

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 4 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43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研究部会が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(学 術 振 興 会)	
幹 事	藤 田 謙(東 京 大 学)	山 口 勇 男(日 本 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 舶 技 術 研 究 所)	上 田 幸 雄(大 阪 大 学)
	梅 崎 一 夫(三 菱 重 工 業)	大 井 浩(日 本 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)
	久 津 間 裕 良(運 輸 省)	小 林 三 蔵(名 村 造 船 所)
	酒 戸 恒 男(浦 賀 重 工 業)	杉 浦 邦 雄(日 本 鋼 管)
	郷 田 国 夫(船 舶 技 術 研 究 所)	竹 中 重 外 志(佐 世 保 重 工 業)
	田 代 新 吉(日 本 海 事 協 会)	千 葉 博(運 輸 省)
	寺 田 泰 治(日 本 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 舶 技 術 研 究 所)	永 元 隆 一(三 菱 重 工 業)
	西 牧 興(日 立 造 船)	西 村 武 文(昭 和 海 運)
	新 田 顕(日 本 海 事 協 会)	長 谷 川 敬(三 菱 重 工 業)
	野 沢 登(函 館 ド ッ ク)	服 部 堅 一(浦 賀 重 工 業)
	萩 原 孝 一(三 菱 重 工 業)	原 洋 一(日 立 造 船)
	浜 田 昇(運 輸 省)	藤 井 登 喜 夫(石 川 島 播 磨 重 工 業)
	樋 口 道 之 助(日 本 鋼 管)	本 間 康 之(東 京 大 学)
	古 田 和 久(石 川 島 播 磨 重 工 業)	八 木 順 吉(大 阪 大 学)
	真 能 副(海 技 大 学 校)	山 越 道 郎(九 州 大 学)
	安 川 度(川 崎 重 工 業)	

討議参加者 井 土 敏(三 菱 重 工 業)  
近 藤 尚 夫(石 川 島 播 磨 重 工 業)  
清 水 作 造(石 川 島 播 磨 重 工 業)  
田 口 義 明(三 菱 重 工 業)  
丹 羽 利 一(日 本 原 子 力 船 開 発 事 業 団)  
橋 本 泰 明(浦 賀 重 工 業)  
堀 徹(日 立 造 船)  
牧 野 利 雄(浦 賀 重 工 業)

白 井 久 益(三 菱 重 工 業)  
界 由 輝(川 崎 重 工 業)  
高 張 研 一(佐 世 保 重 工 業)  
土 居 晃 和(日 本 鋼 管)  
船 岡 宏 一 郎(三 菱 重 工 業)  
前 田 昭 彦(三 井 造 船)  
諸 岡 隆 吉(三 菱 重 工 業)

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 .....	5
2. 簡易立体計算プログラムの拡張および船体横強度計算への適用 .....	8
2.1 緒 言 .....	8
2.2 簡易立体計算法の検討 .....	8
2.3 楔理論 (Wedge Method) によるコーナー部の応力計算 .....	9
2.4 船体横強度シリーズ計算 .....	15
2.5 実船計測値と簡易立体計算法による計算値との比較検討 .....	71
2.6 結 言 .....	34
3. 有限要素法による大型タンカーの横強度解析 .....	84
3.1 緒 言 .....	84
3.2 計算対象船の概要 .....	85
3.3 計算方法および載荷状態 .....	85
3.4 計 算 状 態 .....	85
3.5 計算結果および考察 .....	87
3.6 結 言 .....	90
4. ウイングタンクの剪断変形の実船計測 .....	106
4.1 緒 言 .....	106
4.2 計算の種類および理論 .....	106
4.3 計算値と計測値との比較検討 .....	108
4.4 結 言 .....	108
第2章 外力の調査研究 .....	113
1. 鉋石圧力の研究 .....	113
1.1 緒 言 .....	113
1.2 粉体の静的圧力試験 .....	113
1.3 粉体の振動圧力試験 .....	125
1.4 粉体の繰返し圧縮試験 .....	130
1.5 結 言 .....	133

2. 波浪荷重の研究 .....	133
2.1 緒    言 .....	133
2.2 変動水圧の長期分布.....	133
2.3 変動水圧に及ぼすビルジキールの影響 .....	135
2.4 軽荷状態での変動水圧の計測 .....	137
2.5 結    言 .....	137

## 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。

#### (i) トランスバースリングについて

##### (イ) 簡易立体計算プログラムの拡張および船体横強度計算への適用

昨年度完成した本プログラムを中心線桁板のない場合および3条の縦通隔壁を有する場合の構造方式にも適用できるように拡張し、さらにプログラムの細部にわたつて検討を加え、計算精度の向上に努めた。

##### (ロ) 船体横強度シリーズ計算

前記のプログラムを使用して中心線桁構造方式および中心線桁板のない構造方式を対象とし、ウイングタンクの幅と船幅の比、タンク長さ、トランスバースリングの剛性、隅角部附近の形状を種類変化させて、これらが応力および船体の相対撓みにおよぼす影響を調査した。

##### (ハ) 実船計測結果との比較

昨年度および一昨年度本研究部会で応力および相対撓みを計測した3隻のタンカー(123,000、118,500、および187,500 D.W.T)について、実船計測結果と前記プログラムによる計算結果とを比較検討した。

#### (ii) 有限要素法による大型タンカーの横強度解析

船体横部材のウェブにけられたスロット、ウェブステフナーおよび隅角部のステフナー影響を調査するため、外板縦通隔壁および中心線桁板に対する荷重の配分は立体強度計算結果を利用し、トランスバースリング全体を有限要素法で分割し、平面問題として計算を行ない、隅角部の形状を変化させその部分が応力におよぼす形状変化の影響も併せて検討した。また、従来のラーメン計算法と有限要素法による計算法との比較検討を行なった。

#### (iii) ウイング・タンクの剪断変形の理論解析

ウイング・タンクの相対変形に関する問題点、とくに桁の有効幅について検討を行ない、実船計測結果と理論計算結果との比較検討を行なった。

### (2) 外力について

昨年度に引続いて、以下の調査研究を行なった。

#### (i) 鉱石圧力の研究

本年度は、タンクの振動実験を継続して実施し、砂、石炭およびコークスを搭載した場合の振動時間および振動加速度と圧力変動との関係を調査し、併せてタンク底部の剛性を变化させた場合の底部の圧力変化状況およびタンク側壁の傾斜角と圧力分布との関係を調査し、実船の船倉に適用するための基礎調査を行なった。

(ii) 波浪荷重の研究

本年度は昨年までの研究結果にもとづいて、応答理論により変動水圧の長期分布を計算した。

この計算はある一点の変動水圧の長期分布であり、考えられるもつとも苛酷な状態を表わすことになり一つの目安になるものと考えられる。

以上の調査研究により、巨大船、とくにタンカーの船体横強度計算法が一応完成されたと同時に、船体横強度部材の応力におよぼす各種因子の影響が明らかにされ、船殻設計のための有用な基礎資料が得られた。

しかし、他方いくつかの問題点も残され、これらの解明のため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43年6月に第1回(通算29回目)の打合わせを開催し、昭和44年3月まで計9回の打合わせ会を開催し、船体横強度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。

主査	藤田 謙(東京大学)		
幹事	山口 勇男(日本海事協会)		
委員	綾 日出彦(三井造船)	委員	酒戸 恒男(浦賀重工業)
"	杉浦 邦雄(日本鋼管)	"	中田 宣久(三井造船)
"	永元 隆一(三菱長船)	"	新田 顕(日本海事協会)
"	萩原 孝一(三菱広研)	"	原 洋一(日立造船)
"	藤井 登喜男(石播技研)	"	真能 副(海技大学)
"	山越 道郎(九州大学)		

### 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。

- i) 簡易立体計算プログラムの拡張
- ii) 上記計算プログラムによるシリーズ計算
- iii) 有限要素法による大型タンカーの横強度解析
- iv) ウイングタンクの剪断変形の理論解析

以下、各項目別に審議内容の概要を報告する。

#### (1) 簡易立体計算プログラムの拡張

本簡易立体計算プログラムは、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横骨と考えた平面骨組構造として、縦通部材相互の相対変位を計算し、これらの相対変位を考慮した横部材の構造計算を行なうものである。

また、隅角部の曲げ応力計算は楔理論を適用して算出するようになっている。本計算プログラムの骨子はすでに昨年度中に完成し、本年度においては、本計算プログラムの適用の拡張および細部の修正や精度の検討などを行なった。

本プログラムは中心線桁板を有する船を対象に開発されたものであるが、本年度から中心線桁板のない場合や縦通隔壁の数が3条の場合も計算できるように拡張された。

つぎに、骨組計算プログラムの精度については、三菱重工業で開発された立体横強度計算プログラムと比較検討が行なわれた。

この結果、両者で算出した値に多少の相違が発見され、周辺条件を種種変えた計算などを行ない、本プログラムを修正したところ、両者きわめて良好な一致が得られた。(119)(120)(128)(133)  
(139)(140)(143)

つぎに、応力計算プログラムについては、本プログラムによる計算結果と実験結果および有限要素法による計算結果との比較が行なわれ、従来の楔理論では近似度の悪かつた三部材結合部でも、本委員会の開発した楔理論を修正した方法で計算すると、かなり良好な近似が得られることが確認された。(110)(117)(118)(124)(132)(138)(146)(155)(162)※

また、本プログラムの Out-put Generator や自動描画装置など、プログラムの細目についても検討が行なわれ、本プログラムを使用する際の I. B. M 社との覚書書案についても検討した。(125)(126)(130)(131)(137)(150)(151)(152)(153)(154)(159)

このような検討の結果、本簡易立体計算プログラムは細部にいたるまで完成し、実用に供される段階となった。

## (2) 横強度シリーズ計算および実船計測結果との比較

本委員会で開発した簡易立体計算プログラムおよび平面計算プログラムを使用して、下記の横強度シリーズ計算を行なった。(111)(129)(136)(141)(142)(144)(145)(149)(158)

a) Center Girder System と Center Girderless System の両構造方式を対象として、Wing Tank の幅と船の幅との比および隅角部附近の形状を種種変えて、その応力の変化を検討したもの。

b) 上記船舶について、トランスリングの等価剛性を求め、構造と剛性との関係を調査したもの。

c) Center Girder System と Center Girderless System の両構造方式を対象とし、タンク長さ、Wing Tank の幅と船の幅との比、トランスリングの剛性を変えて、これが船の相対撓みにおよぼす影響を調査したもの。

d) 昨年度および一昨年度本研究部会で実船計測を行なった 3 隻の船について、計算結果と実験結果を比較検討したもの。

以上の計算結果については、後述の項目で詳述されているが、これを要約すると下記のとおりである。(161)(165)

タンカーのトランスリングコーナー部に生ずる高応力を下げるには、横桁の深さを増すよりも、コーナー部のブラケットまたは曲率半径を大きくする方がより効果的である。

中心線桁板方式のタンカーで縦通隔壁の位置が横桁の応力におよぼす影響を検討したところ縦通隔壁の位置が船側から船の幅の  $\frac{1}{4}$  程度の船より  $\frac{1}{4}$  あるいは  $\frac{1}{2}$  程度の船の方が応力が低いことが分つた。

つぎに、船側外板、縦通隔壁、中心線桁板の相対変位についてはタンク長さが長くなるほど相対変位量は増えるが、本シリーズ計算で行なった 120 m、150 m、180 m のタンク長さでは 150 m と 180 m との間は差は 120 m と 150 m との間の差に比べて小さく、タンク長さがある程度以上長くなると相対変位量の増加率は小さくなることがわかつた。

最後に当研究部会で実船計測した結果と本プログラムによる計算結果とを比較したところ、かなりよく合っていて、本プログラムは実用的には十分であることがわかつた。

※ ( ) 内の数字は本ワーキンググループ資料番号を示す。(資料一覧表参照)

(3) 有限要素法による大型タンカー横強度解析

従来の横強度計算は縦横部材を骨組構造と考へて、トランスリングの曲げモーメント分布や剪断力分布を求め、梁理論や楔理論あるいは部分的に有限要素法によりその応力分布を求める方法である。

今回行なつた横強度計算法は、トランスリング全体を有限要素法で分割し、縦通部材相互の相対変位による反力は骨組構造計算で求めた値を使用して、横強度計算の精度を向上させたものである。

本年度行なつた計算の種類は下記のとおりである。(113)(121)(127)(134)(135)(147)(156)

- (a) 12万D.W.T型タンカーについて、スロット、ウェブステイフナーおよびコーナー部のステフナー部が横強度におよぼす影響を調査したもの。
- (b) 20万D.W.T型タンカーについて、同上の影響を調査したもの。
- (c) 20万D.W.T型タンカーにおいて、コーナー部の形状を著しく変え、その応力の変化を調査したもの。

これらの結果は後述の項目で詳述されているが、これを要約すると下記のとおりである。(163)

(a) (b)の計算においては、横部材の面材に生ずる応力は、ステフナーの有無やスロットの有無には大きく影響されない。ゆゑに、有限要素法を使用して面材の応力を算出するときは、これらを無視しても十分な近似が得られる。このことはこれらの補強が無意味なことを意味するのではなく、これらの補強はパネルの座屈防止上の考慮から行なわれているもので、この見地から大きく寄与しているものである。

またこれらの計算結果と実船計測結果とを比較したところ、きわめて良好な一致を示し、本計算法がすぐれた精度を有することがわかつた。

(c)の計算においては、コーナー部の形状がこの附近の応力分布に大きく影響することがわかつた。

(4) ウイングタンクの剪断変形の理論解析

昭和41年度および42年度において、当委員会で行なつた剪断変形に関する6隻の実船計測結果について理論解析を行ない、実測値と計算値とを比較検討したところ、傾向的にはよく合つていることがわかつた。2、3の船で計測値と計算値とが多少合わないものもあるが、この点については、計測方法その他において今後の検討が必要であらう。(114, 122, 148, 164)

(5) その他

その他横強度計算に関係のある実験結果の検討を行なつた。(115)(157)

1.3 ワーキンググループ委員会提出資料一覧表(昭和43年度分)

- T-110 Corner部の応力計算法(杉浦委員提出)
- T-111 43年度電子計算機による船体横強度計算(中田委員提出)
- T-112 FRAN/SHIP Output Generator プログラム作成日程(杉浦委員提出)
- T-113 有限要素法による大型タンカーの横強度解析研究計画(井土委員提出)
- T-114 Wing Tankの剪断変形の理論解析(堀、日立提出)
- T-115 Slotによる一様剪断梁の剛性低下率および曲げ応力変化率(萩原委員提出)
- T-116 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委員名簿(造研提出)
- T-117 NK-20三材部応力(井土委員提出)
- T-118 三材結合部応力計算データ(杉浦委員提出)

- T-119 簡易立体計算の問題点(中田委員提出)
- T-120 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(中田委員提出)
- T-121 有限要素法による大型タンカーの横強度解析(井土委員提出)
- T-122 Wing Tankのせん断変形実船計測結果(堀、日立提出)
- T-122' 同上計算値との比較(堀、日立提出)
- T-123 FRAN-SHIPにおける自動描図出力ルーチン(沼田、I.B.M. 提出)
- T-124 三材結合部応力解析(杉浦委員提出)
- T-125 FRAN-SHIPについて その1(中田委員提出)
- T-126 FRAN/SHIPについて(案) (杉浦委員提出)
- T-127 有限要素法による大型タンカーの横強度解析(井土委員提出)
- T-128 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(相対撓み)(中田委員提出)
- T-129 43年度シリーズ計算方案(中田委員提出)
- T-130 FRAN SHIP OUT PUT GENERATOR の結果(沼田、I.B.M. 提出)
- T-131 FRAN SHIP OUT PUT GENERATOR の構成(沼田、I.B.M. 提出)
- T-132 三材結合部応力計算データ(杉浦委員提出)
- T-133 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(平面計算および立体計算)(中田委員提出)
- T-134 有限要素法による大型 Tanker の横強度解析(その1 12.2万D/W 型A船)(船岡、三菱提出)
- T-135 有限要素法による大型 Tanker の横強度解析(その2 20万D/W 型B船の研究計画)(船岡、三菱提出)
- T-136 43年度シリーズ計算方案(改1)(中田委員提出)
- T-137 OUT PUT GENERATOR用のCONTROL DATA の書き方(沼田、I.B.M. 提出)
- T-138 三材結合部応力計算データ(杉浦委員提出)
- T-139 簡易立体計算法の内部結合力の評価(酒戸委員提出)
- T-140 三菱の立体計算法による結果と簡易計算法による結果との比較(端部回転角指定)(中田委員提出)
- T-141 タンカーの立体強度計算(清水、I.H.I. 提出)
- T-142 43年度シリーズ計算方案(改2)(中田委員提出)
- T-143 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(等価連続梁)(中田委員提出)
- T-144 43年度シリーズ計算方案(改3)(中田委員提出)
- T-145 シリーズ計算用MIDSHIP SECTION (酒戸委員提出)
- T-146 トランスリング三又部の応力分布(清水、I.H.I. 提出)
- T-147 有限要素法による大型タンカーの横強度解析(20.2万D.W 型B船中間報告)(諸岡、三菱提出)

- T-148 実験船についての横強度計算結果(堀、日立提出)
- T-149 NK20 MIDSHIP TRANS RING (古田、I.H.I. 提出)
- T-150 SR83 船体横強度計算プログラム(FRAN-SHIP)について(造研提出)
- T-151 船体横強度構造部材の強度計算プログラム使用要領(造研提出)
- T-152 船体横強度計算プログラム(FRAN-SHIP)について日本造船研究協会とI.B.M社との覚書(造研提出)
- T-153 船体横強度計算プログラムについて日本造船研究協会とI.B.M社との覚書(案)(造研提出)
- T-154 船体横強度計算費見積書(I.B.M社の内示)(造研提出)
- T-154' 船体横強度計算プログラムの計算費についてSR83トランスリングワーキンググループ造船所の意見(造研提出)
- T-155 Wedge Method と有限要素法及び実験結果との比較(杉浦委員提出)
- T-156 有限要素法による大型Tankerの横強度解析(20.2万D/W型B船)(船岡、三菱提出)
- T-157 ビルジ模型強度試験データ(萩原委員提出)
- T-158 43年度シリーズ計算作業内容(中田委員提出)
- T-159 船体横強度計算プログラムの利用等に関する覚書(造研提出)
- T-160 トランスバースリングワーキンググループ報告書(山口委員提出)
- T-161 FRAN/SHIPによる20万トンタンカーシリーズ計算(杉浦委員提出)
- T-162 Wedge Methodの適用に関する2、3の検討(杉浦委員提出)
- T-163 大型油送船の横強度解析(船岡、三菱提出)
- T-163' 有限要素法による大型油送船の横強度解析図および表(船岡、三菱提出)
- T-164 43年度報告書(当社担当分)について(堀、日立提出)
- T-165 シリーズ計算結果データ(中田委員提出)
- T-166 第83研究部会「巨大船の船体横強度に関する研究」報告書(はしがき、目次、概要)  
(造研提出)
- T-167 トランスバースリングワーキンググループ報告書(山口委員提出)
- T-168 簡易立体計算プログラムの拡張(杉浦委員提出)
- T-169 横強度シリーズ計算及び実船計測結果との比較(杉浦委員提出)
- T-169' 同上図表(杉浦委員提出)
- T-170 実船計測船の簡易立体計算法による解析(中田委員提出)
- T-171 有限要素法による大型油送船の横強度解析(諸岡、三菱提出)
- T-172 Wing Tankのせん断変形の理論解析(堀、日立提出)

## 2. 簡易立体計算プログラムの拡張および船体強度計算への適用

### 2.1 結 言

簡易立体計算プログラムは中心線桁板を有するタンカーについては昨年度までに完成していたが、本年度はさらにそれを拡張して中心線桁板のない場合および中心線にも縦通隔壁を有するタンカーの横強度解析もできるようにした。

さらに、解析方法の内容についても詳細な検討を行ない精度の向上をはかった。

また、応力計算プログラムについては、当委員会で開発した椽理論を修正した方法と有限要素法による結果とを比較検討した。

つぎに、当委員会で開発した計算プログラムを使用して、横強度シリーズ計算を行ない、中心線桁板の有無、縦通隔壁の位置、トランスリングの剛性等が横強度計算におよぼす影響について検討した。

最後に、一昨年度および昨年度当委員会で実船計測した船について、本プログラムによる解析を行ない、実測値と計算値とを比較検討した。

### 2.2 簡易立体計算法の検討

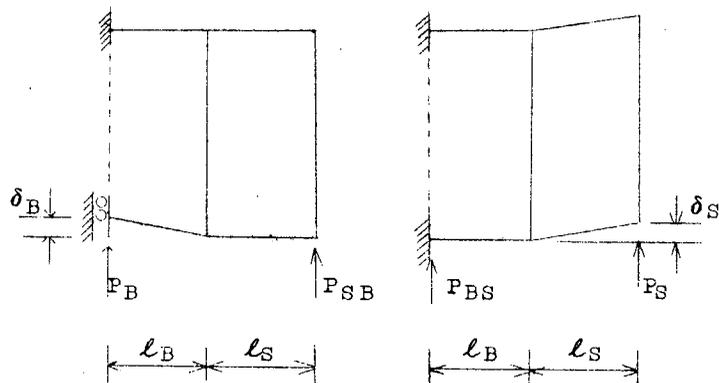
簡易立体計算プログラムは中心線桁板を有するタンカーについては昨年度までに完成していたが、本年度はさらにそれを拡張して中心線桁板のない場合および中心線にも縦通隔壁を有するタンカーの横強度解析もできるようにした。さらに、解析方法の内容についても詳細は検討を行ない精度の向上をはかった。

簡易立体計算法プログラムの考え方については昨年度の報告書に述べられているし、また別途に詳しい説明書を作成する予定であるので省略することにし、ここでは本年度の検討で、とくに変更のあつたトランスバースリングの等価連続梁への置き換え方について以下説明する。

簡易立体計算においては、これまでにトランスバースリングの等価剪断剛性を求めるのに下図の如く、中心線および外板の位置に強制変位を与えたときの反力をもとにして次式の如く求めて剪断パネとして相対撓みの計算を行なつた。

$$A_B = \frac{P_B \cdot l_B}{G \cdot \delta_B}$$

$$A_S = \frac{P_S \cdot l_S}{G \cdot \delta_S}$$



本年度種種検討した結果前述の剪断パネを等価連続梁に置きかえてセンタータンク横桁とウイングタンクのトランスバースリングとの相互干渉を考慮に入れた考え方を導入して、つぎに示す算式で与えられる等価剪断面積を使つて簡易立体計算を行なうことにした。

前頁の図の記号を使つて

$$\bar{P}_B = \frac{P_B}{\delta_B} \quad \bar{P}_{SB} = \frac{P_{SB}}{\delta_B} \quad \bar{P}_S = \frac{P_S}{\delta_S} \quad \bar{P}_{BS} = \frac{P_{BS}}{\delta_S}$$

とおけば、

等価連続梁の曲げおよび剪断剛性はつぎの如く与えられる。

$$I_B = \frac{\ell_B^2 \ell_S}{2E} \left( \frac{\bar{P}_B}{\bar{P}_{BS}} \times \frac{P_S}{P_{BS}} - 1 \right) \bar{P}_{BS}$$

$$A_B = \frac{\ell_B}{G} \left( \frac{\bar{P}_B}{\bar{P}_{BS}} \times \frac{P_S}{P_{BS}} - 1 \right) \times \bar{P}_{BS} / \left( \frac{\bar{P}_S}{\bar{P}_{BS}} - \frac{2}{3} \frac{\ell_B}{\ell_S} \right)$$

$$I_S = 1000 I_B$$

$$A_S = \frac{A_B \left( \frac{\bar{P}_S}{\bar{P}_{BS}} - \frac{2}{3} \frac{\ell_B}{\ell_S} \right)}{\frac{\ell_B}{\ell_S} \left( \frac{\bar{P}_B}{\bar{P}_{BS}} - 2 \frac{\ell_S}{\ell_B} \right) \left( 1 - \frac{1/1000}{\frac{3}{2} \left( \frac{\ell_B}{\ell_S} \right)^2 \left( \frac{\bar{P}_B}{\bar{P}_{BS}} - 2 \frac{\ell_S}{\ell_B} \right)} \right)}$$

その他相対撓みの計算において縦通部材への横置隔壁の水圧によりおよびられる端部モーメントと反力を導入すると共に、従来は格子構造に加わる荷重として横部材に分布荷重として加えていたが、本年度の検討の結果、平面計算により得られる反力を集中荷重として加えるようにした。

## 2.3 楔理論によるコーナー部の応力計算

### —楔理論の適用に関する2, 3の検討—

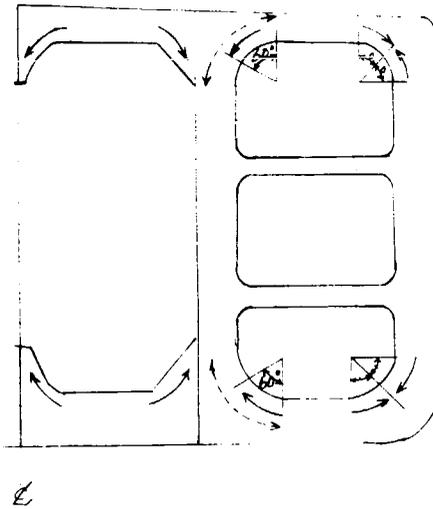
前年度までの検討でトランスバースリングに対する楔理論の適用については第4案として取り上げた方法が良いという結論が得られたが、本年度はさらに裏付けデータを得る為に有限要素法や実験結果と比較検討を行なつた。

#### (1) トランスバースリングへの楔理論の適用方法

楔理論の適用について第4案の方法は昨年度の報告書にゆずるが、FRAN/SHIPプログラムで具体的にどのようにトランスバースリングに適用しているかを下図に示す。

矢印は楔理論を適用する範囲を表わす。

また、縦通隔壁の上部および下部のコーナーについては楔理論で60°の範囲まで計算する方法および3次式による近似計算法とのどちらかをオプションで選択できるようになっている。



実線：楔理論  
(4案)  
臭線：3次式

Fig. 1

(2) NK-20による楔理論と有限要素法との比較

昨年度の20万トンタンカーシリーズ計算によつて得られている曲げモーメント、剪断力等を外力として取り上げて楔理論(第4案)と有限要素法との比較計算を行なつた。

計算の対象として縦通隔壁下部の三叉部を取り、外力は昨年度の結果を使つた。

計算の模型をFig. 2に、有限要素法計算の為の要素分割をFig. 3に示す。

計算結果はFig. 4および5に示す通りである。

(3) 実船実験結果と楔理論および有限要素法との比較

縦通隔壁下部三叉部の応力分布について三菱重工業㈱で行なわれた実船実験結果および有限要素法による解析をもとにして楔理論を適用した場合の検討をした。

供試船はSHIP A・B・Cの3隻で荷重状態はいずれもセンタータンクは満載、ウイングタンクは空で軽吃水の水試状態である。計算結果をFig. 6~8に示す。ここでA・C船でとくにウイングタンクにおいて実験値と計算値とでやや相違があるのは、面材の表面での一方向ゲージによる計測の為、面外曲げの影響が入っているのではないかと考えられる。

二方向ゲージで計測したB船では計測値と実験値は良好な一致を示している。

(4) ま と め

前項までの結果を比較すると楔理論(第4案)による応力計算値は有限要素法によるものや、実船計測結果と傾向的には大凡合っており、とくに最大応力については、かなりよく合うことがわかる。

そこでSRB3で開発した横強度解析プログラムFRAN/SHIPでは計算の容易さや電子計算機の計算所要時間などを考え合わせて楔理論(第4案)によりコーナー部の応力計算を行なうことにした。

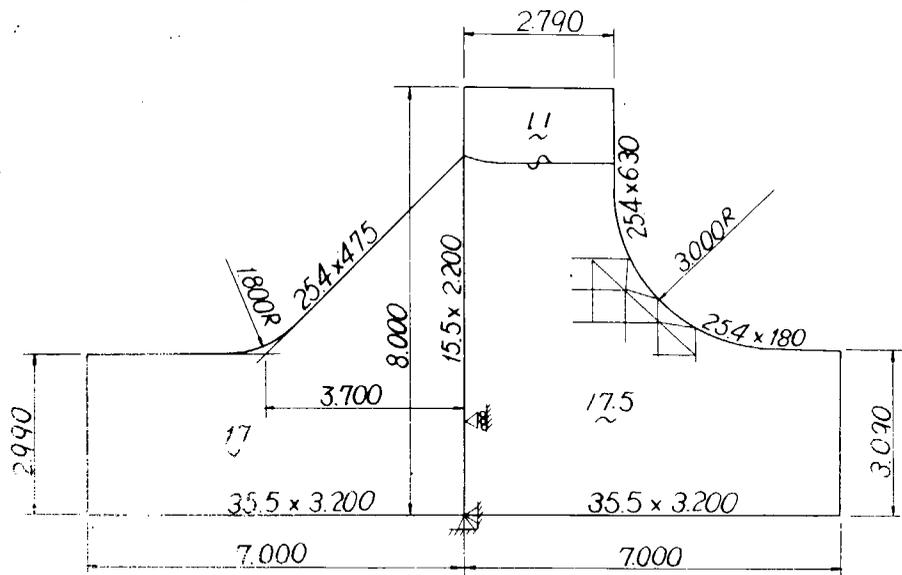


Fig.2 三又部の形状

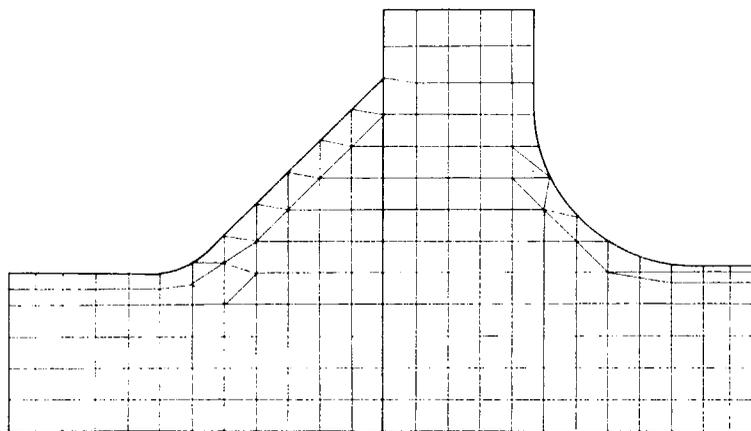


Fig.3 部材分割

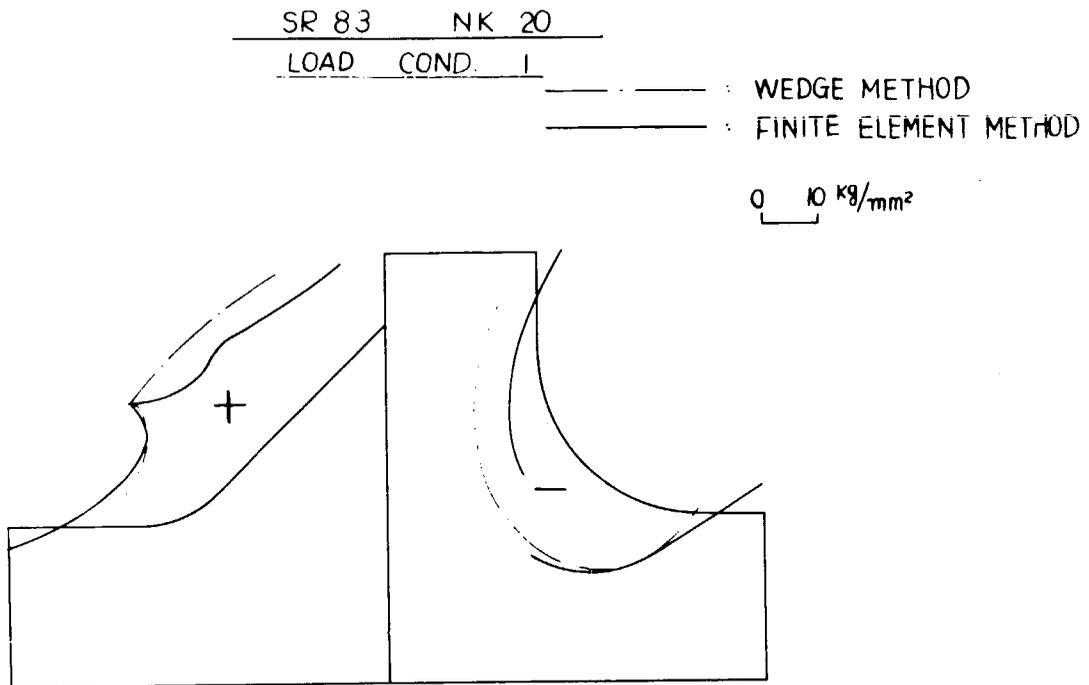


Fig. 4 三又部の応力計算結果(楔理論と有限要素法との比較)

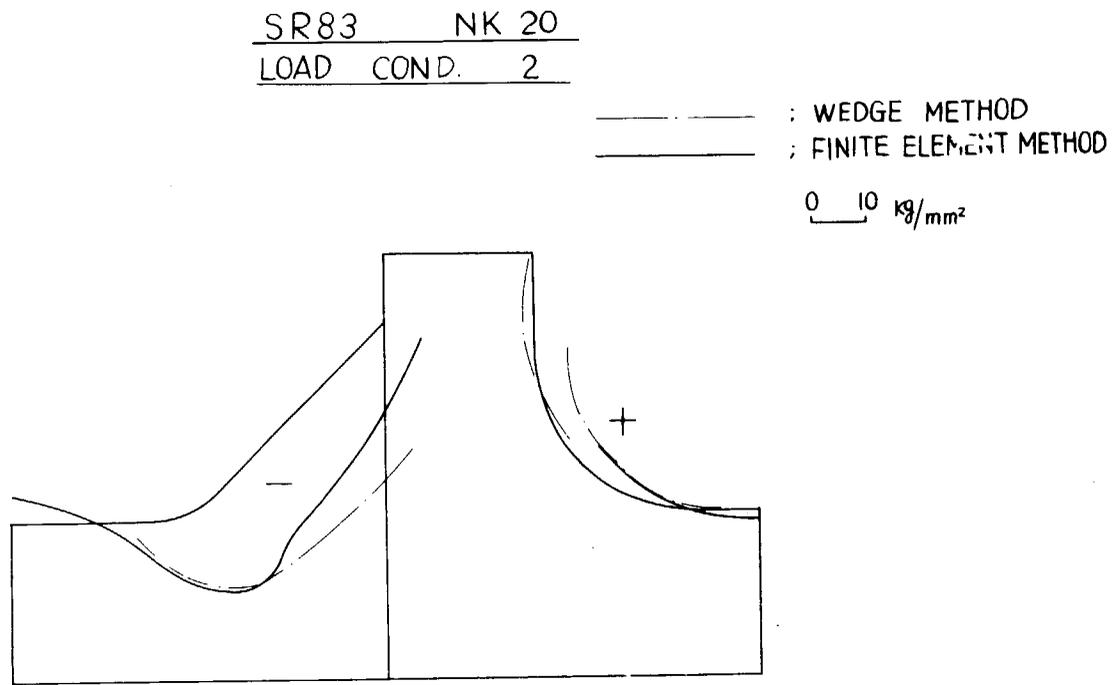
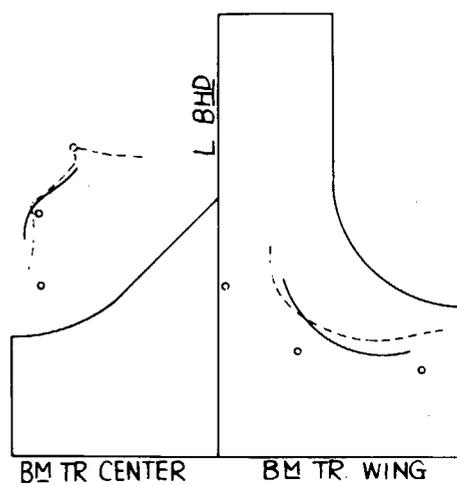


Fig. 5 三又部の応力計算結果(楔理論と有限要素法との比較)

# SHIP A



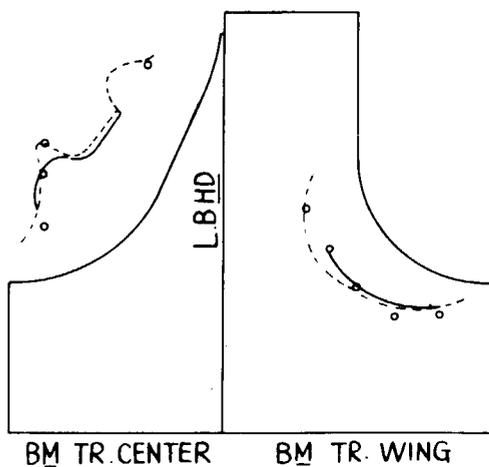
1 CM = 10 KG/MM<sup>2</sup>

- ; 楔理論
- ; 有限要素法
- ; 実験値

Fig. 6 楔理論と有限要素法及び実船実験結果との比較

SCALE 1/100

# SHIP B

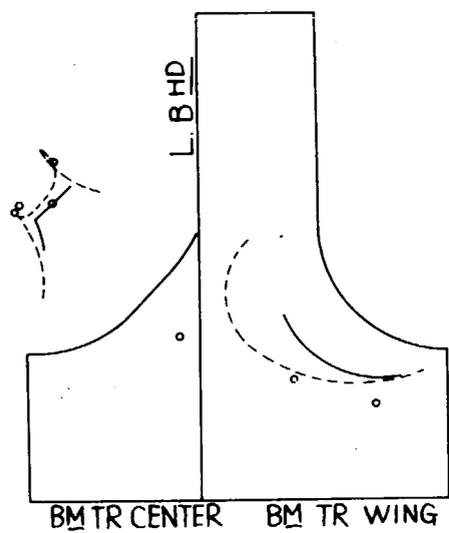


1 CM = 10 KG/MM<sup>2</sup>

- ; 楔理論
- ; 有限要素法
- ; 実験値

Fig. 7 楔理論と有限要素法及び実船実験結果との比較 SCALE 1/100

SHIP C



1cm = 10 KG/MM<sup>2</sup>

- ; 楔理論
- - - ; 有限要素法
- 。 ; 実験値

Fig. 8 楔理論と有限要素法及び実船実験結果との比較

SCALE  $\frac{1}{100}$

## 2.4 船体横強度シリーズ計算

昨年度、本委員会においては、中心線桁板を有する20万トンタンカーについて、支材の数とか縦通隔壁の位置等を変化させた場合の横強度を検討した。

本年度はそれを拡張して、下記の項目につき検討を加えた。

### (1) 平面計算

基準船として中心線桁板を有する20万トンタンカーを取り上げ、そのトランスバースリングの形状（横桁の深さ、ブラケットの形状）を変化させた場合、中心線桁板をなくした場合およびそれらの縦通隔壁の位置を変化させた場合のトランスバースリングの応力分布および剪断剛性の変化について検討を行なった。

### (2) 簡易立体計算

縦通部材相互の相对撓みについてトランスバースリングの等価剪断剛性およびタンク長さを変えたときの影響を検討した。

#### 2.4.1 平面計算

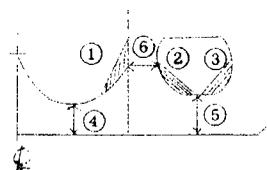
##### (1) 計算対象船の選定

計算の対象船としては、昨年度のシリーズ計算で取り上げた20万トンタンカーを基準船とし基準船のトランスバースリングの横桁の深さ、コーナーのブラケット形状を変えた場合、縦通隔壁の位置を変えた場合および中心線桁板をなくした場合を選んだ。

これらの対象船の構造部材寸法はNKルールにより計算した。トランスリングの心距はすべて4.925mとした。このように試設計したタンカーの中央横断面図および中心線縦断面図をFig.1~18に示す。なお、それらの構造の特徴を一覧表にしたのがTable 1である。

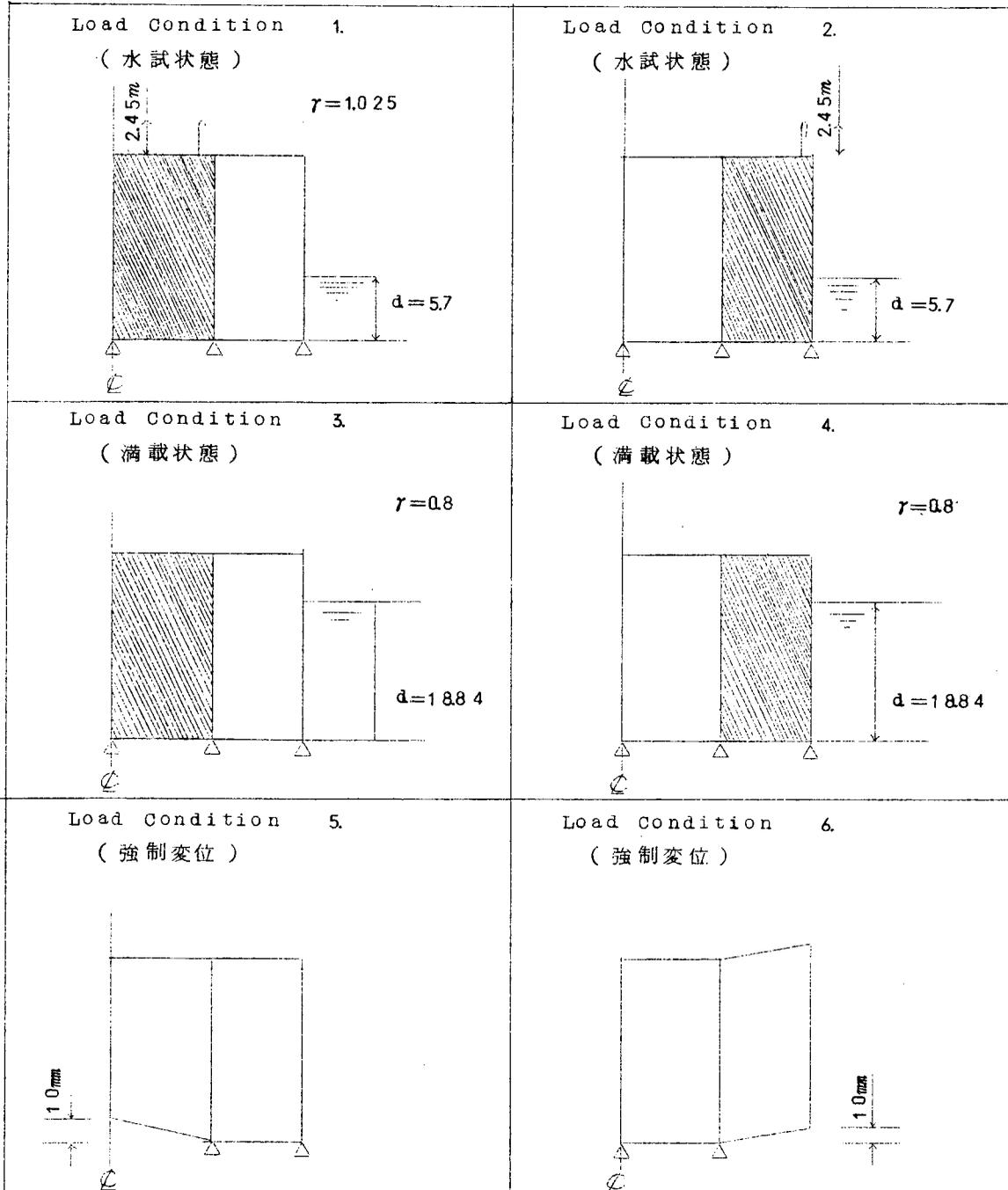
Table 1

構造様式	名称	構造の特徴	補強場所
中心線 桁板 有り	NK-20	基準の中央横載面	
	NK-20A	ブラケット形状を変化	①
	" B	"	②
	" C	"	①②
	" D	"	①②③
	" E	横桁ウェブの増深	④
	" F	"	⑤
中心線桁板 無し	M-2	縦通隔壁位置の移動 (B/3)	
	M-5	" (B/5)	
中心線桁板 無し	NK-20L	NK-20を中心線桁板無しにする。	
	M-2A	M-2 "	
	M-2B	M-2Aのブラケット形状修正	②③



(2) 荷重条件

荷重条件としては Load Condition 1~4の如く、平面支持で満載および水試状態の外力を加えたものと Load Condition 5および6に示すように中心線および外板の位置に夫々強制変位を与えた場合とを取り上げた。



(3) 計算結果および検討

前項までの部材寸法および荷重条件によつてFRAN/SHIPで横強度解析を行なつた。

その結果をFig. 19～32に示す。

Fig. 19および20は、それらの結果のうちから、1例としてNK-20のLoad Condition 3について、それぞれ曲げモーメントおよび剪断力曲線、直応力および剪断応力曲線を取り出したものである。

グラフで、直応力は面材を基線として垂直の方向に応力がプロットされている。剪断応力は外形線を基線としている。

これらの結果をもとにしてトランスバースリングの強度に関して以下の各項目ごとに、それぞれ検討を加えた。

- I) 応力全般について
- ii) 横強度部材の局部的補強による応力の変化について
- iii) 縦通隔壁の位置の変化による応力の変化について
- iv) 中心線桁板の有無による応力の変化について
- v) トランスバースリングの補強による剛性の変化について

I 応力全般について

Fig. 21～32に掲げる応力分布曲線を全般的に見て直応力、剪断応力の傾向を検討した。

(i) 直応力について

(a) Load Condition 1.

(水試時でセンタータンク満載ウイングタンク空倉)

ウイングタンクの甲板横桁の両コーナー部で約 $20 \text{ Kg/m}^2$ 船底横桁の縦通隔壁下部コーナーで $15 \sim 23 \text{ Kg/m}^2$ のかなり高い応力が出ている。他に目立つ応力はない。

ただし、縦通隔壁上部の応力は剪断変形を考慮に入れるとむしろ減少する方向であるので、あまり問題とはならないが、縦通隔壁下部の応力は剪断変形による応力が重畳するのでこの点は深く注意すべきであろう。

(b) Load Condition 2.

(水試時でセンタータンク空倉満載ウイング満載)

ウイングタンクの船底横桁に $10 \sim 15 \text{ Kg/m}^2$ の応力が出ている程度で他の応力は低い。

(c) Load Condition 3.

(満載時で、センタータンク満載、ウイングタンク空倉)

ウイングタンクの縦通隔壁下部に $10 \sim 18 \text{ Kg/m}^2$ の圧縮応力があり、縦通部材相互の相対変位による応力を考えると、ここで算出された応力より高くなる傾向がある。

(d) Load Condition 4.

(満載時で、センタータンク空倉、ウイングタンク満載)

センタータンクの船底横桁で $10 \text{ Kg/m}^2$ 程度の圧縮応力が出ているが、全般的に低い応力である。

(e) Load Condition 5.

(中心線に強制変位を加えたとき)

中心線に強制変位を加えたとき、センタータンクの船底横桁の両コーナーに高応力が出るのは当然であるが、その影響のおよぼされる範囲はウイングタンクの縦通隔壁側のコーナー部までである。

中心線に1cmの強制変位を与えたときセンタータンクの船底横桁で10~13Kg/mm<sup>2</sup>ウイングタンクの船底横桁の縦通隔壁側コーナーで5Kg/mm<sup>2</sup>程度の応力が出ている。

(f) Load Condition 6.

(船側に強制変位を加えたとき)

船側に1cmの強制変位を加えたときウイングタンク船底横桁の両コーナーで6~9Kg/mm<sup>2</sup>、センタータンクの船底横桁の縦通隔壁コーナーで5Kg/mm<sup>2</sup>程度の応力が出ている。甲板横桁の両コーナー部では7Kg/mm<sup>2</sup>前後の応力が出ている。

(ii) 剪断応力について

今回の計算で取り上げた中央横断面の形状、部材寸法では、各荷重条件を通じて剪断応力の顕著な相異は認められない。

ii 横強度部の局部的補強による応力変化について

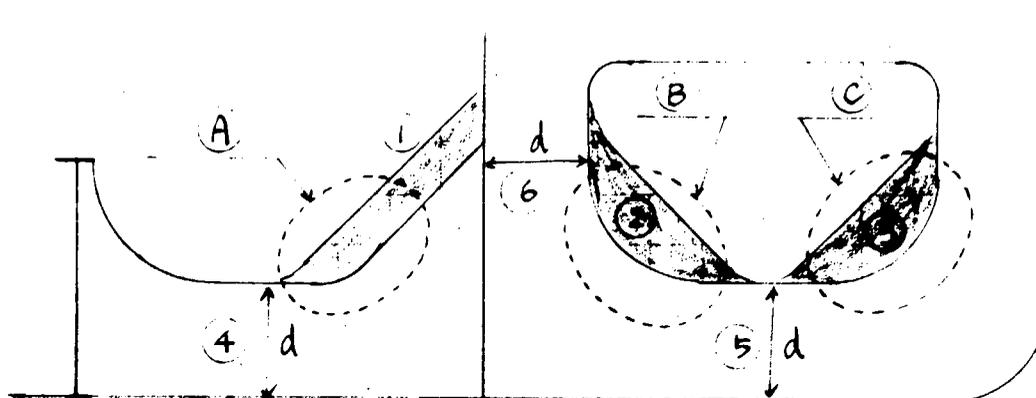
縦通隔壁の位置がB/4にあるNK-20の中央横断面を基準の断面として取り上げトランスバースリング、とくに船底横桁のコーナー部のブラケット形状およびウェブの深さを局部的に補強した場合の応力変化を検討する。

Fig. 2.1~2.6に対象としたNK20、NK-20A~Gの応力分布図を各荷重条件ごとにまとめて示した。

なお、トランスバースリングの補強箇所はつぎの図に示す6箇所であり、各各の中央横断面でどの箇所を補強しているかはTable 1を参照されたい。

ここではそれらの補強の効果を検討する為に次図に示す。船底横桁の3つのコーナー部についてその最大応力を取り上げて比較することにした。

Fig. 3.3~4.4が荷重状態ごとにまとめたそれらの比較図である。



補強場所及び最大応力を比較する場所

(①~⑥) (A~B)

(i) 直応力について

(a) センタータンク船底横桁の縦通隔壁側コーナー

(図で㊸で示されている箇所)

Load Condition 2および3は応力値そのものが小さいので問題にならない。

Load Condition 1では基準船(NK-20)では $19 \text{ Kg/mm}^2$ である。ブラケット①あるいは②の補強を行なった船(NK-20A)では $17.5 \text{ Kg/mm}^2$ ①と②とを同時に補強した船(NK-20C)では $15.7 \text{ Kg/mm}^2$ ①②③の3箇所のBracketを補強した船(NK-20D)では $15.0 \text{ Kg/mm}^2$ と応力の低下は明らかである。一方、ウイングタンク船底横桁あるいは縦通隔壁付堅桁のウェブの深さを大きくした船(NK-20F,G)でも $17.2 \sim 17.5 \text{ Kg/mm}^2$ に下つている。

ところがセンタータンクの船底横桁のウェブの深さを大きくした船(NK-20E)では応力が $19.0 \text{ Kg/mm}^2$ と変っていない。

Load Condition 4では基準船(NK-20)で $10.3 \text{ Kg/mm}^2$ の応力が算出されているが、センタータンクのコーナー部の補強を行なった船(NK-20A,C,D)では応力が $7.2 \sim 8.0 \text{ Kg/mm}^2$ に低下しているが、他のコーナー部だけを補強した船ではさほどの応力低下は認められない。

Load Condition 5および6、すなわち、中心線および船側に強制変位を与えた場合は応力値にさほどの差異は認められない。

これらの結果より、センタータンク船底横桁の縦通隔壁側コーナーの応力を下げる為には、該部のブラケットの補強が一番重要であり、センタータンク船底横桁のウェブの増深はあまり効果がないことがわかる。

荷重条件によつてウイングタンクの船底横桁のブラケット補強によつても間接的な影響で効果が望める。

(b) ウイングタンク船底横桁の縦通隔壁下部三叉部(図の㊹の部分)

Load Condition 1~4を通じて最大応力は

(NK-20, NK-20A, NK-20E) > (NK-20F, NK-20G) > (NK-20B, NK-20C, NK-20D)

の順で低下している。

このことから判断して縦通隔壁下部三叉部の応力低下には該部のブラケット②の補強が最も効果的でウイングタンクの船底横桁および垂直堅桁の増深がそれに次ぐ。また、予想される如くセンタータンクの船底横桁ブラケット①センタータンク船底横桁のウェブ深さを増すことは効果が少ない。

強制変位による応力はほとんど差異がない。

(c) ウイングタンク船底横桁のビルジ側コーナー(図の㊺の部分)

Load Condition 1~4を通じて、補強による応力低下が顕著なのはすべての補強を行なった船(NK-20D)であるが、他の個々の補強の効果について応力を検討すれば、前項までと同じように該部のブラケット③の補強が最も効果があることがわかる。

ウイングタンク船底横桁のウェブの増深による効果はあまりない。

強制変位を与えた場合の応力値の変化は認められない。

(ii) 剪断応力について

(a) センタータンク船底横桁の縦通隔壁側コーナー(図の㊸の部分)

センタータンク船底横桁のブラケット形状やウェブ深さによる応力の変化は認められない。

(b) ウイングタンク船底横桁の縦通隔壁下部三叉部(図の㊹の部分)

Load Condition 1および4では応力値の差はないがLoad Condition 2および3では基準船(NK-20)であらわれている $6.0 \sim 6.5 \text{ Kg/mm}^2$ の応力が該部ブラケットの補強を行なった船(NK-20B、C、D)では $3 \sim 4.5 \text{ Kg/mm}^2$ に低下している。ウイングタンク船底横桁を増深した船(NK-20F)では $4.9 \sim 5.4 \text{ Kg/mm}^2$ でブラケット補強ほどの効果がないようである。

(c) ウイングタンク船底横桁のビルジ側コーナー(図の㊺の部分)

Load Condition 2では基準船(NK-20)で $6.0 \text{ Kg/mm}^2$ の応力が算出されているが該部のブラケット㊻を含むすべての補強を行なった船(NK-20D)では $3.0 \text{ Kg/mm}^2$  Load Condition 3では基準船が $3.2 \text{ Kg/mm}^2$ に対して該部ブラケット補強をした船(NK-20D)かつ $1.0 \text{ Kg/mm}^2$ と該部ブラケット㊻の補強による効果があらわれているが、Load Condition 1では $1 \text{ Kg/mm}^2$ 程度の応力増があるし、Load Condition 4では差がない。

また、他の補強方法では応力の差はないといえる。

それゆえ、船底横桁のビルジ側コーナーの応力値を下げるのには荷重条件によつて差はあるが該部ブラケット㊻の補強が最も効果的といえよう。

(iii) ま と め

全般にこれらの結果を判断すると横桁コーナー部の応力を低下させるには横強度部材のウェブの増深はあまり効果的でなく、応力を下げたい部分のブラケットを補強することが最も効果的であると考えられる。

iii 縦通隔壁の位置の変化による応力の変化について

縦通隔壁の位置が船側から $B/4$ にあるタンカー(NK-20)を基準船として $B/5$ にある船(M-5)、 $B/3$ に位置している船(M-2)を取り上げて、縦通隔壁の位置による応力分布の変化を検討する。

Fig. 27~32はそれらを荷重条件ごとにまとめた応力分布図である。以下では応力分布の変化をあらわす代表として前項と同じ3つのコーナー部の最大応力を取り上げて比較する。それらを荷重条件ごとに棒グラフにして表わしたのも、かつFig. 33~44である。

なお、構造様式を変えた場合の比較は重量比較まで行なわないと価値が低いのであるが、ここではNKタンカールールに従つて決めた構造部材寸法によれば、どの程度の応力変化があるかという現象面に着目して検討する。

(i) 直応力について

(a) センタータンク船底横桁の縦通隔壁側コーナー(図の㊸の部分)

Load Condition 2および3では応力値が $2.0 \sim 5.0 \text{ Kg/mm}^2$ と低い。

Load Condition 1では $B/4$ タイプの基準船(NK-20)の応力は $19.0 \text{ Kg/mm}^2$ 、 $B/3$ タイプの船(M-2)は $21.0 \text{ Kg/mm}^2$ 、 $B/5$ タイプの船(M-5)は $16.8 \text{ Kg/mm}^2$ 、Load Condition 4では $B/4$ タイプの船(NK-20)は $10.3 \text{ Kg/mm}^2$ 、 $B/3$ タイプの船(M-2)

は  $1.20 \text{ Kg/mm}^2$  B/5 タイプの船 (M-5) は  $8.5 \text{ Kg/mm}^2$  であつて、B/3 タイプの船 (M-2) が他のタイプよりも高い応力値を示している場合が多い。B/5 タイプの船 (M-5) が比較的応力になつてゐる。

(b) ウイングタンク船底横桁の縦通隔壁下部三叉部 (図の㊸の部分)

Load Condition 3 を除いては、すべて B/3 タイプの船 (M-2)、B/5 タイプの船 (M-5) の方が B/4 タイプの船 (NK-20) より高い応力値を示している。

(c) ウイングタンク船底横桁のビルジ側コーナー (図の㊹の部分)

B/4 タイプの船 (NK-20) と B/5 タイプの船 (M-5) とでは荷重条件によつて多少の高低はあるがほぼ同じ応力値になつてゐる。B/3 タイプの船 (M-2) の応力が高くなつてゐる。

(ii) 剪断応力について

Load Condition 1~4 を通じて B/4 タイプの船 (NK-20) と B/3 タイプの船 (M-2) はほぼ同じ応力値であるが、B/5 タイプの船 (M-5) の応力はとくに低くなつてゐる。

