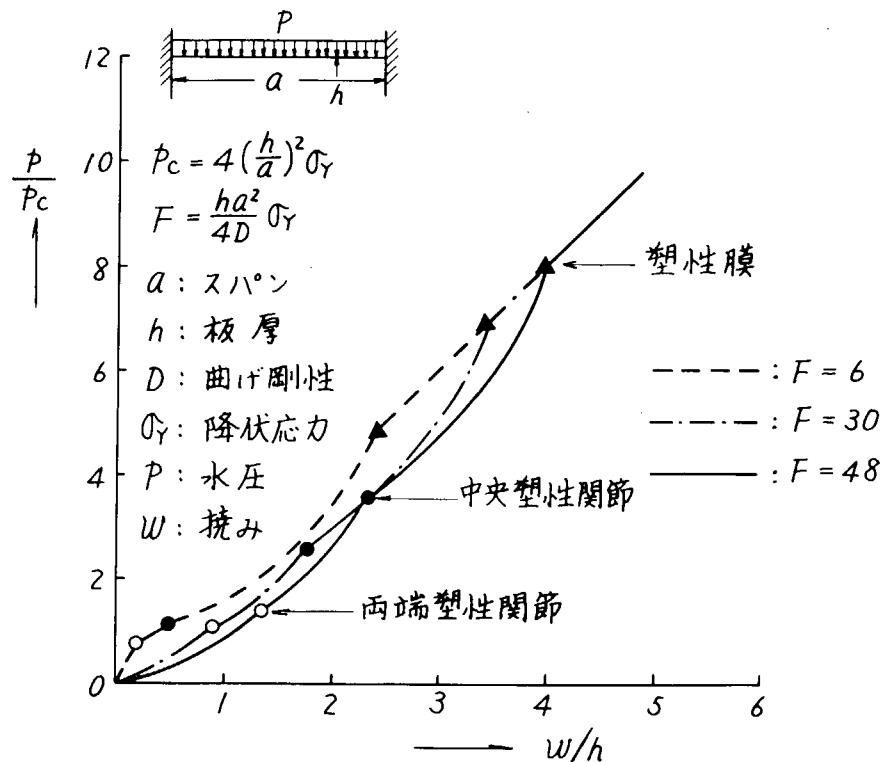


図 1.1.9 一様水圧をうける帯板の水圧と撓みの関係¹⁰⁾

○ : FEM w_b : 動的最大撓み τ : 衝撃水圧の作用時間
 ● : 1自由度 w_s : 静的 " T : 帶板の曲げ振動の
 △ : 衝撃水圧 固有周期(微小変形)

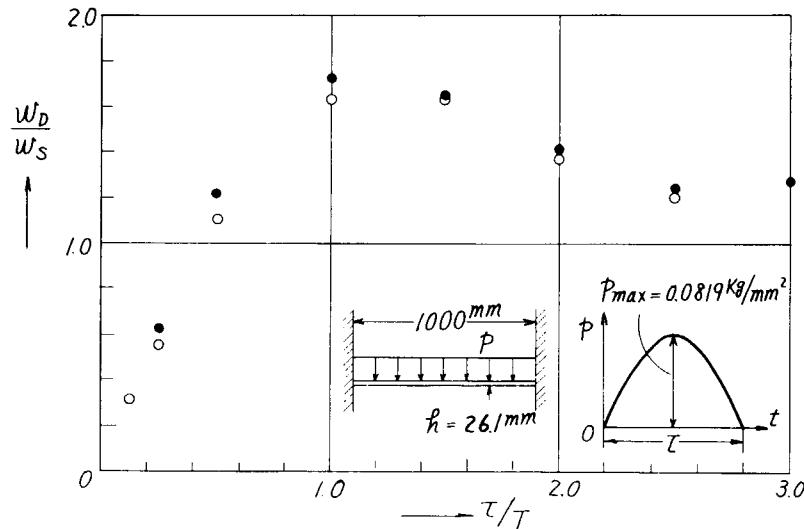


図 1.1.10 FEMによる計算値と1自由度の振動系による計算値の比較

正方形板についてはFEMによる解が現在のところ求められていないが昭和49年度に大型衝撃実験装置を用いて実験された結果と(1.1.9)式による結果が比較され、最大応答については両者が比較的よく一致することが確認されている。¹⁴⁾

以上のことから非線形応答についても、線形応答と同様に一自由度系に置換して計算できることがわかる。

(b) 動的最大変位の簡易推定法

(1.1.9)式で表わされるような一自由度系に変換できても、非線形であるから、電算機が必要で設計には不向きである。そこでここでは動的最大変位を簡単に推定する方法について検討する。

(1.1.10)式の k_s は撓みの関数であったが、ここではこれを次のように仮定する。すなわち k_s は図 1.1.11 に示すように衝撃圧の最大値 P_{max} とそれが静的に作用したときの撓み w_s の比で常に一定とする。そうすると(1.1.9)式は線形となるので、解は各種の pulse 形状に対してすでに求められており、改めて計算する必要はない。例えば図 1.1.6 又は 1.1.7 のようなものとなる。

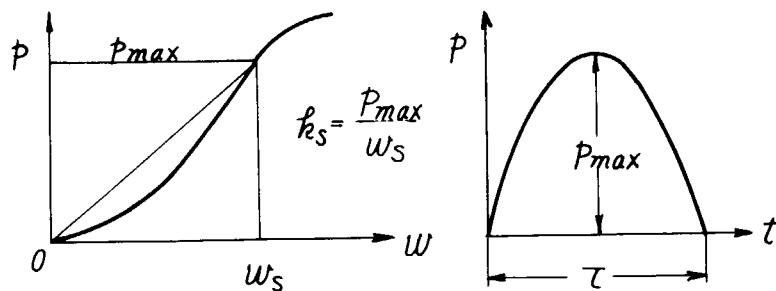


図 1.1.11

k_s は帯板については図 1.1.9, 正方形板については図 1.1.12 から求められる。

このように k_s を仮定して求めた最大応答がどの程度の近似度であるかを調べるために k_s を非線形バネとして(1.1.9)式を Runge-Kutta-Gill 法で積分して最大応答を求め、上に述べた線形バネに置換した場合と比較した。図 1.1.13 及び 1.1.14 は夫々帯板及び正方形板に対する計

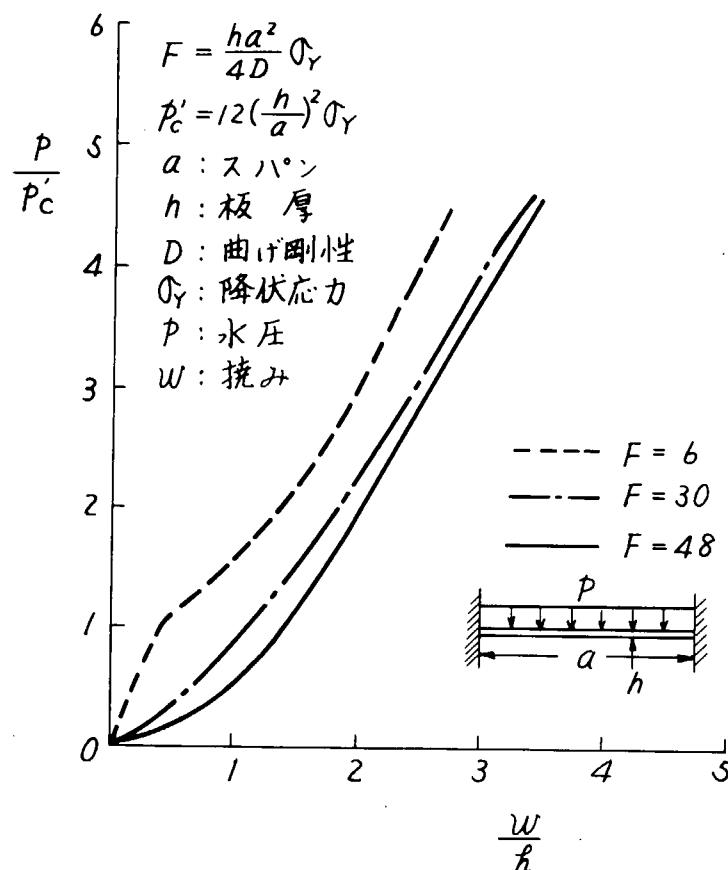


図 1.1.12 一様水圧をうける正方形パネルの水圧と撓みの関係¹¹⁾

算結果を線形系に置換した場合の固有周期

$$T_s = 2\pi \sqrt{\frac{m}{k_s}}, \quad k_s = \frac{p_{\max}}{w_s} \quad (1.1.11)$$

を用いて整理したもので、実線は線形応答とした場合、○、□、△等の記号は非線形応答の計算結果を示す。同図によれば実線からのバラツキは最大 20% 以内となり、帯板及び正方形パネルの弾塑性最大応答は近似的に k_s を図 1.1.11 のように選んだときの線形応答で表わされることがわかる。¹²⁾ すなわちパネルの動的最大応答は(1.1.11)式から T_s を求め、これを用いて図 1.1.7 などから求められる。

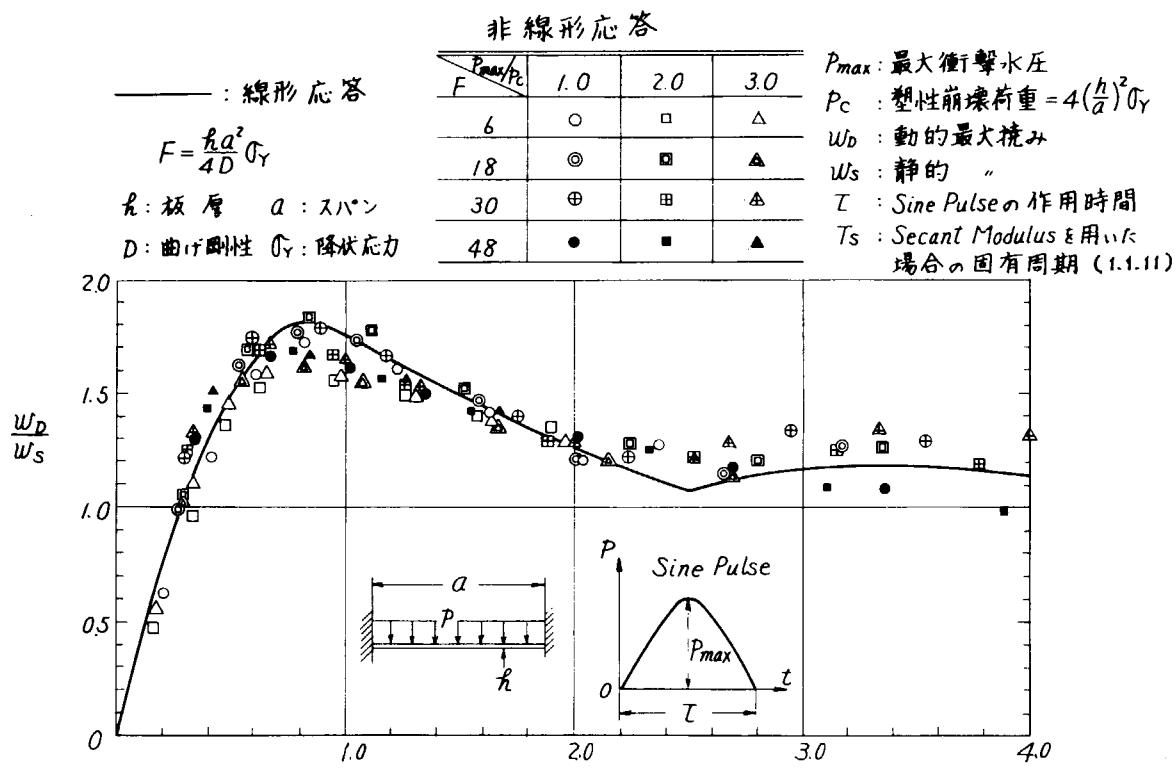


図 1.1.1.3 帯板の弾塑性応答計算結果

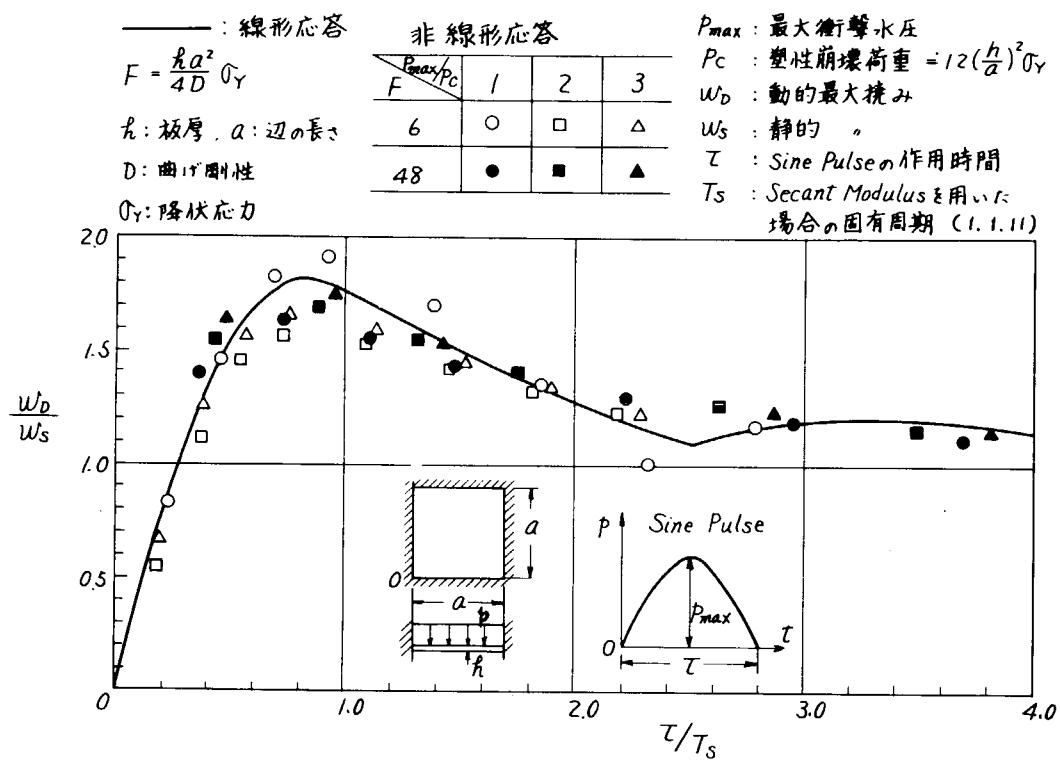


図 1.1.1.4 正方形パネルの弾塑性応答計算結果

1.1.3 衝撃残留撓み

(1) 一回の衝撃による残留撓み

一回の衝撃をうけた場合の残留撓みは、外力が消滅した後の自由振動の平衡点を求めるこことよって得られるが、動的最大応答が生じた後はほぼ弾性応答に近い形で自由振動に移るものと考えると、

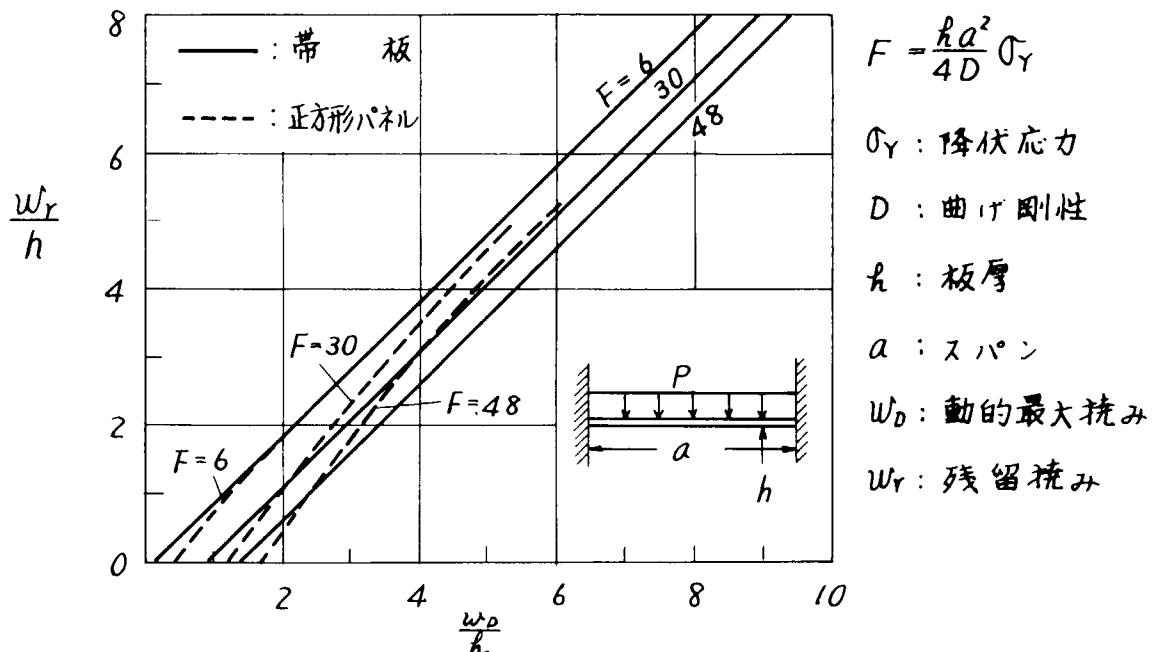


図 1.1.1.5 1回の衝撃による残留撓みと動的最大撓みの関係

残留撓みは、近似的に動的最大撓みを生じた後静的に除荷したものとして計算できる。図 1.1.1.5 はこのようにして求めた残留撓みと動的最大撓みの関係を示す。

(2) くり返し衝撃による残留撓み

(a) 一定の衝撃エネルギーがくり返し加えられた場合¹³⁾

外部から衝撃エネルギー E_I がくり返し加えられた時のパネルの飽和残留撓みについて考える。

図 1.1.1.6 は静的な荷重～撓み曲線と弾性吸収エネルギー E_e を模式的に示したものであり、 E_e は撓みと共に増大する。一回の衝撃エネルギー E_I が E_e より大きい間は撓みは衝撃がくり返され

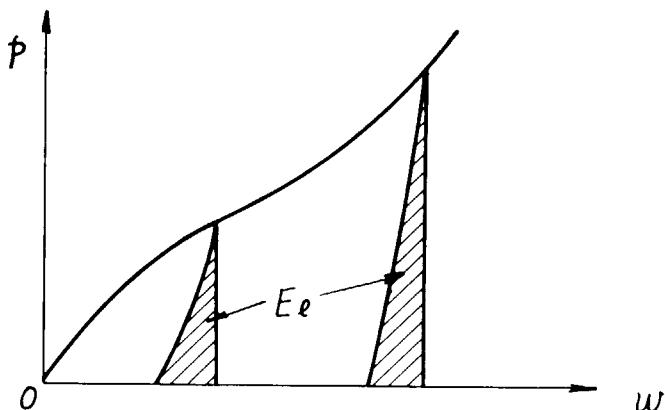


図 1.1.1.6

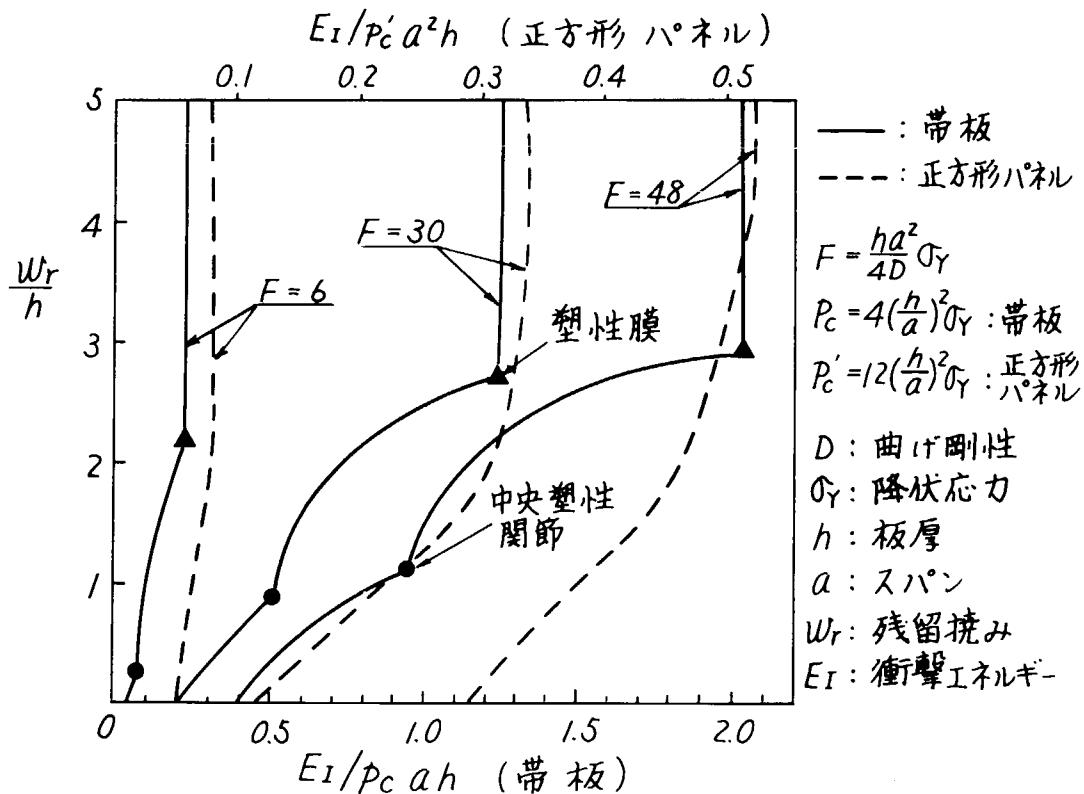


図 1.1.1.7 飽和残留撓みと衝撃エネルギーの関係

ると共に増大し、それに伴なって E_e も増加する。 $E_I = E_e$ となれば撓みは飽和状態に達しそれ以上増加しない。そのときの残留撓みは全撓みから除荷時の撓みを差引いて求められる。

図 1.1.1.7 は帯板及び正方形板について上述の考え方により飽和残留撓みと衝撃エネルギーの関係を求めたものである。

パネルが塑性膜状態に達した後は弾性吸収エネルギーはほぼ一定になると考えられるので、それ以上の衝撃エネルギーが加わると撓みは衝撃回数と共に増加しつづける。

(b) 一定の衝撃水圧がくり返し加えられた場合

最大衝撃水圧及び作用時間が一定の sine pulse がくり返し加えられた時のパネルの飽和残留撓みを考える。

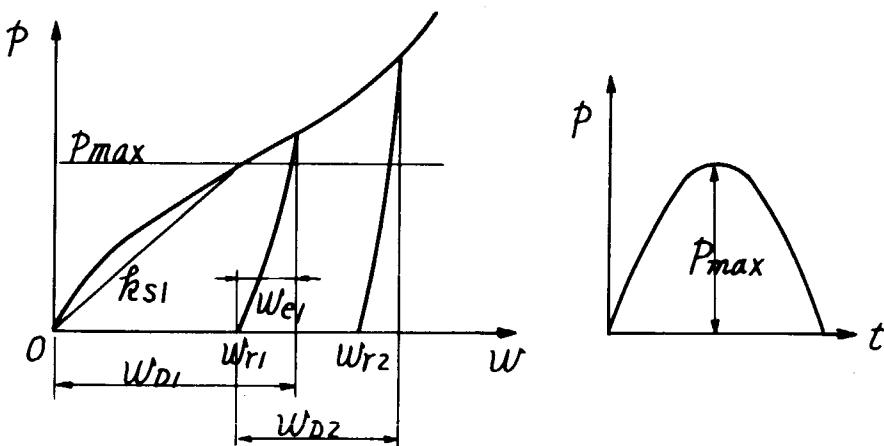


図 1.1.1.8

図 1.1.1 8 はくり返し衝撃による残留撓みの進行状況を模式的に示したものである。すなわち第1回の衝撃により動的最大撓み w_{D_1} が生じた後、弾性撓み w_{e_1} が回復し、残留撓みは w_{r_1} となる。第2回目の衝撃では、残留撓みが生じた状態を基準にとり、動的最大撓み w_{D_2} が生じた後、残留撓み w_{r_2} が残る。この場合 $w_{D_2} > w_{e_1}$ であれば $w_{r_2} > w_{r_1}$ となり、くり返しにより残留撓みは進行し、 $w_{D_2} \leq w_{e_1}$ であれば $w_{r_2} = w_{r_1}$ となり残留撓みは停留する。従ってくり返し衝撃をうける場合上の停留条件が満足されるまで残留撓みは進行する。

1.1.2 の非線形応答の推定法により動的最大撓みを求め上述の考え方により飽和残留撓みを計算すると図 1.1.1 9 及び図 1.1.2 0 のようになる。

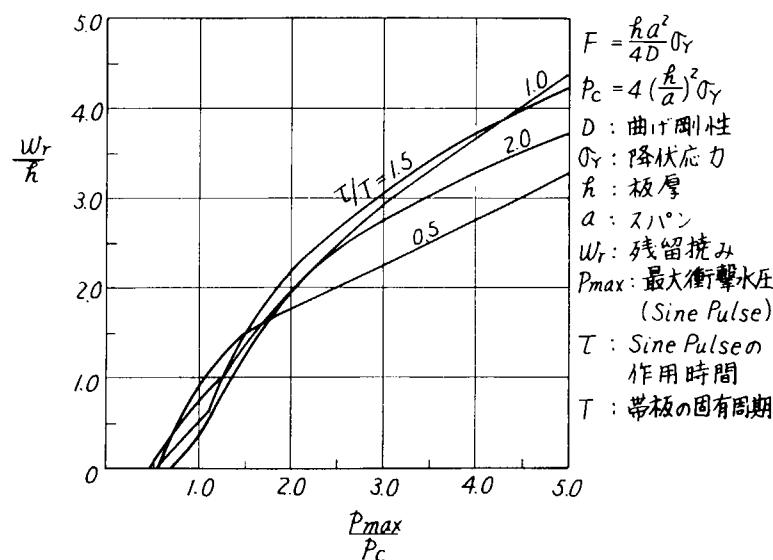


図 1.1.1 9 繰返し衝撃による帯板 ($F = 6$) の飽和残留撓み

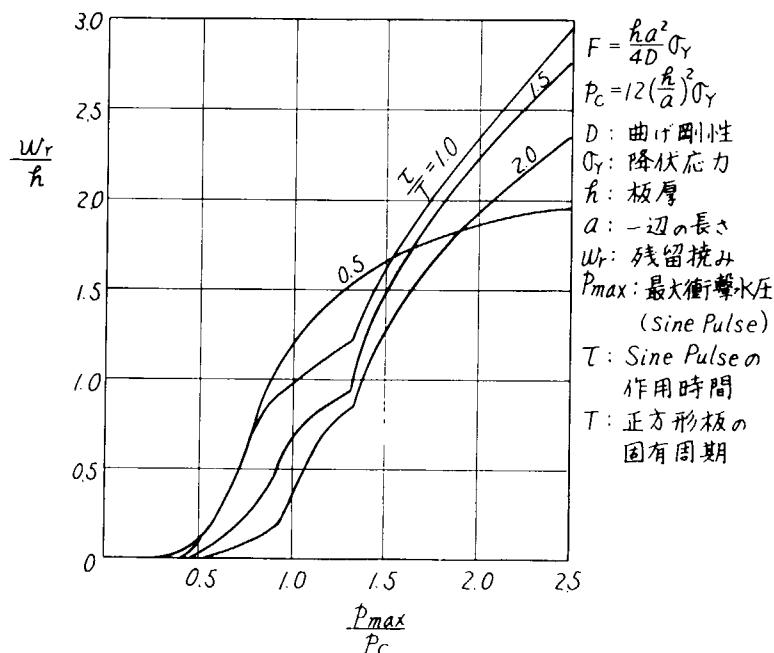


図 1.1.2 0 繰返し衝撃による正方形板 ($F = 6$) の飽和残留撓み

参考文献

- 1) S.L.Chuang: Naval Ship and Development Center Report 3248(1970)
- 2) 竹沢誠二外: 日本造船学会論文集第135号, P.139~153(昭和49年6月)
- 3) 萩原孝一外: " 第135号, P.181~189(昭和49年6月)及び第136号 P.337~342(昭和49年12月)
- 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年度報告書P.61~69および昭和48年度報告書P.78~87 (担当 安川 度, 川上 肇)
- 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 P.281~295(昭和47年6月)
- 9) 日本造船研究協会第133研究部会 昭和49年度報告書P.111 (担当 安川 度, 川上 肇)
- 10) 鶴田彰介外: 造船協会論文集第109号 P.305~316(昭和36年6月)
- 11) 大阪大学工学部溶接研究所 上田研究室で開発された板の弾塑性大変形解析用プログラムを使用。
- 12) C.M.Harris 外: Shock and Vibration Handbook Chapter 8, McGraw Hill P.8-1~8-54 (1961)
- 13) 八木順吉外: 関西造船協会誌第119号 P.49~55(昭和40年12月)
- 14) 日本造船研究協会第133研究部会昭和49年度報告書P.159~171 (担当 八木順吉, 西牧 興)
- 15) " " P.172~196 (担当 安川 度, 川上 肇)
- 16) 日本造船研究協会 第127研究部会昭和48年度報告書 P.7 (担当 竹之内鉄二)

1.2 桁端部における衝撃亀裂発生条件

(執筆担当 八木順吉 大阪大学, 西牧 興 日立造船)

本研究は、船体外板構造が波浪による衝撃水圧を受けて破壊する場合の力学的条件を解明するために実施されたもので、桁付き平板の桁端部に構造的不連続(スリット)を設けた模型に対する実験を行なった。

さらに、実験結果を基に、(1)スリット近傍の静的ひずみの推定法、(2)ひずみを決定するパラメータの検討(3)亀裂発生荷重に対するスリット幅の影響および(4)亀裂発生荷重に対する衝撃効果について考察を行なった。

1.2.1 模型実験

(1) 供試模型

供試模型は3体あり、それぞれGS-1, GS-2およびGS-3と称している。図1.2.1は模型の概略を示したものである。図にみるよう模型には、構造的不連続を表わすスリットが桁端部に設けられており、その幅sを各試験体において図中の表に示すように変化させている。

(2) 実験装置および実験方法

模型は、昭和48年度に本部会で製作された大型波浪衝撃水圧発生装置に取り付けられ、静水圧試験および衝撃水圧破壊試験が実施された。¹⁾

本実験装置については、昭和48年度報告書に詳述してあるので、ここでは、作動原理および概略について簡単に述べる。

図1.2.2は本装置本体部概要および模型取付け状況を示したものである。本体部は、試験模型をはさんで上部に水圧室A(以下A室と呼ぶ)、下部に水圧室B(以下B室と呼ぶ)、またA室に連続して窒素ガス室を設けた圧力容器である。

A室側面およびB室下端には強化ガラス円板を使用した破裂板を設けており、これを破壊することにより、A室あるいはB室の圧力を急激に降下させることができる。試験模型には、A室とB室との差圧が負荷されるので、両室破裂板を、ある時間差を設定して連続して破壊すれば、試験模型に急変する水圧荷重を負荷させることができる。

窒素ガス室は、A室に背圧を加え、B室破裂板を破壊したときにA室圧力が降下するのを防止する目的で設けられたものである。

衝撃圧力の時間特性およびピーク値の制御は、強化ガラス円板の板厚、両室破裂板破壊の時間差、初期設定水位および設定圧力を変えることによって行なうことができる。

静水圧試験を行なう場合は、A室のみに給水し、平板側から負荷する。

(3) 計測項目

亀裂はすべてスリット部に発生することが予想されたので、主としてその近傍のひずみを計測した。スリット端部の平板に亀裂が発生する場合は、その部分の曲げひずみ ϵ_p がその要因となり、桁端部の隅内溶接ビードおよび桁に亀裂が生じる場合は、桁端部における剪断ひずみ τ_{xy} または、平板と桁とをひきはなす引張りひずみ ϵ_y がその要因と考えられる。

ひずみの計測位置は、図1.2.4および図1.2.5に示している。

また、GS-2模型およびGS-3模型においては、桁端における ϵ_y も計測した。これを前述の ϵ_y と区別して ϵ_{ye} と呼ぶこととする。

1.2.2 実験結果

(1) 静水圧実験

衝撃水圧実験に先立って静水圧実験を実施した。

ここでは、衝撃水圧実験結果との比較を行なうためにGS-1模型に対する実験の結果を述べる。

GS-2 模型および GS-3 模型については、後述する静的ひずみの推定法の妥当性を検討するため、各部の応力が弾性範囲内におさまるよう、最高圧力が $0.2 \sim 0.3 \text{ kg/cm}^2$ 程度で行なった実験であるので、結果を述べることは本節では省略し、1.2.3 考察のところに示すこととする。

GS-1 模型に対しては、最高水圧 $P = 2.1 \text{ kg/cm}^2$ まで負荷したところ、スリット幅 3.0 mm より 6.0 mm のスリット部で桁端部の隅肉溶接ビードに亀裂の発生がみられた。実験後における亀裂の状況を図 1.2.3 に示す。

図 1.2.4 に GS-1 模型における水圧-ひずみ・関係および水圧-変位・関係を示す。図より圧力 $P = 0.75 \text{ kg/cm}^2$ で桁端部のビードに亀裂が発生し、そのときの計測点における引張りひずみ ϵ_y は 1150μ であることがわかる。また同じ実験においてスリットの幅が 6.0 mm の桁端部における亀裂発生時の ϵ_y は 1300μ であった。

図 1.2.4において、圧力 $P = 1.1 \text{ kg/cm}^2$ で ϵ_y が最大となり、その後減少しているのは、 $P = 1.1 \text{ kg/cm}^2$ の時に、隅肉溶接のビードに発生した亀裂が、ひずみゲージの貼付位置すなわち桁端から 5 mm の位置まで進展し、その後亀裂の進展とともに、計測位置におけるひずみが解放されたためである。

(2) 衝撃水圧破壊実験

静水圧実験のあと、同一の試験模型に対して、衝撃水圧破壊実験を実施した。

実験結果の一例を図 1.2.5 に示す。図は GS-1 模型に対する実験結果であって、ひずみ、変位、圧力に対するタイム・ヒストリーの形で示している。図から以下のようない事が観察できる。

時間 $t = 0.015 \text{ 秒}$ でスリット幅 $s = 1.20 \text{ mm}$ のスリットを有する桁端部のビードに亀裂が発生し、 $t = 0.02 \text{ 秒}$ でひずみ計測点直上にまで亀裂が進展した。亀裂発生時のひずみ ϵ_y は 1160μ と想定され、この値は、GS-1 模型を用いて行なわれた静水圧実験で得られた値にはほぼ等しい。

表 1.2.1 は、衝撃水圧破壊実験の結果の概要を示したものである。この中でひずみ (ϵ_{ye})_{cr} は亀裂発生時の桁端におけるひずみ ϵ_{ye} の値で、GS-2 模型および GS-3 模型においては、実測値を、また GS-1 模型においては該当部にゲージがないので、 ϵ_y の計測値を用いて、付録 A.1.1 の計算法により ϵ_{ye} を推定して示したものである。

(3) 実験結果の要約

実験により明らかになった主な結果を要約すると以下のようになる。

- 亀裂は図 1.2.3 に示すように桁と平板との溶接ビード沿いに進展し、溶接のルート付近に亀裂が発生する。本実験の範囲内では亀裂が平板あるいは桁に進展する場合は見られなかった。
- 亀裂発生時のひずみ (ϵ_{ye})_{cr} を比較すると、静的負荷の場合も衝撃負荷の場合も $3600 \pm 600 \mu$ の範囲内にあり、両者の間に差異はないものとみなすことができる。

1.2.3 考 察

(1) 静的ひずみの推定

スリット近傍の静的ひずみの推定法については、付録 A.1.1. に述べられている。

(a) 計算式の修正法

ただし、この計算方法は、1.3 で述べる実験模型（以下阪大モデルと呼ぶ）に対応して導入されたものであるので、本実験に適用するにあたっては、周辺条件、負荷条件の相異を考慮して修正する必要がある。この修正の方法を以下に述べる。

(i) 固定辺沿いの反力分布

阪大モデルでは、相対する 2 辺が固定辺、他の 2 辺が自由辺となっている。一方、本実験の模型（以下日立モデルと呼ぶ）では 4 辺とも固定辺となっている。そこで、固定辺沿いの反力分布を考える場合、阪大モデルでは、図 1.2.6(a) のように仮定しているが、日立モデルの場合は、対

象の固定辺に隣接する 2 つの固定辺の影響を考慮し、図 1.2.6 (b) のように仮定する。つまり、分布形状は阪大モデルのものを踏襲し、隣接する 2 つの固定辺の影響を表現するために κ (等価幅係数と呼ぶことにする) というパラメータを導入した。

(ii) 負荷条件

計算を行なうにあたり、桁端部における曲げモーメントおよび剪断力の値が必要であるが、日立モデルでは、阪大モデルのように外力から簡単に求めることはできない。

まず、桁に加わる水圧荷重として図 1.2.7 に示す斜線部の水圧が該当部の桁に等分布に加わるものと仮定した。4ヶ所の桁端部がすべて同型であれば、この水圧荷重から直ちに曲げモーメントおよび剪断力の値が求められるが、スリットの幅が互いに異なる場合には特別な考慮が必要となる。すなわち、4ヶ所の桁端部において、それぞれのスリット幅の剛性に対応するバネ(剪断力およびモーメントに対する)によって支持された十字桁を考え、これに図 1.2.7 に示した水圧荷重を作用させた時、バネの支持反力として曲げモーメントおよび剪断力が求められる。

実船における外板構造における桁端部のような場合には、上記の手順と同様に、まず、桁に加わる水圧荷重領域を定め、次に各桁端部の剛性をバネに置換することによって各桁端部の曲げモーメントおよび剪断力が求められる。

(iii) スリット部に働く水圧荷重の影響

阪大モデルでは中央集中荷重のために、付録 A.1.1 の計算式では、スリット部の荷重の影響は考慮されていない。そこで、本実験の状態にあわせ、この影響を以下のように評価した。

スリット部平板の有効幅 b_e の帯板部分について考える。いま単位長さ当たりの水圧荷重を w とすれば、 w は $P \bar{b} e$ に等しい。こゝに、 P は水圧、有効幅 $\bar{b} e$ は付録 A.1.1 における $\bar{b} e$ と同じものである。そこで、図 1.2.8 に示すようにモデル化して計算を行なえば次式をうる。

$$M = \frac{1}{2} F s + \frac{1}{6} w s^2 \quad (1.2.1)$$

$$\epsilon_p = \frac{3(1-\nu^2)}{E t_p^2} f_s s + \frac{1-\nu^2}{E t_p^2} P s^2 \quad (1.2.2)$$

ここに ϵ_p ; 桁端部における平板の曲げひずみ

t_p ; 平板の板厚

E ; ヤング率

ν ; ポアソン比

f_s ; 図 1.2.6 参照

上式における第 1 項はいずれも、付録 A.1.1 に示されているものであり、第 2 項がスリット部に作用する水圧荷重の影響による項である。

(b) 静的ひずみ分布

図 1.2.9 は、この方法を適用して得られた計算値を実験値との比較を行なったものである。図にみられるように両者はよい一致を示しており上記推定法の妥当性を示している。

(2) ひずみを決定するパラメータの検討

付録 A.1.1 の計算式、および本章(1.2.1)式、(1.2.2)式より、ひずみを決定するパラメータとしては、 t_p/b , t_w/b , h/b および s/b が考えられる。ここで b は供試模型の幅、 t_w は桁の板厚、 h は桁の深さの $1/2$ である。これらのパラメータがひずみに対してどのように影響するかを調べるために各パラメータの大きさを種々変えて計算を行なった結果を図 1.2.10 および図 1.2.11 に示す。計算に際しては、平板の板厚 t_p および桁の板厚 t_w は等しく t とし、等価幅係数 κ は 0.5

として水圧 0.2 kg/cm^2 における ϵ_p および ϵ_{ye} の大きさを求めた。

計算式より ϵ_p は $\frac{s}{b} \cdot F(s/b) / (t_p/b)^2$ (ただし $F(\frac{s}{b})$ は s/b に関する 2 次式) の形で近似でき、 h/b および t_w/b の影響は全く受けないことがわかる。

任意の t_p/b , s/b に対する ϵ_p の大きさは図 1.2.1.0 より推定することができる。また、図中 ▲印は、GS-2 模型による静水圧実験結果を示したもので、計算結果とよい一致をみる。

図 1.2.1.1 は、 h/b を一定値 0.1 とし、 t/b を種々変えた場合、および t/b を一定値 0.004 とし、 h/b を種々変えた場合の ϵ_{ye} の計算結果を示したものである。これより h/b の影響は小さいことがわかる。また、さらに計算式を検討すると ϵ_{ye} の値におよぼす影響は、 t_w/b は t_p/b に比べて小さい。

したがって ϵ_{ye} の大きさは、正確には h/b および t_w/b の影響も考慮しなければならないが、それらの影響は小さいので、そのおおよその値は、図 1.2.1.1 より推定することができる。また、図の中に静水圧実験結果を ●印 で示しているが、計算値とよく合うことがわかる。

図 1.2.1.2 は、スリット幅 s が静的限界荷重 (P_s)_{cr} (溶接ビードに亀裂が生じる限界の圧力) に及ぼす影響を示したものである。計算値は、上記ひずみ推定法によって、 ϵ_{ye} を 3000μ としてそれに対応する圧力値を求めたものである。実験値は、静水圧試験により溶接ビードに亀裂が生じたときの圧力値を示したものである。

図にみられるように、計算値と実験結果をよく説明しており、スリット幅の影響は、付録 A.1.1 の計算式および(1.2.1)式で予測できるものと考えられる。また、本実験の場合、等価幅係数 k は、図 1.2.9 および図 1.2.1.2 より 0.5 をとればよいことがわかる。

(3) 衝撃効果

数少ない実験から、亀裂発生の限界荷重を求めることは、実験技術上非常に難しく、またその衝撃効果を見い出すこともはなはだ困難であるが、あえて実験結果を基に類推すると以下のようになる。

実験結果のところで述べたように、亀裂発生近傍のひずみには、静的負荷の場合と衝撃負荷の場合とで大きな差異はなかった。

これが事実ならば、衝撃による亀裂発生は静的な亀裂発生ひずみに対して、衝撃によるひずみの応答特性を考慮すればよい。つまり、衝撃ひずみの静的ひずみに対する倍率を R とすれば、ひずみについて衝撃圧力 P_D は $R P_D$ の静圧力に等価であるから、いま静的負荷において亀裂が生じる限界の圧力を (P_s) _{cr} とすれば、それと等価な衝撃圧力 (P_D) _{cr} は次のように表わすことができる。

$$(P_D)_{cr} = (P_s)_{cr} / R$$

倍率 R は構造系の固有周期、衝撃圧の時間特性などにより決定するもので、その値は前節の図 1.1.6 および図 1.1.7 により類推できるものと考えられる。

参考文献

- 日本造船研究協会第 133 研究部会、昭和 48 年度報告書、No. 194、P116～P125

スリット幅 (mm)

| 供試体番号 スリット番号 | GS-1 | GS-2 | GS-3 |
|-----------------|------|------|------|
| S ₁ | 30 | 60 | 150 |
| S ₂ | 60 | 90 | 150 |
| S ₃ | 90 | 120 | 150 |
| S ₄ | 120 | 150 | 150 |

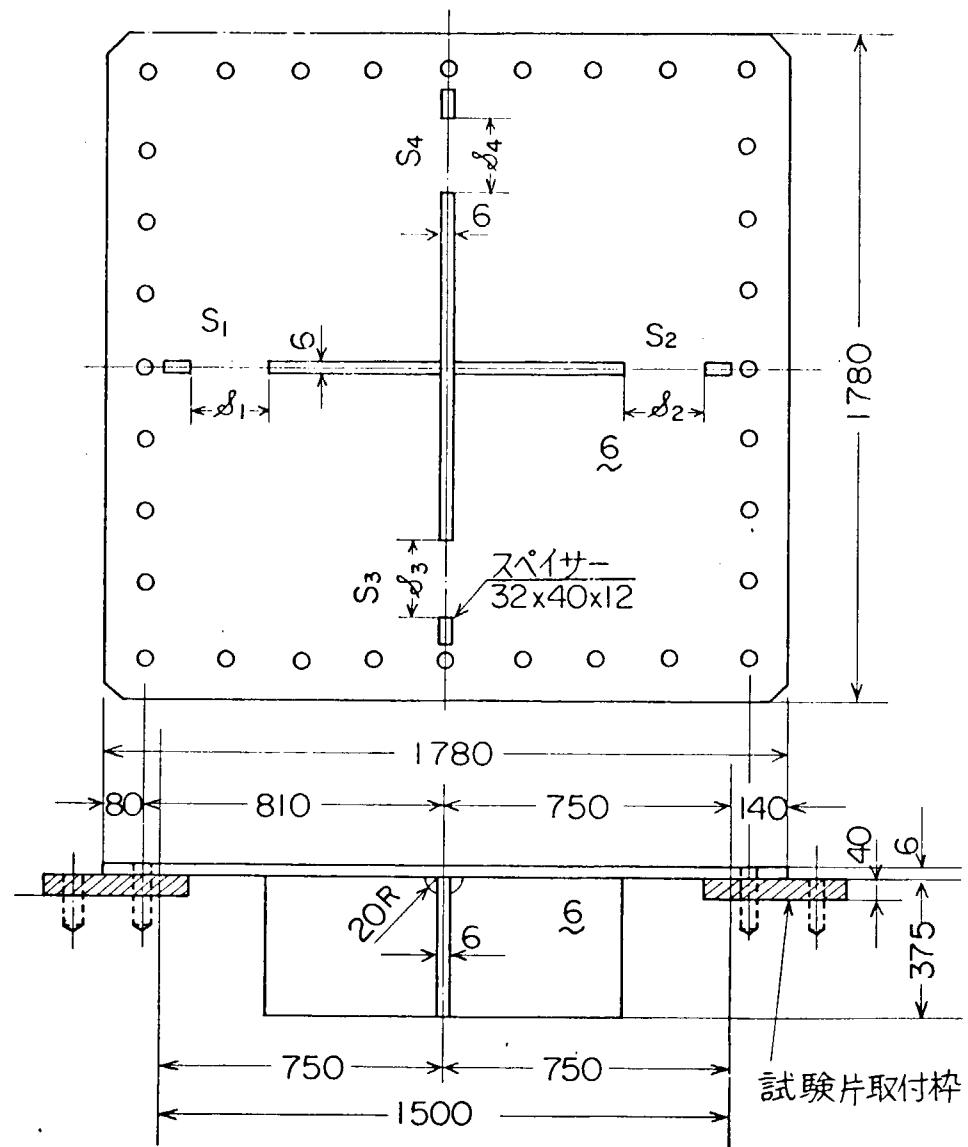


図 1.2.1 供 試 模 型

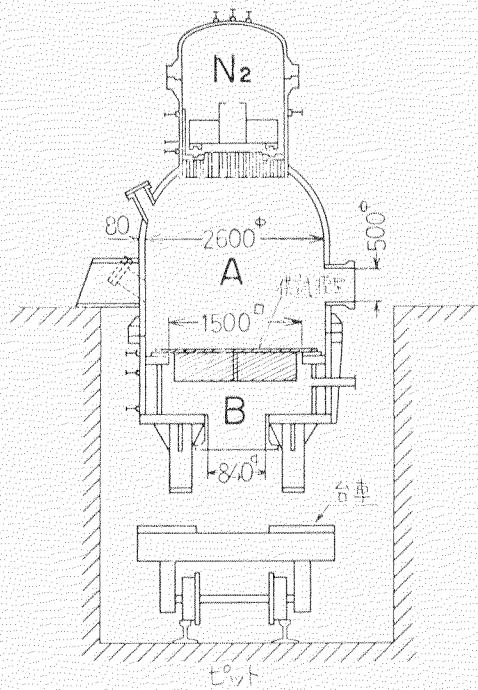


図 1.2.2 実験装置本体部概要

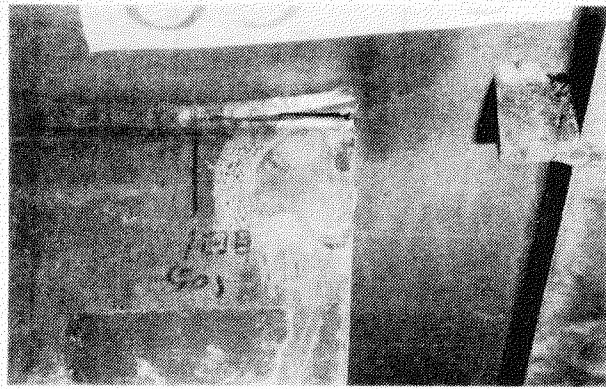


図 1.2.3 亀裂発生状況

表 1.2.1 衝撃実験結果のまとめ

| 項目 | 供試体 | GS-1 | GS-2 | GS-3 |
|--------------------------------------|---|--|---|------|
| P_{max} (kg/cm ²) | 5.9 | 6.0 | 4.4 | |
| τ_p (sec) | 0.036 | 0.058 | 0.035 | |
| $(\delta_c)_{max}$ (mm) | 44.0 | 39.0 | 36.5 | |
| τ_s (sec) | 0.04 | 0.058 | 0.04 | |
| 亀裂発生箇所 | S ₃ S ₄ | S ₁ , S ₂ S ₃ , S ₄ | S ₄ | |
| $(\varepsilon_{ye})_{cr.}$ (μ) | 3000 (S ₄) | 4200 (S ₁) | 3600 (S ₄) | |
| 亀裂長さ (mm) | S ₁ : 139 S ₂ : 72 S ₃ : 60 S ₄ : 25 | S ₁ : 95 S ₂ : 62 S ₃ : 60 S ₄ : 20 | S ₁ : 0 S ₂ : 0 S ₃ : 0 S ₄ : 16 | |
| 残留変形 δ_c (mm) | 30 | 27 | 20 | |

P_{max} ; 荷重最高圧力
 τ_p ; ピーク到達時間
 δ_c ; 中央点におけるたわみ
 τ_s ; ピークたわみ到達時間
 $(\varepsilon_{ye})_{cr.}$; 亀裂発生時の衍端
 部における引張りひずみ
 * S₁, S₂は、すぐく静水圧
 実験で亀裂が生じている。

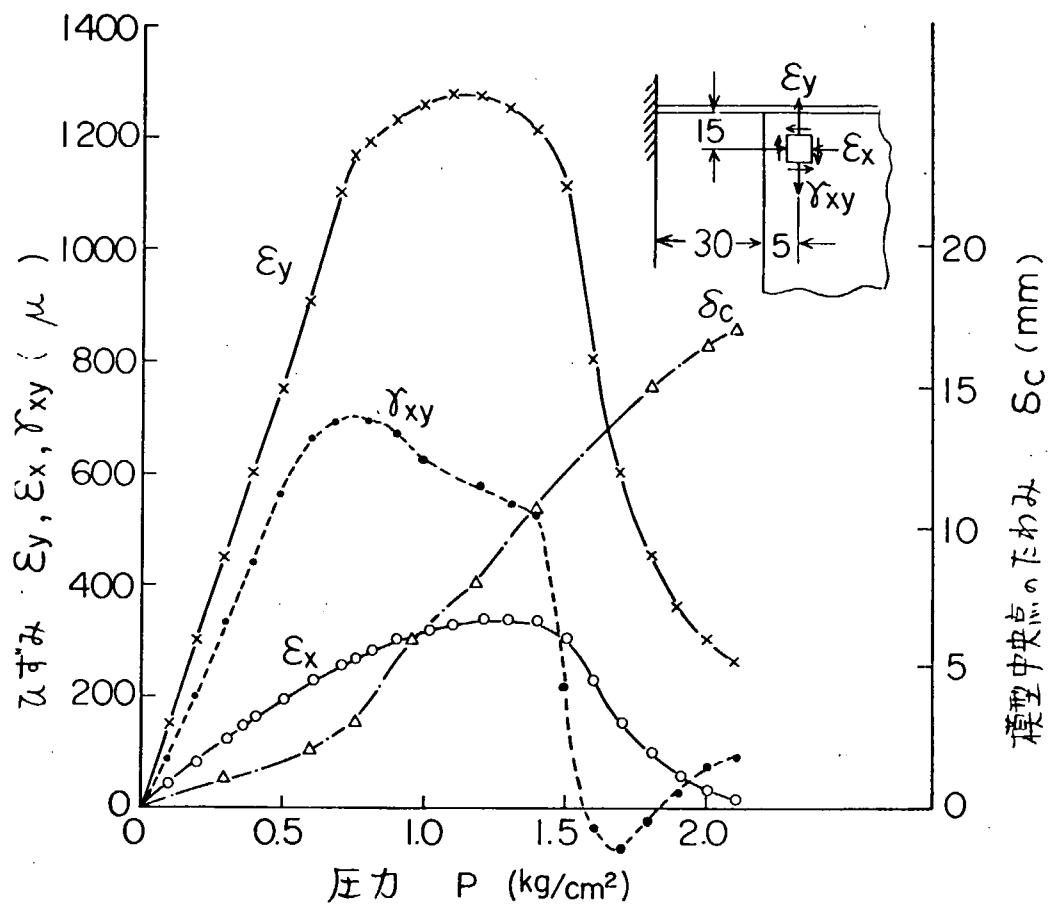


図 1.2.4 静水圧実験結果 (GS-1)

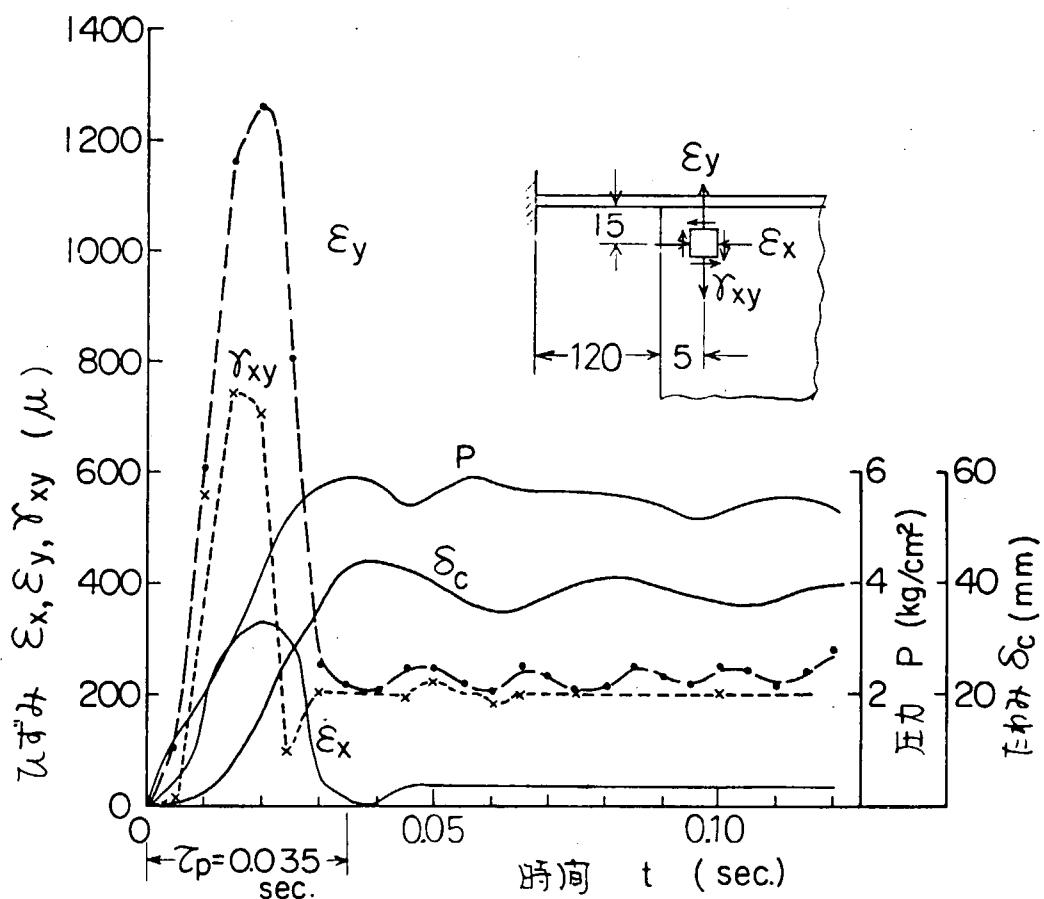
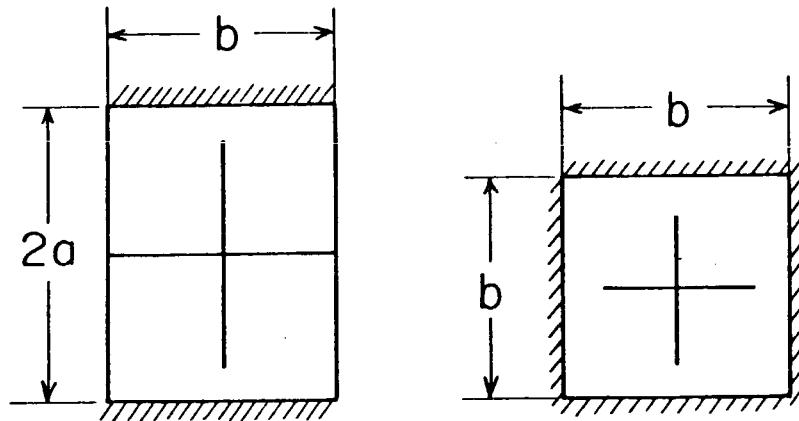


