

社 団 法 人

日本造船研究協会報告

第 40 号

昭 和 39 年 8 月

コンテナー船の構造・強度に関する研究.....第 48 研究部会

Experiments on the Strength of Container Ships
.....The 48th Research Committee

The Report
of the
Shipbuilding Research Association
of Japan

Tokyo, JAPAN

No. 40

August, 1964

第 48 研究部会 委員名簿

主查	吉 譲 雅 夫			
幹事	山 本 善 之	鶴 田 彰 介	中 西 三 郎	士 屋 九 一
委員	小 島 穀 男	伊 藤 博 美	秋 田 好 雄	西 牧 興
	湯 口 俊 一	国 安 常 雄	大 井 浩	池 正 文
	河 田 要	松 浦 和 雄	甲 斐 敬 二	久 保 正 大
	塚 本 周 吉	八 田 公 雄	中 村 素	吉 本 誠 佑
	浜 野 和 夫	三 宮 一 泰	土 松 英 雄	野 口 陽 一
	野 村 義 三	長 山 明	田 井 虎 一	落 合 一 郎
	堀 浩 一	三 沢 正 義	杉 野 茂	大 亀 実
	西 岡 正 美	浅 野 順 一	内 田 勇	土 井 進 一
	宮 崎 敬 一			

Membership of the 48th Research Committee

Chairman	Masao YOSHIKI		
Secretaries	Yoshiyuki YAMAMOTO Shosuke TSURUTA	Saburo NAKANISHI	Kyuichi TSUCHIYA
Members	Nobuo KOJIMA	Hiromi ITO	Yoshio AKITA
	Shunichi YUGUCHI	Tsuneo KUNIYASU	Hiroshi ŌI
	Kaname KAWADA	Kazuo MATSUURA	Keiji KAI
	Shukichi TSUKAMOTO	Kimio HATTA	Hajime NAKAMURA
	Kazuo HAMANO	Kazuyasu SANMOMIYA	Hideo DOMATSU
	Yoshizo NOMURA	Akira NAGAYAMA	Toraichi TAI
	Koichi HORI	Masayoshi MISAWA	Shigeru SUGINO
	Masami NISHIOKA	Junichi ASANO	Isamu UCHIDA
	Keiichi MIYAZAKI		Minoru DAIKI
			Shinichi DOR

Experiments on the Strength of Container Ships

Summary

1. Preface

In order to speed up loading and unloading cargo containers, exceedingly large hatch openings are required for container ships. Breadth of the deck, therefore, becomes very narrow and it is considered that the transverse strength and the torsional rigidity decrease extraordinary.

If hatch openings and side frames deform largely, hatch covers and containers on board may be damaged; so the special considerations should be paid on the ship side structures.

The 48th Research Committee of the Shipbuilding Research Association of Japan took up this problem and carried out experiments on models which have various types of ship side construction.

The test results are presented in this report.

2. Transverse Strength

2.1 Outline of the Test

Four kinds of model, as shown in Fig. 2.1~2.4, were used in the test.

The breadth, the depth and the length of cargo hold part are 1.2 m, 0.75 m and 1.8 m respectively, and both fore and aft parts are reinforced by rigid frames.

At the center of hatch opening there was attatched a cross-tie beforehand, and after the tests on the model with a cross-tie it was cut off so that we might perform the same experiments without a cross-tie.

Elastic and collapsing tests were performed on each model and testing conditions are shown in Table 2.1.

The testing machine of the Laboratory of Ishikawajima-Harima Heavy Industries was made use of and models were imposed for concentrated load through loading beams.

In each test, deformation of hatch, deflection of bottom longitudinal strain at hatch corners and of transverse members and etc. were measured.

2.2 Test Results

The summaries of test results are indicated in Table 2.3 and 2.4, and deformations of side shells, hatch openings and bottoms are shown in Fig. 2.12~2.15.

Comparing Model I-B₂ (wide hatch opening and single hull at sides) with I-B₁ (a model of ordinary cargo ship having a small hatch opening and single hull at sides), we find that the deformation of hatch opening of Model I-B₂ is considerably large when a cross-tie is not attached.

But those of Model I-A (wide hatch opening and double hull at sides) and Model I-C

(wide hatch opening and single hull with sponsons at sides) settled in several times that of Model I-B₁, though their hatch openings are much larger than the latter.

If a cross-tie is attached at center of the hatch opening, deformation of hatch opening and side frames becomes very little; so it is seemed very effective to fit a cross-tie.

Bottom deformation of models differs little each other, but some difference due to the cross-tie is observed in the same model.

Contractions of breadth measured at the midpoint of hatch opening in the course of collapsing test are indicated in Fig. 2·16. Collapse was accompanied with lateral buckling of longitudinal girders, local buckling of flanges, shear buckling of webs of transverse girders and breaking of welded parts.

Model I-A gave the highest collapsing load.

Strain distributions of transverse members at midsection are shown in Fig. 2·17. High stress concentration was not observed at the junction with inner bottom plate and side structure.

The largest strain was seen at hatch corners and this is shown in Fig. 2·18. If a cross-tie is fitted, strain at hatch corners decreases to 1/2 in Model I-A, 1/3 in Model I-B₂ and 1/4 in Model I-C.

3. Torsional and Bending Strength

3.1 Models

Seven original types of model which had hatch openings of 640 mm in length were used in the tests.

The length of hatch opening was extended to 920 mm at first and then to 1200 mm by gas cutting and tests were carried out on each model with the respective length of hatch openings. We fitted, more-over, a cross-tie at the center of hatch opening in case of the model of the longest hatch opening.

3.2 Test Results

When a ship goes in oblique waves, she is twisted in such a way that closed deck parts of bow and stern fixed, and the torsion-bending theory of a beam is applicable in this case. The twisting angle of all hatch ship is to be expressed in the following formula on the basis of the torsion-bending theory for uniform open cross section beams.

$$\varphi = \frac{Mt}{C} \left\{ x + \frac{\sqrt{T/C}}{\cosh \frac{L_0}{\sqrt{T/C}}} \left(\sinh \frac{L_0 - x}{\sqrt{T/C}} - \sinh \frac{L_0}{\sqrt{T/C}} \right) \right\}$$

In reality, the twisting angle per unit length is 0 degree not at the ends of hatch openings but at inner parts of the closed cross section of bow and stern. L_0 , therefore, should be equal to $L_0' + \Delta L_0$, where L_0' is length of the actual hatch openings, and ΔL_0 is given by

$$\frac{\Delta L_0}{h} = k \cdot \frac{\Gamma}{\Gamma_0} \quad k = 1.4$$

where

Γ : warping rigidity at open cross section.

- Γ_0 : warping rigidity at closed cross sections of bow and stern where the deck plate is assumed to be a flange of side shells.
 C : twisting rigidity at open cross section.
 h : depth of ship.
 M_t : twisting moment.

The twisting angle of a ship having deck plate is to be calculated assuming that antitwisting torque due to the shear force raised in the deck plate acts uniformly along the boundary of deck plate and side shells.

The twisting angle of a model having wide hatch opening compatible to a container ship is 3~9 times larger than that of the conventional type model.

In case of an actual ship having the same longitudinal strength, the above value is about 4.

Transverse bulkheads and cross-ties fitted to the hatch openings have little influence on the torsional rigidity.

It is necessary to increase the bending rigidity of hatch side deck plate in the plane of deck as well as the torsional and warping rigidity in order to decrease twisting angle of the ship. In case of the ship having deck plate, the stress concentration occurs at hatch corners, and the longitudinal stress rises along the hatch side deck by twisting moment.

The deformation of hatch opening by twisting moment is somewhat large if the bending rigidity of the hatch side deck plate in the plane of deck is small.

When pure bending moment is applied to the model having wide hatch openings, the deflection and the stress distribution conforms to the beam theory quite well.

4. Conclusion

(1) It cannot be avoided that deformation of hatch openings increases according as the size of them becomes large. But its magnitude can be setted in the range of several times that of ordinary cargo ships, if double hull ship side structures or sponsons are adopted for ship side.

(2) Both cross-ties and transverse bulkheads are exceedingly effective to keep the deformation due to the transverse load small, but they are no use for the twisting moment. The calculated hatch opening deformation by twisting moment is about 13 mm in case of a container ship of 150 m in length. It, therefore, seems that the decrease of the torsional rigidity is not so important.

(3) High stress is not observed except at hatch corners. But if a cross-tie is fitted, stress of hatch corners decreases, and this is intensified when a cross-tie is attached together with sponsons.

(4) Transverse rigidity of a container ship that has single hull side construction is calculated by the formulas given in "Container Ship" (edited by the Research Committee in SR 48) and torsional rigidity and strength are also calculated using the formulas indicated in this report and "Container Ship".

コンテナ一船の構造・強度に関する研究

目 次

第1章 緒 言	(1)
第2章 橫 強 度	(3)
2.1 模 型	(3)
2.2 予 備 試 験	(5)
2.3 試 験 方 法	(5)
2.4 試 験 結 果 と 考 察	(7)
2.5 結 論	(20)
第3章 摳り強度および縦強度	(21)
3.1 試 験 模 型	(21)
3.2 試 験 装 置 お よび方 法	(21)
3.3 試 験 結 果	(21)
3.4 実船への応用	(52)
3.5 結 論	(56)
3.6 附録 摳り理論	(56)
第4章 総合的考察	(70)

コンテナー船の構造・強度に関する研究

第1章 緒 言

コンテナーによる貨物輸送は最近の輸送近代化の趨勢に伴なつて発達してきた新しい輸送形態であつて、陸上においては、すでに広く採用されて、その効果をあげている。

海上においても、コンテナーを輸送するコンテナー船が、各国において関心の的となり、その建造、就航についての諸問題点の解明が造船、海運その他関係方面において熱心に検討されている。特に米国においては順調な実用の段階に入っている。

このようなコンテナーによる貨物輸送は、

- a) 港湾における碇泊日数、荷役時間の短縮
- b) 機械化による荷役費の節減
- c) 盗難、破損等の事故防止
- d) 包装費の減少

等種々の利点を有しているが、特に荷役能率をあげることが最も重要な点である。したがつて、コンテナー船の倉口をできるだけ大きくして、コンテナーの出し入れを容易にする必要があり、このため、コンテナー船は従来の普通貨物船ではみられなかつたような大きな開口を有する構造となり、新しい強度上の問題が生じた。

縦強度に対しては、一般の船のとるべき I/y と同じだけ I/y をもたせれば、特に問題ないと考えられるが、横強度に対しては船側肋骨の上端の支持が弱くなるため、倉口や倉内の変形が増し応力も高くなる。変形が大きくなると倉口蓋や内部のコンテナー等にも損傷を生じることになるので問題である。

また捩りに対しては、甲板のほとんどない場合、捩り剛性が小さく、捩り強度も落ちる。従来の普通貨物船ではほとんど問題にならなかつたが、コンテナー船の場合、捩り剛性の減少が大きいと、問題として考える必要がある。

日本造船研究協会では、昭和35年度に「コンテナー船の構造・強度に関する研究」を研究題目として、第48研究部会を設置した。そして、船側の構造形式を変えた船体の模型による実験を行ない、各種船側構造について上記問題点の検討を行なつた。

コンテナー船の模型としては、普通貨物船と同じように、船底は、Double Hull、船側は Single Hull のままで倉口を大きくした Single Hull 船側構造模型、さらに、この舷側に Sponson をつけた Sponson つき Single Hull 船側構造模型、船側を船底と同じ Double Hull にした Double Hull 船側構造模型、をとりあげ、捩り強度に対しては船側、船底とも Single Hull にした模型についても実験を行なつた。さらに各模型について倉口に Cross-tie のある場合と無い場合の比較検討も行なつた。

本報告書では、この実験結果について報告する。

一方、本研究部会の発足と同時に、部会内に「コンテナー船調査小委員会」を設け、コンテナー船の経済性、構造・強度、艤装、復原性、運用等あらゆる面からの調査研究を行なった。

この成果は、すでに船舶技術協会より「コンテナー船」の表題で出版されているので、本報告書と合わせてご覧いただきたい。

第2章 横強度

2.1 模型

2.1.1 種類および形状

模型は、船の幅 1200 mm、船の深さ 750 mm で隔壁の間隔 1800 mm の箱型の貨物倉の前後に、それぞれ 750 mm の長さの補強部分を接続した全長 3300 mm のもので、

船側構造を Double Hull にして倉口を貨物倉いっぱい近くあけたもの（模型名称 I-A）1 個

船側構造を Single Hull にして倉口幅を船幅の約 1/2 としたもの（模型名称 I-B₁）1 個

船側構造を Single Hull にして倉口を貨物倉いっぱい近くあけたもの（模型名称 I-B₂）1 個

模型 I-B₂ の船側にさらに Sponson をつけたもの（模型名称 I-C）1 個

の合計 4 個である。

補強部分には、縦横に仕切り板が入っていて十分固められており、船底縦通桁、船側縦通桁等は隔壁で、これらの仕切り板に接続していて、荷重をうけたとき、これらの部材の隔壁での境界条件が固定の条件に近くなるように作られている。

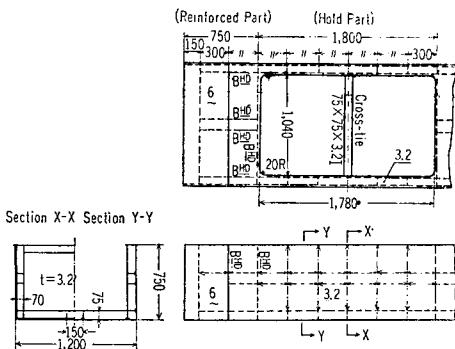


Fig. 2.1 Model I-A
(Double Hull at Ship's Sides)

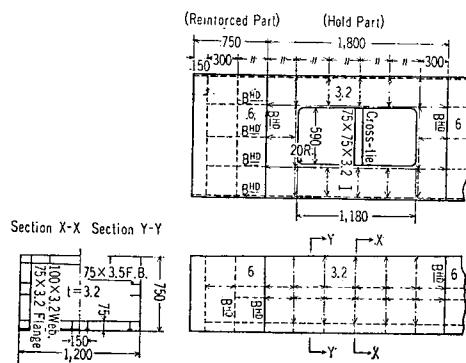


Fig. 2.2 Model I-B₁
(Single Hull at Ship's Sides)

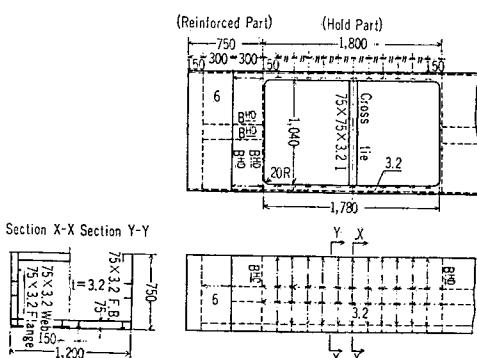


Fig. 2.3 Model I-B₂
(Shingle Hull at Ship's Sides)

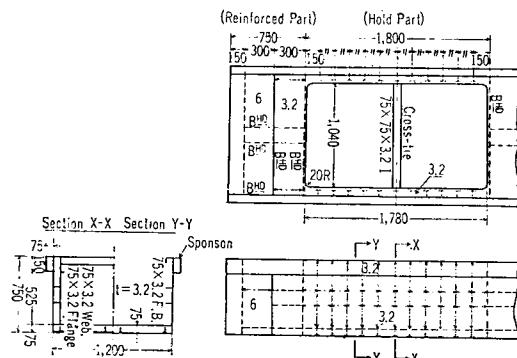


Fig. 2.4 Model I-C
(Single Hull with Sponsons at Ship's Sides)

また倉口中央には、あらかじめ Cross-tie がとりつけられており、Cross-tie のある場合の実験が終了したのち、これを切り離して、Cross-tie の無い場合の実験を行なうようになっている。これらの模型の構造および寸法を Fig. 2・1～Fig. 2・4 に示す。

2・1・2 使用 鋼 板

貨物倉の部分はすべて板厚 3.2 mm の SS 41 材で作られている。模型製作用の鋼板の一部より切り出した 8 本の引張試験片による材料試験結果によると、鋼材の機械的性質のはらつきは少なく、平均して降伏点 $\sigma_Y = 26.6 \text{ kg/mm}^2$ 、引張強さ $\sigma_B = 37.2 \text{ kg/mm}^2$ 、伸び $\phi = 27.6\%$ であった。

2・1・3 模型の組立要領

模型はすべて溶接により組立てた。使用した鋼板が薄いので、溶接による変形をできるだけ小さくするために、

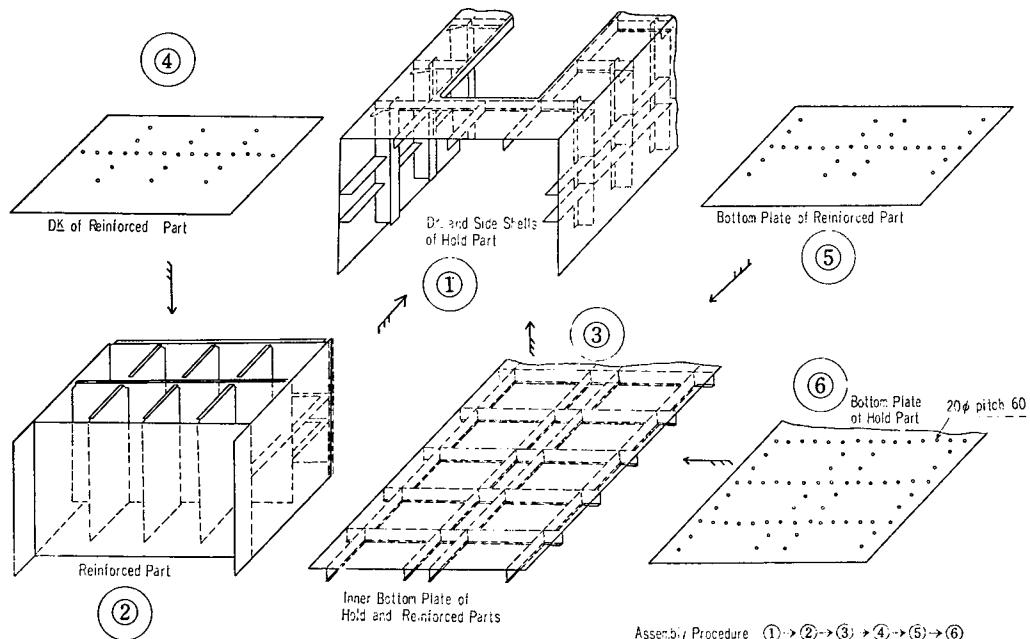


Fig. 2・5 Assembly Procedure of Models (In Case of Model I-B1)

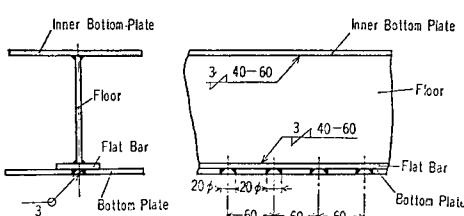


Fig. 2・6 Details of Bottom Structure

溶接は脚長 3 mm、溶接長 40 mm、ピッチ 60 mm の千鳥断続溶接とした。ただし、縦通桁、肋骨等の端部の取付けは完全に行なった。また、二重底および Double Hull の船側構造では、外板を内側からの溶接でとりつけることができないので、Fig. 2・5

に示すように、あらかじめ 20φ の孔をあけた外板を外側からその孔の部分で隅肉スロット溶接することによって取付けた。この部分の詳細を Fig. 2・6 に示す。

2.2 予備試験

このような溶接ピッチは、文献^{*-1}より剛性が一体梁としての剛性の 95% 程度になるように選んだのであるが、実際に剛性の低下がどの程度になるかを調査するため予備試験を行なった。試験片は Fig. 2.7 のように連続溶接で組立てた梁 1 個と隅肉スロット溶接と千鳥断続溶接で組立てた梁 1 個で、これは貨物倉模型の 2 重底の一つの肋板間隔を切り出したものの約 2 倍の寸法で作られている。この梁を両端支持で中央に集中荷重を加え、撓み量を調べて両者の剛性を比較し、さらに応力分布を調べて、フランジの有効性を調べた。その結果は Fig. 2.8, Fig. 2.9, Fig. 2.10 に示すとくであり、以下の点を確認した。

- (1) フランジはほぼ全幅有効である。
- (2) 隅肉スロット溶接と千鳥断続溶接で組立てた梁は溶接により組立てた梁（一体梁）の約 92 % の剛性を有している。（両端支持で中央集中荷重の場合）
- (3) このように剪断剛性に対して曲げ剛性の大きいものでは、曲げのみで撓みを計算すると実験の約 75% で、さらに剪断変形を考慮する必要がある。

2.3 試験方法

2.3.1 試験装置と試験の種類

荷重は石川島播磨重工業 K.K. 技術研究所の構造物曲げ振り試験機を用い、ローディングビームを介して 4 点集中荷重

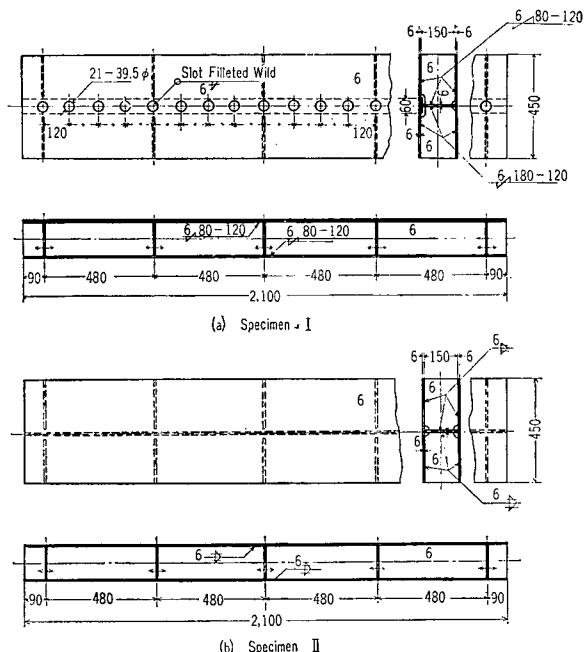


Fig. 2.7 Specimens of Preparative Test

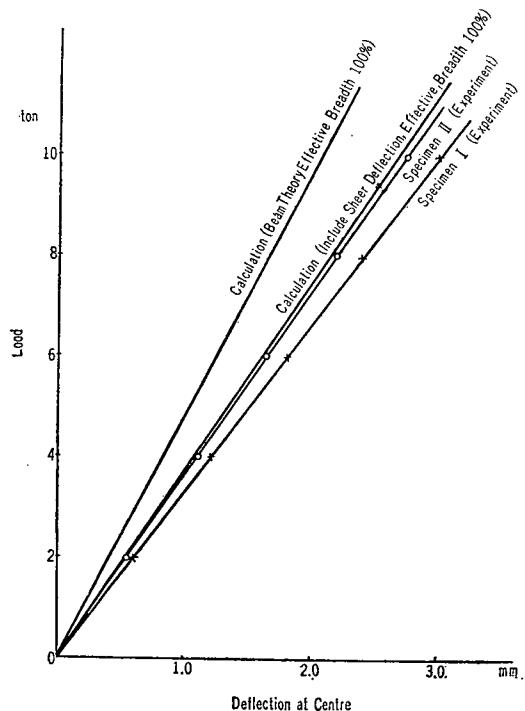


Fig. 2.8 Deflection at Centre (Preparative Test)

^{*-1} 木原 博他「溶接組立梁の曲げ剛性について」造協論文集 97 号

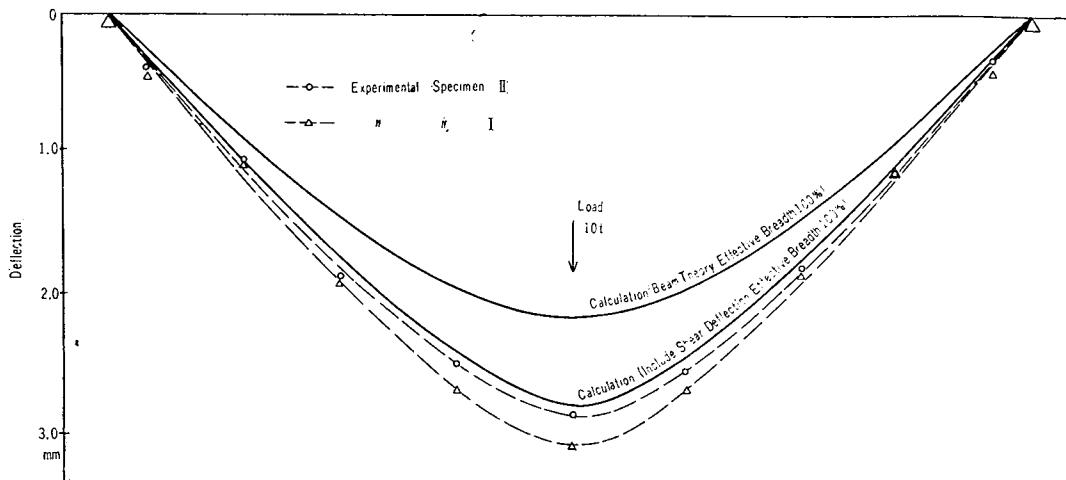


Fig. 2·9 Deformation (Preparative Test)

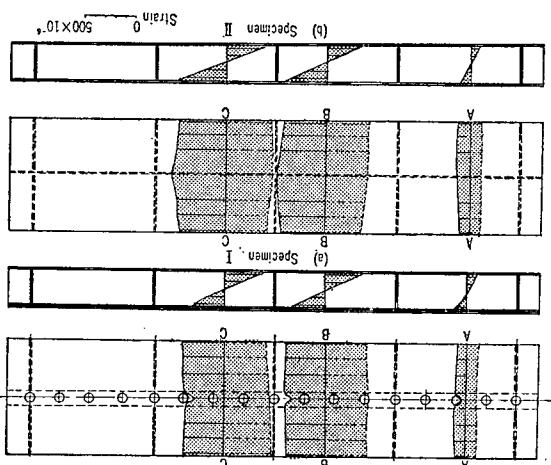


Fig. 2·10 Strain Distribution (Preparative Test)
Load 10 t

として加えた。船側に加える場合は両船側の外側より、また、船底に対して内底板の上面より荷重を加えた。この場合、Fig. 2·11 に示してあるように隔壁の下で支えた実験を行なったが、この他に模型の両端で支えた場合についても実験を行なった。これは実験そのものを隔壁で固定して行なうのが難しいため、この 2 種類の実験結果を適当な割合で組合せることによって、隔壁で固定とした場合と同等の曲げモーメント分布、剪断力分布をもつ場合に対応する測定値を得るようにしたものである。しかし隔壁下で支持した場合の船底各部の変形、歪の測定値は、隔壁を固定

定と考えたものに近く、また、この 2 種類の実験結果の傾向、内容がほとんど同じで重複するので、ここでは前者のデーターのみを報告することにした。

試験の種類を Table 2·1 に、また試験の状況を Photo. 2·1 に示す。

2·3·2 測 定 項 目

弾性試験では、負荷状態での模型全体の変形、船底の変形、船側および倉口の変形状況をダイヤルゲージで計測した。また同時に船底、船側各部および倉口隅部等に生じた歪を電気抵抗線歪計により計測した。

崩壊試験では崩壊荷重と崩壊の仕方を計測した。

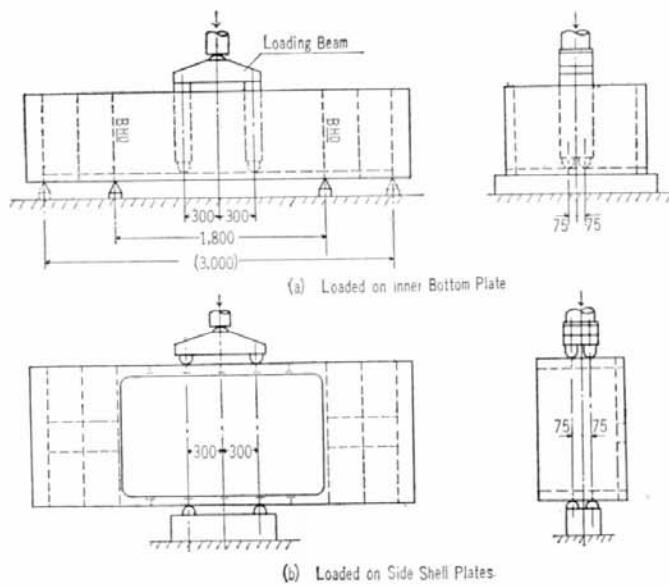
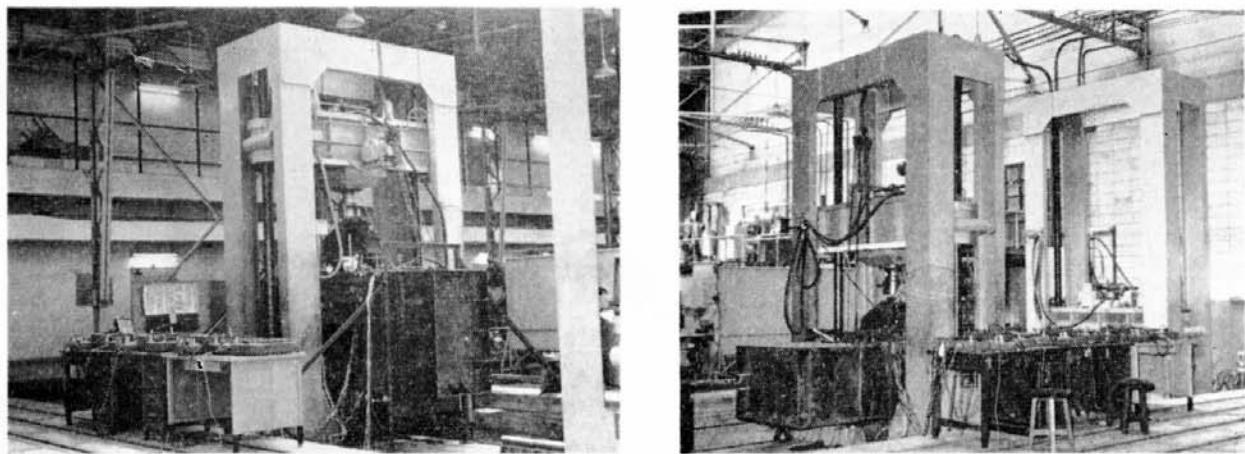


Fig. 2-11 Loading Condition



(a) Experiment Loaded on Side Shell Plates

(b) Experiment Loaded on Inner Bottom Plates

Photo. 2-1 Testing Apparatus and Model

Table 2-1 Contents of Test for Each Model

No.	Range	Loading Position	Cross-tie	Length Between Supported Points
1	Elastic	Inner Bottom Plate	With Cross-tie	1,8000 mm
2	"	Side Shells	"	—
3	"	"	Without Cross-tie	—
4	"	Inner Bottom Plate	"	1,8000 mm
5	Collapse	Side Shells	"	—

