

社 团 法 人

日本造船研究協会報告

第 33 号

昭和 36 年 10 月

超大型船の構造法に関する研究 第 38 研究部会

Investigations on the Structural Strength of

Mammoth Tanker The 38th Research Committee

The Report
of the
Shipbuilding Research Association
of Japan

Tokyo, JAPAN

No. 33

October 1961

第38研究部会委員名簿

主幹	査事	吉秋甲角八渡祝金黒佐真高萩杉三元吉	識好斐田順澤藤正藤真橋原浦沢良田	雅雄二郎弘彦武典彦恒夫一孝義正誠隆	夫雄二吉弘彦武典彦恒夫一孝義正誠隆	利忠近岡	清善埴山	善木	雄野	勝野	之博
						藤下	文昌	隆雄	藤下	文昌	利忠
						木寺	昌一	雄	木寺	昌一	近
						山	道守	郎朋	山	道守	岡
						若	大	洪德	若	大	近
						久	河	己	久	河	埴
						東	小	男	東	小	木
						島	柴	幸	島	木	野
						田	杉	薰	田	林	原
						山	野	三	山	谷	田
						伏	村	喜	伏	泊	原
						松	見	榮	松	栖	田
						宮	原	俊	宮	八	野
						山	崎	一	山	牧	兵
						口	口	光	口	松	博
								博		望	宗

Membership of the 38th Research Committee

Chairman	Masao YOSHIKI		
Secretaries	Yoshio AKITA	Noritaka ANDŌ	Toshimasa OKABE
	Keiji KAI	Masao KINOSHITA	Tadao KONDŌ
	Reiji TSUNODA	Kazuo TERASAWA	Kiyokatsu HANITA
	Junkichi YAGI	Michirō YAMAKOSHI	Yoshiyuki YAMAMOTO
	Yoshihiro WATANABE	Moritomo WAKAMATSU	
Members	Teruhiko IWAI	Kōtoku ŌKUBO	Shigeru ONO
	Takeshi KANAZAWA	Kastumi KAWAHIGASHI	Hiroshi KIHARA
	Masanori KUROKAWA	Nobuo KOJIMA	Nobuo KOBAYASHI
	Masahiko SATŌ	Yoshiyuki SHIBATA	Tooru SHIBUYA
	Kō SHINDŌ	Kaoru SUGIYAMA	Toshio SUHARA
	Kikuo TAKAHASHI	Yoshizō NOMURA	Kimio HATTAN
	Kōichi HAGIWARA	Eiki FUSHIMI	Sigeru MAKINO
	Yoshikazu MATSUURA	Shūnichi MATSUBARA	Heikichi MATSUDA
	Masayoshi MIZAWA	Mitsuru MIYAZAKI	Hiroharu MOCHIZUKI
	Seizō MOTORA	Hiroshi YAMAGUCHI	Muneo YAMAGUCHI
	Takashi YOSHIDA		

Investigations on the Structural Strength of Mammoth Tanker

About structural strength of very large tanker, so called mammoth tanker, there are many problems which require further investigations, as it may not be estimated on the bases of prior experiences or their extrapolations.

The 38th Research Committee of the Shipbuilding Research Association of Japan has been established to clarify the problems about structural strength of mammoth tanker and to investigate these problems.

This volume contains the results of there investigations performed in this Committee.

The items of investigations are as follows:

1. Dynamical pressure due to the motion of cargo oil.
2. Panel stiffening.
3. Transverse strength.
 - 3-1 Test by box type model.
 - 3-2 Test by actual ship.
4. Structural strength of wing tank.
5. Effectiveness of longitudinal member.
6. Effectiveness of doubling plate.
7. Effectiveness of longitudinal bulkhead.
8. Method to decrease the stress concentration at discontinuous part.
9. Structural strength of horizontal and vertical members in large ship.

The abstract and summarized conclusions of the respective item are as follows:

1. Dynamical pressure due to the motion of cargo oil

The main feature of mammoth tanker lies in that tank length of such tankers is limited in about 40' regardless of the other dimensions increased, and this causes various problems in structure especially in structural strength from the view point of transverse strength.

Limitation of tank length is partly owing to the lack of experience of such long tanks and partly by reason of unknown factor of the dynamical pressure due to the motion of cargo oil.

Along this line, study of the dynamical pressure on bulkhead due to the motion of cargo oil has been carried out with large and small models. Effect of wash bulkhead is also investigated. By this study, we obtained the following results.

(1) The pressure on bulkhead can usually be calculated as statical pressure in the corresponding inclined condition of ship taking into account of the virtual increase of gravity acceleration due to vertical motion of tank, if synchronous oscillation of ship and fluid do not take place.

(2) As the result of conclusion (1), the dynamical pressure does not depend on the tank length proportionally.

(3) This pressure reaches maximum value when the period of rolling or pitching of ship coincides with the period of oscillation of fluid in tank. But the period of fluid is fairly smaller than that of ship's roll or pitch in ordinary case.

(4) Impulsive pressure may appear in plates of upper parts of tanks especially in horizontal stiffeners.

(5) Wash bulkhead of about 30% perforation may act as a plane bulkhead in respect to limit the fluid motion in tank and is effective in reducing dynamical pressure.

2. Panel stiffening

The structural feature of large tankers is, as described before, due to their extraordinary dimensions, especially the deep depth of tanks while the length of tank is limited. This requires particular stiffening of bulkhead panels and shells to sustain their adequate structural strength.

A series of seven stiffened rectangular plate ($L \times B \times t = 2,400 \times 4,400 \times 3.2$ mm) loaded by water pressure, were tested to investigate the interaction of cross stiffened members and to explore the effective method of stiffening.

Main conclusions obtained from this investigation may be summarized as follows:

(1) Deflection and bending moment of the whole specimen are not affected by small stiffeners. Therefore, strength or rigidity of panel stiffened by large and small stiffeners depends mainly on the stiffness of large stiffeners. Small stiffeners may serve only to strengthen the minor panel surrounded by large stiffeners.

This principle may apply to the relation between ordinary and web frames.

(2) Comparing experimental value to calculated one it may be concluded that deflection and bending moment of cross-stiffened panel are approximately assumed to be those of an equivalent grid structure consisting of main girders with effective width of skin plate. It is founded that this effective width may be taken as 100% of skin plate between main girders.

(3) On the basis of above conclusion, a study on the dimensional ratio of longitudinal to transverse which gives the minimum weight of whole panel, has been carried out.

It is concluded by this study that to stiffen the members parallel to the shorter edges is advantageous from the standpoint of both strength and rigidity. Even when aspect ratio is unit, the case when either transverse or longitudinal is stronger than another, is better than that of cross-stiffened panels with equal strength members.

3. Transverse strength

3-1 Test by box type model.

Transverse strength of ship has been one of the most complicated and, by reason of this, the least advanced sphere among the structural strength of ship. It has been customary to design the transverse strength of ship by comparative calculations based on the prior experiences, and this may be quite reliable and safe for ordinary size of ships.

With regards to the mammoth tankers, however, the situation is different because of its extraordinary structures and dimensions.

Accordingly, to overcome this difficulty, it is inevitably necessary to pursue this complicated problem fundamentally and to get the most suitable structure for such mammoth tankers.

Along this line, a series of model tests has been performed to obtain the interaction between longitudinal and transverse members when length of tank is limited.

In order to clarify the effect of transverse ring, an original model (breadth×depth×tank length=3.00×1.5×0.9 m with three tanks) has no transverse ring. After a series of loading and stress measurements, one and three transverse rings were added to the model or were reinforced various members in due order for a next series of loading, finally struts were set up in outer tank to clarify the effect of struts.

Next, test of another model which has longer tank (breadth×depth×tank length=3.6 ×1.8×1.8 m) has been carried out to obtain the effectiveness of transverse rings and struts when tank length can make longer. Conclusions obtained by this study summarized as follows:

(1) In the case of large tankers whose depth of tank is rather deep compared with its length, transverse rings give no contribution to the reduction of stresses in central horizontal girder and are of use for only the reduction of stresses in the upper and lower horizontal girders. Furthermore, the effect of three transverse rings is as same as that of one transverse ring. From this results, it is confirmed that the increase in the number or scantling of transverse ring may not be advantageous in the side structure of ships.

(2) The same conclusions above described can be obtained by examining the stress distribution of transverse ring itself.

(3) Providing the horizontal girders with about twice rigidity, stresses in the central horizontal girder are reduced by 40%, but little changes are observed in stresses of the upper and lower horizontal girders.

(4) With regards to the longitudinals at the bottom, aspect ratio of panels being quite different from that of side shells, a transverse ring effectively reduces the stresses on the longitudinals.

(5) When struts are set up in the outer tank, stresses on the central horizontal girder are reduced by 50% showing the effectiveness of struts for the reduction of stress in horizontal girder.

(6) In the case of ship having long tank length, the behaviour of transverse ring is fundamentally different to the one of limited tank length. The longer the tank length till some limit, the more advantageous structure may be expected.

(7) It is also noteworthy that there exists considerably high stress at the bilge parts of transverse rings.

It must be, therefore, paid attention to reduce the stress concentration and to avoid the constructional weak point in this part.

(8) The abovementioned experimental results show a satisfactory agreement with theoretical calculation of the equivalent grid structure and hence the fundamental characteristics of transverse strength of large tanker may be clarified by the grid structure calculations.

3-2 Test by actual ship

Taking into consideration of the importance to know the situation of actual ships in parallel with the model test, stress measurements of actual ships (35,000 D.W.T. and 47,000 D.W.T. tankers) have been carried out. The following items have been clarified by this test.

- (1) Very high stress occurs at the lower corners of web frames similar to model test.
- (2) As neutral axis of web frame fitted with shell plate lies near the inner plane of plate, effective width as the flange of web frame seems to be considerably wide. On the contrary, in the case of stiffener fitted with corrugated bulkhead, effective width may be comparatively small.
- (3) Struts seem to be very effective, judging from the stress distribution of members. It is also necessary to take notice of the fact that comparatively high bending stress appears at the ends of struts.
- (4) As to transverse bulkhead, maximum stress occurs at the ends of horizontal girder.
- (5) The distribution of bending moments may be calculated by an equivalent grid structure considering the effect of shear deflection and of bracket ends, comparing the observed and calculated results.

4. Structural strength of wing tank.

Usually, wing tank of tanker is constructed by vertical web system, namely structural system stiffened mainly by vertical ring.

In large tankers, as described before, tank length is also limited, consequently the ratio of depth to length of tank exceeds unit and often up to 1.6. In such a case, horizontal stringer system seems to be better than vertical web system, though there has been no investigation to verify it theoretically or experimentally.

Along this line, an experimental study of wing tank was carried out with models which were 1/6 scale model of the actual 68,000 D.W.T. tanker, ratio of depth to length of tank being 1.5. Direct comparison of strength between a wing tank of horizontal stringer system and that of vertical web system, both being of the same weight, was performed by measuring stresses of structural members. The results obtained are summarized as follows:

(1) Generally speaking, horizontal stringer system gives stress of 80% and deflection of 60% of those of vertical web system.

It may be deduced from this fact that horizontal stringer system will be a better structure and considerable weight saving may be expected if we adopt such structural method in large tanker.

(2) Very high stress occurs at the corner bracket the same as the other test.

(3) Considerably large bending moment is exerted at the end of strut, and it is necessary to mind that special cares should be taken in design and fabrication of this part.

(4) Fairly agreement between observed value with theoretical one which is calculated by equivalent space grid structure considering shearing force, the effect of brackets and effect of contraction of struct.

5. Effectiveness of longitudinal member.

Longitudinal stress distribution in longitudinal bulkhead is usually reduced from the ordinary straight line by beam theory and the cause of such deviation is due to so-called shear lag phenomenon.

As there should be necessary to provide two or three rows of longitudinal bulkheads in large tankers, it will be indispensable to investigate the effectiveness of longitudinal bulkhead. Before actual ship experiments which will be stated in item 7 are performed, fundamental experiment by small model is performed and we will summarize here the results of this experiment.

It is the main object of this test to clarify the effect of horizontal stiffener, transverse bulkhead and end construction on the effectiveness of longitudinal bulkhead. Bulkhead specimens made of acrylic resin are fixed to the side of I bar and simple bending is given to this I bar, consequently specimens are bent the same way as I bar. Strain distributions on specimen are measured, and we obtain the following results.

- (1) If we define the efficiency η of each section of bulkhead as follows

$$\eta = \frac{\text{actual bending moment carried by longitudinal}}{\text{bending moment calculated by beam theory}}$$

η depends not upon the length of plate, but upon the distance from the end of plate. At the section which is apart from the end more than 1.4 times of the depth of plate, η can be regarded as unit (fully effective).

(2) Horizontal stiffeners do not serve for improvement of effectiveness of longitudinal bulkhead.

(3) Vertical stiffeners, on the contrary, are very effective when they are installed in the vicinity of the end of plate where η is low.

(4) When bracket is set up at the end of bulkhead, considerable improvement of effectiveness may be expected and large depth of bracket is more effective rather than long one.

6. Effectiveness of doubling plate

To meet the increase in size of modern tankers or in thickness of deck and bottom shell plate, the doublers have often been used for large tankers instead of very thick single plate, from the viewpoint of weldability and fabrication. Effectiveness of doubler in connection with the arrangement of rivets is therefore very important problem.

Experimental study has been carried out with the model of box girder having a doubled bottom shell. Influence of arrangement of rivets on the effectiveness of doubler has been investigated, as the results, the following conclusions were obtained.

- (1) In the case where rivets are uniformly distributed along doubler, the end part of it is much inferior to the central part in the effectiveness of doubler.
- (2) But generally, 100% effectiveness may be expected exclude this end part of doubler.
- (3) Arrangement of rivets at center part does not affect the effectiveness of doubler, at end part, it does the contrary.

(4) It may be said that to make the pitch of end rivets closer than that of others is better than to make the pitch of all rivets uniformly close.

(5) Results obtained from theoretical calculation show good agreement with the experimental value, and it is confirmed that effectiveness of doubler may be derived from such calculations.

7. Effectiveness of longitudinal bulkhead.

On the bases of the fundamental study stated at item 5, actual ship experiments (47,000 D.W.T. and 36,000 D.W.T.) were carried out to check the model test results. Results obtained from this experiments prove the pertinence of conclusions derived from model test.

8. Method to decrease the stress concentration at discontinuous part.

It has been said that it is necessary to increase 10~30% of thickness of stringer plate at the end of bridge, considering the stress concentration in this region.

In large tankers, very thick plate must be used as stringer plate, and it is undesirable for strength and fabrication.

To avoid this difficulty, it is considered the best way to make the stress concentration, if exists actually, decrease by contriving the suitable design of bridge or surrounding structures.

Along this line, a series of model tests was carried out by 4.8 m box with various type bridges on it. Obtained results are summarized as follows.

(1) Stress concentration in stringer plate at the end of bridge is comparatively small, and it shows 1.1~1.2 in the case of superstructure type bridge and 1.2~1.4 of deck house type bridge.

(2) Radius of corner of bridge has little effect on the stress concentration, provided this radius is not so small.

(3) Though bridge is "set in", it does not affect the stress concentration in stringer plate.

(4) Considerably high stress concentrates at the top of "taper down" part connecting bridge and upper deck. Cares, therefore, should be taken in the shape or thickness of plate of this "taper down" part.

(5) There are only small effects on stress concentration in stringer plate even if it is reinforced under deck.

(6) In the case of long bridge, this stress concentration indicates about 1.6. Though it seems to be not so high, some considerations should be necessary about the structural design of the end of bridge, regarding local bending moment may superpose on it.

9 Structural strength of horizontal and vertical members in large ship.

Study on space structure composed of deep beam as used in large tanker is very important, because they may not be calculated by simple beam theory.

To clarify the deviation from simple beam theory, the effect of shearing force and

corner bracket etc., a series of model experiments has been carried out. This model is made of a plate perforating holes which are enlarged successively after examining one set of test results, so that the influence of the ratio of span to depth of beam on the stress distribution, can be investigated.

Moreover, to investigate the relative merits of horizontal and skew type of struts in side tank, other model made of skew type strut is used.

Models supported at both ends are loaded by a concentrated load. By this tests and theoretical calculations the following conclusions are obtained.

(1) The equivalent span length determined by considering variable section of the beam at ends may be available for analysis of the beam.

(2) Using the span length above described, stress and deflection may be obtained considering bending and shearing deformation, provided the ratio of span to depth is more than about three.

(3) The stresses at the intersection of two members may be estimated by using an equivalent curved beam.

(4) With regard to the comparison between horizontal system and skew system, bending moment in skew system is, as a rule, less than that of horizontal system, though this superiority depends on the rigidity of skewed member of skew system.

超大型船の構造法に関する研究

目 次

緒 言	(1)
第 1 章 荷油の運動による隔壁強度の研究	(3)
第 2 章 パネルの防撓構造に関する研究	(21)
第 3 章 橫強度に関する研究	(40)
3.1 模型実験	(40)
3.2 実船実験	(61)
第 4 章 Wing Tank の強度に関する研究	(74)
第 5 章 縦通材の有効性に関する研究	(99)
第 6 章 二重張の有効性に関する研究	(104)
第 7 章 縦通隔壁の有効性に関する研究	(117)
第 8 章 不連続部の応力集中緩和構造に関する研究	(124)
第 9 章 船体横断面並びに水平断面の強度に関する研究 (其の 1) [A-1～4, B-1 模型による実験]	(136)
(其の 2) [B-2 模型による実験]	(148)
第 10 章 超大型船の横強度に関する総合的考察	(153)
結 び	(156)

超大型船の構造法に関する研究

緒　　言

昭和 32 年 1 月運輸大臣諮問「超大型船建造上の技術的問題点ならびにその対策如何」に対して、運輸省造船技術審議会は問題点を明らかにし、その対策を求めるための研究内容を答申した。本研究部会はこの答申にもとづいて昭和 32 年 4 月「超大型船の構造法に関する研究」を研究題目として発足した。

船体が超大型化し、現在建造されつつあるような 6 万トン、8 万トン、或は 10 万トン以上の船では船体構造の面から見ても従来の知識、経験から類推出来ぬ問題が非常に多く、只単に在来の船をそのまま大きく引き伸ばすというわけには行かない。

ここではまず構造強度上から考えられる超大型船の問題点について簡単に考察して見よう。

(1) 橫強度の問題

油槽船では荷油槽の長さは無制限に長くすることは出来ず或る基準が設けられている。

そこで超大型船では船の幅や深さが非常に大きくなるに拘らず、油槽の長さが比較的小さく、従つて側外板や縦通隔壁では横隔壁間の長さに比べて深さが非常に大きなものとなる。また超大型船では船の幅と深さの比も在来型の船とは異なることが予想され、更に縦通隔壁の数も 3 枚になることが考えられる等、横強度上から見て超大型船は従来の船の実績や経験からは最早や類推出来ないものであることは明らかである。そこで超大型船では横強度上から新たに検討を加えてこれらの条件を考慮した最も合理的な構造を求めて行かねばならない。

(2) 縦通材の有効性に関する問題

縦通隔壁の縦強度に対する有効性は在来船の場合も完全には究明されていないが、超大型船では縦通隔壁の数は必然的に多くなり、これらが縦強度にどの程度有効に働くかはその断面積が大きいだけに非常に重要な問題である。これには縦通隔壁の位置や寸法、更に防撲材や端部の構造による影響等、未解決の多くの問題を含んでいる。

(3) パネルの防撲法の問題

前述の如く超大型船では船の深さは非常に深くなるがタンクの長さが制限されるため、船側外板、縦隔壁などは従来の船に比べ、上下に細長いパネルになる場所が多く現われて来る。このようなパネルでは当然従来のものと異った防撲法を採用しなければならないことが予想されるが、その合理的な防撲法、実用的な計算法について研究しなければならない。

(4) 荷油の運動による動圧の問題

前述のように油槽船では現状ではタンクの長さを抑えられているため、船が超大型化した場合各油タンクは長さが短かく、深さの深い角筒のような形状になり、ここから構造上の種々の問題点が生じている。この点から考えて、タンクの長さをもつと長く出来れば、より合理的な構造となり得ることは容易に想像される。然るに、船の運動に伴う荷油の動圧に関しては現在まで殆んど研究が行われて

居らず、この点から見て、タンクの長さを考える場合には当然荷油の運動による動圧、制水隔壁の効果について根本的な研究を行わなければならない。

(5) その他の諸問題

超大型船では、その板厚は当然非常に厚くなる。そこで甲板や船底板は縦強度上から要求されるものをそのまま用いることは工作上からも或は材料の切欠脆性の見地からも制約されて困難となり、二重張を用いなければならない場合が屢々起つて来る。この二重張の有効性の問題も綴ぢ鉄の配置法と関連して研究すべき重要な問題である。

また船橋端部に於ける強力甲板の Stringer Plate は応力集中を考えて一般に増厚しなければならないが、超大型船になるとこの部の板厚も非常に厚くなるから、前記の理由により、このような場合は積極的に応力集中を緩和するような構造法が必要となる。然るにこの部の応力集中に関しては何等の研究が行われていないので、その本質的な究明から行わねばならない。

その他超大型船で用いられるような深さの深い梁や桁は曲げを受けたとき、当然梁理論に従わないことが予想されるので、それらの強度については別個に研究が必要となろう。

以上のような問題点を解明するために当研究部会では次の項目についての試験研究を実施した。

1. 荷油の運動による隔壁強度の研究 (問題点 4)
2. パネルの防撓構造に関する研究 (問題点 3)
3. 縦強度に関する研究 (問題点 1)
 - 3.1. 模型実験
 - 3.2. 実船実験
4. ウィングタンクの強度に関する研究 (問題点 1)
5. 縦通材の有効性に関する研究 (問題点 2)
6. 二重張の有効性に関する研究 (問題点 5)
7. 縦通隔壁の有効性に関する研究 (問題点 2)
8. 不連続部の応力集中緩和法に関する研究 (問題点 5)
9. 船体横断面並びに水平断面の強度に関する研究 (問題点 5)

第1章 荷油の運動による隔壁強度の研究

担当 吉識 雅夫・山本 善之・萩原 孝一

1.1 序 説

大型化された最近の油槽船の構造については、経験に基づき従来の船のそれを適当に Extension したものが多く、したがつて、時に Unbalance と思われるものも目につくようである。その一つとして、荷油槽の大きさの問題がある。従来の船では、使用鋼材の長さなどから、荷油槽の長さを 12 m 程度とするものが多かつたが、大型船でこのようにすると、荷油槽の数が非常に増え、建造上、構造強度上必ずしも能率のよいこととも思えない。そこで、荷油槽の長さ L_r は一体どの程度まで長くなし得るか、また長くした場合どのような構造上の考慮を払えばよいかということが重要な問題になる。同様な問題は荷油槽の幅 B_r についてもおこる。

荷油槽を大きくする場合の問題点としては、次のようなものが考えられる：

- (i) 安定性——これは大型船では問題にならない。むしろ乗心地はよくなる。
- (ii) 荷油の積み分けの便——原油輸送を主とする大型船では余り問題にならないであろう。
- (iii) 構造強度材としての縦横の隔壁——他の強度材を補強することにより隔壁の数を減じ得るし、Wash Bulkhead か深い Web Frame などで代用できぬこともない。
- (iv) 槽内の荷油あるいは Ballast Water によって隔壁に加えられる動的圧力の問題。

本章では、この (iv) の問題を研究し、荷油などの運動によつて壁面に加えられる圧力の性質、大きさを明らかにし、更に Wash Bulkhead の効果、Web Frame による減衰力など、荷油槽を大きくするときの構造設計に対する資料を得ようとする。

なお、この方面的従来の研究としては、吉識・山本・萩原¹⁾、および菱田・田中・北村・林²⁾のものがある。

1.2 理論的考察

本節においては簡単な数学的な模型により、槽内の液体の運動およびそれによる圧力の基本的な性質について理論的な考察を試みる。

荷油などが隔壁に及ぼす圧力としては、次のようなものが考えられる：

(A) 静的な圧力

- (i) 静止時の静圧。
- (ii) 鉛直方向の一様な加速度のための見掛けの重力変化による静圧の変化。（これは本質的には動圧だが便宜上静圧として扱う）
- (iii) 表面波および船体傾斜による液面の移動による静圧の変化。

(B) 動的な圧力

- (i) 波面の衝撃による衝撃圧力。
- (ii) 流体運動によるいわゆる動圧。

(iii) 加速運動による圧力。

これらのうちのあるものは、お互いに関係し合つていて、完全には分離できない。また圧力は当然荷油槽の構造と運動の仕方、荷油の状態などに関係する。なお前述のように、荷油より比重の大なる海水を Balast として積む荷油槽のあることも注意しておく必要がある。

Fig. 1・1 に示めますように、液体の深さを h 、静止状態における液面より b だけ下のところに x 軸、幅の中央上向きに y 軸をとる。この矩形槽が 0 点のまわりの回転運動 $\Theta \sin pt$ pt. x, y , 軸方向の運動 $X \sin pt, Y \sin pt$ を行う場合について考える。

まず、速度 Potential を ϕ 、圧力を p 、液体の単位体積

当りの重さを γ とすると、微小動揺のときは

$$p = \frac{\gamma}{g} \left(\frac{\partial \phi}{\partial t} - gy - F(t) \right) \quad (1 \cdot 1)$$

となる。ここに $F(t)$ は時間の任意函数である。速度 Potential ϕ は Laplace の方程式

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} = 0 \quad (1 \cdot 2)$$

と境界 $x = \pm l$, $y = -H$ および自由表面における条件を満たさねばならない。

自由表面 $y = b + \eta^*$ (η^* : 波高 Fig. 1・2 参照) においては圧力 P は一定であるので、 $F(t) = -gb$, $\frac{\partial \eta^*}{\partial t} = -\frac{\partial \phi}{\partial y}$ として

自由表面の条件 $y = b$ にて

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} + g \frac{\partial \phi}{\partial y} = 0 \quad (1 \cdot 3)$$

が得られる。

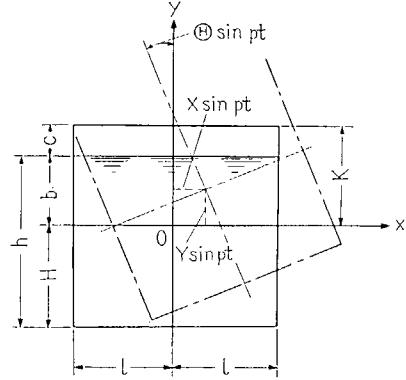


Fig. 1.1 Rectangular Tank

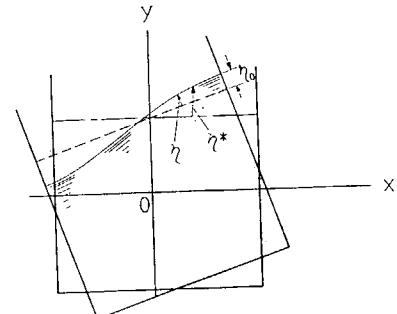


Fig. 1.2 Level Up of Water Surface

順序として、槽内に生ずる $\phi \propto \sin 2\pi t/T$ なる液体の自由動揺を考える。このとき壁面における境界条件として、

$$\left. \begin{array}{l} x = \pm l \text{ にて } -\frac{\partial \phi}{\partial x} = 0 \\ y = -H \text{ にて } -\frac{\partial \phi}{\partial y} = 0 \end{array} \right\} \quad (1 \cdot 4)$$

とすると、境界条件 (1・3), (1・4) を満たす ϕ として、

$$\phi = c \sin \frac{2\pi t}{T_k} \cos \frac{k\pi(x+l)}{2l} \operatorname{ch} \frac{k\pi(y+H)}{2l} \quad (1 \cdot 5)$$

$$T_k = 2\pi \left[\frac{k\pi g}{2l} \tanh \frac{k\pi h}{2l} \right]^{-1/2} \quad k=1, 2, 3, \dots \quad (1 \cdot 6)$$

が得られる。この T_k が液体の自由動揺の固有周期で、対応する波形は

$$\eta^* \propto \cos \frac{k\pi(x+l)}{2l} \quad (k=1, 2, 3, \dots) \quad (1.7)$$

となる。 k の奇偶にしたがつて y 軸に対して反対称または対称となる。液の深さが槽長に比して深いときは、

$$T_k = T_1 / \sqrt{k} \quad (k \geq 2l) \quad (1.8)$$

とかける。ここに T_1 は次の固有周期で

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= \sqrt{8\pi l/g} \\ &= 1.13 \sqrt{2l} \text{ sec } (l \text{ in meter}) \end{aligned} \right\} \quad (1.9)$$

である。

原点 0 のまわりに槽が $\theta = \Theta \sin 2\pi t/T$ なる周期動揺（周期 T ）を行うとき、槽に相対的な自由表面の上昇 η (Fig. 1.2 参照) は

$$\eta = -\Theta \sin \frac{2\pi t}{T} \sum_{k: \text{ odd}} \frac{8l}{k^2 \pi^2} \cos \frac{k\pi(x-l)}{2l} \left(2 - \frac{4\pi^2 b}{g T_k^2} - \frac{2}{\operatorname{ch} k\pi h/2l} - \frac{T^2}{T_k^2} \right) \left(1 - \frac{T^2}{T_k^2} \right)^{-1} \quad (1.10)$$

となる。よつて、 $T=T_k$ (k : odd) のとき共振が起り、槽内に大きな波が生ずる。波傾斜が大になると、自由表面の条件に非線型影響を考慮しなければならないし、減衰力なども重要になるので、上に得られた結果は多少の修正を要するであろう。

船に大きな縦揺あるいは横揺が生ずるのは、同調動揺の場合であつて、そのときの周期は船の縦揺周期 T_p または横揺周期 T_r に等しい。実船においては一般に槽の T_1 はその船の T_p または T_r と同程度あるいはそれ以下であるので、 T_1 より短い動揺周期は考えないことにすると、側壁における液面の上昇 η_0 は近似的に

$$\eta_0 = \Theta l \left(\hat{\delta} - \frac{T^2}{T_1^2} \right) \left(\frac{T^2}{T_1^2} - 1 \right)^{-1} \sin \frac{2\pi t}{T} \quad (1.11)$$

となる。ここに $\hat{\delta}$ は

$$\hat{\delta} = \frac{8}{\pi^2} \left(2 - \frac{4\pi^2 b}{g T_1^2} - \frac{2}{\operatorname{ch} \pi h/2l} \right) \quad (1.12)$$

である。(1.11) より、 $\hat{\delta}=1$ であるときは $T=T_1$ であつても共振しないことがわかる。

Θ の値が大になると、壁面 $x=\pm l$ の変位は θ の 2 次式で表わされるような運動を行うようになり、そのため、 $T=2T_2, 2T_4, \dots$ のときにも Minor Resonance を生じ得る。

原点以外の点 O' ($-a, 0$) のまわりに、槽が周期的動揺 $\theta = \Theta \sin 2\pi t/T$ を行なうとき、 $a\Theta/l \geq 1$ であれば、槽の水平運動が無視できなくなり、 $T=2T_k$ (k : odd) のときにも共振する。槽の上下方向の速度の絶対値が g より大になると、現象が全く變るので、ここではそのような場合については考えない。

前述により、一般には液体の圧力 p が

$$p = \frac{r}{g} \frac{\partial \phi}{\partial t} + \gamma z, \quad z = b - y \quad (1.13)$$

によつて与えられる。自由表面が頂板などに衝突すると、 ϕ の急激な変化により衝撃圧力が生ずる。

この衝撃圧力は衝撃速度 η_0 , 波面と頂板のなす角 ψ などに関係し、この角度の小さいときに対し、渡辺は近似式³⁾

$$p = \frac{\pi}{2} \tan 85^\circ \cdot \frac{r}{g} \eta_0^2 = 17.95 \frac{r}{g} \eta_0^2 \quad (1.14)$$

を与えている。後述のように、液体運動が激しくなると泡が著しく発生し、波面の傾斜を変え、また比重 r を減少したと同様な影響を与えるので、圧力は (1.14) で与えられるものより小さくなる。なお、藤田⁴⁾は円板が液面に垂直に衝突するとき、衝撃速力が小さいと圧力は速力の 1.5 乗に比例することを示している。

衝撃圧力の生じない範囲では側壁の受けける圧力 p は近似的に

$$p = \left(1 + \frac{\ddot{y}}{g}\right) r(z + \eta_0) + p_a \quad (1.15)$$

のように考えられる。(1.15) の第 1 項は槽の上下方向の加速度 \ddot{y} による重力の見掛けの増加を考慮し、静力学的に計算した値であり、第 2 項 p_a は側壁の加速度によるものである。槽が原点のまわりに回転 θ を行なうとき、側壁 $x=l$ に対する p_a は近似的に

$$p_a \doteq -\frac{\dot{\theta} \dot{y} l}{g} (z - 0.6l), \quad (z > 0.6l) \quad (1.16)$$

で与えられ、槽が x 方向に加速度 \ddot{x} をもつときは

$$p_a \doteq \begin{cases} -\frac{\ddot{x} \dot{y} z}{g}, & (z < l) \\ -\frac{\ddot{x} \dot{y} l}{g}, & (z \geq l) \end{cases} \quad (1.17)$$

となる。(1.17) は船が前後動を行なうとき重要なになる。なお、(1.15) の第 1 項と第 2 項は同時に最大値をとらないことが多い。

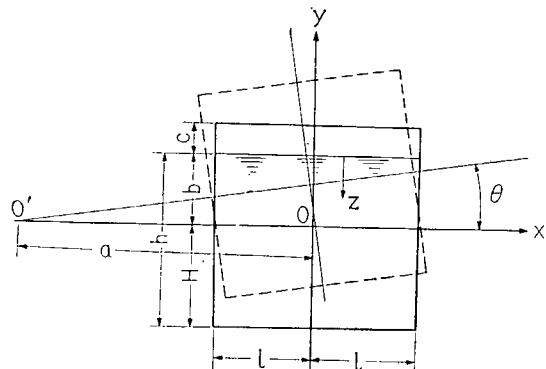


Fig. 1.3

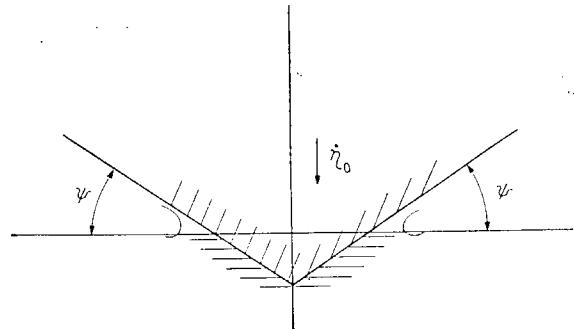


Fig. 1.4 Impact of Wedge

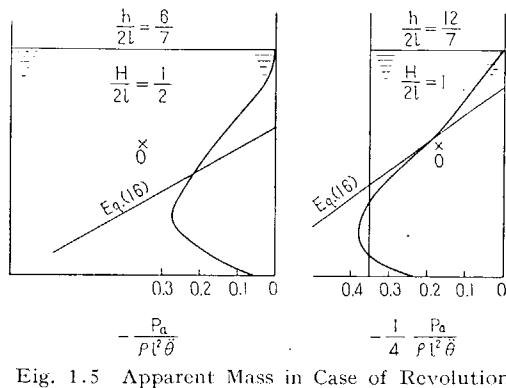


Fig. 1.5 Apparent Mass in Case of Revolution
(theta=1 or alpha -> infinity)

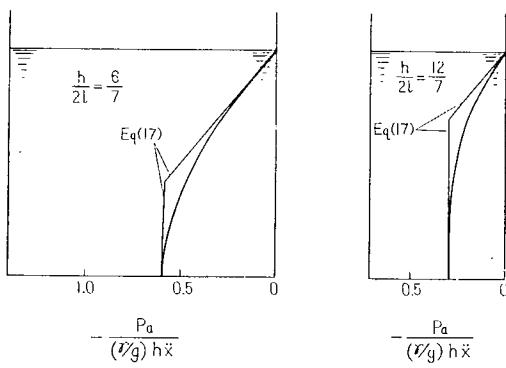


Fig. 1.6 Apparent Mass by Surging

1.3 実験模型と実験装置

実験的研究としては

(i) 槽内の液体の運動および圧力に関する性質を研究するための基礎的実験

(ii) 実際の構造と類似な模型による応用実験

を行う。基礎的実験では隔壁、Wash Bhd. などに関する基本的性質についても研究する。

基礎的実験を行うために Fig. 1.7 に示す小型模型を用いる。これは $700 \text{ mm} \times 700 \text{ mm} \times 350 \text{ mm}$ の直方体で、一面の壁は有機ガラスにして液体の運動の模様が観察できるようになっている。内部には等間隔に 3 本の溝型の Guide があり、

隔壁などを差しめるようになっている。

ここに水密隔壁を入れることにより隔壁の間隔を 350 mm , 475 mm , 700 mm の 3 種類に変えることができる。

また、この位置に制水隔壁あるいは特設肋骨を入れることができる。制水隔壁は中央の溝に差込んで用い、その形は Fig. 1.8 に示すような種々の大きな形状の穴を有する平板である。穴の面積と隔壁の全面積との比は $10\sim30\%$ である。 30% のものについては穴の形状を種々に変えた系列をつくりた。なお制水隔壁の名称の 2 衔の数字は穴の面積に相当する% (穴面積比) を示す。

特設肋骨も同様な平板であるが穴が中央に

一つ大きく明けられており、穴の % は $30\sim60\%$ である。名称の数字についても前と同じである。この特設肋骨は同じものを 3 枚ずつ用意し、槽の 3 ケの溝に差込んで使用する。

応用実験を行うために Fig. 1.9, 写真 1 に示すような大型模型を用いて実験を行つた。これは内部構造部材の影響および、そのうける圧力を調べようとするものである。10 万 Ton 程度の大型油槽船においては、船の深さが比較的深くなる傾向があるので、それに対応して槽の長さ、幅に比してやや深い形状を選び、実船の $1/20\sim1/25$ 程度の模型とした。

この模型は 2 つのタンクを有し、中央の隔壁で境されている。この 2 つのタンクの構造は異り、右側のタンクでは中央の隔壁が横壁に相当し、左側のタンクではこの隔壁が縦壁に相当する。実験では中央壁の面内に動搖軸をおくが、このときは右側のタンクは縦搖の実験に相当し、左側のタンクは横搖の実験結果を与える。

中央の隔壁には穴をあけてあり、この穴はメクラ板でふさいである。このメクラ板を取り除くと、制水隔壁の存在する場合の実験が行い得る。水の運動の大勢は左右のタンクの内部構造の僅かの変化では影響されないが、受圧部付近の流れ、したがつて、その圧力はその付近の構造に左右されると考

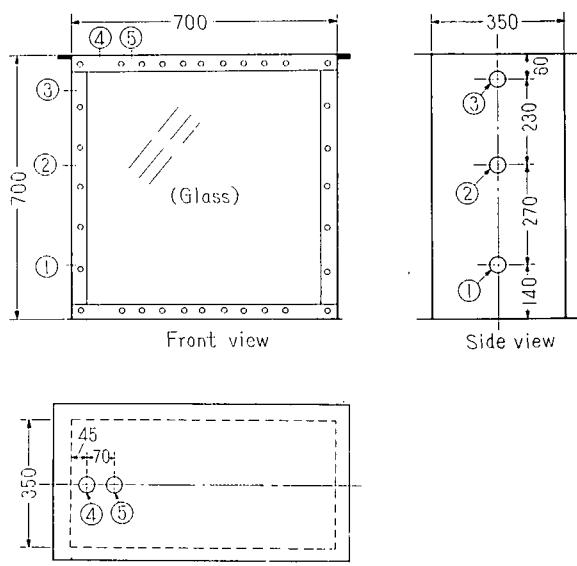


Fig. 1.7 Small Model

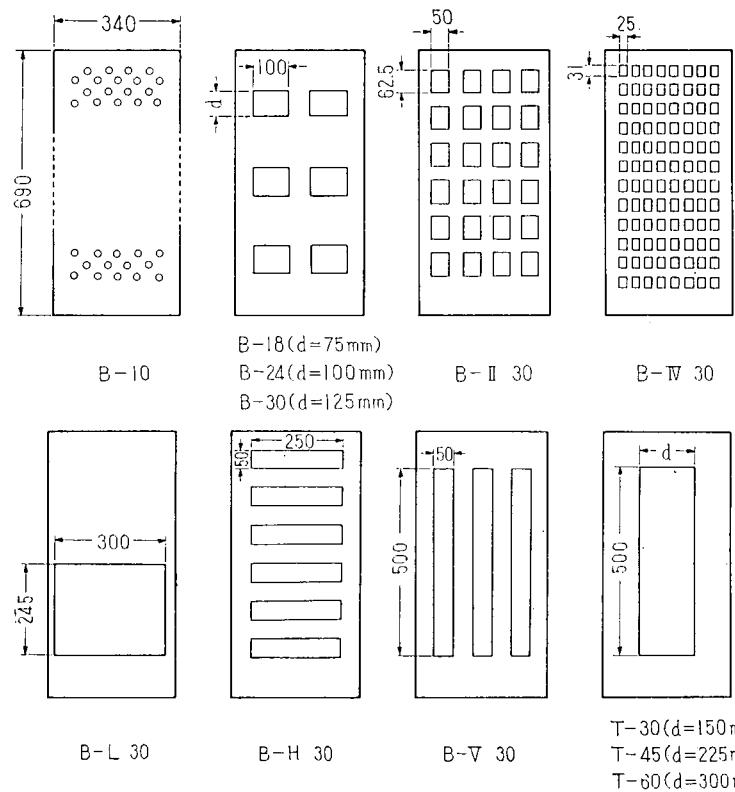


Fig. 1.8 Bhd. Model (for Small Model)

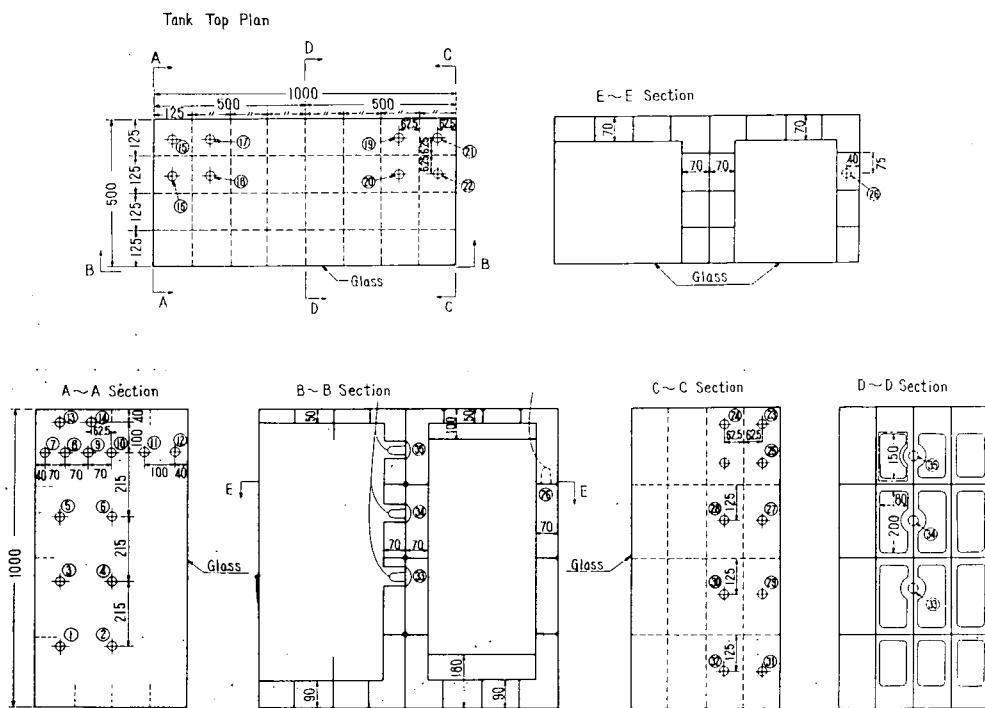


Fig. 1.9 Large Model

写真 1 Large Model

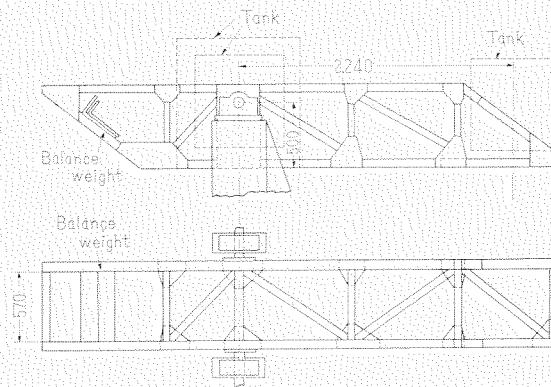
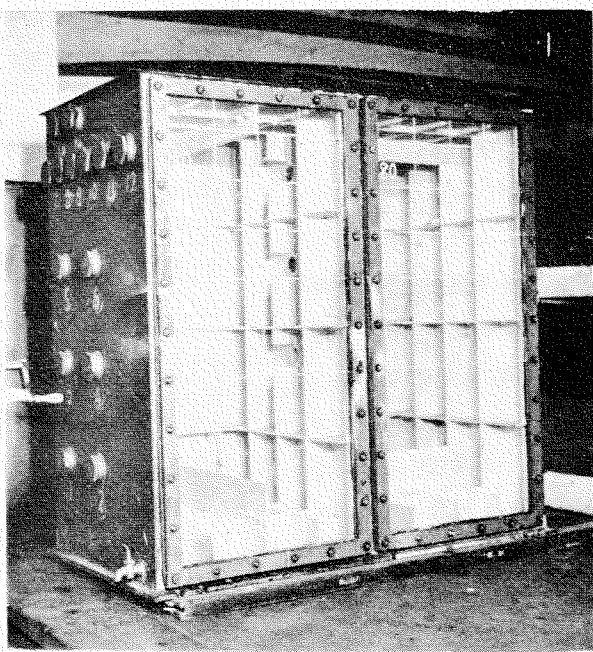
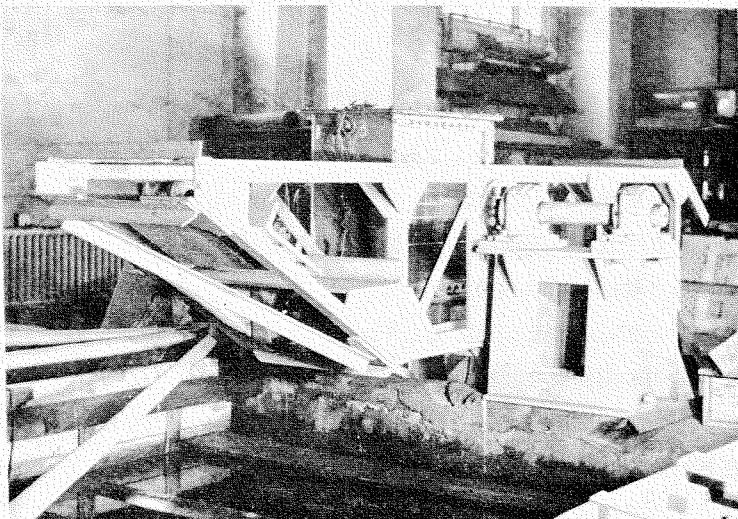


Fig. 1.10 Oscillating Bed

写真 2 Oscillating Bed
(With Small Model)



えられるので、このような方法により制水隔壁のあるときの縦揺と横揺の実験を行うことができる。なお、かなりの水の運動に影響を与える左のタンクの中央部の Girder などは取はずし可能になつておらず、これを取はずして縦揺の実験を行う。

横型の一方の壁面は有機ガラスになつておらず、内部を観察できる。左側のタンクのこのガラス面の内側には取はずし可能な Stiffener を準備したが、観測に不便なことと、この影響は余り本質的でないと考えられるので、取除いて実験を行つた。

模型動揺装置は東京大学工学部船舶工学科安定性能研究室に設けた。同研究室の造波機駆動装置によつて動揺台を駆動するように計画した。

動揺台は Fig. 1.10, 写真 2 に示すもので、その右端部は取外し得るようになつておらず、左端部には Balance Weight をのせるようになつておらず、これを取りのぞいたとき丁度 Balance する。模型の幅の中央が動揺中心になるように設置するときは、Balance Weight と右端部を取りのぞくことは勿論である。模型を動揺台の中央から右方へ移動させときは、左端に別に準備された Balance Weight をのせて Balance させる。動揺中心を上下方向に移動させるためには、動揺台と模型の間に別に準備した台をはさむ。動揺台の振動が模型に伝わらないように、模型の下にはゴムをはさんだ。

動揺台したがつて模型は装置の関係上角度 20° までの実験しか行えない。更に模型を動揺中心より離した場合は、駆動装置の能力より、さらに角度を制限せざるを得なかつた。駆動装置の電動機

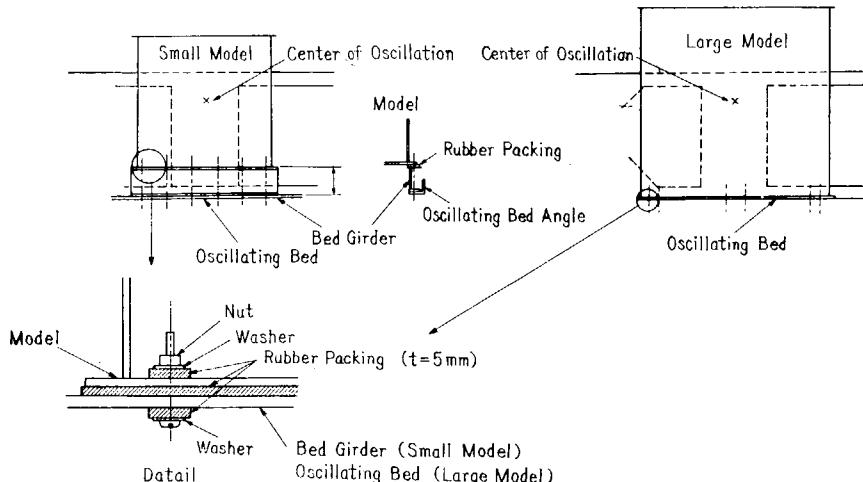


Fig. 1.11 Fitting of Models

(10 HP 直流分巻型) に一定の電流を流すと正弦的な動揺を行う。この電流を変化させると動揺周期を変えることができる。電動機の回磁抵抗を回転式摺動抵抗器によつて適当に変えて駆動力を時々刻々変化させると動揺を正弦的でなくすることができるが、運動部分の慣性が大きいため、實際には殆んど正弦波形とならぬ波形しか実現できなかつた。なお、このような場合、電動機に大きな負荷が加わるので、能力の関係より回転角度は大きくできない。

模型の壁および内部構造がうける圧力を測定するために Fig. 1.12 に示すような水圧計を用いた。この受圧板は直径 20 mm, 厚さ 0.1 mm の円形の銅箔で、それに、Foil Strain Gage を貼布してある。圧力による受圧板の変形は Foil Strain Gage の抵抗変化として取出し、それを Dynamic Strain

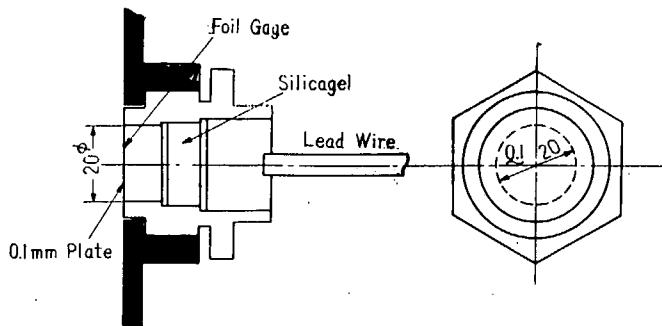


Fig. 1.12 Pressure Gage

meter で増幅し電磁 Oscillograph で記録した。この水圧計は静的な圧力によつては $0.5 \text{ cmH}_2\text{O}$ の圧力変化を正確に読み取り得る。感度は個々の水圧計で異なるので、一個づつ Calibrate した。検定曲線の一例を Fig. 1.13 に示す。許容最大圧力は $100 \sim 200 \text{ cmH}_2\text{O}$ である。なお、水中に入れる圧力計については適当な防水装置を用いた。

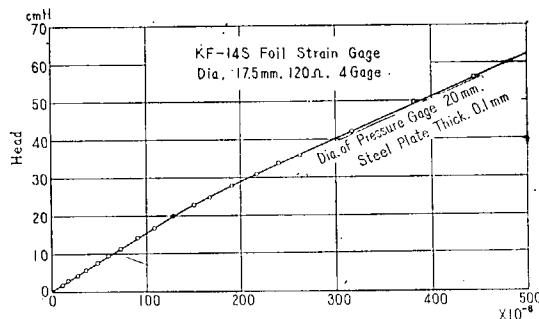


Fig. 1.13 Calibration Curve for Pressure Gage

このような装置で問題になる点は次のようなことである。

(i) Zero 点がとれないこと。実験開始直前に Zero 点を記録しても実験中に Zero Drift

が生じ、甚しいときは Scale Out するときもある。実験中に水面から出ることのある水圧計については Zero 点を確認できるのでこの点は問題はないが、常に水中に没している水圧計では甚だ不都合である。このような水圧計では正確に読めるのは水圧変化だけで、水圧の絶対値は、Zero 点を例えば圧力変化曲線の平均と仮定しなければ得られない。

(ii) 受圧面が水に接した瞬間には圧力計の温度が一様でなくなり、そのため熱応力が発生し得る。このためかなりの水圧変化に相当する抵抗変化を示す。この防止には受圧板の温度変化を緩慢にしてやればよいわけで、その方法として、受圧面に厚さ 0.3 mm のゴム膜をゴム糊で貼りつけた。これによつて温度の問題は解決され、静的および動的な感度についても影響がないことが確かめられた。

(iii) 長期に亘つて実験を行うと水圧計の感度が変化する。このため、水圧計は時々取り外して Calibrate し直さねばならない。

(iv) 水圧計は細かな振動を感じ易く、このため記録が読みにくくなることがある。振動を減少させるために、模型の下にゴム板を入れたことは前述の通りである。(Fig. 1.11 参照)

このような水圧計は模型の Fig. 1-7, 1-9 に○印で示す位置に取付けた。○の中の数字は測定番号である。大型模型の No. 26 は水平軸の圧力測定のためのものであり、No. 33～35 は中央の隔壁の圧力測定のためのものである。これらはみな防水装置つきの水圧計である。

水の運動が観測できるように模型の一方の側壁が有機ガラスになつてゐることは前に述べた。この水の運動の模様を 16 mm 映写機で撮影した。そのためにタンクの内部は白くぬり、水は緑色インクで着色した。また電接時計により、豆電球が 1 秒置きに点燈するようにし、これも模型とともに撮るようにした。小型模型を動搖台の中央におくときは、映写機は動搖台に適当な腕をもつて固定した。このようにすると鉛直方向が判定できなくなるので、模型の前に鉛直の棒を立ててこれも模型とともに撮影した。

小型模型の場合両側の槽壁に目盛りをつけ、水面の達した最高および最低の位置を記録した。これは Oscillograph の解析の参考にするためである。

動搖台の回転の模様を Fig. 1-14 に示すような装置で測定し、Oscillograph に記録した。

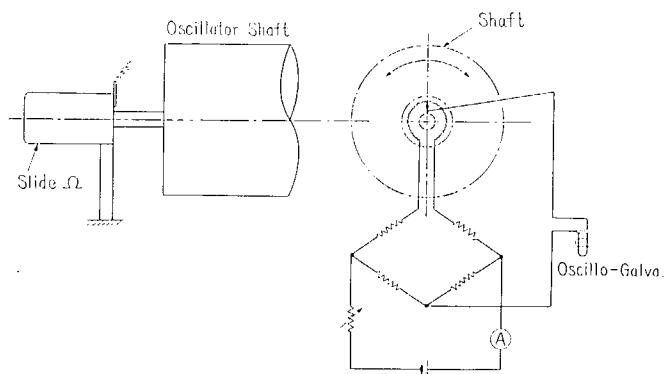


Fig. 1.14 Measuring Apparatus of Oscillating Angle

1.4 小型模型による実験結果——その 1

小型模型によつては、液体の動搖の基礎的性質およびそれによつて壁面のうける圧力の性質について研究する。そのために行つた実験の種類は Table 1-1 に示す。以下においてその結果について考察する。

1. 同調。槽長 $2l$ が 700 mm, 525 mm および 350 mm の場合について、種々の周期 T で槽を動搖させた。周期 T が槽内の水の固有周期 T_1 に近くなると、水は激しい運動を行なう。このとき水面近くの水は特に激しく運動し、水塊となつて頂板などに衝突し、気泡が発生する。Fig. 1-15 に 1 周期間の水圧 p の変化の模様を示す。水圧計が常に水中にあるものについては、その平均圧力が静止時の水圧に等しいとして示してある。このとき発生する衝撃圧力の時間的変化の詳細を Fig. 1-16 に示す。この衝撃時間は (1/100) sec の程度である。Fig. 1-17 には種々の動搖周期における圧力の最大変動量 Δp を示す。図中の T_1 , $2T_2$ は計算より求めたもので、これらの値よりやや大なる周期 T のとき Δp の Peak が現われる。この Peak のズレは減衰によるのであろう。図中の Δp_s は静的考察によつて定まる水圧変化で

