

日本船舶振興会昭和41年度補助事業

“船舶の経済性向上に関する調査研究”

研究資料 No.54

“巨大船に関する調査研究”

## 第83研究部会

# 船体横強度に関する研究 報告書

昭和42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41年度補助事業「船舶の経済性向上に関する調査研究」および「巨大船に関する調査研究」の一部として日本造船研究協会第83研究部会においてとりまとめたものである。

## 第83研究部会委員名簿（敬称略、五十音順）

部会長	吉 識 雅 夫（東京大学）	
幹事	藤 田 謙（東京大学）	山 口 勇 男（海事協会）
委員	秋 田 好 雄（石川島播磨重工業）	綾 日天彦（三井造船）
	安 藤 文 隆（船 研）	上 田 幸 雄（大阪大学）
	宇 川 毅（昭和海運）	梅 崎 一 夫（三菱重工業）
	大 井 浩（原子力船開発事業団）	仰 木 盛 綱（佐世保重工業）
	岡 田 弘 明（佐野安船渠）	岡 部 利 正（三菱重工業）
	尾 川 宣 之（日本鋼管）	鬼 塚 則 義（呉造船）
	久津間 裕 良（運輸省）	小 林 三 蔵（名村造船）
	郷 田 国 夫（船 研）	杉 浦 邦 雄（日本鋼管）
	高 城 清（川崎汽船）	竹 中 重外志（佐世保重工業）
	田 代 新 吉（海事協会）	千 葉 博（運輸省）
	寺 田 泰 治（海事協会）	藤 得 利 博（笠戸船渠）
	中 川 万 蔵（三菱重工業）	中 野 毅（藤永田造船）
	中 村 昭 和（川崎重工業）	長 沢 準（船 研）
	西 牧 興（日立造船）	新 田 頭（海事協会）
	野 沢 登（南館ドック）	長谷川 敬（三菱重工業）
	萩 原 孝 一（三菱重工業）	服 部 堅 一（浦賀重工業）
	浜 田 昇（運輸省）	原 洋 一（日立造船）
	原 田 耕 次（舞鶴重工業）	樋 口 道之助（日本鋼管）
	藤 井 登喜夫（石川島播磨重工業）	古 田 和 久（石川島播磨重工業）
	本 間 康 之（東京大学）	真 能 創（海技大学校）
	八 木 順 吉（大阪大学）	安 川 度（川崎重工業）
	山 越 道 郎（九州大学）	

## 討議参加者

井 土 敏（三菱重工業）	白 井 久 益（三菱重工業）
大 森 秀 夫（三菱重工業）	岡 元 信 義（呉造船）
小笠原 洋 一（日立造船）	加 藤 瞭（佐世保重工業）
金 井 一十三（昭和海運）	小 島 喜七郎（浦賀重工業）
葛 紀 夫（川崎重工業）	中 田 宣 久（三井造船）
中 村 敏 郎（三菱重工業）	弘 田 和 夫（海事協会）
牧 野 利 雄（浦賀重工業）	増 田 俊 彦（石川島播磨重工業）
宮 崎 精 治（川崎重工業）	森 正 浩（三菱重工業）
安 江 義 忠（川崎重工業）	山 口 廉（佐世保重工業）
綿 屋 吾 郎（佐世保重工業）	

# 目 次

## 概 要

### 第 I 編 船体横強度に関する調査研究

第 1 章	トランスバースリング	1
1.	緒 言	1
2.	トランスバースリング・ワーキンググループの審議内容	1
3.	本年度の検討結果	2
3.1	新しいプログラムの作成	2
3.2	トランスバースリングコーナ部の応力計算法について	4
3.2.1	楔理論 ( Wedge Method ) による応力計算式	4
3.2.2	楔形状の決め方と外力の取り方	5
3.2.3	模型構造による検討	5
3.2.4	模型実験との比較	8
(1)	その 1	8
(2)	その 2	8
3.2.5	考 察	18
3.3	本年度の計算結果	18
3.3.1	横強度計算における横断面寸法の影響	18
3.3.2	ウイングタンクの変形	19
3.3.3	3次元の計算	21
4.	トランスバースリングワーキンググループ提出資料一覧表	47
第 2 章	オブチマム・セクション	49
1.	緒 言	49
2.	I 型断面材の最適寸法比	51
3.	板付き T 型断面材の最適寸法比	52
4.	結 言	52
5.	附 録	52
第 3 章	防撓板の最小重量設計	59
1.	緒 言	59
2.	解析の方針	59
3.	解 析	59
3.1	板厚の決定	59
3.2	防撓材の断面積 ( 2 方向に防撓材のある場合 )	61
3.3	防撓材の断面積 ( 1 方向に防撓材のある場合 )	63
3.4	防撓板の最小重量の数値計算	63
4.	計算結果および考察	64

第II編 巨大船の船体横強度に関する実験研究

第1章	トランスバースリング	89
1.	リング彎曲部T字型交叉部模型による静的ならびに変動荷重による系統的試験	89
1.1	トランスリングコーナの静的強度実験	89
1.1.1	緒言	89
1.1.2	模型	89
1.1.3	実験方法	91
1.1.4	実験結果	92
1.1.5	結言	92
1.2	リング彎曲部の変動荷重による疲労試験	106
1.2.1	緒言	106
1.2.2	リング彎曲部の損傷例	106
1.2.3	立体模型疲労試験	106
1.2.4	平面溶接継手の疲労試験	109
1.2.5	結言	113
2.	横強度の実船計測	114
2.1	剪断変形計測 その1	114
2.1.1	緒言	114
2.1.2	実験内容	114
2.1.3	実験結果	118
2.1.4	結言	123
2.2	剪断変形計測 その2	123
2.2.1	緒言	123
2.2.2	計測関係	123
2.2.3	計測結果	125
2.2.4	結果および考察	126
2.3	応力および相対撓み計測	145
2.3.1	緒言	145
2.3.2	計測諸要目	145
2.3.3	計測結果	146
2.3.4	解析	153
3.	ディーブガーダにおける局部座屈の研究	157
3.1	緒言	157
3.2	実験内容および試験片	157
3.3	剪断座屈実験値決定法	159
3.4	曲げと剪断による梁の撓みと塑性崩壊	162
3.5	有孔板の剪断座屈	165
3.6	実験結果	166
3.7	結言	168

4.	塑性設計におけるスパンポイントの研究	169
4.1	緒言	169
4.2	桁板構造物の塑性スパンポイント	169
4.3	実験	170
4.4	結言	173
第2章	外力	187
1.	鉍石圧力の研究	187
1.1	緒言	187
1.2	実験装置および実験方法	187
1.3	実験結果および考察	188
1.4	結言	195
2.	波浪荷重の研究	195
2.1	緒言	195
2.2	実験方法	195
2.3	実験結果	195
2.4	船体中央部船底水圧の近似計算	196
2.5	結言	197
第3章	非対称荷重に対する強度の調査	203
1.	緒言	203
2.	非対称荷重をうける場合の強度解析方法	203
3.	計算の条件	203
4.	対称船および計算結果	203
5.	結言	203
	提出資料一覧表	206

# 概 要

本研究は、船舶の経済性向上および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、昨年度の第83研究部会の継続として船体横強度上の問題点を摘出し、今後ますます建造される巨大船の船体横強度上の設計資料を得るために調査および実験研究を行なったものである。

実施した各項目の調査内容はつぎのとおりである。

## I 船舶の経済性向上に関する調査研究

### 1. トランスリングの強度に関する調査研究

前年度調査した構造計算用に開発された電子計算機のプログラミングFRAN(Frame Structure Analysis Program)をさらに造船用に発展させて船体構造の強度計算に応用しうるようなインプットおよびアウトプット用プログラムを作成した。とくに今年度は船体横強度計算の完全機械化を目標として、プログラムの開発を行なった。すなわち断面2次モーメントなどの計算を自動的に計算できるようにし、また計算結果もプロッターを使用して、自動的に曲線を画かせるようにした。

#### (1) 横強度計算における横断面寸法の影響

50,000~200,000 D.W.T. の7隻のタンカを選び、平面構造物としての横強度計算を行ない、横強度部材各点の曲げモーメント、剪断力等を求めた。

#### (2) ウイングタンクの変形

応力および相対撓みを実船計測した123,000 D.W.T. のタンカについて、2平面組合せ構造物としてウイングタンクの変形量を求め、実船計測結果と比較検討したところかなり良好な結果を得た。

#### (3) 3次元計算

従来計算が困難であつた船体横強度の完全立体計算を端部変断面部にスパンポイントの概念を導入して、かなり簡易化した。

また簡易立体計算法を開発し、立体計算の近似化を行なった。これらの計算法により、実船の立体横強度計算を行ない、実船計測結果と比較検討して、かなり良好な結果を得た。

#### (4) ウエッジ・メソッド・プログラムの精密化

横強度部材においてとくに応力の集中するコーナ部の応力計算法には種種あるが、オスグッドの提唱する楔理論(Wedge Method)により応力を算出し、コーナ部の模型実験結果と比較検討したところかなり良好な結果を得た。

以上の電子計算機による計算法については42年度以降さらに条件を詳しくしてその精度を上げるよう、また利用範囲を広げることに努める予定である。

### 2. オブチマムセクション

前年度に引き続き本年度は、船体構造の基礎構成部材であるI型鋼および板付きT型鋼を1本の縦方向スチフナで補強した場合の最も経済的な断面寸法比を計算した。その結果どんなスチフナをどのように補強したら最も経済的な断面が得られるかがわかった。

### 3. 防撓板の最小重量設計

前年度に引き続き本年度は500×500 cm、500×1,000 cm、500×1,500 cmの横圧荷重を受けるT型防撓材付パネルについて塑性理論を適用して防撓材の寸法と数との関係を最小重量の点から電子計算機により計算して、最適の組合せを求めた。

## II 巨大船の船体横強度に関する実験研究

### 1. トランスバースリング

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、調査研究と並行して実施した。

#### (1) リングの彎曲部、T字型交叉部模型による静的ならびに変動荷重による系統的試験

a. トランスリング部部の模型を作製し、補強材としてスチフナをフェイスプレートに平行および直角方向に取付け、それぞれの模型について圧縮および引張荷重による実験を行ない座屈の状況を調査し、スチフナのもつとも合理的な配設法について検討した。

b. 実船の損傷例にもとづきリング彎曲部の模型を数種類作製し、彎曲部の応力分布を測定し楔理論による計算値と比較検討し、また疲労試験を行なつてその時間強度を調査した。

#### (2) 横強度の実船計測

##### a. 剪断変形計測

120,200、66,900、103,500および118,500 D. W. T. の4隻のタンカについて数箇のタンクに水を順次注水移動させて、タンクの剪断変形量を計測した。

また計算式により算出した剪断変形量と比較検討した。

##### b. 応力および相対撓み計測

123,000 D. W. T. タンカのタンクに漲水し剪断変形量とこれによつて誘起されるトランスリングの各部材の応力を計測した。また計算式により算出した剪断変形量と比較検討した。

#### (3) デイープガーダにおける局部座屈の研究

実船におけるデイープガーダの座屈現象を調査研究するため深さの深いI形梁の模型を作り、剪断曲げ試験を行ない、とくにウェブに開孔のある場合、剪断座屈値につき、理論計算により求める方法を検討した。

#### (4) 塑性設計におけるスパンポイントの研究

船体横リングを塑性設計する場合端部変断面部の取り扱いは重要な問題である。本年度は単一桁材の塑性スパンポイントを実験的に求めるため、片持梁の条件で模型試験を行ないスパンポイントの位置、崩壊荷重などについて検討した。

### 2. 外 力

船体に作用する外力としては波浪にもとづく力と、倉内の鉱石などの鉱圧が考えられるので、これらについて研究した。

#### (1) 鉱石圧力の研究

鉱石倉の模型を作り、鉱石圧の基本的性質を調査するための小型模型実験と鉱石が倉内におよぼす受動圧などの土圧理論値と比較した。また鉱石の載荷による圧力および倉内隔壁の変位、変形による鉱石圧力の変化状態等について実験を行なつた。(鉱石としては砂、砂利等を利用した。)

#### (2) 波浪荷重の影響

船体前半部表面数箇所に水圧計を装備したタンカ模型船を波浪中に航走させて波と船との動的作用によつて船側および船底に生ずる変動水圧を計測し、これらの水圧が船の速度、波の周期などによりいかに変化するかを検討し、ストリップ法による計算結果と比較した。

### 3. 非対称荷重に対する強度の調査

巨大船においては、従来問題とならなかつた横断面内における横曲げ強度および捩り強度が問題となる。このため本年度は横強度の調査研究において開発したFRANのプログラムを使用して、非対称荷重が船体に作用する場合の横強度部材の曲げ応力および剪断力を求めた。

# 第 I 編 船体横強度に関する調査研究

# 第1章 トランスバースリング

## 1. 緒 言

本ワーキンググループは前年度に引き続き、昭和41年5月28日第1回打合わせ会を開催し、昭和42年3月までに計10回の打合わせ会を開催し、船体横強度計算に関する調査研究を行なった。なお本ワーキンググループの委員構成は下記のとおりである。

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

主 査	藤 田 讓	（東京大学）		
幹 事	山 口 勇 男	（海事協会）		
委 員	綾 日天彦	（三井造船）	井 土 敏	（三菱重工業）
	杉 浦 邦 雄	（日本鋼管）	新 田 顕	（海事協会）
	萩 原 孝 一	（三菱重工業）	原 洋 一	（日立造船）
	藤 井 登喜夫	（石川島播磨重工業）	真 能 創	（海技大学校）
	山 越 道 郎	（九州大学）		

### 討議参加者

小笠原 洋 一 （日立造船）                      中 田 直 久 （三井造船）

## 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のうち、もつとも重要なものは船体横強度計算プログラムについての審議である。従来、横強度計算を、電子計算機で行なう場合は、横強度計算に必要な諸数値を図面から取り出し、これらの諸数値から、計算に必要な部材の断面2次モーメントや断面積その他を計算し、これらの数値をプログラムに入れ、いわゆる、横強度計算の計算過程のみを電子計算機で行なう方法が採用されていた。

そのため、電子計算機で横強度計算を行なうにしても、これに必要な諸数値・諸係数を計算するため、かなりの労力を必要とし、また、人力でこれらの計算を行なう場合は思わぬ誤算などがあり、せつかくの横強度計算全体がだめになる場合もあつた。また、これらの計算結果から、各部材の応力分布を算出する段階でも、同様な困難さがあつた。その意味で一貫した横強度計算のプログラムは、現在までのところ完成されていなかった。

本ワーキンググループにおいては、一貫した横強度計算プログラムの完成についての研究を行ない、計算された値は、Plotterにより、完全に図示され、工数の削減人力による誤算の絶無を期した。

このように、本年度のワーキンググループの審議および作業の大半は上述のプログラム完成のために費やされた。

すなわち、横強度計算に必要な諸数値を計算するInput Generatorについては、Tankerを対象とし、現存の大半のTankerを包含するようプログラムを作成した。\* (5)(11)(13)(21)(26)(31)

つぎに、横強度計算であるが、これはIBM社のFRANを使用し、平面計算・立体計算・簡易立体計算の3つの方法で計算できるようにした。簡易立体計算は、外板隔壁などの変位を近似的に計算し、計算の対象となるTransverse Ringにその変位を与え立体の影響、Wing Tank剪断機の影響についての計算を行なうものである。これら計算法の詳細については報告書本文を参照されたい。これらの計算において端部変断面部が曲げモーメントにおよぼす影響については、山口のSpan Pointを使用し、Span Pointのところに節点を設定して、計算することになっている。

\* ( )内の数字はワーキンググループの配布資料の番号を示す。末尾の配布資料一覧表を参照のこと。

そのため、節点の数が、実際の節点の約3倍になり、計算時間が多くなることが予想されるが、現在のFRANでは、端部変断面部の影響を修正係数で与える方式をそのまま採用できない。本グループでは節点数を減らすため、修正係数で与える方式を採用できるようにFRANを改造するようIBM本社(米国)に交渉中である。※(2)(4)(7)(8)(10)(12)(16)(17)(30)

以上の方法で、横部材の曲げモーメントおよび剪断力分布が計算できた。曲げ応力については、一樣断面部は梁理論による応力を算定し、端部彎曲部については、Osgoodの提唱している楔理論により応力を算出するようにした。本方法で応力を算出する場合、両方の楔から同一の点の応力が算出されるが、この場合、両者の間に、多少の不一致がある点について検討し、今後の問題点として次年度に検討することになった。また、本年度、本部会で行なった実験について、実験結果と、楔理論による計算結果とについて比較検討したが、比較的良好な一致を示し、実用上、十分に使用し得ることが判明した。※(20)(22)(27)(28)(33)(39)(40)(44)

これら電子計算機で算出された曲げモーメント、曲げ応力、剪断力などの値を図示するため、Plotterを使用することもできるようにし、Output Generatorを作成した。※(15)(15')(37)

以上の計算方法により、実船の解析を行なった。今回は5,000、6,700、7,600、11,900、12,300、14,500、200,000(試設計船)D.W.T.の船計7隻を選び平面計算・立体計算・簡易立体計算の3者を比較し、また、本部会で行なった実船計測における剪断撓み量と計算結果とを比較したところ、かなり良好な一致を示した。※(3)(6)(9)(32)(34)(36)(40)

その他、本部会で行なった実験報告についても、本ワーキンググループで審議検討した。※(9)(29)(32')(40)

### 3. 本年度の検討結果

#### 3.1 新しいプログラムの作成

昨年の予備調査において、船体の横強度計算に使用できることが明らかとなった「FRAN」を実際の設計計算に使用できるようにするため、造船用の入出力部分をIBM社と共同で開発し、「FRAN-S」というプログラムの第1期計画を、完成した。

このプログラムは、次の項目を解決することを、目標とした。

1. スタンダードなTankerを対象とする。
2. Midship Sectionに表わされている寸法を、そのままInputできるものとする。
3. Loadの条件は、吃水・タンク状態・船体傾斜角度でInputできるようにする。
4. 計算上の仮定は、Inputで変更可能とする。
5. 3次元の立体計算も可能なものとする。
6. 答は、Stressの形で出す。  
とくにコーナ部の計算も行なわせる。
7. グラフで答を出せるようにする。

次に新しいプログラムのシステム・フロー・チャートを示す。

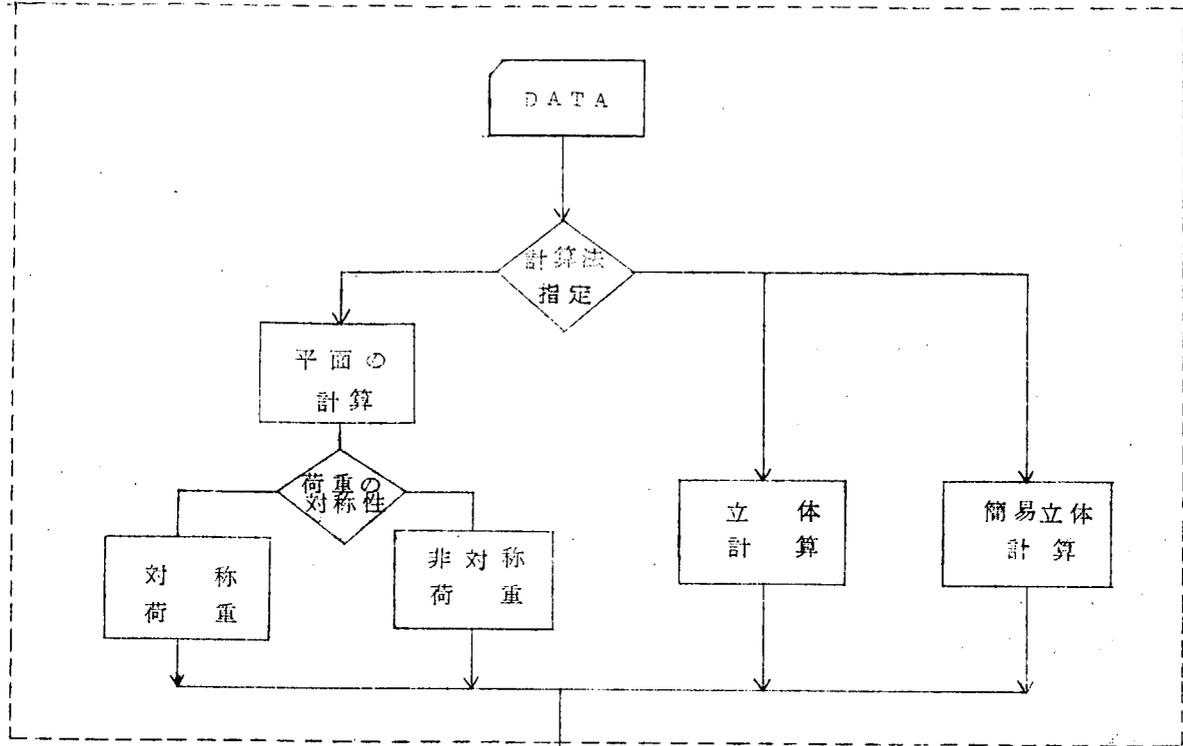
本年度は、第1期計画として次の使用制限がある。

1. スタンダード型しか計算できない。
2. カード・ベースでInput・演算・Outputを結合する。

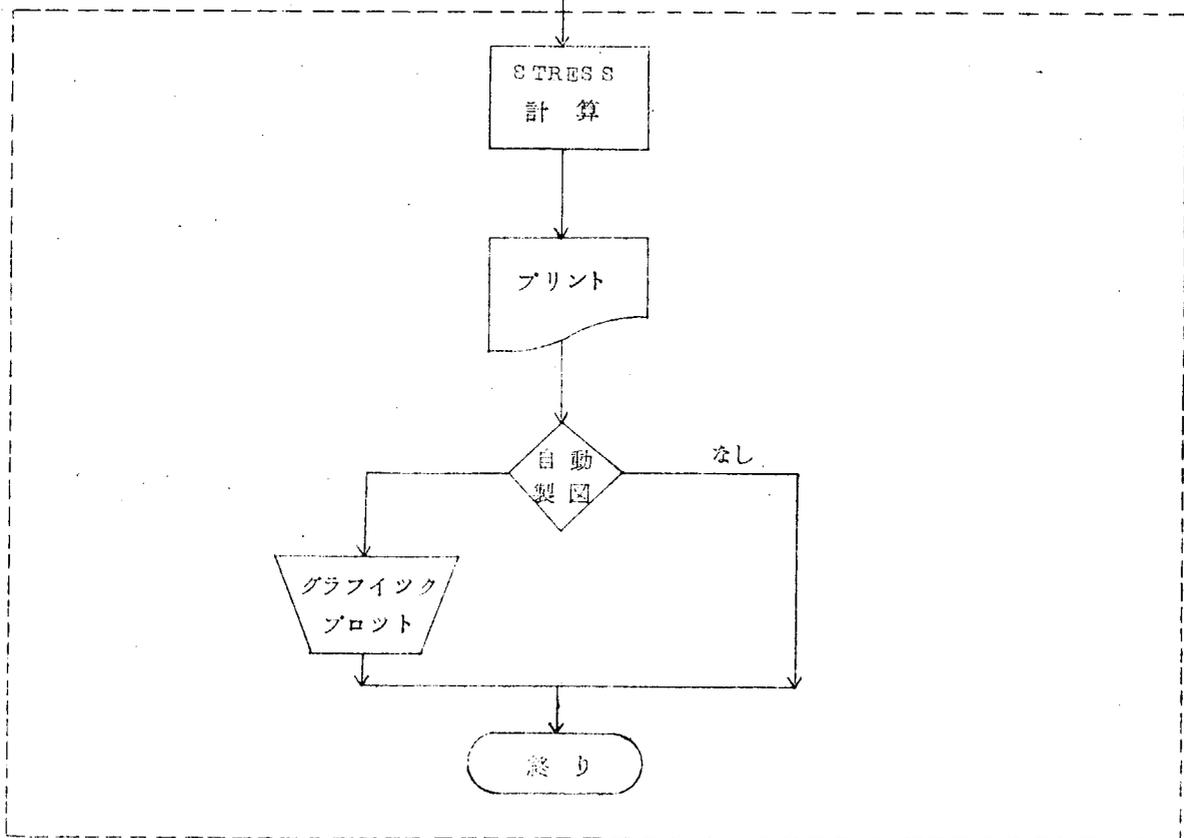
来年度、これをつぎのように改善する予定である。

1. 3 Longitudinal Bulkheadも可能とする。
2. 磁気テープ・ベースで計算時間の短縮を図る。

INPUT 用 PROGRAM



OUTPUT 用 PROGRAM



FRAN-S のシステム・フロー・チャート

注 このプログラは、日本IBMデータ・センタのIBM7090とCALCOMP513型Plotterを使用するものである。

### 3.2. トランスバースリングコーナ部の応力計算法について

本小委員会においては、Tankerの横強度計算を骨組に置き換えて行なっている。骨組として得られたモーメント、剪断力、軸力より、構造物の応力分布を知ろうとする場合、平行部は梁理論から、かなり推定できる。ところが、とくに応力が問題になるコーナ部は種種の形状をしており、応力計算法にも定まったものがない。これまでコーナ部の応力計算法として

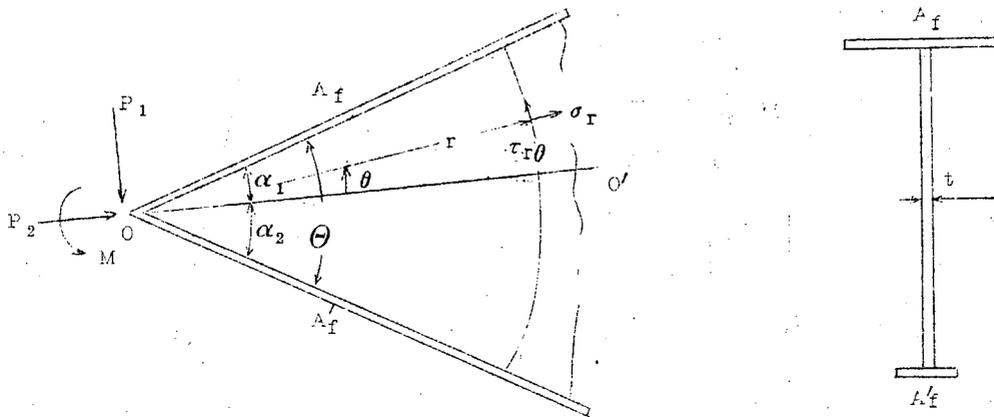
1. 楔理論(Wedge Method)を応用する方法<sup>1), 2)</sup>
2. 曲り梁として取り扱う方法<sup>3)</sup>

の2とおりが考えられている。

本小委員会では、Wedge Methodを採用して応力の計算を行なうことにし、前年度ではその1計算例を示したが、問題点は残されていた。そこで適用に際して問題となるWedge形状の決め方、モーメント等外力の取り方などを検討するため、模型計算、実験との比較などを行なった。

なお、本方法については、別途プログラムを作製して、モーメント・剪断力・軸力をInputすればコーナ部のFace-Plateの応力が計算できるようにしてある。

#### 3.2.1 楔理論(Wedge Method)による応力計算式(参考文献(2))



Wedgeの軸0 0'の位置

$$\alpha_1 = \frac{1}{2} \tan^{-1} \frac{1 + 2Af'/rt \sin 2\theta - \cos 2\theta}{2Af'/rt + 2Af'/rt \cos 2\theta + \sin 2\theta}$$

任意の点(r, θ)の半径方向の応力 $\sigma_r (= \sigma_{r1} + \sigma_{r2} + \sigma_{r3})$ および剪断力 $\tau_{r\theta}$ は次式で与えられる。また円弧方向の応力 $\sigma_\theta$ はすべて0である。

#### 〔参考文献〕

- 1) W.R. OSQCOD "A Theory of Flexure for Beams with Nonparallel extreme Fibers" J.A.M. 1939
- 2) 山口 勇 男 "船体横強度近似計算法について" 造船協会論文集 109号
- 3) 寺田 泰 治 "油槽船における部材結合部の応力分布とその近似計算法について" 造船協会論文集 109号

$$\sigma_{r1} = \frac{P_1 \sin \theta}{r t \left\{ \frac{1}{2}(\alpha_1 + \alpha_2) - \frac{1}{4}(\sin 2\alpha_1 + \sin 2\alpha_2) \right\} + A_f \sin^2 \alpha_1 + A_f' \sin^2 \alpha_2}$$

$$\sigma_{r2} = \frac{-P_2 \cos \theta}{r t \left\{ \frac{1}{2}(\alpha_1 + \alpha_2) + \frac{1}{4}(\sin 2\alpha_1 + \sin 2\alpha_2) \right\} + A_f \cos^2 \alpha_1 + A_f' \cos^2 \alpha_2}$$

$$\sigma_{r3} = \frac{2 M \sin 2 \theta}{r \left\{ t r \left\{ \frac{1}{2}(\sin 2\alpha_1 + \sin 2\alpha_2) - (\alpha_1 \cos 2\alpha_1 + \alpha_2 \cos 2\alpha_2) \right\} + 2(A_f \alpha_1 \sin 2\alpha_1 + A_f' \alpha_2 \sin 2\alpha_2) \right\}}$$

$$\tau_{r\theta} = \frac{-M \{ (\cos 2\theta - \cos 2\alpha_2) + 2A_f' / t r \sin 2\alpha_2 \}}{r \left\{ t r \left\{ \frac{1}{2}(\sin 2\alpha_1 + \sin 2\alpha_2) - (\alpha_1 \cos 2\alpha_1 + \alpha_2 \cos 2\alpha_2) \right\} + 2(A_f \alpha_1 \sin 2\alpha_1 + A_f' \alpha_2 \sin 2\alpha_2) \right\}}$$

ただし、 $\theta$  : Wedge の角度

$P_1$ 、 $P_2$ 、 $M$  ; Wedge 先端の荷重 (図の方向を正とする)

$A_f$ 、 $A_f'$  ; フランジの断面積

### 3.2.2. 楔 (Wedge) 形状の決め方と外力の取り方

コーナ部に Wedge Method を適用する方法として表 1.1 の 3 とおりを比較検討した。

### 3.2.3. 模型構造による検討

実際の Transring 構造の一部を取り出したような図 1.1 の模型について骨組としての計算を行ない、コーナ部の応力計算をした。

#### (1) 計算手順

(i) 荷重条件は図 1.2 参照

(ii) 模型について骨組としての曲げモーメント、剪断力、Thrust Force の分布を求める。

骨組としての計算は中立軸を結んだ線について行ない、コーナ部は参考文献(2)のスパン・ポイントを用いて分割した。

(iii) (ii) によつて求めた  $M$ 、 $F$ 、 $T$  を入力として (b) 項の 3 とおりの方法により Wedge Method で応力分布を計算する。1 つのコーナ部について、直交する 2 つのスパンから応力を計算する。

#### (2) 計算結果

(i) 骨組としての計算は IBM 社の FRANK により行なつた。

(ii) 応力計算の結果を図示すると図 1.3 ~ 1.8 のようになる。

表 1.1

	Wedge 形状	外力変換式
第 1 案		$M = M_0 + T_0 d - F_0 R \cos \theta$ $P_1 = F_0 \cos \alpha_1 - T_0 \sin \alpha_1$ $P_2 = F_0 \sin \alpha_1 + T_0 \cos \alpha_1$
第 2 案		$\theta = \theta_0$ $M = M_0 + T_0 d - F_0 \left( \frac{R}{\cos \theta} - d \tan \theta \right)$ $P_1 = F_0 \cos \alpha_1 - T_0 \sin \alpha_1$ $P_2 = F_0 \sin \alpha_1 + T_0 \cos \alpha_1$
第 3 案		$\alpha_0 = \sin^{-1} \left( \frac{d}{R} \right)$ $\theta = \theta_0 + \alpha_0$ $M = M_0 - F_0 R_0$ $P_1 = F_0 \cos(\alpha_1 - \alpha_0) - T_0 \sin(\alpha_1 - \alpha_0)$ $P_2 = F_0 \sin(\alpha_1 - \alpha_0) + T_0 \cos(\alpha_1 - \alpha_0)$

記号 ;

M :  $M_0$ 、 $F_0$ 、 $T_0$  を取る点

$\theta$  : 楔の角度

$\sigma$  : 応力を計算しようとしている点

O : 楔の先端

R : 楔の半径

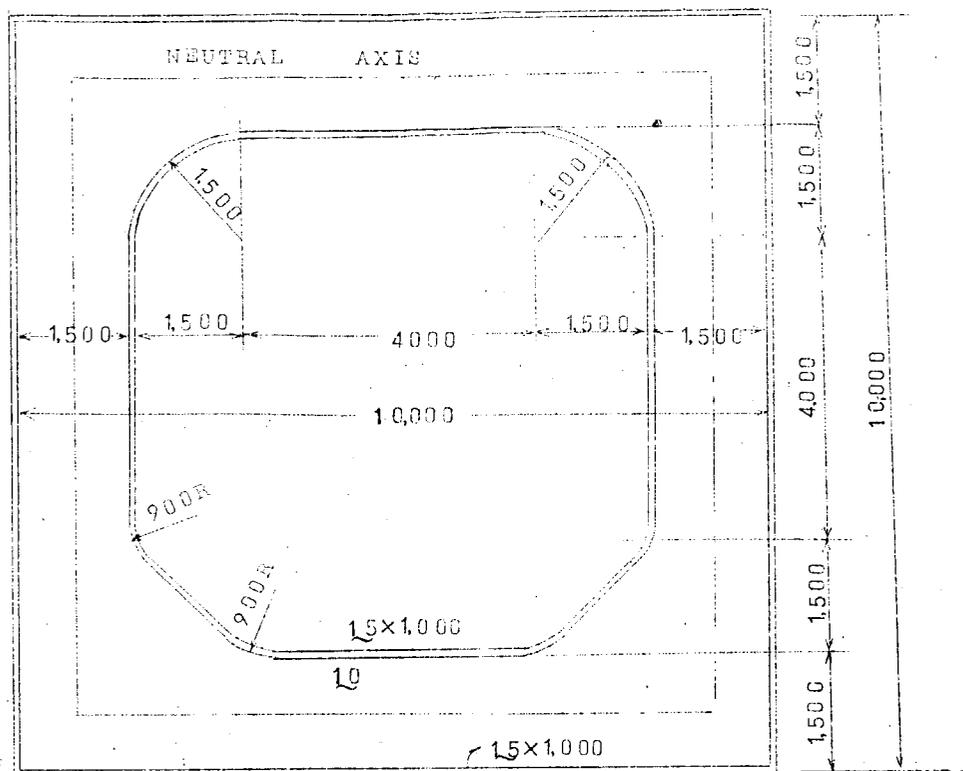


图 1.1 Sketch of Model

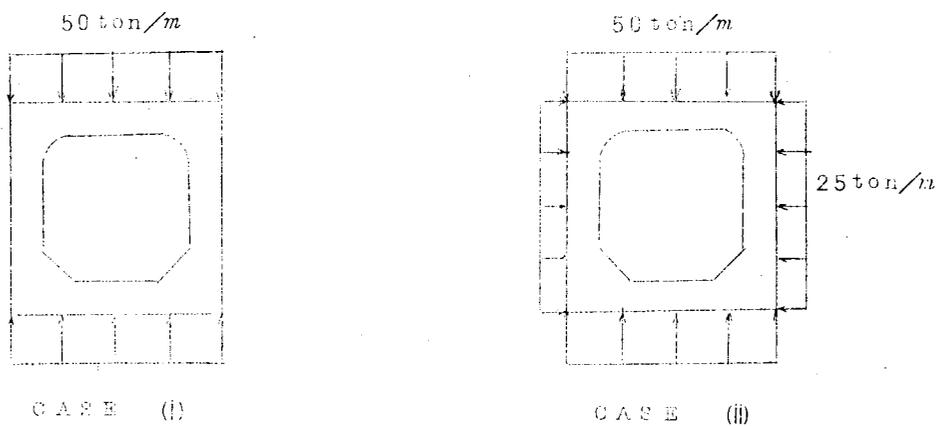
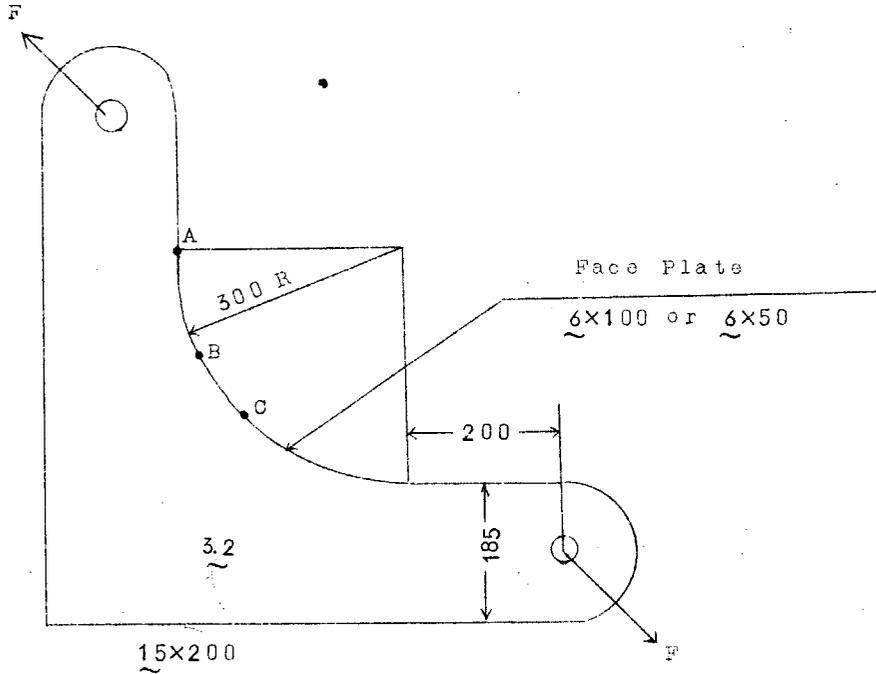


图 1.2 Load condition

3.2.4. 模型実験との比較

(1) その1

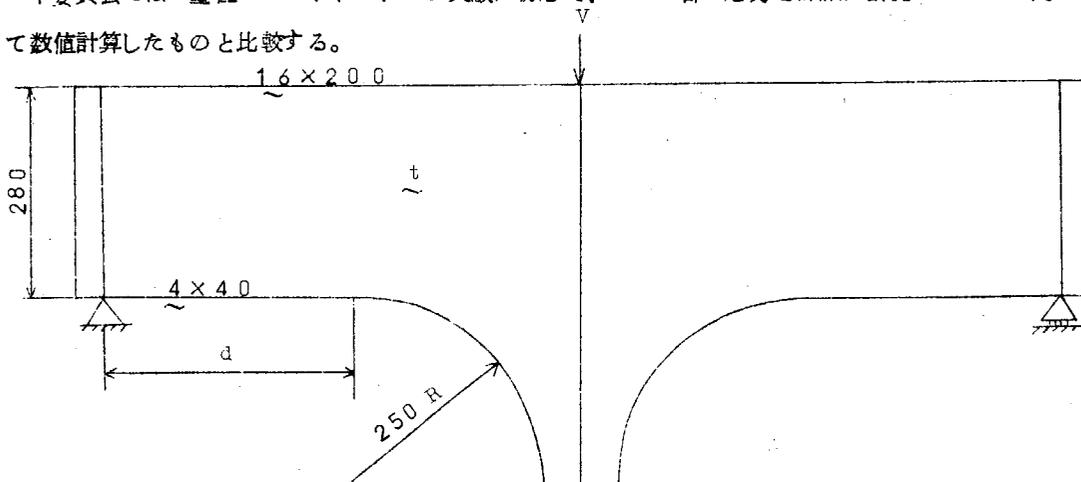
本委員会では、“コーナ部の疲労試験”を行なった際にFace Platesの曲げ応力も計測したので、その値をWedge Methodで計算した値と比較する。



実験は概略、上図のごとき模型について、Fの方向に荷重をした。応力の計測点はA～B～Cの3点である。F=4トンのときの実験値と計測値とをグラフで示せば図1.9および1.10のようになる。

(2) その2

本委員会では“塑性スパンポイント”の実験に際して、コーナ部の応力を詳細に計測したので、同じ模型について数値計算したものと比較する。



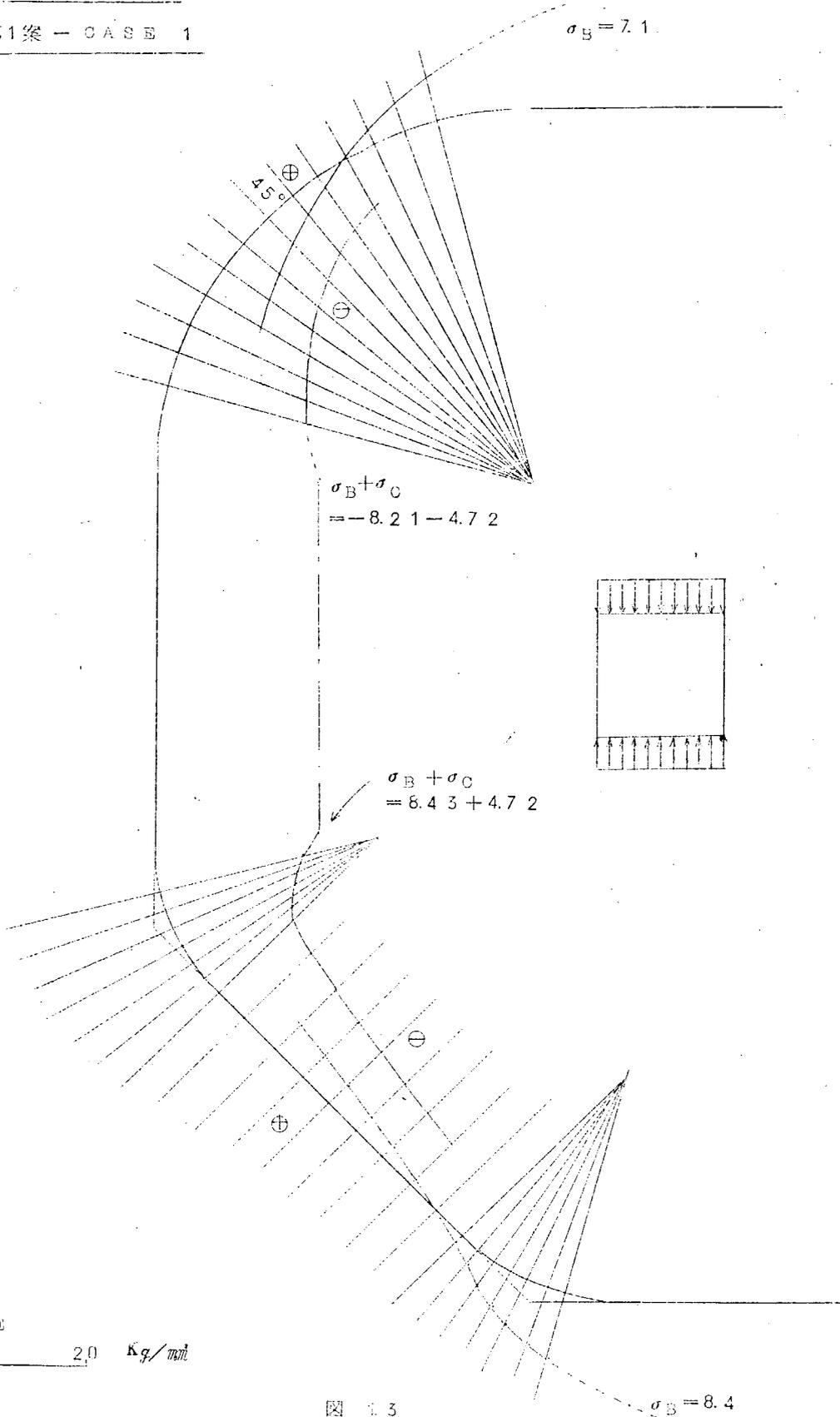
上図のような模型について(d:4ケース)×(t:2ケース)、合計8ケースについて実験を行なっている。図1.11～1.14にはV=2tonの場合の実測値と計測値とを図示してある。なお図中の①～⑧は実験番号をあらわし、それぞれ表1.2のごときものである。

表 1.2

d \ t	7 mm	4 mm
30 mm	Test No. 1	Test No. 5
125 "	" 2	" 6
250 "	" 3	" 7
500 "	" 4	" 8

应力分布

第1案 - CASE 1



应力分布

第1案 - CASE 2

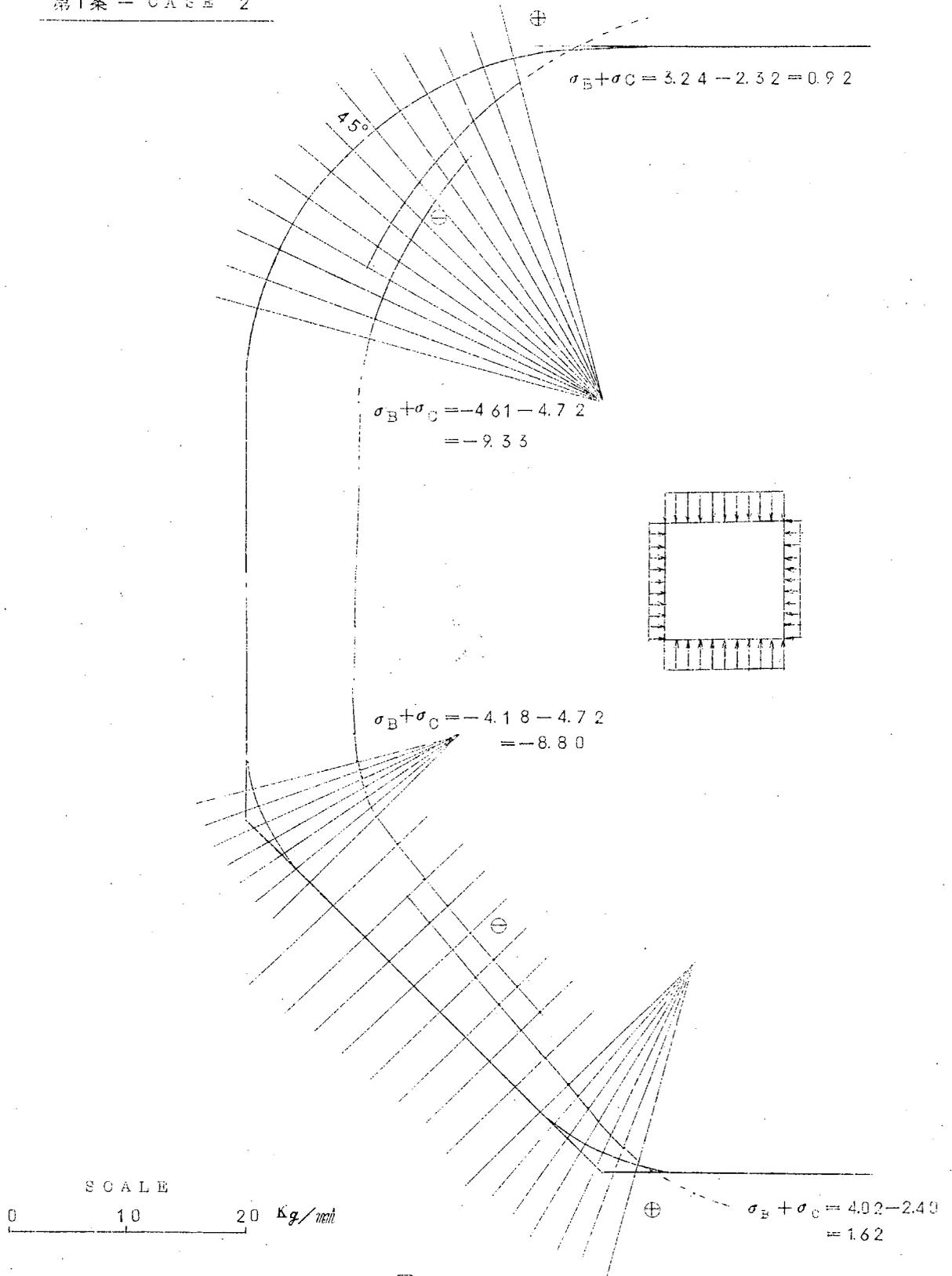
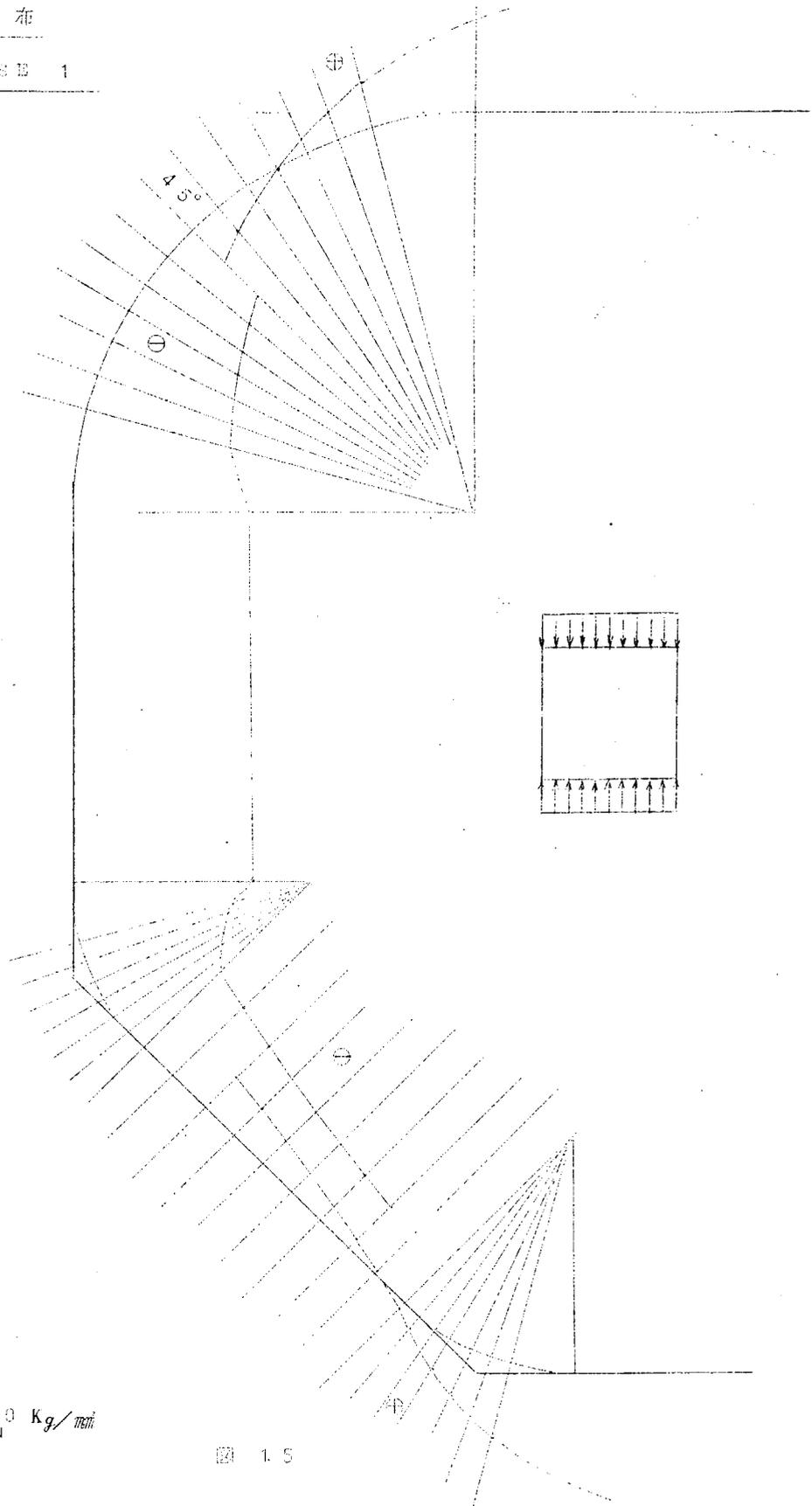


图 1.4

应力分布

第2案 - CASE 1



SCALE  
0 10 20 Kg/cm<sup>2</sup>

1.5

应力分布

第2案 - CASE 2

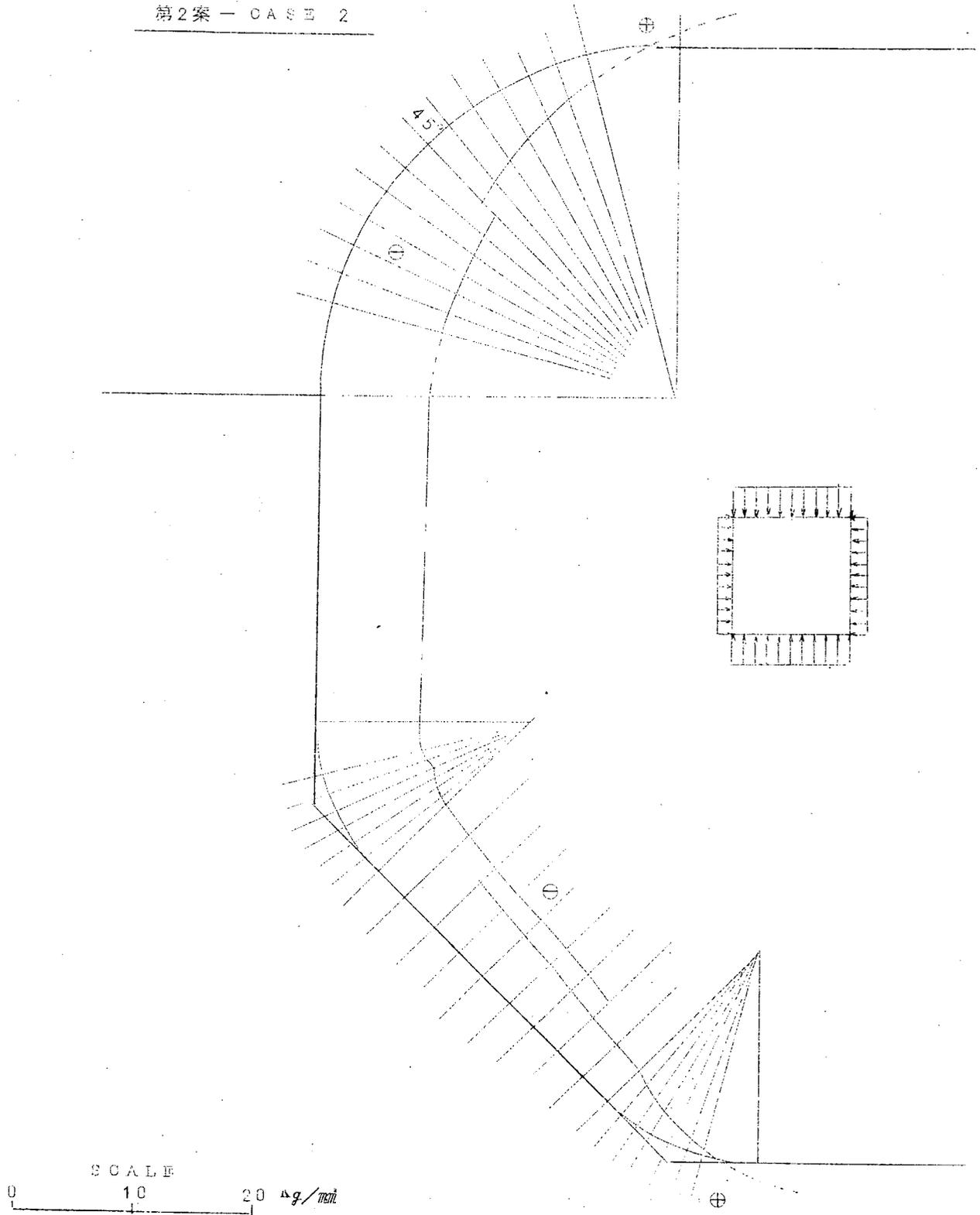


图 1.6

应力分布

第3案 - CASE 1

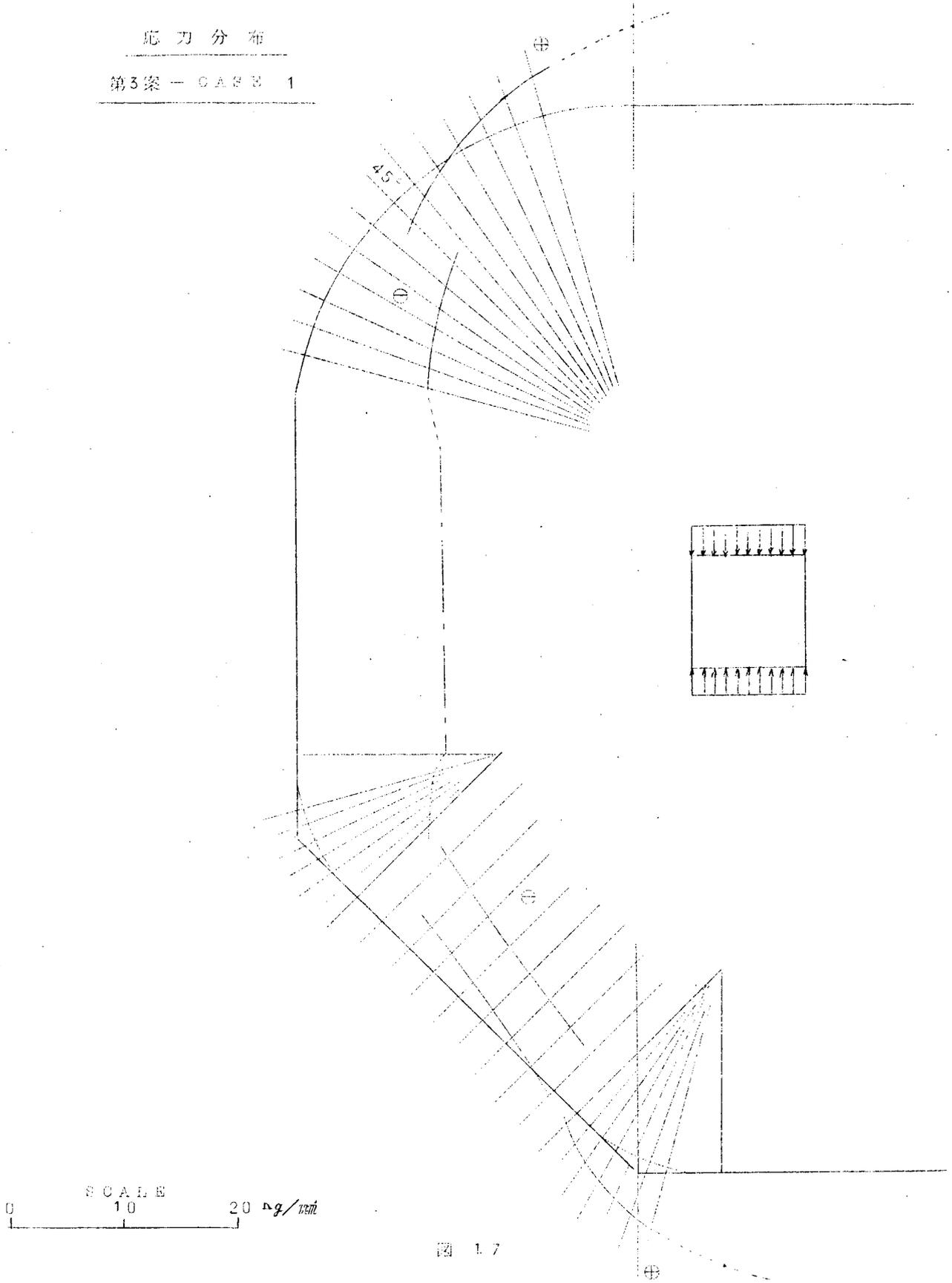


图 1.7

应力分布

第3案 - CASE 3

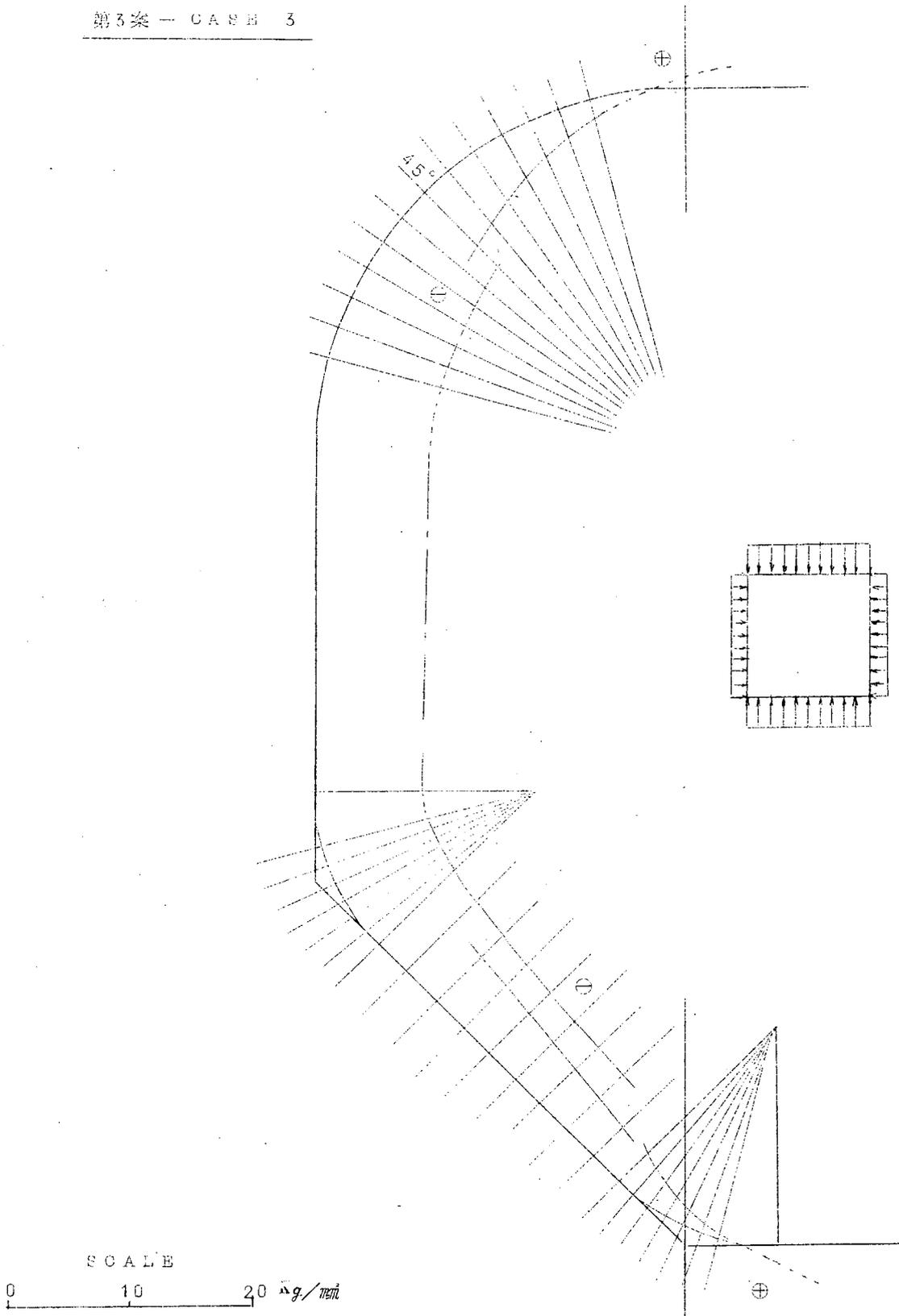


图 1.8

実験結果との比較(その1)

実験値 : "コーナー部の疲労試験"より

計算値 : Wedge Method

1. Face Plate 6×100

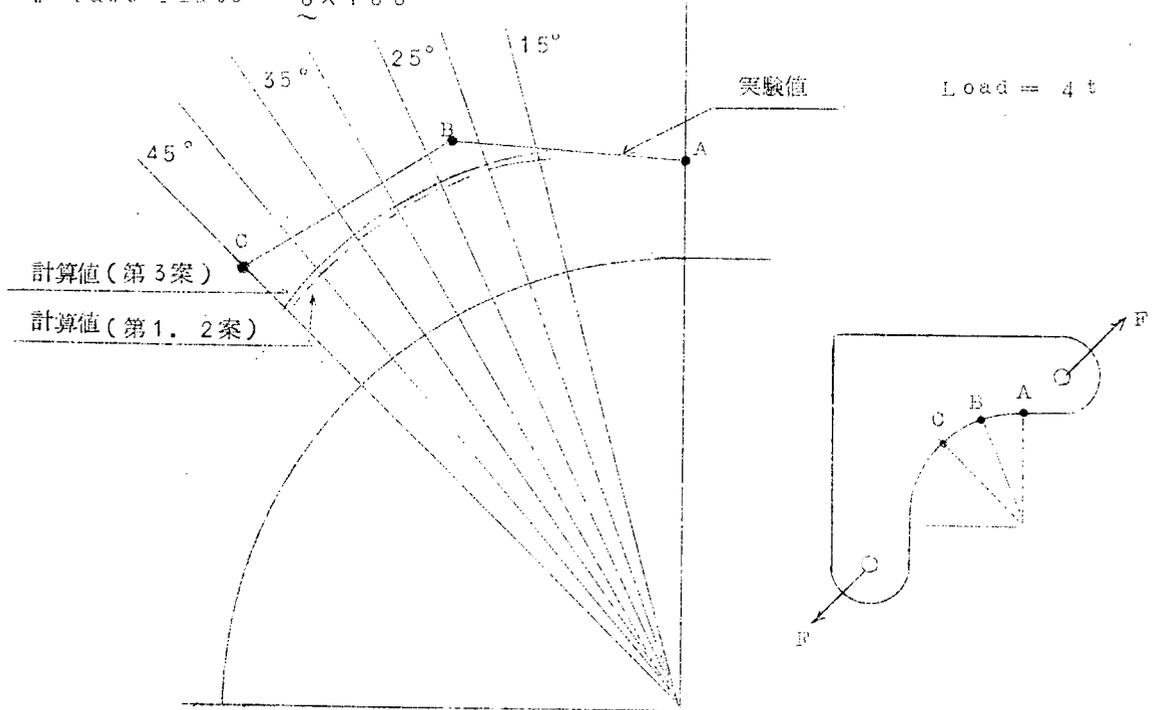


図 1.9

2. Face Plate 6×50

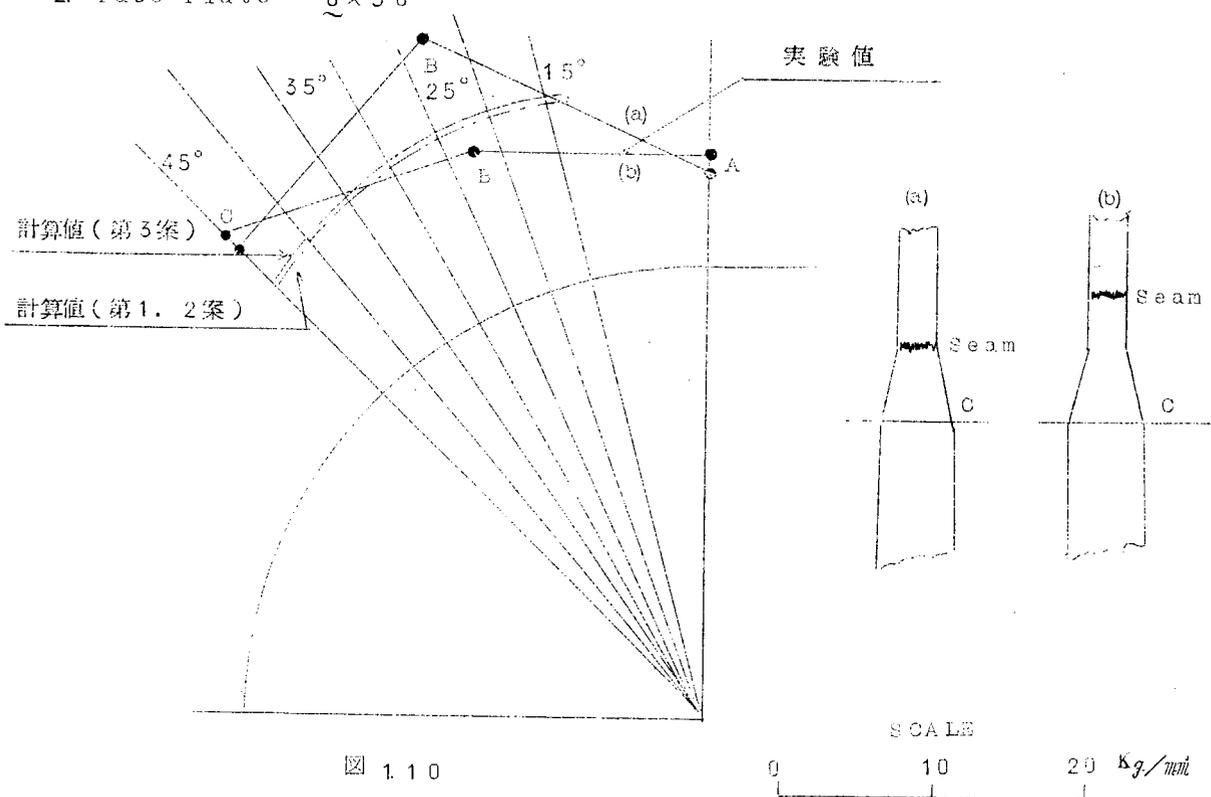


図 1.10

実験結果との比較 (その2)

実験値 : “塑性スパンポイントの実験”より

計算値 : Wedge Method

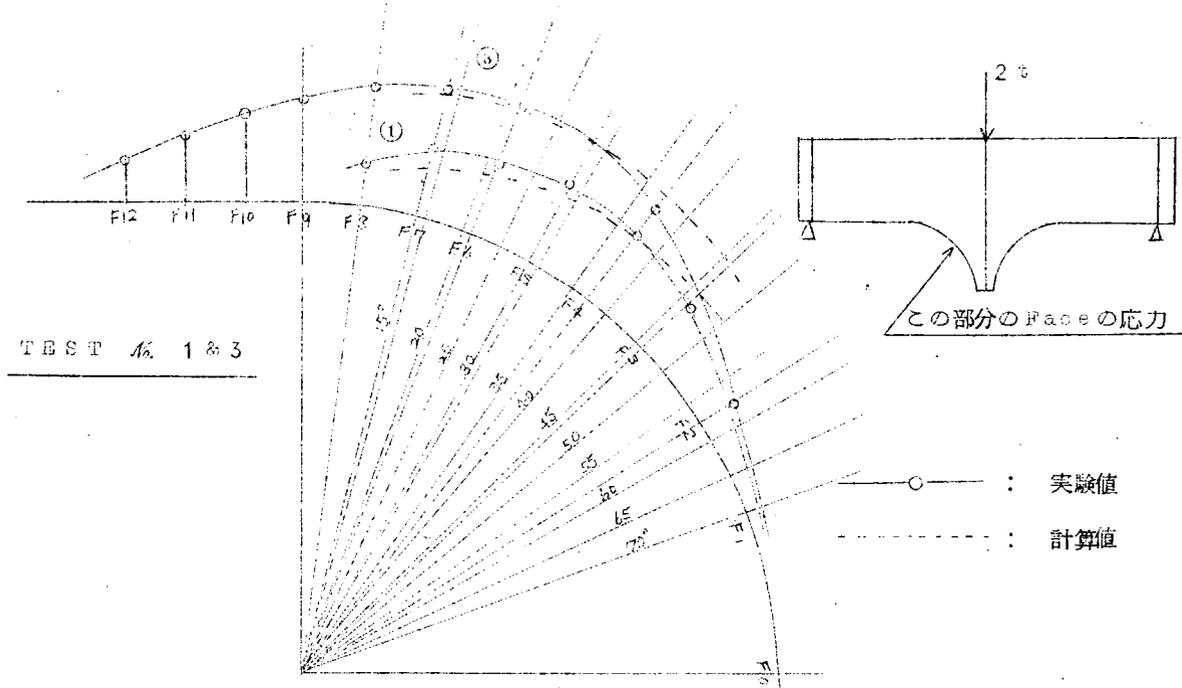


図 1.1.1

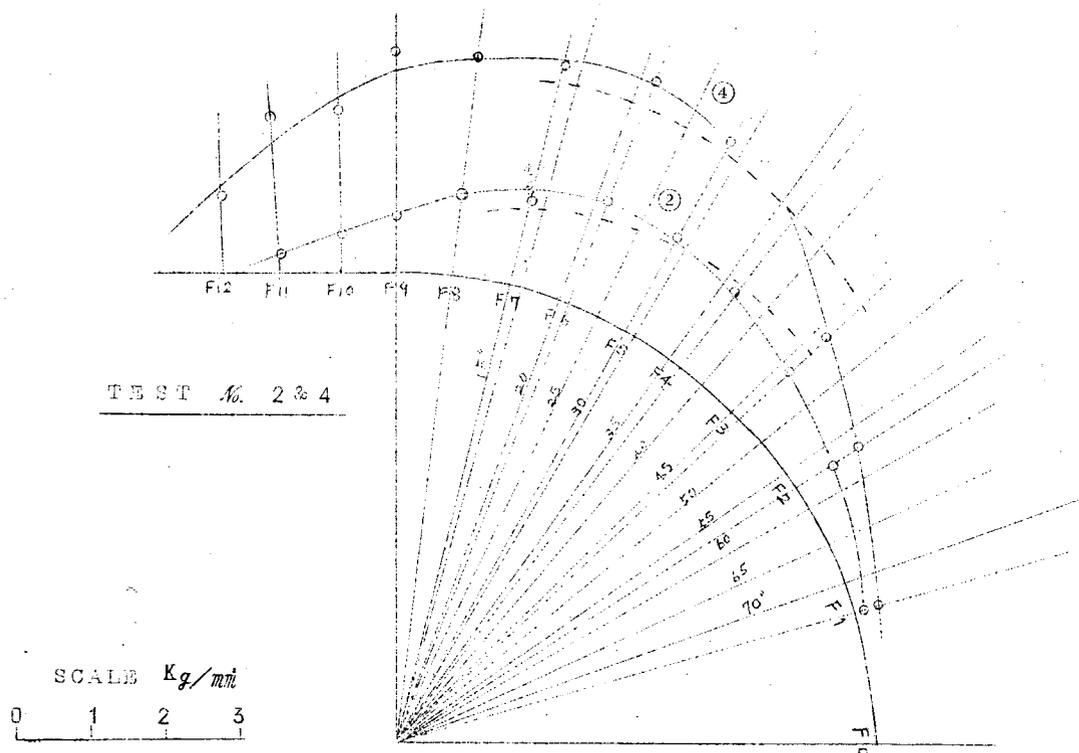
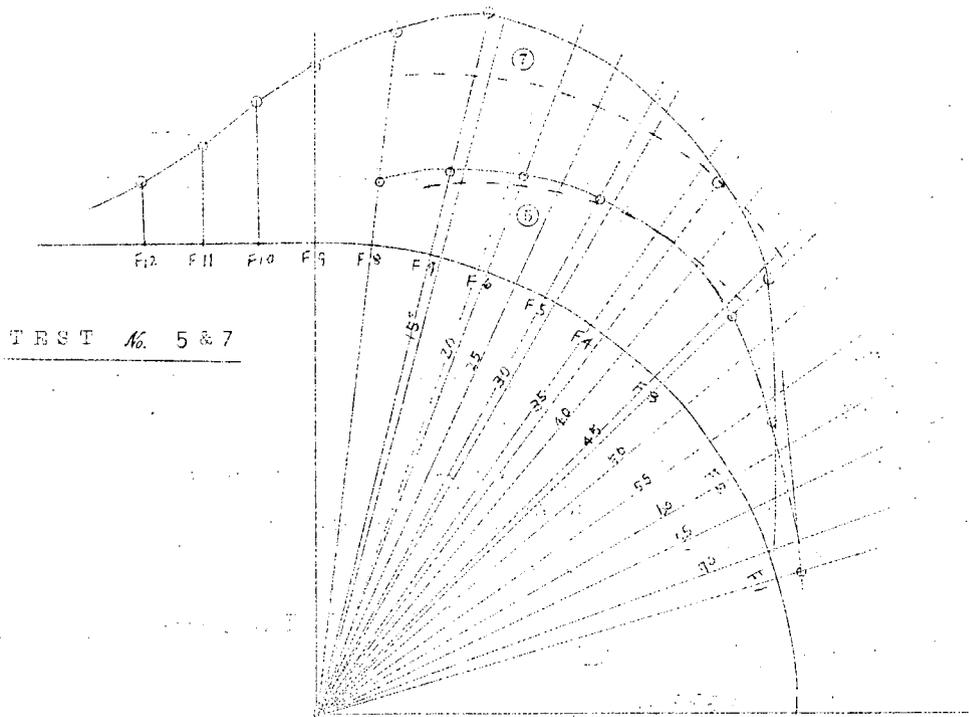
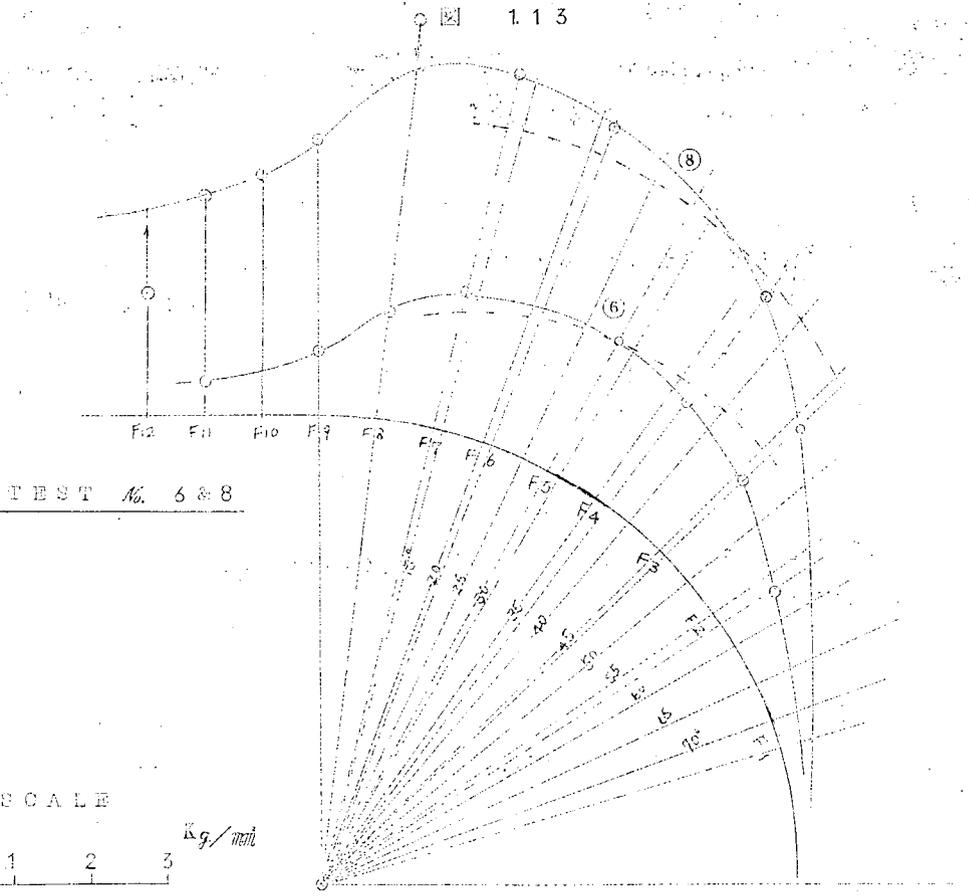


図 1.1.2



1.13



SCALE  
0 1 2 3  
Kg/mm<sup>2</sup>

1.14

### 3.2.5 考 察

#### 1. 模型構造による計算

図1.3～1.8に見るように、Face Plateの曲げ応力は、直線部分からコーナ部に入る部分では連続しているが、コーナを両側から計算した応力値は45°付近でくいちがいを生ずる。くいちがいは第2案によるものが最も少ないようであるが、いずれの方法でも同程度である。

このくいちがいの原因については今後検討を要する。

#### 2. 実験結果との比較

(d)項(図1.9および1.10)は疲労実験が目的で、応力の計測値も少ないが、グラフに見るとおり、かなりよくあつている。

(e)項(図1.11～図1.14)の場合は歪ゲージをコーナ部一面に貼り、データの数は多い。応力値はコーナ部の入口から45°付近まで、ほとんどのケースでほぼ一致しているといえそうである。

#### 3. Wedge Methodの適用について

第2項より、Wedge Methodによるコーナ部の応力計算値は実験値とよい一致を示しているのので、実際の構造物でもかなりよい精度で使えるといえよう。

ただ、実際の計算を行なうとき、第1項に指摘したように、コーナの中央部付近で応力のくいちがいを生ずるので、そのくいちがいの原因およびWedge Methodの適用方法についてさらに理論的、実験的な検討が必要である。

本小委員会では、本年度の作業として、応力値を求める方法として、外力の取りやすい第1案によることにし、45°付近のくいちがいは両方の応力の平均値をとることにした。

#### 今後の問題

1. 応力計算値の45°付近のくいちがいについてWedge Theoryのもとにもどつて理論的に検討の必要がある。
2. Transringに類似の模型について、実船のように等分布荷重を受ける場合の実験を行なつて、Wedge Methodをチェックすることが望まれる。

### 3.3 本年度の計算結果

新たに開発したプログラムを用いて、次の3つの項目について計算検討を行なつた。

#### 3.3.1 横強度計算における横断面寸法の影響

##### (1) 横強度の解析方法

船体を横断面で輪切りにしたTrans Ring構造をとり出し、さらにその平面構造に加わる荷重がCenter Lineに対称であることから片舷のみをとりだして、横強度計算の対象にした。荷重はTank内荷重、および吃水による面内荷重とし、外板、Longitudinal Bulkhead、Center Line Girderより受ける外

力は以下に記すように構造物を上下方向に支持することで置きかえた。外板と Longitudinal Bulkhead との撓みの差はこの計算では考慮しなかつた。

(2) 計算の条件

上記方法にて解析するに当つて次のような仮定および構造の簡易化を行なつた。

(i) 構造の簡易化について (図 1.15 参照)

Trans Ring のスパンポイントを山口の式より求め、その間を等断面の桁と仮定し両端はその 100 倍の剛性を有する桁として考えた。この桁 (部材) はそれぞれ節点で結合され、さらにこの節点を部材の中性軸上にとつた場合と外板上および Longitudinal Bulkhead 上にとつた場合との強度計算の比較をした結果、あまり差がなかつたことおよび立体計算を行なう場合の構造部材配置の都合から節点は、外板上および Longitudinal Bulkhead 上にとることとした。

(ii) 部材剛性

部材の剪断剛性を求めるとき面積は Web の面積を使用し断面 2 次モーメントに関しては Panel の有効巾を Trans Space に等しくとり、スパンポイント間を除く Bracket 相当部の剛性はスパンポイント間部材の 100 倍の剛性を採用した。

(iii) 支持条件 (図 1.15 参照)

Deck および Bottom の Center Girder の点では上下方向、左右方向の変位を拘束し、また (1) に記したように片舷のみの計算であることから回転も拘束した。Longitudinal Bulkhead, Side Shell と Bottom との交点の節点では上下方向の変位を拘束した。

(iv) 荷重条件

Center Tank を Full Load とし Wing Tank を Empty として、吃水は Light Condition の状態を採用した。これはほぼ Tank Test の状態に等しいものである。

(3) 対象船および計算結果

Trans Ring 強度計算に当つての対象船は表 1.3 のとおりである。

表 1.3

	D. W. T.	L × B × D ~ d (m)
A 船 (試設計船)	2 0 0, 0 0 0	2 9 4 0 × 4 9 0 × 2 9 4 ~ 2 0 0
B 船	1 4 5, 0 0 0	3 0 4 0 × 4 4 0 × 2 4 2 ~ 1 6 5
C 船	1 2 3, 0 0 0	2 5 6 0 × 4 2 5 × 2 2 0 ~ 1 5 6
D 船	1 1 9, 2 5 0	2 6 5 0 × 4 4 2 × 2 1 5 ~ 1 5 0
E 船	7 6, 1 2 3	2 3 7 0 × 3 6 5 × 1 8 7 5 ~ 1 2 4 9 2
F 船	6 6, 9 0 0	2 2 7 0 × 3 6 5 × 1 6 4 ~ 1 2 0
G 船	4 9, 6 9 9	2 1 3 0 × 3 0 5 × 1 5 2 ~ 1 1 3 5 4

上記対象船の計算結果を曲げモーメント、剪断力、応力および撓みについて図 1.16 ~ 1.33 に示した。

(4) 考 察

計算結果からも明らかのように、最近大型船になるに従つて Web の剪断応力が上昇し、Trans Ring の剛性が減少していることが十分にうかがえる。

3.3.2 Wing Tank の変形

(1) Wing Tank 変形の解析方法

船体構造をちようど Deck Plan のように、上面より見た平面構造物として考え、これに各 Tank 中の荷重および吃水による水圧を面外荷重として加え、それを Trans 部材で受けるように考えた。

以下に計算の条件を記す。

(2) 計算の条件

上記方法にて解析するに当つて次のような仮定および構造の簡易化を行なつた。

(i) 構造の簡易化について (図1.3.4参照)

船体構造を図1.3.4に示すように Side Shell, Longitudinal Bulkhead および Center Line Bottom Girder にて縦部材を構成し、Trans Bulkhead (含 Swash Bulkhead) および等価 Trans Ring、等価 Bottom Center Trans にて横部材を構成する平面構造物に置き換え、縦部材の撓みを計算した。

(ii) 部材剛性

まず縦部材の剛性に関しては Longitudinal Bulkhead および Side Shell にてそれぞれ Panel だけで断面2次モーメントを求め、その割合によつて全断面の断面2次モーメントを配分して Longitudinal Bulkhead, Side Shell のそれを求めた。

剪断剛性は、それぞれの Web Area によつて決定した。Oil Tight Trans Bulkhead および Swash Bulkhead の断面2次モーメントは I 型部材として求めたが、外板の有効巾は Trans Space に等しくとつた。剪断剛性は Web Area をそのまま使用したが、波型隔壁の場合は、Pitch/Girth で剛性を減少させた。また Swash Bulkhead に関しては Tight Bulkhead と同様な考えによつて求めたものに、係数を掛けて減じるようにした。Trans Ring および Bottom Center Trans の等価剛性の求め方は、委員会提出資料<sup>1)</sup>によりあらかじめそれぞれの構造について単位荷重を与えたときの撓みを求めて等価剪断剛性を求めた。

(表1.5、図1.3.5参照)

(iii) 支持条件

図1.3.4に示すように Fr.6.4、Fr.8.4で支持しかつ、構造の対称性から片舷のみを考え Center Line では回転を拘束した。

(iv) 荷重条件

平面構造に面外荷重を加え、端部には突船の荷重状態におけるその点の剪断力および曲げモーメントを加えてきるだけ突船に近い状態とした。

(3) 対象船および計算結果

Wing Tank の変形に関する計算の対象船は C 船 (123,000 D.W.T.) が実船計測を行なつていることから、これを実験と比較のために選んだ。

計算の範囲は図1.3.4に示すとおりで、荷重は表1.4に示した。計算結果は Longitudinal Bulkhead, Side Shell, Center Line Girder についての撓みを図1.3.6に、また Fr.7.4~7.9の Section について同じく図1.3.6に示した。

(4) 考 察

C 船の実測結果と計算値とを比較すると、図1.3.4に示したように非常によい一致を示している。ただし Tight Bulkhead の位置ではいくらか差があるが、Tight Bulkhead の剪断剛性が実際にはいくらか低下しているためと思われる。

1) 剪断撓みのみを考慮した場合の骨組計算の基礎式について(山越)

### 3.3.3 3次元の計算

#### (1) 3次元構造の解析方法

従来までの船体構造の強度解析方法は、2次元の取り扱いで、船体縦方向の Longitudinal Bulkhead および Side Shellの相対撓みをまず求め、それを Trans Ring の強度計算の際考慮する方法であったが、この計算では、船体構造を3次元構造のまま解いた。

#### (2) 計算の条件

##### (i) 構造の簡易化について(図1.37参照)

図1.37に示すように Longitudinal Bulkhead および Side Shell をそれぞれ1本の部材として考え Trans Ring と結合していると仮定した。

Trans Bulkhead は同じく図1.37で示しているように上下方向の変位に抗する1本の等価水平部材と、Tank内の荷重状態によつて Center Line Girder の Trans Bulkheadによる支持状態が変化するように等価垂直部材を考え水平部材と垂直部材によつて Trans Bulkheadを等置した。また Trans Ring は3.3.1項で述べたものと同様な方法にて、簡易化し、Center Girder についても Trans Ring と同じ要領でスパンポイントを求め等断面の部材の結合した構造に置き換えた。

##### (ii) 部材剛性

3.3.1項、3.3.2項と同じ考え方によつた。

##### (iii) 支持条件

Fr. 69、79で上下方向を固定し、中間の部材については構造の対称性を考慮して Center Lineでの回転のみを拘束した。(図1.38参照)

##### (iv) 荷重条件

Trans Ring では3.3.1項と同じように考えた。Trans Bulkhead では水平等価部材に、上下方向の荷重を Trans Space間だけ加えた。船測からの側圧は無視した。垂直等価部材には Tank 内の荷重による側圧を加えた、Longitudinal Bulkhead および Side Shell には、簡易計算より求められた剪断力、曲げモーメントを両端に加えた。

#### (3) 対象船および計算結果

対象船としては、C船(123,000 D.W.T.)を採用した。範囲は Fr. 69~Fr. 79の間で行なった。  
〔図1.34参照〕

計算結果は剪断力および曲げモーメント分布を Fr. 75の断面について求めた。(図1.39参照)

#### (4) 考 察

平面構造として計算した図1.23と立体構造として計算した図1.39を比較した場合 Center Girder の撓みによる影響を除いて剪断力、曲げモーメント上それほど大差がないようである。

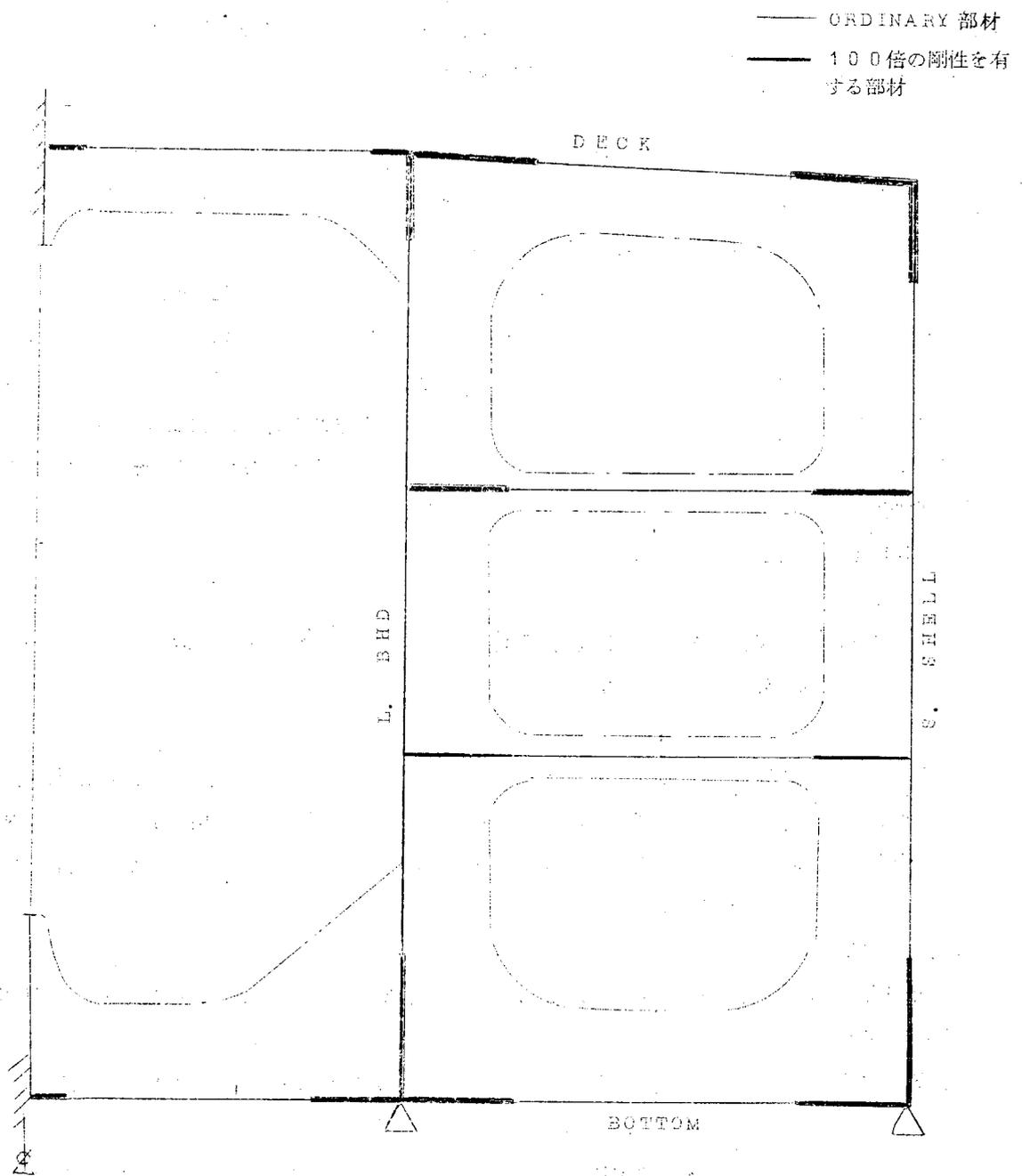


図1.15 部材配置および支持条件

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

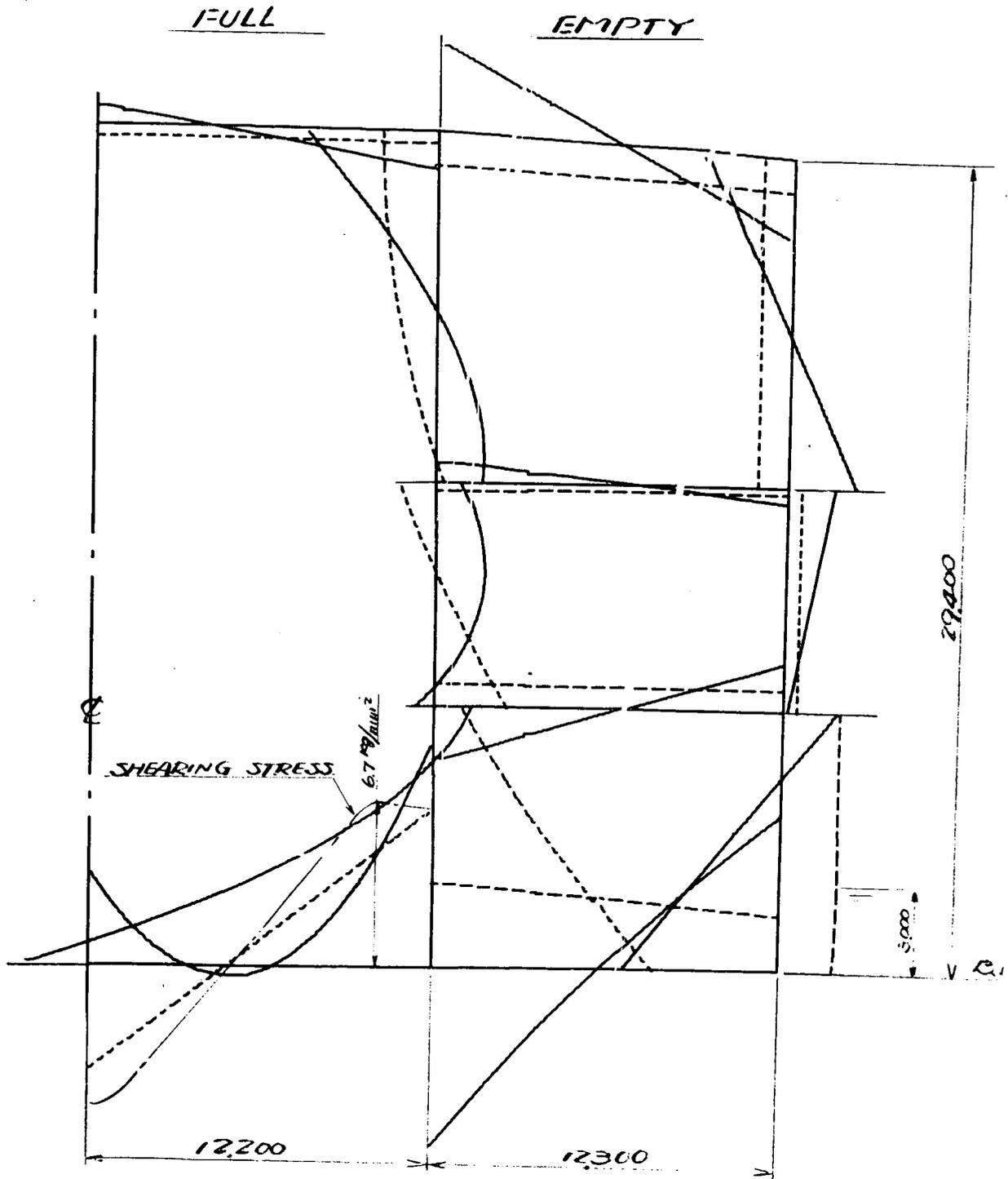


図 1.16 A 船の剪断力および曲げモーメント線図 (プロッターによる自動製図)

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

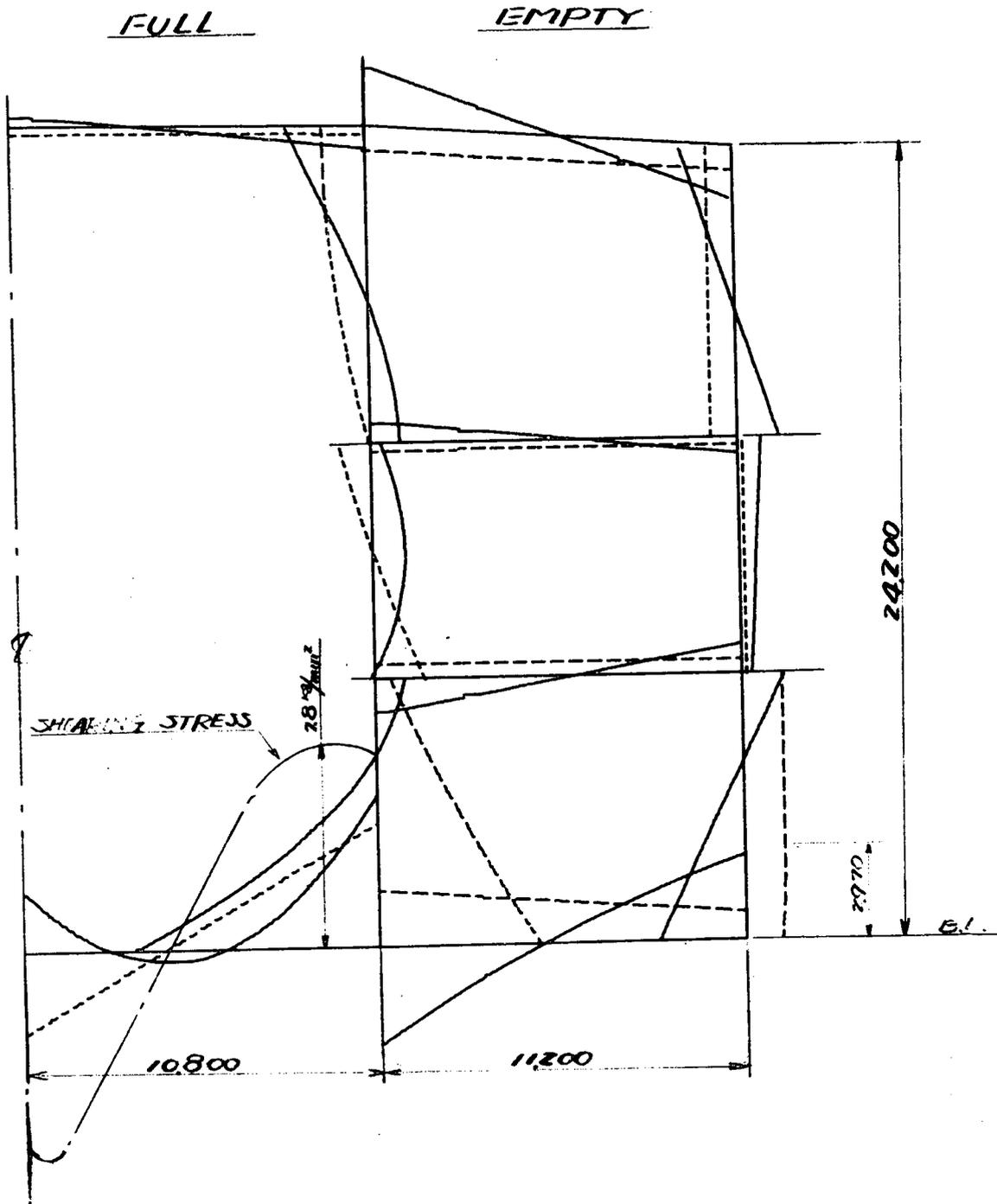


図1.17 B船の剪断力および曲げモーメント線図(プロッターによる自動製図)

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

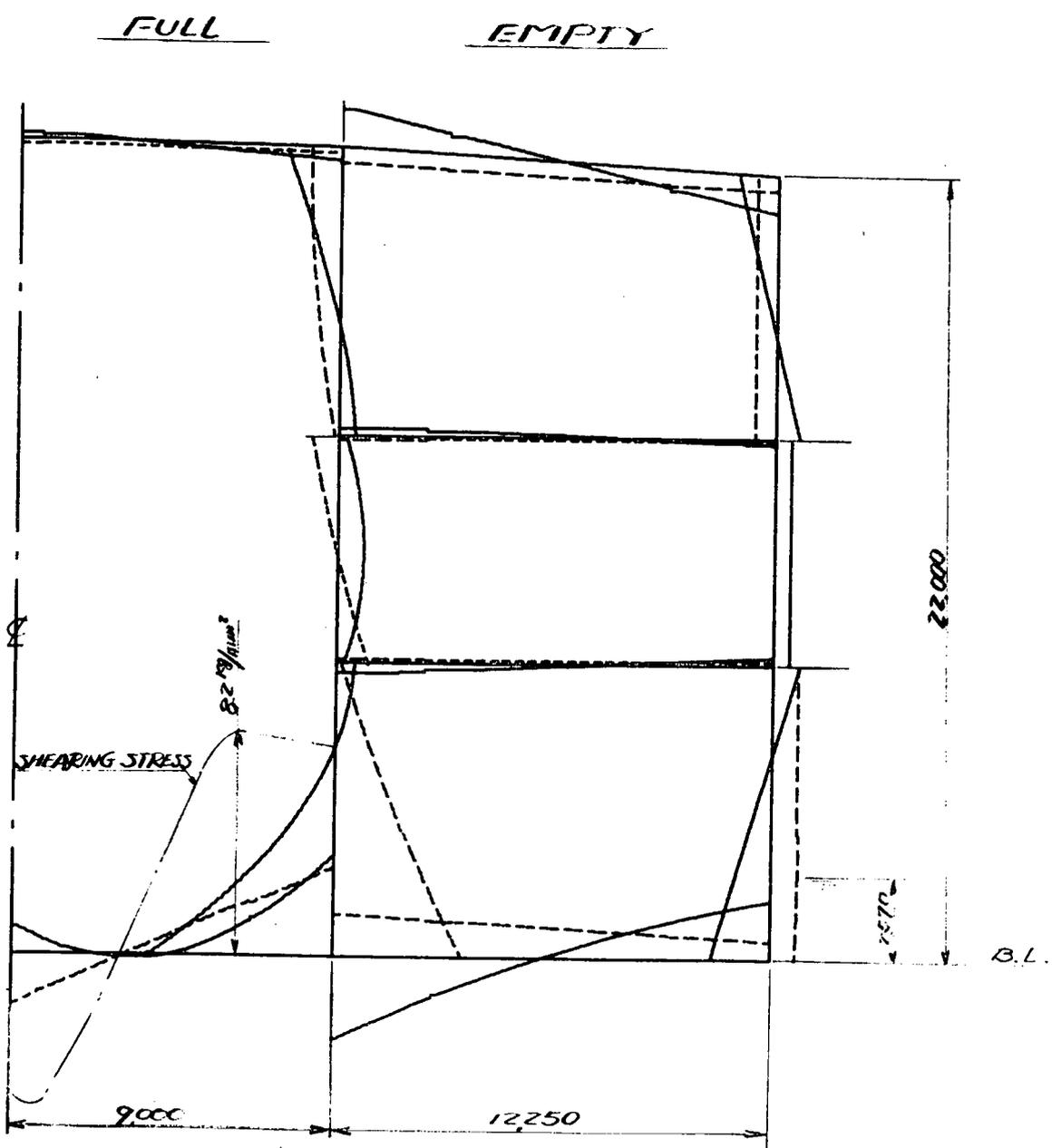


図 1.18 ○船の剪断力および曲げモーメント線図(プロッターによる自動製図)