図 1.2.5 衝撃水圧実験結果 (GS-1)



(a) 阪大モデル

(b) 日立モデル

図 1.2.6 反力分布

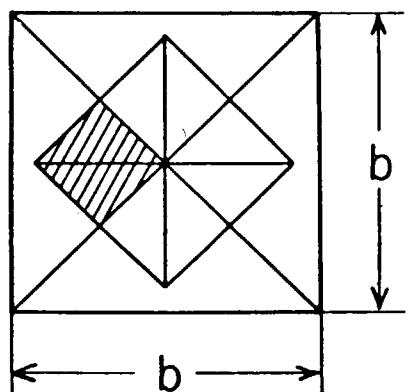


図 1.2.7 荷重領域

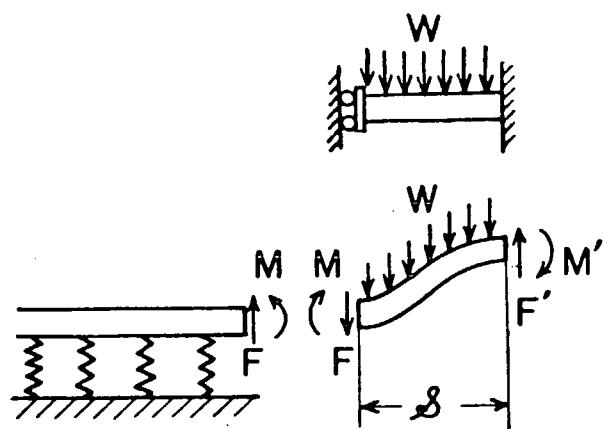


図 1.2.8 スリット部モデル

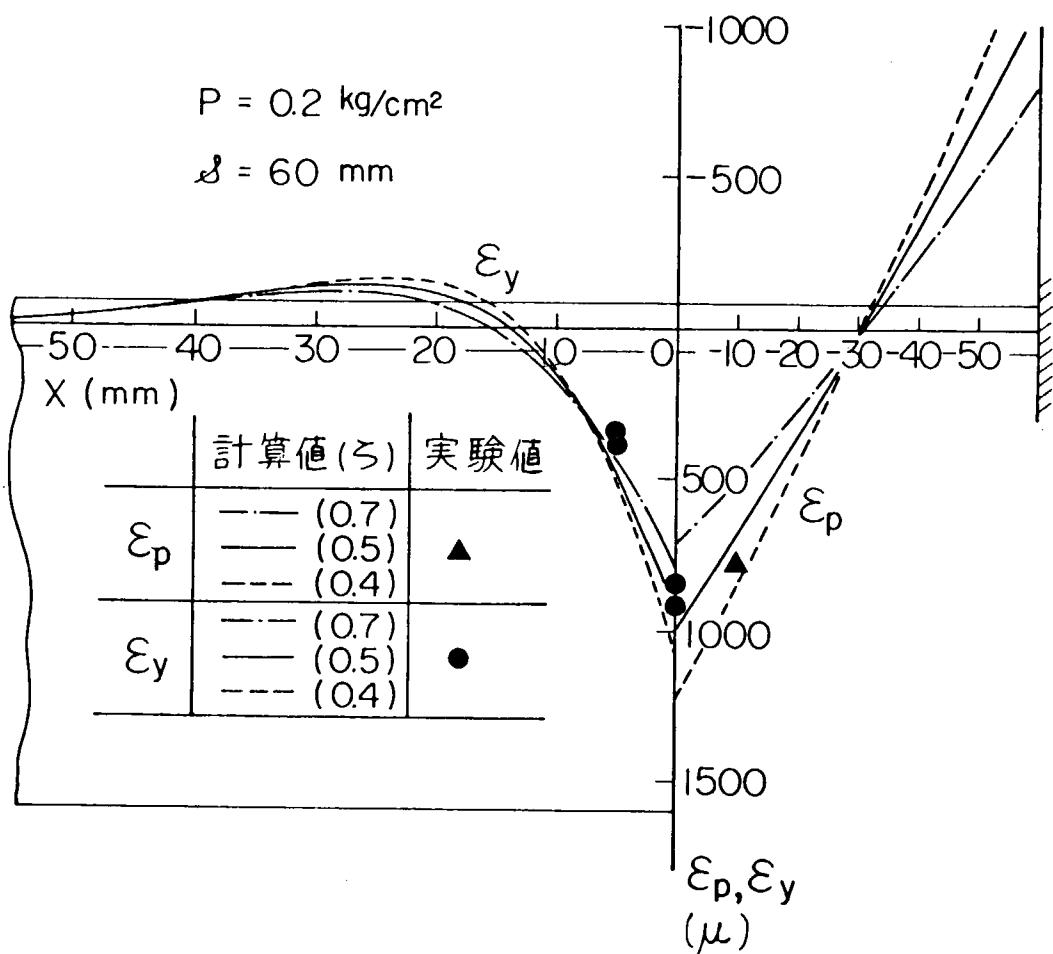


図 1.2.9 柄端部の静的ひずみ分布

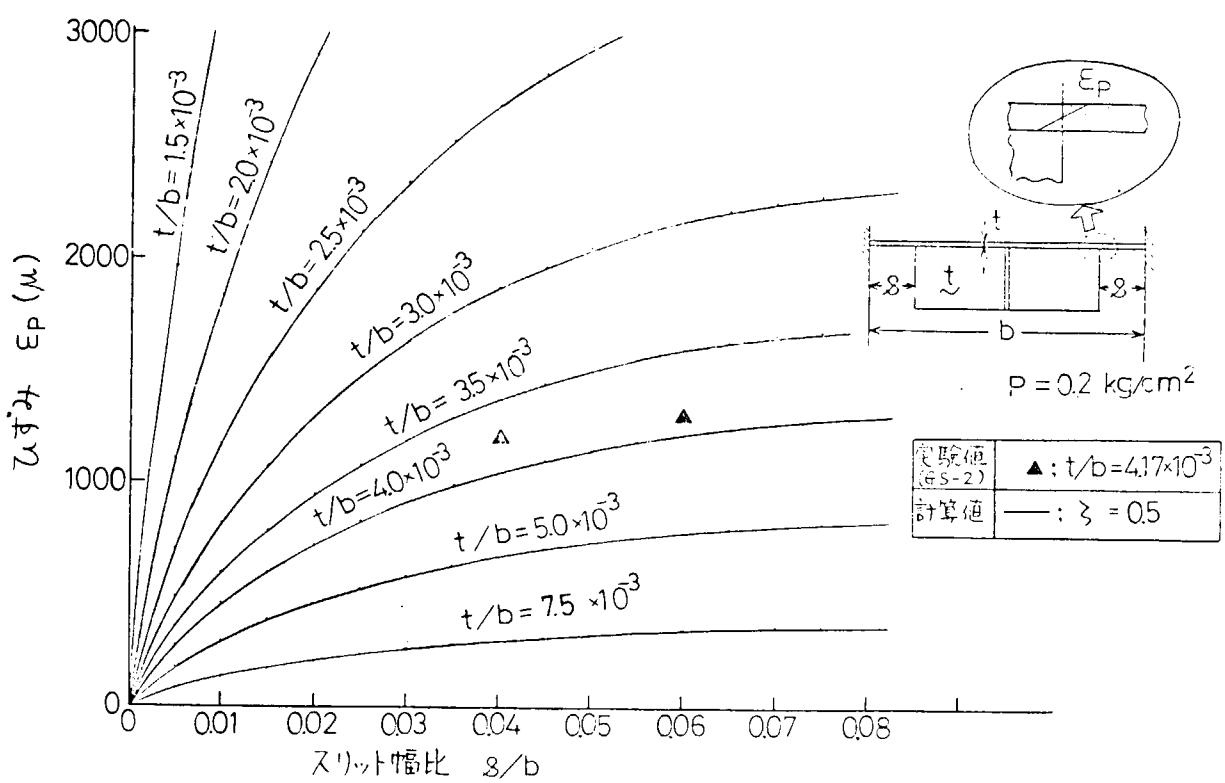


図 1.2.10 柄端部における平板の曲げひずみ

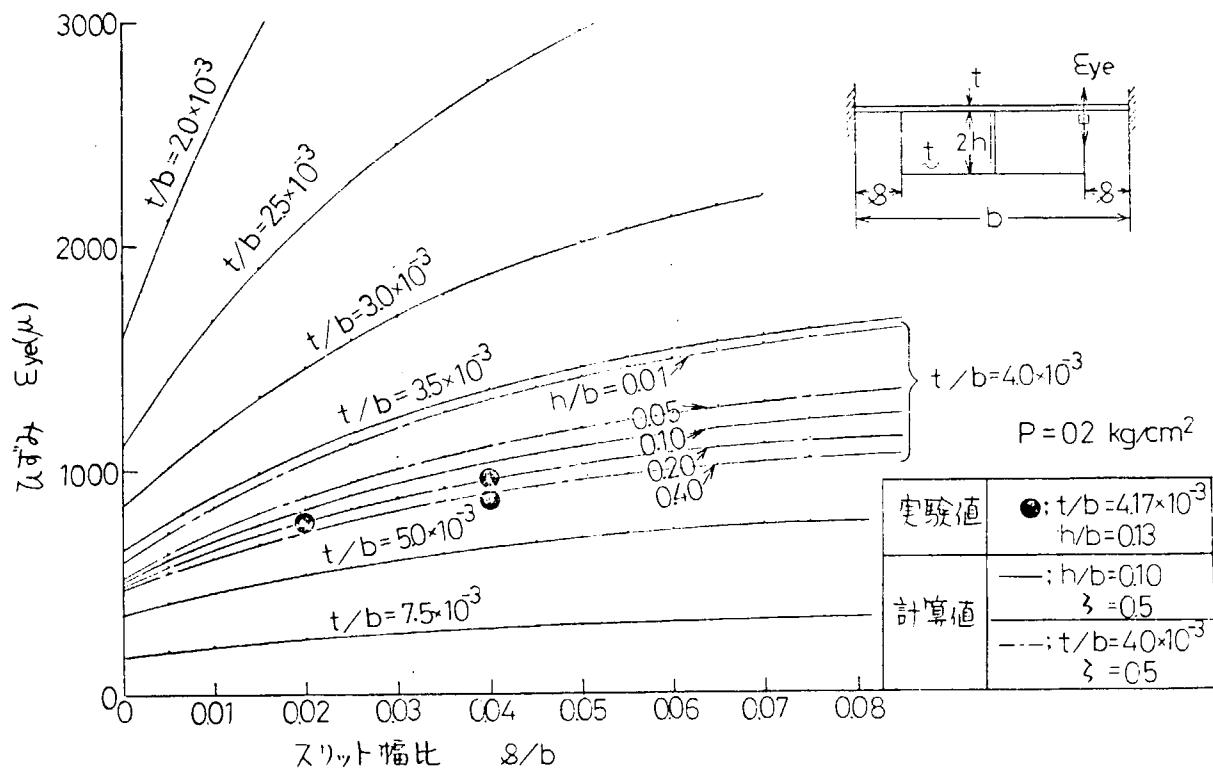


図 1.2.1.1 桁端部における引張りひずみ

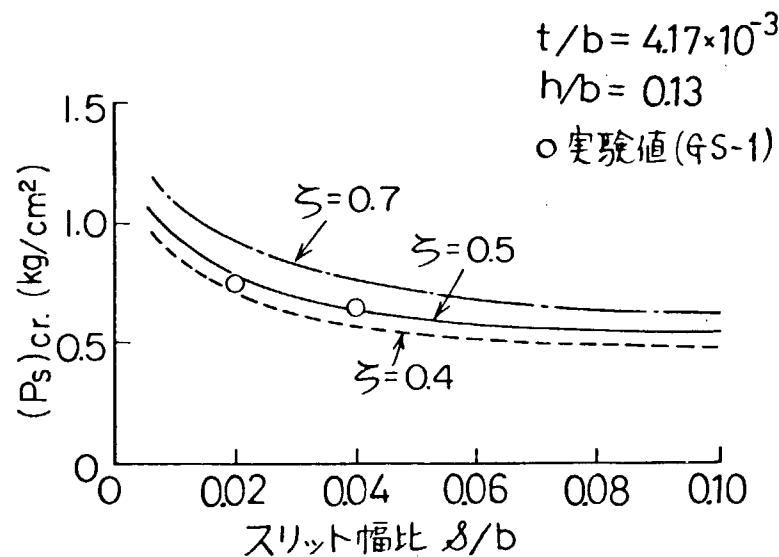


図 1.2.1.2 静的限界荷重

1.3 繰返し荷重による構造要素の疲労亀裂発生

(執筆担当 八木順吉 大阪大学)

本研究は船体構造の大骨のウェブ等に亀裂が生じた場合、その亀裂が繰返し変動によってどのように進展するかを調査したものである。すなわちその亀裂が外板の板厚方向に進展して外板を貫通するか、またはウェブと外板との溶接部に沿っ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、このような構造部の設計に対する参考資料を求めたものである。

1.3.1 亀裂進展状況

ウェブに亀裂が発生し、それがスリット部に達してウェブに s なる間隔のスリットが生じている場合を考え、図 1.3.1 に示されるような構造が曲げモーメント M および剪断力 F なる繰返し荷重を受ける場合について検討する。この場合には亀裂の進展状況として図 1.3.1 の(a), (b)および(c)の 3 種が存在する。

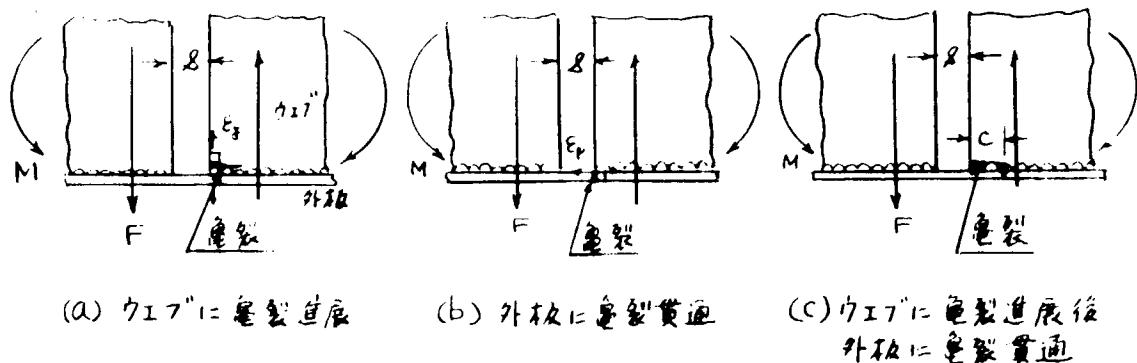


図 1.3.1 疲労亀裂進展状況

(a)はウェブと外板との溶接部に沿って亀裂が進展する場合で、これはウェブと外板とを引き離す方向の歪 ϵ_y によるものであり、(b)は亀裂が外板を貫通する場合で、これは外板の局部曲げ歪 ϵ_p によって生じたものである。(c)はウェブに沿って進展した亀裂が c なる長さに達した後に外板を貫通する場合であり、最初は ϵ_y によって亀裂が発生し、その亀裂の進展と共に外板の局部曲げ歪 ϵ_p が増大しそれが或る値に達して外板の方に亀裂が進行する場合である。

1.3.2 疲労亀裂発生条件

図 1.3.2 および図 1.3.3 に示されるウェブにスリット(間隔 s)を持つ模型の集中荷重による片振り曲げ疲労試験結果を図 1.3.4 に示す。図の縦軸はスリット端の外板とウェブを引離す方向の引張歪 ϵ_y の計算値(A.1.1.1 参照)であり、横軸は亀裂長さが 2 mm に達するまでの繰返し回数 N_c を示す。

殆んどすべての模型では亀裂はウェブと外板との溶接ビードまたはウェブに外板面と平行に進展している。図中の*印の模型では外板に亀裂が貫通した。

図 1.3.5 はスリット部における外板の曲げ歪 ϵ_p の計算値(A.1.1.2 参照)とスリット間隔 s との関係を図示したもので、荷重はスリット部の剪断力が 2,500 Kg の場合である。外板の板厚が $t_p = 9$ mm 12 mm のものではウェブ側のみ亀裂が発生しており、外板には亀裂が生じていないが、 $t_p = 6$ mm のものでは亀裂が外板を貫通している。

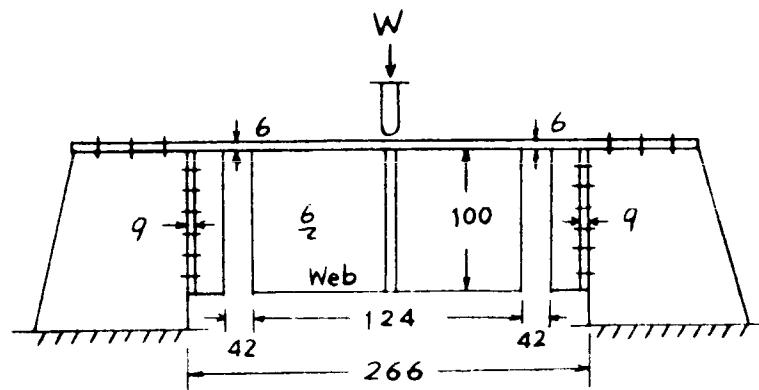
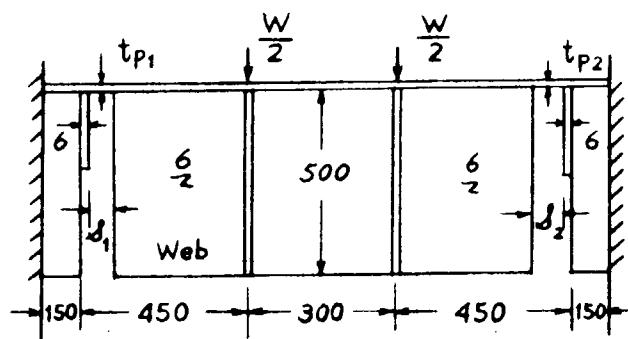


図 1.3.2 阪大模型



| Model | t_{p1} | δ_1 | t_{p2} | δ_2 |
|-------|----------|------------|----------|------------|
| 1 | 12 | 124 | 9 | 124 |
| 2 | 12 | 79 | 9 | 79 |
| 3 | 9 | 34 | 6 | 34 |
| 4 | 9 | 79 | 6 | 124 |

図 1.3.3 IHI 模型

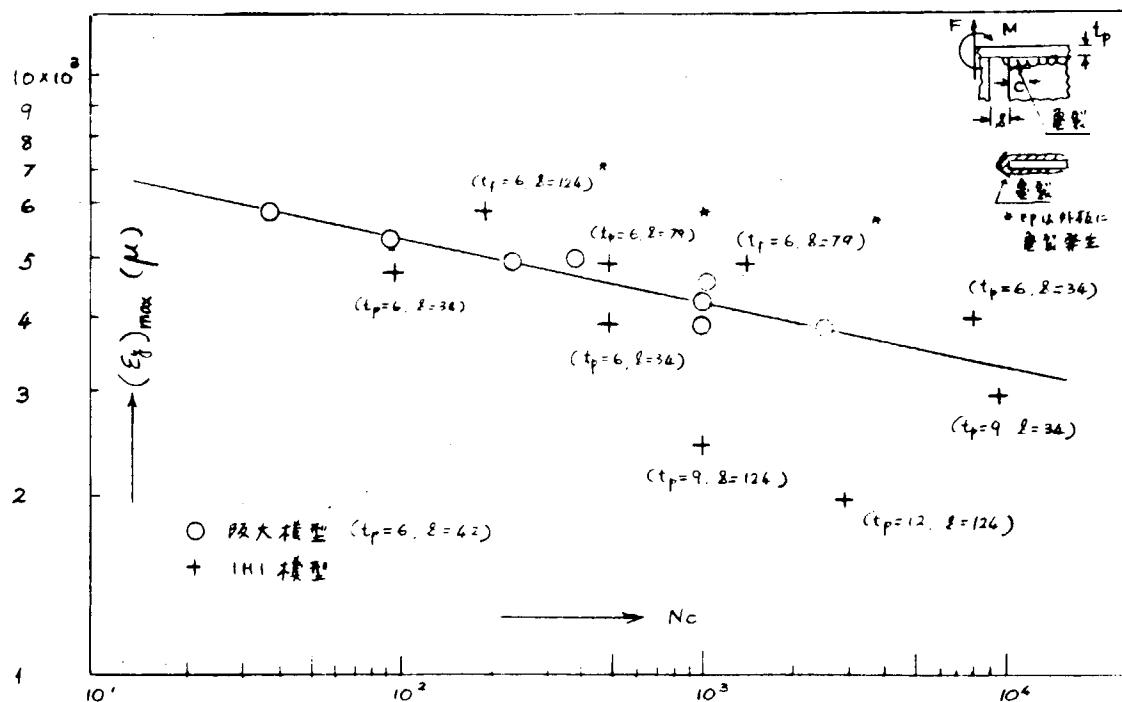


図 1.3.4 $(\epsilon_y)_{max} - N_c$ 線図 [亀裂長さ 2 mm]

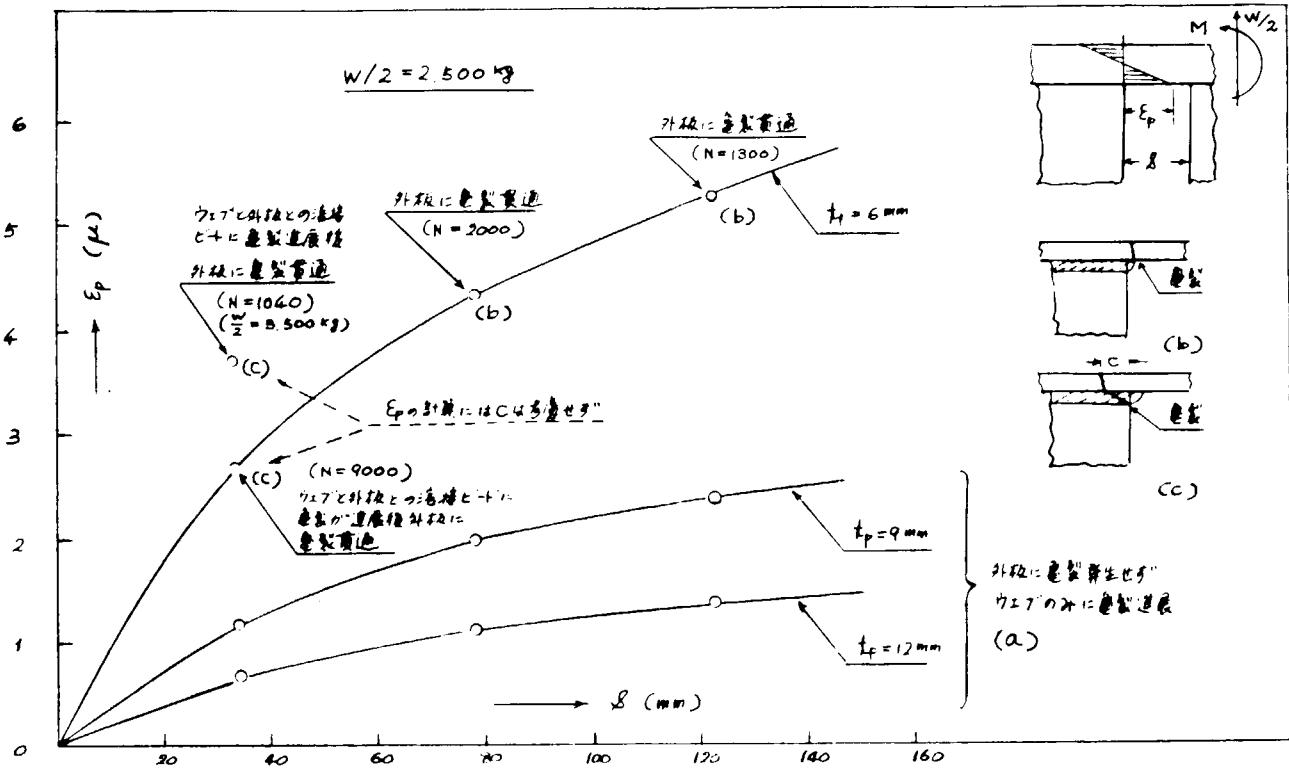


図 1.3.5 $\epsilon_p \sim s$ の関係

図 1.3.4 および図 1.3.5 の結果より疲労亀裂発生条件として次のようにある。

(a) ウェブに亀裂が発生する場合

$$(\epsilon_y)_{\max} \cdot N_c^{0.103} = 8.35 \times 10^3 \mu \quad (1.3.1)$$

但し、 N_c = 亀裂発生までの繰返し回数(亀裂長さ 2 mm)

$(\epsilon_y)_{\max}$ = スリット端におけるウェブと外板との間の引張歪

$$(\epsilon_y)_{\max} = \frac{2\beta}{E_{tw}} (F + \beta M) \quad (\text{A 1.1.1 参照})$$

(b) 外板に亀裂が貫通する場合

この場合は実験結果が少ないので(a)の場合のように $\epsilon - N_c$ の関係は得られなかったが、図 1.3.5 から近似的に次のような条件が与えられる。

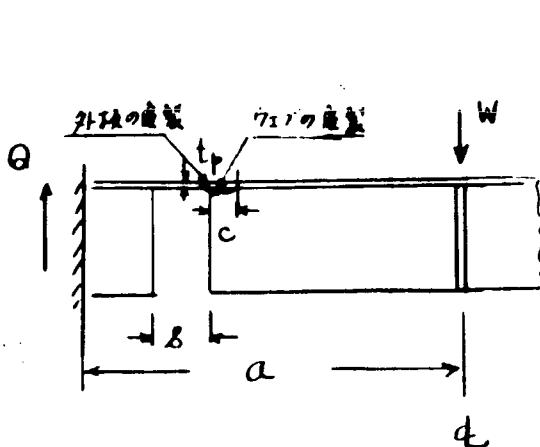
$$\epsilon_p > 4,000 \mu \quad (1.3.2)$$

但し、 ϵ_p = スリット端での外板の曲げ歪

$$\epsilon_p = 3fs \cdot S(1-\nu^2)/(E_{tp}^2) \quad (\text{A 1.1.2 参照})$$

近似的には ϵ_p は次式で与えられる。

$$\epsilon_p = 7.7 \times 10^6 \frac{Q}{E_{tp}^2} \left(\frac{s}{b} \right) \left(\frac{a}{s} \right)^{0.4} \mu \quad (1.3.3)$$



但し

b = ウエブスペース

$E = 20000 \text{ kg/mm}^2$

S = スリット間隔

Q = スリット部でのウェブ

スペース間の剪断力

この図の場合では $W/2$

図 1.3.6

(c) ウエブに亀裂進展後外板に亀裂が貫通する場合

$$\epsilon_p \geq 4,000 \mu$$

但し、 $\epsilon_p = 7.7 \times 10^{-6} \frac{Q}{E t_p^2} \left(\frac{s+c}{b} \right) \left(\frac{a}{s+c} \right)^{0.4}$ (1.3.4)

c = ウエブの亀裂長さ (外板面に平行に測った長さ、図 1.3.6 参照)

1.3.3 衝撃試験結果と疲労試験結果との比較

1.2 で述べられた衝撃試験結果によれば図 1.3.1(a)に示されるようなウェブ側で亀裂が発生するときのウェブ端での歪は静的荷重の場合もほぼ同じで、 $(\epsilon_y)_{max} = 3600 \pm 600 \mu$ であった。

本章での疲労試験結果によれば $(\epsilon_y)_{max} \sim N_c$ 線図は図 1.3.4 に示されるようになり、この線図から $N_c = 0$ の場合の歪の値を推定すれば $(\epsilon_y)_{max} = 7000 \mu$ となる。

この両者の歪の値の差異はウェブ端でのまわし溶接の有無によるものと考えられる。すなわち 1.2 での衝撲試験用の模型ではウェブ端ではまわし溶接が行なわれておらず、本章での疲労試験用の模型ではまわし溶接が行なわれている。両者の模型に対する静的試験結果はそれぞれ図 1.2.4 及び図 1.3.7 に示されており、亀裂発生時のウェブと外板とを引き離す方向の歪 ϵ_y の大きさを比較すれば前者の模型では $\epsilon_y = 1200 \mu$ 、後者の模型では $\epsilon_y = 2000 \mu$ となっている。この値は何れもウェブ端より 5mm 内側の点での測定値であるため、ウェブ端での歪 $(\epsilon_y)_{max}$ より絶対値は小さくなっているが、その比は約 3 : 5 になっている。この比は上記の $(\epsilon_y)_{max}$ の比 $(3600 \pm 600 \mu) : (7000 \mu)$ にほぼ等しい。

従ってウェブ端でのまわし溶接の有無によって亀裂発生時の歪の大きさは相異するが、構造模型の疲労試験及び衝撲試験結果のバラツキ状態を考えると、亀裂発生時の歪のオーダーとしては両実験結果の間には大きな矛盾は無いものと思われる。

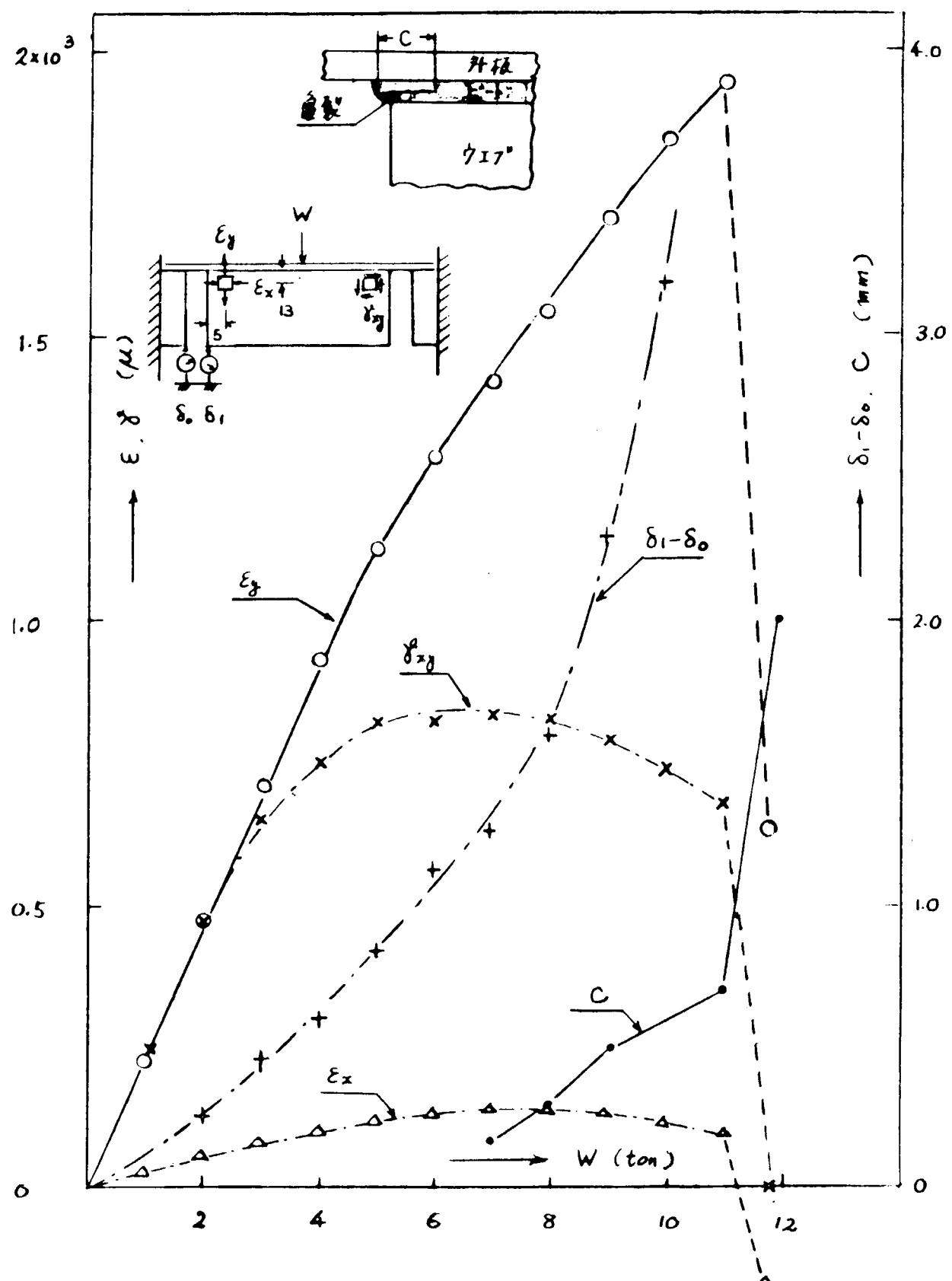


図 1.3.7 静的試験結果

1.4 船体構造部材の繰返し衝撃荷重による疲労亀裂の伝播

(執筆担当 清水作造 石川島播磨重工業)

本節では船体構造部材が波浪などによる衝撃的外力が繰返し作用を受ける場合、構造部材に内在する亀裂などの初期欠陥部から進展する亀裂の伝播速度が、静的繰返し外力を受ける場合に比べてどのような差異があるかを検討した。

この繰返し衝撃荷重による亀裂の伝播挙動については、S R I 3 3 部会で行ったタンカーの船側構造模型の繰返し水面衝撃試験の結果を使い、上記の検討を行った。

さらに本節では船の構造設計に線型破壊理論を適用して、疲労亀裂の伝播の面から構造部材の疲労設計を行うとする場合に、現時点で考えられる問題点について調査した結果を参考資料として付記した。

1.4.1 繰返し衝撃による構造部材の亀裂の伝播速度

波浪中を船が航行するとき船体は波浪による衝撃的外力の作用を受ける場合が考えられる。このような繰返し衝撃荷重が作用する場合に構造部材に内在する欠陥部から進展する亀裂の伝播挙動は未だ十分解明されていないため、ここでは昭和47年度に S R I 3 3 部会で行ったタンカーの船側構造模型の繰(1)(2)

返し水面衝撃による破壊試験の結果を使って検討した。

この実験は図 1.4.1 に示すような重量 460 Kg の構造模型数体について、その上部に重量約 2340 Kg のパラストを供試体の四辺の Box Girder を介して取りつけ、高さ 2 m の位置から直下の静水面上へ繰返し落下させて、供試体のパネル面にピーク値で約 3.0 kg/cm² の衝撃圧を繰返し加え、そのときの破壊の進行状況を調べたものである。

本節ではこのうちの代表的な供試体についてその破壊試験の結果を検討の対象とした。

図 1.4.1 に供試体の形状寸法を、さらに図 1.4.2 にはその実験の結果を示す。

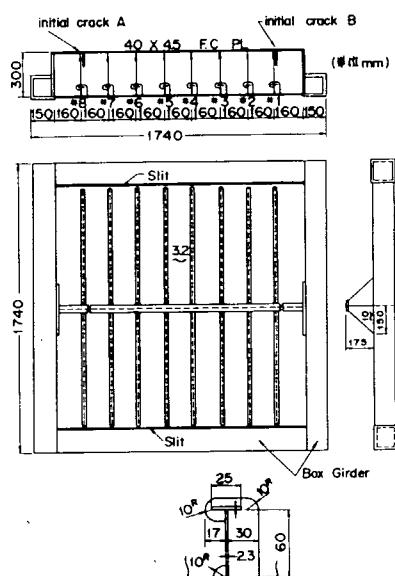


図 1.4.1 船側構造模型

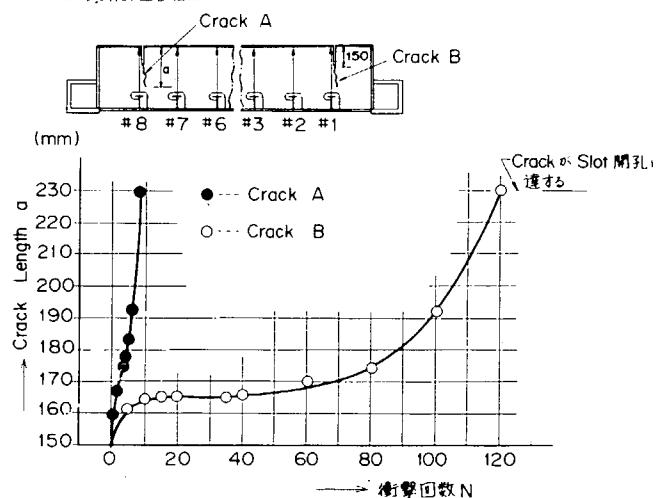


図 1.4.2 水面衝撃による亀裂の進展曲線

繰返し水面衝撃によって進展した図 1.4.2 に示す 2 つの亀裂 A, B に対し、疲労亀裂伝播則が成り立つものと仮定して、これら両亀裂の伝播速度と亀裂先端部の応力拡大係数との関係を以下に導く。

$$\frac{da}{dN} = C (\Delta K)^m \quad (1.4.1)$$

ただし a = 亀裂長さ

N = 外力の繰返し数

ΔK = 応力拡大係数範囲

C, m = 定 数

亀裂先端部の応力拡大係数 K は、衝撃圧が供試体のパネル面に一様に作用しているものとして、有限要素法によって計算した亀裂部の開孔変位を使って求めた。この場合解析対象の 2 つの亀裂が桁の端部に位置しているため、剪断の影響が無視できないものと考えられるので、ここでは Mode I と Mode II の応力拡大係数 K_I 及び K_{II} から等価な応力拡大係数 K_E を導く必要があるが、 K_E の値は近似的に式 (1.4.2) から計算出来るものと仮定して求めた。

$$K_E = \sqrt{K_I^2 + K_{II}^2} \quad (1.4.2)$$

この計算の結果を使って上記 2 つの亀裂 A, B の応力拡大係数と亀裂長さとの関係を示すと図 1.4.3 の如くになる。この図によれば亀裂 A, B ともに ΔK_I が ΔK_{II} に比べて圧倒的に大きく、この解析例では亀裂が剪断の影響の大きい桁の端部近くに位置しているに拘らず、亀裂の進展には Mode I に対する ΔK_I が支配的に作用していることが分る。

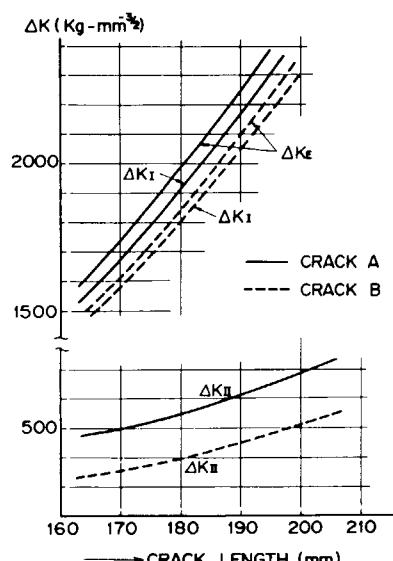


図 1.4.3 応力拡大係数範囲と亀裂長さ

表 1.4.1 パラメータ C, m の推定値

| | Crack A | Crack B |
|--------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| Mode I | $\log C_I = -10.4$ $m_I = 3.4$ | $\log C_I = -10.7$ $m_I = 3.2$ |
| Mode E | $\log C_E = -10.6$ $m_E = 3.4$ | $\log C_E = -10.7$ $m_E = 3.2$ |

さらに通常の構造用鋼板の静的繰返し荷重による疲労試験の場合の $C - m$ の相関図上にこれらの推定値を併記すれば図 1.4.4 (4) に示す如くなる。ただし記号 A_I, A_E 及び B_I, B_E 等はそれぞれ亀裂 A 及び B に関するもので、表 1.4.1 に示されている各破壊モードの値に対応する。

これらのグラフによれば、ここで採用した供試体の場合の衝撃荷重による亀裂伝播試験の場合には、亀裂の伝播速度を特徴づける 2 つのパラメーター C, m 、即ち C_I, m_I あるいは C_E, m_E の値は、静的繰返し荷重による疲労試験の場合の結果にかなり良く一致しており、荷重の作用速度の影響が非常に小さいことを示している。また剪断の影響も殆んど無視出来ることが判る。

一方、本委員会に於て阪大、日立(2) 式衝撃圧発生装置を使った破壊試験では図 1.4.5 に示すように繰返し衝撃荷重による亀裂の伝播速度は、その最高圧を静的に繰返し作用させた疲労試験の場合に比べ、遙かに大であり、また衝撃試験に先立って疲労試験によって疲労被害が与えられた供試体に関する実験の結果では、この疲労被害度 D の大きいもの程衝撃による亀裂の

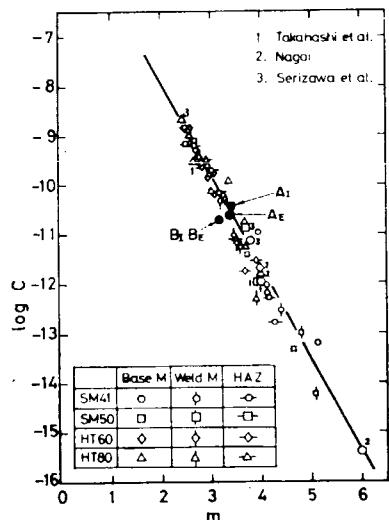


図 1.4.4 構造用鋼板における C-m の相関

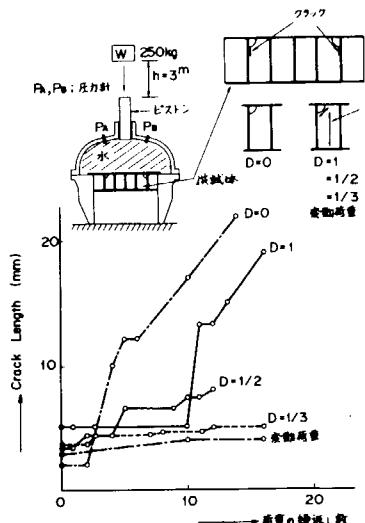


図 1.4.5 阪大、日立で行われた衝撃実験における亀裂の伝播

1.4.2 船体構造部材の亀裂伝播寿命推進上の問題点

(1) 亀裂伝播に及ぼす平均応力の影響

亀裂端部で亀裂面が閉じるような圧縮の平均応力が作用している場合には、これに重畠する変動応力による亀裂の進展は相当遅くなることが一般に知られている。例えば Darmstadt 研究所で行われた鉄鋼材料の試験結果でも、応力比 $R (= \sigma_{min}/\sigma_{max})$ が正の場合には亀裂の伝播速度に及ぼす R の影響が殆んど見られない。これに対し R が負の場合には亀裂の伝播速度は、 $20R$ の影響を受けており、このような場合には平均応力の影響を考慮する必要があることを示している。

しかし上記の如く亀裂面が相当閉じるような圧縮の平均応力を受ける場合を除いて、公称応力が設計応力程度であれば、この平均応力の影響は工学的には無いものと考えて差し支えない。

(2) 応力拡大係数 K の上下限値

線型破壊理論では疲労亀裂の進展挙動を応力拡大係数範囲 (ΔK) のパラメーターに表示されるが、亀裂が進展しなくなる K の下限値 K_{th} や、亀裂が不安定破壊へ移行する限界の K の上限値 (最終破壊に対応する K_c 、あるいはそれ以下でも構造部材としての機能を喪失する亀裂寸法に対応する値)

伝播速度が大きくなる。

したがってこれら 2 つの実験の結果の間には明らかに差が認められる。

このような差異を生じた理由として、次のようなことが考えられる。すなわち、試験模型に作用する圧力の大きさが同じであっても、それによって生じる歪の動的応答が 1.1 節で示されたように試験模型の固有周期と外力のそれとの関係によって静的応答に対する歪よりも大きくなることが主な原因と考えられる。

したがってこのような影響による修正を行えば、図 1.4.5 の静的繰返し荷重の場合の亀裂の伝播速度は、繰返し衝撃の場合の値にかなり近づくものと想定される。

以上に示した検討結果を要約すれば、検討事例が非常に少いために断定を下すことは困難であるが、波浪による衝撃的繰返し外力による船体構造部材に発生する亀裂の伝播に対しても疲労亀裂伝播則がほぼ成立するものと想定される。

が実際の構造部材には存在するため、これら K の限界値を把握し、 ΔK の範囲に制限を加えた解析を行わねばならない。

K_{th} は従来材料に固有のものと考えられていたが、最近の実験などによると応力比 R の増加により、 K_{th} の値が低下することが報告されている。⁽⁷⁾ 鉄鋼材料の場合には $K_{th} \leq 35 \text{ Kg-mm}^{-3/2}$ と考えられるので、この数値を基準に評価を行うことも一つの方法と考えられる。

(3) 荷重振幅が変動する場合

線型破壊理論で使われる式(1.4.1)による疲労亀裂伝播則は、各種構造材料に対する荷重振幅一定の試験結果から整理されたものであるため、荷重振幅が変化する変動荷重を受ける構造部材に、これを適用する場合には問題がある。

例えば航空機についてそれが受ける実働荷重をシミュレートしたときの亀裂を有する構造部材の挙動に関する Schijve 等の行った多くの研究結果によれば、⁽⁸⁾ 荷重の履歴を考慮せず、個々の荷重をそれぞれの回数だけ作用するものとして式(1.4.1)を用いて亀裂の進展を計算した結果に比べ、実働荷重をシミュレートしたプログラム制御疲労試験の結果の方が亀裂の進展が遅くなることを示している。

これは亀裂の進展が変動荷重の作用順序に影響されることの現われで、変動荷重下で過大な荷重を与えた後に来る荷重の繰返しによる亀裂の進展速度が式(1.4.1)による計算結果よりも小さくなるためである。

このような影響を定量的に説明するため、過大荷重の作用によって亀裂先端部に生ずる圧縮の残留応力による亀裂の閉じ量に注目した試みがなされている。⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾ すなわち、この閉じ量に関係する係数で公称の ΔK を修正して有効応力拡大範囲 ΔK_{eff} を定義し、 ΔK に代って ΔK_{eff} を使うとするものである。

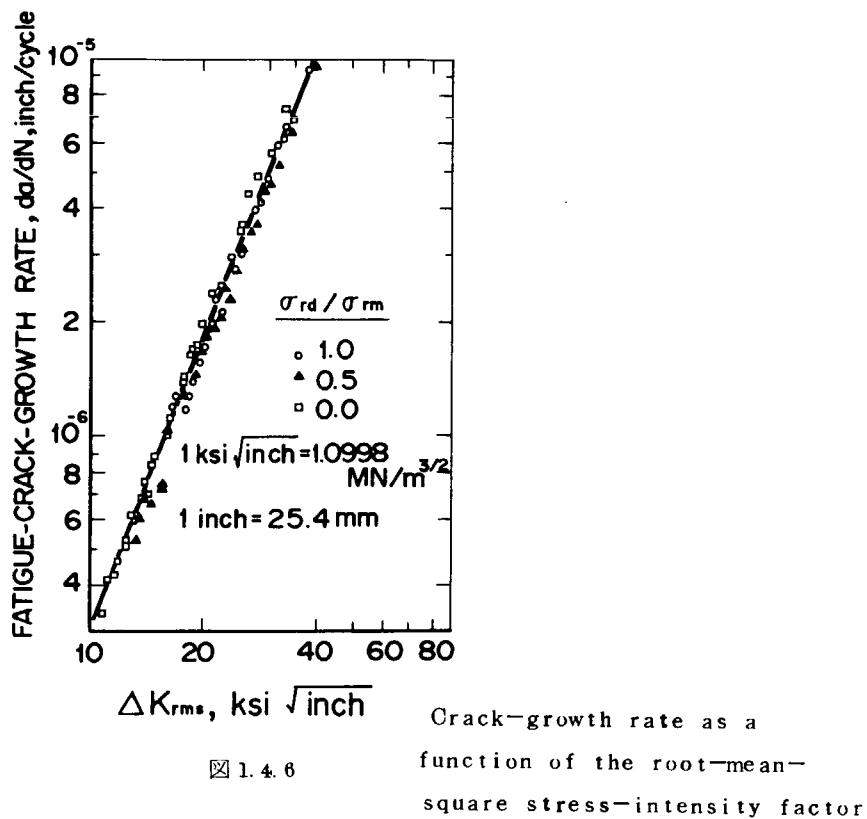
(4) 不規則外力が作用する場合

不規則な変動荷重を受ける構造部材の亀裂の進展挙動を調べる場合には、変動する荷重の履歴が例え明確であっても、荷重の作用順序の影響が存在するために個々のものの繰り返しについて計算で求めるような方法では合理的ではない。

しかし不規則変動外力を受ける構造部材の亀裂の進展挙動を基本的には前記の式(1.4.1)を積分する形で求めることができれば、工学的に有益である。

この問題についてはアメリカの U.S. Steel 社で高張力鋼についてまとめた資料が参考になる。それによると、Rayleigh 分布関数に従う不規則変動荷重下での平均亀裂伝播速度は、不規則変動荷重スペクトルの rms (root mean square) に対応する定荷重振幅の場合の亀裂進展速度とほぼ等しくなることを報告している。その結果を図 1.4.6 に引用した。

この図の中のパラメーター σ_{rd} 及び σ_{rm} はそれぞれ変動応力範囲の標準偏差及びその最頻値を表わし、 σ_{rd}/σ_{rm} が 0, 0.5 及び 1.0 の 3 種類の場合の結果を図示している。特に $\sigma_{rd}/\sigma_{rm} = 0$ の場合は応力振幅が σ_{rm} に等しい場合の定荷重振幅の場合の疲労試験の結果である。



(5) 波浪外力による構造部材に働く変動荷重

船体構造部材の疲労被害に最も大きな影響を及ぼす波浪外力については S R I 3 1 部会で系統的な研究が行われ、波浪外力推定上の問題点についても色々指摘されている。

この波浪外力による船体構造部材に働く変動荷重あるいは変動応力は最近 S R I 3 4 部会で検討されている船体強度解析トータルシステムによって、一部の船（タンカー）では計算が可能となりつつあるが、しかし以下に述べるような問題点に関しさらに検討の余地が残されている。

すなわち波浪中での船体運動に対する非線型項の影響、構造部材の内力の応答に対する静水圧と波浪変動圧との和が負圧になる場合の問題、また水線面より上の船側部に働く変動圧の評価の問題、さらに槽内の流体の運動による内圧の評価の問題等が考えられ、これら非線型項の影響は特に吃水面附近の内殻部材の亀裂の伝播が問題となる場合には無視出来ないものと考えられる。

また船体構造強度の長期予測のための統計解析において、上記の非線型項の影響を考慮した厳密な解析を行う場合には、従来の線型重ね合せの理論では不合理となるため、これに代る別な統計計算の手法を考える必要がある。

(6) 振動応力

船体構造部材に生ずる振動応力は上記の波浪外力によるものに比べ一般には小さな値であるが、ある特殊な条件下ではかなり大きな値に達し、しかも非常に高サイクルであるために疲労被害に及ぼす影響を無視出来ない場合がある。

例えばアメリカの船級協会で行われた 74000 DWT バルクキャリアの航行中における船体応力の実船計測結果によれば、バラスト状態で船体中央上甲板の最大 Spring Stress が複振幅で 15500 psi ($= 10.9 \text{ kg/mm}^2$) に達するものが記録されている。

このような大きな振動応力は船体構造部材の疲労被害を考える場合には当然考慮されるべきであるが、これを正確に予測することは今のところ可成り困難である。

(7) その他の変動荷重

上に述べたもの以外には、船の耐用期間中における積み荷の変動による影響や衝撃的に作用する繰返し外力、すなわち船首部の波浪衝撃、船首部上甲板上への青波の打ち込み、さらに浅吃水船のスランミングによる船底部の衝撃等の問題が考えられる。このうち積み荷の変動については過去の実績船のデータを参考にして理想化した形でその影響を考慮することも可能と考えられるが、後者の船体構造の損傷発生に大いに関係のある衝撃外力の問題は、S R I 3 3 部会でも一部検討されてはいるが、未だ十分には解明されておらず、船体構造の疲労強度の検討にこの影響を導入するための研究をさらに進める必要がある。

参 考 文 献

1. S R I 3 3 ; 船体構造強度に関する研究 日本造船研究協会研究資料 No.215 P.128 昭和49年3月
2. S R I 3 3 ; " 日本造船研究協会研究資料 No.178 昭和48年3月
3. 上田, 矢尾; 応力拡大係数の計算法 溶接学会誌 vol.42, No.9 1973
4. 越賀, 川原; 疲労き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
5. 中沢一; 実働荷重のもとにおける疲れき裂の進展, 日本機械学会誌 vol.73 No.621 1970
6. 北川英夫; 疲れき裂への破壊力学の適用: 日本機械学会誌 vol.75, No.642 1972
7. 例えば, Paris.P.C. et al; On the threshold for fatigue crack growth, 5th International Symposium on Fracture Mechanics, 1971
Schmidt.R.A. et al; Threshold for fatigue crack propagation and the effects of load ratio and frequency, ASTM STP 536, P.79
8. Schijve J. et al; Fatigue crack growth in aluminium alloy sheet material under flight-Simulation loading. NLR Report(1972)NLR TR 72018U
9. Elber.W; Engng Fract Mech. 2, 1970
10. Von Euw et al; Delay effects in fatigue crack propagation, ASTM STP 573 1972, P.230
11. Barsom, J.M; Fatigue-crack growth under variable-amplitude loading in ASTM A514-B Steel. ASTM STP536.1973 P.147
12. Bishop, R.E.D; On the strength of large ships in heavy seas the South African Mechanical Engineer, 1971
13. S R 2 0 0 - 2 幹-17-4 資料
14. S R 1 3 4 ; 船体構造部材の許容応力に関する研究, 日本造船研究協会研究資料 No.216 昭和50年3月
15. Little, R.S; Lewis, E.V, Baily, F.C, A Statistical study of wave induced bending moments on large oceangoing tankers and bulk carriers. J. SNAME, 1971

A.1.1.1 歪の近似式

(執筆担当 八木順吉 大阪大学)

A.1.1.1 ウェブと外板との間の引張歪(ϵ_y)

ϵ_y と荷重との関係は図 1.2.4 及び図 1.3.7 にみられるように亀裂発生時まではほぼ直線的であるので、以下の歪の計算はすべて弾性的であると見做して行なうこととする。

図 1.3.8 に示される構造に集中荷重Wが作用する場合を考える。

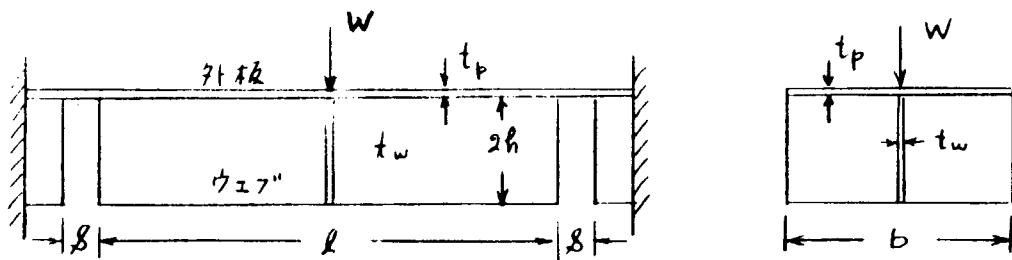


図 1.3.8

図 1.3.9 に示すように近似として外板はウェブの面内剛性によって定められるバネ定数 k なる弾性基礎上の梁と見做す。この場合バネ定数と梁の曲げ剛性との比が大で $\beta l > 3$ の場合は外板を半無限長さの梁として取り扱うことができるので、次のように梁の撓みが求められる。

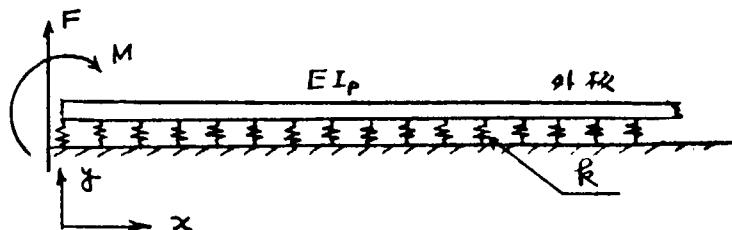


図 1.3.9

剪断力 F による梁の撓み y_f は

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

$$\text{但し } \beta = \sqrt{k / (4EI_p)}$$

ウェブと外板との間の単位長さ当たりの反力 p およびそれによるウェブと外板間の引張歪 ϵ_y は

$$p = ky_f = 2\beta F e^{-\beta x} \cdot \cos \beta x$$

$$\epsilon_y = p / Et_w = (2\beta F / Et_w) \cdot e^{-\beta x} \cdot \cos \beta x$$