Table 1.1 Test Conditions of Small Model

	Items	Tank Length ($2l$) or Internal Scantling	Oscillating Angle (θ)	Water Level (h)	Oscillating Period (T)	Center of Oscillation (H , a)
1	Standard Condition	$2l=700$ mm	$9^\circ, 20^\circ$	$h=500, 600$ mm	$0.8 \sim 2.5$ sec	$H=350$ mm $a=0$
2	Effect of Tank Length	$2l=350$ $2l=525$	$9^\circ, 20^\circ$	400, 500, 600	$0.8 \sim 2.0$	$H=350$ $a=0$
3	Effect of Wash Blvd.	Wash Blvd. having 10%~ 30% Hole Area	$9^\circ, 20^\circ$	500, 600	$0.8 \sim 2.0$	$H=350$ $a=0$
4	Effect of Web Frame	3 Wash Blvds. having 30%~ 60% Hole Area	9°	500, 600	$0.9 \sim 1.9$	"
5	Effect of Water Level	$2l=350$ $2l=700$	$9^\circ, 20^\circ$ $9^\circ, 20^\circ$	500~700 450~700	0.85, 1.05, 1.45 1.05, 1.20, 1.60	"
6	Effect of Oscillating Angle	$2l=700$	$3^\circ, 6^\circ, 9^\circ$	600	$0.85 \sim 2.0$	"
7	Effect of Vertical Position of the Center of Oscillation	$2l=700$	$9^\circ, 20^\circ$ $9^\circ, 20^\circ$	500~600 400, 500 20° only 600	$0.9 \sim 2.0$ $0.9 \sim 2.0$	$H=500$ $a=0$ $H=200$
8	Effect of Horizontal Position of the Center of Oscillation	$2l=350$ ($h=650$ only) $2l=700$	3° 6°	600, 650 600, 650	$1.03 \sim 2.20$ $1.47 \sim 2.60$	$H=350$ $a=2.240$
9	Unsteady Condition	$2l=700$	9°	600, 650 (partial)	Range of Distribution $1.00 \sim 3.50$	$H=350$ $a=0$
10	Measurement of Damping	$2l=700$ T-30, T-45, T-60	(Tank unmoved)	500	(Free Oscillation)	

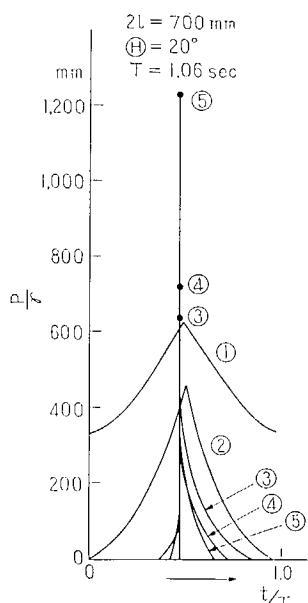


Fig. 1.15 Change of Water Pressure

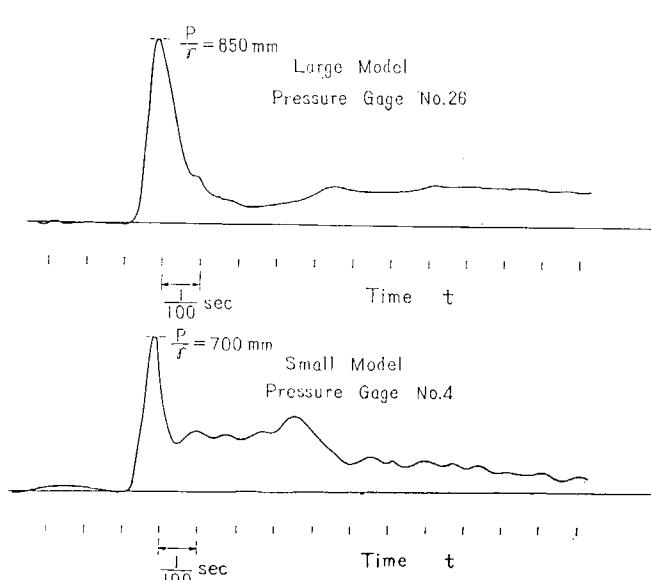


Fig. 1.16 Impact Water Pressure

$$\Delta p_s = 2\gamma l \theta \quad (1.18)$$

で与えられる。水中部の圧力変化 Δp は共振点以外ではほぼ Δp_s に等しい。したがつて、水中部の最大圧力は

$$p = \gamma(z + l\theta) \quad (1.19)$$

で近似的に与えられる。周期 $2T_2$ に対して共振の現われるのは非線形影響によるもので、 θ が小になると現われなくなる。なお、 T が T_1 より小さいときは槽内の波動は比較的静かになり、衝撃圧力も減る。以上の事情は槽の長さに関係しないことが Fig. 1.18 よりわかる。

2. 動搖角度の影響。水位 h を一定にして、種々の動搖振幅で周期を変えて実験して得られた最大の衝撃圧力 p_{max} を Fig. 1.19 に示す。

理論式 (1.14) によると、 p_{max} は θ^2 に比例すると考えられるが、むしろ θ に比例しているようである。このことは、波動が激しくなると波形が崩れ、気泡が発生することなどの影響により、圧力が減殺されるためであろう。常に水中にある点の受ける同様な最大圧力変化 Δp_{max} も θ に比例している。

3. 液位および動搖中心の上下位置。水位が上昇すると、一般に (1.12) で与えられる δ が減少し、

$$b = \frac{g T_1^2}{4\pi^2} \quad (1.20)$$

のとき、 δ は 1 となり共振せず、衝撃圧力も生じない。水位が上昇し、 δ がさらに減ずると、大なる共振が現われるようになり、かつ水面が頂板に近づいて僅かの波動によつても頂板に波面が衝突するようになる。しかし、水面が頂板に極く接近すると、かえつて波動が頂板によつて制限されるよう

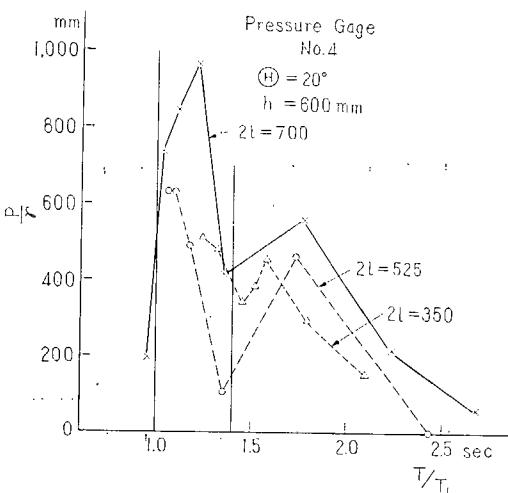


Fig. 1.18 Effect of Tank Length

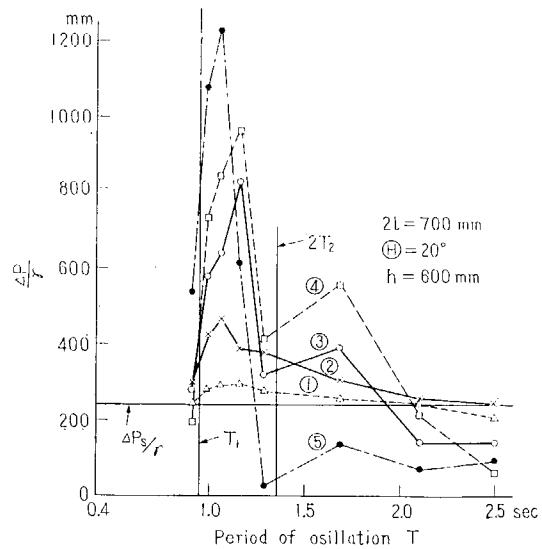


Fig. 1.17 Resonance

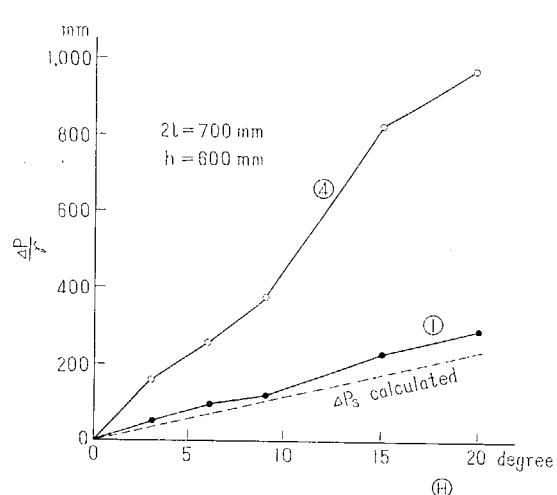


Fig. 1.19 Effect of Oscillating Angle

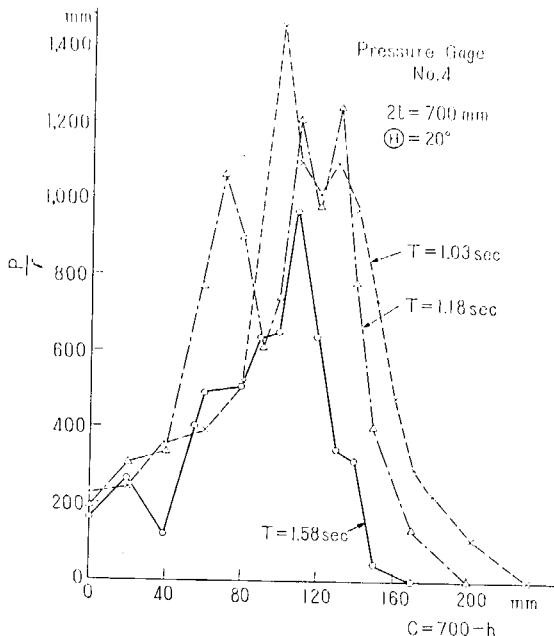


Fig. 1.20 Effect of Water Level

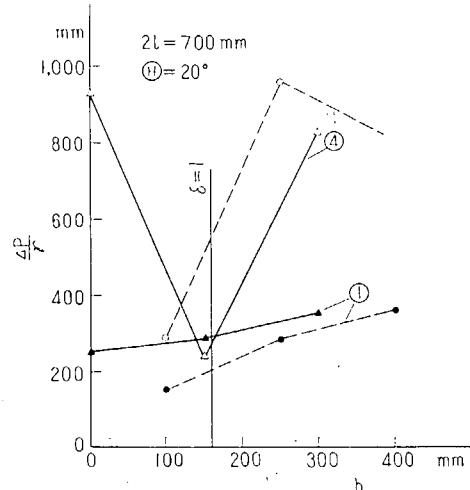


Fig. 1.21 Effect of Position of the Center of Oscillation

なる。したがつて、水位を変えるとある水位のとき最大の衝撃圧力を示すことが期待される。Fig. 1.20 は角振幅 Θ 、周期 T を一定にし、水位 h を変えたときの衝撃圧力を示す。これに上述の事柄がよく現われている。また、ほぼ $h=600 \text{ mm}$ のとき衝撃圧力が最大になるので、この水位を基準として実験を行つた。

(1.12) よりわかるように、水位を一定にしておいて動搖中心を上下方向に変えると、 δ を変化させることができる。動搖中心の上下位置を 3 通りに変えて実験を行なつたが、期待通り Fig. 1.21 に示すように $\delta=1$ の近くでは衝撃圧力が小になる。 $h=600 \text{ mm}$ の場合、 b が大になると衝撃圧力も増加すべきであるにもかかわらず、その値が小さくなっているのは激しい波動による波形の崩れや気泡の発生によるのであろう。

以上により、深さより長さの短い槽で、槽壁に捕強材がなく、動搖中心が槽の中央部付近にある場合に、槽の頂板に受ける最大衝撃圧力 p_{\max} は近似的に

$$p_{\max} = f \gamma 2 \theta \quad (1.21)$$

で与えられる。ここに f は定数で、約 5 の程度の値となる。水中部の受ける圧力は共振点を除くとほぼ (1.19) 与えられる。なお、 H/l が大になると慣性影響 (1.16) も考慮しなければならない場合も現われよう。

つぎに制水隔壁などの効果、および船首尾部の横隔壁などが縦揺時に受ける圧力について考える。

4. 制水隔壁および深い堅柾材の効果. ロイド規則によると、制水隔壁の開口の面積は全面積の 10% に抑えられている。しかし開口の面積がそれより大であつても、槽の動搖によつて生ずる液の運動を抑制し、構造などの損傷を防ぐためには有効であると考えられる。各種の制水隔壁を槽の中央に挿入して行なつた実験結果を Fig. 1.22, 1.23 (図中 B-U 30 とあるのは B-L 30 を上下逆にして

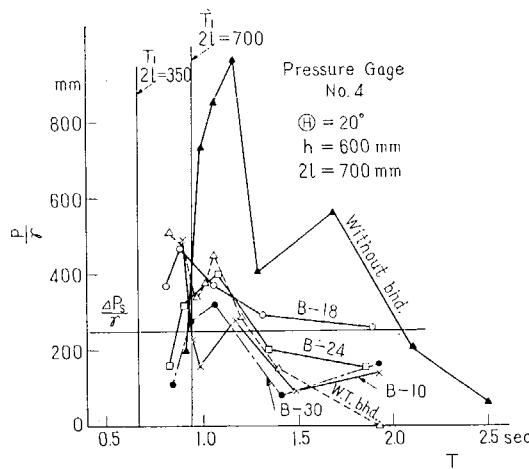


Fig. 1.22 Effect of Wash Blvd.

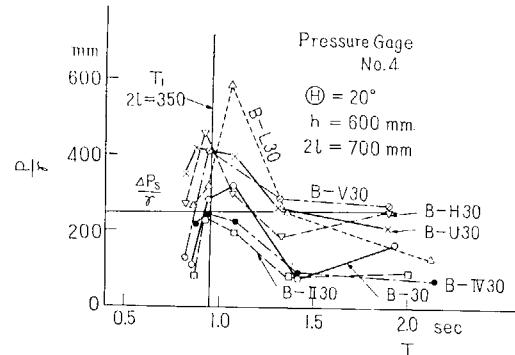


Fig. 1.23 Effect of Wash Blvd.

実験を行なつたもの)に示す。動揺周期 T が制水隔壁のないときの固有周期 T_1 の近くで衝撃圧力を生ずるときは、開口面積比が 30% 以下だとその値は、B-L30 を除き隔壁の種類に関せず、水密隔壁の場合の値とほぼ等しくなる。したがつて、衝撃圧力の点からは、開口が 1 個所に集中しない限り、開口面積比を 30% 程度まで大きくしてもよさそうに思われる。 T/T_1 が 1.5 程度以上になると、水の運動、圧力変化ともに制水隔壁のない場合に近づき、その模様は開口の面積比に関係する。面積比 10% のときは、少くとも $T/T_1 \leq 2$ であれば、水密隔壁の場合と同じような波動が生ずるので、動的復元性に対しては水密隔壁と同等の効果があると考えられる。

船側部の荷油槽は一般にその幅が狭く、しかも深い堅柾材が何本か設けられている。この堅柾材は縦搖時に生ずる液体の運動をさまたげ、気泡を発生して、衝撃圧力を減殺する効果を持つている。Fig. 1.24 は小型模型に 3 個ずつの柾材を挿入した場合の実験結果で、圧力変化は大略 ΔP_0 で与えられることを示す。

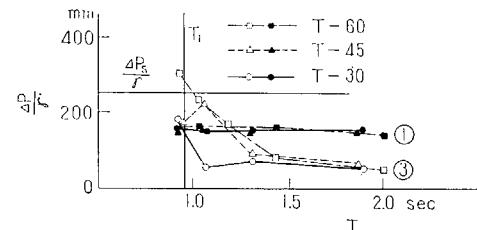


Fig. 1.24 Effect of Vertical Stiffener

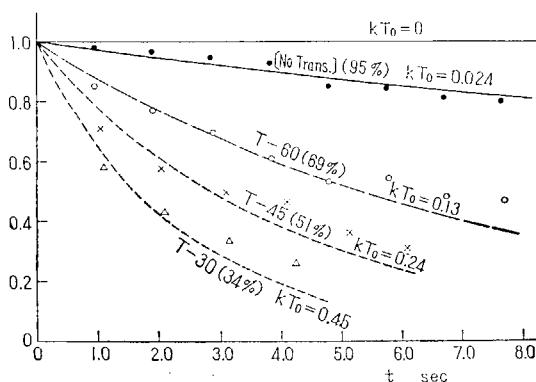


Fig. 1.25 Damping Curves

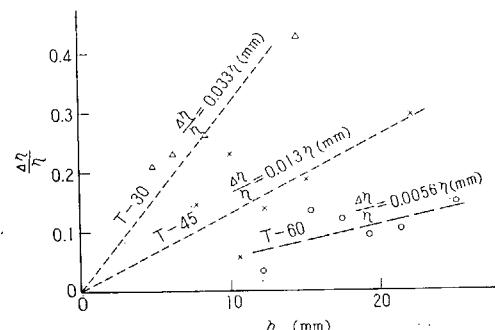


Fig. 1.26 Decrement Curves

堅柾材による減衰の程度を調べるために減衰を測定した。これには模型を静止させておき、板で波を起こし、その波の減衰の模様を水面に近い水圧計の示す水圧の変化によつて測定した。このような方法によつては大なる波を起こすことができないので、頂板における水の衝突の影響は十分測定できない。しかし、流体力学的な減衰効果についてはある程度のことが知られるであろう。

実験においては圧力変化より、水位の変化量を求めた。波動の減衰の模様は Fig. 1.25 に示す。図中 () 内の % は水面下の堅柾材の開口の面積の、開口を含む水面下の全面積に対する比である。堅柾材のないときも、その挿入のための溝が同様な役目をするので、この比は 100% にはならない。また、 $\Delta\eta/\eta$ と τ の関係を Fig. 1.26 に示す。これらより減衰の様相はかなり複雑で、わずかの突出物などによつても大きな影響があるようである。

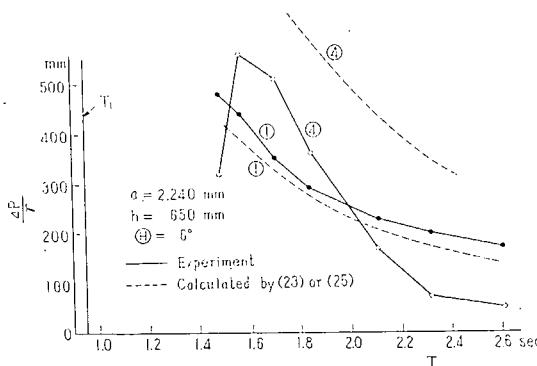


Fig. 1.27 Effect of the Center of Oscillation moving horizontally

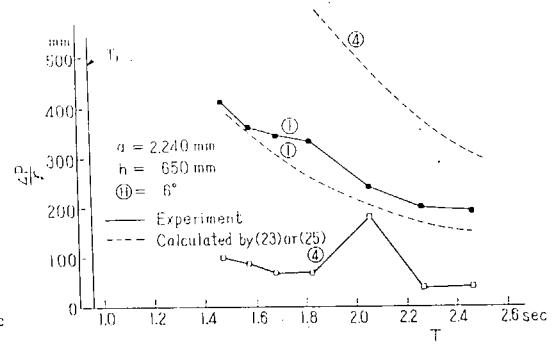


Fig. 1.28 Effect of the Center of Oscillation moving horizontally

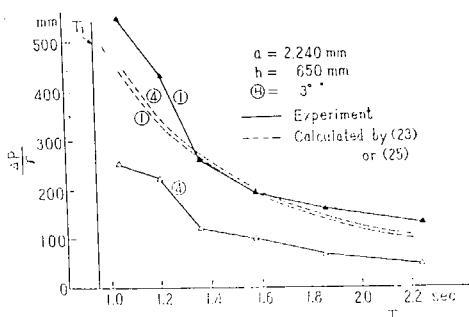


Fig. 1.29 Effect of the Center of Oscillation moving horizontally

5. 動搖中心と槽の中心との水平距離 a の影響。動搖中心が槽の中心から離れている場合は縦搖のときだけに起るので、角振幅 Θ は小さいとする。距離 a が大になると、槽は最大

$$\Delta g = 4\pi^2 a \Theta / T^2 \quad (1.22)$$

なる上下方向の加速度を受ける。そのため静的計算による圧力変化 Δp_s は

$$\Delta p_s = 2\gamma \Theta (1 + 4\pi^2 a z / g T^2) \quad (1.23)$$

となる。Fig. 1.25 でわかるように、水中部の圧力変化はほぼこの式で与えられる。このことは、水中部の最大圧力 p が

$$p = \gamma (g + 4\pi^2 a \Theta / T^2) (z + l \Theta) \quad (1.24)$$

で与えられることを意味する (Fig. 1.25 計算値①参照)。

水面と頂板との間の距離 c が小さいとき、頂部に大なる衝撃圧力が生じている。この値は 1. の実験結果に比べて遙かに大で、その最大値は動搖周期が $2T_1$ の近くのとき現れる。これは、非線型影響による共振 $T=2T_1$ のとき、水塊が頂板に衝突し易くなるためと考えられる。液体が頂板に槽の上下運動の速度 $2\pi a \Theta / T$ で衝突するときの衝撃圧力を (1.14) によって求めると、実験値の約 2 倍になるので、波形の崩れや気泡の発生を考慮して、係数 $1/2$ を乗じ、頂板のうける衝撃圧力に対する実験

式として

$$P = 350 \gamma a^2 \Theta^2 / g T^2 \quad (1 \cdot 25)$$

を用いることができる (Fig. 1・25 計算値④参照)。

6. 非定常運動の影響. 模型の運動に対する駆動力を変えて動揺状態 Disturbance を与えてやると、波と槽の位相の関係などで大きな衝撃圧力の生ずる場合があると考えられる。実際一定の駆動力で駆動するときでも定常的にならない間に大きな圧力を示すことがある。このような非定常的な運動を行う場合に生ずる大きな衝撃圧力が、同程度の定常動揺のときに比してどの位になるかを調べるために実験を行つたが、動揺装置の関係で不規則な運動をさすことができなかつたので、決定的な結論は得られていなかつた。実験によると定常状態における衝撃圧力に比しかなり大なる衝撃圧力を発生することもあり得る。これは、上述の位相差の関係とともに、泡の発生の程度、波面の擾乱の度合などが関係しているのであらう。したがつて、動揺角度が大になると衝撃圧力の増加の倍率が低下すると考えられる。

1・5 大型模型による実験結果

実験装置の関係上、大型模型に対してはその中央に動揺中心のある場合のみ実験を行なつた。中央隔壁についてはそれを水密にした場合と、制水隔壁とした場合につき実験し、その結果を Fig. 1・30 ~ 1・34 に示めす。これらによると、水中部の圧力変化は $T = T_1$ の近傍を除くとほぼ静的計算で求められた値に一致する。ただし z/l が大になると、加速度の影響が現われ、圧力の最大値が静的な考察から期待される時刻より半周期遅れるようになる。頂板や自由表面付近の側壁の受ける圧力も $T = T_1$ の近傍を除くと高々 $24 p_s$ の程度である。また、制水隔壁のうける圧力(変化)も一般に $4 p_s$ の程度である。

ここに注意すべきことは、波面が水平桁材の付近にあるときこの桁材に大なる衝撃圧力が生ずることである。しかもこれは T/T_1 が 1.5 の程度で、比較的波面が崩れていないときに現われる。それゆえ、衝撃波面が桁板に平行になるための衝撃圧力と考えられ、藤田⁴⁾にしたがつてその圧力が衝撃速度 γ_0 の 1.5 乗に比例するとして実験式をつくると

$$P = 15.5 \gamma l \Theta^{1.5} \quad (1 \cdot 26)$$

となる。これは使用液体、桁材と槽の寸法比などに関係すると考えられるが、まず一般にこの式で与えられるとしてよいであろう。

1・6 実船に対する応用

荷油槽内の液体の運動は船の同調動揺に槽内の液体が共振したとき最も大となる。船の縦揺および横揺の固有周期を T_p, T_r とし、その角振幅を Θ_p, Θ_r とする。 Θ_p, Θ_r の最大値は大型船では高々

$$\Theta_p \approx 5^\circ, \quad \Theta_r \approx 30^\circ$$

の程度と考えてよからう。液体としては積載する最も比重の大なるものを考え、その比重を γ とする。したがつて、脚荷水を積む槽では $\gamma = 1.025 \text{ t/m}^3$ を用いればよい。

縦横隔壁の強度を考えるためには、横隔壁については縦揺および前後動によつて受ける圧力をとり、

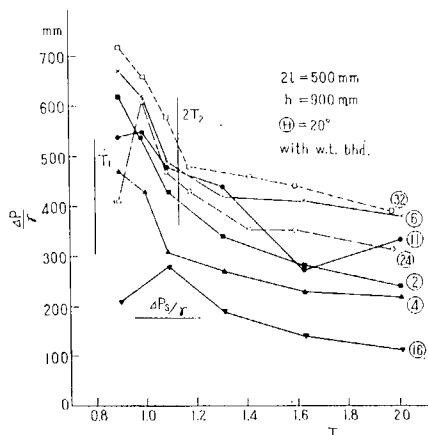


Fig. 1.30 Large Model (with W. T. Bhd.)

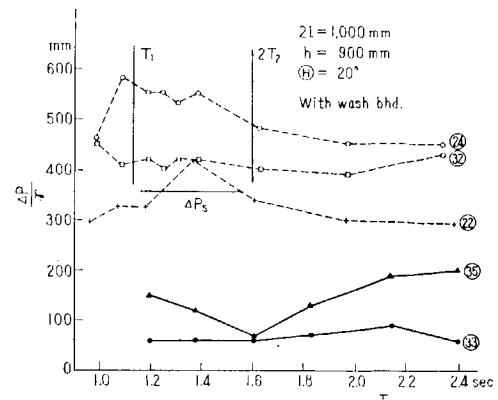


Fig. 1.31 Large Model (with Wash Bhd.)

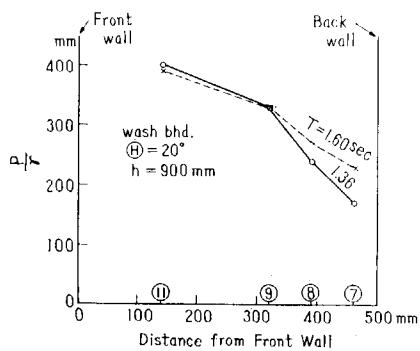


Fig. 1.32 Horizontal Pressure Distribution

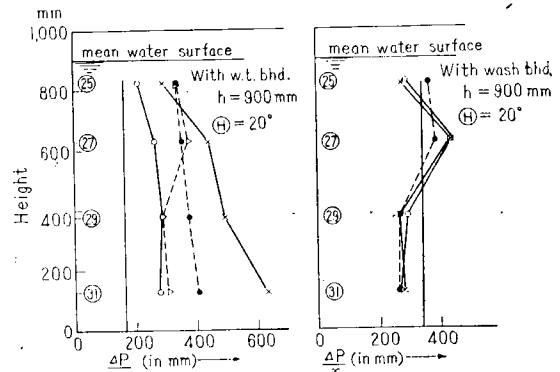


Fig. 1.33 Vertical Pressure Distribution

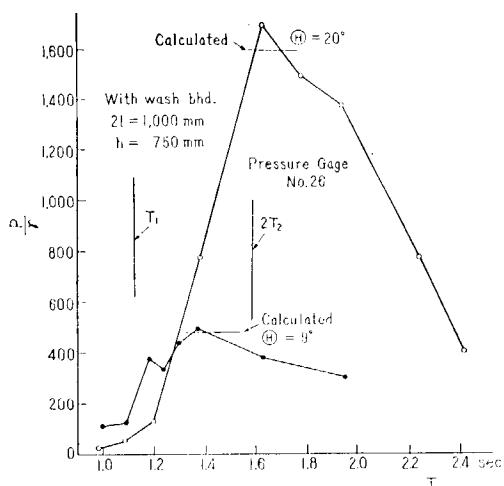


Fig. 1.34 Impact Pressure on Horizontal Girder

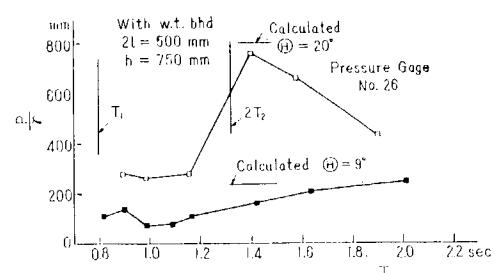


Fig. 1.35 Impact Pressure on Horizontal Girder

縦隔壁については横揺時に受ける圧力とともに、槽の上下方向の加速度による影響も考慮しなければならない。

まず、船の動揺については、液体の周期 T_1 に対する共振が生じないことが望ましい。考える槽の長さと幅を L_t, B_t 、縦揺の中心より槽の中心までの距離を a とする。前節までに得られた式において、縦揺あるいは横揺を考えるに当つて、 $2l$ の代りに L_t, B_t を代入すると、対応する固有周期 T_1 、衝撃圧力などが求められる。同調をさけるには縦および横方向の固有周期 T_1 が T_p あるいは T_r の 0.8 程度以下であればよいであろう。縦揺によつて槽が受けた見掛けの重力加速度 $g+4g$ は、(1.22) 式の T, Θ の代りに T_p, Θ_p とおいて得られる $4g$ によつて定められる。このとき縦横壁の液中部のうける圧力は重力を $g+4g$ とし、 Θ_p だけ静かに縦方向に傾いたときの圧力として計算できる。自由表面の近くの横壁のうける圧力は高々 $\gamma 2\Theta_p L_t$ であり、隔壁頂部のうける圧力は (1.25)、最上層水平衡のうける圧力は (1.26) によつて定まる。前後動の加速度⁵⁾ は $0.1g$ の程度で、余り大きくなないので、これによる圧力 p_a は考慮しなくてよいであろう。

横揺によつて縦隔壁のうける圧力は、前と同様に液中部では静かに Θ_r だけ横方向に傾いたときの圧力を、自由表面近くでは $\gamma 2\Theta_r B_t$ を受ける。 B_t に比して槽が深いときは加速度による圧力 p_a をも考慮しなければならない。このときは近似的に

$$p = \gamma \left[z + \frac{2\pi^2 B_t \Theta_r}{g T_r^2} (z - 0.3 B_t) \right] \quad (1.27)$$

のようにおこなわれるとしてよいであろう。

制油隔壁の開口面積比が 10% 以下だと油密隔壁とみなして扱い得る。この面積比が 10~30% のときは、共振をさけるために考慮する T_1 の算定に用いる槽の長さとしてのみこの隔壁を油密としてよい。なおこれらの制油隔壁のうける圧力は一般には $\gamma \Theta_r B_t$ 、または $\gamma \Theta_p L_t$ の程度である。補強材の多数存在する槽では、制油隔壁による減圧効果が小になることは勿論である。

以上において、荷油槽に発生する荷油などによる動的圧力について実験的に研究し、その性質を明らかにした。その結果、液体が共振するとき大なる圧力が発生し、また縦揺時の船首尾部の槽の頂部、最上部水平衡に大きな圧力の発生することが判つた。また、制油（水）隔壁などの効果も明かになつた。

この方面の今後に残された問題としては、(1) 不規則動揺を行なうときの圧力、(2) 動的圧力の実船による測定、(3) 構造・材料の動圧に対する強度などがある。

参考文献

- 1) 吉誠・山本・萩原：船体運動時に荷油によって生ずる動的圧力の研究、造船協会論文集、第 10 号（近刊）
- 2) 菊田・田中・北村・林：槽油が構造に与える荷重について、関西造船協会会誌、82 号（昭 31.6），18~27.
- 3) 渡辺：船首底衝撃の機構について、造船協会論文集、93 号（昭 28.7），65~73.
- 4) 藤田：平円板の水面衝撃について、造船協会論文集、94 号（昭 29.2），105~110.
- 5) 元良：Gravity Dynamometer による波浪中抵抗試験および Surging について、造船協会論文集、94 号（昭 29.2），43~52.

第2章 パネルの防撓構造に関する研究

担当 寺 沢 一 雄・八 木 順 吉

本研究は水圧をうける補強板の弾性的変形状態を究明する為に行われたものである。そのため大骨及び小骨の配置及び寸法比が異った数種類の模型の水圧実験を行い、大骨及び小骨の作用、それらと共に変形する板の有効巾、板の曲げ歪及び引張歪分布等について調査した。又、是等の実験結果と、格子構造としての計算値とを比較して、計算法の妥当性を検討すると共に、計算上弹性範囲内において最小重量を持つような防撓構造における補強材の寸法比及び配置法を調べた。

2・1 試験模型及び実験装置

試験模型の形状は縦×横×厚さ = 2400 mm × 4400 mm × 3.2 mm の矩形であり、その外側から 200 mm の巾の周辺部を水圧タンクの Flange にボルト締めして水圧試験が行われた。

模型は Longi. System に対するもの即ち L-型が 5 種類と Trans. System に対する T-型が 2 種類であり、次のような補強材により構成されている。

L-1 Longi.

L-2 Longi., Horizontal, Trans.

L-3 Longi., Horizontal, Trans., Bhd.

L-4 Horizontal, Trans.

L-5 Horizontal, Trans., Bhd.

T-1 Ord. Frame, Side Stringer

T-2 Ord. Frame, Side Stringer, Web
Frame

各模型及びその寸法を Fig. 2・1 に示す。

実験用水圧タンクは Fig. 2・2 に示されるように容積寸法 2000mm × 4000mm × 400mm で最高圧力 5 kg/cm² で設計されたものである。タンクの側壁上面には巾 200 mm の Flange を取付け、これに試験模型がボルト締めされて実験が行われた。

2・2 実験結果

Fig. 2・1 に示された各試験模型に 0.1 kg/cm² ~ 0.6 kg/cm² の水圧を加え、補強材及びパネルの歪を計測すると共にダイヤルゲージによつて各点の撓みを測定した。これらの実験結果の一部を Fig. 2・3 ~ 2・8 に示す。

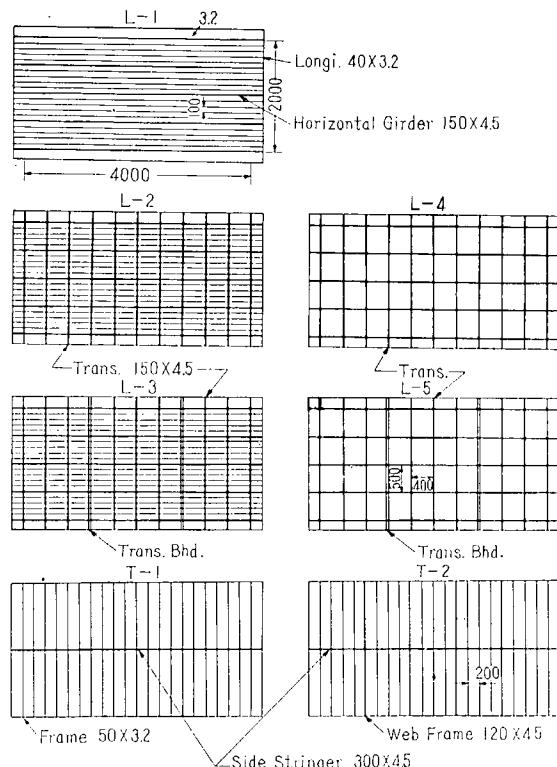


Fig. 2・1 Models

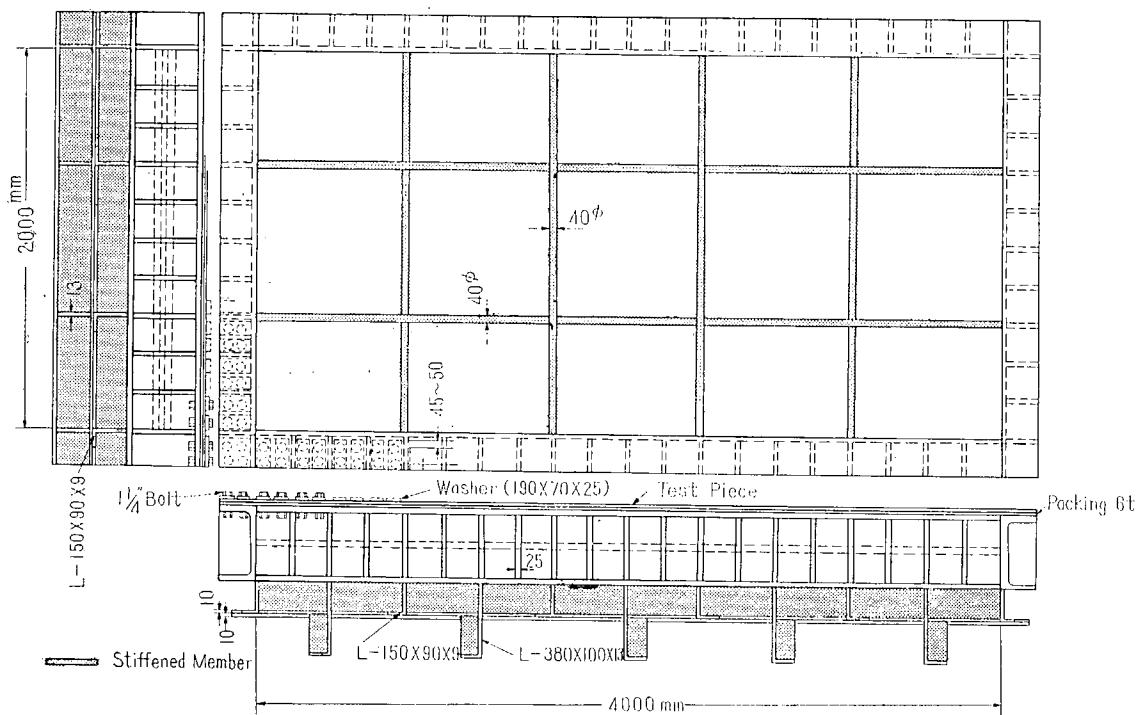


Fig. 2-2 Pressure Tank

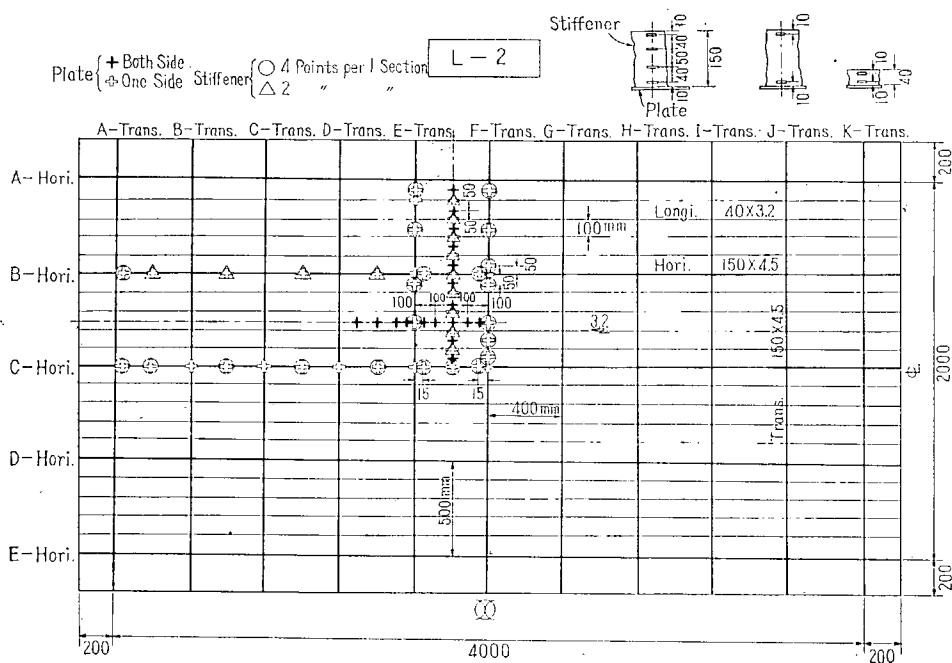


Fig. 2-3 Position of Strain Gages (L-2)

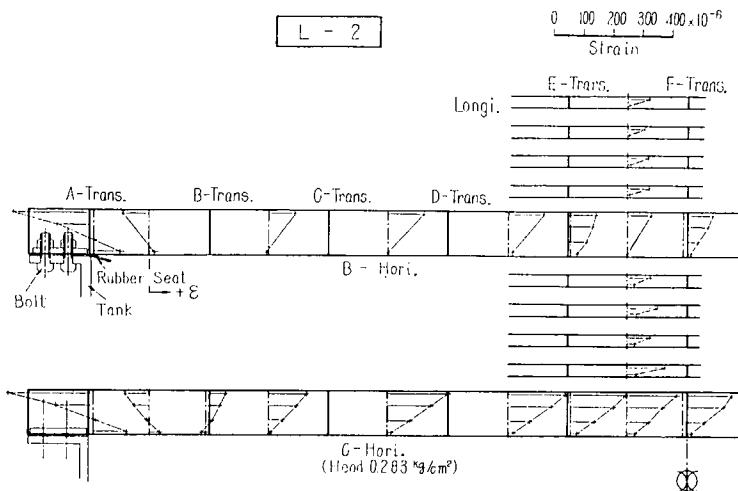


Fig. 2-4 Horizontal and Longitudinal Strain Distributions on Model

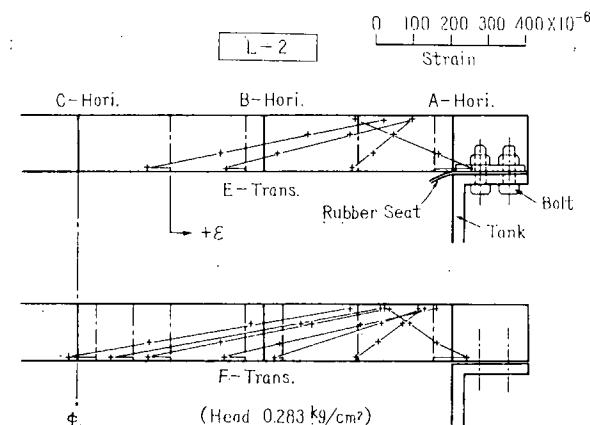


Fig. 2-5 Strain Distribution on the Trans. of Model

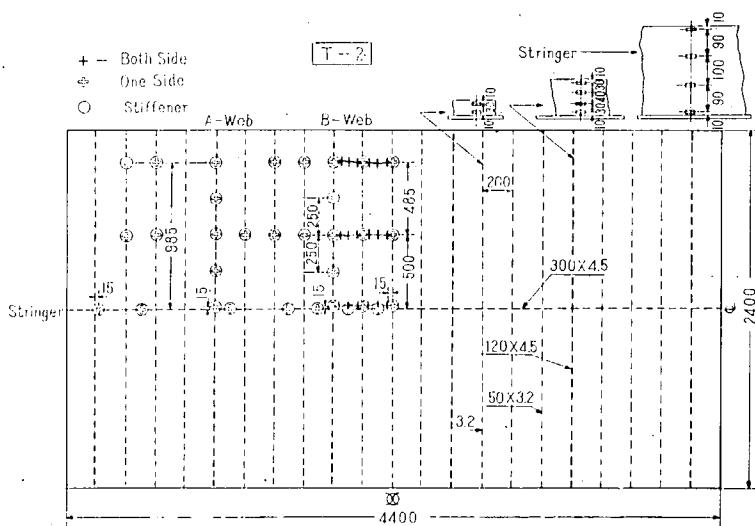


Fig. 2-6 Position of Strain Gages (T-2)

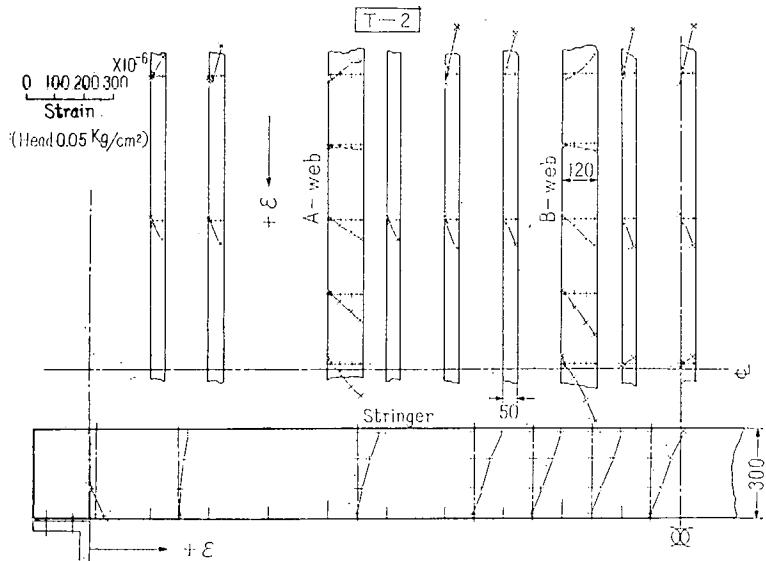


Fig. 2.7 Strain Distributions on the Stringer, Web Frame and the Ordinary Frame of Model (T-2)

Fig. 2.3 及び Fig. 2.6 は夫々 L-2 及び T-2 模型の寸法及び歪計の配置を示すもので、補強材では Web の両面の歪の平均値を測定して Web の曲げ歪を計測し、パネル部は板の両面の歪を別個に測定して、板の局部曲げ歪及び板の引張歪を求めた。

Fig. 2.4 は L-2 模型の Horizontal 及び Longi. の歪分布を示すもので Fig. 2.5 は同模型の Trans. の歪分布を示したものである。これらの部材の歪分布はすべて殆んど直線的であり、梁理論に従う変形をしている事が判る。尚各大骨の曲げ歪分布からその中性軸を求め、大骨と協力して作用するパネル部の有効巾を算定すれば、各部材の端部近傍を除けば殆んど大骨の間隔の 100% に近い値となつた。L-4 模型は L-2 模型の Longi. を取除いた模型であるが同じ荷重のもとに於ける、Horizontal 及び Trans. の歪分布は L-2 模型と殆んど同じであり、又各大骨の交点での撓みは両模型間で殆んど差異が認められなかつた。従つて、この事から L-2 模型の Longi. は防撓構造全体としての剛性には殆んど寄与して居らない事が判明した。Fig. 2.7 は T-2 模型の Stringer, Web Frame 及び Ordinary Frame の歪分布を示すもので、この場合も大骨と協力する板の有効巾は骨の間隔の殆んど 100% である。

2.3 実験結果と計算値との比較

本節では、各模型の実験結果と附録(1)で示される格子構造としての計算法を用いた場合の計算結果とを比較する。

(i) L-2 及び L-4 模型

実験結果によれば Longi. は模型全体の剛性には殆んど寄与しない事が認められたので本計算では L-2 模型の小骨の曲げ剛性は無視し、模型を、外板の有効巾を Flange に持つ大骨のみより成る格子構造と見做して、撓み及び曲げモーメントの計算を行つた。水圧荷重はすべて Trans. に作用するも

のと仮定し、Horizontal は Trans. の位置で Trans. の支持反力を受けるものと見做した。Fig. 2.8 より Fig. 2.10 迄は L-2 及び L-4 模型に対する計算結果と実験結果とを比較したものである。

模型は周辺を水圧タンクにボルト締めされて居り、完全固定状態ではなかつたので、種々の固着度を仮定して撓みの計算を行い、実験値に合致する固着度^{*)}を求めた。Fig. 2.8 に示された撓み曲線は周辺固定、周辺支持及び周辺弾性固定の各場合の計算値を表わすもので、弾性固定では、Trans. の

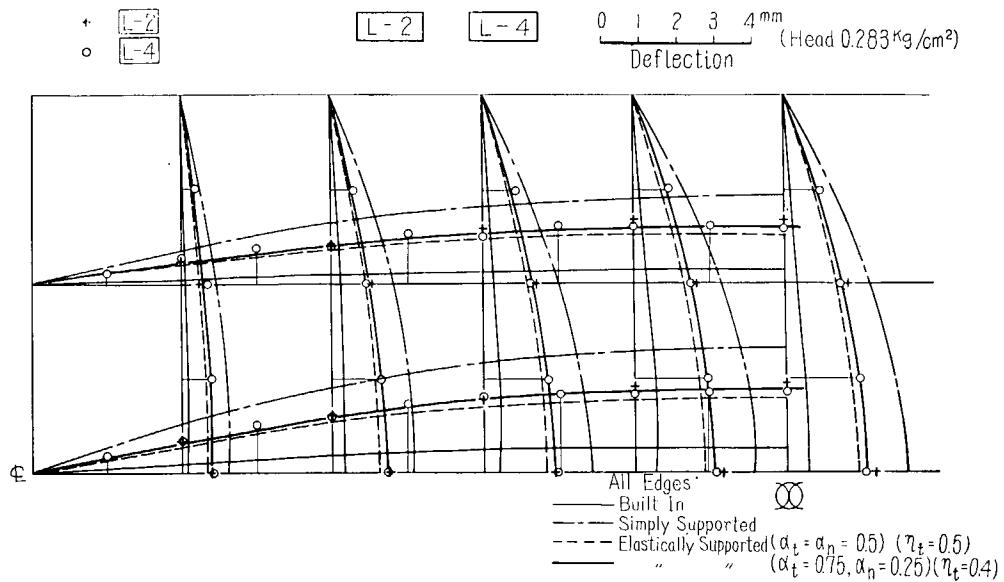


Fig. 2.8 Deflection of L-2 and L-4 Models

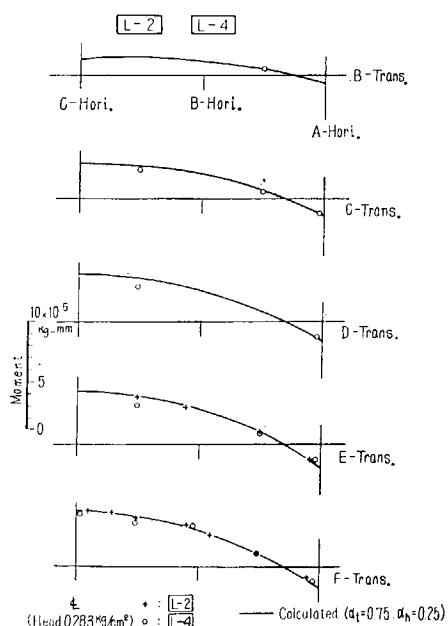


Fig. 2.9 Bending Moment on the Trans.
of L-2 and L-4 Models

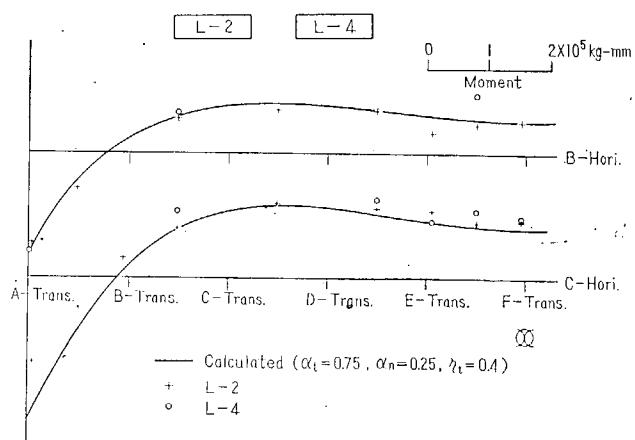


Fig. 2.10 Bending Moment on the Horizontal
of L-2 and L-4 Models

^{*)} 固着係数及び固着度は附録(1)参照

固著係数 α_t 及び Horizontal の固著係数 α_h をそれぞれ $\alpha_t=\alpha_h=0.5$, $\alpha_t=0.75$, $\alpha_h=0.25$ の場合について示した。尚、この計算は L-2 模型に対するものであるが L-4 模型との差異は Longi. の有無だけであり、L-2 模型については有効巾間の Longi. の断面積も含めて Horizontal を有効巾のパネルを Flange に持つ梁として取扱い、L-4 模型は Longi. がないとして断面 2 次モーメントを算定した。L-2 模型では Longi. は断面の図心近傍に配されているので、断面 2 次モーメントに及ぼす影響は少なく、両模型の撓みの計算結果の差異は非常に僅少（約 2%）であるので両模型の撓み計算の結果は同じものと見做して実験結果と比較した。図によれば $\alpha_t=0.75$, $\alpha_h=0.25$ の弹性固定の場合が最もよく実験値と合致している。従つて、以下に示される曲げモーメント分布の計算ではこの固著係数を採用した。又、図示された曲げモーメントの実験値は補強材の歪分布を断面全体にわたって積分して得られたものである。

Fig. 2-9 は両模型の Trans. の曲げモーメント分布の実験値と計算値を比較したもので、この場合も両模型のモーメント分布の計算値の差異は非常に僅かであるので L-2 模型の計算値を図示した。図によれば、実験値と計算値とはよく合致している。

Fig. 2-10 は Horizontal の曲げモーメント分布を示すものであり、この場合も計算値と実験値とはほぼ合致している。

以上の結果からも L-2 模型と L-4 模型では撓み及び曲げモーメント分布は殆んど等しく、従つて Longi. は全体としての剛性及び曲げモーメントには殆んど寄与して居らない事が分る。しかし Longi. は小パネルの補強材としては有効に働いて居り、大骨でかこまれたパネルを更に小さく分割して板の曲げ応力を減少させる役割を果して居り、両模型の板の横方向及び縦方向の曲げ歪を比較すると L-2 模型では Longi. の為に板の曲げ歪が非常に減少している。

Fig. 2-11 は L-4 模型の中央部のパネルの曲げ歪の実験値と周辺固定された矩形板としての計算値とを比較したものである。

(ii) L-3 及び L-5 模型

L-3 及び L-5 模型は L-2 及び L-4 模型の中央に対称な位置に Bhd. を挿入したものである。Fig. 2-12 及び Fig. 2-13 は補強材の撓み及び Trans. の曲げモーメントを表わし Fig. 2-14 は Horizontal の曲げモーメントである。図中 + 印は L-3 模型の、○印は L-5 模型の実測値を示す。L-2 及び L-4 模型について述べたと同様に両者の計算値は殆んど変わらないので L-3 模型の計算値のみを示した。計算は周辺支持、周辺固定及び Bhd. 固定他辺支持の 3 つの場合について行

