

日本船舶振興会 昭和51年度補助事業
“船舶の構造・性能に関する基礎的研究”

研究資料No.266

第152研究部会

新構造方式強度計算に関する研究

報告書

昭和52年3月

社団法人
日本造船研究協会

本研究は、今後開発される大型タンカーの試設計を行ない、幅広による横強度、ストラットおよび船底座屈等の構造上の問題点について、有限要素法による詳細な横強度計算、水平桁材をもつ構造方式の詳細解析、コーナ部構造模型によるウェブプレートの防撓材配置がコーナ部の座屈型式、崩壊荷重におよぼす影響の実験、ストラット、ボットムトランス、トリッピングブラケットの模型による座屈強度実験および船尾構造の有限要素法による詳細計算と簡略計算を行い、問題点を明らかにしたものである。

はしがき

本報告書は、日本造船研究協会の昭和51年度補助事業「巨大タンカーの研究」の一部として日本造船研究協会が第152研究部会においてとりまとめたものである。

第152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）	大浦啓義（佐世保重工業）
幹事	安藤文隆（船舶技術研究所）	小川泰之輔（石川島播磨重工業）
	大坪英臣（東京大学）	川上益男（広島大学）
	片塙泰治（日立造船）	堺由輝（川崎重工業）
	国安常雄（石川島播磨重工業）	内藤良二郎（三菱重工業）
	田代新吉（日本海事協会）	長田光洋（大阪造船所）
	長沢準（船舶技術研究所）	服部堅一（住友重機械工業）
	秦数実（日本鋼管）	山越道郎（九州大学）
	八木順吉（大阪大学）	
	吉識恒夫（三井造船）	
委員	青木元也（船舶技術研究所）	大高勝夫（三菱重工業）
	坂本良太郎（石川島播磨重工業）	高本幹永（三井造船）
	杉浦邦雄（日本鋼管）	関内実（三井造船）
	津田公一（東京大学）	橋本泰明（住友重機械工業）
	新田頤（日本海事協会）	葉山真治（東京大学）
	原洋一（日立造船）	藤田純夫（三菱重工業）
	福田純夫（三菱重工業）	星野次郎（日本海事協会）
	藤田譲（東京大学）	森正浩（三菱重工業）
	松本宏之（石川島播磨重工業）	渡辺昌健（三菱重工業）
	山口勇男（日本海事協会）	
討議参加者	荒井宏範（日本海事協会）	岩橋嘉生（住友重機械工業）
	上田正俊（三井造船）	海野誠（川崎重工業）
	太田徹（日本鋼管）	小山要一（三井造船）
	香川洸二（三菱重工業）	加藤暎（佐世保重工業）
	金綱正夫（三井造船）	鶴井紀之（川崎重工業）
	近藤大和（日本鋼管）	関浜昌弘（日立造船）
	立石勝（日立造船）	坪井東一郎（三井造船）
	中野美樹（石川島播磨重工業）	夏目俊男（日本鋼管）
	名村秀樹（日本鋼管）	萩原孝一（三菱重工業）
	二見吉雄（住友重機械工業）	舟木俊彦（大阪大学）
	服部堅一（住友重機械工業）	藤田一誠（三菱重工業）
	堀徹（日立造船）	森信義（日立造船）
	山下凱之（佐世保重工業）	

目 次

緒 言	1
1. 試設計と座屈計算	2
1.1 試設計	2
1.2 座屈計算	5
2. 船殻および船底構造の強度	10
2.1 コーナ部の座屈崩壊強度	10
2.2 ストラット部の座屈強度の研究	23
2.3 衝撃荷重によるウェブ材の剪断座屈強度	28
2.4 防撲板の衝撃応答	33
2.5 トリッピングプラケットに関する研究	54
2.6 船底横桁の座屈強度に関する研究	88
3. 船尾構造と軸系アライメント	104
3.1 船尾構造の変形簡略計算	104
3.2 FEMによる70万トン型タンカーの船尾構造の転舵時の水平変形計算	123
3.3 軸系アライメント計算	130
結 言	150

緒 言

今後開発される大型タンカーは、水深の制約と I M C O のタンク規制、特に S B T (SEGREGATED BULK LAST TANK) 方式の採用によって主要寸法や各荷油タンクのプロポーションが在来船とはかなり異なるものとなる可能性がある。

したがって、船体構造法も在来の固定観念にとらわれず、新しい発想が必要である。このため、昭和 49 年度より 3 年間にわたり S B T 方式のタンカーの試設計を行い、幅広による横強度、深さが大きくなることによるストラット、船底横桁の局部座屈等の構造強度上の問題点を摘出し、それを解決するための基礎研究を行なった。

今後益々重要性を増すシャフトのアライメントの問題について、船体の特性を明らかにするための船尾部構造計算を詳細計算と簡略計算で行い、これらを比較し、アライメントに対するより簡便な船尾部構造簡略計算で行ない、これらを比較し、アライメントに対するより簡便な船尾部構造計算法を求めた。

本研究の実施に当たり、多大の御協力をたまわった日本船舶振興会に心から感謝の意を表わす。

1. 試設計と強度計算

1.1 試設計

担当 山本善之(東京大学)

1.1.1 基本方針

本部会では、70万トン～100万トンのタンカーを設計し、その間に発生した巨大化による従来予想しなかった因子を挙出し、これを解決するため考えられる種々の構造方式についてそれぞれ試設計を行ない、今後設計者及び研究者から出される疑問点を折りこみながら、強度の検討を加え、又これらが実船となつた場合の問題点についての対策について考察を加えることとした。

新構造方式を設計するにあたって、考慮すべき条件は下記の如きものである。

- (1) 現時点での実現の可能性が最も強いと考えられる70万トン型を主力とし、100万トン型は代表的な構造方式のみについて検討する。
- (2) 主要寸法は他の巨大船研究部会との関連を考慮して、他部会で採用するものと合わせる。タンク配置はIMCOのSBT(SEGREGATED BALLAST TANKER)方式を満足するシンプルな配置とする。
- (3) 縦通隔壁の数は70万トン型は3列と4列の両案とするが100万トン型は4列のみとする。
- (4) 構造方式はV(バーチカル・システム)方式とH(ホリゾンタル・システム)方式の両方を検討する。
- (5) 単一の強度計算プログラムで全ケースを検討する事は实际上は困難なので各社独自のもので行なうが条件の統一は行なう。
- (6) 数ケースについて縦強度をトータルシステムでチェックする。

1.1.2 主要寸法およびタンク配置

次の条件の基でそれぞれの船の載貨重量が概ね満されるよう主要寸法を設定した。

- (1) 主要寸法比およびCbは巨大タンカー関係の他SR部会との関連づけが容易であるようにSR154“幅広肥大船の運航性能の研究”での母型のそれらに合わせる。すなわち、

$$L/B = 5.0$$

$$L/d = 1.3.6.5$$

$$B/d = 2.7.3$$

$$Cb = 0.8.2$$

をほぼ満たすこと。

- (2) 船の深さはIMCOのSBT規則によるバラストタンク容積と貨物比重が約0.83となる貨物容積の両方が得られる深さとする。
- (3) 更にL/Bが構造に与える影響を調査する目的で、70万重量トンSBTについては満載吃水が上記による船型と等しく、L/B = 5.5となる船型を追加した。この場合、一般にL/Bの増加に見合ってCbを増やすのが船型計画の実際に近いと考えられるのでL/B = 5.5に対し一応適当なCbとして0.83を選定した。

貨物槽部の縦通隔壁数は構造、重量、建造等を勘案して各船型に最も有利なものを選定することが望ましいが、工場設備、建造法との関連が深いため、一概に何例が有利であるとは決め難い。しかし本研究で扱うような巨大船では2列縦通隔壁とするとIMCOの流出量制限のため横置隔壁数が著しく多くなって好ましくないので2列案は対象外とし、各船型の縦通隔壁数を一応次のように想定した。

70万重量トン 3列および4列

100万 " 4列

横置隔壁は、センター（インナー）タンクの長さがウィングタンクの2倍となる壁配置でIMOの規則による油の流出量が許容値 $400^3\sqrt{DW}$ 以下となるように配置した。0.3L_f（船首部ではL_fは乾舷長さ）座礁による損傷長さが $0.1L_f$ となることを考慮して壁を配置し、二重底は設けないのを原則とした。

(4) パラストタンクの配置

以上により決定されたタンク配置の下で、軽荷重量に、船首尾槽を含むパラストタンクのみに積付けることによりIMOのSBT規則による喫水条件

$$\text{プロペラ没水率} \geq 100\%$$

$$\text{平均 喫 水} \geq (2.0 + 0.02L_f)$$

$$\text{トリム} \leq 1.5\%L_f$$

を満たすような最少数のパラスト槽をウィングタンク群より選んだ。但しプロペラ没水率の計算では70万重量トンSBTでは1軸とし、100万重量トンSBTでは2軸とした。

1.1.3 構造方式

(1) 70万トン型

- 将来は $L/B = 5$ に近い船が主流となるものと考えられたので $L/B = 5$ の船型は、縦隔壁の枚数を3および4とし、V方式とH方式の比較を行なう事とした。
- なお、 $L/B = 5$ の船については、H、V両方式の中間案とも考えられる新しい方式である「中間フラット方式」についても試設計を行なってみることとした。
- $L/B = 5.5$ の船については、H方式のとき縦隔壁枚数3、V方式のとき4とした。これは貨物油槽の形状から言って上記の組合せが勝れている事が推定されたからである。

(2) 100万トン型

船幅が大きいので縦隔壁枚数は4としたが、構造方式はH方式とV方式と両方の試設計を行なうこととした。

構造方式が全く同じでも設計者の考え方により部材配置及び部材の形状がバラバラになる。これでは強度計算結果を比較検討する場合には、配置、形状の影響が入って構造方式の比較がにくくなる。それゆえ、出来るだけ構造部材の配置、形状を統一する事とした。

各部材寸法はNK49年度鋼船規則の計算式ベースで定め、これに各社の経験による修正を加えて決めることとした。

1.1.4 試設計の評価と結論

以上によって行われた試設計の詳細は、SR152報告書（研究資料No.233）を見られたい。試設計の結果を総合評価し、つきのような結論が得られた。

- 本試設計でとりあげた、70万重量トン、100万重量トンのタンカーの構造は、NK規則（昭49年度）に基づいた寸法に適當な補強などを施すことによって十分な縦強度および横強度をもつようになることができる事がわかった。

(2) H方式船の特徴

- 横曲げに対する断面係数が大となるので、縦強度の見地から有利である。
- 大型船ではボットム・ランスの軸力が大きくなりがちであるが、H方式船ではV方式船に比べてその値は小さくなる。
- 幅の広いホリゾンタル・ストリンガーの存在は、建造時、検査時において、作業員に対して安心感を与える。

- (d) タンクの長さの短い船では無理なく設計できる。
 - (e) ホリゾンタル・ストリングナーによってタンクの清掃の能率が減ずる。
 - (f) ホリゾンタル・ストリングナーは縦強力部材であり、かつ横強力部材である。このような部材に対する許容応力の明確な考え方を得られていない。
 - (g) 長さの短いタンクでは設計が容易である。
- (3) V方式船の特徴
- (a) 横強度計算が容易である。
 - (b) 部材数が少い。
 - (c) タンクの清掃は、H方式船に比べると容易である。しかし、タンクの幅が広いと清掃困難な場所ができる。
 - (d) ストラット部の応力が高くなり勝ちである。これが減少するような構造を選ばなければならない。
 - (e) 縦隔壁に隣接するバーチカル・ランスでは、水平桁材付きブレケットによりストラットが有効に作用しないので、ストラットを除いた構造が可能になる。このようにすると、H方式とV方式の中間の方式になる。
- (4) 中間フラット方式の特徴
- (a) 部材数が少い。
 - (b) フラットによる重量増加はほとんどない。
 - (c) タンクの清掃に難点があるが、これは固定式清掃器具の採用によって解決しよう。
- (5) 縦隔壁の枚数
- 縦の剪断強度の検討と重量計算を行っていないので、明確な結論は得られていないが、 L/B との関係でタンクのアスペクト比が定まり、その値が1から極端に離れると設計が困難になるようである。たとえば70万トン型縦隔壁が4枚のとき、H方式をとる。船側タンクの構造は、タンクの清掃の見地のみならず、あまり有効な構造とはいえないと思われる。
- (6) 試設計に際して問題になった点
- (a) ホリゾンタル・ストリングナーの許容応力
 - (b) 腹板が厚くなることに関係して、隅肉溶接脚長と開先き形状の決定法
 - (c) 船側タンク構造強度とくに、ストラット部の強度、補強板が衝撃圧力を受けるときの強度
 - (d) 倒れどめのブレケットが大になり、これの固着するランスの間隔が相対的に小さくなる。またロングの寸法も小さくなるので、ランスを有効に支持する方法が解明される必要がある。
 - (e) (a)に関連するが、ランス、ストリングナーなどの座屈強度、そのスチフナ、面材の決定法

1.2 強度計算

担当 加藤 瞼（佐世保重工業）

試設計船9隻を構造の特徴別に区分すると以下の3種類に分類できる。

HORIZONTAL MAIN方式 4隻（担当：日立、日本鋼管、住重、IHI）

VERTICAL MAIN 方式 4隻（担当：大阪造船、三井、佐世保、三菱）

中間FLAT方式 1隻（担当：川重）

49年度には試設計と平行して、これら9種類の構造方式に関する強度解析を行ない、強度的問題点の有無について調査した。さらに50年度には、HORIZONTAL MAIN方式およびVERTICAL MAIN 方式から各々一隻の試設計船を選び、さらに詳細な解析を行ない、部材に生ずる応力の分布などについて調査した。

1.2.1 強度計算の概要（49年度）

試設計船の強度を比較検討するために、計算法の違いによる数値の精粗が生じないよう荷重条件、計算法を極力統一した。

(1) 荷重条件

試設計船の構造方式は、HORIZONTAL MAIN、VERTICAL MAIN 方式および3および4—LONG BHD との組み合せによりタンクの配置が多様になるが、各構造方式の特徴を考慮し各々について苛酷と考えられる代表的な荷重配置を数種選んで計算することとした。荷重条件はタンクが受ける荷重をほぼ網羅できるよう次の3条件を選んだ。

- a) タンクテスト状態（静水中）
- b) 満載状態（波の山）
- c) パラスト状態（波の谷）

(2) 計算方法

強度計算によって検算すべき項目としては、構造配置に関する全体的強度から、TRANS RING や HORIZ GIRDER 等それぞれの部材の詳細な強度まで含まれており、計算ではそれぞれの目的を効率よく達成できるよう次の3ステップに分けて計算した。

(a) STEP 1

SIDE SHELL, LONGL BHD, TRANS BHD, SWASH BHD, TRANS RING 等を骨組に置き換え、平面骨組問題として解析することにより部材間の相対変位を上に述べた3種類の荷重状態に対して計算した（但し、このステップの計算では波浪の影響は無視し、静水中にあるものとして計算した）。

(b) STEP 2

TRANS BHDをはさんだ4～5 TRANS SPACEにあるTRANS RING, HORIZONTAL GIRDER 等の1次部材をビームに置き換え、立体骨組問題として、STEP 1で得られた相対変位と面外荷重を外力として与え、部材の相互影響あるいはビームの平行部における応力値を調査した。

(c) STEP 3

平面FEM計算、TRANS RING, HORIZONTAL GIRDER, STRINGER等、構造方式に応じて強度上問題点となる個所について計算した。

(3) 解析結果

9隻の試設計船に対する強度解析結果の概要をHORIZONTAL MAIN 方式（中間FLAT式もここに分類）と VERTICAL MAIN 方式に大別して各々図1.2.1及び図1.2.2に示す。

これらの図より各形式における強度的特徴を列記すると次のようなものがあげられる。

- (a) HORIZONTAL MAIN 方式
- 最も苛酷な応力を与える荷重状態はタンクテスト状態である。
 - 応力値そのものは実績船と比較してほぼ同程度
 - HORIZONTAL STRINGER に生ずる応力は、タンクテスト状態に比較して満載、バラスト状態では低く、水平曲げによる付加軸応力を考慮しても強度上は問題ないと予想される。
- (b) VERTICAL MAIN 方式
- タンクテスト状態が最も苛酷である。
 - 応力値そのものは実績船と同程度である。
 - STRUT 基部付近の応力が高くなる。座屈に対する強度保持のためのWEB STIFFENINGについて考慮する必要がある。
 - 満載状態でWING TANK 内 TRANS RING の WEB 全体にわたって圧縮応力場が発生する。WEB の全体座屈強度について検討の要がある。
 - TRANS BHD に隣接するTRANS RINGは、HORIZONTAL GIRDER で支持されるため、STRUTは不要。
- さらに全体に共通している強度的問題点として以下のものが上げられる。
- (i) 全体的強度としては実績船とほぼ同等であり十分設計可能
 - (ii) 全体的に板厚が増加する。特にWEB PLATE が 30mm 程度以上の板が使われる場合、工作上問題ではないかと思われる。
 - (iii) FACE PLATE の断面積が増加するので曲り部におけるFACE PLATE の有効率低下の影響は大きい。詳細設計で注意を払う必要があろう。
 - (iv) タンクテスト状態が最もきびしい応力を与えるが、実船航海状態にタンクテストに類似する状態がないときには許容応力に差をつけるなど、検討の価値がある。
 - (v) 1次部材の変形がLONGI, STIFF 等2次部材に与える影響は無視できぬ場合がある。また、この場合、寸法の増加等による補強は効果的でないので設計初期に十分な注意が必要であろう。

1.2.2 試設計船の詳細強度計算(50年度)

49年度に行なわれた試設計船の構造方式は、HORIZONTAL MAIN 方式(中間FLATも含む)と VERTICAL MAIN 方式に大別できる。これらの構造方式についての強度解析結果から従来船程度の強度を維持できることは判明したが、さらに詳細な解析を行ない、この結論の確認を行うとともに新たな問題点の有無について調査した。

(1) STRINGER MAIN 方式(1000-L/B5-4L-H型)

49年度に行なわれた強度解析結果のうちSTEP 1を流用し、STEP 2, 3 をまとめて立体FEM 解析を行なうことにより各部材に生ずる応力を明らかにした。計算は部材に高応力を与える TANK TEST 状態とした。計算の結果明らかとなった部材発生応力値を図1.2.3にまとめて示す。解析結果をNKの許容応力(平行部 18kg/mm²、コーナー部 20kg/mm²)と比較すると補強を必要とする箇所は、

- (a) TRANS RING の #4 STRINGER 取合部のWEB
- (b) #5 H GIRDER の SIDE SHELL 側 BRAKET 部

であるが、(a)についてはWEB PLATE の増厚により、また、(b)についても部分的な形状変更により改善できるものと考えられる。

さらに、解析の結果明らかとなった点あるいは問題点は、以下のようにまとめられる。

- (i) 満載あるいはバラスト状態で STRINGER に生ずる応力はタンクテスト状態におけるそれに比較して十分小さいので縦曲げの影響を考慮しても強度的には問題ない。
- (ii) 1次部材の変位により、2次部材に誘起される応力は TRANS RING の変形量が 15mm 程度であることを考えると問題ないといえる。
- (iii) STRINGER と TRANS の交叉部の詳細構造の可否が強度上、工作上大きな影響をもつて検討必要。
- (iv) FACE PLATE 幅が広くなるので FACE の有効幅の減少を考慮した応力計算の要。

(2) VERTICAL MAIN 方式 (700-L/B 5.5-4 L-V型)

HORIZONTAL GIRDER を BHD の片面に取付けた場合、GIRDER に隣接する LONGI STIFFENER に高応力が発生することが 49 年の解析によって明らかとなったが、片面付 HORIZONTAL GIRDER はブロックの反転作業等が不要であり、工作上は望ましい。したがって、この部分の詳細応力解析を行い 2 次部材の強制変形によって生ずる応力について検討を行った。結果の概要を図 1.2.4 に示す。隣接 STIFF に生ずる応力が非常に高いことが判る。

この応力は、強制変位によって生ずるものであるから 2 次部材の剛性を低下させれば応力の減少することは明らかであり、ちなみに STIFF の深さを半減させた場合について検討したところ、誘起応力を半減させることが可能であることが判った。

1.2.3 まとめ

49 年および 50 年度に行われた試設計船に対する強度解析結果をまとめると以下のようになる。

- (1) 部材に生ずる応力のレベルは従来船と比較して同等程度であり、1 次部材に対する本質的な強度的問題はない。
- (2) タンクテスト状態が最もきびしい。特に、HORIZONTAL MAIN 方式の場合、STRINGER の応力は船体縦曲げの影響を考慮しなければならないが、これを考慮しても特に高応力は発生しない。
- (3) FACE PLATE の面積が大きくなるので BRACKET 部など、有効率が下がる個所ではその応力値に注意を払う必要がある。
- (4) WEB の板厚の増加により、溶接脚長が増加する等、工作上の問題点を検討する必要がある。

型式	700-B5-3L-H (B立)	700-B5-3L-H (B立)	700-B5-4L-H (H立)	700-B5-4L-H (H立)
	$404.0m \times 80.8m \times 40.3m$ ($L \times B \times D$)	$422.0m \times 76.7m \times 40.5m$	$404.0m \times 80.8m \times 40.3m$	$456.0m \times 91.1m \times 45.5m$
BHD 開距離	$5.25m \times 4 = 21.0m$ $5.25m \times 8 = 42.0m$	$5.50m \times 4 = 22.0m$ $5.50m \times 8 = 44.0m$	$5.16m \times 5 = 25.8m$ $5.16m \times 10 = 51.6m$	$5.80m \times 4 = 23.2m$ $5.80m \times 8 = 46.4m$
構造形式及工期による検討				

図 1.2.1 構造形式と発生応力の特徴 (H方式)

型式	700-1/85-3L-V (標準)	700-1/85-4L-V (三面)	700-1/85-5-4L-V (後面)	1000-1/85-4L-V (三面)
$\frac{1}{8}(B, D)$	$304.0 \text{m} \times 30.8 \text{m} \times 40.3 \text{m}$	$404.0 \text{m} \times 80.8 \text{m} \times 40.3 \text{m}$	$422.0 \text{m} \times 76.7 \text{m} \times 40.5 \text{m}$	$456.0 \text{m} \times 91.1 \text{m} \times 45.5 \text{m}$
BHD 18.8	$5.25 \text{m}^2 \times 4 = 21.0 \text{m}^2$	$5.16 \text{m} \times \frac{5}{10} = 25.8 \text{m}^2$	$5.40 \text{m}^2 \times \frac{5}{10} = 27.0 \text{m}^2$	$5.30 \text{m}^2 \times \frac{5}{9} = 23.2 \text{m}^2$
構造形式図				
特徴				
特徴	(1) TRANS RING ・D. BHD 間が広いので TRANS RING の荷重が軽く、構造の简化が可能。 ・TANK TEST 時に STRUT が下に倒れる危険性がある。 ・STRUT の底力が低下する。 ・STRUT の底力が底盤に作用する。 ・STRUT の底力が底盤に作用する。 ・STRUT の底力が底盤に作用する。	(1) TRANS RING ・TRANS RING の底力は底盤に作用する。 ・STRUT の底力が軽く、構造の简化が可能。 ・STRUT の底力が軽く、構造の简化が可能。 ・STRUT の底力が軽く、構造の简化が可能。 ・STRUT の底力が軽く、構造の简化が可能。	(1) TRANS RING ・TRANS RING の底力は底盤に作用する。 ・STRUT の底力が軽く、構造の简化が可能。 ・STRUT の底力が軽く、構造の简化が可能。 ・STRUT の底力が軽く、構造の简化が可能。 ・STRUT の底力が軽く、構造の简化が可能。	(1) TRANS RING ・TRANS RING の底力は底盤に作用する。 ・STRUT の底力が軽く、構造の简化が可能。 ・STRUT の底力が軽く、構造の简化が可能。 ・STRUT の底力が軽く、構造の简化が可能。
特徴	(2) HORIZ. GIRDER ・構造方式内に 3 本または 4 本。 ・構造方式内に 3 本または 4 本。	(2) HORIZ. GIRDER ・構造方式内に 3 本または 4 本。 ・構造方式内に 3 本または 4 本。	(2) HORIZ. GIRDER ・構造方式内に 3 本または 4 本。 ・構造方式内に 3 本または 4 本。	(2) HORIZ. GIRDER ・構造方式内に 3 本または 4 本。 ・構造方式内に 3 本または 4 本。
備考	TRANS. BHD は構造方式 TRANS RING。 ・TRANS RING で支障されると STRUT	TRANS. BHD は構造方式 TRANS RING。 ・TRANS RING で支障されると STRUT	TRANS. BHD は構造方式 TRANS RING。 ・TRANS RING で支障されると STRUT	TRANS. BHD は構造方式 TRANS RING。 ・TRANS RING で支障されると STRUT

図 1.2.2 構造形式と発生能力の特徴（V方式）

2. 船殻および船底構造の強度

2.1 コーナー部の座屈崩壊強度

2.1.1 まえがき

担当 長沢 勝・青木元也（船舶技術研究所）

船体構造の部材結合部の多くは円弧状の面材とウェブ・プレートから成り立っており、またこの部分には高い応力が生ずることが多い。このため、このコーナー部の剛性、応力分布および座屈崩壊強度に関する研究はかなりなされてきている。^{1)～5)} しかしながら、直線部構造に比べてこのコーナー部構造についての検討はまだ十分ではないと考えられる。この報告では、コーナー部構造について実験および数値計算によってその座屈崩壊強度を検討した。すなわち、実船の約1/3縮尺のガスケット・コーナー部の構造模型8個による実験および有限要素法座屈解析プログラムによる計算を行なって、防撃材配置および荷重条件がその座屈崩壊強度におよぼす影響を調べた。

2.1.2 模型実験

実験方法は図2.1.1に示すように、コーナー部模型の両側に荷重梁を取り付け、一方の荷重梁を支持し他方の荷重梁に荷重を加えた。荷重点および支持点の位置をずらすことによって、同一荷重に対する曲げモーメントの大きさを変えることができる。ここでは図2.1.1に示すような4種類の荷重条件での実験を行なっている。実験および計算結果の説明では、円弧端部断面の中立軸に関するモーメントを $\tau D P$ で表わしている。ここでのDは円弧端部断面のウェブ・プレートの深さであり、Pは荷重である。

模型は実船の約1/3縮尺で、その形状および寸法を図2.1.2に示す。コーナー端部においてウェブ・プレートおよび面材はガスケットで支持されている。防撃材の面材がわ端部は、図2.1.3に示すA,B,C,D模型では面材と接続しており、E模型ではスニップされている。実験を行なった模型の種類を図2.1.3に示す。防撃材配置以外の各模型の構造、寸法は図2.1.2のそれらと同じである。これらの模型の防撃材配置は実船構造のそれを大まかに分類し、単純化したものである。B模型以外の各模型については防撃材の長さの合計をそれぞれ同じにしてある。

応力分布の例を図2.1.4aおよび図2.1.4bに有限要素法による計算結果とともに示す。図2.1.4aは面材の長さ方向の応力であり、図2.1.4bはウェブ・プレートの円周方向および半径方向の応力である。ここで用いた有限要素法プログラムは、次節で述べるものと同一のものである。実験結果と計算値とのきわめて良好な一致がこれらの図から見られる。荷重を漸増させたときの局部変形の進行状況の一例を図2.1.5に示す。横軸はプレート表裏のひずみ差であり、局部曲げ変形に関係した量である。この図からウェブ・パネルの面外変形が次第に大きくなつたのち、面材が捩れて崩壊に到つてゐることがわかる。他の模型でもほぼこれと同様な変形の進行状況が見られる。

図2.1.6aから図2.1.6dに荷重と変位の関係を示す。図2.1.6aは荷重条件2の場合のA,C,D,E模型についての比較であり、図2.1.6bは荷重条件1の場合のA,B模型についての比較である。これらの図から防撃材配置と崩壊強度の関連を見ることができる。また図2.1.6cはA模型について3種類の荷重条件での実験結果を比較したものである。図2.1.6dはE模型について2種類の荷重条件での比較を行なったものである。縦軸 P/P_Y の P_Y は面材の中心線に沿つた応力が降伏点に達するときの荷重を有限要素法によって求めたものである。これらの図から荷重条件と崩壊強度の関連を見ることができる。図2.1.7に各模型の崩壊状況の概念図を示す。A,B,C,D模型では大きな面外変形は局部的に生じており、E模型では全体として面外変形している。A模型の荷重条件1および2では図に示すように面材が防撃材間で捩れ変形しているが、荷重条件3では面材は防撃材間でウェブ・プレートがわへめり込んでいる。B模型では図に示すように面材は同様にめり込んだ変形をしている。C模型の面材は防撃材間で捩れており、D模型では面材中心線の両側ともウェブ・プレートがわへ面外変形している。E模型の面材は全体として

ウエブ・プレートの面外変形の方向に変位し、かつ捩れ変形をしている。各模型の崩壊荷重および面材の降伏開始荷重との比を表2.1.1にまとめてある。

2.1.3 有限要素法座屈計算

ここで用いたプログラムはS R I 3 3での作業の一環として三菱重工(株)長崎研究所において開発された有限要素法による三次元薄板構造解析プログラム⁶⁾であり、使用した計算機は船舶技術研究所のT O S B A C 5 6 0 0 - 1 2 0である。

実験を行なった全ての模型に対して荷重条件1, 2, 4について座屈計算を行なった。ウエブ・プレートおよび面材は板要素としたが防撓材および外板は梁要素とした。各模型の最低次座屈モードを図2.1.8 aおよび図2.1.8 bに示す。すべてウエブ・プレートのパネル座屈であり面材は変形していない。また、荷重条件による座屈モードの差はほとんどなかった。E模型についてのパネル座屈を防止した状態での座屈計算では図2.1.8 cに示すような全体座屈が生じたが、この座屈モードは実験での崩壊モードとよく一致している。各荷重条件に対する各模型の座屈荷重計算値を表2.1.2 aに、また面材の降伏開始荷重との比を表2.1.2 bに示した。

2.1.4 考 察

(1) 応力分布

図2.1.4 aに示すE模型の面材の長さ方向応力分布は、よく知られているように、自由端では小さくウエブ・プレートと接続する中央では大きくなっている。面材の有効率すなわち応力の平均値と最大値との比は約0.76となっている。A模型の場合、この数値は防撓材との接合部で0.93、防撓材間中央で0.82となっており、E模型より面材の有効率は大きいが、防撓材との接合部において面材の局部曲げ応力が増加している。従って、面材の面外変形を拘束することによって、面材の平均的剛性は増大するが、局部的な塑性化が早く生ずるようになる可能性があり、このことは実験でも観測されている。

ウエブ・プレートには図2.1.4 bに示されているように、無視し得ない大きさの半径方向の圧縮応力が生じている。この量はウエブ深さと円弧半径との比あるいは同一荷重に対する曲げモーメントの大きさを増大させるほど大きくなる。荷重条件がウエブの応力分布におよぼす影響について有限要素法で計算した結果を図2.1.9に示した。図示の断面についての円周方向応力および半径方向応力と面材端における円周方向応力との比を2種類の荷重条件について示してあるが、この図からコーナー部構造の面材での円周方向応力値が同じであっても、曲げモーメントの係数 κ が大きい方が半径方向応力の大きいことが知れる。

(2) 崩壊形式

図2.1.7に見られるように、少くとも円弧部で3箇所ほど面材の面外変位を拘束すれば、全体としての崩壊は起らず局部的な崩壊となる。いずれの模型でも、まずウエブ・パネルの面外変形が増大したのち面材が捩れまたは、めり込み等の変形をして崩壊に到っている。面材に隣接しているウエブ・パネルの面外変形が増大して面内力に対する剛性が低下し、面材からの圧縮力に抗しきれなくなった場合に面材のめり込みによる崩壊が起ると考えられる。このことは面材よりウエブ・パネルに相対的に厳しい荷重条件3のA模型、および面材に隣接するウエブ・パネルが座屈し易い防撓材配置のB模型に、この面材のめり込みにより崩壊が起っていることからもいえると思われる。

面内の圧縮応力に対するウエブ・パネルの剛性が失なわれる前に、防撓材間ににおいて面材の面外変形が増大して面材に弾塑性座屈または塑性ヒンジが生ずる場合は、面材が防撓材間で捩れて崩壊する。この崩壊形式は荷重条件1および2のA模型、およびC模型に生じている。面材が捩れる方向はウエブ・パネル面外変形の面材端での傾斜方向と一致するが、捩れ角は面材の中心線の両側で同じではなく、す

なわち面材は折れ曲がった形で捩れており、ウェブがわへの捩れ角の方がかなり大きい。D模型では面材に隣接するウェブ・パネルが細長い平行四辺形となっており、このため1パネル内に山と谷が生じている。のことと前述のウェブがわへの捩れ角の方がはるかに大きいことから、この場合の面材は中心線の両側ともウェブがわへ変位した形で崩壊に到っている。E模型の場合は、やはり面材に隣接するウェブ・パネルの面外変形が増大したのち、面材の捩れおよびコーナー部全体としての面外変形が同時に生じて崩壊に到っている。この場合は面材が端部以外で捩れ変形を拘束されていないため、波長の長い捩れ変形が面材に生じ、その結果としてウェブ・プレートの面外方向への変位が生じて全体崩壊に到っていると考えられる。

(3) パネル座屈強度

実験を行なった模型のウェブ・パネルには平均して板厚の $1/8 \sim 1/5$ 程度の初期捻みがあり、このためパネルの明瞭な座屈点を実験的に求めることは図2.1.5からもわかるように困難である。そこでここでは数値計算によって求めた座屈強度について検討してみる。

表2.1.2bに示す座屈荷重と面材の降伏開始荷重との比 P_{cr}/P_y を見ると、荷重条件の変化に対してA,D,E模型では変化しているが、B,C模型ではほぼ一定である。A,D,E模型では曲げモーメントの係数 κ が大きいほどこの比 P_{cr}/P_y が小さくなっている。このことは図2.1.9を参照して考えると、これらの模型のパネル座屈には円周方向の応力よりも半径方向の応力の方が大きく影響していることがわかる。これとは逆にBおよびC模型のパネル座屈には半径方向応力はあまり大きな影響を与えていないといえる。いずれにしても、直線部構造に比べてコーナー部構造ではこの半径方向応力がウェブ・パネルの座屈に顕著な影響を与える場合があることを考慮に入れておかなければならない。

次に表2.1.2aに示されている座屈荷重について検討してみる。曲げモーメントの係数 κ が大きい範囲ではC模型のパネル座屈強度が最も高いが、 κ が小さくなってくるとA模型の座屈強度の方が高くなる。D模型はいずれの荷重条件でもAおよびC模型よりその座屈強度が低い。そしてB模型が全ての荷重条件で最も低い座屈強度となっている。 κ が大きく従って半径方向応力の大きい荷重条件では、円周方向の辺が長いパネルを持ったA模型のような防撓材配置よりもC模型のそれの方が効果的であり、また κ が小さく従ってウェブの円周方向圧縮応力を受ける範囲が広くなる荷重条件では、半径方向の辺が長いパネルを持ったC模型のような防撓材配置よりもA模型のそれの方が効果的であるといえる。D模型の防撓材配置はAおよびC模型のそれの不利な面を兼ね備えているために、いずれの荷重条件でもその座屈強度がこれらの模型のそれよりも低くなっていると考えられる。BおよびC模型の座屈荷重の比較から、いずれの荷重条件においても、面材に近い位置で円周方向に防撓材を配置することが座屈強度を上げるうえで極めて効果があるといえる。

(4) 崩壊強度

まず荷重条件と崩壊強度の関係を検討してみる。A模型については、図2.1.6cまたは表2.1.1から曲げモーメントの係数 κ が大きいほど P_{ult}/P_y が減少している。これはパネル座屈強度がこれと同じ傾向にあるということと、面材の面外への反り変形は κ が大きくなるほど大きくなるということとがその主な理由と考えられる。すなわちFEM計算結果によると、面材の応力値が同一の場合について、 κ が1.6, 2.0, 3.0のそれぞれに対応した面材の反り変形量の比率は、1.00, 1.04, 1.11となっている。このことは図2.1.6dに示すE模型の場合にもいえることであって、 κ が0.7, 2.0に対応した面材の反り変形量の比率は1.00, 1.25となっている。なお、E模型について図2.1.8cに示すような崩壊形式に近い計算座屈モードが得られれば座屈計算から崩壊強度を推定することは可能と思われるが、このような座屈モードは一般に最低次ではないため求めるのが困難な場合が多い。

次に図2.1.6aおよび表2.1.1、表2.1.3から荷重条件2におけるA,B,D,E模型の崩壊強度について考えてみる。C模型はA模型に比べてパネル座屈荷重は高いが崩壊荷重は低くなっている。これ

はC模型の円周方向防撓材の数が少ないのでパネル座屈後においてA模型に比べてより多くの外力が面材およびそれに隣接するパネルに再分配されるためと考えられる。AおよびE模型の比較から円弧部において面材の面外変位を拘束しないと崩壊荷重が3割程度減少することが認められる。またD模型および図2.1.6 bのB模型についてはパネル座屈後の耐荷能力すなわち P_{ult}/P_{cr} がA模型よりやはり小さいことが表2.1.3で示されている。

S R I 3 3においてもコーナー部の座屈崩壊強度の実験研究が行なわれたが⁵⁾、その結果を表2.1.4に再掲載した。この実験での荷重条件を算出すると $\eta = 1.13$ である。原論文には2つの断面における P_y が示されているが、ここでは小さい方の値を用いた。これらの模型のうち実船構造の部材配置、部材寸法比とあまり大きく変わっていない模型、すなわちO, F2, F3型模型の P_{ult}/P_y および P_{cr}/P_y について、本報告の各模型のそれらの値とともに概略の分類を行うと表2.1.5のようになる。実船での荷重条件 η は船体構造寸法、外力条件等によって種々の値をとると考えられるが、ここでは $\eta = 1 \sim 2$ の範囲を考えた。O, F2, F3型模型では円弧端部から直線部にかけて面材の捩れ変形が拘束されておらず、またこの部分の応力値が比較的に高い荷重条件のため、この部分の局部変形によって崩壊に到っている。円弧部面材の有効幅を考慮した応力計算を行なって、コーナー部面材の応力分布を知れば表2.1.5の数値を用いて崩壊荷重およびパネル座屈荷重の概略値を推定することができると思われる。

2.1.5 あとがき

模型実験および有限要素法による座屈計算によってコーナー部構造の座屈崩壊強度についての検討を試みたが、得られた主な結論は次のようなものである。

- (1) 半径方向応力がウェブのパネル座屈に顕著な影響を与える場合がある。
- (2) 面材の面外変位を3個所以上円弧部で拘束した場合には、崩壊は局部的な変形によって起り、また、これらの拘束が無い場合には全体的な崩壊が生ずる。
- (3) 同じ構造であっても荷重条件によって、座屈荷重あるいは崩壊荷重と面材の降伏開始荷重との比 P_{cr}/P_y , P_{ult}/P_y が変る。
- (4) 同じ量の防撓材を用いても、その配置方法によって座屈強度、崩壊強度に2割以上の差が生ずることがある。

参考文献

- (1) 寺田泰治：油槽船における部材結合部の応力分布とその近似計算法
造船協会論文集 第109号(昭和36年6月)
- (2) 秋田好雄他：タンカーピルジ部における外板および面材の効きについて(第1報および第2報)
日本造船学会論文集 第125号および第126号(昭和44年6月および12月)
- (3) 藤田 譲他：不整量を有する構造物の強度について(その2) 初期捻みをもつコーナー部を有する桁の座屈崩壊
日本造船学会論文集 第137号(昭和50年6月)
- (4) 新田 顯他：彎曲部における桁の面材の有効幅
日本造船学会誌 第553号(昭和50年7月)
- (5) 田口義明他：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)
- (6) 壱岐哲夫他：船体局部構造の座屈強度解析に関する研究
日本造船学会論文集 第138号(昭和50年12月)

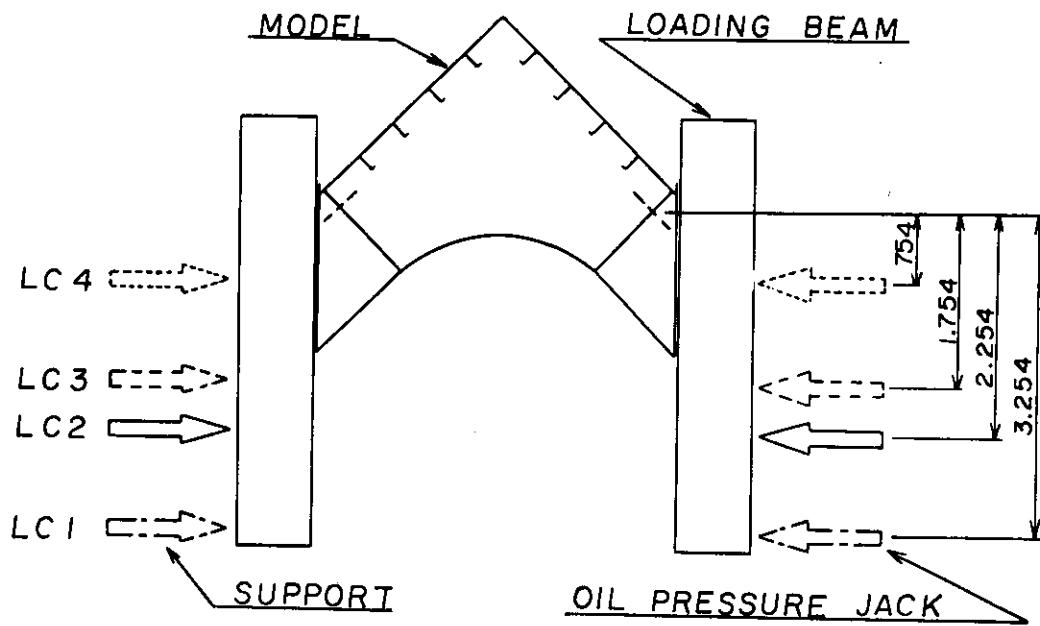


図 2.1.1 実験方法

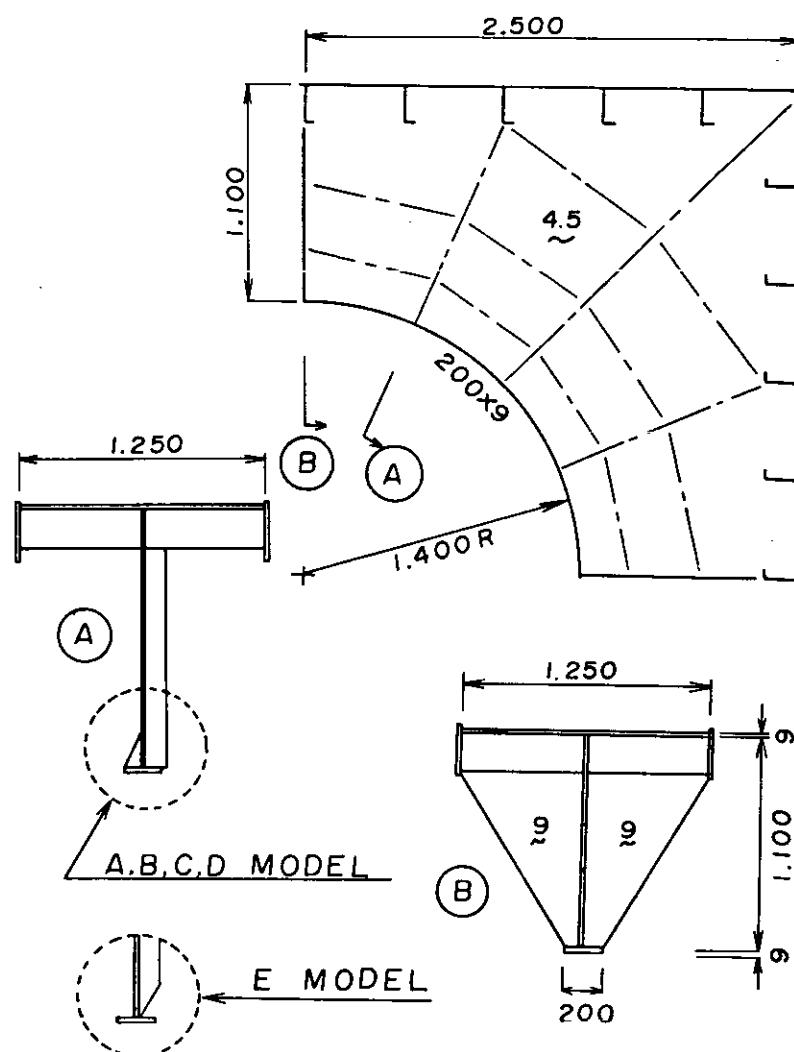
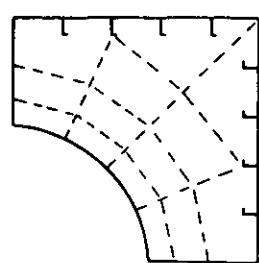
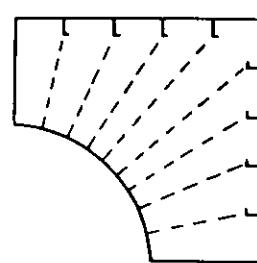


図 2.1.2 模型の形状と寸法

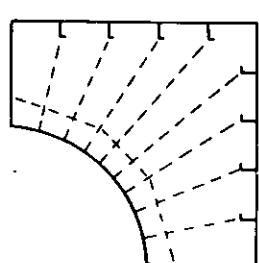
A MODEL



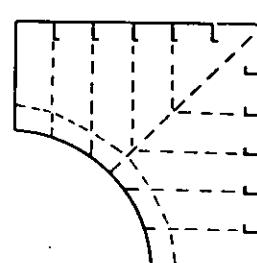
B MODEL



C MODEL



D MODEL



E MODEL

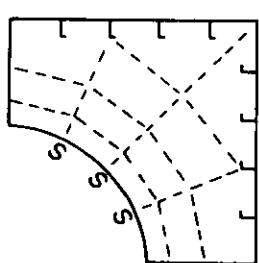
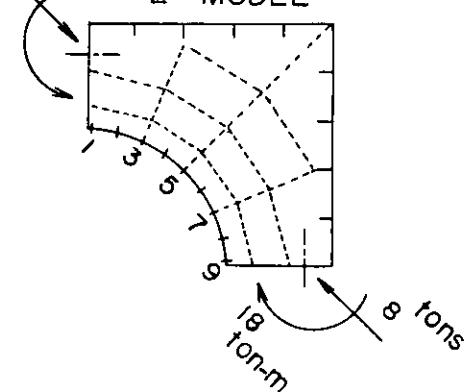


図 2.1.3 模 型 の 尺 法

E MODEL



• EXPERIMENT

- - - F E M

STRESS

-10 0 k_g/mm^2

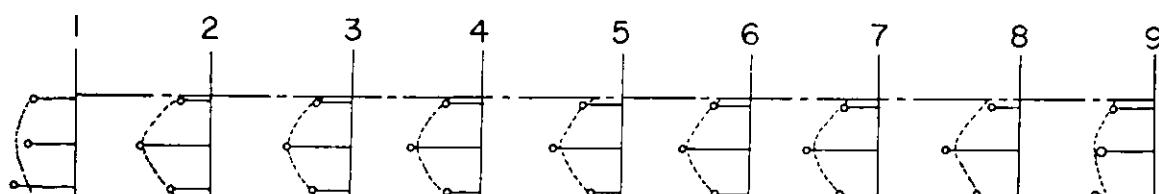


図 2.1.4 a 面 材 の 応 力 分 布

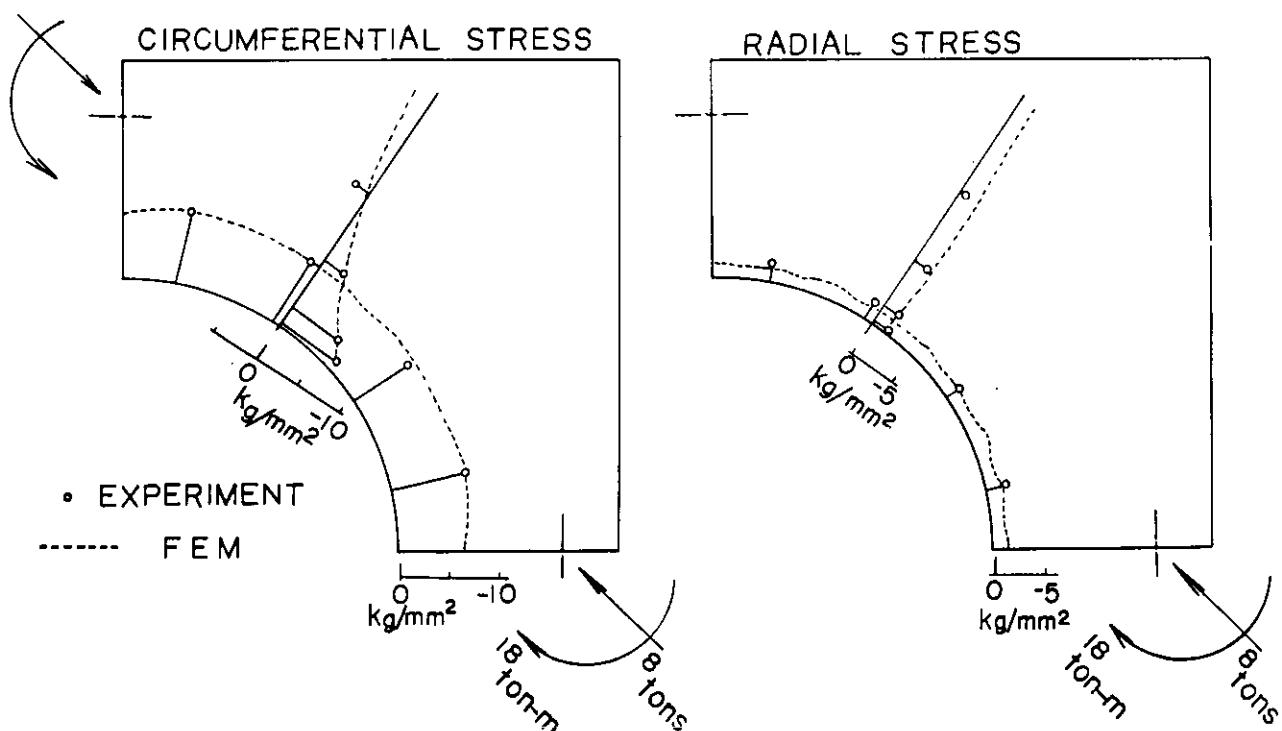


図 2.1.4 b ウエブ・プレートの応力分布

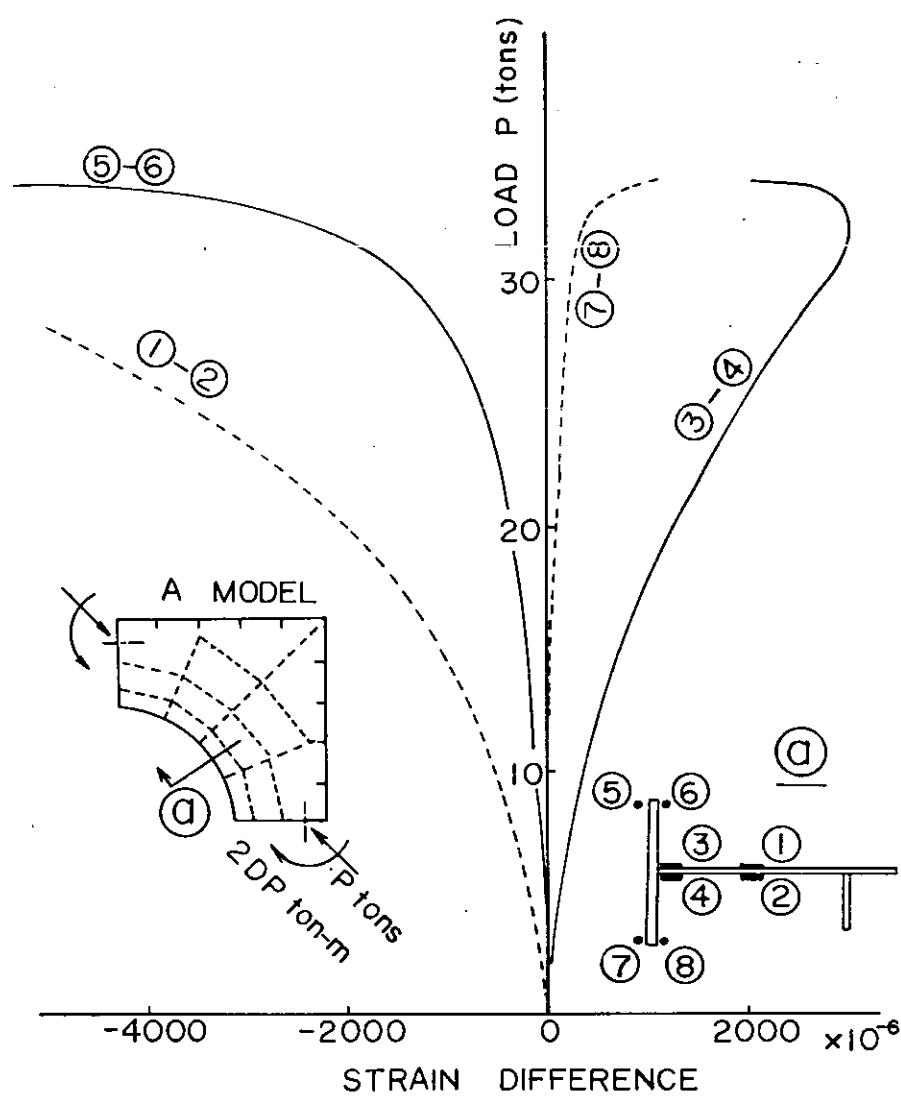


図 2.1.5 荷重と局部変形の関係

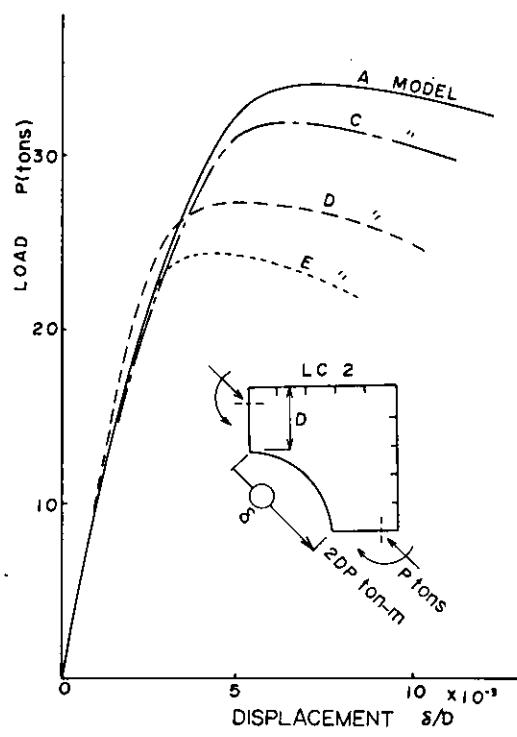


図 2.1.6 a 荷重と変位の関係 (LC 2)

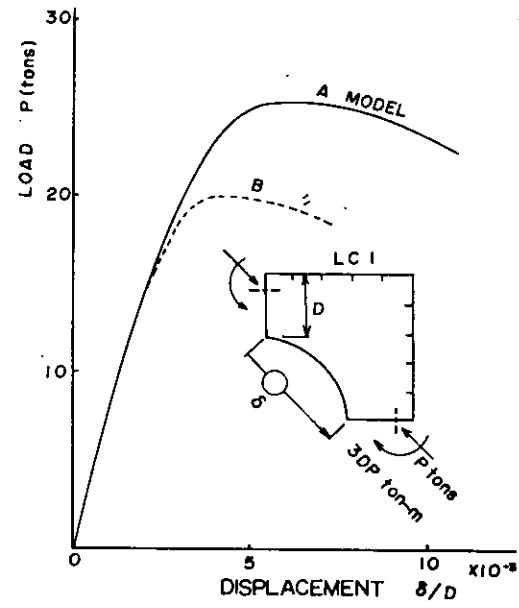


図 2.1.6 b 荷重と変位の関係 (LC 1)

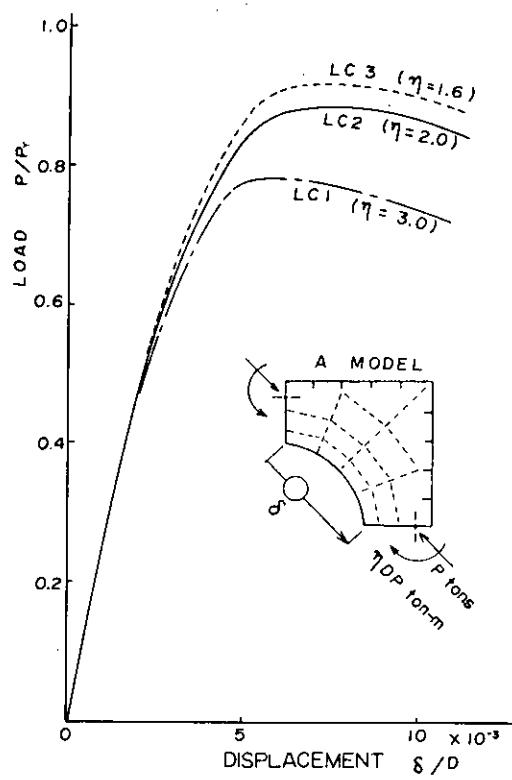


図 2.1.6 c 荷重と変位の関係 (A MODEL.)

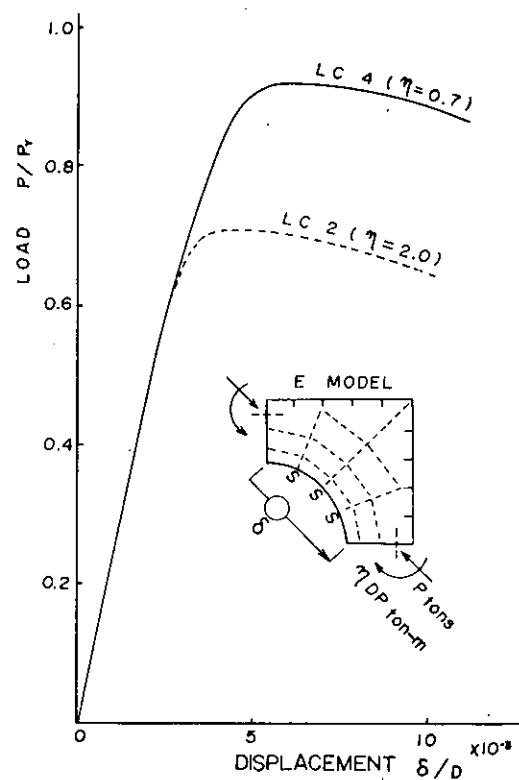


図 2.1.6 d 荷重と変位の関係 (E MODEL)

図2.1.1 荷重 比率 何れ

MODEL	LC (η)	P_{ult} (tons)	P_Y (tons)	P_{ult}/P_Y
A	1 (3.0)	25.3	32.3	0.78
	2 (2.0)	34.1	38.6	0.88
	3 (1.6)	41.6	45.4	0.92
B	1 (3.0)	20.0	28.0	0.71
	2 (2.0)	32.0	38.6	0.83
	3 (1.6)	27.4	39.7	0.69
E	2 (2.0)	24.5	34.5	0.71
	4 (0.7)	57.1	62.2	0.92

LC = load condition
 η = moment / (girder depth x load)
 P_{ult} = experimental ultimate load
 P_Y = calculated load at which face
 plate starts to yield

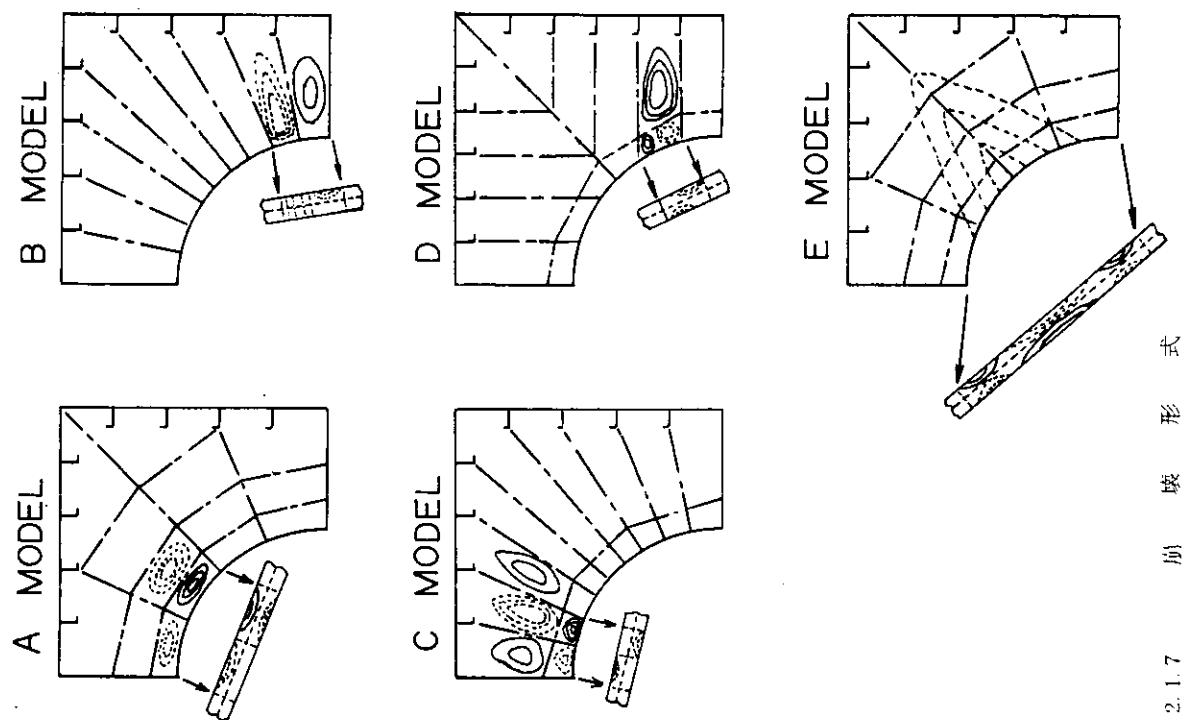


図2.1.7 剛 壓 疲 形 式

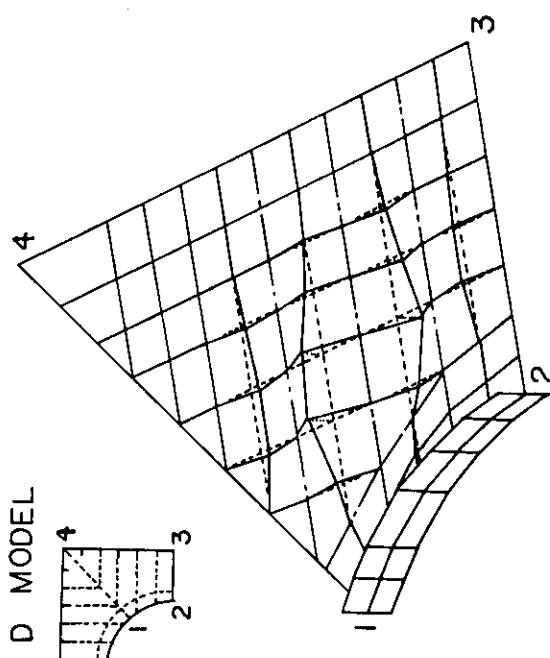
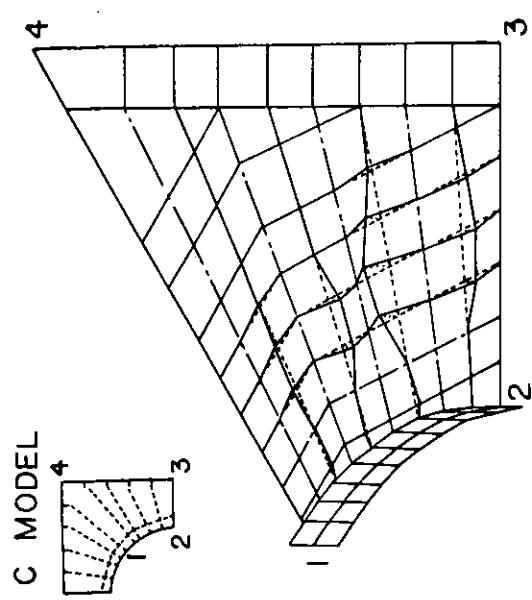
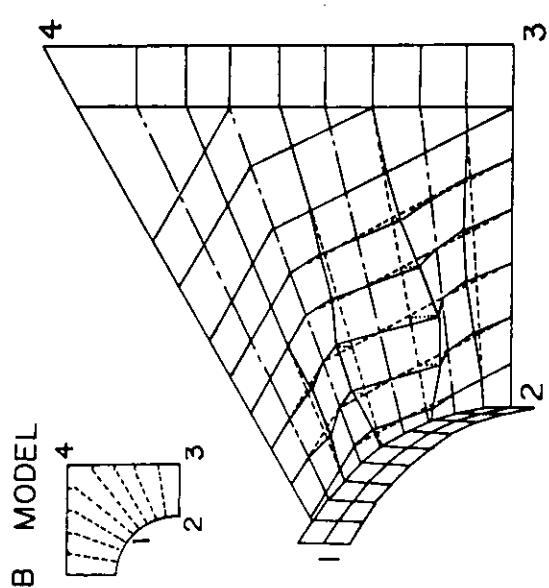
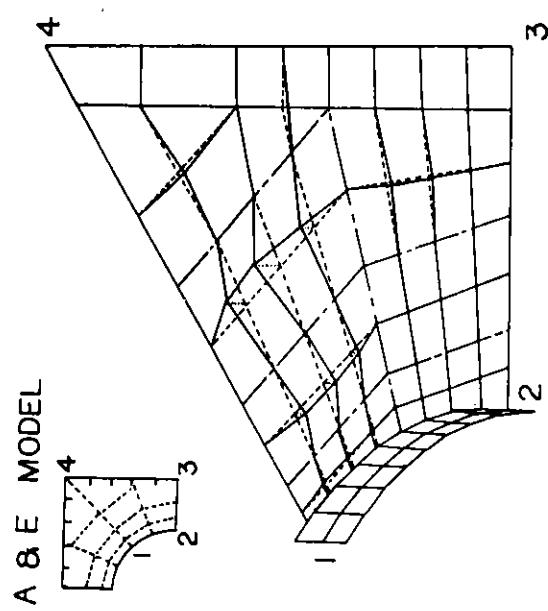


図 2.1.8 a 計算座屈モード

図 2.1.8 b 計算座屈モード

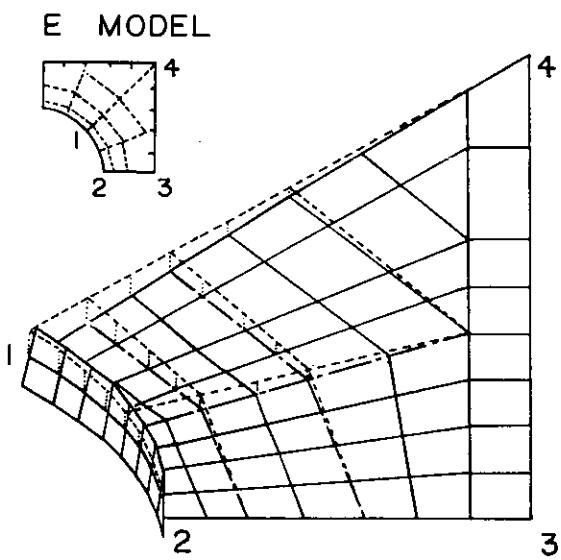


図 2.1.8 c 計算座屈モード

表 2.1.2 a 計算座屈荷重 P_{cr}

\setminus MODEL $LC(\eta)$	A	B	C	D	E
1 (3.0)	15.8	13.4	19.6	13.8	15.3 (22.4)*
2 (2.0)	21.4	17.7	25.3	18.8	20.7 (30.0)*
4 (0.7)	45.0	32.8	43.7	39.9	43.6 (60.3)*

()* Overall Buckling

表 2.1.2 b P_{cr} / P_y

\setminus MODEL $LC(\eta)$	A	B	C	D	E
1 (3.0)	0.49	0.48	0.66	0.45	0.58 (0.85)*
2 (2.0)	0.55	0.47	0.66	0.47	0.60 (0.87)*
4 (0.7)	0.64	0.48	0.62	0.56	0.70 (0.97)*