2.4 試験結果と考察

模型 I-B₁ は倉口が他の模型に比べて小さく、幅、長さとも船の幅、隔壁間隔の約 1/2 で、船底が Double Hull、船側が Single Hull の普通貨物船の構造をもっているので、これを普通貨物船の

模型と考え、他の倉口の大きいコンテナ船の模型と比較する。コンテナ船の模型としては倉口の幅、長さとも船の幅、隔壁間隔近くまでとり、船側は Single Hull のままの I-B₁ 模型、I-B₁ の舷側に Sponson をつけた I-C 模型、船側を船底と同じ Double Hull にした I-A 模型の 3 個である。

2.4.1 変形

Fig. 2-12 は Cross-tie のない場合の倉口幅の変化を比較したものである。I-B₁ に比べて船側より負荷した場合 I-A は約 5 倍、I-C は約 6 倍、I-B₂ は約 12 倍の変形を生じており、船底に負荷した場合 I-A は約 2 倍、I-C は約 3.5 倍、I-B₂ は約 13 倍の変形を生じている。

I-B₂ の変形が特に大きいのは甲板の剛性が小さいためであって（縦曲げに対する I/y を I-B₁ と同じにするためには、甲板の板厚を約 4 倍にする必要がある）、この数値のままで比較はできない。

Table 2-2 は船側にのみ等分布荷重が加わった場合の計算値を示したもので（日本造船研究協会、第 48 研究部会調査小委員会編コンテナ船 82 p. 参照）、荷重条件が異なるため実験値と直接比較できないが、両者は値、傾向とも良く一致している。同表に I-B₂ の甲板の板厚を 4 倍にした場合の計算値を示したが、Sponson に比べるとかなり効きが悪い。結局、舷側に Sponson をつけるか、船側

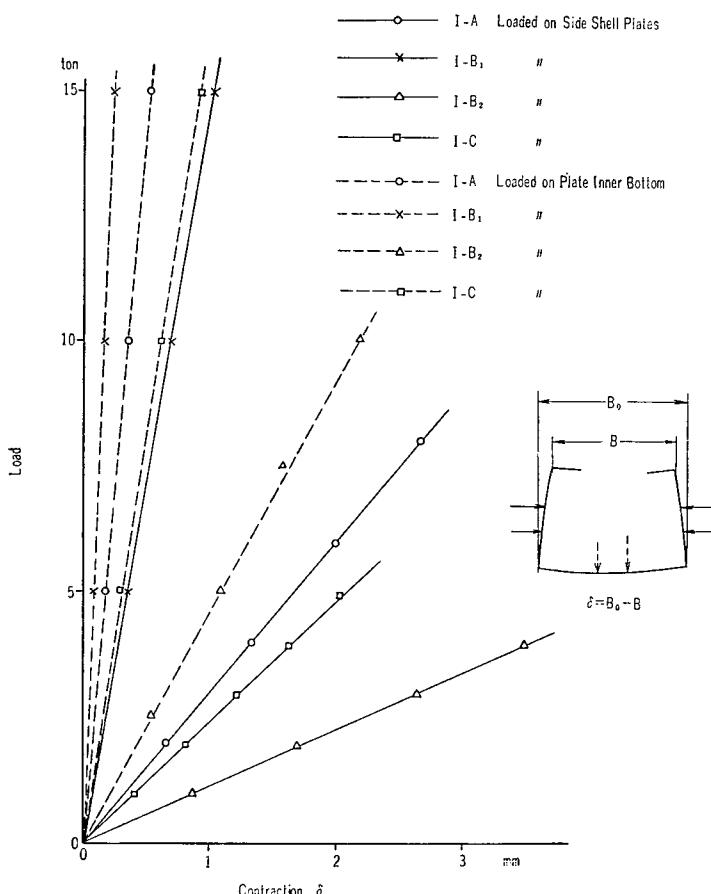


Fig. 2-12 Contraction of Breadth at the Midpoint of Hatch Opening (Without Cross-tie)

Table 2.2 Calculated Contraction of Breadth of Hatch Opening at \otimes

Ship's Side Construction	Calculation		Experiment
	1 st Load is Equally Distributed on the Side Shell	1 st Load is Applied to four Points on the Both Side Shells	
Single Hull I-B ₂	0.95 mm	0.88	
Single Hull I-C With Sponson	0.46	0.41	
In Case of Increasing the Thickness of Deck Plate as 4 Times as that of Model I-B ₂	0.74	—	

を Double Hull 構造にすることによって、介口が長さ、幅とも 2 倍近く大きくなつた場合でも、倉口の変形は 5~6 倍程度におさまつてゐる。さらに倉口の変形をおさえる場合には、Cross-tie をつけることが有効と考えられる。

Cross-tie を入れると、船側負荷に対しては荷重点直下の船倉の幅の変化が最大の変形となるので、これを各模型で比較したものを Fig. 2.13 に示す。

I-B₁ は甲板の剛性が大きいため、Cross-tie を入れても入れなくても、この変化はほとんど変わら

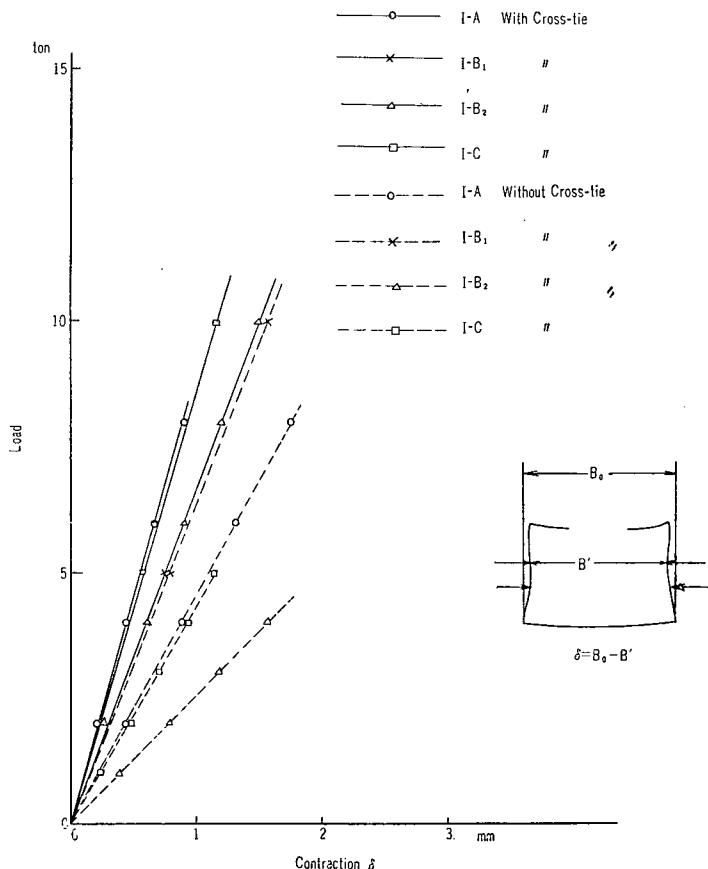
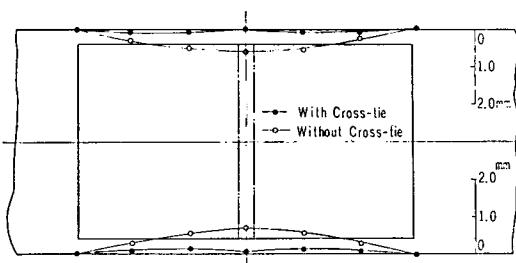
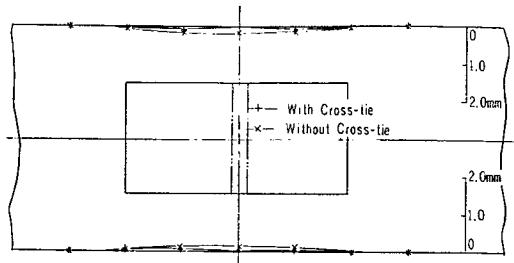


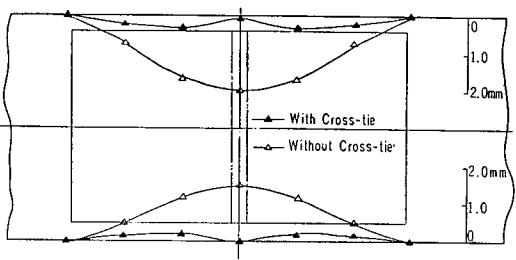
Fig. 2.13 Contraction of Breadth at the Loading Points



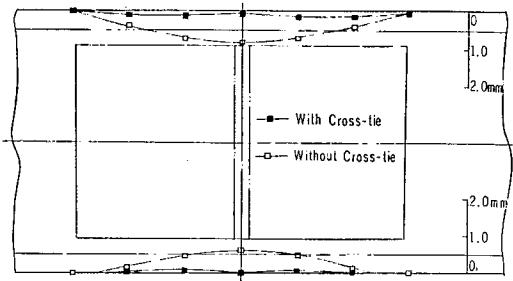
14-(a) Model I-A Load 4 t



14-(b) Model I-B₁ Load 5 t

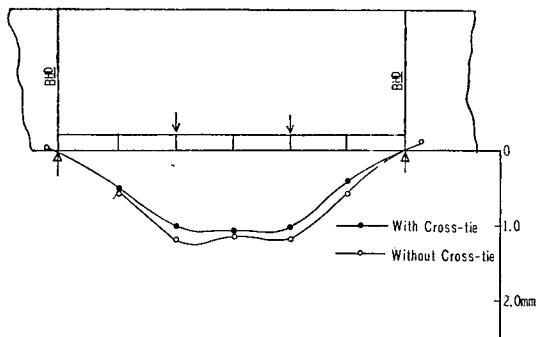


14-(c) Model I-B₂ Load 4 t

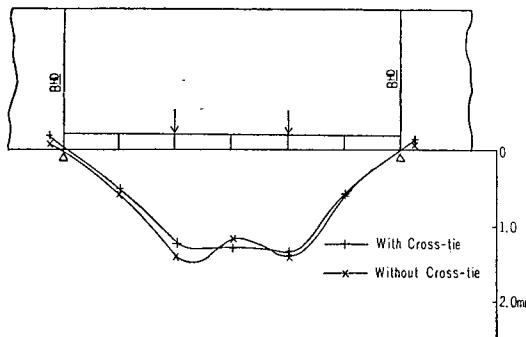


14-(d) Model I-C Load 4 t

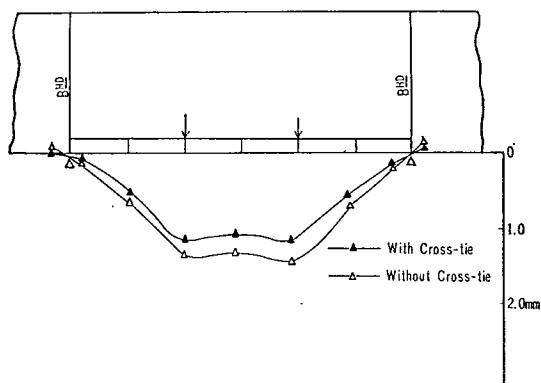
Fig. 2-14 Deformation of Hatch Opening (Loaded on Side Shell Plates)



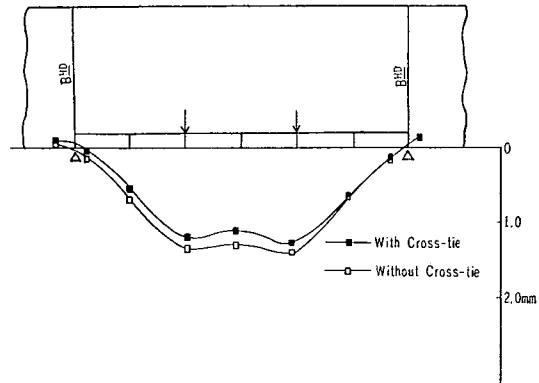
15-(a) Model I-A Load 15 t



15-(b) Model I-B₁ Load 15 t



15-(c) Model I-B₂ Load 15 t



15-(d) Model I-C Load 15 t

Fig. 2-15 Deformation of Bottom at Center Line

ないが、I-B₂ は Cross-tie を入れると、この部分の変形は I-B₁ と同程度になり、I-A, I-C ではむしろ I-B₁ より少なくなっている。

また、Fig. 2・14 (a)～(d) に示した倉口の変形状況からも判るように、中央に Cross-tie を入れることで、I-A, I-C の倉口の変形も I-B₁ より少ない。

結局、Cross-tie のある場合には Double Hull 構造の I-A が船側の変形、倉口の変形とも最も少なくなっている。

次に船底負荷の場合の船底中心線の撓み形状を Fig. 2・15 に示した。

各模型の船底の構造はほぼ同じであり、これらの間の実験値の差は船側構造の相違によるものと考えられる。しかし、この差は余り認められず、むしろ Cross-tie の有無による差が若干認められる。

Table 2・3 にこれらの結果をまとめて示してある。

2・4・2 崩壊試験

崩壊試験は Cross-tie を切りとった状態で、船側より荷重を加えて行なった。

この試験では防撓材のフランジの局部座屈、ウェブの剪断座屈、溶接部の破断、甲板の座屈等を生じて、試験前に仮想変形法による塑性解で予想した崩壊荷重の約半分の荷重で崩壊した。

Fig. 2・16 に崩壊試験時の荷重と倉口幅の関係を示す。

I-A, I-B₁ とも 20 t をこえる付近まで荷重撓み関係は直線であったが、その後 I-B₁ の方は 30 t をこえた付近で甲板の倉口隅部に座屈を生ずると急速に変形がすすみ、38 t で最高荷重に達した。一方、I-A は船側が膜状態になって荷重が上り、最高荷重は 56 t であった。

I-B₂ は 7 t 付近すでに直線よりはずれ、約 15 t 付近で倉口隅部に局部座屈を生じ、21 t で最高荷重に達した。

また I-C は約 16 t 付近まで直線であり、約 32 t で Sponson に局部座屈を生ずると急激に変形が進み、36 t で実験を中止した。

崩壊試験後の模型の状況を Photo. 2・2～2・5 に示してある。

また、Table 2・3 には崩壊状況から推定した崩壊の形式を Hinge line で示した。崩壊試験はいずれも Cross-tie のない場合について行なったので、Cross-tie のある場合については不明であるが、これに近い傾向になるものと想像される。

2・4・3 歪

模型の各部の Long. 方向、Trans. 方向について計測した歪のうち中央断面での Trans. 方向の歪分布を各模型で比較したものを Fig. 2・17 に示した。

歪の大きくてた個所は、船底負荷の場合、荷重点そばの内底板、倉口隅部、船側横桁最下部のフランジ表面で、船側負荷の場合は船側横桁の荷重点下および最下部のフランジ表面、倉口隅部であった。

これらの点の歪の大きさを比較したものを Table 2・4 に示した。

Cross-tie のない I-B₁ に比較して特に大きい歪を生じているのは、船側荷重を受けたときの I-A, I-B₂, I-C の Cross-tie のない場合の倉口隅部である。

I-A, I-C は Cross-tie を入れることで、各部の最大歪は同程度におさまり、また I-B₁ と同程度

Table 2-3 Test Results Strength

Name	Model Type (Side Structure)	Hatch Opening	Bending Rigidity Unit Breadth or Length			Cross-tie	Weight of Model (Between Bulkheads)		
			Side		Bottom $D_L = D_T$				
			D_L (Longl)	D_T (Trans)					
I-A	(Double Hull)	mm 1780×1040	$kg\cdot cm$ 19.1×10^6	$kg\cdot cm$ 18.1×10^6	$kg\cdot cm$ 21.4×10^6	With Cross-tie	300 kg		
						Without Cross-tie	294		
I-B ₁ *	(Single Hull)	1180×590	2.58	17.6	21.4	With Cross-tie	306		
						Without Cross-tie	302		
I-B ₂	(Single Hull)	1780×1040	2.58	15.7	21.4	With Cross-tie	291		
						Without Cross-tie	285		
I-C	(Single Hull with Sponson)	1780×1040	2.58 Exclude the Rigidity of Sponson	15.7	21.4	With Cross-tie	317		
						Without Cross-tie	311		

* Considered to be a Ordinary Cargo Ship

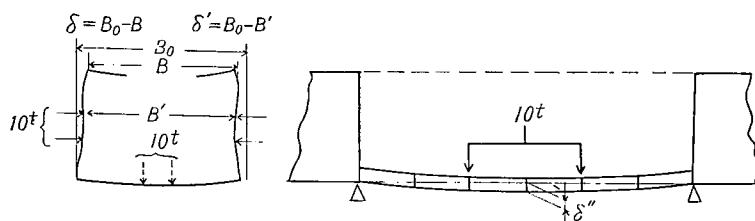
になっている。しかし I-B₂ の場合は Cross-tie を入れても未だ若干大きい。

倉口隅部の歪分布を計測した結果を Fig. 2-18 (a)~(h) に示してある。I-A, I-B₁ については倉口隅部のみについて計測したが、I-B₂, I-C については倉口周囲の歪分布を計測したので、その結果

and Rigidity of Each Model

10t Load on the Side Shell Plates		10t Load on the Inner Bottom Plate		Experiment Collapse (Loading from Ship's Side)		
Contraction of Breadth of Hatch Opening at \otimes	Contraction of Breadth at the Loading Points	Deflection of Bottom at the Loading Point	Contraction of Breadth of Hatch Opening at \otimes	Proportional Limit	Max. Load	Collapsing Mode of Side Shell
mm	$\delta' = \text{mm}$	$\delta = \text{mm}$	mm	ton	ton	
$\delta = 3.3$	2.2	0.80	$\delta'' = 0.33$	about 20	56	
—	1.4	0.87	—	—	—	
0.7	1.4	0.92	0.13	about 20	38	
—	1.5	0.80	—	—	—	
8.8	4.0	0.93	2.2	about 7	21	
—	1.1	0.80	—	—	—	
4.1	2.3	0.91	0.6	about 16	about 36	

----- Hinge Line which is not Observed Distinctly



を示してある。

これらより、Cross-tieを入れることが倉口隅部の歪を減少させるのに非常に有効であるが、Sponson と Cross-tie を併用すると、その効果はさらに大きいと思われる。

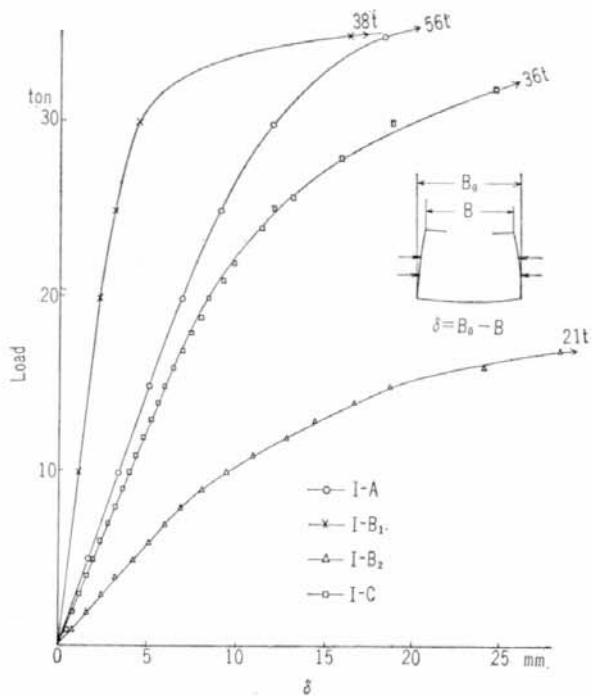
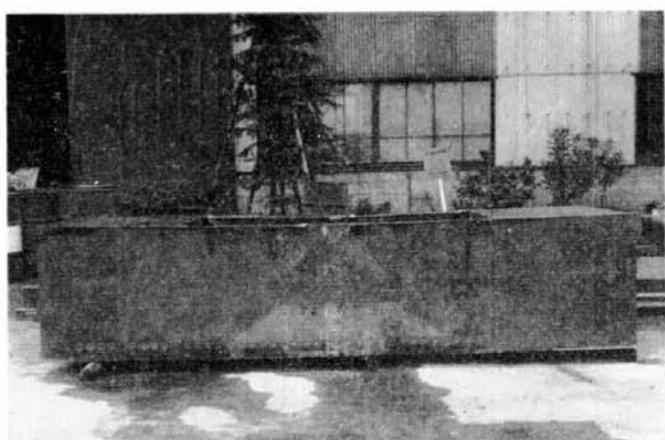
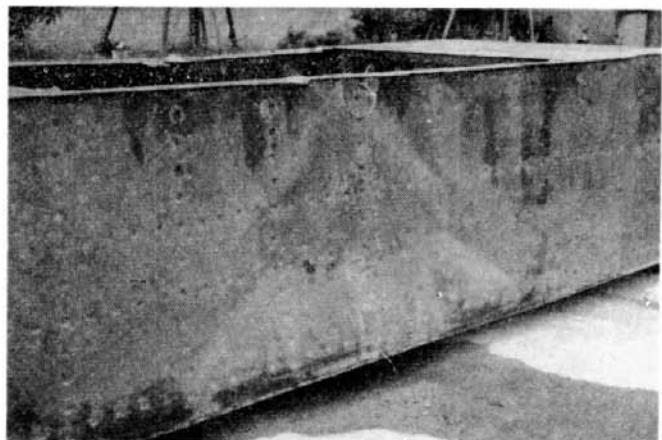


Fig. 2·16 Contraction of Breadth at the Midpoint of Hatch Opening
(Without Cross-tie) in Collapse Test



(a)

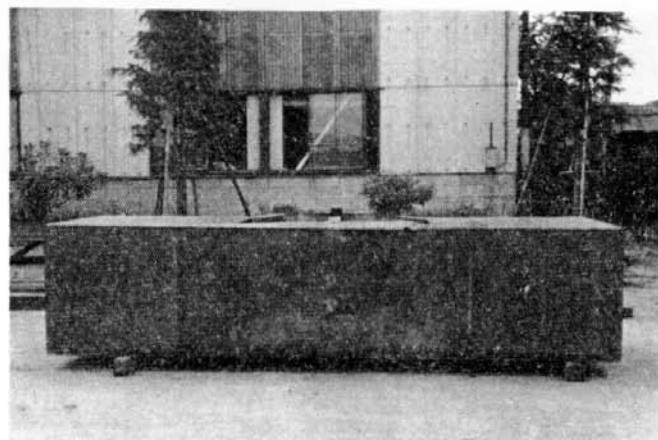


(b)

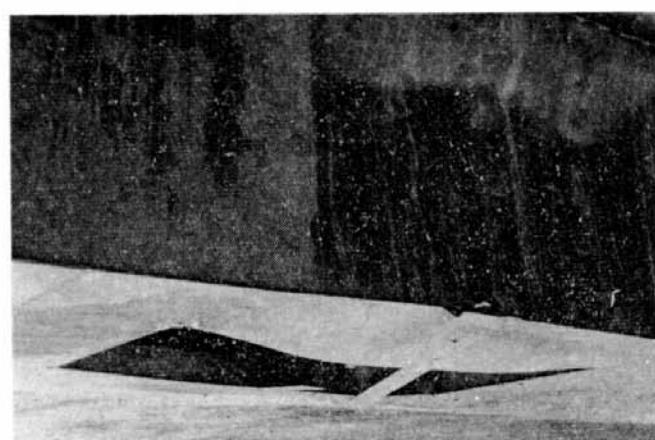


(c)

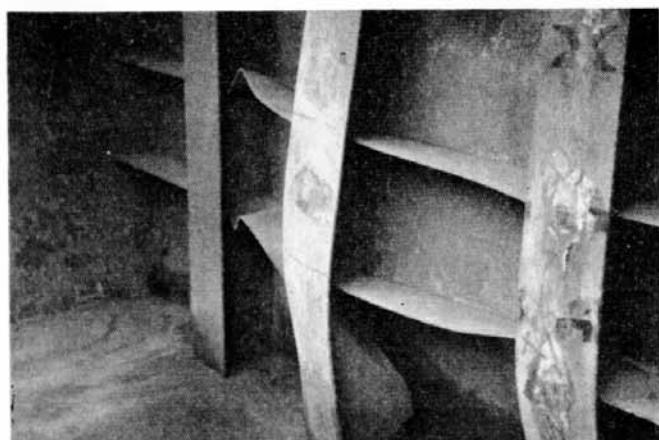
Photo. 2·2 Collapsed Model I-A



(a)

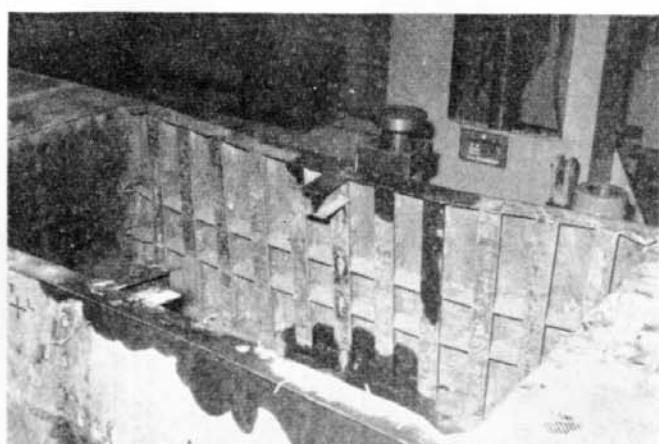


(b)

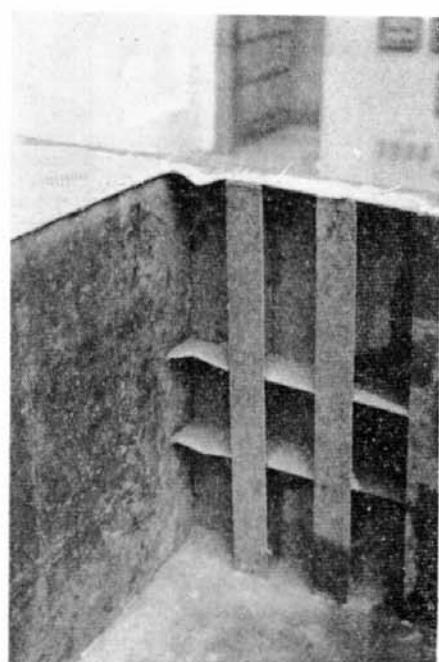


(c)

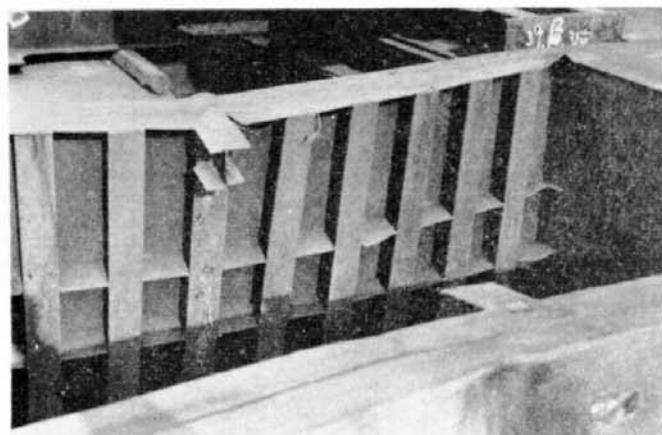
Photo. 2-3 Collapsed Model I-B₁



(a)

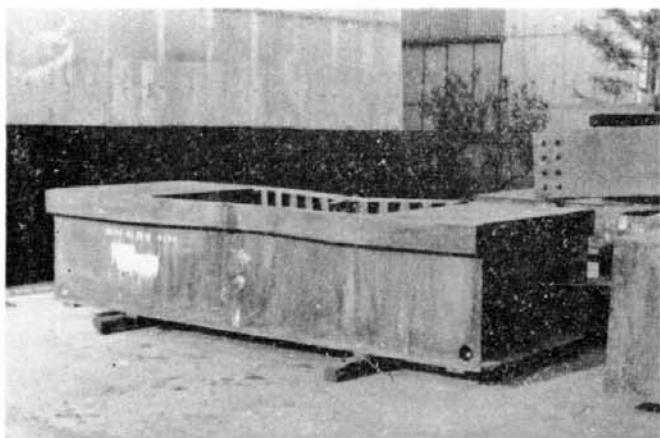


(b)

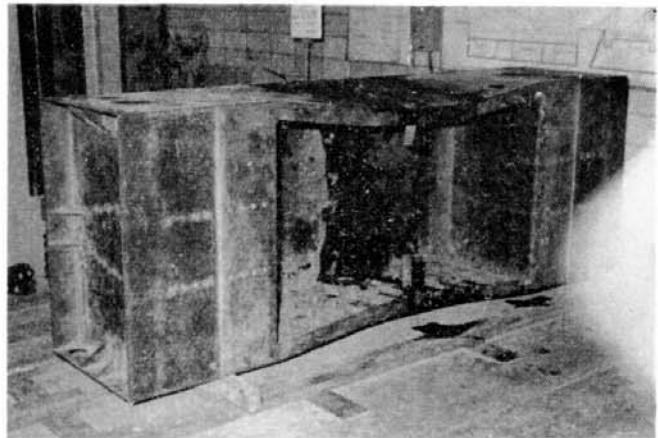


(c)

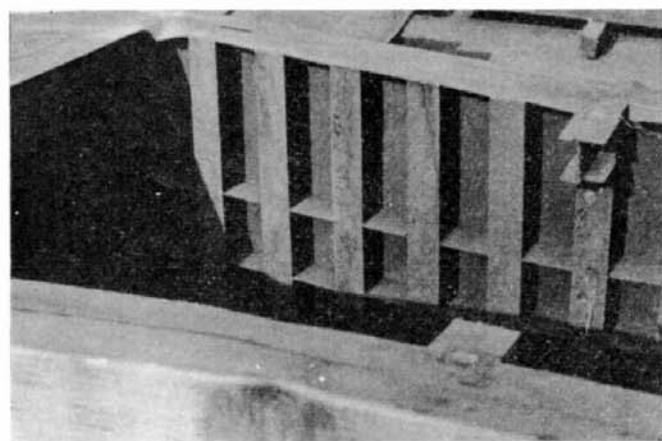
Photo. 2·4 Collapsed Model I-B₂



(a)