一方梁の端に作用する曲げモーメント M による梁の撓み y_m は

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

これに対応する反力 p および歪 ϵ_m は

$$p = ky_m = 2\beta^2 M e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x)$$

$$\epsilon_m = (2\beta^2 M / Et_w) \cdot e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x)$$

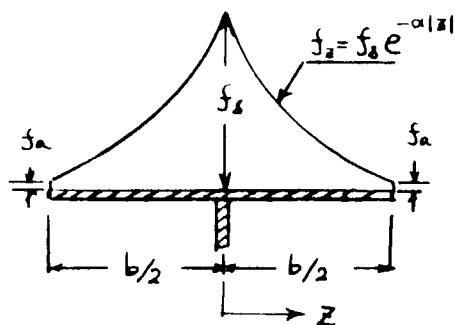
剪断力 F および曲げモーメント M による引張歪 ϵ_y は

$$\epsilon_y = \epsilon_f + \epsilon_m = \frac{2\beta F}{E_{tw}} \cdot e^{-\beta x} \cdot \cos \beta x + \frac{2\beta^2 M}{E_{tw}} \cdot e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) \quad (1.3.5)$$

梁の端に作用する曲げモーメント M は、ウェブの面内曲げ剛性が外板の面外曲げ剛性に比べ非常に大であるので、ウェブを剛体と考えると次のようにになる。

$$M = F_s / 2$$

次にスリット部での外板に働く剪断力の分布を次のように仮定する。



外板の横断面に垂直に作用する単位幅当りの剪断力 f_z は、ウェブの位置で最大値 f_s であり、外板の自由辺で f_a とし、その間の分布を図 1.3.1.0 に示すような形に仮定する。すなわち

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

図 1.3.1.0

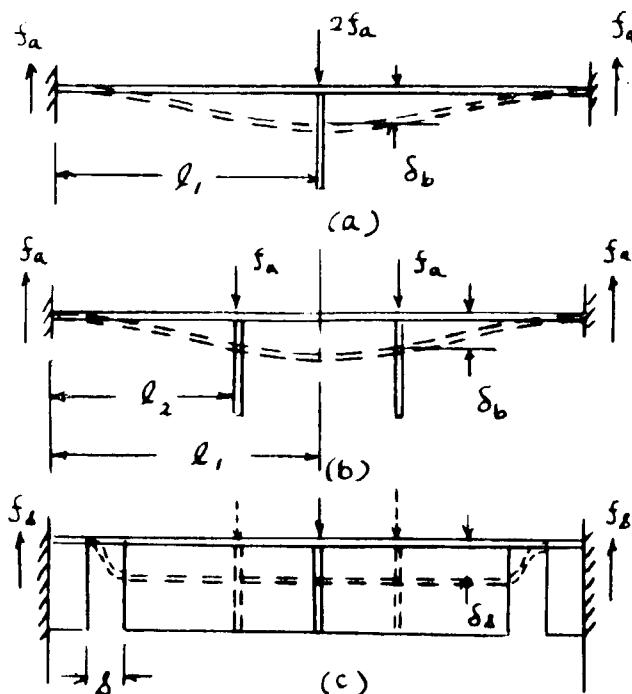


図 1.3.1.1

定数 α は $Z = b/2$ で $f_z = f_a$ となるように定める。また f_a と f_b の比は図 1.3.1.1(a)または(b)での肘板の位置における外板の撓み δ_b がスリット間での外板の撓み δ_s に等しいという条件を用いて決定する。

すなわち $\delta_b = \delta_s$ より

(a)の場合

$$\frac{f_a}{f_s} = \left(\frac{s}{l_1}\right)^3$$

(b)の場合

$$\frac{f_a}{f_s} = \left(\frac{s}{l_2}\right)^3 / (4 - 3 \frac{l_2}{l_1})$$

外板の曲げに対する有効幅 \bar{b}_e は
 $\bar{b}_e = (W/2)/f_s$

一方 f_s の値は外力との釣合条件より求められる。すなわち

$$\frac{W}{2} = 2 \int_0^{b/2} f_z dz = 2 f_s \int_0^{b/2} e^{-\alpha|z|} dz$$

外板の有効断面 2 次モーメント I_p は

$$I_p = t_p^3 \cdot \bar{b}_e / 12(1 - \nu^2)$$

b_e 間に働く剪断力 F は次のようになる。

$$F = 2 \int_0^{b_e/2} f_z dz = 2 f_s \int_0^{b_e/2} e^{-\alpha|z|} dz$$

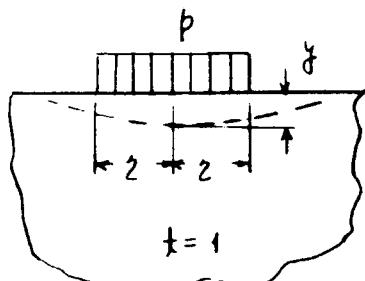


図 1.3.1.2

ウェブのバネ定数 k は図 1.3.1.2 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と中央での撓み y を用いて近似すると、

$$y = \frac{2.24 p \eta}{E} (1 - \nu^2) = \frac{2 p \eta}{E}$$

従ってバネ定数 k は

$$k = E t_w / 2 \eta$$

一方ウェブの鉛直方向の反力の分布は図 1.3.1.3 の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 $\cos \beta_0 \xi = 0$ として ξ を求めると

$$\xi = \pi / 2 \beta_0$$

$$\text{但し } \beta_0 = \sqrt[4]{k_0 / (4 E I_p)}$$

$$k_0 = E t_w / h$$

k_0 は第一近似としてのウェブのバネ定数であり、第 2 近似としてのバネ定数は k_0 によって求められた ξ を用い

$$k = E t_w / 2 \eta = E t_w / \xi$$

で与えられる。 k が求まると β は

$$\beta = \sqrt[4]{k / (4 E I_p)} = \sqrt[4]{t_w / (4 \xi I_p)} = \sqrt[4]{3 t_w (1 - \nu^2) / (\xi b_e t_p)}$$

図 1.3.1.3

A 1.1.2 スリット間の外板の最大曲げ歪 (ϵ_p)

スリット間の外板の中心線上でのスリット端における曲げ歪 ϵ_p は前に仮定した外板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たりの剪断力は f_s で与えられるので、中心線上での単位幅当たりのスリット端での曲げモーメント m およびそれによる板外の曲げ歪は

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

$$\epsilon_p = f_s \cdot S / (2 Z_p E) = 3 f_s \cdot S (1 - \nu^2) / (E t_p^2) \quad (1.3.6)$$

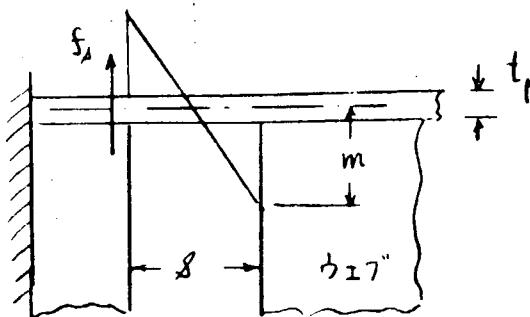


図 1.3.1.4

A 1.1.3 ウエブと外板間での剪断歪 (ϵ_{xy})

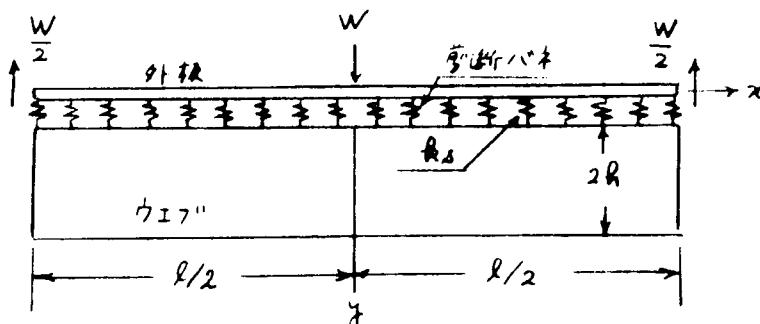


図 1.3.1.5

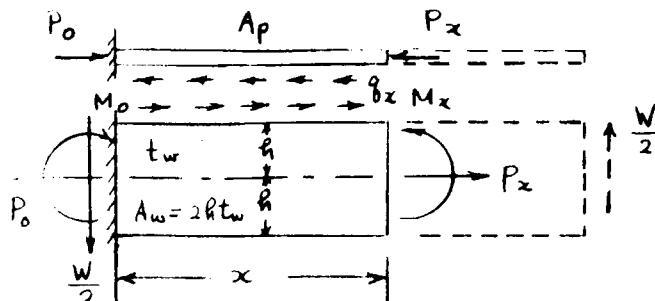


図 1.3.1.6

ウェブの断面係数を Z_w とすると

$$\epsilon_{wx} = \frac{1}{EZ_w} (M_o - \frac{W}{2}x + \int_0^x q_x h dx) - \frac{1}{EA_w} (P_o - \int_0^x q_x dx)$$

ウェブと外板との x 方向の相対変位 δ_x は

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

単位長さ当りのウェブの外板間に作用する剪断力 q_x は

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

$$\therefore q''_x = k_s (\epsilon'_{wx} - \epsilon'_{px})$$

$$q''_x = \lambda^2 q_x = -kW / (2EZ_w)$$

$$\text{但し } \lambda = \sqrt{\frac{k}{E} \left(\frac{1}{A_p} + \frac{1}{A_w} + \frac{h}{Z_w} \right)}$$

上式の解は $x = 0$ で $q_x = 0$ の条件を用いると

外板はウェブとバネ定数 k_s を持つ剪断バネによって結合されているものと仮定する。また外板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外板は膜として作用するものと考えると、外板の圧縮力 P_x は

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

但し q_x = 外板とウェブとの結合部に作用する単位長さ当りの剪断力。

外板の圧縮歪 ϵ_{px} は

$$\epsilon_{px} = \frac{P_o}{EA_p} - \frac{1}{EA_p} \int_0^x q_x dx$$

ウェブに作用する曲げモーメント M_x は

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

ウェブに作用する引張力 P_x は

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

ウェブの上面での圧縮歪 ϵ_{wx} は

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

但し $K = kW / (2 \lambda^2 E Z_w)$, $P_o = W A p \ell / (4 Z_e)$

Z_e ; 外板の有効幅をフランジに持つウェブの断面係数

剪断バネ定数 k_s は剪断応力のウェブの深さ方向の分布を2次曲線分布と仮定すると

$$k_s = 3G t_w / 2h$$

ウェブと外板間の剪断歪 τ_{xy} は

$$\tau_{xy} = q_x / (G t_w) \quad (1.3.7)$$

2. 船側構造の崩壊荷重計算法

2.1 崩壊現象とその近似計算法

(執筆担当 栖原寿郎 九州大学)

本委員会において昭和46年より49年にわたり船側構造の崩壊に関する多数の実験的、理論的研究が行なわれた結果、これらの現象がかなり明らかになった。^{1),2),3),4)}しかしながら、この現象は非常に複雑で多種多様であり、崩壊形式や崩壊荷重は構造の形式、寸法のみならず、外力の分布、積荷の状態などにより非常に異なっている。したがって実船の崩壊荷重の計算に際してはまずこれらの間の関数関係を把握し、崩壊特性を明らかにすることが必要であり、その上で最小の崩壊荷重を求めるという方法をとらなければならない。それには、これを全部数値的方法によって行なうこととも考えられるが、膨大な計算量が必要となるので実際上困難である。そこで本節においては、船側構造の近似モデルを用いて崩壊解析を行なうことによりこの関数関係および崩壊荷重の略算式を求め、その結果に基いて船側構造の全体崩壊現象の概要について説明を行なうこととする。ただし近似モデルによる計算結果を本委員会で行なわれた多数の実験結果と対比することによって、一応近似に大きな誤りがないことを確認した。

3) 10)

2.1.1 船側構造の近似モデル

実験結果から考えて船側構造の全体崩壊は2つの形式

に分けられる。その1つはサイドトランスと縦隔壁付トランスが崩壊したために全体崩壊する場合であり、他の1つはストラット座屈によって全体崩壊する場合である。以上を考慮して、まず2本のトランスが1本のストラットで結合されたH形の船側構造モデルを考え、図2.1.1に示すような最も単純化した対称モデルについて崩壊解析を行ない崩壊荷重を求めた。すなわち近似モデルは

- 1) ストラットはトランスの中央部にある。
- 2) サイドトランスと縦隔壁付トランスは、外板および縦隔壁の有効幅を含めて寸法が等しく、何れも両端固定とする。
- 3) トランスのコーナー部の断面の塑性関節モーメントはどのコーナーについても等しい。同様にこれらの断面における面材が局部座屈を発生するときの断面モーメントすなわち座屈関節モーメントも等しい。またこれらの関節モーメントは関節発生後一定の値を保つものとする。
- 4) ストラットは捩れあるいは曲り座屈をするものとし、ストラットの縮みはないものとする。したがって、縮みが大きい値を示すパネル座屈は考えない。座屈後のストラットの耐力はないものとする。座屈荷重の決定法に関しては2.1.2で述べる。
- 5) 荷重は点荷重とし、スパンの中央でストラットの位置に加えられ、その大きさはサイドトランスの中央の1/2の範囲に加わる荷重の積分値に等しい。
- 6) 鉱石圧はストラット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の1/2の範囲に加わる圧力の積分値に等しい。
- 7) 全体崩壊はサイドトランスと縦隔壁付トランスが崩壊した場合、およびストラットが座屈したときに発生し、そのときの荷重を全体崩壊荷重とする。ただし、縦隔壁付トランスは鉱石のスプリング反

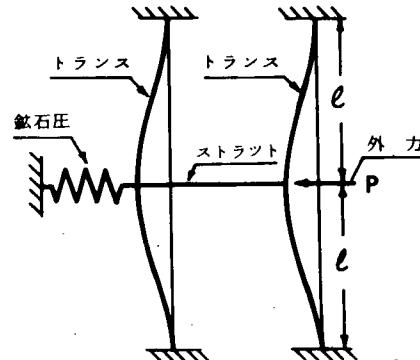


図2.1.1

力を受けているので理論的には崩壊状態は発生しないが、ここではサイドトランスおよび縦隔壁付トランスに変形機構が発生したときの荷重を全体崩壊荷重とする。2.1.2において以上のモデルにより崩壊解析を行ない、その特性および崩壊荷重の略算式を求め、さらにこの方法の実際構造物の計算への適用方法について述べる。またこのモデルによる計算の誤差については2.1.3で検討する。

2.1.2 全体崩壊荷重の略算式および数値計算上の注意事項

1) 崩壊略算式

1) ドラムの崩壊により全体崩壊する場合(図2.1.2)

$$\frac{P_c - Q_o}{N_c - Q_o} = \frac{1}{N_c - Q_o} \left[\frac{4}{\ell} (M_p + \eta M_F) + \frac{k}{K} \cdot \frac{4}{\ell(1+4\alpha)} \{ (2M_p - \eta M_F) + 2\alpha (M_p + \eta M_F) \} \right] \quad (2.1.1)$$

2) ストラットの座屈により全体崩壊する場合

a) ストラットが座屈するときにトランスが弾性範囲内にある場合(図2.1.3)

$$\frac{P_c - Q_o}{N_c - Q_o} = \frac{k/K + 2}{k/K + 1} \quad (2.1.2)$$

b) ストラットが座屈する以前にガンネルコーナー、ピルジコーナーおよび縦隔壁側のストラットの基部が座屈関節になっている場合(図2.1.4)

$$\frac{P_c - Q_o}{N_c - Q_o} = 1 + \frac{1 - 3\eta M_F / \ell(1+\alpha)(N_c - Q_o)}{k/\beta K + 1} + \frac{3\eta M_F}{\ell(1+\alpha)(N_c - Q_o)} \quad (2.1.3)$$

ただし、

P_c : 全体崩壊荷重(サイドトランスの中央
1/2スパン間の外圧の積分値)

Q_o : 縦隔壁付トランスの中央1/2スパン間
の初期鉄石圧の積分値

N_c : ストラットの座屈荷重

M_p : 塑性関節モーメント

ηM_F : 座屈関節モーメント(M_F は面材が降伏
値に達したときの断面モーメント,
 $\eta = 0.8$)

K : トランスのスプリング定数 = $24EI / (1+4\alpha)\ell^3$, $\alpha = 3EI/GA\ell^2$, $\beta = (1+4\alpha)/4(1+\alpha)$

k : 鉄石のスプリング定数

2ℓ : トランスのスパン

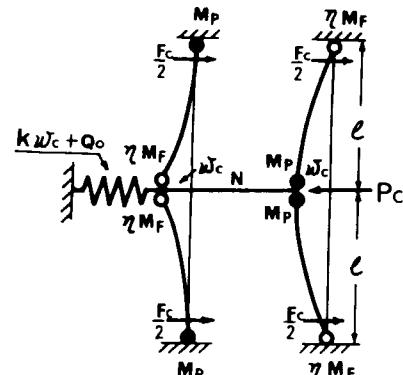


図2.1.2

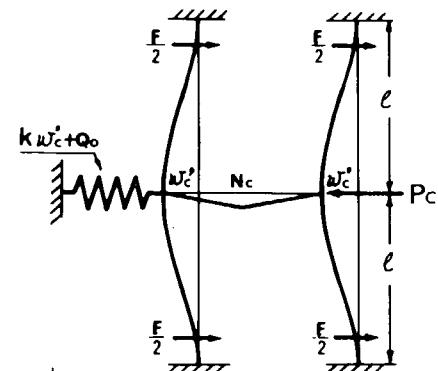


図2.1.3

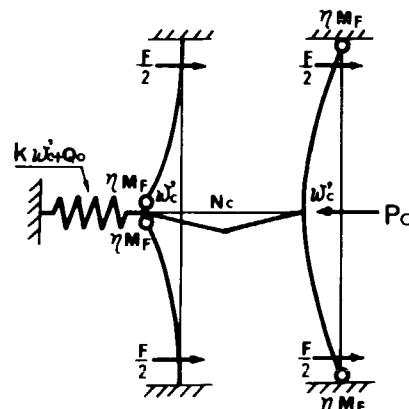


図2.1.4

I : トランスの断面2次モーメント

A : トランスのウェブの断面積

E : ヤング率

G : せん断弾性定数

上に述べた(2.1.1), (2.1.2), (2.1.3)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。

2) 数値計算上の注意事項

- (1) スパン l の決め方 一般にストラットの上下でトランスのスパンは異なるが、図 2.1.5 で l_1 はストラット基部のトランスのスパンポイントからデッキトランスの塑性中立軸までをとる。また l_2 はストラット基部のスパンポイントからボットムトランス取付部のスパンポイントまでをとる。

$$l = (l_1 + l_2)/2$$

ただし、これはサイドトランスに比べてデッキトランスの剛性が小さい場合であり、デッキトランスの剛性が大きい場合は l_2 と同様にスパンポイントをとる。このように平均値をとったための誤差については後で論ずる。

- (2) トランスの M_P の計算 実際の構造ではガルネル、ビルジで M_P の値が異なる。例えば図 2.1.6 に示すようにビルジコーナー部の M_P とストラット基部の M_P はほぼ等しいが、デッキトランス部の M_P はこれらよりも小さい。これらをそれぞれ M_P' , M_P'' とし、(2.1.1), (2.1.2), (2.1.3) 式の M_P には節点数を考慮した加重平均値

$$M_P = (3 M_P' + M_P'')/4$$

を用いる。

- (3) トランスの 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表わし、2.6 節に示す値を参考にして決定すればよい。すなわち M_F は面材が降伏したときのその断面モーメントであり、 η は実験結果から約 0.8~1.0 があるので、ここでは実構造についての安全側を考えて $\eta = 0.8$ とした。 η の誤差が崩壊荷重に与える影響については後で述べる。また図 2.1.6 のように断面で ηM_F が異なるときは M_P と同様に加重平均値

$$\eta M_F = (3 \eta M_F' + \eta M_F'')/4$$

を用いて計算する。

すでに述べたように ηM_F は関節の変形が進行してトランスが崩壊するまで一定に保たれるものと仮定している。2.6 節の実験結果によるとストラットのコーナー部の面材が座屈して変形を開始してもこの部分の曲げに対する耐力は比較的緩やかに低下しており、ストラットの耐力が座屈後急速に低下するのと対照的である。以上の結果により前に述べた仮定が無理でないものと思われる。

- (4) トランスのせん断に対する有効断面積はウェブの断面積とし、100%有効とする。
- (5) N_c の計算 ストラットの等価長はトランスウェブの深さの $1/2$ の線間の距離をとる。ストラ

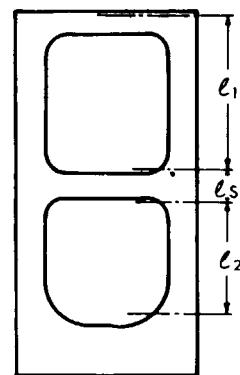


図 2.1.5

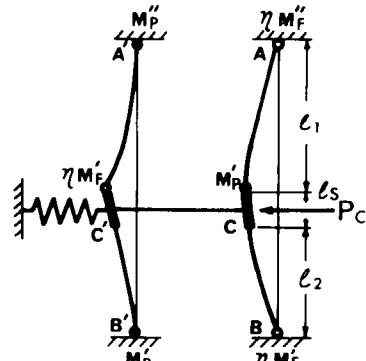


図 2.1.6

トは両端支持とする。座屈荷重の計算は 2.5 節による。また、塑性座屈の場合には Johnson の式を使用する。

以上のモデルによる崩壊荷重の計算結果と実験結果の比較を表 2.1.1 に示す。両者は比較的良好な一致を示している。また図 2.1.7 は鉱石圧を変化させたときの崩壊荷重の変化を示す。

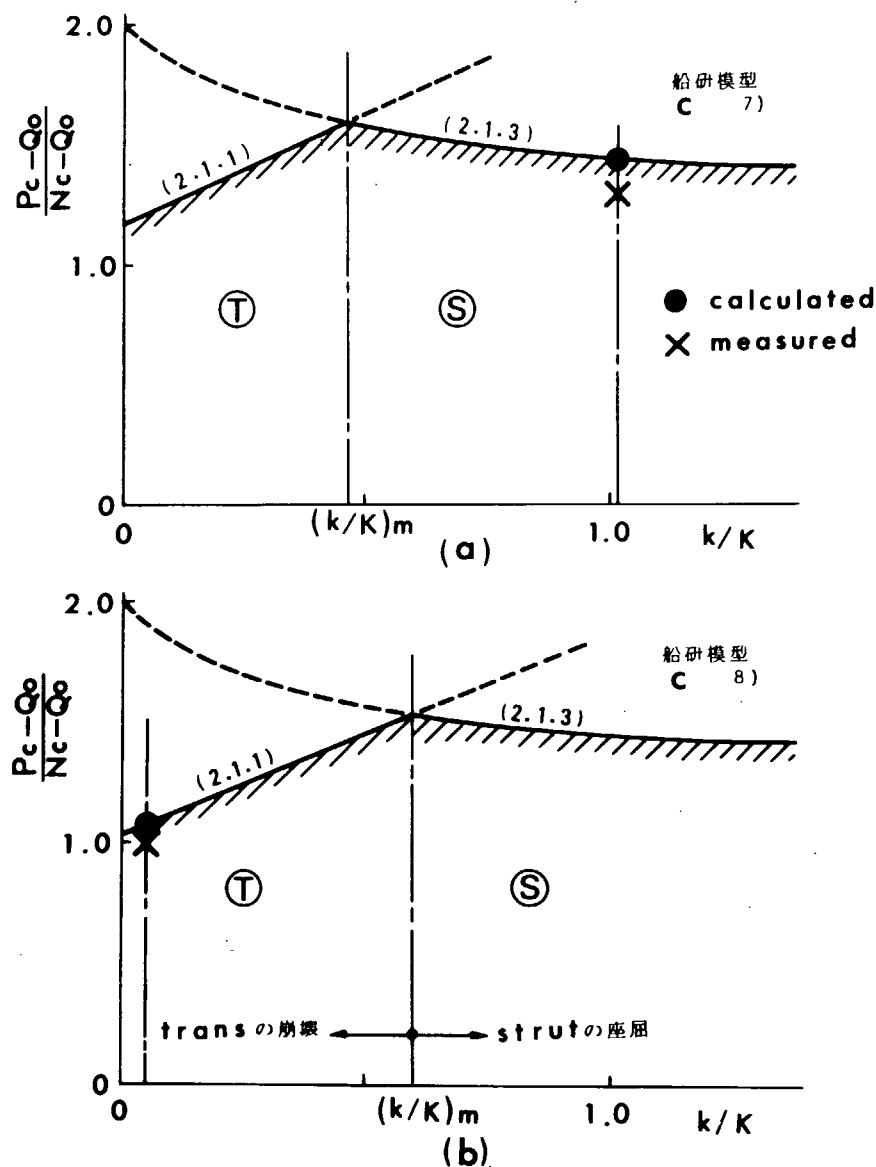
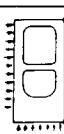
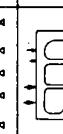
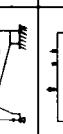


図 2.1.7.

表2.1.1

| 機 動 | 実験担当 | 機 型 | 荷重条件 | 拘束モード | 燃 燃 荷 重 *1 | | | | 使用材料の板厚値 (kg/mm ²) | | | |
|----------|------------|-----------------------------|---|----------------------------------|----------------------|----------------------|----------------------|-----|--------------------------------|------|-----|-----|
| | | | | | P(exp) | 近似計算 P(cal) | P(cal) P(exp) | wеб | face | t | σy | t |
| 船 文 献 7) | 船 文 献 7) | A - 1 |  | ストラットの張り座屈 | 2.09 | 2.20 | 1.05 | 3.2 | 2.8 | 3.2 | 28 | |
| | 船 文 献 8) | W.I.A - 2 |  | ストラットの張り座屈 | 1.98 | 1.84 | 0.93 | 3.2 | 2.8 | 3.2 | 28 | |
| | 船 文 献 9) | W.I.A - 1 W.I.B W.I.C |  | ストラット基礎面(?) 肩部座屈 | 1.66 1.77 1.80 | 1.84 2.16 1.84 | 1.11 1.22 1.15 | 3.2 | 2.8 | 3.2 | 28 | |
| 川 文 献 8) | 川 文 献 8) | STRUCT型 |  | ストラットの張み座屈 ストラットの張り座屈 | 5.34 5.62 | 5.34 5.52 | 1.00 0.98 | 2.3 | 3.0 | 3.0 | 30 | |
| | 川 文 献 7) | A B C |  | ストラットの張み座屈 | 6.80 | 7.10*2 | 1.04 | 2.3 | 2.9 | 3.2 | 29 | |
| | 九 大 文 献 9) | A |  | ストラットの張み座屈 | 8.85 | 9.20*2 | 1.04 | 2.3 | 2.9 | 3.2 | 29 | |
| II | 九 大 文 献 7) | A |  | 軸刺リンクコーナー部 の座屈 | 10.00 | 10.00*2 | 1.00 | 2.3 | 2.9 | 3.2 | 29 | |
| | 九 大 文 献 7) | C |  | 軸刺リンクコーナー部 の座屈 | 9.6 | 11.2*2 | 1.17 | 2.3 | 31.5 | 3.1 | 31 | |
| | 九 大 文 献 7) | C |  | サイドランプの拘束と ストラットの座屈がほとんど同時に発生 | 36.8 | 34.5*2 | 0.94 | 2.3 | 5.3 | 4.48 | 3.3 | 33 |
| III | 船 文 献 7) | C |  | ストラットの張り座屈 | 2.55 | 2.78 | 1.09 | 3.2 | 2.8 | 3.2 | 28 | 4.5 |
| | 船 文 献 8) | C |  | 軸刺リンクコーナー部 の座屈 | 2.30 | 2.67 | 1.16 | 3.2 | 2.8 | 3.2 | 28 | 4.5 |

*1 燃焼荷重は船体および構造模型について、は、分布荷重 (kg/mm²) で表わし、九大模型について、は、trans ring 1 ケ当りの燃焼量 (ton) で表わした。

*2 strut 基部に tripping bracket があるのに strut の有効長さを trans 的 plate 高さに算じとした。

*3 材料試験を行っていないので既定値として web と等しい値とした。

2.1.3 近似モデルによる計算誤差

本方法では船底水圧の影響を考えてないが、この影響は実船の場合小さいものとして無視する。これについては後に述べるトランスリングの骨組構造による崩壊計算によって大きな誤りが無いことを示すことができる。

まず以上の単純モデルによる計算においてはトランスのスパンが上下等しいと近似して、実際の構造の上下のスパンの平均値をとっているが、非対称の場合に比べて崩壊荷重にどの程度の相異があるかを検討し、次にトランスの上端をデッキトランスの塑性中立軸で固定と仮定したための誤差について考え、最後に ℓ の値の誤差が崩壊荷重に及ぼす影響について検討する。

(1) トランスが非対称の場合と対称に近似した場合の比較

図2.1.6は非対称の場合の崩壊状態を示したものであるが、1つの非対称はトランス上下のスパン ℓ_1 、 ℓ_2 が異なることであり、もう1つの非対称はトランスの断面の塑性関節モーメントおよび座屈関節モーメントが図に示すようにデッキ付端と船底付端で異なることである。これらの非対称を考慮に入れると、対称の場合に無視できたトランスのストラット基部などにおける剛体部も考慮に入れなければならない。このような場合に図2.1.6のA,B,C,A',B',C'各断面は対称の場合と異なり1つずつ単独に関節を生じてゆくので、関節発生から崩壊に到る変形過程は多くのステップに分かれ、また関節モーメントや部材寸法を変えることによって非常に多くの異なる変形過程が生ずる。全体崩壊荷重を求める場合には更にこれらのステップとストラットの座屈の組合せを考えなければならないので計算は更に複雑になる。本論文においては後に示すように上で述べた非対称を全て考慮に入れられた4例について崩壊荷重の数値計算を行ない、対称形で近似した場合の値との比較を行なった。その結果を表2.1.2に示すが両者の差はきわめて小さく、対称形でも充分よい近似が得られることが明らかになった。以上

表2.1.2

| 模 型 | | 対称近似 (A) | 非対称 (B) | B/A |
|-----|-------------|-------------------------|-------------------------|------|
| WTD | 船 研 文献8) | kg/cm ² | kg/cm ² | |
| | | 1.75 | 1.79 | 1.02 |
| C | 九 大 文献7) | 34.9 ton | 35.0 ton | 1.00 |
| C | 船 研 文献7) | 2.95 kg/cm ² | 2.97 kg/cm ² | 1.01 |
| C | 船 研 文献8) | 2.65 kg/cm ² | 2.75 kg/cm ² | 1.04 |

ここで剛体部を含むトランスの撓み計算は文献5)の方法によった。

(2) トランスの上端がデッキトランスの塑性中立軸で固定であると仮定したために生ずる問題

デッキトランスはサイドトランスおよび縦隔壁付トランスに比べて剛性が小さい。したがって、この中立軸の位置でトランスを固定と仮定することには若干の問題がある。しかしながら、ガンセル部および縦隔壁頂部の関節(塑性関節および座屈関節)はサイドトランスではなく、デッキトランスの断面に生ずるので完全剛塑性体の立場から考えると問題はない。そこで問題はここに関節を生ずる以前のまだ弾性状態にある場合に生ずる。トランスが弾性状態にある場合には、サイドトランスの等価な固定端はデッキトランスの塑性中立軸と一般に一致しない。もしトランスの固定端が中立軸から $\Delta\ell$ だけはずれているものとする。すなわちトランスの半スパンが ℓ から $(\ell + \Delta\ell)$ になったとすると、ストラットの座屈による全体崩壊荷重の変化 ΔP_c は(2.1.2)式から、

$$\frac{\Delta P_c}{P_c} = \frac{-3(k/K)}{(k/K+1)(k/K+2)} \cdot \frac{\Delta\ell}{\ell} < -0.52 \frac{\Delta\ell}{\ell}$$

となるので全体崩壊荷重には大きな影響を与えないことが分かる。

(イ) η の値の誤差の問題

η の値の変化 $\Delta\eta$ による崩壊荷重 P_c の変化 ΔP_c を

- 1) ストラットが座屈するまえにトランスが崩壊し全体崩壊する場合
- 2) トランスが崩壊するまえにストラットが座屈し全体崩壊する場合

について計算すると、前者は(2.1.1)式から

$$\Delta P_c / P_c < (M_F / M_P) \Delta \eta / \{1 + \eta (M_F / M_P)\} \leq 0.5 \Delta \eta$$

となる。ただし M_P , M_F などは実船例を用い、また2.6節の実験結果により $0.8 < \eta < 1.0$ であるが、トランスのウェブプレートを特別に増厚するとか補強した場合に η が1.0に近づくのであり、一般には $0.8 < \eta < 0.9$ と考えてよい。したがって $\Delta\eta = 0.05$ とすれば $\Delta P_c / P_c \leq 0.025$ となり、 η の値の変化の影響は3%以下となる。後者では(2.1.3)式から

$$\Delta P_c / P_c < 3 M_F \Delta \eta / \{l(1+\alpha)(N_c - Q_o)\} \sim 0.3 \Delta \eta$$

程度であり、さらに影響は小さいものと考えられる。

(ロ) 崩壊形式の仮定による誤差

この近似法は解の上昇を与えるものであるから、他の種類の誤差がないとすれば、真の値より大きい値を示す。仮定した崩壊形式が実際と著しく異なる場合は近似度が非常に悪くなるが、表2.1.1および2.2項の結果などを総合すると、現在問題としているような船側構造については比較的よい近似を示していることがわかる。

以上4種類の誤差評価を行なったが表2.1.1に示すように実験結果との誤差は大体十数%以下である。

2.1.4 船側構造の全体崩壊現象の概要

既に述べたように船側構造の全体崩壊は2つの形式に分けられる。

- 1) サイドトランスと縦隔壁付トランスが崩壊することによって全体崩壊する場合である。すなわちガルネルやビルジコーナーあるいはストラット基部の縦隔壁側のコーナーなどに面材の局部座屈が発生し、その断面が1種の関節となり（座屈関節）、その他のコーナーに発生する塑性関節とともに変形機構を形成してトランスは崩壊する。このときにはストラットの座屈は発生していない。（崩壊後の大変形に伴なってストラットの座屈が発生することもあるが、これは別の問題であり、ここでは考えない）
- 2) ストラットの座屈によって全体崩壊する場合である。ストラットは座屈すると急速にその耐力を減少するので直接全体崩壊につながるのであって、ストラットの軸力が座屈荷重に達した瞬間にはトランスの崩壊は発生しておらず、場合によってはトランスが弾性範囲内にあることもある。
 - 1)の場合には崩壊荷重は前節の(2.1.1)式であらわされるが、式から分かるように崩壊荷重は初期鉱石圧および鉱石のバネ定数（弹性定数）に比例して増大する。したがって外力分布が一定のときセンタータンクが空艤の場合に最小の崩壊荷重を生ずる。図2.1.7(a), (b)は実船にほぼ相似な模型について計算した例であるが、図中の右上りの直線が(2.1.1)式に相当するものであり、横軸は鉱石のスプリング定数 k と、トランスのスプリング定数 K の比を示す。
 - 2)の場合には、崩壊荷重はストラットが座屈するときの荷重であり、前節の(2.1.2)式あるいは(2.1.3)式であらわされる。この式から分かるように、崩壊荷重は1)の場合とは逆に初期鉱石圧あるいは鉱石のバネ定数が増大すると減少する。鉱石のバネ定数が ∞ の時、すなわちストラットの縦隔壁側の基部が固定されているときには最小の崩壊荷重となる。実際には最大の鉱石圧および鉱石のバネ定数を与えたときの崩壊荷重が最小である。図2.1.7(a), (b)の右下りの曲線が(2.1.2)式あるいは(2.1.3)式に相当している。図中の×印は実験値である。

図 2.1.7(a)あるいは(b)中の 2 本の線が交わった点が最大の崩壊荷重であり、このときの k/K を $(k/K)_m$ とすると、 $k/K < (k/K)_m$ の場合にはトランクの崩壊により全体崩壊、 $k/K > (k/K)_m$ の場合にはストラットの座屈により全体崩壊する。実船の計算を行なう場合には、したがって両方の場合についてそれぞれの最小値を計算し、何れか小さい方を崩壊荷重とすればよい。

2.2 骨組構造による崩壊荷重の計算法と計算例

(執筆担当 栖原寿郎 九州大学)

前節においては船側構造を最も簡単なモデルで近似してその全体崩壊の計算を行ない、船側構造の崩壊現象の概要を示した。これらの計算によって、崩壊荷重と構造寸法、外力、鉛石圧などとの関数関係の概略を求めることができ、最小の崩壊荷重は鉛石圧が 0 の場合あるいは最も鉛石圧の大きい場合の何れかの条件で生ずることが分った。したがって、この条件における崩壊計算を更に精度の高い方法、すなわち骨組構造による計算法によって行ない、最終崩壊荷重を求めるところにする。

2.2.1 骨組構造による崩壊荷重の計算法

本節においては前節の近似計算より精度が高く、しかも比較的簡単に計算できる方法として骨組構造による崩壊計算法について述べる。一般に骨組構造の崩壊解析にはいわゆる塑性設計法によるのが最も簡単で、比較的精度もよいと考えられるが、前節で述べたごとく船側構造のように必ず座屈を伴う崩壊に対しては、塑性設計における塑性関節法だけでは不充分であり、座屈を発生した部分には特殊な考え方を導入する必要がある。座屈の 1 つはストラットの座屈であり、他はガンネル、ビルジなどのコーナー部に発生する座屈関節である。この座屈関節と塑性関節の両者を用いて、従来の塑性設計法と同様な方法で骨組構造の崩壊解析を行なうことは比較的容易である。ただし、崩壊に到達する以前にストラットが座屈した場合は、前節同様そのときの荷重を崩壊荷重と考えても現在の場合には大きな誤りはない。以上の考え方によって計算を行なうのであるが、その際座屈荷重および座屈関節の計算法は前節と同じでよい。また弾性骨組計算は文献 5) により行ない、各コーナーの剛体域はスパンポイントまでをとり、部材が斜交した部分の修正は文献 6) による。本計算において荷重を次第に増加して関節が発生したとき、その断面のモーメントは以後一定に保たれるとして以後の弾性骨組計算をすすめ、以下これを繰返しながら関節が増加し遂に全体崩壊するまで荷重を増加すればよい。計算プロセスの流れ図を図 2.2.1 に示す。

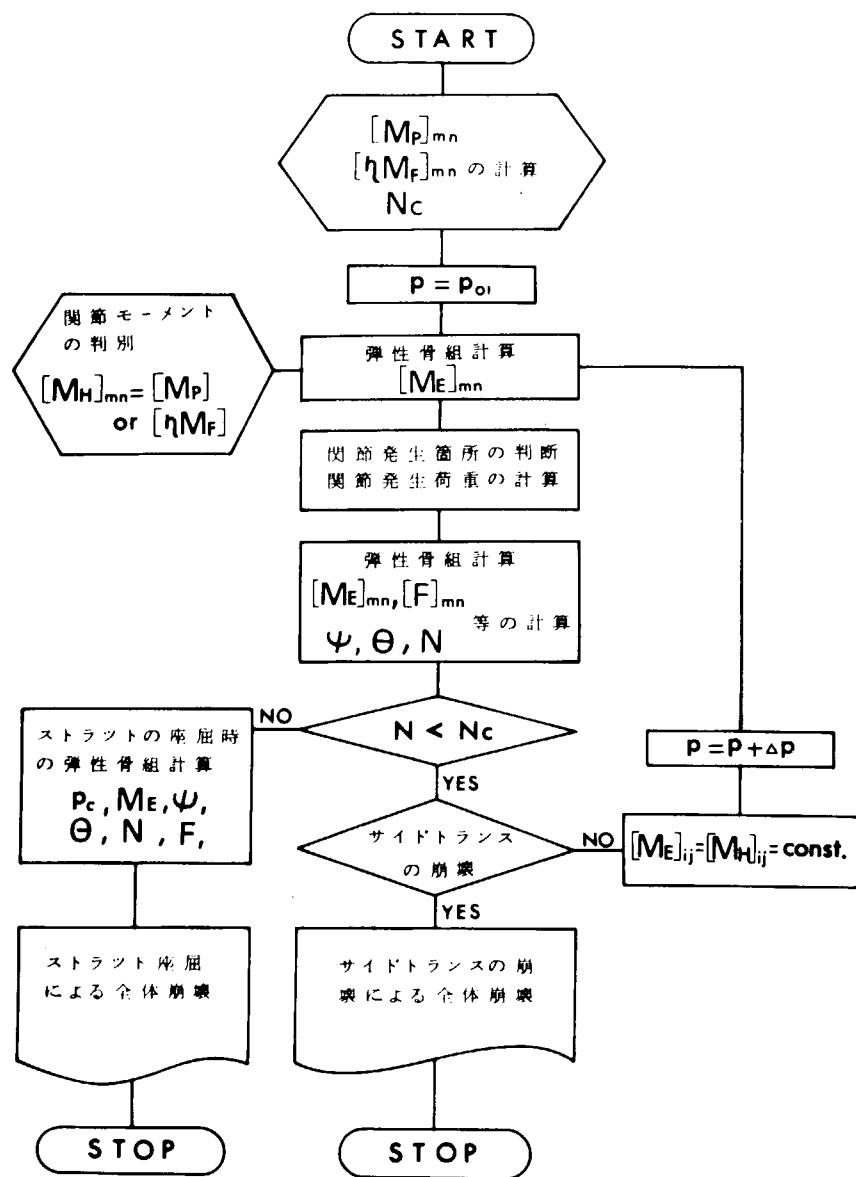
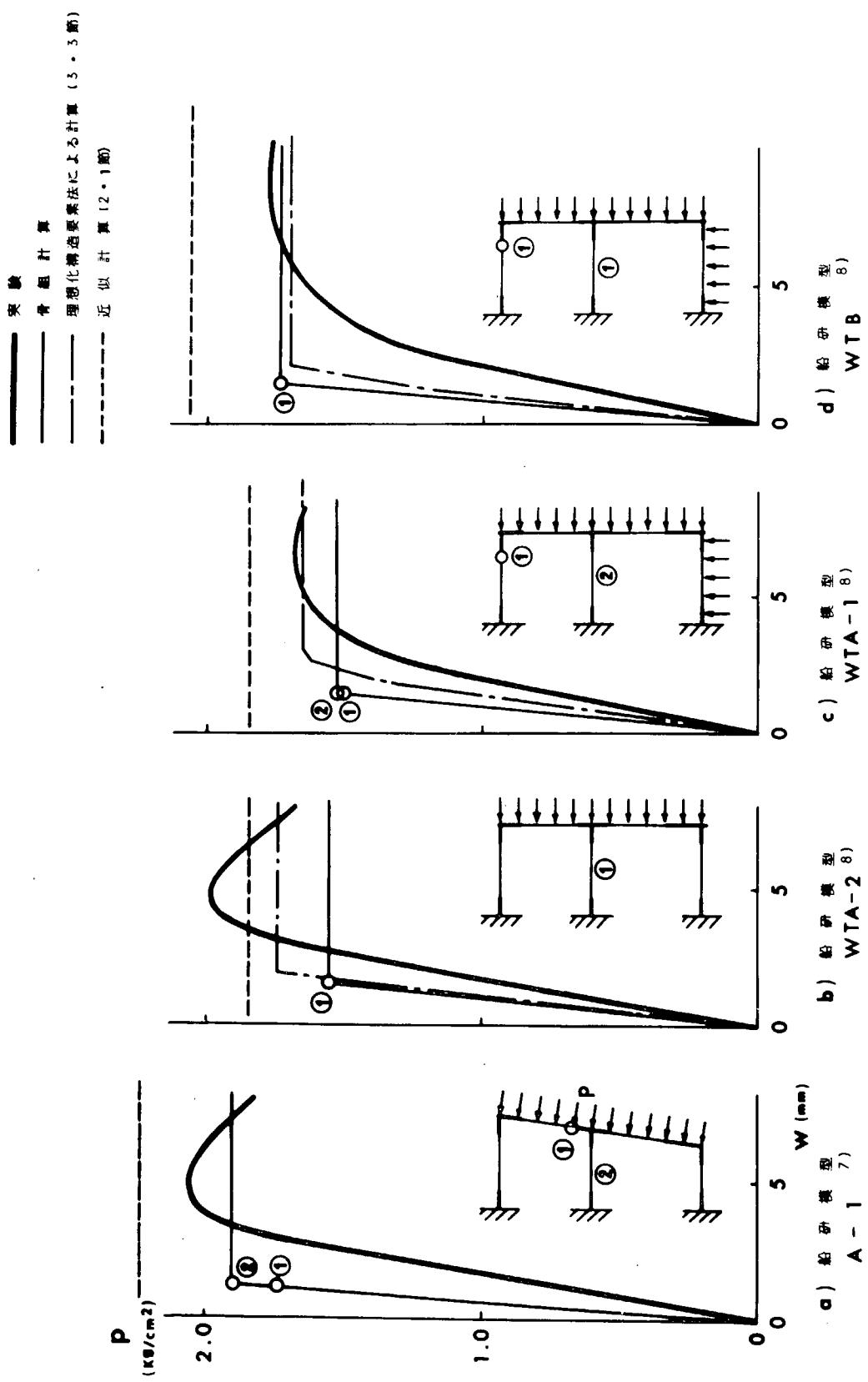


図 2.2.1

2.2.2 骨組構造計算結果と模型実験結果との比較

以下図2.2.2(a)～(h)について両者の比較を行なう。ただし、船研模型についての崩壊計算では材料の降伏値をすべて 28 kg/mm^2 とした。また図2.2.2(b), (c), (d), (e)についてはプログラム小委員会で開発された理想化構造要素法による計算結果とも比較した。ただしこの計算法においては材料の降伏値をすべて 25 kg/mm^2 としている。⁷⁾

- (1) 図2.2.2(a) 6万ton鉱石運搬船の船首より0.13Lのトランスリングの縮尺 $1/3.44$ の平面模型である。荷重は等分布で船側のみに加え、縦隔壁部で固定されている。実験では、ストラットの捩れ座屈により全体崩壊荷重が発生している。図はストラットの位置における外板の変位と荷重との関係を示し、太線が実験値で、細線が骨組構造計算値である。両者は良好な一致を示しており、計算結果ではサイドトランスのストラット基部断面(図の○で示す)が座屈関節になった後直ちにストラットが塑性捩れ座屈をしており、このことは実験ともよく一致している。図中細い点線は2.1節に述べた崩壊荷重の近似計算結果である。⁸⁾
- (2) 図2.2.2(b) (a)と同一船の中央部の平面模型で縮尺は $1/3.44$ である。荷重および支持条件は(a)と同じであり、ストラットの捩れ座屈により全体崩壊が発生している。太線が実験値、細線が計算値でよい一致を示している。この場合はトランスが弾性範囲内にある状態でストラットの座屈が発生している。また一点鎖線は理想化構造要素法による計算結果である。⁸⁾
- (3) 図2.2.2(c) 模型および支持条件は(b)と全く同じであるが、この実験では船側のみならず船底にも等しい等分布荷重を加えている。実験結果はガンセルおよびビルジ部の面材が局部座屈した後にストラットの捩れ座屈を発生している。崩壊荷重は計算値と実験値がよく一致しており、また計算結果でもガンセルコーナーの面材の局部座屈による座屈関節の発生に続いて、ストラットが捩れ座屈し全体崩壊しており、実験結果と一致している。⁸⁾
- (4) 図2.2.2(d) (c)の面材の板厚を 3.2 mm から 4.5 mm に増厚したものの、他の条件は(c)と全く同じである。崩壊のパターンも(c)と同様であり、計算と実験はよく一致している。⁸⁾
- (5) 図2.2.2(e) 模型(b)および(c)と全く同じであるが支持条件が異なり、縦隔壁の両端部を単純支持している。荷重は船側等分布荷重のみであり船底荷重はない。実験結果はガンセルコーナーおよびビルジコーナー部が局部座屈した後にストラットの基部の捩れ角が急増して全体崩壊している。全体崩壊荷重は実験値と計算値がよく一致している。計算結果では図①, ②, ③, ④に示す順序に関節が発生して全体崩壊しており、実験結果と大体一致している。●印が塑性関節で、○が座屈関節である。この場合2.1節で述べた近似式による計算の結果を記入していないが、この模型では実船と異なって、縦隔壁の両端で単純支持であるため特殊な崩壊形式となるので、近似式による計算法を適用することができないためである。^{4), 9)}
- (6) 図2.2.2(f) 12万ton鉱石運搬船のO.T.BHDとS.W.BHD間の $1/2$ タンク、縮尺 $1/15$ の立体模型で(板厚は $1/6$)3個のトランスリングをもっており、1つのトランスリングには2本のストラットがある。荷重方法は静水圧に相当する荷重を2点に分けて、下部ストラットの位置およびそれと船底との間に集中荷重として加えた。さらに波浪衝撃荷重に相当する荷重として、上部ストラットの位置およびそれと上甲板との間に等しい大きさの集中荷重を加え、これを次第に増大させて模型を崩壊させた。支持条件はO.T.BHDおよびS.W.BHDの位置で固定とし、また縦



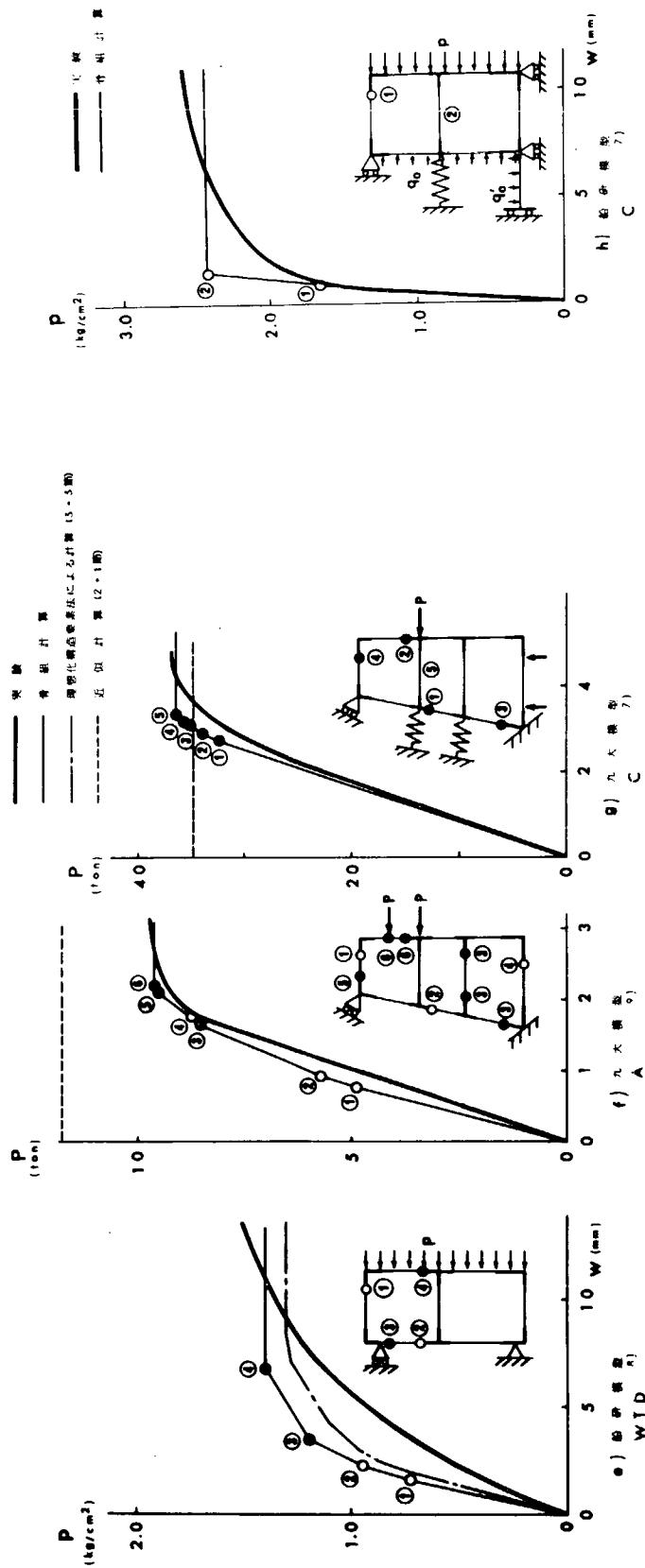


図 2.2.2

隔壁の甲板付の線で支持、船底付の線で固定となるようにした。

実験結果は最初にガンネルコーナー部の面材が局部座屈して座屈関節となり、次に上部ストラットの縦隔壁側基部と下部ストラットの外板側基部が局部座屈し、さらにビルジ部に局部座屈が発生し、最終的には上部ストラットと上甲板間でサイドトランスが大きく変形して崩壊状態になっている。計算結果は図に示すごとく①～⑦の順で関節が発生し(●は塑性関節、○は座屈関節)最終的にはサイドトランスが上部ストラットと上甲板間で部分崩壊しており、実験結果と一致している。また荷重Pと撓みW(この撓みは船研の模型実験と異なり、上部ストラットの縦隔壁側基部の値をとっている。)関係曲線は計算値と実験値が完全に一致している。ここで下部ストラットは面内曲げにより両端に塑性関節を発生するが、実験では崩壊後の大変形を生ずるまで面材の局部座屈は発生していない。
4), 7)

(7) 図 2.2.2(g) (f)と同じく 12 万 t o n 鉱石運搬船 1/15 の模型であるが、面材とストラットのスティフナーの板厚を 4.5 mm とし((f)の場合は 3.2 mm)、さらにガンネルおよびビルジコーナー部およびストラット基部の局部座屈を防止するため、この部分にスティフナーを入れて補強した。荷重は静水圧に相当する荷重を船側および船底にそれぞれ 2 点に分けて集中荷重として作用させ、衝撃荷重に相当する荷重を上部ストラットの位置に加え、これを増大させて模型を崩壊させた。また鉱石圧をバネでおきかえ、それぞれ上部および下部ストラットの位置に初期圧 P_{01}, P_{02} とともに加えた。実験結果はデッキトランスのガンネルコーナー部およびサイドトランスの下部ストラット基部が局部変形し、ストラットの曲り座屈により全体崩壊した。計算結果は図に示すごとく①～④の順序で関節が発生し(ただしこの場合は関節はすべて塑性関節と考えてよく、局部座屈は全体崩壊後に発生している)、最後にストラットの塑性振り座屈によって全体崩壊している。この例では計算値と実験値は崩壊荷重も含めて非常によく一致している。ただし、本模型に用いた鉱石圧相当のスプリングは実船の鉱石圧に換算すると小さすぎたため、崩壊の形式は実船構造の場合とは若干異なっているものと思われる。
7)

(8) 図 2.2.2(h) 6 万 t o n 鉱石運搬船の中央部の 1 つのタンクの 1/6.57 の立体模型であり、中央タンクに鉱石ペレットを積載して、さらに実船の鉱石圧と相似にするため鉱石の上表面から圧力を加えてある。また支持条件は縦隔壁の下端で支持し、荷重を加える舷の反対側の外板部で変位を拘束している。実験結果はサイドトランスの上部スパンの中央が大きく変形し、同時にストラットが振れ座屈して全体崩壊している。また計算結果では最初にガンネルコーナー部が局部座屈して座屈関節となり、次にストラットが塑性振れ座屈をしている。この際にサイドトランスの上部スパン中央の曲げモーメントは塑性関節モーメントに近い値に達しており、これらの結果も含めて実験値とよい一致を示している。

以上 8 個の大型模型実験結果と骨組構造計算結果を比較したが、崩壊荷重の値についてもよい一致を示し、また崩壊の形式についても計算結果が実験結果をよく説明できることが分かった。以上の結果から船側構造の崩壊解析には座屈関節の考え方を導入することによって塑性関節と両者を用いて、従来の塑性設計法と同様な方法で骨組構造計算を行なえば、充分よい精度の結果が得られることが分かった。ただトランスの崩壊が発生する以前にストラットが座屈した場合には、そのときの荷重が全体崩壊荷重に等しいと置けばよい。

また図 2.2.2(b), (c), (d), (e)においては以上の骨組構造計算結果と理想化構造要素法による計算結果と比較しているが、両者は比較的よく一致している。ただし、これらの崩壊荷重の値には骨組構造計算の方が大きい場合と、逆に理想化構造要素法計算の方が大きい場合とあって、その原因を明らかにするためにはそれぞれの計算法の特徴や計算結果について更に詳細な検討が必要と思われる。