()* Overall Buckling

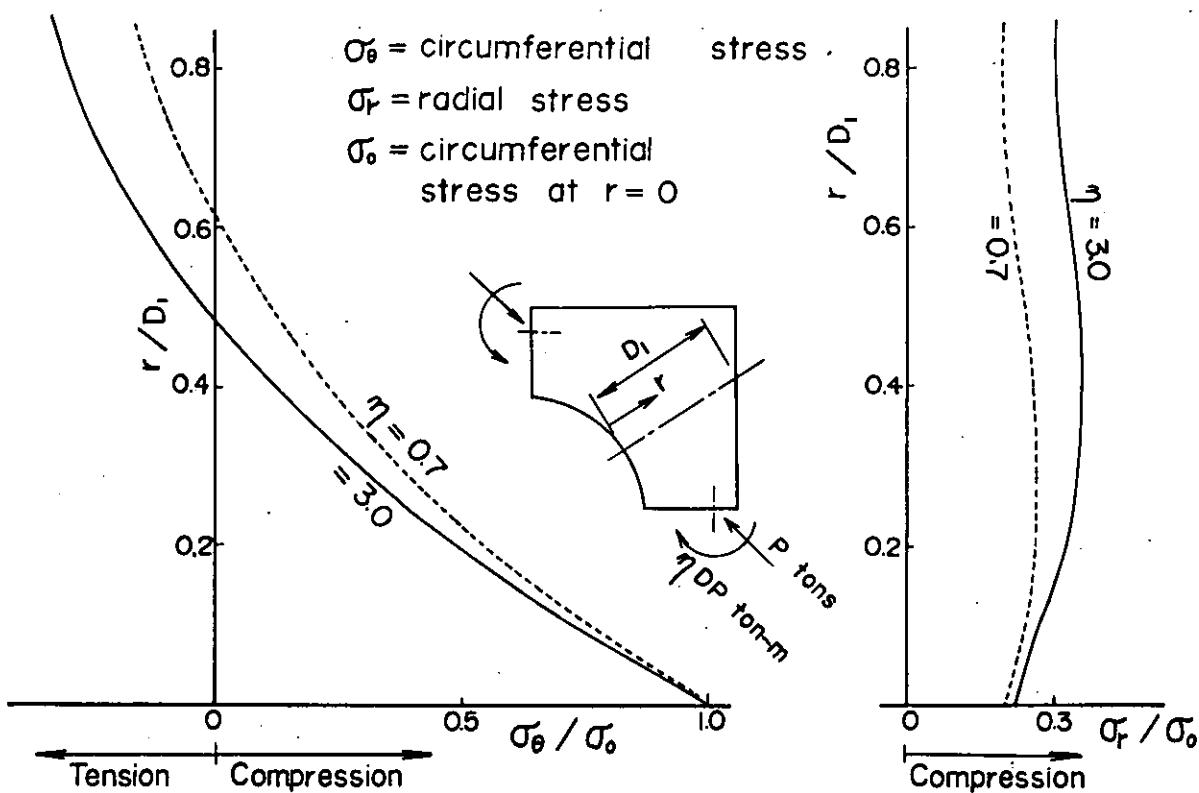


図 2.1.9 荷重条件と応力分布の関係

表 2.1.3 P_{ult} / P_{cr}

MODEL	A		B	C	D	E	
LC (η)	1(3.0)	2(2.0)	3(1.6)	1(3.0)	2(2.0)	2(2.0)	2 (2.0) 4 (0.7)
P_{ult} / P_{cr}	1.60	1.59	1.60	1.49	1.26	1.46	1.18 (0.82)* 1.31 (0.95)*

P_{ult} = experimental ultimate load

P_{cr} = calculated critical load

()* overall buckling

表 2.1.4 SR 133におけるコーナー部の座屈崩壊強度の実験

MODEL	P _{ult} (tons)	P _{cr} (tons)	P _y (tons)	P _{ult} / P _y	P _{cr} / P _y	P _{ult} / P _{cr}
Ø	140	74.3	158	0.89	0.47	1.88
F2	168	87.1	205	0.82	0.42	1.93
F1	154.8	74.5	158	0.98	0.47	2.08
M	1764	195.2	186	0.75	1.05	0.90
S1	164.4	—	159	1.03	—	—
S2	176	80.9	200	0.88	0.40	2.18
F3	158.2	102.2	185	0.86	0.55	1.55

P_{ult} = experimental ultimate load

P_{cr} = calculated critical load

P_y = calculated load at which face
plate starts to yield

表 2.1.5 $\eta=1\sim 2$ の場合の P_{ult}/P_y および P_{cr}/P_y の分類

P _{ult} /P _y	MODEL
0.85	A, C, Ø, F2, F3
0.70	B, D, E

P _{cr} /P _y	MODEL
0.60	A, C, E, F3
0.45	B, D, Ø, F2

2.2 ストラット部の座屈強度の研究

担当 岩岐哲夫(三菱重工業)

2.2.1 目的

ストラットの座屈強度については、これまでかなりの実験、また、理論的検討がなされてきた。¹⁾²⁾³⁾⁴⁾しかしながら実船適用に当って特に基部の剛性をどのように取扱うべきか、いまひとつ明確でない。よって240型タンカーのストラットの完全1/3縮尺モデルにより、荷重条件も実船の水圧荷重状態を出来るだけ再現して、実船のストラットの座屈強度の確認を行った。以下、その概要を述べる。

2.2.2 試験

(1) 模型

対象とした240型タンカーの場合、船側ストラットは上下2本配置されているが、模型としては、ストラット長さにくらべ、構造寸法の小さい上部ストラットを実験の対象に選び1/3縮尺モデルとした。ストラット基部の大きさは、船体上下方向に、ストラットを中心上下3サイドロンジスペースをとり^{*1}、船体前後方向にもストラットウェブプレートを中心に前後に3サイドロンジスペースとした。トランスリング部およびストラット部の形状寸法や、ウェブスティフナーおよびトリッピングブラケット類の配置は、忠実に実船の1/3としたが、ウェブプレートの板厚は4.5mmで多少厚目となっている。ウェブスティフナー類の寸法で、板厚が多少異なる場合は、断面積で実船縮尺比に何せた。ただしサイドロンジの寸法は、荷重負荷により局部座屈を起さぬよう相当大きい骨材とした。模型の製作図を図2.2.1に示す。模型製作に使用した鋼材はSS41材である。

(2) 試験

模型の荷重負荷装置を図2.2.2に示す。実験はストラット基部の構造まで含めて、ストラットの座屈強度を、確認することにあるので、ストラット基部の支持は、外板部および縫通隔壁部がストラットの軸方向に直角性を保持したままで負荷がかかるようにした。即ち、図2.2.2で示したスライダーを模型の上下、左右に取付け、上下左右の負荷棒上をスライダーが滑動するようにした。荷重は、3本のオイルジャッキで負荷し、この負荷を更に荷重トーナメントによって、12ヶ所へ分配することにより、水圧相当の一様分布荷重が得られるようにした。反力受側も、負荷側と同様の装置としたが、反力受側は、油圧ポンプを使用せず、各オイルジャッキのホースを相互につないで一様な荷重となるようにした。

実験計測は、油圧量2点、変位量23点およびひずみ量406点について行った。

(3) 試験結果

試験は、予備荷重として、弾性範囲内の荷重27.4tを加え、各部の応力計測を行って、偏心、その他の不具合点のないのを確めたのち、座屈試験を行なった。このとき、破壊は、片側のストラット基部のみ局部的に座屈したので、該部を補強したのち、もう一方の側のストラット基部について試験を行なった。

コーナー部の場合、フェイス中央部は、二軸応力状態となるので60t(公称圧縮応力 $\sigma_N \cong 8\text{ kg/mm}^2$)程度で、降伏を始める。ウェブプレートは100t近くまで降伏を生じない。

最高荷重は、第1回目の実験で142t、第2回目149tであった。このとき、ストラットの公称圧縮応力 σ_N は $22 \sim 23\text{ kg/mm}^2$ である。座屈状況は、図2.2.3に示すごとく、ストラット基部のコーナー部フェイスプレートの局部的な座屈である。このコーナー部フェイスプレートは、弾性試験において最も応力の高いところで、有効幅の減少、並びに直角方向応力の存在によって塑性化の最もいちじる

*1 この位置は、剪断力が零の位置にはほぼ対応する。

しい箇所である。試験した形状のストラット構造では最高荷重は、このコーナー部の強度によって、きまることが判った。ウェブプレートの面外変形は、実験中ほとんど平面を保持していたことが、試験データより確認されている。

2.2.3 考 察

通常、ストラットの強度は、降伏荷重よりかなり低いところで、捩れ座屈をするものであるといわれている。¹⁾²⁾³⁾今回の実験では、これと異なり降伏荷重近くまでの強度を示し、最高荷重がコーナー部の局部座屈によってきまった。この点について検討し、過去 S R 1 3 3 部会で行われた実験と比較してみた結果が表 2.2.1 である。ここでは S R 1 3 3 の実験と合せるため、ストラット長さ(バーチカルウェブのフェイス間の距離とする)を用いて、比例的に寸法を換算したものについて、両端支持の曲げ座屈応力、捩れ座屈応力、面材およびウェブのパネル座屈を計算している。これを見ると今回の模型は、いずれも降伏応力以上の値となるよう非常にバランス良く設計されているため、部材寸法は大きくないのに最も強度の高いストラットとなつたと思われる。

このように、バランス良く設計されていればストラット基部の剛性としては、座屈強度上それほど問題にならぬのではなかろうかと思われる。

2.2.4 結 言

ストラットの座屈強度、特に、基部の剛性の影響をみるべく、図 2.2.1 に示す 240 型タンカー上部ストラットの完全相似 1/3 縮尺模型によって、座屈試験を行って、次のことを確認した。即ち、本ストラットの場合、両端支持とした時の曲げ座屈、捩れ座屈、フランジおよびウェブのパネル座屈応力をいずれも降伏応力以上に設計してあるので、その最高荷重は従来の実験にくらべて高くなつた。したがつて、ストラットの強度を上げるには、上記 4 つの座屈応力を降伏応力より高くとるよりバランス良く設計することが大切であることが判る。また、コーナー部はリブ等で補強し、応力の流れをスムーズにすれば、なお良いであろう。

[参考資料]

- | | | | | |
|-----------------|------------|--------------|-------|----------|
| 1) S R 1 3 3 部会 | 47 年度研究報告書 | S R - Report | 16178 | 昭 48 - 3 |
| 2) " " | 48 年度 " | " | 16194 | 昭 49 - 3 |
| 3) " " | 49 年度 " | " | 16215 | 昭 50 - 3 |
| 4) S R 1 2 7 部会 | 48 年度 " | " | 16189 | 昭 49 - 3 |

表2.2.1 ストラットの強度比較

構造形式	断面型状寸法	最高荷重	最高応力	計算弾性座屈応力				降伏応力
				Euler座屈	換水座屈	FLバネル座屈	Webバネル座屈	
差モアル	208×8.5 (89×3.7) 60×25 (268) 60×4.5 (56×1.6) 208×8.5 (89×3.7)	Z=4073 (1750) A=6474 (1195)	14.2 (28.2) ^{*1} 基部フランジ の局部座屈	2.2	3.8	3.9	4.7	28.5 (Web付) 35
SR133-49-I	150×3.2 35.0×3.2	Z=1750 A=2030	2.7 バネル座屈	1.3	0.05	0.2	1.5	6.5 27.5
SR133-49-II	150×3.2 80×5.8	Z=1750 A=2048	3.5 バネル座屈 + 曲げ座屈	1.7	1.7	2.05	1.77	6.6 30.8
SR133-49-III	52.7×3.8 52.7×3.8	Z=1750 A=800	1.4 板れ座屈	17.5	2.0	2.0	4.2	7.7 28.8
SR133-48-I	98×2 49×2 35.7×2 98×2	Z=1700 A=1448	2.5 バネル座屈	1.7	8.8	8.25	3.0	21.5 32
SR133-48-II	226×2 38×3.2 188×2.3 76×3.2	Z=1700 A=1530	31.5 板れ座屈	2.0	27.8	2.3	2.4	5.8 29
SR133-48-III	106×3.5 32×2.6 4.50×2 106×3.5	Z=1700 A=1725	21.6 バネル座屈 + 曲げ	1.3	8.1	4.9	3.6	6.2 29

^{*1} ()内はZ=1750mmとした換算値

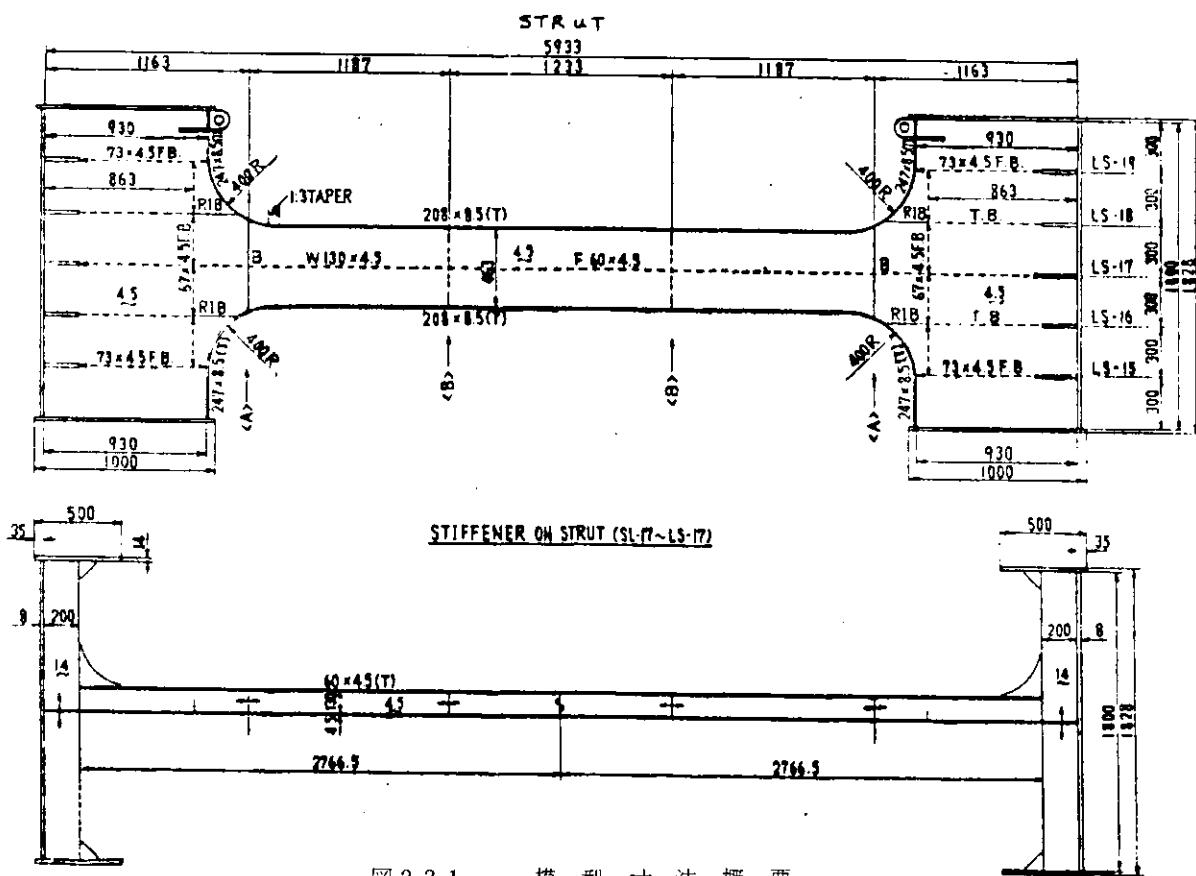


図 2.2.1 模 型 尺 法 概 要

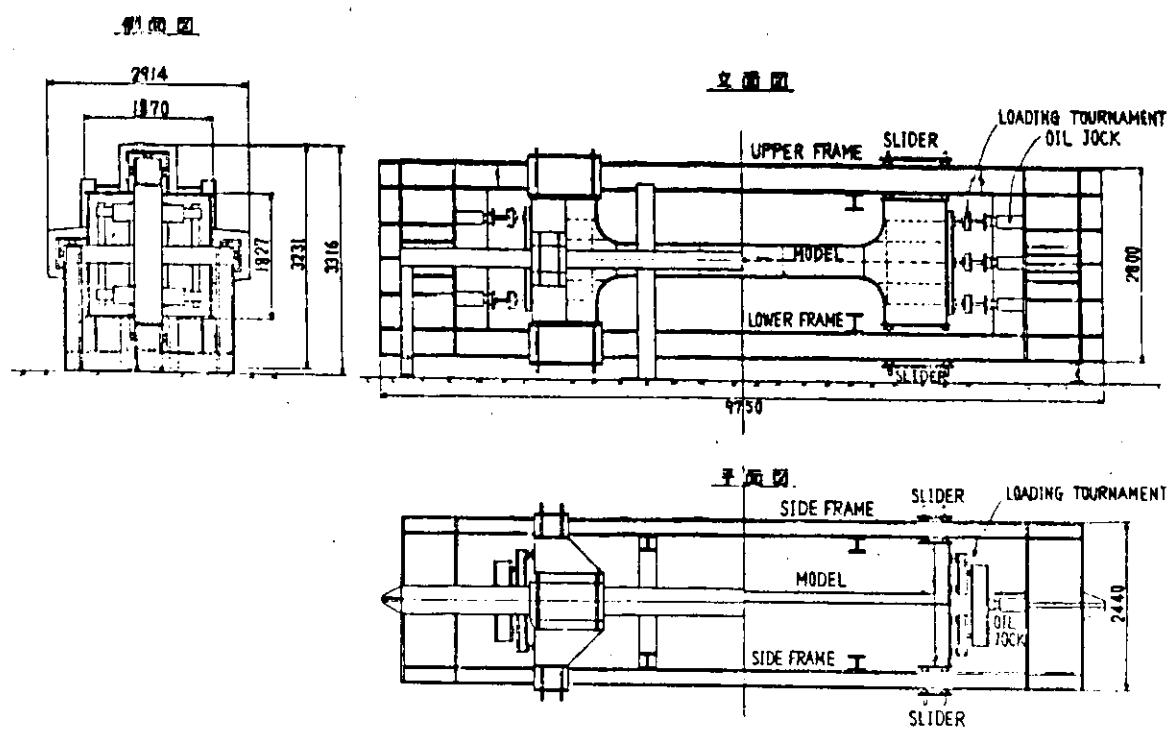
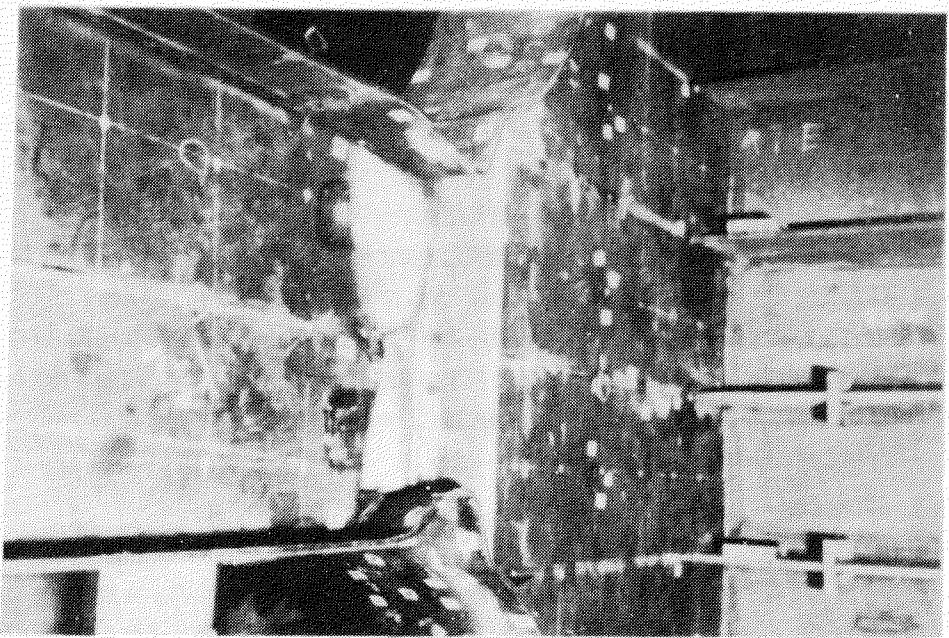
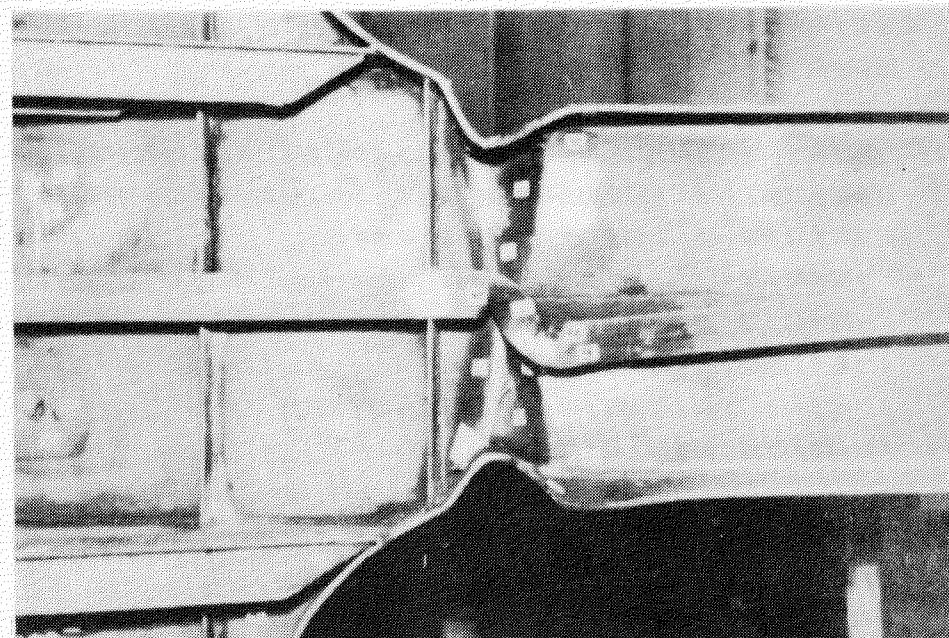


図 2.2.2 荷 重 負 荷 装 置



表一側



裏一側

図 2.2.3 破壊状況（座屈実験）

2.3 衝撃荷重によるウェブ材の 断座屈強度

担当 萩原孝一(三菱重工業)

2.3.1 目的

油送船、散積船などの大型船であっても船首吃水が十分でないとスラミングを起すことがある。このときの圧力は非常に大きいが、その継続する時間が非常に短いため部材の変形が追随せず、僅かな損傷しか生じない。

すなわち、このような荷重に対しては許容応力を非常に大きくとることができ。一般に船底横材や肋板はその受圧面積が大きいため、このような現象を見込まないと非常に大幅な増強が要求されるようになり、設計が困難になる。そこでこのような点に関し、実験的に調査することにした。

2.3.2 実験方法

(1) 模型

20万トン級油送船の船首槽の船底横材を $\frac{1}{5}$ に縮尺した模型を製作した。A型模型がこれで、その形状を図2.3.1に示す。B型模型はスチナ間隔を360mmとした以外は、これと同じものである。ただし、Webの板厚は、溶接歪を避けるためと増強されることを見越して4.5mm(実船換算2.2.5mm)とやや増厚した。さらに、A型については衝撃圧力の継続時間を変えるため、底板周辺のつばをつけないものも製作した。模型と試験の種類を表2.3.1に示す。また、これに用いられた材料の機械的性質を図2.3.1中に示す。

(2) 試験方法

(a) 静試験

静試験は、各船底縦通材に等しい荷重が加わるよう負荷した。この試験の応力計測は弾性域では、水面衝撃試験と合せて剪断応力分布の計測に重点をおき、破壊に対しては剪断座屈しわの発生時期の把握に重点をおいた、計測点の配置を図2.3.1に示す。

(b) 水面衝撃試験

水面衝撃試験は高さ0.5m(応力計測のため)から4.4mの範囲で行い、落下重量はいずれも約10tである。計測としては船底の凹入量の進行を第1とした。この計測は山形材にダイヤルゲージを取り付けておき、計測の都度下から当てて読んだもので精度は $\frac{1}{100} \sim \frac{5}{100} mm$ 程度と思われる。応力計測点の配置は静試験と同じである。

2.3.3 実験結果と考察

(1) 静試験

荷重へ歪曲線の例を図2.3.2に、また座屈荷重を表2.3.2に示す。また、図2.3.5に座屈波形の概要を示す。

(2) 水面衝撃試験

落下衝撃試験におけるオシロ記録の例を図2.3.3に示す。

まず、衝撃圧力の大きさを見ると、つばをつけない(空気の巻き込みが少ない)模型では、つばをつけたものより圧力のはらつきが大きくなかった。また、材内の剪断応力は、深さ方向にはほぼ一様に分布するという結果が得られた。

次に、繰り返し数を横軸にとって船底板の凹入の進行状況の例を示したのが図2.3.4で、結果をまとめたのが表2.3.3である。これらより次のことがわかる。

- (a) 静試験と水面衝撃試験を比較すると、 $H = 2.5 m$ におけるP2の衝撃圧力は静試験の座屈荷重から求めた平均圧力より1.9倍の値であるにも拘らず、変形の進行は極めて遅い。
- (b) さらに、衝撃圧力が強度よりずっと大きい落下高さ4.4mの場合でも1回の衝撃で生じる変形は極めて小さい。また、繰り返しに伴い、ほぼ一定の割合で変形が進行する。
- (c) A型の2個を比べると、つばの有無に従って同じ落下高さにおける衝撲圧力の値は大幅に異なるが、変形の進行は最初の10回程度では全く差が見られない。しかし、14回以降では差が生じるように見える。参考のため、図2.3.5に衝撲試験の座屈変形を示す。

2.3.4 結論

今回の実験結果をまとめると次のようになる。

- (1) 静的な座屈荷重をはるかに上回るピーク値を持つ衝撲荷重に対しても、1回の荷重で生じる変形は極めて小さい。
- (2) 落下高さが同じのとき、空気の巻き込み量を多少増してピーク値を下げても、変形の進行はあまり変化しない。

表2.3.1 模型と試験条件

	静 試 験	水 面 衝 撃 試 験		
		$H=2.5 m, \delta=5 mm$	$H=4.4 m, \delta=5 mm$	$H=4.4 m, \delta=0$
A (stiff Sp) 200mm	○	—	○	○
B (stiff Sp) 360mm	○	○	○	—

H : 落下高さ (m)

δ : 底板周囲につけた“つば”的深さ (mm)、

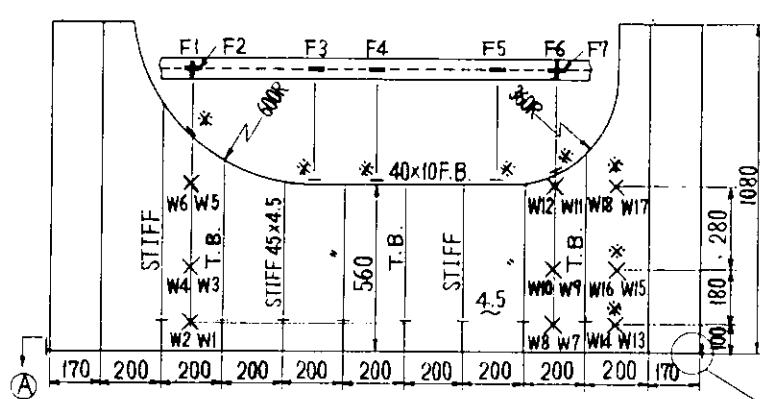
空気の抱き込み量を増すためのもの

表2.3.2 静荷重に対する強度

	全 荷 重	平 均 圧 力	Webの平均剪断応力	弾性試験による 剪断座屈応力
A型	126t	145.8 t/m ²	16.5 kg/mm ²	57.7 kg/mm ²
B型	118	151.7	17.7	20.2

表2.3.3 各モデルの強度一覧表

	A 型	B 型
静 試 験	145.8 t/m ²	151.7 t/m ²
水面衝撃試験	$\delta=0, H=4.4 m$ $P_{max}=570 t/m^2$ で $0.50 mm/\text{[回]}$	$\delta=5 mm, H=2.5 m$ $P_{max}=284 t/m^2$ で $0.05 mm/\text{[回]}$
	$\delta=5 mm, H=4.4 m$ $P_{max}=377 t/m^2$ で $0.43 mm/\text{[回]}$	$\delta=5 mm, H=4.4 m$ $P_{max}=436 t/m^2$ で $0.56 mm/\text{[回]}$



Ⓐ 視

表. 供試材の機械的性質

板厚 (mm)	降伏点 (kg/mm ²)	引張強さ (kg/mm ²)	伸び (%)
4.5	35.4	45.9	36
	39.3	46.9	34
10	28.1	43.7	30.5
	28.3	43.8	28.5

備考: 4.5は一般構造用圧延鋼板(SS41)
10は造船用鋼板(NK規格A級鋼)



注). P 壓力計測点

・W, F 畝計測点(Wは両面貼付)

・畝計測はδ=0のみ

・* は静試験のみ

図 2.3.1 モデルA型の衝撃圧力および歪計測位置

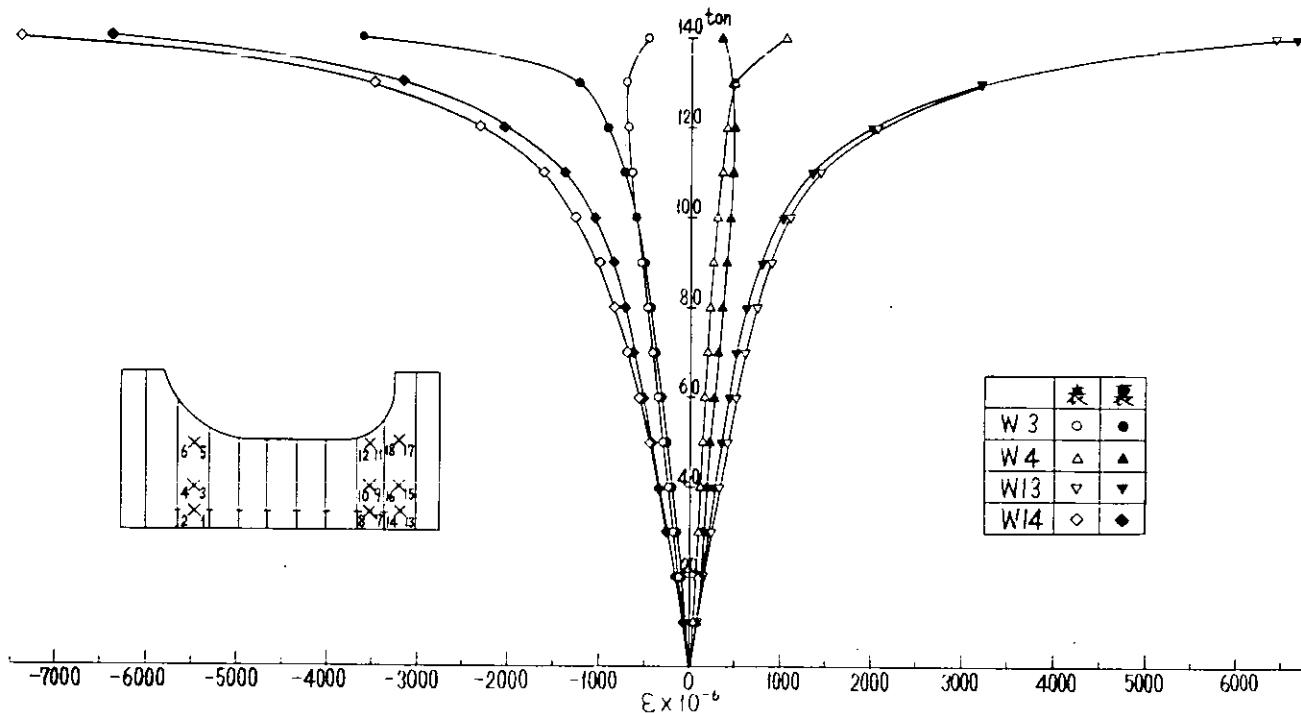


図 2.3.2 ウエブの荷重と歪の関係 (A型)

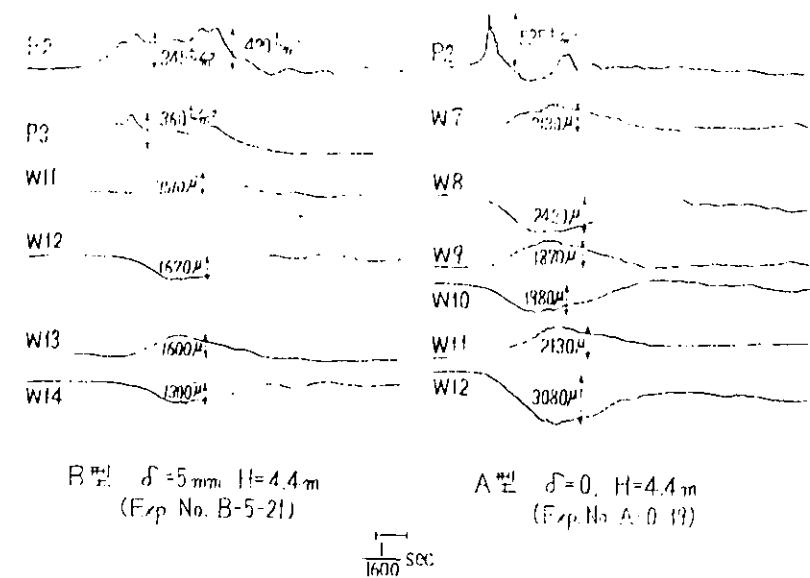


図 2.3.3 オシロ波形の例

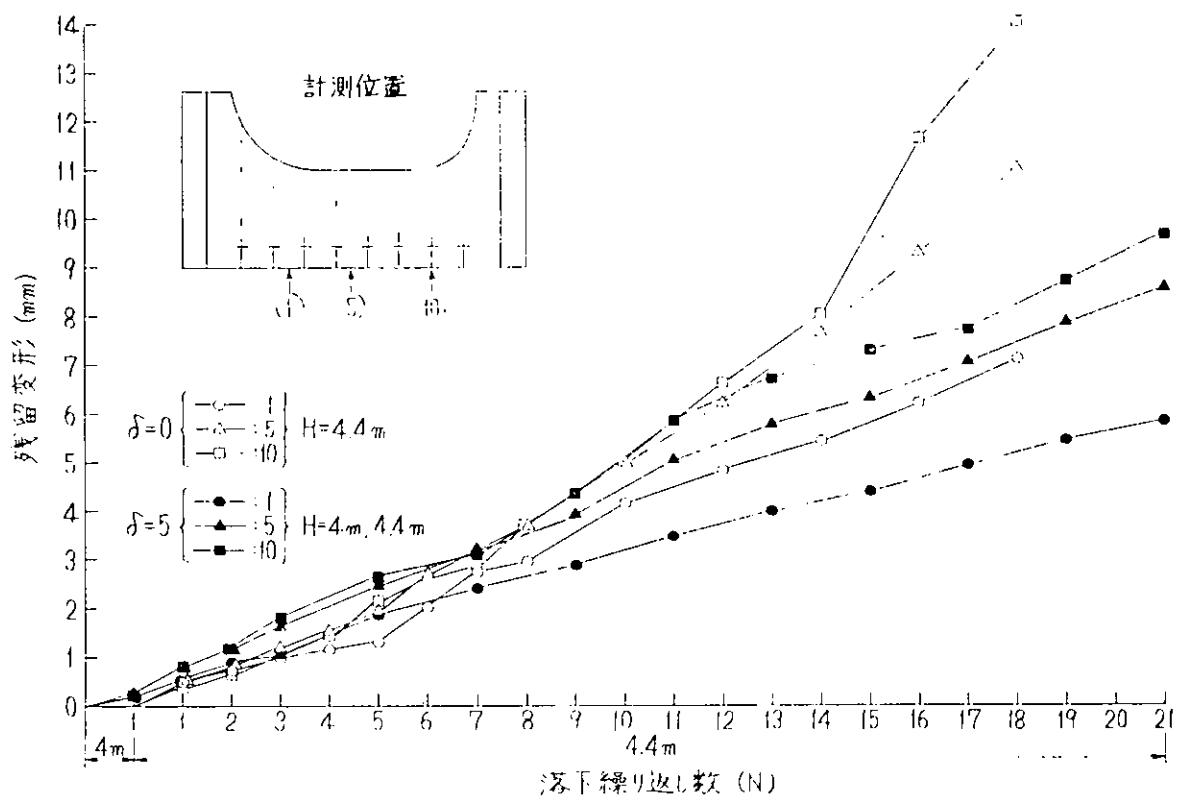


図 2.3.4 モデル A 型の底板の残留変形計測結果

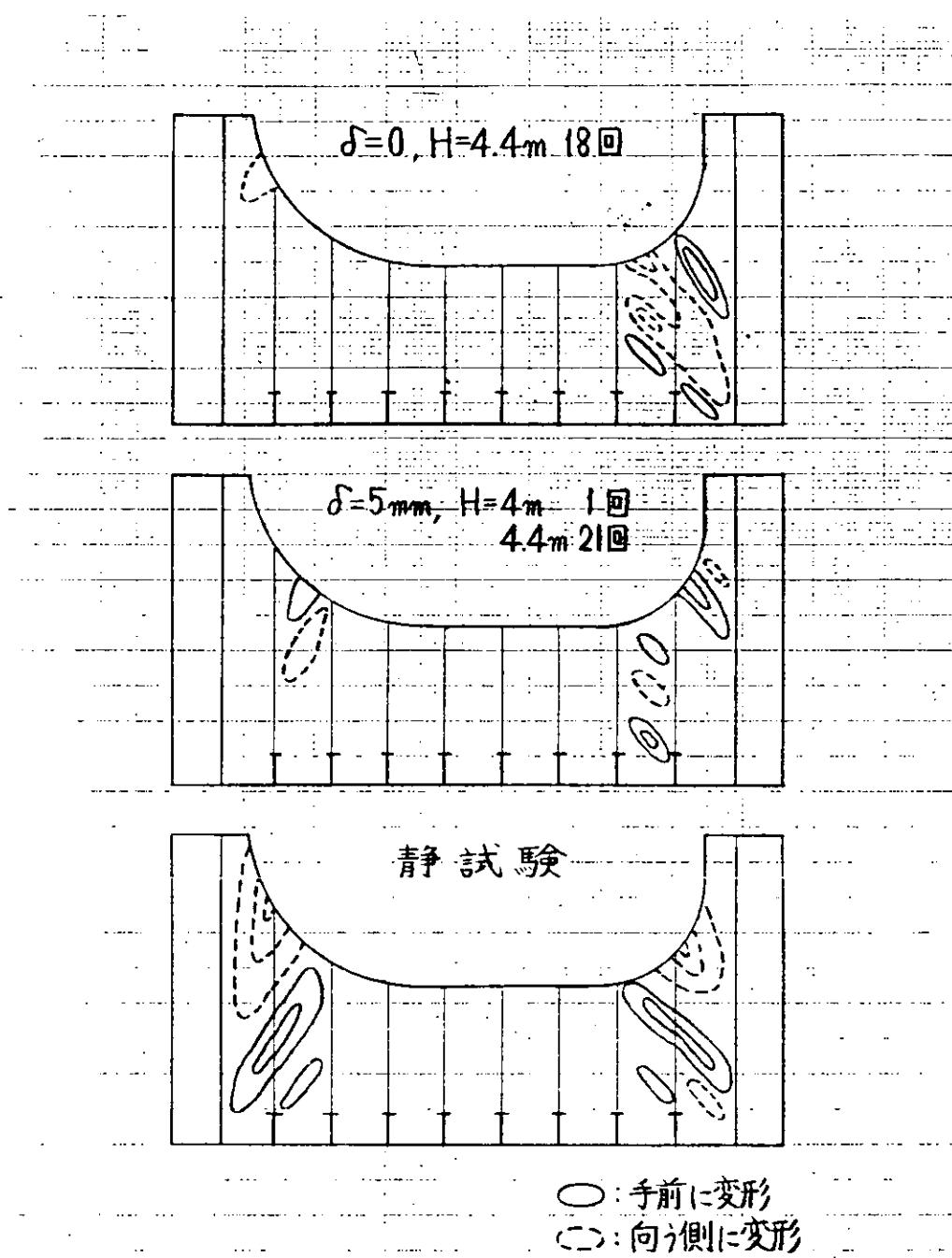


図 2.3.5 モデルA型の座屈波形の残留変形(目視観察によるスケッチ)

2.4 防撓材端部の衝撃応答

担当 八木順吉(大阪大学)
原 洋一(日立造船技術研究所)

2.4.1 緒 言

船体構造物の損傷には、スチフナのスニップエンドの損傷が多い。そこで、防撓材端部の強度を明らかにし、設計に役立つ資料を得るために、実際のウェブ構造(Vertical web, Transverse girder等)に近い防撓板模型を用いて、破壊強度に関する一連の実験を実施した。

試験模型は、プレートに1条及び3条のスチフナをお互いに直交させて取付けた防撓板模型であり、スチフナのスニップエンドの角度(プレートとなす角度)を90°としたもの(GST-1型)、15°としたもの(GST-2型)、30°としたもの(GST-3型)について、それぞれ1体づつ静水圧破壊実験及び衝撃水圧破壊実験を行なった。

また、重ね梁理論を用いて、理論検討を行ない、防撓材の破壊のメカニズムを明らかにし、スチフナ端部にクラックが発生するのか、スニップ辺上にヒンジができるのかを判断するための資料を得た。

2.4.2 模型実験

(1) 試験装置及び試験方法

試験装置本体部の概要を図2.4.1に示す。

試験方法は次の通りである。すなわち、試験模型のプレート側がA室側になるよう試験装置に取付け、静水圧破壊試験では、荷重の小さい間は、A室のみに注水して負荷し、A室が満水すれば窒素ガスで加圧した。荷重ピッチは、ほぼ0.1 kg/cm²で、各種の計測を行なった。また、衝撃水圧破壊試験では、まずA室とB室とを連通した状態で、A室、B室ともに満水し、窒素ガスで加圧する。その後、A室とB室との連通部を遮断し、破裂板D_Bを破壊することにより、B室の圧力を急激に降下させて試験模型に衝撃水圧を負荷した。

(2) 試験模型

試験模型の形状及び記号を図2.4.2に示す。試験模型は実際のウェブ構造に近い防撓板模型であり、中央部の試験部分と周辺部の取付け枠とで構成されている。この取付け枠は試験装置にボルトで固定されている。試験模型は3種類あり、それについて静水圧破壊実験および衝撃水圧破壊実験を1体づつ行なった。

(3) 計測方法

静水圧破壊試験では、水圧は、ストレインゲージ型圧力変換器を用いて計測した。ひずみは、スチフナ端部近傍に電気抵抗線ひずみ計を貼付して計測した。また、変形は高精度の差動トランスを用いて計測した。

衝撃水圧破壊試験では、水圧、ひずみ及び変形はデータレコーダで記録した。

試験模型GST-3の実験結果を付録A-2.4.1に示す。

2.4.3 解 析

(1) 静的強度の理論

図2.4.2に示す、スチフナ(S₃-S₇)の部分をここでは理論解析の対象とする。プレートは長さ方向に一定の有効幅b_pを有するものと仮定することができる。

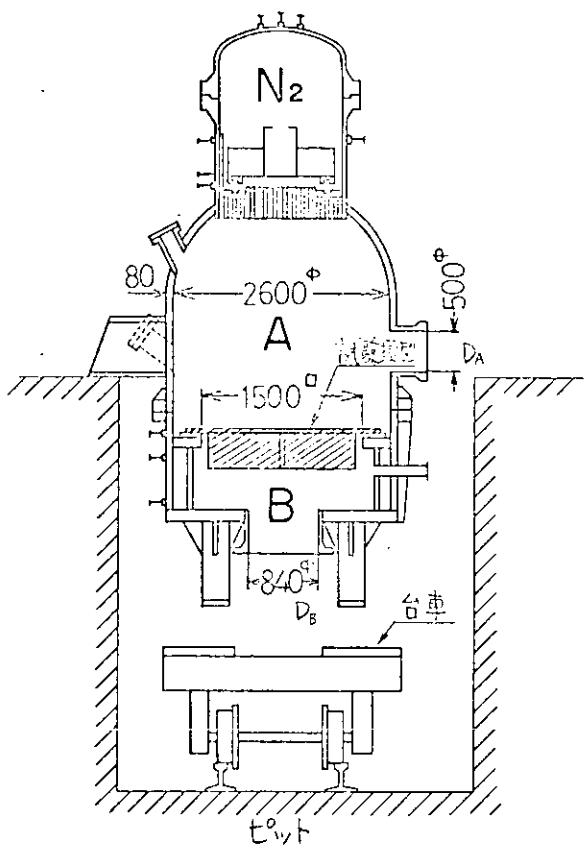


図 2.4.1 試験装置本体部概要

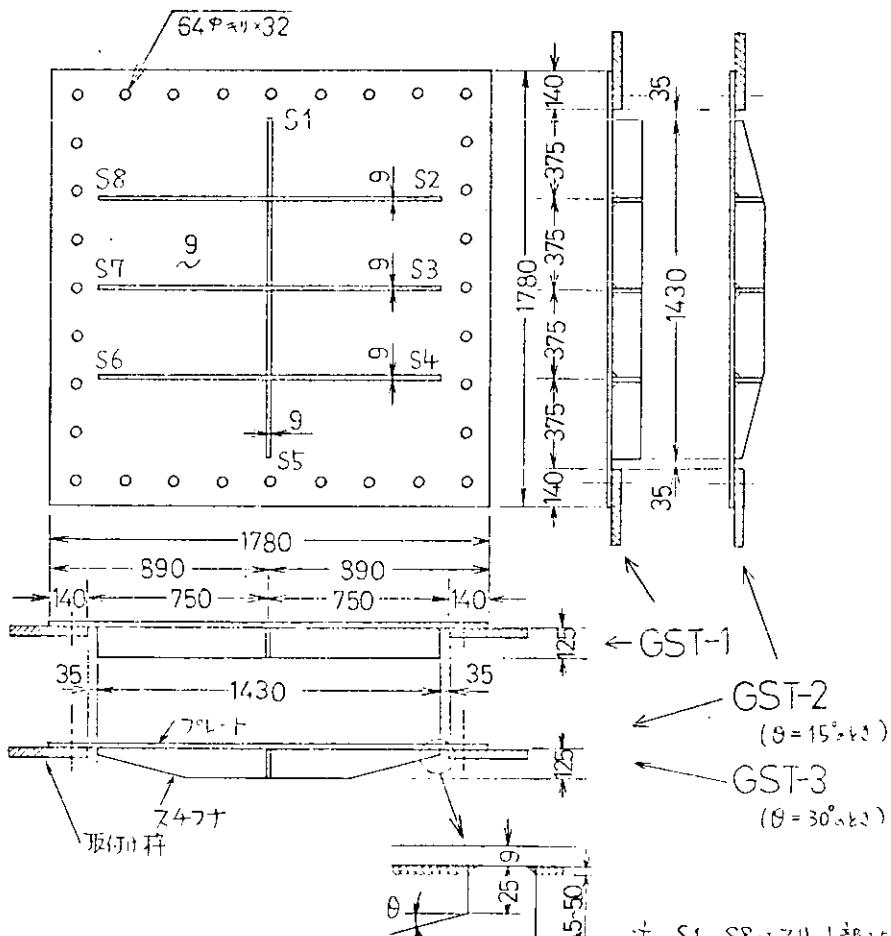


図 2.4.2 試験模型の形状および記号

(a) スチフナ端部が直角の場合

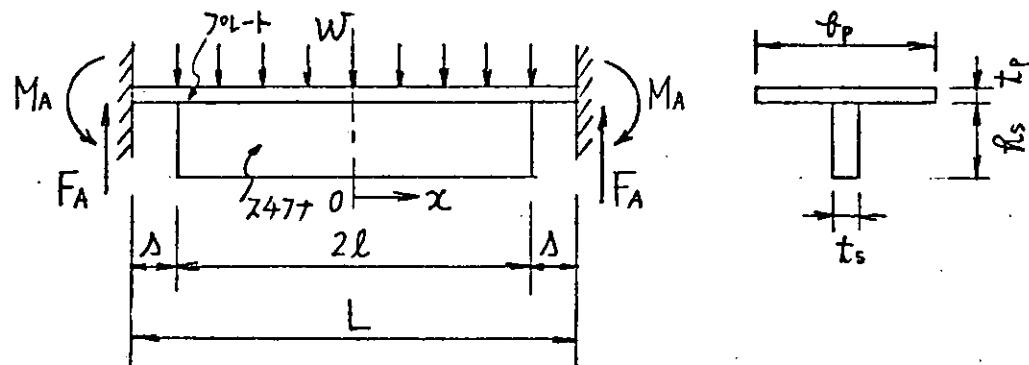


図 2.4.3

図 2.4.3 に示すように、両端固定の梁に、単位長さ当たり w なる等分布荷重が働くとすると、プレート端部の剪断力 F_A 及び曲げモーメント M_A は次式で与えられる。

$$F_A = \frac{wL}{12} \quad (1)$$

$$M_A = \frac{w \{ s^2(L/4 - s/6)(1/I_p - 1/I_t) + L^3/(24I_t) \}}{s(1/I_p - 1/I_t) + L/(2I_t)} \quad (2)$$

但し、 I_p はプレートの慣性モーメント、 I_t は全体の慣性モーメント

(1)、(2)式よりスチフナ端部における、プレートに働く剪断力 F_o 及び曲げモーメント M_o が求まる。次に、この梁をプレートとスチフナとがバネで結合されている重ね梁であると仮定してスパン中央より x 軸を取り、プレート及びスチフナに働く軸力、剪断力及び曲げモーメントをそれぞれ $P_p, F_p, M_p, P_s, F_s, M_s$ とし、プレートとスチフナとの境界面に働く、垂直応力及び剪断応力をそれぞれ q, τ とすれば、図 2.4.4 に示すように、梁の微少部分の力とモーメントとのつり合いは、高次微少部分を無視すると、次式で与えられる。

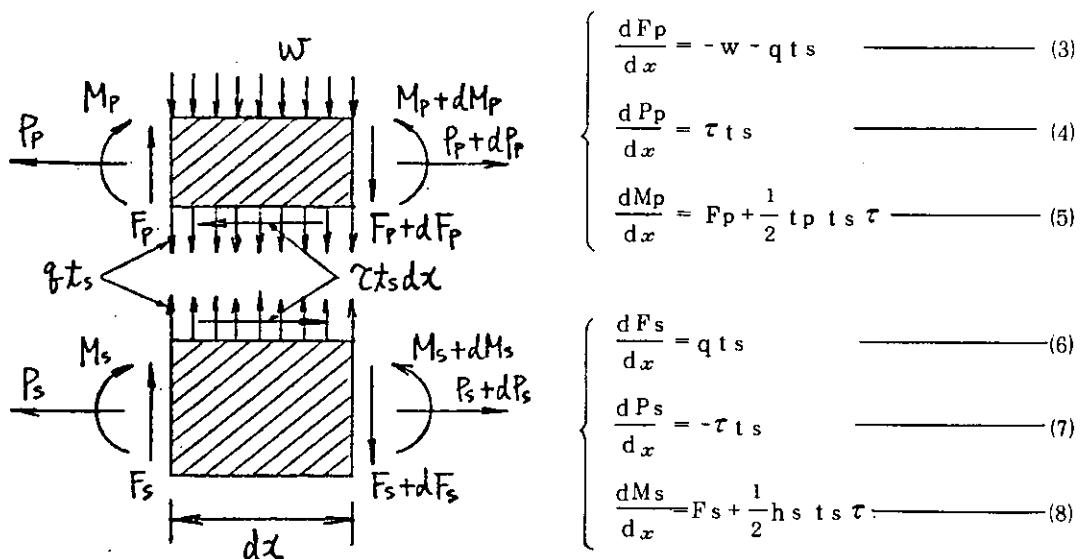


図 2.4.4

プレートとスチフナとの境界面に働く垂直応力 q は、スチフナの垂直撓み y_s とプレートの垂直撓み y_p との差に比例すると仮定すると、

$$q = k_v (y_s - y_p) \quad \text{--- (9)}$$

また、この境界面に働く剪断応力では、プレート下面における x 方向の変位量 u_1 とスチフナ上端における x 方向の変位量 u_2 との差に比例すると仮定すると、

$$\tau = k_H (u_1 - u_2) \quad \text{--- (10)}$$

(3)~(10)式より次式が得られる。

$$a_1 \frac{d^6 F_s}{dx^6} + a_2 \frac{d^4 F_s}{dx^4} + a_3 \frac{d^2 F_s}{dx^2} + a_4 F_s = a_5 \quad \text{--- (11)}$$

但し、 $K_H = E / (k_H t_s)$, $K_v = E / (k_v t_s)$, $S_i = 4 \{ 1 / (b_p t_p) + 1 / (h s t_s) \}$, $I_i = 12 \{ 1 / (t_p^3 b_p) + 1 / (h s^3 t_s) \}$, $Z_i = 6 \{ 1 / (h s^2 t_s) - 1 / (t_p^2 b_p) \}$ とおくと、
 $a_1 = K_H K_v > 0$, $a_2 = -S_i K_v < 0$, $a_3 = I_i K_H > 0$, $a_4 = Z_i^2 - S_i I_i < 0$,
 $a_5 = 12 w (S_i + t_p Z_i / 2) / (t_p^3 b_p)$

境界条件 $x = 0$ のとき、 $F_s = 0$, $\frac{dy_s}{dx} = \frac{dy_p}{dx} = 0$ 及び $\tau = 0$, また、 $x = \ell$ のとき、 $F_s = 0$,

$$P_s = 0, M_s = 0, M_p = M_0 \text{ を考慮して (11) 式より } F_s \text{ を求めると、 } F_s = C_1 \sinh mx + C_2 \cos \beta x \\ \sinh \alpha x + C_3 \sin \beta x \cosh \alpha x + \frac{a_5}{a_4} x \quad \text{--- (12)}$$

ここで、係数 C_1, C_2, C_3 は付録 A-2.4.2 で示されるように与えられるものである。また、 m , α , β は(11)式の特性方程式の実根、虚根の実数部及び虚数部のそれぞれの絶対値である。

F_s が求まると、(6)式より q が次式のように求まる。

$$q = \frac{1}{t_s} (C_1 m \cosh mx + (C_3 \alpha - C_2 \beta) \sin \beta x \sinh \alpha x \\ + (C_2 \alpha + C_3 \beta) \cos \beta x \cosh \alpha x + \frac{a_5}{a_4}) \quad \text{--- (13)}$$

また、 $F_p, \tau, P_s, P_p, M_s, M_p$ も付録 A-2.4.3 に示すように得られる。

(b) スチフナ端部が角度を有する場合

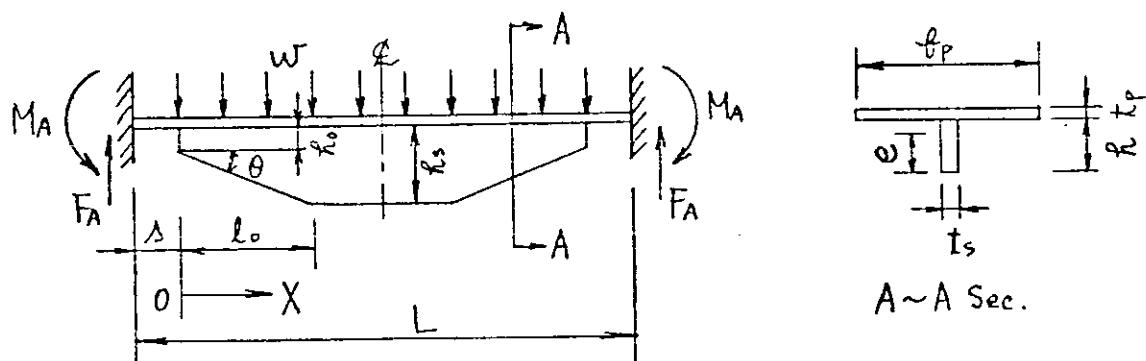


図 2.4.5

スニップ部の慣性モーメントを I 、中性軸位置を e 、曲げモーメントを M とすると、スニップ辺上の応力 σ_t は次式で与えられる。¹⁾

$$\sigma_t = \frac{Me}{I \cos \theta} \quad \text{——— (14)}$$

ここで、X軸をスチフナ端部より取り、このIを次式で近似する。

$$I = \frac{I_t - I_o}{\ell_0^2} X^2 + I_o \equiv \alpha_1 X^2 + \alpha_2 \quad \text{——— (15)}$$

但し、 I_o はスチフナ端部の慣性モーメント、 I_t は $X = \ell_0$ のときの慣性モーメント。

(15)式を用い、 $\alpha_2 = \alpha_2 / \alpha_1$ 、 $I_p = t_p^3 b_p / 12$ すれば、プレート端部の曲げモーメント M_A は次式で与えられる。

(i) $(L/2 - s) \geq \ell_0$ のとき

$$M_A = m_2 / m_1 \quad \text{——— (16)}$$

$$\begin{aligned} \text{但し、} & \left\{ \begin{array}{l} m_1 = \frac{1}{\alpha_1 \sqrt{\alpha_3}} \tan^{-1} \frac{\ell_0}{\sqrt{\alpha_3}} + \frac{s}{I_p} + \frac{1}{I_t} \left(\frac{L}{2} - (s + \ell_0) \right) \\ m_2 = \frac{w}{24 I_t} \left\{ -6L(s + \ell_0)^2 + 4(s + \ell_0)^3 + L^3 \right\} + \frac{w}{12 I_p} (3L - 2s)s^2 \\ \quad - \frac{w}{2\alpha_1} \left\{ \ell_0 + \frac{(2s - L)}{2} \log \left(\frac{\ell_0^2}{\alpha_3} + 1 \right) + \frac{(s^2 - Ls - \alpha_3)}{\sqrt{\alpha_3}} \tan^{-1} \frac{\ell_0}{\sqrt{\alpha_3}} \right\} \end{array} \right. \end{aligned}$$

(ii) $(L/2 - s) < \ell_0$ のとき

$$M_A = m_4 / m_3 \quad \text{——— (17)}$$

$$\begin{aligned} \text{但し、} & \left\{ \begin{array}{l} m_3 = \frac{s}{I_p} + \frac{1}{\alpha_1 \sqrt{\alpha_3}} \tan^{-1} \frac{(L/2 - s)}{\sqrt{\alpha_3}} \\ m_4 = \frac{w}{12 I_p} (3L - 2s)s^2 - \frac{w}{2\alpha_1} \left[\frac{L}{2} - s + \frac{(2s - L)}{2} \log \left\{ 1 + \frac{(L/2 - s)^2}{\alpha_3} \right\} \right. \\ \quad \left. + \frac{(s^2 - Ls - \alpha_3)}{\sqrt{\alpha_3}} \tan^{-1} \frac{(L/2 - s)}{\sqrt{\alpha_3}} \right] \end{array} \right. \end{aligned}$$

故に、曲げモーメント M は次式より得られる。

$$M = -M_A + wL(X+s)/2 - w(X+s)^2/2 \quad \text{——— (18)}$$

また、スニップ部の中性軸位置 e は次式で与えられる。

$$e = \frac{t_s(h_0 + X \tan \theta)^2/2 + b_p t_p (t_p/2 + h_0 + X \tan \theta)}{(h_0 + X \tan \theta)t_s + b_p t_p} \quad \text{——— (19)}$$

(14), (15), (18), (19)式よりスニップ辺上の応力が求まる。

(2) 数値計算

前断バネ定数 k_H 及び垂直バネ定数 k_V の値を、スチフナ端部の、プレートとスチフナとの境界面に働く垂直応力 q が実験値と一致するようにして求めると、 $k_H = 4.8 G / t_s$ 、 $k_V = 2.4 E / t_s$ となる。ただし、 E はヤング率、 G は剪断弾性係数。これと 2.4.3(1)(a)で示した式を用いて計算すると、図 2.4.6～図 2.4.8 のようになる。図 2.4.6 の σ_e は、ビード部における相当応力を表わす。

また、2.4.3(1)(b)で示した式を用いて計算すると、図 2.4.9～図 2.4.10 のようになる。図 2.4.10 には、(14)式より得られるスニップ辺上の応力の最大値を示している。

(3) 考 察

実験結果をまとめると、表 2.4.1 のようになる。この表から、次のことが判る。すなわち、スチフナ端部のビードに沿うクラックが発生しなかったのは試験模型 GST-2 だけで、他の試験模型では発生

している。また、各種類の試験模型について静水圧破壊実験と衝撃水圧破壊実験とを比較すると、破壊形式はほとんど同じである。従って、ピーク圧到達時間が0.03～0.04秒程度で、静水圧と同程度の最高圧力を有する衝撃水圧を与えても、破壊に対しては、ほとんど動的効果が見られない。

次に、試験後の残留変形を見ると、試験模型G S T-2では、スチフナ端部よりスニップ边上に沿って約140mmのところで面内大変形(ヒンジ)が生じており、試験模型G S T-3の方も同様の面内大変形がスニップ边上に沿って75mm位の位置にできている。そこで、スチフナ端部が角度を有する場合、スチフナ端部のビードにクラックが発生するのか、スニップ边上にヒンジができるのかどうかを判断するために、スチフナ端部のビードに働く垂直応力 q とスニップ边上の最大応力 σ_{tmax} との比較を行なう。先ず、この場合のスチフナ端部のビードに働く垂直応力を、スチフナ端部が直角の場合の垂直応力から次のように推定する。すなわち、ある荷重に対して、プレート端部の曲げモーメント M_A が等しくなるように、直角の端部を有するスチフナの等価深さを定め、これを用いて(3式より q を求める。これを図2.4.7～図2.4.9を用いて求めてみる。試験模型の寸法は、 $2s/L=0.0467$, $b_p/L=0.24$, $t_p/L=t_s/L=0.006$, $h_o/L=0.0167$, $h_s/L=0.083$ であるから、実験結果と比較するために、これを用いると、スニップ角度が15°のとき、図2.4.9(b)より $M_A/(wL^2/12)=0.2$ となり、図2.4.7(b)より、この $M_A/(wL^2/12)=0.2$ に対する h_s/L を求めると、0.066になる。そして、この h_s/L の値に対する $q/(w/L)$ を図2.4.8(b)より求めると、-0.15になる。一方、 $\sigma_{tmax}/(w/L)$ を図2.4.10(b)より求めると、9になる。従って、 σ_{tmax} の方が正で大きいので、スニップ边上にヒンジができる、スチフナ端部にはクラックが発生しないと判断できる。このことは実験結果とよく合う。

2.4.4 結 言

実際の設計では、どのくらいの圧力まで耐えられるかということが問題になるが、実験結果からクラックが発生するときの垂直ひずみは、材料試験の応力-ひずみ曲線における、おどり場の所に相当しており、従って、クラックが発生するときの荷重を弾性計算から求めることはできない。しかし、少なくとも降伏応力をもって、設計基準としておけば、クラック発生には至らないといえることが判った。

以上、実験及び理論計算から得られた、主な結論は次の通りである。

- (1) ピーク圧到達時間が0.03～0.04秒での衝撃水圧では破壊に対してほとんど動的効果はない。
- (2) 従って、静的強度で考えてもよい。ゆえに、重ね梁理論を用いた静的弾性計算で有効に防撲材端部を解析できる。
- (3) クラックが発生するときの垂直ひずみは応力-ひずみ曲線のおどり場にある。

参 考 文 献

- 1) 構造力学公式集(土木学会編) P. 210

A - 2.4 付 錄

A - 2.4.1 試験模型G S T-3の実験結果及び考察

圧力を13.6kg/cm²まで負荷した時の、静水圧破壊実験の結果を図2.4.11～図2.4.14に示す。図2.4.11には、スチフナ端部のビード及びスチフナクロス部のビードに発生したクラックの長さを示している。また、この図はスチフナ端部よりスパン中央に向って100mmの位置におけるスチフナのたわみを示したもので、圧力が2～3kg/cm²でたわみが急増していることが判る。これは、図2.4.12から判るように、圧力が2.5kg/cm²付近から、スチフナ端部よりスニップ辺に沿って75mm付近の位置でスチフナが大きく面内変形しているために、たわみが急増したと考えられる。図2.4.13は、スチフナ端部のひずみを示したもので、圧力の小さい間は、圧力の増加とともに、ひずみも増加しているが、圧力

が $2 \sim 3 \text{ kg/cm}^2$ 付近から減少している。その後の圧力の増加とともに、ひずみがまた増加するものと、しないものとがあるが、増加するものは、まだスチフナ端部のビードにクラックが発生していないものと考えられ、この場合の、圧力 $2 \sim 3 \text{ kg/cm}^2$ 付近のひずみの減少は前述のスチフナの面内大変形のために起ったと考えられる。また、増加しないものは、クラックが発生したものと考えられる。 ϵ_{ye-5} が圧力 12 kg/cm^2 付近で減少しているのは、スチフナクロス部にクラックが入ったために起ったと考えられる。また、 ϵ_{ye-8} が圧力 11 kg/cm^2 付近で減少しているのはスチフナ端部のビードにクラックが発生したためであると考えられる。図 2.4.1.4 から判るように、スチフナ端部のひずみ ϵ_{ye-3} が圧力 3.3 kg/cm^2 から減少していることから、このとき、スチフナ端部にクラックが入ったと考えられ、また、スチフナ端部よりスパン中央に向って 5 mm の位置のひずみ ϵ_y が圧力 7.3 kg/cm^2 付近から減少していることから、この圧力がクラックでスチフナ端部より 5 mm 位進展したと考えられ、スチフナ端部にクラックが発生してから 5 mm 位進展するのに、さらに約 4 kg/cm^2 の圧力が必要であることが判る。

最高負荷圧力 11.6 kg/cm^2 の衝撃水圧破壊実験の結果を図 2.4.1.5 ~ 図 2.4.1.8 に示す。図 2.4.1.5 から試験模型にかかる圧力 ($P_A - P_B$) のピーク到達時間は約 0.03 秒であり、 ϵ_y のピークが 0.02 秒付近であることから、 S_3 のスチフナ端部にクラックが発生したと考えられる。図 2.4.1.6 では、圧力の増加とともに、最初はひずみも増加するが、その後減少している。 ϵ_{ye-1} だけが、さらにまた増加していることから S_4, S_7 にはクラックが発生したと考えられる。図 2.4.1.7 からは、スリット部のプレートの挙動が、また図 2.4.1.8 からは、スチフナには静水圧破壊実験と同様な面内大変形が起っていることが判る。

A-2.4.2 C_1, C_2, C_3 の値

$$C_1 = \frac{1}{B} \begin{vmatrix} d_1 & b_{12} & b_{13} \\ d_2 & b_{22} & b_{23} \\ d_3 & b_{32} & b_{33} \end{vmatrix}, C_2 = \frac{1}{B} \begin{vmatrix} b_{11} & d_1 & b_{13} \\ b_{21} & d_2 & b_{23} \\ b_{31} & d_3 & b_{33} \end{vmatrix}, C_3 = \frac{1}{B} \begin{vmatrix} b_{11} & b_{12} & d_1 \\ b_{21} & b_{22} & d_2 \\ b_{31} & b_{32} & d_3 \end{vmatrix}$$

但し、

$$B = \begin{vmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} \end{vmatrix}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} b_{11} = \sinh m\ell \\ b_{12} = \cos \beta \ell \sinh a\ell \\ b_{13} = \sin \beta \ell \cosh a\ell \end{array} \right. , \quad \left\{ \begin{array}{l} d_1 = -a_5 \ell / a_4 \\ d_2 = Mo / (Kv I_p) \\ d_3 = w / I_p - Z_i t_p Mo / (2K_H I_p) - a_5 I_i / a_4 \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} b_{21} = m^3 \cosh m\ell \\ b_{22} = \alpha (\alpha^2 - 3\beta^2) \cos \beta \ell \cosh a\ell - \beta (3\alpha^2 - \beta^2) \sin \beta \ell \sinh a\ell \\ b_{23} = \alpha (\alpha^2 - 3\beta^2) \sin \beta \ell \sinh a\ell + \beta (3\alpha^2 - \beta^2) \cos \beta \ell \cosh a\ell \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} b_{31} = m(Kv m^4 + I_i) \cosh m\ell \\ b_{32} = \alpha \{ Kv (\alpha^4 - 10\alpha^2\beta^2 + 5\beta^4) + I_i \} \cos \beta \ell \cosh a\ell \\ \quad + \beta \{ Kv (-5\alpha^4 + 10\alpha^2\beta^2 - \beta^4) - I_i \} \sin \beta \ell \sinh a\ell \\ b_{33} = \alpha \{ Kv (\alpha^4 - 10\alpha^2\beta^2 + 5\beta^4) + I_i \} \sin \beta \ell \sinh a\ell \\ \quad + \beta \{ Kv (5\alpha^4 - 10\alpha^2\beta^2 + \beta^4) + I_i \} \cos \beta \ell \cosh a\ell \end{array} \right.$$

A - 2.4.3 F_p, τ, P_s, P_p, M_s, M_p を表わす式

$$F_p = -F_s - w x$$

$$\tau = -\frac{1}{t s} \left\{ A_1 \sinh mx + A_2 \cos \beta x \sinh \alpha x + A_3 \sin \beta x \cosh \alpha x + A_4 x \right\}$$

但し、
 $\begin{cases} A_1 = C_1 (m^4 K_v + I_i) / Z_i \\ A_2 = [C_2 \{(\alpha^4 - 6\alpha^2\beta^2 + \beta^4)K_v + I_i\} + 4K_v C_3 (\alpha^2 - \beta^2)\alpha\beta] / Z_i \\ A_3 = [C_3 \{(\alpha^4 - 6\alpha^2\beta^2 + \beta^4)K_v + I_i\} - 4K_v C_2 (\alpha^2 - \beta^2)\alpha\beta] / Z_i \\ A_4 = (\alpha_5 I_i / a_4 + w / I_p) / Z_i \end{cases}$

$$P_s = B_1 \cosh mx + B_2 \sinh \alpha x \sin \beta x + B_3 \cosh \alpha x \cos \beta x + B_4 x^2 - B_5$$

但し、
 $\begin{cases} B_1 = A_1 / m \\ B_2 = (A_2 \beta + A_3 \alpha) / (\alpha^2 + \beta^2) \\ B_3 = (A_2 \alpha - A_3 \beta) / (\alpha^2 + \beta^2) \\ B_4 = A_4 / 2 \\ B_5 = B_1 \cosh m\ell + B_2 \sinh \alpha \ell \sin \beta \ell + B_3 \cosh \alpha \ell \cos \beta \ell + B_4 \ell^2 \end{cases}$

$$P_p = -P_s$$

$$M_s = G_1 \cosh mx + G_2 \sinh \alpha x \sin \beta x + G_3 \cosh \alpha x \cos \beta x + G_4 x^2 - G_5$$

但し、
 $\begin{cases} G_1 = (C_1 - h s A_1 / 2) / m \\ G_2 = \{(C_2 - h s A_2 / 2) \beta + (C_3 - h s A_3 / 2) \alpha\} / (\alpha^2 + \beta^2) \\ G_3 = \{(C_2 - h s A_2 / 2) \alpha - (C_3 - h s A_3 / 2) \beta\} / (\alpha^2 + \beta^2) \\ G_4 = (\alpha_5 / a_4 - h s A_4 / 2) / 2 \\ G_5 = G_1 \cosh m\ell + G_2 \sinh \alpha \ell \sin \beta \ell + G_3 \cosh \alpha \ell \cos \beta \ell + G_4 \ell^2 \end{cases}$

$$M_p = H_1 \cosh mx + H_2 \sinh \alpha x \sin \beta x + H_3 \cosh \alpha x \cos \beta x + H_4 x^2 - H_5$$