(iii) ま と め

上記のことから推察して中心線桁板を有するタンカーについて NK タンカールールに従つて構造部材寸法を決定した。B/4 タイプ (NK-20)、B/3 タイプ (M-2)、B/5 タイプ (M-5) のタンカーを比較したところでは、B/4 タイプおよび B/5 タイプのタンカーの応力値が B/3 タイプより低くなつてゐることがわかる。

IV 中心線桁板の有無による応力変化について

縦通隔壁の位置が船側より B/4 の位置にある中心線桁板を有する 20 万トンタンカー (NK-20) を基準として、それを中心線桁板無しにした船 (NK-20L) および B/3 の位置にある中心線桁板を有するタンカー (M-2) を基準として、中心線桁板をなくした船 (M-2A)、さらに M-2A のウイングタンク船底横桁のコーナーブラケットの補強をした船 (M-2B) を対象として検討する。

Fig. 27~32 は荷重条件ごとにまとめたそれらの船の応力分布図である。

ここでも応力変化をあらわす代表として前項までと同じく、センタータンクおよびウイングタンク船底横桁の 3 つのコーナー部分の最大応力を取り上げる。

Fig. 33~44 はそれらを荷重条件ごとに棒グラフに表わしたものである。

(i) 直応力について

(a) センタータンク船底横桁の縦通隔壁側コーナー (第 II 項の図で㊺の部分)

B/4 タイプの船 (NK-20、NK-20L) においては中心線桁板のない船 (NK-20L) の方が中心線桁板を有する船 (NK-20) よりほとんどの荷重条件で低応力になつてゐる。

B/3 タイプの船 (M-2、M-2A) では中心線桁板の有無による応力の変化はほとんどない。中心線桁板がない船でコーナーブラケットを補強した船 (M-2B) では、該部の応力が高くなる Load Condition 1 および 4 でその効果によつて応力が低下してゐる。

同じ量の強制変位を与えた場合では中心線桁板をなくした場合の応力低下が目立つが、これは中心線桁板がない為、センタータンクの船底横桁の部材寸法がかなり大きくなつてゐるからである。

(b) ウイングタンク船底横桁の両コーナー部(第(ii)項の図の⑥および⑦の部分)

B/4タイプの船(NK-20、NK-20LおよびB/3タイプの船(M-2、M-2A))を通じて、ウイングタンク船底横桁のコーナー部の最大応力は、中心線桁板の有無によつてほとんど影響されていない。

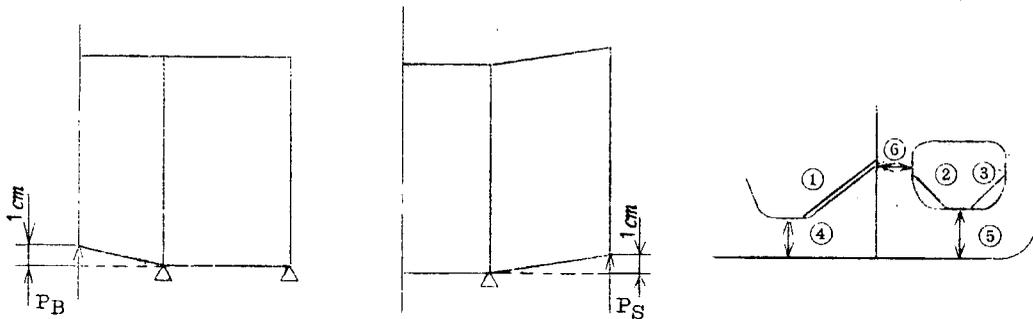
B/3タイプの船でウイングタンクのブラケット補強をした船(M-2B)では、補強による応力低下が顕著である。

(ii) 剪断応力について

全般的に見て、B/4タイプの船(NK-20、NK-20L)でも、B/3タイプの船(M-2、M-2A)でも中心線桁板の有無による応力変化は少ない。これは設計の基準としたNKタンカールールが許容剪断応力をおさえて部材寸法を決めるようになっていっているからであろう。また、B/3タイプの船でウイングタンクの船底横桁を補強した船(M-2B)ではその補強によつて剪断応力がかかり低下している。

V トランスバースリングの補強による剛性の変化について

トランスバースリングの局所的な補強による剛性の変化を調べる為、B/4タイプ船(NK-20)の中央横断面を基準として取り、横桁の部材寸法を変化させたNK-20AからNK-20Gまでの中央横断面と比較した。下図に示す如く中心線あるいは船側にそれぞれ単位の強制変位1cmを与えたときの反力を求め、この反力を剛性比較の基準とする。



このようにして求めた反力を一覧表にしたのがTable 4である。なお、同表中には“2.2簡易立体計算法の検討”で述べたトランスバースリングを等価連続梁と見なしたときの剪断面積も示してある。

基準船(NK-20)の反力を1.0として反力の比をウイングタンクおよびセンタータンクの別にて図示したものがFig. 45および46である。

(a) ウイングタンクの剛性変化について

Fig. 45より明らかに、ウイングタンクの剛性は船底横桁のコーナーブラケット①、②、③をすべて補強した船(NK-20D)およびウイングタンクの縦通隔壁付垂直堅桁のウェブの深さを深くした船(NK-20G)が最も強く縦通隔壁下部三叉部のブラケット①および②を補強した船(NK-20C)、ウイングタンクの船底横桁のウェブ深さを増した船(NK-20F)の順になっている。

ウイングタンクの縦通隔壁下部三叉部のブラケットを補強した船(NK-20B)、センタータンクの船底横桁のコーナーブラケットを補強した船(NK-20A)およびセンタータンクの船底横桁のウェブの深さを増した船では剛性はさほど強くならず、また、その補強の効果も同程度である。

縦通隔壁下部三叉部のブラケットをセンタータンク、ウイングタンク共に補強した船(NK-20C)

がウイングタンクのみ補強した船より強いことから、センタータンクのブラケット(①)もウイングタンクのブラケット(②)とバランスを取りながら補強することは効果があるようである。

(b) センタータンクの剛性変化について

Fig. 4.6より、剛性の強い順にあげるとすべてのコーナーブラケットを補強した船(NK-20D)、縦通隔壁下部三叉部のブラケットをセンタータンク、ウイングタンク共補強した船(NK-20C)、センタータンクの船底横桁を補強した船(NK-20E)、センタータンクの船底横桁のコーナーブラケットを補強した船(NK-20A)となつている。

ウイングタンクの横桁のブラケットを大きくしたり、ウェブの深さを増した船では剛性はあまり強くなつていない。

2.4.2 簡易立体計算

(1) 計算対象船の選定

Fig. 4.7に示されているようにタンク長さがそれぞれ約120m、150m、180mの3通りのタンク配置を取りあげ、横強度部材の剪断変形による縦通部材相互の相対撓みについてトランスバースリングの等価剪断剛性およびタンク長さを変えたときの影響をしらべる。

基準船としてはタンク長さが約150mで中心線桁板を有し、縦通隔壁の位置が船側より $B/4$ のタンカー(NK-20)の中央横断面を有する船を考え、タンク長さを180mにした船(NK-20H)、120mにした船(NK-20I)を考える。また、これらの横強度部材の剛性を強くした船としてNK-20Dに相当する剛性をもつた船(NK-20HD、NK-20HI)を取り上げる。

さらに縦通隔壁の位置を変えた場合として、 $B/3$ タイプでタンク長さ150mの船(M-2)を取り上げる。

一方中心線桁板のない船としては $B/3$ タイプの船(M-2A)を基準としてタンク長さ約180m、150m、120mのタンカーを考え、また、横強度部材の剛性を強くした船(M-2B)および縦通隔壁の位置を動かして $B/4$ タイプにした船(NK-20L)を考える。

なお、制水隔壁の剛性の影響を調べる為、平均板厚が水密隔壁の $1/4$ すなわち4.25mmのものを基準とし、剛性を大きくしたものとして水密隔壁と同厚の場合を取り上げた。

以上のような構造様式により行なう簡易立体計算を一覧表にしてTable 2に示す。

(2) 部 材 剛 性

簡易立体計算を行なう際の部材剛性の決め方および前項で述べたそれぞれの中央横断面に対する部材剛性は昨年度の報告書に記載してあるのでそれを参照されたい。

Table 2

名称	構造様式	タンク長	トランス剛性	水密隔壁の平均板厚	制水隔壁の平均板厚	中央横截面
S 1	中心線 桁板有	180m		17.0mm	4.25mm	NK-20H
S 2		150				NK-20
S 3		120				NK-20I
S 4		180	補強			NK-20HD
S 5		120	補強			NK-20ID
S 6		180			17.0	NK-20H
S 7		120				NK-20I
S 8		180	補強			NK-20HD
S 9		120	補強		NK-20ID	
S 10			150			4.25
S 11	中心線 桁板無	180		17.0	4.25	M-2A
S 12		150				
S 13		120				NK-20L
S 14		180	補強			17.0
S 15		120	補強		M-2B	
S 16		150				
S 17		150				
S 18		150	補強			

(3) 荷重条件

荷重条件としてはつぎの4つのケースを考える。

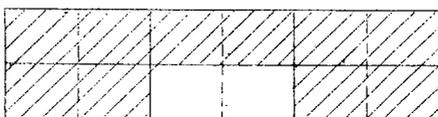
なお、図中でハッチングしてあるところが載荷されているタンクである。

Load Condition 1.

(満載状態)

$d = 18.84m$

$r = 0.8$



Load Condition 2.

(満載状態)

$d = 18.84m$

$r = 0.8$



Load Condition 3.

(水試状態)

$d = 5.7m$

$r = 1.025$

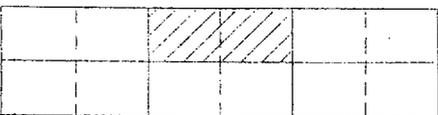


Load Condition 4.

(水試状態)

$d = 5.7m$

$r = 1.025$



(4) 計算結果および検討

前項までのタンク配置および部材剛性を有するタンカーについて、簡易立体計算を行なつて縦通部材相互の相対撓みを求めた。

Fig. 4 8および4 9にそれらの結果の中から1例として、NK-20の中央横断面を有するタンカーの縦通隔壁をベースとしたときの中心線および船側の相対撓みをプロットしたものを取り出した。

Table 5はこのようにして得られた相対撓み曲線から、Fig. 4 7に示す代表断面の相対撓みおよびそれをタンク巾で割つて無次元化したものを示す。

Fig. 5 0~5 3は、トランスリングの剛性をベースとして、無次元化した相対撓みを各荷重条件別にプロットしたものである。

以下これらのデータをもとにして、相対撓み全般および相対撓みに対するトランスバースリングの等価剪断剛性とタンク長さの影響を検討する。

(i) 相対撓み全般について

縦通部材相互の相対撓みをそれぞれのタンク巾で割つて無次元化すると

Load Condition 1では

中心線で  $0.7/1000 \sim 1.7/1000$

船側で  $-0.6/1000 \sim -1.1/1000$

Load Condition 2では最大  $0.3/1000$

Load Condition 3では

中心線で  $-0.7/1000 \sim -1.9/1000$

船側で  $0.5/1000 \sim 1.1/1000$

Load Condition 4では

$0.3/1000 \sim 0.7/1000$

となつている。

これらを全般的にみると、満載状態でセンタータンクが空倉の状態 (Load Condition 1) と、水試時でセンタータンクにバラストを満載した状態 (Load Condition 3) が相対撓みの出やすい状態であることがわかる。

(ii) 縦通部材相互の相対撓みに対するトランスバースリングの等価剪断剛性およびタンク長さの影響について

(a) 中心線桁板を有する船について

Fig. 5 0および5 1は、中心線桁板を有する船について Load Condition 1~4までの相対撓みを等価剪断剛性をベースとし、タンク長さをパラメーターとしてプロットしたものである。

ここで、実線は制水隔壁の平均板厚が4.25%の場合、点線は水密隔壁と同厚で17.0%の場合をあらわしている。

ベースラインとして取つた等価剪断剛性は、K1はB/4タイプの基準船 (NK-20) に相当する剛性、すなわち、“2.2 簡易立体計算法の検討”で述べている如く、等価連続梁とし

て考えると

$$A B = 366 \text{ cm}^2, \quad A s = 1451 \text{ cm}^2$$

従来の考え方で求めると

$$A B = 341 \text{ cm}^2, \quad A s = 434 \text{ cm}^2 \text{ の値に対応する。}$$

ここで  $A B$  はセンタータンクの等価剪断面積、 $A s$  はウイングタンクの等価剪断面積である。

一方  $K 2$  は横桁の補強を行なった船 ( $N K - 20 D$ ) に相当し、夫々等価連続梁として考えると

$$A B = 490 \text{ cm}^2, \quad A s = 5975 \text{ cm}^2$$

従来の考え方だと

$$A B = 456 \text{ cm}^2, \quad A s = 534 \text{ cm}^2 \text{ の剛性を持つた船に対応している。}$$

等価剪断剛性をあげれば、明らかに相対撓みは減少しているが、その効き方は荷重条件により異つてゐる。

等価剪断剛性の変化による相対撓み量の変化は、中心線に対してとくに大きく、例えば、Load Condition 3 では、タンク長さ約  $180 \text{ m}$  の船で、通常の剛性 ( $K 1$ ) のとき  $-1.89/1000$  あつた相対撓みが剛性の大きいとき ( $K 2$ ) では  $-1.45/1000$  と  $20\%$  以上の減少がある。

タンクの長さに対しては、タンク長さ約  $180 \text{ m}$  の船と約  $120 \text{ m}$  の船とでは明らかに相対撓みは、 $180 \text{ m}$  の船の方が大きくなつてゐる。

ところが、タンク長さ約  $150 \text{ m}$  の船では、相対撓みが  $180 \text{ m}$  および  $120 \text{ m}$  の船の間にくることが予想されていたが、実際にはタンク長さ  $180 \text{ m}$  の船に近く、その値もタンク長さ  $180 \text{ m}$  の船より大きい場合さえある。これはとくに制水隔壁の剛性が通常の船、本計算では平均板厚が  $4.25\%$  の船において顕著である。

このことから、制水隔壁の剛性が通常の船では、水密隔壁の間隔がある程度以上になると相対撓みは収れんしてゆき、ここで取り上げた構造を有する船では、それがタンク長さ  $150 \text{ m} \sim 180 \text{ m}$  附近にあるということなのであろう。

制水隔壁の剛性をあげた船、この計算の如く、水密隔壁と同厚まであげた船では相対撓みは相当の減少をしている。

例えば、Load Condition 1 ではタンク長さ約  $180 \text{ m}$  のとき通常の剛性 ( $K 1$ ) に対して中心線で  $1.71/1000$  であつたものが  $1.41/1000$  に、船側で  $-1.89/1000$  であつたものが  $-1.55/1000$  と  $20\%$  程度の減少をしている。

他の荷重条件でもほぼ同じ傾向である。

これらのグラフから傾向的に分かるように、トランスバースリングの剛性をあげることと、制水隔壁の剛性をあげることとはどちらも有効な手段なので、実船ではタンク配置を考慮に入れて重量比較までして決めるべきであらう。

#### (b) 中心線桁板のない船

Fig. 52、53 は中心線桁板のない船について前項と同じように図示したものである。

横軸の等価剪断剛性は、中心線桁板を有する  $B/3$  タイプの船 ( $M-2$ ) をもとにして、中

心線桁板をなくした船 (M-2A) が通常の剛性 (K1) を、それをさらに補強した船 (M-2B) が強い剛性 (K2) を与える。

その具体的な剪断面積は Table 4 を参照されたい。

相対撓み量の剛性に対する変化の割合や、タンク長さとの関係は中心線桁板を有する船とほとんど同じで、ただ、中心線桁板がない為、中心線の相対撓みがタンク長さにあまり関係なく、その値が接近しているのが目立つ程度である。

#### 2.4.3 船体横強度シリーズ計算のまとめ

これまで行なってきた計算結果および検討を取りまとめると以下のようになる。

##### (1) 平面計算

- (i) トランスバースリング、とくにコーナー部の高応力を下げる為にはウェブの深さを増すよりも、該当するコーナー部のブラケットを補強する方が有効であると考えられる。
- (ii) 中心線桁板を有するタイプで、ここで採り上げた中央横断面をもつタンカーでは縦通隔壁の位置が船側より  $B/4$  あるいは  $B/5$  の船の方が  $B/3$  の船より最大応力値で比較したときには有利なよりである。
- (iii) 等価剪断剛性を上げる為には、夫々の横桁のコーナー部のブラケットを補強することや、船底横桁の増深が有効であるが、縦通隔壁下部の三叉部のブラケットをセンターウイング両タンクでバランスを取りながら補強することも有効な手段と思われる。

##### (2) 簡易立体計算

- (i) 相対撓み量はセンタータンクの荷重差が大きい場合、すなわち Load Condition 1 および 3 で大きく、タンク巾に対する比で最大  $1.9/1000$  程度になる。
- (ii) 等価剪断剛性をあげることによる効果は Load Condition により異なるが、ここで取り上げた補強では数 10 パーセントの効果がある。
- (iii) タンク長さが長くなれば相対撓み量も増えるが、本シリーズ計算で対象とした構造では、タンク長さが  $150\text{m} \sim 180\text{m}$  の付近で取れんする傾向にある。
- (iv) 制水隔壁の剛性をあげるにより、相対撓みをかなり減らすことが出来るが、相対撓みを減らすのに制水隔壁を補強するか、トランスバースリングを補強するかは、実際のタンク配置にもよるし、また、重量比較まで行なつて決めるべきであろう。

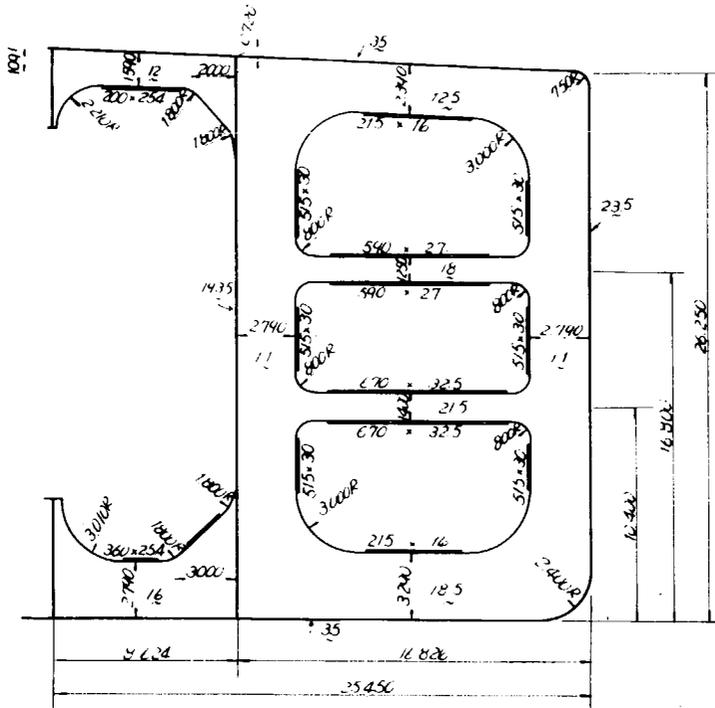


Fig.1 MIDSHIP SECTION (M2)

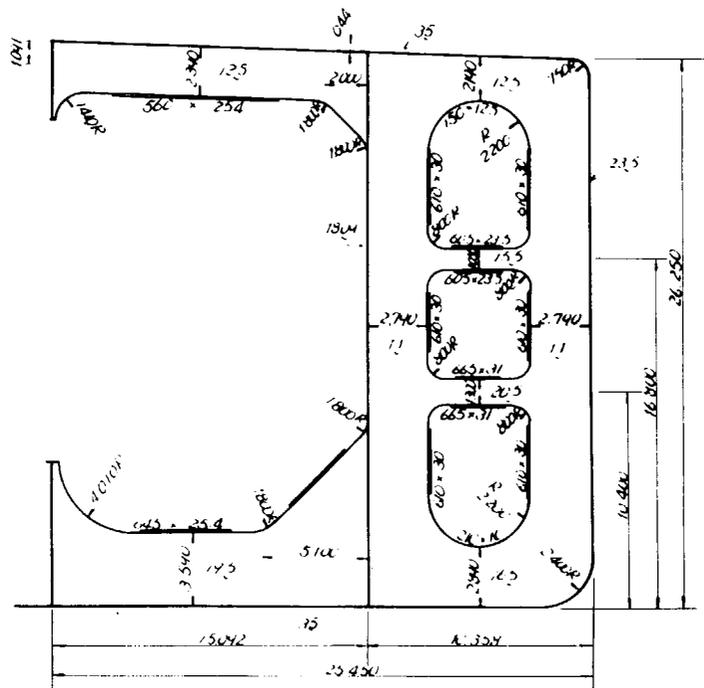


Fig.2 MIDSHIP SECTION (M5)

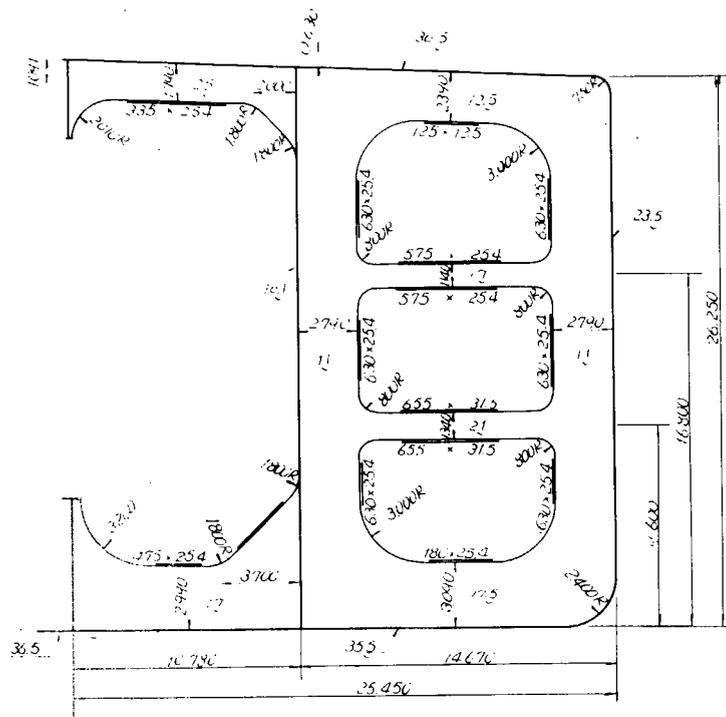


Fig. 3 MIDSHIP SECTION (NK-20)

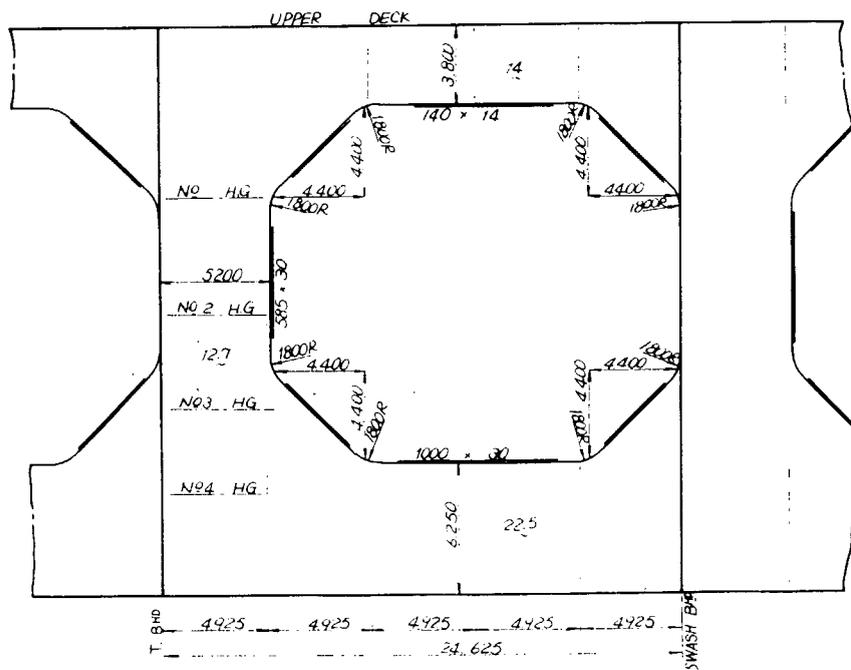


Fig. 4 CENTER LINE SECTION (NK-20)

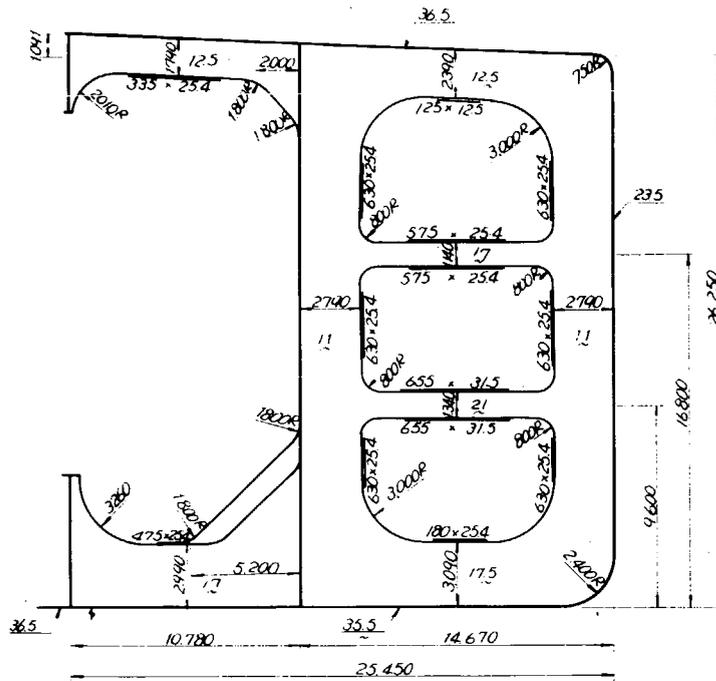


Fig. 5 MIDSHIP SECTION (NK-20A)

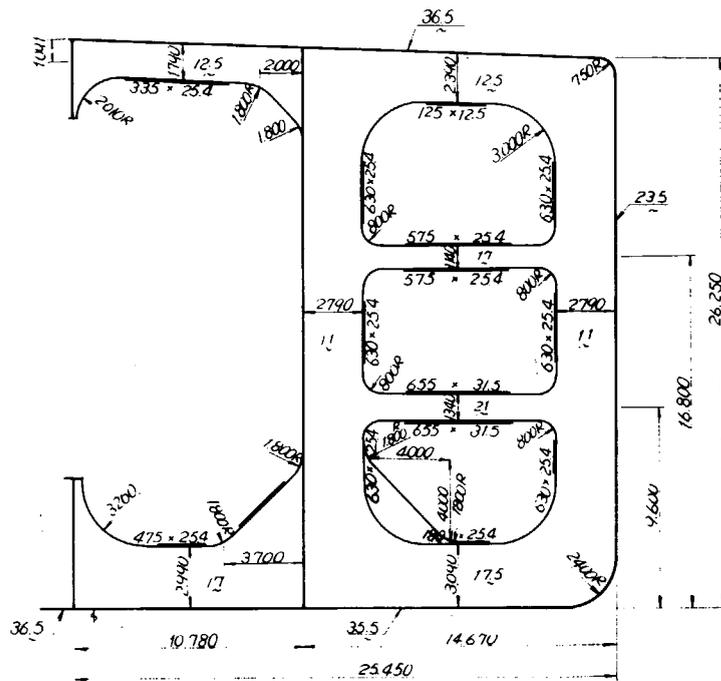


Fig. 6 MIDSHIP SECTION (NK-20B)

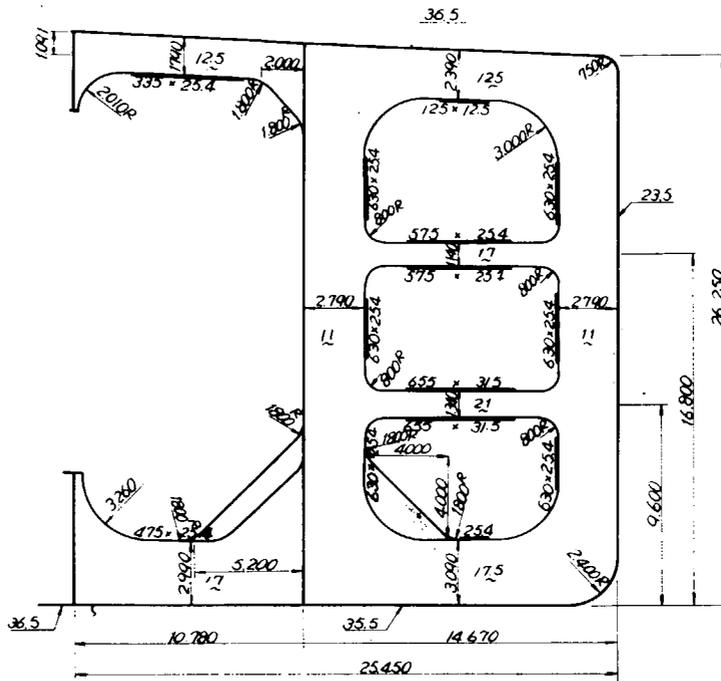


Fig. 7 MIDSHIP SECTION (NK-20C)

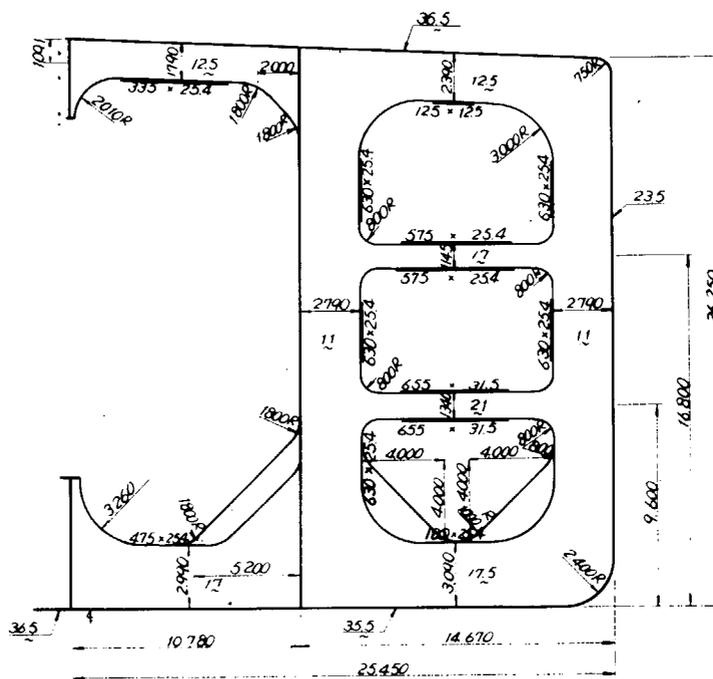


Fig. 8 MIDSHIP SECTION (NK-20D)

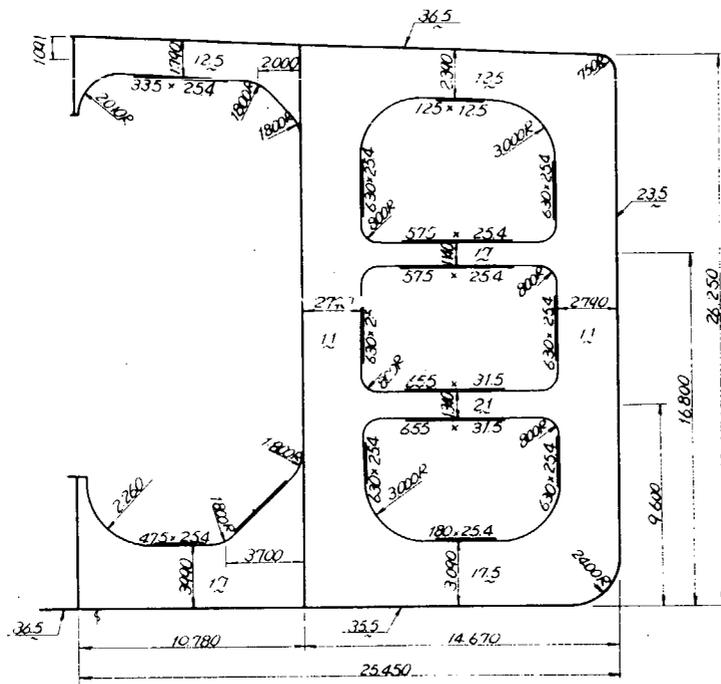


Fig. 9 MIDSHIP SECTION (NK-20E)

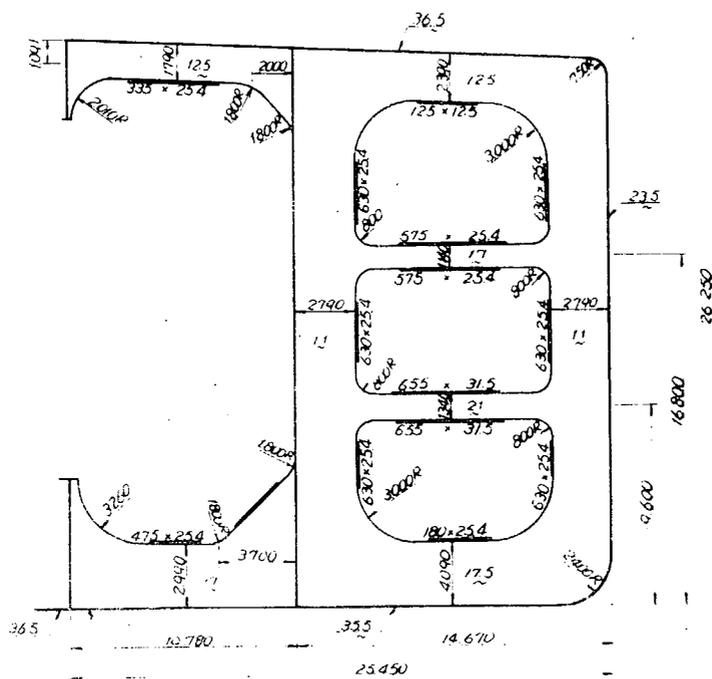


FIG. 10 MIDSHIP SECTION (NK-20F)

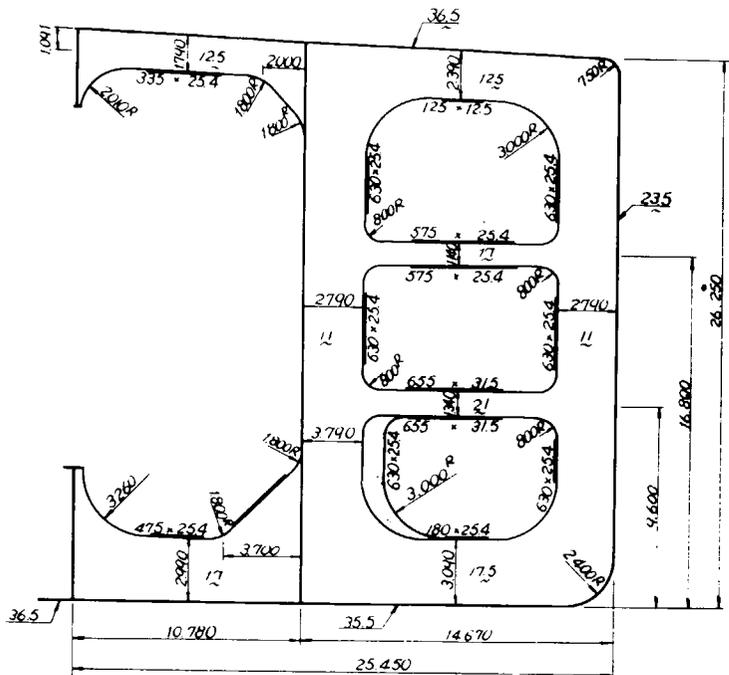


Fig.11 MIDSHIP SECTION (NK-20G)

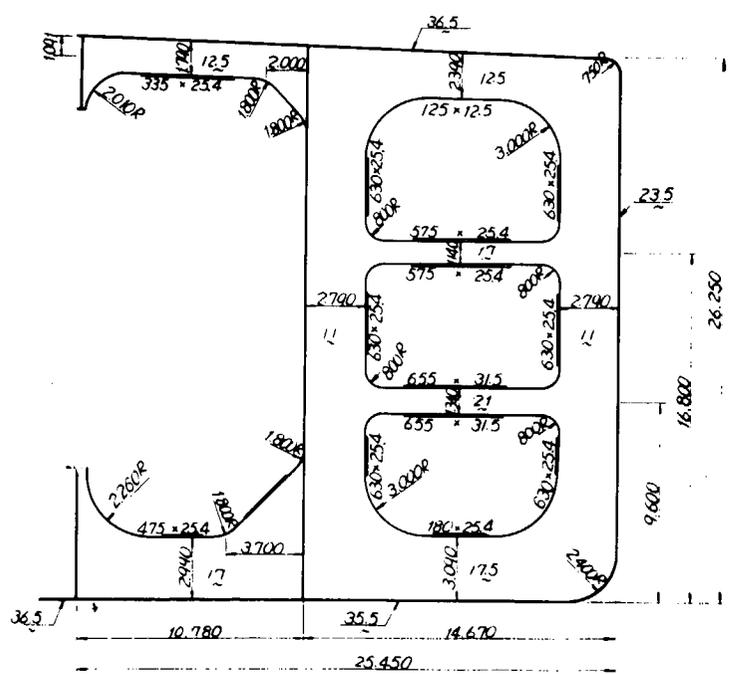


Fig.12 MIDSHIP SECTION (NK-20H)

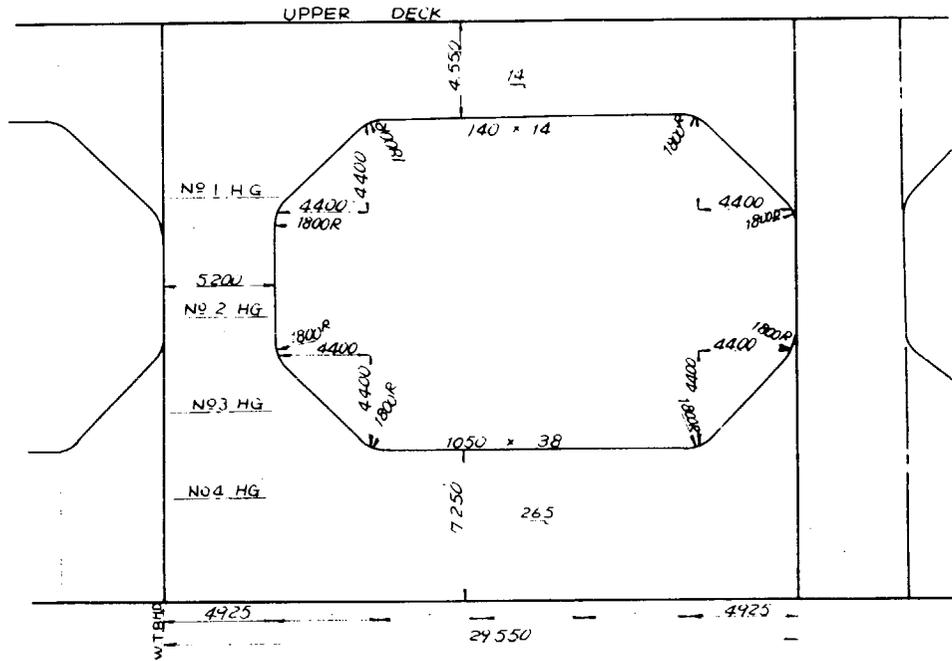


Fig. 13 CENTER LINE SECTION (NK-20H)

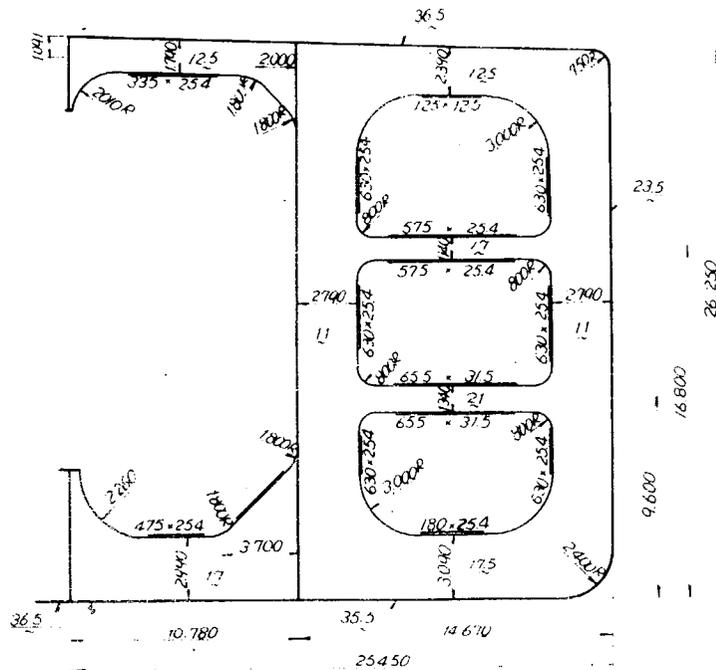


Fig. 14 MIDSHIP SECTION (NK-20I)

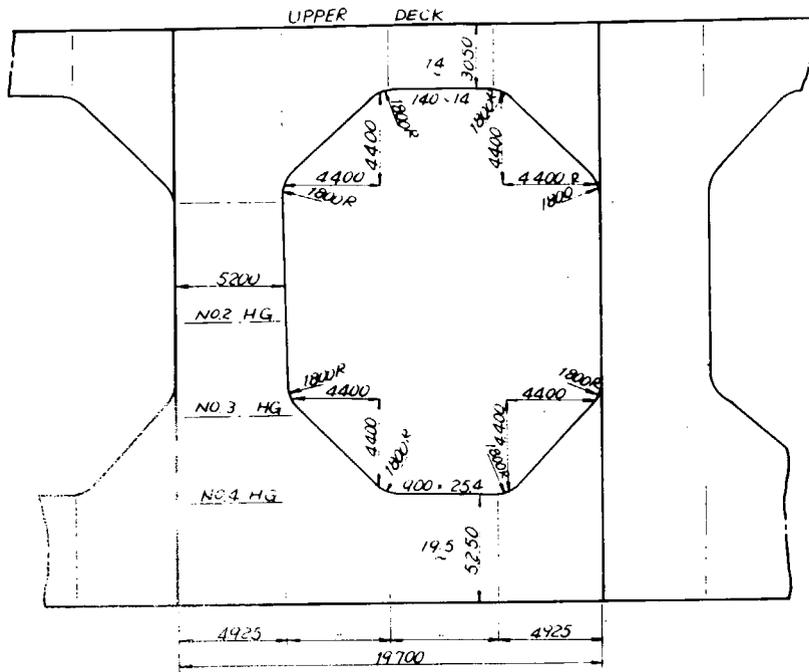


Fig. 15 CENTER LINE SECTION (NK-20I)

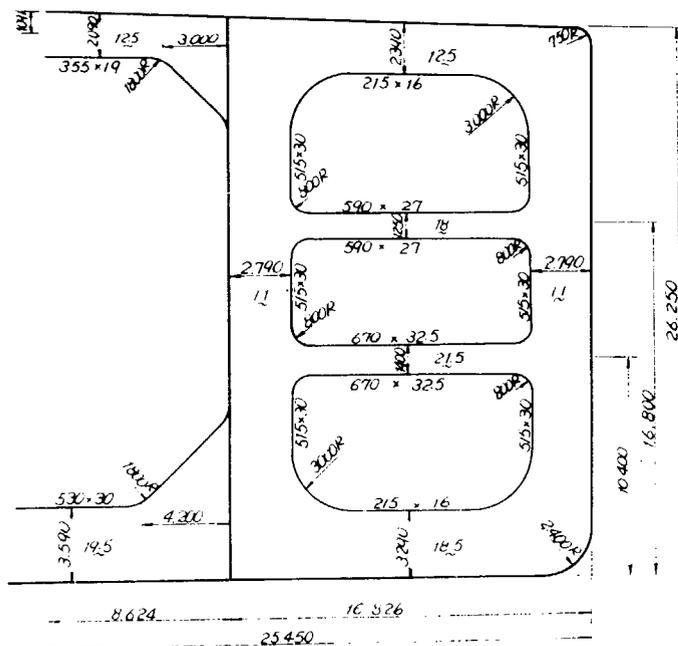


Fig. 16 MIDSHIP SECTION (M2A)

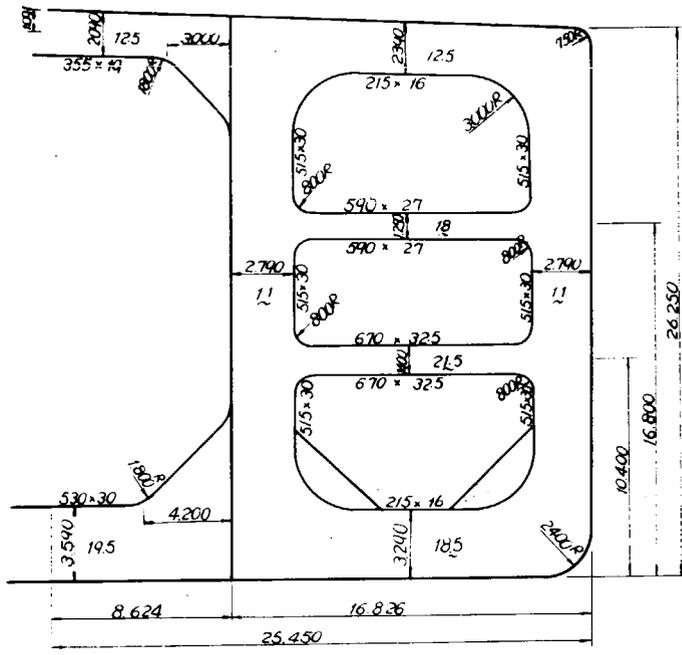


Fig. 17 MIDSHIP SECTION (M-2B)

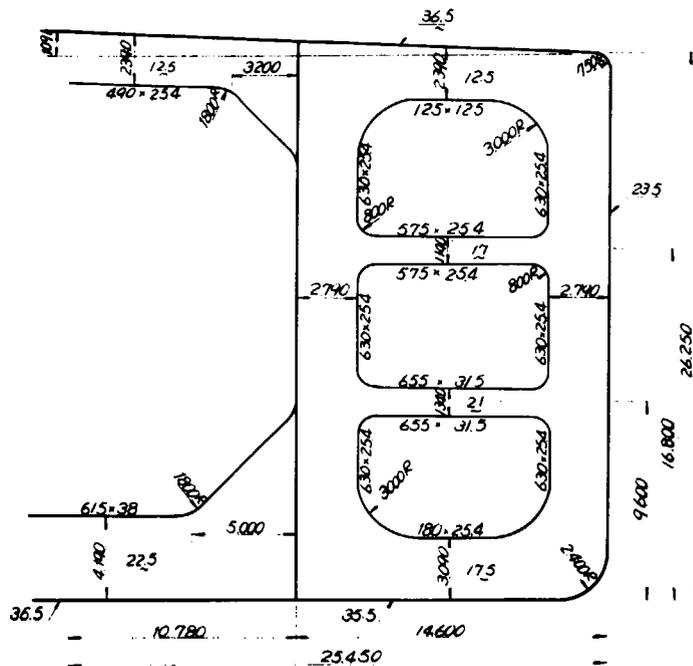


Fig. 18 MIDSHIP SECTION (NK-20L)

SHEARING FORCE AND BENDING MOMENT DIAGRAM

SHIP NK-20

LOAD CONDITION 3

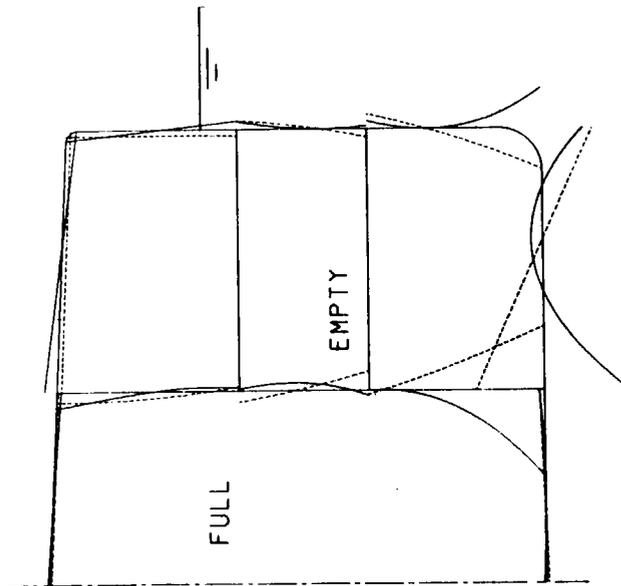


FIG. 19

SHEARING STRESS AND NORMAL STRESS DIAGRAM

SHIP NK-20

LOAD CONDITION 3

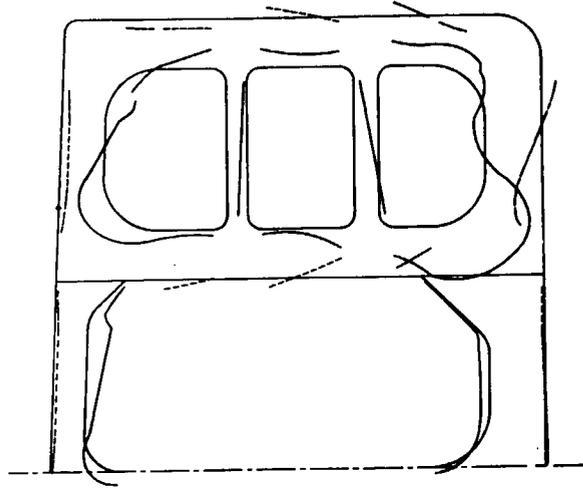
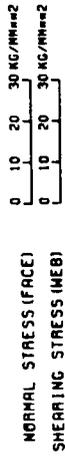
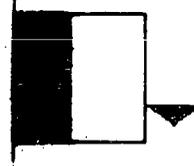
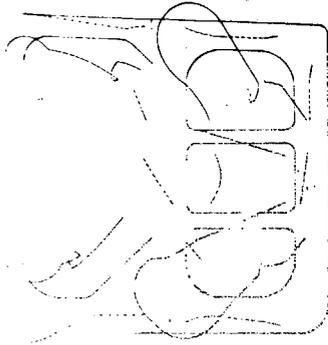


FIG. 20

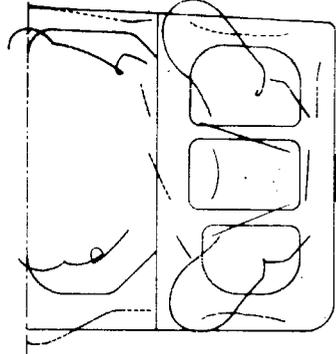
COMPARISON  
OF  
SHEARING STRESS  
AND  
NORMAL STRESS



NK-20 A



NK-20 G

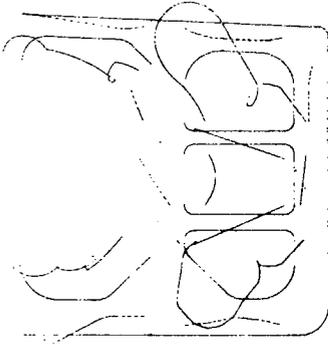


LOAD CONDITION 1

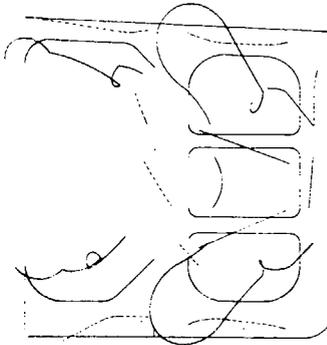
— NORMAL STRESS (FACE)  
- - - SHEARING STRESS (FACE)

0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100

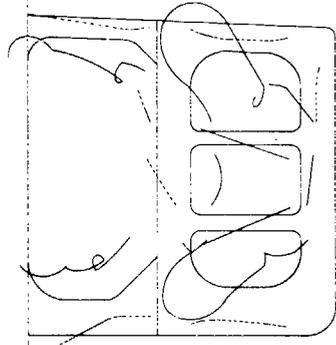
NK-20 B



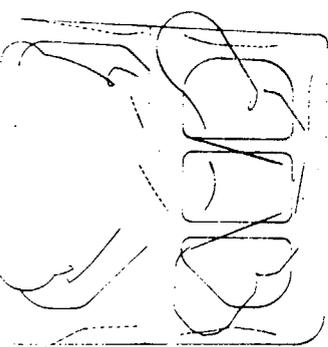
NK-20



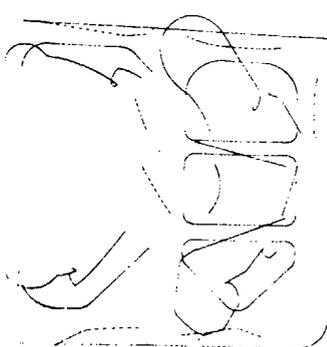
NK-20 F



NK-20 C



NK-20 D



NK-20 E

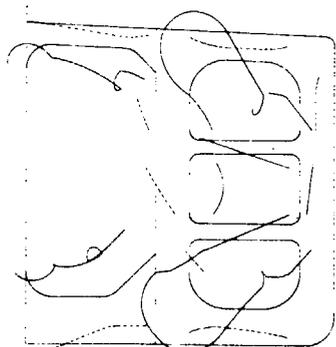


Fig. 21

COMPARISON  
OF  
SHEARING STRESS  
AND  
NORMAL STRESS

LOAD CONDITION 2

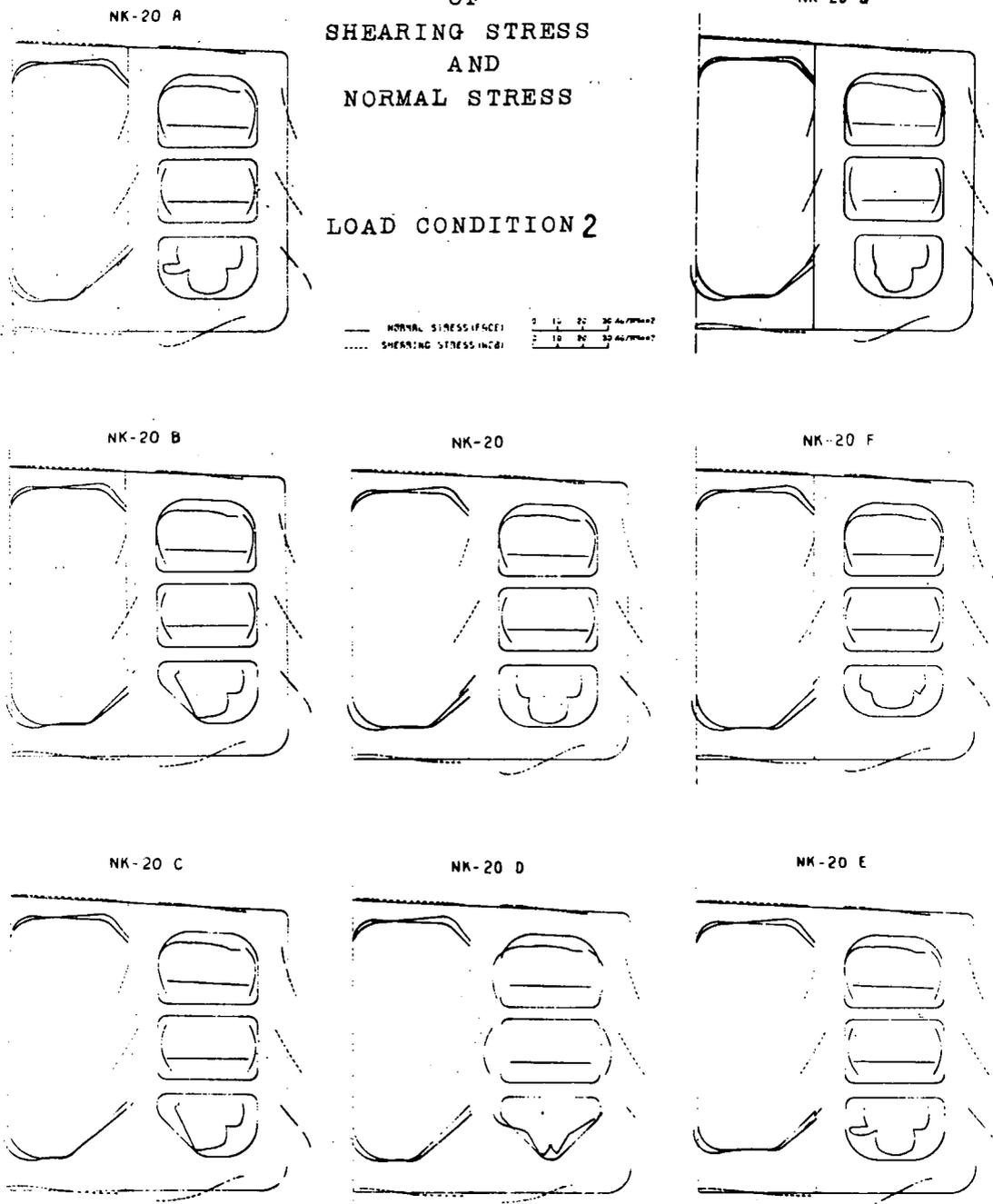
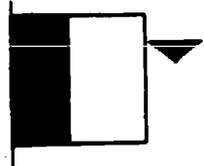


Fig. 22

COMPARISON  
OF  
SHEARING STRESS  
AND  
NORMAL STRESS



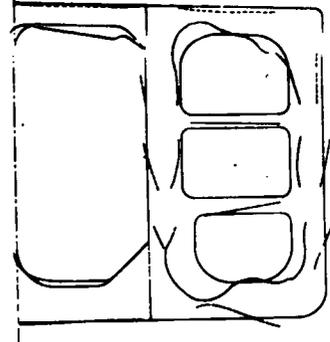
NK-20 G

NK-20 A



LOAD CONDITION 3

— NORMAL STRESS (KCAL) 2 10 20 30 40/CM<sup>2</sup>  
 ..... SHEARING STRESS (KCAL) 2 10 20 30 40/CM<sup>2</sup>



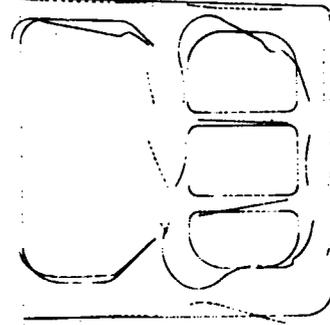
NK-20 B



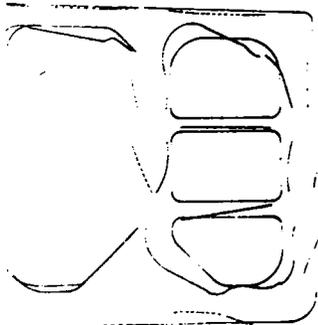
NK-20



NK-20 F



NK-20 C



NK-20 D



NK-20 E

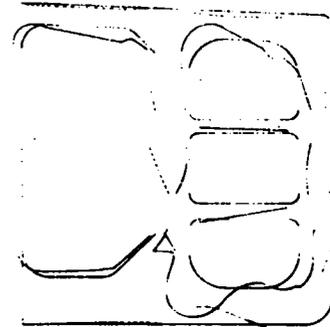


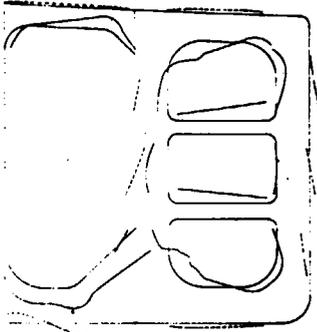
Fig. 23

COMPARISON  
OF  
SHEARING STRESS  
AND  
NORMAL STRESS

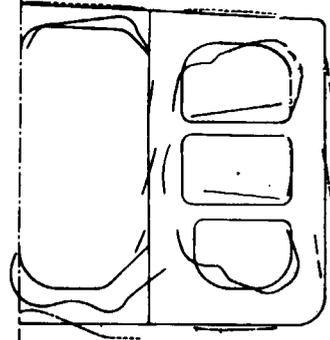
LOAD CONDITION 4



NK-20 A



NK-20 G

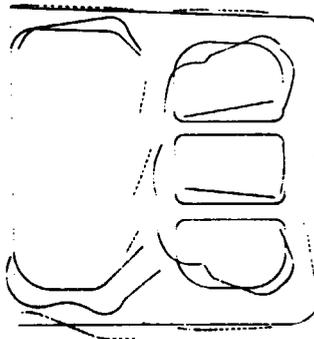


— NORMAL STRESS (FACE) 0 10 20 30 MPa/mm<sup>2</sup>  
 - - - SHEARING STRESS (ME) 0 10 20 30 MPa/mm<sup>2</sup>

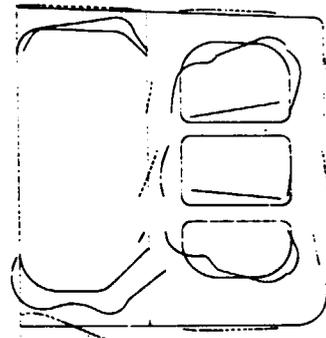
NK-20 B



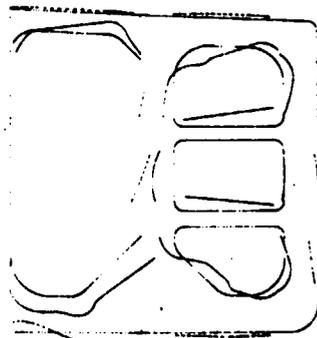
NK-20



NK-20 F



NK-20 C



NK-20 D



NK-20 E

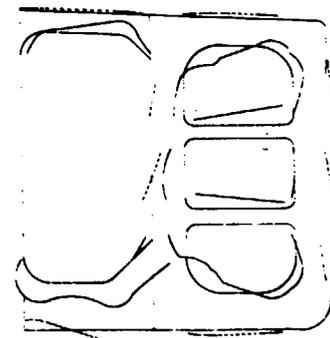
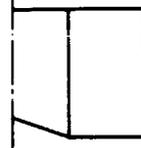


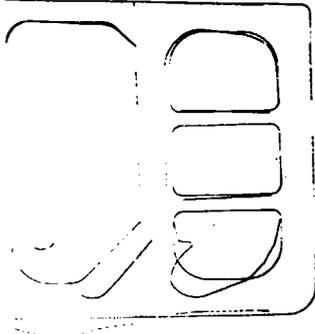
Fig. 24

COMPARISON  
OF  
SHEARING STRESS  
AND  
NORMAL STRESS



NK-20 G

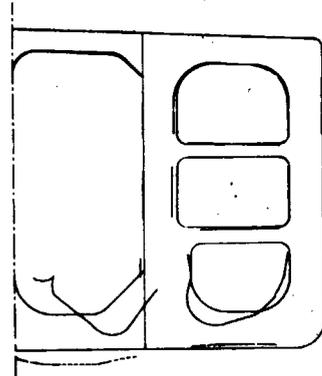
NK-20 A



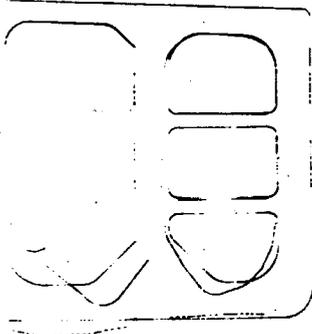
LOAD CONDITION

CENTER DISPT.