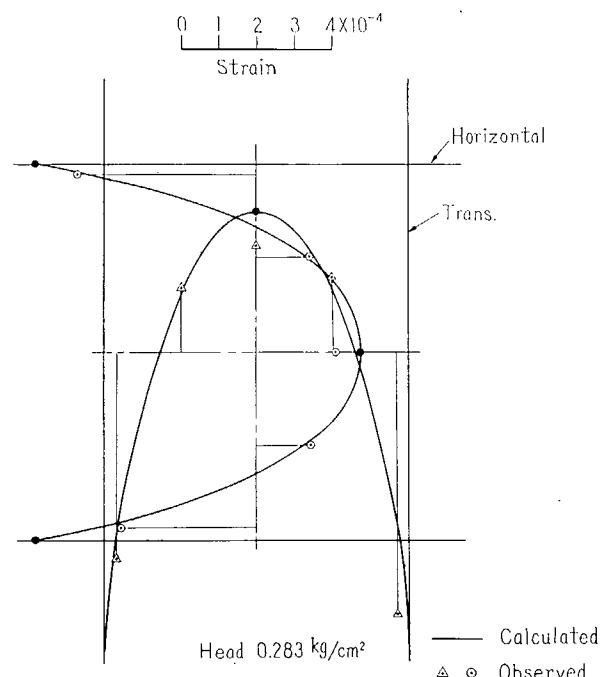


Fig. 2-11 Bending Strain on the Panel of L-4 Model

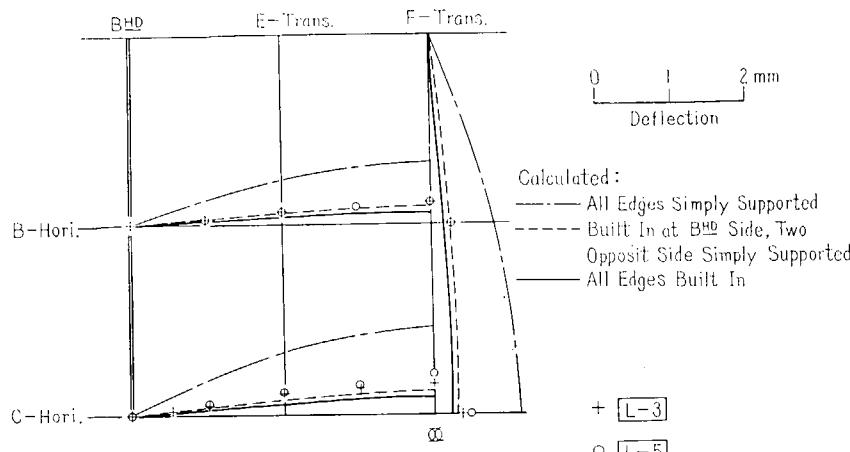


Fig. 2-12 Deflection of L-3 and L-5 Models

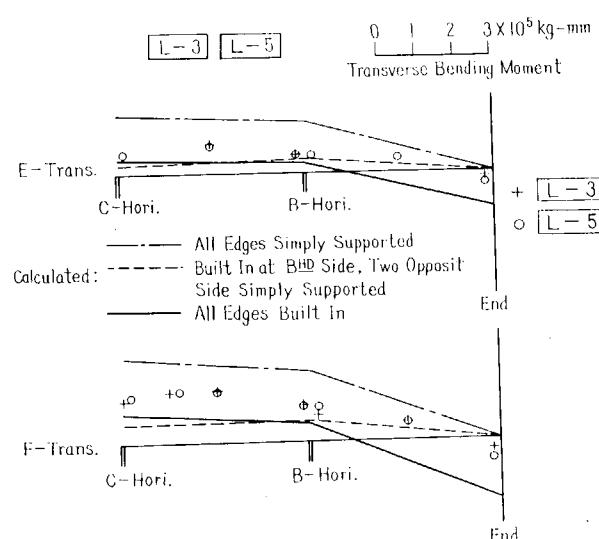


Fig. 2-13 Bending Moment on the Trans. of L-3 and L-5 Models

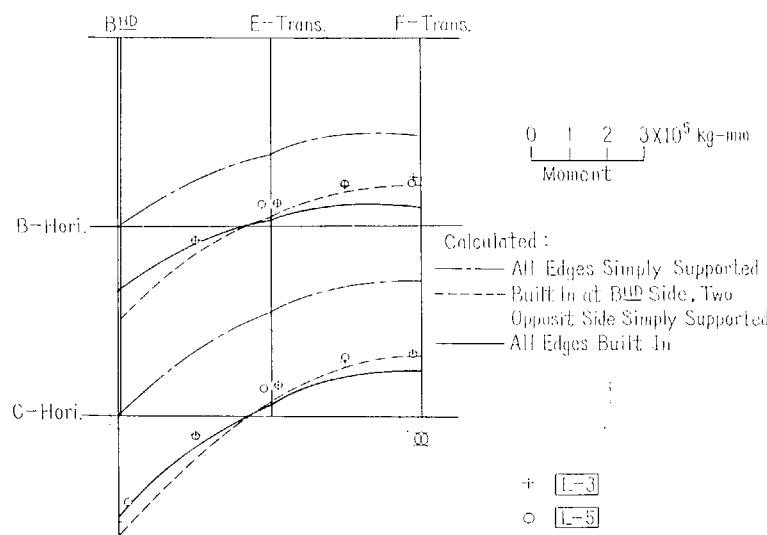


Fig. 2-14 Bending Moment on the Horizontal of Model

つた。図によると撓みは Bhd. 固定他辺支持の場合がよく合致して居り、モーメント分布に於いても比較的合致している。

(iii) T-1 及び T-2 模型

T-1 模型は T-2 模型の Web Frame を Ordinary Frame に置き代えたもので、Ordinary Frame と Stringer より成る補強板である。

Fig. 2-15 は T-1 及び T-2 模型の撓みの実測値と計算値とを比較したものである。T-1 模型に対しては 1 Frame Space の板を Flange とする Ordinary Frame 及び模型の半巾の板を Flange に持つ Stringer より成る格子構造と見做した。T-2 模型では 1 Web Frame Space の板及びその中に含まれる Ordinary Frame の断面積を有効断面積とする Flange を持つ Web Frame 及び有効巾を考慮した Stringer より成る格子構造と見做して撓みの計算を行つた。各補強材の周辺での固着度は Ordinary Frame では $\alpha_t=0.67$, Web Frame では $\alpha_t=0.5$, Stringer に対しては $\alpha_h=0.25$ なる弾性固着係数を用いた。+ 印は T-1 模型、○印は T-2 模型の撓みの計測値で、両者の差異は Web Frame の効果を表わしている。

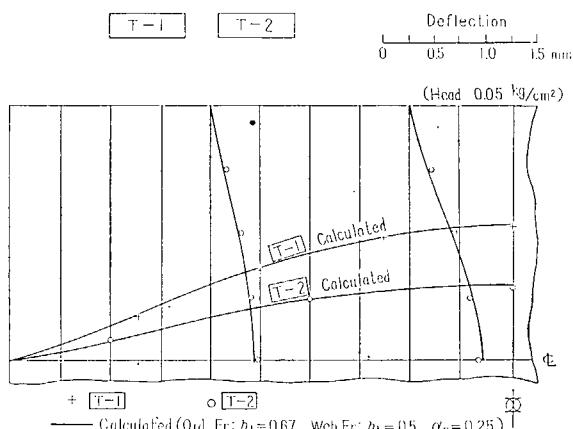


Fig. 2-15 Deflection on the Stringer and the Web Frame of T-1 and T-2 Models

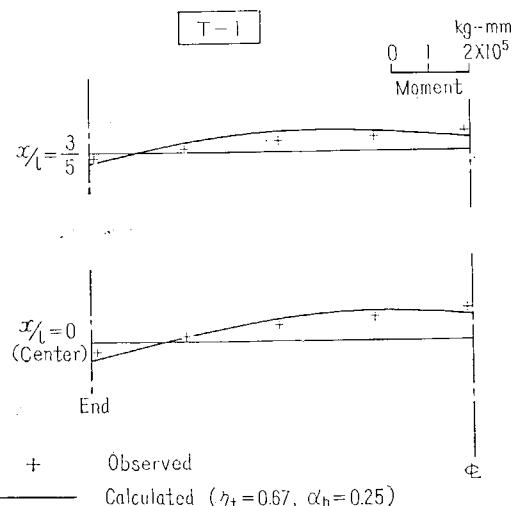


Fig. 2-16 Bending Moment on the Ordinary Frame of Model

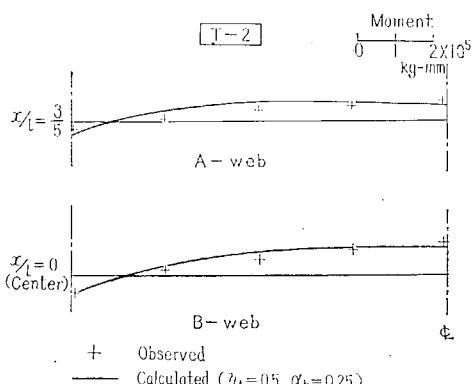


Fig. 2-17 Bending Moment on the Web Frame of Model

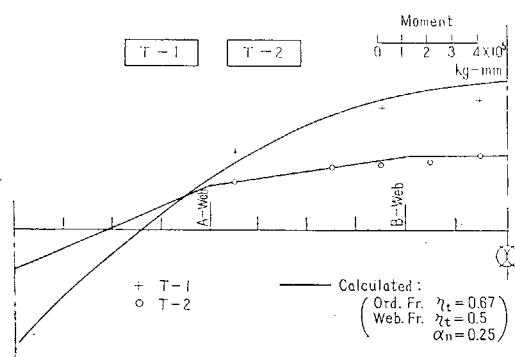


Fig. 2-18 Bending Moment on the Stringer of T-1 and T-2 Models

T-2 模型の Web Frame は $120 \text{ mm} \times 4.5 \text{ mm}$, Ordinary Frame は $50 \text{ mm} \times 3.2 \text{ mm}$ の Flat Bar であり、両者の曲げ剛性比は約 20 : 1 である。又 Stringer の支持反力は Ordinary Frame は Web Frame の $1/20$ 程度であり、模型全体の撓みに及ぼす影響は微少であると考えられるので、Ordinary Frame の曲げ剛性は無視し板の有効断面積にのみ寄与するものと仮定した。尚この場合、1 本の Web Frame の断面 2 次モーメントに対する Ordinary Frame の寄与は約 6% に過ぎなかつた。

Fig. 2-16 及び Fig. 2-17 は T-1 模型の Ordinary Frame 及び T-2 模型の Web Frame の曲げモーメントの実験値と計算値を比較したものである。

Fig. 2-18 は T-1 及び T-2 模型の Stringer の曲げモーメントの実験値と計算値を比較したものであり、Web Frame が存在する為に T-2 模型では Stringer の曲げモーメントが可成り減少している事が分る。

一般に Web Frame を Ordinary Frame 間に配置する場合はそれらの曲げ剛性比が大きい場合が多いので Ordinary Frame は全体の剛性には殆んど寄与せず、単に外板の局部曲げ変形に対する補強材としての効果のみとなると考えられる。

2.4 最小重量を有する防撓構造の寸法比

以上の結果より、防撓構造の強度、剛性は、それを有効巾の外板を Flange に持つ大骨より成る格子構造と見做して計算出来る事が判明した。それ故、次に附録(2)に示されるような計算法を用いて格子構造の全重量を一定にし、補強材の寸法比を種々に変えた場合の大骨に生ずる最大曲げ応力を求め、これらの結果から逆に使用応力を一定に制限した場合は、縦横にどのような寸法比の補強材を有する場合が最小重量となるかを検討した。

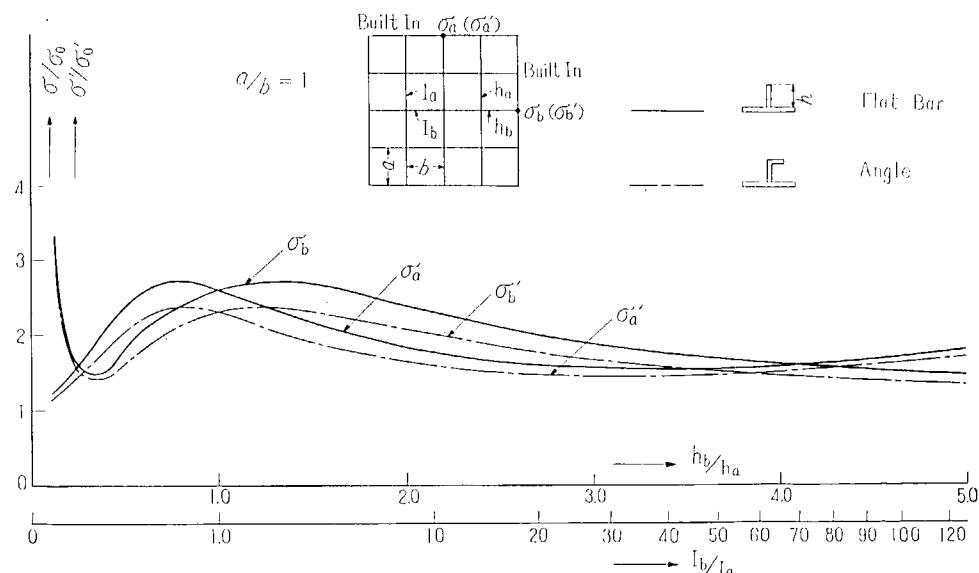


Fig. 2-19 Relation between Max. Stress Ratio and I_b/I_a

Fig. 2・19 は正方形のパネルを縦横 3 本づつの大骨で補強した場合で、全重量を一定とした時の最大応力比と横部材と縦部材との剛性比との関係を図示したものである。実線が Flat Bar の補強材を用いた場合で、点線が造船用型鋼を用いた場合である (σ_0 は短辺に平行な部材のみより成る同重量の防撓構造の最大曲げ応力)。両者共縦横同寸法の補強材を使用するときが最悪に近く、正方形の場合でも一方向の補強材を剛にし、他方を柔にする方が有利である事が判る。

Fig. 2・20 及び Fig. 2・21 は夫々縦横比 a/b が 1.5 及び 2.0 の矩形パネルに縦横 3 本づつの補強材を配置した場合である。この時は短辺に平行な補強材を剛にし、長辺に平方な補強材を柔にすべき事が判る。

各図に於いて補強材の曲げ応力を最小にするような寸法比は、縦横両部材の曲げ応力 σ_a 及び σ_b が相等しい場合であり、2 本の曲線の交点で与えられる。

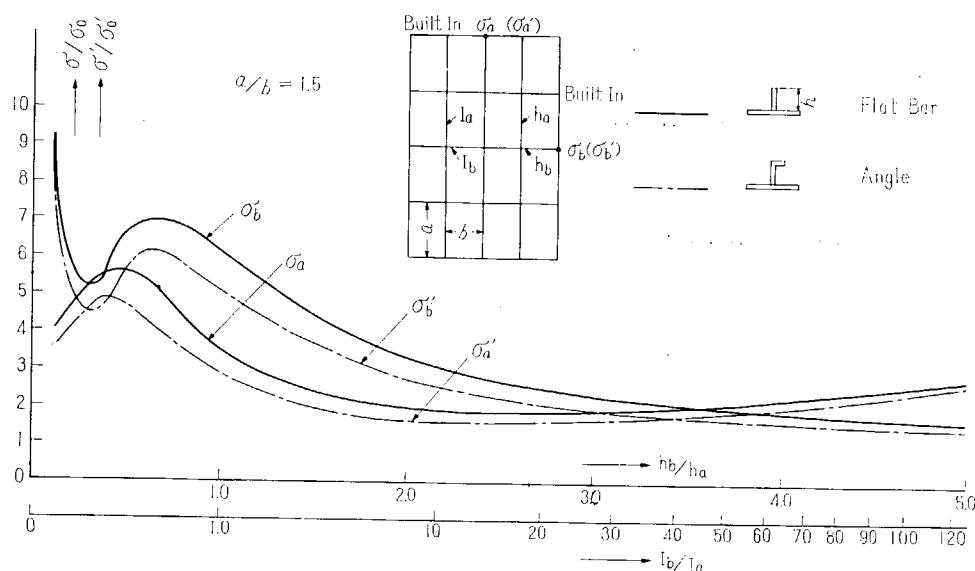


Fig. 2・20 Relation between Max. Stress Ratio and I_b/I_a

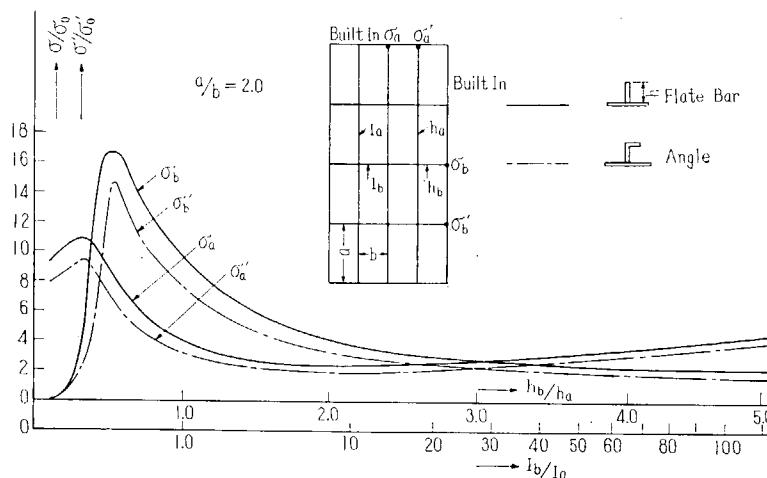


Fig. 2・21 Relation between Max. Stress Ratio and I_b/I_a

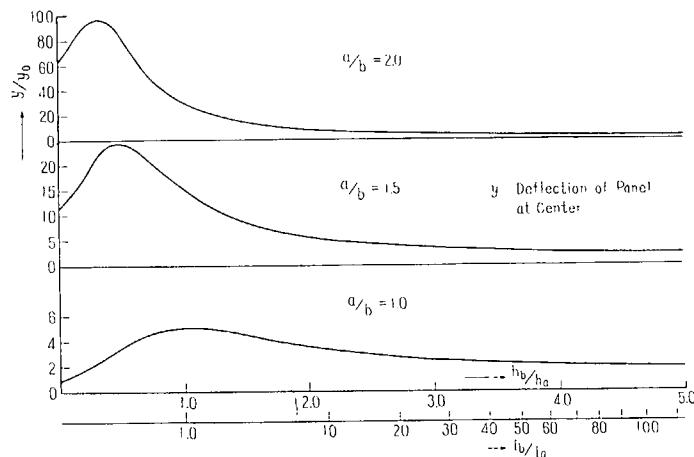


Fig. 2.22 Relation between Max. Deflection and I_b/I_a

Fig. 2.22 は防撓材の最大撓みと、縦横部材の剛性比との関係を前と同様に全重量一定にして調査したものであり (y_0 は trans. のない場合の Horizontal の最大撓み)，全体の剛性についても、短辺に平行な部材を剛にし、長辺に平行な部材を柔にすべき事が判る。

2.5 結論

以上の実験結果並びに計算結果より次に述べられるような結論が得られた。

(i) パネル全体の剛性は主として大骨の剛性によつて定まり、小骨の影響は非常に小さい。
L 型模型では Trans. 及び Horizontal の剛性によつて全体の剛性が定まり、Longi. はそれに対しては無視出来る。

T 型模型では、Ordinary Frame 間に Web Frame を配置すれば Ordinary Frame が全体の剛性に及ぼす効果は非常に減少し、Stringer の支持反力は主として、Web Frame によつて分担される。

- (ii) 小骨は大骨で囲まれた小パネルの局部的補強材として有効に働く。
- (iii) 大骨と協力して働く板の有効巾は部材端部近傍を除けば本模型の寸法比では大骨間隔の 100% と見做すことが出来る。
- (iv) 防撓構造の大骨の撓み及び曲げモーメント分布は、有効巾の板を Flange に持つ大骨のみより成る格子構造と見做して計算する事が出来る。
- (v) 或る大きさのパネルを縦横同数の補強材で補強する場合は短辺に平行な部材を剛にし、長辺に平行な部材を柔にする方が強度及び剛性の両面から見て有利である。

正方形のパネルに於いても、一方を剛にし、他方を柔にする方が重量を軽減する事が出来、縦横同じ部材を配置する時が重量軽減上最悪に近い。

附 錄

(1) 格子構造としての弾性計算法

縦横に補強材で補強された平面防撓構造を、或る有効巾の板を Flange に持つ補強材のみより成る格子構造として取扱う。ここで用いられた計算式は Elastic Foundation の概念を用いたもので、一方向の補強材の数が他の直交する補強材の数に比較して少ないと特に有効である。

(i) 基礎方程式

Fig. 2-23 に示されるように断面 2 次モーメント及び間隔の等しい Trans. とそれと直交する Horizontal より成る格子構造を考える。

記号 I_t = 板の有効幅を考慮した Trans. の断面 2 次

モーメント

I_j = 板の有効幅を考慮した j 番目の Horizontal の断面 2 次モーメント

L = 防撓構造の長さ

B = 防撓構造の幅

s = Trans. の間隔で一定

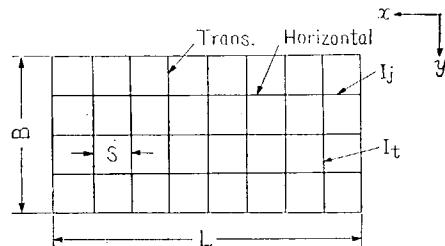


Fig. 2-23

x, y, z = 座標軸で防撓構造の長さ方向に x , 幅方向に y , xy 平面上に垂直に下向きに z を取る。

i, j = Horizontal に付された番号 (一般に n 本)

防撓構造に作用する z 方向の分布荷重は最初直接に Trans. に作用するものと仮定する。又 Trans. と Horizontal との間に働く反力は Trans. に対して z の負の方向に働く場合を正とする。

Trans. には直接荷重としての分布荷重と Horizontal からの反力が働くが、例えば j 番目の Horizontal と Trans. との交点の位置において、単位反力が Trans. に作用した場合のその Trans. の i 番目の Horizontal との交点の位置において生ずる撓みを z_{ij} とすると、Horizontal の反力のみによる Trans. の i 番目の交点での撓み $\bar{z}_i(x)$ は次のように表わす事が出来る。

$$\bar{z}_i(x) = \sum_{j=1}^n R_j(x) \cdot z_{ij} \quad (i=1, 2, 3, \dots, n) \quad (1)$$

但し $R_j(x)$: j 番目の Horizontal から Trans. に働く反力

一方 Horizontal は逆に Trans. から反力を受けるが、その反力を Trans. の間隔 S で割った分布荷重 $R_j(x)/S$ が j 番の Horizontal に働くものとすると、梁理論により次の式が求められる。

$$EI_j \frac{d^4 z_j(x)}{dx^4} = \frac{R_j(x)}{S} \quad (2)$$

Trans. の分布荷重のみによる i 番目の Horizontal の位置での撓みを $d_i(x)$ とすれば、Trans. の撓みと Horizontal の撓みは等しいから、次式が成立つ。

$$z_i(x) = d_i(x) - \bar{z}_i(x) \quad (3)$$

(1), (2) 及び (3) 式から $R_j(x)$ を消去すれば

$$\sum_{j=1}^n SEI_j z_{ij} \frac{d^4 z_j(x)}{dx^4} + z_i(x) = d_i(x) \quad (4)$$

上式は Horizontal の数だけ求められる。

(ii) 固著係数及び固著度

格子構造の周辺が一般に弾性的に固定されている場合を考え、固著係数 α 及び固著度 η を次のように定義する。

$$\alpha = \frac{EI}{l_0}, \quad \frac{\theta}{M_0} \quad (5)$$

但し M_0 =渠の端部に働く固著モーメント

θ_0 =端部傾斜角

EI =渠の曲げ剛性

l_0 =渠の長さ

このように定義したとき、 α は渠の端部の固著部の構造の剛性により、定まる常数であり、完全固定のときは $\alpha=0$ 単純支持のときは $\alpha=\infty$ となる。更に長さ l_0 の渠が中央に関して対称な荷重をうけ、両端の固著係数が等しい場合には固著度 η は次のように表わされる。

$$\eta = \frac{1}{1+2\alpha} = \frac{M_0}{M_F} \quad (6)$$

ここで η は弾性固定の場合の固定モーメント M_0 と完全固定の場合の固定モーメント M_{FIX} の比である。

従つて端部が完全固定の時は $\eta=1$ で単純支持の時は $\eta=0$ である。但し (6) 式は一本の渠に対して成立する事であり、今考えているような格子構造では両端の固著状態により Horizontal と Trans. との間に作用する支持反力が異なるから η は (6) 式の意味を持たなくなるが便宜上本計算では記号的に (6) 式を用いる事にする。

(iii) 基礎方程式の解

前節で導かれた式を用いて L-2 及び L-4 模型のように断面2次モーメントが等しい3本の Horizontal が等間隔に配された模型の Horizontal の撓み及び曲げモーメントを求める。

Horizontal の断面2次モーメントを I_h としてその間隔を b とする。又、格子構造には w なる等分布荷重が作用し、周辺条件は弾性固定とする。(Fig. 2-24 参照)

B-Horizontal 及び C-Horizontal の撓みをそれぞれ $z_B(x)$ 及び $z_C(x)$ とすると (4) 式より次式が導かれる。

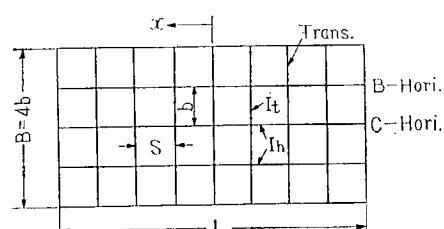


Fig. 2-24

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^4 z_B}{dx^4} + 8(4 - 3\eta_t) kz_B - 2(11 - 9\eta_t) kz_C &= (8 - 7\eta_t)q \\ \frac{d^4 z_C}{dx^4} - 4(11 - 9\eta_t) kz_B + (32 - 27\eta_t) kz_C &= \frac{13 - 117_t}{2} q \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

但し η_t =Trans. 端部の (6) 式で示された固著度

$$=\frac{1}{1+2\alpha_t} \quad (\alpha_t = \text{Trans. 端部の固着係数})$$

$$k = \frac{3}{7-6\eta_t} \cdot \frac{I_t}{b^3 S I_h}$$

$$q = \frac{1}{4(7-6\eta_t)} \cdot \frac{w L B}{E I_h S}$$

x 座標の原点を中央に取り Horizontal が原点に関して対称である事を考慮すれば (7) 式の一般解は

$$\left. \begin{aligned} z_B &= C_1 \cosh \beta_1 x \cdot \cos \beta_1 x + C_2 \sinh \beta_1 x - \sin \beta_1 x + C_3 \cosh \beta_2 x \cdot \cos \beta_2 x \\ &\quad + C_4 \sinh \beta_2 x \cdot \sin \beta_2 x + \frac{3(19-16\eta_t)}{8} \cdot \frac{q}{k} \\ z_C &= \bar{\gamma} C_1 \cosh \beta_1 x \cdot \cos \beta_1 x + \bar{\gamma} C_2 \sinh \beta_1 x \cdot \sin \beta_1 x + \bar{\gamma} C_3 \cosh \beta_2 x \cdot \cos \beta_2 x \\ &\quad + \bar{\gamma} C_4 \sinh \beta_2 x \cdot \sin \beta_2 x + 2(5-4\eta_t) \frac{q}{k} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

但し $\beta_1^4 = \frac{k}{8} \{(64-51\eta_t) + \sqrt{(64-51\eta_t)^2 - 32(7-6\eta_t)}\}$

$$\beta_2^4 = \frac{k}{8} \{(64-51\eta_t) - \sqrt{(64-51\eta_t)^2 - 32(7-6\eta_t)}\}$$

$$\bar{\gamma} = \frac{3\eta_t + \sqrt{(64-51\eta_t)^2 - 32(7-6\eta_t)}}{4(11-9\eta_t)}$$

$$\bar{\gamma} = \frac{3\eta_t - \sqrt{(64-51\eta_t)^2 - 32(7-6\eta_t)}}{4(11-9\eta_t)}$$

境界条件は

$$[z]_{x=L/2} = 0, \quad \left[\frac{dz}{dx} \right]_{x=L/2} = \frac{\alpha_h L}{E I_h} \left[\frac{d^2 z}{dx^2} \right]_{x=L/2}$$

但し $\alpha_h = \text{Horizontal の端部固着係数}$

是等の境界条件を考慮して (8) 式中の積分常数は次のように決定される。

$$C_1 = \frac{q}{k} \bar{\zeta} \phi_1, \quad C_2 = \frac{q}{k} \bar{\zeta} \bar{\phi}_1, \quad C_3 = -\frac{q}{k} \zeta \phi_2, \quad C_4 = -\frac{q}{k} \zeta \bar{\phi}_2 \quad (9)$$

但し $\zeta = \frac{16(5-4\eta_t) - 3(19-16\eta_t)\bar{\gamma}}{8(\bar{\gamma}-\gamma)}$

$$\bar{\zeta} = \frac{16(5-4\eta_t) - 3(19-16\eta_t)\gamma}{8(\gamma-\bar{\gamma})}$$

$$\phi_i = \frac{\cosh u_i \cdot \sin u_i + \sinh u_i \cdot \cos u_i + 4\alpha_h \cdot u_i \cdot \cosh u_i \cdot \cos u_i}{\cos u_i \cdot \sin u_i + \cosh u_i \cdot \sinh u_i + 4\alpha_h \cdot u_i (\cos^2 u_i + \sinh^2 u_i)}$$

$$\bar{\phi}_i = \frac{\cosh u_i \cdot \sin u_i - \sinh u_i \cdot \cos u_i + 4\alpha_h \cdot u_i \cdot \sinh u_i \cdot \sin u_i}{\cos u_i \cdot \sin u_i + \cosh u_i \cdot \sinh u_i + 4\alpha_h \cdot u_i (\cos^2 u_i + \sinh^2 u_i)}$$

$$u_i = \frac{1}{2} \beta_i L \quad (i=1, 2)$$

従つて Horizontal の撓み z_h , z_c 及び曲げモーメント M_h , M_c は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} z_B &= \frac{q}{k} \left\{ \bar{\zeta} (\phi_1 \cosh \beta_1 x \cos \beta_1 x + \bar{\phi}_1 \cdot \sinh \beta_1 x \cdot \sin \beta_1 x) \right. \\ &\quad \left. - \zeta (\phi_2 \cdot \cosh \beta_2 x \cdot \cos \beta_2 x + \bar{\phi}_2 \cdot \sinh \beta_2 x \cdot \sin \beta_2 x) + \frac{3(19-16\eta_t)}{8} \right\} \\ z_C &= \frac{q}{k} \left\{ \bar{\zeta} \cdot \bar{\gamma} (\phi_1 \cosh \beta_1 x \cdot \cos \beta_1 x + \bar{\phi}_1 \cdot \sinh \beta_1 x \cdot \sin \beta_1 x) \right. \\ &\quad \left. - \zeta \cdot \gamma (\phi_2 \cdot \cosh \beta_2 x \cdot \cos \beta_2 x + \bar{\phi}_2 \cdot \sinh \beta_2 x \cdot \sin \beta_2 x) + 2(5-4\eta_t) \right\} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

$$\left. \begin{aligned} M_B &= \frac{2q}{k} EI_h \left\{ \beta_1^2 \bar{\zeta} (\phi_1 \sinh \beta_1 x \cdot \sin \beta_1 x - \bar{\phi}_1 \cdot \cosh \beta_1 x \cdot \cos \beta_1 x) \right. \\ &\quad \left. - \beta_2^2 \zeta (\phi_2 \cdot \sinh \beta_2 x \cdot \sin \beta_2 x - \bar{\phi}_2 \cdot \cosh \beta_2 x \cdot \cos \beta_2 x) \right\} \\ M_C &= \frac{2q}{k} EI_h \left\{ \beta_1^2 \bar{\zeta} (\phi_1 \cdot \sinh \beta_1 x \cdot \sin \beta_1 x - \bar{\phi}_1 \cdot \cosh \beta_1 x \cdot \cos \beta_1 x) \right. \\ &\quad \left. - \beta_2^2 \gamma \zeta (\phi_2 \cdot \sinh \beta_2 x \cdot \sin \beta_2 x - \bar{\phi}_2 \cdot \cosh \beta_2 x \cdot \cos \beta_2 x) \right\} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

以上の式を用いれば Horizontal の各点の撓み及び曲げモーメントを計算する事が出来る。

Horizontal の撓みが求まるとき、Horizontal と Trans. の交点に作用する支持反力が求まり Trans. の撓み及び曲げモーメントが決定される。

(2) 最小重量の計算法

本計算では防撓構造を格子構造として取扱い、且つ格子構造の全重量を一定に保つたまま縦横の格子桁の剛性比を変化させそのときの格子構造に生ずる最大応力、及び最大撓みの変化状態を調べた。

(i) 周辺固定の格子構造が等分布荷重をうける場合の最大曲げモーメント及び最大撓み

周辺固定の格子構造に等分布荷重が作用する場合を考える。各方向の格子桁は Fig. 2-25 に示されるように夫々、曲げ剛性が等しく等間隔に配置されているものと仮定する。

記号 I_a =Horizontal の断面 2 次モーメント

I_b =Trans. の断面 2 次モーメント

z_a =Horizontal の断面係数

z_b =Trans. の断面係数

L =Horizontal の長さ

B =Trans. の長さ

a =Trans. の間隔

b =Horizontal の間隔

W_a =Horizontal 1 本に作用する全荷重

W_b =Trans. 1 本に作用する全荷重

M_a =Horizontal の中央部材端に生ずる最大曲げモーメント

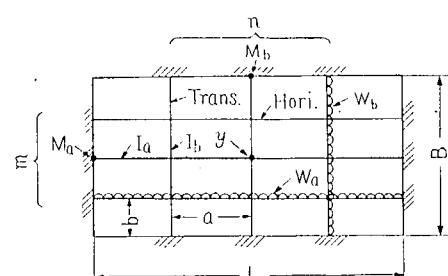


Fig. 2-25

M_b =Trans. の中央部材端に生ずる最大曲げモーメント

γ =格子構造の最大撓み

A_a =Horizontal の断面積

A_b =Trans. の断面積

$$\gamma = \frac{a^3}{b^3} \frac{I_b}{I_a}$$

$$\alpha = \frac{L}{B}$$

$$\lambda = \frac{I_b}{I_a}$$

m =Horizontal の格子桁数

n =Trans. の格子桁数

各格子桁は分布荷重と交点において直交する他の格子桁より反力の作用をうけて撓む。各交点の撓みを直交する格子桁について等置すればその点に作用する支持反力が求まり、格子桁の各点の曲げモーメント及び撓みを計算する事が出来る。そのとき格子構造の各方向の最大曲げモーメントは Horizontal 及び Trans. の中央部材端に生じ夫々 M_a 及び M_b とすると一般に次のように書く事が出来る。

$$\left. \begin{array}{l} M_a = \frac{W_a \cdot L}{12} m_a(\gamma \cdot \alpha) \\ M_b = \frac{W_b \cdot B}{12} m_b(\gamma \cdot \alpha) \end{array} \right\} \quad (12)$$

但し $m_a(\gamma \cdot \alpha)$ 及び $m_b(\gamma \cdot \alpha)$ は格子桁相互間に作用する反力の影響を示す修正係数であり 2 方向の曲げ剛性比 $\gamma = \frac{a^3}{b^3} \frac{I_b}{I_a}$ 及び $\alpha = L/B$ の函数である。

Trans. に平行な部材のみより成る格子構造の Trans. 端部の曲げモーメント M_{b0} は (12) 式において $I_a=0$ であるから $\gamma \rightarrow \infty$ の極限値として得られ、次のようになる。

$$M_{b0} = \frac{W_b \cdot B}{12} m_{b0} \quad (13)$$

但し

$$m_{b0} = \lim_{\gamma \rightarrow \infty} m_b(\gamma \cdot \alpha)$$

従つてこのとき Horizontal に作用していた荷重 W_a は集中荷重として各交点で Trans. に作用する事になるが、各方向の格子桁数が 3 以上の場合は集中荷重としての最大モーメントと分布荷重としてのそれとの差は僅かであるから式の取扱いを簡単にする為に (13) 式を用いる事にする。

最大撓みは格子構造の中央に生じ一般に次式で表わす事が出来る。

$$y = \frac{W_b \cdot B^3}{384 EI_b} \eta_b(\gamma \cdot \alpha) \quad (14)$$

$\eta_b(\gamma \cdot \alpha)$ は反力の最大撓みに及ぼす影響を示す修正係数である。

Trans. に平行な部材のみより成る格子構造の最大撓み y_{b0} を (14) で $\gamma \rightarrow \infty$ として求めると

$$y_{b0} = \frac{W_b \cdot B^3}{384 EI_{b0}} \eta_{b0} \quad (15)$$

但し

$$\eta_{b0} = \lim_{r \rightarrow \infty} \eta_b(r \cdot \alpha)$$

I_{b0} = Trans. に平行な部材のみより成る同重量の格子構造の
Trans. の断面 2 次モーメント

格子桁に直接作用する荷重は小パネルに作用する等分布荷重をその周辺の長さで比例配分して等分布させるものとする。Horizontal の格子桁数を m , Trans. の格子桁数を n とすると次の関係がある。

$$\left. \begin{aligned} \frac{W_a}{W_b} &= \frac{L}{B} = \alpha \\ W_a &= \frac{\alpha W_0}{(m+1)\alpha + (n+1)} \\ W_b &= \frac{W_0}{(m+1)\alpha + (n+1)} \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

ここに W_0 は格子構造に作用する全荷重である。

(ii) 縦横格子桁の寸法比と最大応力比及び最大撓み比の関係

簡単の為に各補強材の中性軸は補強材の下端即ち、母材の上面にあるものと仮定し、補強材が矩形断面の場合にはその厚さ (t) は一定とする。そのとき Horizontal 及び Trans. の断面 2 次モーメント (I), 断面係数 (z) 及び断面積 (A) の間には次の一般的関係がある。

$$\left. \begin{aligned} I_a &= k_1 z_a^p & A_a &= k_2 z_a^q \\ I_b &= k_1 z_b^p & A_b &= k_2 z_b^q \\ I_0 &= k_1 z_0^p & A_0 &= k_2 z_0^q \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

但し k_1, k_2, I_0, z_0, A_0 及び p, q は常数である。

格子構造が最小重量となる縦横格子桁の寸法比を求める為に全重量を一定に保つたまま補強材の剛性比を変化させて、その時の最大応力の変化状況を調べる。補強材のみを考えた場合の全重量一定の条件は

$$mA_a L + nA_b B = A_0 B = \text{一定} \quad (18)$$

(17) 式及び (18) 式を用いると次式が求められる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{I_a}{I_0} &= (m\alpha + n\lambda^{q/p})^{-p/q} \\ \frac{I_b}{I_0} &= \lambda(m\alpha + n\lambda^{q/p})^{-p/q} \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{z_a}{z_0} &= (m\alpha + n\lambda^{q/p})^{-1/q} \\ \frac{z_b}{z_0} &= \lambda^{1/p}(m\alpha + n\lambda^{q/p})^{-1/q} \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

但し

$$\lambda = \frac{I_b}{I_a}$$

Trans. に平行な部材のみより成る同重量の格子構造の Trans. の断面 2 次モーメント及び断面係数

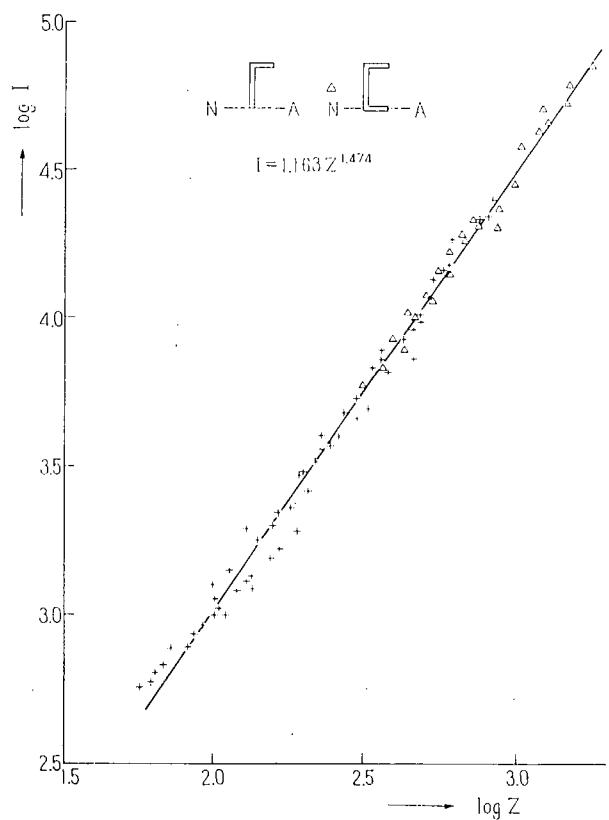


Fig. 2.26 Relation between I and z

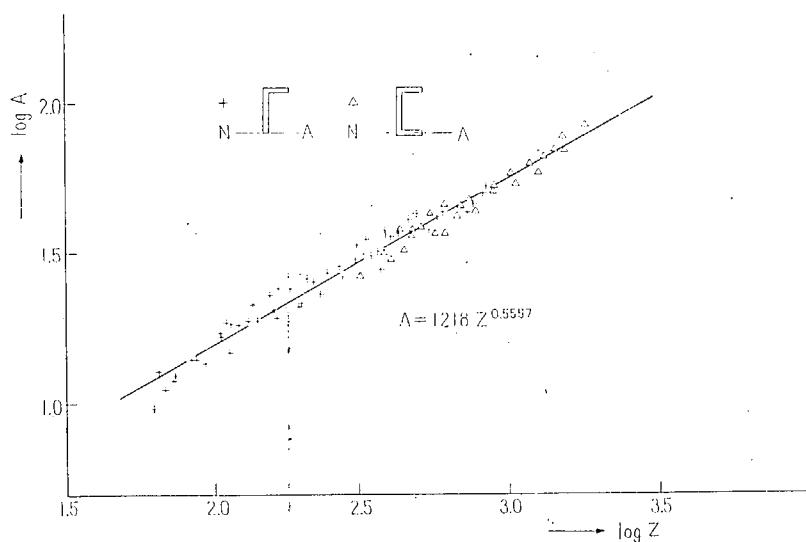


Fig. 2.27 Relation between A (Section area) and z

を I_{b0} 及び z_{b0} とすると

$$\left. \begin{aligned} \frac{I_{b0}}{I_0} &= \lim_{i \rightarrow \infty} \frac{I_b}{I_0} = n^{-p/q} \\ \frac{z_{b0}}{z_0} &= \lim_{i \rightarrow \infty} \frac{z_b}{z_0} = n^{-1/q} \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

(12) 式 (13) 式及び (19) 式 (20) 式 (21) 式を用いると各方向の部材の固著端応力は一般に次のように表わす事が出来る。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\sigma_a}{\sigma_{b0}} &= \frac{M_a}{z_a} / \frac{M_{b0}}{z_{b0}} = \alpha^2 \frac{m_a}{m_{b0}} \left\{ \frac{m\alpha + n\lambda^{q/p}}{n} \right\}^{1/q} \\ \frac{\sigma_b}{\sigma_{b0}} &= \frac{M_b}{z_b} / \frac{M_{b0}}{z_{b0}} = \frac{m_b}{m_{b0}} \left\{ \frac{m\alpha + n\lambda^{q/p}}{n\lambda^{q/p}} \right\}^{1/q} \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

上式に於いて σ_a 及び σ_b は Horizontal 及び Trans. に平行な中央部材の固著端応力であり σ_{b0} は Trans. に平行な部材のみより成る同重量の格子構造の補強桁の固著端応力である。

(22) 式により表わされる応力比は L/B 及び $\lambda = I_b/I_a$ によつてのみ定まり、作用する荷重及び格子構造の長さの絶対値には無関係である。

同様の操作を行う事により最大撓みに関しても次式が求められる。

$$\frac{y}{y_{b0}} = \frac{\eta_b}{\eta_{b0}} \left\{ \frac{m\alpha + n\lambda^{q/p}}{n\lambda^{q/p}} \right\}^{p/q} \quad (23)$$

補強材が矩形断面であり、その厚さは一定として高さのみ変化させるものとすると (22) 式及び (23) 式に於いて $p = \frac{3}{2}$, $q = \frac{1}{2}$ となり、又造船用型鋼の場合には Fig. 2-26 及び Fig. 2-27 に示された関係から各点の平均線をとれば次の関係が求められた。即ち $p = 1.47$, $q = 0.556$ 。

第3章 横強度に関する研究

3.1 模型実験

担当 秋田好雄・安藤文隆

油槽船のタンクの長さ（横隔壁間隔）は船が大きくなつても 40' 程度が一応の基準にされている。その理由は主として荷油の運動による強度の問題或は板取り、ブロックの大きさ、その他の工作上の問題が未解決のためである。（そのため本研究の一部として荷油の運動による隔壁強度の研究を行つている。）少くとも現状ではこのタンクの長さを無条件に拡げることは出来ない。そこで超大型船の場合、船の深さ、幅等が非常に大きくなるにも拘らず横隔壁間隔がこのように制限されているために、横強度上から見た船側、船底部の縦横部材の動きは従来までの船とは本質的に異り、その構造法も新しく考え直さねばならない。本研究はその意味からまずこのように長さが限られた場合の合理的な構造法を見出すためにタンク長の短い箱形模型（A模型）によつて縦横部材の寸法、本数を変えた種々の構造について系統的な実験を行い比較検討した。しかしこのようにタンクの長さが制限されている限りは全体的に見て不経済な構造となり、将来は必ずタンク長をもつと拡げた構造になるべきであり（この限度や拡げたときの影響等は前記荷油の運動による隔壁強度の研究の項で行なわれている。）その場合に対応させるため、タンク長の長い箱形模型（B模型）によつて第二の実験を行い、種々の考察を加えたものである。

3.1.1 試験模型

ここで用いた二つの試験模型はいずれも船体中央部の三タンクを切り出した大型の箱形模型である。三タンク分を用いたのは切り出したための影響を小さくするためで、実際の計測はこのうち中央部のタンクに於て行つた。

A 模型（タンク長の短いもの）

これは Fig. 3.1.1 に示すような幅 3.000 m, 深さ 1.500 m, タンクの長さ 0.900 m の箱形模型で、縦通部材は 3 枚の縦通隔壁と船底、甲板部の縦通桁および船側部の 3 本の水平桁であり、横部材は 4 枚の横隔壁と、各タンク内に取付けられた 3 本の特設肋骨 (Trans. Ring) である。実船では他に多くの小骨が入つているが、この模型ではそれらは外板に含ませて考えている。また Fig. 3.1.1 の中央切断図で分るごとく縦通隔壁についている上下の Stiffener は内側のタンクの側に取付けてあり、実船と異なるが、これは外側タンクを広くして工作上、また実験実施上の便宜を計つたためである。（このような構造にしても、外側に付いている場合と本質的な差はない。）この 1 個の模型を用いて後述のような系統試験を行うため、始めに Trans. Ring のないものを作つておき、以後 1 ケースの試験が終る毎に熔接によつて必要な部材を取り付けて行つた。

この模型は 8~10 万トン程度のタンカーの約 1/12 に相当するものであるが、Stiffener の高さを実船の割合よりも低くし、板厚は厚く、(I や I/y の相対的関係は大体実船にならつてある) 剪断の影響等二次的な要素を極力除外し、骨組み構造の相関関係の把握を第 1 の眼目とした。

B 模 型 (タンク長の長いもの)

これは幅 3,600 m, 深さ 1,800 m, タンクの長さ 1,800 m で A 模型と同様な箱形模型であるが, 実験の便宜上 Fig. 3-1-2 図の如く模型は片舷のみを作つた。ただし船底に水圧に相当する荷重がかかつた場合, 両舷ある場合と同一の状況になるように, 図示の如く船底, 甲板部を反対舷側に 600 mmだけ延長し, この先端に集中荷重がかけられるようにした。この模型は後述の実験内容に合せるため, 始めに Strut のないものを作り, その場合の実験終了後 Strut をとりつけた実験を行つた。

3.1.2 試験の種類および試験方法

ここで行つた試験の内容は次の如きものである。

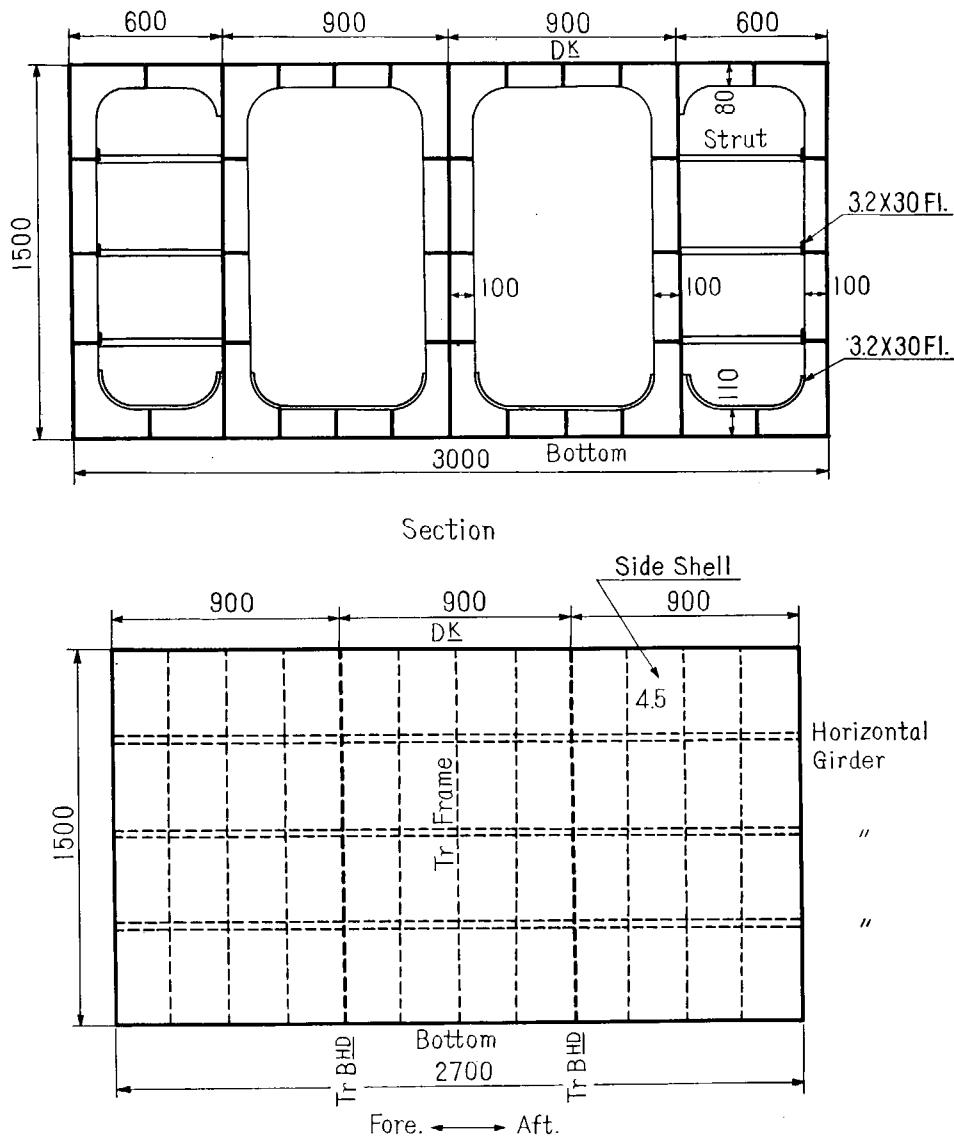


Fig. 3-1-1 Specimen A

(I) A模型によるもの

A-1 Trans. Ring がない場合

A-2 各タンクの中央に 1 本の Trans. Ring を取付けた場合

A-3 さらに両側に 1 本ずつ、つまり各タンク内に 3 本の Trans. Ring を取付けた場合

A-4 船側の Horizontal Girder を補強した場合

A-5 船底部の Trans. Ring を補強した場合

A-6 外側タンク (Outer Tank) 内に Strut を設けた場合

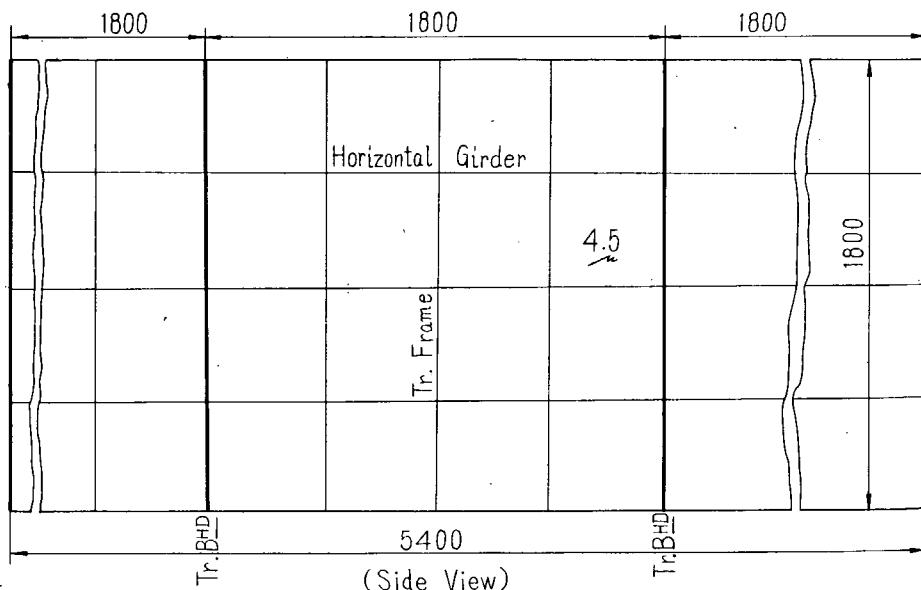
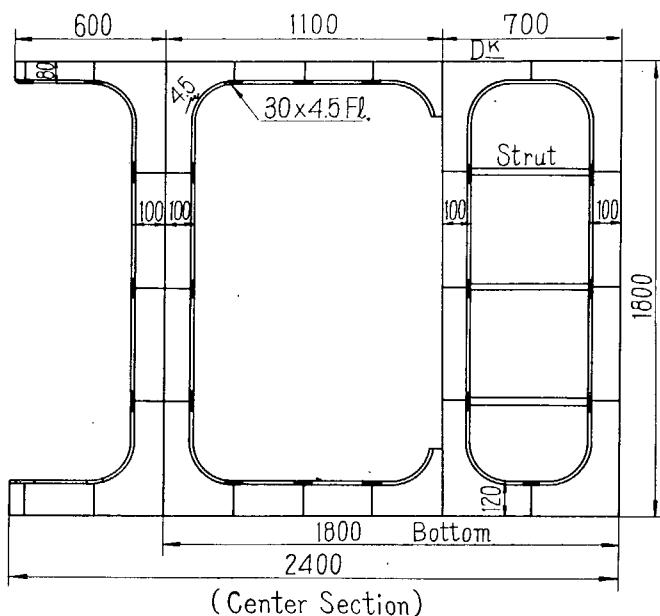


Fig. 3-1-2 Specimen B

A-1 の場合は実際には存在しないがまずこの場合によつて Horizontal Girder のみから成る構造を調べてこれを基準にし、A-1～A-3 の系統試験によつて Trans. を入れた時の Horizontal Girder の応力の減少、或は Trans. 自身の応力を求め、それによつて Horizontal Girder と Trans. の相互関係を見出さんとしたものである。また A-4 は Horizontal Girder の剛性を変化させた時の強度を検討するためのものである。

超大型船ではこの模型の如く通常縦隔壁を 3 枚設け、内側タンクと外側タンクに分けている。このうち両側の隔壁の位置によつて（つまり船側に近いか遠いかによつて）船底部の縦横の部材の相互の効きが大きく変ることが予想される。しかしこの 1 個の模型によつて縦通隔壁の位置を変えるのは困難なので船底部の Trans. の断面を変えることにより船底の縦横部材の剛比或は Trans. の船側部、船底部の剛比を変え、実質的に縦通隔壁の位置を変えた実験を行つた。これが A-5 である。以上は外側タンク内に Strut を入れてない基礎的な系統試験であるが、A-6 によつて Strut を入れてその影響を調べた。

1 個の模型を用いて以上の 6 つの実験を行うため、前述の如く最初に Trans. Ring のないものを作つておき、A-1 の場合の実験を行い、以下順次に必要な部材を熔接により取付けて次の場合の実験を行つた。桁を補強する場合は、それに Flange を熔接することにより、所定の強度、剛性を保たせるようにした。

(II) B 模型によるもの

B-1 各タンク内に 3 本の Trans. Ring のある場合 (Strut なし)

B-2 外側タンク内に Strut を入れた場合

A 模型によつて基礎的な系統試験を行つたのでこの B 模型では専ら結果を A 模型の場合と比較し、タンク長が長くなつた場合の影響を直接調べるという方針をとり、上記 2 つの場合についてのみ実験を行つた。

さて試験の方法であるが、まず外力としては船体が海上に浮いている状態を想定すると船底および船側に水圧がかかつてゐる。しかしこの分布、或はその値は各種の状態を考えると非常に複雑で、標準状態を一義的に定めるのは困難であろう。しかしここで行う実験は部材の強度の絶対値というよりも、各種の構造法における部材間の相互的な関連を調べる比較試験なので、外力としては船底および船側部全体にかかる等分布荷重を以て代表させた。

模型へ荷重をかける方法は水圧、気圧による方法および試験機を用いる方法があるが、前者は試験模型を水密或は気密にする必要があり、ゲーチによる亜測定技術上にも幾多の困難を伴う。一方試験機による方法は特殊な加圧装置、荷重伝達梁を必要とし、かつ水圧のような完全な等分布荷重をかけることは出来ないが、比較的簡単に行うことが出来、実験精度も優れている利点がある。また等分布荷重をかける場合も試験機から得られる一つの集中荷重を十分多くの点に分割すれば実用上差支えない程度の値が得られ、かつその分布も任意にすることが可能である。これらのこと考慮して加圧装置として運研の多荷重構造物試験機を用い、多くの組立て梁を組合せた荷重伝達装置によつてラムによる 6 個の集中荷重を船底部、船側部とも 96 点に分布させた。

またこの実験では上述の如く船底部と船側部に荷重をかけたのであるが、実験の便宜上これらを別

々にかけてそれぞれの計測を行い、必要な場合は後で合成して実際の船に相当するものを求めた。

この実験模型はいずれも 3 タンクから出来ているが、前途のごとく、これは切り出したための端部の影響を除くためであり、荷重はこの 3 タンクに一様にかけて、計測対象としては中央のタンクのみをとつた。

また B 模型は前途のごとく片舷のみなので、船底に等分布荷重をかける場合、船底の延長部の先端に予め計算しておいた集中荷重をかけ、両舷ある場合と同じようになるようにした。実験はすべて弾性試験のみを行い、応力は電気抵抗線歪計によって計測された値より求めた。

3・1・3 試験結果

(1) A 型模型によるもの（タンク長の短いもの）

(i) 縦通材の応力

船体にかかる荷重のうち船底荷重が船側縦通材に及ぼす影響および船側荷重が船底縦通材に及ぼす影響は非常に少ないので船側縦通材、船底縦通材を考えるときはそれぞれ船側荷重、船底荷重の場合のものを用いた。