しかしながら大ざっぱに言って両計算法でトランスとストラットの荷重の分担化が若干異なること、および材料の降伏値の与え方に差があることなども原因と考えられる。

* 上田幸雄委員(阪大)の意見

2.2.3 実船についての計算例

2.1 節の近似計算法によってトランスリングの崩壊の特性および近似値を求めることができ、また前項で述べた骨組計算法を用いればさらに精密に実船の崩壊荷重を計算できることが明らかになった。そこで、ここではこれらの方による実船についての計算例を述べる。対象とする船として6万t級鉱石運搬船を選び、その ∞ および船首からの0.13L附近のトランスリングの崩壊解析を行なった。実船の計算にあたります鋼材の降伏応力を 28 kg/mm^2 とし、また鉱石圧は2.3節によって次のように与えられた。

$$\left. \begin{array}{l} \text{縦隔壁に加わる初期鉱石圧} \quad q_0 = 0.653 (\text{kg/cm}^2) \\ \text{船底に加わる初期鉱石圧} \quad q'_0 = 2.02 (\text{kg/cm}^2) \\ \text{鉱石バネ定数} \quad k = \frac{4.34 \times 10^6}{3.32 + \delta} (\text{kg/mm}) \\ \text{ただし} \quad \delta : \text{mm} \end{array} \right\} \quad (2.2.1)$$

ここで q_0 , q'_0 は一様に分布しているものとし、また押込み圧力は計算の簡単のためストラット基部に集中力として作用し、その大きさはストラット上下のトランスのスパン中点間の圧力の積分値に等しいとする。また静水中で鉱石を満載した場合の縦隔壁のストラット基部の変位を0とし、これより外圧が増加して縦隔壁が鉱石側に変位した値 δ を正値にとる。

(1) 近似計算

2.1 節の方法で計算を行なう際鉱石のバネ定数 k のとり方が問題となる。ここでは(2.2.1)式中の δ の値を 1.5 mm と仮定して k を決定した。 1.5 mm はトランスリングの崩壊時の変位に近いとの推定に基くものであるが、この場合 δ の値の誤差は結果にはほとんど影響しない。図2.2.3(a)は ∞ 断面の崩壊特性を示す。鉱石のバネ定数 k の値が大きいので横軸 k/K の値が大きくなり、そのためストラットの座屈による全体崩壊荷重が小さくなっている。この値は $k/K = 0$ 即ち空艤時の全体崩壊荷重に比べても小さい値である。したがって、この船の ∞ のトランスリングはストラットの座屈によって崩壊し、そのときの荷重が最終荷重となる。近似計算を船側の一様分布荷重に換算すると約 $1.9.4 \text{ m A q}$ である。図2.2.3(b)は船首より 0.13 L の断面の崩壊特性を示す。この断面では①断面の場合よりストラットが短いためその座屈荷重が増大し、空艤時($k/K = 0$)のトランスリングの全体崩壊荷重とほぼ等しい値を示している。その値は船側一様分布荷重に換算すると約 $2.3.3 \text{ m A q}$ となる。

(2) 骨組構造計算

波浪外圧 p は船側、船底何れにも一様に分布し、その値は等しいものとし、この値を増大させてトランスリングが崩壊するまでを骨組構造により解析する。既に述べたように初期鉱石圧は縦隔壁および船底にそれぞれ一様に分布するものとし、押込圧力は縦隔壁ストラット基部に集中して作用し、その大きさはストラット上下のトランスのスパンの中点間の圧力の積分値に等しいとする。

実船について計算する場合、はじめに述べたように押込圧による変位 δ の初期値を満載吃水状態のストラット基部の縦隔壁面の位置にとるとすれば、この位置は弾性構造計算によって求められる。いまこの値を d とする。ここで行なう計算では外圧は全て一様で等しいものであるから、満載時の静水圧によって生ずる変位 d に等しい変位を生ぜしめる一様外圧を p_0 とし、これが静水圧と等価な初期水圧とする。(図2.2.4および図2.2.5参照)この p_0 からスタートして外圧を増大してトランスリングが崩壊するまで計算を進めればよい。

図2.2.4(a), (b)は ∞ 断面のトランスリングの崩壊解析結果であり、(a)はビルジ部を支持した場合、(b)は同じビルジ部を自由にした場合であり、(a)の場合は、骨組構造に塑性関節や座屈関節が発生する

* 青木元也委員(船研)により計算された。

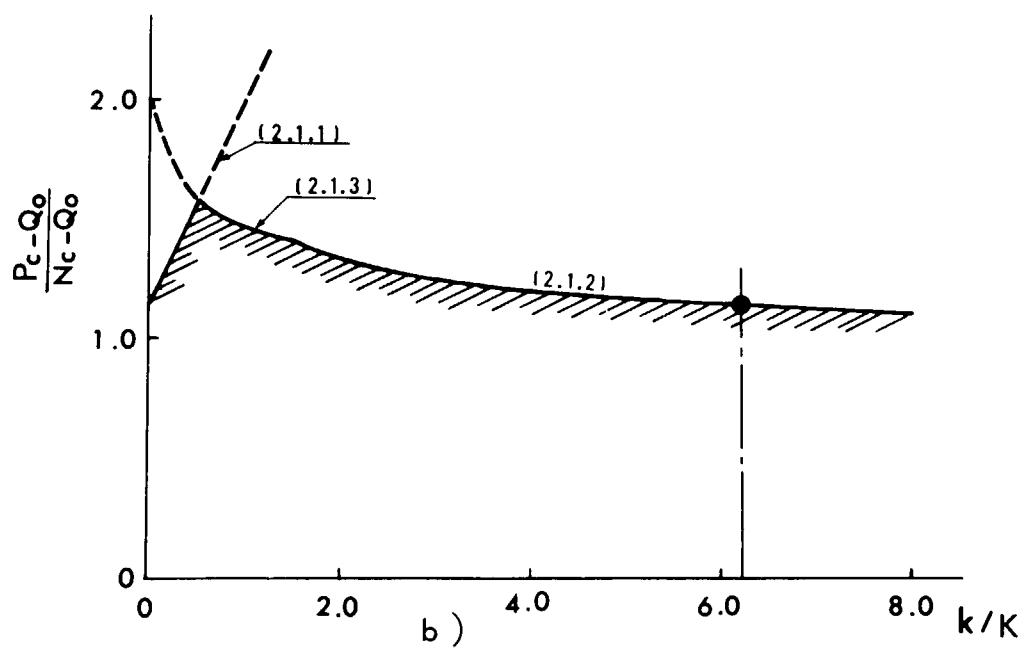
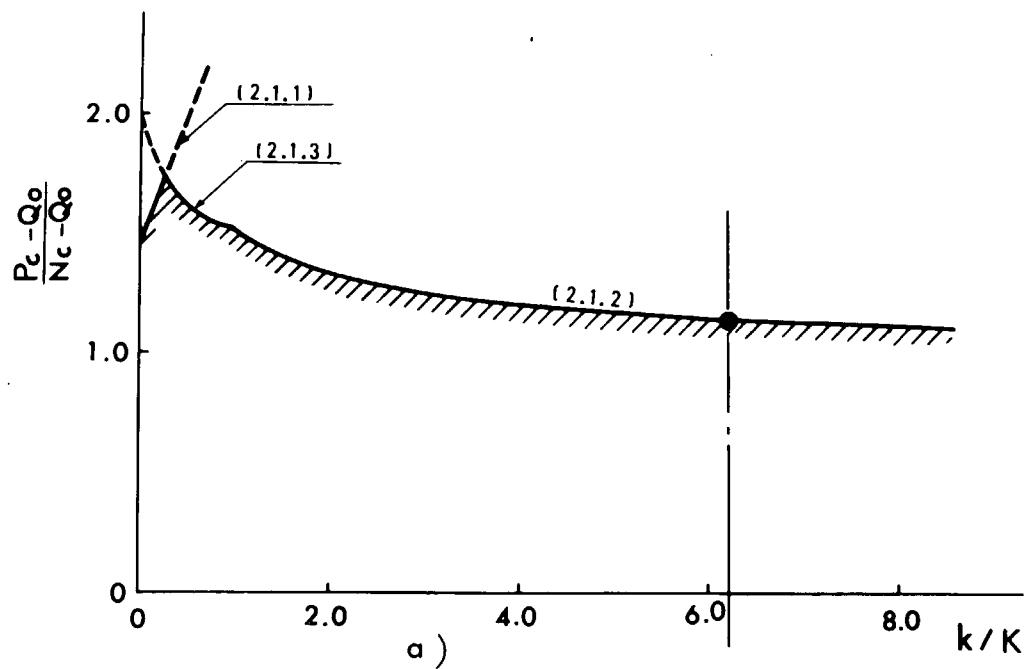


図 2. 2. 3

図 2.2.5

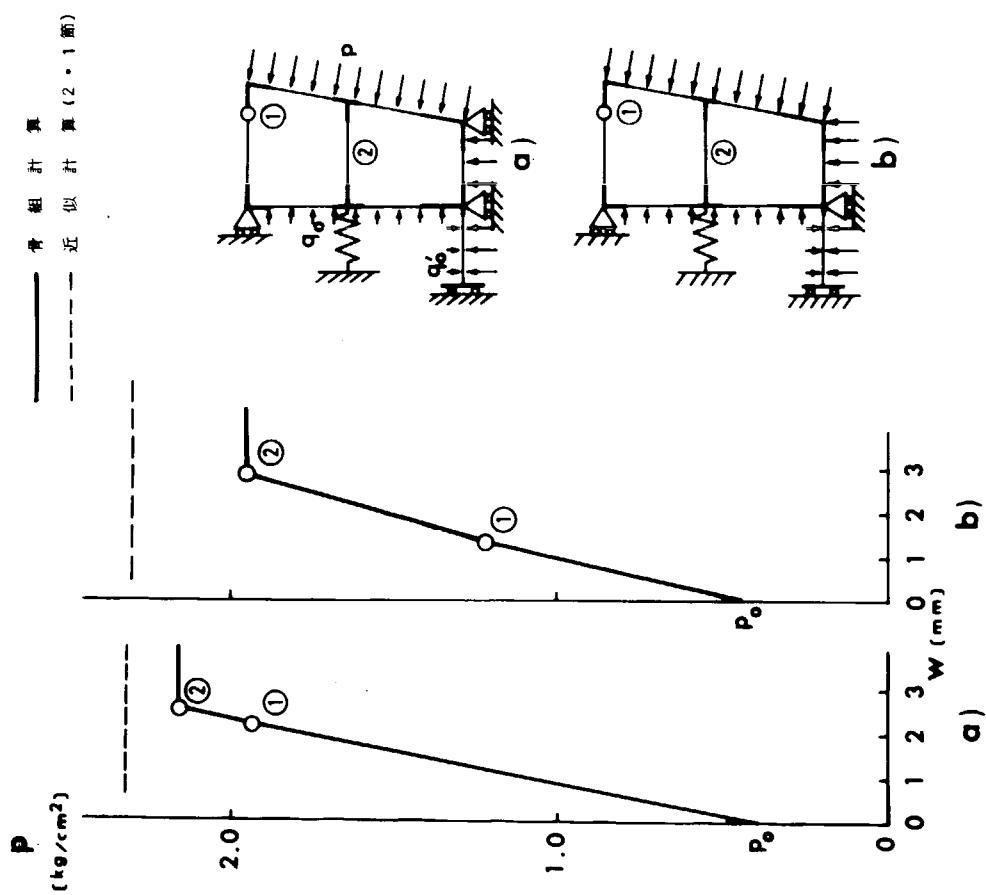
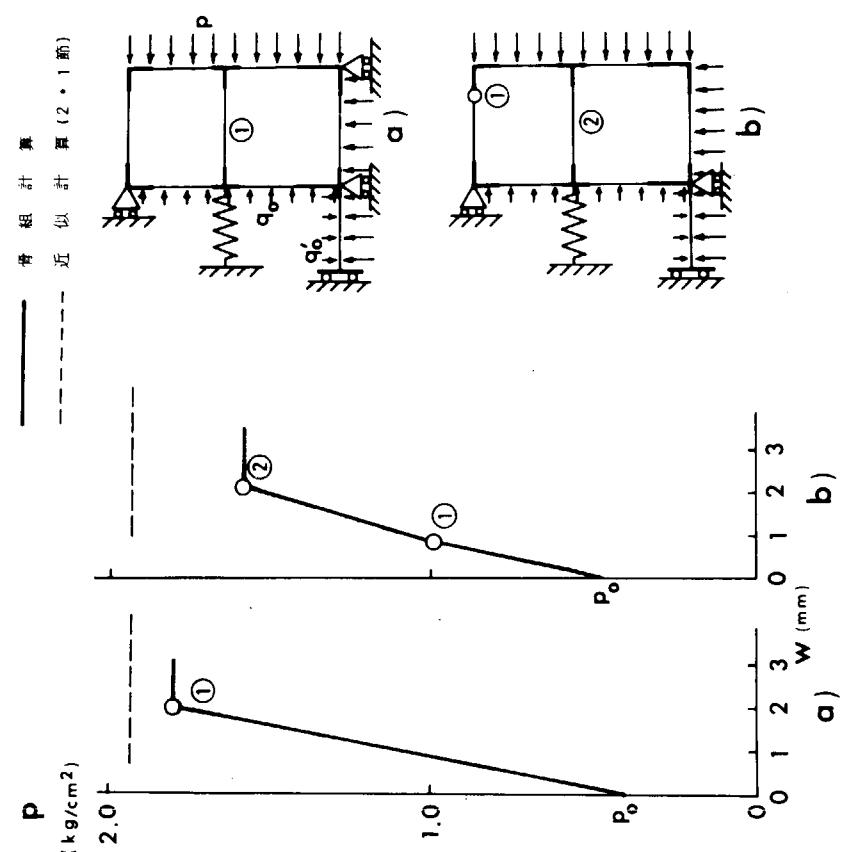


図 2.2.4



ことなくストラットの座屈によって全体崩壊しており、崩壊圧力は約 18.1 mAq である。また(b)の場合は、ガンネルコーナーに座屈関節が発生した後にストラットが座屈して全体崩壊しており、崩壊圧力は約 15.9 mAq である。実船の崩壊圧力はこの中間の値をとり約 17.0 mAq と推定される。図中の点線は近似計算により求めた崩壊荷重である。

図 2.2.5(a), (b)は船首より $0.13L$ 断面のトランスリングの崩壊解析結果であり、前と同様(a)はビルジ部支持、(b)は自由の場合である。(a), (b)ともにガンネルコーナーに座屈関節が発生した後にストラットが座屈しており、崩壊圧力は(a)の場合が約 21.5 mAq , (b)の場合が約 19.6 mAq であり、実船の崩壊荷重はこれらの中間で約 20.6 mAq と推定される。また図中の点線は近似計算による値である。

2.2.4 崩壊荷重の発現頻度推定*

上記のように 6 万 ton 級鉱石運搬船（船長 210 m ）について崩壊荷重を推定した結果は、船側の一様分布荷重に換算して船首より $0.13L$ 後方の断面において崩壊圧力は 20.6 mAq となり、また船体中央部断面において崩壊圧力は 17.0 mAq となった。そこで、このような崩壊圧力に相当する波浪変動水圧が実際の航海状態においてどの程度の確率で発生するかを推定してみる。SR131部会で行なわれた 20 万 ton 級タンカー（船長 310 m ），12 万 ton 級鉱石運搬船（船長 247 m ）及びコンテナ一船（船長 175 m ）についての波浪変動水圧推定結果¹²⁾ の中で、12 万 ton 級鉱石運搬船の波浪変動水圧推定結果がそのまま 6 万 ton 級鉱石運搬船に適用し得るものと仮定して以下検討を進める。

まず、波浪変動水圧の短期予測結果を表 2.2.1 及び表 2.2.2 に示す。

表 2.2.1 S.S. 8-1/2 断面における船側変動水圧の短期予測

| δ | 180° | 135° | 90° |
|---------------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| $R/\rho g H$ | 0.31 | 0.36 | 0.33 |
| $R(H=15.25 \text{ m})$ | 4.75 mAq | 5.36 mAq | 5.05 mAq |
| $N(P=2.06 \text{ mAq})$ | 4.600 | 4.50 | 1.600 |
| $H(P_1/1.000=2.06 \text{ mAq})$ | 1.68m | 1.44m | 1.57m |
| $H(P_1/1.000=2.06 \text{ mAq})$ | 1.47m | 1.26m | 1.38m |

表 2.2.2 船体中央部断面における船側変動水圧の短期予測

| δ | 180° | 135° | 90° |
|---------------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| $R/\rho g H$ | 0.29 | 0.37 | 0.37 |
| $R(H=15.25 \text{ m})$ | 3.60 mAq | 4.69 mAq | 4.69 mAq |
| $N(P=17.0 \text{ mAq})$ | 3.4000 | 3.90 | 3.90 |
| $H(P_1/1.000=17.0 \text{ mAq})$ | 1.86m | 1.43m | 1.43m |
| $H(P_1/1.000=17.0 \text{ mAq})$ | 1.63m | 1.25m | 1.25m |

表 2.2.1 は船首より $0.15L$ 後方即ち S.S. 8-1/2 断面に働く船側変動水圧に関する短期予測結果を示す。船側変動水圧が大きい値をとるようないわゆる正面迎波状態 ($\delta = 180^\circ$)、斜迎波状態 ($\delta = 135^\circ$) 及び横波状態 ($\delta = 90^\circ$) にて船速 13.2 kt (フルード数 = 0.15) で航海している場合の船側変動水圧標準偏差無次元値 ($R/\rho g H$) を表の第 2 行に示した。これらの値は水線における値とビルジ部における値

* この項の執筆担当

の平均値をとて船側平均圧力に相当するものと仮定した。このような大きい船側変動水圧標準偏差無次元値を生じる波浪海面の平均波周期Tは、波に対する迎角 δ によって若干のバラッキはあるが、船長210mの6万ton級鉱石運搬船については $T = 8.5 \sim 10 \text{ sec}$ の範囲である。この程度の平均波周期の波浪海面については、北大西洋で観測された最大有義波高としては、 $H = 12.25 \text{ m}$ が発現頻度は極めて小さいながらも存在している。そこで $H = 12.25 \text{ m}$ の場合にSS.8-1/2断面に働く船側変動水圧の標準偏差Rを求めた結果を表の第3行に示した。S.S.8-1/2断面は船首より0.13L後方の断面に極く近いから、その崩壊水圧Pを前記の推定値2.06mAqと等しいと仮定して、有義波高12.25mの短期不規則波浪海面においてN回に1回の船側変動水圧最大期待値 $P_{1/N}$ が崩壊水圧2.06mAqに達するものとしてN($P = 2.06 \text{ mAq}$)を求めた結果を表の第4行に示した。さらに、短期不規則波浪海面($T = 8.5 \sim 10 \text{ sec}$)において1.000回に1回(約2時間に1回)あるいは10.000回に1回(約1昼夜に1回)の船側変動水圧最大期待値が崩壊水圧2.06mAqに達するような限界有義波高H($P_{1/N} = 2.06 \text{ mAq}$)を求めた結果を、それぞれ表の第5行あるいは第6行に示した。

表2.2.2は船体中央部の断面に働く船側変動水圧に関する短期予測結果を示す。崩壊水圧を前記の推定値1.70mAqとして表2.2.1の場合と全く同様の推定計算を行なった結果を第2行より第6行に示した。ただし、表に示すように大きい船側変動水圧標準偏差無次元値を生じる波浪海面の平均波周期は、船長210mの6万ton級鉱石運搬船については $T = 7 \sim 8 \text{ sec}$ の範囲である。

表2.2.3 北大西洋における風力階級の長期発現確率

| 風力階級 | BFT. 8 | BFT. 9 | BFT. 10 |
|----------|-------------|-------------|-------------|
| 発現確率 | 0.0626 | 0.0176 | 0.0079 |
| 遭遇日数 | 313 days | 88 days | 40 days |
| 波との出会い回数 | $10^{6.50}$ | $10^{5.94}$ | $10^{5.60}$ |

表2.2.4 S.S.8-1/2断面における船側変動水圧の長期予測

| δ | Q | BFT. 8 | BFT. 9 | BFT. 10 |
|----------|--------------|----------|----------|----------|
| 180° | 10^{-4} | 1.08 mAq | 1.23 mAq | 1.38 mAq |
| 180° | $10^{-5.6}$ | — | — | 1.93 mAq |
| 180° | $10^{-5.94}$ | — | 1.83 mAq | — |
| 180° | $10^{-6.5}$ | 1.76 mAq | — | — |
| 135° | 10^{-4} | 1.24 mAq | 1.41 mAq | 1.58 mAq |
| 135° | $10^{-5.6}$ | — | — | 2.21 mAq |
| 135° | $10^{-5.94}$ | — | 2.09 mAq | — |
| 135° | $10^{-6.5}$ | 2.02 mAq | — | — |

表2.2.5 船体中央部断面における船側変動水圧の長期予測

| δ | Q | BFT. 8 | BFT. 9 | BFT. 10 |
|----------|--------------|----------|----------|----------|
| 90° | 10^{-4} | 9.4 mAq | 10.7 mAq | 11.7 mAq |
| 90° | $10^{-5.6}$ | — | — | 1.64 mAq |
| 90° | $10^{-5.94}$ | — | 1.59 mAq | — |
| 90° | $10^{-6.5}$ | 1.53 mAq | — | — |

つぎに、波浪変動水圧の長期予測結果を表 2.2.3～2.2.5 に示す。

まず、6万 ton 級鉱石運搬船が常時北大西洋海域を航海するものと仮定する。表 2.2.3 は北大西洋における気象観測船の観測による風力階級の長期発現確率を示し¹³⁾、さらに 1 隻の船の生涯の航海日数を 5,000 日とした場合に、この船が BFT. 8, 9, 10 の苛酷な航海状態に遭遇する日数と、この間における波との出会い回数を示した。

第 2.2.3 のような航海条件の下に 6 万 ton 級鉱石運搬船が船速 13.2 kt で航海していると仮定して、S.S. 8-1/2 断面に働く船側変動水圧の長期予測を行なった結果を表 2.2.4 に示す。S.S. 8-1/2 断面に働く船側変動水圧は正面迎波状態 ($\delta = 180^\circ$)、斜迎波状態 ($\delta = 135^\circ$) 及び横波状態 ($\delta = 90^\circ$) において大きいが、斜迎波状態において最も大きい。表の第 2 行及び第 6 行には、正面迎波状態及び斜迎波状態について風力階級 BFT. 8～10 における北大西洋の長期波浪発現頻度資料¹³⁾に基いて長期超過確率 $Q = 10^{-4}$ に対応する船側変動水圧を求めた結果を示した。これらの値は、水線における波浪変動水圧の長期予測値とビルジ部における波浪変動水圧の長期予測値との平均値をとって、船側平均水圧に等しいと近似した。これらの値に基き、BFT. 8, 9, 10 の各場合について波との出会い回数の中で船側変動水圧が 1 回だけそのレベルを超えるような最大値を推定した結果を第 3, 4, 5 行(正面迎波状態)及び第 7, 8, 9 行(斜迎波状態)に示した。これらの結果によれば、船速 13.2 kt にて常に正面迎波状態で航海しているならば、BFT. 8, 9, 10 の何れの場合にも S.S. 8-1/2 断面に働く船側変動水圧の最大レベルは崩壊水圧 2.06 mAq より若干下廻っているが、船速 13.2 kt にて常に斜迎波状態で航海しているならば、BFT. 8, 9, 10 の各場合に S.S. 8-1/2 断面に働く船側変動水圧の最大レベルは崩壊水圧 2.06 mAq にほぼ等しいかやや上廻ることになる。

表 2.2.5 には、表 2.2.3 のような航海条件の下に 6 万 ton 級鉱石運搬船が船速 13.2 kt で航海していると仮定して、船体中央部断面に働く船側変動水圧の長期予測を行なった結果を示す。船体中央部断面に働く船側変動水圧は斜迎波状態 ($\delta = 135^\circ$)、横波状態 ($\delta = 90^\circ$) 及び斜追波状態 ($\delta = 45^\circ$) において大きく、各場合においてその値に大した差はないが横波状態において最も大きい。表の第 2～5 行には、横波状態について表 2.2.4 の場合と同様の方法によって船体中央部断面に働く船側変動水圧の長期予測推定を行なった結果を示した。ただし、第 2 行の長期超過確率 $Q = 10^{-4}$ に対応する船側変動水圧の値は、水線における波浪変動水圧長期予測値に基いて、ビルジ部の波浪変動水圧長期予測値はその 60% に等しいと近似し、これらの両者の平均値をとって船側平均水圧としたものである。表 2.2.5 に示す結果によれば船速 13.2 kt にて常に最悪の横波状態で航海しているとしても、BFT. 8, 9, 10 の各場合に船体中央部断面に働く船側変動水圧の最大レベルは崩壊水圧 1.70 mAq をわずかに下廻ることになる。

以上の長期予測結果は、つぎのような現実に反した苛酷な条件下に行なわれたものである。即ち、

- a) 船が常時北大西洋海域を航海している。
- b) 船が波に対して常時最悪条件となる一定迎角を保って航海している。
- c) 異常に波高の高い海面でも計画速力に近い比較的の高速を維持している。

実際には、船は常時このような苛酷な条件の下に航海しておらず、特に荒天時の船速の自然低下あるいは意識的減速により正面迎波状態及び斜迎波状態における船側変動水圧は 5～10% 程度軽減される。

また、12万 ton 級鉱石運搬船（船長 247 m）の波浪変動水圧長期予測値をそのまま 6 万 ton 級鉱石運搬船（船長 210 m）の長期予測値に等しいとして崩壊水圧との比較推定をしたが、実際には 6 万 ton 級鉱石運搬船の波浪変動水圧長期予測値は 12 万 ton 級鉱石運搬船のそれよりやや小さいものと推定される。

以上のように波浪変動水圧をやや過大評価している傾向になっていることを考慮すれば、6 万 ton 級鉱石運搬船の崩壊荷重推定方法が妥当である限り、この船の構造強度設計は適切であり崩壊に対する安全性は保持されているものと判断される。ただし、異常海象下においては斜迎波状態及び横波状態を避けて正面迎波状態を保つこと（追波状態は差支えない）並びに適切な減速を行なうこと等の運航上の配慮は十分になされねるべきである。

2.2.5 まとめ

2.1節においては近似計算法によるトランスリングの崩壊計算法および崩壊特性について説明を行ない、本節においては骨組構造計算法による比較的精度の高い崩壊解析法を示した。さらに計算結果をSRL133部会で行なわれた多数の実験結果と比較し、これらの方針を用いることによってトランスリングの崩壊特性および崩壊荷重を推定することができることを確認した。最後に実船についての崩壊荷重の計算例を示した。

2.1節および2.2節の文献

- 1) 山本善之他：鉱石運搬船船側構造の波浪変動圧による動的崩壊
日本造船学会論文集，第132号（昭和47年12月）
- 2) 上田幸雄他：船体最終横強度解析に関する基礎的研究
日本造船学会論文集，第136号（昭和49年12月）
- 3) 栖原寿郎他：ウィングタンク構造の崩壊荷重の近似計算法
日本造船学会論文集，第138号（昭和50年12月）
- 4) 栖原寿郎他：鉱石運搬船船側構造模型の崩壊実験とその解析
西部造船会会報，第51号（昭和51年3月）
- 5) 西牧 興：油槽船の横強度の計算例について
日本造船学会論文集，第108号（昭和35年12月）
- 6) 服部陽一他：鉱石専用船および鉱石兼用船の横強度の検討
日本造船学会論文集，第129号（昭和46年6月）
- 7) 船体構造強度に関する研究報告書
日本造船研究協会第133部会研究資料，No.178（昭和48年3月）
(2 頁 執筆担当 栖原寿郎)
(16 頁 " 安藤文隆，青木元也)
(56 頁 " 安川 度)
- 8) 船体構造強度に関する研究報告書
日本造船研究協会第133部会研究資料，No.194（昭和49年3月）
(21 頁 執筆担当 安藤文隆，青木元也)
(78 頁 " 安川 度，川上 雄)
- 9) 船体構造強度に関する研究報告書
日本造船研究協会第133部会研究資料，No.165（昭和47年3月）
(28 頁 執筆担当 栖原寿郎)
- 10) 船体構造強度に関する研究報告書
日本造船研究協会第133部会研究資料，No.215（昭和50年3月）
(22 頁 執筆担当 栖原寿郎)
- 11) Sherif M.H.Rashed
An Ultimate Transverse Strength Analysis of Ship Structures, 大阪大学博士論文（昭和50年）
- 12) 波浪外力に関する水槽試験報告書
日本造船研究協会第131部会研究資料，No.213（昭和50年3月）
(64 頁 執筆担当 福田淳一，藤井 齊)
- 13) H.Walden : Die Eigenschaften der Meerswellen im Nord-Atlantischen Ozean,
Deutscher Wetterdienst, Seewetteramt,
Einzelveröffentlichungen Nr. 41, Hamburg (1964)

2.3 崩壊に関する動的影響

(執筆担当 安川度、川上肇、川崎重工業)
1), 2)

船側構造の動的崩壊現象については、これまでほとんど研究が行なわれておらず、本研究部会の研究があるに過ぎない。本研究部会においては、波浪変動圧をうける場合及び波浪衝撃圧をうける場合について、主として実験的に研究が行なわれ、下記に述べる事項が明らかにされた。しかし多くの不明な点が残されており、今後の研究に待たねばならない。

2.3.1. 波浪変動圧をうける場合¹⁾

鉱石運搬船が満載状態で航行中、空艤の船側タンクが大きな波浪変動圧をうけると、船側構造は次のような過程で動的崩壊を生じる。

- (1) ストラットの軸方向変位は縦通隔壁の位置で拘束に近いので、2.1で示されたように荷重の大部分はストラットが受け持ち、まずストラットの座屈が生じる。そして、ストラットの座屈後の急激な耐力の減少が引き金となり、船側外板の動的挙動が始まる。
- (2) 次にトランスリングの横倒れ、局部座屈等によって耐力が低下し、船側外板に大きな撓みが生じる。このときの船側外板の平均撓み速度は縮尺1.6/19の模型では図2.3.1に示されるように約1900 mm/secとなり、実船に換算すると約7m/secとなる。またストラットが座屈して後最大撓みに達するまでの時間は実船で0.2~0.3秒程度である。¹⁾
- (3) さらに撓みが大きくなると外板の膜剛性による抗力が増大して、外板の撓み速度は遅くなり、或る点で外板は最大撓みに達する。
- (4) この最大撓みは外圧による仕事と内力による仕事が等しいという条件から決る。

外板に静的圧力を加えた場合の圧力と撓みの関係を模式的に表わせば図2.3.2のようになる。圧力が $P = P_0$ になるとストラットの座屈が生じ、外板の撓みは静的には $w = w_s$ で平衡する。しかし前述の、ストラットの座屈により誘起される動的挙動を考慮すると、外板の撓みは図のAとBの面積が等しくなる $w = w_d$ まで進行する。実際には、いくつかのストラットの座屈に時間的なずれが生じ、動的効果によって図の点線のような挙動をするので、実際の外板の撓みは w_s と w_d の間に来るものと考えられる。

2.3.2. 波浪衝撃水圧をうける場合³⁾

波浪衝撃水圧をうける場合の船側構造の挙動は、前述の変動圧のような準静的な場合と異なり、衝撃圧の作用時間が短いので、一度の衝撃で船側構造の変形が大きくなることはなく、くり返し衝撃によって変形が進行する。

20万トンタンカーのOne tankの縮尺模型（ストラット方式、ストリンガー方式、ストラットレス方式）の実験によれば次のような結果が得られる。

- (1) くり返し衝撃荷重が作用する場合、ストラット方式及びストリンガー方式では、ストラットの座屈によって全体崩壊が始まり、耐荷力は最高値に達した後急激に低下する。ストラットレス方式では甲板及び船底横桁の横倒れ及び局部座屈によって崩壊が決り、崩壊後も耐荷力はあまり変化せず残留変形だけが進行する。（図2.3.3参照）
- (2) ストラットの座屈で崩壊が決る場合、ストラットの動的座屈及び歪速度による降伏応力の上昇の影響により、衝撃崩壊荷重は静的崩壊荷重より高くなる。1/20縮尺のトランスリング模型の実験では、衝撃立上り時間1/800secのとき、衝撃崩壊荷重は静的崩壊荷重の1.4~1.7倍ぐらいになる。また1/14縮尺の船側タンク模型の実験では、衝撃立上り時間が1/100secで1.27倍になっている。³⁾
- (3) 甲板及び船底横桁の横倒れ又は局部座屈により崩壊が決る場合には、船側構造の固有周期と衝撃荷

重の立上り時間の関係によって衝撃崩壊荷重が静的崩壊荷重を下まわることがある。したがって全体崩壊がストラットの座屈により決る場合には波浪衝撃荷重を静的荷重と見做せば安全側であるが、全体崩壊が横桁の横倒れ又は局部座屈により生じる場合は不安全側となることがあるので注意を要する。

参考文献

- 1) 日本造船所研究協会第133研究部会
昭和47年度報告書 P 86~95 (担当 山本善之、大坪英臣)
" 48 " P 100~115 (")
" " P 62~76 (")
- 2) 山本善之、大坪英臣 : "鉱石運搬船船側構造の波浪変動圧による動的崩壊" 造船学会論文集
第132号 P 323~334
- 3) 日本造船研究協会第133研究部会
昭和47年度報告書 P 56~65 (担当 安川度)
" 48 " P 78~87 (担当 安川度、川上謹)

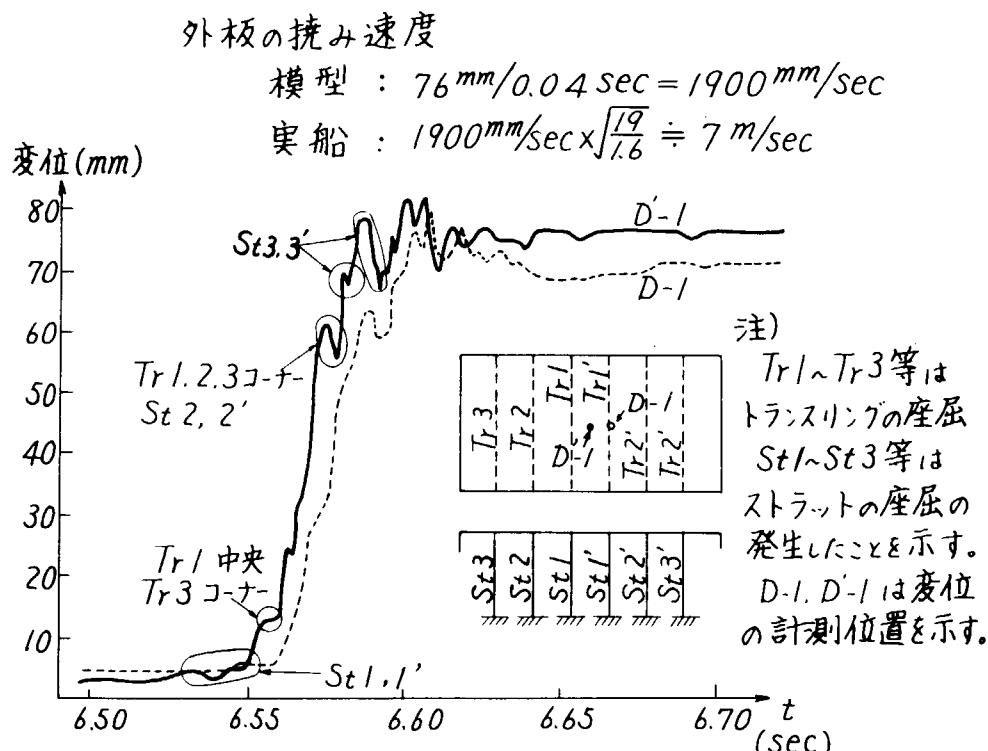


図 2.3.1 船側外板の撓み～時間曲線²⁾
(1.6/10 縮尺船側構造模型による実験結果)

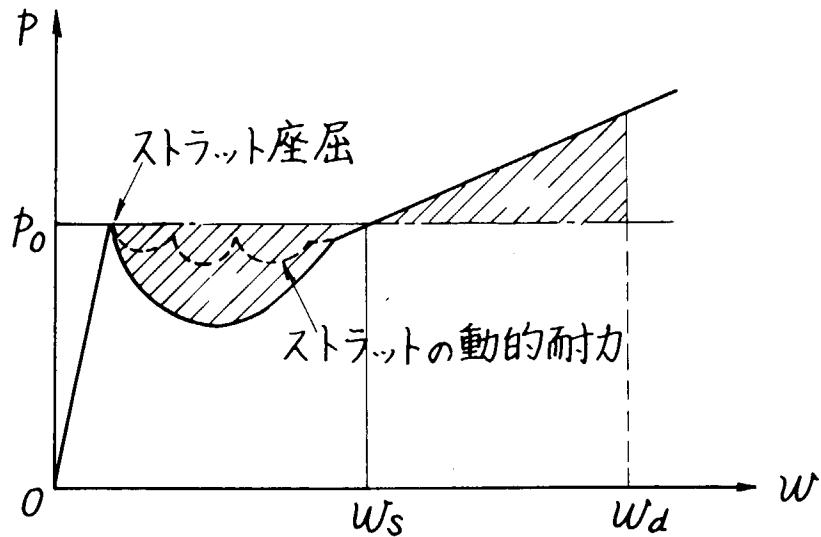


図 2.3.2 外板の圧力と撓みの関係²⁾

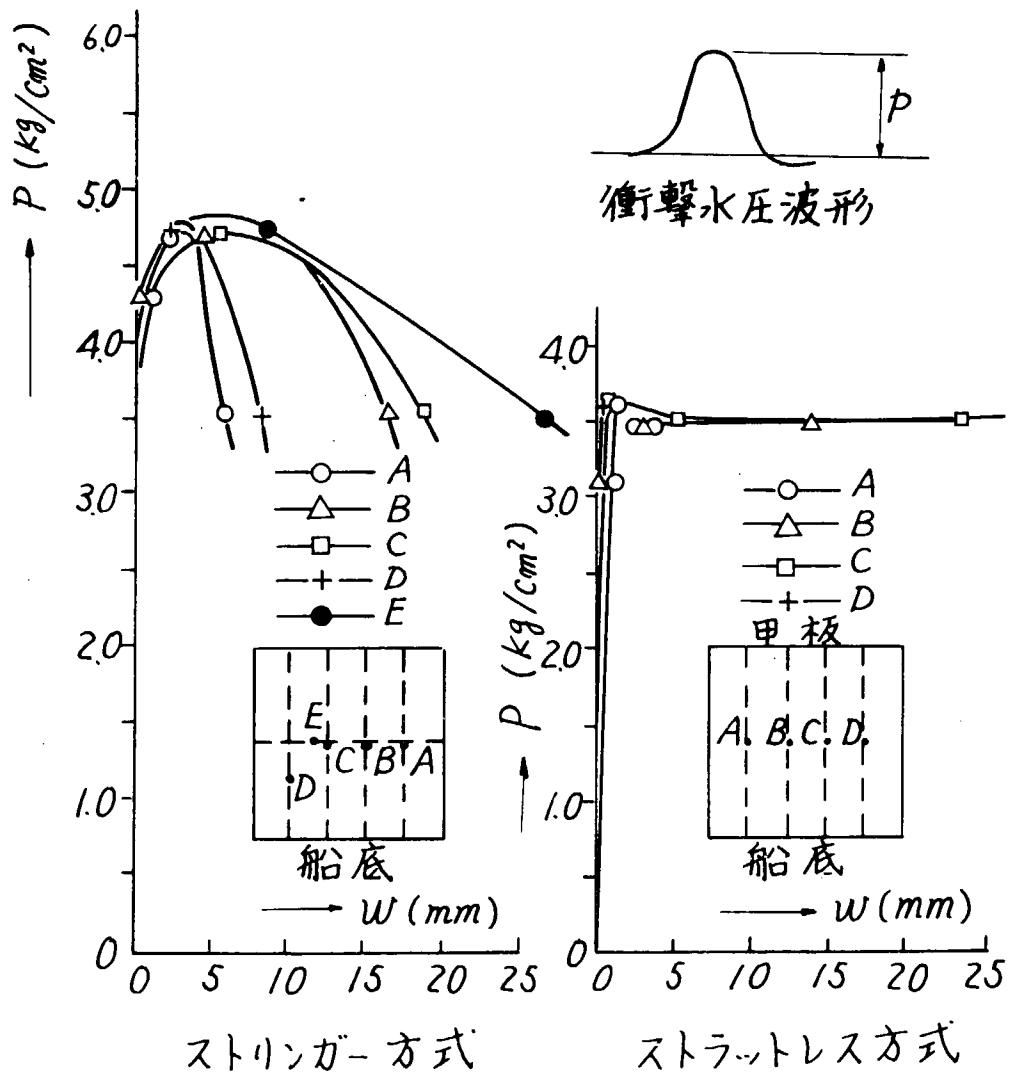


図 2.3.3 くり返し衝撃による船側外板の残留撓みと衝撃水圧の関係³⁾

(模型実験結果)

2.4 鉱石圧についての検討

(執筆担当 青木元也 船舶技術研究所)

鉱石運搬船に積載された鉱石ペレットのような粒状体の力学的性質は非常に複雑であり、また多くの因子によってその挙動は影響される。鉱石倉壁に加わる鉱石圧に関して有限要素法による解析も行なわれているが^{6) 8)}、ここでは試設計時に用い得る簡便な計算法について検討した。

2.4.1 鉱石ペレットの性質

船倉内に積込まれた鉱石ペレットによって生ずる圧力について検討するためには、ペレットの応力、ひずみ関係等の基本的性質を知る必要がある。その目的のために三軸圧縮試験を行なったが、その結果を図2.4.1に示す。この試験はゴムスリーブに入れた試料(直径150mm、高さ350mm)に一定側圧pを加えて保持し、次いで軸圧qを定ひずみ速度で加えて試料を崩壊に至らしめ、この間の軸圧q、軸ひずみεおよび体積ひずみ△V/Vを計測したものである。この実験から得られた内部摩擦角は42.8°であった。別途行なった実験から鋼板との摩擦係数として0.42が得られた。また積込み直後における粗な状態での鉱石ペレットの見かけの密度は2.25g/cm³であった。

2.4.2 積込み時の鉱石圧

側壁が静止の状態にあるときの粒状体の水平方向圧力は、側壁が粒状体から遠ざかる方向へ変位し始めるときに生ずる主働土圧よりもかなり大きいことが確認されている。静止状態における水平方向圧力qと垂直方向圧力との比q/pを静止土圧係数K₀と呼んでいる。この静止土圧係数は粒状体の種類、間げき比等によってかなり異なった値を示すことが報告されている。^{4) 5)} ここでは、静止状態に対する弾性理論の適用から導かれる次の関係を用いた。

$$K_0 = \nu / (1 - \nu) \quad (2.4.1)$$

ここで、νはボアリントン比であり次式²⁾を用いて計算される。

$$\nu = \frac{1}{2} \left\{ 1 - \frac{d}{\epsilon} \left(\frac{\Delta V}{V} \right) \right\} \quad (2.4.2)$$

ここで、εおよび△V/Vは三軸圧縮試験から求められる軸ひずみおよび体積ひずみであり、減少を正としている。これらの関係にここで行なった三軸圧縮試験の結果を代入すると、静止土圧係数K₀は次のように表わせる。⁷⁾

$$K_0 = \frac{1.439 - p}{1.839 + p} \quad (2.4.3)$$

即ち、静止土圧係数は側圧p(Kg/cm²)に関係している。このことは船倉内に積込まれた鉱石の表面からの深さによってK₀の値が変ることを意味する。

倉内に積込まれた鉱石の圧力計算式を導くために、船体の長さ方向には平面ひずみ状態を仮定して、サイロの土圧理論を適用した⁷⁾。すなわち、垂直方向圧力p₀の位置からの深さhにおける垂直方向圧力pおよび側壁に加わる圧力qは次のように表わせる。ここではhは小さい範囲とし、その間でK₀は一定としている。

垂直壁の場合

$$p = \frac{\ell r}{2 \mu K_0} + (p_0 - \frac{\ell r}{2 \mu K_0}) e^{-\frac{2 \mu K_0}{\ell} h} \quad (2.4.4)$$

$$q = K_0 p \quad (2.4.5)$$

傾斜壁の場合

$$a = \frac{(K_0 - \tan^2 \beta)(\mu + \tan \beta)}{(1 - 2\mu \tan \beta - \tan^2 \beta) \tan \beta} - 1 \quad \text{として}$$

$a \neq 1$ のとき

$$p = \frac{r}{a-1} \left(\frac{\ell}{2 \tan \beta} - h \right) \left\{ 1 + \left(\frac{2 \tan \beta}{\ell r} (a-1) p_0 - 1 \right) \left(1 - \frac{2 \tan \beta}{\ell} h \right)^{a-1} \right\} \quad (2.4.6)$$

$a = 1$ のとき

$$p = r \left(\frac{\ell}{2 \tan \beta} - h \right) \left(\frac{2 \tan \beta}{\ell r} p_0 + \log \frac{1}{1 - \frac{2 \tan \beta}{\ell} h} \right) \quad (2.4.7)$$

$$q = \frac{K_0 - \tan^2 \beta}{1 - 2\mu \tan \beta - \tan^2 \beta} - p \quad (2.4.8)$$

上式の中で、 μ は鉱石ベレットと側壁との摩擦係数、 r は鉱石ベレットの見かけの密度、 ℓ は垂直方向圧力が p_0 における深さでの船倉幅、 β は側壁の垂直からの傾斜角度である。上式を用いた計算値と模型実験での計測値との比較を図 2.4.2 に示す。

2.4.3 船側荷重による鉱石圧の増加

鉱石を積載した船舶の船側から荷重が加わった場合、縦通隔壁は倉内鉱石のがわへ変位し、これによって隔壁に加わる鉱石圧は増加するが、この増加量を押し込み圧と呼んでいる。ここで、ある深さにおける鉱石の薄い層と三軸圧縮試験との対応を考えてみる。薄い層に垂直方向に働く圧力は三軸圧縮試験の側圧 p に相当し、また隔壁の変位によって生ずる押込み圧は軸圧 q に対応し、隔壁の変位と船倉幅との比は軸ひずみ ϵ に相当する。船倉の長さ方向は平面ひずみ状態と考える。したがって、三軸圧縮試験から得られた応力-ひずみ関係をそのまま船倉内の鉱石に適応することはできないが、三軸圧縮試験から得られた応力-ひずみ関係において軸ひずみを $1/2$ 倍すれば、平面ひずみ状態の応力-ひずみ関係に等しくなることが理論および実験によって示されている⁹⁾。

図 2.4.1 に示した応力-ひずみ関係を押し込み圧の解析に用いるためにはこれを数式化する必要がある。そこで、ここで行なった三軸圧縮試験結果を平面ひずみ状態のそれに変換し、軸ひずみと軸ひずみ・軸圧力比との関係を側圧 p をパラメータとしてプロットしてみると直線関係にあることがわかる。これらの直線を

$$\epsilon / q = a + b \epsilon \quad (2.4.9)$$

と表わすと、係数 a 、 b は側圧 p の関数として次のように近似できる。

$$\left. \begin{aligned} a &= \frac{1.071 \times 10^{-3}}{p + 0.218} + 0.0909 \times 10^{-3} \\ b &= \frac{0.429}{p + 0.574} - 0.0616 \end{aligned} \right\} \quad (2.4.10)$$

上式を用いて

$$\frac{q}{\epsilon} = \frac{1}{a + b \epsilon} \quad (2.4.11)$$

の関係を側圧 p をパラメーターとして表わしたのが図 2.4.3 である。軸ひずみは船倉幅方向に一様であると仮定し、また隔壁の変位が両側でそれぞれ δ とし、船倉幅を ℓ とすると、 $\epsilon = 2 \delta / \ell$ となり、これを (2.4.11) 式に入れると

$$k = \frac{q}{\delta} = \frac{1}{\frac{\ell a}{2} + b \delta} \quad (2.4.12)$$

となる。(2.4.12) 式は単位変位によって生ずる圧力を表わしており、鉱石ペレットの挙動に等価なスプリング係数に相当する。

次に押込み圧の計算方法を述べる。図 2.4.4 に示すようにトランスリングを骨組構造にモデル化する。次いで、同図に $k_1 \sim k_{12}$ として示す鉱石の挙動に等価なスプリング係数を次のようにして定める。まず、倉内鉱石を深さ方向に各スプリング位置を含む層に分割し各層内で静止土圧係数 K_0 を一定として、最上層から順次垂直方向圧力 p を (2.4.4)、(2.4.6) または (2.4.8) 式から計算する。これを、(2.4.10) 式に代入して係数 a および b を求める。これらの値を (2.4.11) 式に入れると等価スプリング係数 $k = q / \delta$ が δ の関数として求まる。したがって、図 2.4.4 の計算モデルで、空荷の場合の変位 δ を初期値として繰返し計算を行なえば、与えられ外荷重に対して、トランスリングの変形および鉱石圧の増加量を計算することができる。

積荷鉱石が船体の動搖、振動等によって積込み当時に較べて締固まつてくることが考えられる。締固まつくると上述の等価スプリング係数 k の強さが増すと予想される。この締固まりの影響を模型実験によって検討した結果⁷⁾によると、 k の強さは約 4 倍に増加する。したがって、この場合には (2.4.12) 式の代りに次式を用いることになる。

$$k = \frac{q}{\delta} = \frac{4}{\frac{\ell a}{2} + b \delta} \quad (2.4.13)$$

この締固まつた状態に対する模型実験での計測値と上述した計算方法による計算値との比較を図 2.4.5 に示す。

2.4.4 まとめ

6 万トン級鉱石運搬船について満載状態における鉱石圧分布を計算した例を図 2.4.6 に示す。実船では鉱石は山積みされるわけであるが、その頂点を甲板面とし傾斜角を鉱石ペレットの内部摩擦角に等しいとした。そしてここでの計算では、頂点と側壁での鉱石高さの中央位置に水平な鉱石表面があるとした。図 2.4.6 に 1 点鎖線で示す側壁の鉱石圧分布は図 2.4.2 に対応するものであり、これと点線で示す圧力分布との差が船側および船底から加わる満載喫水の外荷重による押し込み圧である。

船倉内に加わる鉱石圧の算定について比較的簡便な計算方法を示したが、いっそ精度を上げるためにには次のような事項について検討する必要があると考えられる。

(1) 三軸圧縮試験の信頼性

粒状体の挙動を知るためにには、まずその応力-ひずみ関係を知る必要があり、そのためには各種の試

験が行なわれているが、その中で三軸圧縮試験が最も信頼性が高いとされている。しかしながら、この試験では試料の大きさ、装置の構成、計測方法、試験技術等が適切でないとかなり異なった値が得られる可能性が大きい。鉱石ベレットについての三軸圧縮試験も数箇所で行なわれているが^{1)、2)、3)、7)}、それらの間にも無視できない差が見られる。応力一ひずみ関係は鉱石圧の算定に際して基本的なものであり、この意味からも信頼性ある試験方法の確立が望まれる。

(2) 静止土圧係数の算定

ここでは三軸圧縮試験から静止土圧係数を算出したが、砂についての実験報告によるとその状態によって0.35～0.75という広い範囲の値を示している^{4)、5)}。この係数は側壁に加わる鉱石圧の値に非常に大きく影響するため、この係数についてのいっそうの検討が必要と考えられる。

(3) アーチ作用の効果

粒状体に特有なアーチ作用が鉱石圧分布におよぼす影響は大きいと考えられる。精度の高い圧力分布の算定にはこのアーチ作用の効果について定量的取扱いが行なわれることが望まれる。

参考文献

- 1) 山本善之他：粒状体の弾性挙動に関する基礎的研究、日本造船学会論文集、第132号、昭和47年
- 2) 山口勇男他：鉱石圧について、日本造船学会論文集、第135号、昭和49年
- 3) 寺本晋他：船倉に作用する鉱石の静的圧力の研究、日本造船学会論文集、第135号、昭和49年
- 4) 市原、松沢：壁変位中における土圧特性と裏込め砂のせん断特性の関連、土木学会論文報告集、第176号、昭和45年
- 5) スニトコ：静・動土圧、産業図書、昭和42年
- 6) 山本、浦：鉱石ベレット積込時に船倉周壁面に加わる圧力分布、日本造船学会論文集、第137号、昭和50年
- 7) 青木元也他：鉱石運搬船の横強度（第1報）、日本造船学会論文集、第138号、昭和50年
- 8) 山本、浦：鉱石船における鉱石押込み圧の理論的研究、日本造船学会論文集、第134号、昭和48年
- 9) Matsuoka H : Stress-Strain Relationships of Sands Based on the Mobilized Plane, Sands and Foundations , Vol.14, No.2、昭和49年

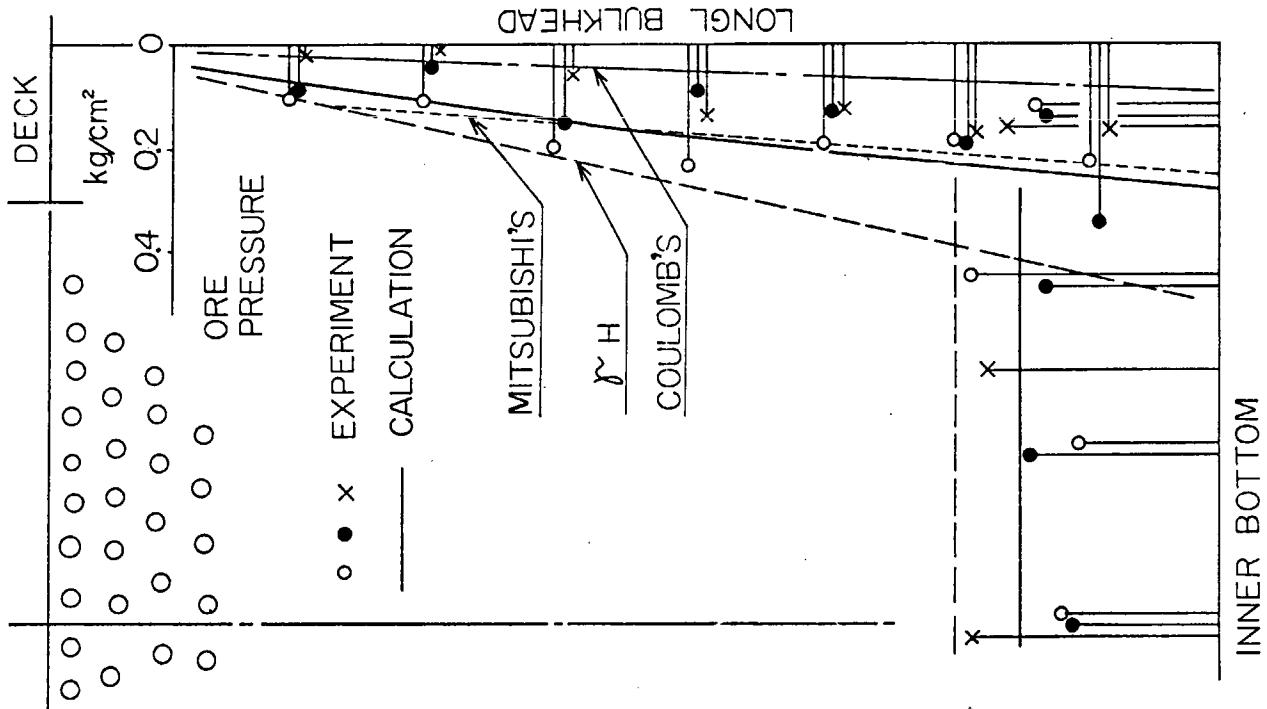


図 2.4.2 積込時の鉱石圧分布(垂直壁)