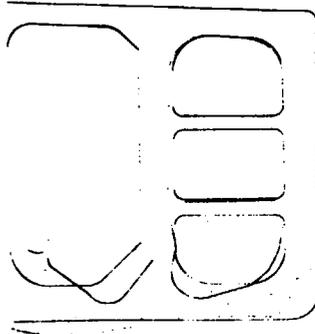
--- NORMAL STRESS (FACE) 0 10 20 30 kg/mm<sup>2</sup>  
 - - - - - SHEARING STRESS (WEB) 0 10 20 30 kg/mm<sup>2</sup>



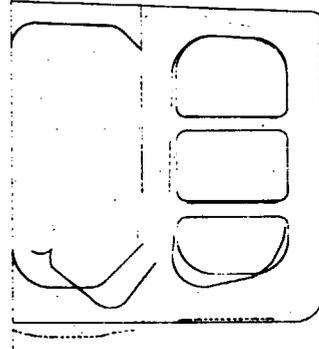
NK-20 B



NK-20



NK-20 F



NK-20 C



NK-20 D



NK-20 E

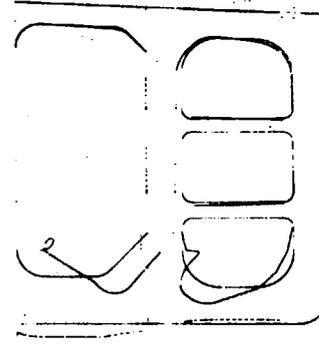


Fig.25

COMPARISON  
OF  
SHEARING STRESS  
AND  
NORMAL STRESS

LOAD CONDITION

SIDE DISPT.

--- NORMAL STRESS (FACE) 0 10 20 30 kg/cm<sup>2</sup>  
 - - - SHEARING STRESS (WEB) 0 10 20 30 kg/cm<sup>2</sup>

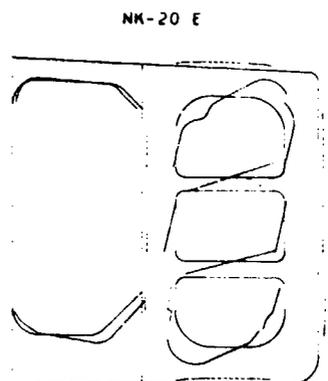
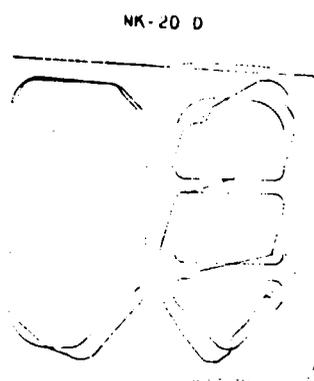
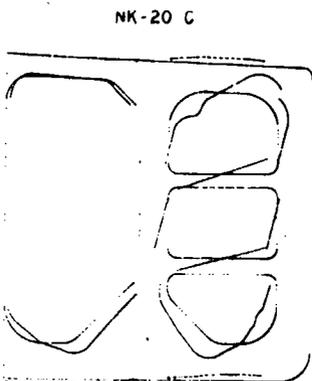
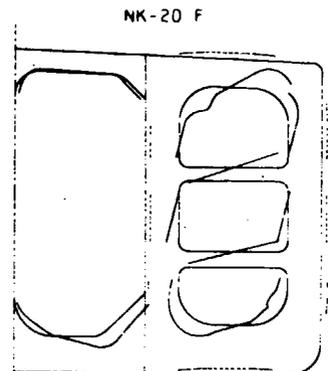
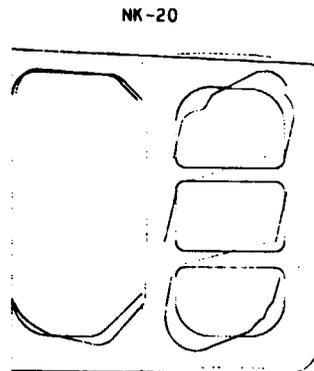
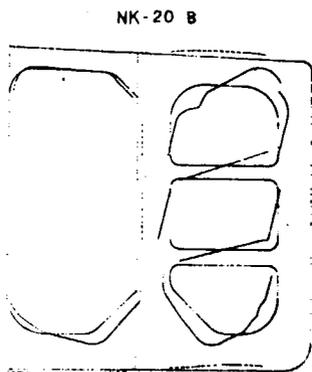
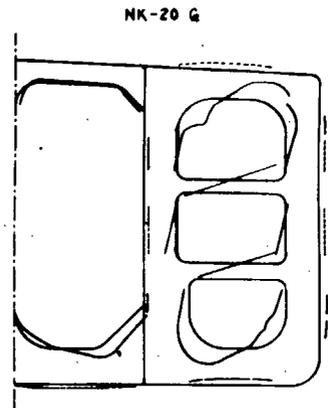
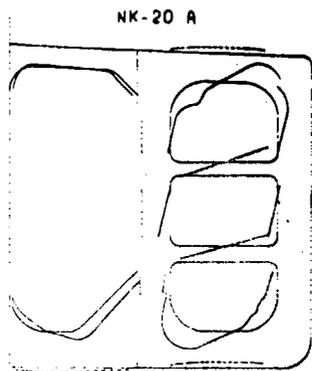
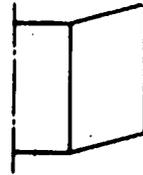
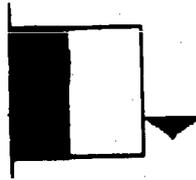


Fig. 26

COMPARISON  
OF  
SHEARING STRESS  
AND  
NORMAL STRESS



LOAD CONDITION 1

—	NORMAL STRESS (FAC1)	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
- - -	SHEARING STRESS (FAC2)	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100

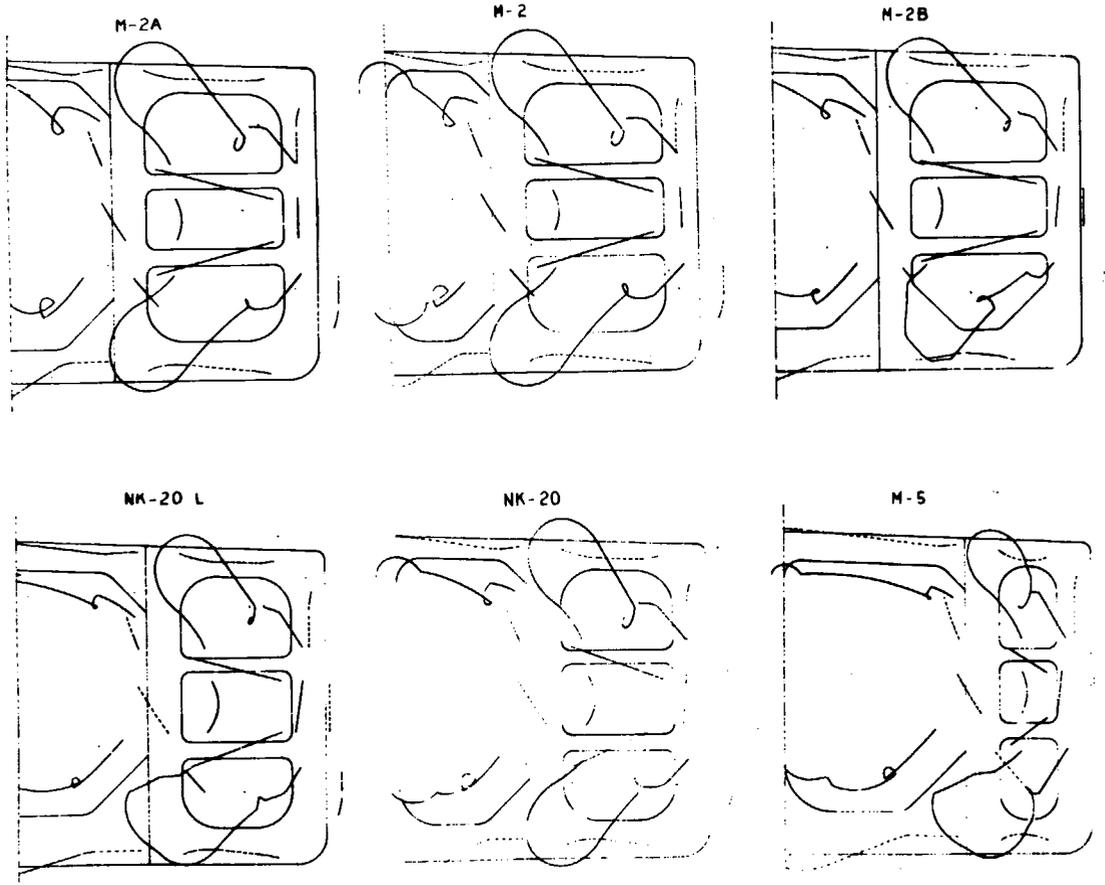
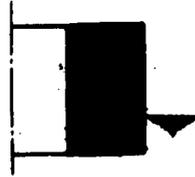


Fig. 27

COMPARISON  
OF  
SHEARING STRESS  
AND  
NORMAL STRESS



LOAD CONDITION 2

— NORMAL STRESS (PALE) 0 10 20 30 40 50 60  
 ..... SHEARING STRESS (DARK) 0 10 20 30 40 50 60

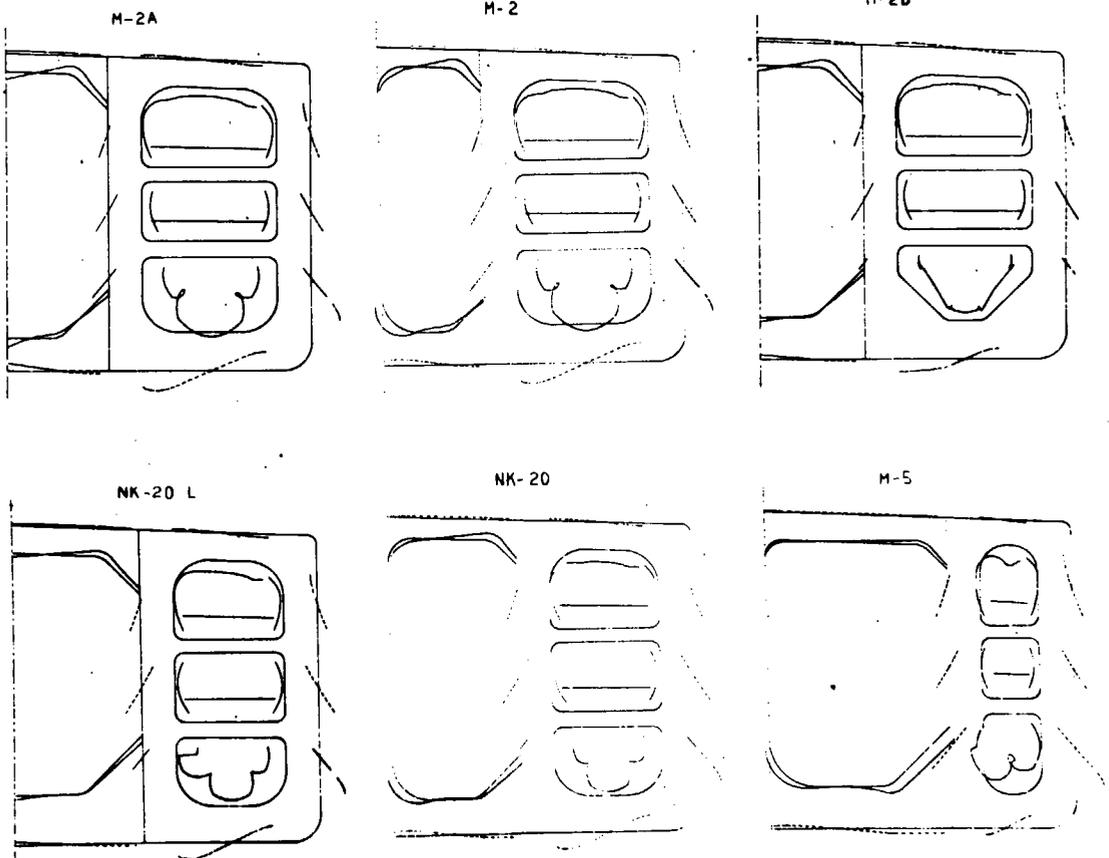
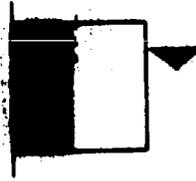


Fig. 28

COMPARISON  
OF  
SHEARING STRESS  
AND  
NORMAL STRESS



LOAD CONDITION 3

— NORMAL STRESS (FACE) 0 10 20 30 kg/cm<sup>2</sup>  
 - - - - - SHEARING STRESS (MEI) 0 10 20 30 kg/cm<sup>2</sup>

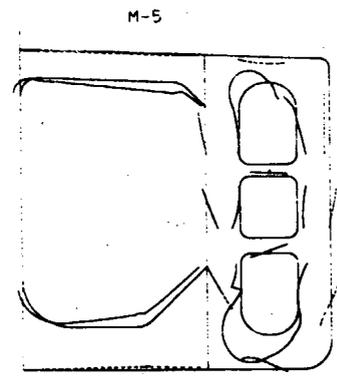
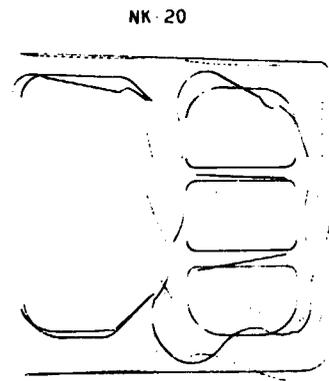
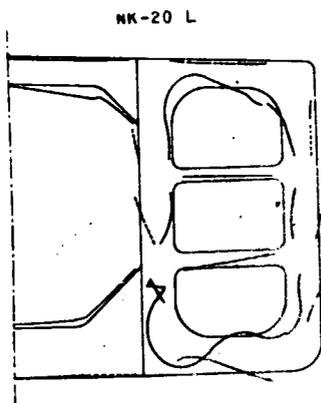
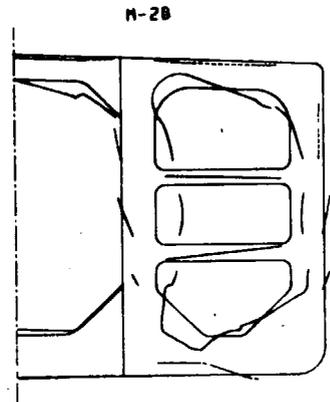
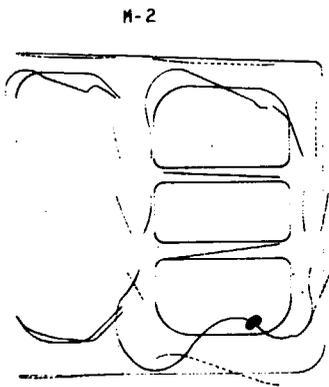
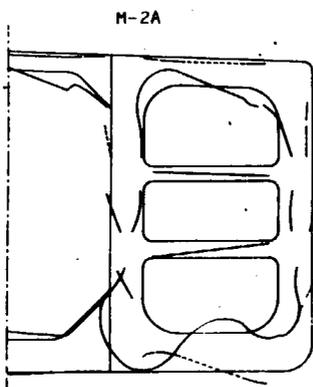


Fig. 29

COMPARISON  
OF  
SHEARING STRESS  
AND  
NORMAL STRESS



LOAD CONDITION 4

— NORMAL STRESS (FACE) 0 10 20 30 KG/CM<sup>2</sup>  
 - - - - - SHEARING STRESS (LINE) 0 10 20 30 KG/CM<sup>2</sup>

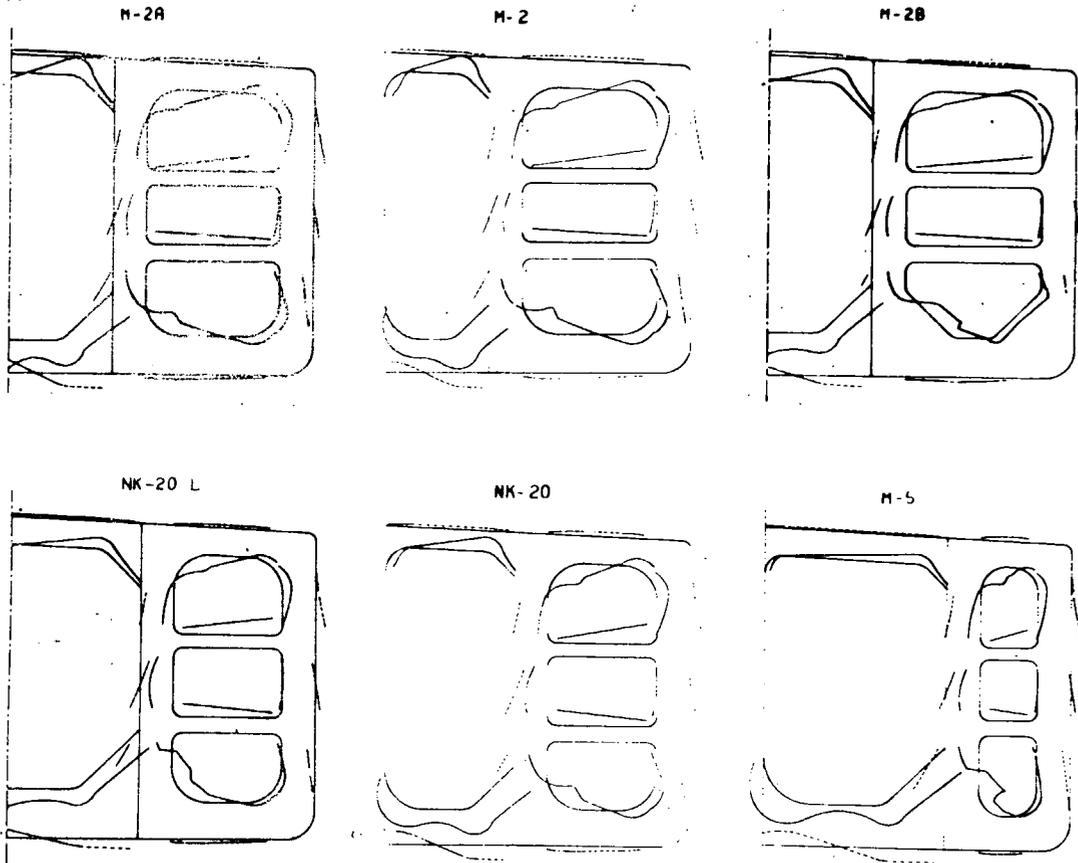
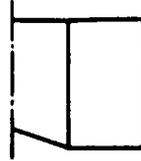


Fig. 30

COMPARISON  
OF  
SHEARING STRESS  
AND  
NORMAL STRESS



LOAD CONDITION

CENTER DISPT.

— NORMAL STRESS (FACE) 0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100  
 ..... SHEARING STRESS (LINE) 0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100

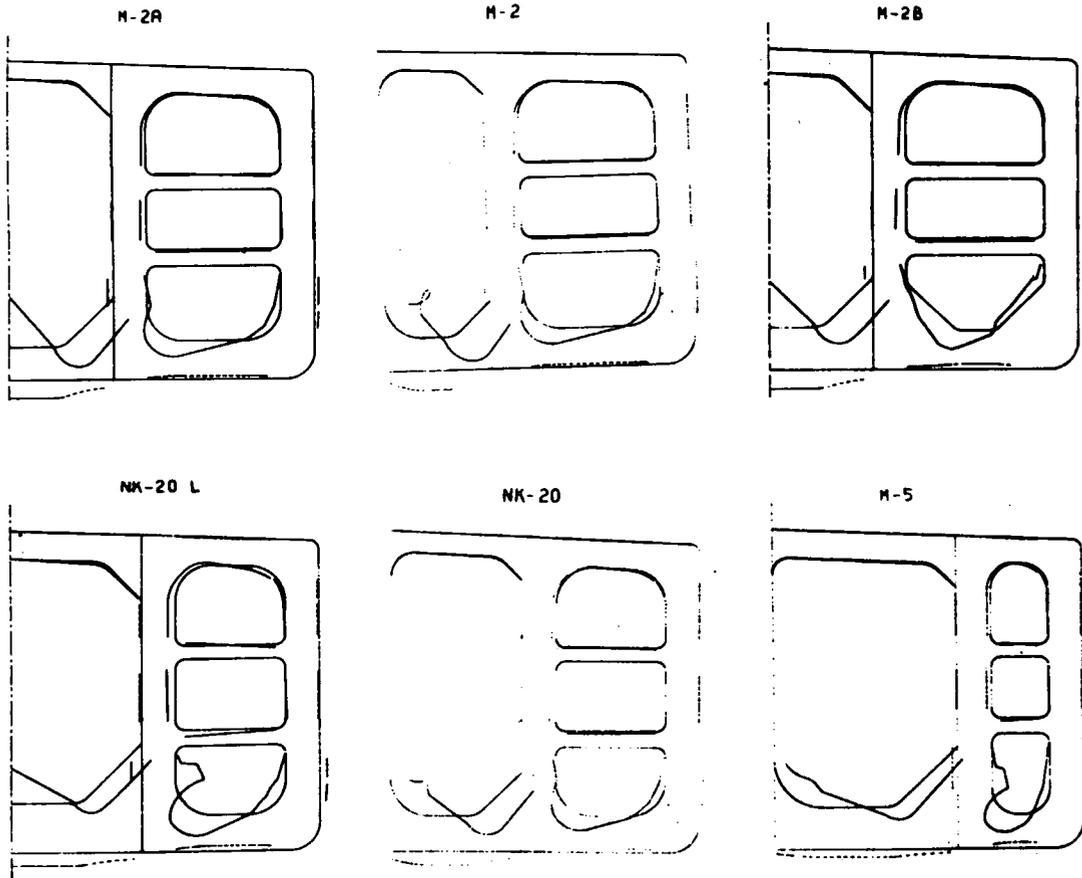
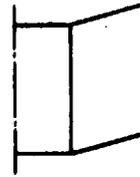


Fig. 31

COMPARISON  
OF  
SHEARING STRESS  
AND  
NORMAL STRESS



LOAD CONDITION

SIDE DISPT.

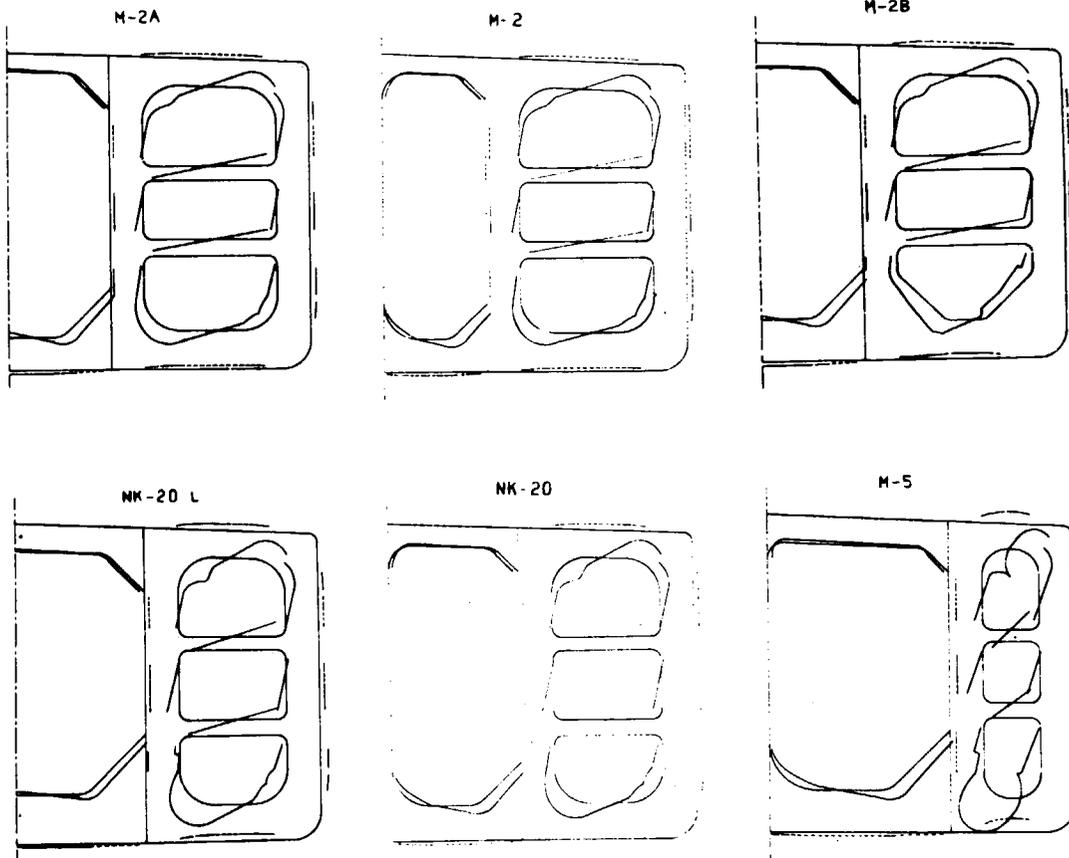
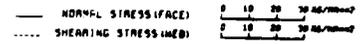


Fig. 32

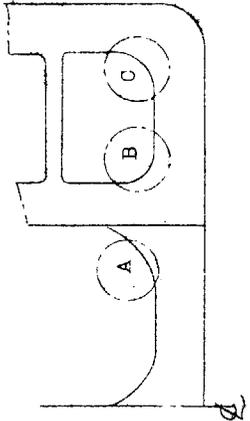


Table 3 - 1 Maximum Stress Table  
(Normal Stress)

Load Con	場所	NK-20	NK-20A	NK-20B	NK-20C	NK-20D	NK-20E	NK-20F	NK-20G	M-2	M-5	NK-20L	M-2A	M-2B
L-1	A	1 9.0	1 7.5	1 7.5	1 5.7	1 5.0	1 9.0	1 7.2	1 7.5	2 1.0	1 6.8	1 4.2	1 9.3	1 4.2
	B	2 1.4	2 0.3	1 6.0	1 5.0	1 5.0	2 1.0	1 7.0	1 8.5	2 3.5	2 5.0	2 1.0	2 2.5	1 6.0
	C	1 5.0	1 3.2	1 4.2	1 2.5	1 1.0	1 4.3	1 3.0	1 3.0	1 7.3	1 2.0	1 1.0	1 5.3	1 3.5
L-2	A	2.6	2.5	2.2	2.0	3.0	2.5	3.0	2.2	2.1	4.5	1.8	1.5	1.5
	B	1 1.7	1 2.0	6.0	6.5	2.8	1 2.0	9.7	7.0	1 6.2	1 3.0	1 2.0	1 6.7	7.8
	C	1 2.4	1 2.5	1 2.0	1 2.3	4.0	1 2.0	1 0.2	1 2.0	1 5.2	1 5.0	1 2.5	1 5.7	6.3
L-3	A	2.0	3.0	1.8	2.0	2.2	2.5	2.5	2.0	1.6	5.0	2.8	1.6	1.5
	B	1 4.5	1 5.0	9.0	1 0.0	1 0.0	1 5.0	1 1.5	1 0.5	1 8.0	6.9	1 5.0	1 8.5	9.2
	C	5.5	5.6	5.0	5.0	4.0	5.6	4.0	5.2	8.2	6.0	6.0	8.2	3.5
L-4	A	1 0.3	8.0	1 0.0	7.8	7.2	1 0.0	9.3	9.8	1 2.0	8.5	6.5	1 0.2	7.7
	B	7.5	7.5	6.1	5.0	5.0	7.3	6.2	6.7	9.2	9.7	6.7	8.0	6.2
	C	3.6	2.7	4.0	3.1	2.2	3.2	4.0	3.7	4.5	2.0	2.2	3.5	2.6
Center Displacement	A	9.5	9.5	9.5	1 0.3	1 0.6	9.2	1 0.5	1 0.5	1 3.0	6.1	6.8	1 1.5	1 0.2
	B	6.5	7.6	6.0	7.2	7.7	7.2	5.8	6.1	6.5	8.1	9.0	6.5	8.0
	C	3.0	4.0	3.2	4.1	3.5	3.5	2.6	3.0	3.0	3.2	4.8	3.5	4.0
Side Displacement	A	4.2	4.2	5.0	5.0	6.0	3.8	5.0	4.3	4.0	4.7	3.0	4.0	4.0
	B	7.0	8.2	6.1	7.0	7.3	8.0	6.0	7.5	5.5	1 5.7	9.2	6.0	6.0
	C	5.8	6.2	6.0	6.5	6.5	6.0	5.8	6.1	4.8	9.0	6.8	5.2	5.2

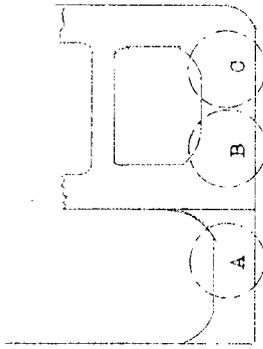


Table 3 - 2 Maximum Stress Table  
(Shearing Stress)

Load Con	場所	NK-20	NK-20A	NK-20B	NK-20C	NK-20D	NK-20E	NK-20F	NK-20G	M-2	M-5	NK-20L	M-2A	M-2B
L - 1	A	7.5	7.0	7.0	6.8	6.5	6.8	7.0	7.2	7.5	7.0	5.0	7.4	5.2
	B	6.8	6.4	6.5	6.0	7.0	6.8	6.0	6.7	6.5	7.0	5.4	6.0	6.0
	C	5.0	4.5	5.2	5.0	7.0	5.0	4.5	5.2	4.0	6.5	3.8	3.3	5.0
L - 2	A	1.5	1.0	1.0	1.0	1.0	1.2	1.5	1.2	0.8	1.7	0.8	1.0	0.7
	B	6.0	6.0	4.0	4.0	4.0	6.0	4.9	4.7	7.2	2.3	6.0	7.3	4.7
	C	6.0	6.0	5.8	5.8	3.0	6.0	5.0	6.0	7.0	4.8	6.0	7.0	4.0
L - 3	A	0.5	0.5	0.3	0.2	0.3	0.5	0.5	0.2	0.4	1.2	0.5	0.1	0.0
	B	6.5	6.5	3.2	4.2	4.5	6.5	5.4	5.2	7.2	4.3	6.4	7.3	4.8
	C	3.2	3.5	3.0	3.0	1.0	3.5	2.5	3.0	4.3	1.0	3.2	4.5	1.8
L - 4	A	5.2	5.0	5.2	4.5	4.8	5.0	5.2	5.1	5.5	5.0	3.3	0.2	4.0
	B	2.0	1.7	2.0	1.6	1.8	2.0	1.6	2.0	2.0	1.0	1.5	1.7	1.5
	C	1.5	1.0	1.8	1.3	1.5	1.0	1.1	1.3	1.6	1.0	1.0	1.0	1.3
Centre Displacement	A	5.0	6.0	5.2	6.5	6.5	5.0	5.2	5.1	7.0	3.0	4.8	6.5	7.0
	B	1.5	2.0	1.5	2.0	2.0	1.5	1.2	1.5	1.0	2.0	2.0	1.2	2.0
	C	1.5	1.7	1.6	2.0	2.0	1.8	1.0	1.3	1.0	2.0	2.0	1.2	2.0
Side Displacement	A	1.3	1.5	1.5	2.0	2.2	1.1	1.5	1.5	1.2	1.2	1.0	1.2	1.2
	B	1.8	2.0	2.0	2.5	2.7	2.2	2.0	2.6	1.2	5.0	2.8	1.2	2.0
	C	1.9	2.1	2.0	2.3	2.7	2.2	2.0	2.4	1.2	5.0	2.5	1.2	1.8