縦通部材のうち船側の水平桁の応力を先づ調べる。中央の桁および甲板側の桁の曲げ応力を Trans. がない場合 (A-1), Trans. が 1 本の場合 (A-2), 3 本の場合 (A-3) および桁自身を補強した場合 (A-4) について比較して示したのが Fig. 3・1・3 である。(以下図中の値は海水 10 m Head 時のも

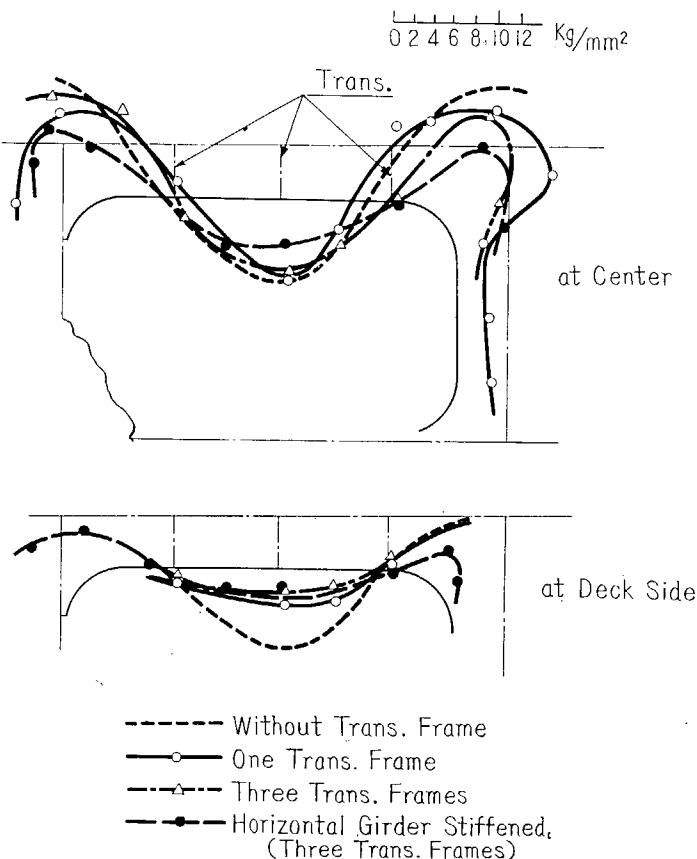


Fig. 3・1・3. Bending Stress of Horizontal Girder

のを示す)

まず水平桁のみがあつて Trans. がない場合は水平桁の応力は中央のものも上下のものも大体同じようになり、横隔壁間で船側部は上下を通じて一様な曲げをうけていることが分る。

ここで Trans. をタンクの中央に 1 本入れると中央の水平桁の応力は殆んど減少しない。更に 3 本入れた場合でも局部的なものを除けば殆んど変化がない。即ち超大型船では Trans. は非常に効きが悪いことを示している。もつとも同図中の甲板側の水平桁の応力分布から分るように Trans. を入れることにより上下の水平桁の応力は減少しており、結局 Trans. の効果は上下の水平桁の応力を減少させる役にしか立っていないことが分る。しかしこの場合も水平桁の応力は Trans. を 1 本入れることにより大きく減少し、それ以上はあまり変化がない。いづれにせよ船側では Trans. を大きくするのは不経済な構造であることが確認された。

次に水平桁自身を補強すると中央の応力は約 40% 減少し、(水平桁の補強後の A, I および I/y の増加の割合はそれぞれ 5%, 80% および 83% である) 大きな影響があることが示されている。しかし上下の水平桁の応力はあまり変化は見られなかつた。

次に船底部の縦通材の応力を比較したものを内側タンクと外側タンクに分けて Fig. 3.1.4 に示す。この場所では Panel の縦横比が船側部と異なるので Trans. は有効に働いており、Trans. を 1 本入れることにより縦通材の応力は大きく減少している。しかしこの場合も更に Trans. の本数や剛性を増してもそれ以上はあまり変化がないこ

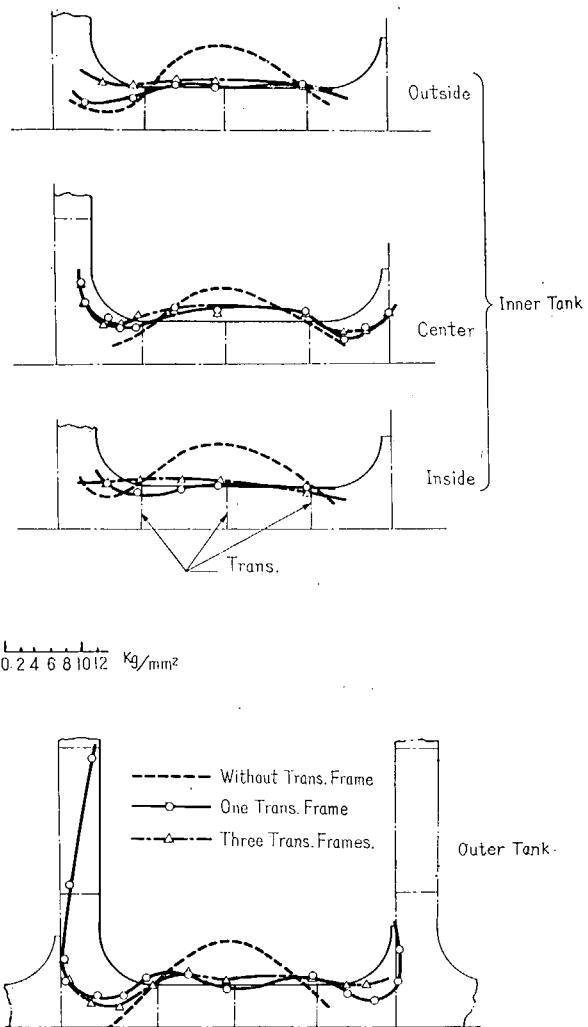


Fig. 3.1.4 Bending Stress of Bottom Longitudinal

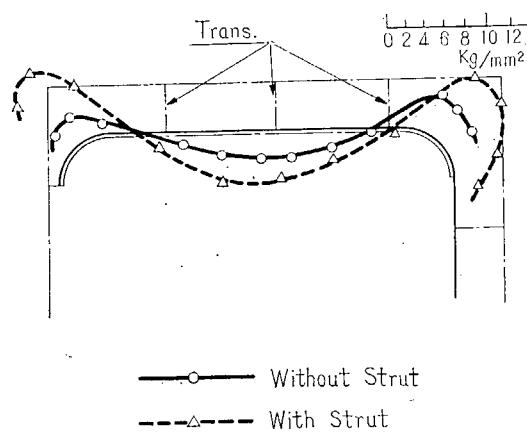


Fig. 3.1.5 Influence of Strut on Bending Stress of Horizontal Girder

とが示されている。

なお外側タンク内に Strut を設けた場合の中央の水平桁の応力を Strut のない場合と比較して Fig. 3・1・5 に掲げてあるが、(両者とも Trans. は 3 本で水平桁補強) Strut の効果が明らかに示されている。

(ii) Trans. Ring の応力

Trans. を 1 本および 3 本入れたときの Trans. の縁応力分布 (3 本の場合は中央の Trans.) を Fig. 3・1・6 に示す。(応力の値は船側荷重の場合の値と船底荷重の場合の値を合成したものである。)

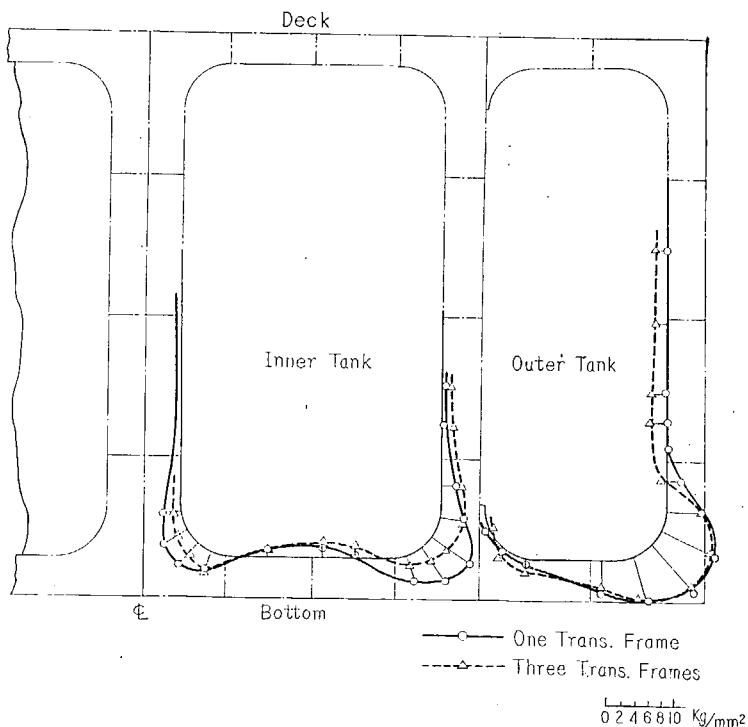


Fig. 3・1・6 Bending Stress of Trans. Frame (I)

船側部の応力は図で分る如く比較的小さく、このことからも船側部における Trans. は有効に働いていないことが示されている。また Bilge の部分に大きな応力が生じているが、後述の実船実験でも Corner 部に大きな応力が生じており、これはこの種の船の横強度検討上一つの大きな問題を提示している。

Trans. が 1 タンク内に 3 本ある場合、その中央のものと両側のものを比較するとどのようになるかについてはよく議論される所である。Fig. 3・1・7 に両者を比較して掲げてあるが、これで見ると両側のものの応力は中央のものより僅かに低く出ているが本質的に殆んど相異がないと見ることが出来る。

次に水平桁を補強した場合、船底部の Trans. を補強した場合、更に外側タンク内に Strut を設けた場合の中央の Trans. Ring. の縁応力分布を比較すると Fig. 3・1・8 のようになる。船側部では水平桁が強くなると局部的な影響が現われ、また Strut を取りつけると応力の絶対値は約半分程度に減少する。

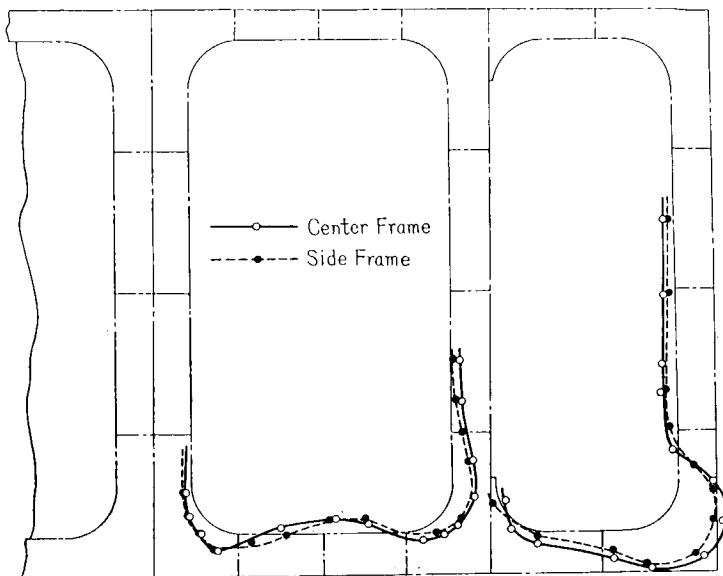


Fig. 3-1-7 Bending Stress of Trans. Frame (II)

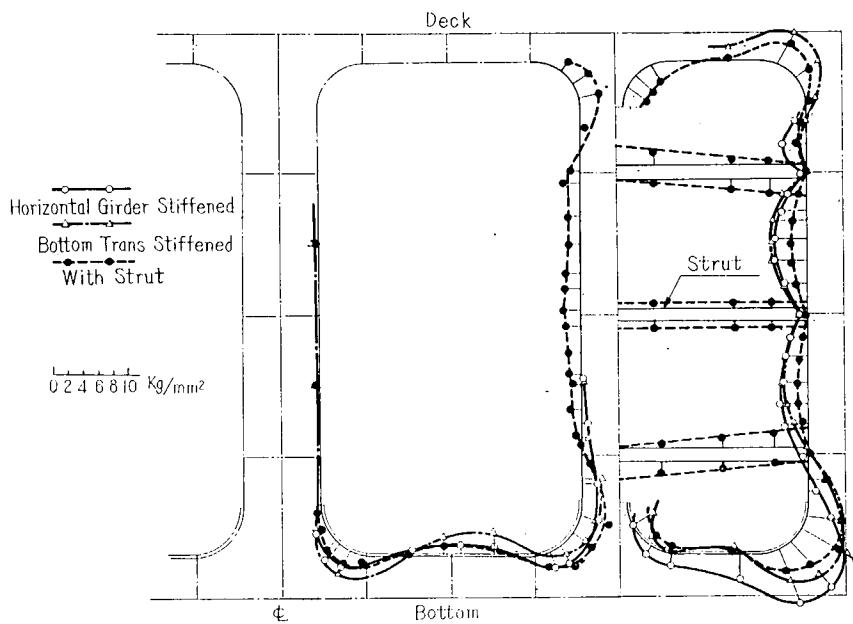


Fig. 3-1-8 Bending Stress of Trans. Frame (III)

船底部では外側タンク内は Trans. のスパンが短いため、その部の Trans. を補強すると応力は急激に減少し、Bilge 部の応力も比較的小さくなる。またこの影響は大体船側部の Trans. の半分位まで及んでいる。内側タンク内では船底部 Trans. の補強はあまり効果ではなく、また Strut を取付けた場合の影響が若干現われている。また Strut による集中力のため側縦通隔壁の垂直 Stiffener に曲げ応力が生じているが、あまり大きな値でないことが分る。なお以上の各部材の応力分布を詳細に検討した所では骨につける板の有効幅は骨間隔の大体 100% をとつて実用上十分であることが明らか

になつた。

(11) B型模型によるもの (タンク長を長くした場合)

この模型で船側部に荷重をかけたときの中央の水平桁の縁応力分布を示すと Fig. 3·1·9 のように、

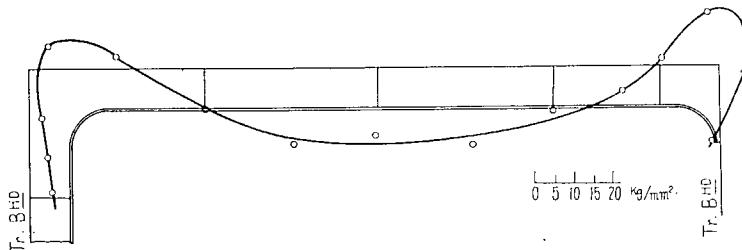


Fig. 3·1·9 Bending Stress of Horizontal Girder (Specimen B)

また中央の Trans. Ring の縁応力分布は Fig. 3·1·10 のようになる。

この結果によると前記 A 模型の場合と根本的に異り、船側部では水平桁も Trans. と同様に有効に働いている。水平桁および Trans. の船側部中央点の応力比を A 模型と比較して示すと Table 3·1·1 のようになる。

Table 3·1·1

	A 模 型	B 模 型
D/L	1.67	1.00
D/L の有効値*	1.64	0.94
σ_H/σ_T	3.00	1.03
M_H/M_T	3.09	1.03

D ……深さ L ……タンク長さ

σ_H, M_H ……水平桁の中央の応力およびモーメント

σ_T, M_T ……Trans. の中央の応力およびモーメント

*…… D, L としてスパンポイント間をとつたもの。ただし両端の Stiffener の Flange 上面間をスパンポイントと仮定。

ここでタンク長の短い A 模型とタンク長の長い B 模型の一つの比較法として水平桁の強度について考察して見よう。

まず B 模型の船側部のパネルは $1.8 \text{ m} \times 1.8 \text{ m}$ なので A 模型 ($1.5 \text{ m} \times 0.9 \text{ m}$) と直接比較するために $1.5 \text{ m} \times 1.5 \text{ m}$ のものに換算する。(換算法は分布荷重を一定にして寸法を幾何学的相似にすれば応力は等しくなることを利用する) この換算模型を B' 模型と名づける。A 模型と B' 模型を比較すると深さは共に 1.5 m で同じであり、タンク長がそれぞれ 0.9 m および 1.5 m である。一般的の梁の場合は分布荷重が同じならそこに生ずるモーメント M はスパン L の二乗に比例する。そこで応力を等しくするためにはその梁の断面係数 Z も L^2 に比例し、従つて梁の Dimension t は $L^{2/3}$ に比例させればよい。

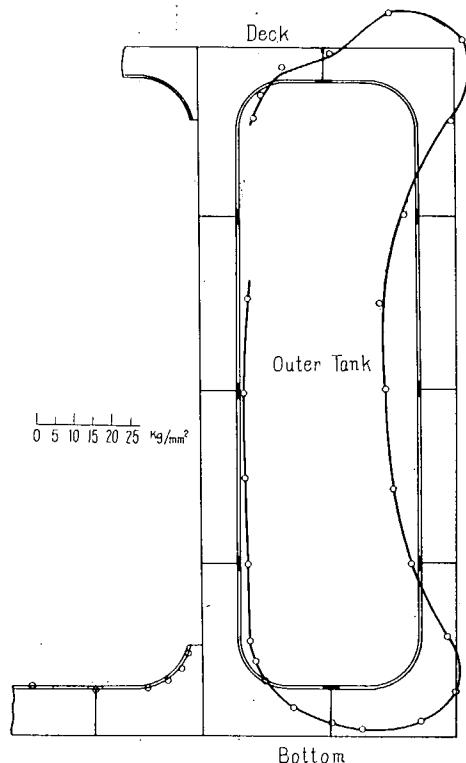


Fig. 3·1·10 Bending Stress of Trans. Frame (Specimen B)

即ち

$$M \propto L^2$$

$$\therefore Z \propto L^2$$

$$\therefore l \propto L^{2/3} = L^{0.67}$$

然しこのパネルは水平桁に直交する Trans. があり、B' 模型のように水平桁のスパンを増すところの Trans. の効きが増して来て水平桁の寸法は A 模型に比べてそれ程増さなくてもよいことが当然予想される。

まず A 模型と B' 模型の中央の水平桁の応力およびモーメント分布（実験値）を比較して示すと Fig. 3-1-11 のようになるがこの図から

$$M \propto L^x$$

とおいて x を求める

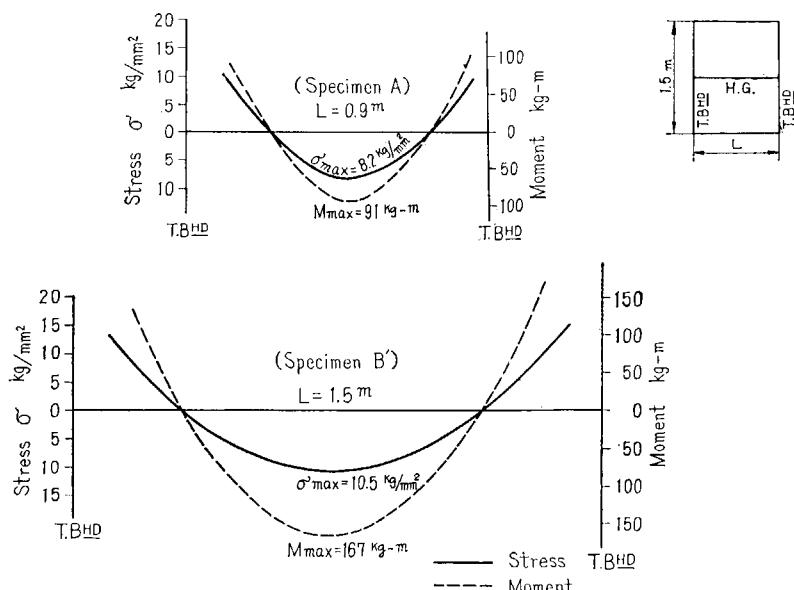


Fig. 3-1-11 Comparison of Strength of Horizontal Girder

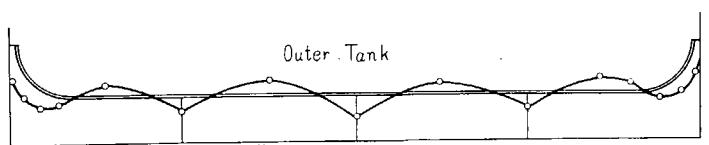
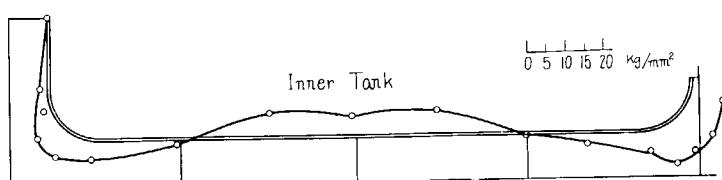


Fig. 3-1-12 Bending Stress of Bottom Longitudinal (Specimen B)

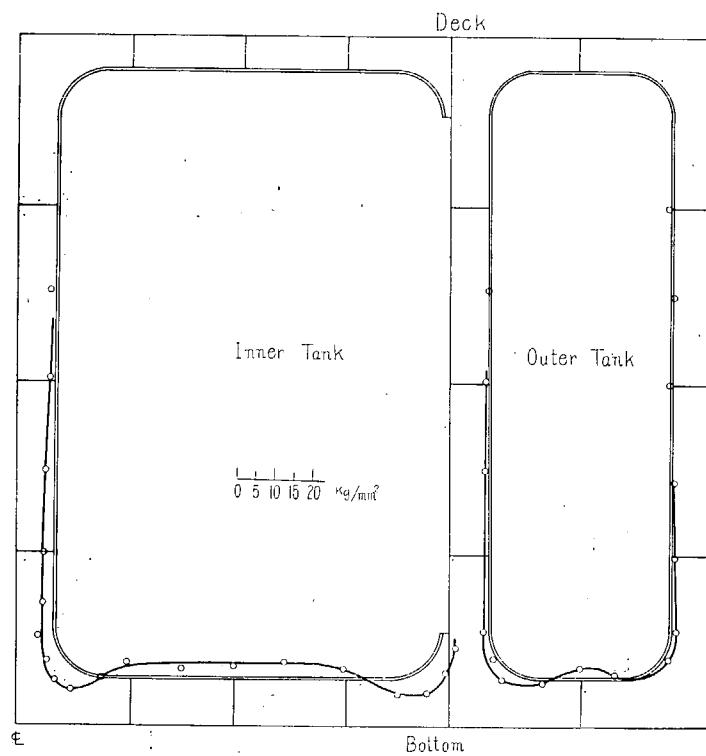


Fig. 3·1·13 Bending Stress of Bottom Trans.
(Specimen B-Bottom Load)

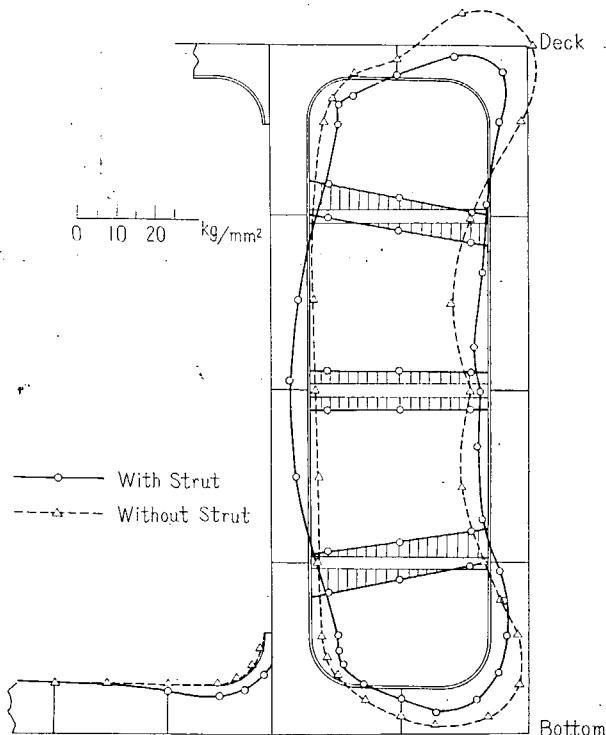


Fig. 3·1·14

$$r=1.2$$

$$\therefore t \propto L^{0.4}$$
 となる。

このことからもタンク長を長くすると有利な構造になることが推論出来よう。

次に船底部に荷重をかけたときの船底部縦通材および Trans. Ring の縁応力をそれぞれ Fig. 3-1-12 および Fig. 3-1-13 に示す。船底部は縦横比の関係で Trans. の見かけの剛性が大きく、それに直交している縦通材の応力分布曲線は Trans. の所で不連続的に小さくなり、全体として有効性が落ちている。このことは外側タンク内で特に著しく現われている。以上のことはタンク長を長くして行けば益々強調され、タンク長が短い場合の船側部のような問題が生じて来るわけである。しかし船底部縦通材は縦強度上から別に定まるべきものであることを考えればこれは二次的な問題といえよう。

この B 模型に Strut を入れたときの結果を Fig. 3-1-14 に示す。この図から分ることく Strut によって Trans. Ring の応力はその Corner 部も含めて約 1/2 に減少し、Strut の有効なことが示されている。

3-1-4 計算および実験結果との比較

超大型船の横強度の計算法は立体構造を考え、剪断や Strut の縮みの影響等、二次的な要素を取り入れると他の章に述べてあるように相当複雑なものになる。勿論実際の船に直ちに適用するためには、このような或程度複雑な計算を行わねばならないのは止むを得ないが、超大型船の横強度から考えた部材相互の関連、有効性の特徴を調べるために更に簡単な計算においてもその概要を摑むことも出来るし、またその方が却つて実用的な場合も屢々考えられる。たまたま本実験は横強度の特質についての研究であり、試験模型もそのために前述の如く剪断の影響等の二次的な要因が入らないよう作つてある。そこでここでは Trans. や水平桁を格子構造として実験と比較し、超大型船の特徴を

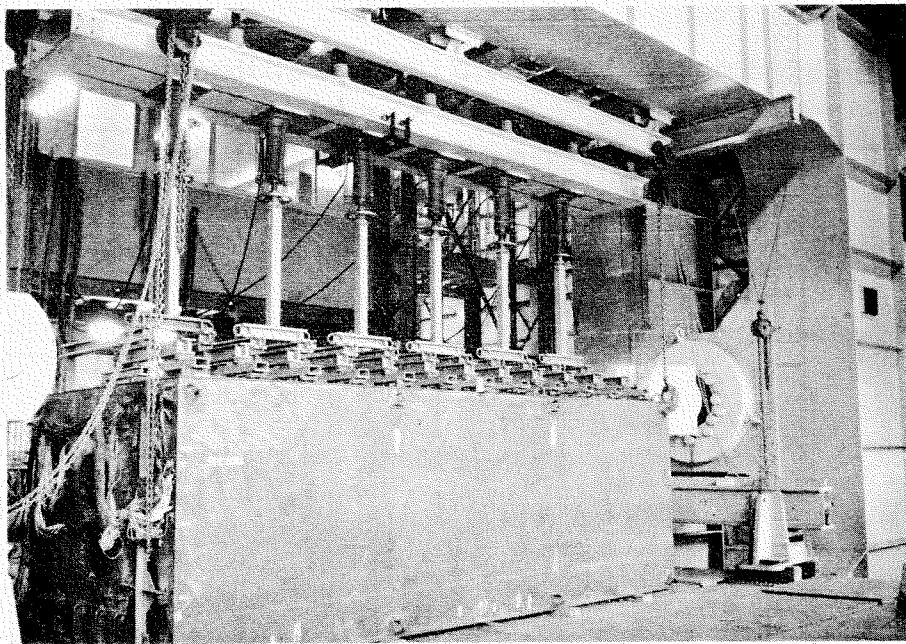


Photo. 1 Testing apparatus and Specimen (Speciman B)

調べるようにした。

この実験では種々の場合についての系統的な実験を行つたが船側部パネルについて見ると Fig. 3-15 のような 3 つの場合に総括出来る。

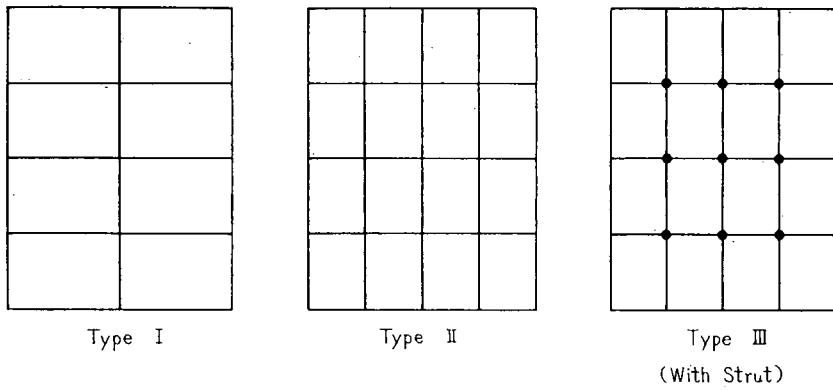


Fig. 3-1.15

これらと実際に行つた実験の各 Case との関係は次の通りである。

- [I] (A-2) A 模型 Trans. 1 本
- [II] (A-3) A 模型 Trans. 3 本
(A-4) A 模型 水平桁補強
(B-1) B 模型 Trans. 3 本
- [III] (A-6) A 模型 Strut 付き
(B-2) B 模型 Strut 付き

[I] の場合

以下各場合とも梁の交点における相互反力を計算する場合は構造は対称とし、周辺は固定と仮定する。Fig. 3-1.16 の如く記号を定める。このパネルにかかる水圧 P は縦横部材に一様に分布するとし、(分布荷重を p とする) ①, ② 点の相互反力を P_1, P_2 とする。 (P_1, P_2) は Longl. に対して外力と同方向の場合を正とする。)

Longl. の ① 点の撓み $= \delta_1^l$

Trans. の ① 点の撓み $= \delta_1^t$ etc. とすると

$$\begin{cases} \delta_1^l = \frac{P_1 b^3}{3EI_1} + \frac{2pb^4}{3EI_1} \\ \delta_2^l = \frac{P_2 b^3}{3EI_1} + \frac{2pb^4}{3EI_1} \end{cases}$$

$$\begin{cases} \delta_1^t = -\frac{5P_1 a^3}{24EI_2} - \frac{P_2 a^3}{6EI_2} + \frac{3pa^4}{8EI_2} \\ \delta_2^t = -\frac{P_1 a^3}{3EI_2} - \frac{P_2 a^3}{3EI_2} + \frac{2pa^4}{3EI_2} \end{cases}$$

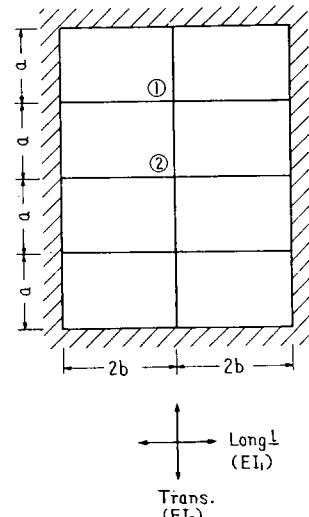


Fig. 3-1.16

$$\left. \begin{array}{l} \hat{\delta}_1^l = \hat{\delta}_1^t \\ \hat{\delta}_2^l = \hat{\delta}_2^t \end{array} \right\} \text{より}$$

$$\left. \begin{array}{l} kP_1 + (1+k)P_2 = 2p(ka - b) \end{array} \right\} \quad (3 \cdot 1)$$

$$\left. \begin{array}{l} (8+5k)P_1 + 4kP_2 = p(9ka - 16b) \end{array} \right\} \quad (3 \cdot 2)$$

$$\text{ただし } k = \left(\frac{a}{b} \right)^3 \left(\frac{I_1}{I_2} \right)$$

$$p = \frac{P}{4(a+3b)}$$

◎実験 (A-2) の場合

$$\left\{ \begin{array}{l} I_1 = 1,067 \times 10^3 \text{ mm}^4 \\ I_2 = 1,090 \times 10^3 \text{ mm}^4 \\ a = 375 \text{ mm}, \quad b = 225 \text{ mm} \\ k = 4.53 \end{array} \right.$$

(3・1), (3・2) より

$$\left\{ \begin{array}{l} P_1 = 0.34pa \\ P_2 = 1.14pa \end{array} \right. \quad (3 \cdot 3)$$

[III] の場合

Fig. 3・1・17 で

Longl. の ① 点の撓み = $\hat{\delta}_1^l$

Trans. の ① 点の撓み = $\hat{\delta}_1^t$ etc. とすると

$$\left\{ \begin{array}{l} \hat{\delta}_1^l = \frac{5P_1b^3}{24EI_1} + \frac{P_3b^3}{6EI_1} + \frac{3pb^4}{8EI_1} \\ \hat{\delta}_2^l = \frac{5P_2b^3}{24EI_1} + \frac{P_4b^3}{6EI_1} + \frac{3pb^4}{8EI_1} \\ \hat{\delta}_3^l = \frac{P_1b^3}{3EI_1} + \frac{P_3b^3}{3EI_1} + \frac{2pb^4}{3EI_1} \\ \hat{\delta}_4^l = \frac{P_2b^3}{3EI_1} + \frac{P_4b^3}{3EI_1} + \frac{2pb^4}{3EI_1} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \hat{\delta}_1^t = -\frac{5P_1a^3}{24EI_2} - \frac{P_2a^3}{6EI_2} + \frac{3pa^4}{8EI_2} \\ \hat{\delta}_2^t = -\frac{P_1a^3}{3EI_2} - \frac{P_2a^3}{3EI_2} + \frac{2pa^4}{3EI_2} \\ \hat{\delta}_3^t = -\frac{5P_3a^3}{24EI_2} - \frac{P_4a^3}{6EI_2} + \frac{3pa^4}{8EI_2} \\ \hat{\delta}_4^t = -\frac{P_3a^3}{3EI_2} - \frac{P_4a^3}{3EI_2} + \frac{2pa^4}{3EI_2} \end{array} \right.$$

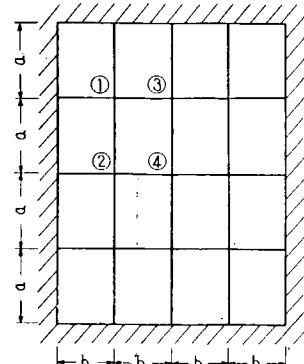


Fig. 3・1・17
Longl.
(EI_1)
Trans.
(EI_2)

Fig. 3・1・17

$$\hat{\partial}_1^l = \hat{\partial}_1^t, \quad \hat{\partial}_2^l = \hat{\partial}_2^t, \quad \hat{\partial}_3^l = \hat{\partial}_3^t, \quad \hat{\partial}_4^l = \hat{\partial}_4^t \quad \text{より}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 5(1+k)P_1 + 4kP_2 + 4P_3 = 9p(ka - b) \\ 8kP_1 + (5+8k)P_2 + 4P_4 = p(16ka - 9b) \end{array} \right. \quad (3 \cdot 4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 8P_1 + (8+5k)P_3 + 4kP_4 = p(9ka - 16b) \\ P_2 + kP_3 + (1+k)P_4 = 2p(ka - b) \end{array} \right. \quad (3 \cdot 5)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 8P_1 + (8+5k)P_3 + 4kP_4 = p(9ka - 16b) \\ P_2 + kP_3 + (1+k)P_4 = 2p(ka - b) \end{array} \right. \quad (3 \cdot 6)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 8P_1 + (8+5k)P_3 + 4kP_4 = p(9ka - 16b) \\ P_2 + kP_3 + (1+k)P_4 = 2p(ka - b) \end{array} \right. \quad (3 \cdot 7)$$

$$\text{ここで } k = \left(\frac{a}{b}\right)^3 \left(\frac{I_1}{I_2}\right)$$

$$p = \frac{P}{12(a+b)}$$

◎実験 (A-3) の場合

$$\left\{ \begin{array}{l} I_1 = 1,067 \times 10^3 \text{ mm}^4 \\ I_2 = 997 \times 10^3 \text{ mm}^4 \\ a = 375 \text{ mm}, \quad b = 225 \text{ mm} \\ k = 4.95 \end{array} \right.$$

(3・4)～(3・7) より

$$\left\{ \begin{array}{l} P_1 = 0.56pa \\ P_2 = 1.05pa \\ P_3 = 0.30pa \\ P_4 = 1.04pa \end{array} \right. \quad (3 \cdot 8)$$

◎実験 (A-4) の場合

$$\left\{ \begin{array}{l} I_1 = 1,804 \times 10^3 \text{ mm}^4 \\ I_2 = 997 \times 10^3 \text{ mm}^4 \\ a = 375 \text{ mm}, \quad b = 225 \text{ mm} \\ k = 8.40 \end{array} \right.$$

(3・4)～(3・7) より

$$\left\{ \begin{array}{l} P_1 = 0.67pa \\ P_2 = 1.10pa \\ P_3 = 0.44pa \\ P_4 = 1.15pa \end{array} \right. \quad (3 \cdot 9)$$

◎実験 (B-1) の場合

$$\left\{ \begin{array}{l} I_1 = I_2 = 2,539 \times 10^3 \text{ mm}^4 \\ a = b = 450 \text{ mm} \\ k = 1.00 \end{array} \right.$$

(3・4)～(3・7) より

$$\left\{ \begin{array}{l} P_1 = P_4 = 0 \\ P_2 = 0.54pa \\ P_3 = -0.54pa \end{array} \right. \quad (3 \cdot 10)$$

[III] の場合

Fig. 3.1.18 で船側部 ①, ②, ③, ④ 点の相互反力を P_1, P_2, P_3, P_4 , 縦通隔壁 ①', ②', ③', ④' 点の相互反力を P'_1, P'_2, P'_3, P'_4 , また各 Strut に伝わる力を Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 とし Longl. ① 点の撓みを δ_1^t etc. とすると

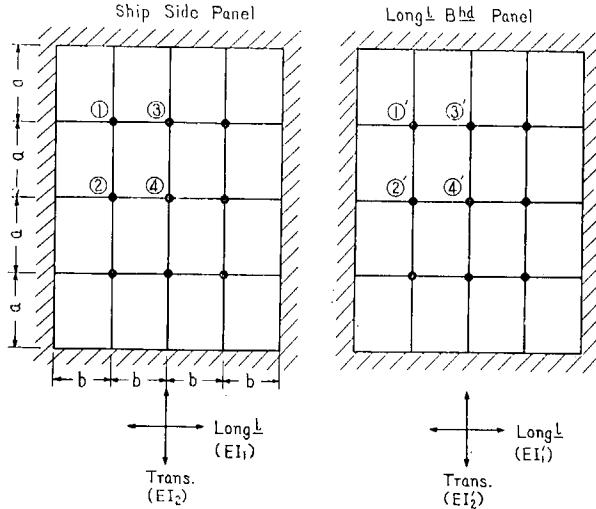


Fig. 3.1.18

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta_1^t = \frac{5(P_1 - Q_1)b^3}{24EI_1} + \frac{(P_3 - Q_3)b^3}{6EI_1} + \frac{3pb^4}{8EI_1} \\ \delta_2^t = \frac{5(P_2 - Q_2)b^3}{24EI_1} + \frac{(P_4 - Q_4)b^3}{6EI_1} + \frac{3pb^4}{8EI_1} \\ \delta_3^t = \frac{(P_1 - Q_1)b^3}{3EI_1} + \frac{(P_3 - Q_3)b^3}{3EI_1} + \frac{2pb^4}{3EI_1} \\ \delta_4^t = \frac{(P_2 - Q_2)b^3}{3EI_1} + \frac{(P_4 - Q_4)b^3}{3EI_1} + \frac{2pb^4}{3EI_1} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta_1' = -\frac{5P_1a^3}{24EI_2} - \frac{P_2a^3}{6EI_2} + \frac{3pa^4}{8EI_2} \\ \delta_2' = -\frac{P_1a^3}{3EI_2} - \frac{P_2a^3}{3EI_2} + \frac{2pa^4}{3EI_2} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta_3' = -\frac{5P_3a^3}{24EI_2} - \frac{P_4a^3}{6EI_2} + \frac{3pa^4}{8EI_2} \\ \delta_4' = -\frac{P_3a^3}{3EI_2} - \frac{P_4a^3}{3EI_2} + \frac{2pa^4}{3EI_2} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta_1'' = -\frac{5(P'_1 - Q_1)b^3}{24EI_1'} - \frac{(P'_3 - Q_3)b^3}{6EI_1'} \\ \delta_2'' = -\frac{5(P'_2 - Q_2)b^3}{24EI_1'} - \frac{(P'_4 - Q_4)b^3}{6EI_1'} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \hat{\delta}_3'' = -\frac{(P_1' - Q_1)b^3}{3EI_1'} - \frac{(P_3' - Q_3)b^3}{3EI_1'} \\ \hat{\delta}_4'' = -\frac{(P_2' - Q_2)b^3}{3EI_1'} - \frac{(P_4' - Q_4)b^3}{3EI_1'} \\ \\ \hat{\delta}_1' = \frac{5P_1'a^3}{24EI_2'} + \frac{P_2'a^3}{6EI_2'} \\ \hat{\delta}_2' = \frac{P_1'a^3}{3EI_2'} + \frac{P_2'a^3}{3EI_2'} \\ \hat{\delta}_3' = \frac{5P_3'a^3}{24EI_2'} + \frac{P_4'a^3}{6EI_2'} \\ \hat{\delta}_4' = \frac{P_3'a^3}{3EI_2'} + \frac{P_4'a^3}{3EI_2'} \end{array} \right.$$

∴ ∴ ∴

$$\left\{ \begin{array}{l} \hat{\delta}_1^l = \hat{\delta}_1^t = \hat{\delta}_1^{l'} = \hat{\delta}_1^{t'} \\ \hat{\delta}_2^l = \hat{\delta}_2^t = \hat{\delta}_2^{l'} = \hat{\delta}_2^{t'} \\ \hat{\delta}_3^l = \hat{\delta}_3^t = \hat{\delta}_3^{l'} = \hat{\delta}_3^{t'} \\ \hat{\delta}_4^l = \hat{\delta}_4^t = \hat{\delta}_4^{l'} = \hat{\delta}_4^{t'} \quad \text{よし} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 5(1+k)P_1 + 4kP_2 + 4P_3 - 5Q_1 - 4Q_3 = 9p(ka-b) \end{array} \right. \quad (3 \cdot 11)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 8kP_1 + (5+8k)P_2 + 4P_4 - 5Q_2 - 4Q_4 = p(16ka-9b) \end{array} \right. \quad (3 \cdot 12)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 8P_1 + (8+5k)P_3 + 4kP_4 - 8Q_1 - 8Q_3 = p(9ka-16b) \end{array} \right. \quad (3 \cdot 13)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_2 + kP_3 + (1+k)P_4 - Q_2 - Q_4 = 2p(ka-b) \end{array} \right. \quad (3 \cdot 14)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 5(1+k')P_1' + 4k'P_2' + 4P_3' - 5Q_1 - 4Q_3 = 0 \end{array} \right. \quad (3 \cdot 15)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 8k'P_1' + (5+8k')P_2' + 4P_4' - 5Q_2 - 4Q_4 = 0 \end{array} \right. \quad (3 \cdot 16)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 8P_1' + (8+5k')P_3' + 4k'P_4' - 8Q_1 - 8Q_3 = 0 \end{array} \right. \quad (3 \cdot 17)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_2' + k'P_3' + (1+k')P_4' - Q_2 - Q_4 = 0 \end{array} \right. \quad (3 \cdot 18)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 5P_1 + 4P_2 + 5k''P_1' + 4k''P_2' = 9pa \end{array} \right. \quad (3 \cdot 19)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_1 + P_2 + k''P_1' + k''P_2' = 2pa \end{array} \right. \quad (3 \cdot 20)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 5P_3 + 4P_4 + 5k''P_3' + 4k''P_4' = 9pa \end{array} \right. \quad (3 \cdot 21)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_3 + P_4 + k''P_3' + k''P_4' = 2pa \end{array} \right. \quad (3 \cdot 22)$$

∴ ∴ ∴

$$\left\{ \begin{array}{l} k = \left(\frac{a}{b}\right)^3 \left(\frac{I_1}{I_2}\right) \\ k' = \left(\frac{a}{b}\right)^3 \left(\frac{I_1'}{I_2'}\right) \\ k'' = \left(\frac{I_2}{I_2'}\right) \end{array} \right.$$

(3 · 11) ~ (3 · 14) で $Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4 = 0$ とおくと (3 · 4) ~ (3 · 7) と一致する。

(3 · 15) ~ (3 · 18) より

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_1 = (1+5k')P_1' + 4k'P_2' - \frac{5}{2}k'P_3' - 2k'P_4' \\ Q_2 = 8k'P_1' + (1+8k')P_2' - 4k'P_3' - 4k'P_4' \end{array} \right. \quad (3 \cdot 23)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_3 = -5k'P_1' - 4k'P_2' + \left(1 + \frac{25}{8}k'\right)P_3' + \frac{5}{2}k'P_4' \\ Q_4 = -8k'P_1' - 8k'P_2' + 5k'P_3' + (1+5k')P_4' \end{array} \right. \quad (3 \cdot 24)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_1 = (1+5k')P_1' + 4k'P_2' - \frac{5}{2}k'P_3' - 2k'P_4' \\ Q_2 = 8k'P_1' + (1+8k')P_2' - 4k'P_3' - 4k'P_4' \\ Q_3 = -5k'P_1' - 4k'P_2' + \left(1 + \frac{25}{8}k'\right)P_3' + \frac{5}{2}k'P_4' \\ Q_4 = -8k'P_1' - 8k'P_2' + 5k'P_3' + (1+5k')P_4' \end{array} \right. \quad (3 \cdot 25)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_1 = (1+5k')P_1' + 4k'P_2' - \frac{5}{2}k'P_3' - 2k'P_4' \\ Q_2 = 8k'P_1' + (1+8k')P_2' - 4k'P_3' - 4k'P_4' \\ Q_3 = -5k'P_1' - 4k'P_2' + \left(1 + \frac{25}{8}k'\right)P_3' + \frac{5}{2}k'P_4' \\ Q_4 = -8k'P_1' - 8k'P_2' + 5k'P_3' + (1+5k')P_4' \end{array} \right. \quad (3 \cdot 26)$$

(3.19)～(3.22) より

$$\left\{ \begin{array}{l} P_1 = -k''P_1' + pa \\ P_2 = -k''P_2' + pa \end{array} \right. \quad (3 \cdot 27)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_3 = -k''P_3' + pa \\ P_4 = -k''P_4' + pa \end{array} \right. \quad (3 \cdot 28)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_1 = -k''P_1' + pa \\ P_2 = -k''P_2' + pa \\ P_3 = -k''P_3' + pa \end{array} \right. \quad (3 \cdot 29)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_1 = -k''P_1' + pa \\ P_2 = -k''P_2' + pa \\ P_3 = -k''P_3' + pa \\ P_4 = -k''P_4' + pa \end{array} \right. \quad (3 \cdot 30)$$

(3.23)～(3.30) を (3.11)～(3.14) に代入して整理すると,

$$\left\{ \begin{array}{l} A_1P_1' + A_2P_2' + A_3P_3' + A_4P_4' = 9p(a+b) \\ B_1P_1' + B_2P_2' + B_3P_3' + B_4P_4' = 9p(a+b) \end{array} \right. \quad (3 \cdot 31)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C_1P_1' + C_2P_2' + C_3P_3' + C_4P_4' = 16p(a+b) \\ D_1P_1' + D_2P_2' + D_3P_3' + D_4P_4' = 2p(a+b) \end{array} \right. \quad (3 \cdot 32)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C_1P_1' + C_2P_2' + C_3P_3' + C_4P_4' = 16p(a+b) \\ D_1P_1' + D_2P_2' + D_3P_3' + D_4P_4' = 2p(a+b) \end{array} \right. \quad (3 \cdot 33)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C_1P_1' + C_2P_2' + C_3P_3' + C_4P_4' = 16p(a+b) \\ D_1P_1' + D_2P_2' + D_3P_3' + D_4P_4' = 2p(a+b) \end{array} \right. \quad (3 \cdot 34)$$

ただし

$$\left\{ \begin{array}{l} A_1 = 5(1+k'+k''+kk'') \\ A_2 = 4(k'+kk'') \\ A_3 = 4(1+k'') \\ A_4 = 0 \end{array} \right. \quad (3 \cdot 35)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} B_1 = 8(k'+kk'') \\ B_2 = 5+8k'+5k''+8kk'' \\ B_3 = 0 \\ B_4 = 4(1+k'') \end{array} \right. \quad (3 \cdot 36)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C_1 = 8(1+k'') \\ C_2 = 0 \\ C_3 = 8+5k'+8k''+5kk'' \\ C_4 = 4(k'+kk'') \end{array} \right. \quad (3 \cdot 37)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} D_1 = 0 \\ D_2 = 1+k'' \\ D_3 = k'+kk'' \\ D_4 = 1+k'+k''+kk'' \end{array} \right. \quad (3 \cdot 38)$$

(3.27)～(3.30) より $P_1' \sim P_4'$ を求めると (3.23)～(3.30) によつて $Q_1 \sim Q_4$ および $P_1 \sim P_4$ が求められる。

◎実験 (A-6) の場合

$$\begin{cases} I_1 = 1,809 \times 10^3 \text{ mm}^4 \\ I_2 = 997 \times 10^3 \text{ mm}^4 \\ I_1' = 992 \times 10^3 \text{ mm}^4 \\ I_2' = 903 \times 10^3 \text{ mm}^4 \\ a = 375 \text{ mm}, \quad b = 225 \text{ mm} \end{cases}$$

∴

$$\begin{cases} k = 8.40 \\ k' = 5.09 \\ k'' = 1.10 \end{cases}$$

(3.31)～(3.34) より

$$\begin{cases} P_1' = 0.17pa \\ P_2' = -0.04pa \\ P_3' = 0.29pa \\ P_4' = -0.05pa \end{cases} \quad (3.39)$$

(3.23)～(3.26) より

$$\begin{cases} Q_1 = 0.57pa \\ Q_2 = 0.51pa \\ Q_3 = 0.66pa \\ Q_4 = 0.61pa \end{cases} \quad (3.40)$$

(3.27)～(3.30) より

$$\begin{cases} P_1 = 1.30pa \\ P_2 = 1.67pa \\ P_3 = 1.09pa \\ P_4 = 1.70pa \end{cases} \quad (3.41)$$

◎実験 (B-2) の場合

$$\begin{cases} I_1 = 2,539 \times 10^3 \text{ mm}^4 \\ I_2 = 2,539 \times 10^3 \text{ mm}^4 \\ I_1' = 2,347 \times 10^3 \text{ mm}^4 \\ I_2' = 2,347 \times 10^3 \text{ mm}^4 \\ a = b = 450 \text{ mm} \end{cases}$$

∴

$$\begin{cases} k = 1.00 \\ k' = 1.00 \\ k'' = 1.08 \end{cases}$$

(3.31)～(3.34) より

$$\begin{cases} P_1' = 0.51pa \\ P_2' = 0.19pa \\ P_3' = 0.71pa \\ P_4' = 0.51pa \end{cases} \quad (3.42)$$

(3.23)～(3.26) より

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_1 = 1.10 \text{ Pa} \\ Q_2 = 1.04 \text{ Pa} \\ Q_3 = 0.80 \text{ Pa} \\ Q_4 = 0.84 \text{ Pa} \end{array} \right.$$

(3.43)

(3.27)～(3.30) より

$$\left\{ \begin{array}{l} P_1 = 0.44 \text{ Pa} \\ P_2 = 0.80 \text{ Pa} \\ P_3 = 0.48 \text{ Pa} \\ P_4 = 0.46 \text{ Pa} \end{array} \right.$$

(3.44)

以上の計算により、各部材の曲げ応力を出し、実験値と比較すると、例えば Fig. 3.1.19～Fig. 3.1.22 のようになる。これで見ると、このよう大きな仮定をおいた計算によつても実験と大体一致しているのが認められる。

なおこの計算により、次のように実験から明らかになつた結論を確かめることが出来た。

(i) 水平桁の応力

A 模型の船側パネルで Trans. のない場合を基準としてその場合の水平桁の中央点の応力を 1 とすると次のような応力比となる。(カッコ内は実験値)

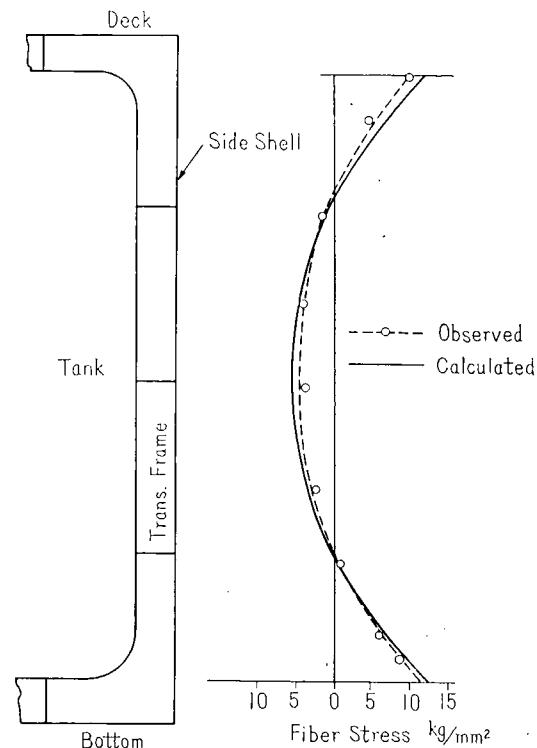


Fig. 3.1.19 Comparison between Observed and Calculated Value (Bending Stress of Side Trans. of Specimen B-Without Strut)

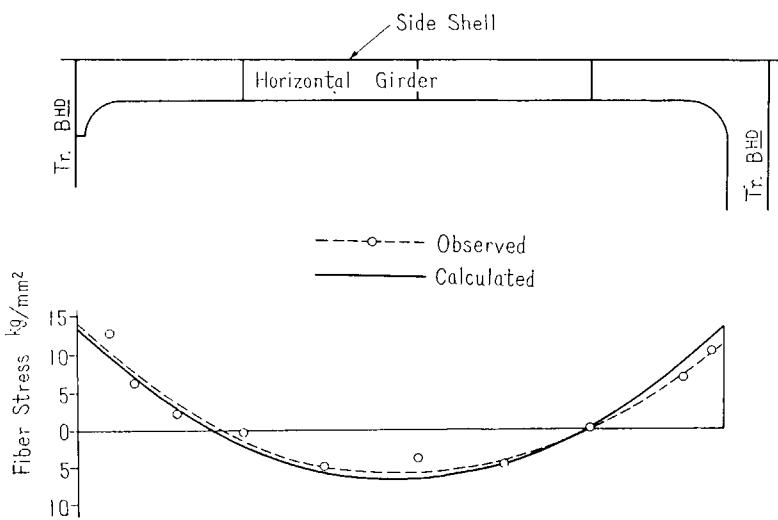


Fig. 3.1.20 Comparison between Observed and Calculated Value (Bending Stress of Horizontal Girder of Specimen B-Without Strut)

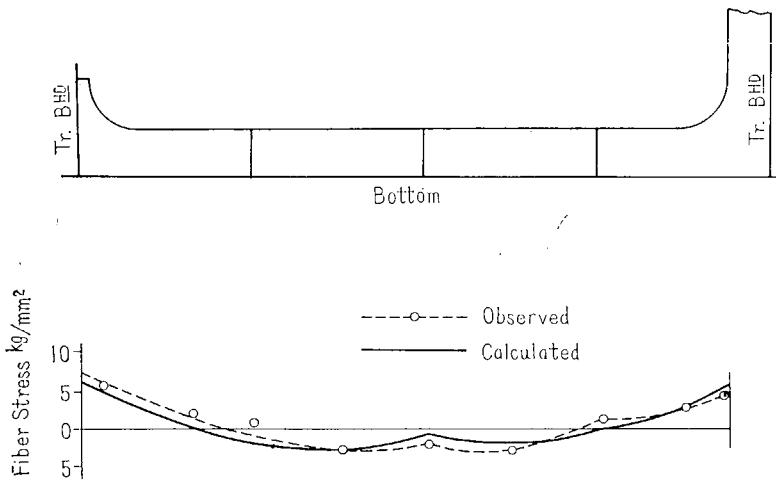


Fig. 3.1.21 Comparison between Observed and Calculated Value
(Bending Stress of Bottom Longitudinal of Specimen B)

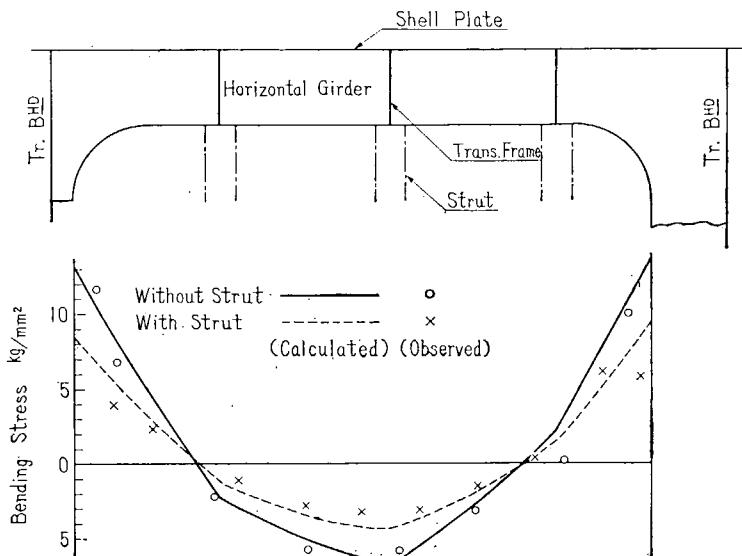


Fig. 3.1.22 Influence of Strut on Bending Stress of Horizontal Girder
(Comparison between Calculated and Observed Value B Specimen)