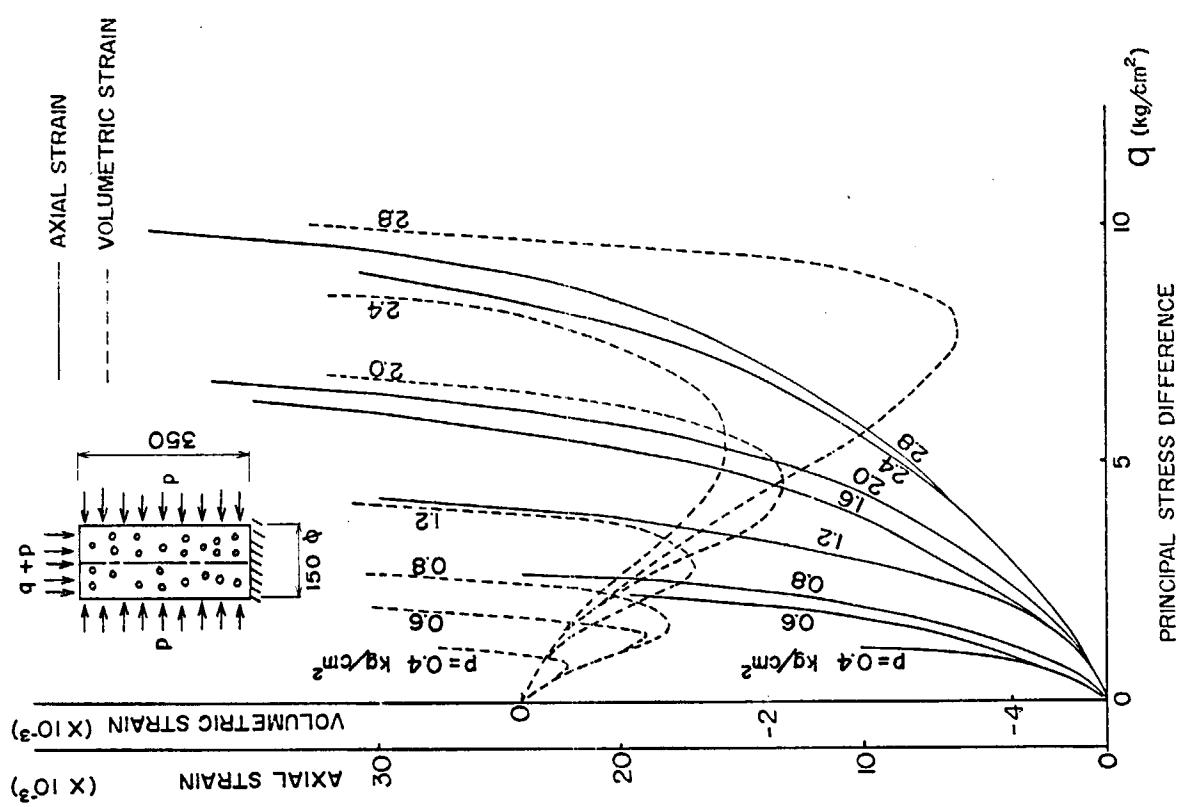


図 2.4.1 三軸圧縮試験

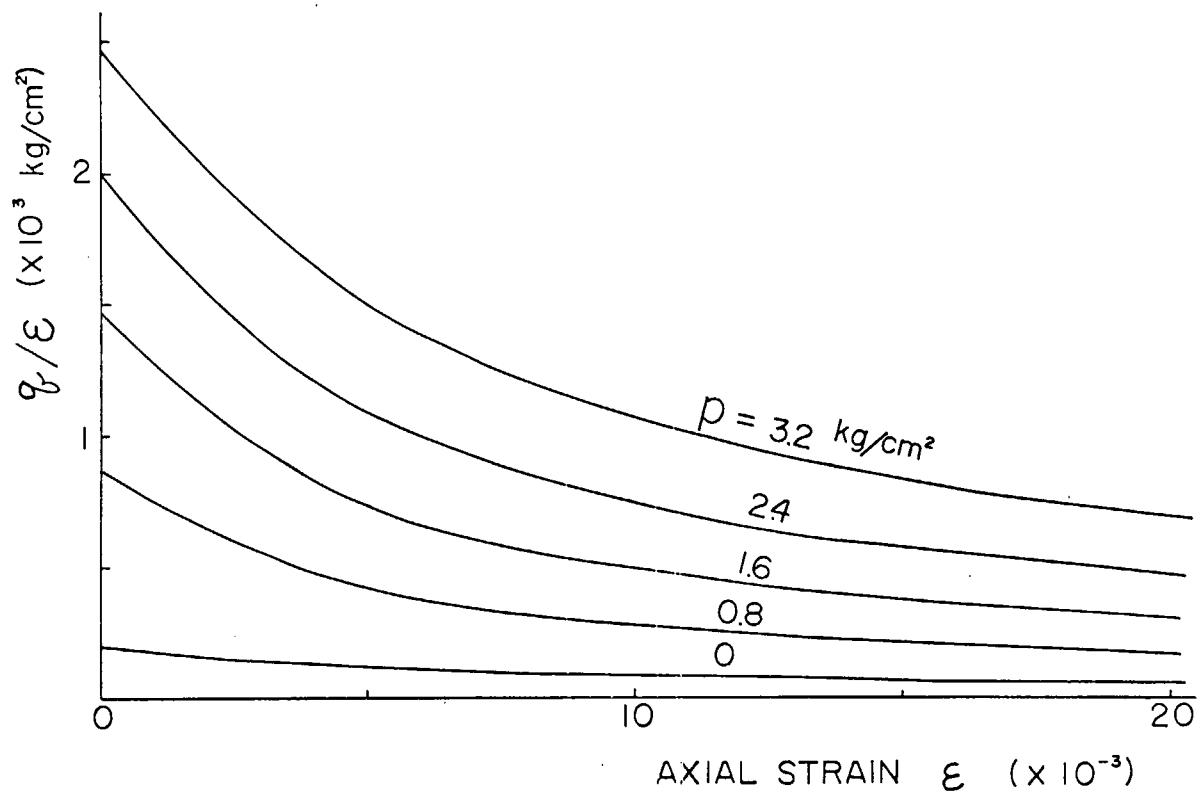


図 2.4.3 軸ひずみと軸圧力・軸ひずみ比との関係

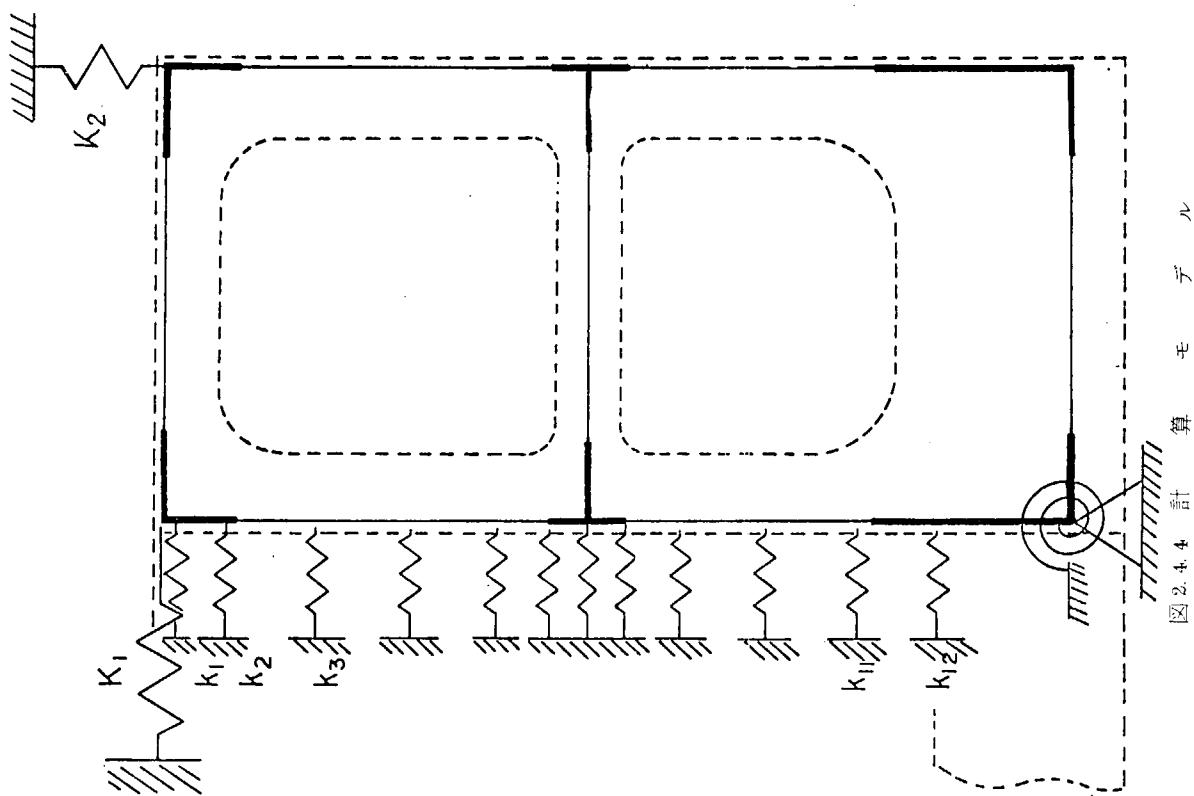


図 2.4.4 計算モデル

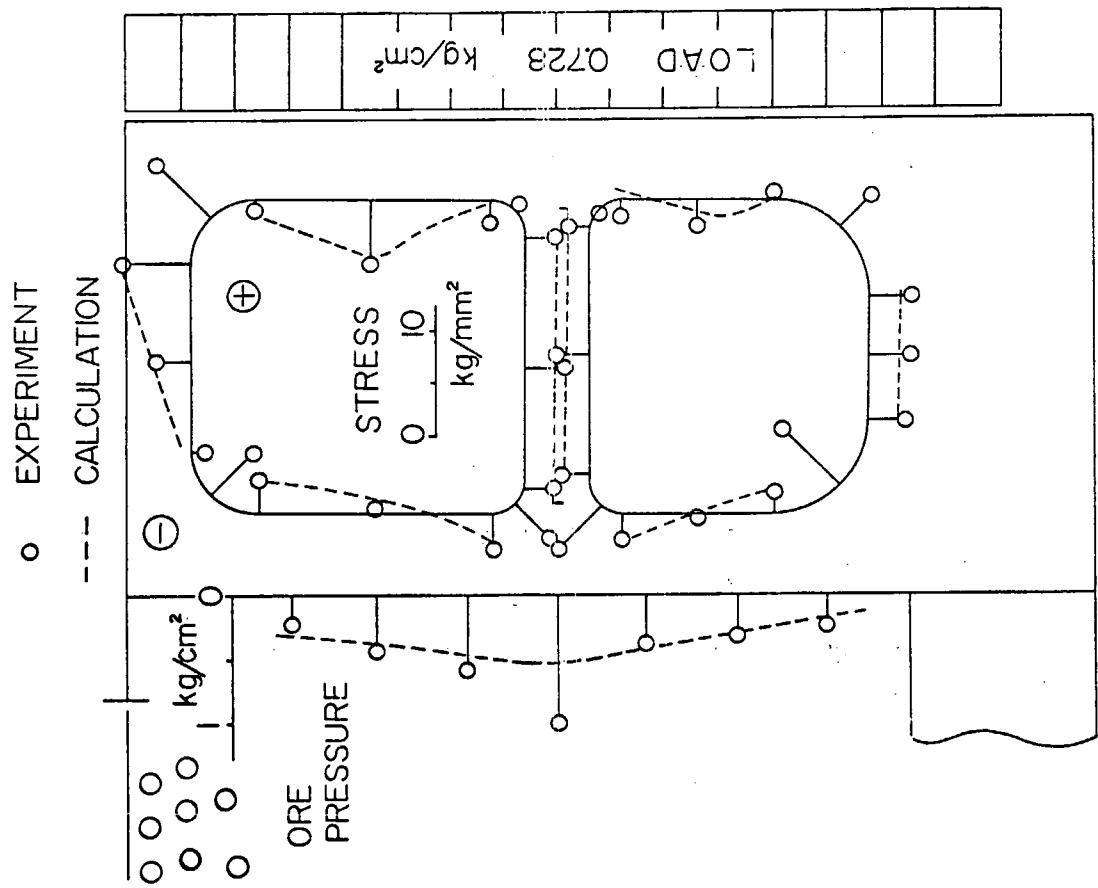


図 2.4.5 船側荷重による鉱石圧の増加(垂直壁)

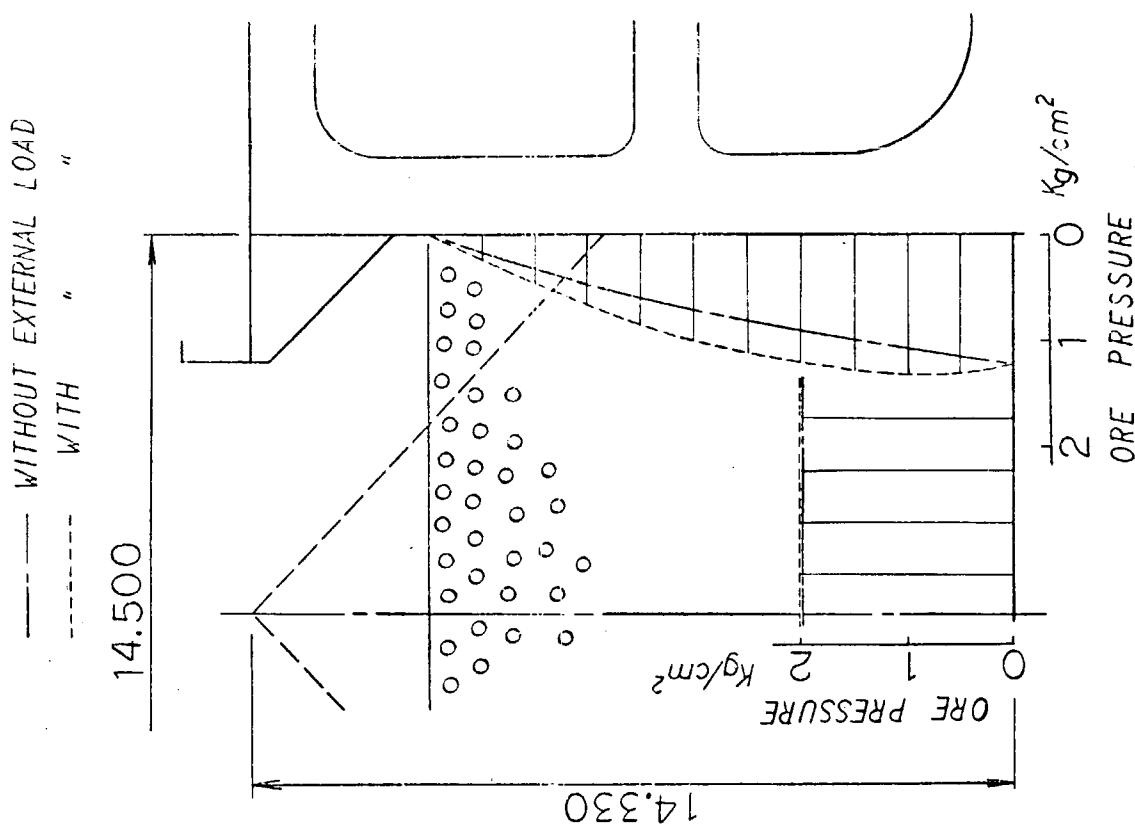


図 2.4.6 実船満載時の鉱石圧計算例

2.5 ストラットの座屈

(執筆担当 山本善之 東京大学)

玄側タンク内のストラットの座屈強度は、とくに鉱石船において、船体強度上重要な役割を演ずる。満載時には、玄側タンクの両側の外板または縦通隔壁に、鉱石あるいは静水圧が作用し、それがストラットを介して平衡する。波浪中において、波浪によるいわゆる変動圧が増大すると、そのかなりの部分がストラットを介して鉱石によって支えられる(2.4節)。油槽船においてもストラットはほぼ同様な作用をするが、波浪変動圧による影響は鉱石船に比して大きくならない。これは積荷が油であり、縦隔壁に加わる積油の圧力が、ストラット基部の変位によって影響をうけないことによる。

2.5.1 ストラットと座屈

ストラットの形状は、両端をのぞくと、ほぼ一様断面の平板構造で、広い面材をもつI形断面棒や、I形断面棒に大きな水平補強材をつけたものなどがよく用いられている(図2.5.1参照)。面材は外板または縦隔壁つき縦通材に達するもの、およびサイド・ランスの面材となだらかに連絡するものがある。これらの優劣には詳細設計が関係する。

ストラットに加わる荷重は、それがランス・リングの構成要素であることにより、ストラット両端に軸圧縮力およびランス面内の曲げモーメントを受ける。この曲げモーメントにより、両端の面材は塑性変形をうけ、この部に局所座屈が生じやすい。一般に、ストラットは水平たわみまたは捩れ変形を生ずるような座屈によって崩壊するので、ランス面内の曲げモーメントの影響は、端末条件したがって座屈波形に関係するだけで、座屈荷重にはあまり関係しない。しかし、座屈波形には関係するようである。端末に塑性変形が生ずると、この部分に著しい捩れ変形が現われることがある。

つぎに座屈荷重の算定法について検討する。

2.5.2 全体座屈

ストラットの断面特性は、それを一様断面の棒として容易に定めることができる。これらを

$E I_v$ = 上下たわみに対応する曲げ剛性

$E I_h$ = 水平(船首尾方向)たわみに対応する曲げ剛性

$G J$ = 捣れ剛性

$E C_{BT}$ = 曲げ撊れ剛性

I = 剪断中心のまわりの断面極2次モーメント

A = 断面積

ℓ = 長さ、ランス深さの $\frac{1}{2}$ の点の間の長さを規準にとる。

とする。弾性座屈理論により、各座屈波形が独立に現われるときの座屈応力は、

$$\text{たわみ座屈} \quad \sigma_v = \frac{\pi^2 E I_v}{A \ell^2} \quad \sigma_h = \frac{\pi^2 E I_h}{A \ell^2} \quad (2.5.1)$$

$$\text{捩れ座屈} \quad \sigma_T = \frac{1}{I_0} (GJ + EC_{BT} \frac{\pi^2}{\ell^2}) \quad (2.5.1)$$

のように与えられる。これらは両端支持の仮定によって求められた。剪断中心と図心が一致しないときはたわみ座屈と捩れ座屈は連成し、座屈応力は複雑な式で与えられる。

図2.5.2に示すような断面が一つの対象軸をもち、断面の剪断中心と図心の距離を s 、対象軸方向の曲げ剛性を $E I_s$ とし、それと垂直な方向の曲げ剛性を $E I_\ell$ としよう。このとき $E I_s$ 、 $E I_\ell$ は $E I_v$ 、

$E I h$ に等しいことは明らかである。実際のストラットではこの種の形状が多いので、以下のように仮定する。このとき、座屈応力は、

$$\text{対称軸方向のたわみ座屈応力 } \sigma_B = \frac{\pi^2 E I s}{A \ell^2} \quad (2.5.3)$$

たわみ振れの連成座屈応力

$$\sigma_T^* = \frac{\sigma_\ell + \sigma_T - \sqrt{(\sigma_\ell - \sigma_T)^2 + 4(s_0^2 A/I_0) \sigma_\ell \sigma_T}}{2(1 - s_0^2 A/I_0)} \quad (2.5.4)$$

となり、実際には σ_B と σ_T^* の小さな方向で座屈することになる。 δ_ℓ は

$$\sigma_\ell = \frac{\pi^2 E I \ell}{A \ell^2}$$

である。 $s_0 = 0$ のときは明らかに、 σ_v 、 σ_h 、 σ_T のうち最小な応力で座屈が生ずることになる。

これらの考察より、上下面材が等しくない I 形断面のストラット、あるいは小さな面材をもつ I 形断面で、大きな水平補強材をもつものなどは、連成または非連成の振れ座屈が生じ易いことがわかる。

弾性座屈理論によって計算された座屈応力 σ_E が比例限応力をこえると、いわゆる塑性座屈が起り、 σ_c の値より小さい値で座屈する。これに対して、よく知られた実験公式が提案されている。 σ_{yp} を降伏応力とすると、図 2.5.3 に示す

$$\text{Johnson の公式 } \sigma_c = \sigma_{yp} \left(1 - \frac{\sigma_{yp}}{4\sigma_E} \right) \quad (\sigma_E \geq \frac{\sigma_{yp}}{2}) \quad (2.5.6)$$

$$\text{Tetmajer の公式 } \sigma_c = \sigma_{yp} \left(1 - \frac{\sqrt{2}}{4} \sqrt{\frac{\sigma_{yp}}{\sigma_E}} \right) \quad (\sigma_E \geq \frac{\sigma_{yp}}{2}) \quad (2.5.7)$$

が得られる。振れ座屈に対して Johnson 公式が本研究の実験結果と一応満足すべき一致が得られた。

2.5.3 パネル座屈

図 2.5.1(c) に示すようなストラットでは腹板は、面材およびスチフナによって補強された補強平板と見なすことができ、そのパネルは座屈が生ずる可能性がある。パネル座屈が生ずると、パネルの剛性が低下し、そのために全体としての座屈強度が著しく低下することがある。パネルを $a \times b \times t$ ($a \gg b$) の長方形板とし、 a 辺方向に圧縮をうけるとすると、弾性座屈応力 σ_p は、周辺支持のとき、

$$\sigma_p = \frac{\pi^2 E}{8(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2 \quad (2.5.8)$$

で与えられる。平板圧縮応力が σ_p をこえ座屈が生ずると、補強板の剛性が低下し、平均圧縮ひずみ e と、平均圧縮応力 $\bar{\sigma}$ の関係が Marguevre によって

$$Ee = 3 \sqrt{\frac{\bar{\sigma}}{\sigma_p}} - \bar{\sigma} \quad (2.5.9)$$

と与えられる。したがって、緯応力 Ee は平均応力 $\bar{\sigma}$ よりはるかに大きくなり、スチフナあるいは面材に塑性変形あるいは局部座屈を生じ易い。また (2.5.9) 式の関係にもとづき、パネルのいわゆる減少有効数

$$\frac{2}{3} \sqrt[3]{\frac{\sigma_p}{Ee}} b$$

(2.5.10)

に相当する部分のみがストラットが全体としてのたわみ座屈に対する曲げ剛性 E I に貢献するとして、全体座屈応力を定めることができる。本研究によると、このようにして求めた座屈応力は実験に比して高い値を与える。これは初期たわみなどにより、応力が σ_p に達する前にたわみが現われ、剛性の減少が早められることによると思われる。この方面的研究は最近急速に進展している（文献 2～7 参照）。

図 2.5.3 に示したパネル座屈応力値は、各パネルが、パネル座屈応力だけを支えると仮定して定めたものである。

文 献

1. SR 133 研究部会報告書 日本造船研究協会
 №178 (昭48) PP. 37-50
 №194 (昭49) PP. 21-50
 №215 (昭50) PP. 9-21, 51-61
2. A. Van der Neut, The Interaction of Local Buckling and Column Failure of Thin-Walled Compression Members, Technological Univ. of Delft, Rep. VTH 149.
3. V. Tvergaard and A. Needleman, Mode Interaction in an Eccentrically Stiffened Elastic-Plastic Panel Under Compression, Dept. of Solid Mech., Technical Univ. of Denmark.
4. W.T. Koiter and M. Pignataro, An Alternative Approach to the Interaction between Local and Overall Buckling in Stiffened Panels, Proc. IUTAM Symposium on Buckling, 1975.
5. J.M.T. Thompson and G.M. Lewis, On the Optimum Design of Thin-Walled Compression Members, J. Mech. Phys. Solids, 1972, Vol. 20, pp.101-109.
6. A. Van der Neut, The Sensitivity of Thin-Walled Compression Members to Column Axis Imperfection, Int. J. Solids Structures, 1973, Vol. 9, pp.999-1011.
7. V. Tvergaard, Influence of Post-Buckling Behaviour on Optimum Design of Stiffened Panels, Int. J. Solids Structures, 1973, Vol. 9, pp.1519-1534.

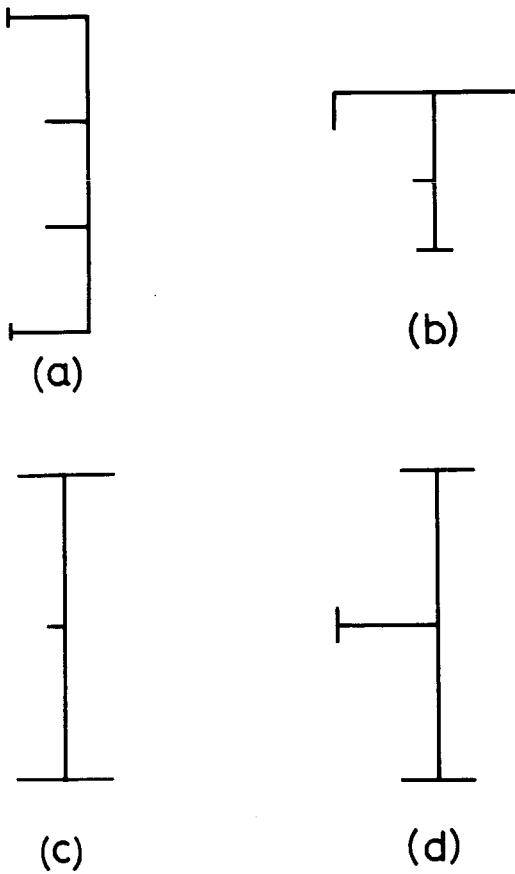


図 2.5.1 ストラットの各種断面形状

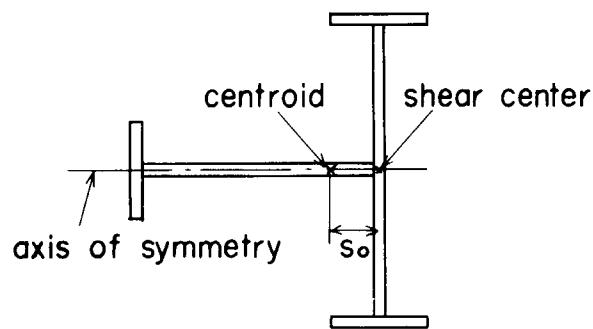


図 2.5.2 対称軸をもつストラット断面

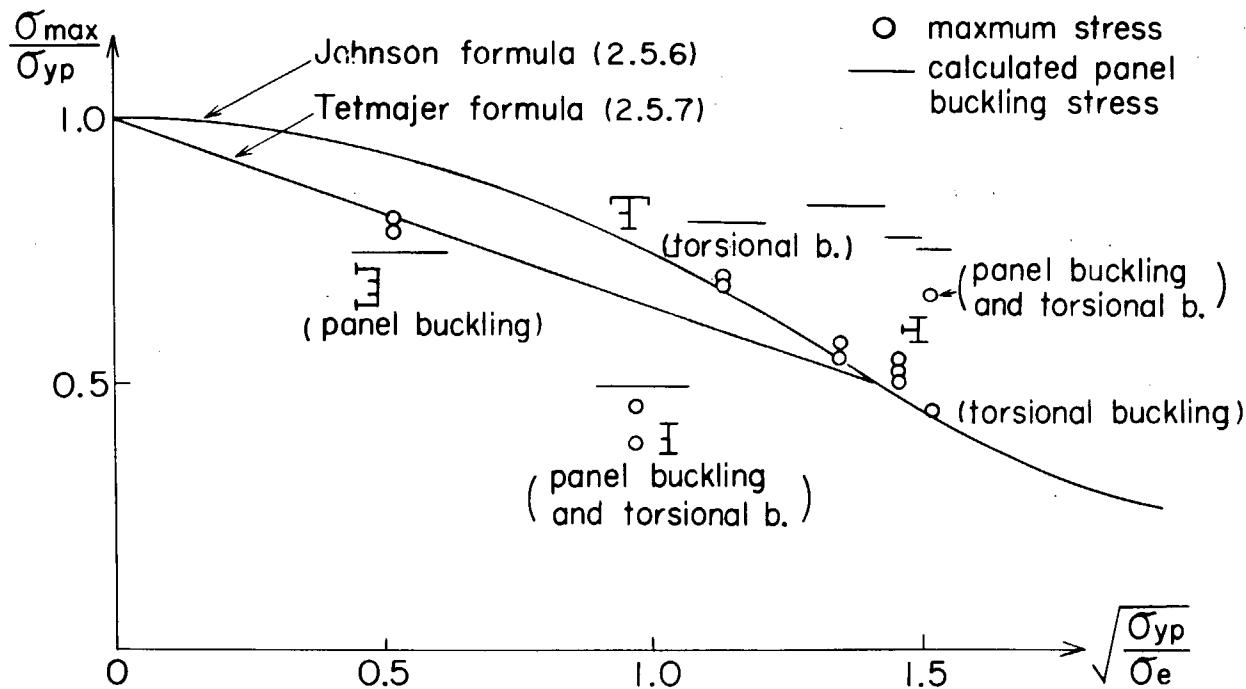


図 2.5.3 理論と実験の比較

2.6 コーナ部の座屈強度

(執筆担当 森 正浩、田口義明 三菱重工業)

船体横桁部材の圧縮強度については、従来から多くの研究が行なわれている。特に、コーナー曲り部では三次元的な応力分布、材料の降伏、ウェブの面外変形、面材の局部曲げあるいは桁としての横倒れなど多くの要因が複雑に組み合わされているために、その最高耐荷力に至る挙動を定量的に表わすことは困難である。

ここでは、約24万トンタンカーのガンウェル部を対象に選び、できるだけ実船寸法に近づけ実船構造を再現して、コーナー曲り部がどのような過程を経てどのような破壊を生じるのか、ウェブの板厚、面材の寸法や補強材がどのような影響を及ぼすかを、7体の模型により実験的に調べた。^{1)、2)} それらの結果から破壊形式を分類し、また変形が急激に増加し始めて桁としての機能を維持できなくなる限界荷重に達する条件を明らかにした。そして、その限界荷重すなわち桁の降伏荷重および最高耐荷力を推定する簡略実験係数を示した。

これらの結果は、2.1および2.2の骨組解析を行なうのに必要な座屈関節モーメントを求めるのに用いられる。

2.6.1 模型および荷重方法

24万DWTタンカーのガンウェル部を対象に図2.6.1のような形状の模型を原型0型とした。寸法はすべて実船の2/3縮尺としている。残り6体は表2.6.1、図2.6.2にその特徴を示しており、そこに表わされた変更以外はすべて0型と同一である。使用鋼材は船体用軟鋼NKGrade Aであり、降伏応力の変動を小さくするように指示した。引張試験結果では、降伏応力は29~32kg/mm²の範囲内に入っている。ただし、F3型模型だけは製作時期が異なっており、σ_y=28.5kg/mm²であった。

荷重はセルフバランス型の負荷枠により、静的な圧縮荷重を負荷した。

2.6.2 実験結果

実験結果をまとめて表2.6.1および表2.6.2に示す。

ひずみ計測は板の両面に貼付した抵抗線ひずみ計で行ない、図2.6.3のように板両面の平均ひずみと曲げひずみ成分の形で図示している。また説明の便宜上、ウェブおよび面材の断面位置に図2.6.3のような名称をつけることとした。

図2.6.4は模型の全体変形(区間ℓの間の)と荷重の関係を表わしたものであり、矢印でウェブの弾性座屈荷重の平面FEM⁵⁾による計算値、後で述べる桁の降伏荷重および最高耐荷力を併せて示している。図2.6.5はウェブの面外変形を、図2.6.6はウェブの曲げひずみ成分と荷重の関係を表わしている。

なお、以下の説明でウェブあるいは面材に膜応力σ_mおよび曲げ応力σ_bが負荷されている場合の板厚全体の降伏条件として次式が成り立つことを仮定した。

$$\frac{\sigma_b}{\sigma_y} = \frac{3}{2} \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_y} \right)^2 \right] \quad (2.6.1)$$

σ_y: 材料の降伏応力

表2.6.2のPy . exp. の欄の値は、当該部分が式(2.6.1)の条件を満足した荷重を表わしている。

次に破壊形態の代表的な例として0型、F2型およびF1型について破壊の経過を述べる。

(1) 0型模型の場合

破壊はまずウェブに面外変形を生じ、パネルの弾性座屈荷重計算値を越えると面外変形が急激に増加し始める。それによって直線部B断面およびテーパー部D断面の面材に局部的な曲げが付加され、圧縮膜応力の作用で局部曲げが急激に進行したために桁の横剛性が低下して最高耐荷力に達した。

面材幅両縁部の縦方向ひずみから式(2.6.1)を満足する荷重を求めるに、 $P_y \cdot \exp = 99 \text{ ton}$ (B断面)となり、これ以上の荷重では変形の増加が著しくなっている。計算によって得られる直線部面材の応力分布は、図2.6.7のようにパネル幅中央のB断面よりむしろ補強材先端の断面で最大になるが、破壊はウェブの面外変形によって局部曲げを付加されるB断面に生じている。すなわち補強材先端(スニップされている場合でも)での面材の局部曲げは起りにくく、破壊には関与しないと考えられる。

(2) F2型模型の場合

面材の板厚が相対的に厚いために面材の付加曲げは生じにくくなり、ウェブの面外変形によってコーナー曲り部のウェブ自身が降伏し、面材を支持する能力を失って面材がウェブへ押込まれた形で破壊した。B断面、D断面の面材およびパネルDが式(2.6.1)を満足する降伏荷重はそれぞれ、108 ton、149 ton、130 tonとなり、B断面の降伏荷重が最も低くなっているが、面材の板厚が厚いためにB断面での最高耐荷力に達する前に、パネルDの降伏によって最高耐荷力に到達した。

(3) F1型模型の場合

面材の幅を小さくし板厚を増したために、甲板側直線部に横倒れを生じた。式(2.6.1)による降伏荷重105 tonを越えると、面材の横曲げが急増する。

2.6.3 実験結果に基づく考察

(1) 破壊形式について

常にウェブの面外変形が先行し(M型あるいはS1型模型のようにパネルの弾性座屈荷重が非常に高い場合でもウェブの面外変形が先行している)、それによってウェブと面材の間に力の再配分を生じたり面材に局部曲げが付加されて、最終的には次に示すいずれかの形式で破壊した。

(a) 直線部で破壊する場合

- (i) 桁としての横倒れを起こす。
- (ii) ウェブの面外変形によって面材に局部曲げが付加されて面材が降伏し、桁としての横剛性が低下する。外観的には面材がパネル幅間でねじられたような変形となる。

(b) コーナー曲り部で破壊する場合

- (i) 面材に局部曲げが付加されて降伏する。
 - (ii) ウェブの面外曲げと、面材の押込力の作用によってウェブが降伏し、面材の押込力を支えることができなくなり、面材がウェブへ陥没する。
- (i)と(ii)は併存する場合が多い。

いずれの場合にも、ウェブあるいは面材が図2.6.8に示したような場所で、すなわち肘板が溶接されたコーナー曲り部の面材では、図2.6.8(a)のA、B、C、D位置、あるいは図2.6.8(b)のように面材に接するウェブで、また直線部の面材では、図2.6.8(c)のようにパネル幅中央の面材断面の端部Aで、板厚全体の降伏条件式(2.6.1)が満足された時点から変形が急激に増加し始めている。このような限界荷重をここでは仮に“桁の降伏荷重” P_D と呼ぶことにする。

(2) ウェブの面外変形について

ウェブが弾性座屈を起こす模型では、低荷重域から面外変形を生じ始め、弾性座屈荷重を越えると変形が急激に増加し、ウェブと面材の荷重再配分や面材への局部曲げ応力の付加などの影響が現われる。M型やS1型模型のようにウェブの弾性座屈荷重計算値が面材の降伏荷重より高い場合でもウェブの面外変形が先行して生じ、桁の降伏荷重を低下させる作用をしている。

(3) 桁の降伏荷重について

前記の破壊形式の分類に従って、各部分の降伏荷重 $P_y \cdot \exp$ と桁の降伏荷重 P_0 を表2.6.2に示し

ている。平面FEM計算によって得られる面材断面の縦方向膜応力分布の最大値（コーナー曲り部では有効幅を考慮した値）が材料の降伏応力に達する荷重を $P_{Y.cal}$ で表わせば $P_D/P_{Y.cal}$ の値は次のように分類される。

(a) ウェブの面外変形が生じ易く

- (i) 直線部面材が降伏する場合（O型、F1型）… $P_D/P_{Y.cal} \approx 0.55$
- (ii) コーナー曲り部が降伏する場合（F2型、S2型、F3型）… … … $P_D/P_{Y.cal} \approx 0.65$
～ 0.75

(b) 増厚あるいは補強によりウェブの面外変形が起こりにくく

- (i) 直線部面材が降伏する場合（M型、S1型のB断面）… … $P_D/P_{Y.cal} \approx 0.7 \sim 0.8$
- (ii) コーナー曲り部が降伏する場合（M型、S1型のD断面）… … $P_D/P_{Y.cal} \approx 0.9$

計算上期待される降伏荷重よりもかなり低い荷重で、桁の降伏荷重に達することに注意する必要がある。なお(b)-(i)の数値については、堺岐・中島の直線桁6体の実験結果³⁾を調べてみると、0.58～0.85の間に分布し、平均値は0.71となりほぼ一致している。その模型は二系列からなり各々初期たわみを変化させたものとなっている。

図2.6.4の全体変形と荷重の関係によれば、ここで定義した桁の降伏荷重は、変形が急激に増加し始める限界荷重として妥当な数値を与えていていると考えられる。

(4) 最高耐荷力 P_{max} について

板厚や寸法の違いにより各模型の P_{max} を直接比較するのは適切でないので、面材B断面の応力計算値が同一レベルになるように荷重を修正し、O型を基準値1.0とした時の各型の P_{max} の比の値を表2.6.1の()内に示している。これによれば、面材あるいはウェブに補強材を追加したS1型、S2型が P_{max} の向上に最も効果的である。

次に P_{max}/P_D の値を調べると以下のように分類される。

- (a) ウェブの面外変形が起こりにくく、コーナー曲り部の面材が局部付加曲げの影響を受けて破壊した場合（M型）では、 $P_{max}/P_D \approx 1.05$ となり P_{max} 直前まで桁としての機能が維持されている。
- (b) コーナー曲り部の面材がウェブへ押込まれて破壊したF2型、S1型、F3型模型では $P_{max}/P_D \approx 1.15 \sim 1.3$ となり、面材板厚が厚い程比率は大きい側になっている。
- (c) 直線部で破壊したO型、F1型では $P_{max}/P_D \approx 1.4 \sim 1.45$ となっている。

なお、前記の堺岐・中島の直線桁の実験³⁾について P_{max}/P_D の値を求めるとき、1.15～1.46の間に分布し平均値は1.33となっている。また、屈・萩原・坂田の実験例⁴⁾について P_{max} を上記実験値を用いて推定すると次のとおりである。試験模型は図2.6.9に示すもので、ウェブの板厚は相対的にかなり厚く、面外変形は起こりにくい部類に入っている。FEM計算による面材の縦方向最大膜応力は、荷重1ton当たり 4.19 Kg/mm^2 が得られている。材料の降伏応力 2.5 Kg/mm^2 から計算上の降伏荷重は、 $P_{Y.cal} = 5.97 \text{ ton}$ したがって $P_D = (0.7 \sim 0.8) \times P_{Y.cal} = 4.18 \sim 4.77 \text{ ton}$ 、 $P_{max} = 1.05 \times P_D = 4.4 \sim 5.0 \text{ ton}$ が得られ、実験値 $P_{max} = 5 \text{ ton}$ とかなり良く一致している。

また、2.1および2.2で使った最高耐荷力 P_{max} と面材が降伏応力に到達するときの荷重の計算値 $P_{Y.cal}$ との比の値を調べると、表2.6.3に示すようになる。すなわち

- (a) ウェブの面外変形が起こり難いM1型及びS1型では、 η の値は（0.95～1.03）である。一方、ウェブの面外変形が起こり易いO型、F1型、F2型、S2型及びF3型では、 η の値は（0.77～0.86）の間にある。
- (b) O型及びS2型において、破壊を生じた断面はそれぞれB断面とD断面であるが、計算上は逆に

D断面とB断面の方が弱い。このようになっている原因は、ウェブの初期変形の影響であると思われる。ここで、何れも計算上の弱い断面で κ の値を求めてみると、それぞれ0.89と0.88となる。 $P_D/P_{Y.cal} < 1.0$ となる原因については、構造の初期不整、ウェブの面外変形、溶接残留応力、実験手法上の問題、応力の計算精度など種々の要因が影響していると考えられ、 P_D あるいは P_{max} を精度よく求めるには問題が多い。また試験個数も少なく、ここに示した実験結果から一般的な P_D あるいは P_{max} の推定式を導くことはできない。しかし、堀岐・中島の実験、堀・萩原・坂田の実験など数少ない比較例ではあるが、それらによれば上記 $P_D/P_{Y.cal}$ 、 P_{max}/P_D の実験値は類似の構造に対しては一応妥当な数値を与えるものと考えられる。

最後に桁の降伏荷重あるいは最高耐荷力を高める上で有効な手順を要約すると次のようになる。

- (i) まずウェブの弾性座屈荷重が面材の降伏荷重よりも低く、ウェブの面外変形が生じ易い場合は、ウェブスチフナによる補強あるいはウェブの増厚により、パネルの面外変形を起こにくくする。
- (ii) 次にウェブの座屈強度が十分に高い場合には、面材の応力をそのものを下げるよう面材寸法の増大や面材の補強等の対策が必要になる。

参考文献

- 1) 第133研究部会：船体構造強度に関する報告書（昭和49年3月）
- 2) 田口義明、中島光明、川辺智信：船体横桁コーナー部の座屈崩壊強度に関する実験的考察、日本造船学会論文集、第138号（昭和50年12月）
- 3) 堀岐哲夫、中島光明：大型タンカーのDeck Transverseの座屈強度について、日本造船学会論文集、第136号（昭和49年12月）
- 4) 堀浩一、萩原孝一、坂田壤：塑性設計による船殻構造の検討（第2報）、西部造船会会報、第26号（昭和38年9月）
- 5) 倉本美男、堀岐哲夫、田口義明、永元隆一：有限要素法による船体構造の弾塑性座屈解析、西部造船会報、第42号（昭和46年7月）

表2.6.1 供試模型および試験結果

| 型名 | 主 要 寸 法 (注1) | $P_{cr,FEM}$ | P_{max} (注2) | 破 壊 状 況 | |
|----|----------------------------------|--------------|-------------------|-------------------------------------|-----|
| | | | | ton | ton |
| Ø | web 枠厚8.0 face 460(190)×16 | 74.3 | 140 (1.03) | 直線部 face が局部曲げを受けた降伏 | |
| F2 | face 460(190)×22 | 87.1 | 168 | コーナー曲り部の face が web へ押込まれて破壊 | |
| F1 | face 330(140)×22 | 74.5 | 154.8 (1.11) | 桁として横倒れを生じた | |
| M | web 枠厚 12.0 | 195.2 | 176.4 (1.0) | Ø型と類似の経過をたどった | |
| S1 | web stiff を追加 Fig.2 参照 | — | 164.4 (1.17) | コーナー曲り部の face が Web へ押込まれて破壊 | |
| S2 | face 1:2の stiff 追加 Fig.2 参照 | 80.9 | 176 (1.15) | コーナー曲り部の face が局部曲げを受けた降伏 | |
| F3 | face の taper 部を廃止 face 460×16 | 102.2 | 158.2 (—) | コーナー曲り部 face の局部曲げと web への押込みを生じて破壊 | |

(注1) ()内は deck trans 側 face の幅、標準 Ø 型からの変更部分のみを表記

(注2) ()内は face B 断面の応力計算値を同一レベルに合せ、Ø 型を基準 1.0 として比較した値

表2.6.2 試験結果

| 型名 | $P_{Y,exp}$ (ton) | | $P_{Y,cal}$ (ton) | | $P_{Y,exp}/P_{Y,cal}$ | | P_0 (ton) | $P_D/P_{Y,cal}$ | P_{max}/P_0 | | | |
|----|-------------------|-----|-------------------|------|-----------------------|------|----------------|-----------------|---------------|--|--|--|
| | B 断面 | | D 断面 | | B 断面 | | | | | | | |
| | face | web | B 断面 | D 断面 | face | web | | | | | | |
| Ø | 99 | 120 | — | 183 | 158 | 0.54 | 0.76 | — | 99 0.54 1.41 | | | |
| F2 | 108 | 149 | 130 | 214 | 205 | 0.50 | 0.73 | 0.63 | 130 0.63 1.29 | | | |
| F1 | 105 | — | 136 | 183 | — | 0.57 | — | — | 105 0.57 1.47 | | | |
| M | 167 | 169 | 169 | 234 | 186 | 0.71 | 0.91 | 0.91 | 169 0.91 1.04 | | | |
| S1 | 144 | 155 | 144 | 183 | 159 | 0.79 | 0.97 | 0.91 | 144 0.91 1.14 | | | |
| S2 | 152 | 149 | 161 | 200 | 223 | 0.76 | 0.67 | 0.72 | 149 0.67 1.18 | | | |
| F3 | — | 151 | 140 | 319 | 185 | — | 0.82 | 0.76 | 140 0.76 1.13 | | | |

表2.6.3 最高耐荷力 P_{max} と $P_{Y,cal}$ との関係

| 型名 | P_{max} (ton) | $P_{Y,cal}$ (ton) | | $\eta = \frac{P_{max}}{P_{Y,cal}}$ |
|----|-----------------|-------------------|------|------------------------------------|
| | | B 断面 | D 断面 | |
| Ø | 140 | 183 | — | 0.77 (0.89) |
| F2 | 168 | — | 205 | 0.82 |
| F1 | 154.8 | 183 | — | 0.85 |
| M | 176.4 | — | 186 | 0.95 |
| S1 | 164.4 | — | 159 | 1.03 |
| S2 | 176 | — | 223 | 0.79 (0.88) |
| F3 | 158.2 | — | 185 | 0.86 |

(注1) ()内数値は弱い方の断面の $P_{Y,cal}$ を使って求めた値

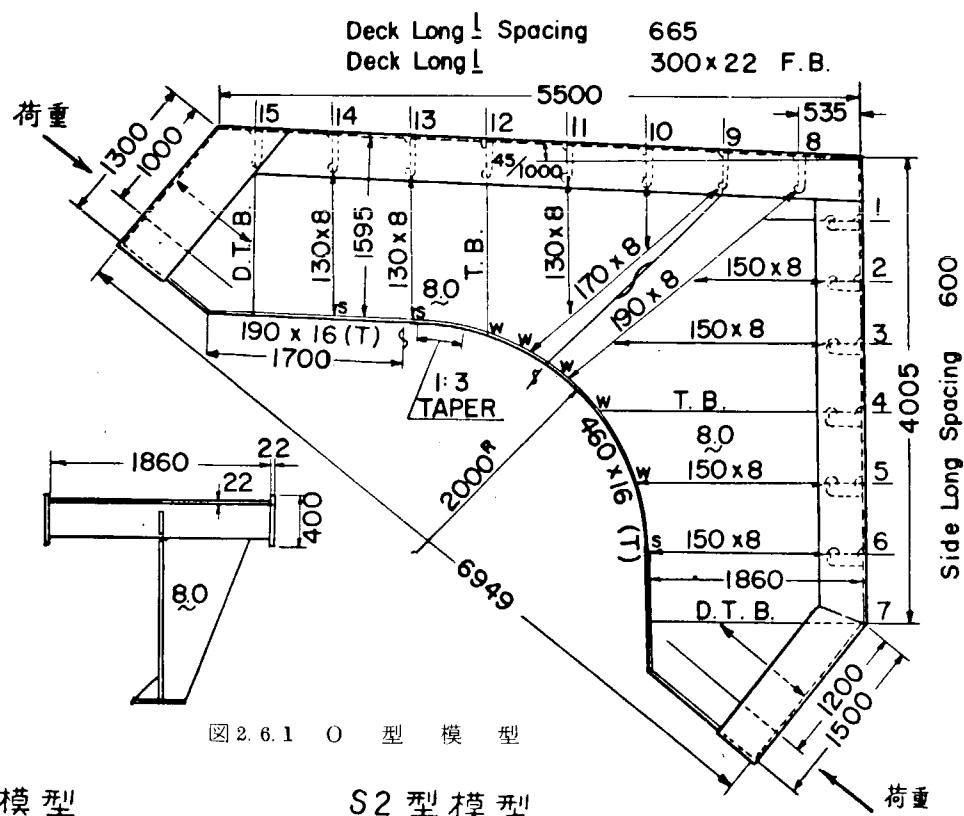


図 2.6.1 O 型 模 型

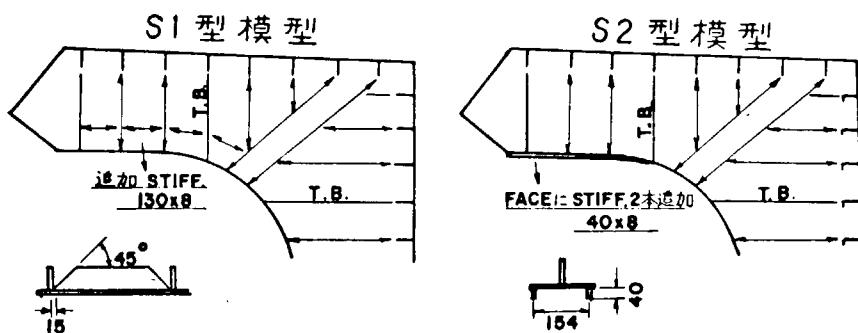


図 2.6.2 S 1、S 2 型 模 型

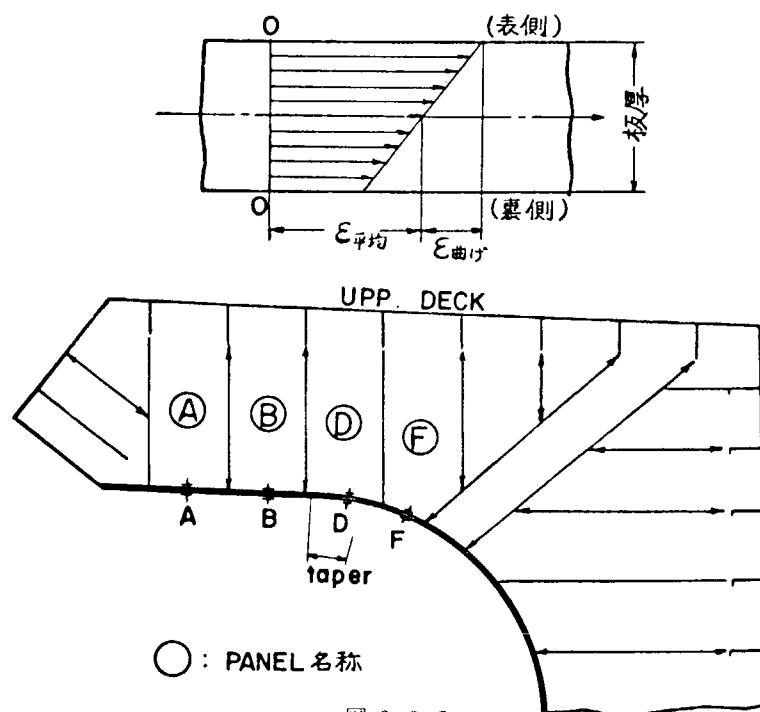


図 2.6.3

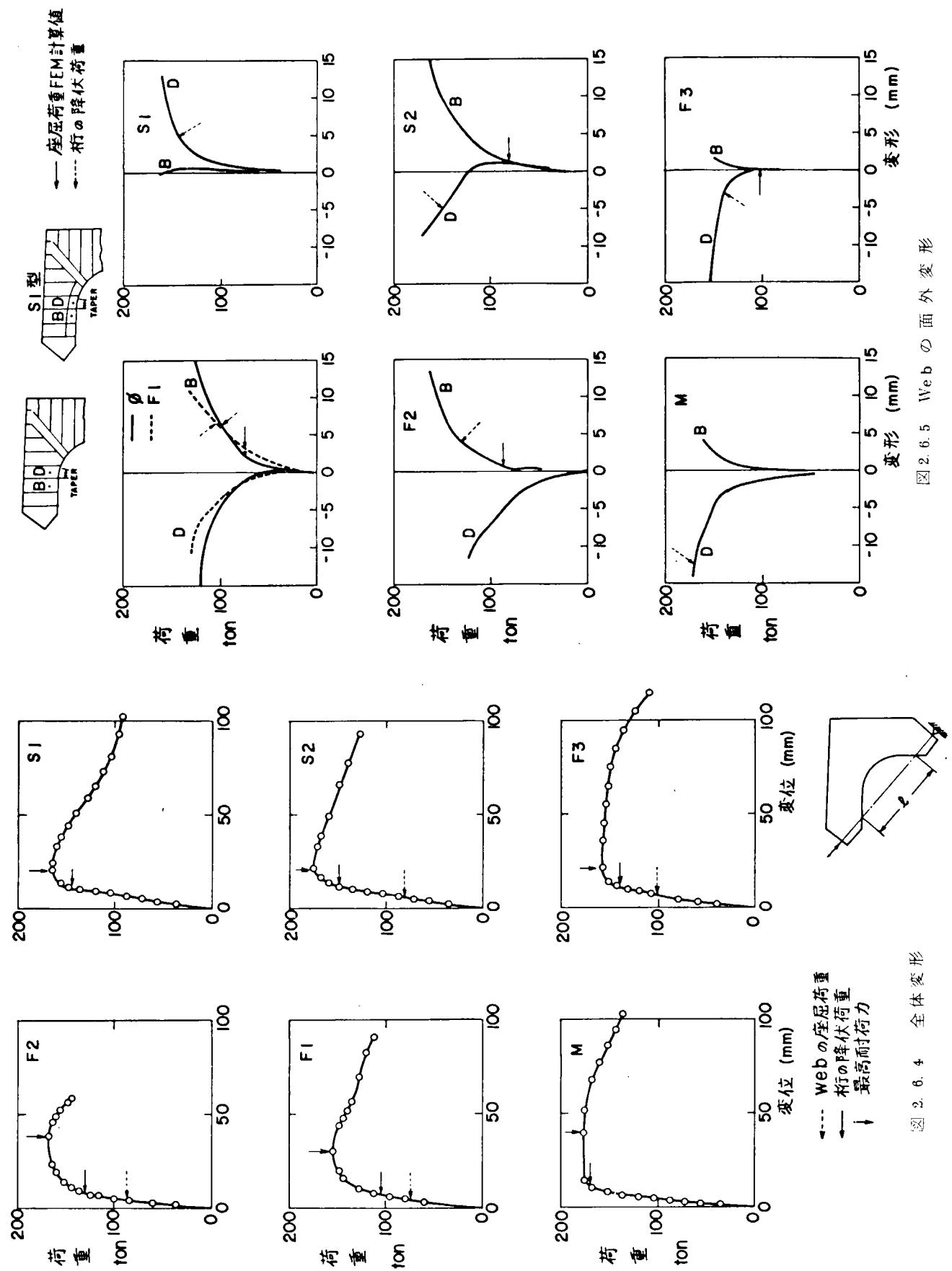


図 2.6.5 Web の面外変形

図 2.6.4 全体変形

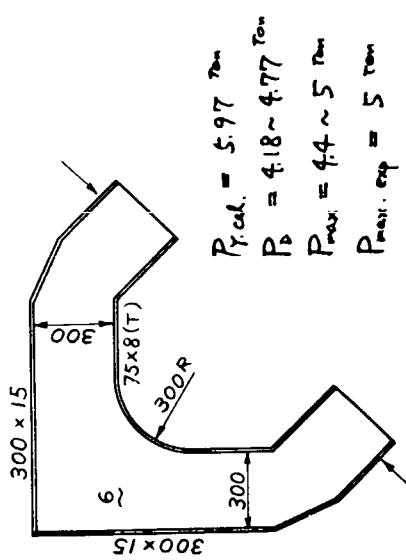


図 2.6.7 堀・萩原・坂田の実験

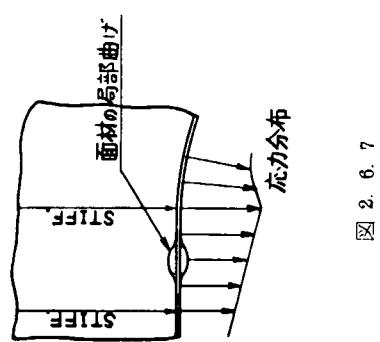
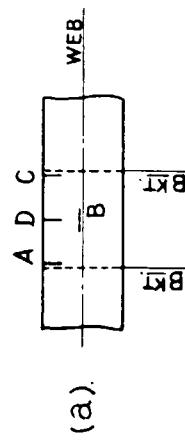


図 2.6.8

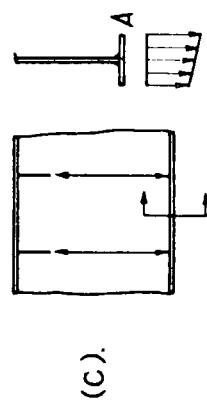


(a).

$$\frac{\delta_b}{\delta_Y} = \frac{3}{2} \left[1 - \left(\frac{\delta_b}{\delta_Y} \right)^2 \right]$$



(b).



(c).