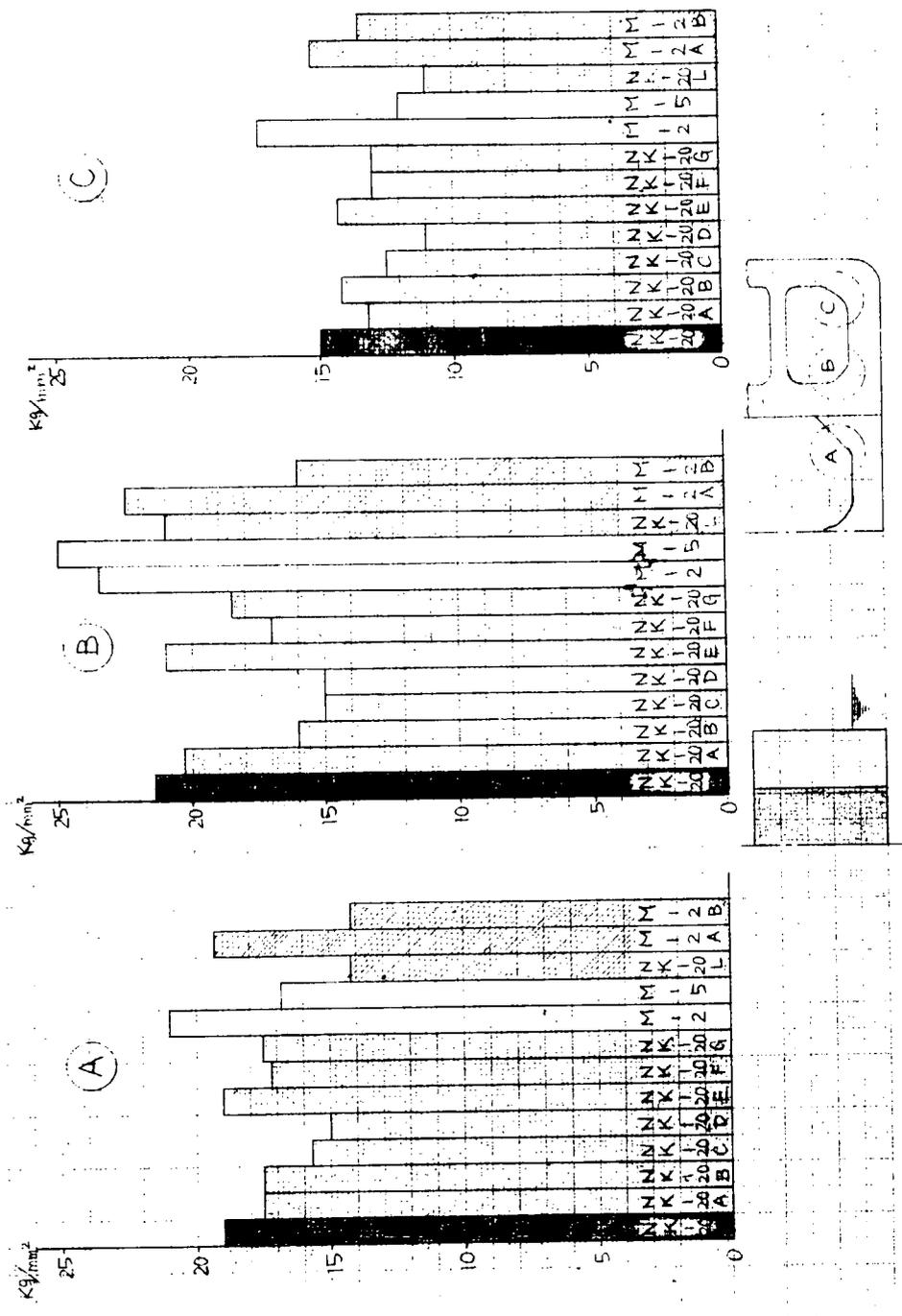


Fig. 33 MAXIMUM STRESS (NORMAL STRESS) L - 1

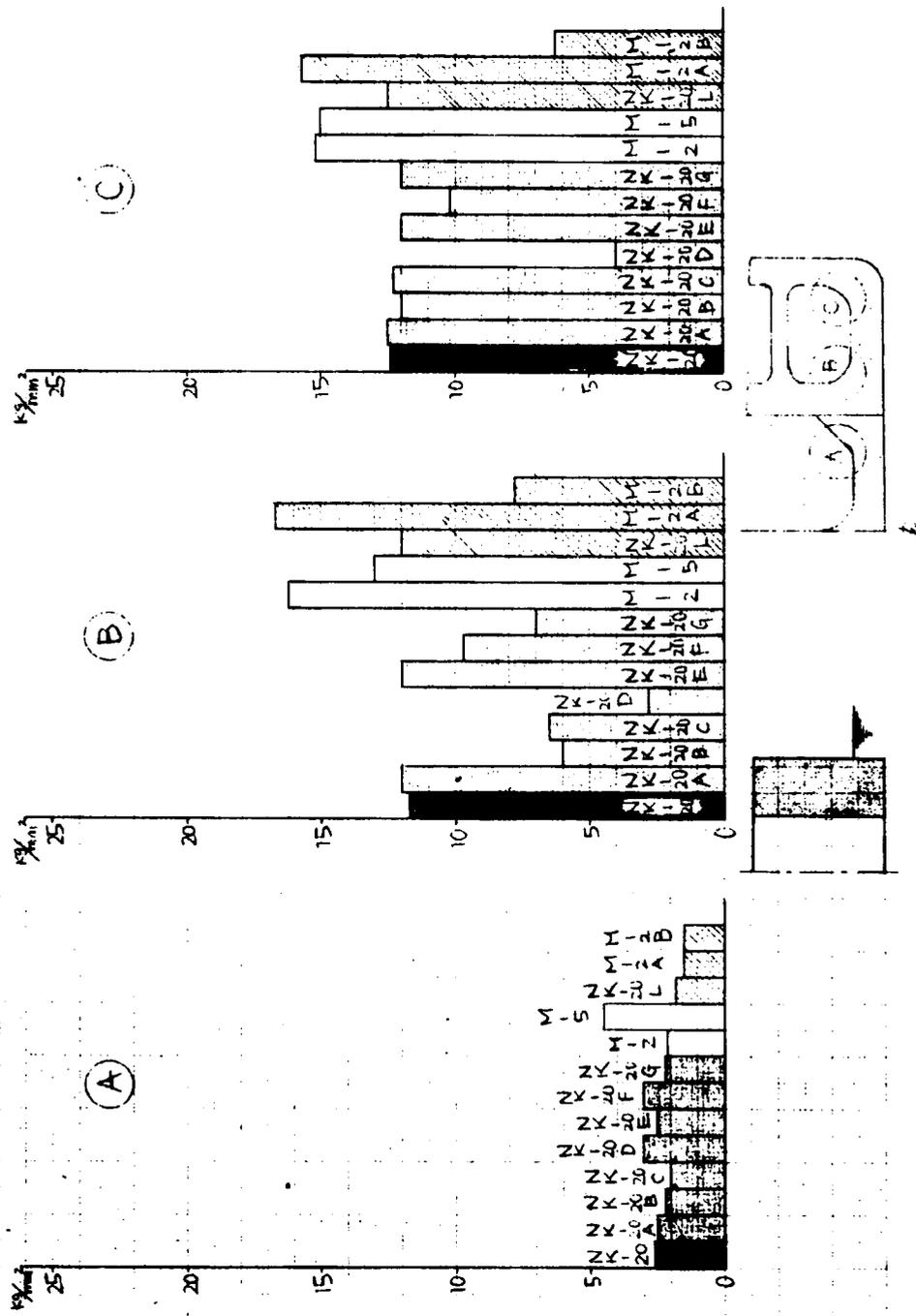


FIG. 34 MAXIMUM STRESS (NORMAL STRESS) L - 2

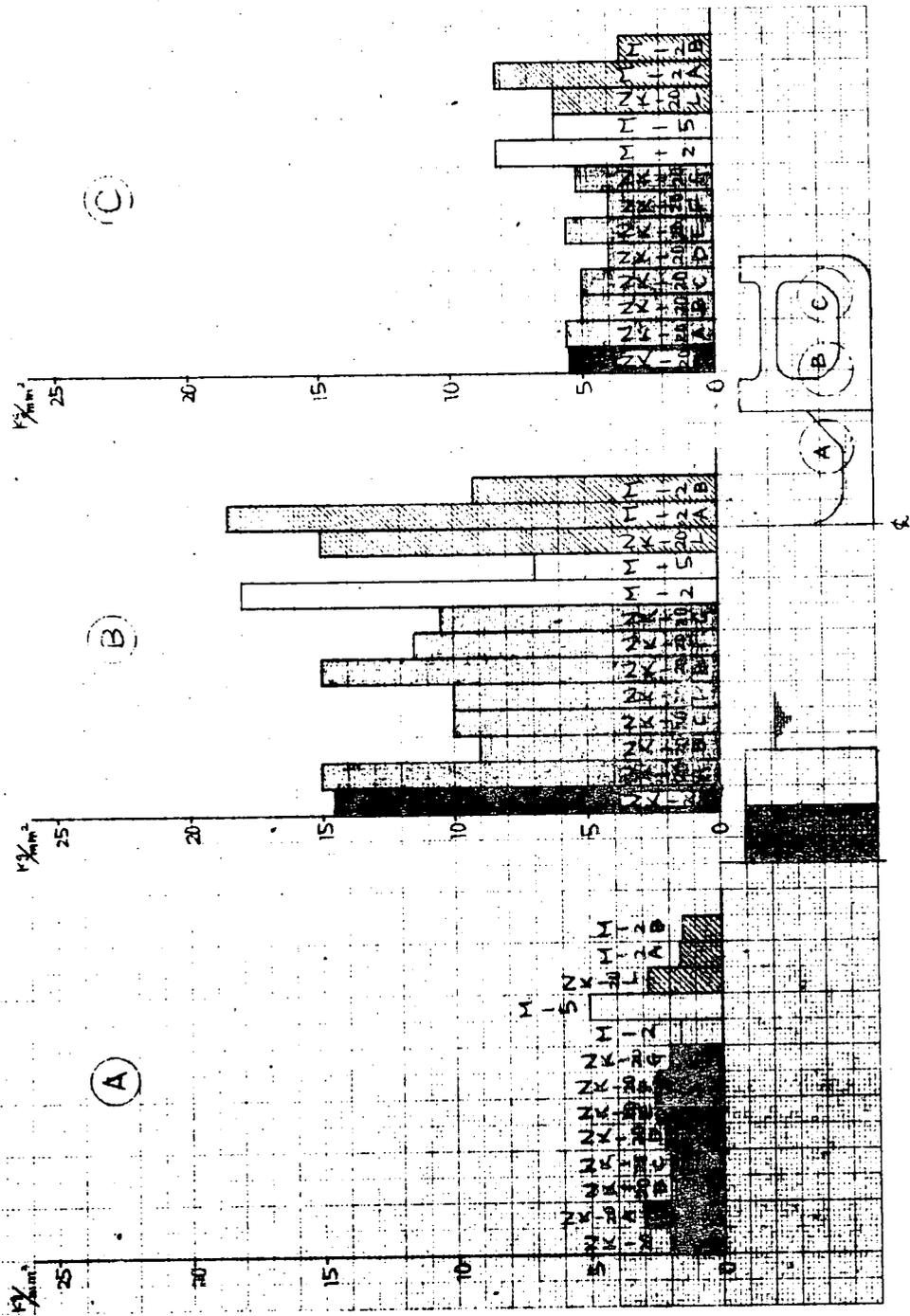


FIG. 35 MAXIMUM STRESS (NORMAL STRESS) L - 3

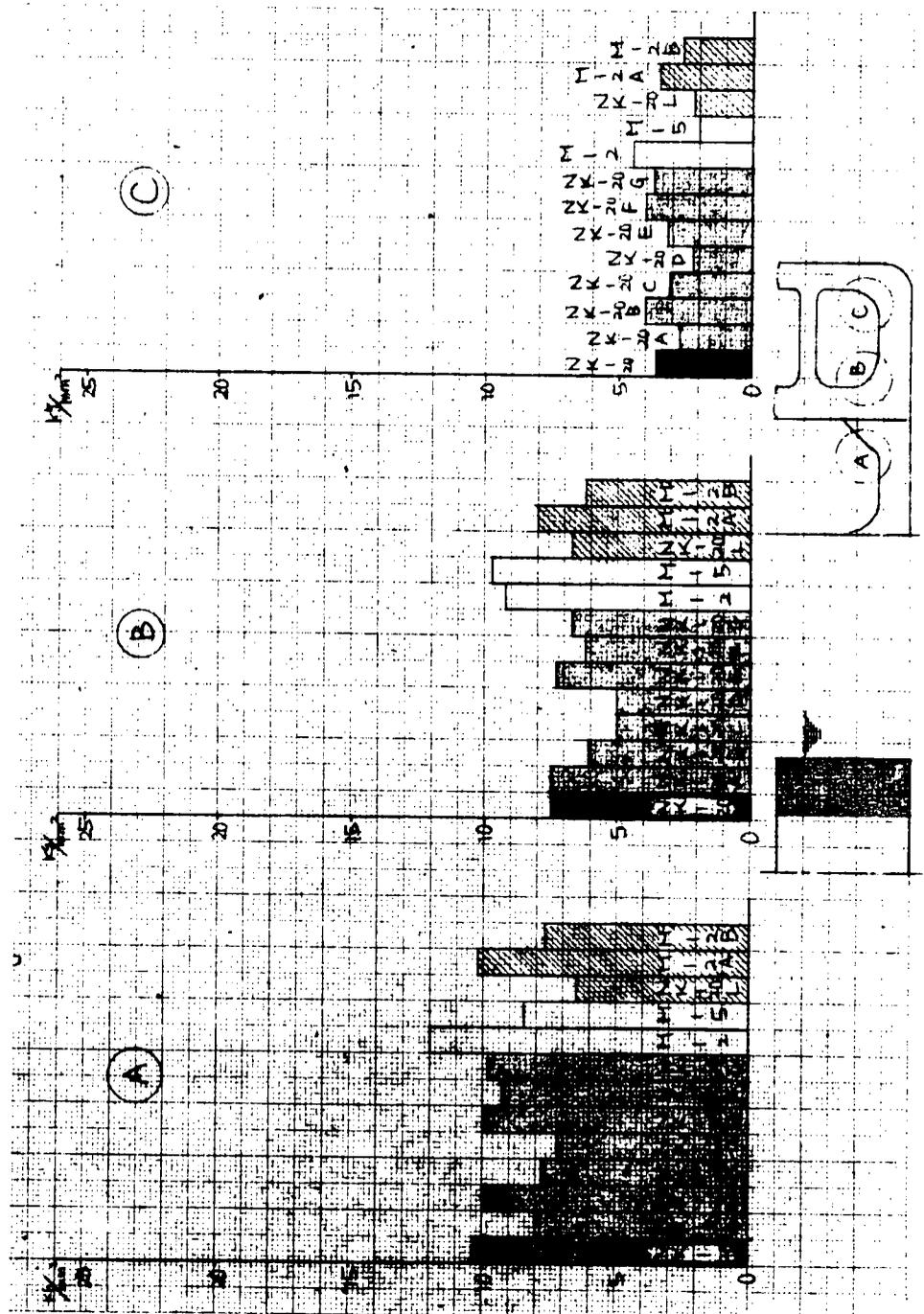


FIG. 36 MAXIMUM STRESS (NORMAL STRESS) L - 4

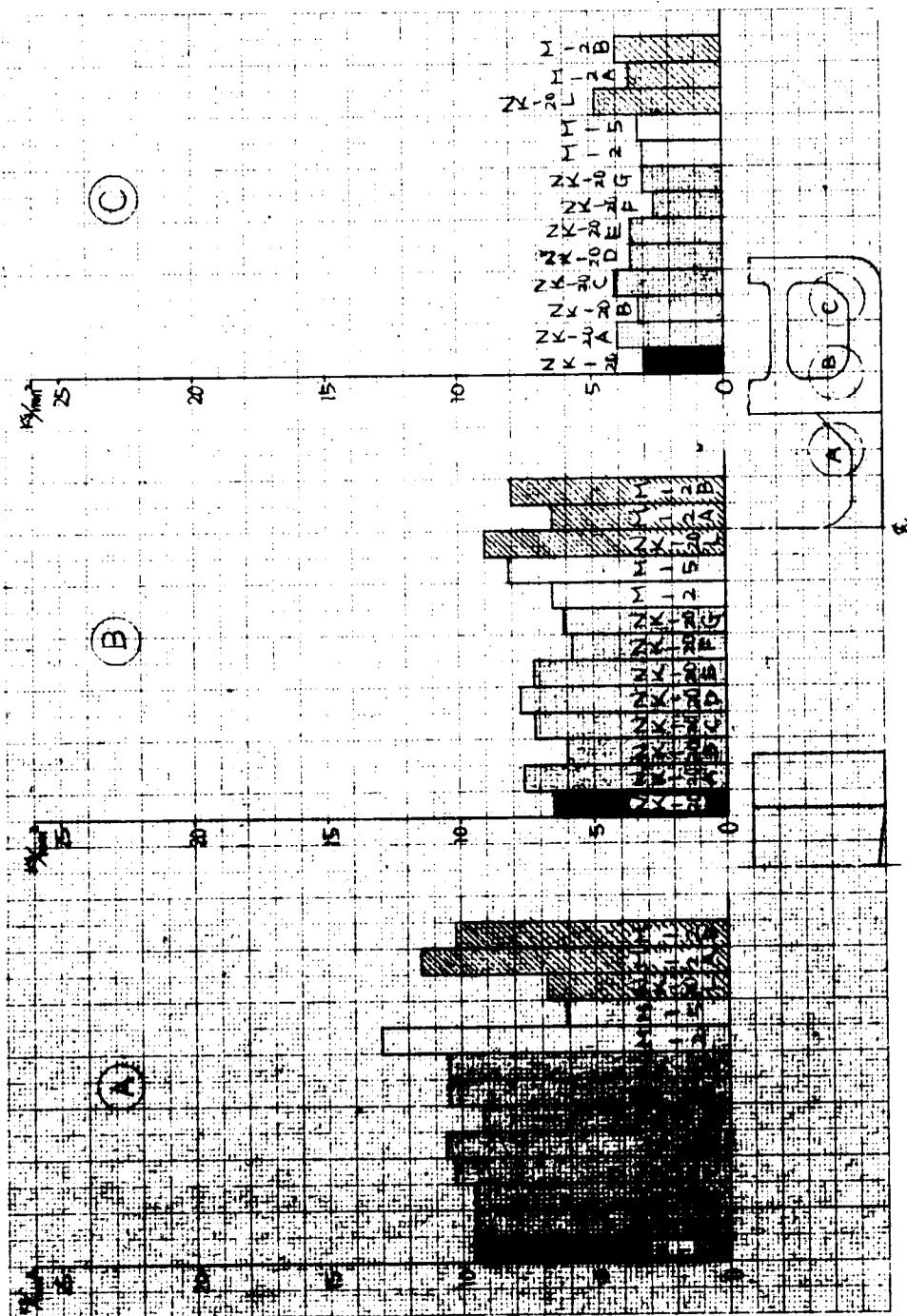


FIG. 37 MAXIMUM STRESS (NORMAL STRESS) CENTER

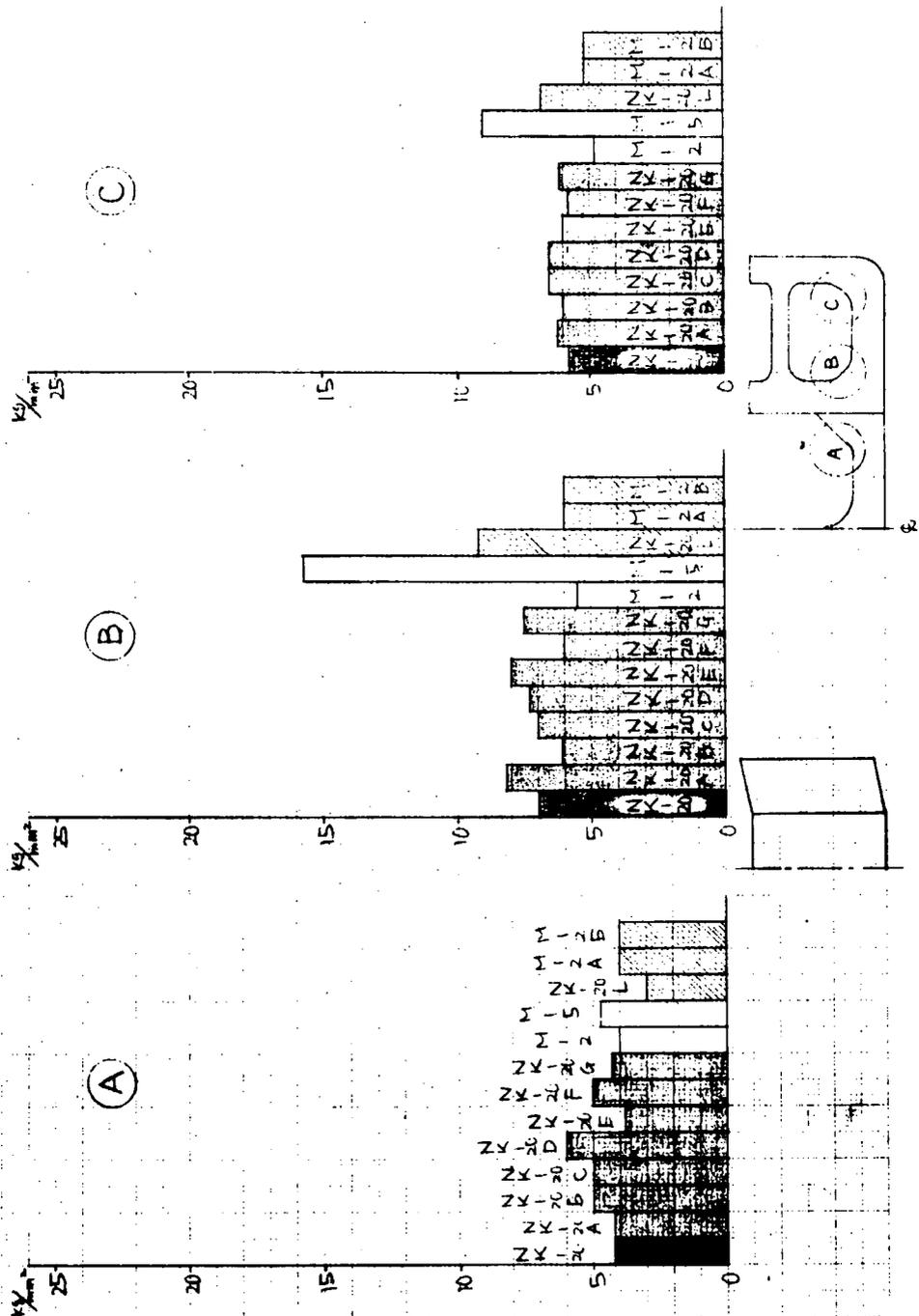


Fig. 38 MAXIMUM STRESS (NORMAL STRESS) SIDE

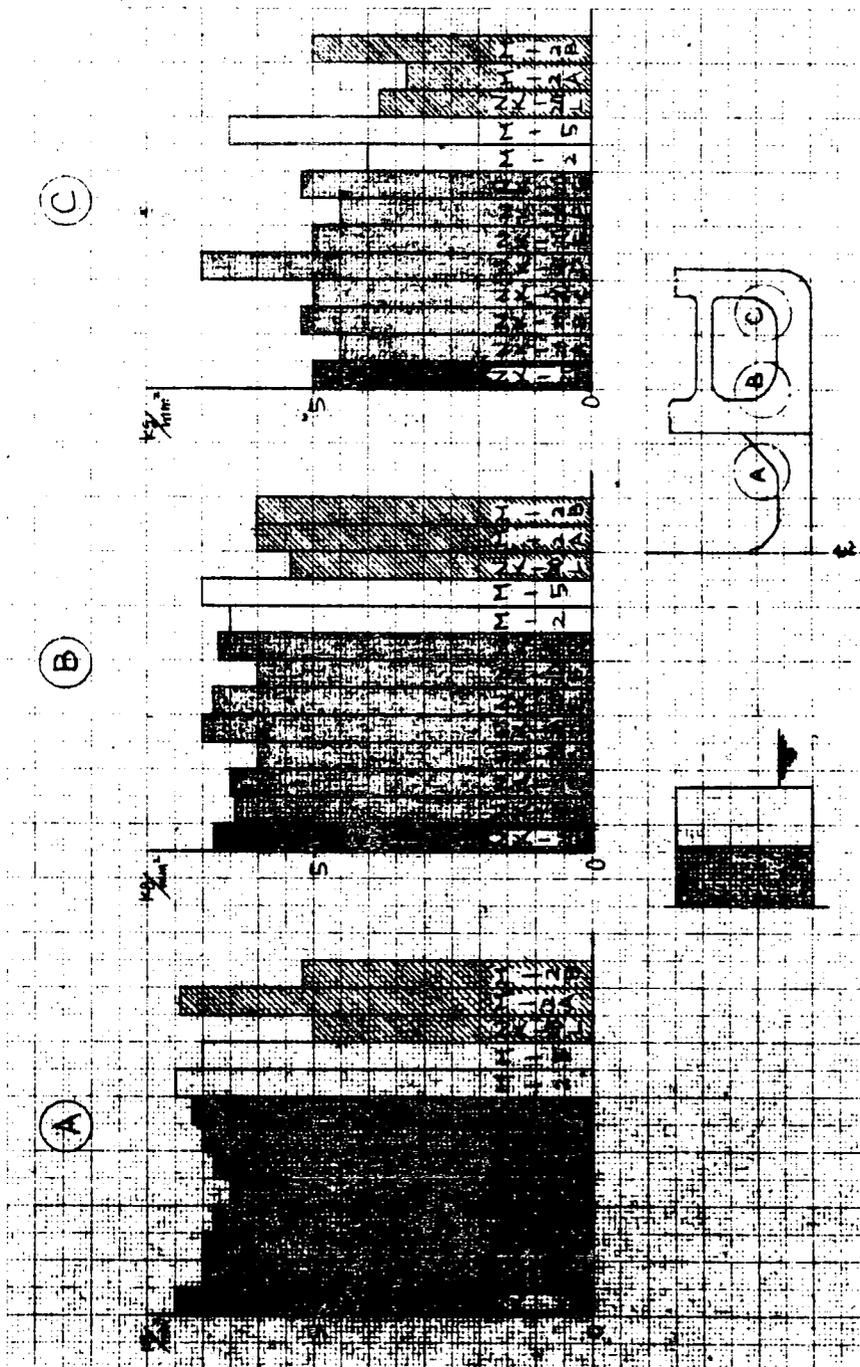


FIG. 39 MAXIMUM STRESS (SHEARING STRESS) L - 1

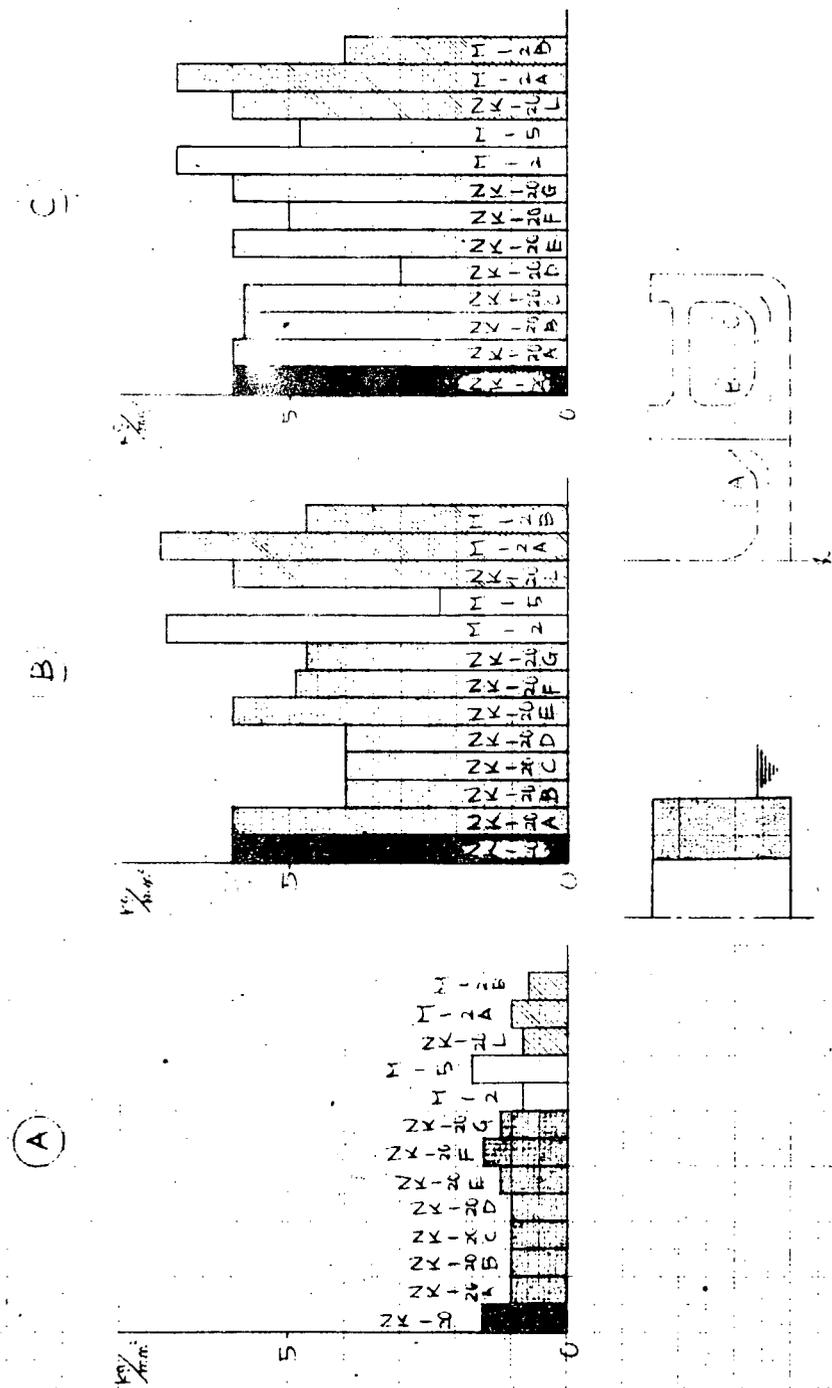


Fig. 40 MAXIMUM STRESS (SHEARING STRESS) L - 2

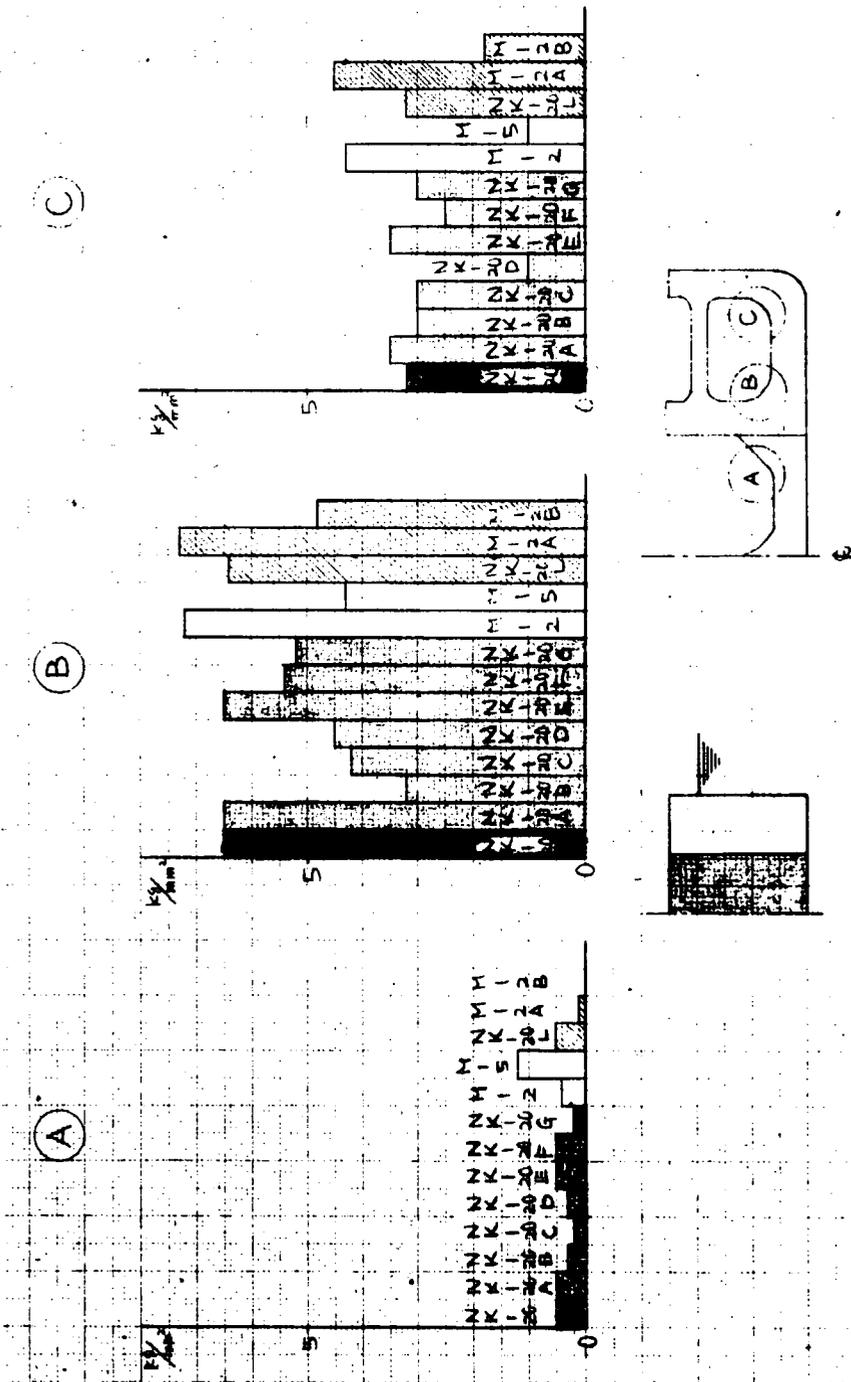


FIG. 41 MAXIMUM STRESS (SHEARING STRESS) L - 3

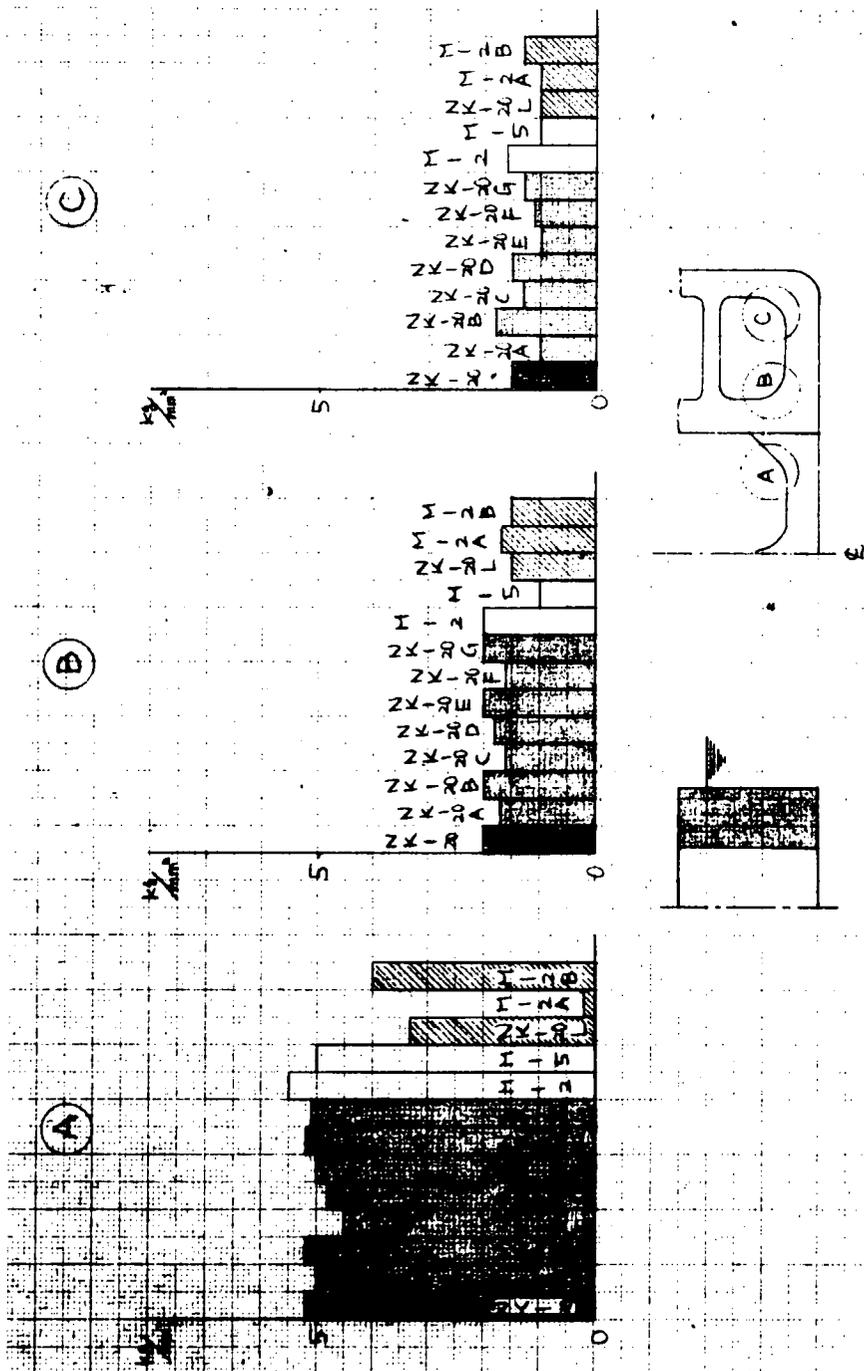


FIG. 4.2 MAXIMUM STRESS ( SHEARING STRESS ) I - 4

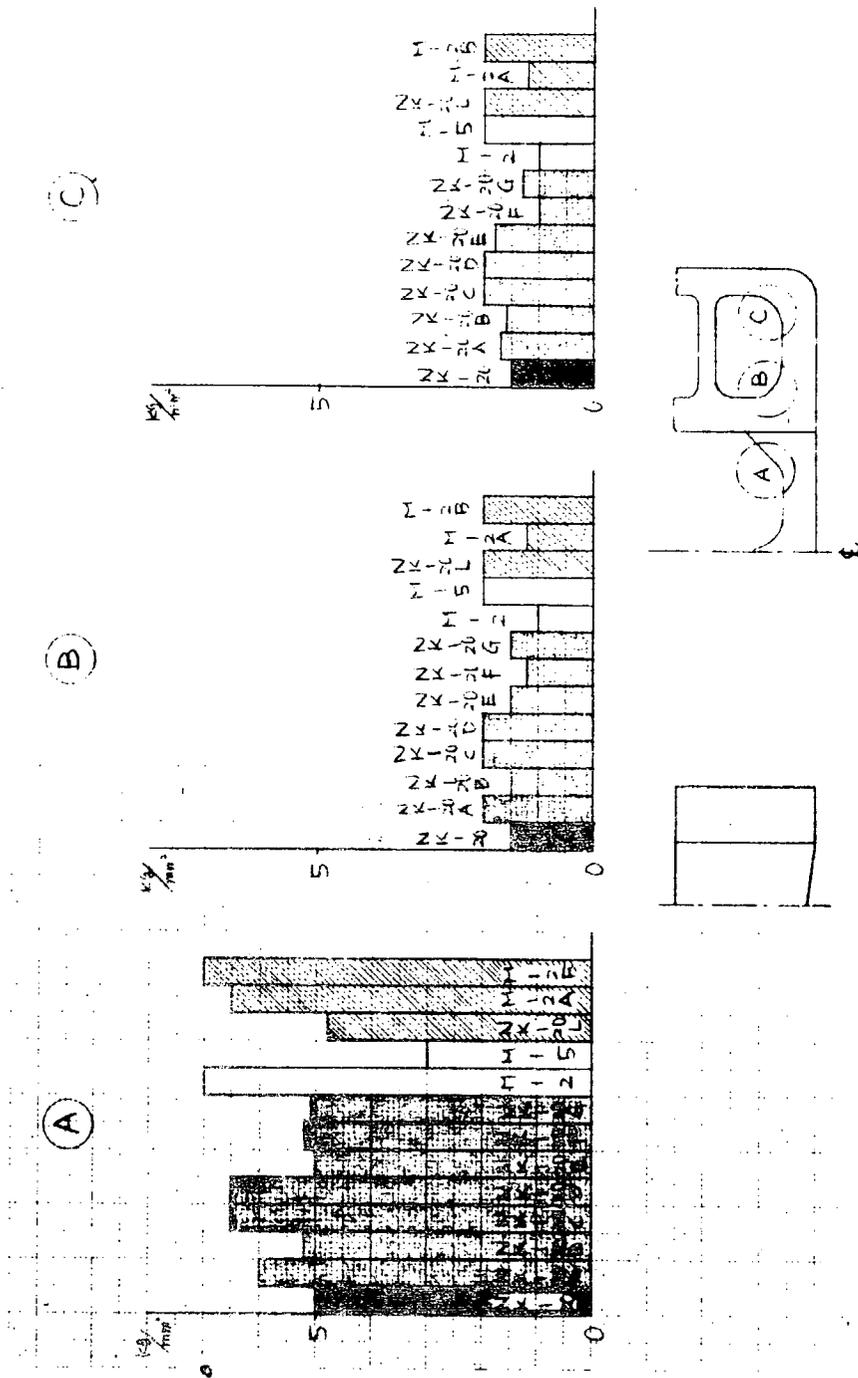


Fig. 4.3 MAXIMUM STRESS (SHEARING STRESS) CENTER

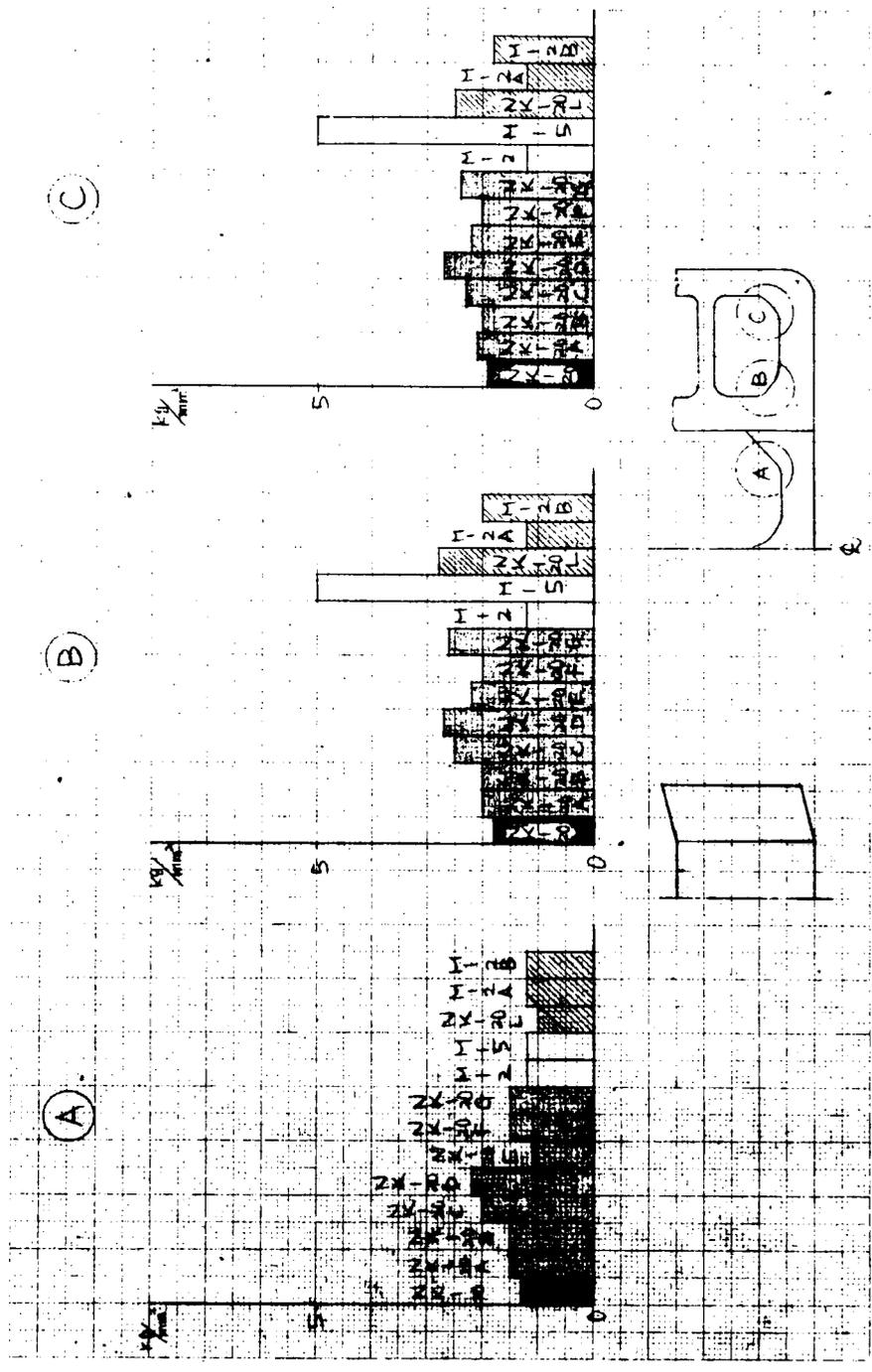


FIG. 44 MAXIMUM STRESS (SHEARING STRESS) SIDE

補強場所

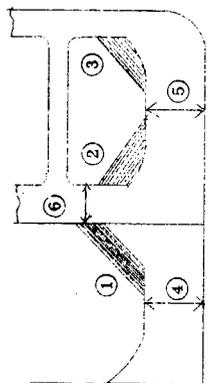
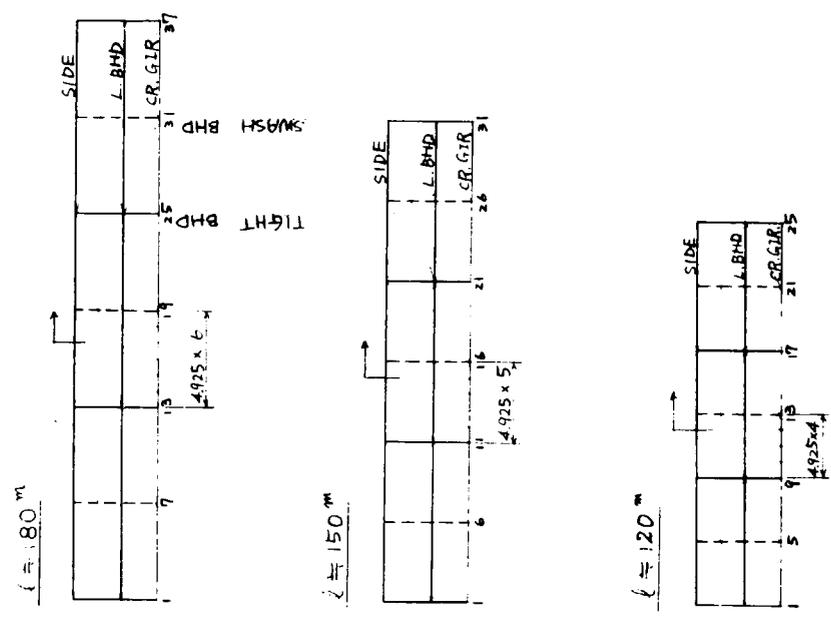


Table 4 等価剪断剛性一覧表

補強場所	$P_B$ (T)	$\delta_B$ (cm)	$P_S$ (T)	$P_{BS}$ (T)	$\delta_S$ (cm)	$L_B$ (m)	$L_S$ (m)	等価連続梁と考えたと		UNIT変位を与えるに要する力	
								$A_B$ (cm <sup>2</sup> )	$A_S$ (cm <sup>2</sup> )	中心線	船側
NK-20	256.1	1	239.8	6.81	1	10.78	14.67	366	1451	1.00	1.00
NK-20A	315.7	1	251.4	8.35	1	10.78	14.67	458	1495	1.23	1.05
NK-20B	269.5	1	255.2	7.98	1	10.78	14.67	384	2163	1.05	1.06
NK-20C	332.4	1	270.2	10.14	1	10.78	14.67	480	2559	1.30	1.13
NK-20D	342.5	1	294.8	11.60	1	10.78	14.67	490	5975	1.34	1.23
NK-20E	323.6	1	250.1	7.70	1	10.78	14.67	470	1192	1.26	1.04
NK-20F	269.4	1	260.7	8.24	1	10.78	14.67	383	2544	1.05	1.09
NK-20G	270.6	1	289.4	7.17	1	10.78	14.67	383	1760	1.06	1.21
M-2	321.5	1	174.7	5.80	1	8.624	16.826	388	1332	1.00	0.84
M-5	197.1	1	542.6	9.66	1	15.092	10.358	354	1510	1.08	1.60
NK-20L	448.2	1	270.7	10.10	1	10.78	14.67	669	1161	1.75	1.13
M-2A	302.7	1	18.18	6.10	1	8.624	16.826	363	1653	0.94	0.87
M-2B	494.2	1	224.6	10.72	1	8.624	16.826	624	2720	1.54	1.08

Tank Arrangement



NOTE : 図中で  $\rightarrow$  で示した断面は 相對撓みを比較する  
対象として取り上げる断面を表わす。

Fig. 47

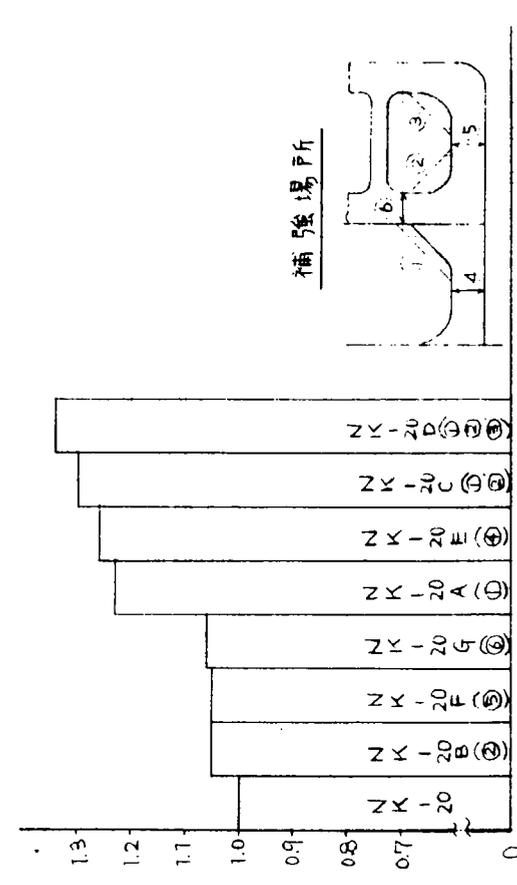


Fig. 45 局部補強による剪断剛性の変化 (WING TANK)

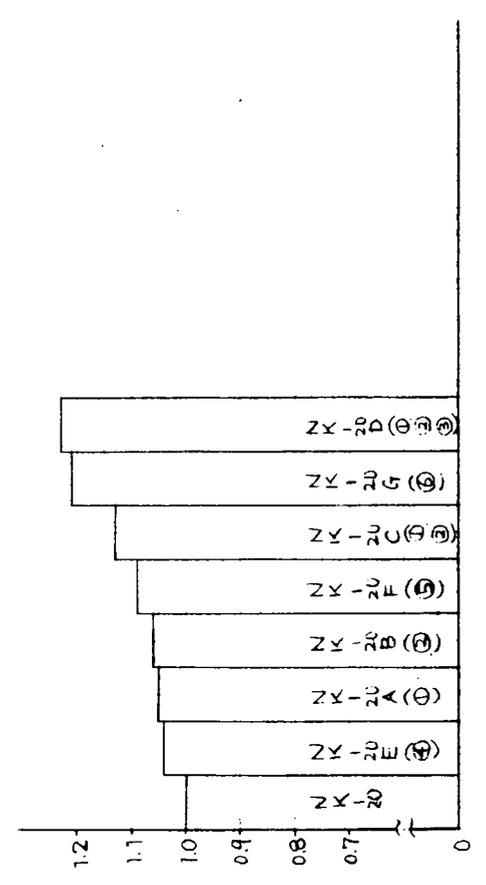


Fig. 46 局部補強による剪断剛性の変化 (CENTER TANK)

SHIP (NK-20 ) S2 LENGTH OF TANK 150M	
RELATIVE DEFLECTION OF CENTER LINE BASED ON LUNGL BHD	
SCALE - 1 CHARACTER LENGTH = 1 MM DEFLECTION	
JOINT NO.	MM
543210987654321098765432101234567890123456789012345	
11	0.0
21	1.29
31	3.70
41	5.41
51	5.98
61	5.36
71	4.76
81	4.39
91	2.67
101	-0.35
111	-3.69
121	-5.90
131	-11.88
141	-17.57
151	-20.71
161	-20.79
171	-20.10
181	-18.83
191	-14.64
201	-8.18
211	-2.45
221	-1.92
231	0.74
241	3.33
251	4.75
261	4.81
271	4.85
281	5.11
291	4.17
301	2.20
311	0.0
543210987654321098765432101234567890123456789012345	

Fig. 48

SHIP (NK-20 ) S2 LENGTH OF TANK 150M			
RELATIVE DEFLECTION OF SIDE SHELL BASED ON LUNGL BHD			
SCALE - 1 CHARACTER LENGTH = 1 MM DEFLECTION			
JOINT NO.			MM
543210987654321098765432101234567890123456789012345			
12		*	0.0
22		I *	-1.73
32		I *	-3.03
42		I *	-3.85
52		I * *	-4.15
62		I *	-3.91
72		I *	-3.29
82		I *	-2.15
92		*	-0.40
102		* I	1.98
112		I *	5.01
122		I *	8.17
132		I *	10.95
142	*	I *	13.15
152	*	I *	14.61
162	*	I *	15.22
172	*	I *	14.66
182	*	I *	13.32
192	*	I *	11.14
202	*	I *	8.25
212	*	I *	4.81
222	*	I *	2.03
232		*	-0.21
242		I *	-1.92
252		I *	-3.08
262		I *	-3.70
272		I *	-3.95
282		I *	-3.73
292		I *	-2.99
302		I *	-1.74
312		*	0.0
543210987654321098765432101234567890123456789012345			

Fig. 49

Table 5 相对撈み一覽表

名称	タンク長	$\delta_c$				$\delta_w$				$\delta_c/\delta_c \times 10^{-3}$				$\delta_w/\delta_w \times 10^{-3}$			
		L-1	L-2	L-3	L-4	L-1	L-2	L-3	L-4	L-1	L-2	L-3	L-4	L-1	L-2	L-3	L-4
S 1	180m	1840	-180	-2042	744	1580	210	1605	-730	171	-017	-189	069	-108	014	109	-050
S 2	150	1847	-200	-2071	757	1469	140	1461	-652	171	-019	-192	070	-100	010	100	-044
S 3	120	1619	-168	-1792	675	1208	066	1130	-543	150	-016	-166	063	-082	005	077	-037
S 4	180	1480	-100	-1563	570	1460	130	1296	-730	137	-009	-145	053	-100	009	088	-050
S 5	120	1324	-093	-1397	529	1153	019	921	-558	123	-009	-130	049	-079	001	063	-038
S 6	180	1520	-120	-1669	590	1370	180	1389	-630	141	-011	-155	055	-093	012	095	-043
S 7	120	1191	-102	-1301	483	1042	053	978	-457	111	-010	-121	045	-071	004	067	-031
S 8	180	1250	-060	-1308	470	1270	120	1122	-630	116	-006	-121	044	-087	008	077	-043
S 9	120	1001	-052	-1048	384	994	012	794	-473	093	-005	-097	036	-068	001	054	-033
S 10	150	1173	-230	-1303	616	1290	180	1260	-708	136	-027	-151	071	-077	011	075	-042
S 11	180	1004	-170	-992	570	1511	260	1523	-780	116	-020	-115	066	-090	015	091	-046
S 12	150	980	-160	-963	557	1392	190	1375	-693	114	-019	-112	065	-083	011	082	-041
S 13	120	930	-144	-903	487	1144	106	1080	-384	108	-017	-105	056	-068	006	064	-023
S 14	180	704	-110	-672	390	1315	170	1153	-730	082	-013	-078	045	-078	010	069	-043
S 15	120	644	-087	-605	344	1039	052	840	-525	075	-010	-070	040	-062	003	050	-031
S 16	150	981	020	-827	419	1506	090	1510	-589	091	002	-077	039	-103	006	103	-04
S 17	150	943	-150	-928	536	1212	160	1202	-593	109	-017	-108	062	-072	010	071	-035
S 18	150	654	-100	-626	354	1086	100	942	-573	076	-012	-073	041	-065	006	056	-034

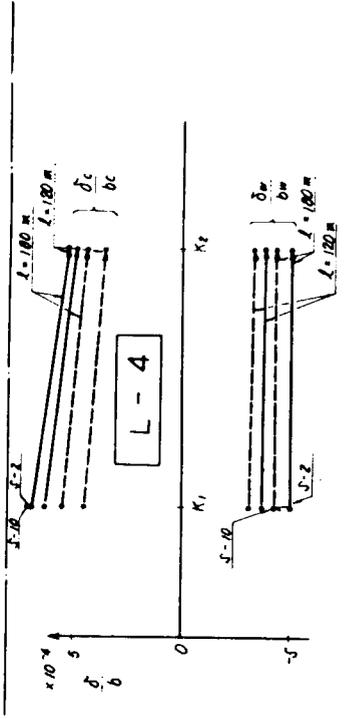
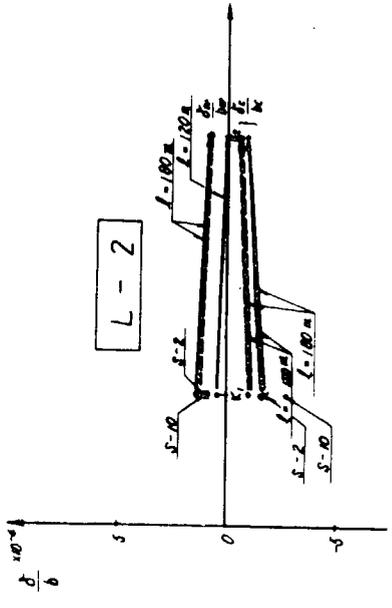
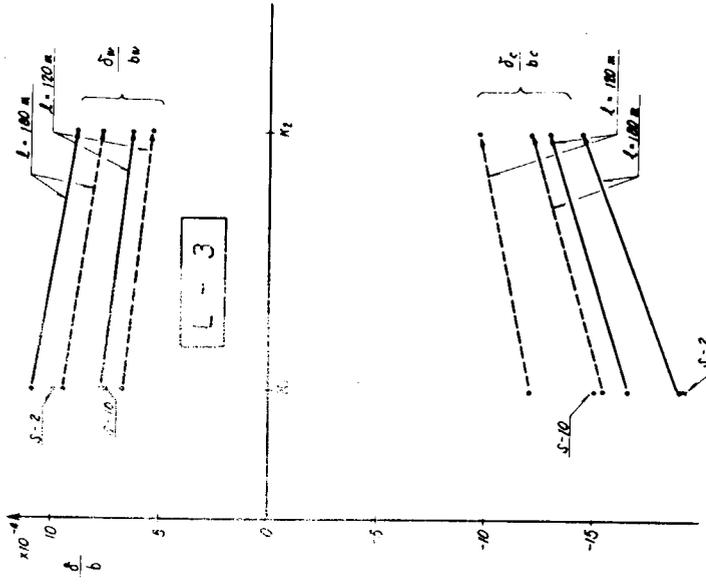
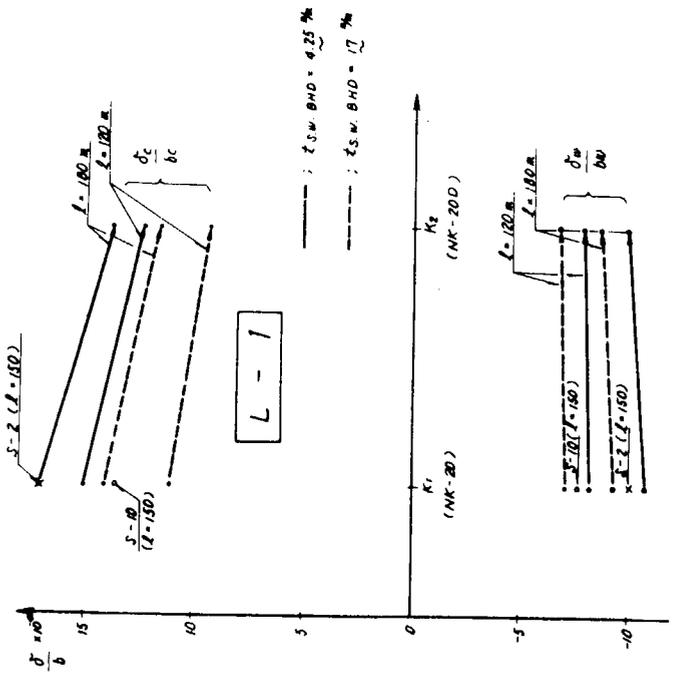


Fig. 50

Fig. 51

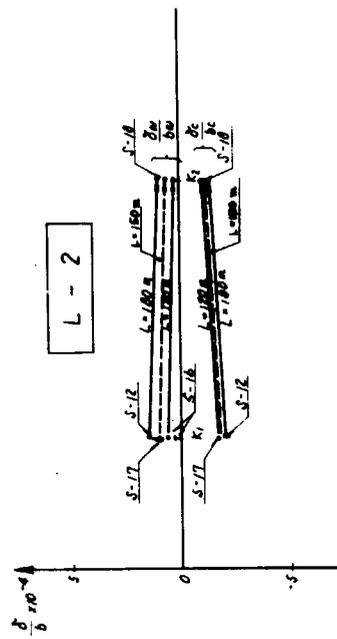
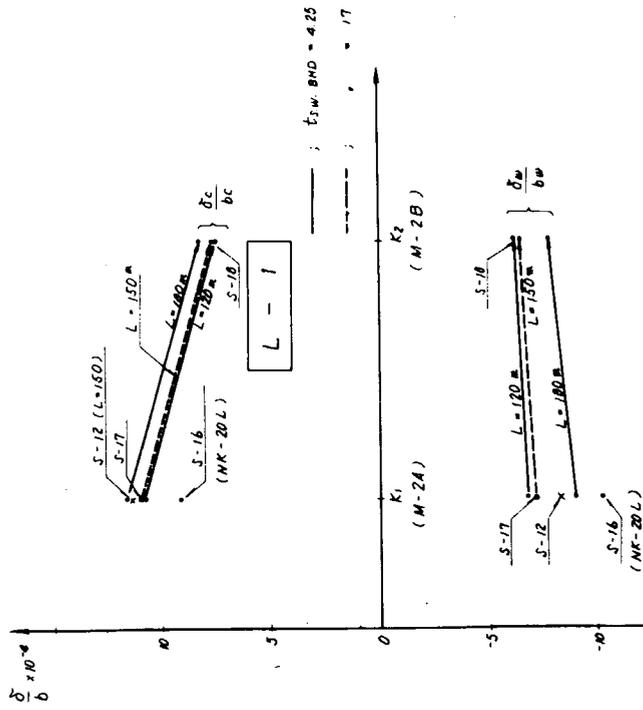


FIG. 52

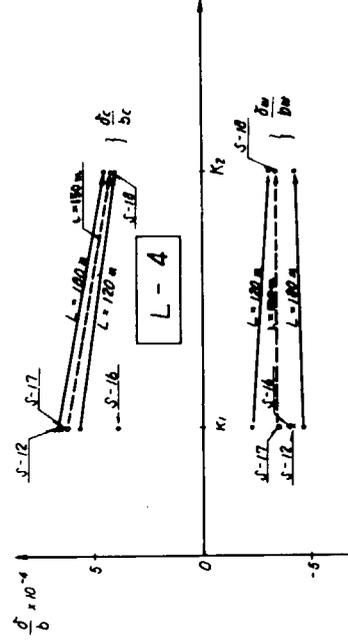
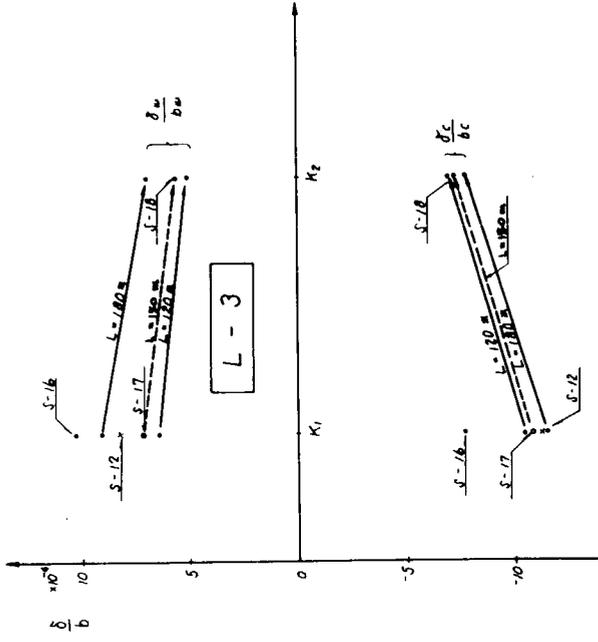


FIG. 53

## 2.5 実船計測値と簡易立体計算法による計算値との比較検討

実船計測船についての簡易立体計算結果を以下の要領で示す。

- (1) 緒 言
- (2) 実船計測船について
- (3) 簡易立体計算法による理論解析
- (4) 計測値と計算値との比較
- (5) 結 言

### (1) 緒 言

昨年度および一昨年度に本研究部会で行なわれた実船計測船の中3隻を対象として、本研究部会で開発した簡易立体計算法によつて解析を行ない、計測結果と比較を行なう。

本節においては、主に剪断応力、直応力についての検討を行ない、縦通部材間の相对撓みについては第4節において検討する。

### (2) 実船計測船について

計算対象の実船計測船としては次の3隻のタンカーを採用した。

	L	X	B	X	D	D	W
S H I P A	256.0	X	42.5	X	22.0	123,000	T
S H I P B	260.0	X	42.0	X	23.3	118,500	T
S H I P C	298.0	X	50.8	X	24.2	187,500	T

S H I P A, Bは一昨年度, S H I P Cは昨年度それぞれ本研究部会において実船計測を行なった大型タンカーである。

これらの計測船のMIDSHIP SECTION, CENTERLINE SECTION, SIDE STRINGER PLAN を各 S H I Pごとに FIG. 1~2, FIG. 4~6, FIG. 8~9 にそれぞれ示した。

また、これら実船計測時の荷重状態をタンク配置図と共に FIG. 3, FIG. 7, FIG. 10 に示した。

### (3) 簡易立体計算法による理論解析

(2)で示した実船計測船について計測時の荷重状態に合わせて、本研究部会で開発した簡易立体計算法により、解析を行なった。

計算に当つて、剪断剛性は剪断断面積の80%有効とし、剪断応力の計算では縦通材による切欠部はないものとして、桁板の剪断応力の計算を行なった。

なお、S H I P B の S I D E S T R I N G E R については附録に示す方法にて、バネ常数を求め、S T R I N G E R の位置で水平方向に弾性支持した構造として解析した。

### (4) 計測値と計算値との比較

簡易立体計算法による結果をそれぞれの計測値と比較して、以下の要領で示した。

	S H I P A	S H I P B	S H I P C
曲げモーメント および剪断応力図	FIG. 11	FIG. 14	FIG. 17
直 応 力 図	FIG. 12	FIG. 15	FIG. 18
剪 断 応 力 図	FIG. 13	FIG. 16	FIG. 19

以下にFACE PLATEの直応力(曲げ応力+軸応力)とWEB PLATEの剪断応力についての計測値との比較検討を行なった結果を示す。

縦通部材間の相対撓みについては第4節で検討するのでとくに比較は行なわないが、全体的に計測値と計算値とは比較的よく一致していることが分った。なお、剪断応力は計測値、計算値共WEB断面の平均値で比較を行なった。

#### SHIP A について

##### ○ 直応力

FIG. 12 に示した様にウイングタンク内の船底横桁と縦通隔壁とでなすコーナー部のFACE PLATE直応力は実験値がかなり大きな値を示している。

また、下部支材の左端において大きな値を計測し、計算値と5割程度の差を生じている。しかし、それ以外のところでは計測値と計算値とがFACE PLATEの直応力ではかなりよく一致している。

##### ○ 剪断応力

FIG. 13 に示したように計測点が少ないので、この場合十分な比較はできないが、ほぼ妥当な値を示しているようである。

#### SHIP B について

##### ○ 直応力

FIG. 15 に示したように計測点が少なく十分な比較はできないが、船底の三又部ではSHIP Aとは逆に計測値が小さな値を示している。

##### ○ 剪断応力

計測値がないのでFIG. 16 に計算値のみを示した。

#### SHIP C について

##### ○ 直応力

FIG. 18 に示したようにセンタータンク内船底横桁のコーナー部のFACE PLATEにおいてかなり大きな値を計測している。以外は計測値と計算値は比較的よく一致している。

##### ○ 剪断応力

FIG. 19 に示したように計測点が少なく十分な検討ができないが、比較的計測値と計算値はよく一致している。

なお、以上の検討の結果、三又部の応力については2.3において検討しているので参照されたい。

#### (5) 結 言

以上3隻の実船計測船について

本研究部会で開発した簡易立体計算法によって計算した結果、トランスリングの応力は一部コーナーを除いて比較的よく一致しているので設計段階において十分利用し得るものと思われる。

SHIP A  
 全断面二次モーメント = 482.8 m<sup>4</sup>  
 L BMD 0.1/S SHELL = 2.13

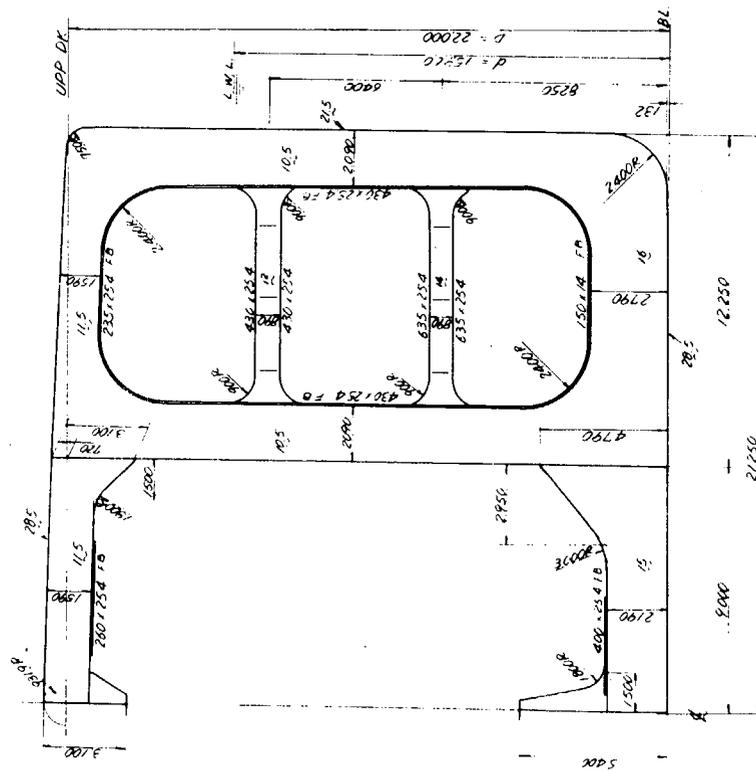


FIG. 1 MIDSHIP SECTION

SHIP A

(注) BMD 付 VERTICAL WEB の深さは対称として計算した。

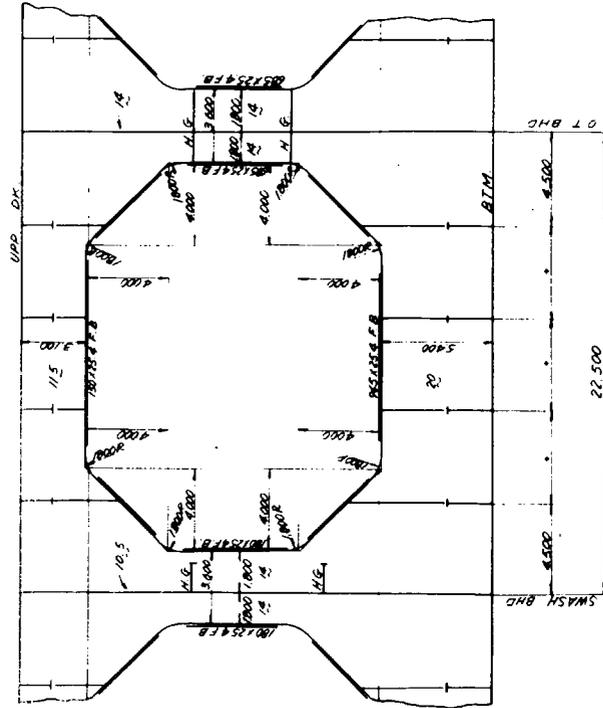


FIG. 2 CENTER LINE SECTION

SHIP B

全断面二次モーメント = 537.6 m<sup>4</sup>  
 L BND 0.1 / S. SHELL 0.1 = 2.40

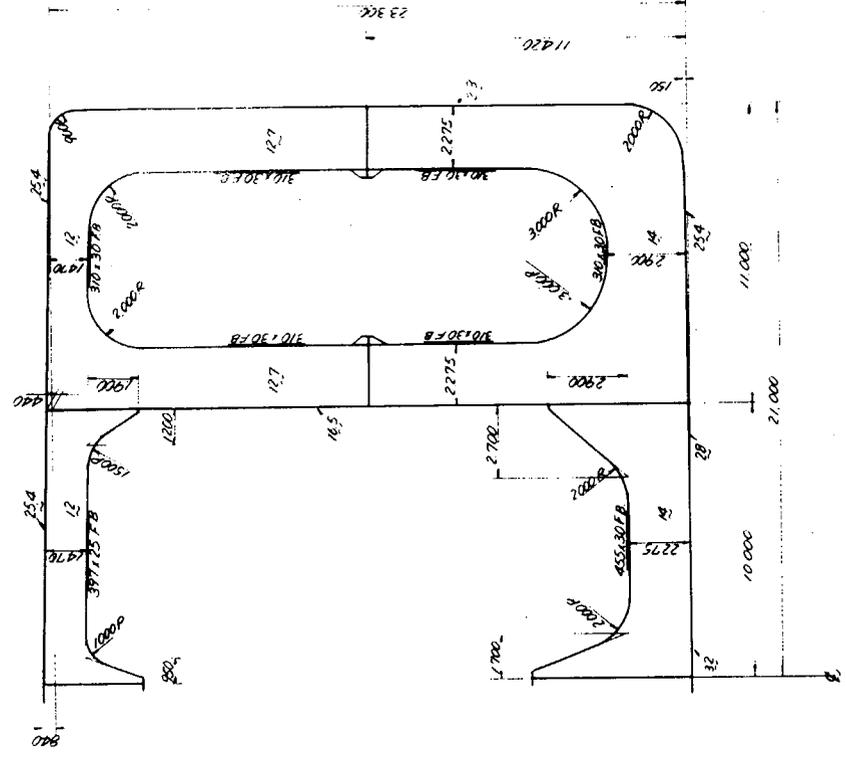


FIG. 4 MIDSHIP SECTION

SHIP A

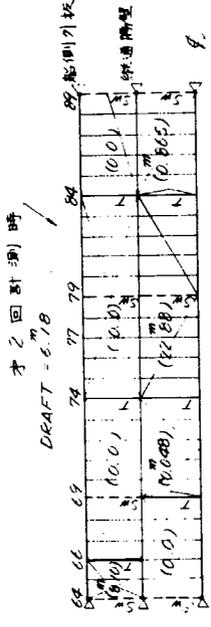
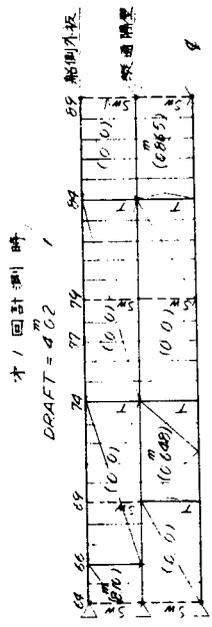
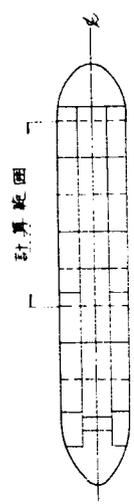


FIG. 3 LOAD CONDITION

NOTE :

1. 比重は 1.025 とする。
2. 77 は計算した FR. NO. を示す。
3. ( ) 内はタンク内海水の HEAD を示す。
4. ▷ 印はこの点に於いて上下方向に単純に支持していることを示す。
5. T は TIGHT BHD) であることを示す。  
 SW は SWASH BHD) であることを示す。

