

第 8 3 研 究 部 会

巨大船の船体横強度に関する研究

報 告 書

昭 和 4 3 年 3 月

社 団 法 人

日 本 造 船 研 究 協 会

は し が き

本報告書は、日本船舶振興会の昭和42年度補助事業「巨大船に関する調査研究」の一部として日本造船研究協会第83研究部会においてとりまとめたものである。

第83研究部会委員名簿（敬称略、五十音順）

部 会 長	吉 識 雅 夫 (東 京 大 学)		
幹 事	藤 田 讓 (東 京 大 学)	山 口 勇 男 (海 事 協 会)	
委 員	秋 田 好 雄 (石川島播磨重工業)	綾 日天彦 (三 井 造 船)	
	安 藤 文 隆 (船 研)	井 土 敏 (三 菱 重 工 業)	
	上 田 幸 雄 (大 阪 大 学)	宇 川 毅 (昭 和 海 運)	
	梅 崎 一 夫 (三 菱 重 工 業)	大 井 浩 (原子力船開発事業団)	
	仰 木 盛 綱 (佐 世 保 重 工 業)	岡 田 弘 明 (佐 野 安 船 渠)	
	岡 部 利 正 (三 菱 重 工 業)	尾 川 宣 之 (日 本 鋼 管)	
	鬼 塚 則 義 (呉 造 船)	久 津 間 裕 良 (運 輸 省)	
	小 林 三 蔵 (名 村 造 船)	郷 田 国 夫 (船 研)	
	杉 浦 邦 雄 (日 本 鋼 管)	高 城 清 (川 崎 汽 船)	
	竹 中 重 外 志 (佐 世 保 重 工 業)	田 代 新 吉 (海 事 協 会)	
	千 葉 博 (運 輸 省)	寺 田 泰 治 (海 事 協 会)	
	藤 得 利 博 (笠 戸 船 渠)	中 川 万 蔵 (三 菱 重 工 業)	
	中 田 宣 久 (三 井 造 船)	中 野 毅 (三 井 造 船)	
	中 村 昭 和 (川 崎 重 工 業)	長 沢 準 (船 研)	
	西 牧 興 (日 立 造 船)	新 田 頭 (海 事 協 会)	
	野 沢 登 (函 館 ド ッ ク)	長 谷 川 敬 (三 菱 重 工 業)	
	萩 原 孝 一 (三 菱 重 工 業)	服 部 堅 一 (浦 賀 重 工 業)	
	浜 田 昇 (運 輸 省)	原 洋 一 (日 立 造 船)	
	原 田 耕 次 (舞 鶴 重 工 業)	樋 口 道 之 助 (日 本 鋼 管)	
	藤 井 登 喜 夫 (石川島播磨重工業)	古 田 和 久 (石川島播磨重工業)	
	本 間 康 之 (東 京 大 学)	真 能 創 (海 技 大 学 校)	
	八 木 順 吉 (大 阪 大 学)	安 川 度 (川 崎 重 工 業)	
	山 越 道 郎 (九 州 大 学)		
討 議 参 加 者	白 井 久 益 (三 菱 重 工 業)	小 笠 原 洋 一 (日 立 造 船)	
	北 田 一 秋 (川 崎 重 工 業)	木 原 弘 毅 (原子力船開発事業団)	
	酒 井 敏 之 (三 井 造 船)	高 張 研 一 (佐 世 保 重 工 業)	
	蔦 紀 夫 (川 崎 重 工 業)	堀 徹 (日 立 造 船)	
	平 尾 幹 彦 (浦 賀 重 工 業)	弘 田 和 夫 (海 事 協 会)	
	牧 野 利 雄 (浦 賀 重 工 業)	松 石 正 克 (日 立 造 船)	
	宮 本 哲 陽 (呉 造 船)	山 口 巖 (佐 世 保 重 工 業)	
	山 口 雄 三 (浦 賀 重 工 業)	安 江 義 忠 (川 崎 重 工 業)	

目 次

概 要	1
第1章 電子計算機による船体横強度計算	3
1. 本年度の検討結果の概要	3
1.1 緒 言	3
1.2 ワーキンググループの審議内容	3
1.3 ワーキンググループ提出資料一覧表	4
2. 簡易立体計算法プログラムの完成	6
3. 楔理論 (Wedge Method) によるコーナー部の応力計算	8
4. 簡易立体計算法プログラムによる20万トンタンカーシリーズ計算	14
4.1 解 析 方 法	14
4.2 計算対象の選定	15
4.3 部 材 剛 性	16
4.4 荷 重 状 態	16
4.5 計算結果および検討	18
4.6 結 言	21
5. 各船級協会規則による比較シリーズ計算	48
5.1 緒 言	48
5.2 計算対象船の試設計	48
5.3 トランスバースリングメンバーの応力	53
5.4 結 言	59
付録 タンカーの横強度簡易計算法	98
第2章 巨大船の船体横強度に関する実験研究	103
1. 横部材ウェブの縦通材貫通切欠部の疲労強度試験	103
1.1 緒 言	103
1.2 実船における損傷について	103
1.3 試験模型および試験方法	104
1.4 試験結果およびその考察	105
1.5 結 言	109
2. ウイングタンクの剪断変形の実船計測	109
2.1 緒 言	109
2.2 実 験 の 内 容	109
2.3 実 験 結 果	112
3. デープ・ガーダにおける局部座屈の研究	114
3.1 緒 言	114
3.2 偏心円孔を有する平板の圧縮強度に関する研究	115
3.3 隅に開口を有する板の圧縮強度に関する研究	128
3.4 結 言	140

4. 塑性設計におけるスパンポイントの研究	141
4.1 緒言	141
4.2 両端で拘束された変断面桁の塑性崩壊	141
4.3 実験	141
4.4 実験結果および計算値との比較	144
4.5 結言	157
第3章 外力	158
1. 鉍石圧力の研究	158
1.1 緒言	158
1.2 実験装置および実験方法	158
1.3 実験結果および考察	159
1.4 結言	161
2. 波浪荷重の研究	176
2.1 緒言	176
2.2 理論計算	176
2.3 計算結果	177
2.4 実験値と計算値の比較	178
2.5 結言	178
第4章 防撓板の最小重量設計	187
1.1 前年度までの成果	187
1.2 防撓材スペースと重量の関係	187
1.3 防撓材に座屈防止材を設けた場合の最小重量	187
1.4 圧力 q 、安全率 σ による防撓板重量の影響	189
1.5 実船との比較	189
付録 座屈防止材の重量	194
第5章 非対称荷重に対する強度について	197
1.1 緒言	197
1.2 非対称荷重を受ける場合の強度解析方法	197
1.3 本年度のシリーズ計算	197
1.4 結言	197
提出資料一覧表	203

概 要

本研究は、巨大船に関する調査研究の一環として、最近の船舶の巨大化に対処するため、昨年度に引続き第83研究部会が調査および実験研究を行なったものである。

本年度実施した各項目の調査内容はつぎのとおりである。

(1) トランスバースリングについて

昨年度に引続きトランスバースリング・ワーキンググループが主となつて実施した。

(イ) 電子計算機による横強度計算および船体構造各部応力と船の大きさに関する調査

(i) 電子計算機による横強度計算においては昨年度完成した平面横強度プログラムに引続いて簡易立体計算法プログラムを完成させ、このプログラムにより20万トン級タンカーにおいて、縦通隔壁の位置、 B/D の値、ストラットの数を変えたときの曲げモーメント、剪断力および各応力のシリーズ計算を行ない比較検討した。

また隅角部 45° 附近の応力計算法および三部材結合部の応力計算法を確立した。

(ii) 各船級協会規則による船体構造各部応力と船の大きさに関する調査においては5万、10万、15万、20万および30万トンの5種のタンカーを選び、これらのタンカーをAB、LR、NKおよびNVの4船級協会規則により最小重量設計を行ない、これらタンカーの各部材に働く応力を求め比較検討を行なった。

(ロ) 横部材、ウェブの縦通材貫通切欠部の疲労強度試験

実船における横部材、ウェブの縦通材貫通切欠部における損傷例を調査し、縦通材貫通切欠部の模型を3種類製作して疲労強度試験を行ないクラックの発生箇所およびその時間強度を調査した。

(ハ) 剪断変形の実船計測

昨年度に引続きタンカー(187,500 D.W.T.)のタンクに水を順次注水移動させてタンクの剪断変形量およびトランスリングの応力を計測した。

(ニ) デープ・ガードにおける局部座屈の研究

大型船デープ・ガード縦通材切欠部附付の座屈事故の原因を解明するため偏心円孔および隅に開口を有する板の座屈強度実験を行なって座屈値を求め、座屈値の実験値と計算値を比較検討した。

(ホ) 塑性設計におけるスパン・ポイントの研究

横強度部材を構成する桁板構造の塑性崩壊強度を算定する解析方法を導くため本年度は両端部が拘束されている変断面桁の塑性崩壊強度について模型実験を行ない、理論解析の結果と比較検討した。

(2) 外力について

昨年度に引続き船体横方向に働く外力として鉍石土圧および波浪荷重についてそれぞれ模型実験を行なった。

(イ) 鉍石圧力の研究

昨年度に引続き大型模型による粉体の側壁および底板におよぼす圧力分布の計測を行なりとともに、模型の振動試験を実施し、振動加速度と振動時間が粉体の密度変化および圧力分布の変動におよぼす影響を調査した。

(ロ) 波浪荷重の研究

昨年度模型船による規則向い波中航走時の船体中央部変動圧力の実験に引続き、本年度は規則向い波中で船首部に作用する変動圧力について実験を行ない理論計算値と比較検討した。

(3) 防撓板の最小重量設計

昨年度の計算に引続き本年度は防撓材スペースと重量の関係、防撓板寸法が変化したときの単位面積当りの重量変化等を求めるため防撓材スペースと単位面積当りの防撓板体積をパラメーターとして解析を行ない、さらに防撓板に加わる横圧力および防撓板の崩壊荷重に対する安全率を変化させた場合の防撓板重量の変化を求めた。

(4) 非対称荷重に対する強度について

本年度は昨年度に引続いて昨年度開発された FRAN-Ship のプログラムを使用して 20 万トンタンカーを傾斜させたときの曲げモーメントおよび剪断力を求め、さらに曲げ応力、剪断応力の計算も行ない、船体傾斜時における傾斜角度の影響を調査した。

以上の調査、実験研究より船体横強度部材の構造強度が解明され、これら部材の合理的な寸法を定めるための有用な基礎資料が得られたが、一方いくつかの問題点が摘出され、さらに研究を継続する必要性が認められた。

第1章 電子計算機による船体横強度計算

1. 本年度の検討結果の概要

1.1 緒言

本ワーキンググループは前年度に引続き、昭和42年5月に第1回の打合わせ会（通算第18回目）を開催し、昭和43年3月までに計11回の打合わせ会を開き、船体横強度計算に関する調査研究を行なった。なお、本ワーキンググループの委員構成は下記のとおりである。

トランスバースリング・ワーキンググループ打合わせ会委員名簿（敬称略、五十音順）

主査	藤田 讓 (東京大学)	委員	井土 敏 (三菱長船)
幹事	山口 勇男 (海事協会)	委員	中田 宣久 (三井造船)
委員	綾 日出彦 (三井造船)	委員	萩原 孝一 (三菱広研)
"	杉浦 邦雄 (日本鋼管)	"	藤井 登喜男 (石播技研)
"	新田 頤 (海事協会)	"	山越 道郎 (九州大学)
"	原 洋一 (日立技研)		
"	真能 創 (海技大学)		

1.2 ワーキンググループの審議内容

本ワーキンググループの本年度審議事項は下記のように大別される。

- (1) 前年度完成した平面横強度プログラムに引続いて簡易立体計算法プログラムの完成。
- (2) 上記プログラムにより20万トン級タンカーにおいて、縦通隔壁の位置、 B/D の値、Strutの数を変えたときの曲げモーメント、剪断力および各応力のシリーズ計算。
- (3) 三菱重工業㈱で開発完成された横強度計算プログラムを使用して、5万、10万、15万、20万および30万トンのタンカーをAB, LR, NK, NVルールで最小重量設計を行ない、これらの船に働く応力の比較検討。
- (4) その他船体強度に関する一般的問題。

以下各項目別に審議内容の概要を報告する。

(1) 簡易立体計算法プログラムの完成

本ワーキンググループは前年度平面横強度計算プログラムを完成した。このプログラムは、前年度の報告にも述べたように、必要な横強度部材の諸寸法を与えただけで平面横強度計算を行ない、曲げモーメント、剪断力、曲げあるいは剪断応力が自動的に算出され、また、プロッターを使用して、これらのモーメントおよび剪断力を自動的に描かせることができるプログラムである。本年度は、昨年度に引続いて、立体計算に近い計算精度を有し、一方、計算方法の簡単な簡易立体計算プログラム完成のため、多くの資料が提出され検討された。

本簡易立体計算は、船側外板、縦通隔壁および船底中心線桁板を縦方向の大骨と考え、横置隔壁、制水隔壁および横桁をばねと考えた平面骨組構造として、船側外板と縦通隔壁、縦通隔壁と中心線桁板の相対変位を計算するものである。この計算により得られた相対変位量を考慮した平面計算を行なうと、立体計算に近い値が得られる。

本ワーキンググループにおいては、上記計算でもつとも重要な各種周辺条件について多くの検討を行なった。^{※(5)}
(5)(5)(5)(7)(7)(8)

結局検討の結果、周辺条件として、前後端 Tank 端部において、船側外板および縦通隔壁は単純支持、中心線桁板は前後方向の伸縮は許すが回転は許さないように支持し、縦通隔壁および船側外板の位置における横部材の回転は

※ ()内の数字は本ワーキンググループ資料番号を示す。末尾の提出資料一覧表を参照のこと。

許さない等の条件が決つた。⁽⁹⁹⁾

また、前年度来懸案事項の1つであつた隅角部45°附近の応力計算は、45°の面に生ずる逆対称の力を計算から除去することにより、兩部材から算出された値のくい違いを取り除くことができた。⁽⁴⁸⁾⁽⁴⁹⁾

次に、3部材結合部の応力分布の簡易計算法については、梁理論と楔理論とを併用し、3次曲線で結ぶ簡易計算法を採用したところ、有限要素法による計算結果と良好な一致を得た。⁽⁵⁹⁾⁽⁶⁰⁾⁽⁶¹⁾⁽⁷⁶⁾⁽⁸⁴⁾⁽⁸⁵⁾⁽⁹⁴⁾

(2) 簡易立体計算法プログラムによるシリーズ計算

20万トン級タンカーについて、縦通隔壁の位置、 B/D の値および Strut の数を変えて合計7種のシリーズ計算を行なつた。標準船は次の(3)の項目の20万トン級タンカーと同一のものを採用し、NKルールにより上記諸値を変えた場合の供試船を設計し、各部材の寸法が、上記の諸値の変化に伴ない Fair になるよう考慮した。⁽⁷⁸⁾⁽⁸¹⁾

⁽⁸²⁾⁽⁹⁰⁾ 結局、別紙報告書に示す7隻の対象船について計算した結果、大略下記のような結論を得た。⁽⁹¹⁾⁽¹⁰¹⁾⁽¹⁰²⁾

Tank Test 時には Trans. Ring 船底部にかなり高い曲げ応力が算出される。また船型を変えた場合の応力の変化は、縦通隔壁の位置を変えた場合および B/D が極端に大きくした場合が変化が大きく、その他の場合は、あまり顕著ではない。

(3) 各船級協会規則による比較シリーズ計算

本計算に使用したプログラムは三菱重工業^(株)で開発完成したもので、その詳細は造船協会論文集[№]121 森正浩他「On the Transverse Strength of Oil Tanker」に掲載されているので、ここでは内容の紹介は省略する。

計算対象船として、5万、10万、15万、20万および30万トンの5種のタンカーを選び、これらのタンカーをAB、LR、NK、NVの4船級協会規則を使用して20隻の計算対象船を選んだ。これらの計算対象船の構造各部材寸法が船の大型化に伴なつて連続的に変化するよう検討した。⁽⁵³⁾ また、LR船級船は側桁板を有するので、計算を簡易化するため、簡易立体計算法を採用して計算した。

これらの計算結果から大略次のような結論が得られた。⁽⁸³⁾⁽⁸⁴⁾⁽⁹⁵⁾

すなわち、Tank Test 時にはかなり大きな応力が発生する。また、船が巨大化するにつれて、各部材の曲げ応力および剪断応力は増大するが、顕著な増大ではない。また、両者を比較すると、剪断応力の増大が少し大きい。船級別に検討すると、LR船級の一部の部材にかなり大きい応力が計算されるが、これは構造が特殊なためであり、縦通隔壁付肘板を大きくすることにより緩和される。その他の船級では大同小異の状態である。

(4) その他

以上の3つの項目の他に来年度研究項目の審議や、⁽⁶³⁾⁽⁶⁴⁾⁽⁶⁵⁾⁽⁷⁰⁾⁽⁷¹⁾⁽⁷²⁾⁽⁷³⁾ 本年度の実験中間報告⁽⁹⁶⁾などの審議も行なつた。また、船体横強度に関する一般的な問題として、(2)の項目で述べた簡易計算法よりもつと簡易化した立体計算法⁽⁵⁰⁾や節点の位置を計算上の中立軸にとつたときと外板面にとつたときとの曲げモーメントの相違⁽⁵⁵⁾および鉦石運搬船の横強度計算例⁽⁵⁸⁾などについて検討した。

以上本ワーキンググループの審議内容を概説したが、(1)(2)(3)項目については、別紙各報告書で詳述する。

1.3 ワーキンググループ提出資料一覧表 (昭和42年度分)

- T-45 第83研究部会トランスバースリングワーキンググループ打合せ会委員名簿 (造研提出)
- T-46 第83研究部会報告書原稿作成要領 (案) (造研提出)
- T-47 昭和42年度巨大船の船体横強度に関する研究費および臨時傭人給 (造研提出)
- T-47' 第83研究部会トランスバースリングW.G.打合せ会日程表 (造研提出)
- T-48 Corner部へのWedge Theoryの適用 (山越委員提出)
- T-49 第4案によるCorner部の応力分布 (杉浦委員提出)
- T-50 タンカーの簡易横強度計算法について (山口幹事提出)

- T-51 FRANS について (中田委員提出)
- T-51' SHEARING FORCE AND BENDING MOMENT DIAGRAM (中田委員提出)
- T-52 OUTPUT GENERATOR (LEVEL 1) について (I. B. M 提出)
- T-53 計算対象船に対する日立技研からの意見 (井土委員提出)
- T-54 船体横強度計算用プログラム Manual 序文 (藤田主査提出)
- T-55 節点の取り方が B. M. の分布に及ぼす影響 (山越委員提出)
- T-56 タンカーの立体計算及び簡易計算について (中田委員提出)
- T-57 Bottom 構造 (Cr. Tank) の周囲境界条件に対する曲げモーメント、剪断力分布の変化について (中田委員提出)
- T-58 鉱石運搬船の横強度計算例 (中田委員提出)
- T-59 三材結合部の強度 (井土委員提出)
- T-60 梁部と R 部との接点の応力 (杉浦委員提出)
- T-61 WEDGE METHOD による TRANS RING CORNER 部応力計算 (杉浦委員提出)
- T-62 タンカーの立体計算及び簡易立体計算について (中田委員提出)
- T-63 SR 83 昭和 43 年度研究計画案 (中田委員提出)
- T-64 SR 83 部会 昭和 43 年度研究計画案 (井土委員提出)
- T-65 Wing Tank の剪断変形 (原委員提出)
- T-66 昭和 42 年度後期研究計画案 (中田委員提出)
- T-67 簡易立体計算結果 (中田委員提出)
- T-68 立体計算と簡易立体計算の比較 (中田委員提出)
- T-69 計算テーブル (中田委員提出)
- T-70 SR 83 昭和 43 年度研究計画 (中田、杉浦委員提出)
- T-71 SR 83 部会 昭和 43 年度研究計画 (案) (井土委員提出)
- T-72 SR 83 昭和 43 年度研究計画 (原委員提出)
- T-73 昭和 43 年度第 83 研究部会研究計画 (案) (造研提出)
- T-74 SR 83 昭和 42 年度後期研究計画 (案) (中田委員提出)
- T-75 タンカーの横強度簡易計算 (井土委員提出)
- T-76 Wedge Method による三部材結合部の応力計算 (井土委員提出)
- T-77 昭和 43 年度「巨大船の船体横強度に関する研究」研究経費 (造研提出)
- T-78 横強度計算用中央横截面 (杉浦委員提出)
- T-79 立体計算と簡易立体計算との比較解析 (中田委員提出)
- T-80 シリーズ計算について (中田委員提出)
- T-81 横強度計算用中央横截面 (改正) (杉浦委員提出)
- T-82 NK-20 TRANS MEMBER の有効幅 (杉浦委員提出)
- T-83 立体強度計算結果 (井土委員提出)
- T-84 Wedge Method による三部材結合部の応力計算 (井土委員提出)
- T-85 Wedge Method による三叉部の応力計算 (杉浦委員提出)
- T-86 タンカー 立体強度計算結果 (中間報告) (井土委員提出)
- T-87 節点の拘束条件の相違による撓み量の差 (中田委員提出)
- T-88 INPUT DATA 一覧表 (杉浦委員提出)

- T-89 FRAN/SHIP の構成 (杉浦委員提出)
- T-90 付板の幅による剛性の変化 (杉浦委員提出)
- T-91 42年度シリーズ計算結果中間報告 (SHIP M-3, M-4) (中田委員提出)
- T-92 巨大船の船体横強度に関する研究 (造研提出)
- T-93 簡易立体シリーズ計算中間報告 (中田委員提出)
- T-94 Wedge Method による三叉部の応力計算 (II) (杉浦委員提出)
- T-95 タンカー立体強度計算結果 (LR船級) (井土委員提出)
- T-96 Deep Girder 切欠部の疲労試験 (山口幹事提出)
- T-97 船体構造各部応力と船の大きさとの関連 (井土委員提出)
- T-98 研究協会第83部会トランスバースリング・ワーキンググループ報告書 (山口幹事提出)
- T-99 42年度簡易立体のシリーズ計算の条件について (中田委員提出)
- T-100 三菱の立体計算法による結果と T.W.G. の計算結果との比較 (NK-20) (中田委員提出)
- T-101 Shearing Force and Bending Moment Diagram (杉浦委員提出)
- T-102 計算結果数値および図 (杉浦委員提出)
- T-103 研究協会第83部会トランスバースリング・ワーキンググループ報告書 (山口幹事提出)
- T-104 42年度委員会報告書 (T.W.G. 簡易立体プログラム) (中田委員提出)
- T-105 WEDGE METHOD による CORNER 部応力計算 (杉浦委員提出)
- T-106 SR83 トランスバースリング・ワーキンググループ報告書 (杉浦委員提出)
- T-107 各船級協会別によるシリーズ計算 (井土委員提出)
- T-108 42年度委員会報告書 (T.W.G. 非対称荷重に対する強度について) (中田委員提出)
- T-109 三菱の立体計算法による結果と簡易立体計算法による結果との比較 (その二) (中田委員提出)

2. 簡易立体計算法プログラムの完成

このプログラムは、昨年度完成した平面計算用プログラムに続いて、タンカーの立体強度計算の近似解を求めるために立体の簡易計算法として完成されたものである。FRAN-Ship のシステムとしてのフローチャートは昨年度の報告書に示したとおりであるが、その中のアウトプット用プログラム中にある隅角部の応力計算法の精度も向上させたので併せて報告する。

2.1 概要

この計算方法は次のような考えに基づいて行なわれる計算方法である。船体構造のうち通常の Trans. Ring と称する構造を対象とする。この構造について Fig. 2.1 に示した支持状態で強度計算を行ないそれぞれの計算結果を重ね合わせて立体計算の近似解としての計算結果を求める。

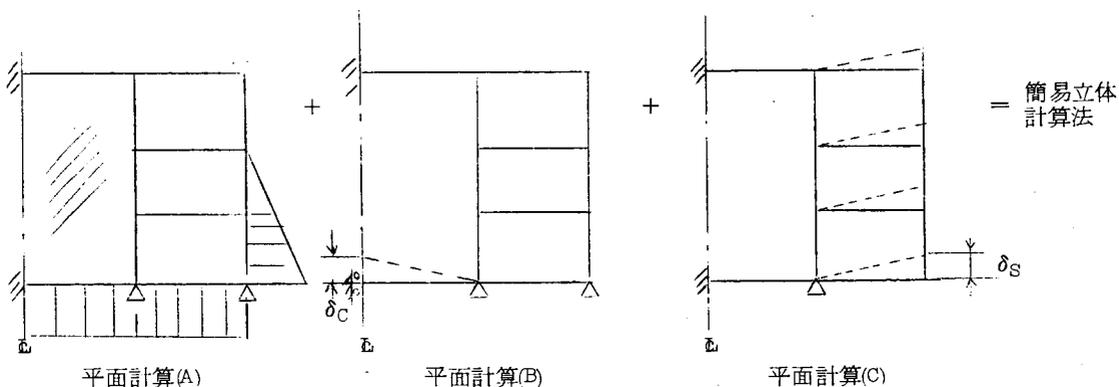


Fig. 2.1 簡易立体計算法

まず平面計算(A)では図示した支持条件で載荷状態の計算を行なう。
 平面計算(B)では中心線上で単位変形量を与えたときの計算を行なう。
 平面計算(C)では Side Shell で単位変形量を与えたときの計算を行なう。

これだけの準備計算の後に Fig. 2.2 に示すような縦通部材と横部材の格子構造に簡易化された船体構造に載荷状態に合わせて面外荷重を加え Center Girder と Longi. Bulkhead 及び Side Shell と Longi. Bulkhead との相対撓みを求めるための計算を行なう。

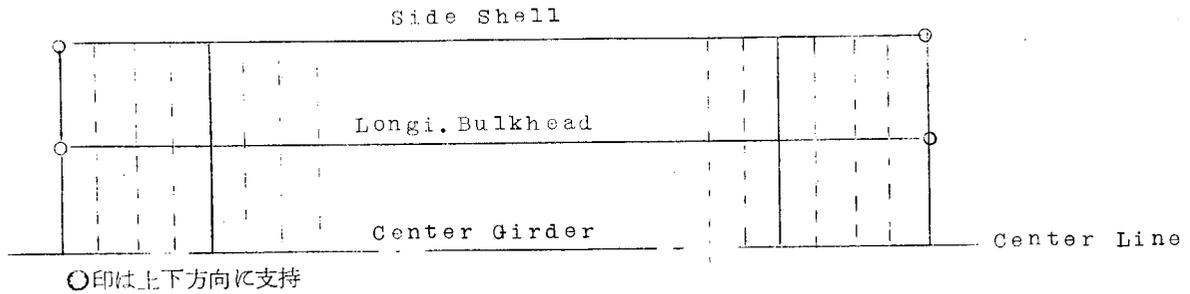


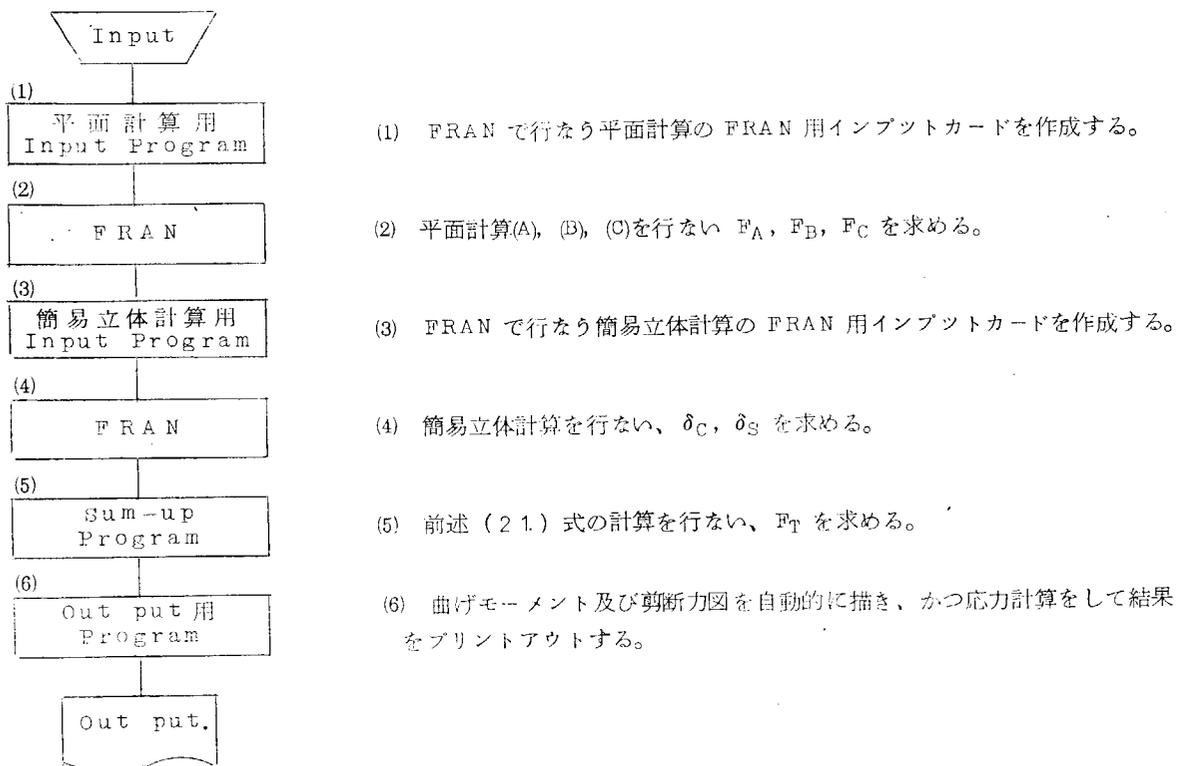
Fig. 2.2 簡易立体計算用構造

そこで、平面計算(A)の結果を F_A 、平面計算(B)の結果を F_B 、平面計算(C)の結果を F_C とし、簡易立体計算より求めた Center Girder, Side Shell の相対撓みを δ_C 、 δ_S とすると、この計算法による計算結果 (F_T) は (2.1) 式によつて求められる。

$$F_T = F_A + \delta_C \times F_B + \delta_S \times F_C \quad \dots \dots \dots (2.1)$$

こうして得られた F_T をもとにしてアウトプット用プログラムにて曲げモーメント及び剪断力図を描き、かつ曲げ応力、剪断応力の計算を行なう。なお Deck Girder の相対撓みの影響は現在一番問題となつている Bottom Trans. 近傍にはあまりないと思われるので、これを一応無視した。

次にこの計算の概略のフローを示す。



以上の計算において(1)~(6)までの演算部間の受渡しは現在のところカードベースで行なつている。

2.2 検討事項

本年度の簡易立体計算法については次に示すような検討事項があつたので種種検討し、また立体計算との比較検討を行なつたりした結果次のように決まつた。

(1) Center Girder の剛性

Center Girder の剛性は、Longi. Bulkhead と Center Girder の相対撓みを求める場合、Bottom Center Girder の剛性のみを考慮しただけで十分であることがわかつた。

(2) Trans. Ring の等価剪断剛性

Center Tank の等価剪断剛性は(1)の結果より当然 Bottom Trans. についてのみ求めることにした。Center Tank 及び Wing Tank の等価剪断剛性を求めるときの支持条件は Fig. 2.1 (B), (C)と同様とすることにした。これにより (2.2) 式によつて等価剪断断面積を求めた。

$$A = \frac{F \cdot l}{\delta G} \dots\dots\dots (2.2)$$

- ただし F : 強制変位点の反力
 l : 部材の長さ
 G : 剪断弾性係数
 δ : 強制変位量
 A : 等価剪断断面積

(3) 節点の拘束条件

(2)の方法にて横部材の等価剪断剛性を求めるために曲げ剛性は十分に大きくとる必要がある。しかし実際の計算では計算上の誤差を小さくしたいことから曲げ剛性にあまり大きな値をインプットすることができず、したがつて曲げモーメントによる撓みをできるだけ小さくする意味から、各節点において横部材の縦通部材周りの回転を拘束した。

3. 楔理論 (Wedge Method) によるコーナー部の応力計算

前年度までの検討により Trans. Ring のコーナー部応力計算の実用的な方法として Wedge Method の適用が模型構造に対する計算や実験値との比較で確かめられてきたが、まだ次の2点が問題点として残されていた。

- (1) コーナー部について両側から計算してきたとき 45°附近で応力値に違いが生ずる。
- (2) Wedge Method による三叉部の応力計算

この2点について検討の結果一応の結論を得たので以下に記す。

(1) Wedge Method の適用法 (第4案)

Wedge Method により、たとえばA点の応力を求めようとする場合、A点のモーメント、剪断力、軸力を Wedge 先端の荷重に置き換えて計算する。第1案と第3案とでは、A点の外力として左側の Wedge ではそれぞれ A₁, A₃ 点のものを、右側の Wedge では A₁' , A₃' 点のものをとつたので、同じA点の応力を計算するのに異なる断面の外力をとつたことになる。

一方、第2案では A₂ 点の外力をとつているので、左右の Wedge で同じ断面を考えることになる。しかし Fig. 3.1 でもわかるようにモーメントと軸力とは左

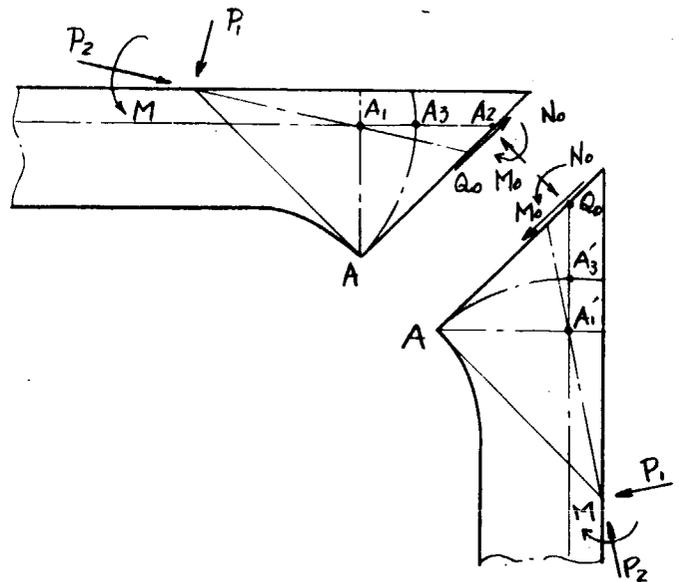


Fig. 3.1

右の Wedge で対称であるが、剪断力は逆対称である。そこでA点の応力のうちモーメントと軸力とにもとづく応力は大きさも方向も同じであるが剪断力にもとづく応力は大きさ等しく方向反対になり、これが左右の応力のくい違いの原因になっている。

AA₂ 断面について Q₀ による直応力及び1次モーメントの積分値はいずれもゼロになる。したがって直応力を計算する場合には AA₂ 断面でモーメントと軸力とのみを考慮し、剪断力は考えない方が妥当であると思われる。

以上の考察より Wedge Method 適用の第4案としてコーナーの中央の点のみでなくコーナー部のすべての点に対して、直応力の計算にはコーナーの面材に垂直な断面のモーメントと軸力とのみをとる方法を考える。

この案によれば下図のごとき任意断面についての Wedge 先端の荷重は次の手順で計算できる。

△ABCの平衡条件より、F_x, M_x, T_x が既知のとき、

$$\left\{ \begin{array}{l} N_0 = (F_x + pa) \sin \theta + T_x \cos \theta \\ Q_0 = (F_x + pa) \cos \theta - T_x \sin \theta \\ M_0 = M_x + (F_x + pa)(a - d \tan \theta) - \frac{1}{2} pa^2 \end{array} \right\} \dots\dots\dots (3.1)$$

Wedge の先端荷重 (直応力に対するもの) は、

$$\left\{ \begin{array}{l} P_1 = N_0 \sin \alpha_2 \\ P_2 = N_0 \cos \alpha_2 \\ M_A = M_0 - N_0 e \end{array} \right\} \dots\dots\dots (3.2)$$

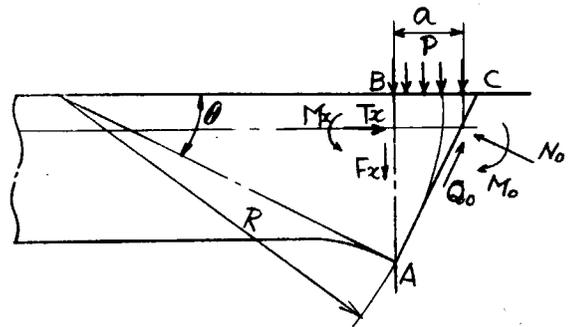


Fig. 3.2

第4案によつて前年度と同じ模型構造について応力計算を行なつた結果が Fig. 3.4 (1), (2)である。

この図からわかるように45°付近のくい違いは生じていない。

実験値との比較も Fig. 3.5~3.6 に示すごとくであるが、良好な一致を示している。

これらの結果より判断して本部会では FRAN-Ship によるコーナー部の応力計算に、第4案の方法により Wedge Method を適用することにした。

(2) Wedge Method による三叉部の応力計算

縦通隔壁下部のごとき三叉部の応力計算には有限要素法などによるのは最も良いのであるが、この方法では手間と電子計算機の所要時間が多くかかる。

ここでは梁理論と Wedge Method を適用して三叉部の応力を実用的に計算する方法を考えてみた。

これまでにて得られている三叉部の応力の実験値や有限要素法による値を見ると一般的に単調増加 (あるいは減少) 関数になっていることがわかる。

そこで Fig. 3.3のごとき三叉部の Wing Tank コーナーの応力を求めるのに Fig. 3.3のA, Bの2点について Wedge Method で応力値を計算し、C, Dの2点については梁理論で応力値を計算する。そしてその中間点の応力については (3.3) 式で近似する。

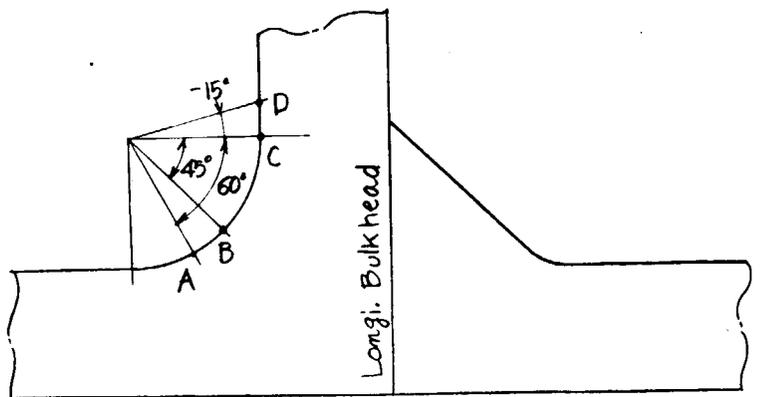


Fig. 3.3

$$\sigma_{\theta} = C_0 + C_1 \left(\frac{\theta}{\theta_0}\right) + C_2 \left(\frac{\theta}{\theta_0}\right)^2 + C_3 \left(\frac{\theta}{\theta_0}\right)^3 \dots\dots (3.3)$$

この近似式を適用して有限要素法ないし実験値と比較したものが Fig. 3.7 である。

ここではわずか2例しか計算例がないが、この結果より、(3.3)式の近似式は実験的な意味で実用になると思われる。

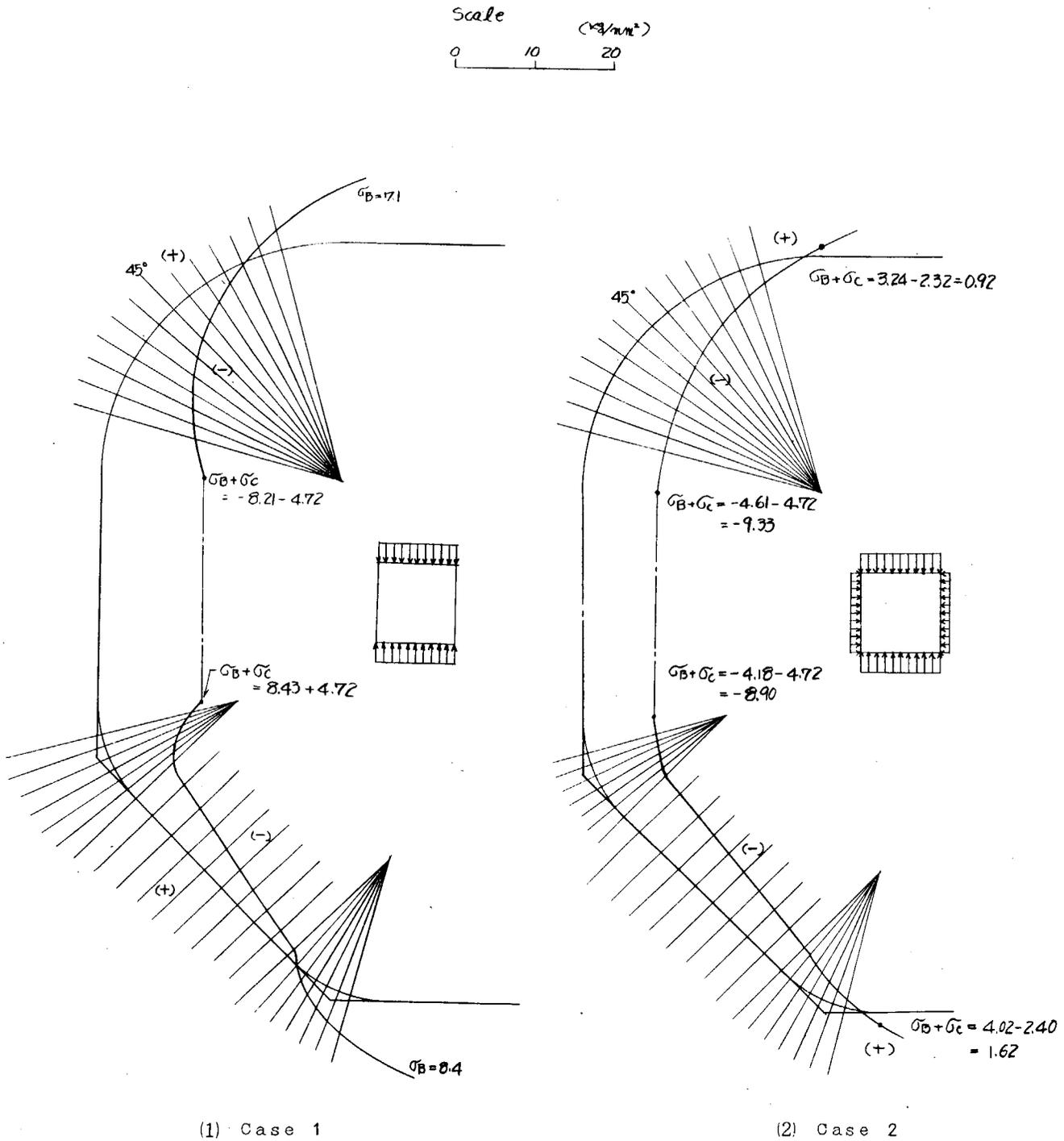
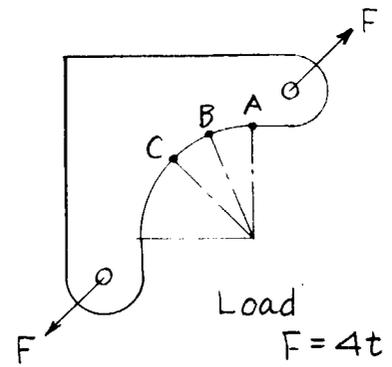
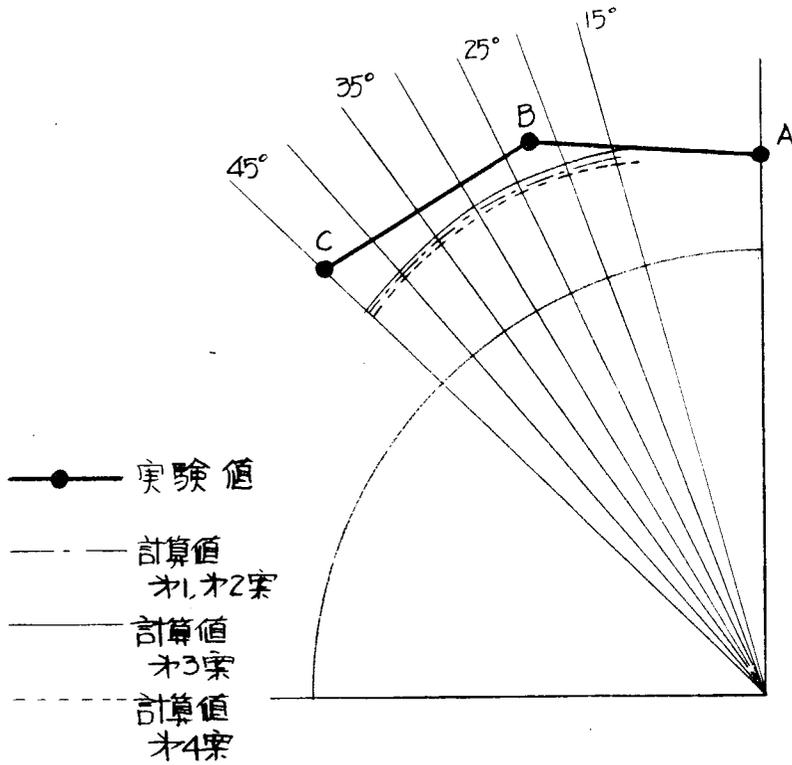
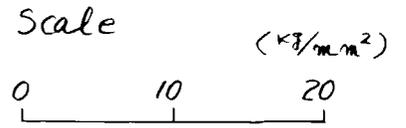
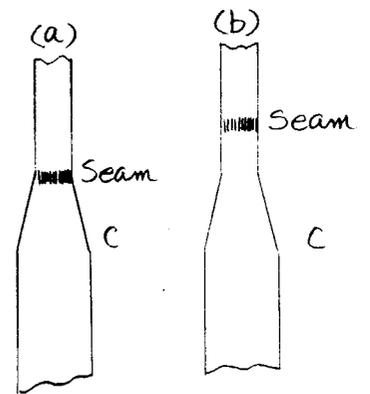
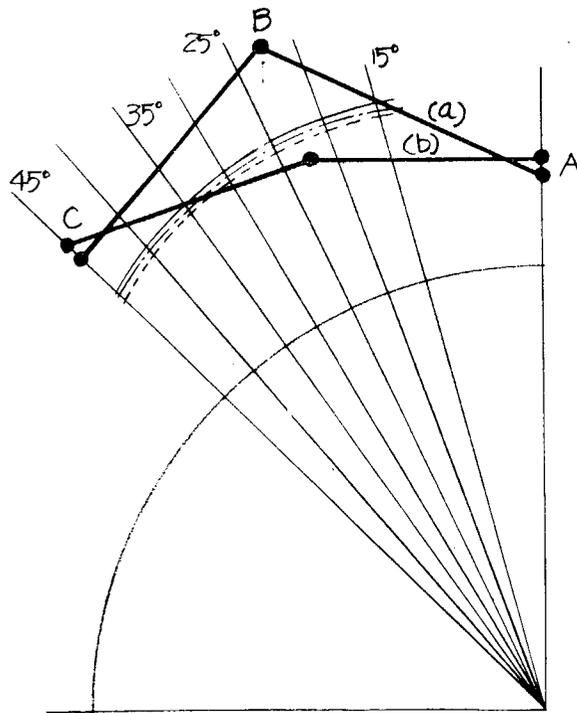


Fig. 3.4 応力分布第4案

実験値... コナ部の疲労試験より
 計算値... Wedge Method



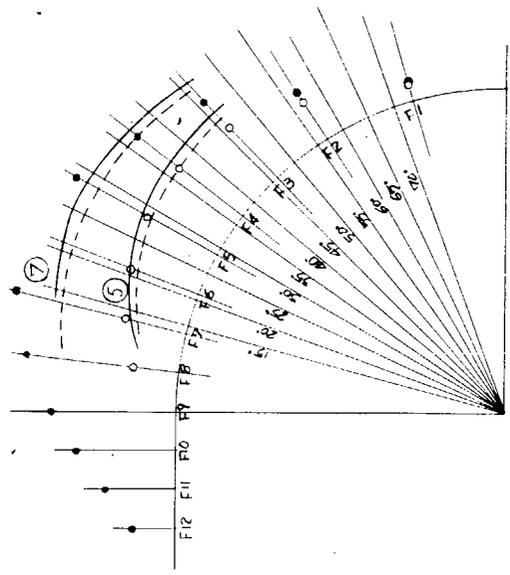
(1) Face Plate 6×100



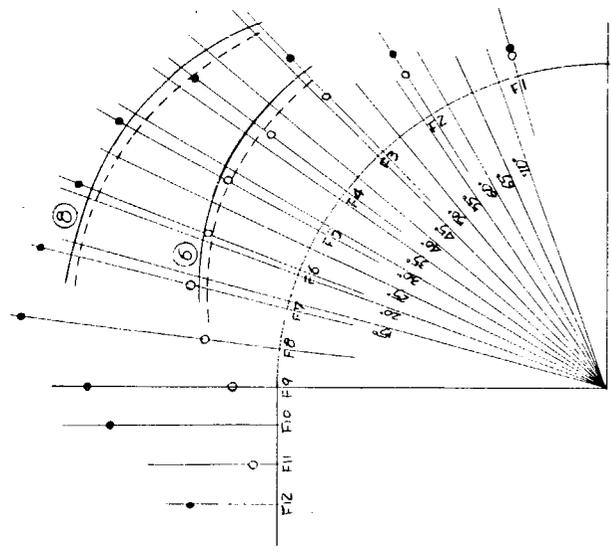
(2) Face Plate 6×50

Fig. 3.5 実験結果との比較 (その1)

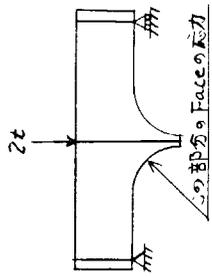
Scale
(kg/mm^2)
0 1 2 3



(3) Test No. 5.7

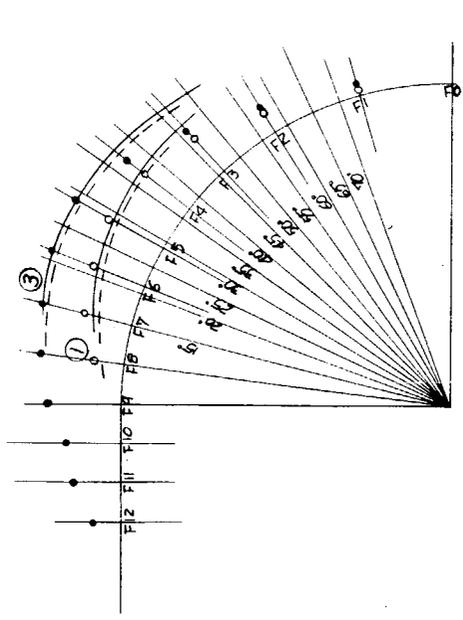


(4) Test No. 6.8

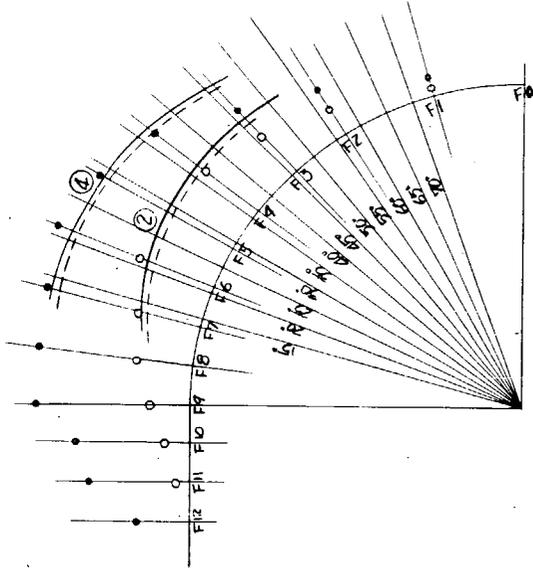


○ ● 実験値
— — 計算値
— — 計算値
— — 計算値

実験値... 塑性スパンポイント
の実験値より
計算値... Wedge Method



(1) Test No. 1.3

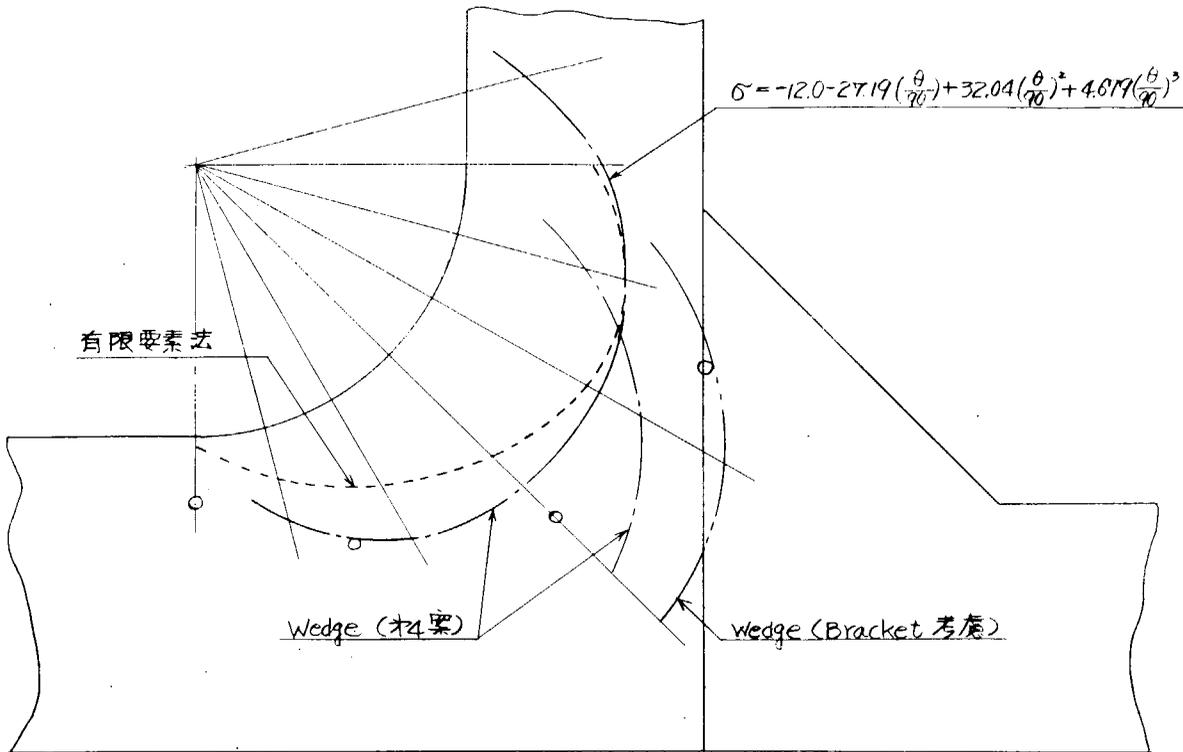


(2) Test No. 2.4

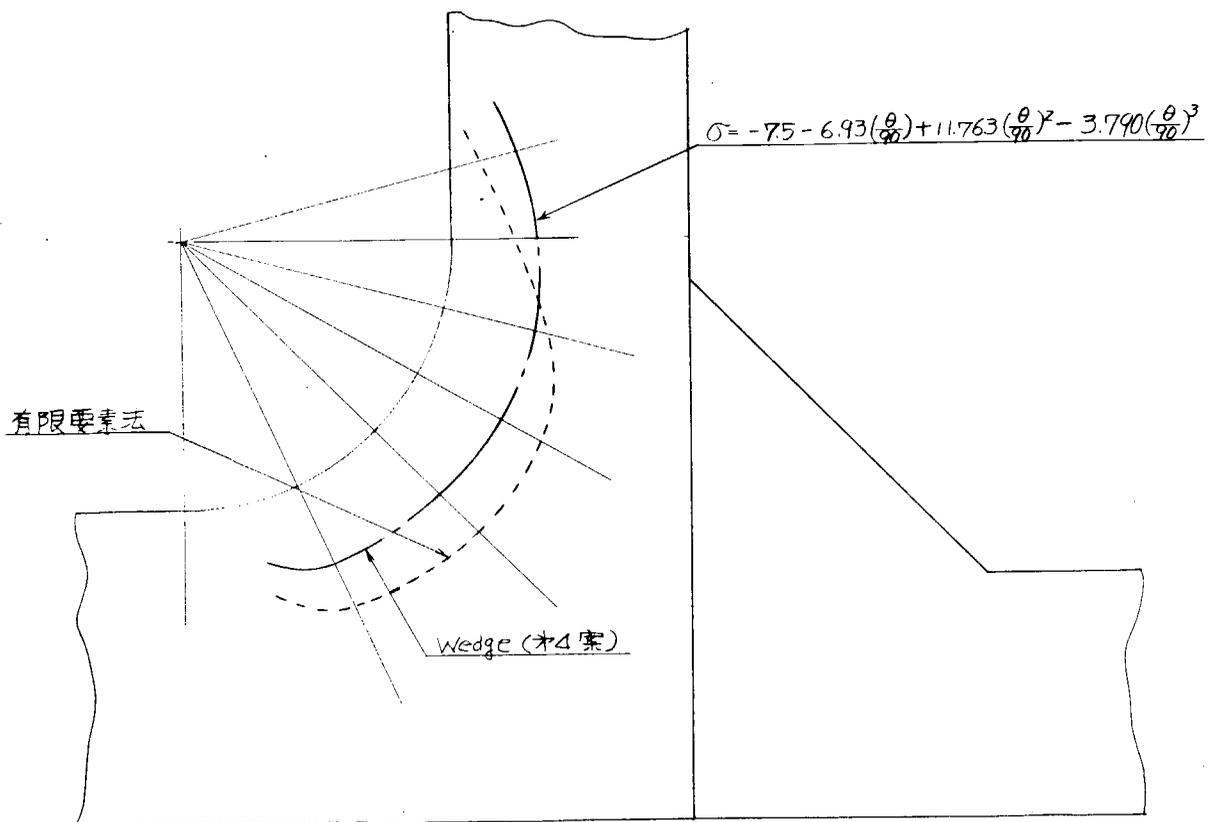
Fig. 3.6 実験結果との比較 (その2)

Scale

(kg/mm)²
0 5 10



(1)



(2)

Fig. 3.7 三叉部の応力計算結果

4. 簡易立体計算法プログラムによる20万トンタンカーシリーズ計算

2節に述べた簡易立体計算法プログラムを使用して20万トンタンカーについて B/D , Longi. Bulkhead の位置、Strut の数を変化させた場合の横強度計算を行ない、Trans. Ring 各部の応力について比較検討を行なり。

4.1 解析方法

解析方法については2節で詳細に述べているのでここでは概略の手順を示す。

4.1.1 簡易立体計算を行なうための Trans. Ring の等価剪断剛性を求める。

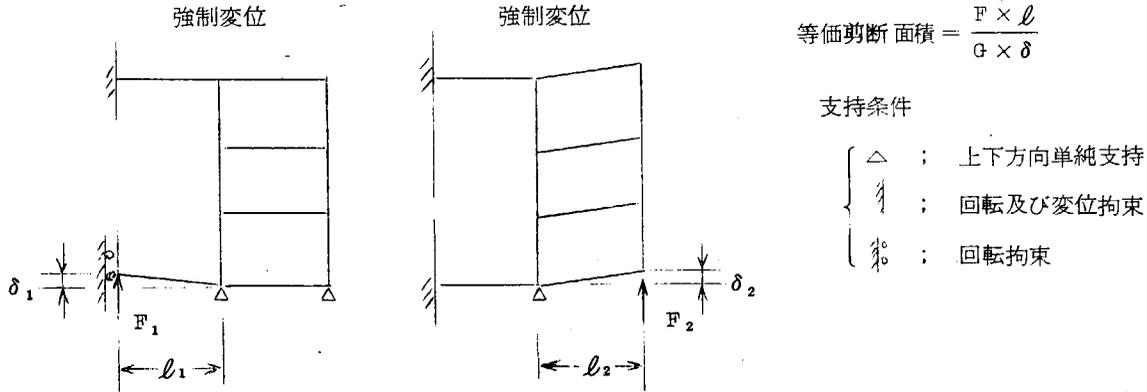


Fig. 4.1

4.1.2 簡易立体計算

中央部3 Tank をとり出して、Side Shell, Longi. Bulkhead, Center Line Girder, Trans. Bulkhead 等価剪断剛性をもつた Trans. Ring よりなる平面格子構造を考え、実際の積付け及び吃水に相当する荷重を加える。

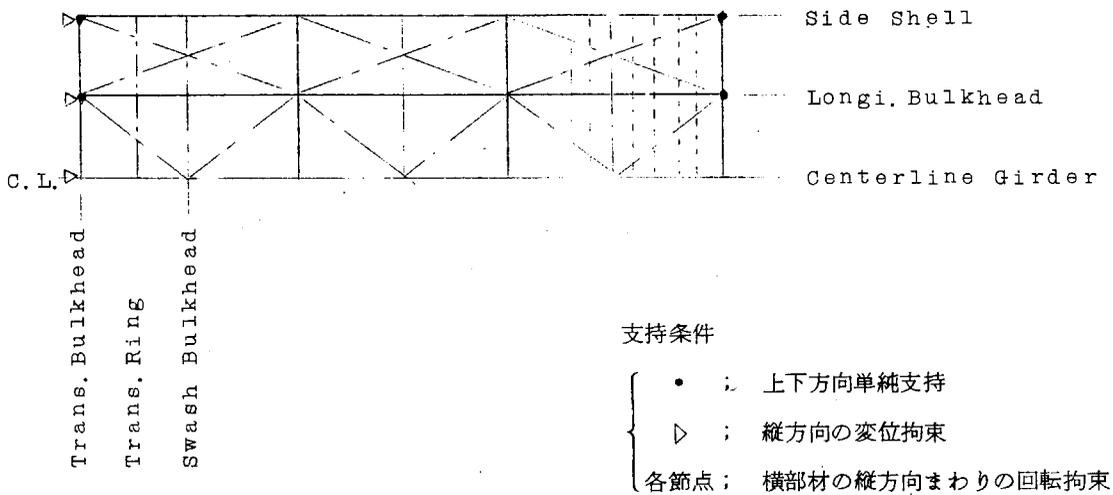


Fig. 4.2

4.1.3 各荷重状態に対する平面計算

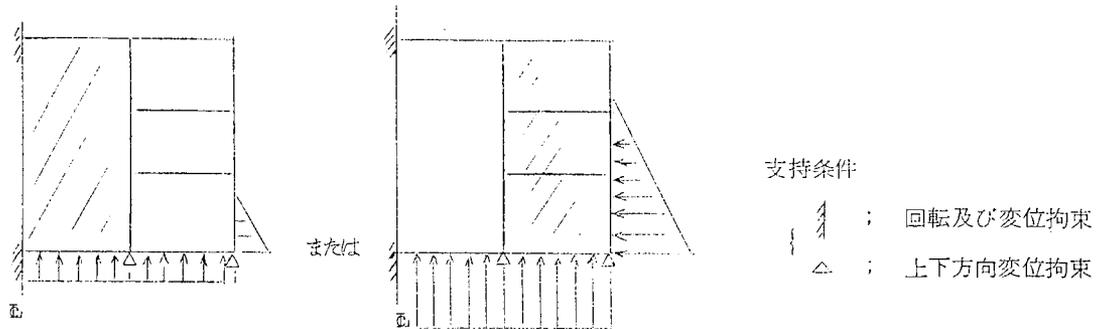


Fig. 4.3 標準状態

4.1.4 第2項により求まる Longi. Bulkhead を基準としたときの Side Shell, Centerline Girder の相対撓みにもとづく曲げモーメント等（強制変位）と第3項の標準状態の曲げモーメント等とを重ね合わせて最終的な曲げモーメント等を得る。

4.2 計算対象の選定

計算の対象としては20万トンタンカーをとり上げ、Midship Section の構造はNKルールにより決める。比較検討の基準としては、5節で行なっている載荷重量ベースの計算とクロスさせるため、NK-20（NK Class の20万トンタンカーの略）の中央横断面をとる。

Table 4.1 に示すごとく、NK20 を基準として、 B/D 、Longi. Bulkhead の位置、Strut の数を変化させた7とおりの断面について検討する。

Table 4.1

B/D	(Wing Tank 巾)			
	B	0.33	0.29 (0.28~0.30)	0.20
1.8		—	M1 (Strut=2)	—
1.94		M2 (Strut=2)	M3 (Strut=1) NK20 (Strut=2) M4 (Strut=3)	M5 (Strut=2)
2.2		—	M6 (Strut=2)	—

なお、 B/D を変化させる際に載荷重量を一定にするために $L=一定$ 、 $B \times D=一定$ 、 $B \times d=一定$ とした。基準船（NK20）の主要寸法

$$L \times B \times D \times d = 305.3^{(m)} \times 50.9^{(m)} \times 26.25^{(m)} \times 18.84^{(m)}$$

前記7とおりの各 Midship Section について NK タンカールールにより決定した断面寸法及び Center Line Section を Fig. 4.8~4.14 に示す。Scantling 計算は三菱重工業株式会社長崎造船所の御好意により、そのプログラムを使用して行なった。各部材寸法の決定に際してはまず、NKルールで Minimum Scantling になるように決め、さらに NK-20 を基準として各部材寸法が Pair につながるように調整した。

Tank Arrange は Fig. 4.15 に示すごとく、すべて Trans. Space 4.925m、Tank Length 4.925m とし、Tank の長さ方向の中央に Swash Bulkhead を設ける。計算対象となる断面は Center Tank の Trans. Bulkhead より第3番目の Trans. とする。

4.3 部材剛性

4.3.1 平面計算

- (1) Fig. 4.8 ~ Fig. 4.14 に示す部材寸法を入力データとして FRAN-Ship により各部材剛性を計算する。
- (2) 剛体相当部の剛性は、その部材の100倍とする。
- (3) 部材の剪断断面積は Web が100%有効とする。
- (4) 部材の有効巾は Shade の論文を参考とし、すべてNK-20と同じにした。

4.3.2 簡易立体計算

- (1) 縦通部材の剪断断面積は Web 相当部の断面積の80%が有効とする。
- (2) 縦通部材の断面2次モーメントは次の要領で求める。

Side Shell と Longi. Bulkhead との配分は Fig. 4.4 のごとくする。

Side Shell の断面2次モーメントは Deck Longi. Side Longi. Bottom Longi. も考慮して深さDなるI型梁と考えて求める。

Longi. Bulkhead の断面2次モーメントは片舷分の Total Hull I から Side Shell の分を差引いたものとする。

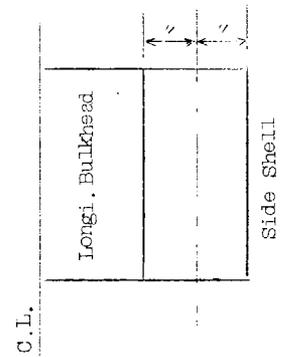


Fig. 4.4

- (3) Center Line Girder は船底のみ考慮し、Center Tank 半巾の Bottom Shell を付板とする。
- (4) Trans. Bulkhead の剪断剛性は80%有効とする。
- (5) Trans. Bulkhead の断面2次モーメントの Deck, Bottom Shell の有効巾は Trans. Space に等しくとる。
- (6) Swash Bulkhead の剪断剛性は Trans. Bulkhead のその25%とする。
- (7) Swash Bulkhead の断面2次モーメントの有効巾は Trans. Bulkhead と等しくとる。
- (8) Trans. Ring の断面2次モーメントは十分大きな値とした。(Trans. Bulkheadのその100倍にとつた。)

このようにして得られた部材剛性を Table 4.2 に表示した。

4.4 荷重状態

荷重状態としては次の2つの場合を考えた。

4.4.1 Structural Test Condition

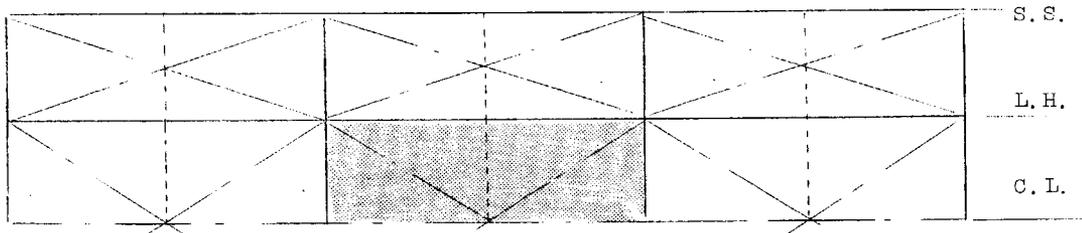


Fig. 4.5

4.4.2 Full Load Condition

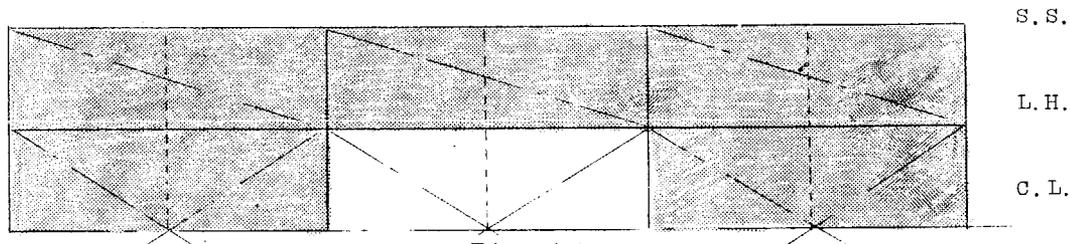


Fig. 4.6

Table 4.2 簡易立体計算用剛性等一覽表

項目 Case	B (m)	D (m)	I Gir (m ⁴)	A Gir (cm ²)	$\frac{ACT \cdot I}{2}$ (m ⁴)	I SS (m ⁴)	A SS (cm ²)	A LH (cm ²)	I Bnd. (m ²)	Mean T Bnd. (mm)	A Bnd. (cm ²)	A Smash (cm ²)	Load Condition	Wing Tank Head Head (m)	ρ	d (m)	
M 1	49.05	27.25	2390	1,017	597.4	203.3	3941	5,123	3,619	93.16	17.2	3,750	938	1	30.39	1.025	5.92
				4,938	17,328	25,326								8,135	4,620	2	(27.25)
M 2	50.90	26.25	1,685	835	592.8	211.4	381.4	4,935	3,381	85.17	17.0	3,570	892	1	29.47	1.025	5.7
				4,367	18,408	25,619								7,911	4,564	2	(26.25)
M 3	"	"	2,313	1,125	593.0	191.2	401.8	4,935	3,381	"	"	"	"	1	29.38	1.025	5.7
				5,482	17,233	26,841								"	"	2	(26.25)
M 4	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	1	29.58	1.025	5.7
				"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	2	(26.25)
M 5	"	"	3,577	1,708	591.1	150.6	440.5	4,935	3,381	"	"	"	"	1	29.19	1.025	5.7
				7,652	14,884	29,395								"	"	2	(26.25)
M 6	54.23	24.65	2,544	1,235	585.3	186.7	398.6	4,634	3,135	73.49	1.68	3,313	828	1	27.80	1.025	5.35
				6,012	17,897	30,709								7,589	4,483	2	(24.65)

4.4.3 諸数値

- (1) Structural Test Condition の Center Tank の Head Point は Longi. Bulkhead 上2.5mとし、比重は $\rho = 1.025$ とした。
- (2) Full Load Condition は $\rho = 0.8$ のものが深さDまで入っているものとする。
- (3) 各 Condition の吃水は Table 4.3のごとくである。

Table 4.3

Case \ Condition	Structural Test (m)	Full Load (m)
M1	5.92	19.55
M2 ~ M5, NK20	5.7	18.84
M6	5.35	17.68

4.5 計算結果及び検討

計算対象断面について FRAN-Ship により求めた剪断力及び曲げモーメント図を Fig. 4.16~4.22 に示す。

これらの図はグラフィックプロッターにより自動作画させたものである。

図の剪断力及び曲げモーメントは相対撓みを考慮した最終状態のものである。

これらの剪断力、曲げモーメント及び軸力に対応する各部材の剪断応力及び面材の直応力を図示したものが Fig.

4.23~4.29である。

4.5.1 相対撓み

簡易立体計算により得られた縦通部材の相対撓みを計算対象断面についてリストアップしたのが Table 4.4である。

Table 4.4 相対撓み一覧表

(単位: cm)

撓み Case	Load Condition 1		Load Condition 2	
	Center Line	船側	Center Line	船側
NK20	-1.69 (1.57/1.000)	1.25 (0.85/1.000)	1.48 (1.37/1.000)	-1.05 (0.72/1.000)
M1	-1.47 (1.52/1.000)	1.11 (0.75/1.000)	1.30 (1.34/1.000)	-0.932 (0.63/1.000)
M2	-1.14 (1.32/1.000)	1.24 (0.74/1.000)	1.01 (1.17/1.000)	-1.06 (0.63/1.000)
M3	-1.65 (1.53/1.000)	1.18 (0.81/1.000)	1.45 (1.35/1.000)	-0.988 (0.67/1.000)
M4	-1.67 (1.55/1.000)	1.27 (0.87/1.000)	1.47 (1.36/1.000)	-1.07 (0.73/1.000)
M5	-2.89 (1.92/1.000)	0.944 (0.91/1.000)	2.54 (1.68/1.000)	-0.774 (0.75/1.000)
M6	-2.07 (1.75/1.000)	1.42 (0.93/1.000)	1.80 (1.52/1.000)	-1.23 (0.81/1.000)

() 内は 相対撓み/Tank巾 を表わす。

この Table 4.4 よりわかるように、相対撓みと各 Tank 巾との比は Structural Test Condition では Centerline で $1.3 \sim 1.9 / 1,000$, Side Shell で $0.7 \sim 1.0 / 1,000$, Full Load Condition ではおのおの $1.1 \sim 1.7 / 1,000$, $0.6 \sim 0.8 / 1,000$ である。Fig. 4.30 (1) は Longi. Bulkhead から Centerline 及び Side Shell までの距離を横軸として相対撓みをプロットしたもので、このグラフによれば、いずれの荷重状態でも Longi. Bulkhead からの距離にほぼ比例して相対撓みが増えている。

Fig. 4.30 (2) は Centerline と Side Shell とを固定して、Longi. Bulkhead の相対的な位置を横軸として相対撓みをプロットしたものである。Side Shell の相対撓みは Longi. Bulkhead の位置が移動してもさほど変わらないが、Centerline は大きく変化する。すなわち M5 ($b_w/B = 0.2$) では M2 ($b_w/B = 0.33$) の相対撓みの約 2.5 倍である。それ故相対撓みあるいはそれに基づく応力に着目して、一定値以下におさえようとするときは、Longi. Bulkhead をやや Centerline よりにした方がよさそうである。

同じグラフで M1, NK20, M6 とを比較すると、やはり B/D が大きくなるにつれて相対撓みも大きくなる傾向がうかがえる。M3, NK20, M4 とでは相対撓みにほとんど差がないので、Strut の数は相対撓みに対してさほど影響しないことがわかる。

4.5.2 応力について

Fig. 4.7 に示す各部材の主要点の応力を比較検討する。

これらについて B/D の影響、Longi. Bulkhead の位置の影響、Strut の数の影響がわかるように図示したのが Fig. 4.31 ~ 4.33 である。

(1) 応力全般

a Structural Test Condition

どの Midship 形状に対しても高い直応力を示しているのは Wing Tank の Bottom Trans. で、 15 Kg/mm^2 程度の応力が出ている。Center Tank の Bottom Trans.

については、この荷重状態では 12 Kg/mm^2 程度で、とくに高い応力が出ていない。Wing Tank の Deck Trans. では $15 \sim 20 \text{ Kg/mm}^2$ の高応力が出ている場合もあるので注意を要する。

剪断応力は Center Tank の Bottom Trans. で $10 \sim 12 \text{ Kg/mm}^2$ である。Longi. Bulkhead Lower Corner で $17 \sim 23 \text{ Kg/mm}^2$ 出ているが Center Tank 側の Bracket による修正を行えば、実際の応力は低くなる。

b Full Load Condition

Structural Test Condition と較べて、全般的に応力が低い。直応力では M5 のごとく、Wing Tank 巾の狭い Midship の Wing Tank Bottom Trans. で約 15 Kg/mm^2 出ているが、他は 11 Kg/mm^2 以下である。

剪断応力では、Center Tank Bottom Trans., Vertical Web 下部が比較的高いが、 $10 \sim 13 \text{ Kg/mm}^2$ 程度である。

(2) B/D の影響 (M1 - NK20 - M6)

a Structural Test Condition (Fig. 4.31(1))

直応力については、M1 と NK20、すなわち $B/D = 1.8$ と 1.94 とではほとんど差はみられない。しかし NK20 と M6 ($B/D = 2.2$) とでは応力値の変化が大きい。すなわち Center Tank の Bottom Trans., Wing Tank の Side Trans., Vertical Web などの高応力の部分が NK20 から

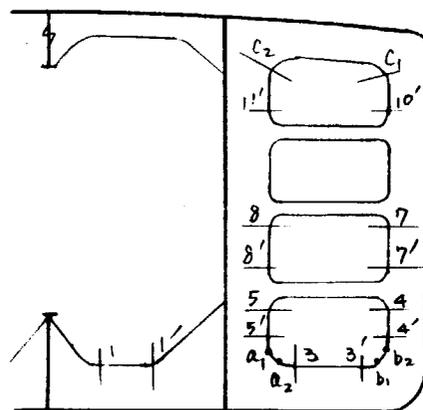


Fig. 4.7

M6 になつたとき $4 \sim 8 \text{ Kg/mm}^2$ 程度圧縮側に移動する。これらはその位置から考えて、相対撓みの差及び船底荷重の差に起因するものと思われる。Longi. Bulkhead Lower Corner の応力 (a_1, a_2) も Wing Tank のみに着目すると、圧縮側に移動すべきであるが、引張側に移動しているのは Center Tank Bottom Trans の相対撓みの影響によるものであろう。

剪断応力は全般的に B/D の影響はないが、Center Tank の Bottom Trans の剪断応力について M1 ($B/D = 1.8$) の方が NK20 ($B/D = 1.94$) より小さいのは Center Tank 巾の影響で荷重の総和が小さいためであらう。

b Full Load Condition (Fig. 4.31(2))

B/D の変化による直応力の変化はほとんどない。

剪断応力については NK20 が Bottom Trans ($\textcircled{1}, \textcircled{3}'$) で M1, M6 より高い応力値を示している他は差がないようである。

(3) Wing Tank 巾の影響 (M2 - NK20 - M5)

a Structural Test Condition (Fig. 4.32(1))

直応力は Longitudinal Bulkhead 付 Vertical Web 下部の三叉部における変動が非常に大きく、M2 ($b^w/B = 0.33$) と NK20 ($b^w/B = 0.29$) との間では最大 8 Kg/mm^2 ($\textcircled{3}$) , NK20 と M5 ($b^w/B = 0.20$) との間では最大 2.2 Kg/mm^2 ($\textcircled{3} \& \textcircled{a_2}$) もの差がある。これは Longi. Bulkhead の位置が移動したことにより、Center Tank 及び Wing Tank の Bottom Trans. のスパンが大きく変化したこと、及び相対撓み量、とくに Center Line と Side Shell との相対撓み量の差が大きくなることによるのであろう。また NK ルールにおいて Wing Tank の Bottom Trans は剛性によつて Scantling が決められているのも応力変化の大きい一因であらう。ここで考えているような Midship Section の Longi. Bulkhead 下部の三叉部については、Wing Tank 巾が狭くなると、Wing Tank 側は $8 \sim 2.2 \text{ Kg/mm}^2$ 引張側に移動し、Center Tank 側は 2 Kg/mm^2 程度圧縮側に移動する。

Wing Tank 巾が狭くなると Wing Tank Bottom Trans. の剪断応力は $2 \sim 3 \text{ Kg/mm}^2$ 低下する。 $(\textcircled{3}, \textcircled{3}')$, Center Tank Bottom Trans の剪断応力も下がる傾向にあるのは、Center Tank 巾が増えるにつれて Web Depth が深くなっているためである。 $(\textcircled{1}, \textcircled{1}')$

Wing Tank Vertical Web の剪断応力 ($\textcircled{5}'$) が、Wing Tank 巾が狭くなるにつれて大きくなるのは、Bottom Trans. の深さが減っているために応力を考えている点が下がるためである。Wing Tank 巾の間接的な影響とみることができよう。

b Full Load Condition (Fig. 4.32(2))

この荷重状態でも Longi. Bulkhead 下部三叉部で直応力の変化が大きく、M2 と NK20 との間では $3 \sim 5 \text{ Kg/mm}^2$ ($\textcircled{1}, \textcircled{a_1}, \textcircled{a_2}, \textcircled{3}$) , NK20 と M5 との間では $1.0 \sim 1.8 \text{ Kg/mm}^2$ ($\textcircled{a_1}, \textcircled{a_2}, \textcircled{b_1}, \textcircled{3}, \textcircled{3}'$) もの変化がある。これらも前項と同じ理由によるものであろう。この場合には Wing Tank 巾が減るにつれて三叉部の Wing Tank 側の直応力は圧縮側に、Center Tank 側は引張側に移る傾向がある。

剪断応力は Center Tank Bottom Trans ($\textcircled{1}, \textcircled{1}'$) で 3 Kg/mm^2 程度変動するほかは、Structural Test Condition と同じ理由で Vertical Web 下部 ($\textcircled{5}'$) の応力が増加している程度である。

(4) Strut の数の影響 (M3 - NK20 - M4)

a Structural Test Condition (Fig. 4.33(1))

直応力で変化の大きいのは、Side Trans. や Vertical Web の Strut 近傍 ($\textcircled{4}, \textcircled{4}', \textcircled{5}$) である。これらの点では Strut の数が増えると明らかに直応力は低下している。 $(\pm 1.0 \text{ Kg/mm}^2 \rightarrow \pm 3 \text{ Kg/mm}^2)$

mm²)。NK 20 (Strut=2) と M4 (Strut=3) とではあまり変化がないのに、M3 (Strut=1) と NK 20 とで Lower Strut 近傍の応力 (④) が大きく異なるのは、Structural Test Condition で吃水が浅いため、Strut の位置の差が極端に出たものであろう。他の部材では直応力の変化はほとんどない。

剪断応力が上と同じ点で、Strut 数が増えるにつれて上昇するのは、Strut の位置が下になるために垂直横桁の下部で剪断力をもつ割り合いが増えるからであろう。

b Full Load Condition (Fig. 4.3.3(2))

直応力ではやはり Lower Strut 附近の Side Trans. (④, ④') の応力が、Strut 数が増えるにつれて低下している。他の点ではほとんど変化がない。

剪断応力はほとんど変化は見られない。

4.6 結 言

20万トンタンカーの横強度について B/D の影響、Wing Tank 巾の影響、Strut 数の影響を調べるため、FRAN-Ship によりシリーズ計算を行なった。Midship の Scantling は NK タンカールールにより計算した。

これらの検討結果をまとめると大略以下の如くなる。

- (1) 相対撓みは Longi. Bulkhead の位置によつてかなり変動するが、おおよそ Centerline で Tank 巾の $1/1,000 \sim 2/1,000$ 、Side Shell で $0.6/1,000 \sim 1.0/1,000$ である。 B/D の影響は高高10%程度であり、Strut の数はほとんど影響しない。
- (2) 直応力、剪断応力全般では Bottom Trans, Longi. Bulkhead Lower Corner などが高応力である。とくに Structural Test Condition では直応力 $15 \sim 20 \text{ Kg/mm}^2$ 、剪断応力 $10 \sim 15 \text{ Kg/mm}^2$ 程度を示している。
- (3) B/D を変化させたとき、Structural Test Condition において直応力が $4 \sim 8 \text{ Kg/mm}^2$ 変化する。Full Load Condition ではほとんど影響ない。剪断応力については B/D の影響はほとんどない。
- (4) 直応力に与える影響では Wing Tank 巾の変化が最も大きい。とくに Longi. Bulkhead Lower Corner に影響が大きく、 $8 \sim 22 \text{ Kg/mm}^2$ もの変動がある。
- (5) Strut の数で影響されるのは、その近傍の Side Trans や Vertical Web の応力だけで他の部材にはほとんど影響はない。

◦ Trans. Space 4.925 m

◦ *,** の寸法は Fig. 4.8~4.14 Midship Section 参照

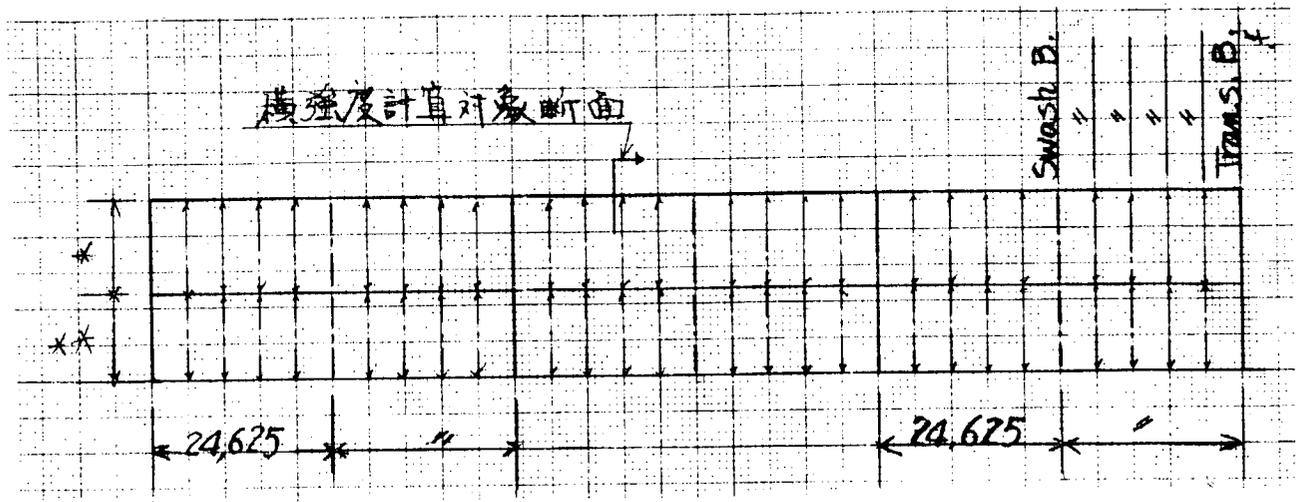
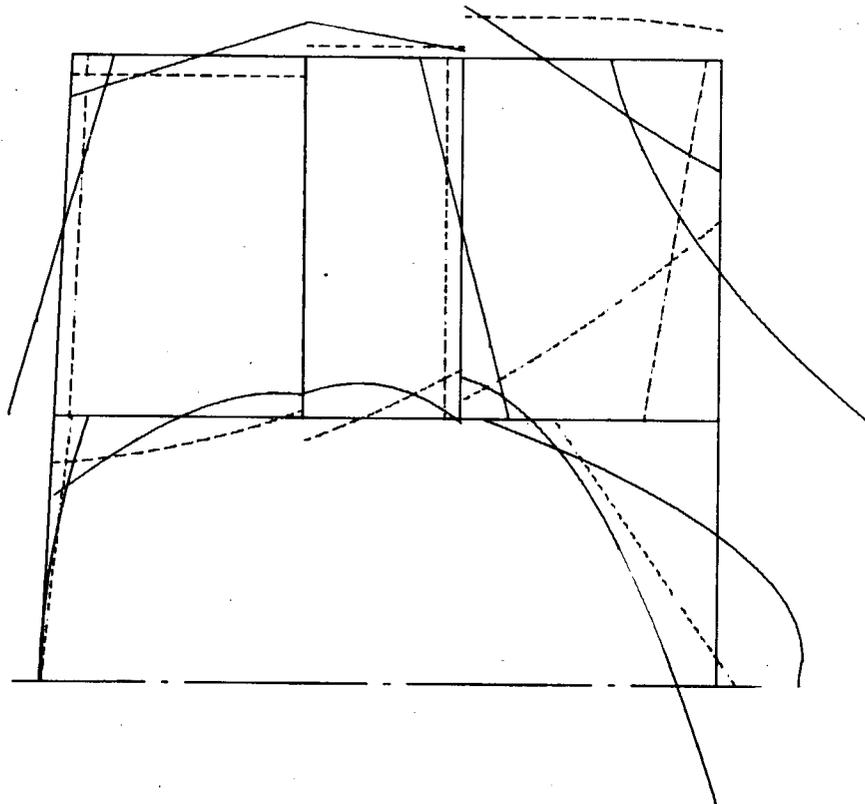


Fig. 4.15 Tank Arrangement

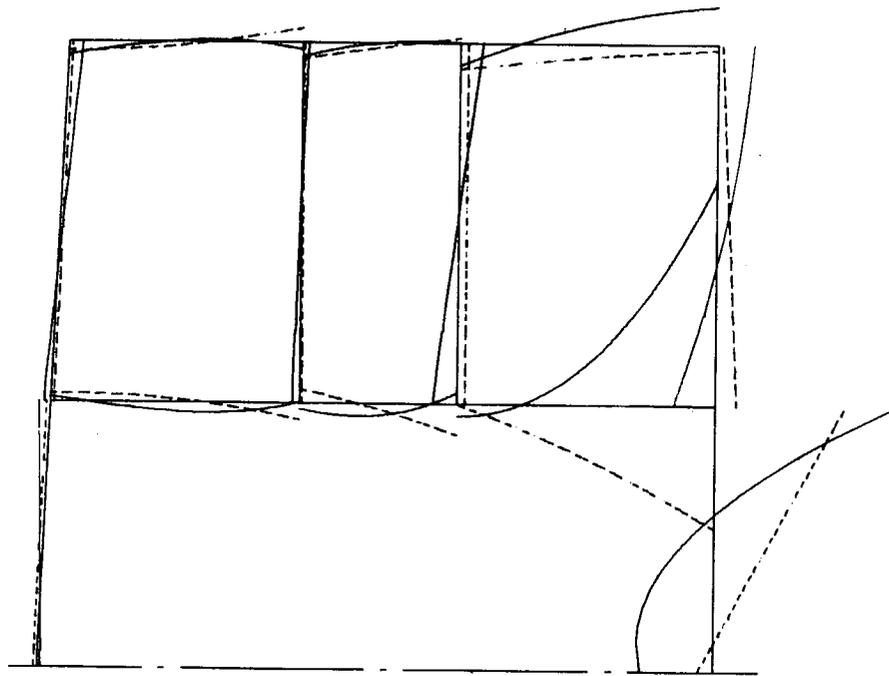
SHIP NK20 DW 200000
LOAD CONDITION CASE 1

— BENDING MOMENT (1000 T-M/1CM)
- - - - SHEARING FORCE (400 T/1CM)



SHIP NK20 DW 200000
LOAD CONDITION CASE 2

— BENDING MOMENT (1000 T-M/1CM)
- - - - SHEARING FORCE (400 T/1CM)



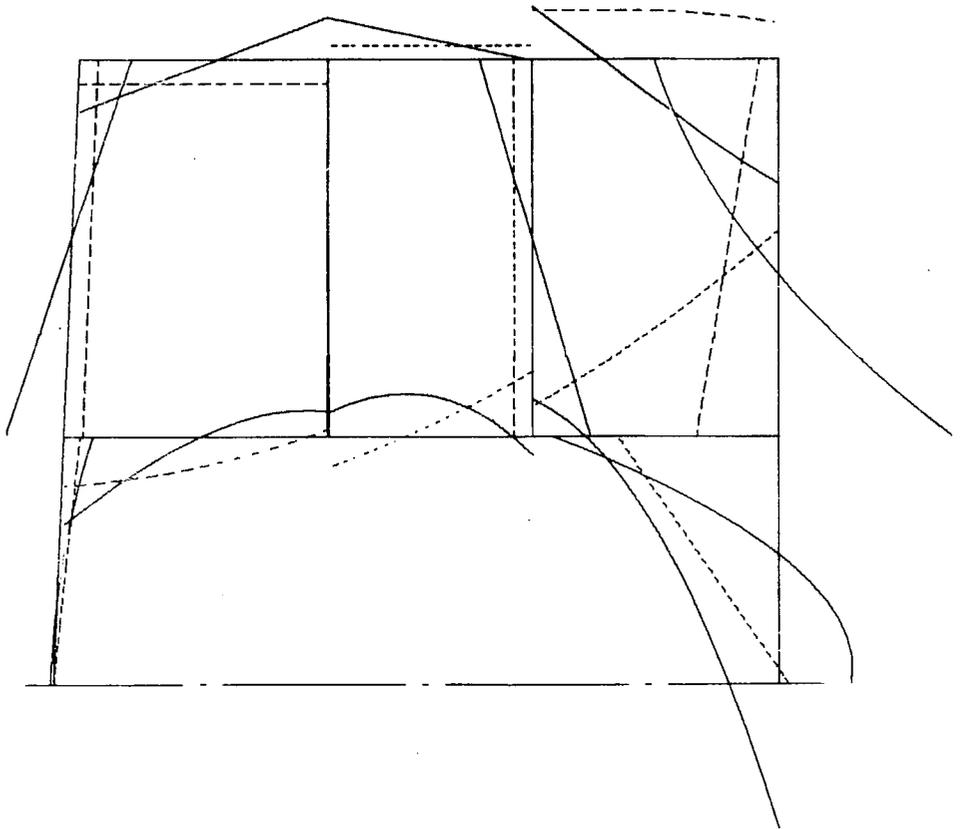
(1) Case 1

(2) Case 2

Fig. 4.16 Shearing Force and Bending Moment Diagram of Ship NK-20

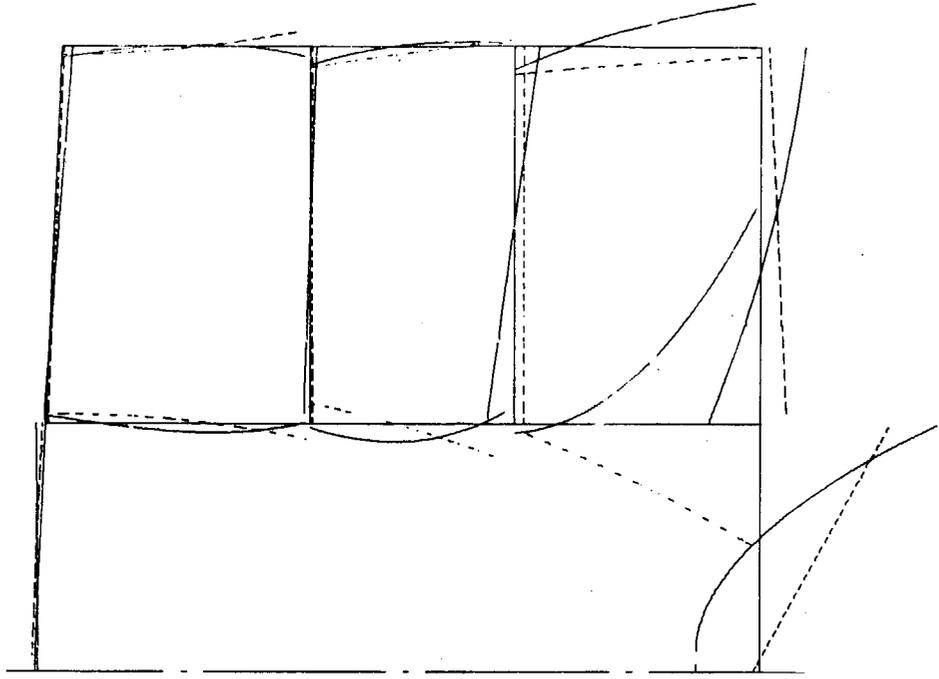
SHIP M-1 DW 200000
LOAD CONDITION CASE 1

— BENDING MOMENT (1000 T-M/1CM)
- - - - SHEARING FORCE (400 T/1CM)



SHIP M-1 DW 200000
LOAD CONDITION CASE 2

— BENDING MOMENT (1000 T-M/1CM)
- - - - SHEARING FORCE (400 T/1CM)



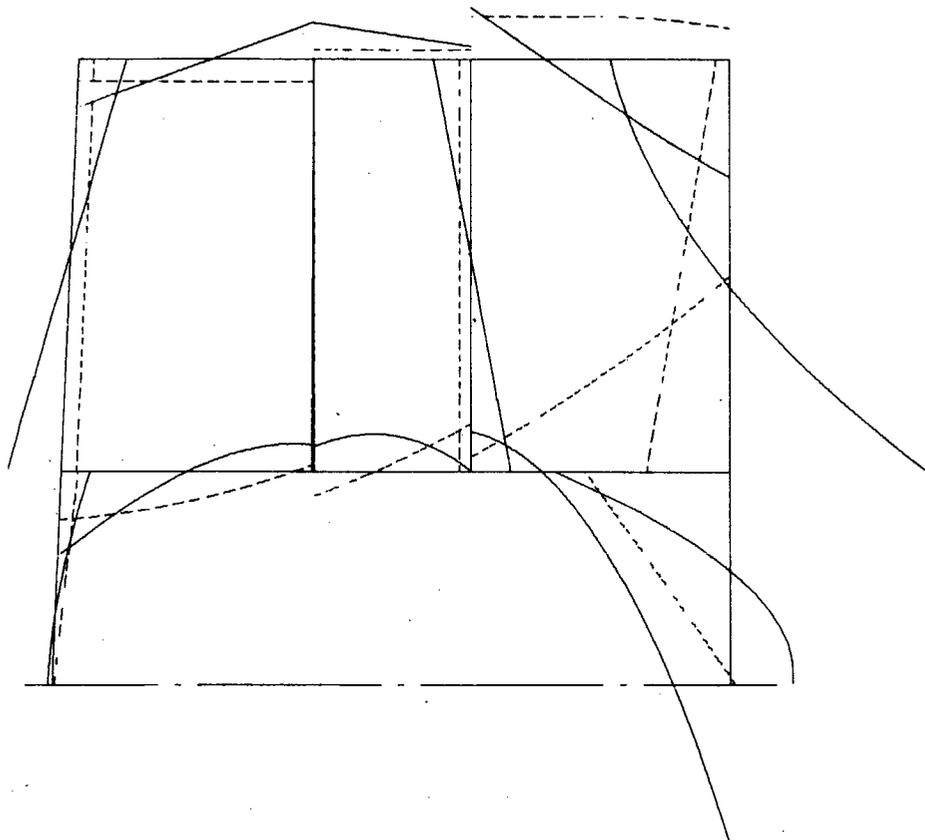
(1) Case 1

(2) Case 2

FIG. 4.17 Shearing Force and Bending Moment Diagram of Ship M1

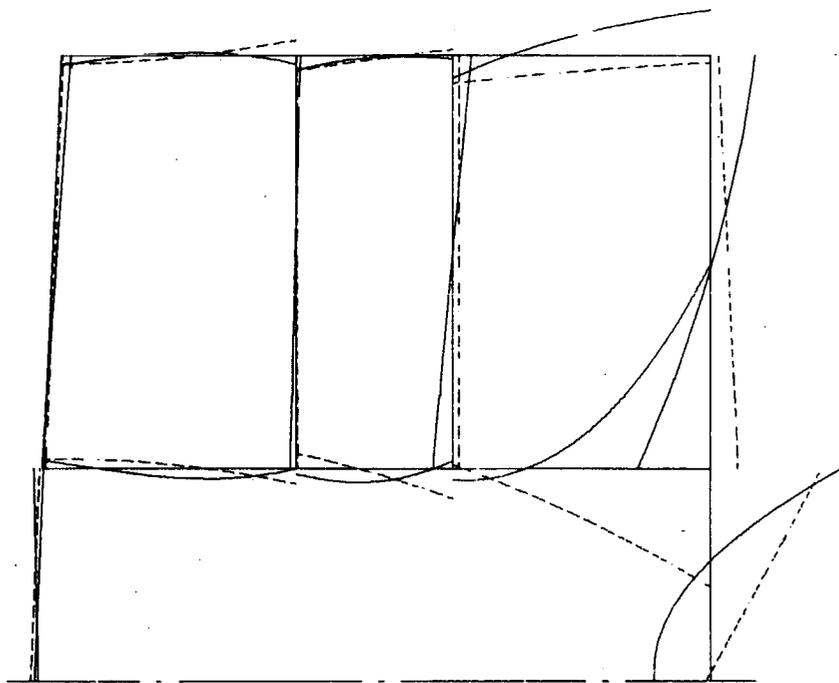
SHIP M-2 DW 200000
LOAD CONDITION CASE 1

— BENDING MOMENT (1000 T-M/1CM)
- - - SHEARING FORCE (400 T/1CM)



SHIP M-2 DW 200000
LOAD CONDITION CASE 2

— BENDING MOMENT (1000 T-M/1CM)
- - - SHEARING FORCE (400 T/1CM)