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

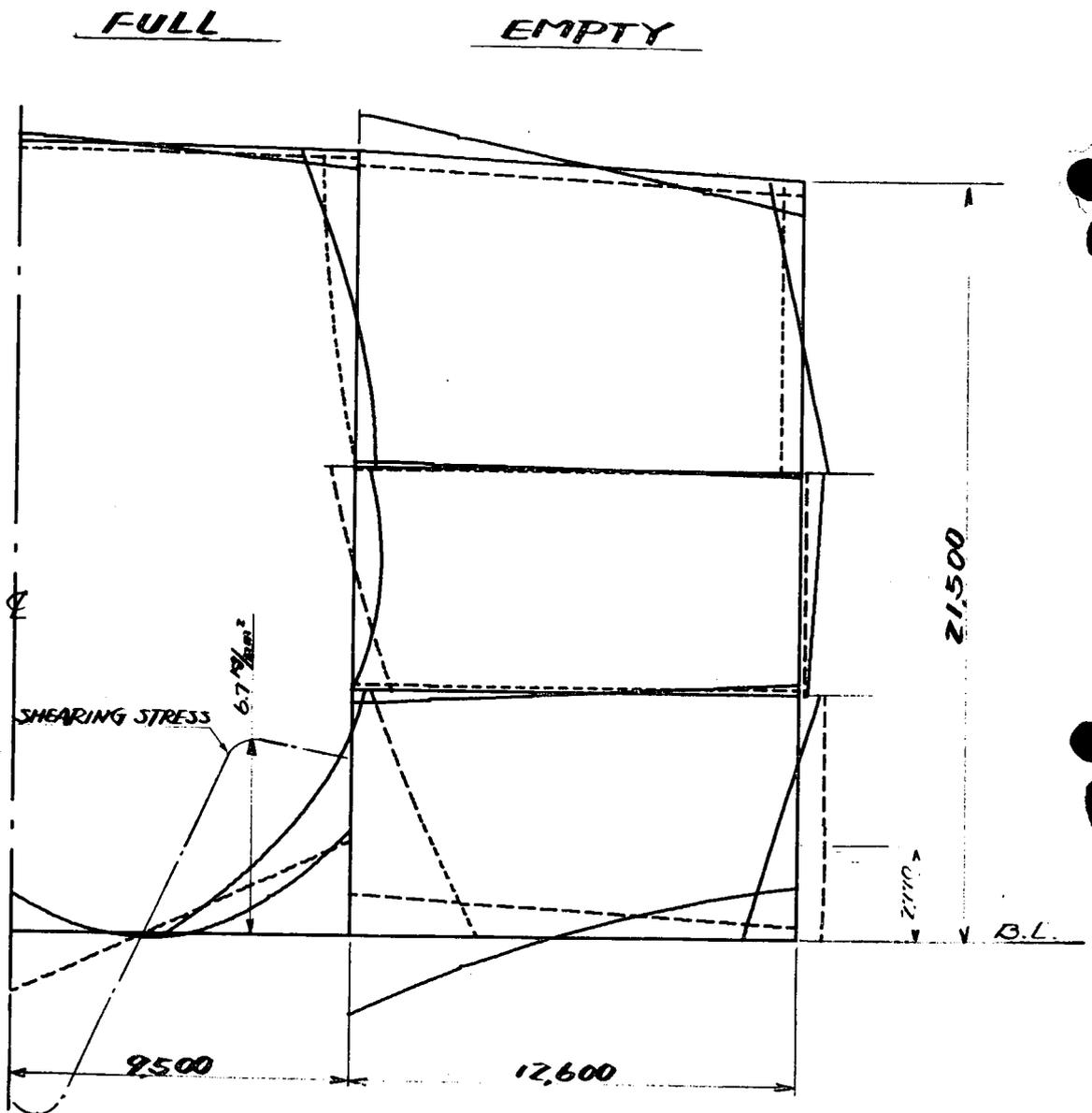


図1.19 D船の剪断力および曲げモーメント線図(プロッターによる自動製図)

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

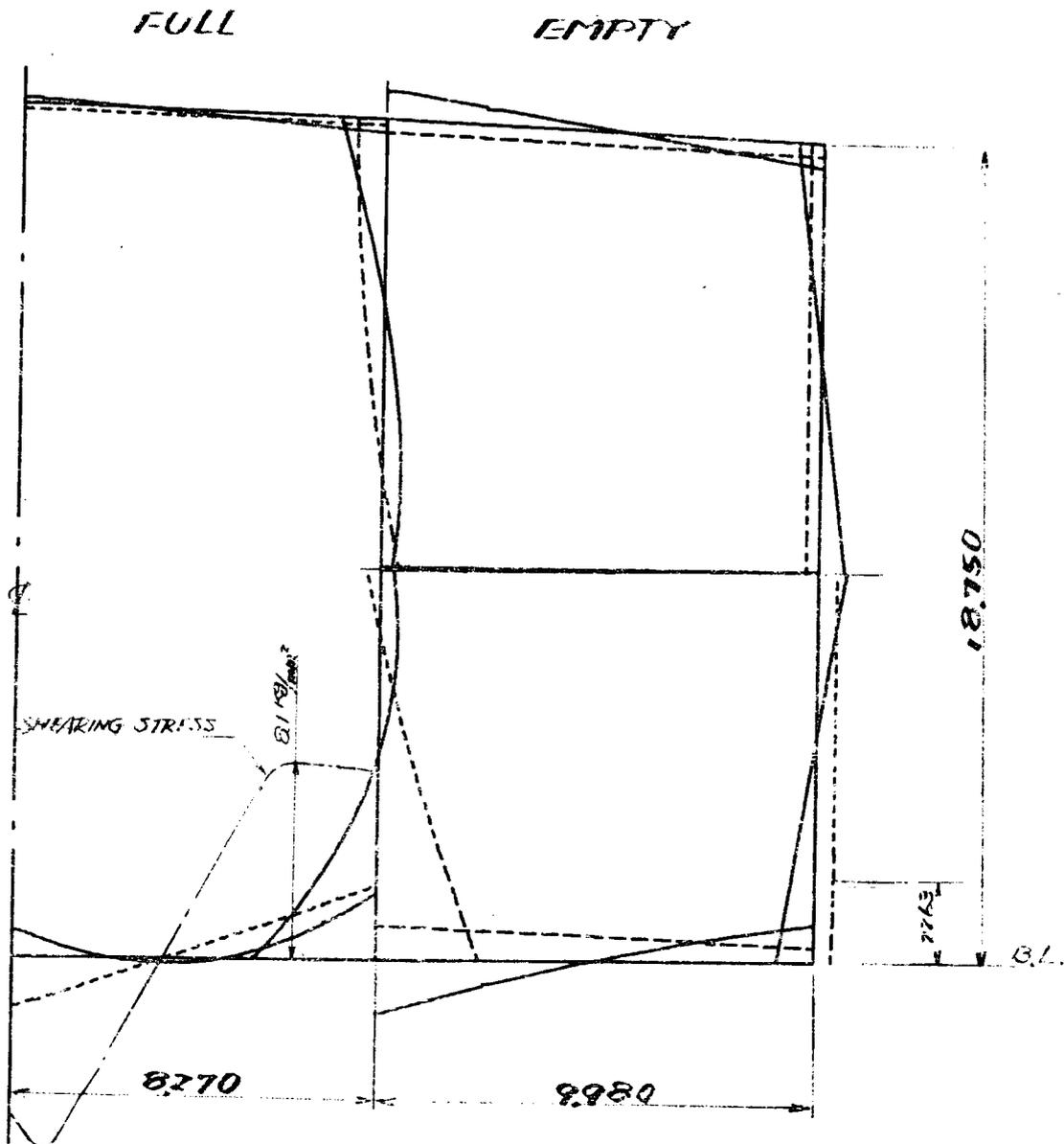


図1.20 B船の剪断力および曲げモーメント線図(プロッターによる自動製図)

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

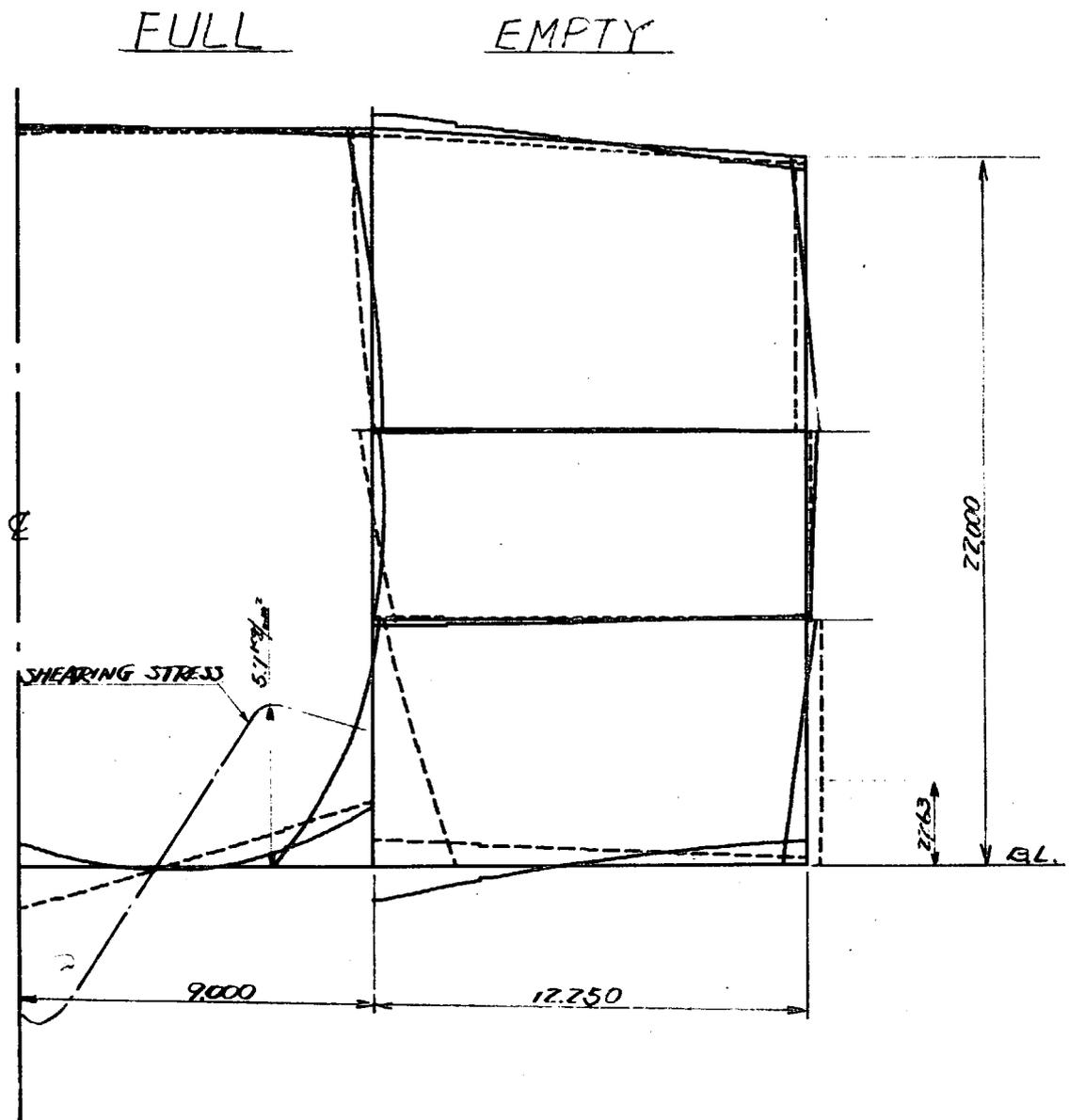


図1.21 F船の剪断力および曲げモーメント線図(プロッターによる自動製図)

— BENDING MOMENT (500 T-M/1CM)  
 - - - SHEARING FORCE (100 T/1CM)

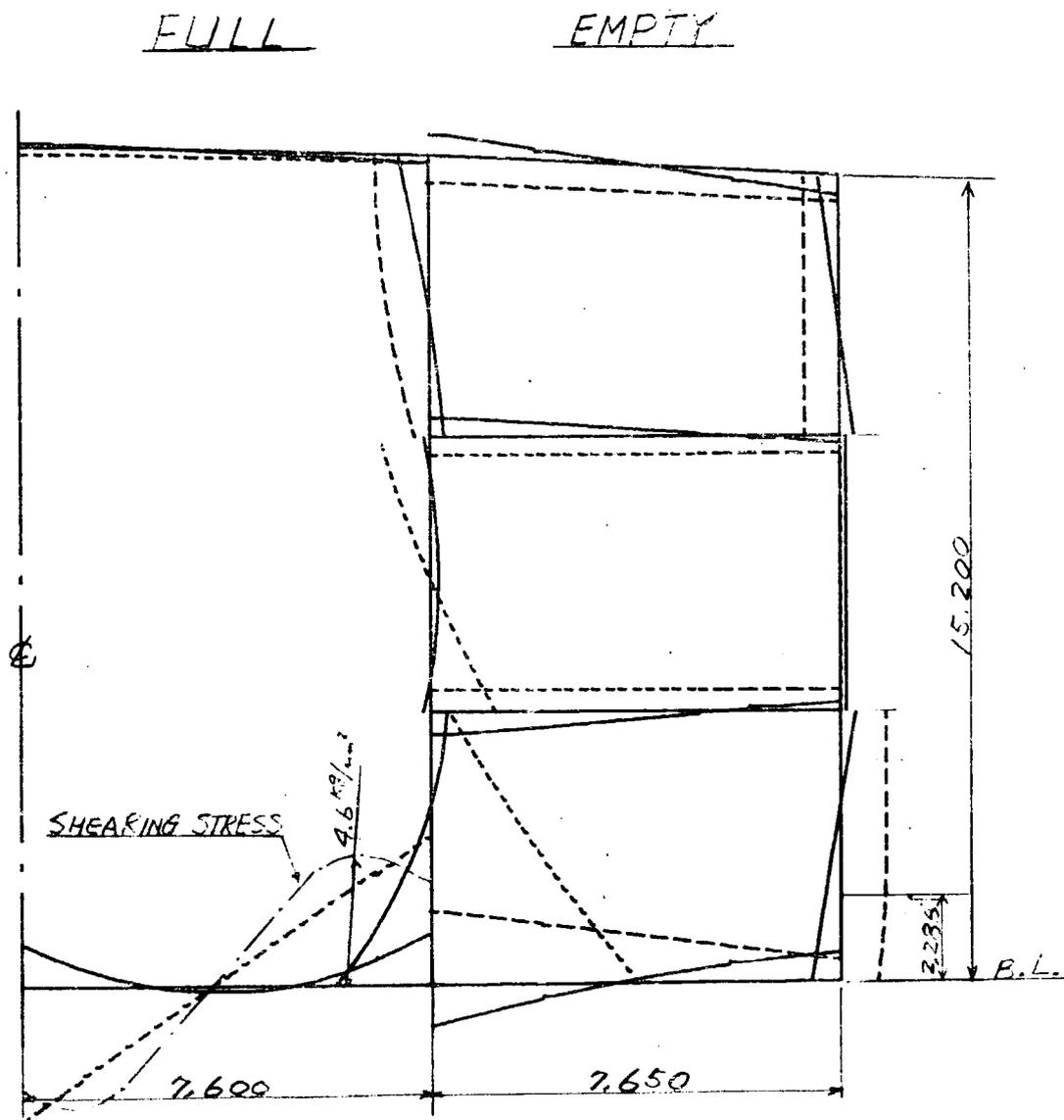


図1.22 G船の剪断力および曲げモーメント線図(プロッターによる自動製図)

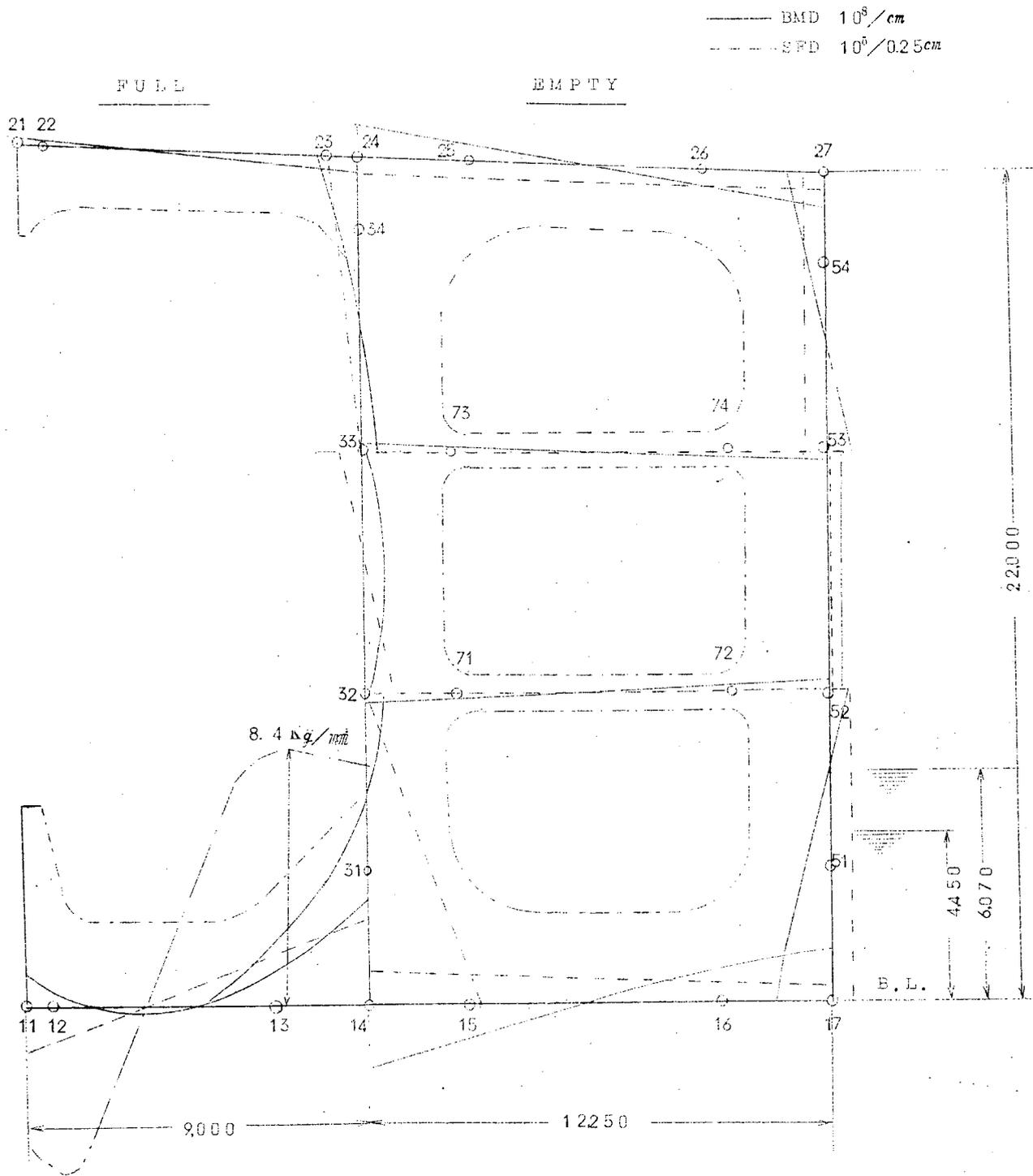


図1.2.3 C船の剪断力および曲げモーメント線図(実船計測状態)

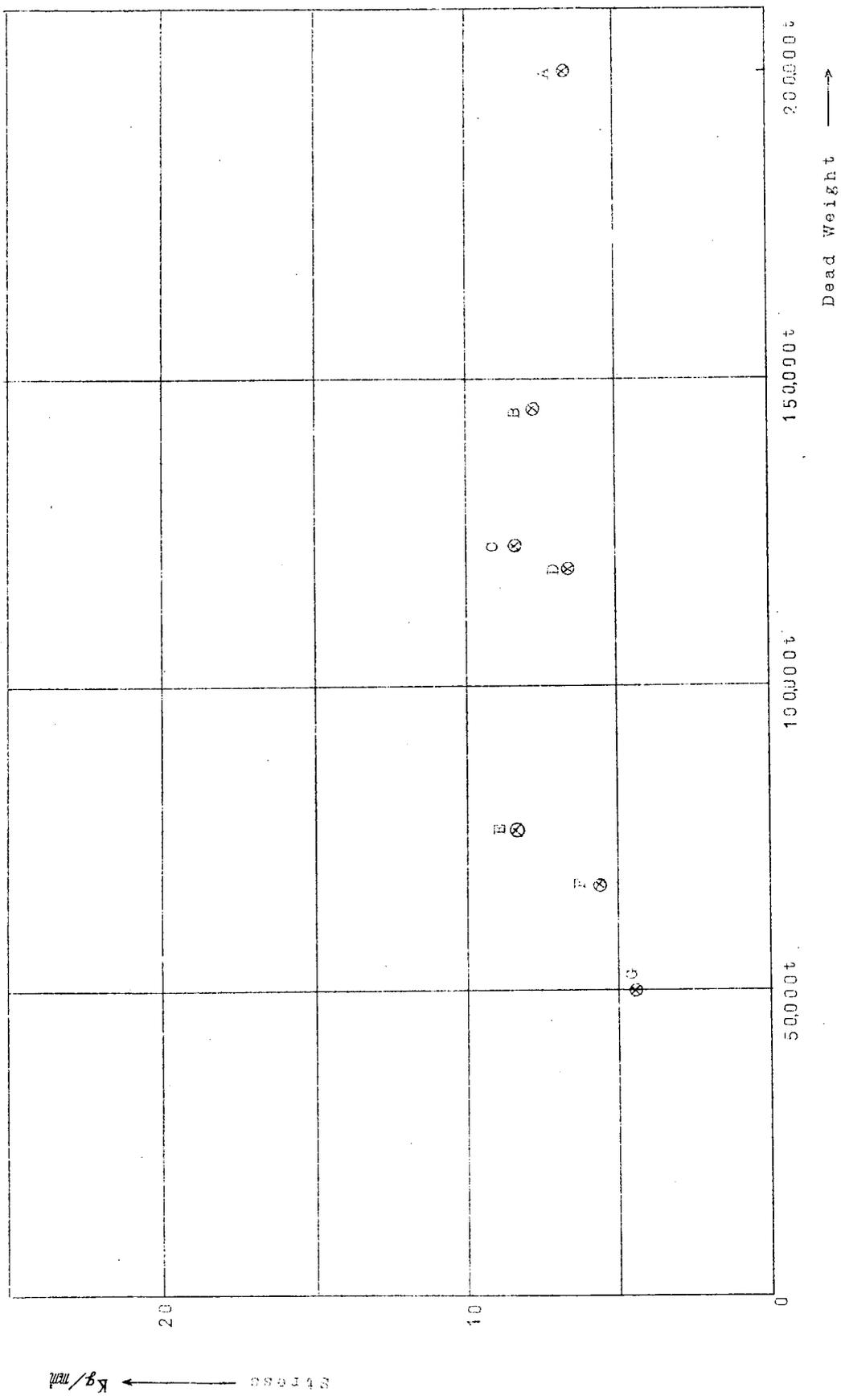


图 1 2 4 最大剪断应力

5 mm / 1 cm

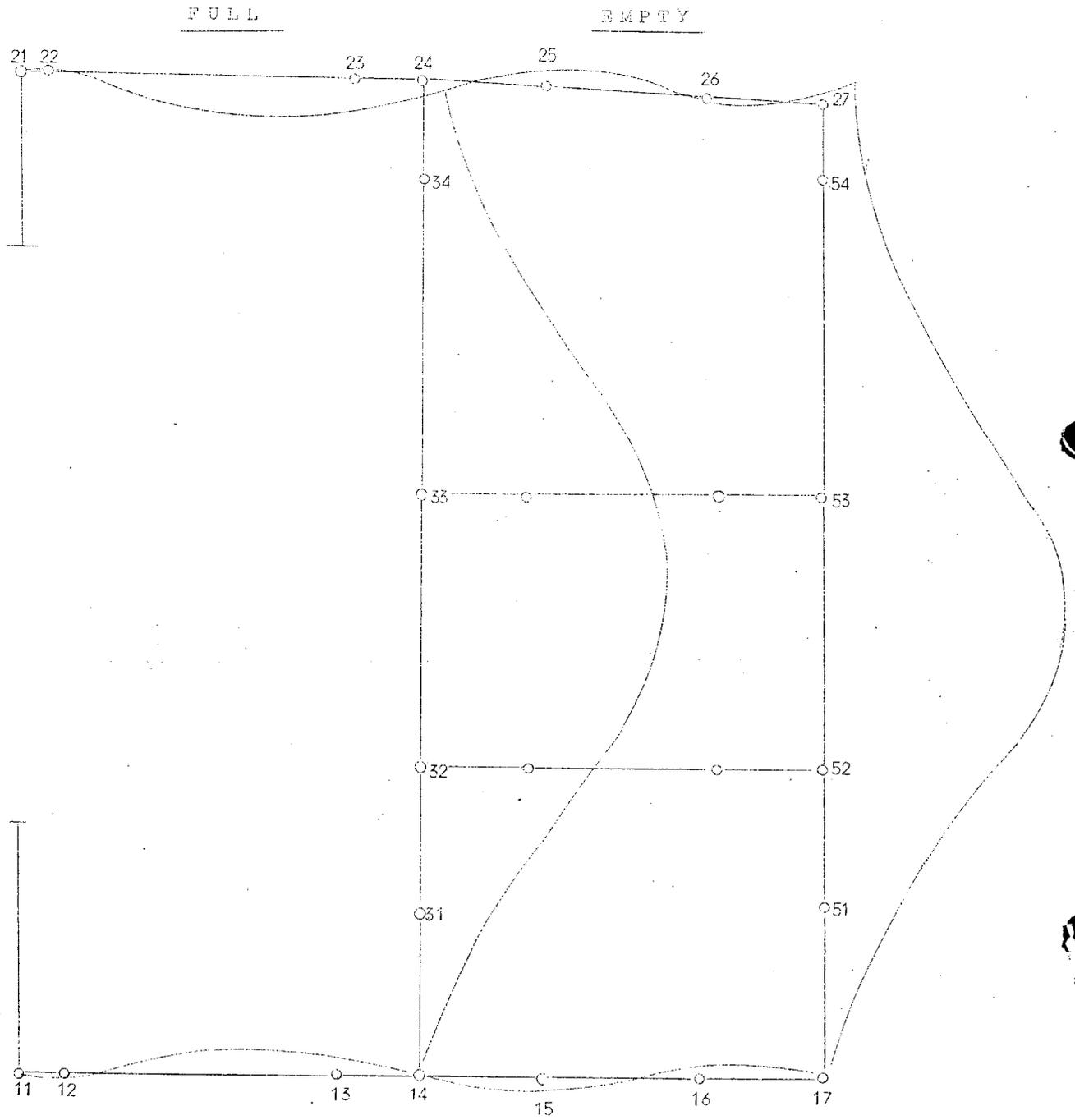


図 1.2.5 A 船の撈み曲線図

5mm / 1cm

FULL

EMPTY

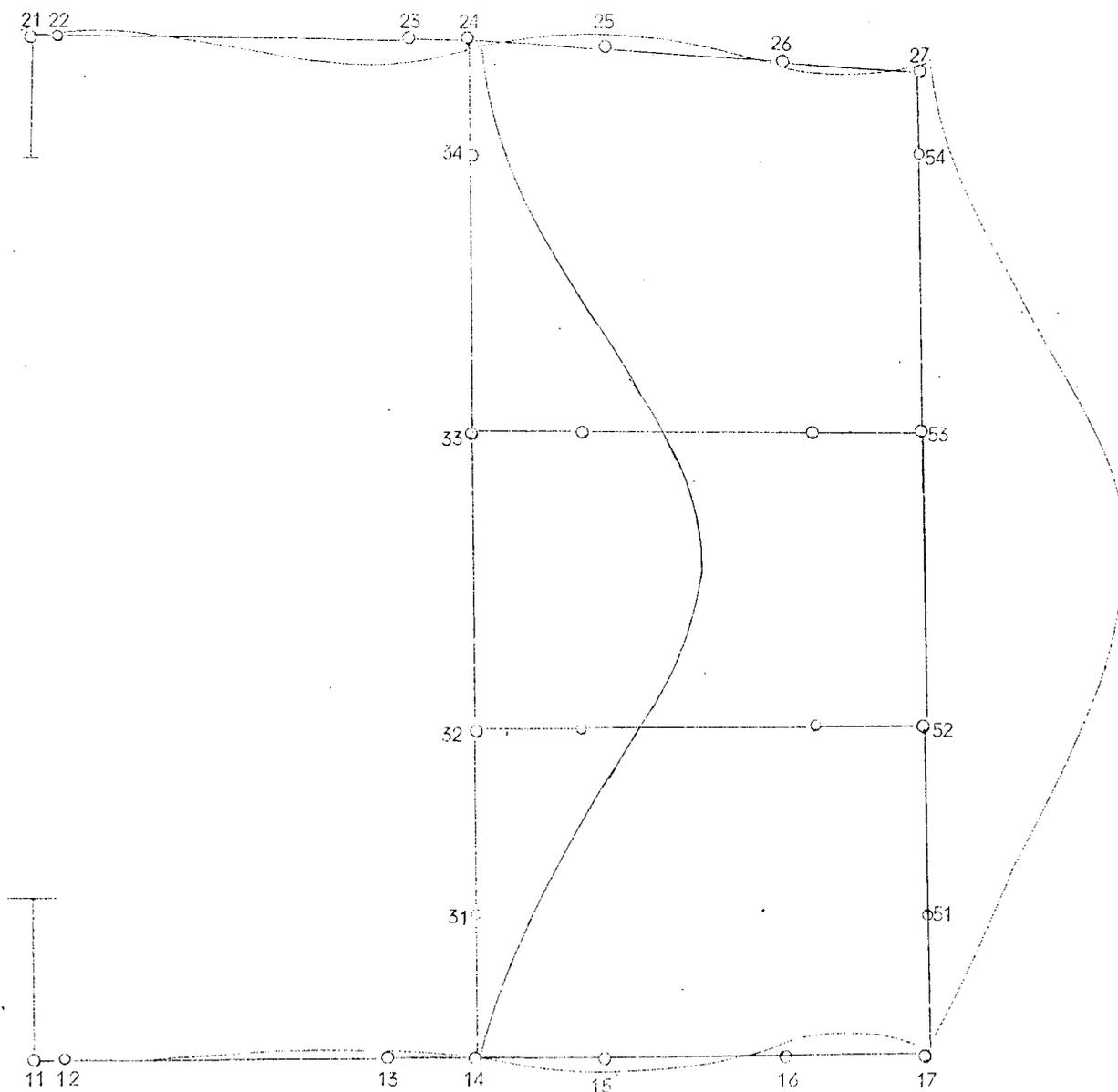


圖 1.26. B 船の撓み曲線圖

5 mm / 1 cm

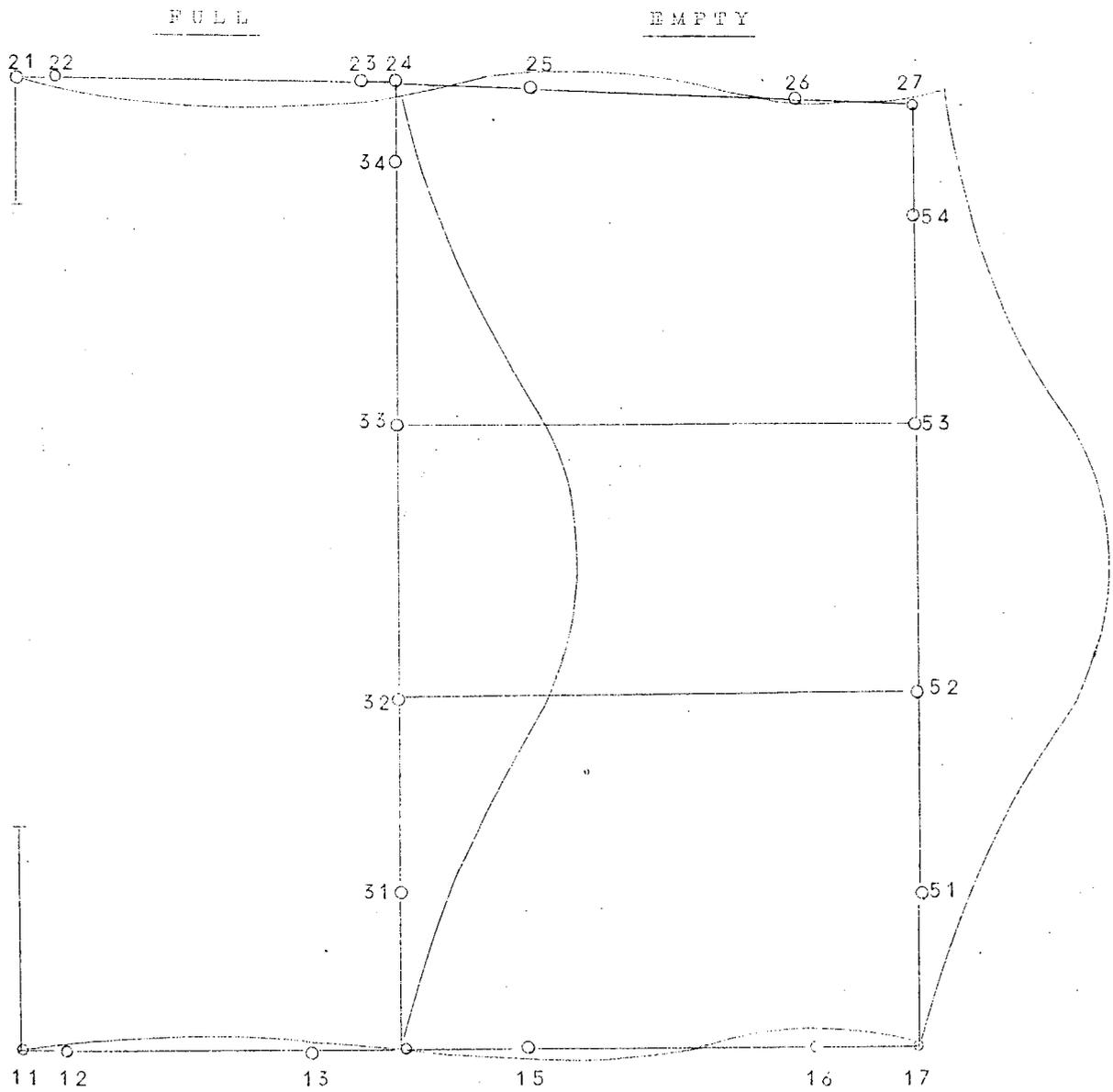


図 1.27 ○ 船の撈み曲線図

5 mm / 1 cm

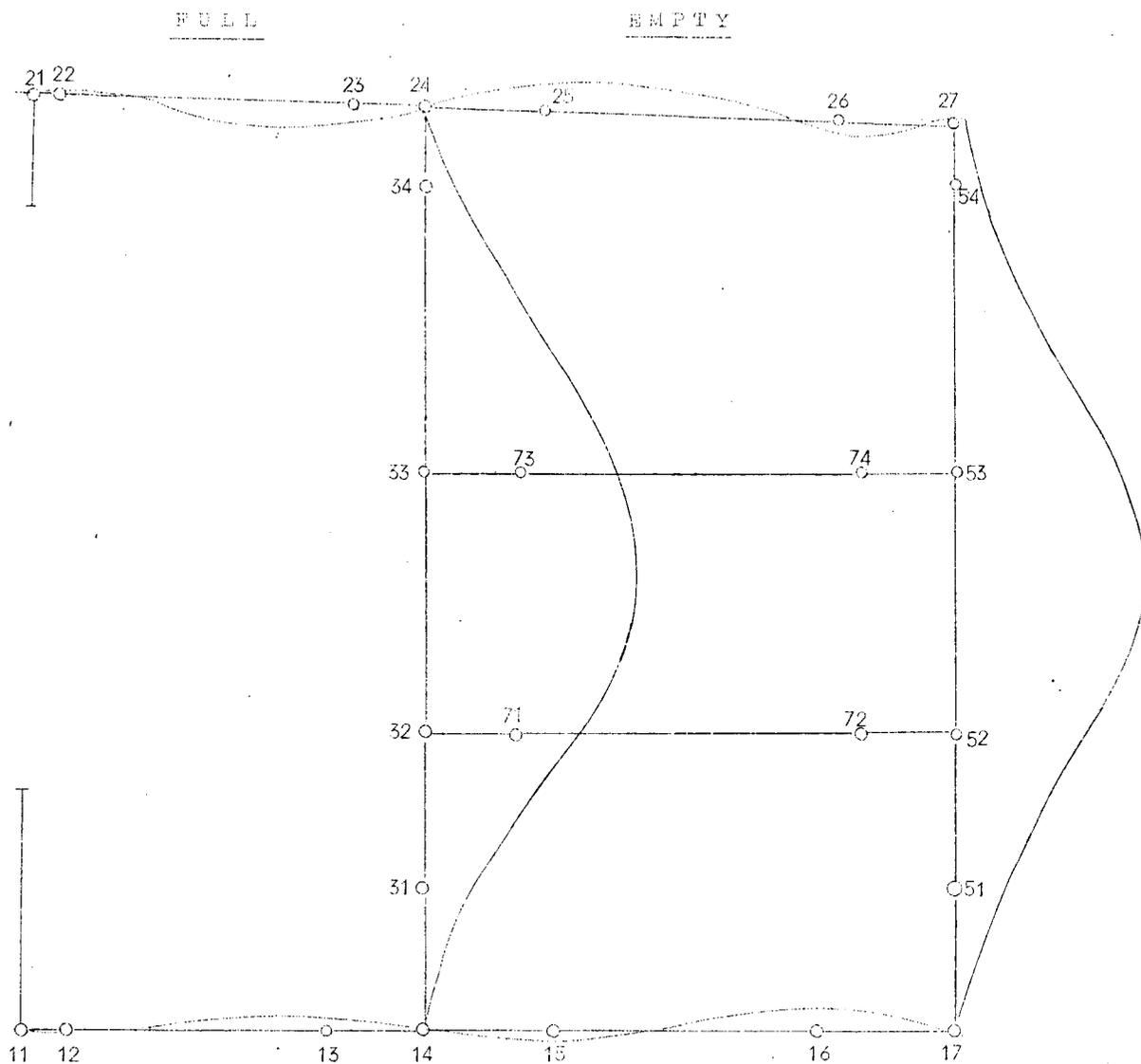


図 1.2 8 D 路の撓み曲線図

5 mm / 1 cm

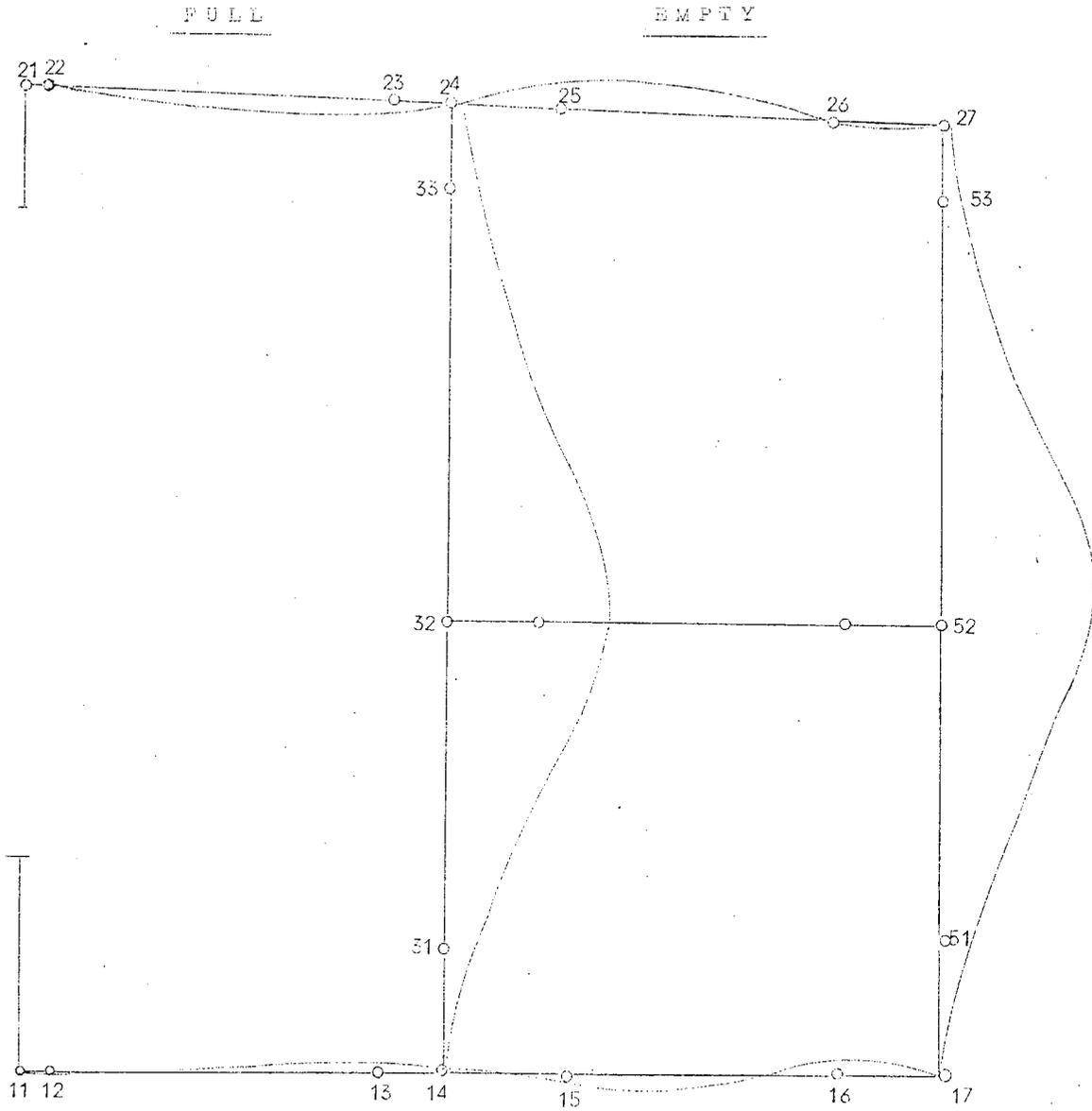


図 1.29 船の撓み曲線図

5 mm / 1 cm

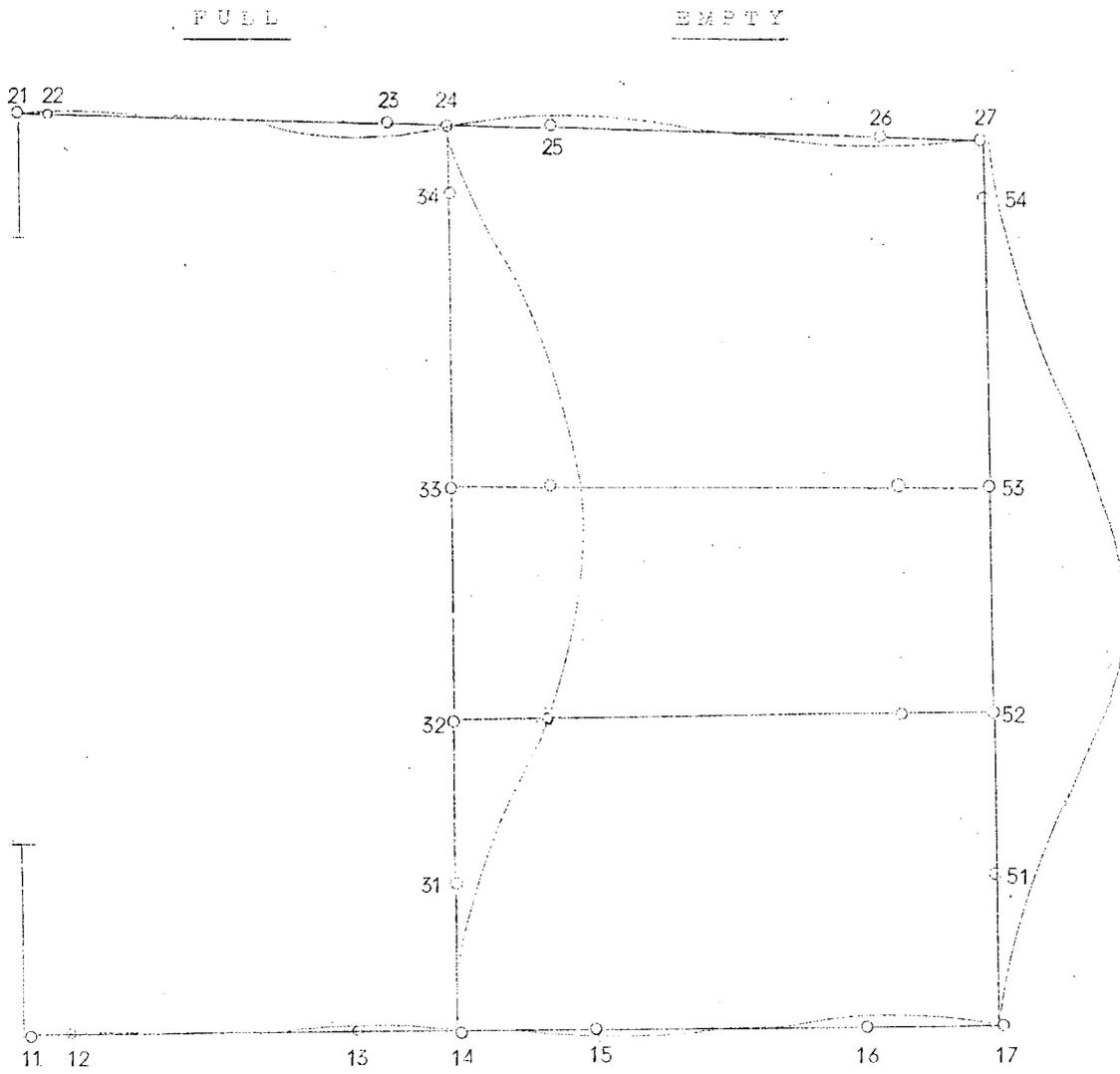


图 1.3.0 F 船の横み曲线图

5 mm / 1 cm

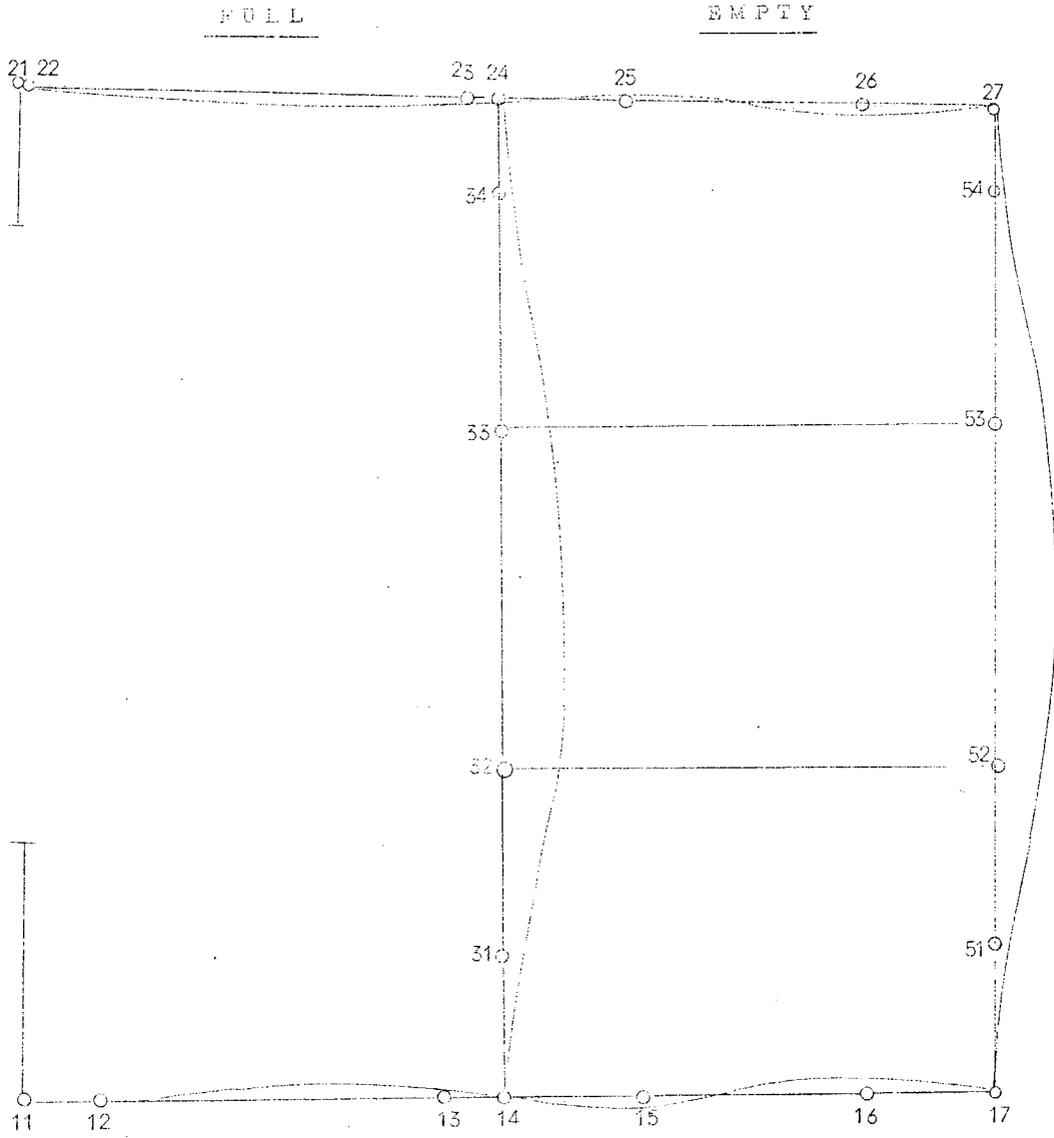


図1.3.1 G胎の撓み曲線図

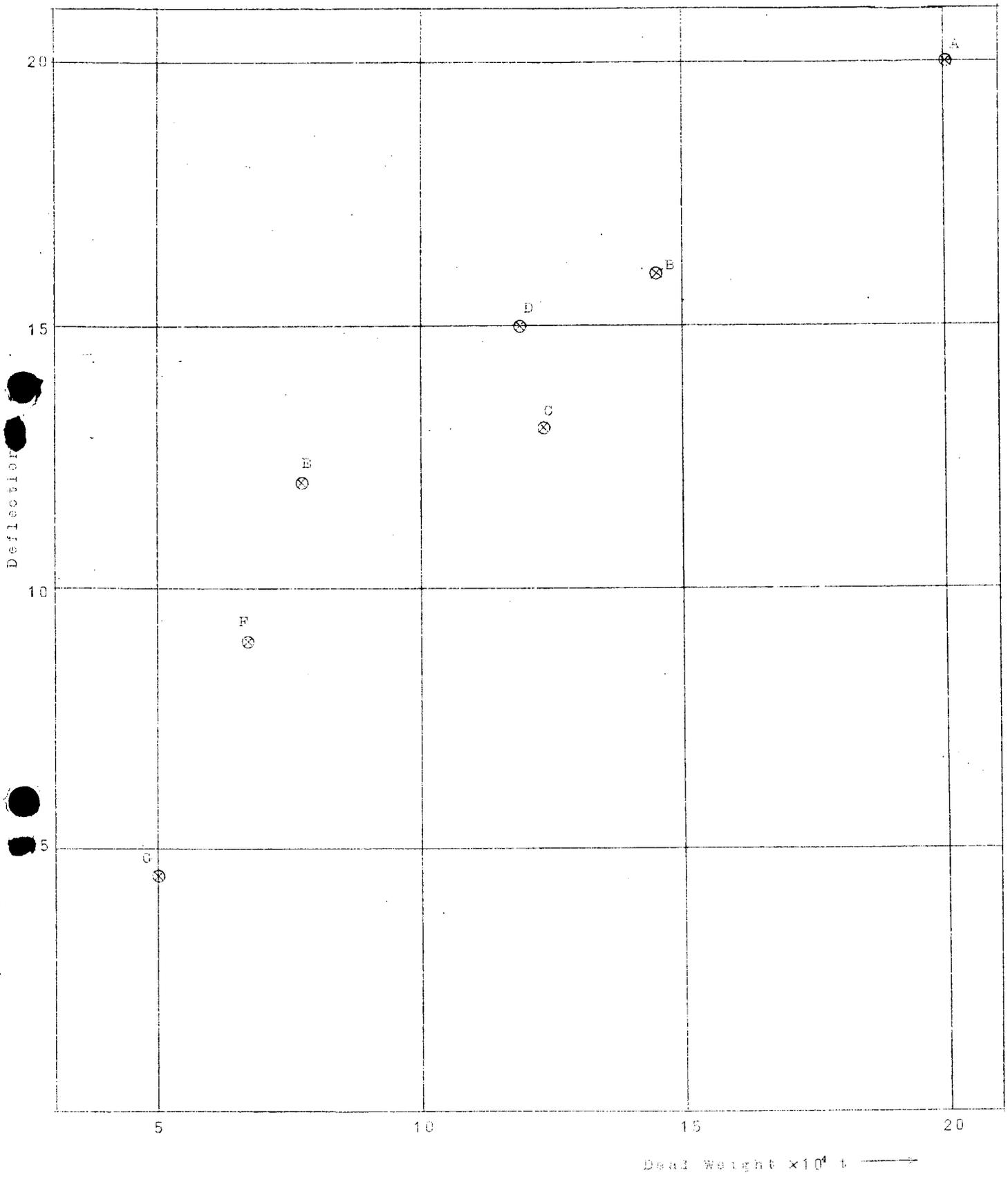


図1.3.2 Vertical web の最大撓み

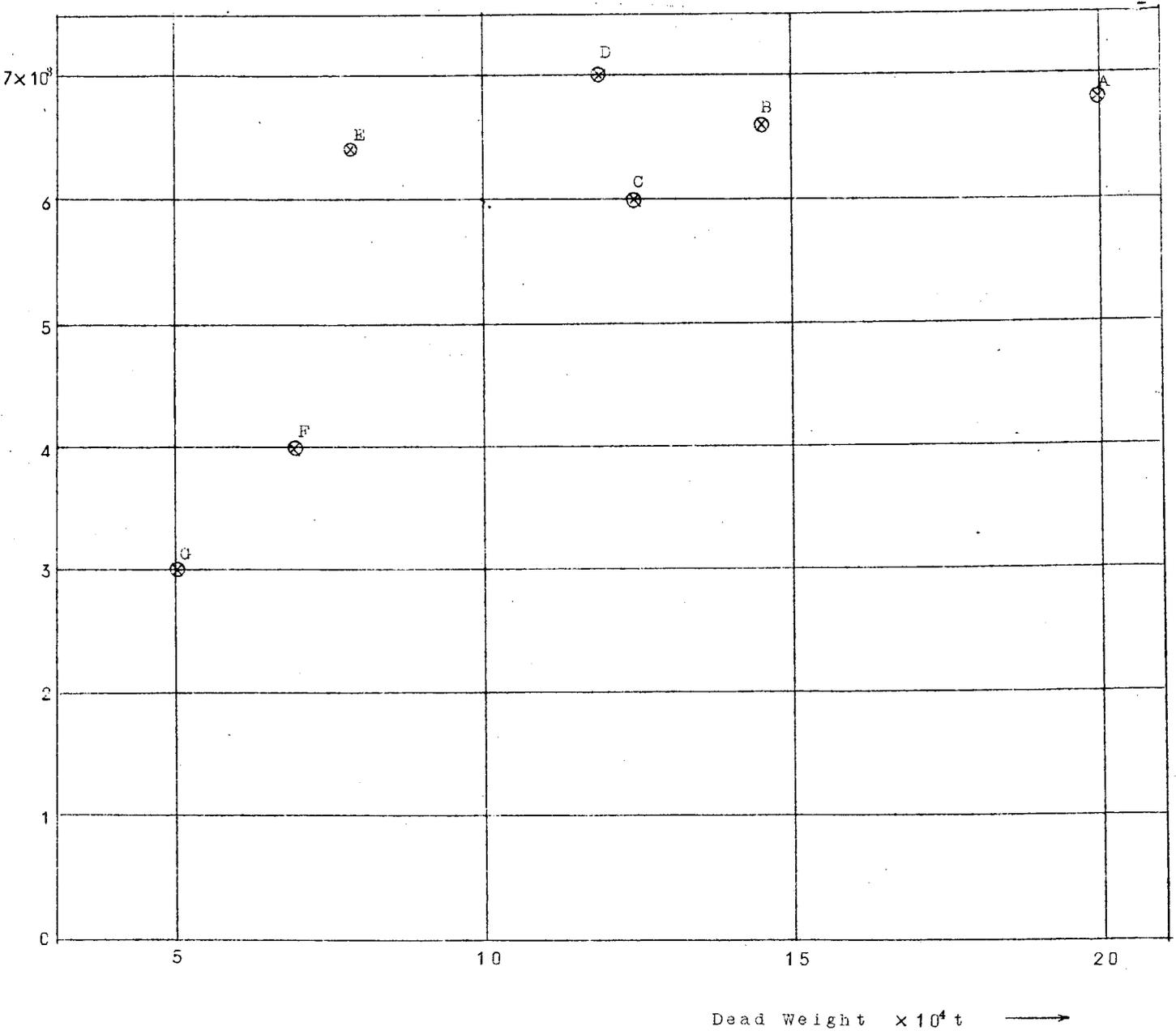
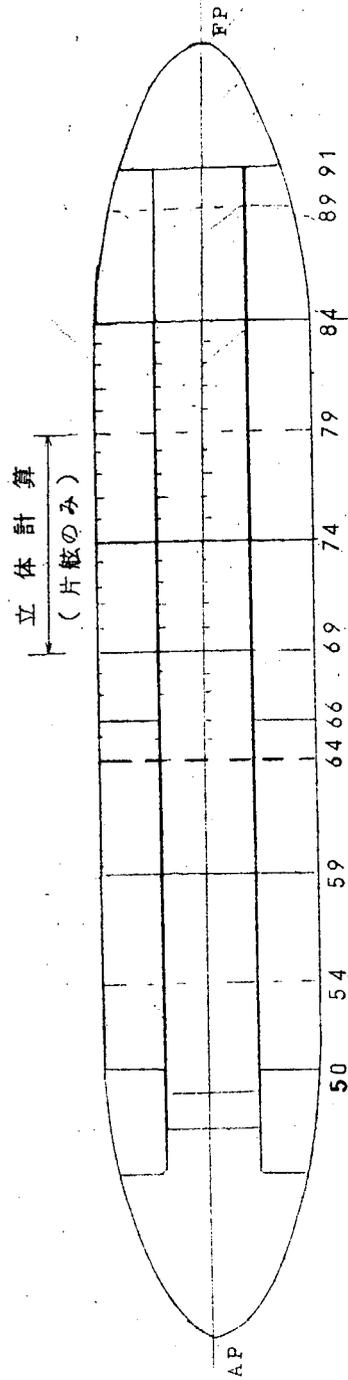
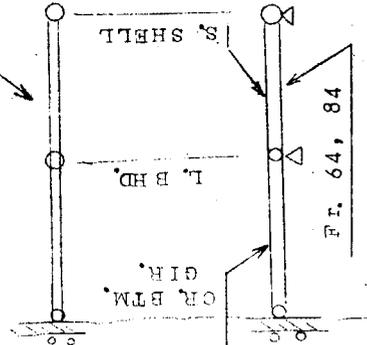


図1.33 Vertical Web の最大撓みの深さに対する比



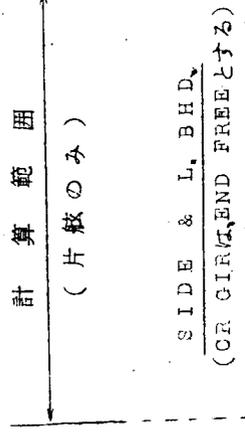
支持条件  
(LOOKING AFTD)

Fr. 65~83



等価CR. BTM TRANS.  
またはTRANS. BHD.

等価TRANS RING 部材  
またはTRANS. BHD.

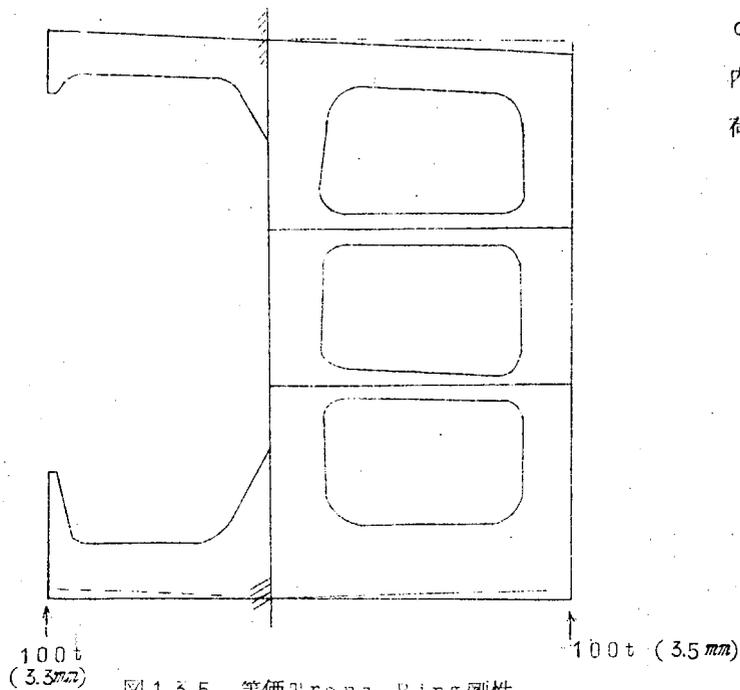


計算範囲  
(片舷のみ)

SIDE & L. BHD.  
(CR GIR. (END FREEとする))

Fr. 64

図 1.3.4 C 船の簡易立体構造



C船について計算、( )  
内は撓み量を示す。  
荷重は別別に加えて求めた。

図1.35 等価Trans Ring剛性

表 1.4 簡易立体構造荷重条件

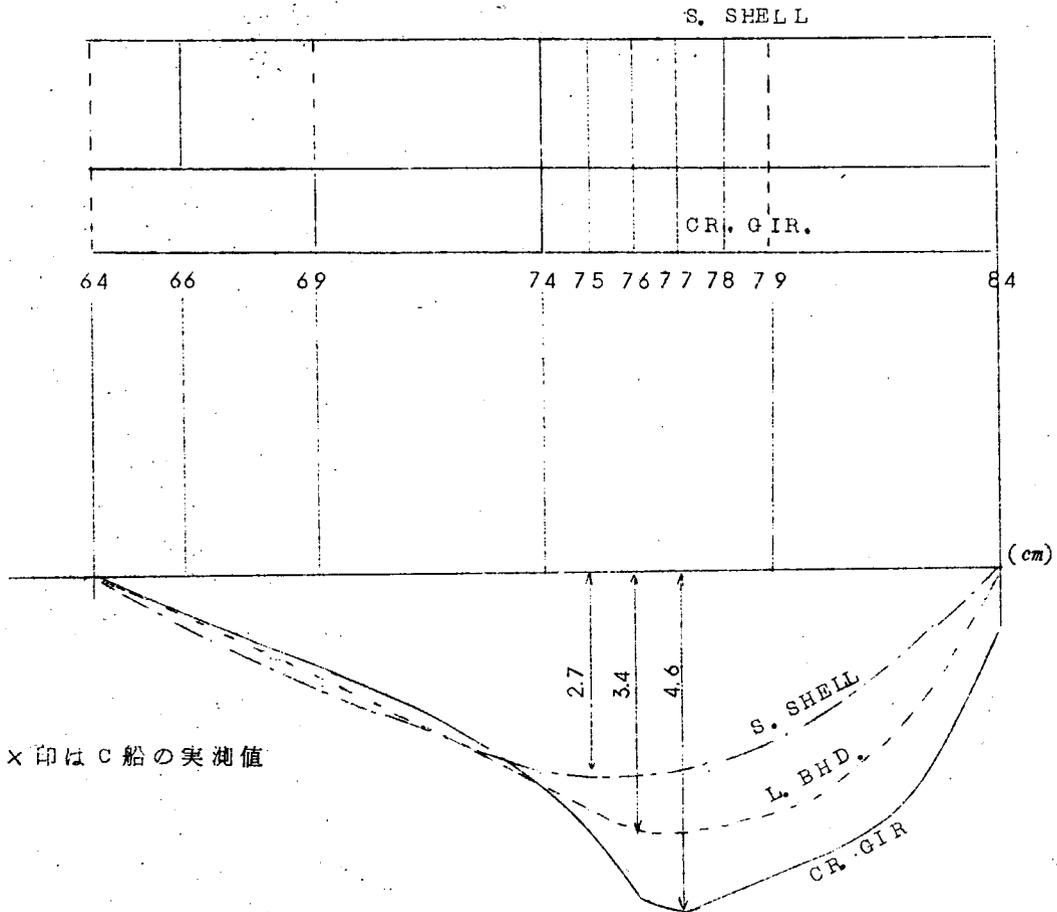
CASE No.	No. 4 Tank		No. 3 Tank		No. 2 Tank		吃水
	Center	Wing	Center	Wing	Center	Wing	
No. 1-0	0	3,220 t	270 t	0	0	0	4.45
No. 1-3	0	3,220 t	270 t	0	18,800 t	0	6.07
差	0	0	0	0	18,800 t	0	1.62

表の Case No. はB船で実験計測を行った際の Test の Case No. に対応するものである。計算に際しての Load は、両者の差を使用した。

表 1.5 簡易立体構造部材剛性

	M <sup>2</sup> WEB AREA	COEF.	M <sup>2</sup> W.A.X COEF	M <sup>2</sup> 断面2次 モーメント	備考
CR. GIR.	0.054	1.0	0.054	0.537	$AREA = \frac{L \cdot 100}{G \times \delta}$ より求めた。
O.T. BHD.	0.318	0.739	0.235	4.678	
	0.308	0.739	0.227	4.346	
SW. BHD.	0.238	0.70	0.166	4.344	
	0.231	0.70	0.162	4.035	
L. BHD.	0.295	1.0	0.295	1.693	
S. SHELL	0.473	1.0	0.473	7.22	
T. RING(WG)	—	—	0.0464	4.678	
BTM. TR.	—	—	0.0341	4.346	

10mm/1cm



Fr. 74  
10mm/1cm

Fr. 77 10mm/1cm

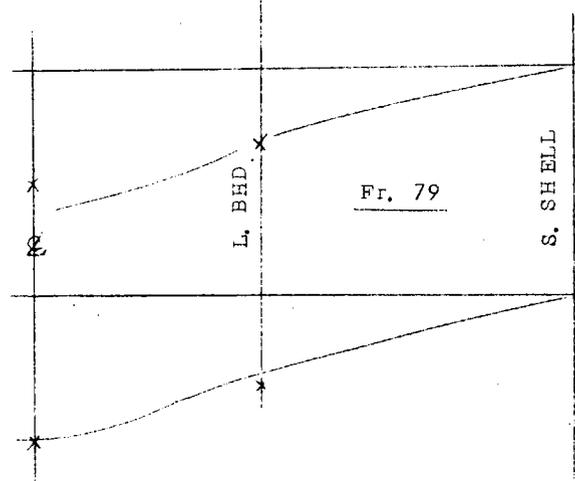
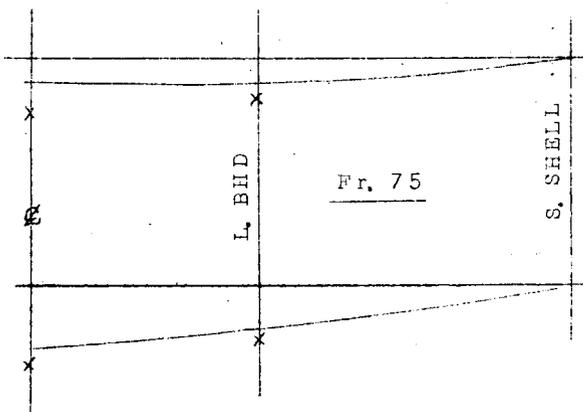
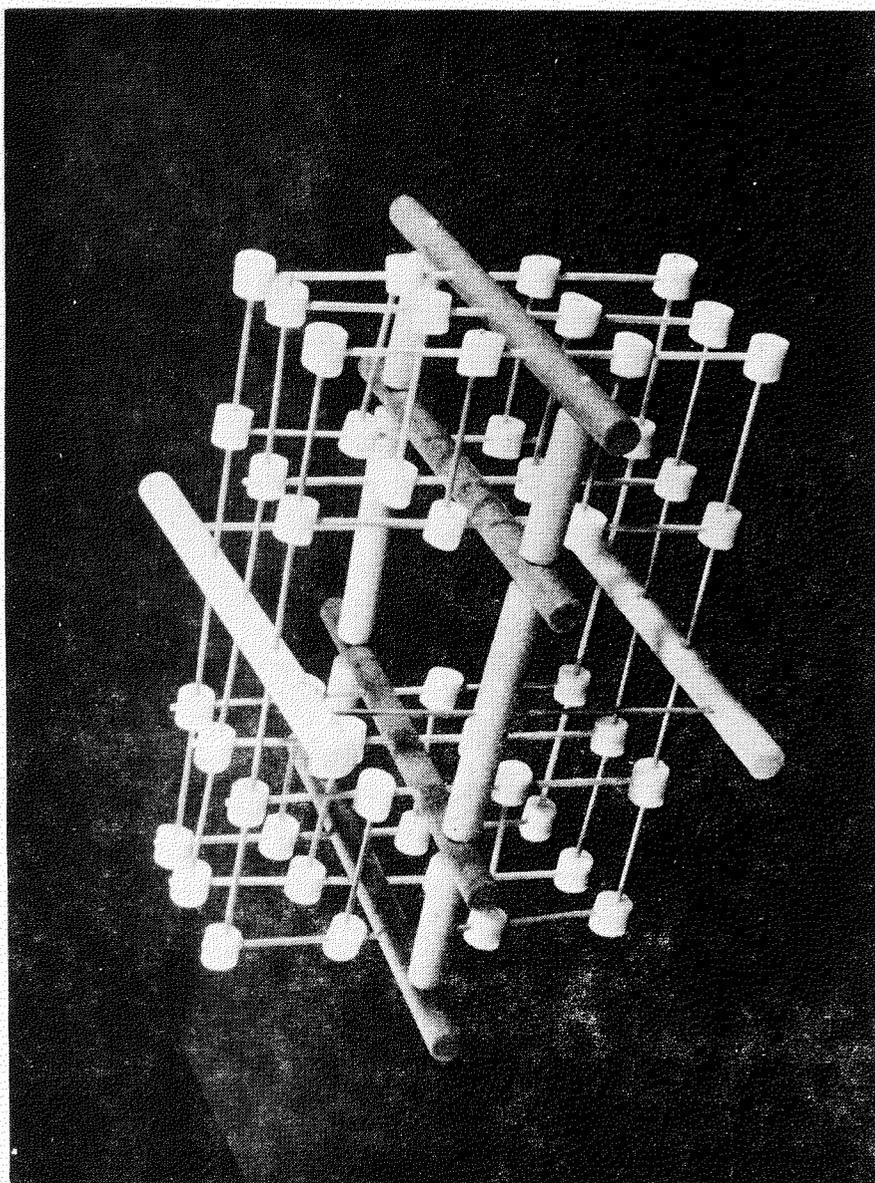
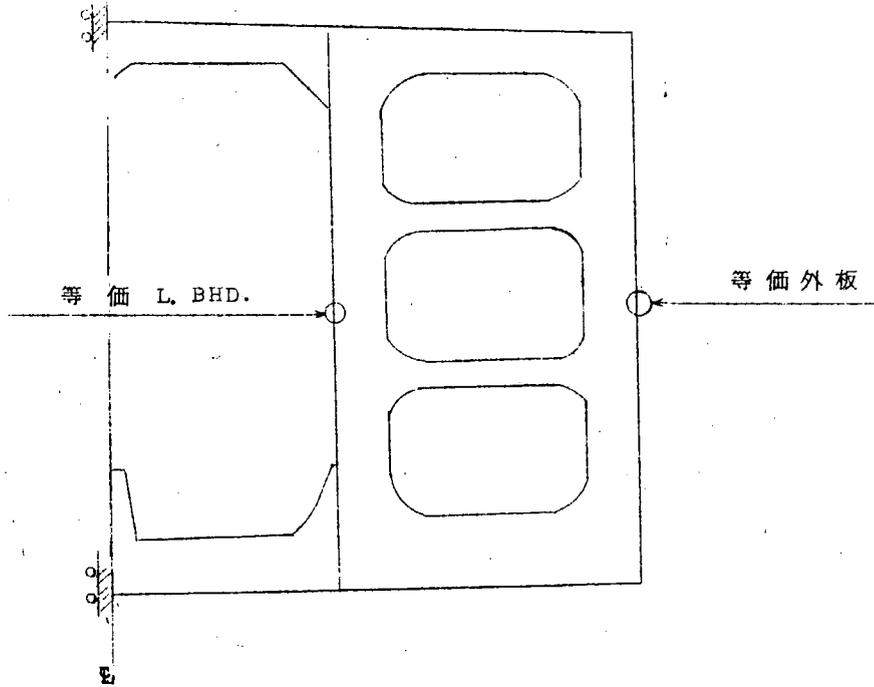


図 1.36 Wing Tank の変形



造 構 体 立 图 1.57

TRANS RING



TRANS. BULKHEAD

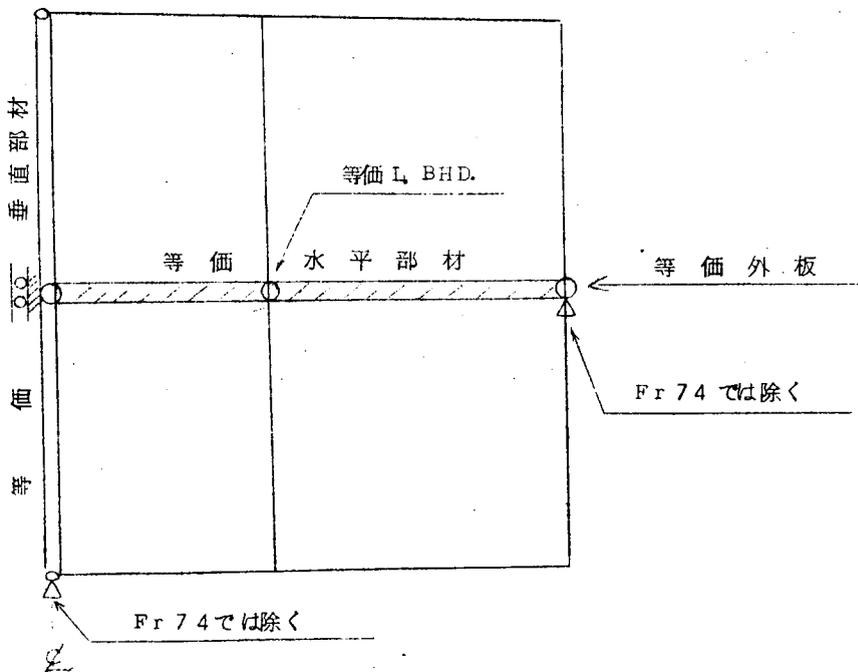


図 1.38 3次元構造の支持条件

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

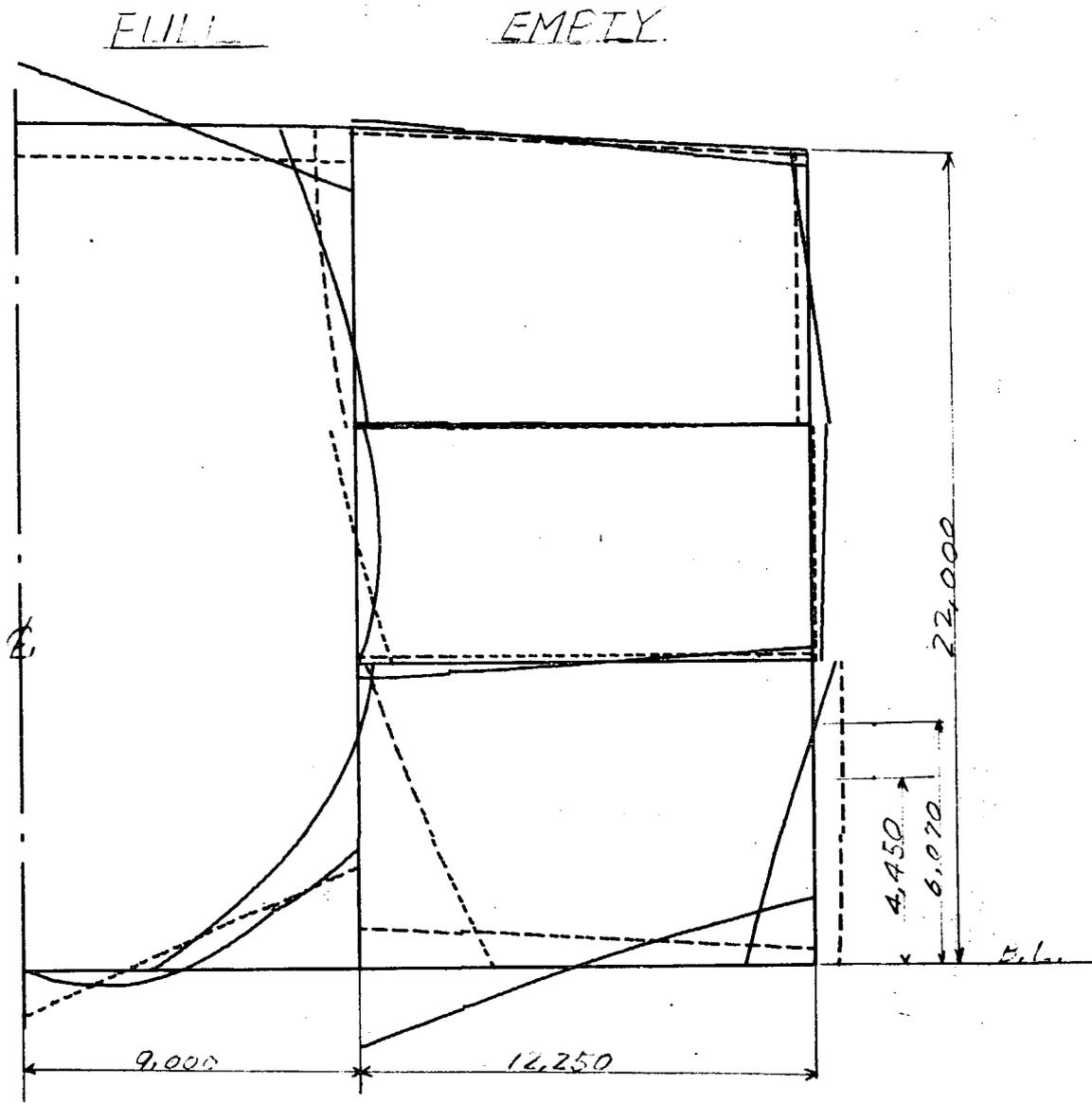


図1.39 C船の剪断力および曲げモーメント線図(立体構造計算、プロッターによる自動製図)

#### 4. トランスバースリング、ワーキンググループ提出資料一覧表

- T-1 Program Solving の方法(三井、綾)
- T-2 FRAN を利用しての船体強度解析(三井、綾)
- T-3 D.W.T と  $B/D$  との関係(NK、山口)
- T-4 Tanker 立体強度計算について(三菱、綾)
- T-5 FRAN-Input Generator (三井、綾)
- T-6 船体主要寸法比(三井、綾)
- T-7 支脚タンクの剪断変形の計算法について(海技大、真能)
- T-8 Computer 使用方法(三井、綾)
- T-9 12万t Tanker の Tank Part 実験結果(日立、原)
- T-10 計算法の一提案(三井、中田)
- T-11 Input Generator (三井、中田)
- T-12 油槽船横強度計算における剪断変形および端部変断面部の影響(NK、山口)
- T-13 List of Midship Section Shape(日鋼、杉浦)
- T-14 隅角部の応力計算(NK、山口)
- T-15 造船用FRAN Out Put 方案(日鋼、杉浦)
- T-15' 曲げ応力図示方案“Bending Stress Diagram”(日鋼、杉浦)
- T-16 剪断撓みのみを考慮した場合の骨組計算の基礎式について(九大、山越)
- T-17 FRAN による船体強度試算(三井、綾)
- T-18 船体主要寸法比(三井、綾)
- T-19 Wedge Methode Programing 方案(日鋼、杉浦)
- T-20 Corner 部の応力計算(日鋼、杉浦)
- T-21 電子計算機による船体横強度の解析実施方案(三井、綾)
- T-22 Subroutine Wedge (IBM)
- T-23 昭和42年度研究実験費用案(造研)
- T-24 SR83 トランスリング・ワーキング・グループ計算機関係費用(三井、綾)
- T-25 Program の進行状態(IBM)
- T-26 Input Generator 作成に関する前提条件(三井、綾)
- T-27 肘板部の応力について(NK、山口)
- T-28 Corner 部の応力計算(日鋼、杉浦)
- T-29 コーナ部疲労試験中間報告(NK、山口)
- T-30 貨物油タンク構造の簡易化(海技大、真能)
- T-31 船体横強度計算用 Input Form および Manual (三井、綾)
- T-32 Midship Section (日立、小笠原)
- T-32' Measured Stress Distribution (日立、小笠原)
- T-33 Corner 部の応力計算(日鋼、杉浦)
- T-34 剪断力および曲げモーメント図(三井、綾)
- T-35 トランス・リングワーキンググループ報告書とりまとめ要領(三井、綾)
- T-36 横強度計算対象船図面および要目(三井、綾)

- T-37 Output Generator について (IBM)
- T-38 平面格子応力解析プログラムについて (三菱、萩原)
- T-39 Corner 部応力計算 (日鋼、杉浦)
- T-40 Corner 部実験結果と計算結果との比較 (日鋼、杉浦)
- T-41 昭和42年度巨大船の船体横強度に関する研究実験費 (造研)
- T-42 研究協会第83部会トランスバースリングワーキンググループ報告書案 (NK、山口)
- T-42' トランスリングワーキンググループ調査 (三井、渡)
- T-43 報告書原稿 (三井、中田)
- T-44 Trans Ring Corner 部応力計算 (日鋼、杉浦)
- T-44' 同上図面 (日鋼、杉浦)

## 第2章 オブチマムセクション

### 1. 緒 言

前年度は、船体構造の基礎構成部材である板付き T 型断面の最適寸法比を弾性設計ならびに塑性設計の立場から検討した。

本年度は、これに引続き、曲げをうける I 型断面および板付き T 型断面の Web が縦方向 Stiffener で補強された場合の最適寸法比を求め、あわせて、Stiffener の点で Web が座屈変形しないために必要な Stiffener 最小寸法比をも計算した。

### 2. I 型断面材の最適寸法比

長い I 型断面材が曲げをうける場合について考える。Web に Stiffener が無い場合については前年度に検討を行なったが、今回は Web が Stiffener で補強された場合について考える。最適寸法比は、断面係数  $Z$  一定の下で全体の重量を最小にすることによつて得られる。重量を小さくするには Web の深さ  $b$  が大きいほど有利であることは明らかであるが、 $b$  を無制限に大きくすることはできず、Web の深さと板厚の比  $b/t$  が、所定の応力まで Web が局部座屈を起さないという条件を満足しなければならない。したがつて、この限界の  $b/t$  の大きさによつて最適寸法比ならびに最小重量が支配されることになる。すなわち、Web を Stiffener で補強することによつて  $b/t$  の限界値を上げることができればそれだけ重量も小さくなる可能性がある。

曲げをうける場合には深さ方向に Stiffener を配置するよりも、縦方向に取付ける方が有利であるので、ここでは、縦方向にしかも 1 本の Stiffener が取付けられた場合についてのみ検討を行なうこととする。

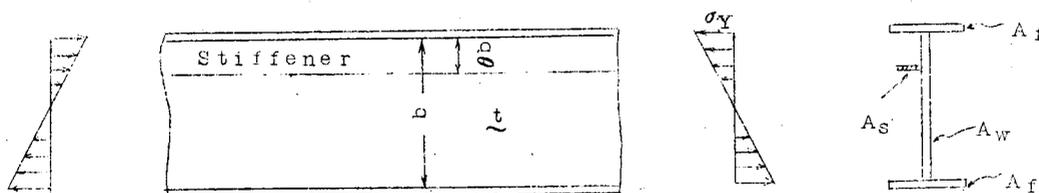


図 2.1

図 2.1 に示すように均一曲げをうける I 型材の圧縮側に 1 本の Stiffener が取付けられた場合を考える。

全体の断面積  $A$  (または単位長さ当りの体積) は

$$A = 2A_f + A_w + A_s \quad (1)$$

ここに

$A_f$  = Flange 1 個の断面積

$A_w$  = Web の断面積

$A_s$  = Stiffener の断面積

Stiffener が取付けられた場合には、中立軸は Web の中心線より若干圧縮側に移動するが、付録の計算によれば、 $A_s$  は  $A_w$  の 5% 前後であるので、中立軸の移動量はきわめて小さく、ここでは便宜上無視することとする。

中立軸を Web の中心線にとり、Web の深さを  $b$  とすれば断面係数はつぎのようになる。

$$Z = b \left[ A_f + \frac{1}{2} A_w + \frac{1}{2} (1 - 2\theta)^2 A_s \right] \quad (2)$$

ここに

$\theta b$  = 圧縮側 Flange から Stiffener までの距離

次に Web と Stiffener の寸法比を求めらる。

圧縮側 Flange の応力が  $\sigma_y$  に達するまで Web が局部座屈を起さないための条件は、

$$\sigma_Y \leq k \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b}\right)^2$$

と書けるから、これより  $b/t$  の限界値を求めれば

$$\frac{b}{t} = \sqrt{\frac{k\pi^2 E}{12(1-\nu^2) \sigma_Y}} \quad (3)$$

となる。(3)式を変形して

$$b^2 = b \cdot t \left(\frac{b}{t}\right) = A_w \sqrt{\frac{k\pi^2 E}{12(1-\nu^2) \sigma_Y}}$$

$$\therefore b = \sqrt{A_w} \left[ \frac{k\pi^2 E}{12(1-\nu^2) \sigma_Y} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4)$$

また Stiffener の断面積と Web の断面積の間には所定の荷重まで Stiffener が座屈しないための条件(付録参照)から

$$A_s = \delta_0 A_w \quad (5)$$

の関係があるから、(4)、(5)および(1)、(2)から  $A_f$ 、 $A_s$ 、 $b$  を消去し、 $A$  を  $Z$  と  $A_w$  の関数で表わせれば次のようになる。

$$\frac{A}{Z^{\frac{2}{3}}} = 2 \left[ \frac{k\pi^2 E}{12(1-\nu^2) \sigma_Y} \right]^{\frac{1}{4}} \left[ \frac{A_w}{Z^{\frac{2}{3}}} \right]^{\frac{1}{4}} + \left[ \frac{2}{3} + 4\theta(1-\theta)\delta_0 \right] \left[ \frac{A_w}{Z^{\frac{2}{3}}} \right] \quad (6)$$

(6)式で  $Z = \text{一定}$  として  $A$  を  $A_w$  に関して最小にすれば

$$\frac{A_{\min}}{Z^{\frac{2}{3}}} = 3 \left[ \frac{k\pi^2 E}{12(1-\nu^2) \sigma_Y} \right]^{\frac{1}{4}} \left[ \frac{2}{3} + 4\theta(1-\theta)\delta_0 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (7)$$

が得られる。

Stiffener が取付けられていない場合の座屈荷重係数を  $k_0$  とし、そのときの断面積の最小値を  $A_0$  とすれば(7)式で  $k \rightarrow k_0$ 、 $\delta_0 \rightarrow 0$  として

$$\frac{A_0}{Z^{\frac{2}{3}}} = 3 \left[ \frac{k_0 \pi^2 E}{12(1-\nu^2) \sigma_Y} \right]^{\frac{1}{4}} \left[ \frac{2}{3} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (8)$$

が得られる。(7)式と(8)式の比をとれば

$$\frac{A_{\min}}{A_0} = \left[ \frac{k_0}{k} \right]^{\frac{1}{4}} \left[ 1 + 6\theta(1-\theta)\delta_0 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (9)$$

となる。上式で  $6\theta(1-\theta)\delta_0$  は、1に比べて小さいから Stiffener を取り付けたことによる重量の減少率は座屈荷重係数の比  $k_0/k$  だけに関係することになる。

また、(6)式と(8)式の比をとれば

$$\frac{A}{A_0} = \frac{1}{3} \left( \frac{3}{2} \right)^{\frac{1}{3}} \left[ \frac{k_0}{k} \right]^{\frac{1}{4}} \left[ 2 \zeta_w^{-\frac{1}{4}} + \left\{ \frac{2}{3} + 4\theta(1-\theta)\delta_0 \right\} \zeta_w \right] \quad (10)$$

ただし 
$$\zeta_w = \left[ \frac{k \pi^2}{12 (1 - \nu^2)} \frac{E}{\sigma_Y} \right]^{\frac{1}{4}} \frac{A_w}{Z^{\frac{2}{3}}}$$

上式は Stiffener の位置  $\theta$ 、Stiffener と Web の断面積比  $\delta_0$ 、および圧屈荷重係数  $k$  の関係であり、したがって任意の点に Stiffener がある場合の座屈係数とそのときの Stiffener の寸法がわかれば、(9)式または(10)式が計算できる。しかしながら現在までの研究では  $\theta$  と  $k$  および  $\delta_0$  の完全な関係は計算されておらずある特定のケースしか解かれていない。そこでこれらの研究のうちで  $k$  が最も大きいものを選べば、Flange の点で Web が支持である場合には、

$$k = 1.29, \quad \theta = \frac{1}{5}$$

である。また  $\delta_0$  の値は 0.05 程度 (付録参照) であり、この値が多少変動しても  $A/A_0$  にはあまり影響がないので、ここでは  $\delta_0 = 0.05$  として計算する。

Stiffener がない場合には

$$k_0 = 2.4$$

これらの数値を用い、横軸に  $\zeta_w$ 、縦軸に  $A/A_0$  をとつて(10)式をグラフに表わせば図 2.2 のごとくなる。図によれば、一般に Stiffener を取り付けの方が有利となり重量は最大約 2.3 を軽くなることになる。また重量が最小となるときの Flange, Web および Stiffener の面積比は  $\theta = \frac{1}{5}$   $\delta_0 = 0.05$  として

$$\frac{A_f}{A} = 0.249 \quad \frac{A_w}{A} = 0.478 \quad \frac{A_s}{A} = 0.024$$

となる。

### 3. 板付き T 型断面材の最適寸法比

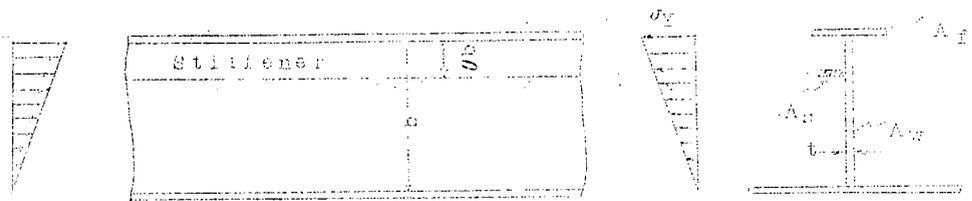


図 2.3

次に図 2.3 に示すような板付き T 型断面材が曲げをうける場合を考える。簡単のために中立軸は、Web の Plate の結合線にあるものと仮定し、Flange, Web および Stiffener の重量のみに着目することとする。

Plate より上の部分の断面積  $A$  (単位長さ当りの体積) は

$$A = A_f + A_w + A_s \tag{11}$$

断面係数は

$$Z = b [ A_f + \frac{1}{3} A_w + (1 - \theta)^2 A_s ] \tag{12}$$

前節と全く同様に Web の深さ  $b$  と面積の関係および Stiffener と Web の面積比は

$$b = \sqrt{A_w} \left[ \frac{k \pi^2}{12 (1 - \nu^2)} \frac{E}{\sigma_Y} \right]^{\frac{1}{4}} \tag{13}$$

$$A_s = \delta_0 A_w \tag{14}$$

であるから(11)~(14)式より

$$\zeta = \zeta_w^{-\frac{1}{4}} \left[ \frac{2}{3} + \theta (2 - \theta) \delta_0 \right] \zeta_w \tag{15}$$

ただし

$$\zeta = \left[ \frac{k \pi^2}{12 (1 - \nu^2) \sigma_Y} \frac{E}{Z^2} \right]^{\frac{1}{3}} \frac{A}{Z^2}$$

$$\zeta_w = \left[ \frac{k \pi^2}{12 (1 - \nu^2) \sigma_Y} \frac{E}{Z_w^2} \right]^{\frac{1}{3}} \frac{A_w}{Z_w^2}$$

前と同様にして断面積  $A$  と Stiffener がいない場合の断面積の最小値  $A_0$  との比を求めれば

$$\frac{A}{A_0} = \frac{2}{3} \left( \frac{3}{4} \right)^{\frac{1}{3}} \left[ \frac{k_0}{k} \right]^{\frac{1}{3}} \left[ \zeta_w^{-\frac{1}{3}} + \left\{ \frac{2}{3} + \theta (2 - \theta) \delta_0 \right\} \zeta_w \right] \quad (16)$$

となる。ここに  $k_0$  は Stiffener がいない場合の座屈荷重係数である。

(16)式で  $Z$ 、 $\theta$ 、 $\delta$  を一定として  $A$  を  $\zeta_w$  に関して最小にすれば

$$\frac{A_{\min.}}{A_0} = \left[ \frac{k_0}{k} \right]^{\frac{1}{3}} \left[ 1 + \frac{3}{2} \theta (2 - \theta) \delta_0 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (17)$$

が得られる。

付録に示す計算によれば、 $\theta = 0.382$  の位置に Stiffener を取付ければ Web の座屈荷重が最大となり、そのときの  $k$  および  $\delta_0$  は

$$k = 33.9 \quad \delta_0 = 0.053$$

であり、また Stiffener のない場合には

$$k = 8 \quad (\text{厳密には } 7.7)$$

であるからこれらの数値を用いて(16)式を計算すれば図2.4のごとくなる。図によればこの場合にも一般に Stiffener を取付けた方が有利となり重量は最大約20%減少することになる。また重量が最小となるときの Flange, Web および Stiffener の面積比は

$$\frac{A_f}{A} = 0.498 \quad \frac{A_w}{A} = 0.477 \quad \frac{A_s}{A} = 0.025$$

である。

#### 4. 結 言

以上、均一曲げをうける I 型断面材および板付き T 型断面材の Web が Stiffener で補強された場合について、最小重量を検討した。その結果 Stiffener で補強したことによる重量の減少は、

$$\frac{A_{\min.}}{A_0} = \left[ \frac{k_0}{k} \right]^{\frac{1}{3}}$$

となり、Stiffener 自身の重量による全体の重量増加はほとんどないことがわかった。したがって Stiffener は Web の局部座屈荷重を増加させることだけを考慮して取付け位置を定めるべきであろう。

#### 5. 付録 ; Stiffener で補強された Web の局部座屈および Stiffener の局部座屈

##### 5.1 基礎式

長さ  $a$ 、巾  $b$  の周辺支持矩形平板に、 $y = \theta b$  の位置に Stiffener が取付けられ、図2.5のような荷重をうける場合を考える。

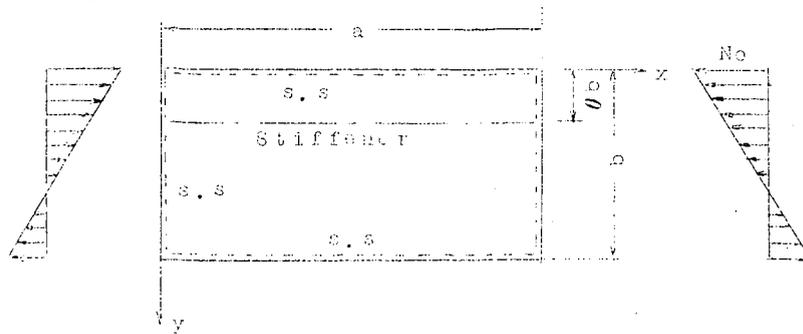


図 2.5

荷重および撓み形を

$$N_x = N_0 \left(1 - \alpha \frac{y}{b}\right) \quad (18)$$

$$W = \sin \frac{\pi x}{a} \sum_{n=1}^{\infty} a_n \sin \frac{n \pi y}{b} \quad (19)$$

と仮定し、ポテンシャルエネルギー最小の条件を用いると

$$a_n (1 + \beta^2 n^2)^2 + 2r \sin n \pi \theta \sum_{j=1}^{\infty} a_j \sin j \pi \theta - \beta^2 k \left[ a_n \left(1 - \frac{1}{2} \alpha\right) + \frac{8\alpha}{\pi^2} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{a_i \cdot n \cdot i}{(n^2 - i^2)^2} + 2\delta (1 - \alpha \theta) \sin n \pi \theta \sum_{j=1}^{\infty} a_j \sin j \pi \theta \right] \quad (20)$$

(n = 1, 2, \dots, i \pm n = \text{odd.})

が得られる。

ここに

$$\beta = \frac{a}{b} \quad I_s = \text{Stiffenerの断面2次モーメント}$$

$$r = \frac{E I_s}{b D} \quad A_s = \text{Stiffenerの断面積}$$

$$\delta = \frac{A_s}{A_w} \quad D = \text{板の曲げ剛性}$$

$$k = \frac{N_0 \cdot b^2}{\pi^2 D} \quad A_w = b t = \text{板の断面積}$$

である。また、 $\alpha$ は応力分布に関する値で一様圧縮のとき  $\alpha = 0$  均一曲げのとき  $\alpha = 2$  であり、図 2.3 のような場合には  $\alpha = 1$  である。

座屈荷重  $k$  は (20) 式の  $a_n$  の係数行列式を 0 と置いて求められる。

5.2 Stiffener の位置で、撓みが拘束される場合の Web の座屈荷重  $\alpha = 2$  (均一曲げ) の場合には、Dubas<sup>1)</sup>

の研究によれば  $\theta = 1/5$  かつ Stiffener が取り付けられた場合の座屈荷重  $k$  は

$$k = 129 \quad (21)$$

$$\theta = 1/5$$

で与えられる。

一方  $\alpha = 1$  の場合には適当な解がないので近似的につぎのように求める。

図 2.6 のように座屈時には Stiffener の点で板は近似的に単純支持であると見なし、(20) 式の第 1 項のみをとって座屈荷重を求めると

1) Dubas, G., Bleich, F. "Buckling Strength of Metal Structure" P 4 2 2 参照

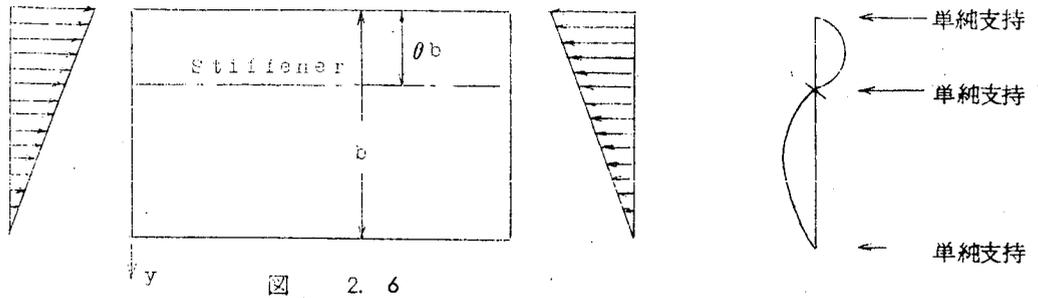


図 2. 6

$$0 \leq y \leq \theta b \text{ の板では } k = \frac{8}{\theta^2(2-\theta)} \quad (22)$$

$$\theta b \leq y \leq b \text{ の板では } k = \frac{8}{(1-\theta)^3} \quad (22')$$

であり、 $\theta$  が小さければ Stiffener より下の部分が座屈し、 $\theta$  が大きければ上の部分で座屈する。Stiffener の上と下の部分が同時に座屈する時の値は(22) と (22)' を等置して

$$\left. \begin{aligned} \theta_0 &= 0.382 \\ k &= 3.39 \end{aligned} \right\}$$

が求められる。

### 5.3 Stiffenerの寸法比

Stiffenerは簡単のために Web との結合点で単純支持と見なす。

Web に作用する最大圧縮応力を  $\sigma_Y$  とすれば Stiffener に作用する応力は

$$\sigma_Y (1 - \alpha \theta) \quad \text{図 2. 7}$$

であるから Stiffener の座屈応力は

$$k_s = \frac{\sigma_Y (1 - \alpha \theta) h^2 t_s}{\pi^2 D_s} \quad D_s = \frac{E t_s^3}{12(1 - \nu^2)} \quad (24)$$

で与えられる。ここに  $h$  = Stiffener の高さ、 $t_s$  = Stiffener の板厚  
これより

$$\frac{h}{t_s} = \sqrt{\frac{k_s \pi^2}{12(1 - \nu^2)} \frac{E}{\sigma_Y} \frac{1}{1 - \alpha \theta}} \quad (25)$$

一方(20)式より

$$r = \frac{E I_s}{b D} \quad , \quad \delta = \frac{A_s}{A_w}$$

であつたから、これを変形し

$$\begin{aligned} r &= \frac{12(1 - \nu^2)}{3} \frac{A_s}{A_w} \left(\frac{h}{t}\right)^2 = \frac{12(1 - \nu^2)}{3} \frac{A_s}{A_w} \left(\frac{h}{t_s}\right) (h t_s) \left(\frac{b}{t}\right) \left(\frac{1}{b t}\right) \\ &= \frac{12(1 - \nu^2)}{3} \delta^2 \left(\frac{h}{t_s}\right) \left(\frac{b}{t}\right) \end{aligned}$$

これに(3)式および(25)式を代入すれば

$$r = \frac{\pi^2}{3} \sqrt{k \cdot k_s} \frac{E}{\sigma_y} \cdot \frac{\delta^2}{\sqrt{1 - \alpha \theta}} \quad (26)$$

$k_s$  は 3 辺支持 1 辺自由の一樣圧縮をうける矩形板の値を用い

$$k_s = 0.425 \quad (27)$$

とすればよい。また  $k$  は荷重様式により異なり

$$\alpha = 1 \quad \text{のとき} \quad k = 33.9$$

$$\alpha = 2 \quad \text{のとき} \quad k = 12.9$$

を用いる。

(26)式は、Web が座屈すると同時に Stiffener も座屈するような Stiffener の寸法比を表わすものである。

#### 5.4 Stiffener の位置で座屈撓みを拘束するに十分な $r$ の値 ( $r_{min}$ )

Stiffener の位置で座屈撓みを拘束するに十分な  $r$  の値 ( $r_{min}$ ) を求めるために(26)式の級数の最初の 2 項ないし 3 項をとり、(26)式を(20)式に代入して、 $k$  を  $\beta$  と  $r$  のみの関数として表わし、 $\beta_0 = \infty$  における  $r$  と  $k$  の関係を求めた。

その結果  $\alpha = 1$  の場合には図 2.8、 $\alpha = 2$  の場合には図 2.9 のごとくなり、Stiffener の位置で座屈撓みを拘束するに十分な  $r$  の最小値およびその時の  $\delta$  の値はそれぞれ表 2.1 に示すとおりとなつた。ただし、この計算には  $\sigma_y = 23 \text{ Kg/mm}^2$   $E = 2.1 \times 10^4 \text{ Kg/mm}^2$  を使用した。

表 2.1

$\alpha$	$\theta$	$k$	$r_{min}$	$\delta_0$	荷重
1	0.382	33.9	4.1	0.053	
2	0.2	12.9	6.4	0.047	