SHIP B

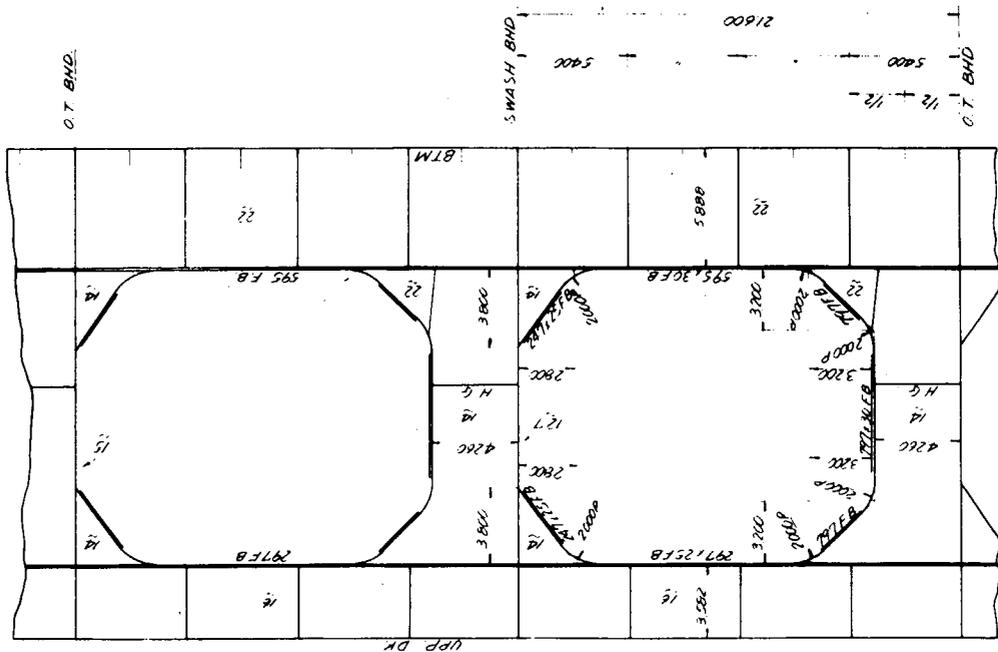


FIG. 5 CENTER LINE SECTION

SHIP B

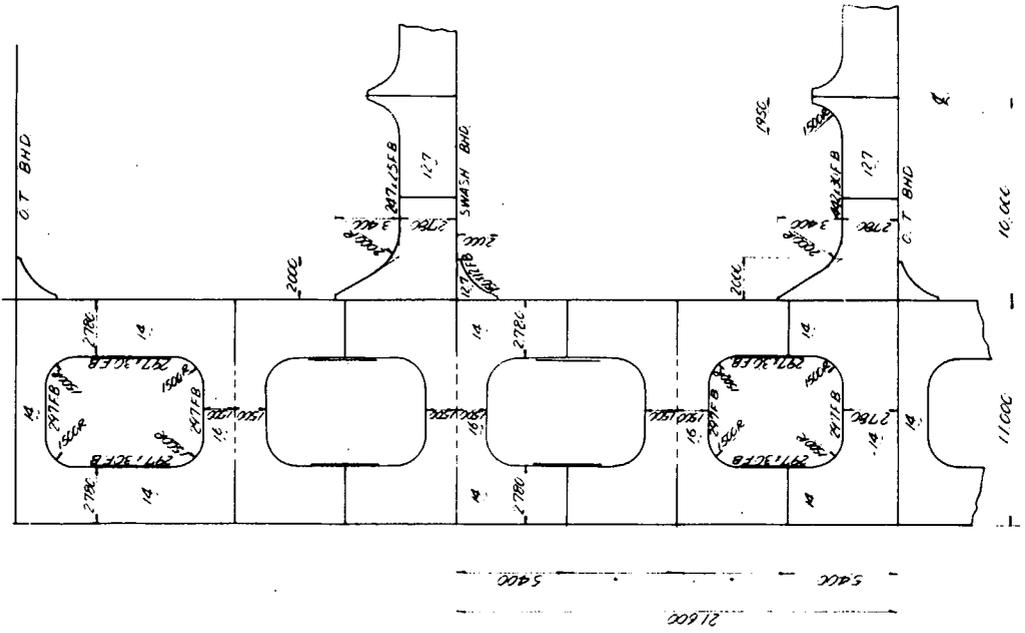


FIG. 6 SIDE STRINGER PLAN

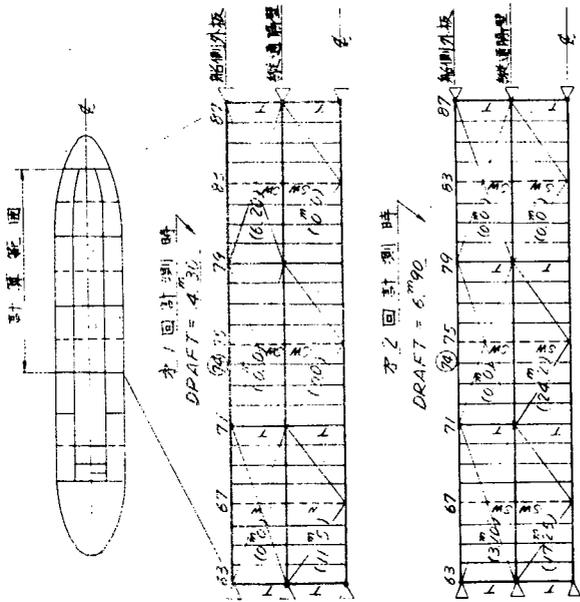


FIG. 7 LOAD CONDITION

NOTE :

1. 比重は 1.025 とする。
2. ④ は計算した FR. NO. を示す。
3. ( ) 内はタンク内の海水の HEAD を示す。
4. ▷ 印はこの点に於いて上下方向に単純に支持していることを示す。
5. T は TIGHT BHD ( ) であることを示す。  
S W は SWASH BHD

全断面二重底 - L 1 = 231.1 m  
L BHD 0 1/2 SHELL 1 = 2.16

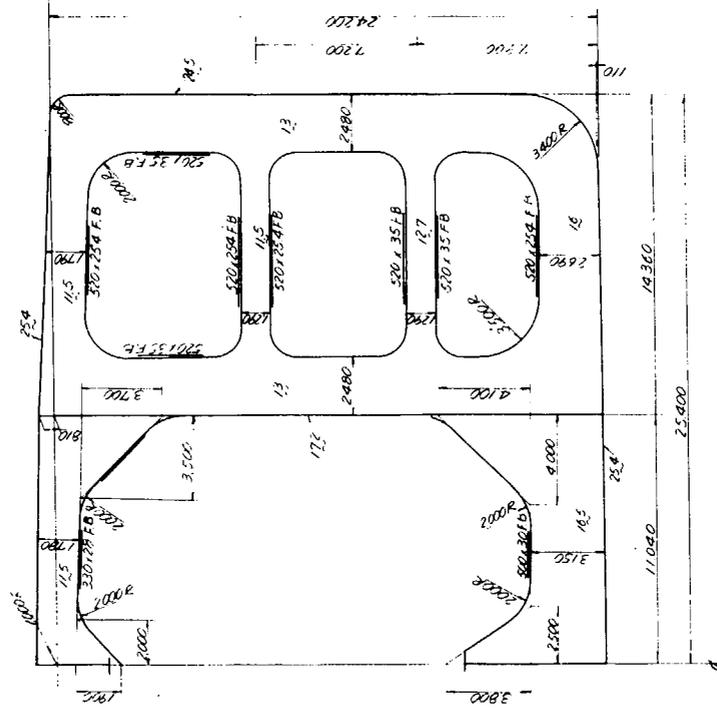


FIG. 8 MIDSHIP SECTION



SHIP A

SCALE 0 30  $\frac{18}{\text{mm}^2}$

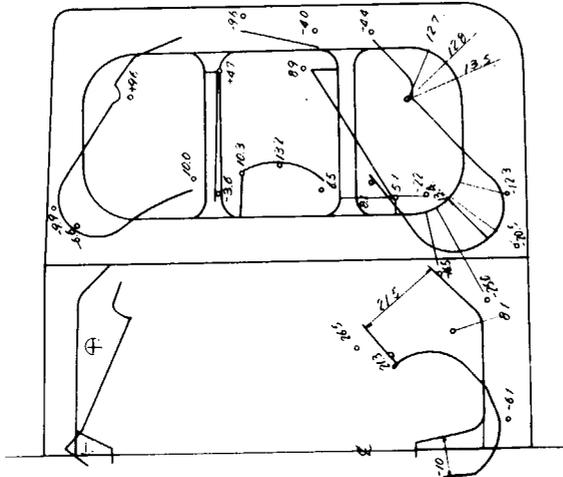


FIG. 12 NORMAL STRESS DIAGRAM

SHIP A

SCALE  
BENDING MOMENT 0 3000 T.M  
SHEARING FORCE 0 750 T

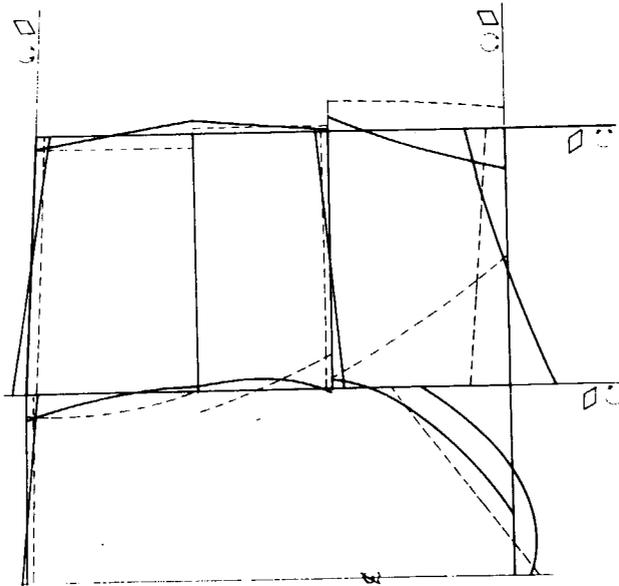
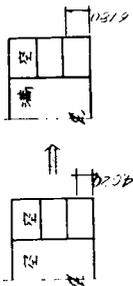


FIG. 11 B.M. & S.F. DIAGRAM

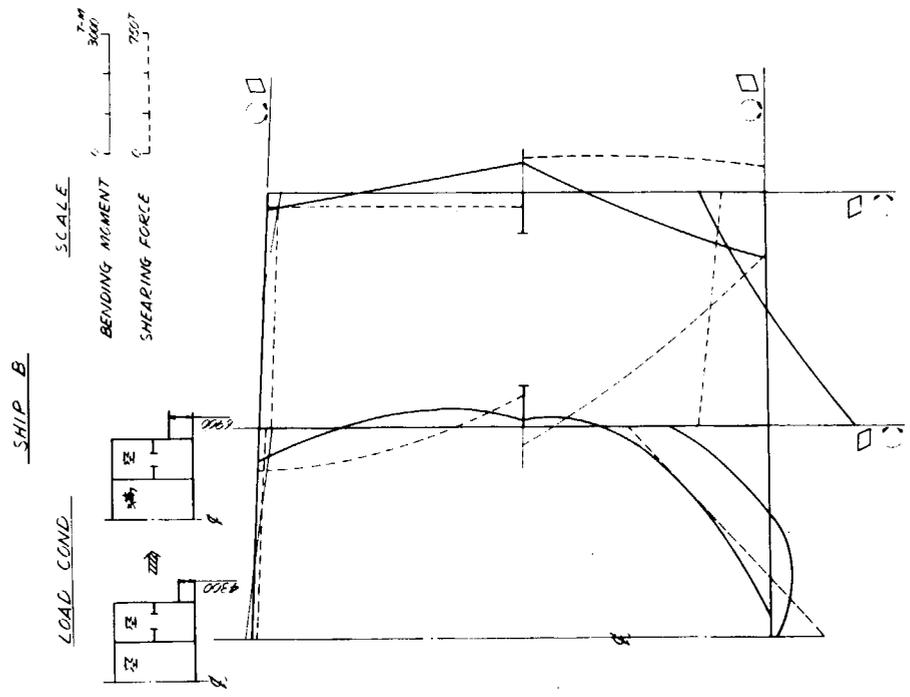


FIG. 14 B.M. & S.F. DIAGRAM

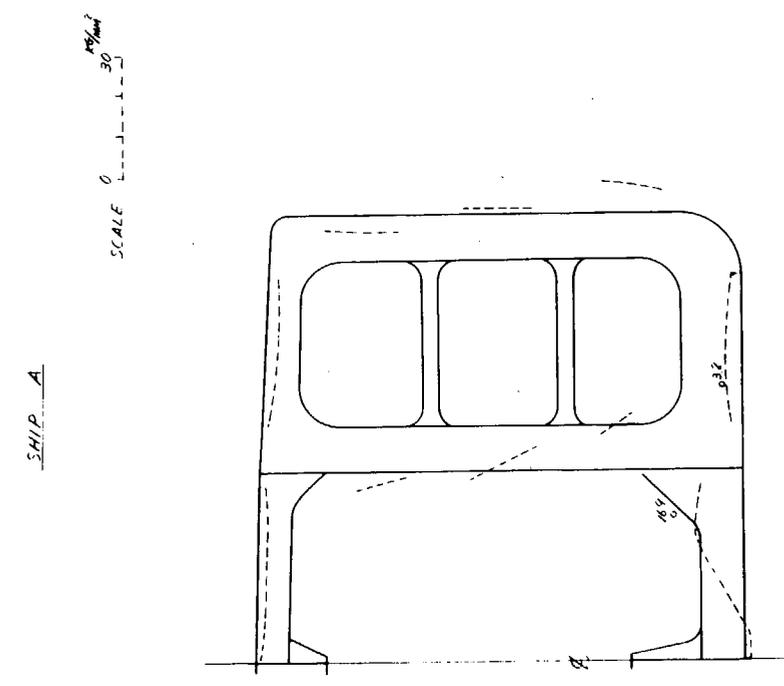


FIG. 13 SHEAR. STRESS DIAGRAM

SHIP B

SCALE 0  $\frac{100}{30}$  PSI

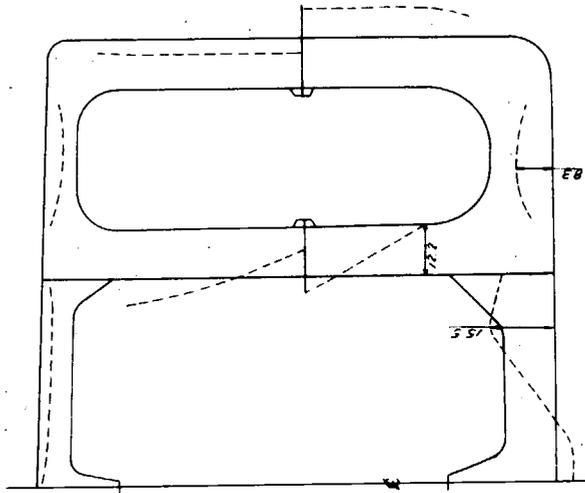


FIG. 16 SHEAR STRESS DIAGRAM

SHIP B

SCALE 0  $\frac{100}{30}$  PSI

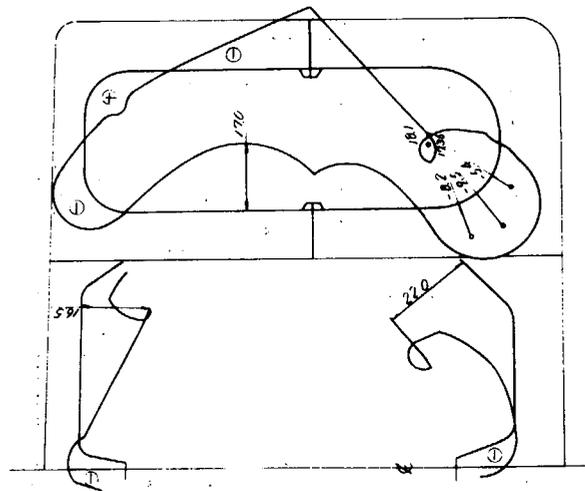


FIG. 15 NORMAL STRESS DIAGRAM

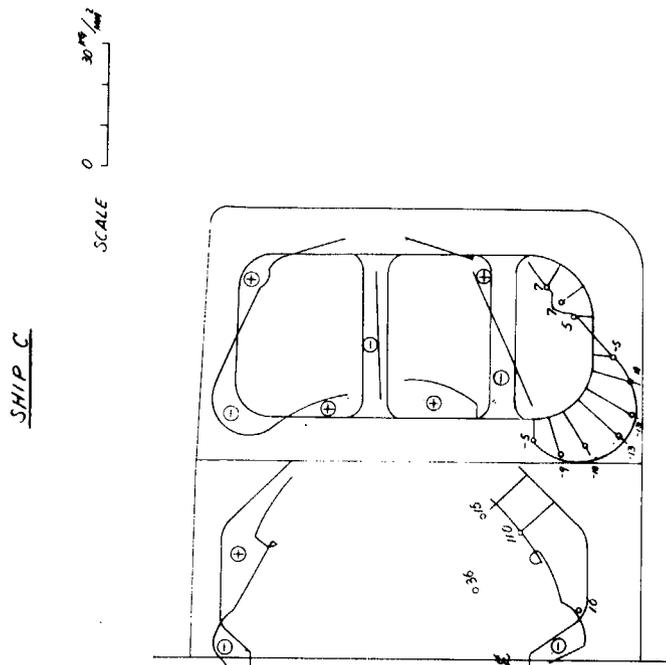


FIG. 18 NORMAL STRESS DIAGRAM

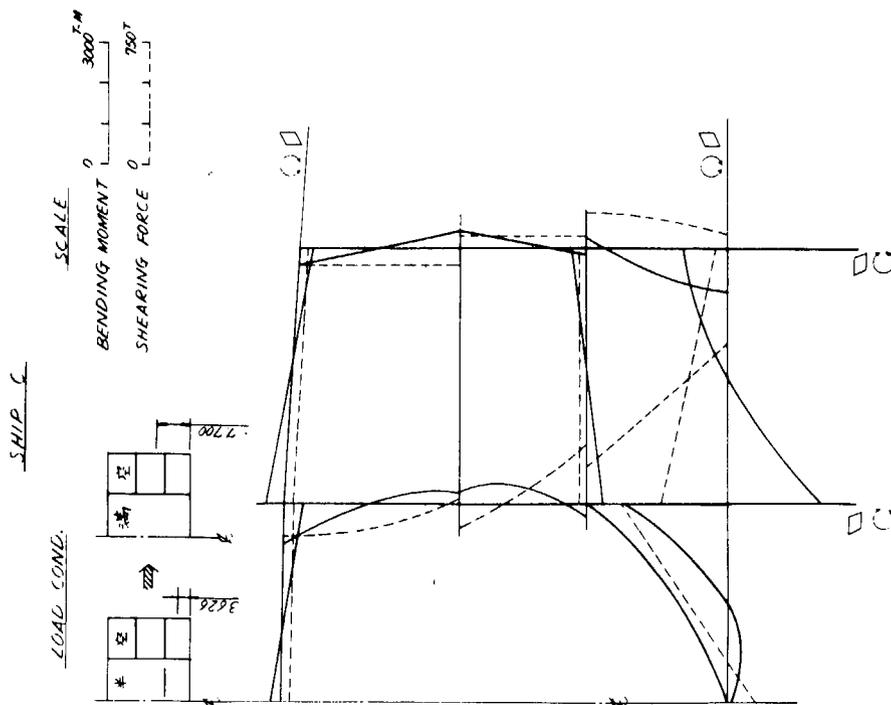


FIG. 17 B.M. & S.F. DIAGRAM

SHIP C

SCALE 0  $\frac{30}{\text{MM}}$

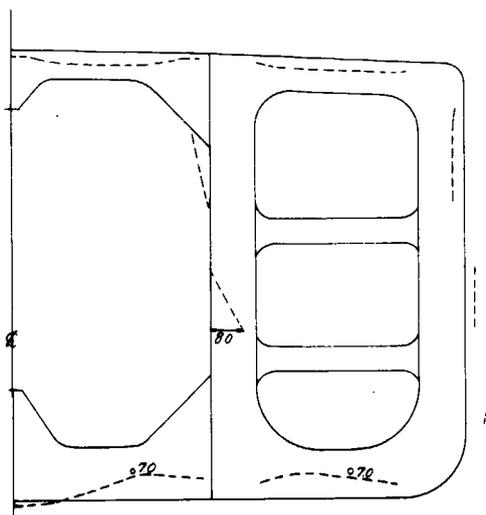
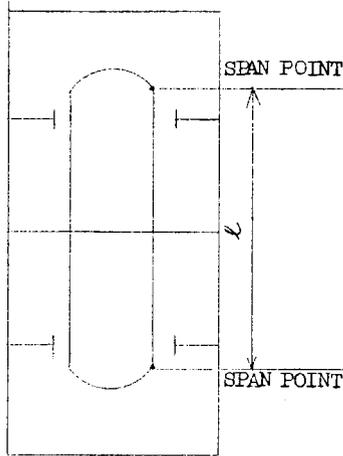


Fig.19 SHEAR.STRESS DIAGRAM

SIDE STRINGER のバネ常数



F ; One trans. に加わる荷重 (T)

S ; Trans.sp. (m)

I ; Horizontal Girdes の断面二次モーメント (m<sup>4</sup>)

A ; Web area (m<sup>2</sup>)

$\delta_r$  ; 撓み (m)

$\delta_s$  ; 剪断撓み (m)

$\delta_b$  ; 曲げ撓み (m)

$$\delta_r = \delta_b + \delta_s = \frac{\frac{F}{S} \times l^4}{384. EI \times 2} + \frac{k \times \frac{F}{S} \times l^2}{8 GA \times 2}$$

バネ常数 :  $\frac{F}{\delta} = 1 / \left( \frac{l^4}{768 EI S} + \frac{K l^2}{16 GA S} \right) \left( \frac{T}{M} \right)$       ただし  $K = \frac{1}{0.8}$

## 2.6 結 言

昨年度一応完成した簡易立体計算プログラムを拡張して、中心線桁板のない構造および中心線に縦通隔壁を有する構造の横強度解析も可能とした。また、構造モデルも横置部材を剪断パネから等価連続梁に置き換えて、縦通部材間の相対撓みの計算精度の向上を計った。

さらにまた、トランスリングの直応力の三又部のFACE PLATEの直応力解析については、現在適用している椽理論に基づく近似計算法の計算値と有限要素法による計算値とを比較検討したところ、傾向的には大体一致しており、とくに最大直応力については、かなりよく一致することが確認された。

つぎに、横強度のシリーズ計算結果について示すと、タンカーのトランスリングコーナー部に生ずる高応力を下げるには、横桁の深さを増すよりも、該コーナー部のBracket または曲率半径を大きくする方がより効果的である。

中心線桁板方式のタンカーで縦通壁の位置が横桁の応力におよぼす影響を検討したところ、縦通隔壁の位置が船側から船の幅の $1/3$ 程度の船より $1/4$ あるいは $1/5$ 程度の船の方が応力が低いことがわかった。

つぎに、船側外板、縦通隔壁、中心線桁板の相対変位については、タンク長さが長くなるほど相対変位量は増えるが、本シリーズ計算で行なった、 $120\text{m}$ 、 $150\text{m}$ 、 $180\text{m}$ のタンク長さでは $150\text{m}$ 、 $180\text{m}$ との間の差は $120\text{m}$ 、 $150\text{m}$ との差に比べて小さく、タンク長さがある程度以上長くなると相対変位量の増加率は、小さくなることがわかった。

最後に、当研究部会で実船計測した結果と本プログラムによる計算結果とを比較したところ、かなりよく合っていて、本プログラムは実用的には十分であることがわかった。

## 3. 有限要素法による大型油送船の横強度解析

### 3.1 結 言

大型専用船、とくに大型油送船の巨大化には著しいものがあり、すでに載荷重量が $50$ 万トン以上の超大型船の試設計も行なわれつつある。このような船の巨大化に伴って生じて来る種種の問題点については各方面において研究が行なわれている。とくに大型油送船の横強度計算については、各研究機関や、各造船所で立体強度計算法およびその他の方法で実施されており、実船実験と相俟って横強度上の問題をかなり良く解明できるようになった。

しかしながら、スロットの存在、ステブナー配置の影響、3材結合部の応力等につき、より詳細な検討を必要とする場合があり、また、油送船の大型化に伴い、その主要構造部材の寸法は飛躍的に大きくなり、従来の梁理論の拡大適用をもつては、解明できないような、ほとんど平行部のない深い桁構造と採用せざるを得ないような場合も生じている。

このような問題に対しては、平面応力問題としての取り扱いが必要と考えられる。最近、大型電子計算機の発達に伴って有限要素法による応力解析<sup>1)</sup>が各方面において盛んに行なわれるようになり、船体構造への応用も研究が進められている。

本研究では、載荷重量が $12$ 万トンおよび $20$ 万トンのトランスリング全体を有限要素法により解析し、スロットの存在、ウェブステブナー、倒れ止め肘板、ロンジ等の補強部材の影響および部材結合部の応力状態さらにトランスリングの形状を変化させた場合の影響を調査し、ラーメン計算と比較するとともに従来のラーメン計算では十分解明できなかったこれらの点を明らかにした。

### 3.2 計算対象船の概要

解析の対象とした船は実船計測を実施した載荷重量が12万トンおよび20万トンの油送船である。対象船の主要目および実船試験条件をTable 1、また、両船のタンク配置、および解析を行なったトランスリングの縦強度部材間の相対変位をFig. 1およびFig. 2に示す。

Table 1中の試験番号 $\phi$ は実船計測を始める前の状態、すなわち、応力および撓みの0点に対する状態を、また、 $3/3$ はセンタータンクに搭載した水頭の比率を示し、水圧試験時にはほぼ対応する。また吃水は解析の対象としたトランスリング位置におけるものを示しており、A船の場合 $F_R 77$ 、B船の場合 $F_R 80$ における値である。

Fig. 1およびFig. 2には立体強度計算<sup>2)</sup>による計算値も記入しており、A船の中心線船底縦桁の相対変位は計測していないので、三菱重工で開発した立体強度計算による値を採用した。

### 3.3 計算方法および載荷状態

解析はAおよびB船とも実船計測時応力および撓み計測を行なったトランスリング（A船の場合 $F_R 77$ 、B船の場合 $F_R 80$ ）を取り出し、電子計算機を用い三角形要素の有限要素法<sup>1)</sup>によりつぎの条件<sup>5～7)</sup>のもとに行なった。

- (1) 荷重条件および構造条件とも $\phi$ に関しては対称であるので、計算は $\phi$ 位置で対称の条件（撓み角=0）を入れ左舷のみ行なう。
- (2) 載荷状態は実船計測結果と対応させるためTable 2に示すものとする。  
ただし、搭載バラストおよび海水の比重は1.025、また、荷重の作用する巾は1トランスリング心距とする。
- (3) トランスリングを切り出した時の不平衡力に釣合り力を各縦強度部材へ分配し、座標の原点を甲板と船側外板の交点（ガネル部）におき、計算は行なった。不平衡力に釣合り力の各縦強度部材への分配率は立体強度計算より求める。  
また、分配された不平衡力に対する反力はFig. 3に示すように各縦強度部材の深さ方向に一様に分布するものとする。計算対象トランスリングの不平衡力および分配状況をTable 2に示す。（上向き正Fig. 3参照）
- (4) 外板の有効巾はA船およびB船とも1率 $1/3$ トランスリング心距とする。ただし、縦通隔壁付堅桁と船底および甲板横桁との3材結合部の有効巾はFig. 4に示すようにセンタータンクの船底横桁および甲板横桁の肘板の先端で $1/3$ トランスリング心距とし、船底および甲板位置では0に漸減した。
- (5) 面材の有効巾は湾曲部ではC. G. Anderson<sup>3)</sup>の方法により考慮し、直線部では全巾有効と考えた。
- (6) ロンジ、ウェブスチフナー、倒れ止め肘板の断面積はつぎのように取った。  
ロンジ：  $1/3$ トランスリング心距×ロンジのウェブ板厚  
ウェブスチフナー： ウェブスチフナーの断面積  
倒れ止め肘板： 節点間の平均断面積

### 3.4 計算状態

#### 3.4.1 A船計算状態

ウェブスチフナー、倒れ止め肘板、スロット、ロンジ等の局部補強の影響を調査するため、A船のトランスリングの構造をつぎの4種類に変化させ計算を行なった。

ケース 1 : Fig.5に示す実船状態の構造からウェブスチフナーおよび倒れ止め肘板を取り除いた場合。

ただし、甲板、船底および船側外板、縦通隔壁付各ロンジは実船の構造通りとする。

ケース 2 : 実船の構造状態、すなわち、ケース1にウェブスチフナーおよび倒れ止め肘板を追加した場合。

ケース 3 : ケース2のスロットを塞いだ場合。

ケース 4 : ケース2のトランスリング下部の船底横桁の湾曲部をFig.5に示すようなウェブスチフナーで補強した場合。

有限要素法による計算のための要素の分割をFig.6に示す。要素の分割に当っては、甲板、船底および船側外板、縦通隔壁付ロンジスロット、ウェブスチフナーおよび倒れ止め肘板等の影響を考慮できるように、分割方法および分割要素の粗密には細心の注意を払った。

また、水圧荷重は、各ロンジにかけ、実船の荷重伝達状態に合うよう配慮した。

### 3.4.2 B船計算状態

B船の計算状態は下記の5ケースである。B船の計算状態の選定に当っては、A船の計算結果を参考にして決定した。

ケース 1 : Fig.7のB船の実船状態より、ウェブスチフナー、倒れ止め肘板を取り除いた場合、ただし、A船の場合と同様、甲板、船底、船側および縦通隔壁付ロンジおよびスロットは実船の構造通りとする。

ケース 2 : 実船構造状態、すなわち、ケース1にウェブスチフナー、倒れ止め肘板を追加した場合。

ケース 3 : 部材の寸法はケース1どおりとし、ケース1のウイングタンク内の上下両側の肘板をFig.8の実線で示すような三角形肘板とし、ウェブスチフナーおよび倒れ止め肘板を省略した場合、なお、三角形肘板の大きさはFig.7のR止りを直線で結び、肘板の両端に600mmのRをかけた。

ケース 4 : ケース3と同様に各部材の寸法はケース1どおりとし、トランスリングの形状のみをFig.8の点線で示すように変化させ、ウェブスチフナーおよび倒れ止め肘板を省略した場合。

ケース 5 : 外板の有効巾の影響をみるため、ケース2の外板の有効巾を1/3トランスリング心距から2/3トランスリング心距に変更した場合。

B船の要素の分割図をFig.9に示す。要素の分割にあたって、A船の計算結果面材の応力等のトランスリング全体の強度に対するスロットの影響は小さいことが判明したので、スロット近傍の分割はA船よりも粗くし、スロットの影響はFig.9に示す要領でその部分の板厚を減ずることにより考慮した。また、支材および部材平行部の分割は、A船よりも幾分粗くし、その代り部材結合部の複雑な応力状態となる個所の分割を細くするよう配慮した。

### 3.5 計算結果および考察

#### 3.5.1 A船の計算結果

##### 3.5.1.1 トランスリングの変形状態

4.1で述べた各ケースのトランスリングの変形状態をFig.10に示す。

Fig.10はケース1の状態をもとにし、ケース2~4については、主な点の変位を表で示している。Fig.10よりつぎのことがわかる。

(1) 各ケースとも、変形状態に大差はなく、変形量の差も非常に小さい。しかしながら参考までに変形量の大きい順に並べてみると、ケース1, 2, 4, 3である。すなわち、ウェブスチフナー倒れ止め肘板を取り去り、スロット、ロンジを考慮したケース1の変形が一番大きく、ケース1にウェブスチフナーおよび倒れ止め肘板を追加し、スロットを全て塞いだケース3の変形が一番小さい。

(2) 変形量に対する影響は、スロットを塞ぐことの影響が一番大きく次にウェブスチフナーおよび倒れ止め肘板、Fig.5に示す船底湾曲部へのウェブスチフナーの追加による影響が最も小さい。

いずれにしても、トランスリングの変形状態に対するウェブスチフナー、倒れ止め肘板、スロットの有無の影響は小さく、トランスリングの巨視的な変形に対しては、これらの影響は無視してよいことがわかった。

#### 3.5.2 面材および外板の応力分布

Fig.11に面材および外板の応力分布を示す。本図もトランスリングの変形状態のFig.10と同様ケース1の応力を基準に、他のケースの主な点の応力は数値で示している。また、実船計測による計測値も合せ記入しており、実船計測結果との比較も行なっている。

Fig.11より次のことがわかる。

(1) ウェブスチフナーおよび倒れ止め肘板等ウェブ補強材の面材の応力に対する影響は小さい。(ケース1とこの比較)これらの部材は大骨材の局部強度を保持するのに有効であって、大骨材の面材の応力に対してはほとんど影響はない。

(2) スロットの有無の影響も、大骨材の面材の応力に対しては無視出来る。

(3) Fig.5に示すようなスチフナーをトランスリング下部湾曲部に補強することにより、補強部の面材の応力はわずかに低下する。また、その低下量は、スチフナー追加による断面積の増分程度と考えられる。

以上より、ウェブスチフナー、倒れ止め肘板、スロットの有無の面材および外板の応力分布におよぼす影響は非常に小さい。したがって、トランスリングを有限要素法で解析し、大骨材の面材の応力を検討する場合は、これら補強部材は省略し、大骨材の板および面材のみを考慮して計算してさしつかえない。

また、このことは、補強材の配置法により大骨材の板および面材の応力の低減をはかることはあまり期待できないことを示している。

#### 3.5.3 部材結合部の応力分布

以下の支材結合部および船底横桁と縦通隔壁付堅桁との結合部のさらに詳細な応力分布をFig.12

～ Fig. 19 に示す。このうち支材結合部に関するものを Fig. 12～Fig. 15 に、船底横桁と縦通隔壁付堅桁との結合部に関するものを Fig. 16～Fig. 19 に示す。これらの図によりつぎのことがわかる。

(1) 支材結合部について

(i) Fig. 12 はウェブスチフナーの応力をケース 2 とケース 3 で比較したものであり、スロットの有無の影響を示している。この図より支材結合部のウェブスチフナーの応力分布に対するスロットの有無の影響はスロット近傍を除きほとんどないことがわかる。また、ケース 4 はケース 2 とほとんど同じであるので応力値は省略した。

(ii) Fig. 13 はスチフナー近傍のウェブプレートの支材の軸方向の応力 ( $\sigma_x$ ) の分布を示したものである。この図よりわかるようにケース 1 と 2 の相違はかなり表われており、ウェブスチフナーの存在により  $\sigma_x$  はかなり減少する。またその低下は、ほぼウェブスチフナーの断面積の増分に比例すると考えて良いようである。

ケース 3 との相違はほとんどなくスロット近傍を除きスロットの有無の影響は小さい。

(iii) Fig. 14 は、ウェブプレートの船の深さ方向の応力 ( $\sigma_y$ ) の分布を示したものであり、この図からわかるように、ウェブスチフナーの存在により  $\sigma_y$  は若干小さくなっているが、その影響は小さい。また、スロットの有無の影響も非常に小さいことがわかる。

(iv) Fig. 15 はウェブプレートの剪断応力 ( $T_{xy}$ ) の分布を示したものである。

この図によると、ウェブスチフナーおよびスロットの有無の  $T_{xy}$  への影響は非常に小さい。また、支材下部の下側 R 止り付近では、かなり大きな剪断応力 (約  $11 \text{ Kg/mm}^2$ ) が表われていることがわかる。

以上より支材結合部のウェブプレートの応力に対するウェブスチフナーの影響は支材の軸方向の応力  $\sigma_x$  に対してはかなり大きい  $\sigma_y$ ,  $T_{xy}$  に対してはあまり大きくない。また、スロットの影響は  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $T_{xy}$  のいずれに対しても小さいことがわかった。

(2) 船底横桁と縦通隔壁付堅桁との結合部

(i) Fig. 16 はウェブスチフナーの応力分布を示す。スロットの有無の影響は支材結合部の場合と同様に、スチフナーのロンジとの取合部付近ではかなり大きく、面材の方へ行くにしたがい小さくなり面材の近傍ではスロットの影響はほとんどない。また、Fig. 5 に示したスチフナーの追加による他のスチフナーの応力への影響はほとんどなく、追加スチフナーのうち、センタータンクの船底横桁の肘板部のスチフナーの応力はかなり高くなっており、有効に働いていることがわかるが、ウイングタンク内の追加スチフナーの応力は面材の応力に比べかなり低く、面材の応力低下の面からあまり有効でないことがわかった。

(ii) Fig. 17～Fig. 19 はスチフナーおよび面材近傍のウェブプレートの応力 ( $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $T_{xy}$ ) を表わしており、これらの図よりつぎのことがわかる。

$\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  に対するウェブスチフナーの有無の影響はあまり大きくないが、下部支材の影響もあつて軸力が大きくなる船底横桁の肘板先端附近の  $\sigma_x$  はかなり低下する。

また、 $T_{xy}$  については、スロットの有無の影響がかなり出ている箇所もあり、スロットを塞

ぐことにより、スロット近傍のパネルの剪断変形はかなり変つてくると思われる。

### 3.5.4 実船計測結果およびラーメン計測結果との比較

ケース2の実船の構造状態で有限要素法によるトランスリングの面材の応力の計算値と実船計測値およびラーメン計算結果との比較を行なったものをFig. 20に示す。なお、ラーメン計算による湾曲部の応力は曲り梁理論<sup>4)</sup>による計算値である。

Fig. 20よりつぎのことがわかる。

- (1) 有限要素法およびラーメンによる計算値は縦通隔壁付堅桁下部のウイングタンク側の結合部を除き、実船計測結果とかなりよく一致している。
- (2) 縦通隔壁付堅桁のウイングタンク側の下部湾曲部の有限要素法による計算結果と実船計測結果との相違の原因としては、本船のこの部面材の計測は1軸ゲージで行なわれており、このような湾曲部では面材の面外曲げによる影響がかなり出てくることが予想され、この為差が大きくなったものと考えられる。一方、B船の場合は、この部を2軸ゲージで計測しているので有限要素法による計算値とかなり良く一致している。
- (3) センタータンクの船底横桁の $\phi$ 附近では、有限要素法およびラーメン計算による計算値とも、実船計測値と正負の符号が逆転しているが、この原因としては外板の有効巾を1率に $1/3$ トランスリング心距にしたことに問題があると思われる。すなわち、今回計算したセンタータンクの水試の荷重状態ではセンタータンクの船底横桁には大きな引張力が働く。引張力に対しては外板はほとんど完全に働くと考えられ、したがって、本計算では軸応力を過大に見積っているため、このような差が生じたものと考えられる。B船においても同様の傾向がみられたので、B船では外板の有効巾を変化させ、この影響を調査しているので、これについては後で述べることにする。
- (4) 船側横桁の面材の応力に対しては有限要素法による計算値は実測値に対してやや低めであり、ラーメン計算結果の方が実測値によく一致している。

### 3.5.2 B船の計算結果

#### 3.5.2.1 トランスリングの変形状態

B船の各ケースにおけるトランスリングの変形状態をFig. 21に示す。この図よりつぎのことがわかる。

- (1) A船の場合と同様、トランスリングの変形に対するウェブスチフナーおよび倒れ止め肘板の影響は無視できるほど小さい。
- (2) Fig. 8の実線で示したように、ウイングタンク上下両隅の肘板を大きくすることにより、支材端部の水平変位は約 $1 \sim 2$ 割減少するが、全体の変形状態に対する影響はほとんどない。
- (3) ウイングタンク下部およびセンタータンクの船底横桁の縦通隔壁側の肘板を大きくする(Fig. 8点線参照)ことによりトランスリングの変形は全体的に $3$ 割程度減少する。

#### 3.5.2.2 トランスリング面材および外板の応力分布

ケース1および2に関する面材の応力分布をFig. 22に、ケース3および4に関するものをFig. 23およびFig. 24に、また、外板の有効巾を変化させた場合をFig. 25に示す。Fig. 22およびFig. 25には実船計測結果を合せ記入しており、実船計測結果との比較も行なっている。これらの図よりつぎのことがわかる。

(1) Fig. 22 よりわかるようにウェブスチフナーおよび倒れ止め肘板の面材および外板の応力に対する影響はウェブスチフナーおよび倒れ止め肘板を考慮した方が若干小さいが、その差は極めて少ない。

(2) Fig. 23 と Fig. 24 の比較により、ウイングタンクの上下両隅の肘板を3角形にすることにより、肘板部面材の応力分布はかなり変化し、3角形肘板の方が応力分布は平坦となるが、肘板の両端での応力集中が大きくなり、縦通隔壁付下部肘板部での最大応力はケース1および2よりも大きくなっているので注意を要する。

また、3角形肘板による他の部分の面材の応力への影響はほとんどなく3角形肘板を採用した方が若干小さい。

(3) Fig. 22 , 23 および 24 を比較することにより、ケース4程度トランスリング下部を大きくすることにより応力はかなり減少することがわかる。とくに、最大応力が生じていたセンタータンクの船底横桁の肘板部の応力は大巾に低下する。

(4) Fig. 25 は、外板の有効巾の影響を調査したものであり、外板の有効巾を  $1/3$  トランスリング心距から  $2/3$  トランスリング心距にすることにより、縦通隔壁付堅桁下部の湾曲部を除き面材の応力はわずかに減少する。また、外板の応力は全て減少する。

外板の有効巾の影響は軸応力が大きくなる部材、とくにセンタータンクの船底横桁の面材の応力に対して著しく、有効巾が大きい方が実船計測値に近づく、このことは軸力および曲げが同時に働く部材としては、軸力に対する有効巾と曲げに対する有効巾を別別に考える必要があることを示している。

(5) A船では計算値と計測値とが、縦通隔壁付堅桁下部のウイングタンク側の湾曲部ではよく合わなかったが、B船ではこの部面材の応力を2軸ゲージで計測しているのでかなりよく一致している。

### 3.5.2.3 ウェブプレートの応力分布

ケース2の面材および外板近傍のウェブプレートの応力分布を Fig. 26 ~ Fig. 28 に示す。Fig. 26 は船の中方向の応力 ( $\sigma_x$ )、Fig. 27 は深さ方向の応力 ( $\sigma_y$ )、Fig. 28 は剪断応力 ( $T_{xy}$ ) の分布を示している。

なお、面材および外板近傍のウェブプレートの応力に対するケース1と2の差はほとんどないので、ケース1は省略した。また、トランスリングの形状を変化させたケース3および4について傾向は Fig. 23 , 24 に示した面材および外板の応力分布と大同小異であるので省略した。

## 3.6 結 言

実船計測を行なった載荷重量が12万トンおよび20万トンの2隻の船につき、トランスリングの構造を種々変化させ、トランスリング全体を有限要素法により解析することによりつぎの結論を得た。

- (1) トランスリングの変形状態に対するウェブスチフナー、倒れ止め肘板スロットの有無の影響は小さく、トランスリングの巨視的な変形に対しては、これら部材の影響は無視してよい。
- (2) トランスリングの面材および外板の応力に対するウェブスチフナー、倒れ止めの肘板、スロットの有無の影響は小さい。したがって、トランスリングを有限要素法で解析し、大骨材の面材の応力を問題とする場合はこれら補強部材は省略し、大骨材の板および面材のみを考慮して計算してさしつかえない。

- (3) 部材結合部のウェブスチフナーおよびウェブプレートの応力に対するスロットおよびウェブスチフナーの有無の影響は一般に小さい。ただし、支材結合部基部の船の中方向の応力  $\sigma_x$  に対してはかなり影響があり、仮にウェブスチフナーの断面積の増加分だけ応力が減少する。
- (4) B船のケース4程度トランスリング下部肘板を大きくすればトランスリングの変形および応力状態はかなり変化する。とくにセンタータンクの船底横桁の縦通隔壁側の肘板を大きくすることは、この部の応力低減に有効である。
- (5) 有限要素法およびラーメン計算によるトランスリング面材の応力の計算値はいずれも実船計測値とかなりよく一致する。
- (6) 外面の有効巾として、本計算では、曲げに対するものを採用しているが、軸力が大きくなる部材については、曲げに対する有効巾と軸力に対する有効巾を別別に考えた方が実船計測結果とよく一致する。

#### 参 考 文 献

- (1) 三菱原子力電子計算所、平面応力解析プログラム PLAN 使用説明書
- (2) 森、井上、船岡、大山  
On the Transverse Strength of Oil Tanker  
造船協会論文集 第121号
- (3) 強度設計データブック 葦華房 P.970
- (4) 寺田  
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  
造船協会論文集 第109号
- (5) 永元、緒方、田口  
三材結合部の強度(その1)  
西部造船会会報 第33号
- (6) 永元、船岡、河野、田口  
三材結合部の強度(その2)  
西部造船会会報 第34号
- (7) 永元、船岡、河野、梶岐  
Deep Girder 構造の強度について—三材結合部の強度(その3)—  
西部造船会会報 第35号

Table 1. 主要目および実船試験条件

		A 船		B 船	
主 要 目	L	2 5 6. 0 m		3 1 0. 0 m	
	B	4 2. 5 m		4 8. 4 m	
	D	2 2. 0 m		2 3. 6 m	
	DW	1 2 2, 0 0 0 t		2 0 2, 2 5 0 t	
	船級	N K		N V	
試験番号	—	0/0	3/3	0/0	3/3
搭載水頭	m	0	2 2. 8 8	0	2 4. 1 8
搭載重量	t	0	1 8, 8 0 0	0	2 6, 8 0 0
吃水	m	4. 2 0	6. 1 5	5. 2 0	8. 1 0

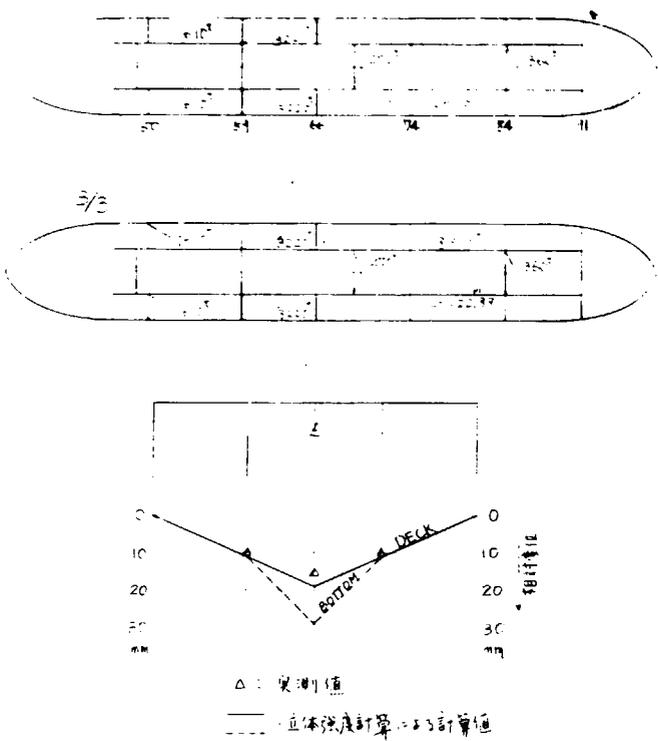


Fig. 1 A船の実船計測時載荷状態及びFr 77の相対変位

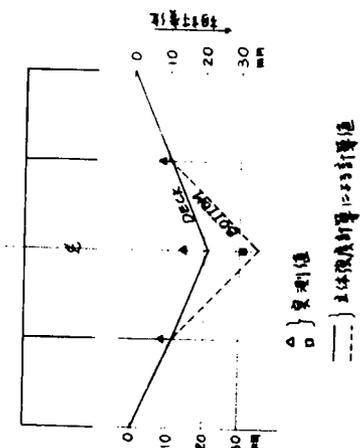
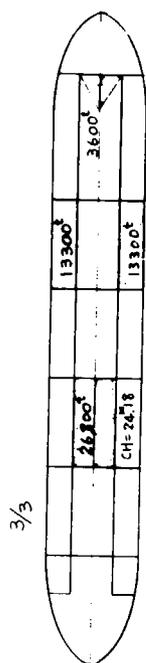
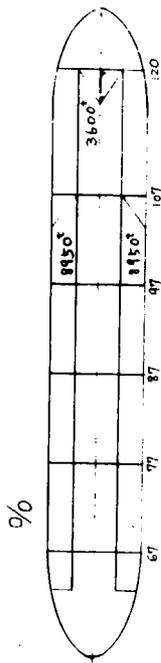


Fig. 2 B船の実船計測時載荷状態及びFR80の相対変位

Table. 2 載荷状態及び不平衡力の分配状況

載荷状態	不平衡力 訂正反力	分配状況	A 船台	B 船台
セ-9-9-7の水頭	m	m	22.88	24.18
7-17-9-1の水頭	m	m	0.0	0.0
吃水	m	m	4.20 → 6.15	5.20 → 8.10
$f_1$ (1/2 $t_1$ )	t (%)	t (%)	95 (12)	165 (16)
$f_2$ (1/2 $t_2$ )	t (%)	t (%)	360 (48)	443 (44)
$f_3$ (1/2 $t_3$ )	t (%)	t (%)	269 (36)	392 (39)
$f_4$ (1/2 $t_4$ )	t (%)	t (%)	32 (4)	14 (1)
$\Sigma f_i$	t	t	756 (100)	1014 (100)