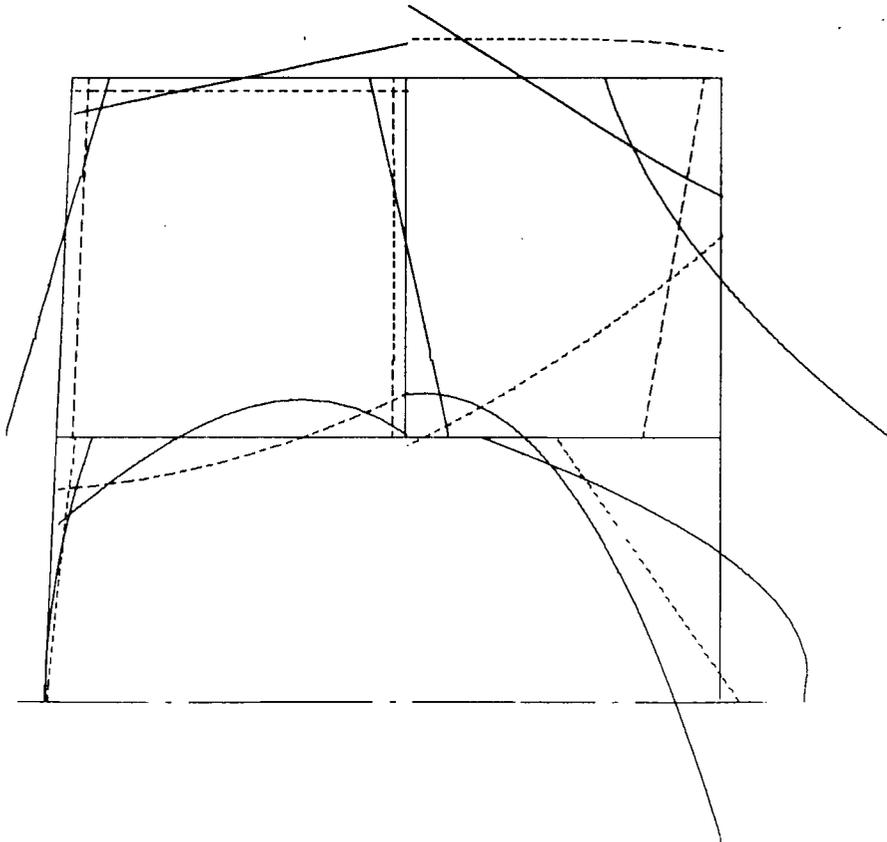
(1) Case 1

(2) Case 2

Fig. 4.18 Shearing Force and Bending Moment Diagram of Ship M2

SHIP M-3 DW 200000
LOAD CONDITION CASE 1

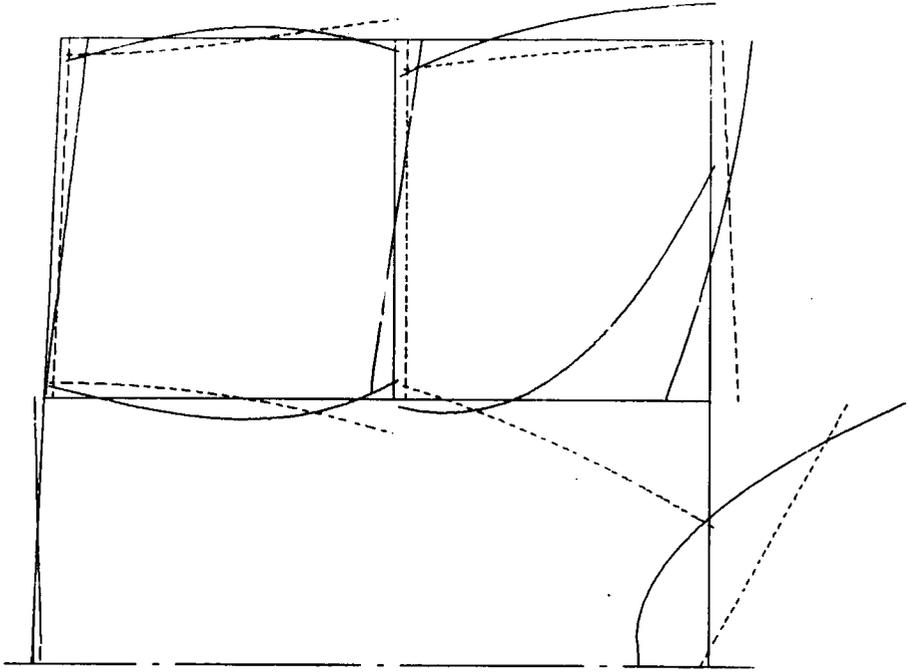
— BENDING MOMENT (1000 T-M/ICM)
- - - - SHEARING FORCE (400 T/ICM)



(1) Case 1

SHIP M-3 DW 200000
LOAD CONDITION CASE 2

— BENDING MOMENT (1000 T-M/ICM)
- - - - SHEARING FORCE (400 T/ICM)

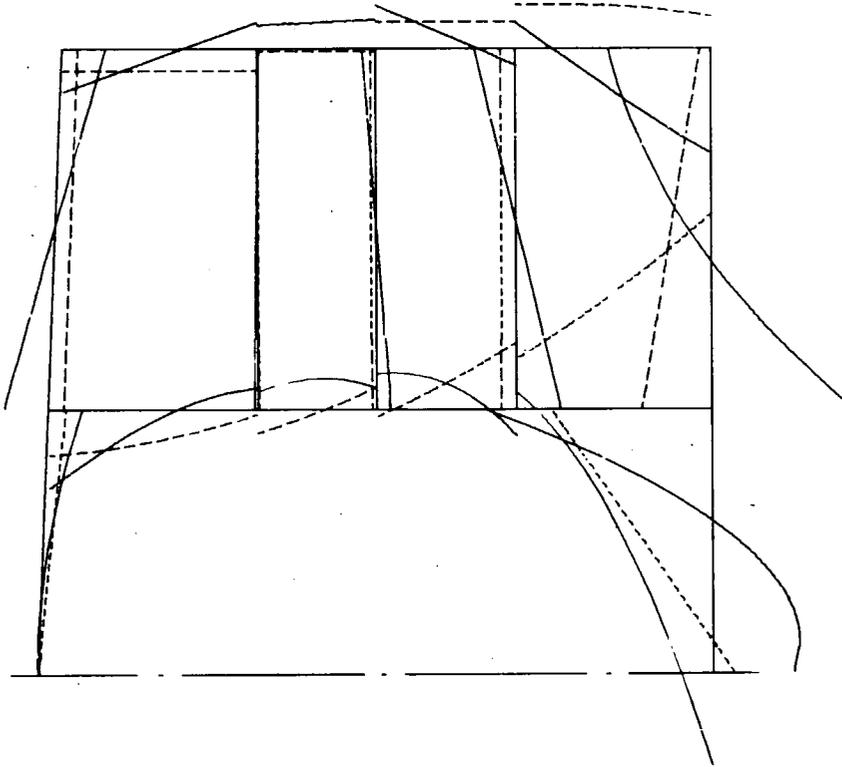


(2) Case 2

Fig. 4.19 Shearing Force and Bending Moment Diagram of Ship M3

SHIP M-4 DW 200000
LOAD CONDITION CASE 1

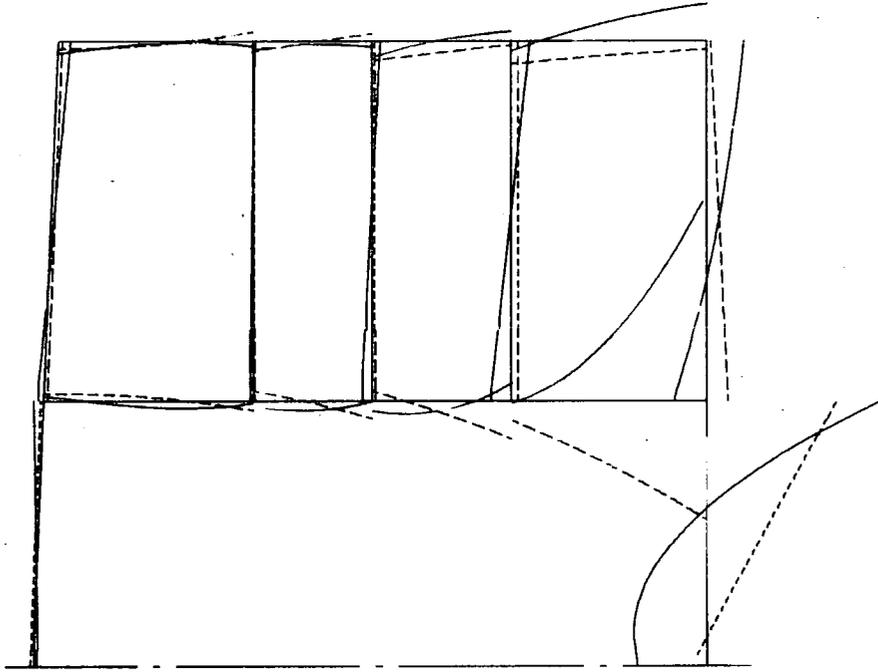
— BENDING MOMENT (1000 T-M/1CM)
- - - - SHEARING FORCE (400 T/1CM)



(1) Case 1

SHIP M-4 DW 200000
LOAD CONDITION CASE 2

— BENDING MOMENT (1000 T-M/1CM)
- - - - SHEARING FORCE (400 T/1CM)

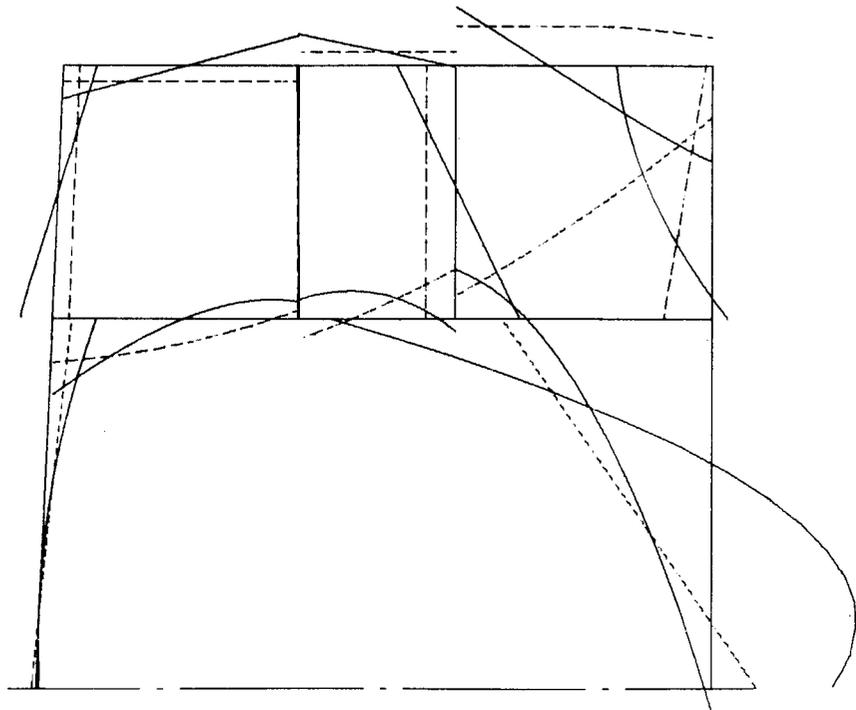


(2) Case 2

Fig. 4.20 Shearing Force and Bending Moment Diagram of Ship M4

SHIP M-5 DW 200000
LOAD CONDITION CASE 1

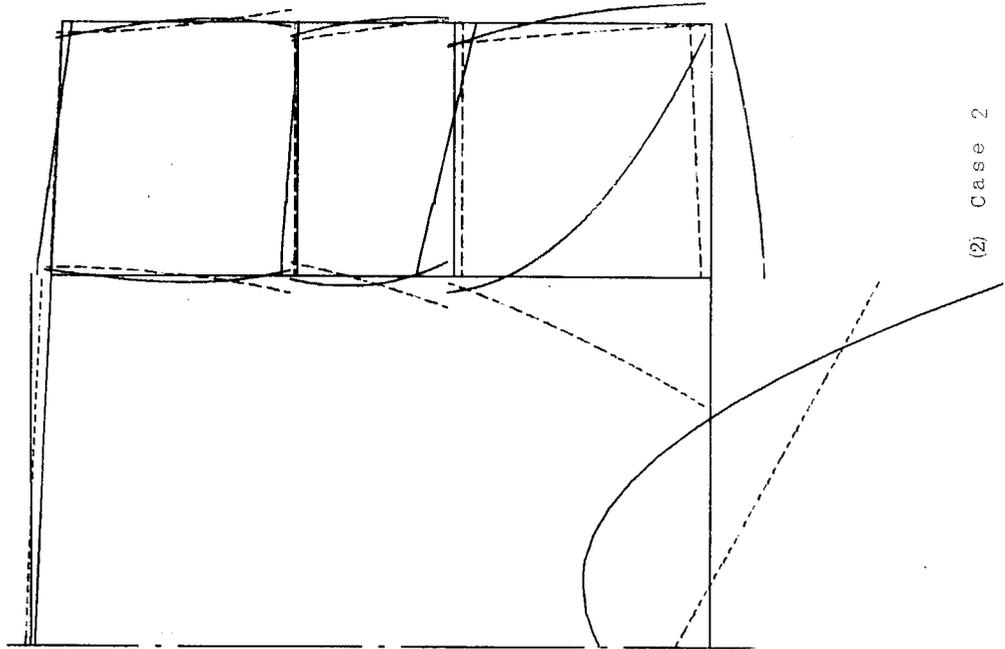
— BENDING MOMENT (1000 T-M/ICM)
----- SHEARING FORCE (400 T/ICM)



(1) Case 1

SHIP M-5 DW 200000
LOAD CONDITION CASE 2

— BENDING MOMENT (1000 T-M/ICM)
----- SHEARING FORCE (400 T/ICM)

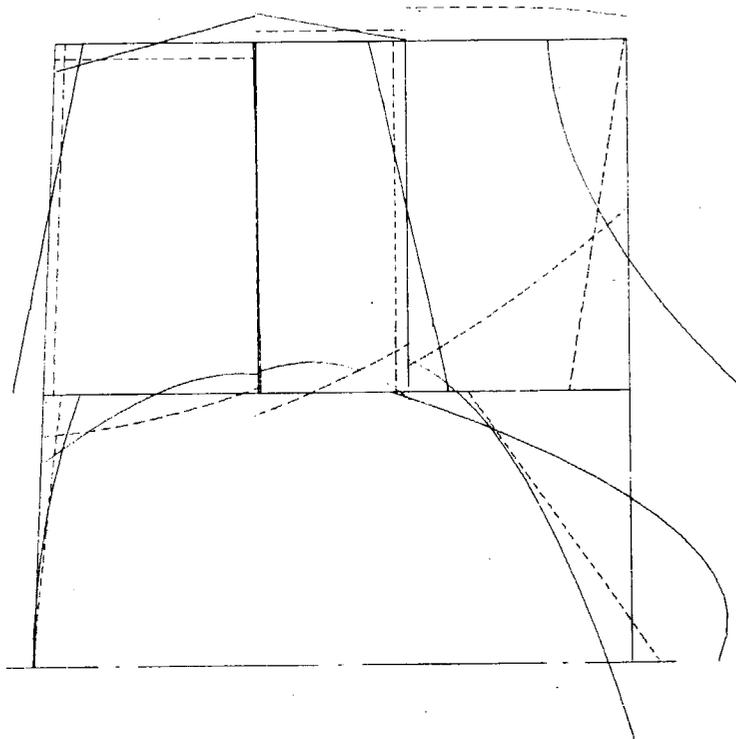


(2) Case 2

Fig. 4.21 Shearing Force and Bending Moment Diagram of Ship M5

SHIP M-6 DW 200000
LOAD CONDITION CASE 1

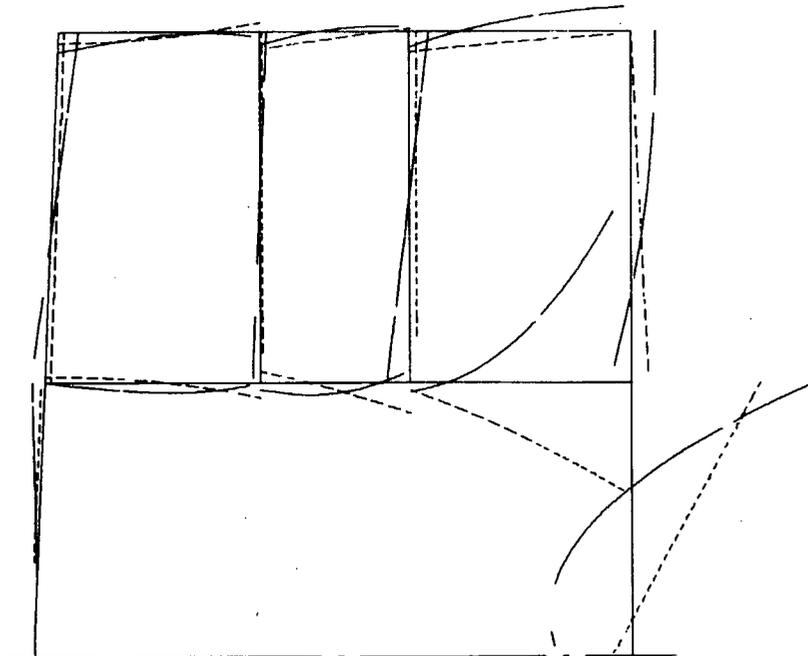
— BENDING MOMENT (1000 T-M/1CM)
- - - - SHEARING FORCE (400 T/1CM)



(1) Case 1

SHIP M-6 DW 200000
LOAD CONDITION CASE 2

— BENDING MOMENT (1000 T-M/1CM)
- - - - SHEARING FORCE (400 T/1CM)

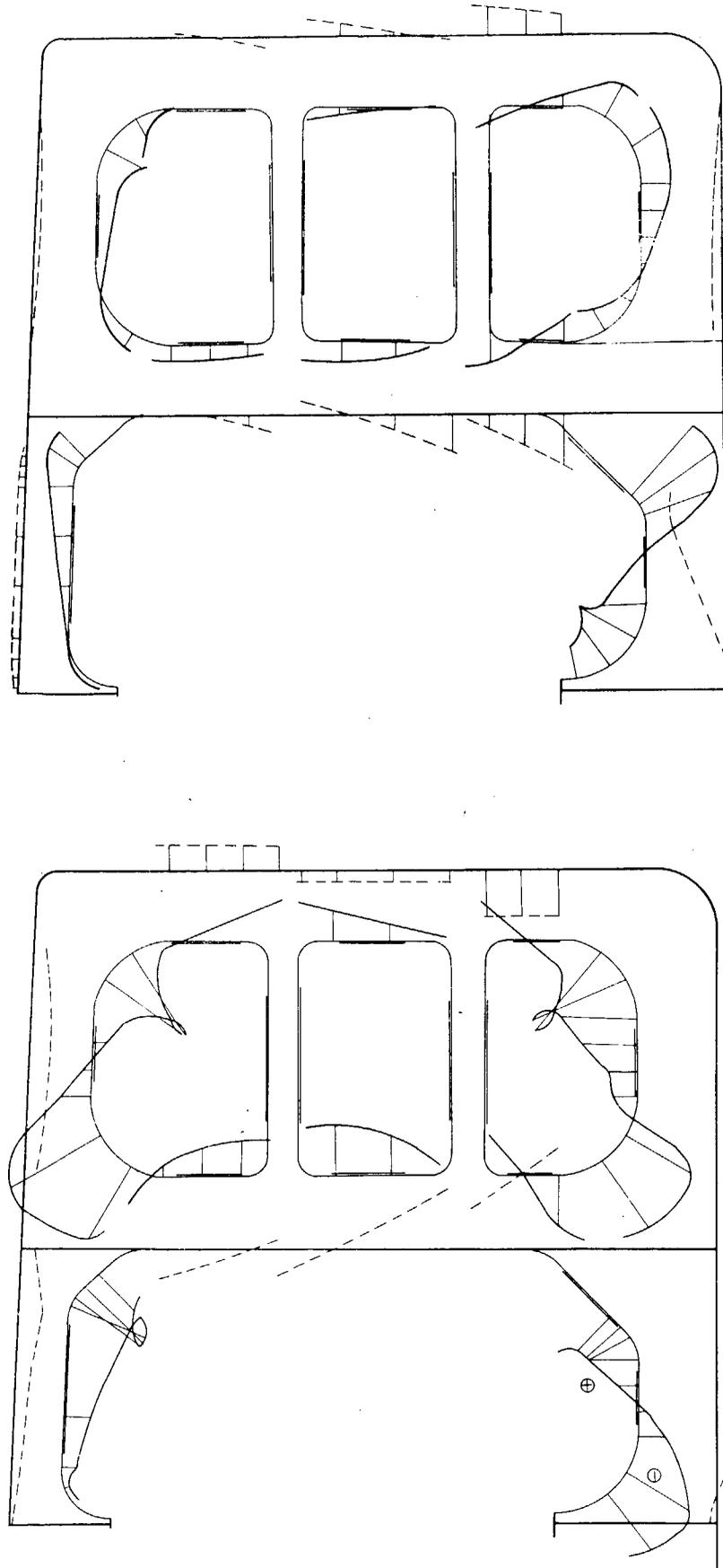


(2) Case 2

Fig. 4.22 Shearing Force and Bending Moment Diagram of Ship M6

0 ———
 2 - - -

0 10 20 30 kg/mm^2



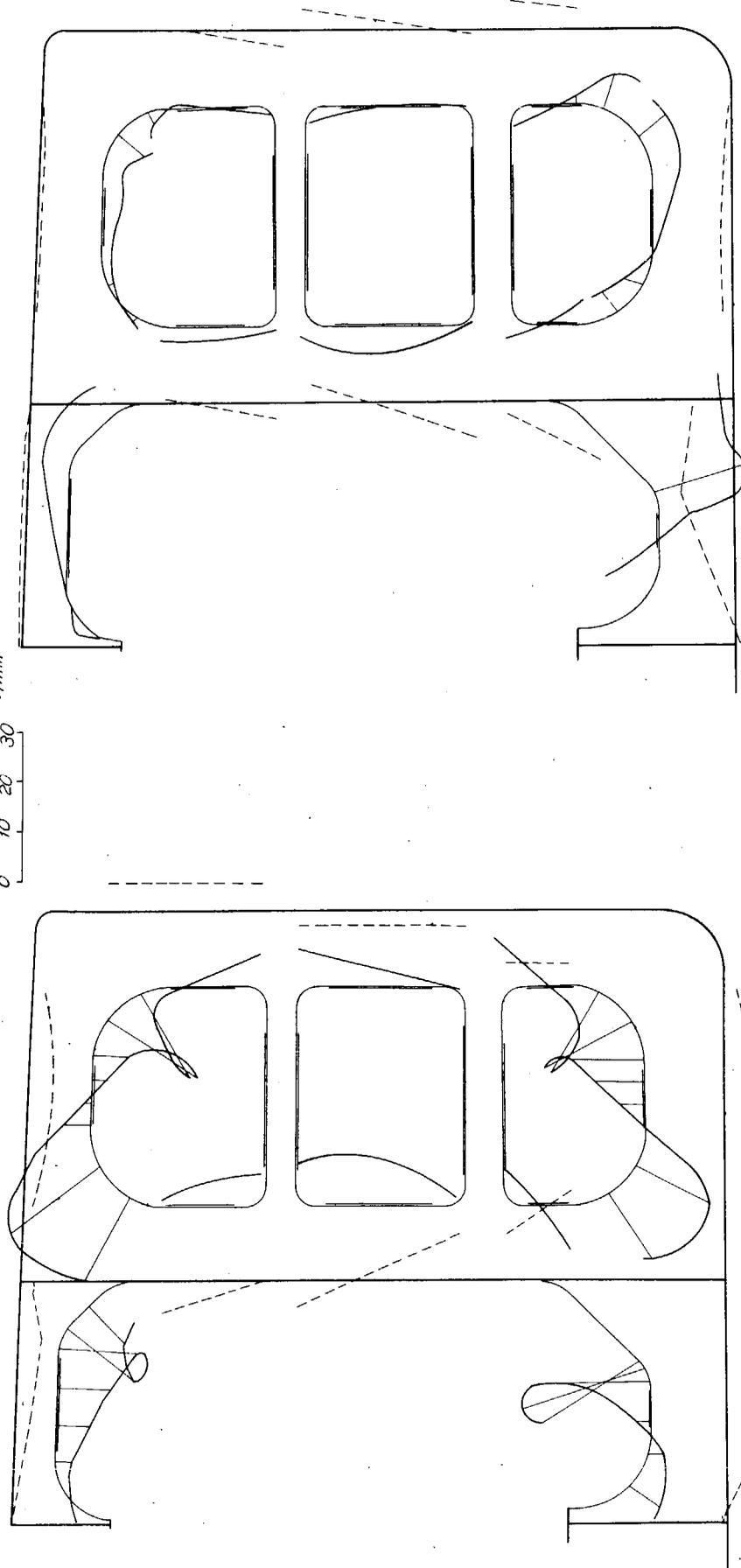
(1) Structural Test Condition

(2) Full Load Condition

Fig. 4.23 Shearing Stress & Normal Stress Diagram of Ship NK-20

0
2

0 10 20 30
kg/mm²



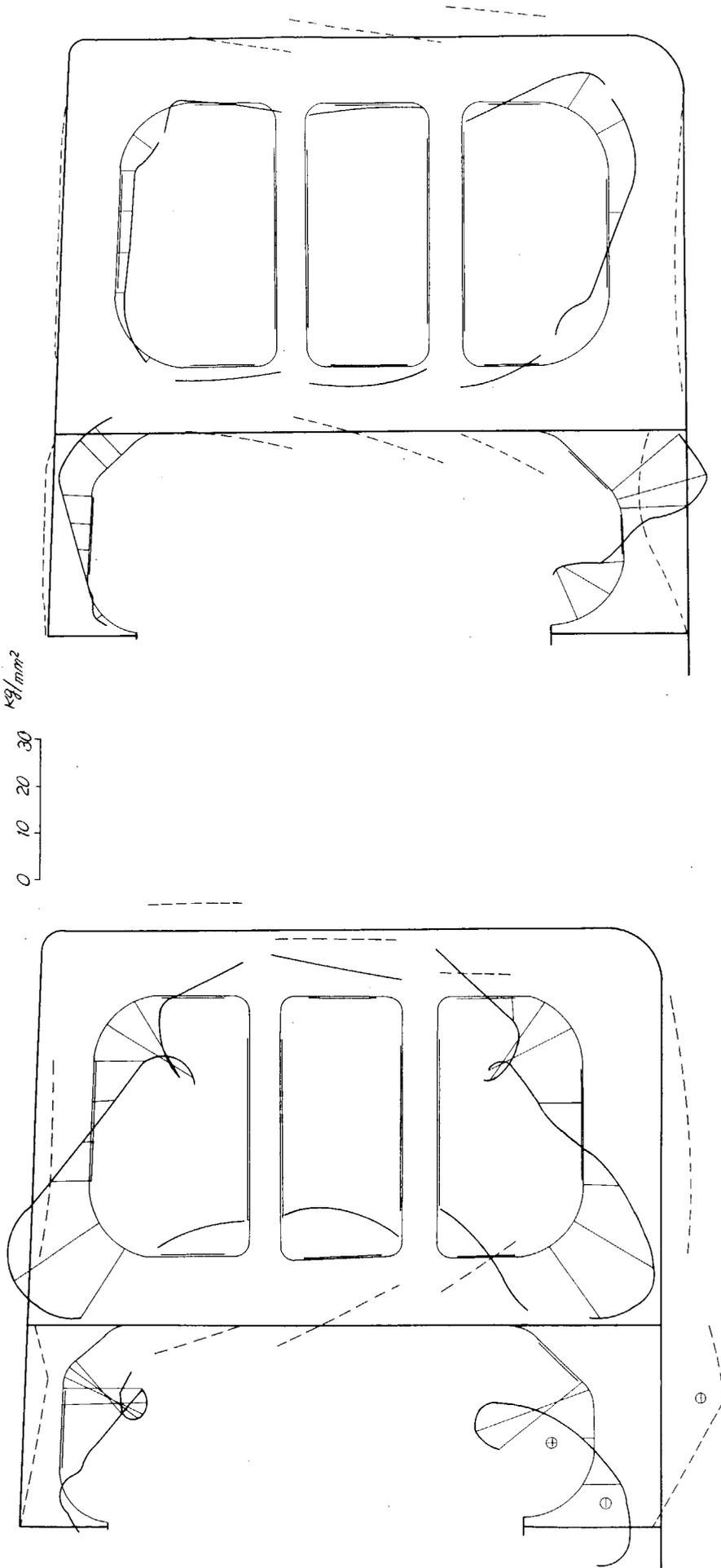
(2) Full Load Condition

(1) Structural Test Condition

Fig. 4.24 Shearing Stress & Normal Stress Diagram of Ship M1

——— 6
 - - - 7

0 10 20 30
 Kg/mm²



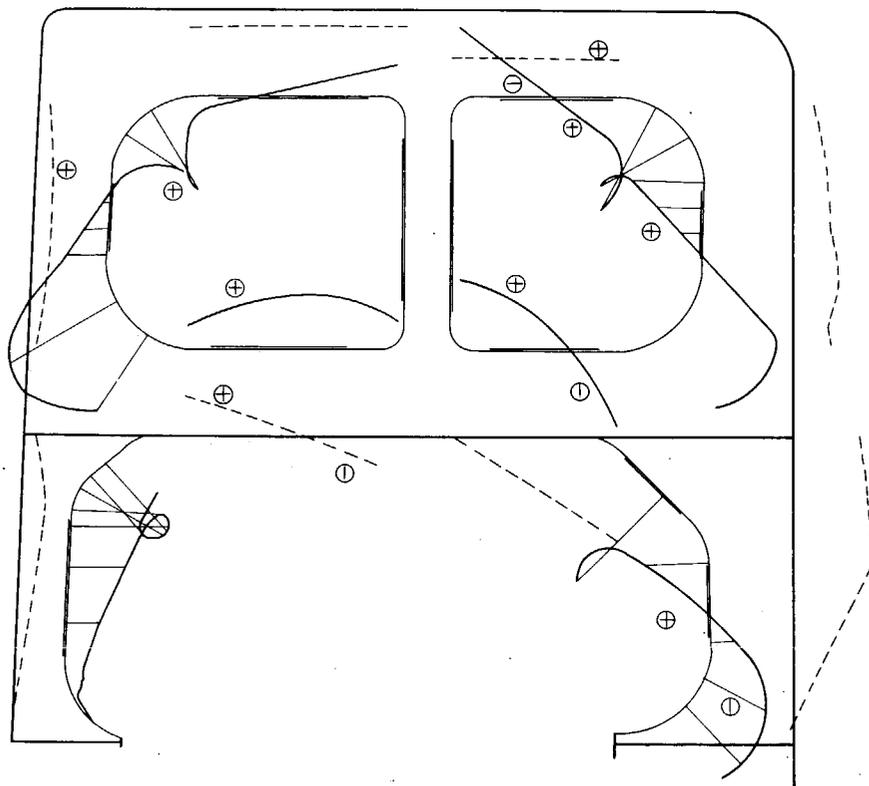
(1) Structural Test Condition

(2) Full Load Condition

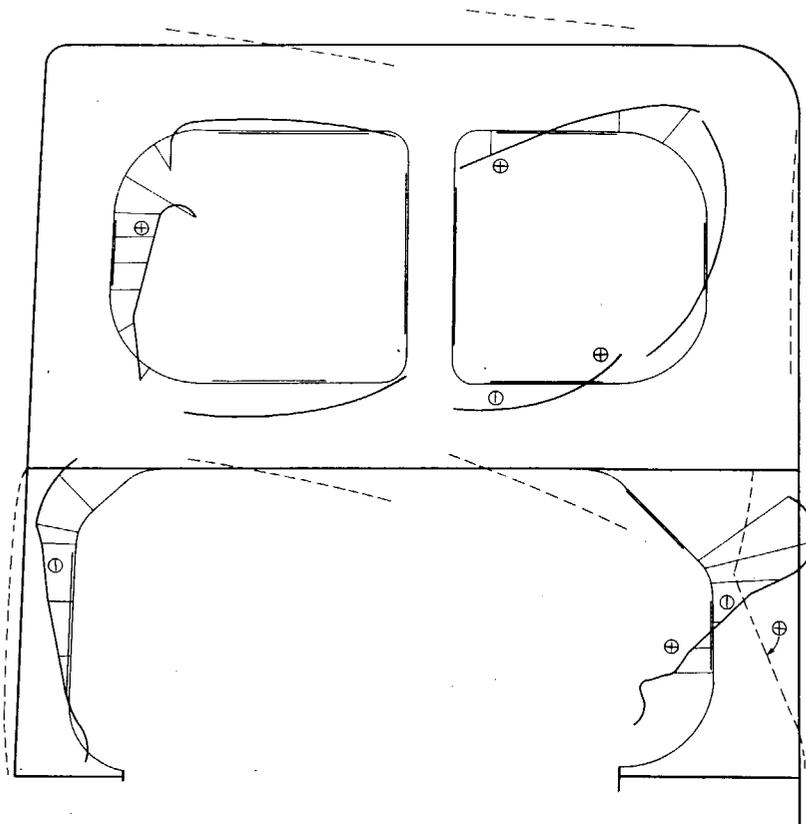
FIG. 4.25 Shearing Stress & Normal Stress Diagram of Ship M2

0 ———
2 - - -

kg/mm²
0 10 20 30



(1) Structural Test Condition

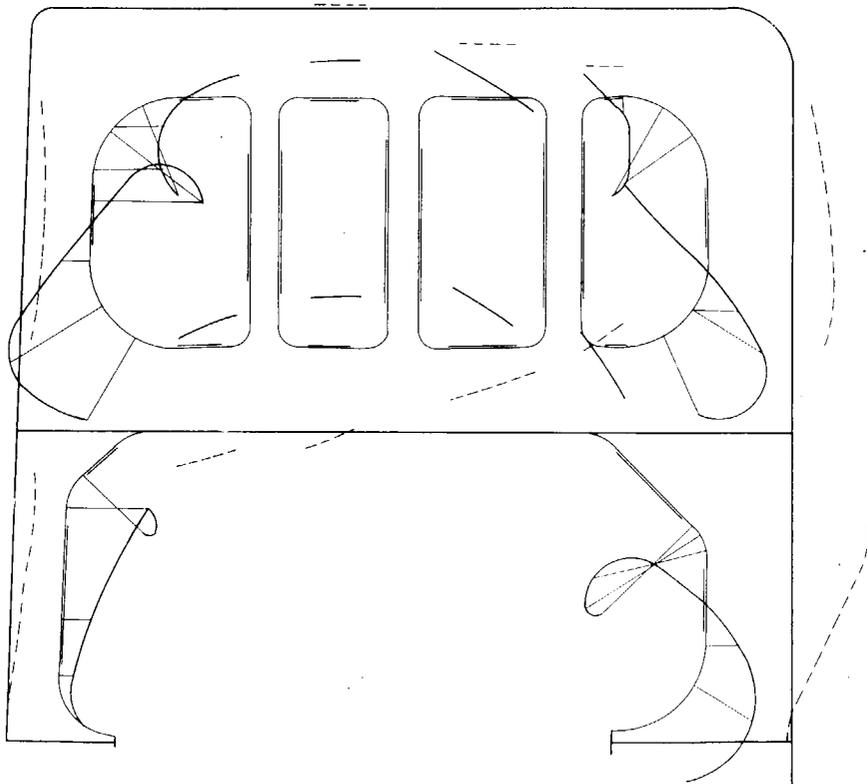


(2) Full Load Condition

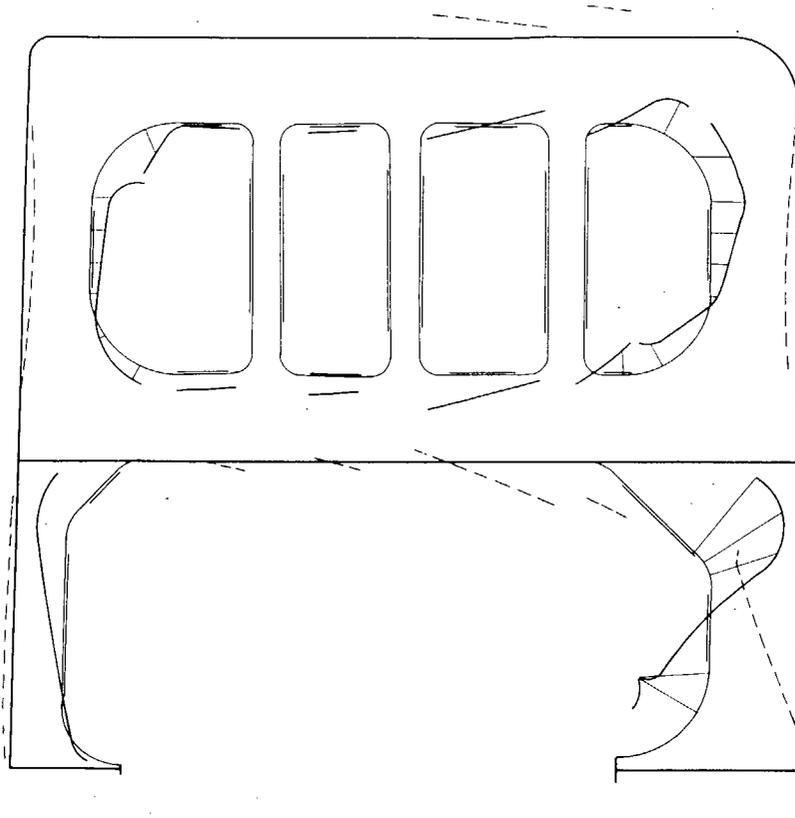
Fig. 4.26 Shearing Stress & Normal Stress Diagram of Ship M3

0
2

0 10 20 30 kg/mm^2

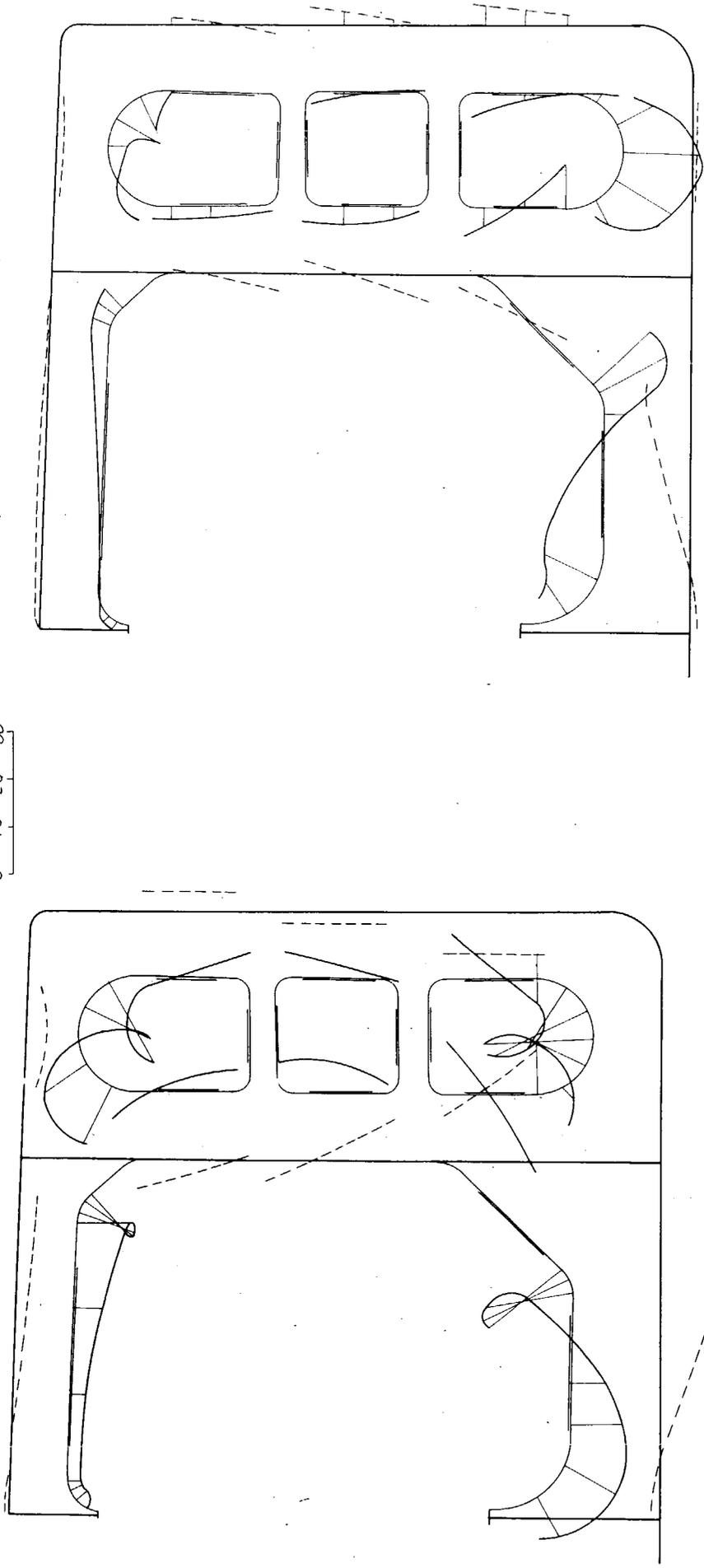
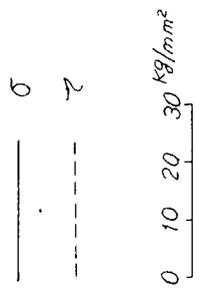


(1) Structural Test Condition



(2) Full Load Condition

FIG. 4.27 Shearing Stress & Normal Stress Diagram of Snip M4



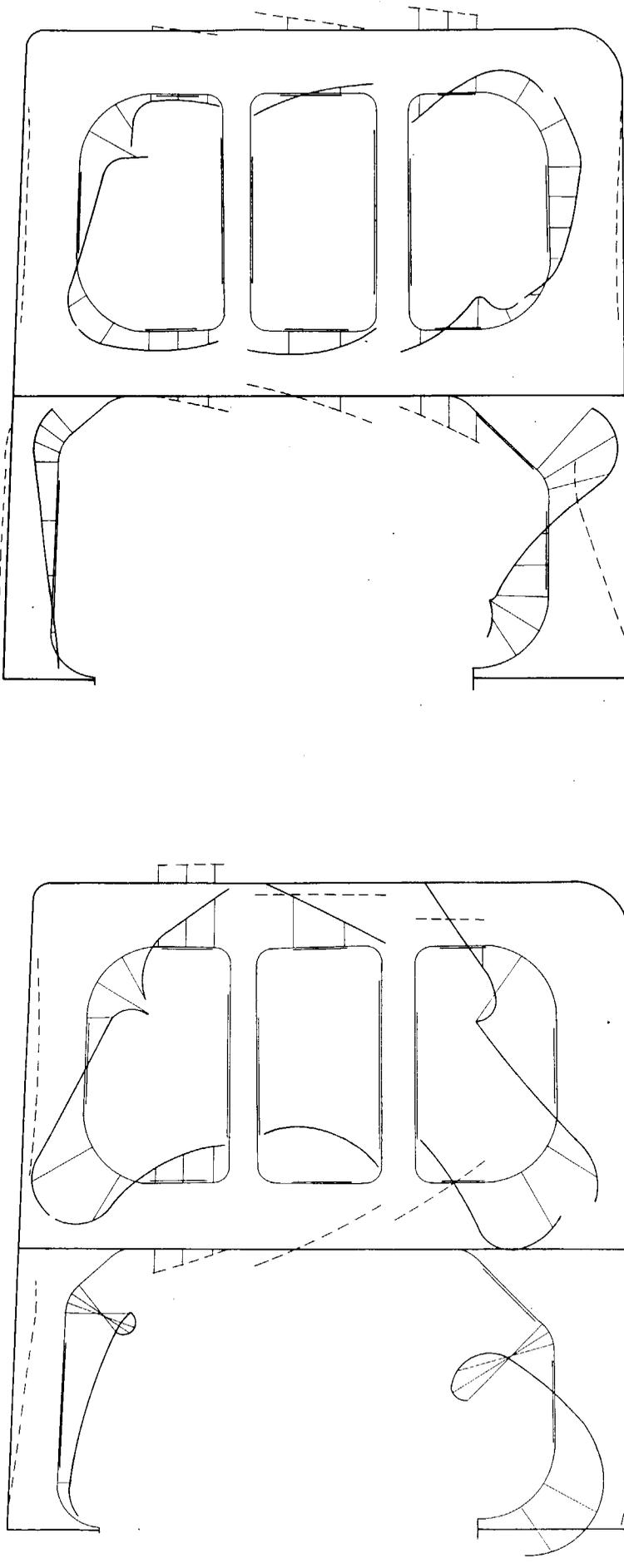
(1) Structural Test Condition

(2) Full Load Condition

FIG. 4.28 Shearing Stress & Normal Stress Diagram of Ship M5

— 0
 - - - 2

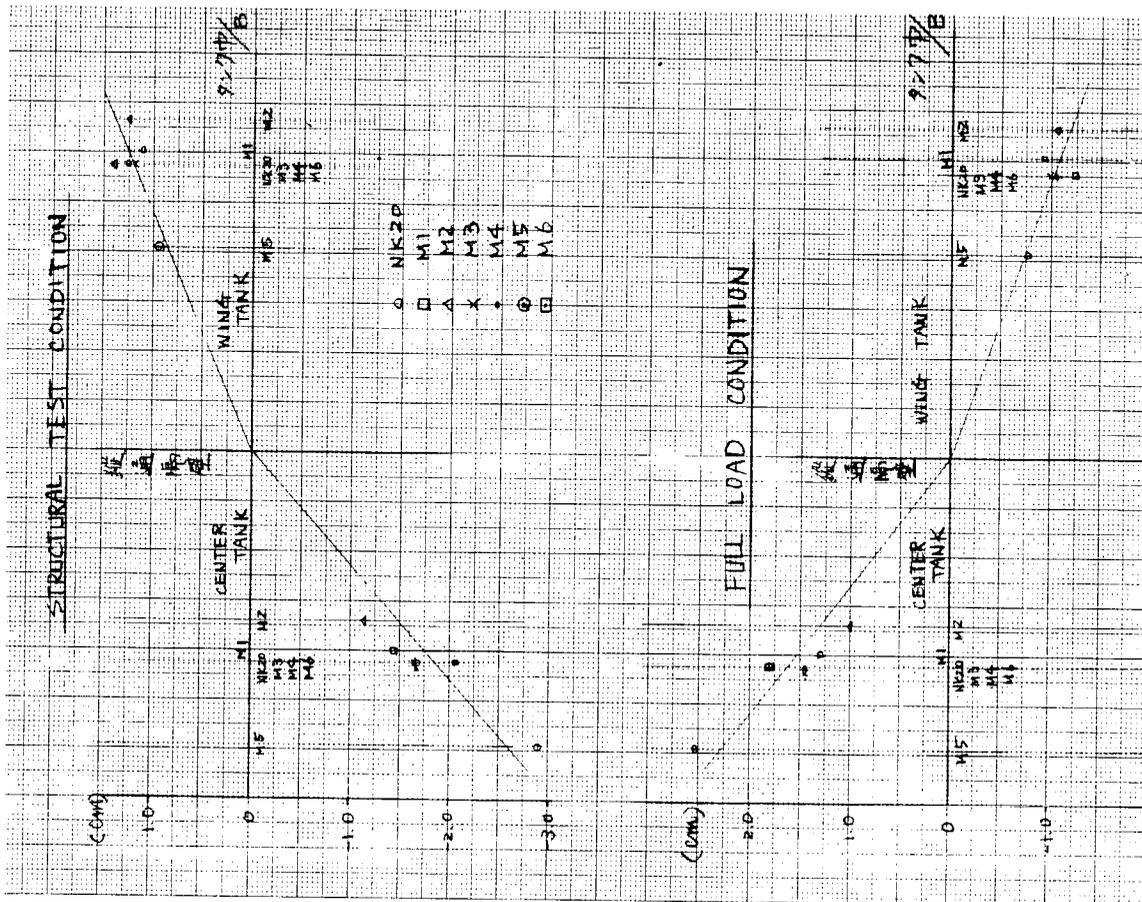
0 10 20 30
 Kg/mm²



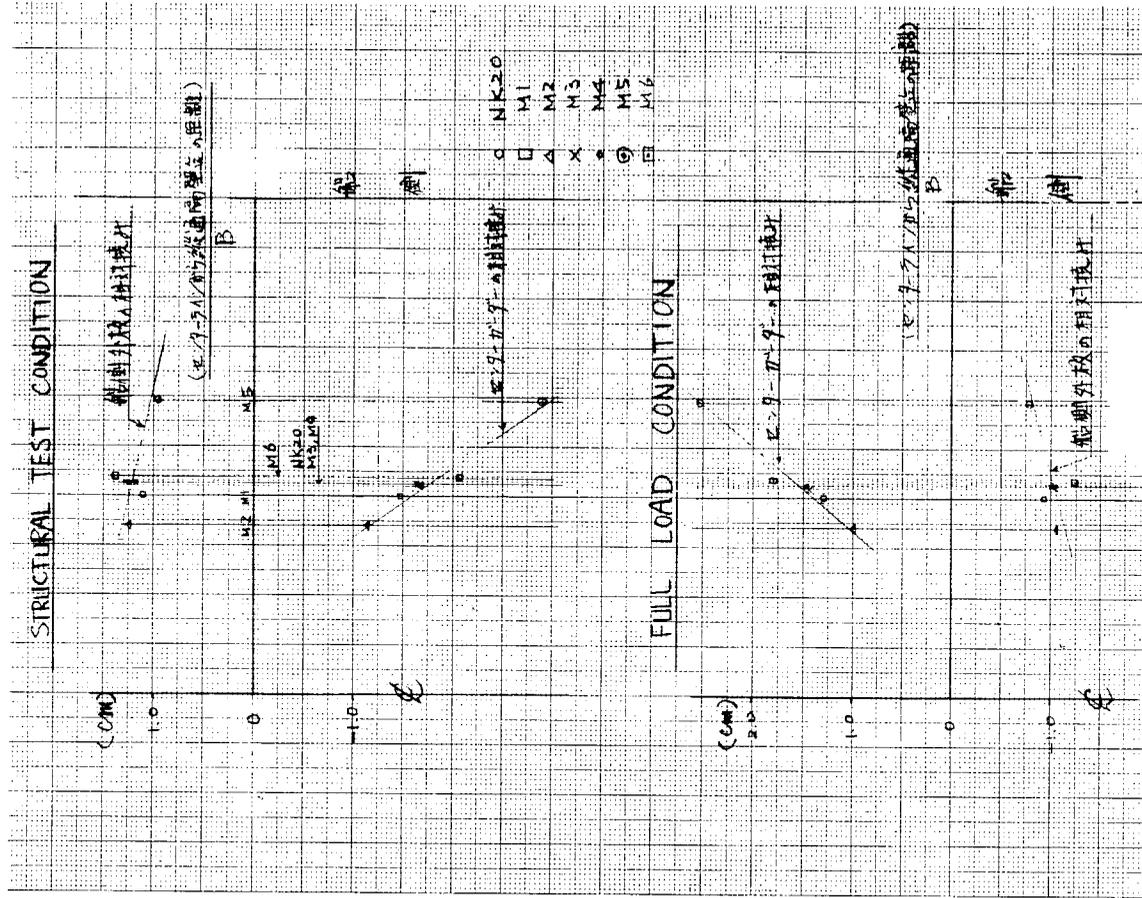
(1) Structural Test Condition

(2) Full Load Condition

Fig. 4.29 Shearing Stress & Normal Stress Diagram of Ship M6

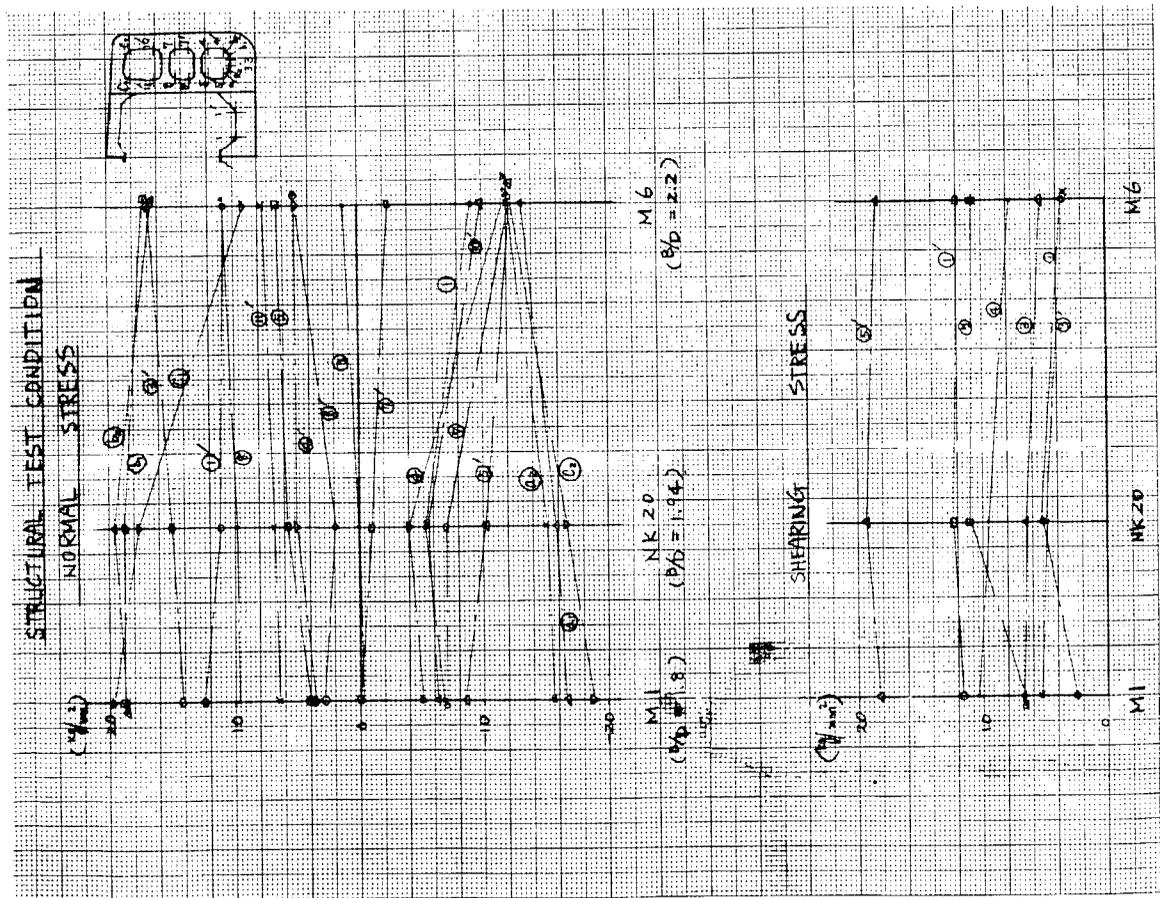


(1) その1

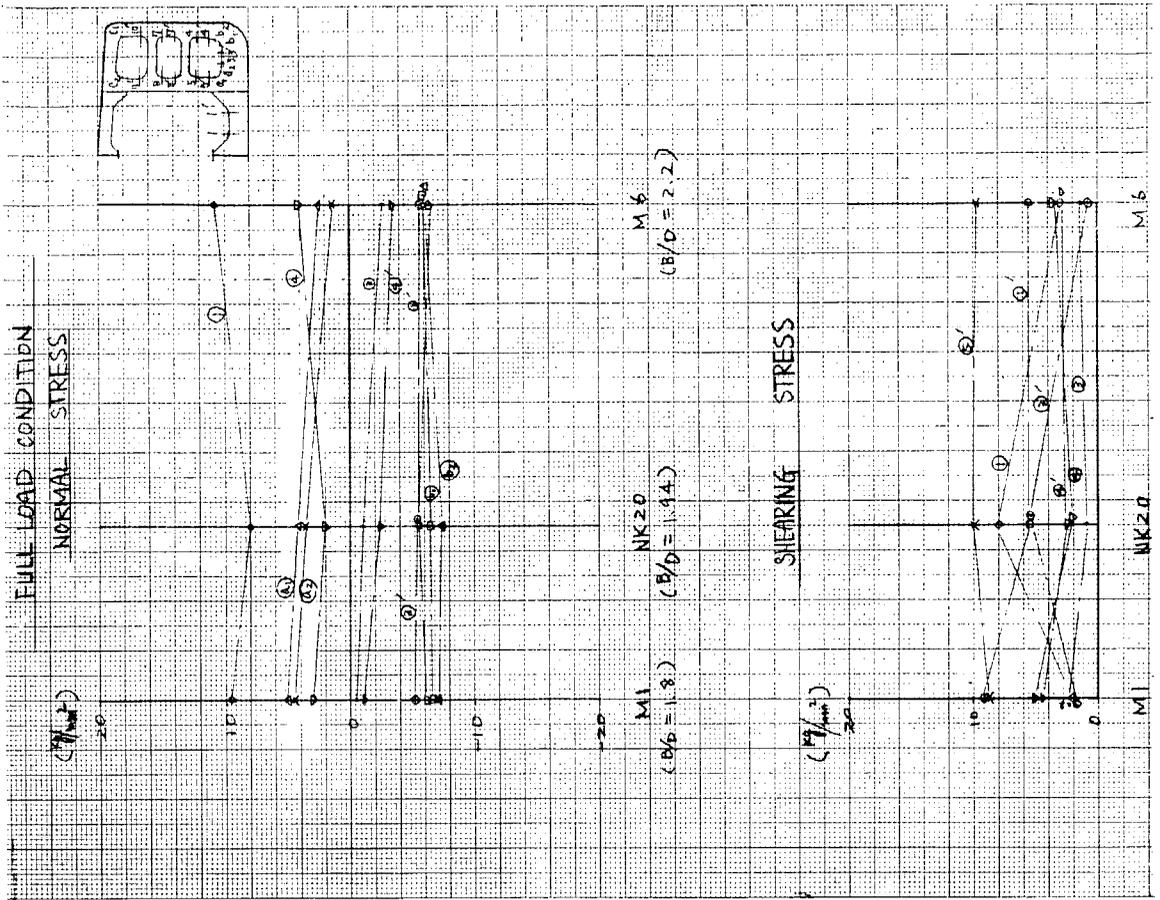


(2) その2

FIG. 4.30 剪断変形による相対撓み比較表

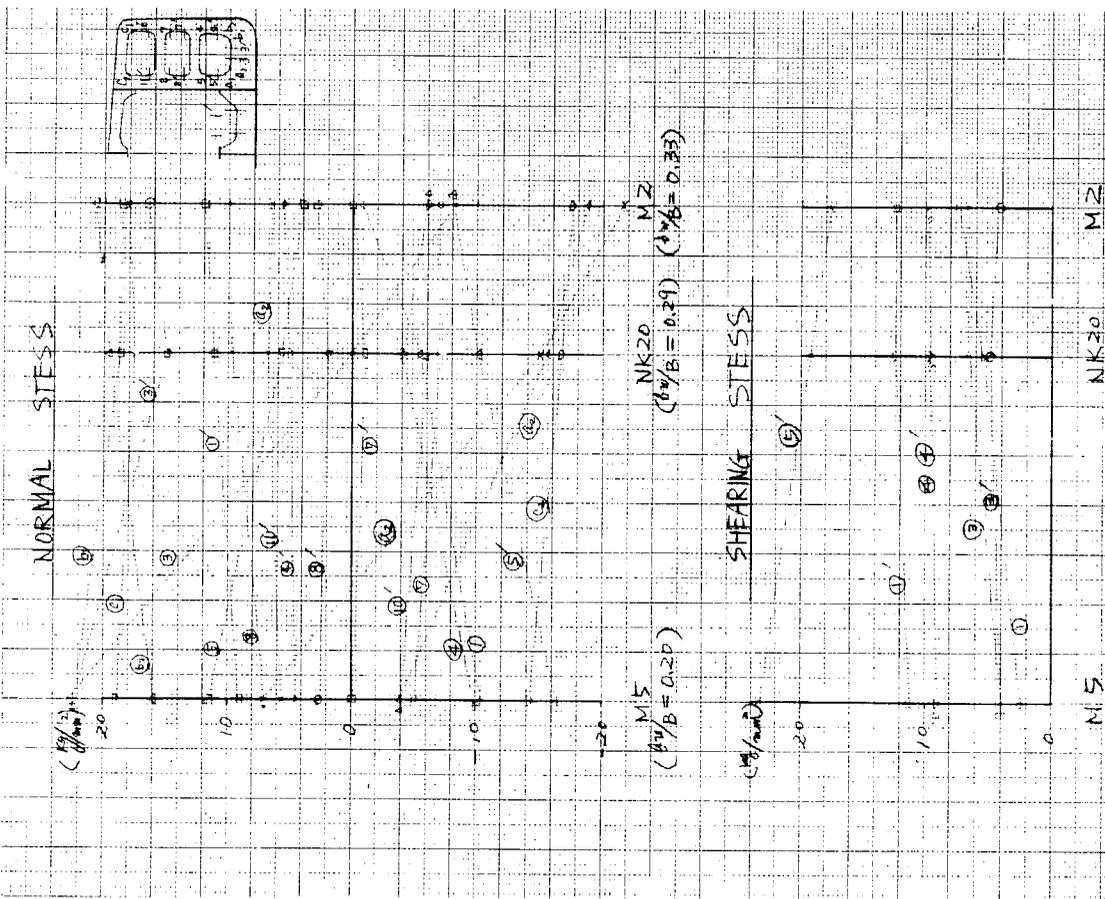


(i) Structural Test Condition

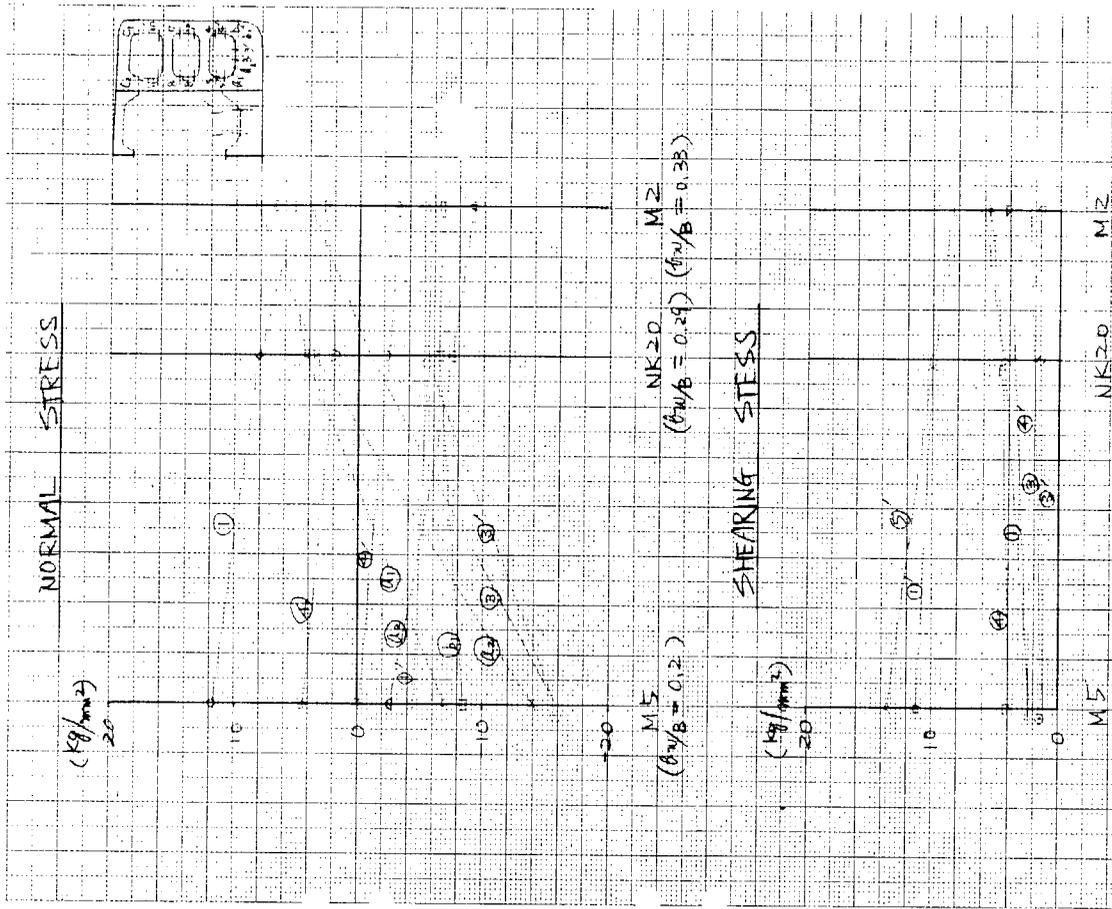


(2) Full Load Condition

FIG. 4.31 B/D の変化による応力の変化

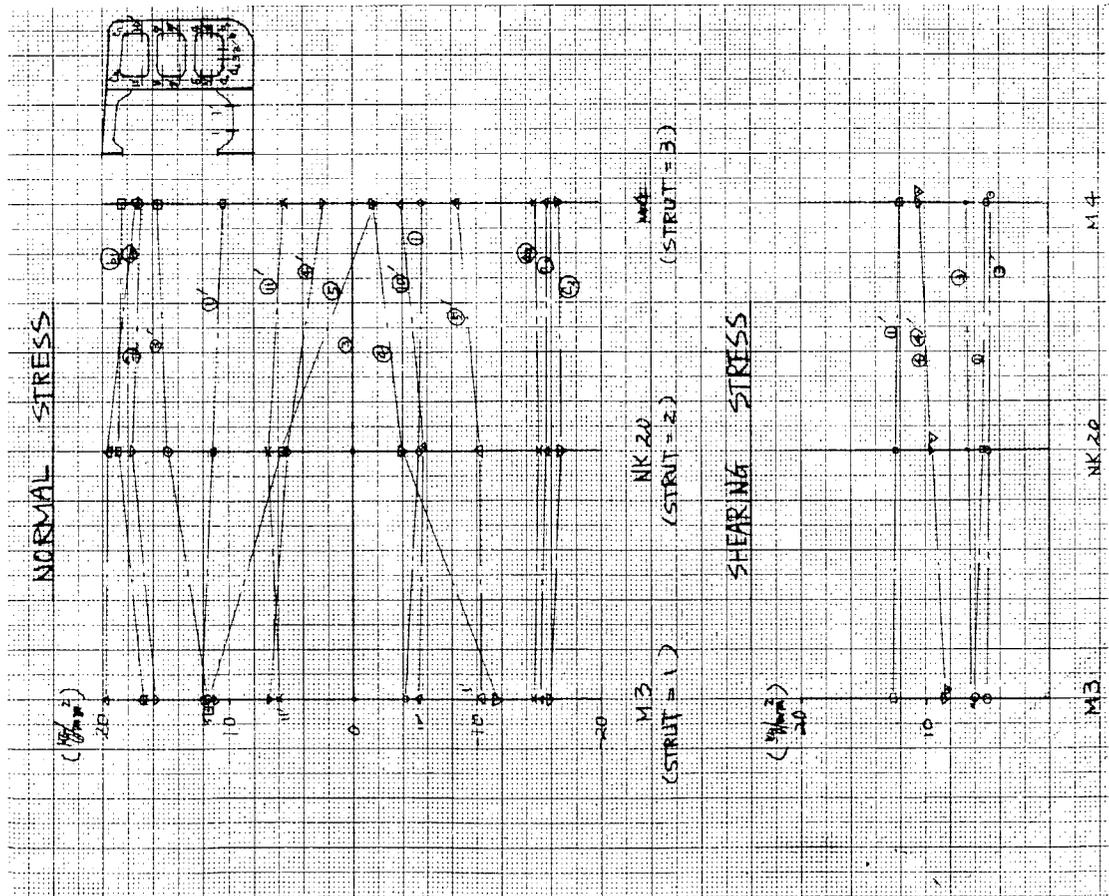


(1) Structural Test Condition

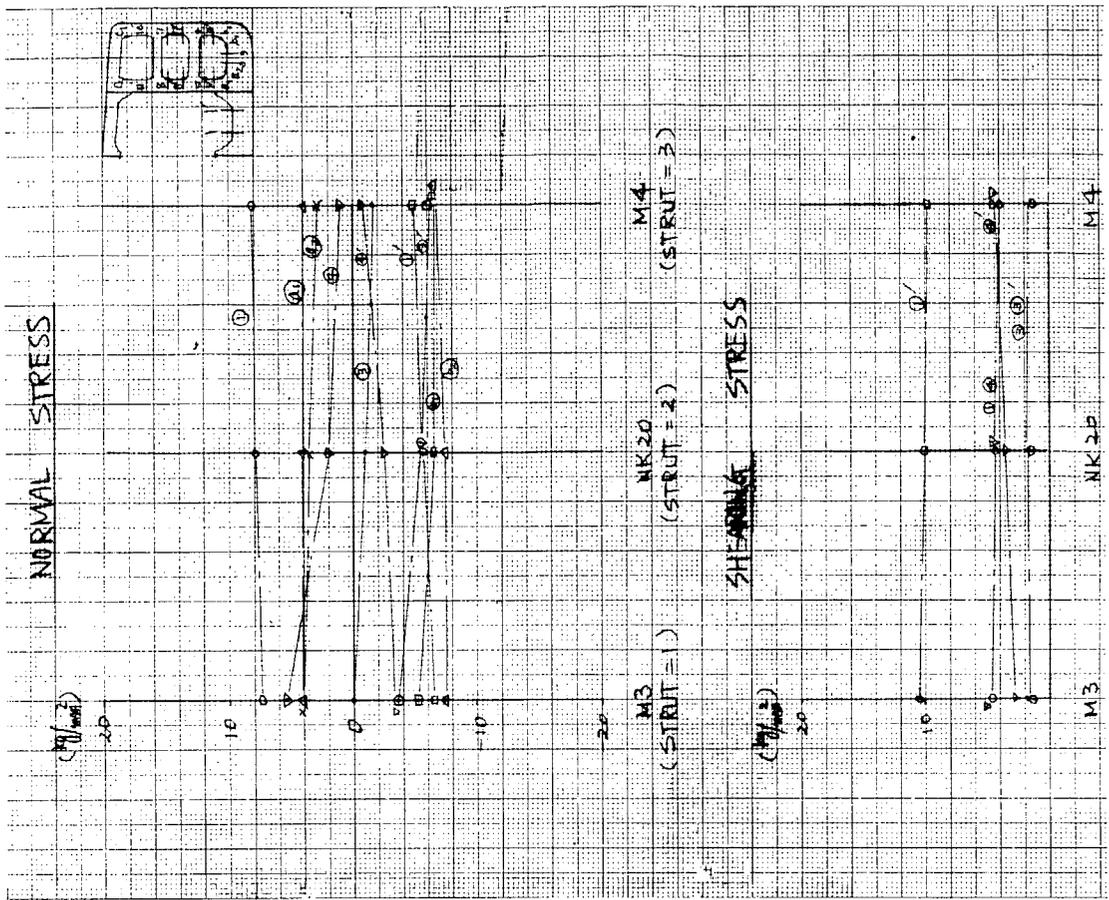


(2) Full Load Condition

FIG. 4.32 Wing Tank 中の変化による応力の変化



(1) Structural Test Condition



(2) Full Load Test Condition

Fig. 4.33 Strut の数の変化による応力の変化

5. 各船級協会規則による比較シリーズ計算

5.1 緒言

近年のタンカーの大型化は著しく、とくにこと数年、そのピッチは急ですでに30万トン級タンカーも建造されるに至っている。これに伴って構造部材、とくに横強度部材についての強度検討が重要な問題となつてきている。これに関しては各方面で研究が進められており、一方各船級協会も大型化に対処すべくルールの変更を相次いで行なつているが、協会によつてかなり異なつた Scantling をあたえており、場合によつては一部の応力が過大になつていることも考えられる。したがつてここでは各船級協会のルールの Minimum Scantling かつ Minimum Weight をねらつて設計した場合、船の大型化につれて Trans. Ring の各部材応力がいかなる傾向を示すかを調査し、設計に際して構造部材の寸法決定の資料とすべく

- (1) 上記に基づき AB, LR, NK及びNVの各協会の昭和42年7月現在のルールにより、5万、10万、15万、20万及び30万トンタンカーの試設計を行ない、
- (2) 立体強度計算により Trans. Ring の相対たわみを考慮した各部材の応力計算を行ない、
- (3) 比較的大きな応力を生じる部材について船の大きさ別、ルール別の比較を行なつた。

5.2 計算対象船の試設計

AB, LR, NK及びNVの各ルールに基づいてそれぞれ5万、10万、15万、20万及び30万トンタンカーの試設計を行なつた。計算は三菱重工業(株)長崎造船所開発のタンカー最適構造設計プログラムを用いて電子計算機により実施した。このプログラムはルール改正に伴い常時修正されているが、計算に当たつて、各船の比較は同一ベースによる必要があるので、計算の時点(1967年6~7月)で、次に示すルールブックによることにした。

AB	1967年
LR	1967年(Notice を含まず)
NK	1966年(1967年7月までの内規を含む)
NV	1964年

5.2.1 設計の方針

前述の設計計算プログラムは(1) Trans. Ring, Center Line Ring 等を構成する主要部材の寸法(たとえば Web Depth)を指定して、板厚や面材、Stiffener などの寸法をその指定された条件の下で最小重量となるように決定する指定計算(仮称)と(2)ごくわずかの基本的主寸法のみを与えるだけで全ての部材寸法を最小重量になるよう決定する最適計算(仮称)の2種の計算を行なうことができる。

試設計に当たつては最適計算で部材寸法を決定したが、各ルールごとに設計船の各部寸法が、Dead Weight の増加に伴つてほぼ同じ傾向で増加しているか否かをチェックし、値がばらつくものに対しては、多少修正を施し、かつその値をインプットして指定計算を行ない、最終的な寸法を決定することにした。

設計船の主寸法は各船を通じ相似関係をもたせた。すなわち L/B , L/D , L/d , C_b はいずれも一定の値とすることにした。

Tank Arrange も相似の関係をとることとし、Tank Length や Centre Tank の巾(したがつて Longi. Bulkhead の位置)も同じ比率で変化させている。Trans. Space も同様である。

Strut は大型化につれて本数が増える傾向にあるが、今回は本数の差による影響を除くため、全て2本の場合を想定した。

Horizontal Girder は Trans. Ring の強度に直接影響しないと考えられるので、その本数は大型化に伴つて増している。

Deck & Bottom Longi. Space は Centre Tank 巾の $1/20$ とし、Side Longi. Space

は全船を通じ0.8 mとした。

構造様式は最も一般的な Side Girder なしの 2-Longi. Bulkhead with Centre Line Girder System を採用したが、LR船級船は各舷、各 Tank に1条ずつ Side Girderを設ける規定があつたので、ルールとおりの Side Girder を設けることにした。

5.2.2 Type Ship

最近の大型タンカーの傾向を勘案して試設計船の主寸法はおおよそ

$$L/B \approx 6, \quad L/D \approx 12, \quad B/D \approx 2, \quad C_b = 0.82$$

を目標とし、先にSR83部会の研究の一部として実船計測を行なつた長崎造船所建造の2-Longi. Bulkhead with Centre Line Girder System のNK Class 12万トンタンカーを Type Ship に採用した。本船の主要寸法は次のとおりである。

$$L \times B \times D \times d = 256.0(m) \times 42.5(m) \times 22.0(m) \times 15.8(m),$$

$$\text{Centre Tank の半巾} = 9.0(m), \quad C_b = 0.81$$

ただし、Tank Arrange は Fig. 5.1(a)に示すとおり5 Tank に分割されているが、 $\frac{1}{3}$ Centre Tank の長さは他の Tank の $\frac{1}{2}$ で、さらに $\frac{1}{3}$ Permanent Water Ballast Tank は 7-Trans. Space という中途半端な長さなので、計算を簡単にするため単純な Tank Arrange にすること、また、Trans. Space は現状に即した値になることを主眼に考慮した結果、Fig. 5.1(b)に示すように 4.5 Tank で Trans. Space = 4.13 m の Arrange に変更し、これをベースとすることにした。

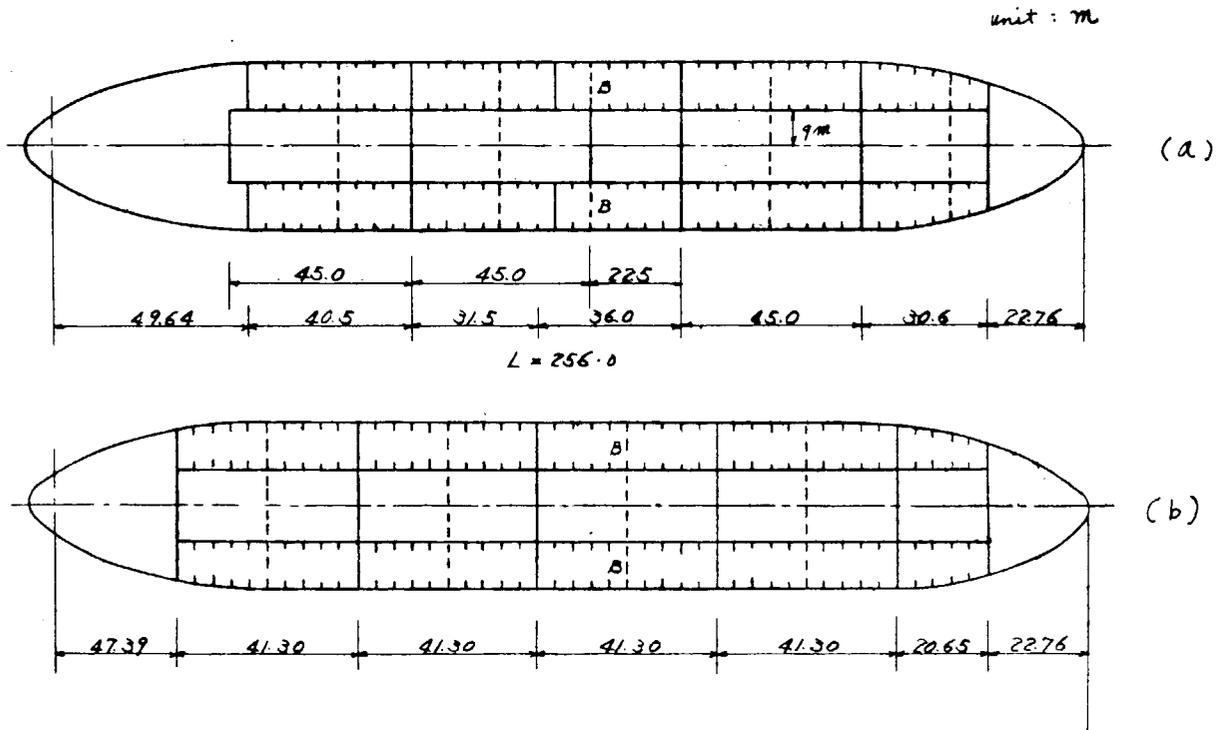


Fig. 5.1 Tank Arrangement of Type Ship (L=256.0)

5.2.3 試設計船の要目

5.2.2で述べた Type Ship の要目をベースにし、一部修正を加えて試設計を行なつた。すなわち主要目間の関係は次のとおりである。

$$L/B = 6.0$$

$$L/D = 11.636$$

$$L/d = 16.203$$

$$C_b = 0.82$$

したがって

$$d/B = 0.3703$$

$$D/B = 0.5156 \quad (B/D = 1.939)$$

ゆえに排水量 Δ は

$$\Delta = C_b \times L \times B \times d$$

$$= 0.82 \times 6 B \times B \times 0.3703 B$$

$$= 1.8219 B^3$$

これから L, B, D などの主要寸法を決定し、これらを Table 5.1 に示した。

ただし Light Weight は Dead Weight の 20% であると仮定した。

Table 5.1 主要寸法及び乾舷計算

Item		Ship No. (t)	Type Ship	50,000	100,000	150,000	200,000	300,000
Dead Weight		(t)		50,000	100,000	150,000	200,000	300,000
Light Weight		(t)		10,000	20,000	30,000	40,000	60,000
Δ		(t)		60,000	120,000	180,000	240,000	360,000
$\Delta/1.8219$				32,932.6	65,865.3	98,798.0	131,730.6	197,595.9
B		(m)		32.05	40.40	46.25	50.90	58.25
L		(m)		192.30	242.30	277.35	305.30	349.50
D		(m)		16.50	20.80	23.85	26.25	30.05
d		(m)		11.87	14.95	17.12	18.84	21.57
Δ act.		(t)		59,989	120,002	180,077	240,071	360,087
L/D				11.655	11.649	11.628	11.630	11.631
L/B				6.000	5.998	5.997	5.998	6.000
L/d				16.201	16.207	16.200	16.205	16.203
Trans. Space		(m)		3.102	3.910	4.474	4.925	5.638
Centre Tank 半巾		(m)		6.787	8.555	9.794	10.779	12.335
Tank Length (T~S)		(m)		15.51	19.55	22.37	24.625	28.19
" (T~T)		(m)		31.02	39.10	44.74	49.25	56.38
Tank Length (total)		(m)		139.59	175.95	201.33	221.625	249.71
Hori. Gir. の本数				3	3	4	4	5
乾舷 計算 (m)	D		22.00	16.50	20.80	23.85	26.25	30.05
	d		15.80	11.87	14.95	17.12	18.84	21.57
	Freeboard		6.20	4.63	5.85	6.73	7.41	8.48
	L ₀		257.10	193.13	243.34	278.54	306.61	351.00
	Tarburar Freeboard		3.035	2.543	2.969	3.17	3.287	3.408
	C _b 修正		3.348	2.805	3.275	3.497	3.626	3.759
	D 修正		1.234	0.925	1.166	1.337	1.472	1.685
	Form Freeboard		4.582	3.730	4.441	4.834	5.098	5.444

念のため乾舷計算を行ない、同表中に記載したがいずれも規定を満足していることがわかる。

また Trans. Space に対する制限は A B ルールでは $L_{pp}=350^m$ の場合 $6.14^m (> 5.638^m)$ 、
また LR では $7.00^m (> 5.638^m)$ であり、試設計船はこれらを満足している。

簡単な Capacity 計算の結果、5 万トンタンカーの場合でも比重約 0.80 の Cargo Oil を積載すること
ができるので、設計の条件を満足することがわかった。

5.2.4 Trans. Ring と Centre Line Ring の形状

前述のごとく Minimum Scantling, Minimum Weight の方針で電子計算機によるルール計算を行
なつて Trans. Ring や Centre Line Ring を構成する各部材寸法、Trans. and Longi.
Watertight Bulkhead Plate の板厚、Deck & Bottom Longi. 及び Side Longi. の
Web と Face の寸法などを決定した。これらの値をまとめて Typical Trans. Ring Section と
Centre Line Ring Section を図示したのが Fig. 5.2~5.5 である。すなわち

AB Class を Fig. 5.2(1) ~ 5.2(5)

LR Class を Fig. 5.3(1) ~ 5.3(5)

NK Class を Fig. 5.4(1) ~ 5.4(5)

NV Class を Fig. 5.5(1) ~ 5.5(5)

に示している。このうち LR Class の 10, 15, 20 及び 30 万トンはルール要求により Centre Tank
に Centre Girder とほぼ同じ寸法の Side Girder を片舷 1 条、また Wing Tank に
Intercostal Side Girder を片舷 1 条有している。

Trans. Ring や Centre Line Ring を構成する部材の Web Depth, Web Thickness,
Face Area などの諸量を Dead Weight ベースに整理し、大型化に伴う傾向を示したのが、Fig. 5.6(1)
~ 5.6(7) である。これによればそれぞれのルールの傾向として次のようなことがわかる。

(1) Centre Tank の Bottom Trans. の Web Depth は NK, NV が比較的大きい。その板厚は
NK がとくに厚く、次が LR である。

これはルールの Min. Scantling の規定によつて AB, NV 船の Min. Thickness は一定であるが、
LR や NK は剪断やその他の規定による要求板厚が大きいためである。

(2) Wing Tank の Bottom Trans. の Web Depth は NV, LR が比較的大きいが、しかし各ルール
とも大同小異であると言うことができる。

板厚は (1) の Centre Tank の場合と同じ傾向である。

(3) Centre & Wing Tank の Deck Trans. の Web Depth は NV が最大で、AB が最も小さく、
両者の差は 30 万トンで約 1.5^m に達する。

(4) Side Trans. の Web Depth は LR が最大で、AB, NK もほぼこれに等しい。しかし NV は 0.5^m
程度浅くなる傾向がある。

板厚も LR が最大で 14^mm 、他は大体 11.5^mm である。

(5) Centre & Wing Tank の Bottom Trans. の Face Area は AB, NV が大きく、LR と NK
はかなり小さい。これは Web Thickness と逆の関係にある。

(6) Centre Tank の Deck Trans. の Face Area は NK がとくに大きい。Web Depth が最小
の AB は Face Area も小さく、NK の約 $\frac{1}{2}$ の Area である。

(7) Wing Tank の Deck Trans. の Face Area は AB が最大、NV が最小で、Web Depth と逆
の関係にある。

(8) Side Trans. の Face Area は AB, LR がかなり大きく、NV が最小である。NV ルールは Upper,

Middle, Lower の Side Trans. に対してそれぞれ規定を設けているので、Strut の位置がかなり敏感に影響するようである。

(9) Strut の Web Depth は AB が大型船で大きくなるが、NV は逆に小型船の方が他の船級船より大きく、大型船で小さくなる傾向を示している。しかし Face Area は NV が最大である。NK 船の Face Area が最も小さい。

(10) Bottom Centre Line Girder の Web Depth は NV が最大で、LR が最小である。(LR は Side Girder が有るため)

板厚は NK がきわめて大きくなる。

Face Area は AB がきわめて大きく、LR が最も小さい。

(11) Deck Centre Line Girder の Web Depth は AB と NK が大きい。

Face Area は LR がきわめて大きい。NK は最小であるが、これは Web Thickness との関連であると考えられる。

(12) Vertical Web on Trans. Bulkhead の Web Depth は NV がきわめて大きい。LR が最小であるが、板厚は LR が最大である。

Face Area は AB が最大で、NV が最小である。

(13) Centre Line Ring の End Bracket は AB が最大で、NK が最小である。

(14) AB と NV の大型船の Centre Line Ring はいずれも End Bracket と Vertical Web on Trans. Bulkhead の Web Depth が大きく、あたかも Centre Line Swash Bulkhead のごとき印象を与えている。

5.2.5 その他の部材寸法

Trans. and Longi. Watertight Bulkhead Plate の板厚や Horizontal Girder の寸法など図面作成に必要な諸寸法はいずれも計算されているが、後述の立体強度計算にはこれらの図面は不要であり、また Swash Bulkhead はその剛性だけを問題にするので、いずれの図面も作成しなかつた。したがって以下簡単に Trans. & Longi. Bulkhead Plate の平均板厚のみを表示する。

Table 5.2 Bulkhead Plate の平均板厚

(単位: mm)

Class	D. W. T.	50,000	100,000	150,000	200,000	300,000
	Trans. Bulkhead	AB	1 2.1	1 4.4	1 6.6	1 8.8
LR		1 2.0	1 4.5	1 7.1	1 9.6	2 3.6
NK		1 0.4	1 3.2	1 5.2	1 7.0	2 0.0
NV		1 1.8	1 4.1	1 6.2	1 8.2	2 2.1
Longi. Bulkhead	AB	1 4.3	1 5.2	1 5.8	1 6.2	1 6.5
	LR	1 3.9	1 5.2	1 6.0	1 6.8	1 7.9
	NK	1 2.8	1 3.9	1 4.9	1 5.5	1 6.2
	NV	1 5.2	1 6.2	1 7.1	1 7.6	1 8.6

5.2.6 船殻重量

ルール計算を行なった際 Deck & Bottom Plate, Deck & Bottom Longi., Deck & Bottom Girder などの Longi. Member 関係、Trans. Watertight Bulkhead 関係及び Trans. Ring 関係 (いずれも Stiffener を含む) の船殻重量も計算されている。ただし、これは Tank Part,

かつ Midship 近傍での値なので、合計の Hull Weight を直ちに求めることはできないが、船殻重量に関するそれぞれのルールの傾向をつかむことはできる。

Table 5.3 に NK 船を基準にした他の船級船の重量を示す。この値は Half Tank 間のもので、Trans. Watertight Bulkhead から 4 枚の Trans. Ring を含んで、Swash Bulkhead 直前までの区間の重量の相違を示したものである。

Table 5.3 NK 船を基準にした船殻重量 (単位: ton)

D.W.T. Class	50,000	100,000	150,000	200,000	300,000
A B	53	53	49	22	-21
L R	8	53	99	138	348
N K	0	0	0	0	0
N V	1	5	50	50	2.8

これによれば NK 船が最も Light Scantling で (30 万トン級を除く) LR 船が最も Heavy Scantling であることがわかる。A B は比較的小型船が重く、大型船になれば軽量化する傾向にあり、N V ルールは逆の傾向にあるといえることができる。

5.3 Transverse Ring Member の応力

5.2 項に述べた A B, L R, N K 及び N V の 4 船級協会ルールによる試設計船 20 隻について Trans. Ring を構成する部材の曲げ応力及び剪断応力を計算し、船の大型化に伴う応力の変動の傾向を調べた。

5.3.1 横強度計算法

Trans. Ring の応力計算は One Trans. Ring を取り出してラーメン計算によつて求めた応力に、Side Shell, Longi. Bulkhead, Deck Centre Line Girder 及び Bottom Centre Line Girder の 4 つの縦通部材間の相対変位によつて生じた誘導応力を加える、いわゆる立体強度計算法⁽¹⁾によつた。この場合船はいずれも直立の状態である。この方法で A B, N K, N V Class の 15 隻の検討を行なつた。

Side Girder を有する L R 船級船については、上述の立体強度計算を拡張した計算法⁽²⁾によつて精密な応力計算ができるが、今回は S R 83 部会の委員会及びトランスバースリング・ワーキンググループで審議の上承認された簡易計算法⁽³⁾で近似計算を行なつた。なお L R-5 (L R Class の 5 万トンタンカーの略) は Side Girder なしの Ordinary Type であるが、本船に対しても簡易計算を用いて応力を求めた。

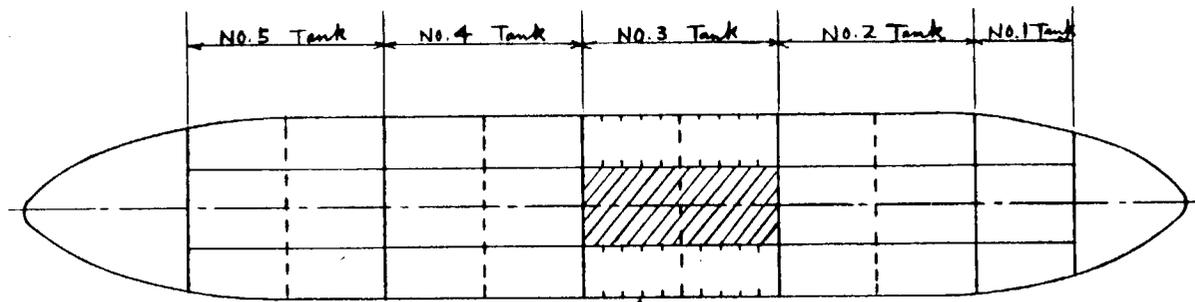
いずれの場合も有効剪断面積係数は 0.8 と仮定して計算を行なつた。

5.3.2 計算対象の載荷状態

従来計算結果によれば Trans. Ring の部材は Centre Tank の水圧試験時に最大の応力状態を生じているので、本研究でも $\frac{1}{3}$ Centre Tank の水圧試験状態を検討することにした。さらに満載航海時発生する応力状態の検討を、中央の $\frac{1}{3}$ Centre Tank が Empty で、他の Tank は全て Cargo Oil を満載した状態で行なつた。これらの Loading Condition を Fig. 5.7 (a), (b) に示す。

水試時の Centre Tank の水頭はルールによつて多少の差があるが、計算の条件を揃えるために次のごとく

(1) 森他:「On the Transverse Strength of Oil Tankers」造船論文集 121 号
 (2) 森他:「Side Girder を有する Tanker の横強度について」造船論文集 122 号
 (3) タンカーの横強度簡易計算法、S R 83 部会資料、S R 83-19-121 付録参照



計算対象の Trans. Ring

 : Sea Water ($\rho = 1.025 \text{ t/m}^3$)

(a) Structural Test Condition



計算対象の Trans. Ring

 : Cargo Oil ($\rho = 0.80 \text{ T/m}^3$)

(b) Full Load Condition

Fig. 5.7 Ballast in Calculating Condition

統一した。

$$\text{水頭} = \text{Depth} + \text{Camber at Longi. Bulkhead} + 2.45 \text{ m}$$

このときの吃水は Light Weight と No. 3 Centre Tank の Ballast を考慮して、Table 5.4 に示すような値を想定した。

Table 5.4 水圧試験の荷重* (単位: m)

D.W.T.	50,000	100,000	150,000	200,000	300,000
水頭	19.36	23.78	26.90	29.36	33.26
吃水	3.50	4.25	5.00	5.70	6.80

* 水試は海水を利用するものとし、比重を 1.025 と仮定した。

Full Load Condition における荷油の高さは Depth に等しいものとし、Cargo Oil の比重は 0.8 と仮定した。なお吃水は Table 5.1 に示している。

応力計算を行なった Trans. Ring は No. 3 Tank 内の船尾側 Trans. Bulkhead から 3 本目で、相対撓みによる誘導応力が最も大きくなると考えられる Trans. Ring である。

5.3.3 相対撓み計算

立体強度計算は Fig. 5.7 に示した Tank Part 全体について実施した。この結果 Side Shell,

Longi. Bulkhead, Bottom Centre Girder 及び Deck Centre Girder の4つの縦通部材の長さ方向の撓みが得られる。これから Longi. Bulkhead を基準にした他の縦通部材の相対撓みが計算できる。このようにして求めた AB, NK 及び NV 船の相対撓みを Fig. 5.8(1), 5.8(2)に示す。

また参考までに、NK-20 (NK Class の20万トンタンカーの略) の水試時及び満載状態の撓み曲線と相対撓み曲線を Fig. 5.9(1)~5.9(4)に示す。

Side Shell の相対撓み量を Wing Tank の中で除した値、すなわち Wing Tank の剪断歪を Fig. 5.8(3)に示す。

これによれば各 Class の船はいずれも大型化に伴い、撓みの絶対量はもちろんのこと、剪断歪も漸次増加し、30万トンタイプは5万トンタイプの1.3~1.9倍に達している。とくにNK船でこの倍率が大きく、LR船が最小、次いでAB船が小さい。

LR船は5.3.1で述べたように別途簡易計算法によつたので撓みの絶対量を他の協会船の値と直接比較できないし、また Side Girder の影響も入っているので、比較は困難であるが、おおよその傾向としてLR船の外板の相対撓みは小さく、また船が大型化しても剪断歪量の増加はかなり小さいといふことができる。

Bottom Centre Line Girder や Deck Centre Line Girder の撓みは Centre Line Ring の剛性や形状に左右されるし、また Swash Bulkhead の剛性の影響を大きく受けると考えられる。今回の試設計船では、Bottom Centre Girder の相対撓みはNV船が最大で、NK, ABの順に若干小さくなる。しかしAB船は大型化すると次第に大きくなる傾向にある。

Deck Centre Girder も NV, NK, ABの順に小さくなる。以上の傾向は水試状態でも満載状態でもほぼ同様である。

なお Swash Bulkhead の剪断剛性は Tight Bulkhead のその25%と仮定して計算を行なつた。

5.3.4 応力計算

すでに5.3.1で述べたように Trans. Ring の応力は、直接荷重によるラーメン計算の応力と、縦通部材間の相対変位によつて生じる応力の和として計算できる。これを図示すれば Fig. 5.10のようになる。

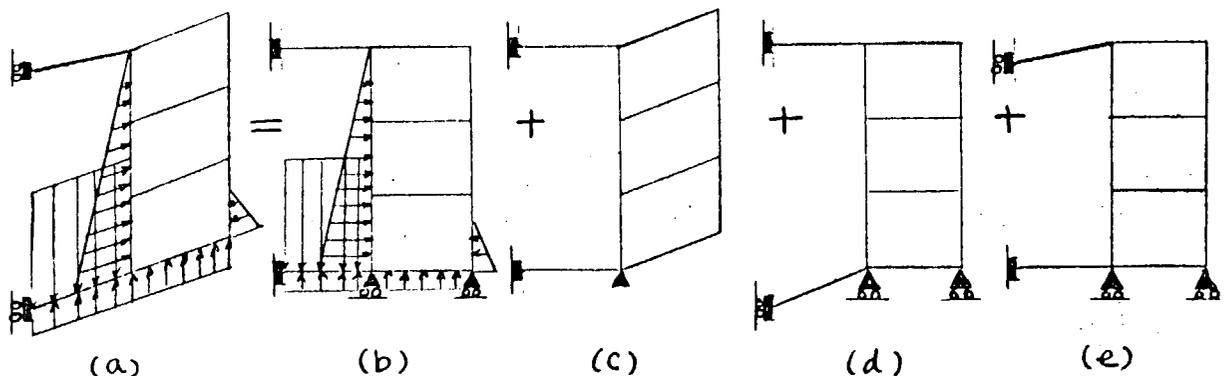


Fig. 5.10

すなわち最終の応力状態(a)は直接荷重による応力(b)に、(c), (d), (e)に示されるそれぞれの相対変位によつて生じる応力を加えたものになる。

これらの方法によつてNK-20について応力を計算した結果を Fig. 5.11(1)に示す。Face Plate の曲げ応力は部材の軸応力も含んでいる。曲げ応力の符号として図示した の記号は Face Plate を基線にして Web Plate 側にある は Face Plate が曲げによつて圧縮を受けることを意味している。Web Plate の外側にある は Face Plate が のごとく変形によつて引張り応力を生じるこ

とを示したものである。Web Plate の剪断力の方向は図示の通りである。

上述の立体強度計算は A B、N K 及び N V 船に対して行なつたが、L R 船の場合は前述のごとく簡易計算法によつた。すなわち Fig. 5.1 2 に示すように Side Girder を含めた 8 本の縦通部材の影響をスプリングにおきかえ、Trans. Ring のラーメン計算を行なつて部材の応力を求めた。

この方法によれば応力と同時に縦通部材位置での撓みも計算できるので、相対撓みを求めて Fig. 5.8 (1), 5.8 (2) に示した。

また応力計算の一例として、L R-20 (20 万トンタンカー) の水試状態と満載状態における応力を Fig. 5.1 1 (2) に示した。

なお、応力計算で用いた部材の剛性は次のようなものである。

- (1) 曲げ剛性における板付の有効巾は Schade によつた。
- (2) Face Plate は曲げ剛性に対して 100% 有効であるとした。
- (3) 剪断面積は (Web の深さ × 板厚) とした。
- (4) したがつて Slot は控除せず、また Bracket は考慮していない。
- (5) 軸力に対する有効断面積は曲げ剛性の計算に用いた断面積に等しい。

以上の値を用いて部材平行部の曲げ応力と剪断応力を計算した。隅角部の Face の曲げ応力は曲り梁の理論を用いた寺田の方法⁽⁴⁾を一部修正して計算した。

Fig. 5.1 1 (1)~5.1 1 (2)によれば、どの部材の、どの部分に過大な応力が生じるか、または妥当な応力状態であるかということがわかる。曲げ応力ではたとえば Lower Vertical Web on Longi. Bulkhead の Corner 部 (以下 Longi. Bulkhead Lower Corner と略称) が最も過酷な応力を生じ、次いで Upper Vertical Web on Longi. Bulkhead の Corner 部 (以下 Longi. Bulkhead Upper Corner と略称) にも高い応力が生じている。L R 船では Bottom Trans. in Centre Tank の Longi. Bulkhead 側 Bracket 近傍、同じく Deck Trans. でもかなり高い応力が生じている。剪断応力は Bottom Trans. in Centre Tank の Longi. Bulkhead に近い部分や Lower Vertical Web on Longi. Bulkhead に過大な応力が生じる傾向にある。なお Corner 部の中央で応力がくい違ふのは Face Plate の接手をそこにもつてきたからである。

これらの応力状態から判断して、Fig. 5.1 3 に示す位置における応力を、全ての船について図示することにした。

平行部材はいずれもその両端を対象にし、右端又は下端にダツシュを付している。隅角部はいずれも 45° の位置で計算を行なつた。

各協会船の応力傾向図及び計算結果をそれぞれ下記の図に示している。

A B 船 ; Fig. 5.1 4 (1), 5.1 4 (2)

L R 船 ; Fig. 5.1 5 (1), 5.1 5 (2)

N K 船 ; Fig. 5.1 6 (1), 5.1 6 (2)

N V 船 ; Fig. 5.1 7 (1), 5.1 7 (2)