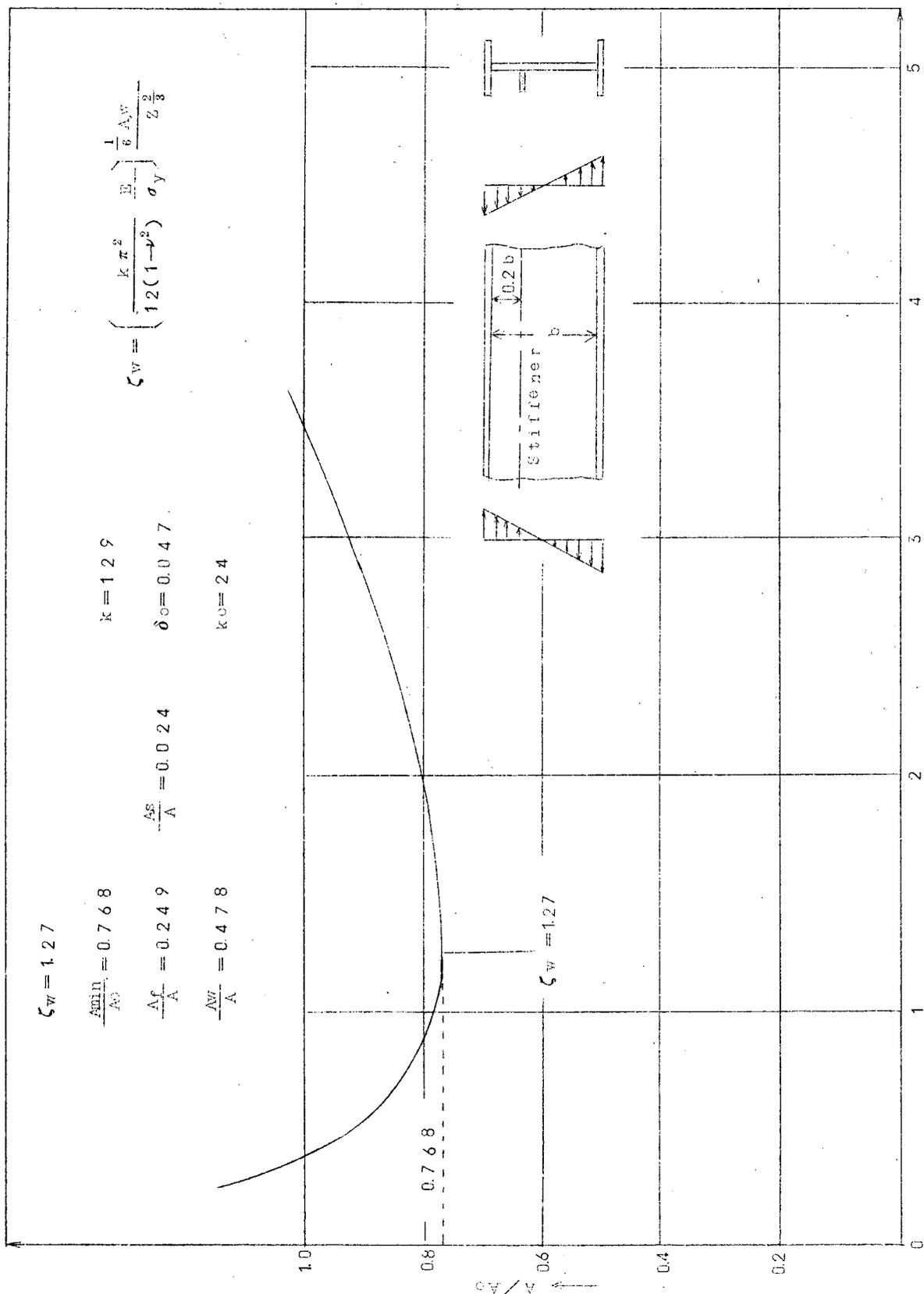


图 2. 2

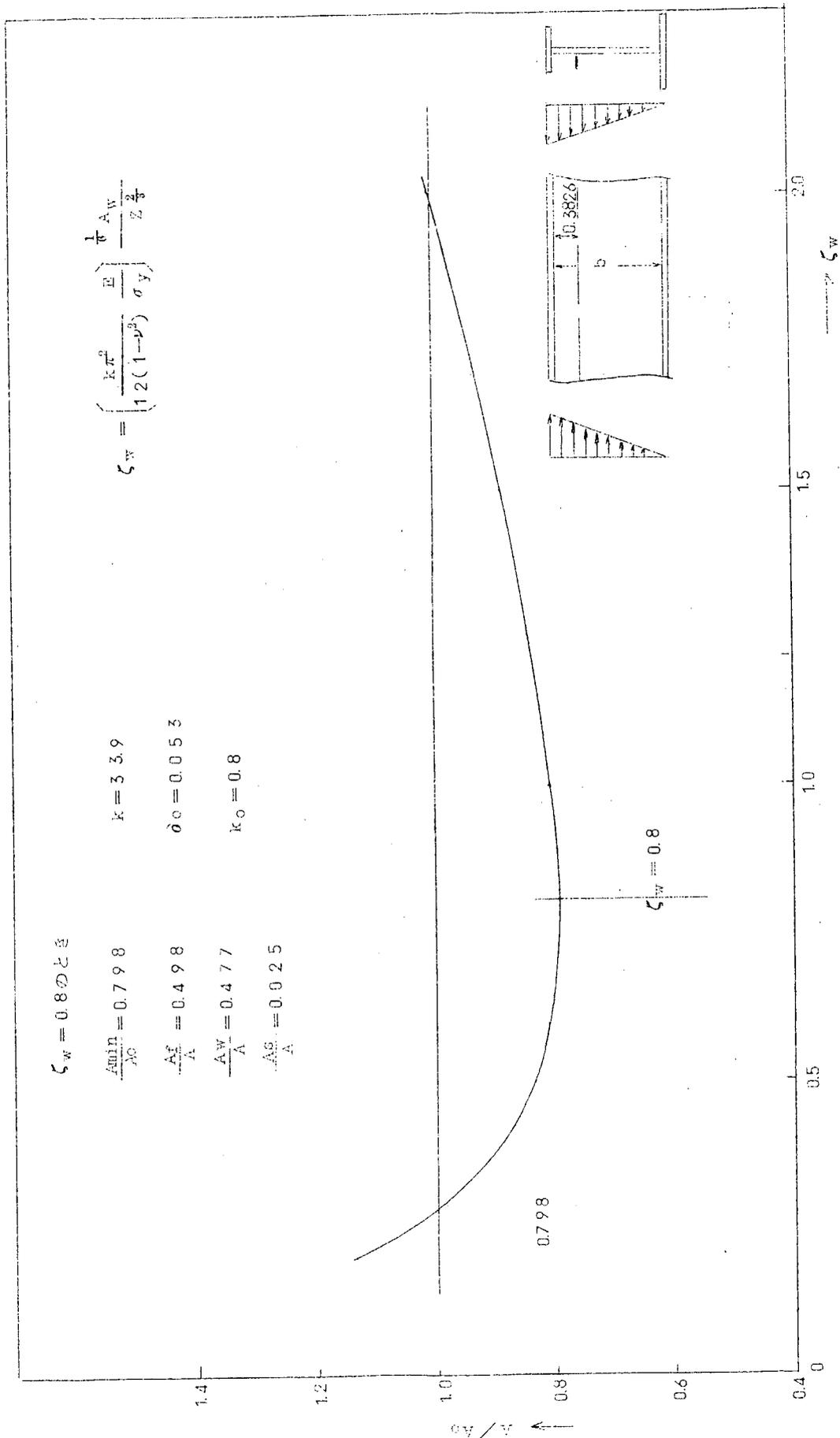


図 2.4

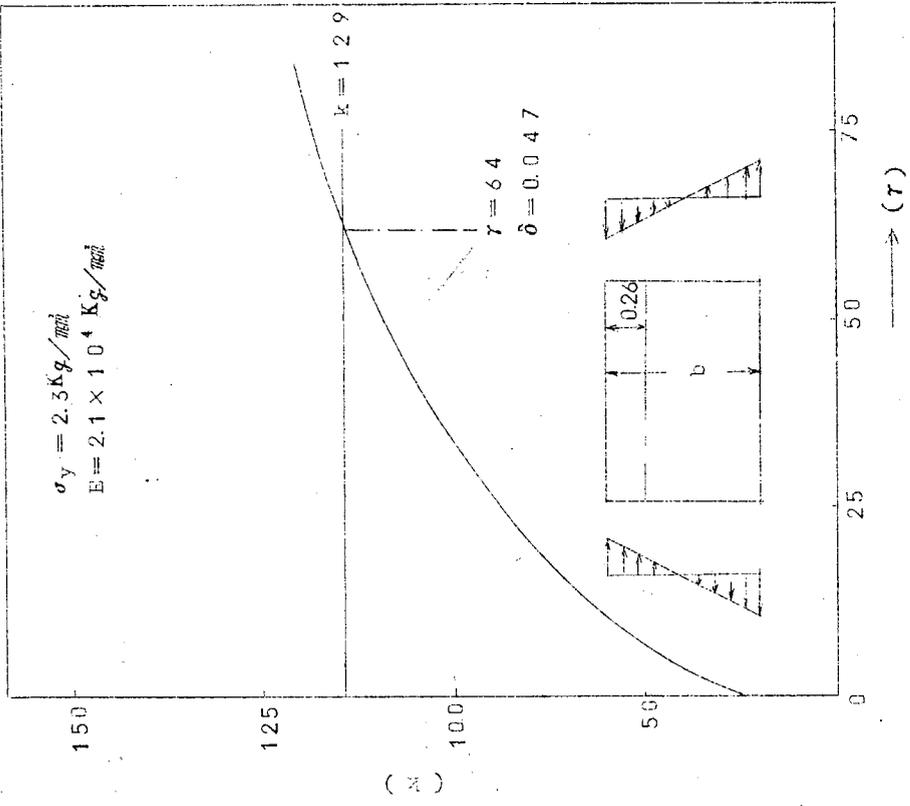


图 2.9

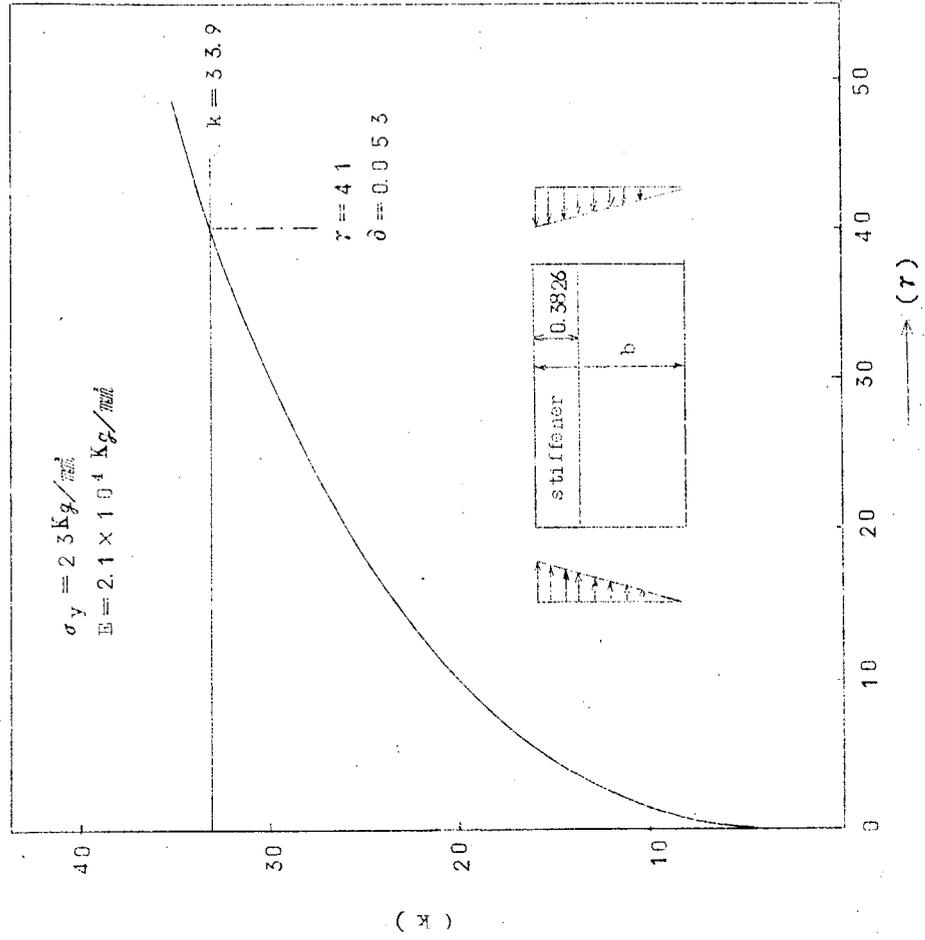


图 2.8

### 第3章 防撓板の最小重量設計

#### 1. 緒言

船体構造において、隔壁などのごとく等分布荷重をうける防撓板構造の最小重量設計を検討することを目的として、縦および横の2方向に等間隔の防撓材を有する長方形の直交防撓平板が一定の等分布荷重を常時受ける場合、その重量が最小となる防撓板の板厚、防撓材の寸法および防撓材の数を求めることを試みた。

#### 2. 解析の方針

図3.1に示すような防撓板において、寸法 $a \times b$ および使用圧力 $q$ が与えられるものとし、防撓板の周辺条件は支持とする。また、防撓材の断面形はT型の場合のみについて解析を行なうことにする。

2方向の防撓材の数を $m, n$ とすると、防撓板は $(m+1) \times (n+1)$ 個の小区画に分割され、その大きさ $(\frac{b}{m+1}) \times (\frac{a}{n+1})$ と、使用圧力 $q$ から板厚 $h$ が求められる。

防撓材の寸法は次の方法で決定することとする。すなわち、防撓板は使用圧力 $q$ に安全率 $S$ を乗じた荷重 $q_c$ で崩壊(塑性関節生成圧力)を生ずるものとする、必要な全塑性モーメント $M_{osx}, M_{osy}$ は防撓材の寸法 $a \times b$ および圧力 $q_c$ からえられる。そして必要な全塑性モーメントを有する防撓材断面のうちで断面積が最小となる断面の形状を求める。

防撓板の板厚と防撓材の形状から防撓板の全重量が求まる。 $m, n$ をかえて同じ計算を行い、重量が最小となる場合を求める。

#### 記号

$a \times b$	防撓板寸法
$h$	板厚
$m, n$	防撓材の数
$A_{sx}, A_{sy}$	防撓材の断面積
$q$	使用圧力(一様分布荷重)
$\sigma_y$	降伏点
$E$	ヤング率
$a_0 = a/n+1, b_0 = b/m+1$	
$r = a_0/b_0$ または $b_0/a_0 \geq 1$	
$q_c$	防撓板の崩壊圧力
$S = q_c/q$	安全率
$M_0 = 1/4 \cdot \sigma_y h^2$	
$M_{osx}, M_{osy}$	防撓材の塑性モーメント(有効巾を含む)
$W, V$	防撓板重量および容積
$\rho$	材料の比重

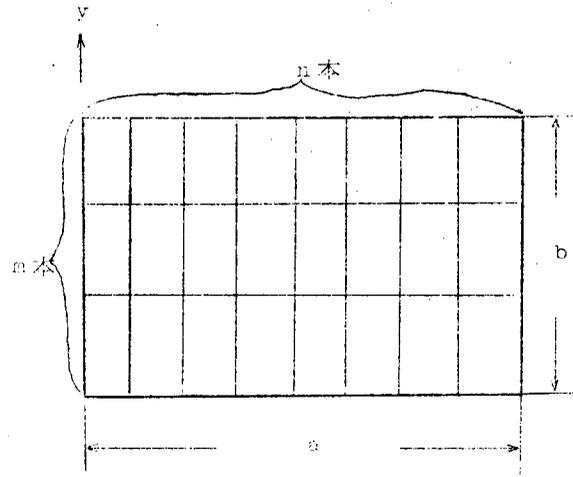


図 3. 1

#### 3. 解析

##### 3.1 板厚の決定

小区画の寸法 $a_0, b_0$ と使用圧力 $q$ から板厚をきめる際に板の周辺条件は固定して考え、膜力も考慮する。板厚の薄い場合はいわゆる崩壊現象はなく、許容圧力は残留変形を生ずる限界が一つの目安として設定される。したがってこの計算においてもこのような考えにもとづいて計算を進める。

### 3.1.1 帯板の許容圧力

両端固定の帯板が等分布荷重を受ける場合、端部における弾性曲げモーメントが膜力を考慮した全塑性モーメントに等しくなる圧力を許容圧力とすることとする。この圧力は端部引張側の歪が急増しはじめる圧力とはほぼ一致しており、また板厚の厚い場合には商船の鋼船規則に定められた深水タンクの隔壁板の基準とをきわめて近い値となつてゐる。

この許容圧力を計算し、えられた結果をとり扱い易い形とするために次式を近似式として使用する。

$$\frac{q_I a_0^2}{\frac{1}{4} \sigma_Y h^2} = 1.25 + 0.436 \frac{\sigma_Y a_0^2}{E h^2} \quad (1)$$

ここに、 $q_I$  は板の両端が塑性関節となる圧力である。

### 3.1.2 矩形板の許容圧力

周辺上の最大曲げモーメント、すなわち長辺の中央の曲げモーメントが全塑性モーメントに達するときの圧力を許容圧力とする。現状では、この圧力を理論的に求めることは困難であるので、近似的に線形理論からえられる結果を利用し、帯板の許容圧力を修正して使用するものとする。

膜力を無視した弾性計算（線形理論）によれば等分布荷重を受ける  $a_0 \times b_0$  の長さを有する周辺固定の矩形板の長辺上の最大応力は次式で与えられる。

$$\sigma = \frac{\alpha}{4} q \frac{a_0^2}{h^2} \quad (2)$$

ここで  $\alpha$  は板のアスペクト比によりきまる係数である。

$\alpha = 3/2$  のとき、その位置における曲げモーメントは塑性モーメントに達するから、長辺の中央の曲げモーメントが塑性モーメントになるときの圧力  $q_e$  は、

$$\frac{q_e a_0^2}{\frac{1}{4} \sigma_Y h^2} = \frac{24}{\alpha} \quad (3)$$

一方、膜力を無視した帯板では、端部が塑性関節になるときの圧力  $q_{Ie}$  は、

$$\frac{q_{Ie} a_0^2}{\frac{1}{4} \sigma_Y h^2} = 1.2 \quad (4)$$

また、膜力を考慮した帯板で、両端が塑性関節になるときの圧力  $q_I$  はすでに求められている。したがつて膜力を考慮した矩形板の許容圧力  $q$  を次式で与える。

$$q = \frac{2}{\alpha} q_{Ie} \quad (5)$$

$\alpha$  は次の式から求められる。

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= -2.458 + 6.012r - 3.752r^2 + 0.429r^3 & 1 \leq r \leq 2 \\ \alpha &= 2.00 & 2 < r \\ r &= b_0/a_0 \geq 1 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

(1)、(5)式から、

$$\frac{q a_0^2}{\frac{1}{4} \sigma_Y h^2} = \frac{2}{\alpha} \left( 1.25 + 0.436 \frac{\sigma_Y a_0^2}{E h^2} \right)$$

変形して

$$\frac{h^2}{a_0^2} = \frac{\alpha}{25.0} \left( \frac{4q}{\sigma_Y} - \frac{0.872}{\alpha} \frac{\sigma_Y}{E} \right) \quad (7)$$

この式によつて、使用圧力  $q$ 、区画寸法  $a_0 \times b_0$  の矩形板の板厚  $h$  を決定することができる。

図 3.1 に示す場合は、

$$a_0 = a/n+1, \quad b_0 = b/m+1 \quad \text{for } b/m+1 \geq a/n+1$$

あるいは

$$a_0 = b/n+1, \quad b_0 = a/m+1 \quad \text{for } a/n+1 > b/m+1$$

したがつて

$$b/m+1 \geq a/n+1 \quad \text{で} \quad \left( \frac{h}{a} \right)^2 = \frac{1}{25} \left( \frac{4q}{\sigma_Y} \alpha - 0.872 \frac{\sigma_Y}{E} \right), \quad r = \frac{b}{m+1} / \frac{a}{n+1} \quad (8)$$

$$b/m+1 \leq a/n+1 \quad \text{で} \quad \left( \frac{h}{b} \right)^2 = \frac{1}{25} \left( \frac{4q}{\sigma_Y} \alpha - 0.872 \frac{\sigma_Y}{E} \right), \quad r = \frac{a}{n+1} / \frac{b}{m+1} \quad (9)$$

### 3.2 防撓材の断面積 $A_{sx}$ 、 $A_{sy}$ (2方向に防撓材のある場合)

防撓平板の崩壊圧力  $q_c$  としては次式を考える。

$$q_c = 24 \frac{M_{0y}}{b^2} \frac{1}{3 - 2 \frac{\sqrt{1+3\beta^2}-1}{\beta^2}}, \quad \beta^2 = \frac{a^2}{b^2} \frac{M_{0y}}{M_{0x}} \quad (10)$$

この崩壊圧力は、防撓材の剛性が比較的大であればいわゆる崩壊圧力として考えられる。しかし、防撓材の剛性がかなり小である場合は崩壊の現象と言うより塑性関節生成の圧力として考えられる。ここで

$$M_{0x} \equiv M_0 + \frac{m}{b} M_{0sx}$$

$$M_{0y} \equiv M_0 + \frac{n}{a} M_{0sy}$$

(10)式において  $M_{0y}$  を一定と仮定したとき、 $q_c$  が最大となる  $\beta^2$  の値は

$$\beta^2 = \frac{a^2}{b^2} \frac{M_{0y}}{M_{0x}} = 1. \quad (11)$$

であることが容易に求まる。したがつて、 $\beta^2 = 1$  となるように縦横の防撓材を配置する。

このときの崩壊圧力  $q_c$  に対する防撓材の塑性モーメントは

$$M_{0sx} = \frac{b}{m} \left( \frac{a^2}{24} q_c - M_0 \right)$$

$$M_{0sy} = \frac{a}{n} \left( \frac{b^2}{24} q_c - M_0 \right)$$

安全率を  $S$  とすると、防撓材の必要塑性モーメントは

$$\left. \begin{aligned} M_{0sx} &= \frac{b}{m} \left( \frac{S}{24} a^2 q - M_0 \right) \\ M_{0sy} &= \frac{a}{n} \left( \frac{S}{24} b^2 q - M_0 \right) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

次に防撓材の塑性モーメント  $M_{0s}$  が与えられた場合、防撓材の最小断面積を求める。

図 3.2 に示したような断面の防撓材の塑性モーメント  $M_{0s}$

と断面積  $A_s$  との関係は

$$\begin{aligned} A_p &= l h \\ A_s &= K_1 t^2 + K_2 t_2^2 \\ K &= t_2 / t_1 \end{aligned}$$

とにおいて

3.2.1 塑性中立軸が板にある場合 ( $A_p \geq A_s$  の場合)

$$M_{0s} = \frac{1}{2} \sigma_Y h A_p \left\{ \frac{1}{2} + \frac{A_s}{A_p} + \frac{K_2 K^3 + 2K_1 K_2 K^2 + K_1^2}{(K_1 + K_2 K^2)^{3/2}} \frac{A_s^{3/2}}{l h^2} - \frac{A_s^2}{2 l^2 h^2} \right\} \quad (13)$$

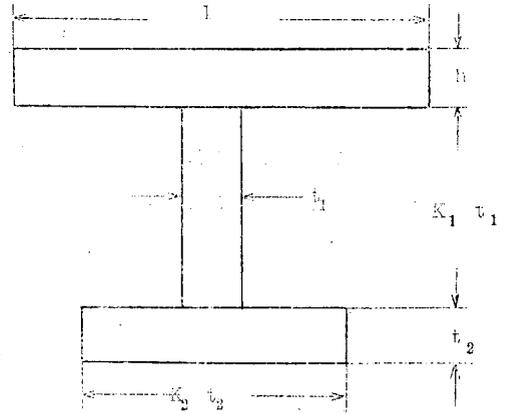


図 3.2

あるいは変形して

$$\frac{1}{2} \left( \frac{A_s}{A_p} \right)^2 - \frac{K \sqrt{l}}{h} \left( \frac{A_s}{A_p} \right)^{3/2} - \frac{A_s}{A_p} + \frac{1}{2} \frac{M_{0s}}{\sigma_Y h A_p} = 0 \quad (14)$$

ここで

$$K = \frac{K_2 K^3 + 2K_1 K_2 K^2 + K_1^2}{(K_1 + K_2 K^2)^{3/2}}$$

$K_1, K_2$  は座屈に対する限界から適当な基準をとることができる。また  $M_{0s}$  は防撓板の崩壊圧力  $q_c$  から与えられる。したがって  $A_s/A_p$  は  $K$  の関数となる。

故に

$$\frac{d}{dK} \left( \frac{A_s}{A_p} \right) = 0$$

の条件から  $K_1, K_2 \gg 1$  として  $K$  を求めると

$$K = \frac{1}{2 K_2} \left( \frac{3}{2} + \sqrt{2 K_1 K_2 + 9/4} \right) = \frac{1}{2 K_2} \left( \frac{3}{2} + \sqrt{2 K_1 K_2} \right) \quad (15)$$

$K$  は  $K_1, K_2$  によつて定まる定数となる。 $K$  を(14)式に入れ、 $0 < A_s/A_p < 1$  を満足する  $A_s/A_p$  の最小正根を求めると最小断面積がえられる。

3.2.2 塑性中立軸が防撓材にある場合 ( $A_p < A_s$  の場合)

塑性モーメント  $M_{0s}$  は

$$M_{0s} = \sigma_Y \left\{ \frac{1}{2} h A_p - \frac{(K_1 + K_2 K^2)^{1/2} (A_s - A_p)^2}{4 A_s^{1/2}} + \frac{1}{2} K A_s^{3/2} \right\}$$

変形して

$$\begin{aligned} & \frac{K_1^2 + 2K_1 K_2 K^2 + 2K_2^2 K^2 - K_2^2 K^4}{(K_1 + K_2 K^2)^{3/2}} \left( \frac{A_s}{A_p} \right)^{3/2} + (K_1 + K_2 K^2)^{1/2} \left( 2 \frac{A_s}{A_p} - 1 \right) \\ & - \frac{4}{A_p^{1/2}} \left( \frac{M_{0s}}{\sigma_Y A_p} - \frac{1}{2} h \right) \left( \frac{A_s}{A_p} \right)^{1/2} = 0 \end{aligned} \quad (16)$$

(16)式で  $A_s/A_p$  は  $K$  のみの関数であり、 $A_s/A_p > 1$  の条件のもとに  $A_s/A_p$  の最小値を求める。 $K$  で微分し

$$\frac{d}{dK} \left( \frac{A_s}{A_p} \right) = 0$$

とすれば

$$(K_1^2 + 6K_1K_2 - 6K_2K_1K_2 - K_2^2K^4) \left(\frac{A_s}{A_p}\right)^2 + (K_1 + K_2K^2)^2 \left(2\frac{A_s}{A_p} - 1\right) = 0 \quad (17)$$

$A_s/A_p$  について解くと

$$\frac{A_s}{A_p} = \frac{-(K_1 + K_2K^2) \pm \sqrt{2K_1^2 + 6K_1K_2 - 4K_1K_2K^2}}{K_1^2 + 6K_1K_2 - 6K_1K_2K^2 - K_2^2K^4} \times (K_1 + K_2K^2) \quad (18)$$

$A_s/A_p > 1$  の条件から根号は負のみとなる。

(16), (18)式から  $A_s/A_p > 1$  の条件を満足する  $A_s/A_p$  の最小根を求めると、防撓材の最小断面積がえられる。

### 3.3 防撓材の断面積 (1方向にのみ防撓材のある場合)

2方向に防撓材を有するときは、それぞれの方向の防撓材の数量および剛性を与えられた崩壊荷重に対して防撓板の重量が最小になるように選ぶことができた。しかし y 軸方向にのみ防撓材を設ける場合には x 軸方向については、板の剛性だけになり、与えられた使用圧力および安全率から崩壊荷重  $q_0$  がきまると、防撓材の剛性は一義的に決定する。

すなわち、第10式から  $q_0$  は

$$q_0 = 2.4 \frac{M_{0y}}{b^2} \frac{1}{3 - 2 \frac{\sqrt{1 + 3\beta^2} - 1}{\beta^2}}$$

$$\beta^2 = \frac{a^2}{b^2} \frac{M_{0y}}{M_{0x}}$$

$$M_{0x} = M_0 + \frac{m}{b} M_{0sx}$$

$$M_{0y} = M_0 + \frac{n}{a} M_{0sy}$$

上式で  $M_{0y} = M_0$  とおいて、x 軸方向の防撓板の剛性  $M_{0x}$  を求めると

$$M_{0x} = \frac{3}{32} \frac{a^2}{b^2} \frac{\left(1 - 8 \frac{M_0}{q_0 b^2}\right)^2}{M_0/q_0 b^2} M_0$$

したがって防撓材の塑性モーメントは

$$M_{0sx} = \frac{b}{m} M_0 \left[ \frac{3}{32} \frac{a^2}{b^2} \frac{\left(1 - 8 \frac{M_0}{q_0 b^2}\right)^2}{M_0/q_0 b^2} - 1 \right] \quad (12')$$

および  $M_{0sy} = 0$

この (12)' 式を 2 方向に防撓材を入れた場合の (12) 式の代りに使用すれば防撓材の断面積が求まる。

### 3.4 防撓板の最小重量の数値計算

防撓板の板厚および防撓材の最小断面積が求まれば、防撓板の最小重量が求まり、

$$W = \rho V = abh + mA_{sx} + nA_{sy} \quad (19)$$

最小重量の計算において、Fixed Parameter として

$$E = 21,000 \text{ Kc/cm}^2 \quad K_2 = 1.7$$

$$\sigma_T = 2.3 \text{ Kc/cm}^2 \quad S = 2$$

を選び、 $q = 1 \text{ Kg/cm}^2$ に対して $a$ 、 $b$ 、 $K_1$ の値および防撓材の本数 $m$ 、 $n$ の値として表3.1について計算を行なった。

このほか、 $q = 2 \text{ Kg/cm}^2$ に対して、 $b/a = 1$ 、2で $K_1 = 4$ 3の場合 $m$ 、 $n$ が1~16および0~16について計算を行なった。フローチャートを図3.3に示す。

#### 4. 計算結果および考察

縦横比1の場合の $m$ 、 $n$ と防撓板全容積との関係を図3.4から図3.7に示し、図3.6までは $q = 1 \text{ Kg/cm}^2$ とし、図3.7のみは $q = 2 \text{ Kg/cm}^2$ の場合である。

縦横比2の場合について同様の関係を図3.8から図3.10に示す。また、縦横比3の場合について図3.11に同様の関係を示す。

図3.12から図3.21までに、 $n$ が一定の場合の $K_1$ と $m$ に対応する防撓板全重量の関係を示す。図3.12から図3.17は縦横比1の場合で、それぞれ $n = 0$ 、1、2、3、4および6に対応するもの、図3.18および図3.19は縦横比2の場合で、 $n = 0$ および2に対応するもの。図3.20および図3.21は縦横比3の場合で同じく $n = 0$ および2に対応するものである。これらの図はいづれも長辺方向の防撓材の数 $n$ が比較的小のとき、短辺方向の防撓材の数 $m$ が有限の範囲(実用的に)防撓板重量は最小になる傾向を示し、ある程度以上 $n$ が大になると $m = 0$ で最小防撓板重量となる。

$q = 1 \text{ Kg/cm}^2$ と $q = 2 \text{ Kg/cm}^2$ の場合と比較すると防撓板重量の $m$ 、 $n$ に対する傾向はあまり変化が認められない。

図3.22~図3.24に縦横比がそれぞれ1、2および3の場合において $n$ が一定で、 $K_1$ が4.3から3.00まで変化した場合の最小重量の比較を示した。縦横比1の場合については $n = 0$ 、1、2、3、4および6、縦横比2の場合については $n = 0$ および2、縦横比3の場合についても同じく $n = 0$ および2の場合、をそれぞれ示す。縦軸は防撓板全容積を板の面積で除したもので平均厚さを示している。さらに図3.25に $K_1$ の影響を $K_1 = 4.3$ の場合を1として比較して示した。

これらの結果から次のことが明らかとなった。

- (i) 1方向にのみ防撓材を設けた方が( $n = 0$ )防撓板重量は軽くなる。
- (ii) 長方形板においては長辺方向に防撓材を入れることは著しく重量を増加する。
- (iii) 1方向にのみ防撓材を入れたときは( $n = 0$ )単位面積当りの重量は $b/a$ の値にほとんど無関係である。
- (iv)  $K_1$ の影響については、 $K_1$ による最小重量の変動は $n$ および $b/a$ によつてほとんど影響を受けず計算した範囲では数パーセント程度である。

表 3.1 - 1

b/a	$K_1$					
	b	4.3	7.0	10.0	20.0	30.0
1	5.000	1-4.3-1	1-7.0-1	1-10.0-1	1-20.0-1	1-30.0-1
2	1.000	2-4.3-1	2-7.0-1	2-10.0-1	2-20.0-1	2-30.0-1
3	1.500	3-4.3-1	3-7.0-1	3-10.0-1	3-20.0-1	3-30.0-1

表 3.1 - 2

ケース記号	m	n
1-4.3-1	1~16	0~16
1-7.0-1	1~18	0~18
1-10.0-1	1~20	0~20
1-20.0-1	1~24	0, 1, 2, 3, 4, 6
1-30.0-1	1~30	0, 1, 2, 3, 4, 6
2-4.3-1	1~30	0~16
2-7.0-1	1~30	0~16
2-10.0-1	1~30	0~16
2-20.0-1	1~34	0, 2
2-30.0-1	1~42	0, 2
3-4.3-1	1~40	0~10
3-7.0-1	1~42	0, 2
3-10.0-1	1~46	0, 2
3-20.0-1	1~46	0, 2
3-30.0-1	1~46	0, 2

Fixed Parameter を印刷  
E,  $\sigma_Y, k_1, k_2, S$

$k = \frac{1}{2k_2} \left( \frac{3}{2} + \sqrt{2k_1 k_2} \right)$ , (4)式

$K = \frac{k_2 k^3 + 2k_1 k_2 k^2 + k_1^2}{(k_1 + k_2 k^2)^2}$ , (4)式

$0.872 \frac{\sigma_Y}{E}$  を計算, (7)式

$\frac{q}{\sigma_Y}$  を計算, (7)式

m の最小値から始める

n の最小値から始める

$\frac{a}{n+1}, \frac{b}{m+1}$  を計算

$\frac{a}{n+1} > \frac{b}{m+1}$  の判定

$\frac{b}{m+1} \geq \frac{a}{n+1}$

$\frac{b}{m+1} / \frac{a}{n+1} \geq 1$   
 $\ell = \frac{a}{n+1}$

$\frac{a}{n+1} > \frac{b}{m+1}$

$\frac{a}{n+1} / \frac{b}{m+1} > 1$   
 $\ell = \frac{b}{m+1}$

a, b, q を読みこんで印刷

$\alpha = -2458 + 6.012\gamma - 2.752\gamma^2 + 0.429\gamma^3, 1 \leq \gamma \leq 2$   
 $\alpha = 2.00, 2 < \gamma$  (6)式

$h = \ell \sqrt{\frac{1}{25} \left( 4\alpha \frac{q}{\sigma_Y} - 0.872 \frac{\sigma_Y}{E} \right)}$  (7)式

$M_0 = \frac{1}{4} \sigma_Y h^2$

$M_{osx} = \frac{b}{m} \left( \frac{S}{24} a^2 q - M_0 \right)$ , (4)式

$A_p = \frac{bh}{m+1}, \ell = \frac{b}{m+1}$   
 $M_{os} = M_{osx}$  とおく

$A_S$  の最小正根  
 $A_{sx}$  の式又は (4)式

$M_{osy} = \frac{a}{n} \left( \frac{S}{24} b^2 q - M_0 \right)$

$A_p = \frac{ah}{n+1}, \ell = \frac{a}{n+1}$   
 $M_{os} = M_{osy}$  とおく

$A_S$  の最小正根

$\frac{W}{\rho} = abh + amA_{sx} + bnA_{sy}$

データを印刷

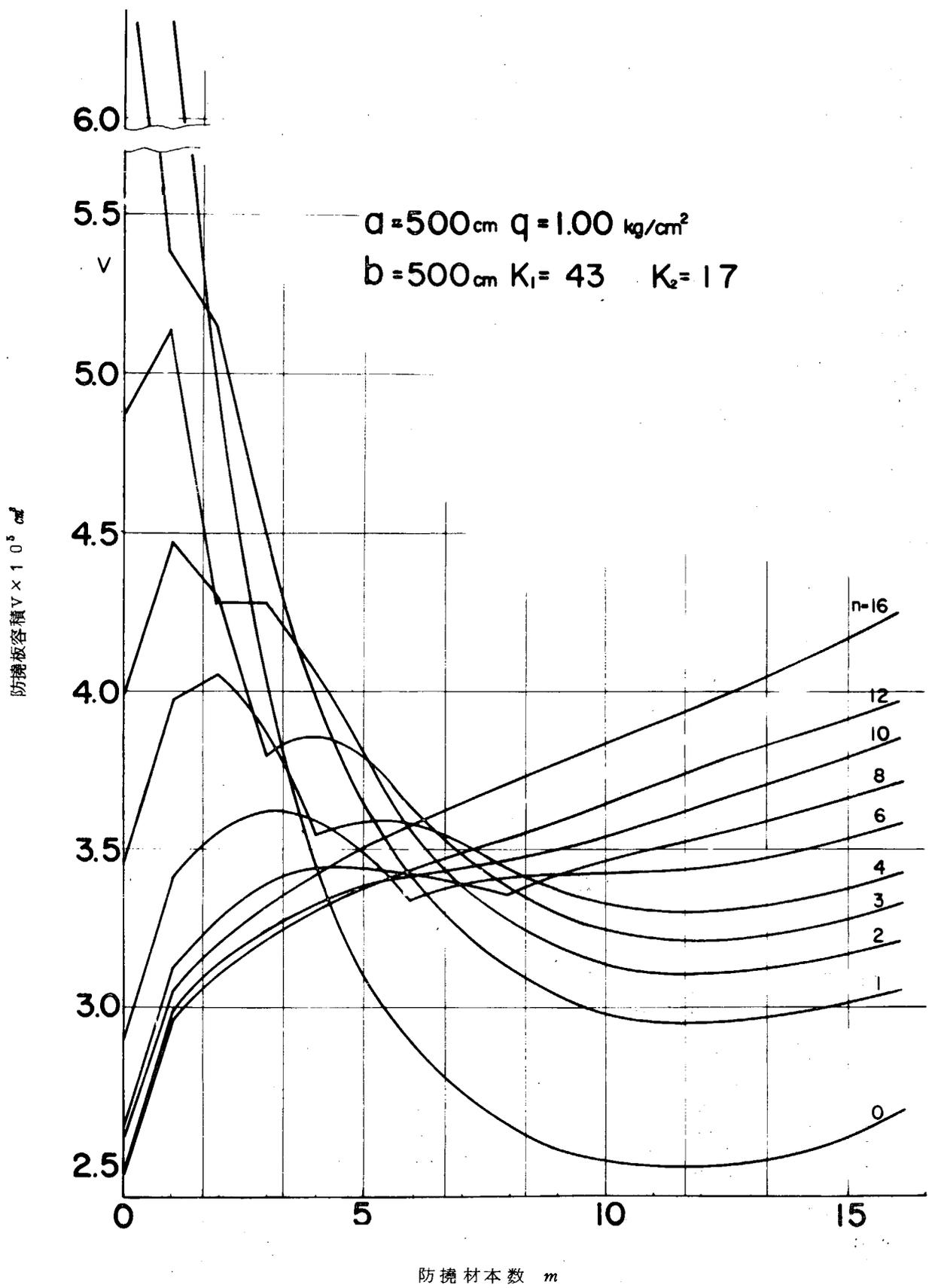


図 3.4  $m$ 、 $n$  と防撓板容積 ( $b/a=1$ )

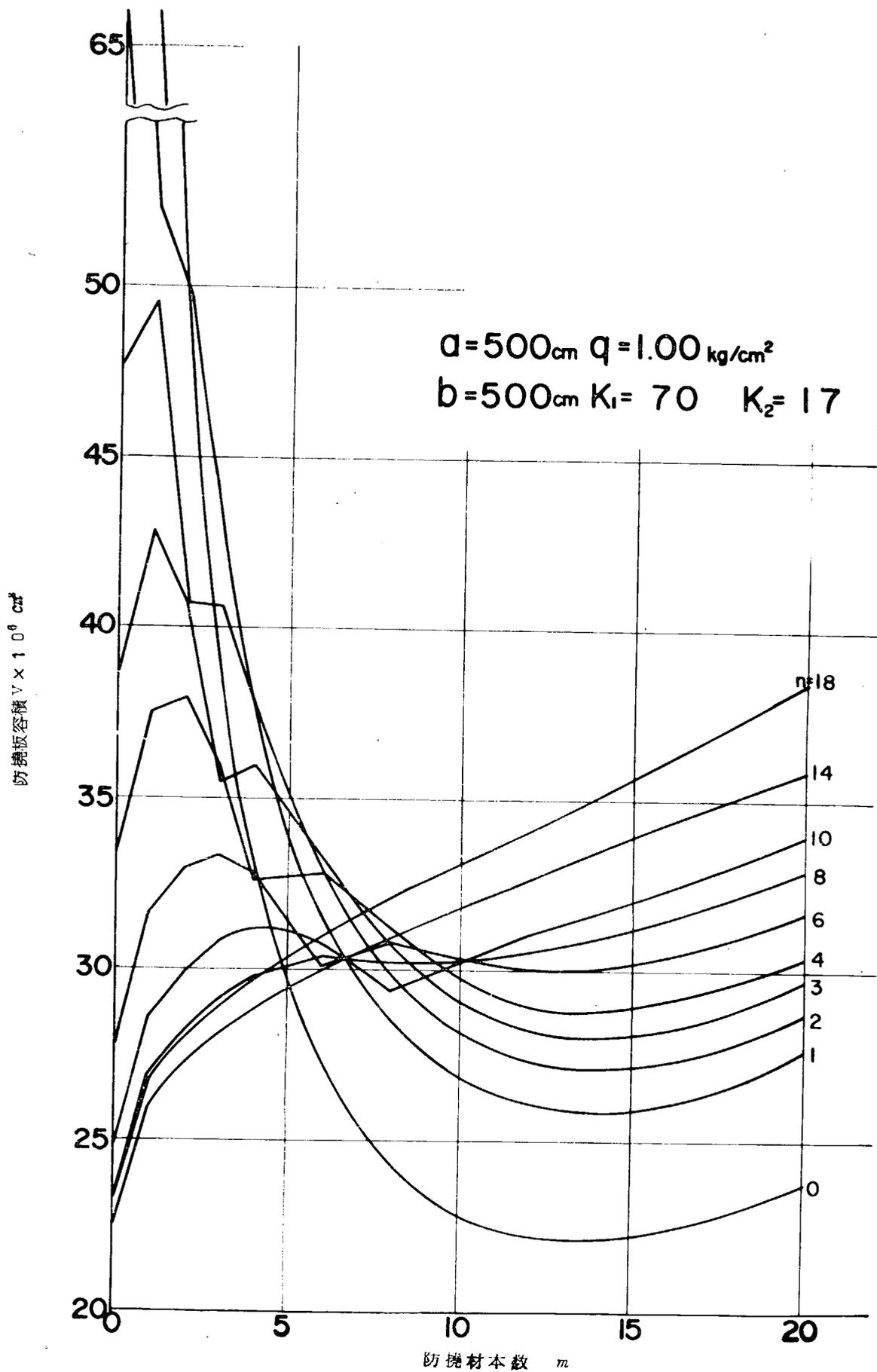


図3.5  $m$ 、 $n$ と防撓板容積 ( $b/a=1$ )

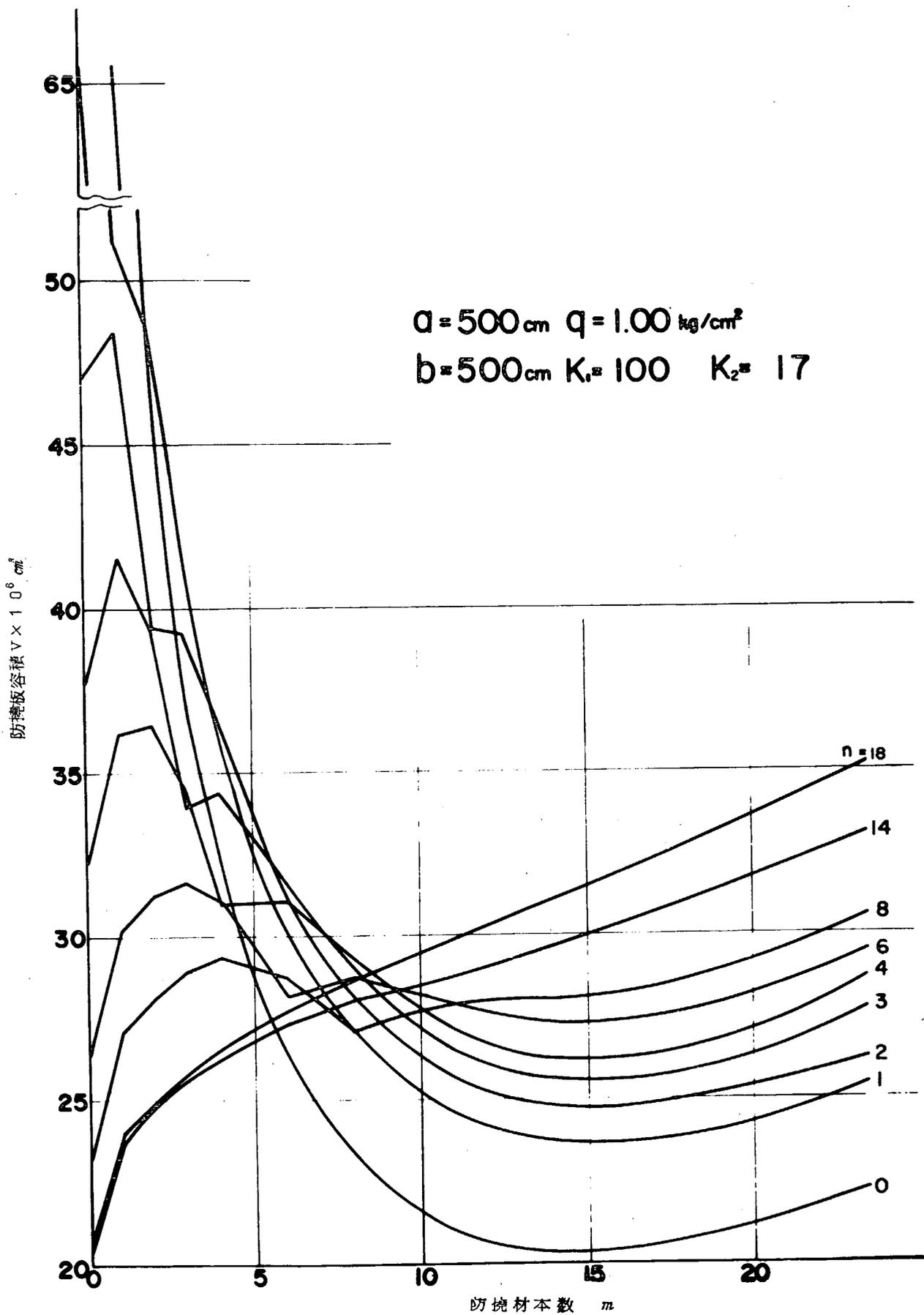


図 3.6  $m$ 、 $n$  と防撓板容積 ( $b/a=1$ )

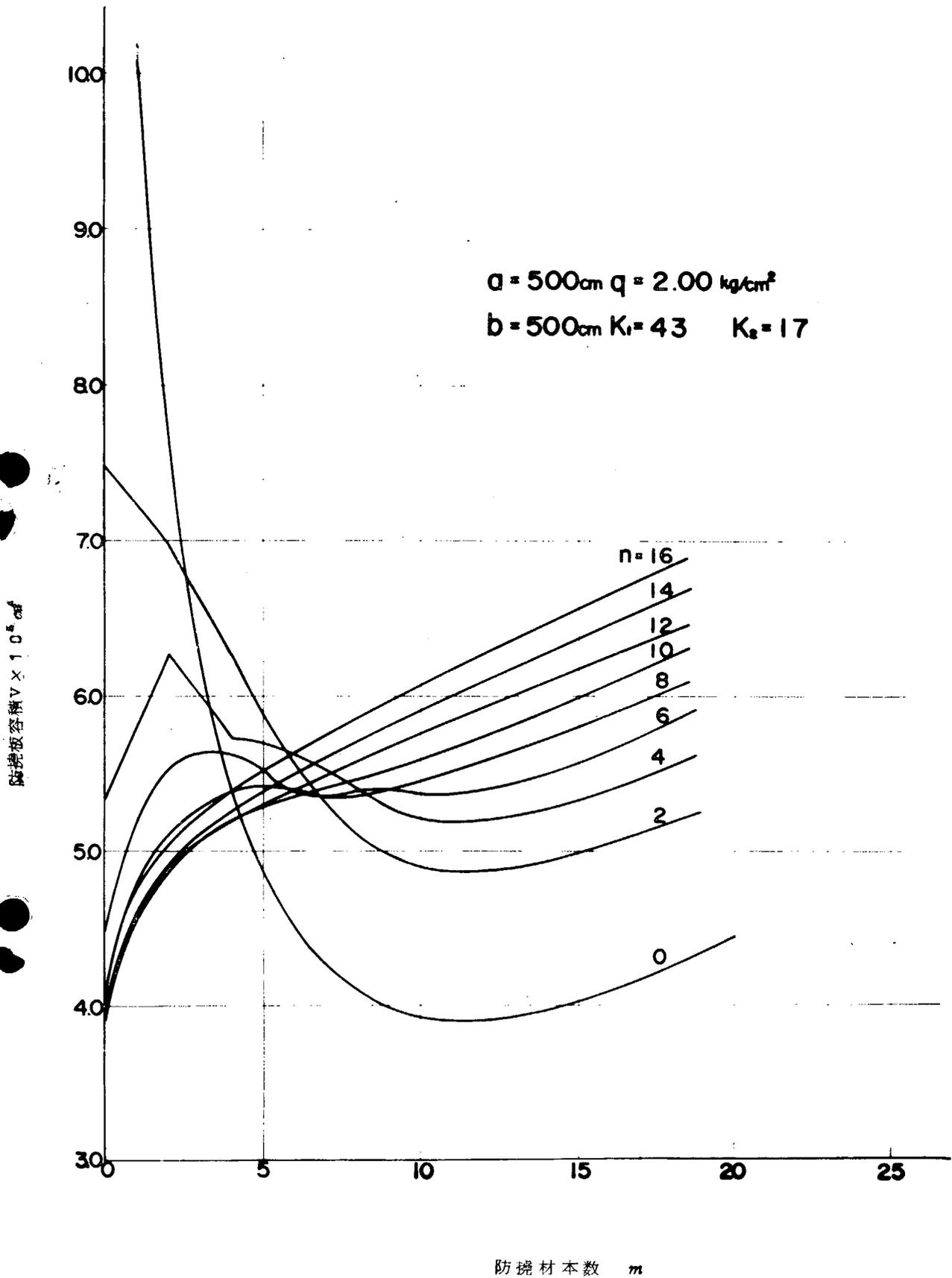


图 3.7  $m$ 、 $n$  与防撓板容積 ( $b/a=1$ )

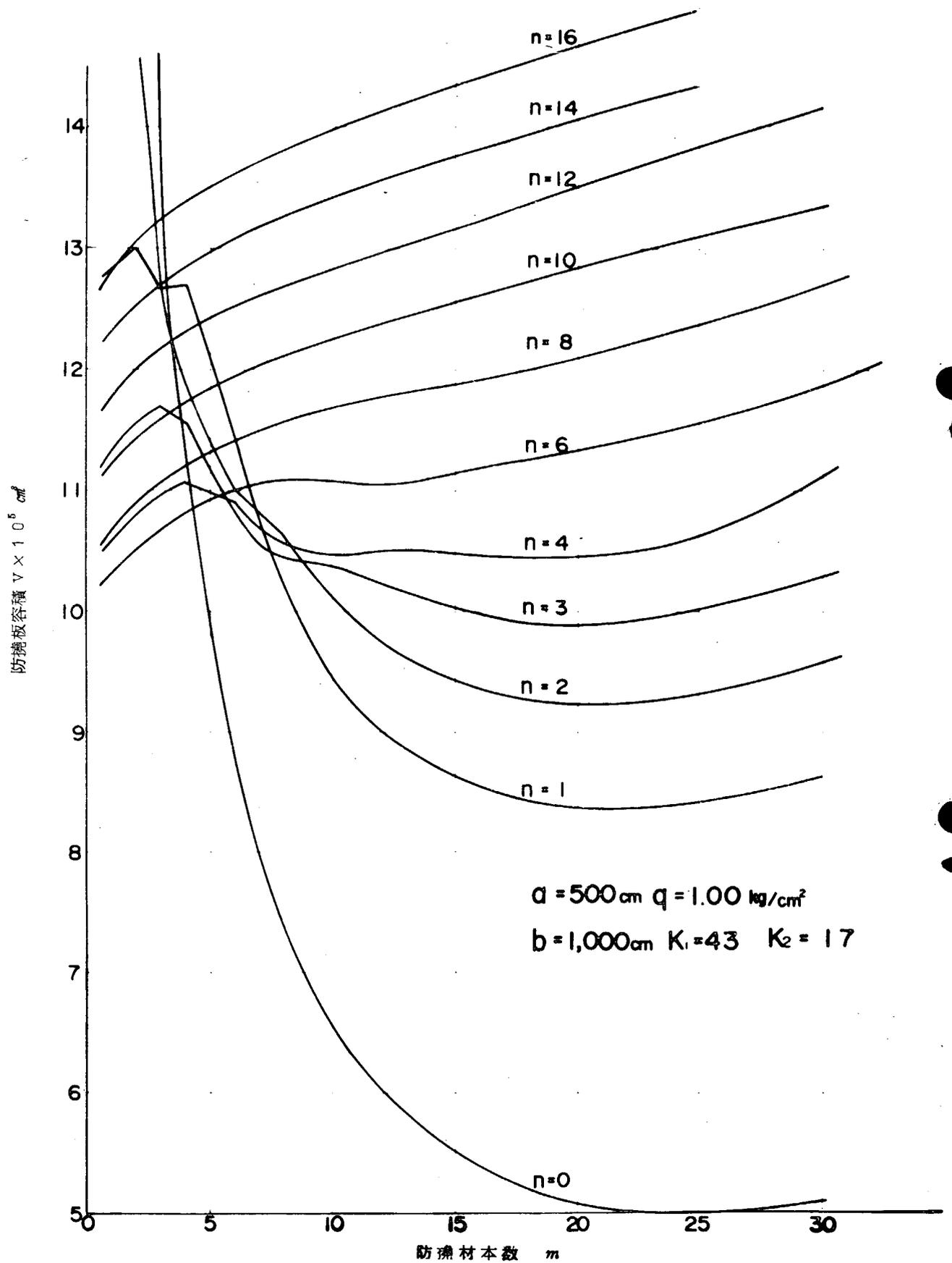


図 3.8  $m$ 、 $n$  と防撓板容積 ( $b/a=2$ )

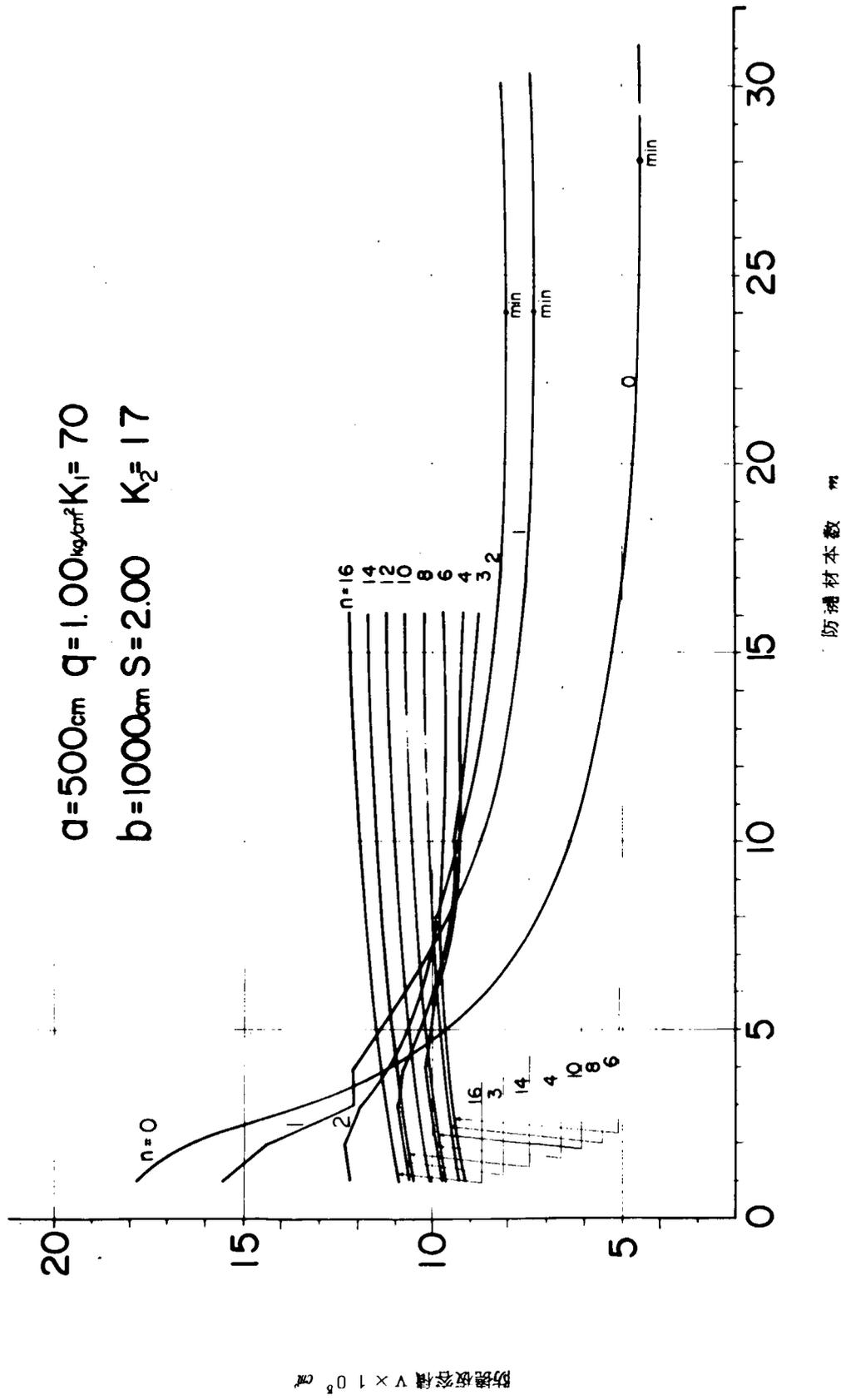


図 3.9  $m$ 、 $n$  と防撓板容積 ( $b/a = 2$ )

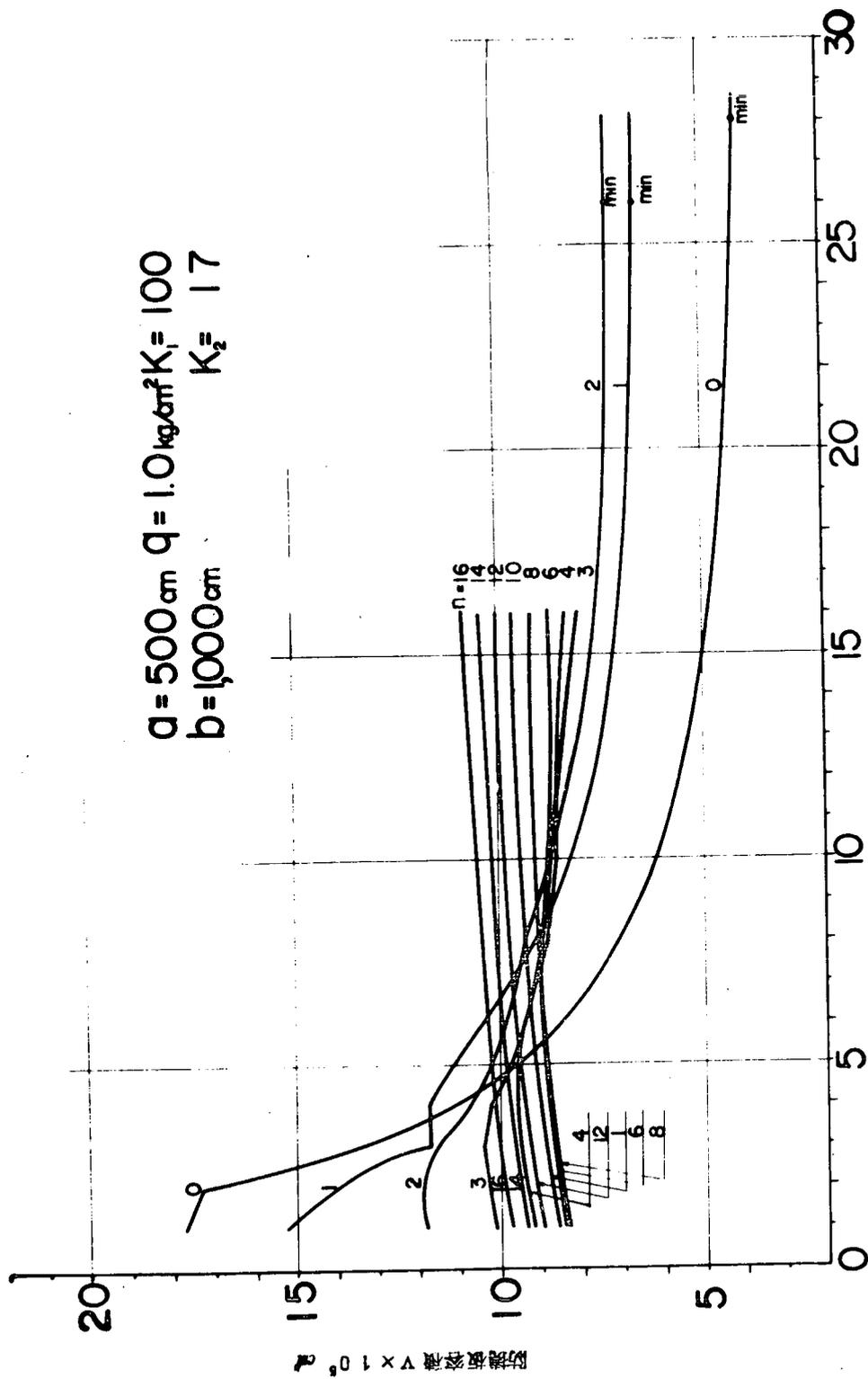


图 3.10  $m$ 、 $n$  与防冲板容積 ( $b/a=2$ )

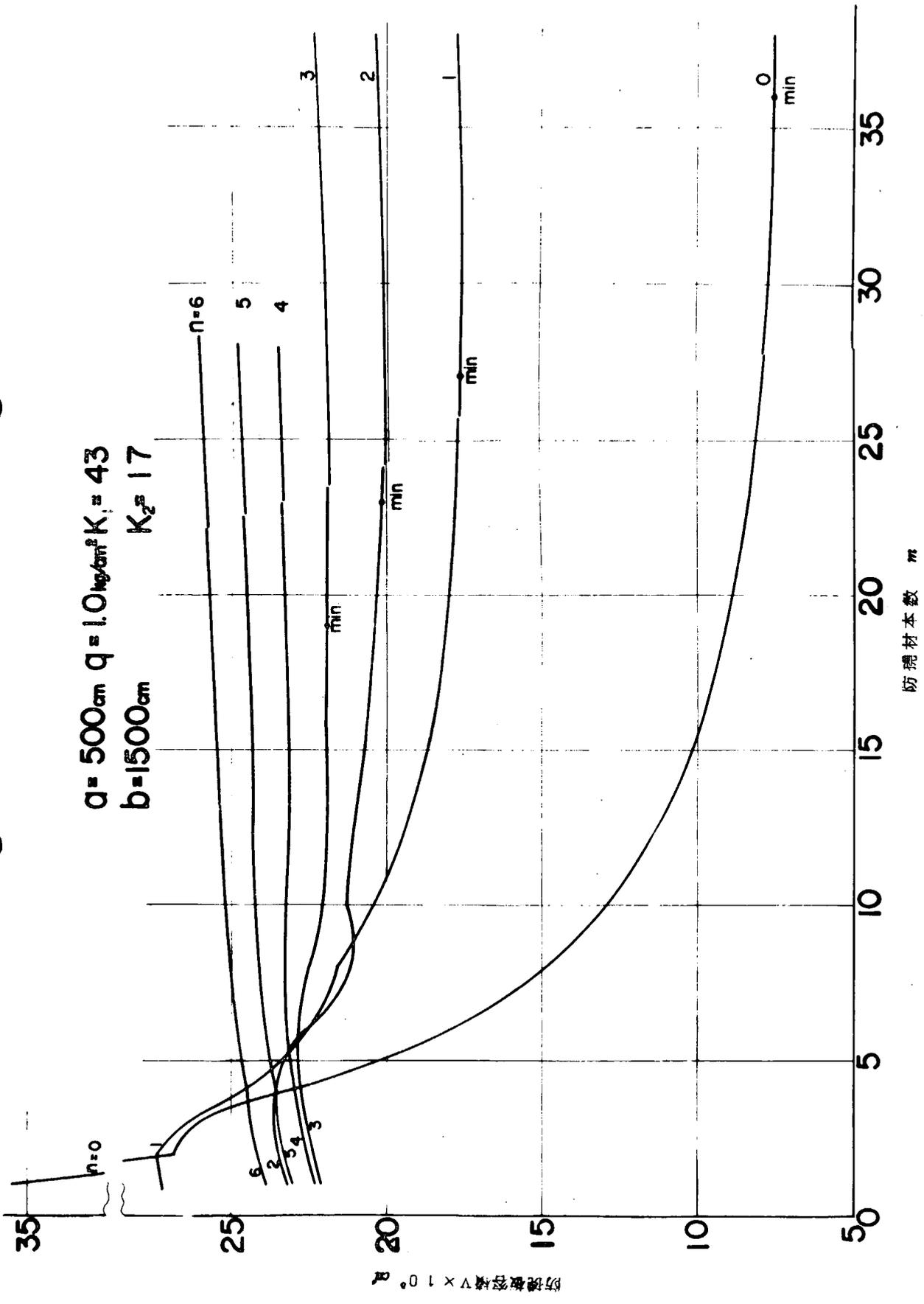


図 3.11 m、n と防撓板容積 (b/a = 3)

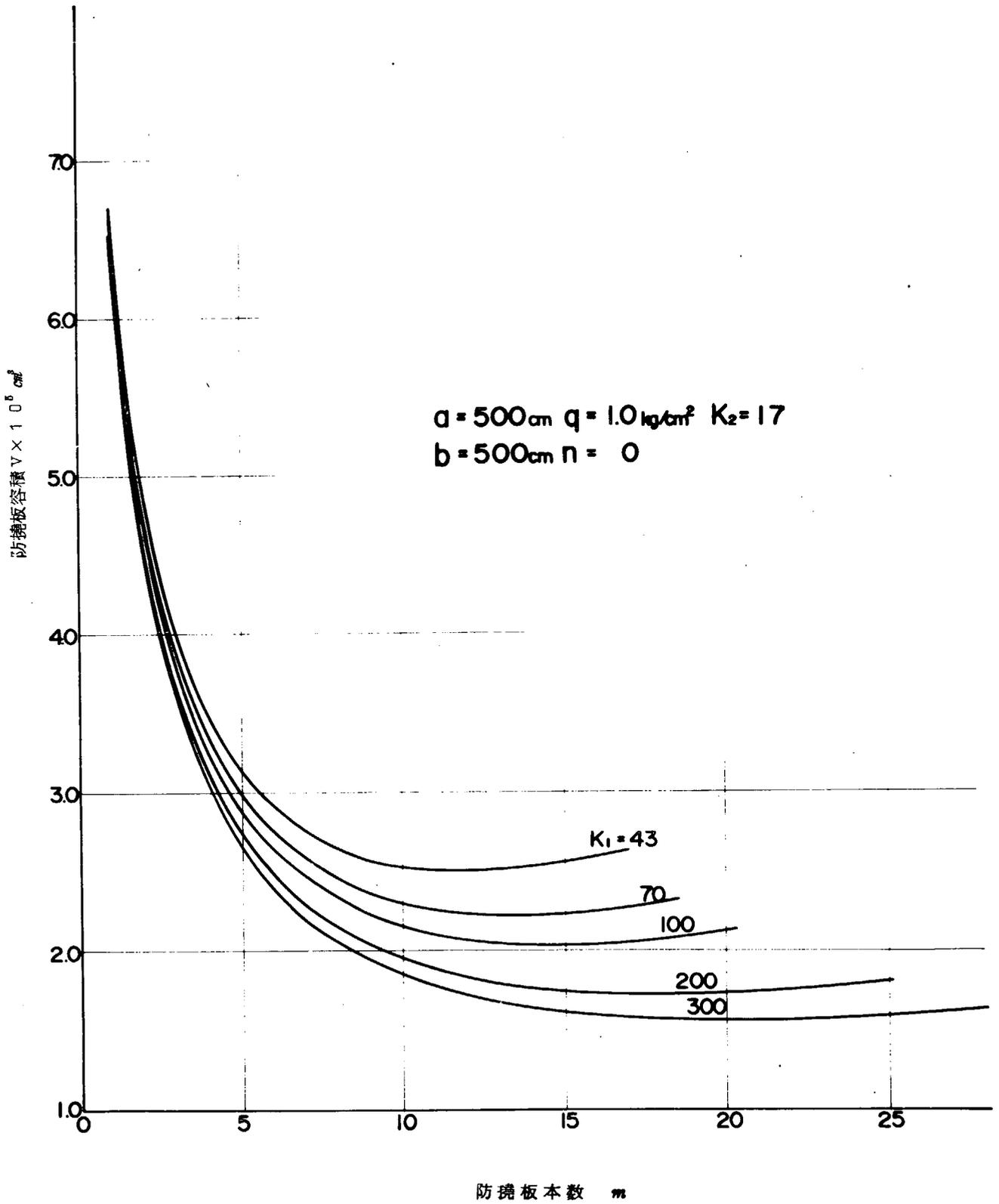


図3.12  $K_1$ 、 $m$ と防撻板重量の関係 ( $b/a = 1$ )

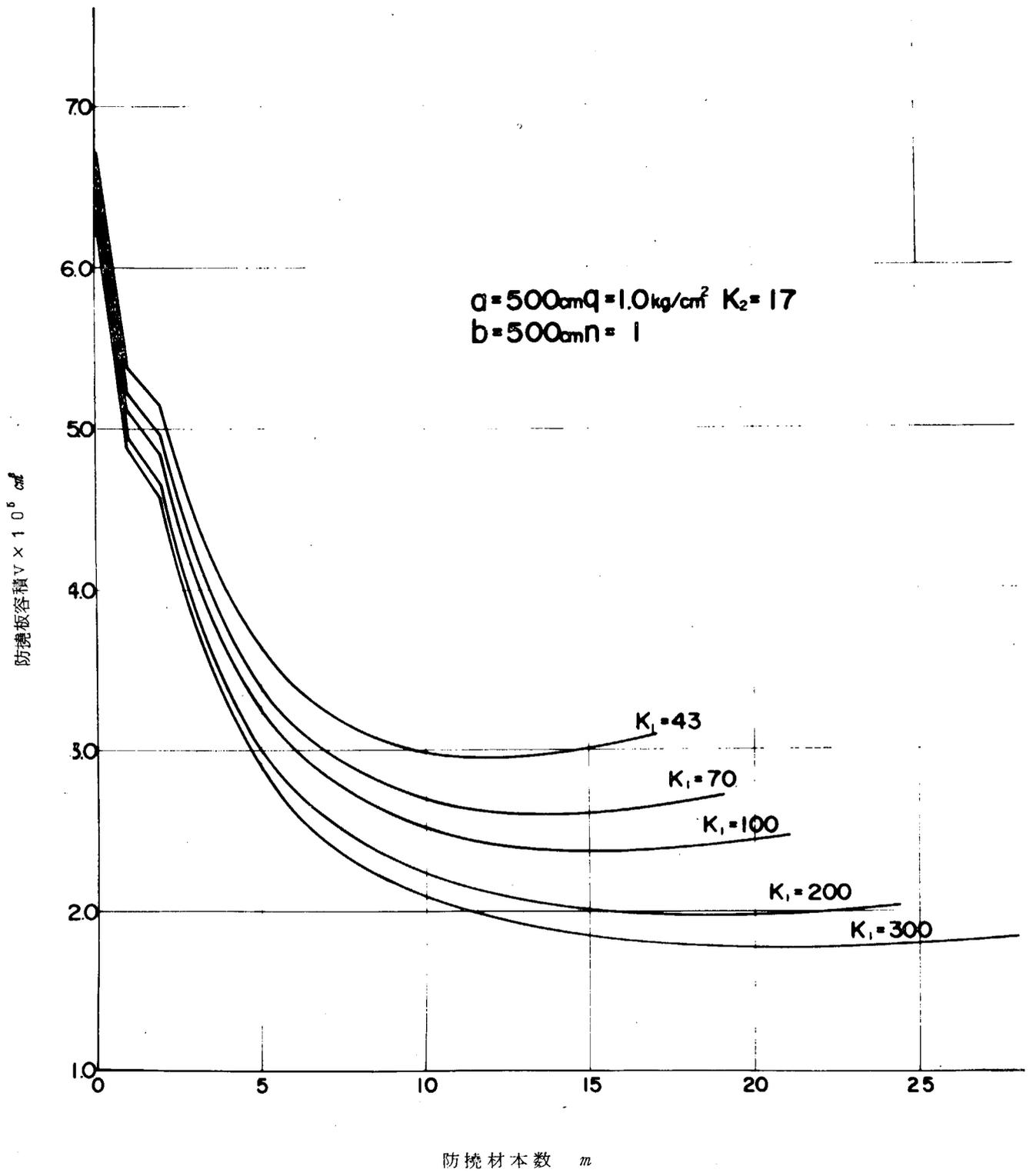


図 3.1.3  $K_1$ 、 $m$  と防撓板重量の関係 ( $b/a = 1$ )

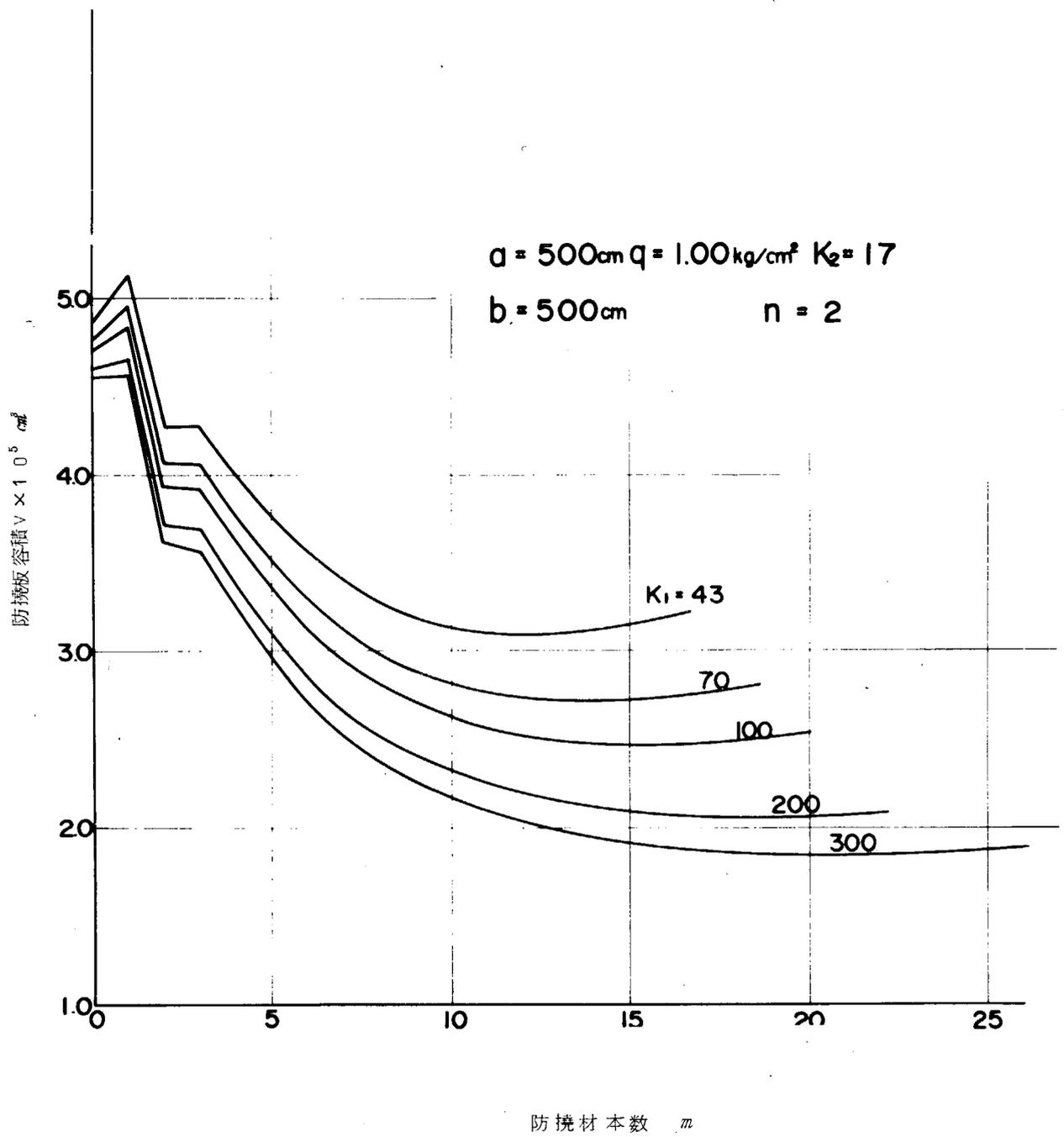


図 3.1.4  $K_1$ 、 $m$  と防撓板重量の関係 ( $b/a = 1$ )

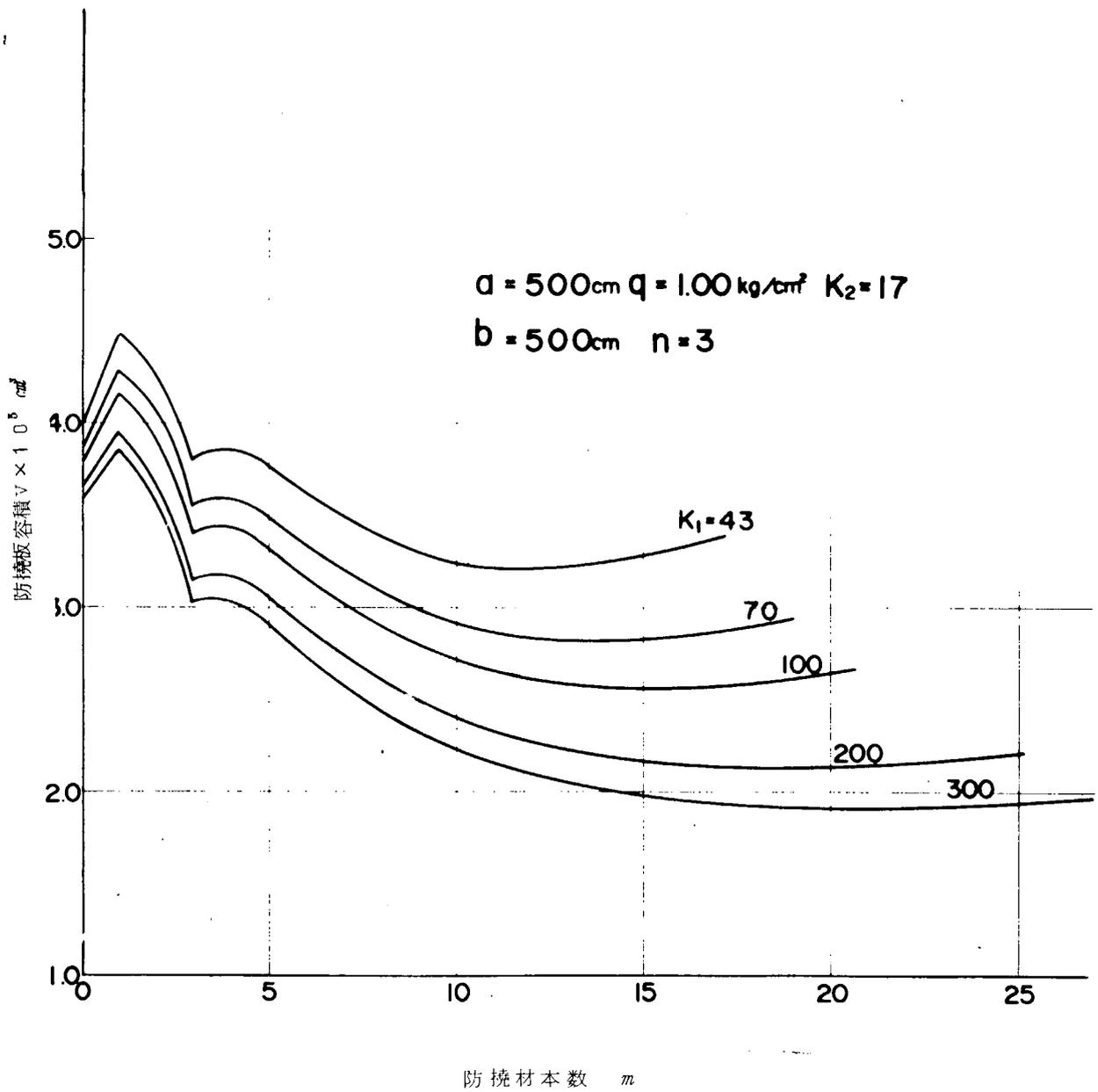


図 3.1 5  $K_1$ 、 $m$  と防撓板重量の関係 ( $b/a = 1$ )

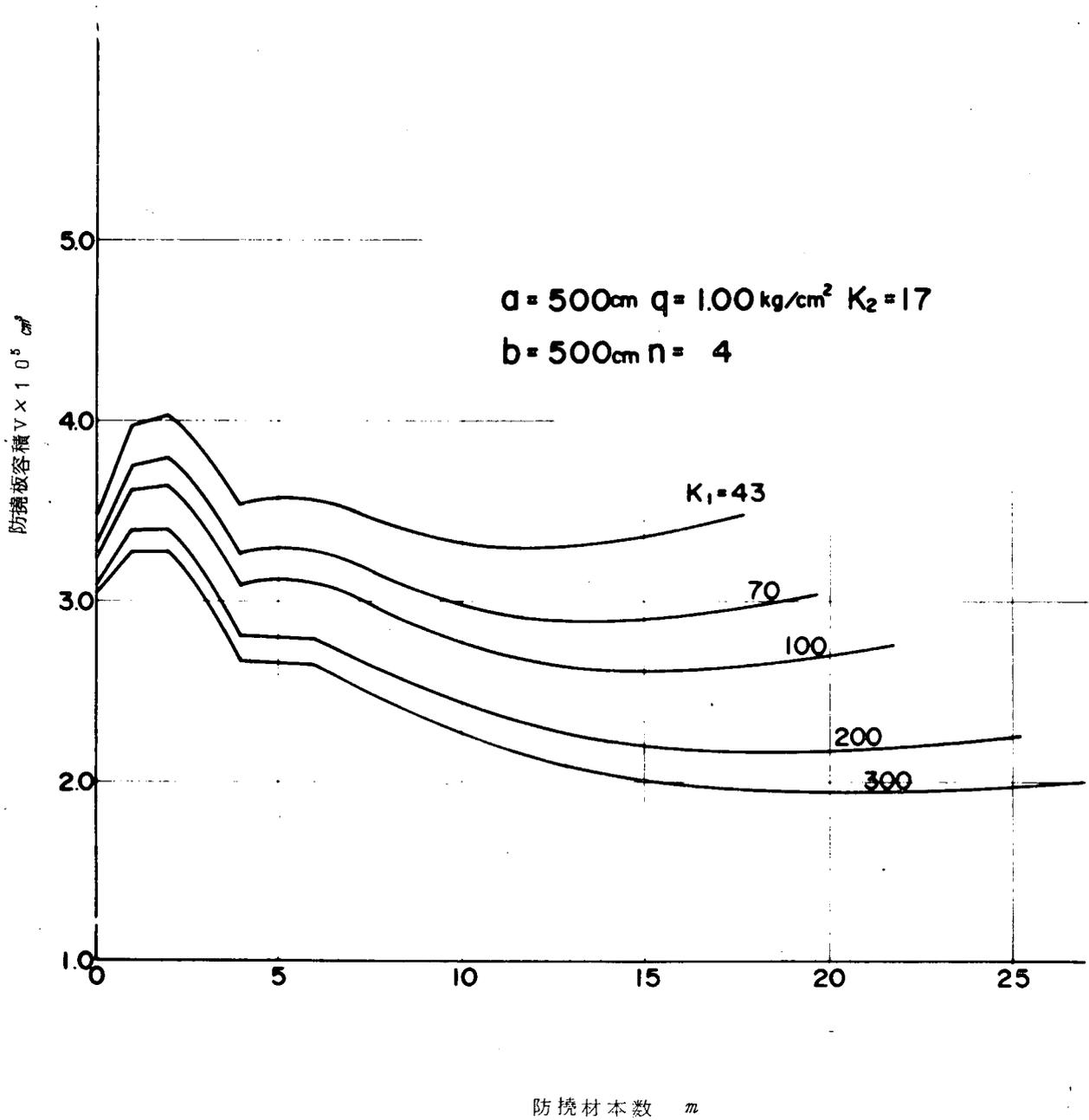


図 3.16  $K_1$ 、 $m$  と防撓板重量の関係 ( $b/a = 1$ )

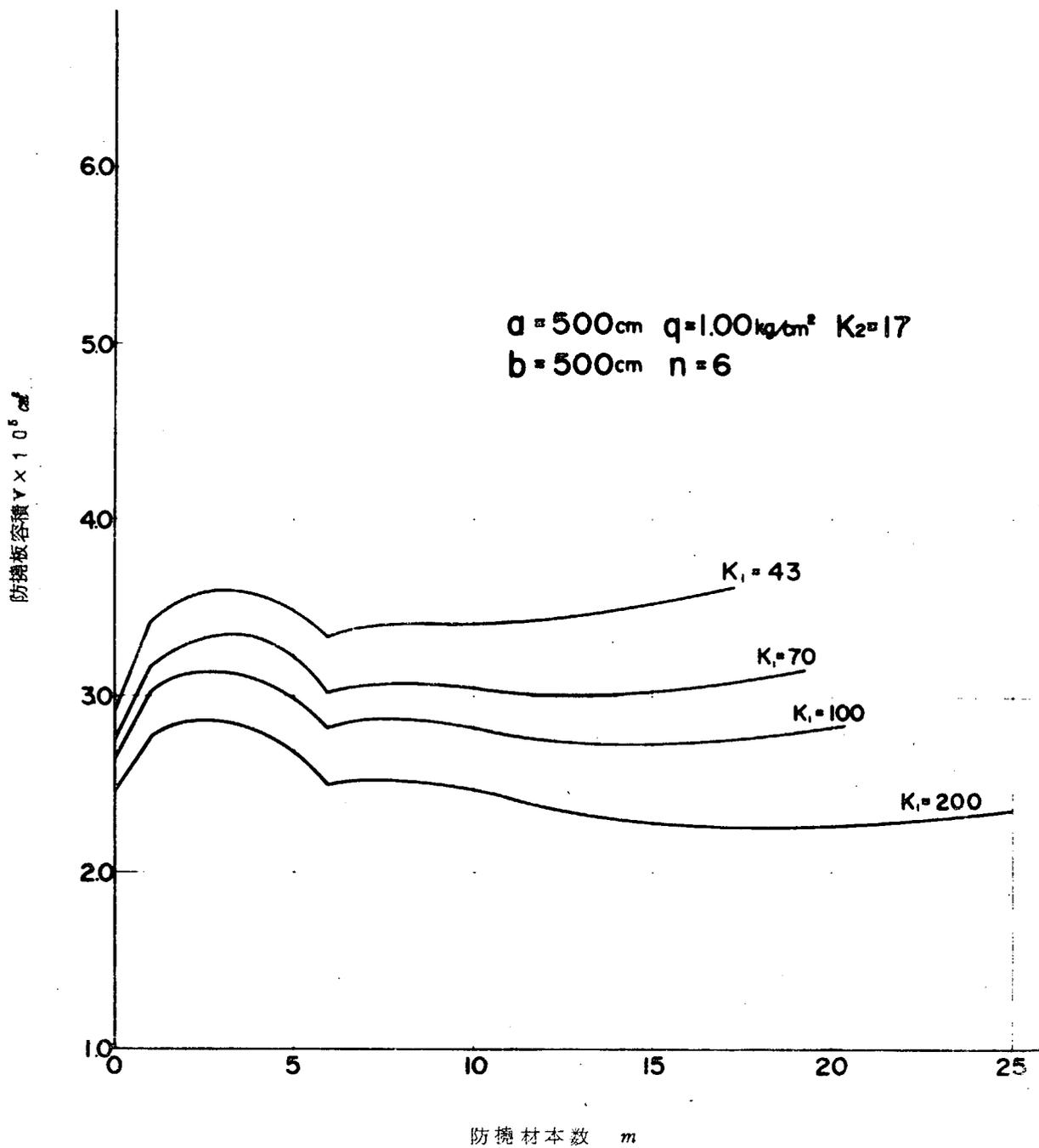


図 3.17  $K_1$ 、 $m$ と防撓板重量の関係( $b/a = 1$ )

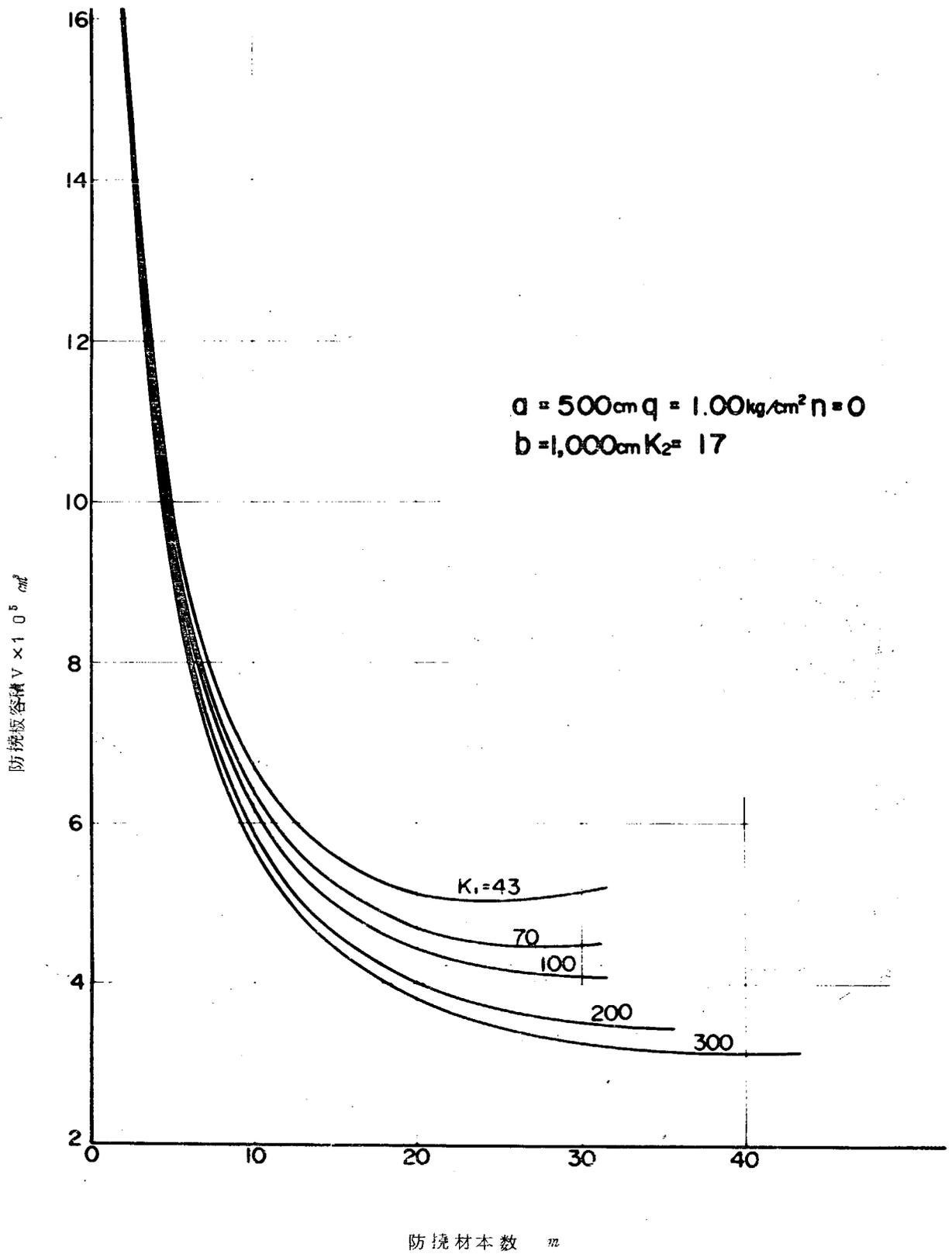


図3.18  $K_1$ 、 $m$ と防撓板重量の関係 ( $b/a = 2$ )

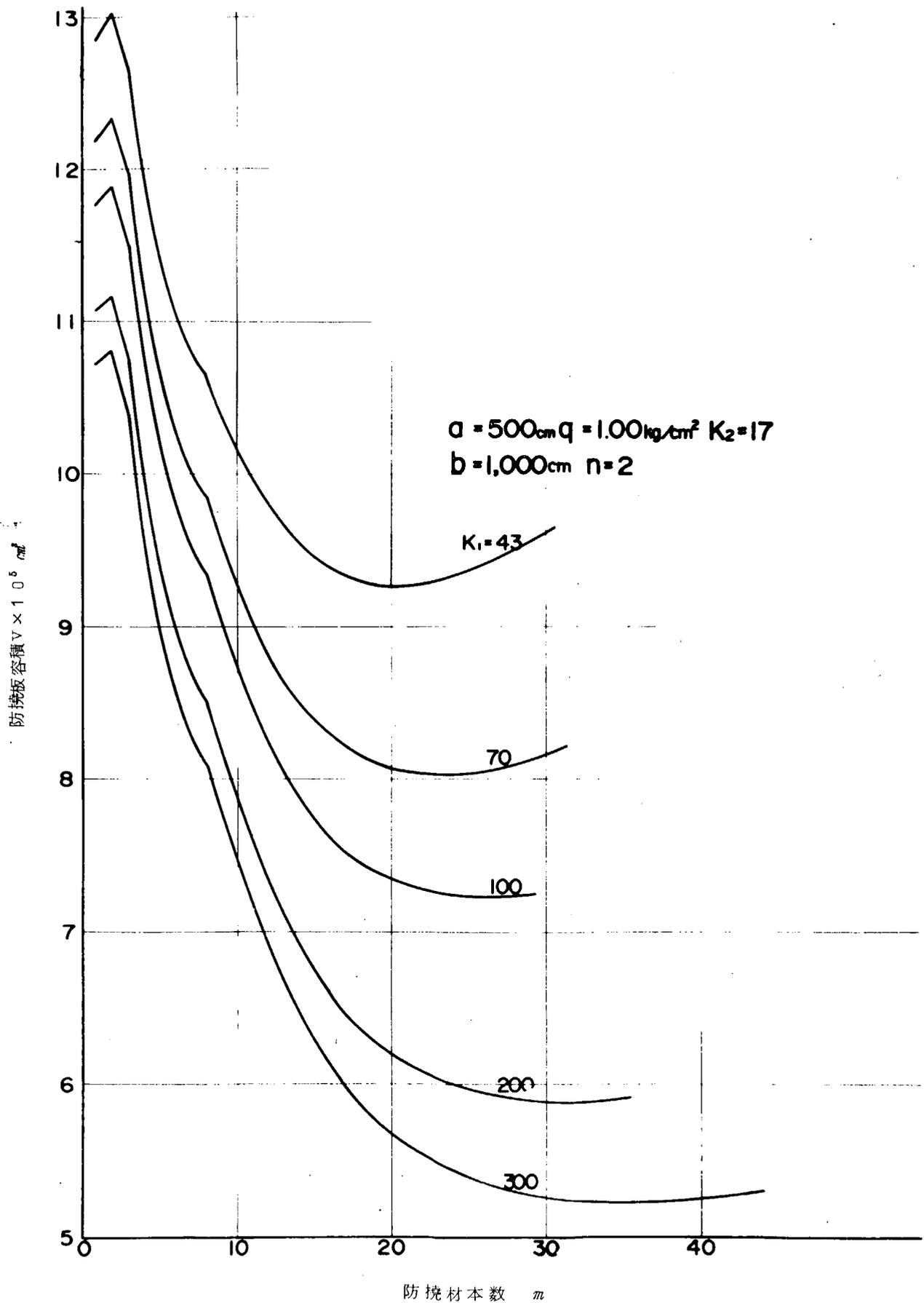


図 3.19  $K_1$ 、 $m$  と防撓板重量の関係 ( $b/a = 2$ )

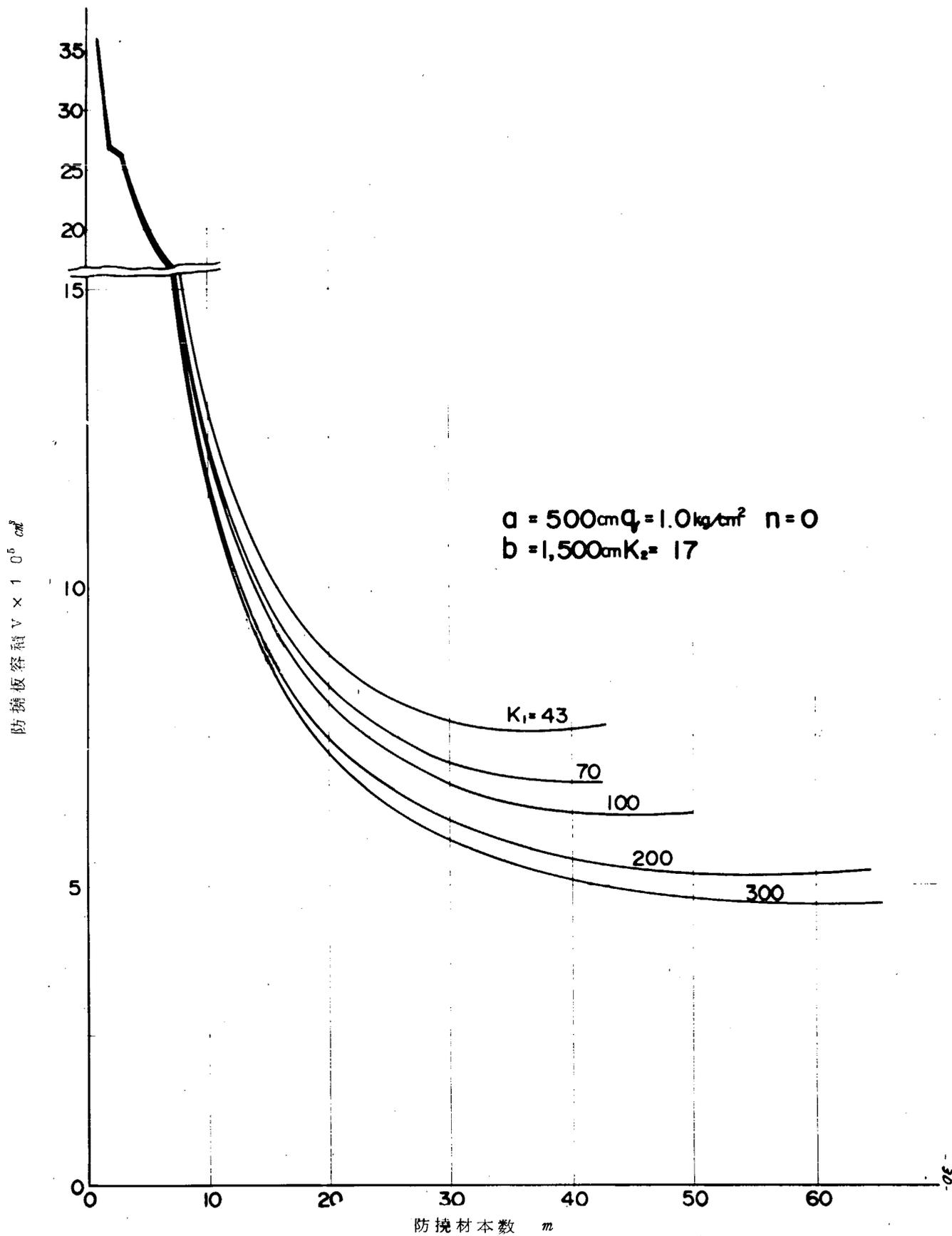


図3.20  $K_1$ 、 $m$ と防撓板重量の関係 ( $b/a = 3$ )

防撓板容積  $V \times 1.0^6 \text{ cm}^3$

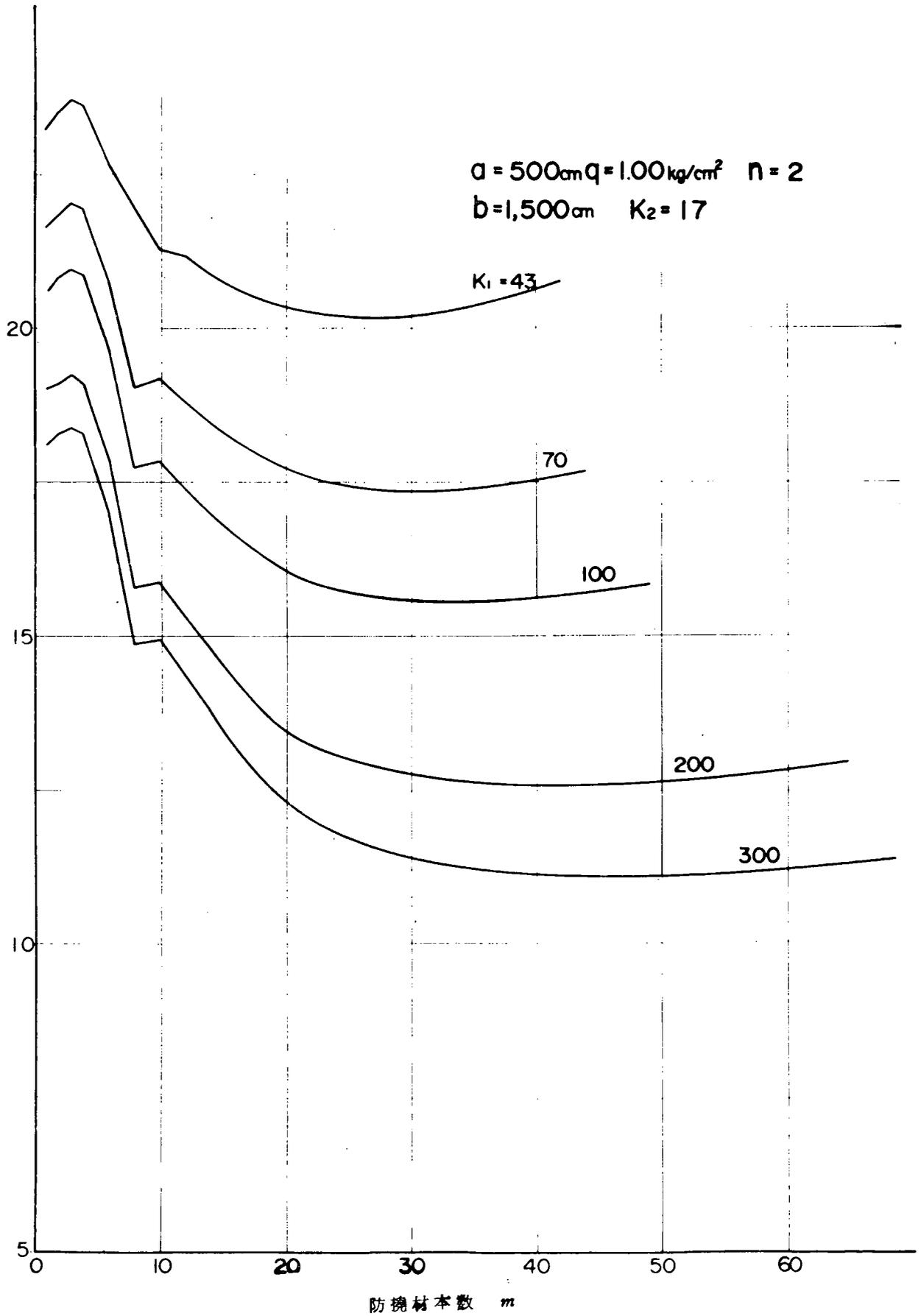


図3.21  $K_1$ 、 $m$ と防撓板重量の關係( $b/a = 3$ )

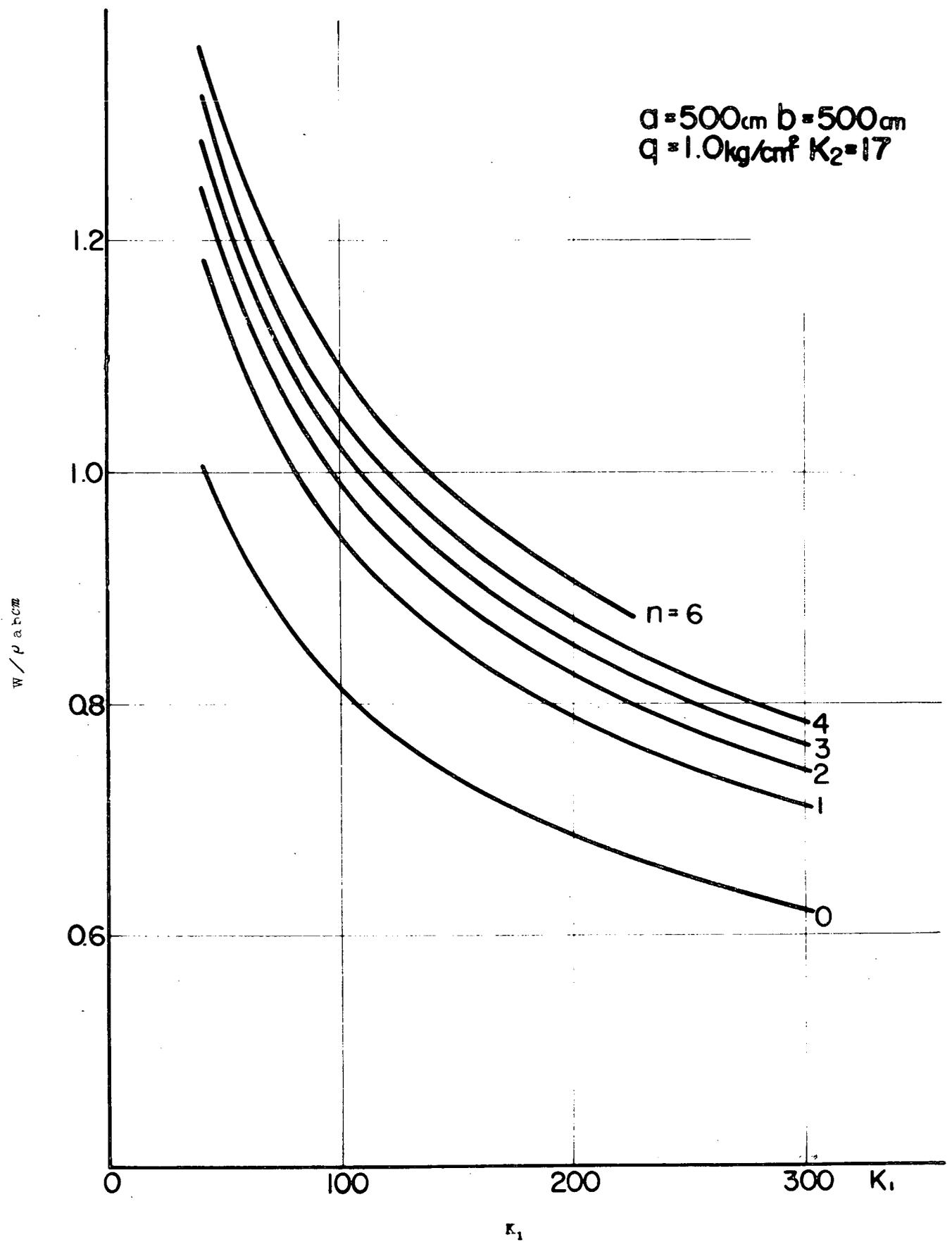


図 3.2.2  $K_1$  と最小重量 ( $b/a=1$ )