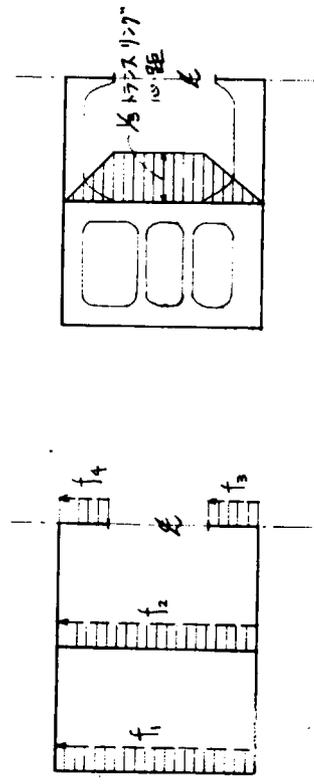


Fig. 3 不平衡力の分布状況

Fig. 4 縦通隔壁の有効巾

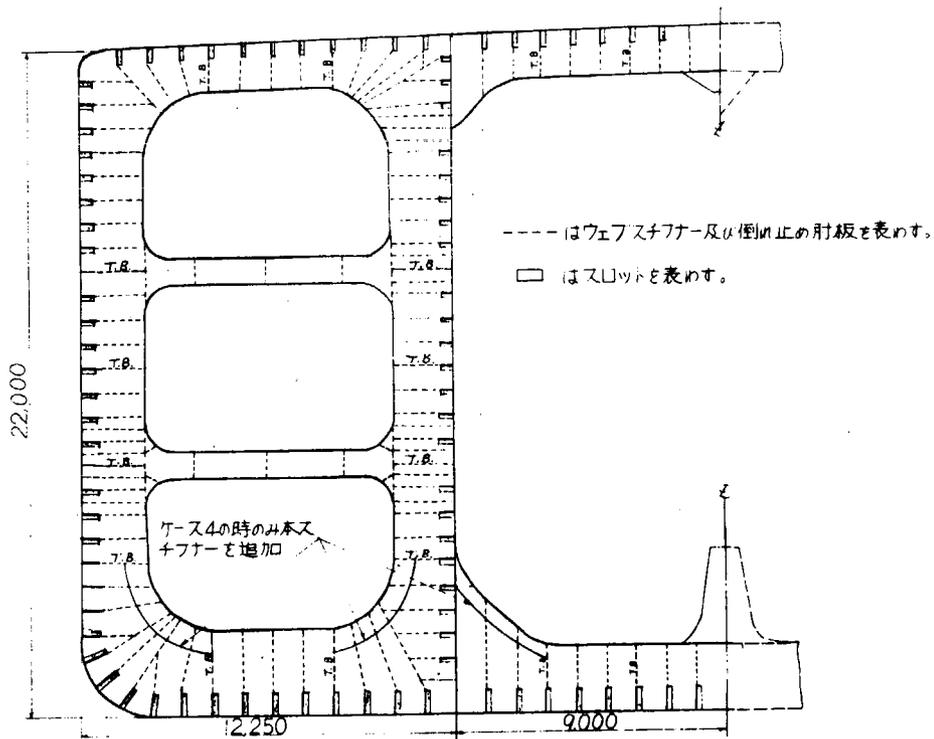


Fig. 5 A船実船状態トランスリング構造

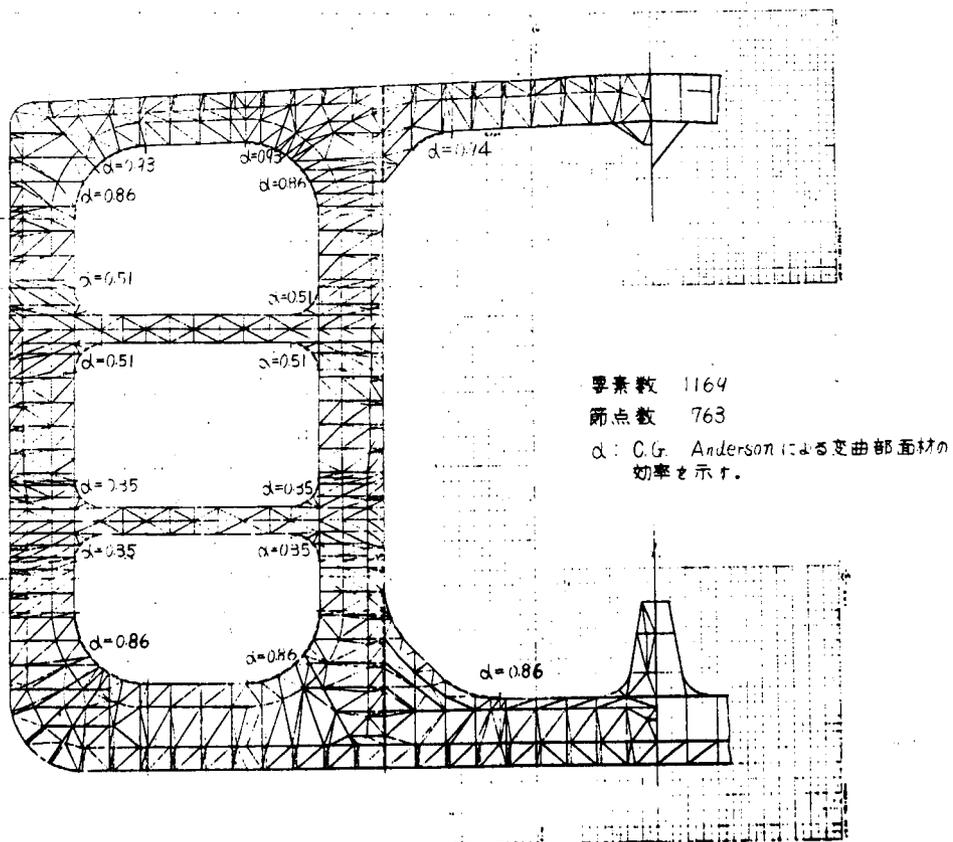


Fig. 6 A船の要素分割

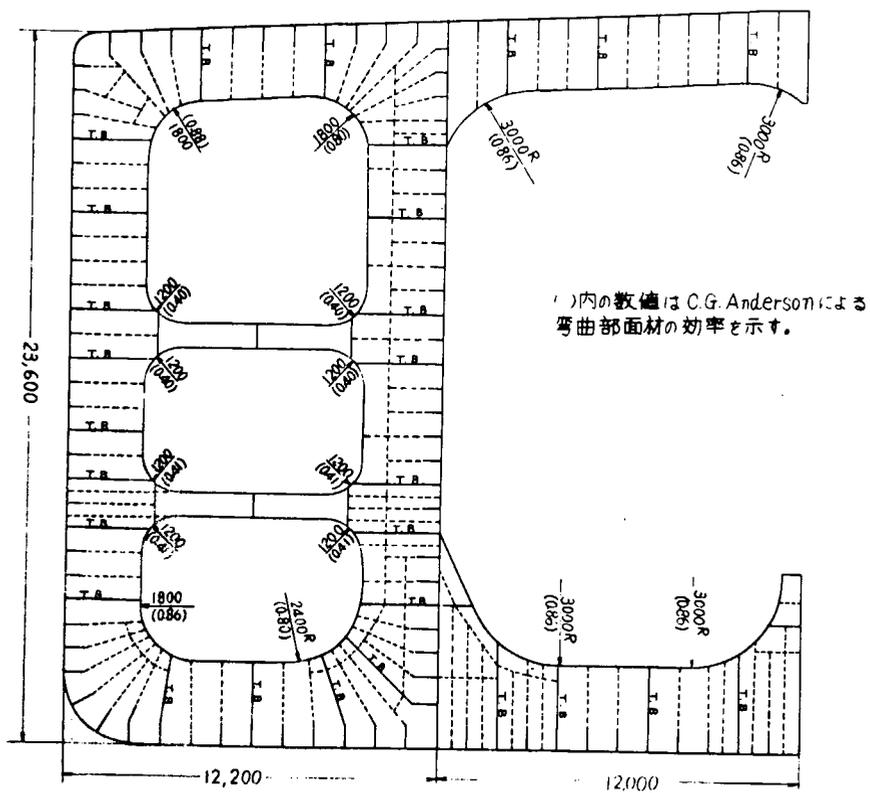


Fig. 7 B船、実船状態トランスリング構造

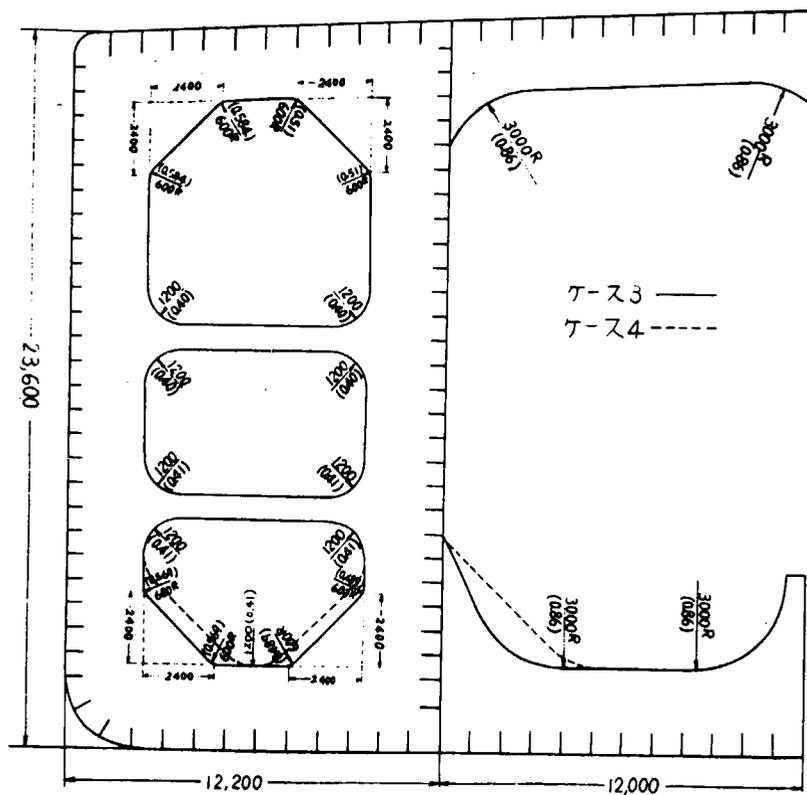


Fig. 8 B船ケース3及び4トランスリング構造

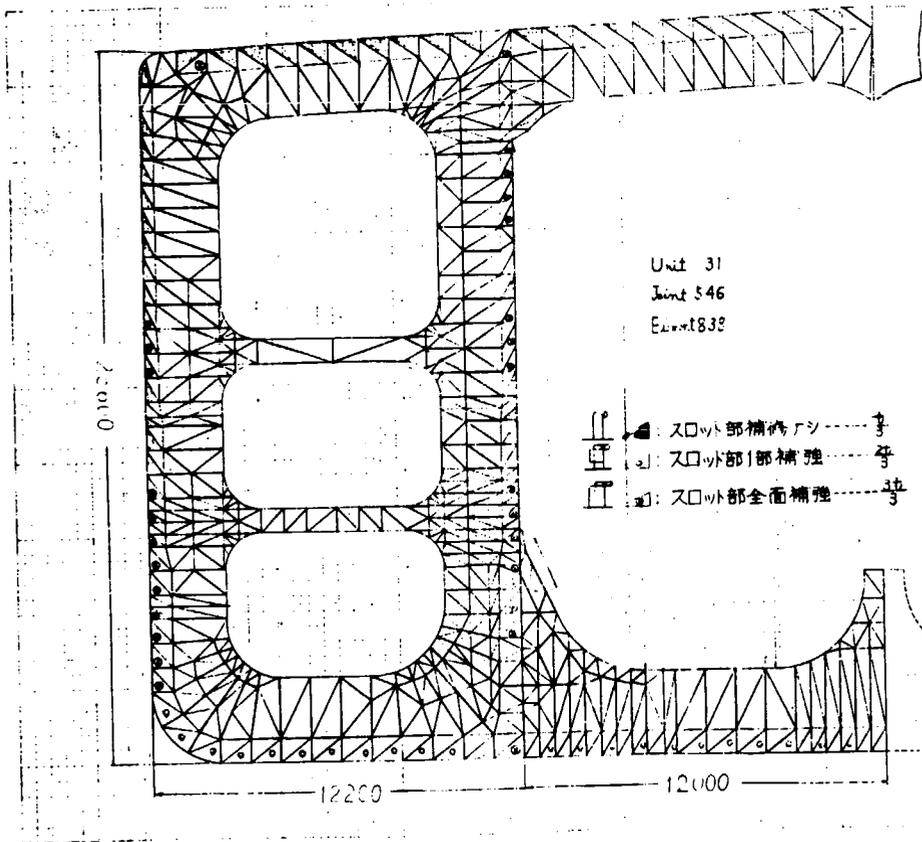


Fig. 9 B船の要素分割

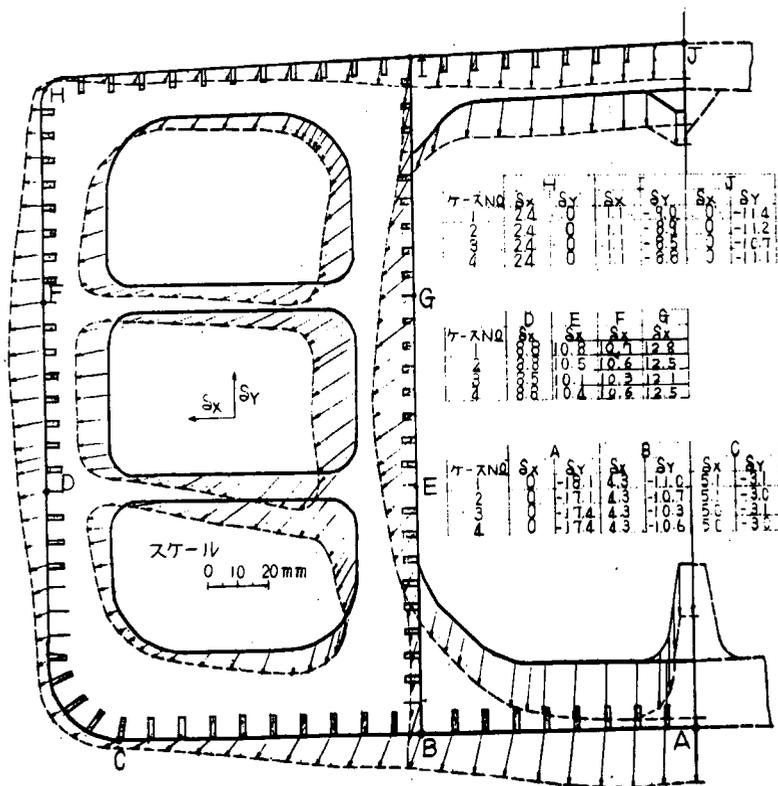


Fig. 10 A船トランスリングの変形状態

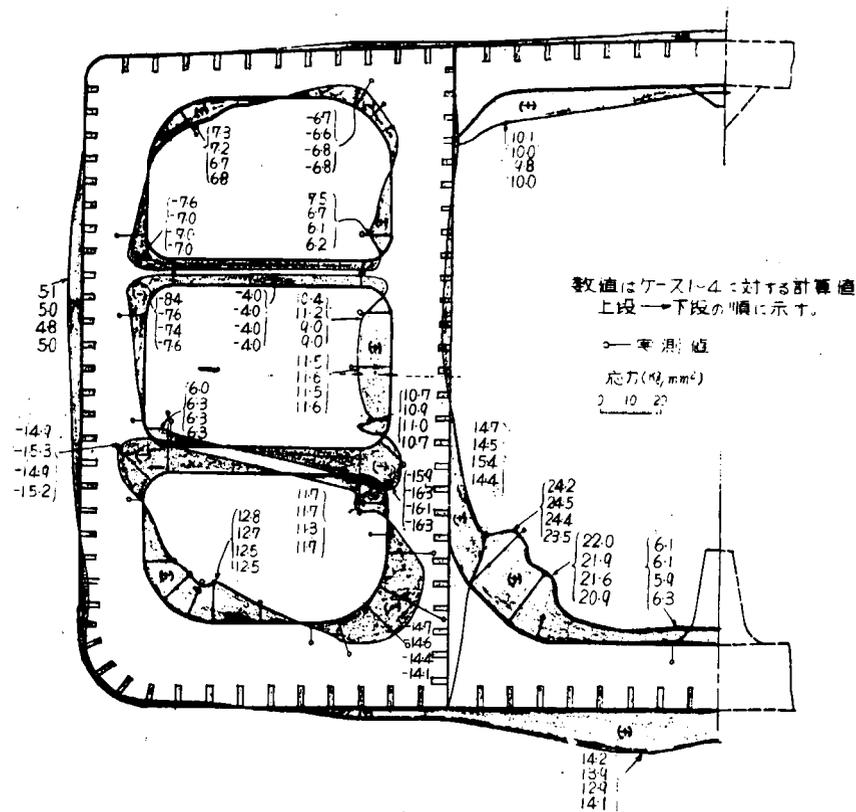


Fig. 11 A船トランスリングの面材及び外板の応力分布

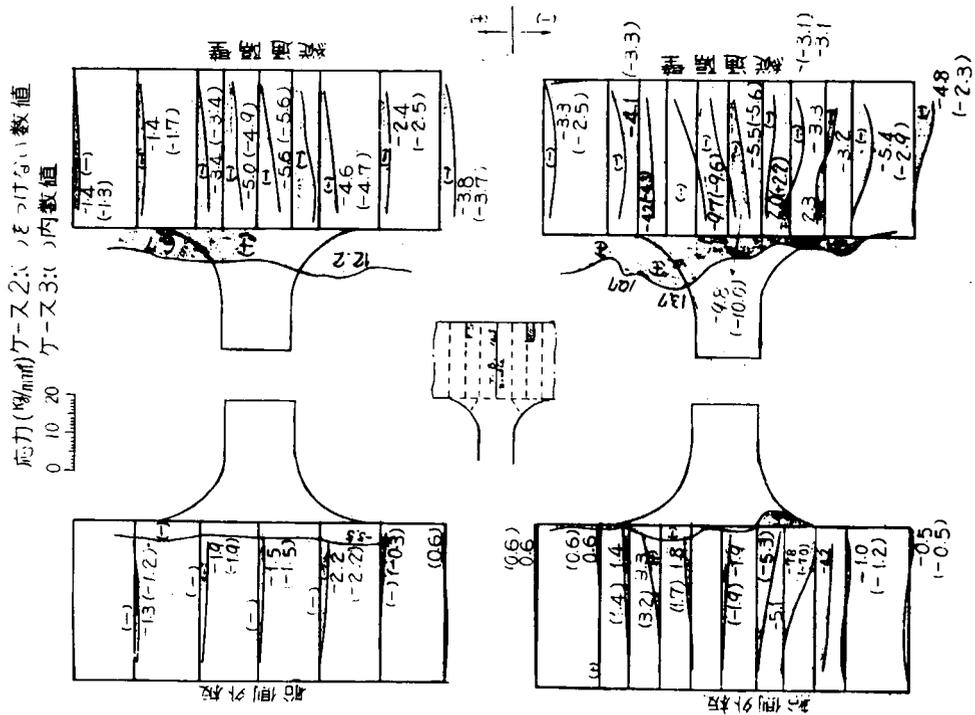


Fig. 12 支材結合部のウエブスチフナーの応力分布

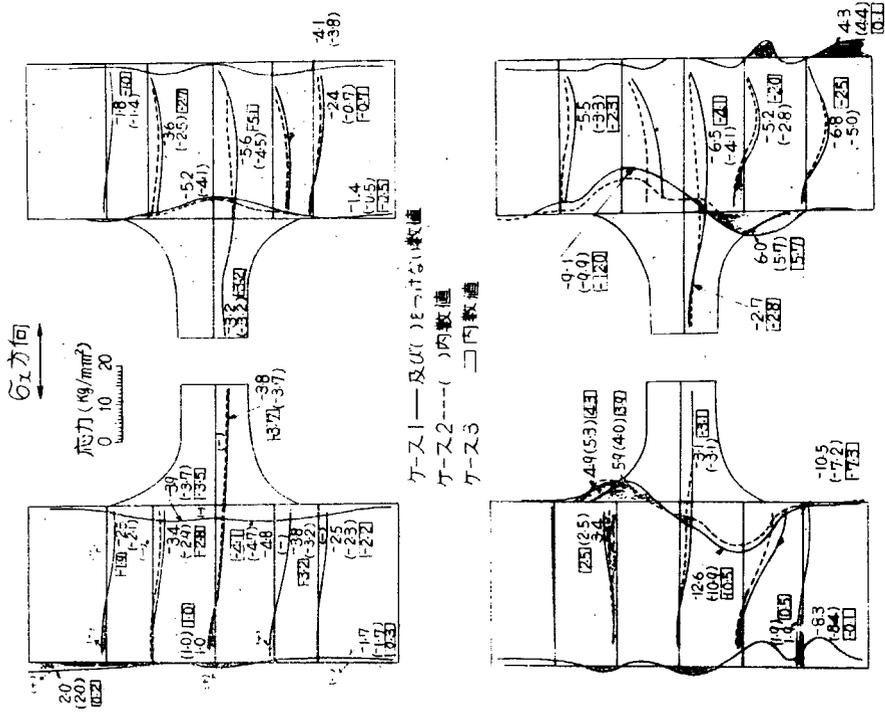


Fig. 13 支材結合部のウエブプレートにσ<sub>x</sub>の分布

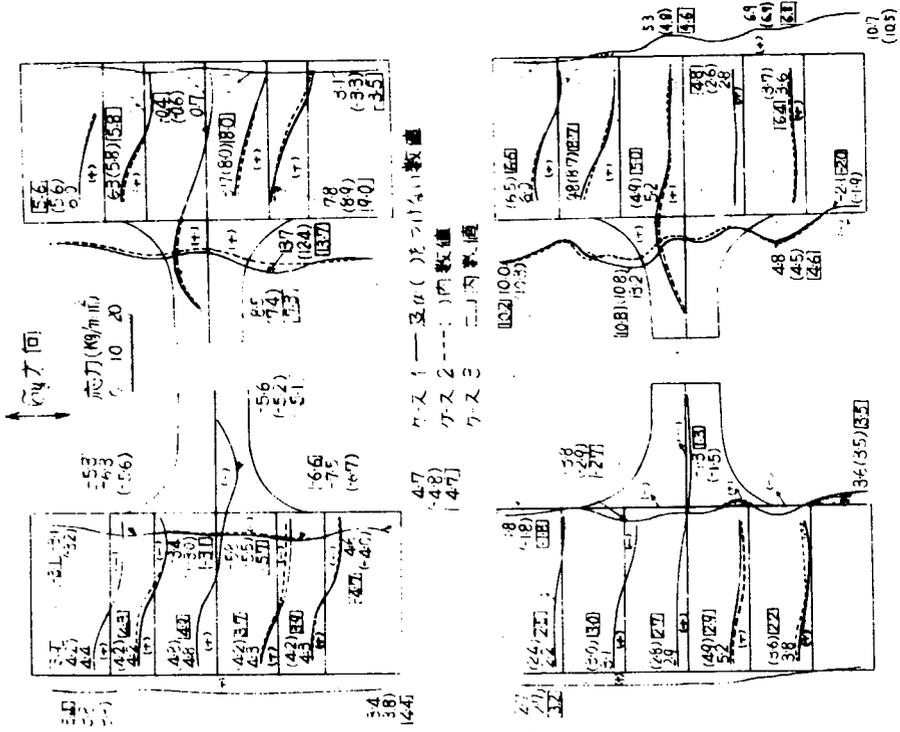


Fig. 14 支材結合部ウエブプレートのσ<sub>y</sub>の分布

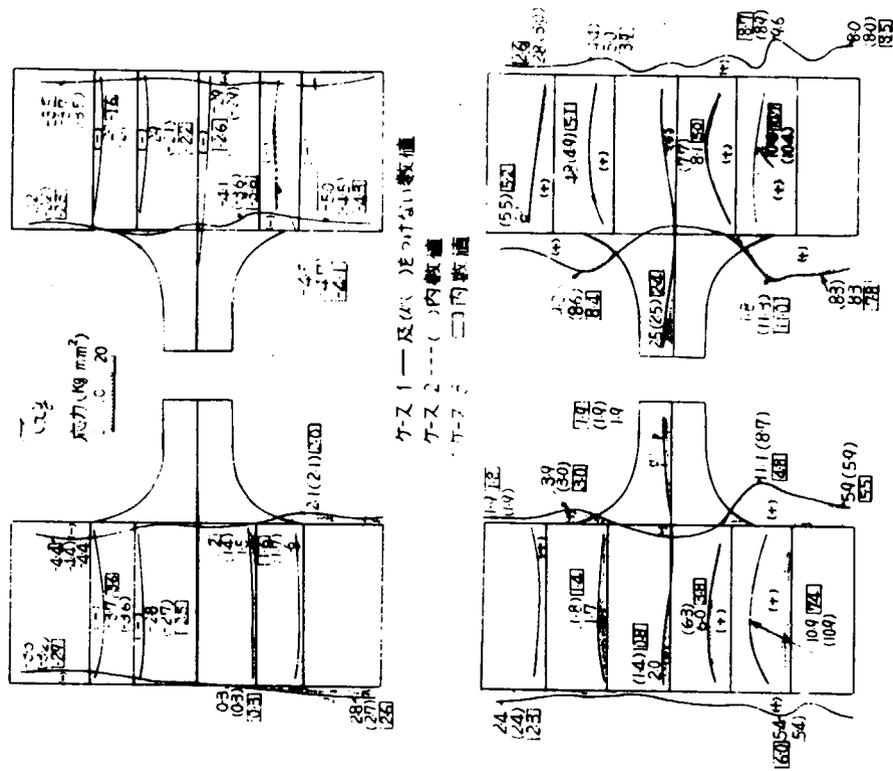


Fig. 15 支材結合部ウェブプレート下の $\tau_{xy}$ の分布

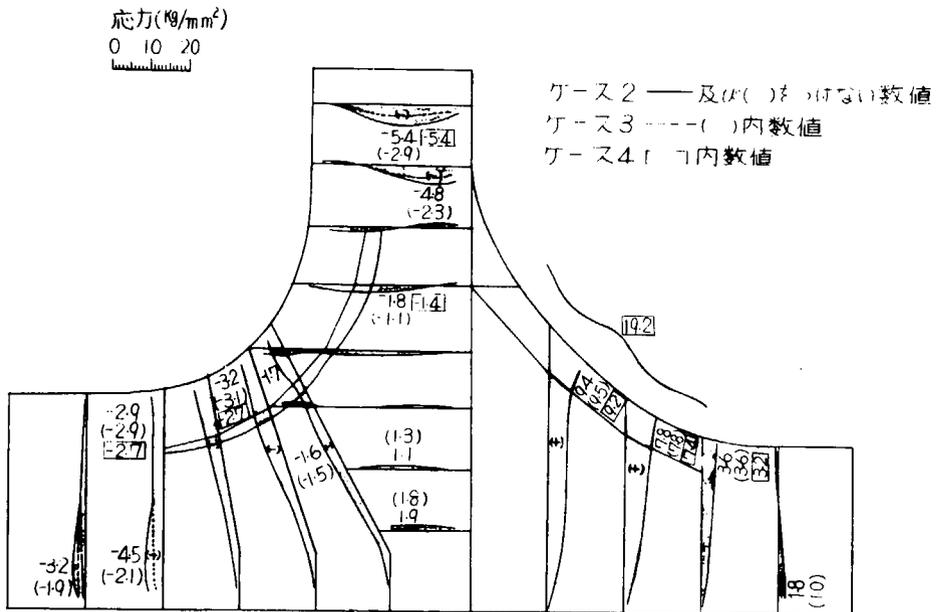


Fig. 16 縦通隔壁付堅桁下部結合部ウェブスチフナーの応力分布

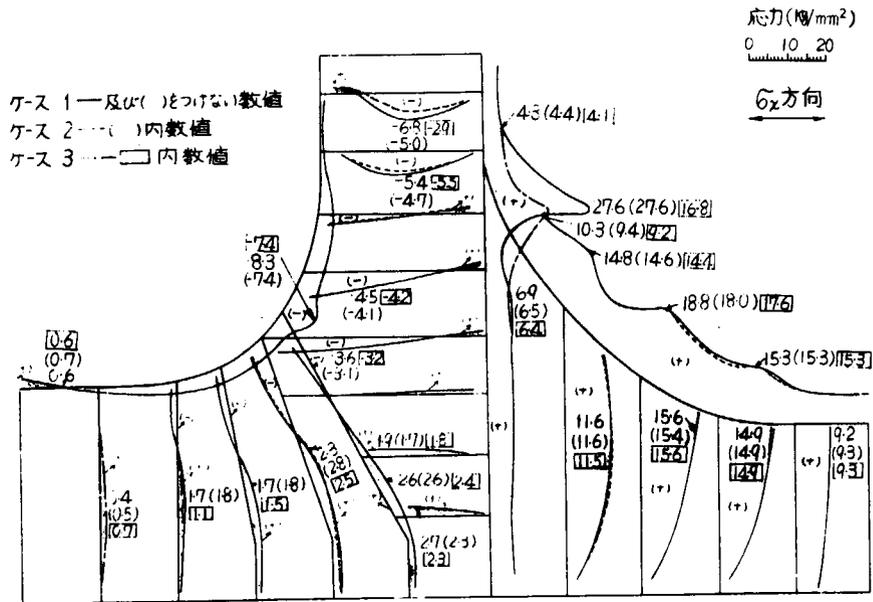


Fig. 17 縦通隔壁付堅桁下部結合部のウェブプレートの $\sigma_x$ の分布

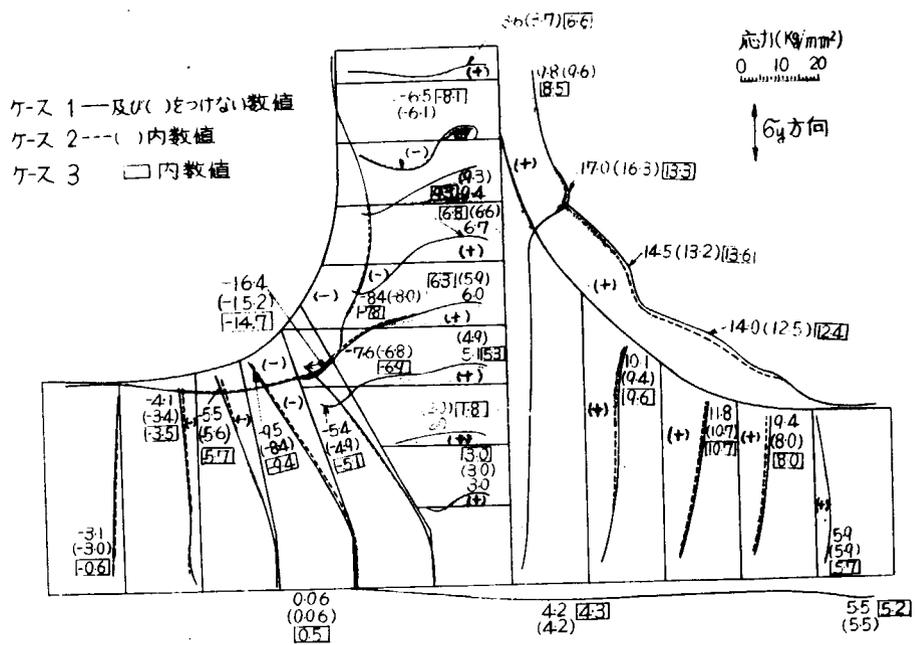


Fig. 18 縦通隔壁付堅桁下部結合部のウェブプレートの $\sigma_y$ の分布

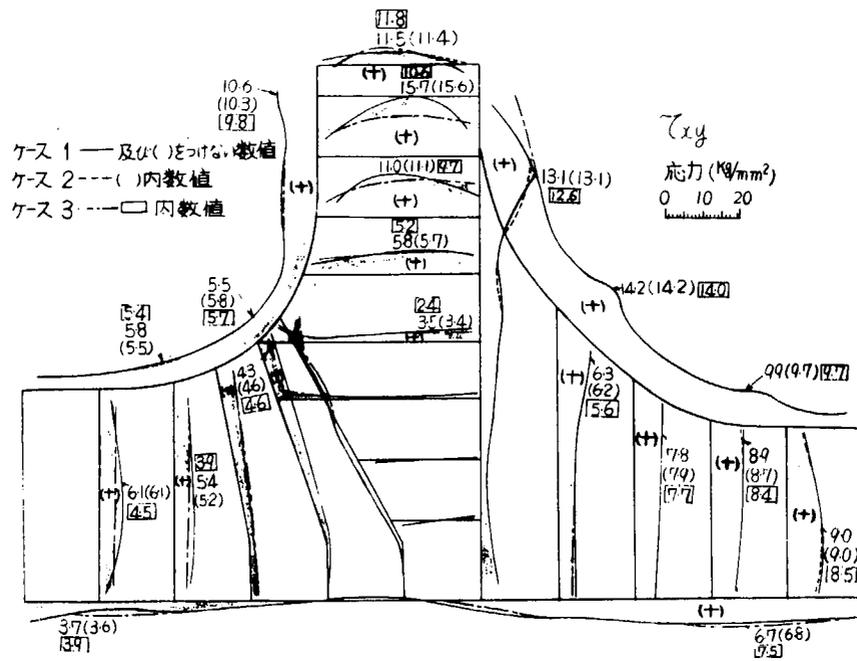


Fig. 19 縦通隔壁付堅桁下部結合部のウェブプレートの  $\tau_{xy}$  の分布

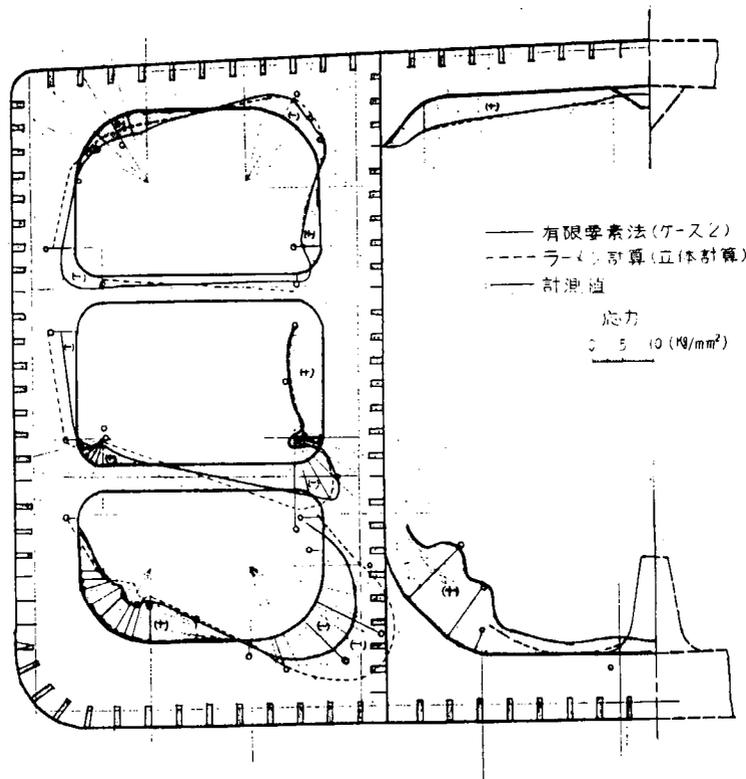


Fig. 20 有限要素法、ラーメン計算及び実船計測結果の応力比較 (A 船)

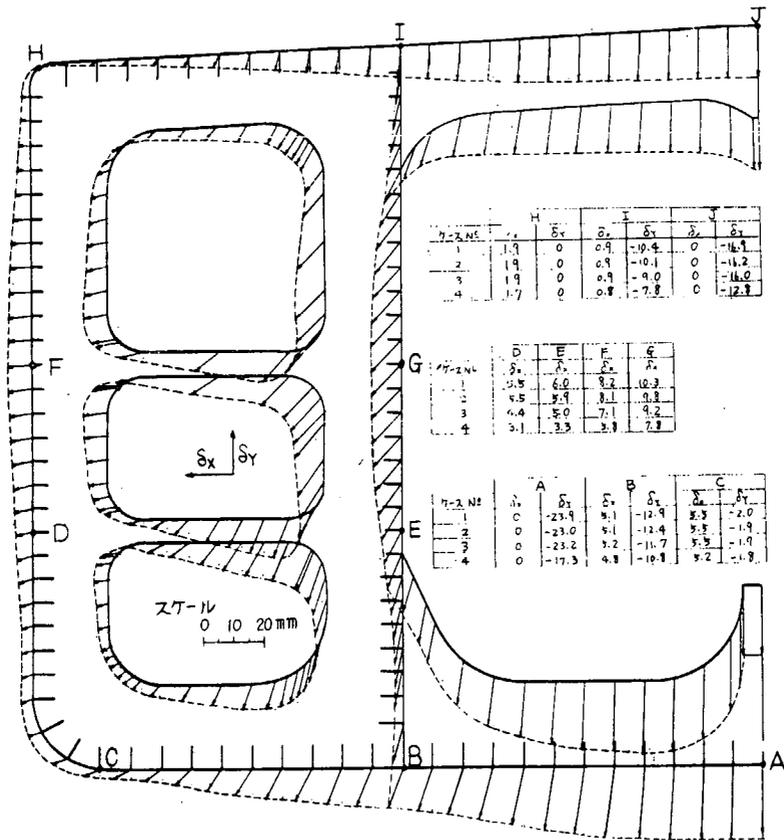


Fig. 21 B船トランスリングの変形状態

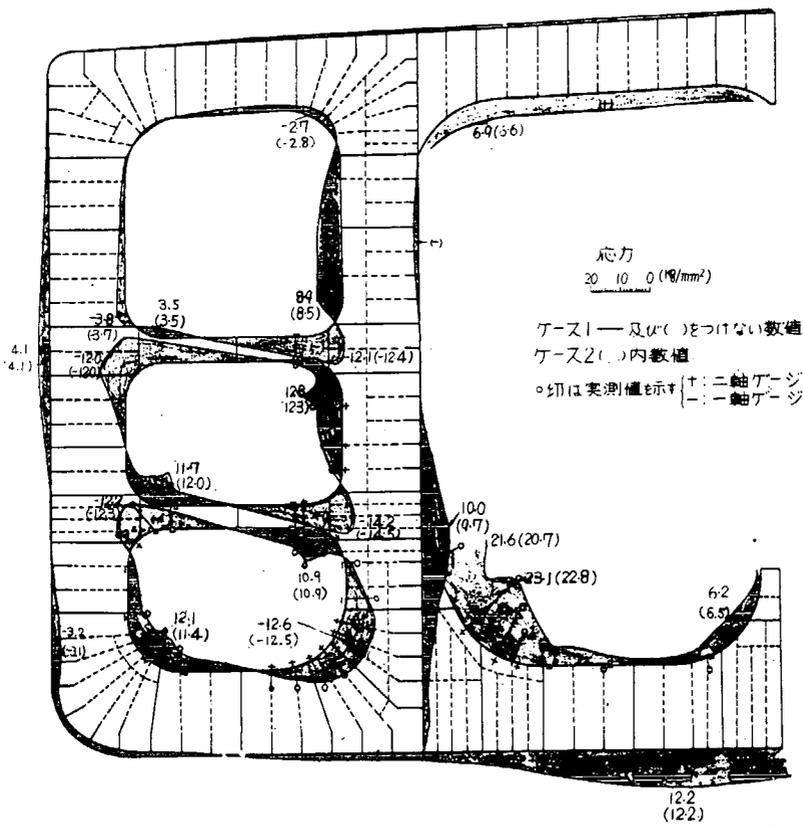


Fig. 22 B船トランスリング面材の応力分布(ケース1及び2の場合)

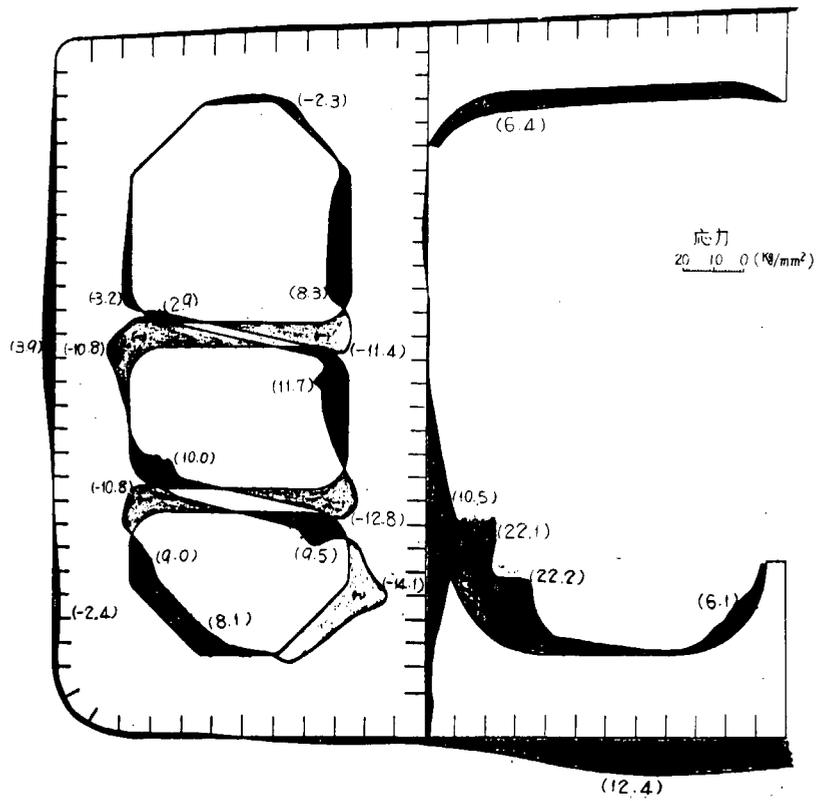


Fig. 23 B船トランスリングの面材の応力分布(ケース3の場合)

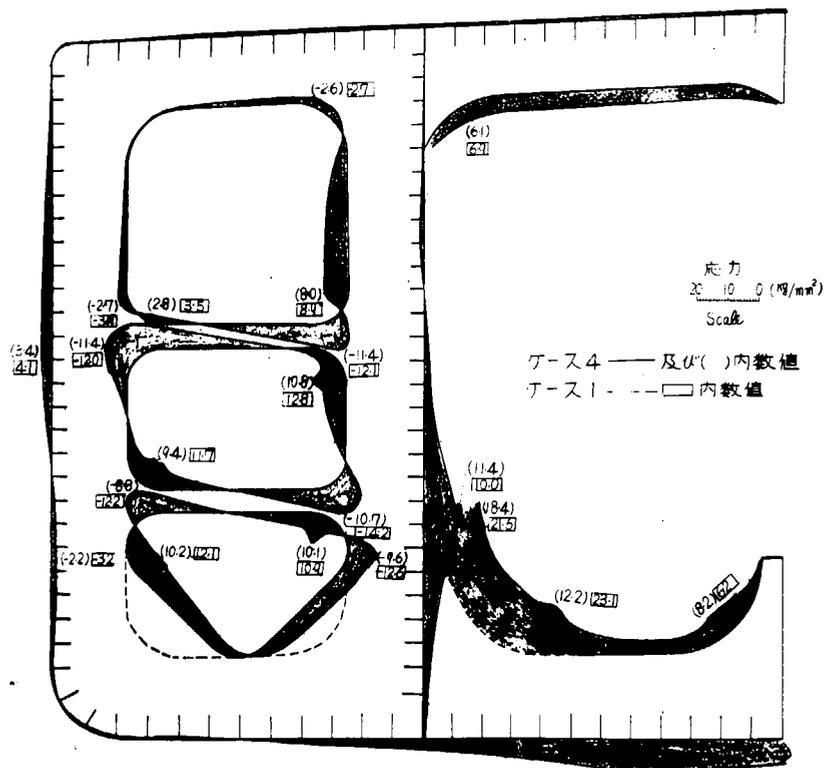


Fig. 24 B船トランスリング面材の応力分布(ケース4の場合)

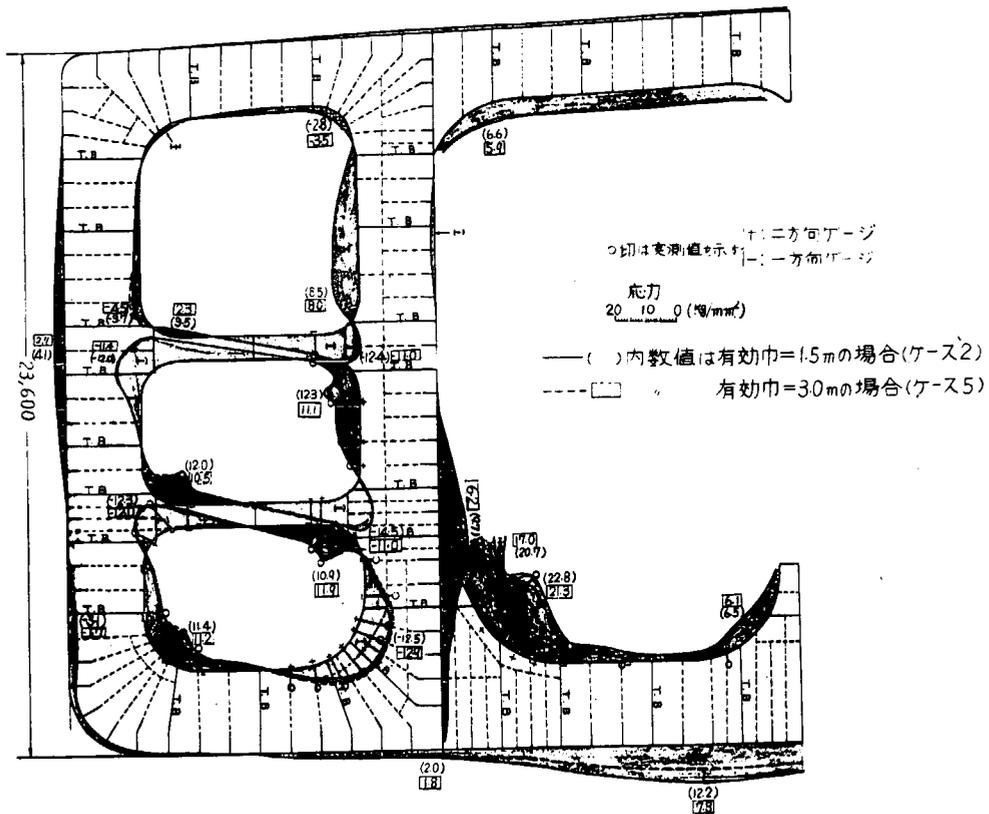


Fig. 25 B船トランスリング面材の応力分布(有効巾の影響)

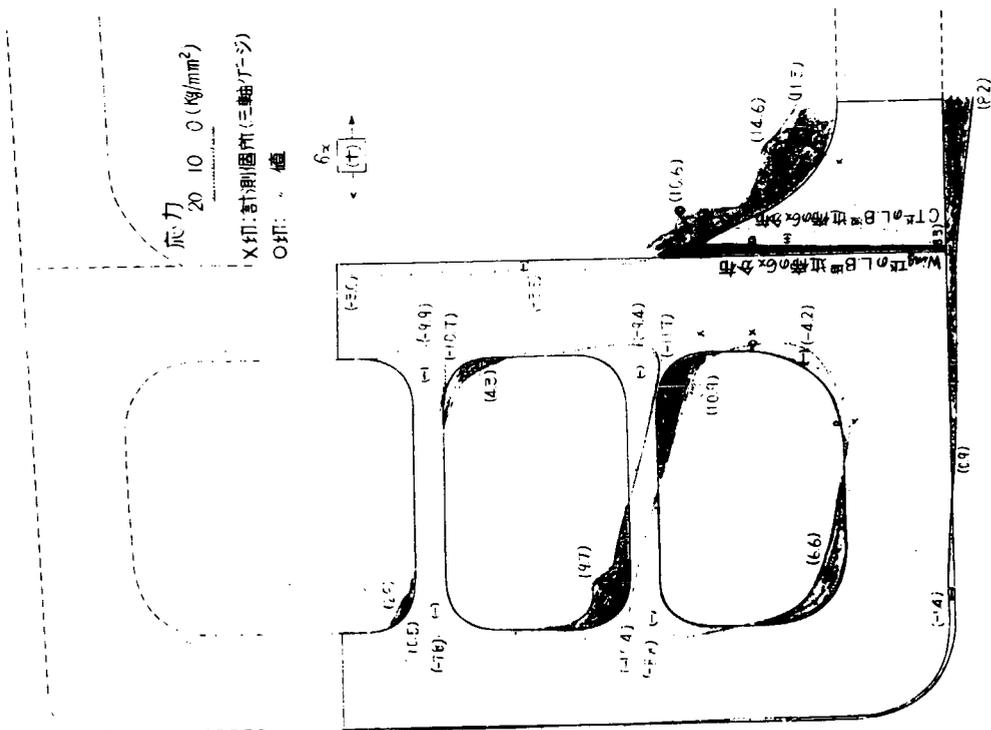


Fig. 27 面材及び外板近傍のウェーブプレート $\sigma_x$ の分布

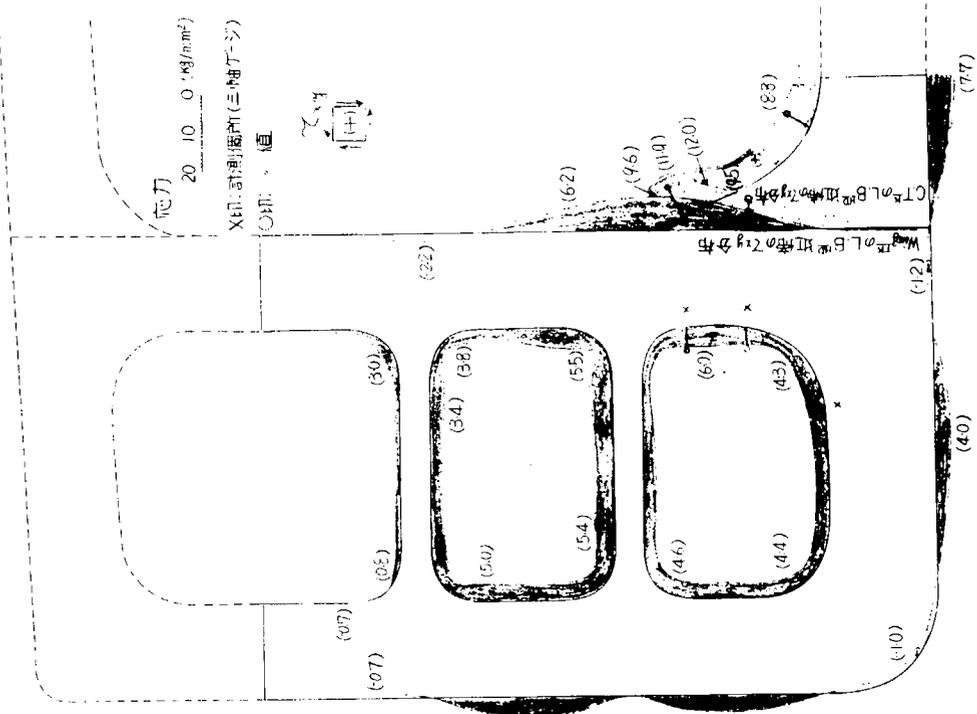


Fig. 27 面材及び外板近傍のウェーブプレートのスレスの分布

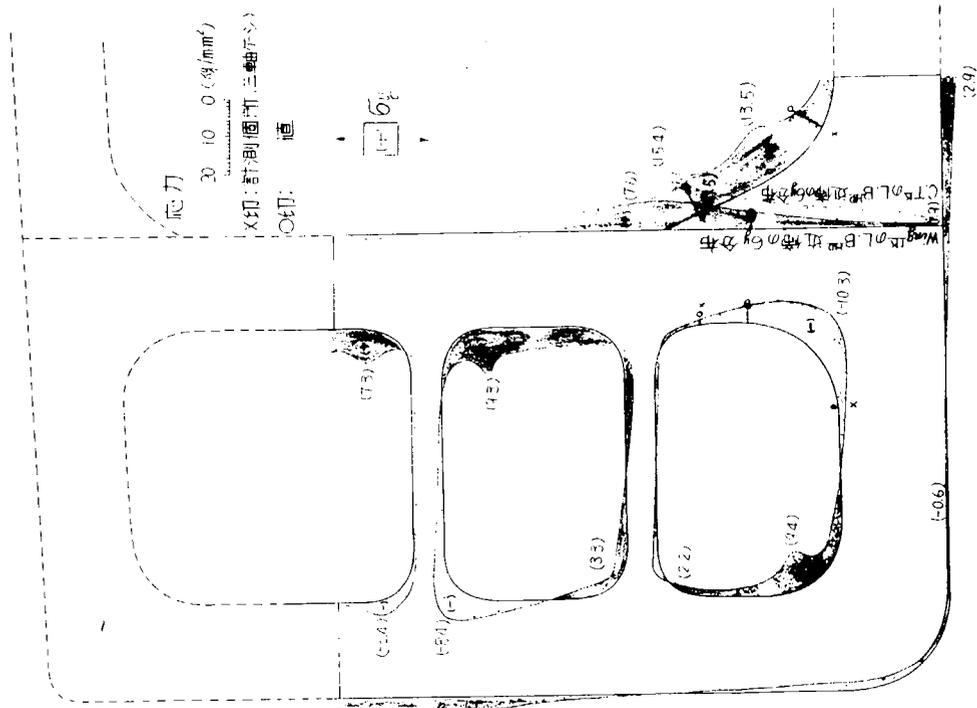


Fig. 28 面材及び外板近傍のウェーブプレートのスレスの分布

#### 4. ウイングタンクの剪断変形の理論解析

##### 4.1 緒言

昭和41年度および昭和42年度において行なわれた剪断変形の実測値を当委員会で開発された計算プログラムの計算値を主に計算値と計測値の比較を行なった。

比較を行なった船は合計6隻であるが、計算値と計測値は計測値がかなりの誤差を持っていることを考えるとよく一致しているといえる。

##### 4.2 解析の対象船および荷重条件

###### (1) 対象船

供試船の主要寸法をTable 4-2-1に示す。これらの船のうちB船はHorizontal Systemの船であり、D船はCenter TankにSide Girderを有している。

Table. 4-2-1

	DW(ton)	L(m)	B(m)	D(m)	d(m)
A 船	123,000	256.00	42.50	22.00	
B 船	118,500	260.00	42.00	23.30	
C 船	187,500	298.00	50.80	24.20	
D 船	120,200	265.00	44.20	23.00	15.00
E 船	103,500	246.00	40.20	21.80	15.07
F 船	66,900	227.00	36.50	16.40	12.00

###### (2) 荷重条件

実験時の初期および最終の積付け状態を各船について示すとFig. 4-2-1~Fig. 4-2-6のようになる。

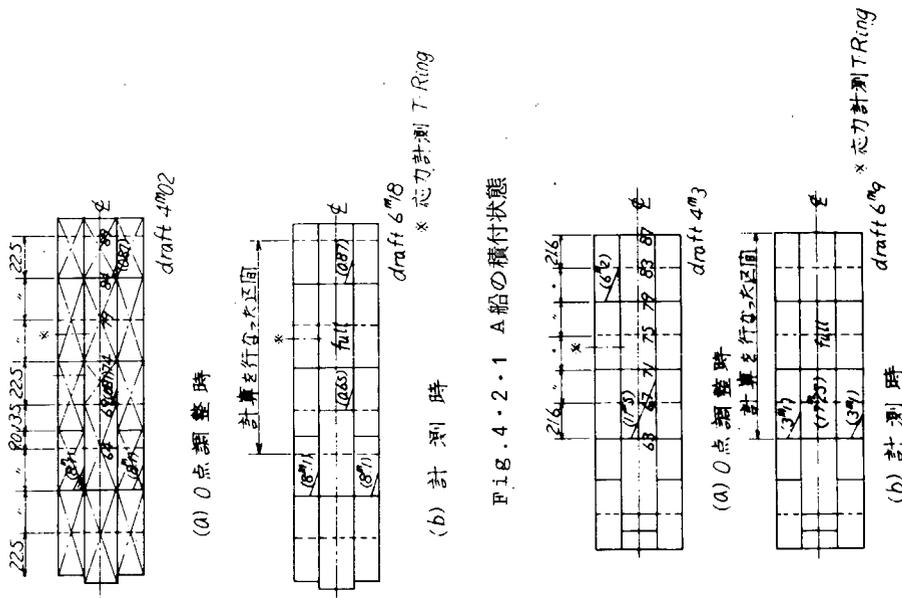
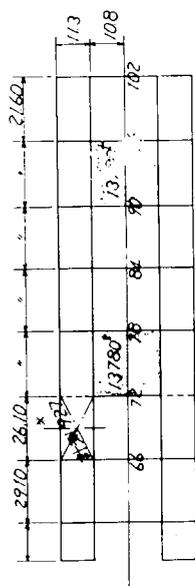
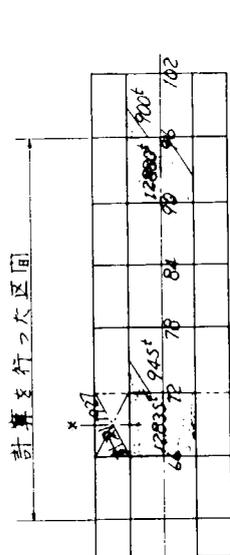


Fig. 4-2-1 A船の積付状態

Fig. 4-2-2 B船の積付状態

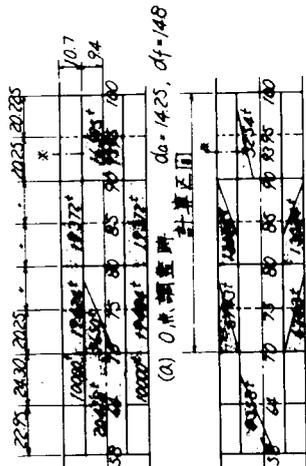


(a) 0点調整時  $da = 8^m3$ ,  $df = 6^m4$



(b) 計測時  $da = 8^m9$ ,  $df = 5^m8$   
\* 芯力計測 T Ring

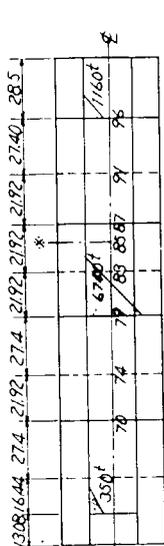
Fig. 4.2.4 D船の積付状態



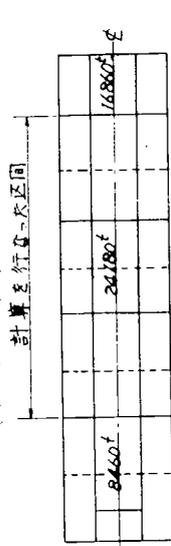
(a) 0点調整時  $da = 14^m25$ ,  $df = 1^m48$

(b) 計測時  $da = 9^m2$ ,  $df = 5^m8$   
\* 芯力計測 T Ring

Fig. 4.2.5 E船の積付状態

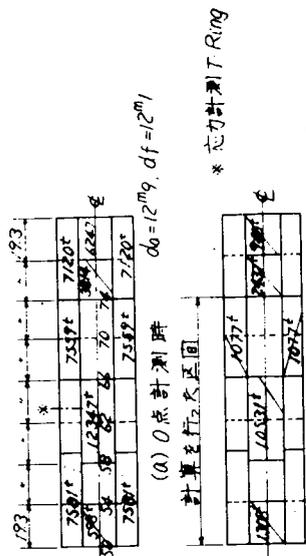


(a) 0点計測時  $da = 5^m0$ ,  $df = 2^m8$

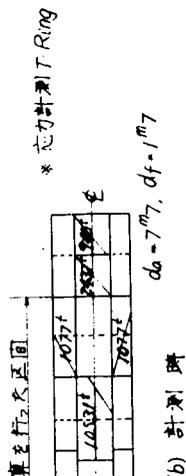


(b) 計測時  $da = 7^m1$ ,  $df = 8^m2$   
\* 芯力計測 T Ring

Fig. 4.2.3 C船の積付状態



(a) 0点計測時  $da = 12^m9$ ,  $df = 12^m1$



(b) 計測時  $da = 7^m7$ ,  $df = 1^m7$   
\* 芯力計測 T Ring

Fig. 4.2.6 F船の積付状態

図の如く、計算では対象とするタンクを中心に前後3タンクを取り出し計算を行なっている。E船のみは対象とするタンクが一番端のタンクであるためやむをえず対象タンクを端にとっている。

#### 4.3 計算値と計測値との比較検討

計算値と計測値の比較を Fig. 4-4-1~Fig. 4-4-6に行なう。このうち Fig. 4-4-1~Fig. 4-4-3のA, B, C船については、当Trans Ring 小委で開発したプログラムによる計算値であつて、計測値とかなりよく一致しているものと考えられる。Fig. 4-4-4~Fig. 4-4-6のD, E, F船については日立造船で開発したプログラムによる計算値を使用している。

#### 4.4 結 言

以上6つの船で計算値と計測値を比較した場合かなりよく一致しているものと思われる。誤差の大きいものについても全体的な傾向はよく似ている。計測値の方はその計測方法が船によつて違つた方法をとっているが、いずれの方法でもかなりの誤差はまぬがれない事を考えると現在の段階ではこれだけ合えば十分と考えられる。

A, B, C船についてのTrans Ring 応力値の実験値と計算値の比較は2-6章に示されている。D, E, F船について比較したものを Fig. 4-5-1~Fig. 4-5-2に示す。当計算値は日立造船で開発されたプログラムによるものである。なお、三叉部については有限要素法による計算値を使用している。