但し、
 $\begin{cases} I s = h s^3 t s / 12 \text{ とすると} \\ H_1 = I_p K_v C_1 m^3 + I_p G_1 / I s \\ H_2 = I_p K_v \{C_2 \beta (-3\alpha^2 + \beta^2) + C_3 \alpha (\alpha^2 - 3\beta^2)\} + I_p G_2 / I s \\ H_3 = I_p K_v \{C_2 \alpha (\alpha^2 - 3\beta^2) + C_3 \beta (3\alpha^2 - \beta^2)\} + I_p G_3 / I s \\ H_4 = I_p G_4 / I s \\ H_5 = I_p G_5 / I s \end{cases}$

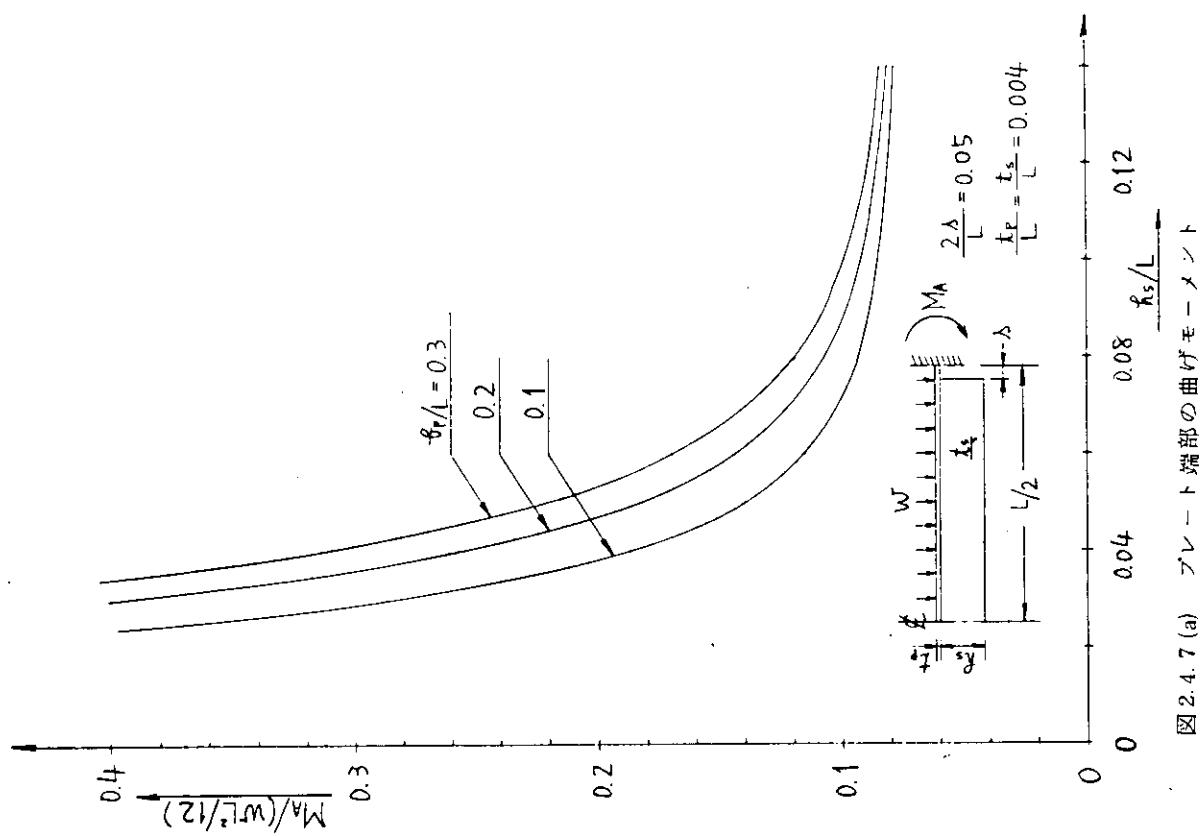


図 2.4.7 (a) プレート端部の曲げモーメント

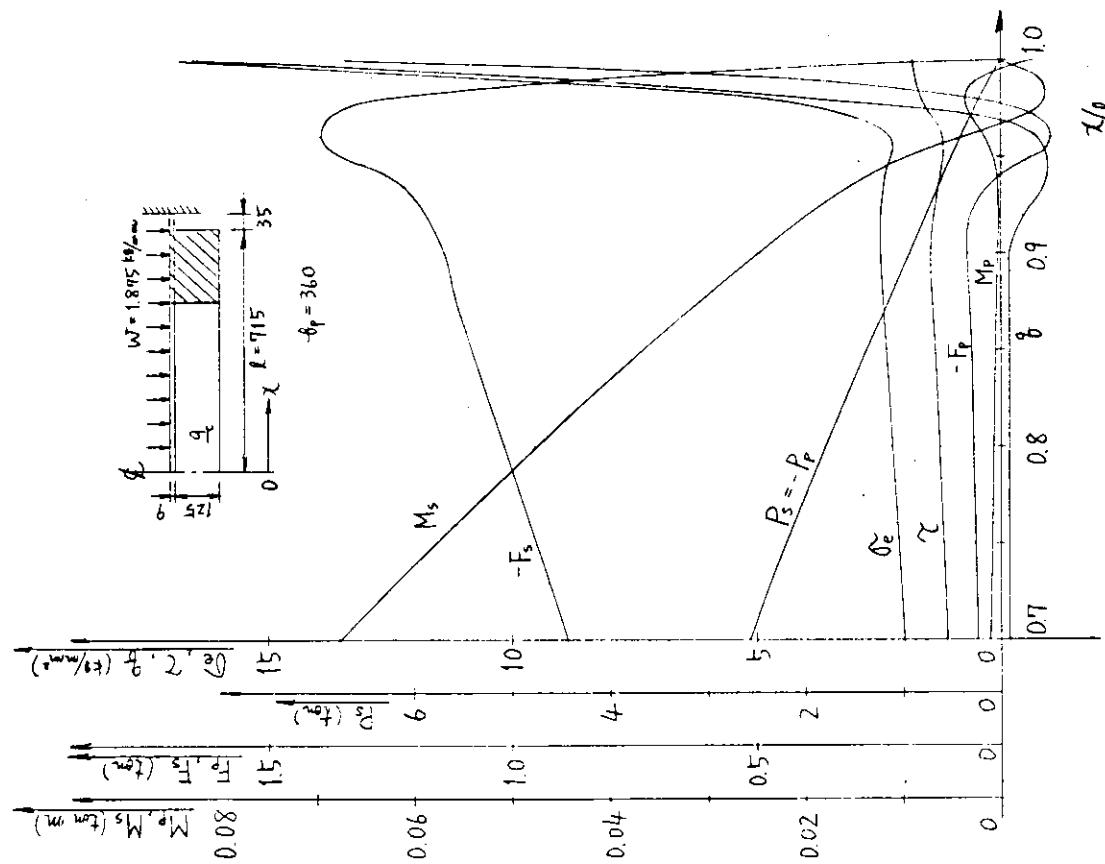


図 2.4.6 力、曲げモーメントと並び応力分布

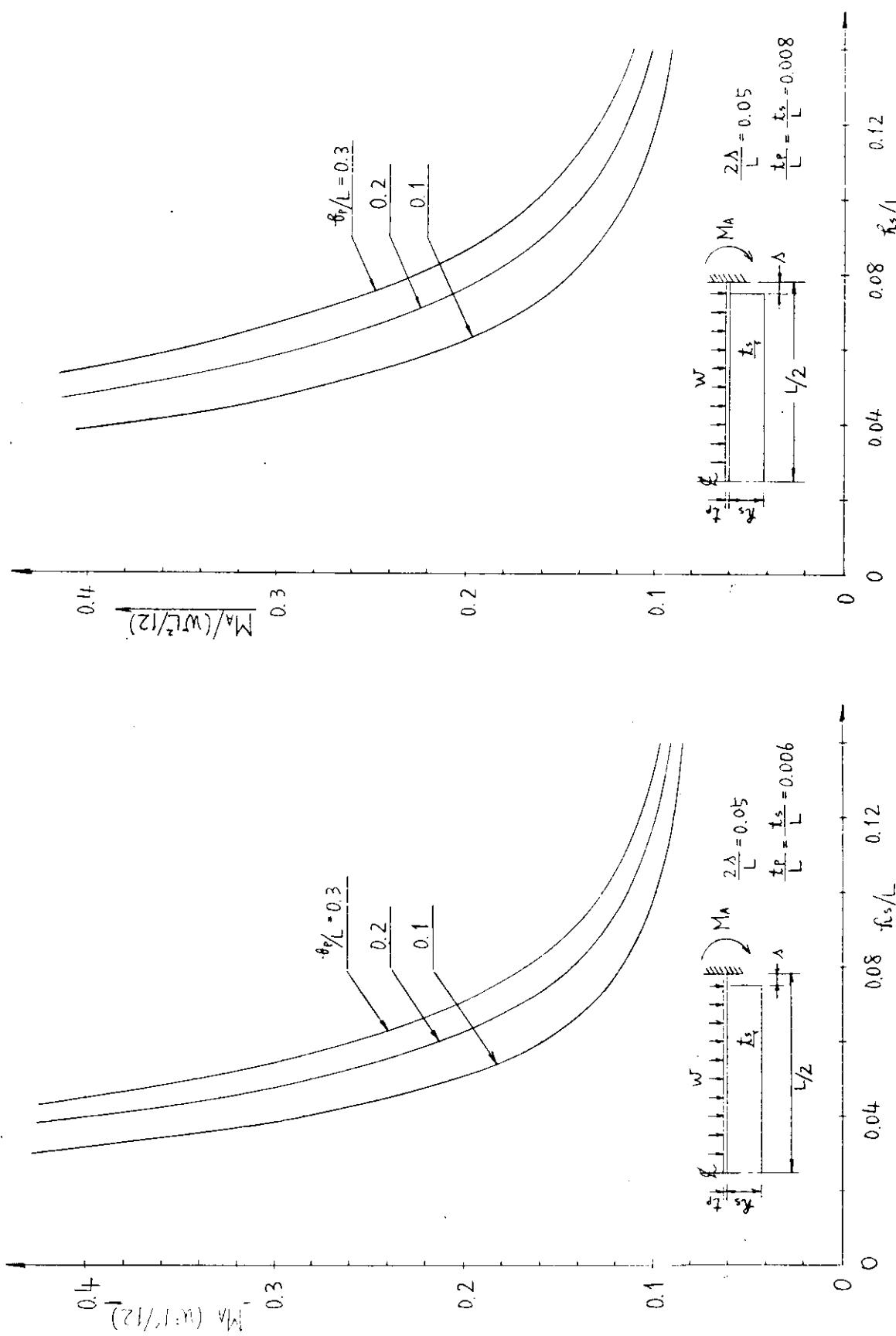


図 2.4.7 (b) プレート端部の曲げモーメント

図 2.4.7 (c) プレート端部の曲げモーメント

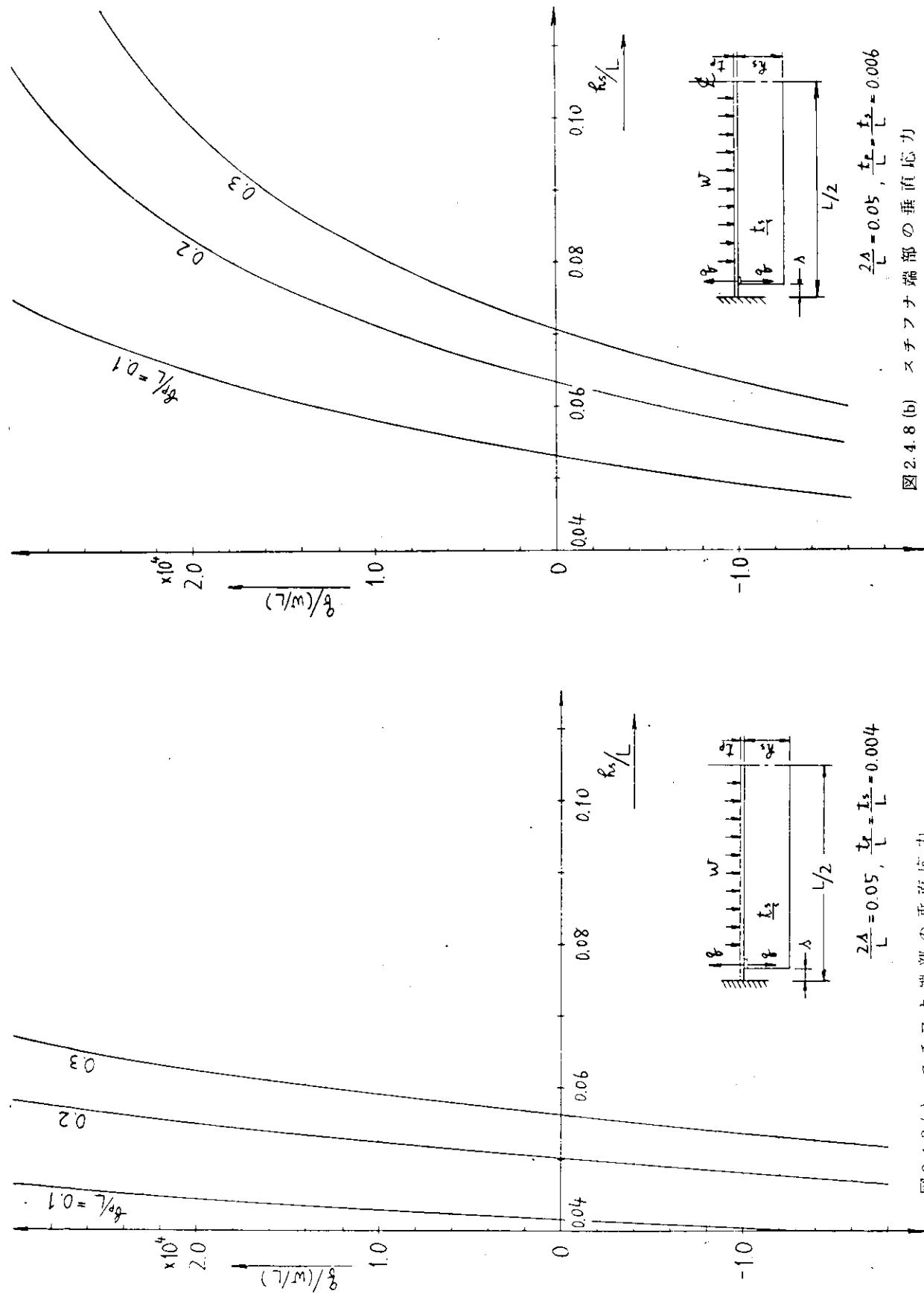


図 2.4.8 (a) スチフナ端部の垂直応力

図 2.4.8 (b) スチフナ端部の垂直応力

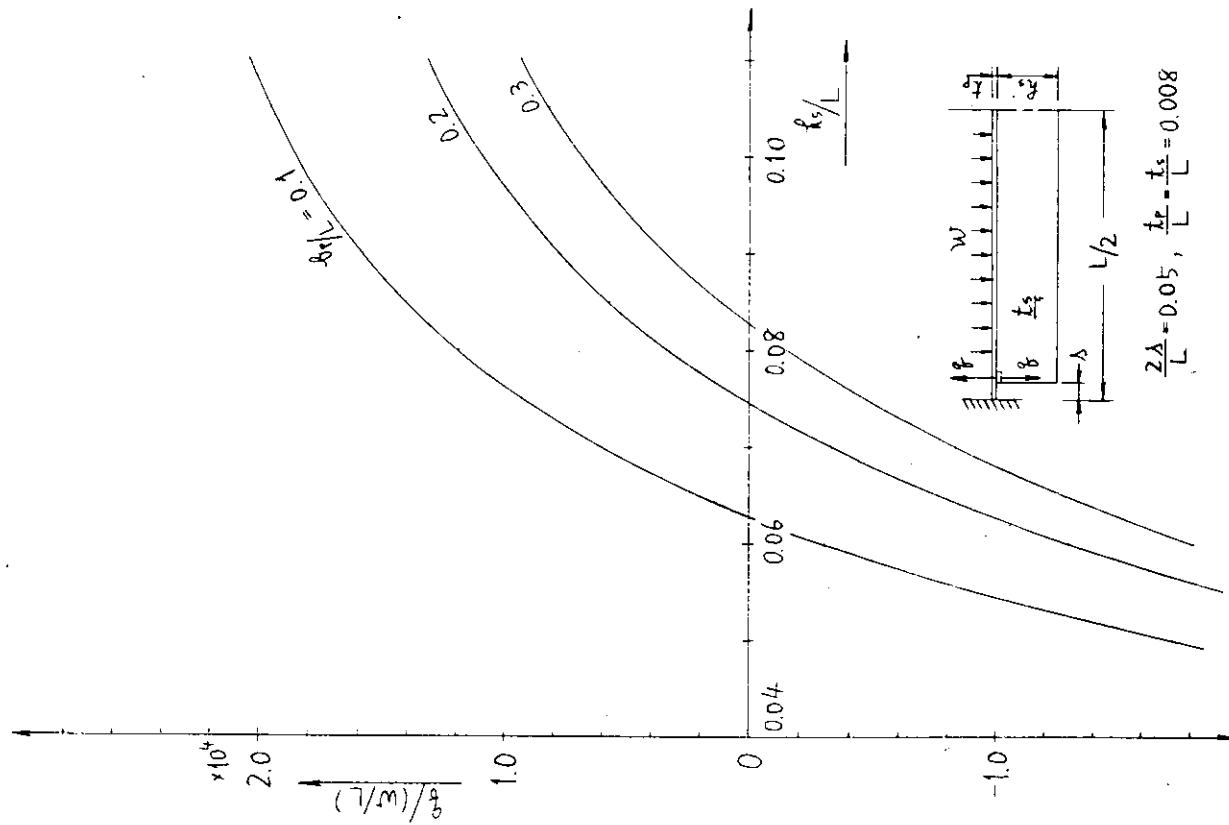


図 2.4.8 (c) スチフナ端部の垂直応力

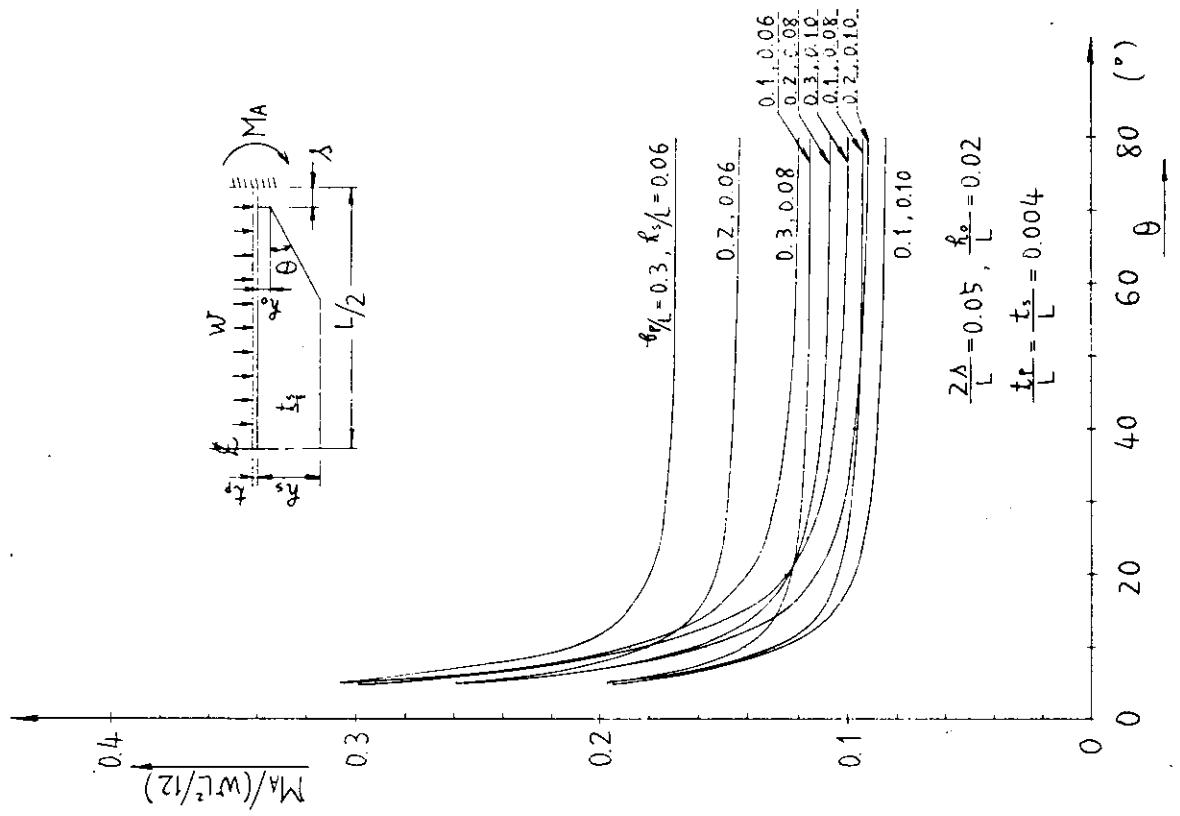


図 2.4.9 (d) プレート端部の曲げモーメント

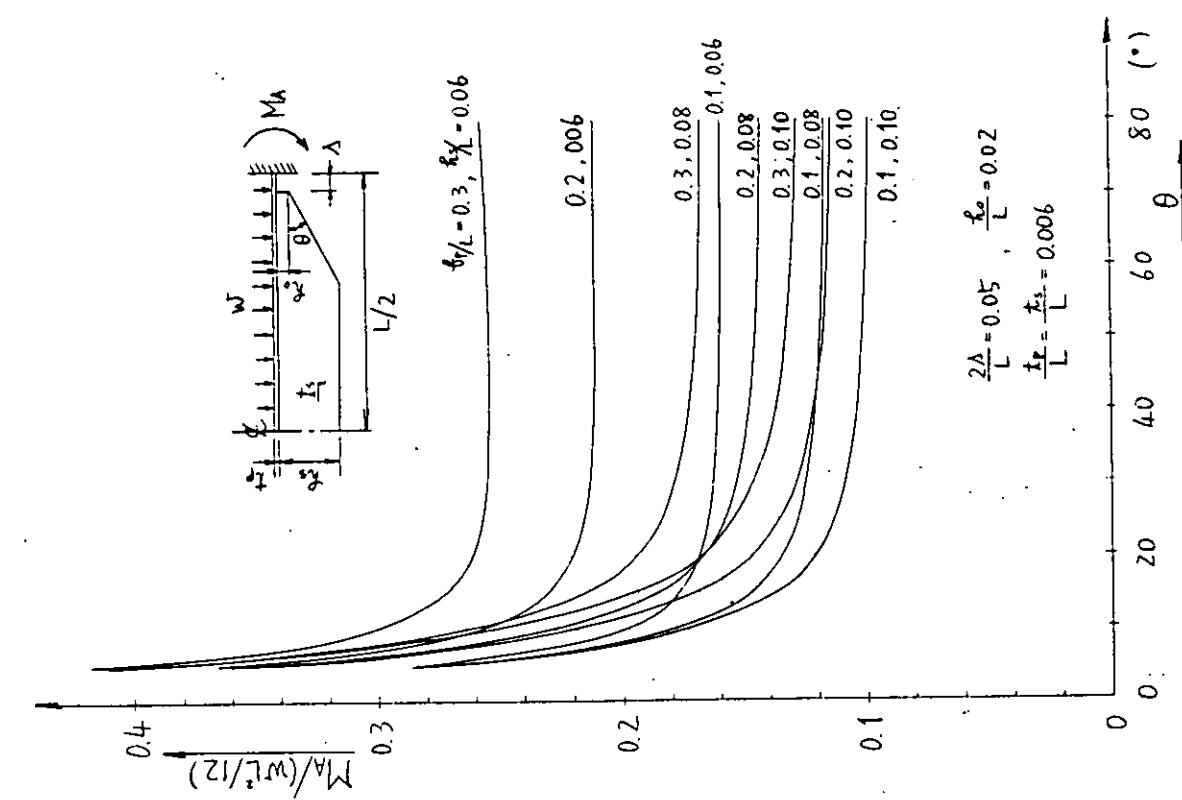


図 2.4.9 (b) プレート端部の曲げモーメント

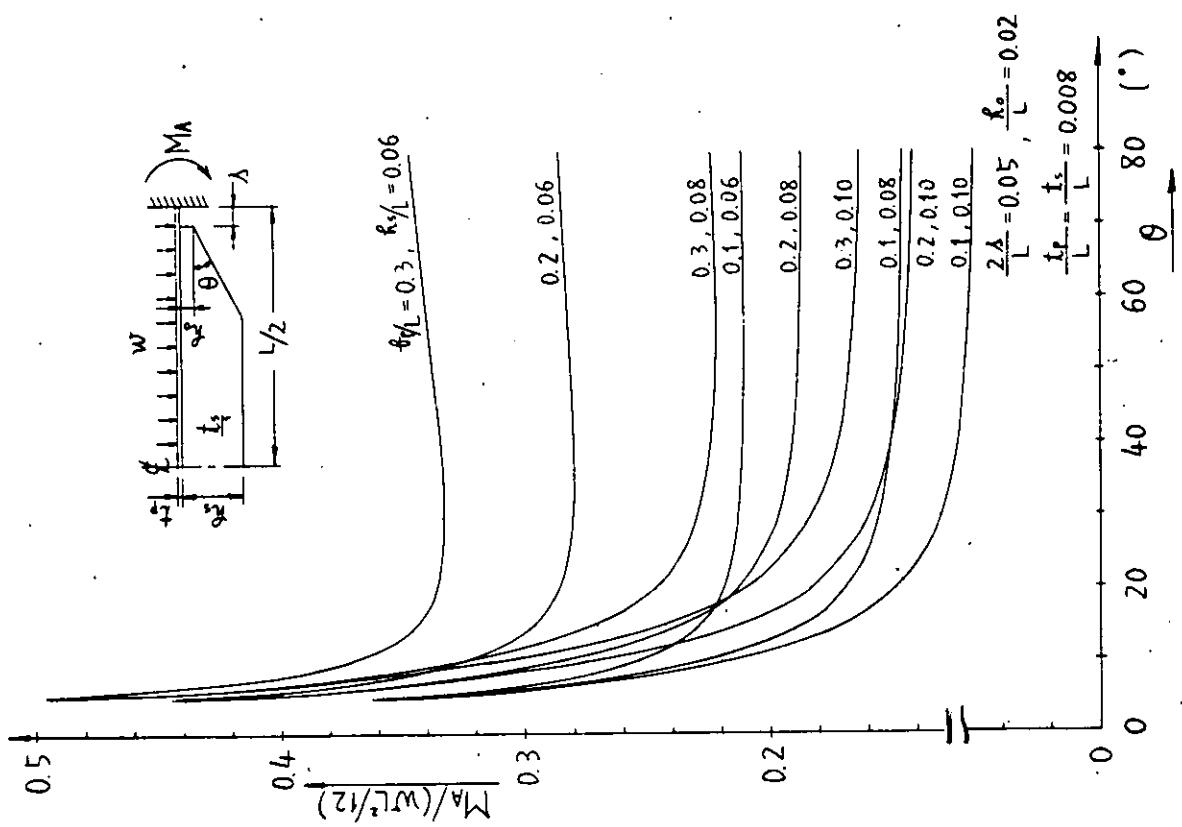


図 2.4.9 (c) プレート端部の曲げモーメント

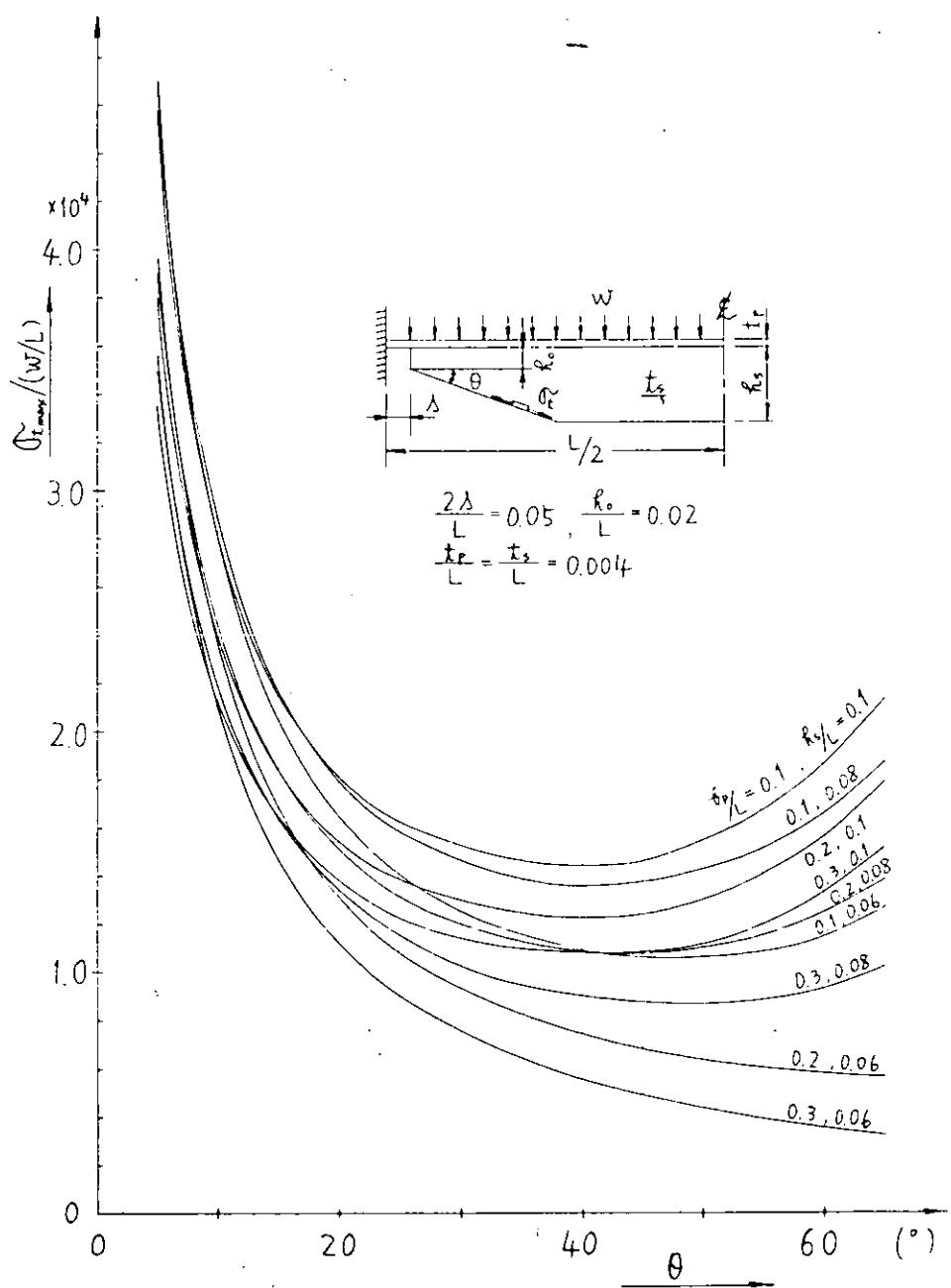


図 2.4.10 (a) スニップ辺上の最大応力

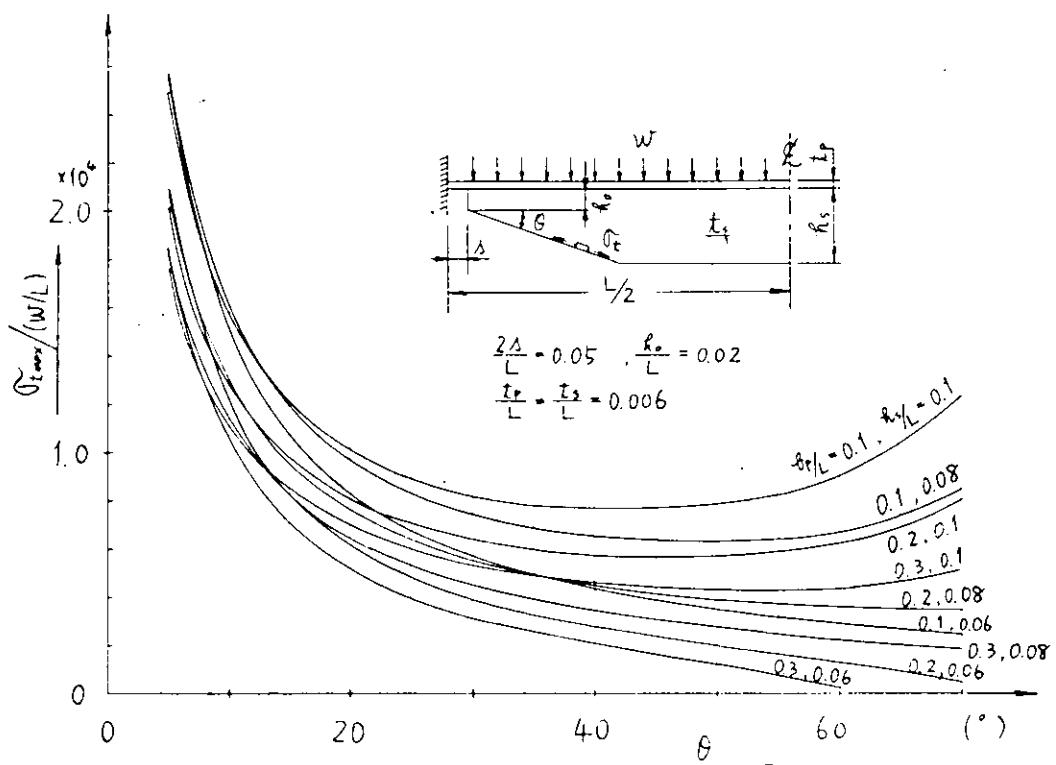


図 2.4.10 (b) スニップ辺上の最大応力

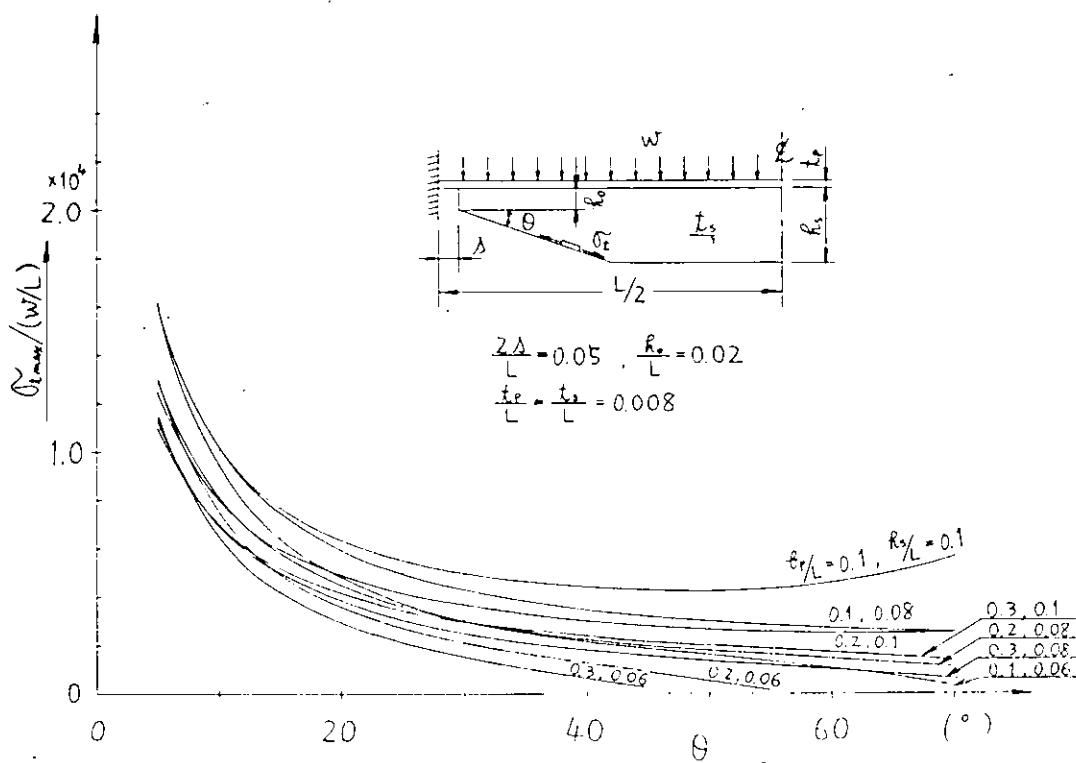


図 2.4.10 (c) スニップ辺上の最大応力

表 2.4.1 実験結果のまとめ

試験模型	G S T - 1 (S)	G S T - 1 (D)	G S T - 2 (S)	G S T - 2 (D)	G S T - 3 (S)	G S T - 3 (D)
負荷状態	静水圧	衝撃水圧	静水圧	衝撃水圧	静水圧	衝撃水圧
負荷最高圧力 $P_{max}(\text{kg}/\text{cm}^2)$	7.4	5.8	12.7	13.4	13.6	11.6
ピーク圧到達時間 (sec)	—	0.042	—	0.033	—	0.031
破壊形式	スチフナ端部のビードに亀裂発生。 スチフナクロス部のビードに亀裂発生せず。	スチフナ端部のビードに亀裂発生。 スチフナクロス部のビードに亀裂発生せず。	亀裂発生せず。	スチフナ端部のビードに亀裂発生せず。 スチフナクロス部のビードに亀裂発生***。	スチフナ端部のビードに亀裂発生。 スチフナクロス部のビードに亀裂発生***。	スチフナ端部のビードに亀裂発生。 スチフナクロス部のビードに亀裂発生****。
亀裂長さ(mm) 及び 破壊発生水圧 $P_{cr}(\text{kg}/\text{cm}^2)$	$S_1 : 35$ ($P_{cr} = 4.5$) $S_2 : 0$ (—) $S_3 : 2$ (7.1) $S_4 : 23$ (6.3) $S_5 : 23$ (5.9) $S_6 : 37$ (5.5) $S_7 : 39$ (5.5) $S_8 : 0$ (—)	$S_1 : 4$ $S_4 : 0^*$ $S_2 \sim S_8 : 0$ *まわし溶接 の脚長部に のみ亀裂発生	なし	なし	$S_1 : 15$ ($P_{cr} = 3.3$) $S_2 : 68$ (4.4) $S_3 : 57$ (3.3) $S_4 : 0$ (—) $S_5 : 0$ (—) $S_6 : 64$ (2.2) $S_7 : 138$ (4.9) $S_8 : 65$ (10.0)	$S_1 : 0$ $S_2 : 100$ $S_3 : 40$ $S_4 : 92$ $S_5 : 0$ $S_6 : 102$ $S_7 : 21$ $S_8 : 2$
備考	亀裂は発生とほとんど同時に5mm位に進展している。			** スチフナ($S_1 - S_5$)とスチフナ($S_3 - S_7$)とのクロス部で亀裂長さは102mm。	亀裂が進展するには、さらに負荷が必要。 スチフナ($S_1 - S_5$)とスチフナ($S_4 - S_8$)とのクロス部で亀裂長さは95mm。	**** スチフナ($S_3 - S_7$)とのクロス部で亀裂長さは100mm。

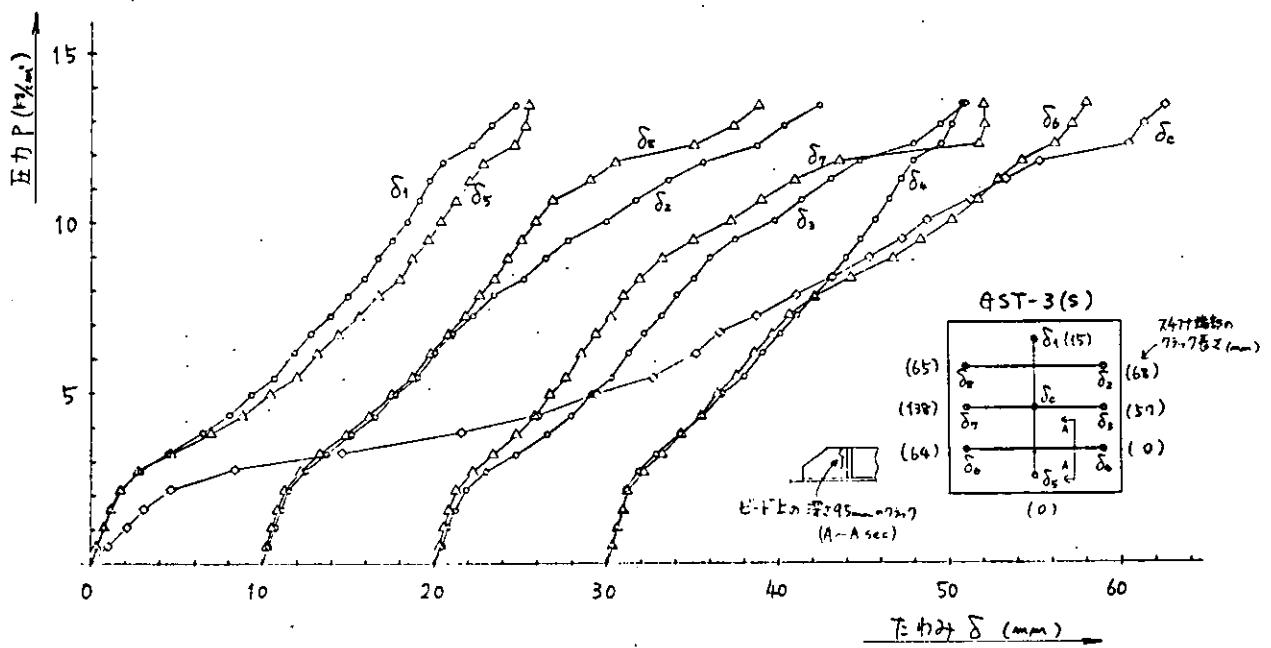


図 2.4.11 壓力～たわみ曲線 (GST-3(S))

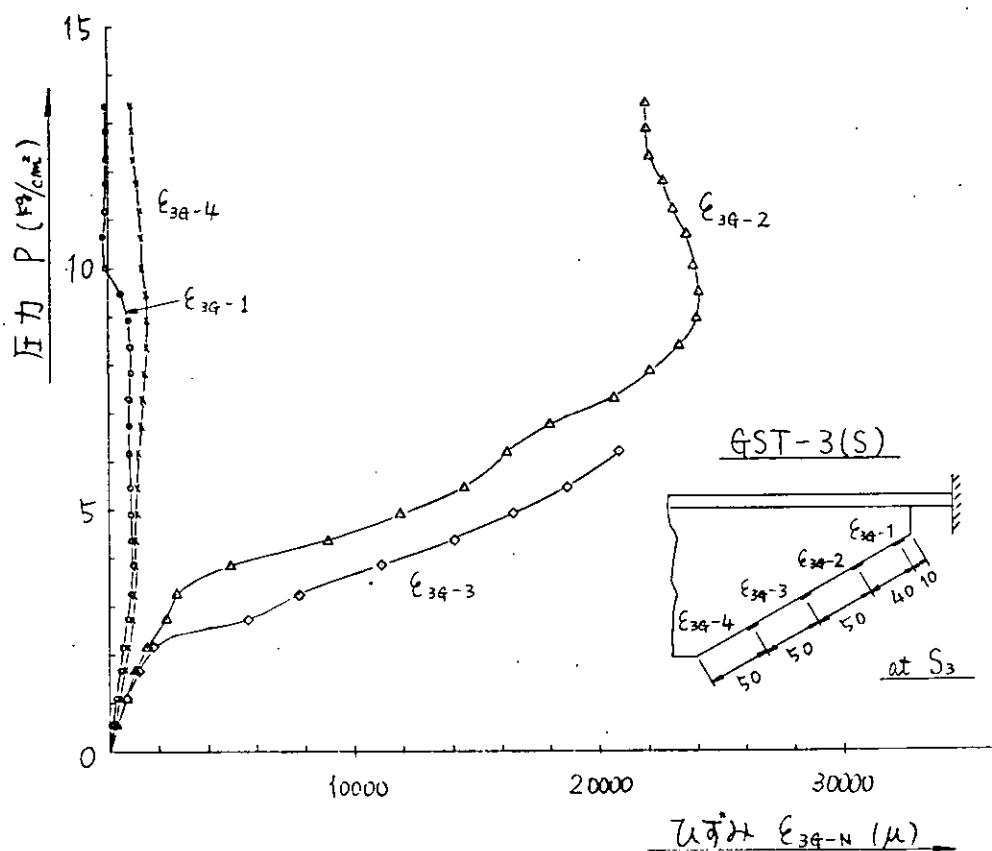


図 2.4.12 S_3 におけるスニップ辺上のひずみ (GST-3(S))

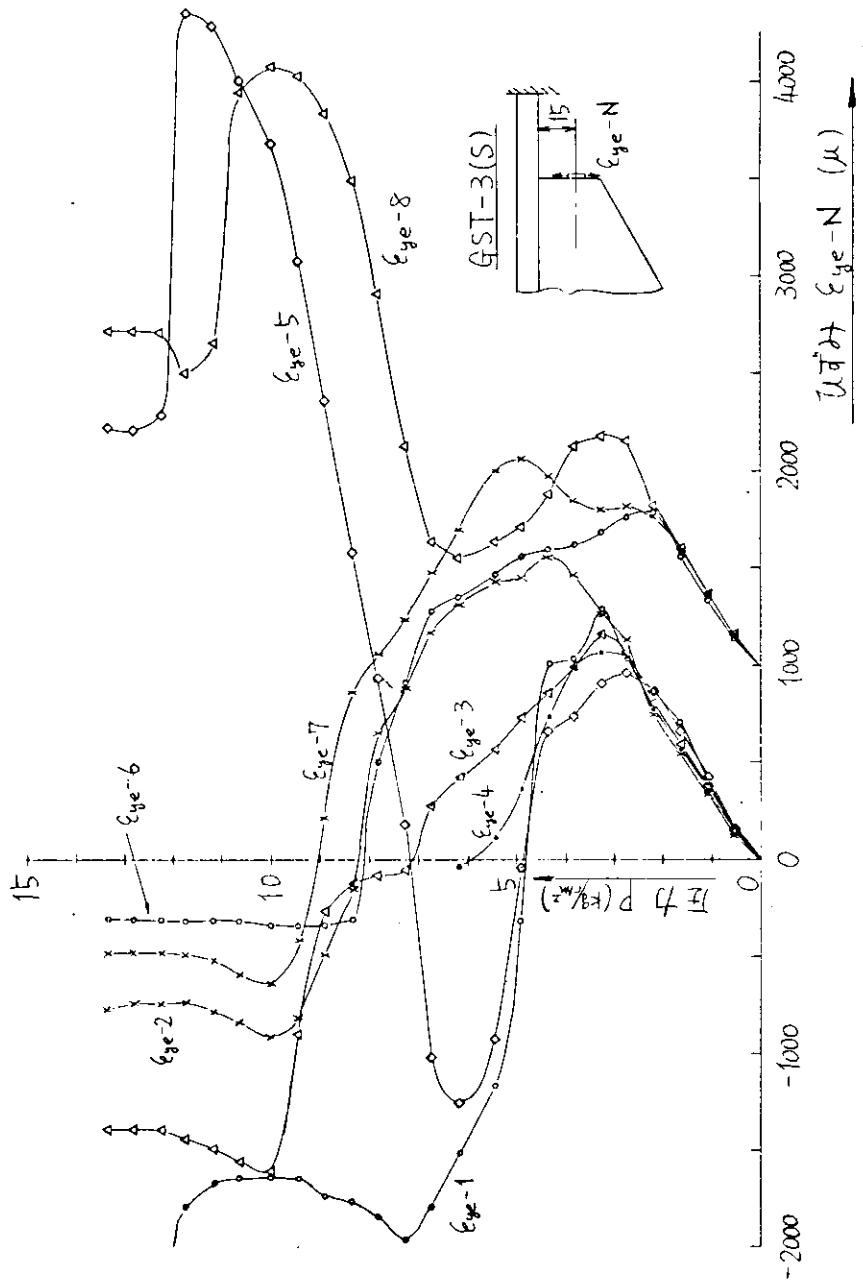


図 2.4.13 F 力 ~ ひずみ曲線 (GST-3(S))

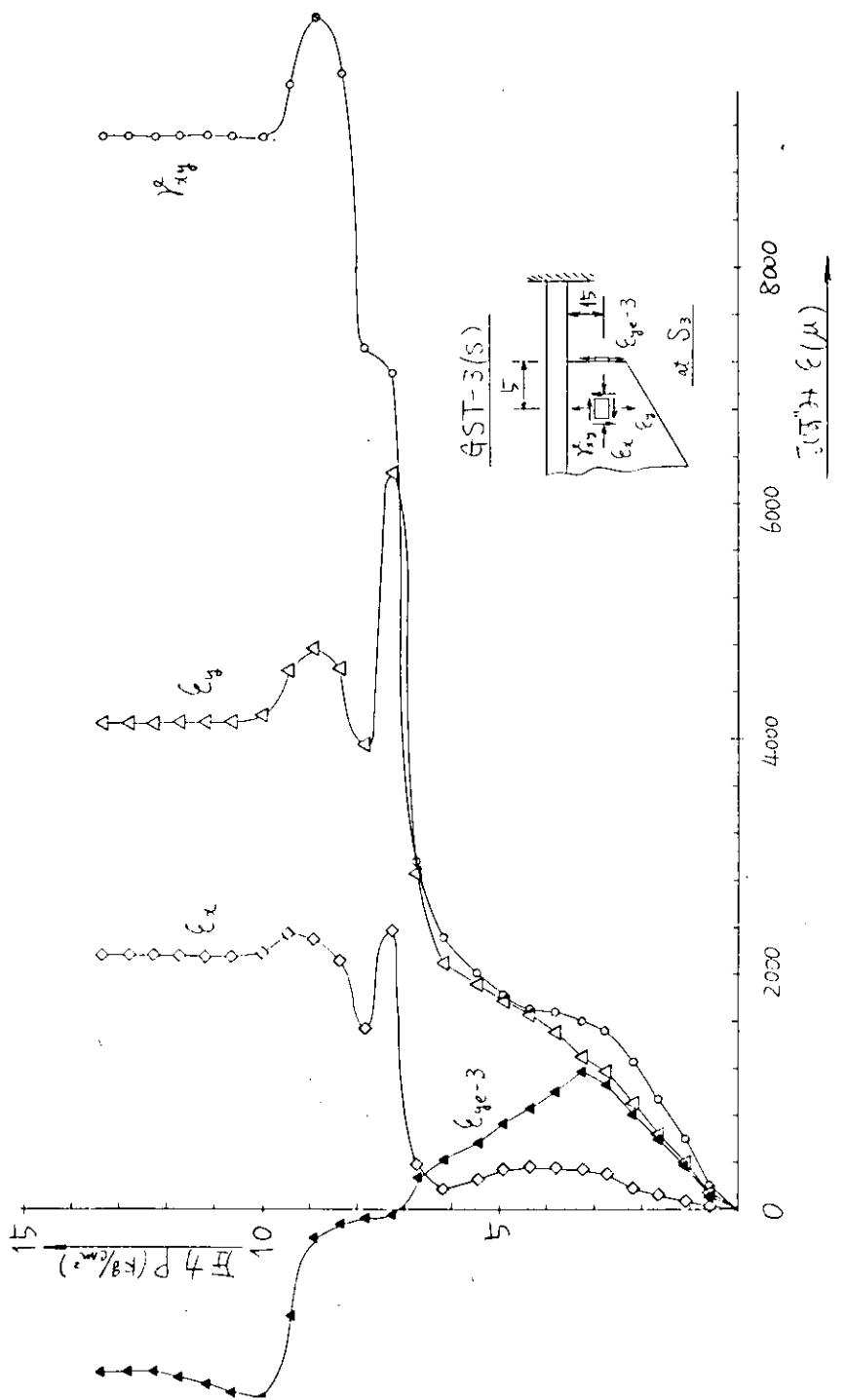


図 2.4.14 S_3 土における圧力～ひずみ曲線 (GST-3(S))

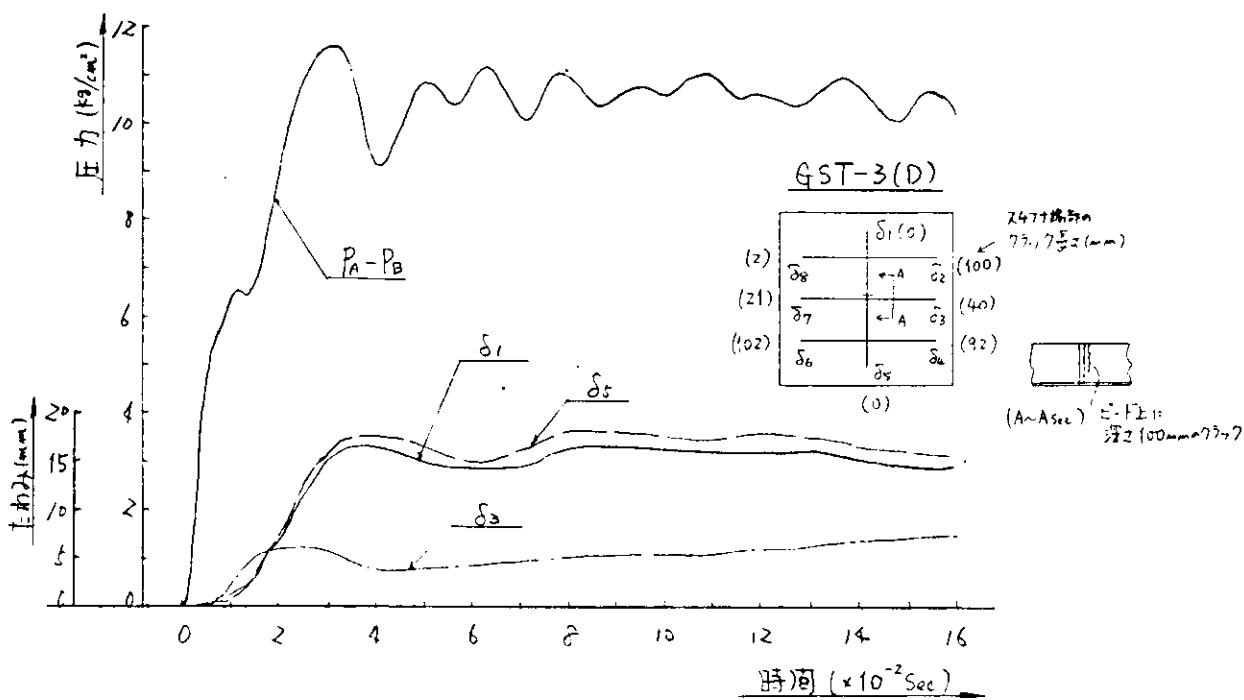


図 2.4.15 圧力及びたわみの時間歴 (GST-3(D))

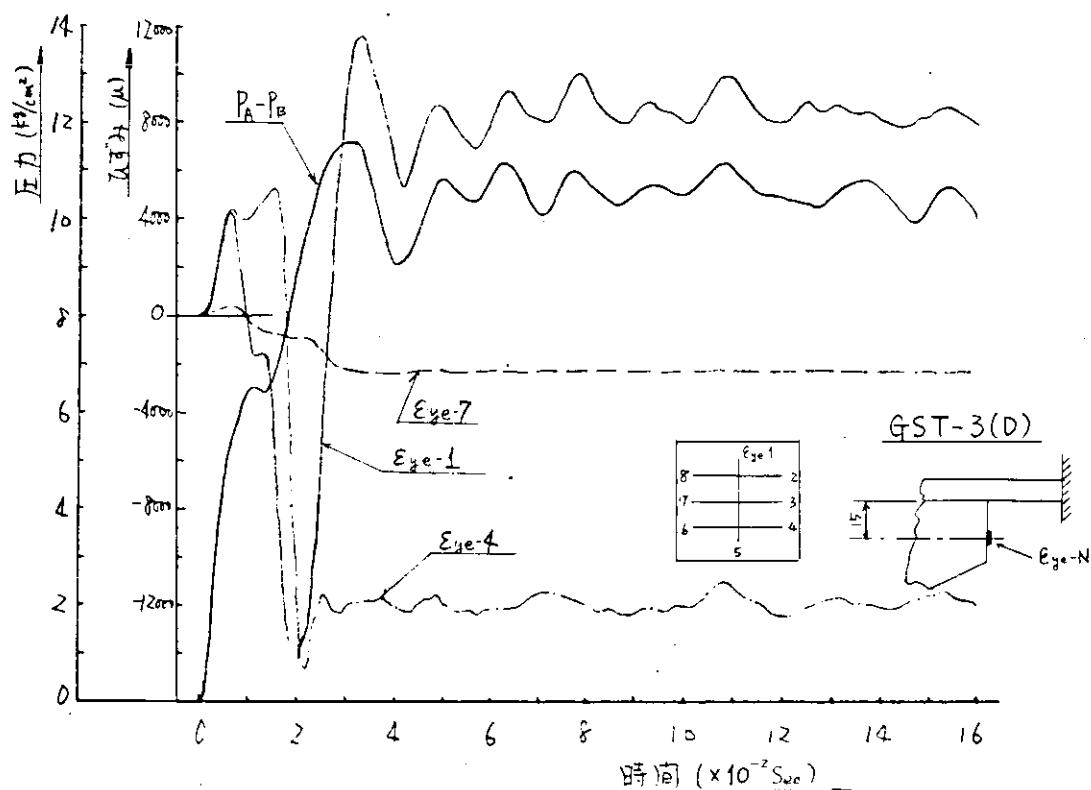


図 2.4.16 ひずみの時間歴 (GST-3(D))

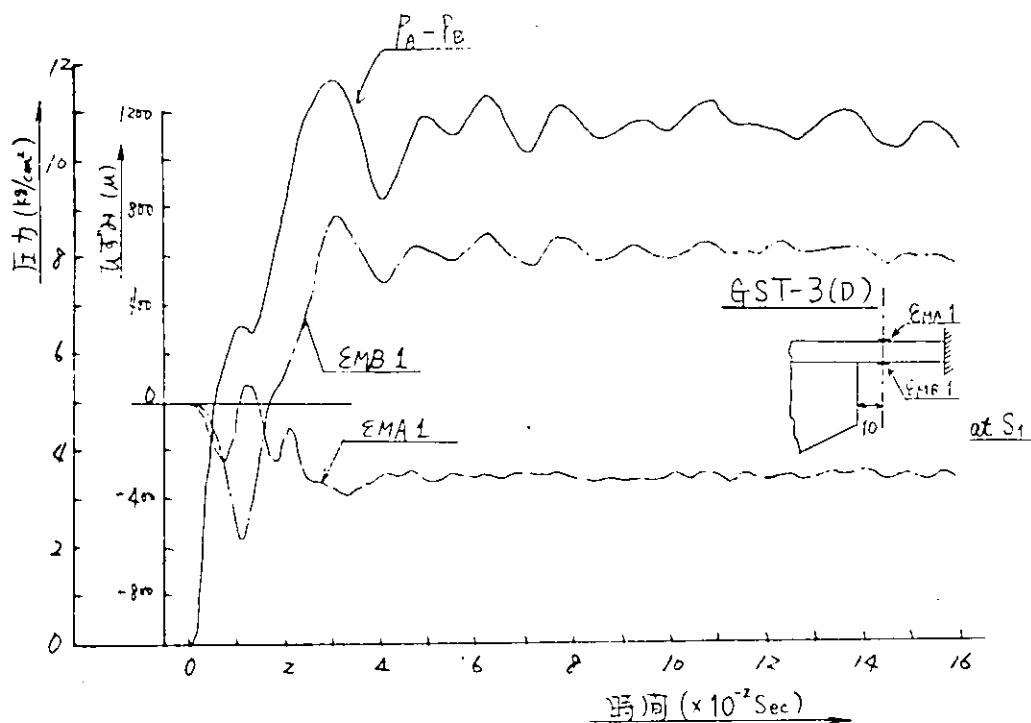


図 2.4.17 プレートのひずみの時間歴 (GST-3(D))

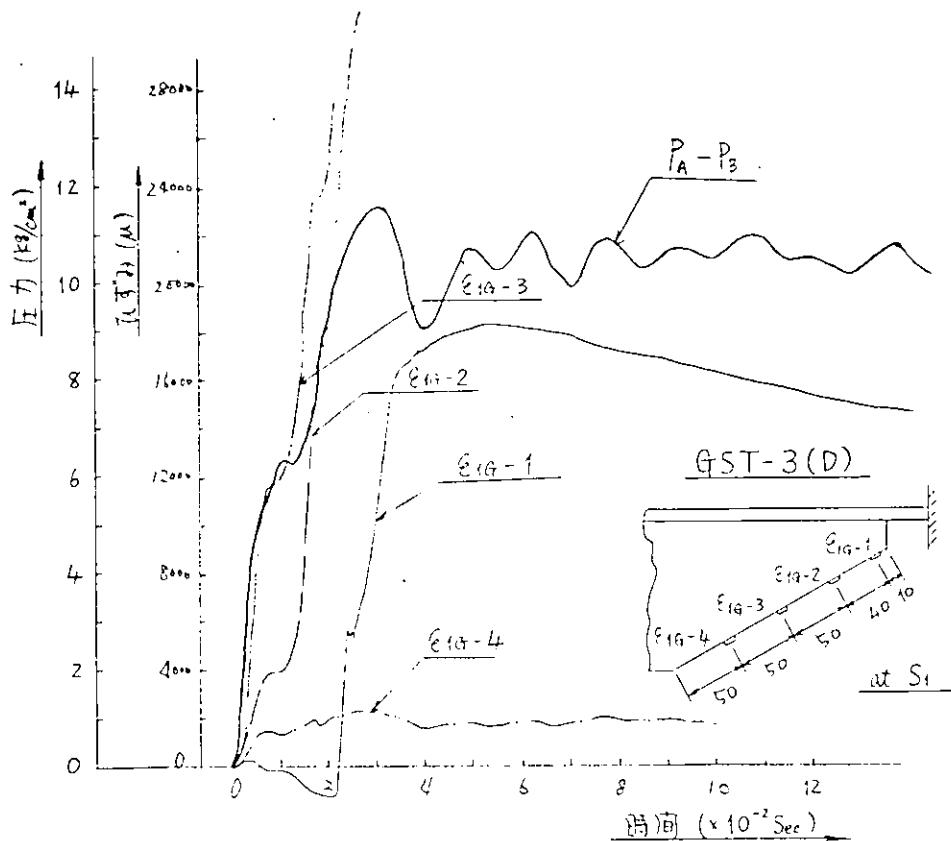


図 2.4.18 スニップ辺上のひずみの時間歴

2.5 トリビングプラケットに関する調査研究

担当 新田 順, 荒井宏範(日本海事協会技術研究所)

2.5.1 研究の概要

(1) 研究目的

本研究は、船体構造における、各種の桁に設けられるトリビングプラケットの強度について検討を行ない、トリビングプラケットの桁部材に対する支持効果を調査解析するとともに、桁自体の強度を検討し、桁部材の強度上、安全かつ合理的な構造設計を行なう際に必要な基礎資料を得ることを目的として実施された。

(2) 解析対象

桁部材ならびにトリビングプラケット、構造強度を検討するにあたって、解析対象の代表例として、本部会において試設計された 1000-L/B 5-4 L-V 型タンカー¹⁾ のインナータンク船底構造(図 2.5.1 斜線部)を選定した。解析部分の横桁の構造部材寸法を図 2.5.2 に示す。荷重条件および解析範囲は、解析項目ごとに適宜選定された。

(3) 実施項目

本研究において実施された項目は、トリビングプラケットの座屈強度の検討、船底構造模型実験およびその解析、試設計船船底横桁構造の強度解析ならびにトリビングプラケットの支持効果についての検討である。

すなわちトリビングプラケット自体の強度を検討する際の荷重条件としては、インナータンクを空艤としたタンクトスト状態を想定し、船底部材の構造モデルについて、トリビングプラケットの応力解析ならびに座屈強度の解析を行った。なお、この際トリビングプラケットの形状、プラケット内のスチフナ寸法について数種類のものを仮定し、それぞれの場合について座屈強度の検討を行っている。

模型実験は、4 トランススペース分の試設計船と類似な船底構造模型(1/15 縮尺)について実施した。すなわち、船底横桁の端部に軸力および曲げモーメントを与えるとともに船底部分に水圧を負荷してタンク水試時とほぼ同様な荷重条件とし、さらに比例的に負荷を増大して最終崩壊に至らしめた。この間の応力状態および変形挙動を記録し、さらに、モアレ干渉縞を利用してトリビングプラケットの座屈波形を観測し、その座屈強度を実験的にも確認した。

試設計船の船底横桁構造強度を検討するため、その荷重条件として、タンクトスト時のインナータンクが空艤の場合および満水の場合、就航中の満載状態ならびにバラスト状態の計 4 ケースのそれぞれについて、横桁内の応力分布を計算し、部材の降伏に対する安全率を求めた。つぎに、上記荷重ケースのうち、座屈が問題となる場合について横桁の座屈強度を解析した。その際、トリビングプラケットが試設計通りに設けられている場合と、これを省略してウェブスチフナで置き換えられた場合について横桁の座屈強度を解析して、トリビングプラケットの船底横桁に対する支持効果を比較検討した。また、防とう材についてもその寸法を 2 種類変化させた場合について解析を行い、防とう材が船底横桁自体の座屈強度におよぼす影響を調査した。

これらの解析ならびに実験結果から、試設計船船底横桁構造の座屈強度ならびにトリビングプラケットの役割について全般的な考察を行なった。

2.5.2 トリビングプラケットの座屈強度²⁾

(1) 船底構造の応力解析

一般に、船底に作用する水圧荷重は、まず縦通材で支えられ、つぎに、トリビングプラケットおよび横桁スロット部における縦通材とウェブとの溶接部ならびにウェブスチフナを介して横桁に伝達される。

トリビングブラケット内の応力状態を把握するために、まず、インナータンク船底構造の半幅の構造をモデル化し、有限要素法による3自由度メンブレン構造解析プログラム(NK-LCSTAP)を用いて、1次計算を行なった。なお、このとき、トリビングブラケットは図2.5.2のModel Type M-2の形状をしているものとした。

解析範囲としては、図2.5.3に示されたように、上記インナータンクの船底横桁3条を含み、油密隔壁(FR. 28)から後方4トランススペース分の船底構造を取り出して、これをモデル化した。ただし、FR. 24の位置には、ウィングタンクに油密隔壁が設けられているので、その剛性を考慮して、インナータンクはこの位置で拘束した。

トリビングブラケットに生ずる応力は、船底構造が船底から1kg/cm²(約10m Aq)の一様水圧荷重が上向きに作用する時を基準状態とした。この時船底横桁は、図2.5.4に示すように、縦通隔壁の場所で面内方向の変位が拘束されているものと仮定した。

インナータンクの横桁は、隣接タンクから伝わる軸力および曲げモーメントの作用により面外変形を起すことが考えられるが、後述のように横桁自体の座屈強度がかなり高い(2.5.4節参照)ので、この応力解析で仮定した外力条件および境界の拘束条件は、ほぼタンクテスト時の船底構造の変形状況と対応し得るものと考えられる。

計算結果として、図2.5.5にタンク中心線上の縦通材およびトリビングブラケットの変形状態を示す。

(2) トリビングブラケットのZooming応力解析

トリビングブラケットの応力分布および座屈強度を求めるため、前記の1次計算の場合より細かいメッシュ分割でトリビングブラケット部をモデル化し、3次元メンブレン応力解析プログラムを用いZooming解析を行った。

計算モデルは、図2.5.6(a)に示すように、船の長さ方向にはトリビングブラケットを2ヶ含んだ2トランススペース分、横方向には船底縦通材の2条分を含んだものである。同図(b)には、今回解析した各種の形状のトリビングブラケットとそのメッシュ分割を示す。荷重として船底部で一様水圧を加え、周辺境界においては上記(1)で計算された変位を入力した。

計算結果によれば、図2.5.7の一例でも分かるように、トリビングブラケットの底辺が短かい場合(M-1, M-1.5)にはその自由辺(斜辺)に沿って圧縮応力が分布するが、底辺が長くなるにしたがって、船底縦通材の変形に支配されるため(M-2, M-3)、むしろ引張応力が作用することを示している。その応力値は、船底水圧1kg/cm²に対して、M-3の遊辺下部(約6kg/mm²)を除き、2kg/mm²をこえることはなかった。すなわち、トリビングブラケットの降伏開始に相当する船底水圧は10kg/cm²以上であることが判明した。

(3) トリビングブラケットの座屈解析

船底構造の1次解析およびそのZooming応力解析により、トリビングブラケット内の応力状態が求められたので、つぎに、この応力分布に対応する座屈固有値を計算する。計算には、1節点3自由度(w, θx, θy)の有限要素法座屈解析プログラム(NK-BUCKL)を使用する。ここで、トリビングブラケットの座屈防止にスチフナがどのように役立つかを調査するため、図2.5.8に示すような各種の補強方法の場合について検討した。

座屈解析におけるトリビングブラケット周辺の曲げに関する境界条件は、斜辺の面材に沿って自由とし、横桁ウェブおよび縦通材との接合辺上で単純支持とした。計算結果は、それぞれのモデルについての座屈限界水圧の値で表2.5.1にとりまとめて示した。さらに、図2.5.9(a)～(d)は座屈波形を示すものであり、スチフナによる補強効果があらわれている。

(4) 考 察

計算の結果、M-3-Aのモデルでタンクの内圧が船底に作用する場合(表2.5.1の荷重状態参照)

を除いて、トリビングブラケットの座屈強度はかなり大きいことが判明した。すなわち、波浪による変動水圧を考慮しても、試設計船の船底に加わる水圧は最大約 3.7 kg/cm^2 であるのに対し、トリビングブラケットの座屈水圧 q_{cr} は斜辺に面材のついていない A シリーズでさえ、 10 kg/cm^2 以上であった。

また、通常、このように大きいブラケットの場合、自由辺に面材が取り付けられるのが一般的であるので、その場合は、B および B* シリーズに該当し、M-1 で q_{cr} は約 4.0 kg/cm^2 、M-1.5, M-2, M-3 で約 2.0 kg/cm^2 とさらに座屈強度は上昇する。B* は曲げ剛性および断面積を B の面材の半分としたものであるが、B と比べて座屈水圧の値にほとんど差がないので、面材の寸法としては B* 程度のもので、A シリーズのような座屈を防止できると考えられる。また、C および D シリーズのように、ブラケットのウェブをスチフナで補強すれば、座屈強度はさらに上昇する。しかし、座屈に対する安全率を、たとえば 3 度と設定すれば、B* シリーズの補強法でその安全率は十分満足されており、C ないし D のようにウェブを補強する必要はないものと判断される。