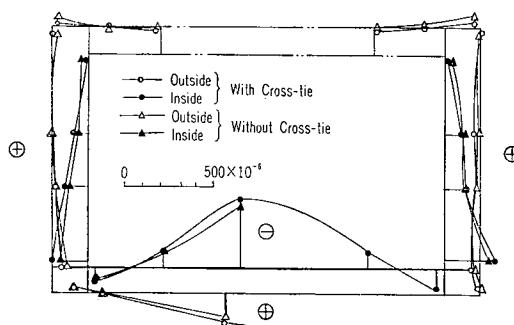
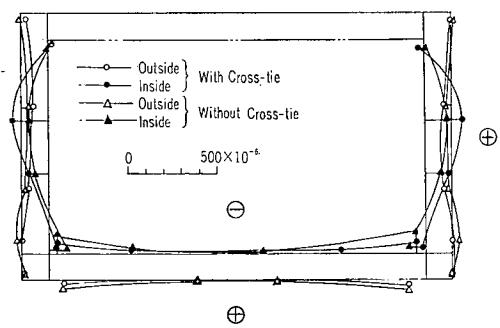
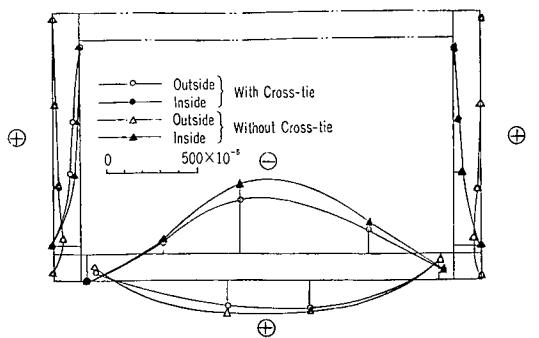


(b)

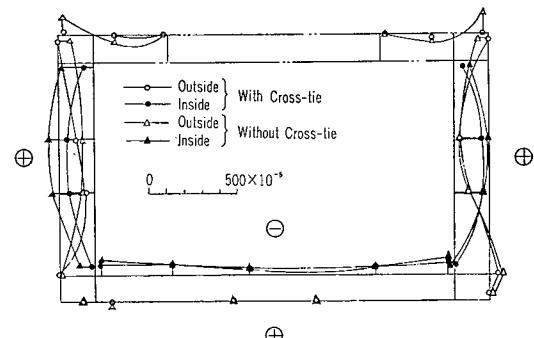


(c)

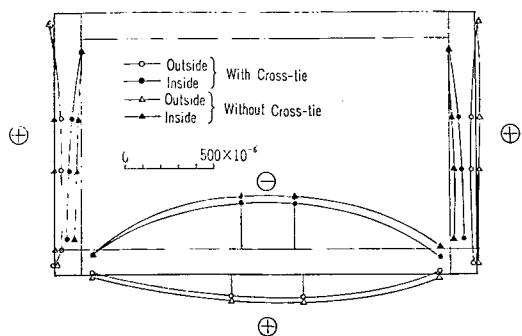
Photo. 2·5 Collapsed Model I-C



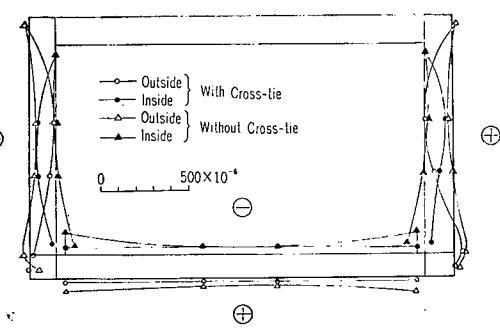
17-(c) Model I-B₁ 10t Load on the Inner Bottom Plate



17-(d) Model I-B₁ 5t Load on the Side Shell Plates

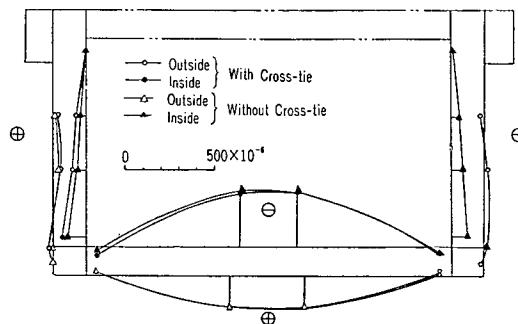


17-(e) Model I-B₂ 10t Load on the Inner Bottom Plate

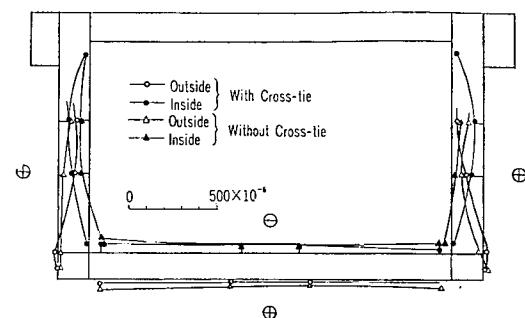


17-(f) Model I-B₂ 4t Load on the Side Shell Plates

Fig. 2.17 Transverse Strain Distribution of Midshipsection



17-(g) Model I-C 10t Load on the Inner Bottom Plate



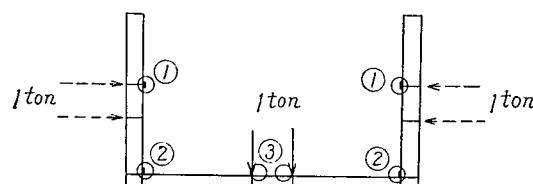
17-(h) Model I-C 5t Load on the Side Shell Plates

Fig. 2-17 Transverse Strain Distribution of Midship Section (continued)

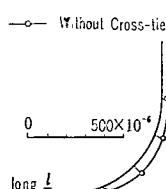
Table 2-4 Test Results; Observed High Strains

Model	1t Load on the Side Shell Plates			1t Load on the Inner Bottom Plate				
	Name	Cross-tie	On the Flange Surface of Side Trans. at ①	On the Flange Surface of Side Trans. at ②	At the Hatch Corner	On the Inner Bottom Plate at ③	On the Flange Surface of Side Trans. at ②	At the Hatch Corner
I-A	With		$+50 \times 10^{-6}$	-6×10^{-6}	-68×10^{-6}	-30×10^{-6}	$+16 \times 10^{-6}$	—
	Without		+30	-25	-142	-40	+16	-5×10^{-6}
I-B ₁	With		+30	+2	-20	-38	+24	-12
	Without*		+44	+10	-50	-33	+20	-25
I-B ₂	With		+30	+5	-88	-25	+8	-17
	Without		0	-25	-275	-29	+4	-60
I-C	With		+10	+2	-35	-30	+10	-9
	Without		+24	-15	-145	-32	+9	-30

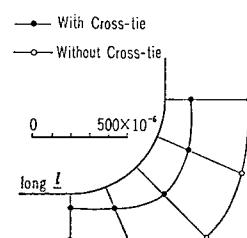
* Figures in this Rank are Regarded to be Standard



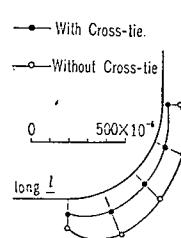
Section



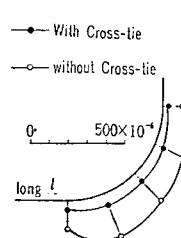
18-(a) Model I-A 10t Load on the Inner Bottom Plate



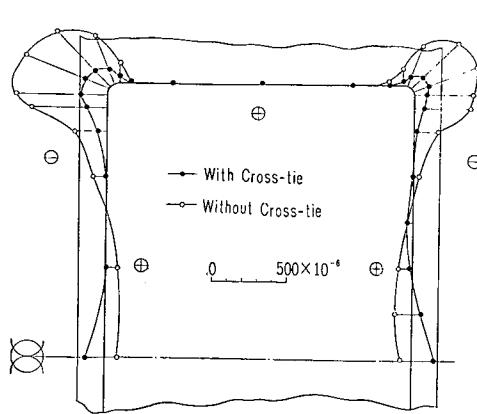
18-(b) Model I-A 4t Load on the Side Shell Plates



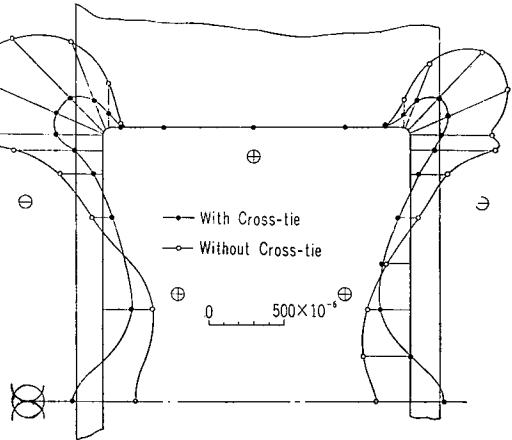
18-(c) Model I-B₁ 10t Load on the Inner Bottom Plate



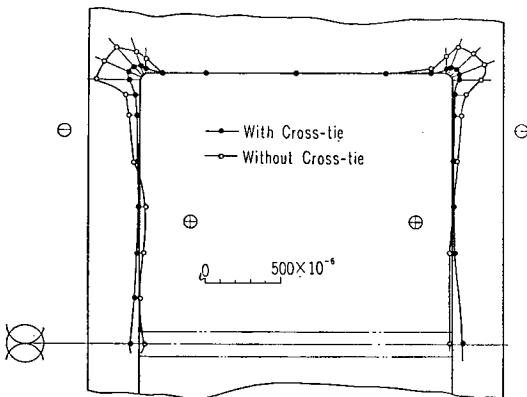
18-(d) Model I-B₁ 5t Load on the Side Shell Plates



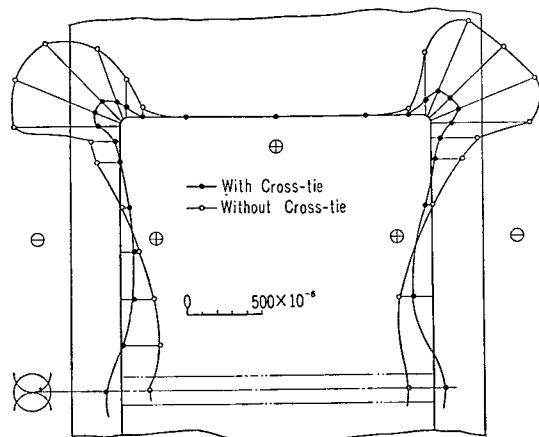
18-(e) Model I-B₂ 10 t Load on the Inner Bottom Plate



18-(f) Model I-B₂ 4 t Load on the Side Shell Plates



18-(g) Model I-C 10 t Load on the Inner Bottom Plate



18-(h) Model I-C 5 t Load on the Side Shell Plates

Fig. 2·18 Strain Distribution of Hatch Corners

2.5 結論

コンテナー船の横剛性、横強度に対しては、船の深さと幅と隔壁の間隔、船側の構造形式、船側の剛性、Cross-tie の大きさと数、Sponson をつける場合には、その剛性等、種々の因子が考えられるが、この実験では、船側の構造形式の差に重点を置いて、第1年度と第2年度にわたって4個の模型について実験を行なった。

模型の数が少ないこと、また実験の負荷条件が4点集中荷重で実際とかなり異なっているため、この実験から直接設計に結びつく定量的な結論を引きだすことは難かしいが、各模型の比較強度についての結論を得た。

(1) 倉口を大きくした場合、船側を Double Hull 構造としたのは、船側を普通貨物船と同じ Single Hull 構造のままのものに比べて、船側の剛性、特に捩り剛性と Long. 方向の曲げ剛性が大きくなるため、船側あるいは倉口の変形が少なく、崩壊荷重も非常に高くなるので、有効な構造と考えられる。

しかし、倉口が特に大きくなるような場合には、倉口の変形をおさえ、倉口隅部の応力を下げるのに Cross-tie を併用することが有効である。

(2) 船側を Single Hull の構造で倉口を大きくする場合は Cross-tie を多数使用する構造形式も良いと考えられるが、Sponson をつけることが有効と考えられる。適当な寸法の Sponson をつけることによって Double Hull 構造に相当する剛性、強度をもたらせることができる。特に Cross-tie を併用することで倉口隅部の応力を低くおさえることができる。

(3) Single Hull 船側構造の倉口の変形は「コンテナー船」(第48研究部会調査小委員会編船舶技術協会発行)に示された計算式で計算することができる。

第3章 捶り強度および縦強度

3.1 試験模型

模型は長さ 6000 mm, 幅 800 mm, 深さ 500 mm, の 3.2 mm 鋼板製で Double Hull Double Bottom 3 個, Single Hull Double Bottom 2 個, Single Hull Double Bottom Sponson 付 1 個, Single Hull Single Bottom 1 個の 4 種類, 計 7 個とし, 倉口長さ 640 mm の原型を製作, ガス切断により逐次倉口長さを切り抜げ, 940 mm および 1200 mm (全通開口) とし, 一系列に対して 3 種の異なる倉口長さの模型について試験を行なった。また, 別に倉口長さ最長の場合の模型については, Bulkhead 間隔の中央部に, Cross-tie を取り付けたものについても試験を行なった。模型の種類および試験種別は Fig. 3.1 に示すとおりである。

3.2 試験装置および方法

(1) 捶り強度

Fig. 3.2 に示す長さ 6400 mm, 幅 1200 mm, 深さ 800 mm, の 16 mm 鋼板製箱型支持台上の斜対称の端部 2 点に取り付けた支持柱フックに模型を取り付けた後, 支持柱と反対側の斜対称の端部 2 点に取り付けた 20 t オイルジャッキにより, 順次荷重を加えて撊り試験を行なった。荷重はオイルジャッキ頂部に設置した 5 t 荷重計により, 撊り角は支持台上で別に示す位置に設けた 18 個のダイヤルゲージにより, 応力は所要位置に貼付したストレーンゲージにより測定した。試験装置は Fig. 3.3, 3.4 に示すとおりである。

(2) 縦強度

Fig. 3.5 に示すとおり, 撊り強度試験用支持台上にて支持柱フックにより模型の両端を支持した後, 20 t オイルジャッキにより模型の両端より 1/5 L の位置に上向き荷重を加えて曲げ試験を行なった。応力はストレーンゲージにより, 撊みは Fig. 3.6 に示す 2 個の撊み測定用 Beam により測定した。

3.3 試験結果

3.3.1 撊り角について

船体が斜波を受けて撊りを生ずる場合には, Fig. 3.7 に示すごとく, 船首, 船尾部においては 0°, \bowtie 方向に漸増する撊りモーメントが作用する。船体構造は船首尾に閉断面部を有し, この部分に作

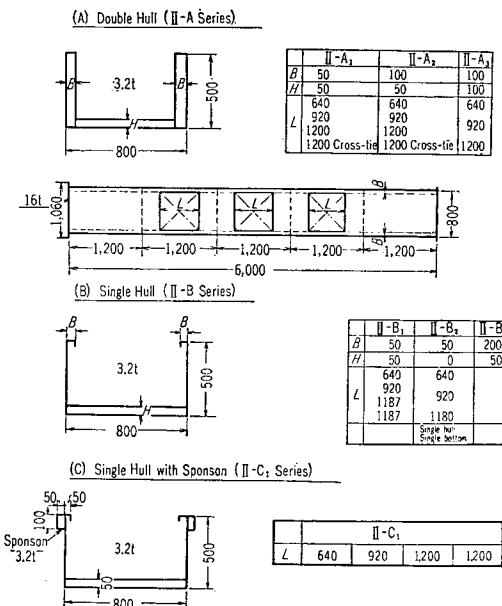


Fig. 3.1 Model

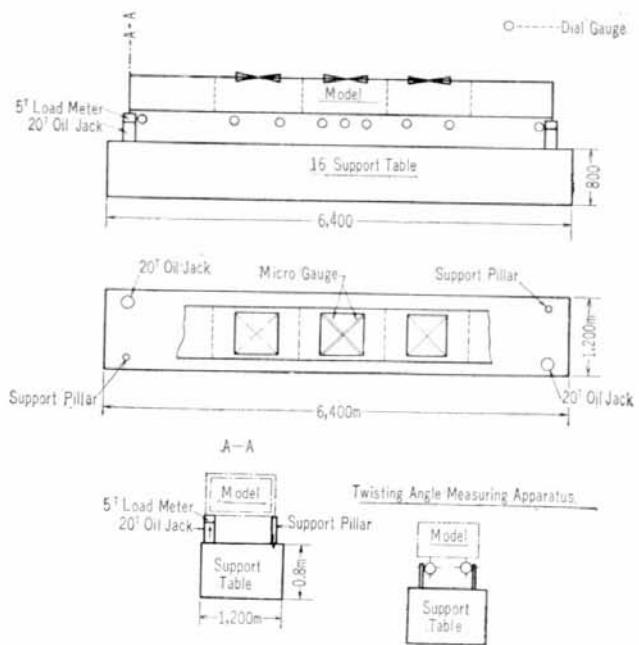


Fig. 3-2 Torsinal Strength Testing Apparatus

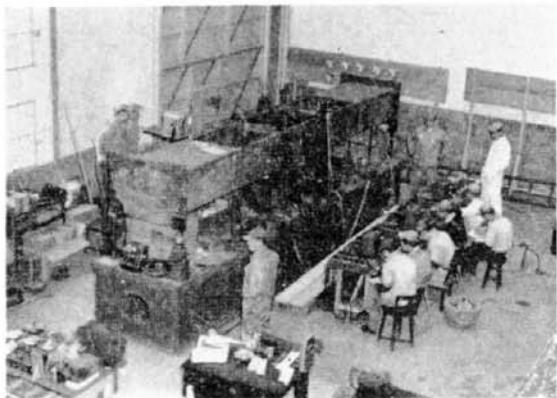


Fig. 3-3 Torsional Strength Testing Apparatus



Fig. 3-4 Loading and Measuring Apparatus for Torsion

用する捩りモーメントは小さいので、閉断面部の捩り角は一定、単位長さの捩り角は 0° と考えることができる。

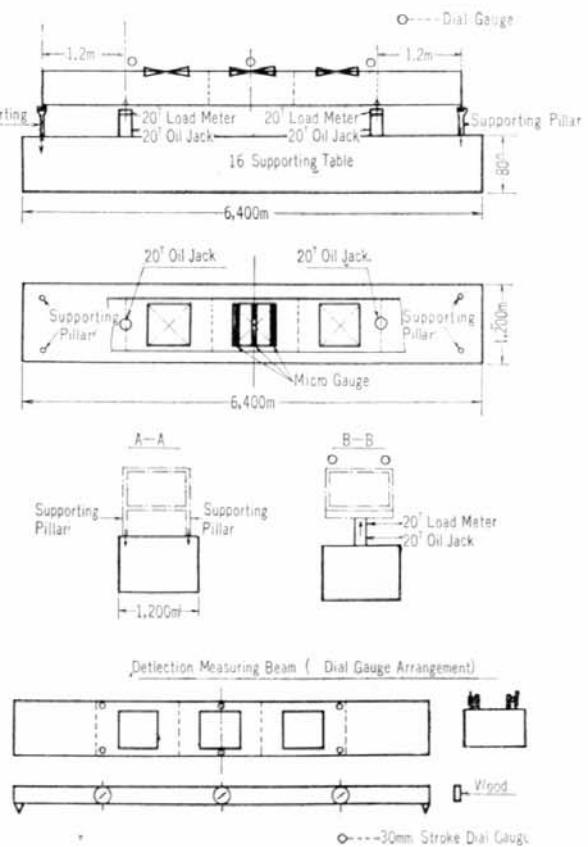


Fig. 3-5 Longitudinal Strength Testing Apparatus



Fig. 3·6 Loading and Measuring Apparatus for Bending Moment

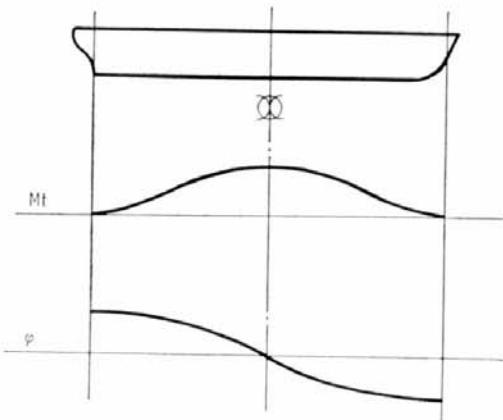


Fig. 3·7

本試験においては、船首尾両端部に捩り剛性の大きい閉断面部を 1 Bulkhead 間 1200 mm にわたって設け、全長に一様捩りモーメントに作用させて、船首尾部において単位長さの捩り角 0° 、図に対して対称な捩りを生ぜしめた。

捩りモーメント 1 T. M. の場合、各模型の倉口長さの変化に応ずる捩り角の試験値は Fig. 3·8~3·14 に、船長の 1/2 長さの最大捩り角の比較は Fig. 3·29 に示すとおりで、普通幅開口模型 II-B₃ の開口長さ 640 mm の場合の捩り角を基準として全開口船の捩り角を比較すれば、Double Hull Double Bottom 構造の場合約 3 倍、Single Hull Double Bottom 構造の場合約 7 倍の捩り角が生ずる。開口部船側甲板の甲板面内における曲げ剛性の強い II-B₃ および II-C₁ 模型の無甲板の場合の捩り角は、有甲板の場合の捩り角に対して著しく増加している。

(1) 無甲板の場合の捩り角

無甲板の場合の捩り角は、船首（尾）端固定、図部自由とした一様開口矩形断面 Beam の捩りに関する曲げ理論を適用すれば、任意の断面の捩り中心の廻りの捩り角 φ は次式によりあらわされ、Fig. 3·15~3·21 に示すとおり試験値とよく一致する。

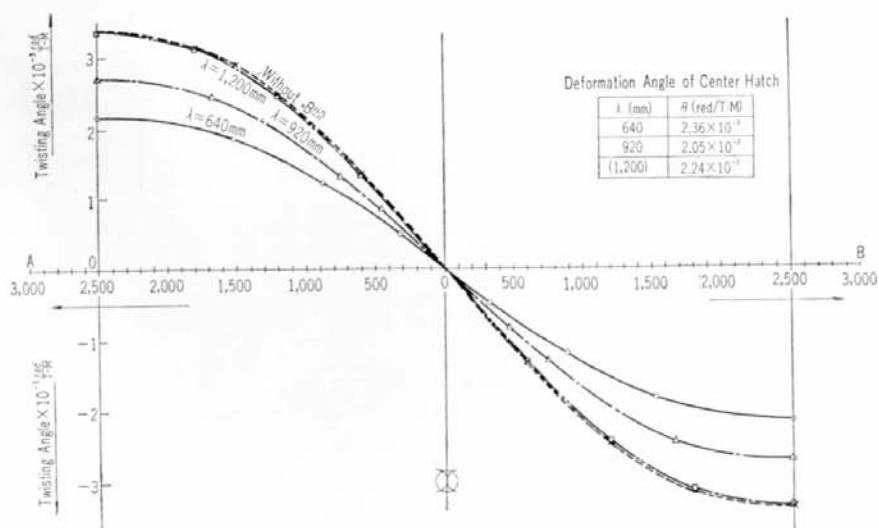


Fig. 3·8 Twisting Angle II-A₁ (I.T.M.)

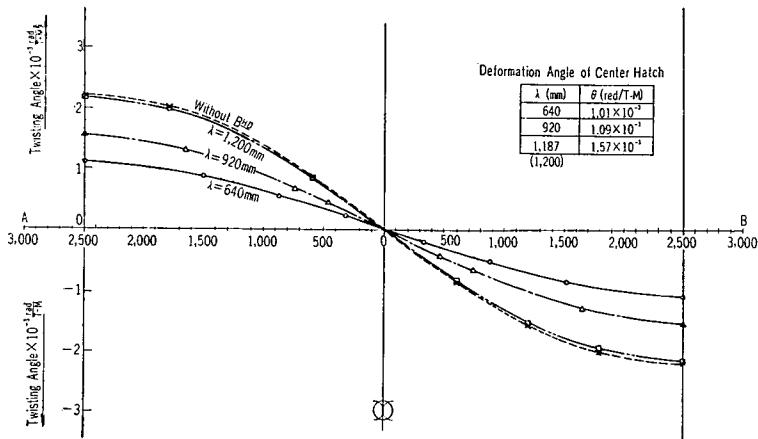


Fig. 3·9 Twisting Angle II-A₂ (1 T.M.)

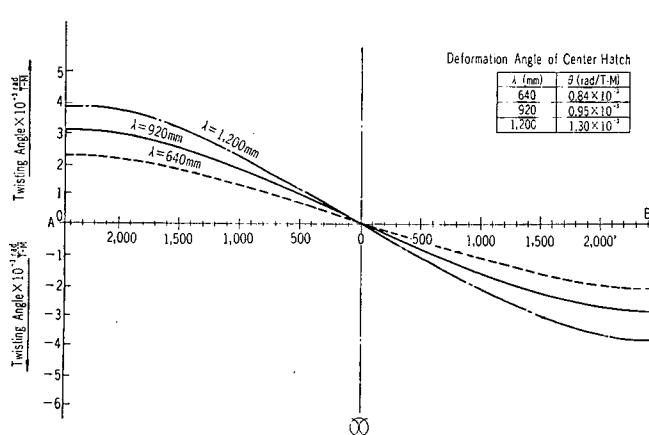


Fig. 3·10 Twisting Angle II-A₃ (1 T.M.)

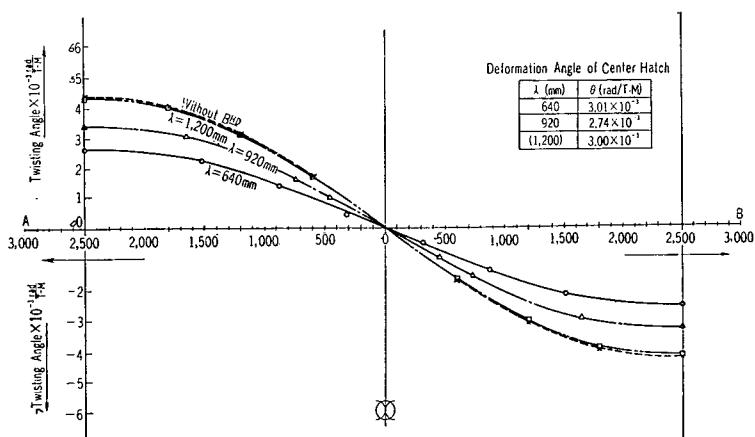


Fig. 3·11 Twisting Angle II-B₁ (1 T.M.)

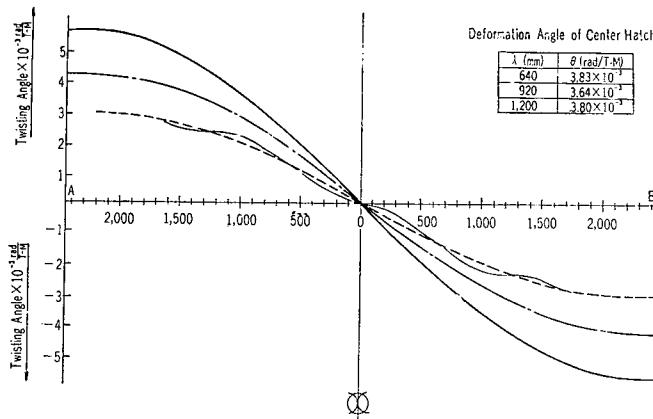


Fig. 3.12 Twisting Angle II-B₂ (1 T.M.)

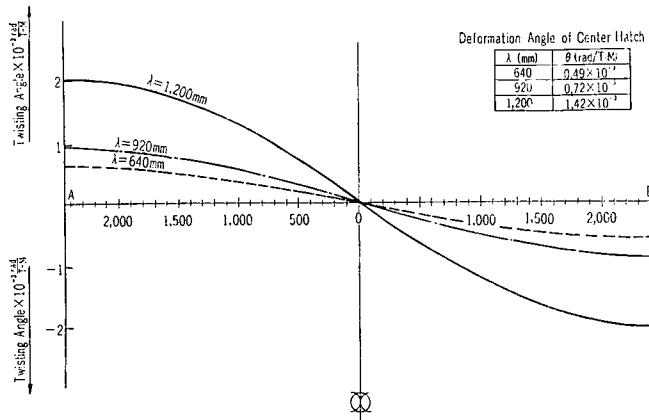


Fig. 3.13 Twisting Angle II-B₃ (1 T.M.)

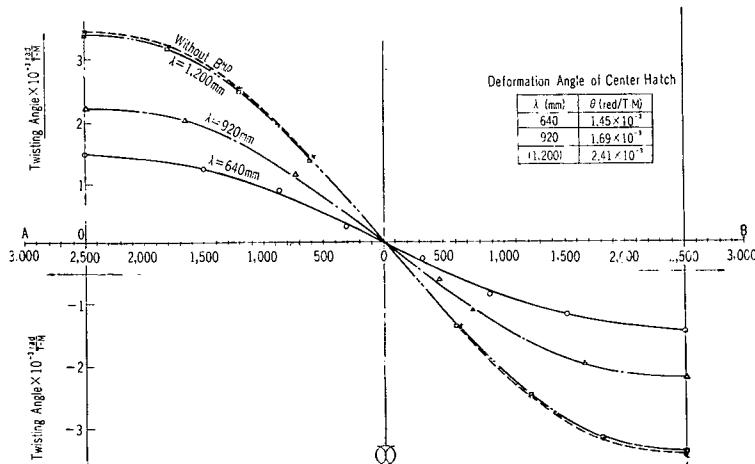


Fig. 3.14 Twisting Angle II-C₁ (1 T.M.)

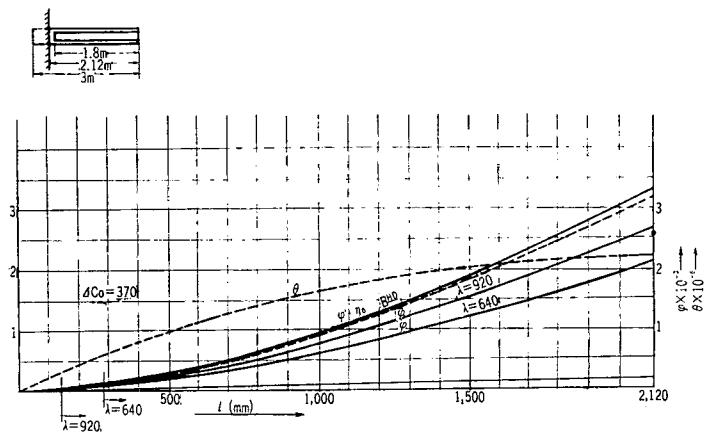


Fig. 3·15 Twisting Angle II-A₁ When One End Fixed (1 T.M.)