図 2.6.8

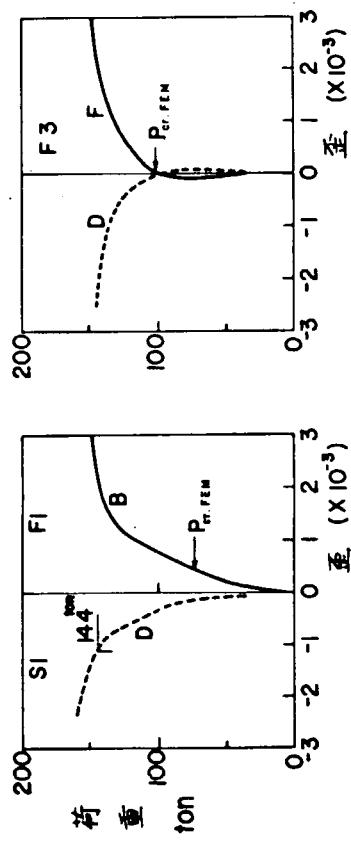
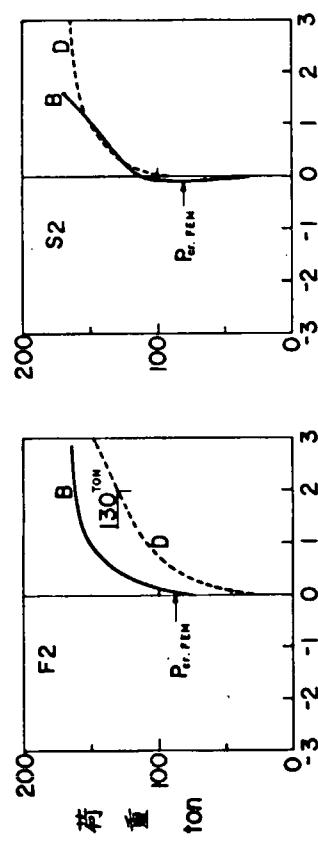
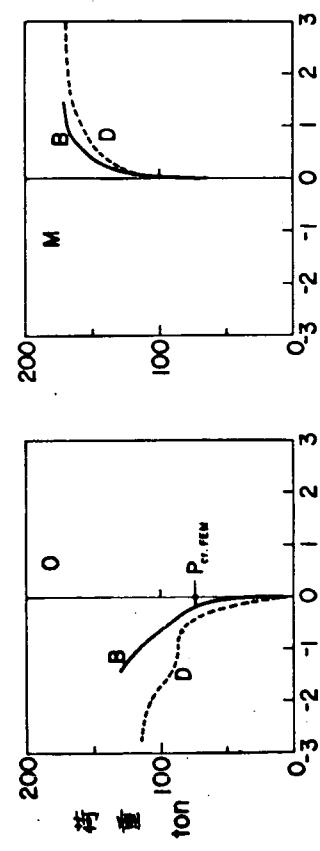
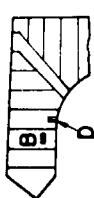


図 2.6.6 Web の面外曲げ歪

3. 局部構造解析プログラムの開発

3.1 緒 言

(執筆担当 川井忠彦 東京大学)

船体構造解析の精密化に関する研究の一環として“PASSAGE”プログラムの開発と並行し、船体局部構造解析プログラムの開発小委員会が昭和47年度からSR133の中に設けられ3年間の計画で次の3つのプログラム開発が行われた。

- (i) 局部座屈解析プログラム
- (ii) 局部構造の最終強度解析プログラム
- (iii) 平面骨組構造の弾塑性動的応答解析プログラム

これらのプログラムの内容の詳細は次節以下の報告に譲るとしてここではこれらのプログラムの特徴について若干以下に述べることにする。

(a) 局部座屈解析プログラム(三菱重工長崎研究所壱岐委員担当)

局部座屈問題の重要性にかんがみ先づ本小委員会では汎用性は重視せず当面はストラット基部やビルジコーナ部の弾性および塑性座屈の解析を目標とした座屈プログラムの開発を行った。

有限要素解析プログラムの鍵となる大型連立一次方程式の解法としては Extended Band すなわちカリフォルニア大バークレー分校で開発されたバンド幅に制約のないプログラムを改良して使用しており、固有値解法としては Inverse Iteration with Origin Shift 法を組合せて簡単で計算時間も静変形解析とほとんど同程度で済むように工夫してある。(最大自由度約 3000)尙ほプログラムの Solver に組込むことを目的にして大坪委員(東大)により Bathe らの提案した Subspace 法につき Chebyshev 多項式の性質を利用した固有値解析加速化の研究が行われ、二、三の試験的問題に適用して良好な結果が得られている。この解法をサブルーチンとして本プログラムの中に組込む予定である。

(b) 局部構造の最終強度解析プログラム(大阪大学上田委員、日立造船堀委員担当)

船体構造における主要構造部材の一つである深いウェーブをもつ桁の最終強度を合理的に推定し得るプログラムの開発が本委員会のもう一つの重要な研究課題であった。この目的のために、経済性という点を除けば既に実用化の段階にある荷重増分法に極限解析(Limit analysis)の考え方を取り入れ、変形の進行に伴って生じる非線形挙動を理想化した単純な要素モデルで代表させ、遂にこれを置換して最終強度を手軽に追跡できるプログラムの開発が計画された。すなわち上田委員を中心とする研究グループは軸力、曲げ、剪断荷重を受ける矩形ガーター要素の非線形挙動を理想化する理論を構成し、堀委員はこれらの要素を組込んだ船体最終横強度解析用の専用プログラムを作成した。

(c) 平面骨組構造の弾塑性動的応答解析プログラム

(川崎重工 安川委員担当)

本プログラムは船側構造が波浪衝撃荷重をうける場合の最大応答を調べる目的で開発されたが(b)と同様極限解析の考えに立ち、弾塑性解析は塑性関節法を用い、ストラットの面外座屈も考慮しており、応答の計算には β 法および拡張された Nigam 法が取り入れられている。

3.2 局部座屈解析プログラム

(執筆担当 壱岐哲夫 三菱重工業)

3.2.1 局部座屈プログラムの目的

船体構造強度を総合的に判定するためには、船体各部に作用する応力を把握すること、並びにその評価基準としての、座屈、疲労、脆性破壊に対する強度を明確にする必要がある。

特に、座屈強度については、船舶が巨大化する一方、使用板厚に限度があるため、改めて、重要な問題の一つとなってきた。これまで、船殻構造の座屈については、形状、構造が複雑で、且つ荷重条件も単純でないため、理論解析は不可能に近く、単純化した場合について、計算図表等により、簡易検討を行うにとどまっており、その精度に難点があった。

しかしながら、最近の数値解析技術の発展は目覚しく、電子計算機の発達と相まって、有限要素法によれば、複雑な船殻構造の座屈問題を解くことが可能であるとの見通しを得た。よって、本小委員会としては、上記、座屈強度問題を解明する実用的手段を提供すべく、有限要素法による船体局部構造座屈解析プログラムを開発することとなった。以下、その概要を述べる。

3.2.2 局部座屈解析プログラムの機能概要

(1) 基本理論

基本理論としては、微少変形理論とし、取扱いは有限要素法による。

(2) 解析内容

船体の局部構造を、固有值問題としての弾塑性座屈解析を行う。さらに、最高荷重の上限値を把握するための弾塑性応力解析も行う。

(3) 対象構造・規模

たとえば、ビルジコーナー、ストラット基部などの補強材を有する3次元薄板構造を取扱う。

具体的には

- (i) 節点数 ≤ 500
- (ii) 要素数 ≤ 800
- (iii) 材料数 ≤ 100
- (iv) 局部座標数 ≤ 100
- (v) 荷重種類：点荷重、線荷重、面荷重、強制変位
- (vi) 荷重ケース：制限なし

(4) 使用エレメント

本プログラム内で使用出来る有限要素エレメントを表3.2.1に示す節点パラメータをu、v、w、 0_x 、 0_y 、 0_z とした任意四辺形、三角形平板要素、及び梁、偏心梁要素群に限った。船殻局部構造を対象とする場合、通常は、複雑な構造を記述するために、要素分割は必然的に細くなるので、節点パラメータの多い高級要素を利用するには、全体的にみて得でないと考えたためである。ただし、フランジを平板要素で近似する場合、面内方向の幾何学的剛性に不具合を生ずるのでDummy Beamを準備し、不具合点の解消を計っている。

(5) 塑性域の取扱い

塑性計算に於いては、Flow theoryに基いて、諸計算を行っているが、プログラム適用上に於て、次のとく取扱いをしている。

- (a) 塑性化域の決定：3次元構造の場合、曲げ応力が作用するので、板厚方向に応力変化を生ずる。また、PianのHybrid EIの場合は面内応力も一次で変化するので、要素内で、弾塑性域が混在することになる。しかし、プログラム上では、各頂点の膜応力の平均を求め、これよりミーゼスの相当応力を求めて、塑性化の判定を行い、要素内では一率にこの値を用いた。
- (b) 材料の応力、歪線図：使用材については、直線硬化則にしたがうものとし、降伏後は剛性が $1/100$ に低下することとしている。
- (c) 弾塑性座屈解析に於ける剛性の取扱い：弾塑性座屈解析を固有値問題として行う場合、座屈直前の塑性域の分布により、座屈変形時の剛性を仮定して計算を進めているが、このとき、図3.2.1、

CASE-⑩に示す様に、除荷する方向に座屈変形を生ずる場合がある。このとき、剛性値としては、弾性の剛性を用うべきはずである。しかしながら、座屈モードが、どちらに生ずるか、剛性を与えないければ計算出来ず、これが3次元薄板構造の弾塑性座屈を固有値問題として求める場合の、理論上の難点の一つとなる。本プログラムでは、この点をさけるため、前述の通り塑性域の決定に曲げを考えず、膜応力のみで判定することとし、塑性化域の剛性は、接線剛性 (Tangent Modulus) を用いて求めている。

(6) 大型連立方程式、並びに固有値解法

有限要素法プログラムの鍵となる大型連立方程式の解法としては、係数行列の対称性を利用して、バンド・マトリックスにブロック分けし LDL 分解手法を用いた。その特徴は

- (i) 解法として、基本的には Gauss の消去法であり、計算時間が早く、安定した解法である。
 - (ii) **Vavailable Band Width** として、バンド幅の制限のないものとし、且つ、小さな問題でも効率が落ちない様にしたこと。
 - (iii) 荷重ケースが増しても、計算時間が少ししか増えない。
 - (iv) 固有値解法として **Inverse Iteration** 手法を組合せれば、簡単で計算時間も、静解析と殆んど同程度で行うことが出来る。
- 等である。概略アルゴリズムは次ぎの通りである。

(a) 連立方程式解法の基本アルゴリズム：いま連立一次方程式

$$\mathbf{K} \mathbf{X} = \mathbf{F} \quad (3.2.1)$$

但し **K : Stiffness Matrix (Symmetric & Positive Definite)**

X : Answer Vector

F : Load Vector

を解くため、係数行列 **K** を、次ぎの様に三角行列 **L** の積に分ける。

$$\mathbf{K} = \mathbf{L}^T \mathbf{D}^{-1} \mathbf{L} \quad (3.2.2)$$

この三角行列 **L** は、行列の要素を

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & \cdots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \cdots & \cdots & a_{2n} \\ \vdots & \vdots & & & \vdots \\ a_{n1} & a_{n2} & \cdots & \cdots & a_{nn} \end{bmatrix} \quad (3.2.3)$$

$$\mathbf{L} = \begin{bmatrix} l_{11} & l_{12} & \cdots & \cdots & l_{1n} \\ l_{21} & l_{22} & \cdots & \cdots & l_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & & \vdots \\ 0 & & & & l_{nn} \end{bmatrix} \quad (3.2.4)$$

$$\mathbf{D}^{-1} = \begin{bmatrix} l_{11}^{-1} & & & \\ & l_{22}^{-1} & 0 & \\ & 0 & & l_{nn}^{-1} \end{bmatrix} \quad (3.2.5)$$

とするとき

$$\left. \begin{aligned} l_{ij} &= a_{ij} & (j = 1, 2, \dots, n) \\ l_{ij} &= a_{ij} - \sum_{t=1}^{i-1} l_{ti} l_{tj} / l_{tt} & (i \neq 1, j \geq i) \end{aligned} \right\} \quad (3.2.6)$$

で容易に計算される。 $L^T D^{-1} L$ 分解が出来れば、(3.2.1)式は

$$L^T D^{-1} L X = F \quad (3.2.7)$$

の形になり、媒介変数 Y を導入して

$$L X = Y \quad (3.2.8)$$

$$L^T D^{-1} Y = F \quad (3.2.9)$$

の二つの方程式に分けられる。行列 L が Upper Triangular Matrix であることに着目すれば (3.2.9) 式は Forward Substitution により容易に解け、これより (3.2.8) 式も Backward Substitution を行うことにより容易に解かれる。また三角行列 L を外部記憶装置に保存しておけば、新な Load Vector が与えられた場合でもこの Forward & Backward Substitution のみで済むので、計算時間が大幅に節減される。

(b) Inverse Iteration による固有値解法の基本アルゴリズム^{*1}：固有方程式

$$KX - \lambda K_G X = 0 \quad (3.2.10)$$

但し K : Stiffness Matrix (Symmetric & Positive Definite)

K_G : Geometric Stiffness Matrix (Symmetric)

の固有値 λ 、及び固有ベクトル X を求めるには、まず (3.2.10) 式を近似固有値 λ_0 を用い

$$(X - \lambda_0 K_G) X - \rho K_G X = 0 \quad (3.2.11)$$

$$\lambda = \lambda_0 + \rho \quad (3.2.12)$$

の形にし、さらに (3.2.11) 式を $L D L$ 分解する。

$$L^T D^{-1} L X = \rho K_G X$$

このとき、近似固有値 λ_0 に最も近い固有値 λ と、その固有ベクトル X は以下の様にして求められる。

(i) 初期ベクトル $X^{(0)}$ を適当にきめる。

(ii) これを用いて、右辺を計算する。即ち

$$Y^{(i)} = K_G X^{(i)} \quad (3.2.13)$$

(iii) Forward Substitution を行う

$$L^T D^{-1} Z^{(i)} = Y^{(i)} \quad (3.2.14)$$

(iv) Backward Substitution を行う。

$$L X^{(i+1)} = Z^{(i)} \quad (3.2.15)$$

(v) 固有値の近似値 $\rho^{(i)}$ を出してみる。

$$\rho^{(i)} = \frac{(X^{(i)})^T K X^{(i)}}{(X^{(i)})^T K_G X^{(i)}} = \frac{(X^{(i)})^T \cdot Y^{(i+1)}}{(X^{(i)})^T \cdot Y^{(i)}} \quad (3.2.16)$$

(vi) 収束したかどうか確認する。

$$\epsilon \leq MA \times \{(\rho^{(i)} - \rho^{(i-1)}) / \rho^{(i)}, (\rho^{(i)} - \rho^{(i-2)}) / \rho^{(i)}\} \quad (3.2.17)$$

(vii) 収束していないければ(i)～(vi)を繰返す。

(viii) 収束しているれば、固有値 λ を (3.2.12) 式より求める。固有ベクトルはそのまま使える。

(7) 弹塑性座屈荷重の推定法

座屈解析を固有値問題として取扱うには、(3.2.10) 式を解けば良い。荷重が低く、構造が弾性範囲にあれば、(3.2.10) 式は線形であるが、荷重が増大し、塑性変形が生じると、剛性マトリックス K が変り、したがって、応力分布、たわみも変るので、幾何学剛性マトリックス K_G も変るので (3.2.10) 式は非線形の方程式となる。

この非線形固有値問題を解くには図 3.2.2 の様に行う。即ち、荷重増分の各ステップで、 K_G を計算

し、このときの固有値 λ を求め、この固有値 $\lambda_{(P)}$ が

$$\lambda_{(P)} = 1$$

(3.2.1.8)

となる荷重が、非線形固有値問題(3.2.1.0)式の解、即ち弾塑性座屈荷重、並びに座屈モードを与えることとなる。

3.2.3 プログラム構成

局部座屈プログラムのプログラム構成、並びにプロセスフローチャートを表 3.2.2、図 3.2.3 に示す。

プログラムは FEM-Module、EIGEN-Module、O/G-Module に分れて構成されており、それぞれ、座屈解析の前段階としての各部の応力計算、これに引きつづいて固有値問題としての座屈解析、さらに結果を再編集、図形出力を出す Module により成り、それぞれ独立に Restart 可能である。

なお弾塑性一貫プログラムは、計算効率を上げるために、応力計算、座屈解析を一貫して行うものであるが、図形出力は O/G-Module を利用する様になっている。

3.2.4 試計算結果

(1) 応力解析(FEM)Module による計算

本 Module については、相当数の計算を行っているが、ここでは、代表例として、S R I 3 3 研究部会 48 年度研究で実施した、船体横桁コーナー部の座屈崩壊実験 O- 型モデルについて³⁾、分割図、並びに計算結果を、図 3.2.4～図 3.2.7 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。

(2) 座屈解析(EIGEN)Module による計算

本 Module についても、相当数の計算を行ったが、ここでは、さきに応力解析例として示した、コーナーモデルについての試計算例を図 3.2.9 に示すことにとどめる。面外変形に対する剛性は Zienkiewicz's EI を用いたが、計算座屈荷重は 79.8 TON であり*1、2 次元 FEM 計算での座屈荷重計算値 74 TON、また実験結果の約 80 TON とも良く一致する。又、モードも実験結果と良い一致を示した。

(3) O/G-Module による計算

未 Module による計算例として、分割図、変形図、等応力線図、並びに座屈モードの一例を図 3.2.4、図 3.2.9、図 3.2.10、図 3.2.8 に示す。

(4) 弾塑性一貫プログラムによる計算

弾塑性座屈解析の一例として、有孔板についての結果を、寸法諸元、分割図、塑性域のひろがり等あわせて、図 3.2.11 に示している。メッシュ分割の粗さ等考慮すれば、まずはまずの結果と言えよう。

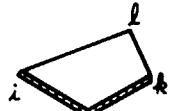
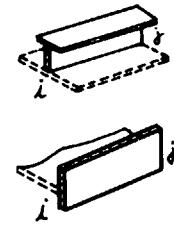
*1、2 の計算結果を得るまで、約半年間、デバッグで足踏みした。原因是、応力分布の計算で、高精度を示す Pian's EI が、座屈計算の Stiffness Matrix (Geometric Stiffness Matrix ではなく) としては Dummy の固有値を出す場合があり、これがため、たとえば、このコーナーモデルでは、15.8 TON と異常に低い値を示していた。

Pian's Hybrid EI が、何故、座屈計算でこの様な挙動を示すことがあるのか、今後解明すべき問題である。

[参 考 資 料]

- 1) 岩岐、倉本、安藤「船体局部構造の座屈解析に関する研究」
日本造船学会論文集、第138号、昭50-11
- 2) 日本造船研究協会 第133部会 49年度報告書、SR-Report 215、昭50-3
- 3) 日本造船研究協会 第133部会 48年度報告書、SR-Report 194、昭49-3

表 3.2.1 使用エレメント一覧表

| | 形 状 | Element type | Stiffness Matrix | | Geo. Stiff. M. |
|------|--|--------------|--------------------------|-----------------------|---------------------------|
| | | | Membrane | Bending | |
| 平板要素 |  | Type-0 | Pian-M ^{*1} | Pian-B ^{*2} | Non Conf. Z ^{*3} |
| | | Type-1 | Pian-M ^{*1} | Non Conf. Z | Non Conf. Z ^{*3} |
| | | Type-2 | Pian-M ^{*1} | Conf. Z ^{*4} | Non Conf. Z ^{*3} |
| | | Type-3 | Const. Strain | Non Zien | — |
| | | (Type-9) | Pian-M | Pian-B | Ando ^{*5} |
| 梁要素 |  | Type-4 | Ecc. Beam ^{*6} | | Ando ^{*5} |
| | | Type-5 | Sym. Beam ^{*6} | | Ando ^{*5} |
| | | Type-6 | Space Beam ^{*6} | | — |
| | | Type-7 | — | | Dummy Beam ^{*7} |

*1 Pian-M : Assumed Stress Hybrid EI (linear membrane Stress)

*2 Pian-B : " (linear bending Stress)

*3 Non-Conf Z : Non-conforming Zienkiewicz's EI (不完全3次たわみ)

*4 Conf Z : Conforming Zienkiewicz's EI (三領域組合せ、不完全3次)

*5 Ando : Assumed Stress Hybrid EI (Pian-Bに対応するGeo. Stiffness)

*6 Beam : Axial Sti const Beam EI (たわみ3次式)

*7 Dummy Beam : Beam EIのGeo. Stiffness Matrixのみ

表 3.2.2 プログラム構成

| Module 名 | 機 能 | Fortran 枚数 | 備 考 |
|------------------|-----------------------------|-------------|--|
| Module-FEM | 3 次元薄板構造についての静的応力解析を行う。 | 約 4 7 0 0 枚 | プログラム制限 節点数 ≦ 500 EI 数 ≦ 800 材料数 ≦ 100 局部座標数 ≦ 100 |
| Module-EIGEN | 同上に引きつづき、座屈解析を行う。 | 約 4 0 0 0 枚 | |
| Module-O/G | 結果の再編集、並びに图形出力をを行う。 | 約 4 9 0 0 枚 | |
| 弾塑性一貫計算 プログラム | FEM-EIGEN と一貫して、弾塑性座屈解析を行う。 | 約 8 6 0 0 枚 | |

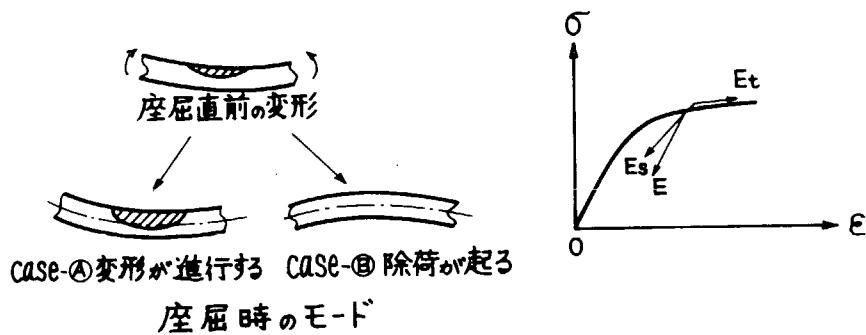


図 3.2.1 座屈変形に基く応力再配分

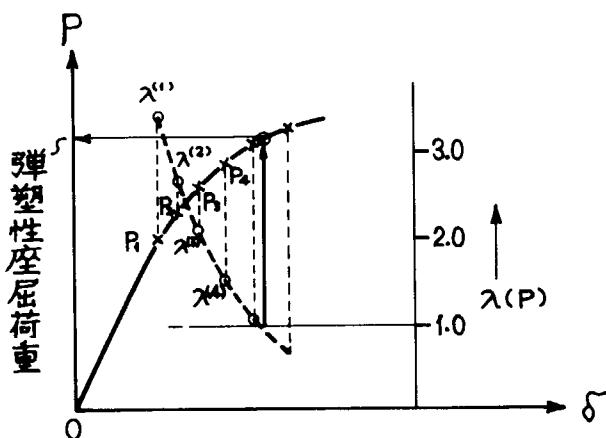


図 3.2.2 弹塑性座屈荷重決定法

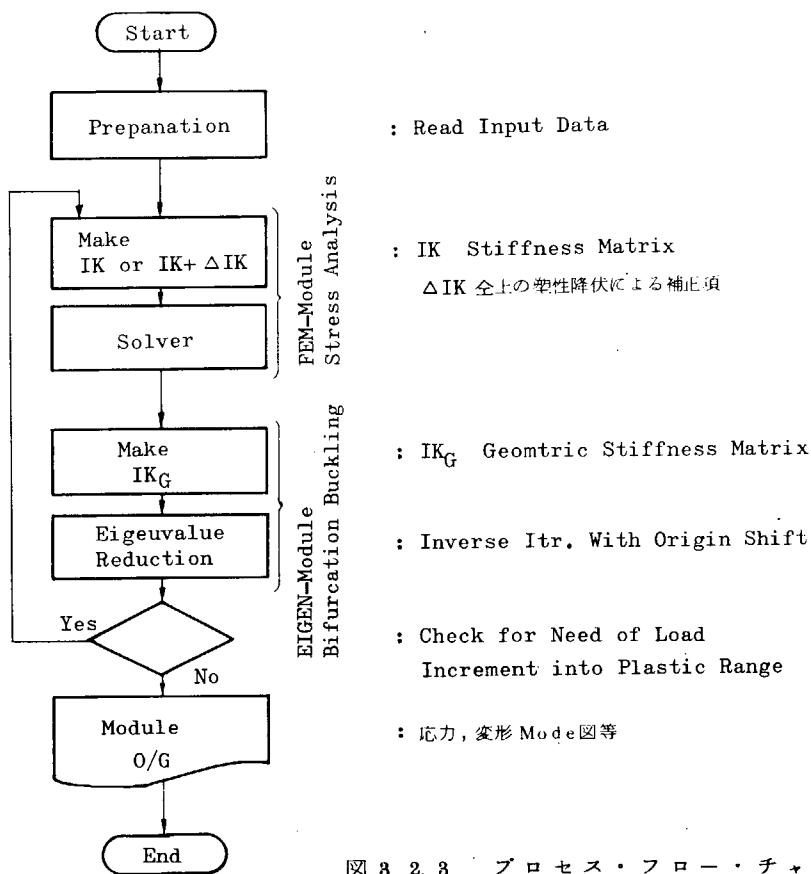


図 3.2.3 プロセス・フロー・チャート

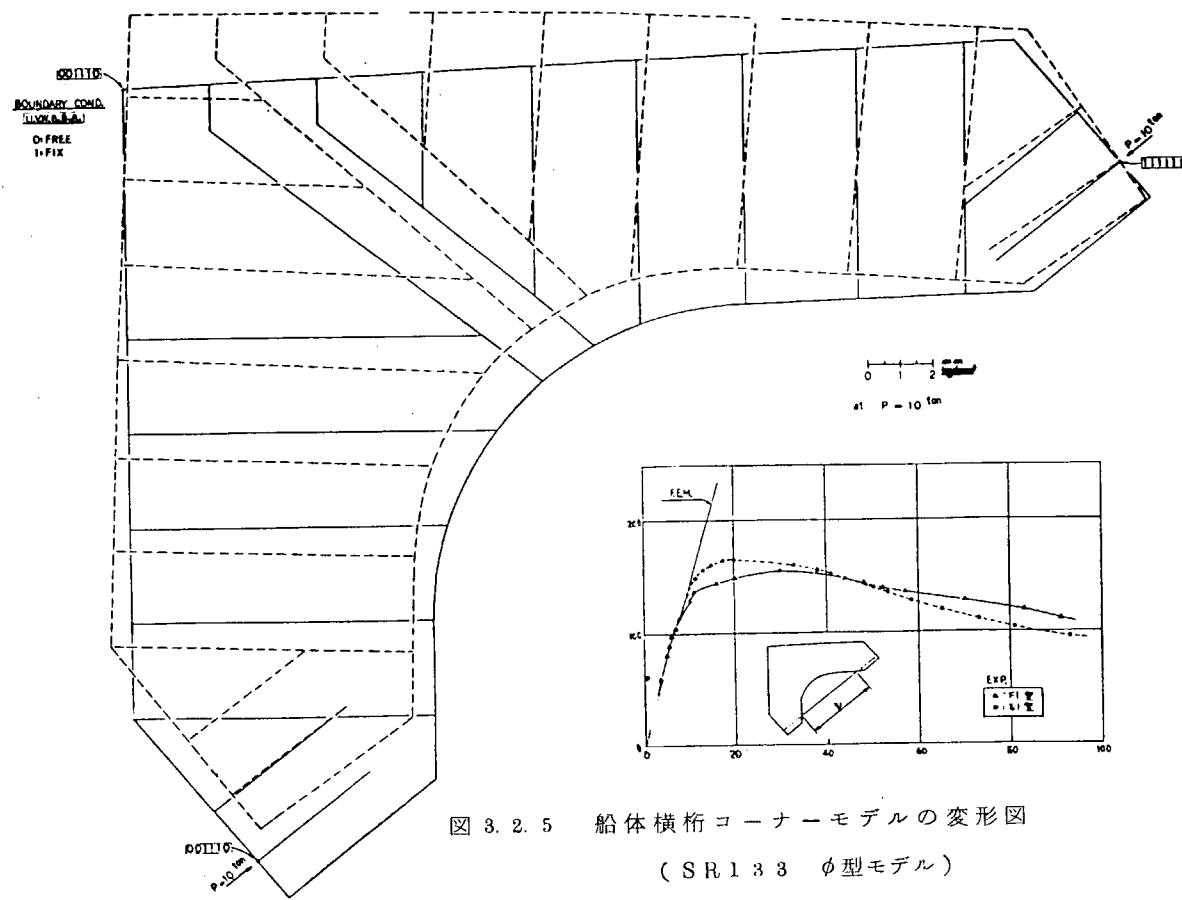
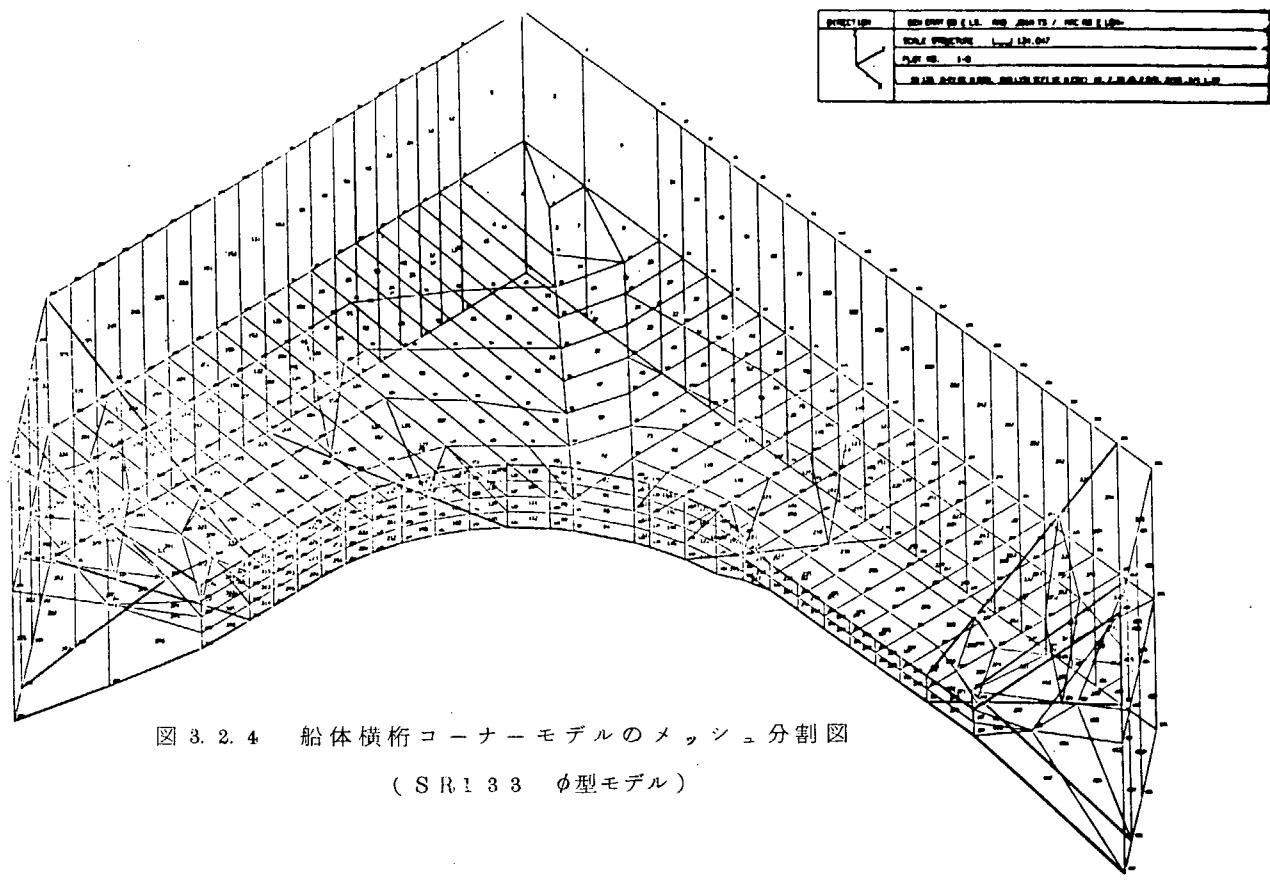


図 3.2.5 船体横桁コーナーモデルの変形図
(SR133 φ型モデル)

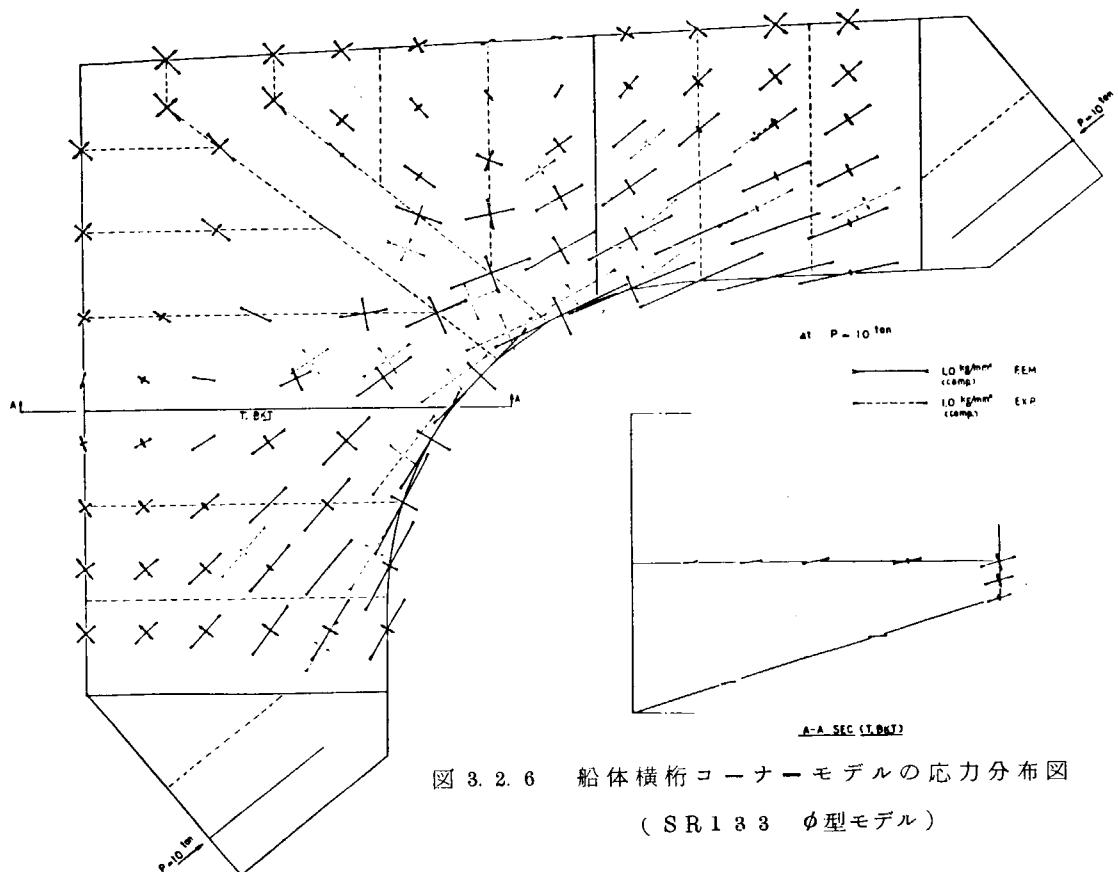


図 3.2.6 船体横横コーナー モデルの応力分布図
(SR133 φ型モデル)

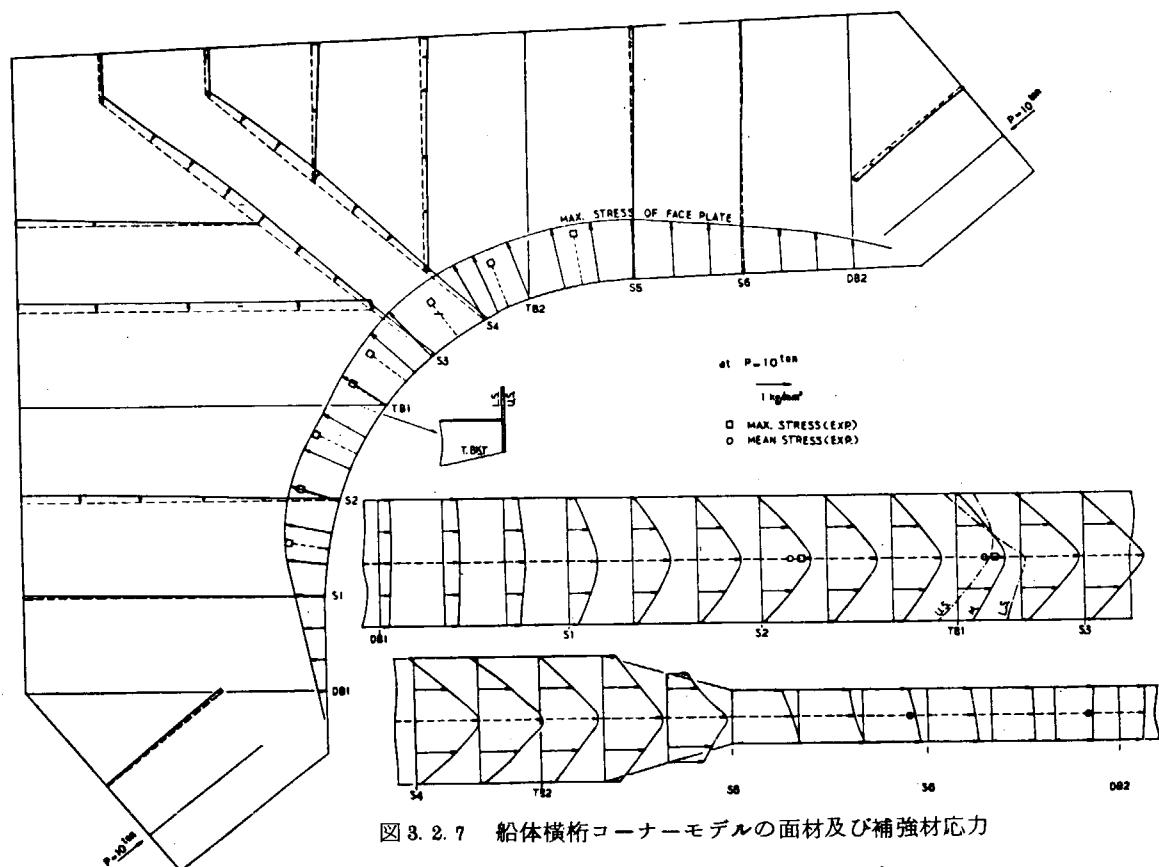


図 3.2.7 船体横横コーナー モデルの面材及び補強材応力
(SR133 φ型モデル)

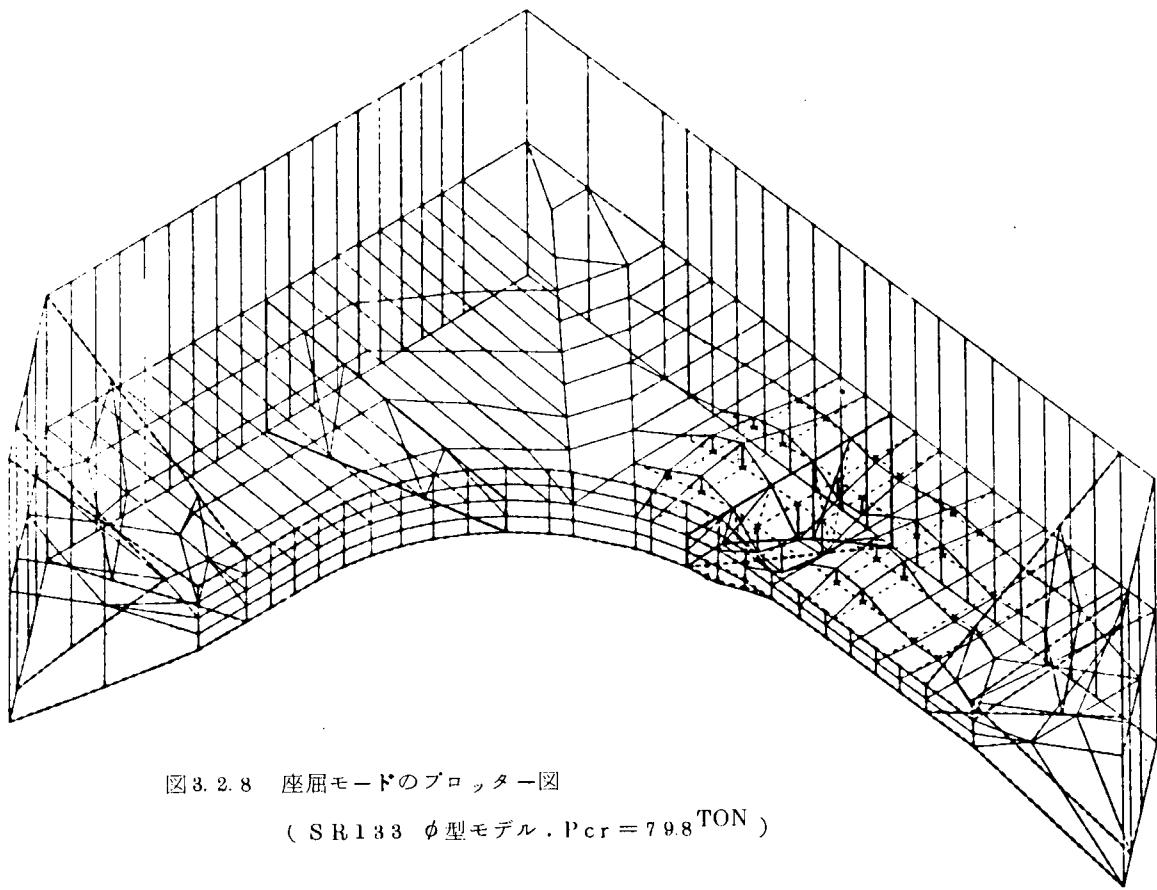
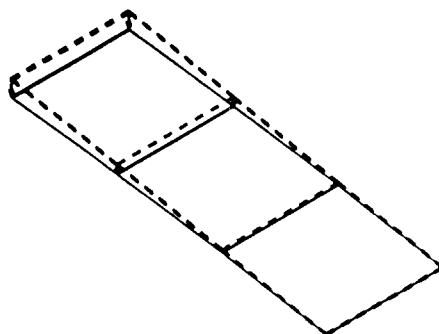
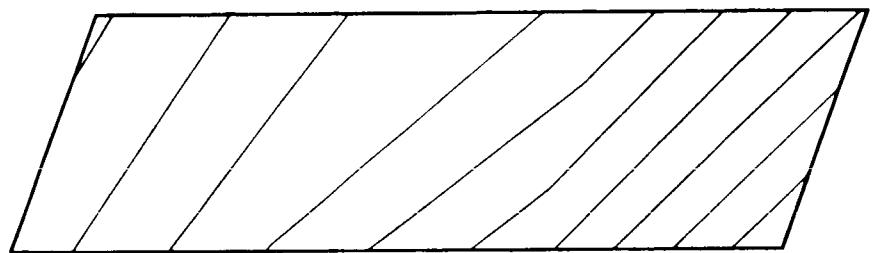


図 3.2.8 座屈モードのプロッター図
(SR133 φ型モデル, $P_{cr} = 79.8 \text{ TON}$)



| DIRECTION | DISPLACEMENTS AT JOINTS / ELEMENTS |
|-----------|--|
| | SCALE STRUCTURE 2.698 DISP LAC MENT .988 |
| | PLOT NO. 2-0 |
| | L - |
| | LOAD CASE= 2 |

図 3.2.9 変形図の一例



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

図 3.2.10 応力等高線図の一例

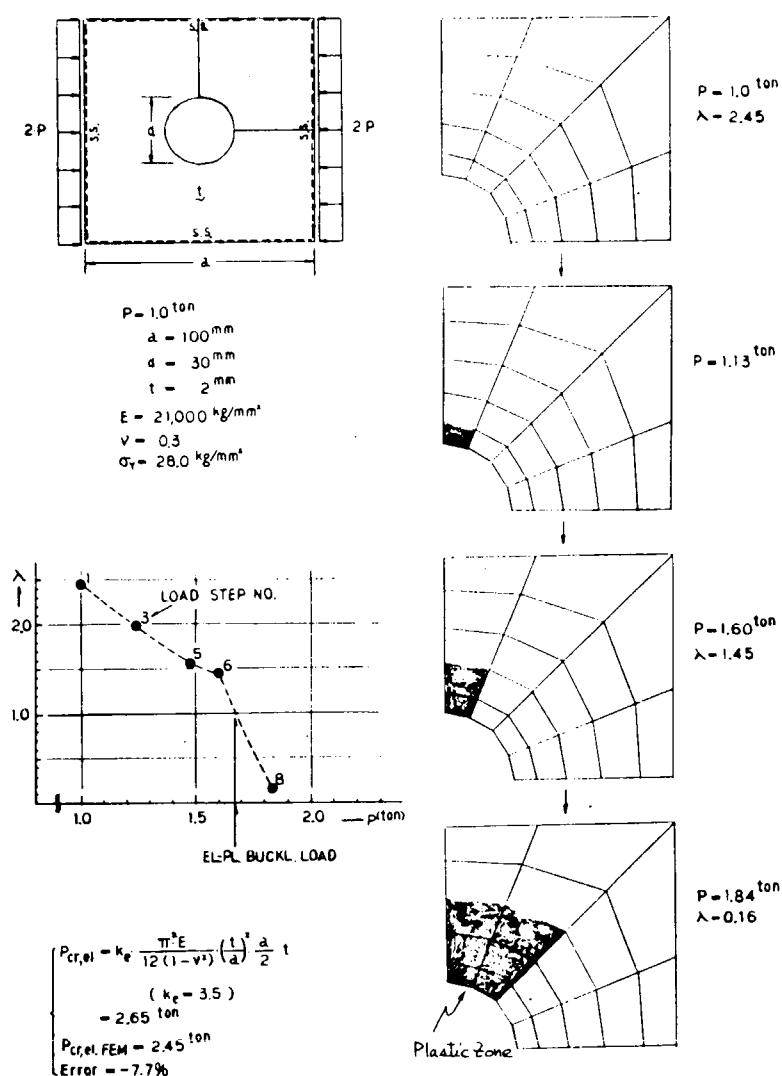


図 3.2.11 有孔板の弾塑性座屈解析

3.3 トランスリングの最終強度解析プログラム

(執筆担当: 上田幸雄 大阪大学、堀 徹 日立造船)

構造物の最終強度は、強度基準として非常に重要である。ところが、現在では単純塑性解析法が適用できるような塑性挙動を示す構造物、あるいは、局部座屈、塑性を生じるような場合は、小単位の構造要素の最終強度解析だけが可能である。

ここでは、このような状況のもとで、船全体の最終強度解析の第1段階として、トランスリングの最終強度解析法(理想化構造要素法)^{1) 2)}を開発し、専用プログラムを作製した³⁾。

3.3.1 現想化構造要素法^{1) 2)} の概要

トランスリングの最終強度解析に対して、有限要素法、あるいは有限帯板法を適用することは理論的には可能であり精度も高いが、所要計算時間が膨大であるので現在のところ殆んど不可能である。この種の問題の対策の1つは、解析精度を考慮して、できるだけ大きい解析単位、すなわち構造要素を採用して未知変数を減じること、そしてその弾塑性、大撓み挙動に対して現想化する理論を構成し表式化することにより、同種の構造要素を含めて解析過程を極めて簡潔にすることである。この考えに沿って展開されたのが理想化構造要素法(Idealized Structural Unit Method)である。この方法を適用する上での必要な作業は、大略次のようになる。

- ① 大きい構造単位と最小節点変位の選定(たとえば、後出のガーダー要素)
- ② 選定された構造単位の非線形挙動の現想化
(具体的には、局部座屈、要素の限界強度等に対する条件、それらの状態における挙動の理想化と剛性行列の定式化)
- ③ マトリックス法で上述の構造単位を組立て、構造全体を構成し、荷重増分法で解析を進める。

(1) ガーダー要素

タンカーのトランスリングを考える。トランスはフランジ、ウェブ、ティフナーからなる。ここではティフナーで仕切られたフランジ、ウェブ、外板を1つの構造単位(または構造要素)にとり、矩形ガーダー要素と呼ぶことにする(図3.3.1)。通常の大型タンカーでは、桁のウェブ面内荷重によるフランジの横倒れ座屈は生じない寸法になっている。また、フランジの局部座屈はフランジの全断面が殆んど塑性化しないと生じない。ここではこれらを考慮して、座屈はウェブにしか生じないと仮定する。

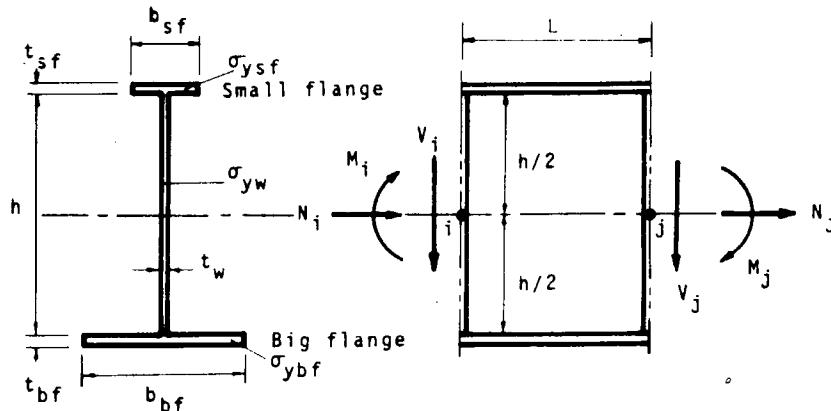


図 3.3.1 ガーダー要素と節点力

このガーダー要素に外力を漸増させた場合に要素は種々の挙動を示すが、これらが起る条件およびその状態における剛性行列の流れ図を示すと図3.3.2のようになる。

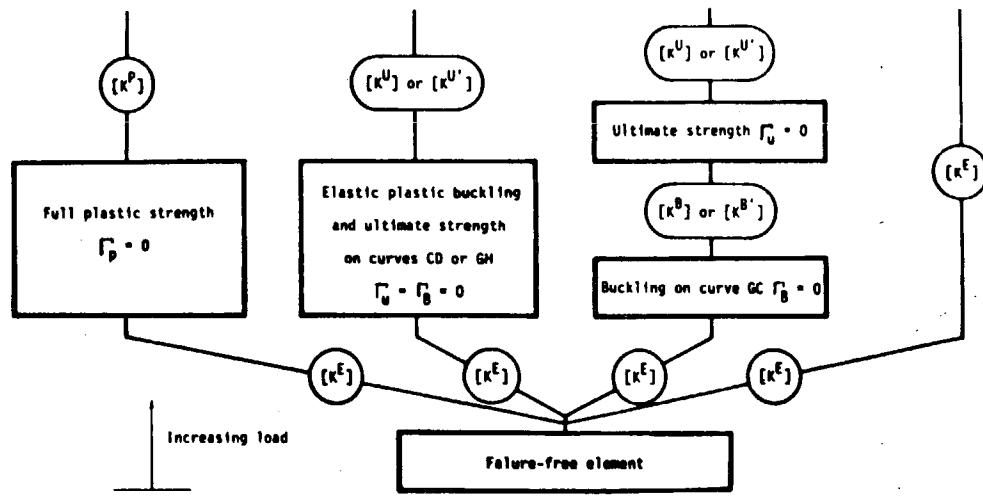


図 3.3.2 ガーダー要素の局部破損の条件と
それに対応した剛性行列

ウェブが弾性座屈するとウェブの剛性は低下するが、まだ載荷能力は期待できる。この場合に要素の限界強度に達する過程は種々ある。先ず、ウェブの剪断応力が単純剪断座屈値より小さい場合には少くとも片側のフランジとウェブ縁の降伏により最終強度を示す。また、大きい場合には、ウェブに張力場が出現し、フランジとウェブの相対的強度によって3種類の最終強度状態を示す。

ウェブがやや強く局部的に塑性が進行して座屈する場合には、一般に座屈後の強度は殆ど期待できないので、その状態を最終強度と考える。他方、ウェブが十分強い場合には、塑性が進行しても最後まで座屈は起ららず、全断面塑性強度で限界強度に達する。

(2) ガーダー要素の節点力および節点変位

図3.3.1に示すガーダー要素の節点は、両端面の深さの半分の位置に設け、断面の力の釣合いは節点について考える。外力はすべてスティッパーの位置、すなわち節点における等価な集中力および曲げモーメントに置換して作用させる。したがって、節点*i*および*j*における節点力*R_i*および*R_j*は圧縮力*N*、曲げモーメント*M*、および剪断力*V*よりなる。この増分を $\dot{\cdot}$ を用いて示すと、

$$\dot{R} = \{ R_i \ R_j \ }^T, \quad \dot{R}_i = \{ \dot{N}_i \ \dot{M}_i \ \dot{V}_i \ }^T \\ \dot{R}_j = \{ \dot{N}_j \ \dot{M}_j \ \dot{V}_j \ }^T \quad (3.3.1)$$

上式で、 $\{ \ \ }^T$ は転置行列を示す。節点力の正の方向を図3.3.1のようにとると、節点*i*からx離れた断面力増分 \dot{R}_x ($= \{ \dot{N}_x \ \dot{M}_x \ \dot{V}_x \ }^T$)は、

$$\dot{N}_x = \dot{N}_i, \quad \dot{M}_x = \dot{M}_i - \dot{V}_i x, \quad \dot{V}_x = \dot{V}_i \quad (3.3.2)$$

となる。また、節点変位*U_i*、*U_j*は、圧縮変位*u*、撓み角*θ*、撓み*w*よりなり、その増分関係は、

$$\dot{U} = \{ \dot{U}_i \ \dot{U}_j \ }^T, \quad \dot{U}_i = \{ \dot{u}_i \ \dot{\theta}_i \ \dot{w}_i \ }^T, \\ \dot{U}_j = \{ \dot{u}_j \ \dot{\theta}_j \ \dot{w}_j \ }^T \quad (3.3.3)$$

ガーダー要素の力学的挙動は、節点力増分 \dot{R} と節点変位増分 \dot{U} によって表わすことができる。すなわち、力学的状態に応じた要素の剛性行列 $[K]$ を用いると、

$$\dot{R} = [K] \dot{U} \quad (3.3.4)$$

以上のように節点における力と変位を選んだが、これらは基本的にウェブを含む面内における挙動を代表的に示すものである。実際に、ウェブが座屈すると面外変位が起り*i*、*j*辺に沿って撓み角を生じる。したがって、このような場合には、節点変位としては面外撓みと撓み角を加えた最小5節点変位を必要とするが、ここでは、面外変形の影響を面内剛性の変化に取り入れ節点変位数を減じ、

3 節点変位で解析を進める。

(3) ウェブの座屈強度と座屈相関関係

ここでは、剪断力はウェブだけで保持され剪断応力はウェブに一様に分布すると仮定する。他方、軸力と曲げモーメントに対しては断面全体で保持されるとする。ウェブは図3.3.1に示すようにフランジ辺で固定、スティフナー辺で単純支持されているとし、要素の中央断面での圧縮力、曲げモーメント、剪断力が長さ方向に一様に作用しているとしてその座屈強度を評価する。このウェブの座屈相関関係は次式で精度よく推定することができる。

$$n + m^2 + v^2 - 1 = 0 \quad (3.3.5)$$

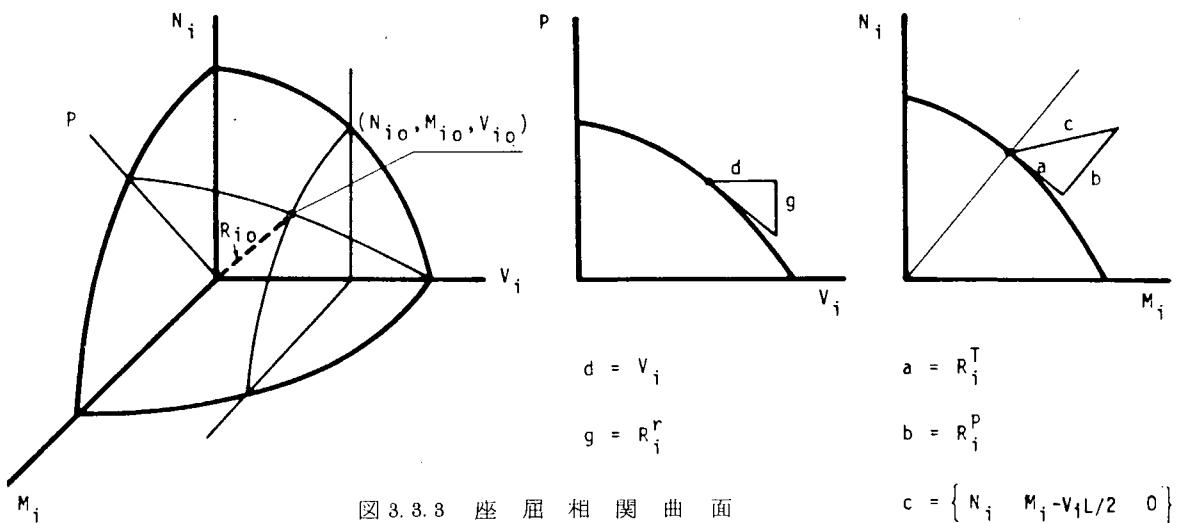
ここで、

$$n = N_w / N_{crw}, \quad m = M_w / M_{crw}, \quad v = V / V_{cr}$$

N_w 、 M_w 、 V および N_{crw} 、 M_{crw} 、 V_{cr} はウェブに作用する圧縮力、曲げモーメント、剪断力とそれぞれの単独座屈値

このようにして得られた座屈相関関係を節点での節点力で示すと図3.3.3のようになり、その関係を表わす関数を F_B とすると、次式を満足すると座屈する。

$$F_B = 0 \quad (3.3.6)$$



(4) ウェブの座屈後の剛性行列

たとえば、平板を一様圧縮した場合に、その座屈値までは全断面は一様に有効であるが、座屈後の外力増分は有効断面で保持されることになる。他方、座屈圧縮力を減少させながら、丁度座屈相関曲面上にあるように曲げモーメントを増加させると、この組合せ荷重は座屈点に達しているが過剰荷重で無いので、この荷重による応力は断面が全部有効な状態としての応力分布を示す。このように種々の荷重状態に対する解析結果等をもとに考察して、座屈後の剛性行列を次の考え方に基づいて導く。