ただし、M-3-A でタンクの内圧が船底に作用する場合については、 $q_{cr} = 2 \text{ kg/cm}^2$ と低い値が得られており、基部の幅が広いトリビングブラケットについては座屈強度に対する検討が必要と思われる。

以上の計算結果から、M-3 型のような底辺の幅が広い場合を除いて、トリビングブラケットの降伏開始および座屈限界に相当する船底水圧の値は約 10 kg/cm^2 以上であることが判明した。一方、試設計船の船底水圧は上述のように最大 3.7 kg/cm^2 程度である。トリビングブラケットの初期たわみを考慮に入れるに、斜辺が補強されていない場合は、その最終強度がかなり低下することが考えられるので、安全率を確保するために、遊辺を面材で補強することが好ましい。このようなトリビングブラケットは、設計荷重に対して十分な強度と剛性を保持しており、横桁の横倒れに対する支持効果は十分満足しうるものであると考えられる。

2.5.3 船底構造の模型実験

(1) 実験の概要

(a) 構造模型

インナータンクの船底横桁構造の座屈強度を検討するうえで、もっとも厳しい荷重条件としては、そのタンク自体が空艤で、両隣りのウィングタンクおよびセンタータンクが甲板上 2.45 m 水頭の水試状態の場合が考えられる。このとき、横桁は船底から上向きの水圧荷重を受け両端部で隣接する横桁および立て桁から軸力および曲げモーメントが伝わる。このような荷重状態になるべく近い負荷状態で模型実験を行ってトリビングブラケットおよび横桁の強度を検討するため、図 2.5.10 に示すような試験模型を作製した。図 2.5.11 にその詳細寸法を示す。なお、試験模型においては、中央の横桁は試設計形状寸法のものを縮少し（ウェブスチフナについては試設計寸法を 250×22 のかわりに $100 \times 11 \text{ F.B.}$ とした場合を想定した）、その前後の横桁は直線式の桁材に、油密隔壁および制水隔壁はチャンネル材に簡略化して置き換えた。軸力およびモーメントは中央の横桁の両端で H 型鋼を介して油圧ジャッキにより負荷しうるようにしておらず、隣接横桁に荷重が伝わらぬよう、トランスペースの中間点で縦通隔壁に相当する部分は切断されている。船底縦通材は、スロットを通して、前後端まで貫通しチャンネル材に溶接されており、さらに船底外板の下には水圧荷重が与えられるように船底全体を上ブタとするような水圧箱が設けられている。これを図 2.5.12 に示されるような構造物試験支持枠の中に設置し、縦通隔壁に相当する側面の上下 2ヶ所に設置した 2組の油圧ジャッキを用いて、横桁に軸力およびモーメントを与えた。

試験模型は Test Model 1, 2, 3 の計 3 体製作され、Model 1 および 2 を予備試験模型とし、Test Model 3 を本実験模型とした。予備試験模型と本実験模型の違いは、船底横桁の

スロットの形状について、前者がカラーブレート付きの通常の形式であるのに対し、後者はカニの目玉型をしている点、トリビングブラケットの面材を後者は省略した点（前節の解析でトリビングブラケットの座屈強度が大きいことが判明したことによる）、前者は模型を焼純したが後者はしなかった（降伏点が低下するため）点が異なる。なお、本報告では、TM3の模型実験についてその考察および理論解析を行なう。

模型に使用された軟鋼材について実施した引張試験の結果を表2.5.2に示す。

(b) 荷重

本研究部会の初年度において、試設計船の立体骨組計算³⁾が実施され、タンクテスト時に空艤のインナータンクの船底横桁に作用する船底水圧、モーメント分布が求められている。インナータンクにおける船底横桁の曲げモーメントの分布はその中心線に関して左右対称ではないので、横桁の中央部における曲げモーメントの値をタンクテスト時のものと対応させるよう端部のジャッキの荷重を調節して実験を行なった。すなわち、荷重を上昇させてゆく各段階において、船底水圧 q 、軸力 $P_1 + P_2$ （上下2組のジャッキによる圧縮力 P_1 および P_2 の和）ならびに端部曲げモーメントの値が比例的に上昇し上記条件を満足するよう制御を行なった。図2.5.13は、実験における荷重計測の結果を示すものであるが、最高荷重時にいたるまでは順調に荷重制御が行なわれたと見做される。

(c) 実験結果

実験中に計測された項目は、上記の荷重値のほか、試験体のひずみおよびたわみである。たわみ計測のうち、船底のふくらみ、横桁の横倒れなど全体的な変形についてはダイヤルゲージを用い、一方、トリビングブラケットの座屈波形の観測には点光源と平行線スクリーンを用いたモアレ干渉縞の利用による計測法を採用した。

実験中に記録された荷重（船底水圧）と変形の関係を図2.5.14に示す。同図から、荷重が基準荷重（水圧 $q = 1.14 \text{ kg/cm}^2$ ）の約4倍（ $q = 4.56 \text{ kg/cm}^2$ ）に至るまで、横桁の面内曲げ変形量（A点における）を除き、横桁の面外方向のたわみ（B,C,DおよびE点における）の値はきわめて小さいことがわかる。ところが、さらに荷重が増大するとD点のたわみが大きくなり始め、 $q = 5.7 \text{ kg/cm}^2$ となった時点でその増加率が急激に増大はじめて、Dの付近が座屈したことを示している。また、この時点からE点のたわみが大きくなり始め、 $q = 6.84 \text{ kg/cm}^2$ で急激に増大し、さらにE点付近の座屈が進行してこの試験模型の最高荷重へと達した。崩壊時の水圧は 7.41 kg/cm^2 、基準荷重の6.5倍であった。図2.5.15は最高荷重後の試験模型の変形状況を示す。なお、トリビングブラケットについては、試験体の最高荷重に至るまで座屈は認められず、船底横桁の横倒れに対する支持効果は十分であったと判断された。

(2) 有限要素法による数値解析と実験結果との比較

(a) 応力解析

試験模型についての強度解析を行うために、まず応力解析を実施した。

すなわち、船底構造部材については、図2.5.16に示されるような要素分割のモデル化を行い、このほかに縦通隔壁に相当する部材ならびに船底水圧箱を含めた試験模型全体の4半分の構造について解析を行なった。

図2.5.17は、基準荷重時における船底横桁の応力についての計算結果と実測値を示すが、同図から計算結果と実測値とは全体的に極めて良く一致していると考えられる。さらに、横桁ウェブの相当応力を検討すると、縦通隔壁の下部に取り付けられたトリビングブラケットの先端付近で、局部的ではあるが約 8 kg/mm^2 となり、ウェブの降伏応力を表2.5.2により、 $\sigma_y = 28 \text{ kg/mm}^2$ とすれば、この試験模型は基準荷重の約3.5倍で横桁のウェブの一部が降伏すると推定される。

(b) 座屈解析

上述の応力分布の下で、有限要素法による座屈解析を行った。ここでは、船底横桁のウェブをスチフナで補強されたとしての座屈強度を検討することとし、座屈計算モデルは、資料⁴⁾にしたがって、面材やスチフナ上にのみ節点をとっている。

図2.5.18(a)および(b)に座屈限界値 λ_{cr} と座屈モードを示す。ただし、ここに示す計算値は弾性座屈と見做した場合であり、 λ_{cr} は本実験における基準荷重状態の座屈に対する安全率を意味する。

解析の結果、この実験模型は、縦通隔壁寄りの水平スチフナ上部の三角形領域が座屈に対してもっとも弱く(図(a)参照)、 $\lambda_{cr} \approx 5.5$ と得られた。一方、水平スチフナより下部で座屈する場合は、 $\lambda_{cr} \approx 6.7$ と得られている(図(b)参照)。また、(a),(b)いずれの場合も、トリビングブラケット位置で横桁ウェブの面外方向たわみはおさえられ、トリビングブラケットが倒れ止めの役割を果たしていることがわかる。

以上述べたように、数値解析の結果、試験模型は基準荷重の約5.5倍で上記の三角形領域が座屈することが予想されるが、前述のように、縦通隔壁下部に取り付けられたトリビングブラケット先端附近が、基準荷重の3.5倍で降伏を始めるため、ウェブの面外曲げ剛性が低下し、そのブラケット先端と、横桁平行部のトリビングブラケットとにはさまれた4ロジスベース分の防とうパネルの弾塑性座屈が先行して、水平スチフナより下側で座屈が発生し、その座屈荷重は弾性解析で得られた計算値よりいくぶん低目であることが推定される。(2.5.3節(1)(c)参照)

(3) 模型実験結果のまとめ

本節では、試設計船の船底横桁構造をとり上げ、その縮尺模型実験を実施し、さらに同模型について有限要素法を用いた座屈強度解析を行った。

実験荷重条件としてはタンクテスト状態を想定したが、本試験模型は、その基準荷重に対し、約4倍の時点まで弾性的に変形し、約5倍の荷重でウェブの防とうパネルが大きく座屈することが認められた。そしてこの挙動については、有限要素法による応力解析および座屈解析の結果からほぼ予想されるものであった。また、前節で、遊刃が面材で補強されていないトリビングブラケットでも座屈強度が高く、横桁に対する支持効果があることが解析的に予想されていたが、本節の模型実験でその推定が正しかったことが確認された。

2.5.4 船底横桁の強度解析およびトリビングブラケットの支持効果

(1) 解析対象

前節までの解析ではインナータンクが空艤で、両隣りのウィングおよびセンタータンクが満水のタンクテスト状態を想定してきたが、本節では、この荷重条件の他、インナータンクを満水とする場合のタンクテスト状態、就航中の満載状態(解析対象としているインナータンクが満載で、センタータンクも同じく満載、ウィングタンクが空艤の場合)およびバラスト状態(インナータンクおよびセンタータンクが空艤で、ウィングタンクが海水で満水の場合)の4ケースについて、船底横桁の強度ならびにトリビングブラケットの支持効果を解析した。(図2.5.19参照)

解析モデルは、上図に示すようにインナータンクの船底横桁を中央にして、左右のタンクの中央までを解析範囲とし、荷重は、各載荷条件における立体強度計算結果³⁾を用い、同図中に示されるような軸力、曲げモーメント、せん断力として入力した。

(2) 船底横桁の応力解析

図2.5.20に示されるような要素分割をもつ解析モデルにつき応力計算が行われた。図2.5.21(a)～(d)は計算結果から得られた各荷重状態に対する船底横桁の面材および主要スチフナ応力、ならびにウェブのせん断応力の分布を示す。

ここで図(a)および(b)はタンクテスト時のもので、それぞれインナータンクが空艤の場合と満水の場合である。空艤の場合は、面材の応力が圧縮で最大約 10 kg/mm^2 、ウェブのせん断応力が約 3 kg/mm^2 であり、一方、満水の場合は、全体的に引張応力となり、面材で最大約 20 kg/mm^2 、ウェブで約 7 kg/mm^2 と絶対値で約 2 倍の大きさの応力状態となる。

図(c)は就航中の満載時とのものであるが、面材の応力はほぼタンク中央を境にして、左側は引張、右側は圧縮となる。これはバラスト専用のウイングタンクが空艤でありインナータンクのウイング側が引っ張り上げられるためである。面材の応力の最大は引張側で約 5 kg/mm^2 、圧縮側で約 6 kg/mm^2 せん断応力は 4 kg/mm^2 程度である。一方、バラスト時においては、図(d)に示したように応力の符号は満載時と正反対となる。このとき、吃水が浅いことと、バラストタンクに海水が満たされたため応力の絶対値はむしろ大きくなり、引張側の最大で約 7 kg/mm^2 、圧縮側の最大も約 7 kg/mm^2 であった。せん断応力も比較的大きく 5 kg/mm^2 以上の値も見られた。この計算結果から試設計船のインナータンク船底横桁に生ずる応力は、就航中においては、バラスト時の荷重状態の方が満載時より荷重条件として、より厳しいものであることが判明した。

(3) 船底横桁ウェブの局部座屈強度

前項の応力解析結果から、横桁のウェブが比較的大きい圧縮応力状態となるのは、インナータンクが空艤の場合のタンクテスト時、およびバラスト航海時であり、高応力となる場所もタンク中心線からウイング側と判断される。そこで、防とう材に囲まれる矩形平板の弾性座屈強度計算法⁴⁾にしたがって上記 2 種類の荷重条件に対する横桁ウェブのパネル座屈強度解析を行なった。

図 2.5.2 (a), (b)は、その解析結果であり、それぞれの荷重条件に対する座屈安全率および降伏に対する安全率 ($\sigma_y = 25 \text{ kg/mm}^2$ と仮定) を示す。これらの安全率を求める場合、防とう材に囲まれたウェブパネルの分布応力はそのパネル内で平均したものを使いた。

計算の結果、試設計船の横桁ウェブパネルの座屈安全率は平均して 4.0 以上あり、試設計寸法は座屈に対する安全性を確保していると思われる。また、載荷条件の違いによる計算結果を比較すると、タンクテスト時(図(a))の方が、バラスト航海時(図(b))よりすべて小さく、このことから、横桁の座屈強度を検討する際は、荷重条件として、タンクテスト時のみを考慮すれば十分であると判断される。

註) 前掲 2.5.3(2)(b)

一方、降伏安全率は、タンクテスト時の横桁ウェブはどのパネルもほぼ 4.0 以上であるのに對し、バラスト航海時でも 2.5 ないし 3.5 を確保していることが判明した。

(4) 船底横桁の座屈強度

ここでは、本船の横桁の座屈解析を行う。解析領域は図 2.5.2 (c) に示された斜線部分である。座屈計算の際のモデルの面外方向に対する境界条件は、縦通材の位置する縦通隔壁および船底部分では完全固定、面材部分は自由辺とした。

解析にあたっては、トリビングブラケットが試設計通りに配置された場合(種別: A)と、すべてのトリビングブラケットをとり除きウェブスチフナで置き換えた場合(種別: A*)とを考慮して、横桁の座屈に対するトリビングブラケットの支持効果を調査した。また、ウェブスチフナについては初期設計時の寸法を減じて曲げ剛性が約 $1/30$ となった場合(種別: B および B*)も計算して、ウェブスチフナが横桁の座屈強度におよぼす影響についても解析を行なった。表 2.5.3 に解析結果を示す。

インナータンクが空艤のタンクテスト時の場合(case 1)、座屈安全率は A の場合は 3.76、トリビングブラケットを省略した A* の場合は 3.56 となり、A の場合にくらべて 5 % 程度低下するにすぎない。一方、スチフナ寸法を減じた B の場合の安全率は 1.73 と大幅に低下し、さらに、トリビングブラケットを省略した B* の場合は 1.55 となり B と比較して約 10 % 低下する。以上の計算結果で、A と A*、B と B* の値の差がトリビングブラケットの支持効果を示す量とみなされるが、これらの値に

大きな差がないのは、同表備考欄に示すように、座屈個所がいずれも同じ場所であり、トリビングプラケットの位置と関係がうすいためと考えられる。また、Bの値がAの値と比較してかなり小さく、図2.5.2(a)で示したパネル座屈値のいずれよりも小さいことから、Bの場合に仮定したスチフナ寸法(100×11)では補強材としての最小剛比を満たしていないことが推定される。

インナータンクが満水のタンクテスト時の場合は、横桁に加わる引張応力が大きいため、座屈に対する検討を行う必要はないと考えられる。

満載航海時については、Bの場合のみを解析したが、座屈安全率は約5.5であった。

バラスト航海時の座屈強度は、前項のパネルの局部座屈強度解析でも述べたように、座屈安全率はすべてタンクテスト時よりも大きい。なお、このときのBおよびB^{*}の場合の座屈波形を図2.5.2.3に示すが、タンクテスト時に述べたと同様、トリビングプラケットを省略しても(図(b))、省略しない場合(図(a))とほとんど同じ座屈波形を呈することがわかる。

以上の計算結果から、船底横桁自体の座屈安全率は、タンクテスト時に最低となり、試設計寸法を仮定すれば、約3.7である。そして、すべてのトリビングプラケットが省略された場合でも約3.5の安全率を有する。なお、スチフナ寸法を100×11F.B.に減じた場合、座屈安全率は大幅に低下するので注意を要する。

(5) 考 察

本節の解析結果から、横桁に対するトリビングプラケットの支持効果について総合的に判断すると、船底横桁のウェブスチフナが十分剛な場合(例えば250×22F.B.)には、座屈荷重(弹性解析)が設計荷重時の水圧ならびに横桁面材の初期降伏荷重に比べてかなり大きいため、横桁の初期撓みがある場合でも、その横倒れ最終強度の低下は比較的小さい。また、トリビングプラケットをすべて省略した場合でも、座屈荷重の低下が小さいので、最終強度の低下はそれ程著しいとは考えられない。すなわち、本試設計船のインナータンク船底横桁に対して、今回検討を行なった積付状態に限定して考える限り、その最終強度上の観点からは、トリビングプラケットの支持効果には大きな差異がなく、したがって、トリビングプラケットの省略が可能となろう。

一方、船底横桁のウェブスチフナの剛性が低い場合には、横桁の座屈強度も大幅に低下するので、その初期撓みの存在などを考慮に入れるに、横倒れ最終強度の低下が比較的大きくなるので、トリビングプラケットの適切な配置が是非とも必要となろう。

2.5.5 結 論

本研究において実施した試設計船インナータンクの船底横桁構造についての応力解析、座屈強度解析ならびに模型実験により得られた結果を総合すると、概要次のとおりである。

- (1) 船底構造についての有限要素法による強度解析(1次解析ならびにズーミング解析)を行なって、船底構造部材の応力分布および座屈モードとその限界値を求め、その挙動を解明するとともに、横型実験により解析結果の確認を行なった。
- (2) 船底横桁に設けられるトリビングプラケット自身の座屈強度について検討を行なった結果、その形状は、底辺の長さが桁の深さの1/4程度で十分であり、遊刃を面材で補強することにより設計荷重に対して満足すべき強度と剛性を保持していることが判明した。
- (3) 試設計船のインナータンク船底横桁に生ずる応力は、就航中においては、バラスト時の方が満載時より厳しい荷重条件となることが判明し、引張および圧縮で最大7 kg/mm²、せん断応力で最大約5 kg/mm²であった。一方、船底横桁の座屈強度については、タンクテスト時において最も苛酷となり、計算の結果、横桁ウェブパネルの座屈安全率は平均して4.0以上あり、また、横桁自体の座屈安全率は約3.7、トリビングプラケットを省略した場合でも約3.5であった。

(4) 横桁に対するトリビングプラケットの支持効果について検討した結果、今回考慮された積付状態のもとでは、船底横桁のウェブスチフナが十分に剛な場合には、その横倒れ最終強度の観点からは、トリビングプラケットの省略が可能であろうと考えられた。但し、今回検討されなかつた積付状態（インナータンクが空艤で、ウィングおよびセンタータンクが満載の場合の満載航海時）がなされる場合には、トリビングプラケット省略の可否について再検討が必要であろう。

一方、ウェブスチフナの剛性が低い場合には、横桁の座屈強度も大幅に低下するので、船殻ブロックの建造あるいは振動防止などからの必要性とともに、桁の横倒れ最終強度の点からも、トリビングプラケットの適切な配置が必要となろう。

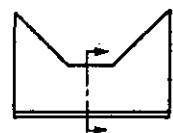
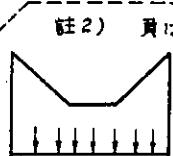
参考文献

- 1) N233 第152研究部会「新構造方式強度計算に関する研究報告書」昭和50年3月 日本造船研究協会
- 2) N248 同上 昭和51年3月
- 3) SRL52幹事会資料 委5-5 「1000 4L-V Type TRANS RING 強度計算書」昭和49年8月 三菱重工業
- 4) 塑性設計資料集(その6) 「板構造物の座屈と最終強度」昭和51年11月 日本溶接協会

2.5 節 図表一覧

- 図 2.5.1 解析対象
- 図 2.5.2 船底構造部材寸法
- 図 2.5.3 船底構造の解析範囲および計算モデル
- 図 2.5.4 計算モデルの境界条件
- 図 2.5.5 船底構造応力解析による TK・C 上の縦断面変位図（船底水压 $q = 1 \text{ kg/cm}^2$ に対する値）
- 図 2.5.6(a) Zooming 応力解析メッシュ分割図
- 図 2.5.6(b) トリビングプラケットのメッシュ分割図
- 図 2.5.7 トリビングプラケット応力分布（面材およびスチフナ）（種別 C：面材 250×22 ，スチフナ 100×10 ）
- 図 2.5.8 トリビングプラケットの補強種類
- 表 2.5.1 トリビングプラケット座屈計算結果
- 図 2.5.9(a) トリビングプラケットの座屈モード（M-1 シリーズ）
- (b) 同 (M-1.5 シリーズ)
- (c) 同 (M-2 シリーズ)
- (d) 同 (M-3 シリーズ)
- 図 2.5.10 試験模型（立体図）
- 図 2.5.11 試験模型詳細図（MODEL 1, 2, 3 の3体）
- 図 2.5.12 試験装置
- 表 2.5.2 材料引張試験結果（J 1 S 6 号試験片）
- 図 2.5.13 各計測同時に与えられた荷重
- 図 2.5.14 試験模型の荷重 - 変位曲線
- 図 2.5.15 最高荷重後の試験模型の変形状況
- 図 2.5.16 試験模型計算モデルの要素分割
- 図 2.5.17 試験模型の応力分布（実測と計算の比較）：基準荷重時（船底水压 $q = 1.14 \text{ kg/cm}^2$ ）
- 図 2.5.18 試験模型の座屈計算結果
- 図 2.5.19 試設計船の想定荷重条件
- 図 2.5.20 船底横桁計算モデルのメッシュ分割および座屈解析領域
- 図 2.5.21(a) 船底横桁の応力分布（タンクテスト時、インナータンク空艤）
- (b) 同 上 （タンクテスト時、インナータンク満水）
- (c) 同 上 （満載航海時）
- (d) 同 上 （バラスト航海時）
- 図 2.5.22 横桁ウェブパネルの座屈安全率および降伏安全率
- (a) タンクテスト時
- (b) バラスト航海時
- 表 2.5.3 船底横桁の座屈強度
- 図 2.5.23 トリビングプラケットの有無による座屈波形の違い
- (a) トリビングプラケット存在の場合
- (b) 同 上 省略の場合

表 2.5.1 トリビングプラケット座屈計算結果

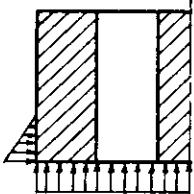
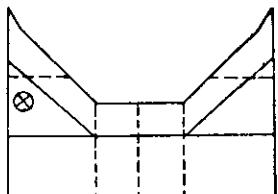
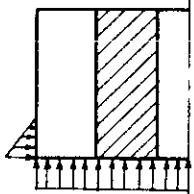
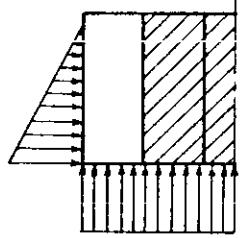
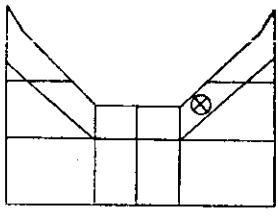
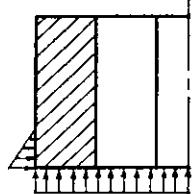
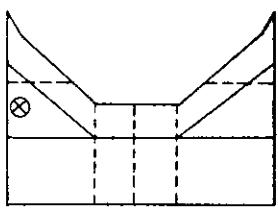
計算モデル	座屈水圧 g_{cr} (kg/cm^2)					荷重状況
	A	B	C	D (註1)		
M-1	11.67	40.92	37.23	46.41	68.49	
M-1.5	10.34	26.40	24.99	30.47	64.08	
M-2	14.03	21.52	20.95	25.78	72.41	
M-3	19.37	21.45	—	22.74	45.55	  <small>註2) 負は、水圧の方向が下図の場合に相当する。</small>  
	-1.97	-12.10	-10.17	-12.64	-14.34	

註1) A～Dについては図-2.5.8参照。

表 2.5.2 材料引張試験結果

板厚種類	公称板厚 (mm)	試験片 No.	板厚 (mm)	板幅 (mm)	降伏応力 (kg/mm ²)	破断応力 (kg/mm ²)
A	1.6	1	1.58	15.03	28.76	35.67
		2	1.56	15.05	29.09	35.86
B	2.3	3	2.25	15.04	25.13	40.79
		4	2.24	15.04	25.08	40.90
C	3.2	5	3.06	15.04	22.05	32.85
		6	3.06	15.03	22.08	33.06

表2.5.3 船底横桁の座屈強度

CASE	荷重条件	座屈安全率		備考															
1	<u>タンクテスト</u> 	A	3.76	<u>座屈箇所</u> 															
		A*	3.56																
		B	1.73																
		B*	1.55																
2	<u>タンク テスト</u> 	座屈の検討不要 (引張り応力が 大きいため)		<table border="1"> <thead> <tr> <th>種別</th> <th>スティナオ法</th> <th>トリビングブロック</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>A</td> <td>250x22_{FB}</td> <td>考慮</td> </tr> <tr> <td>A*</td> <td>同上</td> <td>省略</td> </tr> <tr> <td>B</td> <td>100x11_{FB}</td> <td>考慮</td> </tr> <tr> <td>B*</td> <td>同上</td> <td>省略</td> </tr> </tbody> </table>	種別	スティナオ法	トリビングブロック	A	250x22 _{FB}	考慮	A*	同上	省略	B	100x11 _{FB}	考慮	B*	同上	省略
種別	スティナオ法	トリビングブロック																	
A	250x22 _{FB}	考慮																	
A*	同上	省略																	
B	100x11 _{FB}	考慮																	
B*	同上	省略																	
3	<u>満載</u> 	B	5.49	<u>座屈箇所</u> 															
4	<u>バラスト</u> 	A	6.19	<u>座屈箇所</u> 															
		A*	5.67																
		B	2.26																
		B*	2.03																

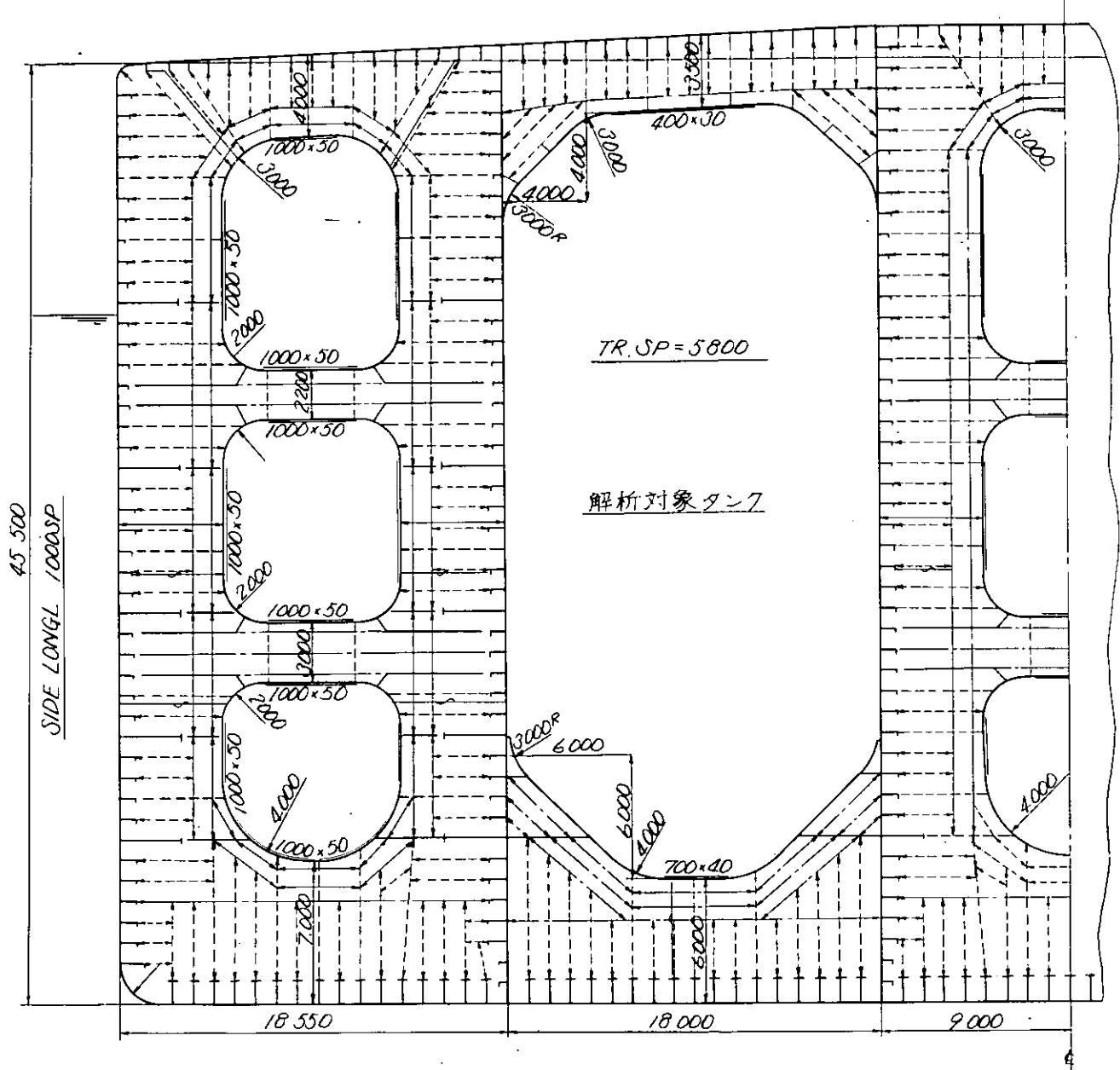


図 2.5.1 解析対象

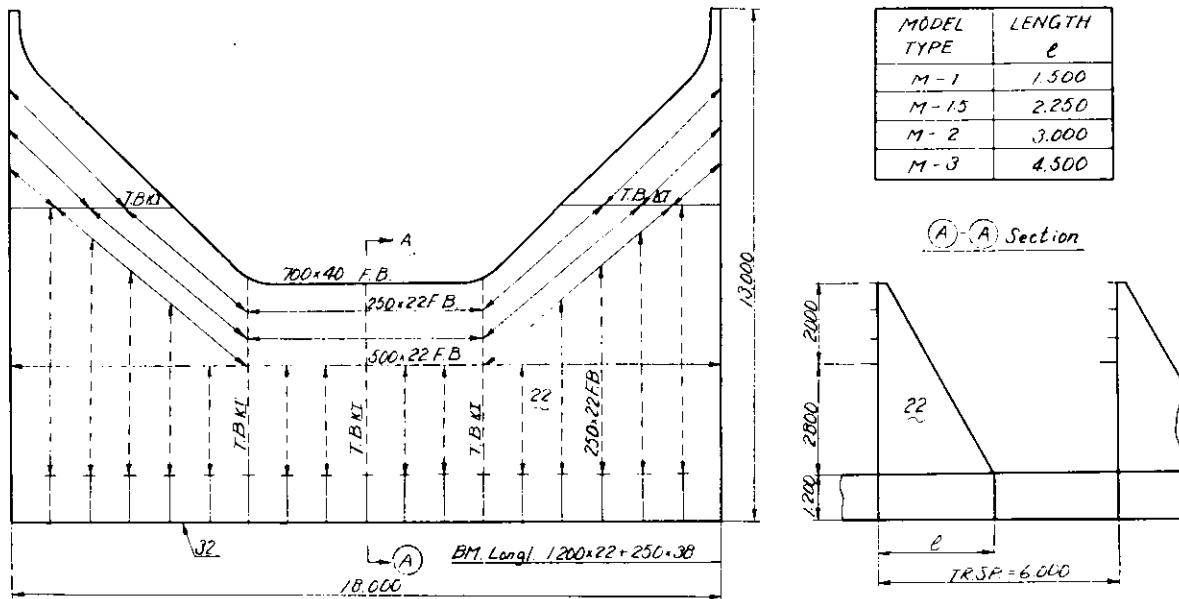


図 2.5.2 船底構造部材寸法

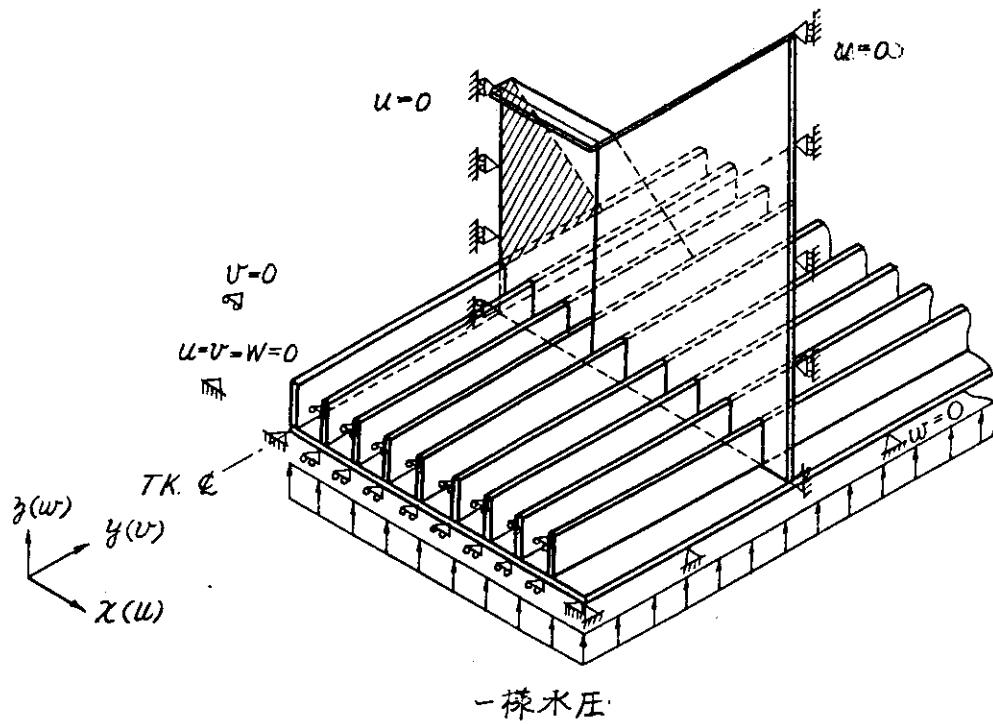


図 2.5.4 計算モデルの境界条件

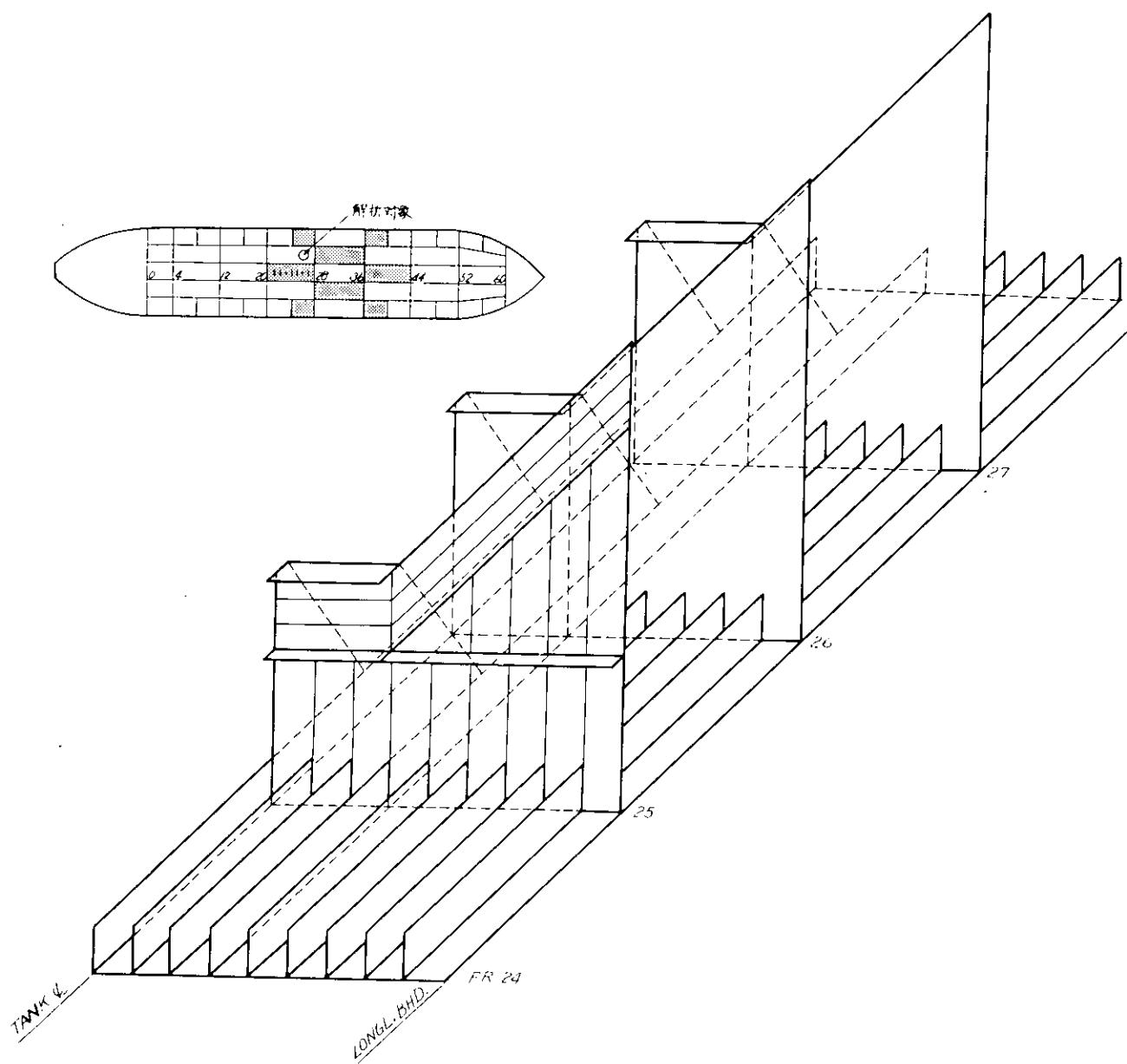


図 2.5.3 船底構造の解析範囲および計算モデル

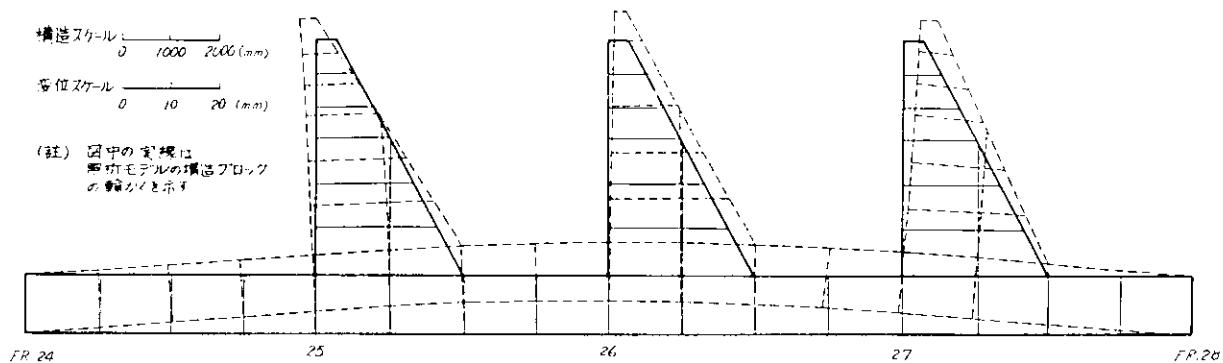


図 2.5.5 船底構造応力解析によるTK. Q上上の縦断面変位図
(船底水圧 $q = 1 \text{ kg/cm}^2$ に対する値)

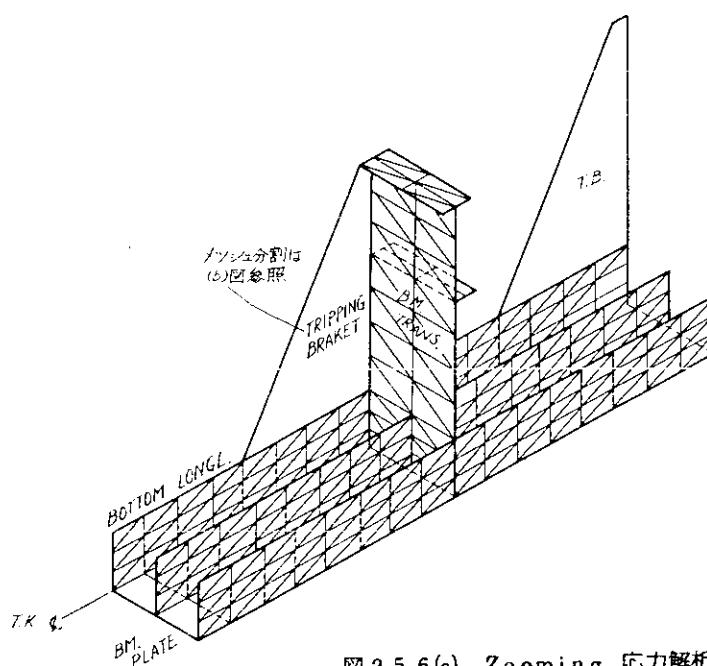


図 2.5.6(a) Zooming 応力解析メッシュ分割図

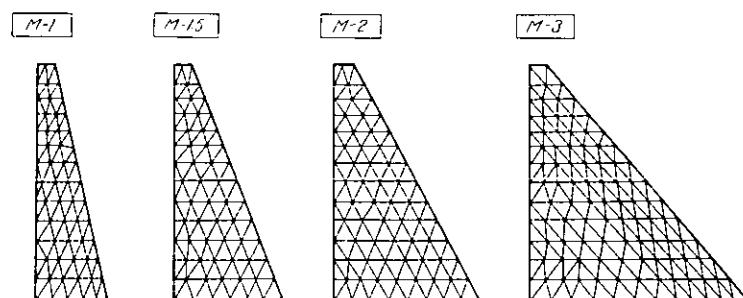


図 2.5.6 (b) トリピングブラケットのメッシュ分割図

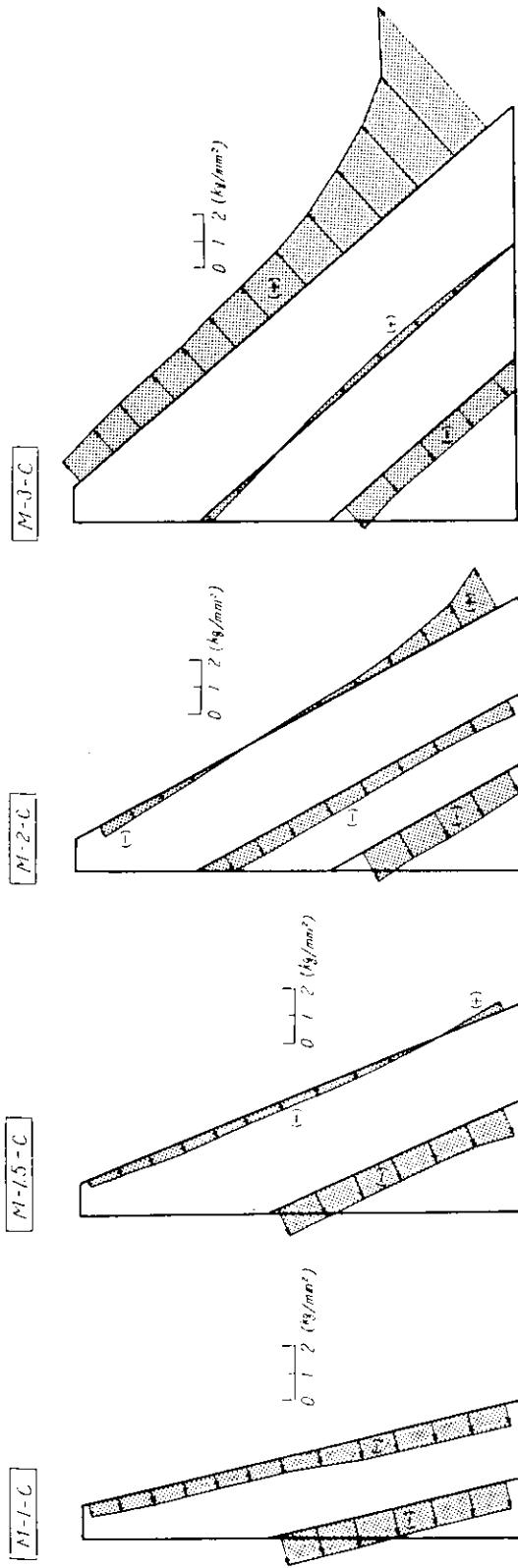
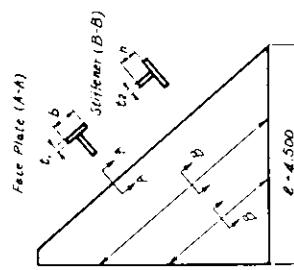
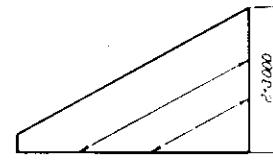


図 2.5.7 トリビンクプラケット応力分布(面材およびスキナ)
(種別 C ; 面材 250×22 スキナ 100×10)

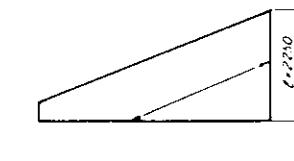
アーチ寸法			
種別	面材	スチラ	スチラ
A	面材なし	なし	なし
B	250×22	"	"
B'	250×11	"	"
C	250×22	100×10	200×20
D	250×22	100×10	200×20



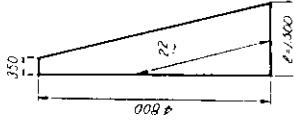
M-3



M-2



M-1.5



M-1

図 2.5.8 トリビンクプラケットの補強種類

$M-1-D$

$M-1-C$

$M-1-B^*$

$M-1-B$

$M-1-A$

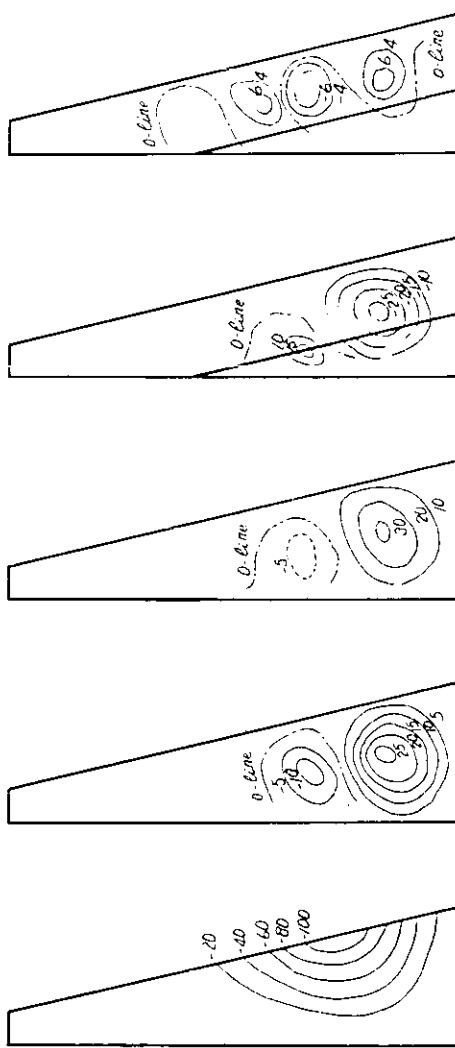


図 2.5.9 (a) トリビンダブレケットの座屈モード ($M-1$ シリーズ)

E_{cr} (V/cm²) 11.67

40.92

37.23

46.41

88.49

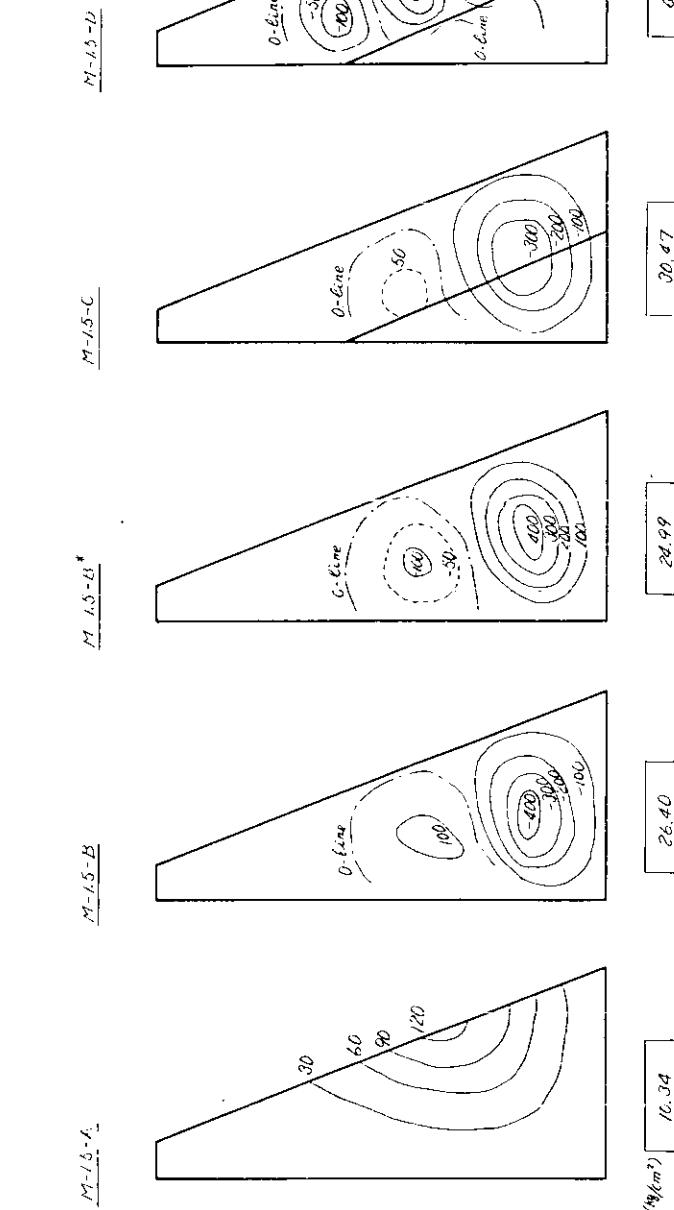


図 2.5.9 (b)
トリビンダブレケットの座屈モード ($M-1$ シリーズ)

E_{cr} (V/cm²) 10.34

26.40

24.99

30.07

64.08

図2.5.9 (c) トリビンクフラケットの壓屈モード(M-2 シリーズ)

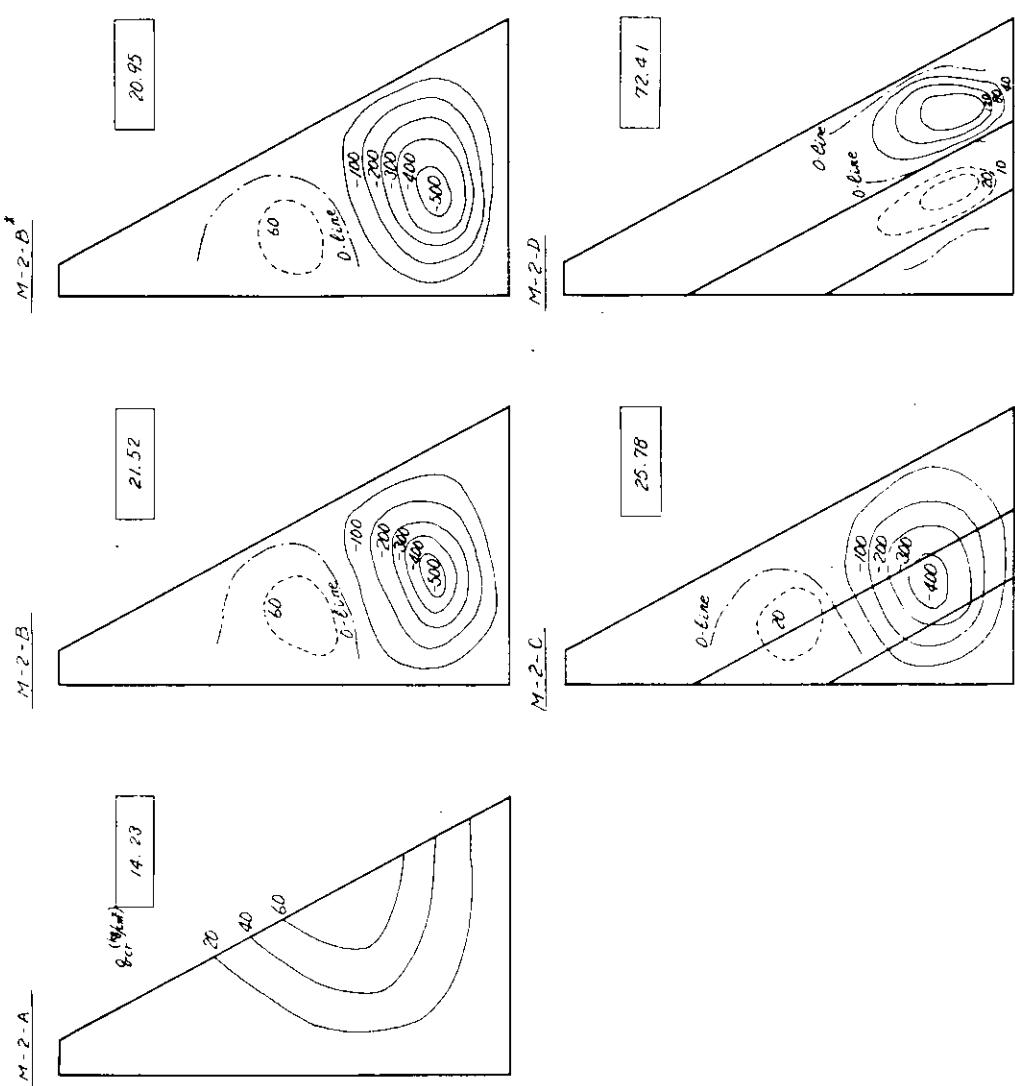
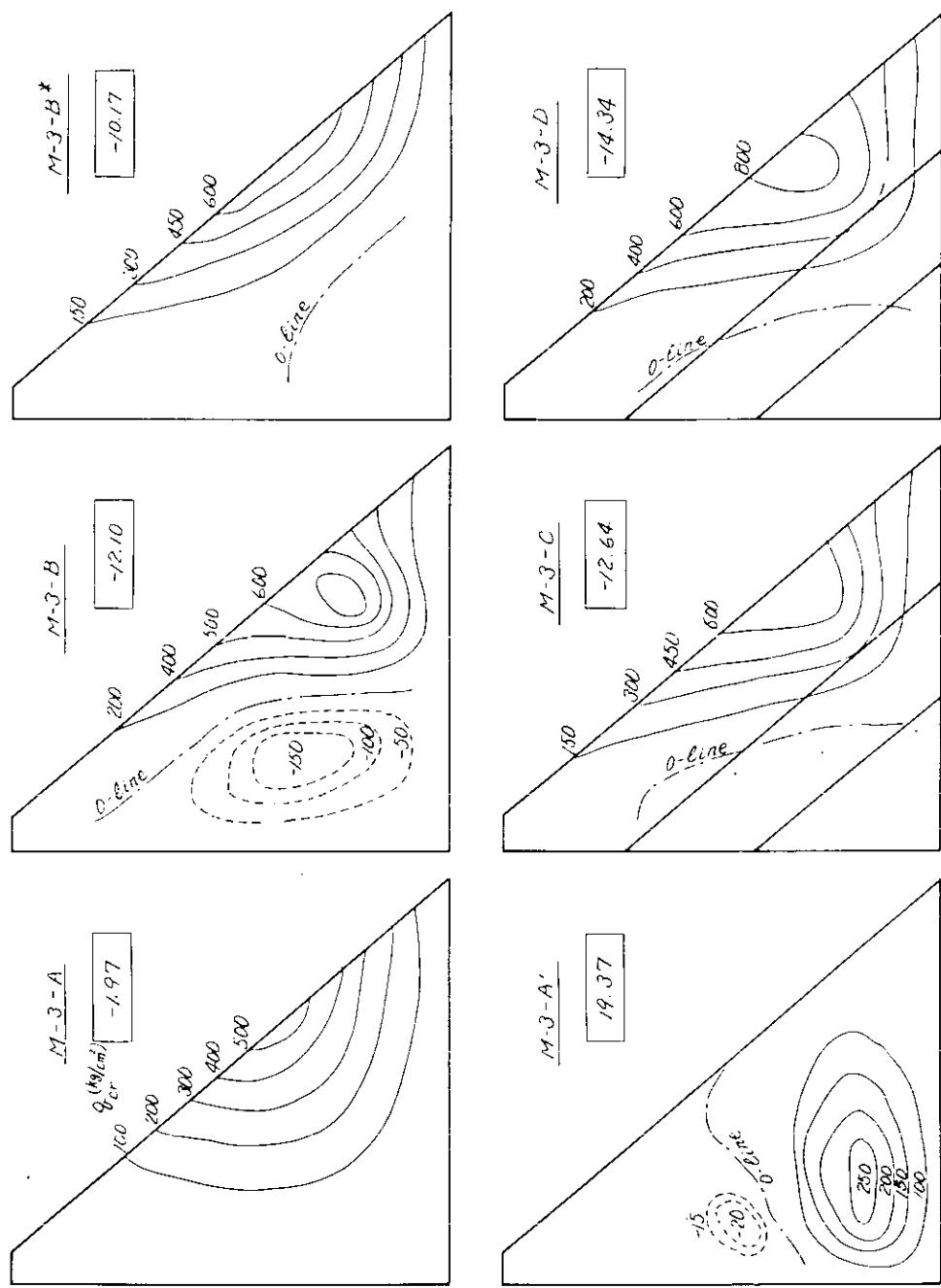


図2.5.9 (d) トリニティグラフ(トド)アシモード(M-3 シリーズ)



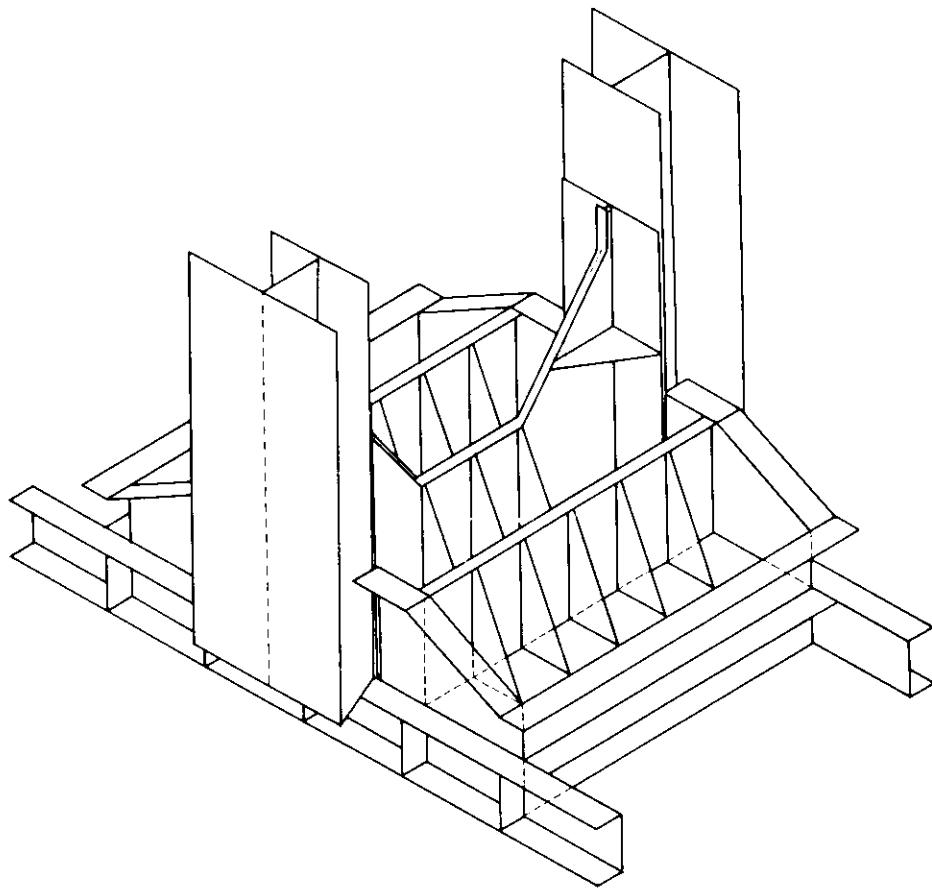


図 2.5.10 試験模型（立体図）

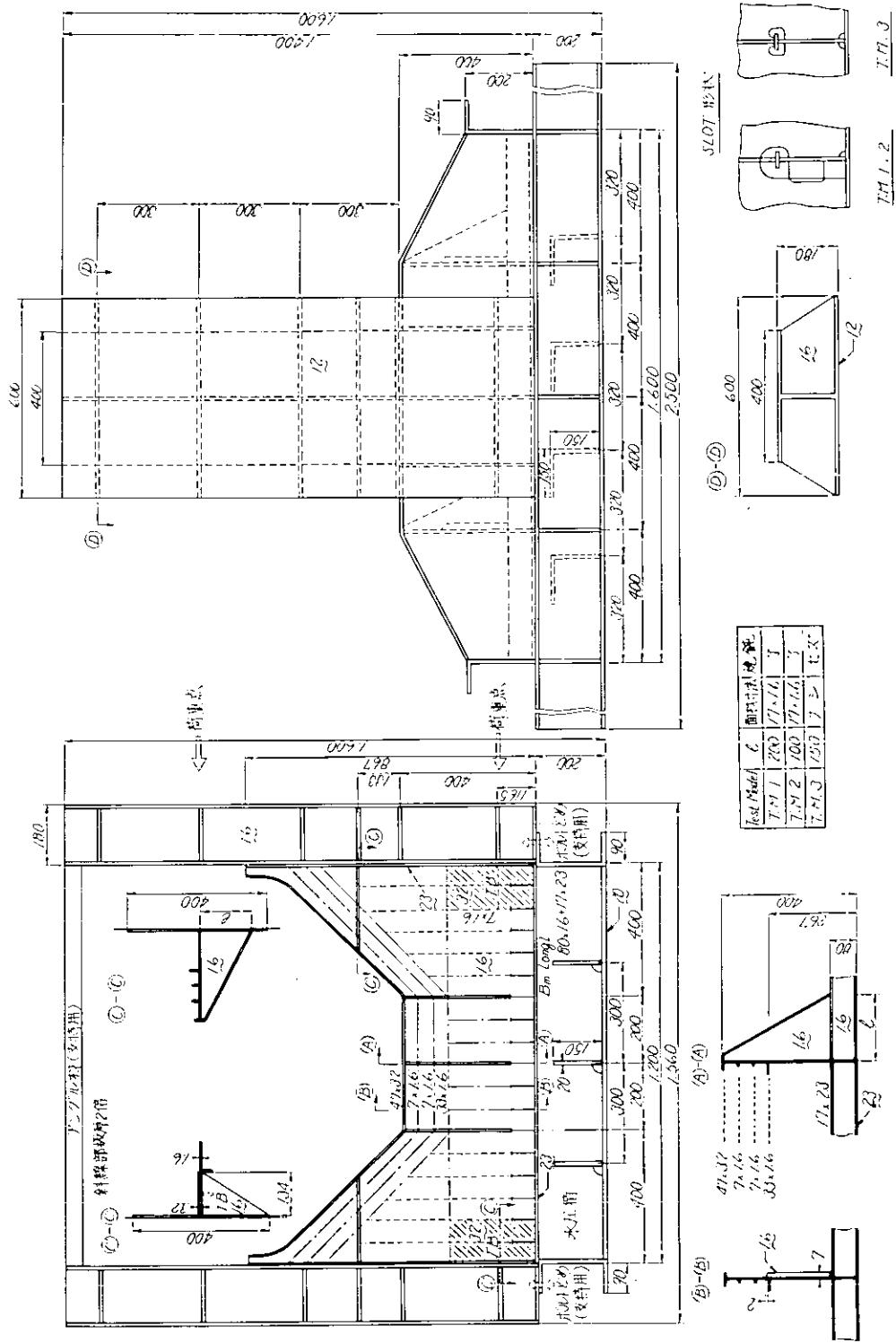
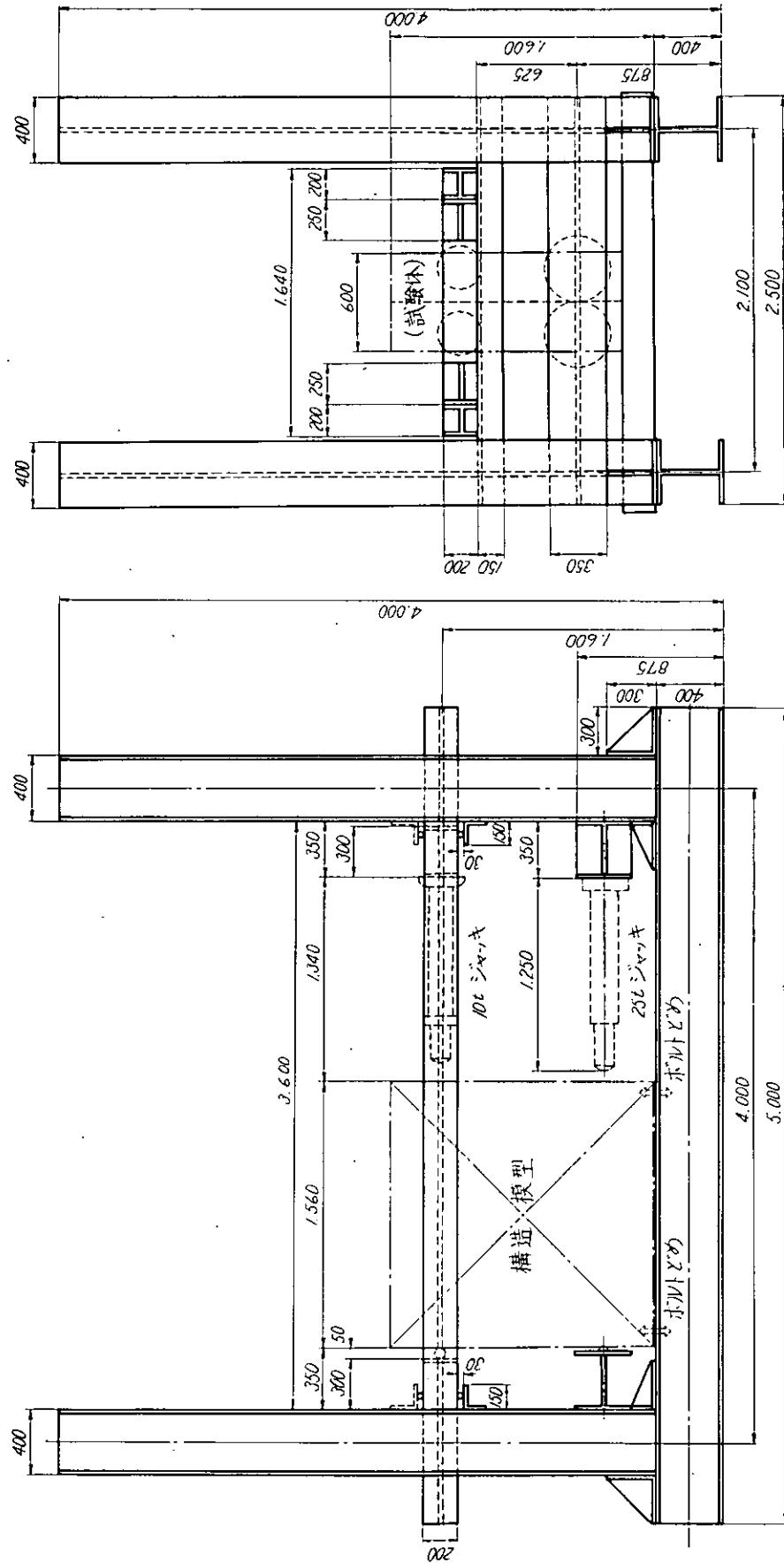


図 2.5.11 試験模型詳細図 (NOVEL, 1,2,3 の 3 体)