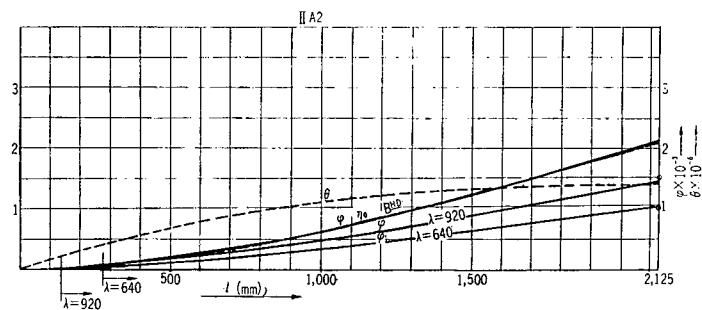


Fig. 3·16 Twisting Angle II-A₂ When One End Fixed (1 T.M.)

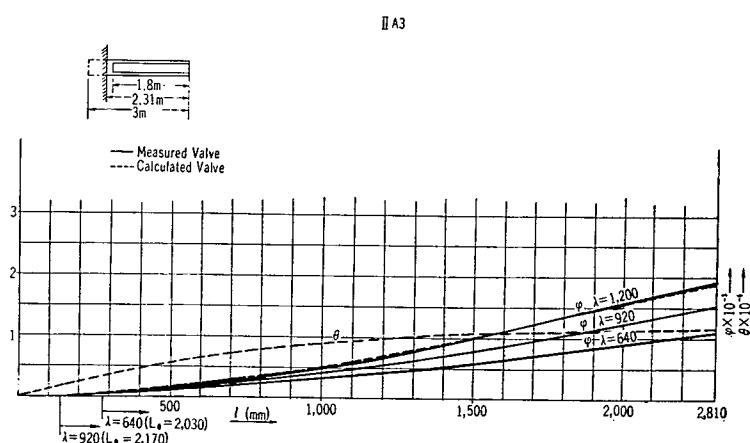


Fig. 3·17 Twisting Angle II-A₃ When One End Fixed (1 T.M.)

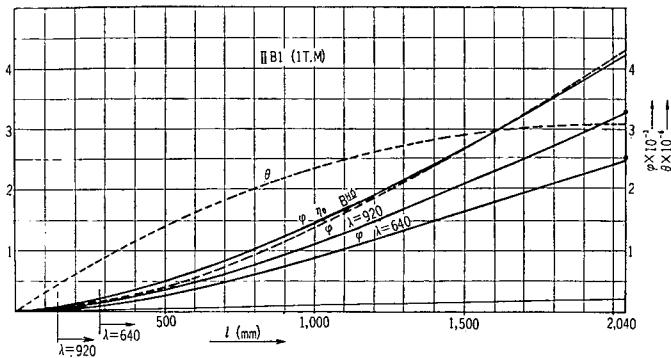


Fig. 3.18 Twisting Angle II-B₁ When One End Fixed

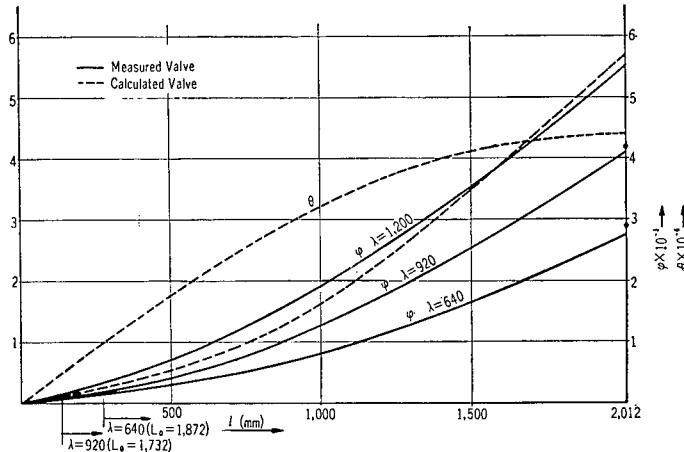


Fig. 3.19 Twisting Angle II-B₂ When One End Fixed (1 T.M.)

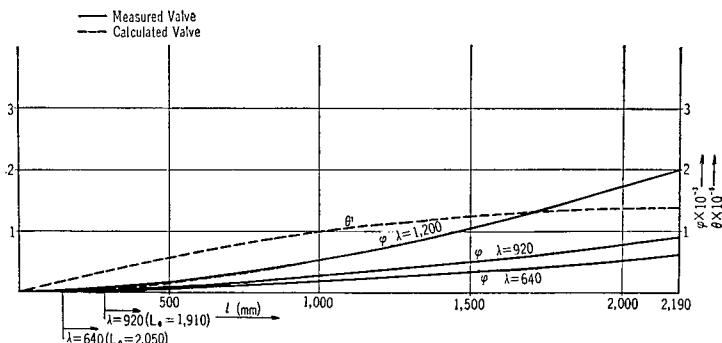


Fig. 3.20 Twisting Angle II-B₃ When One End Fixed (1 T.M.)

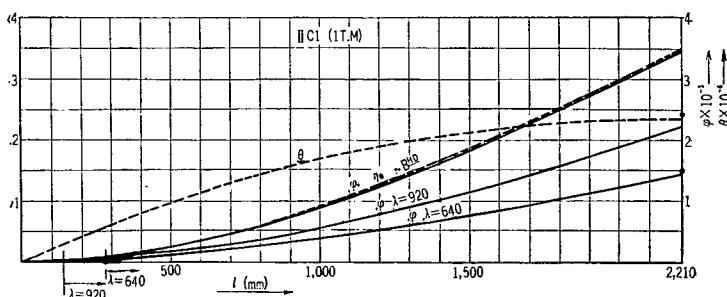


Fig. 3.21 Twisting Angle When One End Fixed

$$\varphi = \frac{Mt}{C} \left\{ x + \frac{\sqrt{\Gamma/C}}{\cosh \frac{L_0}{\sqrt{\Gamma/C}}} \left(\sinh \frac{L_0 - x}{\sqrt{\Gamma/C}} - \sinh \frac{L_0}{\sqrt{\Gamma/C}} \right) \right\} \quad \dots\dots(1)$$

ただし, C : 摆り剛性

Γ' : 曲げ揃り剛性

L_0 : 固定端より \otimes までの長さ

Mt : 揆りモーメント

自由端にて

$$\varphi_{\max} = \frac{Mt}{C} \left(L_0 - \sqrt{\Gamma/C} \tanh \frac{L_0}{\sqrt{\Gamma/C}} \right) \quad \dots\dots(2)$$

単位長さの揆り角 θ は,

$$\theta = \frac{d\varphi}{dx} = \frac{Mt}{C} \left(1 - \frac{\cosh \frac{L_0 - x}{\sqrt{\Gamma/C}}}{\cosh \frac{L_0}{\sqrt{\Gamma/C}}} \right) \quad \dots\dots(3)$$

Single Hull Single Bottom の場合には, 揆り剛性 C は, Double Hull に比して非常に小さいので, 揆りモーメントは曲げ揆り剛性 Γ' のみにより受け持たれるものと考え, 次式によりあらわすことができる。

$$\varphi = \frac{Mt}{2\Gamma'} \left(L_0 - \frac{x}{3} \right) x^2 \quad \dots\dots(4)$$

$$\varphi_{\max} = \frac{Mt L_0^3}{3\Gamma'} \quad \dots\dots(5)$$

各模型の揆り剛性 C , 曲げ揆り剛性 Γ' , 揆り中心 e , $1/2 L$ の最大揆り角 φ_{\max} 等の値は Table 3.1 に示すとおりである。

Table 3.1 Value of C , Γ' , e , φ_{\max}

	$A(\times 10^4)$	$S(\times 10^3)$	$C(\times 10^{11})$	$\Gamma'(\times 10^{17})$	$\sqrt{\Gamma/C}$ ($\times 10^3$)	e	L_0	φ_{\max} ($\times 10^{-3}$)
II-A ₁	7.81	3.49	1.82	6.72	1.92	188	2120	3.30
II-A ₂	12.51	3.49	4.66	6.81	1.21	191	2125	2.15
II-A ₃	16.0	3.40	7.32	6.14	0.92	180	2310	1.92
II-B ₁	3.66	1.69	0.82	5.25	2.53	154	2040	4.30
II-B ₂	—	1.90	1.68 ($\times 10^8$)	4.64	5.25 ($\times 10^4$)	198	2012	5.50
II-B ₃	3.66	1.69	0.82	15.90	4.40	233	2190	2.00
II-C ₁	—	—	0.97	8.40	2.94	154	2210	3.45

(Unit: mm. rad)

揆り中心の測定値と剪断中心の計算値との比較は Table 3.2 に示すとおりである。

Table 3.2

	II-A ₃	II-B ₂	II-B ₃	II-C ₁
Measured	240	180	220	150
Calculated	180	198	233*	154

II-B₃*: Warping Rigidity of Hatchway is Considered

(a) 振り剛性と曲げ振り剛性との比

振り剛性により受け持たれる振りモーメントを MC , 曲げ振り剛性によるものを MT , 全振りモーメントを Mt とすれば,

$$Mc = C \frac{d\varphi}{dx} = Mt \left(1 - \frac{\cosh \frac{L_0 - x}{\sqrt{\Gamma/C}}}{\sinh \frac{L_0}{\sqrt{\Gamma/C}}} \right) \quad \dots\dots(6)$$

※ にて,

$$Mc = Mt \left(1 - \frac{1}{\cosh \frac{L_0}{\sqrt{\Gamma/C}}} \right) \quad \dots\dots(7)$$

となり, 各模型について ※ における Mc/Mt は Table 3・3 に, 任意の断面における Mc/MT は Fig. 3・22 に示すとおりである。

Table 3・3 Mc/Mt at ※

	II-A ₁	II-A ₂	II-A ₃	II-B ₁	II-B ₂	II-B ₃	II-C ₁
Mc/Mt	0.40	0.67	0.86	0.26	0	0.11	0.23

(b) 固着度

船首, 船尾部倉口端における単位長さの振り角は 0° ではなく, したがって, この位置で振りに対して完全に固定されているわけではない。したがって, 単位長さの振り角 0° なる位置, すなわち, 振りに対する固定点は, 閉断面内のある位置にあるものと考えることができる。

いま開口断面の長さは実際の長さ L_0' よりも ΔL_0 だけ増加し, $L_0 = L_0' + \Delta L_0$ なる長さの一様開口断面梁の端部が固定されているものとして, (1) 式を適用して計算した振り角 φ と実験値 φ とが一致するように ΔL_0 を定めると, Table 3・4 に示すとおりである。

Γ を開口部の曲げ振り剛性, Γ_0 を端部閉断面について甲板部を Shade の論文より求めた有効

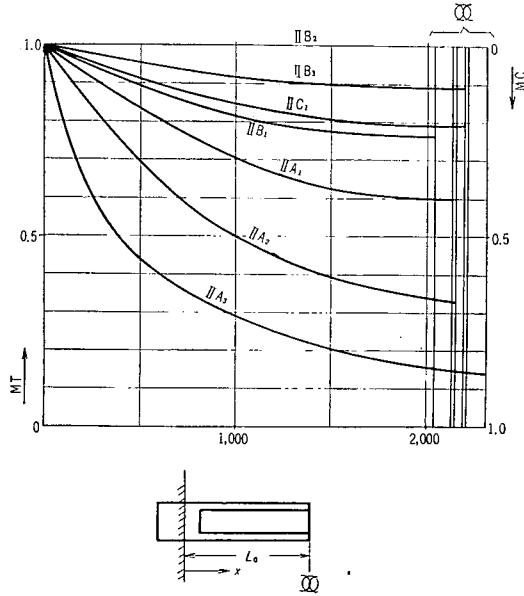


Fig. 3・22 Mc/MT

Table 3・4 ΔL_0

	II-A ₁	II-A ₂	II-A ₃	II-A ₃ -D	II-B ₁	II-B ₂	II-B ₃	II-C ₁
ΔL_0 mm	345	352	510	350	240	212	390	410
L_0 mm	2145	2125	2310	2150	2040	2012	2190	2210

幅を有する船側部の Flange と見なして計算した曲げ振り剛性とすれば, ΔL_0 は Fig. 3・23 および次式によりあらわすことができる。

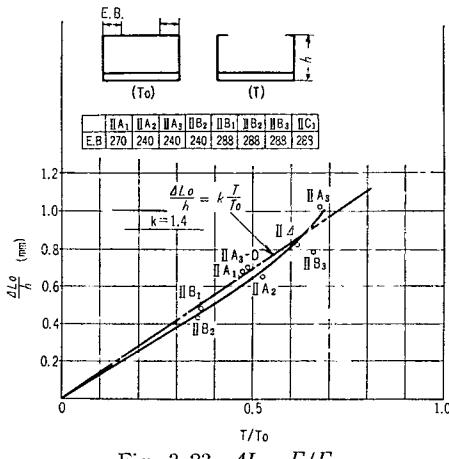


Fig. 3-23 $\Delta L_0 \sim \Gamma / \Gamma_0$

$$\frac{\Delta L_0}{h} = k \frac{\Gamma}{\Gamma_0} \quad \dots\dots(8)$$

$$k=1.4$$

h =深さ

(c) 船首尾閉断面部板厚変化の捩り角におよぼす影響

模型の端部閉断面部の板厚は、II A₃ を除いて 4.5 mm としたが、II A₃ 模型のみは 3.2 mm とし、試験終了後、すなわち模型の甲板部は B^{hd} Top Plate のみを残す全開口模型の端部閉断面部を 3.2 mm 鋼板で Doubling した後、更に捩り試験を行なった。

捩りモーメント 1 T.M. に対する Doubling なし

(II A₃) および Doubling 施工後 (II A₃-D) の捩り角は Fig. 3-24 に、閉断面内的一点を固定と考えて、船長の 1/2 長さに対する捩り角の試験値と計算値との比較を行なえば Fig. 3-25 に示すとおりで、Doubling 施工後は端部固着度が増加するので、このため ΔL_0 が減少するものと考えて計算を行なえば試験結果とよく一致する。

(d) 中央部に捩りモーメントを加えた場合の捩り角

船体模型の中央部に捩りモーメントが作用する場合の捩り角を求めるため、II A₃-D 模型を使用して Fig. 3-26 に示すごとく、両端部および中央部にそれぞれ捩りモーメント Mt および mt を加えて捩り角の測定を行なった。

端部捩りモーメント $Mt=1$ T.M. に対して、中央部捩りモーメント $mt=1$ T.M. および $mt=0$

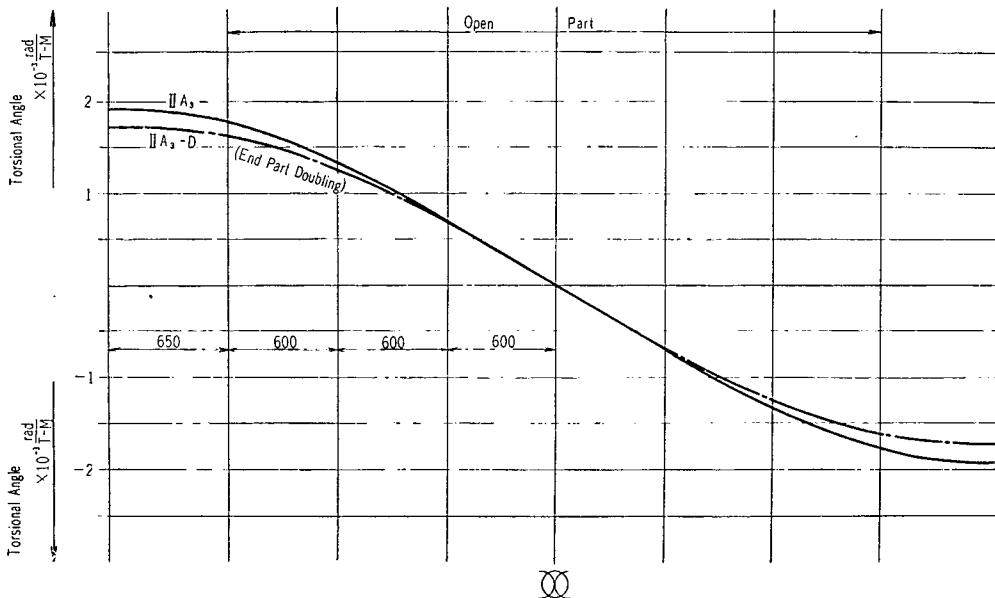


Fig. 3-24 Twisting Angle II A₃, II A₃-D ($\lambda=1200$ mm, 1 T.M.)

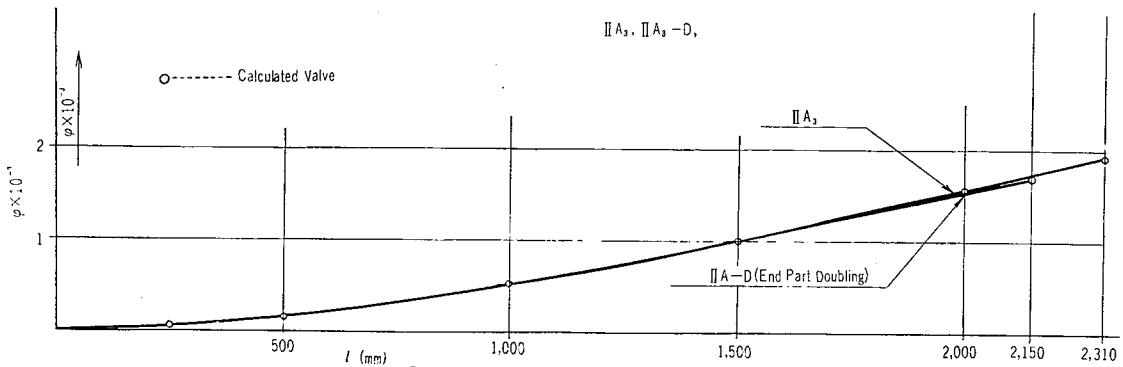


Fig. 3.25 Twisting Angle II A₃ II A 3-D When One End Fixed (1 T.M.)

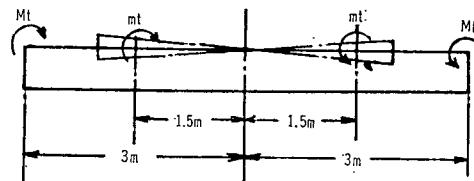


Fig. 3.26

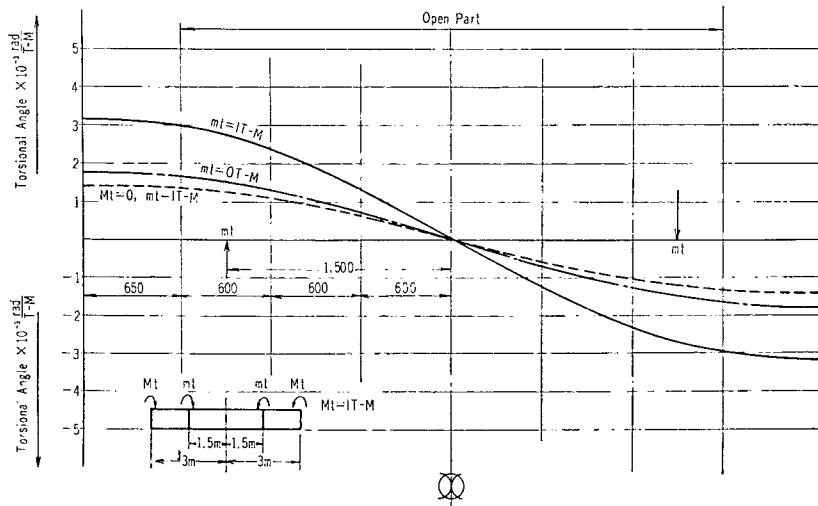


Fig. 3.27 Twisting Angle II A 3-D When Loaded End and Middle Part

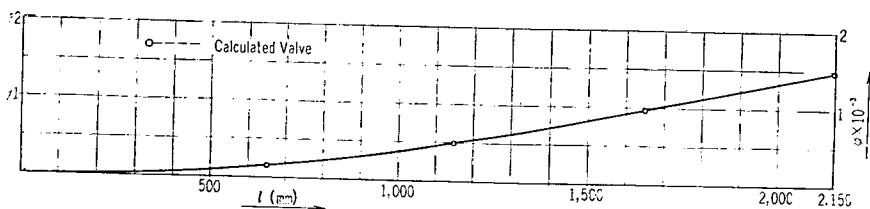


Fig. 3.28 Twisting Angle II A 3-D When Loaded Middle Part

なる場合の捩り角は Fig. 3・27 に示すとおりである。これより端部捩りモーメント $Mt=0$, 中央部にのみ $mt=1$ T.M. を加えた場合の捩り角を求めれば同図に示すとおりである。この場合, $1/2 L$ を考え端部固定, \otimes 部自由とし, 端部固着度を II A₃-D の場合と等しく $4L_0=350$ mm とし, 計算値と実験値との比較を行なえば, Fig. 3・28 に示すとおり両者はよく一致する。

(2) 有甲板の場合の捩り角

有甲板の場合の捩り角は, 捣りを受けた一端固定, 他端自由な一様開口矩形断面 Beam に, 甲板部の Deck Plate に生ずる剪断力 Q_n により生じた逆捩りモーメントが全長にわたって一様に分布して作用するものと考えれば, 次式によりあらわされる。(付 Fig. 16)

$$\varphi = \frac{Mt}{C + \epsilon \epsilon' (\alpha_1 + \dots + \alpha_n)} \left\{ x + \frac{\eta}{\cosh \frac{L_0}{\eta}} \left(\sinh \frac{L_0 - x}{\eta} - \sinh \frac{L_0}{\eta} \right) \right\} \quad \dots \dots (9)$$

ただし,

$$\eta = \sqrt{T/C}$$

$$\alpha = 1 - \frac{\cosh \frac{L_0 - l_n}{\eta}}{\cosh \frac{L_0}{\eta}}$$

l_n =固定端より Deck Plate 中央までの長さ

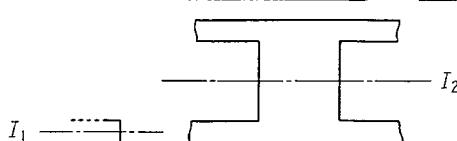
ϵ, ϵ' =Table 3・5 に示す値

すなわち, 無甲板船の捩り剛性が Deck Plate の影響により $\epsilon, \epsilon'(\alpha_1 + \dots + \alpha_n)$ だけ増加したものとを考えることができる。1/2 長さに対する捩り角 φ_{max} について固着度を無甲板の場合に等しくとり, 上式による計算値と実験値との比較を行なえば, Fig. 3・15~21 に示すとおりで, 両者はかなりよく一致する。

Table 3・5 ϵ, ϵ'

	ϵ	ϵ'
Double Hull Double Bottom II A ₁ , II A ₂ , II A ₃	$\frac{(\beta/2 + h)C}{AtG} + \frac{1}{2}(B + \beta)(H - e)$ $\beta \left\{ \frac{K}{E} + \frac{1}{(L - \lambda)tG} \right\} + \frac{\beta^3}{12EI_2}$	$\frac{B(h + \frac{3}{2}C_1 - e) + \beta(3h + \frac{C_1}{2} + e)}{2L_0}$
Single Hull Double Bottom II B ₁ , II B ₃	$\frac{B}{t} + \frac{(h - (B - \beta/4))S}{A} \frac{C}{2AG} + B(h - e)$ $\beta \left\{ \frac{K}{E} + \frac{1}{(L - \lambda)tG} \right\} + \frac{\beta^3}{12EI_2}$	$\frac{B(h - e) + \beta(H + e)}{L_0}$
Single Hull Single Bottom II B ₂	$\frac{(B + h - \frac{\beta}{2})}{2} \frac{3C}{St^2G} + \frac{2}{B}(h - e)$ $\beta \left\{ \frac{K}{E} + \frac{1}{(L - \lambda)tG} \right\} + \frac{\beta^3}{12EI_2}$	$\frac{B(h - e) + \beta(H + e)}{L_0}$
Single Hull Double Bottom Sponson 付 II C ₁	$\frac{1}{tG} \left(\frac{BC_1}{2A_1} + \frac{iC_2}{A_2} \right) + \left(h - i - \frac{B - \beta}{4} \right) t + B(H - e)$ $\beta \left\{ \frac{K}{E} + \frac{1}{(L - \lambda)tG} \right\} + \frac{\beta^3}{12EI_2}$	$\frac{B(h - e) + \beta(H + e)}{L_0}$

$$K = \frac{\beta \lambda^3}{24I_1 L^2}$$



(3) 各種模型の捩り角の比較

捩りモーメント 1 T.M. が作用した場合、倉口長さの変化に応ずる最大捩り角を比較すれば Fig. 3.29 に示すとおりで、Single Hull Double Bottom 普通型開口船に相当する II B₃ 模型の倉口長さ $\lambda=640 \text{ mm}$ なる場合の捩り角を基準として、コンテナー船に相当する広幅全通倉口、すなわち $\lambda=1200 \text{ mm}$ なる場合の捩り角に比較すれば、Table 3.6 に示すとおりで、普通型開口船に比較して 3~9 倍の捩り角が生じる。

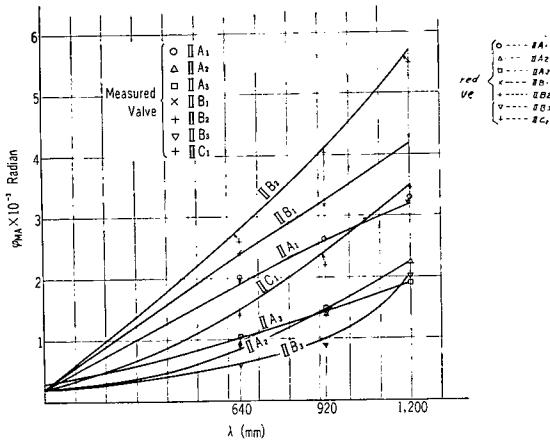


Fig. 3.29 Max Twisting Angle φ_{\max} (1 T.M.)

Table 3.6 Max. Twisting Angle φ_{\max}

	II B ₃ ($\lambda=640$)	II A ₁	II A ₂	II A ₃	II B ₁	II B ₂	II B ₃	II C ₁
$C(\times 10^{11})$		1.82	4.66	7.32	0.82	$(\times 10^8)$ 1.68	0.82	0.97
$\Gamma(\times 10^{17})$	φ_{B_3}	6.72	6.81	6.14	5.25	4.64	15.90	8.40
$\varphi_{\max}(\times 10^{-3})$	0.6×10^{-3}	3.30	2.25	1.92	4.30	5.50	2.00	3.45
$\varphi_{\max}/\varphi_{B_3}$		5.60	3.50	3.20	7.00	9.20	3.30	5.80

(Unit: mm, rad.)

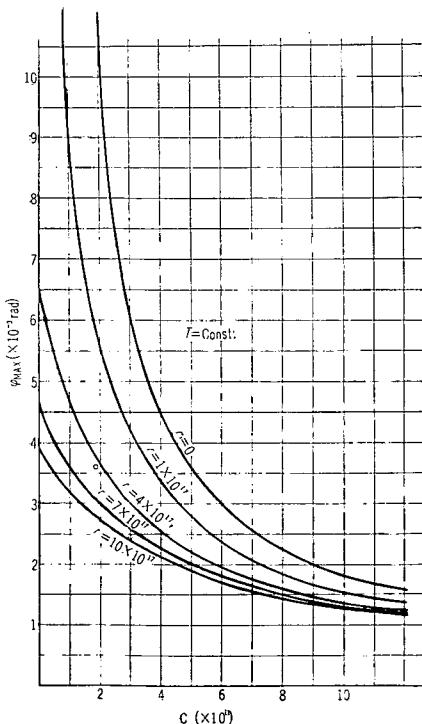


Fig. 3.30 $\varphi_{\max} \sim C \cdot \Gamma$. (1 T.M.)

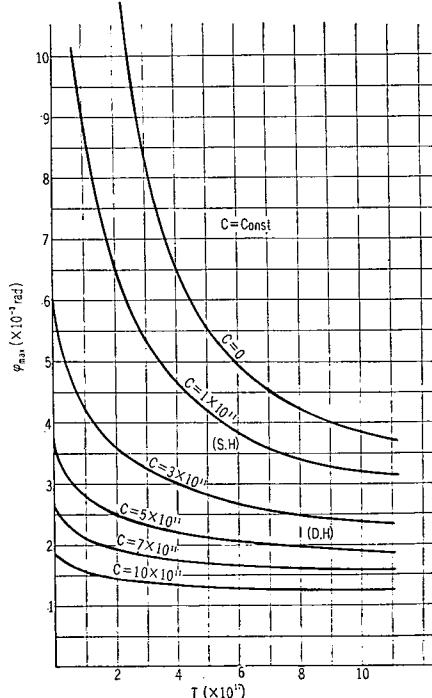


Fig. 3.31 $\varphi_{\max} \sim C \cdot \Gamma$. (1 T.M.)

Double Hull Double Bottom の II A₁, II A₂, II A₃ は曲げ捩り剛性 Γ はほとんど等しく、捩り剛性 C の異なる場合の捩り角の比較で、II A₃ は II A₁ の 4 倍の捩り剛性を有しているが、捩り角の減少は約 40% である。 φ_{\max} と C および Γ との関係は Fig. 3-30~3-31 に示すとおりで、 C , Γ ともに小さい場合には、 C , Γ の何れを増加しても捩り角は大幅に減少するが、 C がある値以上になると、材料を加えて Γ を増加しても捩り角はそれほど減少せず、また、 Γ がある値以上になると捩り剛性 C を増加しても捩り角はそれほど減少しない。

3.3.2 捿りによる剪断応力について

捩りモーメントを受けて捩れている船体模型に生ずる剪断応力は、捩り剛性による剪断応力、曲げ捩り剛性による剪断応力および有甲板部 Deck Plate に生ずる剪断応力 Q_n により船側部甲板に生ずる剪断応力、その他局部的剪断応力の和と考えることができる。

(1) 船側部、船底部に生ずる剪断応力

船側部、船底部には捩り剛性による剪断応力および曲げ捩り剛性による剪断応力が主として作用する。捩りモーメント 1 T.M. の場合、 \otimes 部およびこれに隣接する甲板部中央横断面内に生ずる剪断応力の実験値と計算値とを比較すれば、Fig. 3-32~3-38 に示すとおりで、曲げ捩り剛性による剪断応力は、船側部では、外側は捩り剛性により生ずる剪断応力と同一方向に作用するが、内側では反対方向に作用する。底部では、外側は捩り剛性と反対方向に、内側では同一方向に作用する。剪断応力は Double Hull Double Bottom 模型では、実験値と計算値は比較的よく一致するが Single Hull Single Bottom の場合にはある程度の相異が生ずる。これは有甲板部は Deck Plate の作用により、ある程度固着端の作用をなし、局部的の曲げ捩りを生ずるために、この傾向は有甲板部の大きい場合および Single Hull Single Bottom の場合、特に著しくあらわれる。

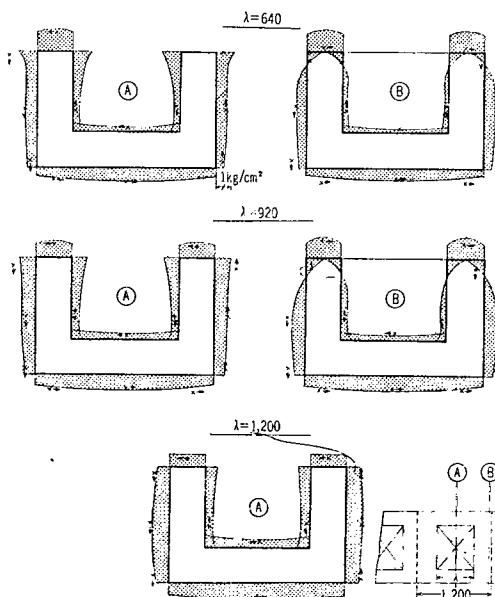


Fig. 3-32 Shearing Stress Distribution
By Torsion II A₁ (1 T.M.)