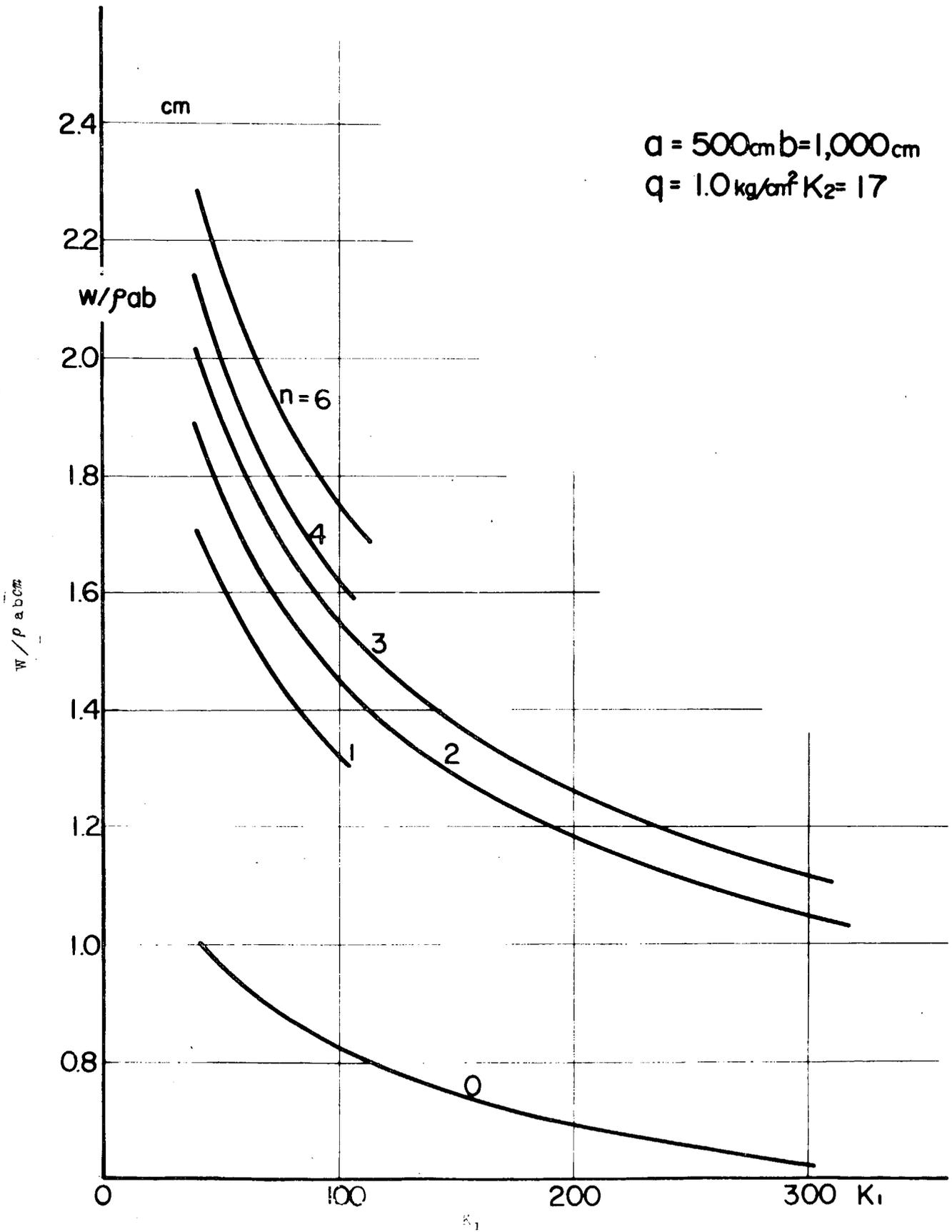


図 3.23  $K_1$  と最小重量 ( $b/a = 2$ )

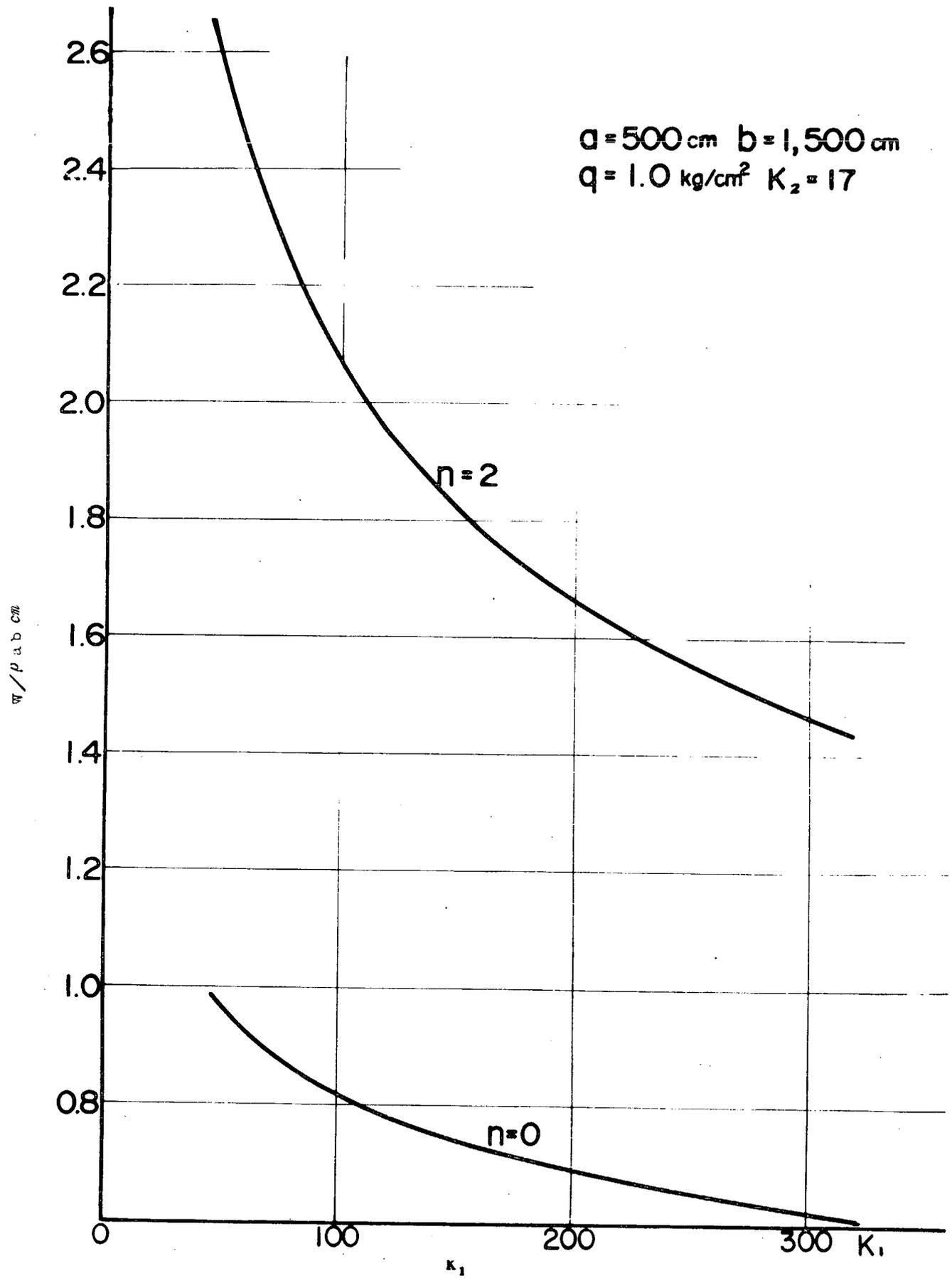


図3.24  $K_1$  と最小重量 ( $b/a=3$ )

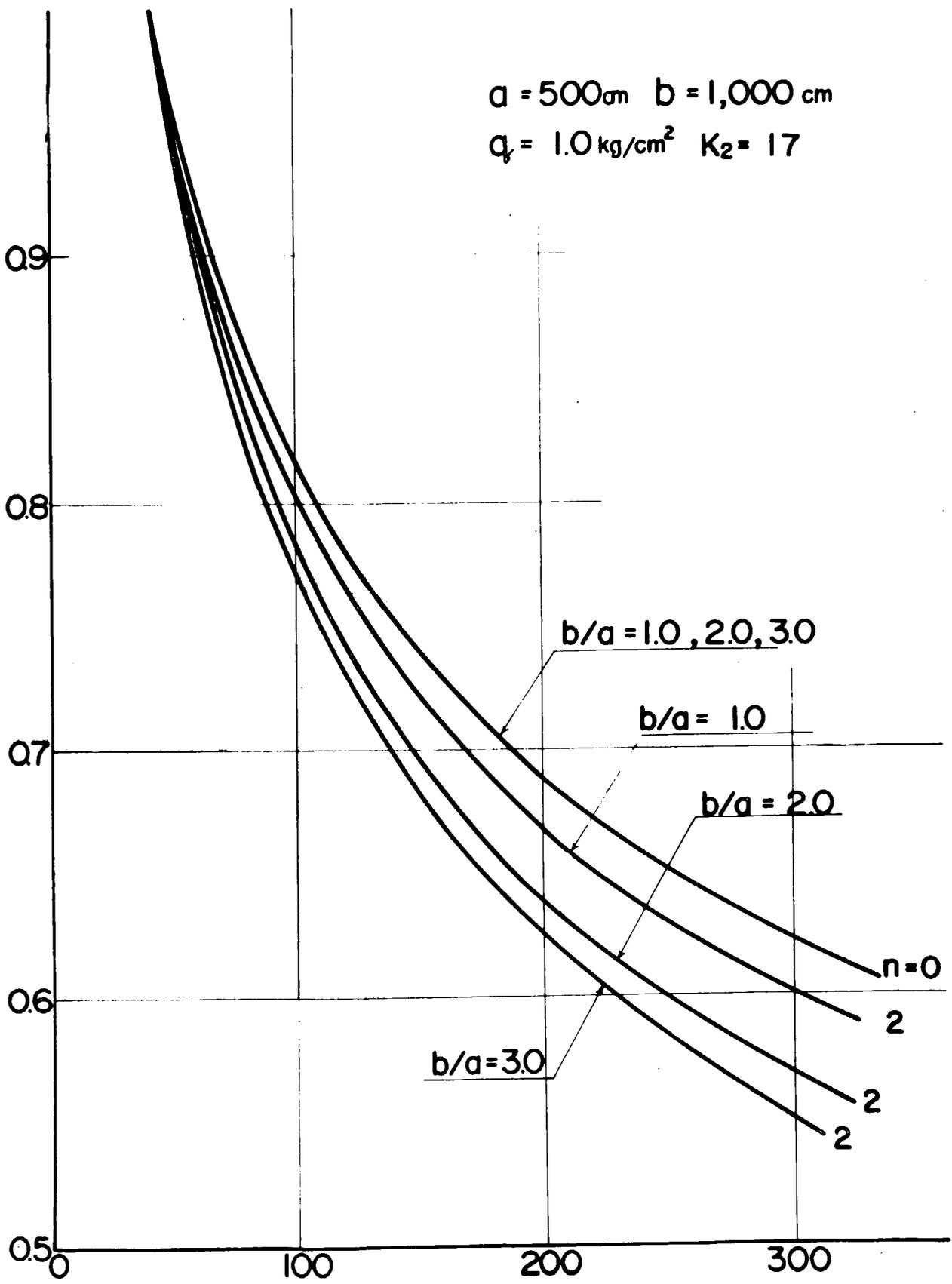


図 3.25  $K_1$  と最小重量比

## 第Ⅱ編 巨大船の船体横強度に関する実験研究

# 第 1 章 トランスバースリング

## 1. リング彎曲部 T 字型交叉部模型による静的ならびに変動荷重による系統的試験

### 1.1 トランスリングコーナの静的強度実験

#### 1.1.1 緒 言

近年船舶の大型化にともなつて船体の横強度が重要視されるようになった。そして Girder 類も非常に深くなり、Web の座屈、横倒れ座屈等も問題になつてくると考えられる。

ここでは、このような Trans Ring のコーナのもつとも一般的であると考えられる構造、および従来船舶ではほとんど採用されていなかった Longitudinal Stiffener 構造のコーナ部の模型について行なつた破壊実験の結果を報告する。

#### 1.1.2 模 型

##### (1) 種類と個数

図 1.1 に示す Trans Ring 隅部の模型で、Web の Trans 方向に Stiffener を入れた模型と、Longitudinal 方向に Stiffener を入れた模型を製作した。模型の名称と主要寸法および個数を表 1.1 に示す。

模型の構造の詳細については、図 1.2 3 および 1.2 4 参照のこと。

表 1.1 試験体の種類

名称	構造	Web $h \times tw$	Flange $b \times tf$	Plate $B \times tp + B' \times tp'$ (ダブリング)	Stiffener $hs \times ts$	個数
S	TR. Stiffener	450 × 2.3	100 × 6	300 × 10 + 200 × 10	35 × 2.3	計 2
I.S.	Longi. Stiffener	同上	同上	同上	同上	計 2

##### (2) 製作

薄板構造であるため溶接による初期変形を生じないように、とくに注意して製作した。その結果、模型全体の形状、寸法については良好な結果が得られた。

また、各部材については、表 1.2 に示すように Web の深さが計画値より若干小さめにできており、I.S.-C の Stiffener 間隔(e)の一部がかなりくるつている他はほとんど計画値とありの寸法が得られた。

Web の初期撓みは、局部加熱による歪取りを行なつた結果、I.S.-C、I.S.-T のコーナ部の外側の大きいパネルにおいて若干大きくできているが、他はかなり小さな値におさまっている。

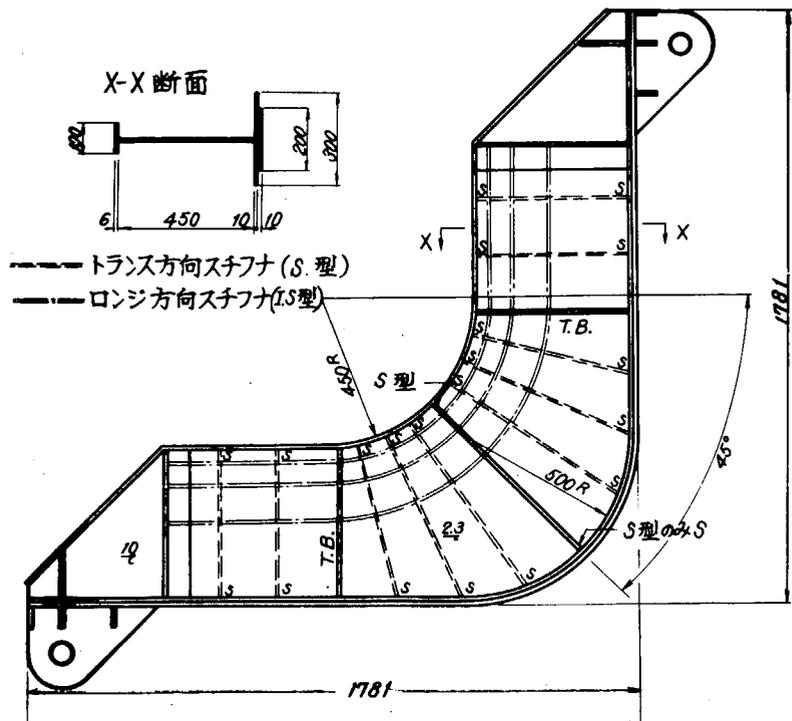


図 1.1 模 型

なお、応力除去焼鈍は行なっていない。

(3) 材料試験結果

模型の Flange, Plate, Web を製作した鋼板と同一鋼板から、それぞれ JIS 1 号の引張り試験片を 2 枚づつ採取し、材料試験を行なった。

結果を表 1.3 に示す。

表 1.2 模型寸法精度

模型	Web				Flange		Plate			Stiffener			
	板厚	深 さ			板厚	巾	板厚	巾	ダブルリ ング 巾	板厚	間 隔		
		(a)	(b)	(c)							(d)	(e)	(f)
S-C	2.35	613	448	447	570±0.1	100 <sup>+0</sup> <sub>-0.1</sub>	100 <sup>+0</sup> <sub>-0.8</sub>	300±1	200 <sup>+0</sup> <sub>-1</sub>	24 <sup>+0</sup> <sub>-0.05</sub>	170±1		
S-T	2.35	614	447	446	600 <sup>+0</sup> <sub>-0.15</sub>	100 <sup>+0</sup> <sub>-1.0</sub>	98±0.15	300 <sup>+2</sup> <sub>-0</sub>	200 <sup>+0</sup> <sub>-1</sub>	24 <sup>+0</sup> <sub>-0.05</sub>	170±2		
I.S.-C	2.40	612	445	447	660±0.1	100 <sup>+1.0</sup> <sub>-0</sub>	9.6±0.1	300 <sup>+1</sup> <sub>-0</sub>	200 <sup>+1</sup> <sub>-0</sub>	24 <sup>+0</sup> <sub>-0.05</sub>	42 <sup>+1</sup> <sub>-0</sub>	57~70	111 <sup>+1</sup> <sub>-0</sub>
I.S.-T	2.40	612	445	446	630 <sup>+0.1</sup> <sub>-0</sub>	100 <sup>+1.0</sup> <sub>-0.2</sub>	9.8±0.2	300 <sup>+0</sup> <sub>-1.5</sub>	200 <sup>+0</sup> <sub>-1</sub>	24 <sup>+0</sup> <sub>-0.05</sub>	42 <sup>+1</sup> <sub>-0</sub>	70±1	110 <sup>+0</sup> <sub>-1</sub>

	Web初期撓み (注)	
	コーナー部	直線部
S-C	0.1	0.2
S-T	0.1	0.3
I.S.-C	1.0	0.4
I.S.-T	0.8	0.3

(注)  
-C 圧縮試験用模型  
-T 引張 " "

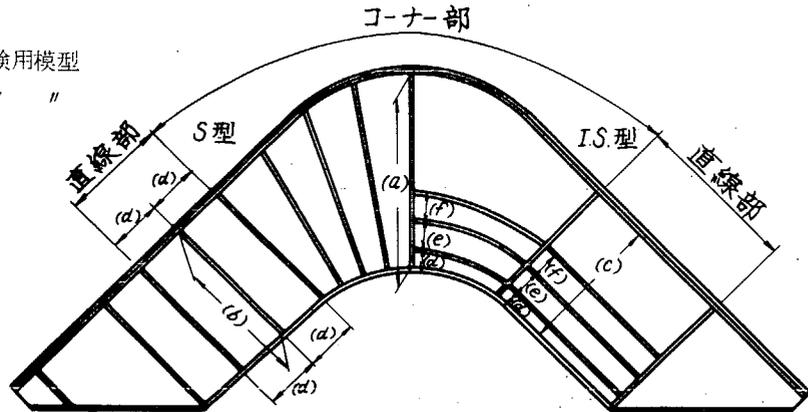


図 1.2

表 1.3 材料試験結果

模型	場所	項目	板 巾	板 厚	断面積	降伏応力	引張強さ	伸 び
			(平均)	(平均)	(平均)	$\sigma_Y$	$\sigma_B$	$\phi$
			mm	mm	mm <sup>2</sup>	Kg/mm <sup>2</sup>	Kg/mm <sup>2</sup>	%
S	Web	1	60.0	2.35	141.0	26.5	34.2	33.1
		2	60.0	2.34	140.4	26.2	34.7	33.4
		平均				26.3	34.5	33.5
	Flange	1	60.0	5.97	358.2	21.5	34.6	31.2
		2	60.0	6.0	360.0	22.6	36.0	31.4
		平均				22.1	35.3	31.3
	Plate	1	50.1	9.65	483.5	23.2	39.4	30.7
		2	50.1	9.60	481.4	23.1	37.2	33.9
		平均				23.2	38.3	32.3
I.S.	Web	1	60.0	2.35	141	22.6	35.1	36.2
		2	60.0	2.41	144	21.8	34.0	36.2
		平均				22.2	34.6	36.2
	Flange	1	60.1	6.50	391	26.6	45.0	33.0
		2	60.1	6.55	394	26.4	44.9	32.9
		平均				26.5	45.0	33.0
	Plate	1	50.2	10.1	507	27.2	46.2	28.5
		2	50.2	10.1	507	26.4	45.4	29.0
		平均				26.8	45.8	28.8

1.1.3 実験方法

(1) 実験の種類

S、I.S.の模型について、それぞれ圧縮実験と引張実験を行なった。また、Sの圧縮実験終了後 Webの一部を補強して再実験を行なった。これらの実験の名称を表1.4に示す。

表 1.4 実験の種類

実験名称	模型	荷重	模型の個数	備 考
S-O	S	圧縮	1	S-Oの実験終了後Webの一部を補強して使用
S-O'	S	同上		
S-T	S	引張	1	
I.S-O	I.S	圧縮	1	
I.S-T	I.S	引張	1	

(2) 負荷方法

石川島播磨重工業㈱技術研究所100t構造物試験機を使用し、図1.3に示すように隅部外板の水平方向の移動を拘束して実験を行なった。

負荷要領は次のとおりであった。

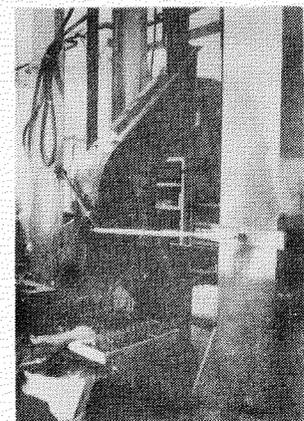
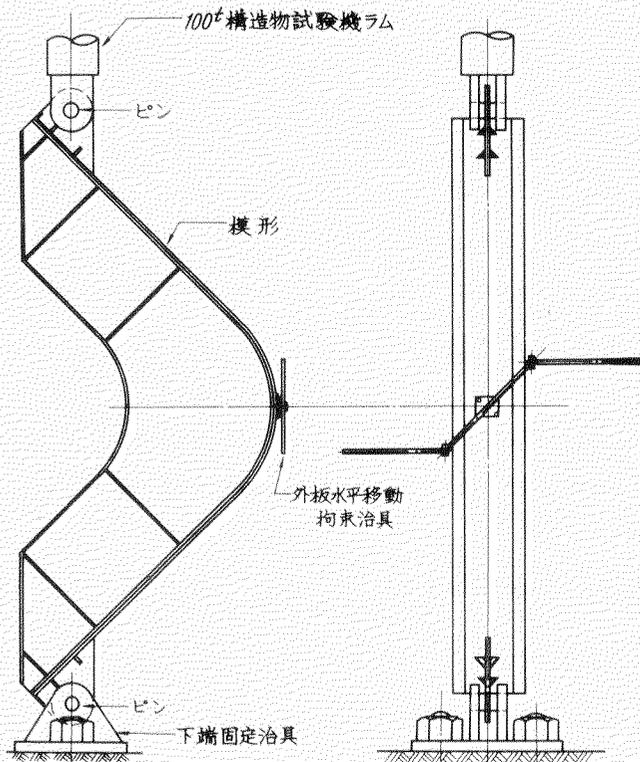
圧縮試験

0—1—2—3—4 t  
 0—2—4—5—6—7—8 t  
 0—2—4—6—8—9—10 t → 破壊まで (破壊附近では0.5 tおきに計測した)

引張試験 ※

0—1—2—3—4—5—6—7—8  
 0—2—4—6—8—9—10—11—12—13—14—15—16  
 0—4—8—12—16—17—18 → 破壊まで

※ 実際の荷重は0.76倍である。



(b) 実験状況

(a) 実験装置

図 1.3 実験装置および実験状況

### (3) 計測項目

荷重方向の撓み、および Flange, Plate, Web, Stiffener の歪を電気抵抗線歪ゲージにより計測した。Web および Stiffener には表裏同じ位置に歪ゲージを貼り、座屈による変形を計測できるようにした。歪ゲージ貼付位置を図 1.4、図 1.5 に示した。

### (4) 荷重条件

模型の断面には、一般に曲げモーメント、剪断力、軸力が同時に働く、各断面におけるこれらの値を図 1.6 に示してある。

#### 1.1.4 実験結果

各実験の最高荷重、崩壊状況を表 1.5 に示す。

表 1.5 実験結果

実験名称	最高荷重	崩壊状況	参照
S-C	11.2 <sup>t</sup>	コーナ部のウェブ座屈後、フランジが降伏し、最終的にフランジの局部座屈を生ず。	図 1.7
S-C'	13.0 <sup>t</sup>	コーナ部の補強したとなりのパネルが、曲げと剪断による座屈を生じ、その箇所のフランジが降伏。	図 1.8
S-T	22.0 <sup>t</sup>	コーナ部のフランジ降伏後、直線部のウェブが座屈し、張力場となつて降伏。	図 1.9
IS-C	15.5 <sup>t</sup>	コーナ部のウェブ座屈後、フランジが降伏し、最終的にスチフナの座屈を生ず。	図 1.10
IS-T	22.8 <sup>t</sup>	コーナ部のフランジ降伏後、直線部のウェブが座屈し、張力場となつて降伏。	図 1.11

各実験の撓み計測結果を図 1.12、図 1.13 に示す。

各断面における Web の表裏の歪の平均値の分布を図 1.14～図 1.22 に示す。

#### 1.1.5 結 言

実船構造の寸法をほぼ比例縮尺した模型について、Stiffener の入れ方を 2 とあり変えて実験を行なった結果、次のような結論および今後検討すべき問題点が明らかになった。

(1) Stiffener を Flange に直角方向に入れた S 型では、引張り曲げに対してとくに問題なく、ほぼ全断面降伏するまで外力に抵抗する。

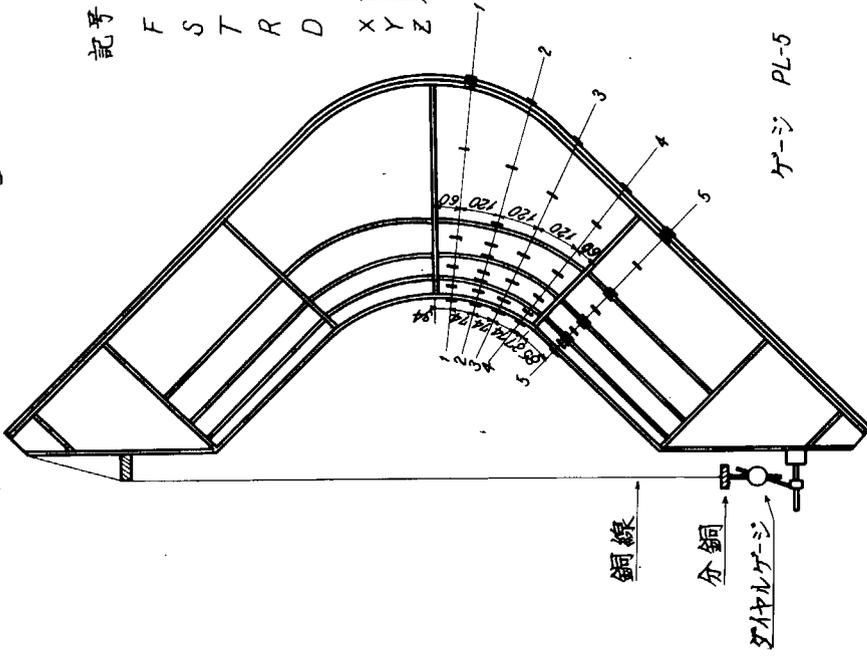
また、圧縮曲げに対しては、まず Web の座屈がおこり、その後 Flange が降伏し、最終的には Flange の局部座屈によつて崩壊した。この場合 Stiffener は座屈せず、崩壊荷重は引張り曲げの約  $1/2$  である。

(2) Stiffener を Flange に平行に入れた IS 型では、引張り曲げに対しては S 型とほぼ同じ強度を示したが、圧縮曲げに対しては、まず Web が座屈したあと Flange が降伏し、最終的には Stiffener が座屈して崩壊し、S 型の 1.38 倍の強度を示した。これは IS 型の場合、模型製作の段階で Flange の実際の板厚および降伏応力が S 型より若干大きくなつたこと、また Stiffener の  $I_y$  に対する効きを考慮しても、なおかつ大きな値である。

(3) Web が座屈したあとの崩壊強度に対して、Stiffener の方向がある程度効くものと思われるが、これを検討するためには、非対称断面ガーダに曲げ、軸力、剪断が同時に加わつた場合の Web 座屈後の挙動を明らかにする必要がある。

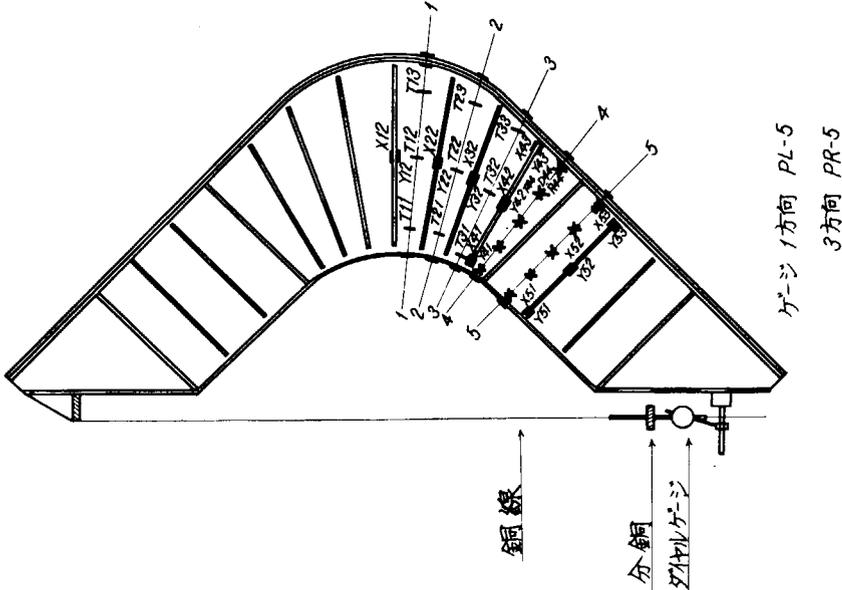
(4) 歪計測結果によると、コーナ部の Plate の効きが非常に悪いので、このような場合の Plate の有効中のとり方について検討する必要がある。

記号  
 F : フランジ  
 S : スキンプレート  
 T : ウェア接線方向  
 R : " 半歪方向  
 D : " 斜め方向  
 X } : スチフナ  
 Y }  
 Z }



ゲージ PL-5

記号  
 F : フランジ  
 S : スキンプレート  
 T : ウェア接線方向  
 R : " 半歪方向  
 D : " 斜め方向  
 X } : スチフナ  
 Y }  
 Z }



ゲージ1方向 PL-5

3方向 PR-5

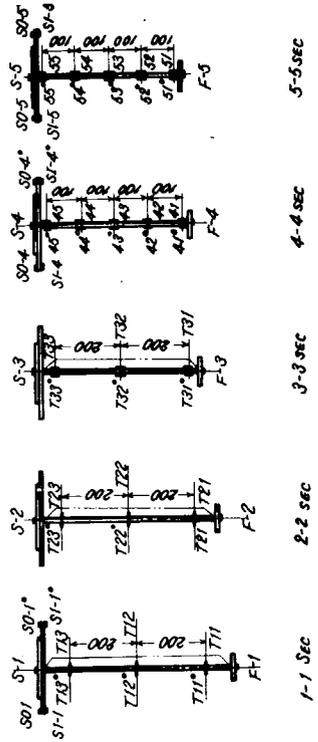
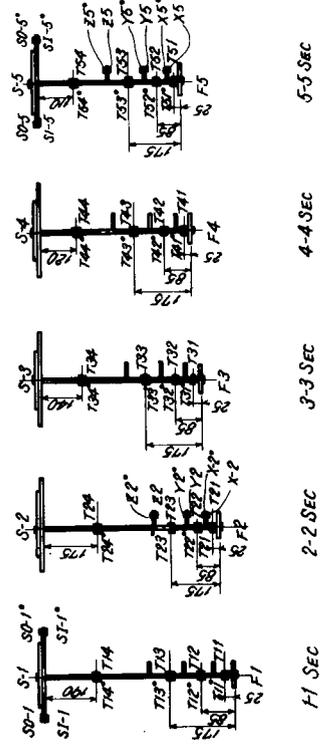


図 1.5 I.S.-C, I.S.-T 実験 歪ゲージ位置

図 1.4 S-C, S-C', S-T 実験 歪ゲージ貼付位置

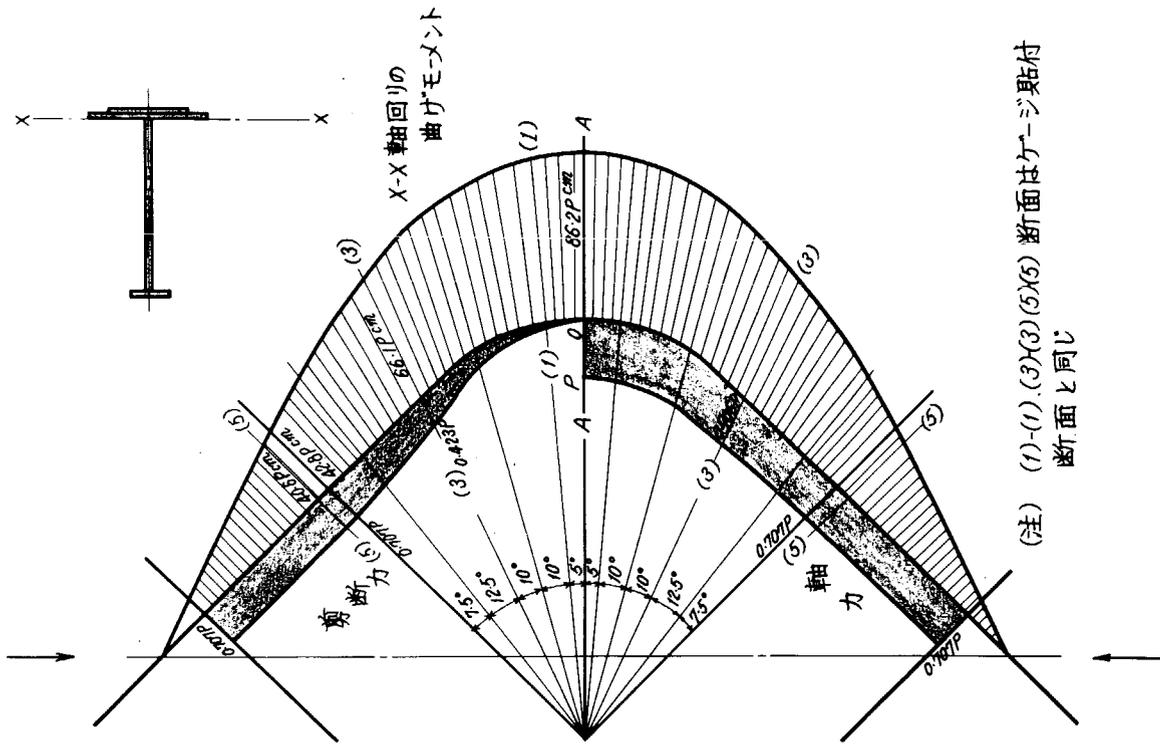
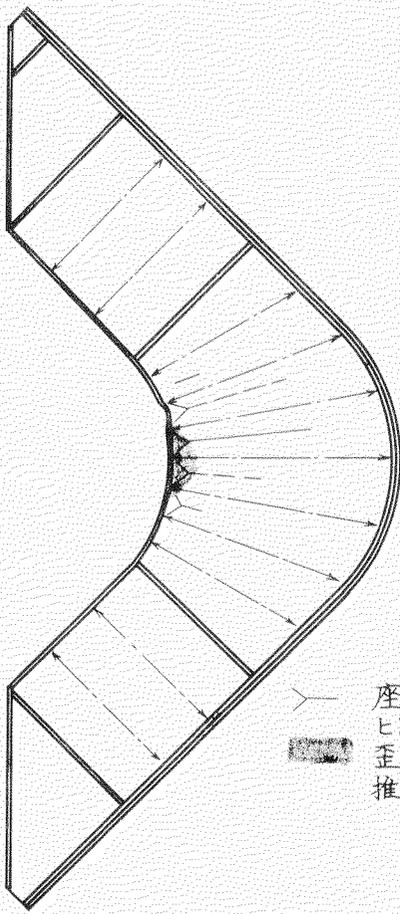


図 1.6 荷重条件



 座屈変形による  
ヒンジライン  
 歪計測結果から  
推定した降伏領域

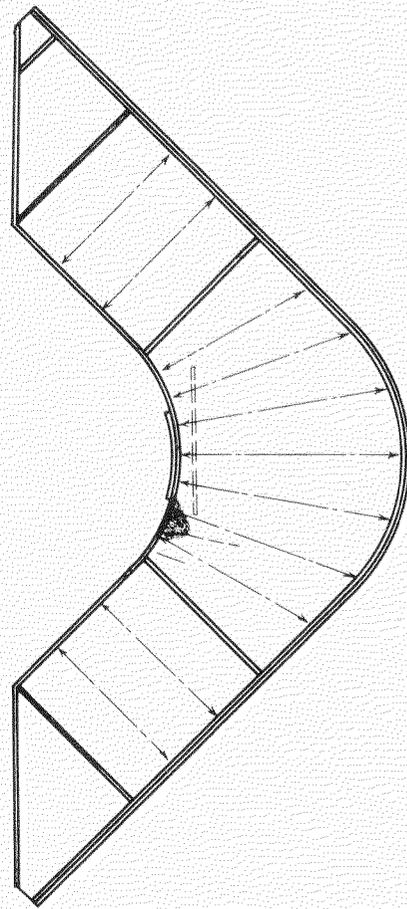


図 1.7 (a) S-C 破壊状況

図 1.8 (a) S-C' 破壊状況

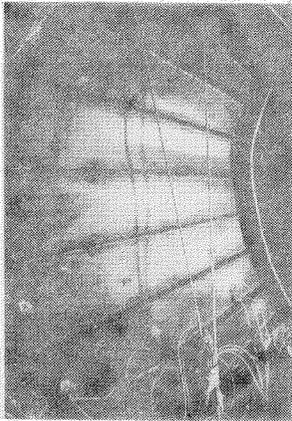


図 1.7 (b) S-C 試験終了後状況  
(Stiffenerは若干倒  
れているが座屈はして  
ない)

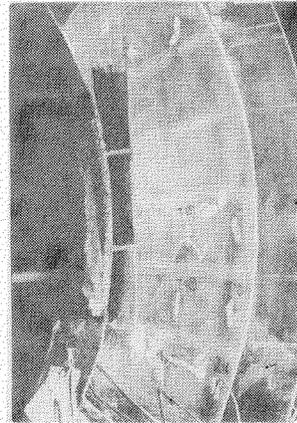


図 1.8 (b) S-C' WebおよびFlange  
の補強の状況

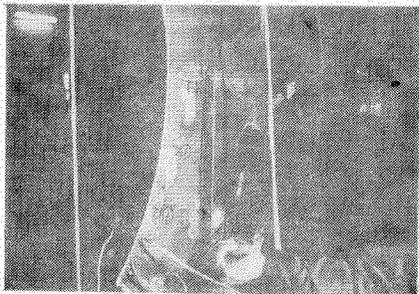


図 1.7 (c) S-C 試験終了後のWebの  
変形状況 (Stiffenerの無  
い側)

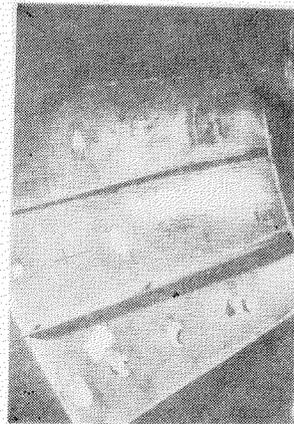


図 1.8 (c) S-C' 試験終了後のWebの変形

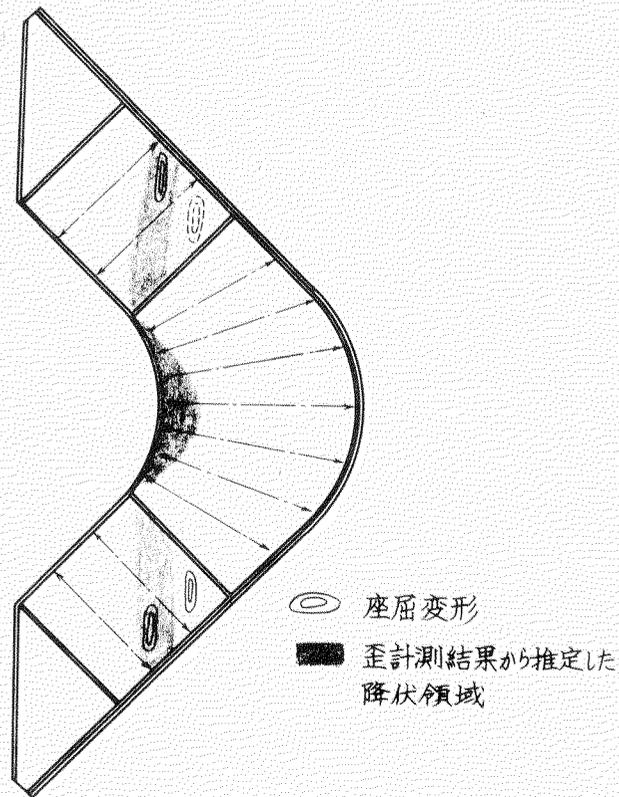


図 1.9 (a) S-T 破壊状況

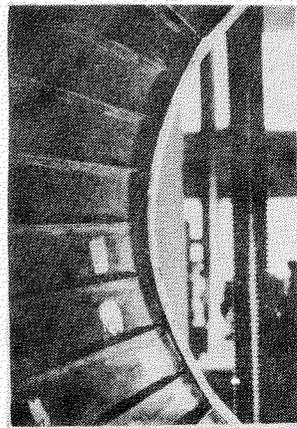


図 1.9 (b) S-T 試験終了後の状況 (Flange にそりを生じている他は異状なし)

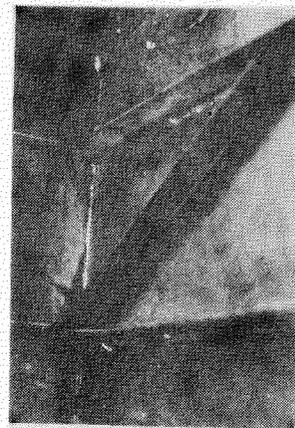


図 1.9 (c) S-T 試験終了後の状況 (直線部における Web の剪断座屈)

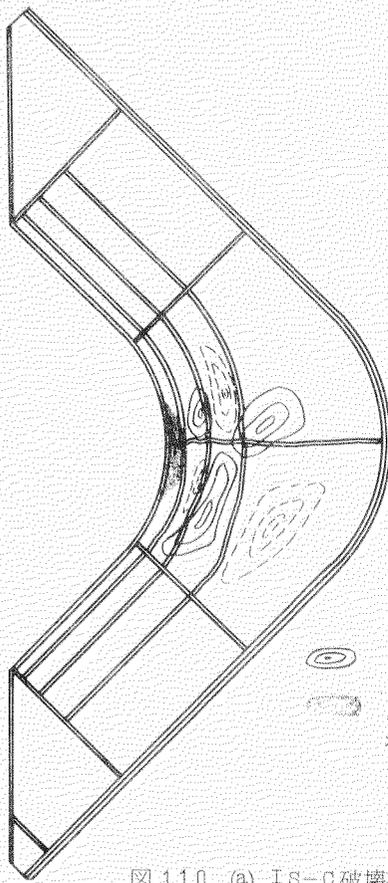


図 1.10 (a) IS-C破壊状況

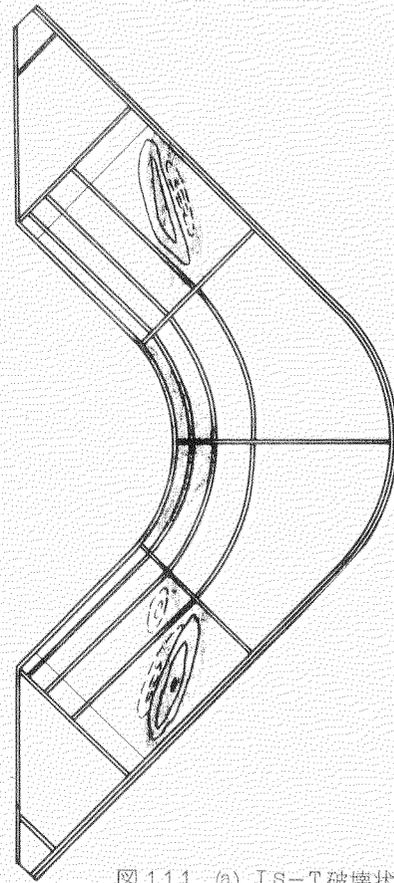


図 1.11 (a) IS-T破壊状況



図1.10 (b) IS-C 試験終了後の状況 (Stiffener も一緒に座屈している)



図1.11 (b) IS-T 試験終了後の状況

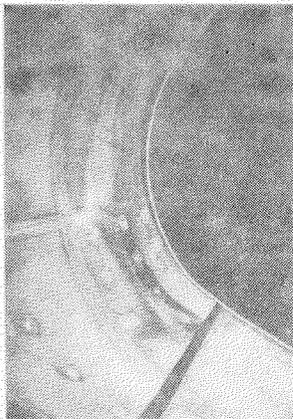


図1.10 (c) IS-C 試験終了後の状況 (Stiffenerの無い側からみる)

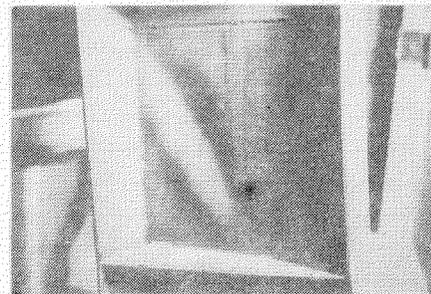


図1.11 (c) IS-T 試験終了後の状況 (直線部におけるWebの剪断変形)

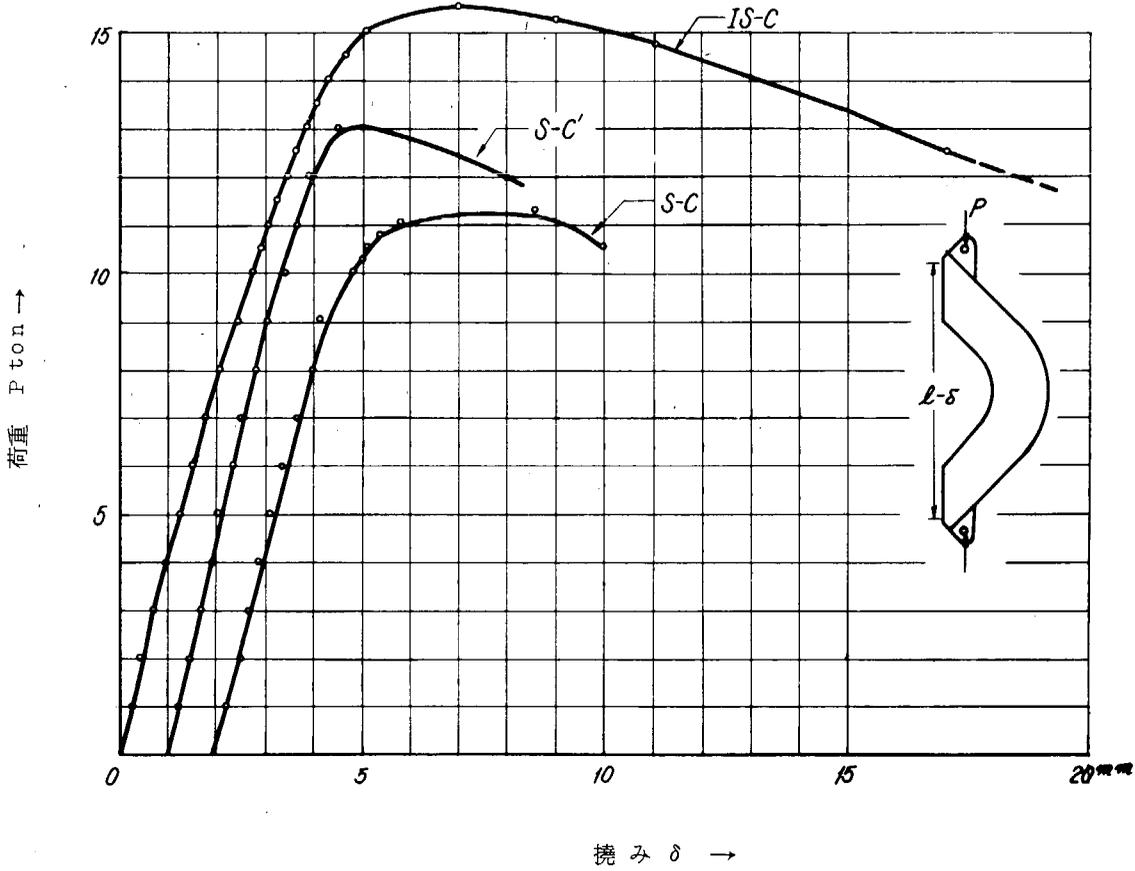


図 1.12 S-C, S-C', IS-C 撓み計測結果

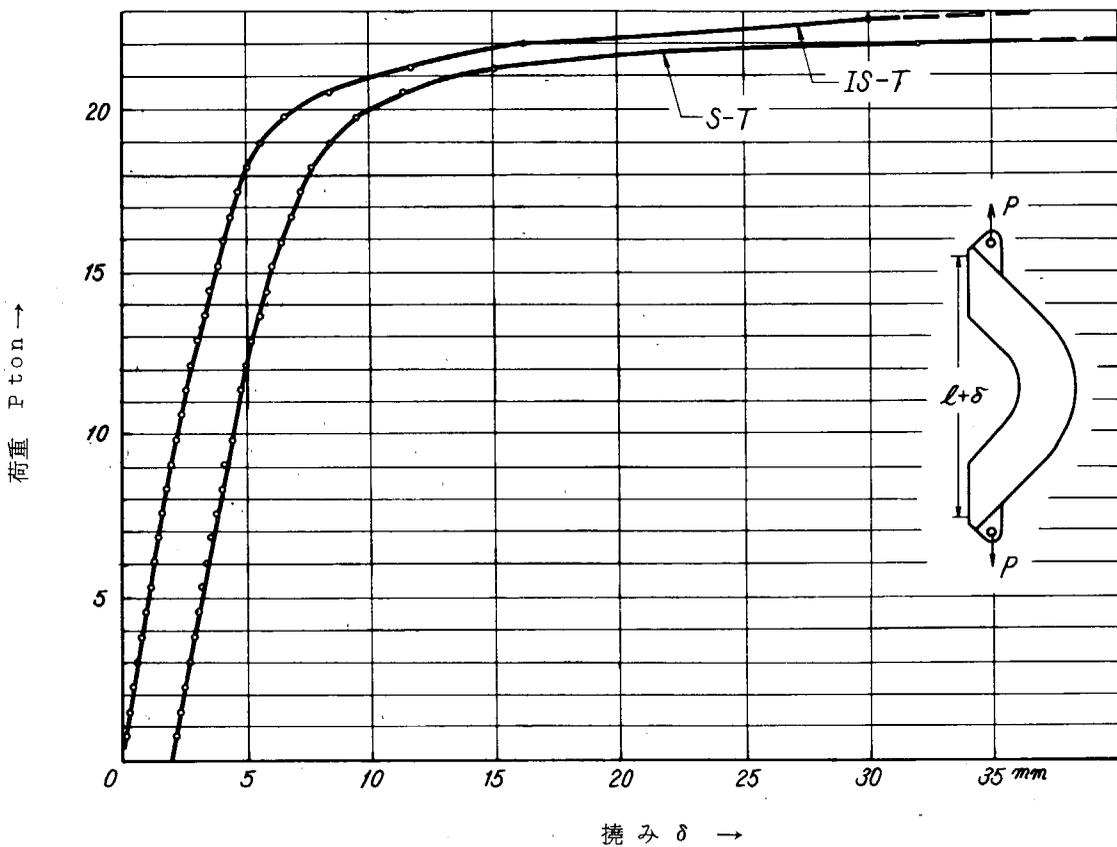


図 1.13 S-T, IS-T 撓み計測結果

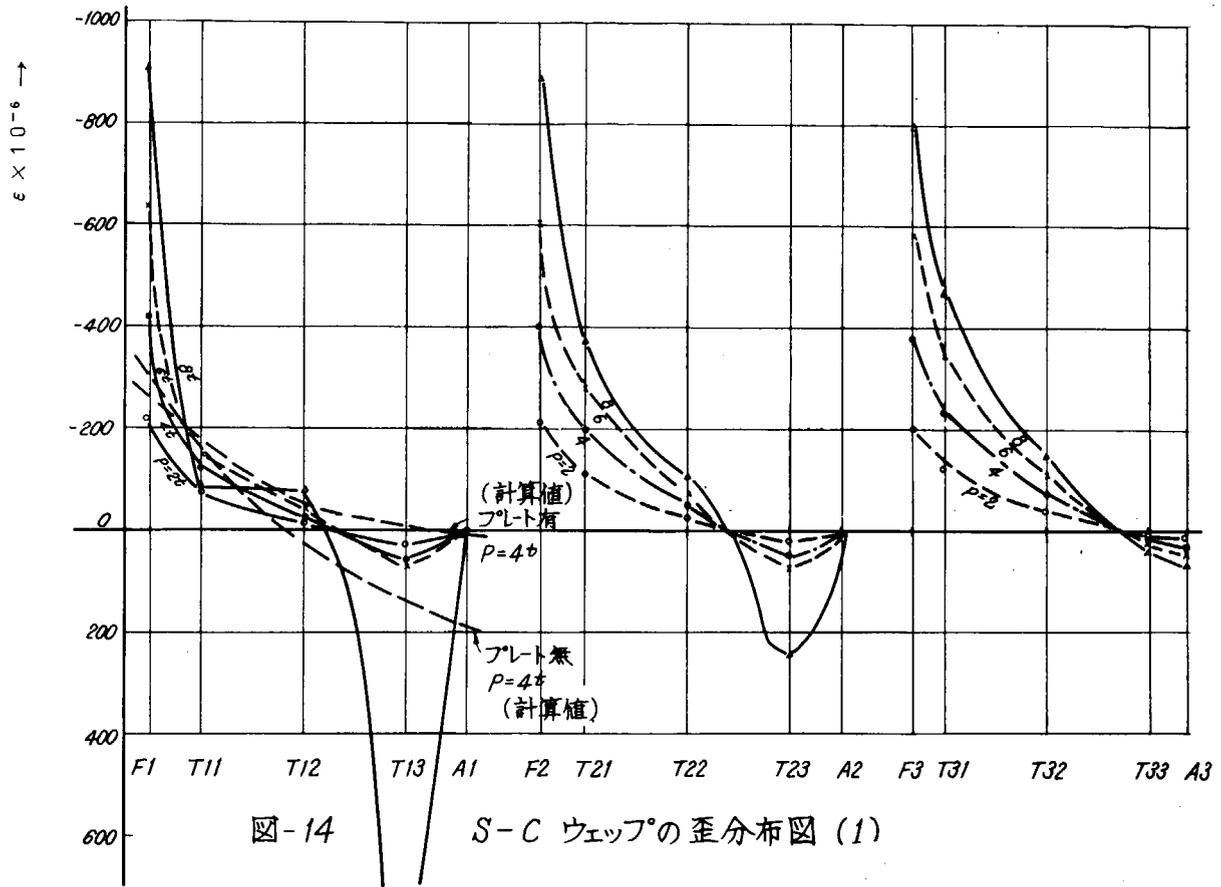


図 1.1 4 S - C Web の歪分布図 (1)

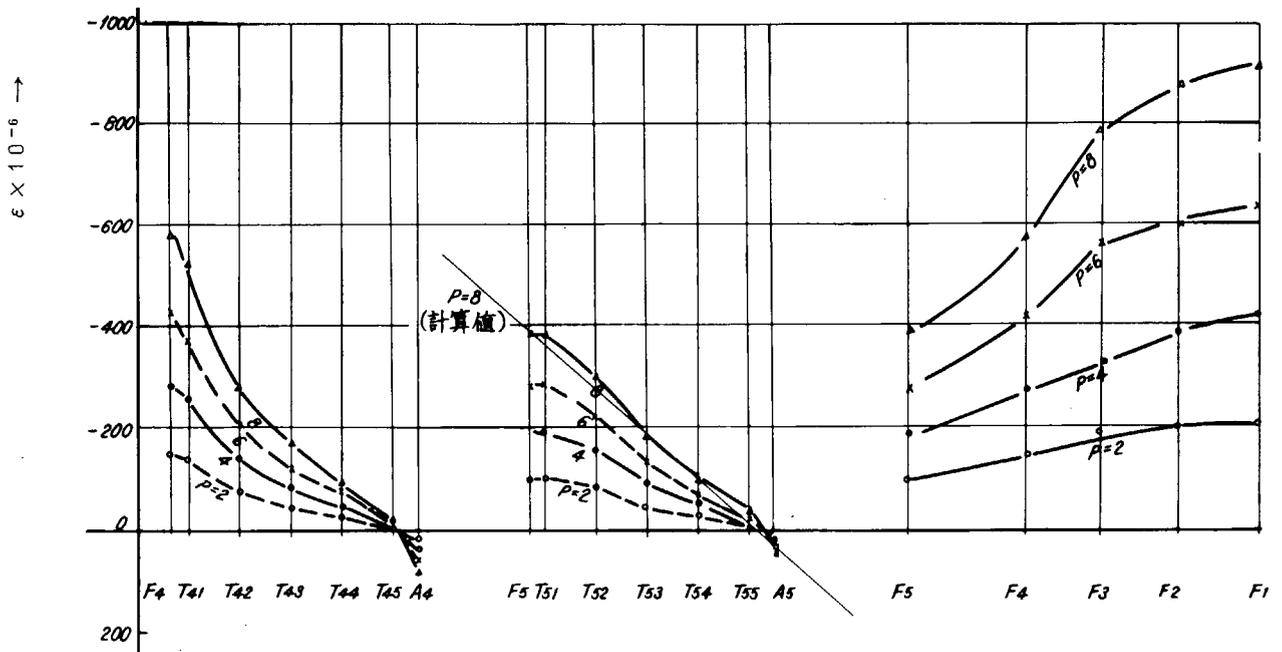


図 1.1 5 S - C Web の歪分布図 (2)

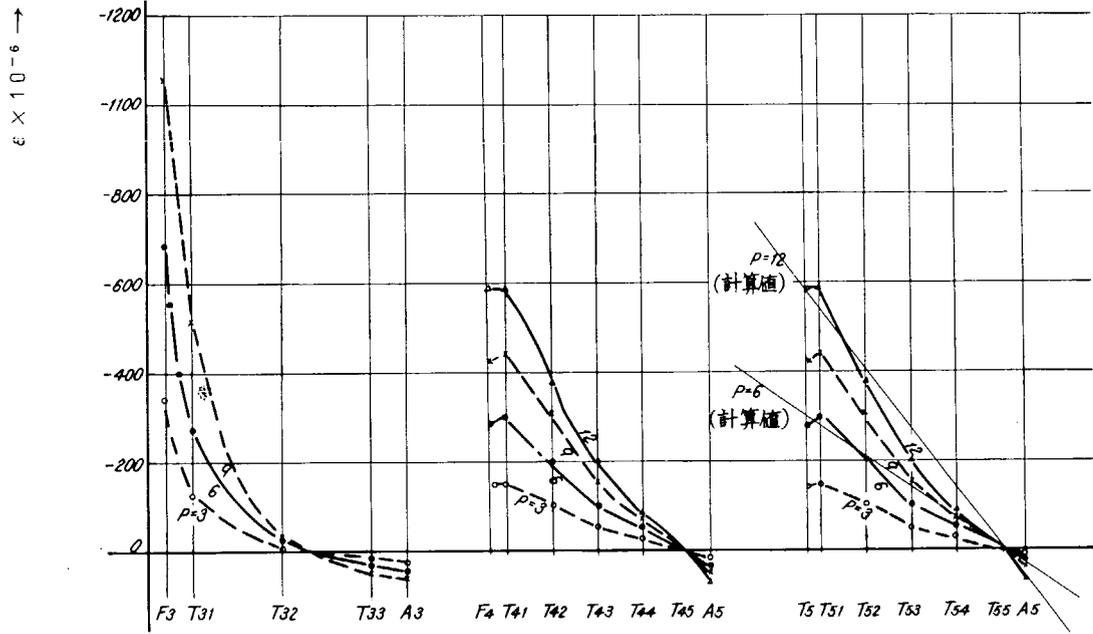


図 1.16 S-C' Web の歪分布図

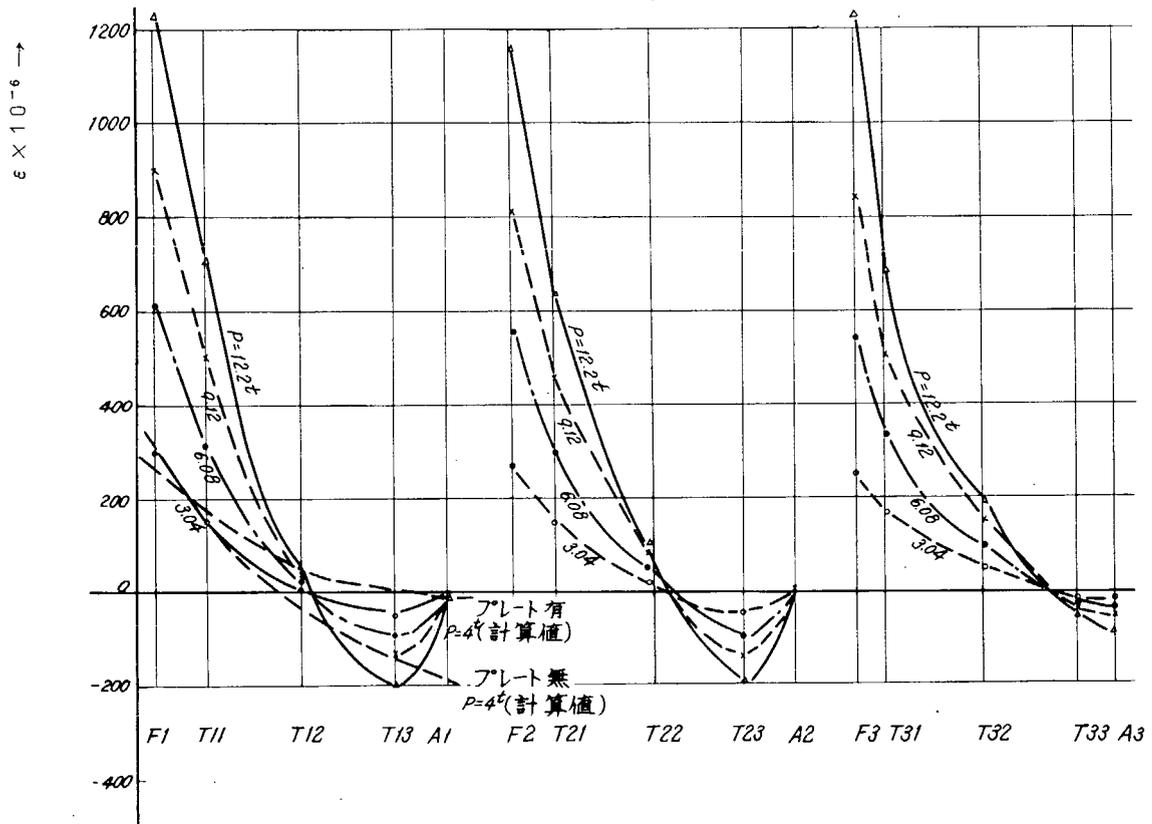


図 1.17 S-T Web の歪分布図 (1)

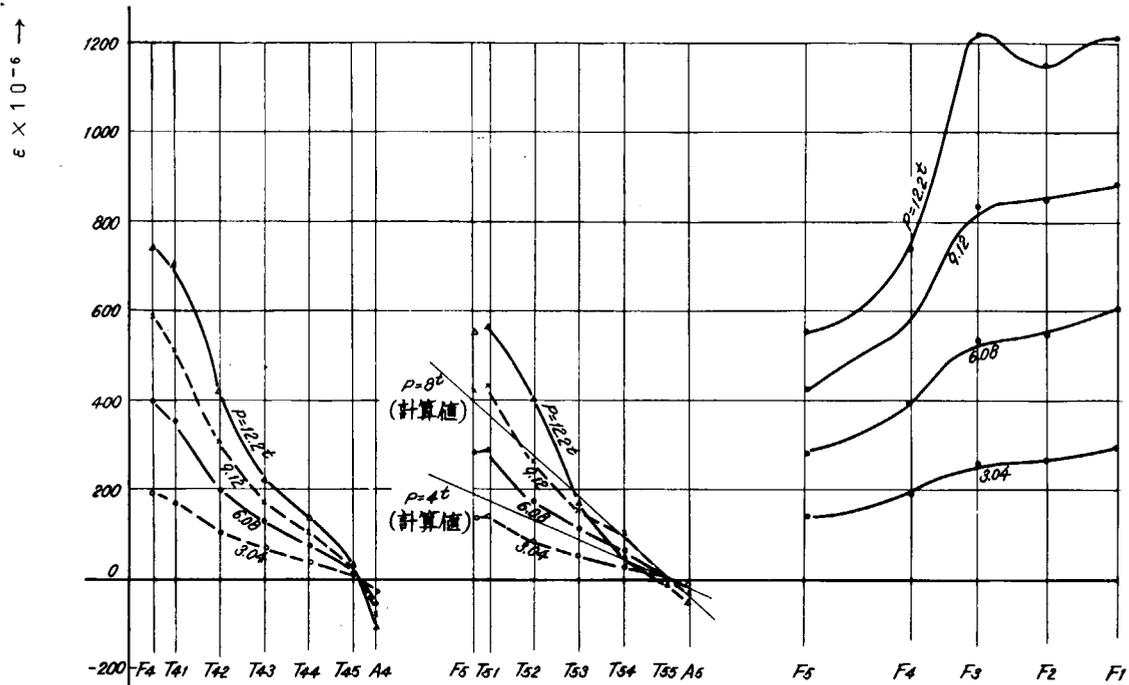


図 1.18 S-T Web の歪分布図 (2)

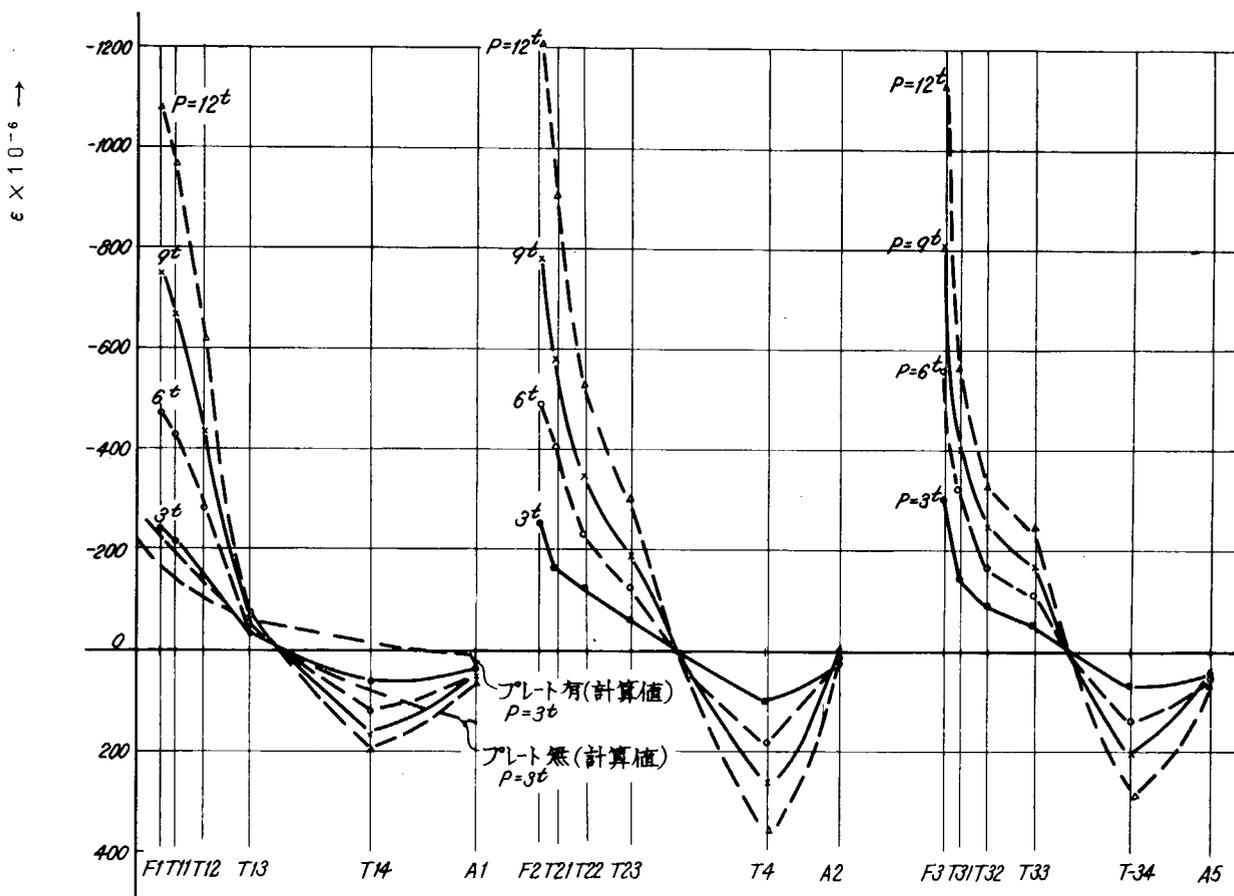


図 1.19 I.S-C Web の歪分布図 (1)

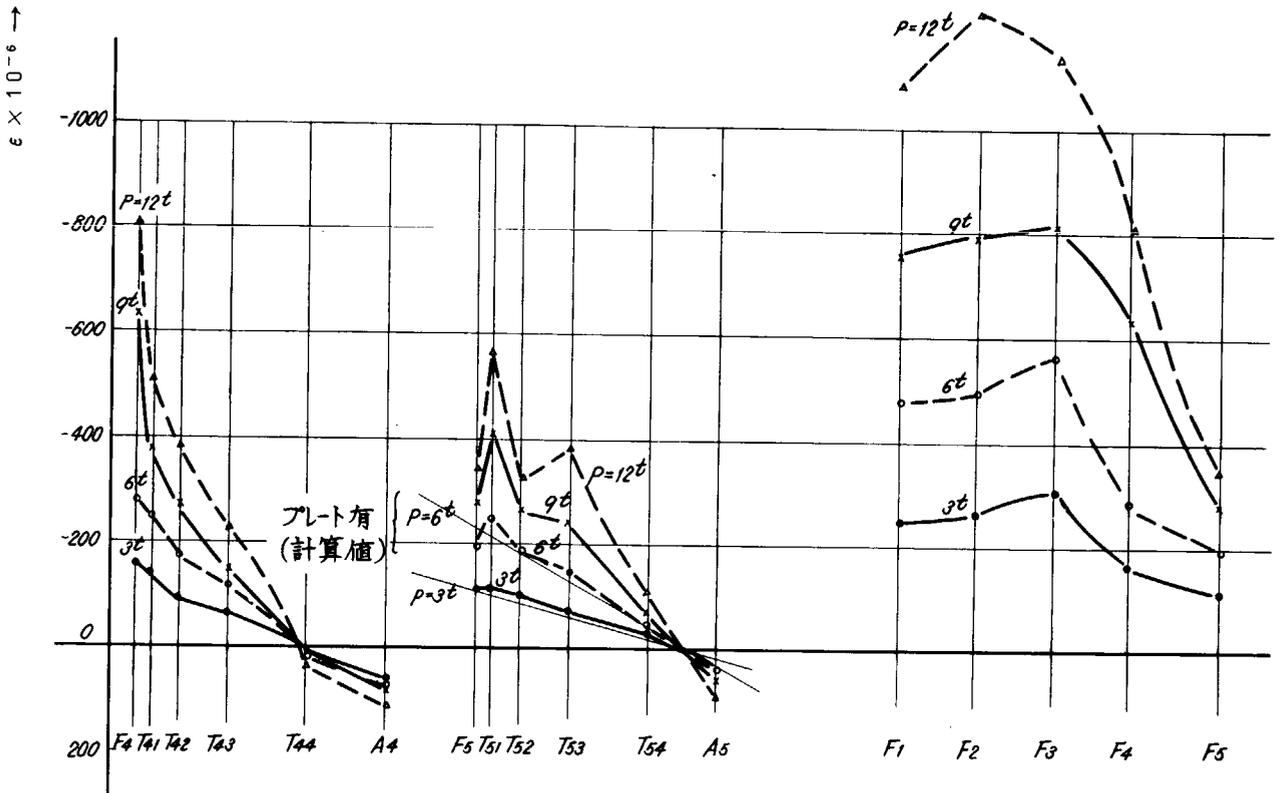


図1.2.0 I.S-C Webの歪分布図 (2)

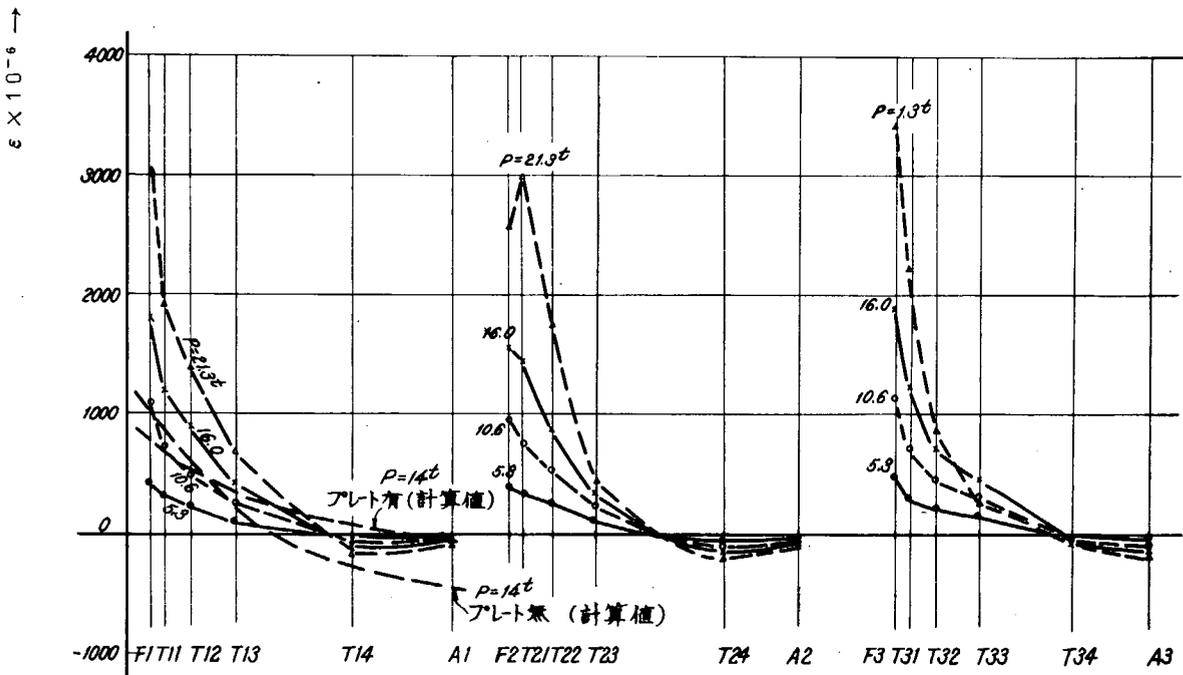


図1.2.1 I.S-T Webの歪分布図 (1)

$\epsilon \times 10^{-6} \rightarrow$

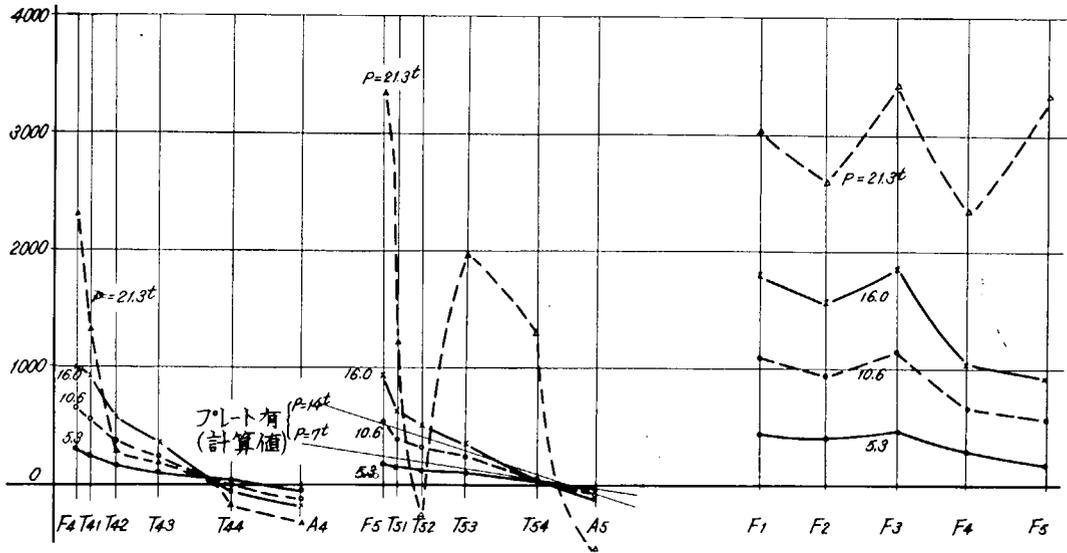


図 1.2.2 I.S-T Web の歪分布図 (2)

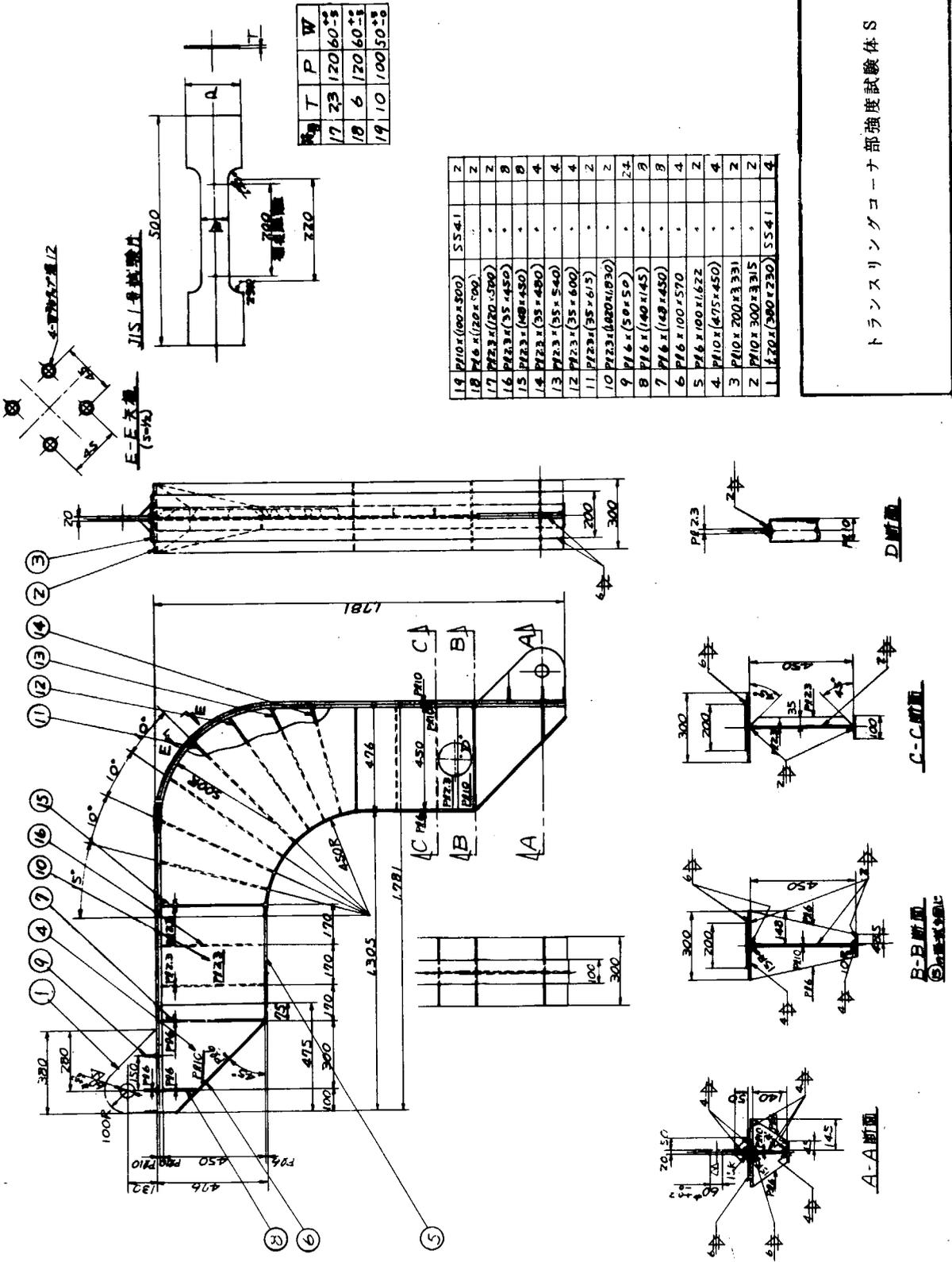


図 1.2.3 トランスリングコーナーナ部強度試験体 (S)

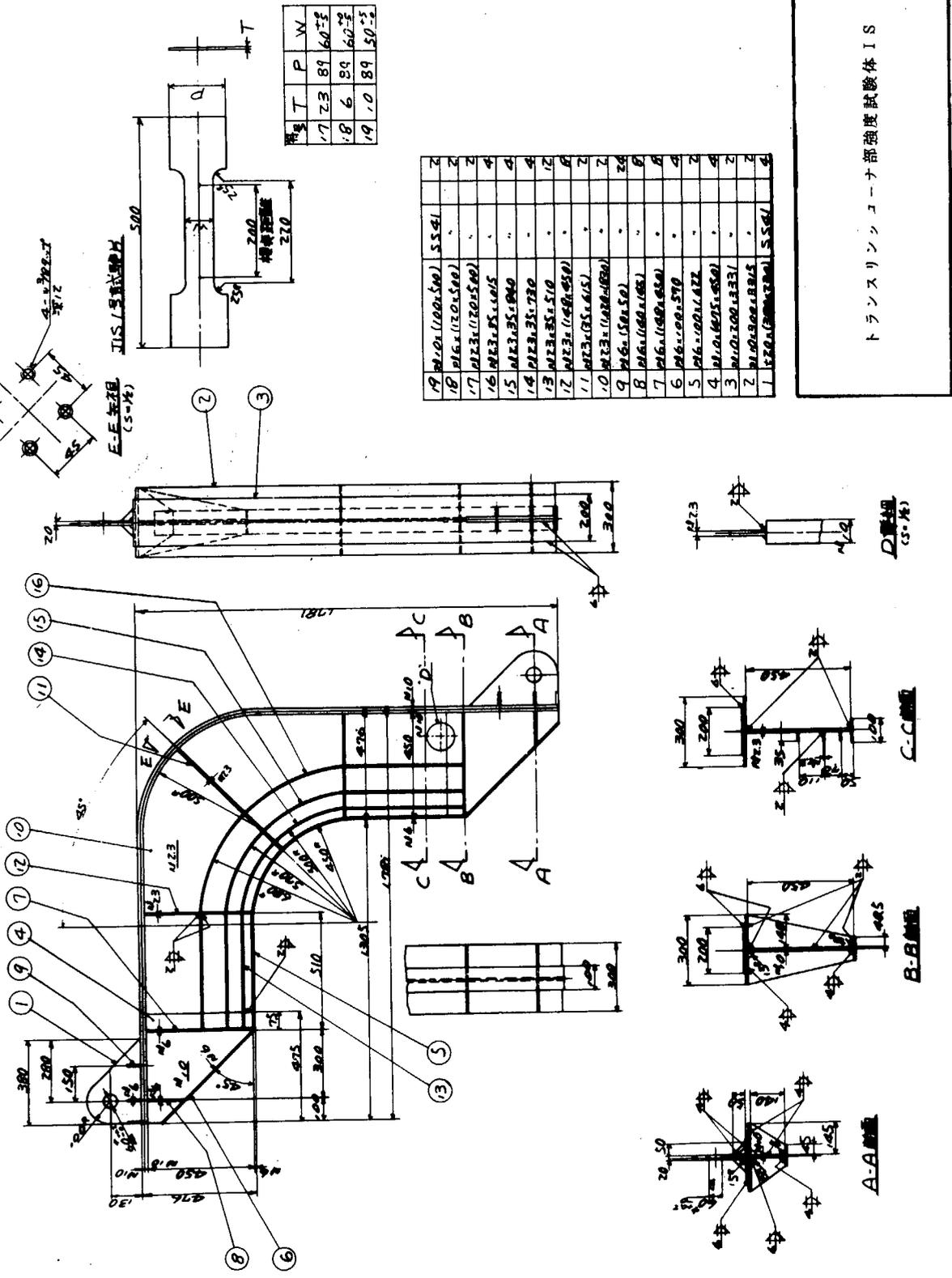


図 1.2.4 トランスリングログロギング部強度試験体 (I.S)

## 1.2 リング彎曲部の変動荷重による疲労試験

### 1.2.1 緒言

リング彎曲部においては、従来より、クラックがかなり発生しており、その疲労強度が問題となっている。リング彎曲部に生ずるクラックの様相は多岐にわたり、また、該部の構造様式も多種である。

本研究では、3種類の立体模型による疲労試験を行ない、クラックの発生箇所およびその時間強度の概略を調査し、また、別に、3種類の平面試験片により、その疲労強度の比較を行なった。

### 1.2.2 リング彎曲部の損傷例

Tanker リング彎曲部の損傷は図 1.2.5 に示すように、大体4つの箇所にわけられる。

すなわち、図 1.2.5 の①、②、③、④の記号に示す箇所に多く発生している。これらのクラック発生状態は次のとおりである。

#### ① Web の重ね継手のスカラップ部からのクラック

以前はかなり多かつたが、スカラップ部を溶接で孔りめするようになってから、そのクラック発生は激減した。

#### ② Tripping Bracket と Face Plate との取合部からのクラック

Face Plate の方からクラックが発生し、Web に伝播している。現在でもこの種のクラックは多く発生している。

#### ③ 縦通材貫通切欠部のクラック

彎曲部に限らず、船底、船側部の縦通材切欠部に、現在でも、かなり多く発生している。

#### ④ Face Plate の不連続部のクラック

図 1.2.5 のクラックは突合せ継手と不連続部とが重複した悪い例である。

その他、Flat Bar の Toe と Web との溶接部に Web からクラックが発生している。また、Flat Bar と縦通材との溶接部にもクラックが発生している。

以上のように各種のクラックが発生しているが、これらのクラックの発生についての系統的实验結果はほとんど見当たらない。

本研究では、②、④のクラックに重点をおき、その発生状況や時間強度の概略を調査するため、3種類の立体模型を作製し、疲労試験を行なった。

次に、④のクラックについて、Face Plate の継手の不連続部の影響を調査するため、簡単な突合せ継手疲労試験片を作りその疲労強度を調査した。

③のクラックは造船技術上かなり関心が深く、また、多くの船に発生しているが、本年度はその研究を見送り、来年度実験を行なう予定である。

### 1.2.3 立体模型疲労試験

#### (1) 模型および試験方法

模型の形状および寸法を図 1.2.6 に示す。

模型は図 1.2.6 に示すとおり A、B、C の3種である。すなわち、模型 A は Face Plate の不連続部と突合せ

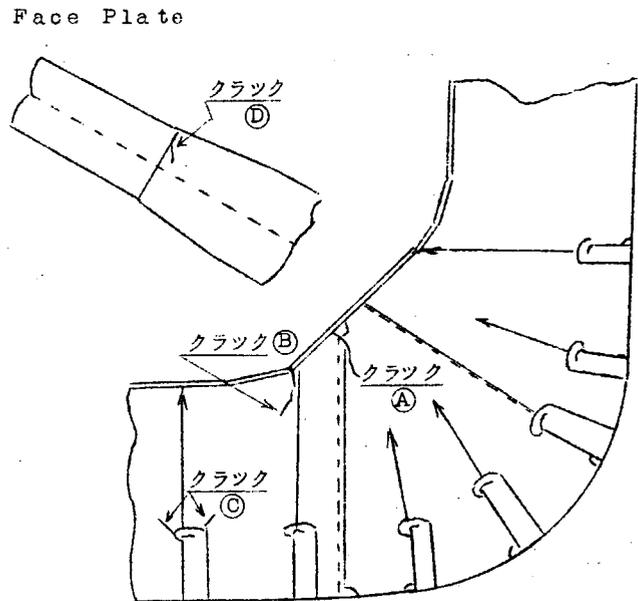


図 1.2.5 Tanker 彎曲部のクラック

継手との重複を避けたもので、実船でかなり使用されている構造様式である。また、模型Bは図1.2.5 損傷例の①の損傷図に示されたものと同一の構造様式であつて、損傷が多いので、現在ではほとんど使用されていない。模型Cは Face Plate の幅が一様であつて、Face Plate に突合せ継手のないものである。

これらはすべて普通の軟鋼で作られている。模型A、Bはそれぞれ3個、模型Cは4個製作したが、そのうち模型A、B、Cそれぞれ2個ずつ応力除去し、他の計4個は溶接したままの状態で行なつた。

使用した疲労試験機はアムスラー製パルセータで、その繰返し速度は毎分260回である。

また、各模型全部に Face Plate のところに5カ所電気抵抗線歪計を貼付し、その歪分布を測定した。

実験時の写真を図1.2.7に示す。

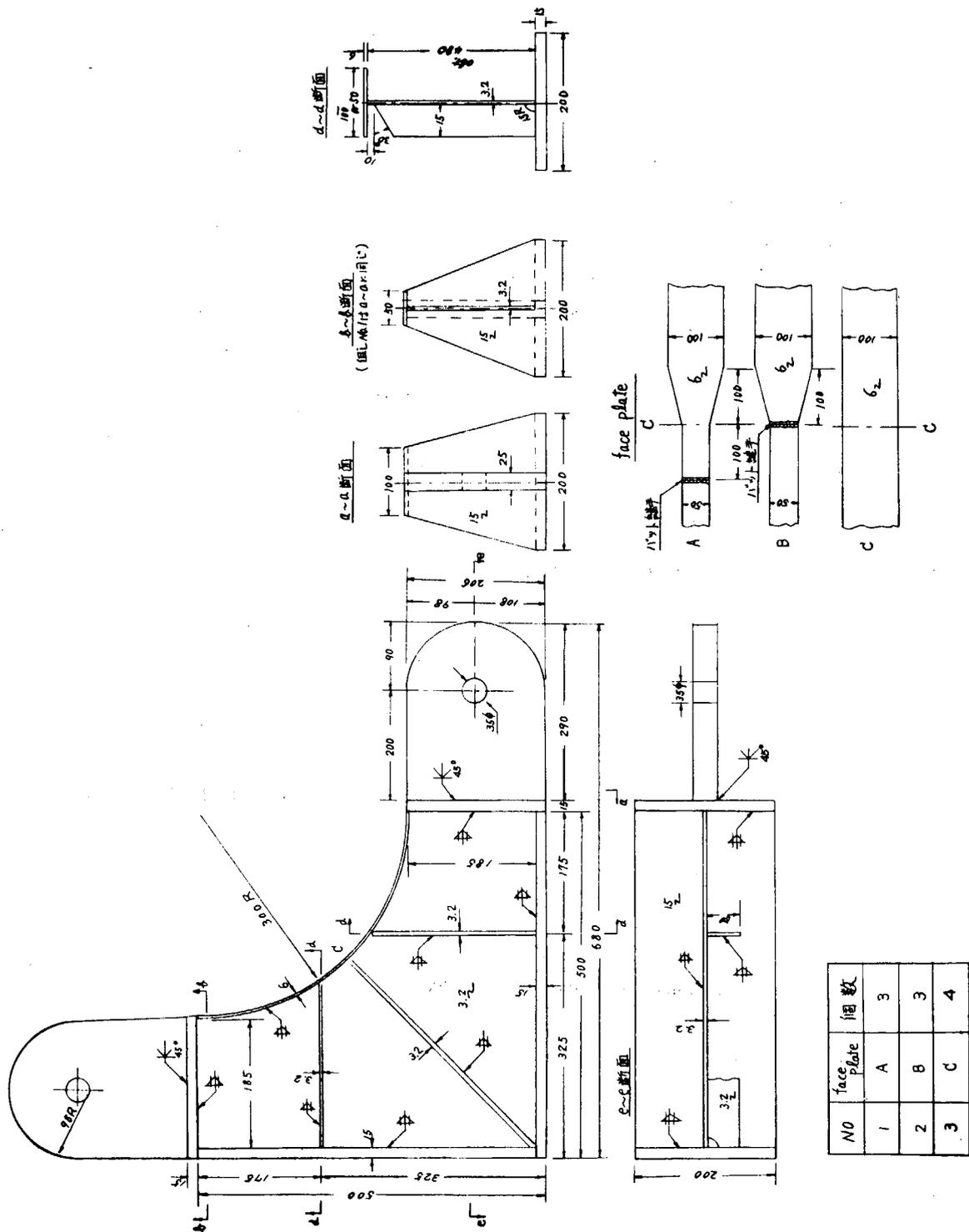


図1.2.6 模型の形状および寸法

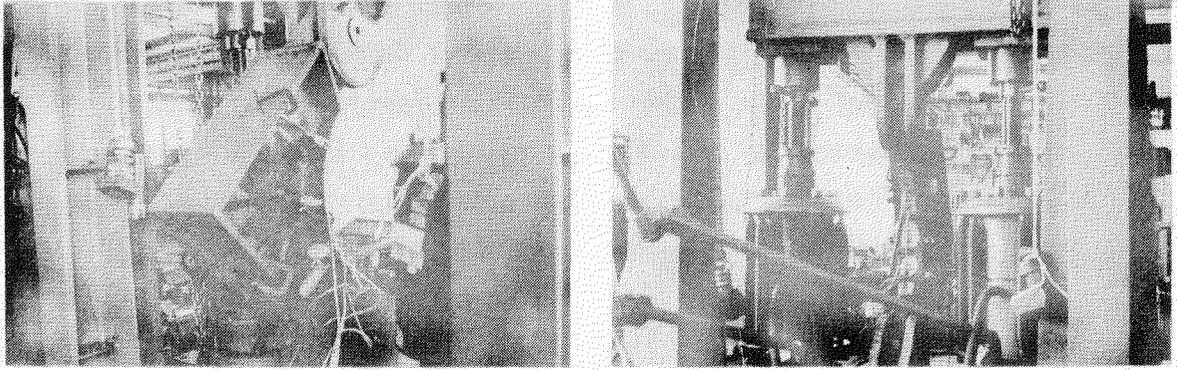


図 1.2.7 実験時の写真

(2) 実験結果および考察

まず、静的試験結果について説明する。各模型の Face Plate の中央および両端とその中間の点、計5点に抵抗線歪計（1方向）を貼付し、静的荷重を加えた場合の歪を測定した。測定結果の一例を図 1.2.8 に示す。

図には荷重 4 t の場合と 8 t の場合の両方を示した。荷重 8 t の場合は降伏応力以上の値であつて、そのため各模型ごとに応力の値がかなりばらついている。一方、荷重 4 t の場合は完全に弾性領域内であるので、各模型ごとのばらつきはほとんどない。4 t の場合について計算結果と比較してみる。

計算方法は肘板の部分を実と考へた、いわゆる楔理論によるもので、Face Plate の長さ方向の応力  $\sigma_r$  は次のように与えられる。（式中の記号は図 1.2.9 参照）

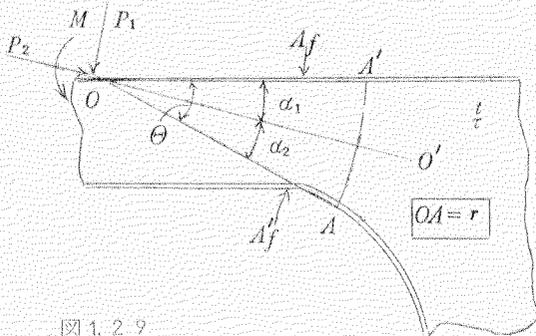


図 1.2.9

すなわち、A 点の応力を計算する場合、A 点に接する OA A' の楔を考へて解析する。この場合の楔の軸 OO' は次式により決定される。

$$2\alpha_1 = \tan^{-1} \frac{1 + 2A_f'/rt \sin 2\theta - \cos \theta}{2A_f'/rt + 2A_f'/rt \cos 2\theta + \sin 2\theta} \quad (1)$$

ここで  $A_f$ ,  $A_f'$  は図 1.2.9 に示すように、フランジの断面積を示す。この場合の A 点の OA 方向の応力  $\sigma_r$  ( $= \sigma_{r_1} + \sigma_{r_2} + \sigma_{r_3}$ ) は次式で与えられる。

$$\sigma_{r_1} = \frac{-P_1 \sin \alpha_2}{rt \left\{ \frac{1}{2}(\alpha_1 + \alpha_2) - \frac{1}{4}(\sin 2\alpha_1 + \sin 2\alpha_2) \right\} + A_f \sin^2 \alpha_1 + A_f' \sin^2 \alpha_2} \quad (2)$$

$$\sigma_{r_2} = \frac{-P_2 \sin \alpha_2}{rt \left\{ \frac{1}{2}(\alpha_1 + \alpha_2) + \frac{1}{4}(\sin 2\alpha_1 + \sin 2\alpha_2) \right\} + A_f \cos^2 \alpha_1 + A_f' \cos^2 \alpha_2} \quad (3)$$

$$\sigma_{r_3} = \frac{-2M/r \sin 2\alpha_2}{rt \left\{ \frac{1}{2}(\sin 2\alpha_1 + \sin 2\alpha_2) - (\alpha_1 \cos 2\alpha_1 + \alpha_2 \cos 2\alpha_2) \right\} + 2(A_f \alpha_1 \sin 2\alpha_1 + A_f' \alpha_2 \sin 2\alpha_2)} \quad (4)$$

(2)、(3)、(4)式において、 $r$  は計算の対象となる点(A)から楔の先端(O)までの距離を示し、 $t$  は Web の板厚を示す。

このような計算による計算結果を図 1.2.8 に破線で示した。計算結果は実験結果とかなり良好な一致を示している。Face Plate の中央の点で、計算結果が実験結果よりかなり小さくなつてゐるのは、外側の Flange Plate が有効に働いてゐないためである。

以上の実験結果および計算結果からわかるように、本模型では、Face Plate のどこの応力も端部でもまた中

中央部でも大体同じ位である。

次に疲労試験結果について説明する。

疲労試験の荷重のかけ方は静的試験と同様であつて、Face Plate が引張られるような片振り荷重をかけた。この場合の最低荷重は全部1 t である。

今回の疲労試験は模型の数も少なく、また、破断箇所もまちまちであるため、いわゆるS-N曲線にまとめて、その時間強度について検討することは困難であるが、一応S-N曲線で表わしたのが図1.30である。

図1.30の縦軸は最大荷重を示しているのので、荷重振幅はこの値から1 t 差引いた値である。また、横軸はFace Plate が横方向に破断したときの繰返数を示した。(B試験片のうち1個だけWebとFace Plateの溶接部が破断したが、この場合はクラックの大きさがかなりの大きさ20 cm以上になるまでの繰返し数で示した。)このよりの構造物のS-N曲線を描く場合、クラックの発生までの繰返数と、ある程度のクラック長さになるまでの繰返数とを明記した方が便利であるが、本試験では最初に発生したクラックがそのまま進展せず、後から発生したクラックが急速に進展する例などがあり、図1.30に示したように、Face Plateの破断までの繰返数のみを示した。一般に大きく進展するクラックは、発生から破断までの繰返数は比較的少なかつた。

図1.30において各試験片にその損傷様式を①、②、③、④の記号で分類したが、損傷様式の詳細は図1.31に図示してある。

図1.30の結果から定量的な結論を導くことはできないが、突合せ継手のないC模型がもつとも強く、また、応力除去しない模型は応力除去した模型に比べるとかなり弱くなつており、残留応力の影響がかなり大きいことを示している。

次に模型の損傷様式について説明する。模型の損傷箇所は図1.31に示すように、①、②、③、④の4種類であるが、そのうち、もつとも多かつたのが①の損傷である。図1.28の静的試験結果および計算結果からもわかるように、端部治具附近の応力は他の部分に比べて小さいのにかかわらず模型の大半(10個中7個)がこのところで損傷をおこしている。このクラックは実船のTripping BracketとFace Plateとの取合部に生じたクラックと全く同一のものであつて、(図1.25の④損傷)このようなクラックは現在でもかなり多く発生しているので、本クラックに対する研究を今後行なう必要がある。

突合せ継手部のクラックはA模型の応力除去したもの1個だけ発生した。実験前の予想ではB模型にこの種のクラックが発生することを期待して実験を行なつたが、B模型より比較的強いと思われるA模型に発生したのは工作上的欠陥によるものではないかと思われる。(本クラックは図1.25④損傷に対応するものである)

その他の③、④クラックは当初予期しないクラックである。③のクラックから推察すると、Face Plateが荷重をうけるごとに平面を保たないで上下方向に変形するのではないかと考えられる。このため、ボードに沿つたクラックが発生するのではないかとと思われる。また、本模型でもつとも多かつた①のクラックも上述の変形を阻止するため、大きな応力集中を生じクラックが発生したのではないかとと思われる。

以上の実験結果から総合すると、Face Plateがほとんど降伏するような高応力状態でしかも数万回以上の繰返しを受けてクラックが発生するのであるが、実船における損傷もかなり高応力をうけた結果によると推察される。

次に模型のクラックの写真を図1.32に示した。

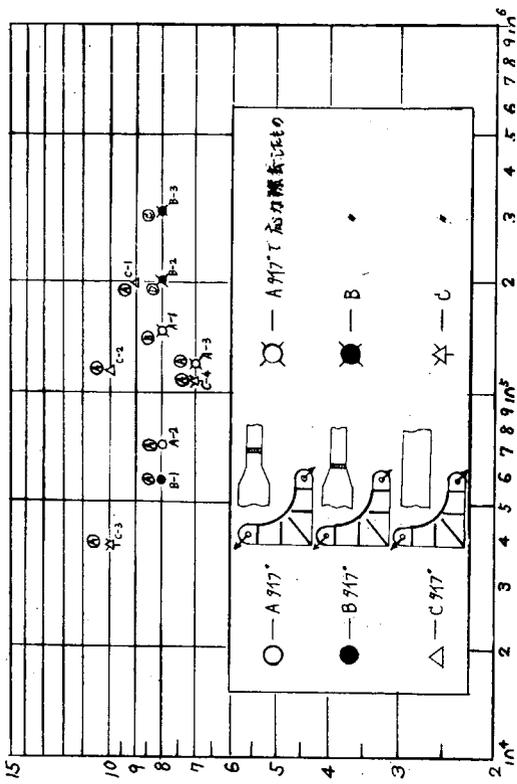
#### 1.2.4 平面溶接継手の疲労試験

図1.25で示したFace Plateの不連続部の疲労強度を調査するため、不連続部の形状を3種類に変えて簡単な平面試験片で疲労試験を行なつた。

##### (1) 試験片および試験方法

本試験で使用した供試材は普通の軟鋼でその化学成分および機械的諸性質をミルシートから引用して表1.6に示す。

試験片の形状を図1.32に示す。試験片は図1.32に示すように、A、B、Cタイプとも、全長は600 mm、平行部の幅50 mm、厚さ10 mmである。



→ Face Plateの破断までの繰返数

図 1.30 実験結果の S - N 線図

↑ 最大荷重 (t)

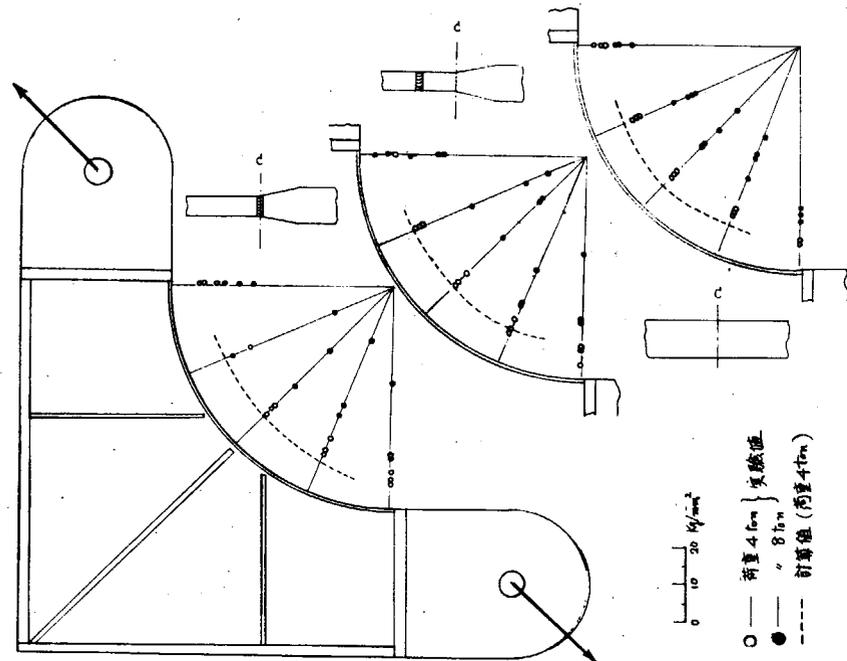


図 1.28 Face Plateの応力分布 (実験と計算値との比較)

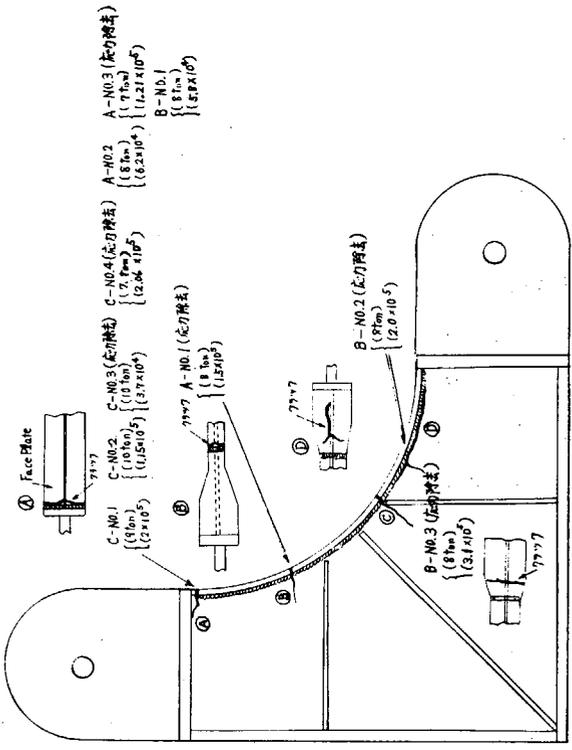
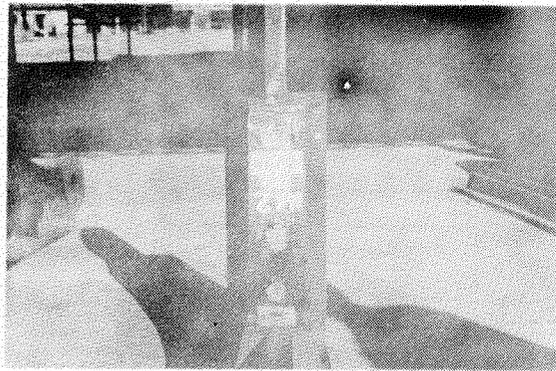
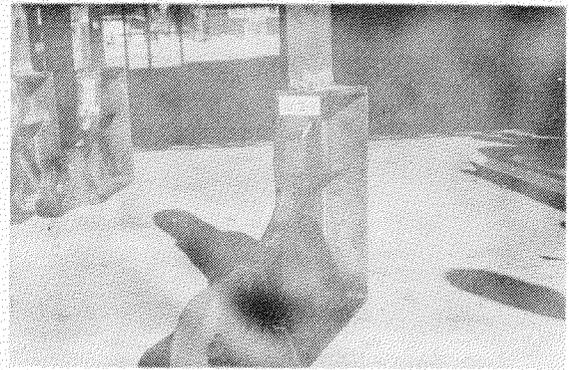