図2.5.12 試験装置



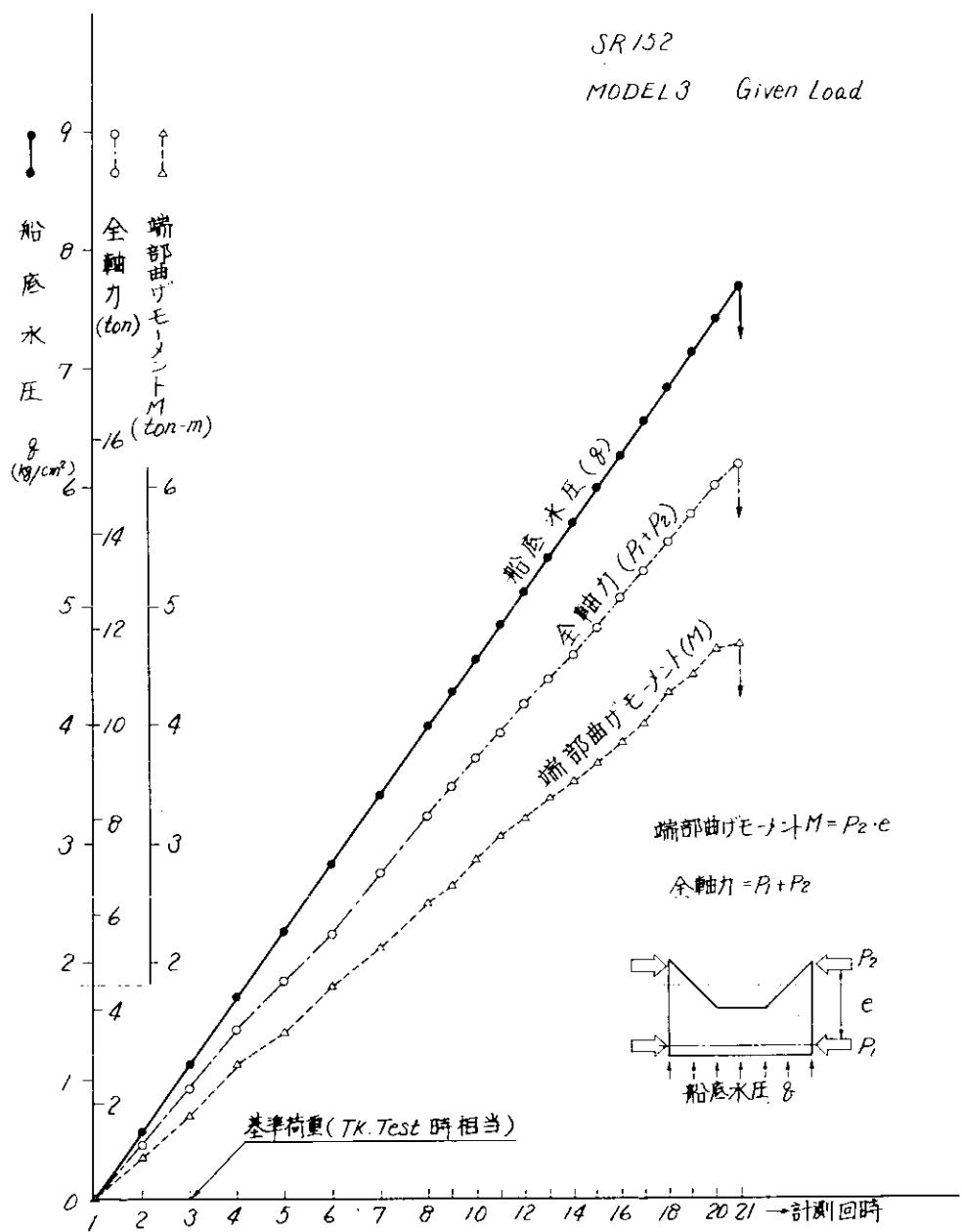


図2.5.13 各計測回時に与えられた荷重

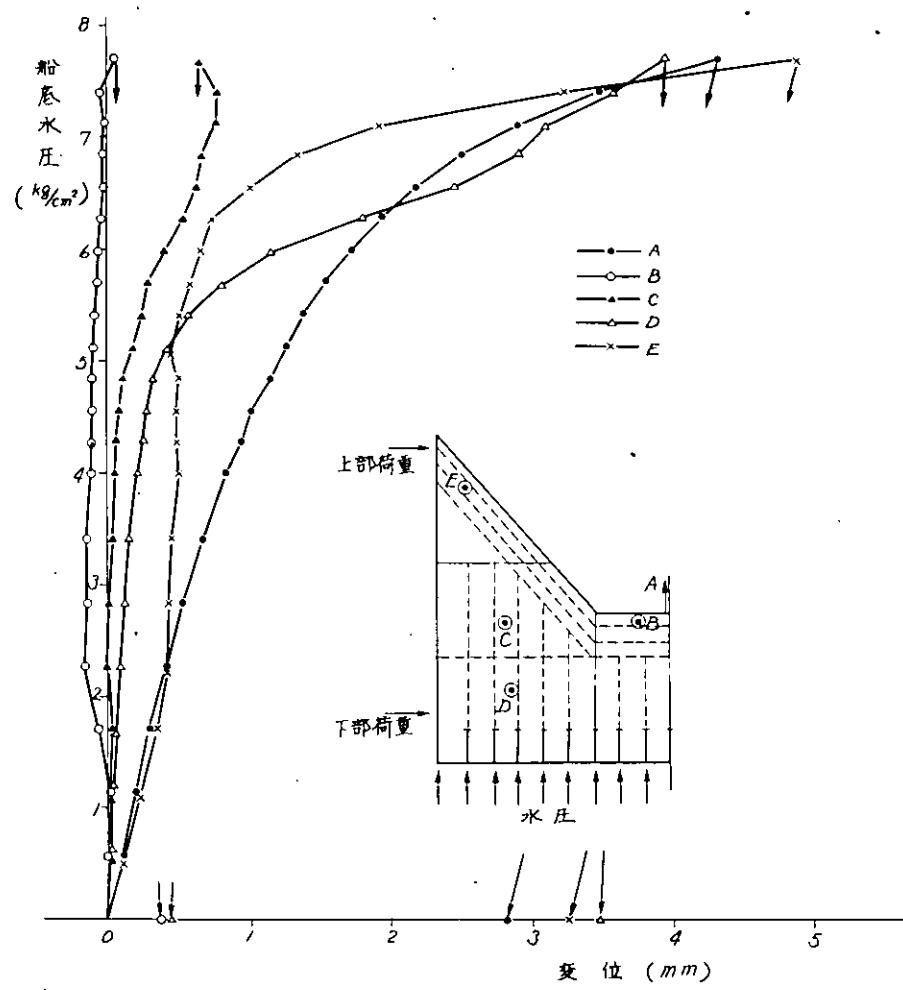
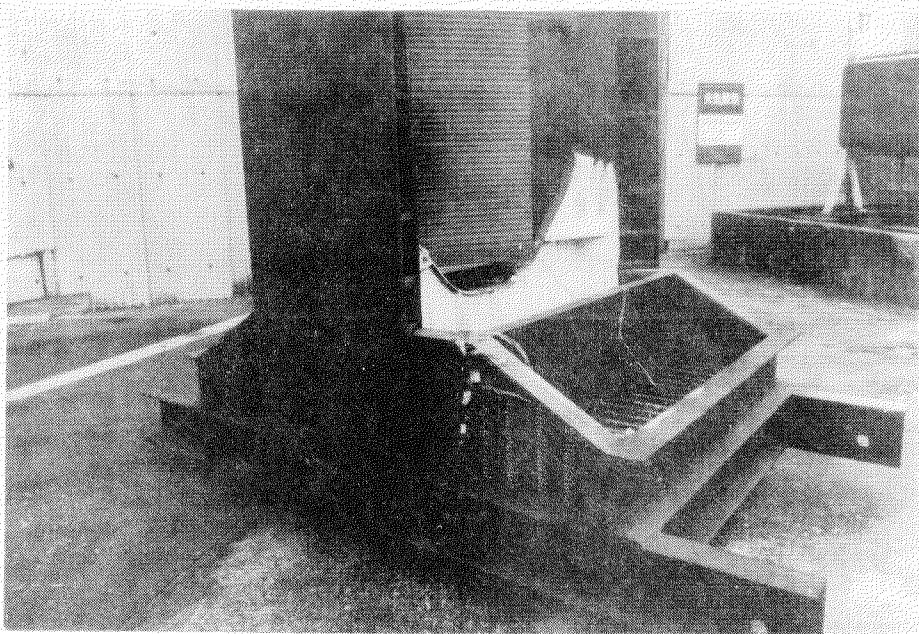
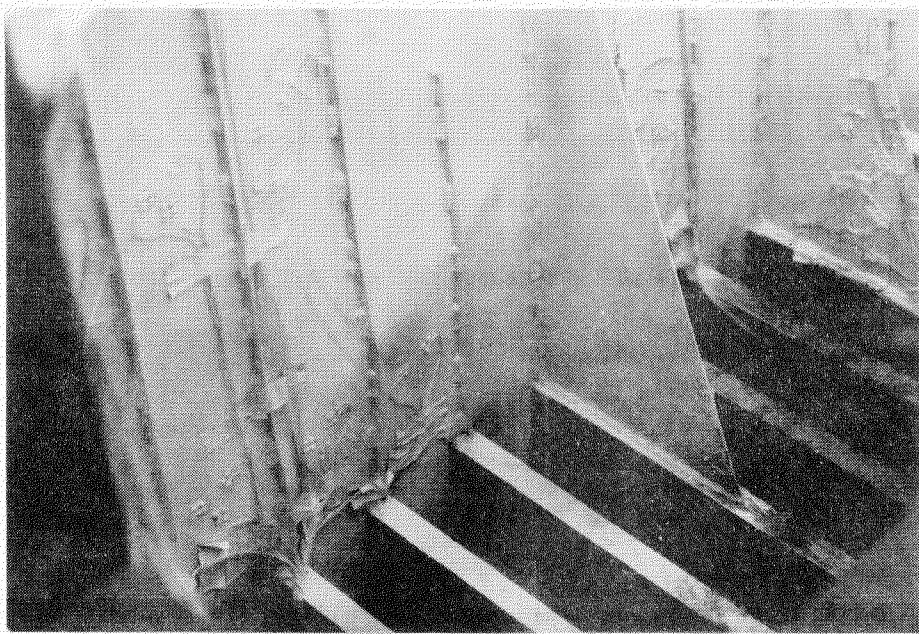


図 2.5.14 試験模型の荷重 - 変位曲線



(a) 模型全景



(b) 座屈崩壊パネル

図2.5.15 最高荷重後の試験模型の変形状況

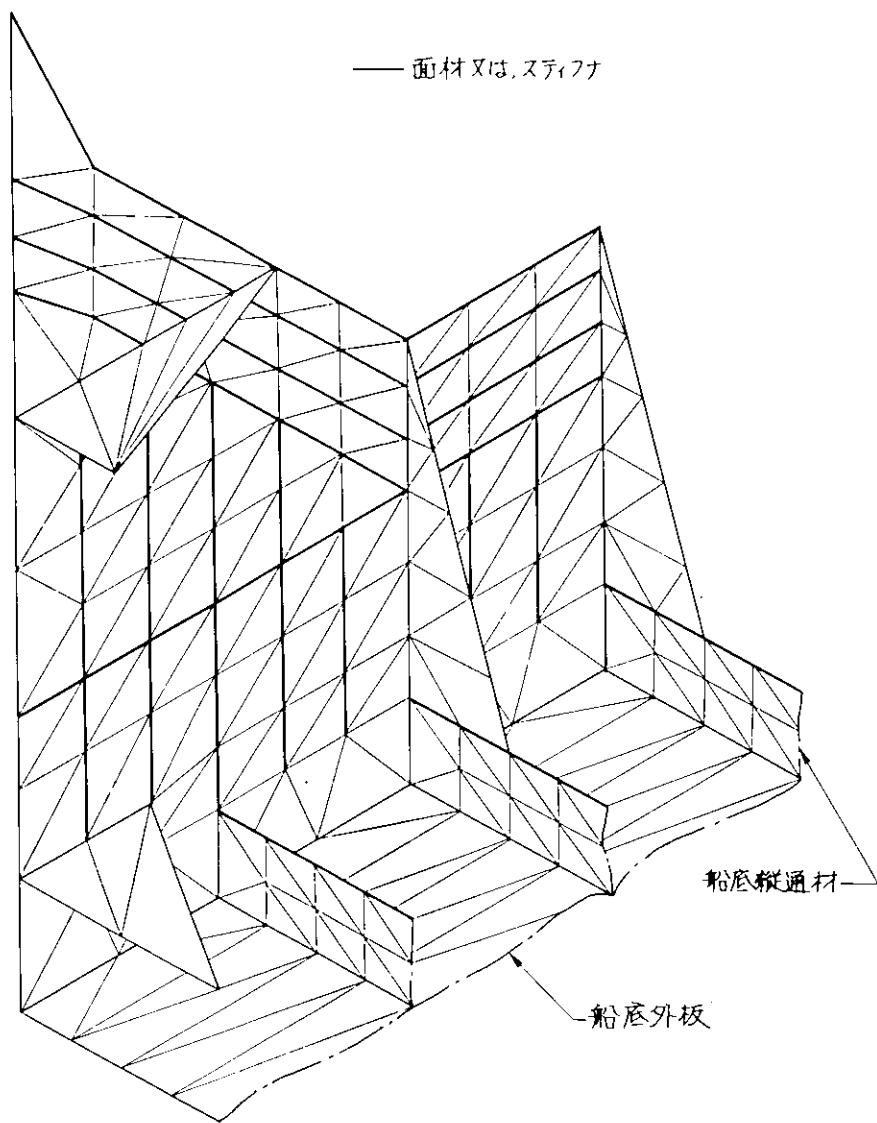


図 2.5.16 試験模型計算モデルの要素分割

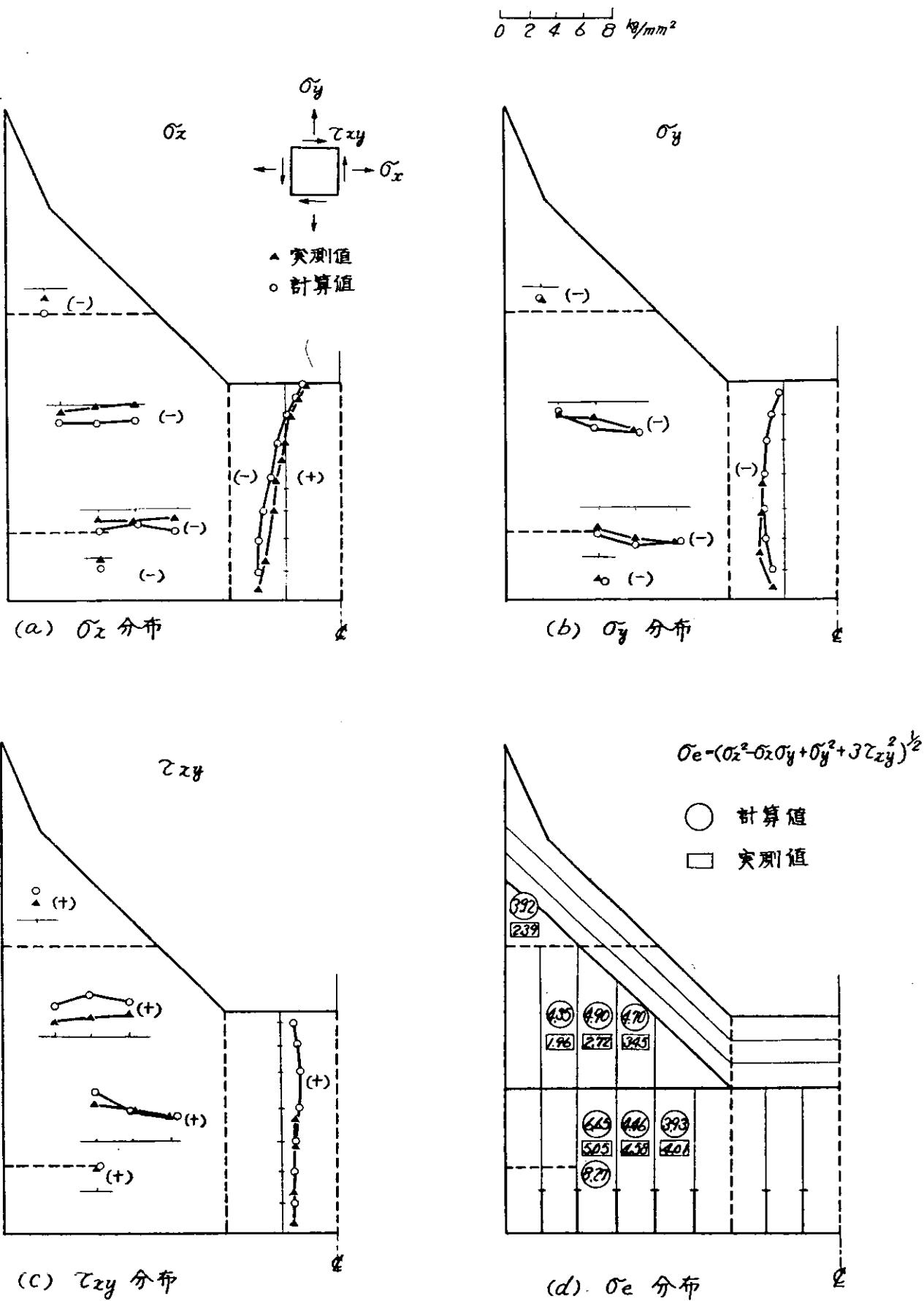
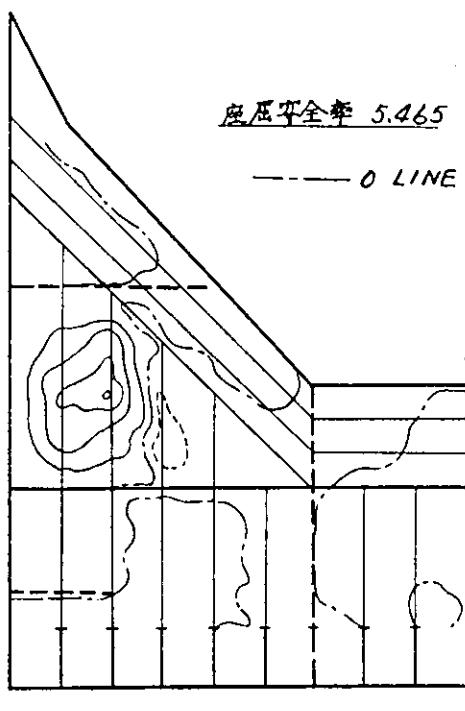
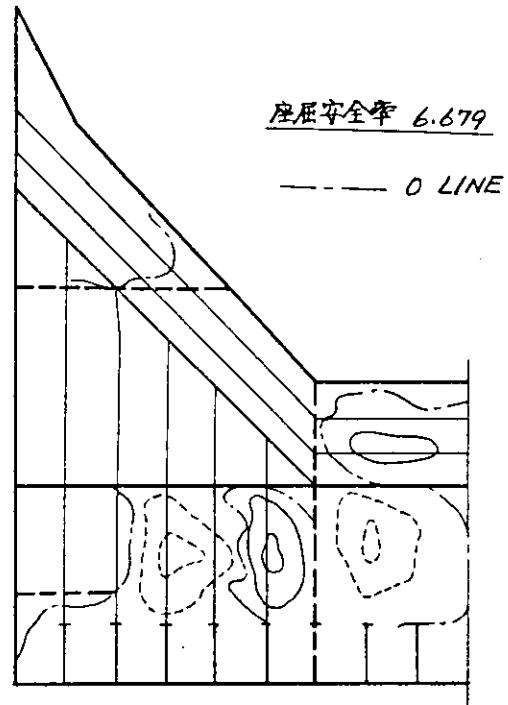


図 2.5.17 実験模型の応力分布(実測と計算の比較): 基準荷重時

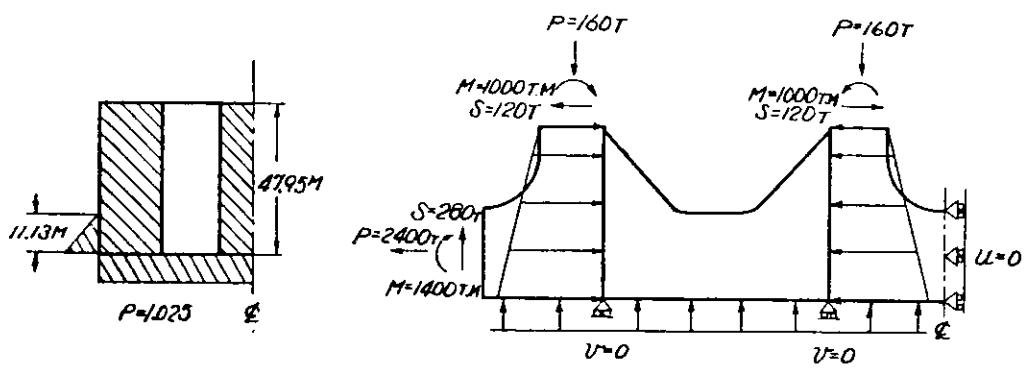


(a) 座屈波形(三角形部)

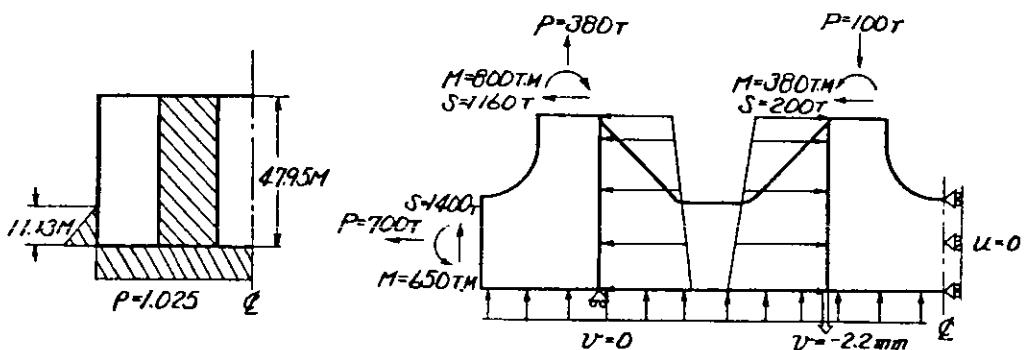


(b) 座屈波形(水平ステップ下)

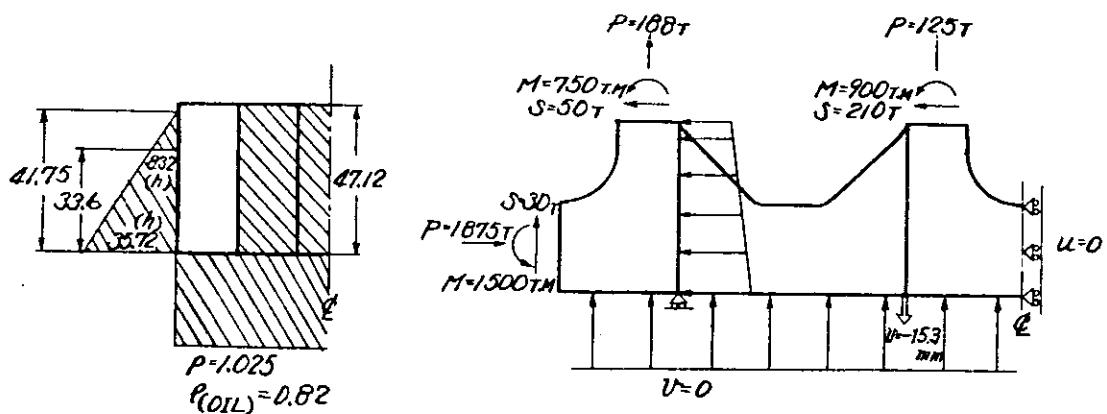
図 2.5.18 実験模型の座屈計算結果



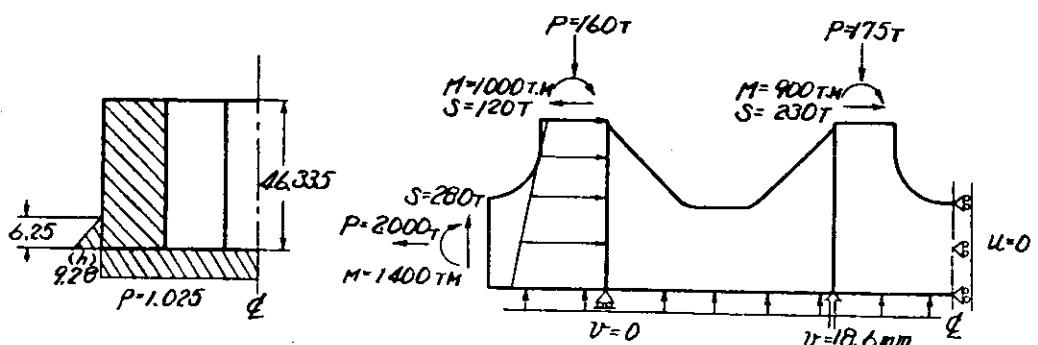
(a) タンクテスト状態 (インナータンク空艤)



(b) タンクテスト状態 (インナータンク満水)



(c) 満載航海状態



(d) バラスト航海状態

図 2.5.19 試設計船の想定荷重条件

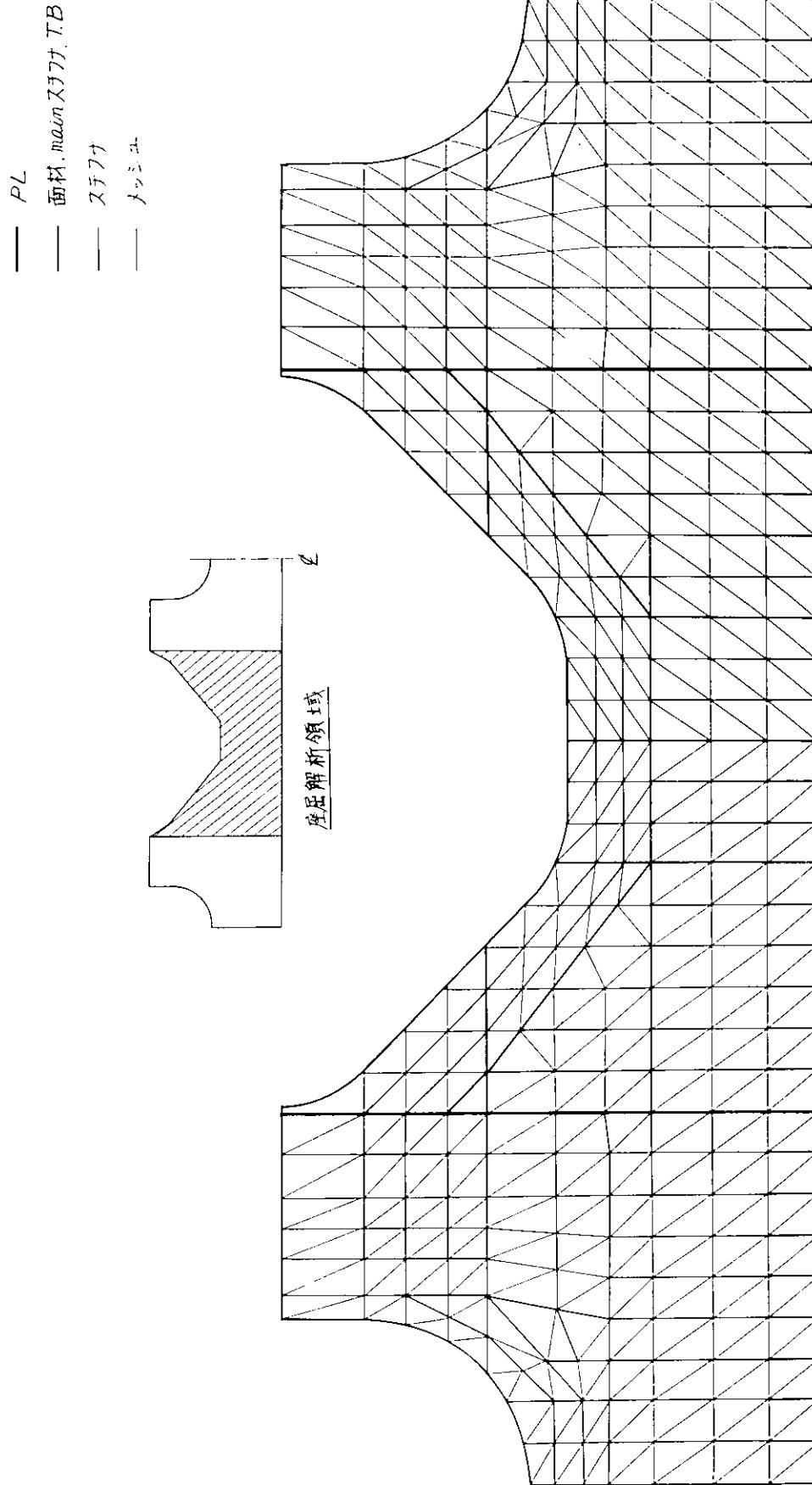


図 2.5.20 船底横筋計算モデルのメッシュ分割および座屈解析領域

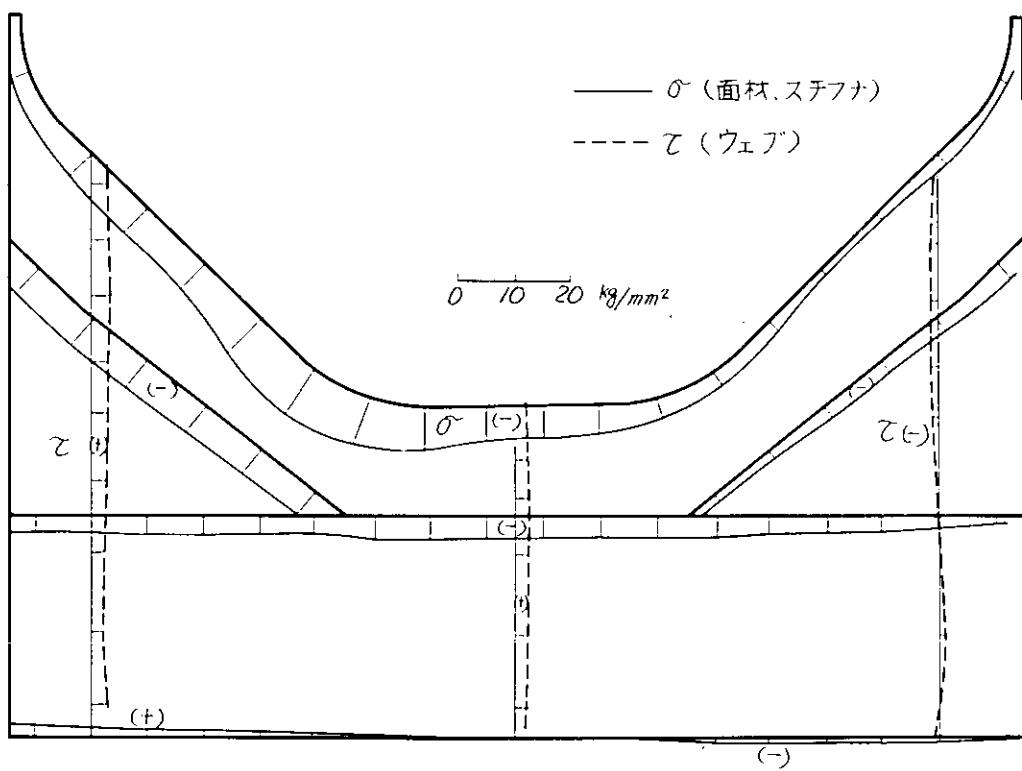


図 2.5.21(a) 船底横桁の応力分布(タンクテスト時, インナータンク空艤)

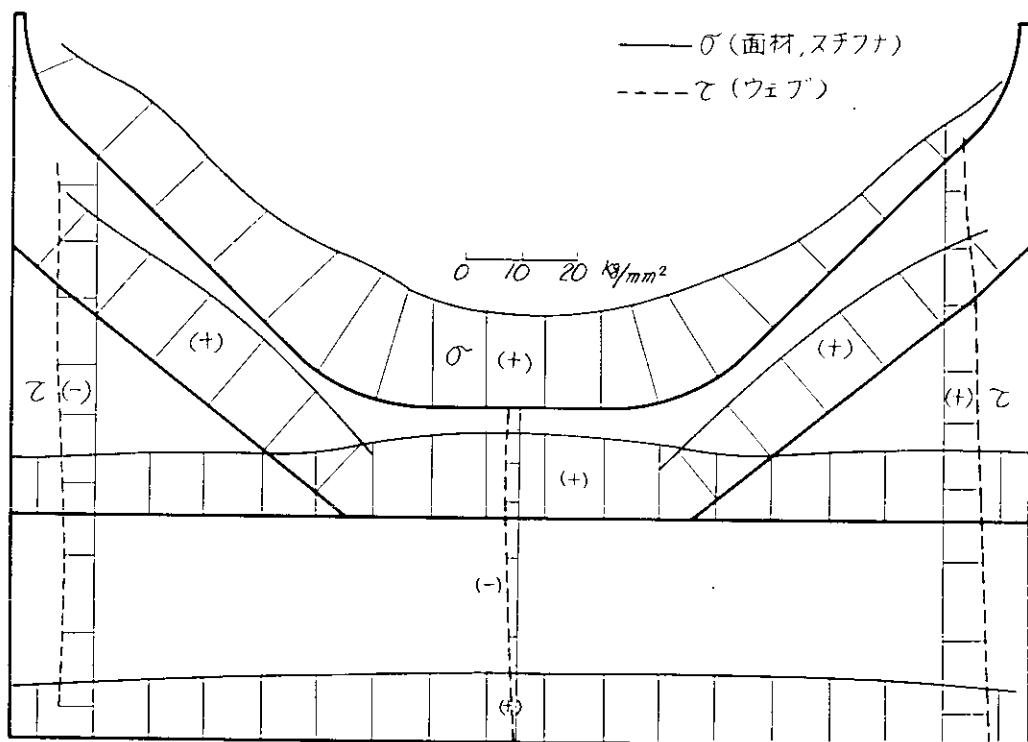


図 2.5.21(b) 船底横桁の応力分布(タンクテスト時, インナータンク満水)

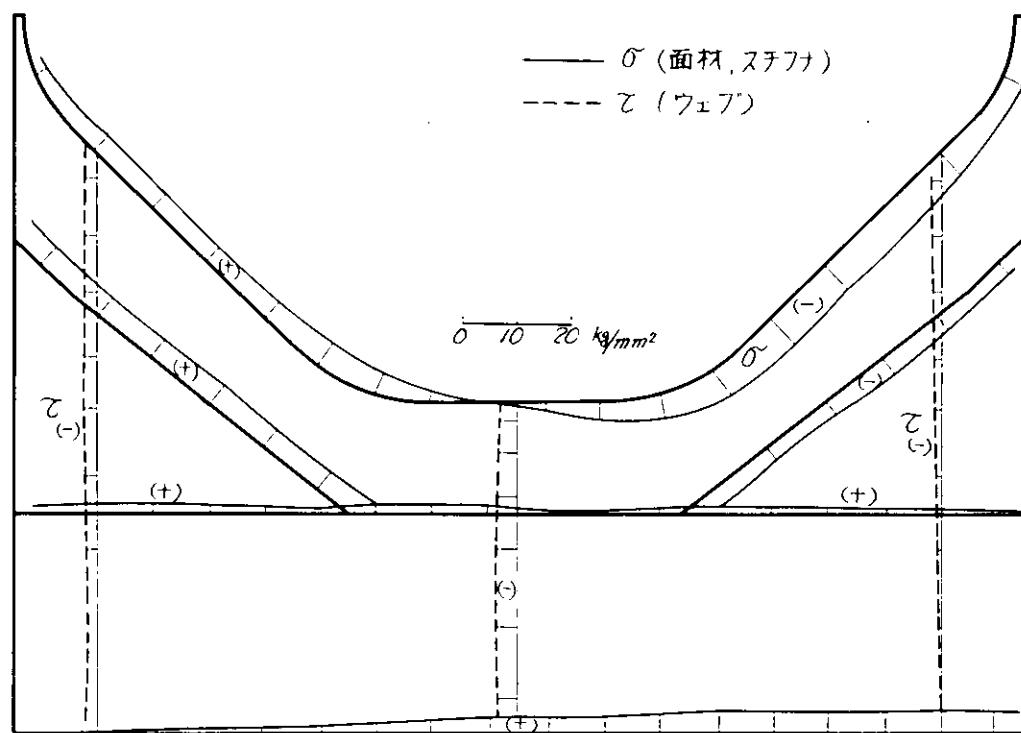


図 2.5.21(c) 船底横桁の応力分布(満載航海時)

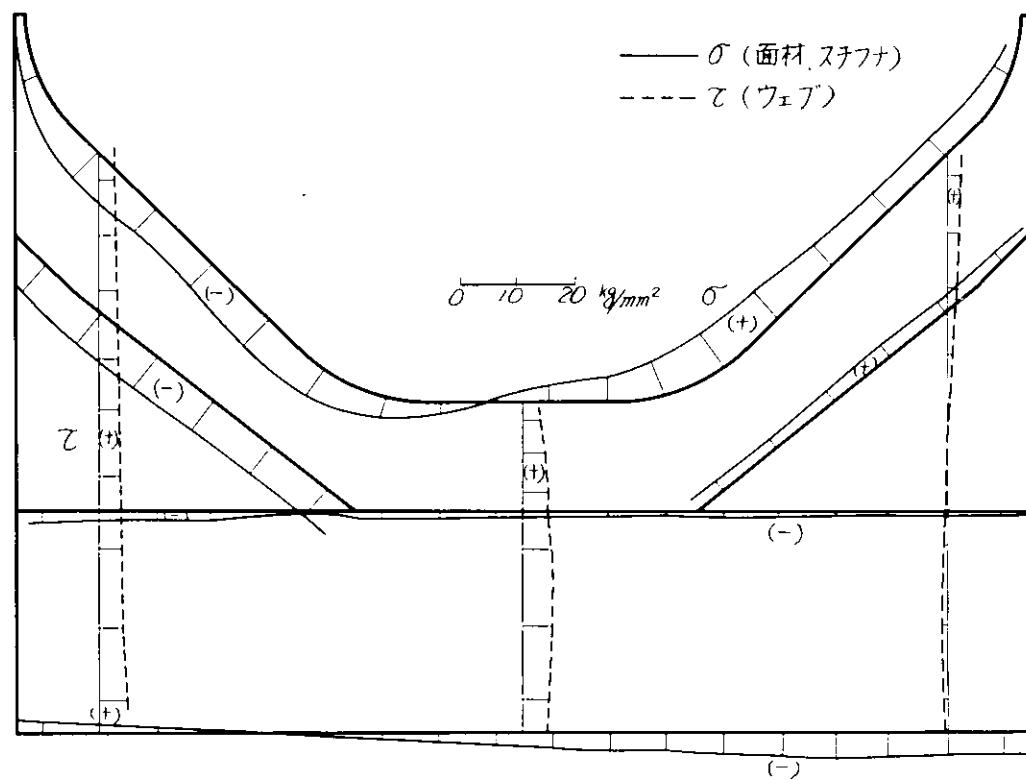
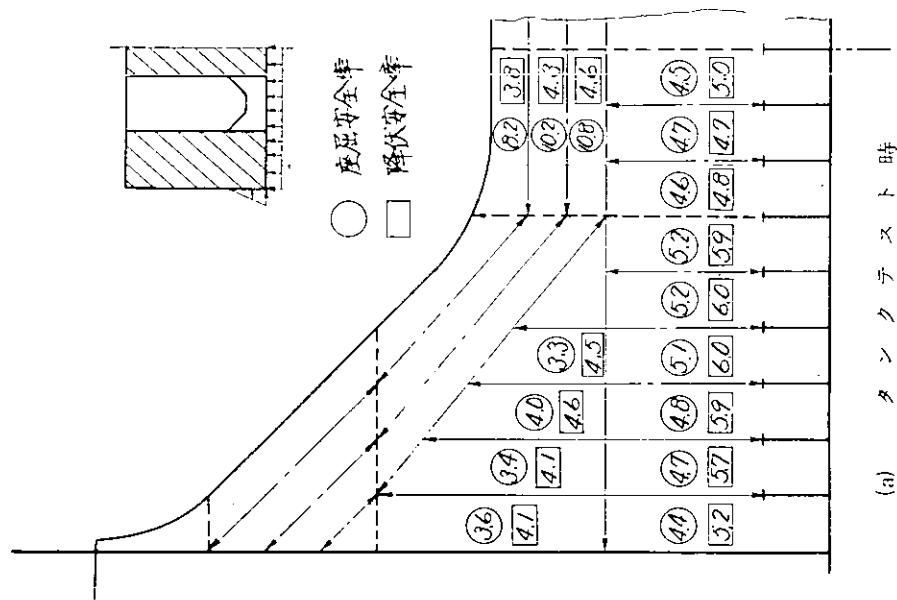
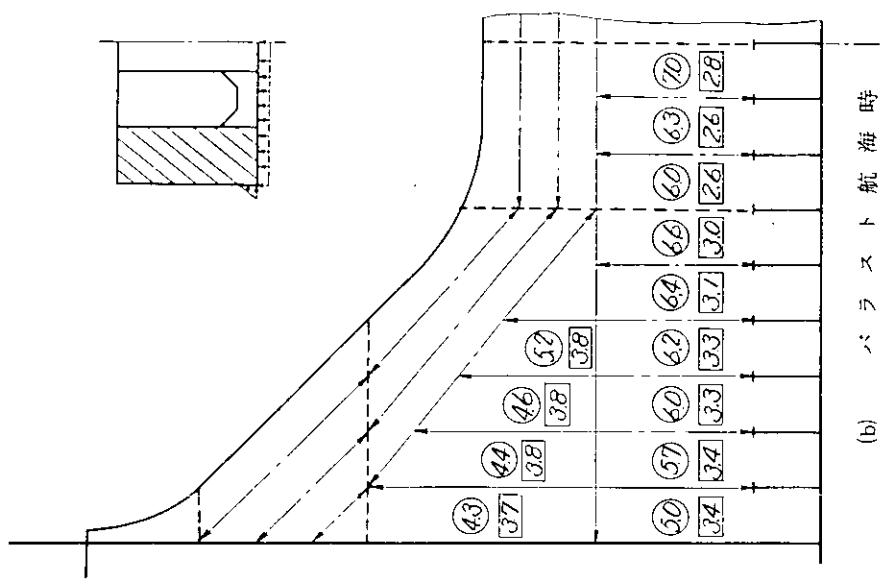


図 2.5.21(d) 船底横桁の応力分布(バラスト航海時)



(a) タンクテスト時



(b) パラスト航海時

図2.5.22 局部パネルの横補安全率および降低安全率

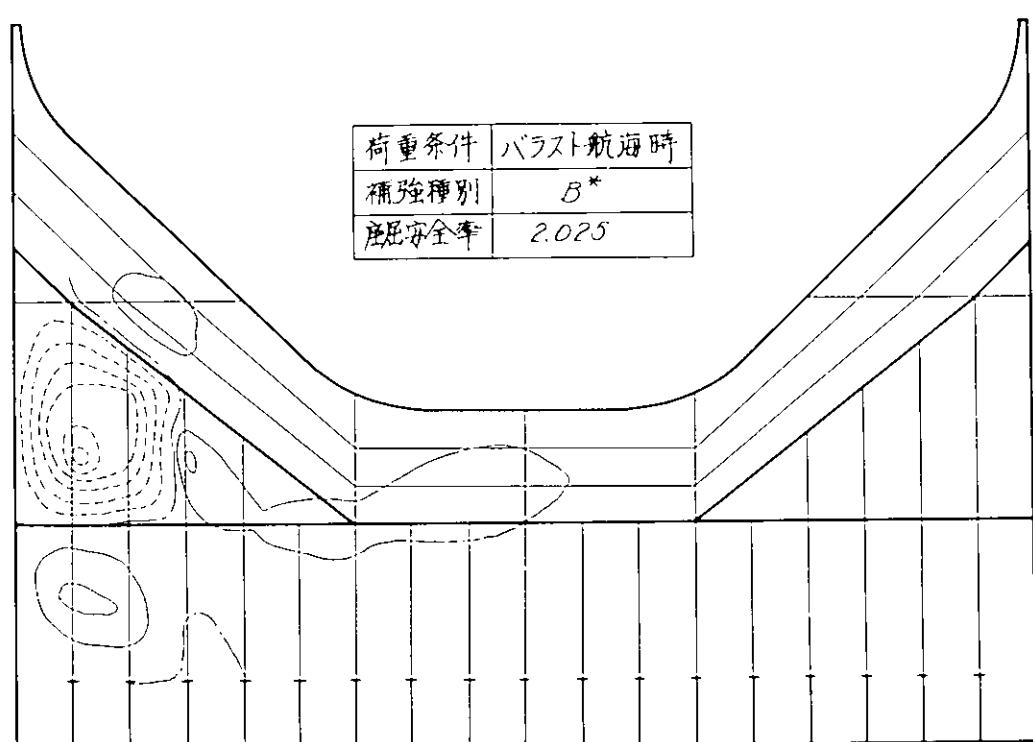
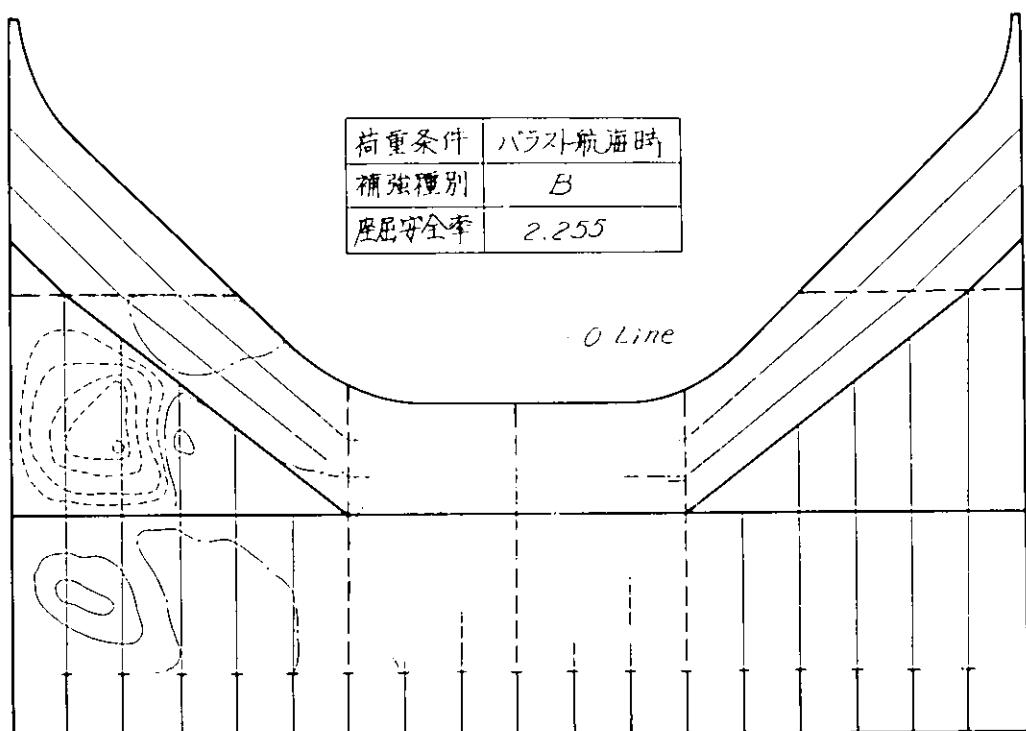


図 2.5.23 トリビングプラケットの有無による座屈波形の違い

2.6 船底横桁の座屈強度に関する研究

担当 山本善之、大坪英臣、李 雅栄（東京大学）

2.6.1 序

船体の巨大化にともない、喫水は深くなり、船底横桁に大きな圧縮力が作用することがある。また、横桁の寸法は、深さが大きくなる傾向が見られる反面、ウェブの板厚は、相対的に薄くなる。それゆえ、横強度を検討するにあたり、船底横桁の座屈強度を正確に知る必要がある。本研究では、横桁の圧縮強度を理論および実験によって検討した。なお、前年度の報告では、理論解析方法および試験体7体の実験結果について述べた。ここでは、未報告の試験体4体の実験結果を含めて一括して検討することとともに、船底横桁に対する設計指針を述べる。

2.6.2 実験の概要

本実験では、70万トン級タンカーの船底横桁を対象とした。試験体は船底横桁部材の平行部分を図2.6.1に示すようにモデル化した。実船寸法との縮尺比は1/8.7である。長さL（トリッピング・プラケット間の長さに相当する）を920mm、1150mm、1380mm、1610mmと変化させて、各々試験体I～IVとした。これらについてトリッピング・プラケットが剛であるとしたときの、トリッピング・プラケット間隔の効果を検討するため、ウエブの長手方向に1本のスチフナを追加配置したもの（L=920mm）をV型とした。さらに、横倒れを防止するため、桁の中央に、トリッピング・プラケットおよび船底ロンジに相当する回転防止材を配置したものをT-I（L=1380mm）、T-II（L=1610mm）、T-III（L=1840mm）およびT-IV（L=1610mm）とした。これらの各型についてトリッピング・プラケットの必要剛性を検討する。前年度報者では、V、T-IはそれぞれIV、Vとしている。なお、以後の説明のため、図2.6.2に断面の各部材の名称を示す。

負荷方法としては、図2.6.3に示すように、横桁荷重端に設けたI型鋼の治具を介して、横桁の幅の中央に集中荷重を加え、圧縮力と曲げモーメントを作用させる。なお、試験体T-I、T-II、T-IIIについては、回転防止材を枠に固定し（Fig. 2.6.3 : a参照）試験体T-IVはローラを介して回転防止材を枠に支持させる（Fig. 2.6.3 b参照）

表2.6.1に、実験結果のまとめを示す。最高荷重に対する応力は、最高荷重を断面積で割った平均応力を示している。また、トリッピング・プラケット間隔の短かい試験体I、II、VおよびT-I～T-III（間隔=L/2）は、W1の弾性座屈およびその後のウェブW1に対応する面材の局部的な塑性捩れ変形によって、最高荷重に達した。試験体III、IVは、桁全体の横倒れ変形が生じ、最後に、長さの中央断面の捩れ変形を伴って折れるように崩壊した。

各試験体の変形過程を図2.6.4に示す。さらに、図2.6.5に長さの中央断面での横倒れ変形量と圧縮荷重の関係の代表的な実験例を示す。

2.6.3 設計指針

(1) 最終挙動の考察

前節の実験結果に示されたように、圧縮力を受ける横桁は、トリッピング・プラケット間隔Lの大小により、(a)局部座屈($L < L_{cr}$)、(b)横倒れ座屈($L > L_{cr}$)、のいずれかによって崩壊する。すなわち、トリッピング・プラケット間隔Lが後述する限界長さ L_{cr} より短かい場合（実験においては、試験体III、IV以外の試験体）、座屈は面材(F)とウェブの上部1パネル(W1)の局部的なものに限られる。従って、最高荷重は局部座屈によって決定される。一方、トリッピング・プラケット間隔Lが、限界長さ L_{cr} を超える場合（試験体III、IV）は、桁全体の横倒れによって最高荷重に達する。

(2) 局部座屈による最高荷重の略算法

治具を介して横桁幅の中央に加えられた軸力 P は、図 2.6.6 に示すように、断面図心の O 点で、軸力 P とモーメント $P \cdot e$ に分解できる。ここで、 e は幅中央と O 点との距離である（試験体では $e = 141.2$ mm である。ただし、試験体 V については、 $e = 137.1$ mm である）。治具の剛性が大であるため、端部は直線に保たれるとし、O 点での軸方向縮みを Δ 、回転角 ϕ とすると、ひずみ ϵ は、

$$\epsilon = \frac{\Delta}{L} + y \cdot \frac{\phi}{L} \quad \dots \dots \dots \quad (1)$$

ウェブの初期たわみが無視でき、ウェブに局部座屈が生じる前では、応力は次式より求まる。

$$\sigma = E \cdot \epsilon$$

ただし、局部座屈が生じれば、面内剛性の低下により、座屈後の応力 — ひずみ関係は形式的に、

$$\sigma = \alpha E \cdot \epsilon \quad (0 < \alpha < 1)$$

と表わすことができる。座屈などがなければ、 $\alpha = 1$ である。これらの式を力およびモーメントの釣合関係式

$$P = \int_A \sigma dA, \quad P \cdot e = \int_A \sigma \cdot y dA \quad \dots \dots \dots \quad (2)$$

に代入すると、 Δ と ϕ を求めることができる。

以上の関係式により、断面内の応力分布は、荷重 P をバラメータとして求められる。断面内のある部材 W (重心の座標 y_w) の応力が、部材 W の弾性座屈応力 σ_{w_e} に達したときの荷重を P_{w_e} とするとき、これらの間には、

$$P_{w_e} = \sigma_{w_e} \cdot A / (1 + y_w \cdot A \cdot e / I) \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

の関係が成り立つ。ここに、 I は断面二次モーメントである。その後、座屈した部材の面内剛性は $\alpha \cdot E$ になると仮定する。さらに、面材下 (重心の座標 y_r) の応力が降伏応力 σ_y に達したときの荷重を最高荷重とするとき、最高荷重 P_u は、次式のようになる。

$$P_u = P_{w_e} + \{ \sigma_y - P_{w_e} (1/A + y_r \cdot e/I) \} A_2 \quad \dots \dots \dots \quad (4)$$

ここに、

$$A_2 = (A_1 I_1 - J_1^2) / \{ I_1 - e J_1 + y_r (e A_1 - J_1) \}$$

$$A_1 = \int_A \alpha \cdot dA, \quad J_1 = \int_A \alpha \cdot y dA, \quad I_1 = \int_A \alpha \cdot y^2 dA$$

である。

試験体のスチフナで分割される各部材の弾性座屈応力を表2.6.2に示す。ただし、応力値はすべて周辺単純支持としたときの計算値である。曲げ荷重によって、ウェブにおいては、W1部分の応力が高くなり、その平均応力が 21.1 Kg/mm^2 に達したとき、弾性座屈をしたと考え、(3)式より概算すると、座屈荷重は $P_{cr} = 44.8 \text{ ton}$ となる。その後、W1の面内剛性は約 $E/2$ ($\alpha = 1/2$)になると仮定し、さらに、面材の応力が降伏応力 ($\sigma_y = 24.7 \text{ Kg/mm}^2$)に達したとき、最高荷重に達すると考えれば、 $P_u = 47.3 \text{ ton}$ となる。この値を表2.6.1に併せて表示し、実験値と比較する。これは試験体の最高荷重をよく説明している。ただし、表の中で試験体T-I、T-II、T-IIIについては、回転防止材を枠に固定しているので、A・2.6.1に示す方法に従って、略算した値を示している。

以上の略算において、W1は周辺単純支持と仮定し、応力が深さ方向に線形に変化している影響を無視した。また、座屈後の面内剛性を $E/2$ ($\alpha = 1/2$)としたが、次の点を考えなければならない。

(a) 面材の捩り剛性によるウェブのたわみに対する拘束。(b) ウェブ表面の塑性域の進展。ただし、高目の近似として、W1の座屈後の面内剛性をEとして、最高荷重を求めてみると、 $P_u = 48.2 \text{ ton}$ になる。いずれにしても大きな差がないのは、ウェブの占める面積が小さく、また、ウェブの弾性座屈値が降伏応力に近いことによる。従って、設計の目安としては、以上のようにスチフナ間隔が十分狭く、面材の剛性が高く、初期不整がないなら、このような簡単な方法で最高荷重を決定すればよいであろう。もちろん、モーメントM、水圧qが作用する場合も、面材とウェブの1パネルなどの局部構造に作用する応力を求めることができ、上と同様の検討を行なうことができる。

なお、図2.6.7に(1)式の△と実験における△を比較している。実験における△の遊び量を考慮すると、両者は比較的よく一致すると考えられる。

(3) 面材の局部座屈について

局部座屈の生じる部分、すなわち面材とそれに隣接するウェブのパネルを取り出して、有限帯板法を用い、次の2点に対して検討する。

- (a) ウェブの弾性座屈の面材局部座屈への影響
- (b) 面材の初期不整の面材局部座屈への影響

(i) ウェブの弾性座屈の影響

実験に使用された試験体では、ウェブのスチフナ間隔は十分に狭くとっており、ウェブの弾性座屈値が降伏応力に近い。実船においては、このスチフナ間隔が広く設計される可能性があり、また、スチフナの局部座屈が生じたりすると、防撃の役目を果たさなくなる。ここでは、ウェブのスチフナ間隔がより大きくなった場合、(面材+ウェブ1パネル)の構造の局部座屈荷重がどのように低下するかを調べる。

ここで、A・2.6.2に示す有限帯板法を用いて、図2.6.8の局部構造を解析する西境界条件は、両端部を面材を含めて一様軸方向変位で圧縮する。なお、ウェブの初期たわみは $w_0/t_w = 0.07$ としている。スチフナ間隔hを変数として、最高平均応力を図2.6.9に示す。 t_w 、 t_f は各々ウェブと面材の板厚である。実験では、 $h/t_w = 5.9.5.6$ に対応する。試験体の例では、面材の剛性は比較的大きいので、ウェブの弾性座屈値が 15 Kg/mm^2 であっても、最高荷重の減少は約10%にとどまる。なお、この構造は面材の塑性化以前に、ウェブの表面に塑性域が生じている。

また、前節で述べた略算法をこの局部構造に適用し、求めた値を図2.6.9に併せ載せる。ウェブの座屈後の面内剛性を $E/2$ としている。これは有限帯板法による最高荷重より多少高目であるが、比較的良好な一致を示す。もちろん面材の剛性がより小さいとき、この略算法は、適用できなくなる可能性がある。

(ii) 面材の初期不整の影響

面材に初期の捩り角がある場合の最高荷重を図2.6.10に示す。初期捩り角 θ_0 は、図2.6.8の上

うに与えられる。解析に用いられた寸法は、実験に対応する値であるが、 2° の初期捩り角で、最高荷重は約 13 % 減少する。

(4) 横倒れ座屈の生じるトリッピング・プラケット間隔について

実船の設計ではトリッピング・プラケット間隔しが短かければ、横倒れは防止される。ここでは、どの程度までトリッピング・プラケット間隔を延ばし得るかを考える。横倒れは図 2.6.1.1 のように垂直スチフナの上端より上の部分に生じると考え、CC 軸まわりの回軸とする。

このとき、弾性横倒れ座屈応力 P_z は次式で与えられる。

$$P_z = \frac{1}{I_p} \left\{ E P \left(\frac{\pi}{L} \right)^2 + G J \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (5)$$

$E P$ と I_p は CC 軸に関しての曲げ捩り剛性、極二次モーメントであり、 $G J$ は捩り剛性がある。

$P_z < \sigma_y$ なる条件を満たす L では、もちろん横倒れが生じる。さらに、 $P_z > \sigma_y$ である短かい L においても、局部座屈により横倒れが生じる可能性がある。たしかに試験体 III、IV は $P_z > \sigma_y$ を満たしているにもかかわらず、横倒れが生じている。有限帯板法を用いて解析した最高応力と長さの関係を図 2.6.1.2 に示す。図 2.6.1.3 に平均応力とたわみの関係を示す。なお、面材中央部圧縮側に塑性域が生じたのちは、ほとんど余剰強度がないことがわかる。初期回転角 φ_0 は、 $\varphi_0 = \theta_0 \sin \frac{\pi x}{L}$ 、 $\frac{\theta_0 H}{t_p} = 0.0.7$ と与えている。実験と数値解析によると、横倒れが生じない限界トリッピング・プラケット間隔 L_{cr} は、次式で与えられることがわかった。

$$L_{cr} = \sqrt{\frac{\pi^2 E P}{\sigma_y I_p}} \times 0.6 \quad \dots \dots \dots \quad (6)$$

ここで、実船寸法では一般に $G J$ は $E P \left(\frac{\pi}{L} \right)^2$ に比べて小さいので無視している。 $L < L_{cr}$ なら、トリッピング・プラケットを新たに設ける必要がないが、 $L > L_{cr}$ ならば、中間に新たにトリッピング・プラケットを要する。

(5) 横倒れ防止のためのトリッピング・プラケット剛性について

$L > L_{cr}$ のとき、トリッピング・プラケットが横桁の横倒れを防止するために、必要な剛性を検討する。トリッピング・プラケット自体は弾性のままで、座屈も生じないとすると、その剛性は図 2.6.1.1 のように、バネに置き換えて考えられる。ここで、回転中心軸は CC である。

作用する平均応力を p とすると、横桁上部（深さ H ）のボテンシャル π は、次のようにになる。

$$\begin{aligned} \pi = & \frac{E P}{2} \int_0^L \left(\frac{\alpha_x^2 \varphi}{\alpha_x^2} \right)^2 \alpha_x + \frac{G J}{2} \int_0^L \left(\frac{\alpha_x \varphi}{\alpha_x} \right)^2 \alpha_x + \frac{1}{2} k \delta^2 - \frac{1}{2} \int_0^L p I_p \\ & \left(\frac{\alpha_x (\varphi + \varphi_0)}{\alpha_x} \right)^2 \alpha_x \quad \dots \dots \dots \quad (7) \end{aligned}$$

回転角 φ 、初期角度 φ_0 を次のように仮定する。

$$\varphi = \theta \sin \frac{\pi x}{L}, \quad \varphi_0 = \theta_0 \sin \frac{\pi x}{L} \quad \dots \dots \dots \quad (8)$$

このとき、面材中央のたわみ δ は $\delta = \theta H$ である。 $\delta \pi = 0$ より

$$(p_z - p + \frac{2}{\pi^2} k \frac{H^2 L}{I_p}) \theta = p \theta_0 \quad \dots \dots \dots \quad (9)$$

初期回転角 θ_0 がないとき、座屈応力は次式より求まる。

$$p = p_e + \frac{2}{\pi^2} \frac{k H^2 L}{I_p} \quad \dots \dots \dots \quad (10)$$

ここでは、変形をある限度以上許さないとして、トリッピング・プラケットの剛性を考える。前節の数値解析結果により、面材中央部圧縮側に塑性域が生じると、構造全体は、強度的には殆ど余裕がなくなると考えられる。これは Perry の柱の最終強度の算定の考え方でもある。面材中央部圧縮側に塑性域が生じる回転角を θ_r とすると、次式より求まる。

$$\theta_r = \frac{\sigma_r - p}{E B H \left(\frac{\pi}{L} \right)^2} \quad \dots \dots \dots \quad (11)$$

Bは面材の半幅である。この θ_r が θ の限界値であるとすると、(11)式を(9)式に代入し、

$$k > \frac{\pi^2 I_p}{2 H^2 L} \left[(p - p_e + E B H \left(\frac{\pi}{L} \right)^2) \frac{p}{\sigma_r - p} \theta_0 \right] \quad \dots \dots \dots \quad (12)$$

また、初期回転角 θ_0 の一つの目安として θ_r とすれば、これは一般に安全側であると考えられる。このとき、(12)式より

$$k > \frac{\pi^2 I_p}{2 H^2 L} (2p - p_e) \quad \dots \dots \dots \quad (13)$$

になる。さらに、トリッピング・プラケットを一様断面梁と考えると、横倒れを防止するための剛性は、

$$EI = \frac{k H^3}{3} > \frac{\pi^2 H I_p}{6 L} (2p - p_e) \quad \dots \dots \dots \quad (14)$$

P : 最大設計応力
となる。

(14)式にもとづいて考えると、最大設計応力 p が、弾性座屈応力 p_e の半分以下であるならば、横桁の中間にトリッピング・プラケットを設けなくてもよいことになるが、これは、図 2.6.1.2 中の二点鎖線の左の部分に対応しており、実験および数値解析の結果をかなりよく説明している。つまり、トリッピング・プラケットがない場合、前節に述べたトリッピング・プラケット間隔の限界長さ L_{cr} に対しては、 $p = p_e / 2$ として求めれば、 $p = \sigma_r$ として、 $L_{cr} = 0.7 \sqrt{\pi^2 EP / \sigma_r I_p}$ が得られ、安全率を多少考慮すれば、前節の(6)式は妥当であると考えられる。また、図 2.6.1.2 の二点鎖線の右の部分 ($p > p_e / 2$) の場合、中間に設けるトリッピング・プラケットの必要剛性は、(14)式あるいは図 2.6.1.4 により求まる。同様にして、 $L / 2$ の横桁に対する横倒れ座屈応力（2半波の座屈値）は、 $4p_e$ であるが、初期回転角を考慮すれば、 $p > 2p_e$ のとき、2半波の横倒れが生じ得る。従って、p が $2p_e$ より大きいときは、EIの値がいくら大きくても、トリッピング・プラケットの所で支持される2半波の横倒れを防止できないので、EIの値は、 $(EI)_p = \frac{\pi^2 H I_p}{2 L} p_e$ 以上大きくしても意味はない。

次に、(14)式の妥当性を試験体 T-II' ($L = 1610 \text{ mm}$) を例として検討する。最大設計応力 p を降伏応力 σ_y と設定し、(14)式より $E I > 2.97 \times 10^8 \text{ Kg-mm}^3$ が得られる。試験体 T-II' では、 $E I = 4.02 \times 10^8 \text{ Kg-mm}^2$ であり、(14)式を満す。ただし、試験体の EI の値は、垂直スチフナより上の部分のトリッピング・プラケットを一様断面梁と見なし、トリッピング・プラケットの平均幅を用いて計算した値である。事実、試験体 T-II' と IV ($L = 1610 \text{ mm}$ 、トリッピング・プラケットがない) の

実験結果を比較すると、図2.6.1-5に示したように、試験体T-II'は横倒れが生じず、試験体IVは横倒れが起きた。

なお、筆者たちは日本造船学会論文集140号に、(1)式に対応する略算式を示した。これはEIのorderを知るためのもので、実際の設計に用いるためには、その係数を実験により、修正することを提案した。試験体T-II'の結果を参考にすれば、基準条件としての θ/θ_0 の値を θ/θ_0 に修正すれば、より合理的な基準式が得られる。すなわち、 $EI > \frac{\pi^2 H I_p}{6 L} \frac{p^2}{p_e}$ である。

2.6.4 結論

巨大タンカーの満載喫水状態の船側空艤の圧縮軸力と曲げモーメントを受ける船底横桁の圧縮実験を行ない、また、有限帯板法による数値解析により、次の結論を得た。

$$(1) L_{cr} \equiv 0.6 \sqrt{\frac{\pi^2 E P}{\sigma_y I_p}} > L$$

なるトリッピング・プラケット間隔Lを有する横桁は、ウエブと面材の局部座屈によって、定まる最高荷重に達し得る。従って、このときの最高荷重は、トリッピング・プラケット間隔によらない。ここで、EP、Ipは垂直スチフナの上端より上の部分の、垂直スチフナ面材上端位置まわりの曲げ捩り剛性、極二次モーメントである。

- (1) 面材の捩り剛性が十分大であるなら、ウエブのバネルの弾性座屈の影響は、あまり大きくない。座屈値が降伏応力の半分以上になるように板厚、スチフナ間隔を定めれば、最高荷重の減少は数パーセントにとどめられる。
- (2) 面材の局部座屈を防止するためには、板厚を増加させねばよい。また、面材の初期捩り角は、局部座屈によって定まる最高荷重をかなり減少させる。
- (3) 面材の局部座屈を防止するためには、板厚を増加させねばよい。また、面材の初期捩り角は、局部座屈によって定まる最高荷重をかなり減少させる。
- (4) L_{cr} より長いトリッピング・プラケット間隔の場合、横倒れ座屈が生じるので、トリッピング・プラケットを追加することが必要である。
- (5) $L > L_{cr}$ のとき、横倒れ座屈防止に必要なトリッピング・プラケット剛性EIは、次式で略算できる。

$$EI > \frac{\pi^2 H I_p}{6 L} (2p - p_e), \quad p : \text{最大設計応力}$$

ここで、 p_e は弾性横倒れ座屈値であり、Hは面材と垂直スチフナの上端の距離である。

A . 2.6 : 付 錄

A . 2.6.1 : 回転防止治具をつける場合の最高荷重の略算法

試験体 T - I 、 T - II 、 T - III の実験に細して設けた回転防止治具は、回転を防止するとともに、面内変位も拘束している。すなわち、図 2.6.1 6 に示すように、バネのついた系となっている。梁理論（曲げ変形 + 剪断変形）の計算により、試験体 T - I を例にとってモーメント分布を求めてみる。このとき、

$$L = 1380 \text{ mm}, \quad e = 141.2 \text{ mm},$$

$$k_A = 2.1 \times 10^4 \text{ Kg/mm}, \quad k_s = 0.27 \times 10^4 \text{ Kg/mm}$$

を用いると、

$$P_A = 0.108 P, \quad P_s = -0.002 P$$

の反力が求められる。これによって、横横に加わるモーメント分布は、図 2.6.1 6 に示すようになる。このモーメント分布に対し、CC断面（局部座屈の生じた断面）ひずみ $\epsilon_{xz} = 21.1 \text{ Kg/mm}^2$ に達したとき、すなわち、座屈荷重 $P_{xz} = 52.0 \text{ ton}$ となる。その後、前述したように、W1 の面内剛性を $E/2$ とすれば、最高荷重は $P_u = 56.75 \text{ ton}$ となる。これは実験値に近い値である。また、図 2.6.1 6 より明らかのように、荷重端寄りの曲げモーメントが大となり、実験では、荷重端側に局部座屈が生じていることが説明できる。

A . 2.6.2 : 有限帯板法

有限帯板法による弾塑性大撓み解析法は、既に前報告で述べたが、横倒れ解析に対し、変位とひずみの関係式には、 $(\alpha_v / \alpha_x)^2$ 、 $(\alpha_v / \alpha_y)^2$ 、 $(\alpha_v / \alpha_x \cdot \alpha_v / \alpha_y)$ の項が省略できないので、修正する必要がある。ここでは、重複記述を避け、主な部分について述べる。

局部座標系 x 、 y 、 z を図 2.6.1 7 のように定める。帯板要素中央面の変位 u 、 v 、 w は、 y の二次 Hermite 関数を係数とする x に関する Fourier 級数で表現する。 x 方向の Fourier 級数は、次のものを用いる。

$$U_1 = \frac{1}{L} (x - \frac{L}{2}), \quad V_1 = W_1 = 1$$

$$U_2 = \sin \frac{2\pi x}{L}, \quad V_2 = W_2 = \sin \frac{\pi x}{L}$$

$$U_3 = \sin \frac{2k\pi x}{L}, \quad V_3 = W_3 = \sin \frac{k\pi x}{L},$$

$$\text{ただし, } k = [\frac{L}{h}]$$

なお、横倒れ解析を主とするとき、 $U_3 = \sin \frac{4\pi x}{L}$ としている。変位とひずみの関係式は、次式を用いている。

$$\begin{aligned}\epsilon_x &= \frac{\delta u}{\delta x} + \frac{1}{2} \left(\frac{\delta v}{\delta x} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\delta w}{\delta x} \right)^2 - z \frac{\delta^2 w}{\delta x^2} \\ \epsilon_y &= \frac{\delta v}{\delta y} + \frac{1}{2} \left(\frac{\delta v}{\delta y} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\delta w}{\delta y} \right)^2 - z \frac{\delta^2 w}{\delta y^2} \\ Y_{xy} &= \frac{\delta u}{\delta y} + \frac{\delta v}{\delta x} + \frac{\delta v}{\delta x} \frac{\delta v}{\delta y} + \frac{\delta w}{\delta x} \frac{\delta w}{\delta y} - 2z \frac{\delta^2 w}{\delta x \delta y}\end{aligned}$$