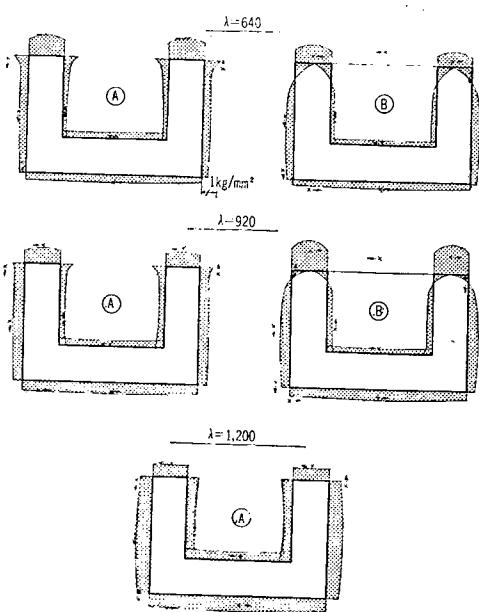


Fig. 3-33 Shearing Stress Distribution
By Torsion II A₂ (1 T.M.)

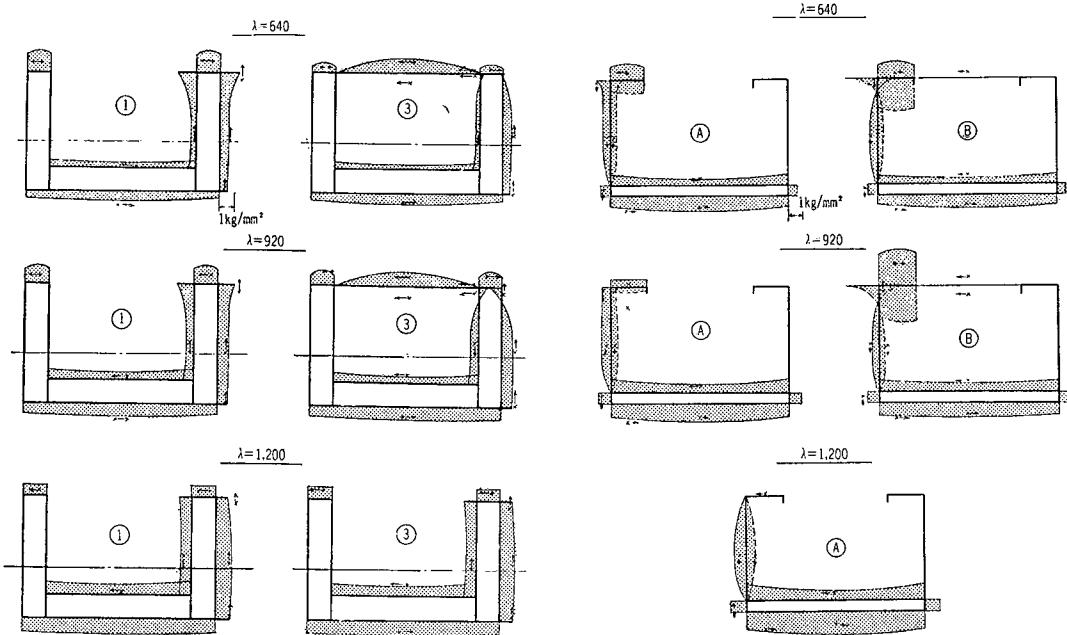


Fig. 3-34 Shearing Stress Distribution II A₃
By Torsion (1 T.M.)

Fig. 3-35 Shearing Stress Distribution
By Torsion II B₁ (1 T.M.)

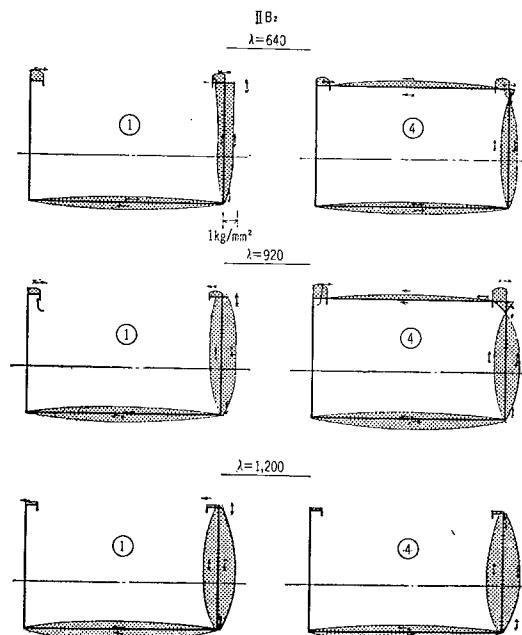
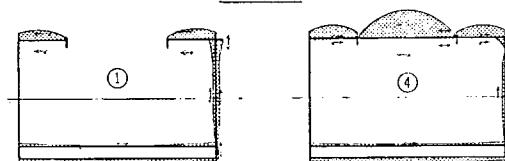


Fig. 3-36 Shearing Stress Distribution II B₂
By Torsion (1 T.M.)

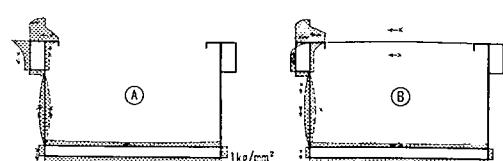
(2) 有甲板部 Deck Plate に生ずる剪断応力 Q_n および応力分布

Deck Plate のない一様開口断面の船体が捩りモーメントを受けて捩れている場合、Deck Plate を挿入すれば、Deck Plate は Fig. 3-39 のごとく変形し、Deck Plate には剪断力 Q_n が生じ、船体

$\lambda=640$

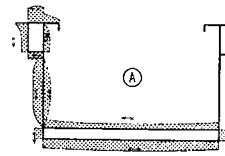
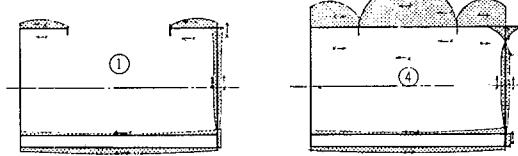


$\lambda=640$



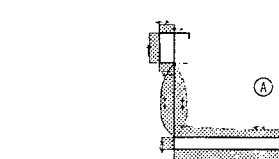
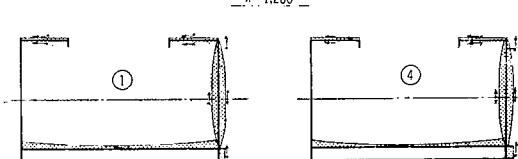
1kg/cm²

$\lambda=920$



$\lambda=920$

$\lambda=1,200$



$\lambda=1,200$

Fig. 3-37 Shearing Stress Distribution II B₃
By Torsion (1 T.M.)

Fig. 3-38 Shearing Stress Distribution
By Torsion II C₁ (1 T.M.)

の捩り角は Deck Plate のない状態よりも減少する。

この場合、生ずる剪断力 Q_n は、Deck Plate と甲板部との接合部中央における単位長さの捩り角を θ_1 とすれば、次式によりあらわすことができる。

$$Q_n = \epsilon \cdot \theta_1 \quad \dots \dots (10)$$

ϵ は Deck Plate の剪断、曲げおよび甲板側部の甲板面内における曲げ剛性の関数としてあらわすことができる。 ϵ の値は Table 3-5 に示すとおりで、 θ_1 は次式によりあらわされる。

$$\theta_1 = \frac{Mt \left(1 - \frac{\cosh(L_0 - l)/\eta}{\cosh L_0/\eta} \right)}{C + \epsilon \cdot \epsilon' \left(1 - \frac{\cosh(L_0 - l)/\eta}{\cosh L_0/\eta} \right)} \quad \dots \dots (11)$$

捩りにより Deck Plate に生ずる剪断力 Q_n と甲板開口長さ λ との関係は Fig. 3-42 および Table 3-7 に示すとおりで、実験値は各模型に捩りモーメントを与えた場合、Deck Plate の中心線上に生ずる応力の測定から得られた剪断応力が

$$\tau = \frac{6 Q_n}{t l^3} \left(\frac{l^2}{4} - y^2 \right)$$

に従うものとして τ_{max} を求め、これより Q_n を求めたものである。(Fig. 3-40) (Fig. 3-41~3-49)

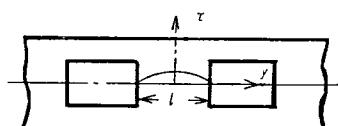


Fig. 3-40

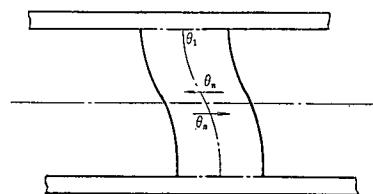


Fig. 3-39

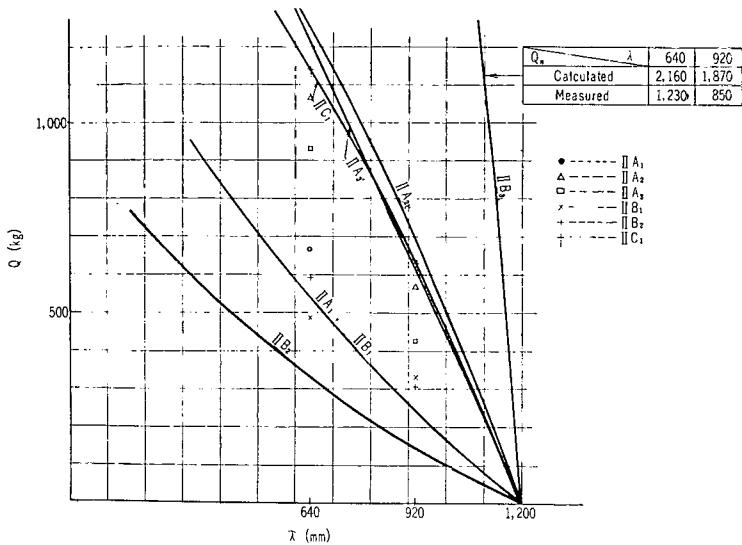


Fig. 3·41 $Q_n \sim \lambda$

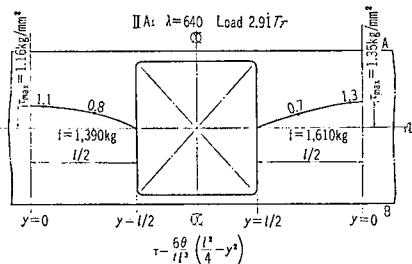


Fig. 3·42 Shearing Stress Distribution Along Dk. Center Line

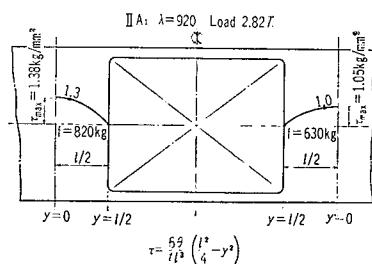


Fig. 3·43 Shearing Stress Distribution Along Dk. Center Line

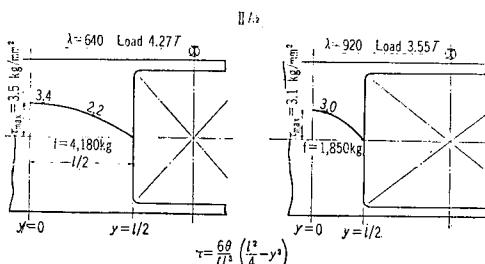


Fig. 3·44 Shearing Stress Distribution Along Dk. Center Line

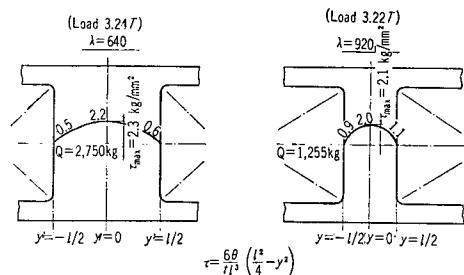


Fig. 3·45 Shearing Stress Distribution II A₃ Along Dk. Center Line

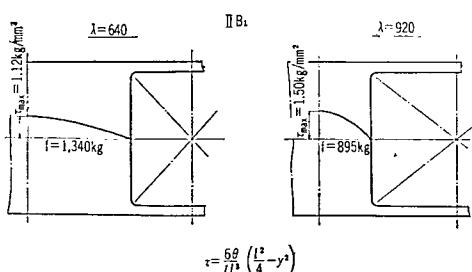


Fig. 3·46 Shearing Stress Distribution Along Dk. Center Line

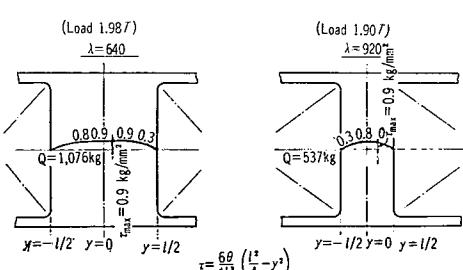


Fig. 3·47 Shearing Stress Distribution II B₂ Along Dk. Center

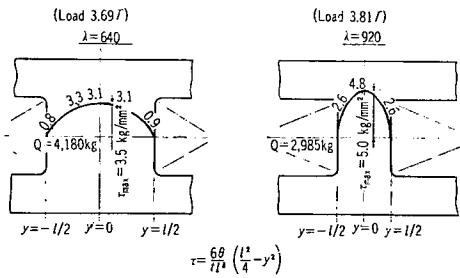


Fig. 3-48 Shearing Stress Distribution II B₃ Along Dk. Center Line

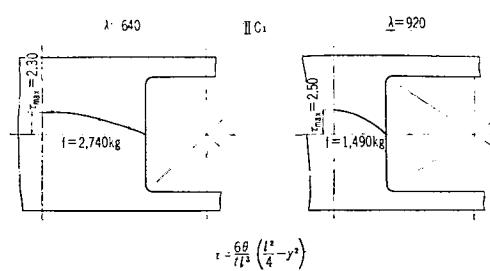


Fig. 3-49 Shearing Stress Distribution Along Dk. Center Line

Table 3-7 Shearing Force Q_n ~Hatch Length λ

λ mm	II A ₁		II A ₂		II A ₃		II B ₁		II B ₂		II B ₃		II C ₁	
	640	920	640	920	640	920	640	920	640	920	640	920	640	920
Calculated Q_n kg	536	240	1250	695	1205	611	540	240	328	148	2160	1870	1140	630
Measured Q_n kg	665	310	1065	568	930	424	489	331	590	306	1230	850	935	525

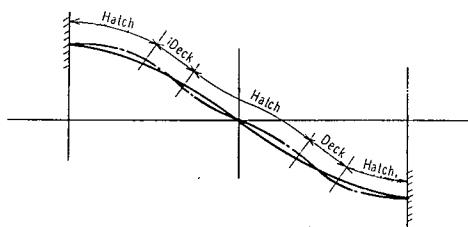


Fig. 3-50

Deck Plate に生ずる剪断力 Q_n の計算値と実験値とは Single Hull Single Bottom II B₂ および普通幅甲板開口 II B₃ を除いてかなりよく一致している。II B₂ は実験値が計算値よりも大きく、II B₃ ではこの逆になっている。外部モーメントが連続して Beam 全体に一様に作用する場合には、Fig. 3-50 の実線に示すとおり Fair な曲線となるが、II B₂ の場合には

開口部の捩り剛性が非常に小さいため、有甲板部 Deck Plate の端部に集中的に生ずる力による逆捩モーメントにより、鎖線で示すような変形を生じ、甲板部の単位長さの捩りは増加する。このため一様に捩りモーメントが作用すると仮定した場合に比較して、実際には Deck Plate に生ずる剪断力は約 2 倍になる。(Fig. 3-53)

II B₃ の場合には上記とは逆になり、単位長さの捩り角が減少するので、一様に捩りモーメントが作用すると考えた場合に比較して約 1/2 の剪断力が作用するものと考えられる。

上記のとおり II B₂ (Single Hull Single Bottom) および II B₃ (Single Hull Double Bottom 普通型開口) の場合には、Deck Plate に生ずる剪断力 Q_n の実験値と計算値とは相当異なる値をとるが、全体の捩り角は、計算式より求めた剪断力 Q_n を使用して計算を行なえば、他の広幅甲板開口の場合と同じく実験結果とよく一致する。

Deck Plate に生ずる剪断力 Q_n の分布は Fig. 3-42~3-49 および Fig. 3-51~3-53 に示すとおりで、船体中心線上においては抛物線分布であるが、船側部に近づくに従って船側部 Beam の影響により船体中心線上の分布とは逆の分布となる。

(3) 船側部甲板に生ずる剪断応力

甲板側部を Fig. 3-54 に示すとおり船側部甲板を Web, 外板および内側外板を Flange とした

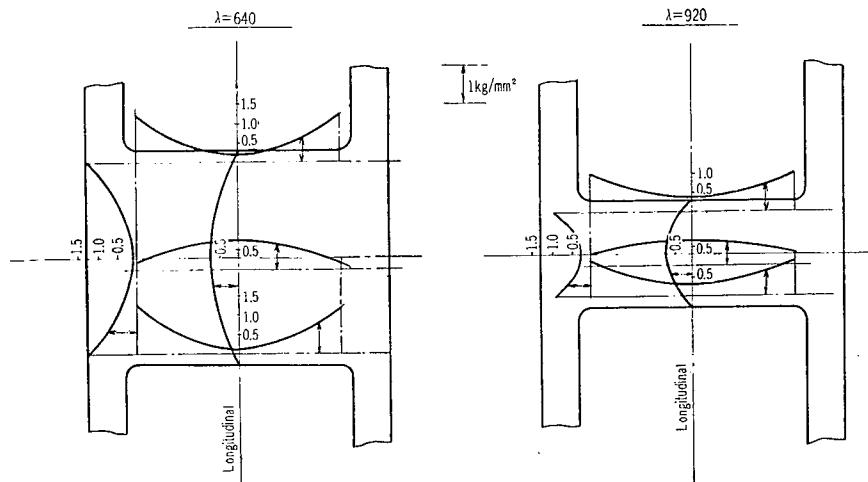


Fig. 3-51 Shearing Stress Distribution II A₃ on Deck (1 T.M.)

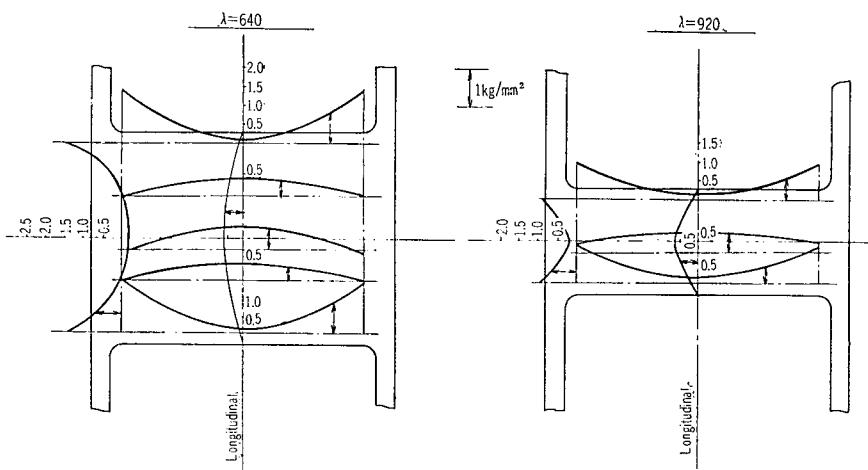


Fig. 3-52 Shearing Stress Distribution II B₂ on Deck (1 T.M.)

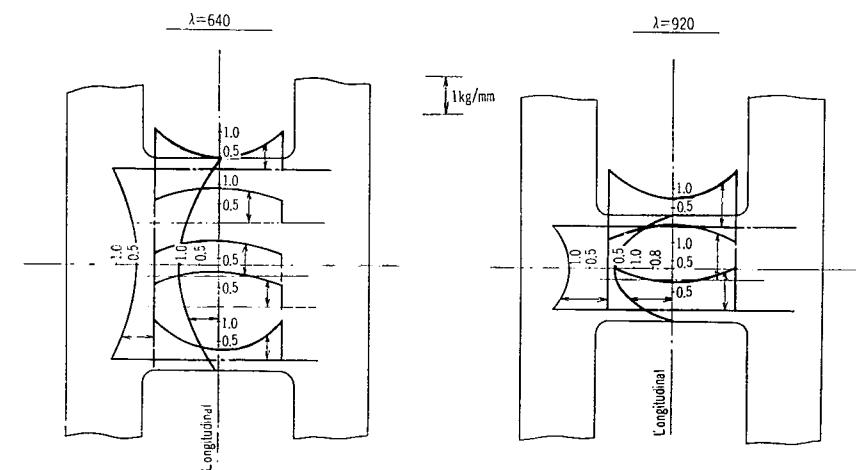


Fig. 3-53 Shearing Stress Distribution II B₃ on Deck (1 T.M.)

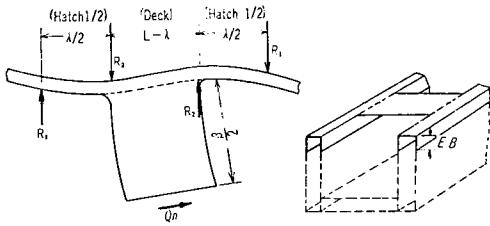


Fig. 3-54

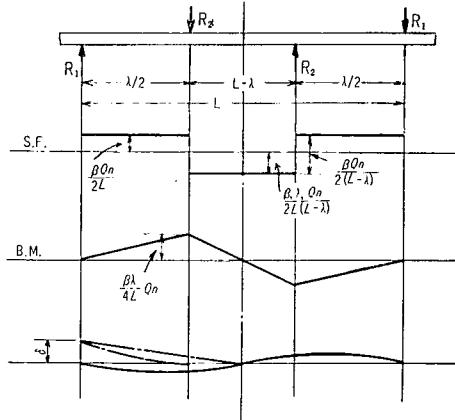


Fig. 3-55

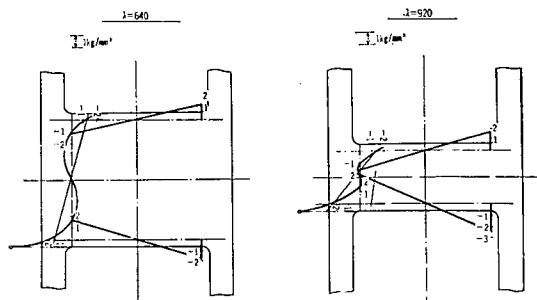


Fig. 3-56 Shearing Stress Distribution II A₃
on Deck (1 T.M.)

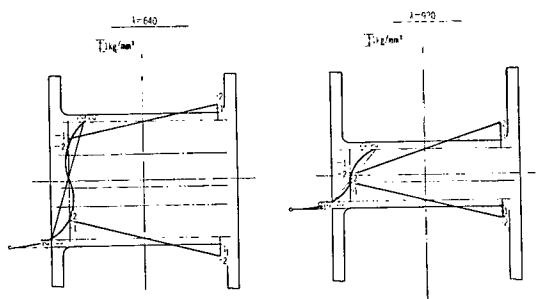


Fig. 3-57 Shearing Stress Distribution II B₂
on Deck (1 T.M.)

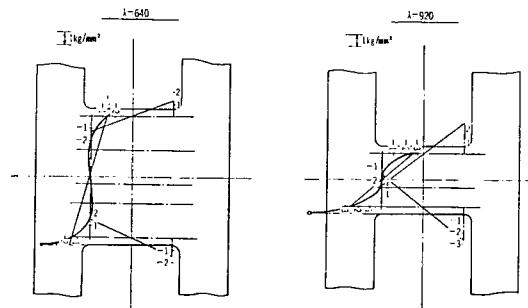


Fig. 3-58 Shearing Stress Distribution II B₃
on Deck (1 T.M.)

連続 Beam とし、Deck Plate は 2 本の連続 Beam を連結する板とする。船体が捩りモーメントを受けると Deck Plate には剪断力 Q_n が生ずるが、この剪断力 Q_n は船側 Beam を介して船体に逆捩りモーメントを与えると同時に、船側 Beam に甲板面内に作用する曲げモーメントを与え局部変形を起す。この場合、Deck Plate の連結されている部分の船側 Beam は Deck Plate の作用により直線変形をなすものと考え、Deck Plate の端部に $\beta/2 Q_n$ なるモーメントに相当する集中荷重が作用するものとする。これは Fig. 3-56~3-59 に示す Deck Plate Edge の応力分布より分るとおり、荷重は Deck Plate の端部付近のみに作用するので集中荷重と見なすことができる。

Fig. 3-55 より Deck Plate の作用により船側部甲板に生ずる剪断力は、開口部では、 $\beta Q_n/2L$ 、有甲板部では $-\beta \cdot \lambda \cdot Q_n/(2L(L-\lambda))$ となり、従って剪断応力は開口部では捩りによる剪断応力と同じ方向に作用するが、有甲板部では逆方向となり、この値は捩りによる剪断応力よりも大きいので、

Fig. 3-37~3-41 に示すとおり、有甲板部船側甲板においては逆方向の剪断応力を生ずる。

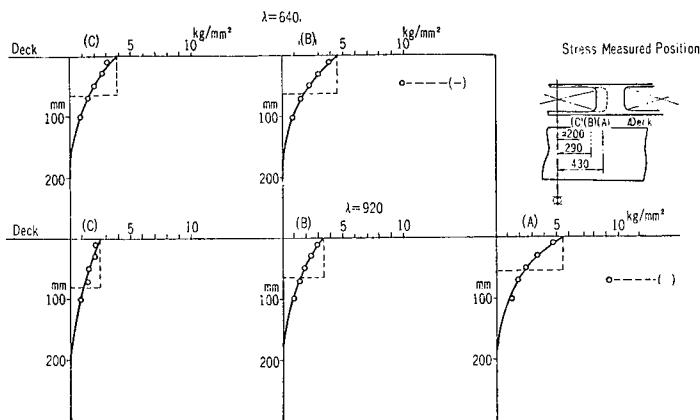


Fig. 3-59 Longitudinal Stress Distribution on Upper Part of Shell Plate and effective Breadth (II B 3)

(4) 船側部甲板 Beam の有効幅

前項の船側部甲板 Beam の甲板面内における曲げ剛性を求めるためには、Flange となる船側部外板の有効幅を求めることが必要である。このため II A₃, II B₂, II B₃ 模型の船側上部に Strain Gauge を貼付して縦方向の応力分布を測定し、曲げ振りによる応力の修正を行なった後有効幅を求めた (Fig. 3-59~3-62)。また別に Shade の方法により Double Web, Central Load の場合を適用して求めた有効幅との比較を行なえば Table 3-8 に示すとおりで、Shade の方法による有効幅を適用することができる。

(5) 船側部甲板に生ずる縦応力

船側部甲板には有甲板部 Deck Plate の作用により甲板面内の曲げモーメントが生じて縦方向の応力を発生し、別に曲げ振りにより生じた縦方向の応力がこれに加わる。最大応力は曲げモーメントの最大となる位置、すなわち開口部と有甲板部との接続部に生ずる。

曲げモーメントにより生ずる R 止りの応力は、

Table 3-8 Effective Breadth

	II A ₁	II A ₂	II A ₃	II B ₁	II B ₂	II B ₃	II C ₁
Effective Breadth	Calculated mm	63	68	68	61	63	78
	Measured mm			55~85			65

$$\sigma_1 = \frac{\beta((\lambda/2)-\gamma)y}{2L \cdot I_1} \quad \dots\dots(12)$$

曲げ振りにより生ずる応力は、

$$\sigma_1' = \frac{b}{2} E \frac{Mt}{\sqrt{C\Gamma}} \frac{\sinh \frac{L_0-x}{\sqrt{C\Gamma}}}{\cosh \frac{L_0}{\sqrt{C\Gamma}}} (H-e) \quad \dots\dots(13)$$

振りモーメント 1 T.M. の場合、II A₃, II B₂, II B₃ 模型甲板部に生ずる曲げ振りによる縦方向

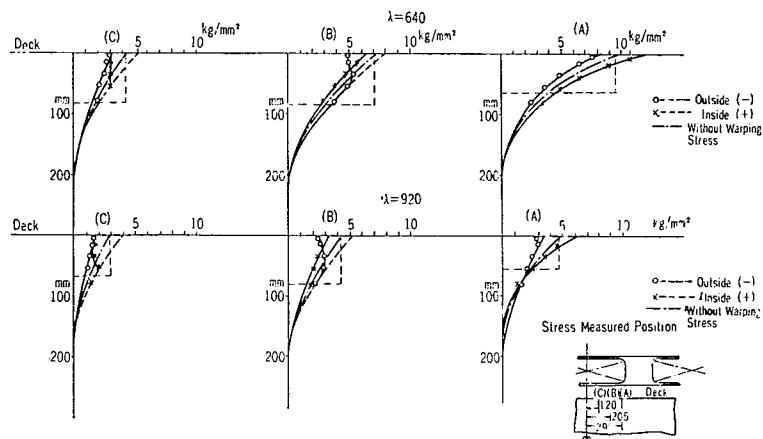


Fig. 3-60 Longitudinal Stress Distribution on Upper Part of Shell Plate and Effective Breadth (II A 3)

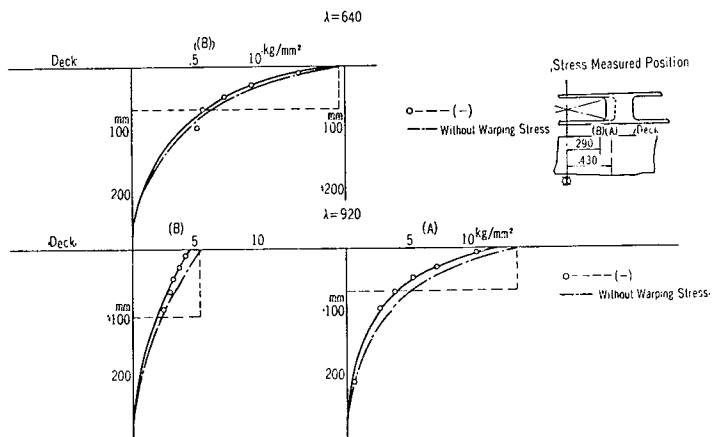


Fig. 3-61 Longitudinal Stress Distribution on Upper Part of Shell Plate and Effective Breadth II B₂