図はいずれも横軸に Dead Weight をとり、縦軸に前述の代表的な部材の応力をプロットしている。次に部

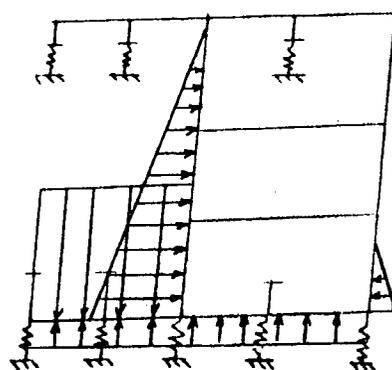


Fig. 5.1 2

(4) 寺田泰治; 油送船における部材結合部の応力分布とその近似計算法について、造協論文集 109 号

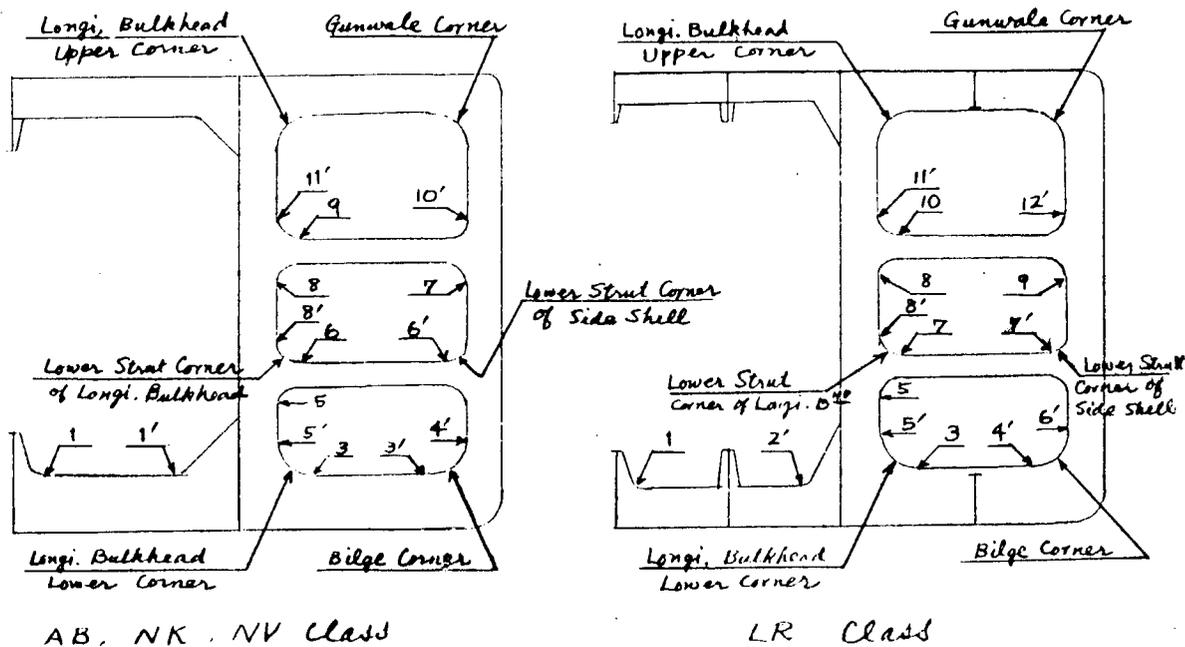


Fig. 5.13

材別に応力の傾向を調べたのが Fig. 5.18～5.19 で、横軸に Dead Weight をとり、縦軸におおのこの協会船の部材応力をプロットしている。

このとき、LR 船の応力計算位置に対する付番を他の船級船の場合と同様のものにした。すなわち LR 船の付番を次のように変えて整理した。

2' → 1', 4' → 3', 6' → 4', 7 → 6, 7' → 6', 9 → 7, 10 → 9, 12' → 10'

図中の記号は次のとおりである。

- AB 船 : △
- LR 船 : □
- NK 船 : ○
- NV 船 : ×

5.3.5 考 察

各船級協会船別に応力の傾向を見てみると、まず AB 船級船では、

- (1) 水試時の曲げ応力はほとんどの部材が約 1.5 Kg/mm^2 以下で、Longi. Bulkhead Lower Corner のみ $2.0 \sim 3.0 \text{ Kg/mm}^2$ になる。
- (2) 各部材の曲げ応力は 5 万トンから 30 万トンまではほぼ一定である。
- (3) 剪断応力は船の大型化につれて増加し、30 万トンでは 5 万トンの値のほぼ 2 倍になり、最大約 2.2 Kg/mm^2 に達している。
- (4) とくに大きな剪断応力は Bottom Trans. in Centre Tank の Longi. Bulkhead 側の Bracket end と Vertical Web on Longi. Bulkhead の下部の Corner 部の end に生じている。
- (5) Full Load Condition では曲げ応力は約 1.2 Kg/mm^2 、剪断応力は約 1.4 Kg/mm^2 である。

次に LR 船級船をみると、

- (1) Face Plate の曲げ応力は水試時、ほとんどの部材が $1.2 \sim 1.3 \text{ Kg/mm}^2$ 以下でかなり低い。また Longi. Bulkhead Lower Corner も最大 2.5 Kg/mm^2 である。

(2) しかし Bottom Trans. in Centre Tank の Longi. Bulkhead 側 Bracket end のみ $40 \sim 50 \text{ Kg/mm}^2$ になる。これは Side Girder を設けたために同上の Bracket が小さくなることによると考えられる。

(3) 曲げ応力は Dead Weight にほとんど無関係で、ほぼ一定である。

(4) 剪断応力は Dead Weight の増加につれて、若干増加の傾向にある。とくに Bottom Trans. in Centre Tank の Bracket end の応力はかなり増加し、30万トンでは 20 Kg/mm^2 をこえる。しかし Lower Vertical Web on Longi. Bulkhead の応力は小さくて30万トンで約 14 Kg/mm^2 である。

(5) 満載時も Bottom Trans. in Centre Tank の Bracket end の応力以外は問題ない。
NK船級船では、

(1) 水試時一部の部材の曲げ応力は $17 \sim 18 \text{ Kg/mm}^2$ で、AB, LR船より若干高い。とくに Longi. Bulkhead Lower Corner は 35 Kg/mm^2 にも達する。

(2) 大型化による曲げ応力の増加の傾向はほとんど認められない。

(3) 剪断応力も同様、大型化による増加はほとんどない。

(4) 剪断応力は最大 14 Kg/mm^2 で、ほとんどの部材は問題ないと考えられる。

(5) 満載時の曲げ応力は 15 Kg/mm^2 以下、剪断応力は 10 Kg/mm^2 以下なので問題ないと考えられる。

NV船級船では

(1) 水試時一部の部材の曲げ応力はNK船と同程度の $17 \sim 18 \text{ Kg/mm}^2$ になっている。Longi. Bulkhead Lower Corner は 37 Kg/mm^2 に達する。

(2) 曲げ応力はわずかながら大型化に伴い増加の傾向が認められる。

(3) 剪断応力は大型化に伴い増加する。

(4) Bottom Trans. in Centre Tank の Bracket end 及び Lower Vertical Web on Longi. Bulkhead の Corner end の剪断応力はかなり大きく、30万トンで約 22 Kg/mm^2 に達する。

(5) 満載時の曲げ応力はほとんど問題ないと考えられるが、Bottom Trans. in Centre Tank の Bracket end の剪断応力は 17 Kg/mm^2 に達する。

さらに部材別に整理して、ルールの相違による応力傾向を調べた Fig. 5.18~5.19 によれば、

(1) 水試時の Face Plate の曲げ応力はほとんどの部材でNK, NV船の応力が高く、ABとLR船はかなり小さい。ただし Bottom Trans. in Centre Tank の Longi. Bulkhead 側 Bracket end の曲げ応力はLR船がきわめて大きく、 $40 \sim 50 \text{ Kg/mm}^2$ に達している。

(2) Strut の曲げ応力はNK船が最も大きい。

(3) 6ヶ所の Corner 部の曲げ応力はNV船が最も大きく、AB船が最も小さい。

(4) NV船の曲げ応力は大型化に伴って若干増加する傾向にあるが、他の船級船ではほぼ一定である。しかし Longi. Bulkhead Lower Corner の応力は各船級船共増加している。

(5) 上記の曲げ応力についての傾向は、満載状態でもほぼ同様に認められる。

(6) Bottom Trans. in Centre Tank の剪断応力は Centre Line 側と Longi. Bulkhead 側でかなり様相が異なっている。すなわち Centre Line 側の Bracket end では4つの協会のルールによる応力は大した差がないが、LR船は Side Girder のために剪断の向きが他船と逆になっている。

しかし Longi. Bulkhead 側では様子が大きく変化し、NK船はほぼ一定の剪断応力であるのに反し、他の船級船は大型化したがつて応力がかなり増加する。

(7) Lower Vertical Web on Longi. Bulkhead の剪断応力はLRとNK船が妥当な値を示すのに

反し、NV、AB船は大型化に伴ってかなり高い応力を示す。

- (8) 各部材の剪断応力は全般的に、船の大型化に伴って増加するが、その増加の割合は比較的LRとNK船が小さく、AB、NV船が比較的大きい。
- (9) 水試時でも満載時でも(6)~(8)に述べた剪断応力に関する傾向は同様に認められる。

以上応力傾向について概略述べたが、これは Corrosion Control を考慮していないので、もし Corrosion Control を施工すればとくに剪断応力が高くなり、応力傾向もかなり変化することが考えられる。

また本研究はそれぞれのルールの Minimum Scantling, Minimum Weight の方針で設計し、かつ特定の構造様式や Tank Arrange であるという制約を受けていること、さらにLR船が Side Girder を有していることなどから、上記の応力傾向によつて直ちに4船級協会のルールの比較を行ないその優劣を論ずることは困難である。さらに計算した時点からその後ルールも多少変更されているので、それに対する考慮をはらつていない段階での比較は若干問題があろう。

しかしながらおのおののルールが有する部材応力の傾向、とくに大型船における問題点、またそれぞれのルールによる設計船の部材応力を見較べた場合、比較的高い応力を生じるのはどのルールであり、問題になる部材はどれかなど、おおよその傾向と問題点をつかむことができたと考えられる。さらに船殻重量との関連をみれば、それぞれのルールの特長がほぼ判断できるのではなからうか。

以上の計算結果により、設計に際しどの部材に対してとくに慎重な考慮をはらう必要があるかが明確になつたと考えられる。

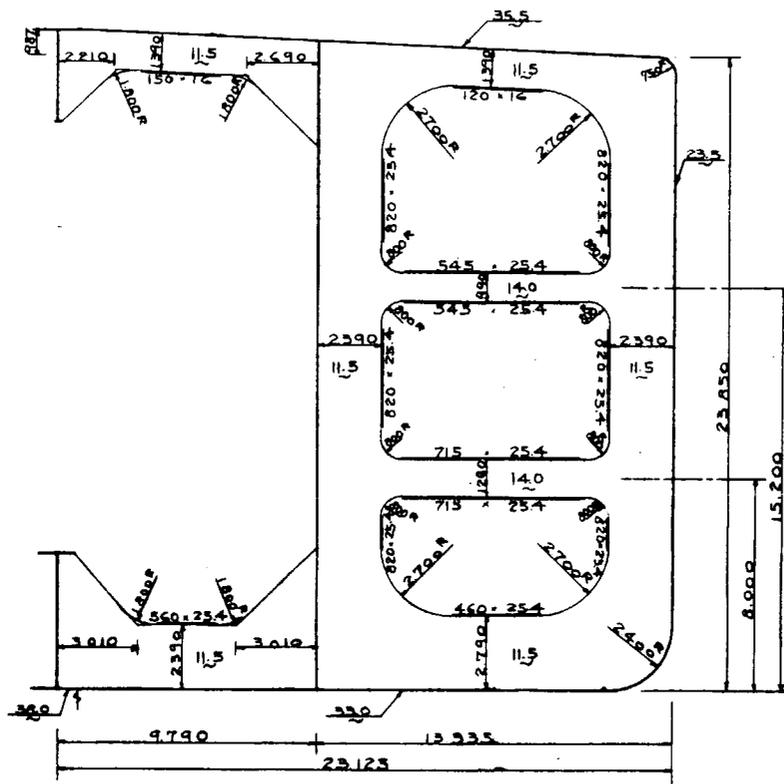
5.4 結 言

AB、LR、NK及びNVの各タンカールールの Minimum Scantling を用いて Minimum Weight になるように、5万、10万、15万、20万及び30万重量トンタンカー計20隻を試設計し、おのおのの船について Trans. Ring の相対変位を考慮した部材応力を計算して、船の大型化と応力傾向の関係を検討した。計算はいずれも電子計算機を利用して行なつた。

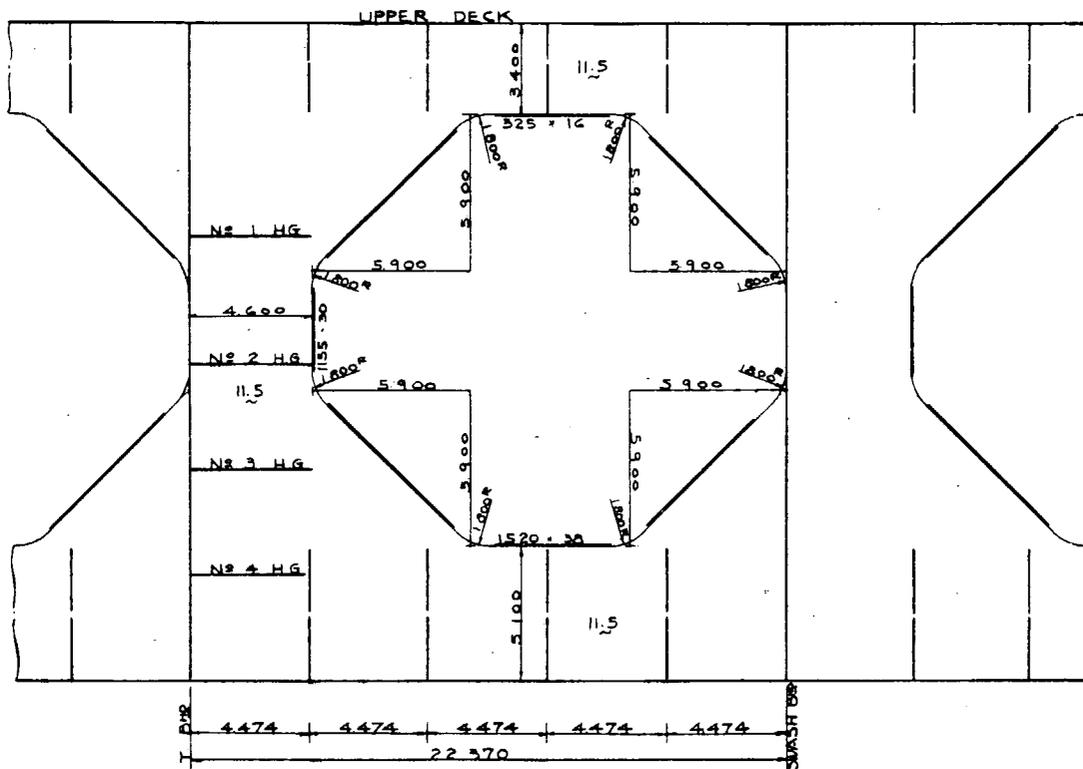
その結果ルールによつて多少の差はあるが、おおよそ次のような傾向が認められた。

- (1) Face Plate の曲げ応力はほとんどの部材で5万トンから30万トンまでほぼ一定の値を示している。
- (2) これに反し Web Plate の剪断応力は大型化に伴って漸次大きくなる。
- (3) 曲げ応力で問題になる部材は Wing Tank の Vertical Web on Longi, Bulkhead と Bottom Trans. を結合する Corner 部である。
- (4) 剪断応力で問題になる箇所は Bottom Trans. in Centre Tank の Longi, Bulkhead 側の Bracket end 近傍と、Vertical Web on Longi, Bulkhead の下部の Corner 部 end 近傍である。
前者に対してはNKルールが、また後者に対してはLRとNKルールが板厚や Web Depth に関してほぼ妥当な配慮をしている。
- (5) 今回の計算範囲内では Side Girder を設置したことによる利益はとくに認められない。むしろ Bottom Trans. in Centre Tank の Longi, Bulkhead 側の Bracket end 近傍で曲げ応力及び剪断応力が大きくなつている。
- (6) 応力に影響を与える Trans. Ring の相対撓み量は各ルールによつて多少差があるが、この差は各ルール間の最終応力の差異と直接結び付いていないようである。やはり直接荷重による応力の差が問題になると考えられる。
- (7) Tank Part の船殻重量はNK船が最も軽く、LR船が一番重い、AB船は大型船の方が比較的軽量になる傾向にある。

以上の検討結果から、設計時の部材寸法の決定に際し詳細検討を行なう必要の有無を判断し、より適正な設計を行なうことができると考えられる。

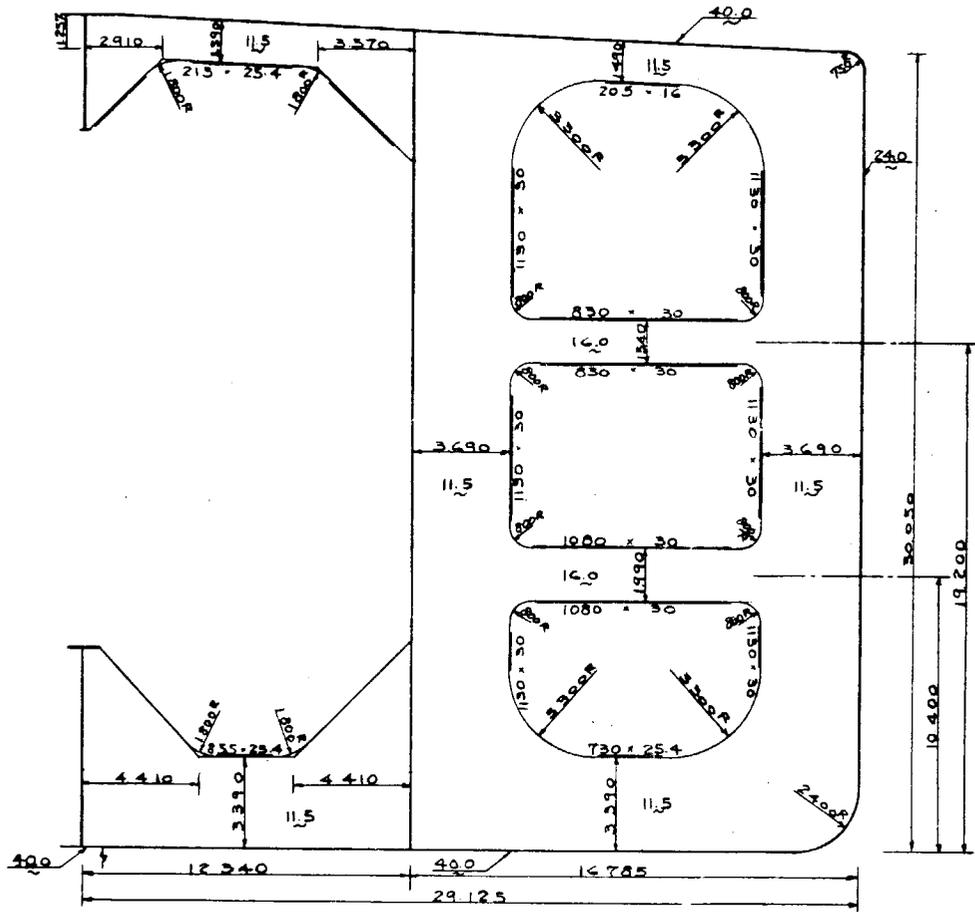


(a) Trans. Ring Section

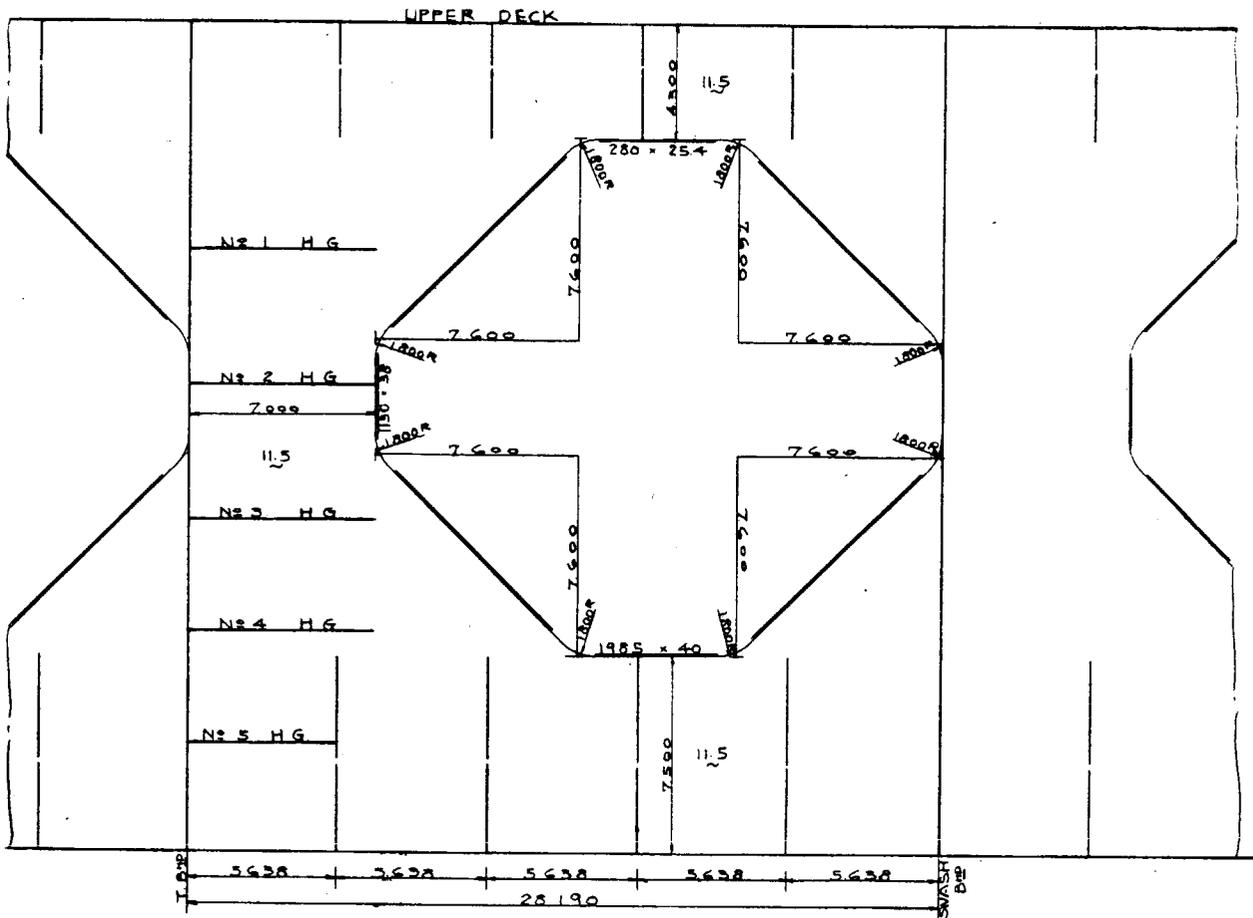


(b) Centre Line Ring Section

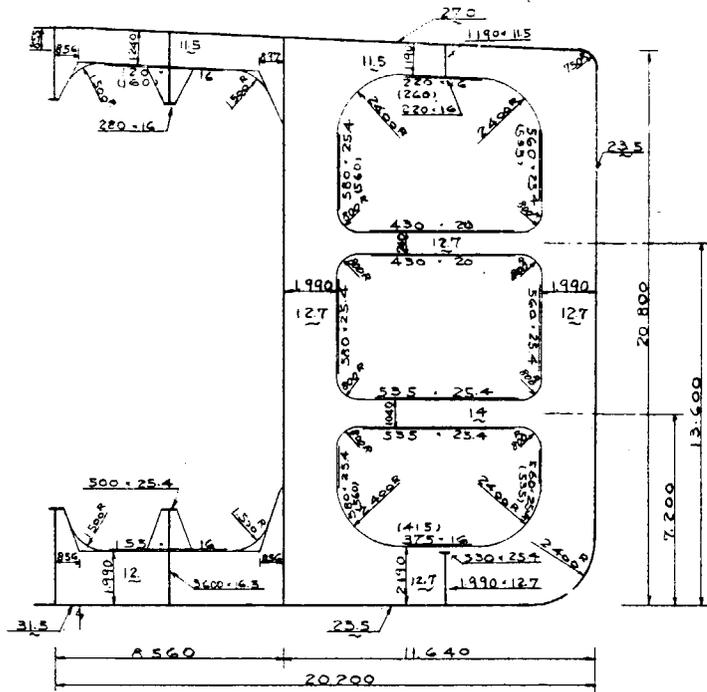
Fig. 5.2(3) AB Class 150,000 D.W.T.



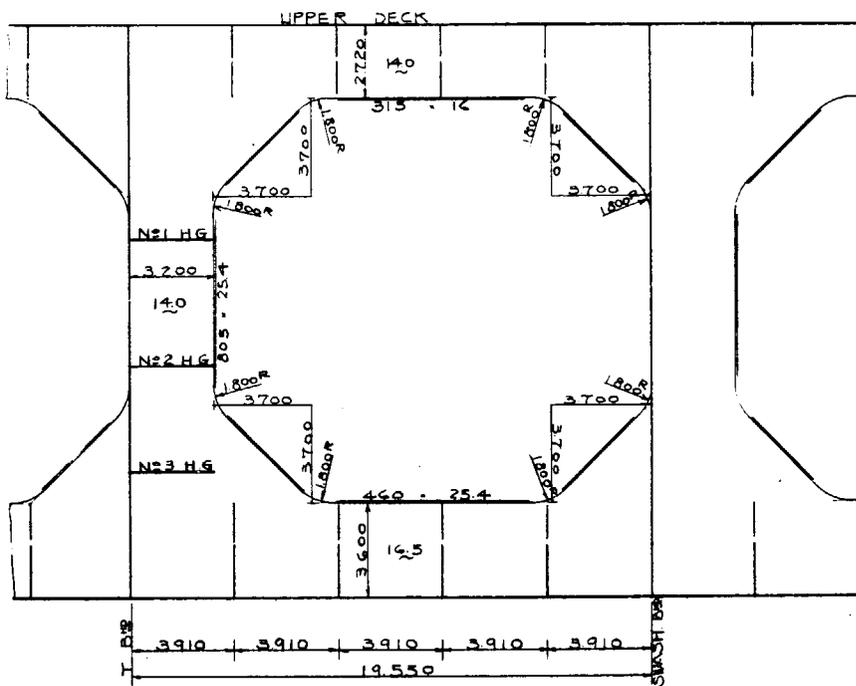
(a) Trans. Ring Section



(b) Centre Line Ring Section
Fig. 5.2(5) AB Class 300,000 D.W.T.

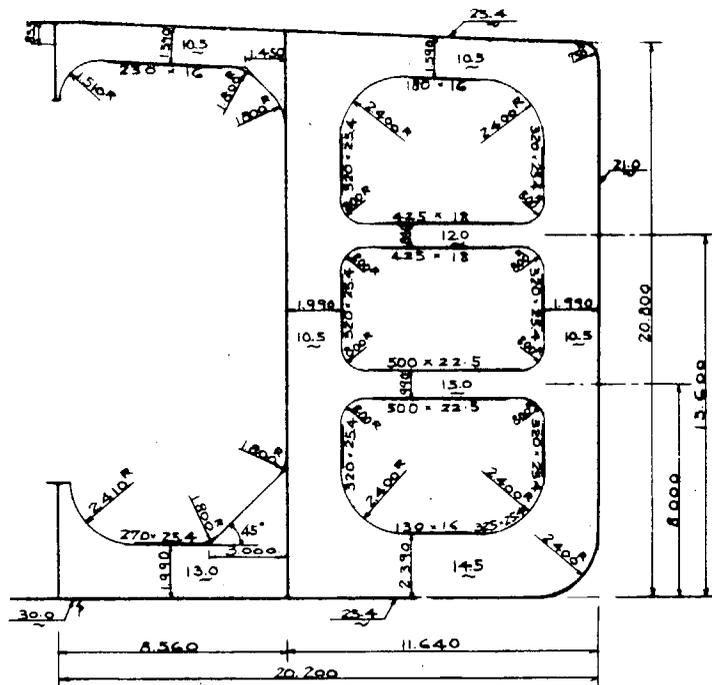


(a) Trans. Ring Section

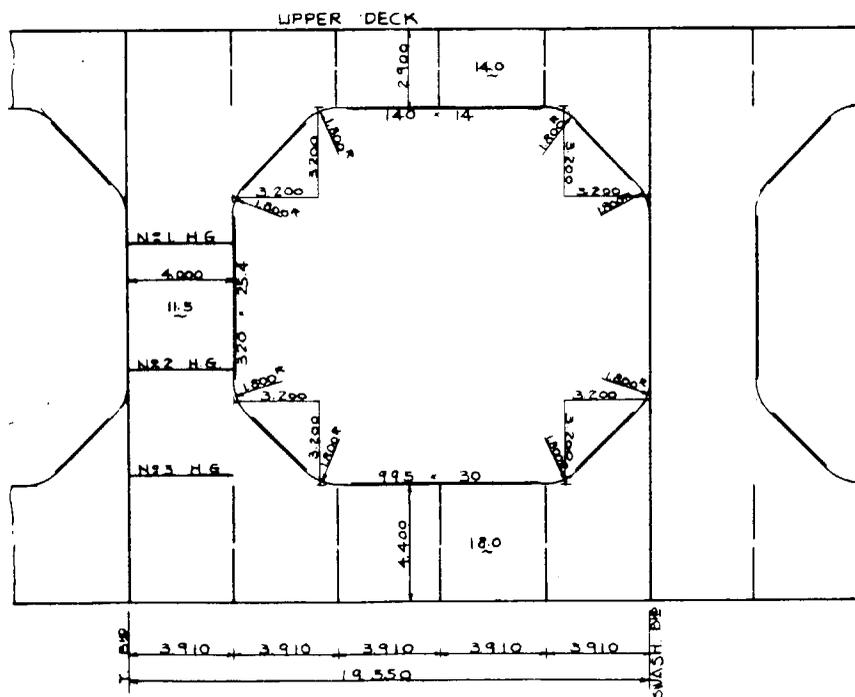


(b) Centre Line Ring Section

Fig. 5.3(2) LR Class 100,000 D.W.T.

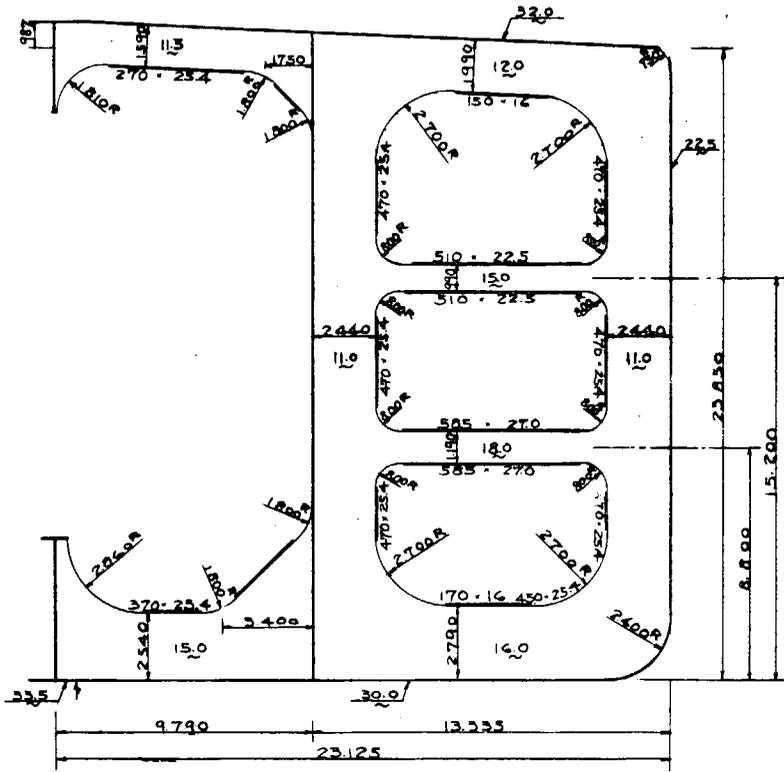


(a) Trans. Ring Section

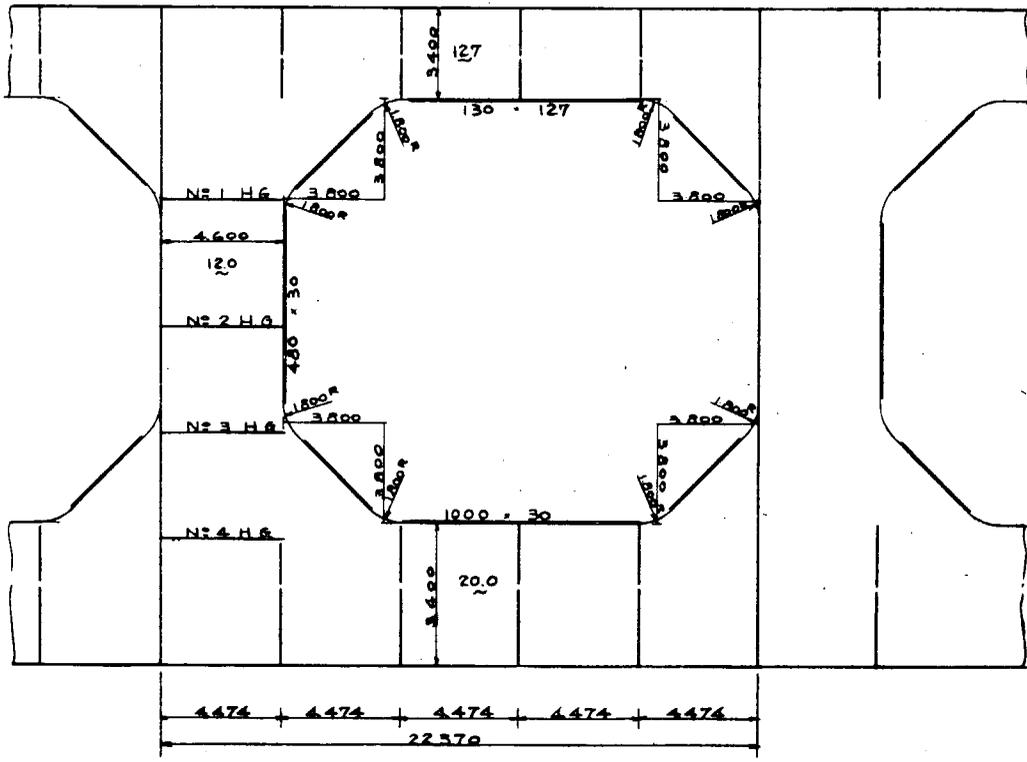


(b) Centre Line Ring Section

Fig. 5.4(2) NK Class 100.000 D.W.T.

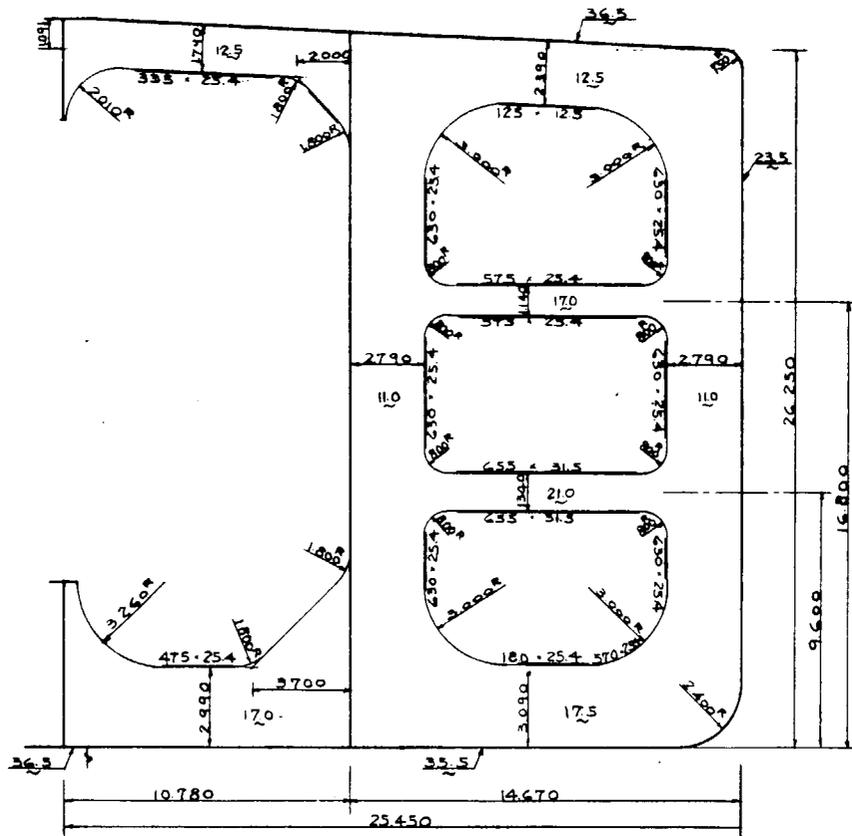


(a) Trans. Ring Section

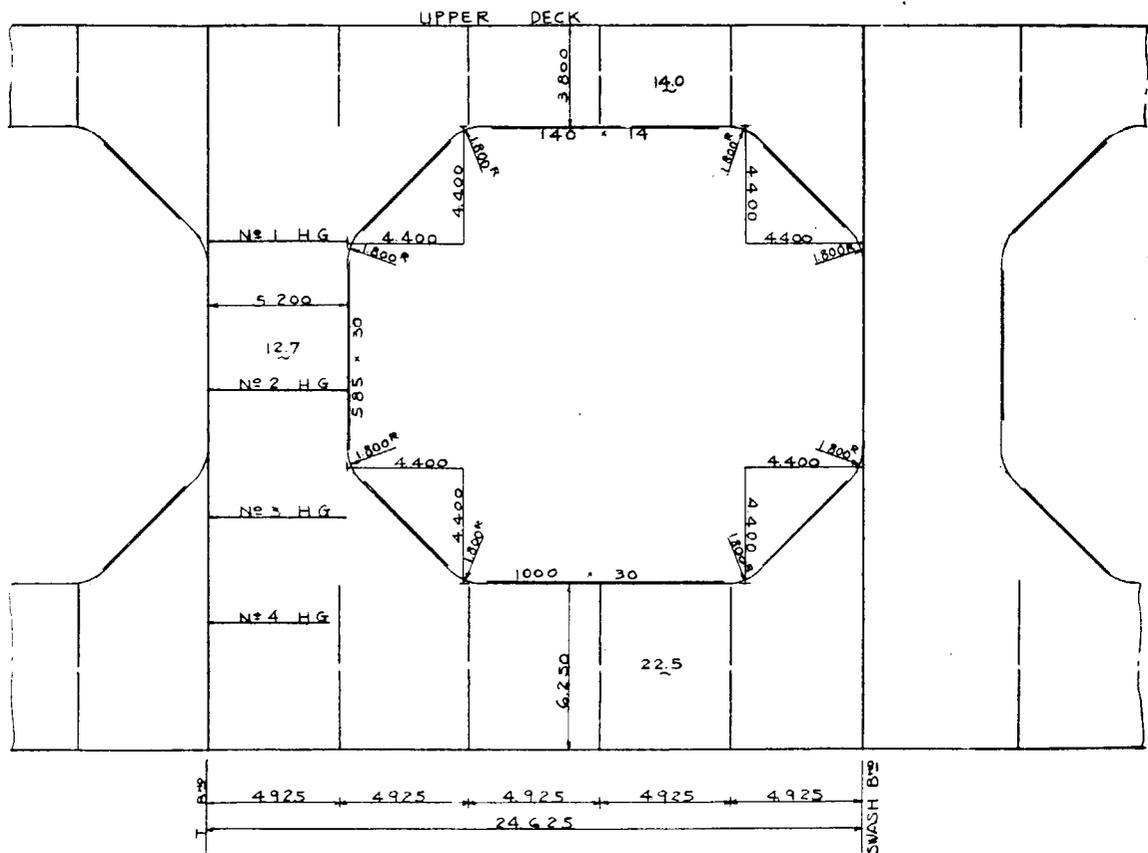


(b) Centre Line Ring Section

Fig. 5.4(3) NK Class 150,000 D.W.T.

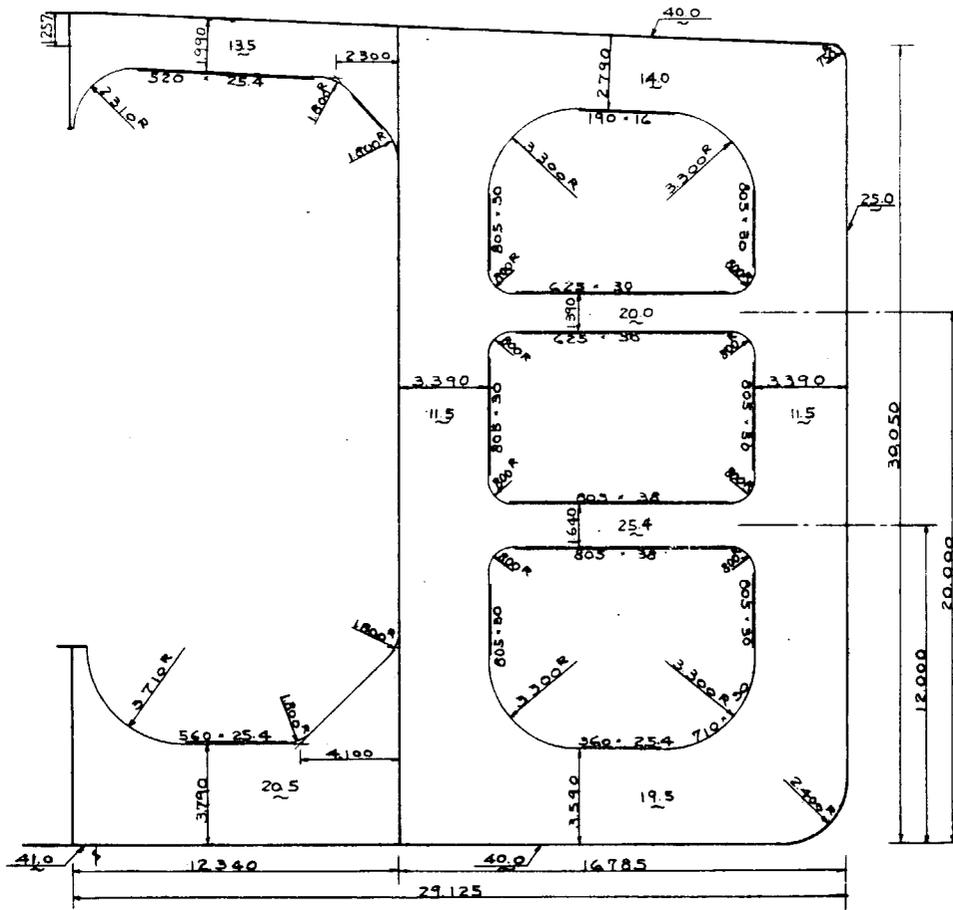


(a) Trans. Ring Section

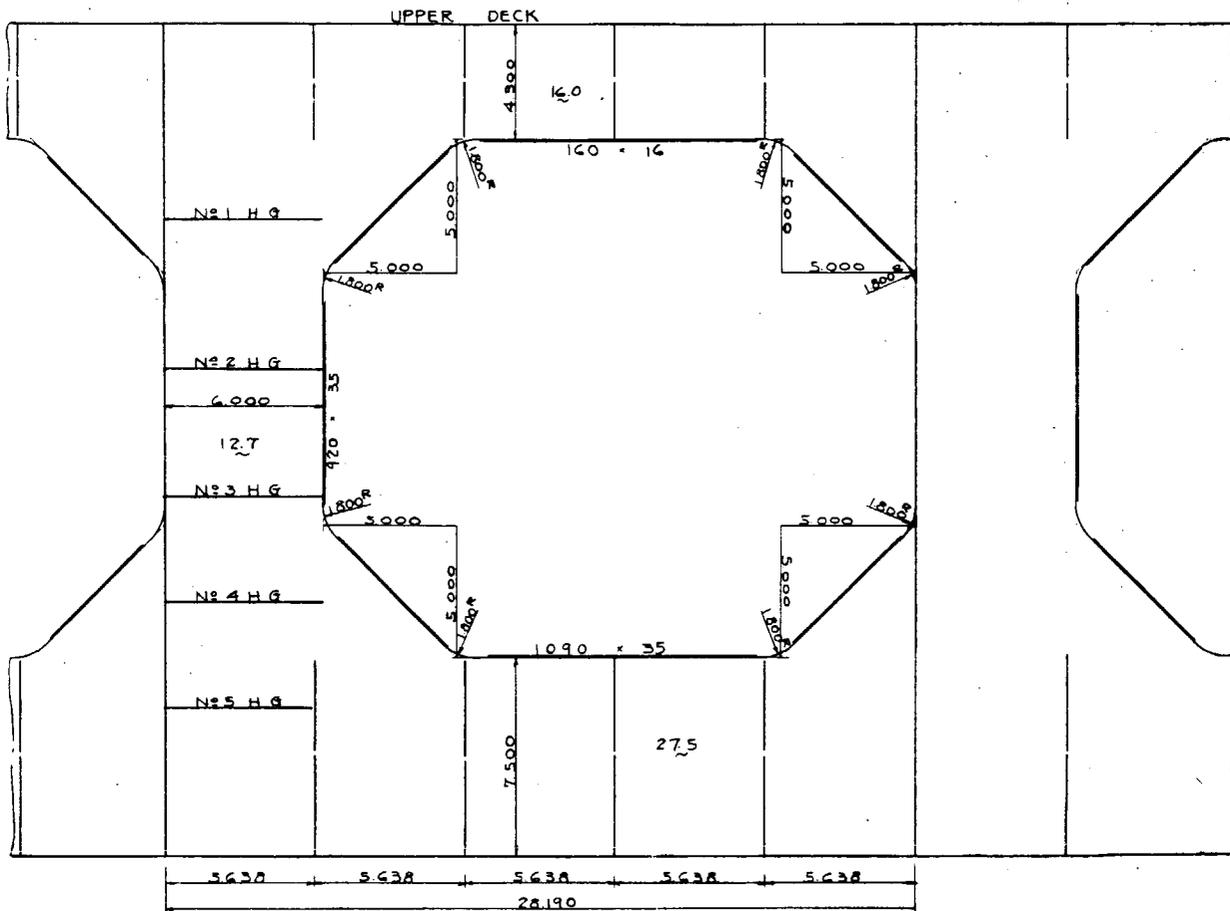


(b) Centre Line Ring Section

Fig. 5.4(4) NK Class 200,000 D.W.T.

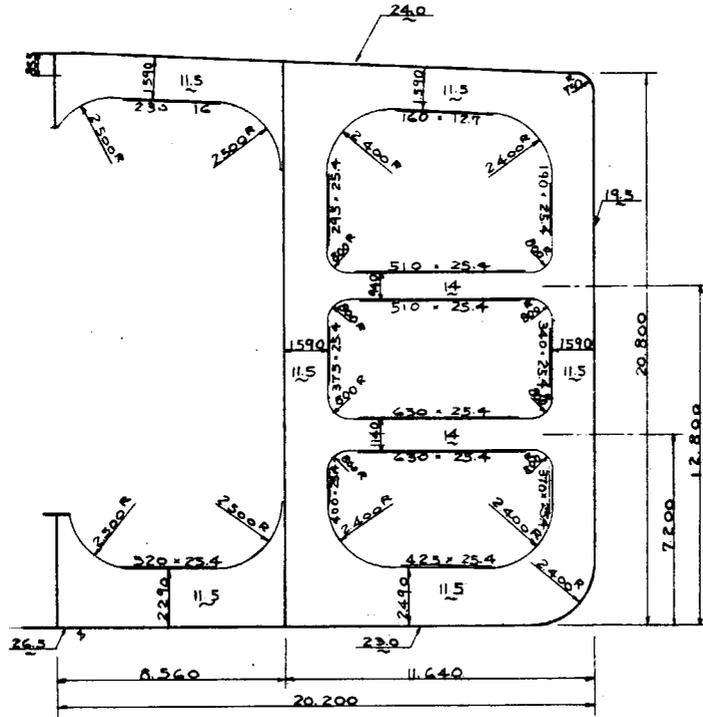


(a) Trans. Ring Section

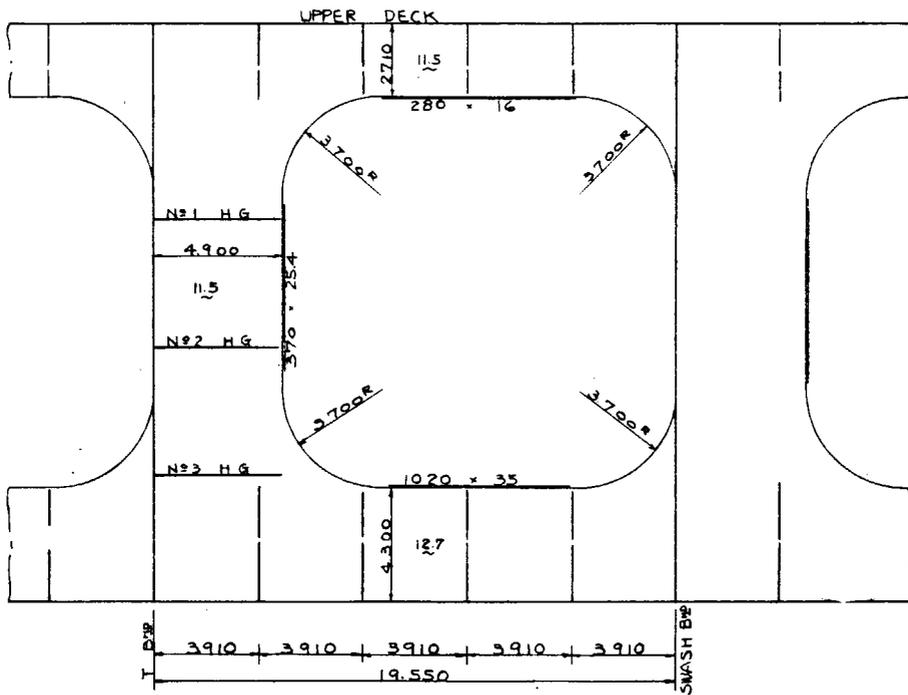


(b) Centre Line Ring Section

Fig. 5.4(5) NK Class 300,000 D.W.T.



(a) Trans. Ring Section



(b) Centre Line Ring Section

Fig. 5.5(2) NV Class 100,000 D.W.T.

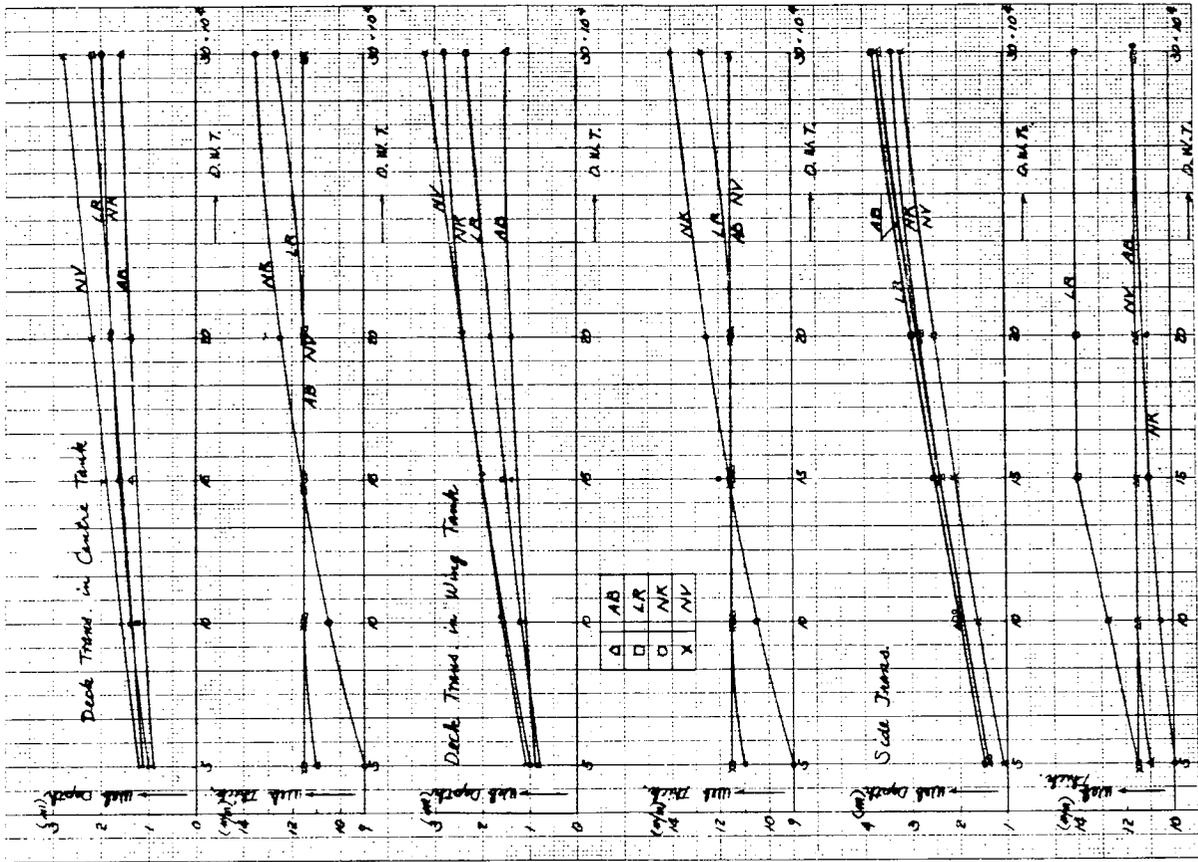


Fig. 5.6(2) Trans. Ring

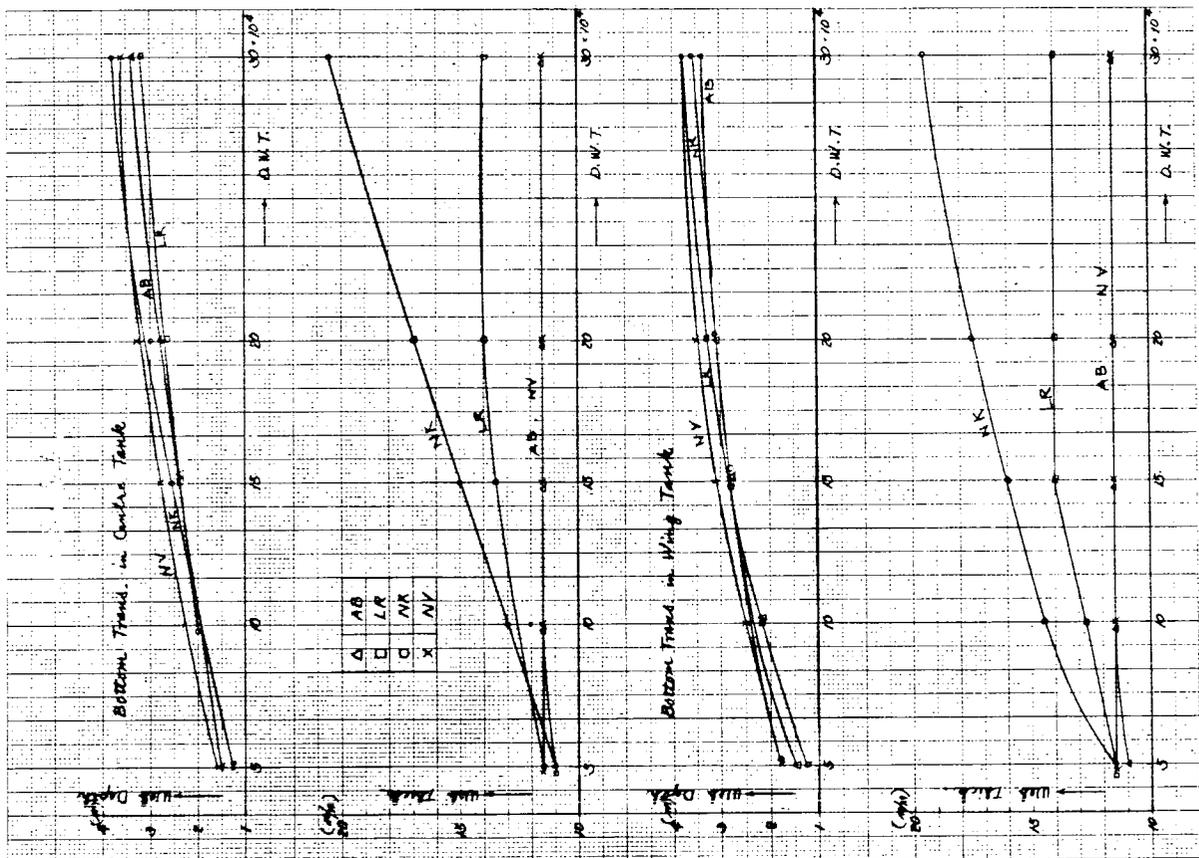


Fig. 5.6(1) Trans. Ring

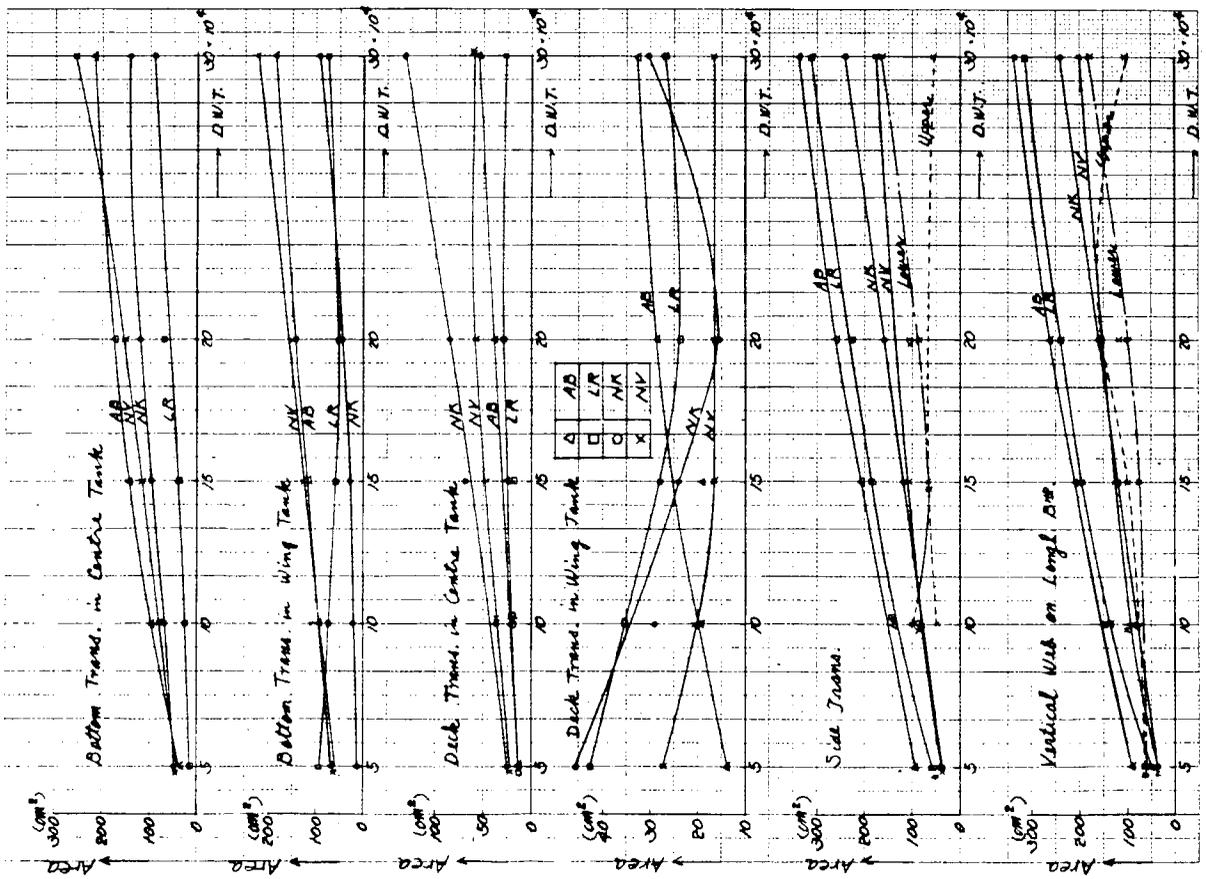


Fig. 5.6(3) Face Area of Trans. Ring Member

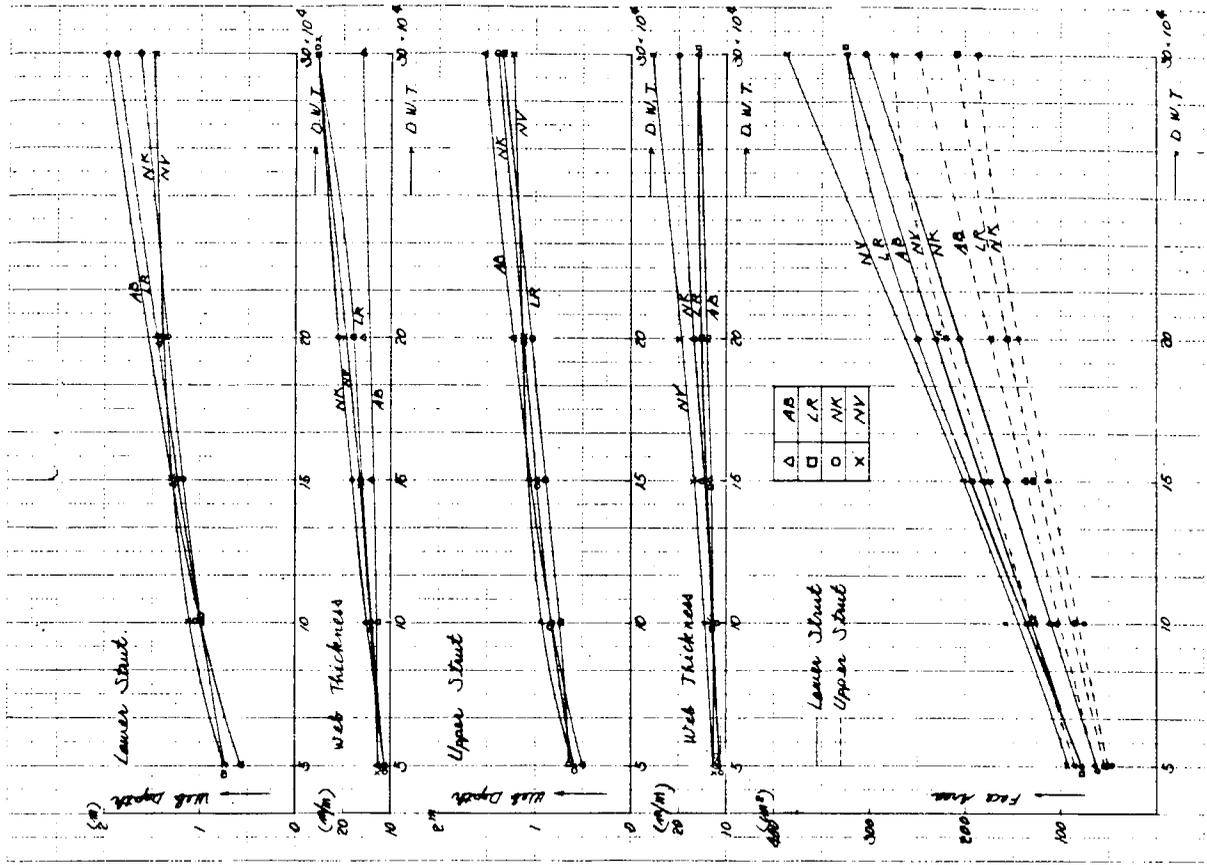


Fig. 5.6(4) Strut

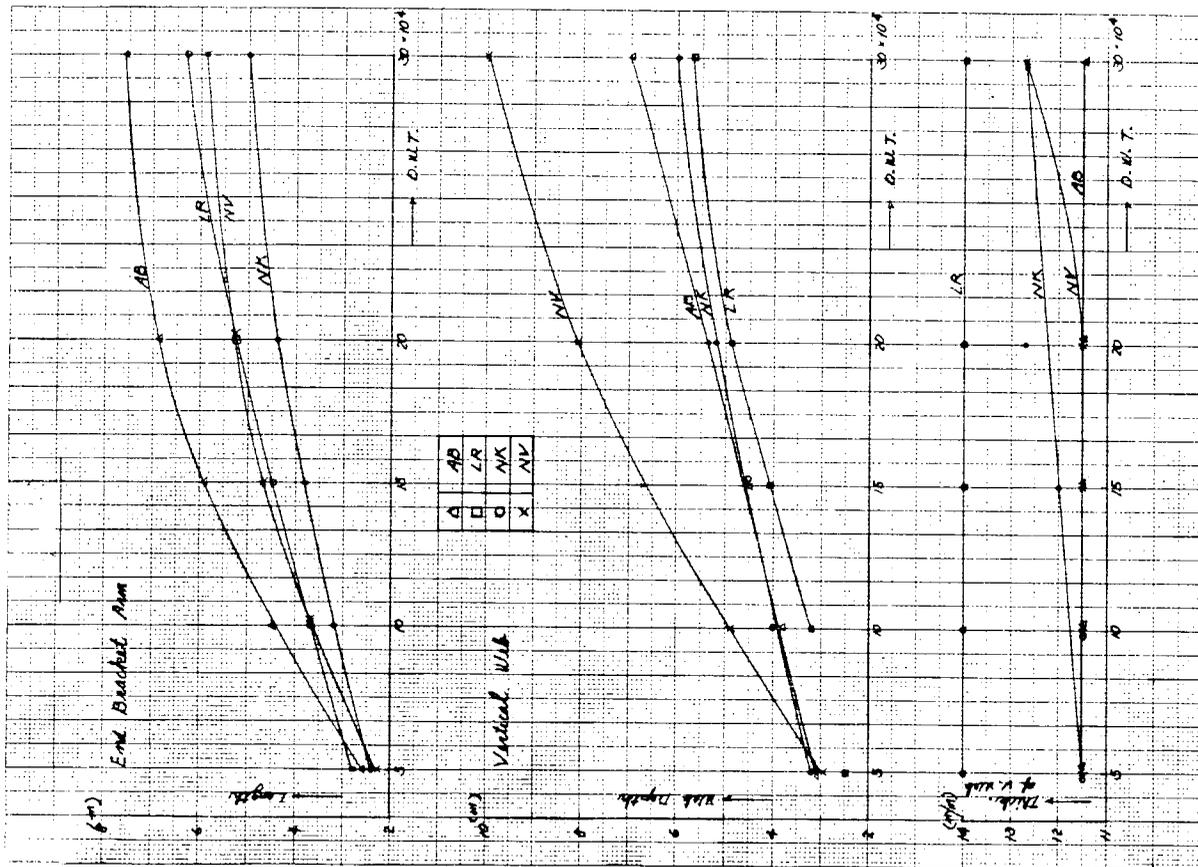


Fig. 5.6(6) Centre Line Ring

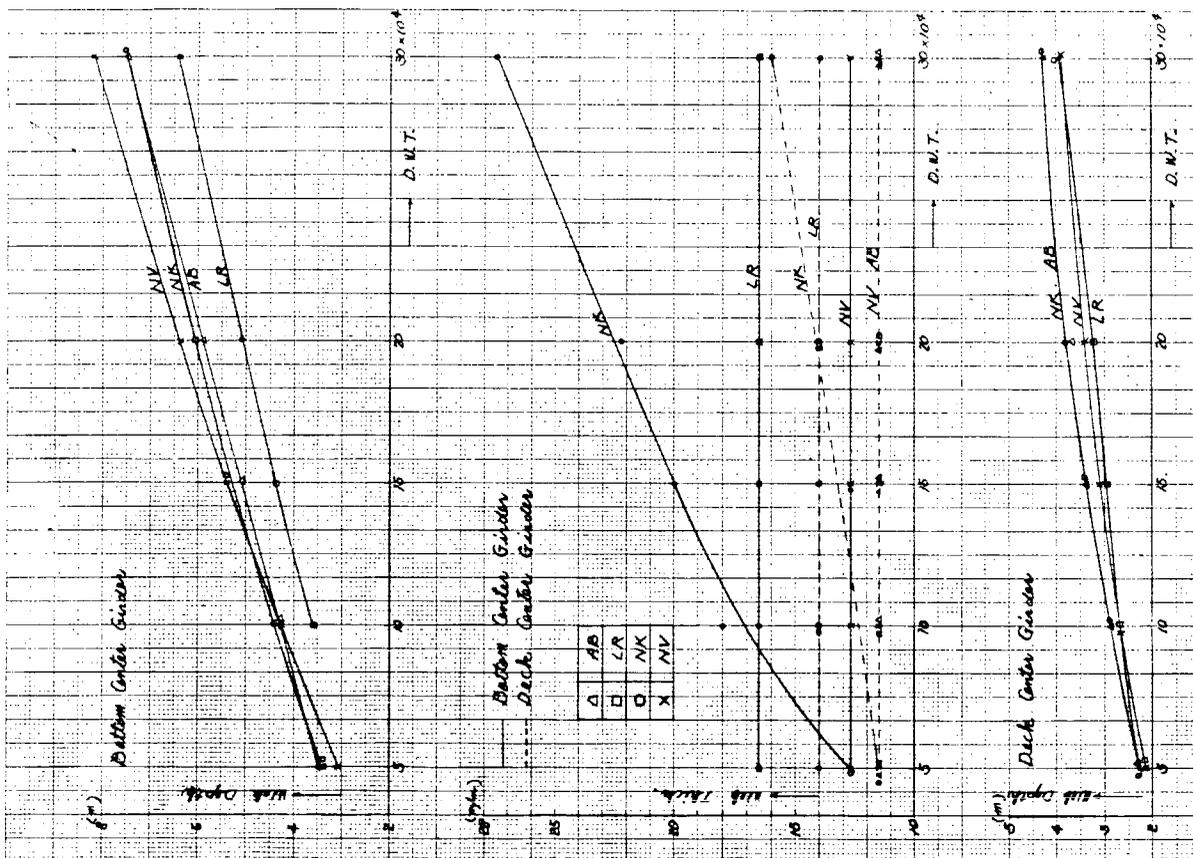


Fig. 5.6(5) Centre Line Ring

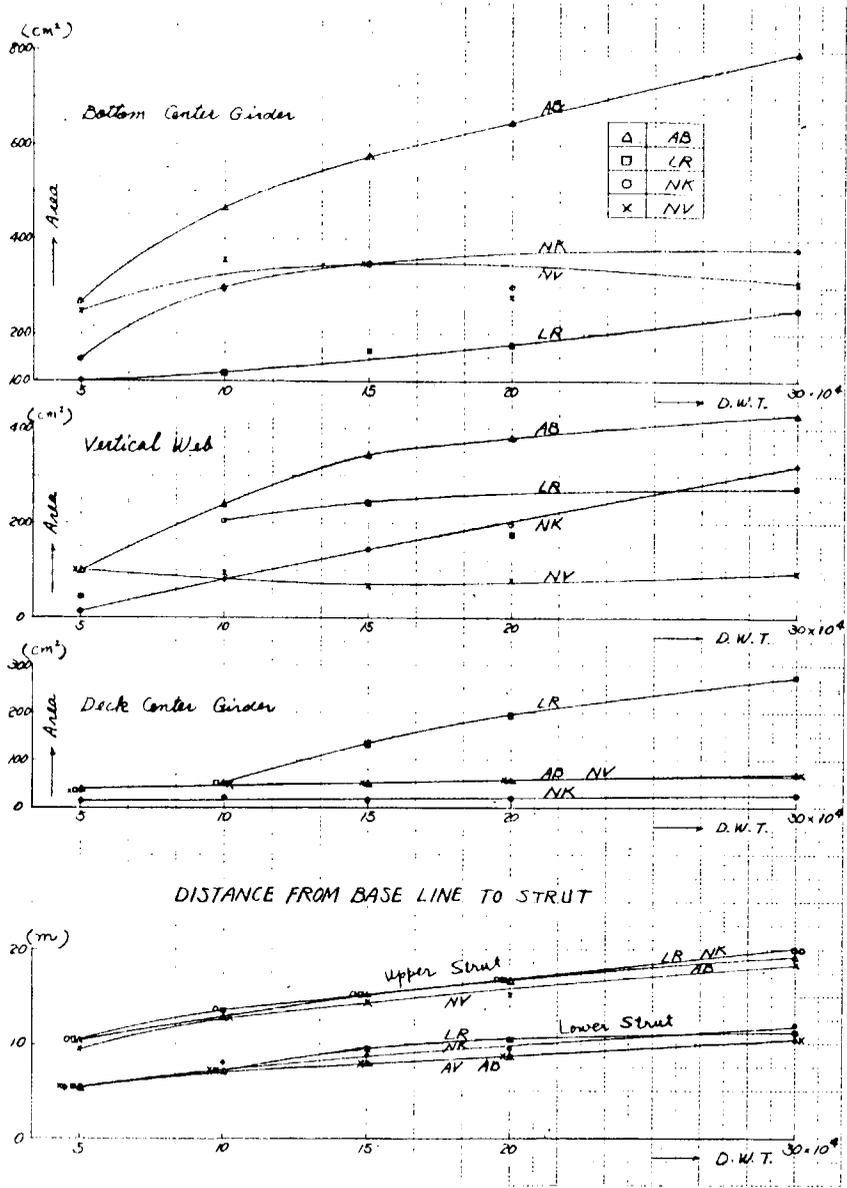


Fig. 5.6(7) Face Area of Centre Line Ring

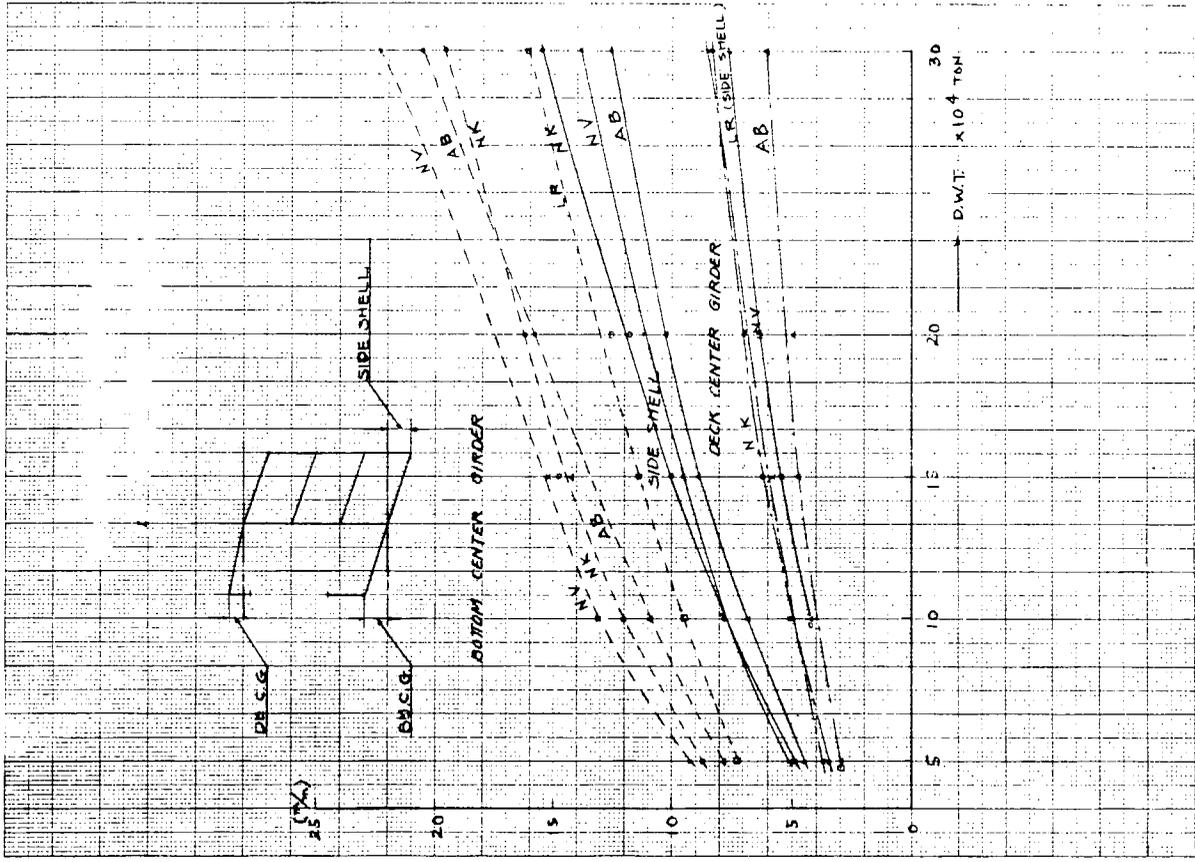


Fig. 5.8(2) Relative Deflection in Full Load Condition

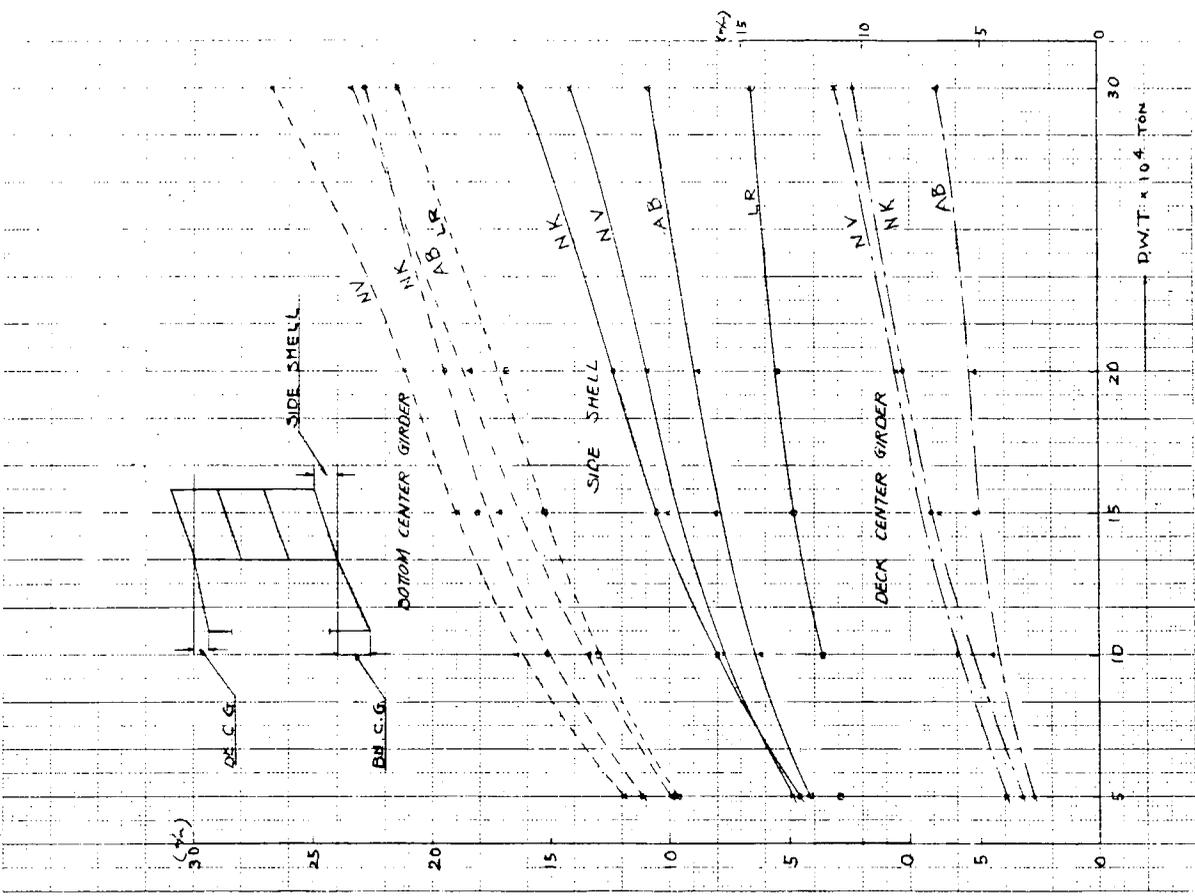


Fig. 5.8(u) Relative Deflection in Structural Test Condition

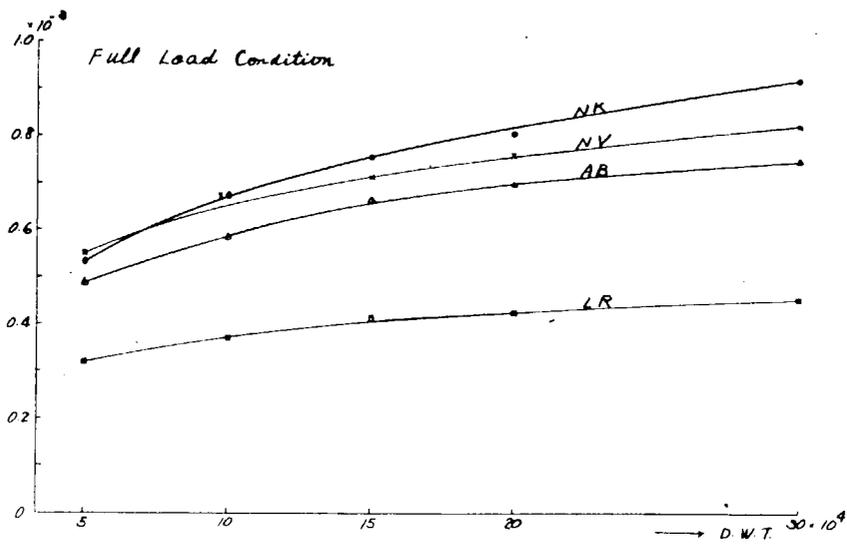
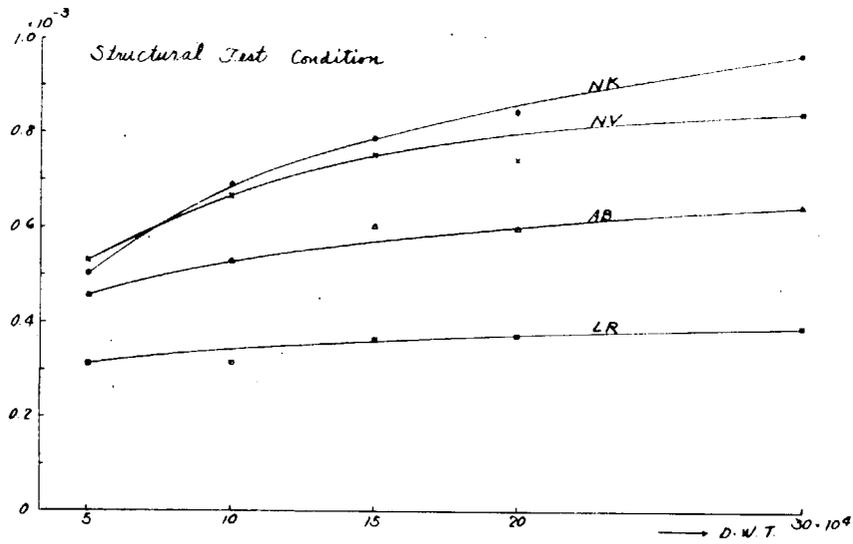


Fig. 5.8(3) Shear Strain of Wing Tank

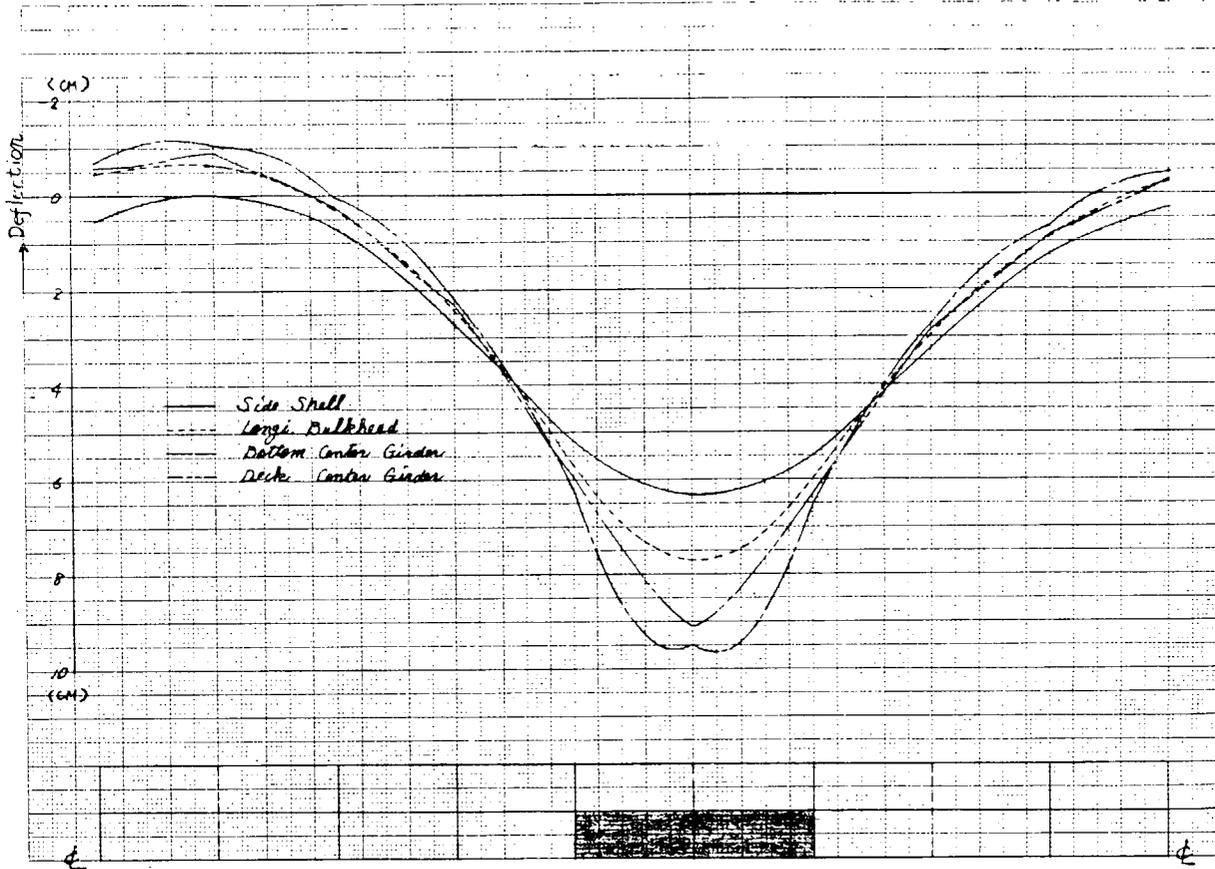


Fig. 5.9(1) NK 20 Structural Test Deflection Curve

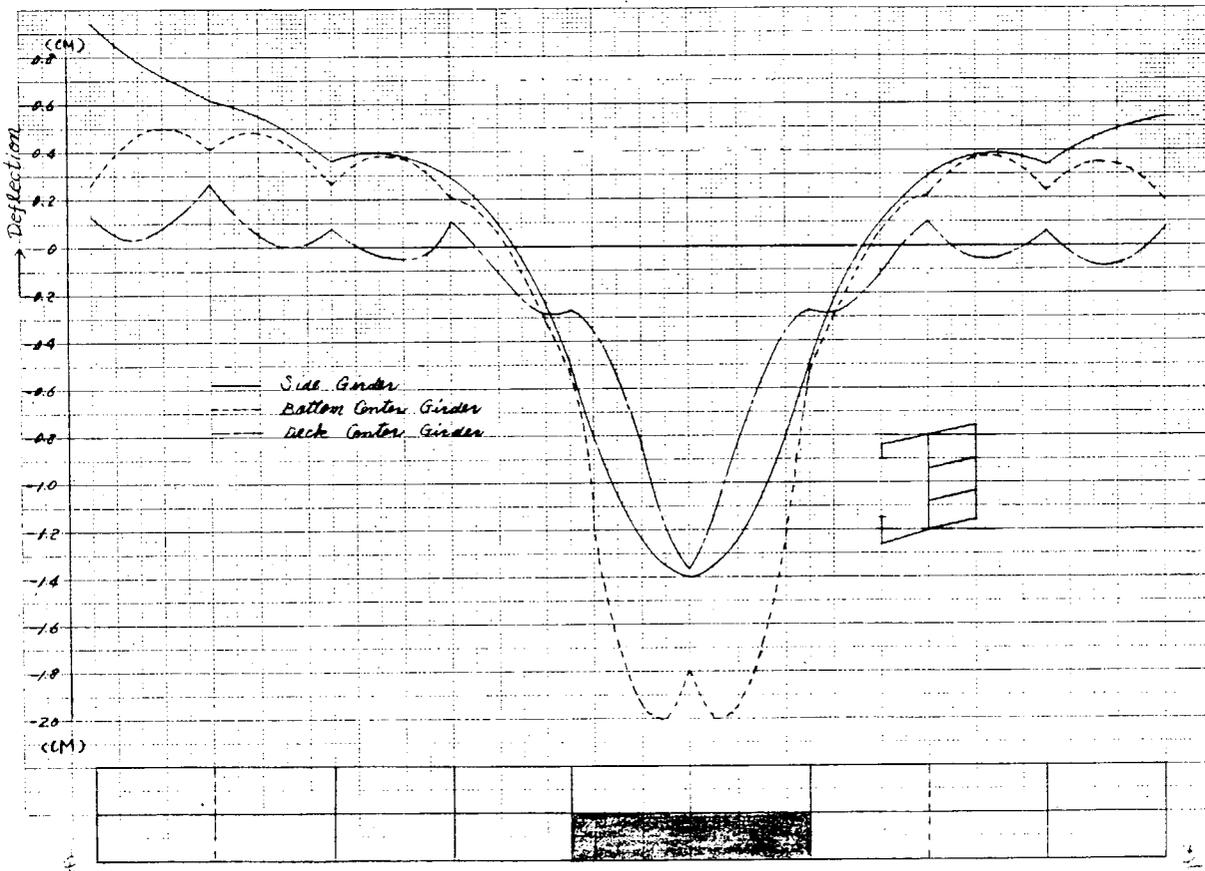


Fig. 5.9(2) NK 20 Structural Test Relative Deflection

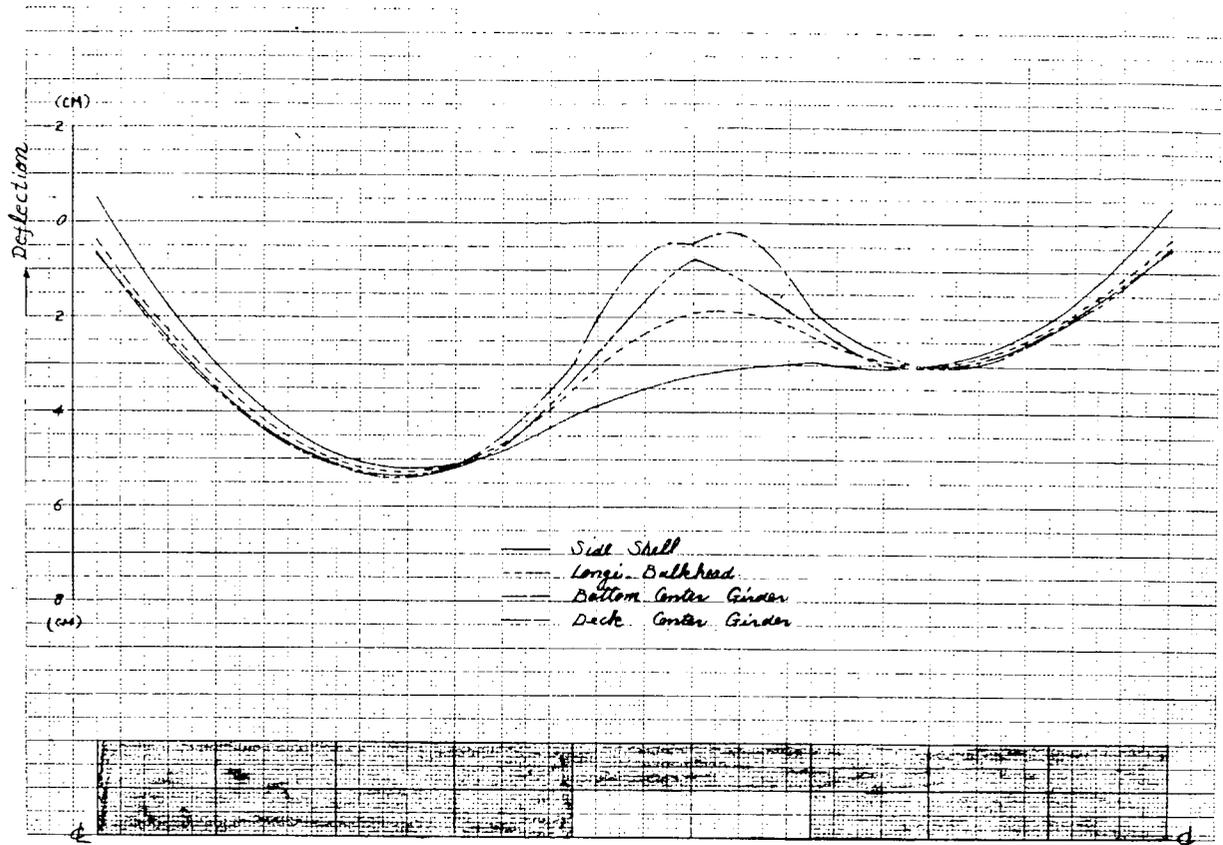


Fig. 5.9(3) NK20 Full Load Condition Deflection Curve

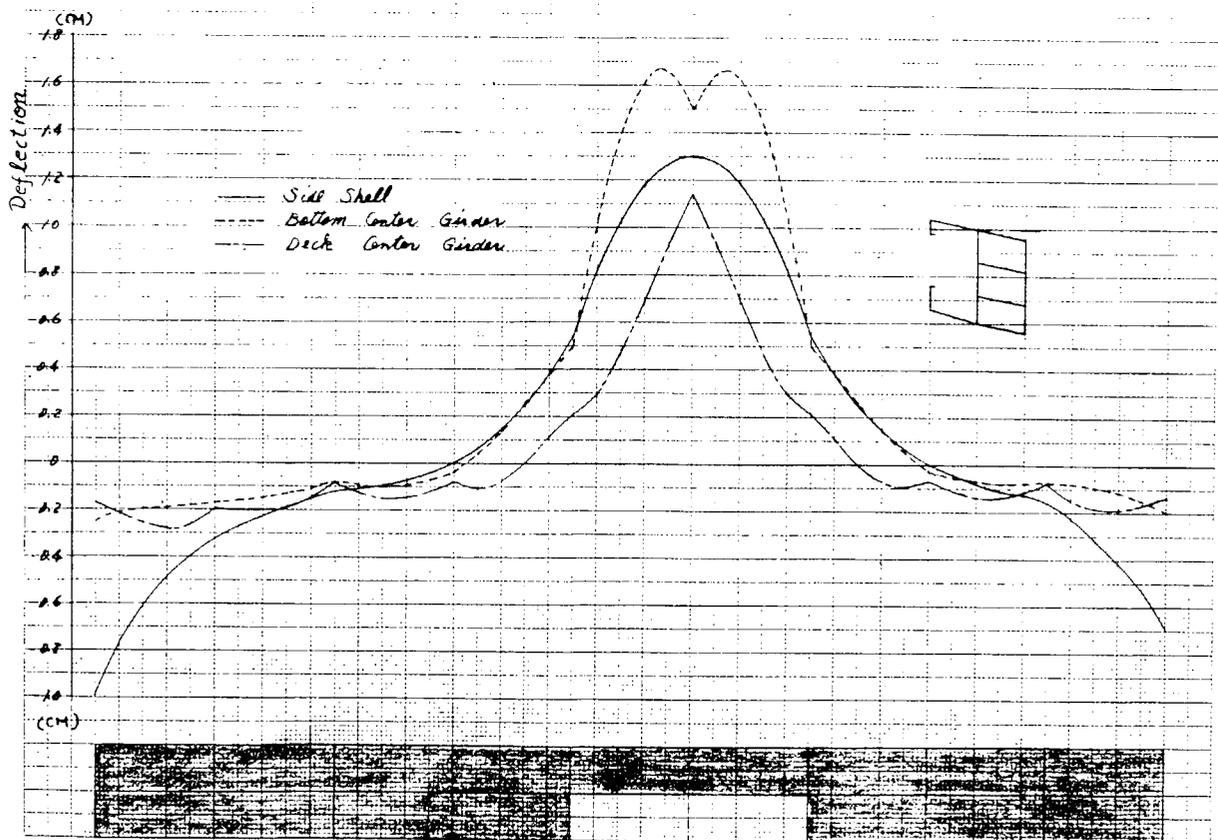
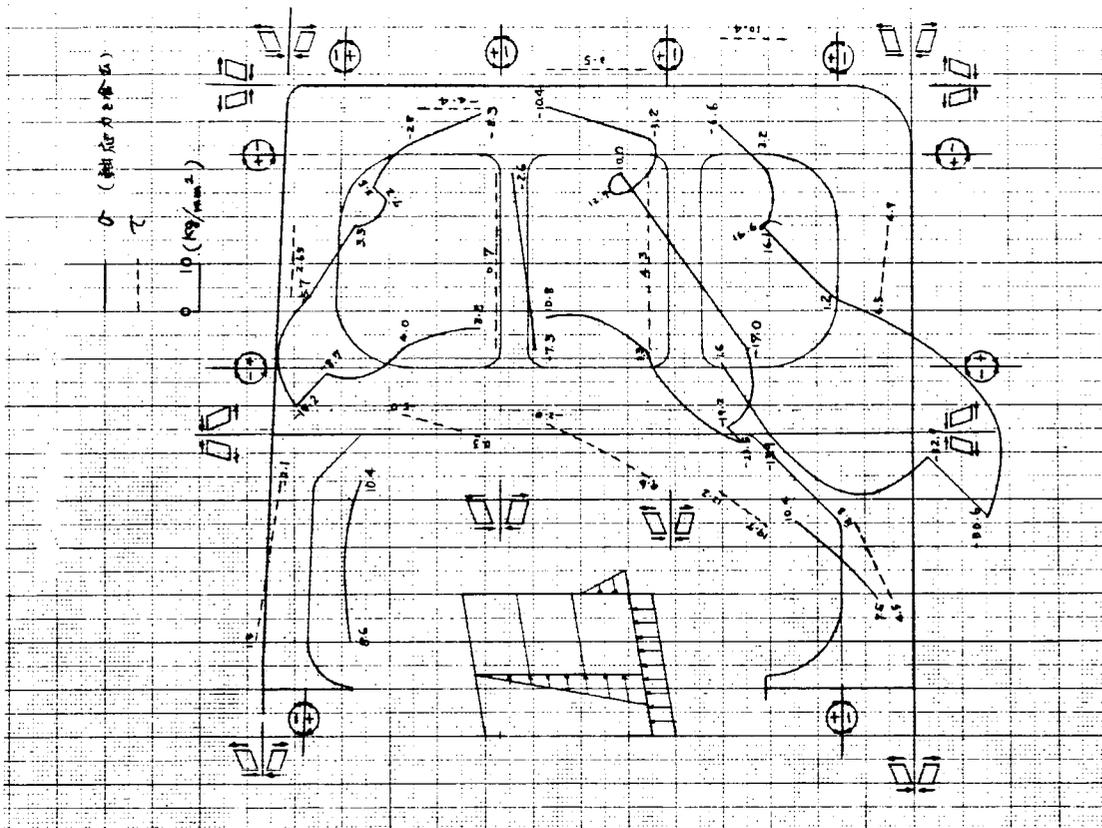
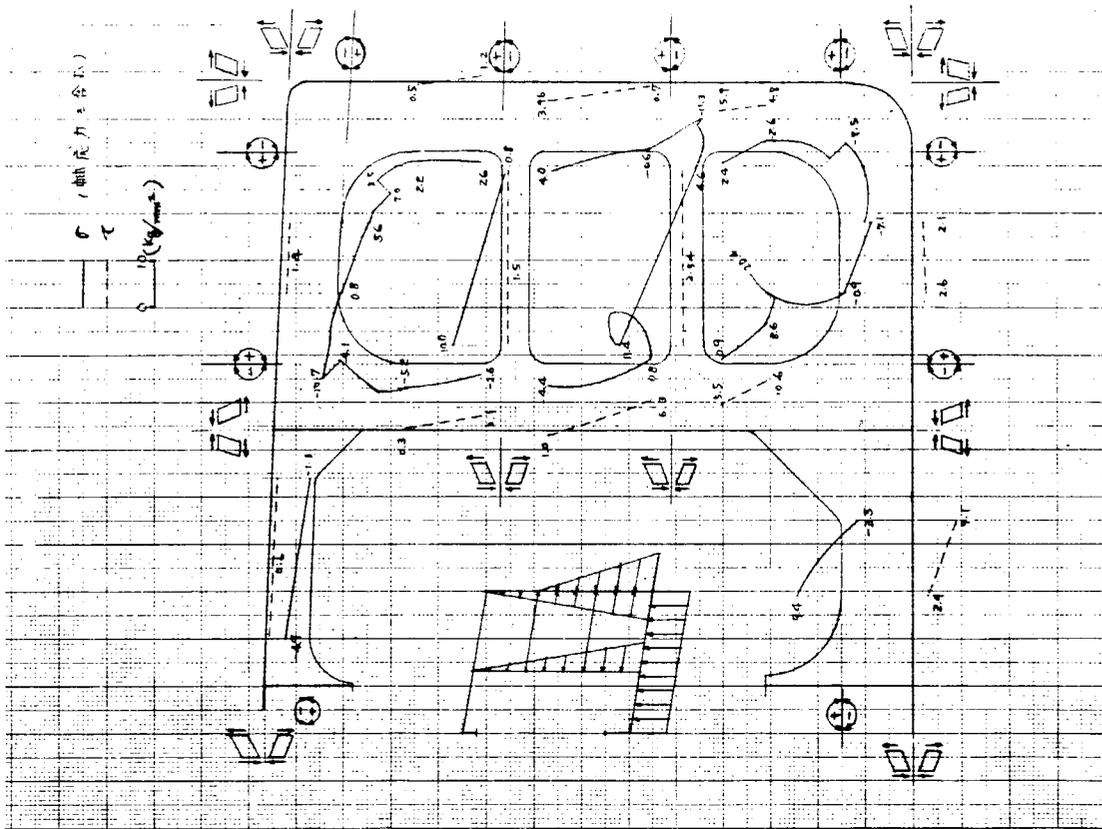