表 2.6.1 実験値と略算式の結果との比較

Model Length (mm)	Experimental		Type of Buckling	Calculated Ultimate Load (ton)	Yield Point of Face Bar (kg/mm ²)	Flexural Rigidity (EI) of Tripping Bracket (kg-mm ²)
	Ultimate Load (ton)	Stress (kg/mm ²)				
I 920	47.0	10.5	Local	47.3	24.7	0
II 1150	46.3	10.3	Local	47.3	24.7	0
III 1380	45.6	10.2	Lateral	/	24.7	0
IV 1610	43.6	9.7	Lateral	/	31.0	0
V 920	54.1	11.9	Local	50.5	24.7	0
T-I-A 1380	57.0	12.7	Local	51.9	25.0	2.75 × 10 ⁹
T-I-B 1380	58.0	12.9	Local	56.7	25.0	2.75 × 10 ⁹
T-II 1610	62.0	13.8	Local	66.6	29.1	2.75 × 10 ⁹
T-III 1840	58.0	12.9	Local	59.4	29.1	2.75 × 10 ⁹
T-II' 1610	54.4	12.1	Local	56.1	30.0	4.02 × 10 ⁸

表 2.6.2 各部材の局部座屈応力

	MEMBER	F	W1	W2,3	W0
MODEL I~III	BUCKLING MODE				
	σ (kg/mm ²)	85.5	21.1	21.1	10.0
MODEL IV	BUCKLING MODE				
	σ (kg/mm ²)	85.5		28.1	10.0

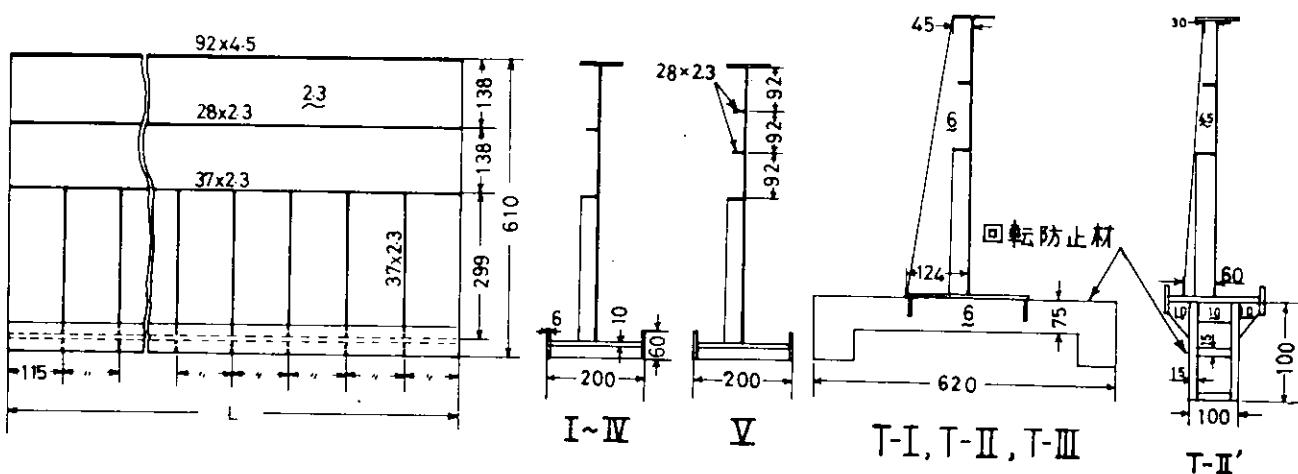
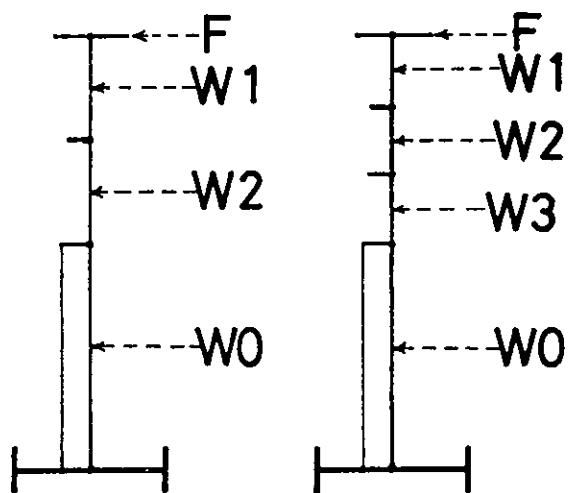


図 2.6.1 試験体形状



Model
I ~ III,
T-I ~ T-III

Model
V

図 2.6.2 部材の名称

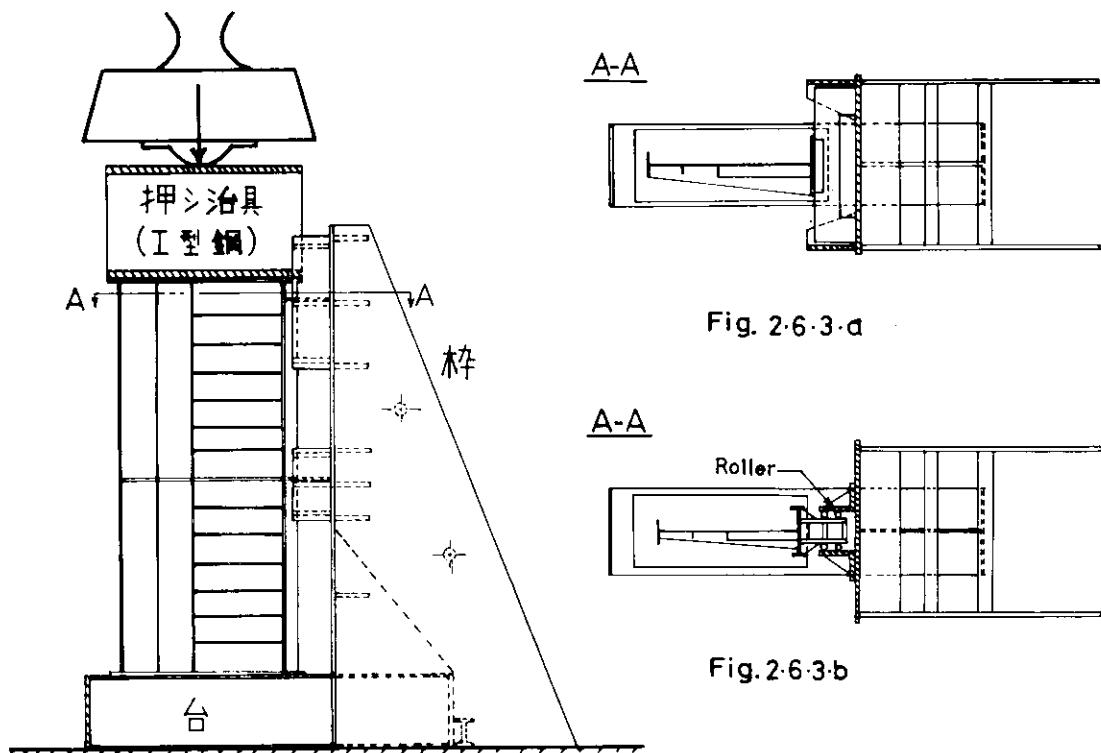


図 2.6.3 実験装置

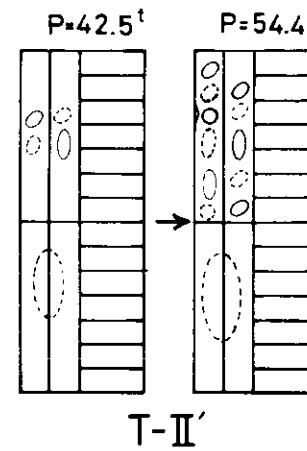
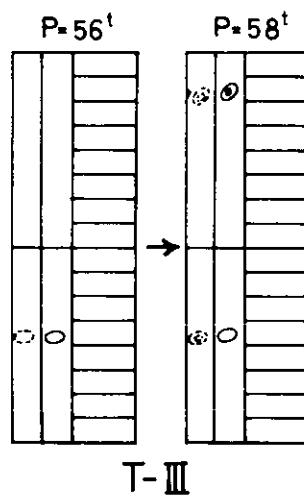
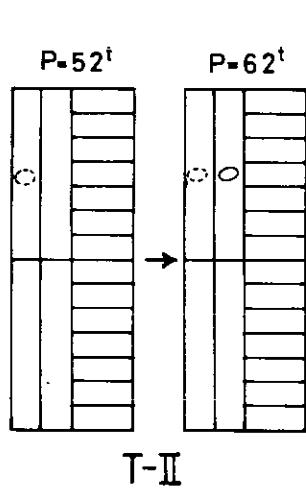
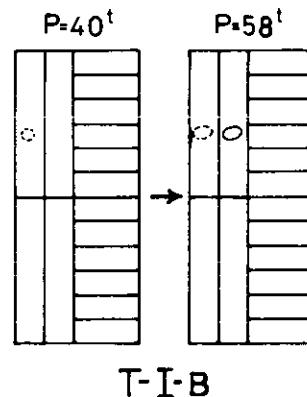
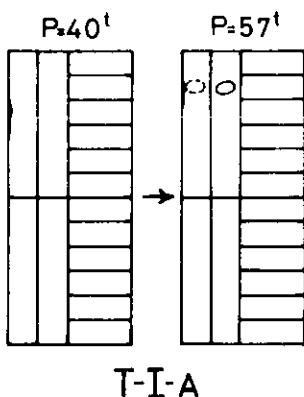
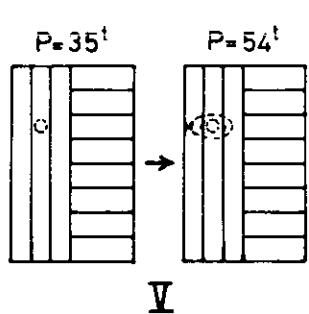
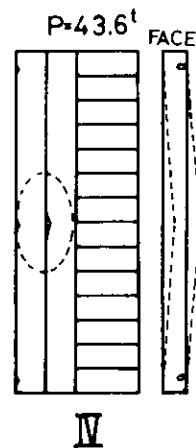
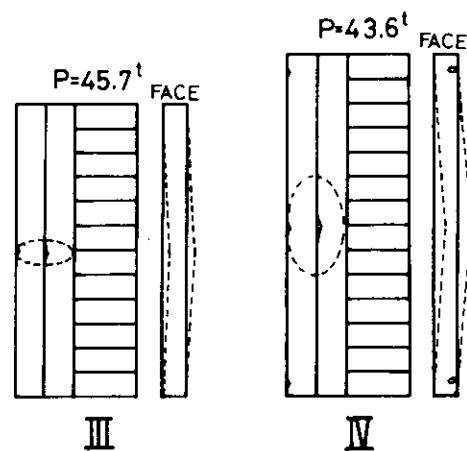
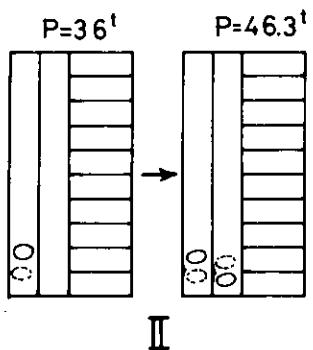
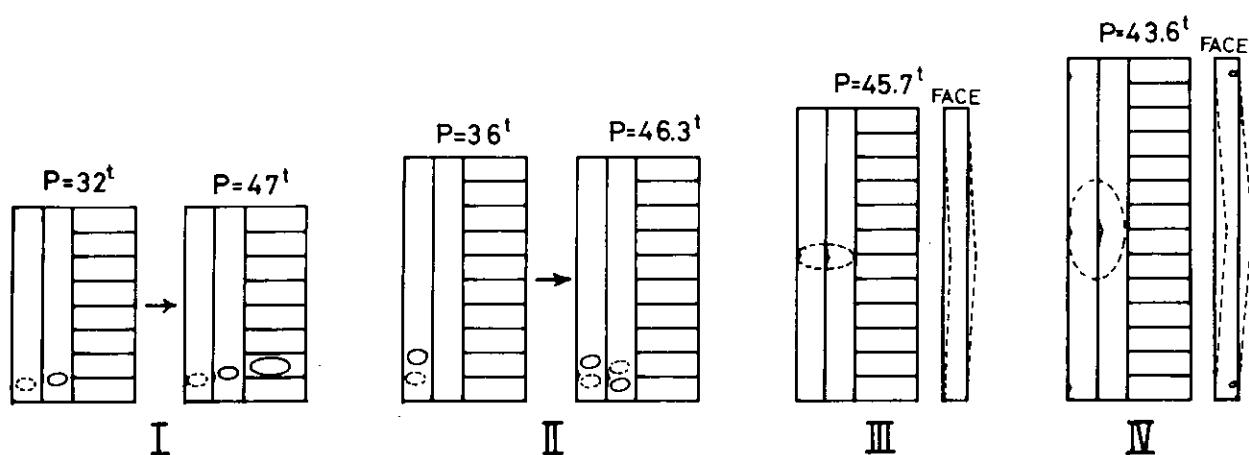


図2.6.4 試験体の変形過程

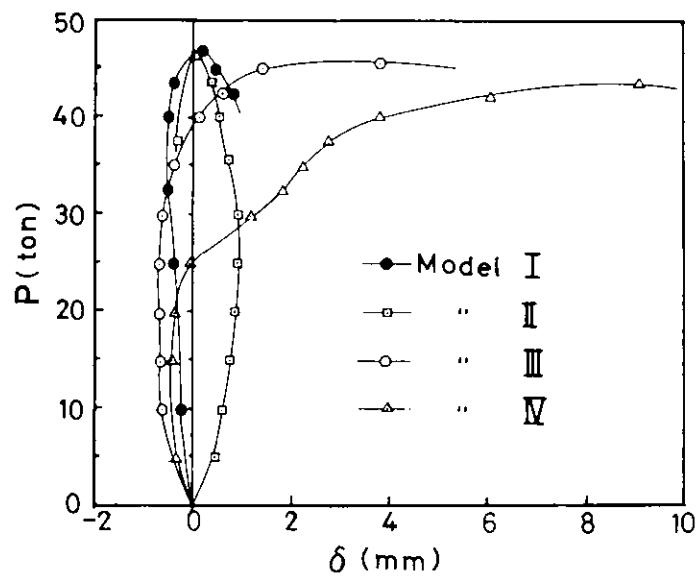


図 2.6.5 荷重 - 横倒れ変形曲線(実験)

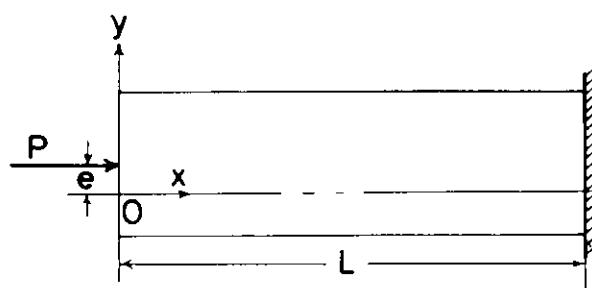


図 2.6.6 局部座屈計算のためのモデル

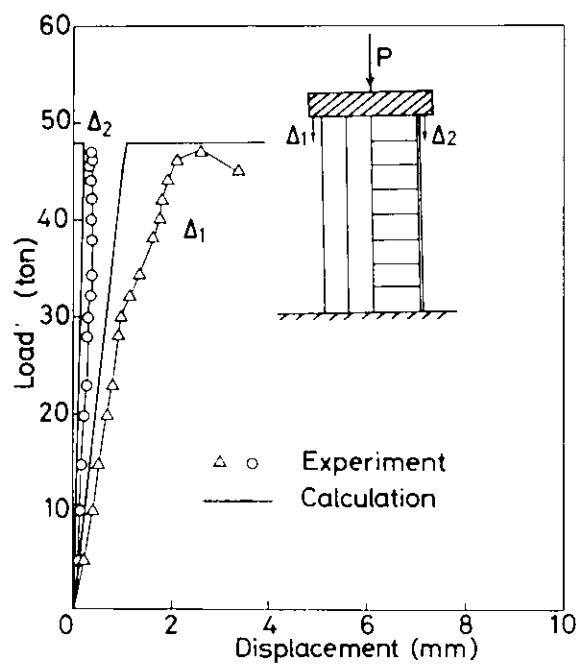


図 2.6.7 荷重 - 縮み曲線 (Model I)

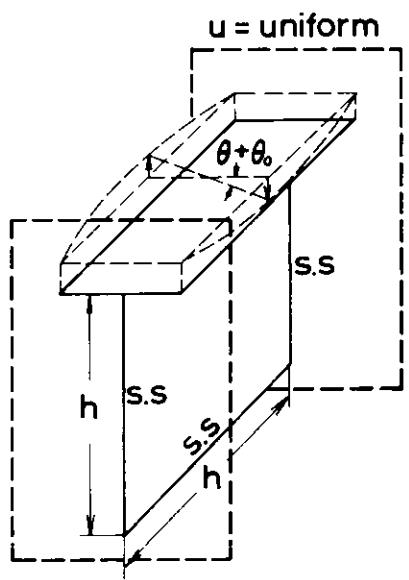


図 2.6.8 局部座屈解析のための構造モデル

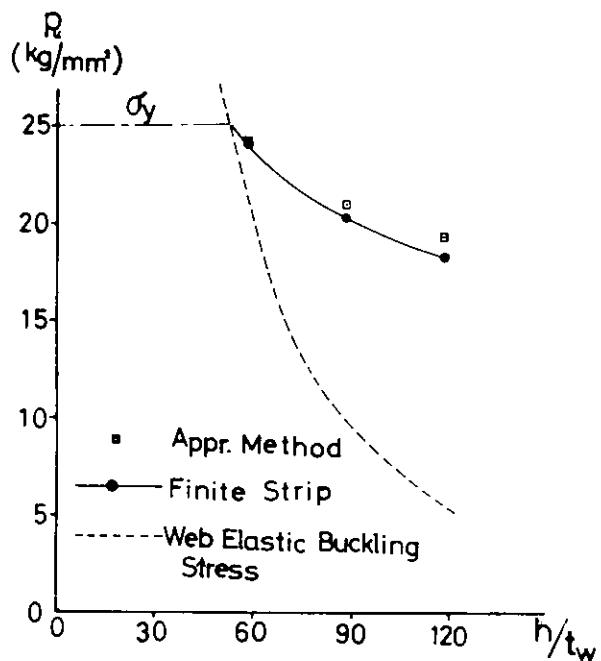


図 2.6.9 スチフナ間隔の局部座屈への影響

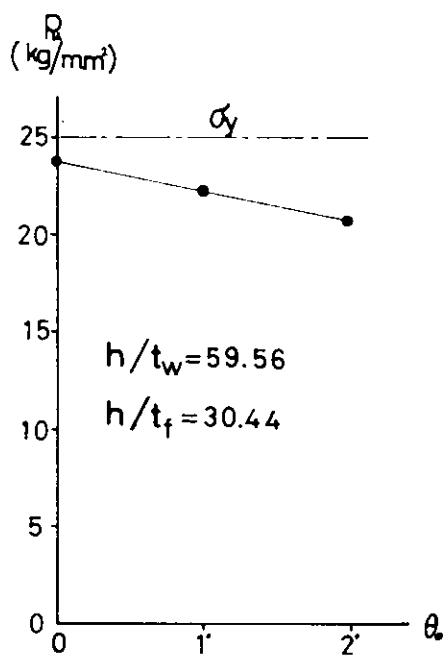


図 2.6.10 面材の初期不整の局部座屈への影響

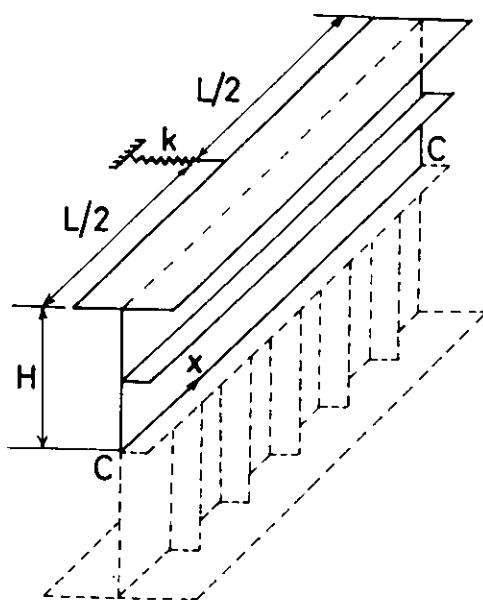


図 2.6.11 横倒れ座屈解析のための構造モデル

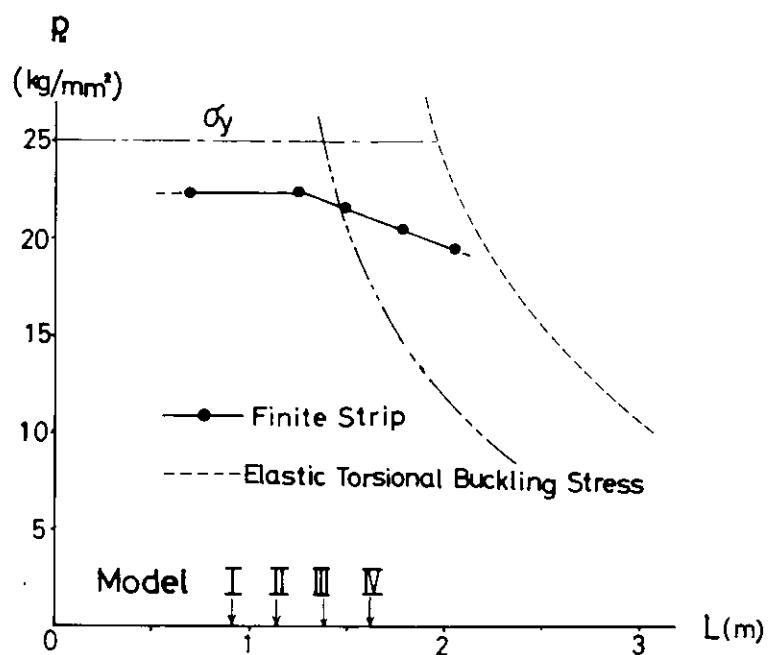


図 2.6.12 横桁上部の最高応力一長さ曲線(図2.6.11の構造)

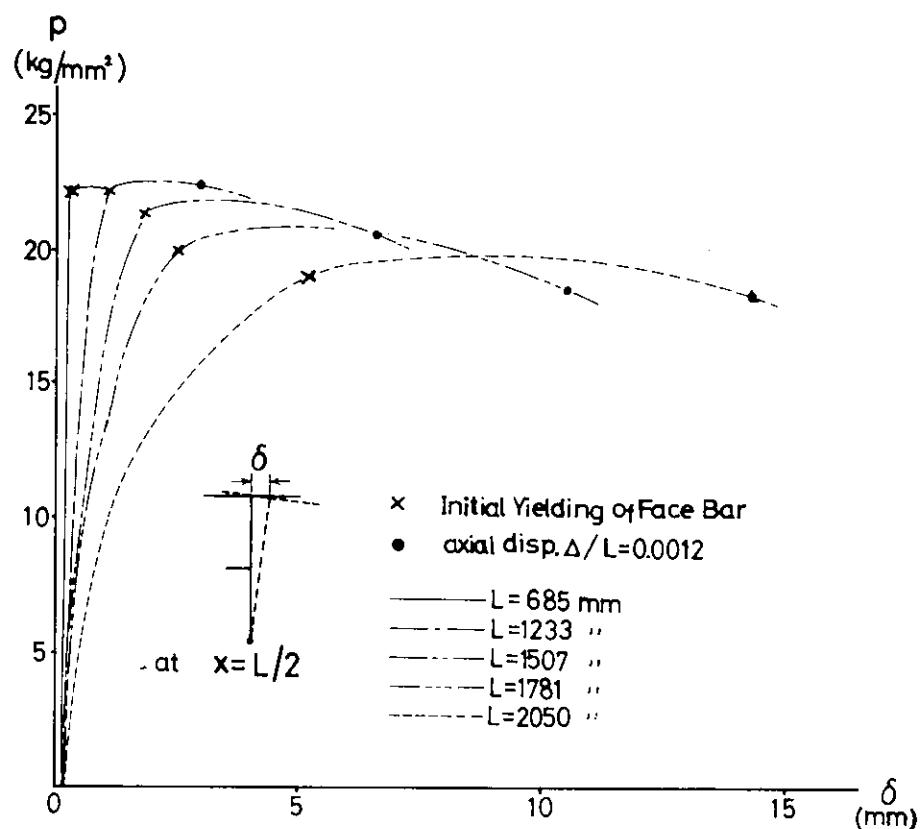


図 2.6.13 荷重 - 横倒れ変形曲線(有限帯板法)

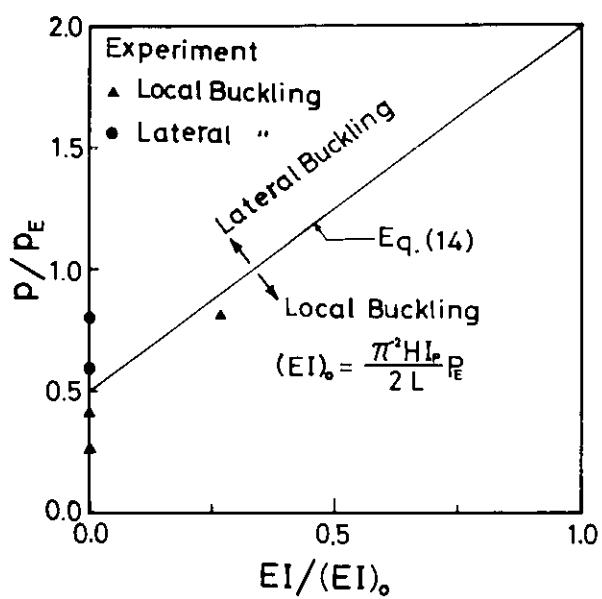


図 2.6.14 設計応力一横倒れ防止のトリッピング・プラケット剛性

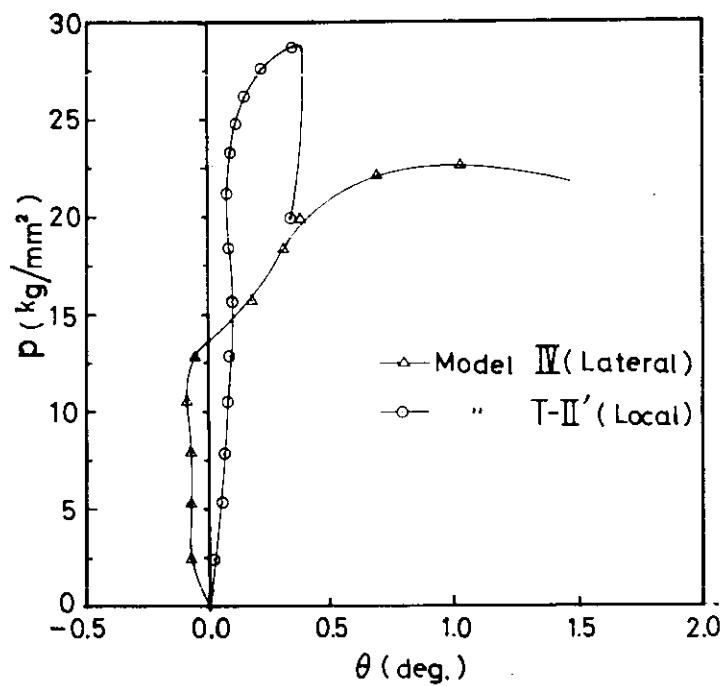


図 2.6.15 トリッピング・プラケットの有無による変形の相違

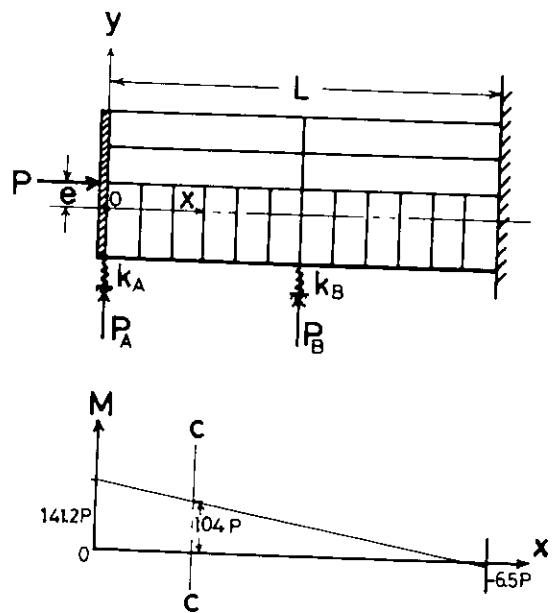


図 2.6.16 局部座屈計算のためモデルおよびモーメント分布

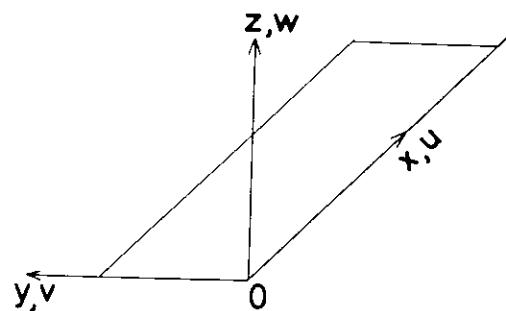


図 2.6.17 有限帶板要素の局部座標

3. 船尾構造と軸系アライメント

3.1 船尾構造の変形の簡略計算

担当 人 高 勝 夫 (三菱重工業長崎研究所)

3.1.1 目 的

船型の大型化による機関室の幅の増加又高馬力化による軸剛性の増加等により、機関室二重底の剛性が相対的に低下してきた。その結果、二重底の撓み変形が軸系アライメントに影響を及ぼす恐れがあり、軸系の安全で合理的なアライメント設定の為には船殻構造の変形量を正しく推定する必要がある。

本節では、40万トンタンカー及び70万トンタンカーを供試船として船尾部機関室構造の簡略化したモデルによるFEM計算(以下簡略計算と呼ぶ)を実施し、同船の詳細FEM計算^{1) 2)}との比較 S R 143の二重底の撓みの簡略推定実験式³⁾との比較及び実測との比較等を行ない、船殻構造の変形量の把握及び簡略計算法の妥当性を検討する。なお、詳細FEM計算は前年度の報告^{1) 2)}に述べてあるが、本節での諸検討の参考の為に、3.1.3(1)に詳細FEM計算の概略を述べている。

3.1.2 尾構造変形簡略計算のモデル化

(1) 供試船要目

供試船400型及び700型の機関室を含む船尾部の一般配置図を図3.1.1に、又両船の在要目の比較を表3.1.1に示す。

(2) 構造のモデル化

軸系アライメントに關係する船殻の変形処分として下記の3成分が考えられる。

船体梁としての変形成分 a_1

横断面の変形 \swarrow 船側構造の弾性変形成分 a_2
 \searrow 二重底の弾性変形成分 a_3

これらの変形成分を考慮するため次の様にモデル化を行なった。

a_1 に対し第三甲板(深さの $\frac{1}{2}$ で、ほぼ船体梁の中立軸に相当する)に船体梁の撓み剛性を持つ変断面梁を設置し、 a_2 に対し各特設肋骨を第三甲板以下二重底まで考慮した平面構造にモデル化し、第三甲板位置で船体梁に結合した。また、 a_3 に対し、二重底を三次元板構造にモデル化し、特設肋骨に結合した。構造モデル化の概略を図3.1.2に示す。

なお、詳細については、前年度の報告¹⁾を参照のこと。

(3) 計算条件

計算範囲をポンプ室前壁から船尾端までとして、計算は対称性を考慮した片舷モデルで行なった。詳細FEMの計算との比較の為特設肋骨と船体梁を第三甲板で完全に固定支持(以下簡略Fixと呼ぶ)した場合と単純支持(以下簡略SSと呼ぶ)した場合の2ケースの計算を実施した。(図3.1.2参照)
荷重は軽荷状態と満載状態の吃水差による静水圧をとり、船体変形を求めた。供試船の吃水及び静水圧による荷重を表3.1.2に示す。

計算は前述の簡略モデルに対して、当社 板構造FEM汎用プログラムS A N A S - Fを用いて行なった。

表 3.1.1 計算対象船の主要目

	400型	700型	700型／400型
L pp (m)	365.0	404.0	1.107
B (m)	68.0	80.8	1.188
D (m)	38.65	40.3	1.407
d full (m)	22.75	29.6	1.301
D/W (t)	414,000	700,000	1,691
主 機	MITSUI-STAL	STAL LAVAL	-
(SHP)	45,000	70,000	-
(RPM)	80	80	-
主機室長さ (m) (FR No.)	34.0 (FR15~49)	39.0 (FR16~55)	1.147
計算範囲	A, E, ~FR54 (46.0m)	A, E, ~FR57 (55.1m)	1.198

表 3.1.2 吃水及び荷重(片舷)

	400型	700型	700型／400型
light condition (m)	5.8 (even)	9.2 (df=0.7)	-
full load condition (m)	22.8	29.6	-
吃水差 (m)	17.0	20.4	-
浮 力 (t)	13,910	25,747	1.851
横 壓 (t)	11,800	23,337	1.978

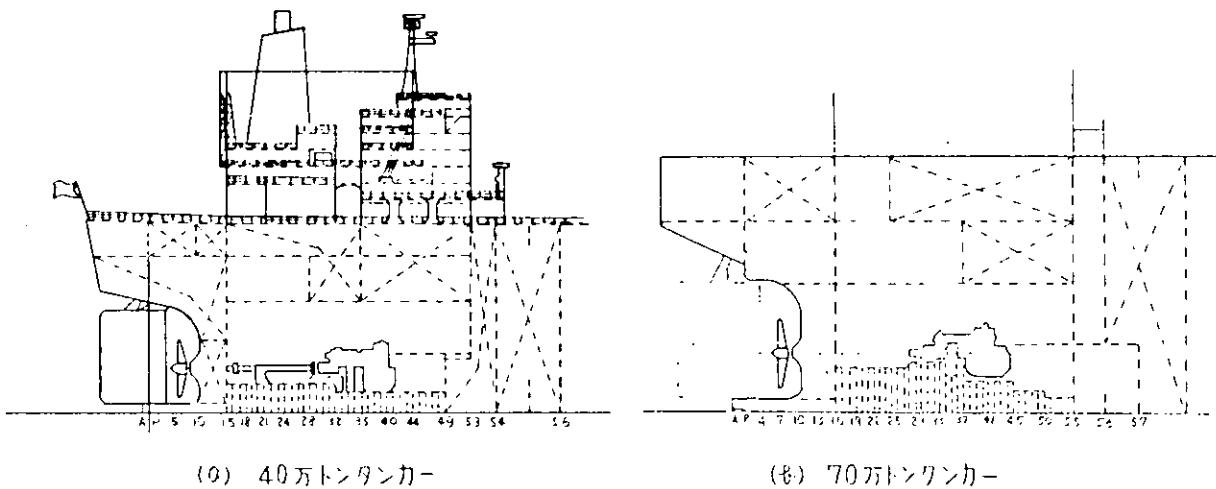


図 3.1.1 計算対象船一般配置図

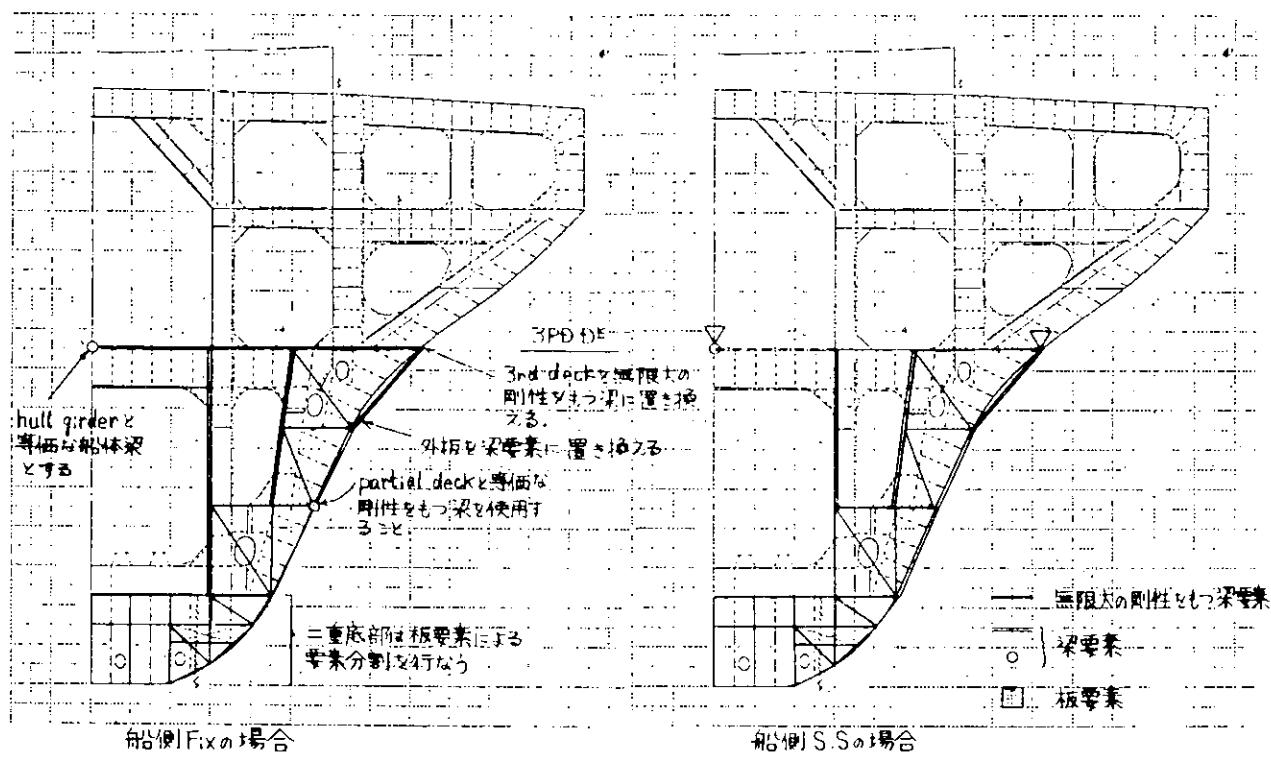


図 3.1.2 構造モデル化

3.1.3 船体変形量

(I) 詳細 F E M 計算結果

i) 400型詳細FEM計算

400型の詳細FEM計算は三井造船にて実施され、文献2)に報告されているのでここでは計算の概略を述べる。

機関室後壁(F15)からスロップタンク前壁(F56)までの範囲を取り出し外板を膜要素、縦桁及び深さの浅い横肋骨を梁要素にてモデル化を行ない、F56で変位及び回転に拘束し、満載状態と軽荷状態との吃水差による静水圧をとり、船体変形を求めている。計算結果を表3.1.3に示す。

ii) 700型詳細FEM計算

700型の詳細FEM計算は日立造船にて実施され、前年度の報告書¹⁾に報告されているので、ここでは計算の概略について述べる。

構造範囲として船尾端へ最後部貨物油タンク前壁(F64)を取り出し、局部的な船体変形が軸系に影響を及ぼすと予想される機関室後部隔壁から減速歯車軸受間の第三甲板以下の構造は忠実にモデル化を行ない、その他の構造は適当に簡略化を行なっている。原則として要素は膜要素を用い面材、梁柱及び甲板桁材等は梁要素を用いている。

計算条件はF64で変位及び回転を拘束し、満載状態と軽荷状態との吃水差による静水圧を載荷させ、船体変形を求めている。計算結果を表3.1.4に示す。

表3.1.3 400型 FEM 計 算 結 果²⁾

単位:mm

FR.N0.	a ₁ としてUPP. DE SIDEを基準					a ₁ として3RD SIDEを基準			
	a ₁	a ₂	a ₃	a ₁ +a ₂ +a ₃	a ₂ +a ₃	a ₁	a ₂	a ₂ +a ₃	
15	96.14	5.54	-0.008	101.672	5.532	49.41	2.27	2.262	A.P BHD
18	92.97	6.27	-0.751	98.489	5.519	46.72	2.52	1.769	
21	89.52	6.84	-0.965	95.395	5.875	43.44	2.92	1.955	中間軸受
24	85.51	7.55	-0.727	92.333	6.823	49.56	3.50	2.773	
28	79.10	8.48	-0.724	86.856	7.756	32.64	4.89	4.166	
32	71.88	9.64	-0.543	80.977	9.097	75.91	5.61	5.067	
36	64.25	10.30	0.109	74.659	10.409	68.81	5.74	5.849	B.G 軸受
40	55.85	10.52	0.312	66.682	10.832	60.51	5.86	6.172	
44	46.97	9.01	1.175	57.155	10.185	51.70	4.28	5.455	
49	35.85	5.27	2.641	43.811	7.461	34.84	1.28	3.971	機関室前壁
53	27.47	5.35	1.052	33.878	6.402	24.94	2.88	3.938	
54	19.47	5.72	-0.271	24.414	5.444	21.44	3.75	3.479	

表 3.1.4 700型 FEM 計算結果

単位 : mm

FR.NO.	a_1, a_2, a_3 IPP DE SIDEを基準					a_1, a_2, a_3 3RD DE SIDEを基準			
	a_1	a_2	a_3	$a_1+a_2+a_3$	a_2+a_3	a_1	a_2	a_2+a_3	
11½	192.035	-5.978	-0.028	186.029	-6.006	188.561	-2.504	-2.532	
13	189.747	-4.677	-0.034	185.036	-4.711	187.179	-2.108	-2.142	
14½	187.163	-3.167	-0.046	183.950	-3.213	185.409	-1.413	-1.459	
16	184.312	-1.527	-0.001	182.784	-1.528	183.476	-0.691	-0.692	A.P. R.H.D.
19	178.345	1.053	-0.256	179.142	0.797	179.791	-0.393	-0.649	
22	171.851	3.875	-0.719	175.007	3.156	174.789	0.937	0.218	中間軸受
25	164.779	6.436	-1.271	169.944	5.165	168.377	2.838	1.567	
29	154.640	9.815	-1.525	162.930	8.290	159.220	5.235	3.710	
33	143.759	12.293	-1.143	154.909	11.150	147.749	8.303	7.160	B.G. 軸受
37	132.056	14.838	0.062	146.956	14.900	134.159	12.735	12.797	
41	119.670	16.692	-0.102	136.260	16.590	123.802	12.560	12.458	
45	106.538	17.162	0.945	124.645	18.107	109.779	13.921	14.866	
50	90.172	15.213	-0.375	105.010	14.838	93.211	12.174	11.799	
55	74.051	3.290	0.805	78.146	4.095	75.658	1.683	2.488	機関室前壁
56	60.438	3.709	-2.979	61.168	0.730	61.336	2.811	-0.168	

(2) 簡略計算結果

図 3.1.3 に示すように船体梁

a_1 の撓みは第三甲板船側で、
船側の撓み a_2 は二重底頂板船
側で、また、二重底の弾性的撓
み a_3 は二重底頂板中心線上で
定義した。

400型及び700型の船体
上下方向の船体変形について、
簡略計算結果を表3.1.5、
表3.1.6に示す。また、代表断
面について、船体梁としての撓
み (a_1) を除いた断面変形を図
3.1.4、図3.1.5に示す。

簡略計算結果より、機関室内
の断面変形量 ($a_2 + a_3$) は
400型および700型共簡略
SSは簡略 Fix の約2倍程度であり、横断面の最大変形量は400型で7.2mm (F40)、700型
で13.5mm (F41) である。

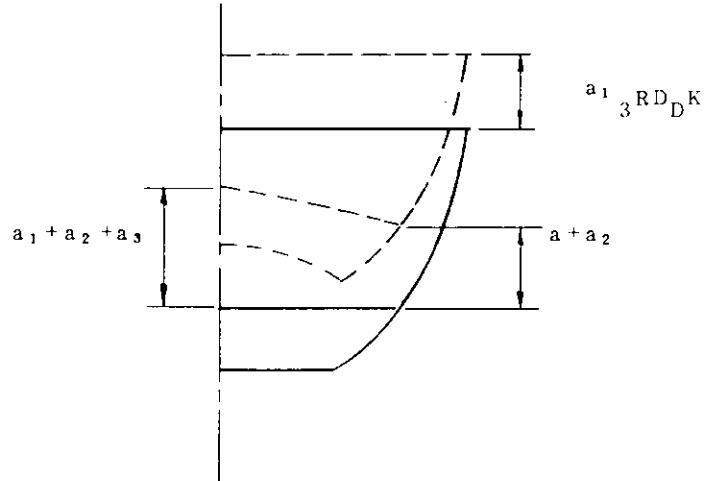


図 3.1.3

表 3.1.5 400 型 簡略計算結果

單位: mm

FR.NO.	α_1	簡略 (Fix)				簡略 (S.S)				
		α_2	α_3	$\alpha_1+\alpha_2+\alpha_3$	$\alpha_2+\alpha_3$	α_2	α_3	$\alpha_1+\alpha_2+\alpha_3$	$\alpha_2+\alpha_3$	
3- α	61.165	0.0	0.0	61.165	0.0					
10	57.130	-0.143	0.0	56.987	-0.143	0.184	0.0	57.314	0.184	
11	56.693	-0.020	0.0	56.673	-0.020	0.280	-0.001	56.972	0.279	
12	56.267	0.060	0.0	56.327	0.060	0.364	0.001	56.632	0.365	
13	55.837	0.153	0.0	55.990	0.153	0.465	0.0	56.302	0.465	
14	55.395	0.249	0.0	55.644	0.249	0.587	0.001	55.983	0.588	
15	54.932	0.301	0.0	55.233	0.301	0.746	0.014	55.647	0.765	A.P.B ^{HD}
18	52.940	0.716	-0.054	53.602	0.662	2.480	-0.228	55.192	2.252	
21	50.652	0.991	-0.026	51.617	0.965	3.819	-0.348	54.123	3.471	中間軸受
24	47.984	1.204	-0.005	49.243	1.259	4.757	-0.330	52.411	4.427	
28	43.834	1.504	0.230	45.568	1.734	5.630	0.186	49.050	5.216	
32	38.851	2.183	0.514	41.553	2.702	4.346	1.477	44.674	5.823	
36	33.381	2.576	1.168	37.125	3.744	4.335	2.116	39.832	6.451	B.G.軸受
40	27.594	3.239	1.089	31.922	4.328	4.542	2.584	34.776	7.182	
44	21.601	2.999	0.516	25.116	3.515	4.953	1.699	28.253	6.052	
49	13.731	2.423	-0.436	15.718	1.987	4.677	0.739	19.147	5.416	機関室前壁
53	7.135	0.995	-0.157	7.973	0.838	2.160	1.612	10.907	3.772	
54	0.0	0.314	0.288	0.602	0.602	1.851	0.444	2.295	2.295	

表 3.1.6 700 型 簡略計算結果

單位: mm

FR.NO.	α_1	簡略 (Fix)				簡略 (S.S)				
		α_2	α_3	$\alpha_1+\alpha_2+\alpha_3$	$\alpha_2+\alpha_3$	α_2	α_3	$\alpha_1+\alpha_2+\alpha_3$	$\alpha_2+\alpha_3$	
4- α	86.491	0.0	0.0	86.491	0.0	0.0		86.491	0.0	
10+ α	82.806	-0.104	0.0	82.792	-0.104	0.154	0.0	82.960	0.154	
12	82.032	0.116	0.0	82.143	0.116	0.196	-0.007	82.221	0.189	
13	81.556	0.242	0.0	81.798	0.242	0.355	-0.001	81.910	0.354	
14	81.061	0.385	0.0	81.446	0.385	0.528	0.0	81.589	0.528	
15	80.537	0.565	0.0	81.102	0.565	0.725	-0.002	81.260	0.723	
16	79.972	0.818	0.0	80.790	0.818	0.963	0.032	80.967	0.995	A.P.B ^{HD}
19	77.827	1.040	-0.016	78.851	1.024	3.016	-0.143	80.700	2.873	
22	75.361	1.416	-0.064	76.713	1.352	4.881	-0.064	80.178	4.817	中間軸受
25	75.505	1.727	-0.003	74.229	1.724	6.895	-0.101	79.299	6.794	
29	68.040	2.132	0.107	70.278	2.238	9.187	-0.057	77.170	9.130	
33	62.721	3.043	0.293	66.057	3.336	11.888	-0.669	73.940	11.219	
37	56.465	4.472	0.725	61.663	5.198	14.608	-1.428	67.645	13.180	B.G.軸受
41	45.591	5.557	0.453	55.601	6.010	15.291	-1.835	63.047	13.456	
45	42.572	5.072	0.797	48.441	5.869	14.720	-2.622	54.670	12.098	
50	32.736	6.721	-0.966	38.491	5.755	12.893	-2.882	42.747	10.011	
55	21.614	3.124	1.407	26.144	4.530	3.692	-1.920	27.226	5.612	機関室前壁
56	10.323	3.691	1.522	15.537	5.214	3.457	-1.120	14.900	4.577	
57	0.0	5.739	-0.220	5.520	5.520	5.686	-0.695	4.991	4.991	

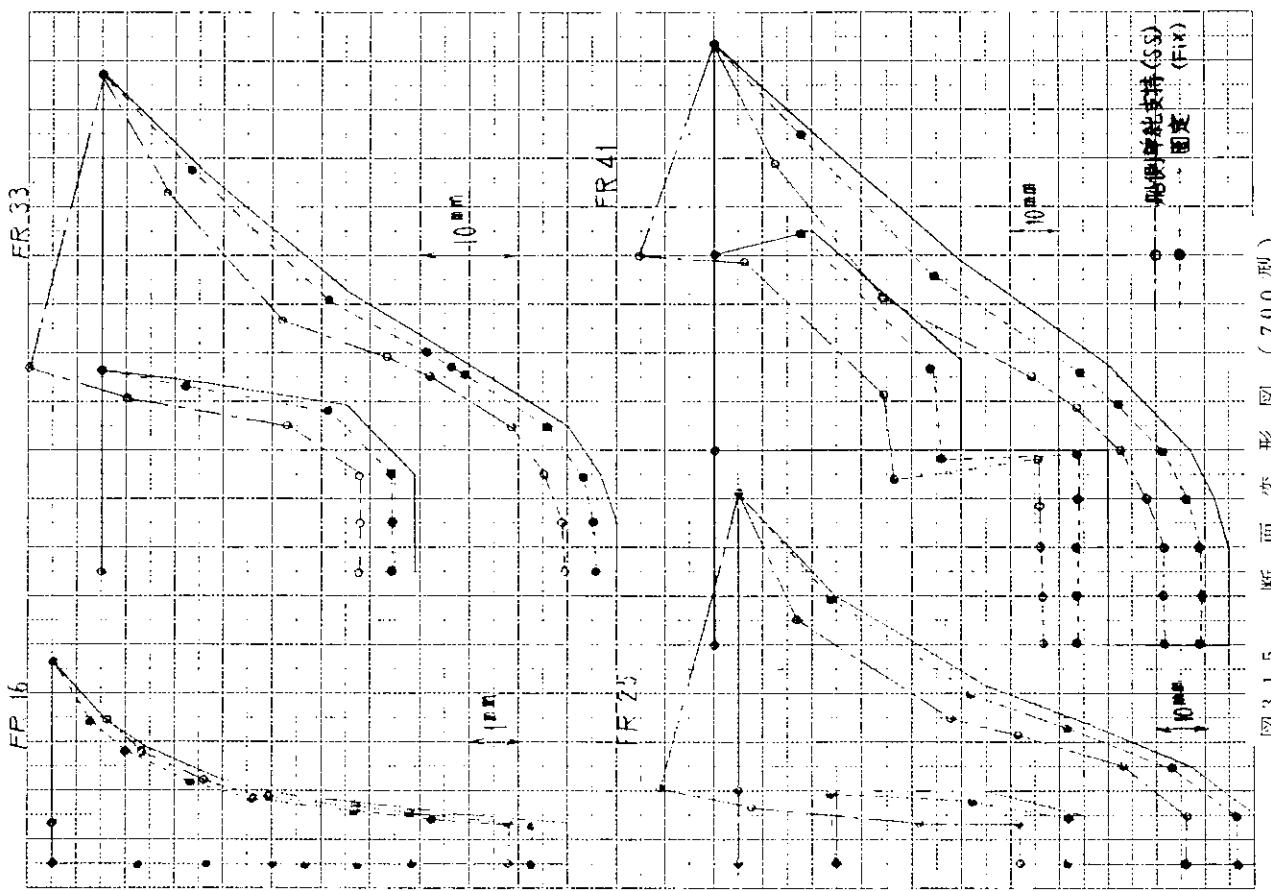


图 3.1.5 断面変形図 (700型)

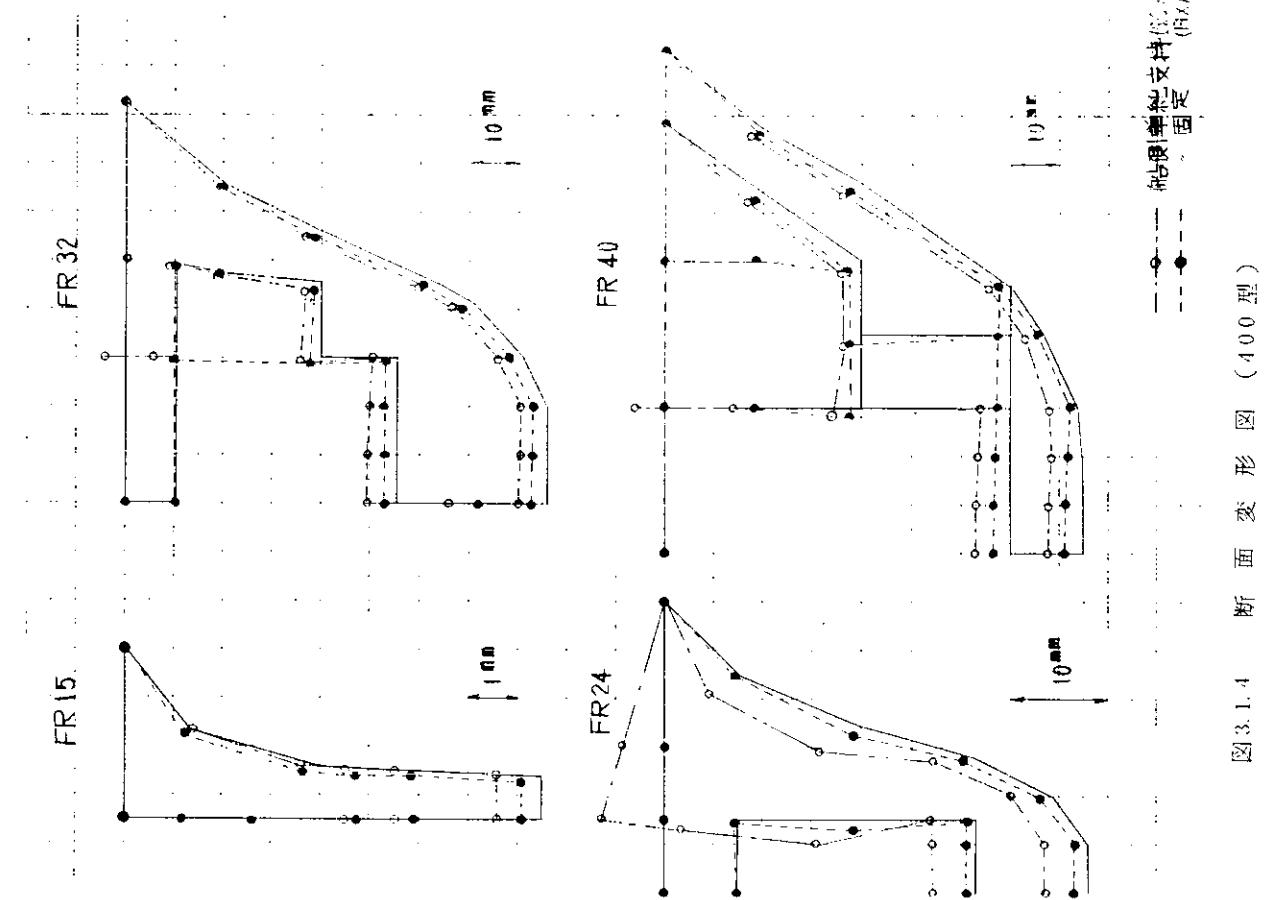


图 3.1.4 断面変形図 (400型)

(3) 詳細 FEM 計算と簡略計算との比較

詳細 FEM 計算と簡略計算の比較を行ない、変形挙動の差異および船側仮定条件の影響について検討する。

(i) 船長方向の断面変形量 ($a_2 + a_3$) の分布について詳細 FEM 計算と簡略計算との比較を図 3.1.6、図 3.1.7 に示す。図より第三甲板で特設肋骨を単純支持した簡略 SS の方が固定支持した簡略 Fix よりも FEM 計算結果に近い。一方アライメントに関する機関室後部隔壁から減速歯車軸受間の変形の形状は、固定支持の簡略 Fix の方が FEM 計算結果に類似している (700 型)。ただし、400 型の場合機関室後部隔壁近傍で変形形状が簡略計算と異なるがこれは 400 型の詳細 FEM 計算では機関室後壁より後方の構造を省略している為と思われる。

従って、第三甲板での特設肋骨弹性支持の状況は機関室の後部機関室後部隔壁近傍では、固定支持に近く機関室中央から前部にかけては単純支持に近いものと推定される。

(ii) 詳細 FEM 計算について機関室後部隔壁から減速歯車軸受間を結ぶ直線を基準にとり直し、船体梁としての変形量 a_1 と断面変形量 ($a_2 + a_3$) の比較を図 3.1.8 に示す。比較図より船体変形の主成分は船体梁としての変形量であり、断面変形量は約 1/4 又はそれ以下である。従って軸系アライメントに関して、簡略計算の船側支持条件の影響は相対的に減少するものと思われる。

(iii) 機関室後部隔壁～減速歯車軸受間及び機関室後部隔壁から機関室前壁間の相対的な船体変形量 ($a_1 + a_2 + a_3$) について、詳細 FEM 計算と、簡略計算の比較を図 3.1.9、図 3.1.10、図 3.1.11 に示す。変形量は、詳細 FEM 計算及び簡略計算ともオーダ的に、ほぼ同程度であり、機関室後部隔壁近傍は船側固定支持の方が詳細 FEM 計算に近く、一方機関室内の最大たわみは船側単純支持の方が詳細 FEM 計算に近い。

これは、上記 i) ii) の結果より考えても妥当であり、ゆえに、機関室内の最大たわみは詳細 FEM 計算と簡略 SS 計算の比較により、簡略 SS に修正係数 1.20 を乗ずることにより機関室内の最大たわみ量が近似的に求められる。尚上記修正係数は 400 型に対するものと 700 型に対するものとの平均である。

(4) 実船計測結果との比較

400 型について、本報告の簡略計算及び三井造船による詳細 FEM 計算²⁾ と実測値⁴⁾との比較を図 3.1.12 に示す。本図は、F15～F44 間の相対変位であるが、両者ともオーダ的に実測結果に一致している。簡略計算結果と実測値との比較を見ると、後部すなわち機関室後部隔壁近傍では船側固定の簡略 Fix が実測値にやや近いが、全体として実測値は簡略 SS と簡略 Fix の中間にある。