	中央の水平桁	上下の水平桁
Trans. 1 本	1.11 (0.98)	0.57 (0.41)
Trans. 3 本	1.00 (0.88)	0.52 (0.30)
水平桁補強	0.54 (0.56)	0.35 (0.35)

(ii) Strut の効果

船側パネルの水平桁の中央点の応力について、Strutのある場合とない場合の比は次のようになる。

	計 算 値	実 驗 値
A 模 型	0.63	0.58
B 模 型	0.52	0.58

3.1.5 結論

以上の実験および計算により得られた結論は実験結果および計算結果の項に具体的に述べられているが、これらを簡単に纏めると次のような。

- (i) タンクの長さが比較的短い模型によつて実験した結果では、船側部の上下に通つている Trans. はその効きが非常に悪く、中央の水平桁の応力を減少させるのに殆んど役立つていない。上下の水平桁の応力は Trans. によつて減少するが、このためならば Trans. は 1 本で十分で 3 本入れてもそれ以上は減少しない。いづれにせよ船側部では Trans. を大きくするのは不経済な構造であることが確認された。
- (ii) Trans. 自身の応力を調べた結果、応力は非常に小さく、この部材が殆んど遊んでいることからも以上の事が再確認された。
- (iii) このようなパネルでは水平桁を大きくするのが最も効果的であることが明らかになつた。
- (iv) 船底部では Trans. は非常に有効に働くれている。ただし縦通隔壁の間隔が広い場合にはその間に大きな縦通材が入つていないと効果は減少する。
- (v) Trans. の上下の隅部、特に下部の隅部は非常に大きな応力が生ずるので、この部の構造、工作は特に注意を要する。
- (vi) 1 タンク内に 3 本の Trans. がある場合、中央のものと両側のものとの応力はあまり差がなく、実用上は同一に効いていると見て差支えない。
- (vii) Strut は非常に有効であり、縦横部材の応力を大きく減少させている。
- (viii) タンクの長さを長くすると船側部でも Trans. が有効に働くようになり、水平桁はスパンが増加した割合には大きくする必要がなく、非常に合理的な構造が期待出来る。
- (ix) ここで行つた実験の実測値は縦横部材を格子構造と考えて計算した結果と比較的よく一致し、この簡易計算法によつても超大型船の横強度に関する特徴を十分掴むことが出来る。

3.2 実船実験

担当 木下昌雄・西牧興

従来は専ら比較強度の検討にその重点を置かざるを得なかつた船舶の横強度に関して、最近に至つて種々な計算方法も追々と発表され、また本研究部会においても大型の模型による系統的な実験研究

Table 3.2.1 Principal Data of Measured Tankers

Ship No.	A Tanker	B Tanker
D. W. (L. T.)	47,000	36,000
L. BP (m)	215.000	188.98
B. MD (m)	30.20	27.74
D. MD (m)	15.35	14.48
d. MD (m)	11.47	10.95
One Tank Length (m)	12.80	12.20
Class	LL †100 A1	ABS †A1
Date of Test	1959-4	1959-7
Builder	Hitachi Innoshima Shipyard	Hitachi Innoshima Shipyard

が実施されてその実情が次第に明らかにされる様になつて来た。然し問題の多岐にわたる複雑性も併せて考へて、これらの理論的研究或は模型実験による研究と併せて実船における実態を把握する事も極めて重要であるのに鑑み、2隻の油槽船について横強度の実船計測を計画実施した。供試油槽船の主要々目は Table 3.2.1 に示す通りである。

3.2.1 実験の方法および経過

実験は次の如き方法によつた。即ち
油槽船の完成後試運転を実施するにあ
たり、試運転吃水に調整するために適
当な油槽内にバラスト水を搭載する。
この際吃水及び槽内水位は何れも空荷
から満載に至るまでの各状態を経過す
るので、ここに生ずる吃水および槽内
水位の変化を利用して各横強度部材に
生ずる歪量の変動を計測した。Fig.
3.2.1 及び Fig. 3.2.2 は供試油槽船
の中央横断面図を示す。これらの各図
からも明らかな様に、両船共に Horizontal Girder は設けられておらず、
横強度的には何れも Transverse Web
Frame を補強の Primary Member と
した構造が採られている。

Trans. Web Frame はれも各油槽長を 4 等分した位置に夫々配置されており、その内の船首側のものは横隔壁と、3 層の横隔壁付きの水平補強桁によつて結合された構造となつてゐる。

Fig. 3.2.3 に試運転時におけるバラスト水の配置状況 および計測油槽位置を示す。即ち A 供試船では、No. 8 油槽を主計測油槽とし、Center Tank にバラスト水を注排水する際の各過程において Wing Tank 内の Trans. Web Frame 等の歪分布を計測し、更に No. 6 油槽を従計測油槽として、Center Tank も空荷で吃水のみが変化する場合の Trans. Web Frame、船底部材等

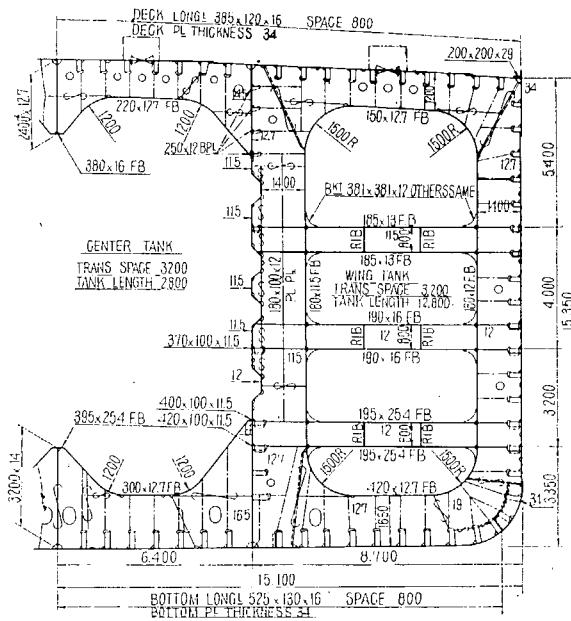


Fig. 3.2.1 Midship Section (A-Tanker)

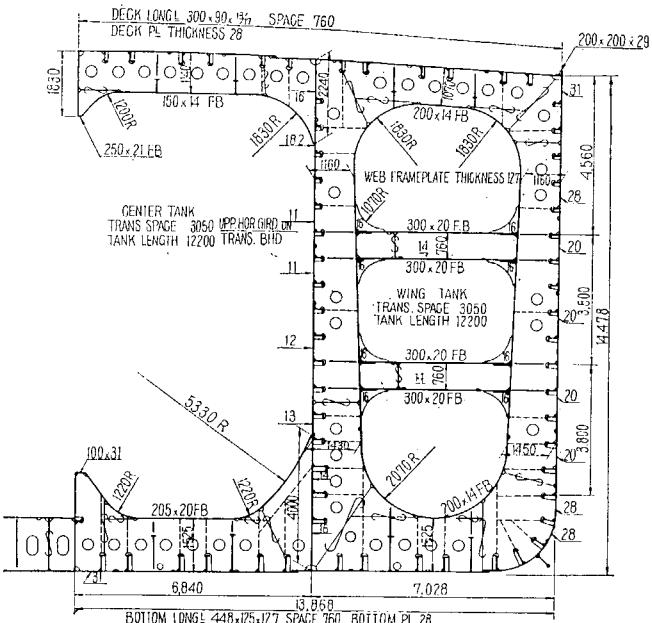


Fig. 3.2.2 Midship Section (B-Tanker)

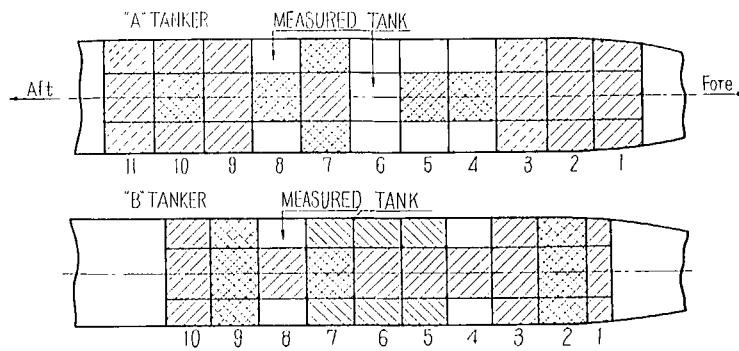


Fig. 3.2.3 Ballasting Scheme on Trial

の歪分布を計測した。又 B 供試船では No. 8 油槽を計測油槽とし、吃水及び Center Tank 水位の変動過程における Trans. Web Frame の断面内の歪分布を計測の主な対象として実験を行つた。

計測箇所数は A 供試船では 286 カ所、B 供試船では 125 カ所であり、歪の計測にはすべて電気抵抗線歪計を使用した。電気抵抗線歪計をこの様に比較的長期間にわたり、且つ温度変化も相当に生じ得ると思われる実船計測に使用して充分な成果をあげることが可能であるか否かについては、従来行われて来た同種の実物実験の経験に照しても完全な自信を持つことは困難であつたので、実験実施に先だつてこれらの事項について種々の予備的諸調査を行うと共に、実験にあたつては本計測にかかる前に数日にわたつて荷重不变の状態で歪計の時間的な安定性、温度変化の影響などについて予備計

Table 3.2.2 Progress of Experiment of "A" Tanker

Test No.	Date	Hour	Condition	Position of Ship	Draft (m)	Depth of C. T. Ballast W. (m)	Notes
1	4.3	1240	No load condition	Off Innoshima Shipyard	4.00	0	Fine
2	"	1620	Ballast water going to charge	"	4.20	5.89	Cloudy
3	"	1725	"	"	5.00	11.30	"
4	"	1825	"	"	5.71	16.23	"
5	4.4	0800	Preliminary sea trial condition	"	"	"	"
6	"	1650	"	Off Yuge Island	"	"	"
7	"	1900	Ballast water going to charge	"	7.30	"	Rain
8	"	2300	"	"	8.80	"	"
9	4.5	1630	After pump test	"	9.00	"	Fine
10	"	2000	Ballast water going to charge	"	10.10	"	Rain
11	"	2225	Official sea trial condition	"	11.48	"	"
12	4.7	1627	"	"	"	"	Cloudy
13	"	1815	Ballast water going to discharge	"	9.20	10.82	Rain
14	"	2030	"	"	6.70	6.00	"
15	"	2358	"	Off Innoshima Shipyard	3.80	0.43	"

測を行うなど、計測値の信頼性を増すために種々の手段を採つた。また計測は出来る限り温度変化の少い夜間を選んで実施すると共に、計測回数も成可く増加してこれらの悪影響を除去し得る様な方針を採つた。

Table 3.2.2 及び Table 3.2.3 に夫々の供試船の計測時の諸経過を、又 Table 3.2.4 及び Table 3.2.5 には計測中における槽内温度の変動状況を示してある。

Table 3.2.3 Progress of Experiment of "B" Tanker

Test No.	Date	Hour	Condition	Position of Ship	Draft (m)	Dapth of C. T. Ballast W. (m)	Notes
1	7.6	2250	Ballast water going to charge	Off Innoshima Shipyard	6.44	0	Fine
2	7.7	0123	"	"	6.83	"	"
3	"	0442	Preliminary sea trial condition	"	7.53	"	"
4	7.8	1530	Ballast water going to charge	Off Yuge Island	6.40	5.50	"
5	"	1927	"	"	7.73	7.15	"
6	"	2012	"	"	8.53	9.70	"
7	"	2133	"	"	10.01	12.50	"
8	"	2300	Official sea trial condition	"	10.93	15.00	"
9	7.10	1845	"	"	11.18	"	"
10	"	2110	Ballast water going to discharge	Off Innoshima Shipyard	9.00	10.70	"
11	"	2228	"	"	7.30	7.70	"
12	7.11	0012	"	"	5.10	3.60	"
13	"	0205	No load conditon	"	3.90	0	"

Table 3.2.4 Data of Temperature on "A" Tanker

Test No.	T 1	T 2	T 3	T 4	T 5	T 6	T 7	T 8	
1	23.0	21.0	21.1	19.7	16.7	11.5	13.0	12.5	
2	24.5	24.5	24.0	23.5	20.8	12.0	13.8	13.5	
3	22.5	23.5	22.5	22.5	19.3	12.0	13.2	13.9	
4	21.0	20.5	20.5	20.0	17.5	11.5	13.0	15.5	
5	15.0	14.0	15.5	14.5	14.0	10.8	12.2	12.6	
6	18.0	18.7	18.5	18.0	16.5	12.0	14.3	13.0	
7	14.5	15.0	16.5	15.5	15.0	12.0	13.0	12.9	
8	13.0	13.0	14.5	14.0	13.5	11.5	12.5	12.3	
9	13.8	14.7	15.0	14.5	14.0	11.5	12.5	12.9	
10	12.5	12.5	13.5	13.0	13.5	11.5	12.3	12.8	
11	10.7	11.1	13.0	12.5	13.0	11.5	12.0	12.2	
12	14.0	13.0	13.5	13.5	13.0	11.5	12.0	12.3	
13	13.0	14.0	13.5	13.2	13.0	11.8	12.2	12.3	
14	12.0	12.0	13.0	13.0	13.0	11.8	12.5	12.2	
15	11.0	11.0	13.0	12.5	12.8	11.8	12.0	12.0	

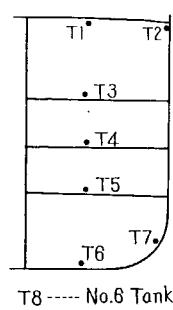
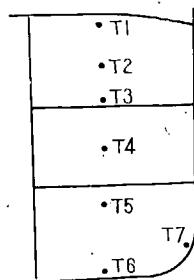


Table 3-2-5 Data of Temperature on "B" Tanker

Test No.	T 1	T 2	T 3	T 4	T 5	T 6	T 7	
1	33.0	32.5	32.0	28.0	26.0	25.0	23.5	
2	30.0	30.0	29.0	27.5	25.5	24.5	23.0	
3	27.0	27.0	26.5	26.0	25.0	25.0	23.0	
4	25.5	25.0	25.0	24.5	24.5	25.0	22.5	
5	26.0	25.5	25.0	25.0	24.3	24.5	22.6	
6	25.5	25.0	25.0	24.5	24.0	24.7	22.5	
7	25.0	25.0	24.6	24.2	24.0	24.6	22.5	
8	24.0	24.0	24.5	24.0	24.0	24.4	22.0	
9	29.0	26.0	25.1	24.5	24.0	24.5	22.6	
10	26.5	25.5	25.0	24.5	24.0	24.5	22.5	
11	26.0	25.5	25.0	24.5	24.0	24.5	22.5	
12	25.0	25.0	25.0	24.0	24.0	24.5	22.2	
13	25.0	24.5	24.8	24.2	24.2	24.1	22.5	



使用した電気抵抗線歪計は標点距離 10 mm のプラスチックベース歪計であり、又歪指示には静的応力測定用歪指示計 5 台を、スイッチボックスには 12 素成および 25 素成の平衡調整交流電橋合計 24 台を使用した。

3-2-2 計測結果

Fig. 3-2-4 以下に各供試船の応力計測結果を示す。各部材縁に沿つての計測値は、夫々の内縁

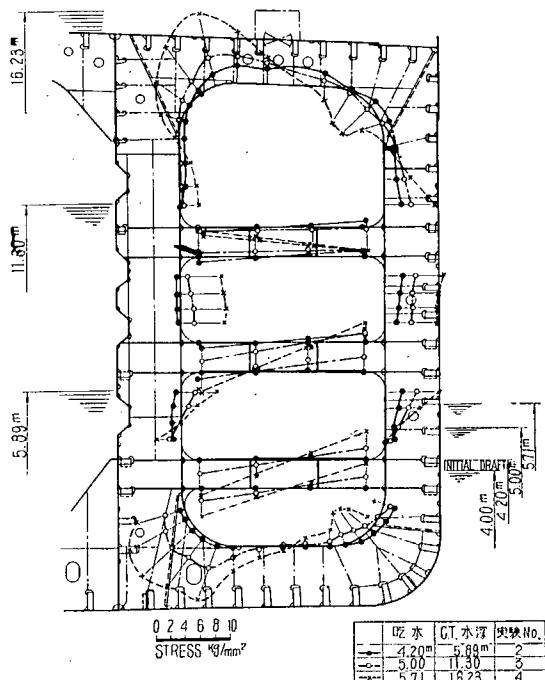


Fig. 3-2-4 Measured Stress Distributions on the Mid. Web Frame of No. 8 Wing Tank of "A" Tanker

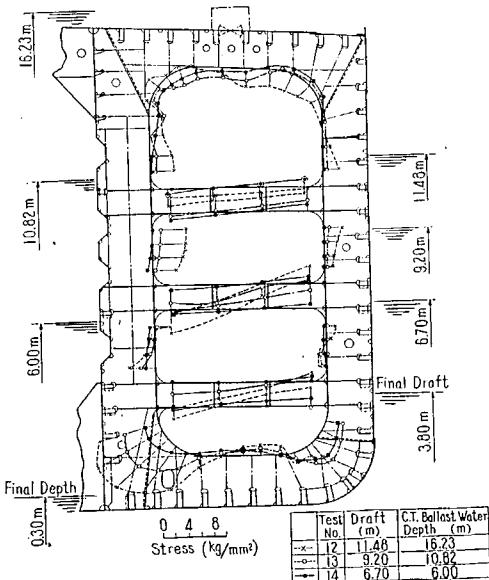


Fig. 3-2-5 Measured Stress Distributions on the Mid. Web Frame of No. 8 Wing Tank of "A" Tanker

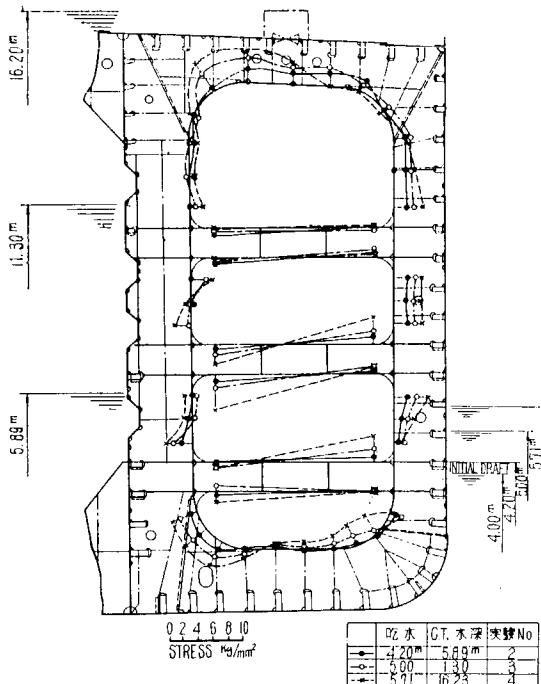


Fig. 3.2.6 Measured Stress Distributions
on the Fore Web Frame of No. 8
Wing Tank of "A" Tanker

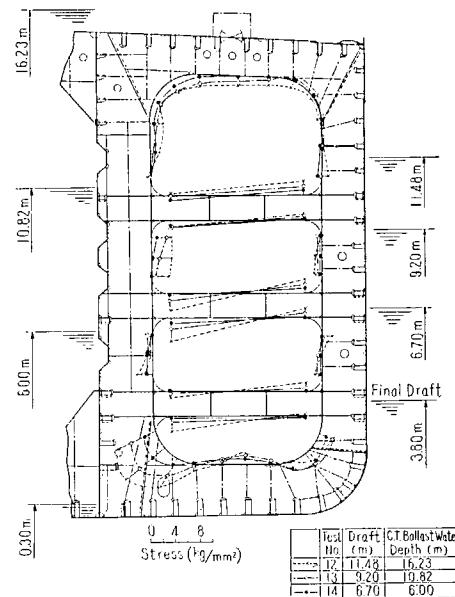


Fig. 3.2.7 Measured Stress Distributions
on the Fore Web Frame of No. 8
Wing Tank of "A" Tanker

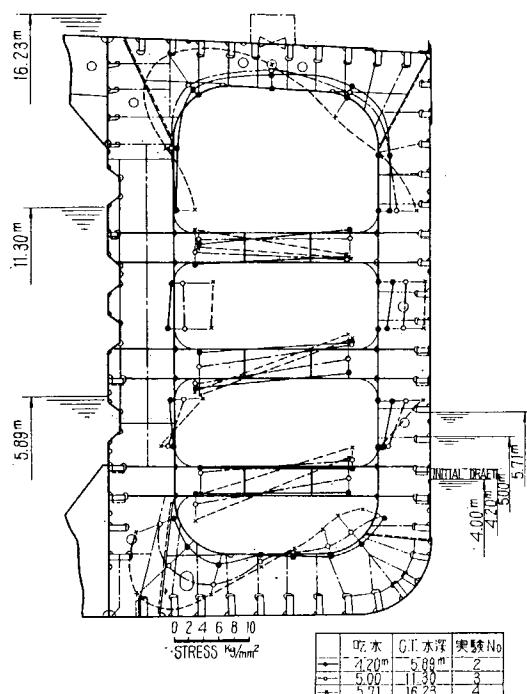


Fig. 3.2.8 Measured Stress Distributions
on the Aft. Web Frame of No. 8
Wing Tank of "A" Tanker

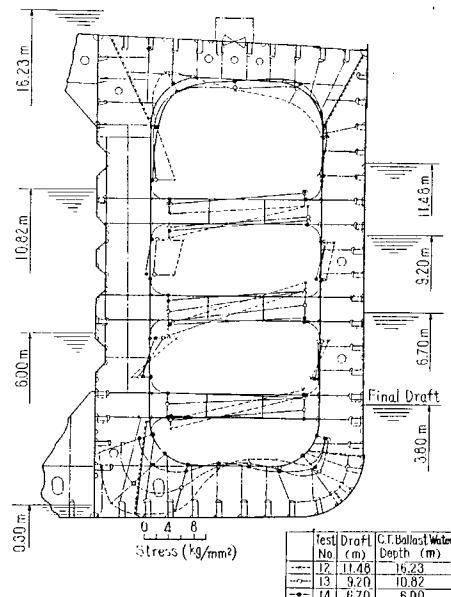
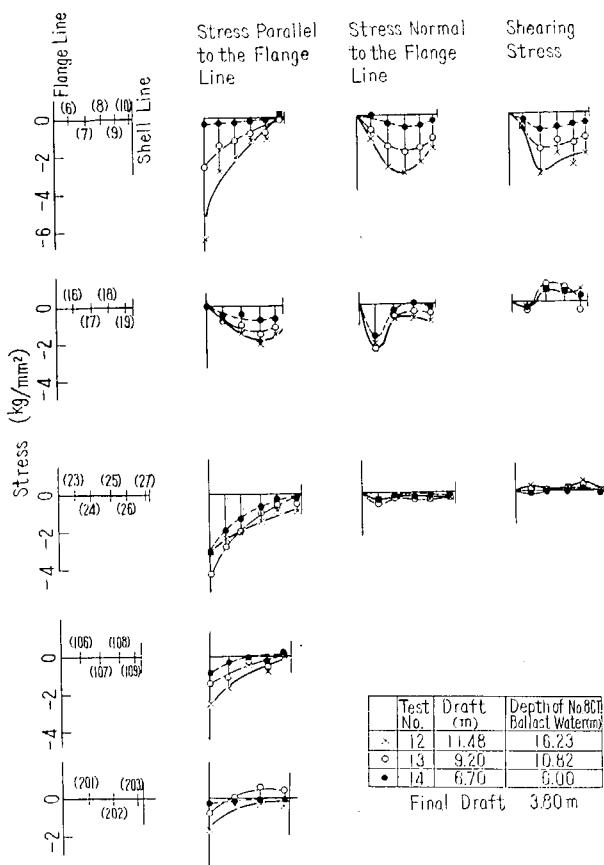


Fig. 3.2.9 Measured Stress Distributions
on the Aft. Web Frame of No. 8
Wing Tank of "A" Tanker



Flange 線を 0 線として、それより Web 側に負の応力値を、空間側に正の応力値を採つて示されている。又 Center Tank 内の水位が 0 で、吃水が夫々の図中で示す初期吃水又は最終吃水の状態での応力値を 0 とし、夫々の計測時における Center Tank 内水位及び吃水の下に生じた応力値を示してある。

Fig. 3.2.4 乃至 Fig. 3.2.9 は "A" 供試船の No. 8 油槽内各 Web Frame の内縁に沿つての応力分布計測結果である。即ち Fig. 3.2.4, Fig. 3.2.5 は中央 Web Frame, Fig. 3.2.6, Fig. 3.2.7 は船首側 Web Frame, Fig. 3.2.8, Fig. 3.2.9 は船尾側 Web Frame の応力分布であり、夫々の前者は吃水変化が少く Center Tank 内の水位が大幅に変

Fig. 3.2.10 Measured Stress Distributions over the Cross Sections of the Lowest Members of the Web Frames of "A" Tanker

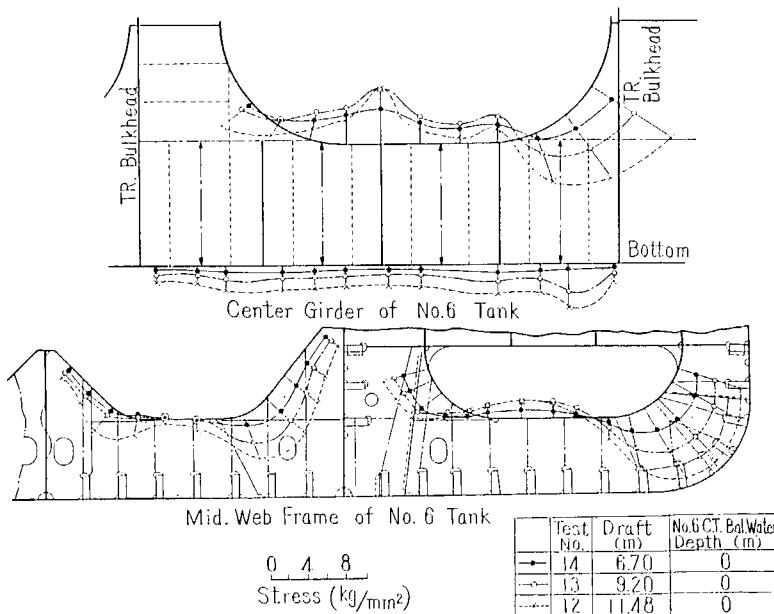
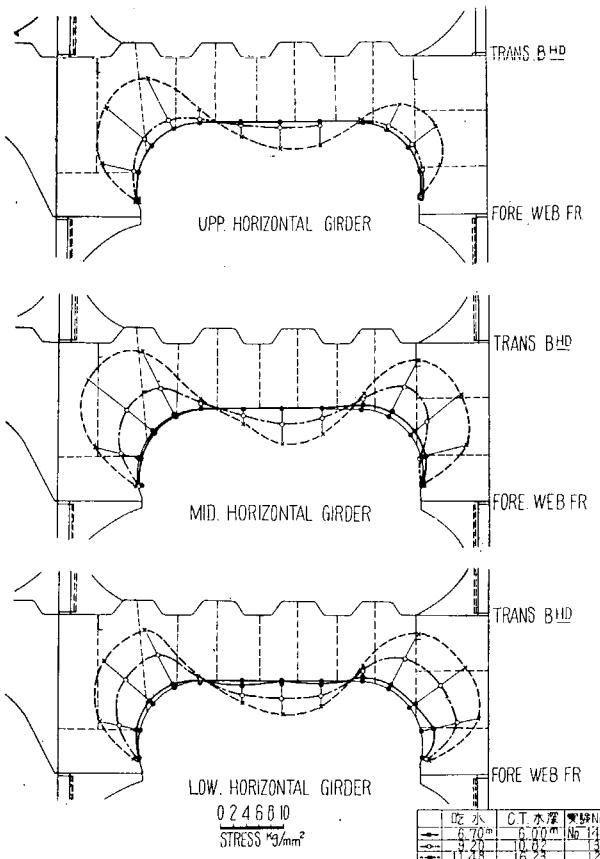


Fig. 3.2.11 Measured Stress Distributions on the Members of No. 6 Tank of "A" Tanker



化した場合、後者はそれらが大略平均して変化した場合をまとめて示してある。

Fig. 3-2-10 は Web Frame の各部材断面における応力分布計測結果を示す。

Fig. 3-2-11 は No. 6 油槽、すなわち Center Tank 内の水位は全計測期間を通じて 0 である油槽で、吃水のみが変化した場合の Web Frame、船底部材における応力分布計測結果である。又 Fig. 3-2-12 は横隔壁付き水平桁内縁に沿つての応力分布を示す。

Fig. 3-2-13 は “B” 供試船における計測結果であり、油槽長中央の Web Frame の内縁に沿つた応力分布を示す。Fig. 3-2-14 は縦隔壁と Web Frame 船底部材が交叉する隅部における応力状態の計測結果を示したものである。

Fig. 3-2-12 Measured Stress Distributions on the Horizontal Girders of the Trans. Bulkhead of “A” Tanker

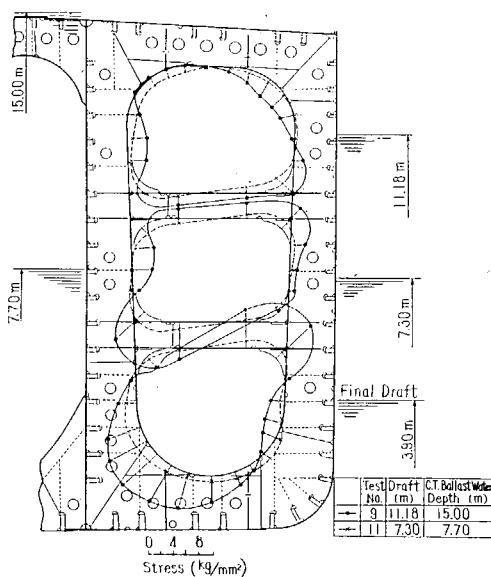


Fig. 3-2-13 Measured Stress Distributions on the Mid. Web Fr. of “B” Tanker

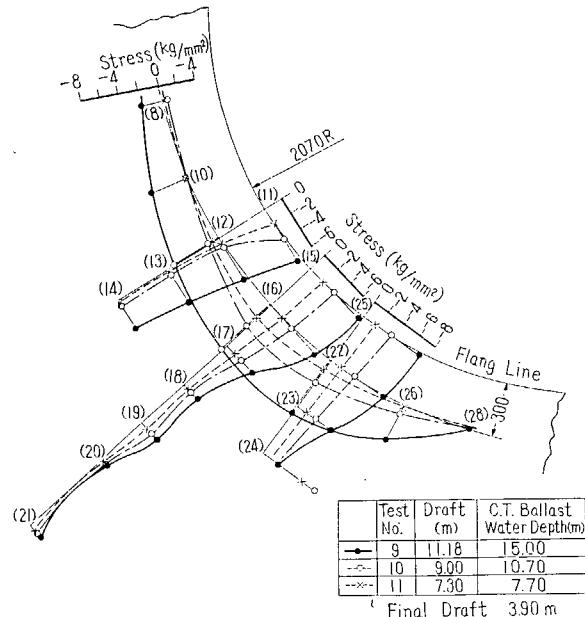


Fig. 3-2-14 Distributions of the Stresses parallel to the Flange Line at the Corner Part of the Bottom Member of “B” Tanker

3.2.3 実験結果に対する考察

(i) 実験結果から得られる一般的傾向

以上の実験の結果から見出される一般的な傾向を取纏めると次の如くになる。

(1) 一般に Center Tank の水位変化が大きく、吃水変化が小なる場合には Wing Tank の鉛直中心線に対してその外板側および縦隔壁側の応力分布は逆対称の形に近いが、両者の水位の変化が均等化するに従つて、この応力分布は次第にその中心線に対して対称な形状に近づいて来る。

(2) 荷重状態が Wing Tank の鉛直中心線に対して非対称な場合すなわち、吃水変化が少く、Center Tank は満載状態の場合には Web Frame の船底部部材と甲板部材の応力分布状況は極めて相似している。これから見れば外板、縦通隔壁、横隔壁の変形に基いて生ずると思われる外板と縦通隔壁の鉛直方向の相対的な変位は殆んど生じていないことが類推される。

(3) 油槽の中央の Web Frame と船尾側の Web Frame との応力分布状況は殆んど完全に一致していると云つても差支えない。このことは換言すれば縦通隔壁および外板の鉛直方向の変形は、実際上は無視しても差支えない程度であることを意味するものと思われる。

(4) これに対して船首側の Web Frame は各 Strut 基部において横隔壁付き水平桁によつて横隔壁と結合されており、そのため中央の Web Frame よりも遙かに低い応力値を示している。

(5) Strut 自体は大きな曲げ応力を生じているがその断面二次モーメントは他部材に比較して格段に小さいので、その節点におけるモーメントの配分の割合は小さいものと思われる。これは、その Strut の端に集まる他の 2 部材のその節点端における計測応力値が大略等しいことによつても類推できる。

(6) Web Frame の中で大きな応力値は船底部材の両端隅部に生ずる。この部分の応力値に及ぼす吃水および Center Tank 水位の影響は次の如くになる。Fig. 3.2.11 において、これら両端の彎曲部中央における応力値を吃水に対して置点すると、外板側及び縦隔壁側について夫々 Fig. 3.2.15 及び Fig. 3.2.16 の α 曲線の如くになり；これらは何れも吃水の変化のみに基くこの部分の応力変動状況を示す。

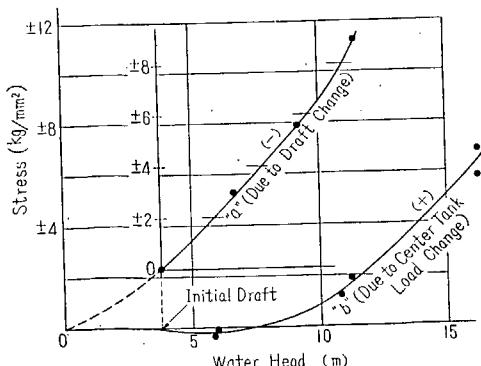


Fig. 3.2.15 Stress at the Center of the Shell Side Corner of the Bottom Member of the Trans. Web Fr. as the Function of Water Head

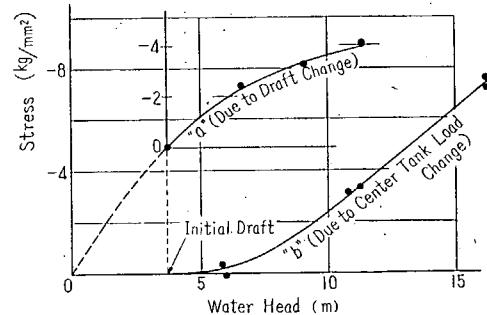


Fig. 3.2.16 Stress at the Center of the Long. Bhd. Side Corner of the Bottom Member of the Trans. Web Fr. as the Function of Water Head

次に Fig. 3・2・4 及び Fig. 3・2・5 におけるこの部分の応力値から上図の結果を利用して、夫々の吃水変化に相応する応力値を除去したものを求めると Fig. 3・2・15 及び Fig. 3・2・16 の b 曲線の如くになる。即ちこれらは Center Tank の水位の変化のみに基くこの部の応力変動状況を示す。即ち外板側隅部では吃水が増すに従つて大略直線的に負の応力値が増大し、又 Center Tank の水位は約 10 m までは殆んど影響がないがそれから更に深さが増せば正の応力値が急激に増大する。従つて満載状態においては、これら両者が互に相殺して応力の絶対値は比較的小さくなる。これに対して縦隔壁側隅部では、吃水及び Center Tank 水位による応力値は何れも負の値を示し、従つて両者は加算されて満載の場合には相当大きな応力値を呈することとなる。従つてこれらより、外板側隅部では吃水が深く且つ Center Tank が空荷の場合、縦隔壁側隅部では満載の場合に夫々最悪の条件が生ずることが判る。また、実験時においては、応力の 0 点は初期吃水時、あるいは最終吃水時に置かれているので、計算によるモーメント変化曲線にならつてこれら初期吃水の影響を除去すると、外板側隅部では約 11.2 kg/mm^2 、縦隔壁側隅部では約 16.5 kg/mm^2 と云う最大応力値を示すこととなり、就航時にはこれに更に波浪、船体傾斜等に基く水位の増加等が加算されることも考えられる。何れにせよこれらの部分は荷重状態によつては過大な応力値を生じ得る所であり、形状的に応力の集中を避けうる様に努めると共に、工作上の弱点を設けることのないように注意しなければならないものと思われる。

(7) 各部材断面内の応力分布は、縦肋骨貫通部の切欠きの影響などもあつて相当の乱れを生じ充分な結果とは云い難いが、外板側断面においては、その中性軸は外板面に極めて近く、従つて Web Frame の Flange としての外板の有効幅は Web Frame 心亘の 100% を採つても差支えないものと思われる。これに対して縦隔壁側は波型構造の場合、中性軸は外板側よりもやや板面から離れていく傾向がうかがわれる。

(8) 横隔壁付きの 3 層の水平衡の応力分布は満載の状態において夫々きわめて良く一致している。これは水平衡の上下方向の配置が適切であつたことを意味する。またその両端隅部における応力値はこれらの各実験を通じて最大の値を示しており、この部の構造についても前述の如き注意を充分に払う必要があるものと考えられる。

(ii) 計算との比較検討

次に実験の結果得られた資料の一部について計算値との比較検討を行う。計算は撓角法によつて行つた。油槽船の Web Frame の如くにその部材長に比べて部材深さの大きい場合には剪断変形の影響を考慮に入れる必要があり、又部材端部肘板部の影響も考えねばならぬので、撓角法の基本式にはこれらを導入し得るもの（文献 1）を用いた。

計算にあたつてとつた条件仮定等を列記すれば次の通りである。

- (1) Web Frame のフランジとして働く外板隔壁等の有効幅は Web Frame 間隔の 100% をとつた。
- (2) 端部肘板部等の影響を表すために Span Point の概念を用いた²⁾。
- (3) 水圧はすべて Web Frame、横隔壁等の横強度部材が受持つものとして取扱つた。
- (4) 外板、縦隔壁、横隔壁の変形を考慮する場合には、面内荷重に対しては曲げたわみは剪断た

わみに対して小さいのでこれを無視した。

(5) 載荷状態は船首尾方向油槽に対して連続的に一様なものとして取扱つた。

(6) 横隔壁付水平桁が Web Frame に及ぼす影響は考えない。

Fig. 3-2-17 は横隔壁および外板、縦隔壁、Center Girder 等の縦通部材の変形を考慮に入れた場合の、Center Tank 満載によるモーメント分布を 1 油槽内の 3 つの Web Frame について計算した例である。これによつて判る様に外板、縦隔壁の面内変形は Web Frame のモーメント分布に殆んど影響を与えず、又 Center Girder の変形の影響も Wing Tank 内部材に及ぼす影響は少い。これは実験結果において、中央および船尾側の Web Frame の応力分布が殆んど完全に一致することともよく合致する。即ち現在程度の油槽長では縦通部材の変形は無視し得ることが予想される。

Fig. 3-2-18 は横隔壁および各縦通部材の変形を考慮した場合、縦通部材のみの変形を考慮して、横隔壁は完全剛とした場合、およびこれらの何れも完全に剛とし、従つて外板、縦隔壁及び中心線の上下端の変位を拘束した場合の 3 つの Case について油槽中央の Web Frame のモーメント分布を計算した例である。これからも上述の様に縦通部材の変形の影響は小さいことが明かである。

次に上に述べた様な Trans. Web Frame の各支持条件の何れが実測値とよく一致するかを調べたのが Fig. 3-2-19 及び Fig. 3-2-20 である。即ち Fig. 3-2-19 は "A" 供試船の中央 Web Frame の応力分布を実験番号 4 (Fig. 3-2-4) の場合について比較したものであり、又 Fig. 3-2-20 は同じ

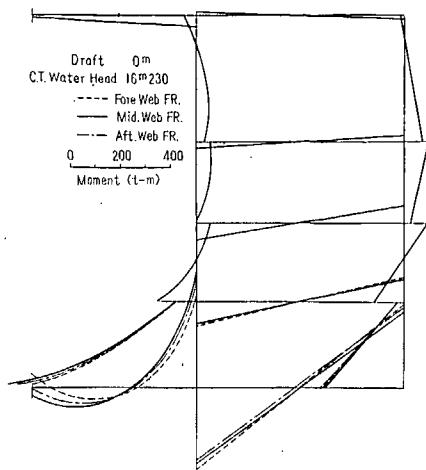


Fig. 3-2-17 Calculated Moment Curves of Three Trans. Web Frames in a Tank (47,000 D. W. T. Tanker)

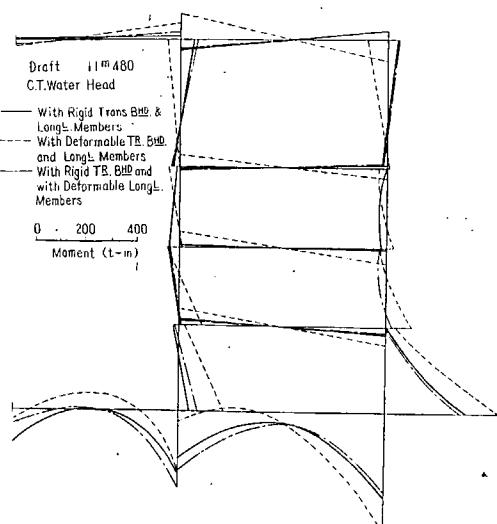


Fig. 3-2-18 Calculated Moment Curves (With Max. Draft)

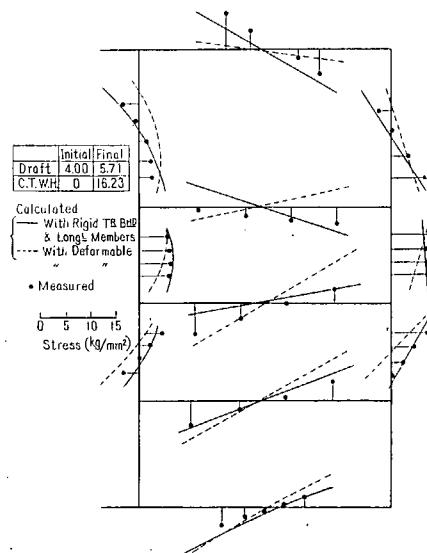


Fig. 3-2-19 Stress Distribution of Tr. Web Frame (Test No. 4)

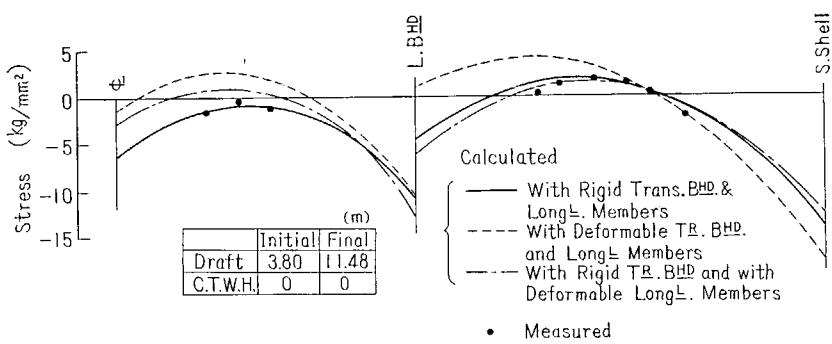


Fig. 3-2-20 Stress Distribution on the Bottom Member of the Tr. Web Frame in No. 6 Tank (Test No. 12)

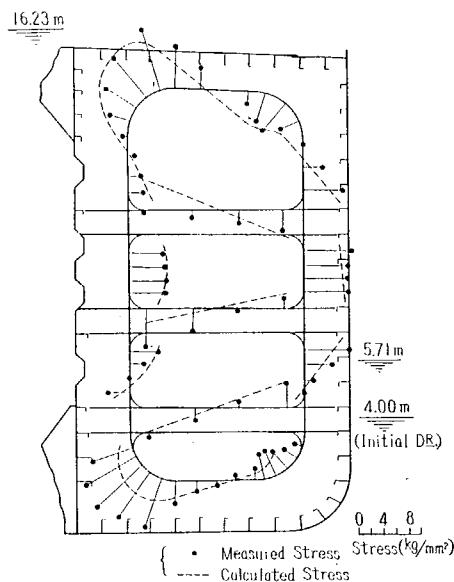


Fig. 3-2-21 Stress Distributions
(Test No. 4)

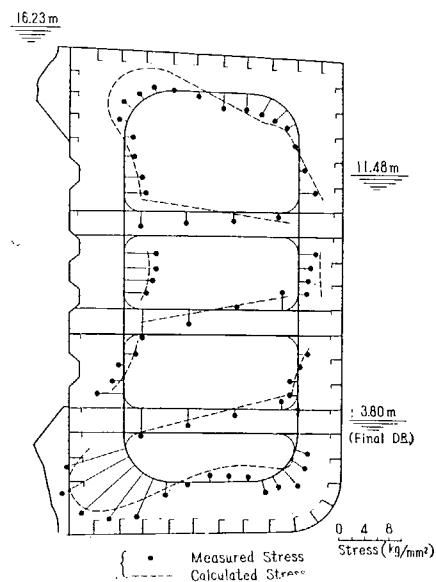


Fig. 3-2-22 Stress Distributions
(Test No. 12)

く No. 6 油槽の結果を実験番号 12 (Fig. 3-2-11) の場合について比較したものである。これらの応力比較図から判るように、実験値はむしろ、横隔壁および縦通部材の鉛直方向の変形を無視して隅部節点を拘束した場合の計算値とよく合致した傾向を示している。これは前記の仮定(5)に基くものと考えられる。すなわち、横隔壁の変形を考えた場合の計算においては、計算を簡略化するため、荷重が船首尾方向の各油槽においても連続的に一様であると仮定しているが、実際の試験時における隣接油槽の載荷状態は Fig. 3-2-3 でも明らかな様に実験番号 4 の場合には隣接する Center Tank は何れも空荷であり又実験番号 6 の場合には No. 6 油槽の前後の Center Tank は何れも満載状態にある。これらの載荷状態が相互に相殺されて、横隔壁の変形を無視した計算結果と合致したものである。実際の航行時においてもその載荷配置は一般におおむねこの様な状態にあるものと考えられるので横隔壁の変形を考えない計算方法でも実用上充分と考えられる。即ち Fig. 3-2-21~3-2-22 はその計算値と実験値の比較例であり、比較的良好な一致を示しているものと云つて差支えないであらう。

尚この場合隅部応力の計算は Osgood 氏の方法³⁾によつた。

唯(5)の条件を或程度充す如き荷重の積付け状態を行う場合などには、船首尾方向の構造の連續性を考えて、横隔壁の変形を考慮に入れて計算を行わなければならないであろう。

文 献

- 1) 西牧: 油槽船の横強度の計算例について 造船協会論文集 108 号
- 2) 関西造船協会編: 造船設計便覧 p. 448
- 3) W. R. Osgood: A Theory of Flexure for Beam with Nonparallel Extreme Fibers J. App. Mech. Sept. 1939

第4章 Wing Tank の強度に関する研究

担当 山越道郎・岡部利正・堀 浩一

Tanker の Wing Tank 構造は従来 Vertical Ring を主体として構成していた。すなわち、40,000 D. W. T. 程度迄は Tank の深さ/長さ比がほぼ 1 に近く、したがつて Vertical Ring のみで構成してもなんら不合理はなかつた。しかるに最近建造され始めた超大型 Tanker では、深さが急激に増加したにもかかわらず、Tank Length が 12 m に抑えられることが多いので Tank の深さ/長さ比が 1.6 に達することがある。

この様な場合は水平方向に強力な Horizontal Girder を設けてこれと軽量の Vertical Web とを組合せた立体的な格子構造が良いと思われる。しかるに従来、Tanker 構造は複雑で計算に乗らないと考えられていた上に、ましてこの様な立体格子構造で設計する場合の理論的研究或いは実験的研究は殆んど行われていない現状であるので、Horizontal Stringer を主体とした Horizontal Stringer System (以下 H. S. SY. と略称する) と Vertical Web を主体にした Vertical Web System (以下 V. W. SY. と略称する) の模型試験を行つて、計算値との比較、H. S. SY. と V. W. SY. との比較研究を行つた。

4.1 実験

(1) 模型

- 1) 模型寸法及び部材寸法は 68,000 D. W. T. Tanker の約 1/6 とした。
- 2) 一方の Wing Tank は V. W. SY. とし、他方の Wing Tank は H. S. SY とし、両方の Wing Tank の重量を等しくし、これ等を Wing Tank と等幅の Center Tank で結んだ構造とした。
- 3) Horizontal Stiffener は等間隔に配置し、前後方向についても対称とした。
- 4) 模型の長さは 1 Tank Length とした。

(2) 試験方法

1) 圧力試験-1

実船に於いて Center Tank 満載、吃水=0 の場合で且つ Side Shell と Longl. Bhd. の相対ズレ=0 の場合に相当する。水圧による梯型荷重の代りに圧縮空気による 760 mm 水銀柱の等分布荷重を加えた。(略々平均荷重となる)

2) 圧力試験-2,3

圧力試験-1 と同様であるが、Center Tank 内の Trans. Web 及び Horizontal Stiffener の Longl. Bhd., Trans. Bhd. 付熔接をはずしてこれ等の部材の影響を調査した。

3) 水平荷重試験

Vertical Web と Horizontal Stiffener の交点に Center Tank 内から Oil Jack で水平に載荷し

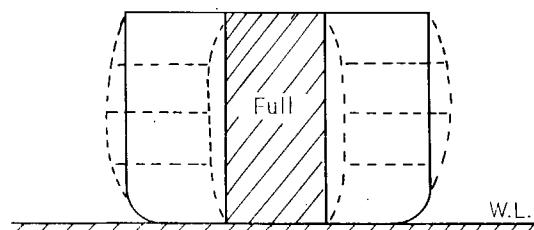


Fig. 4.1 Pressure Test-1

て荷重の伝達情況を調べた。

4) 垂直荷重試験—1

Side Shell と Longl. Bhd. の相対ズレの影響を調べる為、200 ton 構造試験機により Fig. 4・3 の様に載荷した。

5) 垂直荷重試験—2

Center Tank 船底中央に下部より Oil Jack にて載荷し、荷重の伝達情況を調べた。

(3) 測定方法

1) 応力

電気抵抗線歪計 538 点

2) 撥み

Dial Gauge 48 点

3) 荷重

圧縮空気…水銀柱

Oil Jack Load…Test Ring

4) 測定室

長崎造船所構造試験室

4・2 実験結果と解析結果について

(1) 解析方法について

解析方法としては種々の方法があるが、ここでは Web Ring を Rahmen 構造と考えて Hardy Cross 法及び四連モーメントの方法 (Steneroth の方法) を応用し、Vertical Ring と Horizontal Girder の相互干渉を考えた立体構造として計算した。Hardy Cross 法による解析の詳細はここでは省略するが^{*)}、計算結果に影響すると思われる項目を順次つけ足して次の 4 通りの場合に対して計算を行い、各々実験結果と比較してその影響をしらべた。

①: End Bkt. の影響及び Strut の縮みを無視し、曲げの項に
対して Shear による変形の影響を考慮した計算。

②: ① に End Bkt. の効果を加えた計算。

②-A

Vertical Web と Horizontal Stiffener の剛性が、Strut 範囲
(Fig. 4・4 ※ 部) で変化しないと考えた場合。

②-B

Vertical Web 又は Horizontal Stiffener の剛性が、Strut 範囲で無限大になるとえた場合。

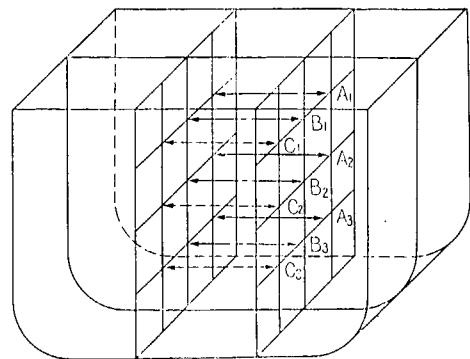


Fig. 4・2 Horizontal Load Test

↑ Vertical load test-1
↓ Vertical load test-2

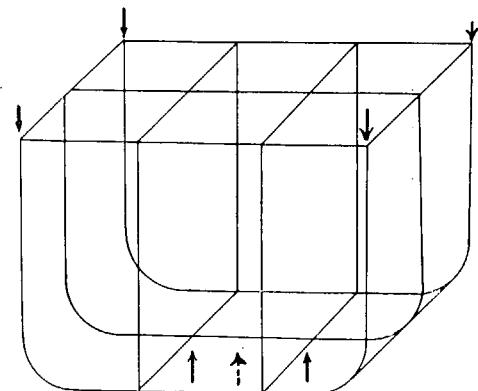


Fig. 4・3 Vertical Load Test...1, 2

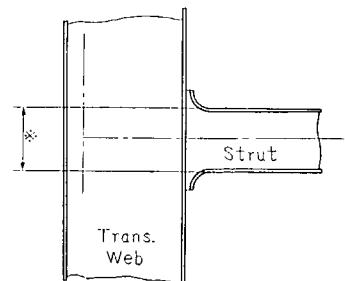


Fig. 4・4

^{*)} 岡部利正、堀浩一、平田将: "Wing Tank 立体格子構造計算について" 造船協会論文集 第 106 号参照

Table 4-1 Deflection for Pressure Test-1

Point	Calculation					Measure	Point	Calculation				Measure
	(1)	(2)-A	(2)-B	(3)	(4)			(1)	(2)-A	(2)-B	(3)	
1	1.62	0.71	0.60	0.65	0.75	0.71	3	1.02	0.42	0.41	0.36	0.44
2	1.06	0.38	0.34	0.34	0.39	0.42	4	0.67	0.23	0.20	0.19	0.21
3	1.08	0.38	0.33	0.34	0.46	0.42	7	0.83	0.29	0.33	0.26	—
4	0.71	0.21	0.19	0.19	0.27	0.25	8	0.57	0.16	0.16	0.14	—
							9	0.58	0.19	0.22	0.16	0.25
							10	0.37	0.10	0.11	0.08	0.05

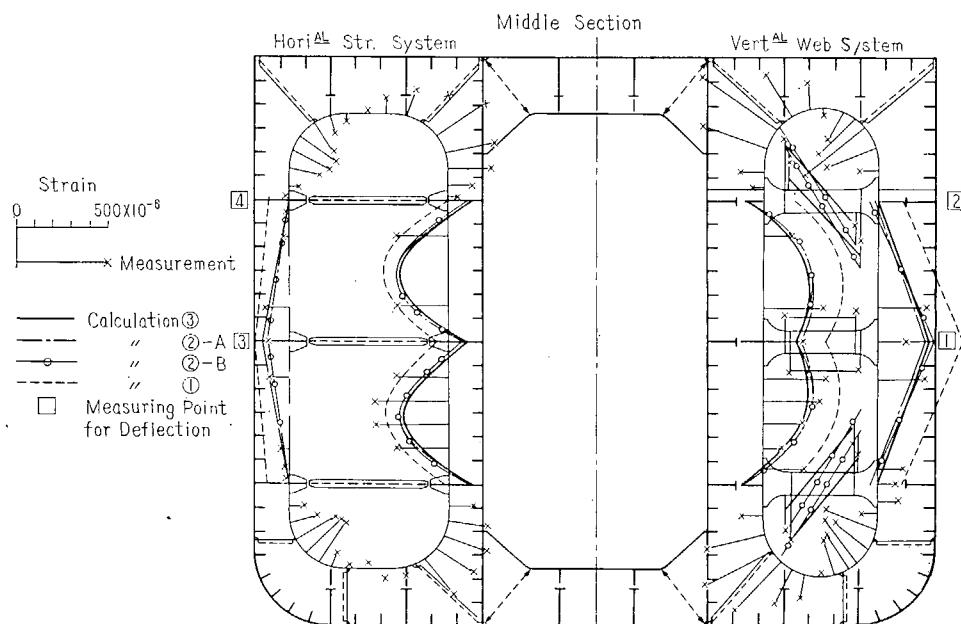


Fig. 4-5 Strain Distribution for Pressure Test-1

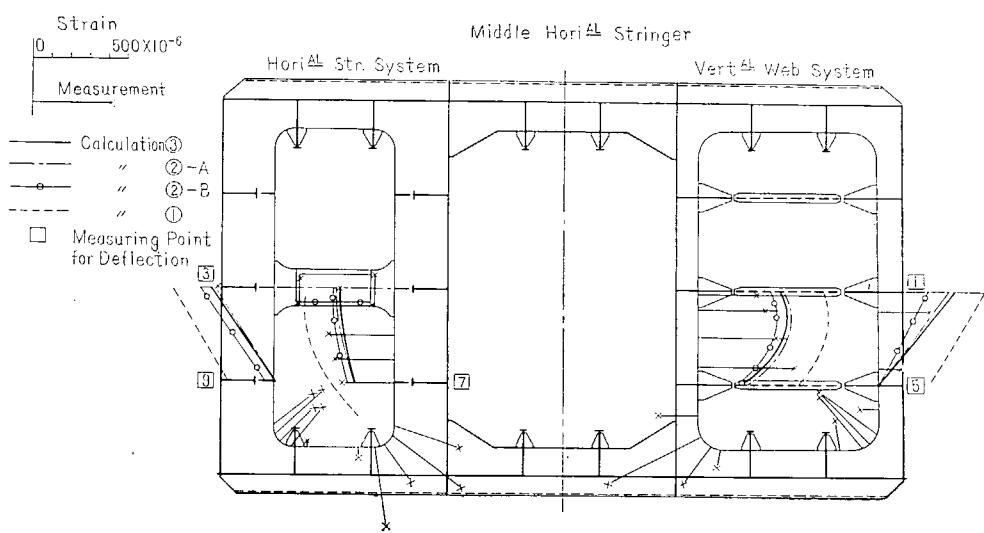


Fig. 4-6 Strain Distribution for Pressure Test-1

Table 4-2 Deflection for Horizontal Load Test B-2

Point	Calculation			Measure	Point	Calculation			Measure
	①	②-A	③			①	②-A	③	
1	—	0.40	0.32	0.30	3	—	0.26	0.21	0.23
2	—	0.14	0.14	0.14	4	—	0.05	0.05	0.06
5	—	0.10	0.10	0.12	7	—	0.10	0.10	—
6	—	0.04	0.04	0.06	8	—	0.02	0.02	—
					9	—	0.10	0.10	0.12
					10	—	0.03	0.03	0.04