Fig. 5.9(4) NK20 Full Load Condition Relative Deflection

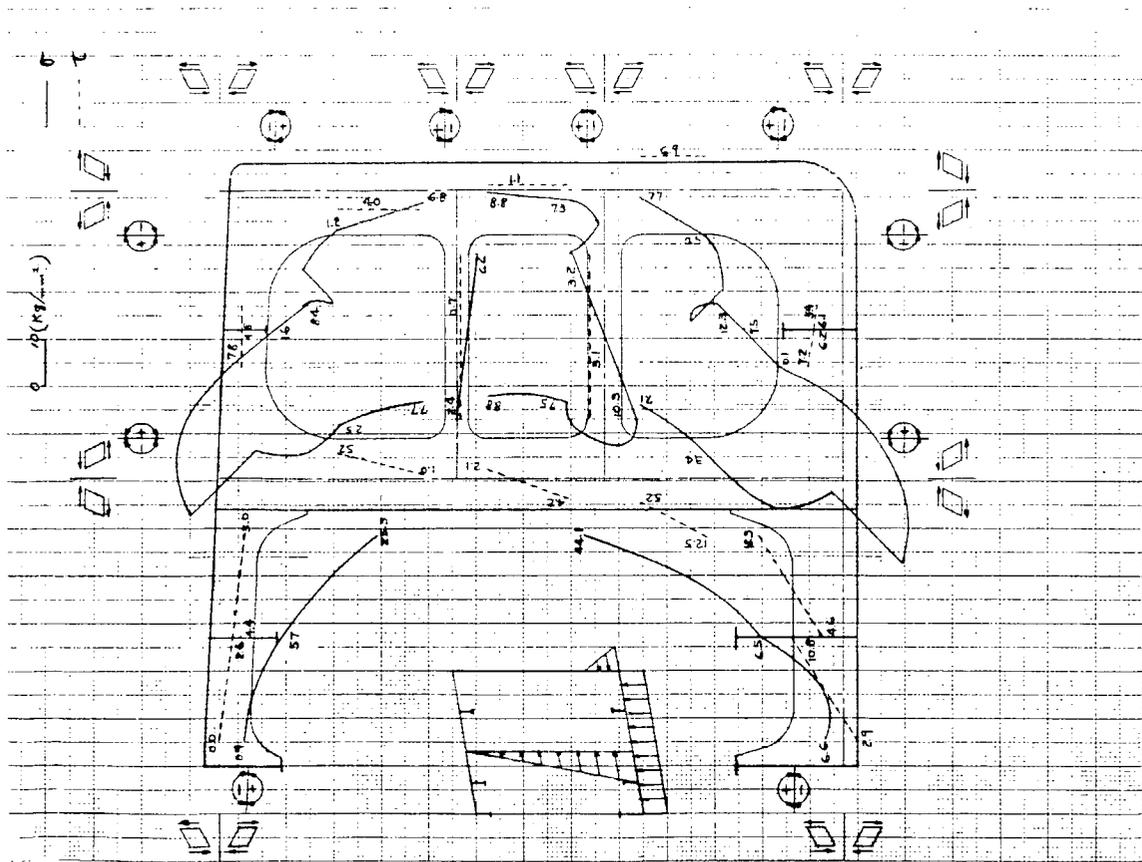


(a) Structural Test Condition

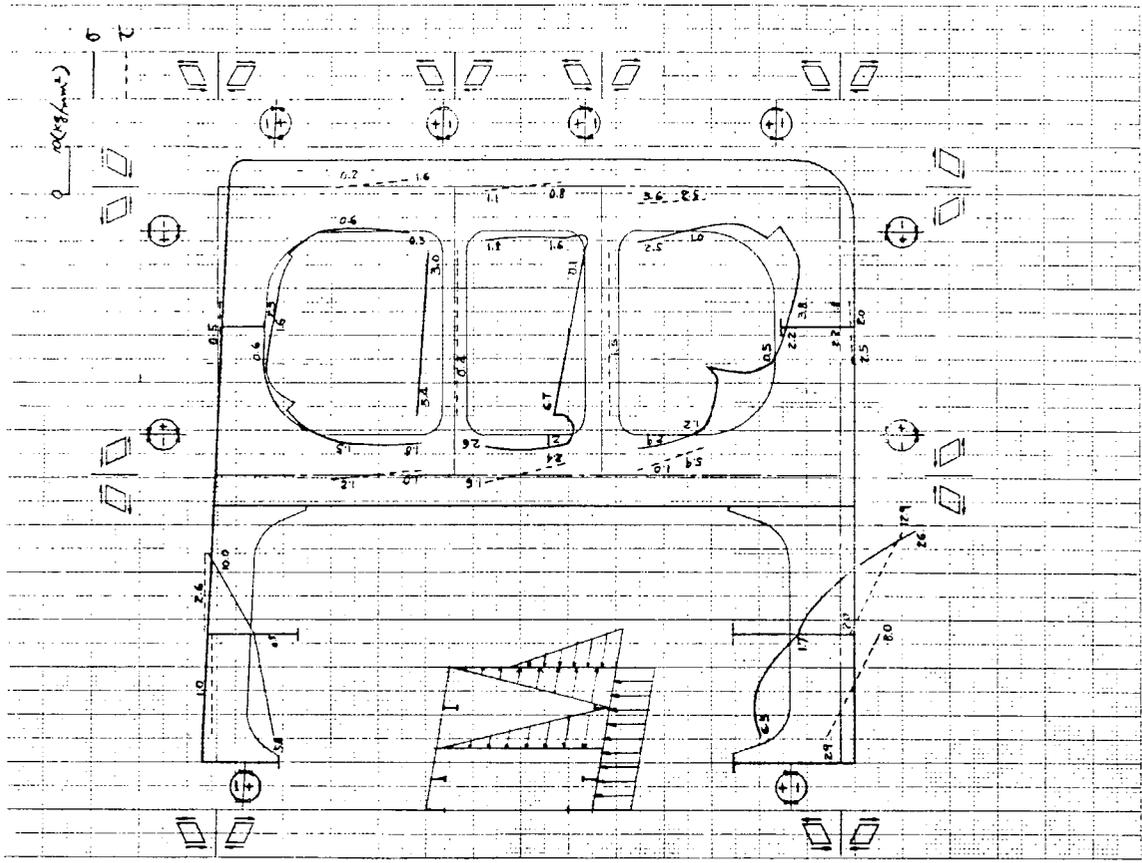


(b) Full Load Condition

FIG. 5.11(1) NK Class 200,000 D.W.T.の応力計算結果

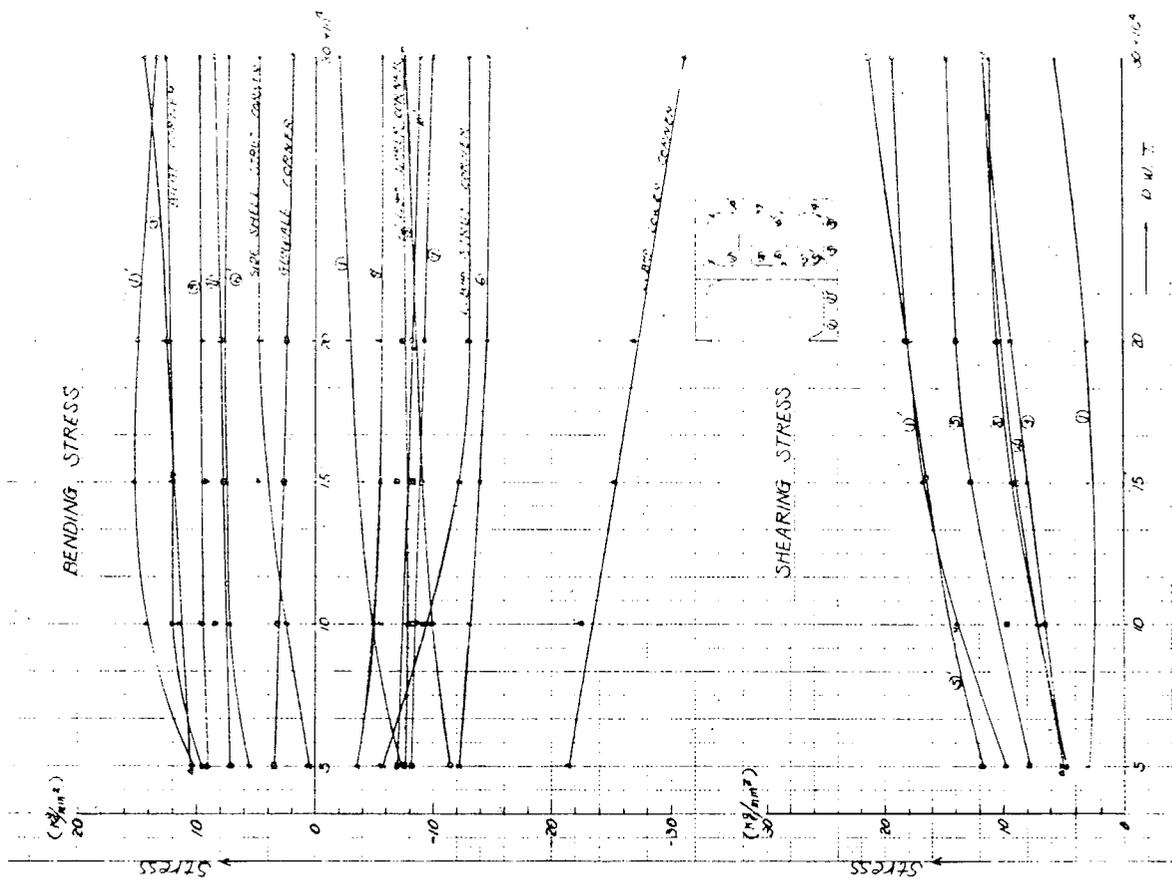


(a) Structural Test Condition

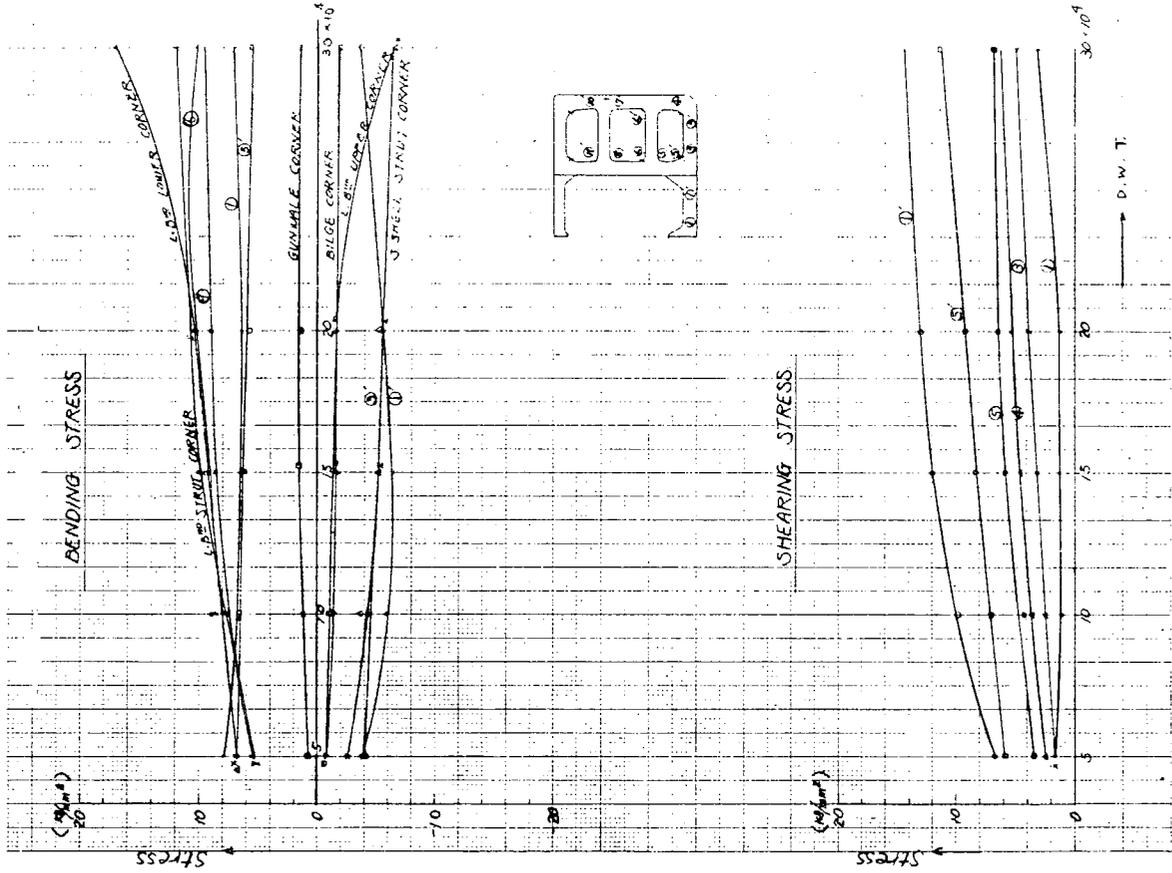


(b) Full Load Condition

Fig. 5.1.1(2) LR Class 200,000 D.W.T.の応力計算結果

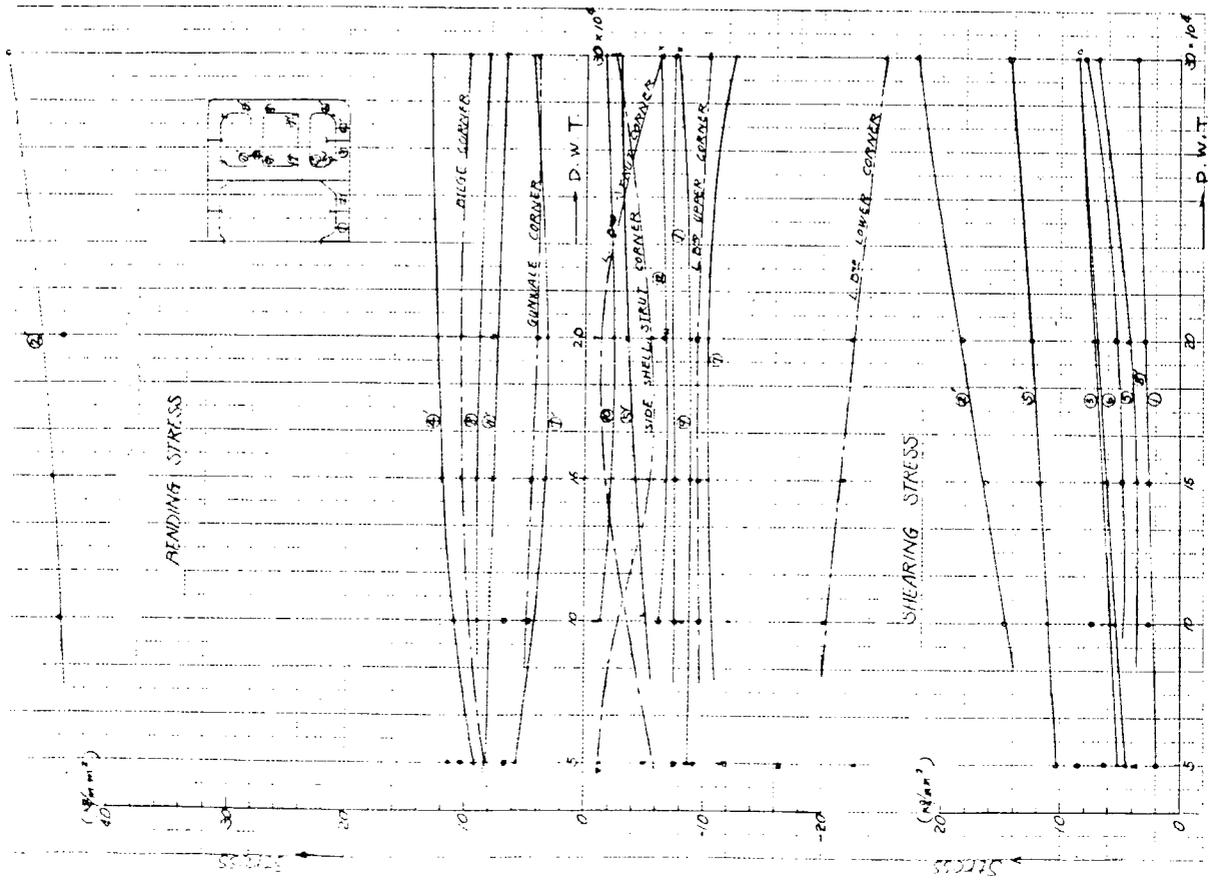


(1) Structural Test Condition

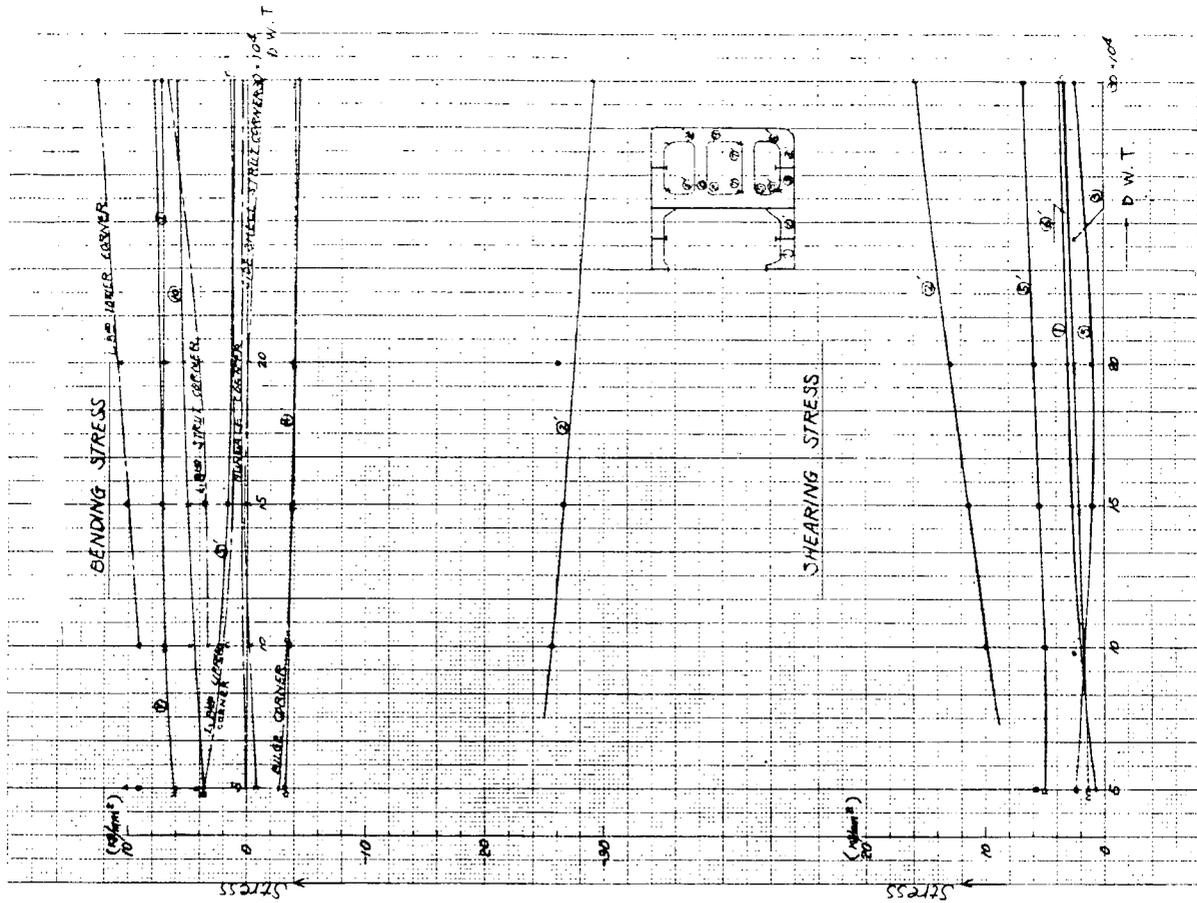


(2) Full Load Condition

Fig. 5.14 A B クラスの応力傾向図

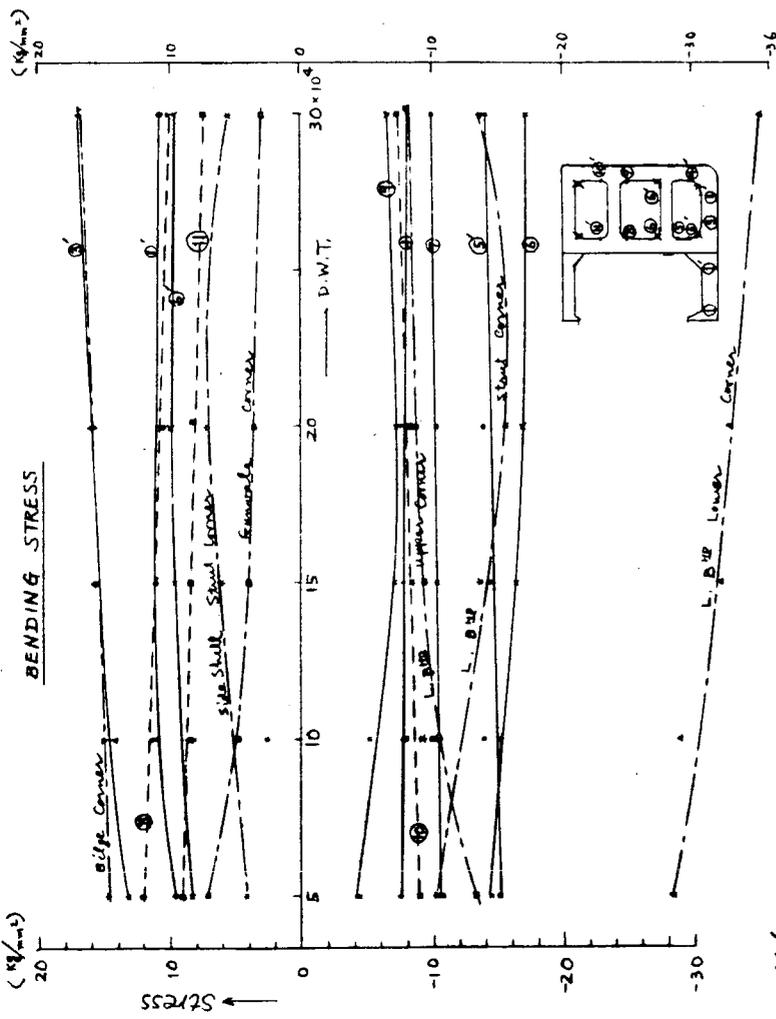


(1) Structural Test Condition

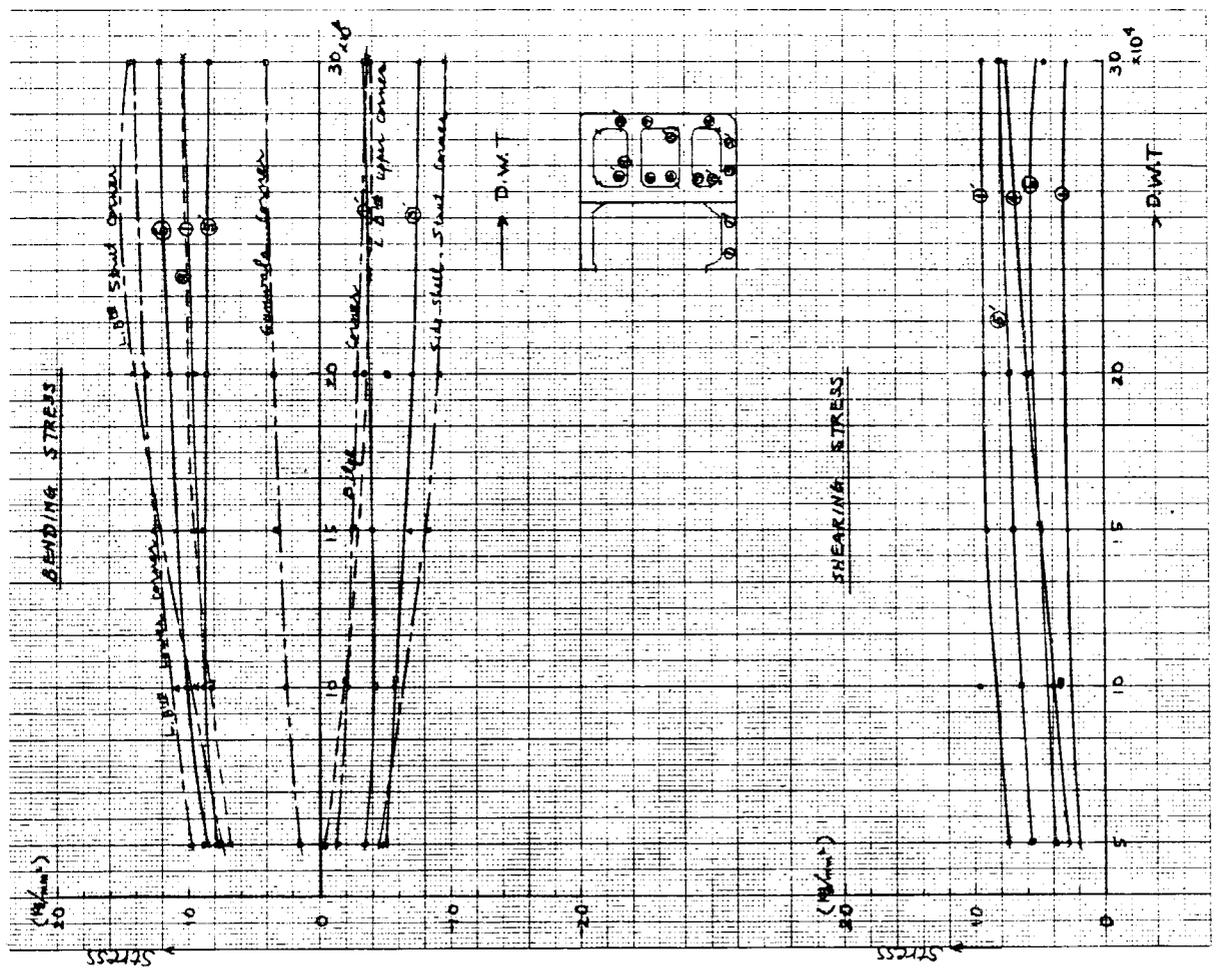


(2) Full Load Condition

Fig. 5.15 LRクラスの応力傾向図

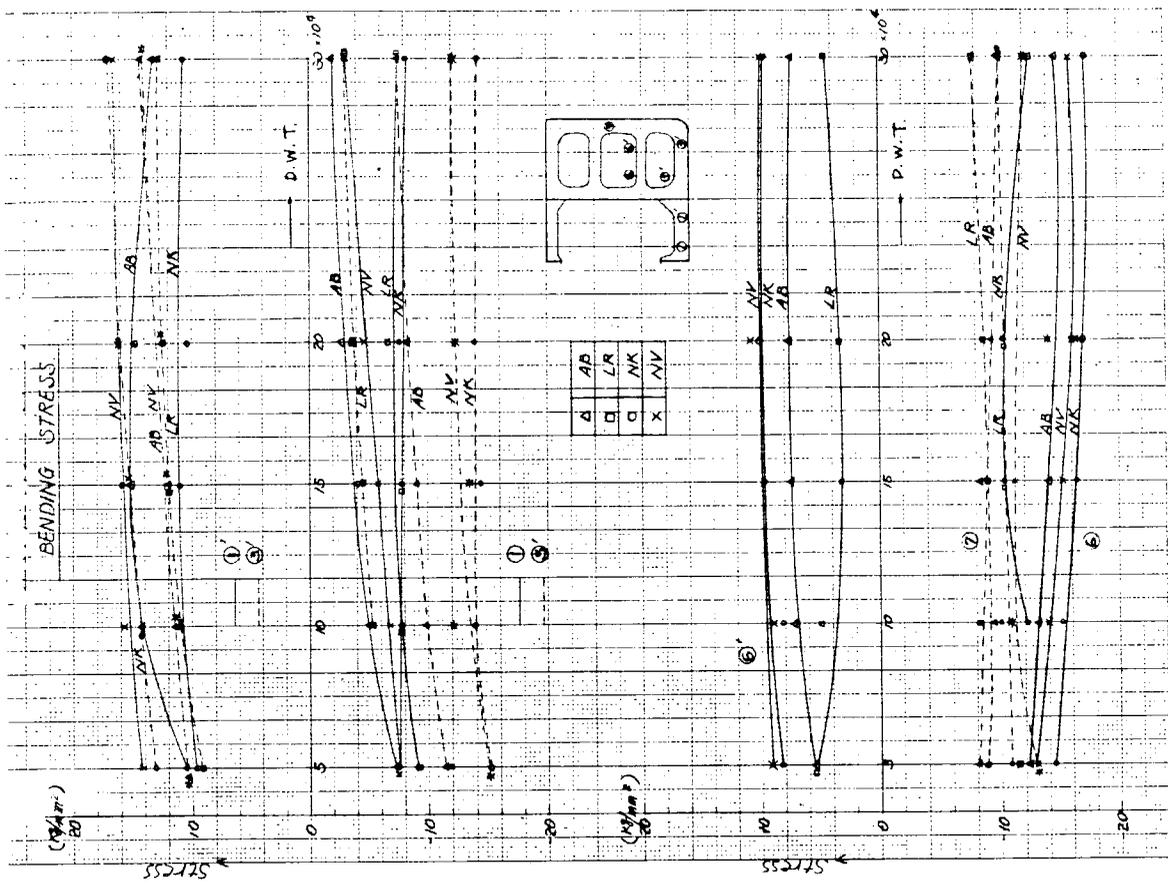


(1) Structural Test Condition

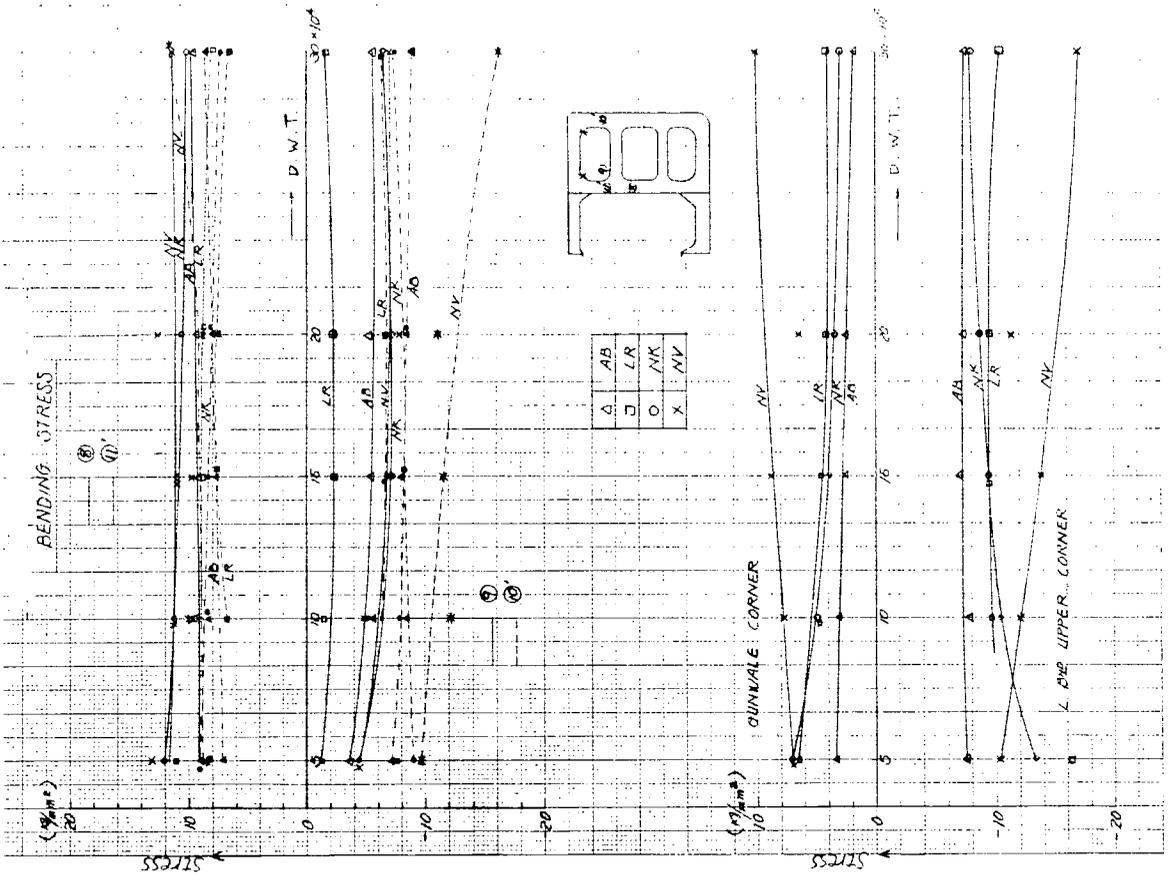


(2) Full Load Condition

Fig. 5.16 NKクラスの応力傾向図

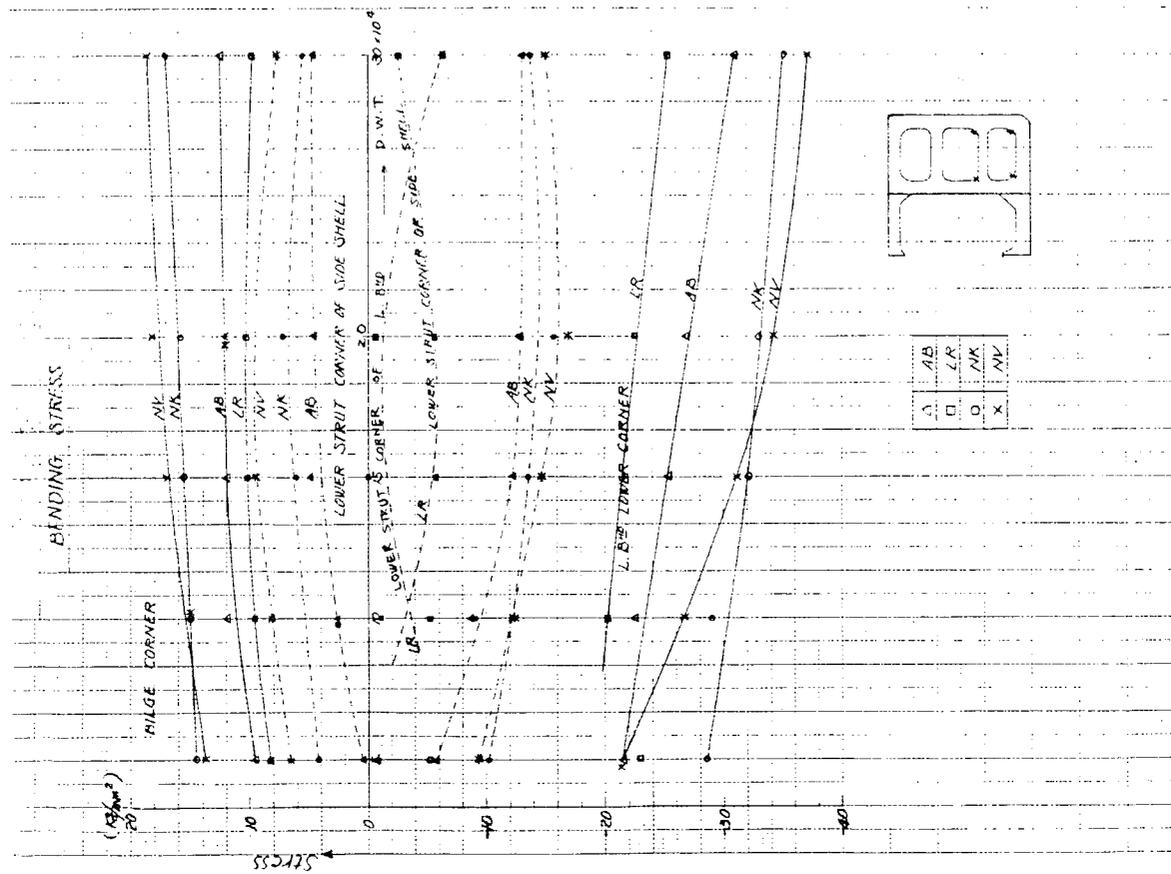


(1) Bending Stress $\sigma_{\phi 1}$

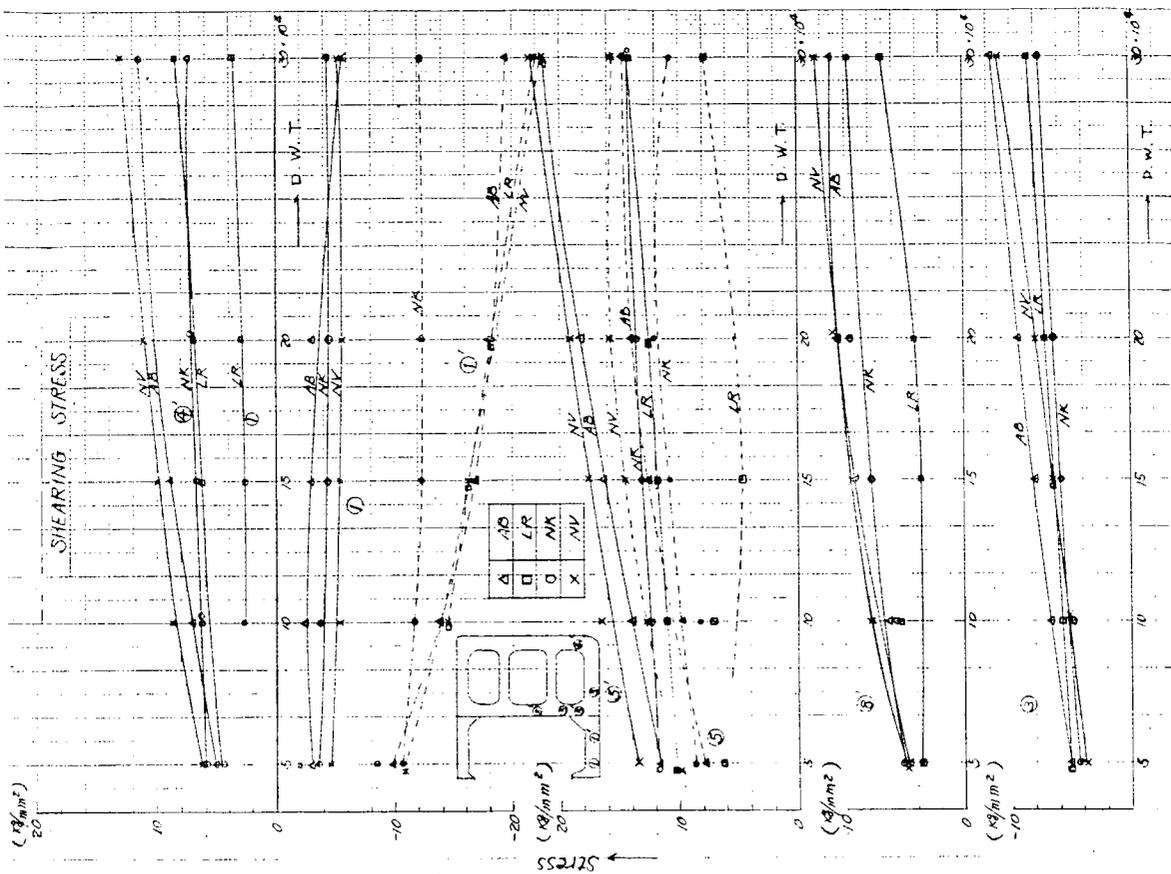


(2) Bending Stress $\sigma_{\phi 2}$

Fig. 5.18 Structural Test Condition

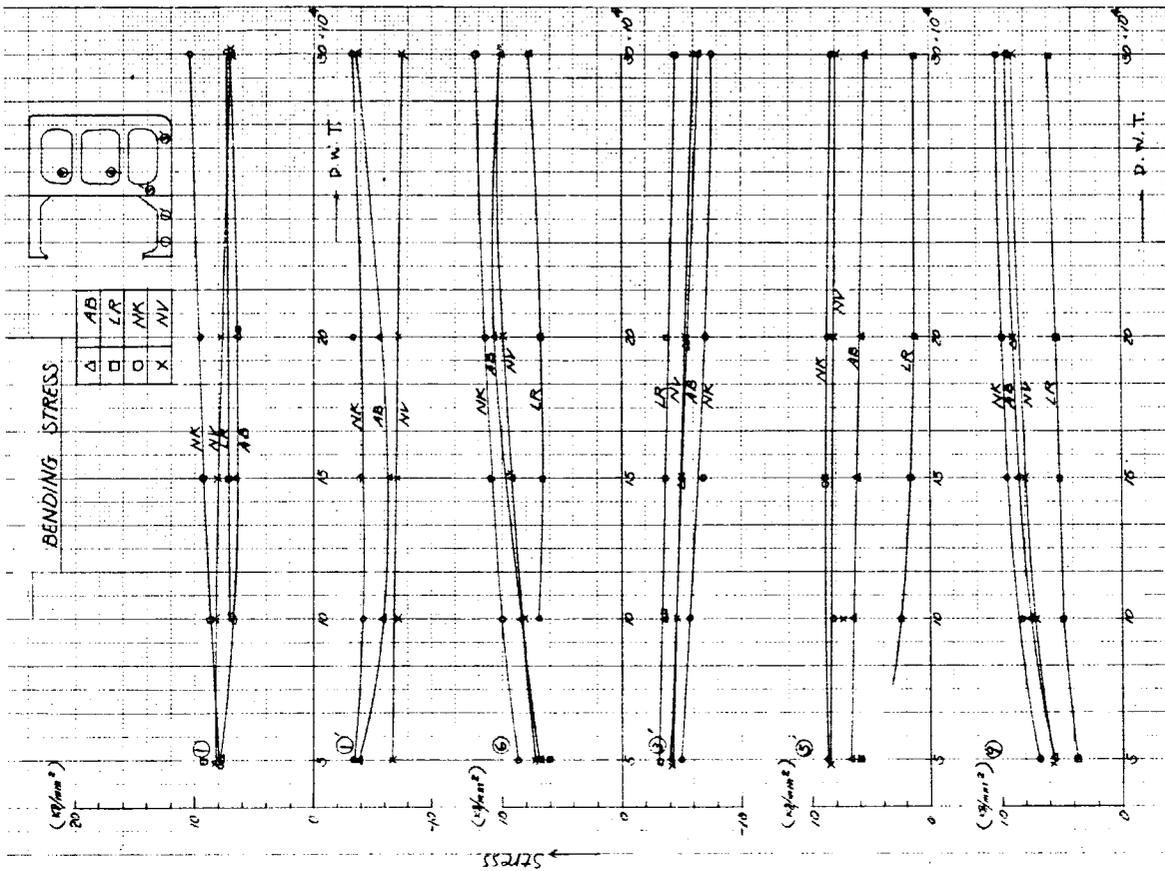


(3) Bending Stress 7-03

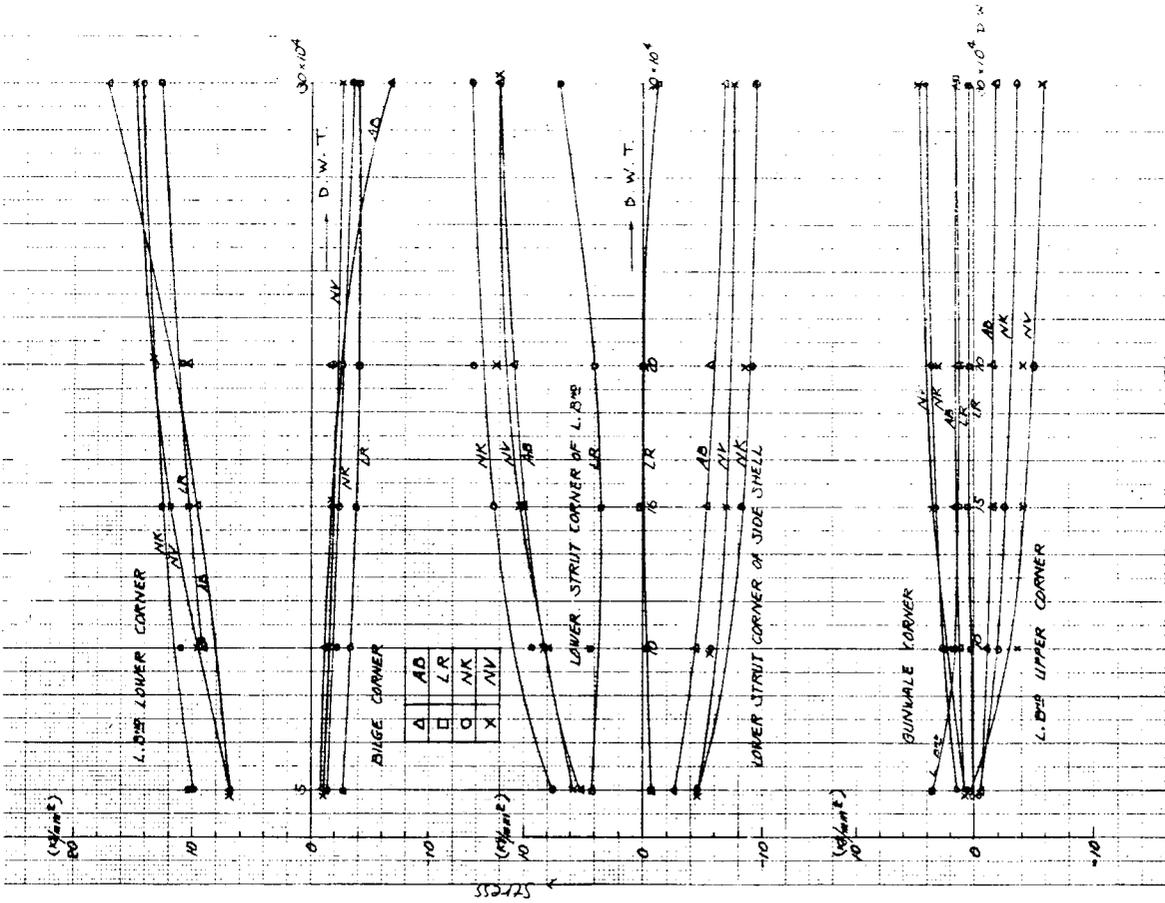


(4) Shearing Stress

Fig. 5.18 Structural Test Condition

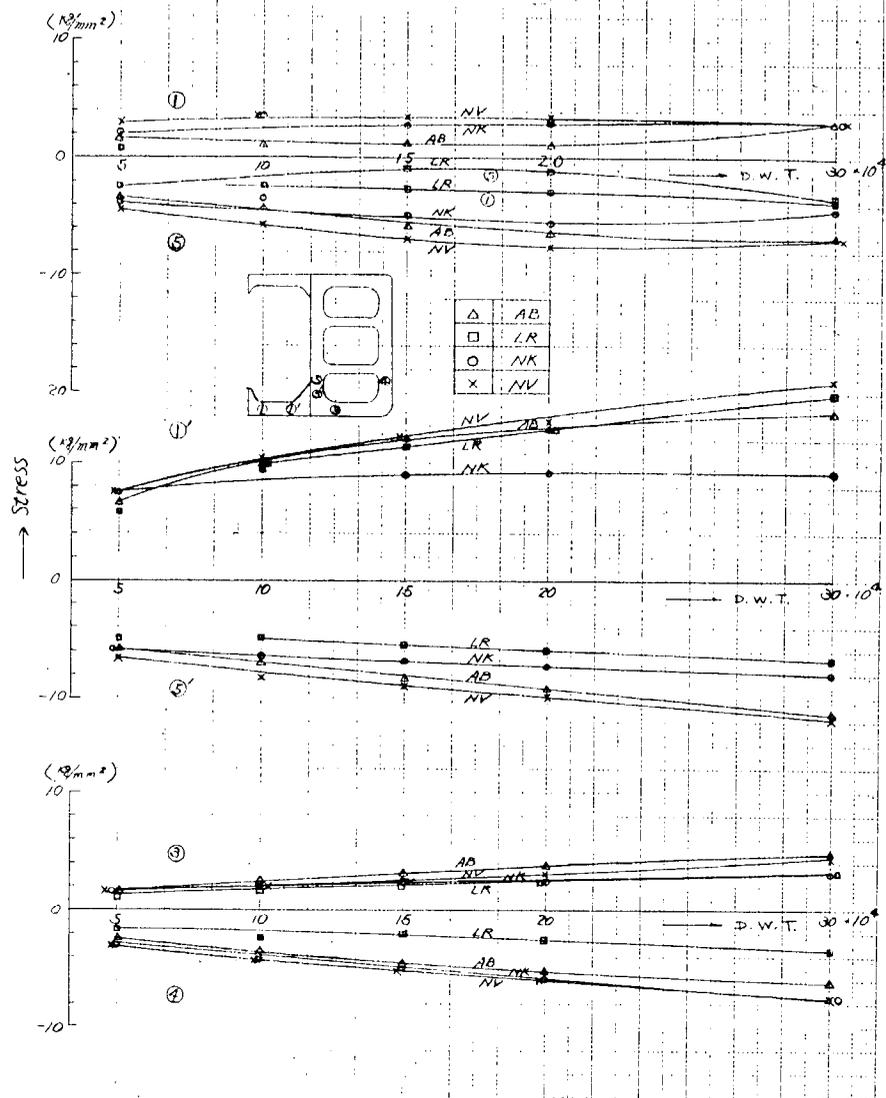


(1) Bending Stress σ_{01}



(2) Bending Stress σ_{02}

FIG. 5.19 Full Load Condition



(3) Shearing Stress

Fig. 5.19 Full Load Condition

付録 タンカーの横強度簡易計算法

タンカーの構造の合理化、巨大化に伴い、構造の詳細検討が必要になり、近年電子計算機を駆使した精密計算法が実施されつつある。その要点は Centre Line Girder, Longi. Bulkhead 及び Side Shell などの縦通部材間の相対撓みを求め、それによる誘導応力を算入しようとするものである。

しかし、これら立体強度計算法はかなりの労力と費用を要するので、新船の設計に際し、種類の構造様式の検討を行なうのは複雑なことであり、とくに LR 船級など Side Girder を有する場合の立体計算はさらにやつかいなことである。そこで以下に述べるような簡易計算を行ない、立体計算と比較したところ、かなり良い精度を有することが認められたので報告する。

1. 簡易計算法の要旨

Fig. 1 に示すような任意の荷重を受ける Trans. Ring の各縦通部材位置で、それぞれの縦通部材の影響を考慮してバネを導入し、ラーメン計算を行なつて応力を求めようとするものである。

この方法によれば相対撓みによる誘導応力を合成した最終的な応力がアウトプットされるので、きわめて簡便である。

したがつてバネ常数をいかに正しく求めるかが問題である。

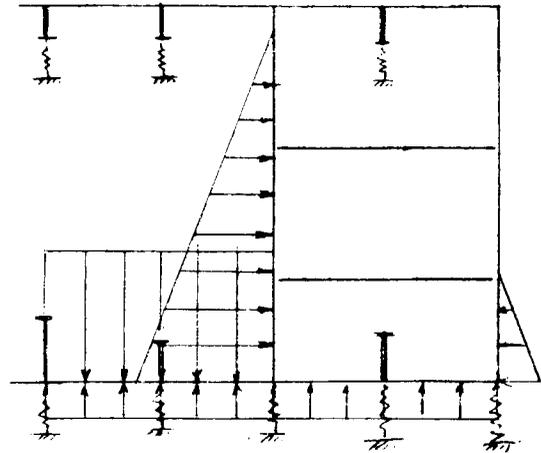


Fig. 1

2. バネ常数の計算

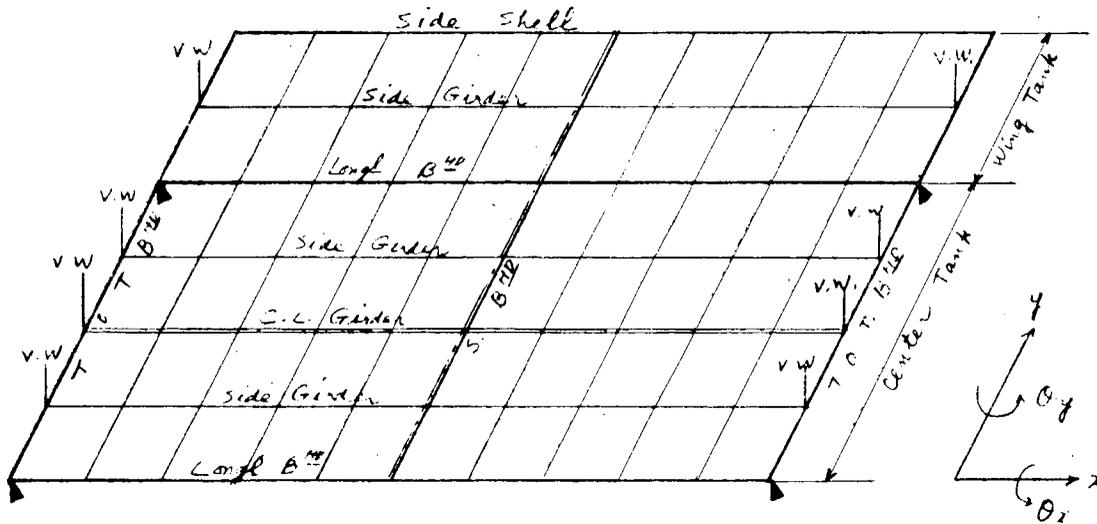


Fig. 2

Fig. 2 に示すような 1-Tank の平面格子構造を考え、曲げと剪断撓みを考慮した面外変形の応力解析プログラム (SR83 で報告済) によつて各縦通部材の撓みと部材力を求め、バネ常数を計算した。

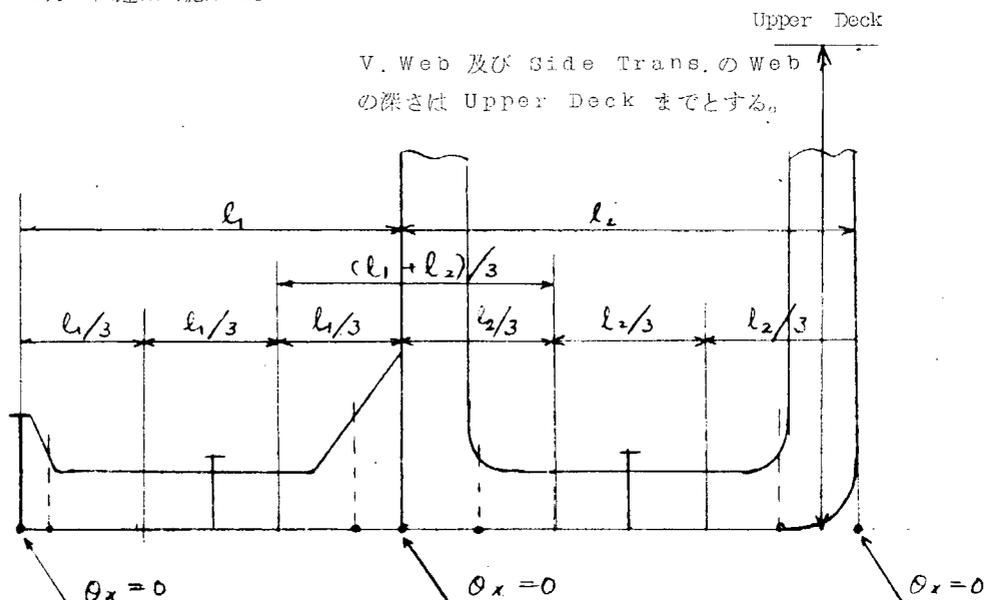
格子構造の周辺条件は下記のとおりである。

- (1) 計算対象の条件は横強度上最も苛酷と考えられる Centre Tank 水圧試験時とする。
- (2) Longi. Bulkhead と T.O.T. Bulkhead の交点で上下方向の変位を拘束する。
- (3) Side Shell は剪断変形が主成分であり、かつ前後に対称な荷重条件であるから、T. Bulkhead の交点で $\theta_y = 0$ とする。(x-y座標を Fig.2 に示すようにとつた場合)

- (4) Wing Tank の Side Girder も荷重条件を考慮して $\theta_y = 0$
- (5) C.L. Girder の荷重は T. Bulkhead を境にして前後で不平衡であるが、T. Bulkhead に働く側圧によつて、V. Web を通じて回転が抑制されるので、近似的に $\theta_y = 0$ とする。
- (6) C. Tank 内の Side Girder も同様に $\theta_y = 0$
- (7) Bottom & Deck Trans. は Centre Line で $\theta_x = 0$ (両舷対称)
- (8) これらの Trans. は Longi. Bulkhead 及び Side Shell との交点で、それぞれの縦通部材に働く側圧によつて回転が抑制されるので、近似的に $\theta_x = 0$ とする。
- (9) 荷重は 1-Trans. Space 間の Uniform Load を横部材に与える。
- (10) Bracket を有する部材はスパンポイントを考慮し、変断面梁として取扱う。
- (11) 有効巾は Sehade の理論による。

縦通部材に関しては Fig. 3 に示すような値をとる。

- (12) Bottom と Deck は別個に計算する。ただし Centre Line Ring or Side Ring の V. Web による Deck への力の伝達は考慮する。



3. 計算結果

3.1 計算対象船

A 船	: 256.0 m × 42.5 m × 22.0 m,	123,000 D.W.T
	Side Girder なし	
B 船	: 256.0 m × 42.5 m × 20.5 m	LR Class Side Girder あり
C 船	: 310.0 m × 47.16 m × 24.5 m	

3.2 Trans. Ring の応力

A, B, C 各船の応力をそれぞれ Fig. 4, 5, 6 に示す。太い線は立体強度計算による応力を示し、細い線は簡易計算結果を示している。

また同図に Longi. Bulkhead を基準にした各縦通部材の相対撓みを示した。

3.3 節点の回転角

ラーメン計算における下記節点の回転角 θ_x は Table 1 のとおりである。

Table 1

(単位: rad, +は反時計)

	A 船	B 船	C 船
Bottom C. Girder	0	0	0
Longi. Bulkhead	-3.13×10^{-4}	-3.04×10^{-4}	-4.55×10^{-5}
Side Shell	6.03×10^{-4}	7.50×10^{-4}	7.14×10^{-4}

4. 考 察

4.1 相対撓み

A船の Bottom & Deck Centre Line Girder はかなり良く合うが、Side Shell は小さい。

B船では Bottom Centre Line Girder が大きく、Side Shell が若干小さい。

C船では Bottom の各 Girder は良く合っているが、Side Shell が同様若干小さい。Deck Girder の撓みはかなりくい違う。これは Deck Girder の集中荷重の与え方に問題があるのではないかと考えられる。

4.2 応 力

各船ともかなり良い一致を示しており、とくにA, C船は Bottom 近傍で良く合っている。B船は Wing Tank の Bottom Trans. で若干異なっている。また Deck Trans. も多少くい違っているが、これは撓みの精度を上げることが先決問題である。

全体の傾向としては実用上差支えないと考えてよいであろう。

4.3 回 転 角

ラーメン計算における Bottom の各節点の回転角は 10^{-4} rad. (0.01° の order) であり、格子構造の計算において $\theta_x = 0$ としても実用上問題ないと考えられる。

5. 今後の問題点

- (1) 格子構造計算における Boundary Condition の正確な導入、たとえば現在 θ_x または θ_y を 0 と仮定しているが、回転バネにおきかえるときのバネ常数の推定。
- (2) 各部材の剛性を正しく算入する。たとえば変断面梁の取扱い。
- (3) バネ常数の計算精度の向上。
- (4) 撓み計算の精度が向上すれば、ラーメン計算において強制変位として与えることも可能である。

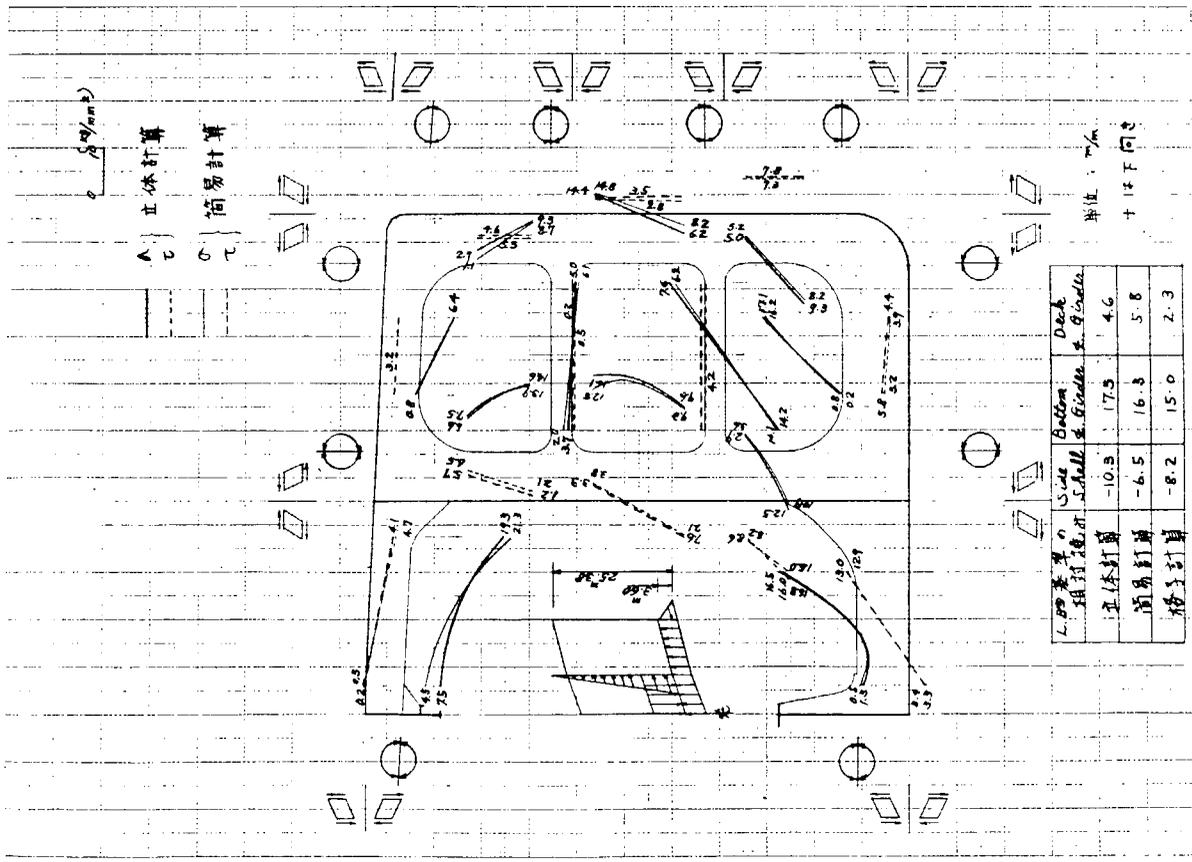


FIG. 4. A 船

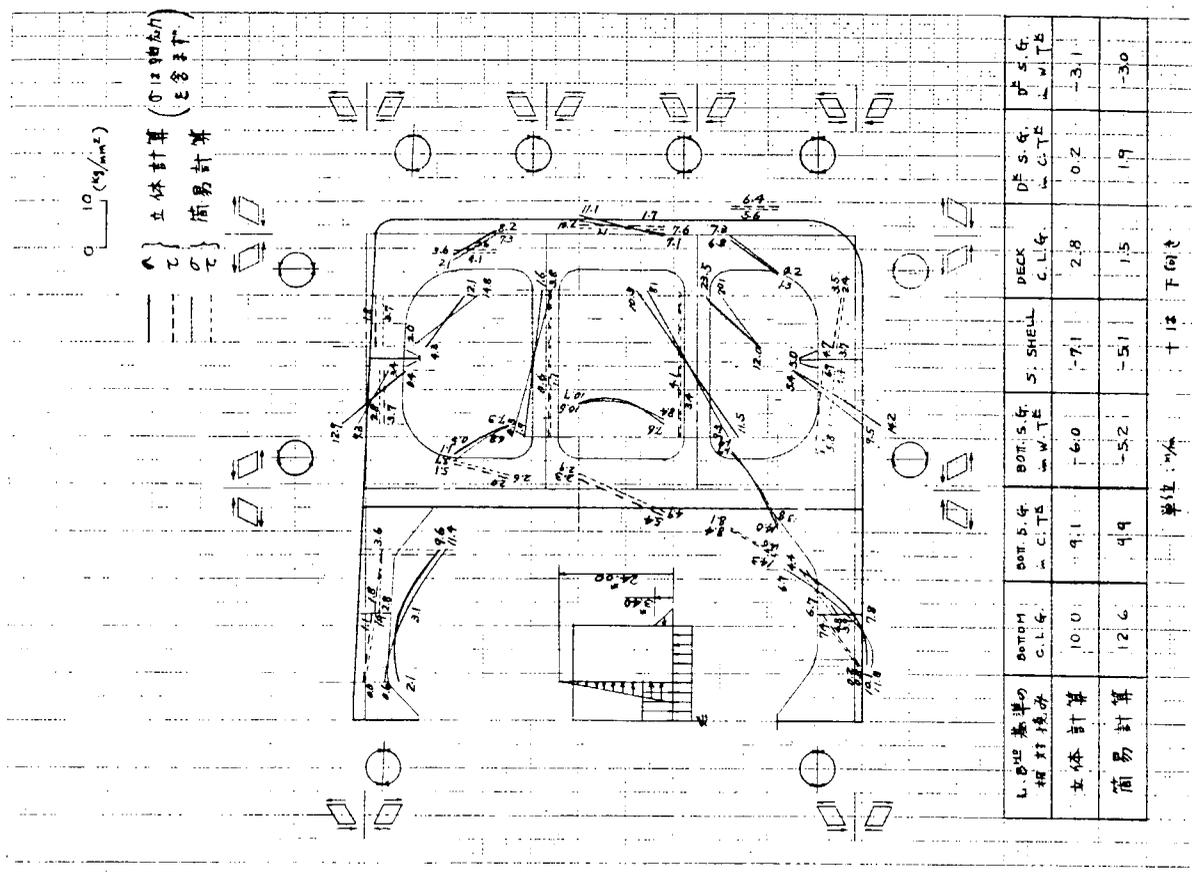


FIG. 5. B 船

第2章 巨大船の船体横強度に関する実験研究

1. 横部材ウェブの縦通材貫通切欠部の疲労強度

1.1 緒言

横部材 Web の縦通材貫通切欠部および縦通材と Stiffener との固着部には、従来より多くのクラックが発生しており、その疲労強度が問題となっている。

本研究では、3種類の立体模型による疲労試験を行ない、クラックの発生箇所およびその時間強度の概略を調査したので、その結果を報告する。

1.2 実船における損傷について

実験結果を説明する前に、実船における損傷について調査したので、その概要を説明する。

該部における損傷例はかなり多く、また、1隻の船でクラックの数が100個以上の例も珍らしくない。

これらのクラックを大別すると Fig 1.1 のようになる。

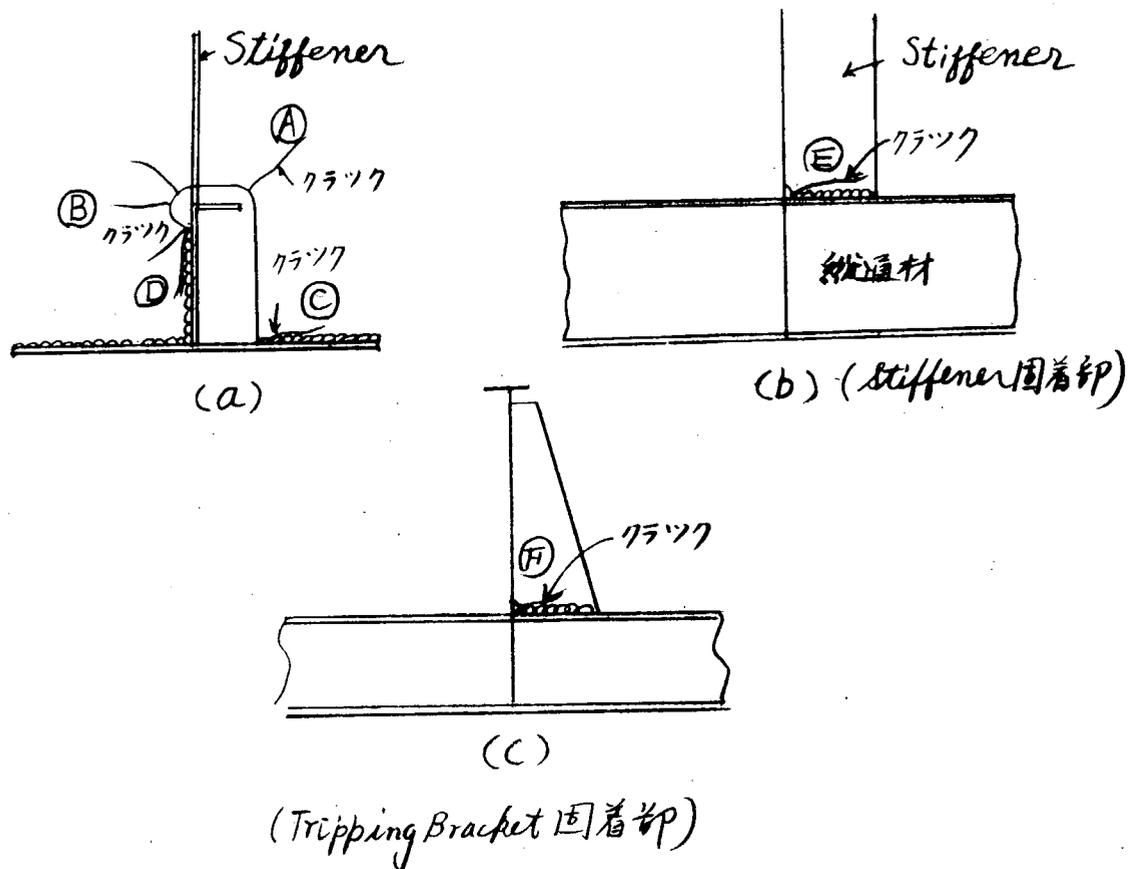


Fig 1.1 部材 Web 貫通切欠部附近のクラック

すなわち Fig 1.1 の A~F のクラックが発生している。これらのクラックのうち B、E、F のクラックが圧倒的に多い。また A、D のクラックは Stiffener が無い場合の方が、ある場合より多く発生している。

次に実船についてこれらのクラックの具体的発生件数について説明する。

(1) A丸 (7万トン級タンカー) 建造後約3年半

船底横桁に生じたクラックの数

A、B 32カ所 E 117カ所 F 44カ所

(2) B丸 (5万トン級タンカー) 建造後約2年

横置隔壁付き Horizontal Girder Slot 附近のクラック

- ① 13カ所 (内10カ所はStiffenerのない箇所)
- ② 170カ所 (内119カ所はStiffenerのない箇所)
- ③ 7カ所 (④ 2カ所 ⑤ 49カ所)

以上2船の例からもわかるように該部附近のクラック発生件数の多いことがわかるであろう。これらのクラックのすべてが疲労によるものとの断定はできないが、その大半は疲労によるものと推察される。

A船の例は明らかに横桁の曲げによるものであるが、B船の場合は水平桁の損傷例であるため、貨油の運動によるものも含まれているかも知れない。

1.3 試験模型および試験方法

試験模型の諸寸法をFig 1.2に示す。本模型は実船の約1/3の立体模型であつて、縦通材切欠部の曲率半径Rをそれぞれ20mm、12mm、6mmと変えて、各5個づつ計15個製作した。縦通材切欠部の加工は、曲率半径Rの値の精度を得るため、機械加工した。

標準模型は、中央の防撓材(60×4.5 F.B)は片側だけあつて、Fig 1.2の左側パネルの防撓材(60×4.5 F.B)および肘板(120×250×4.5)はついていないが、これらの防撓材や肘板を追加溶接して試験した模型もある。これらの防撓材や肘板をどの模型につけたかは、試験結果を総括したTable 1.1に記載されている。

次に試験方法について述べる。

本研究では、次の3つの試験を行なつた。

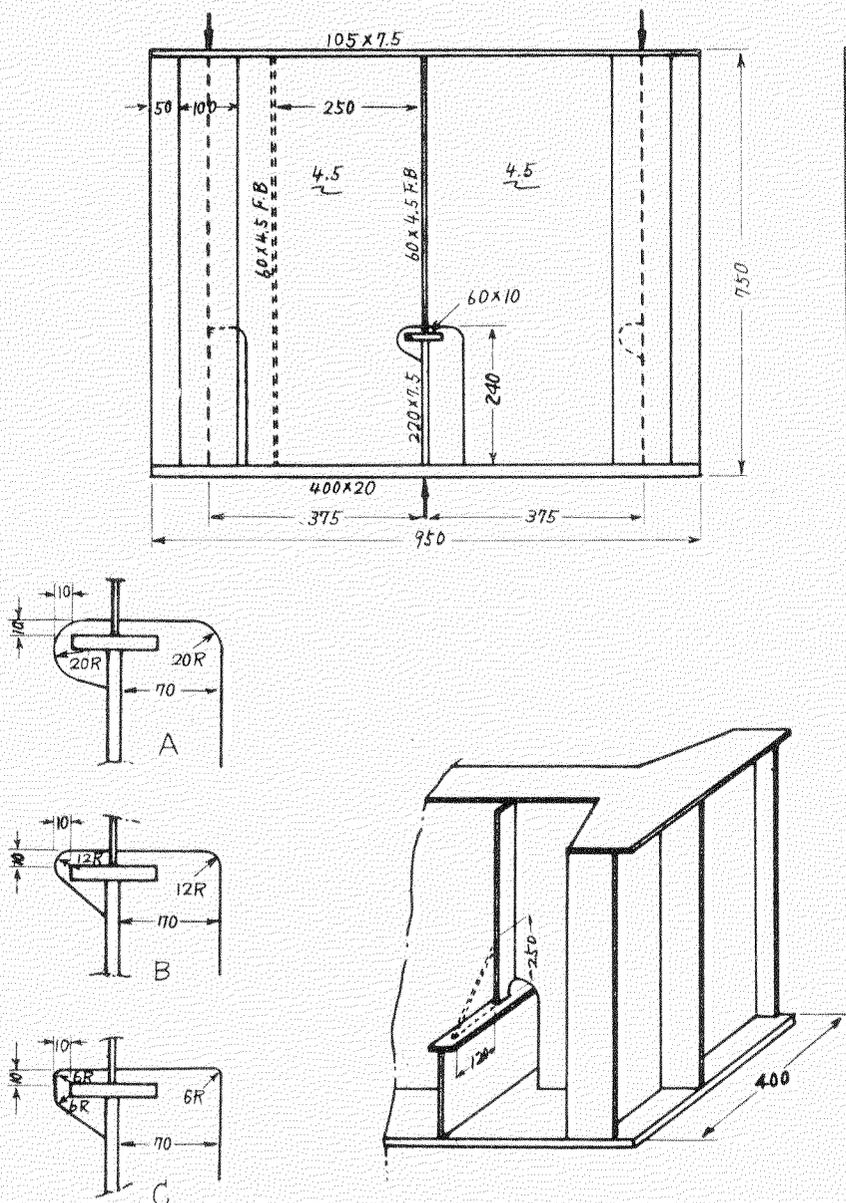


Fig 1.2 試験模型の寸法

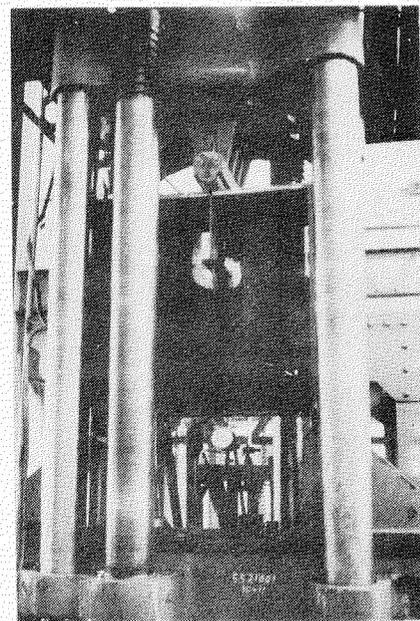


Fig 1.3 実験時の写真

- (1) 静的荷重により、貫通切欠部および中央防撓材の歪分布を測定するもの(4個)
- (2) 座屈試験(1個)
- (3) 疲労試験(全部)

荷重のかけ方は、Fig 1.2 に示すように、両端支持中央集中荷重で左右のパネルに剪断が生ずるようにしたものである。この荷重は、模型を船底横桁と考えた場合、満載状態で、Tank空の場合に相当する。

使用した試験機は300t構造物試験機で、疲労試験は同機に附属する低繰返し装置(繰返し数10~20c.p.m)を使用した。

実験時の写真をFig 1.3 に示す。

1.4 試験結果およびその考察

1.4.1 貫通切欠周辺および防撓材の歪分布と座屈強度

貫通切欠周辺の歪分布をFig 1.4 に示す。Fig 1.4 (a)は曲率半径Rが20mmで中央防撓材は片側のみ、左側パネルの防撓材はない標準模型のもの、Fig 1.4 (b)は上記と同型模型で中央の防撓材は両面にあり左側パネルの防撓材をつけたものである。Fig 1.4 (c)はRが12mmの標準模型(中央防撓材は片側のみで左側パネルの防撓材はないもの)、Fig 1.4 (d)はRが6mmで標準模型の左側パネルに防撓材のある模型の歪分布である。使用した歪計はゲージ長2mmの1方向ゲージである。

Fig 1.4 の歪分布からわかるように、荷重5tまではすべての箇所の歪分布は弾性範囲内にあるが、10t、20tの場合は、コーナー部は塑性範囲である。

次に、防撓材の歪分布をFig 1.5 に示す。Fig 1.5 (a)は片側のみ防撓材があるときの歪分布、Fig 1.5 (b)は両側にBracketのあるときの歪分布である。これらの2つの歪分布を比較すると、Bracketをつけたことにより、歪集中はかなり緩和されている。

座屈試験時の撓み曲線をFig 1.6 に示す。本図からわかるように本模型の座屈荷重は約26tである。

1.4.2 疲労試験結果

Fig 1.4、1.5 の歪分布からもわかるように、貫通切欠周辺および防撓材と縦通材との固着部附近にはかなり高い歪集中がある。また、これの歪集中中の大半は試験時の荷重では、圧縮応力の歪が大半であつて、引張応力の歪集中の高い箇所はFig 1.1 の(A)のところだけである。ゆえに、疲労試験時でもこの(A)のところからクラックが生ずると予想されたが、大半の模型では防撓材と縦通材との固着部(圧縮応力)からクラックが発生した。(A)のところのクラックを生じさせるためには座屈防止用の補強材をつけて、かなり高い荷重の繰返しが必要であつた。

疲労試験の全結果をTable 1.1 に示す。座屈防止用の補強材をつけない模型では座屈荷重以下の荷重の繰返し(5t ↔ 20t)でも試験後数分から1時間位の間左側のパネルがべこべこして(B)(C)のところのクラックが発生したようである(A-5、B-1、B-2、B-5模型)。

以上の実験結果から実船のクラックについての考察をしてみよう。

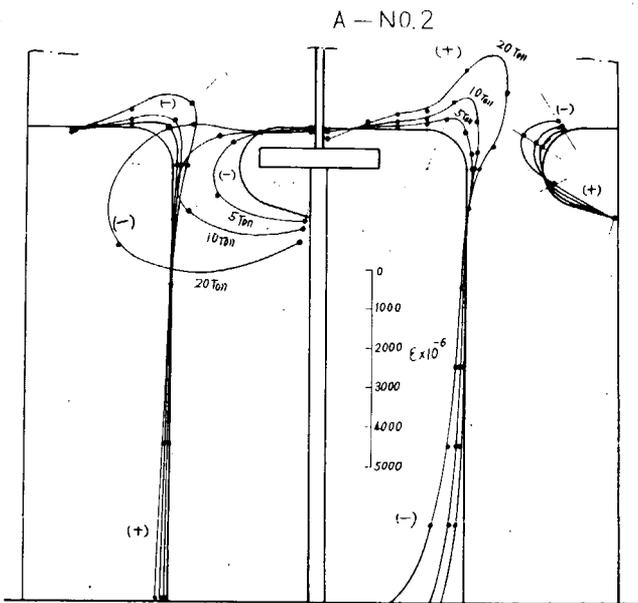
防撓材と縦通材との固着部のクラックは実船においてもかなり多く発生しているが、本試験でもこのクラックは全部の模型に発生した。このクラックを防止するためBracketをつけた模型の疲労試験も行なつたが、クラックを防止することはできなかつた。しかしBracketをつけたもののクラック伝播はおそく、防撓材の場合はほとんど切断するまで進展したが、Bracketの場合はほとんど進展しなかつた。

Fig 1.1 (A)(B)(C)のクラックは、面外方向の撓みの繰返しにより生ずる可能性が多い。その原因として

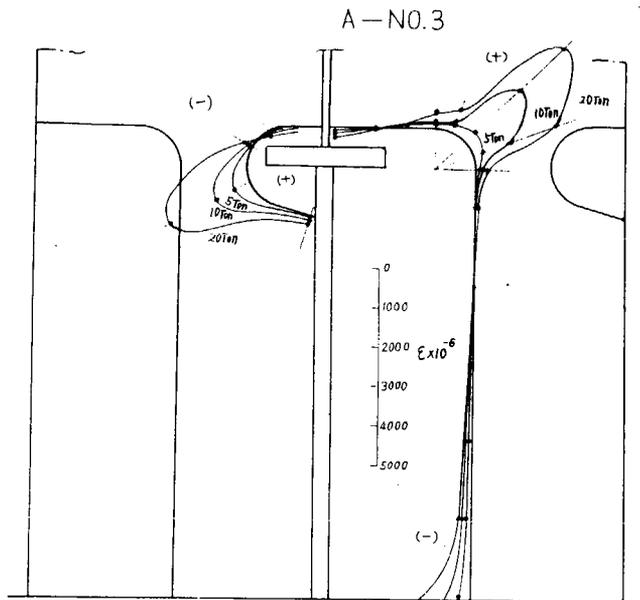
- (1) 貨油の運動によるもの
- (2) 繰返し荷重による面外撓みの増大

などが考えられる。

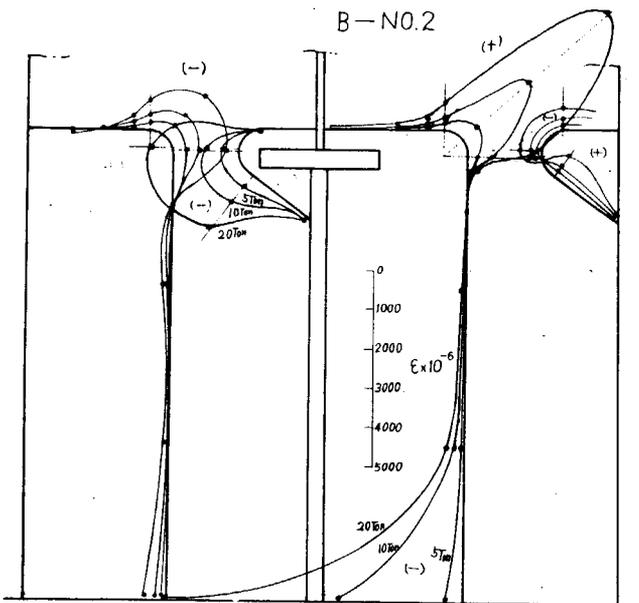
本模型では(A)のクラックを生じさせるにはかなり高い荷重の繰返しが必要であるが、補強材をつけない模型では



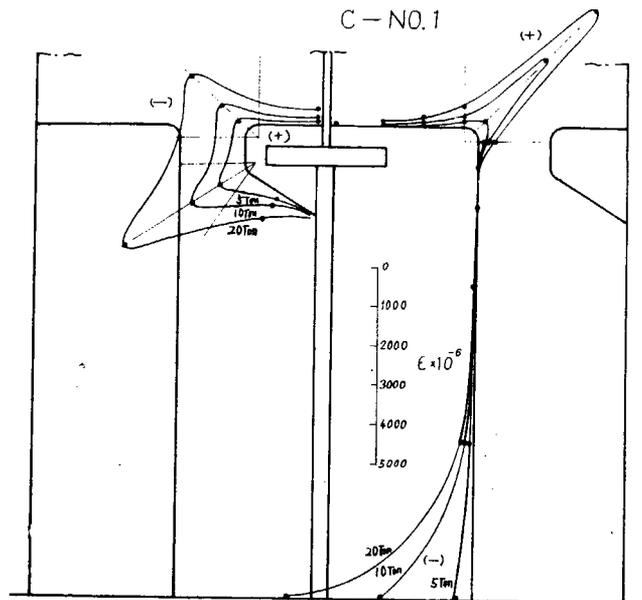
(a) A-No.2 (R=200mm 標準模型)



(b) A-No.3 (R=20mm 中央防撓材両側)
左側パネル補強材あり



(c) B-No.2 (R=12mm 標準模型)



(d) C-No.1 (R=6mm 中央防撓材片側)
左側パネル補強材あり

Fig 1.4 貫通切欠周辺の歪分布

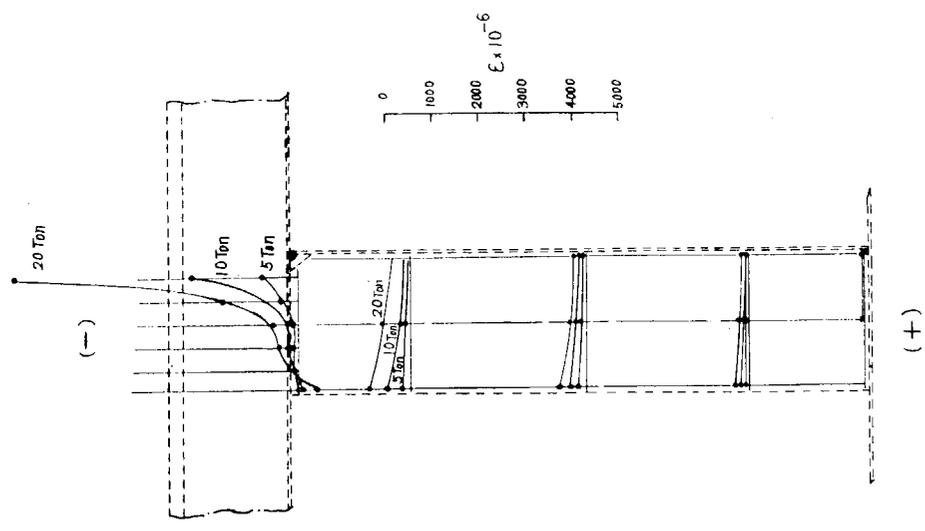


Fig 1.5 (a) 中央防撓材の歪分布 Model A-46.2

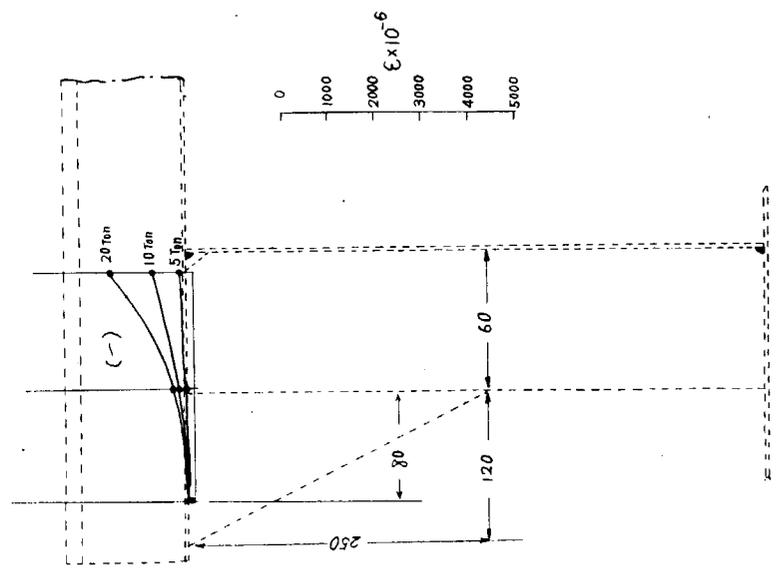


Fig 1.5 (b) 中央防撓材のBracketの歪分布 Model C-46.3

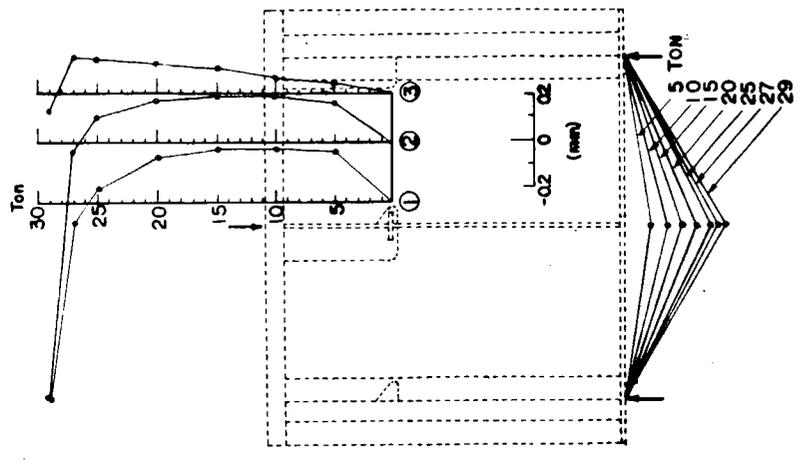


Fig 1.6 座屈試験の撓み曲線 Model B-46.2

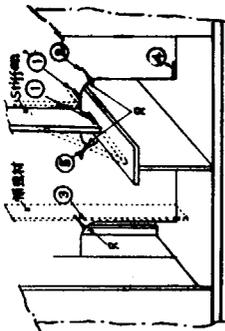


Table 1.1 疲労試験結果の総括

試験片番号	試験片の形状		疲労試験結果					
	R	Stiffen Bracket	補強材	最大荷重 (ton)	最小荷重 (ton)	Stiffen or Bracket ①に生じたクラック発生時の繰返数 (N ₁)	その他の箇所②③④⑤に生じたクラック発生時の繰返数 (N ₂)	最終状態 (N _f)
A	1	片	なし	20	5	N ₁ = 7477 (10mm) 溶接部に発生	発生せず	N _f = 20448 (225mm) で試験中止
	2	片	なし	20	5	N ₁ = 3400 (3mm) 溶接部に発生	発生せず	N _f = 19622 (50mm) で試験中止
	3	両	なし	20	5	N ₁ = 41250 (3mm) 溶接部に発生	発生せず	N _f = 50656 (10mm) で試験中止
	4	片	なし	20	5	N ₁ = 2838 (5mm) 溶接部二番に発生	発生せず	N _f = 47979 (60mm) で試験中止 繰返し開始直後に②と③近傍に座屈を認める
	5	片	なし	20	5	N ₁ = 1884 (2mm) 溶接部二番に発生	④N ₂ = 26666 (3mm) ⑤N ₂ = 26666 (3.5mm)	N _f = 27094 (60mm) で試験中止
B	1	片	なし	20	5	N ₁ = 2573 (10mm) 溶接部に欠陥あり、溶込不良	③N ₂ = 5792 (1mm)	N _f = 23746 (60mm) で試験中止 ③の近傍に座屈を認める
	2	片	なし	20	5	N ₁ = 576 (3mm) 溶接部に発生	⑤のR部 N ₂ = 7120 (3mm) ④N ₂ = 21356 (9mm)	N _f = 25083 (50mm) で試験中止
	3	両	有	40	5	N ₁ = 4491 (5mm) 溶接部二番に発生	③のR部 N ₂ = 33712 (5mm) ④N ₂ = 33712 (7mm)	N _f = 47436 (25mm) で試験中止
	4	両	有	45	5	N ₁ = 2230 (3mm) 溶接部に発生	②のR部 N ₂ = 26101 (2.5mm) ④N ₂ = 29326 (3mm)	N _f = 52994 (23mm) で試験中止
	5	片	なし	20	5	N ₁ = 6193 (27mm) 溶接部に発生	④N ₂ = 17076 (3mm) ⑤N ₂ = 24878 (8mm)	N _f = 30528 (60mm) で試験中止 ②と③近傍に座屈を認める
C	1	片	なし	20	5	計測出来ず、不明 溶接部に発生	発生せず	N _f = 20071 (30mm) で試験中止
	2	両	なし	30	5	N ₁ = 3475 (11mm) 溶接部に発生	②のR部 N ₂ = 19480 (5.5mm)	N _f = 24053 (60mm) で試験中止
	3	両	有	30	5	N ₁ = 20756 (2mm) 溶接部に発生	③のR部 N ₂ = 41104 (3mm)	N _f = 57620 (7mm) で試験中止
	4	両	有	40	5	N ₁ = 3387 (3mm) 溶接部に発生	②のR部 N ₂ = 9755 (2mm)	N _f = 32821 (13mm) で試験中止
	5	片	なし	20	5	N ₁ = 5817 (10mm) 溶接部に発生	⑤のR部 N ₂ = 98670 (3mm)	N _f = 123165 (47mm) で試験中止

(B-1) かなり低い荷重で(A) (左側のパネル) のクラックが発生している。この模型は疲労試験の前に座屈試験を行なった模型であるが、このときの永久撓みは1mm以下で、目視の状態では座屈しているかどうかの確認はできない状態である。実船の場合でも、水試験等で座屈が生じ、その永久撓みが小さく発見できず、これが原因で、クラックが生じた例もかなり多いのではないかと思う。

今回の試験では、腐食疲労ではなく、また、切欠部の工作は機械加工であるため、実船の状態より、かなり疲労強度上強くなっているが、切欠周辺部のクラックは面内歪の繰り返しては発生し難いようである。

模型に生じたクラックの写真を Fig. 1.7 に示す。

1.5 結 言

横部材 Web の縦通材貫通切欠部のクラックを解明するため、歪計による歪分布測定および繰返し荷重による疲労試験を行なった。模型の数や時間的な制約のため、定量的な結果を得ることができなかつたが、定性的な結論として

- (1) 防撓材と縦通材との固着部の疲労強度はかなり弱く、本研究でも全模型でクラックが発生した。
- (2) 切欠周辺部のクラックは面内変形より面内変形の繰返しによるものが大きく影響する。実船の場合もこのようなケースが多いのではないかと思う。

以上のような結論を得たが、該部のクラックの問題は重要な問題であるため、今後系統的な研究が必要である。



Fig. 1.7 模型に生じたクラックの写真

2. Wing Tank の剪断変形実船計測

2.1 緒 言

第 8 3 研究部会においては横強度に関する種々の解析が行なわれ、また船の強度を立体的に算出する解析プログラムも開発されている。

本報告はこれらの理論的解析と実際との比較を行なうことを目的としている。当社においてはすでに 4 1 年度に 3 隻の船 (1.2 万トン、6.7 万トン、10.3 万トン) について、計測を行なっているが、本報告は第 4 隻目に関するものである。

2.2 実験の内容

2.2.1 供試船

D.W 187,500 ton L × B × D × d = 298m × 50.8m × 24.2m × 17.4m
(NK class)

Tank 配置を Fig. 2.1 に示す。なお Trans. Oil Tight Bulkhead は Corrugated Type である。Fig. 2.2 に Trans. Ring 形状、Fig. 2.3 に Swash Bulkhead 形状、Fig. 2.4 に Center Girder 構造を示す。

2.2.2 実験状態

実験は岸壁における Tank Test 時に行なつた。この時注水は No. 1 Center Tank、No. 3 Center Tank、No. 5 Center Tank にのみ行なわれ、各タンクの荷水の深さの変化は Fig. 2.5 のごとくである。計測時間は正味 8 時間で約 1 時間毎に計測を行なっている。

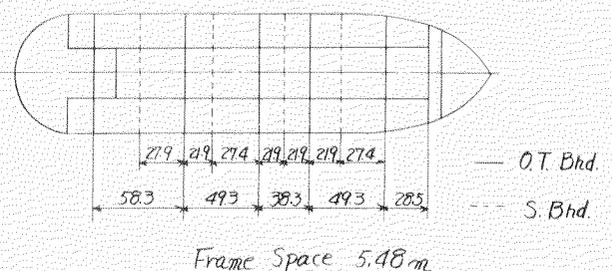


Fig. 2.1 タンク配置

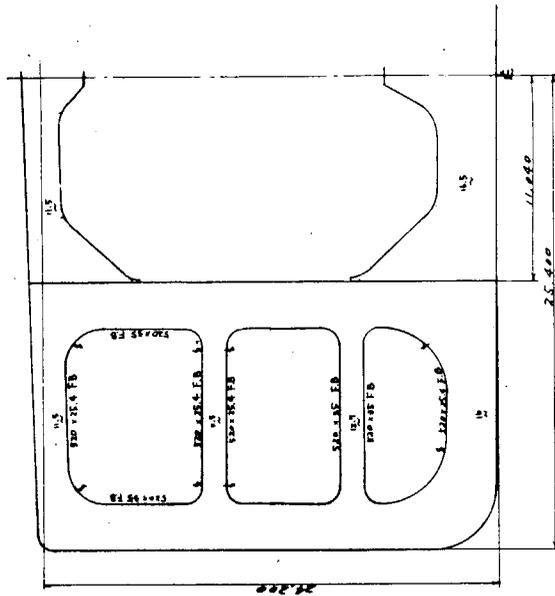


Fig 2.2 Midship Section

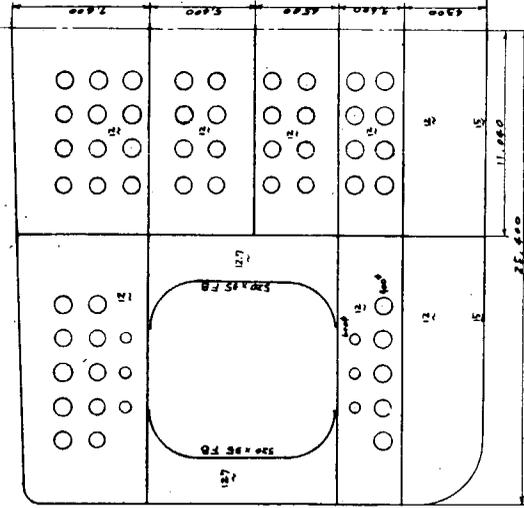


Fig 2.3 Trans Swash Bulkhead

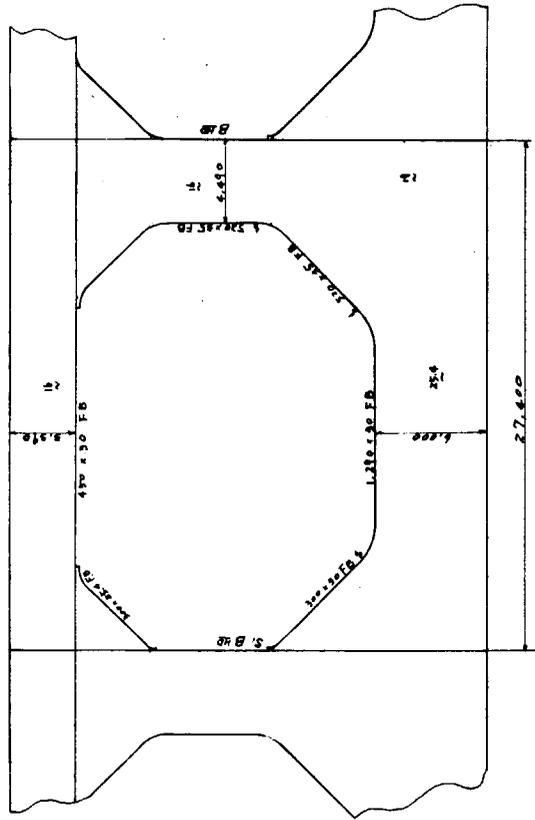


Fig 2.4 Center Girder & Vertical Web

2.2.3 計測項目および計測位置

(1) 剪断変形

No.3 Tank における Side Shell の Longi. Bulkhead に関する相対変位 (各 Trans 毎に計測した。) および Fr. 85 の位置における Center Girder の Longi. Bulkhead に関する相対変位