これらの結果より、本報告の簡略計算による船殻の変形量及び変形量の分布の推定はほぼ妥当であると考えられる。

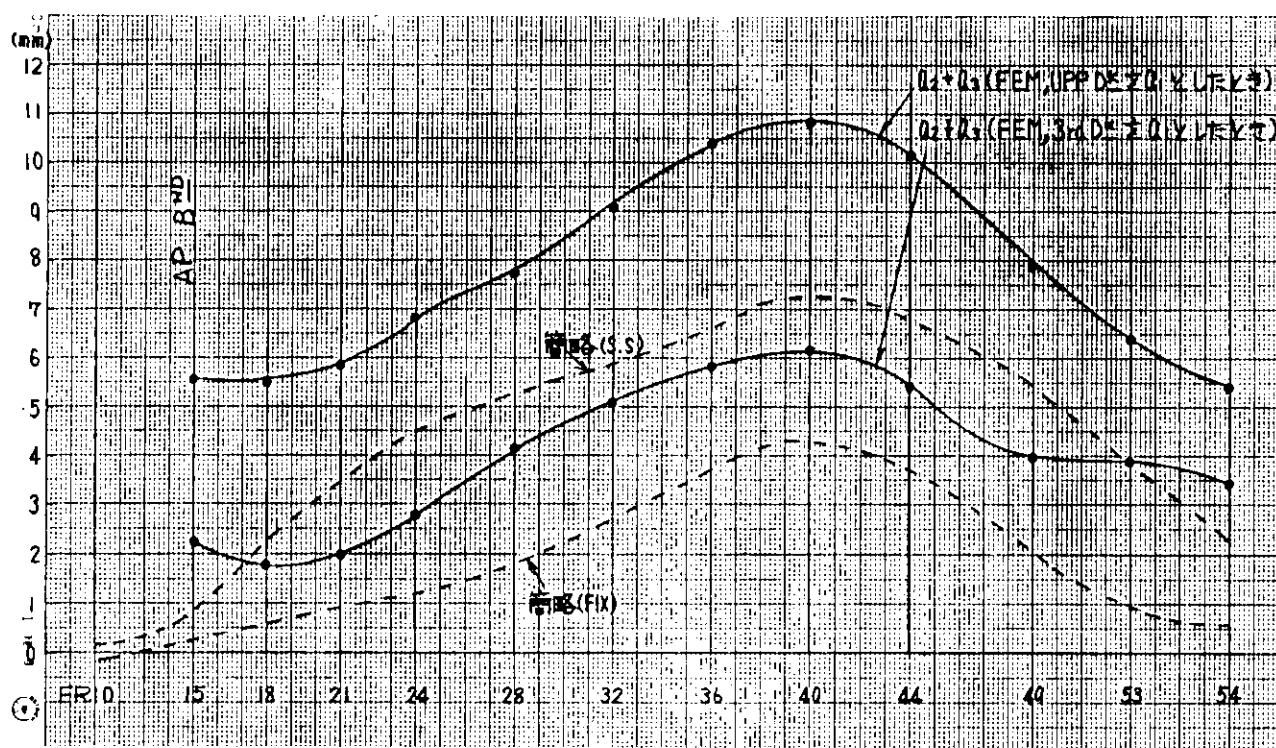


図 3.1.6 400 型タンカー断面変形量 ($a_2 + a_3$) の比較

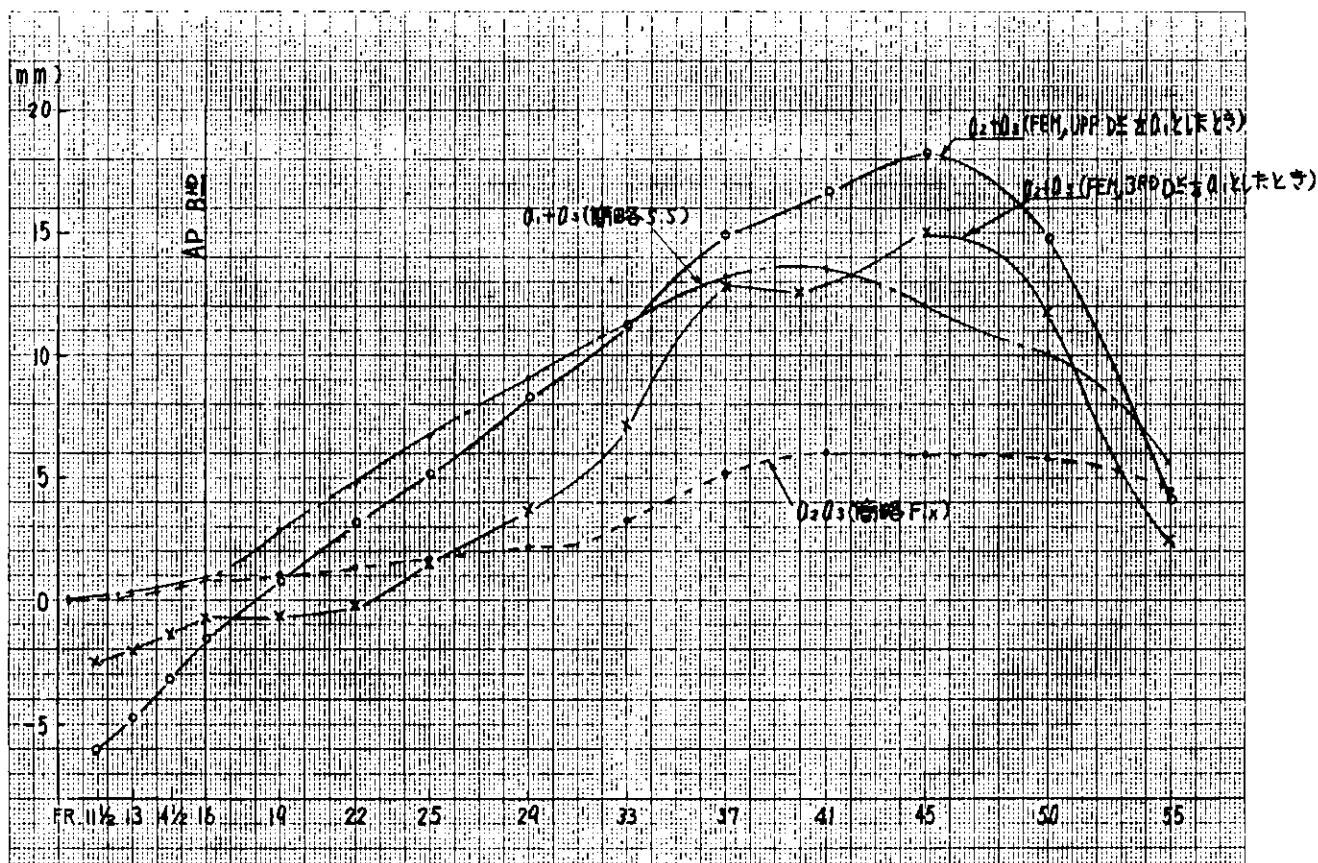


図 3.1.7 700 型断面変形量 ($a_2 + a_3$) の比較

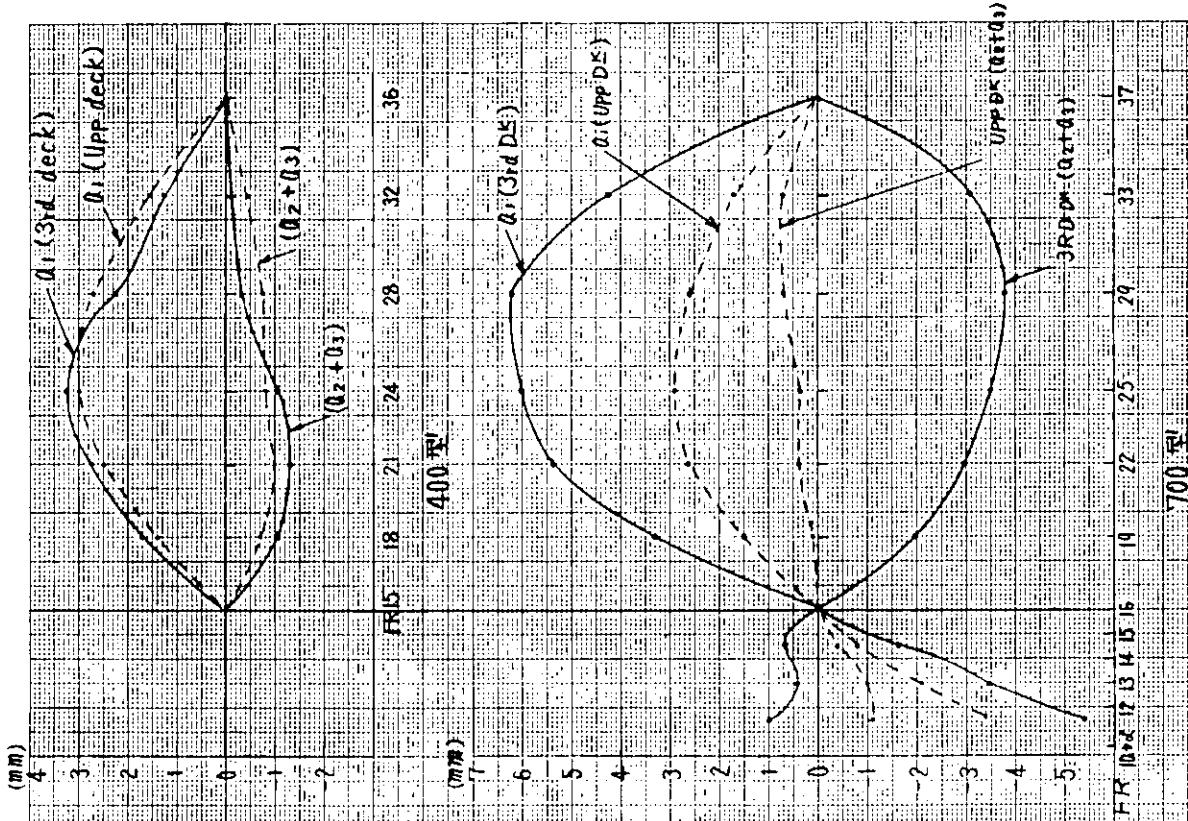


図 3.1.8 a_1 と a_2+a_3 の比較（詳細 FEM 計算）

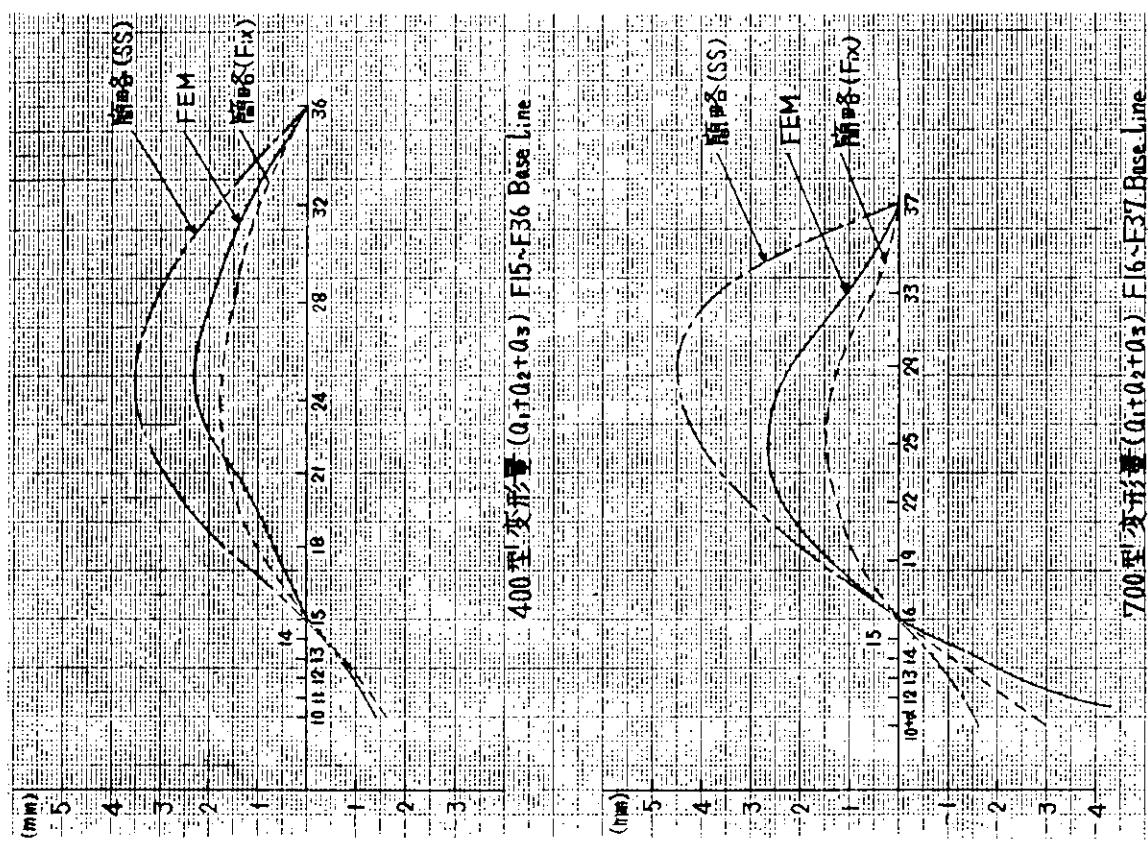


図 3.1.9 機関室後部隔壁から減速歯車軸受間の相対変形量

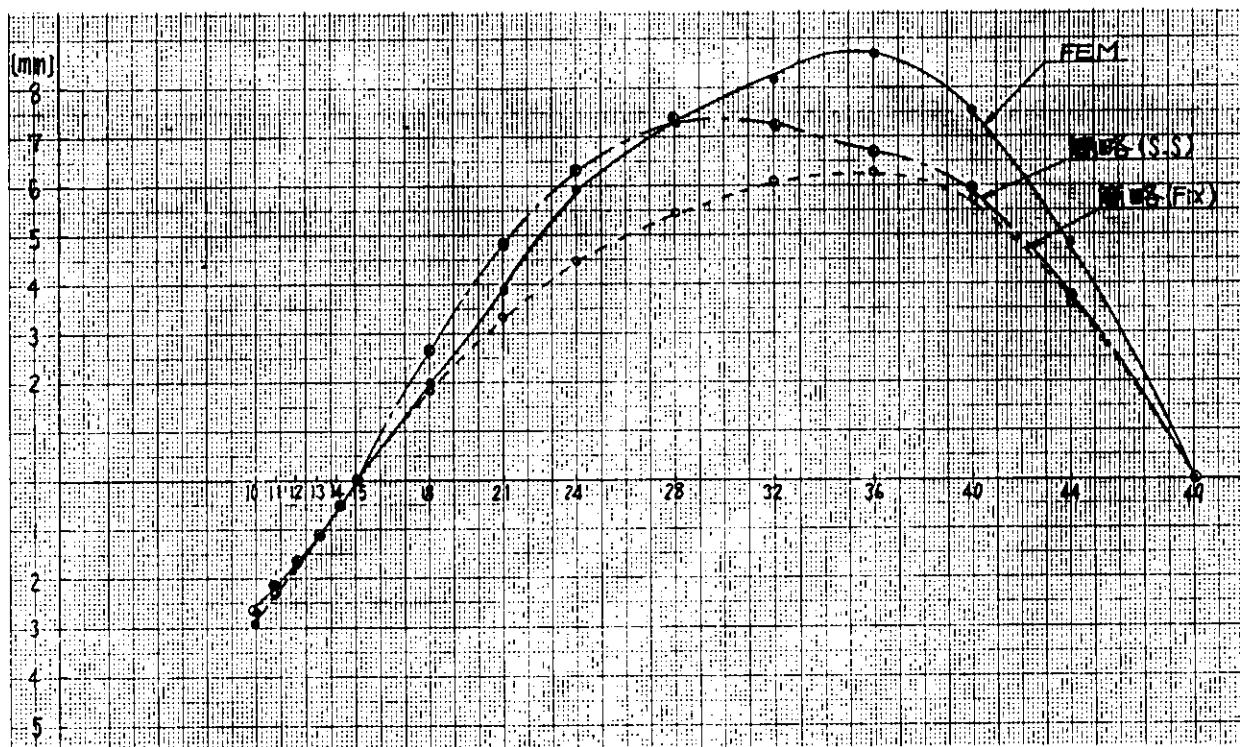


図 3.1.10 400型 変形量($a_1+a_2+a_3$) $F_{15} \sim F_{49}$ Base line

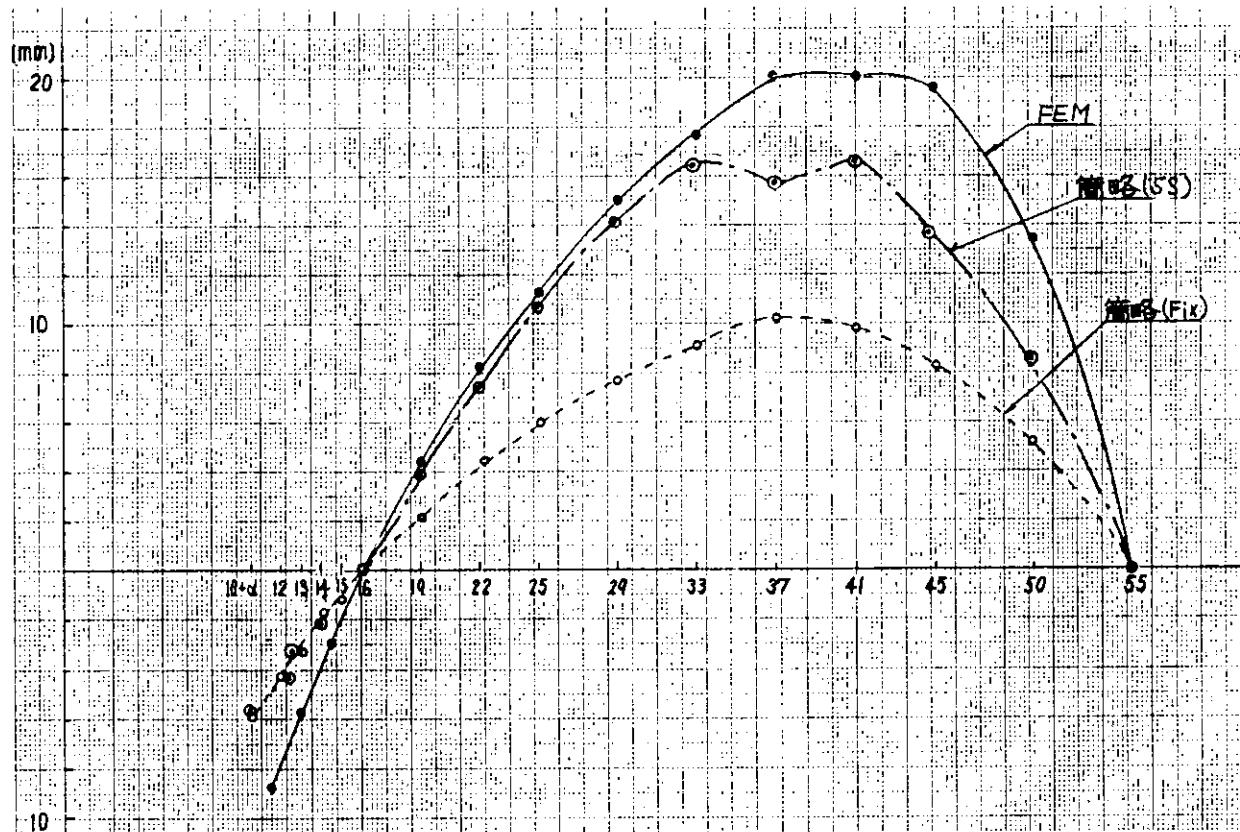


図 3.1.11 700型 簡略計算 ($a_1+a_2+a_3$) $F_{15} \sim F_{55}$ Base line

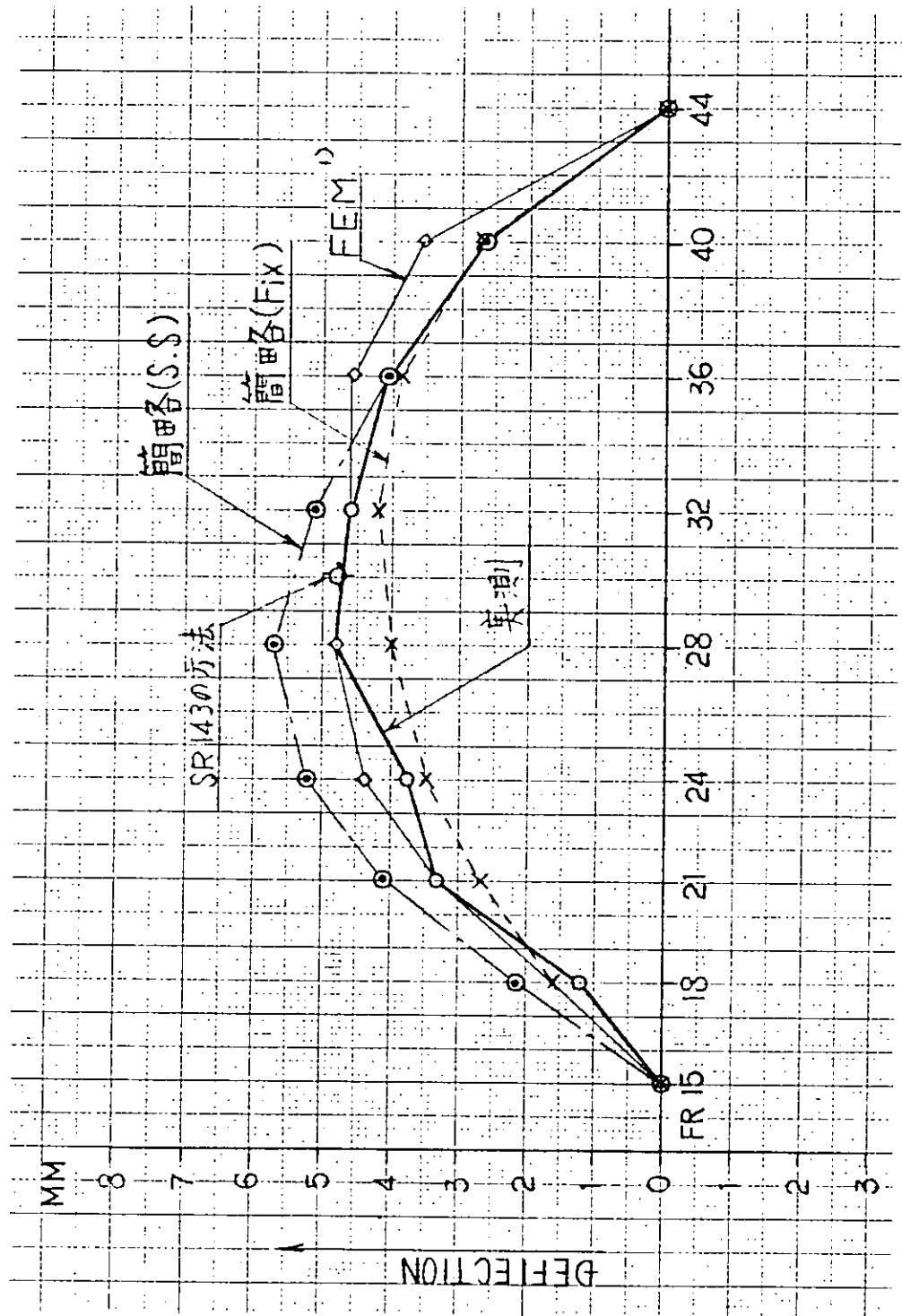


図 3.1.12 実測結果との比較(40万トンタンカー) $a_1+a_2+a_3$

(5) S R 1 4 3 の実験式との比較

S R 1 4 3において15万トン～35万トンタンカーの機関室二重底の撓み計測を実施しており、実測結果より二重底の最大撓みを機関室長及び吃水差により求める実験式を作成している³⁾。実験式を下記に示す。

$$\Delta x = \alpha \times \ell^3 \times \Delta d$$

Δx : 最大撓み量 (mm)
 ℓ : 計算スパン (m)
 Δd : 吃水差 (m)
 α : 最大撓み指数 (mm/m^4)

$$\text{軽荷～半載状態 } \alpha = 1.06 \times 10^{-17}$$

$$\text{軽荷～満載状態 } \alpha = 1.18 \times 10^{-17}$$

$$\text{半載～満載状態 } \alpha = 1.26 \times 10^{-17}$$

この実験式を用い、詳細FEM計算、簡略計算および実測の条件に計算条件を合わせ、機関室内の最大たわみ量を求めた。その結果を400型および700型について表3.1.7に示す。表より400型についてS R 1 4 3の方法と、実測値は良く一致しており、これを基準に考えると、詳細FEM計算および簡略SS計算の結果も妥当と思われる。同様に700型については、簡略SSが実験式に近く、詳細FEMは若干撓みが大きく、簡略Fixは若干撓みが小さい。以上の結果から簡略SSは機関室内の最大撓み量の推定として妥当な方法であると思われる。

表3.1.7 機関室内の最大たわみ量 (S R 1 4 3の実験とFEM、簡略、実測の比較)

供試船	ℓ (m)	Δd (m)	$\alpha \times 10^{-17}$ (mm)	(mm)	計算及実測			$\Delta x' / \Delta x$	
					解析手法	船側B.C	変形量 $\Delta x'$ (mm)		
400型	34.0 (F15～F49)	17.65	1.18	8.186	FEM	/	8.725	1.07	
		17.0		7.884	簡略	Fix	6.298	0.80	
		16.45		4.734		SS	7.323	0.93	
	29.0 (F15～F44)	16.45		4.734	実測	/	4.800	1.01	
				14.279	FEM	/	20.552	1.44	
					簡略	Fix	10.295	0.72	
700型	39.0 (F16～F55)	20.4				SS	16.529	1.16	

3.1.4 軸芯と船体との相対変形量

(1) 相对变形量

軸系アライメントにおいて、問題になるのは軸芯と船体との相対変形量であり、この相対変形量ができる限り小さいことが望ましい。供試船の軸芯と船体（減速歯車軸受位置）との相対変形量を表3.1.8に、その船長方向の変化を図3.1.1.3及び図3.1.1.4に示す。尚軸芯としては次の2ケースを仮定した。（図3.1.1.5参照）

船尾管輥軸受と船軸受との見通し線とした場合 見通し線 a (ケース 1)
 機関室後部隔壁位置での船体変形 (二重底頂板) への接線 見通し線 b (ケース 2)

軸芯と船体との相対変形量を700型で比較すると、見通し線aを基準にした場合、詳細FEMが簡略Fixの約1.73倍で、見通し線bを基準にした場合約1.86である。この倍率を修正係数として表3.1.8に示している。又400型の詳細FEM計算では、機関室後部隔壁より後方の船体構造を省略しているので見通し線aとの相対変形量は直接求められないので次の様にして推定した。

推定 (I) 表 3.1.9 に示す様に、後述の(2)で船尾管の傾斜角を推定して相対変形量を推定
 推定 (II) 700型のケース1とケース2との比を400型のケース2に乗じて推定

その結果、400型では見通し線aを基準にした場合にはFEMに対する推定値が簡略Fixの1.06～1.33倍で、一方見通し線bを基準にした場合0.71倍となり、700型の場合と傾向が異なる。これは400型で機関室後部隔壁より後部の構造を省略している影響と考察され、修正係数としては見通し線aを用いた推定(I)で決定する方が良いと思われる。以上より、軸芯と船体との相対変形量を求める場合、簡略計算(Fix)に対する修正係数としては400型と700型の平均をとって1.53が求められる。また、吃水1m当りの、軸芯との最大相対変形量は400型(F36)で0.70mm、700型(F37)で1.01mmで700型が400型の約1.4倍である。

(2) 船尾管軸受の回転角

次に軸系アライメントを決定する際の船尾管舵軸受けの高さの推定また軸芯と船体との相対変形量の推定には舵管軸受の回転角が問題になる。

ここでは、700型を供試船として簡略計算と詳細FEM計算との比較を行ない。400型の推定を行なった。

機関室後部隔壁近傍の変形図(図3.1.16)よりアフトピーク内の内底板の回転数 θ_t と船尾管の回転角 θ_s との相対回転角 $\theta_t - \theta_s$ を調べると表3.1.9に示す様に、その値はきわめて小さく、軸芯と船体との相対変形を問題にする場合ほとんど無視できる。また、機関室後部隔壁の前後方向の変位 y はアフトピークが剪断変形であるので軸芯と船体との相対変位に寄与しない。ゆえに、軸芯と船体との相対変位を問題にする場合、機関室後部隔壁と機関室内の二重底頂板との開き角 α の変化よりも船尾管軸受の回転角 θ_s と機関室内 Tank top の回転角 θ_u との相対回転角 α が重要である。 α に着目し詳細FE計算と簡略計算の比較を表3.1.9に示す。

(ii) 比較結果より、詳細 FEM 計算が簡略計算より大きく簡略 Fix が詳細 FEM 計算に近い。この原因としては簡略 S-S では船側を第三甲板位置で単純支持としている為、機関室後部隔壁近傍の変形を大きく見積り過ぎており、 θ_x が小さくなり相対回転角 α は詳細 FEM 計算よりも小さくなる。又簡略 Fix では第三甲板で船側を船体梁に固定支持する事により、機関室後部隔壁近傍の剛性を大きく見積った事になり詳細 FEM 計算よりも小さくな。たものと思われる。

- (ii) 機関室後部隔壁近傍の第三甲板位置での弾性支持条件を簡略計算で正しく計算する事は困難であるので、修正係数を用いる事とする。修正係数は700型の場合1.6になる。(表3.1.9)
- (iii) 修正係数を1.6として、400型の相対回転角を逆算すると $\theta_g - \theta_s = 0.165 \times 10^{-3} \text{ rad}$ となり700型の $0.488 \times 10^{-3} \text{ rad}$ より小さい。従って400型では $\theta_s = 0.896 \times 10^{-3} \text{ rad}$ となる。

表3.1.8 減速歯車軸受位置での見通し線a及び見通し線bと船体との相対変形量

供試船	解析法	見通し線aとの相対変形量 δ_1 (mm)	修正係数	見通し線bと船体との相対変形量 δ_2 (mm)	修正係数
400型	簡略 Fix	8.899	推定(I) <u>1.33</u>	6.691	0.71
			推定(II) 1.06		
	簡略 SS	7.376	推定(I) 1.61	12.333	0.38
			推定(II) 1.28		
	FEM	推定(I) 11.872	1.0	4.732	1.0
		推定(II) 9.471			
700型	簡略 Fix	11.975	1.73	5.555	1.86
	簡略 SS	5.848	3.54	11.453	0.90
	FEM	20.684	1.0	10.334	1.0

表3.1.9 船尾管軸受の回転角

$\times 10^{-3} \text{ Rad}$

供試船	解析法	Stern tube の回転角 θ_s	A.P.内の Tank top の回転角 θ_t	$\theta_t - \theta_s$	機関室内 Tank top の回転角 θ_g	相対回転角 $\theta_g - \theta_s$	修正係数
400型	FEM	(0.896)			1.061	(0.165)	1.0
	簡略 Fix	0.439	0.405	-0.034	0.542	0.103	1.6
	簡略 SS	0.404			0.168	-0.236	
700型	FEM	0.726	0.700	-0.026	1.214	0.488	1.0
	簡略 Fix	0.341	0.385	0.044	0.646	0.305	1.6
	簡略 SS	0.441			0.451	0.010	

() 内は700型簡略 Fixの修正係数より推定

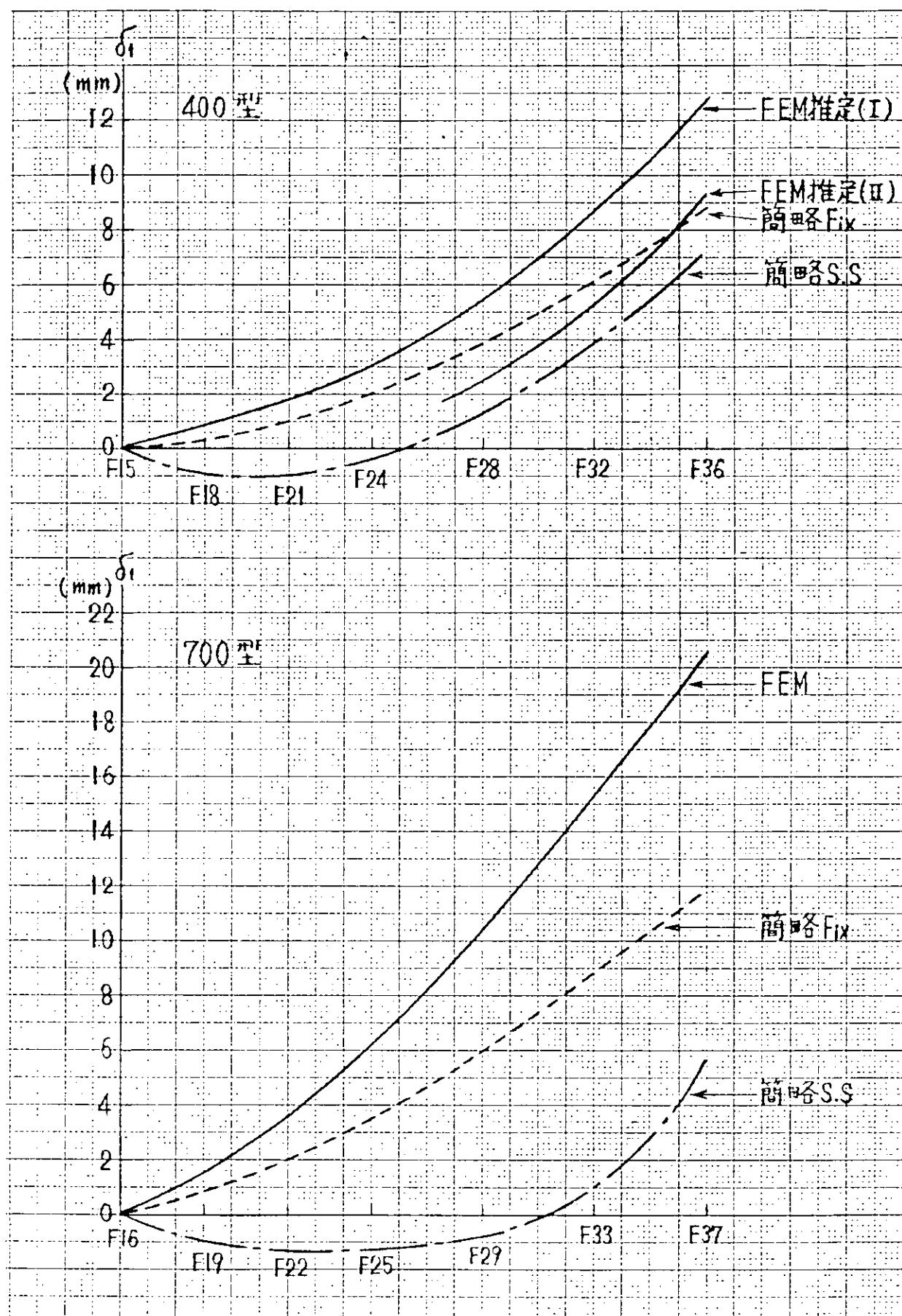


図3.1.13 見通し線aと船体との相対変位

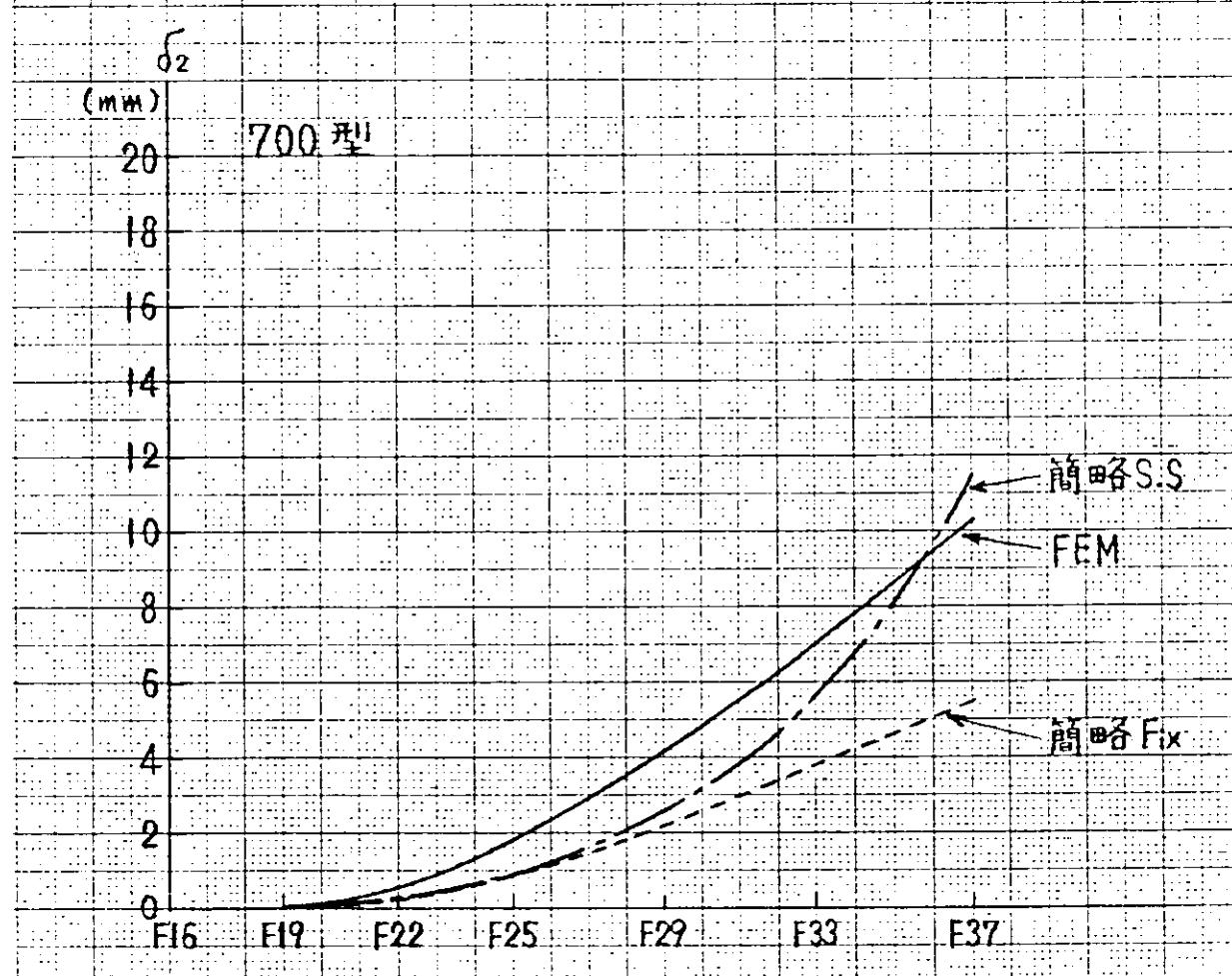
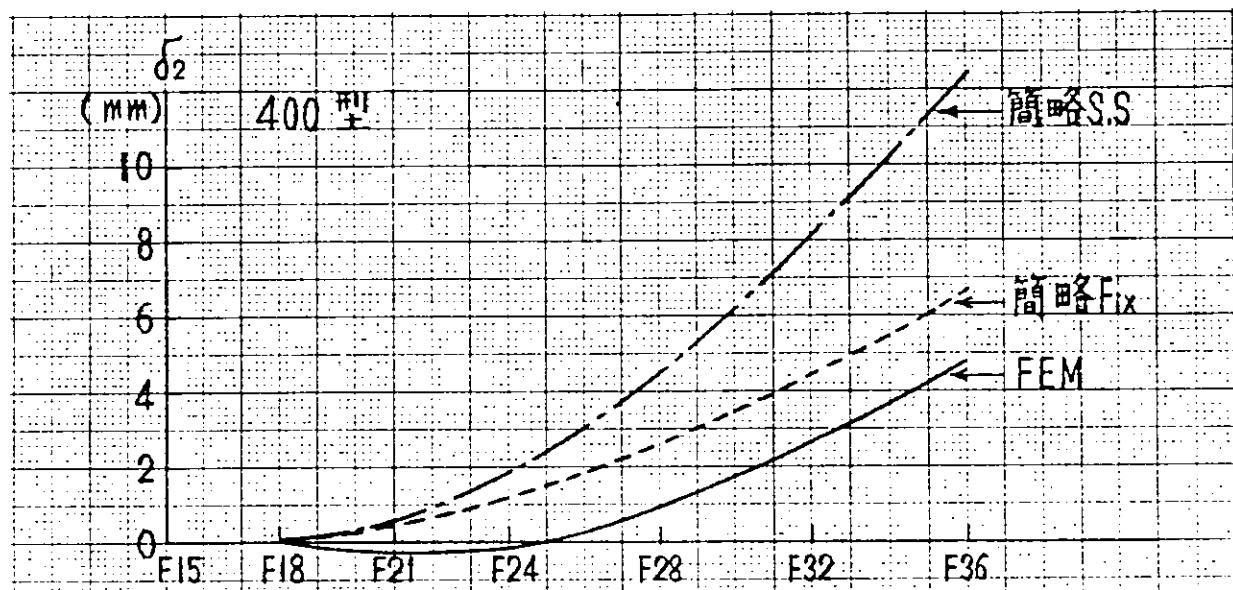


図 3.1.14 見通し線 b と船体との相対変位

変形量 δ ($a_1 + a_2 + a_3$)

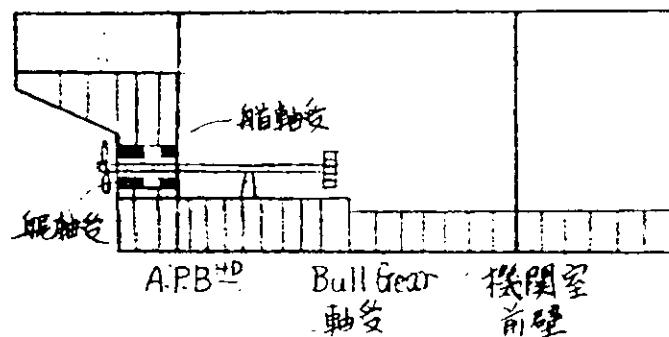
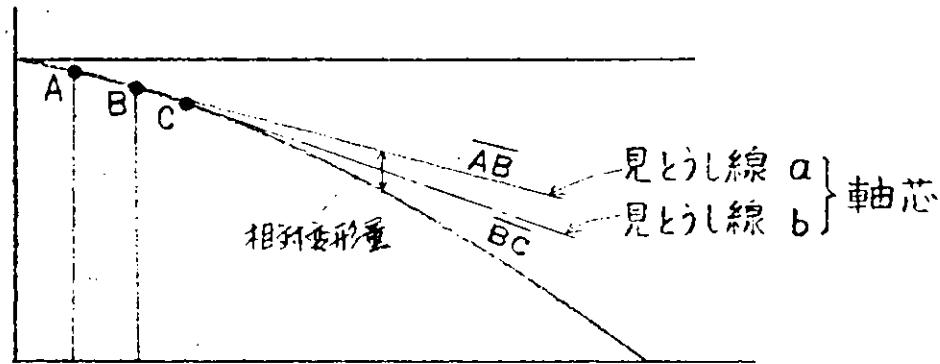


図 3.1.15 軸芯と船体の相対変形量

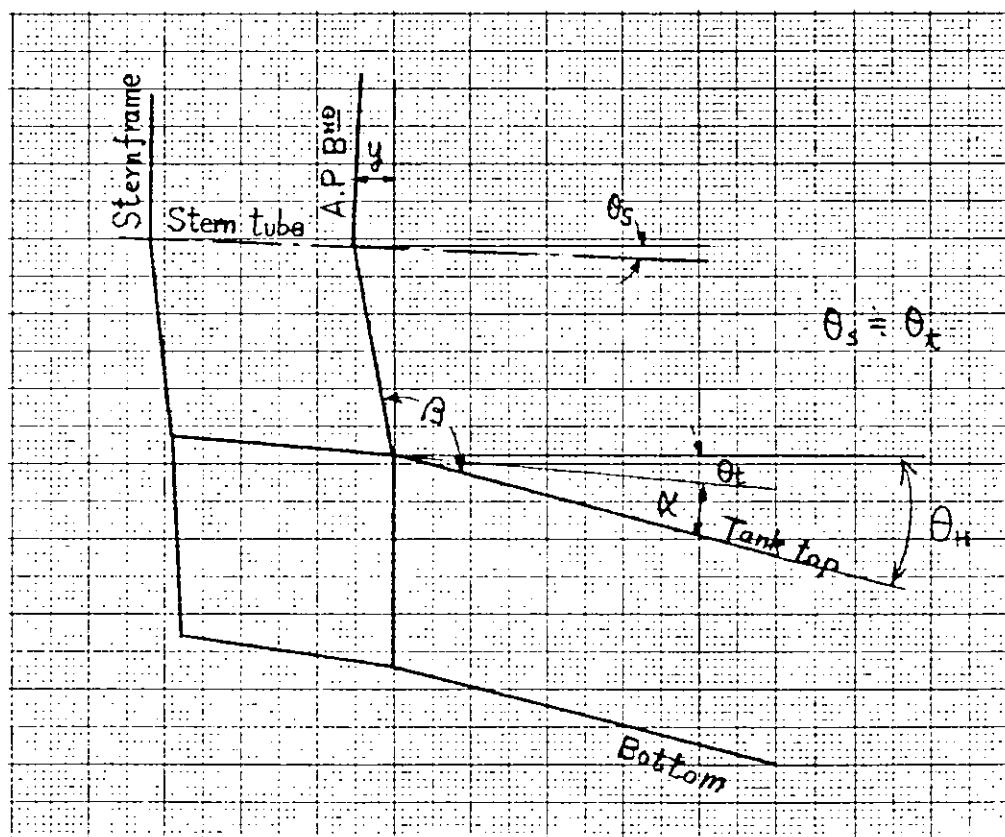


図 3.1.16 機関室後部隔壁近傍の変形

3.1.5 むすび

40万トンタンカーおよび70万トンタンカーの機関室を含む船尾部構造の簡略モデルによる船体変形の計算を実施し、詳細FEM計算、実測値およびSR143の二重底の撓みの実験式との比較を行ない、船殻構造の変形量の把握、軸芯と船体との相対変形量および本簡略推定法の妥当性を検討した。得られた結論を下記に示す。

- (1) 詳細FEM計算、SR143の実験式および実測値との比較により、本簡略計算による船殻構造の変形量および軸芯と船体との相対変形量の推定は、ほぼ妥当であることが分った。
- (2) 簡略計算と詳細FEM計算との比較から機関室内の最大たわみ変形量は簡略SSか詳細FEM計算に近い。機関室後部隔壁から減速歯車軸受間の相対的な船体変形量は、簡略Fixが詳細FEM計算に近い。
- (3) 機関室内の最大たわみ量を問題にする場合はSR143の実験式または簡略SSで、また軸系アライメント等機関室後部隔壁近傍の相対変形量を問題にする場合には簡略Fixを用い計算結果に乗ずる修正係数は下記の値が得られた。

{	機関室の最大変形量に関して、簡略SSを用いる場合	1.20
	{ 簡略Fixを用い	軸芯との相対変形量を求める場合 1.53
		舵管軸受の回転角を求める場合 1.6

<参考文献>

- 1) SR152 50年度報告書(研究資料No.248) (昭51.3)
- 2) 関内 実他 "大型タンカーの機関室二重底の撓み" 日本造船学会論文集第136号 (昭49.2)
- 3) SR143 50年度報告書(研究資料No.241) (昭51.3)
- 4) SR152 船尾構造分科会提出資料(綱6-3) (昭51.4)

3.2 FEMによる70万トン型タンカーの船尾構造の転舵時の水平変形計算

担当 片野泰治（日立造船）

3.2.1 まえがき

昭和50年度は、簡略計算法の妥当性を検討する際の目安とすべき精密計算値を得るために、70万トン型タンカーを対象として薄板構造物解析用の汎用FEM計算プログラム“MAP”を用い、最後尾の貨物油タンクを含む船尾構造のモデル化を行ない、満載時と軽荷時の差の荷重状態における船体の変形量ならびに各種軸受部の船体バネ定数を求め、軸系アライメントの観点から変形状況、船体剛性等について、簡略モデルによる計算結果との比較を行なった。

本年度は、同じ70万トン型タンカーを対象として転舵時の状態を想定し、船体水平撓みの計算を行なう。

3.2.2 計算方法

大型薄板構造物解析用の汎用FEM計算プログラム“MAP”を用いて計算を行なうが、昨年度と同じ計算モデルを使用しているので、計算対象範囲、構造のモデル化の方針等計算方法の詳細については、50年度研究報告書（研究資料No.248）を参照されたい。

(1) 転舵時の荷重と荷重の与え方

右舷に35°舵をとった場合を想定し、次のNKの算式により舵に作用する直圧力を求める。

$$P = 0.0178 A V^2 \text{ (ton)}$$

ここに、 A：舵面積 (m^2)

V：船速 (kts)

$A = 1.8m \times 1.2m = 2.16m^2$ 、 $V = 15 \text{ kts}$ として上記算式より P を求めると 865 ton となるが、ここでは簡単のため $P = 1,000 \text{ ton}$ とする。

舵に作用する直圧力は上下のピントルを通じて船体に伝達されるが、船体上部および下部にそれぞれ片舷 $P/4$ (250 ton) ずつ伝達されるものと仮定して、近似的に次のようにして水平荷重を与える。

(a) 船体上部

FRAME 1 (FLOOR) 断面において CENTER LINE 上で AFT PEAK TANK TOP
以下に等分布荷重

(b) 船体下部

計算モデルでは SHOEPIECE を無視しているので、次の部材に3等分して与える。

{ FRAME 11 1/2 (FLOOR) 断面において CENTER LINE 上で TANK TOP
FRAME 13 (FLOOR) 以下に三角形分布荷重 (T. TOP で 0 とする)
FRAME 10~13 間の船底外板に CENTER LINE 上で等分布荷重

(2) 境界条件

構造が対称で荷重が逆対称であるので、逆対称問題として取扱い、次のような境界条件を与える。

(a) FRAME 64 (モデルの前端) : 全節点の全ての方向の変位を拘束する。

(b) CENTER LINE 断面 : CENTER LINE 断面にある全部材の部材長さ方向の変位を拘束する。¹⁾

3.2.3 計算結果

各 DECK および TANK TOP の全体変形図を図 3.2.1 に、機関室内の代表的横断面の全体変形図を図 3.2.2 に示す。また FR 4.5 より船尾部の船底および上甲板の変形量、シャフトの変形量ならびにアライメントの変形量を図 3.2.3 に示す。なお、アライメントの変形量は、図 3.2.3 に示すように船尾管後部軸受後端と船尾管前部軸受前端を結ぶ直線を軸芯と見なし、軸芯とシャフトの相対変形量をアライメントの変形量として求めたものである。

3.2.4 考 察

(1) 船体変形量

FR 2.5 付近より船尾部については、船体の“やせ”による船底部の剛性低下のため、船底部はかなりの局部変形を生じており、船底部の変形量は上甲板部の 2 倍程度となっている。

FR 2.5 付近より船首部の変形は剪断度形主体の変形となっており、この傾向は局部変形が生じていない上甲板部の方が顕著である。

なお、FR 4.5 付近においても上甲板部と船底部に変形量の差があるのは、荷重点が剪断中心よりずれていることにより船体に多少の捩り変形が生じているためと考えられる。

(2) アライメントの変形量

図 3.2.3 に示すように、転舵時の水平方向のアライメントの変形量はほぼ直線的に増加し、FR 3.7 で約 11% となっている。比較のため図 3.2.3 には、昨年度計算した（満載時 - 軽荷時）の垂直方向のアライメントの変形量を併示しているが、これと比較すると転舵時の水平方向のアライメントの変形量は約 50% ~ 80% となっている。order 的には、転舵時の水平方向のアライメントの変形量は（満載時 - 軽荷時）の垂直方向のアライメント変形量の約半分といえる。

<参考文献>

- 1) 川井、川島、三本木共著：日本造船構造協会編“薄板構造解析（変位法、応力法）” 190 頁、培風館

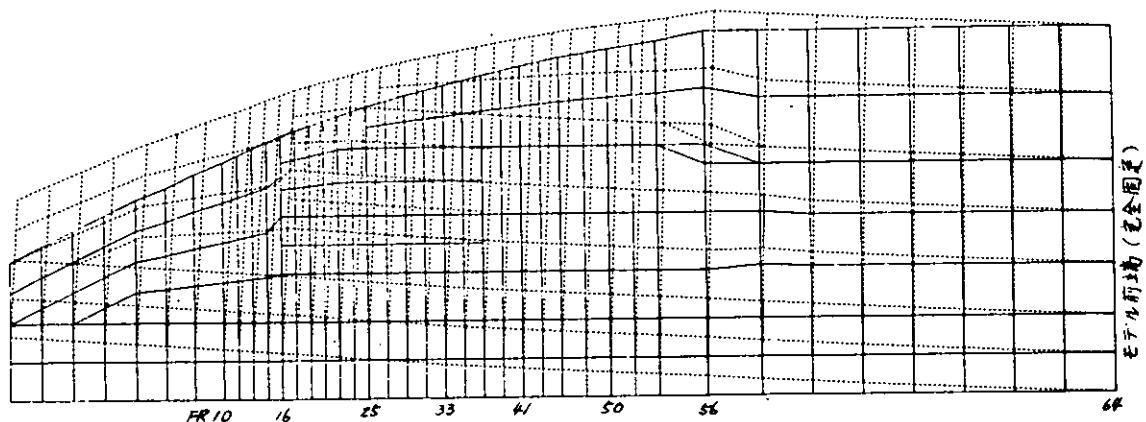
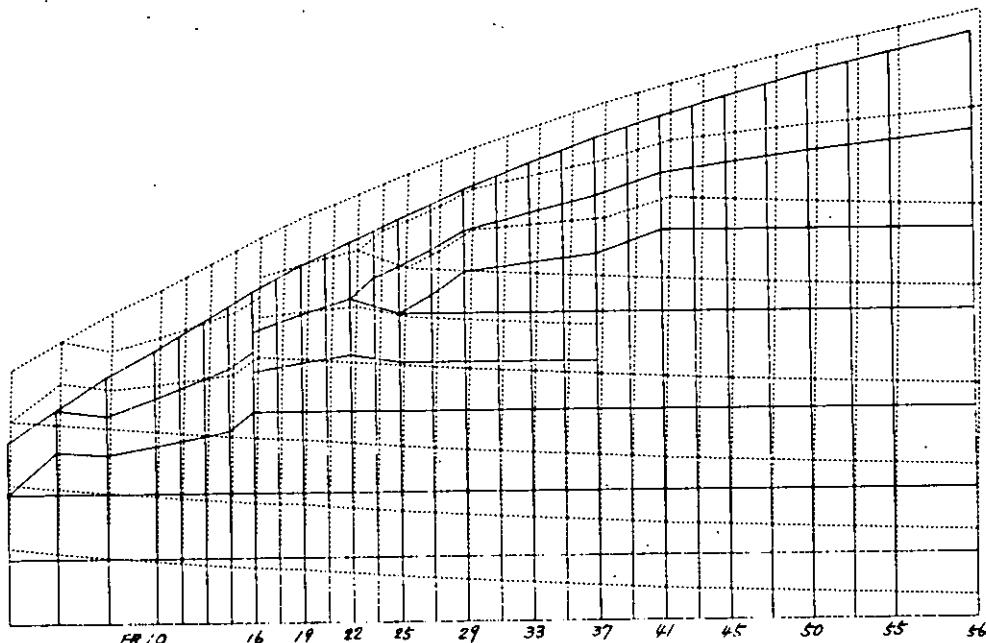


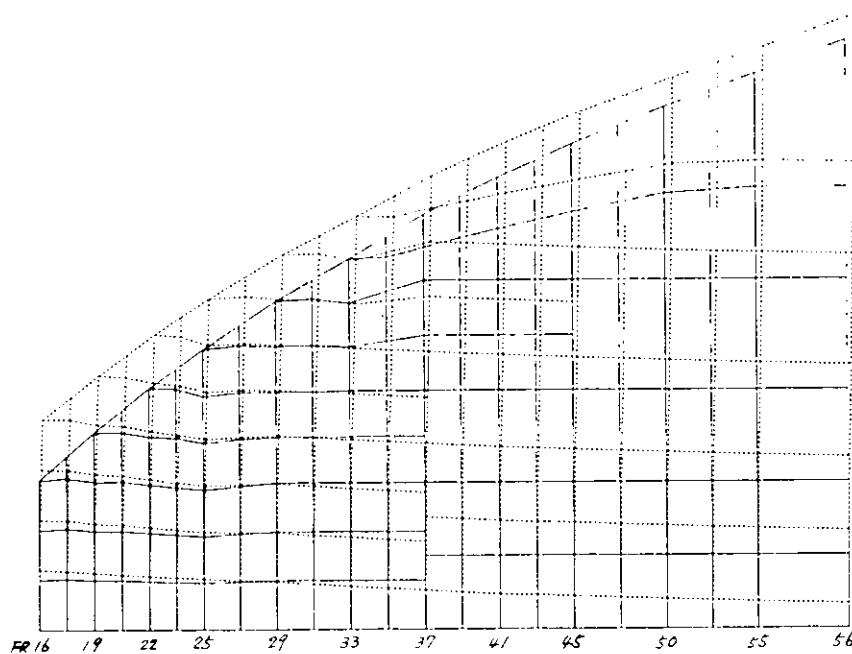
図 3.2.1(a)

DECK の 变形



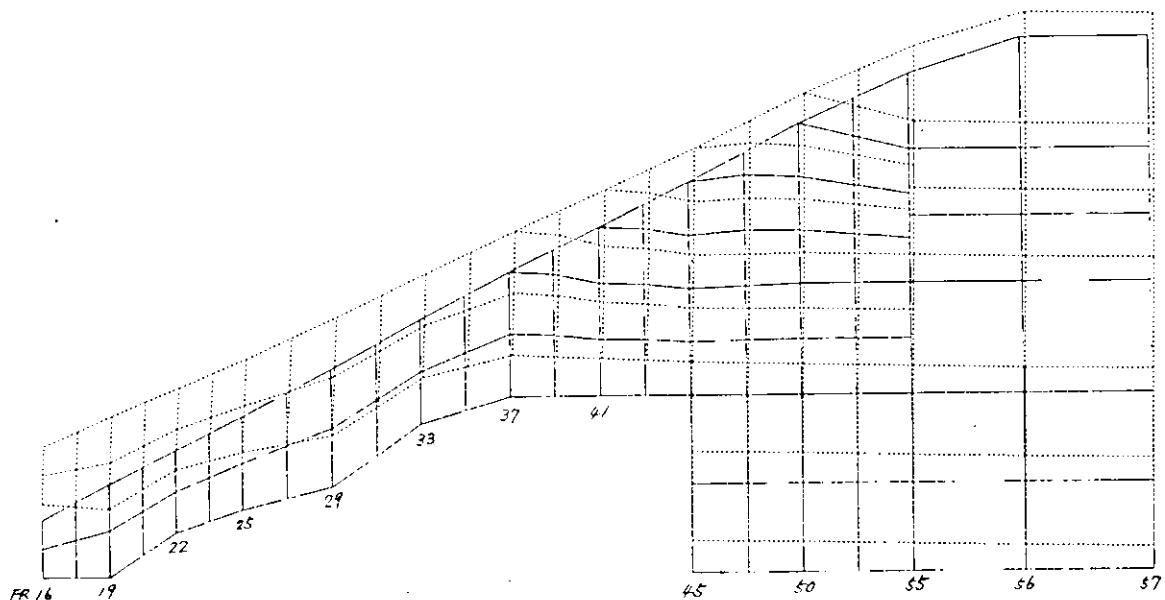
STRUCTURE: 0 5 10 (m)
DEFLECTION: 0 5 10 (mm)

図 3.2.1(b) 2 ND DECK の 变形



STRUCTURE: 0 — 5 — 10 (m)
 SCALE; DEFLECTION: 0 — 5 — 10 (mm)

図 3.2.1(c) 3RD DECK の変形



STRUCTURE: 0 — 5 — 10 (m)
 SCALE; DEFLECTION: 0 — 5 — 10 (mm)

図 3.2.1(d) PARTIAL DECK の変形

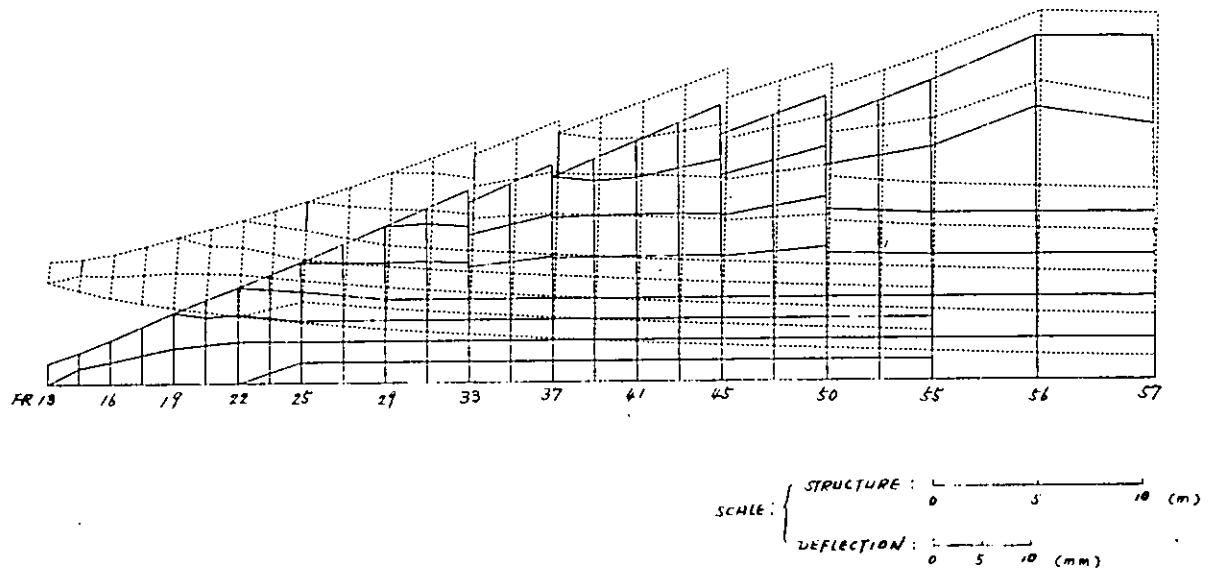


図 3.2.1(e) TANK TOP の変形

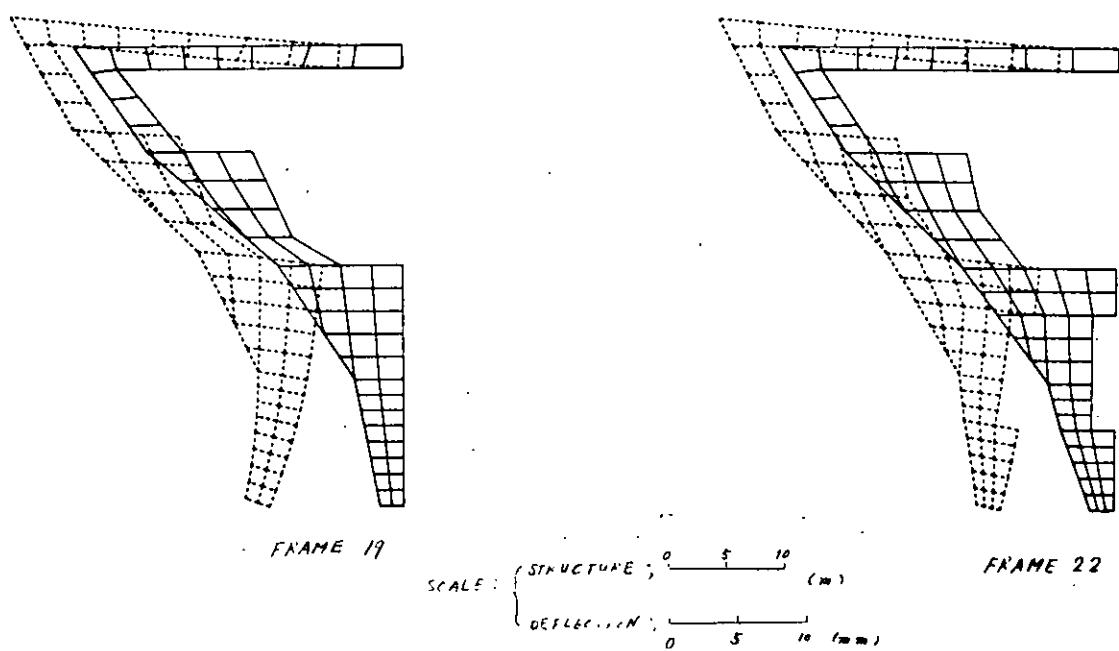


図 3.2.2 (a)

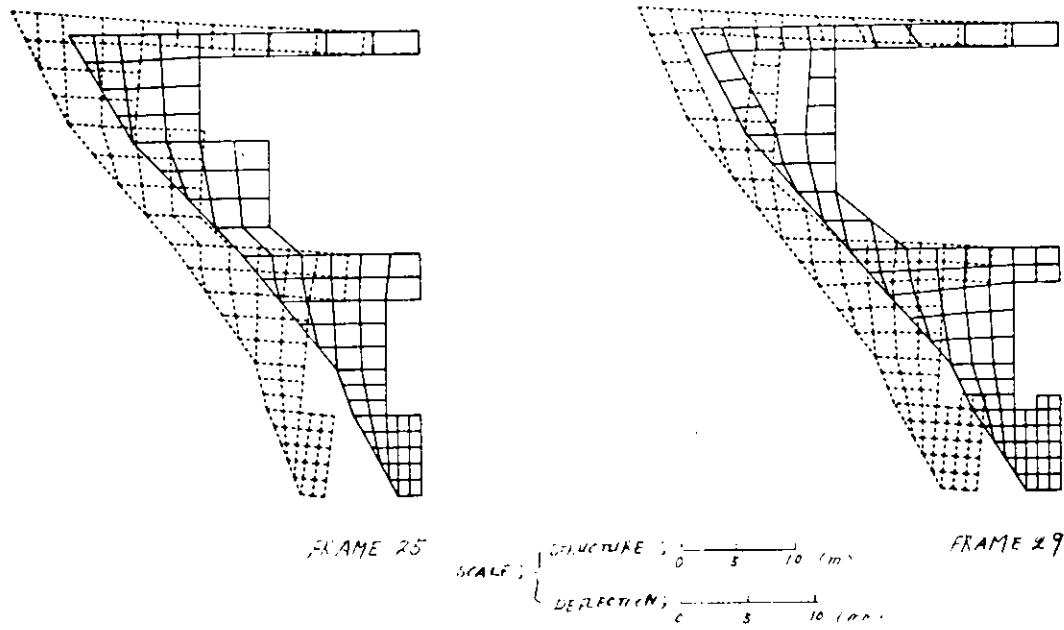


図 3.2.2(b)

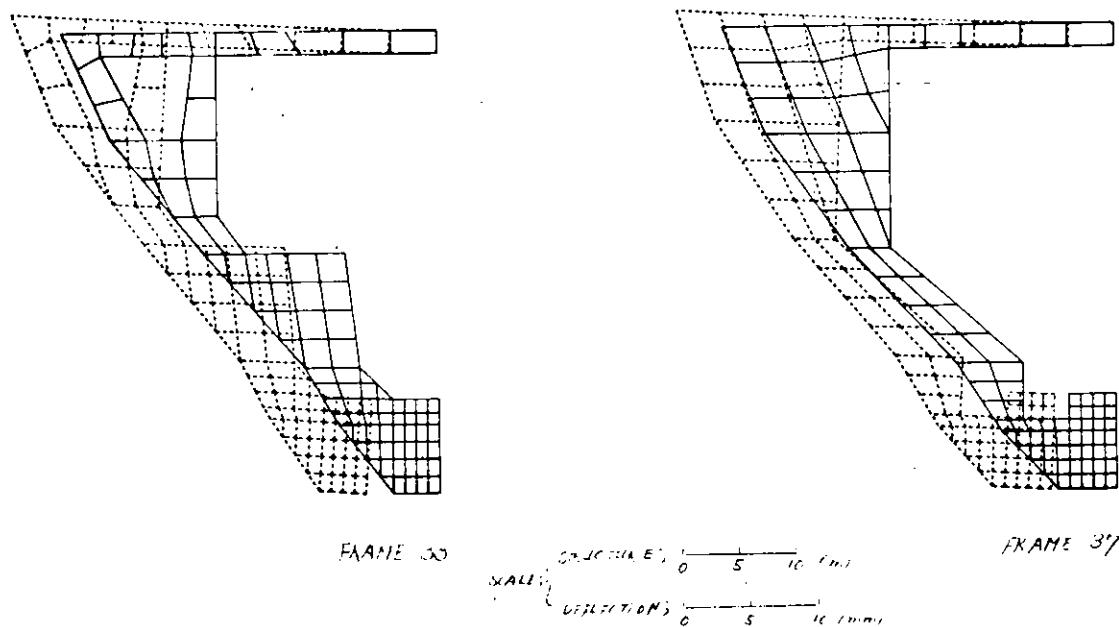


図 3.2.2(c)

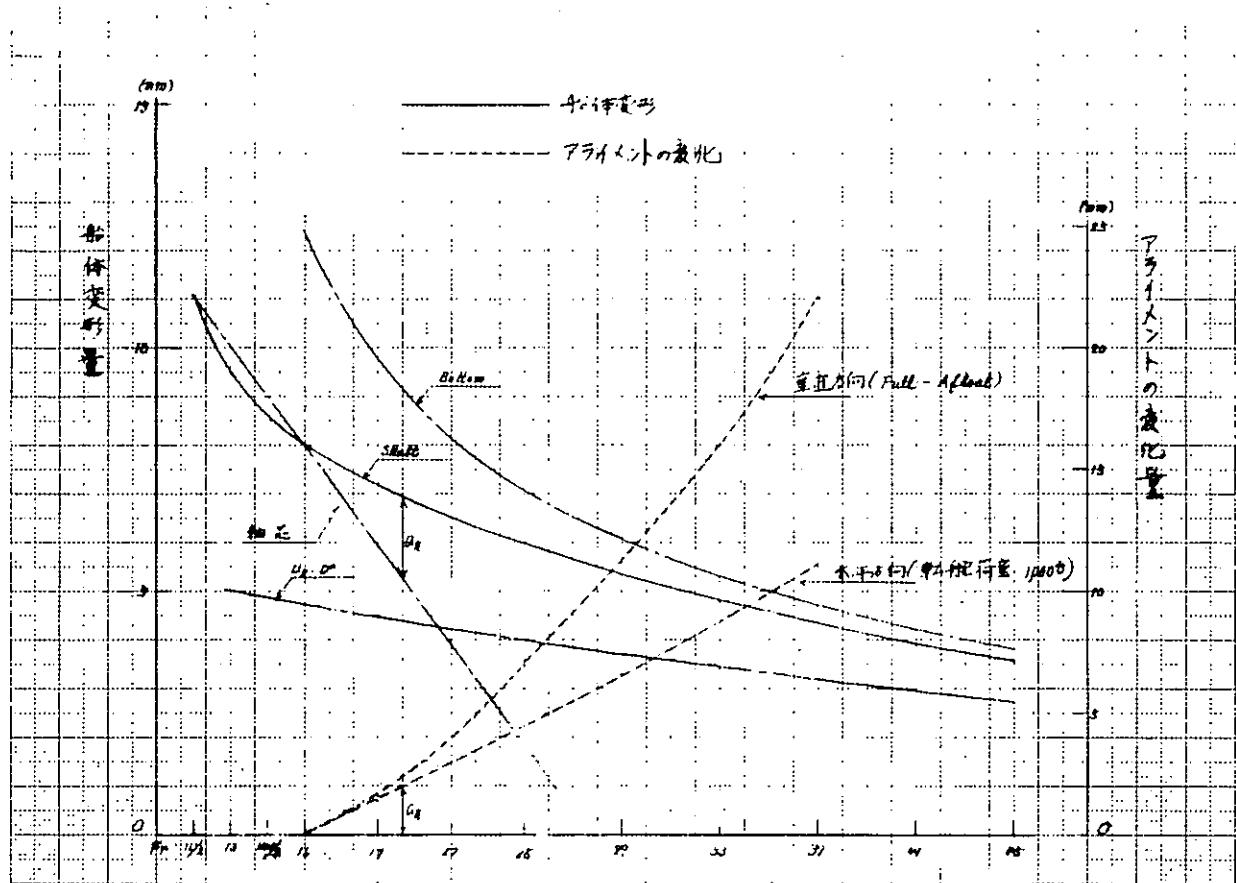


図 3.2.3 船体およびシャフトの変形量とアライメントの変化量

3.3 軸系アライメント計算

担当 坂本 芳太郎（石川島播磨重工業）

3.3.1 序

一般に、船舶主推進軸系の設計は、まず捩り強度や機関室配置等の条件をベースとして行なわれるが、軸系の適否を知る為には、さらに軸系諸振動および軸系アライメント上の検討を行なうことが必要である。

一軸大型タービンタンカーでは、軸系の剛性が大きく固有振動数が高い反面、軸回転数が低いので、軸系振動上の問題は予想されず、またこれまでもトラブルは報告されていない。一方、軸系の剛性が大きい程、船体変形や軸受据付誤差の影響を強く受けることになるので軸系アライメント上のトラブルを生ずる可能性が大きくなる。

従って、一軸大型タービンタンカーでは、軸系アライメントが、最も重要な検討項目となる。

軸系アライメントの検討には、軸の高速回転域を対象とし、プロペラから来る外力の影響を考慮した時の軸受油膜の状況の検討を主眼としたいわゆる動的アライメントの検討と軸受油膜形成以前の低速回転域を対象とし、軸受荷重の配分や軸応力の検討を主目的とした静的アライメントの検討がある。

前者は、プロペラ外力の影響が大きい、多軸高速コンテナ船等の軸系検討に主として用いられるが、1軸大型タービンタンカーに於いては、プロペラ外力の影響が比較的小さく、静的に満足なアライメントが^{*1}行なわれていれば、回転上昇時に充分な軸受油膜が形成されると云われており、一般に後者の静的軸系アライメントの検討が行なわれている。

以下に、70万トン型タンカーの軸系設計上最も重要な項目と考えられる静的アライメントの検討結果を報告する。

3.3.2 計算法

通常の大型タービンタンカーに採用されている軸系装置と同思想の装置を70万トン型タービンタンカーに採用することで以下の検討を進める。

軸系装置主要寸法を図3.3.1に示す。

静的軸系アライメント検討項目としては、各軸受の荷重配分、軸受面圧、軸の曲げ応力、軸受高さ、減速歯車前部軸受と後部軸受の荷重差、船尾管軸受の面圧分布等が有るが、過去の事故例からは、後の2者が最も重要な検討項目と考えられる。

上記各項目が許容値内に納る様に、各軸受の高さを求める計算を一般に軸系アライメント計算と称しているが、ここではさらに、船尾管尾側軸受後端に設けた部分的な傾斜（バーシャルスロープ）の最適角度および軸受の最適配置（軸方向）を求める計算を含めて検討を行なった。

すなわち、最適軸系アライメントの条件として次の3点を考えた。

- 1) 軸受高さが最適である事
- 2) 軸受配置が最適である事
- 3) 船尾管尾側軸受のバーシャルスロープ量が最適であること

図3.3.2に、船級規則の計算や機関室配置等の条件による軸系主要寸法の決定から最適アライメントの決定に至るまでの流れを示す。

以下に、最適アライメント計算の考え方について述べる。

(1) 軸受高さ

(1) 線形計算

軸受配置を固定した軸系で、軸受をピンサポートと仮定すると、軸受荷重や軸の曲げモーメント等と軸受高さとは線形関係にある。

以下に、軸受部船体構造の線形バネを考慮した場合の軸受荷重、軸の曲げモーメントと軸受高さとの関係式を示す。

(a) 軸受荷重

$$R_i = R_{io} + \sum_{j=1}^n I_{ij} \cdot T_j \quad (3.3.1)$$

但し、

R_i : i 番目軸重の荷重

R_{io} : i 番目軸受の軸心変位に無関係な荷重（定数項）

I_{ij} : 軸心変位による荷重の剛性係数（一般に軸系関係者がインフルエンスナンバーと称している値で、軸系の剛性を表す）

n : 軸受個数

T_j : j 番目軸受位置に於ける軸心変位置

$$T_j = x_j + k_j + d_j \quad (3.3.2)$$

x_j : 軸据付前（軸受荷重零の時）の軸受軸芯高さ

k_j : 船体変形による軸受高さの変位量

d_j : 軸受部船体バネ変位

$$d_j = R_j / k_j \quad (3.3.3)$$

k_j : 軸受部船体バネ常数

ここで、(3.3.2) および (3.3.3) 式を用いて整理すると (3.3.1) は次の如く示される。

$$\begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_n \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & \cdots & A_{1,n+1} \\ A_{21} & A_{22} & \cdots & A_{2,n+1} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ A_{n1} & A_{n2} & \cdots & A_{n,n+1} \\ A_{n+1,1} & A_{n+1,2} & \cdots & A_{n+1,n+1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.3.4)$$

$$\text{但し, } \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & \cdots & A_{1,n+1} \\ A_{21} & A_{22} & \cdots & A_{2,n+1} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ A_{n1} & A_{n2} & \cdots & A_{n,n+1} \\ A_{n+1,1} & A_{n+1,2} & \cdots & A_{n+1,n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 - I_{11}/K_1 & -I_{12}/K_2 & \cdots & -I_{1n}/K_n & 0 \\ -I_{21}/K_1 & 1 - I_{22}/K_2 & \cdots & -I_{2n}/K_n & 0 \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ -I_{n1}/K_1 & -I_{n2}/K_2 & \cdots & 1 - I_{nn}/K_n & 0 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 & 1 \end{bmatrix}^{-1}$$

$$\begin{bmatrix} I_{11} & \dots & I_{1n} & \sum I_{1j} \cdot k_j + R_{10} \\ I_{21} & \dots & I_{2n} & \sum I_{2j} \cdot k_j + R_{20} \\ \vdots & & & \\ I_{n1} & \dots & I_{nn} & \sum I_{nj} \cdot k_j + R_{n0} \\ 0 & \dots & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

(b) 軸の曲げモーメント

$$M_k = M_{k0} + \sum_{j=1}^n J_{kj} - T_j \quad (3.3.5)$$

但し、

M_k : 軸方向位置 k に於ける軸曲げモーメント

M_{k0} : 軸方向位置 k に於ける軸心変位に無関係なモーメント（定数項）

J_{kj} : 軸心変位による曲げモーメントの剛性係数

(3.3.2)、(3.3.3) および (3.3.4) 式を用いて整理すると (3.3.5) 式は次の如く示される。

$$\begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ \vdots \\ M_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{11} & \dots & B_{1,n+1} \\ B_{21} & \dots & B_{2,n+1} \\ \vdots & & \\ B_{m1} & \dots & B_{m,n+1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \vdots \\ X_n \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.3.6)$$

但し、

m : 計算すべきモーメントの数

$$\begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & \dots & B_{1,n+1} \\ B_{21} & B_{22} & \dots & B_{2,n+1} \\ \vdots & & & \\ B_{m1} & B_{m2} & \dots & B_{m,n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} J_{11} & J_{12} & \dots & J_{1n} & \sum_{j=1}^n j \cdot I_{1j} \cdot k_j \\ J_{21} & J_{22} & \dots & J_{2n} & \sum_{j=1}^n j \cdot I_{2j} \cdot k_j \\ \vdots & & & & \\ J_{m1} & J_{m2} & \dots & J_{mn} & \sum_{j=1}^n j \cdot I_{mj} \cdot k_j \end{bmatrix}$$

$$+ \begin{bmatrix} J_{11}/k_1 & J_{12}/k_2 & \dots & J_{1n}/k_n & M_{10} \\ J_{21}/k_1 & J_{22}/k_2 & \dots & J_{2n}/k_n & M_{20} \\ \vdots & & & & \\ J_{m1}/k_1 & J_{m2}/k_2 & \dots & J_{mn}/k_n & M_{n0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & \dots & A_{1,n+1} \\ A_{21} & A_{22} & \dots & A_{2,n+1} \\ \vdots & & & \\ A_{n+1,1} & A_{n+1,2} & \dots & A_{n+1,n+1} \end{bmatrix}$$

(ii) 軸受高さの許容範囲

吃水がバラスト状態から満載状態に変化する時の船体変形の下で、各軸受荷重（軸受面圧）および軸曲げモーメント（曲げ応力）が許容値内に納るような一群の軸受高さの組を軸受高さの許容範囲と呼ぶ。従って、この許容範囲が得られない時、その軸系はアライメント不能と云うことになる。

本計画の軸系には、図 3.3.1 に示される如く、減速歯車前部軸受 (No. 1)、後部軸受 (No. 2)、中間軸受 (No. 3)、船尾管前部軸受 (No. 4) および後部軸受 (No. 5) と 5 個の軸受があるので軸受高さの許容範囲は 5 個の軸受高さの組合せとして表されることになるが、次の 2 つの受付を考えてやればこれを No. 1 軸受の高さ (x_1)、No. 2 軸受の高さ (x_2)、No. 3 軸受の高さ (x_3) の内の 2 つの組

合せて置換することが出来る。

1) 吃水がバラスト状態から満載状態に変化する時、一般にNo.1軸受の荷重は減少し、No.2軸受の荷重は増加するので、その丁度中間の吃水（以下中間吃水と呼ぶ）でNo.1軸受荷重とNo.2軸受荷重が等しくなる様に軸受高さを決める。