組合せ荷重のもとでウェブが座屈した後に与えられる圧縮力および曲げモーメントの荷重増分は、直応力成分に対するウェブの剛性低下を考慮した要素の有効断面で主に保持される。一方、剪断力増分に対してはウェブが全部有効に働くが、その大きさが単純剪断座屈荷重 V_{cr} を超えるとウェブには直応力成分は消滅し、張力場がこれを保持する。なお、既に座屈相関曲面を満足している内力成分は、外力増分によってその比が変化することができるが、常に全断面が有効な完全断面に作用する。このように考えて、式(3.3.4)の[K]に代って、ウェブが座屈した後の要素の剛性行列として、

(K^B) ($V < V_{cr}$ に対して),

(K^B) ($V > V_{cr}$ に対して)

(3.3.7)

を導出している。

(5) ウェブの弾性座屈後の有効断面

ウェブが純圧縮で座屈した場合の応力分布は図3.3.4(a)の点線で示すようになり、ウェブに曲げだけが作用する場合には、圧縮側では上述と同じように、また引張側では深さの半分が有効で応力分布は図3.3.4(a)の実線となる。他方、圧縮と曲げが同時に作用している状態で座屈した場合の応力分布は、圧縮と曲げとの割合によって図3.3.4(a)に示すように変化する。これらの応力分布を図3.3.4(b)に示すように直線で近似する。この他、純剪断で座屈した場合のウェブは張力場だけが有効である。

このような応力分布をもつ等価な断面を考え、それを有効断面とする。

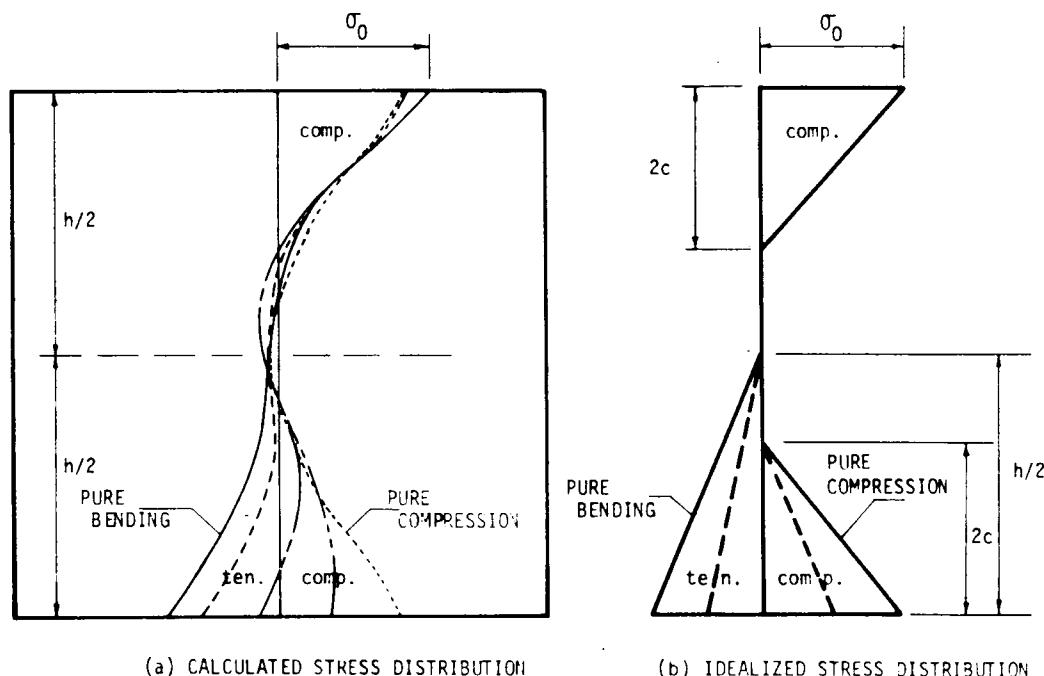


図3.3.4 弾性座屈後の応力分布と理想化

(6) ウェブの弾性座屈後の最終強度

剪断力が単純剪断座屈以下で、ウェブに組合せ荷重が作用して座屈した場合には、要素の最終強度状態を次のように仮定する。すなわち、「上下フランジのいずれか側のフランジとウェブの縁応力がともに降伏した状態」。それは、ウェブに座屈が生じ圧縮の大きい側のフランジとそれに接するウェブの縁が降伏すると、フランジの局部塑性座屈が起こり要素の余剰強度は殆ど無く限界強度に達していると考えられるからである。

剪断力の影響を含めてウェブとフランジの接合部での降伏がウェブの方に早期に起こる場合の最終強度相関関係は図3.3.5のようになる。同図で実線は、 $V < V_{cr}$ に対して、破線は $V = V_{cr}$ であり、相関曲面はこれらの線を含み紙面に垂直なV軸方向の広がりをもつものになる。

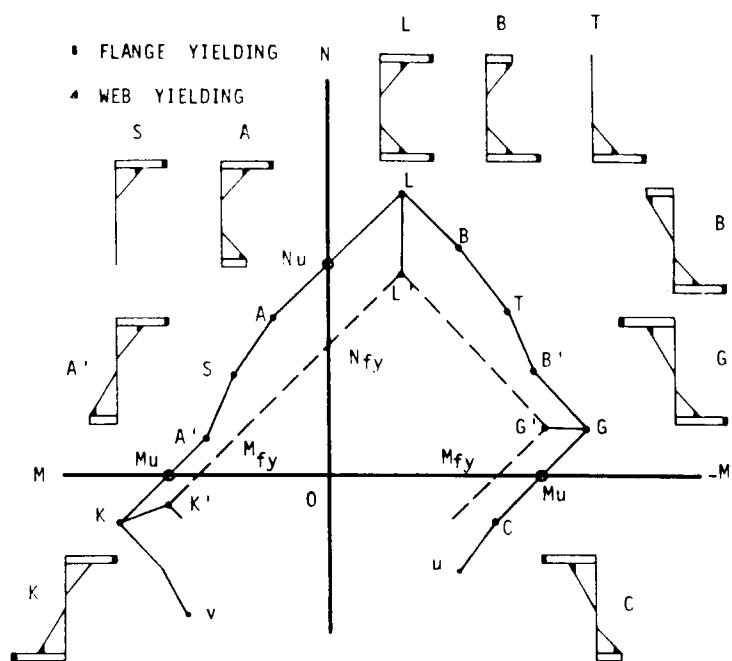


図 3.3.5 最終強度相関曲線 ($V < V_{cr}$)

他方、剪断力が単純剪断座屈を超える場合 ($V > V_{cr}$) には、すでに触れたように 3 つの最終強度状態を示す。すなわち、①ウェブの張力場がフランジに与える垂直分布荷重による塑性崩壊とウェブの張力場の降伏が同時に生じる場合、②ウェブが弱くウェブの張力場だけが降伏する場合、③ウェブが強くフランジの塑性崩壊が先に生じる場合、に分かれる。

このような状態を含めたやや単純化した最終強度相関曲面が

$$\Gamma_u = 0 \quad (3.3.8)$$

で表わされ図 3.3.6 のようになる。 $(\Gamma_u$ は式で与えられている)。

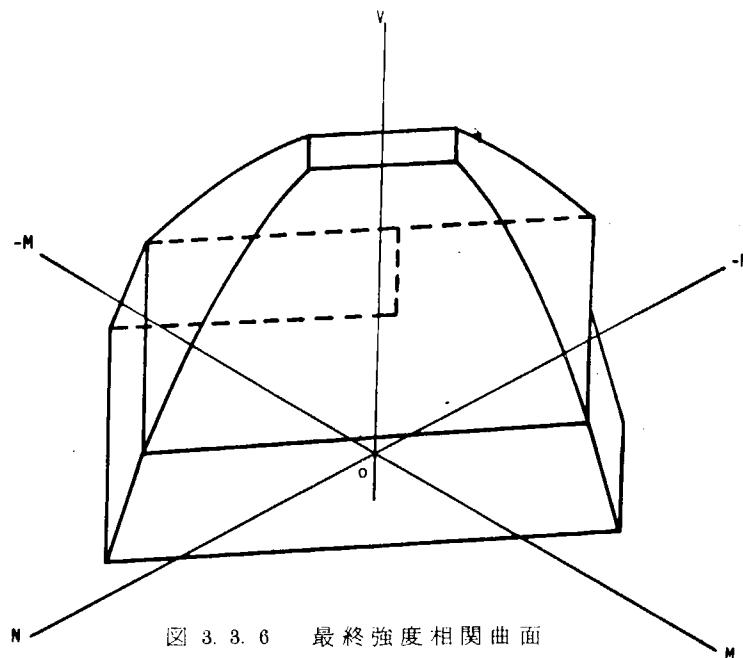


図 3.3.6 最終強度相関曲面

(7) 最終強度状態における剛性行列

剪断力が単純剪断座屈値以下で最終強度に達した場合に、要素が限界強度を示すのは要素端の断面である。この断面はその負荷によっても最終強度曲面を超えることができないので、一種の塑性関節を形成したと考える。他方、剪断力が単純剪断座屈値を超える場合には、ウェブの降伏あるいはフランジの塑性崩壊によって最終強度に達するので、現象は全長にわたっている。この場合にはスパン中央に塑性関節を形成させその塑性挙動を代表させるが、最終強度曲面を超えることはできない。

いずれの場合も、最終強度相関関係 Γ_u を塑性ポテンシャルとみなし、塑性ひずみ増分理論をもとに最終強度状態における要素の剛性行列として

$$[K^{(u)}] \quad (V < V_{cr} \text{ に對して}),$$

$$[K^{(us)}] \quad (V > V_{cr} \text{ に對して})$$

(3.3.9)

を導出している。なお、後者の場合には、スパン中央の塑性関節を消去して i 、 j 節点で剛性行列を表示している。

(8) 弾塑性座屈による限界強度

弾塑性座屈を生じた場合には、要素はそれ以上の負荷に殆ど耐えないのでこの状態を限界強度と考える。この状態に達した要素の剛性行列は、3.3.1(7)と同じように求めることができる。

(9) 全断面塑性強度相関関係

ウェブが強く座屈を起こさない場合には要素は節点で全断面塑性状態に達する。この場合の相関関係は

$$\Gamma_p = 0$$

(3.3.10)

で与えられ、図 3.3.7 のような曲面になる。

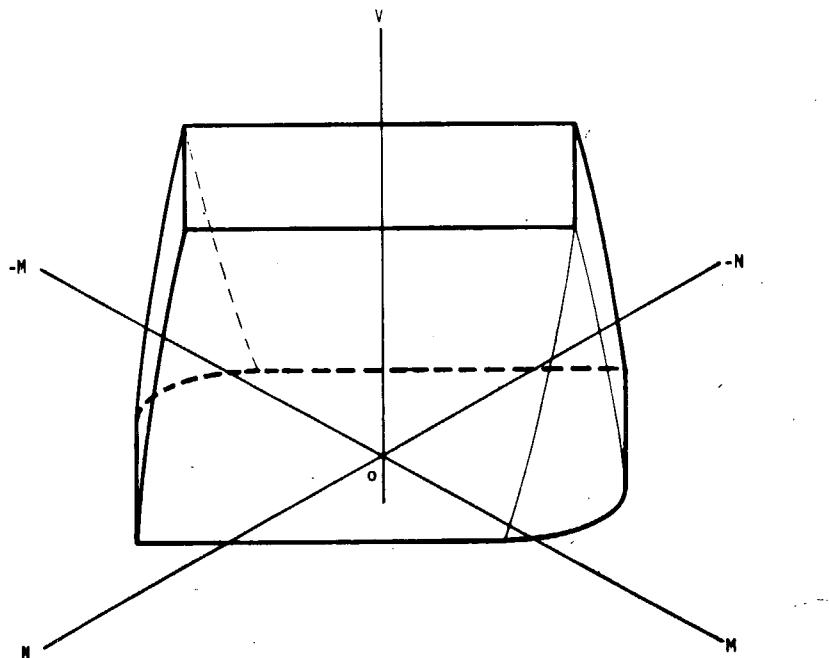


図 3.3.7 全断面塑性相関曲面

(10) 全断面塑性強度状態における剛性行列

この場合には、全断面塑性強度相関関係を表わす Γ_p を塑性ポテンシャルとみなすことができるのでこの状態に達した要素の剛性行列 $[K^p]$ は 3.3.1(7)の方法で導出できる。

(11) ストラットの限界強度

ストラットの限界強度に及ぼす、曲げモーメントおよび剪断力の影響が小さいことが知られているので、その限界強度は軸力による柱の座屈強度を基準として

$$\Gamma_N = 0 \quad (3.3.1.1)$$

で与えることができる。限界強度に達したストラットは付加圧縮変位により強度を低下させる。実験結果をもとにして、限界強度後の剛性行列を与える。

(12) 解析手順

最終強度解析は本質的に非線形解析であるので、荷重増分法による。先ず弾性剛性行列で構造全体の釣合方程式を作成し外力を漸増させる。局部破損、たとえば座屈、あるいは限界強度の条件、($\Gamma_B = 0$ あるいは $\Gamma_u = 0$) を丁度満足するように最小荷重増分を与え、条件を満足した要素は図 3.3.2 に示すようにその力学的状態に応じた剛性行列 (K^B 、 K^u など) と置換して釣合方程式を作り替え、次の荷重増分に対して解析を進める。この手順を繰り返し、最高荷重に達するまで解析を進める。この状態では、全体の剛性行列は特異となる。通常、数値計算を行なっているので直接、特異点を求めるることは難しいので、指定した点の変形量が指定量よりも大きくなつた状態を最終強度状態とする。

参考文献

- 1) 上田、Rashed : 船体最終横強度解析に関する基礎的研究、造船学会論文集
第 136 号(昭 49-12)
- 2) 上田 : 薄板構造の最終強度解析(その 1)(その 2)、造船学会誌、
第 555、556 (昭 50-9、50-10)
- 3) 日本造船研究協会: 研究資料、(SR 133)
第 194 号(昭 49-3)、第 215 号(昭 50-3)

3.3.2 トランス リングの最終強度解析プログラム

(1) プログラムの目的

理想化構造要素法の有効性については既にいくつかの構造について証明されており既に実用化すべき段階にあるものと考えられる。そこで理想化構造要素法の実用化の第一歩として船構造でひんぱんに現れるストラットタイプのトランスリング構造をとり上げその最終強度解析プログラムを作製した。作製に当っては、簡単に計算に入れるよう Input Data を簡易化すること、所要計算時間を短くすることに留意した。

本プログラムによって理想化構造要素法の有効性をさらに詳しく見ると同時に将来更に本格的なプログラムを作成するに当っての目安が得られるものと期待される。

(2) 構造の理想化

トランスリングを 3.3.1 に述べるガーダー要素で理想化するために以下に示す方法をとった。

- (i) 1 ロンヂスペース毎にスティフナーがついているものと考え、1 ロンヂスペース間を一要素とし桁の深さの中心に置くものとする。
- (ii) ピルジコーナー部は図 3.3.8 に示す要素で表す必要がある。この時、大きい方の半径 R_2 を図に示すように近似することにする。

(ii) 三叉部のモデル化は図 3.3.8 に示す要素を使っているかぎり難しい問題である。本プログラムの場合、便宜上図 3.3.9 に示すようなモデル化を行なっている。

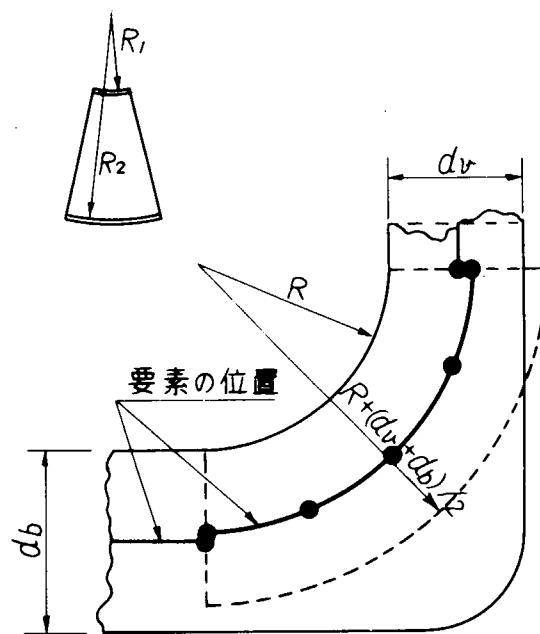


図 3.3.8 ピルジ部モデル化

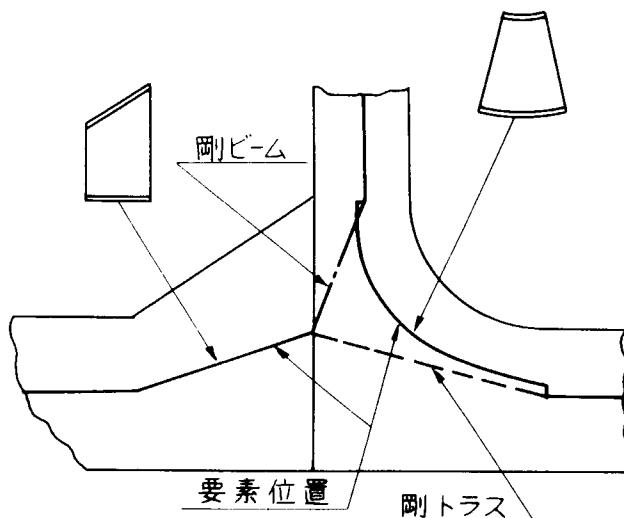


図 3.3.9 三叉部のモデル化

(vi) ガーダー要素によるモデル化の場合部材継手では中立軸の喰い違いが生じがちであるが、くい違う中立軸の間に剛ビームを挿入することによってその効果を入れている。

(3) 荷重条件および端部条件

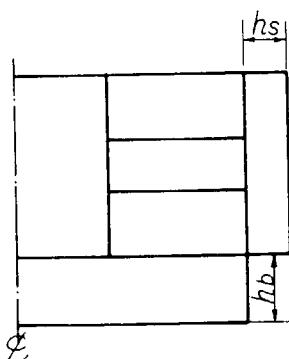
本プログラムでは 2 種類の荷重を考えている。つまり死荷重として常にトランスリングに加わっている荷重、および変動荷重として、透増的に増加する荷重の 2 種である。

前者の荷重として図 3.3.10 に示す 3 つの量を与えることができる。もしセンタータンク側を空の

状態とするときには ρ_c を 0 とするといった要領で与えればよい。

後者の荷重としては図 3.3.1-1 に示すサイドシェル上の圧力、およびボトムシェル上の圧力を与えることができる。プログラムではこれらの荷重が、比例的に増加され、最終荷重は、初期に与えた圧力の何倍という形で与えられる。

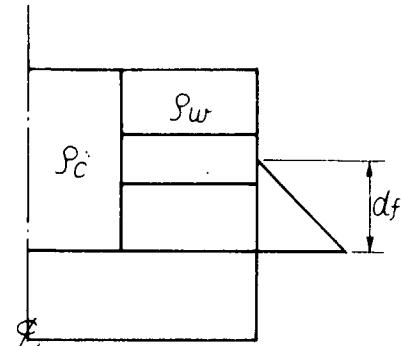
端部条件は図 3.3.1-2 に示す 6 つの点で挿入することが可能である。最小限剛体変形をとめることができたらば図の位置で任意の条件を与えることが可能である。



hs : unit pressure on
side shell

hb : unit pressure on
bottom shell

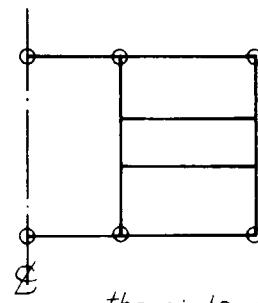
図 3.3.1-1 活荷重



ρ_w : density of the fluid
in wing tank

ρ_c : density of the fluid
in center tank

図 3.3.1-0 死荷重



the points, the geometrical
boundary conditions can
be adopted

図 3.3.1-2 Geometrical Condition

(4) データージェネレーション

この種の問題において計算に直結するデータを作るとするとかなりの労力とデータエラーを覚悟する必要がある。本プログラムでは対象をストラットタイプのトランスリングに限定し、できる限り簡単に計算に入れること目指している。計算者はミッドシップセクション図より計算に必要なデータをひろい出し 20 数枚のインプットデータカードを作ればよい。プログラムではそれらのデータを基に計算に直結するデータを自動的に作り出すようになっている。

(5) 解法上の特徴

本プログラムの対象である最終強度を求める問題では、何回かの繰り返し計算が行なわれ、毎回、

極く一部の要素の剛性が若干変化することになる。通常の解法で毎回の計算を行うならば、たとえ剛性の変化が一部の要素に限られても、その特質をいかすことができず毎回、同じ量の計算を行う必要がある。

本プログラムでは上記の欠陥を補うために以下のような手法を探っている。

- (i) 先づトランスリンクを図 3.3.1 3 に示す 14 個の部分構造 (Substructure) に分割し
- (ii) 次に各 Substructure において外点(他の Substructure と接続する点)とそれ以外の点(内点)に分類し、内点を消去する。

つまり Substructure における変位-力の関係式において配列を適当に行えば次のような形とすることができます。

$$\begin{cases} K_{11}u_1 + K_{12}u_2 = f_1 \\ K_{21}u_1 + K_{22}u_2 = f_2 \end{cases} \quad (1)$$

(2)

ここに、Suffix 1 は外点、Suffix 2 は内点を表すものとする。

(2)式より

$$u_2 = K_{22}^{-1} (f_2 - K_{21}u_1) \quad (3)$$

(3)式を(1)式に代入すれば

$$\bar{K}_{11}u_1 = \bar{f}_1 \quad (4)$$

ここで $\bar{K}_{11} = K_{11} - K_{12}K_{22}^{-1}K_{21}$, $\bar{f}_1 = f_1 - K_{12}K_{22}^{-1}f_2$

(4)式においては内点が消去され外点のみの関係式となっている。(3)式は次のステップで、外点 u_1 が与えられた場合の内点を計算する算式と解せられる。

- (iii) 各 Substructure で内点消去を行った後、各 Substructure を接合すれば図 3.3.1 4 に示すような合計 18 点の点における変位-力に関する方程式となり、4 の境界条件を考慮し方程式をとけば各 Substructure において(3)式により内点が求まり全ての変位が求まる。

以上のような過程を使うことによって、次のような利点がある。つまり一つの荷重ステップにおいて、いずれかの要素が failure を起し剛性が変化する場合、次のステップで計算する必要のあるのは、限界荷重に達した要素を含む Substructure の内点消去計算および、図 3.3.1 4 の全体計算のみであって、大部分の Substructure の外点に関する関係式(4)は前回の計算結果をそのまま使用することが可能であるため、計算量は大幅に減少する。

なお内点消去の過程で K_{22} の逆行列計算ができない場合、その Substructure は実用上効果を持たないものと考え、(4)式の \bar{K}_{11} を 0 として全体に接続している。

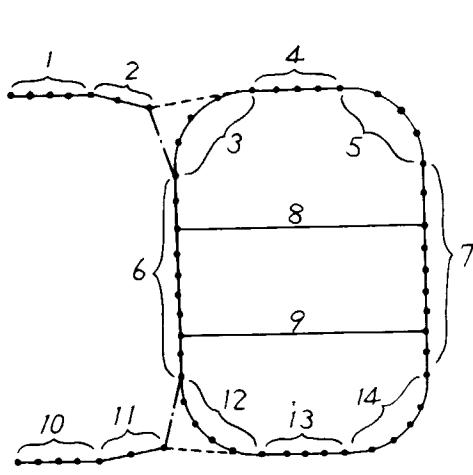


図 3.3.13 Substructure 分割

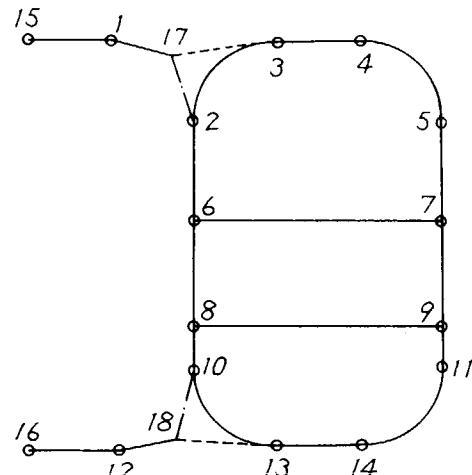


図 3.3.14 内点消去後の外点配置

| SIDE | LONGITUDINALS | LONGS AND LATERALS | LATERALS |
|-------|-------------------|--------------------|----------|
| UPPER | SCANNING OF LONGS | SCANNING OF LONGS | |
| 40-41 | 200 + 00.0M P.O. | 200 - 00.0M F.O. | |
| 41-42 | 100 - 00.0M P.O. | 100 + 00.0M L.O. | |
| 42-43 | 090 - 00.0M P.O. | 090 + 00.0M R.O. | |
| 43-44 | 090 + 00.0M P.O. | 090 - 00.0M T.O. | |
| 44-45 | 090 - 00.0M P.O. | 090 + 00.0M F.O. | |
| 45-46 | 090 + 00.0M P.O. | 090 - 00.0M L.O. | |
| 46-47 | 090 - 00.0M P.O. | 090 + 00.0M R.O. | |
| 47-48 | 090 + 00.0M P.O. | 090 - 00.0M T.O. | |
| 48-49 | 090 - 00.0M P.O. | 090 + 00.0M F.O. | |
| 49-50 | 090 + 00.0M P.O. | 090 - 00.0M L.O. | |
| 50-51 | 090 - 00.0M P.O. | 090 + 00.0M R.O. | |
| 51-52 | 090 + 00.0M P.O. | 090 - 00.0M T.O. | |
| 52-53 | 090 - 00.0M P.O. | 090 + 00.0M F.O. | |
| 53-54 | 090 + 00.0M P.O. | 090 - 00.0M L.O. | |
| 54-55 | 090 - 00.0M P.O. | 090 + 00.0M R.O. | |
| 55-56 | 090 + 00.0M P.O. | 090 - 00.0M T.O. | |
| 56-57 | 090 - 00.0M P.O. | 090 + 00.0M F.O. | |
| 57-58 | 090 + 00.0M P.O. | 090 - 00.0M L.O. | |
| 58-59 | 090 - 00.0M P.O. | 090 + 00.0M R.O. | |
| 59-60 | 090 + 00.0M P.O. | 090 - 00.0M T.O. | |

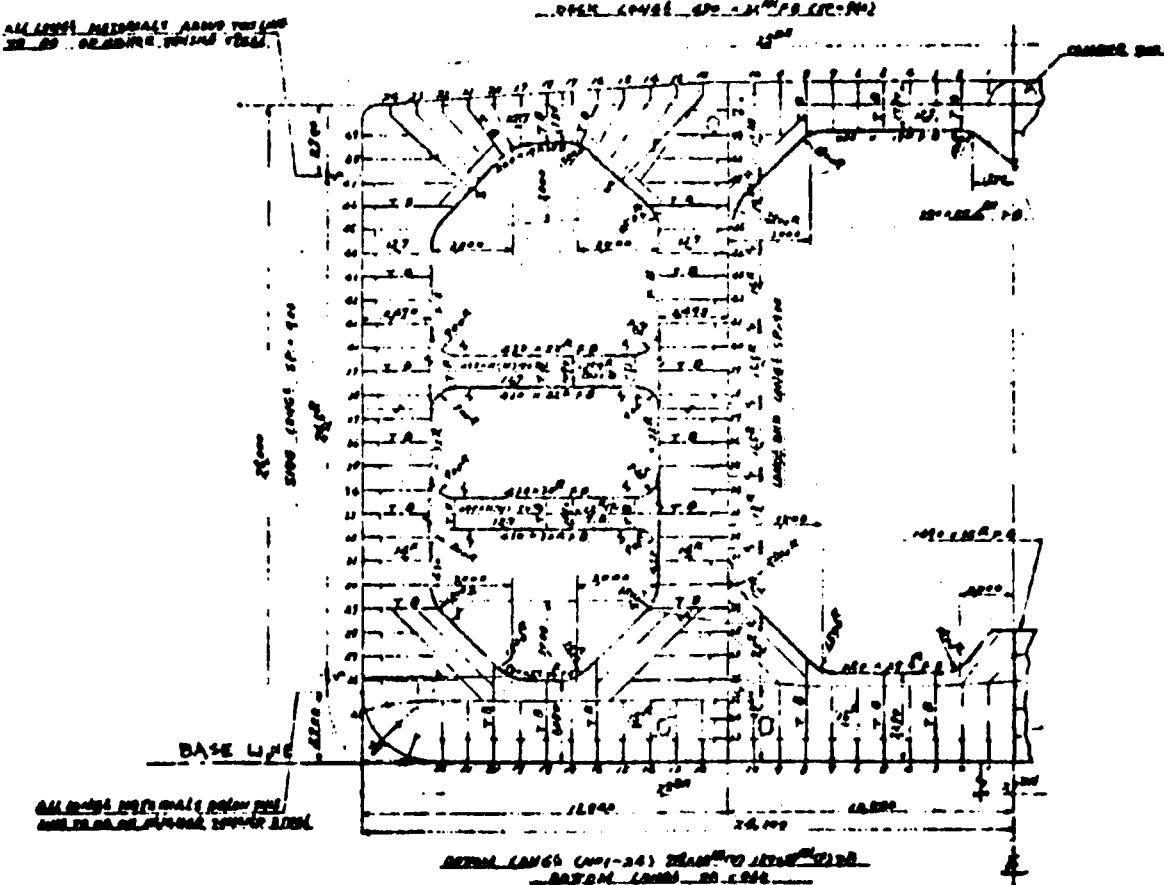


図3.3.1-5

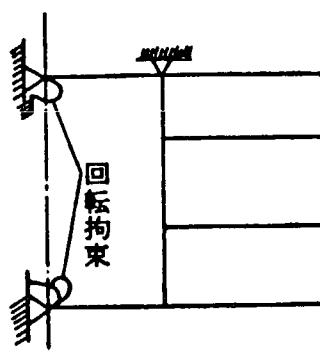


図 3.3.1-6

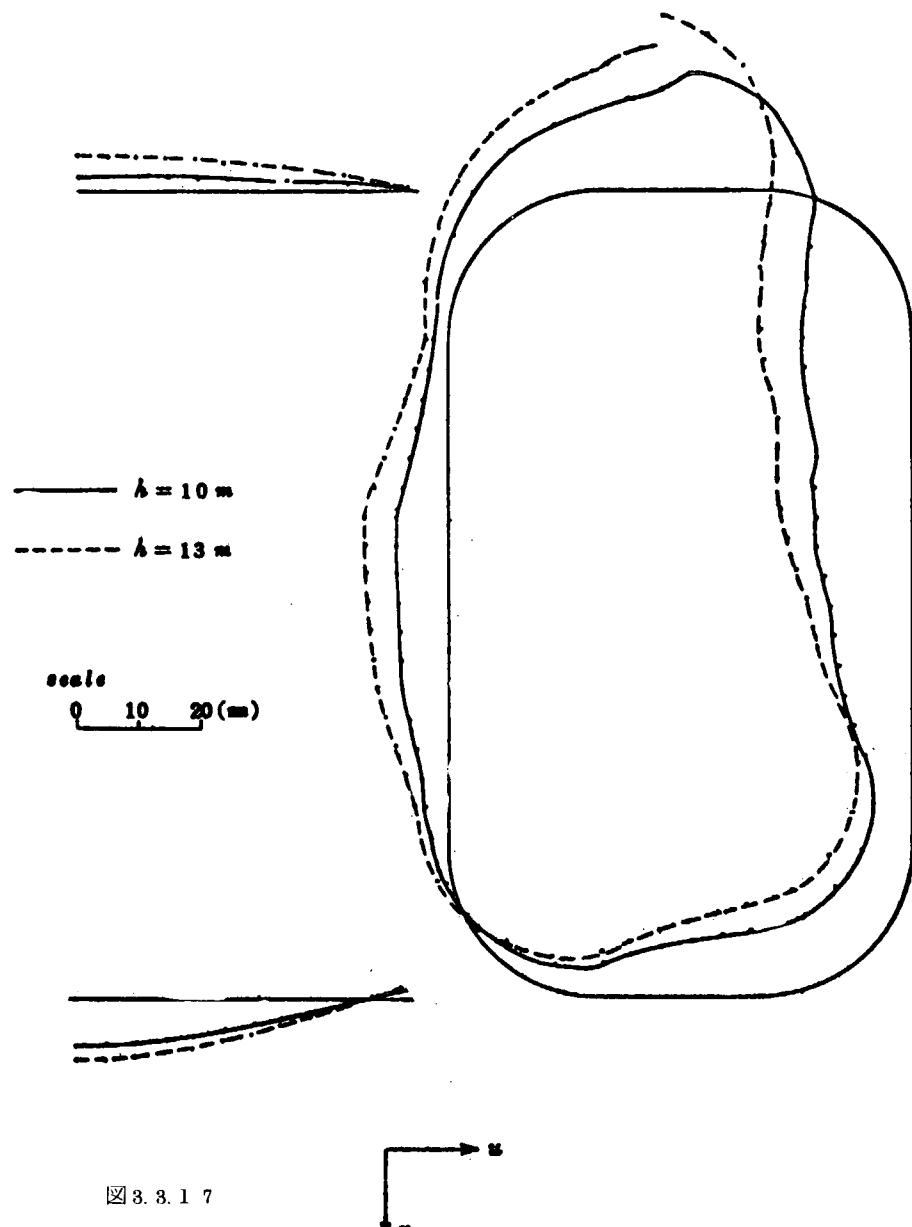
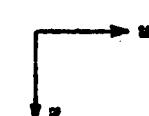


図 3.3.1-7



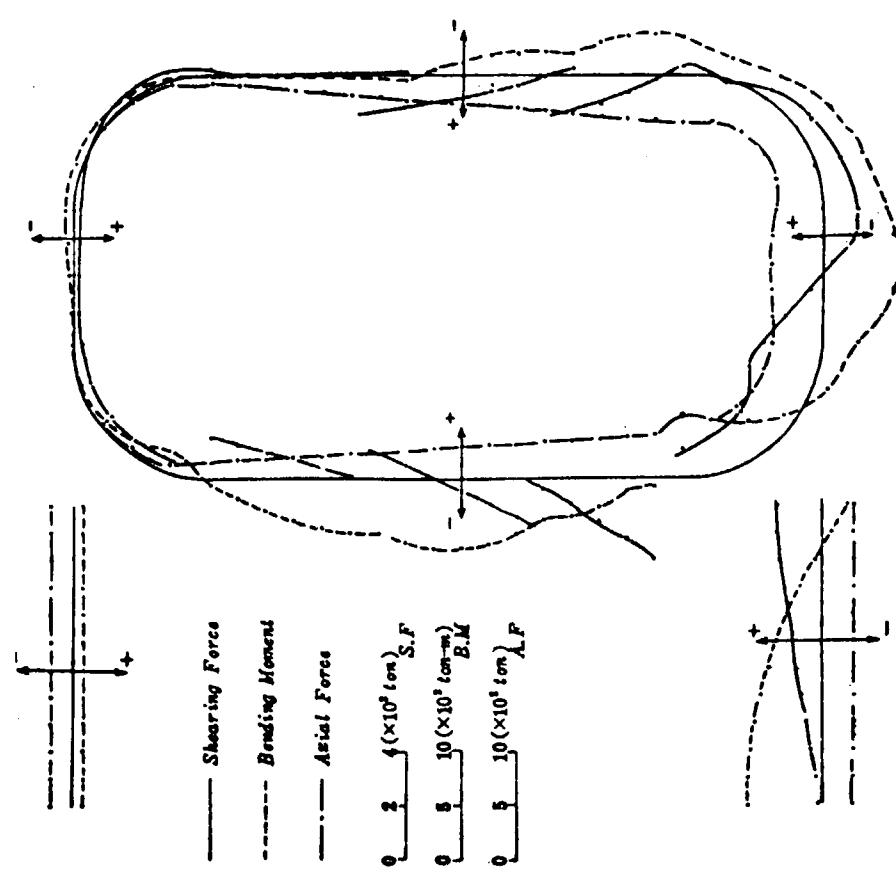


图 3.3.1 8(1)

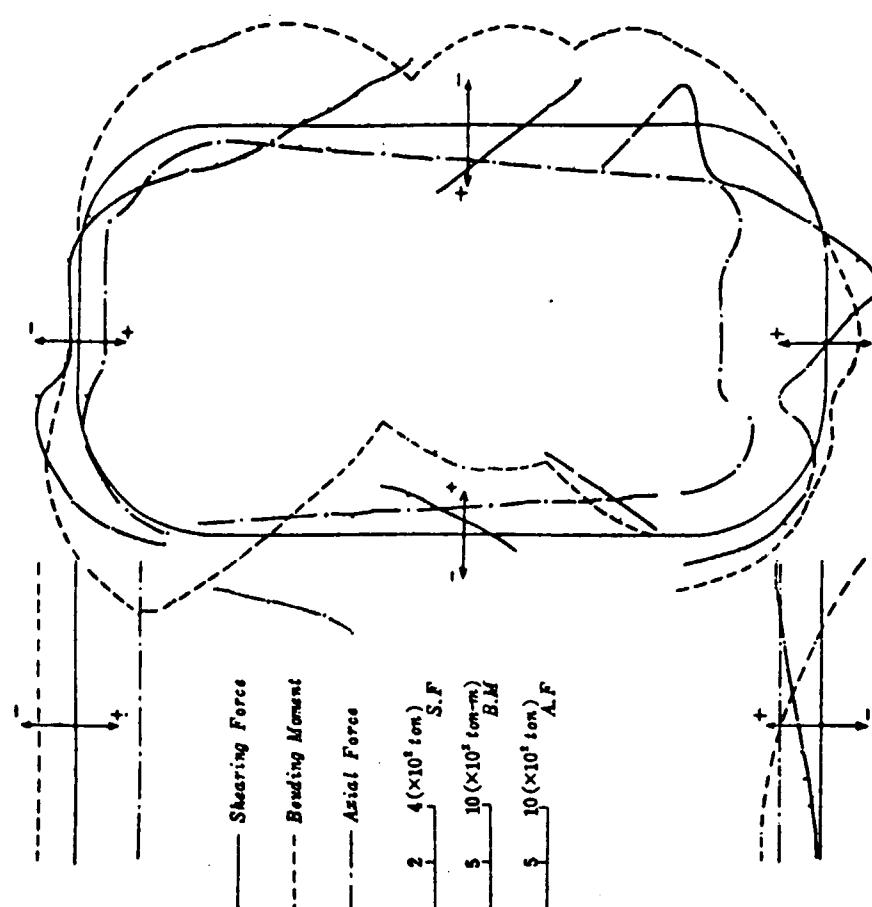


图 3.3.1 8(2)

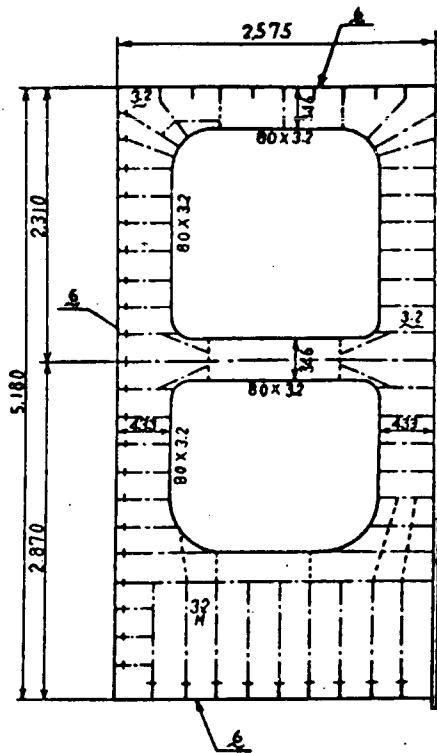
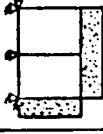
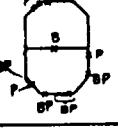
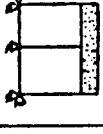
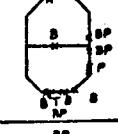
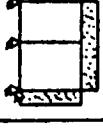
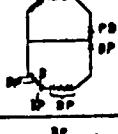
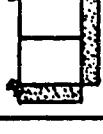
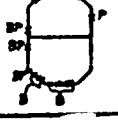


図 3.3.19

表 3.3.1

| model | structure | boundary condition | collapse load(m) | initial failure | collapse mode | remark |
|-------|--|---|------------------|-----------------|---|--|
| WTA-1 | 図 3.3.19 |  | 11.4 (16.5) | at 3.6m |  |  |
| WTA-2 | 図 3.3.19 |  | 16.8 (19.8) | at 4.8m |  |  |
| WTB | face plate の板厚の △ 1.2mmから 4.8mm に 他の図 3.3.19 と 併記 |  | 12.0 (17.7) | at 4.2m |  |  |
| WTD | 図 3.3.19 |  | 9.0 | at 3.0m |  |  |

(6) 計算例

本プログラムによる計算例として2つの構造について計算を行なった。

1つは SR110において標準ミッドシップとして採用されたNK-20による計算である。ミッドシップ形状を図3.3.1-5に、境界条件を図3.3.1-6に示す。図3.3.1-7に変形状態の例を、図3.3.1-8にストレシリザルタントの例を示す。

他の1つは SR133崩壊小委で実験に用いられた模型に対するものであって、構造を図3.3.1-9に示す。実験では図3.3.1-9をベースに5種類の実験を行なっているが、その荷重条件やそれに対する計算結果を表3.3.1に示す。図には実験値も示すが、表にみる通り実験値と計算値は絶対値は若干異なるものの、その相対的な強度についてはよい一致を見せてている。

最後に計算時間について述べると、最初の例で load step 13でおよそ60秒 (by IBM 370/165) の計算時間を要しているが、この種の問題としては著しく短い計算時間であるといえる。

3.4 動的応答解析プログラム

(執筆担当 安川 康、川上 肇 川崎重工業)

本プログラムは船側構造が波浪荷重をうける場合の最大応答を求める目的として衝撃荷重をうける平面骨組構造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。本プログラムは本部会昭和49年度報告書¹⁾に詳細に述べられているので、ここではその概略を記述するに止める。

3.4.1 プログラムの機能

プログラムの機能は次の通りである。

- (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の応答、ストラットの面外曲がり座屈も同時に取扱うことができる。ただし減衰は無視している。
- (2) 応力・変形 …… 弾塑性微小変形、弾塑性大変形
- (3) 解析方法 …… 有限要素法で剪断撓みを考慮した梁要素を使用、弾塑性解析は塑性関節法。
- (4) 応答の計算法 …… β 法および拡張された 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できる。ただし軟鋼の場合に限る。
- (6) 荷重 …… 節点荷重、分布荷重。(強制変位は取扱えない)
荷重波形は Sine 波形およ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
- (9) 使用電算機 …… IBM 370-168 (Core Memory 3 Mbite, Virtual Memory 13 Mbite)
- (10) プログラムの大きさ ……
1024 Kbite

3.4.2 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求める場合、減衰を無視すれば基礎式は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{U} + KU = P(t) \\ \text{ここで、 } M = \sum T^t M_B T \\ K = \sum T^t (K_B + K_\sigma) T \\ P(t) = \sum P_c(t) + \sum T^t P_d(t) \end{aligned} \right\} \quad (3.4.1)$$

ただし、M、K、UおよびP(t)はそれぞれ構造全体の質量行列、剛性行列、変位ベクトルおよび荷重ベクトルであり \ddot{U} は加速度ベクトルである。また M_B 、 K_B 、 K_σ 、 $P_c(t)$ 、 $P_d(t)$ およびTはそれぞれ要素についての質量行列、剛性行列、初期応力剛性行列、節点荷重ベクトル、分布荷重を等価節点力に変換した荷重ベクトルおよび座標変換行列であってこれらの計算式はSR133研究部会昭和49年度報告書で詳述されている¹⁾。前述の機能をもち、かつ(3.4.1)を基礎式として作成したプログラムの計算手順を図3.4.1に示す。

本プログラムでは降伏した要素の剛性行列および質量行列の修正、ストラットの曲がり座屈の取扱い、歪速度による降伏応力の上昇の取扱いが問題となるが、これらについては次のように取扱っている。

(1) 塑性関節を生じた要素の剛性行列および質量行列の修正

剛性行列 K_L と初期応力剛性行列 K_σ の和 $K_L = K_B + K_\sigma$ および質量行列について次式により修正を行なっている。

$$\left. \begin{aligned} \text{剛性行列 } K_L^P &= K_L - K_L \phi \Phi^{-1} \phi^t K_L \\ \text{質量行列 } M_B^P &= (I - \phi \Phi^{-1} \phi^t K_L)^t M_B (I - \phi \Phi^{-1} \phi^t K_L) \\ \text{ここで } \phi &= \begin{bmatrix} \phi_i & 0 \\ 0 & \phi_j \end{bmatrix} \quad \phi_i = \frac{\partial f}{\partial F_i}, \quad \phi_j = \frac{\partial f}{\partial F_j} \\ \Phi &= \phi^t K_L \phi = \begin{bmatrix} \Phi_{11} & \Phi_{12} \\ \Phi_{21} & \Phi_{22} \end{bmatrix} \end{aligned} \right\} \quad (3.4.2)$$

ただし、 f は降伏関数、 F_i 、 F_j は節点に作用する内力、 I は単位行列であり、また Φ^{-1} は節点*i*および*j*が弾性か塑性かによって以下のようになる。

(a) *i*点および*j*点が塑性の場合

$$\Phi^{-1} \text{は } \Phi \text{ の逆行列}$$

(b) *i*点が塑性、*j*点が弾性の場合

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

(c) *i*点が弾性、*j*点が塑性の場合

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

(3.4.3)

(2) ストラットの座屈(面外座屈)の取扱い

まず、図3.4.2に示すよもに $t = t_i$ における荷重を P_i 、ストラットの軸力を 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(面内変形)として求め、 ΔN_i に対する軸変位増分 Δu_s を計算する。

つぎ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(面外変形)による荷重点の軸変位増分 Δu_B を求める。

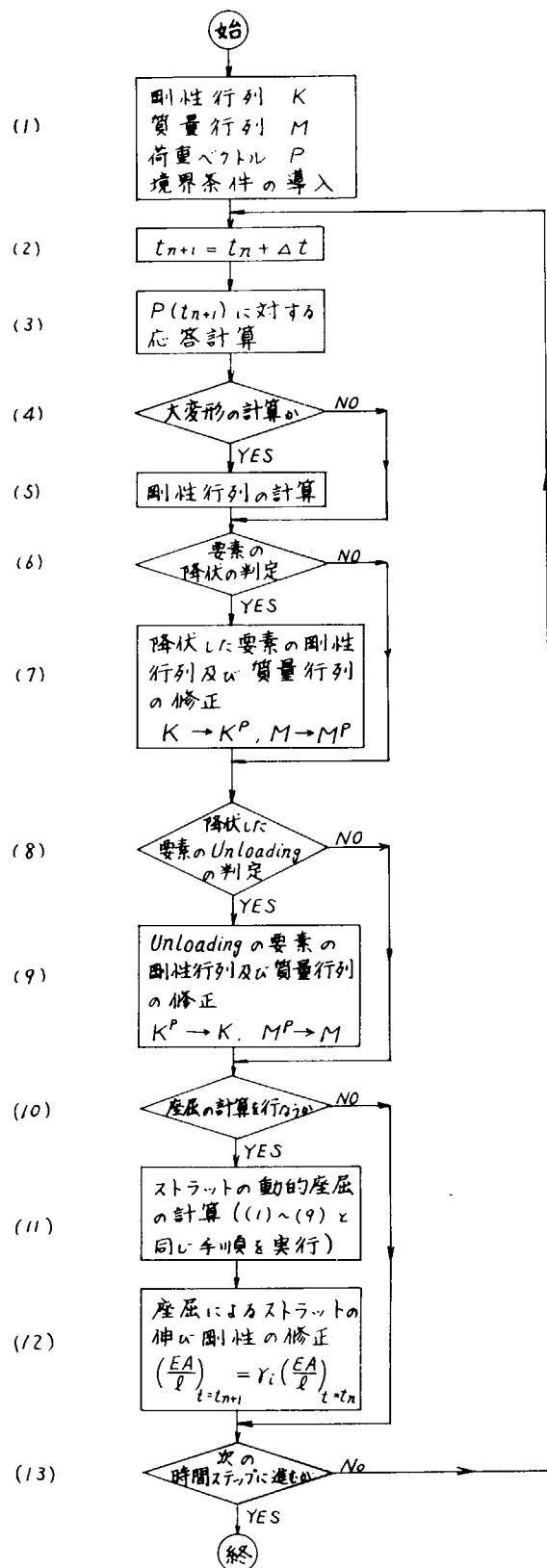


図 3.4.1 フロー チャート

さらに上に求めた Δu_S と Δu_B の比 $r_i = \Delta u_S / u_B$ を用いてストラットの軸剛性 EA/ℓ を次式に修正し

$$\left(\frac{EA}{\ell} \right)_{t=t_{i+1}} = r_i \left(\frac{EA}{\ell} \right)_{t=t_i} \quad (3.4.4)$$

として次の時間ステップに進む。

以上の手順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(3.4.4)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、本プログラムでは計算時間の関係から5回の剛性の修正で次のステップに進んでいる。

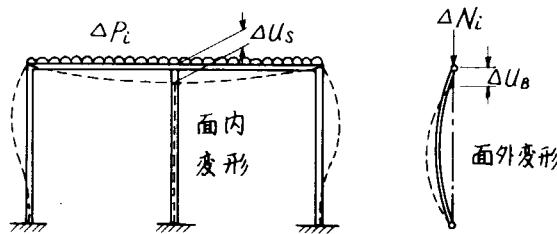


図 3.4.2 ストラットの座屈の取扱い

(3) 歪速度による降伏応力の上昇の取扱い

降伏条件式は断面形状によって変るので、ユーザーが次式の係数 a 、 b 、 c および指数 m 、 n 、 γ を適当に選べるようにし、次式を用いた。

$$a \left(\frac{N}{N_Y} \right)^m + b \left(\frac{V}{V_Y} \right)^n + c \left(\frac{M}{M_p} \right)^\gamma = 1 \quad (3.4.5)$$

ここに、 N 、 V 、 M はそれぞれ節点に作用する軸力、剪断力、曲げモーメントであり、 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(3.4.5)式の N_Y 、 V_Y および M_p の中に含まれ、歪速度増分に関係しないと仮定した。

この場合、軟鋼に対して近似的に次式を用いることができる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{N_Y}{N_{Ys}} &= \left[1 + \eta \frac{\dot{N}}{N_{Ys}} \right]^\alpha \\ \frac{V_Y}{V_{Ys}} &= \left[1 + \eta \frac{\dot{V}}{V_{Ys}} \right]^\alpha \\ \frac{M_p}{M_{ps}} &= \left[1 + \eta \frac{\dot{M}}{M_{Ys}} \right]^\alpha \end{aligned} \right\} \quad (3.4.6)$$

ここで $\eta = 0.134$ 、 $\alpha = 0.0927$

ただし、 N_{ys} 、 V_{ys} 、 M_{ps} は静的な降伏力、 M_{ys} は静的降伏モーメントである。

3.4.3 計算例

つきの2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(微小変形)

長さ2mの両端固定梁が、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次の4ケースの計算を行った。

- (a) 静的弾塑性計算
- (b) 動的弾性計算
- (c) 動的弾塑性計算(歪速度による降伏応力の上昇考慮)。
- (d) 動的弾塑性計算(歪速度による降伏応力の上昇無視)。

計算結果を図3.4.3および図3.4.4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1m板厚10mmの帯板が $P = 0.036 \sin \frac{\pi}{3.6 \times 10^{-2}} t$ (kg/mm²) 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った。

- (a) 弹性応答計算
- (b) 弹塑性応答計算(歪速度による降伏応力の上昇考慮)。

計算結果を図3.4.5に示す。

参考文献

- 1) 日本造船研究協会第133研究部会、昭和49年度報告書
P. 172~192 (担当 安川 康、川上 肇)