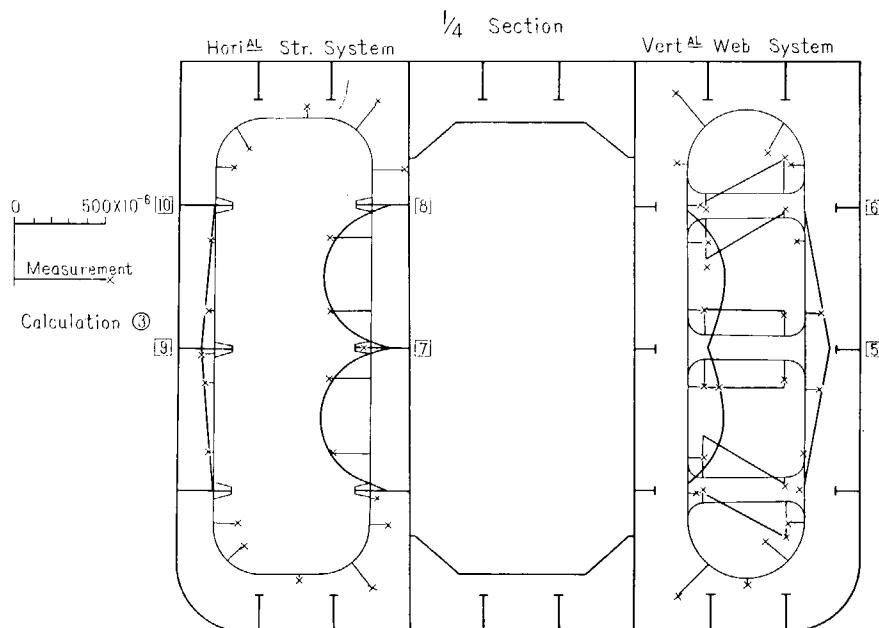


Fig. 4-7 Strain Distribution for Pressure Test-1

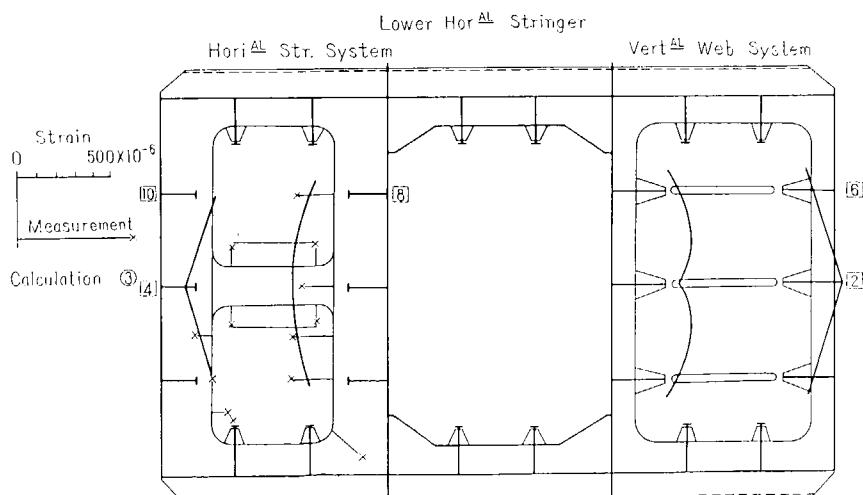


Fig. 4-8 Strain Distribution for Pressure Test-1

③: ② を Strut の縮みにより修正した場合。

Strut の縮みによる修正は ②—A に対して行つた結果を示す。②—B に対する修正量は ②—A に対する修正量と略々同一である。

④: ③ に有効幅の変化を考慮した計算。

①～③ 迄は有効幅は実験値より Vertical Web. に対して 85%, Horizontal Stiffener に対して 50% としている。

④ では V. W. SY. の Horizontal Stiffener の有効幅を一部変化させて計算し、その影響を調べた。

四連モーメントの定理を用いる計算は上記 ②—B の場合に就いて行つた。その詳細は附録に示してある。

(2) 圧力試験の結果について

i) V. W. SY. と H. S. SY. の比較

歪測定値を Fig. 4.5～4.8 に示す。Center Ring に対しては上記 ①～③ の計算方法による結果も示してある。Side Ring に対しては ③ の計算結果を示してある。歪は主構造の Face Bar の歪を Face Bar の線を基準にして示す。V. W. SY. と H. S. SY. を比較すれば、

歪: H. S. SY. は V. W. SY. の約 80% } 程度である。
撓: H. S. SY. は V. W. SY. の約 60%

一般に H. S. SY. の方が優れた構造であると言えよう。なお、Bkt. 部分の歪が非常に大きいことが判る。

ii) 測定値と計算値の比較

計算結果は Table 4.1, Table 4.2 及び Fig. 4.5～Fig. 4.8 に示してある。

a. 計算法 ① の結果は測定値よりかなり大きな値を与える。

MIDDLE HOR歪 STRINGER
V. W. SY.

b. 計算法 ②—A, ②—B ともに測定値と大体一致した値を示す。しかし V. W. SY. の Longl. Bhd. 側の Horizontal Stringer の歪は測定値と異なる傾向を示している。これは計算法 ④ を用いると大体一致するようになる。なお ④ の場合 Horizontal Stiffener の端部 Span の有効幅は、有効幅実験値より中央部の約 1/3 と推定した。(Fig. 4.9)

c. 計算法 ③ と計算法 ② を比較すると、Strut の縮みの影響は 2 次的であるが、或る程度の影響がある事がわかる。

iii) Bkt. 部分について

Web の Corner Bkt. 部分には大きな応力が生じている。この附近は現場接手があり、工作上注意を要すると思う。

Fig. 4.10, Fig. 4.11 によれば、Wedge Theory で求めた値は低目の値を示している。

(3) 水平荷重試験の結果について

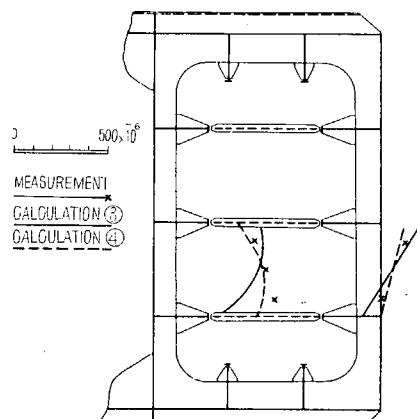


Fig. 4.9 Comparison between Calculation ③ and ④

歪測定値の例を Fig. 4-12~4-13 に示す。計算は B-2 test^{*)}についてのみ行つている。計算値は前記 ②-A, ③ の方法によるものである。これらの図より歪は載荷点のみが大きく、遠い部材には殆んど伝達されないことがわかる。

この事から Hardy Cross 法における Carry-Over Factor が非常に小さいことが実証される。

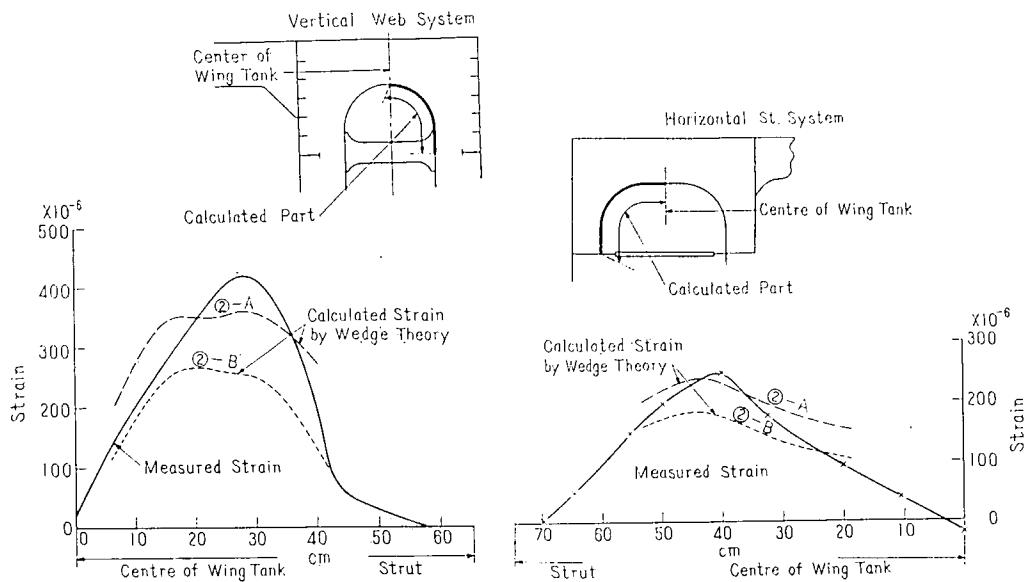


Fig. 4-10 Comparison between Measured and Calculated Strain at Bkt. Corner

Fig. 4-11 Comparison between Measured and Calculated Strain at Bkt. Corner

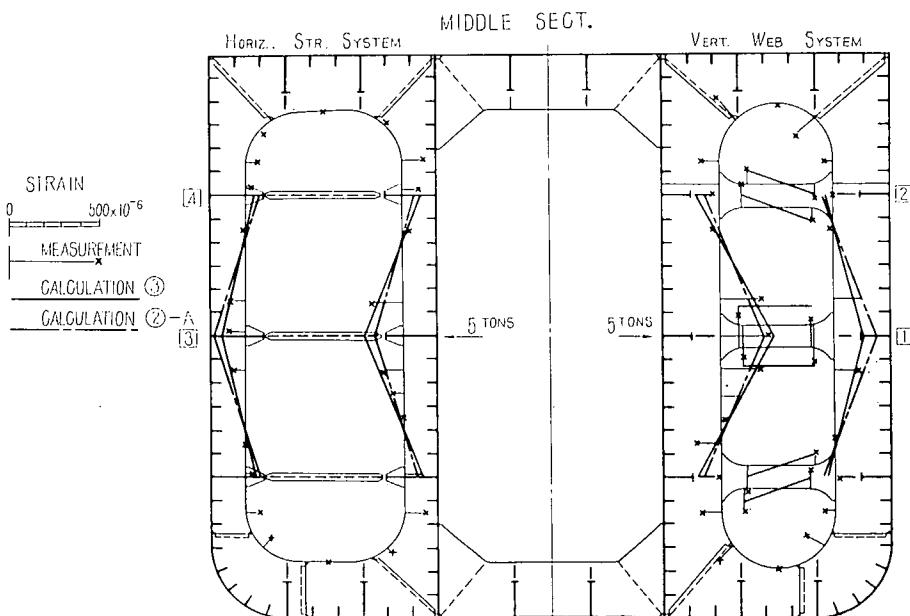


Fig. 4-12 Strain Distribution for Horizontal Load Test (B-2)

^{*)} Fig. 4-2 の B_2 点に於て水平方向に集中荷重を加えた場合。

MIDDLE HORIZ STRINGER

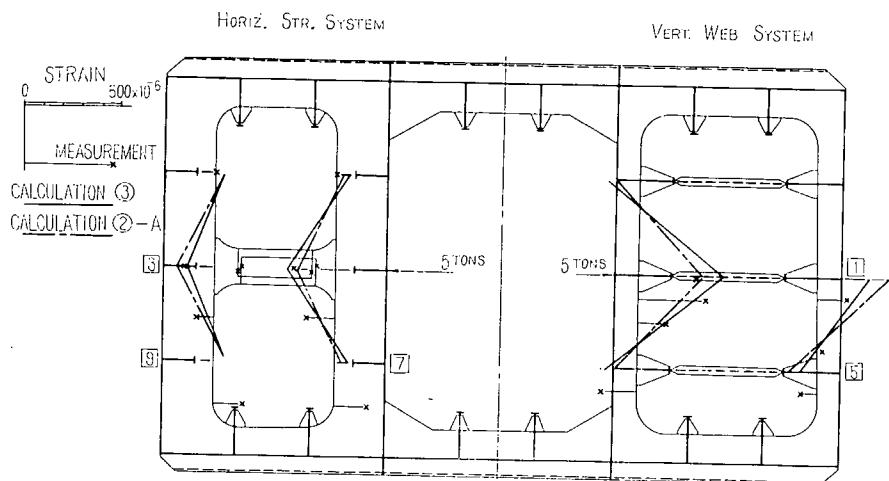


Fig. 4.13 Strain Distribution for Horizontal Load Test (B-2)

STRAIN DISTRIBUTION ON L. BHD PLATE (HORIZ STRINGER SYSTEM) (VERTICAL DIRECTION)

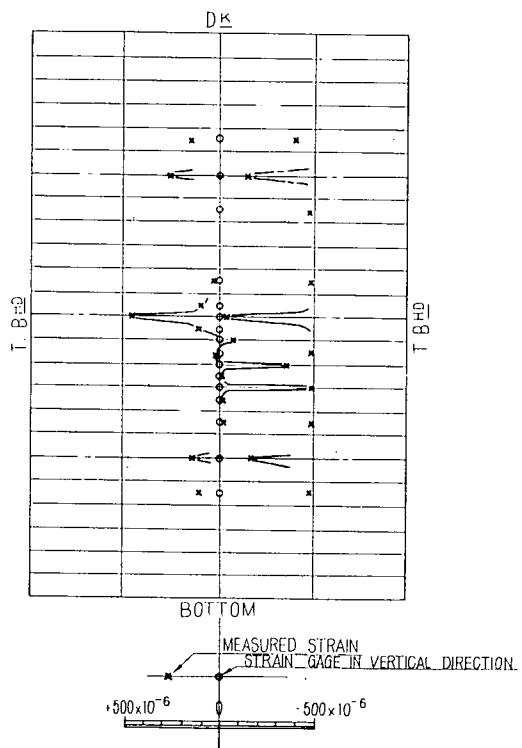


Fig. 4.14 Strain Distribution on Longl. Bhd. Plate
(Vertical Direction)
(Horizontal Stringer System)

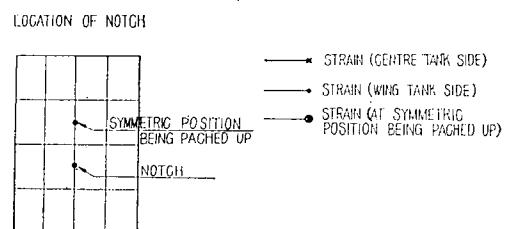
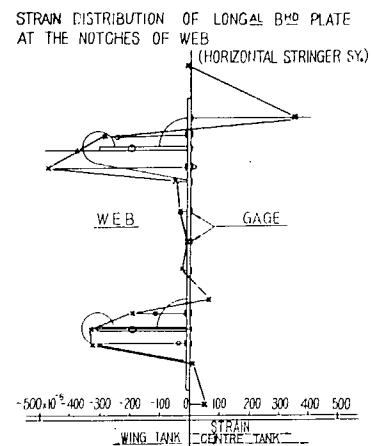


Fig. 4.15 Strain Distribution on Longl. Bhd.
Plate at the Notches of Web
(Horizontal Stringer System)

(4) Longl. Bhd. の Plate の応力分布

圧力試験における Longl. Bhd. 面の歪分布の例を Fig. 4-14 及び Fig. 4-15 に示す。これによるとこの部分では非常に複雑な歪分布を示している。特に Web の Notch 部分では急激な変化を示している。又 Notch を埋めた部分は小さくなっている。(Fig. 4-15 参照)

4.3 結論

(1) H. S. SY. と V. W. SY. の比較

- 1) Tank の深さが長さの 1.5 倍の場合、両者の重量が同じになるように設計すると、H. S. SY. は V. W. SY. に比べて応力は 80%，撓みは 60% 程度となる。
- 2) 両 System とも Bkt. Corner 部に大きな応力が生ずる。現行 Rule によって設計すると、この部分の応力は $12\sim13 \text{ kg/mm}^2$ になることが推定される。この附近には現場接手があるので注意を要する。
- 3) V. W. SY. の上下 Strut には軸力の他曲げモーメントにより大きな応力を生ずる。Strut End は曲げモーメントに対しても充分な注意を要する。
- 4) 実験結果、計算結果より判断して、V. W. SY. はこれを H. S. SY. に近づけることにより、重量軽減の余地がある。

(2) 計算結果と実験結果について

- 1) 従来 Tanker の構造は複雑で計算にのらないと考えられていたが、本例のようにかなり複雑な格子構造でも剪断変形、Bkt. の影響を考慮することにより、撓み、歪ともに可成り正確に計算出来ることがわかつた。
- 2) 正確には部材の有効幅の変化、Strut の縮みを考慮すべきである。特に部材端において有効幅が非常に減少する場合はこの影響を無視できない。
- 3) Vertical Web 又は Horizontal Stiffener の剛性が Strut 部分で変化しないと考えた場合と、無限大になると考えた両極端の場合について計算した所、V. W. SY. の場合で両者の撓みに 20% 程の差が生じた。この部分の剛度はおそらく両者の中間程度と思われる。

[附録] 四連モーメントの定理を用いた解析について

1. 緒 言

タンカーの横強度計算法に就いては既に多くの論文¹⁾⁻⁴⁾が発表されているが、本実験のように強力な Horizontal Girder がある場合には、Trans. Ring と Horizontal Girder の相互干渉を考えた立体構造として計算しなければならない。又これらのラーメン計算を行う場合には部材の端部に於ける変断面の影響及び剪断変形の影響を考慮する必要がある。

本実験に対してはさきにも述べたように Hardy Cross 法及び四連モーメントの方法 (Steneroth の方法) を応用して解析を行つたが、前者は既に発表⁵⁾であるので、ここでは後者に就いてその概要を説明する。

ここで述べる計算法は Steneroth の論文⁴⁾に述べてある方法を応用したものであるが、Steneroth の論文に於ける Longl. Frame 及び Longl. Girder の影響の取扱いは 1 Tank 内に Web Frame Ring が 2 つある場合を対象としているので、1 Tank 内に Web Frame Ring が 3 つある本実験模型の場合には、これをそのまま応用する事は出来ない。幸い Steneroth の論文の数値例によれば Longl. Frame の影響は可成り小さいので、ここでは Longl. Frame 及び Deck と Bottom の Additional Girder の影響は無視し、Strut の端部を縦通している Horizontal Girder の影響のみを考慮した。

なお本実験の模型の構造は上下対称であり、且つ V. W. SY. と H. G. SY. の Wing Tank を短い Centre Tank で結合した構造となつてゐるため、ここで述べる計算は実船の横強度計算の場合とは多少条件が異つてゐる。しかしながらここで述べる方法は実船の横強度計算にも容易に応用する事が出来る。(ここで述べる方法の実船の横強度計算への応用に就いては近く日本海事協会より公刊される「超大型油槽船の船体横強度に関する解析的研究」参照)

2. 骨組計算の基本式

Steneroth の論文の中から計算に必要な基礎公式を選び、Longl. Frame 及び Center Girder の影響を表わす項を無視すれば次の様になる。(但し記号の取り方を多少変更する)

- 1) 棚原二郎：“縦通肋骨式油槽船における主桁材の強度について”西部造船会々報 第 5 号
- 2) H. J. Adams: “Some Further Applications of Moment Distribution to the Framing of Tankers” N. E. C. 1953
- 3) 岡部利正、堀浩一：“ハーディクロス法によるタンカー骨組構造の立体的解析（その一）、（その二）”西部造船会々報 第 8 号、第 9 号
- 4) E. Steneroth: “On the Transverse Strength of Tankers” Trans. of the Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, Nr. 96 1955
- 5) 岡部利正、堀浩一、平田将：“Wing Tank 立体格子構造計算について”造船協会論文集 第 106 号

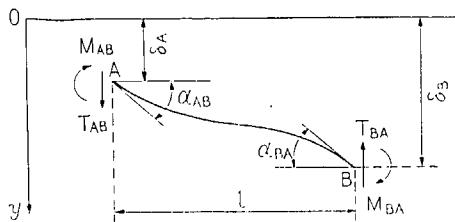


Fig. 4-16

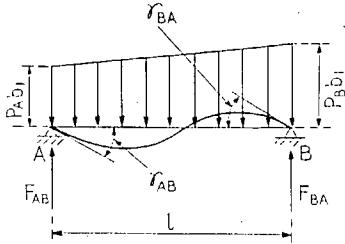


Fig. 4-17

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{AB} &= \frac{M_{AB}l}{3EI} (f_{AB}^b + f_{AB}^T) - \frac{M_{BA}l}{6EI} (g_{AB}^b - g_{AB}^T) - \frac{\delta_A - \delta_B}{l} \\ \alpha_{BA} &= -\frac{M_{BA}l}{3EI} (f_{BA}^b + f_{BA}^T) - \frac{M_{AB}l}{6EI} (g_{BA}^b - g_{BA}^T) - \frac{\delta_A - \delta_B}{l} \end{aligned} \right\} \quad (4.1)$$

$$T_{AB} = T_{BA} = \frac{M_{AB} + M_{BA}}{l} \quad (4.2)$$

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{AB} &= \frac{8P_A b_1 l^3}{360EI} (h_{AB}^b - h_{AB}^T) + \frac{7P_B b_1 l^3}{360EI} (i_{AB}^b + i_{AB}^T) \\ \gamma_{BA} &= -\frac{8P_B b_1 l^3}{360EI} (h_{BA}^b - h_{BA}^T) - \frac{7P_A b_1 l^3}{360EI} (i_{BA}^b + i_{BA}^T) \end{aligned} \right\} \quad (4.3)$$

$$F_{AB} = -\frac{P_A b_1 l}{3} - \frac{P_B b_1 l}{6}, \quad F_{BA} = \frac{P_B b_1 l}{3} + \frac{P_A b_1 l}{6} \quad (4.4)$$

但し M_{AB} , T_{AB} , α_{AB} , F_{AB} , γ_{AB} 等の正の向きは Fig. 4-16 及び Fig. 4-17 に示す如くであつて, f_{AB}^b , g_{AB}^b , h_{AB}^b , i_{AB}^b 等は端部に於ける変断面の影響を表わす係数, f_{AB}^T , g_{AB}^T , h_{AB}^T , i_{AB}^T 等は剪断変形の影響を表わす係数, I は中央の一様断面部の断面二次モーメントである。

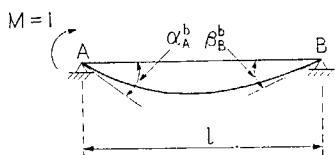


Fig. 4-18

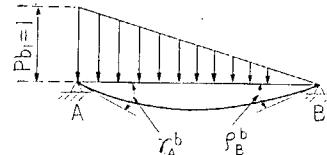


Fig. 4-19

端部に於ける変断面の影響を表わす係数は、この部材に Fig. 4-18 及び Fig. 4-19 に示す如き荷重が作用した場合に A 端及び B 端に生ずる廻転角 α_A^b , β_B^b 及び γ_A^b , ρ_B^b が求められれば次式で与えられる。

$$f_{AB}^b = \frac{\alpha_A^b}{\alpha_0}, \quad g_{BA}^b = \frac{\beta_B^b}{\beta_0} \quad \text{但し} \quad \alpha_0 = \frac{l}{3EI}, \quad \beta_0 = \frac{l}{6EI} \quad (4.5)$$

$$h_{AB}^b = \frac{\gamma_A^b}{\gamma_0}, \quad i_{BA}^b = \frac{\rho_B^b}{\rho_0} \quad \text{但し} \quad \gamma_0 = \frac{8l^3}{360EI}, \quad \rho_0 = \frac{7l^3}{360EI} \quad (4.6)$$

α_A^b , β_B^b 及び γ_A^b , ρ_B^b は仮に変断面部分にも Beam Theory を適用する事にすれば Mohr の定理を用いて図式に求める事が出来る。 f_{BA}^b , g_{AB}^b , h_{BA}^b , i_{AB}^b も全く同様にして求められる。変断面部分のない場合には $f^b = g^b = h^b = i^b = 1$ となる。

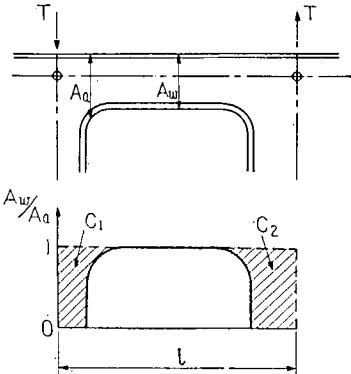


Fig. 4.20 .

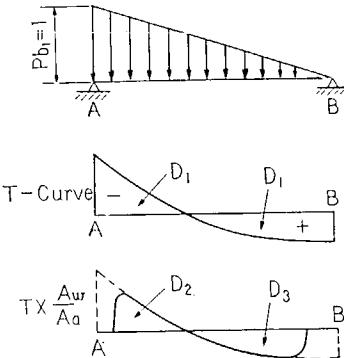


Fig. 4.21

剪断変形の影響を表わす係数は、剪断に対する有効面積として仮に Web の Area を取る事にすれば、次の様にして求められる。即ち Fig. 4.21 に示す様に任意の断面の Web Area を A_a 、中央の一樣断面部の Web Area を A_w として A_w/A_a の Curve を描き、斜線を施した部分の面積を夫々 C_1 、 C_2 とすれば

$$f_{AB}^T = f_{BA}^T = \frac{3EI}{GA_w l^2} \left(1 - \frac{C_1 + C_2}{l} \right), \quad g_{AB}^T = g_{BA}^T = \frac{6EI}{GA_w l^2} \left(1 - \frac{C_1 + C_2}{l} \right) \quad (4.7)$$

又 Fig. 4.22 に示す様に三角形分布の荷重が作用した場合の Shearing Force Curve の正及び負の部分の面積（互に等しい）を D_1 、 $T \times (A_w/A_a)$ の Curve の Fig. 4.22 に示す面積を夫々 D_2 、 D_3 とすれば

$$h_{AB}^T = 2.89(\sigma_A - \tau_B) \frac{EI}{GA_w l^2}, \quad i_{BA}^T = 3.30(\sigma_A - \tau_B) \frac{EI}{GA_w l^2} \quad (4.8)$$

但し

$$\sigma_A = D_2/D_1, \quad \tau_B = D_3/D_1 \quad (4.9)$$

h_{BA}^T 及び i_{AB}^T は逆向きの三角形分布荷重が作用した場合より、全く同様にして求められる。剪断変形の影響を無視する場合には $f^T = g^T = h^T = i^T = 0$ となる。

さて Fig. 4.16 及び Fig. 4.17 に示す荷重状態を Superpose した場合の A 点及び B 点の回転角を夫々 θ_A 及び θ_B とすれば

$$\begin{aligned} E\theta_A &= E\alpha_{AB} + E\gamma_{AB}, \quad E\theta_B = E\alpha_{BA} + E\gamma_{BA} \\ \therefore \quad E\theta_A &= M_{AB}P_{AB} - M_{BA}Q_{AB} - E\delta_A S_{AB} + E\delta_B S_{AB} + E\gamma_{AB} \\ E\theta_B &= M_{BA}P_{BA} - M_{AB}Q_{BA} - E\delta_A S_{BA} + E\delta_B S_{BA} + E\gamma_{BA} \end{aligned} \quad \left. \right\} \quad (4.10)$$

但し

$$\begin{aligned} P_{AB} &= \frac{l}{3I}(f_{AB}^b + f_{AB}^T), \quad Q_{AB} = \frac{l}{6I}(g_{AB}^b - g_{AB}^T), \quad S_{AB} = \frac{1}{l} \\ P_{BA} &= \frac{l}{3I}(f_{BA}^b + f_{BA}^T), \quad Q_{BA} = \frac{l}{6I}(g_{BA}^b - g_{BA}^T), \quad S_{BA} = \frac{1}{l} \end{aligned} \quad \left. \right\} \quad (4.11)$$

(4.10) が次節以下に於いて用いる骨組計算の基礎式である。

なお端部に於ける変断面の影響を表わす係数 f^b, g^b, h^b, i^b 及び剪断変形の影響を表わす係数 f^T, g^T, h^T, i^T を上に述べた方法で図式に計算する事は可成り面倒であるが、日本海事協会技術研究所の山口勇男氏はスパンポイントの概念を用いてこれらの係数を簡単に求める方法を与えている⁶⁾。

6) 山口勇男; “船体横強度近似計算法について” (第2報) 造船協会論文集 第109号参照

3. 解析方法の概要

Fig. 4・5 に示す如く、試験模型は Vertical Web Type 及び Horizontal Girder Type の Wing Tank 構造を Center Tank で結合した左右不対称な構造となつてゐるので、先ず夫々の Wing Tank 構造を別個に計算し、最後に Center Tank との境界に於ける変形の連続の条件によつて、この点(境界)に於けるモーメントの大きさを決定する。又外力は本実験の最も基本的な荷重状態である圧力試験の場合に就いて計算する事とする。

[1] Vertical Web Type

a) Trans. Ring の計算：――

Bilge の R の影響を無視すれば試験模型は上下対称であり、又今の場合外力は一様荷重であるから、以下すべて上下対称として計算する。先ず Vertical Web Type の Wing Tank 構造のみを取り出して、節点 A, B, C, \dots を Fig. 4・22 に示す如く定め、各節点に於て (4・10) 式を立てれば次のようになる。但し A 点及び B 点の水平変位 δ_A 及び δ_B は Fig. 4・26 に示す方向の場合を正と約束し、又 Center Tank より伝達される未知のモーメントを X で表わす事とする。

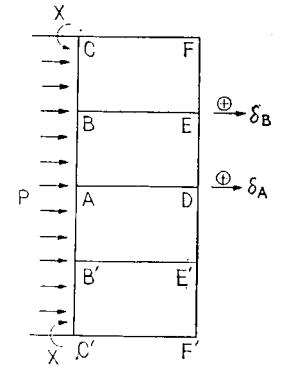


Fig. 4・22

$$\begin{aligned}
 E\theta_A &= M_{AB}P_{AB} - M_{BA}Q_{AB} - E\delta_A S_{AB} + E\gamma_{AB} \\
 E\theta_B &= M_{BA}P_{BA} - M_{AB}Q_{BA} + E\delta_B S_{BA} - E\delta_A S_{BA} + E\gamma_{BA} \\
 E\theta_B &= M_{BE}P_{BE} - M_{EB}Q_{BE} \\
 E\theta_B &= M_{BC}P_{BC} - M_{CB}Q_{BC} - E\delta_B S_{BC} + E\gamma_{BC} \\
 E\theta_C &= M_{CB}P_{CB} - M_{BC}Q_{CB} - E\delta_B S_{CB} + E\gamma_{CB} \\
 E\theta_C &= M_{CF}P_{CF} - M_{FC}Q_{CF} \\
 E\theta_F &= M_{FC}P_{FC} - M_{CF}Q_{FC} \\
 E\theta_F &= M_{FE}P_{FE} - M_{EF}Q_{FE} - E\delta_B S_{FE} \\
 E\theta_E &= M_{EF}P_{EF} - M_{FE}Q_{EF} - E\delta_B S_{EF} \\
 E\theta_E &= M_{EB}P_{EB} - M_{BE}Q_{EB} \\
 E\theta_E &= M_{ED}P_{ED} - M_{DE}Q_{ED} + E\delta_B S_{ED} - E\delta_A S_{ED} \\
 E\theta_D &= M_{DE}P_{DE} - M_{ED}Q_{DE} - E\delta_A S_{DE} + E\delta_B S_{DE}
 \end{aligned} \tag{4・12}$$

上式より $\theta_B, \theta_C, \theta_E, \theta_F$ を消去し、且つ $\theta_A = \theta_D = 0$ とおけば

$$\left. \begin{aligned}
 M_{AB}P_{AB} - M_{BA}Q_{AB} - E\delta_A S_{AB} + E\delta_B S_{AB} + E\gamma_{AB} &= 0 \\
 M_{BA}P_{BA} - M_{AB}Q_{BA} - M_{BE}P_{BE} + M_{EB}Q_{BE} - E\delta_A S_{BA} + E\delta_B S_{BA} + E\gamma_{BA} &= 0 \\
 M_{BC}P_{BC} - M_{CB}Q_{BC} - M_{BE}P_{BE} + M_{EB}Q_{BE} - E\delta_B S_{BC} + E\gamma_{BC} &= 0 \\
 M_{CB}P_{CB} - M_{BC}Q_{CB} - M_{CF}P_{CF} + M_{FC}Q_{CF} - E\delta_B S_{CB} + E\gamma_{CB} &= 0 \\
 M_{FE}P_{FE} - M_{EF}Q_{FE} - M_{FC}P_{FC} + M_{CF}Q_{FC} - E\delta_B S_{FE} &= 0 \\
 M_{EF}P_{EF} - M_{FE}Q_{EF} - M_{EB}P_{EB} + M_{BE}Q_{EB} - E\delta_B S_{EF} &= 0 \\
 M_{ED}P_{ED} - M_{DE}Q_{ED} - M_{EB}P_{ED} + M_{BE}Q_{ED} - E\delta_A S_{ED} + E\delta_B S_{ED} &= 0 \\
 M_{DE}P_{DE} - M_{ED}Q_{DE} - E\delta_A S_{DE} + E\delta_B S_{DE} &= 0
 \end{aligned} \right\} \tag{4・13}$$

B, C, E, F 点に於けるモーメントの平衡条件式は

$$\left. \begin{array}{l} M_{BA} + M_{BE} + M_{BC} = 0 \\ M_{CB} + M_{CF} + X = 0 \\ M_{EF} + M_{EB} + M_{ED} = 0 \\ M_{FC} + M_{FE} = 0 \end{array} \right\} \quad (4 \cdot 14)$$

δ_A, δ_B 及び X を未知量としたまま (4.13), (4.14) より $M_{AB}, M_{BA}, M_{BC}, M_{CB}, M_{EB}, M_{BE}, M_{FC}, M_{CF}, M_{EF}, M_{FE}, M_{DE}, M_{ED}$ を求めれば、各節点に於ける Bending Moment は夫々次のような形で表わされる。(Table 4.5 参照)

$$M = \lambda_{1P} P + \lambda_{1X} X + \lambda_{1A} E \delta_A + \lambda_{1B} E \delta_B \quad (4 \cdot 15)$$

Steneroth はこの方法を Slope Deflection Method と呼んでいるが、この方法は撓角及び撓度を未知量とするいわゆる撓角撓度法ではないので、四連モーメントの定理の応用と呼ぶ方が適当ではないかと思う。

節点に於ける Bending Moment が (4.15) のような形で求められれば、部材の端に於ける Shearing Force は (4.2) 及び (4.4) より次のような形で表わされる。

$$R = T + F = \lambda_{2P} P + \lambda_{2X} X + \lambda_{2A} E \delta_A + \lambda_{2B} E \delta_B \quad (4 \cdot 16)$$

b) Horizontal Girder の計算：――

次に同じく節点の変位及び Center Tank から伝達されるモーメント Y を未知としたまま Horizontal Girder のラーメン計算を行う。但し Strut はモーメントを伝えないと仮定する。又荷重は Longl. Frame を通じてすべて Trans. Ring に伝えられると考え、Horizontal Girder の計算では直接作用する荷重は考えない。然る時は本実験の試験模型では、Tank の中央に対し前後対称であるから、a) と全く同様にして節点に於ける Bending Moment 及び Shearing Force を夫々次の様な形で表わす事が出来る。(Table 4.6 参照)

$$M = \lambda_{3Y} Y + \lambda_{3P} E \delta_P + \lambda_{3Q} E \delta_Q \quad (4 \cdot 17)$$

$$R = \lambda_{4Y} Y + \lambda_{4P} E \delta_P + \lambda_{4Q} E \delta_Q \quad (4 \cdot 18)$$

c) Trans. Ring と Horizontal Girder の相互干渉の計算：――

次に Trans. Ring と Horizontal Girder の交点に於ける水平方向の力の平衡条件から、これらの点の水平変位を決定する。a) 及び b) に於ける計算は Center Trans. Ring と Side Trans. Ring 及び Middle Horizontal Girder と Upper Horizontal Girder に夫々共通であるが、これらの計算で未知量として取扱つている節点の水平変位 δ 及び Center Tank から伝達されるモーメント X 及び Y は Center Trans. Ring と Side Trans. Ring 及び Middle Horizontal Girder と Upper Horizontal Girder では夫々異つていて、したがつて Trans. Ring と Horizontal Girder が交る節点に対して Fig. 4.24 に示すように 1, 2, 3, 4 の記号をつけ、且つ Centre Trans. Ring, Side Trans. Ring, Middle Horizontal Girder 及び Upper Horizontal Girder に関する量には夫々 C, S, M 及び U の Suffix をつけて区別する事とする。然る時は未知量は結局 $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4, X_C, X_S, Y_M, Y_U$ の 8 コとなり、一方 Trans. Ring と Horizontal Girder の交点に於ける水平方向の力の平衡条件式は

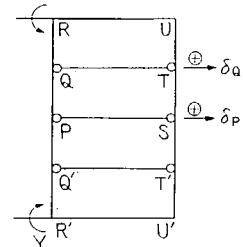


Fig. 4.23

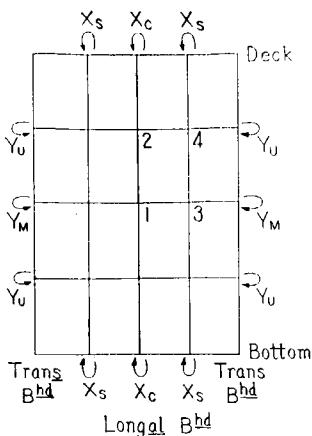


Fig. 4.24

節点 1, 2, 3, 4 に於いて夫々成立しなければならないから、次の 4 コとなる。

$$\left. \begin{aligned} & 2[R_{AB} + R_{DE}]_C + 2[R_{PQ} + R_{ST}]_M = 0 \\ & [-R_{BA} + R_{BC} - R_{ED} + R_{EF}]_C + 2[R_{PQ} + R_{ST}]_U = 0 \\ & 2[R_{AB} + R_{DE}]_S + [-R_{QP} + R_{QR} - R_{TS} + R_{TU}]_M = 0 \\ & [-R_{BA} + R_{BC} - R_{ED} + R_{EF}]_S \\ & \quad + [-R_{QP} + R_{QR} - R_{TS} + R_{TU}]_U = 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.19)$$

上式の R に (4.16) 及び (4.18) を代入し、 X_C, X_S, Y_M, Y_U を未知としたまま $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$ を求めれば、次の様に表わせる。(Table 4.7 参照)

$$E\delta = \lambda_{5P}P + \lambda_{5C}X_C + \lambda_{5S}X_S + \lambda_{5M}Y_M + \lambda_{5U}Y_U \quad (4.20)$$

次に上式の δ を (4.15) に代入して M_{CF}, M_{FC} を求め、更に (4.10) より節点 C の廻転角 Θ_C を計算すれば Center Trans. Ring 及び Side Trans. Ring に就き夫々次の様な形で表わす事が出来る。(Table 4.8 参照)

$$E\Theta_C = \lambda_{6P}P + \lambda_{6C}X_C + \lambda_{6S}X_S + \lambda_{6M}Y_M + \lambda_{6U}Y_U \quad (4.21)$$

全く同様にして節点 R の廻転角 Θ_R も Middle Horizontal Girder 及び Upper Horizontal Girder に就き夫々次の様な形で表わされる。(Table 4.9 参照)

$$E\Theta_R = \lambda_{7P}P + \lambda_{7C}X_C + \lambda_{7S}X_S + \lambda_{7M}Y_M + \lambda_{7U}Y_U \quad (4.22)$$

[II] Horizontal Girder Type

Horizontal Girder Type に対しても Vertical Web Type の場合と殆んど同様にして計算する事が出来るが、この場合には Strut は Center Trans. Ring のみで Side Trans. Ring ではなく、又 Center Trans. Ring の Strut も水平に配置されているから、Trans. Ring の計算ではモーメントを伝えないと仮定する。

然る時は Trans. Ring の計算は結局 Fig. 4.22 の代りに Fig. 4.25 に就いて行えばよい事になる。(Center Trans Ring の場合には A 点と D 点、B 点と E 点の水平変位は夫々等しいが、一般に A, B, D, E の水平変位を等しくないとして取扱えば、Center Trans. Ring と Side Trans. Ring の場合を共通に計算する事が出来る。) 又 Horizontal Girder は Fig. 4.23 の代りに Fig. 4.26 の

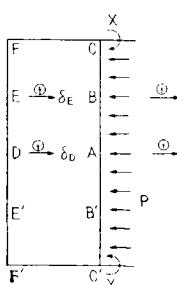


Fig. 4.25

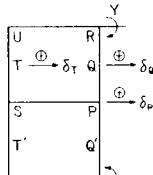


Fig. 4.26

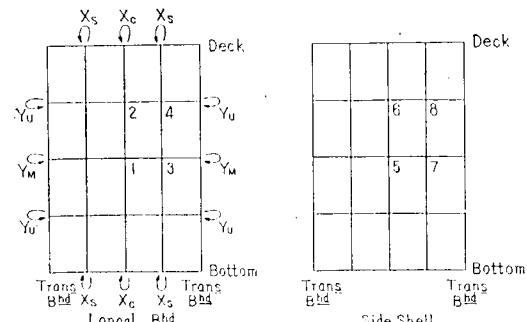


Fig. 4.27

ようになる。したがつて Vertical Web Type の場合と同様な方法で計算すれば、夫々次のような形の式が得られる。

a) Trans. Ring の計算：——(Table 4.12 参照)

$$M = \lambda_{1P}P + \lambda_{1X}X + \lambda_{1A}E\delta_A + \lambda_{1B}E\delta_B + \lambda_{1D}E\delta_D + \lambda_{1E}E\delta_E \quad (4.15)'$$

$$R = \lambda_{2P}P + \lambda_{2X}X + \lambda_{2A}E\delta_A + \lambda_{2B}E\delta_B + \lambda_{2D}E\delta_D + \lambda_{2E}E\delta_E \quad (4.16)'$$

b) Horizontal Girder の計算：——(Table 4.13 参照)

$$M = \lambda_{3Y}Y + \lambda_{3P}E\delta_P + \lambda_{3Q}E\delta_Q + \lambda_{3T}E\delta_T \quad (4.17)'$$

$$R = \lambda_{4Y}Y + \lambda_{4P}E\delta_P + \lambda_{4Q}E\delta_Q + \lambda_{4T}E\delta_T \quad (4.18)'$$

c) Trans. Ring と Horizontal Girder の相互干渉の計算：—— $\delta_5 = \delta_1, \delta_6 = \delta_2$

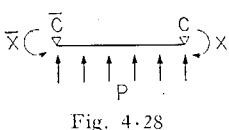
未知数 = $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4, \delta_5, \delta_6, X_C, X_S, X_M, X_U$ ：条件式 = 6 ケ

$$\left. \begin{aligned} & 2[R_{AB} + R_{DE}]_C + 2[R_{PQ} + R_{ST}]_M = 0 \\ & [-R_{BA} + R_{BC} - R_{ED} + R_{EF}]_C + 2[R_{PQ} + R_{ST}]_U = 0 \\ & 2[R_{AB}]_S + [-R_{QP} + R_{QR}]_M = 0 \\ & [-R_{BA} + R_{BC}]_S + [-R_{QP} + R_{QR}]_U = 0 \\ & 2[R_{DE}]_S + [-R_{TS} + R_{TU}]_M = 0 \\ & [-R_{ED} + R_{EF}]_S + [-R_{TS} + R_{TU}]_U = 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.19)'$$

以下 [I] の場合と全く同様な計算を行えば、 $E\delta, E\theta_C$ 及び $E\theta_R$ は夫々 (4.20), (4.21) 及び (4.22) と全く同じ形の式で表わされる。(Table 4.14～Table 4.16 参照) これを (4.20)', (4.21)' 及び (4.22)' とする。

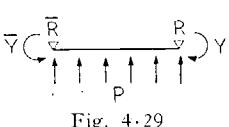
[III] X_C, X_S, Y_M, Y_U の決定

今迄は Vertical Web Type と Horizontal Girder Type を全く別個に計算して来たが、最後に Centre Tank との境界に於ける変形の連続の条件より X_C, X_S, \dots を決定する。以下 Horizontal Girder Type のものには — を付して区別する事とする。



a) Deck or Bottom Trans.: —

$$\left. \begin{aligned} E\theta_C &= \lambda_{8P}P + \lambda_{8X}X + \lambda_{8\bar{X}}\bar{X} \\ E\bar{\theta}_C &= \lambda_{9P}P + \lambda_{9X}X + \lambda_{9\bar{X}}\bar{X} \end{aligned} \right\} \quad (4.23)$$



b) Horizontal Stiffener: —

$$\left. \begin{aligned} E\theta_R &= \lambda_{10P}P + \lambda_{10Y}Y + \lambda_{10\bar{Y}}\bar{Y} \\ E\bar{\theta}_R &= \lambda_{11P}P + \lambda_{11Y}Y + \lambda_{11\bar{Y}}\bar{Y} \end{aligned} \right\} \quad (4.24)$$

Fig. 4.30 の 1, 2, 5, 6 の各点では (4.21)', (4.21)' の $\theta_C(\bar{\theta}_C)$ と (4.23) の $\theta_C(\bar{\theta}_C)$ が等しくなければならず、又 Fig. 4.30 の 3, 4, 7, 8 の各点では (4.22), (4.22)' の $\theta_R(\bar{\theta}_R)$ と (4.24) の $\theta_R(\bar{\theta}_R)$ が等しくなければならぬから、合計 8 ケの条件式が成立する。この 8 ケの条件式から $X_C, X_S, Y_M, Y_U, \bar{X}_C, \bar{X}_S, \bar{Y}_M, \bar{Y}_U$ を求める事が出来る。なおこの 8 元連立一次方程式は係数が小さい項が多い為、近似的には 4 組の 2 元連立一次方程式に分離される。

X 及び Y が求められれば節点の水平変位 δ は (4.20) 又は (4.20)' より求められ、したがつて各

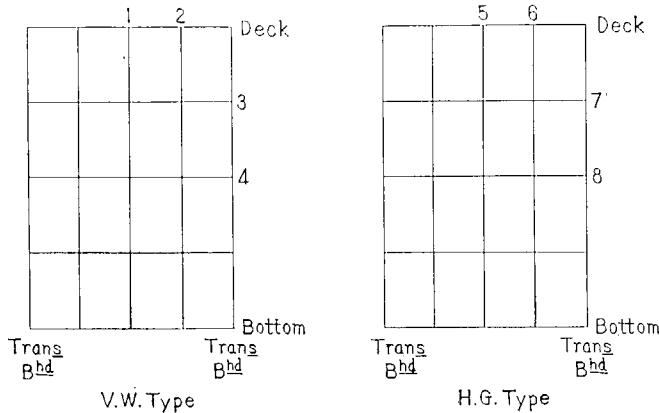


Fig. 4·30 Longl. Bhd.