2) 各軸受を無負荷の状態として、No.5軸受高さ（ x_5 ）とNo.4軸受高さ（ x_4 ）を結ぶ直線を軸受高さの基準線とする。すなわち、 $x_5 = x_4 = 0$ とする。

つまり、上記条件を用いれば、次式に示される如く、任意の軸受荷重（ $R_i(s)$ ）および任意位置の軸曲げモーメント（ $M_k(s)$ ）は、例えば減速歯車前部軸受高さ（ x_1 ）と中間軸受高さ（ x_3 ）の組合せによって表すことが出来る。

$$R_i(s) = (A_{11} + A_{12} \cdot E_a) x_1 + (A_{13} + A_{12} \cdot E_b) x_3 + A_{16}(s) + A_{12} \cdot E_c \quad (3.3.7)$$

$$M_k(s) = (B_{k1} + B_{k2} \cdot E_a) x_1 + (B_{k3} + B_{k2} \cdot E_b) x_3 + B_{k6}(s) + B_{k2} \cdot E_c \quad (3.3.8)$$

$$\text{但し、 } E_a = - \frac{A_{11} - A_{21}}{A_{12} - A_{22}}$$

$$E_b = - \frac{A_{13} - A_{23}}{A_{12} - A_{22}}$$

$$E_c = - \frac{A_{16}(n) - A_{26}(n)}{A_{12} - A_{22}}$$

(s) : 吃水状態を示す添字、吃水変化による船体変形量は中間吃水を基準とした値とする。

(n) : 中間吃水を示す添字

また、これらの式と $R_i(s)$ セ $M_k(s)$ の許容範囲を示す次式とを連立させてやれば、軸受高さの許容範囲は x_1 と x_3 の組合せとして平面上に表すことが出来る。

$$S_i \cdot P(\min) \leq R_i(s) \leq S_i \cdot P(\max) \quad (3.3.9)$$

$$M_k(s) \leq Z_k \cdot \sigma \quad (3.3.10)$$

但し、 S : 軸受投影面積

$P(\min)$: 軸受許容投影面積（最小）

Z : 軸の断面係数

σ : 軸曲げ応力の許容値

図3.3.3～3.3.5は、許容範囲のプロフター表示例である。

③ 最適軸受高さ

前項で求めた軸受高さの許容範囲の中から最適高さとして1組の値（平面上の1点）を決定する方法として、ここでは図3.3.6に示す方法を採用した。すなわち、各許容値の重要度を同等に扱う考え方として、各許容値に制限された軸受高さの許容範囲の中で制限値（線）から最も遠い点を最適軸受高さとして採用した。図3.3.6について説明すると、直線①～⑤によって囲まれる範囲がNo.1軸受高さ（ x_1 ）とNo.3軸受高さ（ x_3 ）の組合せの許容範囲であり、最適軸受高さとして選んだ点×（矢印）は直線①、③および④から等距離にある。すなわち、直線①、③および④に対する危険度が等しい事になる。

(2) 軸受配置

(i) 各軸受の配置

(a) 減速歯車軸軸受 (No.1, No.2)

プロペラ軸船内抜出しに要するスペース、減速歯車据付に要するスペース、および機関室配置上の要求から決定されるので任意に変更することは出来ない。

(b) 中間軸受 (No.3)

軸締手ボルト取付に必要なスペースを除けば、中間軸上を任意に移動させることが出来る。
取付可能範囲を図3.3.7に示す。

(c) 船尾管前部軸受 (No.4)

大型船に於いては、船尾管が相対的に短いので後部軸受から出来るだけ離す目的で、最も船首側の位置（アフトピークバルクヘッド）とする。

(d) 船尾管後部軸受 (No.5)

プロペラのオーバーハングを出来るだけ小さくするため船尾管最後部の位置とする。

(ii) 最適軸受配置

前項に示される如く位置を任意に変え得るのは中間軸受だけなので、最適軸受配置の検討は、中間軸受の最適取付位置を求める検討と云うことになる。

中間軸受の最適位置は船体変形との関連に於いて決定されるため線形的取扱いが出来ないので、位置を順次変更しながら各特性を計算し、その結果を比較して最適位置を見い出す方法を取ることとした。

ここで、比較すべき特性として次のものを採用した。

1) 船体変形によるNo.1～No.2軸受荷重差

減速歯車の歯当りを均当にするために小さい程良い。

2) 船体変形による各軸受荷重変化

最適荷重配分からの増減を少くする為に小さい程良い。

3) 剛性係数

据付誤差による荷重変化を少くするために小さい程良い。

(3) 船尾管後部軸受のバーシャルスロープ

No.5軸受では、重量の大きいプロペラがオーバーハングしている為、軸の曲りによって、軸受尾端での局部面圧が高くなる。

これを防止する方法として、No.4軸受を下げる相対傾斜角を小さくするやり方とNo.5軸受にバーシャルスロープを設けて相対傾斜角を小さくするやり方とがあるが、ここでは後者を採用している。

計算手法については発表済²なので詳細はそちらにゆずるとして、以下にその概要を示す。

すなわち、No.5軸受では局部面圧が高くなるので、軸受メタルの変形を考慮してやる必要があり、又スタンフレームのオーバーニングによる変形も考慮してやる必要がある。

まず、前者については、軸受メタルの撓みが大きくなると受圧面積が大きくなるので撓みと面圧が非線形の関係になるが、これを軸受を輪切りとし、独立した非線形バネとして扱う収束計算により解いている。

次に、スタンフレームについては、曲げおよび剪断を考えた片持はりとして扱っている。

また、最適スロープ量については、局部面圧の分布が均等になるように順次スロープ量を変えた計算を行なって求めている。

3.3.3 計算結果

(1) 計算条件

- (i) 軸系主要寸法 : 図 3.3.1 に示す。
 - (ii) 各許容値 : 表 3.3.1 に示す。
 - (iii) 船体変形による各軸受の変位 : 図 3.3.8 に示す。
- (注) S R I 5 2 報告書 (No. 248) 中の F E M 計算結果に基づき、次の 2 点を修正して求めた。
- バラスト状態～満載状態の変位量は、報告書中の軽荷状態～満載状態の変位量から吃水差の比例配分によって求めた。
 - 報告書中の変位量算出点から外れる点の変位量は 2 次補間によって求めた。

(iv) 軸受部船付バネ常数

上記報告書より、F E M 計算による下記の値を使用する。

軸受	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	No. 5
バネ常数	522	566	688	900	916

(ton/mm)

(注) 報告書では Fr. 22 の位置に荷重を与えて No. 3 軸受位置のバネ常数を算出しているが、今回のアライメント計算では $L/D = 7.35 \sim 16.8$ のすべての位置について同じ値を使用している。

(2) 計算結果

(i) No. 3 軸受の最適配置

No. 3 位置を $L/D = 7.35 \sim 16.8$ の範囲で移動させた場合の各特性値を次に示す。

- 最適軸受高さの変化
- 船体変形による No. 1 ~ No. 2 軸受荷重差の変化
- 船体変形による各軸受荷重の変化
- 剛性係数 (A_{11})
- 剛性係数 (A_{32}, A_{34})

図 3.3.9

図 3.3.10

図 3.3.11

図 3.3.12

図 3.3.13

上記結果から、平均的に見て No. 1 ~ No. 2 軸受荷重差、軸受荷重変化および剛性係数が低い $L/D = 1.3 \sim 1.4$ の位置に No. 3 軸受を設けるのが良いと判断される。なお、以下の計算は No. 3 軸受位置の船体バネ常数として値が求められている Fr. 22 ($L/D = 13.8$) を最適位置として行なっている。

(ii) 最適軸受高さ

$L/D = 13.8$ とした場合の最適軸受高さは図 3.3.9 に示される如く、 $x_1 = 0.0, x_2 = 1.574, x_3 = 1.9$ となる。

軸受高さの許容範囲については、図 3.3.3 ~ 図 3.3.5 に示される如く $L/D = 16$ では許容範囲が非常に小さく L/D が小さくなるにつれ許容範囲が大きくなっている、 $L/D > 16.08$ ではアライメント不能となる。

(iii) No. 5 軸受最適バーシャルスローブ量

図 3.3.14 に最適バーシャルスローブ量 ($0.184 \text{ mm} / 700 \text{ mm}$) および局部面圧分布を示す。

線形計算によるアライメント計算結果を表 3.3.2 に示す。

線形計算によって求めた最適軸受高さを用いて、No. 5 軸受の非線形要素を加えた計算を行ない結果を図 3.3.15 に示した。これによれば、線形計算結果との差は微少であり、最適軸受高さを変更する必要は無いと考えられる。

iii) №5 軸受最適バーシャルスロープ量

図3.3.1-4に最適バーシャルスロープ量(0.184 mm/700 mm)および局部面圧分布を示す。

線形計算によるアライメント計算結果を表3.3.2に示す。

線形計算によって求めた最適軸受高さを用いて、№5軸受の非線形要素を加えた計算を行ない、結果を図3.3.1-5に示した。これによれば、線形計算結果との差は微少であり、最適軸受高さを変更する必要は無いと考えられる。

3.3.4 その他の

(1) 軸受部船体剛性の影響

従来、軸系アライメント計算に於いては、軸受部船体剛性を無限大と見なし、同部のバネ常数を無視して来たが、今回これを考慮して計算した結果によれば、その影響はかなり大きく例えば№1～№2軸受荷重差ではバナ常数を無視した場合の3分2程度の値となることが判った。(図3.3.1-0)

バホ常数を考慮を考慮した場合と無視した場合の軸受反力の剛性係数を、表3.3.3、表3.3.4に示す。

また、バネ常数を無視した時の最適軸受高さおよびアライメント状態を表3.3.5に示す。

(2) 実績船との比較

70万トン型タンカーの計算値と実績例とを比較する為、現在問題無く就航している41万トン型タンカー(1機1軸 45.000 PS × 80 RPM)についてアライメント計算を行ない、結果を表3.3.6に示す。

これによれば、船尾管後部軸受の面圧が若干大き目となつてはいるが、その他の各応力は同程度におされて70万トン型タンカーのアライメントが可能であることが分る。

№1～№2軸受荷重差は70万トン型の方が少なくむしろ楽な傾向となっている。これは、№3、№4軸受の荷重変化がかなり大きくなっていることから考えて、船体変形が№1、№2に軽く、№3、№4に重い影響を与える特性となっているためと思われる。

なお、41万トン型タンカーの計算条件は次の通りである。

(a) 軸系主要寸法 図3.3.1-6に示す。

(b) 船体変形による各軸受の変位 図3.3.1-7に示す。

(c) 軸受部船体バネ係数

軸受	№1	№2	№3	№4	№5
バネ常数	311	318	410	2300	2300

(ton/mm)

3.3.5 まとめ

以上、70万トン型タービンタンカーの軸系装置設計上最も重要な項目である静的アライメントの検討を行った結果をまとめると、次の如くである。

- (1) 最適アライメントを施すことにより、従来20万トン～40万トン型タンカーの軸系アライメント計画時に採用されて来た各許容値内で、70万トン型タンカーの軸系計画は可能である。また、現在就航中の41万トン型タンカーの軸系アライメントとの比較に於いて、軸の応力や軸受面圧を同程度に押え得る。
- (2) 軸系アライメント計算に於いては、従来、軸受部船体バネ常数を無視して来たが、今回これを考慮した計算を行なった結果では、その影響は大きく船体変形が軸受荷重等に及ぼす影響をかなり緩和している。

< 参考文献 >

- 1) S R 143 報告書 (No. 225)
- 2) " (No. 204)
- 3) *1 " (No. 241)
- 4) S R 152 報告書 (No. 248)
- 5) *2 山下「大形船の船尾管軸受の荷重分布計算法と改良方法について」
船舶機関学会誌 Vol. 1.5 No. 1.2
- 6) 田中「大型タービンタンカー軸系据付についての一考察」
日本造船学会誌 第566号
- 7) 関内ほか「大型タンカーの機関室二重底の撓み」
日本造船学会論文集 第136号
- 8) 小野ほか「プロペラ軸系の最適アライメント計算」
三菱技報 Vol. 1.11 No. 5

表 3.3.1 許容値

		許容値	備考
軸受面圧 (kg/cm ²)	No. 1 軸受	$0 < P_1 < 10$	S R 143 報告書 (No. 241)
	No. 2 "	$0 < P_2 < 10$	
	No. 3 "	$0 < P_3 < 7$	
	No. 4 "	$0 < P_4 < 6$	
	No. 5 "	$0 < P_5 < 6$	
軸の曲げ応力 (kg/mm ²)	スラスト軸	$ \sigma < 2$	同上
	中間軸	$ \sigma < 2$	
	プロペラ軸	$ \sigma < 2$	
No. 5 軸受局部面圧 (kg/cm ²)		$P_1 < 300$	同上
No. 1 ~ No. 2 軸受荷重差 (ton)		$W < 11$	歯車メーカー規定値
軸傾斜角		No. 5 軸受軸端にバーシャルスロープ ポーリングを施すので、同部に於けるプロペラ軸の傾斜角には制限を設けない。	
軸受高さ		特に制限を設けないが、No. 1 ~ No. 2 軸受高さの差を実績から、10mm以下をする事を目安とする。	

表 3.3.2 70万トン型タンカー アライメント計算結果
($L/D = 13.8$ 、軸受部船体バネ常数考慮)

		満載状態		中間吃水状態		バースト状態		
軸受高さ (mm)	No. 1	6.919	(6.843) ^{*1}	0.078	(0) ^{*1}	-6.762	(-6.843) ^{*2}	
	No. 2	7.498	(5.851)	1.646	(1.574)	-4.206	(-5.851)	
	No. 3	3.028	(1.246)	1.970	(1.900)	0.732	(-1.246)	
	No. 4	0.051	(0)	0.035	(0)	0.020	(0)	
	No. 5	0.142	(0)	0.150	(0)	0.158	(0)	
軸び受面荷重 (kg/cm ²) およよ	No. 1	37.6	(5.40)	荷重差 2.0	40.9 (5.58)	荷重差 0	42.4 (5.75)	
	No. 2	41.6	(5.67)		40.9 (5.58)		40.3 (5.49) 1.9	
	No. 3	42.9	(4.80)	48.4 (5.42)			53.9 (6.03)	
	No. 4	45.5	(4.91)	31.9 (3.44)			18.3 (1.97)	
	No. 5	129.7	[4.50)	137.1 (4.75)			144.6 (5.07)	
中間軸曲げ応力 (kg/mm ²)	船首側フランジ部 σ_1	1.66		1.74		1.84		
	中間軸受部 σ_2	0.762		0.596		0.43		
	船尾側フランジ部 σ_3	1.14		0.548		0.04		

(注) * 1 : 軸据付前の軸受高さを示す。

* 2 : 船体受形による軸受変位量

表 3.3.3 70万トン型タンカーの軸系剛性係数 (軸受部船体バネ常数考慮)

		軸受荷重の剛性係数 (ton/mm)					中間軸曲げモーメントの剛性係数 (ton-m/mm)		
		No.1	No.2	No.3	No.4	No.5	船首側 フランジ	軸受	船尾側 フランジ
軸受位置での船体変形量 (1/mm)	No. 1	-35.4	44.1	-13.7	6.3	-1.3	37.9	-23.2	-1.2
	No. 2	44.1	-55.7	19.7	-10.2	2.1	-43.7	37.5	1.9
	No. 3	-13.7	19.7	-21.5	24.3	-8.7	1.9	-40.0	28.1
	No. 4	6.3	-10.2	24.3	-34.9	14.5	4.9	32.5	-56.8
	No. 5	-1.3	2.1	-8.7	14.5	-6.5	-1.1	-6.7	28.1

表 3.3.4 70万トン型タンカーの軸系剛性係数（軸受部船体バネ常数無視）

		軸受荷重の剛性係数 (ton/mm)					中間軸曲げモーメントの剛性係数 (ton-m/mm)		
		No.1	No.2	No.3	No.4	No.5	船側 フランジ	軸受	舵側 フランジ
軸受位置での船体変形量 (1/mm)	No. 1	-42.9	53.6	-17.5	8.8	-1.9	45.2	-30.0	-0.2
	No. 2	53.6	-67.8	24.6	-13.5	3.0	-52.8	46.4	0.3
	No. 3	-17.5	24.7	-24.5	27.0	-9.7	5.0	-45.0	31.0
	No. 4	8.8	-13.5	27.0	-37.9	15.6	3.6	36.8	-60.7
	No. 5	-1.9	3.0	-9.7	15.6	-7.0	-0.8	-8.2	29.7

表 3.3.5 70万トン型タンカーアライメント計算結果

(L/D = 1.3.8、軸受部船体バネ常数無視)

		満載状態		中間吃水状態		バラスト状態		
軸受高さ (mm)	No. 1	5.843 (6.843) ^{*2}		-1.0	(-1.000) ^{*1}	-7.843 (-6.843)		
	No. 2	6.581 (5.851)		0.7297	(0.7297)	-5.121 (-5.851)		
	No. 3	3.046 (1.846)		1.8	(1.800)	0.554 (-1.241)		
	No. 4	0 (0)		0	(0)	0 (0)		
	No. 5	0 (0)		0	(0)	0 (0)		
軸よび荷重 (kg/cm ²) おcm ²	No. 1	39.3 (5.35)	荷重差 3.0	41.0 (5.58)	荷重差 0	42.8 (5.82)	荷重差 3.5	
	No. 2	42.3 (5.76)		41.0 (5.58)		39.8 (5.41)		
	No. 3	43.2 (4.84)	49.4 (5.53)			55.6 (6.23)		
	No. 4	43.8 (4.73)	29.3 (3.16)			14.8 (1.6)		
	No. 5	130.8 (4.54)	138.6 (4.81)			146.4 (5.08)		
中間軸曲げ応力 (kg/mm ²)	船首側フランジ部 σ_1	1.66	1.76			1.86		
	中間軸受部 σ_2	0.706	0.558			0.408		
	船尾側フランジ部 σ_3	1.04	0.428			0.186		

(注) *1: 軸据付前の軸受高さを示す。

*2: 船体変形による軸受変位量

表 3.3.6 41万トン型タンカーアライメント計算結果
(軸受部船体バネ常数考慮) (L/D = 1.6)

		満載状態		中間吃水状態		バラスト状態	
軸受高さ (mm)	No. 1	24.208	(3.101) ^{*2}	21.116	(21.000) ^{*1}	18.025	(-3.101) ^{*2}
	No. 2	22.326	(2.639)	17.676	(19.562)	17.027	(-2.637)
	No. 3	5.754	(0.569)	5.188	(5.100)	4.623	(-0.569)
	No. 4	0.010	(0)	0.009	(0)	0.078	(0)
	No. 5	0.047	(0)	0.043	(0)	0.044	(0)
軸よび面重圧 (ton/kg お cm ²)	No. 1	33.4	(6.05)	荷重差	36.2 (6.56)	荷重差	39.0 (7.07)
	No. 2	39.4	(7.14)	6	31.2 (6.56)	0	33.1 (6.00)
	No. 3	34.7	(6.13)		36.2 (6.40)		37.7 (6.66)
	No. 4	23.9	(3.34)		20.9 (2.92)		18.0 (2.52)
	No. 5	96.7	(4.38)		98.5 (4.46)		100.3 (4.54)
中間軸曲げ応力 (kg/mm ²)	船首側フランジ部 σ_1	1.68		1.8		1.91	
	中間軸受部 σ_2	1.82		1.78		1.73	
	船尾側フランジ部 σ_3	1.86		1.62		1.38	

(注) *1 : 軸据付前の軸受高さを示す。

*2 : 船体変形による軸受変位量

表 3.3.7 41万トン型タンカーの剛性係数(軸受部船体バラ常数考慮)

		軸受荷重の剛性係数 (ton/mm)					中間軸曲げモーメントの剛性係数 (ton-m/mm)		
		No.1	No.2	No.3	No.4	No.5	船首側 フランジ	軸受	船尾側 フランジ
軸受位置での船体変形量 (1/mm)	No. 1	-32.5	39.3	-10.1	4.8	- 1.5	27.5	-15.1	2.7
	No. 2	39.3	-47.9	13.5	- 7.2	2.2	-31.6	22.2	- 4.1
	No. 3	-10.1	13.5	-10.0	11.9	- 5.3	2.7	-18.4	17.2
	No. 4	4.8	- 7.2	11.9	-19.3	9.6	2.0	16.5	-35.0
	No. 5	- 1.5	2.2	- 5.3	9.6	- 5.1	- 0.7	- 5.2	19.2

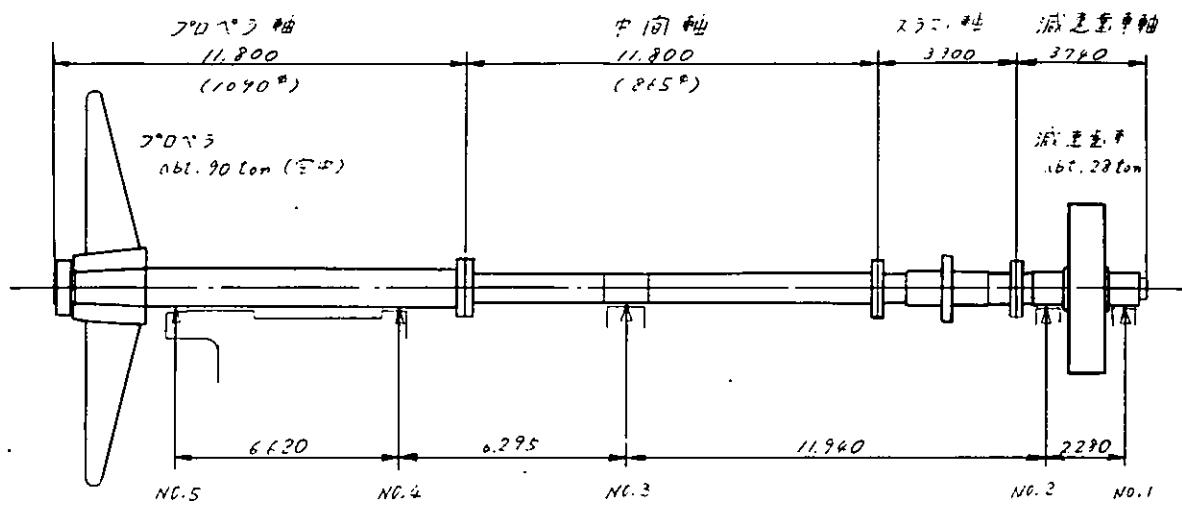


図3.3.1 70万トン型タンカー軸系主要寸法図

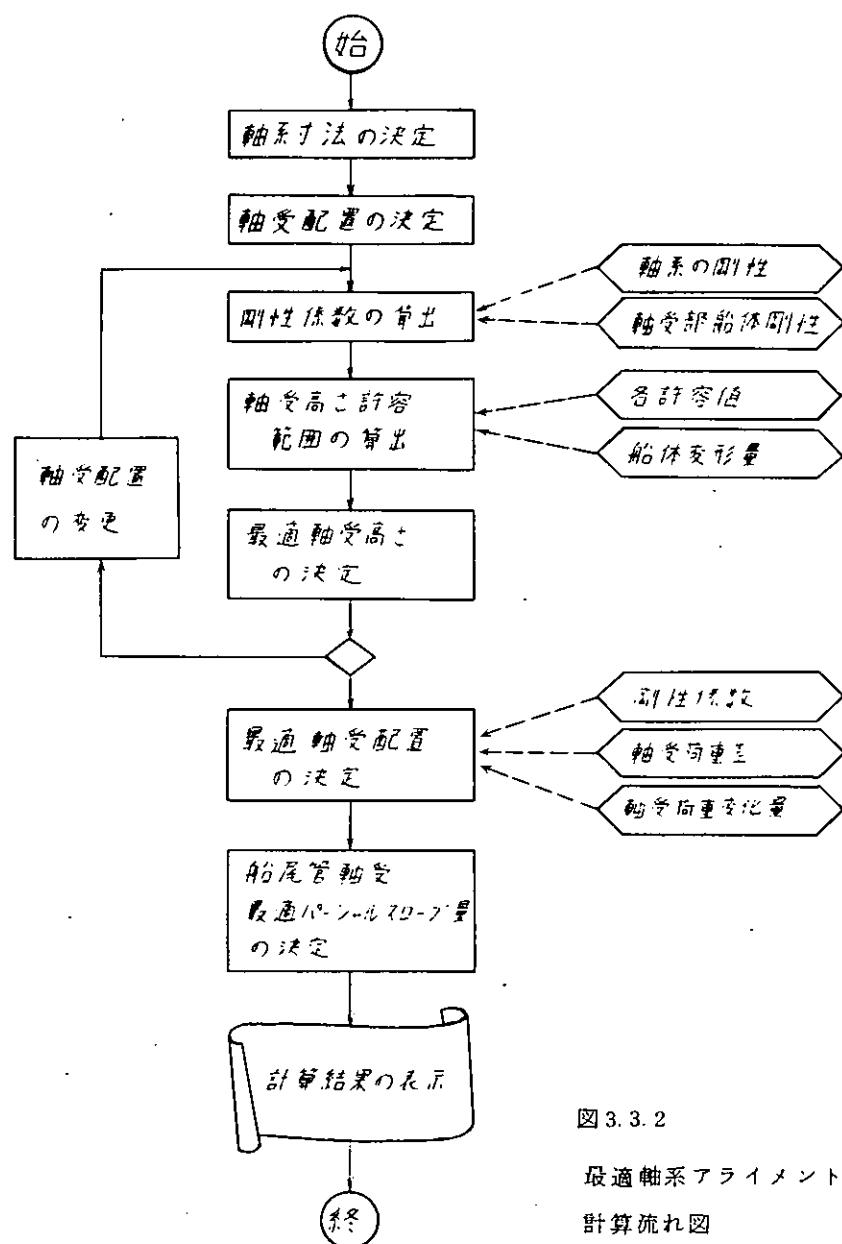


図3.3.2
最適軸系アライメント
計算流れ図

CASE = 711

SR-152 700 TYPE L=11D K=ORIGINAL

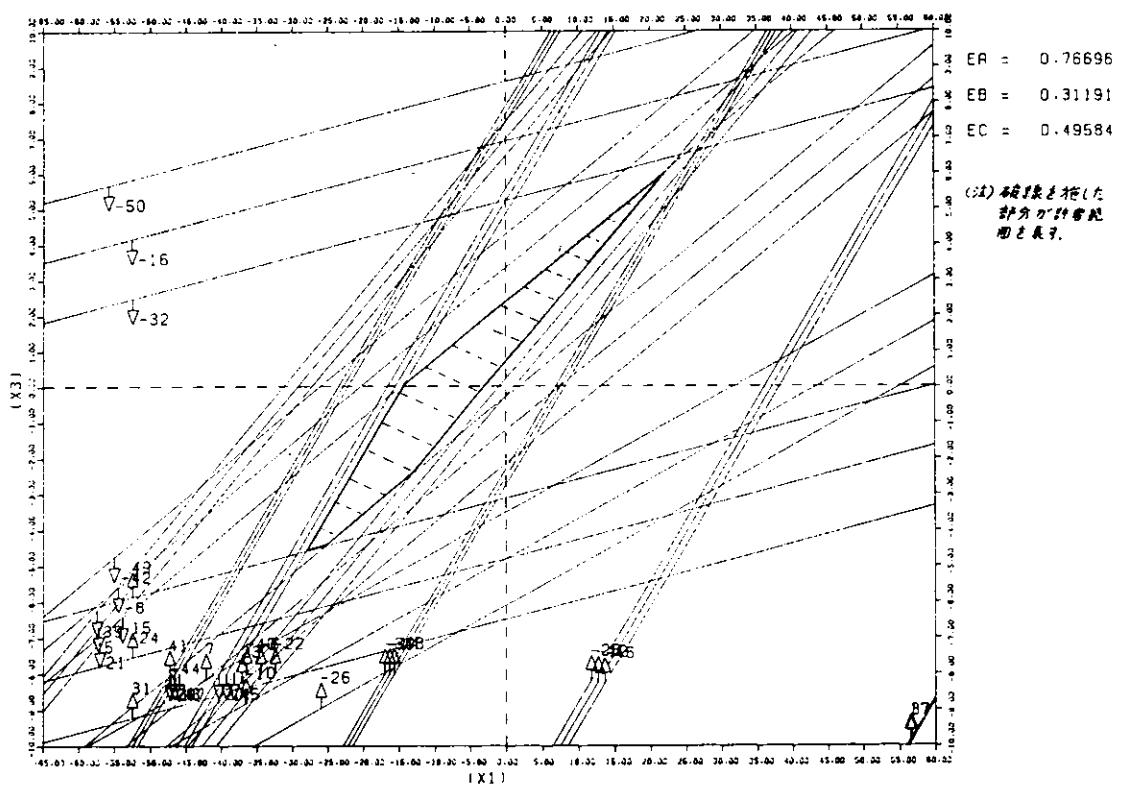


図 3.3.3 軸受高さの許容範囲 ($L/D=11$)

CASE = 714

SR-152 700 TYPE L=13.8D (ORIGINAL) K=ORIGINAL

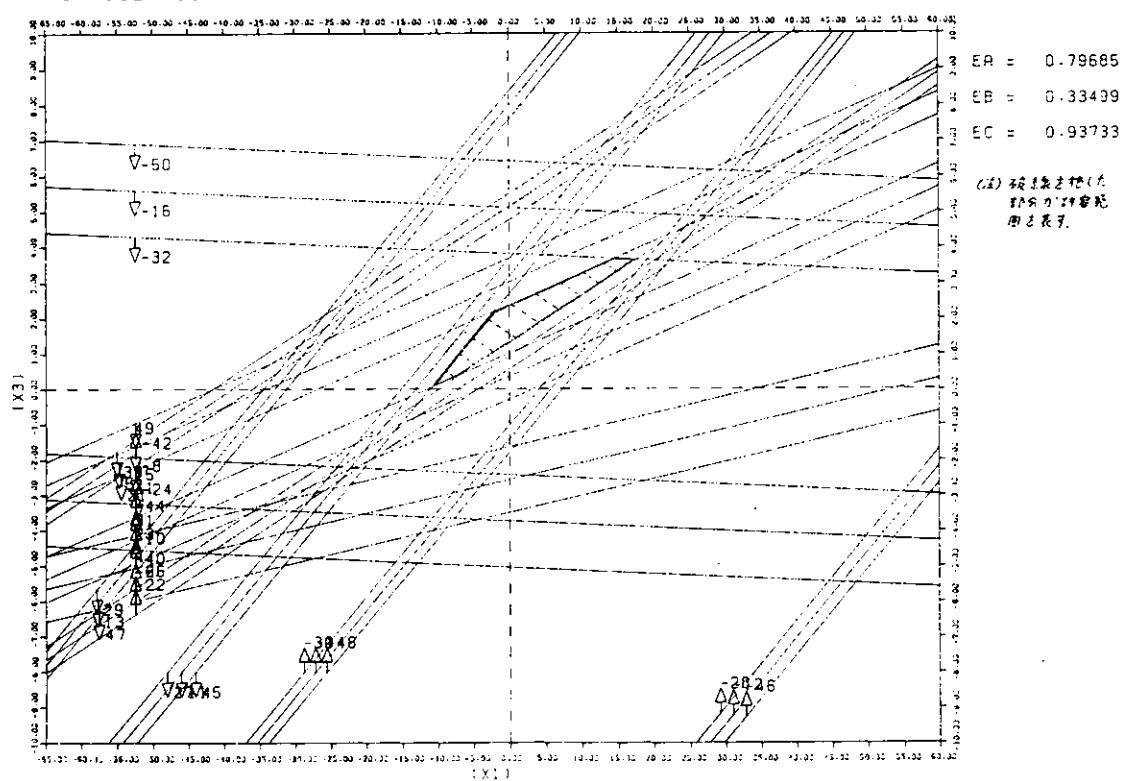


図 3.3.4 軸受高さの許容範囲 ($L/D=13.8$)

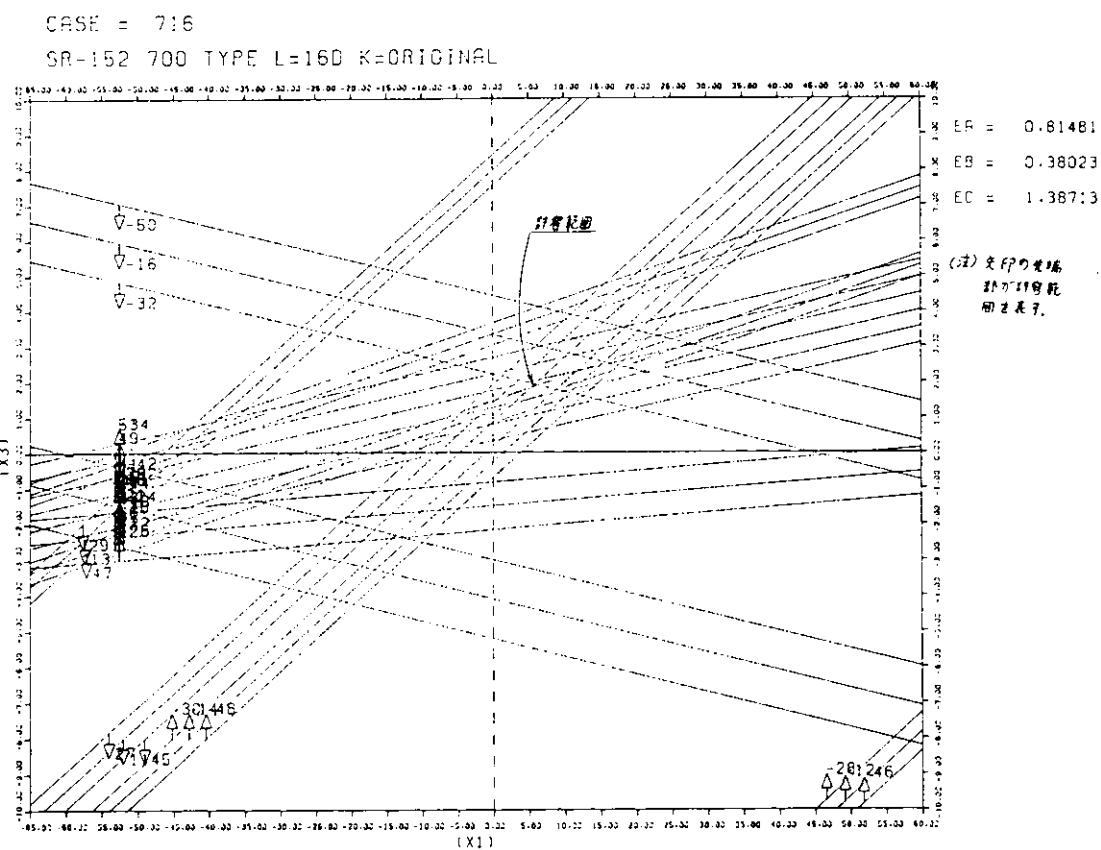


図 3.3.5 軸受高さの許容範囲 ($L/D=16$)

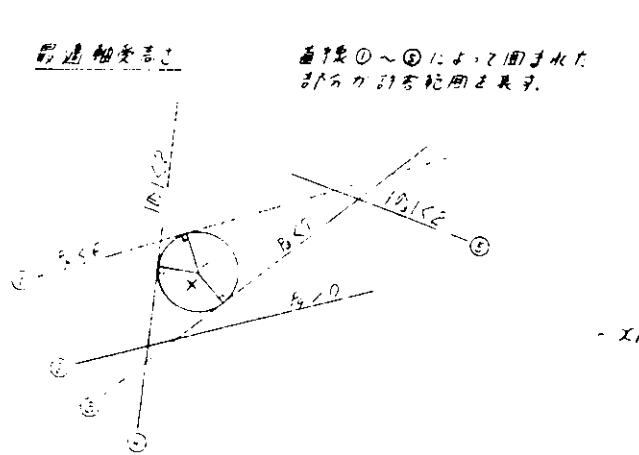


図 3.3.6 最適軸受高さ

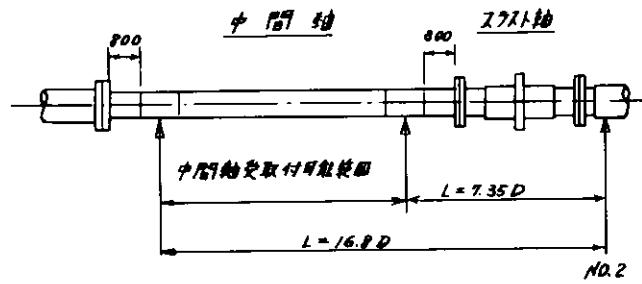


図 3.3.7 中間軸受取付可能範囲

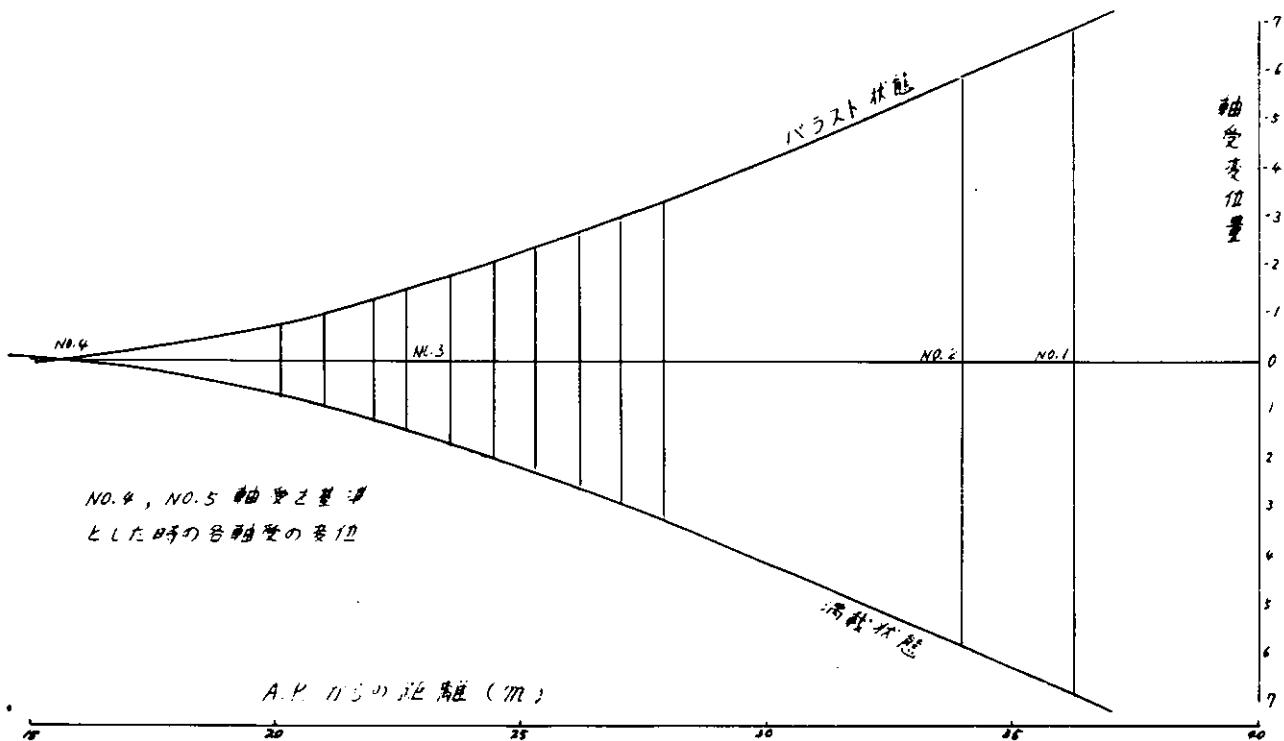


図 3.3.8 70万トン型タンカーの船体変形による軸受の変位

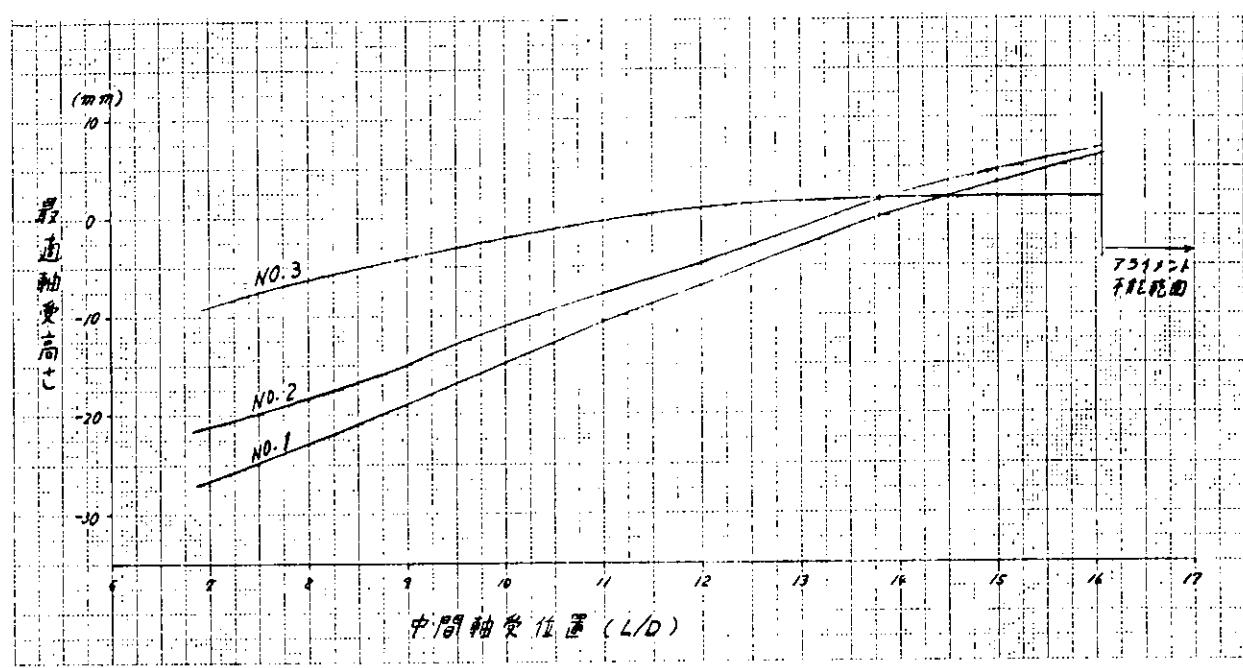


図 3.3.9 70万トン型タンカー最適軸受高さ

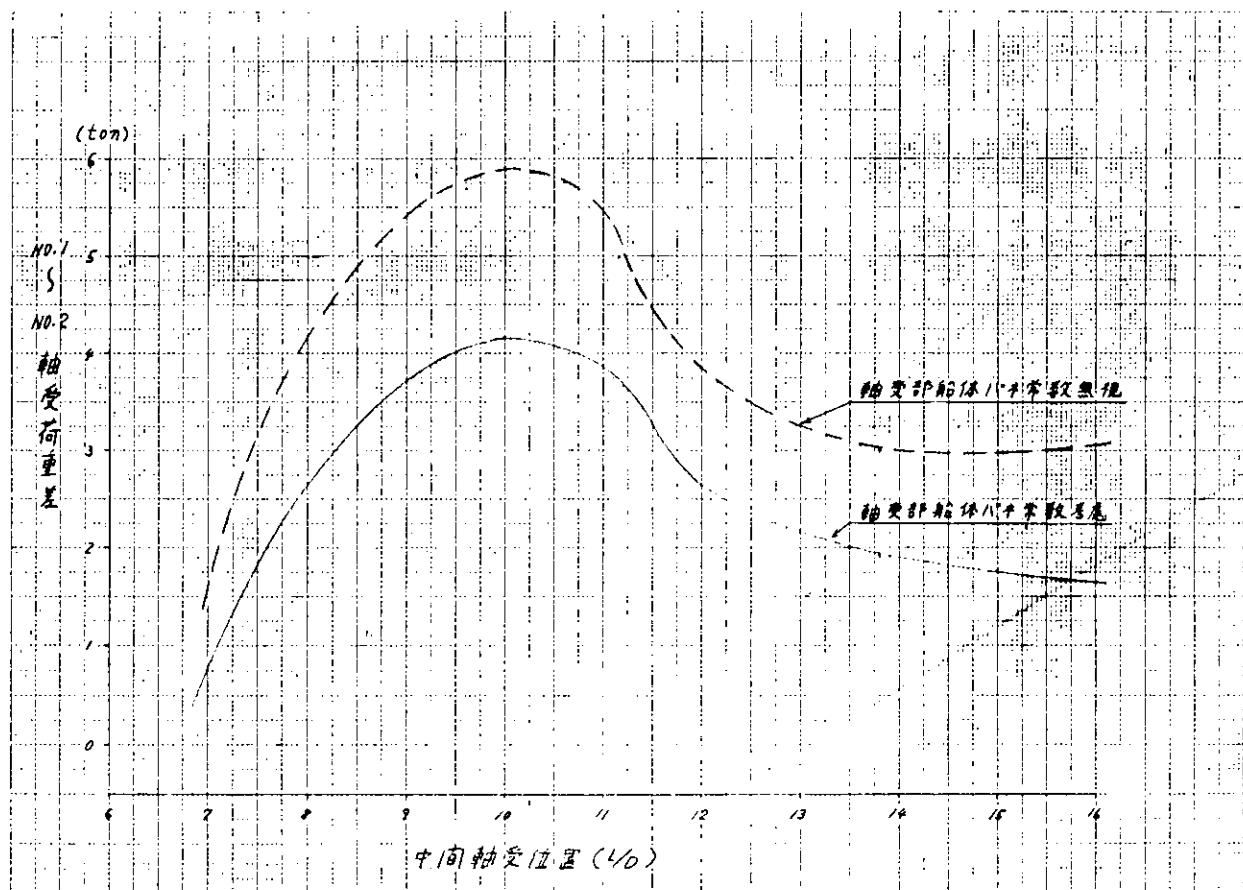


図 3.3.10 70万トン型タンカー船体変形によるNo.1～No.2 軸受荷重差

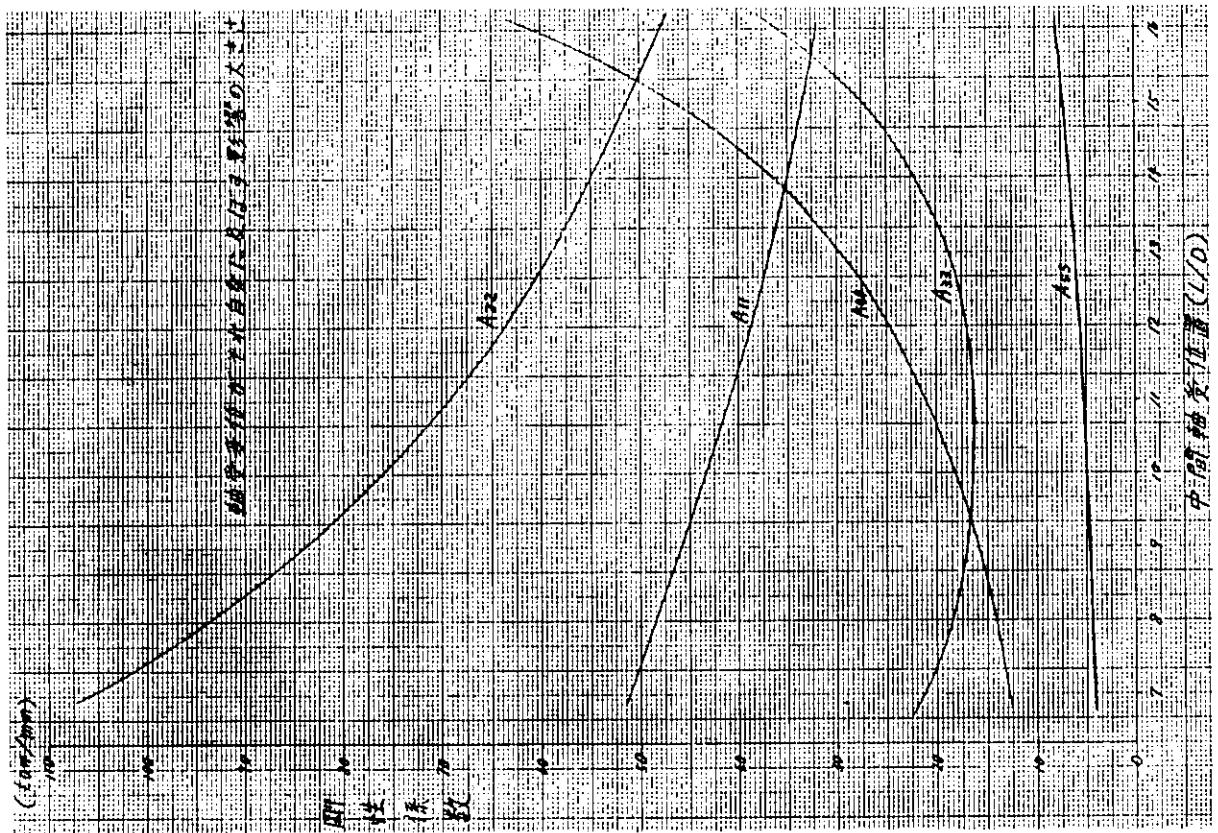


図 3.3.12 70万トン型タンカーカー船体変形による耐受荷重の変化

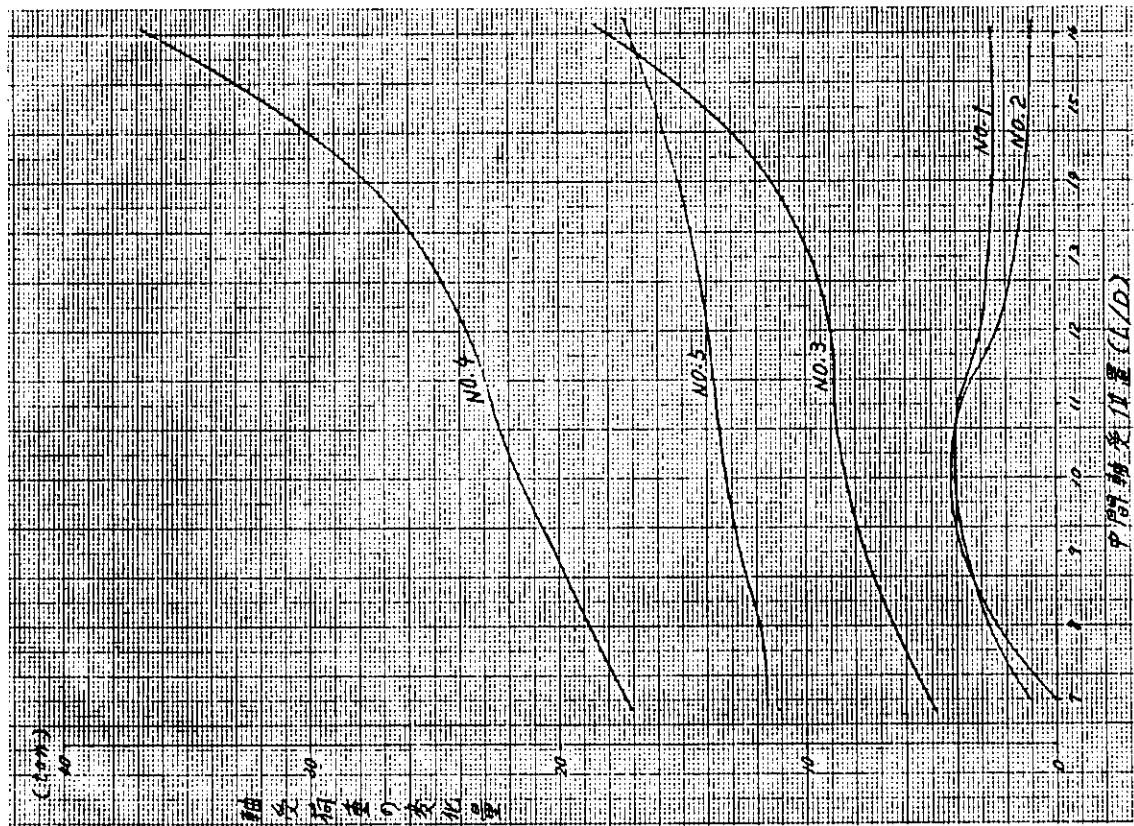


図 3.3.11 70万トン型タンカーカー船体変形による耐受荷重の変化

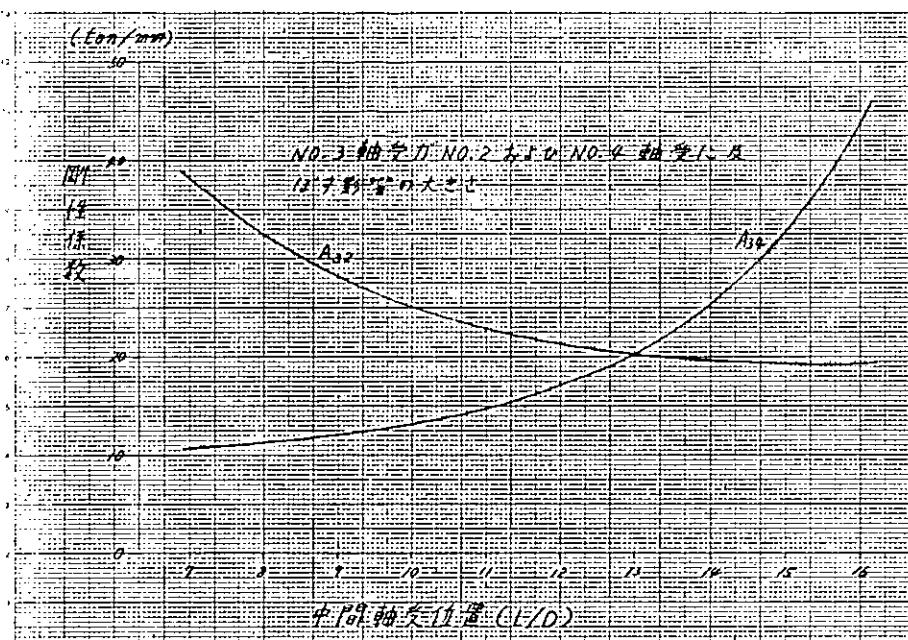


図 3.3.13 70万トン型タンカー剛性係数(2)

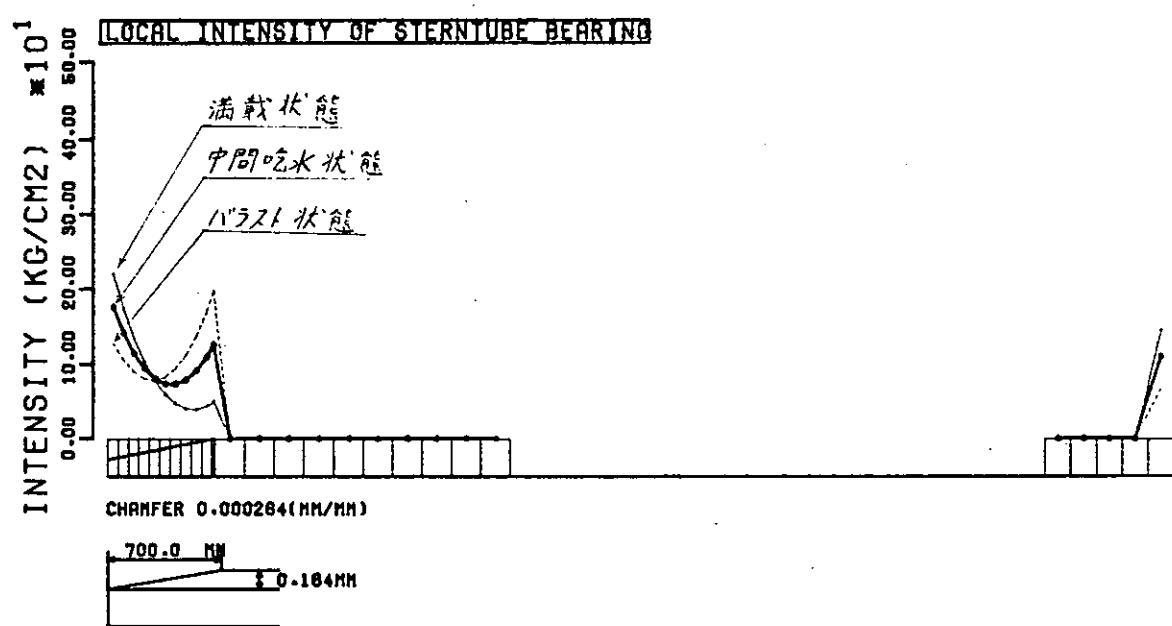


図 3.3.14 船尾管軸受局部面圧分布

SR-152 700 TYPE L=13.8D K=ORIGINAL

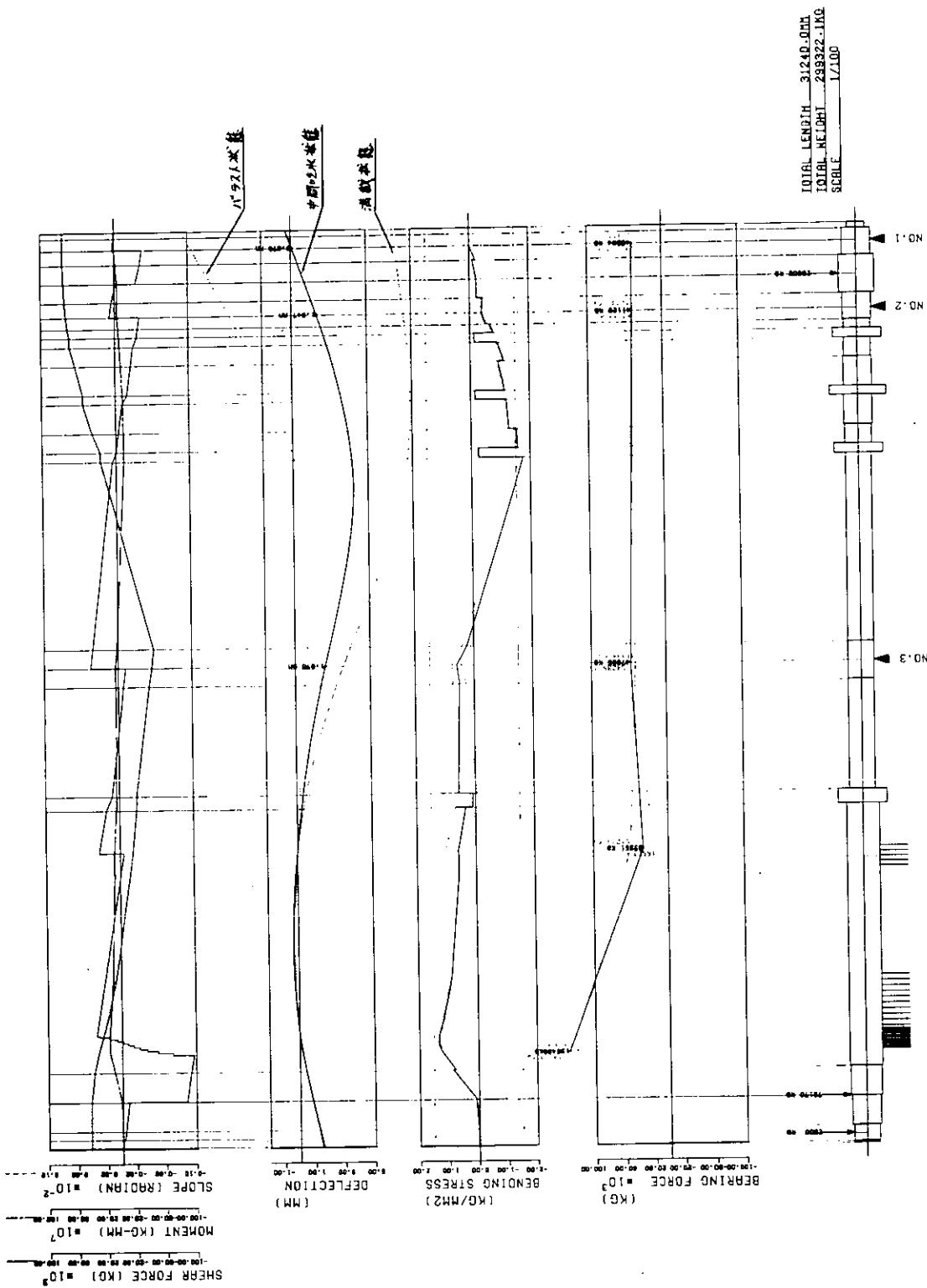


図 3.3.15 70万トンダンカーアライメント状態図

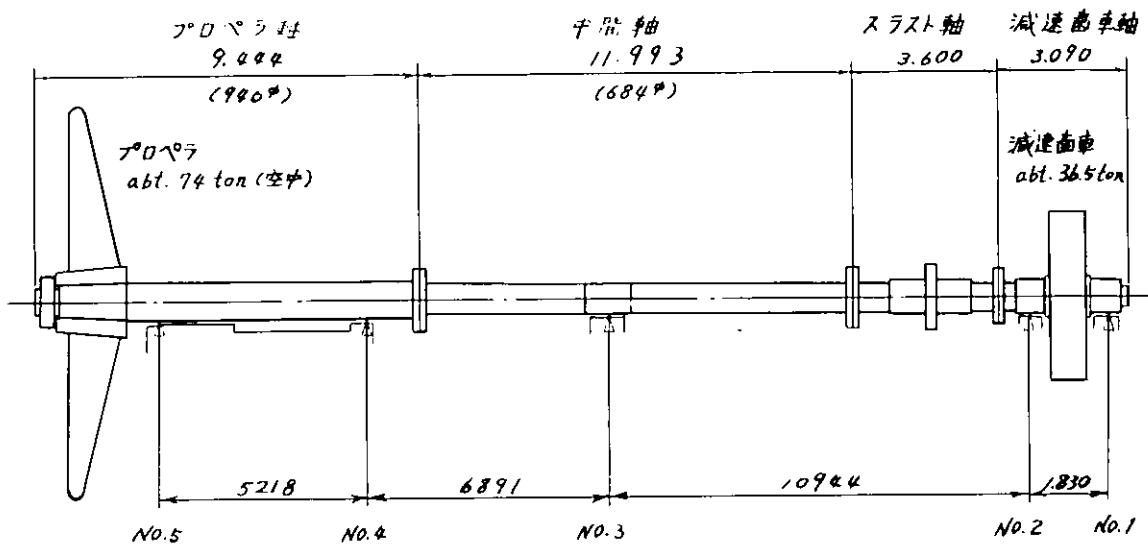


図 3.3.16 41万トン型タンカー軸系主要寸法図

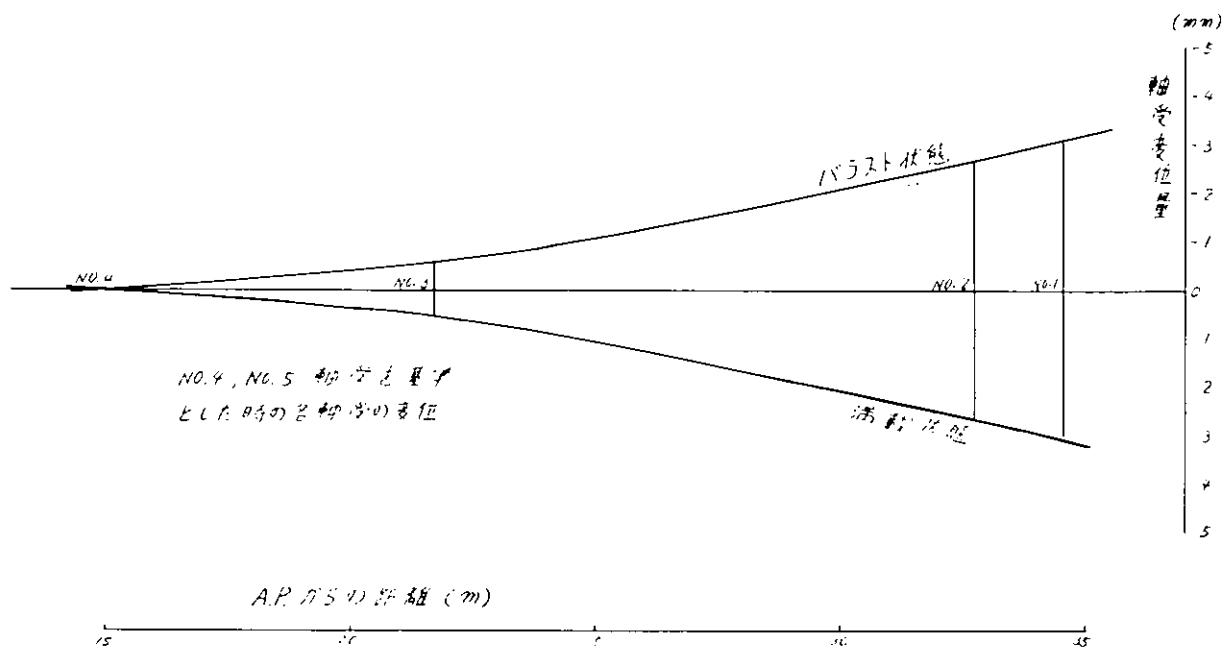


図 3.3.17 41万トン型タンカーの船体変形による軸受の変位

結 言

昭和49年度以来3年にわたって、IMCOのタンカー規制にしたがうタンカーの試設計を行ない、試設計船について強度計算を行ない、このような船舶における問題点を明らかにした。さらに、これらの問題点を解決するための基礎的研究を行って、これらを解決し、所期の目的を達成した。

各研究項目に対する結論はつきの通りである。

(1) 70万トン型および100万トン型タンカーにつきNK規則にもとづいて試設計を行ない、多少の考慮をはらうことによって、実現し得る構造設計が可能であることがわかった。(1.1節)

(2) 試設計船に対する強度解析を行った。

解析の結果以下の点が明らかとなった。

(a) 部材に生ずる応力レベルは従来船と同程度であり、1次部材に対する本質的な強度上の問題はない。

(b) タンクテスト状態で生ずる応力が満載、バラスト状態における応力よりも一般に高い。

(c) FACE、PLATEの面積が大きくなるので曲り部等のFACE有効率の低下する箇所の新設に注意しなければならない。

(d) WEB PLATEの板厚増加とともに工作上の問題等に注意しなければならない。

(1.2節)

(3) 半径方向応力がウェブのパネル座屈に顕著な影響を与える場合がある。面材の捩れ変形の拘束が崩壊形式に大きく影響する。ウェブ・プレートの防撓材配置方法によって座屈強度、崩壊強度がかなり異なる。

(2.1節)

(4) 24万トン型タンカーのストラットの $\frac{1}{4}$ 縮尺模型により、座屈強度の確認を行なった。その結果、最高荷重に対応する公称応力は 2.2 kg/mm^2 であって従来のものより高くなかった。ストラットの強度を上げるには全体の曲げ座屈、捩れ座屈、フランジおよびウェブのパネルの座屈応力をいずれも降伏点より高くとるようにバランスよく設計することが大切であることが判った。(2.3節)

(5) 20万トン型タンカーの船首槽の船底横桁を $\frac{1}{4}$ 縮尺模型を水面に落下させて、衝撃圧力と座屈変形の進行の関係を調査した。その結果、静的な座屈荷重をはるかに上回るピーク値を持つ衝撃荷重に対しても1回の荷重で生じる変形は極めて小さいこと、鋭いピーク圧力は変形にあまり関係しないことなどが判明した。(2.3節)

(6) 防撓材端部の強度を明らかにするため、防撓板模型を用いて、一連の実験を実施し、また重ね梁理論を用いて理論検討を行なった。実験結果から、クラックが発生するときの垂直ひずみの値は応力-ひずみ曲線における、おどり場の範囲にあり、従ってクラック発生に対しては、降伏応力をもって設計基準としておけばよいことが判った。また、ピーク圧到達時間が0.03~0.04秒での衝撃水圧では破壊に対してほとんど動的効果はない。従って重ね梁理論を用いた静的弾性計算で有効に防撓材端部を解析できる。(2.4節)

(7) 本研究において実施した試設計船インナータンクの船底横桁構造についての応力解析、座屈強度解析ならびに模型実験の結果、船底横桁に設けられるトリビングプラケット自体の座屈強度は、設計荷重に対して満足すべき強度と剛性を保持していることが判明した。さらに、トリビングプラケットの横桁に対する支持効果についても検討を行なった。(2.5節)

(8) 圧縮力を受ける船底横桁の耐力を検討した。

横桁の上部は水平防撓材により、下部は垂直防撓材によって補強しているが、変形は上部のみに限られている。

横桁の長さがある限界値より小さいときは、局部座屈によって最高荷重に達し、その後軸方向の縮み変形のみが生じる。横桁の長さが限界値より大きい場合、長さ中央で折れる横倒れ座屈が生じて変形は著しくなる。

この限界長さを断面形状の関数として与えた。

また限界長さより大きい場合は、長さ中央にトリッピングプラケットを設ける必要があるが、トリッピングプラケットの必要な剛性を与えた。（2.6節）

(9) 船尾機関室内の変形を求める簡略計算法を検討した結果次の結論を得た。

(a) 機関室内の最大たわみ量を求める場合には、S R 1 4 3 の実験式又は、本報告の簡略 S S (3rd deck で船側を単純支持) で、計算する事が出来る。

(b) 軸系アライメントに関する A.P. B^{HD} 寄りでの船体変形は、本報告の簡略 F I X (3rd deck で船側を固定支持) で求めて、軸芯との相対変位を計算する。相対変位計算値には実験係数として 1.5 を乗ずる。

(3.1節)

(10) 昨年度の満載時と軽貨時の差の荷重状態における、船尾部の垂直方向の船体変形の検討に引き続いて、本年度は同一モデルを用い、転舵荷重に対する水平撓みの検討を行った。転舵荷重の大きさは N K の算式により与えている。

試算の結果、転舵荷重に対する、船体中心線と軸芯との水平方向の相対変形量（アライメント量）は昨年度計算した（満載時…軽貨時）の垂直方向のアライメント量の約 50 %～80 %である。（3.2節）

(11) 大型ターピンタンカーの軸系装置設計上最も重要な検討項目は静的軸系アライメントの検討であるが、70万トン型ターピンタンカについてこの検討を行った結果、軸受配置や軸受高さ等を最適に設定する事により、一般に、20万トン～40万トン型ターピンタンカの軸系アライメント検討時採用されている各許容値内に、又、現在問題無く就航中の41万トン型タンカのそれと同程度に応力を押えてアライメント可能である事が判った。（3.3節）