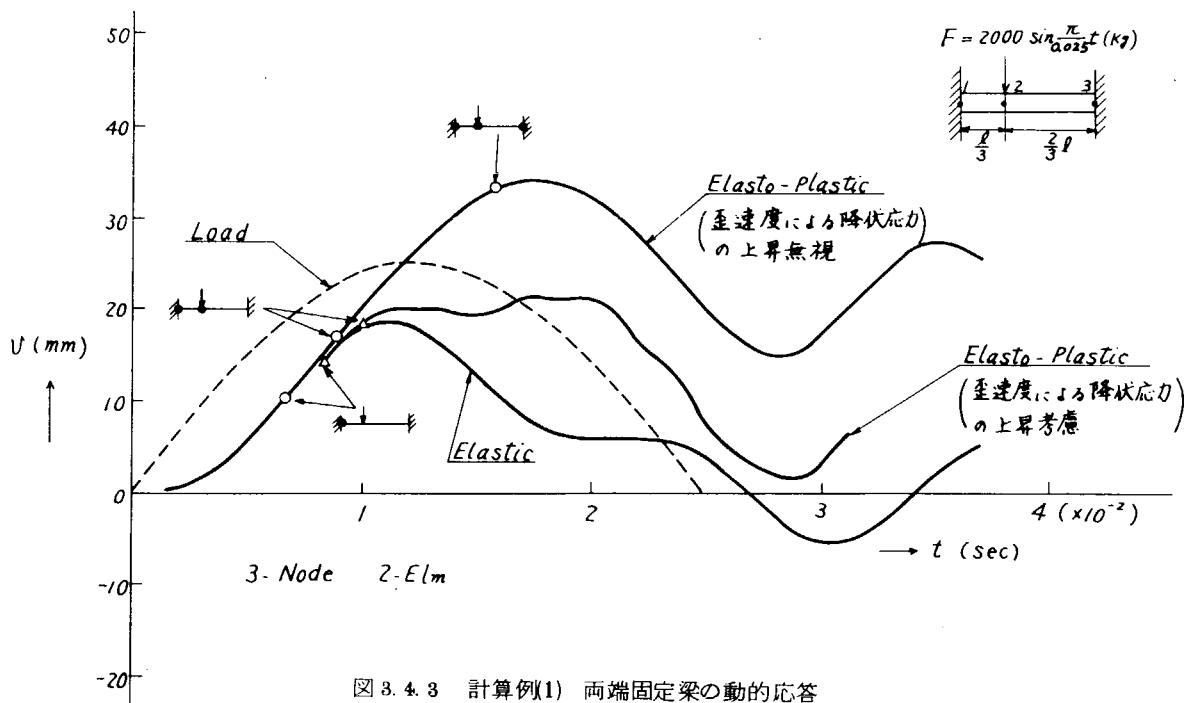


図 3.4.3 計算例(1) 両端固定梁の動的応答

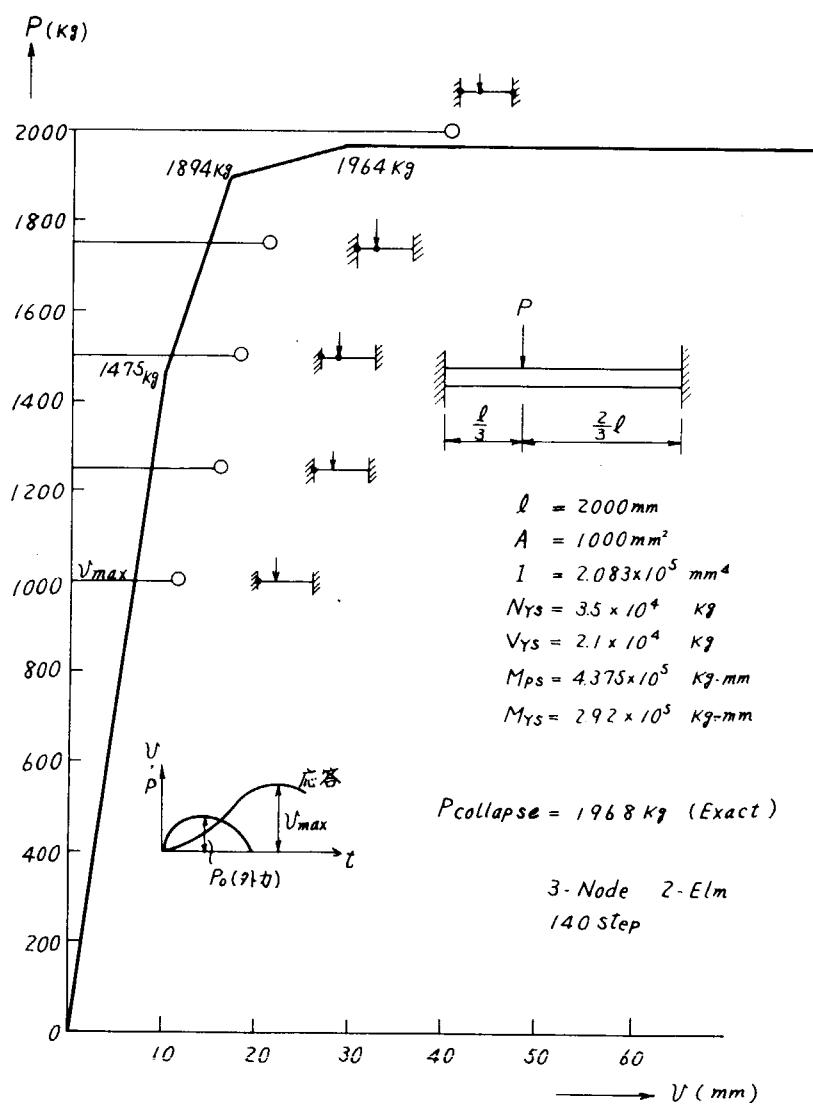


図 3.4.4 計算例(1) 静的変位と動的変位の比較

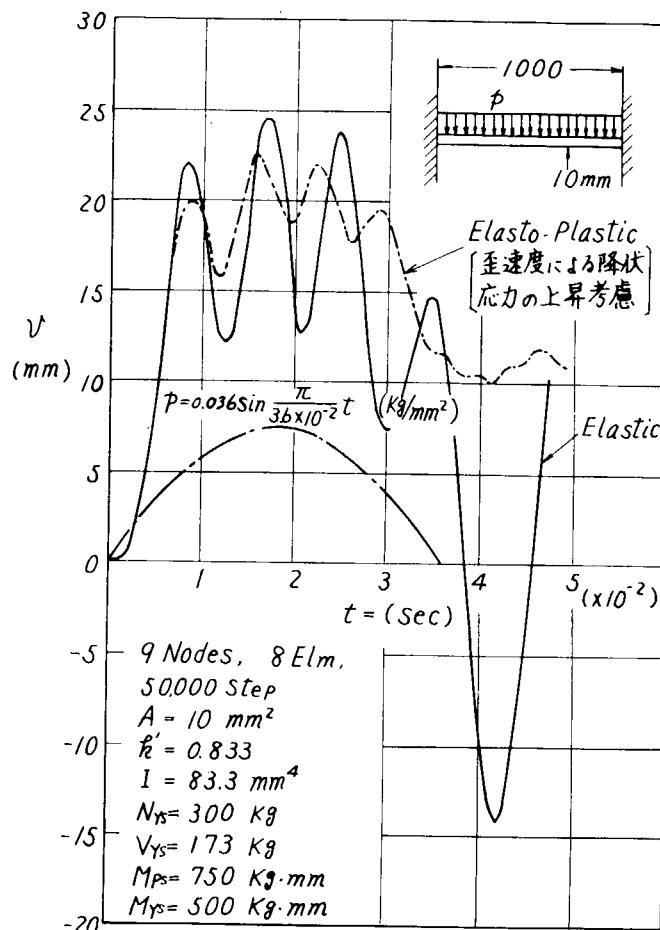


図 3.4.5 計算例(2) 衝撃水圧うける帯板の応答

3.5 結論

昭和47年度より3年計画で船体局部構造強度を合理的に推定し得る計算プログラムとして弾塑性座屈解析、ビルデコーナーやストラットエンドを含む部分構造の最終強度解析、平面骨組の弾塑性動的応答解析の3つのプログラム開発が行われた。そしていくつかの実験結果や設計例の解析結果から、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、一応プログラムとしては完成されたと判定した。

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、欧米におい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言うことができるであろう。しかしながら本研究はあくまで船体局部構造の動的応答問題解析用プログラム開発の第一段階と見做すべきであり、今後より実用的なプログラムにするためには数多くの例題計算を行って改良を計る必要があり、その研究成果の上に立って本格的な汎用プログラム開発の構想を練るべきであると思われる。

A 3.1 局部座屈解析プログラム使用説明書

A 3.1.1 目的

3次元薄板構造物の弾塑性座屈解析を行い、計算結果をプロッターにより、図形出力する。なお、弾塑性応力解析のみも可能である。

A 3.1.2 概要

(1) 計算方法

有限要素法による。要素は任意4角形、3角形及び梁要素が使用できる。弾塑性応力解析は、荷重増分法により、座屈解析は固有値問題として取り扱い Inverse Iteration Method with Origin Shift、連立一次方程式は、Expanded Band Method による。

(2) 適用範囲

補強材を有する3次元板骨構造物

(3) 計算制限

- (1) 節点数 ≤ 500
- (2) 要素数 ≤ 800
- (3) 一要素内の節点番号差 制限なし
- (4) 材料数 ≤ 100
- (5) 局部座標数 ≤ 100
- (6) 荷重種類：点荷重、線荷重、面荷重、強制変位
- (7) 荷重ケース 制限なし
- (8) コア・サイズ 55 KW

(4) 計算精度

要素分割数により異なるが、10%程度には収まり実用上問題ない。

(5) 計算時間

節点数、荷重増分ステップ数、計算打ち切り精度などによって異なり、一般的に言えないが100
節点で、5分程度である。

(6) コンピュータ機種

UNIVAC 1108

(7) プログラム言語

FORTRAN V なお、一部Assemblerを使用している。

A 3.1.3 インプットデータの記入方法

本プログラムシステムは、弾塑性座屈解析プログラム(EP-BUCKL MODULE)と、図形出力プログラム(O/G MODULE)に分かれており両者は、中間ファイルを介して一貫計算される。両者についてインプットデータの記入方法を順次説明する。

(1) 弹塑性座屈解析プログラム

本プログラムでは、弾塑性応力解析およびそれに続き座屈固有値解析を行ない、図形出力プログラムにデータの引き渡しをするための中間ファイルを作成するものである。インプットデータは124頁からのフォームに従って記入する。()内はRead Formatを示す。

(a) Control Data

- ① *FEMと全く同じに記入する。 (A 4)
- ② 本プログラムは、応力解析のみにも使用出来るが、応力解析のみを行うか否かのControl = 0 : 応力解析のみを行う。
= 1 : 座屈解析まで行う。 (I 1)

- ③ 弹塑性応力解析における荷重増分のステップ数 (I 12)
- ④ 荷重増分係数: α 初期に与えた荷重を P_0 とすると、荷重増分 ΔP は次式にて与えられる。 $\Delta P = P_0 \alpha$ なお、本プログラムでは、荷重増分は一定としている。 (E 12・0)
- ⑤ 降伏応力 (E 12・0)
- ⑥ * EIGEN と全く同じに記入する。 (A 4)
- ⑦ 座屈固有値計算における収束誤差を指定する。一般には、0.05~0.005の間にすればよい。 (E 12・0)
- ⑧ 座屈固有値を計算したい荷重増分ステップ数、ここで与えた値で③よりも大きいものがあれば無視される。最大 16 個まで指定できる。 (I 3)
- (b) Title Data
- ⑨ ** NAME と全く同じに記入する。 (A 4)
- ⑩ 計算のタイトルを英数字を用いて記入する。 (18A 4)
- (c) Joint Data
- ⑪ * JOINT と全く同じに記入する。 (A 4)
- ⑫ 節点の総数 (I 6)
- ⑬ 節点番号 (I 6)
- ⑭ 全体座標系における節点の X-座標 (E 12・0)
- ⑮ 全体座標系における節点の Y-座標 (E 12・0)
- ⑯ 全体座標系における節点の Z-座標 (E 12・0)
- (d) Element Data
- ⑰ * ELMNT と全く同じに記入する。 (A 4)
- ⑱ 要素の総数 (I 6)
- ⑲ 要素番号 (I 6)
- ⑳~㉓ 要素の節点番号を記入する。Plane Shell Element で 8 角形の場合、および Beam Element で節点数がそれぞれ 3 および 2 の時は、前からつめて記入し、後はブランクにしておく。すなわち、前者では㉓がブランク、後者では、㉓、㉔ がブランクになる。 (I 6)
- ㉔ 要素タイプ番号 本プログラムで使える要素は大別して Plane Shell Element と Beam Element がある。前者は、構造の平板近似を行うもので、後者は、Beam 近似を行うものである。要素タイプ番号一覧を表 A 3.1.1 に示す。 (I 6)

表 A 3.1.1 要素タイプ番号一覧

| TYPE | ELEMENT TYPE NUMBER | STIFFNESS MATRIX | | GEOMETRIC STIFFNESS MATRIX |
|------|---------------------------|--|---|----------------------------------|
| | | MEMBRANE | BENDING | |
| 平板要素 | 0 | PIAN-MEMBRANE (ASSUMED STRESS HYBRID) | PIAN-BENDING (ASSUMED STRESS HYBRID) | NON-CONFORMING ZIENKIEWICZ |
| | 1 | 同上 | NON-CONFORMING ZIENKIEWICZ | 同上 |
| | 2 | 同上 | CONFORMING ZIENKIEWICZ | 同上 |
| | 3 | CONSTANT STRAIN | NON-CONFORMING ZIENKIEWICZ | 同上 |
| | 9 | PIAN-MEMBRANE (ASSUMED STRESS HYBRID) | PIAN-BENDING (ASSUMED STRESS HYBRID) | ANBO (ASSUMED STRESS HYBRID) |

| | | | | |
|-----|--|---|----------------|--------------------------|
| 梁要素 | | 4 | ECCENTRIC BEAM | 同上 |
| | | 5 | SYMMETRIC BEAM | 同上 |
| | | 6 | SPACE BEAM | — |
| | | 7 | — | DUMMY BEAM ^{*1} |

* Geometric Stiffness Matrix のみ作成する。

- ㉙ 材料番号 (I 6)
 ㉚ 局部座標番号(応力面番号) 各要素に対するアウトプットは、要素の局部座標系に対し
 てなされるので、各要素について応力面番号を決めておく必要がある。 (I 6)

(e) Material Property Data

- ㉛ * MATIDと全く同じに記入する。 (A 4)
 ㉜ 材料の種類の数 (I 6)
 ㉝ 材料番号 (I 6)
 ㉞ 板 厚 Beam要素の場合、Beamが付いている板の板厚を記入する。 (E12・0)
 ㉟～㉞ Beam要素の場合、図A 3.1.1に示す諸寸法を記入する。Plane Shell要素の場合
 には記入する必要なし。 (E12・0)

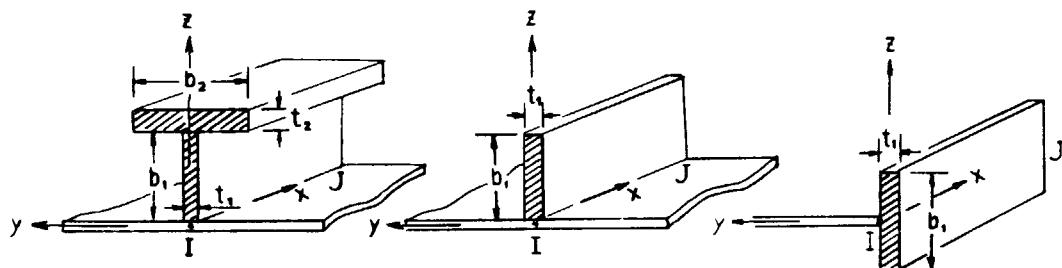


図 A 3.1.1 ビーム要素の断面寸法及び局部座標系

- ㉟ 材料のヤング率 (E12・0)
 ㉢ 材料のボアソン比 (E12・0)
 ㉣ 材料の比重 現在のところ凍結しており使えない。 (E12・0)
 ㉤ 材料の線膨脹係数 現在のところ凍結しており使えない (E12・0)

(f) Boundary Condition Data

- ㉥ * BOUNDと全く同じに記入する。 (A 4)
 ㉦ 境界条件を与える節点の総数 (I 6)
 ㉧ 節点番号 (I 6)
 ㉨～㉪ 全体座標系に対して変位および回転を拘束するか否かの Control 拘束する場合には、
 1を記入する。しない場合には無記入とする。斜めSlideの場合などのように、局部座標系
 に対して考える場合には、㉧と併記して使う。

- ④③ X 軸方向変位 u (I 1)
- ④④ Y 軸方向変位 v (I 1)
- ④⑤ Z 軸方向変位 w (I 1)
- ④⑥ X 軸まわり回転 θ_x (I 1)
- ④⑦ Y 軸まわり回転 θ_y (I 1)
- ④⑧ Z 軸まわり回転 θ_z (I 1)

⑨ 局部座標番号 斜め Slide の場合のように、境界条件と節点の局部座標系で記入した場合には、それに相当する曲部座標番号を記入する。全体座標系の場合には無記入とする。

(I 6)

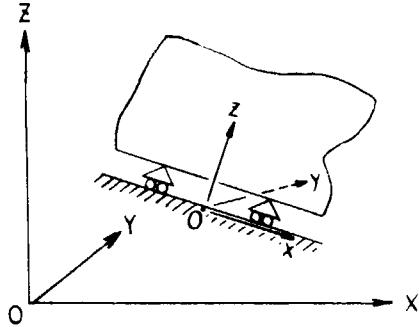


図 A 3.1.2 全体座標系 O-XYZ と局部座標系 o-x y z

(g) Local Coordinate Data

- ⑩ * LCLID と全く同じに記入する。 (A 4)
- ⑪ 局部座標の総数 (I 6)
- ⑫ 局部座標番号 (I 6)
- ⑬～⑯ 局部座標系の全体座標系に対する方向余弦を、それぞれ記入する。各々は次のとおりである。
 - ⑭ 方向余弦 $\cos(x, X)$ (E 6 · 0)
 - ⑮ 方向余弦 $\cos(x, Y)$ (E 6 · 0)
 - ⑯ 方向余弦 $\cos(x, Z)$ (E 6 · 0)
 - ⑰ 方向余弦 $\cos(y, X)$ (E 6 · 0)
 - ⑱ 方向余弦 $\cos(y, Y)$ (E 6 · 0)
 - ⑲ 方向余弦 $\cos(y, Z)$ (E 6 · 0)
 - ⑳ 方向余弦 $\cos(z, X)$ (E 6 · 0)
 - ㉑ 方向余弦 $\cos(z, Y)$ (E 6 · 0)
 - ㉒ 方向余弦 $\cos(z, Z)$ (E 6 · 0)

(h) Load Data

- ㉓ ** LOAD と全く同じに記入する。 (A 4)
- ㉔ 荷重を変えた計算を何ケースするかを記入する。 (I 6)
- ㉕ * LCASE と全く同じに記入する。この Symbol は、荷重ケースが変わった際にその都度記入しなくてはならない。 (A 6)
- ㉖ 荷重ケース番号 (I 6)
- ㉗ ㉖で記入した荷重ケースにおいて作用する点荷重の総数 (I 6)

- ⑩ ⑪で記入した荷重ケースにおいて作用する線荷重の総数 (I 6)
 ⑫ ⑬で記入した荷重ケースにおいて作用する面荷重の総数 (I 6)
 ⑭～⑯ 点荷重が作用する場合に節点番号と、それぞれの荷重成分を記入する。
 点荷重が作用しない場合には、記入の必要なし。図 A.3.1.4 を参照のこと。
 ⑰⑱の節点に与えるデータが、強制変位であるか否かの Control (I 1)
 = 0 : 強制変位ではない。
 = 1 : 強制変位である。
 なお、強制変位は、線荷重、面荷重としては、与えられず、必ず点荷重として与えなければならぬ。
- ⑲ 点荷重の作用する節点の番号 (I 4)
 ⑳ X 軸方向の荷重成分 : F_x (E10.0)
 ㉑ Y 軸方向の荷重成分 : F_y (E10.0)
 ㉒ Z 軸方向の荷重成分 : F_z (E10.0)
 ㉓ X 軸まわりの曲げモーメント成分 : M_x (E10.0)
 ㉔ Y 軸まわりの曲げモーメント成分 : M_y (E10.0)
 ㉕ Z 軸まわりの曲げモーメント成分 : M_z (E10.0)

各々の成分の正の向きは、図 A.3.1.3 に示すとおりである。

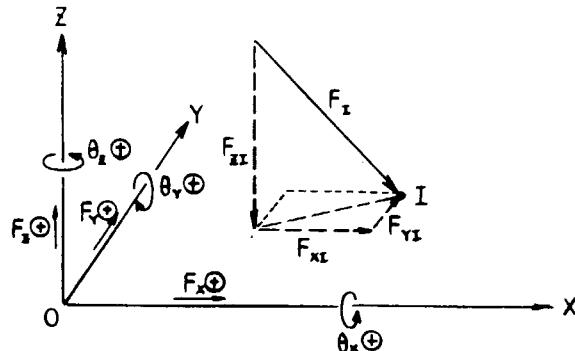


図 A.3.1.3 点荷重の成分および正の向き

- ㉗～㉙ 線荷重が作用する場合に、辺の両端の節点番号と、それぞれの荷重成分を記入する。線荷重が作用しない場合には、記入の必要なし。図 A.3.1.4 を参照のこと。

- ㉚ 線荷重が作用する辺端の節点番号、 I (I 4)
 ㉛ 線荷重が作用する辺端の節点番号、 J (I 4)

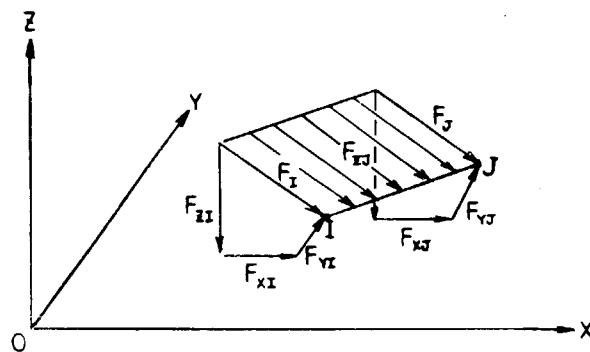


図 A.3.1.4 線荷重の成分

- ⑧～⑩ 節点番号、I の各荷重成分 (E10.0)
 ⑪～⑬ 節点番号、J の各荷重成分 (E10.0)
 ⑭～⑯ 面荷重が作用する場合に、要素番号と要素の節点番号およびそれぞれの荷重成分を記入する。面荷重が作用しない場合には、記入の必要なし。図 A 3.1.5 を参照のこと。
 ⑰ 面荷重が作用する要素の番号 (I 4)
 ⑱ 面荷重が作用する要素の節点番号、I (I 4)
 ⑲～⑳ 節点番号 I の各荷重成分 (E10.0)
 ㉑ 面荷重が作用する要素の節点番号、J (I 4)
 ㉒～㉔ 節点番号 J の各荷重成分 (E10.0)
 ㉕ 面荷重が作用する要素の節点番号、K (I 4)
 ㉖～㉗ 節点番号 K の各荷重成分 (E10.0)
 ㉘ 面荷重が作用する要素の節点番号、M (I 4)
 ㉙～㉚ 節点番号 M の各荷重成分 (E10.0)

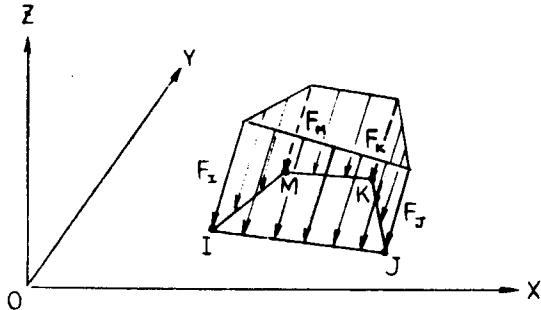


図 A 3.1.5 面荷重の成分

(2) 図形出力プログラム

本プログラムは、中間ファイルに書き込まれた弾塑性座屈解析プログラムでの計算結果を読み込みプロッターによる図形出力をするための作業を行う。インプット・データは、18頁からのフォームに従って記入する。

(a) Control Data

- ① * OGOON と全く同じに記入する。 (A 6)
 ② 荷重増分ステップの何ステップを図形出力するかの指示をする。 (I 6)

(b) Macro Element 定義Data

本プログラムでは、Element の集合として、あらかじめ Macro Element を定義しておき、各種アウトプットを、Macro Element 毎に行うことが出来る。

- ③ ** MACR と全く同じに記入する。 (A 6)
 ④ Macro Element の数 (I 8)
 ⑤ Macro Element 番号 (I 6)
 ⑥ Macro Element を構成する Element の数 (I 6)
 ⑦ Macro Element を構成する Element の番号 (I 6)

(c) List 作成指示Data

- ⑧ ** LGJN と全く同じに記入する。節点データリストの作成を指示する。 (A 6)

INPUT DATA FORM III

備考

卷之三

DECK 11) [] [] PAGE [] [] OF []

LABEL

受付番号

75

ABEL

INPUT DATA FORM III

DECK ID 73 75
PAGE 76 78 OF

備考

受付番号
事業所・部・課・係

LABEL

| | | 氏名 | | | | | | | | | | 日付 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-------|---|----|---|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|---|---|--|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 0 | | | | |
| | | 8 | 9 | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 0 | |
| * | L | A | D | 面積 | | | |
| (6) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| * | L | C | A | S | E | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (63) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (68) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (70) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (78) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (79) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (80) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (81) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (85) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (86) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (91) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (92) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (93) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (94) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (95) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (96) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (97) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (98) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (99) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (100) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (101) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (102) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (103) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (104) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (105) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (106) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (107) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (108) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (109) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (110) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (111) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (112) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (113) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (114) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (115) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (116) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (117) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (118) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (119) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (120) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (121) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (122) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (123) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (124) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (125) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (126) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (127) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (128) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (129) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (130) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (131) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (132) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (133) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (134) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (135) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (136) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (137) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (138) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (139) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (140) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (141) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| (142) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

- ⑨ **LGEL と全く同じに記入する。要素データリストの作成を指示する。 (A 6)
- ⑩ **LBCL と全く同じに記入する。境界条件および荷重データ。リストの作成を指示する。 (A 6)
- ⑪ **LJOI と全く同じに記入する。節点変位および回転角のリストの作成を指示する。 (A 6)
- ⑫ **LSTR と全く同じに記入する。応力のリストの作成を指示する。 (A 6)
- ⑬ 応力のリストをアウトプットするMacro Element の数、0の場合、全てをアウトプットする。 (I 4)
- ⑭ リストをアウトプットするMacro Element 番号 (I 6)
- ⑮ **LMDO と全く同じに記入する。座屈モードのリストの作成を指示する。 (A 6)
- ⑯ 座屈モードをアウトプットするMacro Element の数、0の場合には、全体図 (I 4)
- ⑰ アウトプットするMacro Element の番号 (I 6)

(d) Plotter 図作成指示 Data

- ⑱ **PLME と全く同じに記入する。要素分割図の作成を指示する。 (A 6)
- ⑲ 要素分割図を描くMacro Element の数、0の場合には、全体を描く。 (I 4)
- ⑳ ≠0の場合には節点番号を書かない (I 1)
- ㉑ ≠0の場合には要素番号を書かない。 (I 1)
- ㉒ ≠0の場合には、節点に＊を書く。 (I 1)
- ㉓ 出力図の大きさの指示で次の通りである。
- = 1 : A 1
= 2 : A 2
= 3 : A 3
= 4 : A 4
= 1 1 : B 1
= 1 2 : B 2
= 1 3 : B 3
= 1 4 : B 4
- ㉔～㉖ ㉓で指示しなかった場合の出力図の大きさを指定する。それぞれX方向の長さ、Y方向の長さである。ただし単位はmmである。 (E 6 · 0)
- ㉗～㉙ それぞれ最大値を描く大きさ及び倍率 (E 6 · 0)
- ㉚～㉛ それぞれX軸、Y軸、Z軸の座標軸方向の指示を行なう。単位は度である。

図A 3.1.6 参照のこと。

(E 6 · 0)

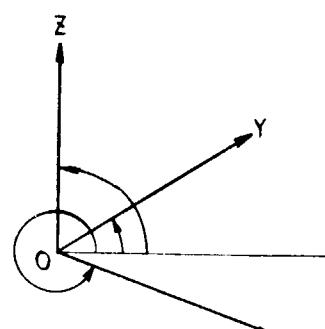


図 A 3.1.6 角度を指示する方向

- ㉙ 要素分割図を描く Macro Element 番号 (I 6)
 ㉚ **PLDI と全く同じに記入する。変位図の作成を指示する。 (A 6)
 ㉛ 変位図を描く Macro Element の数、0 の場合には、全体を描く。 (I 6)
 ㉜ 変位図を描く Load Case 番号 (I 6)
 ㉝～㉞ 前述に同じ (A 6)
 ㉟ **PLST と全く同じに記入する。応力図の作成を指示する。 (I 6)
 ㉟～㉞ 前述に同じ (I 6)
 ㉟ = 0 の場合、主応力ベクトルを描く
 = 1 の場合、等価応力の等高線図を描く (I 1)
 ㉟ = 1 の場合 Membrane Stress を描く
 ㉟～㉞ 前述に同じ
 ㉟ 最大値を描くベクトルの大きさ、単位は mm、もしくはきざみの値 (E 6 · 0)
 ㉟ 倍率もしくは分割数 (E 6 · 0)
 ㉟～㉞ 前述に同じ
 ㉟ 応力図を描く Macro Element 番号 0 の場合には全体を描く (I 6)
 ㉟ **PLSX と全く同じに記入する。 σ_x の等高線図の作成を指示する。 (A 6)
 ㉟～㉞ 前述に同じ
 ㉟ **PLSY と全く同じに記入する。 σ_y の等高線図の作成を指示する。 (A 6)
 ㉟～㉞ 前述に同じ
 ㉟ **PLTX と全く同じに記入する。 τ_{xy} の等高線図の作成を指示する。 (A 6)
 ㉟～㉞ 前述に同じ
 ㉟ **PLMO と全く同じに記入する。座屈モード図の作成を指示する。 (A 6)
 ㉟ 座屈モードの番号 (I 6)
 ㉟～㉞ 前述に同じ
 ㉟ **END インプットデータの終りを示す。 (A 6)

A3.1.4 アウトプットデータの説明

(1) 弾塑性座屈解析プログラム

アウトプットは、Input Data が正しく入っているかどうかを確認するために Input Data を Arrange したものと計算結果の 2 つに大別される。

(a) Input Data を Arrange した結果

- (1) Basic Data
- (2) Joint Data
- (3) Element Data
- (4) Material Data
- (5) Local Coordinate Data
- (6) Load Data
- (7) Internal Data

(b) 計算結果

各荷重増分のステップ毎に次のものがアウトプットされる。

- (1) 全体座標系に対する各節点の変位及び回転
- (2) 要素の局部座標系に対する節点応力

- (3) 応力面毎の平均節点応力
- (4) 要素の平均膜応力および塑性化の判定

さらに、座屈固有値の計算を指示した荷重増分ステップにおいては、次のものがアウトプットされる。

- (5) 座屈固有値
- (6) 座屈モード

(2) 図形出力プログラム

プロッターによる図形出力としては、次のものが可能である。

- (1) 要素分割図
- (2) 変位図
- (3) 節点毎の主応力ベクトル図
- (4) 等価応力の等高線図
- (5) σ_x 、 σ_y 、 τ_{xy} の等高線図
- (6) 座屈モード図

A 3.2 トランスリングの最終強度解析プログラム使用説明書

トランスリング最終強度プログラムについて簡単なプログラム構成および Input data の書き方について説明する。

解析に使われる現想化構造要素、および計算アルゴリズムについては 3.3 章参照のこと。

1. 基本的な計算過程

本プログラムでは 1 つの限界荷重から次の限界荷重までを線型化し、その間の荷重増分を求める。つまり一つの要素に注目して説明すると、前の限界荷重下の当該要素の断面力が得られている。この値は 3 つの断面力で表わされる空間内的一点 Q として表わすことができる。次に単位荷重増分について全体構造を解けば、当該要素の単位荷重に対する断面力が得られ、断面力空間における一つのベクトル f を与える。(図 A 3.2.1) 点 Q を通りベクトル f と同じ傾斜を有する直線が、同じ空間で定義された破壊相関曲面式(5)か(8)と交わる点を P とすれば、ベクトル PQ が、当該要素が限界荷重に達する荷重増分となる。

P 点を求めるために次のような計算ステップがとられる。

- (i) $\delta = 0$ 、 $\Delta S = \delta L$ (δL は計算基準値であり、最初のロードステップの大きさを決定する。) とし、出発点を Q として、
- (ii) ベクトル f の正の方向に ΔS だけ進む。
- (iii) (ii) で求めた新しい点がフィージブルの領域にあるか否かを判定し、フィージブルならば $\delta = \delta + \Delta S$ として (ii) に戻る。
- (iv) もしアンフィージブルならば $\Delta S = \Delta s / 2$ とし、元の点に戻って (ii) へ行く。
- (v) 以上の過程をくり返し $\Delta S < \delta S$ (δS は計算基準値であり、最小 load step の値を規定する。) ならば、その時の δ より $PQ = \delta f$ として点 P を決定する。

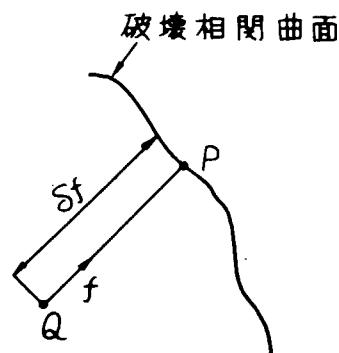


図 A 3.2.1 荷重ステップ

以上によってある要素に関する限界荷重が求まるが、これを全要素について行い、各々の要素の限界荷重のうち最小のものを選べば構造物としての次の限界荷重増分 $\delta_{\min} F$ (F : 初期定外力) が決定する。このままでは一つの荷重増分に対し一つの要素の限界荷重が対応することになり最終荷重を求めるにはよう大を繰り返し計算をする。そこで一つの計算基準量を与え、このステップの荷重増分に対する各要素の δ 値 S_i (i は要素番号) が $\delta_{\min} \leq \delta_i < \delta_{\min}(1+\epsilon)$ を満足するならば、その要素も限界に達したものとみなし、次のステップの計算を行う。限界荷重後の剛性修正については本文 3.3 章を参照のこと。

2. プログラムの構成

プログラムの Main Flow は図 3.2.2 に示すように簡単なものである。各 routine について以下に簡単に説明する。

(1) Main Program

- * Initial zero clear
- * 今回の load increment に対する解を足し合わせ、初期の状態からの変形量を積算する。
- * 必要な途中結果、最終荷重を Print out する。
- * 以下の各 Subroutine を call する。 DATAR 、 DATAAC 、 STIFFM 、 SOLVT 、 FMINI 、 IDENT

(2) Subroutine DATAR

- * Read and Print input data

(3) Subroutine DATAAC

- * Input data を、編集して、計算に直結する形に変える。

(4) Subroutine STIFFM

- * Element Stiffness Matrices and load vectors を作る。
- * 前回の load increment で failure を起し、今回新たに剛性を再評価する必要のある Substructure に對し
- * 配列を変え
- * 内点消去し
- * その結果を外部記憶装置に貯える。

(5) Subroutine SOLVT

- * 各 Substructure の内点消去後の Stiffness matrices and load vectors を外部記憶装置より読み込み、合成して Substructure 外点に関する関係式を得る。
- * 端部条件を考慮して関係式を解く。
- * 各 Substructure の内点を計算する。

(6) Subroutine FMINI

- * SOLVT の結果を基に今回の load increment を決定しつまり次の failure が起る荷重を求め）、次回の計算で剛性が変化する要素を見つける。

(7) Subroutine IDENT

- * FMINI の計算結果より、次回の計算で各 Substructure の内点消去計算の必要、不必要を判定する。

3. Program Input

(1) Principal Dimension cards (図 A 3.2.3 参照)

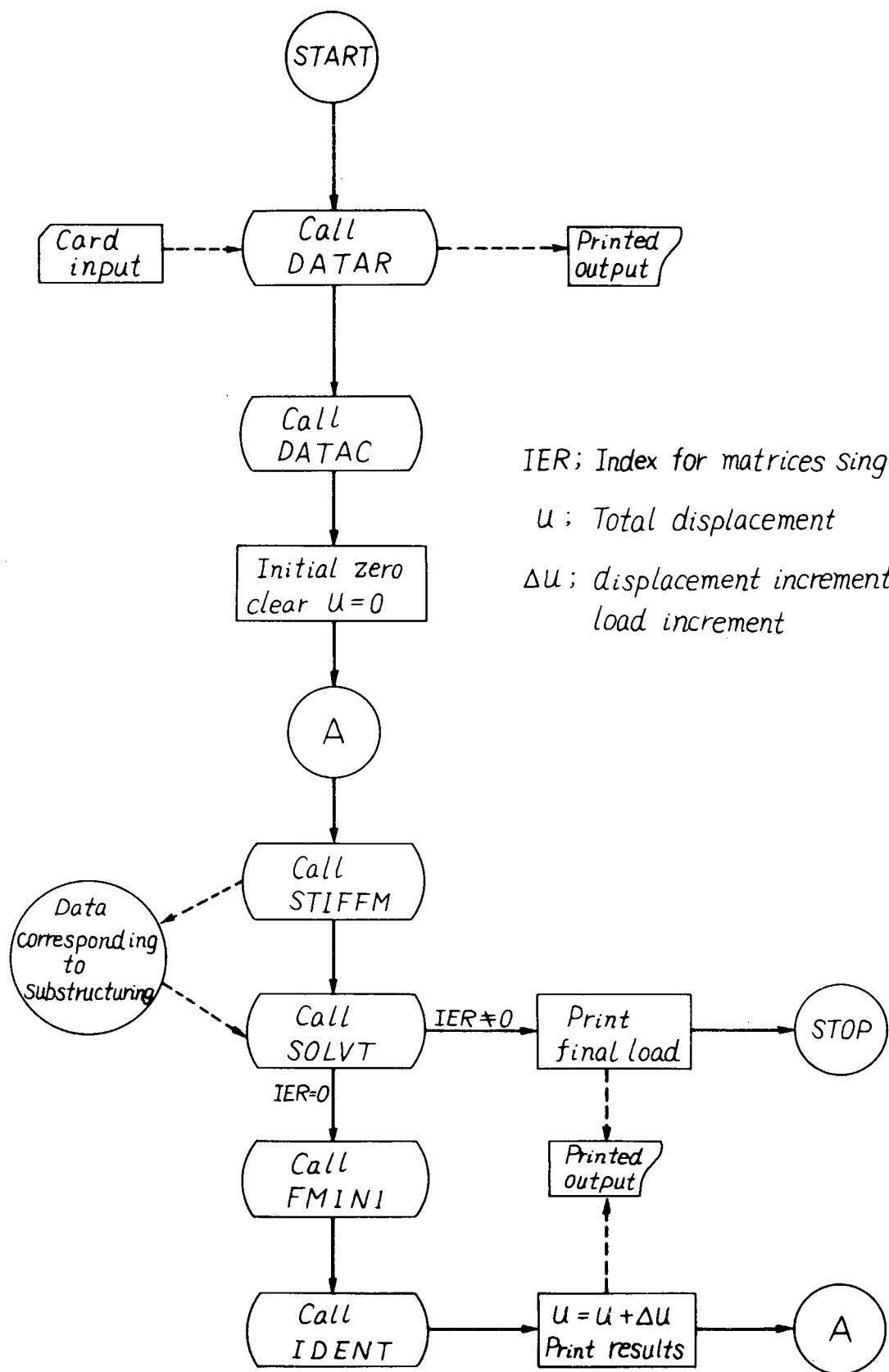


図 3.2.2 メインプログラム

| COLS | Quantity | Format |
|-------|------------------------------|--------|
| 2~10 | width of ship b (m) | F |
| 11~20 | width of wing tank bw (m) | F |
| 21~30 | depth of ship d (m) | F |
| 31~40 | height of upper strut d1 (m) | F |
| 41~50 | height of lower strut d2 (m) | F |
| 51~60 | draft of ship df (m) | F |

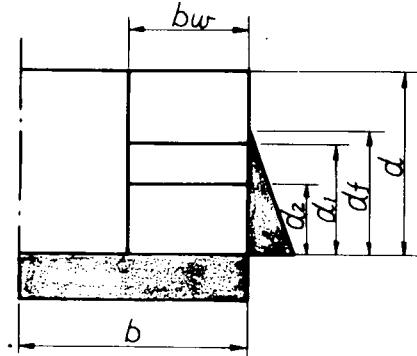
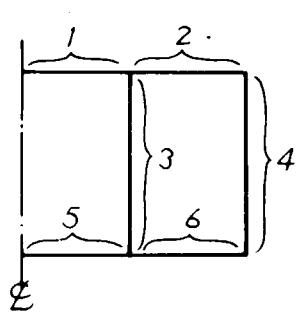


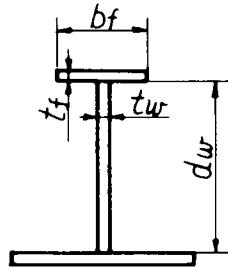
図 A 3. 2. 3 主寸法

(2) Scantling of section cards

図 A 3. 2. 4(1)の6つの部材の平行部における(口)に示す寸法を順に作る



(1) 部材番号



(口) 部材寸法

図 A 3. 2. 4 断面寸法

| Cols | Quantity | Format |
|-------|----------------------------|--------|
| 2~10 | depth of web dw (m) | F |
| 11~20 | thickness of web tw (m) | F |
| 21~30 | breadth of flange bf (m) | F |
| 31~40 | thickness of flange tf (m) | F |

(3) Plate thickness of ship hull cards

Ship hull の plate thickness に関するデータ、L.Bhd については深さ方向に変化するのが普通であるが計算目的に合うよう適当に平均化して入れる。

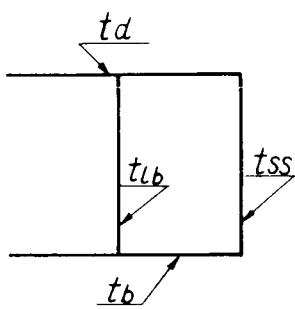


図 A 3. 2. 5

| Cols | Quantity | Format |
|-------|---------------------------------------|--------|
| 2~10 | thickness of deck shell t_d (mm) | F |
| 11~20 | thickness of side shell t_{ss} (mm) | F |
| 21~30 | thickness of long. bhd t_{lb} (mm) | F |
| 31~40 | thickness of bottom shell t_b (mm) | F |

(4) Scantling of corner connection card

Center trans.の bracket はここで与えられる幅のみが考慮され、long. bhd よりの高さは要素分割の都合上、適当に無視される。

| Cols | Quantity | Format |
|-------|--|--------|
| 2~10 | radius of bottom bilge R_1 (mm) | F |
| 11~20 | radius of deck bilge R_2 (mm) | F |
| 21~30 | radius of strut base R_3 (mm) | F |
| 31~40 | width of center bottom trans. bracket B_1 (mm) | F |
| 41~50 | width of center deck trans. bracket B_2 (mm) | F |

(5) Scantling of strut cards

図A 3. 2. 6 の 8 種の寸法を入れることができる。上下 2 つの strut について用意する必要あり、1 strut の場合は blank card を入れておく。

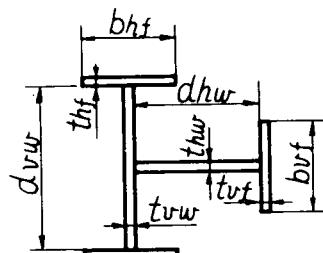


図 A 3. 2. 6

| Cols | Quantity | Format |
|-------|---|--------|
| 2~10 | depth of vertical web dvw (mm) | F |
| 11~20 | thickness of vertical web twv (mm) | F |
| 21~30 | breadth of horizontal flange bhf (mm) | F |
| 31~40 | thickness of horizontal flange thf (mm) | F |
| 41~50 | dep h of horizontal web dhw (mm) | F |

| Cols | Quantity | Format |
|-------|---------------------------------------|--------|
| 51~60 | thickness of horizontal web thw (mm) | F |
| 61~70 | breadth of vertical flange bvf (mm) | F |
| 71~80 | thickness of vertical flange tvf (mm) | F |

(6) Pannel division of corner card

コーナー部は図 2(イ)の要素で近似される。従って radial stiffening の場合についての計算となる。本データはコーナー部をいくつの要素で形成するかを指示するもので、実際の stiffening に合わせ適当な数を指示する。

| Cols | Quantity | Format |
|-------|--|--------|
| 2~5 | Pannel division of deck bilge (long.bhd side) | I |
| 6~10 | Pannel division of deck bilge (side shell side) | I |
| 11~15 | Pannel division of bottom bilge (long.bhd side) | I |
| 16~20 | Pannel division of bottom bilge (side shell side) | I |

(7) Standard space card

ここで指示された寸法に従って要素の分割が行なわれる。

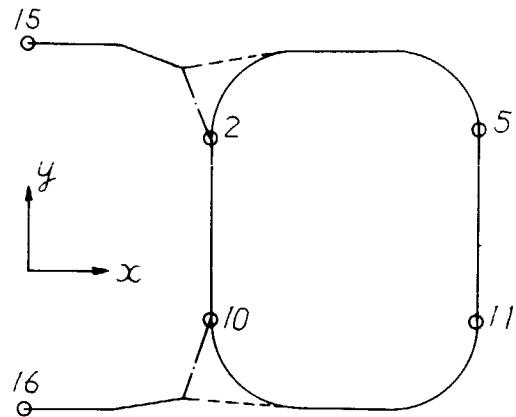
| Cols | Quantity | Format |
|-------|-------------------------|--------|
| 2~10 | trans. space (mm) | F |
| 11~20 | deck long. space (mm) | F |
| 21~30 | side long. space (mm) | F |
| 31~40 | bottom long. space (mm) | F |

(8) Physical constants card

| Cols | Quantity | Format |
|-------|--|--------|
| 2~10 | Yong's modulus (Kg/mm ²) | F |
| 11~20 | transverse modulus (Kg/mm ²) | F |
| 21~30 | yield stress of upper flange (Kg/mm ²) | F |
| 31~40 | yield stress of bottom plate (Kg/mm ²) | F |
| 41~50 | yield stress of web plate (Kg/mm ²) | F |

(9) Geometrical condition cards

図 A 8.2.7 の 6 つの点で任意の拘束を与えることができる。最小限剛体変形を起さないようなものでなければならぬ。



上図の節点番号を i とし、節点 i の x 方向変位拘束のとき

$$Ndc = (i-1) * 3 + 1$$

y 方向の変位拘束のとき

$$Ndc = (i-1) * 3 + 2$$

回転拘束のとき

$$Ndc = (i-1) * 3 + 3$$

図 A 3.2.7 支持条件

* First card

| cols | Quantity | Format |
|-------|----------------------|--------|
| 2 - 5 | number of constrains | I |

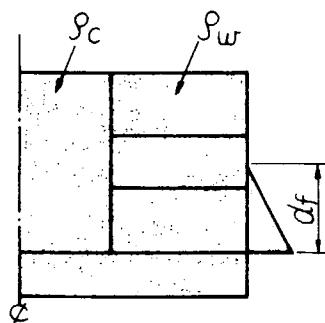
* Second card

Constrain の数だけ、図 3.2.7 の Ndc の Format 16 I 5 で記入する。

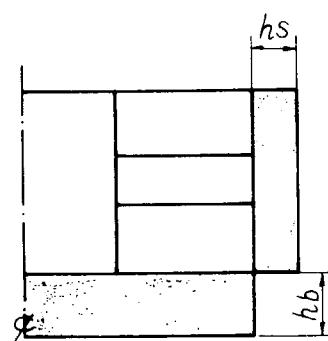
(10) Load Condition cards

loading condition は図 3.2.8 に示すごとく dead load と variable load の 2 種類を与えることができる。Dead load としては(1)の三つのデータを与えることができるがこのうち draft df は Principal Dimension card で既に与えている。

variable load としては(口)の二つのデータを与えるが、インプットで与えられた、 hs , ht はその比を変えることなく順次 increment され、最終荷重はインプットで与えた hs , ht の何倍という形で与えられる。



(1) dead load



(口) variable load

| Col s | Quantity | Format |
|-------|---|--------|
| 2-10 | density of liquid in center tank ρ_c | F |
| 11-20 | density of liquid in wing tank ρ_w | F |
| 21-30 | unit pressure height on side shell hs | F |
| 31-40 | unit pressure height on bottom shell hb | F |

以上合計17枚+ α (geometrical condition の second card が1枚以上になるとき) のカードを用意すれば計算に入ることができる。

4. Program output

Programのoutputとしては次のようなものがある。

(1) input data

input dataをそのまま表示する。

(2) Interim results Displacement

各load increment毎にinitialの状態からの変位量を要素毎に表示する。同時に各要素のfailureの状態をbuckling mode, plastic modeの形で表示する。

| | | |
|---------------|-----|------------|
| buckling mode | = 0 | bucklingなし |
| | = 1 | |
| | = 2 | |

| | | |
|--------------|-----|-----|
| plastic mode | = 0 | 弾性域 |
|--------------|-----|-----|

(3) Interim results of stress resultants

各load increment毎にinitialな状態からのresultantsの増加量を要素毎に与える。

(4) Number of Element which failed at this step

今回のload incrementで新たに崩壊形式に達した要素の番号を示す。

(5) Number of Substructures stiffness matrices of which are singular

SubstructureのStiffness matricesがsingularとなり内点消去が行えないSubstructureの番号、このSubstructureの剛性は無視される。

(6) Load at this step

今回のLoad incrementの結果、variable loadが、どの値に達したかを示す。値はload condition cardで与えたinitialの値の何倍かで与えられる。

(7) Final load

最終荷重、表示方法は(6)と同じ

• PRINCIPAL DIVISIONS •

•• WIDTH OF SHIP = 24150.0
 •• WIDTH OF T.C. = 13540.0
 •• LENGTH OF SHIP = 24030.0
 •• HEIGHT OF HIGHER STRUT = 13226.0
 •• HEIGHT OF LOWER STRUT = 9439.0
 •• DEPTH OF SHIP = 17450.0

• SCANTLING OF SECTION •

| WT. OF SECTY | DEPTH | THICKNESS | FACE WIDTH | FACE THICKNESS |
|--------------|---------|-----------|------------|----------------|
| 1 | 1783.00 | 12.70 | 205.00 | 16.00 |
| 2 | 1383.00 | 13.70 | 205.00 | 16.00 |
| 3 | 2485.00 | 17.00 | 231.00 | 32.00 |
| 4 | 2483.00 | 19.00 | 231.00 | 32.00 |
| 5 | 1782.00 | 19.00 | 231.00 | 32.00 |
| 6 | 3380.00 | 19.20 | 193.00 | 32.00 |

• PLATE THICKNESS OF SHIP HULL •

DECK IN 22.00 SIDE SHELL .. 22.90 LOMITA BND IN 17.00 BOTTOM .. 22.00

• SCANTLING OF CENTER CONNECTIONS •

RADIUS OF BOTTOM BILGE = 3000.00 RADIUS OF DECK BILGE = 3000.00 RADIUS OF STUT BASE = 900.00
 WIDTH OF CENTER BOTT. TRANS BRACK = 3000.00 WIDTH OF CENTER DECK TRANS BRACK = 3000.00

• SCANTLING OF STRUTS •

| WEB DEPTH(MIN. THICKNESS) | FLG DEPTH(MIN. THICKNESS) | FLG THICKNESS | WEB THICKNESS | DEPTH(MIN. THICKNESS) | FLG DEPTH(MIN. THICKNESS) | FLG THICKNESS |
|---------------------------|---------------------------|---------------|---------------|-----------------------|---------------------------|---------------|
| UPPER STRUT 1083.000 | 12.700 | 435.000 | 22.000 | 445.000 | 11.000 | 150.000 |
| LOWER STRUT 1080.000 | 12.700 | 430.000 | 20.000 | 432.000 | 11.000 | 150.000 |

• PANAL DIVISION OF DINNER •

DECK BILGE L.BND SIZE .. 3 DECK BILGE S.SHELL SIZE .. 3
 BOTT. BILGE L.BND SIZE .. 3 BOTT. BILGE S.SHELL SIZE .. 3

• STANDARD SPACES •

• TRANSP. SPACE = 4920.00
 • DECK LONG SPACE = 720.00
 • SIDE LONG SPACE = 900.00
 • BOTT. LONG SPACE = 900.00

• YIELD STRESS •

YOUNG MODULUS = 21000.00
 TOTAL STRESS MODULUS = 8000.00
 UPPER SLANGE = 25.00
 LOWER SLANGE = 25.00
 WOB = 25.00

図 A.3.2.9(1) アウトプット例

| *** TOTAL DISPLACEMENT *** | | | | | | | |
|----------------------------|-----|-----|----|---------|---------|---------|---------|
| M.E | B.M | S.M | | B1SP.U | B1SP.V | B1SP.TW | B1SP.RF |
| 1 | 0 | 0 | 0 | -0.948 | -2.167 | 0.222 | -0.167 |
| 2 | 0 | 0 | 0 | -0.847 | -2.257 | 1.149 | -0.729 |
| 3 | 0 | 0 | 0 | -0.726 | -2.332 | 0.172 | -0.143 |
| 4 | 0 | 0 | 0 | -0.525 | -2.424 | 0.162 | -0.264 |
| 5 | 0 | 0 | 0 | -1.124 | -2.403 | 0.113 | -0.464 |
| 6 | 0 | 0 | 0 | -0.322 | -2.455 | 0.209 | -0.197 |
| 7 | 0 | 0 | 0 | -0.262 | -2.479 | 0.267 | -0.191 |
| 8 | 0 | 0 | 0 | -0.121 | -2.501 | 0.220 | -0.219 |
| 9 | 1 | 0 | 0 | -1.042 | -2.511 | 0.267 | -1.372 |
| 10 | 1 | 0 | 0 | -1.627 | -1.979 | 0.904 | -1.929 |
| 11 | 0 | 0 | 0 | -1.147 | -2.275 | 0.227 | -0.147 |
| 12 | 1 | 0 | 0 | -0.912 | -2.444 | -1.212 | -0.552 |
| 13 | 1 | 0 | 0 | -0.476 | -2.442 | -1.208 | -0.513 |
| 14 | 0 | 0 | 0 | -0.222 | -2.313 | -1.171 | -0.422 |
| 15 | 0 | 0 | 0 | -0.112 | -2.317 | -0.942 | -1.124 |
| 16 | 0 | 0 | 0 | -0.123 | -1.124 | -0.638 | -0.247 |
| 17 | 1 | 12 | 11 | -17.292 | -13.911 | 1.277 | -11.262 |
| 18 | 1 | 9 | 9 | -11.909 | -11.740 | 0.114 | -10.494 |
| 19 | 1 | 9 | 9 | -10.890 | -11.656 | -0.644 | -10.224 |
| 20 | 1 | 11 | 11 | -10.314 | -17.254 | -0.341 | -9.455 |
| 21 | 1 | 7 | 7 | -23.144 | -9.231 | 0.127 | -22.142 |
| 22 | 1 | 9 | 9 | -33.152 | -4.449 | 0.202 | -30.702 |
| 23 | 1 | 9 | 0 | -20.722 | -7.444 | 1.243 | -19.216 |
| 24 | 1 | 9 | 0 | -19.216 | -6.444 | 1.560 | -14.123 |
| 25 | 1 | 9 | 0 | -19.123 | -11.933 | 1.930 | -17.429 |
| 26 | 1 | 7 | 0 | -3.493 | 0.0 | 0.297 | -0.021 |
| 27 | 1 | 8 | 9 | -4.727 | 0.297 | 0.222 | 0.080 |
| 28 | 0 | 0 | 0 | -0.875 | 0.083 | 0.449 | -7.061 |
| 29 | 0 | 0 | 0 | -7.571 | 0.163 | 0.427 | -4.209 |
| 30 | 0 | 0 | 0 | -8.744 | 0.102 | 0.732 | -6.465 |
| 31 | 0 | 0 | 0 | -0.644 | -0.174 | 0.570 | -10.599 |
| 32 | 0 | 0 | 0 | -10.344 | -0.274 | 0.326 | -10.227 |
| 33 | 3 | 7 | 3 | -10.337 | -3.457 | 0.364 | -9.706 |
| 34 | 3 | 8 | 3 | -3.765 | -0.504 | -0.135 | -0.267 |
| 35 | 3 | 8 | 3 | -0.247 | -0.734 | -0.360 | -0.777 |
| 36 | 3 | 7 | 3 | -0.777 | -0.457 | -0.434 | -0.262 |
| 37 | 1 | 0 | 6 | -4.247 | -1.174 | -0.587 | -7.813 |
| 38 | 1 | 3 | 3 | -7.413 | -1.161 | -0.702 | -6.306 |
| 39 | 1 | 3 | 3 | -6.324 | -1.258 | -0.744 | -6.915 |
| 40 | 1 | 0 | 5 | -6.814 | -1.280 | -0.305 | -3.717 |
| 41 | 1 | 0 | 3 | -3.717 | -1.237 | -0.747 | -2.772 |
| 42 | 1 | 3 | 0 | -2.772 | -1.270 | -0.543 | -2.121 |
| 43 | 1 | 0 | 0 | -0.120 | -0.319 | -1.247 | -10.626 |
| 44 | 1 | 8 | 0 | -10.424 | -0.214 | -1.251 | -11.700 |
| 45 | 1 | 0 | 0 | -11.726 | -0.164 | -1.703 | -12.451 |
| 46 | 1 | 0 | 0 | -12.451 | -0.074 | -1.167 | -13.200 |
| 47 | 0 | 0 | 3 | -13.720 | -0.303 | -1.157 | -14.328 |
| 48 | 0 | 0 | 0 | -14.720 | -0.306 | -1.141 | -15.910 |
| 49 | 0 | 0 | 0 | -15.630 | -0.306 | -1.042 | -16.920 |
| 50 | 0 | 0 | 0 | -16.630 | -0.305 | -1.004 | -17.897 |
| 51 | 0 | 0 | 0 | -17.637 | -0.326 | -0.331 | -17.605 |
| 52 | 0 | 0 | 0 | -17.665 | -0.343 | -0.496 | -14.302 |
| 53 | 0 | 0 | 0 | -18.102 | -0.353 | -0.482 | -19.700 |
| 54 | 0 | 0 | 0 | -18.102 | -0.351 | -0.487 | -21.018 |
| 55 | 0 | 0 | 0 | -21.016 | -0.404 | -0.791 | -22.876 |
| 56 | 0 | 0 | 0 | -22.016 | -0.359 | -0.439 | -22.930 |
| 57 | 0 | 0 | 0 | -23.016 | -0.358 | -0.438 | -23.074 |

図 A.3.2.9(2) アウトプット例

図 A 3. 2. 9(3) アウトプット例

結 言

昭和46年度から昭和49年度にいたる4カ年間にわたって実施した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った。

本年度においては、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、その成果をここに報告した。また、静的および動的崩壊および座屈解析の計算プログラムが完成し、広く一般の使用に供することができたことは特筆に値する。

本報告書第1章においては、波浪衝撃圧に対する船体構造の応答を明らかにし、特に船側構造にクラックの発生するメカニズムおよびその発生限界を示した。

第2章においては、波浪変動圧に対する船側構造の応答の近似計算法を示し、これと本部会で開発した計算機プログラムによる成果と比較し、十分な一致を示した。また対応する波高も妥当なものであることがわかった。

第3章には本部会で開発したプログラムの解説と、マニュアルの一部をのせた。他のマニュアルは既に昨年度報告してある。

以上、本年度の成果によって、本研究部会に課せられた4カ年計画の実験研究のプロジェクトの成果が具体的な、設計と直結した形で表現され、船体構造強度計算法の精密化の目的が達成されたものと信ずる。