図 1.31 クランクの発生状況

( )内の数字は最大荷重と破断までの繰返数を示す。



(a) 端部に生じたクラック (C試験片 10 ton  
約 115,000回)



(b) Face PlateとWebとの溶接部に生じたクラック  
(D試験片 8ton 72,000回)

図 1.3.3 模型に生じたクラックの写真

表 1.6 供試材の化学成分および機械的性質

化 学 成 分 (%)					機 械 的 諸 性 質			
C	Si	Mn	P	S	Y.P. (Kg/mm <sup>2</sup> )	T.S. (Kg/mm <sup>2</sup> )	伸 び (%)	Bend Test
0.015	Tr	0.046	0.0010	0.0027	31.4	45.3	2.5	Good

Aタイプはバット継手と Face Plate の不連続部とが重複していないもの、BおよびCタイプは Face Plate の幅方向の不連続部と突合せ継手とが重複しているものである。すなわち、Bタイプは Face Plate の幅が直線的に変化し、Cタイプは円弧状に変化している。Bタイプの不連続点はちょうどビードの中央にある。

これらの試験片は余盛はそのままであるが、その幅の側面はすべて機械仕上げされているので、実際の構造、すなわち、ビードが側面部まで、まわしたものは多少異なる。

本疲労試験に使用した試験機はアムスラー製パルセーターと東京衡機(株)製低サイクル疲労試験装置とである。これら2つの疲労試験機を次の基準で使い分けした。すなわち引張り強さに近い高応力で、破断までの繰返数が約  $2 \times 10^4$  以下と予想される試験片は低サイクル疲労試験装置 (繰返速度毎分1.0回程度) を使用し、降伏応力以上でその破断までの繰返数が  $2 \times 10^4 \sim 10^5$  回と予想される試験片は、パルセーターを毎分25.0回の繰返速度で使用し、降伏応力以下の試験は、パルセーターを毎分5.00回の繰返速度で使用した。試験は昼夜兼行で行ない、破断しないものは  $2 \times 10^5$  回で試験を中止した。

荷重はすべて片振り引張りの繰返し荷重であつて、この場合の最低荷重は約1 ton (公称応力に換算すると約  $2 \text{ kg/mm}^2$ ) とした。このような小さな最低荷重では、ほぼ完全片振りの状態に近いと考えてさしつかえない。

実験時の写真を図 1.3.4 に示す。図 1.3.4(a)は低サイクル疲労試験装置で実験中の写真、図 1.3.4(b)はパルセーターで実験中の写真である。

## (2) 実験結果および考察

全試験結果を一括して表 1.7 に示した。表 1.7 には各試験片の個々の寸法、最高荷重、最低荷重その他を記入してある。また、静的試験の結果をも記入してある。

これらの試験結果を最大応力-破断までの繰返数の S-N 曲線にまとめると図 1.3.5 のようになる。図 1.3.5 には著者がさきに行なつた SM4-1 材 (引張り強さ  $47 \text{ Kg/mm}^2$ 、降伏応力  $30 \text{ Kg/mm}^2$ ) の平滑母材の実験結果も併記してある。

図 1.3.5 の S-N 線図からわかるように、今回行なつた突合せ継手は平滑母材に比べてかなり低い値を示している。

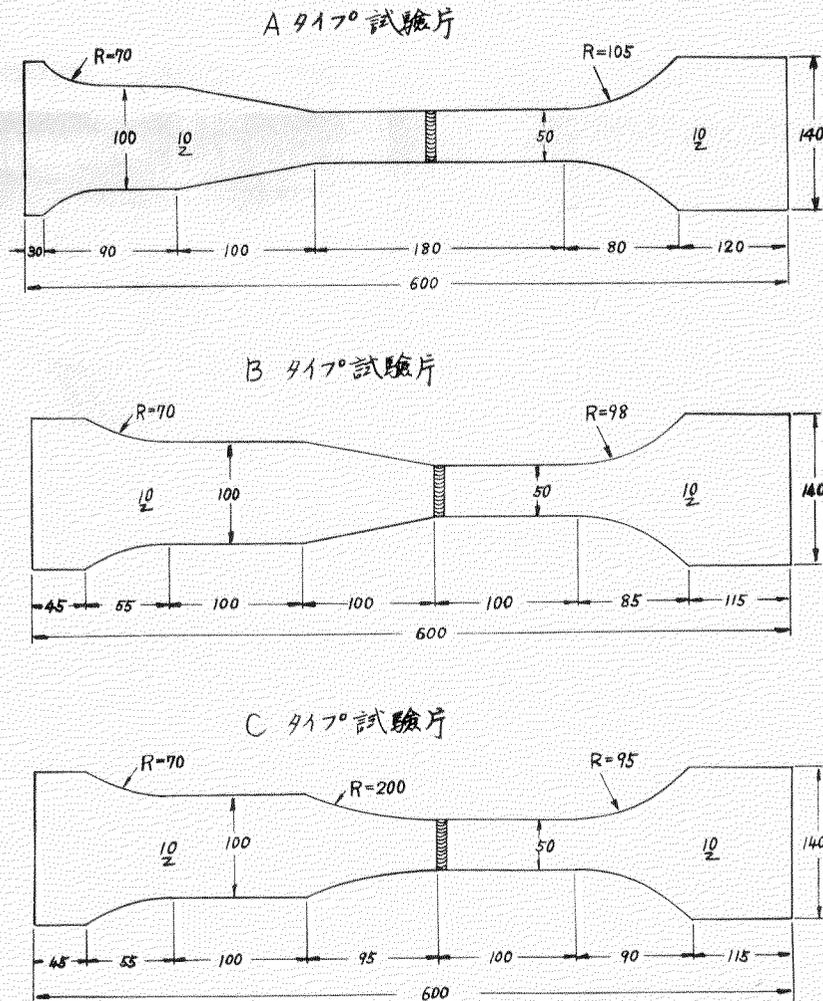
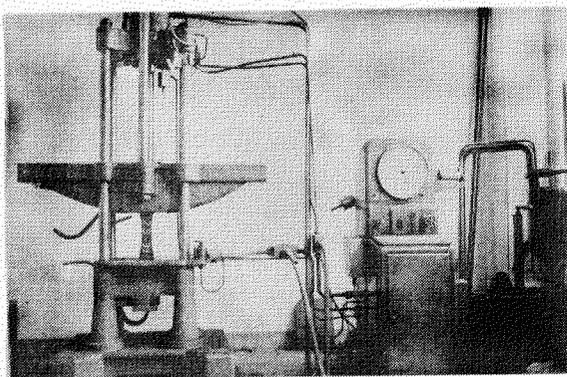
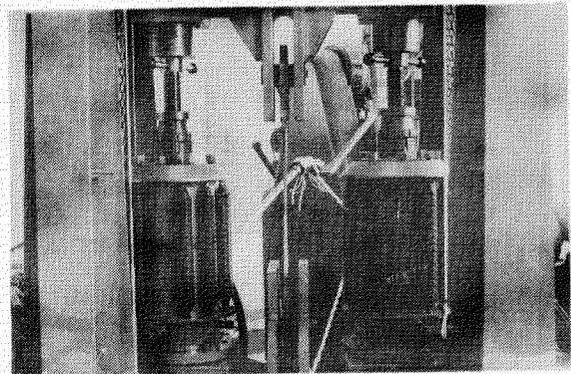


図 1.3.2 試験片の形状および寸法



(a) 低サイクル疲労試験装置での実験中の写真



(b) パルセータで実験中の写真

図 1.3.4 実験中の写真

また今回行なつた A、B、C 各タイプでは A タイプが他のタイプに比べかなり高い疲労強度を示している。すなわち形状の不連続と溶接とが重複した場合 (B、C タイプ) は普通の場合に比べて疲労強度がかなり低下していることを示す。

ここで疑問に考えられるのは、B タイプと C タイプとがほぼ同等の強度を示したことである。試験片の企画時は B タイプがもつとも弱い疲労強度を示すものと予想していたが、実験結果は上述のとおり、C タイプとほとんど同等の強度を示した。これは、形状の不連続点がちょうどビードの中央に位置しているためと考えられる。すなわち、ビード部は余盛りがあるため、ビードの中にクラックは生じない。クラックはビードの止端部に生ずるのでこの箇所の不連続、すなわち、

応力集中が疲労強度を左右するので、Bタイプ試験片の Face Plate の形状の不連続の影響はこの場合大きく影響しなかつたと解釈すべきであろう。

前にも述べたように実際の構造では、今回の試験片と異なり、ビードをまわしているの、そのための応力集中があり、今回行なつた実験結果よりも低い疲労強度を有することが予想されるので注意を要する。

なお、破断面の写真を図 1.3.6 に示した。破断は、引張り強さに近い高応力の場合を除き、ビード止端部からクラックが生じている。引張り強さに近い高応力の場合は静的破断と同様ビード部とは無関係に“くびれ”を生じて破断している。

表 1.7 実験結果の総括

試験片 番号	板 厚 mm	板 巾 mm	断面積 mm <sup>2</sup>	荷 重 (t)		応 力 (Kg/mm <sup>2</sup> )		応力振巾 $\sigma_r$	繰返数 万回	備 考
				上 限	下 限	上 限	下 限			
A-1*	10.2	50.2	512	22.0	/	43.0	/	/	1/2 回	静的引張試験
2	9.9	50.1	496.0	10.0	1.0	20.2	2.0	18.2	58.17	破 断
3	10.3	50.1	516.0	13.4	1.0	26.0	1.9	24.1	21.13	"
4	10.3	50.1	516.0	16.4	1.0	31.8	1.9	29.9	5.65	"
5	10.1	50.0	505.0	19.0	1.0	37.6	2.0	35.6	1.57	"
6*	10.2	49.9	508.9	21.0	1.0	41.3	2.0	39.3	0.07	"
7										
B-1*	10.1	50.2	507.0	22.9	/	45.2	/	/	1/2 回	静的引張試験
2	10.2	50.1	511.0	13.2	1.0	25.8	2.0	23.9	5.97	破 断
3	10.1	49.9	504.0	16.0	1.0	31.8	2.0	29.8	2.94	"
4	10.2	50.2	512.0	10.2	1.0	19.9	2.0	18.0	32.21	"
5*	10.1	50.0	505.0	19.0	1.0	37.6	2.0	35.6	1.62	"
6	10.2	50.0	510.0	11.8	1.0	23.1	2.0	21.2	13.72	"
7	10.1	50.1	506.0	7.0	1.0	13.8	2.0	11.8	92.23	"
C-1*	10.4	49.5	514.8	22.2	/	43.1	/	/	1/2 回	静的引張試験
2	10.3	49.4	508.8	16.2	1.0	31.8	2.0	29.9	2.26	破 断
3	10.1	49.8	503.0	10.0	1.0	19.9	2.0	17.9	25.49	"
4	9.9	49.4	489.1	11.2	1.0	22.9	2.1	20.9	17.49	"
5*	10.1	49.4	498.9	19.5	1.0	39.1	2.0	37.1	2.27	"
6	10.2	49.3	502.9	14.0	1.0	27.8	2.0	25.9	6.10	"
7										

\*印は“くびれ”を生じて破断したもの

### 1.2.5 結 言

立体模型および平面模型でリング彎曲部のクラックを解明するため疲労試験を行なつた。立体模型は数が少なく、本試験結果から定量的な結論を導くことはできないが、これらの実験結果から以下の成果を得た。

1. Face Plate と Web とに生ずるクラックは、立体模型の疲労試験結果からもわかるように、該部の Face Plate の応力が小さくても発生する確率が高いので注意を要する。本クラックの発生機構およびその予防策については、今後系統的な研究を行なう必要がある。
2. Face Plate の幅を変えた場合、その不連続部と溶接とが重複する場合、その疲労強度がかなり低下することが今回の平面疲労試験結果から判明した。コーナ彎曲部の Face Plate の設計工作には上述のことを考慮して、溶接線との重複はできる限り避けるよう留意すべきである。

なお、縦通材切欠部のクラックについては来年度実験を行なう予定である。

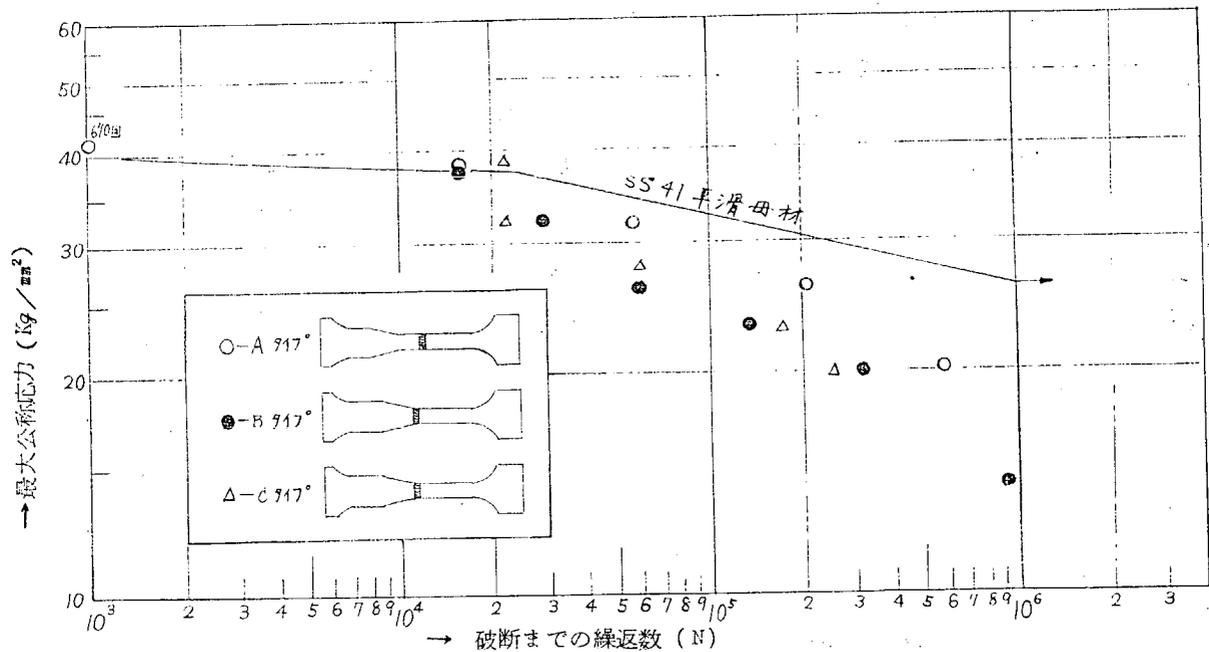
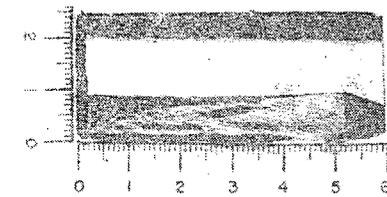
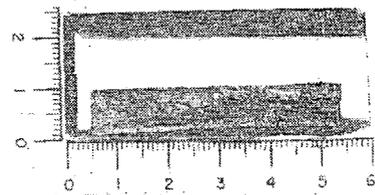


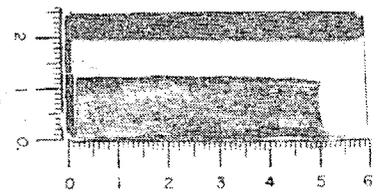
図 1.35 バット継手試験片の S-N 線図



試験片番号 №3  
Aタイプ 公称応力(上限) 31.8 Kg/mm<sup>2</sup>  
破断までの繰返数 56,500



試験片番号 №2  
Bタイプ 公称応力(上限) 25.8 Kg/mm<sup>2</sup>  
破断までの繰返数 59,700



試験片番号 №4  
Cタイプ 公称応力(上限) 39.1 Kg/mm<sup>2</sup>  
破断までの繰返数 22,700

図 1.36 破断面写真

## 2. 横強度の実船計測

### 2.1 剪断変形計測 その1

#### 2.1.1 緒言

最近の Tanker では、Tank 長さが長くなっており、剪断変形に対する横強度部材の強さが問題となる可能性がある。

この剪断変形に対する理論的研究は、すでに発表されているが、実船による計測例は、いままでほとんど見当たらない。ここでは、3隻の Tanker で行なつた剪断変形 Trans. Ring の隅角部の応力などの計測について述べる。

#### 2.1.2 実験内容

##### (1) 供試船

計測は3隻の Tanker について行なつたが、それぞれの Tanker の主要寸法、Tank 配置などを表 1.8 に示す。

##### (2) 実験状態

各 Tanker の実船計測は、それぞれの Tanker の Tank test 時あるいは試運転時の吃水調整時に行なつたが、そのときの実験状態を表 1.9 および図 1.37(a)、(b)、(c)、(d)、(e)に示す。

表 1.8 供 試 船

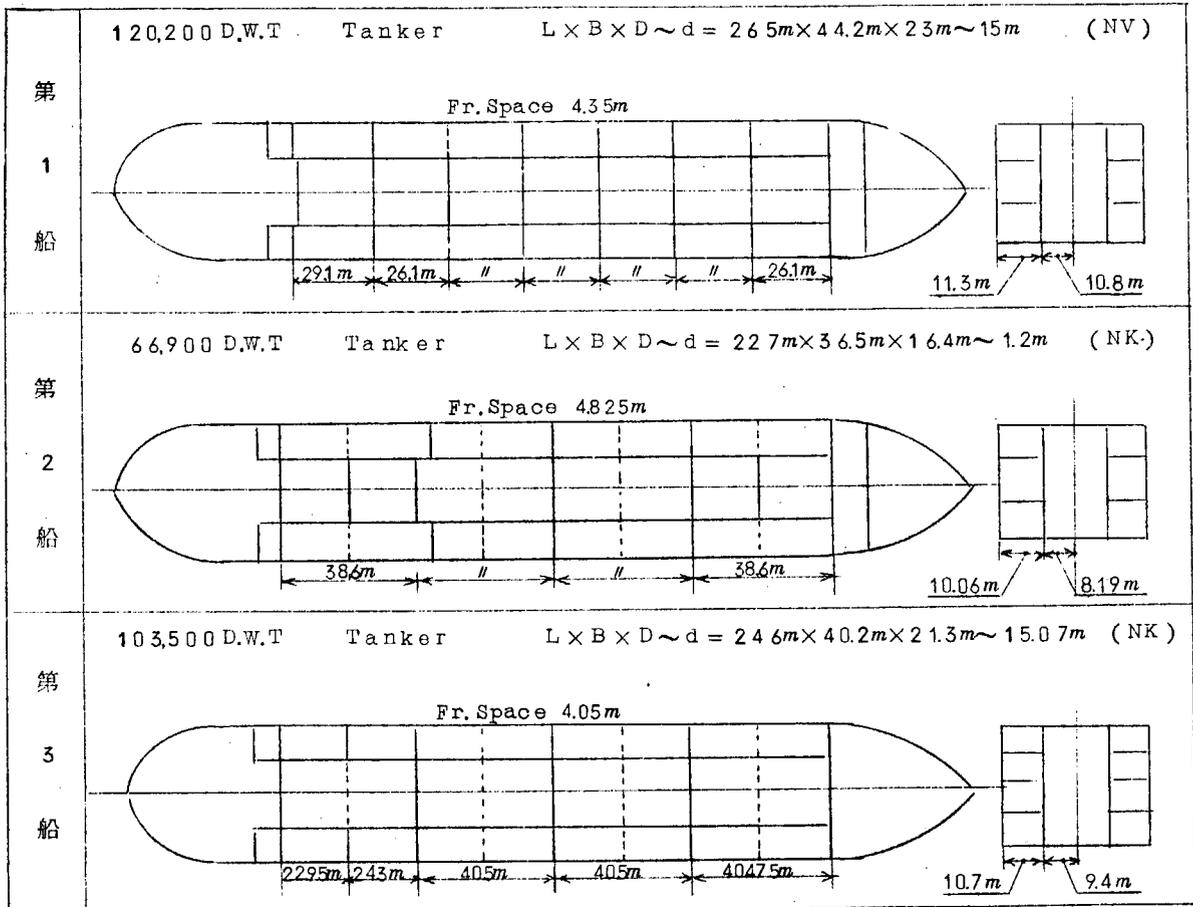


表 1.9

対象船	実験番号	実験期日	実験場所	実験状態
第 1 船	1 - 1	S-41-6-17	堺工場岸壁	Tank test 時 No. 6C.T. 注水 時
	1 - 2	S-41-6-22	"	Tank test 時 No. 6C.T. 排水 時
第 2 船	2 - 1	S-41-7-6	松山沖	公 試 時 55%△ → 100%△
	2 - 2	S-41-7-10	"	公 試 時 100%△ → 40%△
第 3 船	3 - 1	S-41-11-24	松山沖	公 試 時 100%△ → 40%△

	Fr66	Fr72	Fr78	Fr84	Fr90	Fr96	Fr102
	0 6P	0	5P	0 4P	0 3P	0 2P	0 1P
	0 7C	(0) 6C	(13,780ton) 5C	0 4C	0 3C	(13,780ton) 2C	(0) 1C
		↓ 12,835ton	↓ 945 ton			↓ 12,880ton	↓ 900 ton
	0 6S	0	5S	0 4S	0 3S	0 2S	0 1S

(a) 実験 1-1 における荷水の変化

$d_a = 8.3m \rightarrow 8.9m$   
 $d_f = 6.4m \rightarrow 5.8m$

	Fr66	Fr72	Fr78	Fr84	Fr90	Fr96
	0 6P	0	5P	0 4P	0 3P	(0) 2P
	0 7C	(13,780ton) 6C	5C	(0) 4C	3C	2C
		↓ 925 ton	↓ 12,855ton			↓ 6,253 ton
	0 7S	0	5S	0 4S	0 3S	(0) 2S
						↓ 6,253 ton
						↓ 1,274 ton
						↓ 0 15

(b) 実験 1-2 における荷水の変化

$d_a = 8.0m \rightarrow 5.7m$   
 $d_f = 6.7m \rightarrow 8.9m$

		Fr59	Fr62	Fr66	Fr70	Fr74		
(1,032 ton)	↓	4 P	0	3 P	(0)	2 P	(238 ton)	1 P
5,560 ton					↓		5,830 ton	
6 C		5 C		4 C		3 C	2 C	1 C
(5,534 ton)		(0)	12,347 ton				(4,517 ton)	(0)
↓		↓			0		↓	↓
0		5,456 ton					0	3,325 ton
(1,032 ton)	↓	4 S	0	3 S	(0)	2 S	(238 ton)	1 S
5,560 ton					↓		5,830 ton	

(c) 実験2-1における荷水の変化

d<sub>a</sub> = 8.9 m → 11.0 md<sub>f</sub> = 5.3 m → 9.8 m

		Fr59	Fr66	Fr74				
(7,581 ton)	↓	4 P	0	3 P	(7,559 ton)	2 P	(7,120 ton)	1 P
0					↓		0	
6 C		5 C		4 C		3 C	2 C	1 C
(1,598 ton)		(6,247 ton)	(12,347 ton)				(3,814 ton)	(6,247 ton)
↓		↓	↓		0		↓	↓
1,308 ton		0	10,531 ton				2,437 ton	944 ton
(7,581 ton)	↓	4 S	0	3 S	(7,559 ton)	2 C	7,120 ton	1 S
0					↓		0	
					1,077 ton			

(d) 実験2-2における荷水の変化

d<sub>a</sub> = 12.1 m → 7.7 md<sub>f</sub> = 12.1 m → 1.7 m

Fr60	Fr70	Fr80	Fr90	Fr100				
5 P	(10,000 ton)	4 P	(19,424 ton)	3 P	(19,372 ton)	2 P	0	1 P
0	↓		↓		↓			
	0		6,743 ton		13,024 ton			
4 C			3 C		2 C		(16,595 ton)	1 C
(20,418 ton)			(9,650 ton)				↓	
↓			↓		0		↓	
4,358 ton			0				3,254 ton	
5 S	(10,000 ton)	4 S	(19,424 ton)	2 S	(19,372 ton)	2 S	0	1 S
0	↓		↓		↓			
	0		6,743 ton		13,024 ton			

(e) 実験3-1における荷水の変化

d<sub>a</sub> = 14.25 m → 9.2 md<sub>f</sub> = 14.8 m → 5.8 m

図 1.37 Tank 内の荷水の変化、および吃水の変化

それぞれの実験では、Tank 内の荷水が図 1.37 に示すような ( ) 内の値から、矢印で示された値に変化する間 (約6時間)、1時間~2時間の間隔で計測を行なった。

## (3) 計測項目および計測位置

## (i) 第1船

## (a) 剪断変形、Trans Ring の横変形

Fr. 66、Fr. 69、Fr. 72、右舷 1/5

Wing Tank 内で計測

Fr. 69、Fr. 72、Deck 上で計測

## (b) Trans Ring の応力

Fr. 69の Trans Ring 下部 Face

Plate で計測

計測位置は図 1.38 に示す。

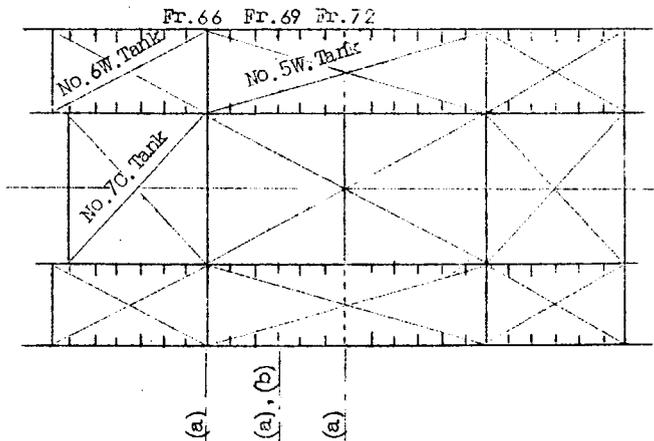


図 1.38

(ii) 第 2 船

(a) 剪断変形

Fr. 59、Fr. 62、Fr. 64、Fr. 66、右舷  
No. 3 Wing Tank 内で計測

Fr. 66、Fr. 70、No. 3 Center Tank

右舷側で計測

(b) Trans Ring の応力

Fr. 64 Trans Ring 下部 Face Plate  
上で計測

(c) Center Girder および Longitudinal

Bulkhead の上下方向のたわみ

No. 3 Center Tank 内、船底の Center Girder で計測

右舷 Wing Tank 内、Longitudinal Bulkhead 下部で計測

計測位置は図 1.39 に示す。

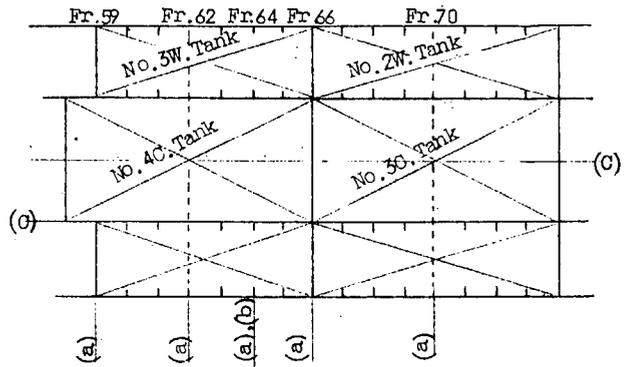


図 1.39

(iii) 第 3 船

(a) 剪断変形

Fr. 80、Fr. 85、Fr. 87、Fr. 90、No. 3 Center Tank 内で計測

Fr. 90、Fr. 93、Fr. 95、Fr. 100、左舷 No. 1 Wing Tank 内で計測

(b) Trans Ring の応力

Fr. 93 Trans Ring 下部  
Face Plate 上で計測

(c) Center Girder および

Longitudinal Bulkhead  
の上下方向のたわみ

No. 3 Center Tank 内、船底  
の Center Girder で計測

計測位置は図 1.40 に示す。

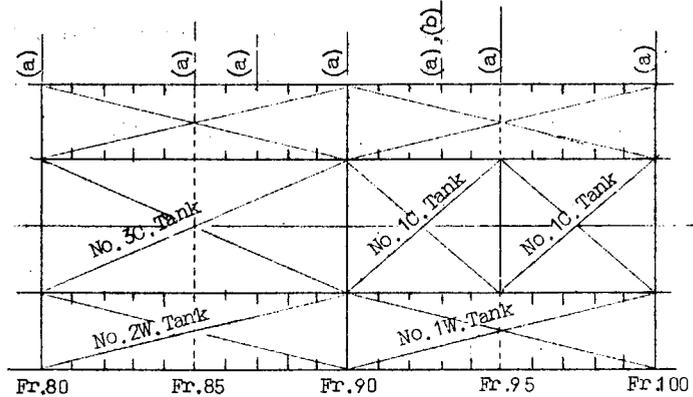


図 1.40

(4) 計測方法

(a) 剪断変形

剪断変形の計測は Deck 上に変形の影響を受けない基準線を設け、その基準線と Deck との距離の変化を計測する方法が一般的に考えられる。そして、その基準線として、水平面を利用する連通管式たわみ計の使用、一定の張力を加えたピアノ線の懸垂曲線の使用、光線を利用した光学器械の使用などが考えられる。ここで報告する第 1 船、第 2 船、第 3 船の計測においても順次上記の方法を採用し、その他の方法と併用して計測を行なったが、Rolling、風、光学器械の倍率の影響などで信頼のおける計測値を得ることができなかった。

この計測で使用した他の方法というのは、図 1.41 に示すように Tank の横断面上で対角をピアノ線で結び、変形による対角線長の変化を計測し、その値を(1)式に代入して剪断変形量を求める方法である。また Trans Ring の横変形量も同様にピアノ線の長さの変化を計測してその値を(2)式に代入して求める。

$$\Delta H = \Delta l \sqrt{1 + n^2} \quad (1)$$

$$\delta = \Delta l \sqrt{1 + (1/n)^2} - \frac{\Delta H}{n} \quad (2)$$

- ここに  $\Delta H$  : 剪断変形量  
 $\Delta l$  : 対角線長の変化量  
 $n$  :  $H/B$   
 $H$  : 変形を考えている矩形断面の深さ  
 $B$  : 変形を考えている矩形断面の幅

$\Delta H$ 、 $\Delta l$ 、 $H$ 、 $B$ については図 1.4 2 を参照のこと。

対角線長の変化を計測するには、図 1.4 3 に示すようなダイヤルゲージを利用した装置を使用した。

ここで説明した方法も Tank 内でしか使用できず、Tank が空のときしか計測出来ないこと、Tank 内の湿気により計測装置に錆が生じるなどの問題がある。

(b) Trans Ring の応力

Face Plate に 1 方向の抵抗線歪計を貼付して電氣的に計測した。

(c) Center Girder および Longitudinal Bulkhead の上下方向のたわみ

Center Girder および Longitudinal Bulkhead に隣接する Bottom Longitudinal に沿わせて、Tank 前端の Bulkhead から Tank 後端の Bulkhead

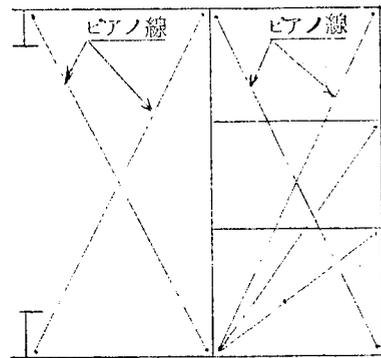


図 1.4 1

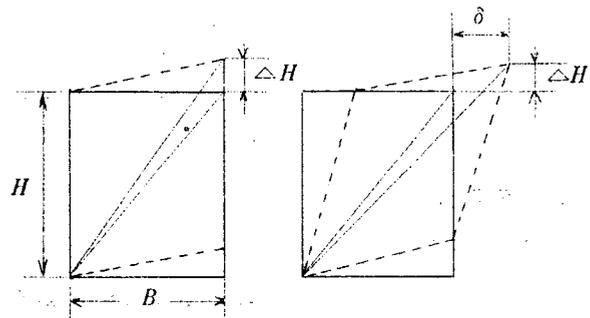


図 1.4 2

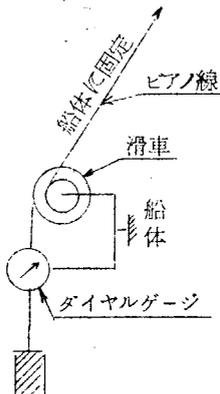


図 1.4 3 ピアノ線伸び計測装置

まで一定の張力でピアノ線を張り、その懸垂曲線に対する船体の上下方向の変動を船体に固定した目盛尺で読み取った。

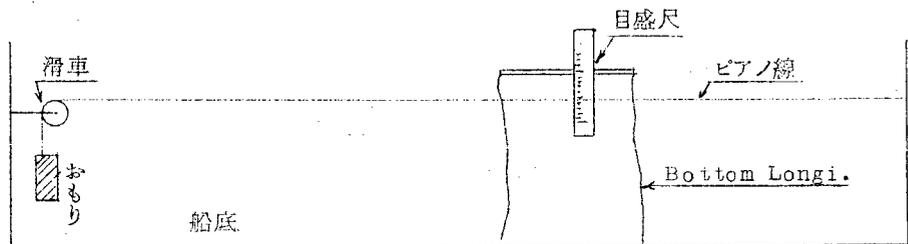


図 1.4 4 船底変形計測方法

2.1.3 実験結果

(1) 第 1 船

実験 1-1 で上甲板上的変形量を連通管式たわみ計で計った結果を図 1.4 5 に示す。この図では計測位置の Tank 内の水位と変形との関係を示している。図 1.4 6、図 1.4 7 は、実験 1-1 における Wing Tank の剪断変形量および Fr.69 Trans Ring の横変形量と、No.6 Center Tank 内の水位との関係をそれぞれ示したものである。

図 1.4 8、図 1.4 9 は実験 1-2 における Wing Tank の剪断変形量および、Fr.69 Trans Ring の横変形量と、No.6 Center Tank 内の水位との関係を示している。ただし、実験 1-2 では、No.6 Center Tank 内の水位は次第に低くなって行くのであるが、図では実際とは逆に水位 0 m の状態を基準に示してある。

また、図 1.4 6、1.4 7 と、図 1.4 8、1.4 9 は、すべて同じパラメーターで示されているが、No.6 Center Tank に注、排水された荷水の出所と、行き先が同一でないことに注意。図 1.5 0 は、実験 1-1、1-2 における Fr.69 Trans Ring の応力分布を示している。いずれの場合も、No.6 Center Tank 内の水位が 0 m のときからの

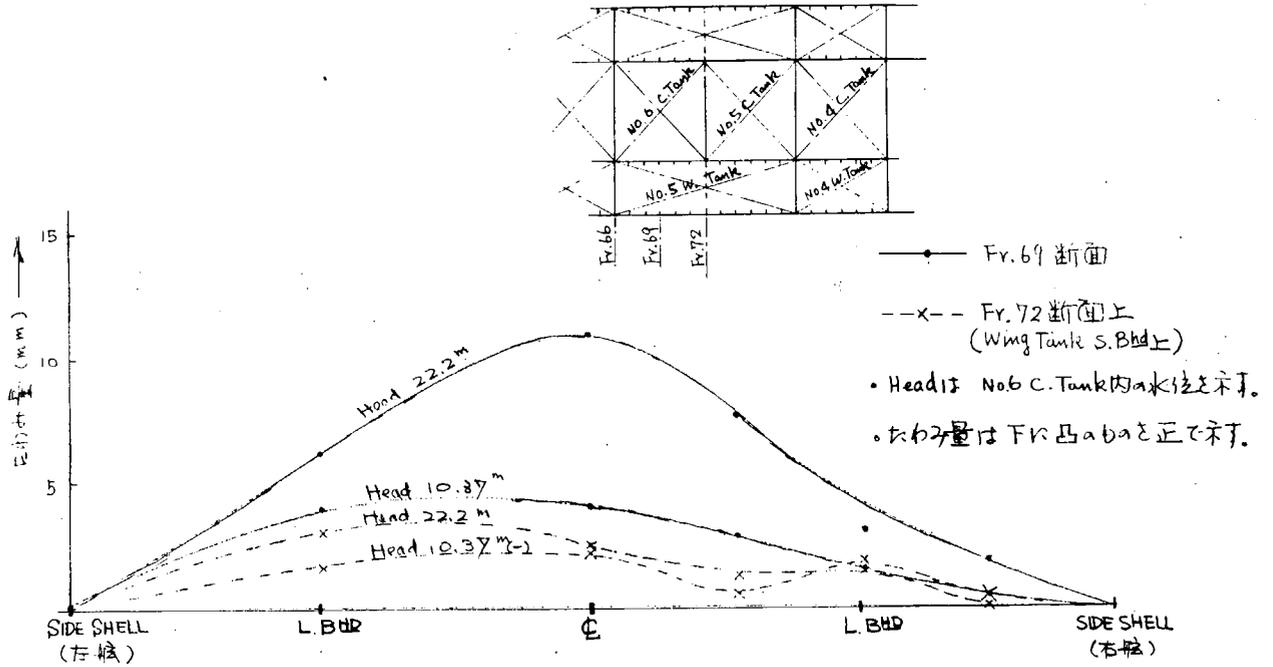


図 1.45 連通管による上甲板上的の変形量 (実験 1-1)

応力の変動を示してある。

(2) 第 2 船

図 1.51、図 1.52 に実験 2-1、2-2 における No. 3 Wing Tank および No. 3 Center Tank の剪断変形量の計測結果を示す。

図 1.53、図 1.54 に No. 3 Wing Tank 内で計測した Longitudinal Bulkhead の上下方向のたわみおよび、No. 3 Center Tank 内の Center Girder の上下方向のたわみの実験 2-1、2-2 における計測結果を示す。

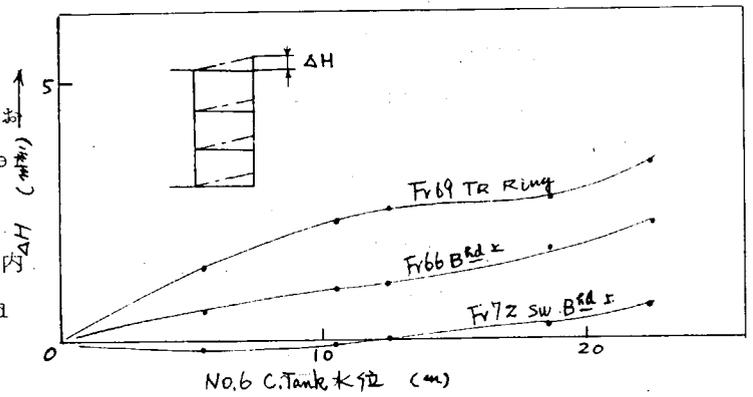


図 1.46 Wing Tank の剪断変形量 (実験 1-1)

図 1.53、1.54 に示されているたわみの方向は、下に凸である。この下に凸の変形は吃水変化にともなう外板の水圧変化とは逆であり、船体の縦曲げモーメントの変化により生じたものである。

図 1.55、1.56 に実験 2-1、2-2 における Fr. 64 Trans Ring の応力分布を示す。これらの図はいずれも、軽荷状態を 0 点として示している。

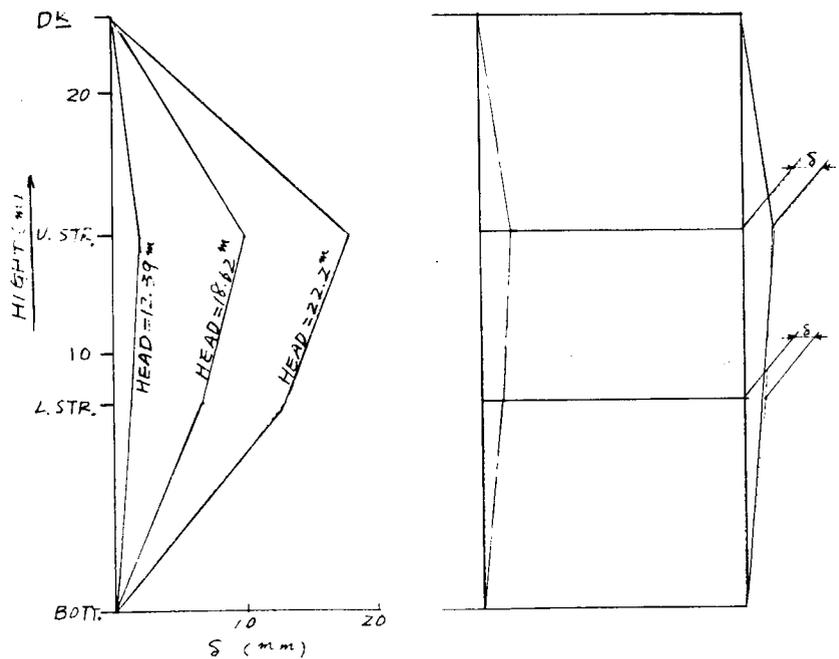


図 1.47 Fr. 69 Trans Ring の横変形量 (実験 1-1)

(3) 第 3 船

図 1.57 に No. 3 Center

Tank および、No.1 Wing Tank の剪断変形量を示す。この図では Center Tank 内の上下の Center Girder の変形を別別に示した。図 1.58 は、No.3 Center Tank の Center Girder のたわみ量を示しており、たわみは上に凸の変形である。

図 1.59 は、No.1 Wing Tank 内の Fr.93 Trans Ring の応力分布である。これらの実験 3-1 の計測値は満載状態を 0 点として示している。

(4) 近似計算と計測値との比較

実験 1-1、2-1、3-1 における Wing Tank の剪断変形量と、山越教授の理論式とを比較した結果を図 1.60、1.61、1.62 に示す。

ただし、理論計算においては、Trans Ring のばね常数  $K$  や、船側外板および縦通隔壁に働く力  $R$  などは近似計算式による値を用いた。

また、実験 1-1、1-2 に対する計算値は端部の境界条件の修正は行なっていない。しかし、実験 1-1、1-2 における計測位置は端部から 2 Tank 以上はなれているので計算値との比較の場合は端部の影響はないものと思われる。

これらの図から計算値と計測値は定性的にはよく一致していることがわかる。しかし全体的に計算値の方が、大きくなっている。この差の原因としては前記  $K$ 、 $R$  の値の取り方や、Center Girder の効きなどが考えられる。

これらの点については、昭和 42 年度に行なう剪断変形の計測実験において、検討して行きたいと思う。

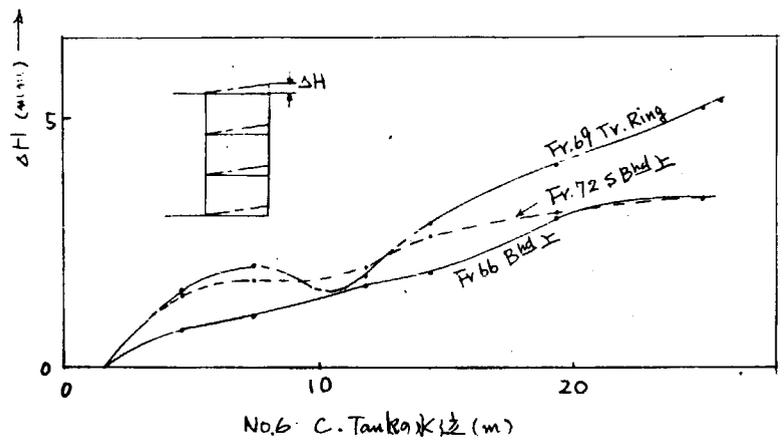


図 1.48 Wing Tank の剪断変形量 (実験 1-2)

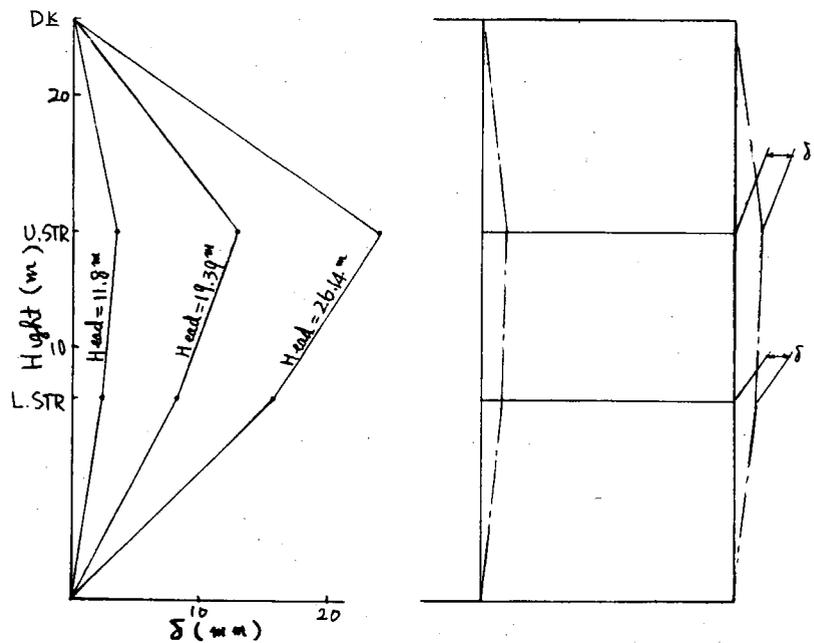


図 1.49 Fr.69 Trans Ring の横変形 (実験 1-2)

—●— C. Tank Head=0 → 22.2<sup>m</sup>,  $d=76 \rightarrow 78^m$  (実験 1-1)  
 - - - - - C. Tank Head=0 → 26.2<sup>m</sup>,  $d=75 \rightarrow 6.8^m$  (実験 1-2)

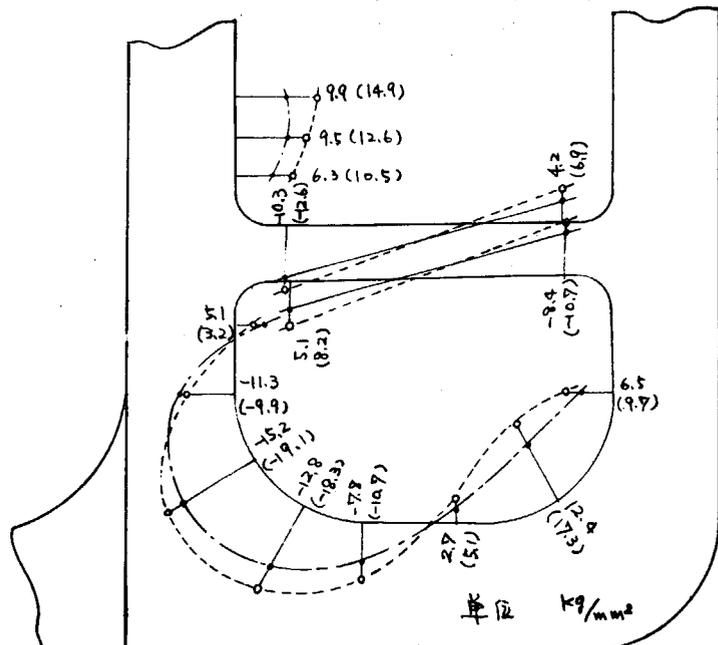


図 1.50 Fr.69 Trans Ring の応力分布 (実験 1-1, 1-2)



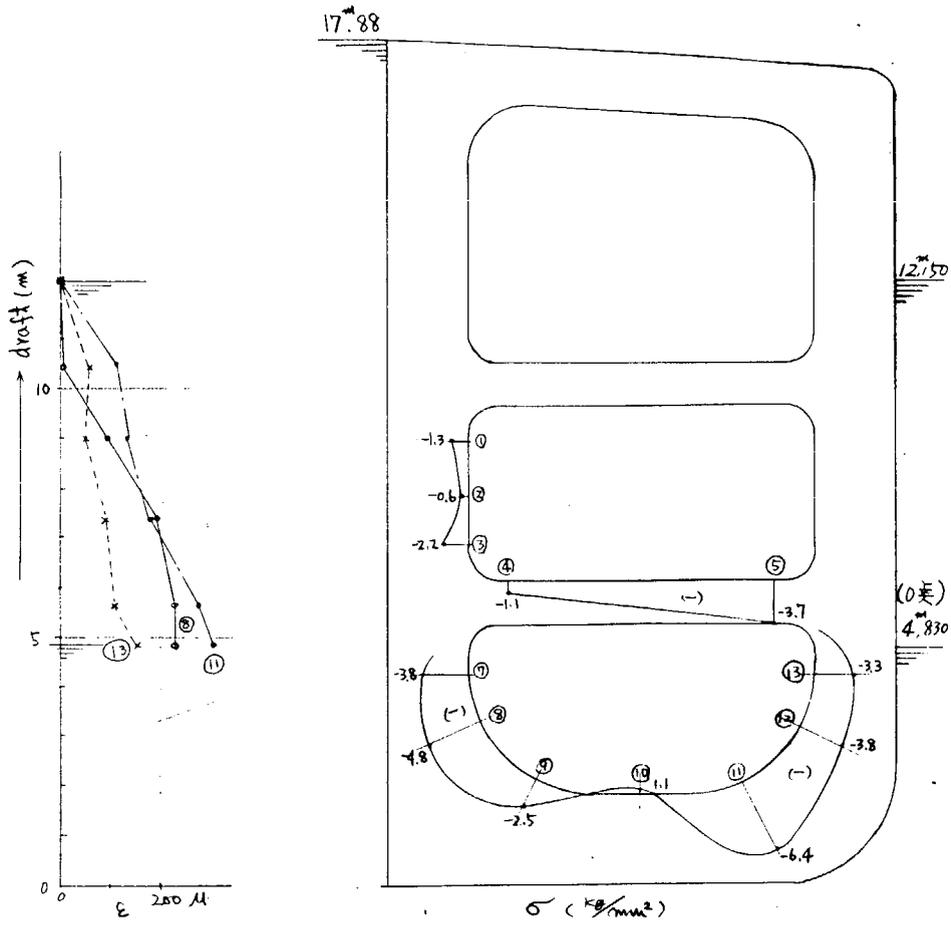


図 1.56 Fr. 64 Trans Ring の応力分布 (実験 2-2)

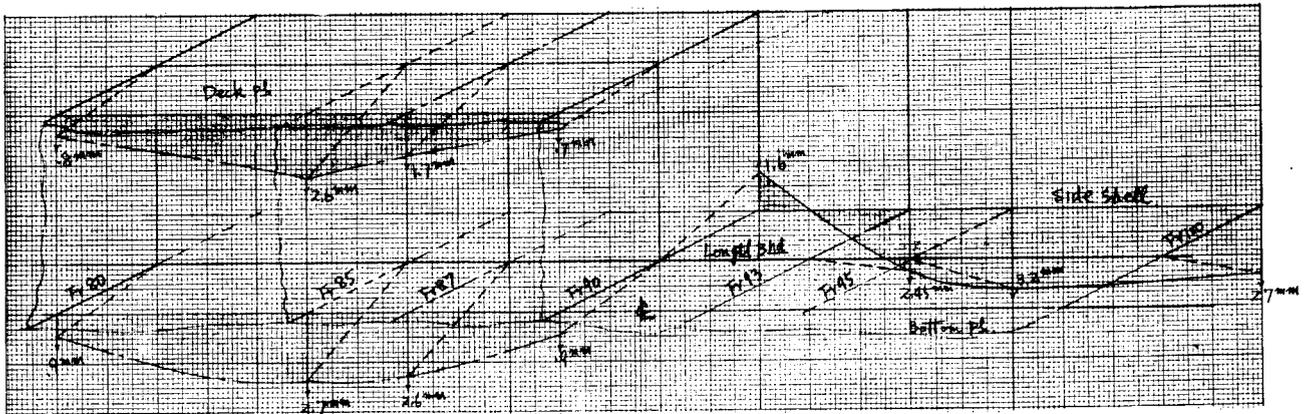


図 1.57 Wing Tank および Center Tank の剪断変形量 (実験 3-1)

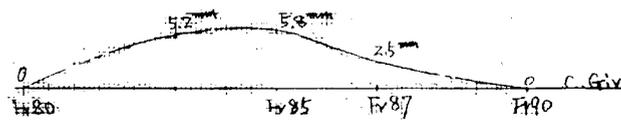


図 1.58 Center Gir. のたわみ量 (実験 3-1)

2.1.4 結 言

3隻の Tanker について剪断変形の実船計測を行ない、5とりの荷重状態に対する剪断変形量を計測した。その計測値を近似計算と比較した結果定性的にはよく一致するが、全体的に計算値の方が大き目であることがわかった。このような差を小さくするためにはより正確な計算を行なうなど、種種検討をする必要があるが、これらの点は昭和42年度の実船計測と合せ検討をしようと思う。

2.2 剪断変形計測 その2

2.2.1 緒 言

最近の Tanker 船型は急速に大型化しており、これに伴って Wing Tank の長さ、巾ともに大きくなり、従来から研究されている Wing Tank の剪断変形およびこれに起因する Wing Tank 内 Transverse Ring に誘起される応力が大きなものとなることが予想される。

また、Longitudinal が貫通する Transverse Web の Notch 近傍において、最近種種の Trouble が発生していることが報告されている。

上記に示すとき、Wing Tank の横強度および Transverse Web の Notch 近傍における応力分布状態等を調査し、今後の船殻構造設計の参考資料とするため、新造船の該部について諸計測を行なったので、ここに報告する。

2.2.2 計測関係

(1) 計測船要目および Tank 配置等

Type : 118,500DWT

Oil Tanker

主要寸法 :

$L \times B \times D \sim d =$

$260m \times 42m \times 23.3m \sim 15.47m$

Tank 配置は図 1.6.3 に示すとおりであり、計測は No.2 Wing Tank (左舷) の Fr. 73、74 および 75 において行なった。

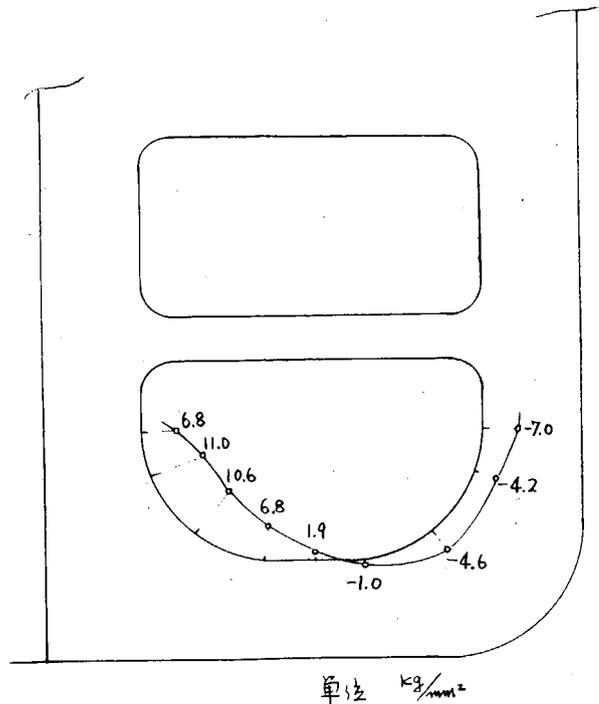


図 1.59 Fr.93 Trans Ring の応力分布 (実験3-1)

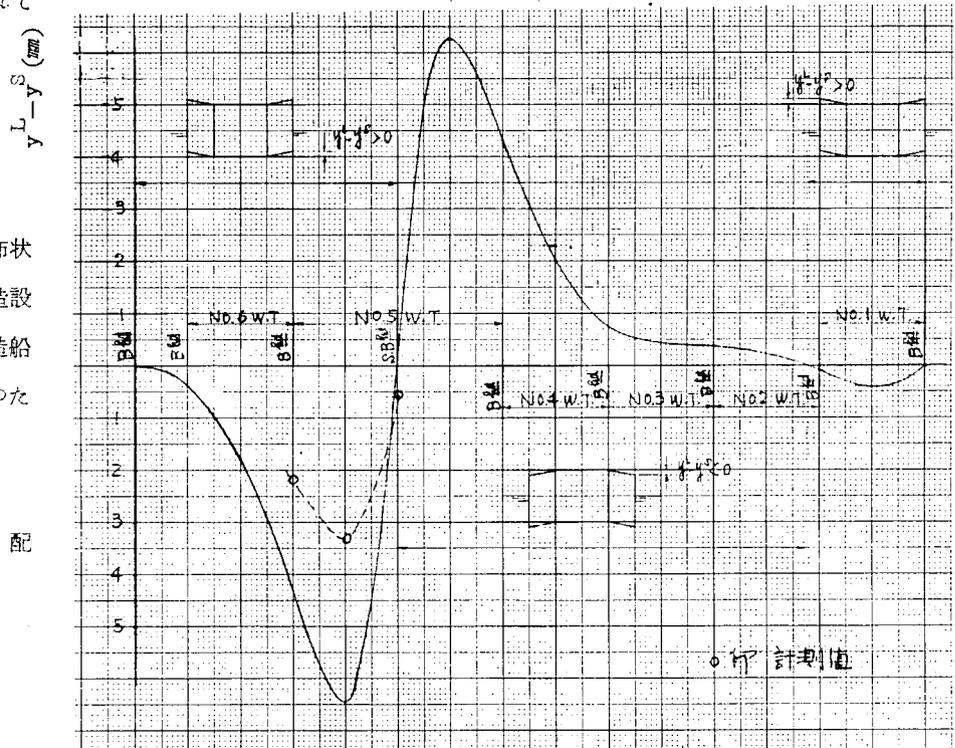
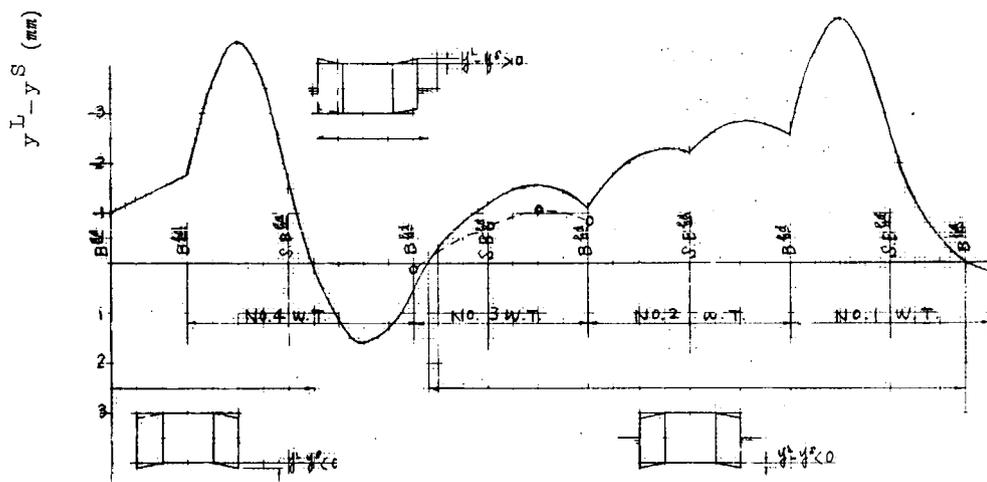
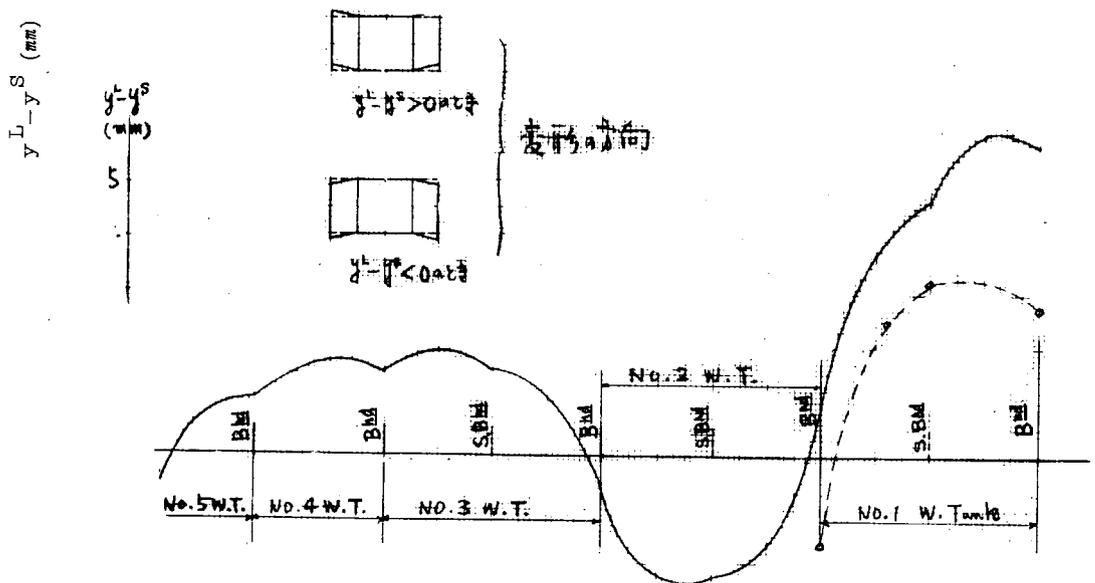


図 1.60 第1船の剪断変形の計算例 (実験1-1)



○印計測値

図 1.6.1 第2船の剪断変形計算例 (実験2-1)



○印計測値

図 1.6.2 第3船の剪断変形計算例 (実験3-1)

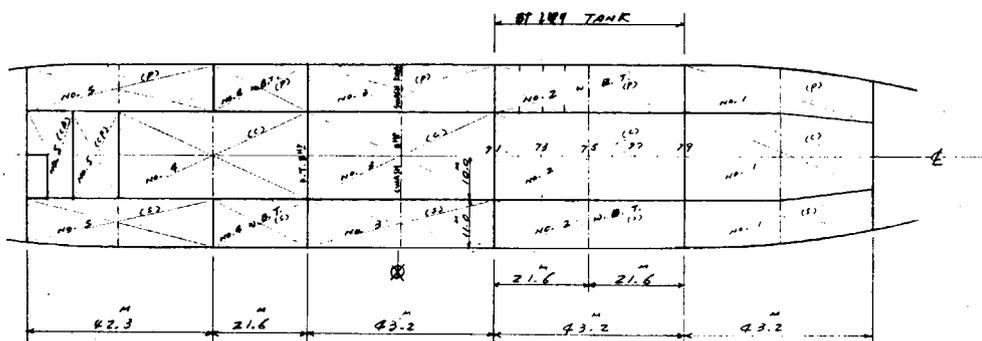


図 1.6.3 Tank Arrangement

(2) 計測船の Tank 内概略構造

Wing Tank 内の、船の深さのほぼ中央に Primary Supporting Member として Side Stringer を設けており、また、Center Tank には、船体中心線に Deck and Bottom Center Line Girder を有している。

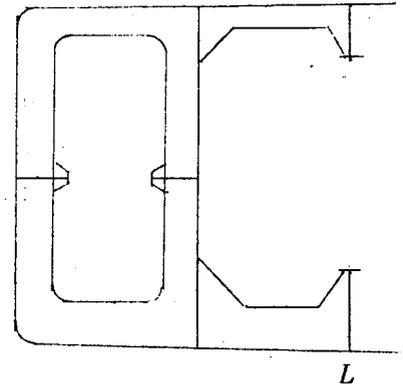
なお、Oil Tight Bulkhead 間には、Center Tank には Swash Bulkhead, Wing Tank には Large Swash Ring を有する。

(3) 計測時期

昭和41年12月14日より昭和42年1月6日の間における本船の水圧試験および試運転前の Ballast 注排水時の Tank 内荷重変化および吃水変化を利用して、前後3回にわたり計測を行なった。

(4) 計測項目、計測位置

計測は Transverse Web の各部応力および No.2 Tank における上甲板の上下方向相対変位に対して行なった。



(i) Transverse Web の応力

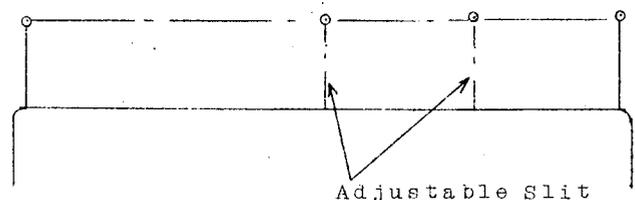
図 1.64 および 1.65 に示す各位置について行ない、計測点の大部分は、本船の Wing Tank 内 Transverse Web Ring のうちで、相対的に一番弱いと考えられる Fr.74 Transverse Web に配置した。なお、Web Plate の応力は、Side Stringer を除き、すべて板の両面に貼付し、局部曲げの影響を除くように考えて計測した。また、Trans Web Ring の上部は、ゲージ貼付作業が非常に困難なるため、応力計測は行なっていない。

注：ゲージにはすべてワックス・コーティング施工

(ii) 上甲板の上下方向相対変位

変位は図 1.65 に示す No.2 Tank 上 上甲板において行ない、横方向の5列、前後方向の2列で計測した。これにより Fr.71 および 79 の Bulkhead の舷側の点に対する上甲板各点の相対変位が求められる。

計測は、図 1.65 に示す○印の箇所に小さいスリットを有する撓み計測スタンドを設け、端部のスタンドに光源を置き、他端のスタンドのスリットより、この光が見えるように中間のスリットを Adjust することにより行なった。



(5) 計測時の荷重

計測に対応する Tank Condition および Ship Draft は、図 1.66 に示すとおりである。いずれも注排水直前に0点を取り、注排水完了後に計測を行なったが、とくに計測はある時間間隔(約2時間)をおいて再度行ない、ほとんど計測値が変らないことを確認した。

2.2.3 計測結果

計測結果を図 1.67 ~ 1.81 に示す。

図 1.67 ~ 1.69 : Transverse Web の Face Plate の応力分布

図 1.70 ~ 1.72 : Trans Web の主応力

図 1.73 ~ 1.75 : Side Stringer の応力

図 1.76 ~ 1.78 : Notch 近傍の応力

図 1.79 ~ 1.81 : 上甲板の上下相対変位

なお、第3回計測時における上甲板変位はほとんど認められなかつた。

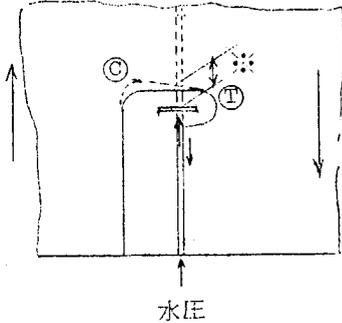
## 2.2.4 計測結果の考察

### (1) Bottom Transverse の Web 付き Face Bar Stiffener の Axial Stress および Notch 周辺の応力

№1および№3の計測では、Axial Stress は Compression であり、これは吃水の増加によるものとして、当然考えられることである。しかし№2の計測では、吃水が増加しているにもかかわらず、Axial Stress は Tension となっている。

さて、№1と3の計測と№2の計測とでは、横断面の変形の傾向および変形量が異なるので、これが Axial Stress を Tension または Compression にする原因と考えられる。

すなわち、№2の計測では、図 1.80 に示すごとく、船側外板が、船体中心線より上方に変形しているため、応力計測箇所における Bottom Trans および Notch は右図のごとく変形することになる。



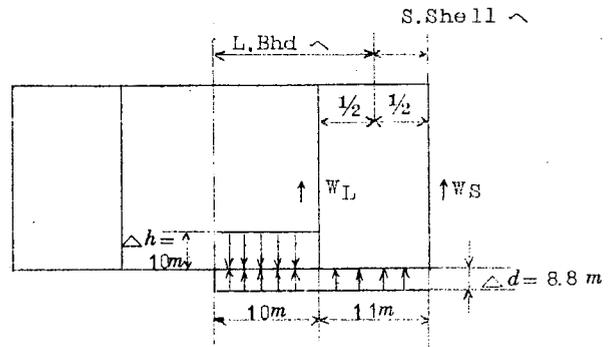
したがって Notch の左隅部は Compression, 右隅部は Tension となる。また、※部の Face Bar は、Notch の変形による伸びが Bottom Longitudinal の水圧による持ち上りに起因する縮みより大きいため、Tension になつたと考えられる。(図 1.77 参照)

一般に、Notch 近傍における応力分布には、船体横断面の変形の影響が大きいように考えられる。また Face Bar Stiffener の Axial Stress および Notch 周辺の応力は非常に高く、該部の Design, 形状についての再考が必要である。

### (2) Collar Plate の効き

図 1.76~1.78 に示すごとく、Longitudinal Bulkhead 付き Horizontal Stiffener について計測したが、Collar Plate を有する Notch の Corner の Gage 貼付が不能であり、該部の応力集中の程度が不明であり、はつきり結論付けできない。

### (3) №3 計測における横断面の撓みがほとんど0であることについては、船側外板および Longitudinal Bulkhead にかかる荷重が、略それぞれの断面積に比例していることから、推察できる。



$$\text{L. Bulkhead への Load } W_L = (10 + 1\frac{1}{2}) \times 8.8 - 10 \times 10 = 36.5 \text{ T/m}$$

$$\text{S. Shell への Load } W_S = 1\frac{1}{2} \times 8.8 = 48 \text{ T/m}$$

$$\therefore \frac{W_L}{W_S} = 0.76 \quad \{ \text{板厚比} = 0.72 \}$$

— : 一方向ゲージ  
 ⊥ : 三方向ゲージ

FR 73

FR 74

FR 75

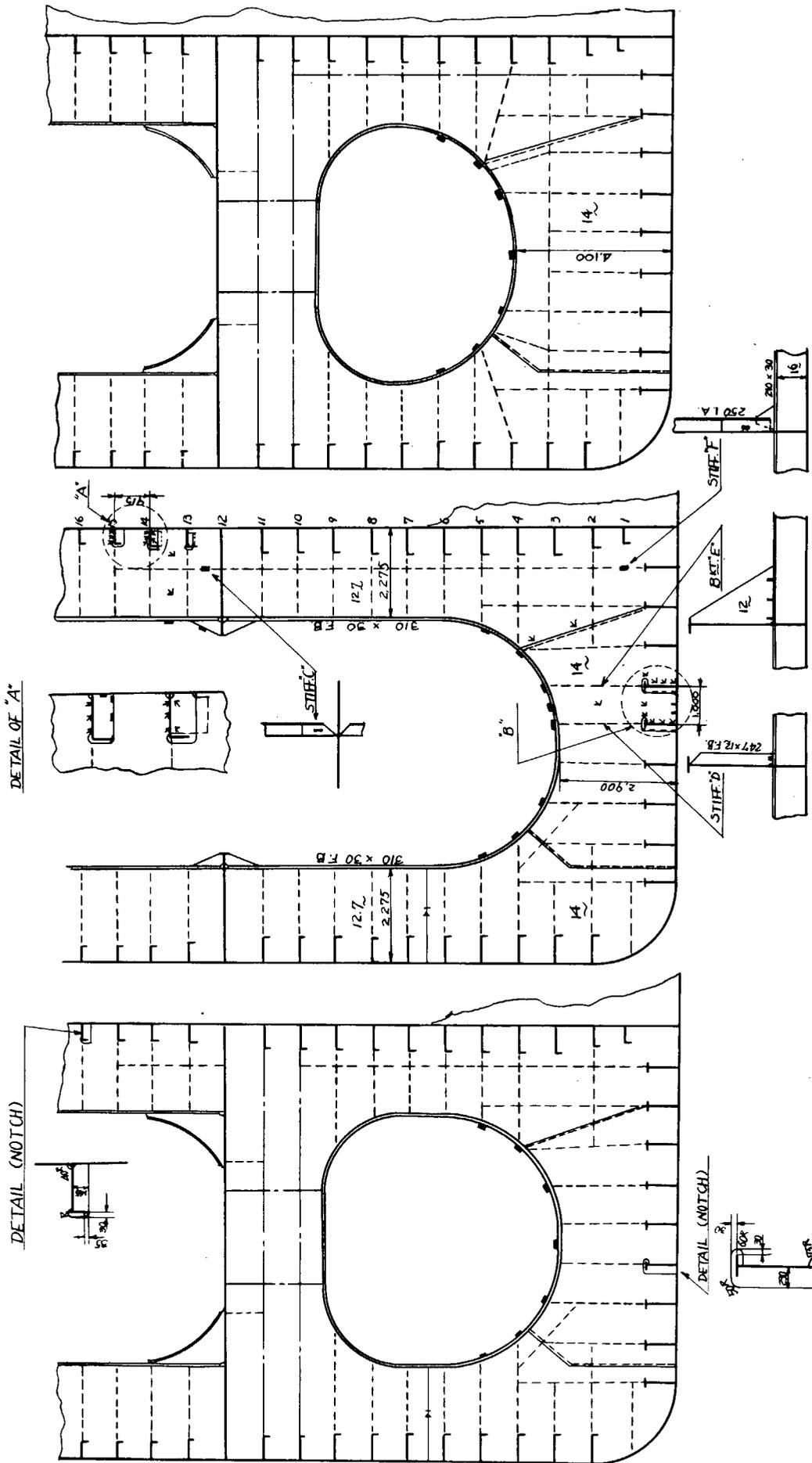
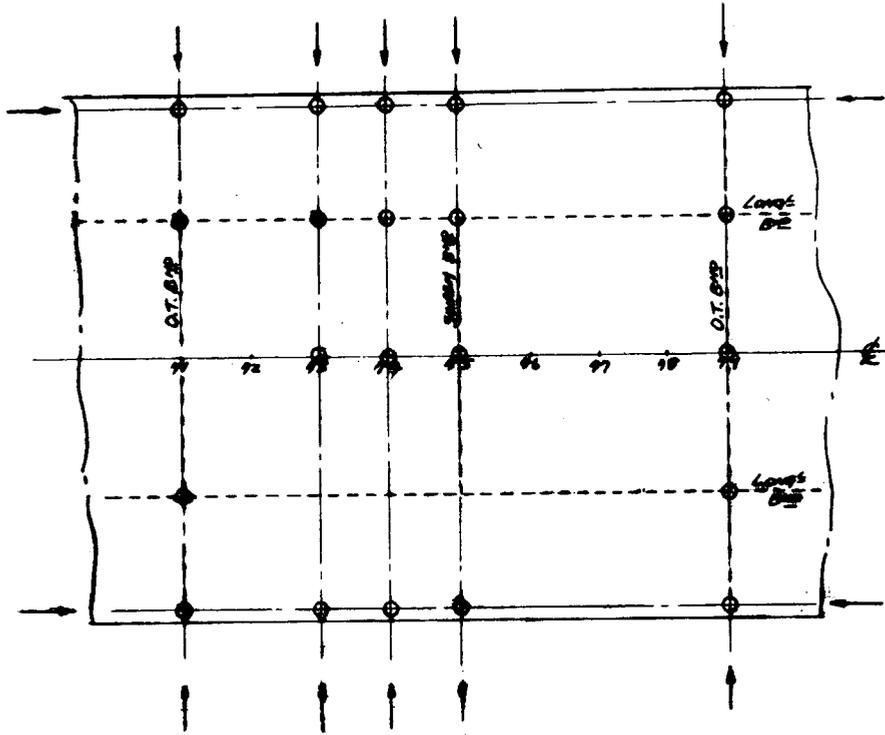


図 1.64 応力計測位置 (Trans Ring)

○：計測位置



応力計測位置  
(SIDE STRINGER)

--- 一方向ゲージ

⊕ 三方向ゲージ

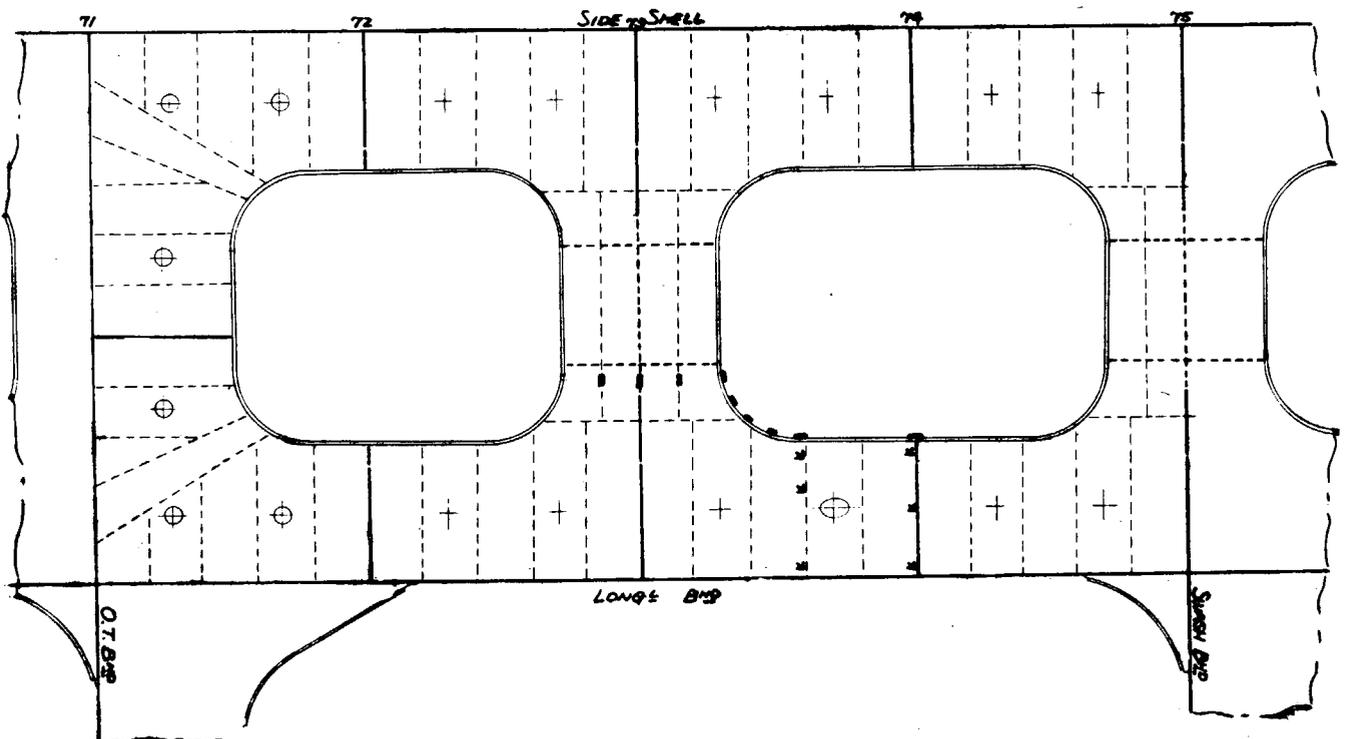
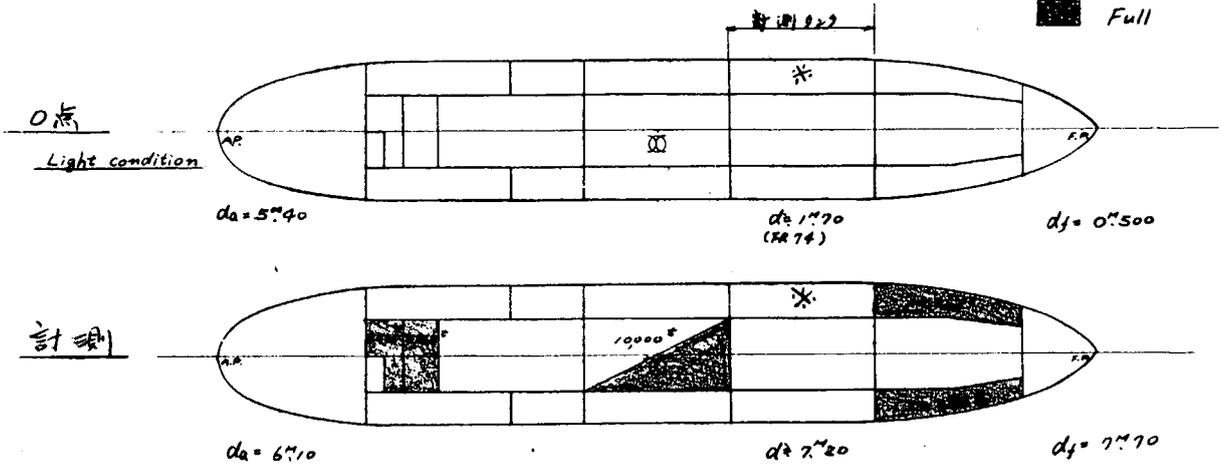


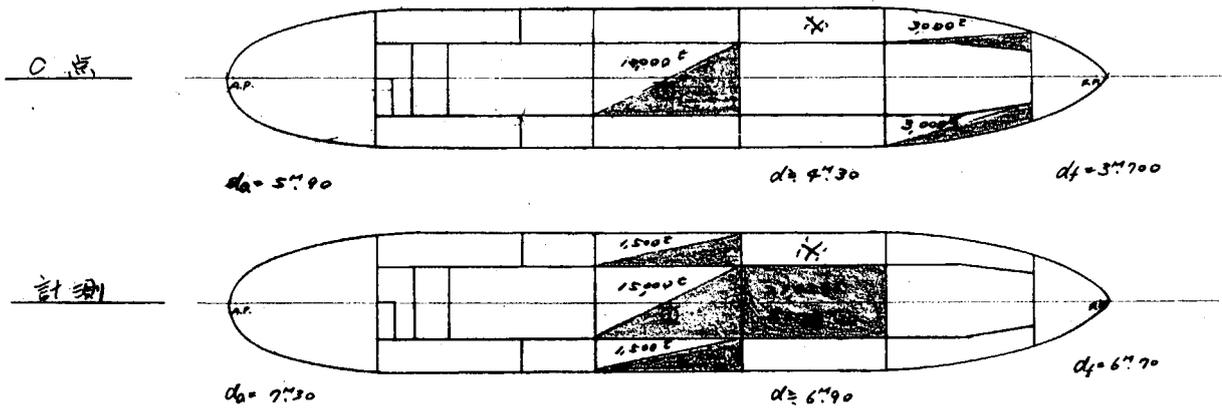
図 1.65 Deck Deflection 計測位置 (No. 2. Tank)

第 1 回

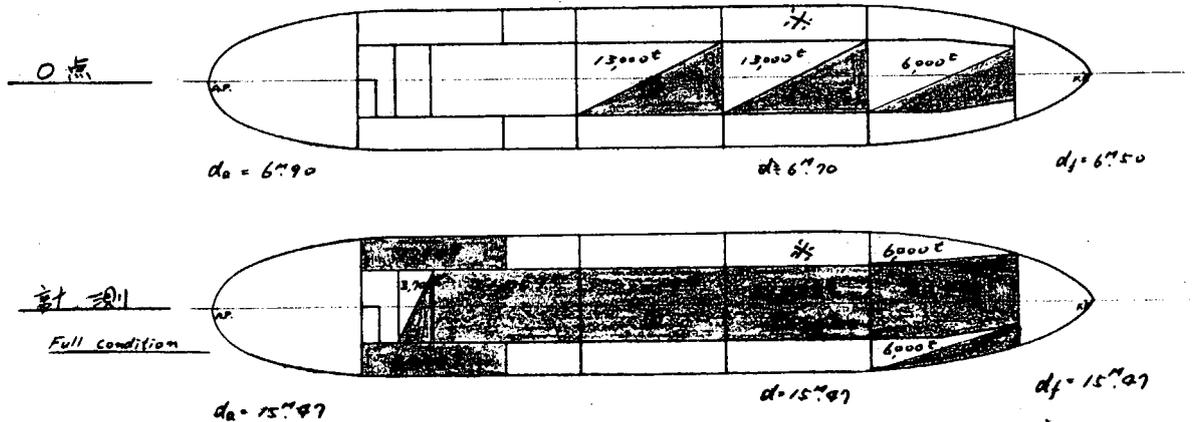
- Empty
- Half Flood
- Full



第 2 回



第 3 回



※注: 舟底 Keel 上面より ballast 上面までの高さ (M)

図 1.6.6 計測時 Tank Condition

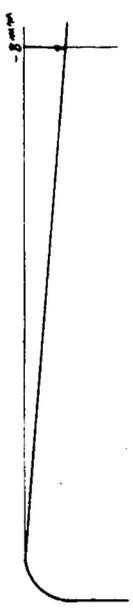




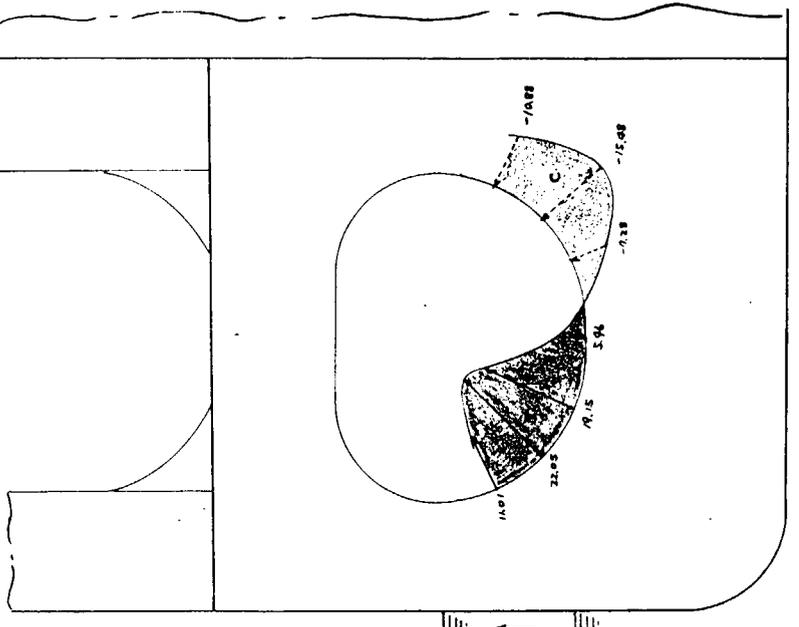
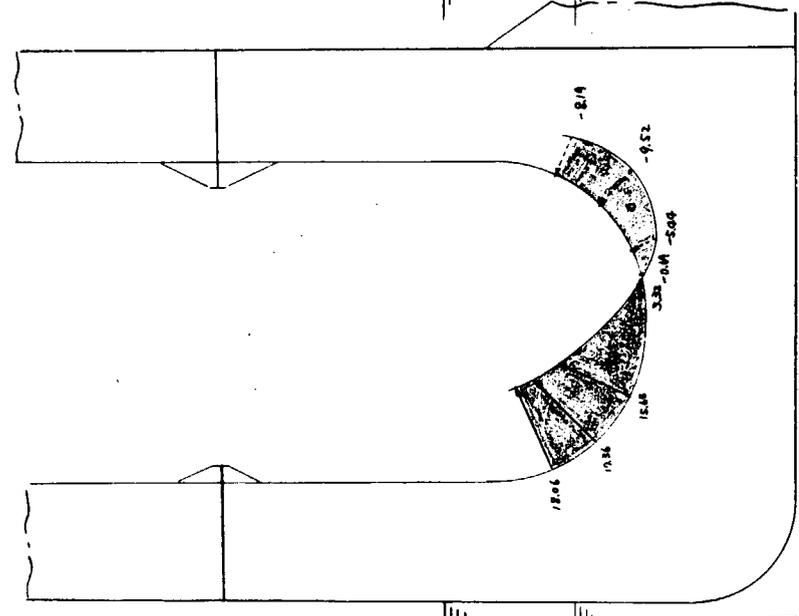
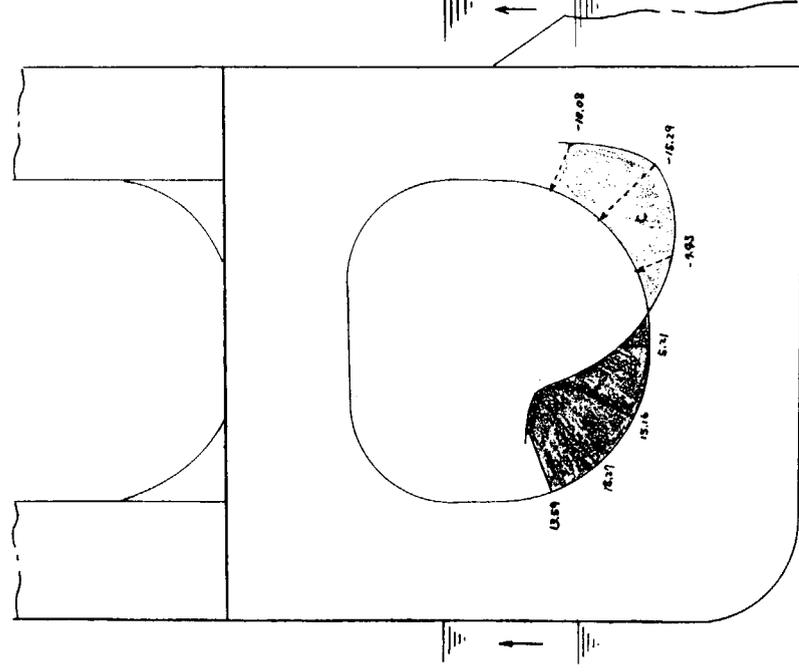
FR. 73



FR. 74



FR. 75

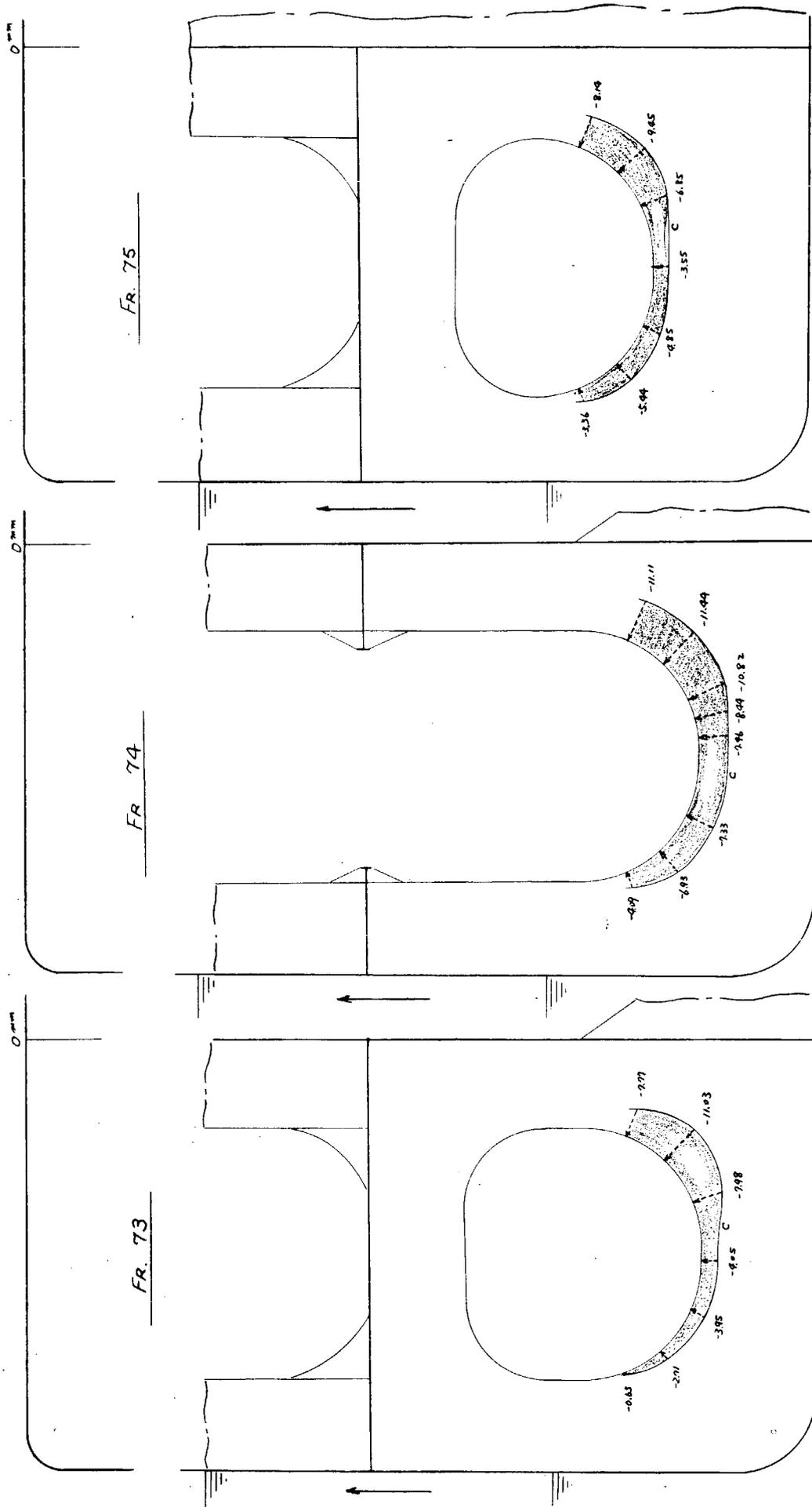


draught

d <sub>0</sub>	4.130
d	6.190
Δd	2.060

応力の単位は  $Kg/mm^2$   
 0.5/0 20  $Kg/mm^2$   
 → 引張(T)    ← 圧縮(C)

図1.68 第2回計測Trans. Ring Face Plate 応力分布および Deck Deflection



draught

$d_0$	6.70
$d$	15.47
$\Delta d$	8.77

図1.69 第3回計測 Trans. Ring Face Plate 応用分布および Deck Deflection

応力の単位は  $\frac{kg}{mm^2}$   
 0 5 10 20  $\frac{kg}{mm^2}$   
 引張 (T)  $\rightarrow$   
 圧縮 (C)  $\dashrightarrow$



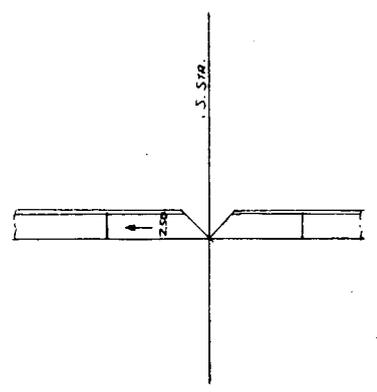
单位  $\frac{kg}{mm^2}$

0 5 10 20

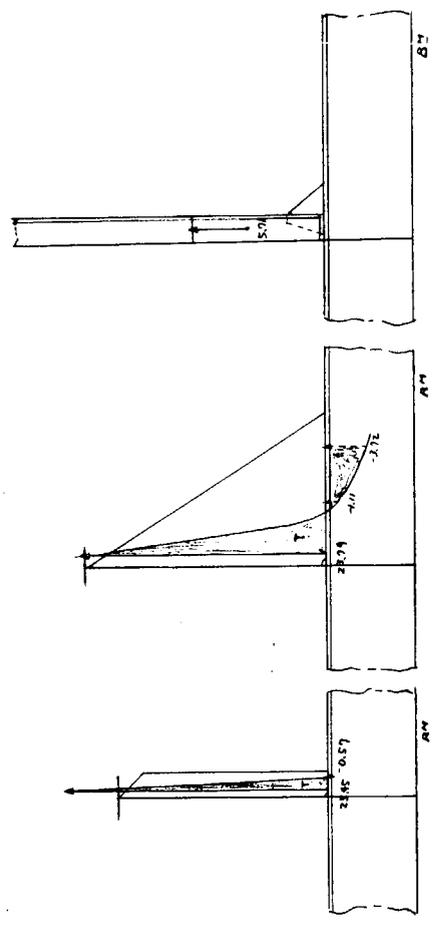
→ 引張 (T)

- - - → 圧縮 (C)

STIFF. "C"

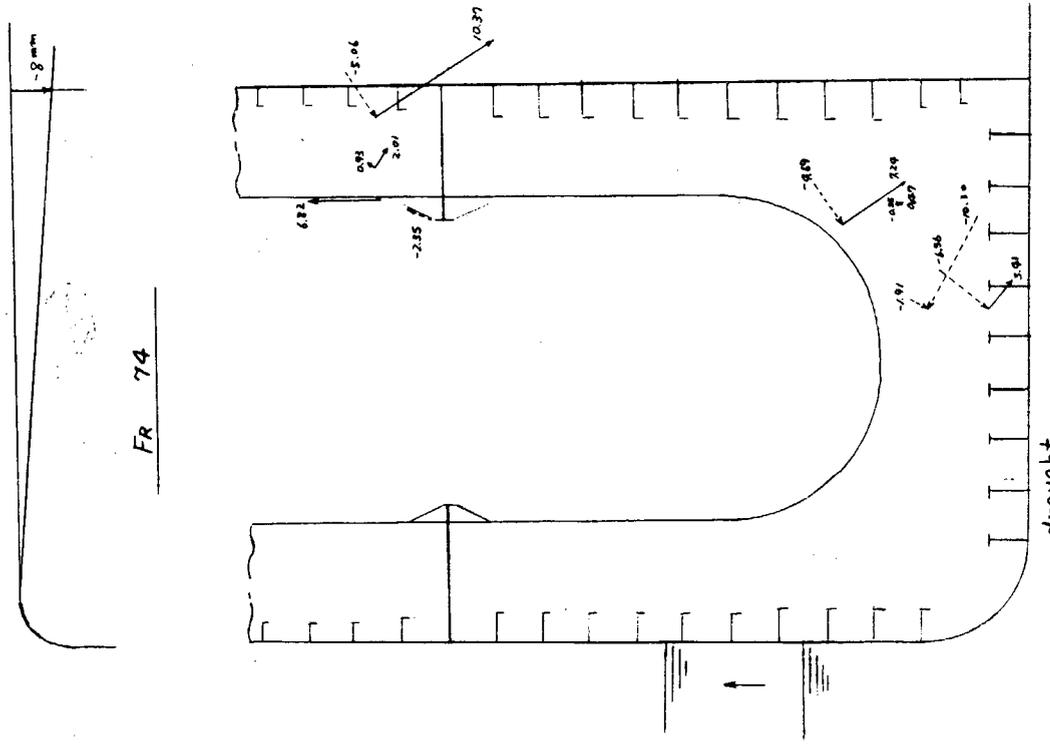


STIFF. "F"



BMT "E"

STIFF. "D"



FR 74

draught

$d_0$	2.730
$d$	6.190
$\Delta d$	2.760

図 1.7 1 第2回計測 Trans. Ring Principal Stress, Deck Deflection 及び Stiff. 応力分布



→ 引張 (T)      単位は  $\text{kg}/\text{mm}^2$   
 - - - 圧縮 (C)      0      5      10  $\text{kg}/\text{mm}^2$

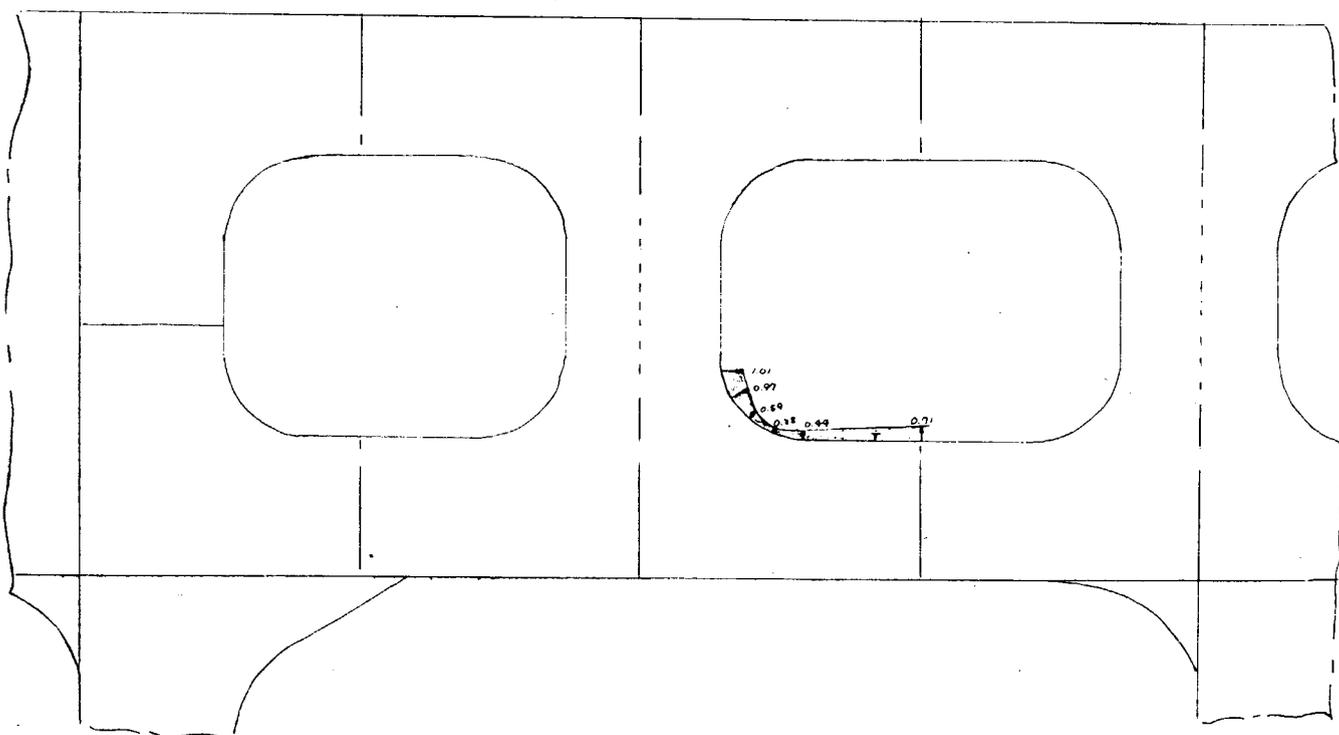
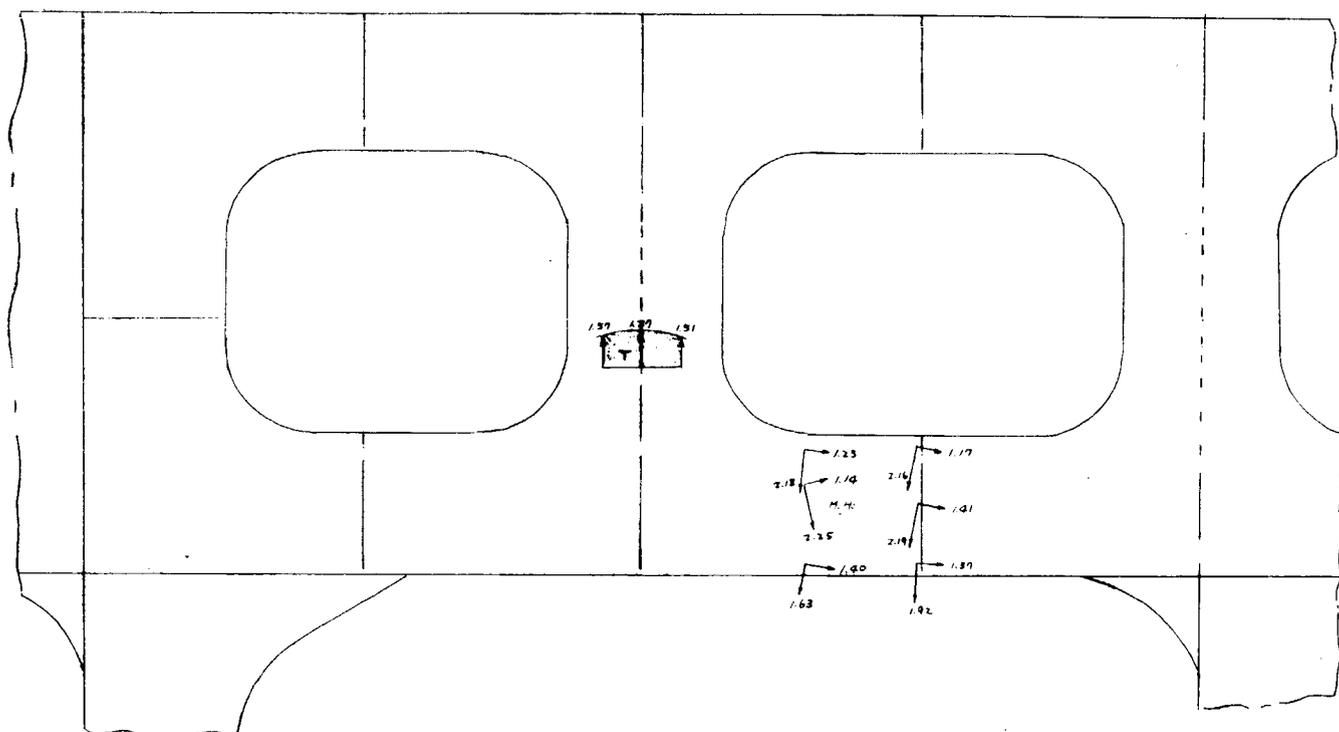


図1.73 第1回計測 Side Str. Principal Stress および Face Plate 応力分布

→ 引張 (T)      単位は  $\text{kg}/\text{mm}^2$   
 - - - 圧縮 (C)      0      20  $\text{kg}/\text{mm}^2$

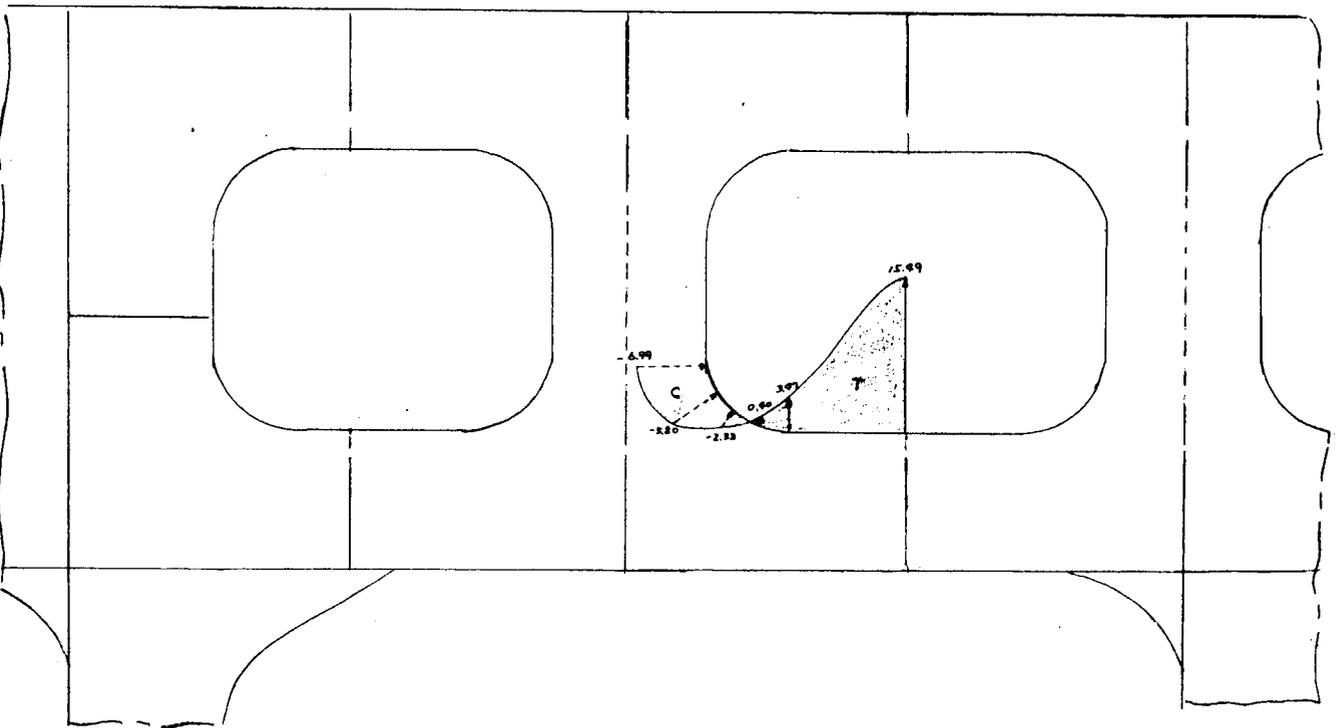
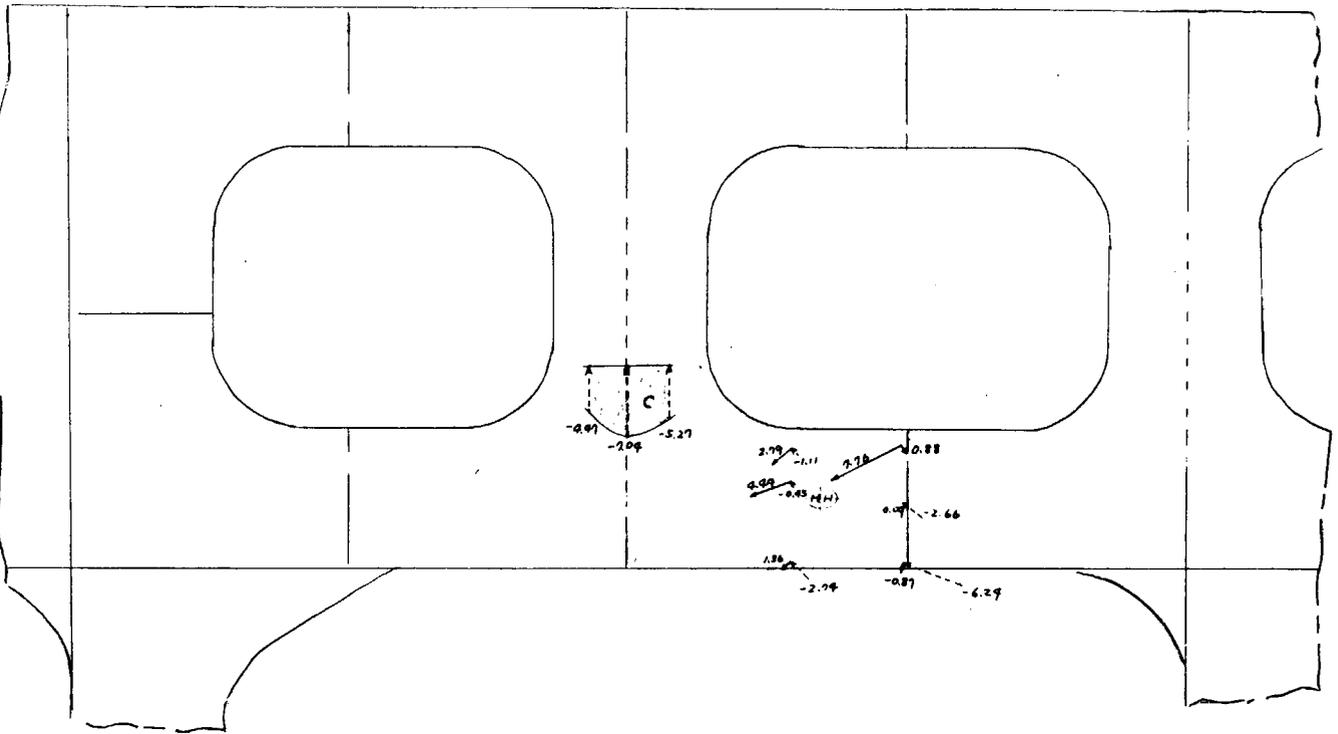


図1.74 第2回計測 Side Str. Principal Stress および Face Plate 応力分布

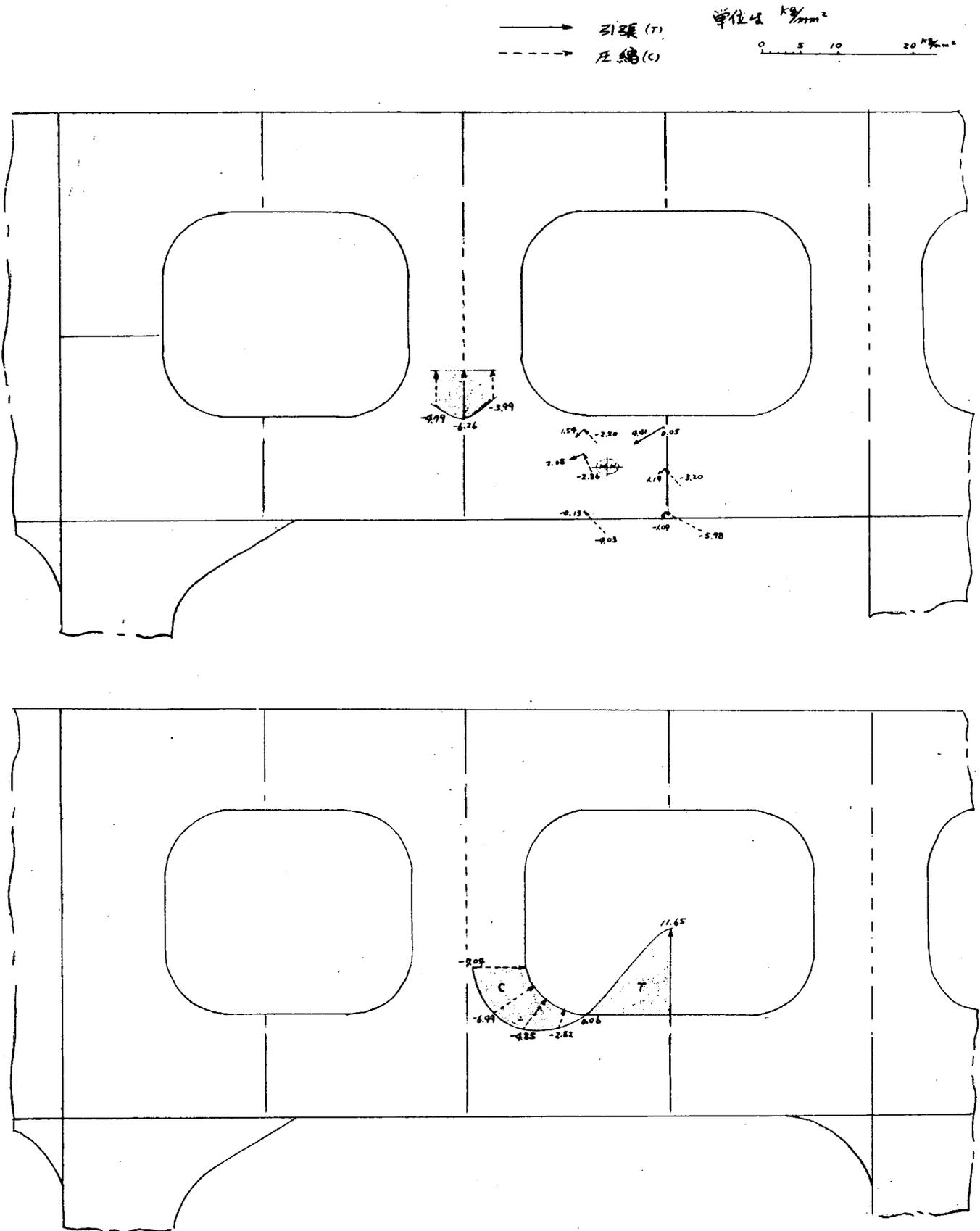


図 1.75 第3回 Side Str. Principal Stress および Face Plate 応力分布

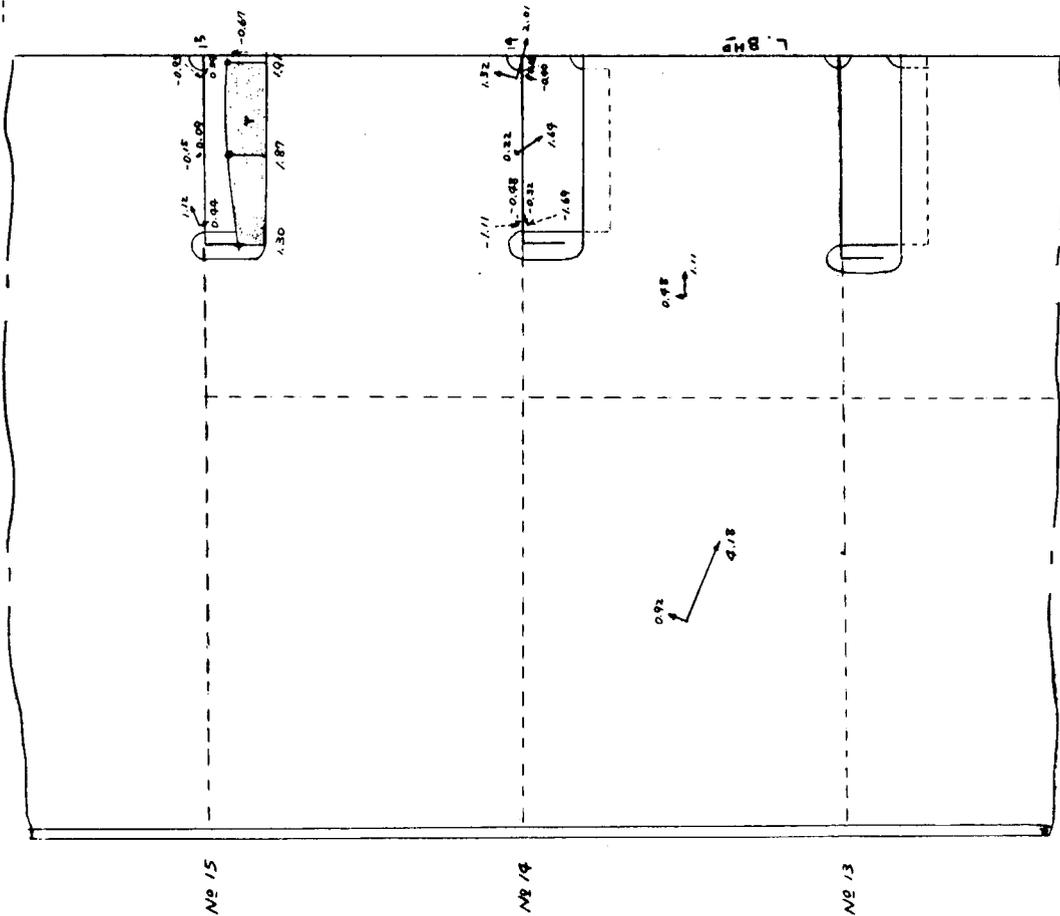
DETAIL OF "A"

PRINCIPAL STRESS AG. SLOT 应力分布

单位是  $Kg/cm^2$

0 5 10  $Kg/cm^2$

—— 引張 (T)  
 - - - 圧縮 (C)



No 12: SIDE STR.