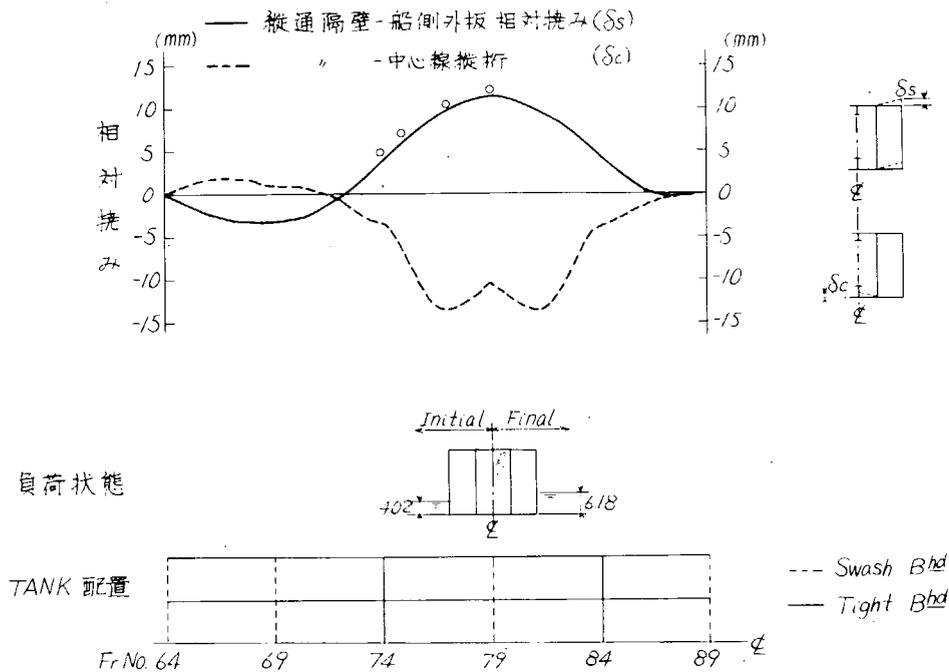


Fig. 4.4.1 A船における比較

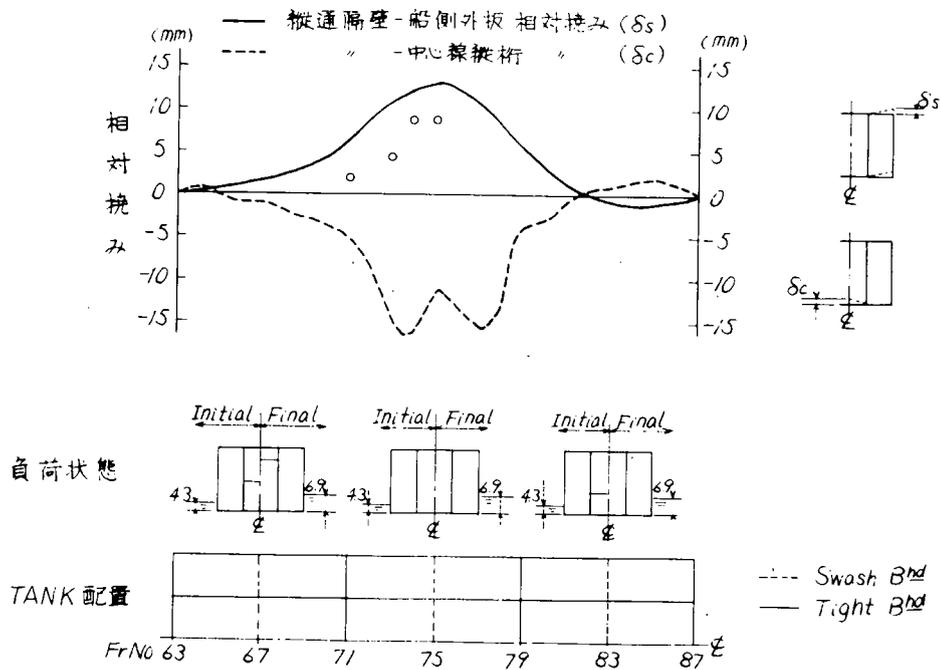


Fig. 4.4.2 B船における比較

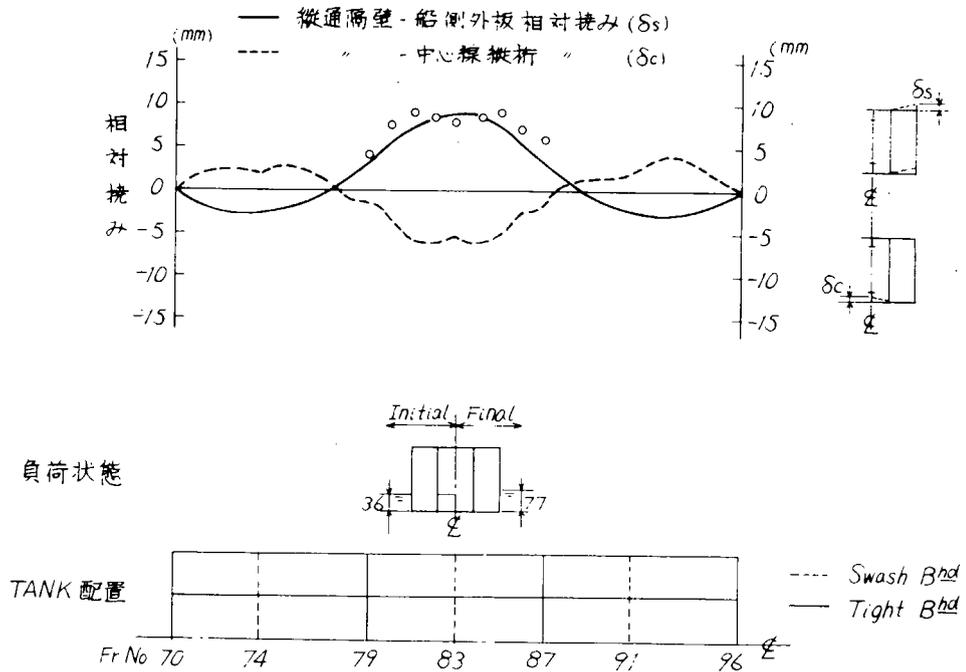


Fig. 4.4.3 C船における比較

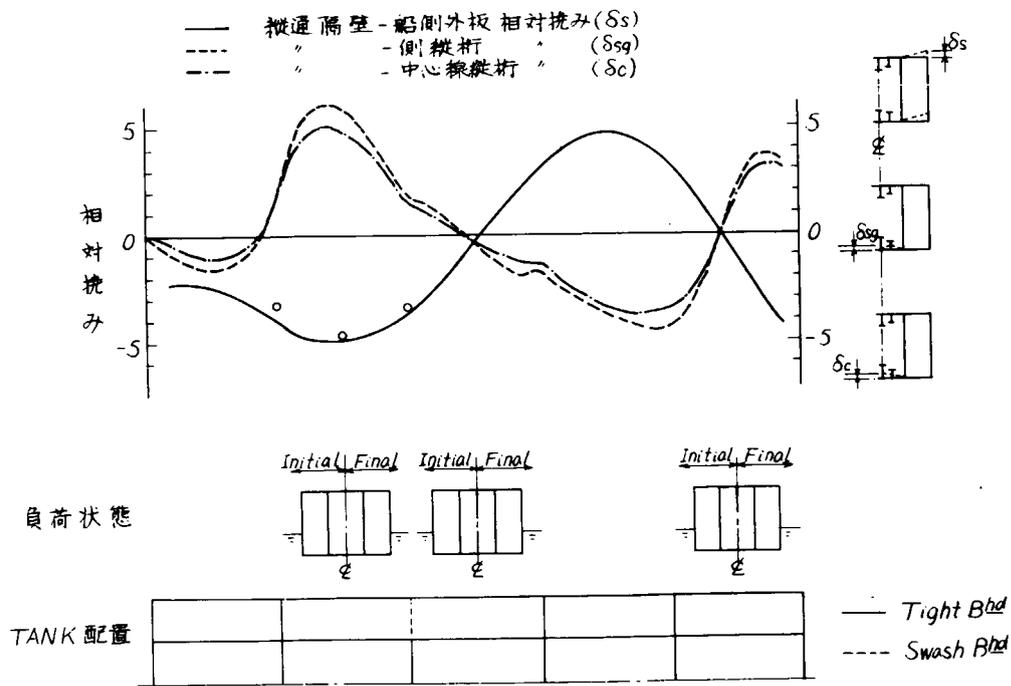


Fig. 4.4.4 D船における比較

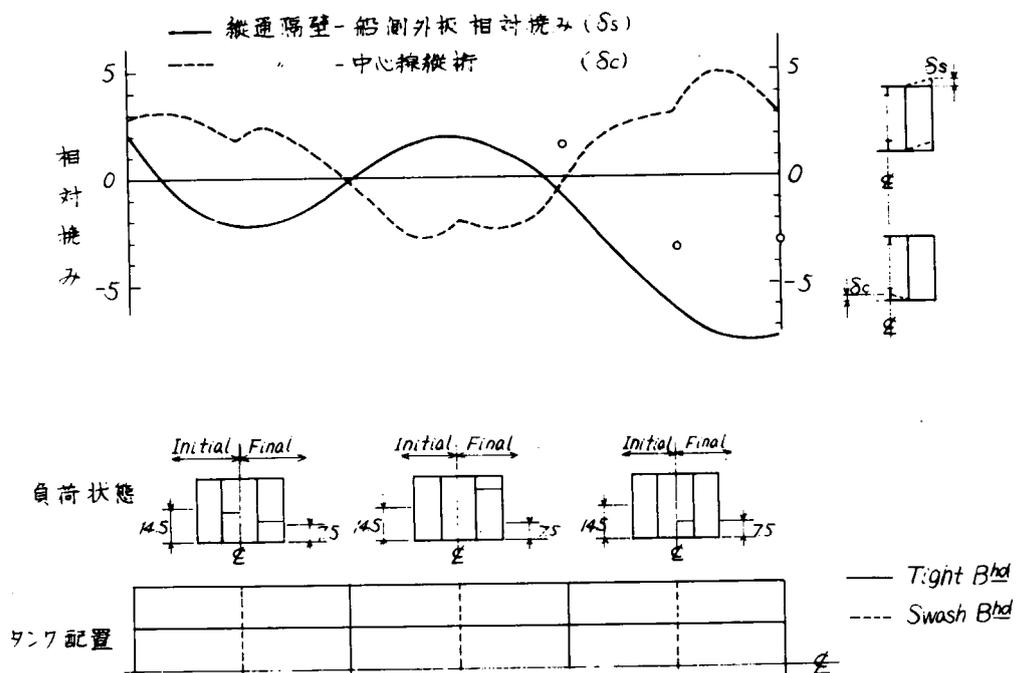


Fig. 4.4.5 E船における比較

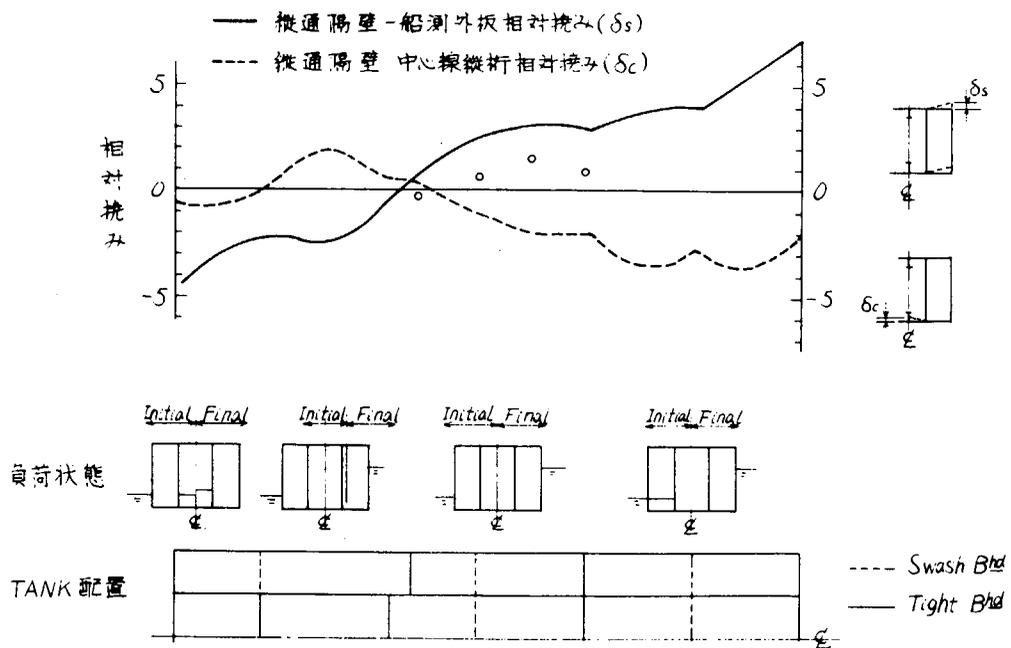


Fig. 4.4.6 F船における比較

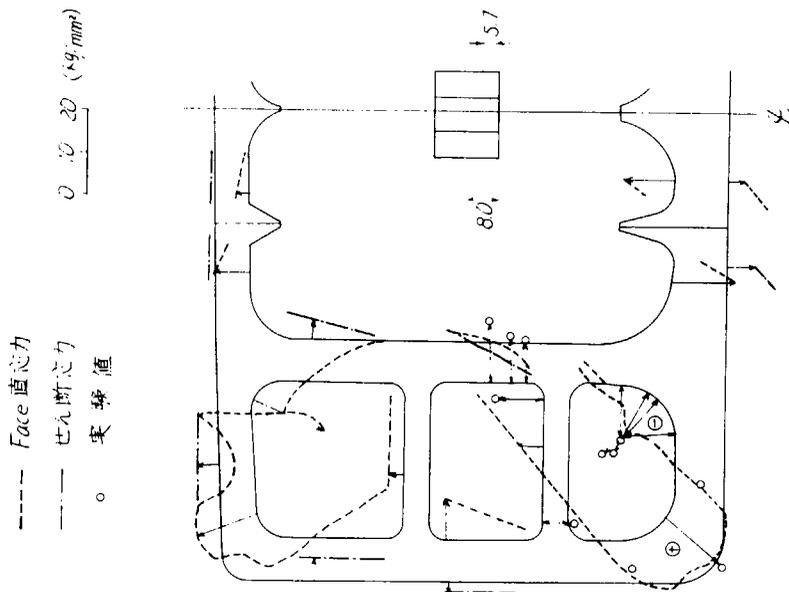


Fig. 4.5.1 D 船

--- Face 直応力  
 --- せん断応力  
 。 実験値

0 10 20 (kg/mm<sup>2</sup>)

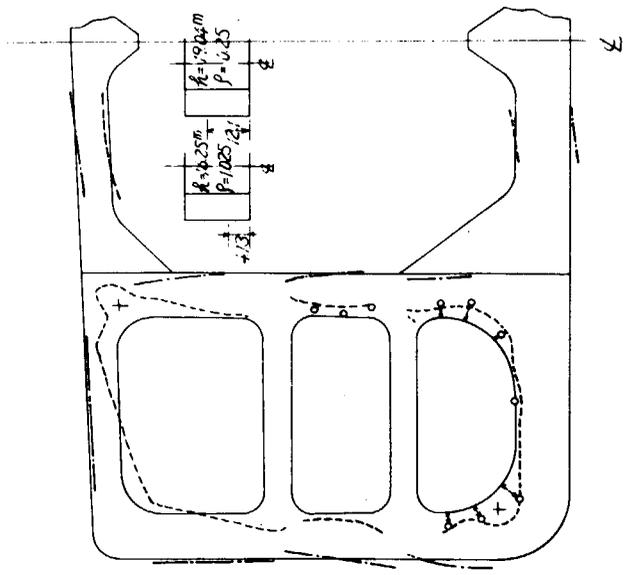


FIG. 4.5.2 F 船

--- Face 直応力  
 --- せん断応力  
 。 実験値

0 10 20 (kg/mm<sup>2</sup>)

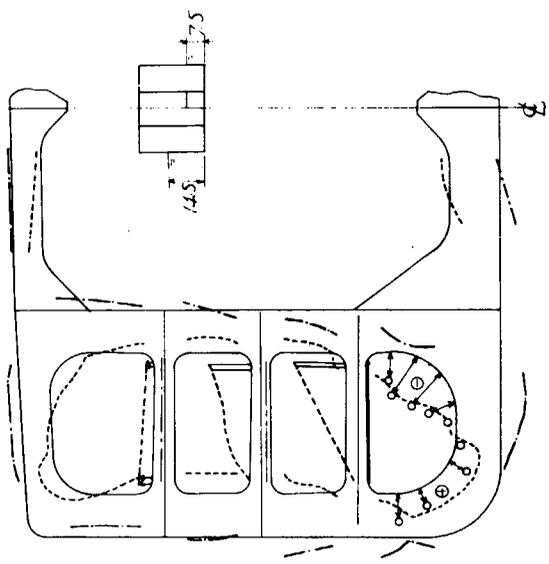


FIG. 4.5.3 E 船

## 第2章 外力の調査研究

### 1. 鉱石圧力の研究

#### 1.1 緒言

本研究は鉱石運搬船の倉内構造の強度を検討するために必要な鉱石の船倉におよぼす圧力を究明するために実施されたものである。

本研究は昭和41年度以後継続して実施されており、初年度においては主として粉体の基礎的性質を究明するため、小型タンクを用いて、粉体を塔載したときの圧力および側壁を内側へ押込んだ場合の圧力変化等を求めると共に、大型タンクを用いて粉体の塔載高さとの関係を実験的に調査した。ところが大型タンクに取り付けられた圧力計は本研究において試作されたものであるが、タンクの変形が圧力計に影響を与え、真の土圧のみを計測することが困難であった。

したがって、昭和42年度においては市販の土圧計を使用し、大型タンクに関する実験を始めからやり直すと共に、倉口開閉量と粉体の圧力変化およびタンクに振動を与えた場合の振動加速度と圧力変化の関係を調査した。

昭和43年度においては、さらにタンクの振動実験を継続して実施し、砂、石炭およびコークスを塔載した場合の振動時間および振動加速度と圧力変動との関係を調査した。

また、一方タンクの底部の剛性を变化させた場合の底部圧力の変化状況およびタンクの側壁の傾斜角と圧力分布との関係等を定量的に求めた。

本報告は主として昭和43年度において実施された研究結果について述べる。

#### 1.2 粉体の静的圧力

##### 1.2.1 小型タンクによる実験

###### (1) タンクの底部が剛な場合

本実験に用いられたタンクは Fig. 1 に示されるように底部は  $1000\text{ mm} \times 1000\text{ mm}$  の正方形で高さが  $500\text{ mm}$  のもので両側の側壁の傾斜角が種種に変化させ得るようになっている。

Fig. 2 および Fig. 3 はこのタンクに砂を満載したときの底部および側壁におよぼす砂の圧力分布を示したものである。

側壁の圧力の大きさは当然のことながら側壁の傾斜角が大なるほど増加しており、その分布状態並びに大きさはほぼ Coulomb の主動圧の理論によつて与えられる。図中の実線はその計算値であり、実験値とかなりよく合致している。ただし、実験値は両端の壁の影響のため中央断面での値の方が端の壁に近い断面での値よりやや大きい。

タンクの底部の圧力分布は何れもタンクの中央でやや小さく両側に近づくにつれて少し増加している。

図中の実線は側壁が鉛直の場合に対する計算値であり、図中の○印の実験値に対応するもので、次式によつて与えられる。

$$P_x = \gamma h - \mu \frac{\partial H}{\partial x} \dots\dots\dots (1)$$

ただし、 $H = H_0 + R_0(\sin\theta - \mu \cos\theta)$

$$R_0 = \frac{\gamma \left\{ hb - \frac{1}{2}x^2 \tan\theta - \frac{1}{2}(b-x)^2 \tan\theta \right\} - \left( \frac{\cos\theta + \mu \sin\theta}{\sin\theta - \mu \cos\theta} \right) (H_0 - H_1) - k H_1}{2(\cos\theta + \mu \sin\theta)}$$

$$H_0 = \frac{\gamma}{2} \left( \frac{\sin\theta - \mu \cos\theta}{\cos\theta + \mu \sin\theta} \right) \left( \frac{h}{\tan\theta} - x \right)^2 \tan\theta$$

$$H_1 = \frac{\gamma}{2} \left\{ \frac{\sin\theta - \mu \cos\theta}{\cos\theta + \mu \sin\theta + k(\sin\theta - \mu \cos\theta)} \right\} \left( \frac{h}{\tan\theta} - b + x \right)^2 \tan\theta$$

$P_x$  : タンク底部の単位面積当りの圧力

$\gamma$  : 砂の比重

$\mu$  : 砂の内部摩擦係数

$\theta$  : 砂の送り角

$b$  : タンク巾

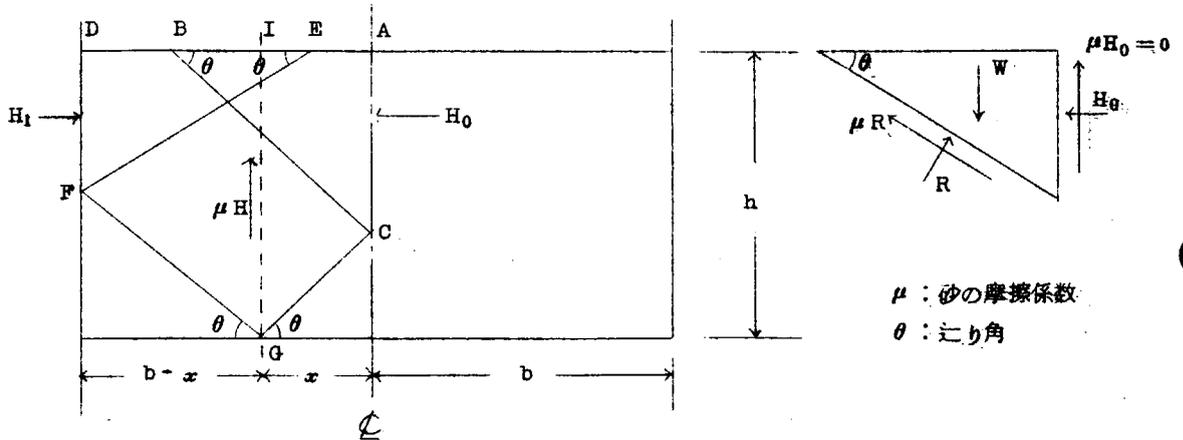
$h$  : 砂の塔載高さ

$k$  : 砂とタンク側壁との間の摩擦係数

(1)式はタンクの底部を剛体と仮定して導かれたもの (Appendix 1 参照) であるが、実験値にほぼ合っていると考えられる。

なお、側壁の傾斜角の底部圧力におよぼす影響はその角度が 20°以下では余り大きくないようである。

Appendix 1 タンク底部を剛体とみなしたときの底部の圧力分布



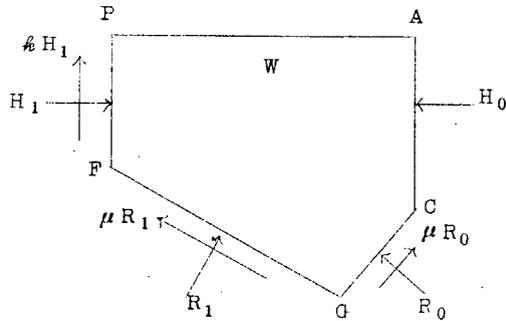
まず、 $x$ 断面における剪断力  $\mu H$  を求めるため、 $G$ 点より送り角  $\theta$  を持つ面を考え、それと中心線および側壁との交点をそれぞれ  $C$  および  $F$  とする。さらに  $C$  および  $F$  を通る送り面  $CB$  および  $FE$  を考える。面  $AC$  に作用する水子力  $H_0$  は三角形  $ABC$  の重量と送り面での反力との平衡条件より次式で与えられる。

$$H_0 = \left( \frac{\sin\theta - \mu \cos\theta}{\cos\theta + \mu \sin\theta} \right) \frac{\gamma}{2} \left( \frac{h}{t} - x \right)^2 \tan\theta \dots\dots\dots (a)$$

同様に DF 面における水平反力  $H_1$  は

$$H_1 = \left( \frac{\sin\theta - \mu \cos\theta}{\cos\theta + \mu \sin\theta} \right) \frac{\gamma}{2} \left( \frac{h}{t} - b + x \right)^2 \tan\theta \dots\dots\dots (b)$$

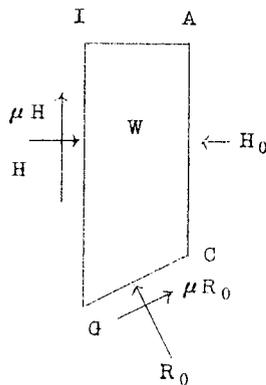
つぎに GC 面での反力  $R_0$  を求めるため DFGCA 部の平衡条件を考える。



$H_0$  および  $H_1$  はそれぞれ (a) および (b) 式で与えられているから左図において水平および鉛直方向の力の釣り合いから GC 面に作用する反力  $R_0$  はつぎのように求められる。

$\mu$  : 砂と壁との間の摩擦係数

$$R_0 = \frac{\gamma \left[ hb - \frac{1}{2}x^2 \tan\theta - \frac{1}{2}(b-x)^2 \tan\theta \right] - \left( \frac{\cos\theta + \mu \sin\theta}{\sin\theta - \mu \cos\theta} \right) (H_0 - H_1) - \mu H_1}{2(\cos\theta + \mu \sin\theta)} \dots\dots\dots (c)$$



つぎに  $x$  断面、GI 面での水平反力  $H$  を求めるため、ACGI 部について水平方向の力の平衡を考えると

$$H = H_0 + R_0 (\sin\theta - \mu \cos\theta) \dots\dots (d)$$

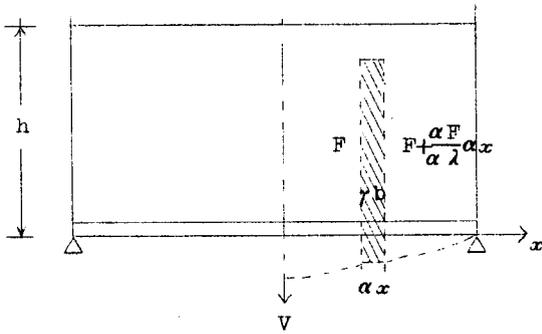
GI 面で剪断力は  $\mu H$  が求められると中心線から  $x$  断面までの間の底面に作用する全圧力  $P_x$  は次式で示される。

$$P_x = \gamma h x - \mu H \dots\dots\dots (e)$$

したがって、単位面積当りの圧力  $P_x$  は

$$P_x = \frac{dP_x}{dx} = \gamma h - \mu \frac{\partial H}{\partial x} \dots\dots\dots (f)$$

Appendix 2 タンク底部を弾性体とみなしたときの底部の圧力分布



砂の中に  $dx$  なる巾の Element を考え、その両側の剪断力と自重との平衡を考えるとタンク底部に作用する荷重  $W$  は単位長さ当り次式で表わされる。

$$W = \gamma h + \frac{dF}{dx} \dots\dots\dots (g)$$

一方、剪断力  $F$  は砂の剪断変形  $dv/dx$  に比例するものとし、その比例定数を  $K$  とすれば、単位巾当りの底部の曲げ剛性を  $E I$  として梁理論を用いると

$$E I V'''' = \gamma h + K V \dots\dots\dots (h)$$

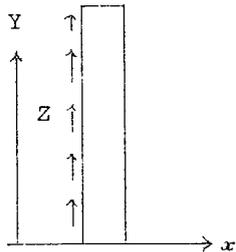
タンク両側で底部が単純支持と考えると

$$V = \frac{\gamma h}{2K} b^2 - \frac{\gamma h}{K^2} E I + \frac{\gamma h E I}{K^2 \cosh \lambda b} \cosh \lambda x - \frac{\gamma h}{2K} x^2 \dots\dots\dots (i)$$

$$F x = \gamma h \cosh \lambda x / \cosh \lambda b \dots\dots\dots (j)$$

一方、剪断  $F$  は近似的につきのように考えて定めた

$$\begin{aligned} F &= \int_0^h T dy = \int_0^h G \gamma y \frac{dv}{dx} dy \\ &= \int_0^h G \gamma y \frac{y}{h} \left( \frac{dv}{dx} \right)_{y=0} dy \\ &= \frac{1}{3} G \gamma h^2 \left( \frac{dv}{dx} \right)_{y=0} \\ &= K \left( \frac{dv}{dx} \right)_{y=0} \dots\dots\dots (k) \end{aligned}$$



ただし、 $K = \frac{1}{3} G \gamma h^2$

$\gamma$  = 比重

$G$  = 剪断剛性

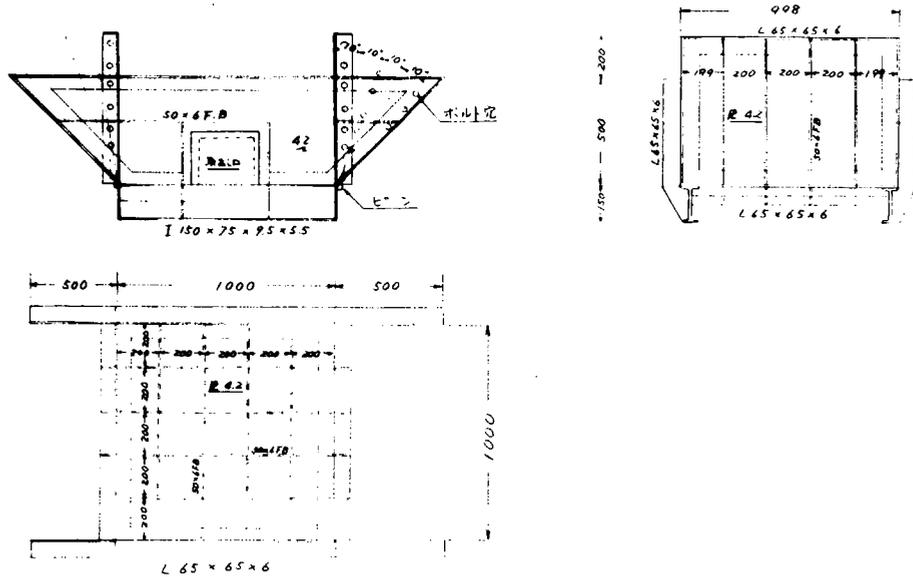


Fig. 1 実験用小型タンク模型

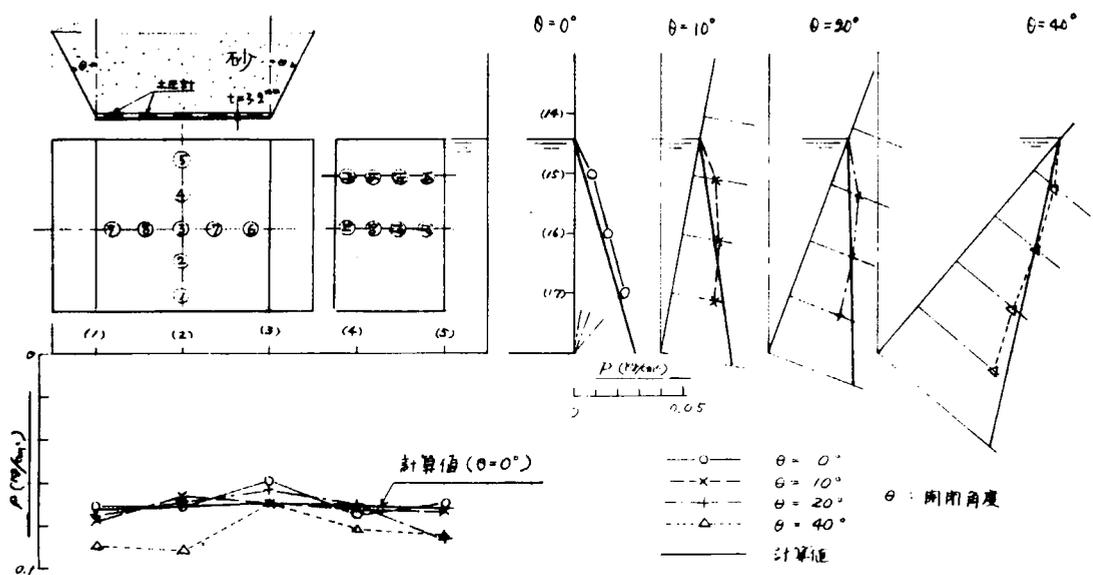


Fig. 2 開閉角度と圧力の関係(小型タンク)

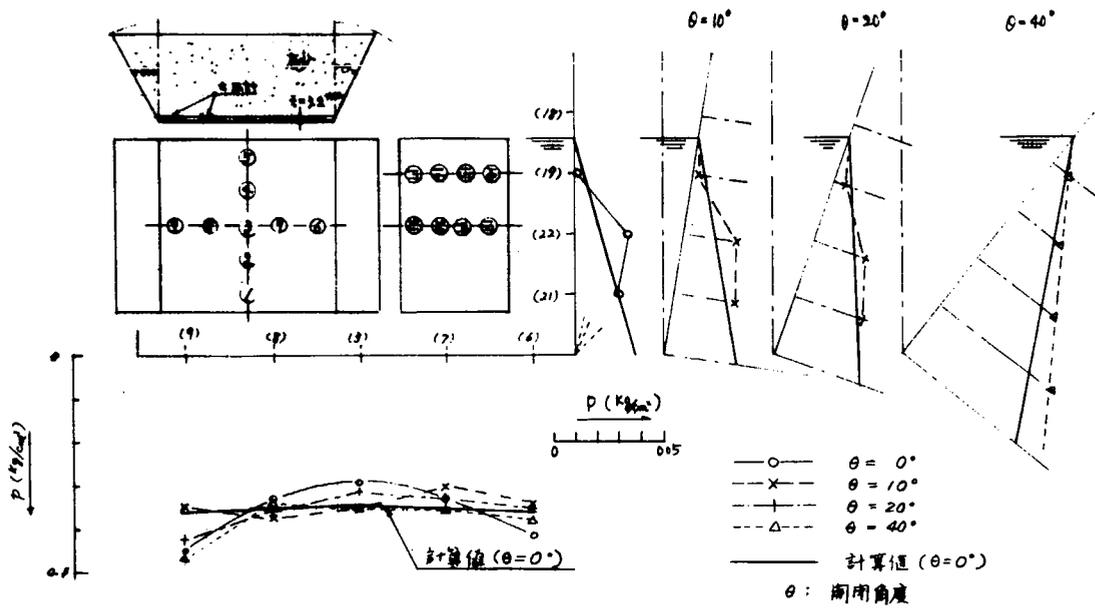


Fig. 3 閉角と圧力の関係 (小型タンク)

(2) タンクの底部が剛でない場合

タンクの底部の剛性とその部の圧力分布との関係を調査するため、Fig. 4に示されるように、底部周辺に取り付けられている型钢の上に1.6mmの板厚の鋼板を乗せ、その上に土圧計を配置して砂の塔載高さとその鋼板の撓みおよび圧力分布との関係を調査した。

Fig. 4およびFig. 5は側壁を40°傾斜させた状態でのタンク底面の長さ方向および巾方向（傾斜側壁に直角方向）の撓みと圧力分布を図示したものである。

これらの結果によると底部の剛性が低下して撓みが大になったため、圧力分布は中央で小さく端に近づくにつれて大になる傾向が顕著になっている。なお、側壁での圧力分布は前項で示されたものとほとんど同じであり、底部の撓み増加が側壁の圧力分布におよぼす影響はほとんどないと考えられる。

Fig. 6は底部周辺の1対辺の型钢を取りはずし、板厚1.6mmと3.2mmの鋼板を重ねて2辺支持の状態にした場合の底部の撓みと圧力分布を示したものである。この場合も同様に、中央部での圧力は低く、端に近づくにつれて高くなっている。

なお、図中の実線は計算値を示しており、これは次式によつて与えられる。

$$P_x = \gamma h \frac{\cosh \lambda x}{\cosh \lambda b} \dots\dots\dots (2)$$

ただし、 $P_x$  = 底部の単位面積当りの圧力

$$\lambda^2 = K/EI$$

$EI$  = 底部の単位巾当りの曲げ剛性

$K$  = 砂の迂り変形に対する抵抗係数 ( $0.07h^2$ )

$b$  = タンクの半巾

$h$  = 砂の塔載高さ

$\gamma$  = 砂の比重

(2)式はAppendix 2に示されるように、タンク底部を弾性体とみなし、砂の剪断力に対する剪断変形はその力に比例すると仮定して導かれたものである。この係数Kの値は種類のタンクによる実験値から逆算して求めた。

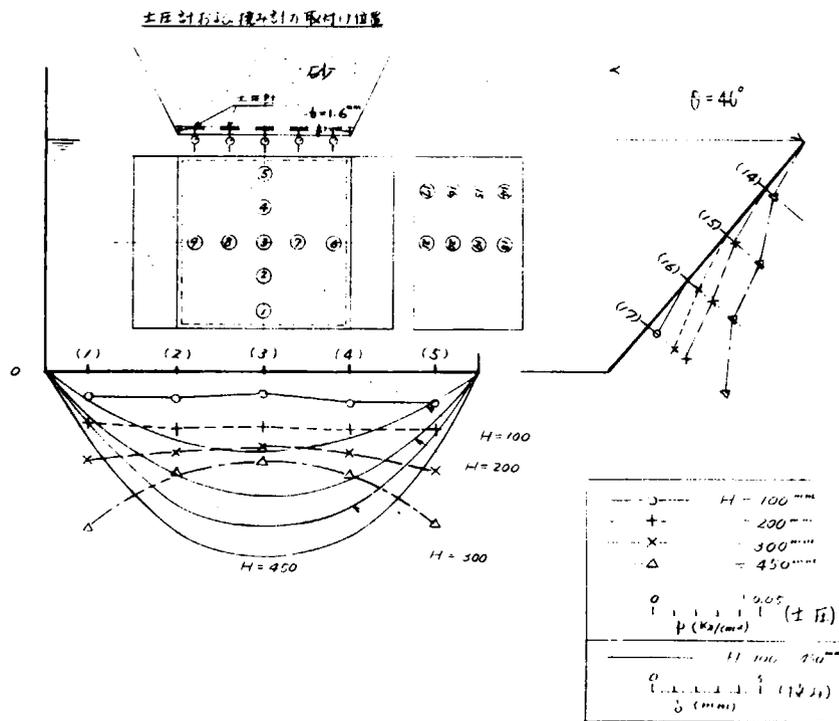


Fig. 4 圧力および撓み分布 (小型タンク) 4辺支持

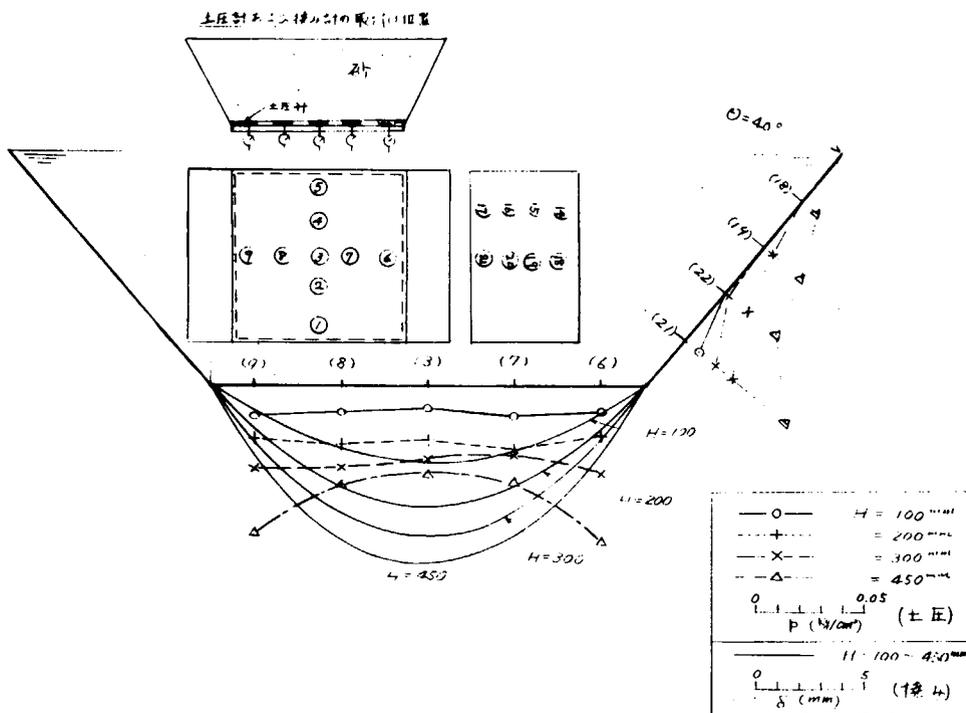


Fig. 5 圧力および撓み分布 (小型タンク) 4辺支持

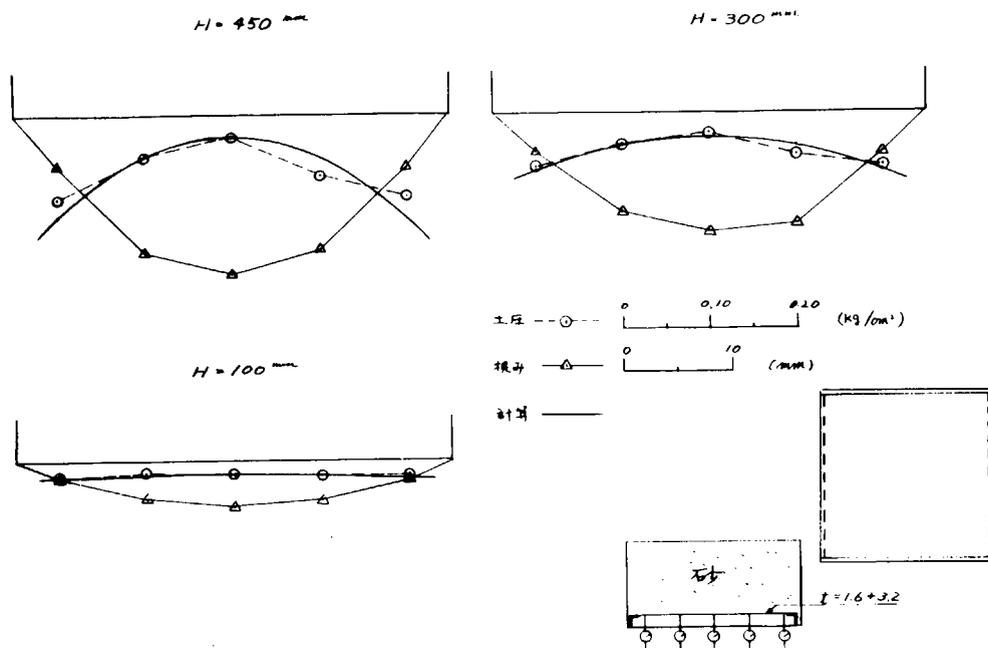


Fig. 6 圧力および撓み分布 (小型タンク) 2辺支持

### 1.2.2 大型タンクによる実験

使用した大型タンクおよび土圧計の配置を Fig.7 に示す。Fig.8, Fig.9 および Fig.10 はそれぞれ砂、石炭およびコークスを大型タンクに満載した場合の側壁および底部の圧力分布を示したものである。

Fig.8 は砂を塔載した場合の圧力分布であり、同様な実験を数回繰返して実施した結果をプロットしたものである。

これらの結果によると、砂を塔載する度に圧力分布はかなり相異し、図にみられるような巾の分布を示した。

図中の実線は(1)式によつて計算された値を示すもので、圧力の測定値のバラツキのほぼ中間を通つてゐる。

Fig.9 および Fig.10 はそれぞれ石炭およびコークスを塔載したときの圧力分布を示したものである。これも砂の場合と同様に塔載するごとに圧力分布の変動が認められる。

なお、これらの実験値と(1)式による計算値との間には余りよい一致が認められない。この理由については現在検討中であり、これらの材料の特性、たとえば、比重、送り角、摩擦係数等についても再調査を行なつてゐる。

タンク底部については、以上に示されたように載荷の度に同じ状態を再現することは困難であり、かなりの圧力分布の変化が認められた。処が側壁圧力の方は、底部ほど変化率は大きくなく、しかもその分布は Coulomp の土圧理論によつて近似的に求められることが判明した。



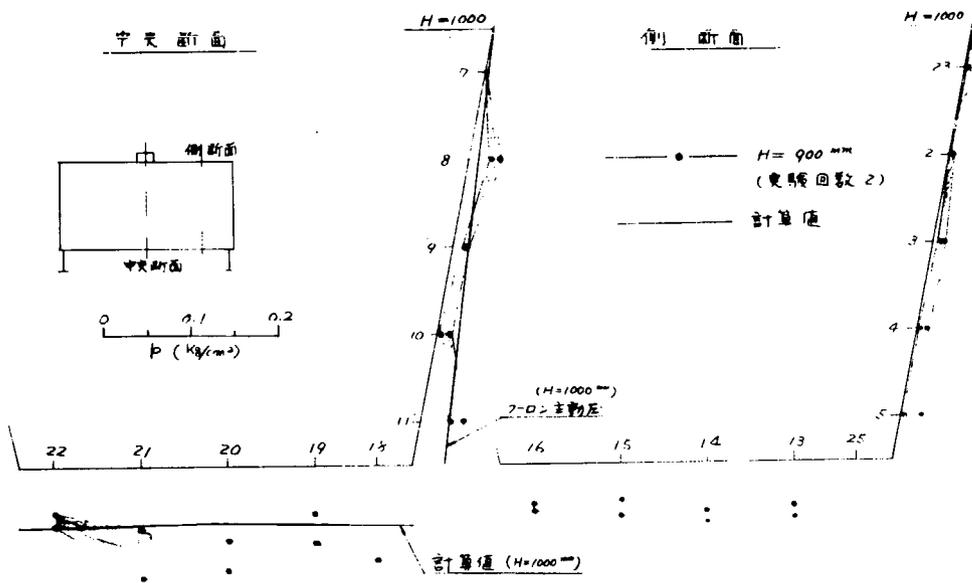


Fig. 9 載荷試験時の圧力分布 (石炭)

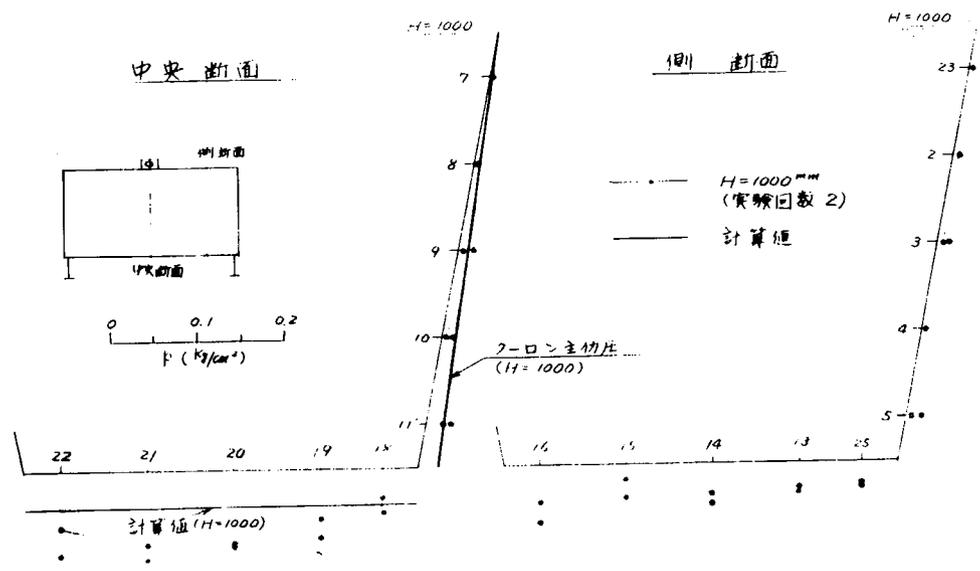


Fig. 10 載荷試験時の圧力分布 (コークス)

### 1.3 粉体の振動圧力

#### 1.3.1 砂を塔載した場合

振動試験は Fig. 11 に示されるような 4 本の縦桁を主部材とする振動台の上に大型タンクをのせて行なわれた。起振力は図に示されるように 1HP の電動機により偏心重量を取り付けた円板を回転させることによつて発生させた。

Fig. 12 はタンク底部中央部での振動圧力と時間および回転を開始したときからの回転数との関係を示したものである。

この結果によると圧力  $P$  は時間と共に除々に増大しているが、タンクに与えられる加速度は電動機の回転速度が定常状態になるまでは一定でなく、時間と共に増加しているので最初から一定の加速度を与えた場合と相異しているはずである。

したがつて、加速度と時間との関係も同時に示しておいた。

これらの結果によれば、振動圧力は負になることはなく、その上限、下限共に時間と共に上昇して行き、約 4 時間でほぼ定常状態に達する。また、振動中の最大圧力と振動停止後の圧力とは図に見られるようにほとんど差異がなく、変動圧力の上限値に非常に近い圧力となっている。このことは砂の間隙比が時間と共に減少して行き、圧縮側の加速度によつて密度が大となり、引張り側の加速度によつては内部摩擦の増大によつて元の状態に復元しないためと思われる。

Fig. 13 は振動圧力を加速度で割つたもので、仮りに一定の大きさの加速度が最初から加えられた場合は、如何なる状況になるかをみたものである。処がこれも砂の間隙比の変化が必ずしも加速度に比例しないため、最初の数秒間では明確な傾向は得られない。しかし、電動機の回転数がほぼ一定と考えられる。数秒以後では除々に  $P/A\omega^2$  は上昇しており、各サイクルごとに砂の密度が上昇しているように思われる。

Fig. 14 は砂を満載したときと、振動試験後の圧力分布を同時に示したもので、振動によつてタンク底部の中央はかなりの圧力上昇がみられる。

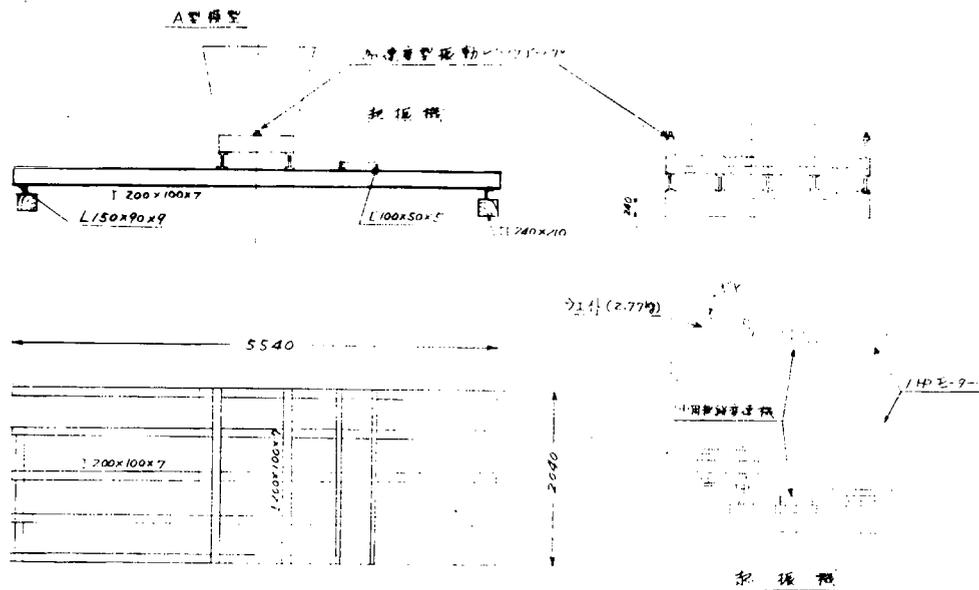


Fig. 11 振動台および起振機

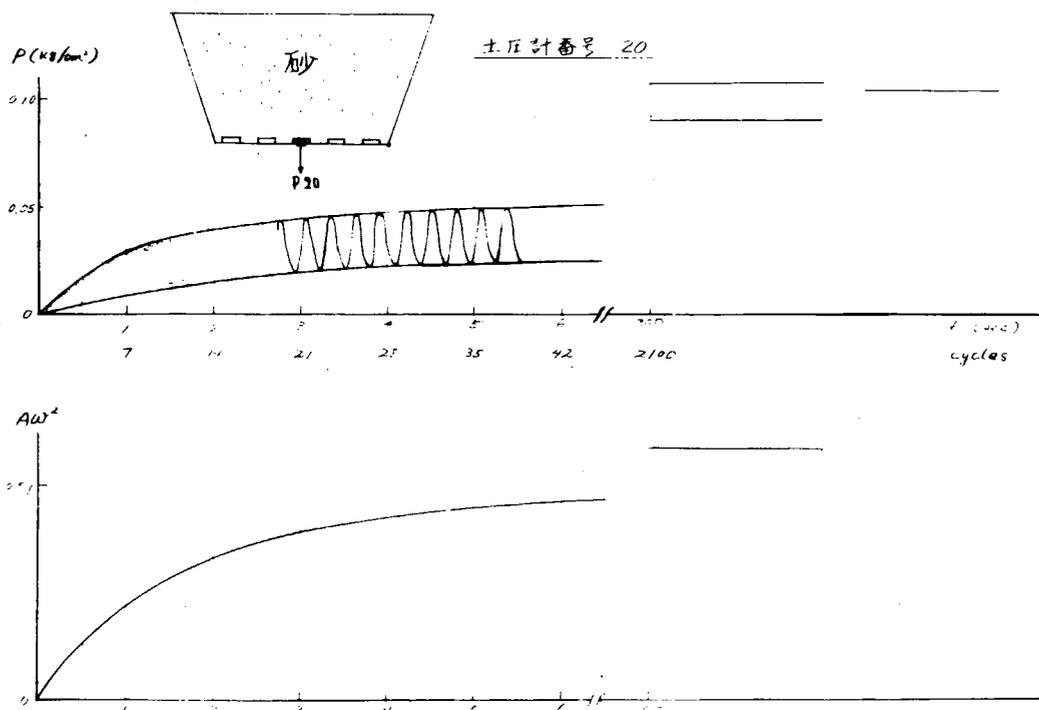


Fig. 12 振動直後における圧力変化と加速度(砂)

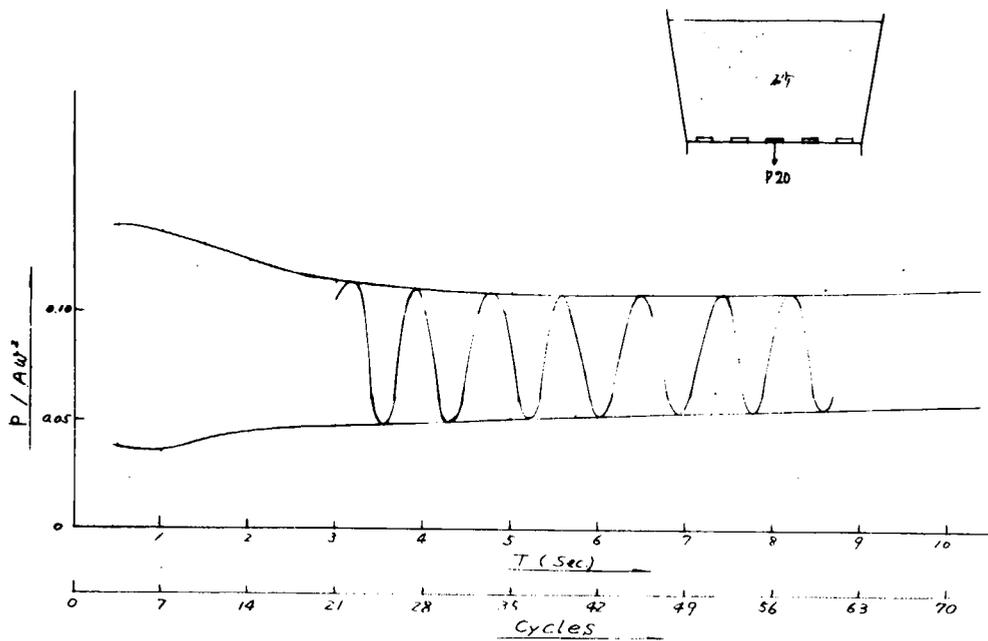


Fig. 13

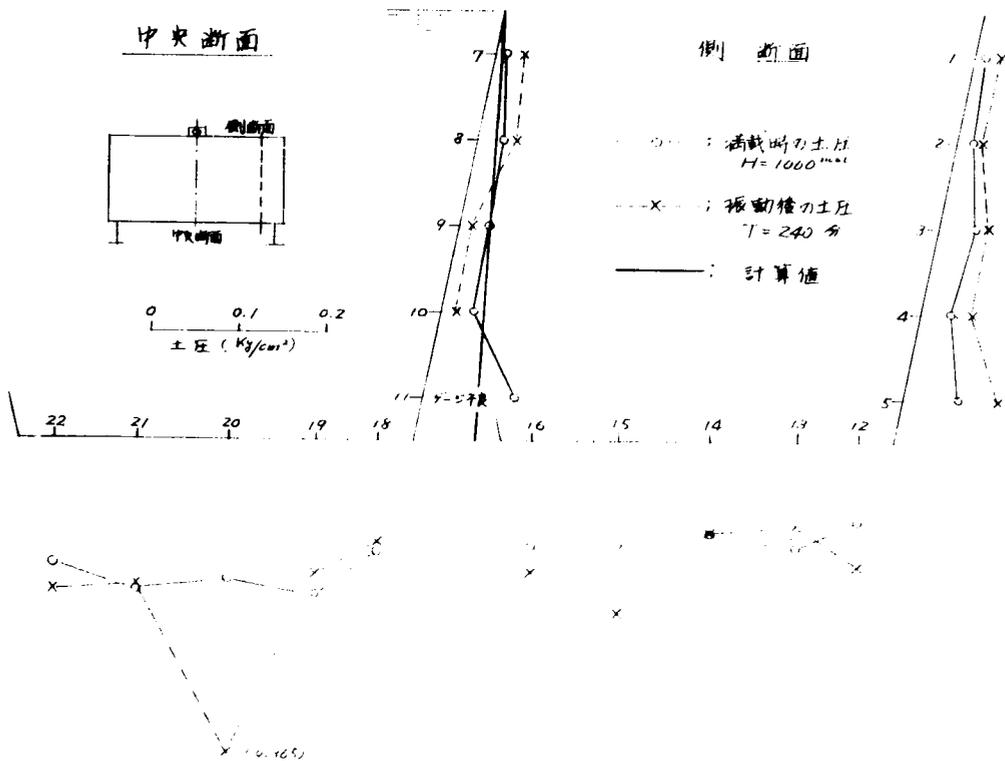


Fig. 14 砂の振動試験前後の圧力分布 ( $H=1000$ mm) (加速度  $0.5g$ )

### 1.3.2 石炭およびコークスを搭載した場合

Fig. 15 は石炭を搭載したときの搭載後の圧力分布と150分振動試験を行なった後の圧力分布を示しており、これら両者を比較すれば余り差異は認められず、砂の場合のように大きな圧力の増加はない。

なお、石炭の場合は振動開始後約1時間で圧力変動は定常状態に達している。

また、コークスを搭載した場合の振動試験結果は Fig. 16 に示されているが、この場合も石炭のときと全く同様で振動前と振動後とは圧力分布の間に余り大きな差異は認められない。

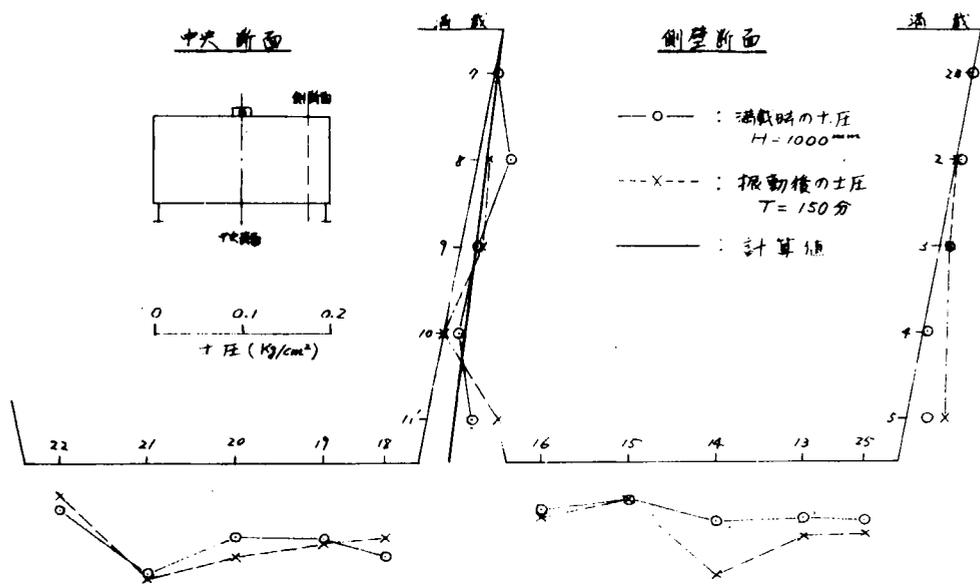


Fig. 15 石炭の振動試験前後の圧力分布( $H=1000\text{mm}$ )(加速度  $0.5g$ )

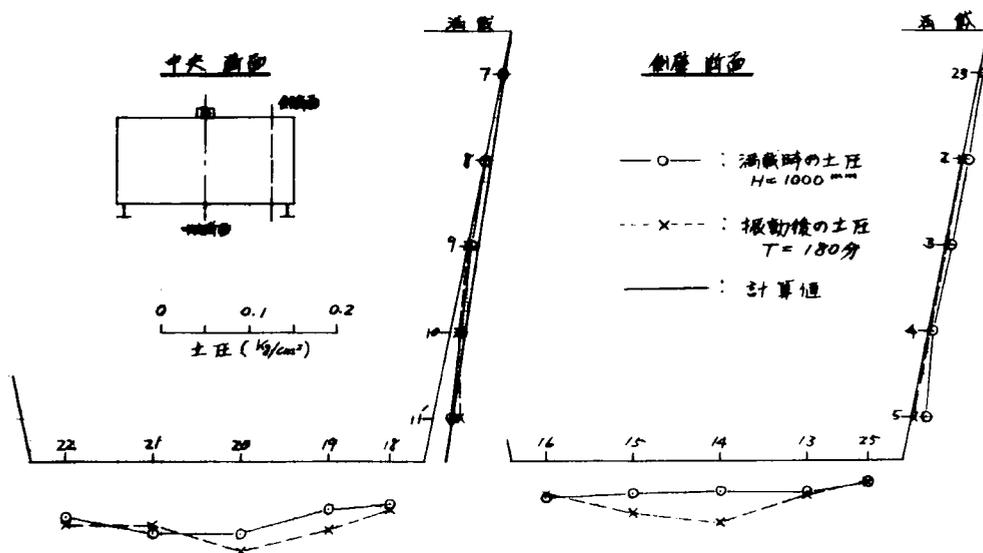


Fig. 16 コークスの振動試験前後の圧力分布( $H=1000\text{mm}$ )(加速度  $0.5g$ )