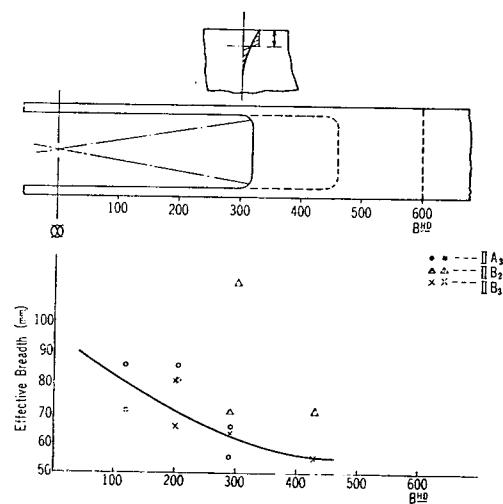


Fig. 3-62 Effective Breadth on Upper Part of Shell Plate

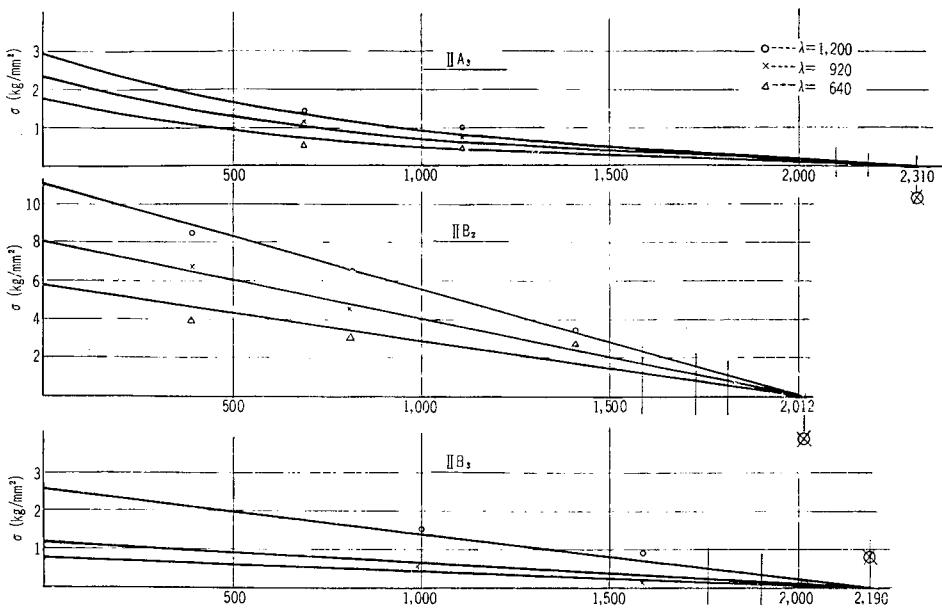


Fig. 3-63 Longitudinal Stress by Torsion Bend along Upperport of Side Shell

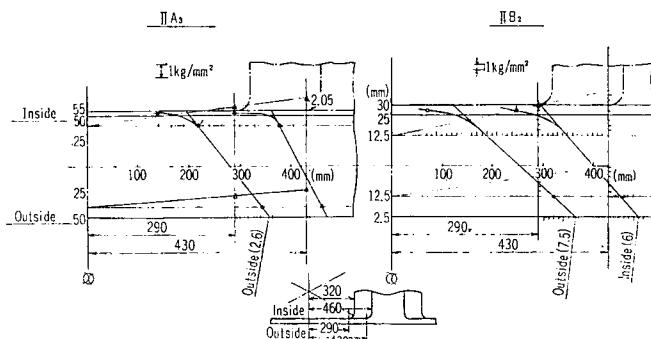


Fig. 3-64 (I) Longitudinal Stress Distribution along Hatch Way

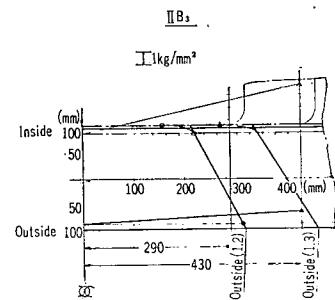


Fig. 3-64 (II)

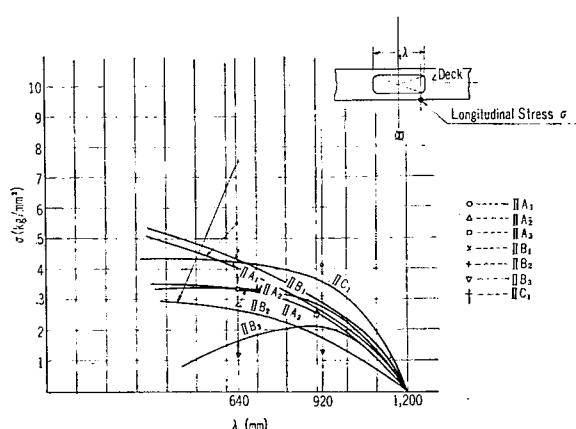


Fig. 3-65 Max Longitudinal Stress at Hatch Side (1 T.M.)

応力は Fig. 3-63 に、開口部 R 止りの位置に生ずる甲板船側部の応力分布の測定値は Fig. 3-64 に、上式による計算値との比較は Fig. 3-65 および Table 3-9 に示すとおりで、Single Hull Single Bottom II B₂ の場合を除いて両者は比較的よく一致する。II B₂ の場合には開口部の捩り剛性が非常に小さいために、(2) 項に示したとおり実際には Fair な捩りが起らず、剪断力 Q_n が大きくなるために実験値は計算値よりも大きくなるものと考えられる。

Table 3-9 Longitudinal Stress on Hatchway

	II A ₁	II A ₂	II A ₃	II B ₁	II B ₂	II B ₃	II C ₁
λ mm	640	920	640	920	640	920	640
σ kg/mm ²	Calculated	4.0	2.6	3.3	2.8	3.3	2.5
	Measured	5.5	4.1	2.8	2.6	2.6	1.8

σ : Outside Stress

(6) 倉口隅部の応力集中

捩りモーメントによる応力集中を調べるために、倉口隅部に沿い Strain Gauge を貼付し、各倉口長さに対して倉口隅部の半径 20 mm および 30 mm の場合の応力を測定した。捩りモーメント 1 T.M. の場合の応力測定値は Fig. 3-66~3-68 に、最大応力と開口長さとの関係は Fig. 3-67~3-70 に示すとおりで、倉口長さが甲板長さの 0.5~0.75 倍の場合には、倉口隅部に生ずる最大応力は倉口長さに関係なくほぼ一定であるが、0.75 倍以上になると漸減し、無甲板状態で 0 となる。船側部甲板 Beam の甲板面内における曲げ剛性の少ない II B₂ では、最大応力発生位置は船側部に近いが、船側部甲板の剛性が強くなるに従って 45° 方向に近づく。最大応力発生位置は Fig. 3-71 に示すとおり Deck Plate および船側部甲板の甲板面内における撓み比 δ_2/δ_1 との関係により示すことができる。開口部が大きくなり、Deck Plate の甲板面内における曲げ剛性が減少し、両者の撓み比 δ_2/δ_1 が 0.1 以上になると最大応力発生位置はほとんど変化しない。

δ_1, δ_2 は次の関係式によりあらわされる。(Fig. 3-72)

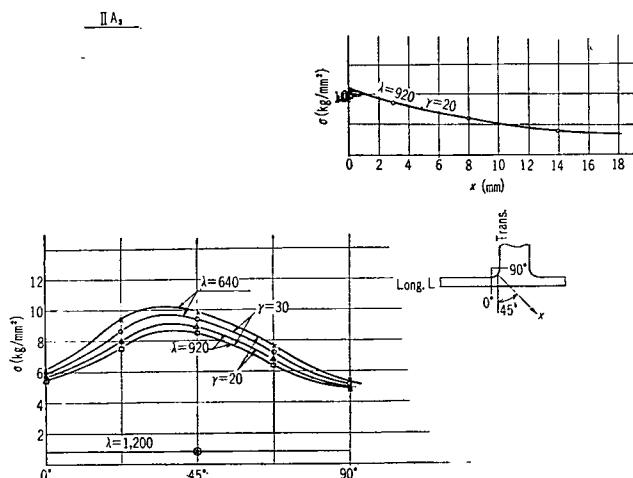


Fig. 3-66 Hatch Corner Stress Concentration (1 T.M.)

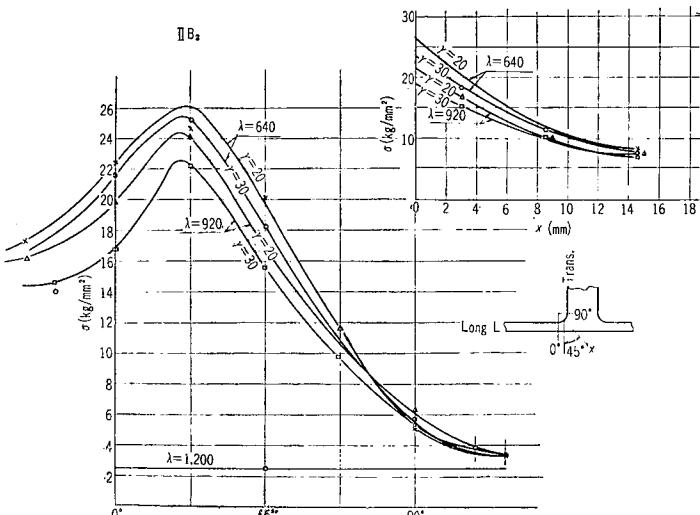


Fig. 3-67 Hatch Corner Stress Concentration (1 T.M.)

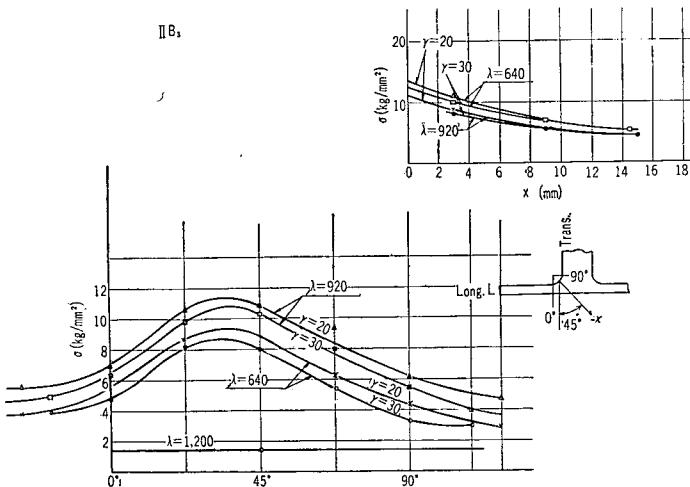


Fig. 3-68 Hatch Corner Stress Concentration (1 T.M.)

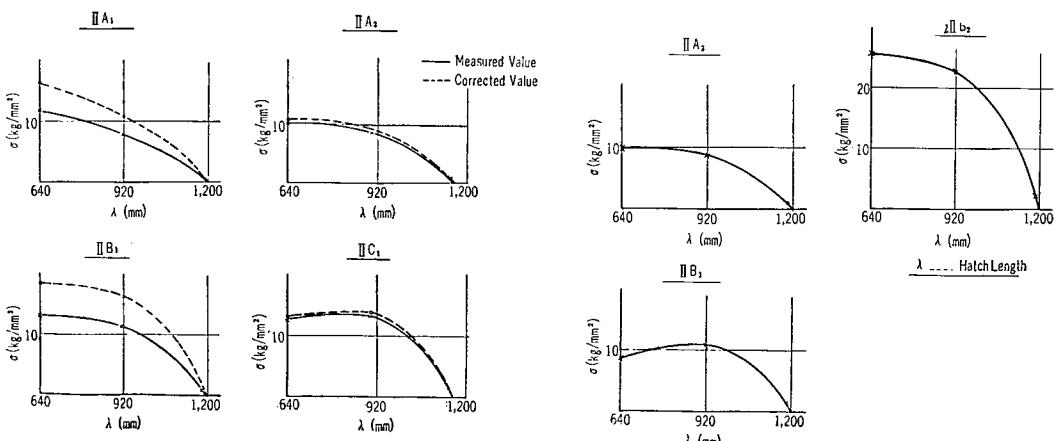


Fig. 3-69 Max. Stress of Hatch Corner

Fig. 3-70 Max. Stress of Hatch Corner

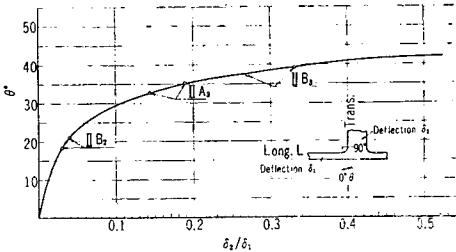


Fig. 3-71 Position of Hatch Corner
Max. Stress

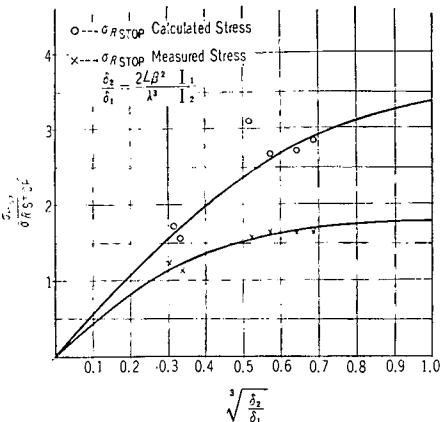


Fig. 3-72 Stress Concentration

$$\delta_1 = \frac{R_1(\lambda/2)^3}{3EI_1}$$

$$\delta_2 = \frac{(\beta/2)^3 Q_n}{3EI_2}$$

$$\text{撓み比} \quad \delta_2/\delta_1 = \frac{2L\beta^2}{\lambda^3} \frac{I_1}{I_2} \quad \dots\dots(14)$$

R 止りの応力を基準として応力集中率をあらわせば、Fig. 3-73 に示すごとく、Deck Plate および船側部甲板の撓み比 $\sqrt[3]{\delta_2/\delta_1}$ の関数としてあらわすことができる。開口長さが増加し Deck Plate の曲げ剛性が弱くなるに従って、応力集中率は増加するが、増加の割合は漸減し一定値に近づく。応力集中率の最大は、 R 止りの応力測定値を基準にとれば約 1.7 となる。最大応力の絶対値は捩り剛性が小さく、船側部甲板の曲げ剛性の弱い場合には相当高い値となる。

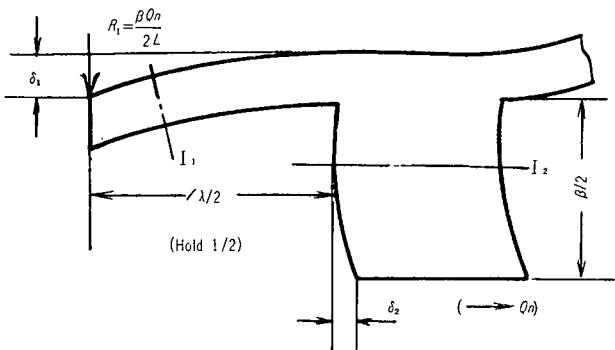


Fig. 3-73

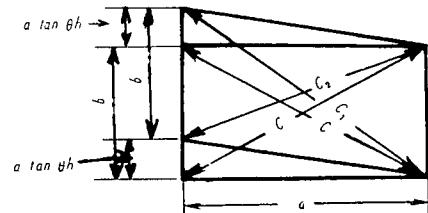


Fig. 3-74

(7) 捣りによる倉口の変形角

撊りによる倉口の変形量を知るため、無荷重時および荷重時における倉口の対角線長さを測定して倉口の変形角を求めた。無荷重時の倉口の辺の長さを a, b 、対角線長さを c 、撊りモーメント荷重時の対角線長さを c_1, c_2 とすれば、変形角 θ_h は次式によりあらわされる。(Fig. 3-74)

$$\theta_h = \frac{\theta_{1h} + \theta_{2h}}{2}$$

ただし、

$$\theta_{1h} = \tan^{-1} \frac{\sqrt{c_1^2 - a^2} - b}{a}$$

$$\theta_{2h} = \tan^{-1} \frac{b - \sqrt{c_2^2 - a^2}}{a}$$

振りモーメント 1 T.M. を加えた場合、中央部倉口の変形角と倉口長さとの関係は Fig. 3・75 に示すとおりで、船側部曲げ剛性の小さい II A₁, II B₁, II B₂ 模型は開口長さが小さい場合においても有甲板部 Deck Plate による影響が大きく、局部的変形が大きいために倉口の変形角も大きくなり、倉口長さの大きい場合とほぼ同等である。

船側部甲板に局部変形の起らない場合、倉口の変形角 θ_h は次式によりあらわされ、計測値と比較すれば Table 3・10 に示すとおりである。(Fig. 3・76)

$$\delta_h = d \cdot \sin \varphi_\lambda \doteq d \cdot \varphi_\lambda$$

$$\theta_h = \frac{\delta_h}{\lambda} = \frac{d \cdot \varphi_\lambda}{\lambda} = d \cdot \theta_{\max} \quad \dots \dots (15)$$

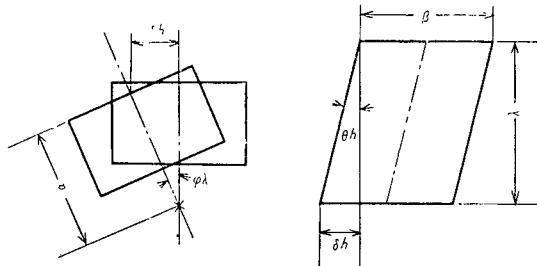


Fig. 3・75

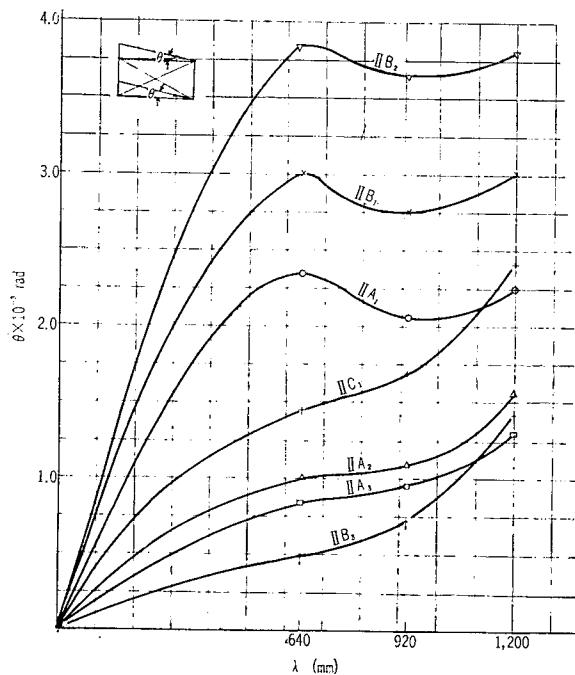


Fig. 3・76 Hatch Deformation Angle θ by Torsion

Table 3·10 Transformation Angle of Hatch θ_h

λ mm	II A ₁			II A ₂			II A ₃			II B ₁			
	640	920	1200	640	920	1200	640	920	1200	640	920	1200	
$\times 10^{-3}$	Calculated	0.89	1.15	1.46	0.42	0.61	0.95	0.40	0.57	0.73	1.11	1.48	1.95
θ_h	Measured	2.35	2.05	2.20	1.0	1.08	1.55	0.83	0.95	1.30	3.0	2.75	3.0
θ_h Mea./ θ_h Cal.		2.64	1.78	1.50	2.38	1.76	1.63	2.06	1.66	1.78	2.70	1.86	1.54
II B ₂			II B ₃			II C ₁							
640	920	1200	640	920	1200	640	920	1200	640	920	1200		
1.38	2.18	2.96	0.29	0.44	0.97	0.61	0.92	1.45					
3.83	3.65	3.83	0.50	0.73	1.43	1.45	1.70	2.40					
2.76	1.67	1.30	1.72	1.65	1.47	2.38	1.85	1.65					

(Unit: mm, rad)

船側部甲板の局部変形による倉口変形角の増加率と船側部甲板, Deck Plate の剛性比 δ_2/δ_1 との関係は Fig. 3·77 に示すとおりで、船側部甲板の曲げ剛性の少ない場合には、倉口変形角増加率は開口長さ $\lambda=640$ mm のとき 2.6, $\lambda=920$ mm および無甲板の場合 1.8 となるが、船側部甲板 Beam の曲げ剛性が増加するにつれて、この増加率は減少する。

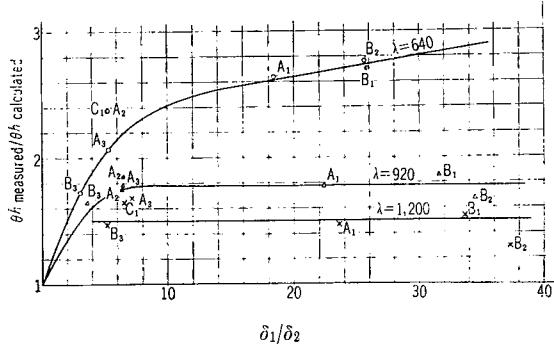


Fig. 3·77 Increment of Hatch Deformation Angle

3·3·3 縦強度

(1) Pure Bending による撓み

II A₁, II A₂, II B₁, II C₁ 模型に Pure Bending 荷重をかけて縦強度試験を行なった。実験模型に対する荷重要領は Fig. 3·78 に示すとおりで、撓みは次式によりあらわされる。

$$\delta = \frac{WL^2l_1}{8EI} + \frac{WL^2}{3EI} \left(l_1 + \frac{3l}{2} \right) \quad \dots\dots(15)$$

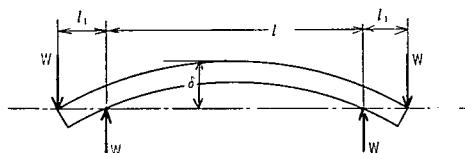


Fig. 3·78

荷重 1 ton に対する中央部の撓みの測定値および計算値は Table 3・11 および Fig. 3・79～3・82 に示すとおりで、両者はほとんど一致し、Beam Theory を適用して充分である。倉口長さの変化による撓みの差は僅かではあるが、倉口長さの増加にともない撓みは増加する。

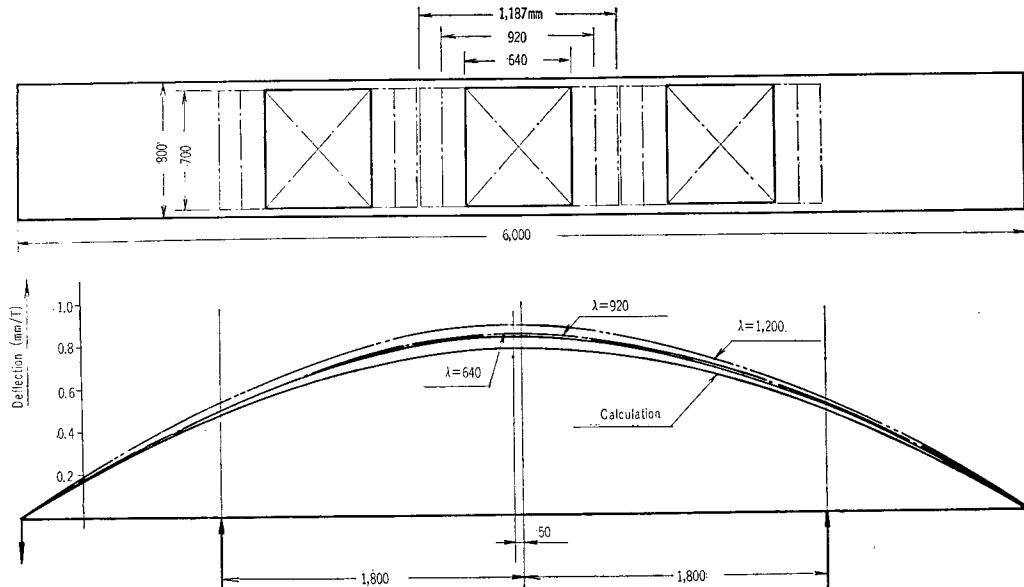


Fig. 3・79 Bending Deflection II A₁ (1 T.)

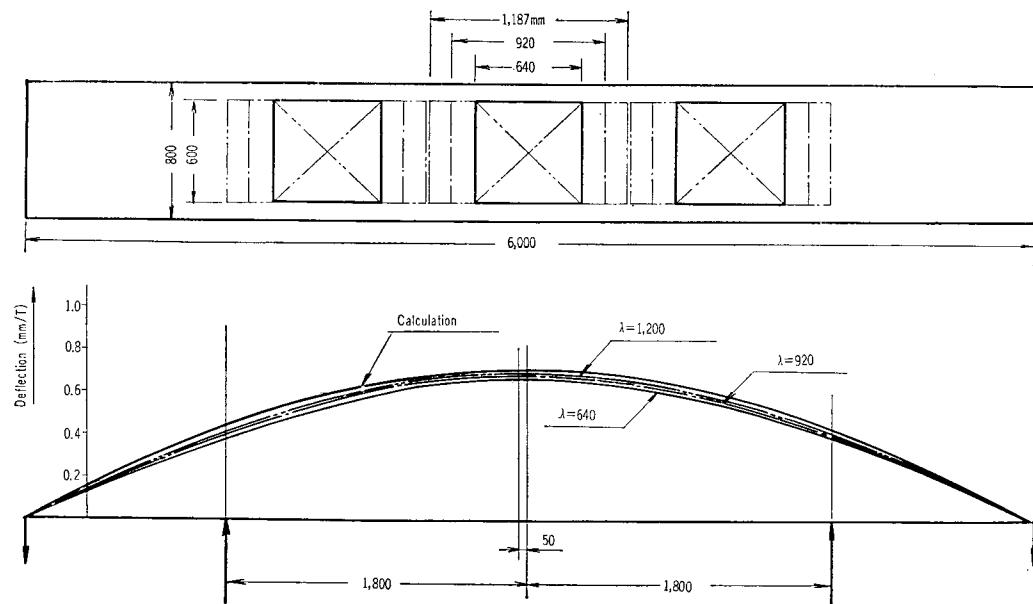


Fig. 3・80 Bending Deflection II A₂ (1 T.)

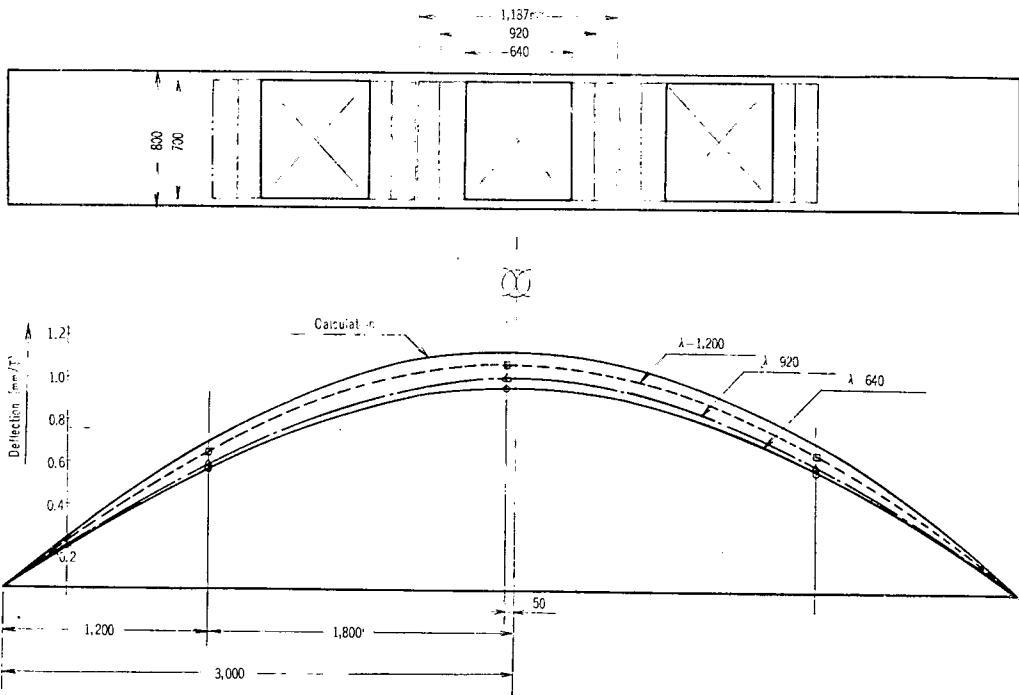


Fig. 3-81 Bending Deflection II B₁ (1 T.)

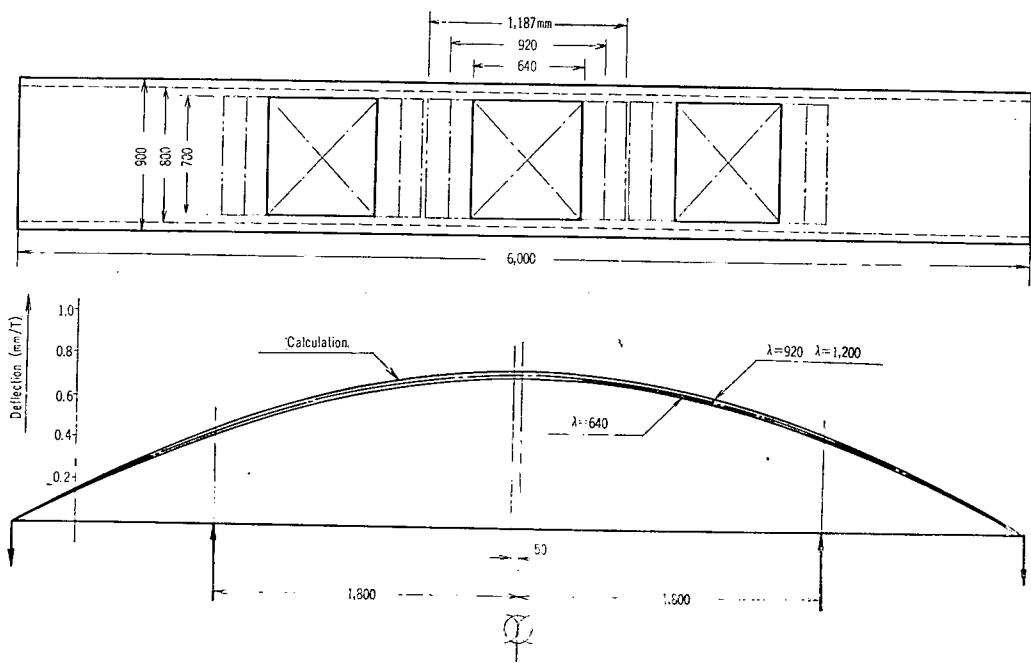


Fig. 3-82 Bending Deflection II C₁ (1 T.)