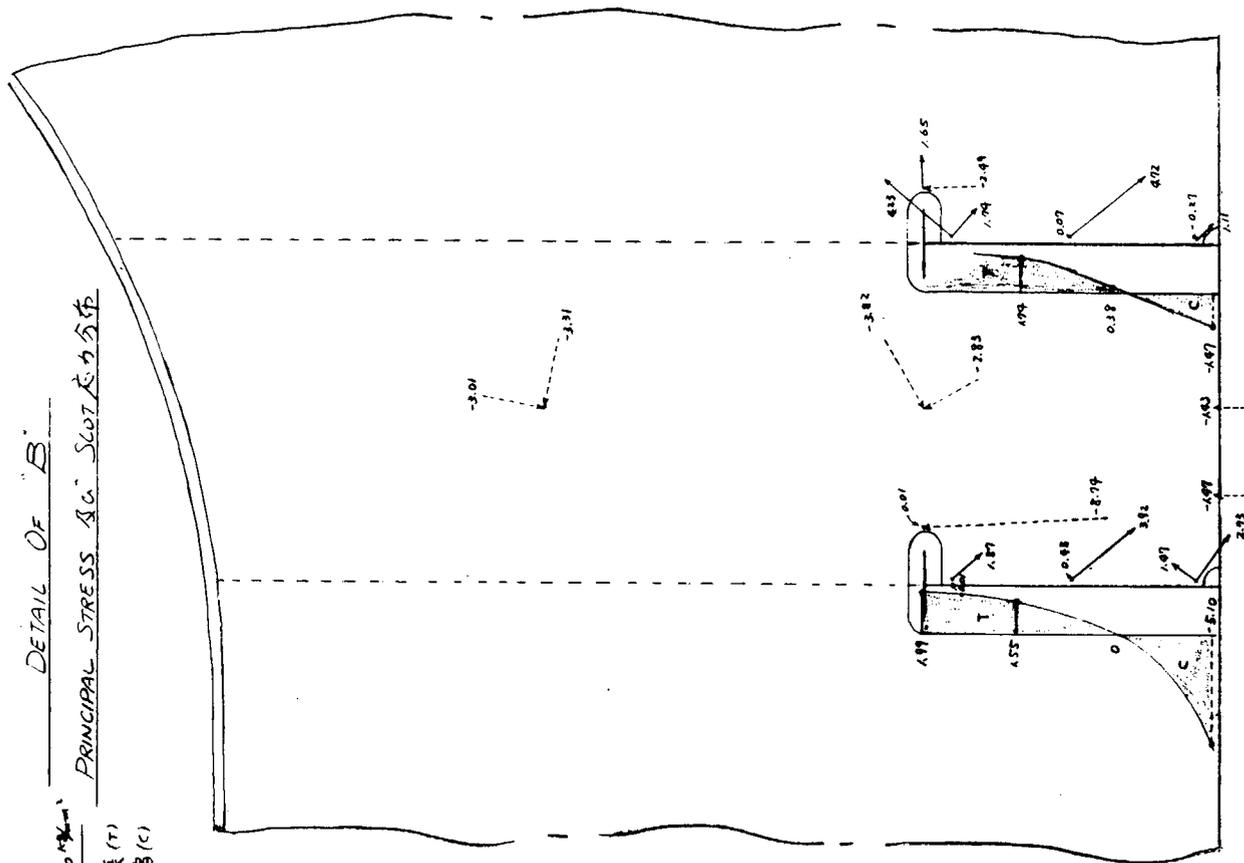
DETAIL OF "B"

PRINCIPAL STRESS AG. SLOT 应力分布

单位是  $Kg/cm^2$

0 5 10  $Kg/cm^2$

—— 引張 (T)  
 - - - 圧縮 (C)



第 1.7 6 第 1 回計測





単位は mm

0 5 10 15 20 mm

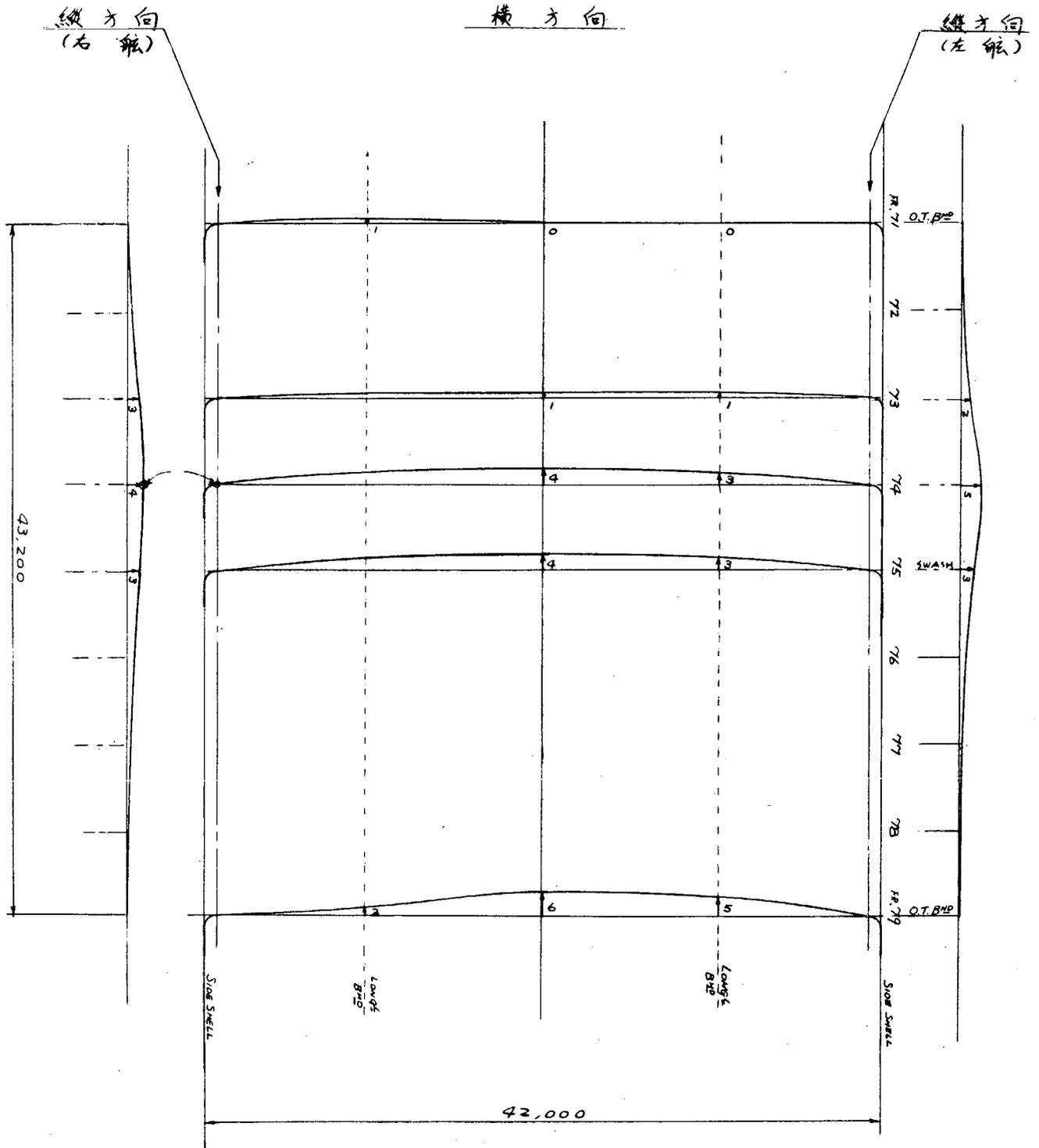


図 1.79 第 1 回計測 Deck Deflection

单位は mm

0 5 10 15 20 mm

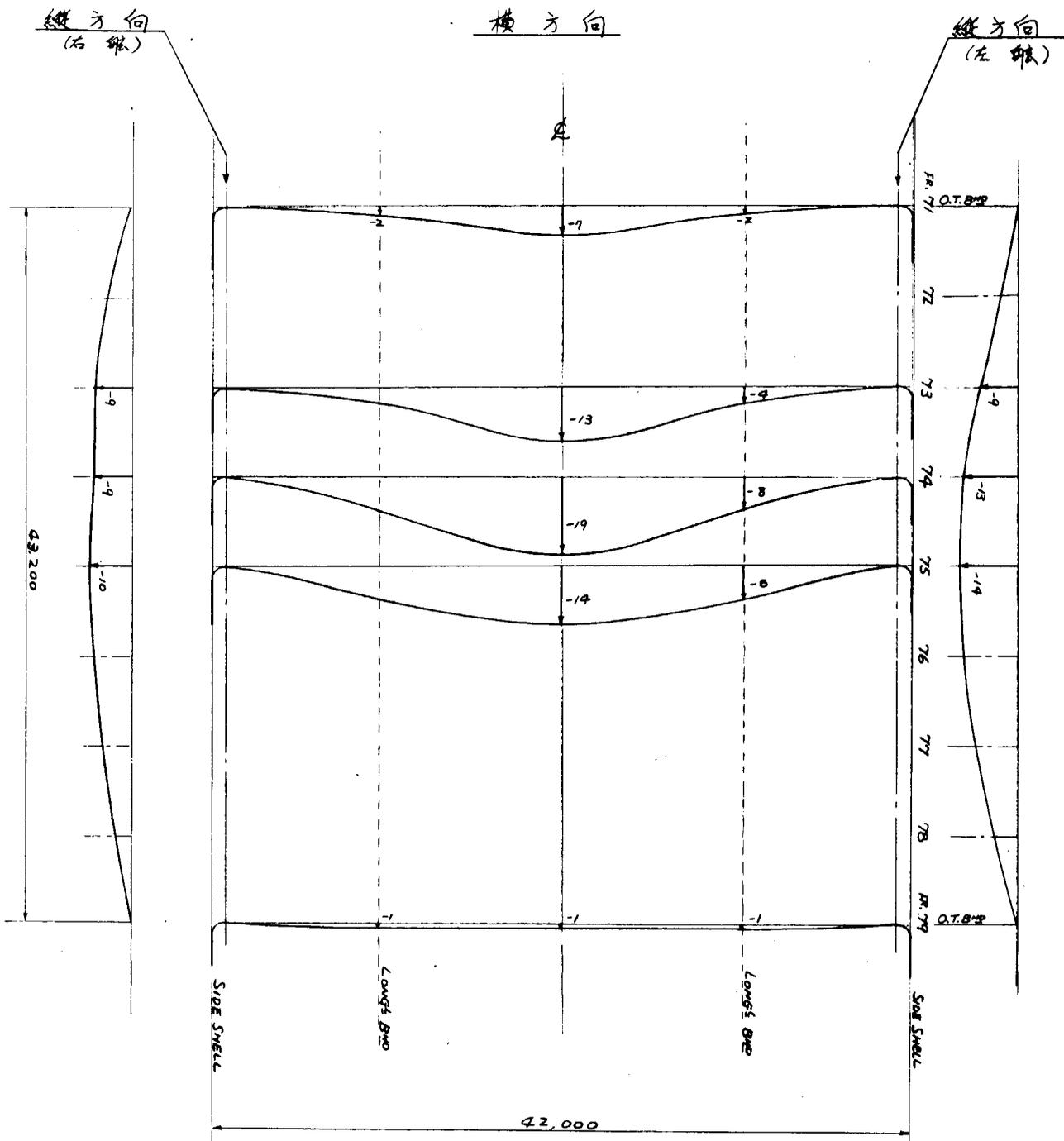


図 1.8 0 第 2 回計測 Deck Deflection

单位以 mm

0 5 10 15 20 mm

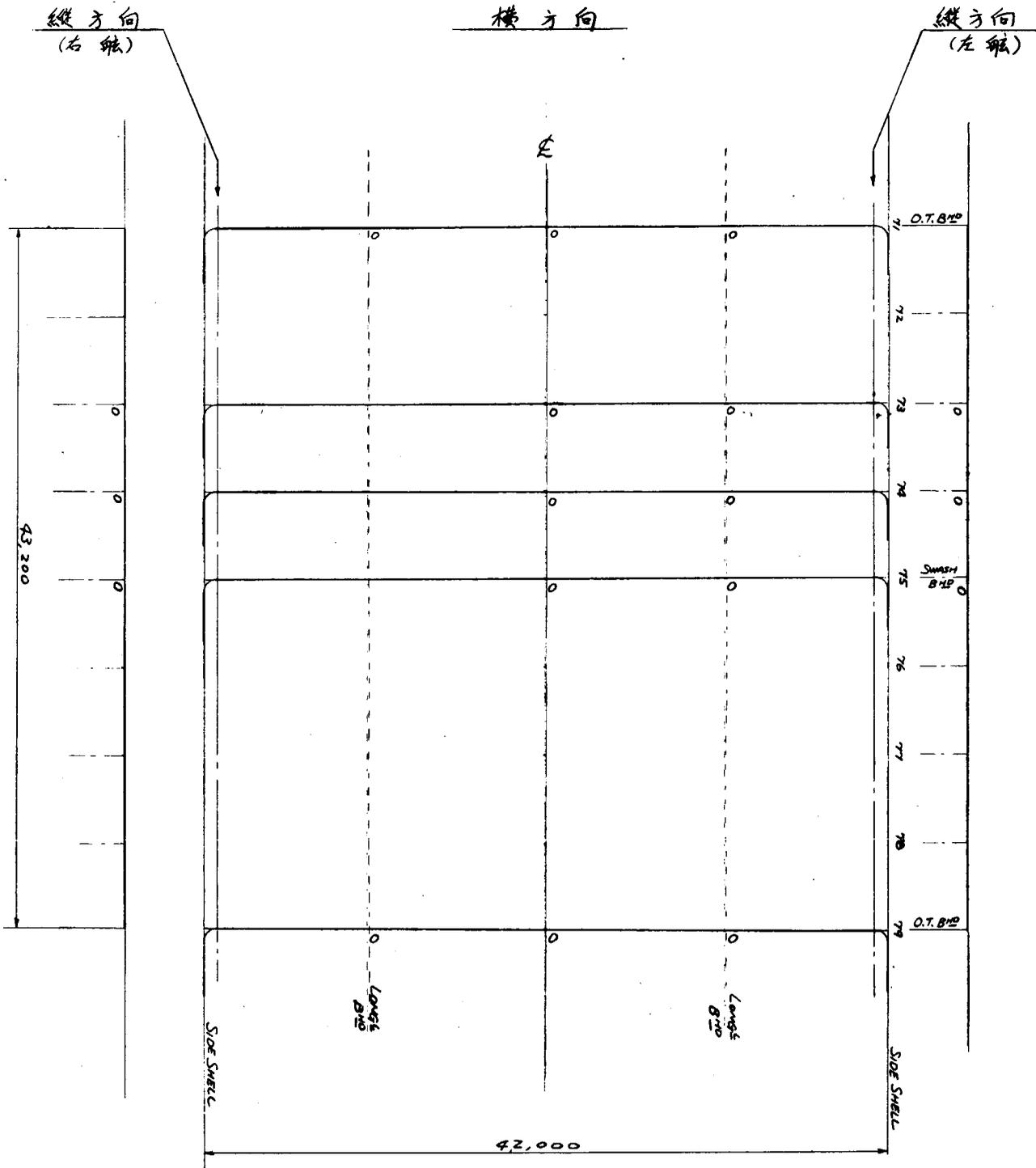


图 1.8 1 第 3 回計測 Deck Deflection

## 2.3 応力および相対撓み計測

### 2.3.1 緒言

Tanker の大型化の傾向は近年とみに著しいものがあり、すでに 300,000 D.W.T., 500,000 D.W.T. 級の試設計が進められている現状である。しかし、長さ、巾、深さのそれぞれの増大に伴う設計基準が未だ明確でないので、適正な横強度に対する検討を行なう必要がある。

本研究の主眼は、長大化した油槽の剪断変形量とこれによつて誘起される Trans Ring の各部材の応力を計測し、設計上の問題点を提起し、かつ設計基準の作成に当つて有益な資料を得ることである。

この方針に基づき、長崎造船所において、建造された 120,000 D.W.T. Tanker の水圧による構造試験時を利用し行なつた計測結果を報告する。

### 2.3.2 計測諸要目

#### (1) 供試船

主要寸法  $L \times B \times D \sim d = 25.60^m \times 4.25^m \times 2.20^m \sim 1.58^m$  123,000 D.W.T.  
船級 NK

#### (2) 計測日時

1966年11月1日夕刻から翌2日早朝にかけて No.2 Center Tank に漲水したので、その間3回、夜間計測を行なつた。

#### (3) 計測時の荷重状態

漲水に先立つて0点を計測したが、これを含めた各計測時の Ballast 配置および Draft は表 1.10 および 図 1.82 に示すとおりである。

表 1.10

Test No	Test Head	Ballast	d <sub>F</sub>	d <sub>A</sub>	d <sub>M</sub>	d <sub>AT F.77</sub>
1 - 0	0 <sup>m</sup>	0 <sup>t</sup>	3.20 <sup>m</sup>	5.60 <sup>m</sup>	4.45 <sup>m</sup>	4.02 <sup>m</sup>
1 - 1	7.20	6,000	3.95	5.85	4.90	4.64
1 - 2	14.82	12,300	5.00	5.85	5.45	5.30
1 - 3	22.88	18,800	6.50	5.52	6.07	6.18

#### (4) 計測項目、計測方法および計測位置

計測は上甲板上、Fr. 74~79間の上下方向変位および Fr. 75 と Fr. 77 の Trans Ring 各部の応力について行なつた。

##### (i) 上甲板上の上下方向変位

Fr. 74、75、77および79 (図 1.82 参照) の位置で計測を行なつた。計測方法は連通管を利用した水もり法および光源を利用した見透し法を併用した。

##### (ii) Trans Ring の応力

Fr. 75 と Fr. 77 について計測した。Fr. 75 は Deck および Bottom Trans のごく一部について行ない、Fr. 77 はほぼすべての Trans について行なつた。歪ゲージを貼付した位置を図 1.85 および 1.89 に示す。

ゲージは Ring の Face Plate に単軸を用い、Web Plate には主に3軸を用いた。なお、Web Plate の両面に貼るのが好ましいが、予備的に行なつた実験結果を考慮して、ある程度片面に限定し、必要と思われる箇所に両面貼付した。

ゲージは一応防湿作業を施工したが、とくに Center Tank 内では完全防水工事を施した。

計測は同一荷重状態において2回行ない(約30分間隔)計測値がほとんど変化しないことを確認した。

### 2.3.3 計測結果

計測結果を図1.83~1.95に示す。

いずれも Test No. 1-0を Base とした時の変化値を示したものである。

図1.83 : Fr.74、75、77、79における剪断変形

図1.84 : Longitudinal Bulkhead を基準にした Side Shell および Deck Center line Girder の相対撓み

図1.86 : Fr.75の Face Plate の曲げ応力および  $\sigma_x$

図1.87 : Fr.75の  $\sigma_y$

図1.88 : Fr.75の  $\tau_{xy}$

図1.90 : Fr.77の Face Plate の曲げ応力

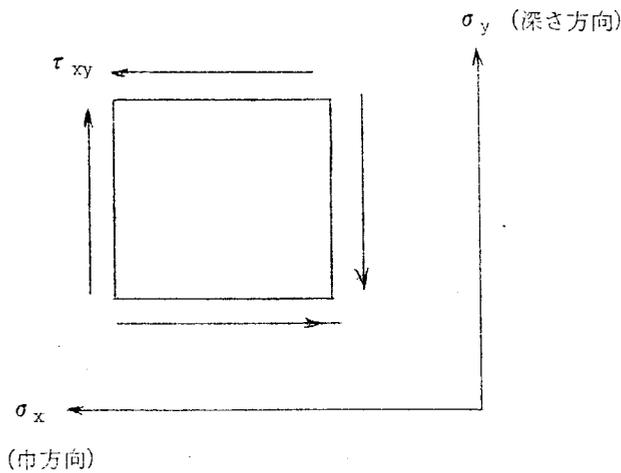
図1.91 : Fr.77の  $\sigma_x$

図1.92 : Fr.77の  $\sigma_y$

図1.93、1.94 : Fr.77の  $\tau_{xy}$

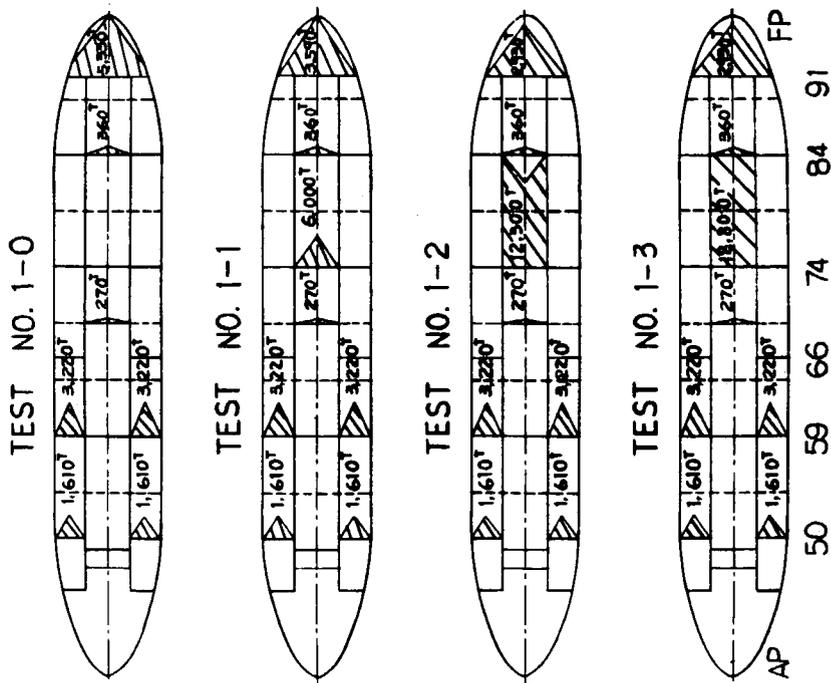
図1.95 : Fr.77の Longitudinal Bulkhead 付 Lower Vertical Web の Slot 部の応力

なお、 $\sigma_x$ 、 $\sigma_y$  および  $\tau_{xy}$  の符号と方向は次のとおりである。



また、計測値の表示に用いた記号は次のとおりである。

Test No	記号
1 — 1	-----○-----
1 — 2	-----×-----
1 — 3	-----△-----



( NO.2 CT<sup>+</sup>に 換 せ )

図 1.8.2 パラスト配置図

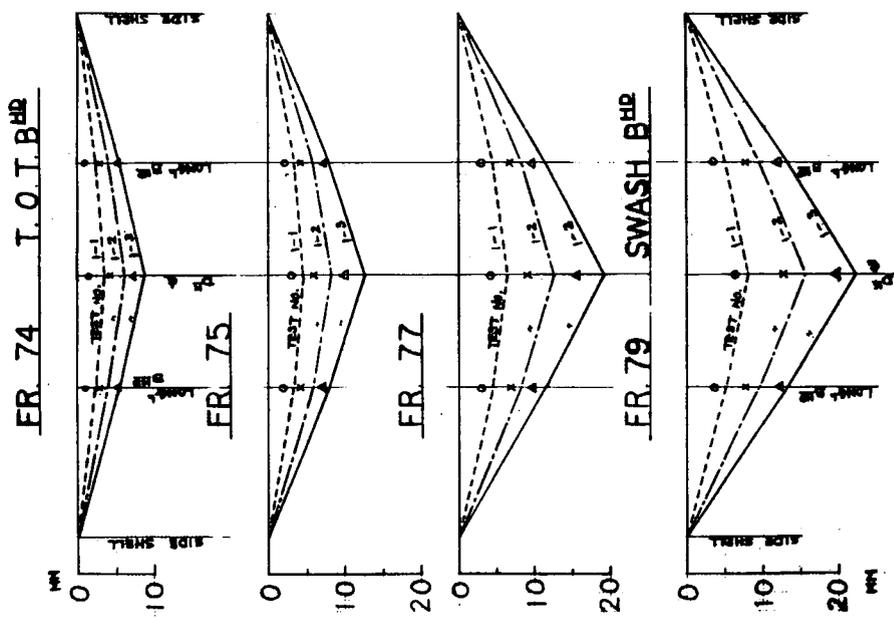


図 1.8.3 剪断撓み

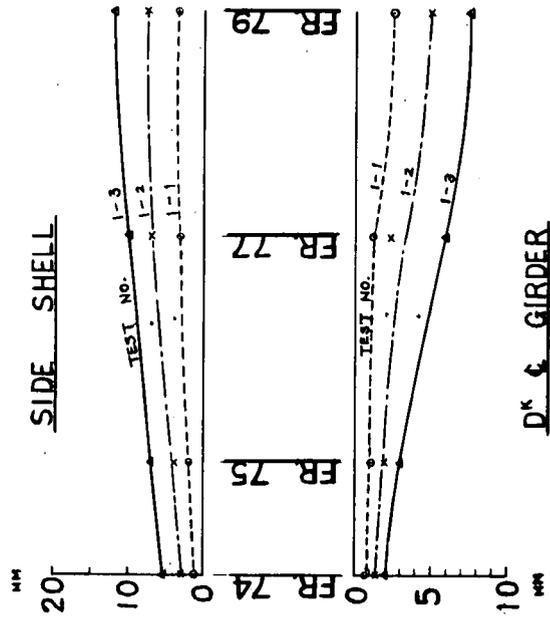


図 1.8.4 Side Shell および Deck Center Line Girder の相対撓み (Longi. Bulkhead 基準)

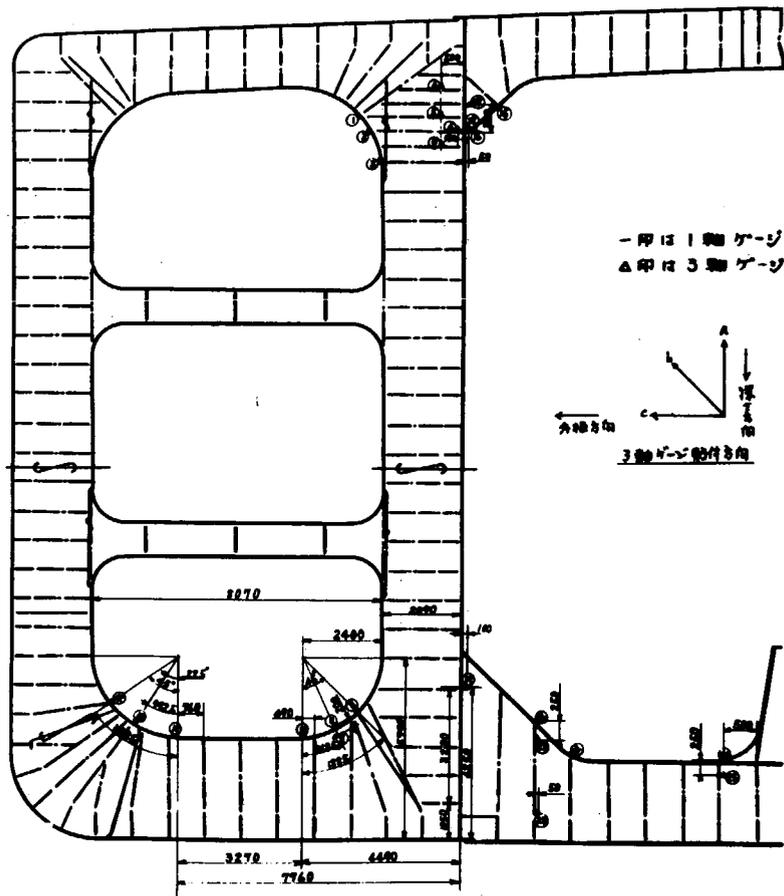


図 185 Fr. 75 Trans Ring ゲージ貼付位置

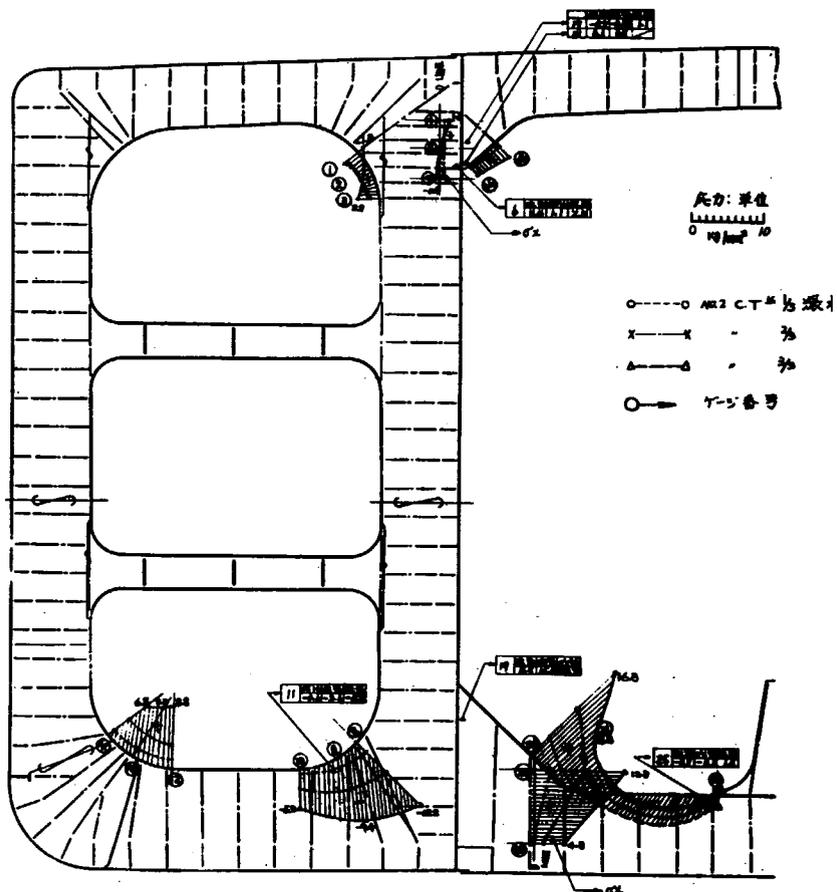


図 186 Fr. 75 Face 応力および  $\sigma_x$  分布図

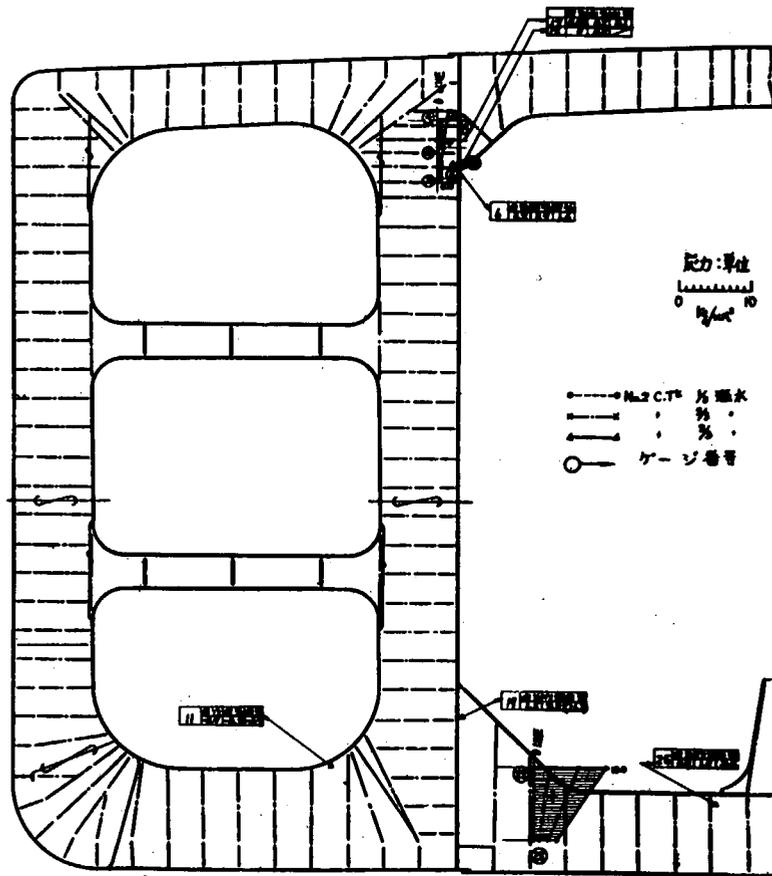


図 1.87 Fr. 75 応力 ( $\sigma_Y$ ) 分布図

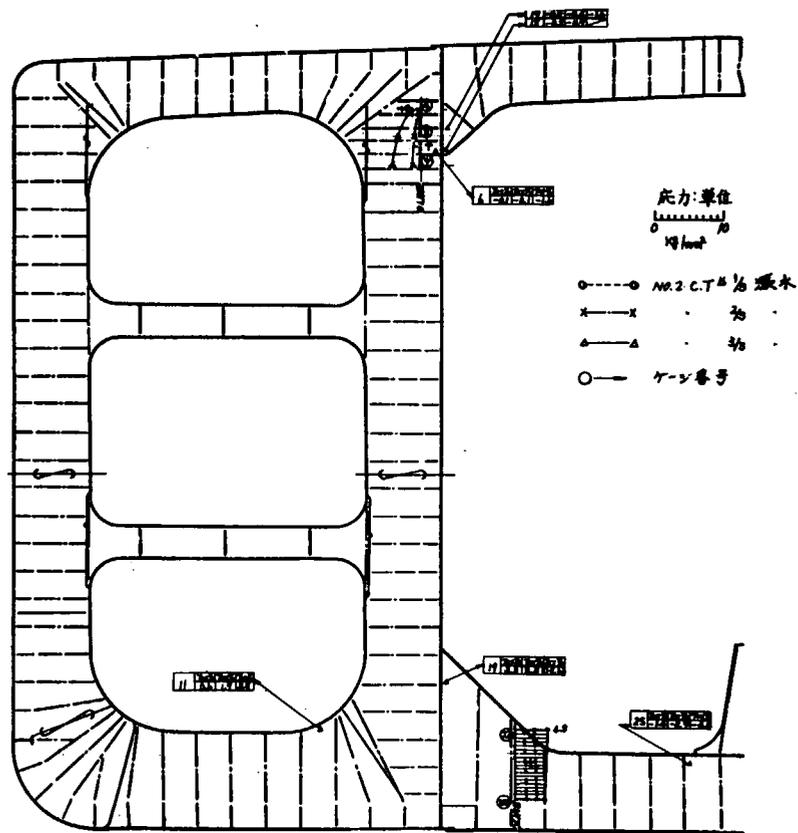


図 1.88 Fr. 75 剪断応力 ( $\tau_{XY}$ ) 分布図

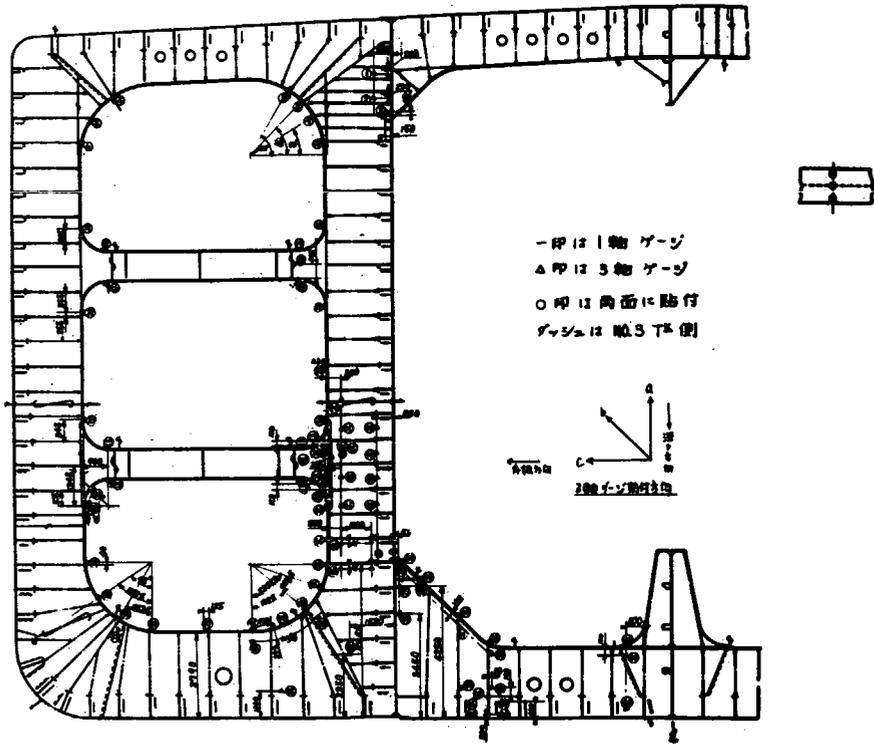


図1.89 Fr.77 Trans Ring ゲージ貼付位置

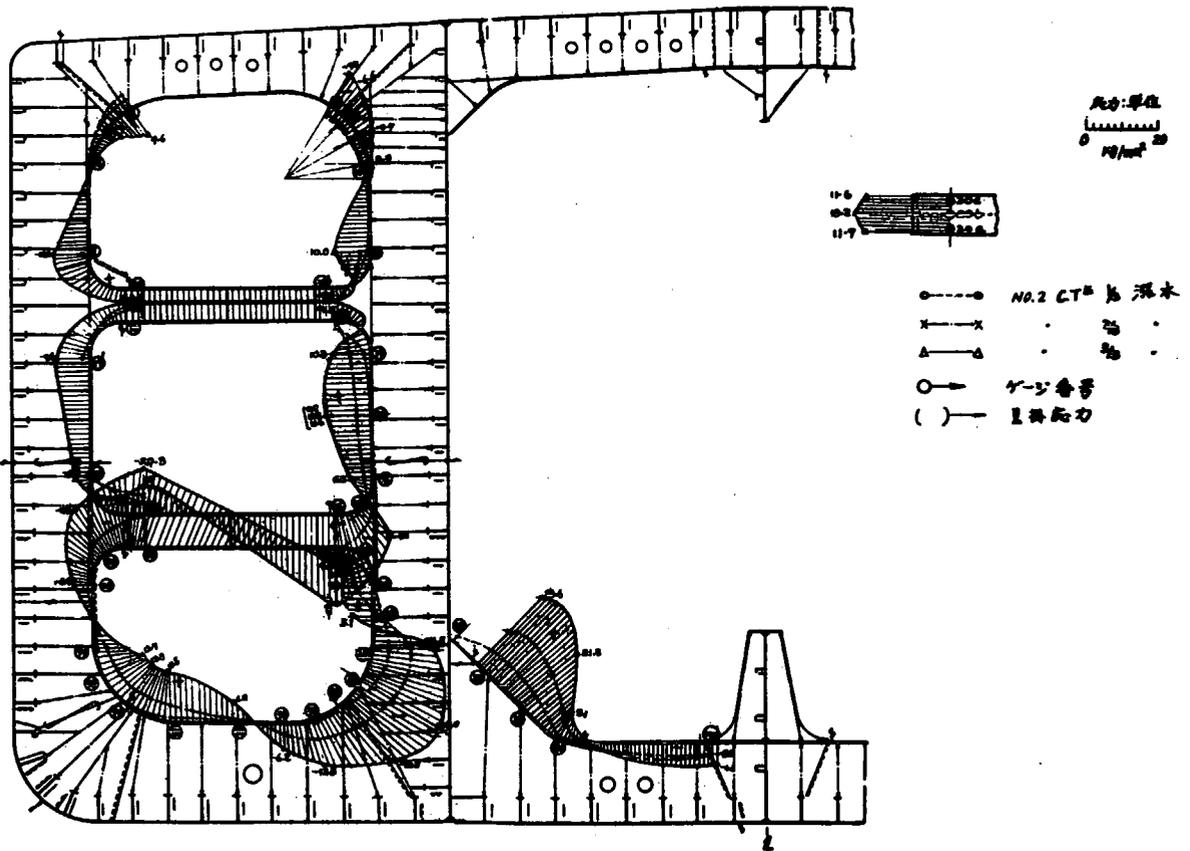


図1.90 Fr.77 応力分布図

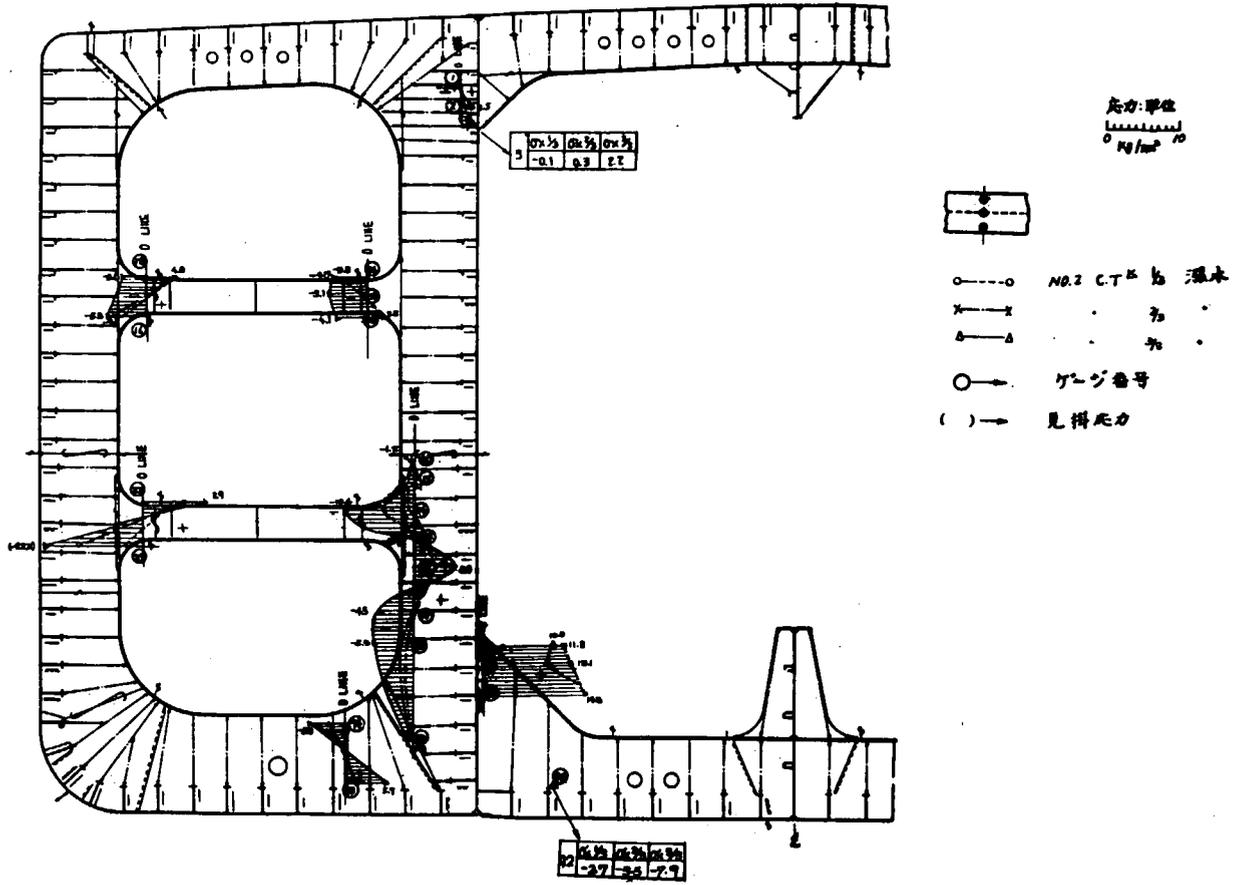


図 1.91 Fr. 77 応力 ( $\sigma_x$ ) 分布図

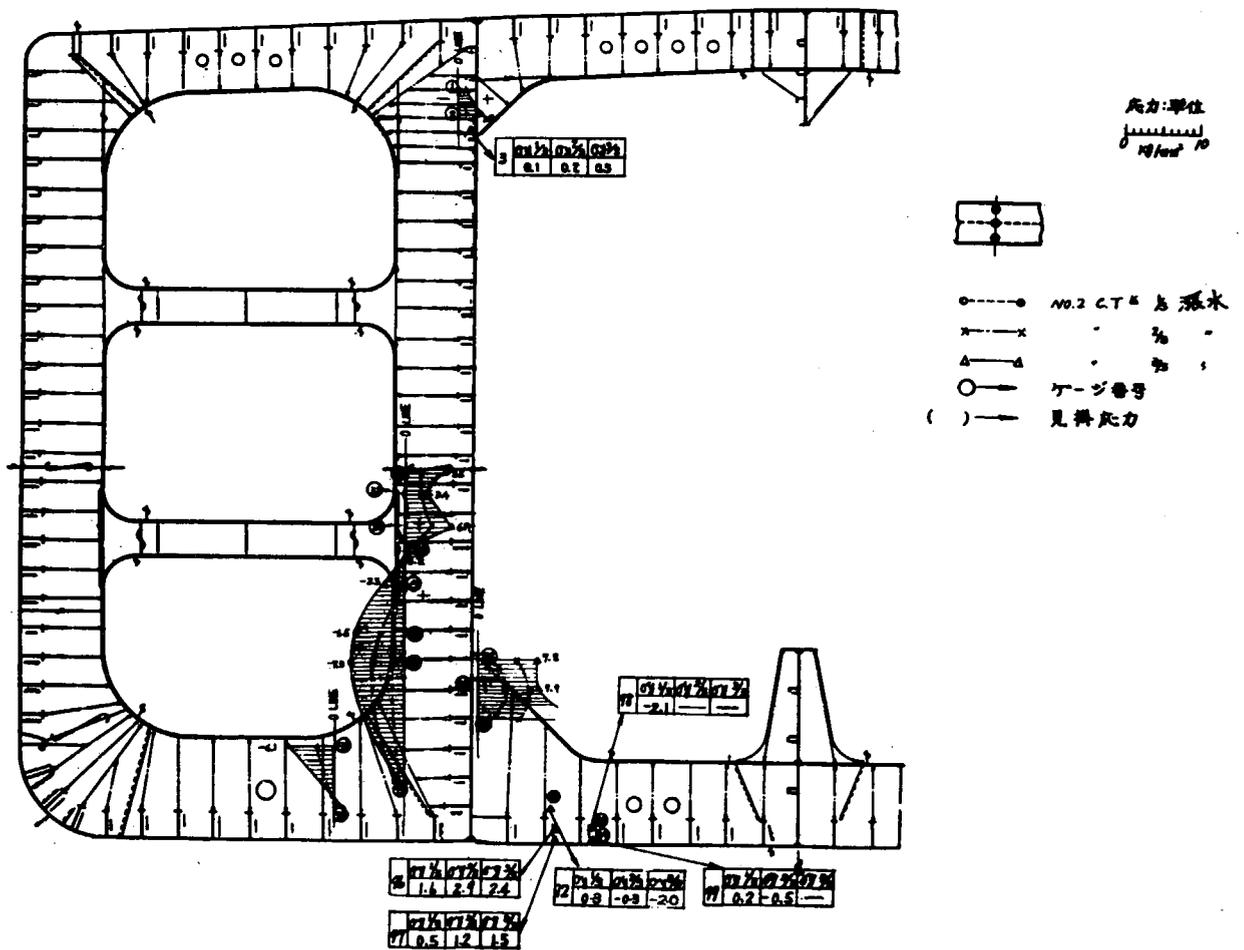


図 1.92 Fr. 77 応力 ( $\sigma_y$ ) 分布図



### 2.3.4 解 析

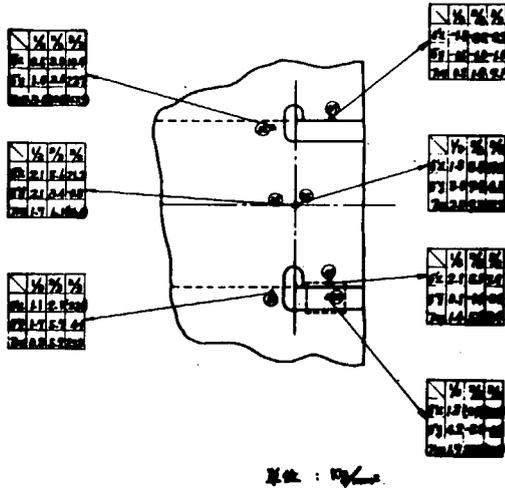


図 1.95 Fr.77 slot 部応力

剪断撓みおよび Trans Ring の応力に関し、当社で開発研究中の「Tanker 立体強度計算法」により若干の解析を行なつたので、その結果もあわせて報告する。本計算法はすでにトランスバースリング、ワーキンググループで概要説明済みであるが、剪断撓みの計算はまず縦通部材の撓みを求め、つぎに Longitudinal Bulkhead を基準にして Side Shell, Bottom and Deck Center line Girder の相対撓みを求める。これは Tank Part 内の各 Frame の位置で計算できるので、任意の Section における剪断変形が得られる。このようにしておのの Test Condition のたわみから Base (T. No 1-0) の値を引いた値を、Fr.74、75、77および79について示したのが図 1.96 である。これは Deck Side Line

から各 Longitudinal Member の沈下量を表示している。

図 1.97 は Fr.74 から 79 の間の Side Shell Deck Center Line Girder および Bottom Center Line Girder の相対たわみを示している。

参考までに、T. No. 1-3 において Tank Part に生じた縦通部材の相対撓み (Longitudinal Bulkhead を基準) の計算例を図 1.98 に示す。

応力計算は Trans Ring を平面のラーメン構造として取扱ひ、これに相対たわみによる誘導応力を付加し、さらに部材の伸縮を考慮している。

Wing Tank の Bottom Trans と Longitudinal Bulkhead 付 Lower Vertical Web の Corner 部は寺田の方法<sup>\*</sup>によつて計算した。

有効剪断面積には Slot, Collar Plate, Corner 部の Bracket などを考慮した。

以上の計算の結果を図 1.99 ~ 1.102 に示す。

図 1.99 : Fr.75 の Face Plate の曲げ応力

図 1.100 : " 剪断応力

図 1.101 : Fr.77 の Face Plate の曲げ応力

図 1.102 : " 剪断応力

実船の計測値をそれぞれの図中に示したが、記号は次のとおりである。

Test No.	1 - 1	○
"	1 - 2	×
"	1 - 3	△

計算値はたわみの場合 1 ~ 1.5% 大きく、応力はかなり良く一致していると言ひことができるようである。

\* 寺田泰治 “油槽船における部材結合部の応力分布とその近似計算法について” 造船協会論文集 109 号

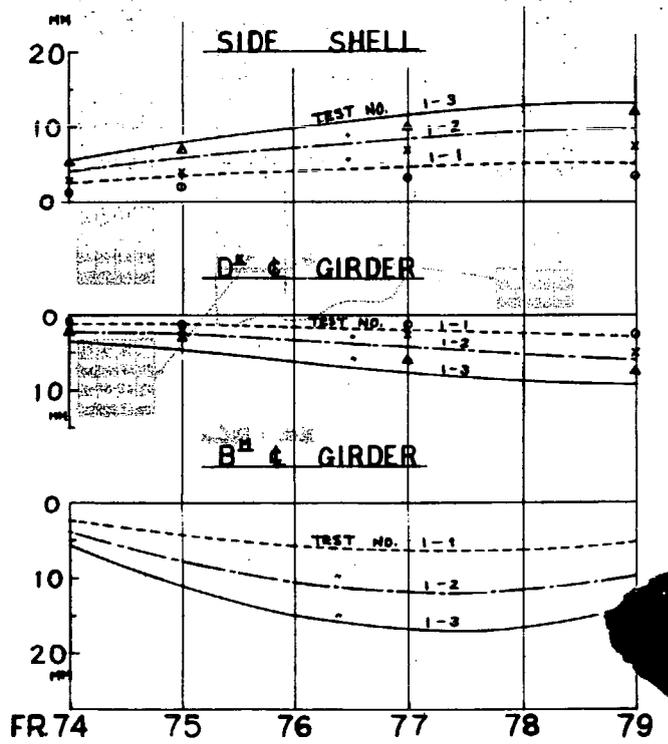
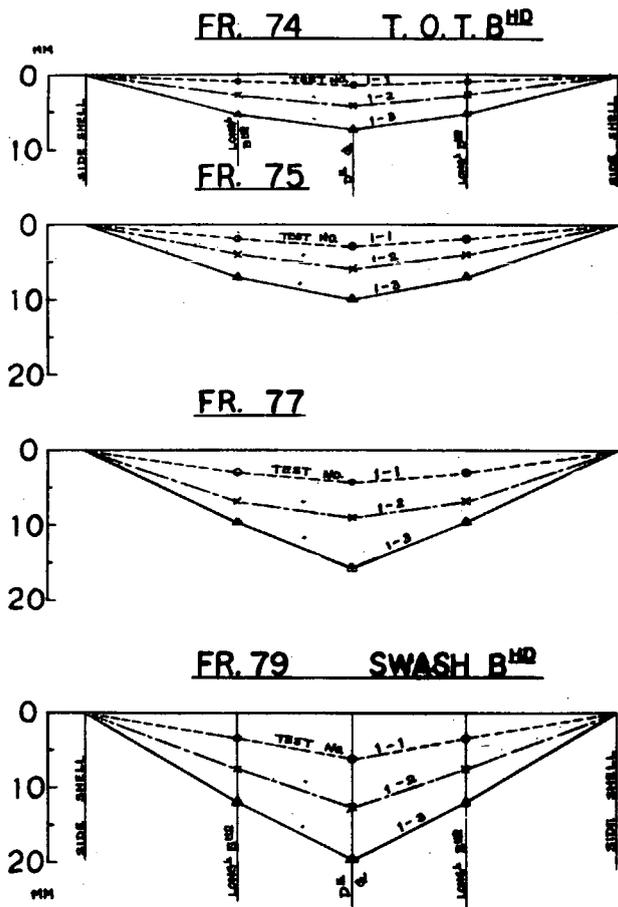


図 1.96 剪断撓み

図 1.97 Longi. Bulkhead を基準とした相対撓み

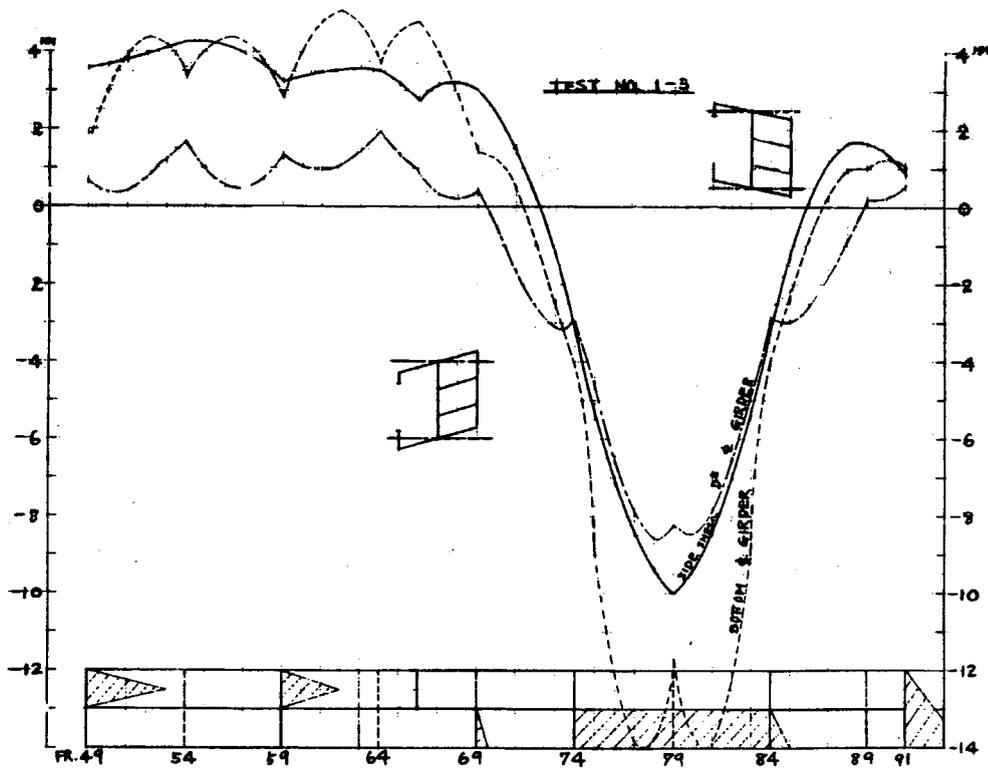


図 1.98 相対たわみ曲線 (T. No. 1-3)

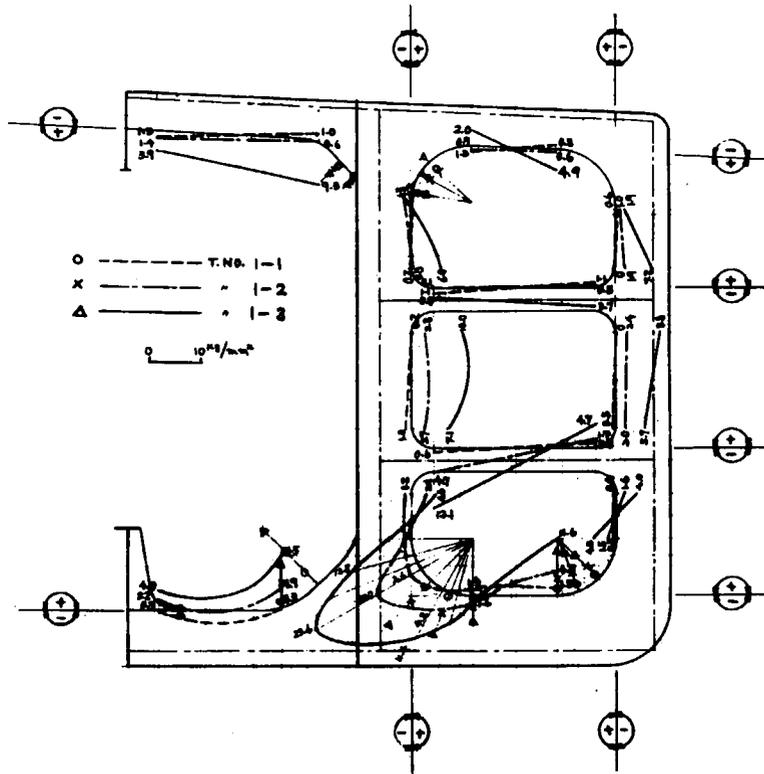


图 1.99 Normal Stress of Fr.75

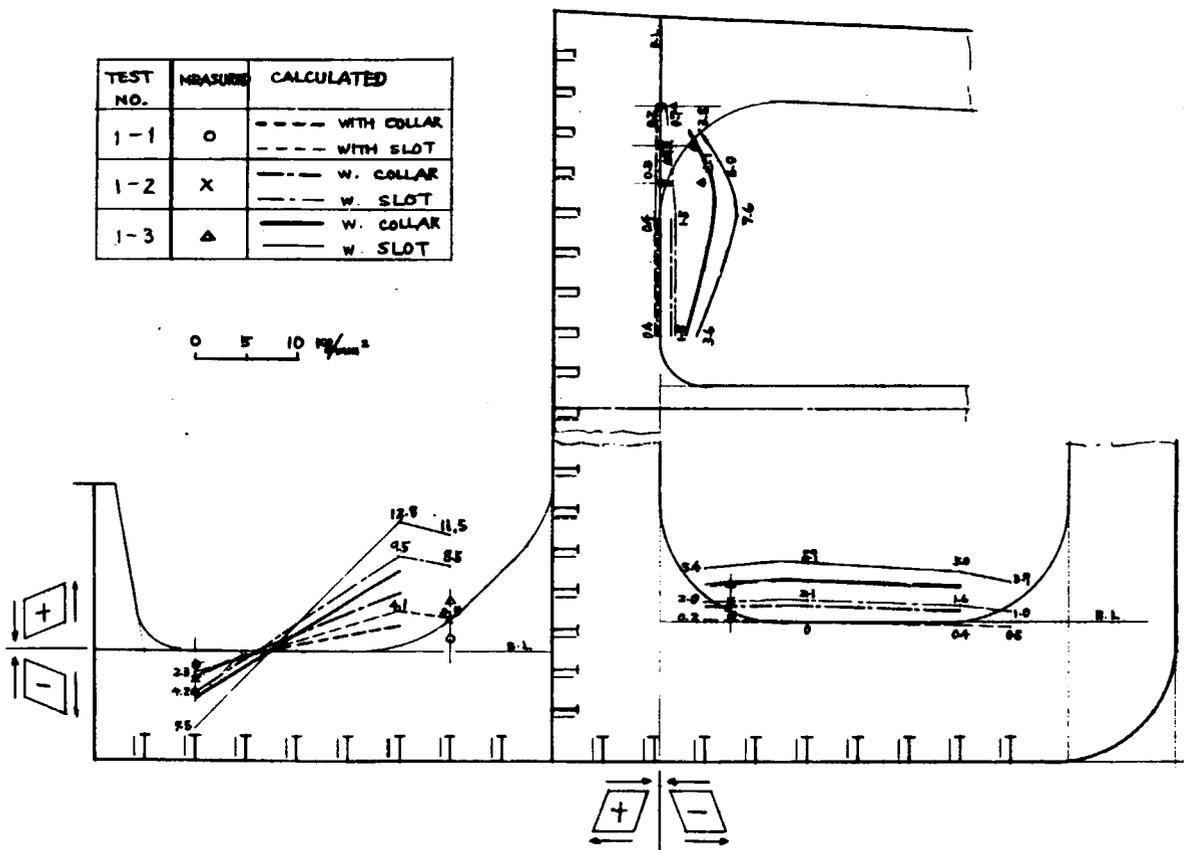


图 1.100 Shearing Stress of Fr.75

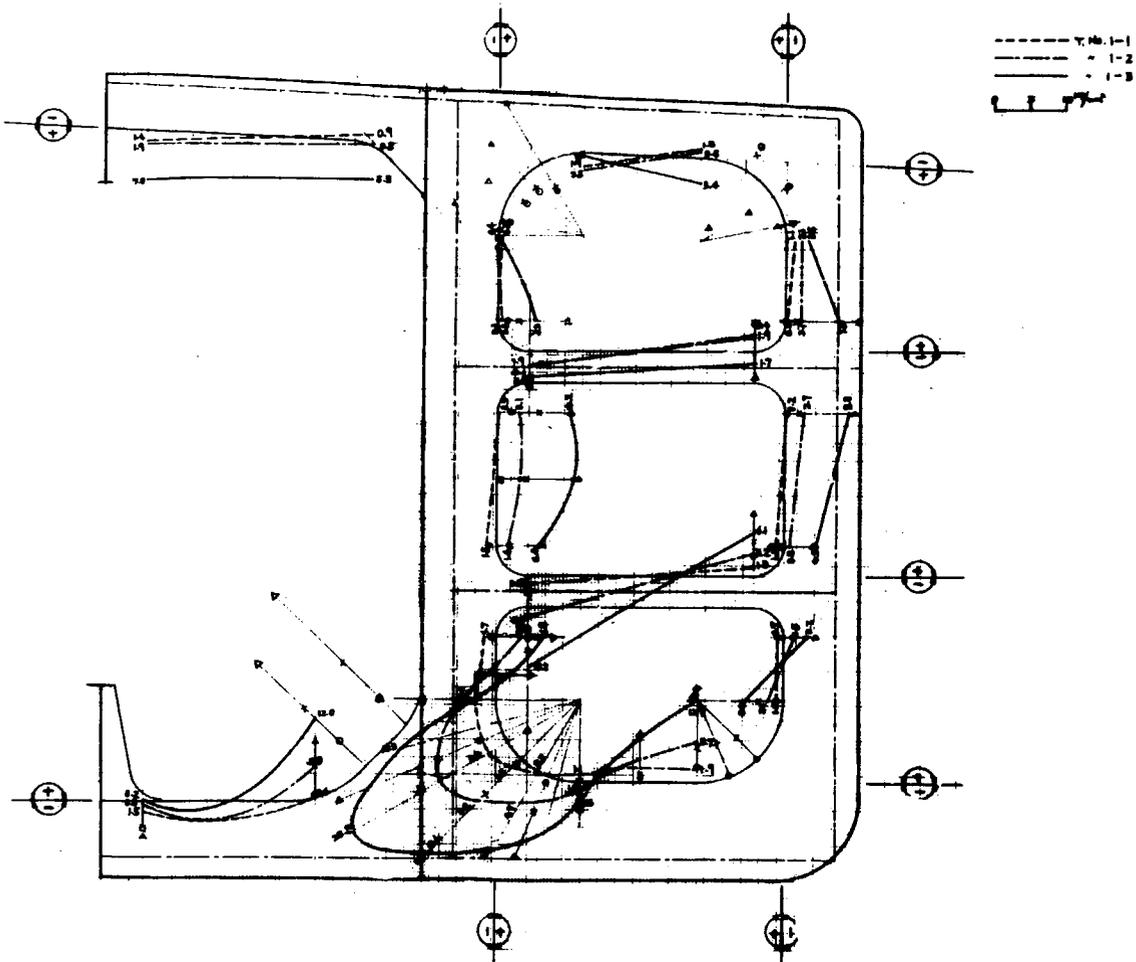


图 1.101 Normal Stress of Fr.77

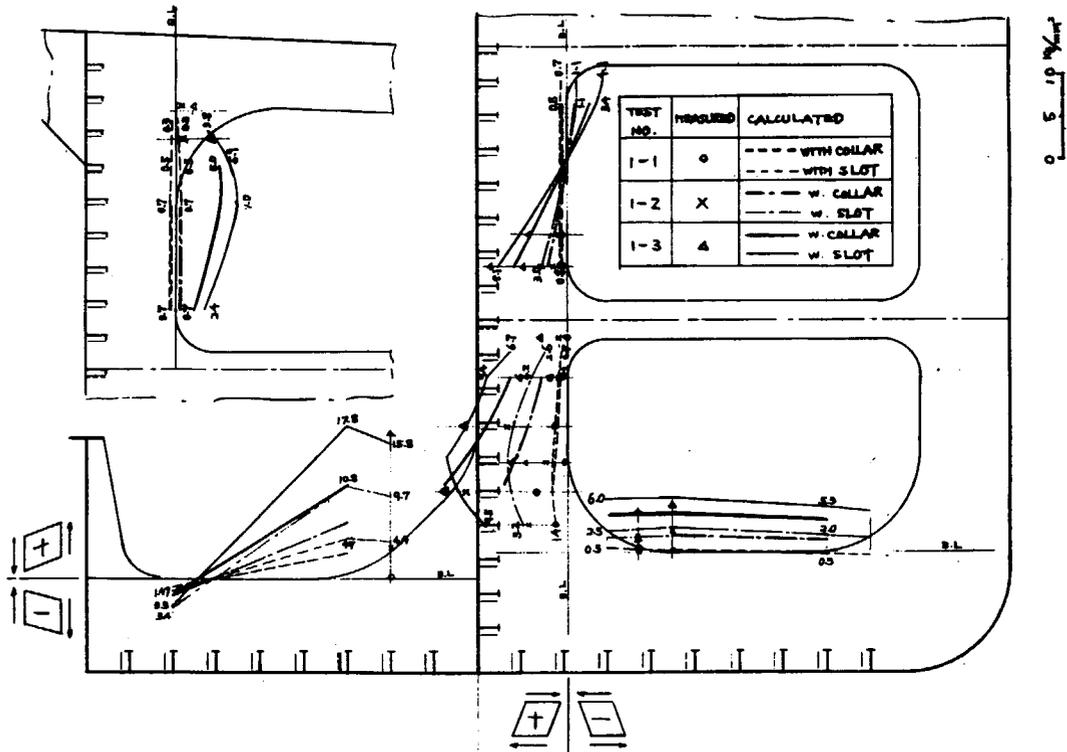


图 1.102 Shearing Stress of Fr.77

### 3. デープガーダにおける局部座屈の研究

#### 3.1 結 言

船舶の大型化に伴つて、Deep Girder の Web に局部座屈の発生する事故が見られる。このよりの Web の剪断による座屈および崩壊現象を研究調査することを目的とした。このため深さの深い I 形梁の剪断曲げ試験を行ない、とくに Web に開孔のある場合剪断座屈値につき、計算値と実験結果とを比較検討した。

#### 3.2 実験内容および試験片

I 形試験片の寸法は図 1.103 および表 1.11 に示すとおりである。アスペクト比 1 と 2、孔の径と梁の深さの比  $D/b$  を 0 (孔なし)、0.2、0.5、0.8 の 4 とおりにつき図 1.104 に示すように集中荷重を加え、横到れを枠で防止して Simple Shear の実験を行なつた。

材料試験の結果その他を以下に示す。

なお、表 1.12 中の試験片の記号は下記のとおりである。

例えば、S9-2 は Web が正方形 9 mm 厚、 $D/b = 0.2$

R5-5 は Web が矩形 ( $a = 2b$ ) 5 mm 厚、 $D/b = 0.5$ 、である。

##### 3.2.1 材料試験結果

板 厚 (mm)	$\sigma_y$ (Kg/mm <sup>2</sup> )	$\tau_y$ (Kg/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_B$ (Kg/mm <sup>2</sup> )
5	34.7	20.0	47.3
9	28.5	16.5	46.5
14	26.6	15.4	44.6
20	27.2	15.7	47.9

ただし  $\tau_y = \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_y$  として計算

##### 3.2.2 試 験 片

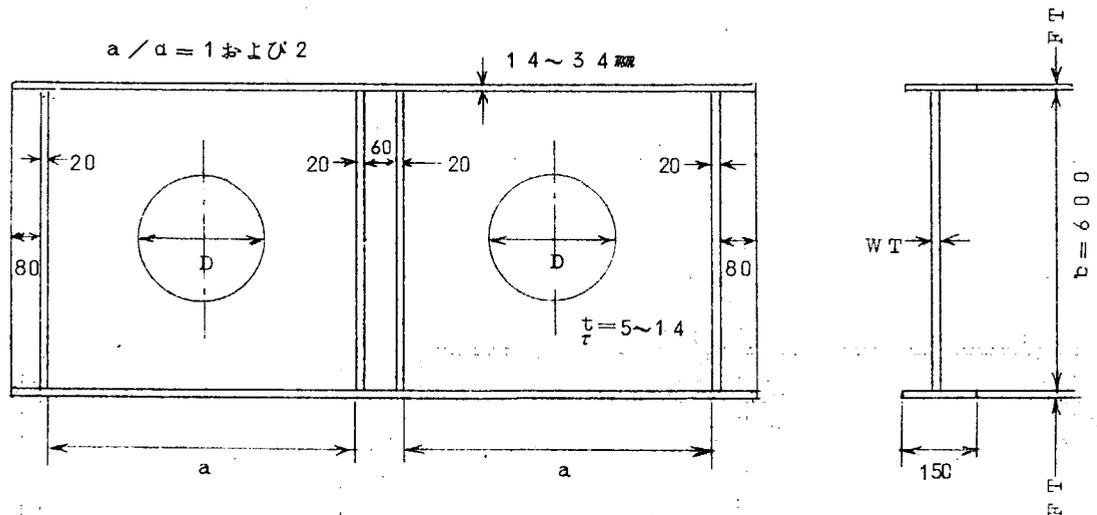


図 1.103 試 験 体 図

##### 3.2.3 実験方法

荷重 100 ton 以上の試験片は 2,000 t 万能試験機、それ以下の試験片は 100 ton ジャッキ試験台により図 1.104 のごとき治具により実験を行なつた。

表 1. 1 1

単位 mm

試験片	a	Web 幅	Web 板厚	D	孔直 径	Flange 板厚
S 5 - 0		600	5		0	14
S 5 - 2		600	5	120		14
S 5 - 5		600	5	300		14
S 5 - 8		600	5	480		14
S 9 - 0		600	9		0	34
S 9 - 2		600	9	120		34
S 9 - 5		600	9	300		34
S 9 - 8		600	9	480		34
S 14 - 0		600	14		0	14
S 14 - 2		600	14	120		34
S 14 - 5		600	14	300		34
S 14 - 8		600	14	480		34
R 5 - 0		1200	5		0	14
R 5 - 2		1200	5	120		14
R 5 - 5		1200	5	300		14
R 5 - 8		1200	5	480		14
R 9 - 0		1200	9		0	34
R 9 - 2		1200	9	120		34
R 9 - 5		1200	9	300		34
R 9 - 8		1200	9	480		34
R 14 - 5		1200	14	300		34
R 14 - 8		1200	14	480		34

〔注〕 Web 高さ  $b = 600 \text{ mm}$  一定

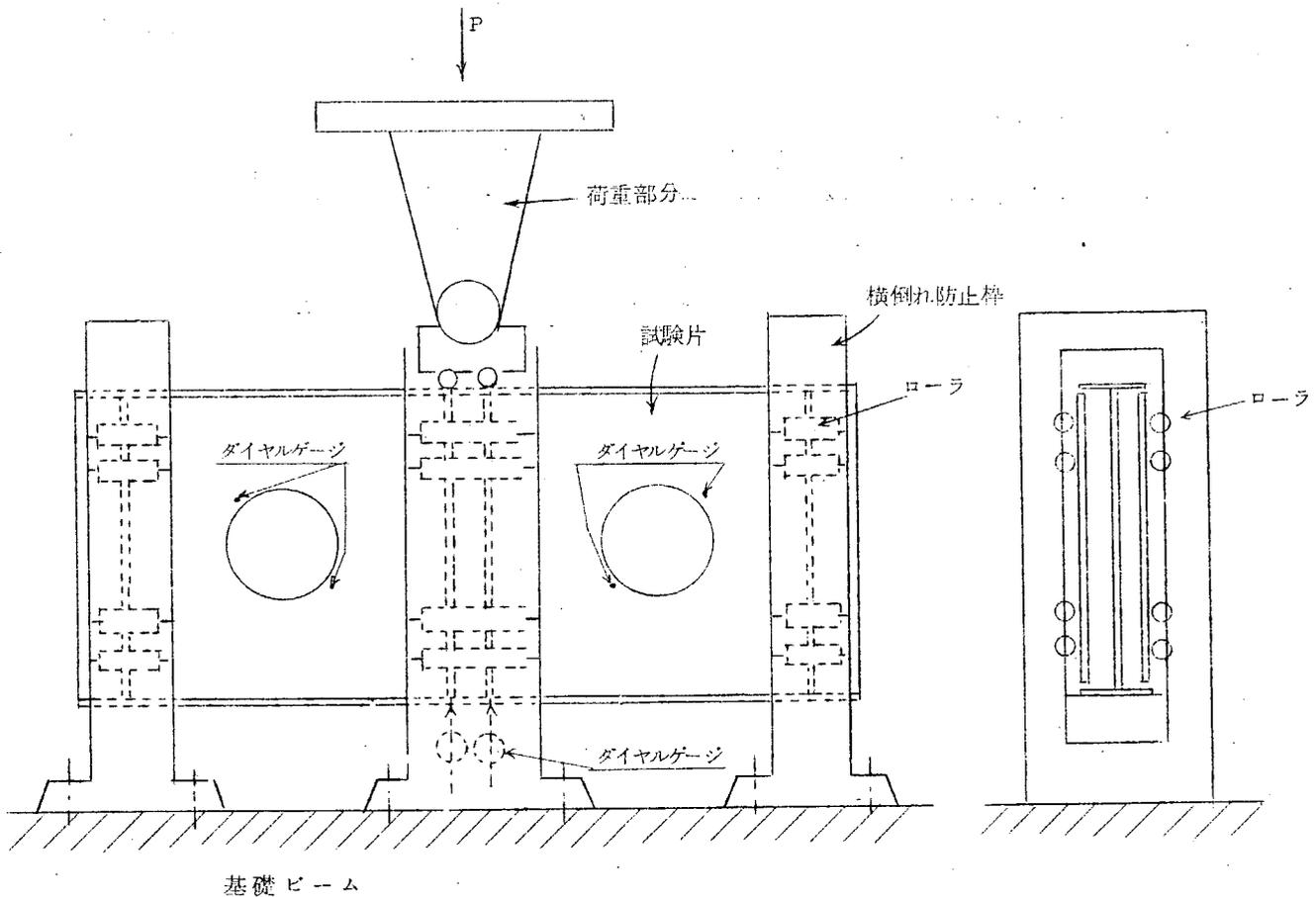


図 1. 1 0 4 実験装置

### 3.3 剪断座屈実験値決定法

剪断座屈後の荷重と撓みの2乗との間に直線関係があることを導き座屈実験値を決定する。

応力関数 $\chi$ を用いた有限変形理論により

$$\nabla^4 \chi = \frac{\partial^4 \chi}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 \chi}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 \chi}{\partial y^4} = E \left\{ \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 - \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right\} \quad (1)$$

$$D \nabla^4 w = t \left( \frac{\partial^2 \chi}{\partial y^2} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \chi}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - 2 \frac{\partial^2 \chi}{\partial x \partial y} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right) \quad (2)$$

(1)、(2)を与えられた境界条件のもとで解く。

今両辺支持の矩形板が図1.105のように一様な剪断応力 $\tau$ をうけるときを考える。

撓み $w$ として

$$w = \delta \cos \frac{\pi x}{a} \cos \frac{\pi y}{b} + f \sin \frac{2\pi x}{a} \sin \frac{2\pi y}{b} \quad (3)$$

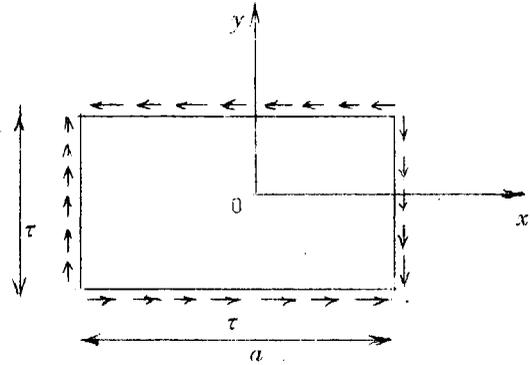


図 1.105

とおき(1)式に代入すると

$$\begin{aligned} \nabla^4 \chi &= \frac{\pi^4 E}{2a^2 b^2} \left\{ -\delta^2 \left( \cos \frac{2\pi x}{a} + \cos \frac{2\pi y}{b} \right) + 16f^2 \left( \cos \frac{4\pi x}{a} + \cos \frac{4\pi y}{b} \right) \right. \\ &\quad \left. + 8\delta f \left( \sin \frac{\pi x}{a} \sin \frac{3\pi y}{b} - \sin \frac{3\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{b} \right) \right\} \\ \therefore \chi &= \frac{E}{32a^2 b^2} \left\{ -\delta^2 \left( a^4 \cos \frac{2\pi x}{a} + b^4 \cos \frac{2\pi y}{b} \right) + f^2 \left( a^4 \cos \frac{4\pi x}{a} + b^4 \cos \frac{4\pi y}{b} \right) \right. \\ &\quad \left. + \delta f \left( A \sin \frac{\pi x}{a} \sin \frac{3\pi y}{b} + B \sin \frac{3\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{b} \right) \right\} - \tau xy \quad (4) \end{aligned}$$

ただし

$$A = \frac{4\pi^4 E}{a^2 b^4} \left/ \left\{ \left( \frac{\pi}{a} \right)^2 + \left( \frac{3\pi}{b} \right)^2 \right\}^2 \right.$$

$$B = \frac{4\pi^4 E}{a^2 b^2} \left/ \left\{ \left( \frac{3\pi}{a} \right)^2 + \left( \frac{\pi}{b} \right)^2 \right\}^2 \right.$$

次に(2)を解く代わりにエネルギー法により $\Delta U$ 、 $\Delta V$ を求める。

$$\begin{aligned} \Delta U &= \frac{D}{2} \iint \left\{ \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 - 2(1-\nu) \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 \right] \right\} dx dy \\ &= \frac{Dab\pi^4}{8} \left( \frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right)^2 (\delta^2 + 16f^2) \quad (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta V &= -\frac{t}{2} \iint \left\{ \frac{\partial^2 \chi}{\partial y^2} \left( \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \frac{\partial^2 \chi}{\partial x^2} \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 - 2 \frac{\partial^2 \chi}{\partial x \partial y} \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial y} \right\} dx dy \\ &= -\frac{8}{9} \tau t \delta f + (C_1 \delta^4 + C_2 \delta^2 f^2 + C_3 f^4) t \quad (6) \end{aligned}$$

ただし

$$C_1 = \frac{1}{128} E \pi^4 ab \left( \frac{1}{a^4} + \frac{1}{b^4} \right)$$

$$C_2 = \frac{5\pi^4}{2ab} (A - B)$$

$$C_3 = \frac{1}{8} E \pi^4 a b \left( \frac{1}{a^4} + \frac{1}{b^4} \right)$$

ここで座屈時の  $\delta$  と  $f$  の関係  $f = \frac{1}{4} \delta$  を(5)、(6)と代入し

$$\Delta U + \Delta V = 0$$

を作ると

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{9}{32} \frac{D a b \pi^4}{t} \left( \frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right)^2 + c \delta^2 \\ &= \tau_{cr} + c \delta^2 \end{aligned}$$

(7)

ただし

$$C = \frac{9}{8} \left( C_1 + \frac{C_2}{16} + \frac{C_4}{256} \right)$$

となり  $\tau$  と  $\delta^2$  は直線関係にあることがわかる。従つて実験値を決定する場合荷重と横撓みの2乗とをプロットし、直線部分を伸ばして座屈荷重を求めることができる。

実験値を図 1.106 ~ 1.111 に示す。

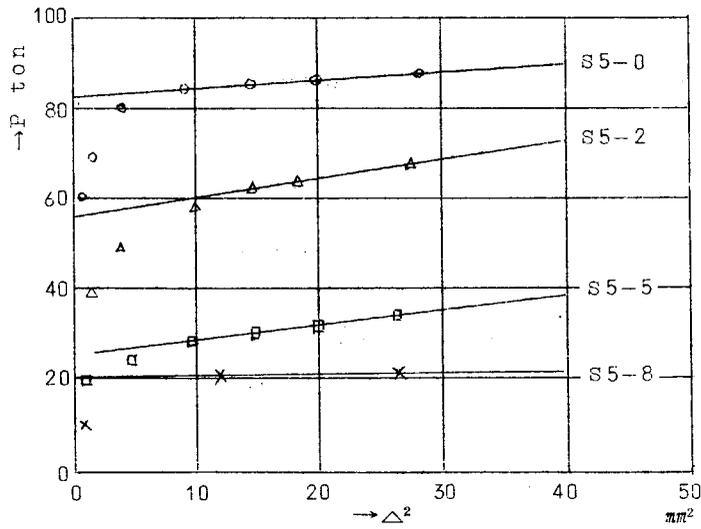


図 1.106 S5 P- $\Delta^2$  線図

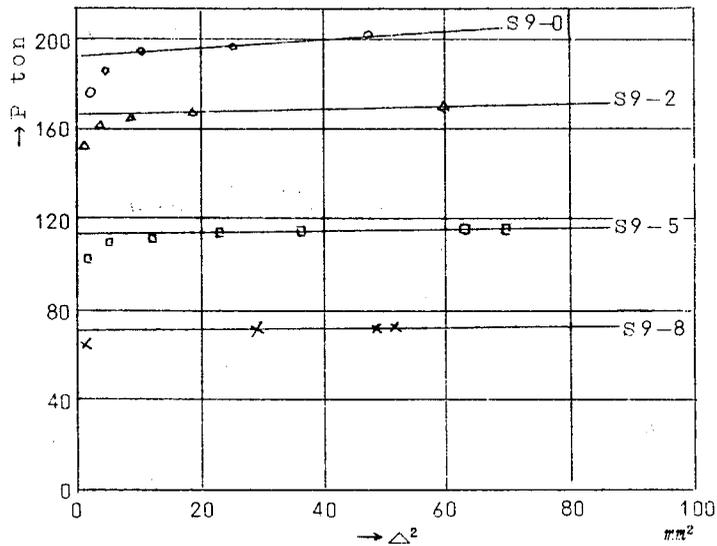


図 1.107 S9 P- $\Delta^2$  線図

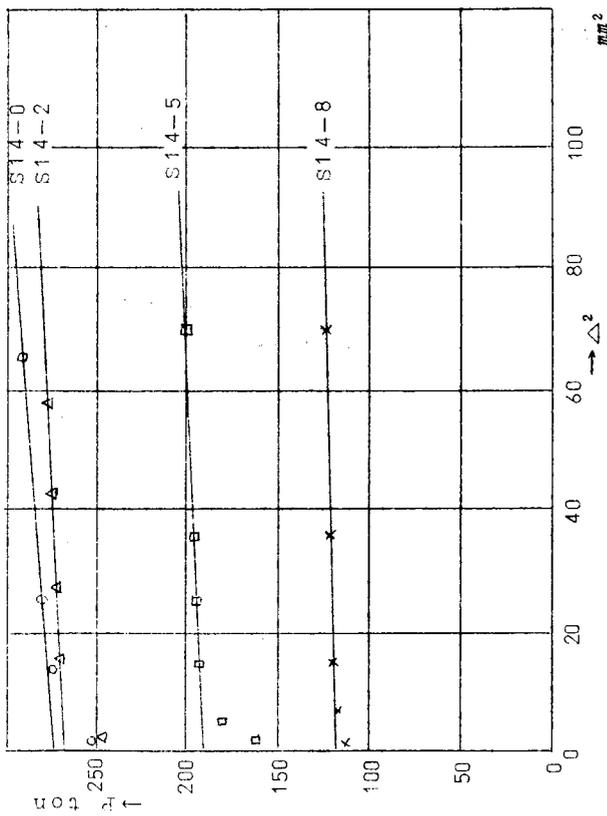


圖 1.108 S14 P- $\Delta^2$  線圖

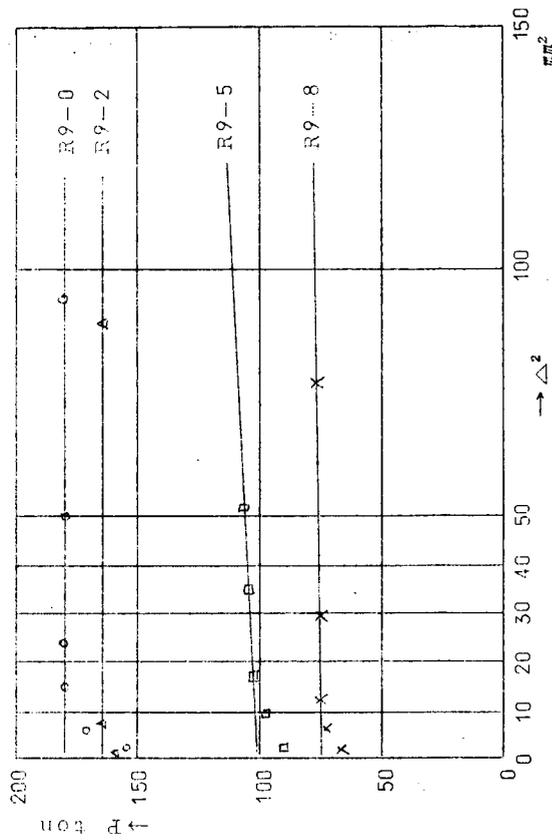


圖 1.110 R9 P- $\Delta^2$  線圖

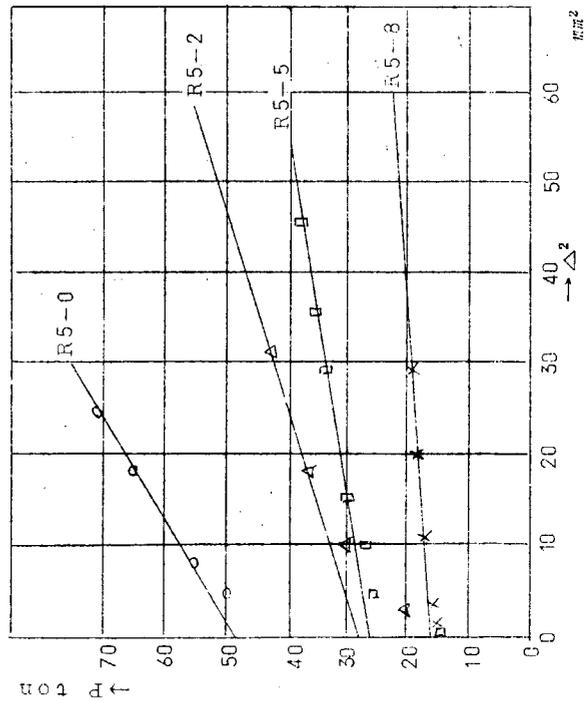


圖 1.109 R5 P- $\Delta^2$  線圖

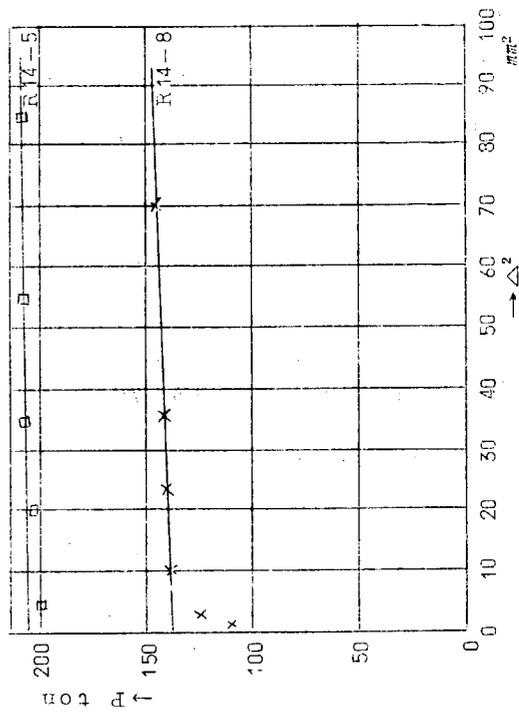


圖 1.111 R14 P- $\Delta^2$  線圖

### 3.4 曲げと剪断による梁の撓みと塑性崩壊

#### 3.4.1 撓み計算

開孔を面積の等しい角孔に置き換え ( $D=480\text{mm}$ のときはこれに外接する角孔) 剪断応力を Web にのみ一様に分布するとして計算する。

$$\begin{cases} D/b = 0.2, 0.5 \text{ の場合: } D' = \frac{\pi}{4} D, D = 120\text{mm}, 300\text{mm} \\ D/b = 0.8 \text{ の場合: } D' = D = 480\text{mm} \end{cases}$$

図 1.1.1.2 のような梁において曲げによる撓みを  $\delta_b$ , 剪断による撓みを  $\delta_s$  とすれば

$$\delta_b = \frac{P}{EI} \cdot \frac{a^2 (a^2 + 250a + 11250)}{3(2a + 100)}$$

$$\delta_s = \frac{P}{2G} \left( \frac{a-D}{bh} + \frac{D}{h(b-D')} \right) \quad (8)$$

となる。  $\delta = \delta_b + \delta_s$  を図 1.1.1.5 ~ 1.1.2.0 に点線で示す。

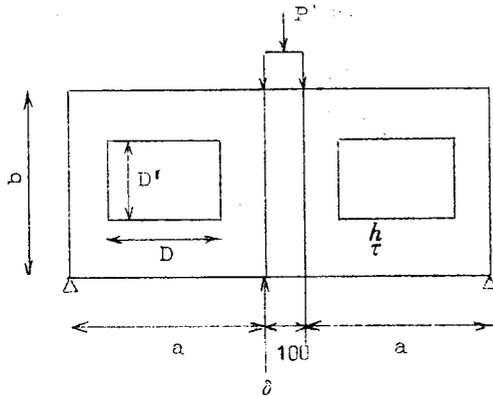


図 1.1.1.2

#### 3.4.2 塑性崩壊

全塑性状態での応力分布を図 1.1.1.3 のように仮定する。このとき

$$S = \frac{4J\sigma_y}{\sqrt{3}} (H-A) \sqrt{1-\mu^2}$$

$$M = 2J\sigma_y (H-A)^2 \mu + 2B\sigma_y A (2H-A) \quad (9)$$

いま  $\mu$  をパラメーターとして  $S, M$  の相関曲線を描くと図 1.1.1.4 のようになる。ヒンジ点での  $M/S$  の値を求め  $M/S = \text{const.}$  の直線とこの相関曲線の交点より塑性崩壊荷重が求まる。この結果を図 1.1.1.5 ~ 1.1.2.0 に点線で示す。