(2) Trans Ring の応力

Fr. 85 (Fig 2.6 参照) の Ring を対象とした。ゲージ貼布位置は Fig 2.7 に示す。

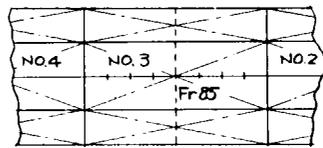


Fig. 2.6. 応力計測を行なった Trans. Ring

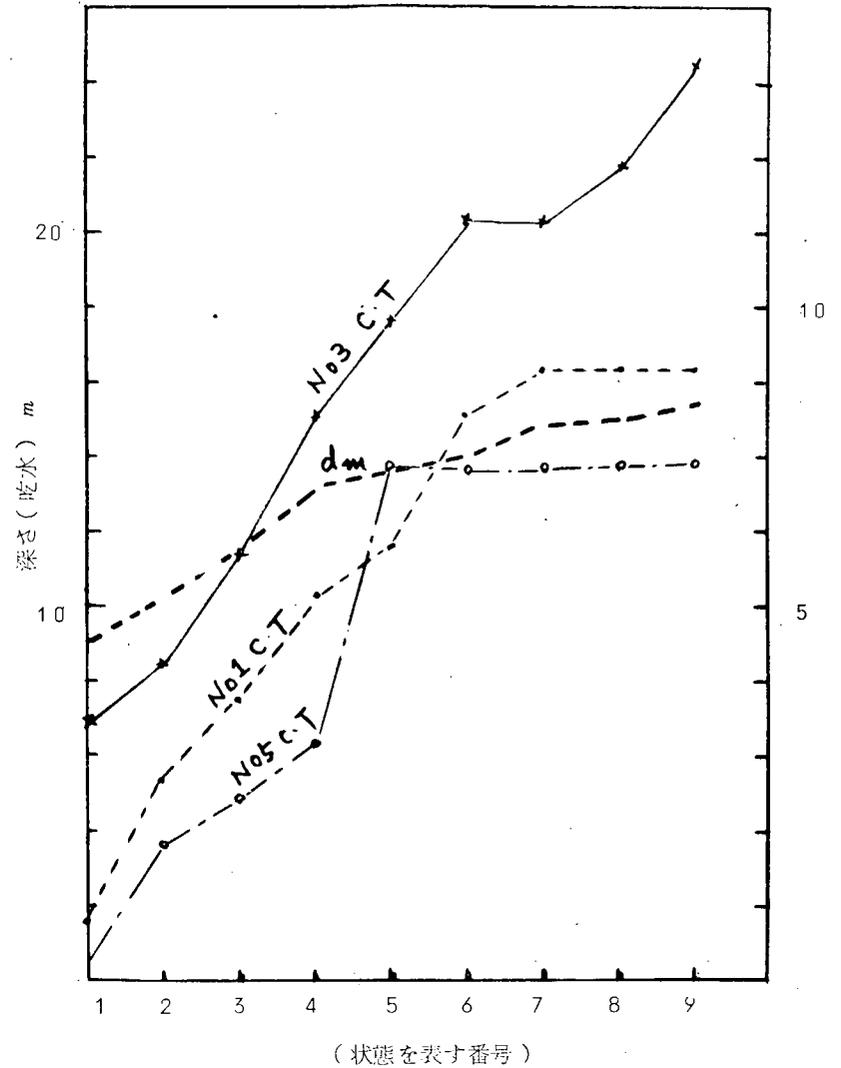


Fig 2.5 各タンクの荷水の深さの変化

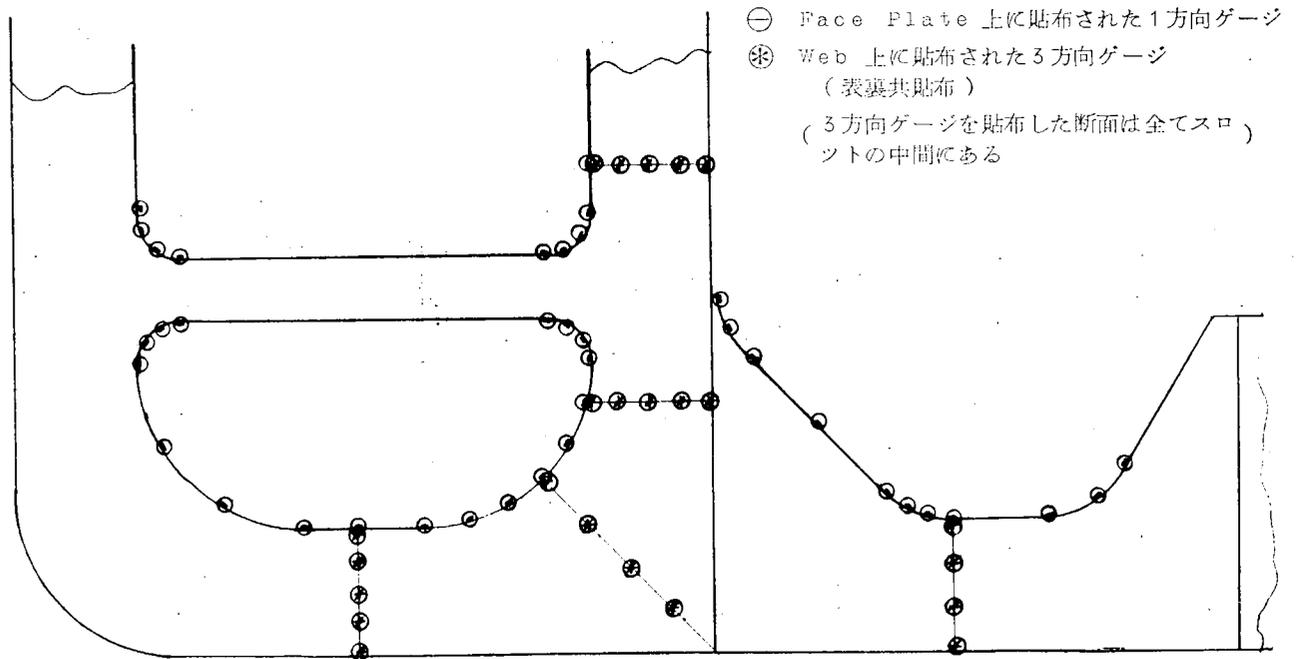


Fig 2.7 ゲージ貼布位置

2.2.4 計測方法

(1) 剪断変形

艦3 Wing Tank 両端の Oil Tight Bulkhead において Fig 2.8 のごとくピアノ線を張り、ピアノ線両端部間の伸縮量より Longi. Bulkhead-Side Shell 間の相対変位を得た。すなわち Fig 2.9 より伸縮量 Δl とすれば相対変位 ΔH は (2.1) 式より求まる。

$$\Delta H = \Delta l \frac{1}{\cos \theta} = \Delta l \sqrt{1 + \tan^2 \theta} = \Delta l \sqrt{1 + \left(\frac{B}{H}\right)^2} \dots\dots\dots (2.1)$$

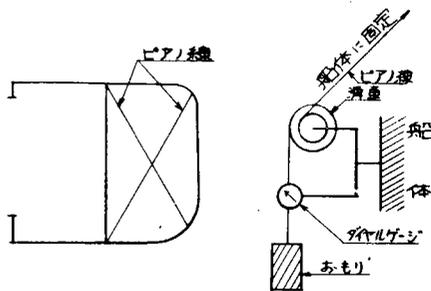


Fig 2.8 Longi. Bulkhead-Side Shell 相対変位計測方法 (Oil Tight Bulkhead)

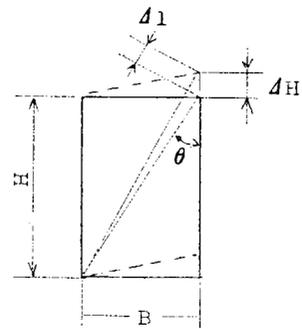


Fig 2.9

さらに艦3 Wing Tank において、Longi. Bulkhead および Side Shell に沿つて Fig 2.10 のごとくピアノ線を水平に縦方向に張り、このピアノ線を基線として、Longi. Bulkhead および Side Shell の変位を各 Trans Ring ごとに計測した。これらの値を l_L 、 l_S とする。Tank 端の相対変位 (Fig 2.8 の方法求める) を ΔH_1 、 ΔH_2 とすれば、Longi. Bulkhead に沿つて張つたピアノ線と、Side Shell に沿つて張つたピアノ線は Fig 2.11 のごとく関係にあると考えられる。したがつて、各 Trans Ring における Longi. Bulkhead-Side Shell 間の相対変位は、Fig 2.11 1 から、 l_L をひいてやればよいことになる。すなわち

$$\Delta H = l - l_L \dots\dots\dots (2.2)$$

2.3 実験結果

以下に述べる各結果は Fig 2.5 1 の状態から 9 の状態になつたときの値を示している。

2.3.1 剪断変形

計測結果を Fig 2.11 のように示すと、Fig 2.12 のごとくになる。図のように Swash Bulkhead の筋としてのき具合が見られる。なお Fr 85 における Center Girder の Longi. Bulkhead に関する相対変位は 15.8 mm であつた。

2.3.2 Trans Ring の応力

Fig 2.13 に Face Plate 上の応力の分布を示す。図のように Center Tank Bottom Trans の Longi. Bulkhead 側にかなり大きな応力を生じている。Fig 2.14 に 3 方向ゲージによつて求めた各断面の応力を示した。図に見られるように、曲げ応力は必ずしも直線状には分布していない。Fig 2.15 に同じく 3 方向ゲージによつて求めた主応力の値を示す。

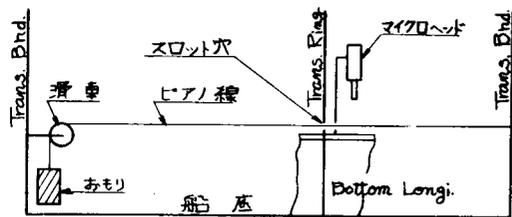


Fig 2.10 Longi. Bulkhead-Side Shell の変位計測方法

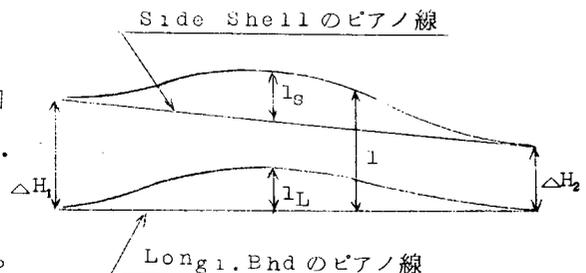


Fig 2.11 Longi. Bhd-Side Shell 間相対変位

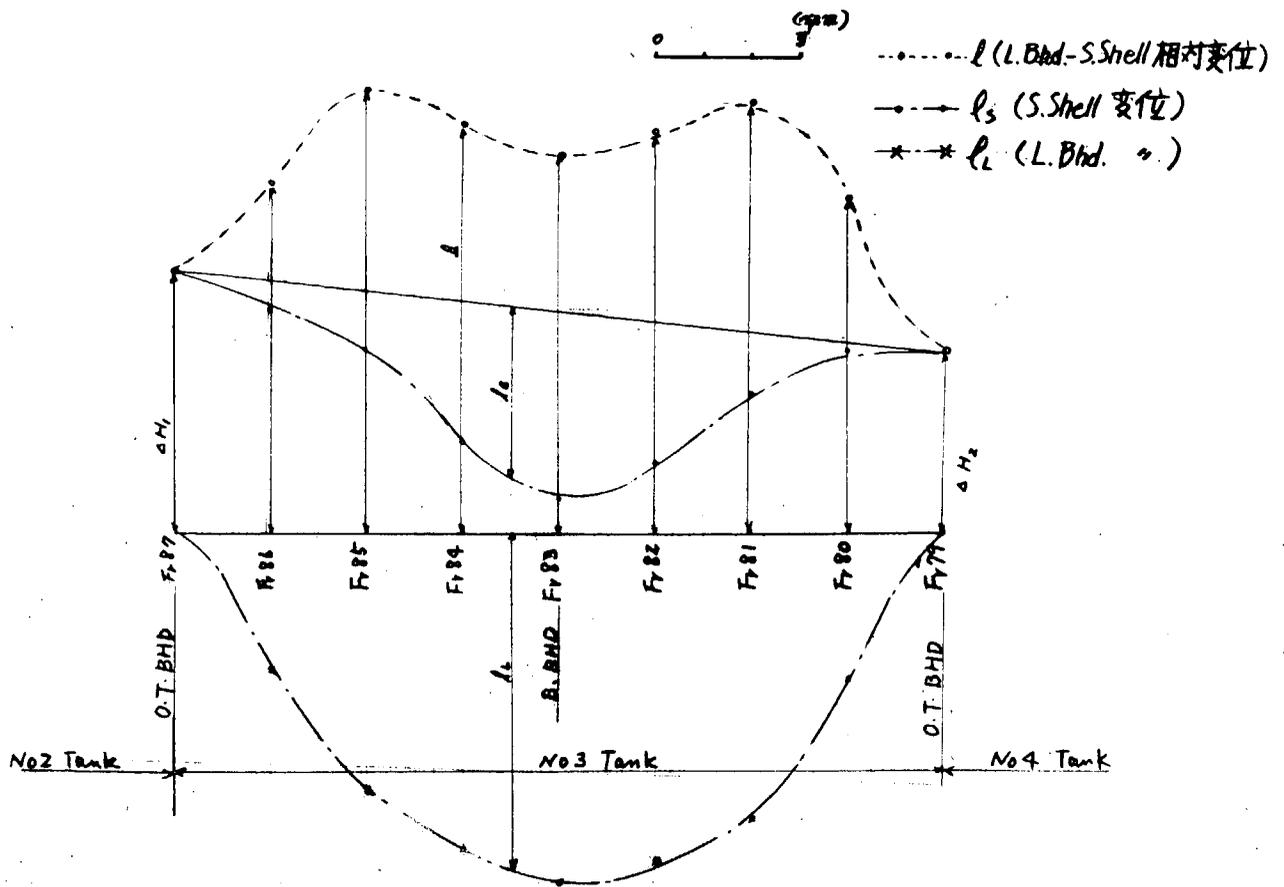


Fig 2.12 Longi. Bulkhead-Side Shell 相对变位

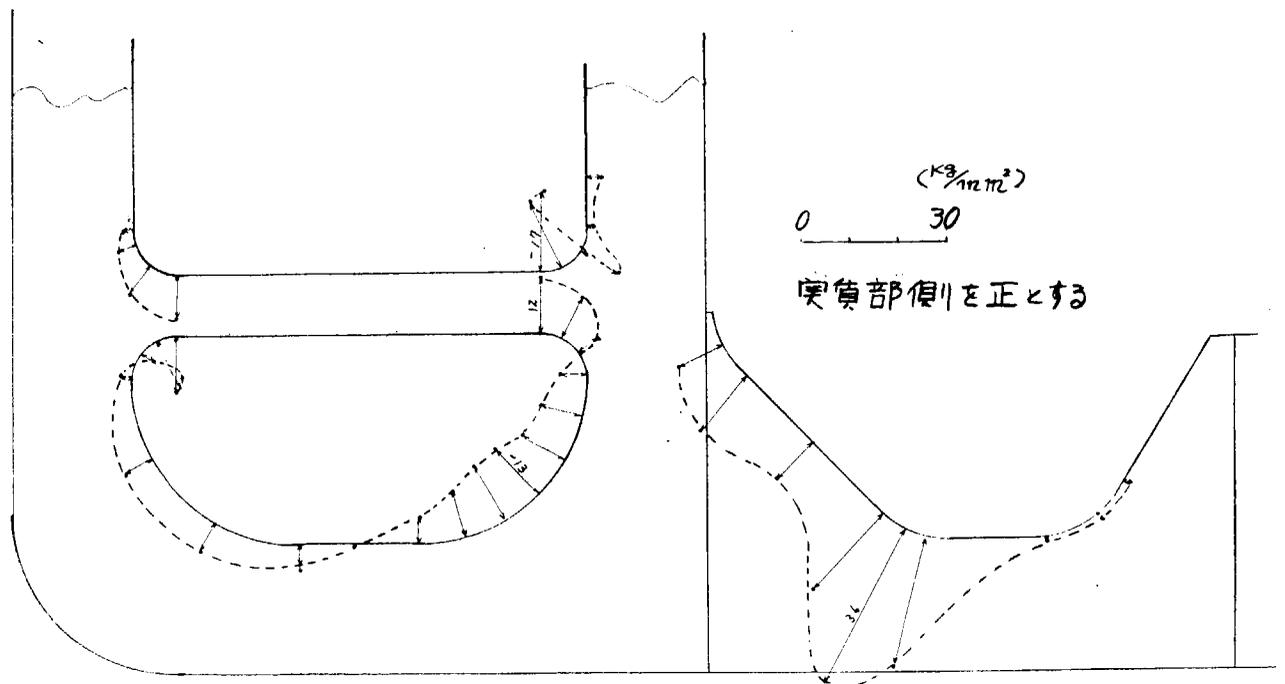


Fig 2.13 Face Plate 上の応力

そこで、周辺支持の正方形板の中央以外の場所に円孔をあけ（Fig 3.1 参照）圧縮座屈せしめ、実験値と計算値を比較検討した。

また、Trans RingのWebには縦通材を通すための開口がある。（Fig 3.2 6 参照）このような、矩形板の隅部に開口のある場合にWebの座屈値がいかほど減少するかわかっていない。しかも実験における座屈損傷は主として、このような開口縁に発生することはよく知られている。

そこで、アスペクト比1と2の平板の下端を固定とし、他の3辺を支持した試験片の固定端の片一方の端に矩形の開口を設けた試験片に圧縮荷重を加えて座屈せしめ、縦通材貫通孔によるTrans. Ring Webの圧縮座屈強度を研究し、実験と理論の比較検討を行なった。

本報告は、したがって次の2つの研究からなっている。

- (1) 偏心円孔を有する平板の圧縮強度に関する研究
- (2) 隅に開口を有する板の圧縮強度に関する研究

3.2 偏心円孔を有する平板の圧縮強度に関する研究

前述のとおり、中心に円孔を有する場合の研究はあるが、孔の位置をずらせた研究は見当たらない。そこで以下のような実験を実施した。

3.2.1 試験の内容

試験に用いた試験片は600×600mmの正方形板で板厚6.6mmと、600×580mmのほぼ正方形板で板厚12.2mmの2種類である。試験片はFig 3.1に示すとおりである。図で圧縮荷重は上下方向に加えられ、1A、2A、3B等は試験片の記号でAとは板厚6.6mmの板のことであり、Bとは板厚12.2mmの板のことであり、1A₁、1A₂は同じ試験片の繰り返し実験を意味している。

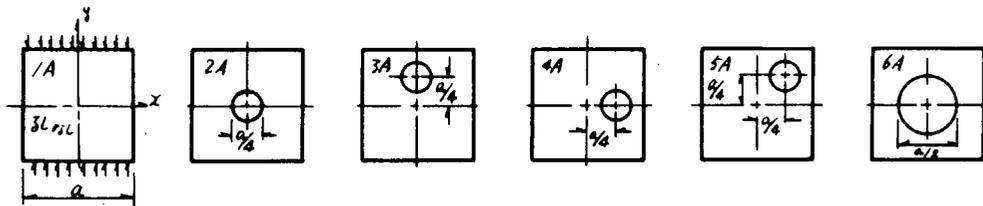


Fig 3.1 試験片

試験片は、枠組により周辺支持の条件で支えられ、400 ton 構造物試験機により一定変位を荷重辺に近似的に与えて圧縮座屈させた。荷重方向の縮みはダイヤルゲージにより、また円孔の周囲4カ所および板の面で8カ所の横たわみをダイヤルゲージにより計測した。荷重時の歪は電気抵抗線歪計を貼付して行なった。（Fig 3.2 参照）

実験結果から座屈値を求めるには、弾性座屈の場合、荷重Pと円孔周辺の横たわみ δ の自乗とが座屈後直線関係のあることから導かれた $P - \delta^2$ 法により決定された。(4)(5) Aシリーズのすべての試験片でPと δ^2 とはよい線形関係を示し、一義的に座屈値を

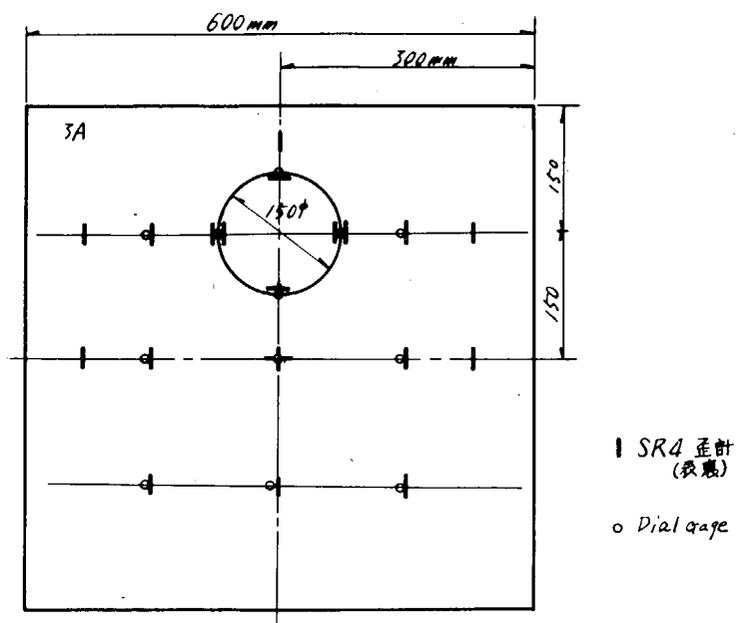


Fig 3.2 測定位置図

決定することが出来た。(Fig 3.3)

また、Bシリーズは塑性座屈をしているので平均圧縮歪と、円孔周辺の横たわみ δ の自乗とが座屈後直線関係のあることから導かれた $\epsilon - \delta^2$ 法により決定された。⁽⁵⁾ その代表的な例として4Bの場合を Fig 4、3.5 に示す。これらの値が Table 3.1 に与えられている。

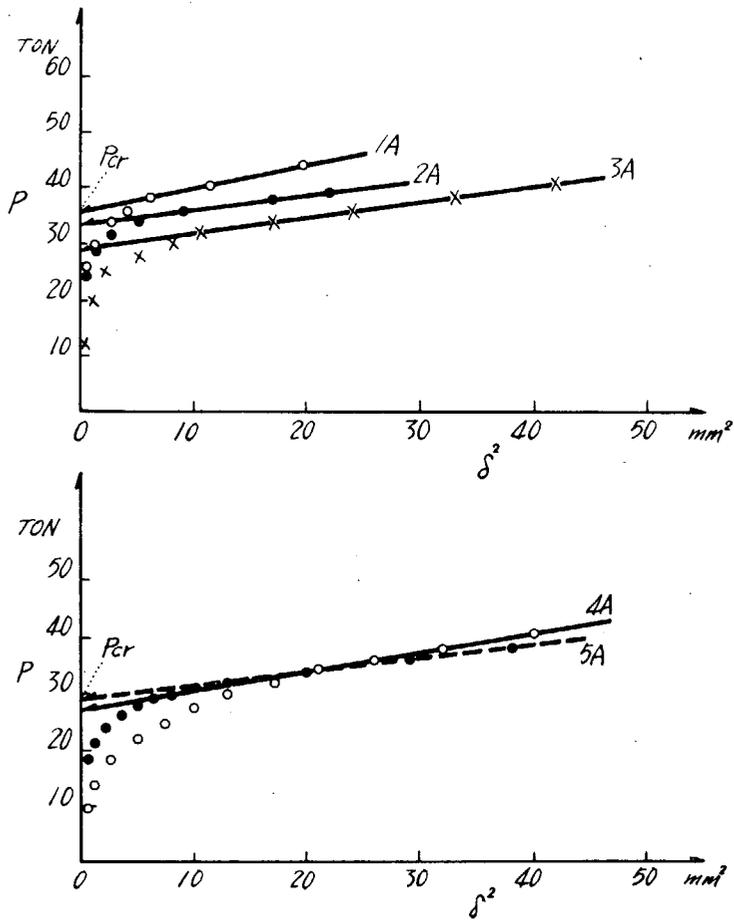


Fig 3.3 $P - \delta^2$ 曲線

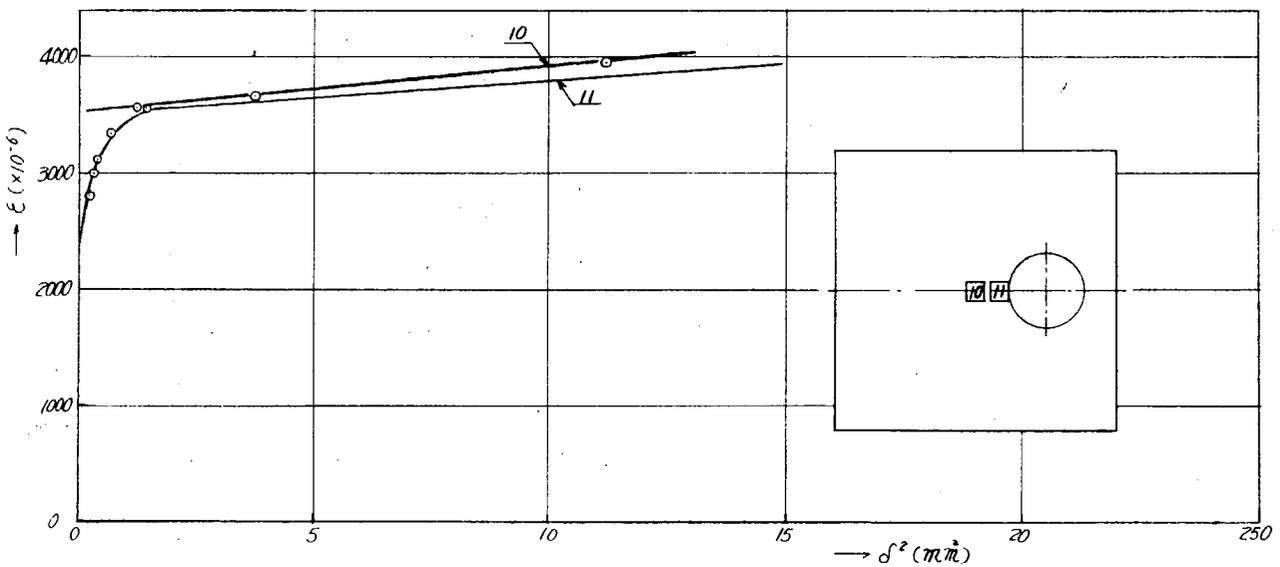


Fig 3.4 $\epsilon - \delta^2$ 曲線 (4B)

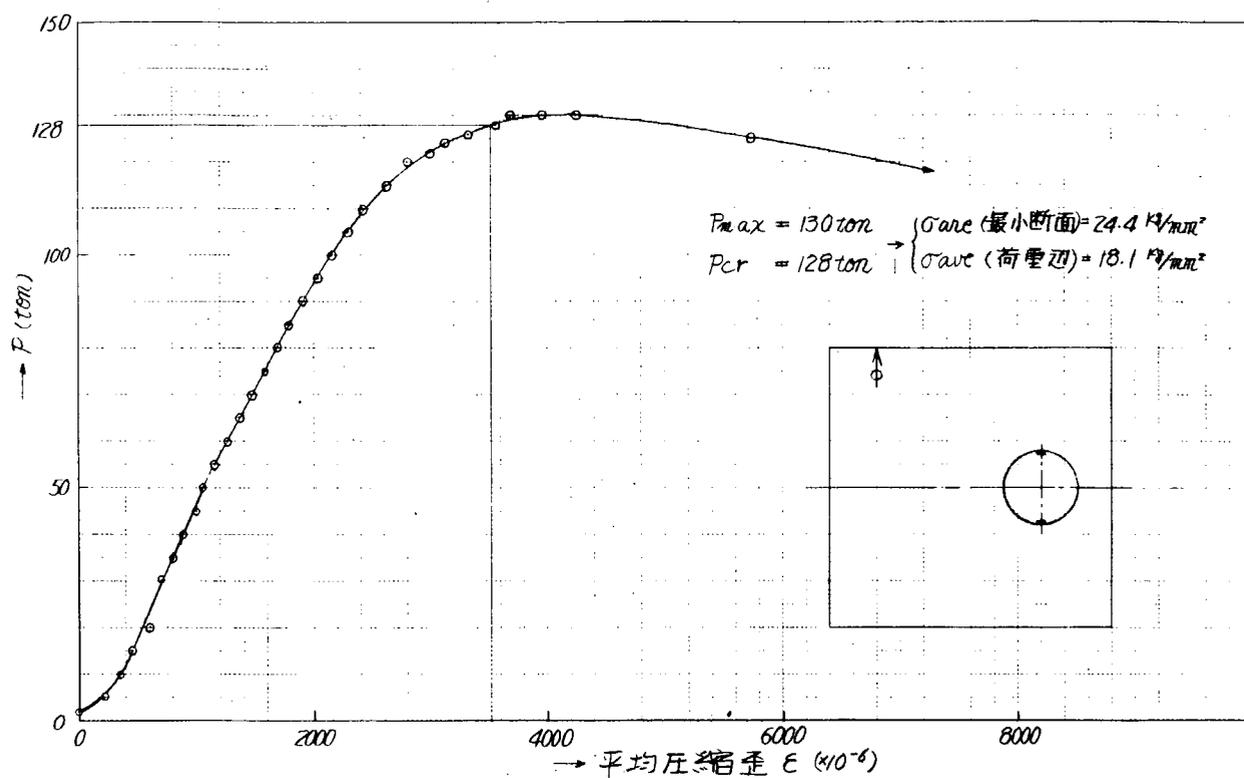


Fig 3.5 P- ϵ 曲線 (4B)

Table 3.1 座屈応力

試験片記号	σ_{cr} (実 験 値)		σ_{cr} (理論値)
1A ₁	9.60 Kg/mm ²		9.49 Kg/mm ²
1A ₂	9.21		
2A ₁	8.46		8.52
2A ₂	7.83		
3A ₁	6.94		7.51
3A ₂	7.45		
4A ₁	7.07		6.84
4A ₂	6.56		
5A ₁	7.07		7.37
5A ₂	7.31		
	σ_{cr} (実 験 値)		σ_{cr} (理論値)
試験片記号	荷重辺の平均	最少断面の平均	荷重辺の平均
1B	24.2 Kg/mm ²	24.2 Kg/mm ²	24.7 Kg/mm ²
2B	18.4	24.8	
3B	17.5	23.6	
4B	18.1	24.4	
5B	17.8	24.0	
6B	14.1	29.2	

3.2.2 座屈値の計算

一般にエネルギー法により座屈値を算定するためには、未定係数を含む座屈撓みの式を仮定し、座屈値 σ_{cr} は (3.1) 式を極小にするようこれらの未定係数を決定することにより求められる。

$$\sigma_0 = \frac{D \iint \left[\left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \right)^2 + 2(1-\nu) \left\{ \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x \partial y} \right)^2 - \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \cdot \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \right\} \right] dx dy}{t \iint \left[\frac{\sigma_x}{\sigma_0} \left(\frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 + \frac{\sigma_y}{\sigma_0} \left(\frac{\partial W}{\partial y} \right)^2 + \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_0} \left(\frac{\partial W}{\partial x} \cdot \frac{\partial W}{\partial y} \right) \right] dx dy} \quad \dots\dots\dots (3.1)$$

座屈波形の仮定にあたっては、できるだけ円孔縁における力学的条件を満たすことが望ましい。本報告では、文献(2)の方法を応用して、円孔の中心に原点をとり (3.2) 式のように仮定した。

1 A : 孔なし	$W = -W_0 \cos \pi x \cos \pi y$	} (3.2)
2 A : 中心円孔	$W = -W_0 \{ \cos \pi x \cos \pi y + b e^{-c(x^2+y^2)} \}$	
3 A : 孔が荷重方向(上)に $1/4 a$ だけずれたとき	$W = -W_0 \left[\cos \pi x \left\{ \cos \pi \left(y + \frac{1}{4} \right) + \alpha \cos 2 \pi y \right\} + b e^{-c(x^2+y^2)} \right]$	
4 A : 孔が横方向に $1/4 a$ だけずれたとき	$W = -W_0 \left[\cos \pi y \left\{ \cos \pi \left(x + \frac{1}{4} \right) + \alpha \cos 2 \pi x \right\} + b e^{-c(x^2+y^2)} \right]$	
5 A : 孔が対角線方向にずれたとき	$W = -W_0 \left[\left\{ \cos \pi \left(x + \frac{1}{4} \right) + \alpha \cos 2 \pi x \right\} \left\{ \cos \pi \left(y + \frac{1}{4} \right) + \beta \cos 2 \pi y \right\} + b e^{-c(x^2+y^2)} \right]$	

ただし、 α 、 β は未定係数、 b 、 c は孔の周辺の境界条件から定まる定数である。

さて、孔の周辺では、次の境界条件が満たされなければならない。

$$\left. \begin{aligned} (M_r)_{r=r_0} &= 0 \\ \left(Q_r - \frac{\partial M_{r\theta}}{r \partial \theta} \right)_{r=r_0} &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.3)$$

ただし、 r_0 は円孔の半径および

$$\left. \begin{aligned} M_r &= -D \left\{ \frac{\partial^2 W}{\partial r^2} + \frac{\nu}{r} \left(\frac{\partial W}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial^2 W}{\partial \theta^2} \right) \right\} \\ M_{r\theta} &= (1-\nu) D \cdot \frac{1}{r} \left(\frac{\partial^2 W}{\partial r \partial \theta} - \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial W}{\partial \theta} \right) \\ Q_r &= -D \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial^2 W}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial W}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 W}{\partial \theta^2} \right) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.4)$$

中心円孔の場合を考えよう。2 A の場合に仮定した座屈波形を r 、 θ 座標に書きなおすと、

$$W = -W_0 \{ \cos(\pi r \cos \theta) \cdot \cos(\pi r \sin \theta) + b e^{-cr^2} \} \quad \dots\dots\dots (3.5)$$

となる。

今、 $\cos(\pi r \cos \theta)$ 、 $\cos(\pi r \sin \theta)$ を Bessel 展開し、 b と c が r のみの関数であり、 $\theta = \pi/8$ とすれば、円孔の近傍では (3.5) 式は次のように書くことができる。

$$W = -W_0 \left[\{ J_0(\pi r) \}^2 - 2 \{ J_2(\pi r) \}^2 + b e^{-cr^2} \right] \quad \dots\dots\dots (3.6)$$

この (3.6) 式を (3.3) 式に入れて、 b と c を求めると、 $r_0 = 1/8 a$ のとき

$$b = 0.1217, \quad c = 133.56$$

となる。

他の場合のbとcを計算する必要があるが、bとcは円孔のまわりでの力学的条件を満たすために加えられた項であり、3A、4Aおよび5Aの場合にも、あまり変わらないことが期待できるので、他の場合にも2Aのときの値を用いて計算を行なっている。

(3.1)式を用いて、座屈値を計算するためには、座屈時における平板内の応力分布を知る必要がある。有限な有孔板の応力分布に関しては、厳密には、有限要素法あるいはエネルギー法などによる有限平板の解を用いる必要がある。しかし、変位型荷重(変位で外力が与えられる場合で、試験機のHeadは剛なので、一般の実験では、変位型荷重に近いと考えられる)では有孔有限板の応力分布と有孔無限板のそれとの間にはほとんど差のないことが、一例ではあるが計算例として示されていること⁽⁶⁾、および前年度に行なつたI型梁の剪断試験の際の円孔をもつWebの孔の縁に沿う応力分布等の結果を参考にして、本報告では孔の位置の影響を知ることが主目的であるので、近似解として有孔無限板の応力分布を採用した。

参考のため、応力型(荷重辺に沿つて外力一定)の有孔有限板のエネルギー法によつて求めた応力分布を用いて座屈荷重を計算した結果をFig. 3.6中に×印で示してある。

よく知られているように、無限遠に一樣応力 σ_0 が働くときの円孔近傍の応力分布は(3.8)式のように与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= \frac{\sigma_0 r_0^2}{2r^2} \left\{ \cos 2\theta + \left(2 - \frac{3r_0^2}{r^2}\right) \cos 4\theta \right\} \\ \sigma_y &= \frac{\sigma_0}{2} \left[2 + \frac{r_0^2}{r^2} \cdot 3 \cos 2\theta - \left(2 - \frac{3r_0^2}{r^2}\right) \cos 4\theta \right] \\ \tau_{xy} &= \frac{\sigma_0}{2} \cdot \frac{r_0^2}{r^2} \left\{ -\sin 2\theta + \left(2 - \frac{3r_0^2}{r^2}\right) \sin 4\theta \right\} \end{aligned} \right\} (3.8)$$

(3.7)式のエネルギーの積分はガウスの積分法によつた。ガウスポイントの一例をFig. 3.7に示すが、孔なし平板によるこの数値積分の精度チェックの結果は誤差が0.013%で、むしろもつと粗い分割でも十分であると思われる。

計算結果が、Table 3.2に示されている。この座屈応力 σ_0

は無窮遠における応力であり、実際の試験片のそれに換算する必要がある。座屈荷重を σ_{cr} とし、荷重辺における荷重方向のNormal Stress σ_y の平均値と孔の中心を通る水平断面における σ_y の平均値との平均、すなわち、この2つの断面の平均応力として σ_{cr} を定義すれば、Table 3.2中に示されるように、偏心有孔板の座屈応力 σ_{cr} が決定される。(Fig 3.6およびFig 3.8参照)

以上は弾性座屈計算である。塑性座屈をする板厚1.2.2mmのBシリーズについては、開孔のある板の弾塑性応力分布がわかれば計算ができるわけであるが、現在のところまだ得られていないので開孔のない1Bについて塑性変形理論より理論座屈応力を求める。

Stowellの塑性座屈理論より、一方向に十分長い矩形板で、長辺にそつて支持されているとき、座屈応力 σ_{cr} は(3.9)式で表わされる。

$$\sigma_{cr} = \left[\frac{E_s(\sigma_{cr})}{E} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2\sqrt{1 + \frac{3}{4} \cdot \frac{Et(\sigma_{cr})}{E_s(\sigma_{cr})}}} \right) \right] \times (\sigma_{cr})_{el} \quad \dots (3.9)$$

ただし $(\sigma_{cr})_{el}$ は、周辺支持の正方形板の弾性座屈応力で(3.10)式で表わされる。

$$(\sigma_{cr})_{el} = \frac{4\pi^2 D}{t \cdot b^2} \quad D = \frac{E \cdot t^3}{12(1-\nu^2)} \quad \dots (3.10)$$

材料引張試験結果から、 σ/σ_y と E_s/E の関係を求め(3.9)、(3.10)式から $\sigma_{cr}/\sigma_y - b/t$ 曲線をえがくとFig. 3.9のようになり、1bの座屈応力は24.7kg/mmと求まつた。

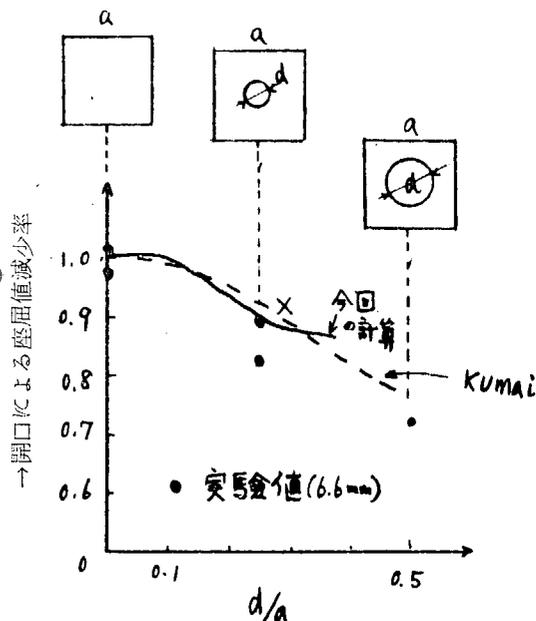


Fig 3.6

Table 3.2 座屈係数

$$\times E \left(\frac{t}{a}\right)^2$$

試験片	1 A	2 A	3 A	4 A	5 A
σ_0	3.615	3.378	2.971	2.694	2.944
σ_{or}	3.615	3.244	2.861	2.604	2.806

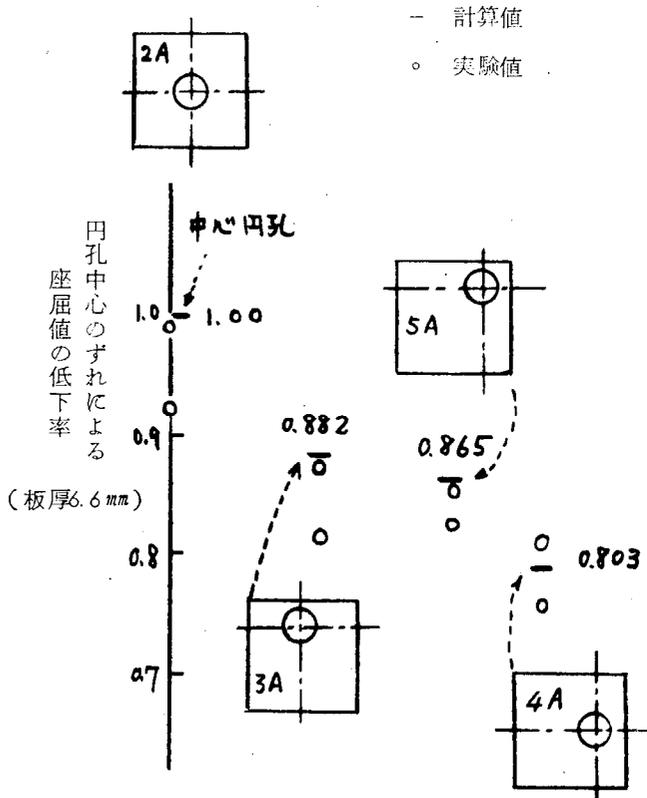
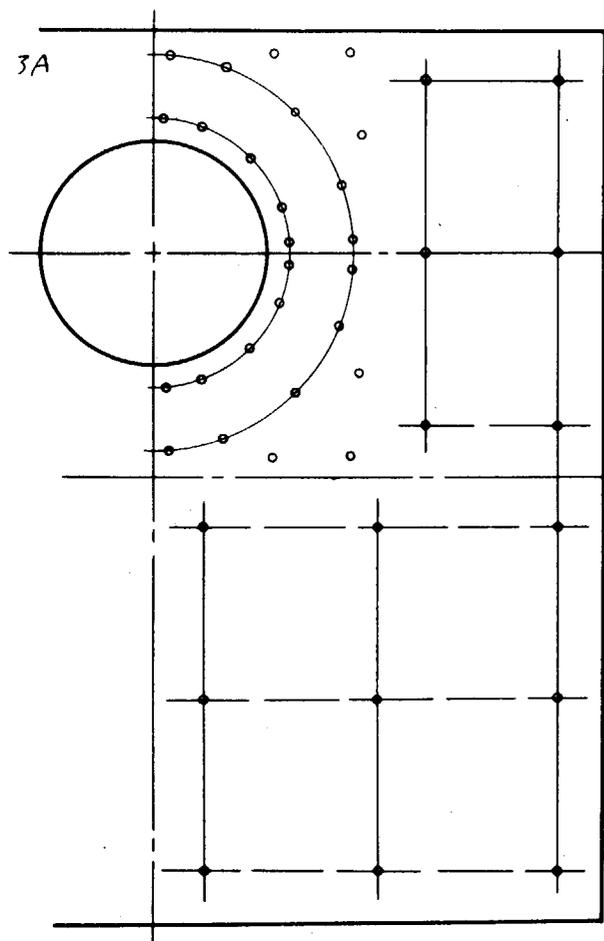


Fig 3.8

Fig 3.7 ガウスポイント(41点)

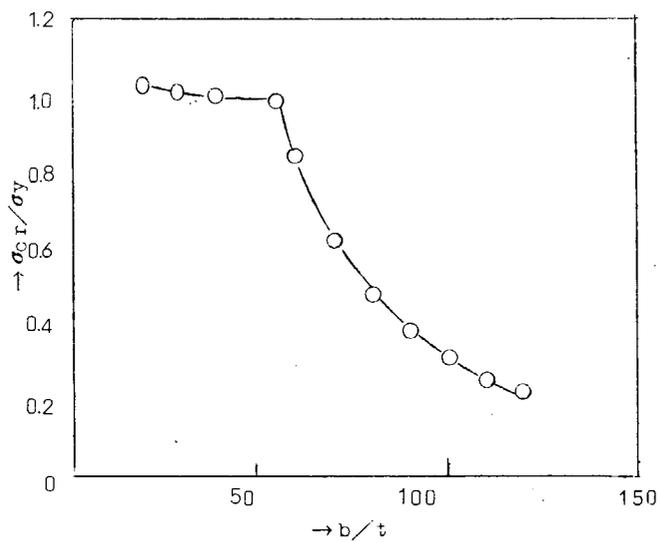


Fig. 3.9

3.2.3. 考察

Fig. 3.10～3.15までに(3.2)式で示される撓み形と、実測の撓みとの比較を掲げてあるが、いずれの場合にも両者はきわめてよく一致しており、この計算結果の信頼性を高めている。

また、Fig. 3.16～3.21まで実測の応力分布(座屈直前)が示してある。有限板のため孔の縁での応力が多少高めになるほかは比較的無限板のそれとよく一致しており、有限要素法による変位型荷重に対する有限板の応力分布と無限板のそれとがよく一致することを裏づけている。

Fig. 3.8から明らかのように弾性座屈をするAシリーズの場合、正方形板の中心から円孔の位置がずれると、その座屈値は円孔の直径が板幅の $\frac{1}{4}$ の場合に、中心円孔の場合に較べて10～20%減少する。とくに荷重方向に対して横に円孔の中心が移動する4Aの場合に、円孔のずれの影響が最も著しくなり、座屈値が最も減少することは興味がある。また板幅の15%程度までの円孔が正方形板の中央にあつても、その影響は無視できる程度である。

塑性座屈をするBシリーズの場合、円孔の位置がずれることによる影響は明らかでなく、円孔の中心線上の最小断面の平均応力が材料の降伏応力に近いところですべて座屈するようである。

また、Fig. 3.6に○印で示したように、塑性座屈の場合、正方形板の中心に円孔のある板の座屈値(実験値)の減少率は弾性座屈のそれに比較してかなり大きいようである。

Fig. 3.22～Fig. 3.25まで、Bシリーズの最高荷重直後と残留した横撓みを示す。(最高荷重直前はほとんど横撓みがない)

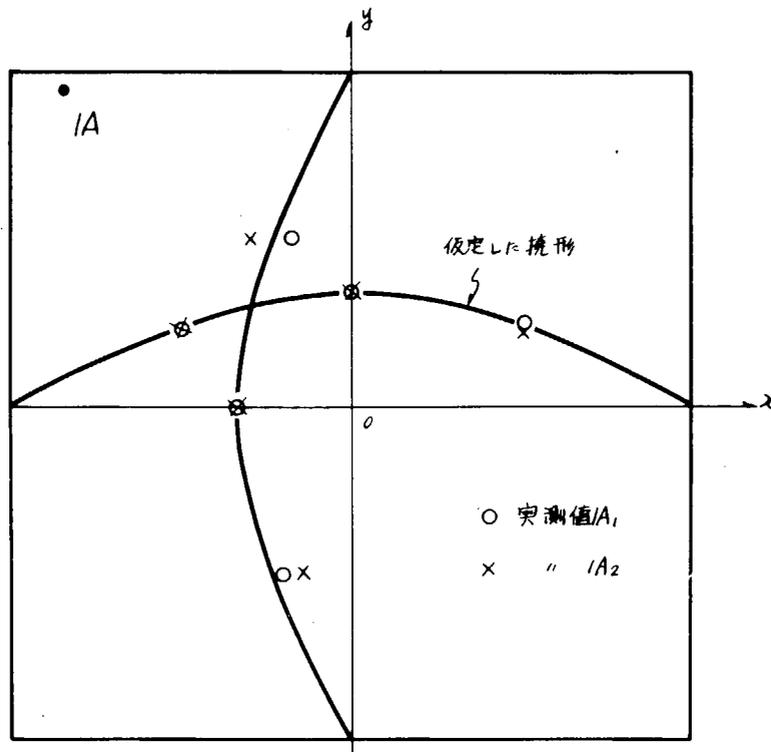


Fig. 3.10 撓み形(1A)

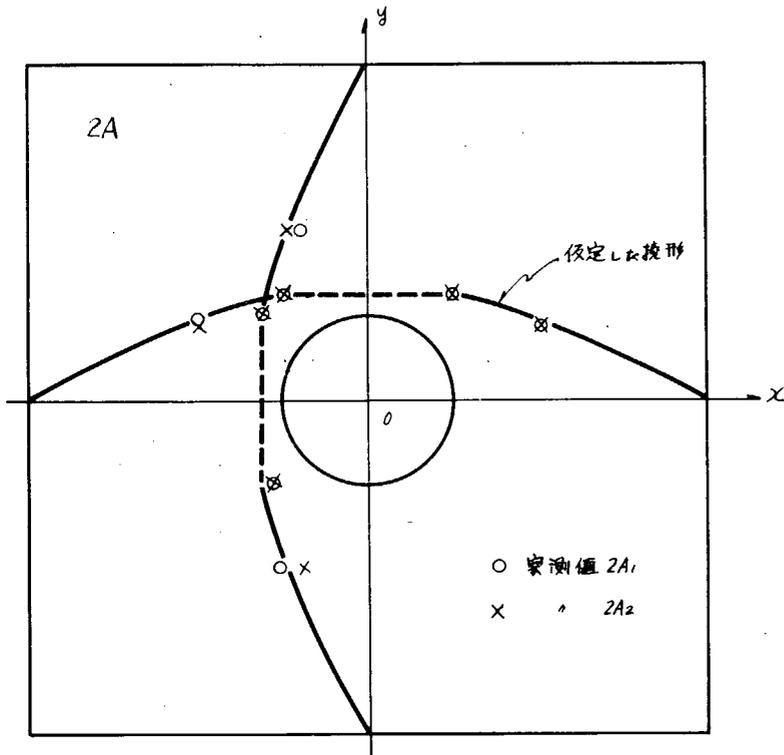
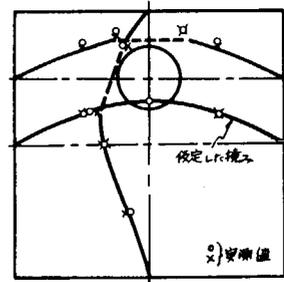


Fig 3.11 撓み形(2A)



3型の撓み形と実測値

Fig 3.12 撓み形(3A)

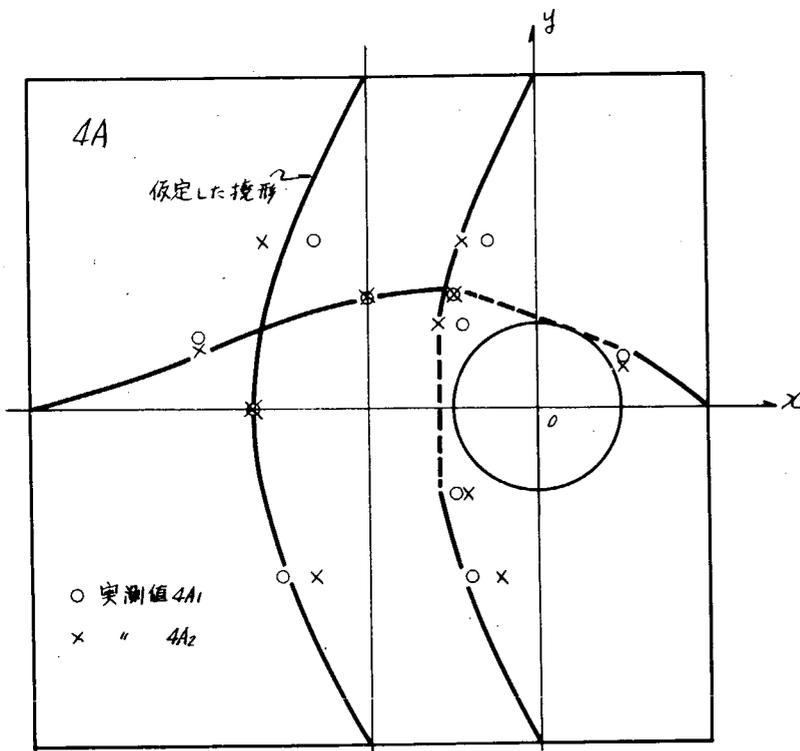
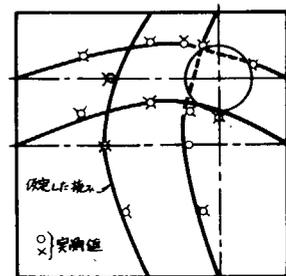


Fig 3.13 撓み形(4A)



5型の撓み形と実測値

Fig 3.14 撓み形(5A)

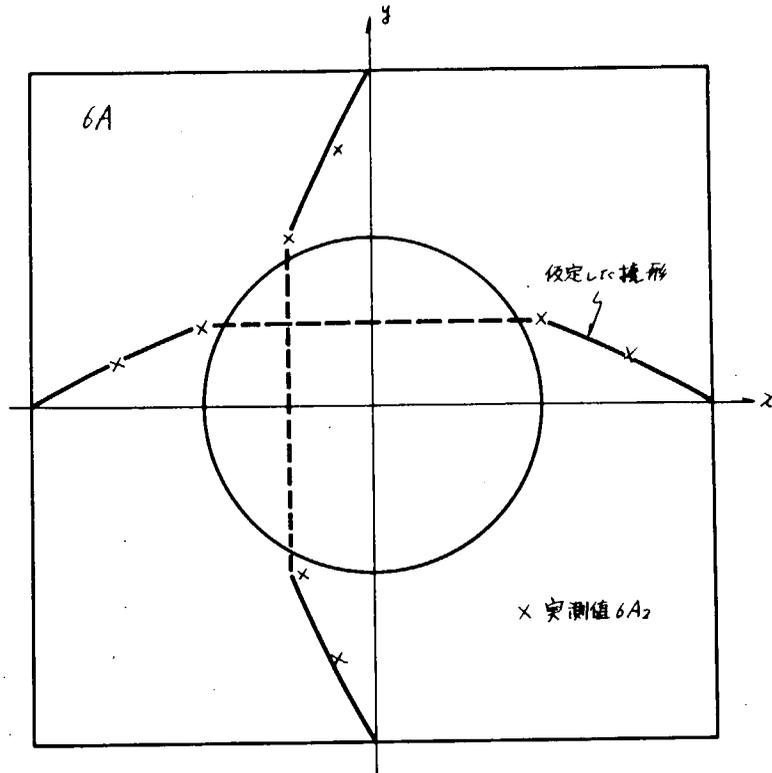
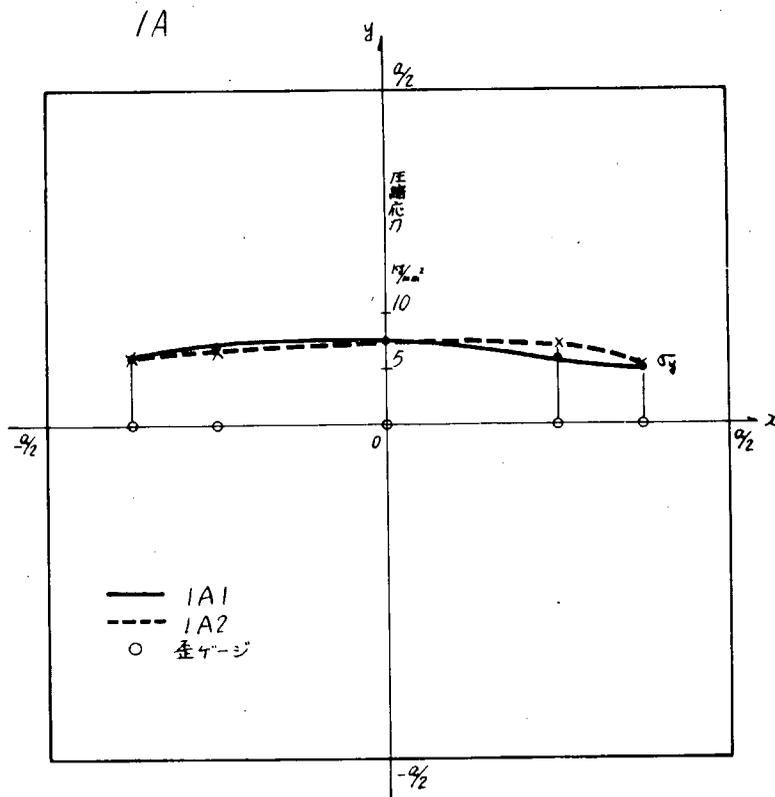
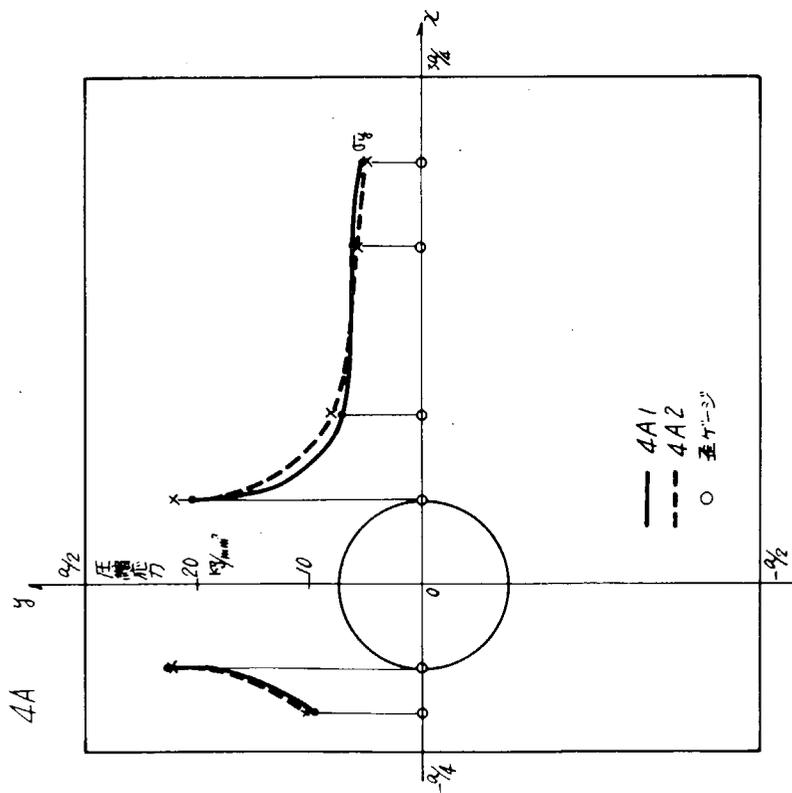


Fig 3.15 撓み形 (6A)



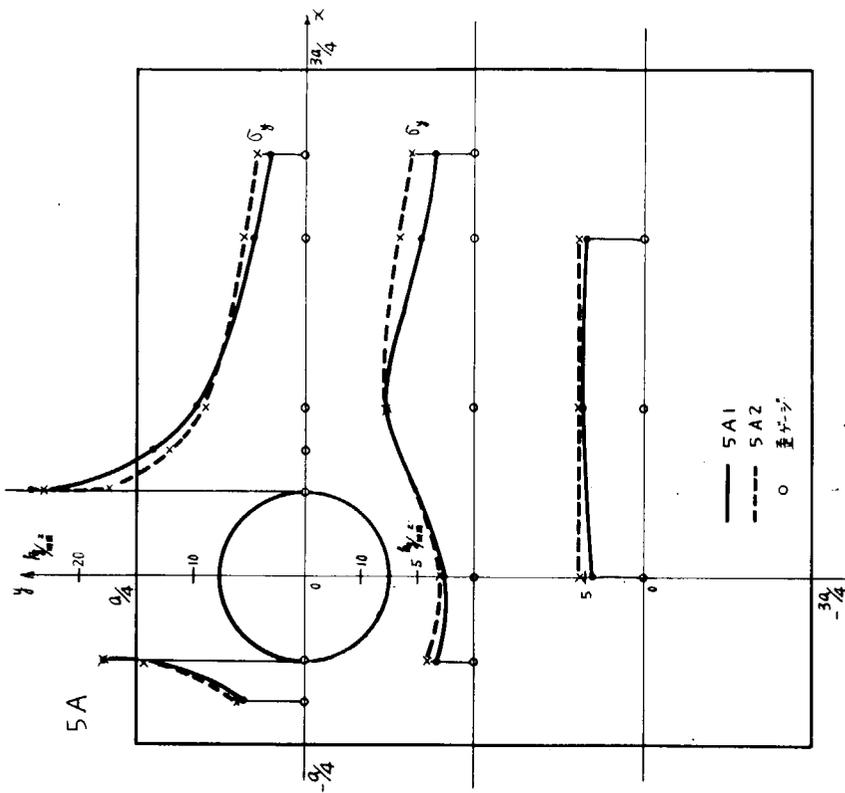
$P = 32 \text{ ton}$ のときの圧縮応力分布
 $P_{cr} = 38 \text{ ton}$ (1A1)
 $P_{cr} = 36.5 \text{ ton}$ (1A2) 実験値

Fig 3.16 応力分布 (1A)



$P = 26 \text{ ton}$ のときの圧縮応力分布
 $P_{c1} = 28 \text{ ton}$ (4A₁) 実験値
 $P_{c1} = 26 \text{ ton}$ (4A₂)

Fig 3.19 応力分布 (4A)



$P = 24 \text{ ton}$ のときの圧縮応力分布
 $P_a = 278 \text{ ton}$ (5A₁) 実験値
 $P_a = 290 \text{ ton}$ (5A₂)

Fig 3.20 応力分布 (5A)

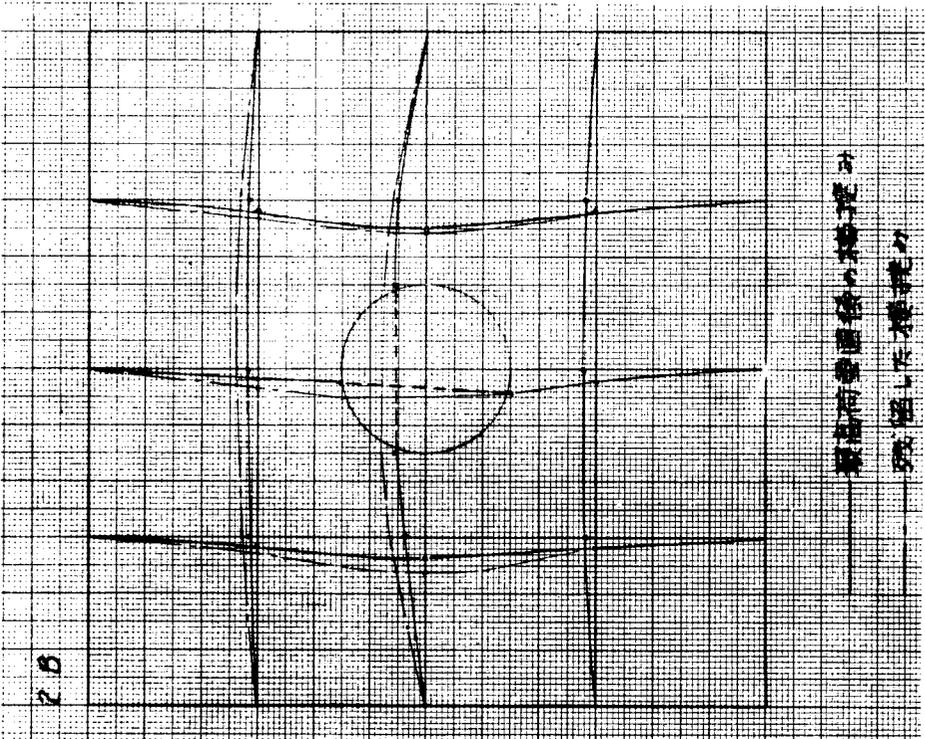
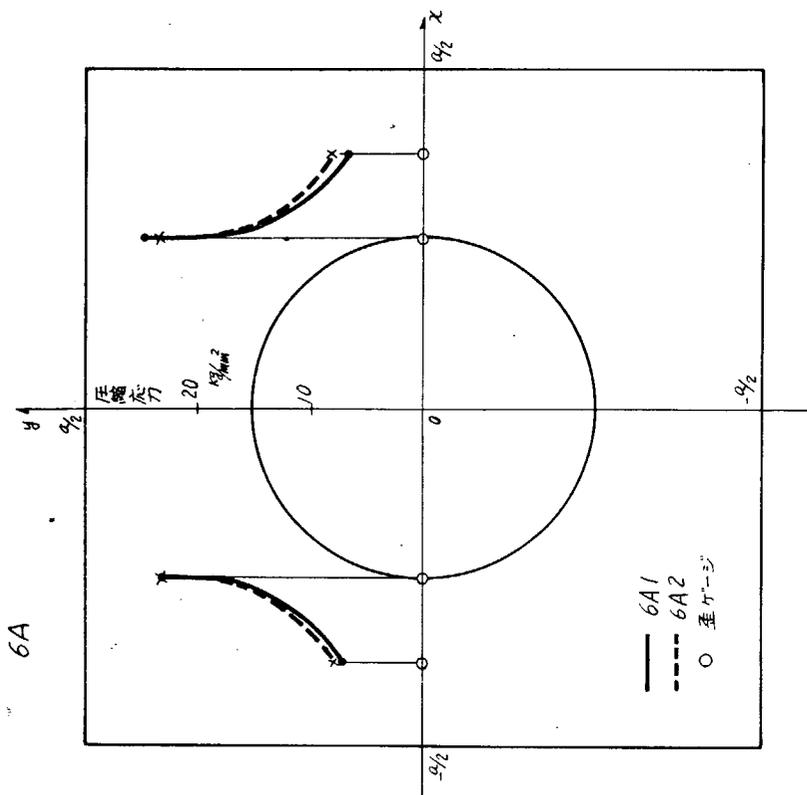


Fig 3.22



P = 22ton のときの圧縮応力分布
 Per= 38ton(6A₁) ← Modeが選ぶ
 Per= 27ton(6A₂)

Fig 3.21 応力分布(6A)

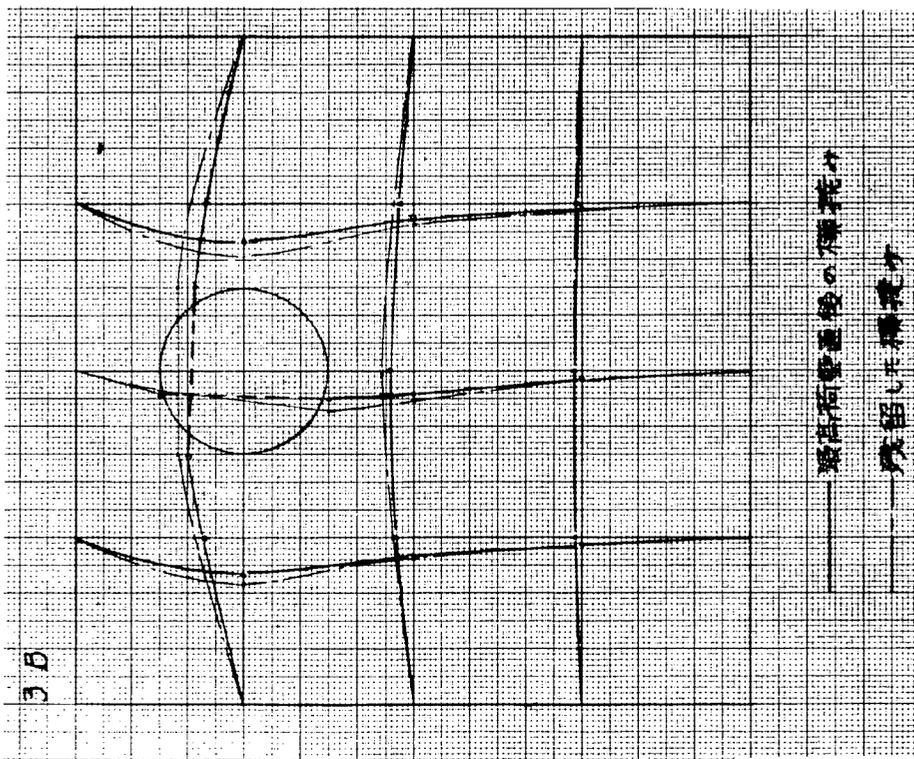


Fig 3.23

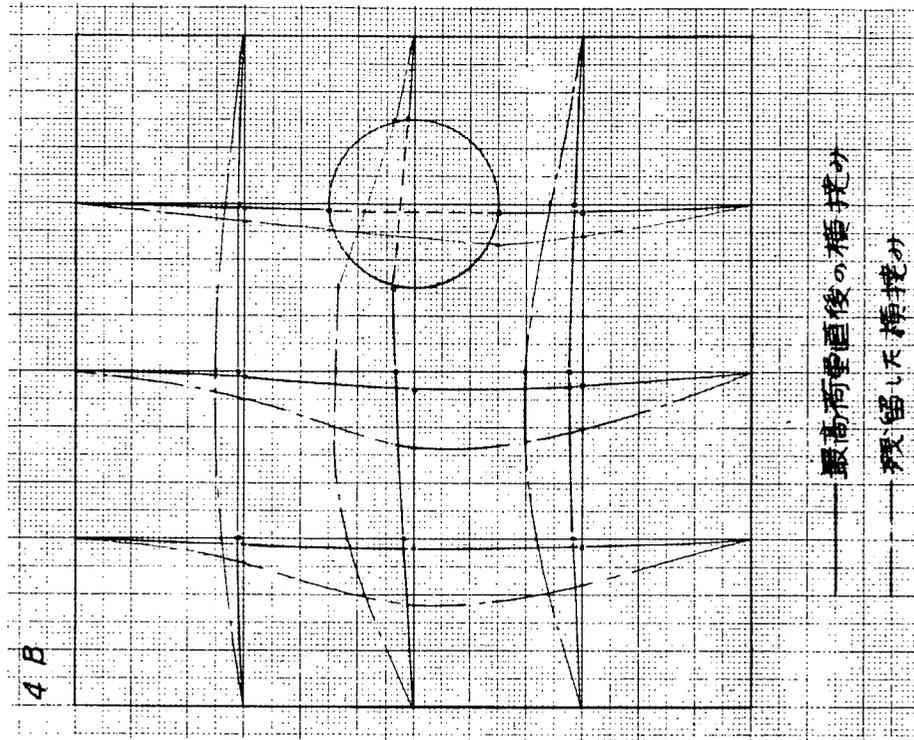


Fig 3.24

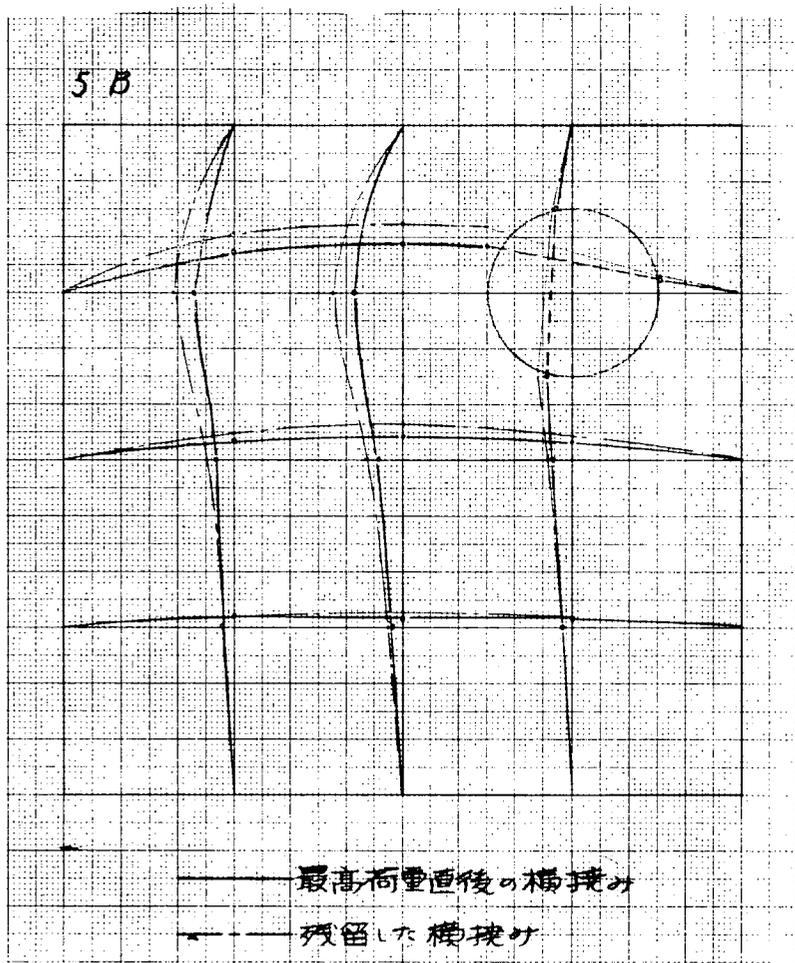


Fig. 3.25

3.3 隅に開口を有する板の圧縮強度に関する研究

3.3.1 実験の内容

実験に用いた試験片は、 $580 \times 580 \text{ mm}$ の正方形板と $1,160 \times 580 \text{ mm}$ の長方形板の2種で、板厚は 6.0 mm と 9.0 mm の2種類である。形状はFig. 3.26に示すとおりで、試験片につけた記号、たとえばL1・6Aは長方形板で開口は高さ $b/2$ 、幅 $b/8$ で板厚 6 mm の試験片のAのことを意味する。引張試験の結果は板厚 6 mm は $\sigma_y = 29 \text{ kg/mm}^2$ 、 $\sigma_B = 45 \text{ kg/mm}^2$ 、ヤング率 $E = 2.17 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ 、板厚 9 mm は $\sigma_y = 27 \text{ kg/mm}^2$ 、 $\sigma_B = 44 \text{ kg/mm}^2$ 、 $E = 2.08 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ であった。

Fig. 3.26で荷重は上下より等変位となるようにかかっており、試験片は3辺支持下端固定の条件となっている。実際の試験片では下端に厚板を溶接し、その厚板と試験片支持枠の台とボルトで強く締めつけられている。板の撓みおよび歪はダイヤルゲージ、ストレインゲージにより計測された。Fig. 3.28にダイヤルゲージ、ストレインゲージの位置の1例についてM2の場合を示してある。(Fig. 3.27は実験状況を示す写真である)

座屈値は δ^2 法により決定されたが、板厚 6 mm の試験片については荷重が弾性座屈を起す範囲内であったので $P - \delta^2$ 曲線で、板厚 9 mm の試験片については荷重が応力集中部で一部塑性域に入る領域であったので $\epsilon - \delta^2$ 曲線を用いて決定された。 $P - \delta^2$ 曲線、 $\epsilon - \delta^2$ 曲線、 $P - \epsilon$ 曲線の例をFig. 3.29よりFig. 3.34に示す。

このようにして求めた座屈荷重と最高荷重をTable 3.3に示す。

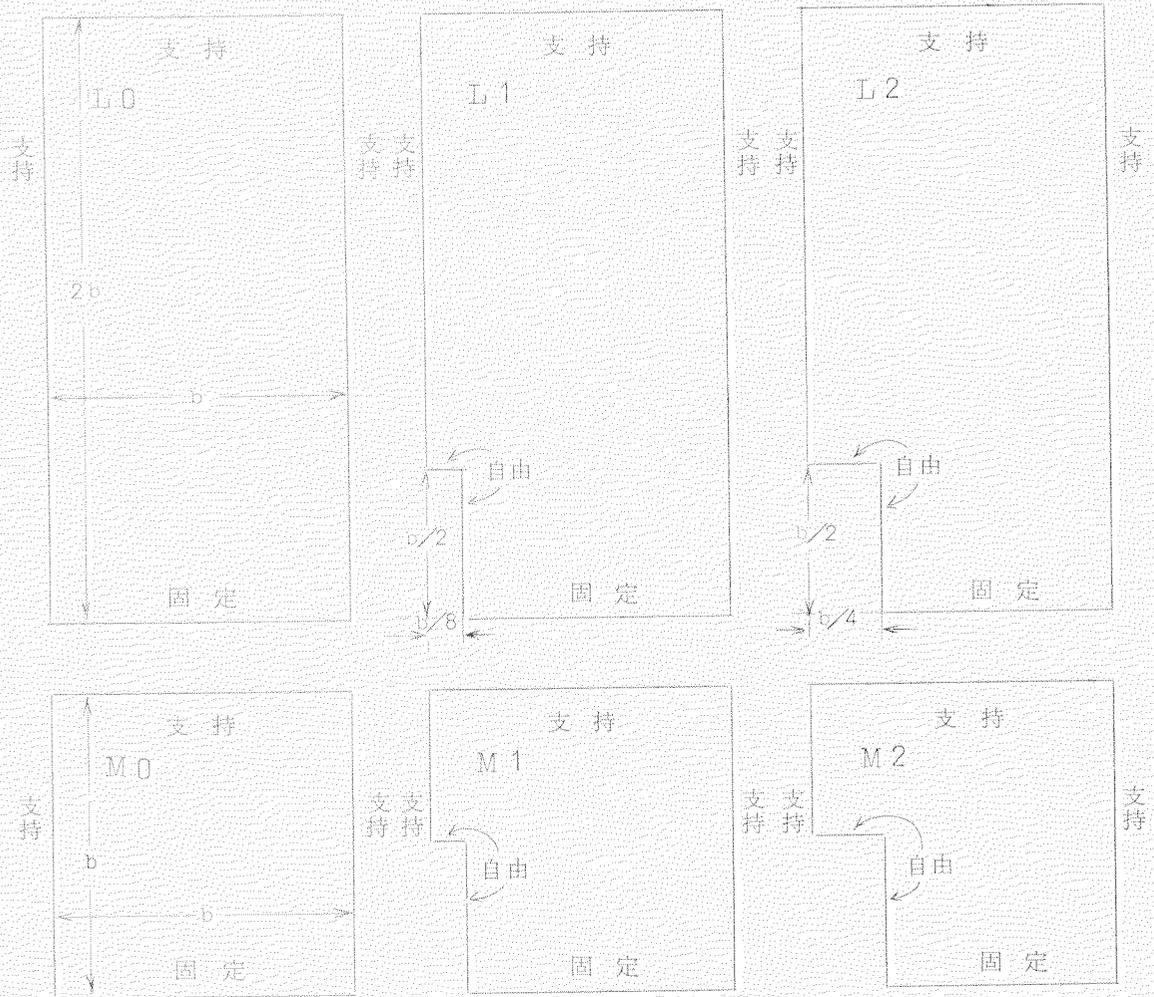


Fig. 3.26

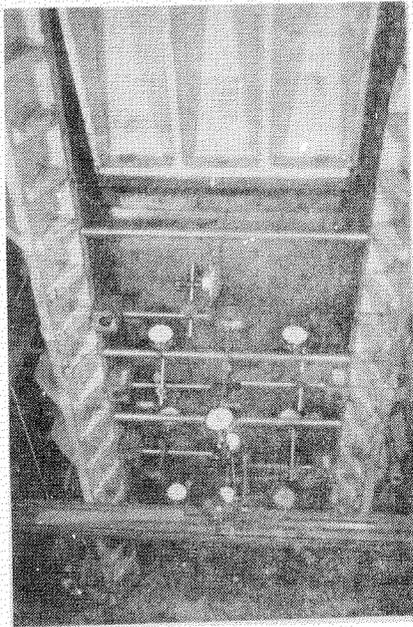


Fig. 3.27 実験状況

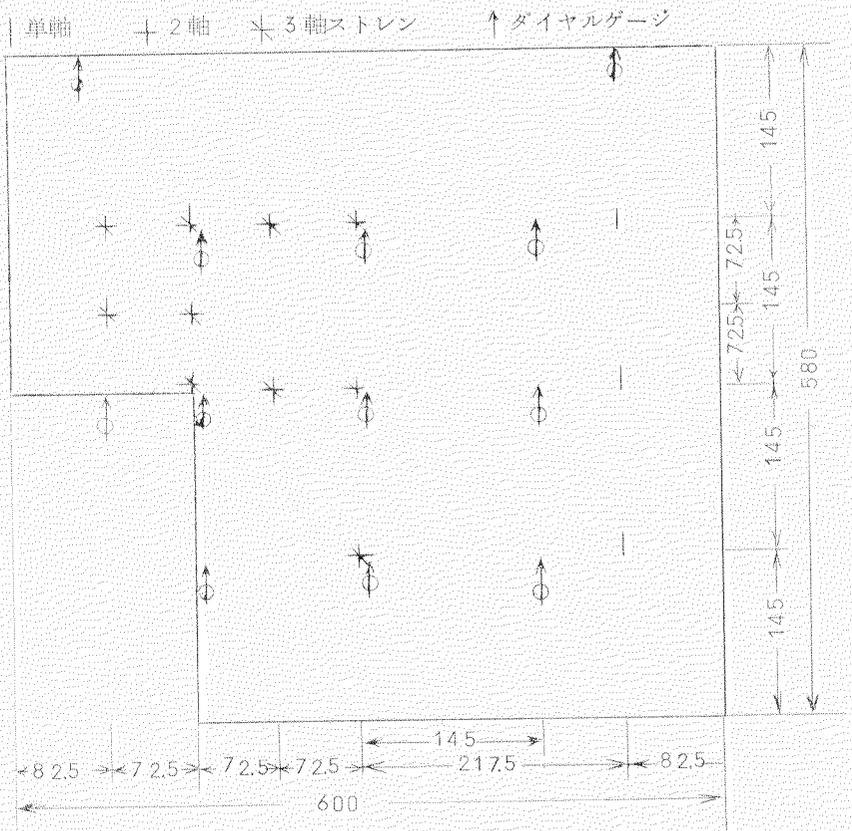


Fig. 3.28 ストレンゲージ、ダイヤルゲージ位置図 (M2)

Table 3.3 最高荷重と座屈荷重

試験片	Pmax(ton)	Per(ton)	試験片	Pmax(ton)	Per(ton)
L0・6A			L0・9A	100	89
L0・6B	49.1	27.5	L0・9B	89.7	78
L1・6A	34.8	21.0	L1・9A	77	67
L1・6B	35.5	25.3	L1・9B	78	64
L2・6A	28.7	19.7	L2・9A	59	54
L2・6B	29.3	20.8	L2・9B	57.4	53
M0・6A	46.6	29.0	M0・9A	104	97
M0・6B	47.1	30.2	M0・9B	96	96
M1・6A	31.3	22.8	M1・9A	99.8	85
M1・6B	30.5	24.5	M1・9B	90	76
M2・6A	27.5	20.8	M2・9A	76	69
M2・6B	29.0	20.5	M2・9B	78	72

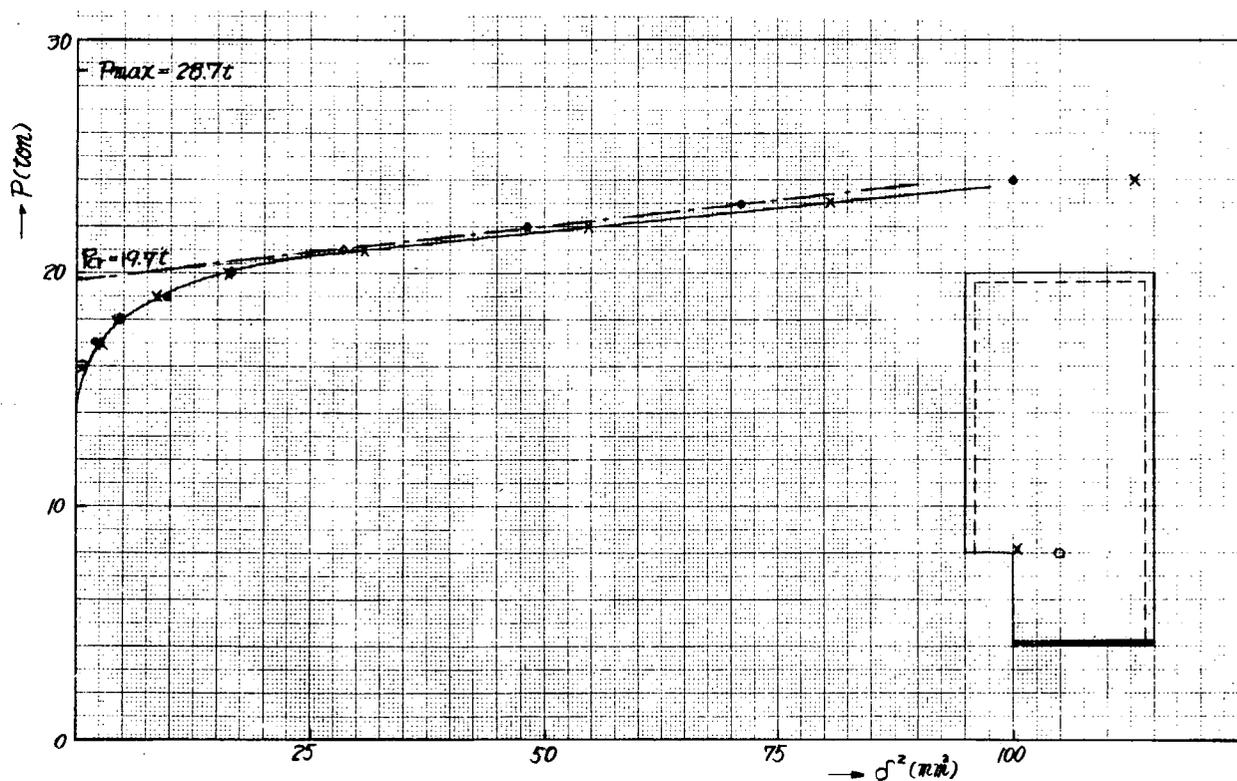


Fig 3.29 P- δ^2 曲線 (L2-6A)

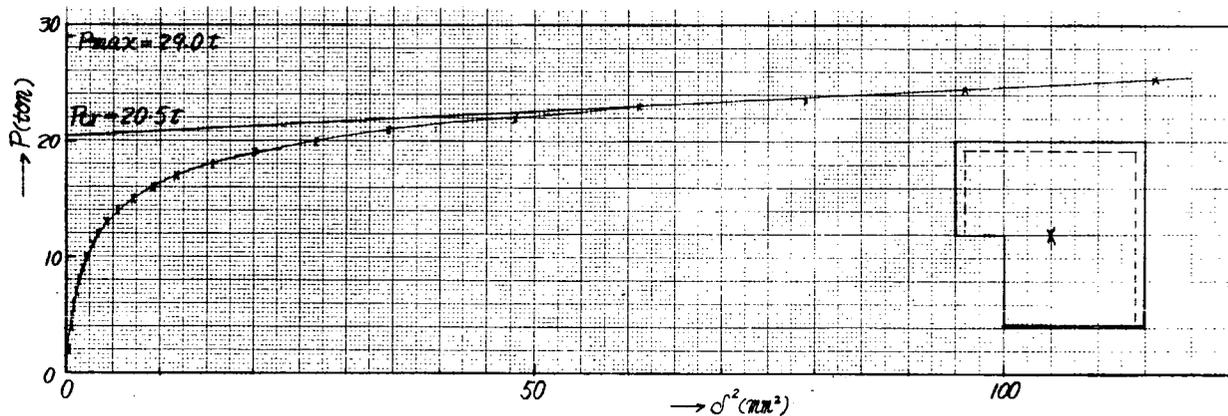


Fig 3.30 P- δ^2 曲線 (M2-6B)

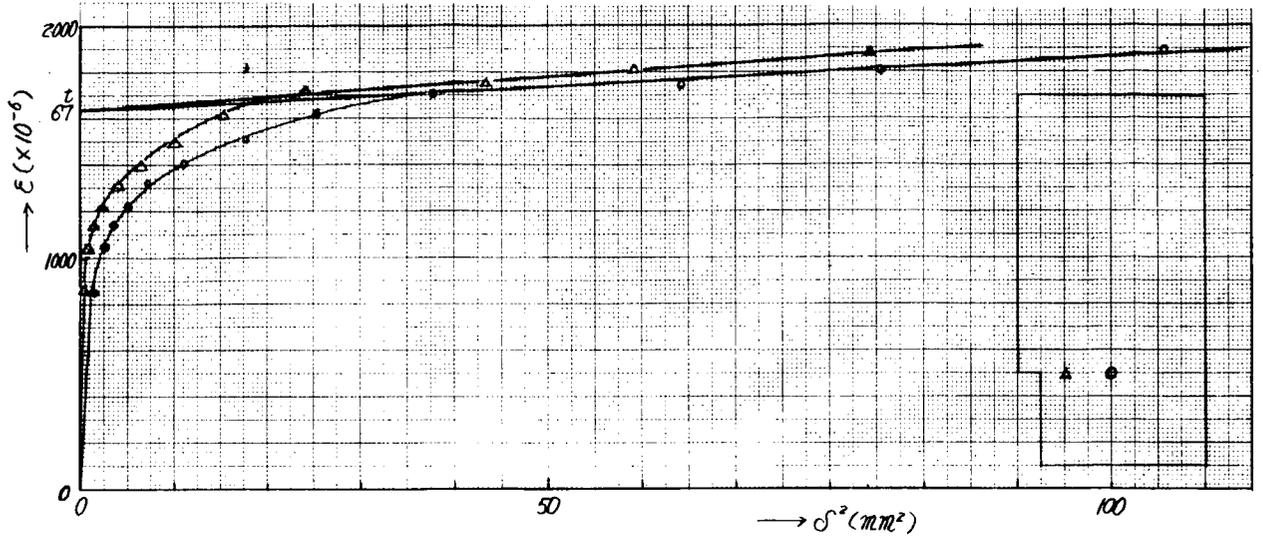


Fig 3.31 $\epsilon - \sigma^2$ 曲線 (L1-9A)

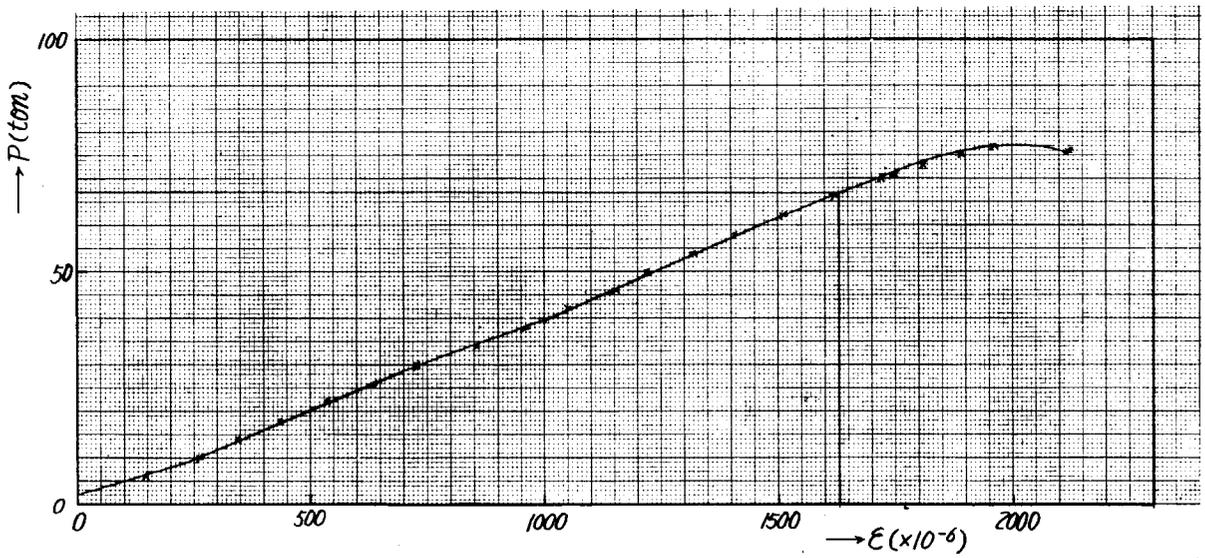


Fig 3.32 P - ϵ 曲線 (L1-9A)

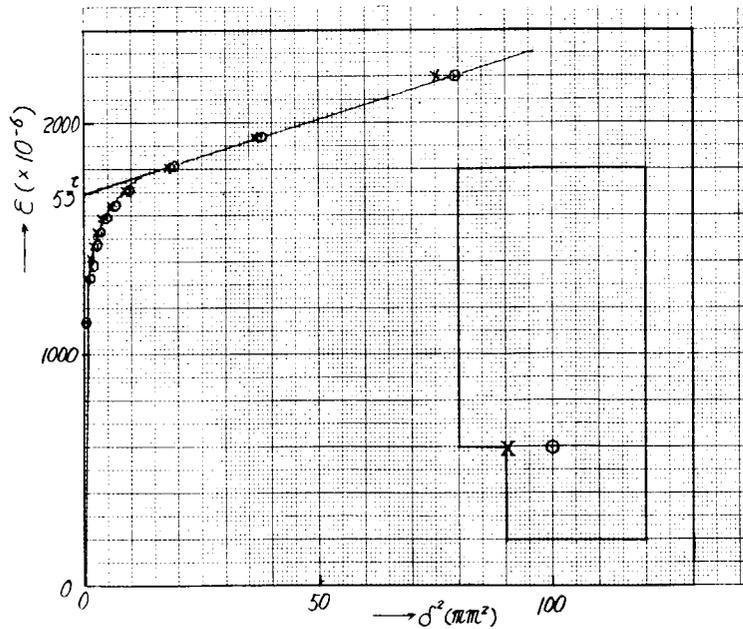


Fig 3.33 $\epsilon - \sigma^2$ 曲線 (L2-9B)

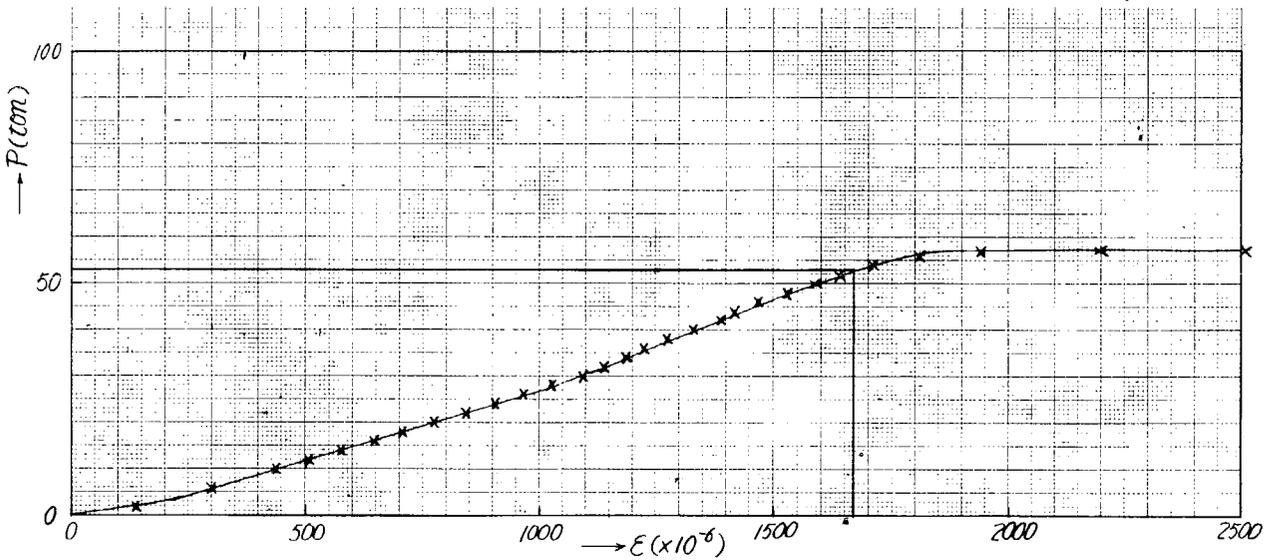
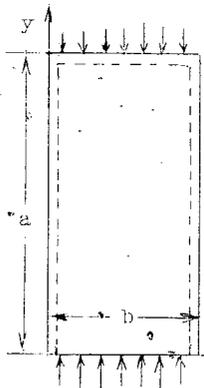


Fig. 3.34 P - ε 曲線 (L2-9B)

3.3.2 理論計算



撓み形としては3辺支持、1端固定としたから、

$$W = \sum_{m=1}^{m_1-1} \sum_{n=1}^{n_1-1} a_{mn} \sin \frac{m\pi x}{b} \left(\sin \frac{n\pi y}{a} - \frac{n}{L} \sin \frac{L\pi y}{a} \right) \dots\dots\dots (3.11)$$

とすれば

$$\left(\frac{\partial W}{\partial y} \right)_{y=0} = \sum_{m=1}^{m_1-1} \sum_{n=1}^{n_1-1} a_{mn} \sin \frac{m\pi x}{b} \left(\frac{n\pi}{a} \right) \left(\cos \frac{n\pi y}{a} - \cos \frac{L\pi y}{a} \right) \equiv 0 \dots\dots\dots (3.12)$$

となるので(3.11)式のように仮定すればよい。

Fig. 3.35 エネルギー法により、座屈値は

$$\sigma_0 = \frac{\frac{D}{2} \iint \left\{ \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \right)^2 + 2(1-\nu) \left\{ \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x \partial y} \right)^2 - \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \cdot \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} \right\} \right\} dx dy}{-\frac{t}{2} \iint \left\{ \sigma_x \left(\frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 + \sigma_y \left(\frac{\partial W}{\partial y} \right)^2 + 2 \frac{\tau_{xy}}{\sigma_0} \left(\frac{\partial W}{\partial x} \cdot \frac{\partial W}{\partial y} \right) \right\} dx dy} \dots\dots\dots (3.13)$$

を極小にする a_{mn} の値を決定すれば求められる

開口のない場合、 σ_y のみが存在して他の応力が零のとき、(3.11)式を微分して(3.13)式に代入した式を、係数 a_{mn} で偏微分した式は三角関数の直交性より比較的簡単に面積分でき、次数が $m \times (L-1)$ 次の対称行列の固有値問題となつて解くことができるが、開口のある場合簡単には面積分できないので、ガウスの数値積分法を用いて面積分を行なつた。数値積分の結果得られた係数行列もやはり実の対称行列となり、固有値が求まつて(3.13)式を極小にする a_{mn} の値が決定できた。数値積分に用いたガウス点を1例としてL1の場合をFig. 3.36に示す。

応力分布は有限要素法(四辺形分割)によつて得られた値を用いた。応力分布を求めるときの境界条件は上端(荷重辺)でx方向(Fig. 3.35)の変位を拘束し、固定端ではx方向、y方向ともに変位を拘束し、y軸に平行な部分は、x方向、y方向ともに変位を拘束していない。有限要素の分割の例をFig. 3.37に示す。

数値積分をする場合誤差が問題となる。そこで今回の理論計算では開口のない板について、直接積分して得られた係数行列から求まつた座屈係数と、Fig. 3.26の開口部にもガウス点を決めて数値積分して得られた係数行列から求まつた座屈係数をL0についてTable 3.4に示す。計算結果は波形がx方向にはSin波形ひとつを仮定し、y方向には順次波数をふやして解の精度を高めている。

Table 3.4

波形	k (直接積分)	k (数値積分)
4	4.28760	4.28760
5	4.27489	4.27492
6	4.26749	4.26751
7	4.26260	4.26260
8	4.25908	4.25899
9	4.25643	4.25617
10	4.25435	4.25391
11	4.25267	4.25203

Table 3.4 からわかるように数値積分の精度は非常によいことがわかる。また、仮定する波数が4個のときと11個のときとでkは1%も落ちていないということからy方向の波をL0の場合には、むやみにたくさんとつて計算してもあまり意味がないと思われる。

Table 3.5 に3辺支持下端固定としたときの開口のある板の座屈係数の理論計算結果を示す。波数の欄のMは横方向の波数を意味し、Nは縦方向(荷重方向)の波数を意味する。

また、Table 3.6 には下端も支持となるような波形を仮定して計算した理論座屈係数を示す。波数のM、NについてはTable 3.5 と同じである。

Table 3.5 (3辺支持下端固定の板の圧縮座屈係数)

波数		L0	L1	L2	波数		M0	M1	M2
M	N	K	K	K	M	N	K	K	K
1	6	4.2675	4.1028	3.9512	1	4	4.9762	4.4478	3.9721
	7	4.2626	4.0936	3.9264		5	4.9498	4.4158	3.9395
2	6		4.0957	3.9272	2	4		4.4391	3.9240
	7		4.0862	3.8964		5		4.4064	3.8877
3	6		4.0946		3	4		4.4336	3.8941
						5		4.4006	3.8532

Table 3.6 (下端も支持としたときの板の圧縮座屈係数
このときL0、M0のkは4.0)

波形		L1	L2	波形		M1	M2
M	N	K	K	M	N	K	K
1	6	3.5401	3.0148	1	4	3.3590	2.8658
	7	3.5400	3.0143		5	3.3590	2.8658
2	6	3.5232	2.9447	2	4	3.3436	2.8043
	7	3.5231	2.9444		5	3.3436	2.8039
3	6	3.5150	2.8769	3	4	3.3359	2.7438
	7	3.5149	2.8768		5	3.3357	2.7408
				4	4	3.3280	2.6581
					5	3.3276	2.6497

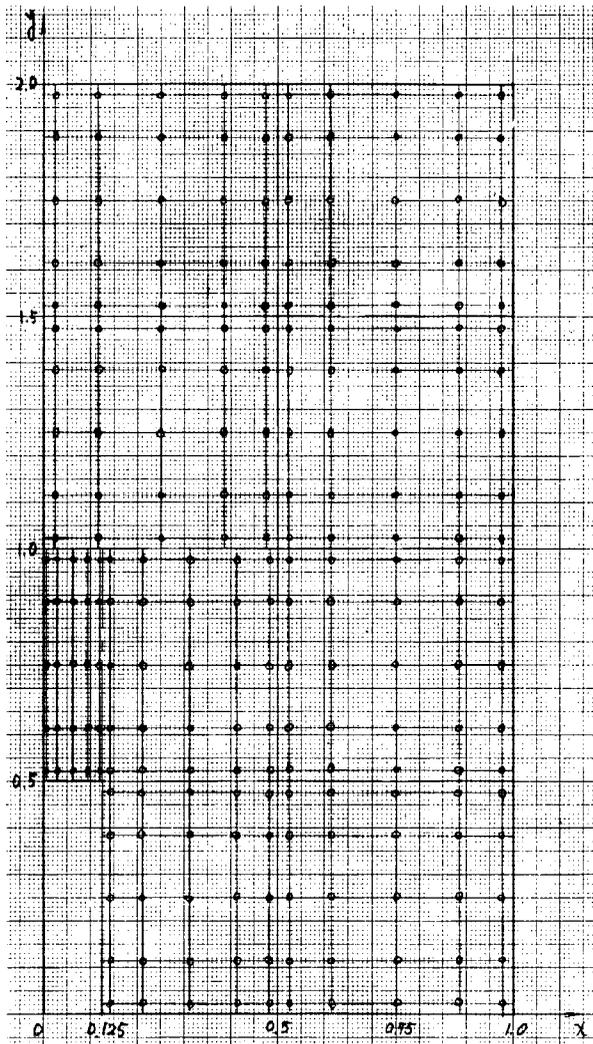


Fig 3.36 数値積分に用いるガウス点 (L1)