部材の端に於ける Bending Moment 及び Shearing Force は次々 (4·15), (4·16), (4·17), (4·18) 等より計算する事が出来る。

4. 数値計算結果

圧縮空気により Center Tank 内に一様荷重を作用せしめた場合に就て、前節で述べた方法で数値計算を行った結果を、Table. 4·3～Table 4·25 に示す。但しこれらの計算に於いては Deck Plate, Shell, Longl. Bhd. の有効幅はラーメン計算に於いては一定と仮定し、Schade の論文⁷⁾を参考とし

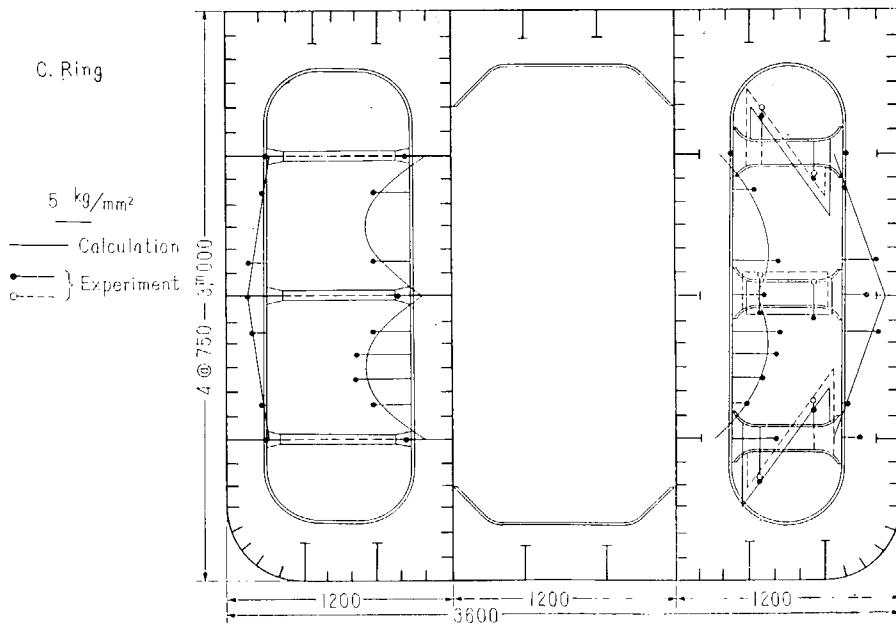


Fig. 4·31 Stress Distribution on the Face Bar of Center Ring

7) H. A. Schade: "The Effective Breadth of Stiffened Plating under Bending Loads" T.S.N.A.M.E. 1951

て、Trans. Ring に対しては 430 mm, Horizontal Girder に対しては 350 mm と仮定して計算した。又本実験の試験模型は大体上下対称な構造となつているので、簡単のため上下対称と仮定して計算したが、Center Tank の Deck Trans. と Bottom Trans. は Face Bar の寸法が異つているので、Deck Trans. が上下についていると仮定した場合 (Ⓐ で表わす) と Bottom Trans. が上下についていると仮定した場合 (Ⓑ で表わす) を夫々計算し、上半部に対しては Ⓐ、下半部に対しては Ⓑ の値を用いた。

以上の方針で計算した Center Trans. Ring 及び Middle Horizontal Girder の Face Bar 上の応力分布を実験値と比較すれば Fig. 4・31～4・32 に示す如くであつて、両者はかなりよい一致を示している。

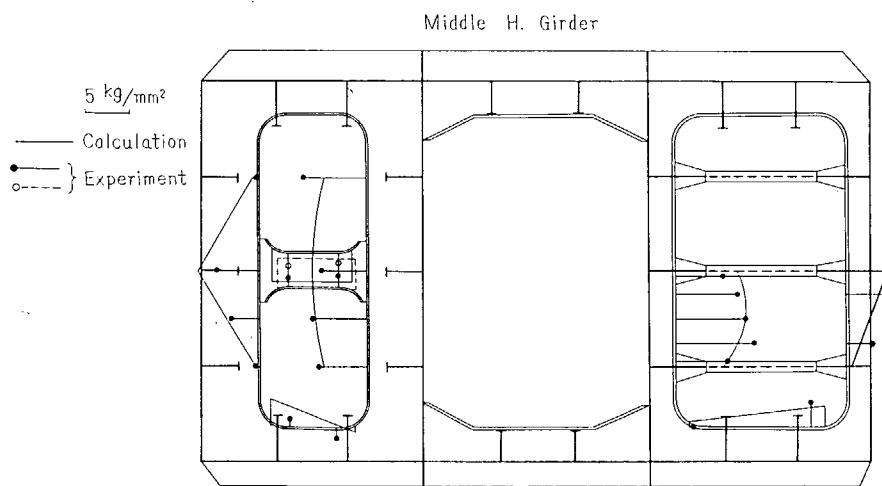


Fig. 4・32 Stress Distribution on the Face Bar of Middle Girder

[I] Vertical Web Type ϕ 計算

Table 4.3

Position	l cm	I cm ⁴	A_w cm ²	f^b	g^b	l_e/l	f^T	g^T
Trans. Ring	A B	75.0	2175	6.90	0.69	0.92	0.82	0.36
	B A	"	"	"	0.69	0.92	"	"
	B C	71.7	"	"	0.52	0.42	0.42	0.20
	C B	"	"	"	0.12	0.42	"	"
	F C	107.1	2040	6.10	0.26	0.49	0.46	0.11
	C F	"	"	"	0.30	0.49	"	"
	E B	"	112	2.88	0.35	0.65	0.51	0.01
	B E	"	"	"	0.40	0.65	"	"
	E F	71.7	2590	6.90	0.56	0.51	0.51	0.29
	F E	"	"	"	0.17	0.51	"	"
	D E	75.0	"	"	0.69	0.92	0.82	0.42
	E D	"	"	"	0.69	0.92	"	"
Horizontal Girder	P Q	50.0	190	2.88	1.00	1.00	1.00	0.21
	Q P	"	"	"	1.00	1.00	"	"
	Q R	52.1	"	"	0.86	0.48	0.53	0.10
	R Q	"	"	"	0.12	0.48	"	"
	U R	116.7	1300	13.45	0.67	0.91	0.80	0.04
	R U	"	"	"	0.67	0.91	"	"
	T U	52.1	220	2.88	0.91	0.59	0.62	0.14
	U T	"	"	"	0.19	0.59	"	"
	S T	50.0	"	"	1.00	1.00	1.00	0.24
	T S	"	"	"	1.00	1.00	"	"

Table 4.4

Position	h^b	i^b	h^T	i^T	$E\gamma/P$	F_i/P cm ²
Trans. Ring	A B	0.91	0.94	-0.07	-0.08	372
	B A	0.91	0.94	-0.07	-0.08	-372
	B C	0.59	0.52	0.22	-0.36	95
	C B	0.25	0.33	-0.32	0.25	-205
						1793

Table 4·5 Trans. Ring のラーメン計算の結果

$$\begin{aligned} M &= \lambda_{1P} P + \lambda_{1X} X + \lambda_{1A} E \delta_A + \lambda_{1B} E \delta_B \} \\ R &= \lambda_{2P} P + \lambda_{2X} X + \lambda_{2A} E \delta_A + \lambda_{2B} E \delta_B \} \end{aligned}$$

Position	10^5 cm^3 λ_{1P}	λ_{1X}	cm^2 λ_{1A}	cm^2 λ_{1B}	10^3 cm^2 λ_{2P}	10^{-2} cm^{-1} λ_{2X}	10^{-2} cm λ_{2A}	10^{-2} cm λ_{2B}
A B	-0.286	+0.000	+1.186	-1.247	-1.962	+0.005	+2.672	-3.554
B A	+0.221	+0.003	+0.818	-1.419	+1.788	+0.005	+2.672	-3.554
B E	-0.014	+0.001	-0.199	-0.080				
B C	-0.207	-0.004	-0.619	+1.498	-1.803	-0.916	-0.866	+4.455
C B	+0.200	-0.653	-0.002	+1.696				
C F	-0.200	-0.347	+0.002	-1.696				
F C	-0.046	-0.079	-0.018	-1.644				
F E	+0.046	+0.079	+0.018	+1.644				
E F	+0.006	-0.002	-0.619	+1.513	+0.072	+0.108	-0.838	+4.403
E B	-0.012	+0.001	-0.214	-0.082				
E D	+0.006	+0.001	+0.832	-1.431	+0.008	+0.001	+2.804	-3.628
D E	0	+0.000	+1.271	-1.290	+0.008	+0.001	+2.804	-3.628

Table 4·6 Horizontal Girder のラーメン計算の結果

$$\begin{aligned} M &= \lambda_{3Y} Y + \lambda_{3P} E \delta_P + \lambda_{3Q} E \delta_Q \} \\ R &= \lambda_{4Y} Y + \lambda_{4P} E \delta_P + \lambda_{4Q} E \delta_Q \} \end{aligned}$$

Position	λ_{3Y}	cm^2 λ_{3P}	cm^2 λ_{3Q}	10^{-2} cm^{-1} λ_{4Y}	10^{-2} cm λ_{4P}	10^{-2} cm λ_{4Q}
P Q	+0.008	+0.222	-0.258	+0.082	+0.717	-1.090
Q P	+0.033	+0.137	-0.287	+0.082	+0.717	-1.090
Q R	-0.033	-0.137	+0.287	-0.991	-0.374	+1.999
R Q	-0.483	-0.058	+0.755			
R U	-0.517	+0.058	-0.755			
U R	-0.137	+0.054	-0.682			
U T	+0.137	-0.054	+0.682			
T U	+0.010	-0.144	+0.301	+0.282	-0.379	+1.887
T S	-0.010	+0.144	-0.301	-0.024	+0.774	-1.154
S T	-0.002	+0.243	-0.276	-0.024	+0.774	-1.154

Table 4.7

$$E\delta = \lambda_{5P}P + \lambda_{5C}X_C + \lambda_{5S}X_S + \lambda_{5M}Y_M + \lambda_{5U}Y_U$$

	10^5 cm^{-2} λ_{5P}	cm^{-2} λ_{5C}	cm^{-2} λ_{5S}	cm^{-2} λ_{5M}	cm^{-2} λ_{5U}
$E\delta_1$	1.431	0.0911	0.0518	0.0328	0.0364
$E\delta_2$	0.849	0.0811	0.0532	0.0181	0.0200
$E\delta_3$	0.856	0.0259	0.0547	0.0697	0.0489
$E\delta_4$	0.522	0.0166	0.0578	0.0244	0.0525

Table 4.8

$$E\Theta_C = \lambda_{6P}P + \lambda_{6C}X_C + \lambda_{6S}X_S + \lambda_{6M}Y_M + \lambda_{6U}Y_U$$

	10^3 λ_{6P}	10^{-2} cm^{-3} λ_{6C}	10^{-2} cm^{-3} λ_{6S}	10^{-2} cm^{-3} λ_{6M}	10^{-2} cm^{-3} λ_{6U}
Center Ring	-0.815	-0.295	-0.027	-0.015	-0.016
Side Ring	-0.553	-0.013	-0.277	-0.020	-0.043

Table 4.9

$$E\Theta_R = \lambda_{7P}P + \lambda_{7C}X_C + \lambda_{7S}X_S + \lambda_{7M}Y_M + \lambda_{7U}Y_U$$

	10^3 λ_{7P}	10^{-2} cm^{-3} λ_{7C}	10^{-2} cm^{-3} λ_{7S}	10^{-2} cm^{-3} λ_{7M}	10^{-2} cm^{-3} λ_{7U}
Middle Girder	-0.574	-0.015	-0.039	-0.981	-0.035
Upper Girder	-0.352	-0.008	-0.043	-0.018	-0.969

[II] Horizontal Girder Type の計算

Table 4.10

Position	$I \text{ cm}$	$I \text{ cm}^4$	$A_w \text{ cm}^2$	f^b	g^b	l_c/l	f^T	g^T
Trans. Ring	A B	75.0	655	4.14	1.00	1.00	0.22	0.44
	B A	"	"	1.00	"	"	"	"
	B C	71.0	"	"	0.81	0.41	0.49	0.24
	C B	"	"	"	0.10	"	"	"
	F C	113.7	2760	6.90	0.48	0.75	0.66	0.32
	C F	"	"	"	0.50	"	"	"
	E F	71.0	760	4.14	0.83	0.46	0.54	0.31
	F E	"	"	"	0.13	"	"	"
	D E	75.0	"	"	1.00	1.00	1.00	0.51
	E D	"	"	"	1.00	"	"	"
Horizontal Girder	P Q	50.0	1735	6.45	0.41	0.86	0.79	0.66
	Q P	"	"	"	0.99	"	"	"
	Q R	51.9	"	"	0.90	0.58	0.59	0.46
	R Q	"	"	"	0.19	"	"	"
	U R	106.7	1520	13.45	0.45	0.76	0.72	0.06
	R U	"	"	"	0.58	"	"	"
	T U	51.9	2100	6.45	0.95	0.70	0.66	0.62
	U T	"	"	"	0.26	"	"	"
	S T	50.0	"	"	0.41	0.86	0.79	0.80
	T S	"	"	"	0.99	"	"	"

Table 4.11

Position		h^b	i^b	h^T	i^T	$E\gamma/P$	$F/P \text{ cm}^2$
Trans. Ring	A B	1.00	1.00	0	0	-1342	1875
	B A	1.00	1.00	0	0	1342	-1875
	B C	0.63	0.53	0.23	-0.24	-394	1775
	C B	0.21	0.28	-0.21	0.26	542	-1775

Table 4.12 Trans. Ring のラーメン計算の結果

$$M = \lambda_{1P}P + \lambda_{1X}X + \lambda_{1A}E\delta_A + \lambda_{1B}E\delta_B + \lambda_{1D}E\delta_D + \lambda_{1E}E\delta_E$$

$$R = \lambda_{2P}P + \lambda_{2X}X + \lambda_{2A}E\delta_A + \lambda_{2B}E\delta_B + \lambda_{2D}E\delta_D + \lambda_{2E}E\delta_E$$

Position	10^5 cm^3 λ_{1P}	λ_{1X}	cm^2 λ_{1A}	cm^2 λ_{1B}	cm^2 λ_{1D}	cm^2 λ_{1E}
A B	+0.249	-0.005	+0.335	-0.385	0	-0.001
B A	-0.172	-0.021	+0.213	-0.429	0	-0.006
B C	+0.172	+0.021	-0.213	+0.429	0	+0.006
C B	-0.296	+0.523	-0.040	+0.933	-0.006	+0.156
C F	+0.296	+0.478	+0.040	-0.933	+0.006	-0.156
F C	+0.050	+0.081	+0.007	-0.158	+0.032	-0.892
F E	-0.050	-0.081	-0.007	+0.158	-0.032	+0.892
E F	-0.002	-0.003	0	+0.005	-0.228	+0.458
E D	+0.002	+0.003	0	-0.005	+0.228	-0.458
D E	0	+0.001	0	-0.001	+0.369	-0.413
Position	10^3 cm^2 λ_{2P}	10^{-2} cm^{-1} λ_{2X}	10^{-2} cm λ_{2A}	10^{-2} cm λ_{2B}	10^{-2} cm λ_{2D}	10^{-2} cm λ_{2E}
A B	+1.977	-0.034	+0.730	-1.085	0	-0.010
B A	-1.773	-0.034	+0.730	-1.085	0	-0.010
B C	+1.600	+0.765	-0.355	+1.918	-0.008	+0.228
C B						
C F						
F C						
F E						
E F	-0.073	-0.118	-0.010	+0.230	-0.366	+1.901
E D	+0.003	+0.004	0	-0.008	+0.796	-1.162
D E	+0.003	+0.004	0	-0.008	+0.796	-1.162

Table 4.13 Horizontal Girder のラーメン計算の結果

$$M = \lambda_{3Y} Y + \lambda_{3P} E\delta_P + \lambda_{3Q} E\delta_Q + \lambda_{3T} E\delta_T$$

$$R = \lambda_{4Y} Y + \lambda_{4P} E\delta_P + \lambda_{4Q} E\delta_Q + \lambda_{4T} E\delta_T$$

Position	λ_{3Y}	cm^2 λ_{3P}	cm^2 λ_{3Q}	cm^2 λ_{3T}	10^{-2} cm^{-1} λ_{4Y}	10^{-2} cm λ_{4P}	10^{-2} cm λ_{4Q}	10^{-2} cm λ_{4T}
P Q	+0.008	+1.828	-1.697	-0.004	+0.090	+4.750	-5.704	+0.032
Q P	+0.037	+0.547	-1.155	+0.021	+0.090	+4.750	-5.704	+0.032
Q R	-0.037	-0.547	+1.155	-0.021	+1.183	-0.910	+4.042	+0.655
R Q	+0.651	+0.075	+0.943	+0.360				
R U	+0.349	-0.075	-0.943	-0.360				
U R	+0.140	-0.092	-0.378	-1.011				
U T	-0.140	+0.092	+0.378	+1.011				
T U	+0.012	-0.537	-0.032	+1.178	-0.246	-0.857	+0.666	+4.217
T S	-0.012	+0.537	+0.032	-1.178	-0.017	+4.911	+0.044	-5.800
S T	+0.004	+1.919	-0.010	-1.723	-0.017	+4.911	+0.044	-5.800

Table 4.14

$$E\delta = \lambda_{5P} P + \lambda_{5C} X_C + \lambda_{5S} X_S + \lambda_{5M} Y_M + \lambda_{5U} Y_U$$

	10^5 cm λ_{5P}	cm^{-2} λ_{5C}	cm^{-2} λ_{5S}	cm^{-2} λ_{5M}	cm^{-2} λ_{5U}
$E\delta_1$	-1.071	-0.0204	-0.0263	-0.1006	-0.0469
$E\delta_2$	-0.603	-0.0457	-0.0401	-0.0238	-0.0631
$E\delta_3$	-0.980	-0.0137	-0.0222	-0.1514	-0.0451
$E\delta_4$	-0.598	-0.0201	-0.0821	-0.0227	-0.1173
$E\delta_7$	-0.535	-0.0134	-0.0136	-0.0247	-0.0219
$E\delta_8$	-0.269	-0.0200	-0.0042	-0.0113	-0.0046

Table 4.15

$$E\Theta_C = \lambda_{6P} P + \lambda_{6C} X_C + \lambda_{6S} X_S + \lambda_{6M} Y_M + \lambda_{6U} Y_U$$

	10^3 λ_{6P}	10^{-2} cm^{-3} λ_{6C}	10^{-2} cm^{-3} λ_{6S}	10^{-2} cm^{-3} λ_{6M}	10^{-2} cm^{-3} λ_{6U}
Center Ring	+0.629	+0.440	+0.026	+0.013	+0.041
Side Ring	+0.705	+0.013	+0.473	+0.012	+0.092

Table 4.16

$$E\Theta_R = \lambda_{7P} P + \lambda_{7C} X_C + \lambda_{7S} X_S + \lambda_{7M} Y_M + \lambda_{7U} Y_U$$

	10^3 λ_{7P}	10^{-2} cm^{-3} λ_{7C}	10^{-2} cm^{-3} λ_{7S}	10^{-2} cm^{-3} λ_{7M}	10^{-2} cm^{-3} λ_{7U}
Middle Girder	+1.025	+0.013	+0.023	+0.585	+0.048
Upper Girder	+0.636	+0.020	+0.093	+0.024	+0.550

[III] Centre Tank の計算

Table 4.17

	Position	<i>l</i> cm	<i>I</i> cm ⁴	<i>A_w</i> cm ³	<i>f^b</i>	<i>g^b</i>	<i>l_e/l</i>	<i>f^T</i>	<i>g^T</i>
D. T.	C C	132.6	2370	6.90	0.69	0.88	0.81	0.12	0.25
	C C	"	"	"	0.62	"	"	"	"
B. T.	C C	"	3520	"	0.70	0.88	"	0.18	0.37
	C C	"	"	"	0.63	"	"	"	"
B. S.	R R	130.0	1520	13.45	0.66	0.91	0.89	0.05	0.09
	R R	"	"	"	0.77	"	"	"	"

[註] D. T.=Deck Trans.

B. T.=Bottom Trans.

B. S.=Bhd. Stiffener

Table 4.18

	Position	<i>h^b</i>	<i>i^b</i>	<i>h^T</i>	<i>i^T</i>	<i>E_T/P</i>	<i>F/P</i> cm ²
D. T.	C C	0.88	0.90	-0.01	-0.04	-1785	3000
	C C	0.84	0.88	-0.04	-0.01	1797	-3000
B. T.	C C	0.89	0.91	-0.01	-0.06	-1199	3000
	C C	0.85	0.89	-0.06	-0.01	1235	-3000
B. S.	R R	0.88	0.91	-0.01	0	-4061	4500
	R R	0.92	0.93	0	-0.02	4133	-4500

Table 4.19

$$E\Theta_C = \lambda_{8P}P + \lambda_{8X}X + \lambda_{8\bar{X}}\bar{X}$$

$$E\bar{\Theta}_C = \lambda_{9P}P + \lambda_{9X}X + \lambda_{9\bar{X}}\bar{X}$$

	$10^3 \lambda_{8P}$	$10^{-2} \text{cm}^{-3} \lambda_{8X}$	$10^{-2} \text{cm}^{-3} \lambda_{8\bar{X}}$	$10^3 \lambda_{9P}$	$10^{-2} \text{cm}^{-3} \lambda_{9X}$	$10^{-2} \text{cm}^{-3} \lambda_{9\bar{X}}$
Deck Trans.	+1.797	+1.380	+0.587	-1.785	-0.587	-1.511
Bottom Trans.	+1.235	+1.017	+0.320	-1.199	-0.320	-1.105

Table 4.20

$$E\Theta_R = \lambda_{10P}P + \lambda_{10Y}Y + \lambda_{10\bar{Y}}\bar{Y}$$

$$E\bar{\Theta}_R = \lambda_{11P}P + \lambda_{11Y}Y + \lambda_{11\bar{Y}}\bar{Y}$$

	$10^3 \lambda_{10P}$	$10^{-2} \text{cm}^{-3} \lambda_{10Y}$	$10^{-2} \text{cm}^{-3} \lambda_{10\bar{Y}}$	$10^3 \lambda_{11P}$	$10^{-2} \text{cm}^{-3} \lambda_{11Y}$	$10^{-2} \text{cm}^{-3} \lambda_{11\bar{Y}}$
Bhd. Stiffener	+4.133	+2.338	+1.169	-4.061	-1.169	-2.024

[IV] $P=1 \text{ kg/cm}^2$ の場合の計算結果Table 4.21 X_C, X_S, Y_M, Y_U (単位: 10^5 kgcm)

	Vertical Web Type				Horizontal Girder Type			
	X_C	X_S	Y_M	Y_U	X_C	X_S	Y_M	Y_U
Ⓐ	-1.242	-1.072	-0.852	-0.843	-0.813	-0.859	-1.530	-1.390
Ⓑ	-1.313	-1.109	-0.851	-0.843	-0.847	-0.882	-1.530	-1.389

〔註〕 Ⓐ: Bottom trans. が Deck trans. に等しいと仮定した場合の値。

Ⓑ: Deck trans. が Bottom trans. に等しいと仮定した場合の値。

ここでは上下対称と仮定して計算しているので上半部に対してはⒶ、下半部に対してはⒷの値を用いる。

Table 4.22 $E\delta$ (単位: 10^5 kgcm^{-1})

	V. W. Type		H. G. Type	
	Ⓐ	Ⓑ	Ⓐ	Ⓑ
$E\delta_1$	1.204	1.195	-0.812	-0.811
$E\delta_2$	0.680	0.673	-0.407	-0.405
$E\delta_3$	0.665	0.661	-0.656	-0.655
$E\delta_4$	0.375	0.371	-0.313	-0.311
$E\delta_7$			-0.444	-0.443
$E\delta_8$			-0.225	-0.225

Table 4.23 部材端曲げモーメント

(単位: 10^5 kgcm)

Position	V. W. Type		H. G. Type		
	Ⓐ	Ⓑ	Ⓐ	Ⓑ	
Center Traus. Ring	A B	+0.294	+0.293	+0.138	+0.137
	B A	+0.237	+0.240	-0.151	-0.151
	B E	-0.309	-0.307		
	B C	+0.072	+0.067	+0.151	+0.151
	C B	+2.161	+2.196	-1.127	-1.142
	C F	-0.920	-0.883	+0.314	+0.295
	F C	-1.086	-1.069	+0.381	+0.376
	F E	+1.086	+1.069	-0.381	-0.376
	E F	+0.293	+0.288	-0.003	-0.001
	E B	-0.326	-0.324		
	E D	+0.033	+0.036	+0.003	+0.001
	D E	+0.653	+0.651	-0.131	-0.131
Middle H. Girder	P Q	+0.089	+0.088	-0.383	-0.382
	Q P	-0.054	-0.054	+0.247	+0.246
	Q R	+0.054	+0.054	-0.247	-0.246
	R Q	+0.844	+0.841	-1.836	-1.834
	R U	+0.009	+0.011	+0.305	+0.304
	U R	-0.272	-0.270	+0.557	+0.556
	U T	+0.272	+0.270	-0.557	-0.556
	T U	+0.018	+0.018	-0.085	-0.085
	T S	-0.018	-0.018	+0.085	+0.085
	S T	+0.111	+0.110	-0.793	-0.792

Table 4.24 部材端剪断力 (单位: 10^3 kg)

Position		V. W. Type		H. G. Type	
		Ⓐ	Ⓑ	Ⓐ	Ⓑ
Center Trans. Ring	A B	-1.167	-1.166	+1.857	+1.856
	B A	+2.583	+2.584	-1.893	-1.894
	B E	-0.593	-0.589		
	B C	+1.323	+1.365	+0.401	+0.380
	C B	+4.909	+4.951	-3.149	-3.170
	C F	-1.874	-1.823	+0.612	+0.590
	F C	-1.874	-1.823	+0.612	+0.590
	F E	+1.924	+1.892	-0.540	-0.531
	E F	+1.924	+1.892	-0.540	-0.531
	E B	-0.593	-0.589		
	E D	+0.915	+0.916	-0.171	-0.173
	D E	+0.915	+0.916	-0.171	-0.173
Middle H. Girder	P Q	+0.069	+0.067	-0.271	-0.271
	Q P	+0.069	+0.067	-0.271	-0.271
	Q R	+1.722	+1.717	-4.013	-4.010
	R Q	+1.722	+1.717	-4.013	-4.010
	R U	-0.226	-0.223	+0.808	+0.806
	U R	-0.226	-0.223	+0.808	+0.806
	U T	+0.557	+0.554	-1.237	-1.235
	T U	+0.557	+0.554	-1.237	-1.235
	T S	+0.186	+0.183	-1.417	-1.415
	S T	+0.186	+0.183	-1.417	-1.415

Table 4.25 軸 力 (単位: 10^3 kg)

Position		V. W. Type		H. G. Type	
		Ⓐ	Ⓑ	Ⓐ	Ⓑ
Center T. R.	A B	+0.856	+0.940	+2.065	+2.058
	B C	+1.449	+1.529	+2.065	+2.058
	F E	+1.874	+1.823	+0.612	+0.590
	E D	+2.467	+2.412	+0.612	+0.590
	C F	+1.924	+1.892	+0.540	+0.531
	B E	-1.240	-1.202	-1.734	-1.708
	A D	-2.199	-2.198	-3.174	-3.173
Middle H. G.	P Q	+3.752	+3.755	+4.214	+4.216
	Q R	+3.752	+3.755	+4.214	+4.216
	U T	+0.226	+0.223	+0.808	+0.806
	T S	+0.226	+0.223	+0.808	+0.806
	R U	+0.557	+0.554	+1.237	+1.235
	Q T	-1.391	-1.394		
	P S	-2.199	-2.198	-3.174	-3.173

第5章 縦通材の有効性に関する研究

担当 木下 昌雄・西牧 興

5.1 実験の概要

大型油槽船において2条或は3条設けられる縦通隔壁は船の長さの大部分にわたって縦通しているが、船首尾端横隔壁位置で切れた不連続構造である。縦通隔壁の応力分布については例えばNeverita号の実船による静水中の曲げ試験¹⁾によると、測定断面において縦通隔壁を除いた他の部分の曲げ応力分布は大略梁理論に従つているが、縦通隔壁においては船体中央においても梁理論に従わず剪断遅れの現象を伴うことが指摘されており、又林教授はその理論的裏付として剪断場理論による解析を試みている²⁾。これに対して、この様な現象の全く現れていない実験結果も発表されている³⁾。またこの他縦通隔壁と側外板の剪断力の分担割合についても船体に働く剪断力の大きい隔壁端附近については特に問題となるであろう。これらの現象は縦通隔壁の配置、条数、補強方法、端部構造などに支配されるものと考えられ、その影響を明かにしておく必要があるものと思われる。この実験は超大型油槽船の縦通隔壁の有効性に関してそれに影響をもつと思われる隔壁付水平補強桁、横置隔壁、隔壁端部構造などの効果を調査するためになされたものであり、昭和33年度に実施された大型の船体模型による実験研究^{4), 5)}に先立つてその予備的実験として基礎的な資料を求める目的としたものである。実験に使用した模型はFig. 5.1に示す通りであつて250×125 I型鋼のフランジ側面に厚さ

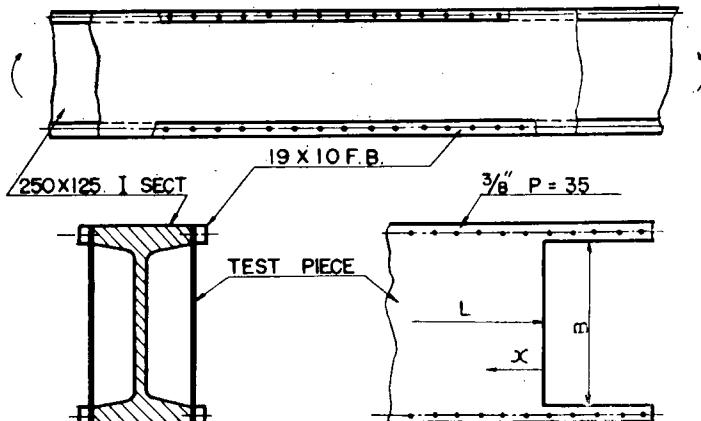


Fig. 5.1 Test Equipments

2 mm のアクリルライト製の試験平板を固定し、このI型鋼に単純曲げを加えた。この様にI型鋼に単純曲げを加える時には、試験平板はその上辺及び下辺に於いて一様な引張ひずみ及び圧縮ひずみを生ずると共にI型鋼と同一の曲率をその面内で強制的に与えられる状態となる。この様な状態にある試験平板内の任意断面のひずみ分布を計測して上記諸因子がどの様な効果をもつかを調査しようとするものである。I型鋼にとりつけられた試験平板の有効な幅は212 mm であり全長は1000 mm 及び500 mm の2種とした。実験はFig. 5.2に示す如くに3つの状態について実施された。

(a) 試験平板に水平補強桁をとりつけ、その条数、或いは断面積を変化させた場合

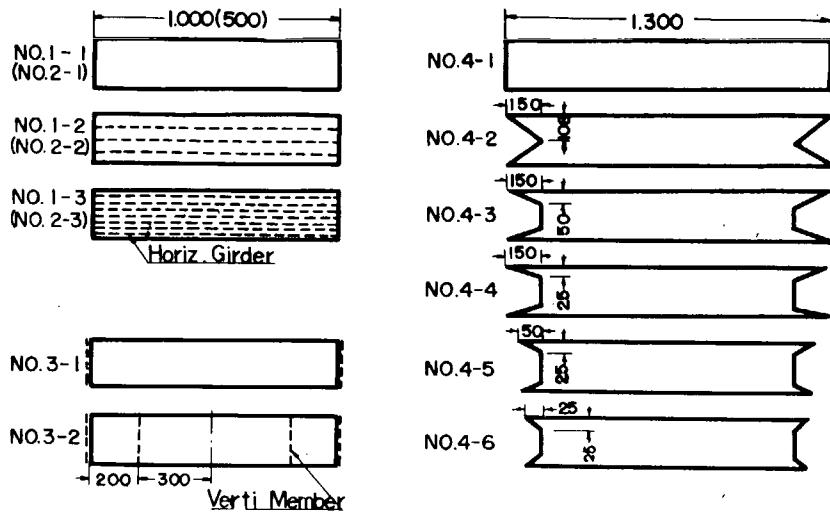


Fig. 5.2 Test Pieces

- (b) 横置隔壁或いは Web Frame などに相当するものとして垂直部材を I 型鋼にとりつけ試験
平板をこの垂直部材と結合した場合
- (c) 試験平板の端部に肘板を設けてその形状寸法を変化させた場合

5.2 実験結果

- (1) 平板の長さを変えた場合

試験平板の長さをそれぞれ 500 mm 及び 1000 mm とした場合の平板の各垂直断面における長さ方向のひずみの分布は Fig. 5.3 に示す通りであり、これから平板の各断面の有効率 η を

縦通隔壁が実際にうけもつ曲げモーメント
梁理論により縦通隔壁のうけもつ曲げモーメント

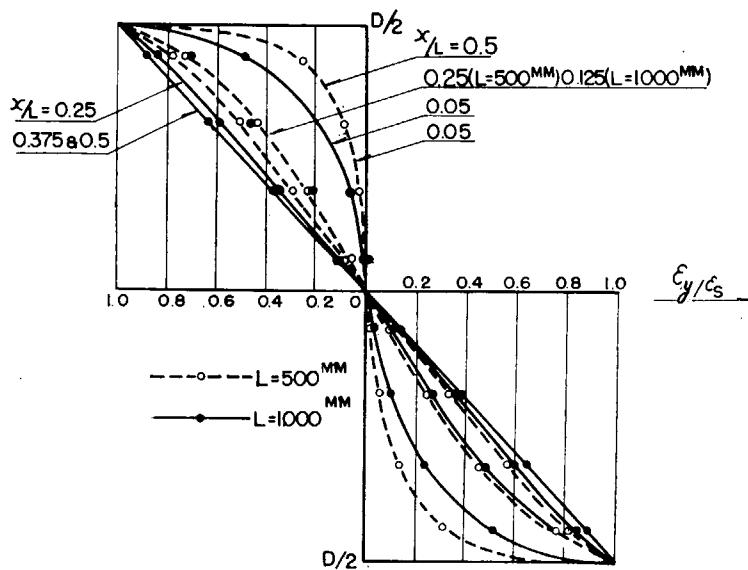


Fig. 5.3 Measured Strain Distribution

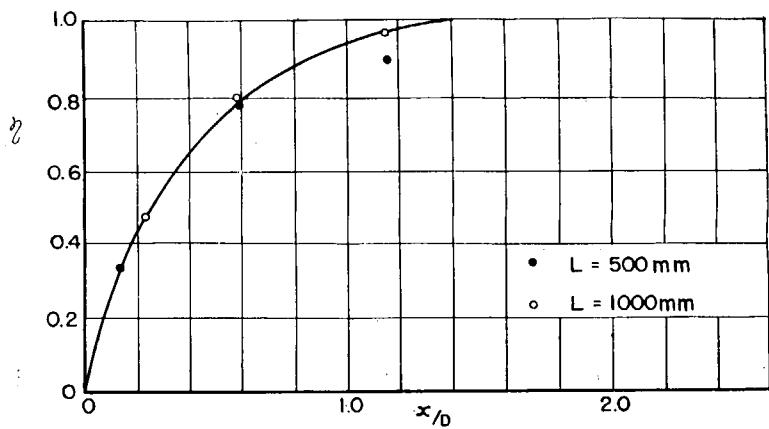


Fig. 5.4 Efficiency Curve

を定義することにして有効率曲線を

$$\frac{\text{平板の端部から該断面までの距離}}{\text{平板の深さ}} [x/D]$$

に対して画いたものが Fig. 5.4 である。結局平板の効率は平板の長さには無関係であつて単に端部からの距離のみによって決定されると考えられ、且つ小型模型実験の結果では端部から平板の深さ D の約 1.4 倍以上離れた断面では完全に全断面が曲げに対して有効に働いている。なおこれは後に行われた大型模型による実験によつても全く同様な結論が得られたが、効率 100% となる極限の範囲は D の 1.2 倍と云う値が得られた。

(2) 平板に水平且つ長手方向の補強桁をとりつけその条数を変えた場合及び桁断面積と桁間平板部断面積の比を 0~1.79 の範囲で変化させた場合。

実験は試験平板に断面寸法がそれぞれ $12 \times 5 \text{ mm}$ 及び $20 \times 5 \text{ mm}$ の水平補強桁を 3 本あるいは 7

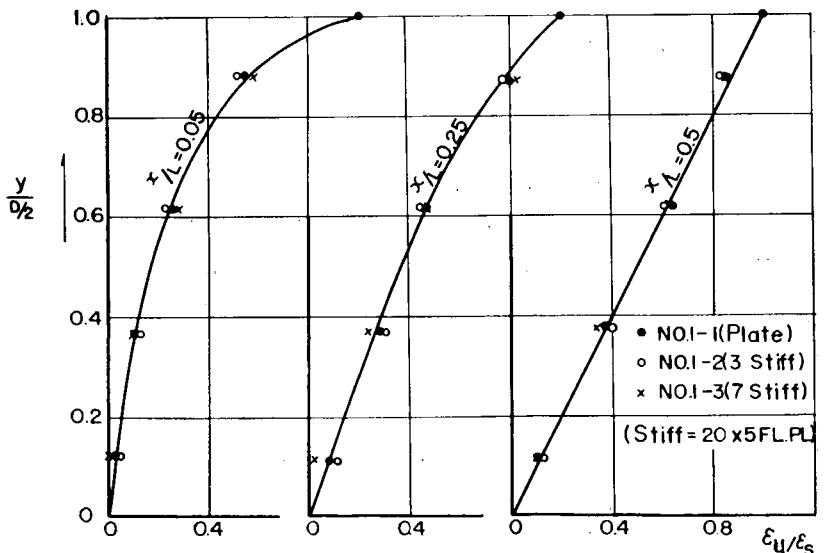


Fig. 5.5 Strain Distribution of Horizontally Stiffened Plate

本ずつ取付けた各々の場合について実施された。一例として $20 \times 5 \text{ mm}$ の補強桁を用いた場合の平板端部からの距離が $0.05L$, $0.25L$, 及び $0.5L$ (中央断面) の 3 断面におけるひずみの分布状況を Fig. 5・5 に示す。Fig. 5・5 にも見られる様に水平補強桁の断面積比及び条数を変化させても試験平板内のひずみ分布状況には殆んど差が現れず、水平補強桁は平板の有効度を増加させることには全く効かない事が明らかである。

(3) 平板に垂直補強桁を設けた場合

この実験では I 型鋼にとりつけた鋼製の垂直部材と平板とを結合することによって平板の端部に 1 条、平板の端部及び端部から 200 mm の位置に各 1 条垂直補強桁を設けた。この場合のひずみ分布曲線は Fig. 5・6 に示す通りであり平板端部からの距離が $0.05L$ 即ち 50 mm の断面では垂直部材をと

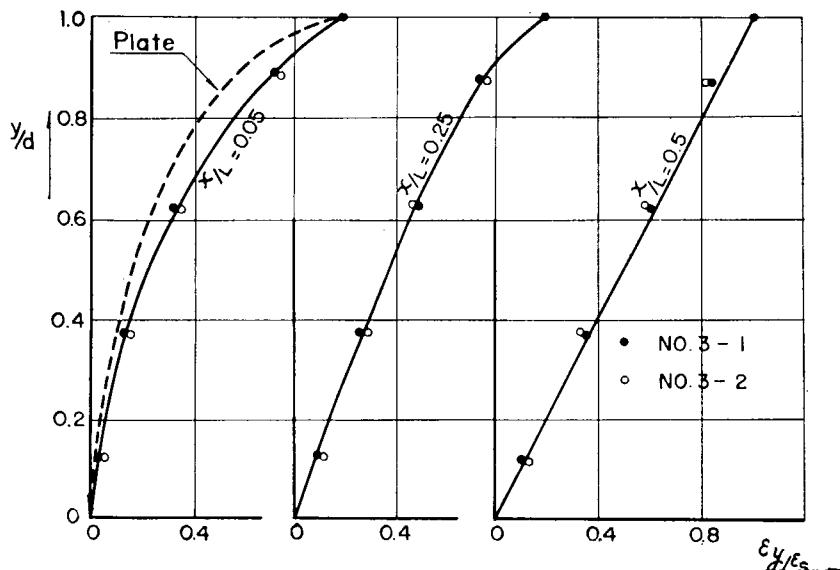


Fig. 5-6 Strain Distribution of Vertically Stiffened Plate

りつけた為の影響がはつきり現われている。併しながら平板端部から $0.25L$ 即ち 250 mm の断面では No. 3-1, No. 3-2 の何れに於いても垂直部材の影響は殆んど現われていない。この事から平板端部のように有効度が非常に低い様な断面では垂直部材は効果的であるが、端部から平板の深さに等しい程度離れた断面では端部にとりつけた垂直部材の影響は効果的ではなくなり、かつ該断面近傍に設けた垂直部材の効果すらも現われて来ないことが分る。結局平板端部に垂直部材をとりつけることは、端部附近の有効度を高めることに対して非常に効果的である。併しながら勿論量的には垂直部材の横方向の曲げ剛性の如何によつて大きく変化するものと思われる。

(4) 平板の端部に肘板を設けた場合

本実験では肘板の水平腕長を一定 (150 mm) として深さを変えた場合と深さを一定 (25 mm) として長さを変えた場合について調査した。ひずみの計測結果から平板端部より $0.05L$ (50 mm) はなれた断面で、中性軸から y なる距離におけるひずみ量 ϵ_y を肘板寸法に対して置点すると Fig. 5-7 のようになる。同図から平板の端部に肘板をとりつけることは平板の有効度を高めることが分る。特に肘板の水平腕長よりも深さを大きくする方が有効であることが分る。

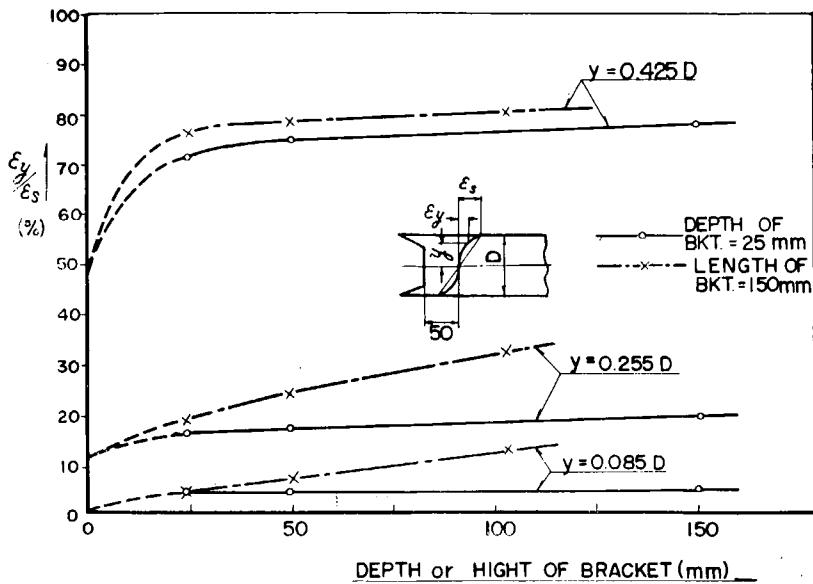


Fig. 5-7 Effect of Bracket ($L=1,000$ mm)

文 献

- 1) R. B. Shephard, J. Turnbull: Structural Investigation in Still Water on Welded Tanker "Neverita" TINA 1946.
- 2) 林 毅: 船体縦壁におけるシア・ラッグについて (第1報) 造船協会論文集 89 号
- 3) 木下, 西牧: 進水時を利用した船体各部の応力分布測定実験成績 造船協会論文集 94 号
- 4) 日本海事協会, 日立造船(株): 大型船における縦通隔壁の有効性に関する研究 運輸省補助金研究報告書 (未公刊)
- 5) 寺屋公平, 木下昌雄他: 大型船における縦通隔壁の有効性に関する実験的研究 造船協会論文集 107 号

第6章 二重張の有効性に関する研究

担当 若松守朋・重成彌

近時、船舶特に油槽船の大型化にともない船体縦強力部材たる上甲板及び船底外板の板厚は非常に大となるが、その超厚板の採用は鋼板の溶接性、或は工作法の問題等を考えると好ましくない場合が多く、それに代り連続二重張構造がしばしば使用されている。しかしながら本構造に適用されている鉢配置は二重張の縦通有効性を考えた場合必ずしも合理的な鉢配置であるとは云えないようである。

現在「鉢接手の有効性」に関する研究は種々行われているが¹⁾ 連続二重張構造としての研究は極めて少ないのである。

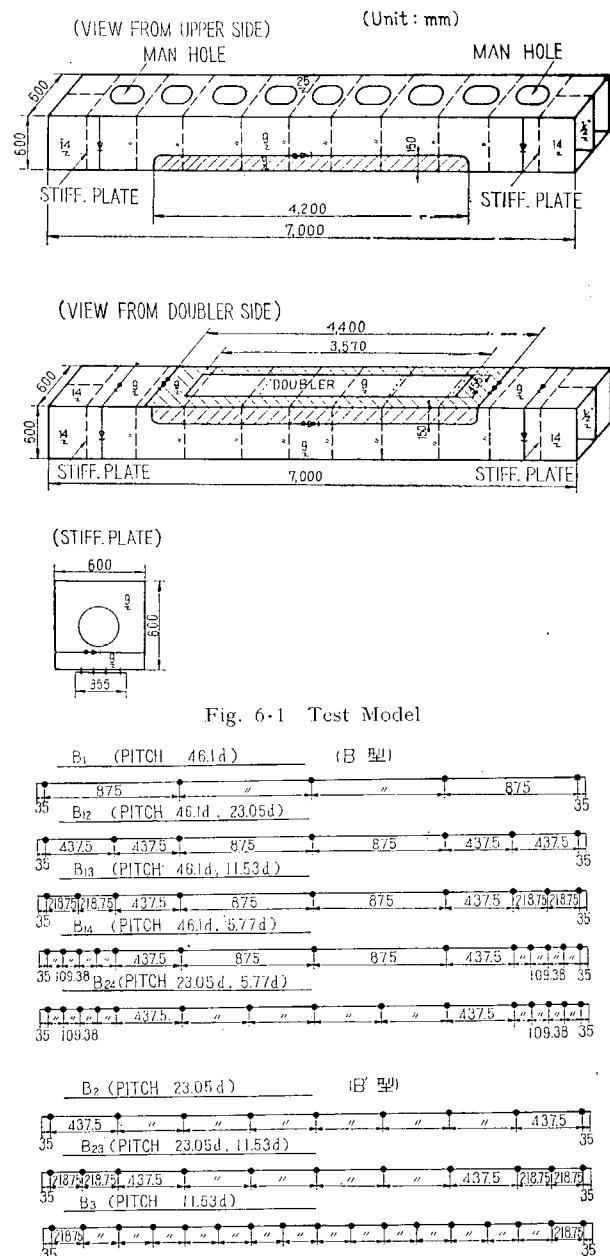
本研究は連続二重張の有効性を検討し合理的且つ経済的な鉢配置を見出す資料を求めるため連続二重張を有する箱型模型により主として実験的にその有効性と鉢配置の関係を考察したものである。

6.1 実験の概要

6.1.1 実験に使用した箱型模型

まず Fig. 6.1 に示すとき箱型模型を作製し、二重張構造は曲げに対し引張側に取りつけた。これは箱型模型を主構造とし船底或は上甲板に二重張を有する船体とみなしたものである。

模型は箱型梁本体と換装部とよりなっている。換装部は A 型、B 型、B' 型よりなり、A 型は厚さ 18 mm の鋼板を二重張と同一寸法の形状に機械加工した底面を有するもので完全に母板と一体となつて二重張である。B 型および B' 型はそれぞれ Fig. 6.2 に示す鉢配置の二重張である。(鉢は 4 列とした。) 実験に際しては各換装部を順次つけかえて実験した。



6.1.2 実験方法

上述の箱型模型の曲げ試験を運輸技術研究所船舶構造部の多荷重試験機により実施したが、支点間隔は 6.00 M で、その間に 6 コの荷重をかけた。なお各荷重は加圧梁を用いて荷重断面に対し最終的には 4 個の荷重に分割した。実験要領概略図を Fig. 6.3 に示す。A 型換装部を有する模型は前述のごとく有効率 100% の二重張に相当する模型であるが、本実験に使用した模型は頂面に作業孔を有しており、その曲げに対する断面係数を理論的に計算することが困難であり、二重張の有効率算定のベースを実験的に求めるために作製したものである。

実験は最初予備実験として B₁ 模型に対して 19φ 鉄（丸頭皿鉄）による二重張と同径の高張力ボルトによる二重張について両者の同一荷重による曲げ試験を行ない、その結果を比較して高張力ボルトにより充分本研究の目的を達成し得ることが確認できたので、本実験は便宜上すべて鉄の代りに高張力ボルトを使用した。なお高張力ボルトの締付トルクは約 44 kg·M で全てのボルトに対して均一になるようにした。

実験はボルト配置の密なるものより実施し、順次ボルトを取外し次のものへと進めて行なつた。なおひとつの実験を終了し、次の実験を開始にさきだち、各ボルトの締付トルクは検査し、最初の締付トルクを保持せしめるようにした。

測定は模型各部の応力および撓みを求めたが、二重張構造の母板および二重張の応力は片面のみの測定となつてある。模型の二重張側の平面度の精度は、このため極力歪のないものに努力して製作した。

6.2 実験結果

6.2.1 撓み測定結果

最大荷重時の撓みの測定結果を Fig. 6.4 に示す。これらはほぼ満足すべき結果を示していると考えられる。

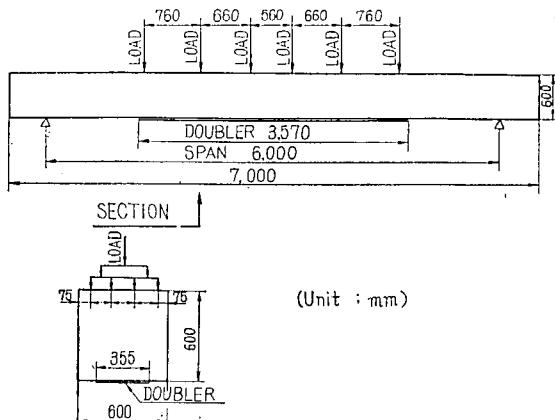


Fig. 6.3 Outline of Experiment

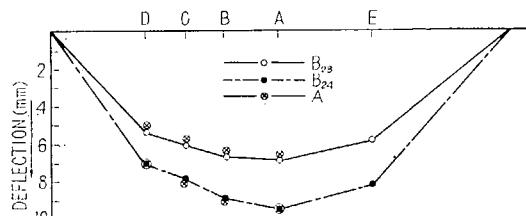
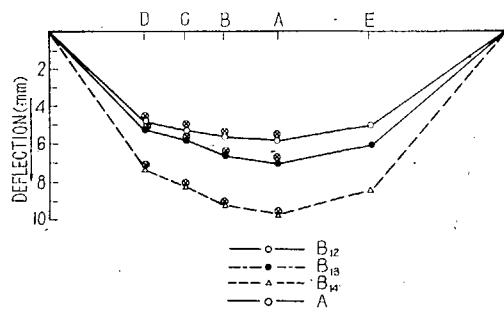
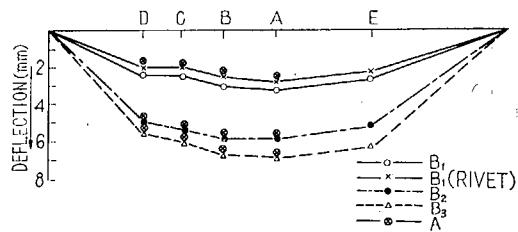


Fig. 6.4 Deflection Curves

6・2・2 応力測定結果

模型の応力測定は二重張面において 3~5 個の測定点を配置してあるが、模型底面（二重張側）の最大荷重時平均応力分布の一例を Fig. 6・5 に示す。

Fig. 6・6 に本実験において模型に与えた曲げモーメント分布と、A 型の模型の二重張側に生じる全張力 $P(x)$ の分布を示す。

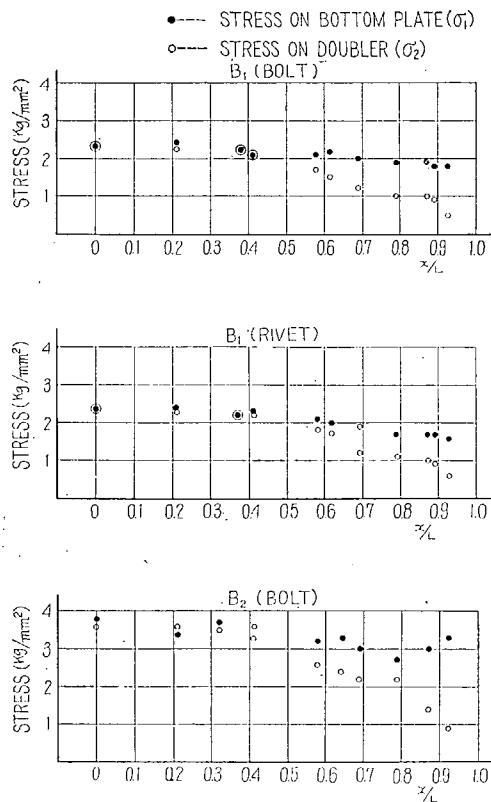


Fig. 6-5 Mean Stress

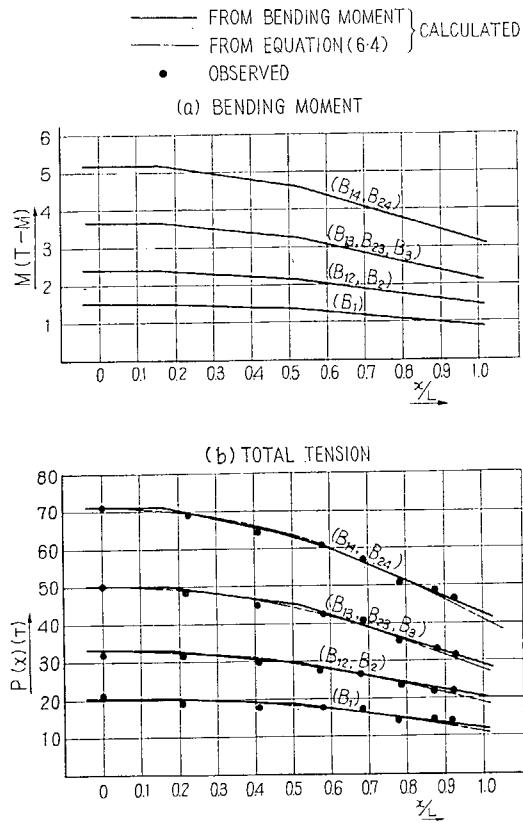


Fig. 6-6 Bending Moment and Total Bottom Plate Tension of the Model having 100% Effective Doubler

6・3 実験結果の解析

6・3・1 鉄と高張力ボルトの差異について

6・1・2 でのべたごとく、本実験は鉄の代りに高張力ボルトを使用して行なつた。実験結果の解析にあたります両者の差異について考察する必要があると思われる。

Fig. 6・4 および Fig. 6・7 に両者の撓みおよび応力の比較を示した。Fig. 6・4 よりわかるように両者の撓みは鉄の方がボルトに比して若干小さい。このことは当然の結果であり、鉄の方がボルトに比して締り方が強固で、二重張の有効性が全般的に大となり、すなわち模型の曲げ剛性が大となつてゐるためと考えられる。

Fig. 6・7 によれば、母板の応力 (σ_1) は鉄の方がボルトに比較して若干小さい。このことは上述の撓みの測定結果からもわかるごとく鉄によるものの方が二重張が有効に利いており、そのため模型の

曲げに対する中性軸が二重張側へ移行し、その応力がボルトの場合の応力よりも小さくなつたものと考えられる。二重張の応力 (σ_2) はボルトの場合の方が鉄の場合に比較して若干小さい。このこともボルトによる二重張の有効性が鉄によるものより減少していると考えることにより説明される。

以上のこととは鉄とボルトにおいては後述の変位係数が異なるため、その二重張の有効性に差異が現われたものと考えられるが、本研究の目的は二重張の有効性と鉄配置の関係を求めるものであり、鉄構造とボルト構造の変位係数等を直接議論するものではない。鉄とボルトの二重張の有効性について 6・3・2 で述べるが、その傾向は全く同様であり、本研究の主目的はボルトにより充分達成し得るものと考えられる。

6・3・2 二重張の有効率

二重張の有効率について種々の定義が考えられるが、ここでは (6・1) によるものを採用し、本実験結果を整理した。

$$\eta = \frac{P_2(x)}{\frac{a}{A+a} P(x)} \quad (6 \cdot 1)$$

ここに

η =二重張の有効率

$P_2(x)$ =二重張に生じる張力

$P(x)$ =二重張が完全に母板と一体となつてゐる場合、二重張と母板に生じる全体の張力、本実験においては A 型模型により求めた値である。

a =二重張の断面積、ただし、ここでは鉄孔の断面積を控除しないもの。

A =母板の断面積、ただし、ここでは鉄孔の断面積を控除しないもの。

(註) $P(x)$ は模型に対する曲げの影響を除くため、中性軸よりの Lever Ratio で二重張表面の位置における値に修正する。

(6・1) 式より本実験の計測値から求めた二重張の有効率を示すと、Fig. 6・8 のようになる。(各線は後述の理論値である。)

これらの図より一般に二重張の有効率はその中央部においては大であり、端部において急激に減少していることがわかる。本実験には数種類の鉄配置による二重張が実験されたが、二重張の中央部に対する鉄配置の影響はあまりない。本実験においては $x/L < 0.58$ の部分の有効率は鉄配置を変化せめることによつては、あまり影響を受けていないようである。しかしながら、 $x/L > 0.58$ の部分では鉄配置の影響が有効率に対して明瞭に現われてくる。なお、鉄配置の影響の程度は端部ほど著しい。今、一例として $x/L = 0.689$ の有効率 η の値と鉄数を次に示す。

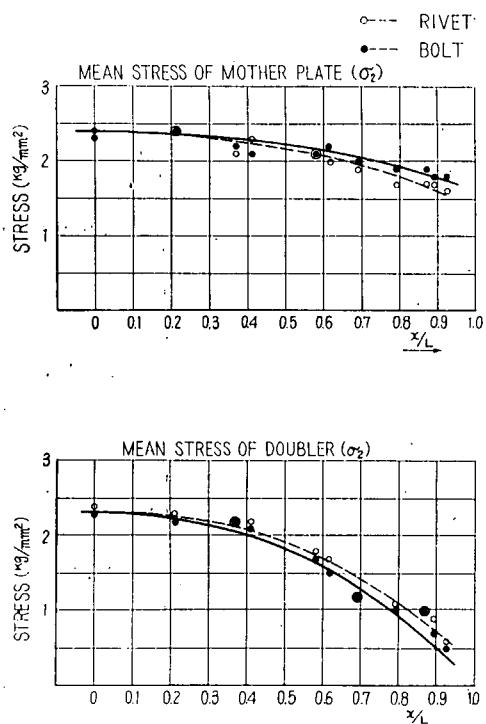


Fig. 6.7 Comparison between Rivet and Bolt (Model B1)

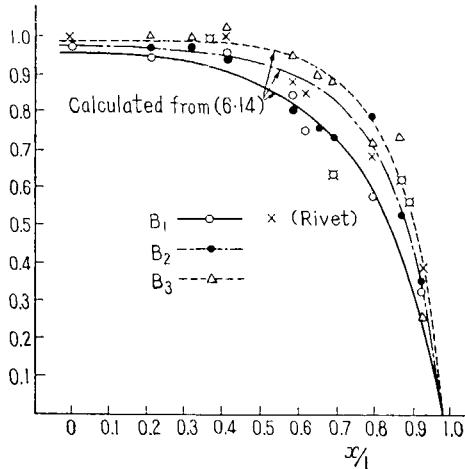


Fig. 6·8 (a) Efficiency

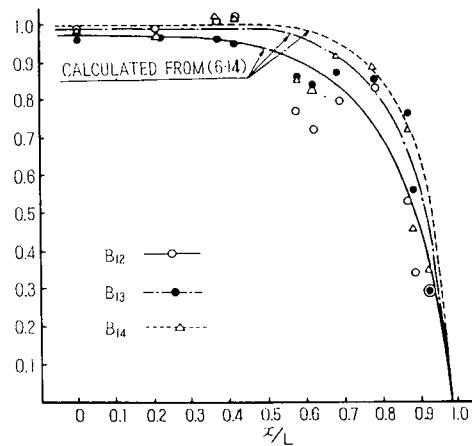


Fig. 6·8 (b) Efficiency

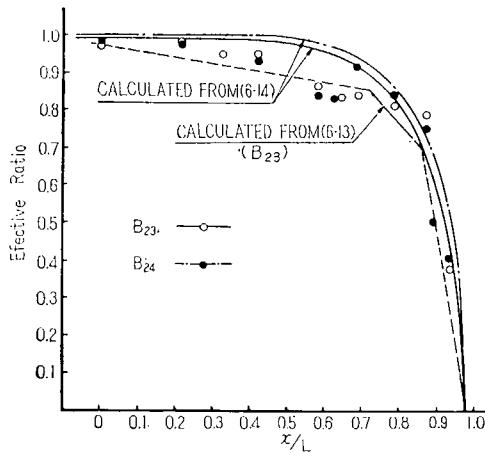


Fig. 7·8 (c) Efficiency

$B_1 \dots \eta = 0.638$	鉛数 20 本
$B_2 \dots \eta = 0.733$	鉛数 36 本
$B_3 \dots \eta = 0.889$	鉛数 68 本
$B_{14} \dots \eta = 0.909$	鉛数 52 本

上記の値より鉛配置を一様に密にするに従い、有効率は増していることがわかる。しかし、 B_{14} は中央部の鉛配置は疎で、端部の鉛のみを集中的に密にしたものであるが、二重張の有効率は最も大きい。このことは二重張の端部の鉛のみを集中的に密にすることが、その有効率を増加せしめることに非常に効果的であるということを示している。本実験においては $x/L > 0.75$ の鉛を密にすることにより効果的に二重張の有効率を増加せしめることができた。

以上の実験結果より現在実船に使用されている二重張全長にわたり、一定ピッチの鉛配置に二重張の継通有効性を考えた場合、必ずしも合理的な鉛配置ではなく、中央部を疎に端部を密にするものが好ましいと考えられる。

6·4 二重張に対する理論的検討

6·4·1 一般理論

二重張に対する理論的検討は、鉢ピッヂー宛のものに対し、渡辺博士および寺沢博士、八木氏等により2,3行なわれている。渡辺博士は微分方程式により検討され²⁾、寺沢博士、八木氏の両氏は階差方程式により検討されている³⁾。ここでは渡辺博士の導かれた微分方程式により本実験結果の理論的検討を行なう。

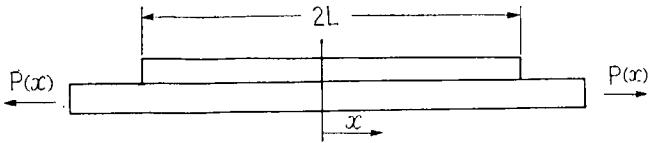


Fig. 6·9

Fig. 6·9に示すごとき二重張構造に張力 $P(x)$ が作用した場合、渡辺博士 (6·2) のごとき微分方程式を導かれた。

$$\frac{d^2P_2(x)}{dx^2} - \frac{\alpha}{\mu E} \left(\frac{1}{A} + \frac{1}{a} \right) P_2(x) = -\frac{\alpha}{\mu EA} P(x) \quad (6·2)$$

ここに、 $P_2(x)$, $P(x)$, A , a は (6·1) 式に示したものと同じ。

μ =Hovgaard の定義による変位係数

E =材料の弾性係数

$$\alpha = \frac{\pi d^2 n}{4 P}$$

ただし、 P =鉢のピッヂー、 n =鉢列数、 d =鉢径

今、二重張が 100% 有効な場合の全張力 $P(x)$ の分布を Fig. 6·6 に示したが、これを次の (6·3) 式のごとき二次曲線で近似する。

$$\frac{a}{A+a} P(x) = P_0 \left(1 - \lambda \frac{x^2}{L^2} \right) \quad (6·3)$$

ここに、 P_0 =二重張が 100% 有効な場合の $x=0$ において二重張に生じる張力

λ =係数 (本実験においては 0.45 として全ての荷重に対しほとんど近似できた。)

$P(x)$, A , a は (6·1) 式におけるものと同じ。

(6·3) 式を各鉢配置に対して示すと、(6·4) 式のごとくなる。

$$\left. \begin{array}{l} B_1: \dots \dots \dots \frac{a}{A+a} P(x) = 7.6 \left(1 - 0.45 \frac{x^2}{L^2} \right) \\ B_{12}, B_2: \dots \dots \dots \frac{a}{A+a} P(x) = 12.1 \left(1 - 0.45 \frac{x^2}{L^2} \right) \\ B_{13}, B_{23}, B_3: \dots \dots \dots \frac{a}{A+a} P(x) = 18.2 \left(1 - 0.45 \frac{x^2}{L^2} \right) \\ B_{14}, B_{24}: \dots \dots \dots \frac{a}{A+a} P(x) = 25.8 \left(1 - 0.45 \frac{x^2}{L^2} \right) \end{array} \right\} \quad (6·4)$$