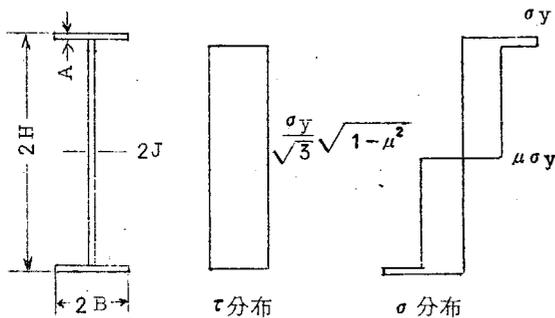


図 1.1.1.3

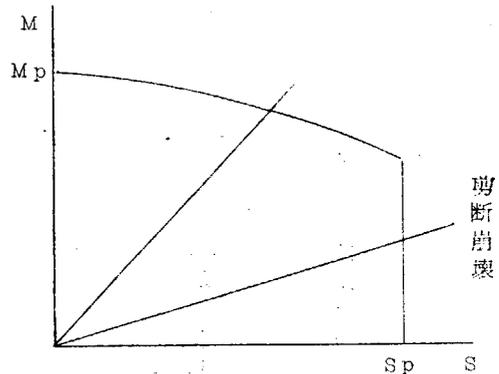


図 1.1.1.4

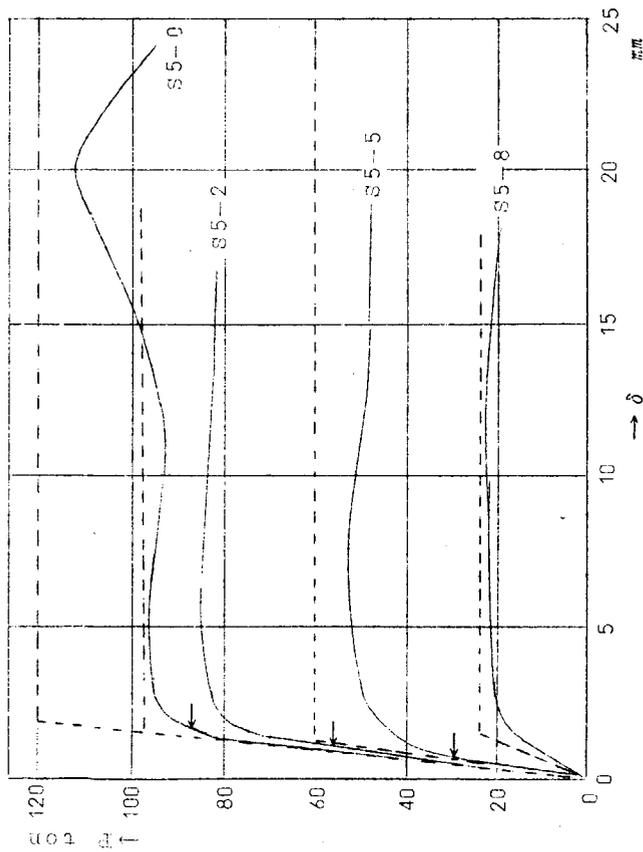


図 1.115 S5 P-δ 線図

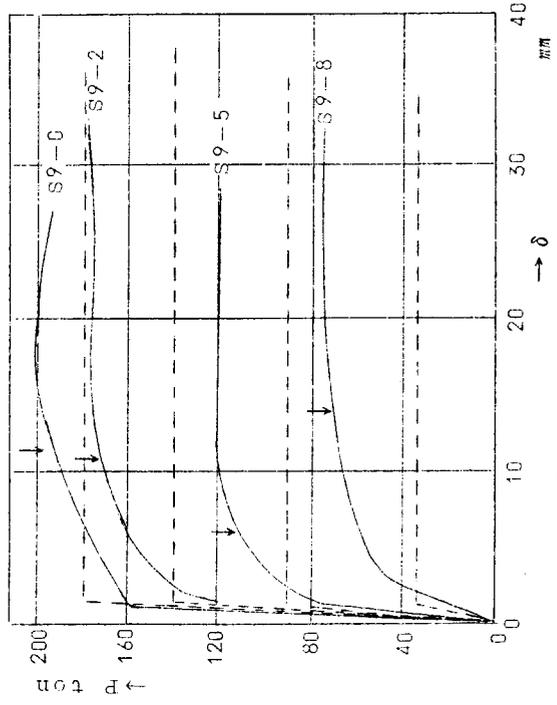


図 1.116 S9 P-δ 線図

↓: Δ<sup>2</sup> 法による  
座屈点を示す。  
—— 計算値  
—— 実験値

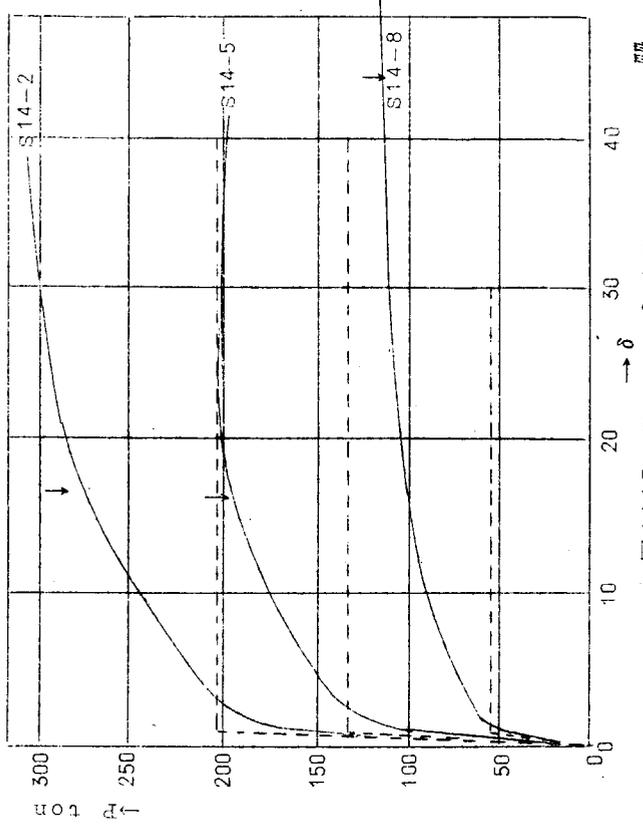


図 1.117 S14 P-δ 線図

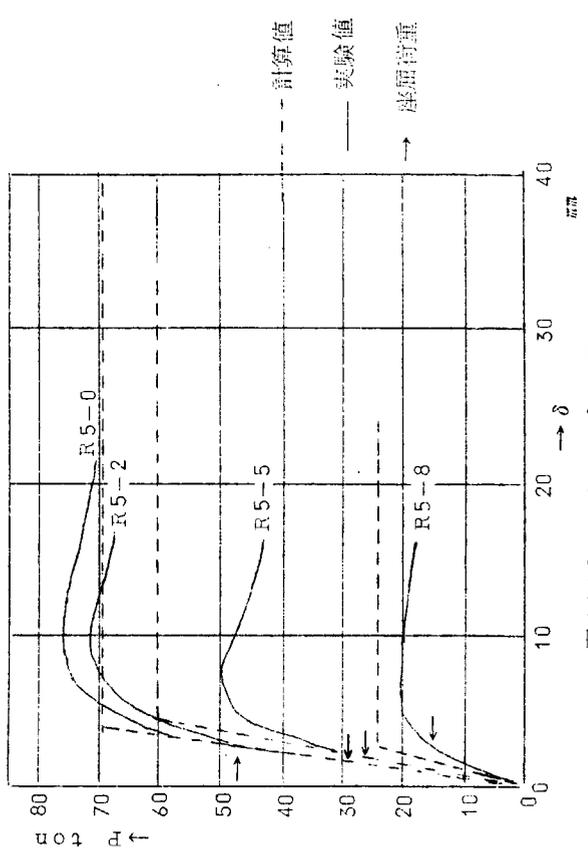


図 1.118 R5 P-δ 線図

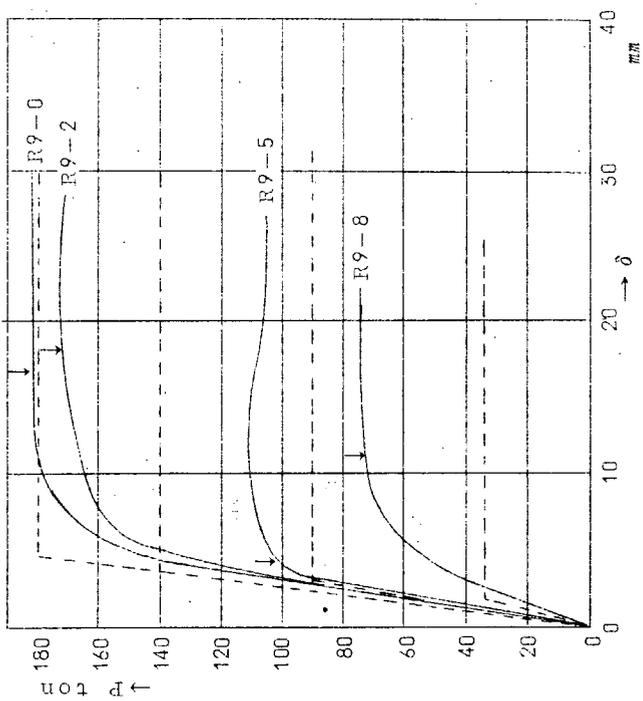


図 1.119 R9 P- $\delta$  線図

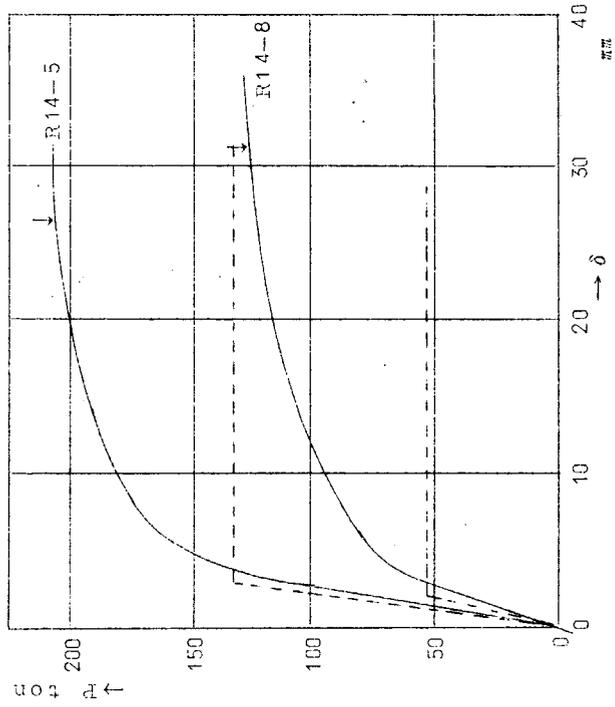


図 1.120 R14 P- $\delta$  線図

- - - 計算値  
 — 実験値  
 ↓ 降屈点

### 3.5 有孔板の剪断座屈

図 1.1 2 1 のように中央に半径  $d$  の開口を有する矩形板が一様な剪断応力  $\tau$  をうけるときを考える。

このときの応力分布を有孔無限板の応力分布で仮定すると

$$\begin{cases} \sigma_r = \tau \left( 1 - \frac{4d^2}{r^2} + \frac{3d^4}{r^4} \right) \sin 2\theta \\ \sigma_\theta = -\tau \left( 1 + \frac{3d^4}{r^4} \right) \sin 2\theta \\ \tau_{r\theta} = \tau \left( 1 + \frac{2d^2}{r^2} - \frac{3d^4}{r^4} \right) \cos 2\theta \end{cases}$$

直交座標では

$$\begin{cases} \sigma_x = \sigma_r \cos^2 \theta + \sigma_\theta \sin^2 \theta - \tau_{r\theta} \sin 2\theta \\ \sigma_y = \sigma_r \sin^2 \theta + \sigma_\theta \cos^2 \theta + \tau_{r\theta} \sin 2\theta \\ \tau_{xy} = \frac{1}{2} (\sigma_r - \sigma_\theta) \sin 2\theta + \tau_{r\theta} \cos 2\theta \end{cases}$$

撓み形  $w$  として周辺支持の条件を満足するように

$$w = \sum_{1,3,5,\dots} \sum a_{mn} \cos \frac{m\pi x}{a} \cos \frac{n\pi y}{b} + \sum_{2,4,6,\dots} \sum a_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} \quad (12)$$

とおく、エネルギー法により座屈荷重は

$$\tau = \frac{\frac{D}{2} \iint \left\{ \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 - 2(1-\nu) \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 \right] \right\} dx dy}{-\frac{h}{2} \iint \left\{ \frac{\sigma_x}{\tau} \left( \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \frac{\sigma_y}{\tau} \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + 2 \frac{\tau_{xy}}{\tau} \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial y} \right\} dx dy} \quad (13)$$

を最小にするように  $a_{mn}$  を決定する。行列式 = 0 とおき、その最小値として求められる。

(13) 式の分母分子の積分はガウスの数値積分法によりガウス点を図 1.1 2 2 のようにとり計算した。(  $a/b = 2$ ,  $d/b = 0.5$  のときを示す)

$a/b = 1$  (S型)、 $a/b = 2$

(R型) のとき数値計算を行ない、穴の径による座屈応力の減少を図 1.1 2 4 ~ 1.1 2 6 に示す。

撓み形は  $a_{11}$ 、 $a_{22}$  の項をとつた。

(補) 曲げの影響

実際の実験は剪断、曲げ試験であり純粋剪断試験ではない。そこで穴のない場合支持点から  $a/2$  の所でのモーメント  $Pa/4$  が一様に働くと仮定して曲げの影響を調べると、曲げによる剪断座屈値の減少は数%であり無視してもよいと考えられる。

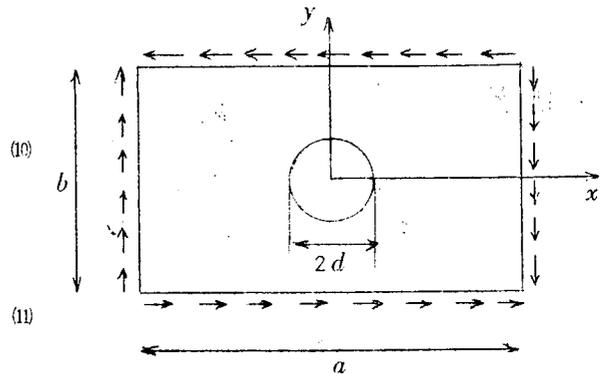


図 1.1 2 1

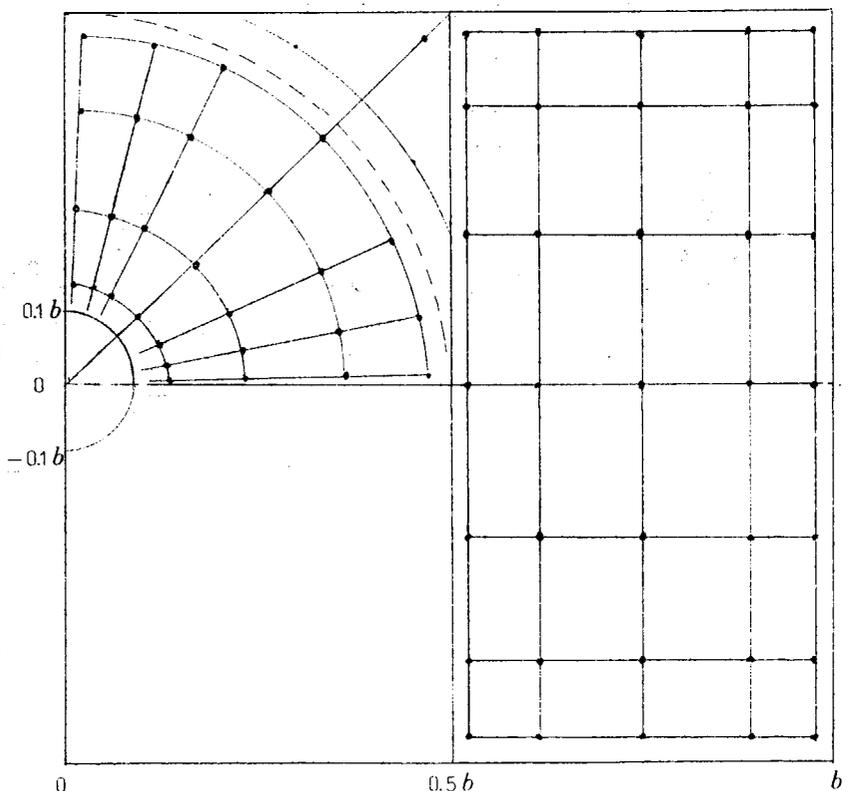


図 1.1 2 2 ガウス点

### 3.6 実験結果

#### 3.6.1 応力分布

円孔内の板厚方向に貼った歪ゲージで円孔周りの応力分布および応力集中を調べた。その結果の一部を図1.123に示す。

このグラフより孔の径が板巾の $\frac{1}{2}$ 程度位までは無限板の応力分布でそれぞれ代用し得ることがわかる。

#### 3.6.2 座屈荷重、最高荷重

実験結果を表1.12に示し、また図1.124～1.127にそのグラフを示す。

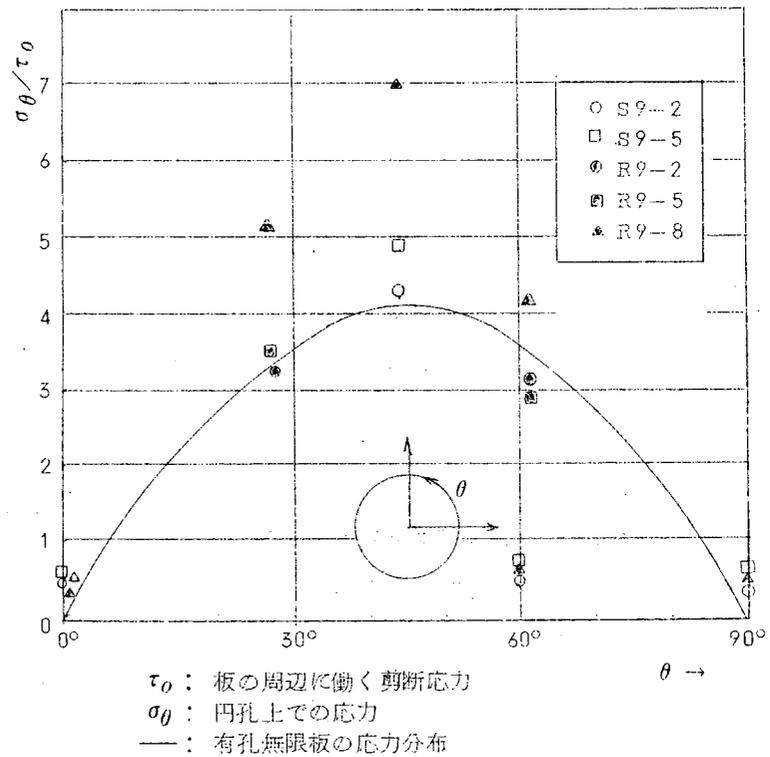


図1.123 応力分布

表1.12 実験結果

試験片名称	座屈荷重		最高荷重		
	実験値	計算値	実験値	梁の塑性崩壊荷重	座屈後の最高荷重
S5-0	83	73.4	111	120	98※
S5-2	57	61	85.5	96	
S5-5	26	40	50.5	60	
S5-8	20		23.5	24	
S9-0	192	179	201	178	
S9-2	168		173	142	
S9-5	113		118.5	89	
S9-8	70		71.5	35.6	
S14-0	274	259		259	
S14-2	269			207	
S14-5	191		199	129.5	
S14-8	120		123.5	51.8	
R5-0	48	54	76.5	69	80※
R5-2	28	46	71	69	
R5-5	26	30.5	49	60	
R5-8	15.8		22.2	24	
R9-0	180	178	182	178	
R9-2	170		171	142	
R9-5	100		109	89	
R9-8	74			35.6	
R14-5	205		214	129.5	
R14-8	140		147	51.8	

※ Baslar の論文による。

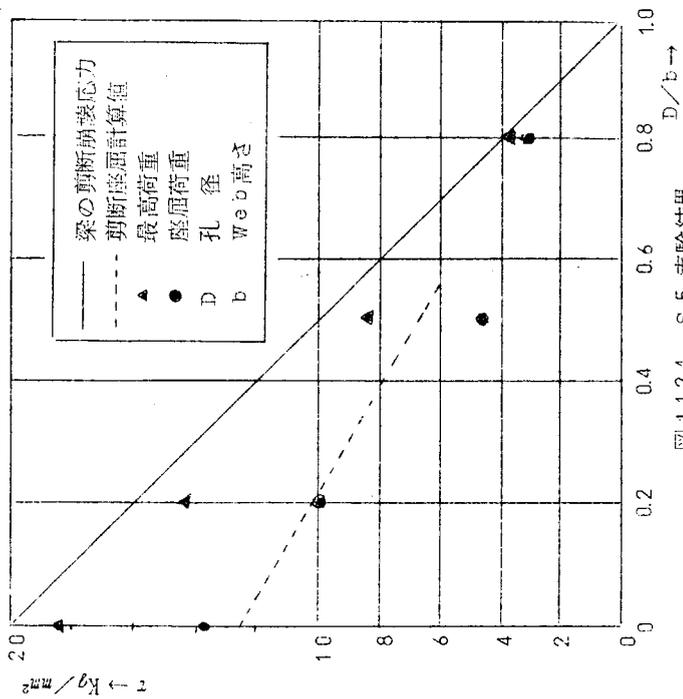


図 1.124 S5 実験結果

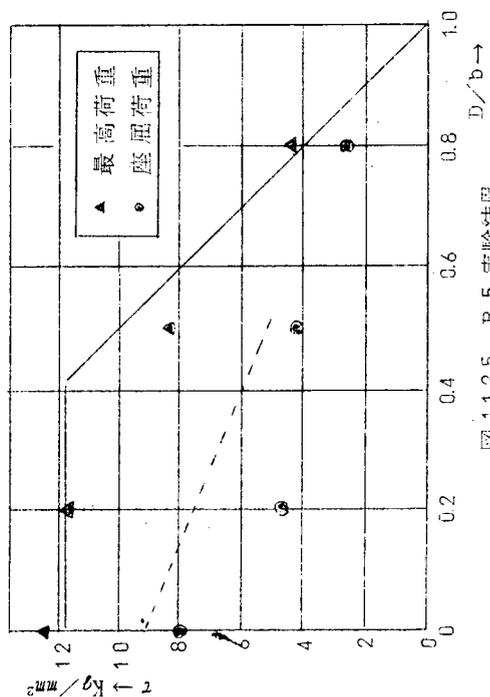


図 1.125 R5 実験結果

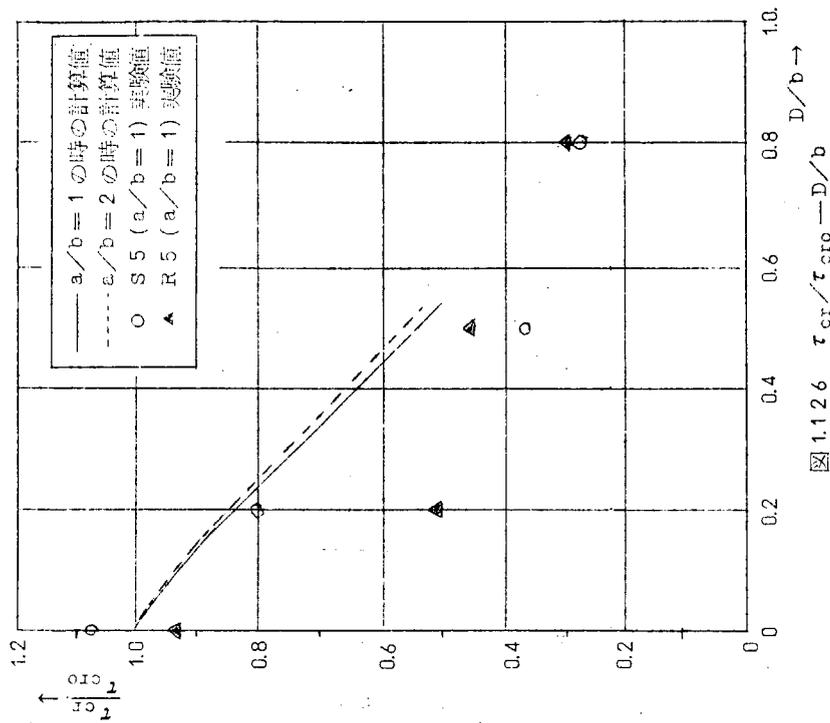


図 1.126  $\tau_{cr}/\tau_{cr0} \rightarrow D/b$

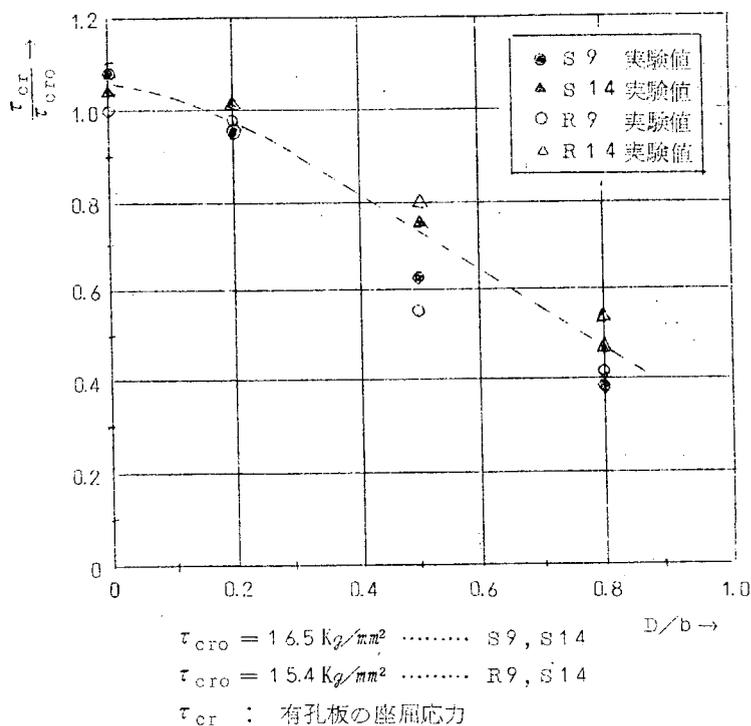


図 1.1 2 7 座屈応力-D

### 3.7 結 言

1. 剪断座屈の場合にも横撓みの 2 乗と荷重とは直線関係があり実験によつても確かめられた。
2. 梁の弾塑性域における破壊挙動が明らかになつた。
3. 無限板の応力分布が板幅の半分程度の円孔のあるときでも使い得ることがわかつた。
4. アスペクト比が 1、2 のときの開口の板の剪断座屈におよぼす影響が明らかになつた。

### 参 考 文 献

1. 造船協会誌 第 4 4 4 号
2. Jnl. Res. Nat. Bur. Std 39 1947年  
 "Instability of Simply Supported Square Plate with Reinforced Circular Hole in Edge Compression"  
 by S. Levy, R.M. Wooley, W.D. Kroll
3. "Theory of Elastic Stability" by Timoshenko

## 4. 塑性設計におけるスパンポイントの研究

### 4.1 緒言

油送船や鉄石運搬船等にみられるような桁板構造の最終強度は、部材の局部的座屈崩壊により支配される場合と、桁構造としての塑性崩壊により決定される場合とが考えられる。前者については、例えば、桁板のウェブの局部座屈や、面材の横倒れ振れ座屈等の問題が重要であり、これに対する防止対策が種種研究されつつあり、部材の座屈崩壊が桁構造の最終強度を著しく低下させることがないような設計方法が確立されることが期待されている。

一方、座屈崩壊が先行しないように補強された部材についての塑性崩壊の問題に関しては、すでに数多くの基礎的な研究が行なわれているが、船体構造にみられるように、長さ比べて深さの大きいしかも端部が変断面をなす桁部材からなる構造については、系統的な研究がほとんど行なわれていない現状である。

すなわち、従来骨組構造に対して考えられていた塑性崩壊形式が、どの程度の部材形状寸法を有する桁板構造にまで適用できるかと言う問題、あるいは大型船の構造強度上見逃がすことのできない剪断が、桁構造の塑性崩壊形式ならびに崩壊荷重にどのように影響するかと言う問題、さらに、端部変断面を含む桁のスパンポイントをどのように決定するかと言う問題等、根本的で未解決のものがあまりに多く、これらの問題点が大型船の横強度塑性解析の進展を妨げていると言つても過言ではない。

ここでとりあげた「塑性設計におけるスパンポイントの研究」は、とりもなおさず、変断面桁部材からなる構造の塑性崩壊形式ならびにその崩壊荷重を理論的に求め、これを実験的に確認し、修正すべき点については再検討を加えて、合理的でしかも実用的に便利な解析方法を導くことを目的とする。

### 4.2 桁板構造物の塑性スパンポイント

大型油送船などにみられるように、長さ比べて深さの大きい、しかも端部が変断面を有する桁板からなる構造を、均一断面の直線骨組構造に置換して単純塑性解析を行なう場合、単純塑性解析により算出される崩壊荷重が、実際の構造物の塑性崩壊荷重と相等しくなるように、骨組構造置換する必要がある。このような条件で置換された場合の直線骨組構造（架空のもの）の部材端部における塑性関節点を、塑性スパンポイントと定義する。

変断面部材からなる不静定構造の弾性計算におけるスパンポイントは、一般に、構造物を形成するすべての部材の寸法とそれらに作用する荷重状態に依存する。一方、上記のように定義された塑性スパンポイントは、構造物の各塑性崩壊形式において塑性関節を形成する部材についてのみ存在し、与えられた荷重状態に対して構造物がとりうる崩壊形式のおののに対して、一義的に定まるものである。

さて、実際の構造物と塑性強度的に等価な直線骨組構造への置換を行なう場合には、前者の崩壊荷重のみならず、その崩壊形式と塑性領域の進展状況などを知る必要がある。例えば、図 1.128 (a) に示されるような油送船の Wing Tank の横部材からなる平面構造に、図のような荷重が作用して漸次比列的に増大してゆき、塑性崩壊を生ずる場合を考える。

いま、その塑性崩壊の形式が、通常骨組構造における梁形式、枠形式および組合せ形式に相当するもののみ限定されると仮定すれば、図 1.128 (b) のような、架空の直線骨組構造への置換が可能である。すなわち、実際の構造物 (a) における崩壊形式に対応する崩壊を生じ、その両者の崩壊荷重が相等しくなるような塑性関節の位置を (c) 図①、②、③等のように骨組構造において選定することができる。同図において、太線で示された部材は剛梁と見なすもの、細い直線で示された部分は均一断面梁に相当し、また○印の位置が塑性スパンポイントを表わす。

前にも述べたように、塑性スパンポイントは、一般に、崩壊形式によりそれぞれ異なるものであり、したがって、一つの構造物について可能な崩壊形式のすべてに対して、あらかじめ塑性スパンポイントを求めておくことが必要である。

さらに、実際の桁板構造における塑性崩壊は、一般に、軸力、剪断力、曲げおよび振りの共存する状態で生ずるもので

あり、したがって、崩壊荷重はこれらの相関関係を満足するものでなければならない。言い換えれば、一般に、塑性スパンポイントは、軸力、剪断、曲げ、振り等それぞれの大きさの組合わせにより変化するものである。

そこでまず第一段階として、最も基本的な場合として、振りの存在しない平面構造について、しかも軸力の影響のない図 1.1 2 8 (○)①に示される単一桁部材の梁崩壊形式に相当する場合を対象として、塑性スパンポイントを決定するために、つぎに述べるような模型実験を行なつて、解析結果との比較検討を行なうことにした。なお、今後、桁板部材からなる枠構造についても研究を継続し、桁板構造の塑性解析に直接使用しうる資料を得ることが必要であると考えられる。

### 4.3 実 験

油送船の船底横桁等のような、端部変断面を有する単一桁が、剪断と曲げをうけて塑性崩壊する場合について、崩壊荷重および塑性域の進行状況などについての調査を行なうため、両端支持されて中央集中荷重をうける変断面桁についての模型実験を行なつた。

#### 4.3.1 試 験 片

本研究の目的が桁の塑性崩壊を調査することに主眼をおいているため、桁部材の局所的な座屈崩壊が先行しないよう、負荷方法および試験片の諸寸法を決定する必要がある。そこで、まず彎曲部面材側に引張り応力が生ずるような負荷状態として、面材の横倒れおよび局部座屈の危険を防止し、また、Web の板厚を比較的厚くしてその局部座屈を防止するようにつとめた。

一方、通常の油送船の桁部材におけるように、剪断応力と曲げ応力との割合が比較的大きく、したがって、塑性崩壊におよぼす剪断の影響は無視できないので、今回の実験においても、とくにこの点を調査することが一つの重要な課題である。この意味で、Web の板厚をなるべく小さくとり、剪断の影響が顕著になる場合についても調査を行なうことが望ましい。そこで、Web の板厚を二様に変えて、比較的実船との寸法比に近い模型についても実験を行なうこととした。

実験に使用された試験片の形状および諸寸法は図 1.1 2 9 に示すとおりであるが、これは、47,000 D.W.T. 油送船の船底横桁の端部構造の約  $1/6$  に相当するように決定されたものである。ただし、Web の板厚は座屈の危険を考慮して（模型の縮尺率では、約  $3\text{ mm}$  である）、上述のように、 $4\text{ mm}$  および  $7\text{ mm}$  の 2 種とした。なお、実船構造においては、当然、Web に防撓材が配置されているが、本実験では、防撓材による塑性域の攪乱現象が伴わないような最も基本的な場合についての塑性崩壊を調査するのが主眼点であるため、防撓材を配置する代わりに、Web の板厚を多少大きくとつた。なお、外板側の面材については、1 横桁心距を考え、その断面積が同等になるよう板厚と幅を決定した。

試験片の平行部の長さ  $L$  を、 $30\text{ mm}$ 、 $125\text{ mm}$ 、 $250\text{ mm}$  および  $500\text{ mm}$  の 4 種類に変化させ、塑性崩壊におよぼす曲げと剪断との比の影響を調査した。

各試験片とも、それを構成する両面材および Web の機械的性質がなるべく一定となるよう、原厚  $1.6\text{ mm}$  の鋼板をプレーナ加工により所定の板厚に仕上げた。ただし、 $L=2$  試験片のみ、別の鋼板から製作した。試験片はすべて、溶接後歪とりを行ない、さらに応力焼鈍を行なつて溶接残留応力の影響をとりのぞいた。

#### 4.3.2 素材の機械的性質

桁試験片に使用された鋼板素材（応力焼鈍を施行）から採取された 1 号試験片につき引張試験片を、また同素材からとり出した平行部直径  $d$  が  $3\text{ mm}$  の丸棒試験片（図 1.1 3 1）につき振り試験を行なつて、鋼板の機械的性質を調査した。

おのおのの試験結果の代表例を図 1.1 3 0 および 1.1 3 1 に示す。

振り試験においては、いずれの場合も、荷重の増加をなして振れ変形が急激に進行する現象がみられたが、便宜上、振れ角  $\theta$  が  $0.1\text{ rad.}$  になるときの振れモーメントを全断面降伏モーメント  $T_y$  とし、次式により剪断降伏応力  $\tau_y$  を算出した。

\* 「桁板構造の最終強度に関する研究」 日本海事協会技術研究所、研究報告第 136 号

$$\tau_y = \frac{T_y}{\frac{\pi d_0^3}{12}}$$

また、捩れモーメントの最大値を $\pi d_0^3/12$ で除した値を $\tau_n$ とした。

表 1.1.3 は、引張試験および捩り試験の結果を総括したものである。同表からわかるように、E材およびF材の引張降伏応力および最大応力がその他の材料に比べてやや高い値を示しているほかは、あまり大きな差異が認められない。また、剪断降伏応力の計測値には、多少のはらつきがみられるが、全試験片についての平均値は $\tau_y = 14.2 \text{ Kg}/\text{cm}^2$ となり、引張降伏応力との比 $\alpha = \sigma_y/\tau_y$ の値は 1.47 となる。この値は、Mises' の降伏条件による $d = 1.73$  に比べてやや小さく、 $\tau_y$  の値の決定法になお研究の余地があるかもしれないが、今回の実験結果として、 $d$  の値は上記の平均値をとることとした。

なお、補足的に行なつた素材のピッカース硬度試験の結果では、 $H_v = 78 \sim 95$  の範囲であつた。

#### 4.3.3 実験装置

図 1.1.3.2 に示すように、左右対称な変断面桁をアムスラー型油圧試験機 (容量 300 ton) 上に設置し、両端支持、中央集中荷重の方式により静的崩壊試験を行なつた。図 1.1.3.2 (b) は試験の全貌を示す。

試験片の両端支点においては、曲げの軸に対して自由に回転しうる治具を設置し、さらに試験片の長さ方向に自由に移動しうるようにローラを挿入して、変形時における軸力の介入を極力防止するようにした。

通常の油圧型試験機においては、試験片の一部に塑性変形を生じた状態で変形を一定に保つたまま計測を行なうためには油圧弁を完全に閉じる必要がある。こうして段階的に負荷を行なう場合に、試験機の動力計が示す指数は、試験機自体の油圧特性に影響されるので、安定状態における荷重の大きさを定めるのが困難である。そこで、試験片の一方の支点部に、ロードセルを内蔵する治具を挿入し、試験片に直接作用する支持反力を随時計測した。この支点治具の詳細は図 1.1.3.2 (a) および図 1.1.3.2 (c) に示すように、50 ton 容量のもの 1 個および 10 ton 容量のもの 2 個、合計 3 個のロードセルを配置したもので、おのおのロードセルが受けもつ支持力を個々に計測し、3 者の合計を支持点反力とした。なお、試験片の初期捩れ変形にもとずき負荷状態で支点反力が偏心を生ずるので、その場合に、左右 2 個のロードセルが均等に荷重をうけもつように支点部を上下に微調整するのに役立つ。

さらに、試験片全体としての横倒れ捩れ変形が著しくなることも考慮されるので、スパンの最も長い T. No. 4 および T. No. 8 の試験片についてのみ、図 1.1.3.2 (a) に示すような横倒れ防止枠を設け、試験片の上面材にとりつけたアクリライト製のロードセル (上下方向に移動可能) により横方向の支持反力をも計測した。

各試験片とも、予備の弾性実験を試み、歪計の作動状況を確認したうえ、崩壊試験を行なつた。

#### 4.3.4 実験結果および計算値との比較

##### (1) 座屈変形の計測

前にも述べたように、試験片の塑性崩壊に先き立つて、Web あるいは面材に局部的な座屈変形が生じ、これが試験片の耐荷力を減少させる危険性が十分考えられるので、図 1.1.3.2 (d) に示すように、小形のダイヤルゲージをアルミニウム製の枠に取り付け、これを試験片自体に固着して局部座屈変形を計測した。計測位置を図 1.1.3.3 に示す。

まず、Web の局部撓みについては、ダイヤルゲージ D1 ~ D5 において計測したが、これらの中で、一般に D3 の位置の撓みが最も大きかつたので、D3 の撓みの 2 乗の値と荷重との関係を示したものが図 1.1.3.4 (a) である。同図から明らかなように、Web 板厚 7mm の Case A 試験片 (T. No. 1 ~ T. No. 4) においては、撓み変形がほとんど進行せず、わずかに T. No. 1 のみがかなり高い荷重で座屈変形がみとめられるのみである。一方、Web 板厚 4mm の Case B 試験片 (T. No. 5 ~ T. No. 8) では、剪断応力が上昇し、T. No. 5 がかなり高い荷重であるが座屈変形を生ずるほか、他の試験片ではいずれも低い荷重から局部撓みが進行していく。そこで、同図において、+印により示すように、Web の局部撓みの増加率が上昇する荷重を、便宜的に、Web 座屈荷重とした。

なおダイヤルゲージの取り付け治具は、試験片中央の垂直リブに固着されているが、固着部自体の変形による撓みの計測値に及ぼす影響はほとんど認められなかつた。

つきに、下面材の横倒れ撓れ変形を、ダイヤルゲージD6~D9により計測し、その結果の代表例として、D8の横撓みの2乗の値と荷重との関係を図1.134(b)に示した。なお、D8の反対側の位置の横撓みもD7で計測したが、D8とほとんど同様の大きさの撓み量であつた。ただし、変形が過大に進行した後は、ダイヤルゲージの先端が当る位置が変動し、両者の指度が下面材の横撓みそのものを示さなくなるので、計測を打ち切つた。

本実験においては、下面材には引張応力が生ずるような曲げが作用しており、横倒れに対してはかなり安全であるので、面材が降伏し歪硬化を開始する以前の荷重ではほとんど有意な横撓み変形は生じないと考えられ。(後述(3)参照)ただ、本試験片のように、深さがかなり大きい桁では、初期の撓れ変形と、避けることのできない荷重の偏心とにより、撓れモーメントが介入し、Webおよび下面材の曲げ撓りが生じ、これが下面材の横撓みとなつて現われる。これは、撓れ剛性の小さいCase B試験片では、とくに著しいことが予想されるが、今回の実験の結果においてもそのような傾向が認められた。そこで、下面材の横撓み量が急増する荷重を、下面材の横倒れ荷重として、+印により同図に記入した。

第三に、下面材の局部曲がり変形の計測結果を図1.134(c)に示す。この変形が顕著にあらわれる荷重を下面材の局部変形荷重として同図の+印で示したが、これは明らかに下面材が降伏し歪硬化域に入つてから生ずるものと考えられる。(3)参照)

## (2) 歪の計測結果と塑性域の拡大

変断面桁の塑性曲げ塑性崩壊の現象を直接観察する方法として、近來開発が進められている応力塗料または光弾性被膜を使用した計測法などが考えられるが、今回は、電気抵抗線歪計を用いてかなり定量的に塑性域の進展状況を調査することとした。

すなわち、図1.133に示すように、上下面材には約30mmの間隔でゲージ長さ5mmの1方向歪計を、またWebの表裏両面にはゲージ長さ5mmの3方向歪計を格子状に貼布し、歪の計測を行なつた。

弾性域における歪の計測結果を図1.135(a),(b),(c)に示す。また、図1.135(d)には、彎曲部下面材に沿つて計測した接線方向の歪 $\epsilon_\beta$ と、楔計算法により算出された歪の値(実線)との比較を示す。同図から明らかによつて、本試験片については、下面材接線方向歪の最大値が生ずる位置は、桁の平行部の長さ $L$ の増加とともに、彎曲部端部( $\beta=0$ )に近ずき、楔計算法による結果に比べて一般に彎曲部端部寄りになる。そして、下面材が最初に降伏を開始する位置も、同図に示された計測歪の最大値が生ずる位置に近いことが確認された。

一方、Webにおいては、水平および上下方向の直応力と塑性応力とが共存するが、平行部スパン $L$ の小さいT、M1およびT、M5両試験片においては、下面材が降伏する以前に、Webの塑性歪が上昇し、降伏を開始した。いま、Webについては平面応力状態を仮定し、Misesの降伏条件を用いて、各荷重状態において計測された水平方向歪 $\epsilon_1$ 、上下方向歪 $\epsilon_2$ および斜45°方向歪 $\epsilon_3$ の値について、相当応力 $\sigma_{eq}$ を計算する。

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{E}{1-\nu^2}\right)^2 \left\{ (1-\nu+\nu^2)(\epsilon_1^2 + \epsilon_2^2) - (1-4\nu+\nu^3)\epsilon_1\epsilon_2 \right\} + 3G^2\alpha^2}$$

$$\alpha = 2\epsilon_3 - (\epsilon_1 + \epsilon_2)$$

$\nu$ : ポアソン比

そして、 $\sigma_{eq} = \sigma_y$ を降伏限界条件として、塑性域の進行状況を表わしたものが図1.136に示されている。

同図における曲線群は、そこに添記した荷重番号において降伏した領域を概略示すもので、一方、さきに述べた理論解析結果から求められた塑性関節の位置 $\beta^*$ を鎖線で記入した。両者を比較して明らかによつて、塑性域の発生点およびその進展の初期における降伏領域は、理論的に求められた塑性関節の位置と極めて良好な一致を示すが、次第に進路を彎曲部半径方向に変えつつ上面材に向う。

また、桁の平行部スパンの小さいT、M1およびT、M5試験片については、さきに述べた理論解析の結果によれば、

Web の剪断降伏と面材の降伏とにより彎曲部端部の近傍に塑性関節が生じ、剪断崩壊を呈することが予想されている。一方、実験の結果においても、まず彎曲部端部に近い Web に剪断核と見なされるものが発生し、その Web 断面の全面にわたって剪断降伏が急速に進展し、やがて下面材が降伏して、塑性域が桁の断面を横断する現象が認められた。

さらに興味深いことに、両試験片とも、Web の剪断歪の計測値が剪断歪硬化開始と見なされる値(図 1.1.3.1 参照)を通過した後も、荷重は上昇し、その後塑性崩壊に到達した。すなわち、桁の崩壊荷重は、Web の単純剪断降伏荷重より大きく、 $V^*/N_y > 1$ であることを裏書きするものであると考えられる。(3)参照)

### (3) 桁の崩壊荷重およびその計算値との比較

桁全体としての強度を考察するために、桁の中央部の撓み  $\delta$  と荷重  $V$  との関係を図 1.1.3.7 に示す。ただし  $\delta$  は、中央部の変位  $D^{13}$  と両端支持点の変位  $D^{14}$  との差を表わす。

また、同図には、前項で定義した Web 座屈荷重を  $\otimes$  印で、下面材の横倒れ荷重および局部変形荷重をそれぞれ  $\oplus$  および  $\ominus$  印で示したほか、歪ゲージにより計測された下面材あるいは Web の降伏開始および歪硬化開始をそれぞれ  $\odot$  印および  $\ominus$  印または  $\odot$  印で記入して参考の便に供した。

いま、荷重  $V$  の微小な増加に対して撓み  $\delta$  が急激に増加する荷重を桁の塑性崩壊荷重とすれば、Web 板厚 7 mm の Case A 試験片 ( $T. No. 1 \sim T. No. 4$ ) については、塑性崩壊荷重を低下させるような座屈変形は認められない。また、Web 板厚 4 mm の Case B 試験片 ( $T. No. 5 \sim T. No. 8$ ) については、 $T. No. 6$  試験片の場合、下面材の横倒れ荷重が比較的 low、塑性崩壊を早めたとも考えられるが、他の試験片では、座屈による塑性崩壊荷重の低下は認められない。

一方、さきに述べた片持ち変断面桁の塑性解析法により計算された各試験片の崩壊荷重  $V^*$  の値を図 1.1.3.7 の実線で示す。上記  $T. No. 6$  試験片の場合をのぞき、他の試験片については、計算で求められた崩壊荷重の値はその実験値とかなり良好な一致を示すことが認められる。

試験終了後の全試験片を図 1.1.3.8 に示す。

## 4.4. 結 言

大型船の桁構造にみられるように、その深さとスパンとの比がかなり大きく、しかも端部が変断面形状を呈する桁部材の塑性崩壊強度を求める研究の第一段階として、剪断曲げをりける変断面桁の単一部材についての模型実験を行なった。

桁の彎曲部半径  $R$  と平行部深さ  $d$  との比  $P = R/d$  がほぼ 1 以上の場合についての実験結果によれば、桁の彎曲部に生ずる塑性関節の位置および崩壊荷重は、剪断力の影響を考慮に入れて簡易化された下限定理解析法により求められた計算結果と、ほぼ一致することが確かめられた。

すなわち、平行部長さが極めて短い桁の場合には、Web の剪断歪硬化現象を伴って、その単純剪断降伏荷重  $V_y = \tau_y \cdot A_w$  ( $A_w$  は平行部断面における Web の断面積) 以上の荷重で剪断崩壊するが、一方、平行部長さが比較的長い桁の場合には、剪断と曲げの相関関係を満足する変断面桁の塑性モーメントまで耐えうることが明らかとなった。

そこで、両端で拘束された変断面桁が中央集中荷重をうけて梁形式崩壊する場合について、桁の崩壊荷重と相等しい崩壊荷重を有する均一断面梁(すなわち、塑性強度的に等価な梁)の塑性スパン  $S$  を求める方法を誘導することが可能となった。

本研究の目的が、油送船や鉱石運搬船等の桁構造の横強度塑性解析法の確立に直接役立つ基礎資料を作成することであり、変断面単一桁部材のみならず、桁構造そのものの塑性崩壊形式ならびに崩壊荷重を求める方法についての研究を進める必要がある。

また、言うまでもなく、本研究においては、桁構造の最終強度が部材の局部的座屈崩壊により低下することがないように、適宜局部的に補強されている場合についての崩壊強度を対象としたものであり、いわば最終強度に対する上限値を求めていると言つてもさしつかえない。したがって、桁部材の局部的座屈崩壊の防止についての研究を別途必要とし、その成果によつて有効な座屈崩壊防止方法が確立されてはじめて桁構造の真の最終強度が求められることになる。

表1.13 素材の機械的性質

Plate Thickness (mm)	Test No.	Item	Tension Test Results					Torsion Test Results				
			$\sigma_y$ Kg./mm <sup>2</sup>	$\sigma_u$ Kg./mm <sup>2</sup>	E X10 <sup>4</sup> Kg./mm <sup>2</sup>	Est X10 <sup>2</sup> Kg./mm <sup>2</sup>	Est X10 <sup>-2</sup>	TY Kg./mm <sup>2</sup>	TU Kg./mm <sup>2</sup>	$\theta$ X10 <sup>3</sup> Kg./mm <sup>2</sup>		
16	A	1	21.0	36.7	2.21	3.11	—	13.5	—	7.65		
		2	20.6	36.7	2.11	3.66	1.50	13.8	50.5	7.63		
		3	20.8	36.9	2.16	3.51	1.55	14.7	47.2	7.10		
		4	20.6	36.6	2.17	3.25	1.50	13.6	50.5	7.22		
	(Ave)	20.8	36.7	2.16	3.38	1.52	13.9	49.1	7.40			
7	B	1	—	33.2	—	—	—	15.7	47.2	8.20		
		2	19.3	33.2	2.18	3.87	1.43	13.6	43.9	7.18		
		3	19.7	33.4	2.18	3.49	1.50	16.9	43.0	7.52		
		4	19.4	33.5	2.17	3.28	—	—	—	—		
	(Ave)	19.4	33.3	2.18	3.55	1.47	15.4	44.7	7.63			
7	C	1	20.6	36.1	—	—	—	13.8	45.5	7.18		
		2	19.7	36.2	2.15	3.37	1.50	13.7	42.2	7.65		
		3	19.9	35.9	2.11	3.09	1.45	11.7	42.2	6.00		
		4	19.8	35.9	2.11	3.64	1.68	—	—	—		
	(Ave)	20.0	36.0	2.12	3.37	1.54	13.1	43.3	6.94			
4	D	1	19.6	36.2	2.07	3.72	1.00	—	—	—		
		2	20.3	35.4	2.16	3.55	1.50	—	—	—		
		3	20.5	34.9	2.16	3.56	1.43	—	—	—		
		4	20.3	34.9	2.19	3.24	1.87	—	—	—		
	(Ave)	20.2	35.3	2.14	3.52	1.70	—	—	—			
16	E	1	22.9	41.6	2.24	3.51	0.98	14.0	50.5	8.00		
		2	22.7	41.1	2.16	4.04	1.05	16.6	50.5	7.58		
		3	—	—	—	—	—	14.3	47.2	7.51		
	(Ave)	22.8	41.4	2.20	3.77	1.02	15.0	49.4	7.70			
7	F	1	20.6	40.2	2.19	4.13	0.80	14.3	43.9	7.05		
		2	20.6	40.5	2.09	4.13	1.15	11.6	48.8	7.30		
		3	20.8	39.5	2.09	3.67	1.25	15.5	43.9	7.35		
		4	21.1	39.7	1.95	3.88	0.75	14.5	43.9	7.05		
	(Ave)	20.8	40.0	2.08	3.95	1.04	14.0	45.1	7.19			
Total Average			20.9	36.7	2.14	3.59	1.34	14.2	46.3	7.36		

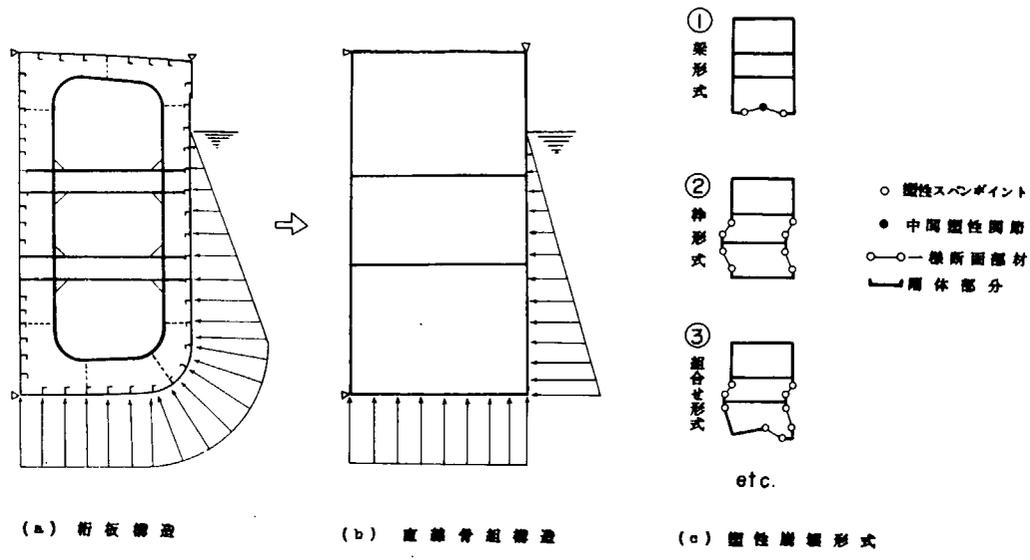


図 1.1 2 8 油送船の横桁構造と置換された直線骨組構造

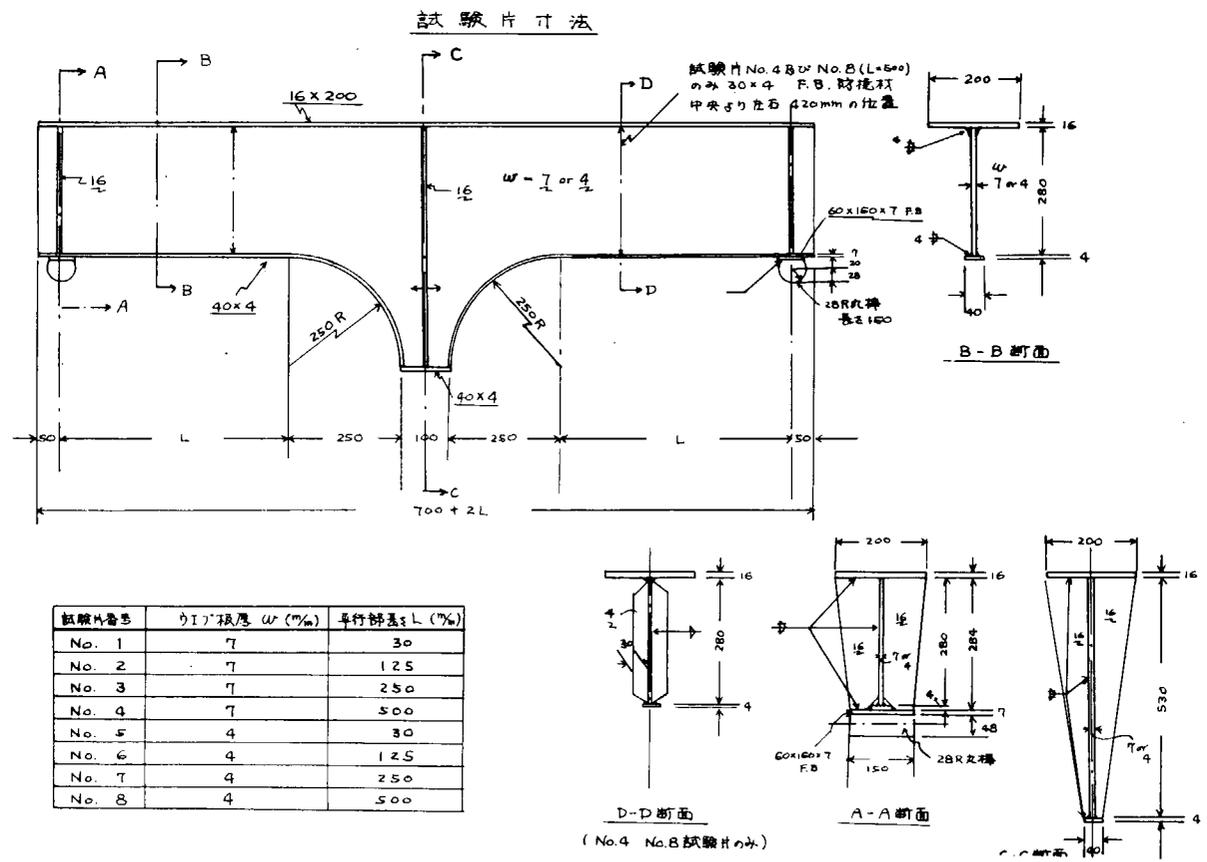


図 1.1 2 9 変断面桁試験片

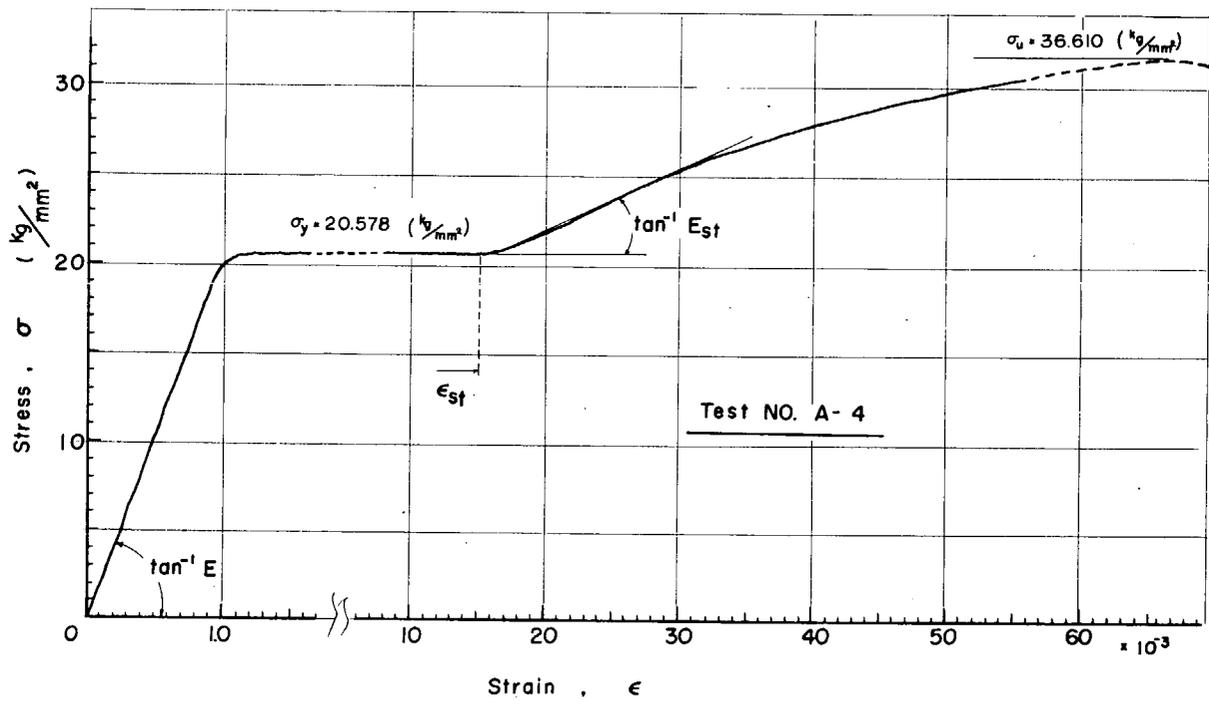


図1.1 3 0 素材の引張試験結果

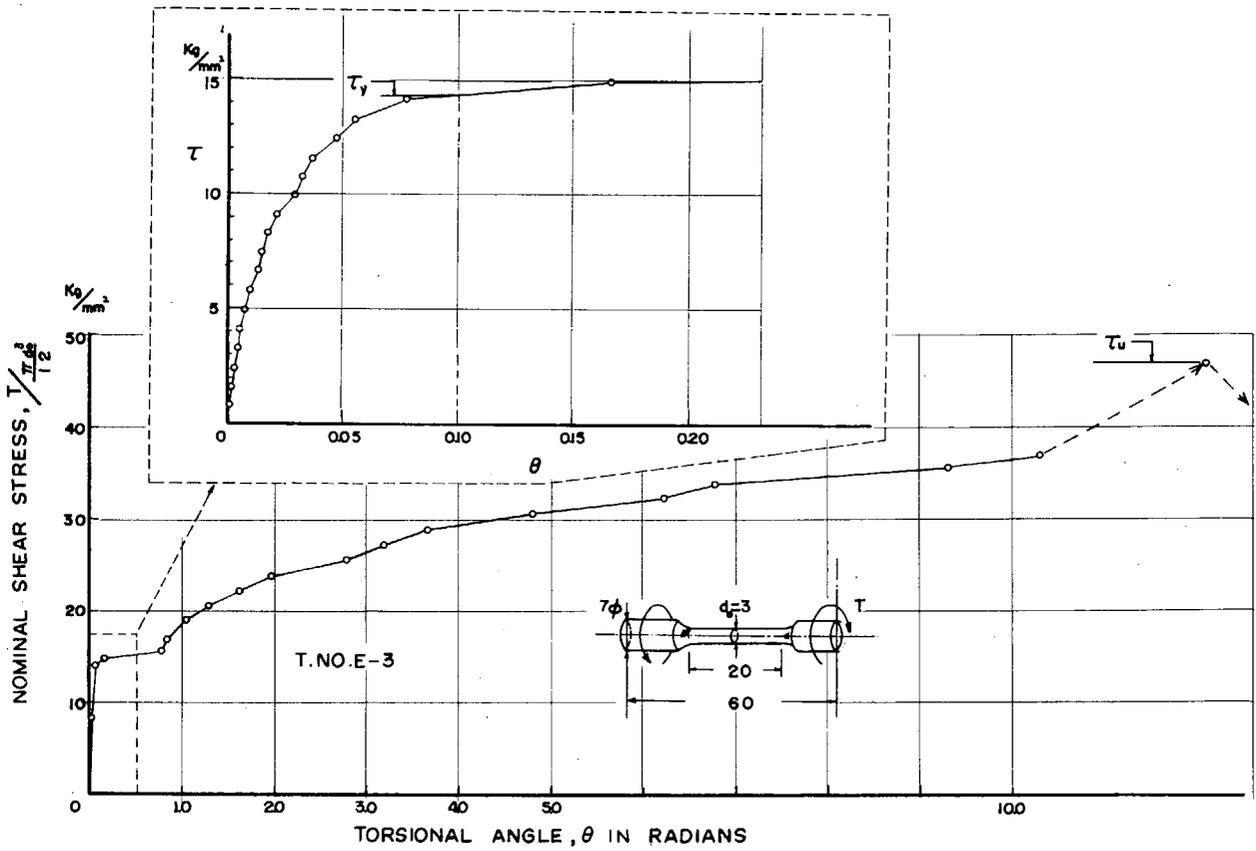
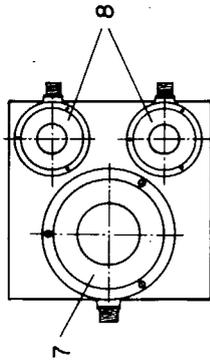
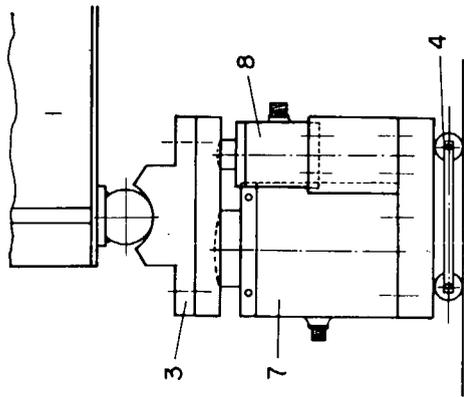
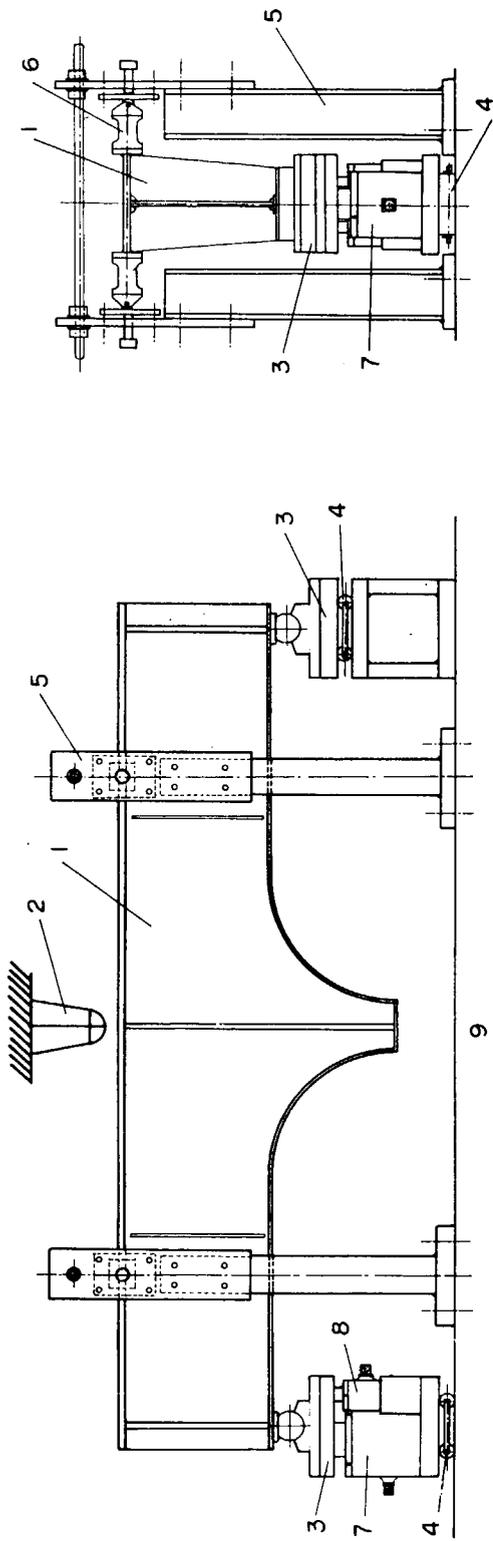


図1.1 3 1 素材の振り試験結果



1	Test Specimen
2	Testing Machine
3	End Supports
4	Rollers
5	Lateral Supports
6	Load cells ( for lateral supports )
7	Load cells ( 50 ton capacity )
8	Load cell ( 10 ton capacity )
9	Supporting Bed

图 1.1.3.2 (a) 试验装置

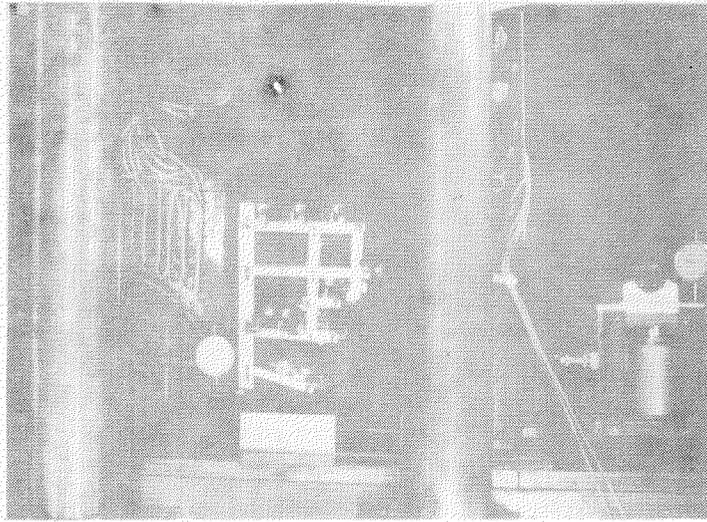


図1.1.3.2 (b) 試験装置全貌

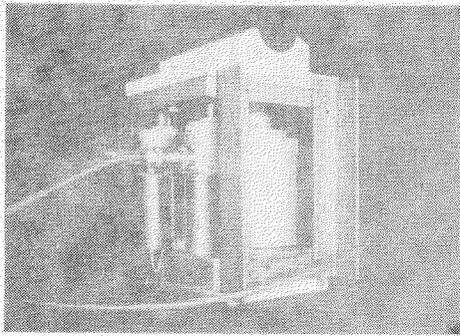


図1.1.3.2 (c) 支持部ロードセル

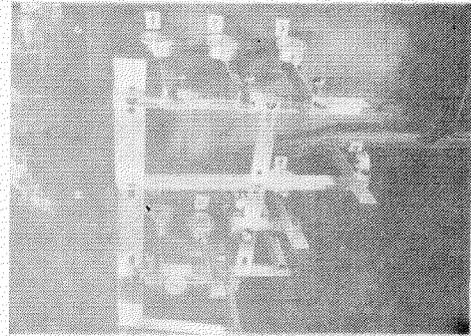


図1.1.3.2 (d) 撓み計測

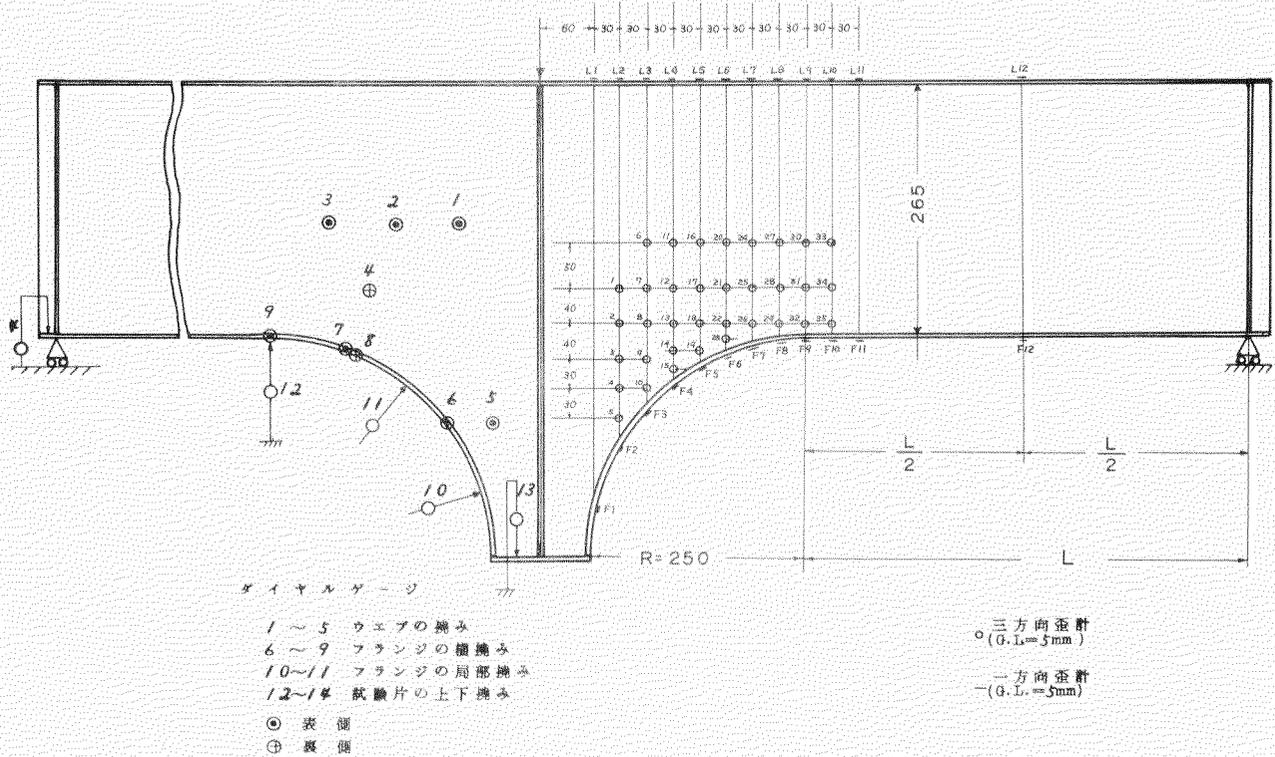


図1.1.3.3 歪ゲージおよびダイヤルゲージ配置図

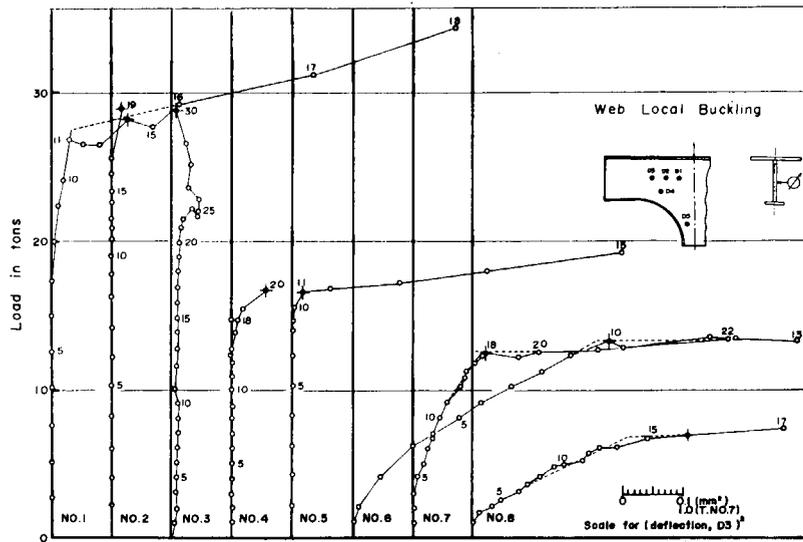


図 1.134 (a) Web の局部座屈撓みの計測結果

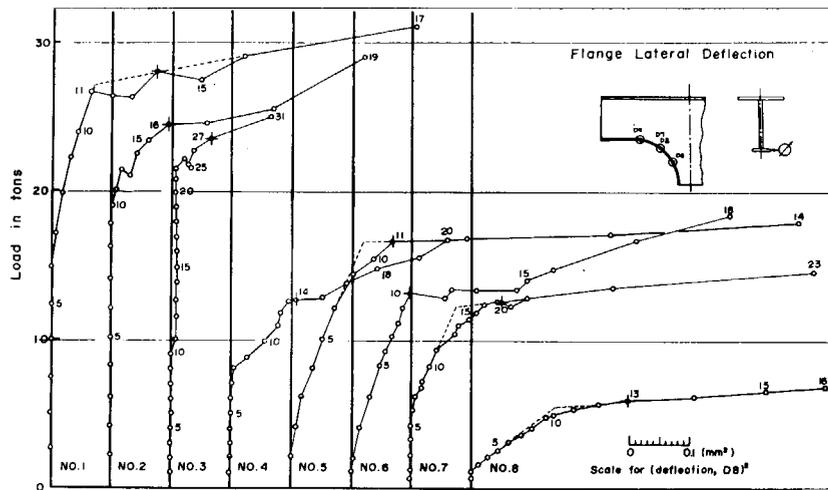


図 1.134 (b) 下面材の横撓み計測結果

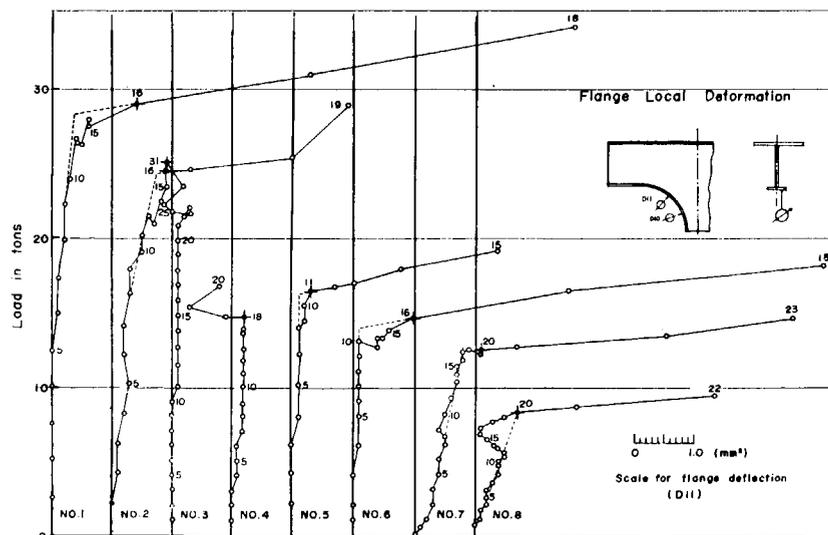


図 1.134 (c) 下面材の局部変形

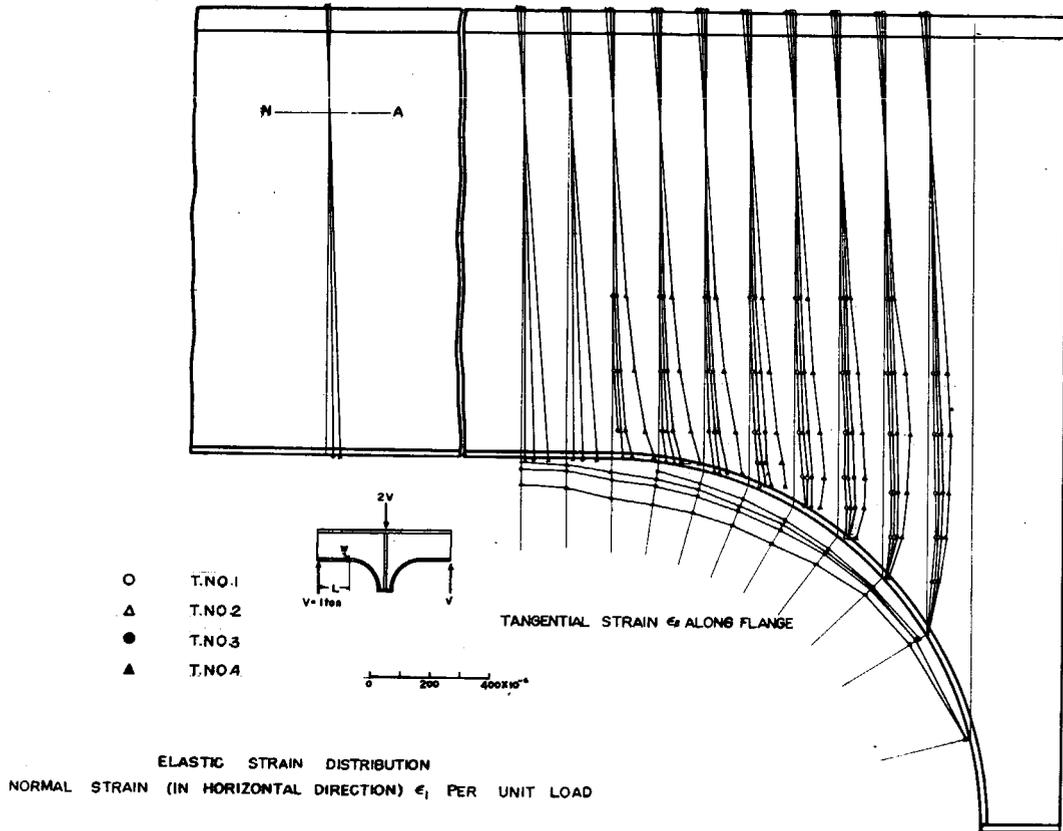


図 1.1 3 5 (a)弾性歪分布 (水平方向歪と下面材の接線方向歪)

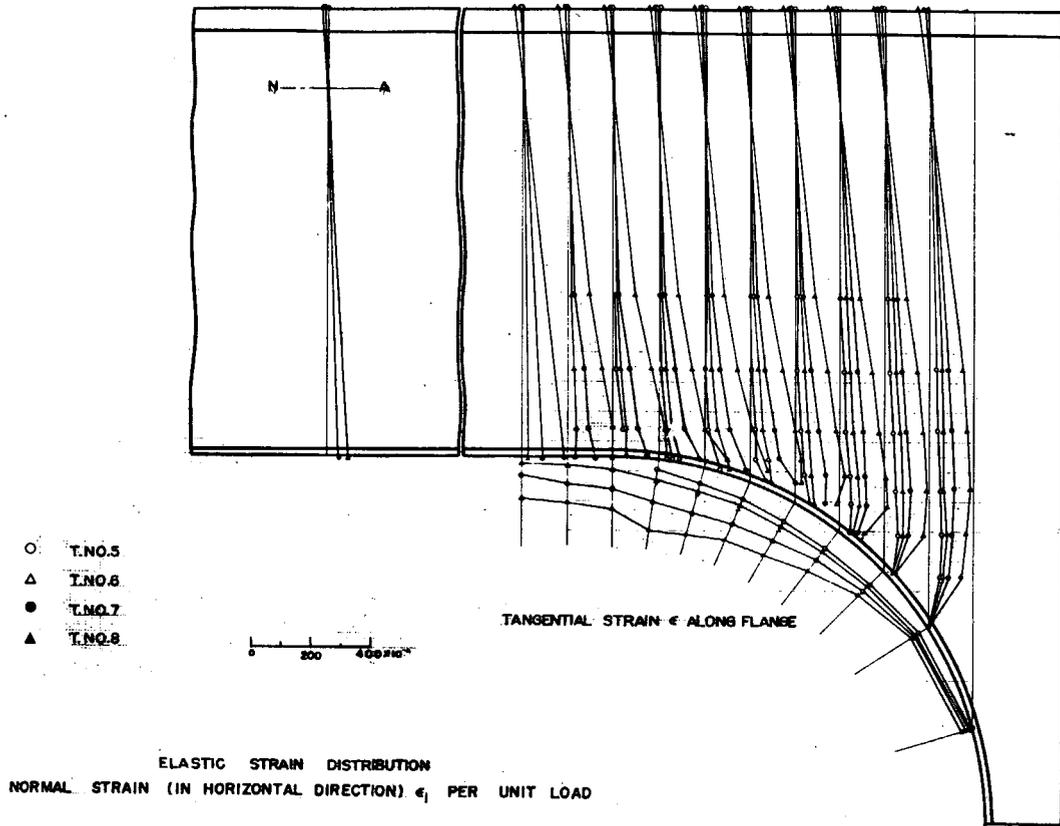


図 1.1 3 5 (a)つづき 弾性歪分布 (水平方向歪と下面材の接線方向歪)

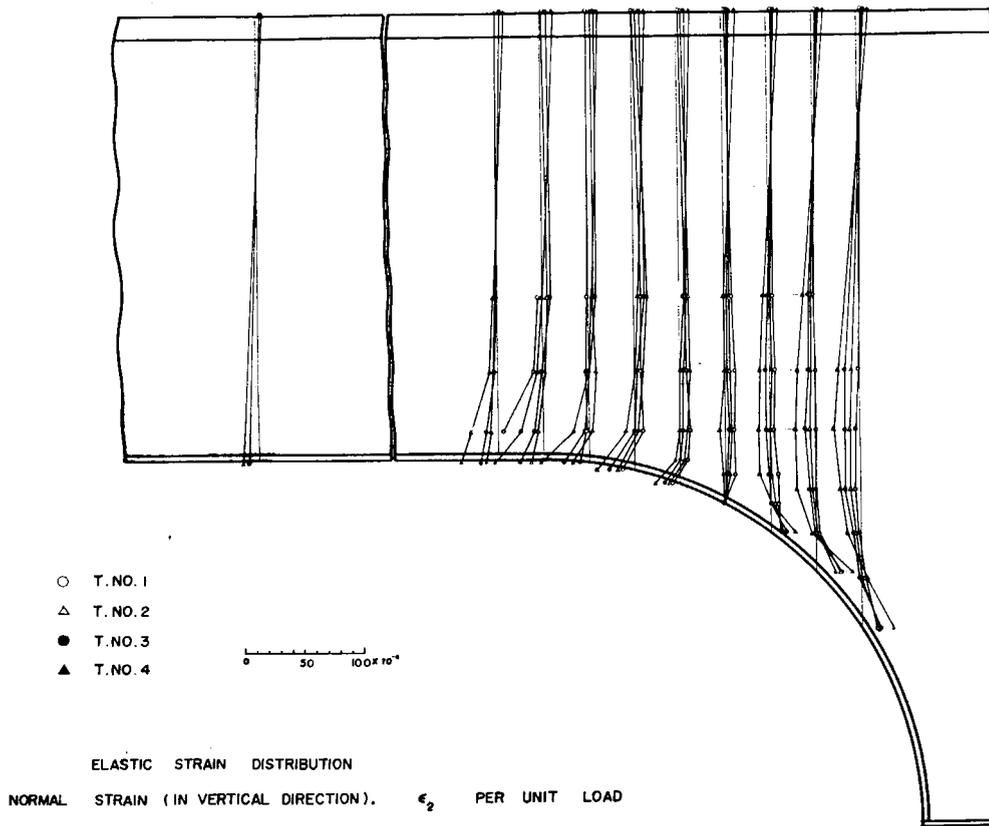


図 1. 1 3 5 (b) 弾性歪分布 (上下方向歪)

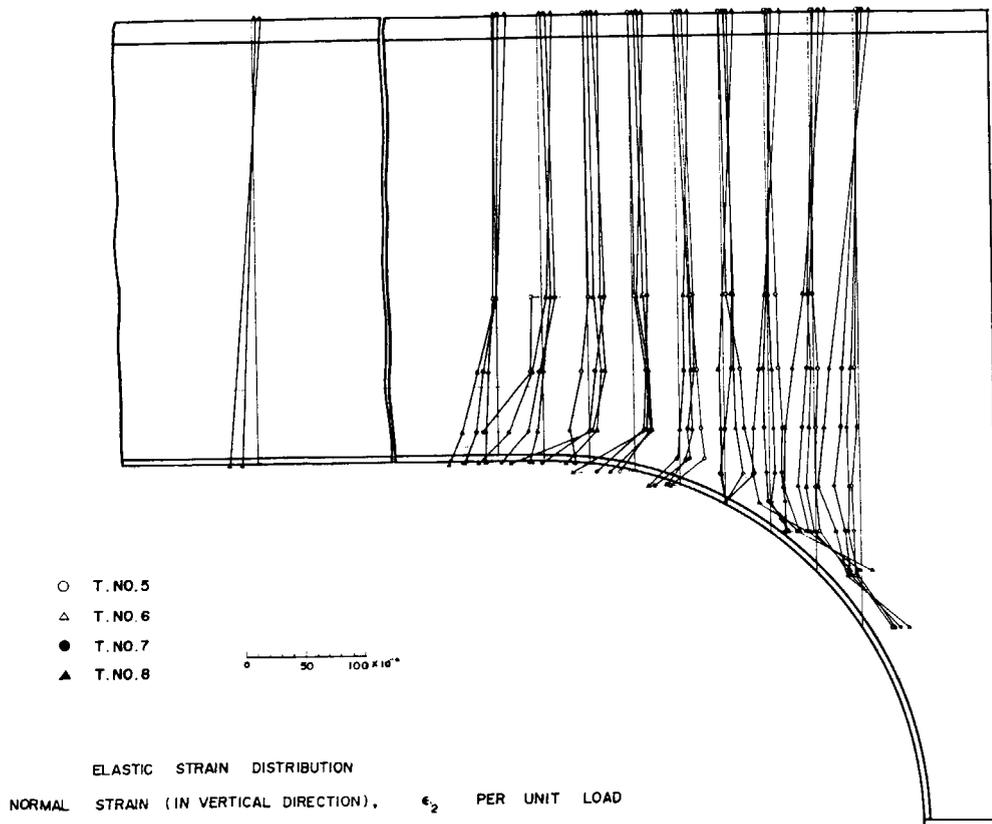


図 1. 1 3 5 (b) つづき 弾性歪分布 (上下方向歪)

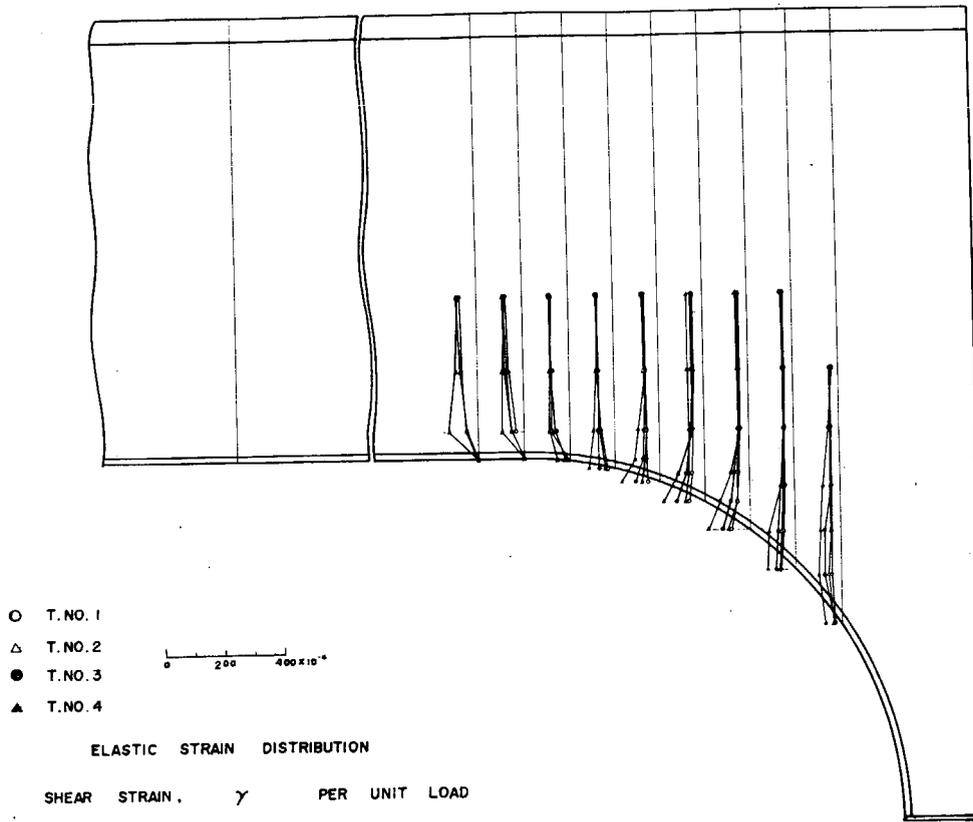


図 1.1 3 5 (c) 弾性歪分布 (剪断歪)

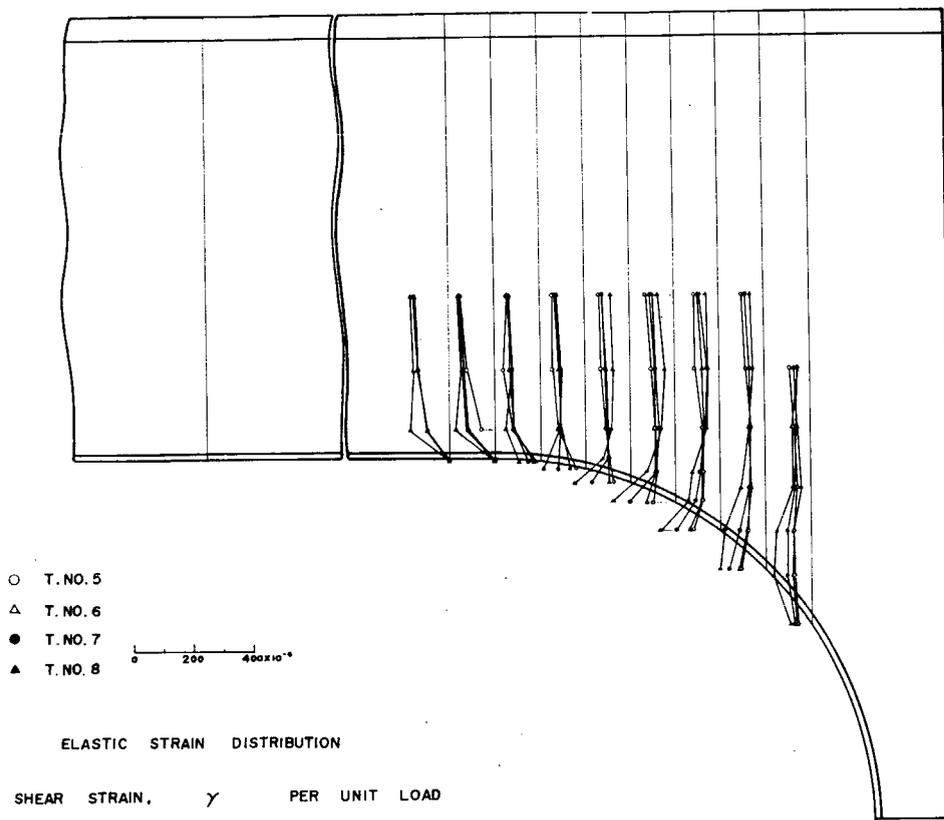


図 1.1 3 5 (c) つづき 弾性歪分布 (剪断歪)

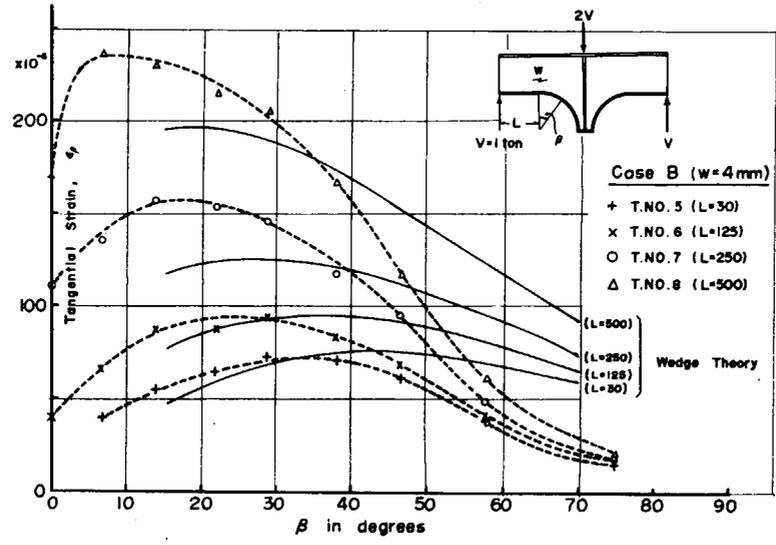
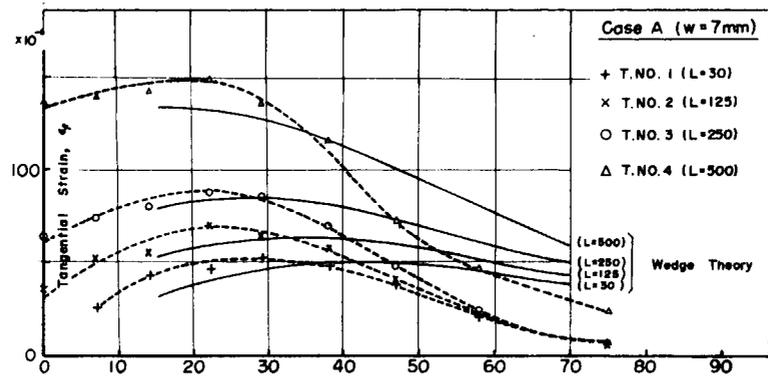
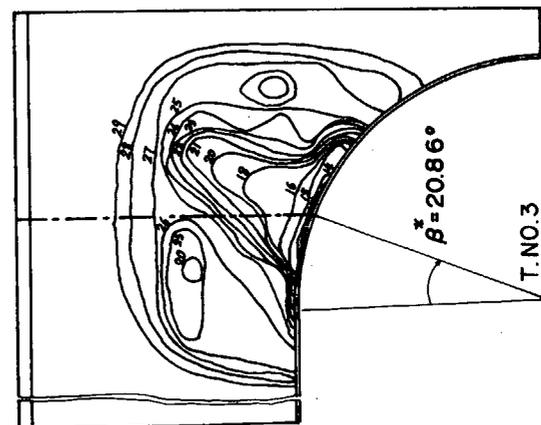
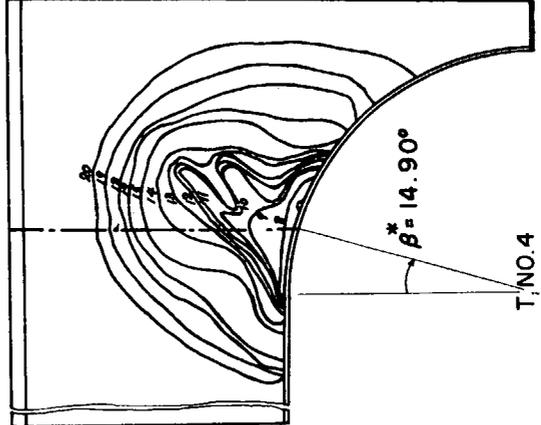
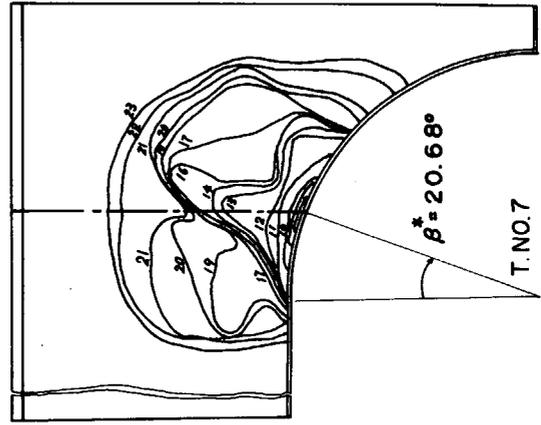
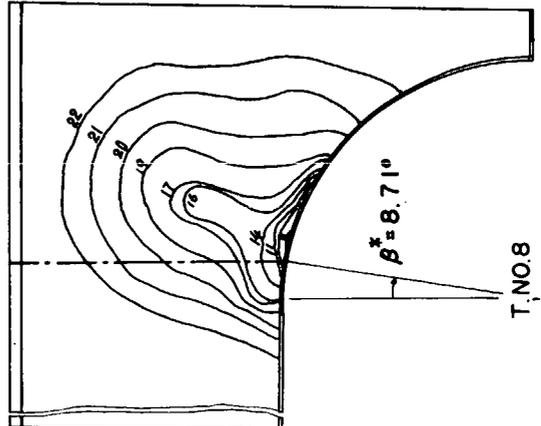
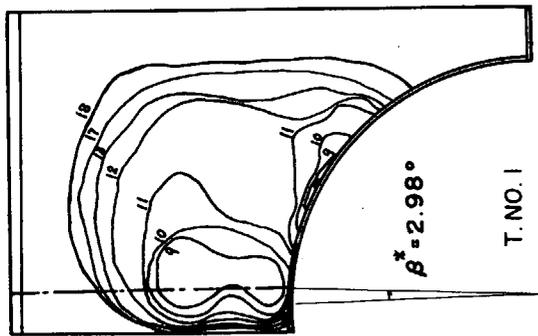
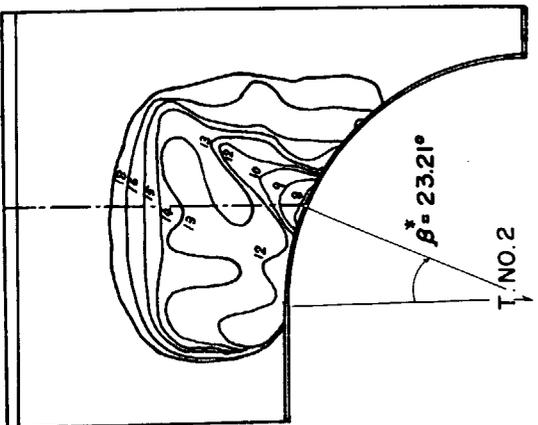
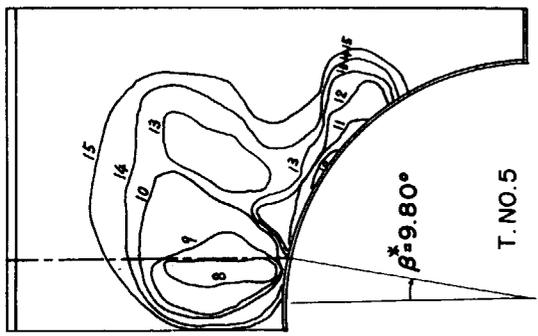
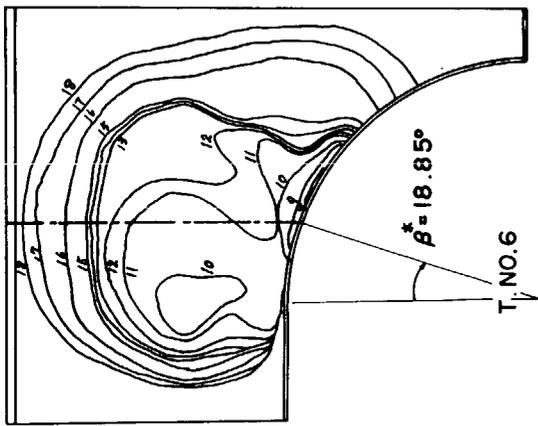


図 1.135 (a) 彎曲部下面材の接線方向歪 (楔理論値との比較)



(b) B-Series (T. No. 5 ~ No. 8)

(a) A-Series (T. No. 1 ~ No. 4)

図 1.136 塑性領域の拡大 (図中の数字は荷重番号を示す)

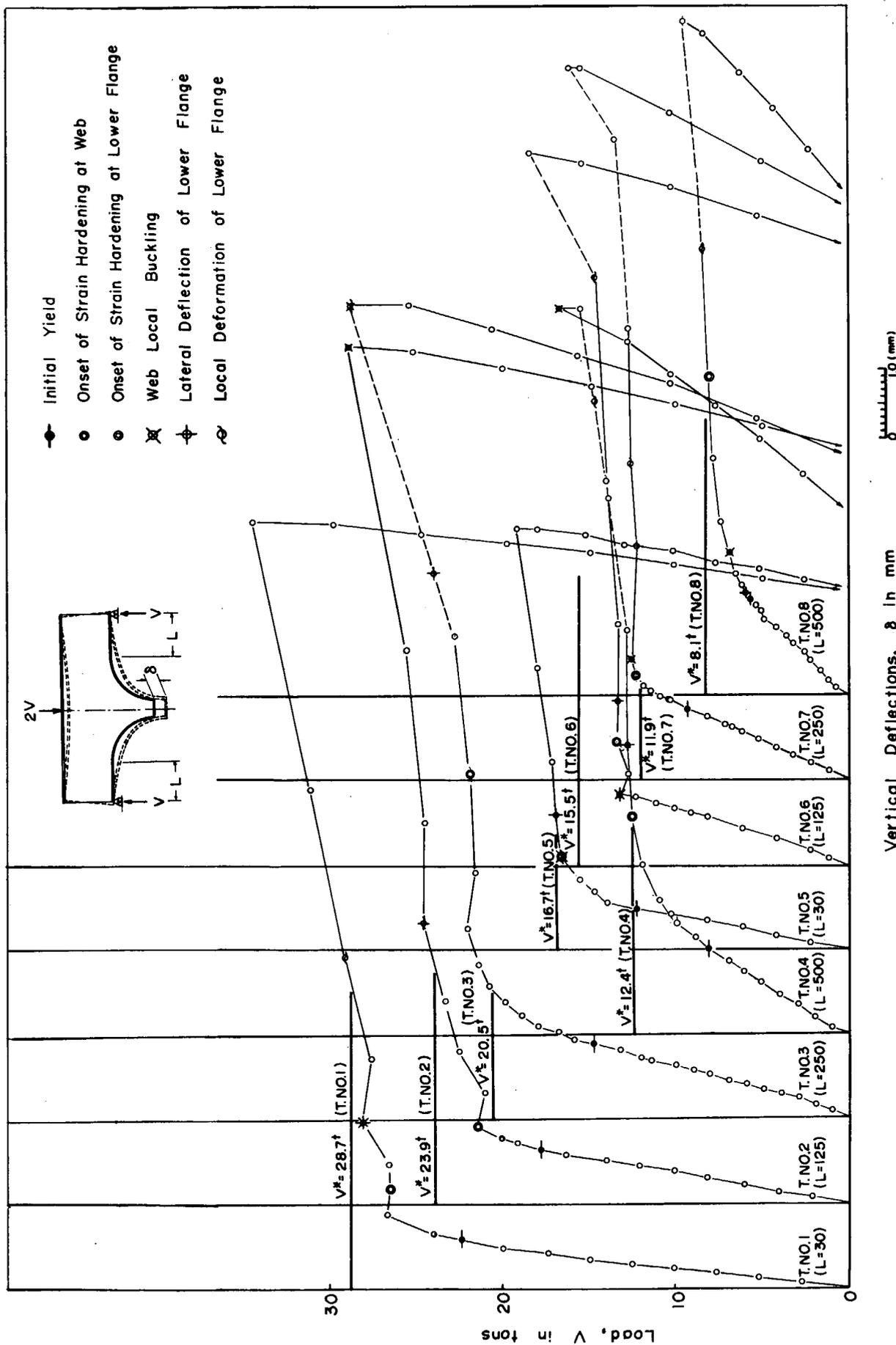
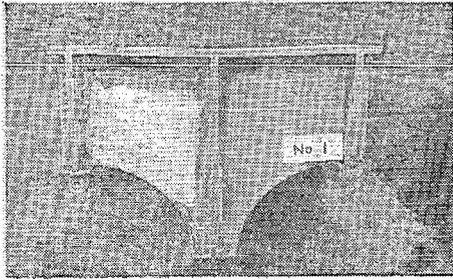


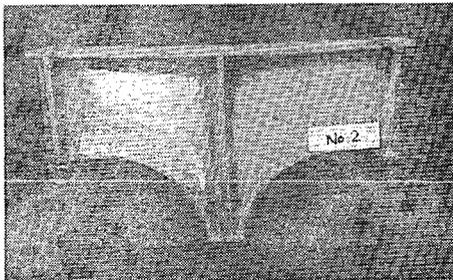
図 1.1 3.7 突断面桁の崩壊荷重 (実験結果と計算値との比較)

A - Series

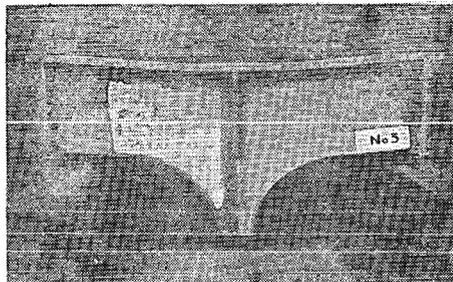
(W = 7 mm)



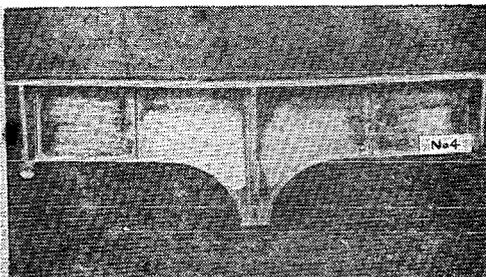
L = 3 0



L = 1 2 5



L = 2 5 0



L = 5 0 0

B - Series

(W = 4 mm)