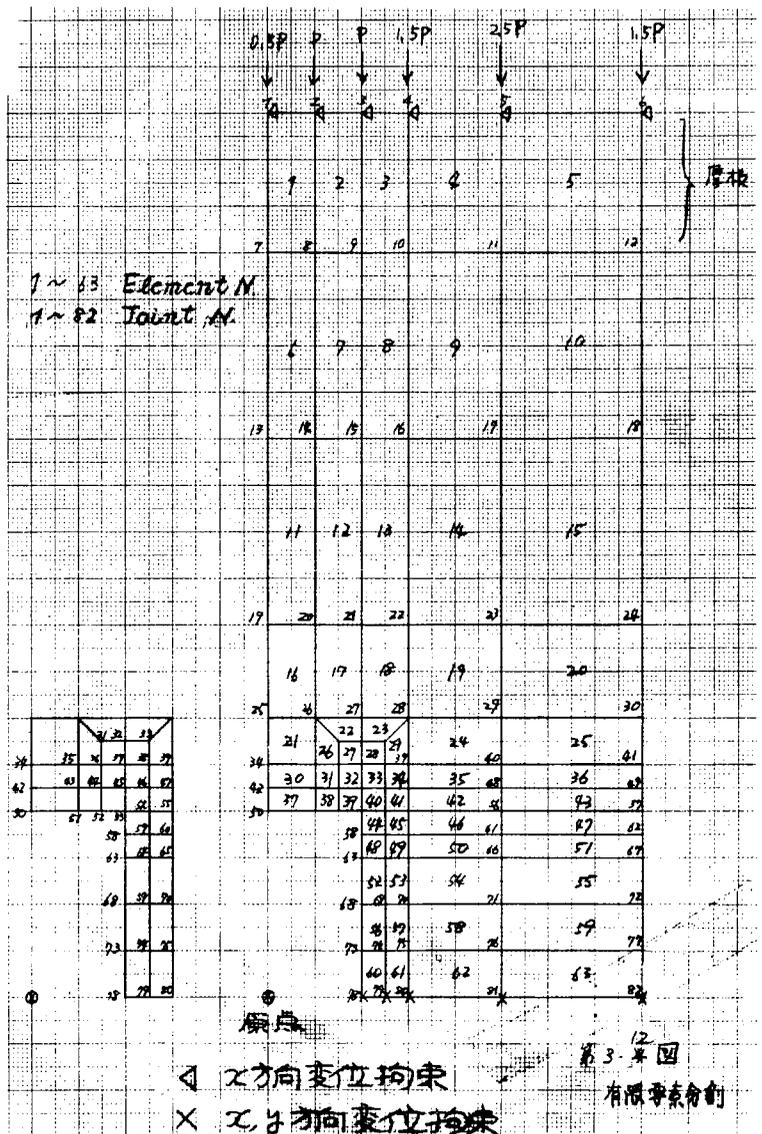
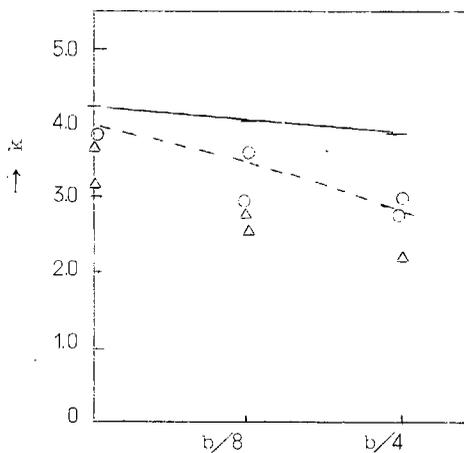


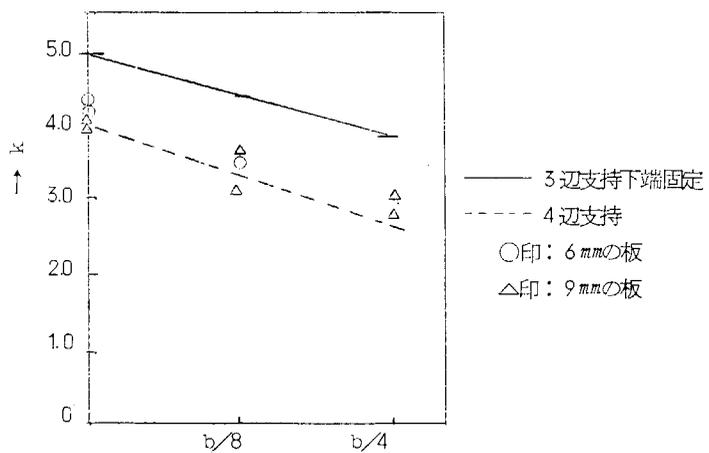
Fig 3.37 有限要素分割 (L2)

3.3.3 考察

理論と実験を比較するために縦軸に座屈係数 k 、横軸に開口の幅をとった図を示す。(Fig. 3.3 8、3.3 9)



→ 開口の幅
Fig 3.38 Lシリーズ



→ 開口の幅
Fig 3.39 Mシリーズ

Fig. 3.3 8の実線は下端固定 ($M=2$ 、 $N=7$) のときの値をとり、点線は下端支持 ($M=3$ 、 $N=7$) の値を示す。Fig. 3.3 9の実線の値は $M=3$ 、 $N=5$ 、点線の値は $M=4$ 、 $N=5$ のときの値をとった。両図とも実験値と実線の値とは開口の幅が大きくなれば座屈係数が低下するという傾向は似ているが、絶対値はかなり違っている。

このように、理論計算値と実験値が違っている理由として次の3つが考えられる。まず、(1)試験片にはかなり大きい孔が開いているわけであるが、開口縁に沿つての応力条件が満たされていない。(2)実験は3辺支持下端固定という条件を満足すると仮定しているが固着条件が実際には完全に満足されていなかった。(3)有限要素法で求めた応力分布と実際の試験片の応力分布が違っていた。

以上の3つの問題点のうち、1番目の原因に関しては Fig. 3.3 8、3.3 9 にプロットした点がすでに相当の波数をとつたときの計算結果を示しており、これ以上波数を増やすよりは、むしろ開口部分の境界条件を満足するような特殊な波形を別の方法でさがして理論計算してみる必要がある。第2の問題点に関して理論的に決まつた a_{mn} を用いて書いた座屈波形 L 2 (Fig. 3.4 2) と実際に計測された L 2・9 A の撓み分布を比較してみると、下端の固着度が多少低下している傾向があるので、仮定する座屈波形を下端も支持となるように修正して理論計算して得られた結果を Fig. 3.3 8、3.3 9 に点線で示してある。いずれの場合も実験値はむしろ下端支持の場合の理論値に近くでている。

開口の幅が大きくなるとき理論値の低下率と実験値の低下率を比較する意味で Fig. 3.4 0、3.4 1 に孔なしを基準として縦軸に座屈値減少率、横軸に開口の幅をとつたグラフを示す。実線は3辺支持下端固定の、点線は下端支持の場合の理論値である。

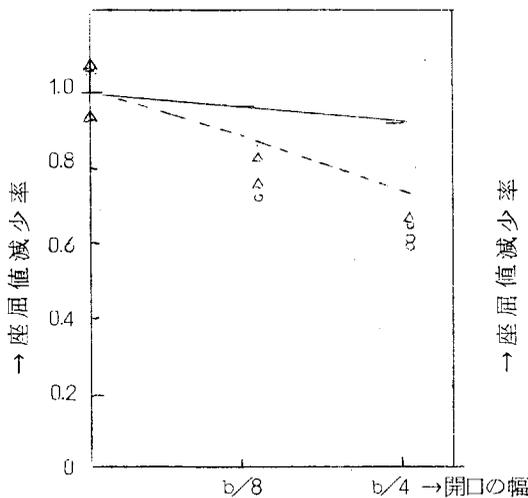


Fig. 3.4 0 Lシリーズ

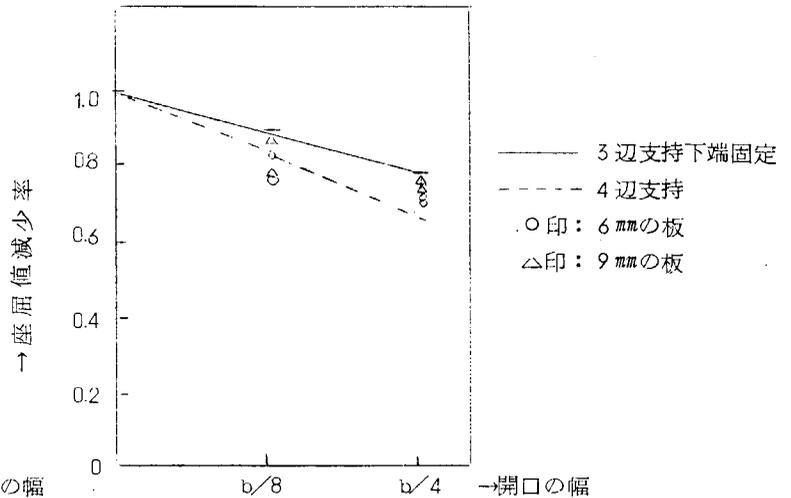


Fig. 3.4 1 Mシリーズ

とくに、Lシリーズでは実線より点線の方が低下率がよく一致しているといえる。第3の応力分布については、Fig. 3.4 9、3.5 0 に示したように、L 2 では開口より上部はほぼ有限要素法による値と測定値は一致しているといえるが、開口の応力集中部は約2倍違っている。Mについてもやはり開口部の応力集中部で測定値の方が高めになっている。これは有限要素法を用いる際、要素の分割の仕方が粗かつたためと思われ、応力集中部を除いてまず問題はないと考えられた。

Fig. 3.4 3 から Fig. 3.4 8 まで最高荷重前(ほぼ、座屈荷重時)、最高荷重後、残留撓みを示す。

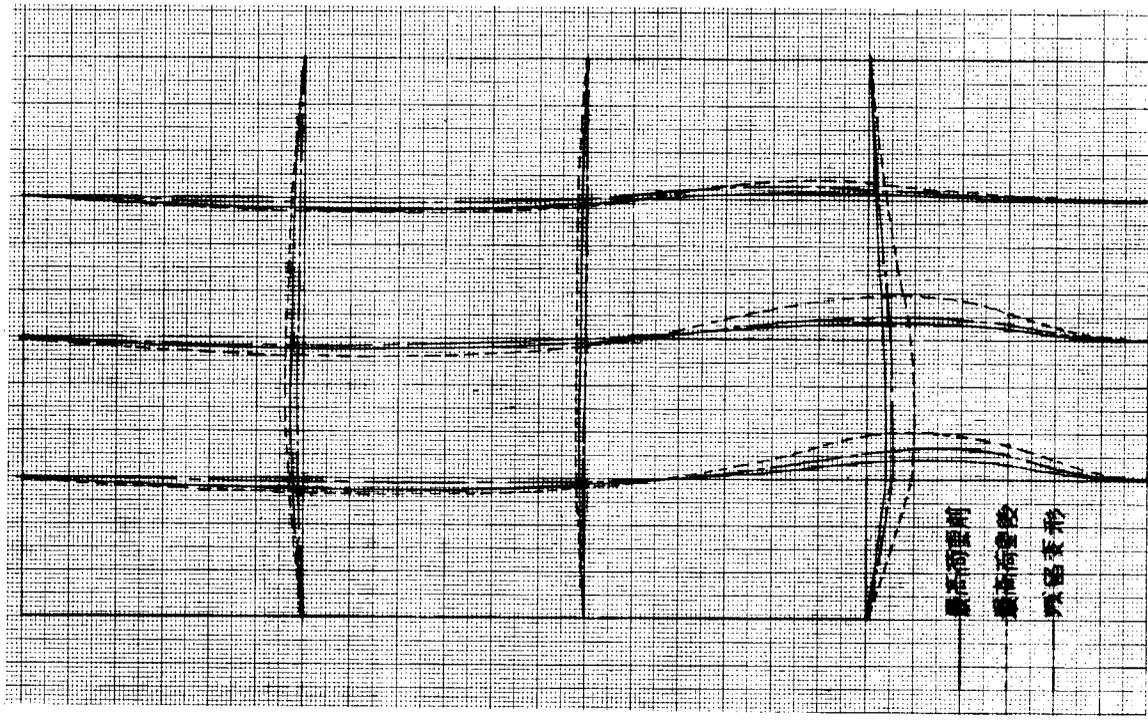


Fig. 3.4.3 L2-9A

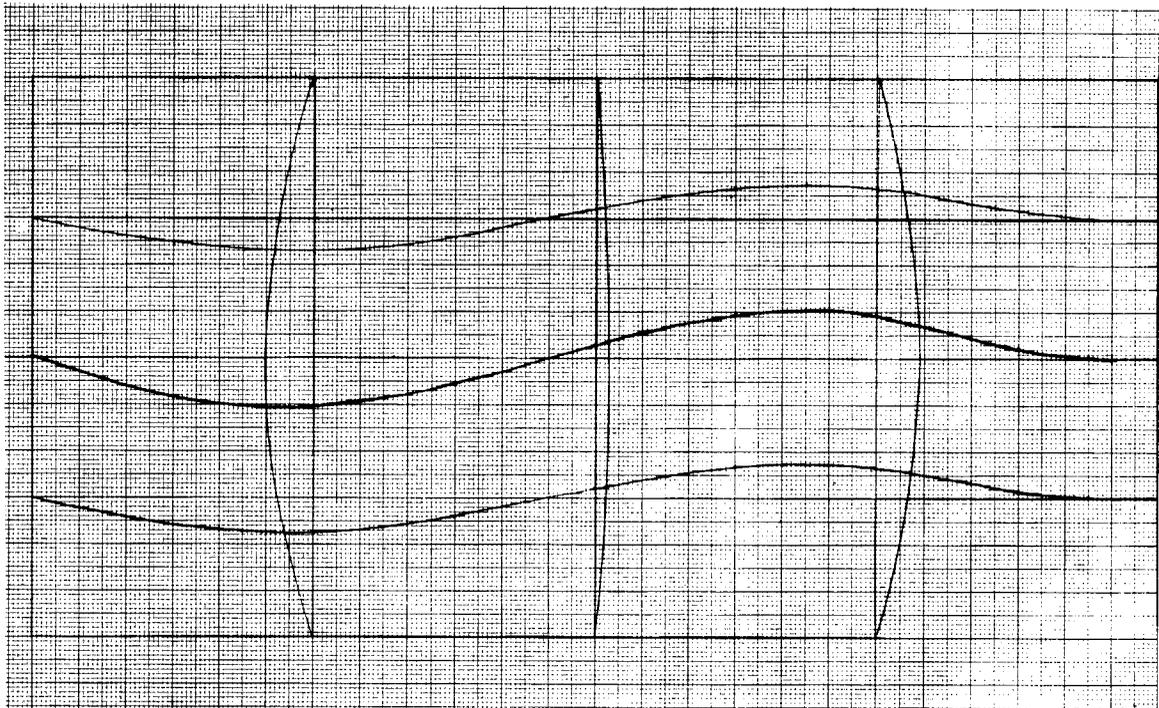


Fig. 3.4.2 理論座屈波形 (L2)

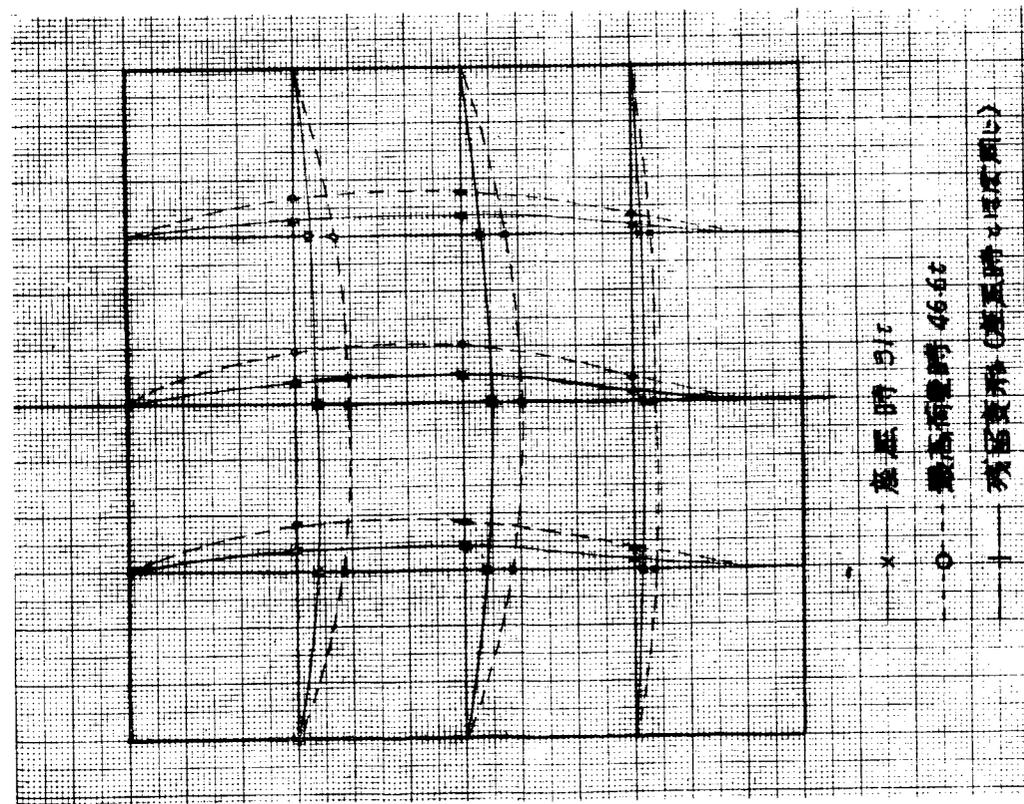


Fig. 3.44 MO-6A

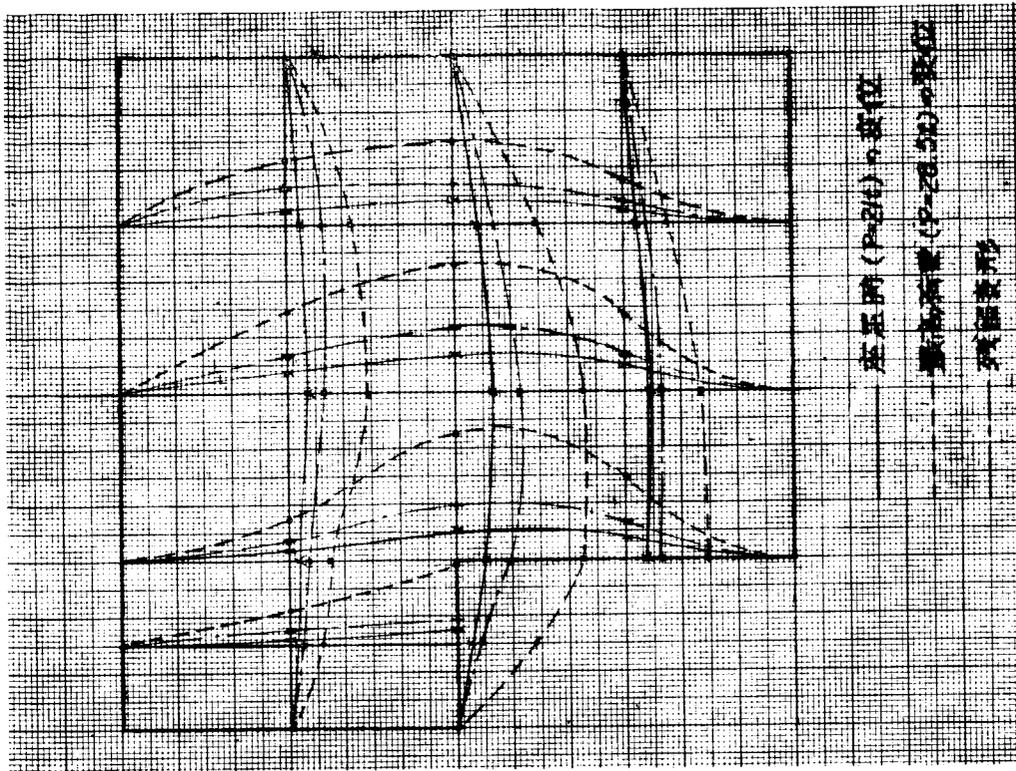


Fig. 3.45 M2-6B

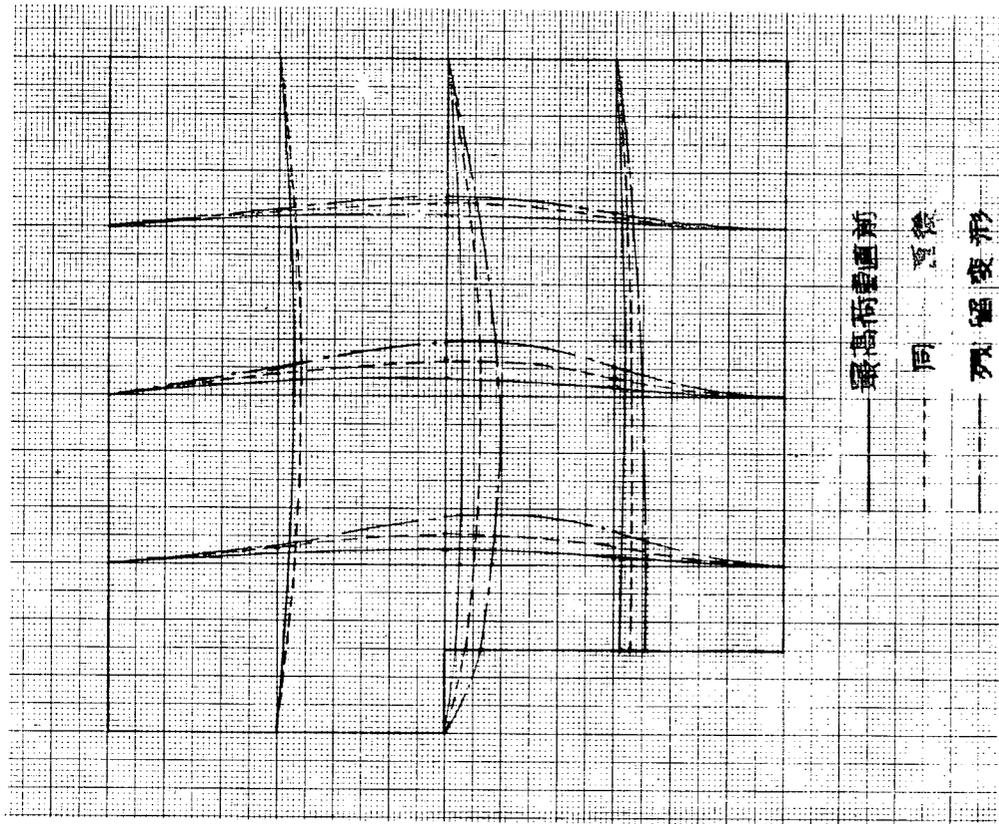


Fig. 3.47 M1-9B

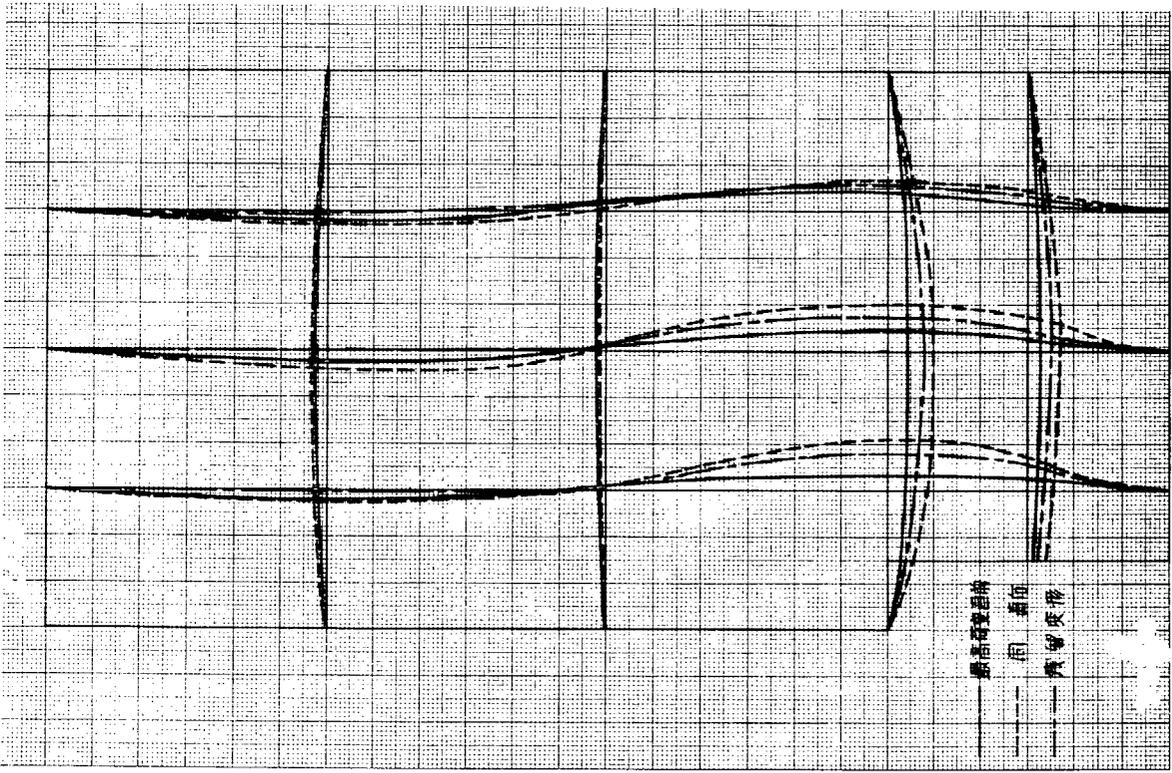


Fig. 3.46 L1-9B

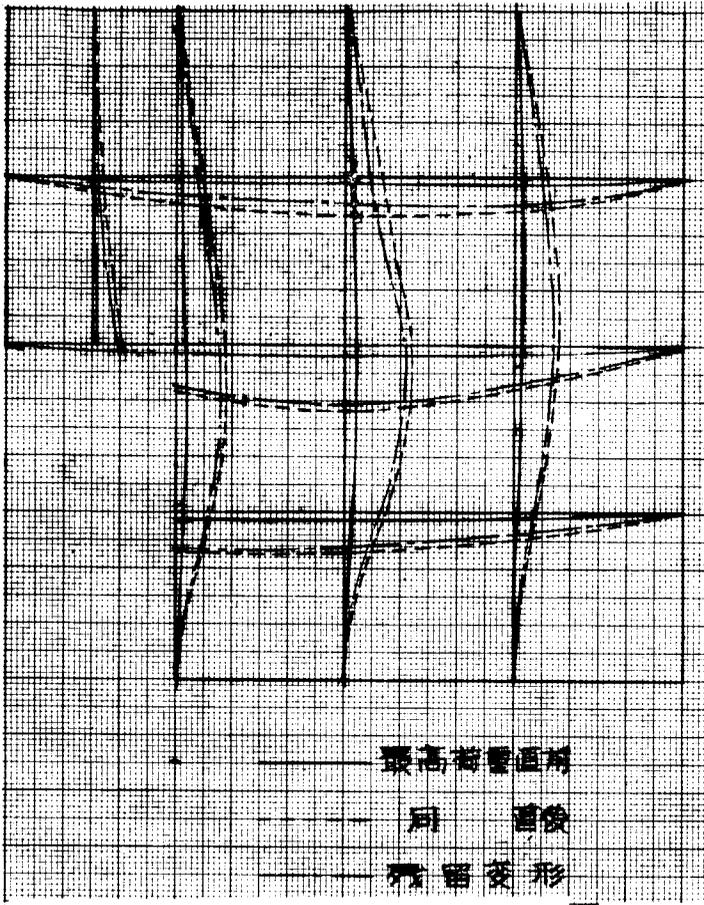


Fig. 3.48 M2-9 B

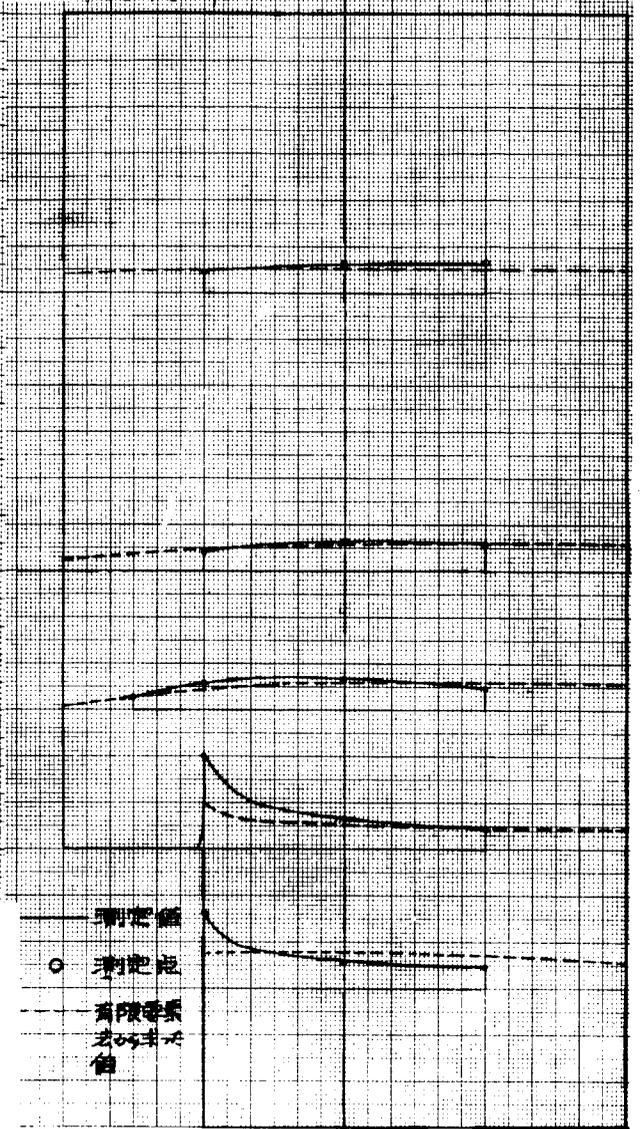


Fig. 3.49 应力分布 (L2)

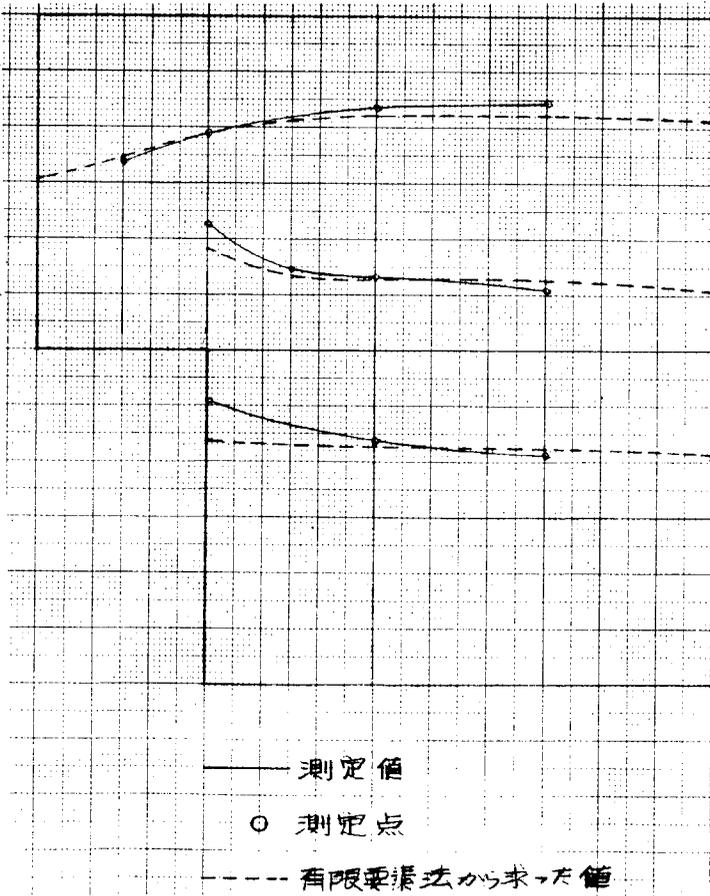


Fig. 3.50 应力分布 (M2)

3.4 結 言

3.4.1 偏心円孔を有する平板の圧縮強度に関する研究

- (1) 円孔を有する有限板において、円孔が板の中心からずれると、その圧縮座屈応力は減少し、円孔の直径が板幅の25%程度の場合に10~20%座屈値は減少する。円孔中心のずれの方向が荷重方向と直角な場合に、円孔中心のずれの効果が最も著しい。
- (2) 円孔の直径が板幅の半分以下の場合には、円孔を有する正方形板の圧縮座屈値を計算するに際して、有孔無限板の応力分布を使用しても十分な精度の得られること、および荷重辺と円孔中心を含む水平断面における平均応力が、座屈応力のよい近似値を与えることが示された。
- (3) 本実験の範囲内では厚板(12.2mm)の場合に、孔の位置は座屈応力にはほとんど影響せず、座屈は開孔部の最小断面における平均応力が、材料の降伏応力にほぼ等しいときに生じている。
- (4) 一般に、数値解法により応力分布を計算し(たとえば有限要素法により)撓み形を適当に選ぶことにより、エネルギー法によつて座屈値を近似的に計算できるが、この方法は不規則な形の開口を有する板の座屈値を近似的に解く有力な方法の一つであり、応力面で重要な意義をもつものと期待される。

3.4.2 隅に開口を有する板の圧縮強度に関する研究

隅に開口を有する板の圧縮強度は開口の高さが一定($=b/2$)で幅が大きくなっていくとき($b/8$ と $b/4$ の2種)、ほぼ、直線的な関係で座屈荷重が低下することが実験的、理論的に示された。

開口の高さが幅の半分で開口の幅が板幅の $1/8$ の場合には20~30%、 $1/4$ の場合には30~40%低下することが示された。

応力分布が数値で与えられれば適当な撓み形を仮定してエネルギー法によつて座屈荷重の近似値が得られることが示された。

参 考 文 献

- (1) S. Levy, R.M. Woolley and W.D. Kroll, "Instability of Supported Square Plate with Reinforced Circular Hole in Edge Compression", J. Research of the National Bureau of Standards, Vol. 139 Dec. (1947)
- (2) T. Kumai, "Elastic Stability of the Square Plate with a Central Circular Hole under Edge Thrust", Report of Research Institute for Applied Mechanics, Vol. 1 No. 2, April (1952)
- (3) A. L. Schlack, "Elastic Stability of Pierced Square Plates", Experimental Mechanics, June (1964)
- (4) 吉識雅夫, 「圧縮力をうける矩形平板の座屈限界の決定法の一試案」、日本応用力学会論文集(昭23年)
- (5) 吉識雅夫他「構造物の塑性設計(その6)一塑性域における構造要素の圧縮強度」造船協会論文集、第118号(昭40年12月)
- (6) 吉識雅夫他、「マトリックス法による船体構造解析に関する研究II」、造船協会論文集、第121号(昭42年)
- (7) 吉識雅夫他、「有孔板の座屈強度について(その1)」造船協会論文集、第122号(昭42年)

4. 塑性設計におけるスパンポイントの研究

4.1 緒言

油送船や鉱石運搬船などの横強度部材を構成する桁板構造の塑性崩壊強度を算定する解析法を導くための第一段階として、前年度は、単一桁の端部変断面部の塑性強度に関する実験を行なつて、その最終強度の検討を試みた。

ひきつづき本年度は、両端部が拘束されている変断面桁の塑性崩壊強度について研究を実施し、中央に集中荷重をうける変断面桁の模型実験を行なつて、理論解析の結果と比較検討した。

4.2 両端で拘束された変断面桁の塑性崩壊

Fig. 4.1 に示すように、両端部が拘束された左右対称の変断面桁（平行部の長さ $2L_0$ 、円弧状変断面の半径 R ）が、軸力 N^* および中央集中荷重 $2V^*$ を受け、中央および両端変断面部（ $\beta = \beta^*$ ）に塑性関節を生じて崩壊する場合、その崩壊荷重 $2V^*$ は、次式により算出される。(1)

$$2V^* = \frac{8M_p}{S} = \frac{1}{\Sigma} \cdot \frac{8M_p}{2(L_0 + R)} \quad \dots \dots \dots (4.1)$$

ここで、 M_p は、平行部断面の塑性モーメントで軸力および剪断力の影響を無視した場合の値である。また、 Σ は、軸力、剪断力および端部変断面が桁の崩壊荷重に及ぼす影響を表わす係数で、与えられた桁と塑性強度が等価な仮想一様断面梁（塑性モーメント M_p ）のスパン S

と、実際の桁のスパン $2(L_0 + R)$ との比である。（Fig. 4.1 (d) 参照）

この Σ を、塑性スパン係数と称し、桁の断面寸法および平行部長さ $2L_0$ が支えられれば、文献(1)の方法により求められる。

4.3 実験

4.3.1 試験桁

Fig. 4.2 に示すような両端に円弧状変断面部を有する桁の模型につき、中央集中荷重を加えた場合の塑性崩壊実験を行なつた。試験桁の両端は、桁に比べて強度がかなり大きい I 形梁により連結されて拘束されており、塑性崩壊が桁部分に生ずるように設計されている。

桁の断面形状および寸法は、前年度実施した単一桁のそれと同様に、47,000 D.W.T. 油送船の船底横桁の約 1/2 に相当するように定められた。ただし、Web の板厚は、その局部座屈の生ずる危険を考慮して、No. 1 ~ No. 5 試験桁においては 7mm とし（実船構造に対応する縮率では 3mm ）、No. 6 試験桁のみを 3.5mm とした。また、Web には防撓材を配置せず、Web および面材の横倒れ止め肘板を、Fig. 4.2 に示すように、桁の中央荷重点直下、

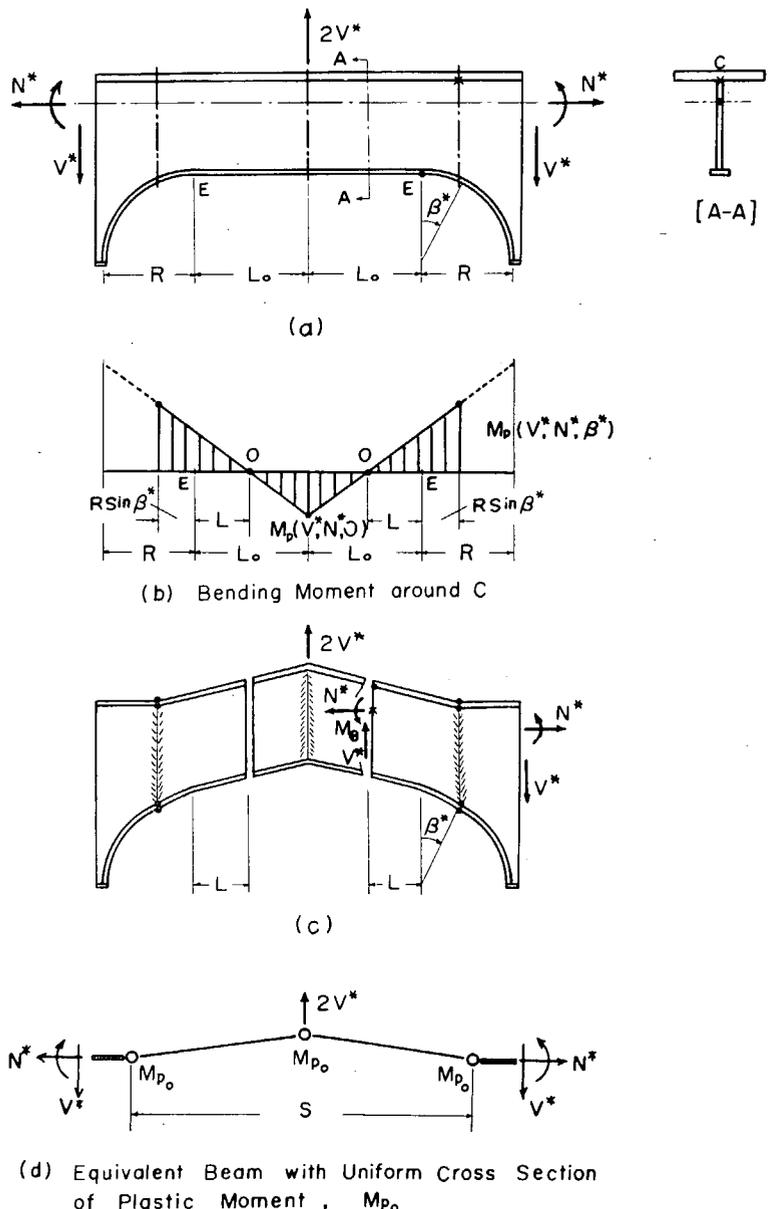


Fig. 4.1 両端で拘束された変断面桁の梁形式崩壊

彎曲部端部（Rどまり）および彎曲部中央斜方向にそれぞれ配置した。

№.1～№.4 試験桁は、その断面形状を一定とし、平行部長さ 2 L₀ のみを 0、250、500、1,000 mm と 4 種類に変化させた。また、№.5 試験桁は、桁の両端下部を延長し、枠形模型の場合の予備試験として補足的に実施したものである。

なお、試験桁はすべて応力焼鈍を行なった。

4.3.2 素材の機械的性質

試験桁の素材の機械的性質を調査するため、各板材から採取された 1 号引張試験片および丸棒試験片（直径 3 mm）につき、それぞれ引張試験および振り試験を実施した。試験結果を Table 4.1 に示す。

Table 4.1 素材の機械的性質

Plate (thickness) in mm	Tension Test					Torsion Test	
	E ($\times 10^4 \text{ kg/mm}^2$)	Est ($\times 10^2 \text{ kg/mm}^2$)	σ_y (kg/mm^2)	σ_{\max} (kg/mm^2)	est (%)	τ_y (kg/mm^2)	τ_{\max} (kg/mm^2)
A (7) Web (№.1～№.5)	2.2	3.4	26.0	41.2	1.9	16.6	44.5
B (3.5) Web (№.6)	2.3	3.4	23.8	31.4	5.5	-	-
C (16) Upper Flange	2.1	3.4	25.2	39.8	1.8	18.3	45.8
D (4) Lower Flange	2.2	2.1	22.0	32.0	2.9	-	-

4.3.3 実験装置

Fig. 4.3 に示すように、試験桁をアムスラー型油圧試験機（容量 300 トン）上に設置し、中央集中荷重を加えて、静的崩壊試験を行なった。Fig. 4.4 は、実験装置の全貌を示す。

試験桁の両端支点では、回転治具およびローラーを挿入し、試験桁に対して未知の外的拘束が介入するのを極力防止した。また、試験桁全体としての横倒れ換れ変形が進行するのを防ぐため、両端に横倒れ防止枠を設け、試験桁の上面材にとりつけた鋼球の位置で支持した。なお、この支持部に、アクリライト製のロードセルを配置し、横方向の支持力を調整して試験桁を設置した。

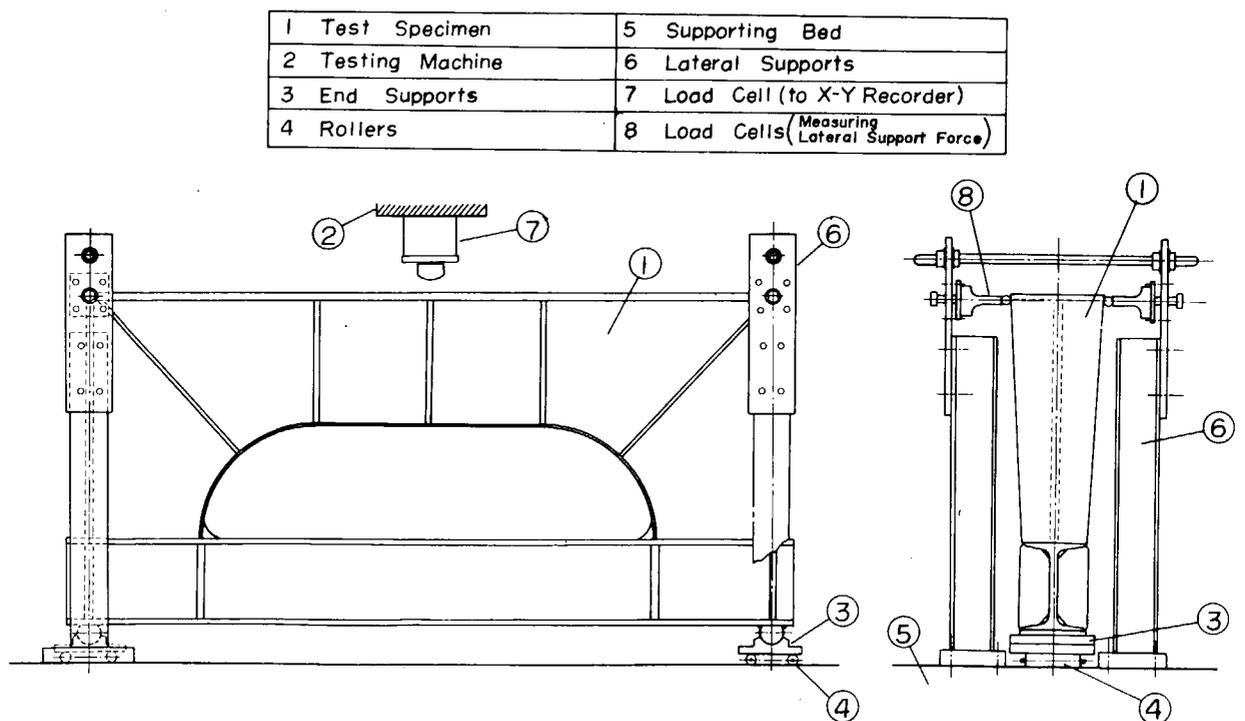


Fig. 4.3 実験装置

さらに、中央荷重点にロードセルを配し、試験桁の上下撓みを計測する変位計とともに、X-Yレコーダに接続して、荷重～撓みの関係を自記させた。

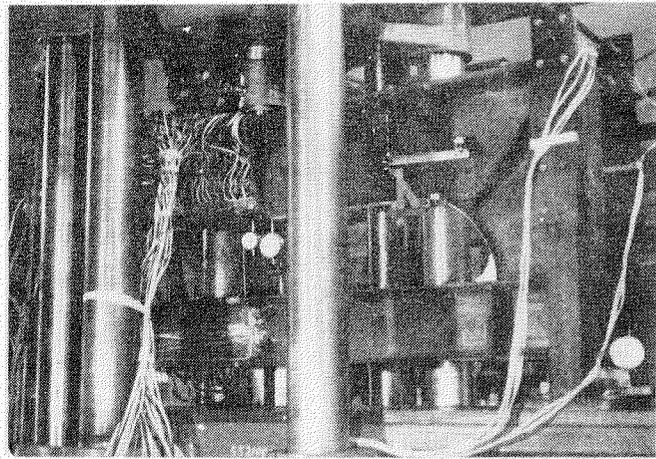


Fig. 4.4 実験装置

4.4 実験結果および計算値との比較

4.4.1 座屈変形の計測

本研究においては、桁の塑性崩壊を対象としており、その座屈崩壊については別途に考慮することとし、両者を区別して問題を取り扱うことが必要である。したがって、実験上、Web や面材の局部座屈崩壊が、桁の塑性崩壊に先行して発生することは好ましくない。

いうまでもなく、試験桁は、一般に、初期撓みの存在などの影響により、負荷の増加とともに、Web あるいは面材の局部撓み変形が次第に進行することが予想される。そうして、これらの局部変形は、桁の応力分布すなわち塑性域の進展状況に関連し、ひいては、桁の塑性崩壊に影響する。しかしながら、Web あるいは面材の局部撓みの進行程度と桁の塑性崩壊との関係を理論的に見出すことは、目下のところきわめて困難な問題である。そこで今回は、一応の目安のために、Web あるいは面材の撓みが比較的急激に増大する時点を便宜上座屈と見なし、この発生時期と、桁の撓み変形の進行状況との相対的関係を調査した。

Fig. 4.5(a)および(b)に示すように、各試験桁のWeb および面材の各1点につき、局部撓みおよび横撓みの計測を行ない、同図のような結果を得た。図中に示す●印あるいは○印は、それぞれ上述のように定めたWeb の局部座屈時および面材の横倒れ座屈時を意味するものである。ただし、桁5試験桁および桁6試験桁においては、撓みの計測点において変形がほとんど進行せず、斜肘板より下端側の領域で座屈が生じたので、便宜上、荷重の降下しはじめるときを座屈と判定した。実験終了後の残留撓み変形の概略をFig. 4.6に示す。

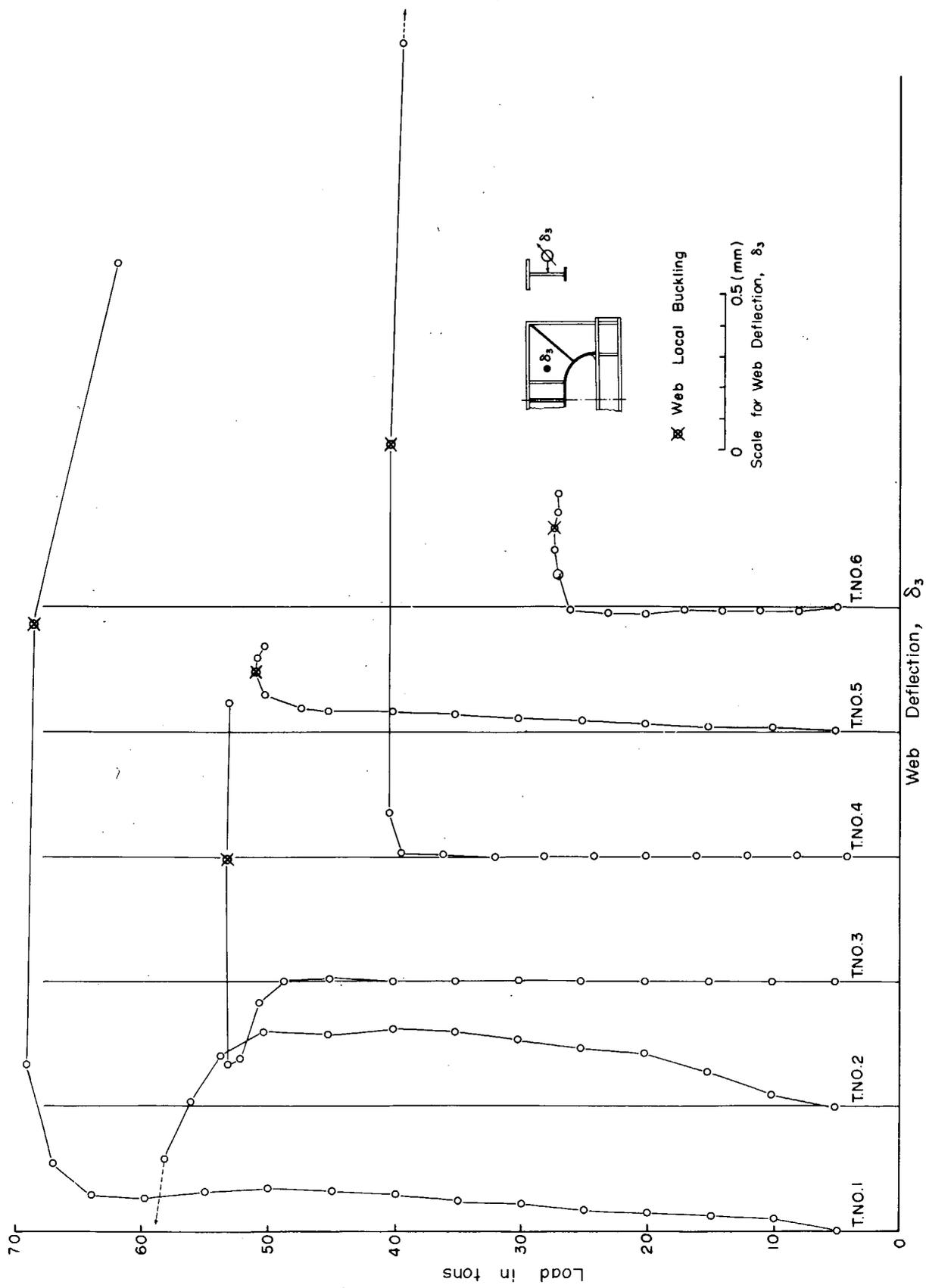


Fig 4.5(a) Webの撓み計測結果

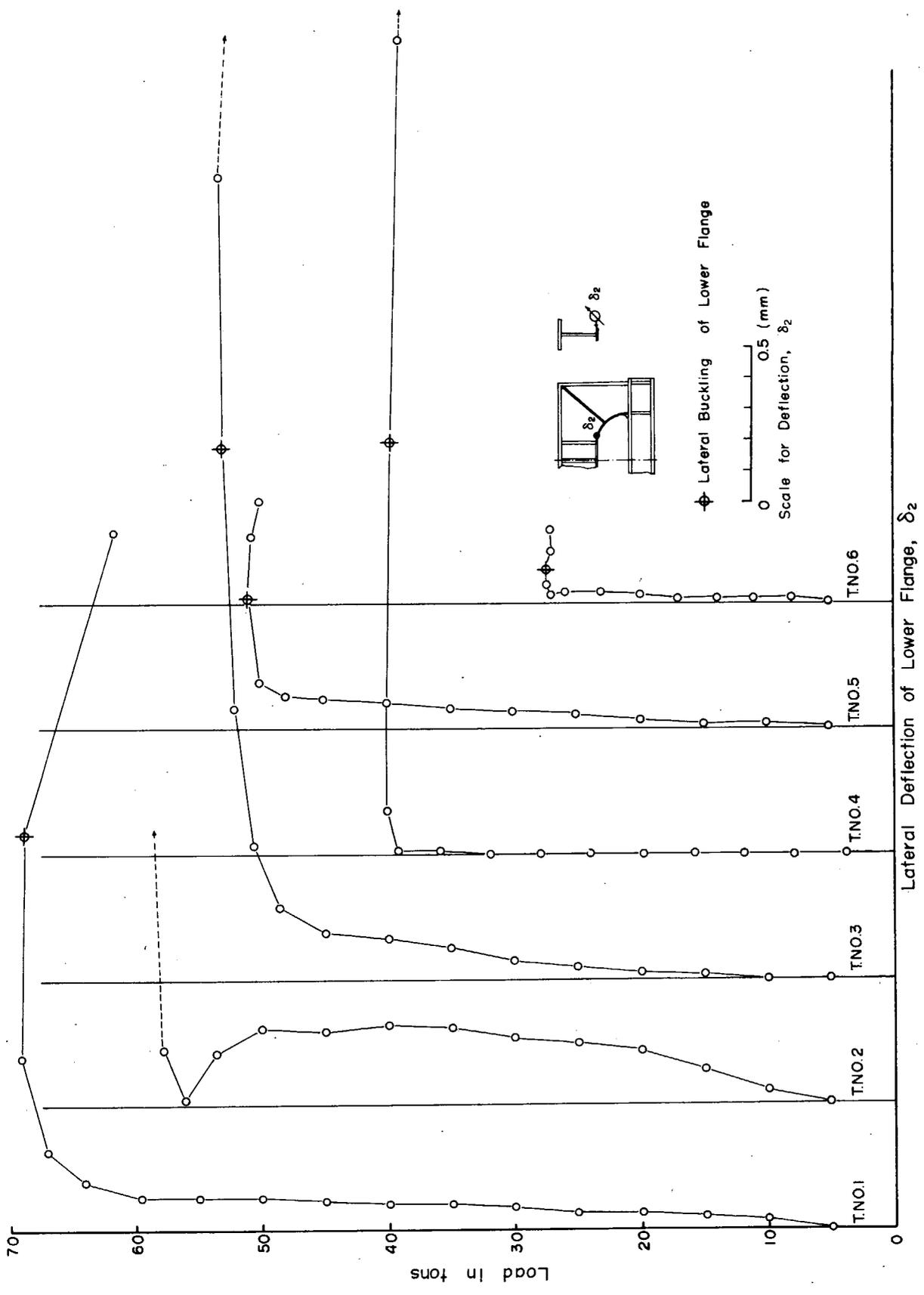


Fig 4.5 (b) 下面材の横撓み計測結果

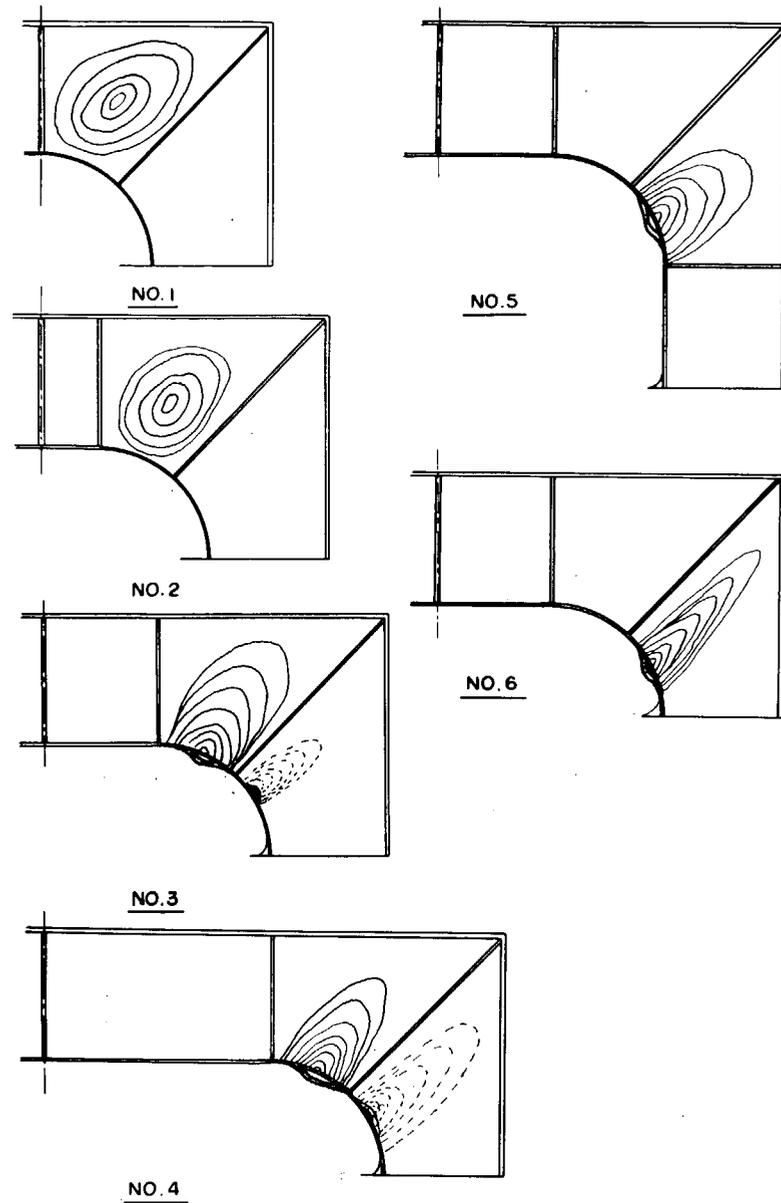


Fig 4.6 座屈モード(残留撓み変形)

4.4.2 軸力の計測

今回実施した試験においては、桁の長さ方向に対する外的拘束は、その支点部にローラーを挿入したことにより、ほとんどないと考えられるが、試験桁自体の内的拘束により、桁部分に軸力を誘起する。この軸力の大きさを直接計測することは、桁の一部が降伏した後は困難であるので、試験桁の下部のI形梁桁が崩壊するまで弾性を保持するよう設計されている)に作用する軸力をその歪計測により推定し、この軸力と大きさ相等しく符号が反対の軸力が桁部分に働いているものと考えた。

そこで、I形梁の中央部の上下Flange およびWeb に歪計を貼布し、同断面に働く軸力を計測した。計測結果をFig.4.7に示す。同結果からも明らかなように、桁に作用する軸力は、桁の崩壊時においても、大略10~30 ton (圧縮)と見なされ、これを桁の平行部断面に作用する平均軸応力に換算すると、 $2\sim 6\text{ kg/mm}^2$ となる。

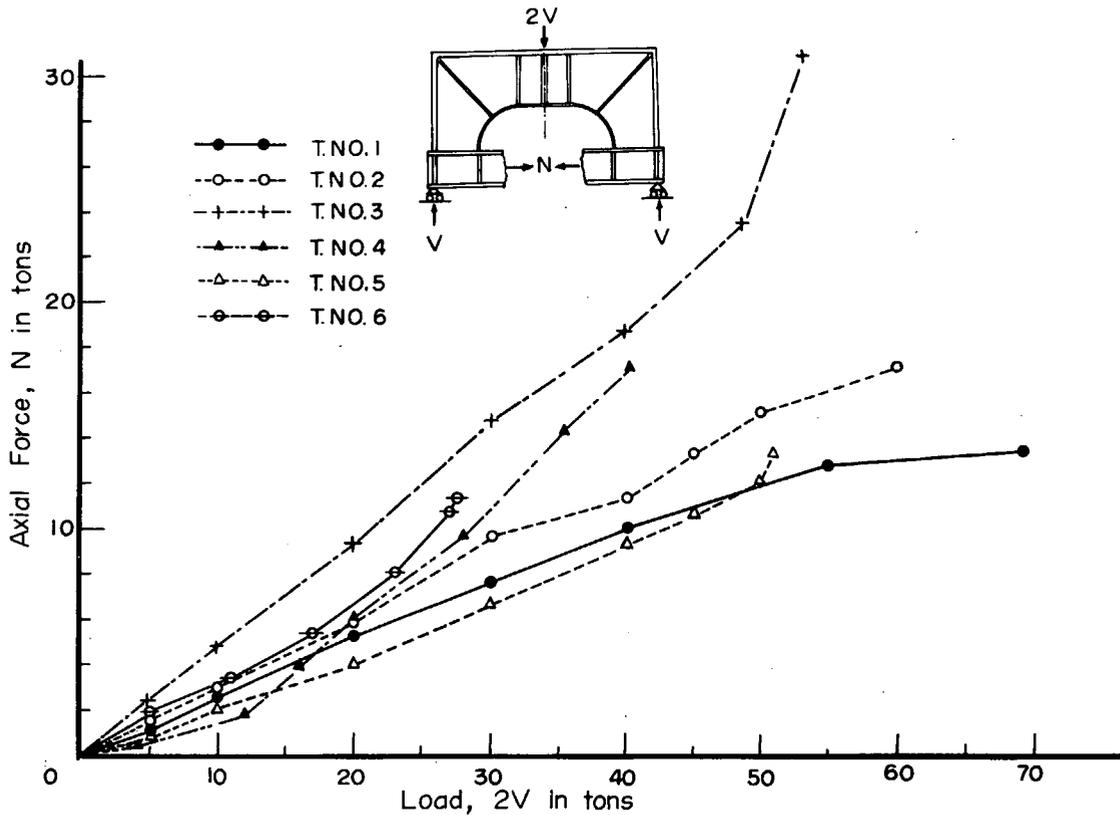


Fig. 4.7 軸力の計測結果

4.4.3 歪の計測結果と塑性域の拡大

桁の剪断曲げ塑性崩壊の現象を直接的に観察するため、かなり広範囲に歪計を貼布し、定量的に塑性域の進展状況を調査した。

すなわち、上下面材には約30mmの間隔でゲージ長さ3mmの一方向歪計を、またWebの表裏面にはゲージ長さ5mmの三方向歪計を格子に貼布して歪の計測を行なった。

Fig. 4.8(a), (b), および(c)は、弾性状態における場合の歪計測結果を示す。とりわけ、下面材に沿って計測された接線方向歪の分布は、水平方向歪 ϵ_x とともに、Fig. 4.8(a)に示されているが、今回実施したような端部で拘束されている桁の場合は、彎曲部においては下面材に沿ってほぼ同様であり、その最大値が生ずる位置は判然としない。したがって、下面材が最初に降伏を開始する位置は不明確である。

また、桁の平行部においては、荷重点の直下を除き、 ϵ_x の分布はほぼ直線状を呈している。そこで、歪の計測結果から、桁に作用するモーメント M (上面材とWebとの接合点Cのまわりの値) が0となる位置、0点 (Fig. 4.1(b)参照) を推定してみる。

$M=0$ の断面においては、断面の重心のまわりのモーメントは、 $-Ne$ (e は重心とC点との距離) に等しいから、桁の下面材における歪 ϵ は、(4.2)式で与えられる。

$$\epsilon = \frac{N}{AE} \left(1 + \frac{Ae}{Z} \right) \quad \dots\dots\dots (4.2)$$

ただし、 A は桁の断面積、 Z は断面2次モーメント、 E はヤング率である。

本実験に使用した桁については、 Ae/Z の値がほぼ1に近く、 $M=0$ の断面では、 $\epsilon=0$ の関係が近似的に成立するので、下面材に沿って計測された歪の値が0になる位置を0点と見なした。各試験桁について、このようにして求められた0点の位置が、負荷の開始時から崩壊に至るまでどのように移動するかを実験的に調査した結果が、Fig. 4.9に示されている。

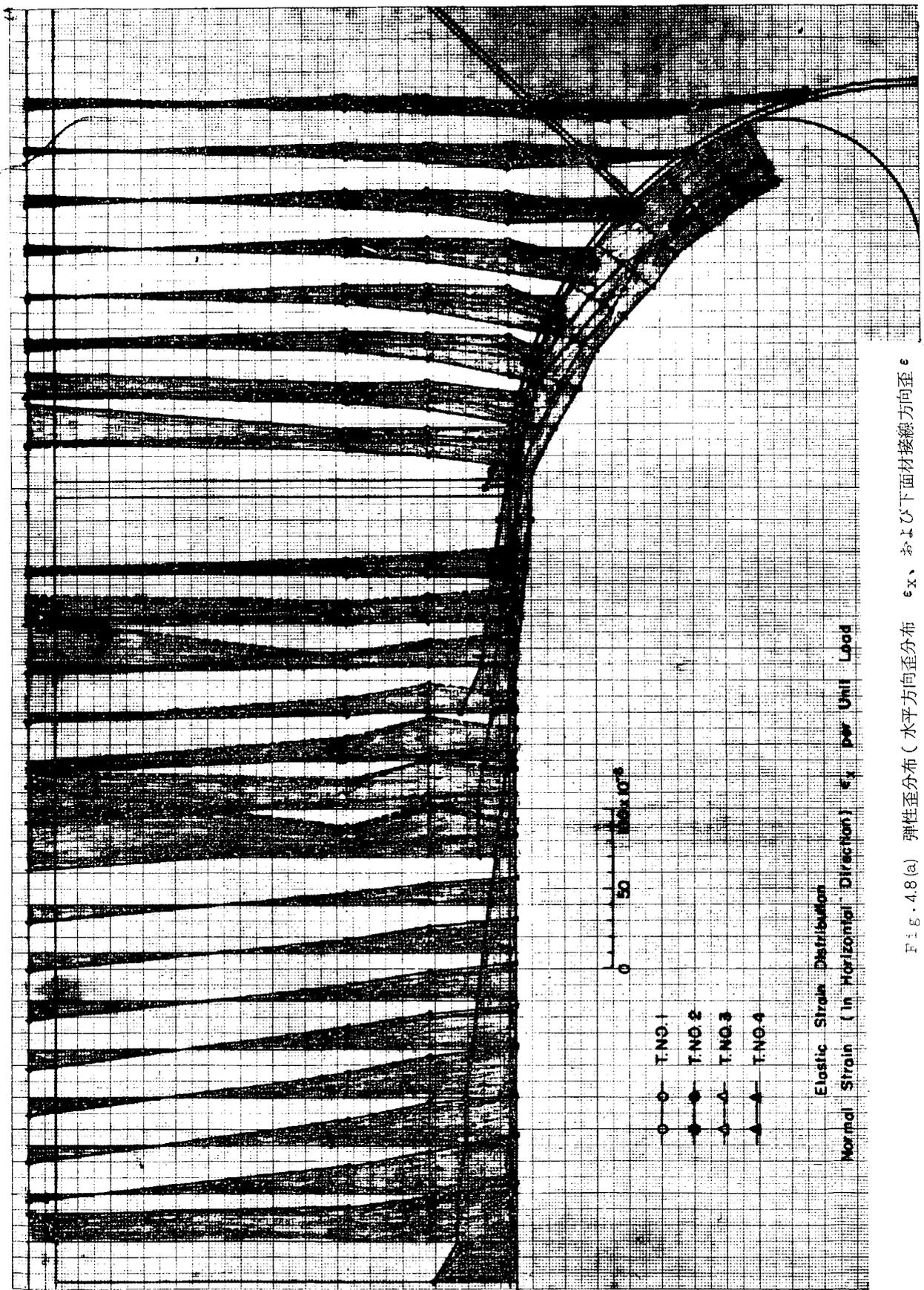


Fig. 4.8 (a) 弾性歪分布 (水平方向歪分布 ϵ_x 、および下面材接線方向歪 ϵ_y)

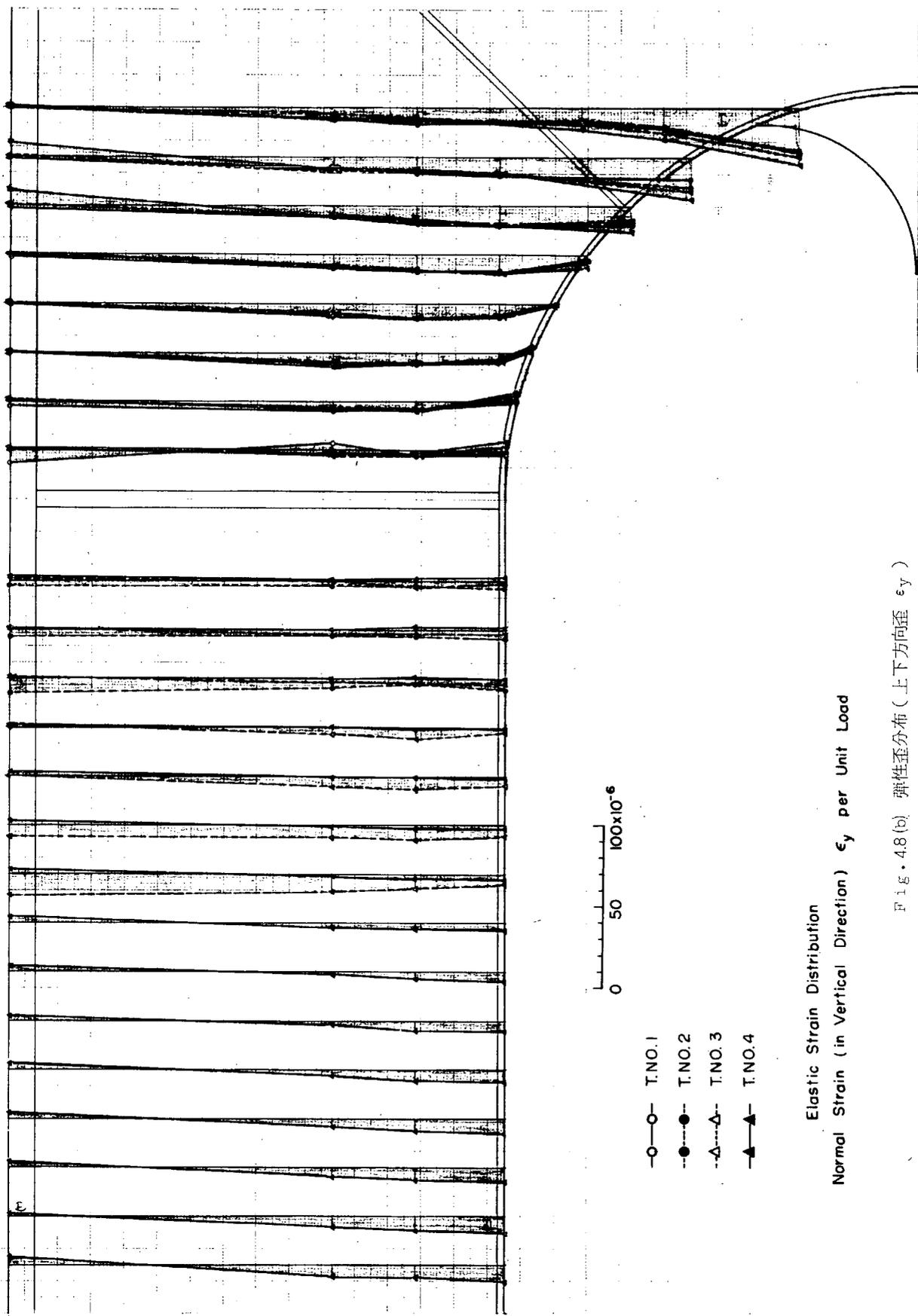


Fig. 4.8 (b) 彈性歪分布 (上下方向歪 ϵ_y)

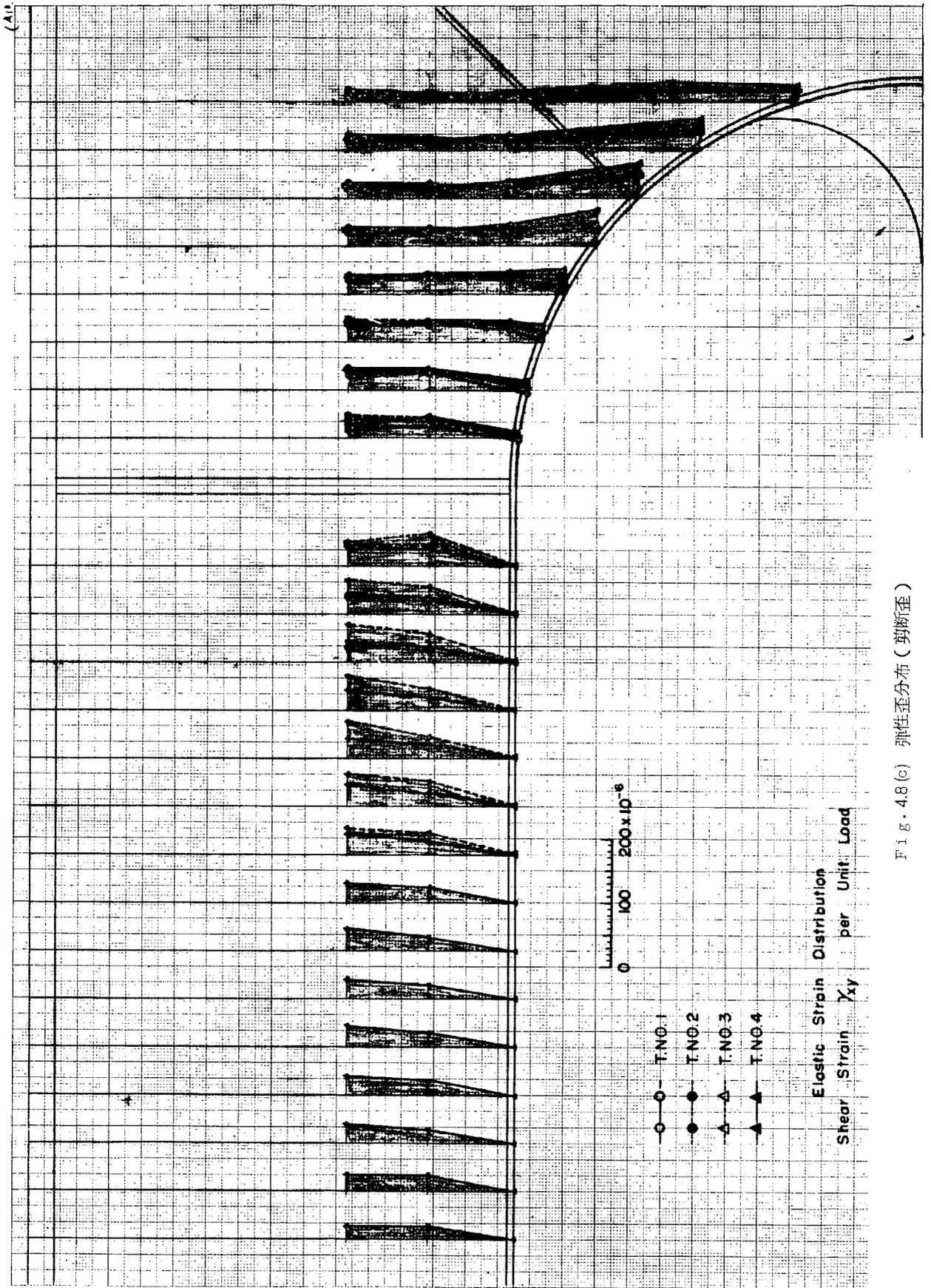
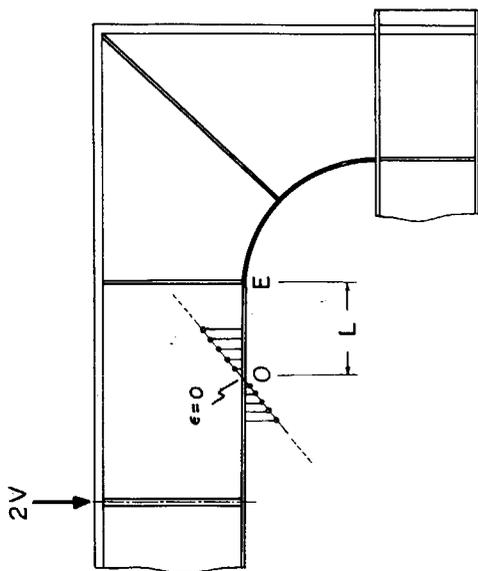
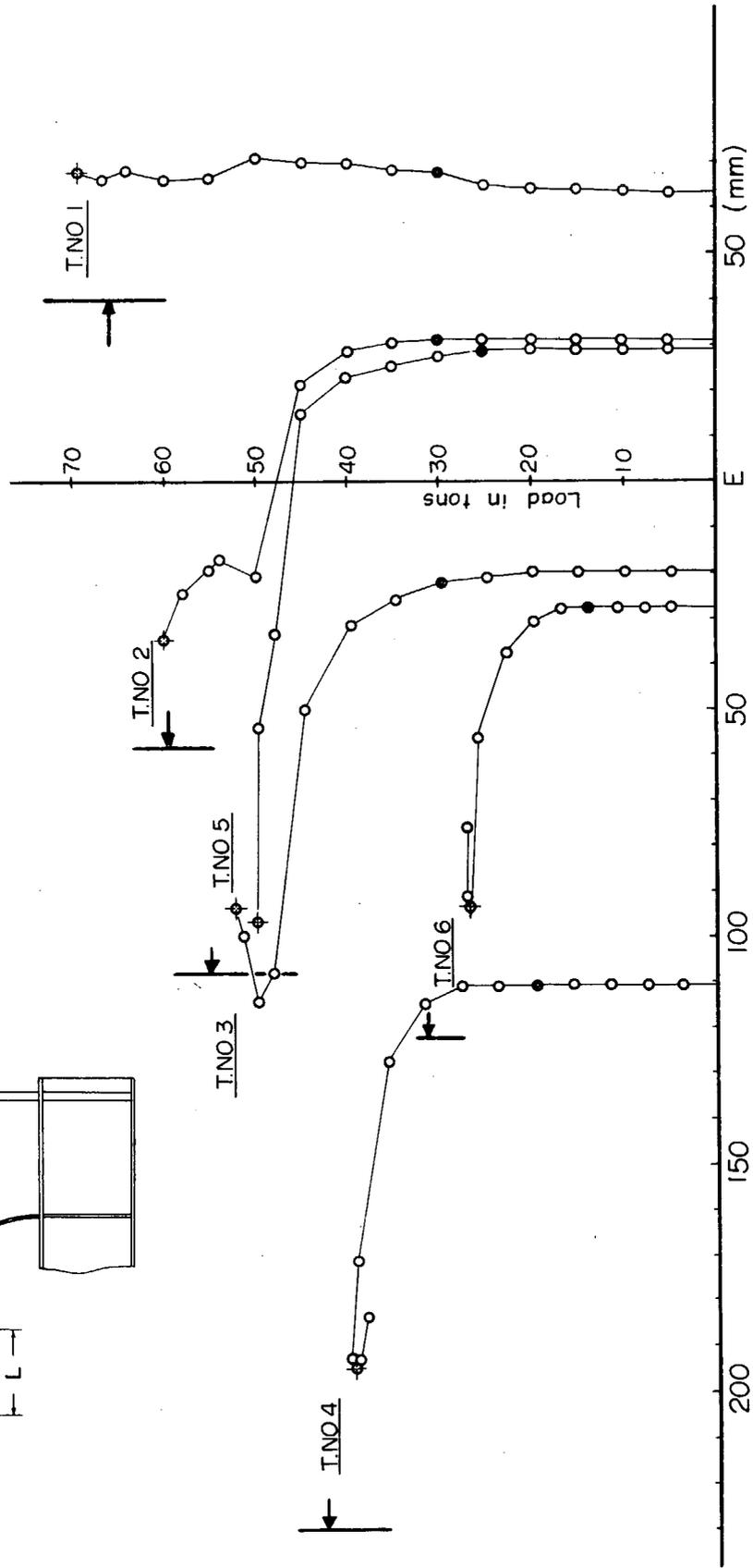


Fig. 4.8(c) 弹性歪分布 (剪应变)



- Initial Yield (Test)
- ⊕ At Collapse (Test)
- ⊕ Position of Zero Moment (Theory) At Collapse Load



Location of Zero Moment (Point o)

Fig. 4.9 M=0 の位置 (実測結果と計算値との比較)

Fig. 4.9から明らかなように、剪断崩壊したと見なされるNo.1試験桁の場合（後述参照）を除き、その他の試験片においては、負荷の初期の段階で全弾性と見なされる間は0点の位置はほぼ一定しているが、塑性域の進行とともに桁の中央寄りに移動する。

一方、理論解析により求められた桁の塑性崩壊時における0点の位置が、同図の矢印により示されており、全般的に実験結果とかなり近いことが認められる。

また、Web においては、上下方向の直応力と剪断応力とが共存し、平面応力状態にある。本実験においても、前年度に行なつたと同様の方法により、歪の計測値から相当応力を計算し、Mises'の降伏条件を用いて、塑性域の進展状況を調査した。Fig. 4.10は、計測結果の一例を示すもので、図中の点線部に添記した数字は荷重番号を意味する。なお、荷重点の直下においては、部分的降伏がかなり初期の段階で発生していたのが認められたが、集中荷重による部分的影響として同図には記入しなかつた。

Fig. 4.10にみられるように、降伏はまず桁の中央部にはじまり、平行部断面のWeb の剪断降伏が拡大する。一方、桁の端部変断面部においては、平行部長さが0のNo.1試験桁の場合は、Web の剪断降伏と下面材の降伏とによる剪断崩壊を示し、また、平行部長さが大きいNo.4試験桁の場合は、塑性域は下面材から発して次第に上面材に向う典型的な曲げ崩壊の状態を示している。

また、同図の中に、理論解析の結果から得られた塑性関節の位置 β^* が鎖線で記入されている。本実験においても、平行部長さの短い試験桁では、理論解析から予想される塑性関節の位置と実験により得られた塑性領域とはかなり良好な一致を示すが、平行部長さの大きい桁の場合は、塑性域の進行方向は彎曲部半径方向に近いことが認められる。

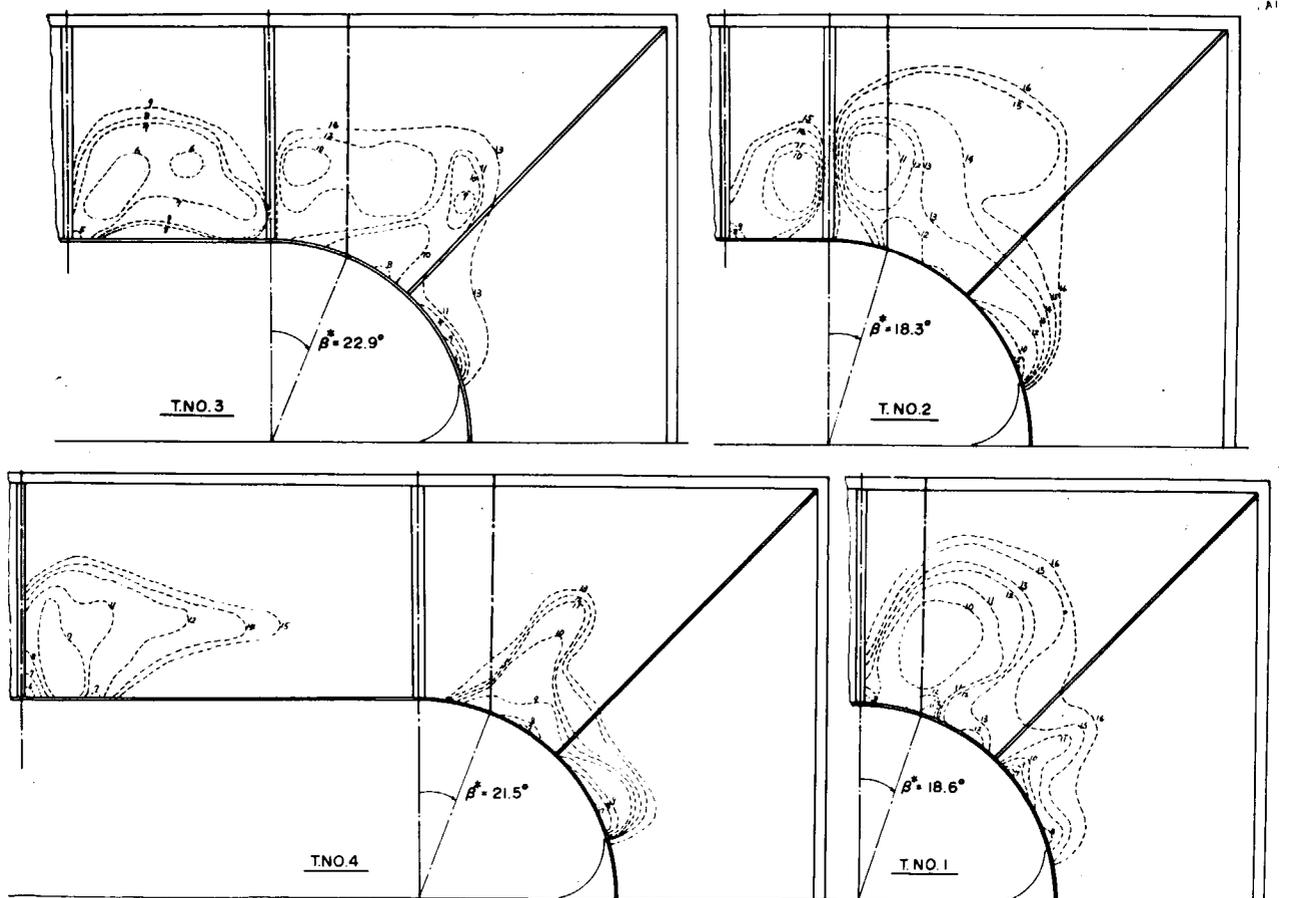


Fig. 4.10 降伏領域の拡大

4.4.4. 桁の崩壊荷重およびその計算値との比較

Fig. 4.1 1は、今回実施した各試験桁について、桁の中央部の上下撓み δ と、中央集中荷重 $2V$ との関係を示す実験結果を総括したものである。

さらに同図には、4.4.1で述べたWebの局部座屈開始時を \otimes 印で、また下面材の横倒れ開始時を \oplus 印で示したほか、歪計により計測された下面材あるいはWebの降伏開始および歪硬化開始を、それぞれ、 \blacklozenge 印および \odot 印、または \bullet 印で記入した。同図に示されるように、本実験においては、全般的に、桁の塑性崩壊に先行してその最終強度を著しく低下させるような座屈変形は認められず、桁の最終耐力は、塑性崩壊により支配されたと見なして差支えないと考えられる。ただし、前にも述べたように、 $\#6$ 試験桁および $\#6$ 試験桁においては、桁の下端部に局部座屈が生じ、その影響により多少桁の耐力が低下していることは予想される。

一方、理論解析により算出された各試験桁の塑性崩壊荷重 $2V^*$ の値を、同図の太い実線で示した。

さらに、Fig. 4.1 2には、桁の平行部長さ $(2L_0)$ を表わすパラメータ ζ ($\equiv L_0/R$)と、崩壊荷重を表わす無次元パラメータ v ($\equiv V^*/\tau_y A_w$)との関係を示す理論曲線が示されており、これと比較のため、今回実施した試験の結果が記入されている(ここで、 R は桁の端部彎曲部半径、 A_w は平行部におけるWebの断面積を示す)。同図から明らかなように、両者はかなりよく一致することが認められる。

試験終了後の全試験桁をFig. 4.1 3に示す。

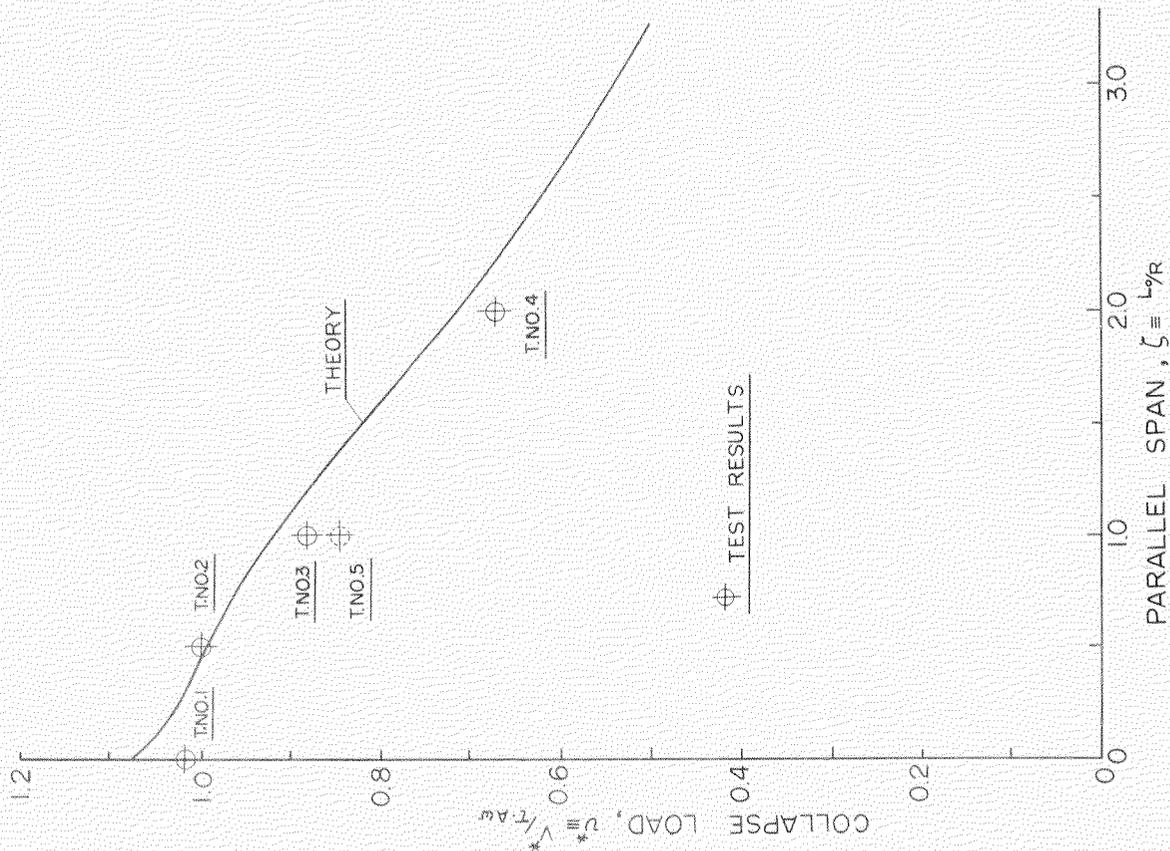


Fig. 4.12 崩壊荷重に関する理論値と実験結果との比較

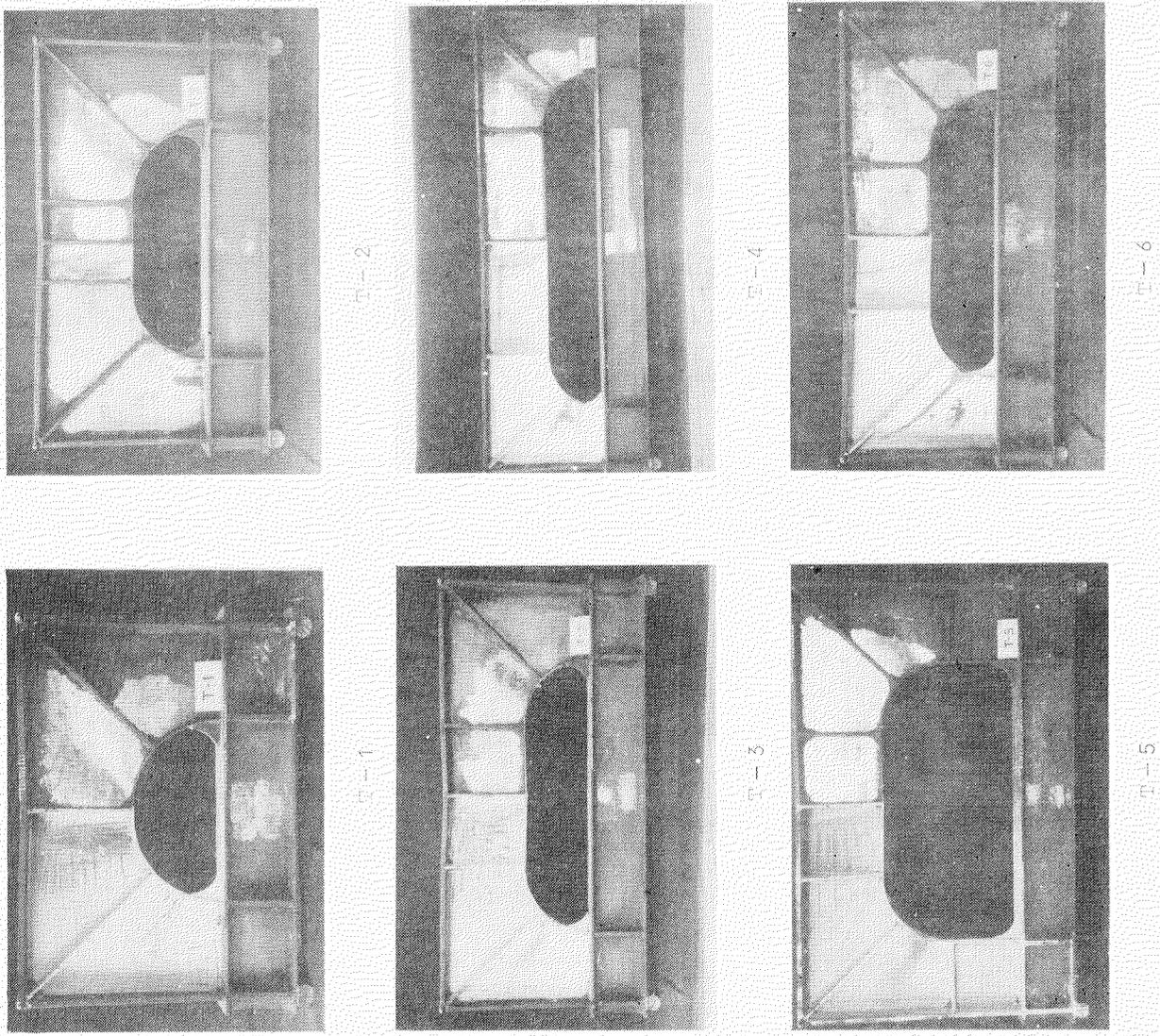


Fig. 4.13 試験片(実験終了後)

4.5 結 言

大型油送船や鉱石運搬船などにみられる桁構造の横強度塑性解析法の確立を目的として、その基礎的考察と実験による検討を試みた。

すなわち、今回は、両端で拘束された端部変断面桁が、その中央に集中荷重をうけて塑性崩壊するまでの力学的挙動を明らかにするため、桁の模型実験を行なつて、さきに発表した桁の剪断曲げ崩壊に関する理論解析の結果と比較した。本研究の結果から得られた主な結論は、概略、次のとおりである。

- (1) 桁の塑性域拡大状況および塑性関節の位置については、今後さらに詳細な解析と精密な実測を行なつてより適確な結論を導くことが望ましいが、今回の実験においても、平行部長さの短い桁の場合は、理論解析により求められた塑性関節の位置とかなり近い断面に剪断核が生じ剪断崩壊の様相を呈した。一方、平行部長さの比較的長い桁の場合は、曲げ崩壊となり、桁の端部における塑性域は、彎曲部半径方向に進展してゆくことが認められた。
- (2) 桁の Web および面材の局部座屈あるいは横倒れ座屈による座屈崩壊が、塑性崩壊に先行しないよう適宜補強された桁においては、その塑性崩壊荷重は、剪断力の影響と端部変断面の影響とを考慮に入れて解析を行なつて得られた計算結果とかなり良好な一致を示した。
- (3) したがつて、上記理論解析により求められる塑性スパン S を用いれば、両端で拘束された変断面桁が中央集中荷重をうけて塑性崩壊する場合については、これを均一断面梁に置換し、単純塑性解析を行なつてその塑性崩壊荷重を実用上十分な精度で求めることができる。

本研究にひきつづき、今後さらに、桁部材の接合部における塑性関節の問題、桁部材からなる枠型構造物についての塑性崩壊の問題などについて研究をすすめ、桁構造の塑性解析法を導く基礎資料を作成することが必要であると考えられる。

参 考 文 献

- (1) 「桁板構造の最終強度に関する研究(その1)」

新 田 顕、造船協会論文集 122号、昭和42年12月

第3章 外 力

1. 鉱石圧力の研究

1.1 緒 言

本研究は昭和41年度に引続き実施されたもので、鉱石運搬船の倉内構造に与える鉱石の圧力およびその分布状態を究明するために行なわれたものである。

昭和41年度においては粉体の載荷による容器におよぼす圧力の基礎的研究として小型模型による実験を行なうとともに大型船倉模型実験によつて粉体の側壁および船底におよぼす圧力分布を調査した。

ところが大型模型の圧力分布を計測するための圧力計は模型の側壁および底板に固定されていたため、模型の変形が圧力計の受圧板に影響をおよぼしていることが判明した。したがつて本年度においては、模型に固定する圧力計の代りに土圧計を使用し、これを模型に固定せずに配置し、前年度の大型模型に対する実験をすべて新しくやり直した。

それゆゑ前年度に実施し報告された実験結果の中で、小型模型に対するものは信頼し得るが、大型模型に対するものは計測誤差が大であるので、本年度に行なわれた結果をもつてそれに代えることにする。

なお本年度は振動台を用いて大型模型の振動実験を行ない、振動加速度による粉体の密度の変化ならびにそれによる圧力およびその分布状態の変化等を調査した。

さらに大型模型実験結果によると底板におよぼす粉体の圧力分布は底板中央部で小さく、底板の周辺部で大となる傾向がみられる。その原因を究明するため木製の箱型模型を用い、底板の剛性の変化と底板に作用する圧力分布との関係を調査し、底板の撓み変形がその部の圧力分布におよぼす影響を定性的に検討した。

本研究はさらに昭和43年度においても引続き実施し、粉体の挙動を定量的に究明するとともに実船の倉内構造寸法を決定するための基礎資料を求める予定である。

1.2 実験装置および実験方法

1.2.1 実験模型および装置

大型船倉模型は Fig. 1.1 および Fig. 1.2 に示されるようにA, Bの2種類でA型模型は側壁が傾斜しており、B型模型は側壁は鉛直である。これは主として側壁の傾斜と粉体の側壁におよぼす圧力分布との関係を調査するために変化させたものである。

なおB型模型では片方の側壁下端をヒンジとし側壁はそのヒンジを中心に自由に開閉し得るようになつている。これは倉口の開閉変形量と、粉体の抵抗圧力との関係を求めるために作製されたものである。

Fig. 1.3 は振動台であり、大型模型をその上に乗せ、振動台に取り付けられた起振器によつて振動台を振動させ、振動加速度、振動時間と粉体の密度の変化および変動圧力との関係を調査するために作製されたものである。起振器は偏心重量を持つ2個の円板を回転させて不平衡力を発生せしめるもので、回転数は減速器によつて500~2,000 rpm に自由に变速しうるようになつている。起振力は1,000 rpm において偏心重量を変えることにより約150~500 Kgに変えることができる。

Fig. 1.4 は本実験に使用された土圧計で容量は1 Kg/cm²であり受圧板の歪を測定して圧力を求めるようになつている。これらの圧力計の配置は Fig. 1.1 および Fig. 1.2 に示されるように模型の長さ方向の中央断面および、隔壁の近傍の横断面に配置し、それらは模型に固定せずに側壁では壁に沿つて吊し、底板では単に置くだけで、模型の変形がこれらの圧力計の読みに影響を与えないようにした。

1.2.2 実験方法

実験の種類は Table 1.1 に示されるように12種類であり、I-A, I-BおよびI-B' はそれぞれA型模型およびB型模型に砂および砂利を均一に搭載してゆき、載荷高さと圧力分布との関係を求めたものである。なおI-B'

は開閉壁と反対側の固定壁の圧力分布を計測したもので、これは固定壁と開閉壁との変形の相違が圧力分布におよぼす影響を調査するために行なわれた実験である。

Ⅱ-A、およびⅡ-Bは傾斜試験であり、満載状態での模型を一方から持ち上げ、その傾斜角と下側の側壁の圧力分布との関係を求めるために実施されたもので、Ⅲ-AおよびⅢ-Bは逆に傾斜角と上側になる側壁の圧力分布との関係を求めるために行なわれたものである。Ⅱ-B'およびⅢ-B'は固定壁と開閉壁との変形の差の影響をみるために行なわれたものである。