#### 1.4 粉体の繰返し圧縮試験

前節で示されたように、砂と石炭およびコークスとでは振動圧力の大きさおよび特に振動停止後の圧力と振動前の圧力との関係がかなり相異している。

この現象を究明するため、各材料に繰返し圧縮試験を行ない、荷重と圧縮変位および荷重と底部の圧力変動との関係を調査した。

Fig. 17 は砂について上記の圧縮試験を行なった場合の結果であり、荷重と圧縮変位との関係は図に見られるように第1回目の負荷によって大きな圧縮変位が生じ、その後の繰返し負荷によつては圧縮量の増加は小さいが、各サイクルごとにその量が追加されていく。また、これに対応する圧力の増分もループを画き圧力は各サイクルごとに増加されている。

Fig. 18 は石炭について同じような繰返し圧縮試験を行なった結果を示したものである。これによると荷重と変位との関係は砂の場合と同様に各サイクルごとに変位の増分が認められるが、荷重と圧力の大きさとの関係は砂の場合と異なり、2回目以上の各サイクルではほぼ定常状態になっており、圧力の増加はほとんど認められない。このことは負荷によつて石炭の各粒子の一部が欠けることによつて間隙比が減少するが、欠けた部分はその間隙の一部に分散し、応力の伝達には有効に働かないため、圧力の方は各サイクルでほぼ同一のループを画くものと考えられる。

Fig. 19 は同じことをコークスについて実験した結果であるが、この場合も石炭と同様の現象が生じている。なお、コークスの場合は荷重と圧力との関係は第1回目とそれ以後とではほとんど差異が認められない。

以上の結果から考えて砂の場合は振動加速度によつてその密度が上昇するにつれて、圧力も増加してき、振動停止後は、振動前とかなり異なつた圧力分布を呈する現象がうなづける。

また、一方石炭およびコークスでは振動中は変動圧力は加速度にほぼ比例して変動するが、振動停止後は以前と余り大きな差異のない圧力分布に戻ることが考えられる。

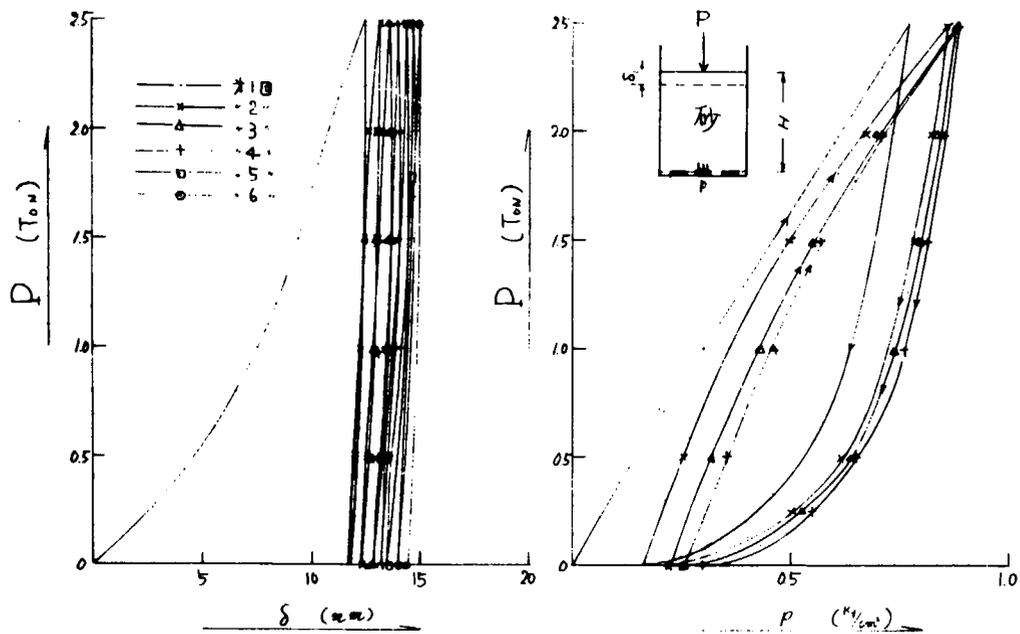


Fig. 17 繰返し圧縮試験 (砂) (H=600mm)

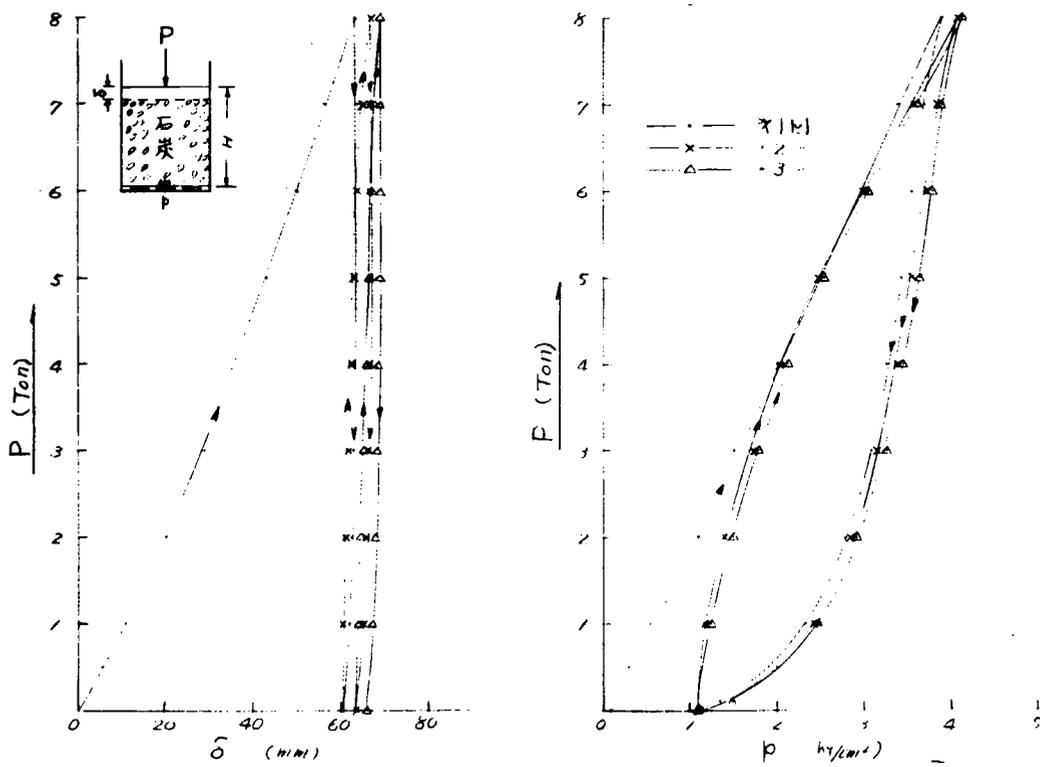


Fig. 18 繰返し圧縮試験 (石炭) (H=600mm)

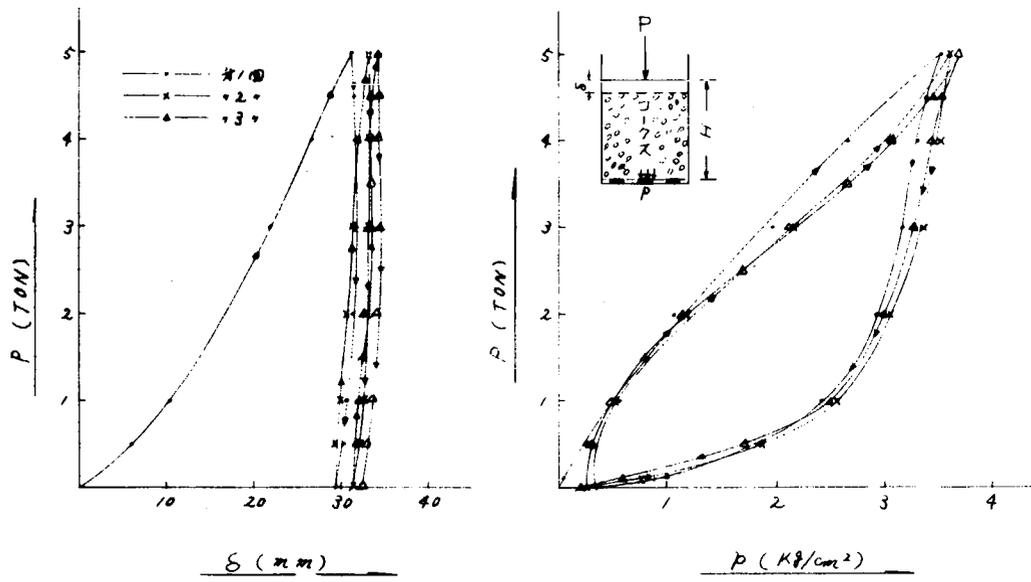


Fig. 19 繰返し圧縮試験 (コークス)  $H=60$  mm

## 1.5 結 言

以上の実験結果を総合すると以下のような事項が判明した。

- (i) 粉体の側壁におよぼす圧力はほぼ Coulomb の土圧理論によって求めることができる。
- (ii) 側壁の圧力は側壁の傾斜角が大なるほど増加するが、これもほぼ Coulomb の理論によって計算することができる。
- (iii) タンクの底部の剛な場合は、その部に作用する圧力分布は(1)式によって近似的に計算することができる。
- (iv) タンクの底部が剛でない場合は、その部の圧力分布は Arch Effect により中央部で小で端に近づくにしたがつて大となる。

この場合の圧力分布は(2)式によって近似的に計算することができる。ただし、この場合の剪断応力に対する係数  $K$  の値については各材料について求めておく必要があり、なお、検討すべき問題が残されている。

- (v) 一般に粉体に振動加速度を与えた場合は、何れもその間隙比は減少する。処が砂のような粒子の細かいものではその間隙比の減少に応じて内部圧力は増加し、その圧力は加速度を 0 としても元の状態にはほとんど戻らない。

一方石炭およびコークスでは砂と同様な傾向を持っているが、砂の場合に比較して振動後の圧力分布は振動前のそれと余り大差はない。

- (vi) 粉体をタンクに搭載したときの圧力分布は、その搭載方法によってかなり変化する。本実験では大型タンクの場合はコンベヤによって搭載し、各段階の高さで表面を水平にならしながら搭載したが、数回の実験でかなりのバラツキが認められた。

## 2. 波浪荷重の研究

### 2.1 緒 言

前年度までに規則波中において船体中央部および船首部に働く変動水圧を T2 タンカー模型の波浪中試験によって計測し、変動水圧と波長、船速、位置等との関係を調べた。一方、ストリップ法を応用して理論計算を行ない、実験と比較し、かなりよく一致することを確めた。

本年度はこれらの結果にもとづいて、応答理論により変動の水圧の長期分布を計算した。さらに、規則向い波中の変動水圧におよぼすビルジキールの影響、軽荷状態の場合の規則向い波中の変動水圧を実験によって調べた。

### 2.2 変動水圧の長期分布※

#### 2.2.1 変動水圧の短期分布

変動水圧の長期分布は短期分布の集りであると考えられる。したがって、まづ変動水圧の短期分布について説明する。

ある海面の波スペクトルと変動水圧の応答関数が与えられると、線形重ね合せの理論により、その海面を航行中に船体に働く不規則変動水圧の分布の標準偏差  $R$  が次式により求まる。

※) 長期分布の計算は福田教授の方法<sup>1)</sup>によつた。

(i) 長波頂不規則波の場合

$$R^2 = \int_0^\infty \left[ \frac{P_0(\omega)}{h_0} \right]_{\psi=\phi} [f(\omega)]^2 d\omega \dots\dots\dots (1)$$

(ii) 短波頂不規則波の場合

$$R^2 = \frac{2}{\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \int_0^\infty \left[ \frac{P_0(\omega)}{h_0} \right]_{\psi=\phi-\chi}^2 [f(\omega)]^2 \cos^2 \chi d\omega d\chi \dots\dots\dots (2)$$

ここで  $[P_0(\omega)/h_0]$  は変動水圧の応答函数、 $[f(\omega)]$  は波スペクトル、 $\psi$  は成分波に対する船の出会い角で ( $\psi=0$  は向い波)、 $\chi$  は成分波の進行方向と不規則波の進行方向とのなす角、 $\phi$  は不規則波の平均進行方向の船の進路のなす角である。

長期分布はこの R によつて定められる Rayleigh 分布の集りであると考えられる。したがつて、長期分布の計算には(1)または(2)式の計算が必要である。(1)、(2)式の計算において応答函数はストリップ法による計算値を用い、波スペクトルは 1 SSC スペクトル<sup>2)</sup>を用いる。これは有義波高 H と平均波週期 T によつて決定される。すなわち

(i) 長波頂不規則波の場合

$$[f(\omega)]^2 = 0.11 H^2 \bar{\omega}^{-1} \left(\frac{\omega}{\bar{\omega}}\right)^{-5} \exp \left\{ -0.44 \left(\frac{\omega}{\bar{\omega}}\right)^{-4} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

$$\bar{\omega} = \frac{2\pi}{T} \quad \omega : \text{成分波の円周波数}$$

(ii) 短波頂不規則波の場合

$$[f(\omega, \chi)]^2 = \frac{2}{\pi} [f(\omega)]^2 \cos^2 \chi \quad : \quad -\frac{\pi}{2} \leq \chi \leq \frac{\pi}{2} \text{ の場合}$$

$$= 0 \quad : \quad \text{その他の場合}$$

### 2.2.2 変動水圧の長期分布

前節に述べたように有義波高 H と平均波周期 T が与えられれば(3)(4)式によつてその海面のスペクトルが決定され(1)、(2)式によつて、そのような海面を船が波の平均進行方向に対し、 $\phi$  の角度をもつて航海した場合の変動水圧の標準偏差 R が求められる。したがつて、H、T の発現確率がつぎのようにして求まる。

H と T と  $\phi$  を夫夫階級区分に分け、区分に番号をつけ、その階級区分を代表する H、T、 $\phi$  を  $H_i$ 、 $T_j$ 、 $\phi_k$  とする。 $H_i$ 、 $T_j$ 、 $\phi_k$  の一つの組合わせの長期の発現確率を  $P_{ijk}$  とし、 $H_i$ 、 $T_j$ 、 $\phi_k$  によつて決定される R を  $R_{ijk}$  とする。変動水圧の短期分布が Rayleigh 分布にしたがうものとすると、 $H_i$ 、 $T_j$ 、 $\phi_k$  なる状態での変動水圧の極値がある値 P をこえる確率は

$$Q_{ijk}(P) = \exp \left\{ -P^2 / 2R_{ijk}^2 \right\} \dots\dots\dots (5)$$

によつて与えられる。したがつて、変動水圧の極値が長期において P をこえる確率は

$$Q(P) = \sum_{ijk} P_{ijk} \times q_{ijk}(P)$$

によつて与えられる。

### 2.2.3 変動水圧の長期分布の計算結果

前節の理論により Tanker と Cargo Ship の代表的船型をえらびそれについて変動水圧の長期分布を計算した。計算条件はつぎの通り。

- (1) 船型 Table 1 に示すよりなものである。

Table 1

	TANKER	CARGO
LENGTH/BREADTH (L/B)	6.00	7.00
LENGTH/DRAUGHT (L/d)	17.50	17.50
BREADTH/DRAUGHT (B/d)	2.917	2.500
BLOCK COEFFICIENT (C <sub>b</sub> )	0.83	0.70
CENTER OF BUOYANCY FORWARD OF MIDSHIP	0.0336L	0.0049L
LONGITUDINAL GYRADIUS	0.245L	0.250L

- (2) 波スペクトル ISSCスペクトルを用いた。ただし、長波頂
- (3) 波高と周期の出現頻度  $P_{ij}$  Walden<sup>3)</sup>による北大西洋全域の観測資料を総合したもの<sup>1)</sup> (Table 2)を用いた。
- (4) 船と平均波方向との角度  $\theta$  すべて  $0^\circ$  すなわち向い波とする。
- (5) 計算した位置 Square Station  $8\frac{1}{2}, 7\frac{1}{2}, 5, 2\frac{1}{2}$  の各断面において船底上、ビルジ部、吃水面

Fig. 1は変動水圧Pの超過確率を計算したものである。Fig. 2は超過確率一定とした場合、変動水圧と船長の関係を示したものである。図中  $L/40$  の直線は NK Rule で考えられている変動水圧に概略近い値である。Fig. 3は長さ300mのTankerと150mのCargo Ship について確率一定とした場合の変動水圧の長さ方向の変化を示したものである。

### 2.3 変動水圧におよぼすビルジキールの影響

これまで、ビルジキールのない場合の変動水圧について調べてきた。実際はビルジキールを取り付けてあるわけで、したがって、ビルジキールがある場合に変動水圧がどうなるか調べておく必要がある。これを以下に述べるような実験によつて調べた。

#### 2.3.1 実験方法

- (1) 模型船 T2タンカー Table 2 に主要目を示す。
- (2) ビルジキール 寸法および位置を Fig. 4 に示す。
- (3) 満載吃水 even keel
- (4) 自航
- (5) 波 規則波 向い波  
波高  $10\text{cm} (= \frac{L}{45})$   
波長  $0.5L \sim 2.0L$

Table 2 北大西洋の波浪観測資料

		Wave Period (sec)								Sum Over All Periods
		5	7	9	11	13	15	17		
Wave Height (m)	0.75	20.91	11.79	4.57	2.24	0.47	0.06	0.00	0.60	40.64
	1.75	72.78	131.08	63.08	17.26	2.39	0.33	0.11	0.77	287.80
	2.75	21.24	126.41	118.31	30.24	3.68	0.47	0.09	0.56	301.00
	3.75	3.28	49.60	92.69	32.99	5.46	0.68	0.12	0.27	185.09
	4.75	0.53	16.19	44.36	22.28	4.79	1.14	0.08	0.29	89.66
	5.75	0.12	4.34	17.30	12.89	3.13	0.56	0.13	0.04	38.51
	6.75	0.07	2.90	9.90	8.86	3.03	0.59	0.08	0.03	25.46
	7.75	0.03	1.39	4.47	5.22	1.93	0.38	0.04	0.04	13.50
	8.75	0.00	1.09	2.55	3.92	1.98	0.50	0.03	0.02	10.09
	9.75	0.00	0.54	1.36	2.26	1.54	0.68	0.20	0.04	6.62
	10.75	0.01	0.01	0.10	0.11	0.10	0.05	0.02	0.00	0.40
	11.75	0.00	0.00	0.03	0.08	0.17	0.06		0.00	0.34
	12.75		0.05	0.00	0.14	0.22	0.06	0.01		0.48
	13.75		0.02		0.07	0.09	0.03		0.01	0.22
	14.75				0.02	0.06	0.02	0.00	0.01	0.11
	15.75		0.00	0.02	0.00	0.01	0.01	0.02	0.01	0.08
Sum Over All Heights		118.97	345.43	358.72	138.59	29.05	5.63	0.92	2.69	1000.00

(6) 船速  $V/\sqrt{Lg} = 0.15, 0.20$

(7) 水圧計測位置 Midship Section 水圧計測位置を Fig.4に示す。

Table 3

SHIP TYPE	T2-SE-AI TANKER
LENGTH BETWEEN PERPENDICULARS, L	4,500 m
BREADTH MOULDED, B	0.608 m
DEPTH MOULDED, D	0.351 m
DRAUGHT, d	0.268 m
BLOCK COEFFICIENT, C <sub>b</sub>	0.74
DISPLACEMENT	543 Kg
RADIUS OF GYRATION	0.236 L
LONGITUDINAL CENTER OF BUOYANCY FORWARD OF MIDSHIP	0.004 L

### 2.3.2 実験結果

Fig.5 (a) , (b) に上下揺り。縦揺  $\theta_0$  の振巾を無次元化したものを示す。 $h_0$  は波高、 $\lambda$  波長、Fig.6 (a) , (b) , (c) にビルジキールがある場合とない場合の変動水圧振巾  $P_0$  の無次元値を示す。 $P_1$  と  $P_5$  の水圧は水圧計故障のため計測できなかつた。

## 2.4 軽荷状態での変動水圧の計測

### 2.4.1 実験状態

吃水以外の実験状態は前節3.1と同じである。吃水は

$$df = 149\text{mm} \quad da = 222\text{mm} \quad dm = 1855\text{mm}$$

$$\text{Trim by stern } 73\text{mm} = 0.0162\text{L}$$

### 2.4.2 実験結果

Fig.7 (a) , (b) に上下揺、縦揺振巾の無次元値を示す。Fig.8 (a) , (b) , (c) に軽荷状態と満載状態の変動水圧振巾の比較を示す。

## 2.5 結 言

線型応答理論と海洋波の統計を用いて船体各部に動らく変動水圧の長期分布を計算した。この計算は船体表面の各各の点の変動水圧の長期分布であつてそれら各点の同時相関は考えていない。したがつて、この結果をそのまま横強度計算に適用することには問題がある。しかし、局部強度を考える場合には大いに参考になると考えられる。

また、規則向い波中での変動水圧におよぼすビルジキールと吃水の影響を実験によつて調べた。ビルジキールの影響は余りないと言つてよいように思われる。軽吃水の場合の変動水圧についてはなお検討を要する。

## 参 考 文 献

- (1) 福田淳一、波浪荷重の長期分布推定法、造船協会誌第448号昭41.11
- (2) Warnsinck, W. H., Report of Committee 1 on Environmental Conditions Proc. of ISSC, 1964
- (3) Walden, H., Die Eigenschaften der Meereswellen im Nord atlantischen Ozean, Deutsche Wetterdienst, Nr, 41 1964.

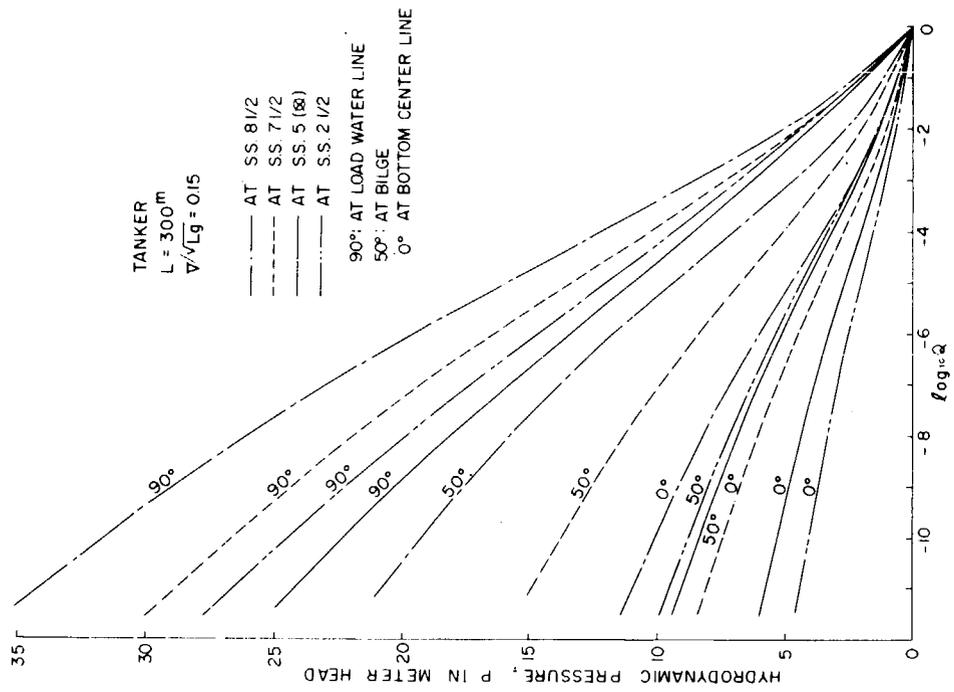


Fig. 1 (b)

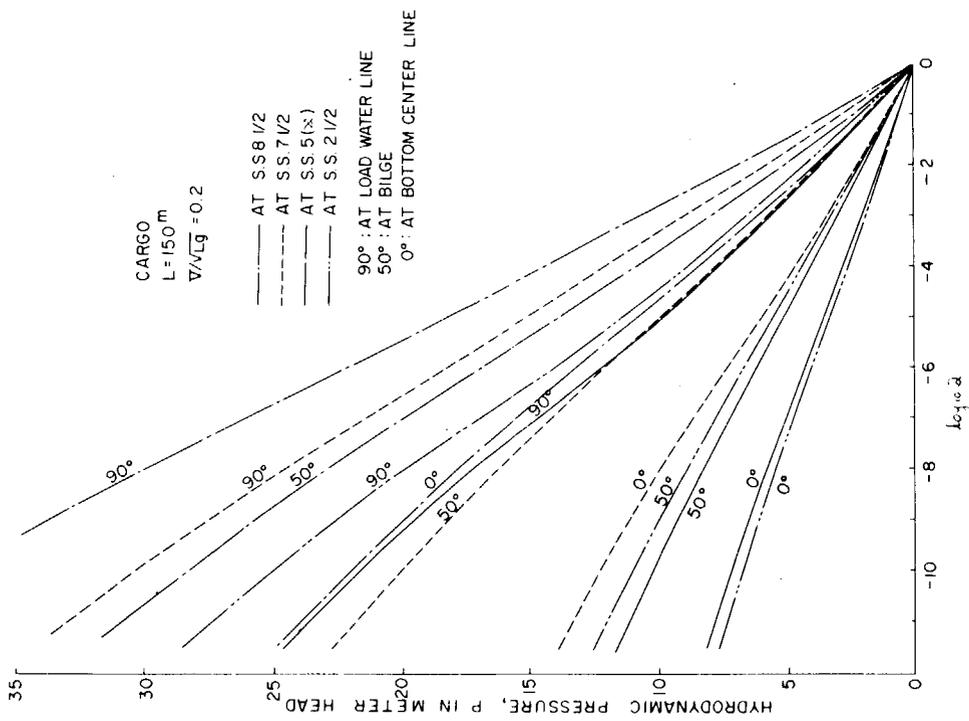


Fig. 1 (a)

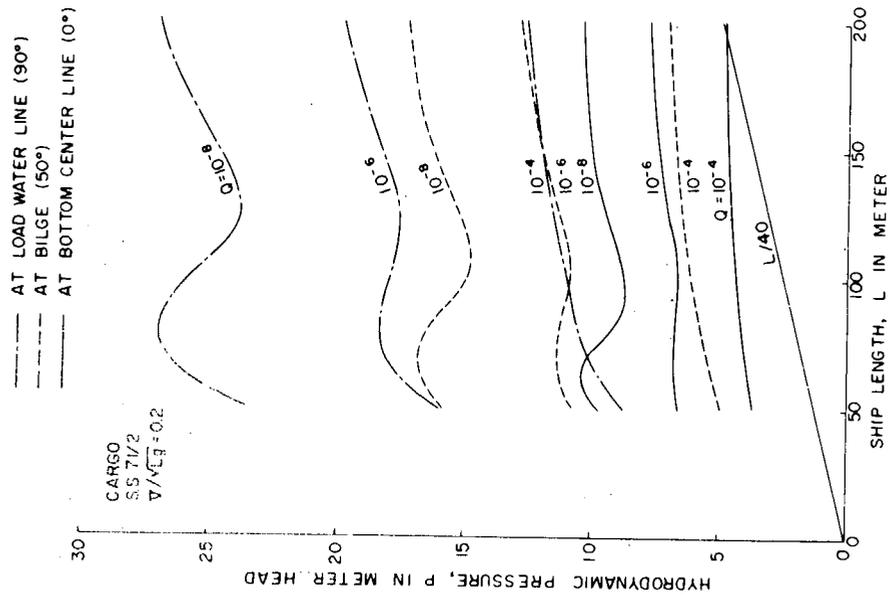


Fig. 2 (b)

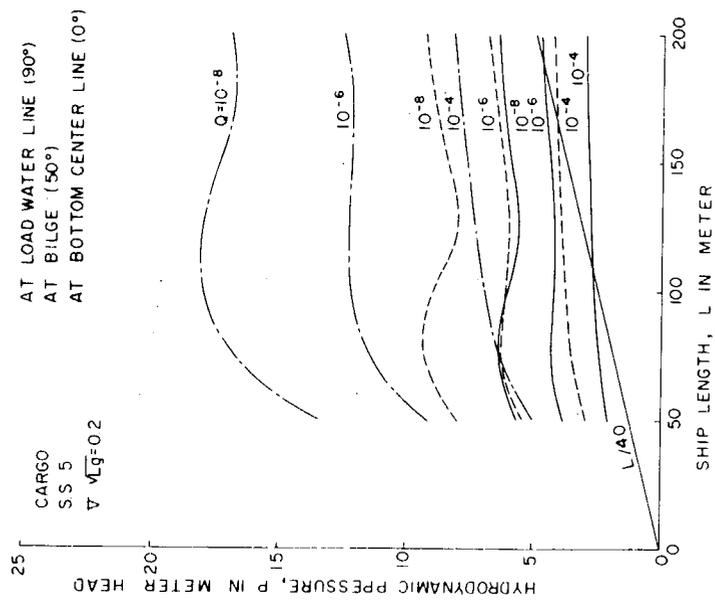


Fig. 2 (a)



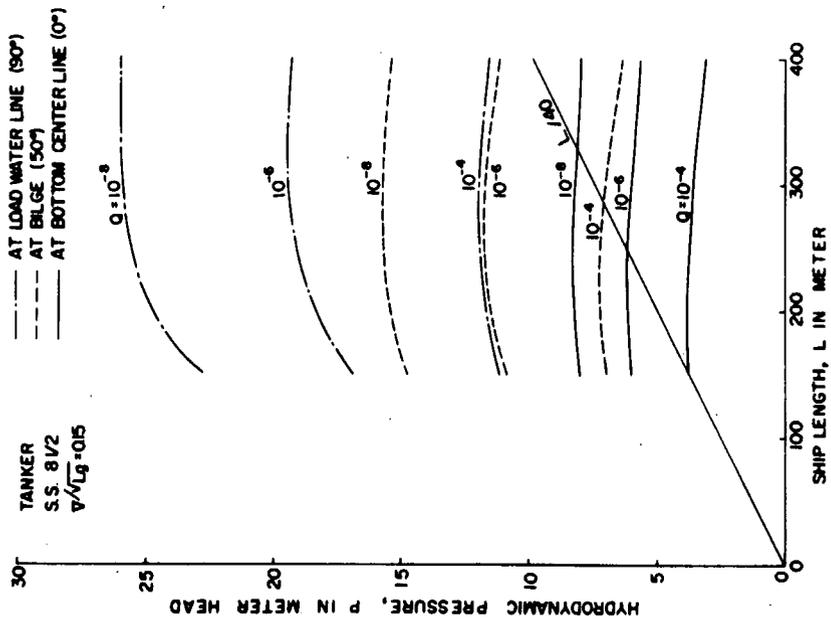


FIG. 2(f)

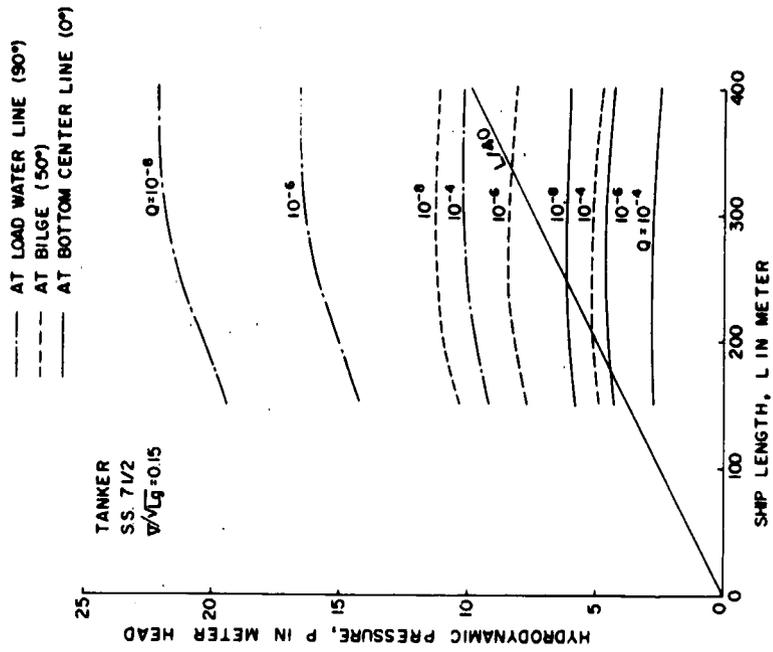


FIG. 2(e)

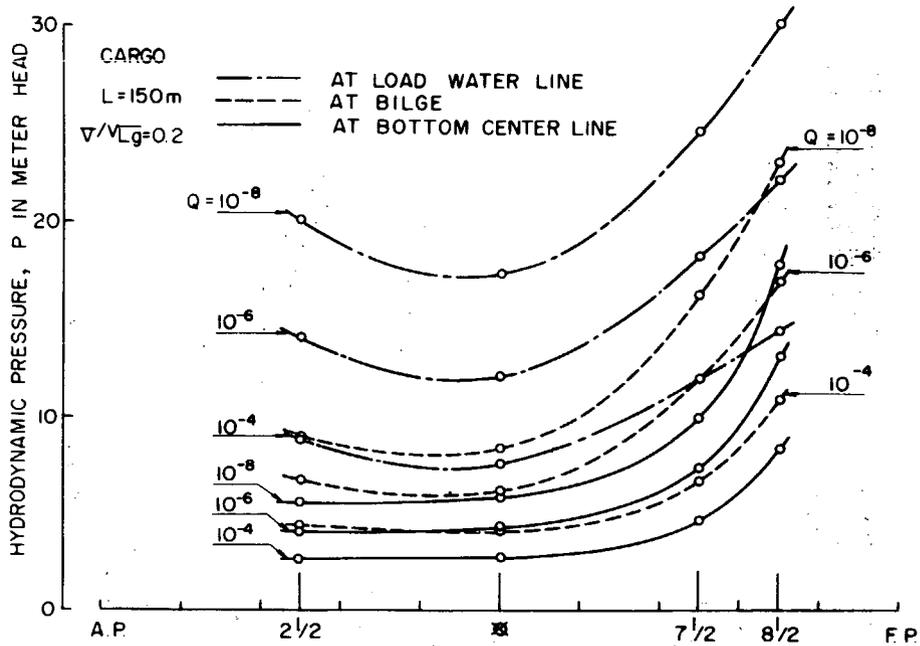


Fig. 3(a)

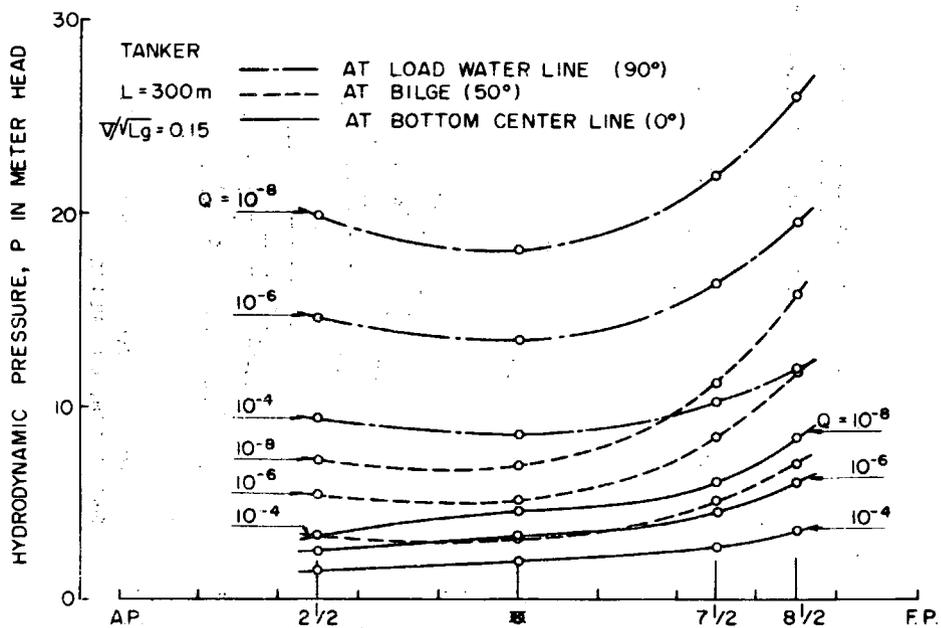


Fig. 3(b)

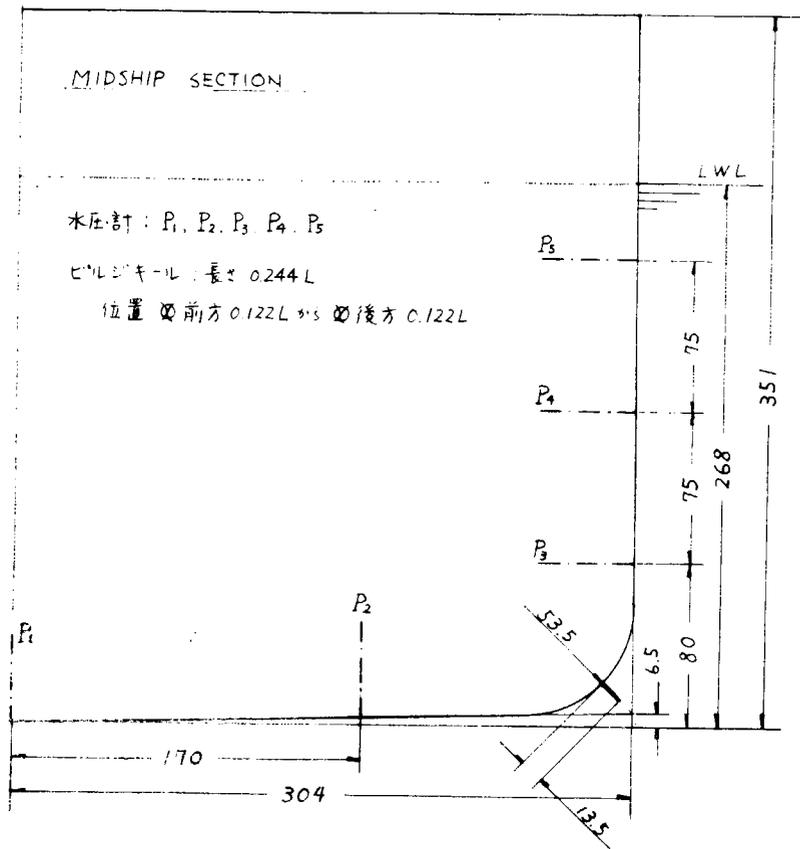


Fig. 4 水圧計位置とビルジキール寸法

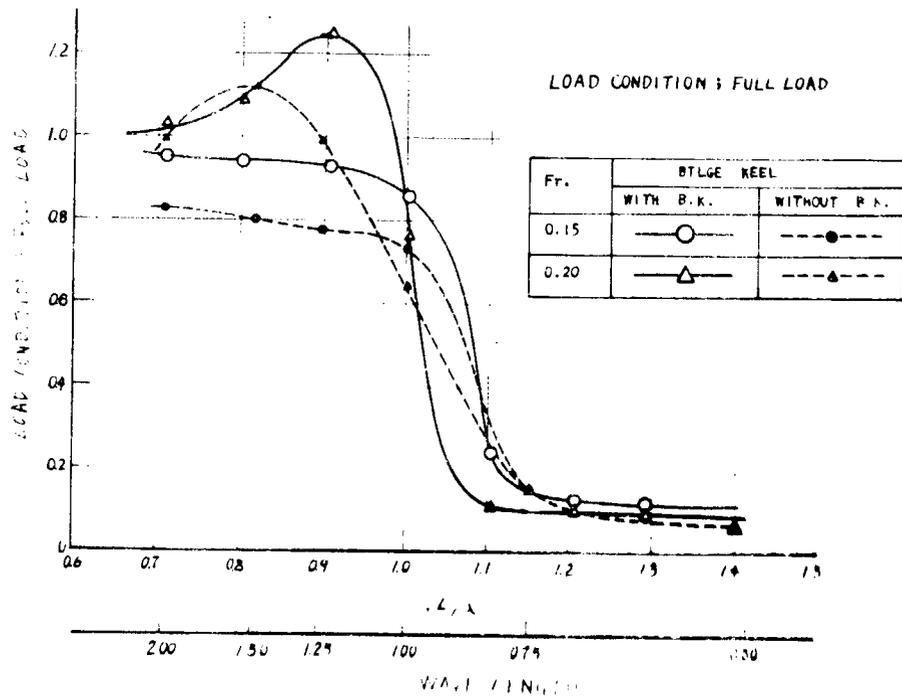


Fig. 5(a) 上下揺

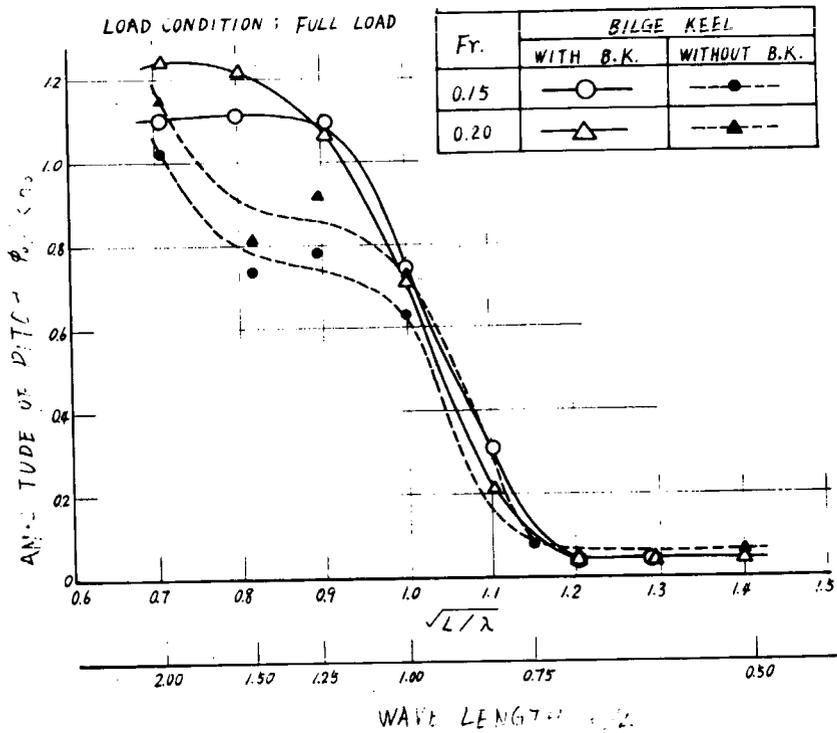


Fig. 5(b) 縦 揺

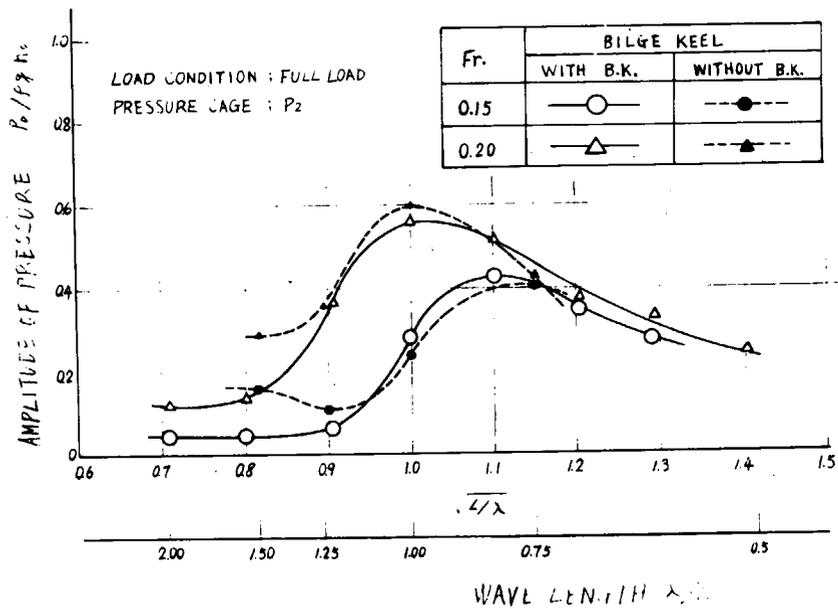


Fig. 6(a) 変動水圧

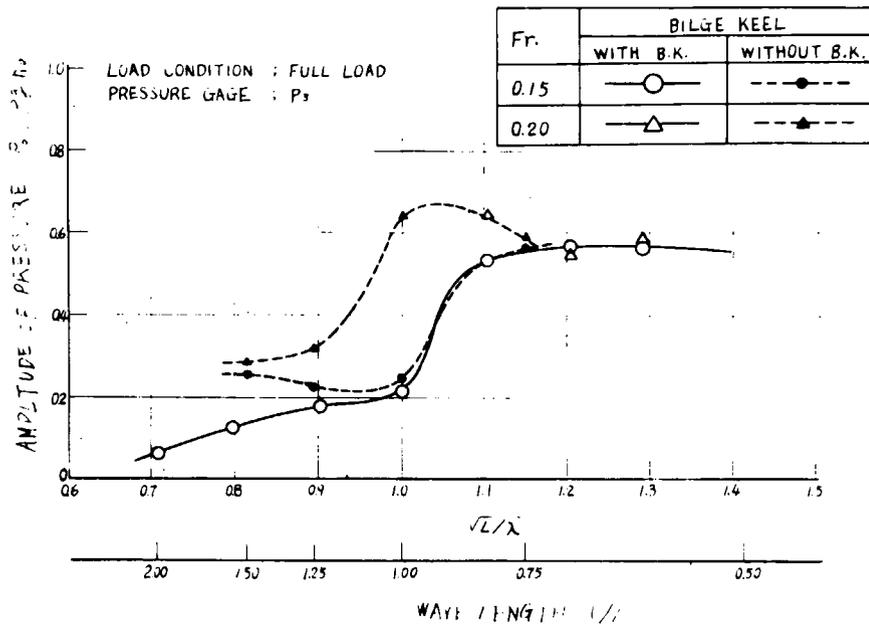


Fig. 6(b) 変動水圧

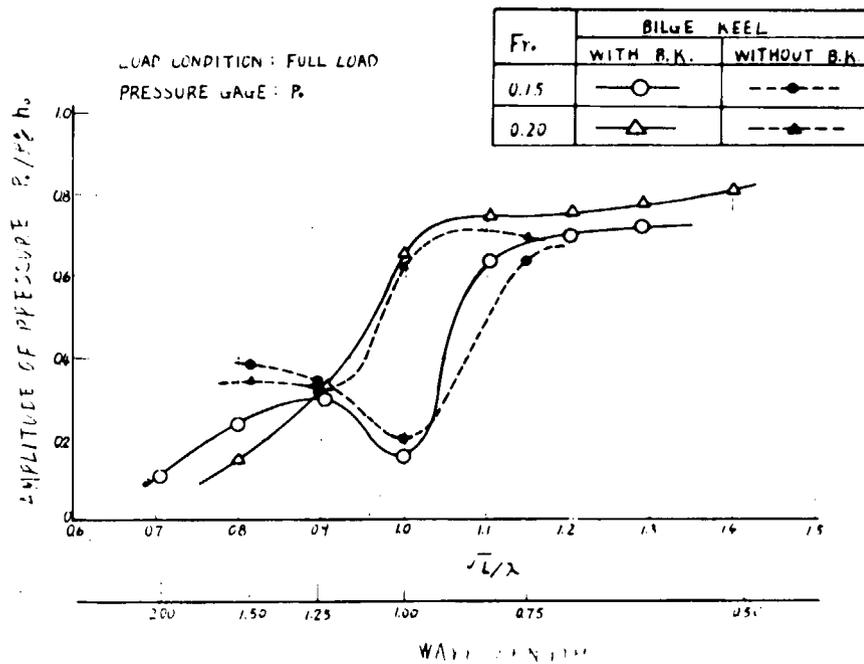


Fig. 6(c) 変動水圧

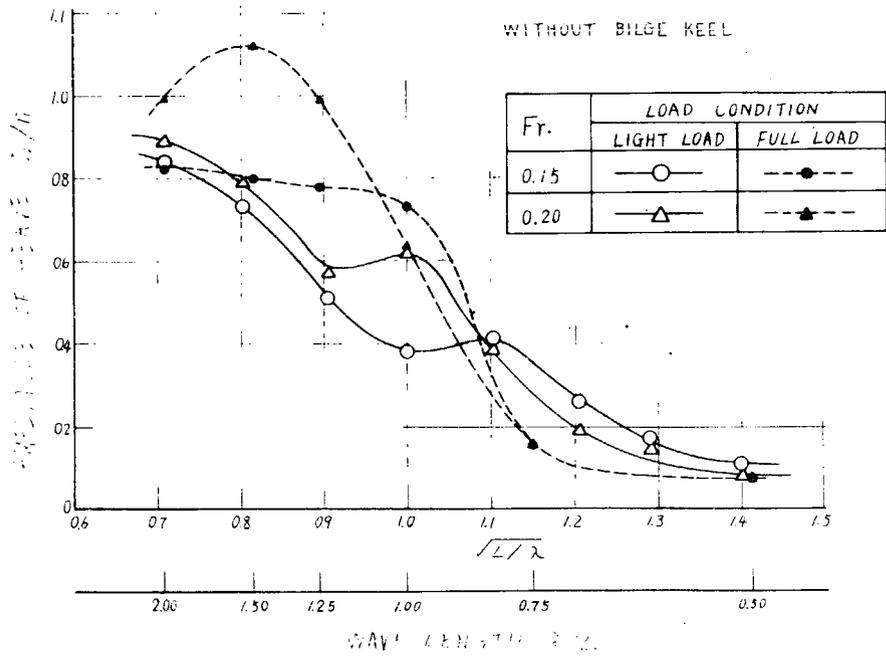


Fig. 7(a) 上下揺

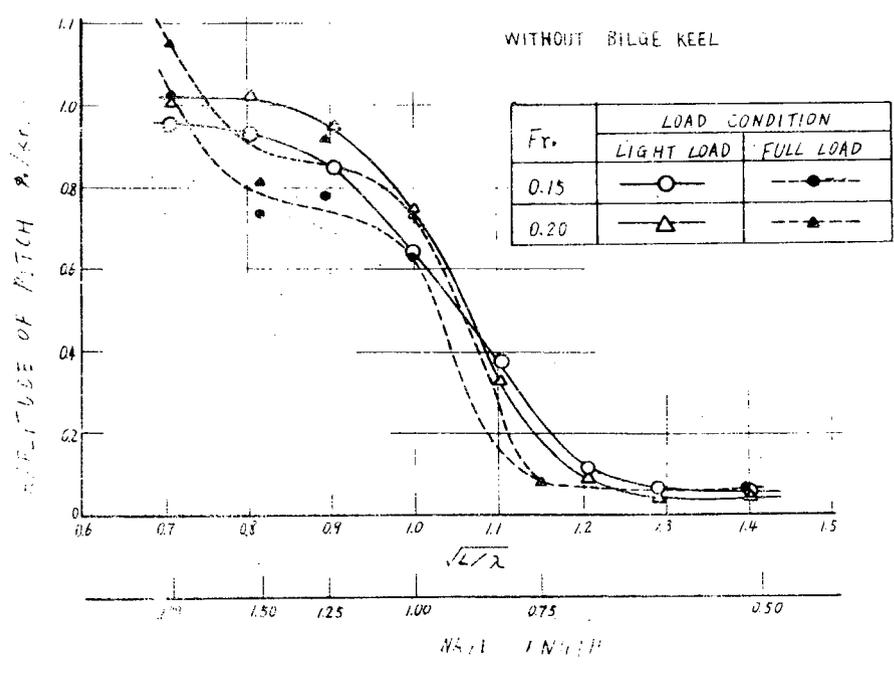


Fig. 7(b) 縦揺

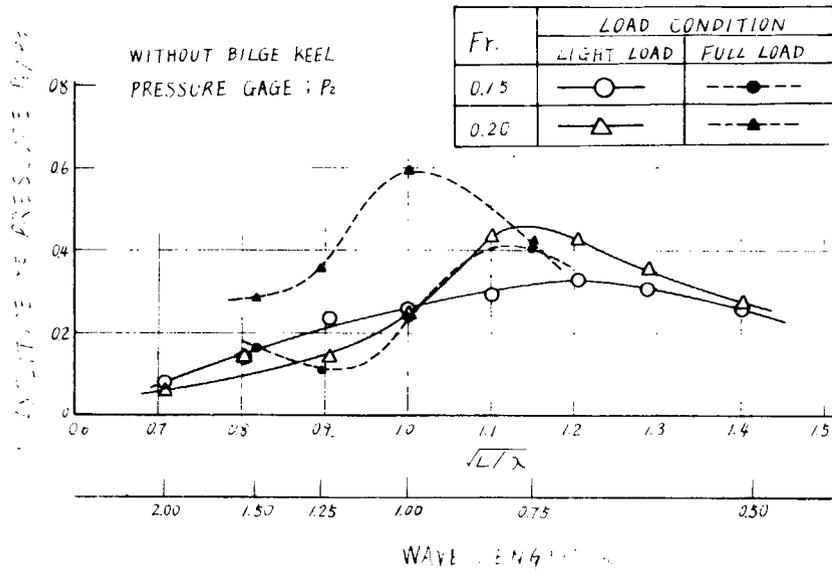


Fig. 8(a) 変動水圧

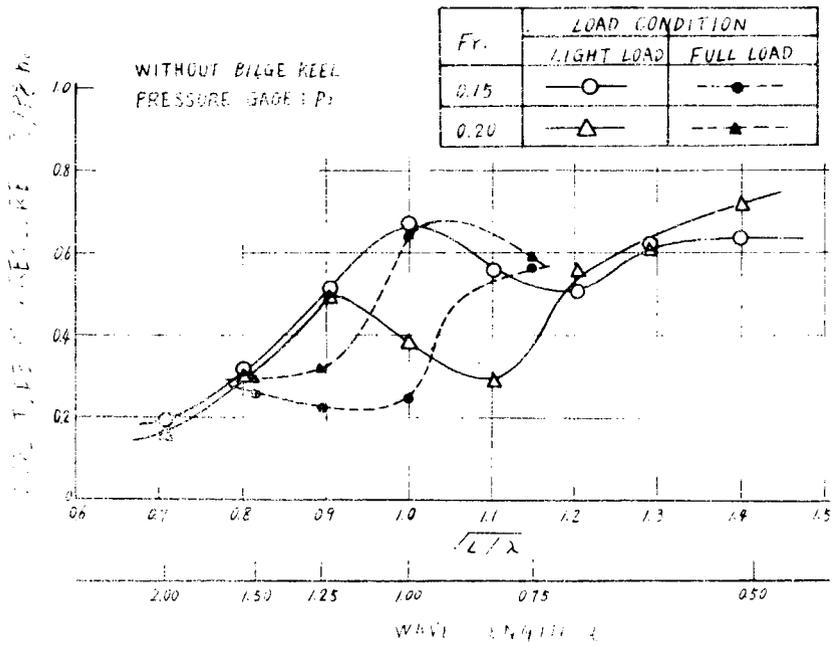


Fig. 8(b) 変動水圧

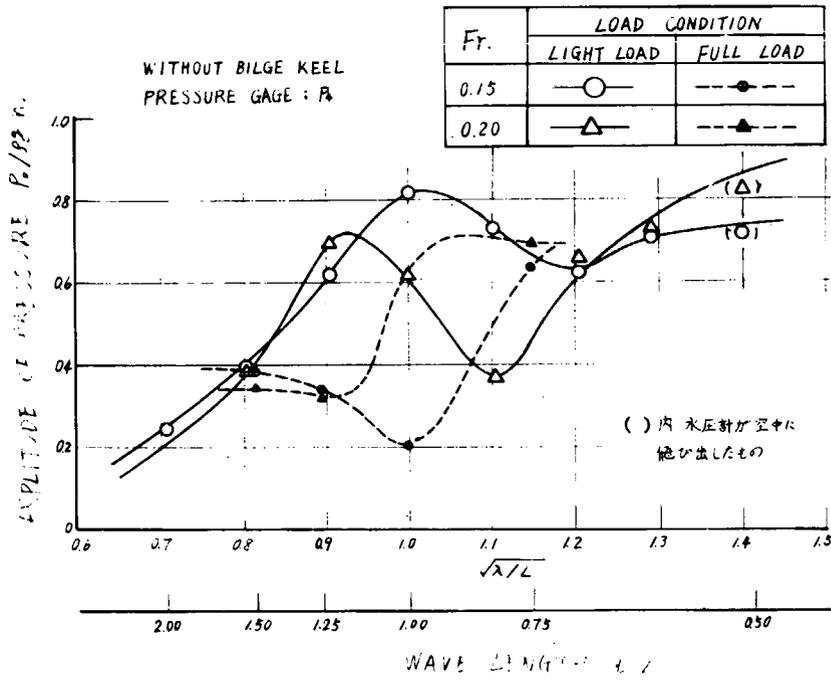


Fig. 8(c) 変 動 水 圧