Table 3·11 Deflection

	II A ₁			II A ₂			II B ₁			II C ₁			
λ mm	640	920	1200	640	920	1200	640	920	1200	640	920	1200	
δ mm	Measured	0.83	0.84	0.90	0.66	0.68	0.69	0.95	1.00	1.06	0.69	0.71	0.71
	Calculated		0.78			0.70			1.12			0.73	

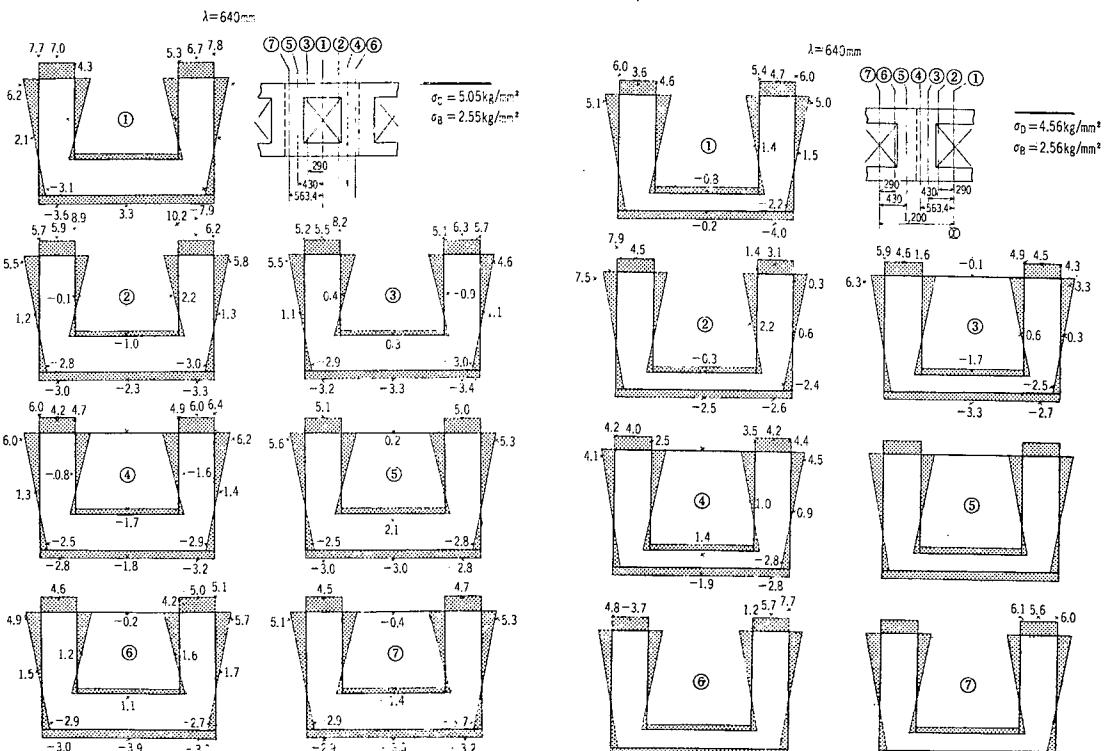
(2) 応力分布

各模型の断面二次モーメント I, 中性軸の位置, 断面係数は Table 3·12 に示すとおりである。

Table 3·12 Moment of Inertia

	II A ₁	II A ₂	II B ₁	II C ₁
I mm ⁴	3.15×10^8	3.48×10^8	2.16×10^8	3.35×10^8
y mm	162	175	126	168
I/y mm ³	1.94×10^6	1.99×10^6	1.71×10^6	2.00×10^6

この場合, 模型に作用する Uniform Bending Moment は Wl_1 で, 荷重 4 ton の場合, 各断面における長さ方向応力の実験値と計算値との比較は Fig. 3·83~3·86 に示すとおりで, 両者はかなりよく一致している。

Fig. 3·83 Bending Stress Distribution II A₁
(4.6 t)Fig. 3·84 Bending Stress Distribution II A₂
(4 t)

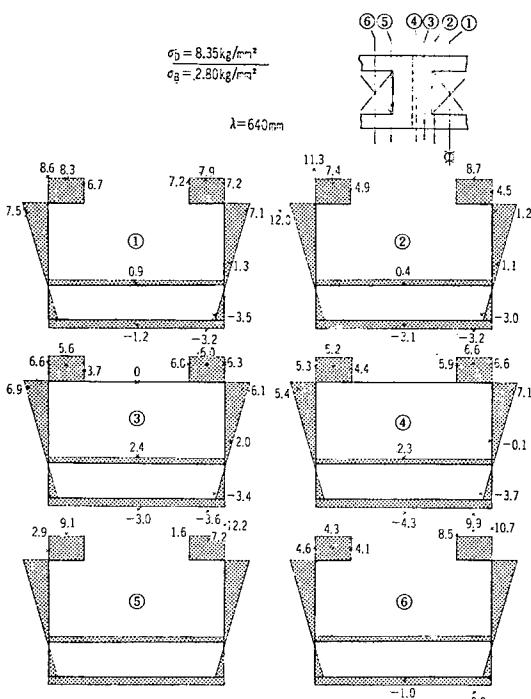


Fig. 3-85 Bending Stress Distribution II B₁ (4.0 t)

3・4 実船への応用

次に示す要目を有するコンテナー専用船の Double Hull 構造および Single Hull 構造について振り計算を行ない、同型の普通型開口船との比較を行なった。

$$L_{0a}=542'-6'' \quad (165.0 \text{ m})$$

$$L_{pp}=510'-0'' \quad (155.5 \text{ m})$$

$$B=80'-6'' \quad (24.5 \text{ m})$$

$$D=43'-0'' \quad (13.1 \text{ m})$$

$$d=29'-0'' \quad (8.9 \text{ m})$$

$$B \text{ HP}=10,500$$

$$V=16 \text{ kt}$$

Containers	192 on Deck, 316 in Hold
Dry Cargo	211, 458 c.f. Grain
Liquid Cargo	768, 705 Gallons
D.W.	17, 253 tons
Hold Length	75 m

各船の中央横載面および倉口配置は Fig. 3-87~3-88 に示すとおりで、縦強度の I/y は A・B・S を標準として定めた。

振りモーメント

コンテナー船の振り中心は船体の外部になるので、外力による振りモーメントは静的計算においては井口式の約 2.5 倍となるが、Numata の実験による動的影響を考慮すれば静的計算値の約 1/3 となる。ゆえに、井口式を使用して振りモーメントの計算を行なう。

$$Mt=C \times \frac{B^2 \times L}{10^2} \quad (\text{T.M.})$$

$$\text{ただし } C=0.24 \sim 0.34$$

$$C=0.29 \text{ とする。}$$

$$Mt=6,600 \text{ T.M.}$$

固着度

$$\Delta L_0 = 2.4 h \frac{I'}{\Gamma_0}$$

Table 3.13 ΔL_0

	Double Hull	Single Hull	普通型
$I' (\times 10^{26})$	1.22	1.49	2.94
$\Gamma_0 (\times 10^{26})$	1.76	2.15	2.94
ΔL_0^M	12.7	12.7	18.4

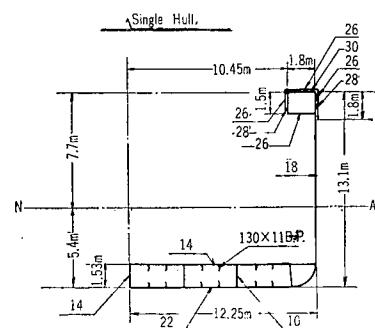
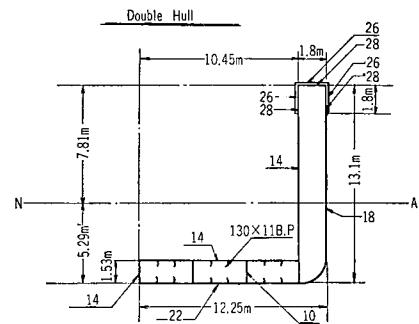
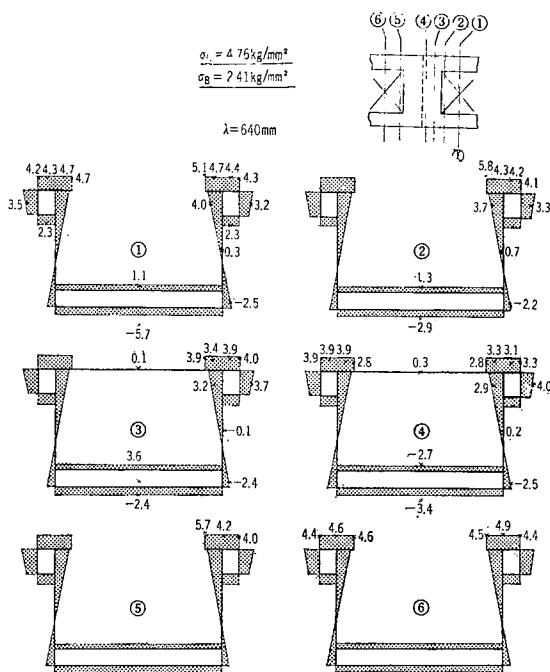


Fig. 3.86 Bending Stress Distribution II C1 (4 t)

Fig. 3.87

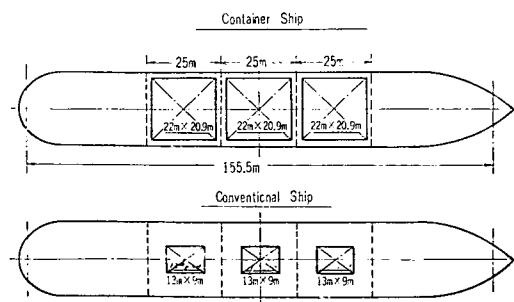
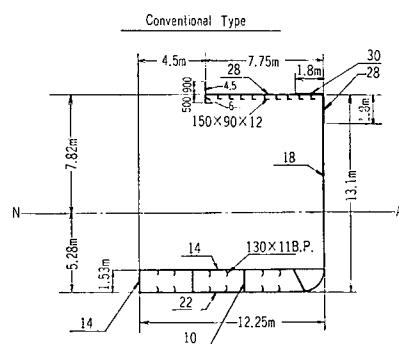


Fig. 3.88

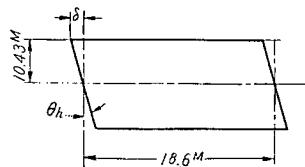
最大捩り角 φ_{\max}

※ における最大捩り角、 φ_{\max} 倉口間の捩り角 θ_h および変位量 δ 等は Table 3·14 に示すとおりである。

Table 3·14 φ_{\max} , δ , θ_h

	C	T	$\sqrt{T/C}$	e	$4L_0$	L_0	φ_{\max}	θ_h	δ	M_c/M_t
Double Hull	4.3×10^{16}	1.27×10^{26}	5.32×10^4	4.58×10^3	12.7×10^3	49.95×10^3	1.65×10^{-3}	1.26×10^{-3}	13.2	0.32
Single Hull	1.52×10^{16}	1.49×10^{26}	9.9×10^4	3.72×10^3	12.7×10^3	12.7×10^3	1.72×10^{-3}	1.21×10^{-3}	12.6	0.115
Conventional through open	1.52×10^{16}	2.94×10^{26}	13.4×10^4	6.1×10^3	18.4×10^3	18.4×10^3	1.32×10^{-3}	0.98×10^{-3}	10.2	—

(Unit mm, rad)



有甲板普通型開口貨物船の捩り角との比較

有甲板普通型開口船の最大捩り角 φ_{\max} および倉口変形角 θ_h 変位量 δ は次のとおりである。

$$\varphi_{\max} = 0.44 \times 10^{-3} \text{ rad.}$$

$$\theta_h = 0.43 \times 10^{-3} \text{ rad.}$$

$$\delta = 4.5 \text{ mm}$$

この値を基準にして上記各船型の全通開口の場合について捩り角を比較すれば Table 3·15 に示すとおりである。

Table 3·15 Comparison of Twisting Angle

	All Hatch			Conventional Ship φ_0
	Double Hull	Single Hull	Conventional Hatchway Breadth	
φ_{\max}	1.65×10^{-3}	1.72×10^{-3}	1.32×10^{-3}	0.44×10^{-3}
φ_{\max}/φ_0	3.75	3.9	3	1

すなわち、捩りモーメントが同一の場合には普通型貨物船に比して、広幅開口船は Double Hull, Single Hull 構造ともに約 4 倍の捩り角を生じ、その最大絶対値は 1.7×10^{-3} rad. 程度で、倉口は約 15 mm の捩り変位を生じる。

各船型に対応する数値は Table 3·16~3·17 に示すとおりである。

Table 3.16 Twisting Angle

	Double Hull			Single Hull			Conventional	
λ_M	19	22	through open 25	19	22	through open 25	13	through open 25
$C \times 10^6$	4.3			1.52			1.52	
$F \times 10^{26}$	1.76			2.15			2.94	
$\sqrt{F/C} \times 10^4$	5.32			9.9			13.4	
$\Delta L_0 M$	12.7			12.7			18.4	
$L_0 M$	46.95	48.45	49.95	46.95	48.45	49.95	49.65	55.65
$I_1 \times 10^{11}$	1.402			1.342			20.4	
$I_2 \times 10^{11}$	6.04	0.88	—	6.04	0.88	—	38.7	—
$\varepsilon \times 10^{12}$	1.91	0.50	—	1.77	0.46	—	45.2	—
$\varepsilon' \times 10^4$	1.13	1.09	—	1.13	1.09	—	0.60	—
$Q_n \times 10^9 \text{ kg}$	7.1	1.98	—	6.5	2.03	—	(56.5) 28.3	—
$\varphi_{\max} \times 10^{-3}$	1.26	1.49	1.65	1.25	1.45	—	0.44	—
$\theta_1 \times 10^{-8}$	3.71	3.94	—	3.66	4.41	—	1.25	—
M_c/M_t	0.32			0.115			—	
$\tau_{D\max} \text{ kg/mm}^2$	0.63	0.35	—	0.58	0.36	—	1.26	—
Long. Stress $\sigma \text{ kg/mm}^2$	1.8	0.6	—	1.7	0.6	—	—	—

(Unit : mm, rad.)

Table 3.17 Max. Shearing Stress along \otimes -Section

Double Hull

	Outside Shell	Inside Shell	Outer Bottom	Inner Bottom	Deck Through	Deck (\otimes)		Deck Plate Center	
						$\lambda=19M$	$\lambda=22M$	$\lambda=19M$	$\lambda=22M$
Torsional Rigidity	0.74	0.95	0.60	0.95	0.25	0.19	0.23	0.14	0.17
Warping Restraint Rigidity	0.6	—	0.32	—	—	—	—	—	—
Hatchway Bending	—	—	—	—	—	0.35	0.10	-1.8	-1.1
Total	1.34	0.35	0.92	0.63	0.25	0.54	0.33	-1.66	-0.93

(Unit : kg/mm²)

Single Hull

	Side Shell	Outer Bottom	Inner Bottom	Deck Through	Deck (\otimes)		Deck Plate Center	
					$\lambda=19M$	$\lambda=22M$	$\lambda=19M$	$\lambda=22M$
Torsional Rigidity	0.01	0.46	0.72	0.30	0.22	0.25	0.17	0.19
Warping Restraint Rigidity	1.48	0.28	—	—	—	—	—	—
Hatchway Bending	—	—	—	—	0.30	0.10	-1.60	-1.10
Total	1.49	0.74	0.44	0.30	0.52	0.35	-1.43	-0.91

(Unit : kg/mm²)

3.5 結論

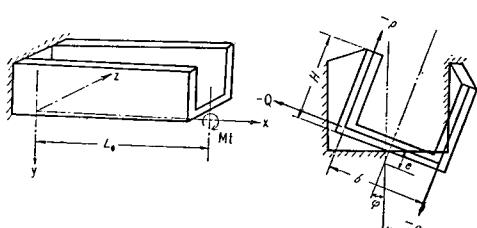
- (1) 船体が斜波をうけて捩りを生ずる場合、船首、船尾の有甲板閉断面部を固定（単位長さの捩り角 0）とした捩りを生ずる。従ってこの場合には、いわゆる曲げ捩りの理論が成立する。
- (2) 有甲板船の場合には、有甲板部 Deck Plate の影響により、無甲板の場合の捩り剛性が ϵ , $\epsilon'(\alpha_1 + \dots + \alpha_n)$ だけ増加したものと考えれば実験結果とよく一致する。
- (3) 普通型甲板開口を有する模型の捩り角を基準にすれば、本実験における広幅全通倉口模型は 3~9 倍の捩り角を生じる。
- (4) 同一縦強度を有する実船について捩り角の比較を行なえば、普通型甲板開口船に比して、広幅開口コンテナー船は、Single Hull 構造, Double Hull 構造ともに約 4 倍の捩り角を生じる。
- (5) 甲板開口部に設けた Cross-tie および横隔壁は捩り剛性にはほとんど影響を与えない。
- (6) 漪り角減少のためには、捩り剛性および曲げ捩り剛性を増加するとともに、船側甲板部の甲板面内における曲げ剛性を増加することが必要である。Sponson を付けることは、その一例である。
- (7) 有甲板船においては捩りモーメントにより倉口隅部に応力集中が起り、また、開口端部船側甲板には縦応力が生じる。
- (8) 漪りモーメントによる甲板開口の変形量は、船側甲板部の甲板面内の曲げ剛性が小さい場合には相当大きくなる。
- (9) 広幅甲板開口船においても、縦強度は撓み、応力とともに Beam Theory とよく一致する。

3.6 付録 漆り理論

3.6.1 船体模型の捩り角について

船体が斜波をうけて捩りを生じる場合には、Fig. 3.1 に示すとく、船首、船尾部においては 0, ∞ 方向に漸増する捩りモーメントが作用する。船体構造は船首尾に閉断面を有し、この部分に作用する捩りモーメントは小さいので、閉断面部においては単位長さの捩り角は 0 となり、曲げ捩りが作用するものと考えることができる。(本文 Fig. 3.8)

本実験においては船首、尾両端部に捩り剛性の大きい閉断面を 1 Bhd 間 1.2 m にわたって設け、全長に一様な捩りモーメントをかけて、船首、尾部において単位長さの捩り角 0, ∞ に対して対称な捩りを生ぜしめ、上記実船の場合に近似させた。



(付) Fig. 1

(1) 無甲板船の捩り角

無甲板船模型は船首、尾両端において単位長さの捩り角 0, ∞ に対して前後方向に対称な捩りを生じる。従って(付) Fig. 1 のごとき開口部 1/2 の長さ L_0 を有し、一端固定他端自由な一様開口断面 Beam の捩りとして考えることができる。

捩り剛性を C , 曲げ捩り剛性を I' , 漆りモーメントを Mt , 任意の断面の捩り中心のまわりの回転角を φ とすれば次式が成立する。

$$Mt = C \frac{d\varphi}{dx} - \Gamma \frac{d^3\varphi}{dx^3} \quad \dots\dots(1)$$

$$x=0 : \quad \varphi=0, \quad \frac{d\varphi}{dx}=0$$

$$x=L_0 : \quad \frac{d^2\varphi}{dx^2}=0$$

とすれば、

$$\varphi = \frac{Mt}{C} \left\{ x + \frac{\sqrt{\Gamma/C}}{\cosh \frac{L_0}{\sqrt{\Gamma/C}}} \left(\sinh \frac{L_0-x}{\sqrt{\Gamma/C}} - \sinh \frac{L_0}{\sqrt{\Gamma/C}} \right) \right\} \quad \dots\dots(2)$$

自由端にて、

$$\varphi_{\max} = \frac{Mt}{C} \left(L_0 - \sqrt{\Gamma/C} \tanh \frac{L_0}{\sqrt{\Gamma/C}} \right) \quad \dots\dots(3)$$

単位長さの捩り角を θ とすれば、

$$\theta = \frac{d\varphi}{dx} = \frac{Mt}{C} \left(1 - \frac{\cosh \frac{L_0-x}{\sqrt{\Gamma/C}}}{\cosh \frac{L_0}{\sqrt{\Gamma/C}}} \right) \quad \dots\dots(4)$$

自由端にて、

$$\theta_{\max} = \frac{Mt}{C} \left(1 - \frac{1}{\cosh \frac{L_0}{\sqrt{\Gamma/C}}} \right) \quad \dots\dots(5)$$

捩り剛性により受け持たれる捩りモーメントを Mc , 曲げ捩り剛性によるものを $M\Gamma$ とすれば、

$$Mc = C \frac{d\varphi}{dx} = Mt \left(1 - \frac{\cosh \frac{L_0-x}{\sqrt{\Gamma/C}}}{\cosh \frac{L_0}{\sqrt{\Gamma/C}}} \right) \quad \dots\dots(6)$$

すなわち、固定端にて、 $Mc=0$, 自由端にて $Mc=Mt \left(1 - \frac{1}{\cosh \frac{L_0}{\sqrt{\Gamma/C}}} \right)$ となる。

上記の関係は、Double Hull Double Bottom 構造、または Single Hull Double Bottom 構造のごとく捩り剛性がある程度の大きさを有する場合に適用し、Single Hull Single Bottom 構造のごく捩り剛性の小さい場合には、捩り剛性 C を省略して次の関係式を適用する。

$$-\Gamma \frac{d^3\varphi}{dx^3} = Mt \quad \dots\dots(7)$$

これより、

$$\varphi = \frac{Mt}{2\Gamma} \left(L_0 - \frac{x}{3} \right) x^2 \quad \dots\dots(8)$$

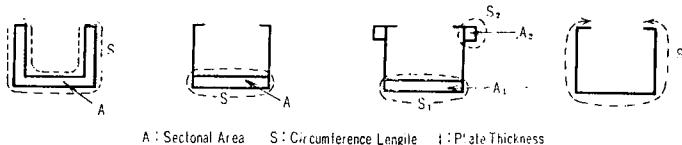
$$\varphi_{\max} = \frac{Mt L_0^3}{3\Gamma} \quad \dots\dots(9)$$

単位長さの捩り角 θ は、

$$\theta = \frac{Mt}{I} \left(L_0 - \frac{x}{2} \right) x \quad \dots\dots(10)$$

$$\theta_{\max} = \frac{Mt}{I} L_0^2 \quad \dots\dots(11)$$

捩り剛性 C : (付) Fig. 2



(付) Fig. 2

$$C = \frac{4A^2tG}{C} \quad \dots\dots \begin{cases} \text{Double Hull Double Bottom} \\ \text{Single Hull Double Bottom} \end{cases}$$

$$= \frac{2t(6S_2A_1^2 + 12S_1A_2^2)}{3S_1S_2} \quad \dots\dots \text{Sponson 付}$$

$$= \frac{St^3G}{3} \quad \dots\dots \text{Single Hull Single Bottom}$$

曲げ捩り剛性 I' :

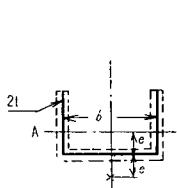
広幅甲板開口については次式であらわされる。(付) Fig. 3

$$I' = \left(\frac{b^2}{2} I_s + e I_B \right) E \quad \dots\dots(12)$$

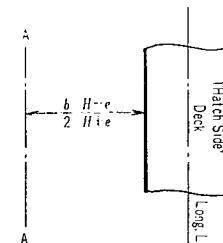
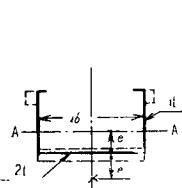
ただし, I_s : 片舷船側部の $A-A$ 軸のまわりの断面 2 次モーメント

I_B : 船底部の船体中心線のまわりの断面 2 次モーメント

船側部甲板の幅が広い場合には、甲板部の曲げ捩り剛性を考慮して次式により求める。(付) Fig. 4



(付) Fig. 3



(付) Fig. 4

$$I' = \left\{ \frac{b^2}{2} I_s + e^2 I_B + 2(e+H)^2 I_D \right\} E \quad \dots\dots(13)$$

廻転中心 e :

Double Hull, Double Bottom については、それぞれの板厚の合計を t_s, t_B とした U 型機と仮定し、この U 型機の捩り中心は剪断中心に等しいと仮定すれば、

$$e = \frac{3H}{6 + (t_B/t_s) \times (b/H)} \quad \dots\dots(14)$$

となる。

(2) 有甲板船の捩り角

(a) 有甲板部 Deck Plate による逆捩りモーメント

Deck Plate のない一様開口断面の船体が捩りモーメントを受けて捩れている場合、

Deck Plate を挿入すれば、Deck Plate は(付) Fig. 5 のごとく変形して剪断力 Q_n を生じ、船体の捩り角は Deck Plate のないときよりも減少する。すなわち、Deck Plate を挿入したために剪断力 Q_n および $\beta/2 Q_n$ に相当するモーメントが甲板側部に作用する。

(付) Fig. 5

(i) Q_n によるモーメントに起因する逆捩りモーメント

$Q_n/2$ に相当するモーメントが甲板側部に作用し、このモーメントに相当する力 F のために逆捩りモーメントが生じ、その大きさは有甲板部 Deck Plate の区間のみに作用するものとすれば $d, \beta/(L-\lambda) Q_n$ となり、この逆捩りモーメントが船体の $1/2$ 長さ L_0 にわたって一様に作用するものとすれば、その大きさは $d, \beta/L_0 Q_n$ となる。

$$\text{モーメント} \quad m = \frac{\beta}{2} Q_n$$

$$F = \frac{m}{L-\lambda} = \frac{\beta}{2(L-\lambda)} Q_n$$

$$F_1 = \frac{\beta}{2L_0} Q_n$$

ゆえに L_0 区間全長にわたって生ずる逆捩りモーメント mt_1 は、

$$mt_1 = d \cdot 2F_1 = \frac{d \cdot \beta}{L_0} Q_n \quad \dots\dots (15)$$

(ii) Q_n による剪断に起因する逆捩りモーメント

(ii-i) Double Hull (付) Fig. 6

Q_n により甲板部に生ずる剪断応力 τ_n は、

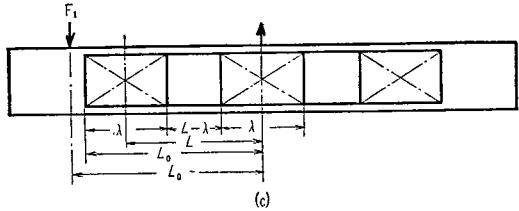
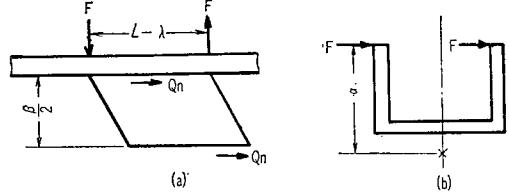
$$\tau_n = \frac{Q_n}{(L-\lambda)t}$$

側外板に生ずる剪断応力 τ_1 は、

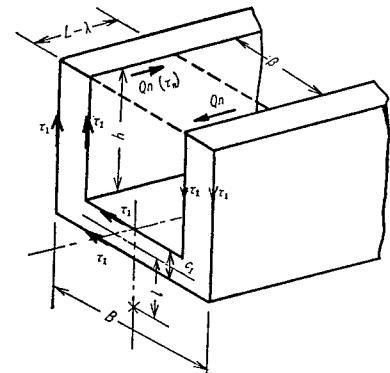
$$2t(L-\lambda)\tau_1 = t(L-\lambda)\tau_n = Q_n$$

$$\therefore \tau_1 = \frac{Q_n}{2t(L-\lambda)}$$

この剪断応力により生ずる逆捩りモーメント mt_2 は、



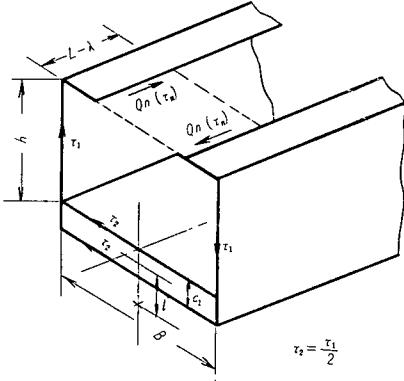
(付) Fig. 5



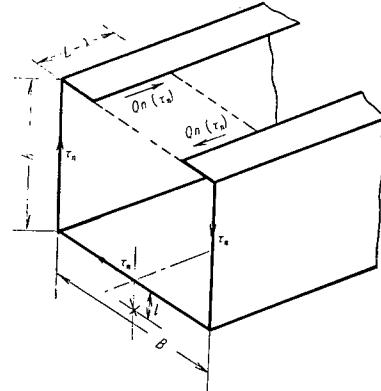
(付) Fig. 6

$$\begin{aligned}
mt_2 &= \tau_1 t \{ h\beta + (h+c_1)B \} - \tau_1 t \left\{ \beta \left(e + \frac{c_1}{2} \right) + B \left(e - \frac{c_1}{2} \right) \right\} \\
&= \frac{Q_n}{2(L-\lambda)} \left[\beta \left\{ h - \left(e + \frac{c_1}{2} \right) \right\} + B \left(h + \frac{3}{2} c_1 - e \right) \right]
\end{aligned} \quad \dots\dots(16)$$

(ii-ii) Single Hull (および Sponson 付) (付) Fig. 7



(付) Fig. 7



(付) Fig. 8

$$\begin{aligned}
\tau_n &= \frac{Q_n}{(L-\lambda)t} \\
t(L-\lambda)\tau_1 &= t(L-\lambda)\tau_n \\
\therefore \tau_1 &= \tau_n = \frac{Q_n}{(L-\lambda)t}
\end{aligned}$$

この剪断応力による逆振りモーメント mt_2 は,

$$\begin{aligned}
mt_2 &= \tau_1 thB - 2\tau_2 tBe \\
&= \tau_1 tB(h-e) \\
&= \frac{B(h-e)}{L-\lambda} Q_n
\end{aligned} \quad \dots\dots(17)$$

(ii-iii) Single Hull Single Bottom (付) Fig. 8

$$\tau_n = \frac{Q_n}{(L-\lambda)t}$$

この剪断応力による逆振りモーメント mt_2 は,

$$\begin{aligned}
mt_2 &= \tau_n thB - \tau_n tBe \\
&= \tau_n tB(h-e) \\
&= \frac{B(h-e)}{L-\lambda} Q_n
\end{aligned} \quad \dots\dots(18)$$