実験Ⅳは満載状態で開閉壁を内側および外側に開閉した場合の変位量ならびに変位方向と粉体の抵抗力との関係を探るために実施されたものである。

実験Ⅴは振動実験であり、振動台にA型模型を乗せて起振器によつて振動台を振動させ、振動加速度と粉体の密度変化および圧力変化を調査するために行なわれたものである。

実験Ⅵは実験Ⅰ-A、Ⅰ-BおよびⅠ-B'による模型底板の圧力分布の形状を検討するために行なわれた実験で、木製小型タンクの底板の剛性を変えた場合のその部の圧力分布を求め、底板の撓みと圧力分布との関係を調査するために行なわれたものである。

1.3 実験結果および考察

1.3.1 载荷試験

Fig. 1.6~Fig. 1.9に実験Ⅰ-A、Ⅰ-BおよびⅠ-B'の結果を示す。Fig. 1.6はA型模型に砂を搭載した場合の搭載高さおよび側壁および底板の圧力分布との関係を図示したもので、○、×、△、+および□の各印は搭載高さがそれぞれ $H=200\text{mm}$ 、 400mm 、 600mm 、 700mm および 950mm に対応する圧力の計測値である。図中の実線はクーロンの土圧理論による主動圧の計算値であり $H=950\text{mm}$ に対応するもので、側壁部では実測値とかなりよく一致している。ところが底部では計算値は中心線で最大となつているのに反し実測値では逆に中心線で圧力が減少する傾向がみられる。この現象は底部の変形に起因するものと思われる。なお参考のために砂と同比重の流体圧を一点鎖線で示しておいたが、当然のことであるが側壁では流体圧は非常に過大な値を示している。

Fig. 1.7は同じ模型に砂利を搭載した場合であり、Fig. 1.8およびFig. 1.9はB型模型に砂を搭載した場合の実験結果である。これらの結果はいずれもⅠ-Aの実験結果とほぼ同じであり、側壁での圧力分布はほぼクーロンの理論値と一致しているが、底部では圧力分布の形状が実験値と計算値とで相違している。

Fig. 1.10およびFig. 1.11はそれぞれ実験Ⅰ-AおよびⅠ-Bでの撓みの計測結果を図示したものである。とくにFig. 1.11に見られるようにB型模型では固定壁と開閉壁との撓みは非常に大きく相違しているが、両側壁での圧力分布はFig. 1.8およびFig. 1.9に示されているように固定壁と開閉壁とではほとんど差が認められない。それゆゑ側壁部の変形の相違は底部と異なりその部の圧力分布にはほとんど影響を与えないようである。

なお本実験に使用された砂および砂利の特性はFig. 1.5に示すとおりで、両者間ではあまり差がなかつたのでB型模型での砂利の実験結果は省略する。

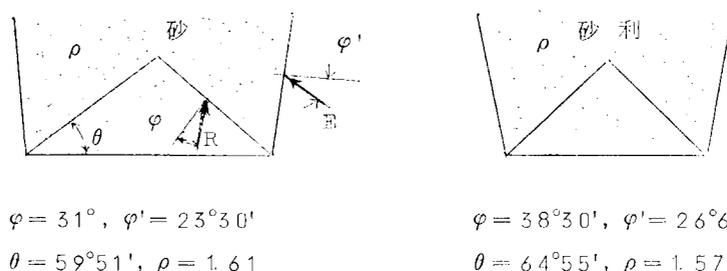


Fig. 1.5

1.3.2 傾斜試験

各模型の傾斜試験結果を Fig. 1.12～1.15 に示す。これらの結果によればいずれも側壁におよぼす圧力は傾斜角に応じてかなり変化しているが、底部の圧力はほとんど変化しておらない。

従つてクーロンの理論値は側壁ではかなり実験値とよく合致しているが、底部ではかなり相異している。この原因は次の理由によるものと思われる。すなわちクーロンの理論による計算では最初から傾斜した模型に砂を搭載したことになるが、実験では直立の状態を満載し、その後模型を傾斜させている。従つてこの場合には内部の砂は自由に移動することができず、特に底部附近の砂の移動は微小であると考えられる。それ故傾斜前に搭載した場合と傾斜後に搭載した場合の差が現われたものと推測される。

1.3.3 側壁の押込み試験

Fig. 1.16～Fig. 1.19 は各模型の側壁上端を内側へ押込んだ場合の圧力分布を示したもので、当然のことながら側壁の押込みによつては側壁部の圧力は大きく変動するが船底部では圧力はあまり変動していない。

Fig. 1.20～Fig. 1.22 は、模型中央断面における側壁上部での圧力 P_0 と押込み量との関係を示したものでいずれも第1回目の押込みとそれ以後の押込みとでは圧力と押込み量との関係は相違しているが、数回の押込み後は一定の状態に達する。また押込み時と引戻し時とでは経路が異なり図に示されたようなループを描く。なおこれらの押込み量は実船の船倉に換算すれば非常に過大であるので押込みによる圧力変化は大きいですが、実船では倉口の開閉量と船倉の中との比が約 2×10^{-4} 程度であるから、それによる側壁の圧力変動量は僅少であり、単に満載したときの圧力に比べると微小であるから、あまり問題にならないと思われる。

1.3.4 側壁の開閉試験

前項で述べられた実験は単に側壁を押し込んでこれに戻す操作を繰返した実験である。ところが実船では船体が波浪につて、 Hog および Sag のモーメントを繰返し受けるときは、倉口の横方向の開閉が生じる。このときの倉口が閉じる場合と開く場合との粉体の抵抗圧力を調べるため B 型模型を用いて側壁の開閉試験を行ない、側壁上部の 2 本の棒の歪から砂の抵抗圧力を計測した。

Fig. 1.23 はこの実験による側壁の開閉量 δ と砂の圧力変化 P との関係を図示したものである。これによると当然のことながら $P-\delta$ 曲線はループを描くが側壁が元の位置から外側へ開く場合はほとんど圧力変化は生じないが、開いた状態から閉じる方向に側壁が変位するときは、その位置から圧力 P はほぼ直線的に上昇している。しかも一定の $\pm \delta$ を与えた場合には圧力の最大値は開閉を繰返すごとに上昇している。本実験の場合は 5 回の繰返しでは未だ定常状態には達しておらないようである。

この現象は、側壁が開くたびに砂が外部へ移動し、そのため最大に開いた状態が、満載時とほぼ同じ状態になるので、その状態から閉じる方向に側壁が変位する場合は元の無変位の位置に側壁が戻る前から圧力が上昇するためと考えられる。

したがつて船体が Hog および Sag の曲げモーメントを受けて倉口の開閉変形が繰返される場合は、倉口を閉じる方向に変形するときの倉内の粉体の抵抗は、繰返しごとに増大して、倉口は開く方向の変形が増大してゆき、ある状態まで達して定常状態になると推測される。

なお本実験では定常状態に達するまで実験が行なわれておらないが、引続き実験を繰返す予定である。

1.3.5 振動試験

A 型模型に砂を満載して振動台にのせ、上下振動試験を実施した結果を Fig. 1.24 および Fig. 1.25 に示す。

Fig. 1.24 は側壁 (No. 10) および底板 (No. 14, No. 20) 部の圧力並びに砂表面の沈下量と振動時間との関係を示したものである。本実験時の模型の加速度は $0.7g$ (振巾 $0.27mm$, 振動数 25.66 C.P.S.) である。

本実験では振動時間が約 180 分でほとんど定常状態に達している。この状態での各部の圧力分布と、満載時での圧力分布とを比較したものが Fig. 1.25 である。これによると底部の振動による圧力変動は模型の中央部で増大

しており周辺部では減少する傾向がみられる。また側壁部ではすべて圧力は減少している。

なおこの実験では加速度が0.7gで非常に大であるが、模型の高さが1,000mmであるから単位底面積当りの載荷質量を実船の場合に換算すれば過大な値ではない。この実験結果によれば底部の圧力は大きいところで約1.5倍に増大しているので、船体振動による鉱石圧力の増加は無視することはできないと思われる。本実験も加速度および砂の搭載高さを種々に変えて続行する予定である。

1.3.6 底板の剛性の影響試験

1.3.1で述べられた載荷試験結果によれば、底部の圧力分布は中央部で小で、周辺部で大になる傾向が認められる。この現象の原因を調査するため、木製箱型模型の底板の剛性を2種に変えたものについて載荷試験を行ない底板の変形量と圧力分布との関係を調べた。

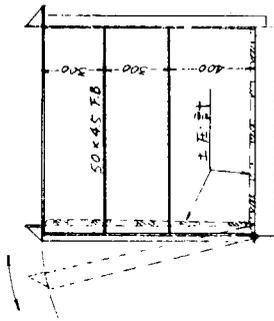
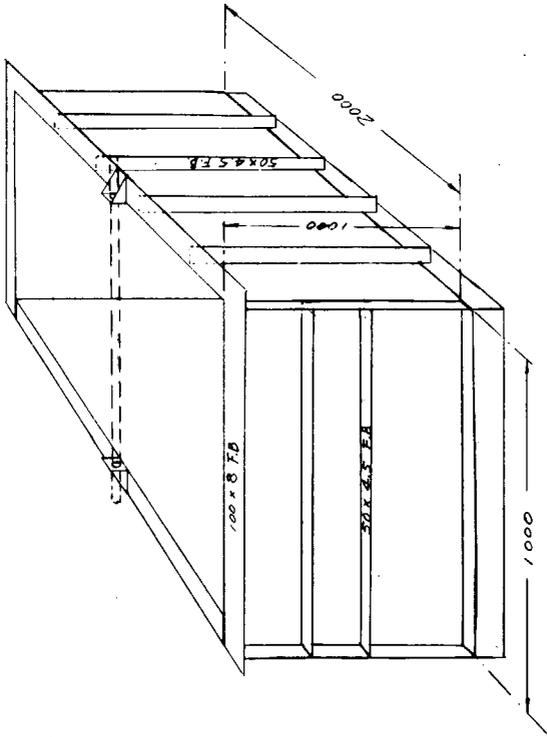
Fig. 1.26は模型の底板を2重にし、19mm厚の板と25mm厚の板とを重ねたものを用いた場合の底板の撓みおよび圧力分布を示したもので、Fig. 1.27は底板に19mm厚の板のみを用いた場合の結果を示す。両者を比較すれば明かなように底板の剛性が低い場合には底板中央の圧力は小さく、砂が底板の変形に完全に追従しないため、アーチ効果によつてその部の圧力が上昇しないために生じた現象と思われる。

1.4 結 言

以上述べた各実験結果から得られた結論を列記すれば次のようになる。すなわち

- (1) 粉体を搭載した場合の側壁におよぼす圧力は近似的にクーロン土圧理論により主動圧として計算することができる。
- (2) 粉体を搭載した場合の底部の圧力分布は一般にその中央部では小で、周辺部では大となる傾向がある。この傾向は底部の撓み変形に起因するもので、剛性が小で撓み量が大なる場合ほど、その傾向は顕著になる。
- (3) 船体が傾斜した場合の粉体の静的圧力変化は、船底部ではほとんど0であるが、側壁部では傾斜角に応じて増加する。そのときの静的圧力分布もクーロンの土圧理論によつて近似的に計算することができる。
- (4) 傾斜時の側壁におよぼす圧力は船底部と異なり、その部の撓み変形はあまり影響をおよぼさない。
- (5) 倉口の開閉による側壁の圧力の増分は実船ではあまり問題にならない量であると思われる。
- (6) 船体が hog および sag の縦曲げモーメントを受ける場合には、粉体を搭載する場合は、曲げモーメントの繰返しごとくに倉口は開く方向の量の方が閉じる方向のものより大となり、倉口が拡がる方向に変形してゆく傾向となる。
- (7) 船体振動によつて倉内の粉体の密度は上昇し、とくに船底圧力は載荷時に比べてかなり大となる可能性がある。この現象を無視することはできないようである。

なお本結論は定性的なものしか得られなかつたが、昭和43年度においてはこれらの現象を定量的に究明する予定である。



(N) : I.E.計の番号

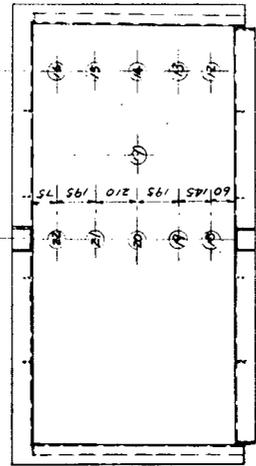
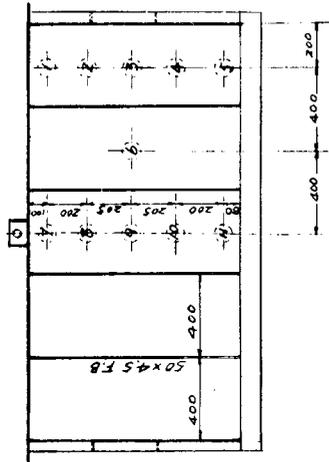
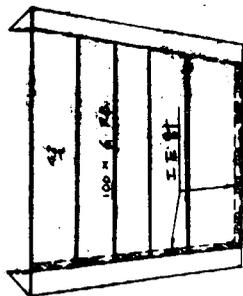
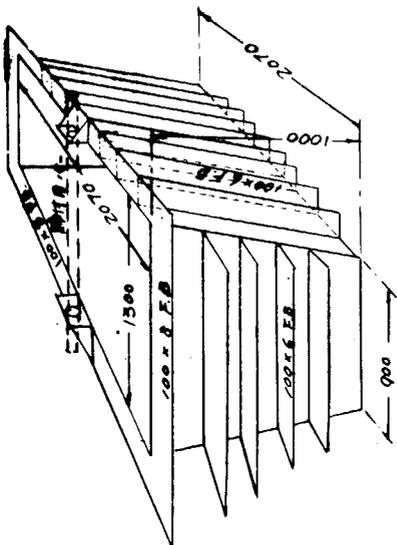


FIG. 1.2 B型模型



(N) : I.E.計の番号

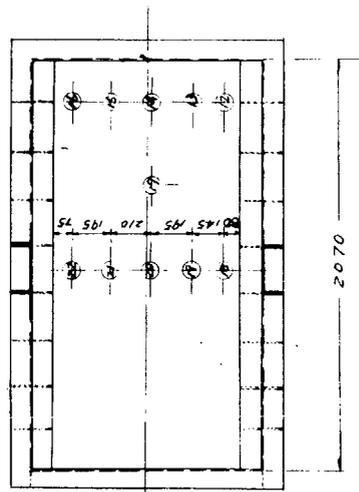
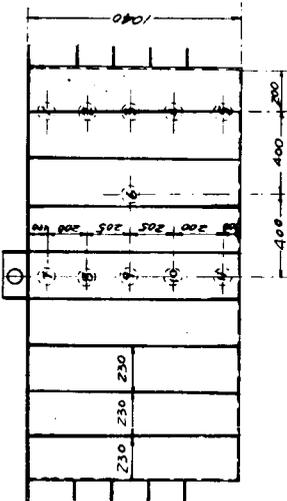


FIG. 1.1 A型模型

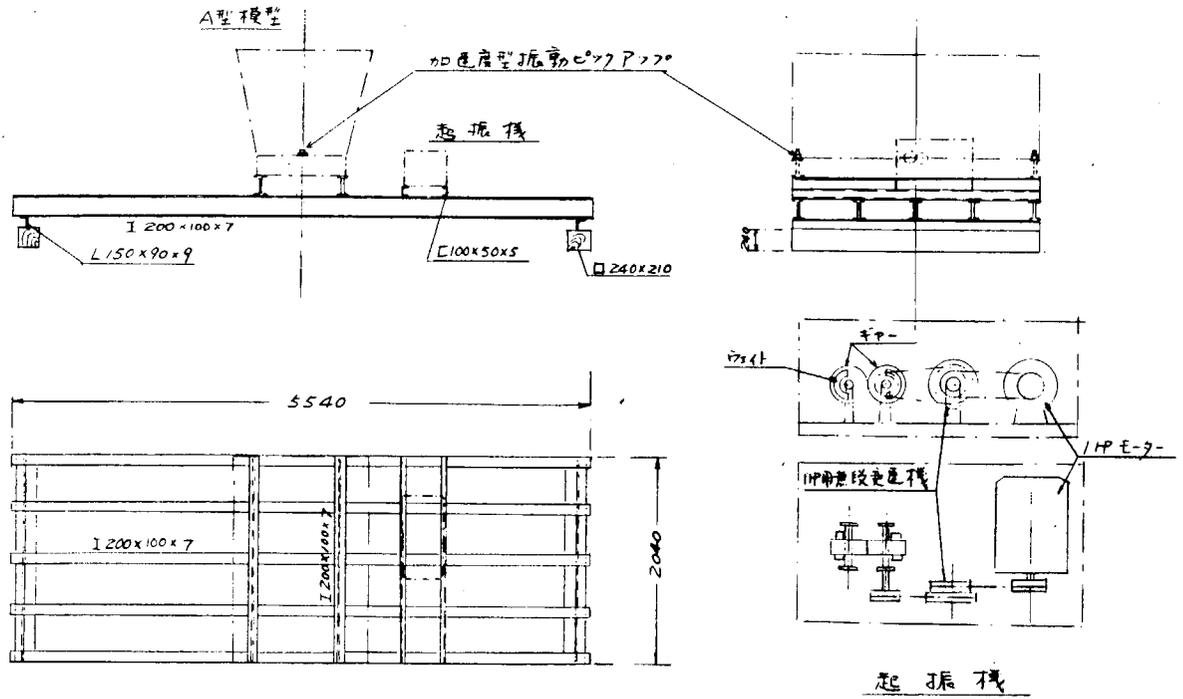


Fig. 1.3 振動台

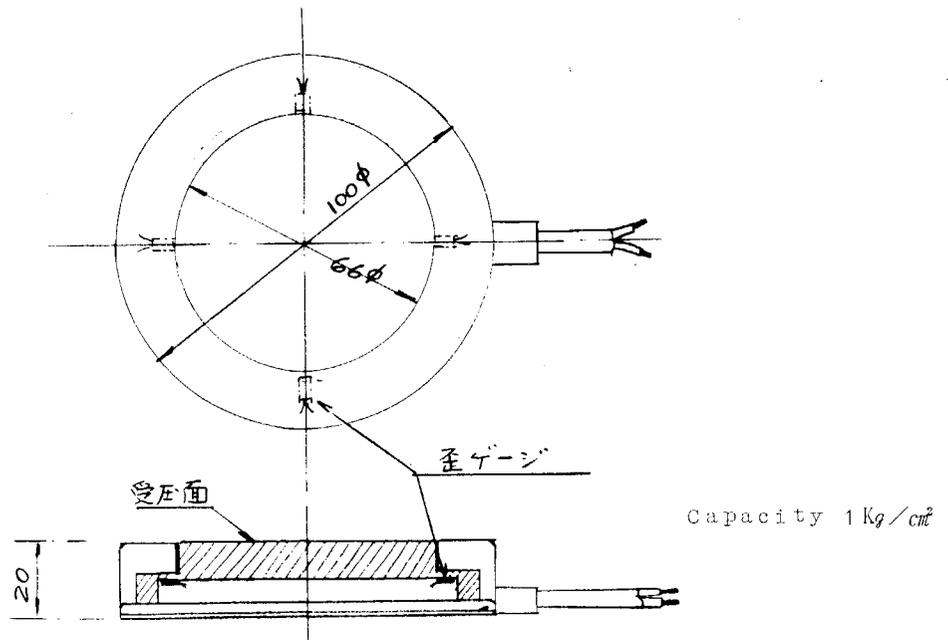
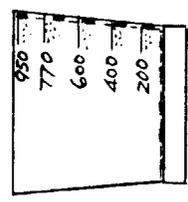
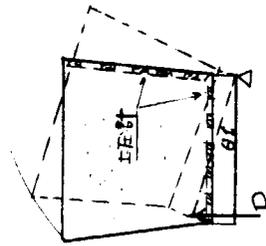
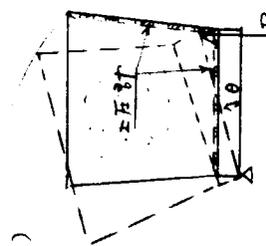
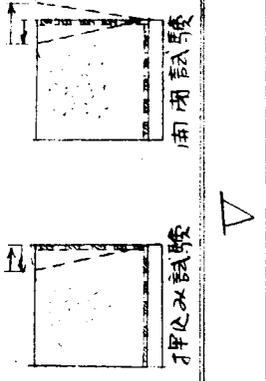
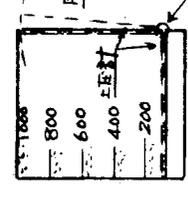
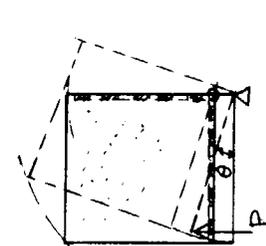
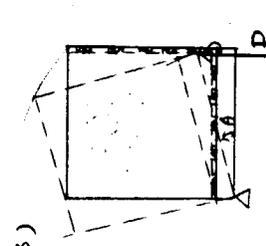
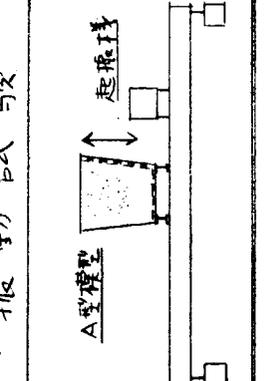
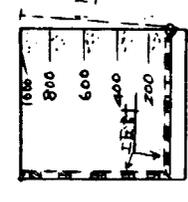
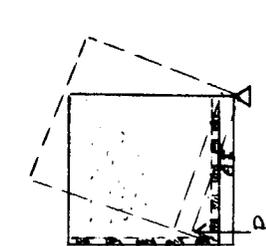
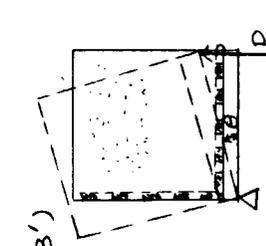
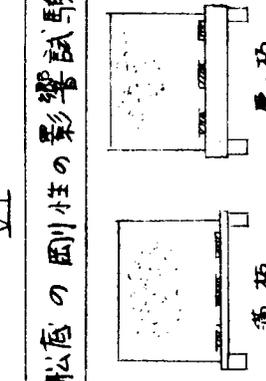


Fig. 1.4 土圧計 (共和電業製 SPB-1KA型)

Table 1. 実験の種類

	I	II	III	IV
7-7-A.	<p>(I-A)</p>  <p>砂 砂利</p> <p>数字は積込み高</p>	<p>(II-A)</p>  <p>$\theta = 4^{\circ}50'$ $\theta = 9^{\circ}50'$ $\theta = 14^{\circ}50'$ $\theta = 17^{\circ}50'$</p>	<p>(III-A)</p> 	<p>側壁の押込み及び閉筒試験</p>  <p>押込み試験 閉筒試験</p>
7-7-B.	<p>(I-B)</p>  <p>砂 砂利</p> <p>閉筒壁 Joint</p>	<p>(II-B)</p>  <p>$\theta = 4^{\circ}50'$ $\theta = 9^{\circ}50'$ $\theta = 14^{\circ}50'$ $\theta = 17^{\circ}50'$</p>	<p>(III-B)</p> 	<p>振動試験</p>  <p>A型模型 起振機</p>
	<p>(I-B')</p>  <p>砂 砂利</p> <p>閉筒壁</p>	<p>(II-B')</p>  <p>$\theta = 4^{\circ}50'$ $\theta = 9^{\circ}50'$ $\theta = 14^{\circ}50'$ $\theta = 17^{\circ}50'$</p>	<p>(III-B')</p> 	<p>船底の剛性の影響試験</p>  <p>薄板 厚板</p>

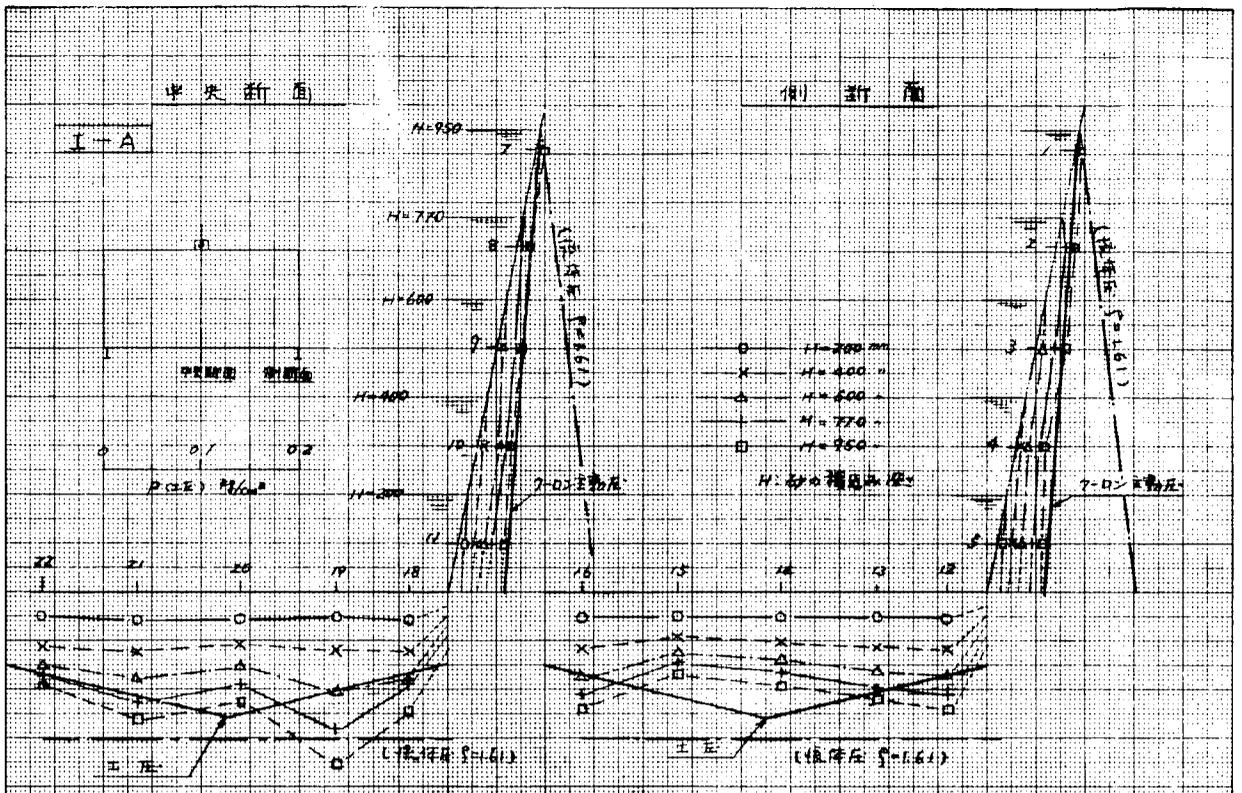


Fig. 1.6 砂の載荷試験時の圧力分布 (A型模型)

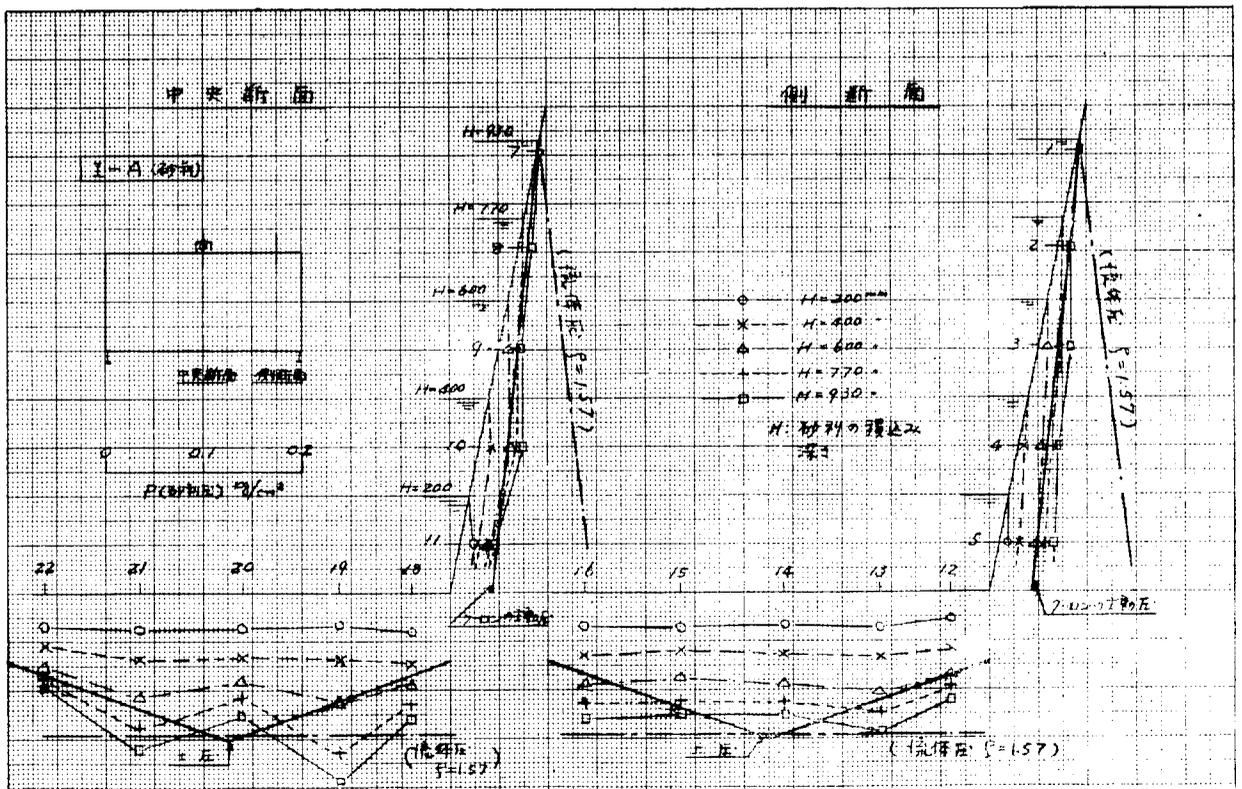


Fig. 1.7 砂利の載荷試験時の圧力分布 (A型模型)

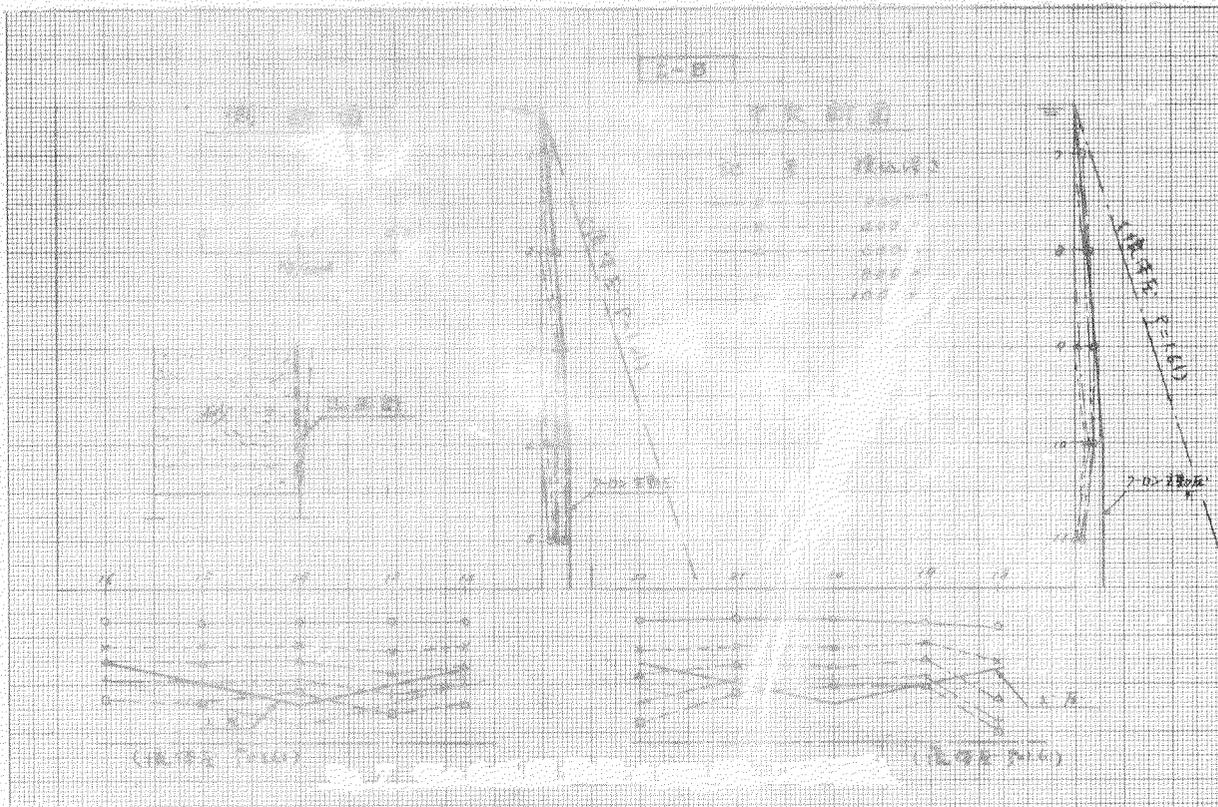


Fig. 1.8 砂の載荷試験時の圧力分布 (B型模型)

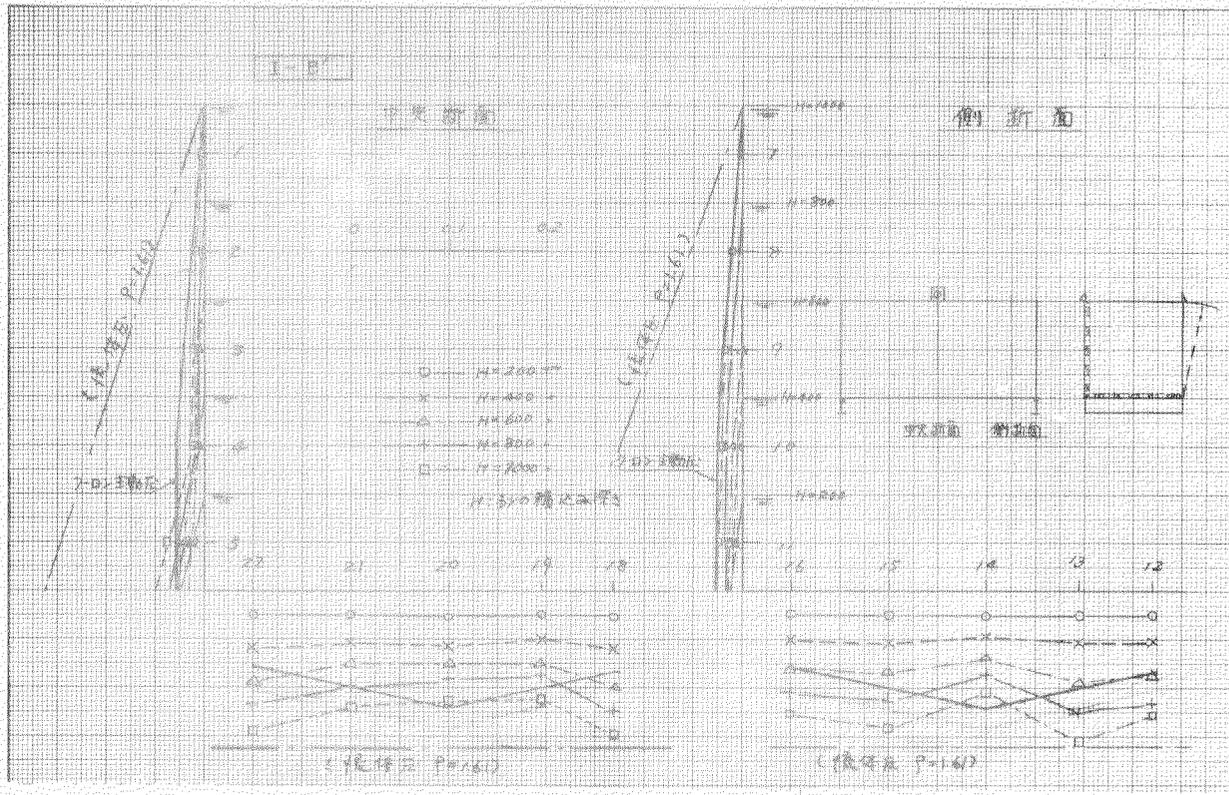


Fig. 1.9 砂の載荷試験時の圧力分布 (B型模型)

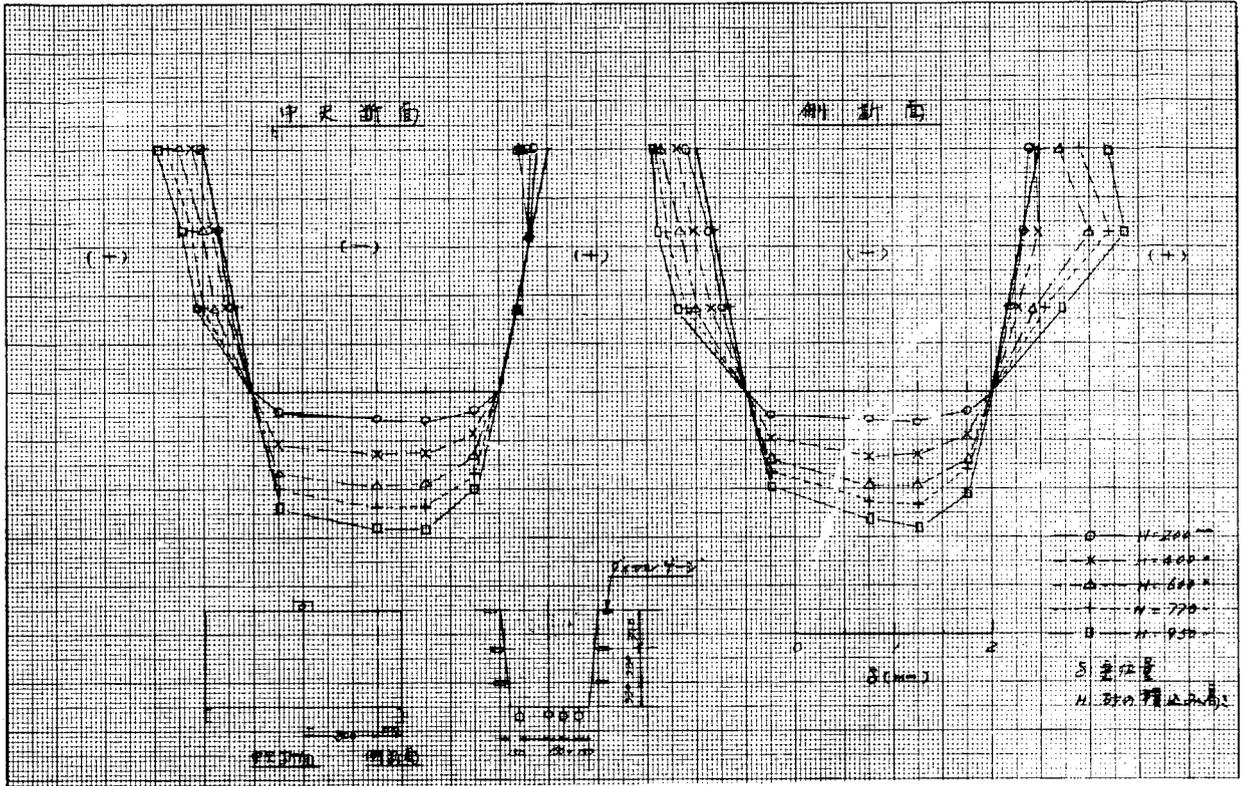


Fig. 1.10 砂の載荷試験時の撓み (A型模型)

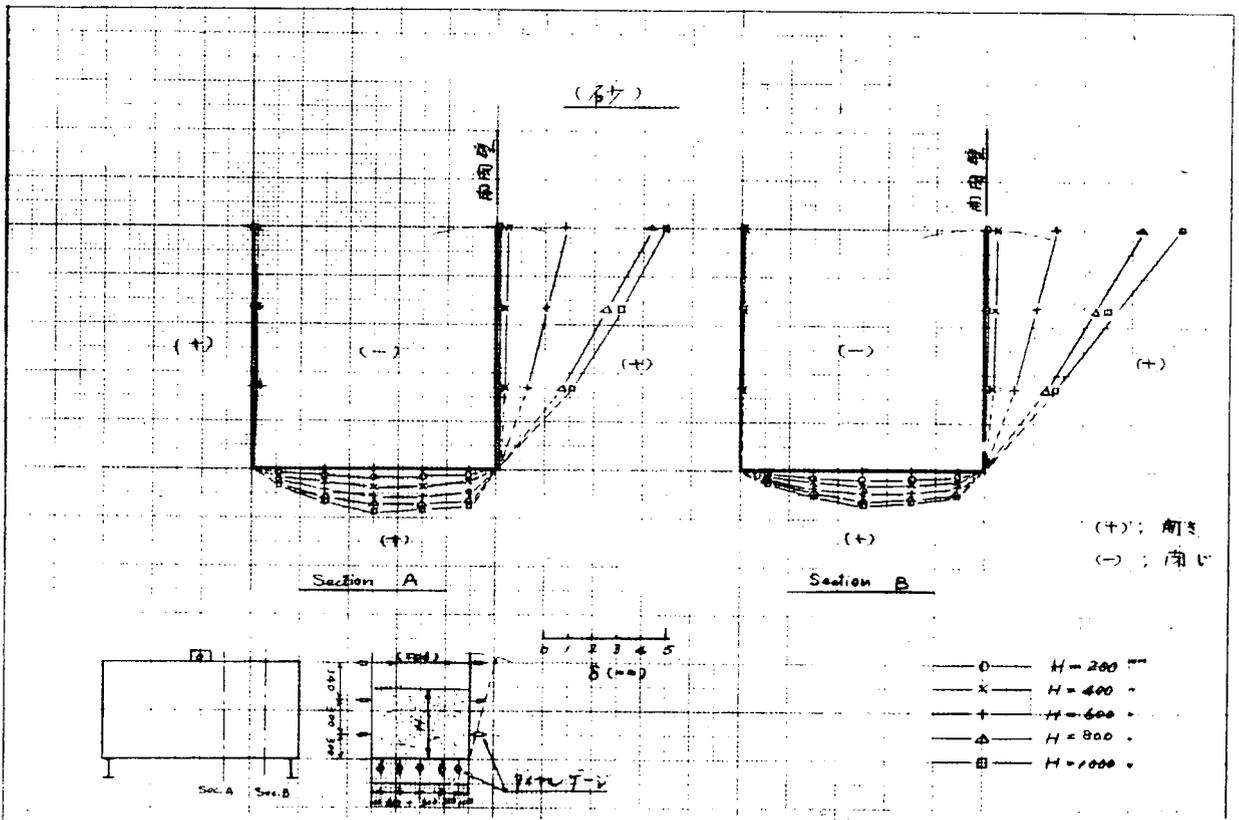


Fig. 1.11 砂の載荷試験時の撓み (B型模型)

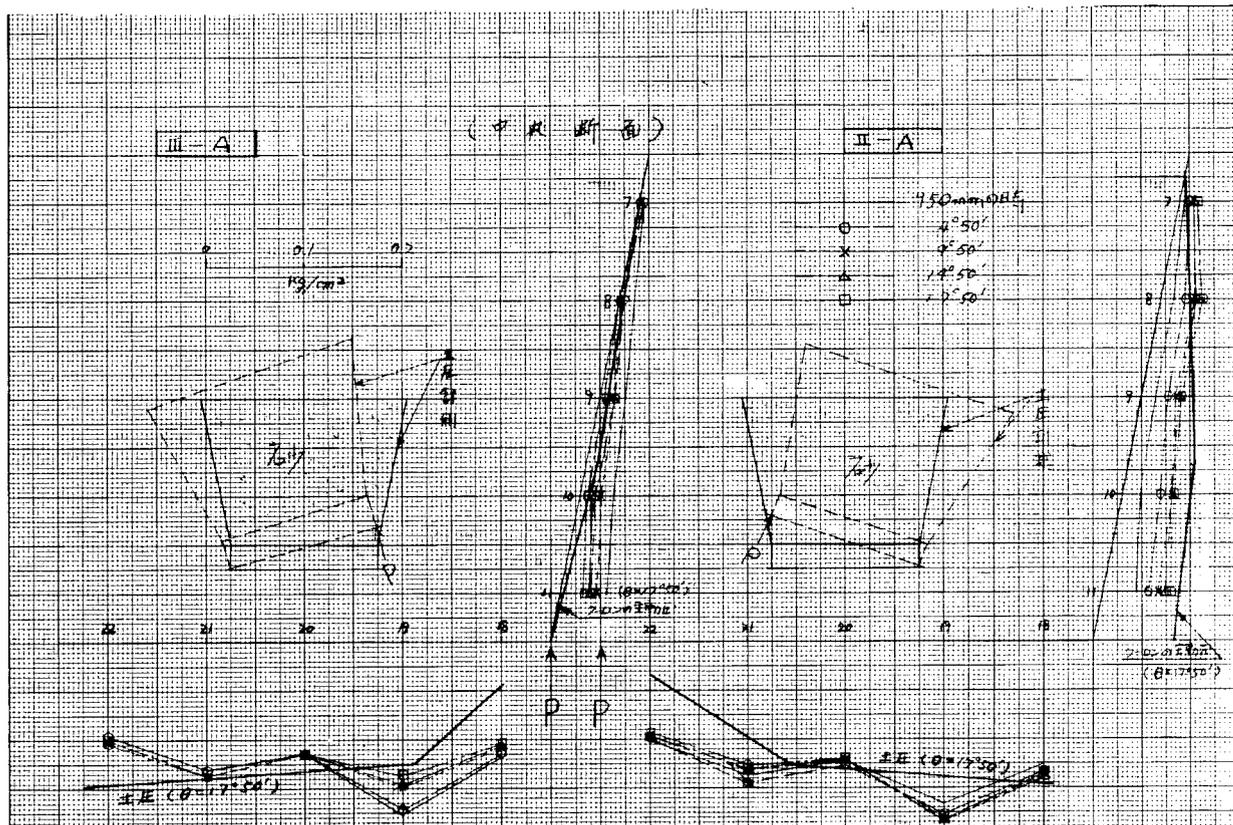


Fig. 1.12 砂の傾斜試験時の圧力分布 (A型模型)

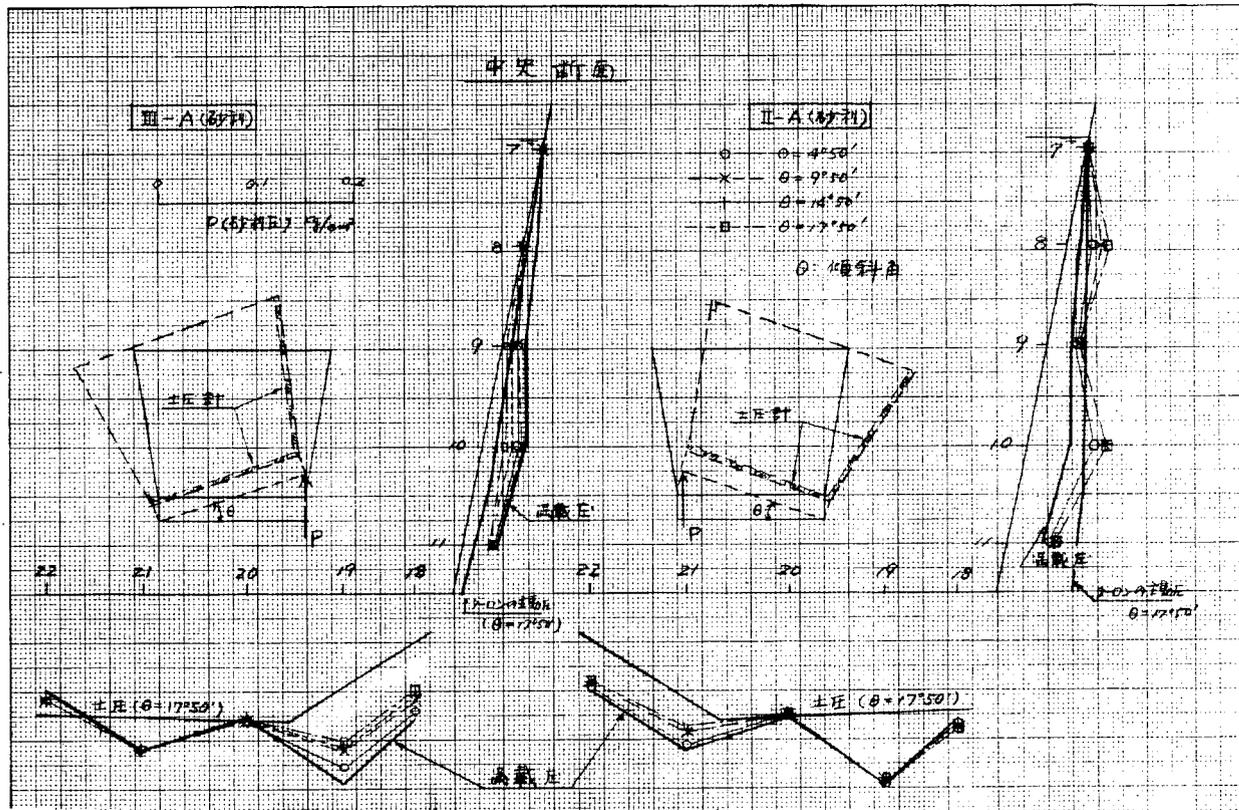


Fig. 1.13 砂の傾斜試験時の圧力分布 (A型模型)

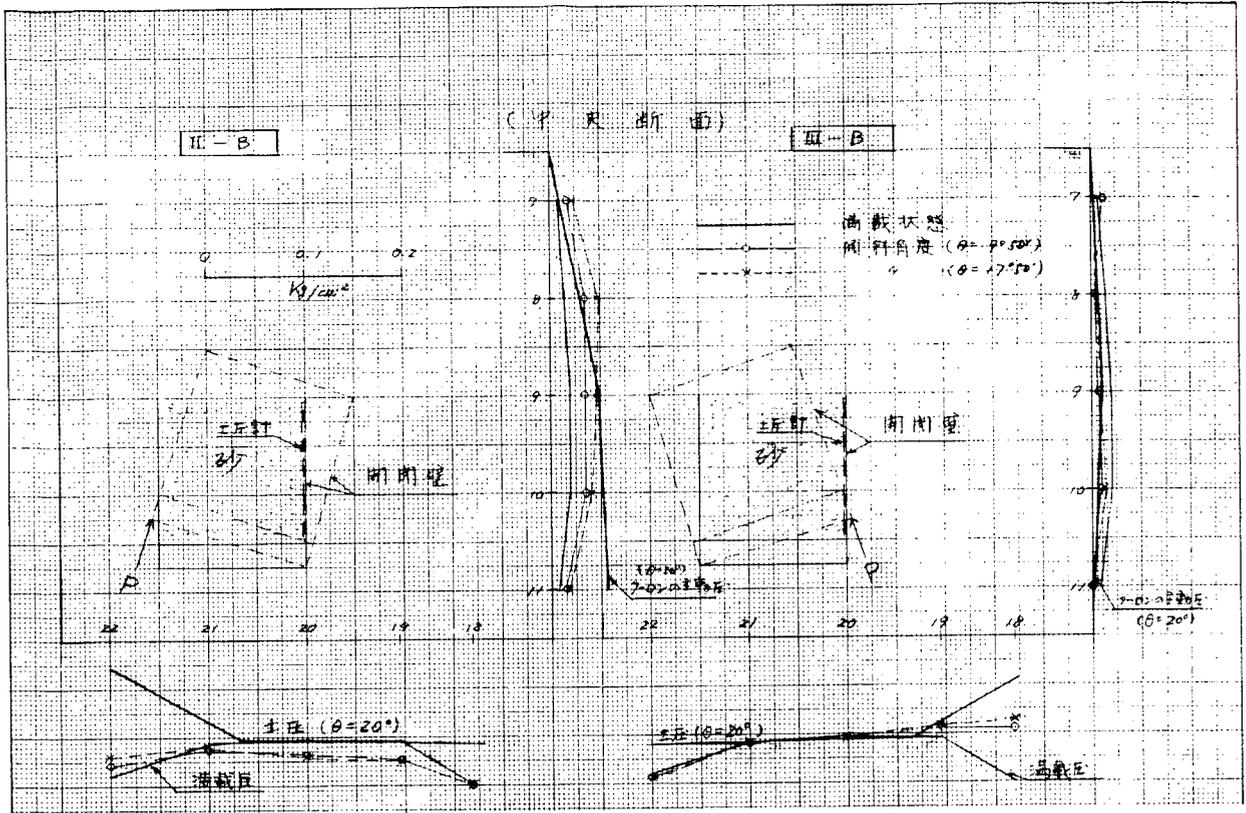


Fig. 1.14 砂の傾斜試験時の圧力分布 (B型模型)

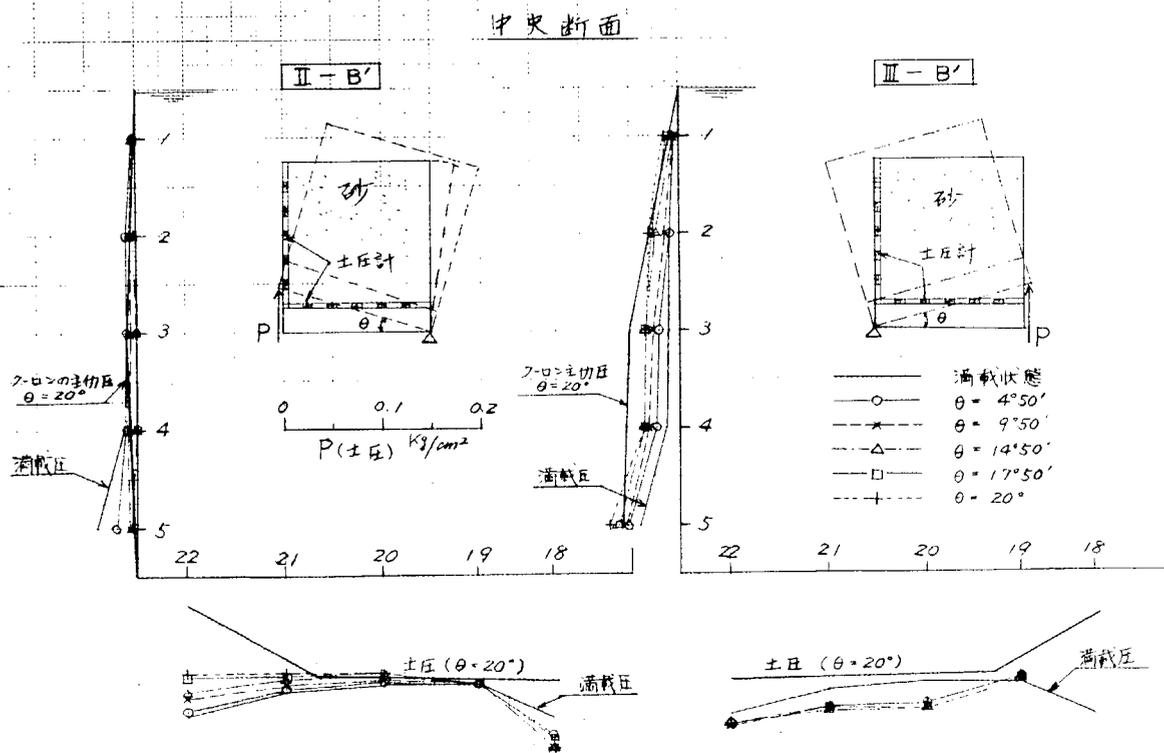


Fig. 1.15 砂の傾斜試験時の圧力分布 (B型模型)

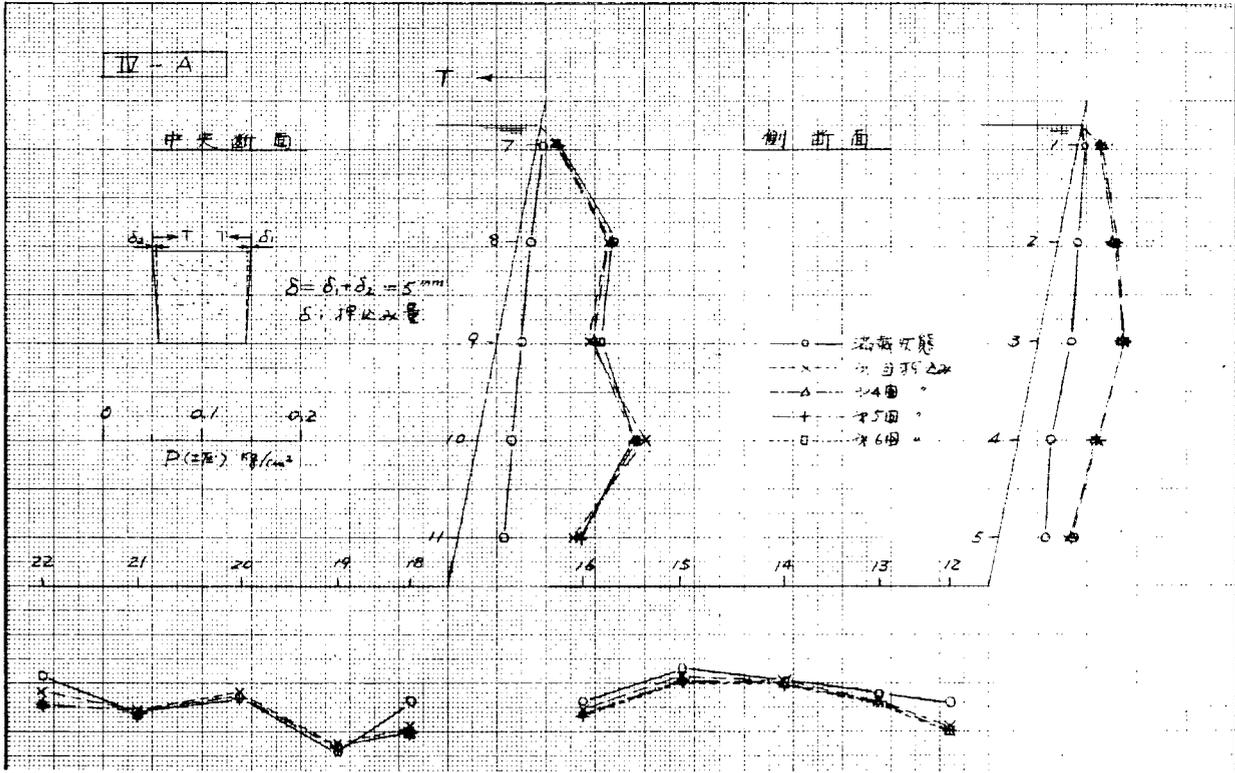


Fig. 1.16 砂の押し込み試験時の圧力分布 (A型模型)

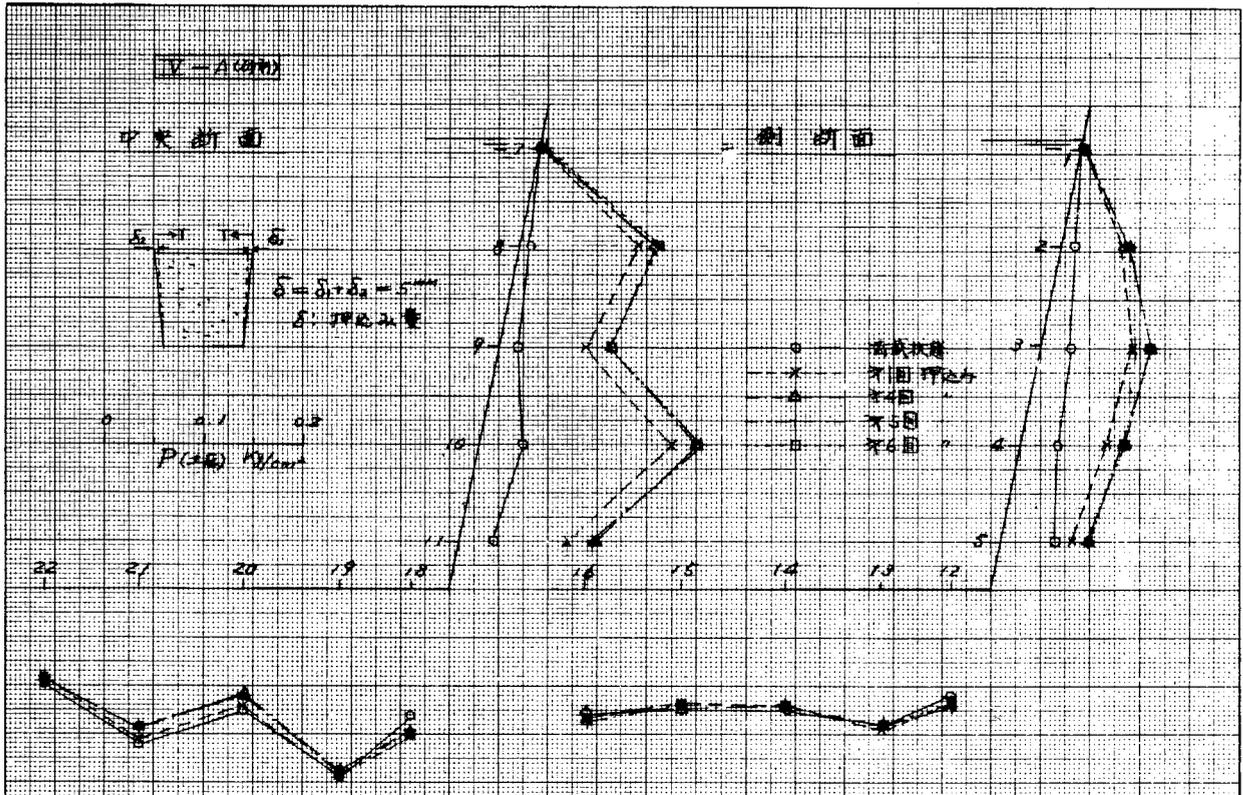


Fig. 1.17 砂利の押し込み試験時の圧力分布 (A型模型)

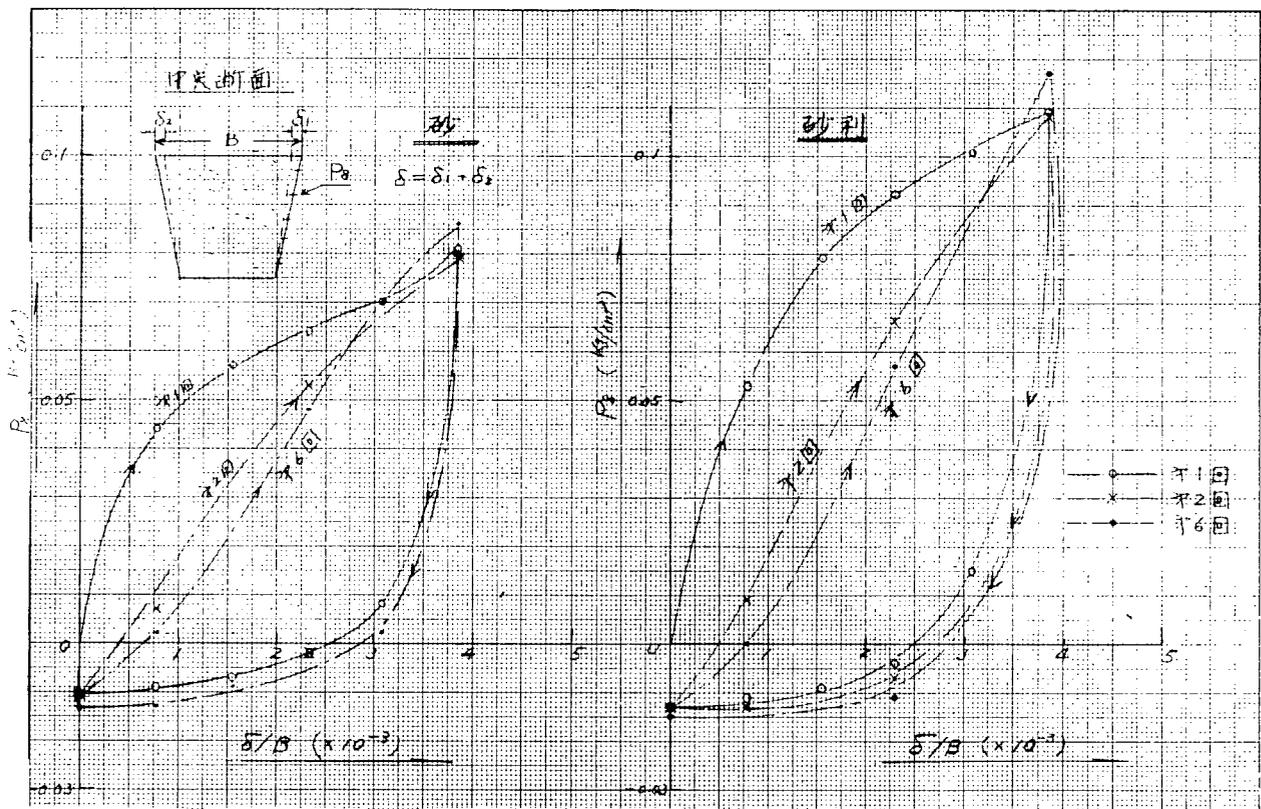


Fig. 1.20 側壁変位とA型模型上部圧力との関係

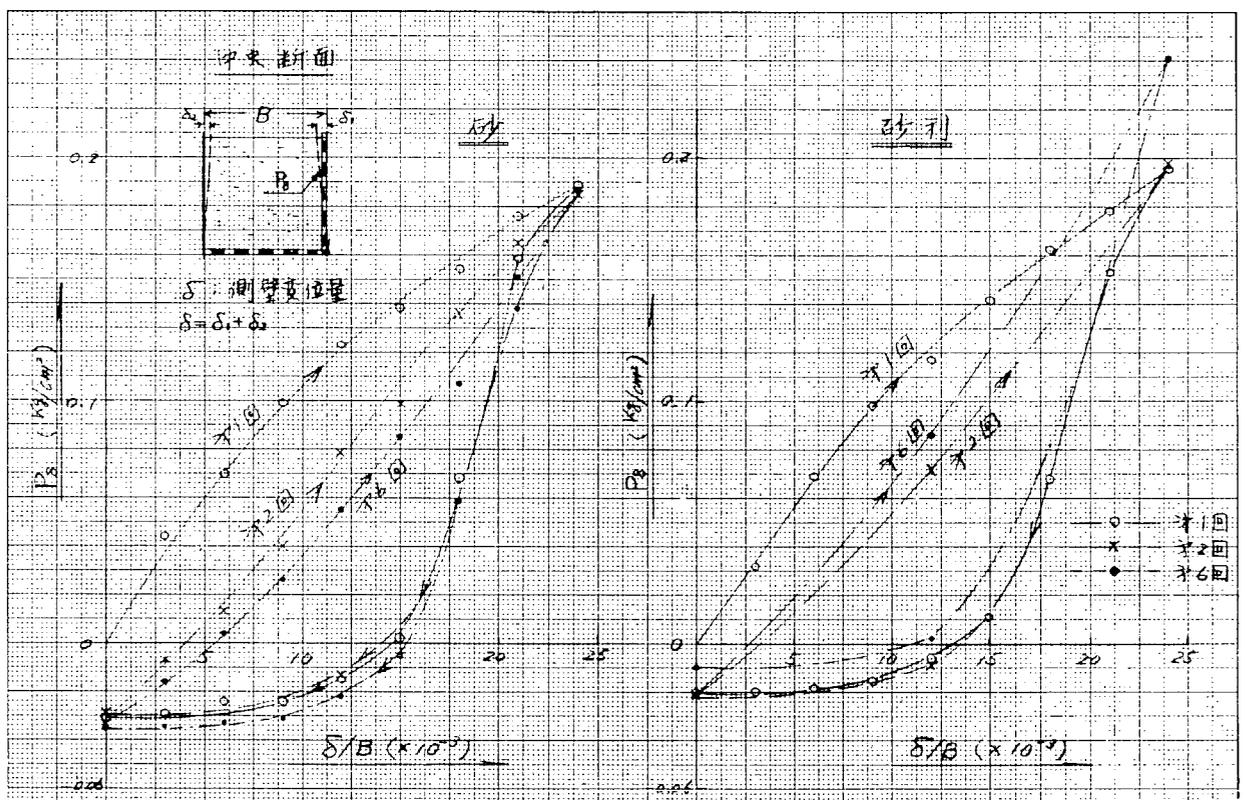


Fig. 1.21 側壁変位とB型模型上部圧力との関係

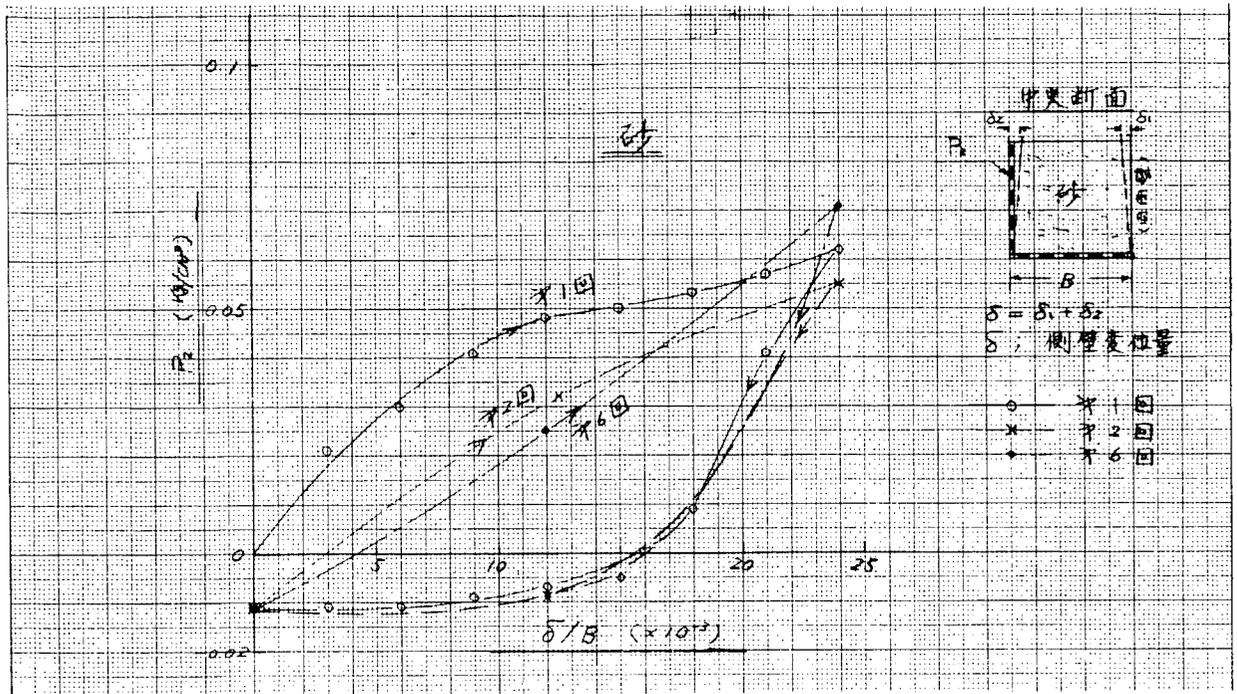


Fig. 1.22 側壁変位とB型模型上部圧力との関係

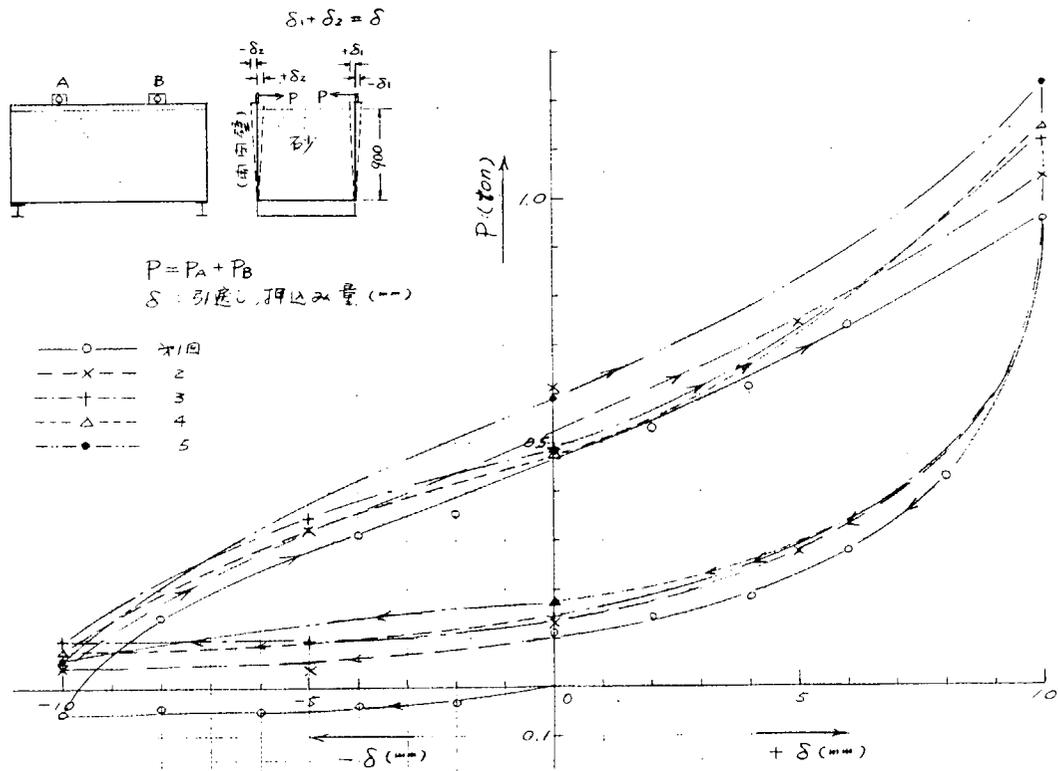


Fig. 1.23 側壁の開閉試験 (B型模型)

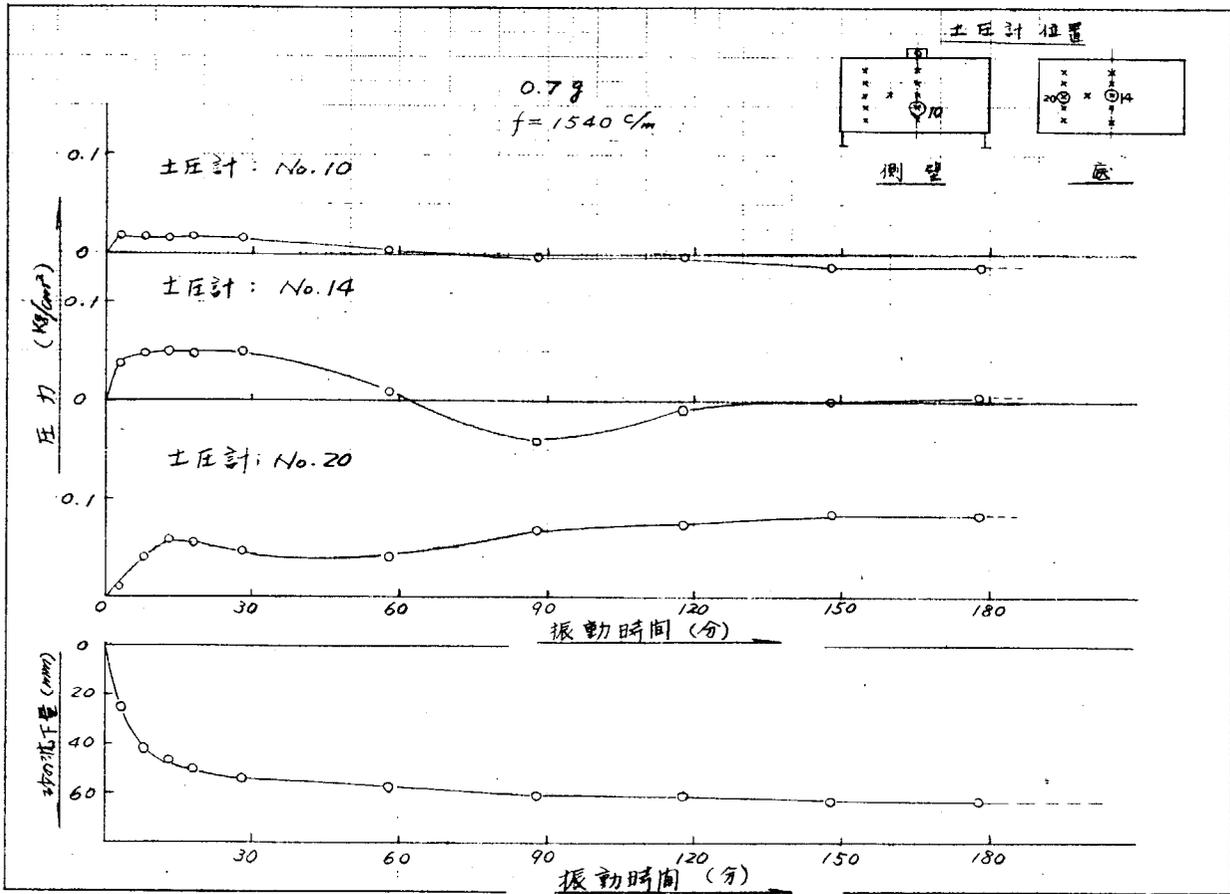


Fig. 1.24 振動試験における時間と土圧(砂)及び沈下量との関係

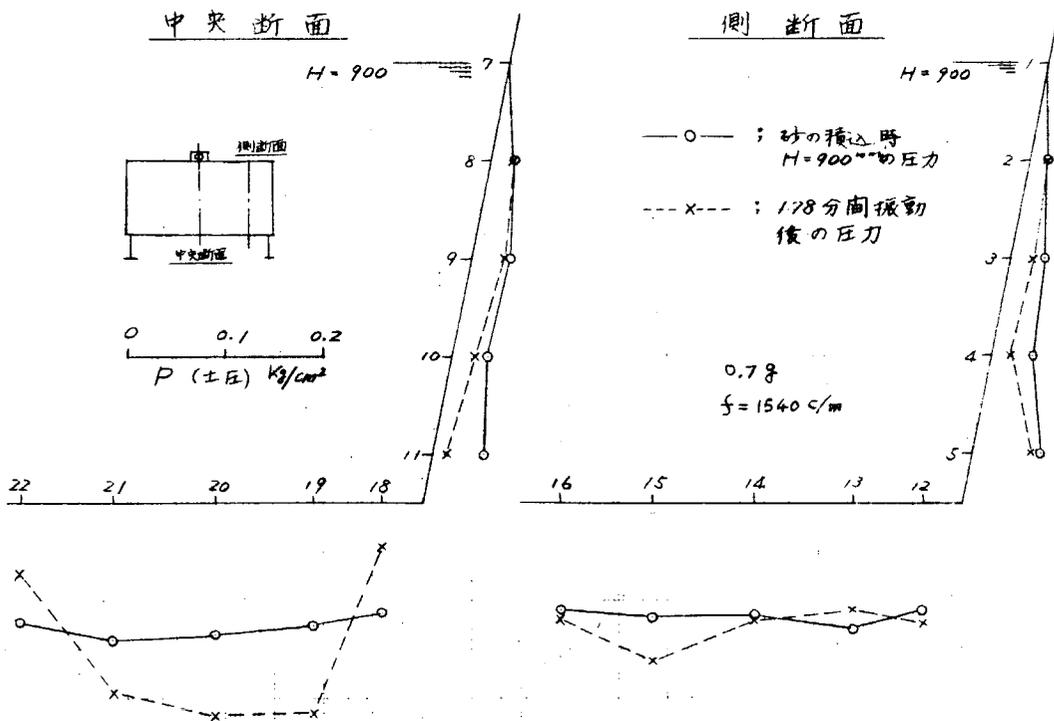


Fig. 1.25 砂の振動試験時における圧力分布

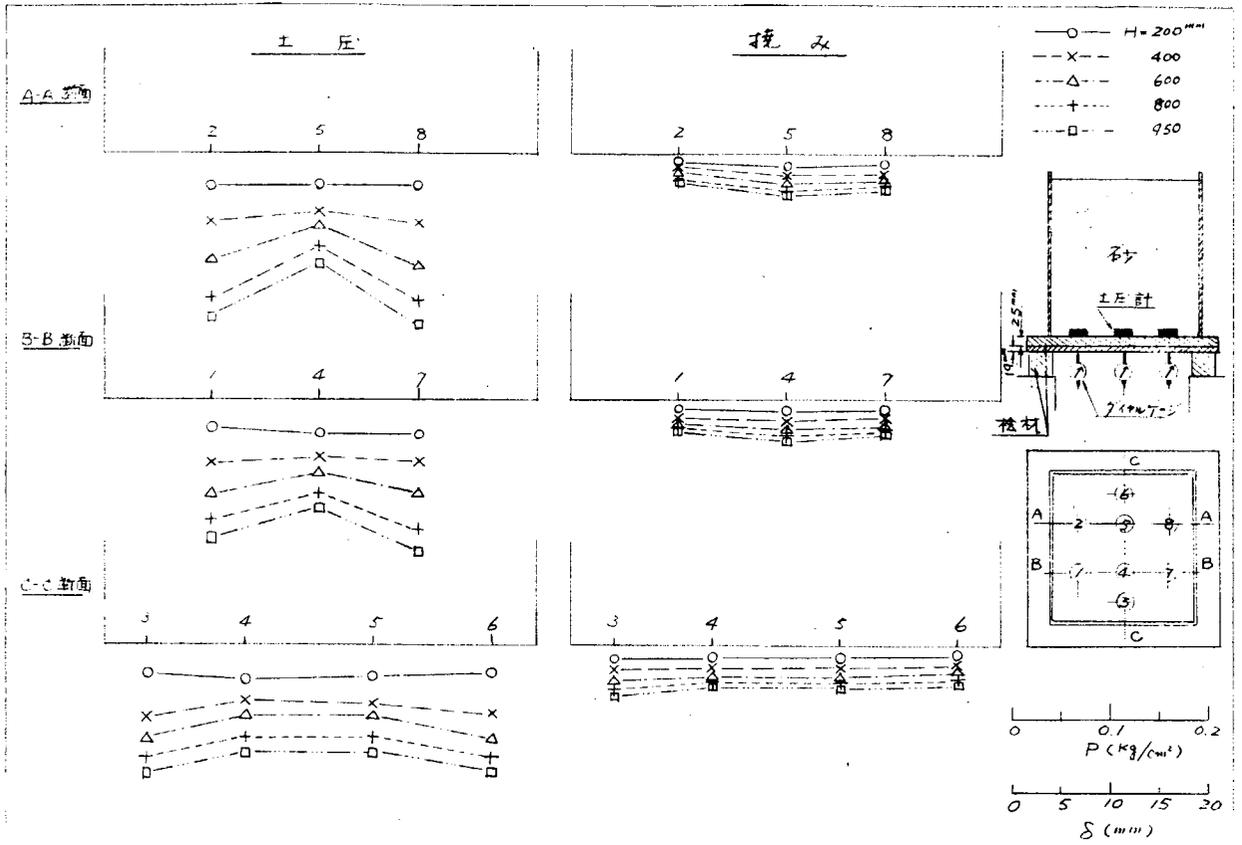


Fig. 1.26 撓みと土圧(砂)との関係(底板 t = 19 + 25 檜材)

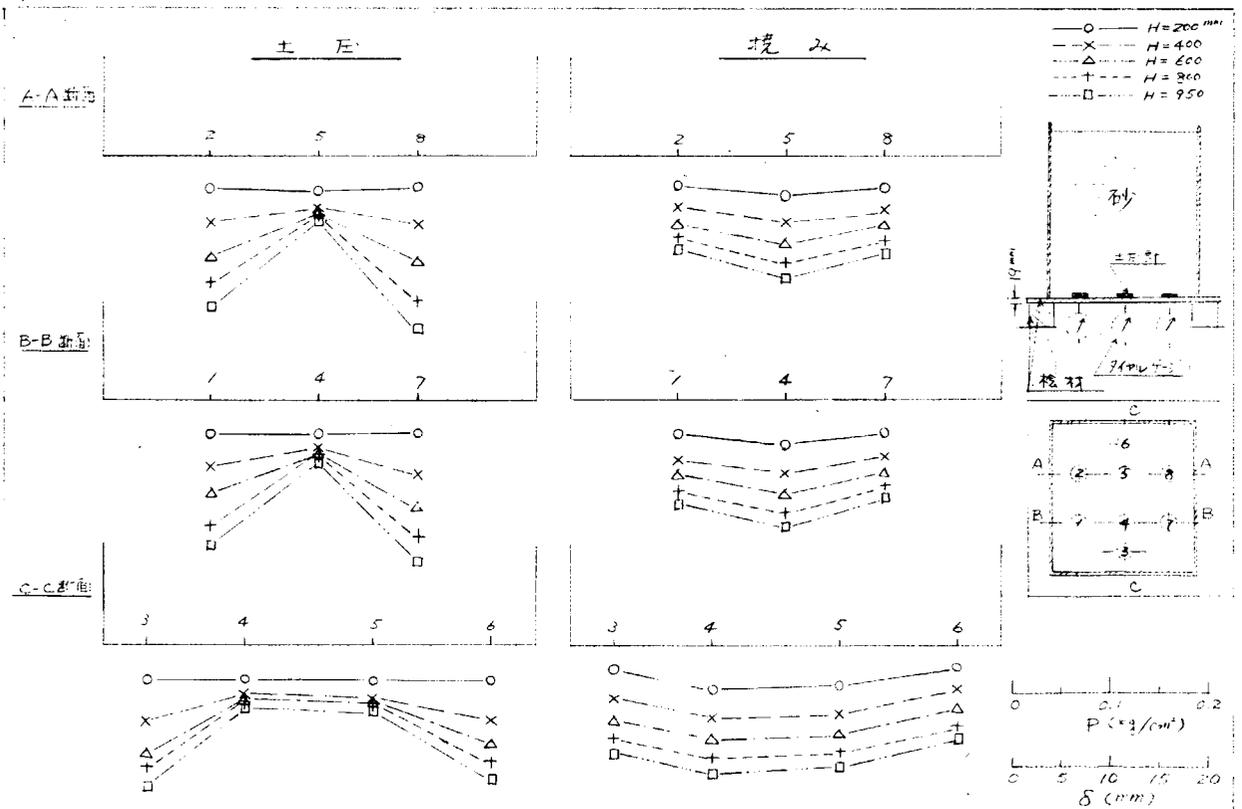


Fig. 1.27 撓みと土圧(砂)との関係(底板 t = 19^{mm} 檜材)

2. 波浪荷重の研究

2.1 緒言

船体の横強度に対する波浪荷重、すなわち波と船との動的作用によつて船体表面に作用する変動水圧の研究は、船体構造を合理的なものにする上で重要である。この問題について、前年度は主として、T2タンカー模型の波浪中試験によつて、規則向い波中航走時の船体中央部変動圧力について研究を行なつた。本年度は規則向い波中で船首部に作用する変動圧力について調べた。

2.2 理論計算

規則向い波中を航走する船の船体中央部船底船側に作用する変動水圧の計算法が田才教授によつて発表された⁽¹⁾この方法はストリップ法によつてゐる。これを船首部に適用し計算を行なつた。以下に理論の概要を述べる。

座標系および諸量の符号を Fig. 2.1 (a)(b)に示す。

船体表面に作用する変動圧力は

- (1) 静水中での運動に基づく圧力、 $P_{(1)}$
- (2) 波の Orbital Acceleration, Orbital Velocity による圧力、 $P_{(2)}$
- (3) 波の変動圧力、 $P_{(3)}$

からなる。

2.2.1 静水中での運動に基づく圧力

断面形状が Lewis Form である柱状体が円周波数 ω_e で静水面上にて上下揺れをするとき、その柱状体表面に働らく変動圧力は

$$p = -\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} = \frac{\rho g \eta}{\pi} [(\phi_C + S) \sin \omega_e t - (\phi_S + E) \cos \omega_e t] \quad (2.1)$$

で与えられる。 ρ は水の密度、 g は重力の加速度、 η は上下揺れによつて生じる進行波の振巾、 ϕ_C および ϕ_S は進行波を表わすポテンシャル、 S および E は境界条件、自由表面条件を満足するポテンシャルである⁽²⁾

今、柱状体が $\zeta = \zeta_0 \cos \omega_e t$ で上下揺れするとき、変動圧力 P を加速度 $\ddot{\zeta}$ と同位相の成分 P_{aw} と速度 $\dot{\zeta}$ と同位相の成分 P_{dw} とにわけ

$$\left. \begin{aligned} P_{aw} &= \rho g \zeta_0 P_{aw}'' \cos \omega_e t \\ P_{dw} &= \rho g \zeta_0 P_{dw}'' \sin \omega_e t \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

とおけば、 P_{aw}'' と P_{dw}'' は

$$\left. \begin{aligned} P_{aw}'' &= -\xi_B \frac{P_S B_0 + P_C A_0}{A_0^2 + B_0^2} \\ P_{dw}'' &= -\xi_B \frac{P_S A_0 - P_C B_0}{A_0^2 + B_0^2} \end{aligned} \right\} \quad (2.3)$$

ただし $\xi_B = \omega_e^2 B / 2g$, $P_S = \phi_S + E$, $P_C = \phi_C + S$ である。ここで B は断面の中、 A_0 と B_0 は断面形状と ξ_B によつて変るもので、文献⁽²⁾に与えられている。今、船体の上下揺れ ζ , 縦揺れ ϕ を

$$\zeta = \zeta_0 \cos(\omega_e t + \alpha_\zeta), \quad \phi = \phi_0 \cos(\omega_e t + \alpha_\phi) \quad (2.4)$$

とする。x の位置における船体断面の上下方向の変位を Z とすると

$$Z = \zeta + x \phi, \quad \dot{Z} = \dot{\zeta} + x \dot{\phi} - v \phi, \quad \ddot{Z} = \ddot{\zeta} + x \ddot{\phi} - 2v \dot{\phi} \quad (2.5)$$

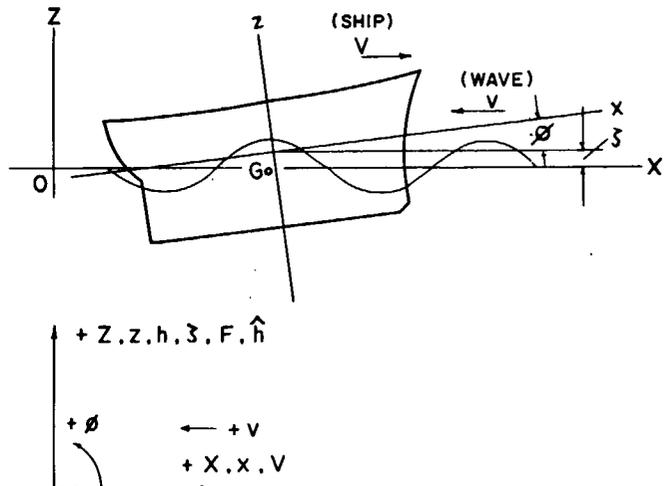


Fig. 2.1(a) 座標系

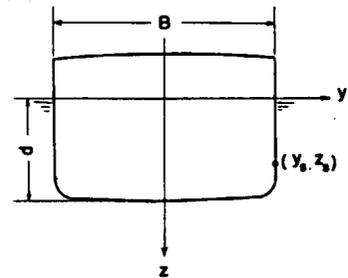


Fig. 2.1(b) 座標系

x における船体表面に働らく変動水圧 $p_{(1)}$ は

$$p_{(1)} = -\rho g Z + \rho g \frac{p_{dw}''}{\omega_e} \dot{Z} + \rho g \frac{p_{aw}''}{\omega_e^2} \ddot{Z} \quad \dots \quad (2.6)$$

これに (2.5) 式を入れると

$$p_{(1)} = p_h + p_\phi + p_{hd} + p_{\phi d} + p_{\phi vd} + p_{ha} + p_{\phi a} + p_{\phi va} \quad \dots \quad (2.7)$$

$$\left. \begin{aligned} p_h &= -\rho g \zeta & p_\phi &= -\rho g x \phi & p_{hd} &= -\rho g \frac{p_{dw}''}{\omega_e} \dot{\zeta} \\ p_{\phi d} &= \rho g \frac{p_{dw}''}{\omega_e} x \dot{\phi} & p_{\phi vd} &= -\rho g \frac{p_{dw}''}{\omega_e} V \dot{\phi} & p_{ha} &= \rho g \frac{p_{aw}''}{\omega_e} \dot{\zeta} \\ p_{\phi a} &= \rho g \frac{p_{aw}''}{\omega_e} x \ddot{\phi} & p_{\phi va} &= -2\rho g \frac{p_{aw}''}{\omega_e^2} V \ddot{\phi} \end{aligned} \right\} \dots \quad (2.8)$$

2.2.2 波の Orbital Acceleration, Orbital Velocity による圧力

規則向い波の副波の隆起を

$$h_e = h_0 e^{-kz_s} \cos(kx + \omega_e t) \quad \dots \quad (2.9)$$

とする。ここで $k = 2\pi/\lambda$, λ は波長、 z は水面からの深さ、 ω は波の円周波数である。船体に対する副波の隆起は

$$h_e = h_0 e^{-kz_s} \cos(kx + \omega_e t) \quad \dots \quad (2.10)$$

となる。 ω_e は出合円周波数、また z_s は船体表面の考えている点の座標 (Fig. 2.1(b))。これから、x における波の Orbital Velocity, Orbital Acceleration は

$$\left. \begin{aligned} \dot{h}_e &= -h_0 \omega_e e^{-kz_s} \sin(\omega_e t + kx) \\ \ddot{h}_e &= -h_0 \omega_e^2 e^{-kz_s} \cos(\omega_e t + kx) \end{aligned} \right\} \dots \quad (2.11)$$

したがって、波の Orbital Motion による圧力 $p_{(2)}$ は

$$p_{(2)} = -\rho g \frac{p_{dw}''}{\omega_e} \dot{h} - \rho g \frac{p_{aw}''}{\omega_e^2} \ddot{h} \quad \dots \quad (2.12)$$

これを $p_{(2)} = p_{wd} + p_{wa}$ とおく。

2.2.3 波の変動圧力

$$p_{(3)} = \rho g h_0 e^{-kz_s} \cos(\omega_e t + kx) \quad \dots \quad (2.13)$$

$$\equiv p_w$$

船体表面に働らく変動圧力 p は $p_{(1)}$, $p_{(2)}$, $p_{(3)}$ の和で

$$\begin{aligned} p &= p_{(1)} + p_{(2)} + p_{(3)} \\ &= p_h + p_\phi + p_{hd} + p_{\phi d} + p_{\phi vd} + p_{ha} + p_{\phi a} + p_{\phi va} + p_{wd} + p_{wa} + p_w \\ &= p_0 \cos(\omega_e t + \alpha_\phi) \quad \dots \quad (2.14) \end{aligned}$$

2.3 計算結果

計算は T2 タンカー模型の船首部 Square Station $7\frac{1}{2}$ と $8\frac{1}{2}$ の断面および Midship について行なつた。Table 2.1 に模型の要目を示す。Fig. 2.2 に、S.S. $7\frac{1}{2}$, $8\frac{1}{2}$ および Midship の断面形状を示す。

Fig. 2.2 で、実線は実断面形状であり、破線は対応する Lewis Form で、次式で与えられる。

$$\begin{aligned} y_s &= M \left\{ (1 + a_1) \sin \theta - a_3 \sin 3\theta \right\} \\ z_s &= M \left\{ (1 - a_1) \cos \theta + a_3 \cos 3\theta \right\} \quad \dots \quad (2.15) \\ M &= \frac{r}{2} / (1 + a_1 + a_3) \end{aligned}$$

Table 2.1 模型船主要目

Ship Type	T2-SE-A1 Tanker
Length Between Perpendiculars, L	4.5 0 0 m
Breadth Moulded, B	0.6 0 8 m
Depth Moulded, D	0.3 5 1 m
Draft, d	0.2 6 8 m
Block Coefficient C_B	0.7 4
Displacement, Δ	5 4 3 Kg
Radius of Gyration K	0.2 3 6 L
Longitudinal Center of Buoyancy Forward of Midship	0.0 0 4 L

変動水圧の計算にはこの Lewis Form を用いた。図中 H_0 は $\frac{B}{2}/d$, σ は面積比である。 H_0 と σ とから a_1 , a_2 が定まる。 $\theta = 0^\circ, 10^\circ \dots 90^\circ$ の点を丸印で示した。

波長 λ がそれぞれ $0.75L$, $1.00L$, $1.25L$, $1.50L$ の場合の $\theta = 0^\circ, 20^\circ, 40^\circ, 60^\circ, 80^\circ, 90^\circ$ の各点の変動水圧の振巾の無次元値 $P_0/\rho g h_0$ の計算結果を Fig. 2.3 と Fig. 2.4 に示す。Fig. 2.3 は、S.S. $7\frac{1}{2}$ における水圧、Fig. 2.4 は S.S. $8\frac{1}{2}$ における変動水圧である。Fig. 2.3 には、比較のため Midship の $\theta = 0^\circ$ と 90° の変動水圧および平均船底水圧、相対水位振巾 \hat{h}_0/h_0 を示した。

Fig. 2.3 と Fig. 2.4 からまずいえることは、船首に近い断面程変動水圧が大きいことである。これは縦揺れによる断面の上下運動 $x\phi$ によるものであることは明らかである。

船底における変動水圧の分布は S.S. $7\frac{1}{2}$ では、ビルジ部に近づくにしたがいやや大きくなる。

S.S. $7\frac{1}{2}$ において平均船底水圧はおおむね $\theta = 30^\circ$ の点における圧力と同等であり、相対水位に比例する静水圧 $\rho g \hat{h}_0$ は $\theta = 80^\circ$ の点における圧力と同等である。

なお、計算に必要な船体運動の値は福田教授の計算値⁽³⁾を用いた。

2.4 実験値と計算値の比較

Fig. 2.5 と Fig. 2.6 に変動水圧振巾の計算値と実験値の比較を示す。実験において、Table 2.1 の要目の模型を規則向い波中を自航させ Square Station $7\frac{1}{2}$ と $8\frac{1}{2}$ における船底船側の変動水圧を計測した。水圧の計測位置は Fig. 2.2 に示す。

S.S. $7\frac{1}{2}$ については実験値と計算値はおおむね一致している。ただ $\lambda = 0.75L$ の場合は定量的にはしていない。この原因の一つは船体運動の波に対する位相が実験と計算でかなり異つていることであると考えられる。

S.S. $8\frac{1}{2}$ については実験値と計算値は S.S. $7\frac{1}{2}$ におけるほどには一致しない。この原因は三次元影響があることであろう。

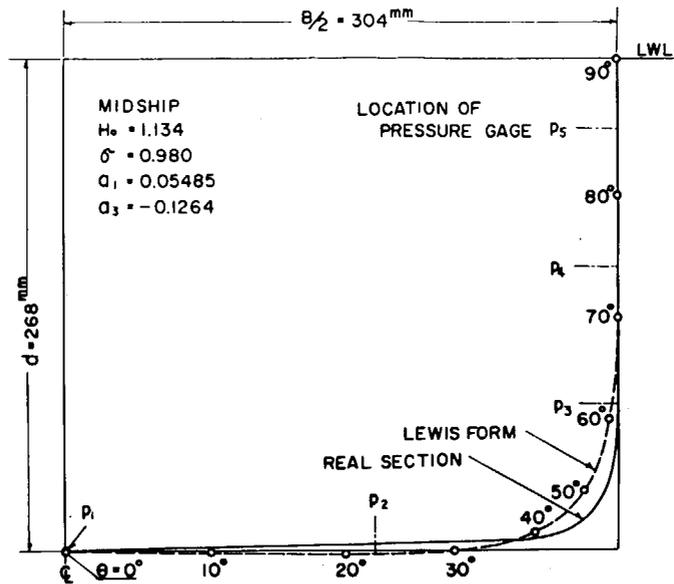
2.5 結 言

規則波向い波中を航走する船の船首部に作用する変動水圧を T2 タンカー模型について実験を行ない、ストリップ法にもとづいた計算法による値と比較した。そして次の結論を得た。

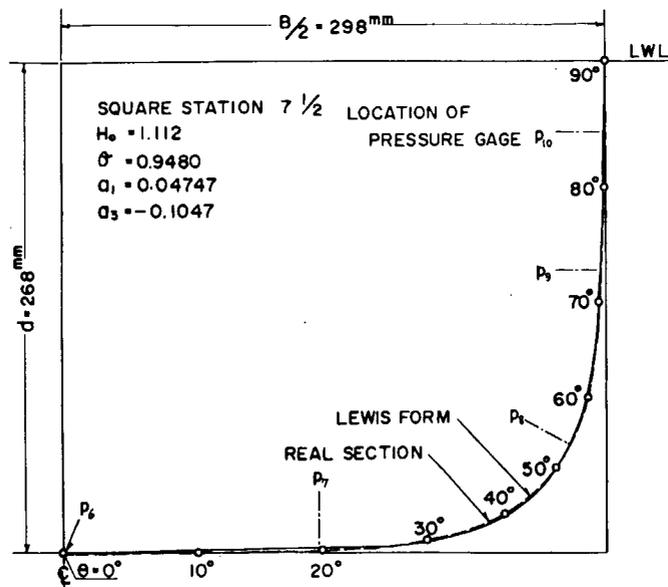
- (1) S.S. $7\frac{1}{2}$ においては変動水圧の計算と実験値はおおむね一致する。S.S. $8\frac{1}{2}$ では両者かなり差がある。
- (2) 船首に近い断面ほど変動水圧振巾は大きい。
- (3) 船首部 (S.S. $7\frac{1}{2}$) の船底の変動水圧分布は一様に近いが、ビルジ部に近づくほどやや大きめである。
- (4) S.S. $7\frac{1}{2}$ において、 $\theta = 30^\circ$ から $\theta = 80^\circ$ までの間の各点の変動水圧振巾の値はおおむね平均船底水圧振巾の値と相対水位振巾に比例する静水圧の値との間にある。