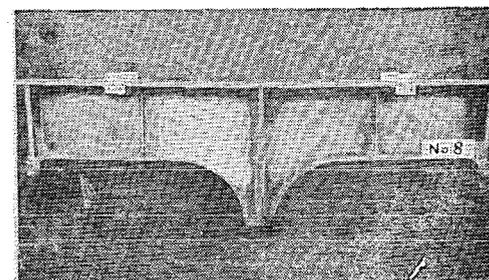
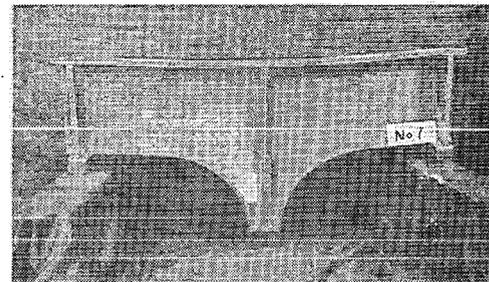
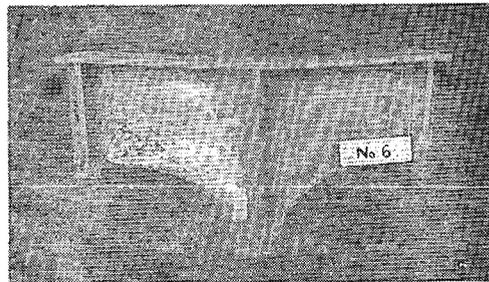
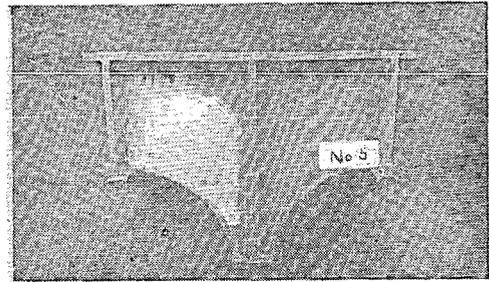


図 1.1 3 8 試験終了後の試験片

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合理化を図るために行なわれたものである。そのためにはまず鉱石の倉内構造に与える圧力の大きさおよびその分布を知る必要があるが、現状ではそれらを正確に推定することは困難であるので、この問題を解明するための基礎的研究として、粉体の構造物に与える圧力について、実験的研究を行なった。

昭和41年度においては主として粉体の載荷による圧力および倉内隔壁の変位、変形による粉体の圧力の変化状態等について実験を実施した。昭和42年度以降においては上記の問題についてさらに研究を継続すると共に、船体の振動等による船倉の運動による鉱石圧力の変化等について研究する予定である。

1.2 実験装置および実験方法

実験としては粉体の基本的性質を調査するための小型模型実験と、倉内圧力を検討するための大型模型実験の2種の試験を実施した。

図 2.1 に小型模型の概略および圧力計測用の圧力計を示す。本模型のタンク長さ、巾および深さはそれぞれ1,500 mm、250 mmおよび500 mmで、一方の隔壁は可動壁であり、この隔壁は図に示されるように数個の歯車を同時に回転させることによつてタンクの長さ方向に平行移動させ得る。なお、これらの歯車は電動機によつて回転させるようにした。さらにタンク長さの中間に自由に取りはずせる隔壁を設け、タンク長さを任意に変化させ得るようにした。圧力の計測については、載荷圧力は燐青銅受圧板の曲げ歪によつて求め、隔壁押込み時の圧力は、その大きさが載荷圧力に比較して非常に大であるので、図 2.1 (d) に示されるようなリングゲージによつて測定した。

図 2.2 は船倉模型であり、タンク長さ、上部タンク巾お

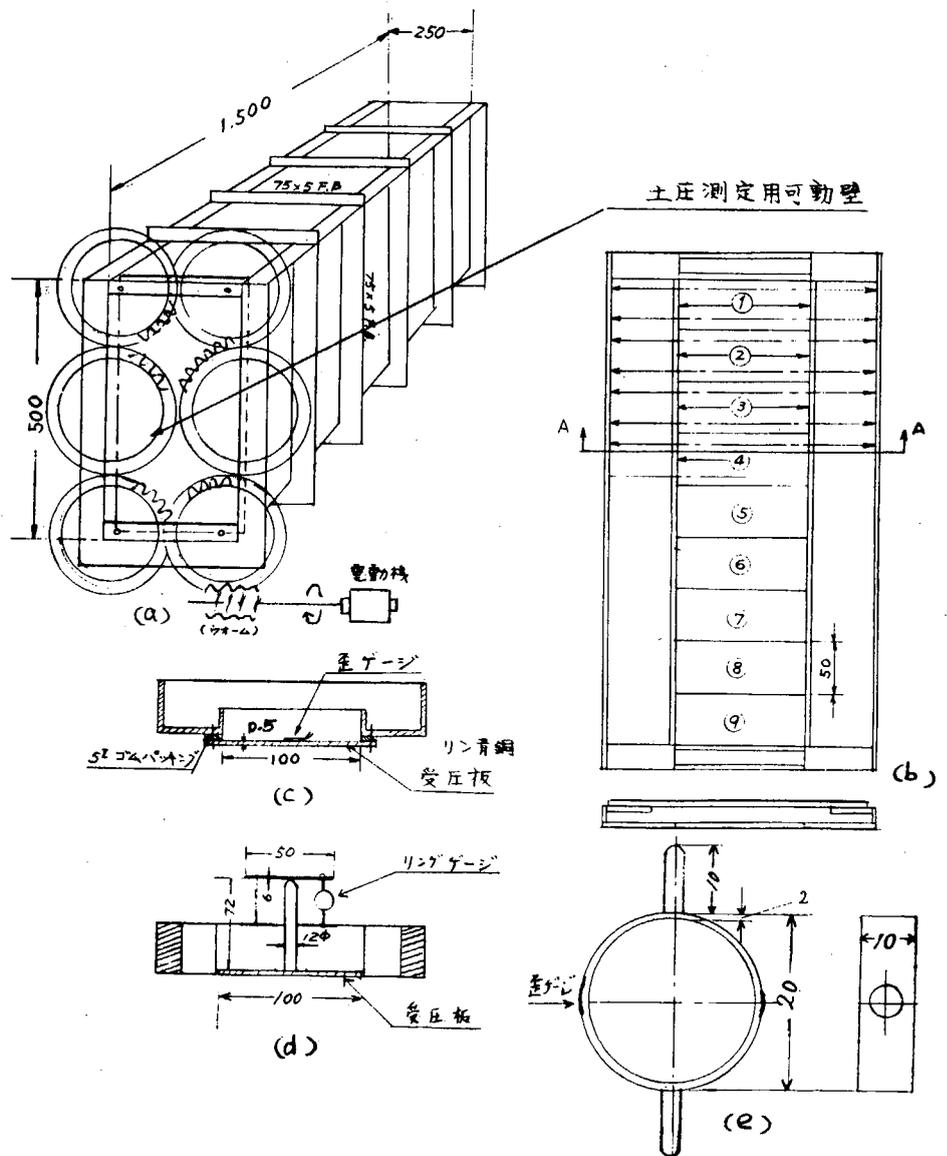


図 2.1 小型模型および圧力計

よび深さは、それぞれ2,070mm、1,300mmおよび1,000mmで各部の剛性比はほぼ実船のそれに近い値になるようにした。

圧力の測定は図中に示されるような隣青銅受圧板を用いた圧力計によつて行ない、模型の変形が受圧板におよぼす影響を避けるため、圧力計はゴムパッキングをかいして模型に取り付けた。

これらの圧力計は、図中の(b)、(c)および(d)に示されるようにタンク長さの中央断面およびそれと端との中間の断面に配置した。なおタンクの変形は中央およびそれと端との中央に存在する補強材の撓みをダイヤルゲージで計測して求めた。

実験としては載荷時の圧力およびタンクの変形を計測する試験と満載後タンクの両壁を内部へ押込む試験の2種を行なつた。後者の実験は図2.2(a)に示されるようにタンク長さ中央のバーを締付けることによつて行なつた。

小型および大型模型実験共今回は載荷物として、砂および砂利を使用した。

これらの粉体の比重および内部摩擦角はそれぞれ次のような値である。

砂	比重	1.61
	内部摩擦角	31°
砂利	比重	1.57
	内部摩擦角	38.6°

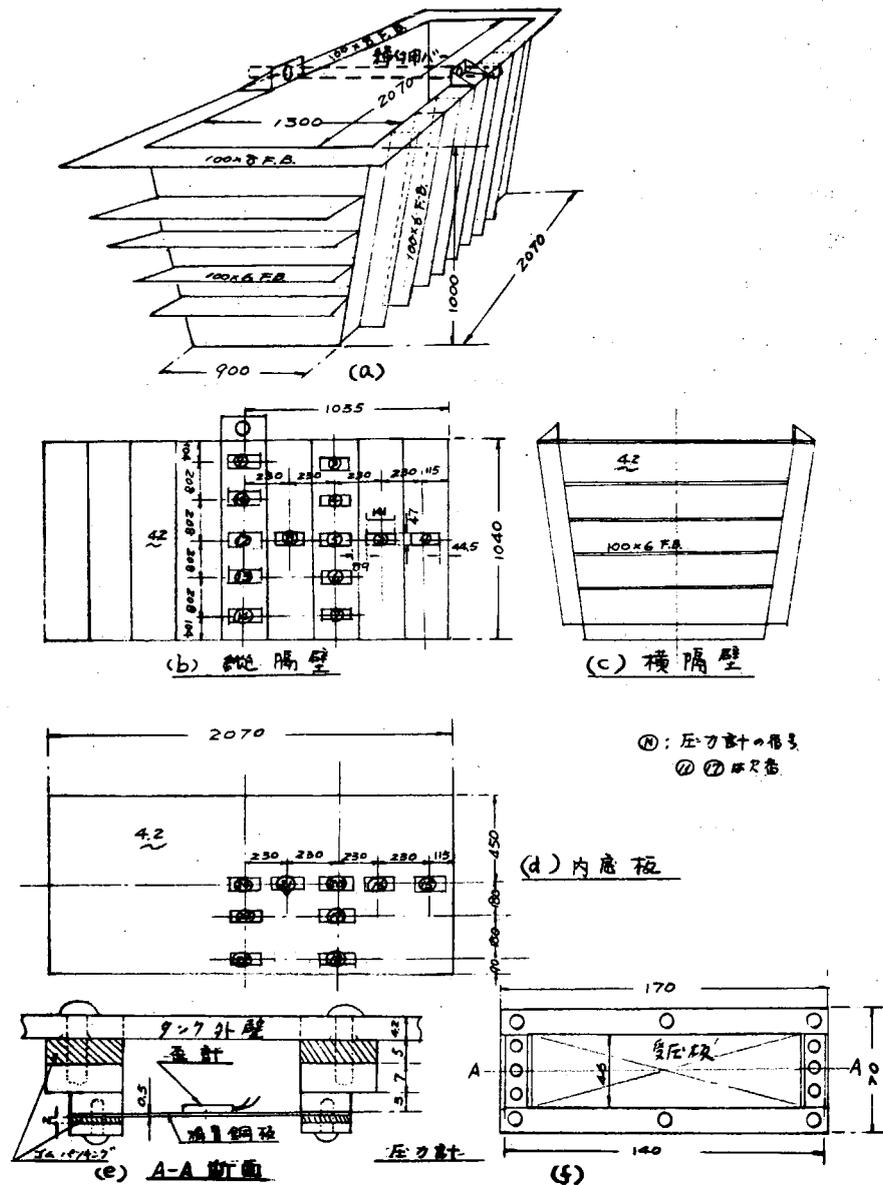


図2.2 大型模型および圧力計

### 1.3 実験結果および考察

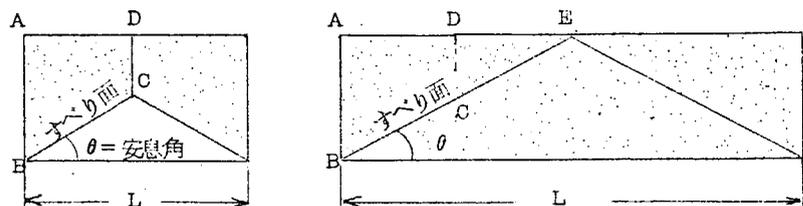
#### 1.3.1 小型模型実験

##### (1) 砂による実験

##### (i) 載荷実験

図2.3(a)に砂を満載したときの隔壁におよぼす圧力分布を示す。図中のLはタンク長さを表わしており、Lが大になるほど

圧力の大きさが増加している。この状況は同図(c)でも明らかに認められる。この理由は上図に示されるようにLが小さい場合はA B C Dの部分の砂が隔壁に圧力を与えるが、Lが大なる時はA B Eの部分



思われる。

次にクーロンの主動圧と実験値とを比較すれば、両者はほぼ合致している。一方砂と同比重の流体が満されたと考えた場合の圧力は図中の鎖線で示されるようになり、流体圧は実測値の約3倍になっている。

## (ii) 押込み実験

隔壁の押込み時の圧力分布を図2.4～2.6に示す。図2.5はタンク長さ $L$ が500mmの場合で最大押込み量 $\delta$ が30mmの場合の圧力分布を示す。同図(a)は第1回目の押込み実験から第5回目のそれまでの可動隔壁側の圧力分布の変化状況を示すもので、いずれも $\delta = 30\text{mm}$ の時の値である。これによると第2回目以後は初回の圧縮で砂が詰められているので圧力の大きさは増加しているが、4あるいは5回の押込みではほぼ定常に達しているようである。

なお本実験は次図に示されるように(a)の状態から押込んで(b)の状態になる。この状態から引戻せば(c)のような状態



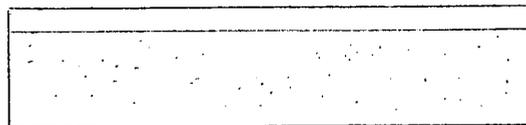
(a)



(b)



(c)



(d)

となる。この状態で砂の表面を水平にならし(d)のようにして、再び押込み実験を繰返した。

図2.4(b)は可動壁と反対側の固定壁での押込み時の圧力分布を示しており、同図(c)および(d)は、固定壁および可動壁での引戻し時の圧力分布を示す。

図2.5は $L = 1,500\text{mm}$ の場合の実験結果を示したもので、図2.4と同様な結果が得られているが、 $L$ が大なるため、固定壁の圧力の大きさは $L = 500\text{mm}$ の場合に比べて小さい。この状況は図2.6(c)に明らかに示されている。同図は縦軸に固定壁下端の圧力計におよぼす圧力 $P_{11}$ と可動壁の下端のそれ $P_1$ との比をとり、横軸にタンク長さ $L$ をとつて、 $\delta = 30\text{mm}$ に対する圧力比を示したものである。これによるとタンク長さ $L$ と深さ $H$ の比 $L/H$ が3以上になると固定壁には可動壁の押込みの影響がほとんど現われないことが判る。

図2.6(a)は可動壁下部の圧力 $P_1$ が最大となり、それより上昇しない圧力に達するときの押込み量 $\delta_{\max}$ と $L$ との比 $\delta_{\max}/L$ との関係を示したもので、 $P_{1\max}$ は $L$ が小となる程大きくなる傾向が認められる。

図2.6(b)は各種長さのタンクにおいて押込み量 $\delta$ の増加による圧力変化を示したもので、●印は $L = 1,500\text{mm}$ のタンクの第1回目の実験値を示し、その他は各長さのタンクの第5回目の押込み実験結果を示す。これによると $\delta/L$ がある値に達すると $P_1$ が一定になるような傾向がみられる。

## (2) 砂利による実験

### (i) 載荷実験

図2.3(b)に砂利を満載した時の隔壁におよぼす圧力分布を示す。この場合も砂の場合と同様な圧力分布が得られた。

### (ii) 押込み実験

図2.7および図2.8はそれぞれタンク長さが500mmおよび1,500mmの場合の押込み実験時の隔壁の圧力分布を示したもので、この場合も砂と全く同様な傾向が認められる。

図2.9(a)は $P_1$ と押込み量 $\delta$ との関係を示したもので、横軸は $\delta$ を $L$ で除して無次元化したものである。この場合も砂の場合と同傾向であるが、 $P_1$ の絶対値は砂のときよりも大きい。これは砂利の方が砂よりもつまりむずかしいためと思われる。

図2.9(b)は可動壁側の圧力と固定壁側の圧力との比 $P_{11}/P_1$ とタンク長さとの関係を示したもので、この時も $L/H > 3$ では固定壁での圧力は押込みの影響をほとんど受けないことが認められる。

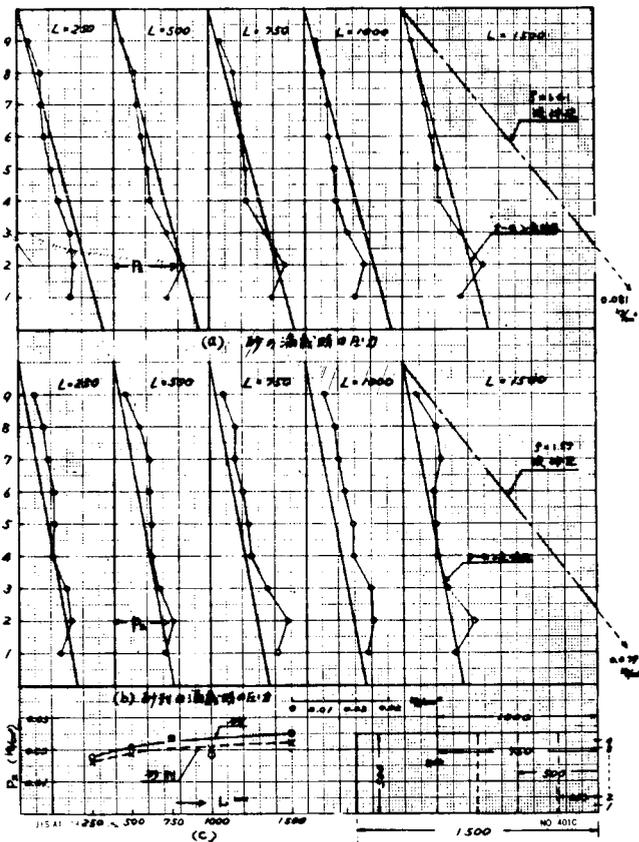


図 2.3 砂および砂利の載荷圧力

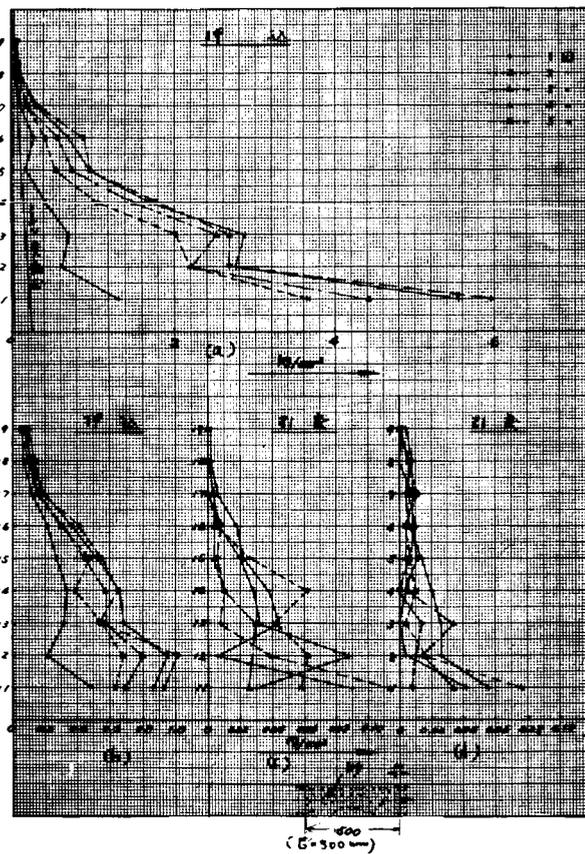


図 2.4 隔壁の押込実験時の圧力 (L=500mm)

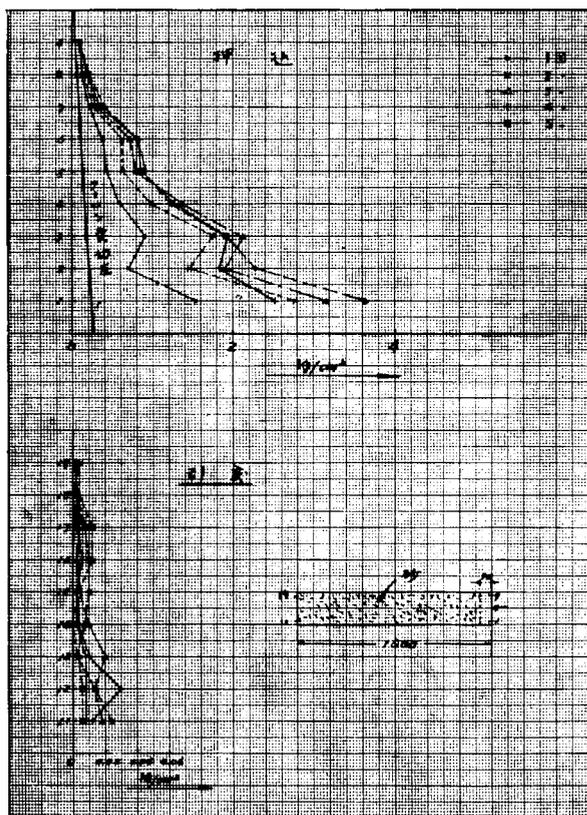


図 2.5 隔壁の押込実験時の圧力 (L=1,500 mm)

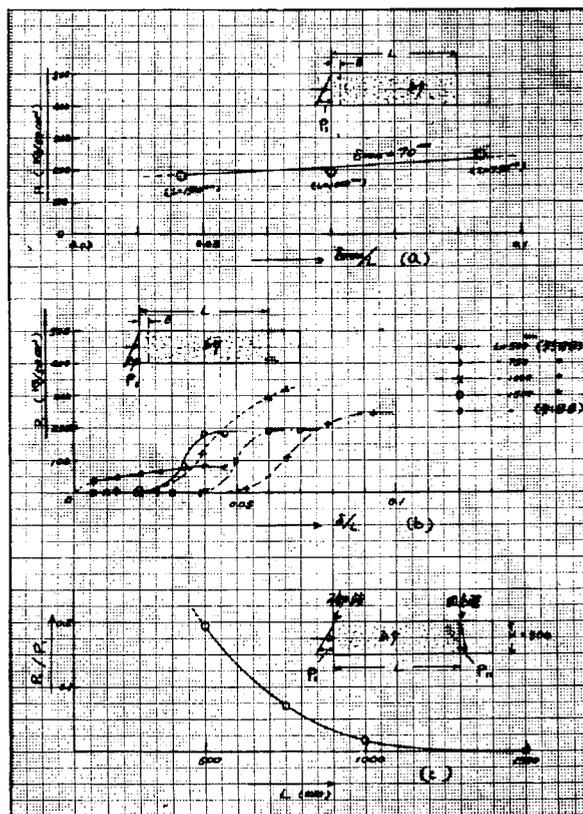


図 2.6

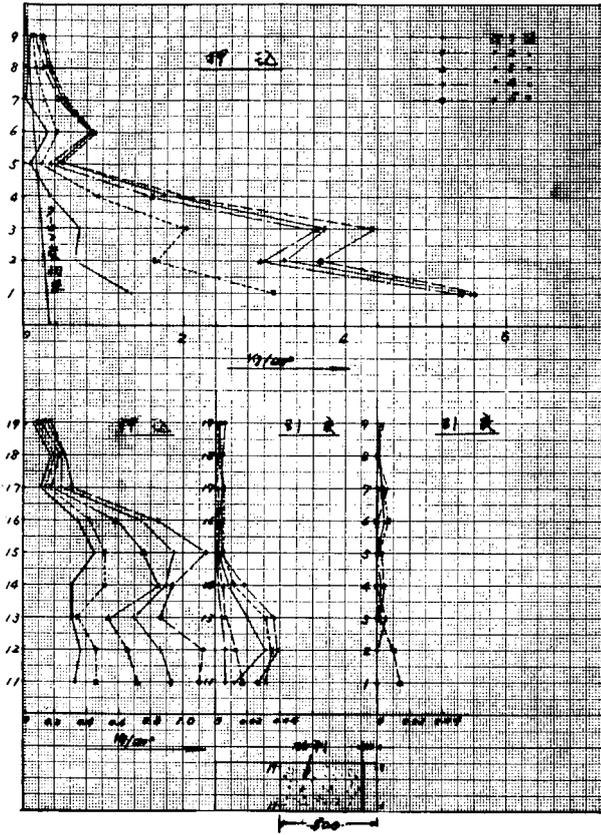


図 2.7 隔壁の押込実験時の圧力 ( $L = 500 \text{ mm}$ )

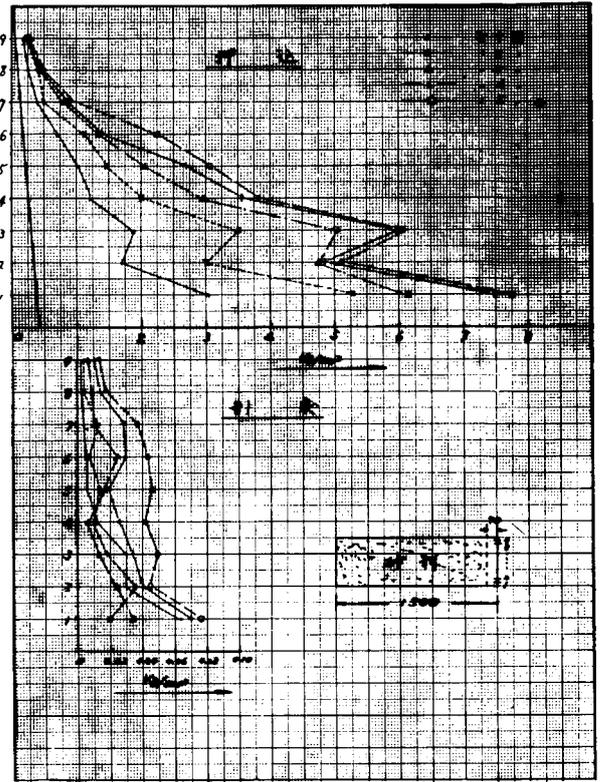


図 2.8 隔壁の押込実験時の圧力 ( $L = 1,500 \text{ mm}$ )

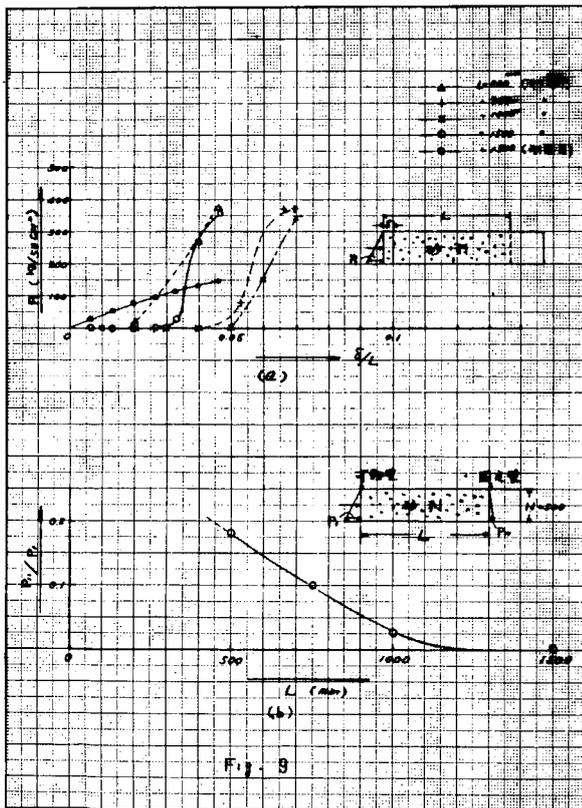


Fig. 9

図 2.9

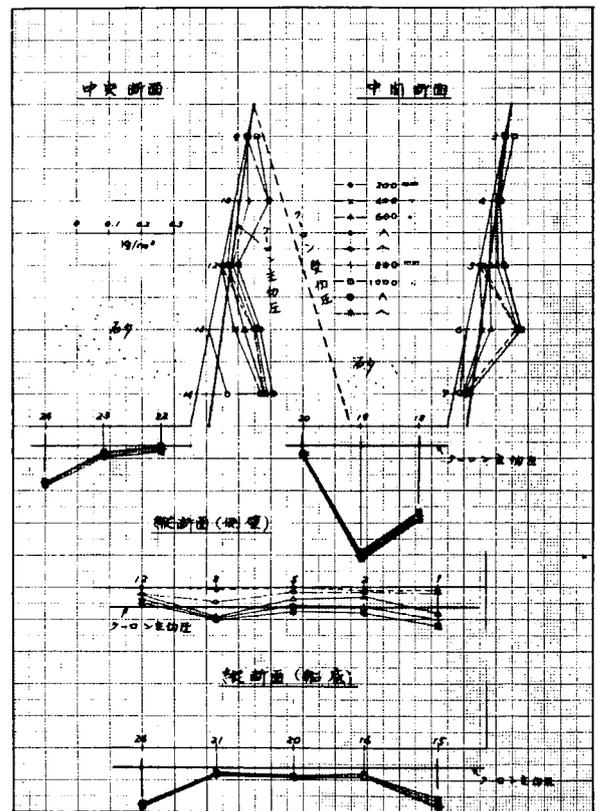


図 2.10 砂の載荷実験時の圧力分布

### 1.3.2 大型模型実験

#### (1) 砂による実験

##### (i) 載荷実験

図 2.1 0 に砂の載荷時の圧力分布を示す。本実験は底より 200 mm づつ砂を積載して行き、各段階ごとに圧力および撓み分布を計測した。なお高さ 600 mm および 1,000 mm の場合には砂の表面を水平状態から山形状態に変え、その傾斜角（傾斜面と水平面とのなす角  $\theta$ ）を安息角  $\theta = 31^\circ$  と  $\theta = 31\%2$  の 2 種に変えて、砂表面の形状の変化の影響を調べた。

同図によれば船底圧力は砂の高さが 200 mm 以上はほとんど変化していないことが判る。同図の太い実線は満載時のクーロンの主動圧を示し、点線は変動圧を示す。実験値はそれらの中間の値を示している。

小型模型の砂の満載時の圧力はほぼクーロンの主動圧に近い値を示したが、本模型ではクーロンの主動圧よりもかなり大きな圧力が生じている。

この理由については未だ明確に判明しないが、次のような効果もその一原因と思われる。すなわち小型模型は大型模型に比べて剛性は非常に大であり、砂の載荷によつてほとんど弾性変形は生じておらない。一方本模型では、後で示されるようになんかの弾性変形が生じている。

したがって、この場合はタンクを押上げた状態に砂を入れたような現象が現われ、弾性的に内部の砂を圧縮しているので、砂の静圧力よりも過大な圧力が生じたと思われる。船底圧力の砂高さによる変化が微小なことも次の理由によるものと推察される。

すなわち上述のように傾斜した側壁の弾性的な反力が砂の積込み高さと共に増大し、ある高さ以上では、それより上部の砂の重量はこの反力の増分によつて支持されるためと思われる。なお圧力分布の不均一性に関しては未だ検討中である。

砂表面を山形にした場合と水平の場合とを比較すれば側壁では圧力は山形の方が大になつてはいるが、船底部では上記のような理由でほとんど変化が認められなかつた。

図 2.1 1 および 2.1 2 は各載荷段階での横補強材の撓み分布を示したものである。

##### (ii) 押込み実験

図 2.1 3 はタンクの両側を内側へ押込んだ場合の圧力分布を示すもので、この場合も第 1 回目とそれ以後とは圧力の大きさが相異なるが、数回の繰返し後は定常状態に達する。

この時のタンク上端での中央の変位は両舷で  $\delta_{\max} = 5 \text{ mm}$  とした。

この場合の側壁上部の変位  $\delta$  と、側壁上部の圧力  $P_{10}$  との関係を図 2.1 4 (a) に示す。これによると  $P_{10}$  は  $\delta$  にほぼ比例して上昇しているが、実船の倉口開閉量を両舷で 4 mm と仮定すれば、 $\delta/B$  は本図のほとんど原点近傍となるので、実船では隔壁の変位による圧力変化はほとんどないと思われる。

#### (2) 砂利による実験

##### (i) 載荷実験

図 2.1 5 に砂利の載荷時の圧力分布を示す。この場合も砂と全く同様な傾向を示している。

図 2.1 6、2.1 7 はその時の補強材の撓み分布を図示したものである。

##### (ii) 押込み実験

図 2.1 8 および図 2.1 4 (b) は砂利を満載した場合の押込み実験結果を図示したもので、この場合も砂の場合とほとんど同じ結果を示している。

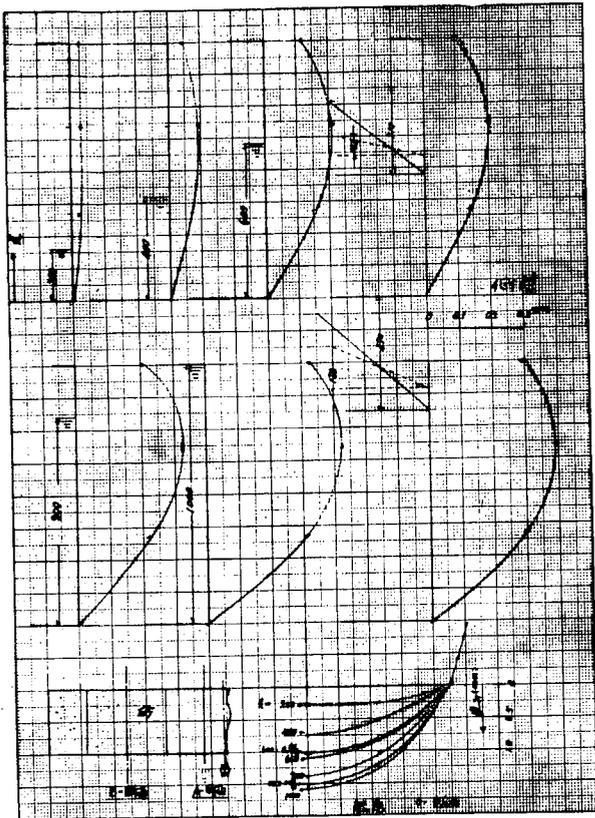


図 2.1.1 載荷時の横補強材の撓み分布 (A断面)

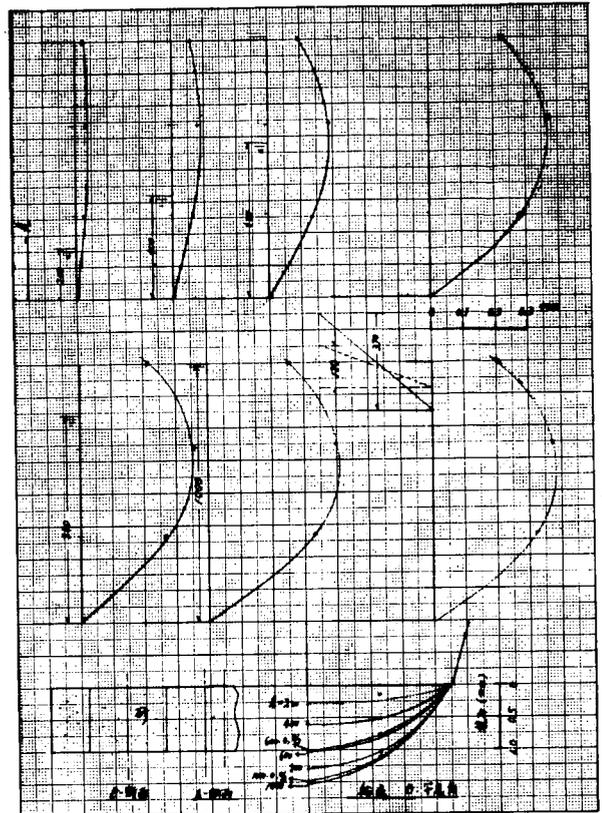


図 2.1.2 載荷時の横補強材の撓み分布 (B断面)

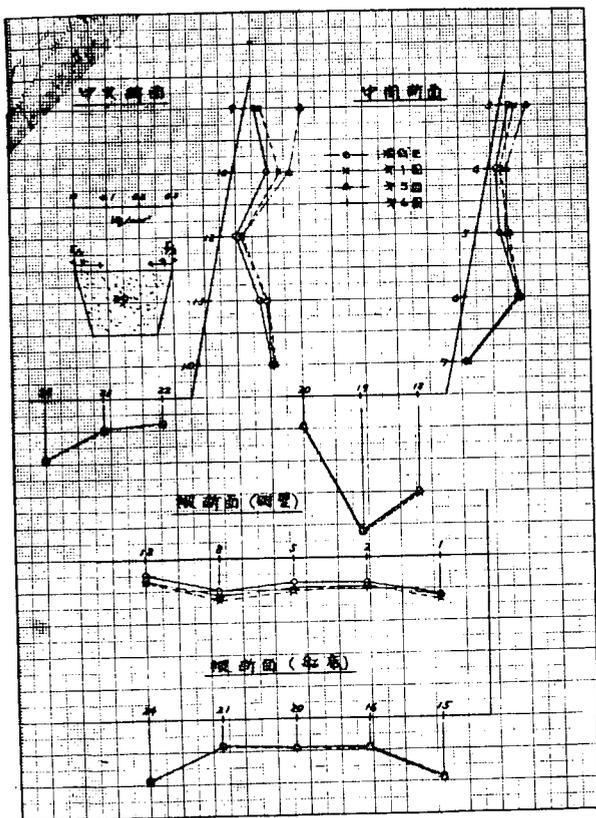


図 2.1.3 押込実験時の圧力分布 ( $\delta_{max} = 5mm$ )

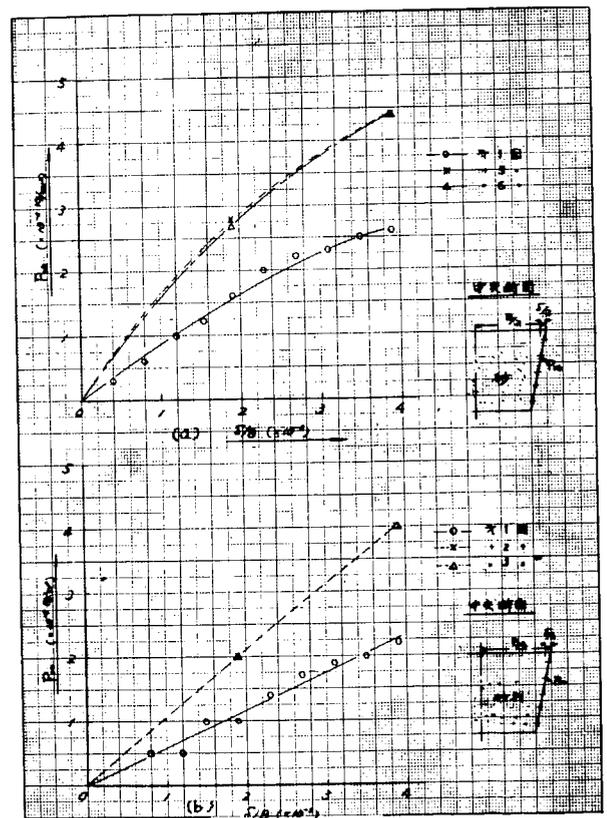


図 2.1.4 側壁変位とタンク上部圧力との関係

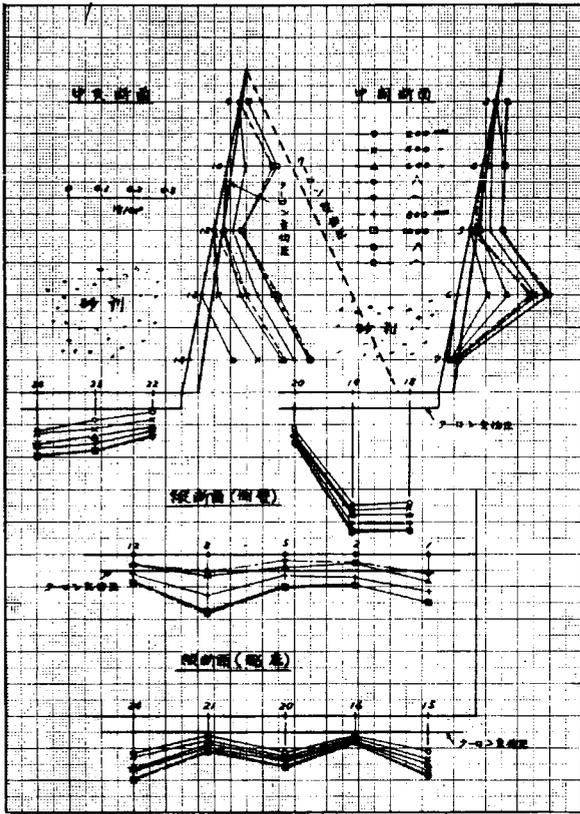


図 2.15 砂の載荷実験時の圧力分布

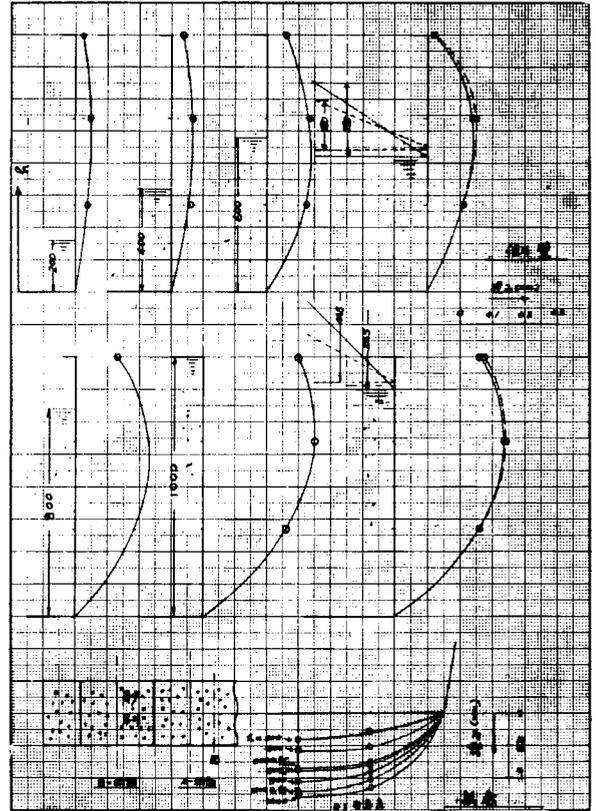
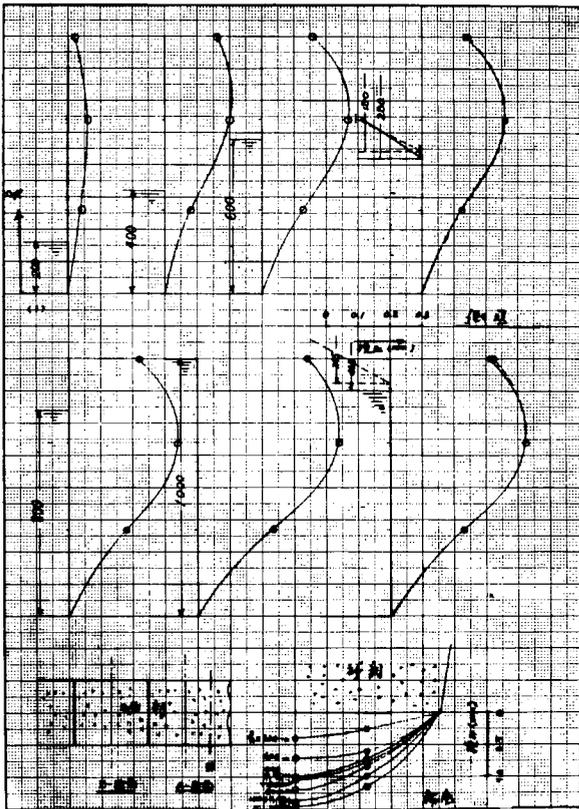
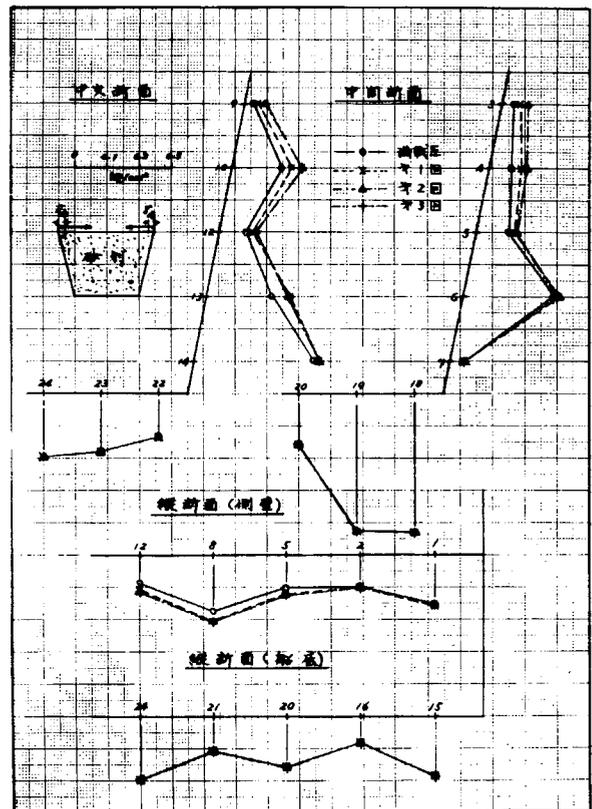


図 2.16 載荷時の横補強材の撓み分布 (A断面)



$\theta$  : 安息角

図 2.17 載荷時の横補強材の撓み分布 (B断面)



( $\delta_{max} = 5mm$ )

図 2.18 押込実験時の圧力分布 ( $\delta_{max} = 5mm$ )

## 1.4 緒 言

以上昭和41年度において行なわれた粉体の圧力の測定実験結果の概要を述べたが、この分野の研究はあまり多くなく、また本実験結果についても、その現象を定量的に説明することが困難であるため、単に実験結果とその考察のみにとどめたが、引き続き実験を実施すると共に、理論的解析を行なう予定である。

これまでに求められた結果を総合すれば、次に述べられるような諸結論が得られた。

- i) 剛体に近い箱型タンクに粉体を積載したときの側壁におよぼす圧力は、近似的にクーロンの主動圧によつて与えられる。
- ii) 隔壁を外力で押込んだときの押込側の圧力は、その押込み量にほぼ比例して上昇するが、その量が一定値を越えると圧力の上昇はなくなる。このときの最大圧力はクーロンの受動圧よりもはるかに大である。
- iii) 片側の隔壁の変位が反対側の隔壁の圧力におよぼす影響はタンク長さの増加と共に減少し、タンク長さ $L$ と深さの比 $L/H$ が3以上になるとほとんどその影響は消滅する。
- iv) 粉体を載荷した場合に弾性変形を伴なうようなタンクでは、粉体の静圧力の大きさは、クーロンの主動圧よりも大となる。
- v) iv) の場合のタンク底部の圧力は粉体の積込み高さがある値以上となるとほとんど変化しなくなる。このような場合には当然のことであるが、粉体表面の傾斜の影響は底部には現われない。
- vi) 押込み実験では初回の押込みで粉体の間隙がみつめられるので、第2回目以後と初回とではかなりの圧力差が認められるが、数回の繰返しによつて定常状態に達する。
- vii) 弾性タンクに粉体を積載したときの圧力分布はクーロンのそれとはかなり異なつた様相を示す。

## 2. 波浪荷重の研究

### 2.1 緒 言

船体の横強度からみた波浪荷重、すなわち波と船との動的作用によつて生じる変動水圧についての研究は、縦曲げモーメント等の縦強度上の波浪荷重の研究に比べておこなわれている。波浪中の船体に作用する変動圧力の研究資料は、2、3の表船計測のほか、模型船による、秋田・越智両博士<sup>1)</sup>、田崎博士<sup>2)</sup>等の報告等しかない。最近 D. Hoffman<sup>3)</sup> が第11回 I. T. T. C. に船体の数ヶ所の断面における水圧の計測についての中間報告を行なつているが、詳細は明らかでない。

ここに報告するものは、向い波中で船体中央および船体前部に働らく変動水圧を、T2 Tanker 模型の波浪中試験によつて計測した結果と一部の解析を示したものである。

### 2.2 実験方法

実験に用いた模型船は長さ4.5 mの T2 Tanker の木製模型である。表2.1にその主要目を示す。Bilge Keel は取付けていない。縦揺に対する慣動半径は船の長さ $L$ の23.6%にした。この模型船を満載吃水、Even Keel の状態で規則向い波中にて自航させた。波長 $\lambda$ は0.75 $L$ 、1.00 $L$ 、1.25 $L$ 、1.50 $L$ の4種で、波高は全実験を通じて一定の10 cmを目標値としたが、実際の波高は多少ばらついている。

計測事項は Midship と Square Station (S.S.と略す) 7½ と 8½ において船体表面に働らく変動水圧、Midship の船側における相対水位、縦揺、上下揺、前後動、波高、船速である。図2.19に水圧計の取付位置を示す。現在市販されている水圧計には種種の問題があつたので電気容量変化を利用した水圧計を試作し用いた。水圧計受圧面の直径は30 mmである。Midship の船側相対水位は音波式の波高計を船側に取付けて計測した。曳引車の速度をもつて船速とした。

### 2.3 実験結果

#### 2.3.1 縦揺、上下揺

図2.20(a)に縦揺、図2.20(b)に上下揺の実験結果とストリップ法による福田助教授の計算結果<sup>4)</sup>を示す。上下揺は重心でなく Midship にて計測した。計算値は重心におけるものである。しかし重心は Midship より前方 18 mm = 0.004 $L$ にあるから、同一点とみなしてよい。図中  $H_w$  は波高、 $h_o$  は波振巾(半波高)、 $\lambda$  は波長、 $\kappa$  は波数  $2\pi/\lambda$ 、 $\zeta_o$  は上下揺の振巾、 $\phi_o$  は縦揺の振巾、 $\alpha_\zeta$  と  $\alpha_\phi$  はそれぞれ上下揺と縦揺の波に対する位相差、 $V$  は船速、 $g$  は重力の

加速度である。上下揺、縦揺は図 2.2.4 に示すように、それぞれ、上昇、船首上昇を正の方向とし、波の頂が Midship にくる時刻を位相の基準とした。

矢印は出合周期  $T_e$  と縦揺の固有周期  $T_{po}$ 、上下揺の固有周期  $T_{ho}$  が等しい速度を示す。ただしこれら固有周期は静水中にて船速 0 で自由動揺させて測定したものである。Vossers<sup>5)</sup> は波浪中試験における制壁の影響のおよぶ船速の範囲の上限をあたえている。この上限を 3 枚羽根矢印で示した。また  $\omega_e \sqrt{g} = 1/4$  に対応する船速を 2 枚羽根矢印で示した。 $\omega_e$  は出合円周波数である。

図 2.2.0 から、ストリップ法による計算値と実験値はよい一致を示しているといえる。

### 2.3.2 水圧

図 2.2.1、2.2.2、2.2.3 に水圧変動の計測結果を示す。図 2.2.1 は Midship, 図 2.2.2 は S.S.  $7\frac{1}{2}$  (F.P. 後方 0.25 L)、図 2.2.3 は S.S.  $8\frac{1}{2}$  (F.P. 後方 0.15 L) におけるものである。図 2.1.9 に示すように 14 個の水圧計の位置における変動水圧を  $P_1, P_2, \dots, P_{14}$  とし、その振巾をサインクス 0 をつけてあらわす。 $P_1 \sim P_5$  が Midship,  $P_6 \sim P_{10}$  が S.S.  $7\frac{1}{2}$ 、 $P_{11} \sim P_{14}$  が S.S.  $8\frac{1}{2}$  におけるものである。

図 2.2.1 には相対水位の計測結果も示した。 $\hat{h}_0$  は相対水位の振巾である。ここでいう水圧、水位は平水中静止時の状態を 0 ベースとして、波浪中の現象の変動量を対象としている。

S.S.  $7\frac{1}{2}$  と  $8\frac{1}{2}$  の最上位置の水圧計  $P_{10}$ 、 $P_{14}$  は、1 サイクル中空中に出たり水中に没したりしており、その変動量は常時水中にある点の水圧変動量と直接比較するには多少の問題があるので省いた。これについてはあらためて検討したい。また  $P_{12}$  は水圧計の作動状態が悪かつたので省いた。

これらの結果からみると、Midship の水圧と船体前部の水圧はその傾向に大きな差異がある。この差異は主に位置・断面形状の相違によるものである。S.S.  $7\frac{1}{2}$  は図 2.1.9 からわかるように、その形状は Midship とそんなに異ならない。S.S.  $8\frac{1}{2}$  は形状も Midship とかなり異なる。全体として、船体前部の水圧の方が Midship より大きい。また、船底水圧  $P_1, P_2$  と  $P_6, P_7$  についていえば、 $P_1$  と  $P_2$  はほとんど等しいのに対し、前部の  $P_6$  と  $P_7$  は低速では差がないが高速になるにしたがい差が大きくなる。 $(P_7 > P_6)$  同一断面の各点の水圧の関係は、Midship では低速で  $P_1, \dots, P_5$  の間に差があり、高速になるにしたがいその差が小さくなる。これに対して、船体前部では  $P_6 \sim P_{10}$ 、 $P_{11} \sim P_{13}$  の間の差が高速になる程大きくなる。

### 2.4 船底中央部船底水圧の近似計算

ストリップ法<sup>4)</sup>によつて、船体中央にて船体の微小長さ  $dx$  に作用する上下方向の力を計算し、この力を船の巾で割つた値 (これを平均船底水圧と呼ぶことにする) と船底水圧の実験値と比較してみる。

座標系および諸量の符号を図 2.2.4 のようにとる。波の表面の隆起  $h$  は

$$h = h_0 \cos(\kappa x + \omega_e t) \quad (1)$$

ここで  $h_0$  は波の振巾、 $\kappa = 2\pi/\lambda$ 、 $\omega_e$  は出合円周波数、 $t$  は時間である。以後諸量の振巾はその記号にサインクス 0 をつけ、無次元量は記号の上にバーをつけて表わす。上下揺と縦揺  $\phi$  は、

$$\zeta = \zeta_0 \cos(\omega_e t + \alpha_\zeta) \quad (2)$$

$$\phi = \phi_0 \cos(\omega_e t + \alpha_\phi) \quad (3)$$

とする。 $x$  に位置において船の微小長さ  $dx$  に働らく上下方向の力  $\frac{dF}{dx}$  は

$$\frac{dF}{dx} = \frac{dF_1}{dx} + \frac{dF_2}{dx} + \frac{dF_3}{dx} \quad (4)$$

$$\frac{dF_1}{dx} = -2\rho g y (Z - h_e) \quad (5)$$

$$\frac{dF_2}{dx} = -N (\dot{Z} - \dot{h}_e) \quad (6)$$

$$\frac{dF_2}{dx} = - \frac{d}{dt} \{ u (Z - h_0) \} \quad (7)$$

ここで  $Z$  は船の断面の空間座標系  $O-XYZ$  についての変位、 $\rho$  は水の密度、 $y$  は水線面の半巾、 $u$  は断面附加質量、 $N$  は断面減衰係数である。そして、

$$Z = \zeta + x \phi \quad (8)$$

$$\dot{Z} = \dot{\zeta} + x \dot{\phi} - V \phi \quad (9)$$

$$\ddot{Z} = \ddot{\zeta} + x \ddot{\phi} - 2V \dot{\phi} \quad (10)$$

$$\frac{du}{dt} = -V \frac{du}{dx} \quad (11)$$

また、 $h_0$  は  $x$  の位置における波の有効隆起で、断面の平均吃水  $Z = -\zeta_m$  の水深における副波の隆起をとると、

$$h_0 = h_0 e^{-\kappa \zeta_m} \cos(\omega_e t + \kappa x) \quad (12)$$

考えている断面は Midship であり、重心と Midship の距離はわずか ( $0.004 L$ ) であるから、 $x = 0$ 、 $\frac{du}{dx} = 0$ 、 $2y = B$  である。これと(8)~(11)から、(5)~(7)は

$$\frac{dF_1}{dx} = -\rho g B \zeta + \rho g B h_0 \quad (13)$$

$$\frac{dF_2}{dx} = -N \zeta + NV \phi + N \dot{h}_0 \quad (14)$$

$$\frac{dF_3}{dx} = -u \ddot{\zeta} + 2uV \dot{\phi} + u \ddot{h}_0 \quad (15)$$

となる。平均船底水圧  $P_m$  は

$$P_m = \frac{1}{B} \left( \frac{dF_1}{dx} + \frac{dF_2}{dx} + \frac{dF_3}{dx} \right) = P_{m0} \cos(\omega_e t + \alpha_{pm}) \quad (16)$$

相対水位  $\hat{h}$  は

$$\hat{h} = h - \zeta = \hat{h}_0 \cos(\omega_e t + \alpha_{\hat{h}}) \quad (17)$$

である。(13)~(15)式で計算した  $P_{m0}$  の無次元値  $\bar{P}_{m0} = P_{m0} / \rho g h_0$  とその位相差  $\alpha_{pm}$  を図 2.2.1 に実線で示し、 $\hat{h}_0$  の無次元値  $\bar{\hat{h}}_0 = \hat{h}_0 / h_0$  と、その位相差  $\alpha_{\hat{h}}$  を破線で示し、船底水圧  $P_1$ 、 $P_2$  および  $P_1$  の位相差  $\alpha_{p1}$  の実験値と比較した。以上の計算に必要な  $\zeta$  と  $\phi$  は図 2.2.0 に示した福田助教授の計算値<sup>4)</sup>を、 $u$  と  $N$  の値は田才教授の値<sup>6)</sup>を用いた。

図 2.2.5 において、船底水圧は振巾、位相差共に近似計算値とよい一致を示している。水位については、振巾は両者の間にかなりの差がある。船体による到来波のくずれや、船体自身の運動によつて起る波があることをみれば、これは当然であろう。水位の位相差の実験値のうちカッコでかこんだものはオンロ記録波形が規則的でなくみだれたもので、正確な位相の測定が困難なものである。

## 2.5 結 言

横強度の見地から規則向い波中にて Midship および船体前部の船体表面に働く動的な水圧を模型船による波浪中試験によつて計測した。そして Midship 船底水圧についてはストリップ法によつて求めた近似計算値と実験値がよい一致を示すことを知った。この近似計算は肋骨線形状が長方形に近い場合の他はできないし、また、長方形の場合でも船底水圧分布が一様でない場合には無理がある。しかし、分布が多少一様でなくとも、強度計算にはそれほど影響がないと考えれば、この近似計算も実用上有用であろう。

Midship 船側の水圧分布および船体前部の水圧分布の理論計算とそれにもとづく波浪横荷重の長期分布の推定が今後の問題である。

## 参 考 文 献

- 1) 秋田、越智 : 模型船による波浪中航走時の船体強度に関する研究、造船協会論文集、第 95 号、昭 29

- 2) 田崎、武井 : 波浪中模型試験における船底水圧変動の測定について、運研第22回研究発表会、昭36
- 3) Hoffman, D. : Hydrodynamic Pressure Distribution on a Ship Hull in Waves, Contribution to the 11th I.T.T.C., 1966
- 4) 福田 : 規則波中の船の縦曲げモーメント、造船協会論文集、第110号、昭36
- 5) Vossers, G., Swaan, W.A. : Some Seakeeping Tests with a Victory Model, I.S.P. Vol.7, No.69, 1960
- 6) 田才 : 船の Heaving 並びに Pitching に対する付加質量および減衰力(続)、西部造船会々報、第21号、1961

表2.1 Principal Particulars of Model

Ship Type	T2 Tanker
Length Between Perpendiculars, L	4,500 m
Breadth Moulded, B	0.608 m
Depth Moulded, D	0.351 m
Draft, d	0.268 m
Brock Coefficient, $C_B$	0.74
Displacement, $\Delta$	543 Kg
Radius of Gyration, K	0.236 L
Longitudinal Center of Buoyancy % of L from F.P.	0.004 % = 18 mm

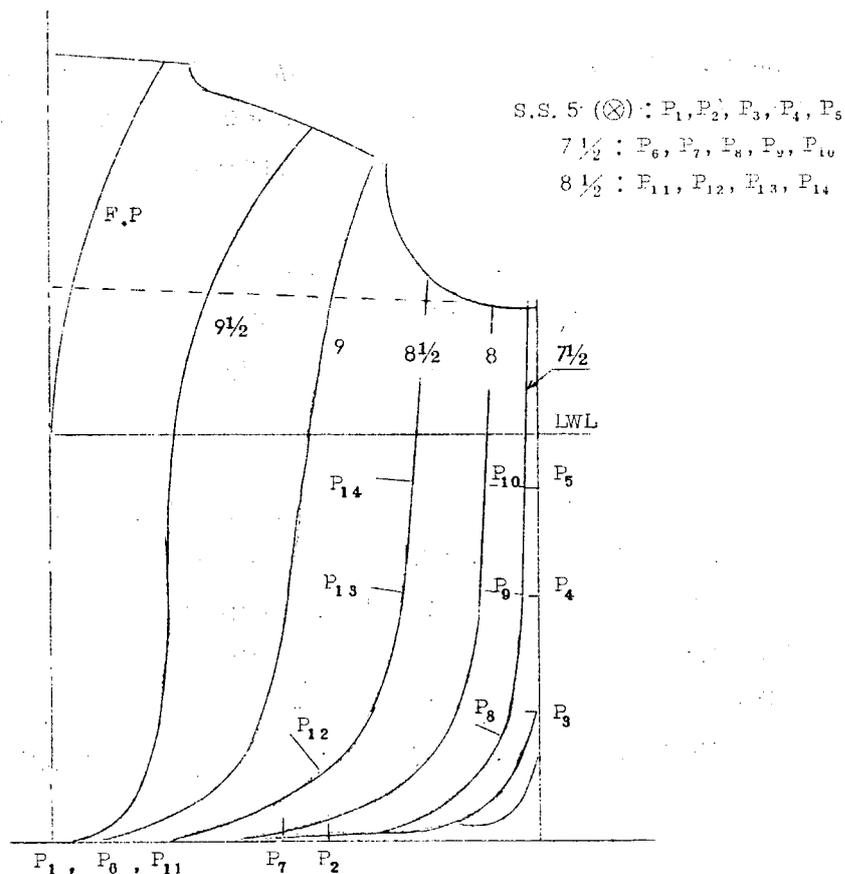
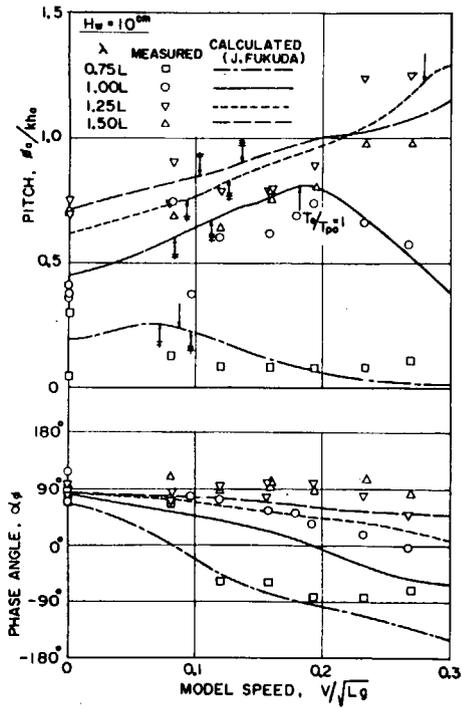
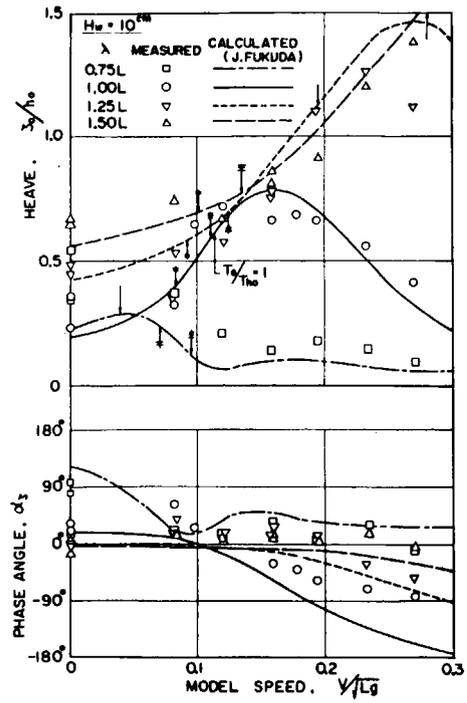


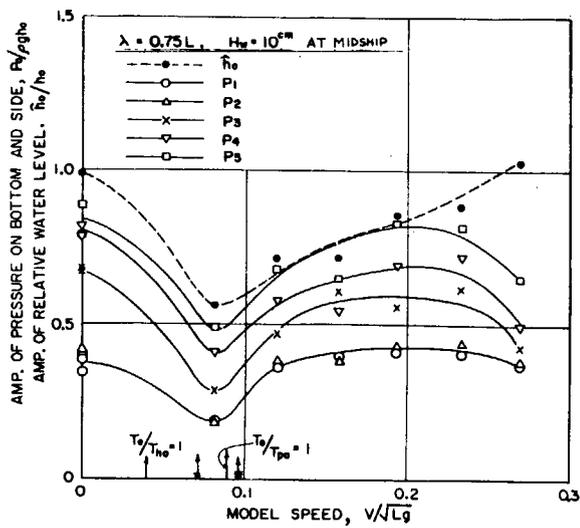
図2.19 Locations of Pressure Gages



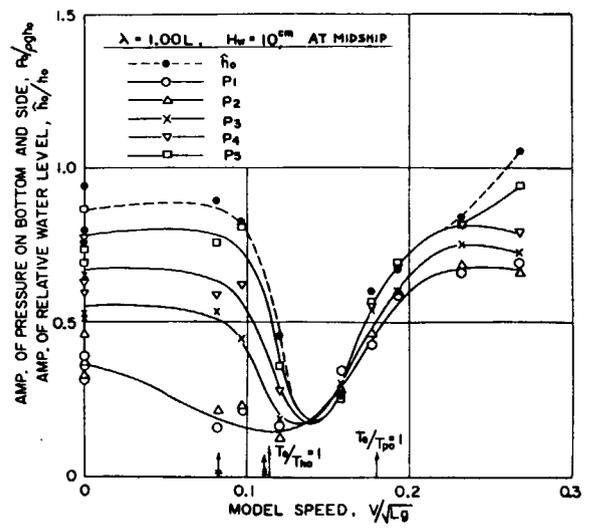
2.2 0(a) Pitching Motions



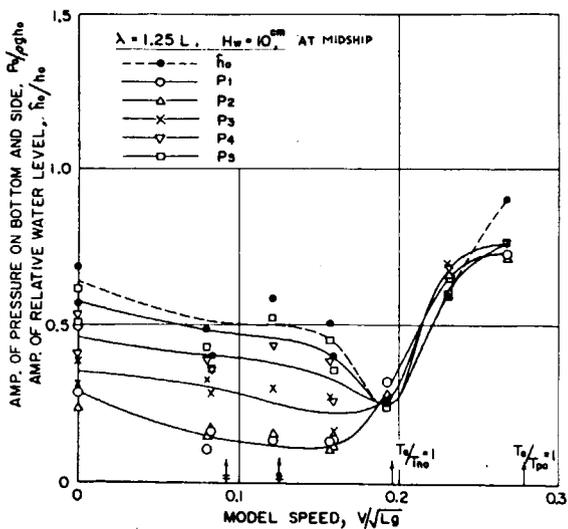
2.2 0(b) Heaving Motions



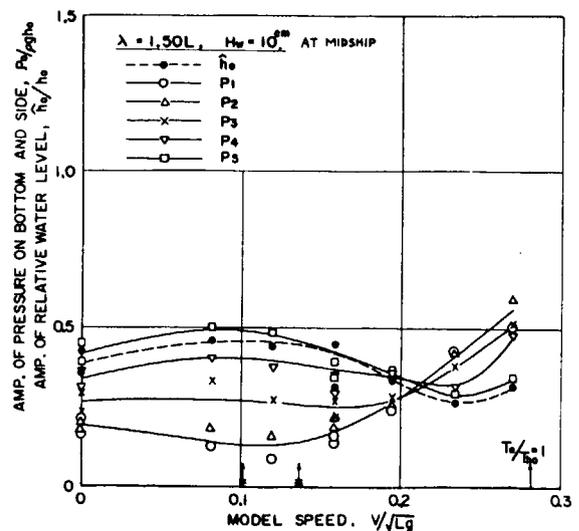
2.2 1(a)



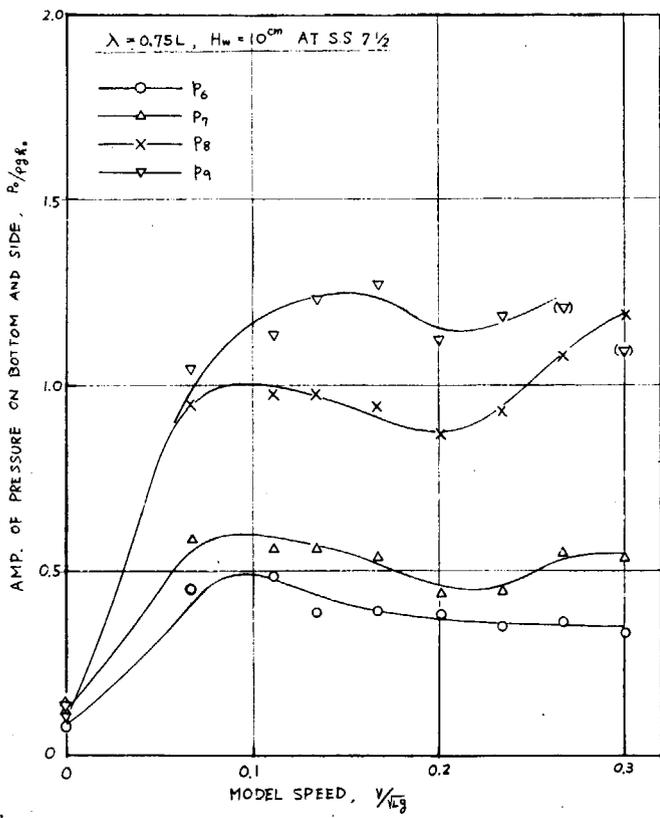
2.2 1(b)



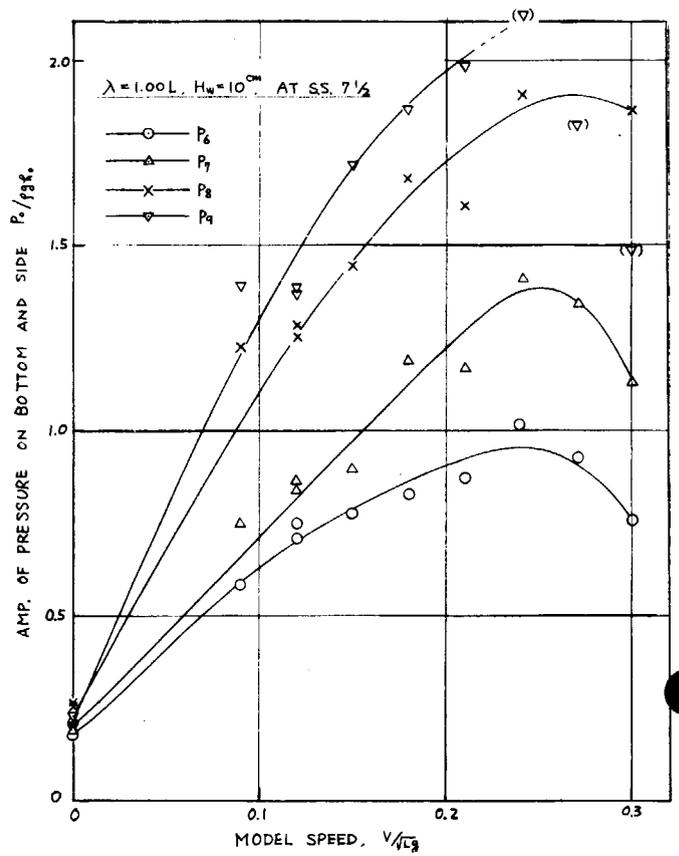
2.2 1(c)



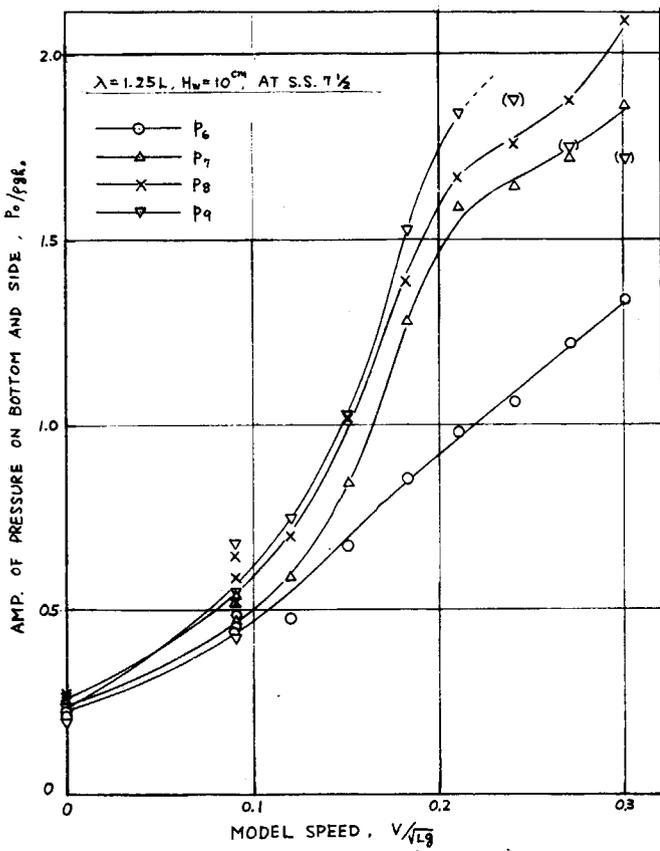
2.2 1(d)



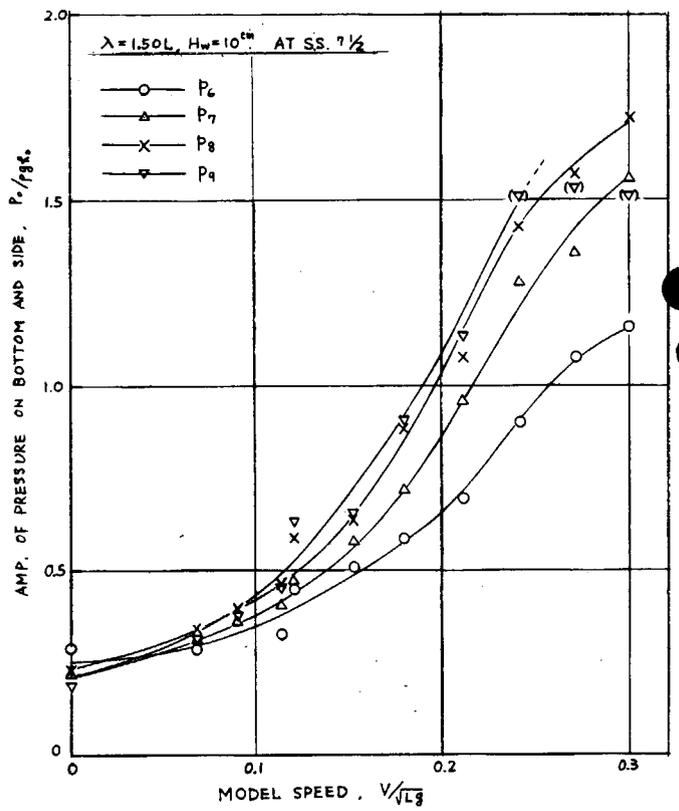
2.2 2 (a)



2.2 2 (b)



2.2 2 (c)



2.2 2 (d)

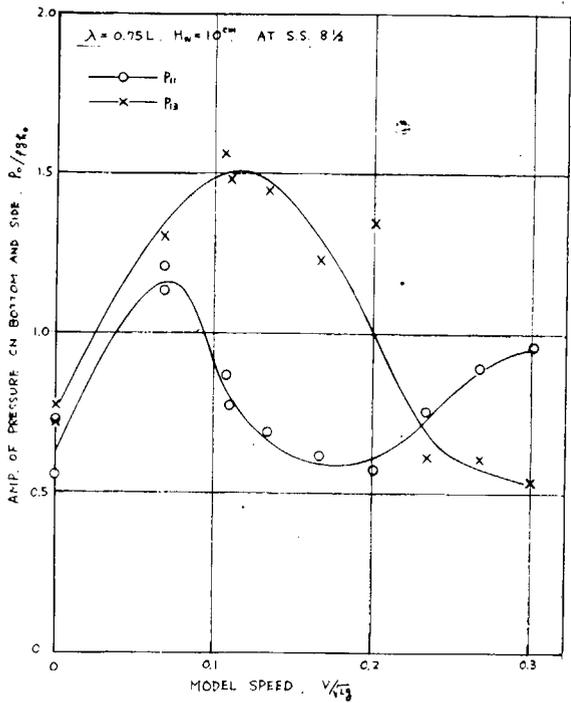


图 2.2 3(a)

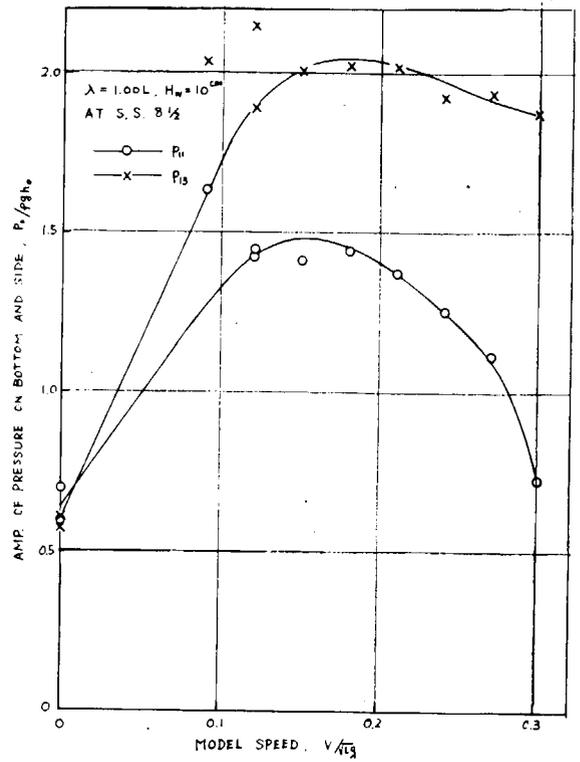


图 2.2 3(b)

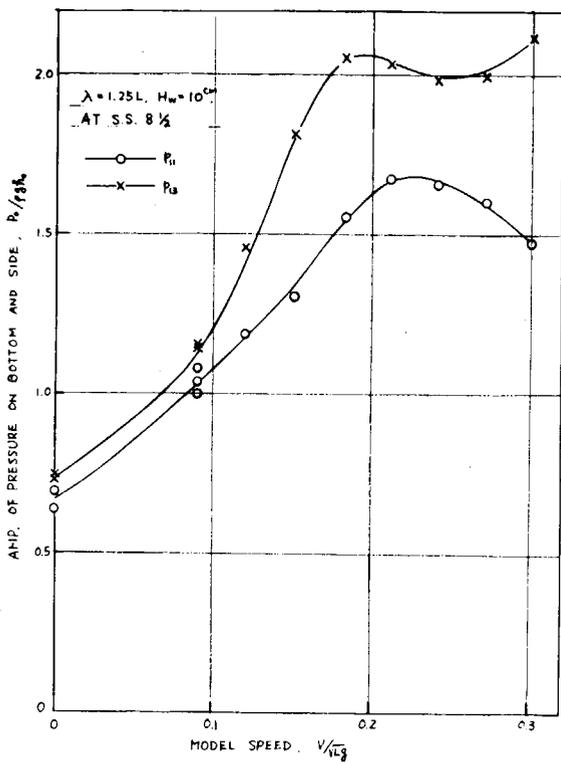


图 2.2 3(c)

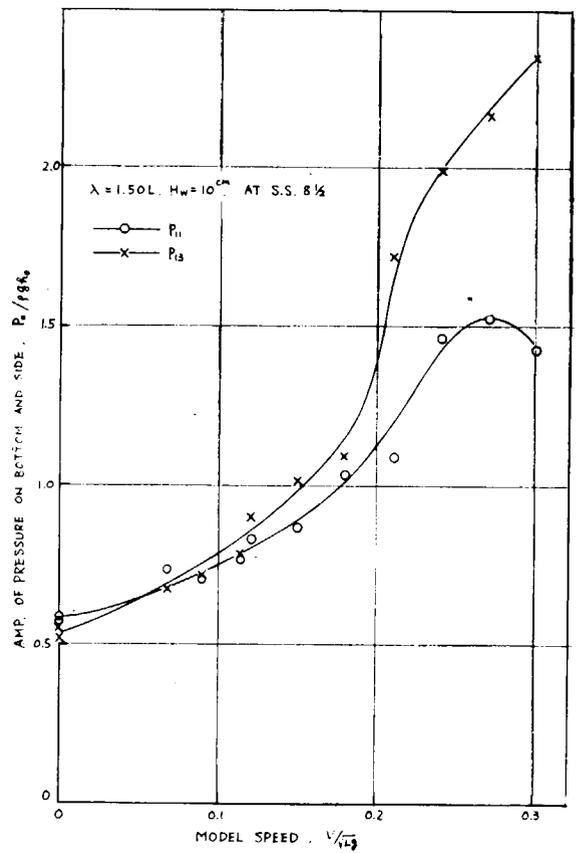


图 2.2 3(d)

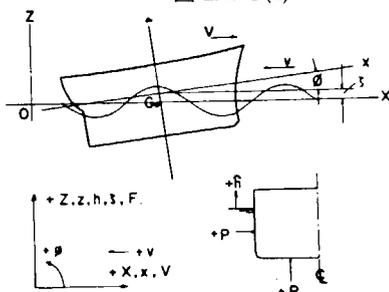
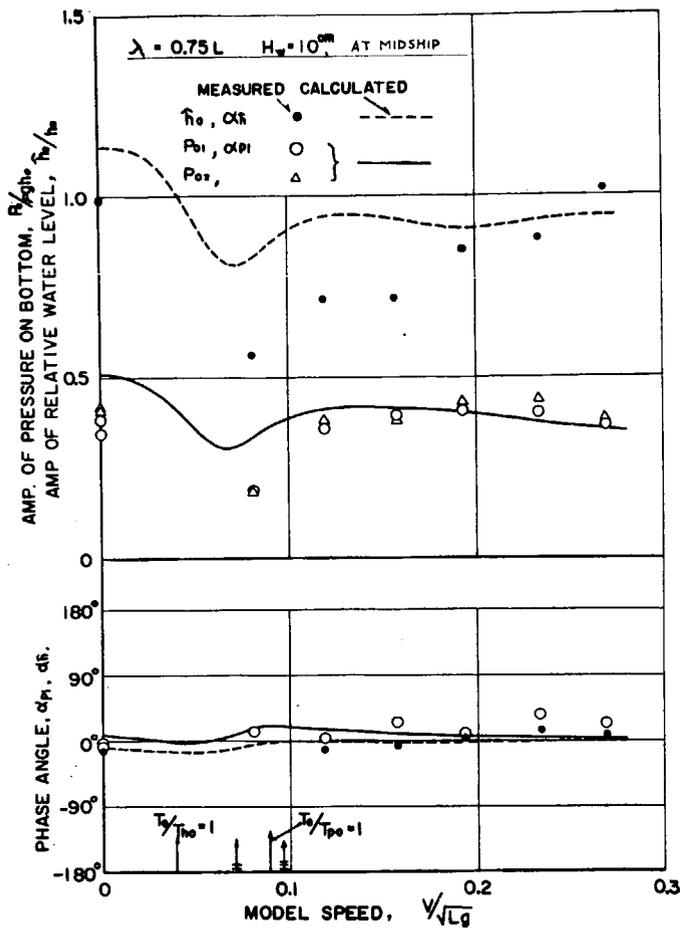
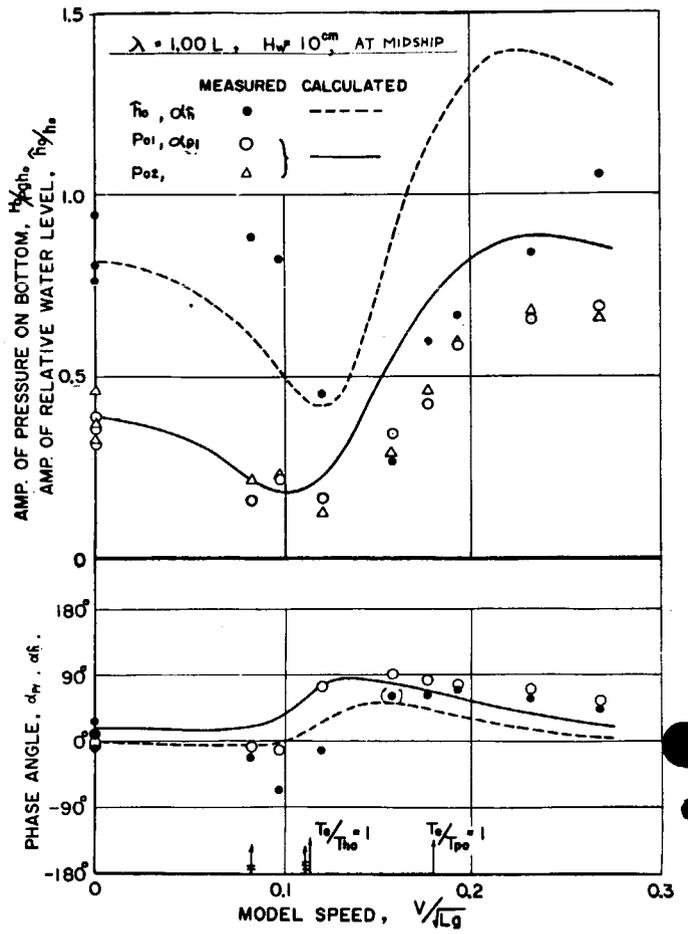


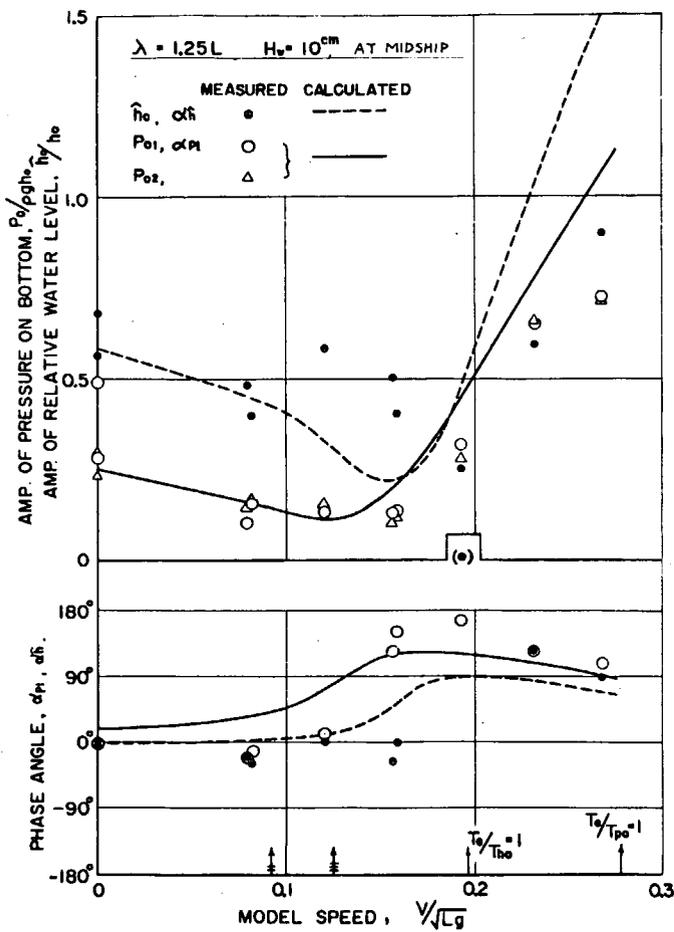
图 2.2 4 Co-ordinate System



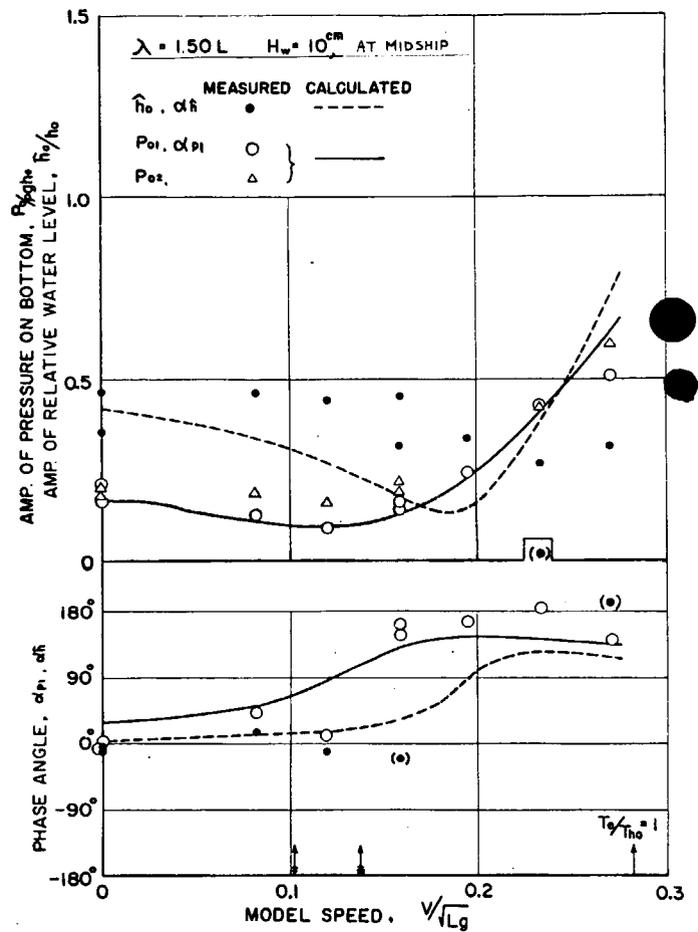
2.2 5 (a)



2.2 5 (b)



2.2 5 (c)



2.2 5 (d)

## 第 3 章 非対称荷重に対する強度の調査

### 1. 結 言

巨大船においては、従来問題とならなかつた横断面内における横強度が問題となる。このため本年度は横強度の調査研究において開発したFRANのプログラムを使用し、船体をヒールさせた場合の横強度部材の曲げモーメントおよび剪断力を求めた。

なお作業は、トランスリングの強度に関する調査研究と並行して実施した。

### 2. 非対称荷重をうける場合の強度解析方法

船体を輪切りにした（両舷の）平面構造として考え、等断面の部材によつて構成するラーメン構造物と仮定した。

部材の長さは山口のスパンポイントの算式によつて求められたものを採用し、スパンポイントより外側の Bracket 相当部は、十分に剛性の高いものとした。

こうして修正された構造物について船体を Heel させ、FRANにより計算を行なつた。なお、FRANを使用するに当つて、造船用にインプットプログラムおよびアウトプットプログラムを作成し計算を容易にした。

プログラムに関する概略の Flow は、“FRAN-Sのシステムフローチャート”に示した。

### 3. 計算の条件

#### 3.1 構造の簡易化について

Trans Ring のスパンポイントを山口の式より求め、その間を等断面の桁と仮定し、両端はその100倍の剛性を有する桁として考えた。この桁（部材）をそれぞれ節点で結合した。さらにこの節点を部材の中性軸上にとつた場合と、外板上および Longitudinal Bulkhead 上にとつた場合との強度計算の比較をしたとき、あまり差がなかつたことおよび立体計算を行なう場合の構造部材配置の都合から節点は外板上および Longitudinal Bulkhead 上にとることとした。

#### 3.2 部材剛性

部材の剪断剛性を求めるとき面積は Web の面積を使用し、断面2次モーメントに関しては Panel の有効巾を Trans Space に等しくとり、スパンポイント間を除く Bracket 相当部の剛性はスパンポイント間部材の100倍の剛性を採用した。

#### 3.3 支持条件（図 3.1 参照）

上下方向には Side Shell, Longitudinal Bulkhead, Center Girder にて支持し、左右方向には Deck Bottom の Center Girder の位置にて支持した。

#### 3.4 荷重条件

Center Tank を Full Load とし Wing Tank を Empty とし吃水は満載状態を採用した。  
傾斜角度は  $10^\circ$  とした。

### 4. 対称船および計算結果

対象船は第1編表 1.3 のO船とした。

計算結果は図 3.2 に示す。

### 5. 結 言

今年度は非対称荷重についての計算のみにとどめ、来年度に比較解析を行なうこととした。

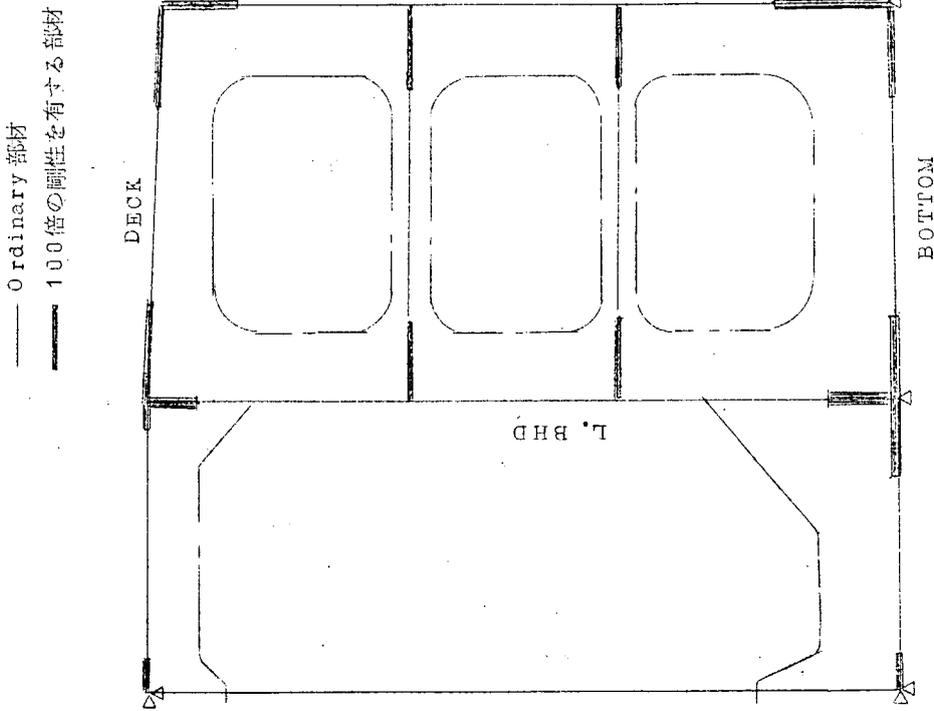
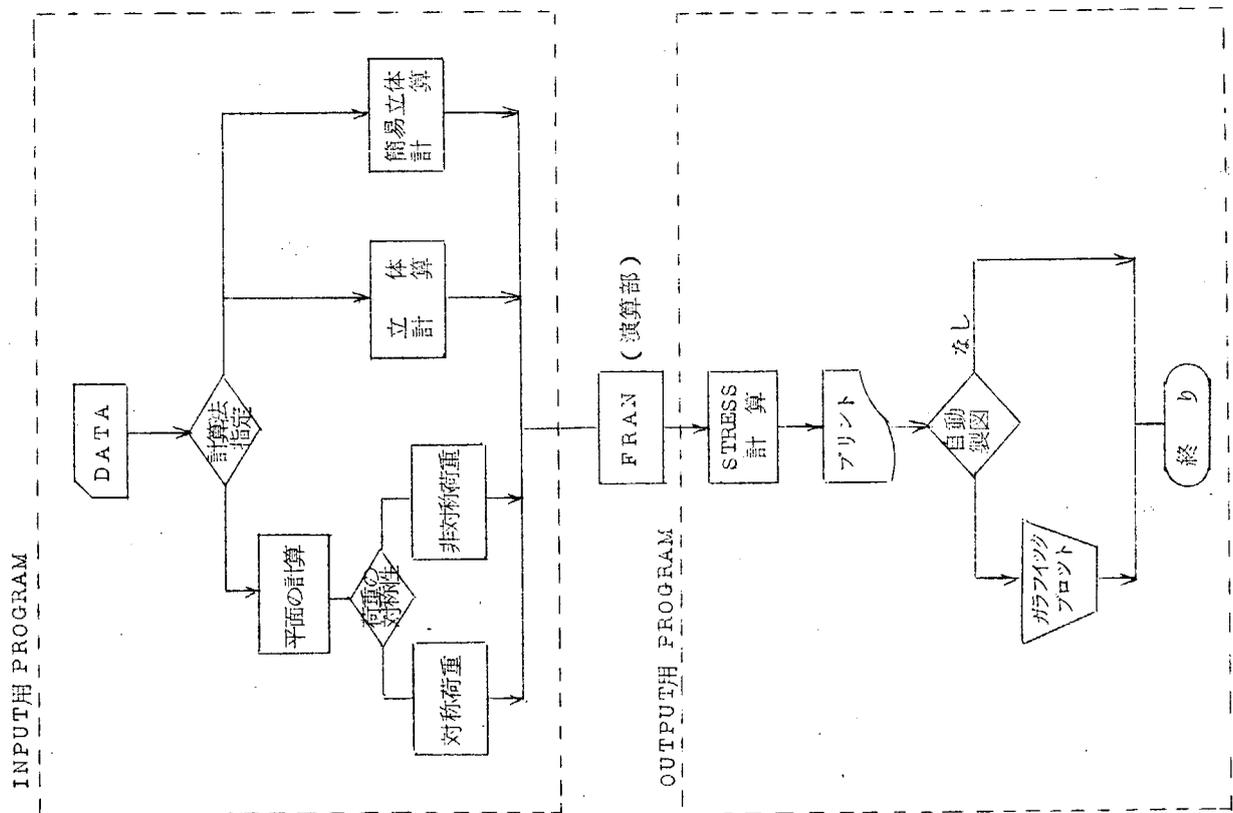


図 3.1 部材配置および支持条件

——— BMD 1000 T·M/cm  
 - - - SFD 400 T/cm

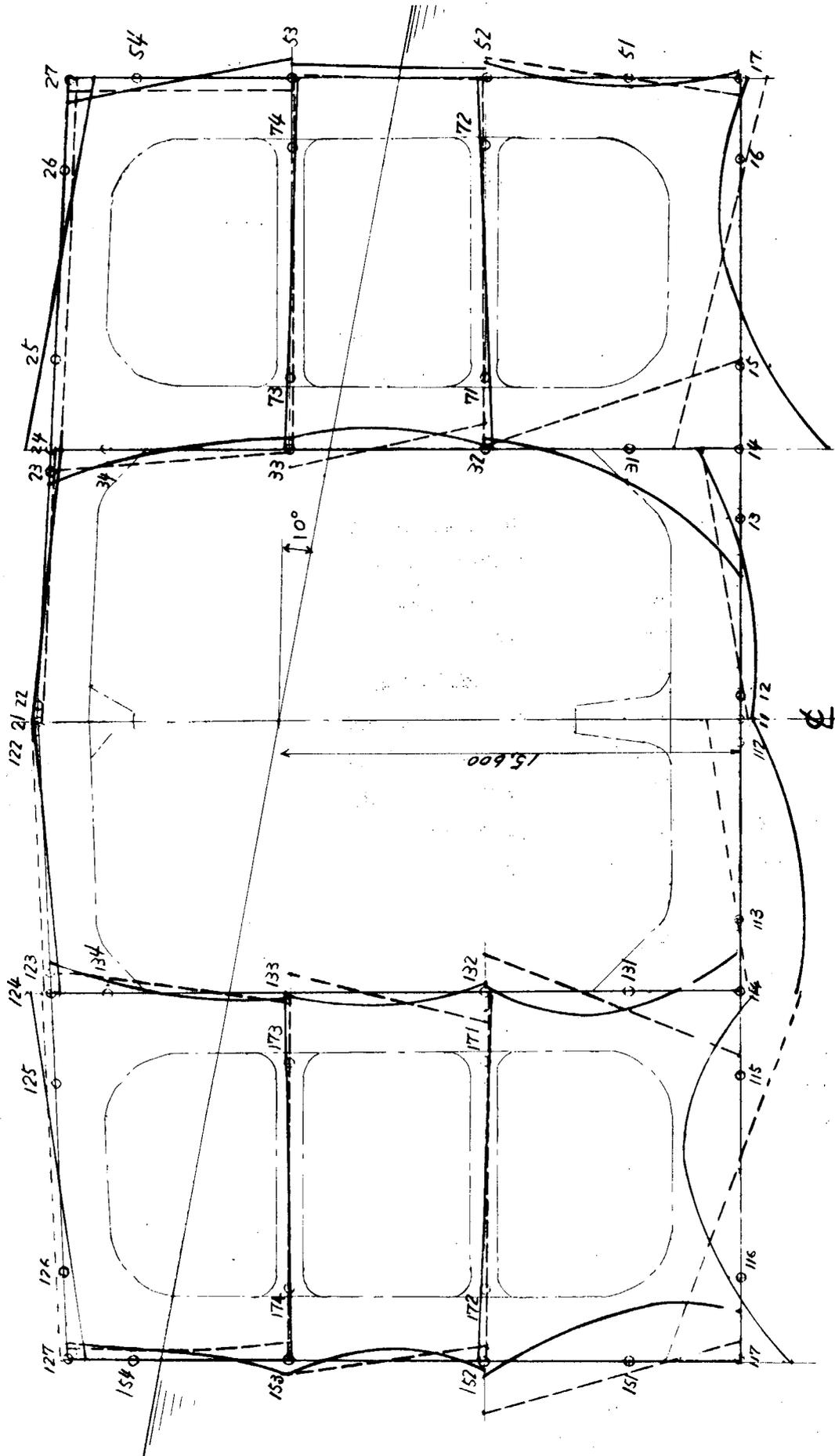


図 3.2 ○ 船の曲げモーメント曲線図および剪断力曲線図

## 提出資料一覧表

ここに掲げた資料は、第83研究部会第8回委員会(41.4.4)から第15回委員会(42.3.10)までに提出されたものである。

SR83-	8-46	SR83委員名簿(41.4.1付)	(造 研)
"	8-47	昭和41年度日本船舶振興会申請書(写)	( " )
"	8-48	Load 小委、Transverse Wave Load の計測	(船研、郷田)
"	8-49	鉄鉱石積荷に基づく圧力の計測	(三菱、萩原)
"	9-50	船体横強度に関する実験研究申請書案	(造 研)
"	9-51	Transverse Wave Load の計測第2報	(船研、郷田)
"	9-52	船体横強度に関する実験研究関係費用(案)	(造 研)
"	9-53	運輸省12号答申書内容	( " )
"	10-54	SR83トランス・リング隅部静的試験方案(案)	(石播、藤井)
"	10-55	SR83研究番号2 横強度実船計測概要	(三菱、岡部)
"	10-56	ウイングタンクの剪断変形計測方案(概要)	(川重、宮崎)
"	10-57	Deep girder における局部座屈の研究実験方案	(東大、藤田)
"	10-58	塑性スパンポイントに関する実験案	(NK、新田)
"	10-59	水槽試験による波浪荷重試験方案	(船研、郷田)
"	10-60	防撓板の最小重量設計実験計画(調査)	(東大、本間)
"	11-61	塑性スパンポイントに関する実験案(第2案)	(NK、新田)
"	11-62	SR83部会リング彎曲部疲労試験方案	(NK、山口)
"	11-63	Wing Tank 剪断変形の実船計測資料	(日立、原)
"	11-64	鉱石による艙内荷重試験実施方案	(阪大、八木)
"	12-65	船体中央における波浪横荷重について	(船研、郷田)
"	12-66	Wing Tank の剪断変形計測結果と計算値との比較	(日立、原)
"	12-67	弾性歪分布グラフ(塑性スパンポイントに関する実験)	(NK、新田)
"	12-68	昭和42年度巨大船の船体横強度に関する研究実験費用(案)	(造 研)
"	12-69	巨大船の船体横強度に関する研究	(造 研)
"	12-70	鉱石圧力の研究(予備実験結果)	(阪大、八木)
"	12-71	I型断面梁の最適寸法比について	(川重、安川)
"	13-72	富秀丸による実験計測	(三菱、萩原)
"	13-73	SR83コーナー部疲労試験中間報告	(NK、山口)
"	13-74	有孔板の剪断座屈実験	(東大、藤田)
"	13-75	ウイングタンクの剪断変形について	(九大、山越)
"	13-76	塑性スパンポイントの実験結果	(NK、新田)
"	14-77	「横強度の実船計測」中間報告	(三菱、岡部)
"	14-78	Wing Tank の横強度	(川重、中村)
"	14-79	有孔板の剪断座屈実験	(東大、藤田)
"	14-80	横圧をうける防撓板の最小重量(中間報告)	(船研、長沢)
"	14-81	富秀丸による実船計測(補)	(三菱、萩原)

SR83-14-82	波浪中の船体に働く横荷重について	(船研, 郷田)
" -14-83	鉍石圧力の研究 (経過状況)	(阪大, 八木)
" -14-84	TRANS WORKING GROUP 中間報告	(三井, 綾)
" -14-85	昭和42年度巨大船の船体横強度に関する研究実験費	(造 研)
" -14-86	トランス・リングコーナー部強度試験体	(石播, 藤井)
" -14-87	舷側タンクの剪断変形におよぼす制水隔壁の影響	(海技大, 真能)
" -15-88	研究協会第83部会トランスバースリングワーキンググループ報告書	(NK, 山口)
" -15-89	SR83トランスバースリングワーキンググループ報告書 (つづき)	(三井, 綾)
" -15-90	TRANSRING CORNER 部応力計算書	(鋼管, 杉浦)
" -15-91	非対称荷重について	(三井, 綾)
" -15-92	横強度実船計測報告書	(三菱, 岡部)
" -15-92'	SWASW B <sup>HD</sup>	( " , " )
" -15-93	「横強度の実船計測」に関する計算結果	( " , " )
" -15-94	Wing Tank の剪断変形の実船計測	(日立, 原)
" -15-95	トランスリングコーナーの静的強度実験報告	(石播, 藤井)
" -15-96	リング彎曲部T字型交叉部モデルによる静的並びに変動荷重による系統的 試験	(NK, 山口)
" -15-97	デイベーガーダにおける局部座屈の研究	(東大, 藤田)
" -15-98	塑性スパンポイントの研究	(NK, 新田)
" -15-99	鉍石圧力の研究	(阪大, 八木)
" -15-100	波浪外力の研究	(船研, 郷田)
" -15-101	防撓板の最小重量設計	(船研, 長沢)
" -15-102	縦方向にスチフナーで補強された曲げをうけるI型鋼および板付きT型 鋼の最適寸法比	(川重, 安川)
" -15-103	昭和42年度巨大船の船体横強度に関する研究実験費	(造 研)