(iii) 全逆振りモーメント mt

(iii-i) Double Hull

$$\begin{aligned}
mt &= mt_1 + mt_2 \\
&= \frac{d \cdot \beta}{L-\lambda} Q_n + \frac{Q_n}{2(L-\lambda)} \left[\beta \left\{ h - \left(e + \frac{c_1}{2} \right) \right\} + B \left(h + \frac{3}{2} c_1 - e \right) \right]
\end{aligned}$$

$$= \frac{B(h + (3/2)c_1 - e) + \beta(3h + (c_1/2) + e)}{2(L - \lambda)} Q_n$$

mt が全長にわたり一様に分布するものとすれば,

$$\begin{aligned} mt &= \frac{B(h + (3/2)c_1 - e) + \beta(3h + (c_1/2) + e)}{2L_0} Q_n \\ &= \varepsilon' \cdot Q_n \end{aligned} \quad \dots\dots(19)$$

(iii-ii) Single Hull (および Sponson 付)

$$\begin{aligned} mt &= mt_1 + mt_2 \\ &= \frac{d \cdot \beta}{L - \lambda} Q_n + \frac{B(h - e)}{L - \lambda} Q_n \\ &= \frac{B(h - e) + \beta(h + (c_1/2) + e)}{L - \lambda} Q_n \end{aligned}$$

mt が全長に一様に分布するものとすれば,

$$\begin{aligned} mt &= \frac{B(h - e) + \beta(h + (c_1/2) + e)}{L_0} Q_n \\ &= \varepsilon' \cdot Q_n \end{aligned} \quad \dots\dots(20)$$

(iii-iii) Single Hull Single Bottom

$$\begin{aligned} mt &= mt_1 + mt_2 \\ &= \frac{d \cdot \beta}{L - \lambda} Q_n + \frac{B(h - e)}{L - \lambda} Q_n \\ &= \frac{B(h - e) + \beta(h + e)}{L - \lambda} Q_n \end{aligned}$$

mt が全長に一様に分布するものとすれば,

$$\begin{aligned} mt &= \frac{B(h - e) + \beta(h + e)}{L_0} Q_n \\ &= \varepsilon' \cdot Q_n \end{aligned} \quad \dots\dots(21)$$

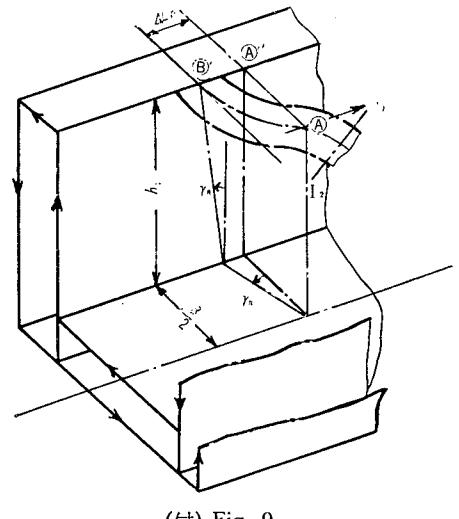
(b) 有甲板部 Deck Plate に生ずる剪断力 Q_n

(i) Double Hull

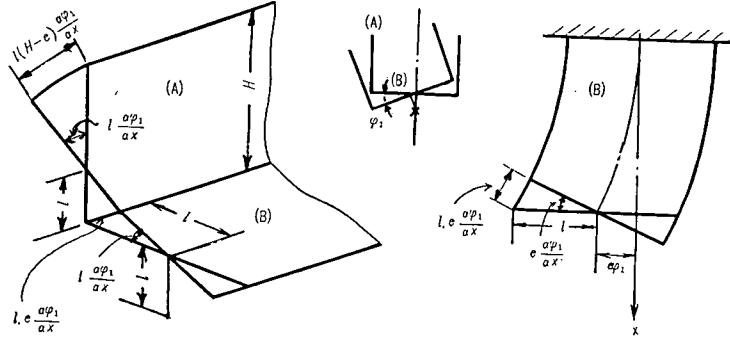
有甲板船が捩りを受けた場合、Deck Plate と船側部甲板との接合部の中心点は、捩りにより、捩りのない場合の位置 \textcircled{A}' から \textcircled{B}' に変位している。この位置における捩りによる剪断応力を τ_n とすれば、捩りによる変位量 ΔL_{n1} は次式によりあらわされる。

(付) Fig. 9

$$\begin{aligned} \Delta L_{n1} &= \left(\frac{\beta}{2} + h \right) \tau_n \\ &= \left(\frac{\beta}{2} + h \right) \frac{\tau_n}{G} \end{aligned}$$



(付) Fig. 9



(付) Fig. 10

$$= \left(\frac{\beta}{2} + h \right) \frac{C}{2AtG} \theta_1 \quad \dots\dots(22)$$

(付) Fig. 10 に示すとおり、任意の断面が φ_1 だけ捩れた場合、(A) 面頂部の曲げ捩りによる変位 ΔL_{n2} は次式によりあらわされる。

$$\Delta L_{n2} = l(H-e) \frac{d\varphi_1}{dx} = l(H-e)\theta_1 \quad \dots\dots(23)$$

ゆえに Double Hull Double Bottom については、 ΔL_{n2} は、

$$\Delta L_{n2} = \frac{B+\beta}{4}(H-e)\theta_1 \quad \dots\dots(24)$$

ゆえに Ⓐ' 点の全変位 ΔL_n は

$$\begin{aligned} \Delta L_n &= \Delta L_{n1} + \Delta L_{n2} \\ &= \left\{ \left(\frac{\beta}{2} + h \right) \frac{C}{2AtG} + \frac{(B+\beta)(H-e)}{4} \right\} \theta_1 \end{aligned} \quad \dots\dots(25)$$

Deck Plate の中心点 Ⓐ は、船体が捩りを受けた後においても原位置を保つものと考えられる。すなわち、 Q_n なる剪断力による Deck Plate の曲げ変形、剪断変形および船側部甲板の傾斜による Ⓐ 点の変位の和が上記 ΔL_n に等しくなるものとすることができる。

船側部甲板を Beam と考えた場合、 Q_n による傾斜角を γ_{sn} とすれば、

$$\begin{aligned} \Delta L_n &= \frac{\beta}{2} \left\{ \gamma_{sn} + \frac{Q_n}{(L-\lambda)tG} \right\} + \frac{\beta^3 Q_n}{24EI_2} \\ &= \left[\frac{\beta}{2} \left\{ \frac{K}{E} + \frac{1}{(L-\lambda)tG} \right\} + \frac{\beta^3}{24EI_2} \right] Q_n \end{aligned} \quad \dots\dots(26)$$

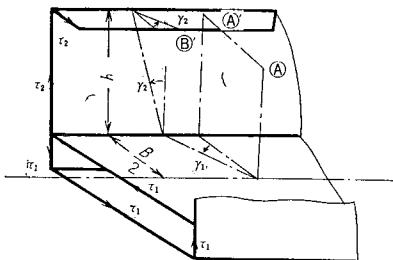
ただし

$$\gamma_{sn} = \frac{K}{E} Q_n$$

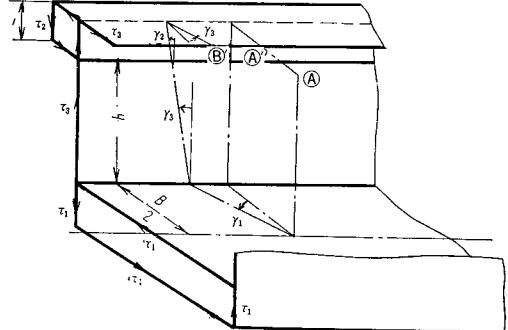
(25), (26) 式より

$$\begin{aligned} Q_n &= \frac{\left(\frac{\beta}{2} + h \right) \frac{C}{AtG} + \frac{1}{2}(B+\beta)(H-e)}{\beta \left\{ \frac{K}{E} + \frac{1}{(L-\lambda)tG} \right\} + \frac{\beta^3}{12EI_2}} \theta_1 \\ &= \varepsilon \cdot \theta_1 \end{aligned} \quad \dots\dots(27)$$

$$\epsilon = \frac{\left(\frac{\beta}{2} + h\right) \frac{C}{AtG} + \frac{1}{2} (B + \beta)(H - e)}{\beta \left\{ \frac{K}{E} + \frac{1}{(L - \lambda)tG} \right\} + \frac{\beta^3}{12EI_2}} \quad \dots\dots(28)$$



(付) Fig. 11



(付) Fig. 12

(ii) Single Hull (付) Fig. 11

前項 (26) 式は次の値をとる。

$$\begin{aligned} \Delta L_n &= \frac{B}{2}\gamma_1 + h\gamma_2 - \frac{B-\beta}{2} \frac{\gamma_2}{2} + \frac{B(H-e)}{2}\theta_1 \\ &= \frac{B}{2} \cdot \frac{\tau_1}{G} + \left(h - \frac{B-\beta}{4}\right) \frac{\tau_2}{G} + \frac{B(H-e)}{2}\theta_1 \\ &= \left\{ \frac{B}{2G} \frac{C}{2tA} + \frac{h - (B-\beta)/4}{G} \frac{SC}{4A^2} + \frac{B(H-e)}{2} \right\} \theta_1 \\ &= \left[\frac{C}{4AG} \left\{ \frac{B}{t} + \frac{(h - (B-\beta)/4)S}{A} \right\} + \frac{B(H-e)}{2} \right] \theta_1 \end{aligned} \quad \dots\dots(29)$$

ゆえに、

$$\epsilon = \frac{\left\{ \frac{B}{t} + \frac{(h - (B-\beta)/4)S}{A} \right\} \frac{C}{2AG} + B(H-e)}{\beta \left\{ \frac{K}{E} + \frac{1}{(L-\lambda)tG} \right\} + \frac{\beta^3}{12EI_2}} \quad \dots\dots(30)$$

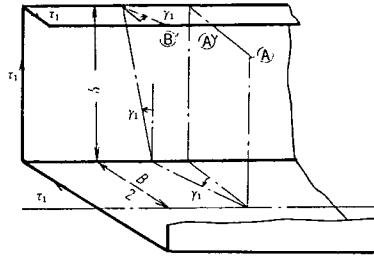
(iii) Single Hull Sponson 付 (付) Fig. 12

(26)式は次の値をとる。

$$\begin{aligned} \Delta L_n &= \frac{B}{2}\gamma_1 + h\gamma_2 + i\gamma_3 - \frac{B-\beta}{2} \frac{\gamma_3}{2} + \frac{B(H-e)}{2}\theta_1 \\ &= \frac{1}{G} \left\{ \frac{B}{2}\tau_1 + i\tau_2 + \left(h - \frac{B-\beta}{4}\right) \tau_3 \right\} + \frac{B(H-e)}{2}\theta_1 \\ &= \left\{ \frac{1}{2tG} \left(\frac{BC_1}{2A_1} + \frac{iC_2}{A_2} \right) + \left(h - i - \frac{B-\beta}{4}\right) t + \frac{B(H-e)}{2} \right\} \theta_1 \end{aligned} \quad \dots\dots(31)$$

ゆえに、

$$\epsilon = \frac{\frac{1}{tG} \left(\frac{BC_1}{2A_1} + \frac{iC_2}{A_2} \right) + \left(h - i - \frac{B-\beta}{4}\right) t + B(H-e)}{\beta \left\{ \frac{K}{E} + \frac{1}{(L-\lambda)tG} \right\} + \frac{\beta^3}{12EI_2}} \quad \dots\dots(32)$$



(付) Fig. 13

(iv) Single Hull Single Bottom (付) Fig. 13

(26) 式は次の値をとる。

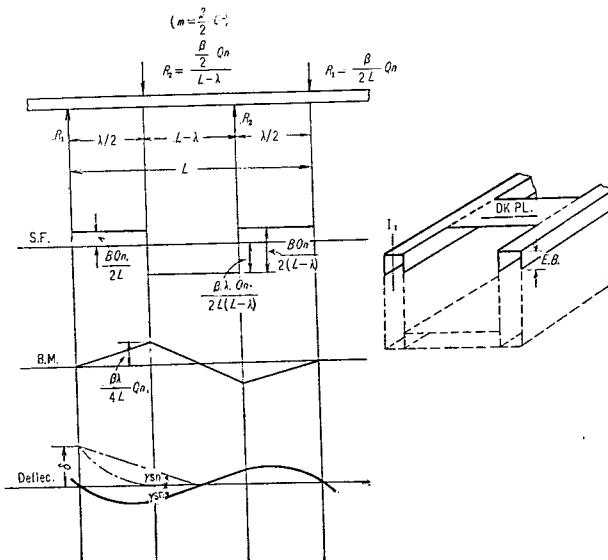
$$\begin{aligned}
 \Delta L_n &= \left(\frac{B}{2} + h - \frac{B - \beta}{4} \right) r_1 + \frac{B(H - e)}{2} \theta_1 \\
 &= \left(\frac{B + \beta}{4} + h \right) \frac{r_1}{G} + \frac{B(H - e)}{2} \theta_1 \\
 &= \left\{ \left(\frac{B + \beta}{4} + h \right) \frac{3C}{st^2 G} + \frac{B(H - e)}{2} \right\} \theta_1 \\
 &= \left\{ \left(\frac{B + \beta}{4} + h \right) t + \frac{B(H - e)}{2} \right\} \theta_1 \quad \cdots \cdots (33)
 \end{aligned}$$

ゆえに、

$$\varepsilon = \frac{\left\{ \left(\frac{B + \beta}{4} + h \right) t + \frac{B(H - e)}{2} \right\}}{\beta \left\{ \frac{K}{E} + \frac{1}{(L - \lambda)tG} \right\} + \frac{\beta^3}{12EI_2}} \quad \cdots \cdots (34)$$

(c) 船側部甲板の撓み角 $\gamma_{sn} \left(\frac{K}{E} Q_n \right)$

甲板側部を船側部甲板を Web, 外板および内側外板を Flange とした連続 Beam とし、有甲板部



(付) Fig. 14

Deck Plate は 2 本の連続 Beam を連結する板と考える。船体に捩りモーメントが作用すれば、Deck Plate には剪断力 Q_n が生じ、船側 Beam を介して船体に逆捩りモーメントを与えるとき、船側 Beam に甲板面内に作用する曲げモーメントを生じ局部変形を生じる。この場合、Deck Plate の連結されている部分の船側 Beam は、Deck Plate の作用により直線変形をなすものと考え、Deck Plate の端部に $\beta/2 Q_n$ なるモーメントに相当する集中荷重を受けるものとし、この場合生ずる剛なる部分の撓み角 r_{sn} を求める。(付) Fig. 14

$$R_1 = \frac{\theta}{2L} Q_n$$

$$R_2 = -\frac{\beta/2}{L-\lambda} Q_n$$

$$\delta = \frac{R_1(\lambda/2)^3}{3EI_1} = -\frac{\beta\lambda^3}{48EI_1L} Q_n$$

$$r_{sn} = \frac{\delta}{(\lambda/2)+(L-\lambda)/2} = \frac{2\delta}{L}$$

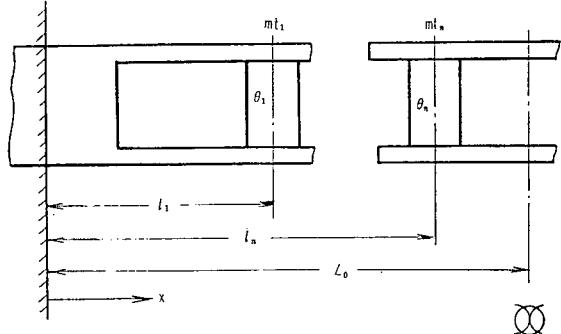
$$= -\frac{\beta\lambda^3}{24EI_1L^2} Q_n$$

$$= \frac{K}{E} Q_n \quad \dots\dots(35)$$

$$K = \frac{\beta\lambda^3}{24I_1L^2} \quad \dots\dots(36)$$

(d) Deck Plate を有する場合の捩り角

有甲板の場合の捩り角は、捩りを受けた一端固定、他端自由な一様開口矩形断面 Beam に、甲板部の Deck Plate に生ずる剪断力 Q_n により生じた逆捩りモーメントが全長にわたって一様に分布して作用するものと考えれば、次の関係が成立する。(付) Fig. 15



(付) Fig. 15

$$Mt = C \frac{d\varphi}{dx} + mt_1 + \cdots + mt_n - I \Gamma \frac{d^3\varphi}{dx^3} \quad \dots\dots(37)$$

$\theta_1, \dots, \theta_n$ を $x=l_1, \dots, x=l_n$ なる位置、すなわち、各 Deck Plate の中心位置における単位長さの捩り角とすれば、

$$mt_1 = \epsilon \cdot \epsilon' \cdot \theta_1$$

.....

$$mt_n = \epsilon \cdot \epsilon' \cdot \theta_n$$

ゆえに、

$$Mt - \epsilon \cdot \epsilon' (\theta_1 + \cdots + \theta_n) = C \frac{d\varphi}{dx} - I \Gamma \frac{d^3\varphi}{dx^3} \quad \dots\dots(38)$$

これより、

$$\varphi = \frac{Mt - \varepsilon \cdot \varepsilon'(\theta_1 + \dots + \theta_n)}{C} \left\{ x + \frac{\eta}{\cosh L_0 / \eta} \left(\sinh \frac{L_0 - x}{\eta} - \sinh \frac{L_0}{\eta} \right) \right\} \quad \dots \dots \dots (39)$$

$\theta_1, \dots, \theta_n$ は次式によりあらわされる。

$$\theta_1 = \left(\frac{d\varphi}{dx} \right)_{x=l_1} = \frac{\alpha_1 \cdot Mt}{C + \varepsilon \cdot \varepsilon' (\alpha_1 + \dots + \alpha_n)}$$

$$\theta_n = \left(\frac{d\varphi}{dx} \right)_{x=l_n} = \frac{\alpha_n \cdot Mt}{C + \varepsilon \cdot \varepsilon' (\alpha_1 + \dots + \alpha_n)}$$

ただし、

$$\alpha_1 = 1 - \frac{\cosh(L_0 - l_1) / \eta}{\cosh L_0 / \eta}$$

$$\alpha_n = 1 - \frac{\cosh(L_0 - l_n) / \eta}{\cosh L_0 / \eta}$$

ゆえに、(39) 式より、

$$\varphi = \frac{Mt}{C + \varepsilon \cdot \varepsilon' (\alpha_1 + \dots + \alpha_n)} \left\{ x + \frac{\eta}{\cosh L_0 / \eta} \left(\sinh \frac{L_0 - x}{\eta} - \sinh \frac{L_0}{\eta} \right) \right\} \quad \dots \dots \dots (40)$$

すなわち、有甲板船の捩り角は無甲板の場合の捩り剛性が Deck Plate の影響により、

$$\varepsilon \cdot \varepsilon' (\alpha_1 + \dots + \alpha_n)$$

だけ増加した一様開口断面 Beam の捩り角に等しいと考えることができる。

(3) 中央部に捩りモーメントが作用した場合の捩り角

船体の中央部のみに捩りモーメントが作用した場合には、船首、船尾部の単位長さの捩り角 0, \otimes

に対して長さ方向に対称な捩りを生じる。従って、 $1/2$ 長さをとり、(付) Fig. 16 のごとく端部固定、 \otimes 部自由で一部分に一様な捩りモーメントの作用する一様開口断面 Beam の捩りを考えれば次の関係が成立する。

$$(i) \quad x=0 \sim l_1$$

$$0 = C \frac{d\varphi_1}{d\xi_1} - I \cdot \frac{d^3\varphi_1}{d\xi_1^3}$$

(ii)

$$x=l_1 \sim L_0$$

$$Mt = C \frac{d\varphi_2}{d\xi_2} - I \cdot \frac{d^3\varphi_2}{d\xi_2^3}$$

(iii)

$$\xi_1 = 0 : \quad \varphi_1 = 0, \quad \frac{d\varphi_1}{d\xi_1} = 0$$

$$\xi_2 = l_2 : \quad \frac{d^2\varphi_2}{d\xi_2^2} = 0$$

$$\xi_1 = l_1 \} : \quad \varphi_1 = \varphi_2, \quad \frac{d\varphi_1}{d\xi_1} = \frac{d\varphi_2}{d\xi_2}, \quad \frac{d^2\varphi_1}{d\xi_1^2} = \frac{d^2\varphi_2}{d\xi_2^2}$$

(41) 式より,

$$\varphi_1 = A_1 \sinh \frac{L_0 - \xi_1}{\eta} + B_1 \cosh \frac{L_0 - \xi_1}{\eta} + D_1 \quad \dots\dots(43)$$

(42) 式より,

$$\varphi_2 = A_2 \sinh \frac{L_0 - (l_1 + \xi_2)}{\eta} + B_2 \cosh \frac{L_0 - (l_1 + \xi_2)}{\eta} + \frac{Mt}{C} (l_1 + \xi_2) + D_2 \quad \dots\dots(44)$$

Boundary Condition より係数を定めれば,

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{\eta \cdot Mt}{C_1} \frac{\tanh L_0/\eta}{\sinh \frac{L_0 - l_1}{\eta} - \frac{\cosh^2(L_0 - l_1)/\eta}{\sinh(L_0 - l_1)/\eta}} \\ B_1 &= -\frac{\eta \cdot Mt}{C} \frac{1}{\sinh \frac{L_0 - l_1}{\eta} - \frac{\cosh^2(L_0 - l_1)/\eta}{\sinh(L_0 - l_1)/\eta}} \\ D_1 &= \frac{\eta \cdot Mt}{C} \frac{\cosh \frac{L_0}{\eta} - \frac{\sinh^2 L_0/\eta}{\cosh L_0/\eta}}{\sinh \frac{L_0 - l_1}{\eta} - \frac{\cosh^2(L_0 - l_1)/\eta}{\sinh(L_0 - l_1)/\eta}} \\ A_2 &= \frac{\eta \cdot Mt}{C} \left(\frac{\tanh \frac{L_0}{\eta} - \tanh \frac{L_0 - l_1}{\eta}}{\sinh \frac{L_0 - l_1}{\eta} - \frac{\cosh^2(L_0 - l_1)/\eta}{\sinh(L_0 - l_1)/\eta}} + \frac{1}{\cosh \frac{L_0 - l_1}{\eta}} \right) \\ B_2 &= 0 \\ D_2 &= \frac{Mt}{C} \left(\eta \cdot \frac{\cosh \frac{L_0}{\eta} - \frac{\sinh^2 L_0/\eta}{\cosh L_0/\eta}}{\sinh \frac{L_0 - l_1}{\eta} - \frac{\cosh^2(L_0 - l_1)/\eta}{\sinh(L_0 - l_1)/\eta}} - l_1 \right) \end{aligned}$$

ゆえに,

$$\varphi_1 = \frac{\eta \cdot Mt}{C} \cdot \frac{\tanh \frac{L_0}{\eta} \sinh \frac{L_0 - \xi_1}{\eta} - \cosh \frac{L_0 - \xi_1}{\eta} + \cosh \frac{L_0}{\eta} - \frac{\sinh^2 L_0/\eta}{\cosh L_0/\eta}}{\sinh \frac{L_0 - l_1}{\eta} - \frac{\cosh^2(L_0 - l_1)/\eta}{\sinh(L_0 - l_1)/\eta}} \quad \dots\dots(45)$$

$$\begin{aligned} \varphi_2 &= \frac{Mt}{C} \left[\xi_2 + \eta \left\{ \frac{\cosh \frac{L_0}{\eta} - \frac{\sinh^2 L_0/\eta}{\cosh L_0/\eta}}{\sinh \frac{L_0 - l_1}{\eta} - \frac{\cosh^2(L_0 - l_1)/\eta}{\sinh(L_0 - l_1)/\eta}} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \left(\frac{\tanh \frac{L_0}{\eta} - \tanh \frac{L_0 - l_1}{\eta}}{\sinh \frac{L_0 - l_1}{\eta} - \frac{\cosh^2(L_0 - l_1)/\eta}{\sinh(L_0 - l_1)/\eta}} + \frac{1}{\cosh \frac{L_0 - l_1}{\eta}} \right) \sinh \frac{L_0 - (l_1 + \xi_2)}{\eta} \right\} \right] \end{aligned} \quad \dots\dots(46)$$

3.6.2 船体模型の剪断応力について

(1) 摆り剛性による剪断応力

(a) Double Hull Double Bottom

$$\text{船側部, 船底部} \quad \tau = \frac{Mt}{2At} = \frac{C}{2At} \theta$$

(b) Single Hull Double Bottom

$$\text{船側部} \quad \tau = \frac{s}{4A^2} Mc = -\frac{s}{4A^2} C \cdot \theta$$

$$\text{船底部} \quad \tau = -\frac{Mc}{2At} = -\frac{C\theta}{2At}$$

(c) Single Hull Single Bottom

$$\text{船側部船底部} \quad \tau = \frac{3C}{st^2} \theta = tG\theta$$

(d) Single Hull Double Bottom Sponson 付

$$\text{船側部} \quad \tau = \frac{C \cdot \theta}{4 \left(\frac{A_1^2}{S_1} + \frac{2A_2^2}{S_2} \right)}$$

$$\text{船底部} \quad \tau = \frac{C \cdot \theta}{2A_1t \left\{ 1 + 2 \frac{S_1}{S_2} \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right\}}$$

$$\text{Sponson 部} \quad \tau = \frac{C \cdot \theta}{2A_2t \left\{ \frac{S_2}{S_1} - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 + 2 \right\}}$$

ただし、

$$C = \frac{2t(6s_2A_1^2 + 12s_1A_2^2)}{3s_1s_2}$$

(2) 曲げ振り剛性による剪断応力

(a) 曲げ振り剛性による剪断力

$$\text{船側部} \quad \frac{b}{2} EI_s \frac{d^3\varphi}{dx^3} = \frac{b}{2} EI_s \frac{Mt}{I'} \frac{\cosh \frac{L_0-x}{\sqrt{F/C}}}{\cosh \frac{L_0}{\sqrt{F/C}}}$$

$$\text{船底部} \quad e \cdot E \cdot I_b \cdot \frac{d^3\varphi}{dx^3} = e \cdot E \cdot I_b \cdot \frac{Mt}{I'} \frac{\cosh \frac{L_0-x}{\sqrt{F/C}}}{\cosh \frac{L_0}{\sqrt{F/C}}}$$

(b) 曲げ振り剛性による最大剪断応力

船側部

片舷船側部の $A-A$ 軸より上の部分の $A-A$ 軸のまわりのモーメントを m とすれば $A-A$ 軸上の最大剪断応力は、

$$\text{Double Hull} \quad \tau_{r\max} = \frac{-mEb}{4t} \frac{Mt}{I'} \frac{\cosh \frac{L_0-x}{\sqrt{F/C}}}{\cosh \frac{L_0}{\sqrt{F/C}}}$$

$$\text{Single Hull} \quad \tau_{r \max} = \frac{-mEb}{2t} \frac{Mt}{I} \frac{\cosh \frac{L_0 - x}{\sqrt{I/C}}}{\cosh \frac{L_0}{\sqrt{I/C}}}$$

Single Hull Single Bottom の場合は上式の最後の項なし。

船底部

船底部中性軸の片側の部分の中性軸のまわりのモーメントを m とすれば、中性軸上の最大応力は、

$$\text{Double Bottom} \quad \tau_{r \max} = \frac{-mEe}{2t} \frac{Mt}{I} \frac{\cosh \frac{L_0 - x}{\sqrt{I/C}}}{\cosh \frac{L_0}{\sqrt{I/C}}}$$

$$\text{Single Bottom} \quad \tau_{r \max} = \frac{-mEe}{t} \frac{Mt}{I} \frac{\cosh \frac{L_0 - x}{\sqrt{I/C}}}{\cosh \frac{L_0}{\sqrt{I/C}}}$$

Single Hull Single Bottom の場合には最後の項なし。

(3) 船側部甲板の曲げによる剪断応力

船側部甲板の甲板面内における曲げに対する中性軸のまわりのモーメントを m とすれば、中性軸上の最大剪断応力は、

$$\text{開口部中央部} \quad \tau = \frac{m}{tI_1} \frac{\beta Q_n}{2L}$$

$$\text{閉断面中央部} \quad \tau = - \frac{m}{tI_1} \frac{\beta \lambda Q_n}{2L(L - \lambda)}$$

参考文献

- 1) Robert Scott : "The Torsional Rigidity of an All Hatch Ship" International Shipbuilding Progress, Aug. 1961.
- 2) H. A. Shade : "The Ship Girder with Multiple Hatch Opening under Torsion" J. Ship Research, June 1961.
- 3) J. Perrzier : "Torsional Rigidity of Box Beams Having Multiple Cut-Outs" J. Ship Research, March 1958.
- 4) Vedler : "On the Torsion of Ships" T.I.N.A.; 1924.
- 5) 日本造船協会編: "コンテナー船" 船舶技術協会
- 6) 長柱研究委員会編: "弹性安定要覧" コロナ社
- 7) Timoshenko : "Theory of Elasticity" Mc-Graw Hill
- 8) H. A. Shade : "The Effective Breadth of Stiffened Plating under Bending Loads" T.S.N.A.M.E. 1951.

第4章 総合的考察

船側構造形式の異なる模型による、縦強度、横強度、捩り強度の実験結果を総合的に考察すると次のようである。

(1) 倉口を大きくすると甲板が狭くなるため、横荷重、捩りモーメントによる倉口等の変形は大きくなる。しかしこの変形量は船側を Double Hull 構造（二重底と同様に、船側の内、外に板を張りつめた構造）にするか、あるいは Single Hull の構造（外板の内側に防撓材をつけた普通の形式の船側）のままでも舷側に Sponson をつけると小さくなり、倉口が小さく甲板の広い普通貨物船の変形量の数倍程度におさえることができる。

(2) Cross-tie および横隔壁は、横荷重による変形をおさえるのに非常に有効であるが、捩りに対してはほとんど効かない。しかし、長さ 150 m のコンテナー船の捩りによる倉口の甲板面内の剪断変位を計算すると最大約 13 mm で、これから考えて、捩り剛性の低下は余り問題にならないと考えられる。

(3) この実験では倉口隅部を除くと、特に高い応力を生じた箇所は認められなかった。

横荷重によって倉口隅部に高い応力を生ずるが、これに対しては Cross-tie が有効である。Cross-tie と Sponson を併用すると、その効果はさらに大きいと思われる。

(4) Single Hull 船側構造の倉口変化は「コンテナー船」(SR 48 調査小委員会編) に示されている計算式を利用することができる。捩りの剛性捩りについても同様に、「コンテナー船」および本報告書に示す計算式を使用することができる。

縦曲げに対しては倉口が大きくなても Beam Theory に良く一致する。

昭和39年8月1日 印刷
昭和39年8月10日 発行

日本造船研究協会報告 第40号

発行人 菅 四 郎
発行所 社団法人日本造船研究協会
東京都港区芝琴平町35
船舶振興ビル8階
電話(502)2371~80
内線(421~426)

印刷所 (有)啓文堂松本印刷
東京都新宿区東五軒町26
電話(260)2807