参 考 文 献

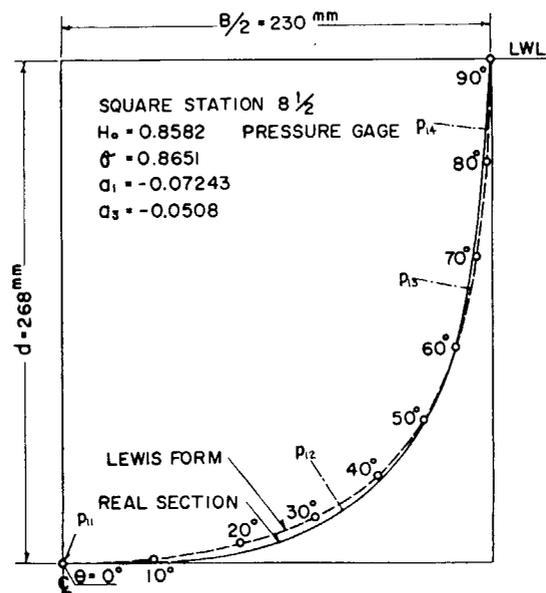
- (1) 田 才 福 造 : 九大応力研 英文報告 Vol XIV No. 48 1966
- (2) 田 才 福 造 : " " Vol V II No. 26 1959
- (3) 福 田 淳 一 : 造船協会論文集 第110号 昭和36年



(a) Midship Section

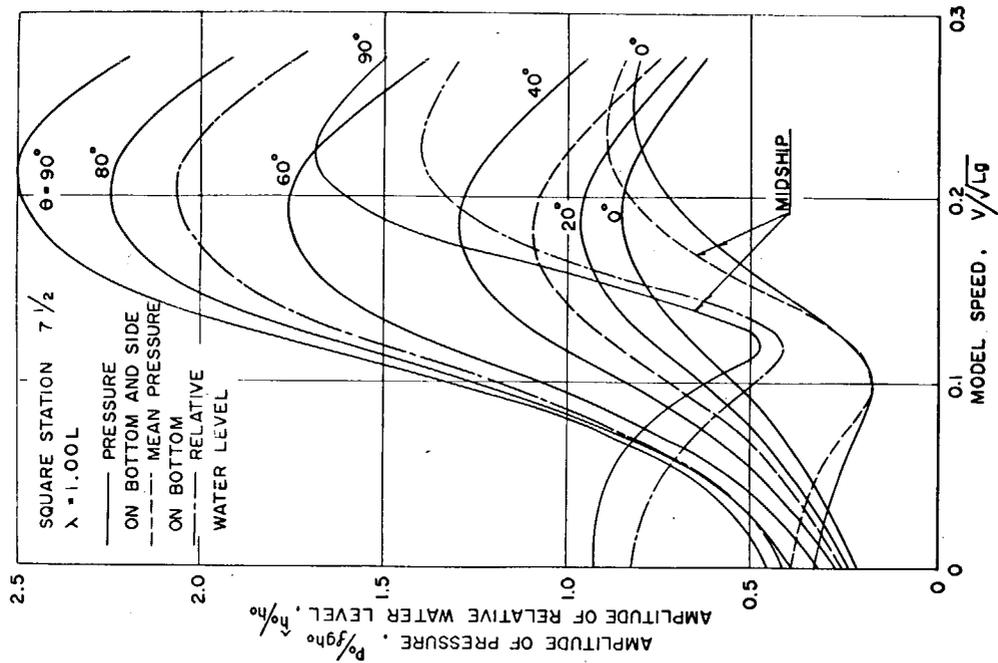


(b) S. S. $7 \frac{1}{2}$

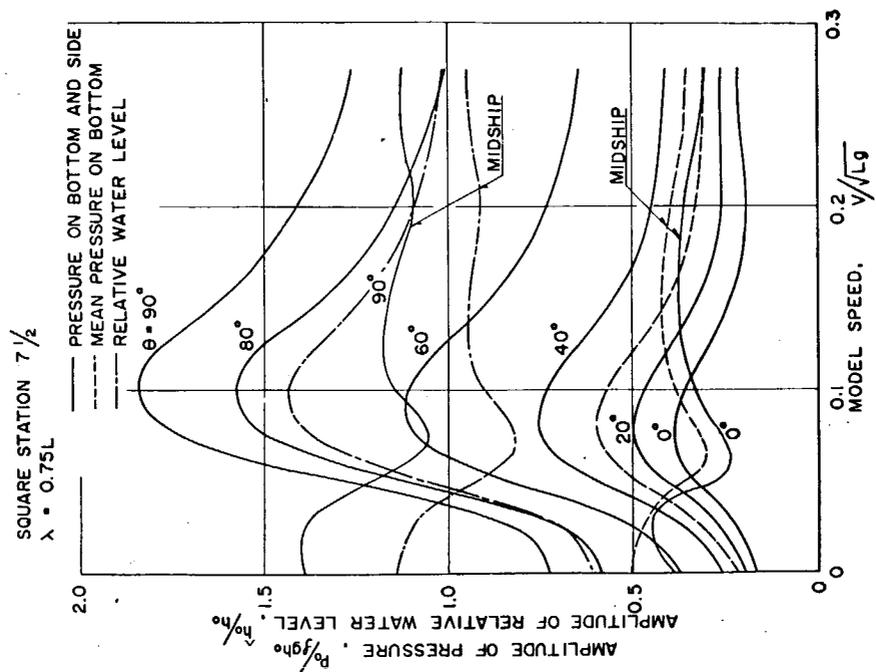


(c) S. S. $8 \frac{1}{2}$

Fig. 2.2 断面形状

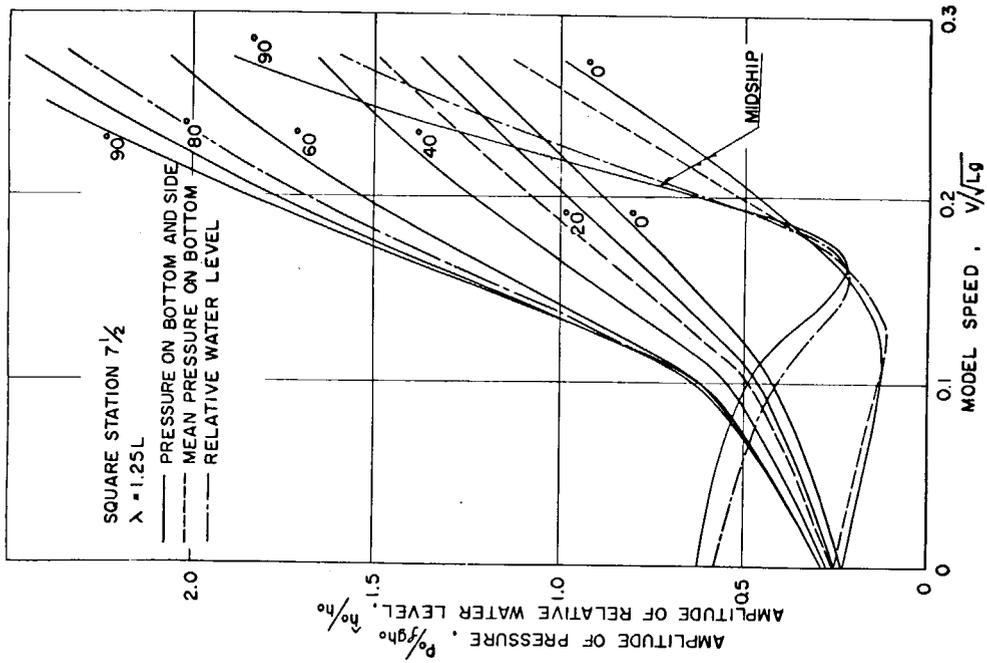


(b) $\lambda = 1.00 L$

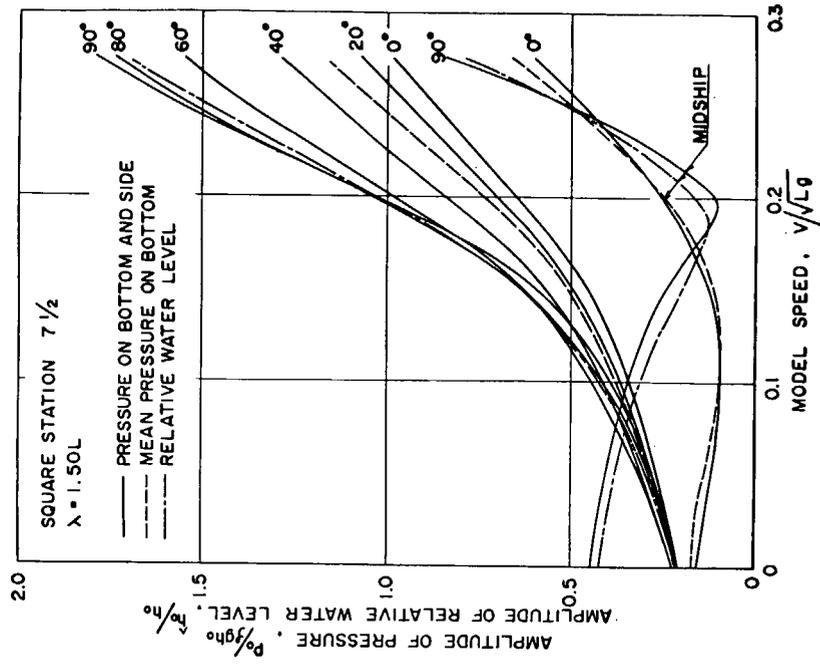


(a) $\lambda = 0.75 L$

Fig. 2.3 変動水圧の計算結果 (Square Station $7 \frac{1}{2}$) (その1)

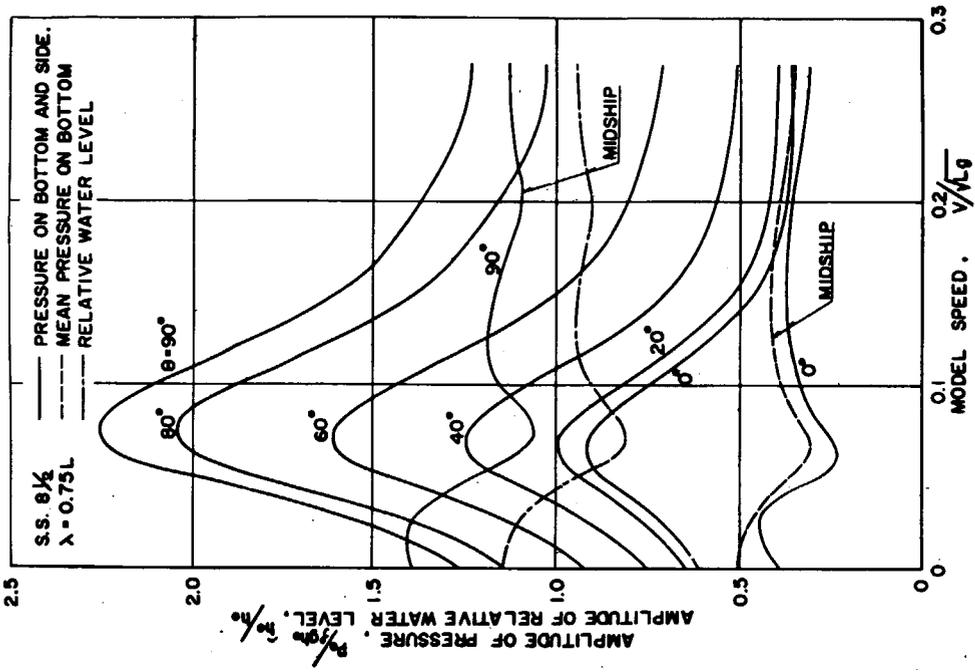


(c) $\lambda = 1.25 L$

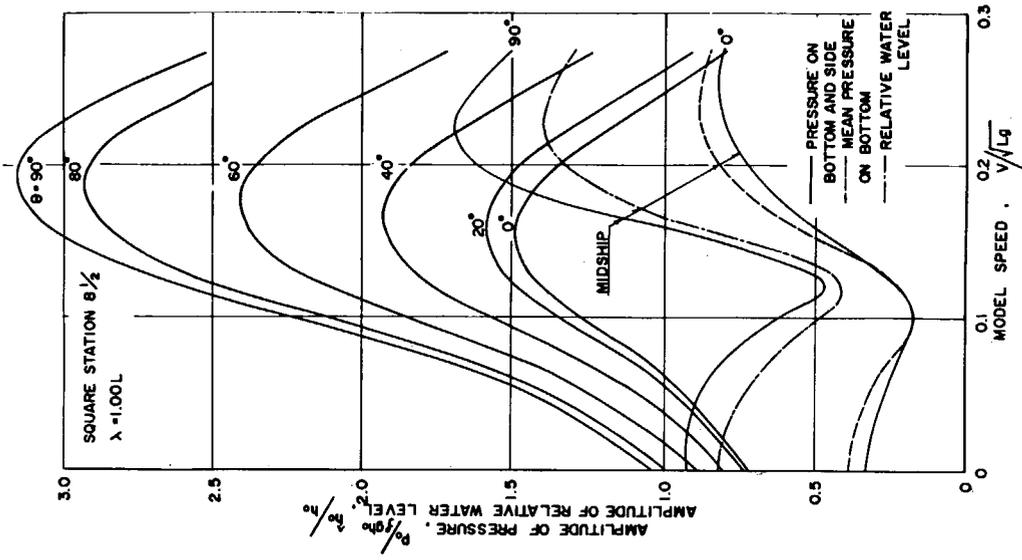


(d) $\lambda = 1.50 L$

FIG. 2.3 変動水圧の計算結果 (Square Station 7 1/2) (その2)

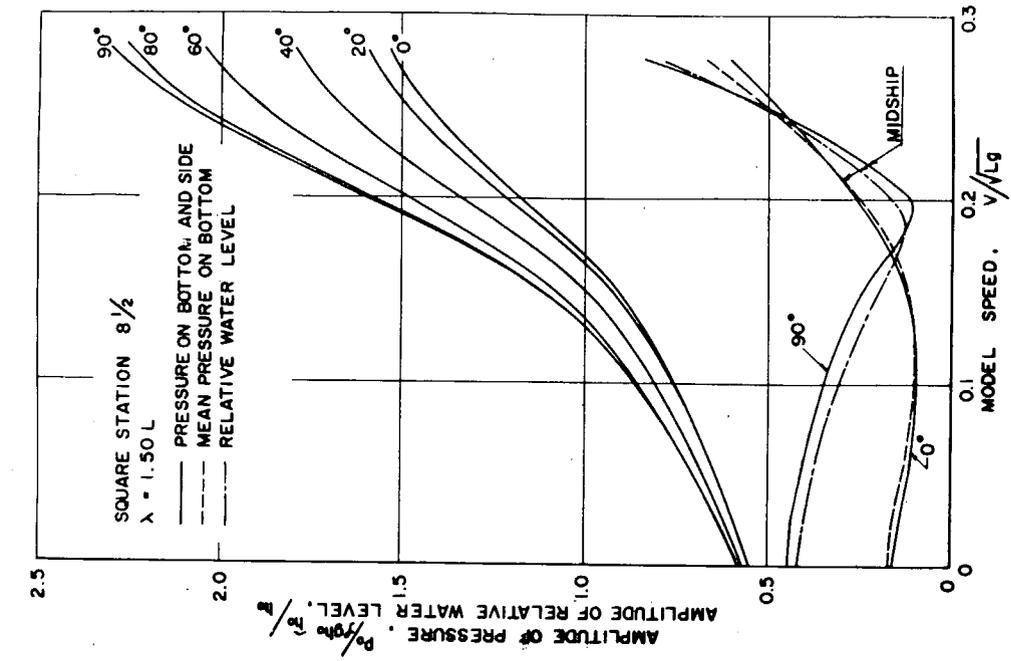


(a) $\lambda = 0.75L$

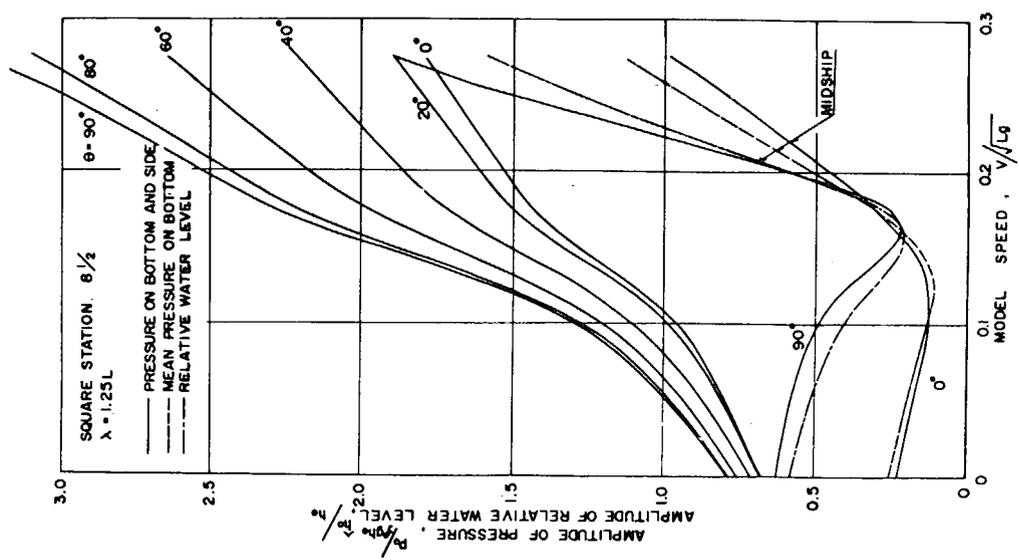


(b) $\lambda = 1.00L$

FIG. 2.4 変動水圧の計算結果 (Square Station $8\frac{1}{2}$) (その1)

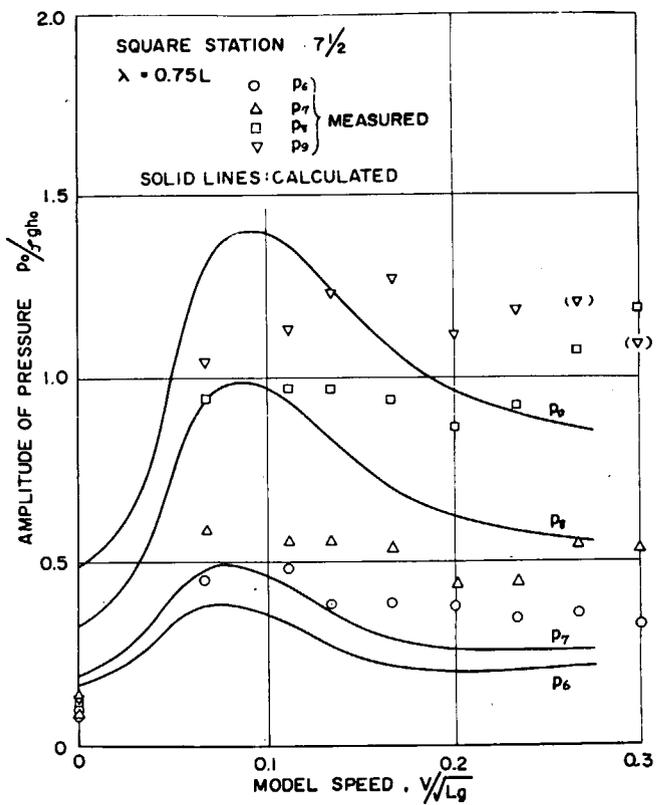


(c) $\lambda = 1.25 L$

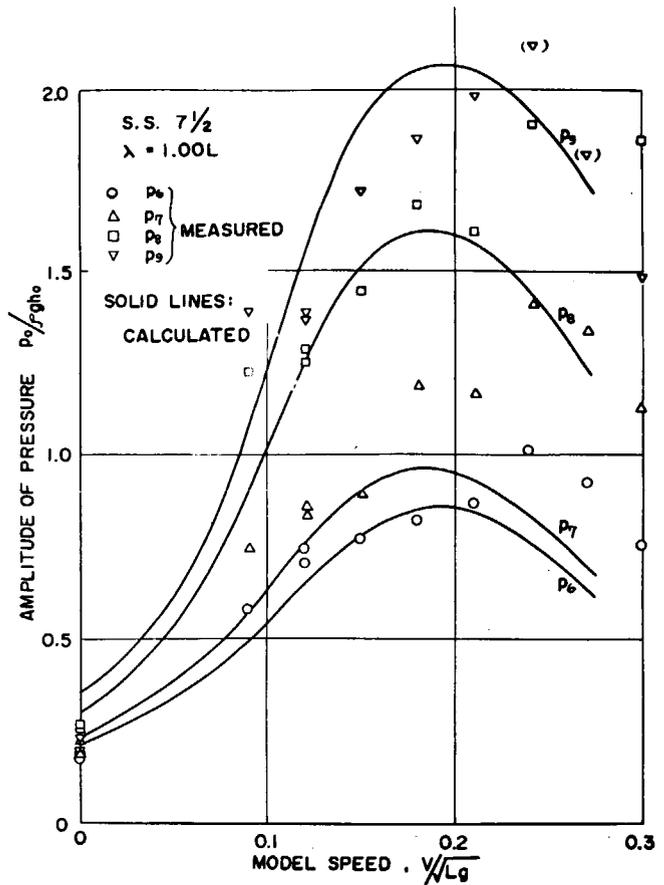


(d) $\lambda = 1.50 L$

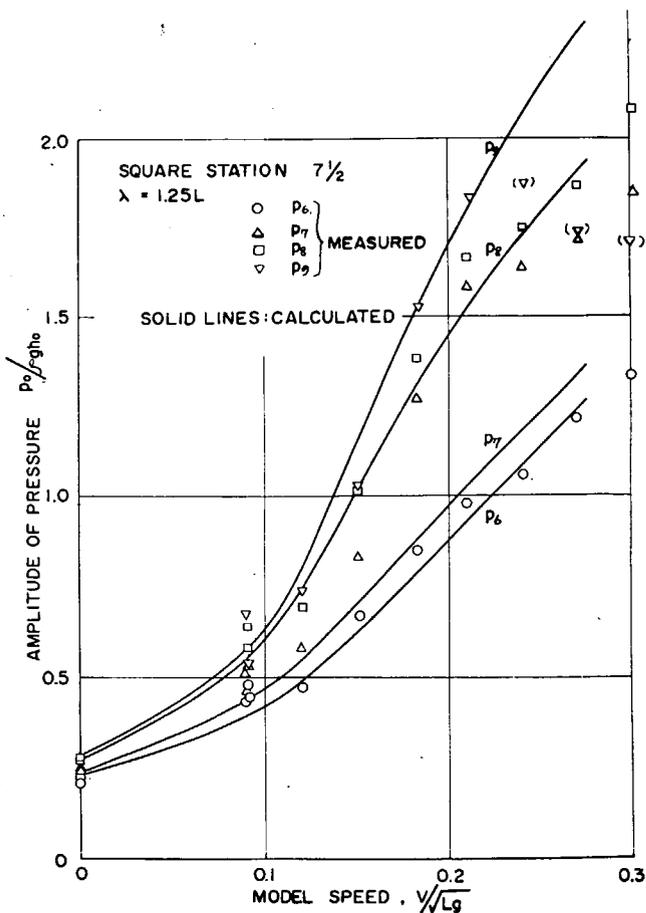
Fig. 2.4 変動水圧の計算結果 (Square Station $8\frac{1}{2}$) (その2)



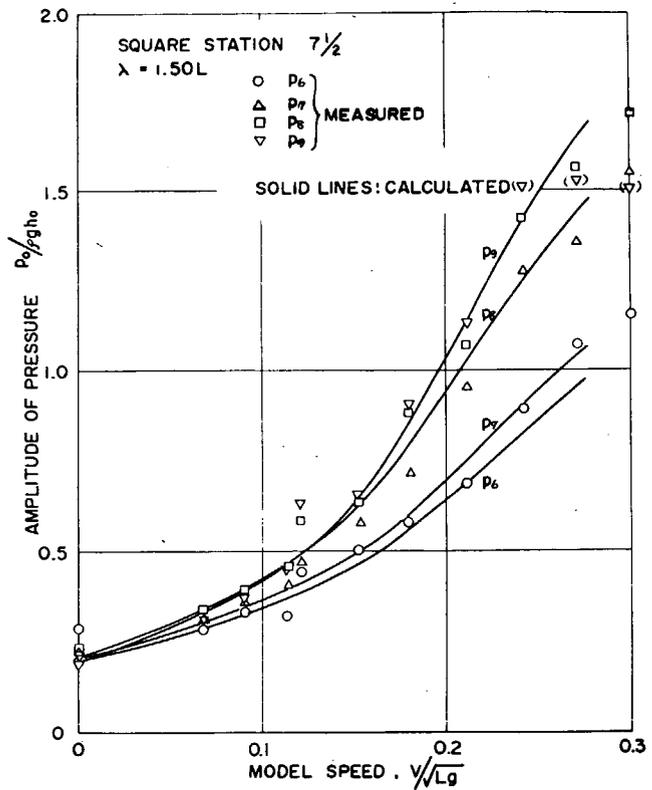
(a) $\lambda = 0.75L$



(b) $\lambda = 1.00L$

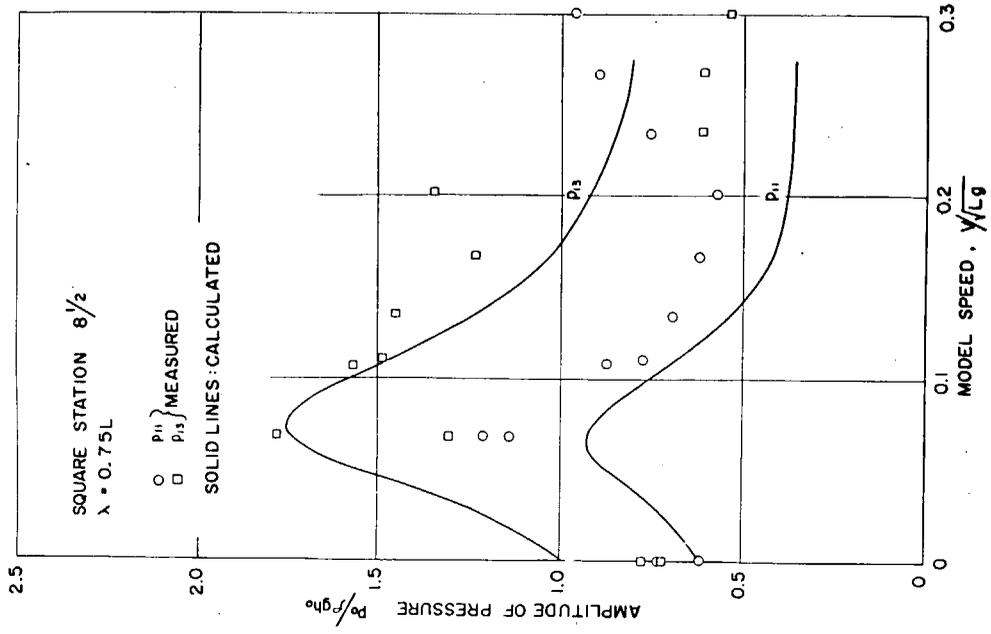


(c) $\lambda = 1.25L$

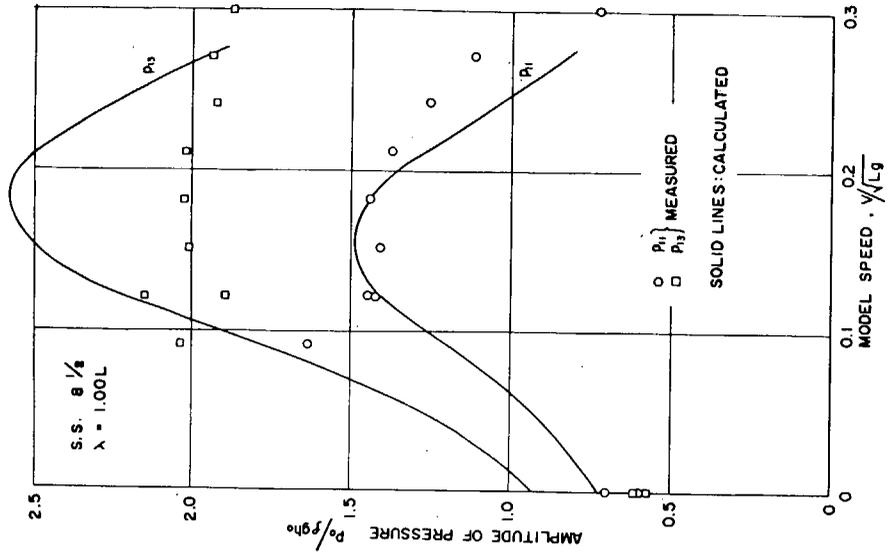


(d) $\lambda = 1.50L$

Fig. 2.5 変動水圧の実験値と計算値 (Square Station $7\frac{1}{2}$)

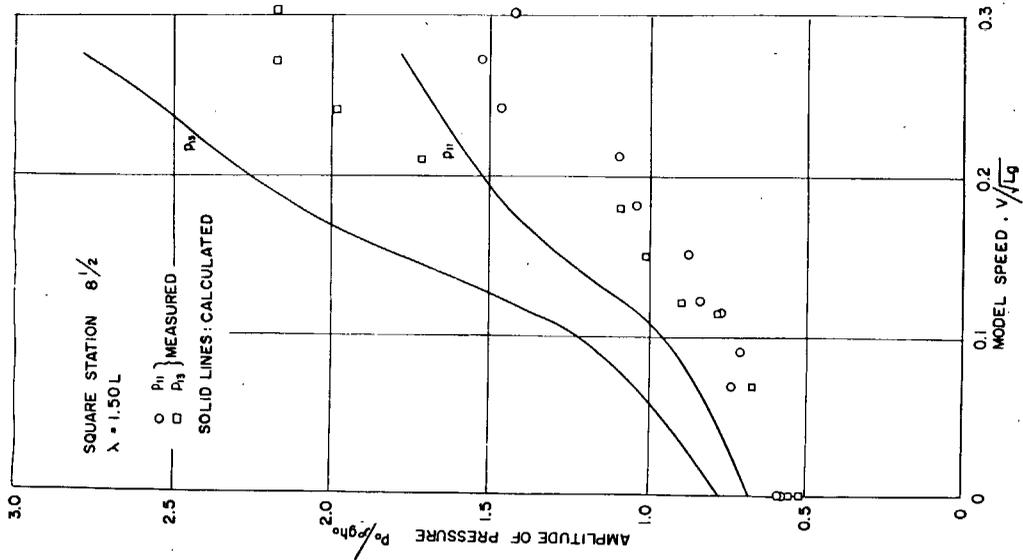


(a) $\lambda = 0.75L$

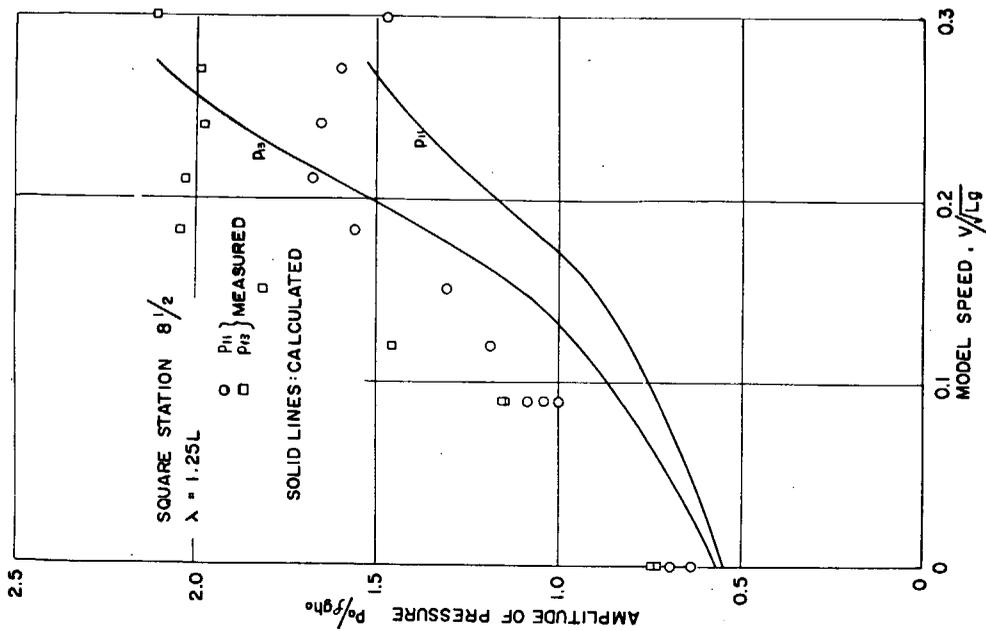


(b) $\lambda = 1.00L$

Fig. 2.6 変動水圧の実験値と計算値 (Square Station $8\frac{1}{2}$) (その1)



(c) $\lambda = 1.25 L$



(d) $\lambda = 1.50 L$

Fig. 2.6 変動水圧の実験値と計算値 (Square Station 8 1/2) (その2)

第4章 防撓板の最小重量設計

1.1 前年度までの成果

Fig. 4.1 に示すような縦横に防撓材を有する防撓板が等分布荷重を受けるとき、その重量が最小となるような防撓板の板厚、防撓材の数および寸法を求める計算を行なった。その解析の詳細は昭和41年度報告に述べたが、その概要はつぎのようなものである。

- (1) 防撓パネルの寸法 $a \times b$ および使用荷重 q を与える。
- (2) 防撓材の数 m, n を仮定すると防撓板は $(m+1) \times (n+1)$ 個の小区割に分割される。
- (3) $a/(n+1) \times b/(m+1)$ の小パネルが荷重 q を受けたとき端部に塑性関節を生ずるように防撓板の板厚 h を決定する。
- (4) 荷重 q_c ($q_c = S \times q$) で防撓板の崩壊を生ずる防撓材の塑性モーメントを求める。
- (5) (4)で得られた塑性モーメントをもつ防撓材断面のうち断面積が最小となる寸法を求める。
- (6) (3), (4)項で得られた板厚および防撓材断面から防撓板の重量が得られる。
- (7) m, n を変えて同じ計算を行なう。

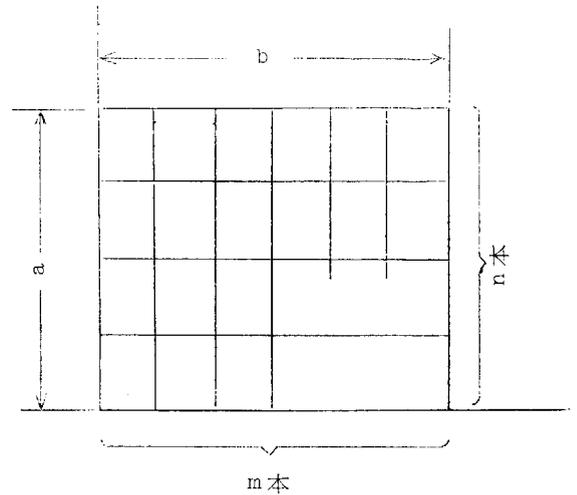


Fig. 4.1

このようにして得られた計算の一例を Fig. 4.2 に示す。

1.2 防撓材スペースと重量の関係

前年度までの報告書では防撓材の数と防撓板重量を用いて解析結果を示している。このため防撓材スペースと重量の関係、防撓板寸法が変化したときの単位面積あたりの重量変化等を直接求めることはできない。そこで防撓材スペースと単位面積 ($1 m^2$) あたりの防撓板体積をパラメーターとした解析結果の一部を Fig. 4.3 に示した。

1.3 防撓材に座屈防止材を設けた場合の最小重量

防撓材 Web の深さ/板厚比 (K_1) を大きくすると防撓板の最小重量は軽くなる。しかし K_1 が大きくなると防撓材は歪硬化を生ずるまで座屈しないという解析の仮定は満足されなくなる。そこで K_1 が大きい場合には Web の座屈を防止するため補強が必要になり防撓板重量はこの座屈防止材の重量を加えたものとなる。

このような解析を行なうには K_1 が 4.3 以上の Web に対してはその座屈が $K_1 = 4.3$ の場合と同じになるように座屈防止材を用いて補強すればよい。しかしそれには防撓平板 (座屈防止材で補強された Web のこと) の塑性座屈を考えた最小重量解析を扱うことになり非常に複雑な計算が必要になる。そこで問題を弾性座屈に限定するため $K_1 = 4.3$ の代わりに $K_1 = 7.0$ をもつた Web を座屈強度を比較する際の基準にとつた。

計算にはつぎのような記号を使用する。

- | | |
|--|---|
| <ul style="list-style-type: none"> a : 防撓板短辺の長さ b : 防撓板長辺の長さ h : 防撓板の板厚 m : 防撓材の数 n : " d_1 : 防撓材 Web の深さ t_1 : 防撓材 Web の板厚 | <ul style="list-style-type: none"> A_s : 防撓材断面積 r : 座屈防止材の数 I_{min} : 座屈防止材位置が座屈波形の節線となる座屈を生ずるのに必要な防止材の最小 2 次モーメント A_s' : 座屈防止材断面積 |
|--|---|

$$K_1 = d_1 / t_1, \quad \delta = r^2 / d_1, \quad D = \frac{E t_1^3}{12(1-\nu^2)}, \quad r_{min} = \frac{E I_{min}}{d_1 D}$$

またつぎの仮定を設ける。

(1) 荷重

Web に加えられる荷重は Fig. 4.4 に示すように一様圧縮とする。

(2) 座屈防止材の配置と断面形状

Fig. 4.4 に示すように横補強材(荷重方向に対し直角な補強材)を等間隔に設ける。またその断面は矩形とし、板巾/板厚比は17.0とする。

(3) 有効巾

Web は防止材の有効巾として働くがその大きさは板厚の20倍と仮定する。

(4) 境界条件

防撓材 Web の境界条件は周辺支持とする。

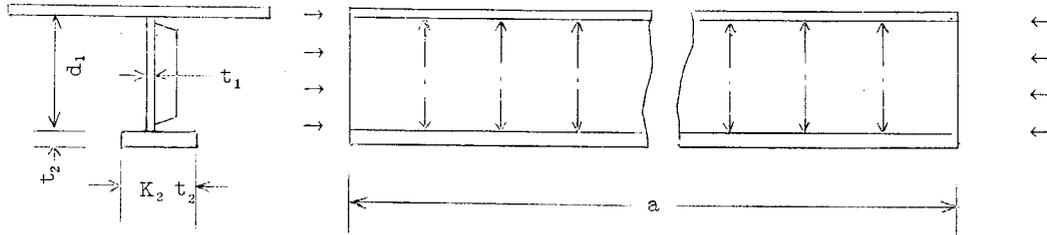


Fig. 4.4

座屈防止材を設けない Web の弾性座屈応力は K_1 により変化するがその値を Table 4.1 に示す。

Table 4.1 Web の弾性座屈応力

K_1	43	70	100	200	300
座屈応力 (Kg/mm^2)	41.0	15.5	7.6	1.9	0.8

したがって $K_1=100, 200, 300$ の場合には、弾性座屈応力が $K_1=70$ に対する座屈応力、すなわち $15.5 Kg/mm^2$ に等しくなるように座屈防止材を設ければよいことになる。

付録に述べてある計算からつぎの関係式が得られ

$$\frac{r+1}{\delta} = \left(\frac{K_1}{70} + \sqrt{\left(\frac{K_1}{70}\right)^2 - 1} \right) \dots\dots\dots (4.1)$$

$$2(\varphi+1) = \left(\frac{r+1}{\delta} + \frac{\delta}{r+1} \right)^2 \dots\dots\dots (4.2)$$

$$r_{min} = (\varphi^2 - 1) \frac{\delta}{r+1} \dots\dots\dots (4.3)$$

これらの式から任意の K_1 (ただし $K_1 > 70$) をもつた Web についてその弾性座屈応力を $K_1=70$ の場合と等しくするのに必要な防止材の数 r および最小必要剛性 I_{min} を求めることができる。さらにこの I_{min} と仮定(2)および(3)から座屈防止材の断面積 A_s' が決定され、したがって防撓材1本について必要な座屈防止材の体積 V_s' は

$$V_s' = r \times d_1 \times A_s'$$

計算結果の1例を Table 4.2 に示す。

Table. 4.2 座屈防止材の数と断面積の計算例
($a=500\text{ cm}, b=500\text{ cm}, q=1.0\text{ Kg/cm}^2, n=0$)

K_1	A_s (cm^2)	r	r_{min}	I_{min} (cm^4)	A_s' (cm^2)	$\frac{A_s+A_s'}{A_s}$
70	19.75	0	0	0	0	1.0
100	17.06	3.48	3.47	0.436	0.25	1.035
200	11.71	6.73	4.23	1.31	0.55	1.26
300	9.55	9.04	15.09	2.34	0.88	1.77

さて1.1に述べた計算により与えられた大きさをもつ防撓板について重量が最小となる板厚および防撓材配置を決めることができるが、この最小重量設計された防撓板の防撓材重量のみを増加させることを考える。これは座屈防止材の重量に見合うものである。

Fig. 4.5の破線はこのような防撓材重量増による防撓板重量の変化を示したものである。

横軸に防撓材重量の増加を、縦軸に $K_1 = 4.3$ 、座屈防止材なしの防撓材を使用したときを1とした防撓板重量をそれぞれとつている。

Table 4.2から得られる座屈防止材を設けたことによる防撓材重量増加割合を Fig. 4.5の $K_1 = 7.0, 10.0, 20.0$ および 30.0 の各重量増加曲線上にプロットし、それらの点を結ぶと実線で示した等座屈強度曲線が得られる。

1.4 圧力 q ，安全率 s による防撓板重量の影響

これまでの防撓板の重量計算においては、防撓板に加わる横圧力 q ，および防撓板の崩壊荷重に対する安全率 s はそれぞれ一定としてきたが、ここでこれらの大きさを変化させた場合に防撓板の重量がいかに変化するかを求めてみた。

まず Fig. 4.6に横圧力を 1 Kg/cm^2 から 6 Kg/cm^2 まで 1 Kg/cm^2 ごとに上昇させ、それぞれの荷重条件のもとで最小重量を与える防撓材本数を求め、それに対応する防撓板重量を求めて図に示した。

同図には縦横比が2で $K_1 = 4.3$ および 10.0 ， $n = 0$ および2の各組合せ合計4種の場合についての計算結果を示したが、いずれの場合も、横圧力に対する重量の増加率はほとんど一致している。この4種の重量増加率曲線はほとんど $q = 1 \text{ Kg/cm}^2$ の場合を基準として示すと一致するので、これを平均増加率と示した。

圧力 1 Kg/cm^2 の場合の重量を1とすると、圧力 6 Kg/cm^2 の場合には重量は約3倍になつている。

Fig. 4.6によつて、任意の圧力に対応する防撓板の最小重量を、さきに計算した $q = 1 \text{ Kg/cm}^2$ の計算結果から類推することができよう。

つぎに Fig. 4.7には防撓板の崩壊荷重に対する安全率 s を2.0から3.0まで変化させた場合の重量計算結果を示した。特定の寸法のもとで s のみを変えた場合の重量は防撓材の本数によつてその重量増加率が変る傾向を示し、防撓材の本数の多いほど重量の増加率が大きい。 n のみを与え、 s がそれぞれ与えられた場合に防撓板重量が最小になる短辺方向防撓材本数 m が求まるが、その場合の s に対する防撓板重量比を同図に一点鎖線で示した。

この結果によると安全率が2から3に増加しても防撓板の重量の増加は10~30%程度にとどまつている。

1.5 実船との比較

実船のタンカー数隻についてその隔壁重量とここで求めた計算結果との比較を Fig. 4.8~Fig. 4.10に示す。

これらの図には水密隔壁に対するNKルールの基準水頭

$$q_1 = \text{Deck Height} + 2.45^m + \Delta h^m$$

$$\Delta h = \begin{cases} 0.3 \sqrt{L} \\ 0.1 (L_T + 2 B_T - 30) \end{cases} \text{ の大きい方}$$

$$L : \text{船の長さ (m)} \quad L_T : \text{タンクの長さ (m)} \quad B_T : \text{タンクの巾 (m)}$$

が一樣に加わるとした場合を実線で示し、さらに

$$q_2 = q_1 = \frac{1}{2} (\text{Deck Height})$$

として隔壁の高さの中央に加わる基準水頭が隔壁一樣に加わると考えた場合の計算結果を鎖線で示した。この計算値は実船の例と同じ縦横寸法、同じ縦横防撓材本数の場合について K_1 に対応した最小重量を与えるものである。

これに対して実船の重量を示してあるが、これらと比較すると実船の隔壁重量は計算値とかなり近い値を示し、これから実船の手法はかなり軽量化されているものといえそうである。

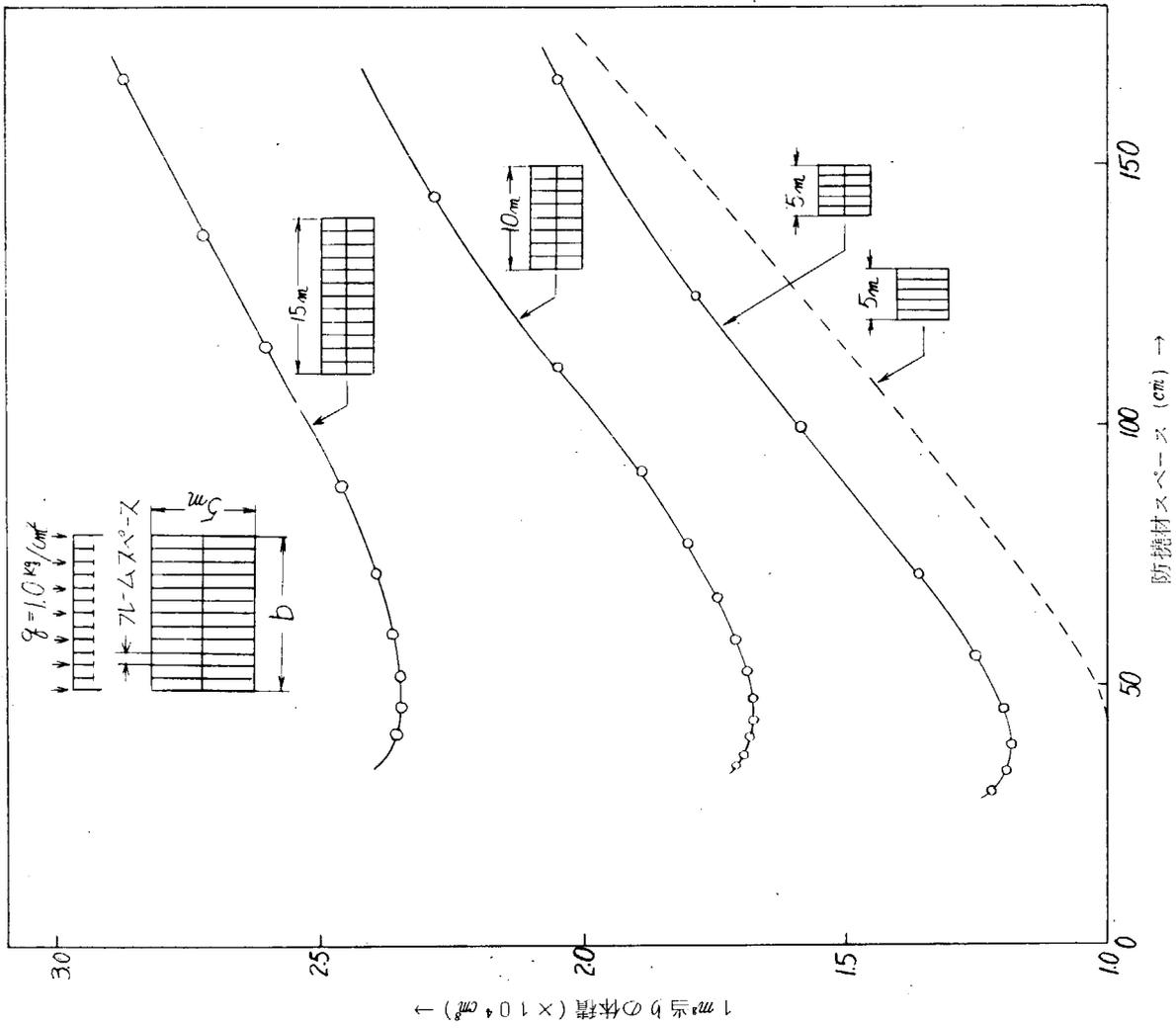


FIG. 4.3 防撓板スペースと1 m²当りの体積 $K_1 = 4.3$

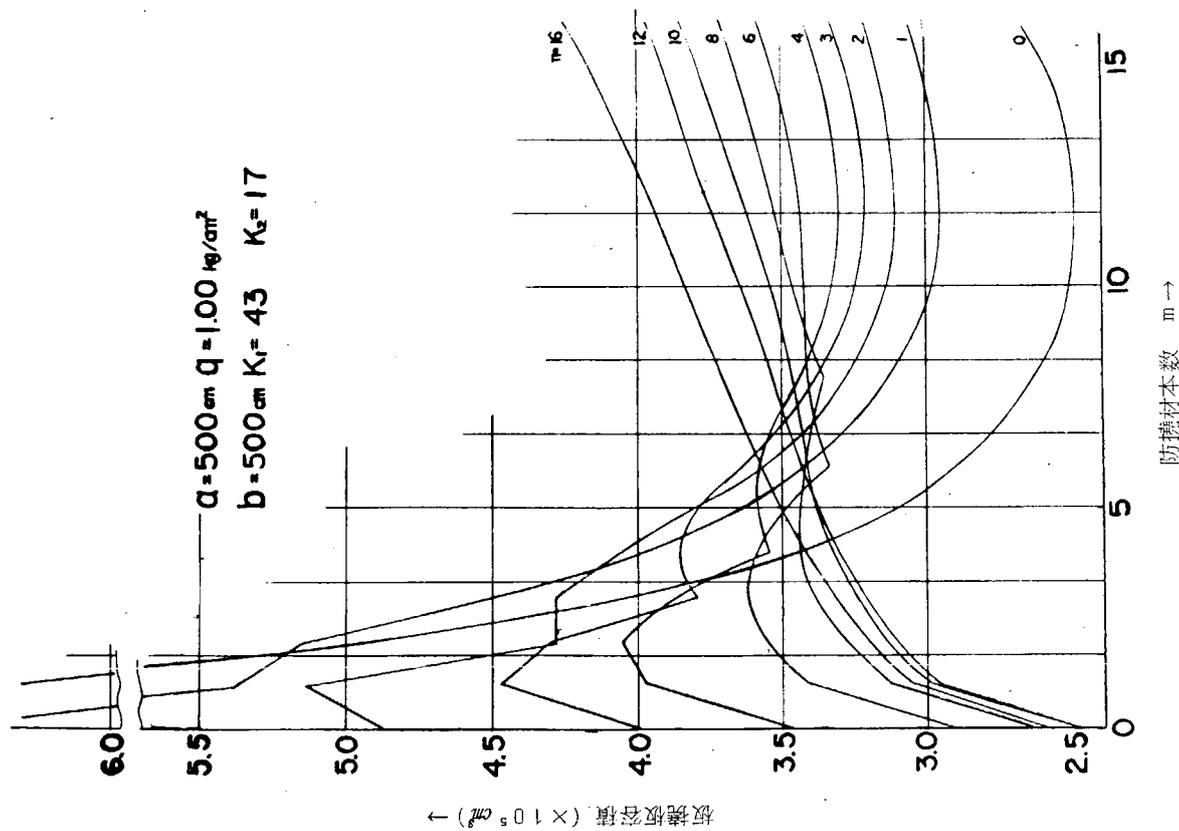


FIG. 4.2 m, n と防撓板容積 ($b/a = 1$)

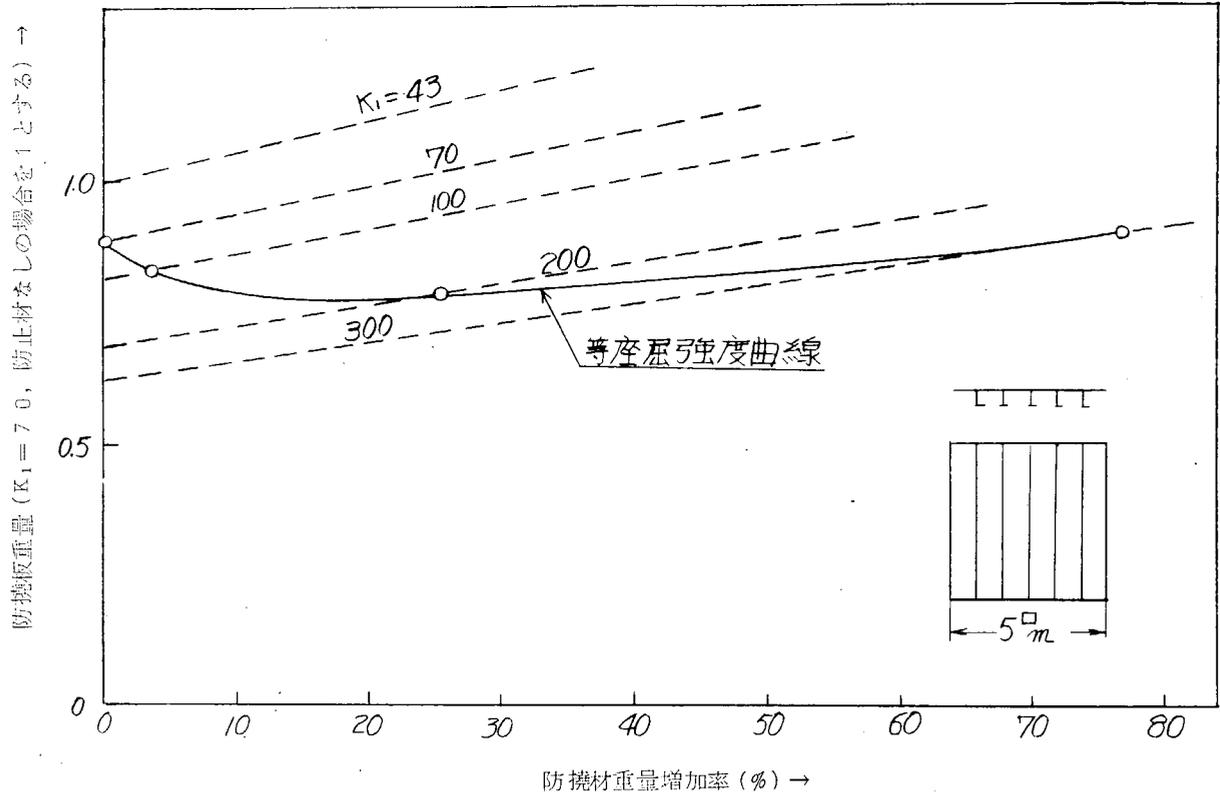


Fig. 4.5 座屈防止材を設けたときの最小重量

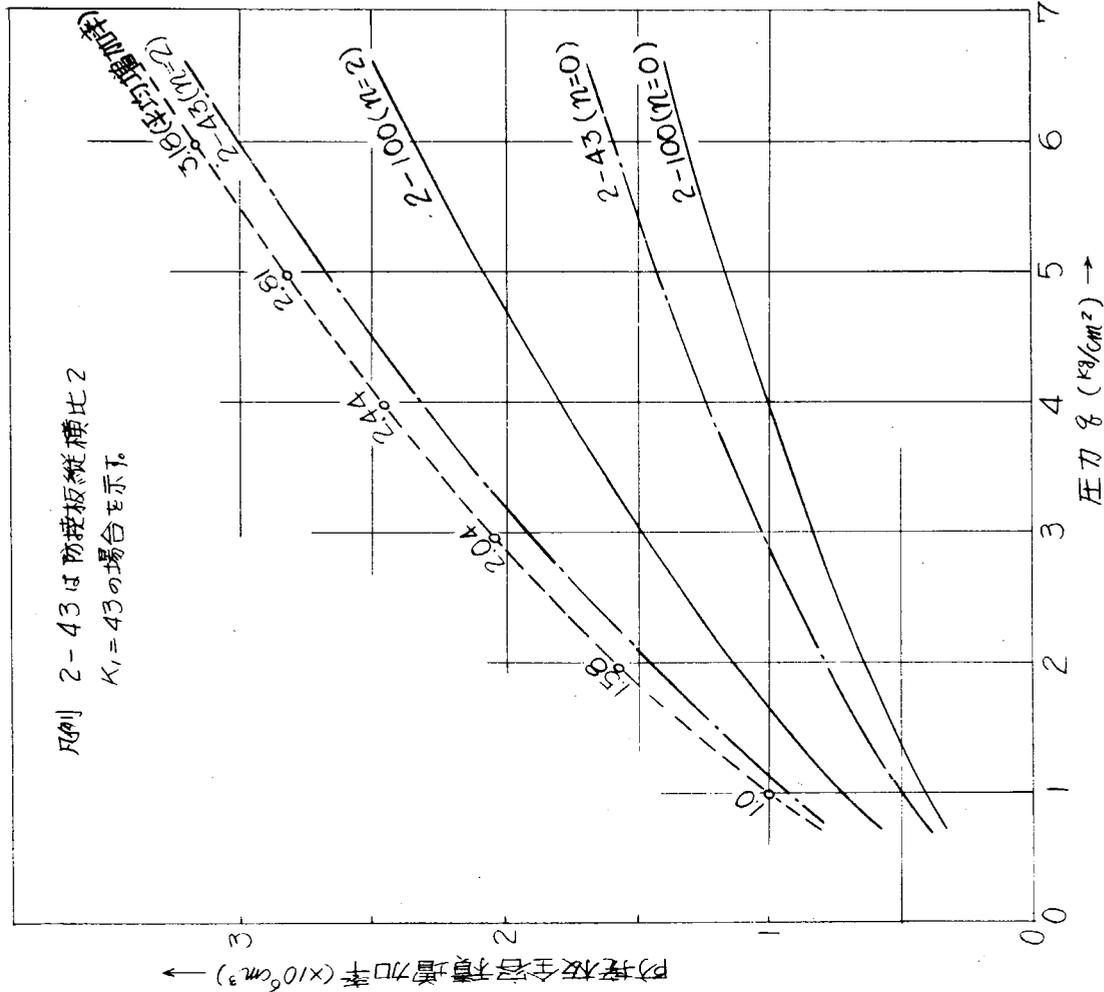


Fig. 4.6 圧力の増加と重量の関係

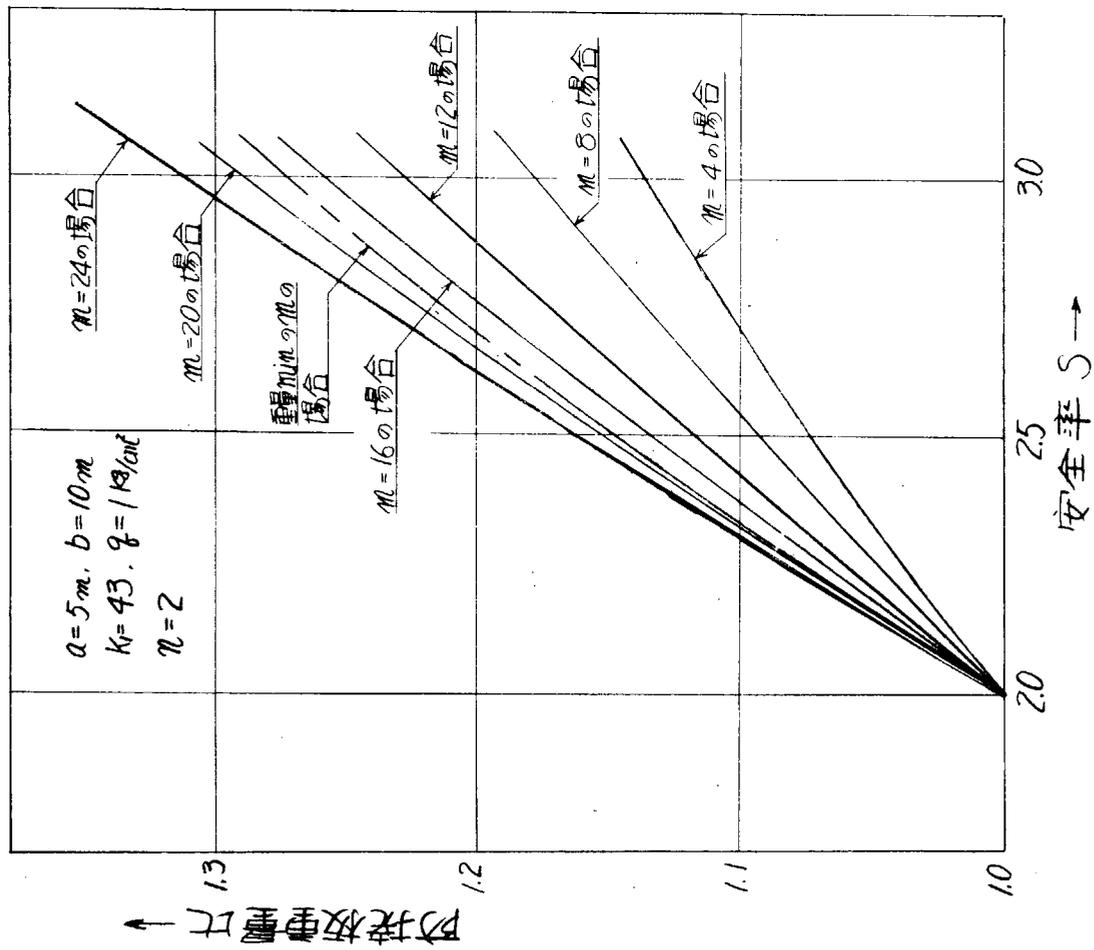


Fig. 4.7 安全率 S による防接板重量増加比

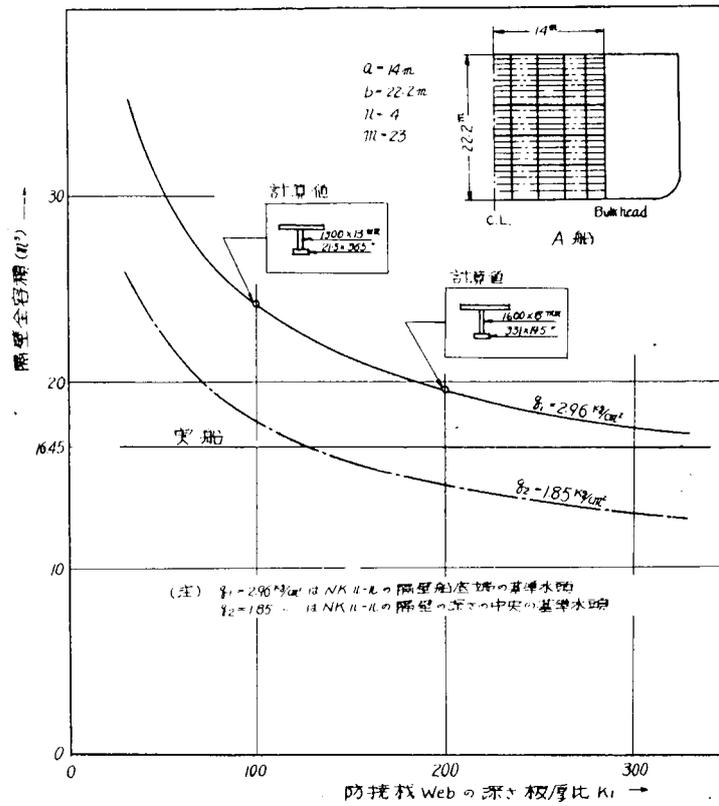


Fig. 4.8 実船の隔壁重量との比較(1)

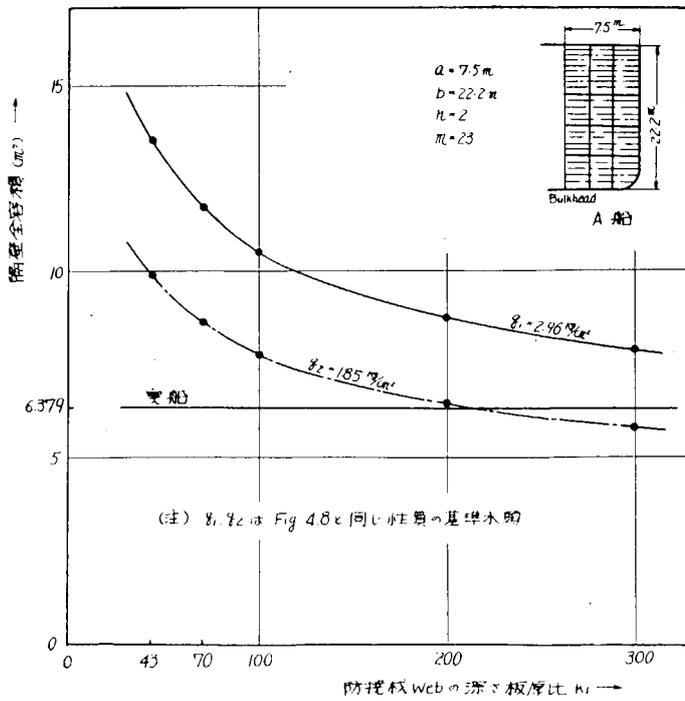


Fig. 4.9 実船の隔壁重量との比較(2)

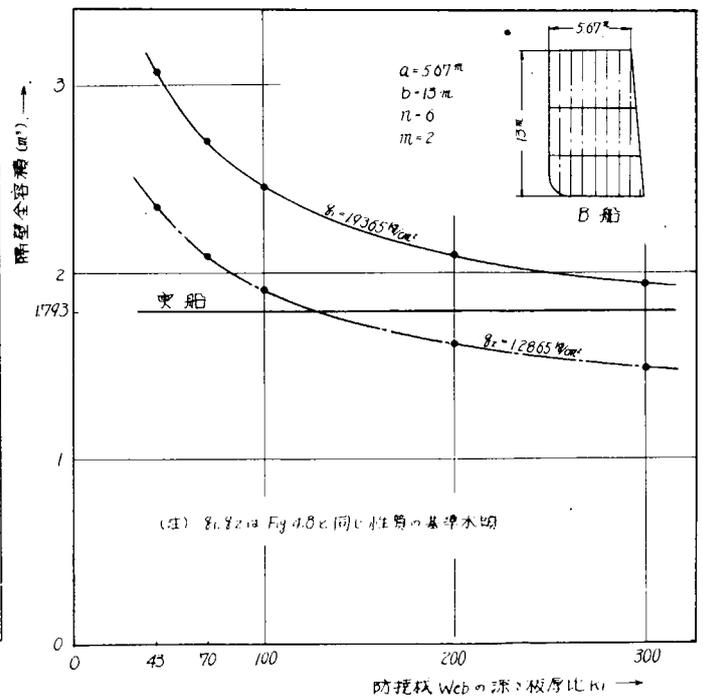


Fig. 4.10 実船の隔壁重量との比較(3)

付録 座屈防止材の重量

1. 周辺支持板の座屈

長さ a , 巾 d_1 , 板厚 t_1 をもつ板が長さ方向に一樣な圧縮を受けるときの座屈を考える。

座屈応力 σ は

$$\sigma = k \cdot \sigma_e$$

$$\sigma_e = \frac{E \pi^2}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t_1}{d_1}\right)^2 = 18961 \times \left(\frac{t_1}{d_1}\right)^2 \text{ Kg/mm}^2$$

$$k = \left(\frac{m}{\delta} + \frac{\delta}{m}\right)$$

$$\delta = \frac{a}{d_1}$$

$K_1 = d_1 / t_1$ が変化するときの σ_e を求めると Table 1 のようになる。

Table 1 防撓 Web の弾性座屈

K_1	43	70	100	200	300
σ_e	10.26	3.87	1.90	0.47	0.21

防撓材 Web の場合には $\delta > 4.0$ であり、したがって

$$m \doteq B, \quad k = 4.0$$

と考えてよいから $K_1 = 43$ の場合を除けば弾性座屈応力は降伏応力より低い。そこで座屈防止材を含めた防撓板の重量比較は $K_1 = 43$ を除き、 $K_1 = 70$ の場合を基準として行なうことにする。

すなわち $K_1 = 100, 200, 300$ に対し r 本の横補強材を設け $K_1 = 70$ と同じ座屈応力をもたせたときの防撓材の全重量を比較する。

2. 座屈防止材の数と寸法

(1) $K_1 = 70$ のときの座屈応力

$$m/\delta = 1.0$$

$$\therefore \sigma_{K_1=70} = \frac{E \pi^2}{3(1-\nu^2)} \left(\frac{1}{70}\right)^2 \dots\dots\dots (1)$$

(2) $K_1 = 100, 200, 300$ の場合に $r > r_{\min}$ の防止材を r 本入れたときの座屈応力

$m = r + 1$ であるから

$$\sigma_{K_1} = \left(\frac{r+1}{\delta} + \frac{\delta}{r+1}\right)^2 \times \frac{E \pi^2}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{1}{K_1}\right)^2 \dots\dots\dots (2)$$

$$k = \left(\frac{r+1}{\delta} + \frac{\delta}{r+1}\right)^2 \dots\dots\dots (2')$$

(3) 防止材の数 r

$r > r_{\min}$ の補強材を r 本設けることにより

$K_1 = 70$ の場合と等しい座屈応力をもつということから

$$\sigma_{K_1} = \sigma_{K_1=70}$$

(1), (2) 式から

$$(r+1)^2 \pm 2 \frac{K_1}{70} \delta (r+1) + \delta^2 = 0$$

$r+1 > \delta$ に注意してこの方程式を解くと

$$r+1 = \left(\frac{K_1}{70} + \sqrt{\left(\frac{K_1}{70} \right)^2 - 1} \right) \delta \quad \dots \dots \dots (3)$$

(4) r_{\min} の値

等間隔に同じ強度をもつ r 本の横補強材を設けたときの k は

$$k = \frac{(m^2 + \delta^2)^2 + (r+1) r \delta^3}{\delta^2 m^2} \quad \dots \dots \dots (4)$$

ただし $r < r_{\min}$

与えられた r に対し、 k を最小にする m を求めるため対数微分し $\frac{dk}{dm} = 0$ とおくと

$$2 m^2 (m^2 + \delta^2) - (m^2 + \delta^2)^2 - (r+1) r \delta^3 = 0$$

m について解いて

$$m^2 = \delta^2 \sqrt{1 + (r+1) \frac{r}{\delta}}$$

$$\varphi = \sqrt{1 + (r+1) \frac{r}{\delta}} \quad \dots \dots \dots (5)$$

とおき、 k を最小にする m を m_{\min} であらわすと

$$m_{\min}^2 = \varphi \delta^2 \quad \dots \dots \dots (5')$$

(4), (5') 式から m を消去すると、 k の最小値 k_{\min} は

$$k_{\min} = \frac{(1 + \varphi) \delta^4 + (\varphi^2 - 1) \delta^4}{\delta^4 \varphi} = 2(\varphi + 1) \quad \dots \dots \dots (6)$$

(2'), (6) 式を等置して

$$2(\varphi + 1) = \left(\frac{r+1}{\delta} + \frac{\delta}{r+1} \right)^2 \quad \dots \dots \dots (7)$$

(3) 式を再記すると

$$\frac{r+1}{\delta} = \left(\frac{K_1}{70} + \sqrt{\left(\frac{K_1}{70} \right)^2 - 1} \right) \quad \dots \dots \dots (8)$$

(5) 式から

$$r = (\varphi^2 - 1) \frac{\delta}{r+1} \quad \dots \dots \dots (9)$$

与えられた K_1 に対し (8) 式から $(r+1)/\delta$ を計算し、これを (7) 式に入れて φ を求め (9) 式から r_{\min} を得ることができる。

一方定義から

$$r = \frac{EI}{d_1 D} \quad \dots \dots \dots (10)$$

ここに

$E I$ = 横補強材の曲り剛性

$$D = \frac{E t_1^3}{12(1-\nu^2)}$$

3. 座屈防止材重量

(10) 式から、防止材の断面2次モーメントが得られる。有効巾は板厚の20倍と仮定し、また防止材は板巾/板厚比が17.0の矩形断面をもつとすると防止材の断面形状を決定でき、断面積 A_s' を求めることができる。防撓材1本あたりの座屈防止材体積 V_s' は

$$V_s' = A_s' \times d_1 \times r$$

第5章 非対称荷重に対する強度について

1.1 緒言

本年度は昨年度に引き続いて、昨年度開発された FRAN-Ship のプログラムを使用して、船体を傾斜させたときの曲げモーメント及び剪断力を求め、さらに曲げ応力、剪断応力の計算も行ない、船体傾斜時における傾斜角度の影響を調査した。

なお作業は、「電子計算機による横強度計算及び船体構造各部応力と船の大きさに関する調査」と並行して行なわれた。

1.2 非対称荷重を受ける場合の強度解析方法

昨年度の計算と同様に対象構造としては通常の Trans. Ring 構造で、船体両舷の平面構造を考え、さらに山口のスパンポイントの式によつて等断面構造に置き換えた簡易化された構造を対象とした。

こうした構造について、上記 FRAN-Ship のプログラムを使用して強度計算を行なった。

1.3 本年度のシリーズ計算

1.3.1 計算条件

本年度は、「電子計算機による横強度計算及び船体構造各部応力と船の大きさに関する調査」の項で行なった。

シリーズ計算の中の NK-20 (NK Class 20万トンタンカー) を計算の対象とし、また荷重条件に関してはその中の Load Condition 2 (Centre Tank; Empty, Wing Tank; Full, Draft; Full Load …… 満載状態を想定したもの) を採用した。傾斜角度は 0° , 5° , 10° および 15° とした。

ただし Longi. Bulkhead に対する Centre Girder, Side Shell の相対撓みは考慮しなかつた。支持条件は Fig. 1.1 に示すとおりである。

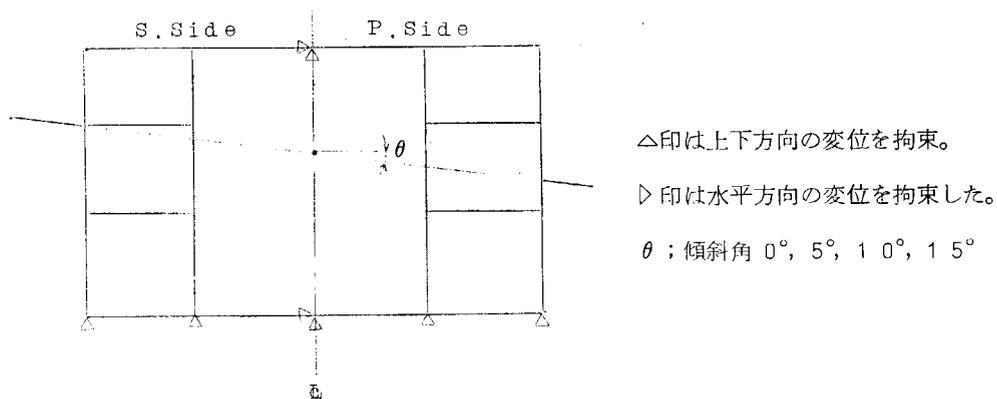


Fig. 1.1 荷重及び支持条件

1.3.2 計算結果

上記条件のもとに計算した結果の中、曲げモーメント、剪断力図を Fig. 1.2~1.5 に示した。

また曲げ応力、剪断応力に関してはこれを計算し、また傾斜角に対する応力の変化の様子を検討するために応力の高い点について、傾斜角を横軸にとつて、その応力をプロットして、Fig. 1.6~1.7 に示した。

1.4 結言

- (1) Centre Tank 内 Bottom Trans. (A点) の曲げ応力は傾斜角 0° を境にして直線的に S. Side (傾斜により吃水が深くなる舷) の方が大きくなり、剪断応力もほぼ直線的に大きくなっている。応力の増加量は傾斜 0° に対し 15° の場合は、曲げ応力約 6 Kg/mm^2 , 剪断応力で約 1 Kg/mm^2 である。
- (2) Wing Tank 内 Bottom Trans. の Left Corner (B点) の曲げ応力は傾斜角 0° で最低で、傾斜角が大きくなるとともに P. Side, S. Side ともに大きくなる。

剪断応力もほぼ同様な傾向がある。応力の増加量は曲げ応力が約 4 Kg/mm^2 、剪断応力が約 1 Kg/mm^2 である。

- (3) Wing Tank 内 Bottom Trans. の Right Corner (C点) の曲げ応力、剪断応力はA点とほぼ同様な傾向にあるが、傾斜角 0° の状態に対し 15° 傾斜したときは曲げ応力で約 1.1 Kg/mm^2 、剪断応力は約 3 Kg/mm^2 増加する。
- (4) D点は P. Side では傾斜角とともに剪断力は大きくなり、S. Side ではやや小さくなっている。剪断応力は約 2 Kg/mm^2 増加する。
- (5) E点では、D点と逆の傾向を示している。剪断応力は約 4 Kg/mm^2 増加する。

以上このことから、このような荷重状態で最も注意を要する点は曲げ応力に関してはC点であり、剪断応力に関してはE点である。

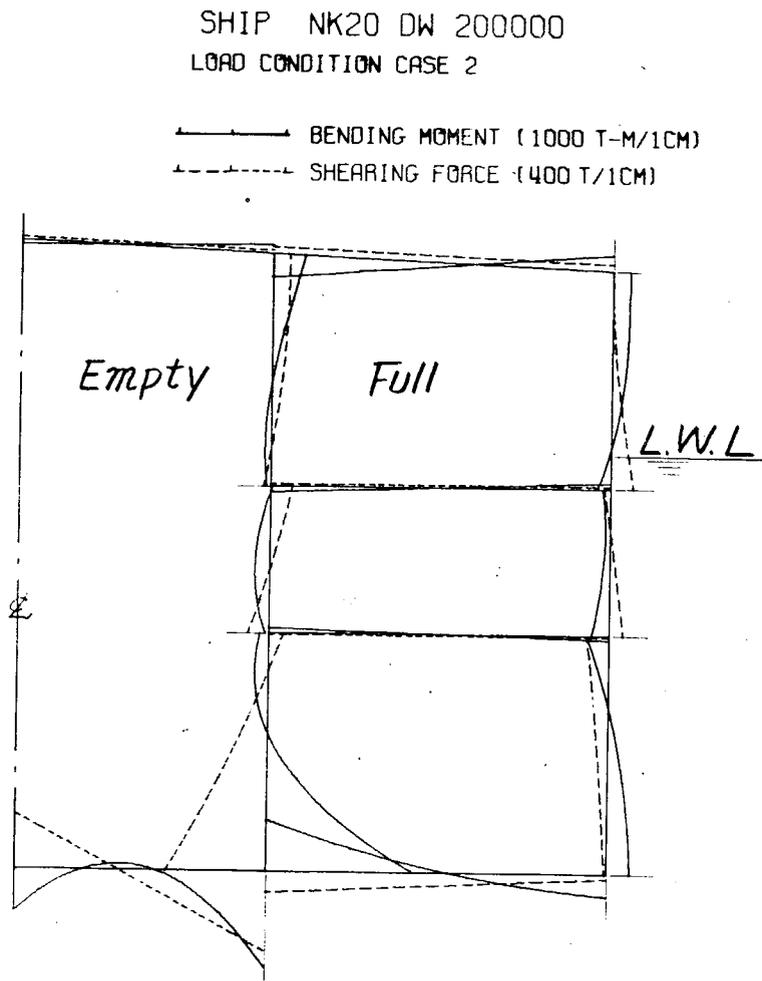
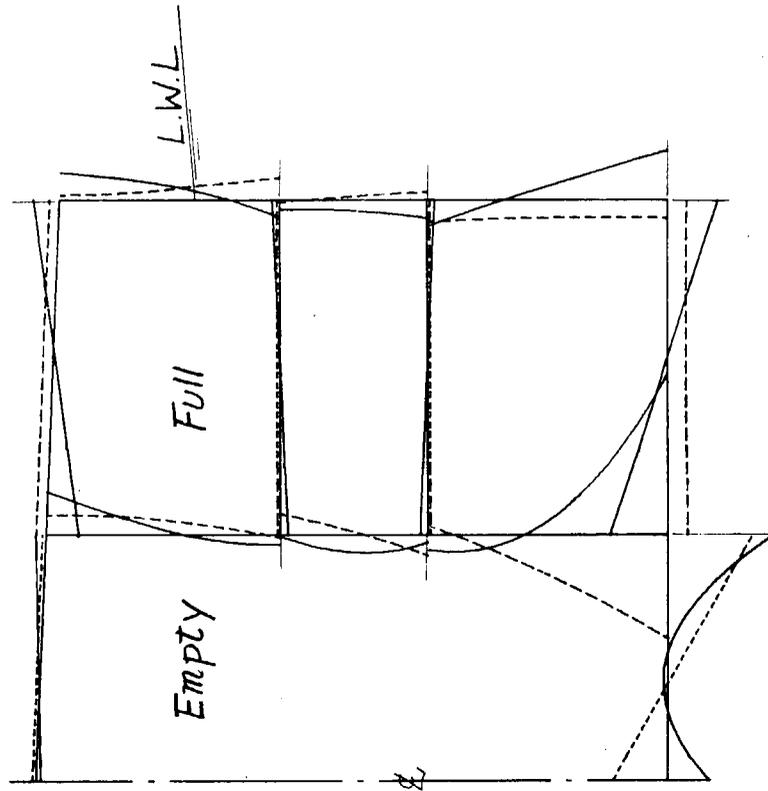


Fig.1.2 Shearing Force and Bending Moment Diagram of Ship NK-20 Loading Condition 2 0 Deg.

SHIP NK20 DW 200000
LOADCN 2 HEEL 5 DEG. (S SIDE)

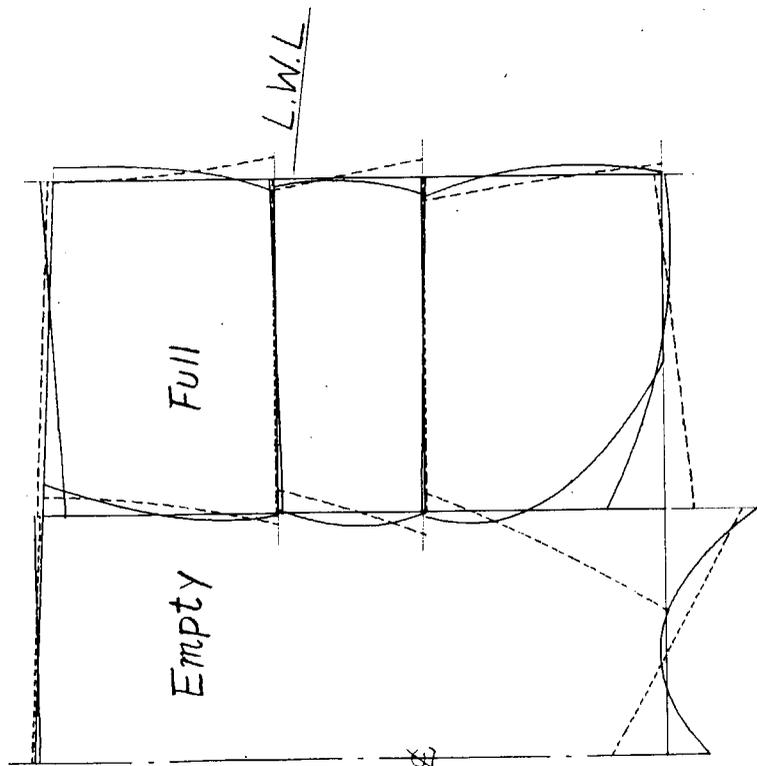
— BENDING MOMENT (1000 T-M/1CM)
- - - - - SHEARING FORCE (400 T/1CM)



(b) Starboard Side

SHIP NK20 DW 200000
LOADCN 2 HEEL 5 DEG. (P SIDE)

— BENDING MOMENT (1000 T-M/1CM)
- - - - - SHEARING FORCE (400 T/1CM)

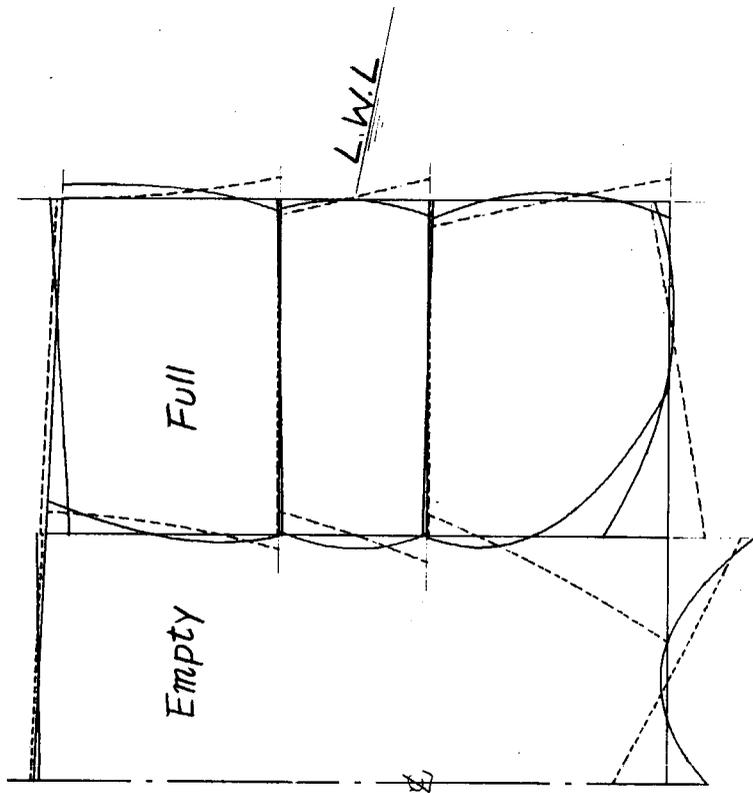


(a) Port Side

Fig. 1.3 Shearing Force and Bending Moment Diagram
of Ship NK-20 Loading Condition 2 Heel 5 Deg.

SHIP NK20 DW 200000
 LOADCN 2 HEEL 10 DEG. (P SIDE)

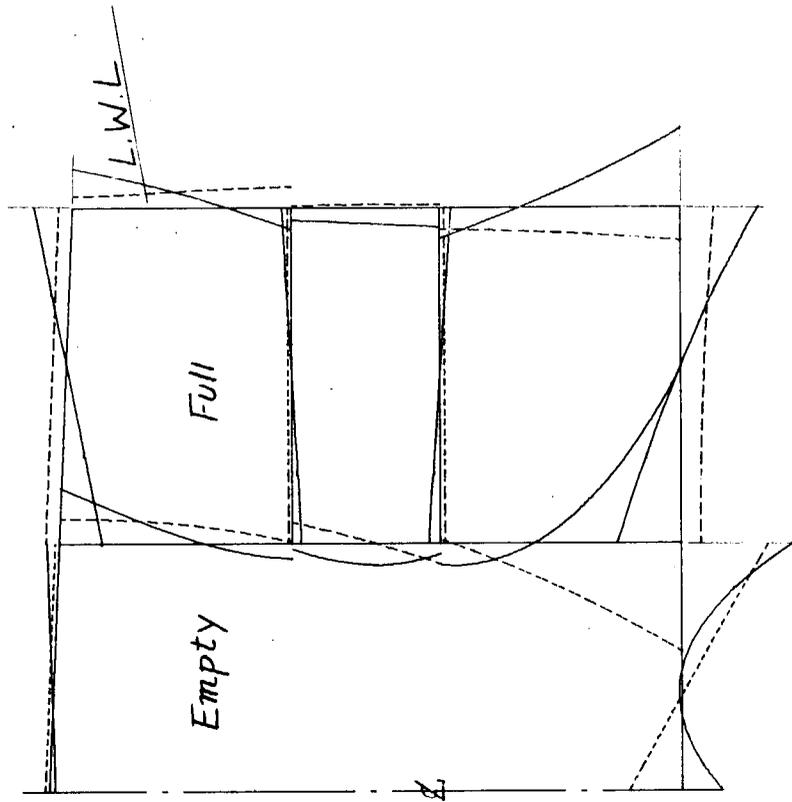
— BENDING MOMENT (1000 T-M/1CM)
 - - - - - SHEARING FORCE (400 T/1CM)



(a) Port Side

SHIP NK20 DW 200000
 LOADCN 2 HEEL 10 DEG. (S SIDE)

— BENDING MOMENT (1000 T-M/1CM)
 - - - - - SHEARING FORCE (400 T/1CM)



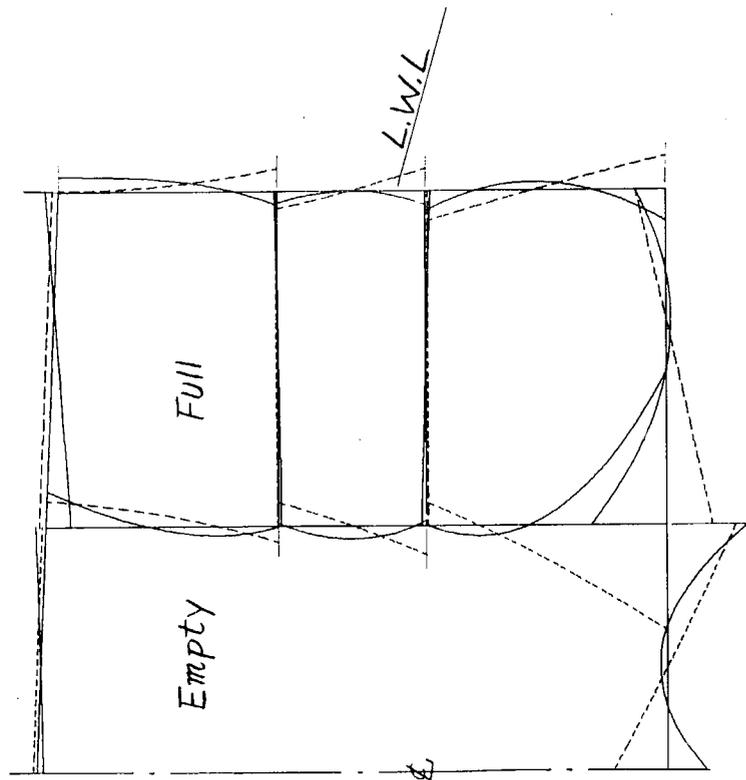
(b) Starboard Side

Fig.1.4 Shearing Force and Bending Moment Diagram
 of Ship NK-20 Loading Condition 2 Heel 10 Deg.

SHEARING FORCE AND BENDING MOMENT DIAGRAM

SHIP NK20 DW 200000
LOADCN 2 HEEL 15 DEG. (P SIDE)

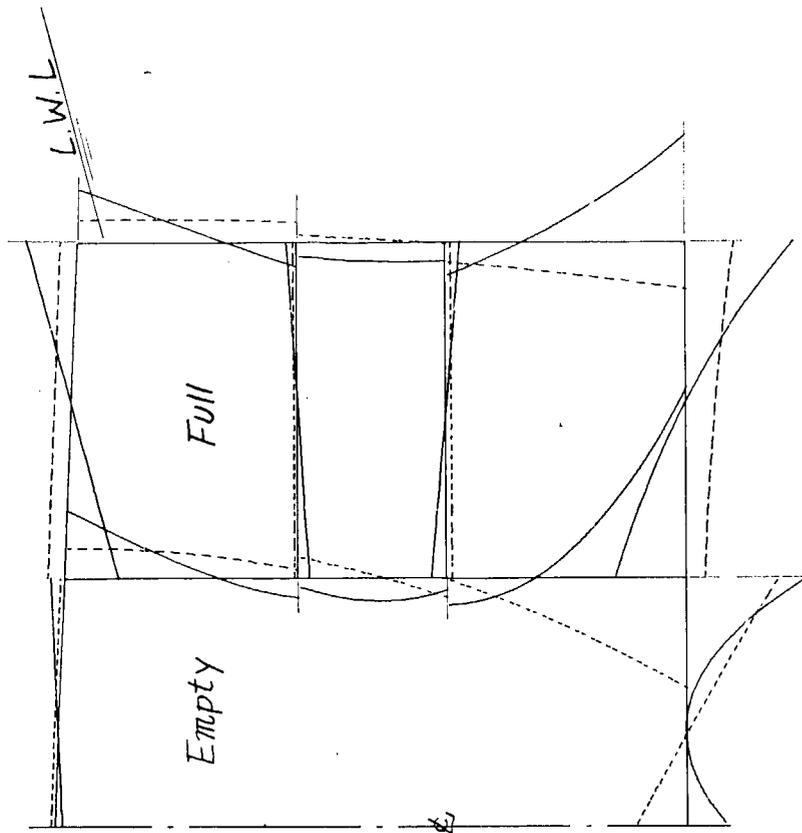
— BENDING MOMENT (1000 T-M/1CM)
- - - - - SHEARING FORCE (400 T/1CM)



(a) Port Side

SHIP NK20 DW 200000
LOADCN 2 HEEL 15 DEG. (S SIDE)

— BENDING MOMENT (1000 T-M/1CM)
- - - - - SHEARING FORCE (400 T/1CM)



(b) Starboard Side

Fig. 15 Shearing Force and Bending Moment Diagram
of Ship NK-20 Loading Condition 2 Heel 15 Deg.

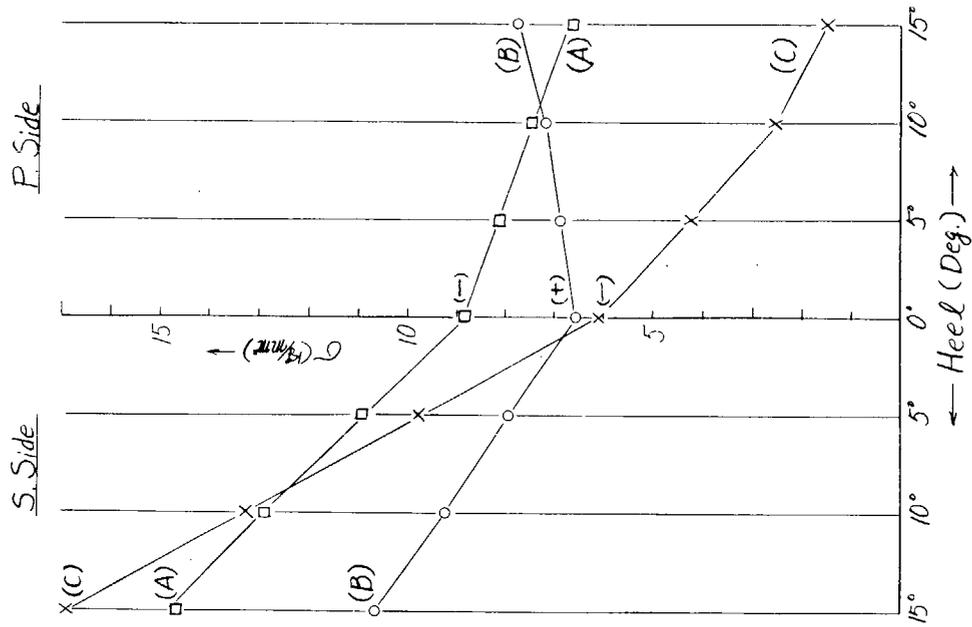
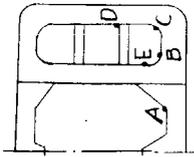


Fig.1.7 Bending Stress

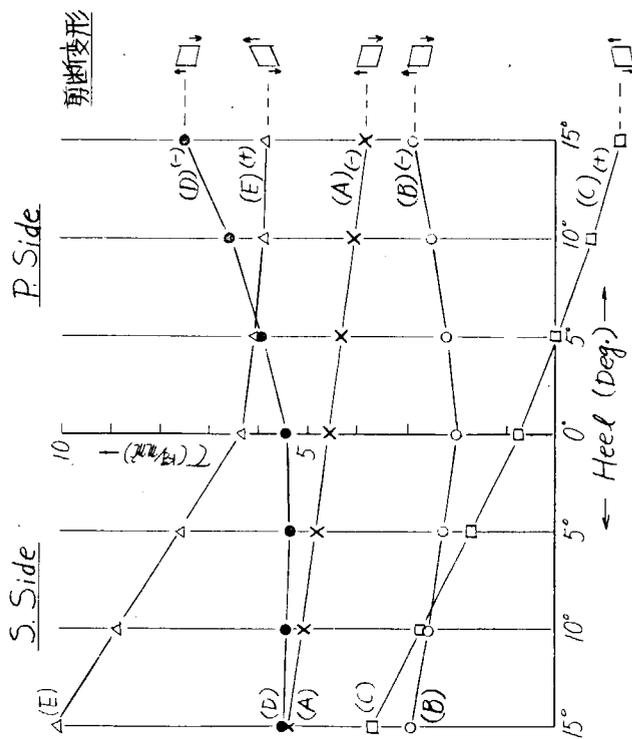
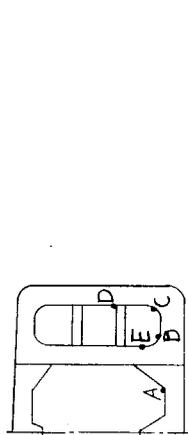


Fig.1.6 Shearing Stress

提出資料一覧表

ここに掲げた資料は、第83研究部会第16回委員会（4.2.4.24）から第21回委員会（4.3.2.26）までに提出されたものである。

SR83-16-104	「巨大船の船体横強度に関する研究」事業計画書	(造 研)
" -16-105	SR83昭和42年度実験計画(案)	(東大, 藤田)
" -16-106	模型船による波浪荷重の計測(案)	(船研, 郷田)
" -16-107	昭和42年度研究計画(案)	(三菱, 岡部)
" -16-108	昭和42年度防撓板の最小重量設計研究計画(案)	(船研, 長沢)
" -17-109	船体横強度構造部材の強度計算用プログラムについて	(造 研)
" -17-110	SR83: Girder Web の Long ¹ 貫通部附近の疲労クラック模型案	(NK, 山口)
" -17-111	昭和42年度SRウイングタンクの剪断変形計測(案)	(日立, 西牧)
" -17-112	SR83研究部会昭和42年度研究計画鉍石圧力の研究	(阪大, 八木)
" -18-113	SR83部会昭和42年度研究計画(案) - その2 -	(三菱, 岡部)
" -18-114	タンカーの立体計算及び簡易立体計算について	(三井, 中田)
" -18-115	WEDGE METHOD による TRANSRING CORNER 部応力計算	(鋼管, 杉浦)
" -18-116	船体構造各部応力と船の大きさとの関連	(三菱, 岡部)
" -18-117	桁の最終強度予備試験	(NK, 新田)
" -18-118	昭和43年度研究計画(案)	(阪大, 上田)
" -18-119	桁の端部座屈	(NK, 田代)
" -18-120	大型油槽船の横強度	(NK, 田代)
" -19-121	タンカーの横強度簡易計算	(三菱, 岡部)
" -19-122	Wedge Method による三部材結合部の応力計算	(三菱, 岡部)
" -19-123	船体構造各部応力と船の大きさに関する調査資料(旧図引換)	(三菱, 岡部)
" -19-124	SR83昭和43年度研究計画(案)	(三井, 中田)
" -19-125	SR83部会昭和43年度研究計画(案)	(三菱, 岡部)
" -19-126	SR83昭和43年度研究計画(案)	(日立, 原)
" -19-127	模型船による波浪荷重の計測	(船研, 郷田)
" -19-128	昭和43年度第83研究部会研究計画(案)	(造 研)
" -20-129	「巨大船の船体横強度に関する研究」申請書	(造 研)
" -20-130	開孔を有する板の座屈	(東大, 藤田)
" -20-131	Deep Girder 切欠部の疲労試験(中間報告)	(NK, 山口)
" -20-132	「塑性設計におけるスパンポイントの研究」実験中間報告	(NK, 新田)
" -20-133	鉍石圧力の研究	(阪大, 八木)
" -20-134	船首部に働く波浪荷重	(船研, 郷田)
" -20-135	船体構造各部応力と船の大きさとの関連(中間報告)	(三菱, 岡部)
" -20-136	横強度計算対象中央横載面図	(鋼管, 杉浦)
" -20-137	防撓板の最小重量設計	(船研, 長沢) (東大, 本間)
" -20-138	せん断変形の実船計測案	(日立, 原)
" -21-139	トランスバースリングワーキンググループ報告書	(NK, 山口)

SR83-21-140	42年度委員会報告書 (T.W.G. 簡易立体プログラム)	(三井, 中田)
" -21-141	WEDGE METHOD による CORNER 部応力計算	(鋼管, 杉浦)
" -21-142	SR83トランスバースリングワーキンググループ報告書 (全上プログラムによる20万トンタンカーシリーズ計算)	(鋼管, 杉浦)
" -21-143	各船級協会別によるシリーズ計算	(三菱, 岡部)
" -21-144	横部材ウェブの縦通材貫通切欠部の疲労強度	(NK, 山口)
" -21-145	デープガードにおける局部座屈の研究	(東大, 藤田)
" -21-146	塑性設計におけるスパンポイントの研究	(NK, 新田)
" -21-147	鉋石圧力の研究	(阪大, 八木)
" -21-148	波浪外力の研究	(船研, 郷田)
" -21-149	防撓板の最小重量設計	(東大, 本間)
" -21-149'	防撓板の最小重量設計 (その2)	(船研, 長沢)
" -21-150	42年度委員会報告書 (T.W.G. 非対称荷重に対する強度について)	(三井, 中田)