(6.2) 式および (6.4) 式より α が一定の場合は簡単に $P_2(x)$ を求めることができる。しかし、本実験では α が二重張の中央部、端部で異つているものが含まれている。この α が一定でない場合の厳密解は非常に複雑であり実用的でない。寺沢博士、八木氏両氏は Equivalent Electric Network を使用し、実験的に求める方法を述べておられる³⁾。ここでは、6.3.2 で述べたごとく二重張の有効率に対し中央部の鉄配置はほとんど無関係であることが実験的に確かめられているので、端部における鉄配置に対する α を二重張全長に対し使用して $P_2(x)$ を求めると (6.5) 式のごとくなる。

$$P_2(x) = P_0 \left[1 - \lambda \left(\frac{2}{m^2} + \frac{x^2}{L^2} \right) - \left\{ 1 - \lambda \left(\frac{2}{m^2} + 1 \right) \right\} \frac{\cosh mx/L}{\cosh m} \right] \quad (6.5)$$

ここに、

$$m^2 = \frac{\alpha(A+a)L^2}{\mu EAa}$$

次に二重張構造の各々の鉄に注目して若干の仮定を用い、代数的取扱いにより本実験の理論的検討を行なつてみる。ただし、この方法は計算が面倒であり、微分方程式あるいは階差方程式のようにあまり実用性がないと思われるるので、ここでは鉄配置が中央部と端部において異つている B_{23} の実験結果についてのみ検討する。

今、Fig. 6.9 のごとき二重張構造に張力 $P(x)$ が作用する場合、母板および二重張にはそれぞれ $P_1(x)$, $P_2(x)$ が生じる。各鉄の位置を $x=0$, x_1 , x_2 , ..., x_n とし、その点における母板と二重張間の相対辺り、剪断応力をそれぞれ $x=x_i$ において s_i , q_i とする。原点に対し対称であるから $s_0=0$, $q_0=0$ となる。

母板および二重張の $x=0 \sim x_i$ 間の変位はそれぞれ

$$\left. \begin{aligned} \int_0^{x_1} d\varepsilon_1 &= \int_0^{x_1} \frac{P_1(x)}{EA} dx \\ \int_0^{x_1} d\varepsilon_2 &= \int_0^{x_1} \frac{P_2(x)}{Ea} dx \end{aligned} \right\} \quad (6.6)$$

しかるに母板と二重張の変位の差は、その間の両者の相対辺りの変化に等しい。

したがつて、

$$s_1 - s_0 = \int_0^{x_1} \frac{P_1(x)}{EA} dx - \int_0^{x_1} \frac{P_2(x)}{Ea} dx \quad (6.7)$$

しかるに、 $P(x) = P_1(x) + P_2(x)$ であるから

$$s_1 - s_0 = \int_0^{x_1} \frac{P(x)}{EA} dx - \int_0^{x_1} P_2(x) \left(\frac{1}{EA} + \frac{1}{Ea} \right) dx \quad (6.8)$$

同様にして i 番目の鉄と $(i-1)$ 番目の鉄間においては

$$s_i - s_{i-1} = \int_{x_{i-1}}^{x_i} \frac{P(x)}{EA} dx - \int_{x_{i-1}}^{x_i} P_2(x) \left(\frac{1}{EA} + \frac{1}{Ea} \right) dx \quad (6.9)$$

Hovgaard の定義による変位係数 μ を使用して相対辺りと剪断応力との関係を求める $s=\mu q$ であり、(6.8) 式、(6.9) 式は (6.10) 式のごとく書き代えられる。

$$\left. \begin{aligned} \mu q_1 &= \int_0^{x_1} \frac{P(x)}{AE} dx - \int_0^{x_1} P_2(x) \left(\frac{1}{EA} + \frac{1}{Ea} \right) dx \\ \mu(q_i - q_{i-1}) &= \int_{x_{i-1}}^{x_i} \frac{P(x)}{EA} dx - \int_{x_{i-1}}^{x_i} P_2(x) \left(\frac{1}{EA} + \frac{1}{Ea} \right) dx \\ \mu(q_n - q_{n-1}) &= \int_{x_{n-1}}^{x_n} \frac{P(x)}{EA} dx - \int_{x_{n-1}}^{x_n} P_2(x) \left(\frac{1}{EA} + \frac{1}{Ea} \right) dx \end{aligned} \right\} \quad (6 \cdot 10)$$

一方、二重張の張力は鉄に作用する剪断力だけ変化すべきであり、鉄径を d 、鉄列数を n とすると二重張の張力 $P_{20}, P_{21}, \dots, P_{2i}, \dots, P_{2n}$ と各鉄に作用する剪断応力との間には (6・11) 式の関係が成立する。

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\pi}{4}d^2 n q_1 &= P_{21} - P_{20} \\ -\frac{\pi}{4}d^2 n q_i &= P_{2i} - P_{2(i-1)} \\ -\frac{\pi}{4}d^2 n q_n &= P_{2n} - P_{2(n-1)} \end{aligned} \right\} \quad (6 \cdot 11)$$

(6・10) 式および (6・11) 式より

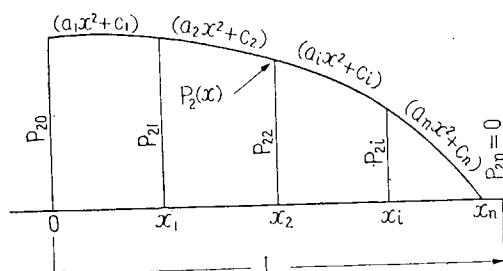
$$\left. \begin{aligned} -\frac{\mu}{\beta}(P_{21} - P_{20}) &= K_1 \int_0^{x_1} P(x) dx - K_2 \int_0^{x_1} P_2(x) dx \\ -\frac{\mu}{\beta}(P_{2i} - 2P_{2(i-1)} + P_{2(i-2)}) &= K_1 \int_{x_{i-1}}^{x_i} P(x) dx - K_2 \int_{x_{i-1}}^{x_i} P_2(x) dx \\ -\frac{\mu}{\beta}(P_{2n} - 2P_{2(n-1)} + P_{2(n-2)}) &= K_1 \int_{x_{n-1}}^{x_n} P(x) dx - K_2 \int_{x_{n-1}}^{x_n} P_2(x) dx \end{aligned} \right\} \quad (6 \cdot 12)$$

$$\text{ここに, } K_1 = \frac{1}{EA}$$

$$K_2 = \frac{1}{EA} + \frac{1}{Ea}$$

$$\beta = \frac{\pi}{4}d^2 n$$

(6・12) 式は右辺に未知数を含む積分があるが、 $P_2(x)$ を各鉄間においてそれぞれ未知数 $P_{20}, \dots, P_{2i}, \dots, P_{2(n-1)}$ を含む二次曲線で近似する。(下図参照のこと)



この近似は鉄間の距離が L に比較してかなり小であれば一般に非常に高い精度で成立すると考えられる。以上のごとく $P_2(x)$ を近似することにより (6.12) 式は (6.13) 式のごとく書きかえられる。ただし、 $P_{2n}=0$ とする。

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\mu}{\beta}(P_{21}-P_{20}) &= K_1 \int_0^{x_1} P(x) dx - K_2 \left[\frac{a_1}{3} x_1^3 - C_1 x_1 \right] \\ -\frac{\mu}{\beta}(P_{22}-2P_{21}+P_{20}) &= K_1 \int_{x_1}^{x_2} P(x) dx - K_2 \left[\frac{a_2}{3} (x_2^3 - x_1^3) - C_2(x_2 - x_1) \right] \\ -\frac{\mu}{\beta}[-2P_{2(n-1)}+P_{2(n-1)}] &= K_1 \int_{x_{n-1}}^{x_n} P(x) dx - K_2 \left[\frac{a_n}{3} (x_n^3 - x_{n-1}^3) - C_n(x_n - x_{n-1}) \right] \end{aligned} \right\} \quad (6.13)$$

今 $P(x)$ を (6.3) 式においてのべたと同様の取扱いをするならば、二重張の i 番目の位置における P_{2i} は (6.13) 式より計算することができる。

この方法は鉄配置が二重張の中央部と端部において異つている場合でも、鉄数があまり多くない本実験のごとき鉄配置に対しては P_{2i} を計算し得る。

6.4.2 本実験におけるボルトの変位係数について

6.4.1 において二重張構造の一般理論についてのべたがそれにより本実験を考察する場合、実験に使用したボルトの変位係数を検討する必要がある。鉄接手の変位係数 μ は現在二、三の実験値⁴⁾が求められているが、それは鉄の工作法の如何により非常に変化するもので、鉄径、板厚等によつては全く整理されない。種々の実験値より一般には μE として 10~90 mm 程度であると言われている。

本実験においては変位係数を直接求める計画をしなかつたので、此處では (6.5) 式に $P_2(x)$ の実測値を代入し μE を逆算して本実験のボルトの変位係数を推定する。また B₂₃ のボルトに対してのみ (6.5) 式による推定値と同時に (6.13) 式による推定値を求めた。

以上のごとくして求めた μE の一例を Fig. 6.10 に示す。この図より判ることく、本実験のボルトの変位係数は相当なばらつきを示している。これは本実験において直接変位係数を測定したものではなく、数式よりの逆算値であることもひとつの原因ではあるが、ボルト締の工作法を前述のごとく

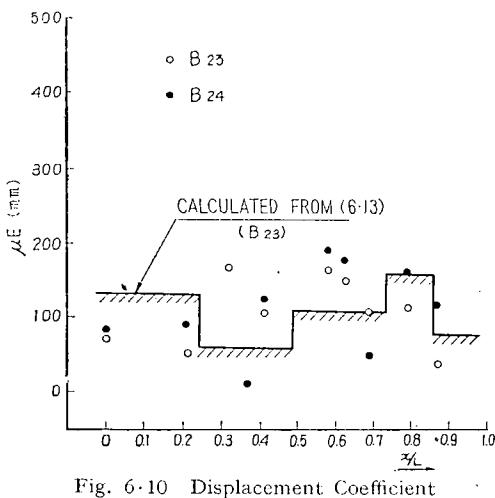


Table 6.1 Mean Displacement Coefficient of Bolt

α	Rivetting	μE (mm)	m
1,295	B ₁ (Rivet)	85	4.9
	B ₁ (Bolt)	100	4.5
2,590	B ₁₂	160	5.0
	B ₂	140	5.4
5,180	B ₁₃	100	8.9
	B ₂₃	120	8.2
	B ₃	100	8.9
10,360	B ₁₄	100	12.7
	B ₂₄	120	11.6

かなり注意深く一定にするように努力したが、やはり各々のボルトに対し相当な差異があつたためであろう。

以上のごとく変位係数の計算結果は相当なばらつきを示しているが、それらの平均値をとると Table 6・1 のごとくなる。

B_1 において鉄の変位係数を示したが現在、他の実験に示されているばらつきの範囲内にほぼ入っている。鉄とボルトの変位係数の差は約 15% 程度ボルトの方が大である。この変位係数の差異により 6・3・1 にのべた両者の有効率に差異があらわれてきたものと考えられる。

6・4・3 有効率

6・3・2 においてのべた本実験の二重張の有効率の理論的検討を行なう。本研究において二重張の有効率を (6・1) 式で定義した。(6・1) 式を (6・3) 式および (6・5) 式を用いて書きかえると (6・14) 式のごとくなる。

$$\eta = \frac{P_2(x)}{\frac{a}{A+a}P(x)} = 1 - \frac{2\lambda}{m^2(1-\lambda\frac{x^2}{L^2})} - \frac{\left\{1-\lambda\left(\frac{2}{m^2}+1\right)\right\} \cosh mx/L}{\left(1-\lambda\frac{x^2}{L^2}\right) \cosh m} \quad (6 \cdot 14)$$

本実験の各ボルトの変位係数は各々のボルトでかなりの差異が見られるが (6・14) 式を使用するにあたり Table 6・1 に示した平均の μE すなわち、 m の値を使用して理論計算を行つた。ただし $P(x)$ 、 λ の値は (6・4) 式に示した値を採用した。中央部と端部で鉄配置の異なる二重張に対してはいずれも端部の配置に対する α を使用した。

以上のごとくして計算した結果は、Fig. 6・8 より判るごとく実験値とかなりよく合致している。また B_{23} の鉄配置に対し (6・13) 式より $P_{20}, P_{21}, \dots, P_{25}$ を計算して有効率を求めた値は更によく実験値と合致している。

一般に理論式 (6・14) は若干実験値を上まわった結果を示す傾向が見られるが、それ程明瞭ではない。また B_{23} において見られるごとく (6・14) による値は (6・13) 式を用いて計算した結果よりも若干大きく有効率が計算されるようである。特に $x/L=0.3 \sim 0.7$ 付近においてその傾向がはつきり見られる。しかしながら、中央部および端部においては両者の差異はほとんどない。このことは次のごとく説明される。

すなわち二重張中央部の有効率は鉄配置により余り影響されない。また端部はその場所の真の鉄配置の α を使用して計算するので、両者に差異はほとんど認められない。しかしながらその中間の有効率の計算に対しては実際よりも密な鉄配置に対する α を用いて (6・14) 式より計算した結果は若干実験値あるいは (6・13) 式を用いた計算値を上まわる傾向があると考えられる。

しかしながら、二重張の有効性の理論的検討には (6・14) 式を用いて充分であるといえよう。

6・4・4 本実験におけるボルトに生じる剪断応力について

二重張構造の鉄に生じる剪断応力を直接測定することは非常に困難である。本実験においてはボルトに生じる剪断応力を若干の仮定を用い理論式により検討する。

今ボルト接頭を通じて伝達される剪断応力を q とし、ボルトの断面積がボルト間において一様に分布すると仮定すると q は (6・15) 式で表わされる。

$$q = -\frac{1}{\alpha} \frac{dP_2}{dx} = \frac{P_0}{\alpha L} \left[2\lambda(x/L) + \left\{ 1 - \lambda \left(\frac{2}{m^2} + 1 \right) \right\} \frac{m \sinh mx/L}{\cosh m} \right] \quad (6 \cdot 15)$$

(6.15) 式に 6.4.2 でのべた各測定位置における m を代入してその場所に生じると考えられる剪断応力の計算結果を Fig. 6.11 に示す。ただし、同図はボルト配置と剪断応力の関係を明瞭にするため同一外力、すなわち B_{14} および B_{24} に対する外力によるものに換算して比較してある。実際の荷重に対し端部のボルトに生じると考えられる剪断応力は、Table 6.2 のごとくなる。

また B_{23} については (6.11) 式よりボルトに生じる剪断応力の計算結果をも同時に示してあるが (6.15) 式によるものと若干異つている。これは (6.5) 式および (6.13) 式より求めた両者の変位係数の差異によるためと考えられる。しかしながら剪断応力分布の傾向はほぼ同様である。

Fig. 6.11 によると、一般に二重張端部の鉢には相当大なる剪断応力の生じることが判る。しかし

Table 6.2 Practical Shearing Stresses in the Bolts at Model Edge

B_1 (Rivet)	8.1	B_{12}	6.5	B_{23}	5.4
B_1	8.1	B_{13}	4.9	B_{24}	4.0
B_2	7.5	B_{14}	3.9		
B_3	4.2				

(単位: kg/mm²)

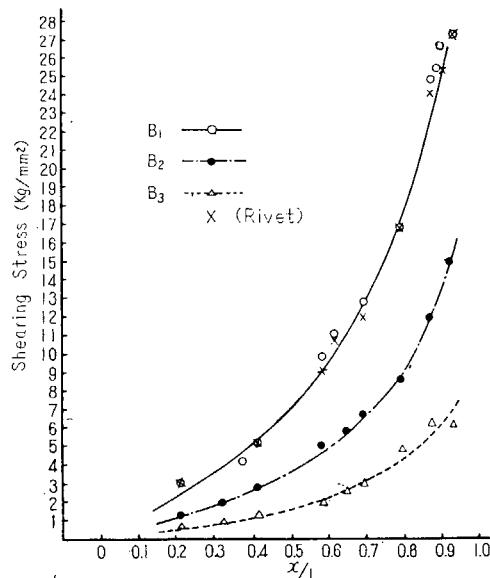


Fig. 6.11 (a) Shearing Stress

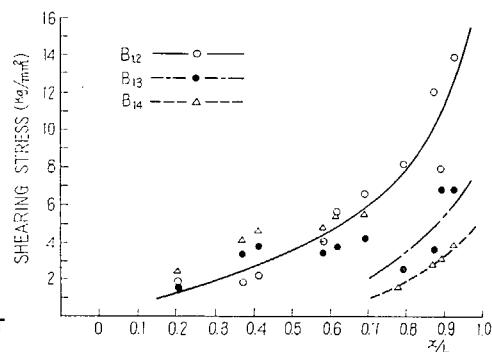


Fig. 6.11 (b) Shearing Stress

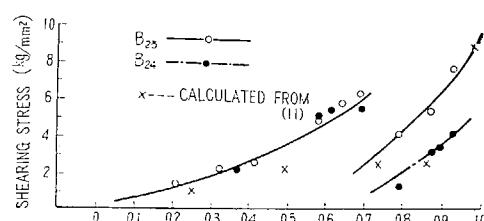


Fig. 6.11 (c) Shearing Stress

この大なる剪断応力は端部の鉄配置を密にすることにより著しく減少せしめることができる。

Fig. 6-11 の結果からみても実船の一様な鉄配置の二重張が必ずしも合理的なものではないことが充分うかがわれる。

6・5 実船例の検討

6・4 までに述べた本実験の結果をもとにして 73,000 LT 油槽船の上甲板、船底外板に使用されている二重張について検討する。

本船は上甲板、船底外板とも板厚は 38 mm で二重張は $3/5L = 150 \text{ M}$ の範囲にわたり上甲板、船底外板と同厚のもので、その断面積は上甲板側は $1,862 \text{ cm}^2$ 、船底外板側は $3,268 \text{ cm}^2$ でいずれも鉄径は $28 \text{ mm}\phi$ 、ピッチは $9d$ であり、鉄列数は上甲板側は 24、船底外板側は 48 となつて。今 $\mu E = 50 \text{ mm}$ と仮定すると m はそれぞれ次の値となる。

$$\text{上甲板側: } m = 406, \quad \text{船底外板側: } m = 450$$

実船の場合、船体曲げモーメントの分布、すなわち全張力 $P(x)$ の分布は (6・3) 式において、 $\lambda = 0.7$ とおくことによりほぼ近似できる。

本船の m は上甲板、船底外板とも非常に大きく (6・14) 式より判るごとく二重張の有効率はほとんど全長にわたり 100% となる。

このことは本船についてのみならず一般の実船についていえることである。

本船の二重張について $x/L < 0.9$ の範囲に対して有効率を 100% にするために必要な m の最小値は約 50 程度でよい。このことは上甲板に対し $\alpha = 0.89$ 、船底外板に対し $\alpha = 1.45$ 程度にすることである。

以上は有効率についてのみの検討であるが、次に鉄に生じる剪断応力について検討する。鉄に生じる最大剪断応力は $x/L = 1$ において生じるが (6.15) 式により計算する。一般に大型油槽船において船体中央部の最大曲げ応力は約 10 kg/mm^2 程度であり、それにより (6.15) 式の P_0 を決める。本船においては、上甲板側に対し 25.6 kg/mm^2 船底外板側に対し 25.4 kg/mm^2 となつて。鉄の許容剪断応力を 10 kg/mm^2 と考えるならば、本船の二重張端部の鉄はかなり許容剪断応力を超えている。端部の鉄に生じる剪断応力を 10 kg/mm^2 におさえるためには、上甲板に対し、 $\alpha = 377$ 、 $m = 1,030$ 、船底外板に対し $\alpha = 745$ 、 $m = 1,130$ 程度にしなければならない。

次に二重張全長に対し鉄の剪断応力を 10 kg/mm^2 以下にする m の最小値を求めてみると、 $x/L < 0.5$ の範囲に対し上甲板、船底外板とも $m = 50$ となり、上甲板に対し $\alpha = 0.89$ 、船底外板に対し、 $\alpha = 1.45$ 程度でよい。 $x/L = 0.9$ 付近では上甲板、船底外板とも $m = 210$ となり、上甲板に対し $\alpha = 15.7$ 、船底外板に対し $\alpha = 25.6$ 程度でよい。

実船の鉄配置決定に対しては、水密性あるいは鋼板の鉄間挿屈等を考慮しなければならず、上述の計算結果を直ちに適用することはできないが、本船の鉄配置として $x/L = 0 \sim 0.5$ で $p = 30d$ 、 $x/L = 0.5 \sim 0.9$ で $p = 15d$ 、 $x/L = 0.9 \sim 1$ で $p = 4d$ を考えると現在の鉄列数を変えないと仮定し、上甲板では約 30%、船底外板で約 40% 程度鉄数を減少せしめ得る。ただし、この場合二重張端部の鉄の剪断応力は上甲板では 17.0 kg/mm^2 、船底外板では 16.8 kg/mm^2 であり、 $x/L = 1$ 付近の鉄は上甲

板では $\alpha=377$, 船底外板では $\alpha=745$ 程度になるように鉄数は増さなければならない。また $x/L < 0.9$ において水密性を保持するため二重張の周辺の鉄のピッチは充分密にする必要がある。以上のごとく局部的には上述の案より鉄数を増さなければならないが、現在の鉄数を船体強度を減少せしめることなく、大巾に減せしめることができる。

6・6 結論

本研究の結果、概略次の事項が判明した。

- (1) 二重張の有効率はその端部において急激に減少する。この減少しはじめる位置はその鉄配置、すなわち m により変化する。一般に実船においては m が非常に大であり、その有効率はほとんど二重張の全長にわたり 100% となつてゐる。
- (2) 二重張の有効率は m が一定値以上あれば中央部の鉄配置にはほとんど無関係である。実船の場合 $m=50$ 程度で最端部を除き 100% の有効率を期待できる。
- (3) 二重張端部の鉄は極めて大きな剪断応力をうけている。実船の鉄配置に対し検討すると 25 kg/mm^2 程度の剪断応力が最端部の鉄に生じると考えられる。しかし、この応力は端部をはなれるに従い急激に減少する。
- (4) 現在の実船の二重張鉄配置は必ずしも合理的なものとはいえないと考えられる。鉄配置を二重張の有効率および鉄に生じる剪断応力、水密性、鋼板の鉄間擦屈等を考慮してより合理的に設計することにより、現在のものより大巾に鉄数を減少せしめ得る。
- (5) 二重張の問題は (6・2) 式の微分方程式により検討した結果と実験がよく合うことが判明した。したがつてこの種の問題をとく場合、取扱いの容易な上述の理論的検討で充分であると考えられる。

文獻

- 1) 日本造船研究協会第2研究部会第3小委員会資料 昭和 28 年 4 月
- 2) 渡辺「不連続縫合の継通有効率と応力集中の問題」造船協会論文集 第 73 号
- 3) 寺沢、八木「鉄接手の弾性」その 1 造船協会論文集 第 95 号
- 4) 寺沢、八木「鉄接手の弾性」その 2 造船協会論文集 第 93 号

第7章 縦通隔壁の有効性に関する研究

担当 木下昌雄・西牧興

7.1 研究の概要

第5章に述べた模型実験およびその後実施された大型模型による実験^{1,2)}によつて船体が縦山げモーメントをうける場合に縦通隔壁に生ずる応力分布の状況並びに隔壁端部附近が縦強度に対してどの程度有効に働いているか、端部の構造をどの様にすれば縦通隔壁端部附近の有効性を高めることが出来るかという問題に対してある程度まで解明することが出来た。さて、大型模型実験において使用された模型は外形寸法は実船と略相似であるが板厚はやや大きくそのため断面積比、慣性モーメント比などは外形寸法比に較べて大きい。従つてこれら模型実験の結果から得られた数値そのものを直ちに実船に適用することはなお若干の考慮が必要であろうけれども、実船の場合においても模型実験によつて得られた結果と略同じ様な結論を導き出せるものと考えられる。これをたしかめる目的の下に47,000 DWT型油槽船、並びに36,000 DWT型油槽船（以下それぞれ第1船および第2船と呼ぶ）の進水時を利用して縦通隔壁の応力の測定を実施した。

7.2 実験について

供試各油槽船の主要々目は Table 7.1 に示す通りである。

計測箇所は第1船においては Fig. 7.1 に示すように縦通隔壁及び外板の応力測定に対してⒶ～Ⓕの5断面を選び、更にその他に船尾の機関室内に設けられている肘板Ⓕ及びⒼを選んだ。それぞれ

Table 7.1 Principal Date of Measured Tankers

	1st Tanker	2nd Tanker
L (B. P.)	215 m	188.976 m
B (Moulded)	30.2	27.737
D (Moulded)	15.35	14.478
d (Moulded)	11.47	10.932
Depth of L. Bhd.	15.88	14.83
Length of L. Bhd.	145.7	124.7
Number of L. Bhd.	2 条	2 条
Position of N. A. above bottom plate	7.729	7.327
I/y_B	26,480,000 mm ² -m	19,218,500 mm ² -m

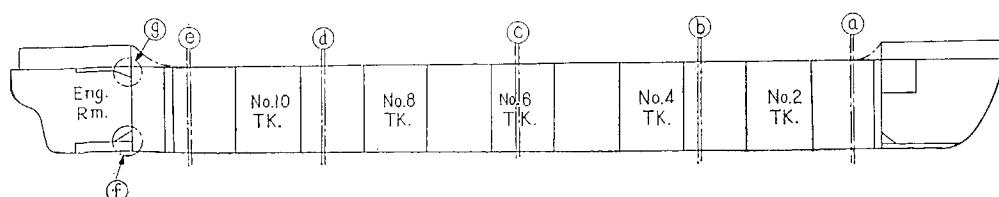


Fig. 7.1 Measured Sections' Plan (The 1st Tanker)

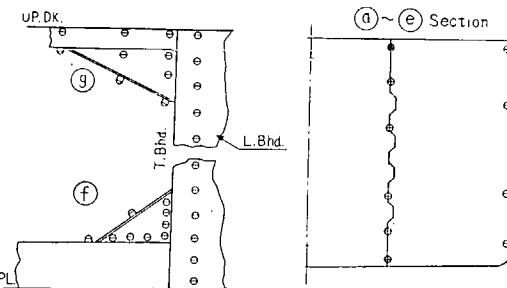


Fig. 7-2 Positions of Strain Gauges (The 1st Tanker)

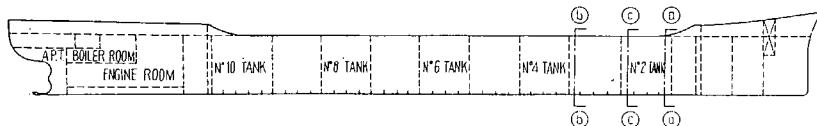


Fig. 7-3 Measured Sections' Plan (The 2nd Tanker)

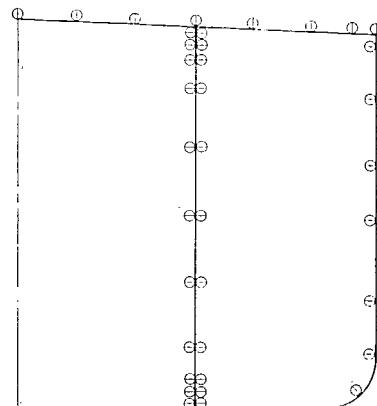


Fig. 7-4 Positions of Strain Gauges (The 2nd Tanker)

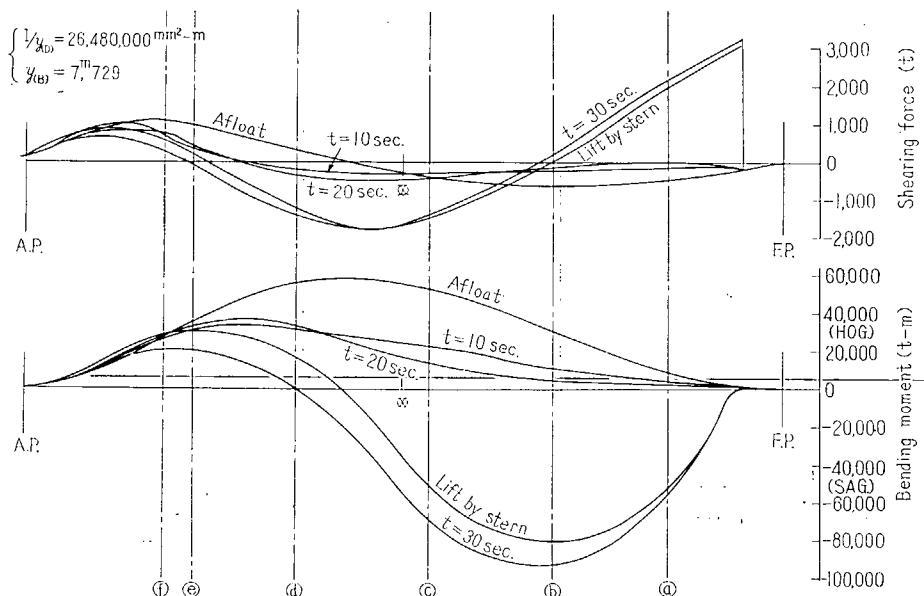


Fig. 7-5 Calculated Bending Moment Diagram (The 1st Tanker)

の計測個所におけるひずみ計の配置は、Fig. 7-2 に示す通りである。第2船では Fig. 7-3 に示すように、船首と船橋樓の間の3断面のみとし各断面においては Fig. 7-4 のように外板並びに縦通隔壁の計測点を増すと同時に、甲板上にも計測点を設けた。尚一例として Violanda 号の進水時に船体に作用する曲げモーメント並びに剪断力を滑走開始より 10 秒、20 秒、30 秒、船尾浮揚時及び完全浮揚時のそれぞれについて計算した結果を Fig. 7-5 に示す。

7.3 実験結果

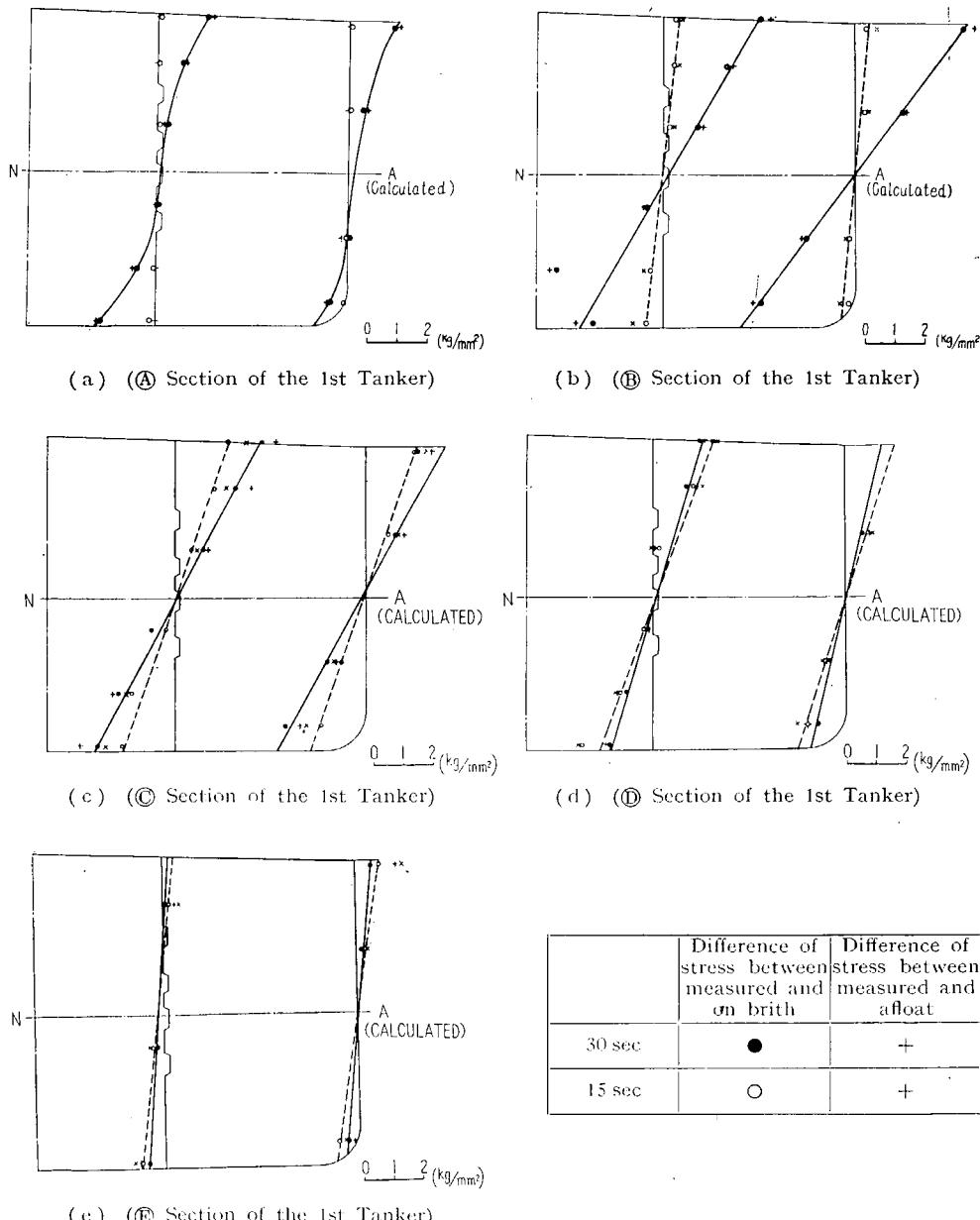


Fig. 7-6 Measured Stress Distributions

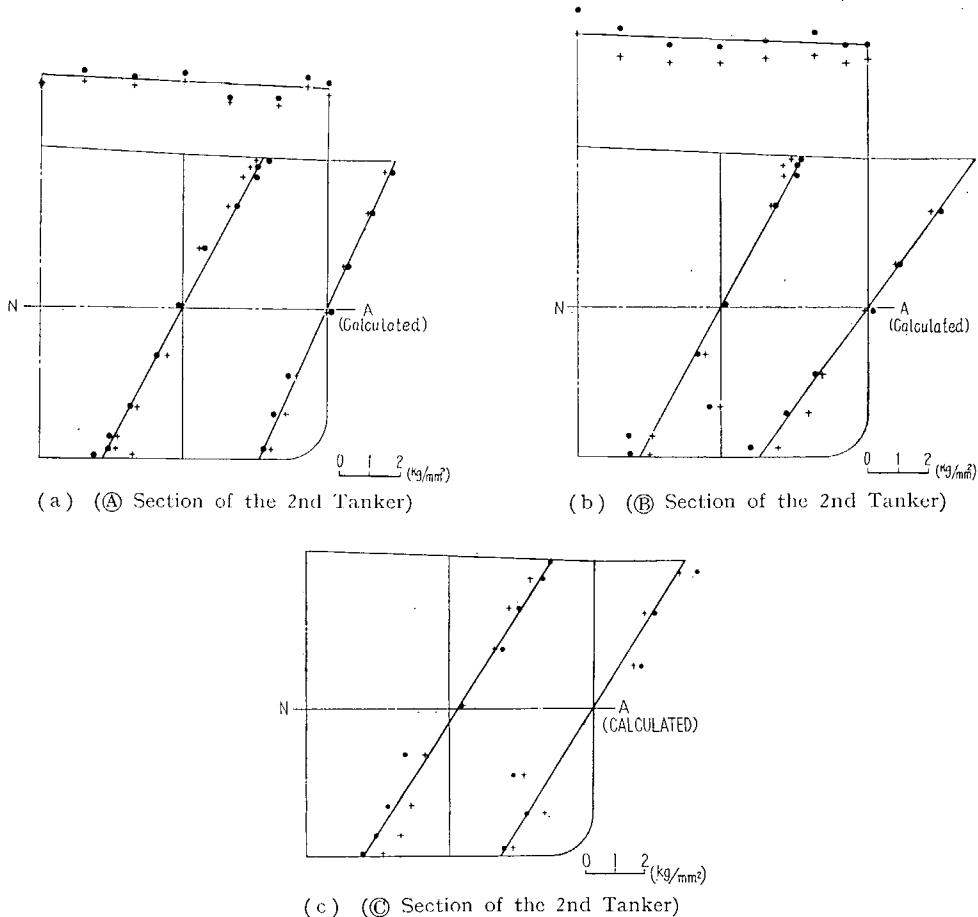


Fig. 7.7 Measured Stress Distributions

外板ならびに縦通隔壁の応力分布について第1船の計測結果例を Fig. 7.6 に、第2船の計測結果例を Fig. 7.7 に示す。Fig. 7.6 に示した計測結果と、Fig. 7.5 に示した外力による曲げモーメントの計算値から梁理論を用いて求めた応力分布とは、その傾向は大体近似出来るが、量的には必ずしも良好な近似を示さなかつた。これは進水中に船体に加わる曲げモーメントを計算する基礎となつているのは滑走速度曲線であるが、船体の応力計測と滑走速度とを連動して計測することが困難であったために、これらはそれぞれ別個に計測された。従つてそれぞれ別個に計測された資料において滑走開始時刻にズレがあつてこれが船体に作用する曲げモーメント曲線に大きく影響したためと考えられる。これらの各計測結果から第1船及び第2船の縦通隔壁のそれぞれの計測断面における有効率を求める Table 7.2 のようになる。

(1) 第1船の ⑧, ⑨ 及び ⑩ 断面並びに第2船の ⑧ 及び ⑩ 断面について

上記諸断面は何れも $x/D \geq 1.13$ の範囲にあるから、先に述べた模型実験の結果からも縦通隔壁の有効率は 100% と期待してよく実船による実験もよく一致した結果を示した。

(2) 第1船の ④ 断面について

この断面は $x/D = 0.33$ であつて模型実験の結果によると有効率 η は縦通隔壁端部自由の時で約

Table 7.2 Factor of Effectiveness of L. Bhd.

Measured Section	The 1st Tanker				The 2nd Tanker			
	x	x/D	x/L	η	x	x/D	x/L	η
A	4.8	0.33	0.033	0.814	7.625	0.514	0.0612	1.0
B	36.8	2.32	0.251	1.0	28.975	1.95	0.156	1.0
C	72.0	4.54	0.495	1.0	16.775	1.13	0.134	1.0
D	30.4	1.92	0.209	1.0				
E	8.8	0.55	0.0603	1.0				

 x : Distance between the Measured Section and the End T. Bhd. L, D : Length and Depth of L. Bhd. η : Factor of Effectiveness of L. Bhd.

60% である。併しながら本船においては No. 1 油槽の前部に Cofferdam をはさんで No. 1 燃料油槽（油槽長 12.5 m）があり、この燃料油槽内に縦通隔壁と同じ断面位置に Wash Girder がある。即ち Wash Girder は縦通隔壁の有効長を延長させる様に働くと考えられる。この様に考えて ⑩ 断面の x/D を求めると $x/D=1.15$ となり断面の位置がこの程度隔壁端部から離れると有効率は略 100% に近づく。しかし一方本船の場合縦通隔壁は波型板であるため模型実験の項でも述べた様に、平板隔壁の場合に較べて有効率は低下する³⁾。従つて本船の場合に得られた結果は大体妥当なものであると考えられる。

(3) 第1船の ⑩ 断面について

⑩ 断面は縦通隔壁の後端部に近い断面であるが本船の場合後端の部分には機関室内において縦通隔壁上下端に肘板が設けられている構造となつていて。これを模型実験の場合と [肘板の垂直（又は水平）腕長/縦通隔壁の深さ] を一致させる様に対比させると²⁾における模型実験の場合の Exp. 7-5 即ち縦通隔壁の深さ 600 mm, 肘板の大きさ 100×100 mm の場合に近くなる。模型実験の結果によると $x/D=0.55$ の断面では肘板のない場合 $\eta=85\%$, 肘板をつけた場合 $\eta=88\%$ である。更に縦通隔壁が波型板であることを考慮すると有効率はこれより今少し下廻るのではないかと思われるが実験の結果では有効率が殆んど 100% に近い様に応力分布を示した。

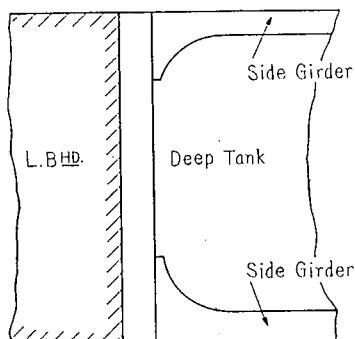


Fig. 7.8

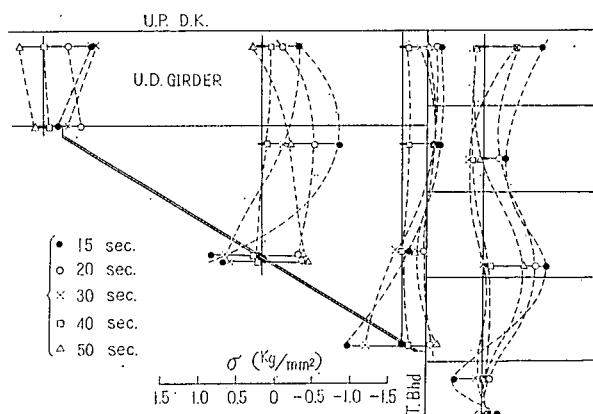


Fig. 7.9 Stress Distributions (⑩ Group)

(4) 第2船の④断面について

本船の場合は No. 1 油槽の船首部に於て縦通隔壁は止つているが No. 1 深水槽内における構造は Fig. 7・8 に示す通りであつて側桁が肘板を端部に設けたと同じ様な効果をもつ様に設計されている。そのためにこの断面の縦通隔壁の有効率は隔壁端部の Cofferdam の存在と 2 つが有利に作用して略 100% に近い効率を示したものと考えられる。

次に第1船の縦通隔壁後端部機関室内に設けられた肘板内の応力計測結果は Fig. 7・9 及び Fig. 7・10 に示される通りである。縦通隔壁の端部に肘板をもつ鋼製模型板実験²⁾における肘板及びその

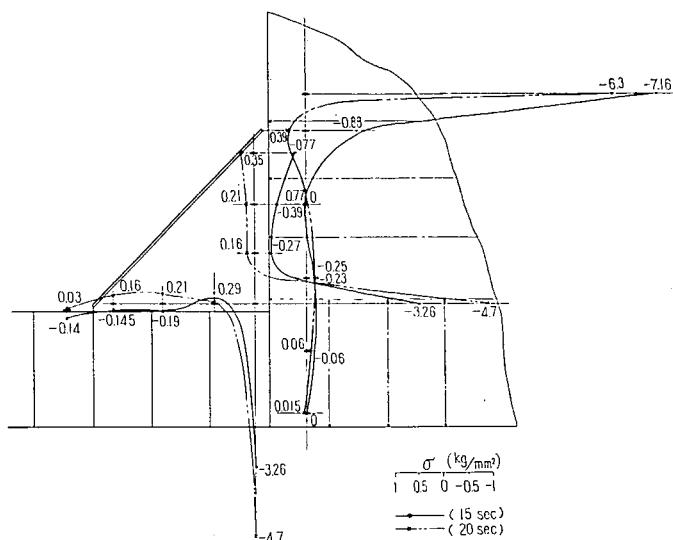


Fig. 7-10 Measured Stress Distributions (Group)

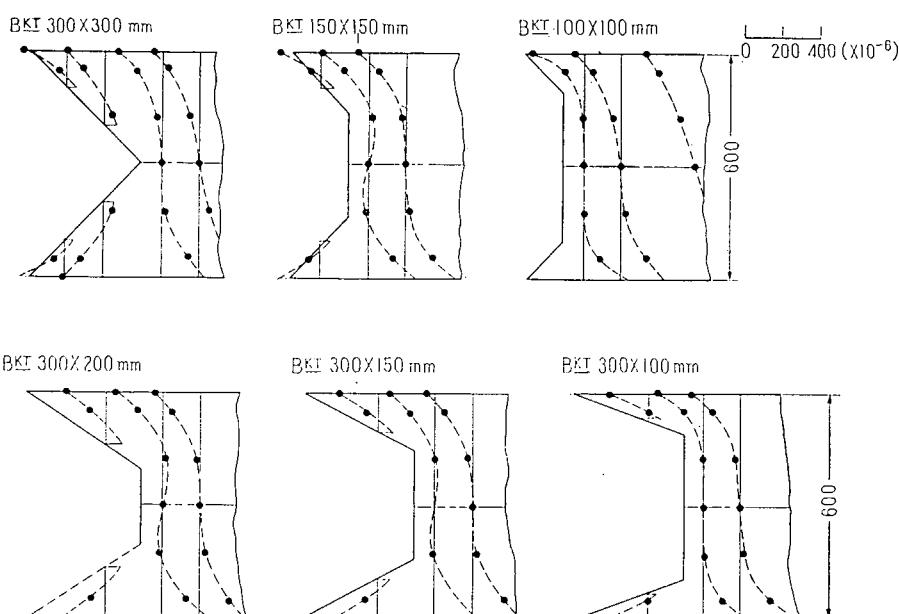


Fig. 7-11 Stress Distributions near the Bracket (Model Test)

近傍のひずみ分布を示すと Fig. 7-11 の如くであり肘板内のひずみ分布の状況は実船実験の結果と鋼製模型板の実験結果とは傾向的にかなりよく合つていることが認められる。

文 献

- 1) 日本海事協会, 日立造船(株): 大型船における縦通隔壁の有効性に関する研究 連輸省補助金研究報告書 (未公刊)
- 2) 守屋公平, 木下昌雄他: 大型船における縦通隔壁の有効性に関する実験的研究 造船協会論文集 107 号
- 3) 木下, 西牧, 浦田: 超大型タンカーの縦隔壁など縦通部材の有効性に関する研究 日立造船研究報告技-670 (未公刊)

第8章 不連続部の応力集中緩和構造に関する研究

担当：近藤忠夫・国安常雄

8·1 緒 言

普通一般に船橋端部に於ける強力甲板の Stringer Plate は応力集中を考えて 10~30% 増厚することが必要と言われ、殆んどの船が実際に増厚して作られている。Tanker の船橋は短いにもかかわらず、矢張り 10% 程度は増厚されているのが普通である。

超大型船では上甲板の板厚が 34~40 mm となり、従つて船橋端に於ては 40~45 mm 程度の板を使用することになる。一方材料の強度及び工作の面から考えるとかかる厚板を応力集中の大きい場所に使用することは一般的に好ましくないと言われている。

この矛盾をさけるために或る超大型船ではこの応力集中を緩和する意味で、船橋側壁を船側から内側に入れ Bridge House 型とし House Corner の R はなるべく大きく設計し、その代りに Deck は増厚しない方法をとつてある。然し、果してこれで応力集中を緩和出来るものか否かはその研究もなく殆んど推測の域を出ない。

従つて本研究に於ては 46,000 D. W. T. 型 Tanker の中央部附近の短船橋の模型を作り、船橋側壁が船側外板につながつてある場合 (Super Structure 型 Bridge) と Super Structure 型 Bridge を Set in した場合 (Set in Bridge)、および Deck House 型 Bridge の場合の応力集中の変化並に Bridge End の下部補強の大小による応力集中の変化および Super Structure 型 Bridge、Set in Bridge に於て Bridge に接続するテーパードアンの応力集中を実験的に解明した。又比較の意味で Deck House 型 Bridge について長船橋の応力集中を一部実験した。

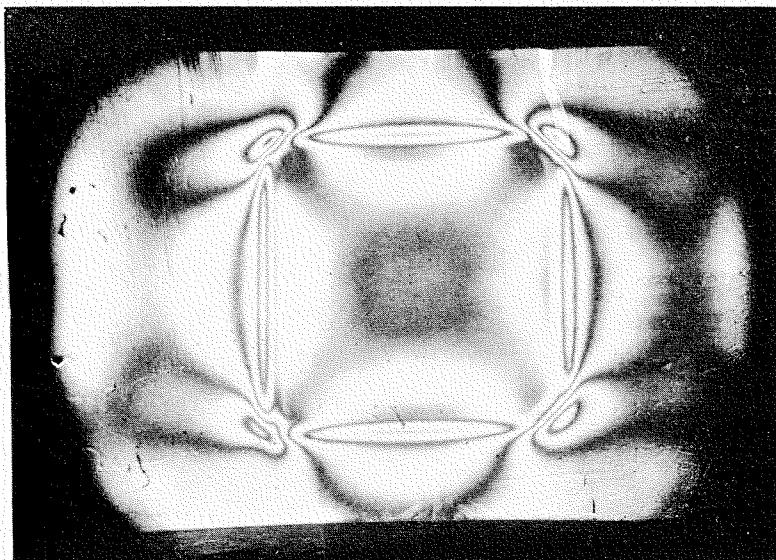


Photo. 1 Fringe Pattern of Upper Deck Plate
(After cutting off bridge)

8・2 光弹性模型による予備実験

甲板面内における応力の流れの状態、及び船橋端部の応力分布の概要を知り、本実験の計測位置の決定、並びに計測結果の検討の資料とするために三次元光弹性模型を用いて以下に述べる予備実験を行つた。

模型の形と寸法、および荷重方法は Fig. 8・1 に示す。材料は Epoxy 樹脂で市販の科研ライト KT 102 を用いた。

Fig. 8・2 は甲板面内の主応力線である。主応力線は船橋端 Corner の近傍で多少傾斜するが、おおむね平行線である。この曲線から 3 方向ゲージを使用すべき大体の範囲がわかる。

写真は甲板面の光弹性写真で船橋端 Corner (半径 2, 4, 6, 8 mm) に沿つた甲板面内の最大主応力の分布は Fig. 8・3 に示す通りである。ただし縦軸は船橋が無い部分の甲板縦応力の平均値に対する比をと

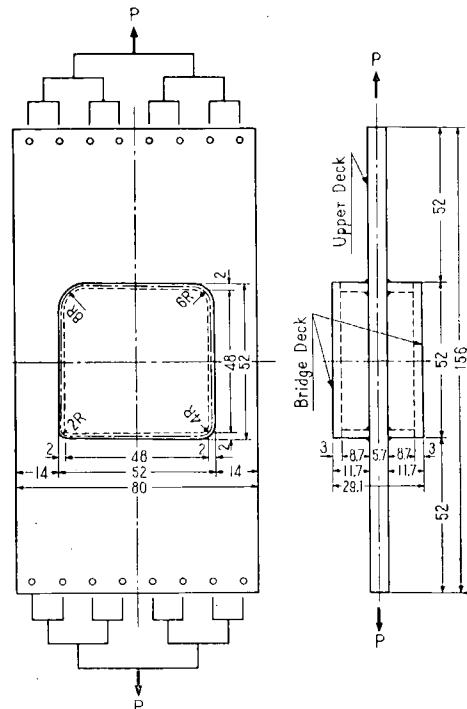


Fig. 8・1 Model for Photo-Elastic Experiment

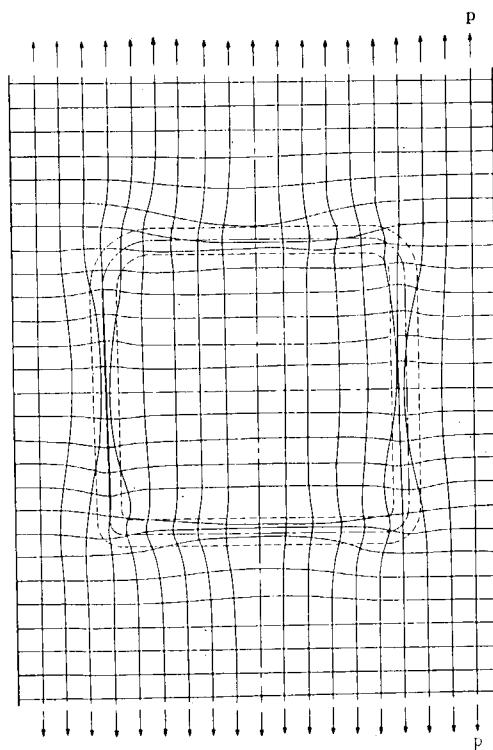


Fig. 8・2 Lines of Principal Stress in the Upper Deck Plate

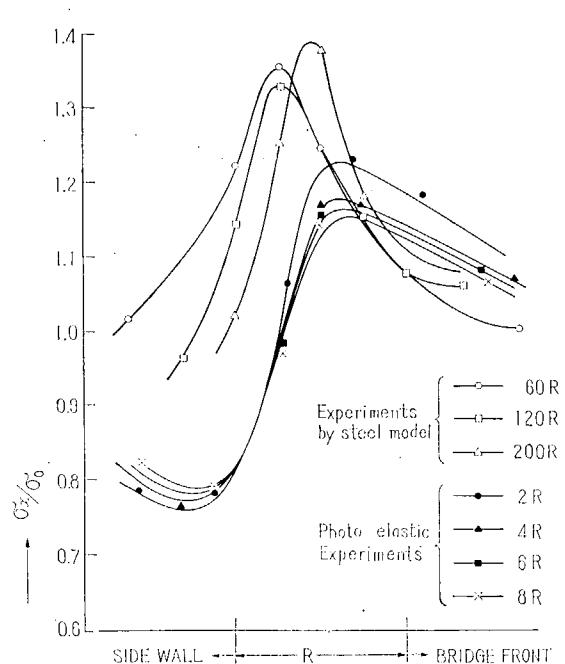


Fig. 8・3 Distribution of Maximum Principal Stress along Bridge Corner Line in the Upper Deck Plate

つてある。又これは船橋壁の外側に沿つた値である。同図には同時に本実験の結果 Fig. 8.16 を記入しておいた。条件が違うので両者の定量的比較は無理であるが似た様な傾向を示して居る。

8.3 本 実 験 概 要

(1) 試 験 模 型

模型の主構造は Tanker ($L=213\text{ M}$, $B=30.5\text{ M}$, $D=15.6\text{ M}$, 46,000 D.W.T.) の中央部 Bridge 附近の船体模型で、Fig. 8.4 に示す如く Centre Tank は省略し両舷の Wing Tank を中心に合せた形とした。

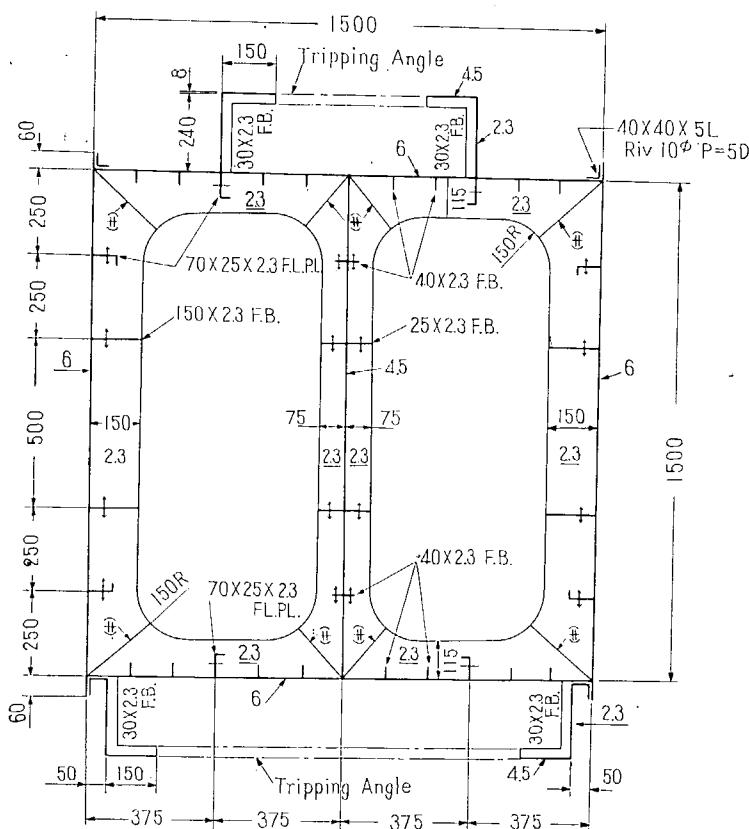


Fig. 8.4 Mid-section

模型は実船を長さ、巾および深さに対しては縮尺 $1/10$ 、板厚に対しては縮尺 $1/5.5$ として製作した。したがつて局部的な曲げによる影響、Buckling の生否等は相似にならないが、模型の Bridge の有効性が実船の状態と相似になる様に Upper Deck Beam の断面 2 次モーメントを

$$\left(\frac{1}{5.5}\right)\left(\frac{1}{10}\right)^3 = \frac{1}{5500}$$

に定めた。即ちこれは Bleich の論文¹⁾中の Deviation Factor が等しくなるように、同論文中の

1) "Nonlinear Distribution of Bending Stress due to Distortion of the Cross Section" Journal of Applied Mechanics Vol. 20, 1953.

Upper Deck の Spring Constant K の値を相似に定めたことになる。

Bridge 前後端の位置は実際には種々の場合があるが、本実験の模型では Bridge の中央が Trans. Bhd. の上に位置し、Bridge 前後端壁は Deck の Trans. Web Beam の上に来る様配置した。又 Bridge の形状は後述の如く実験の種類に応じて変化させた。

Bridge に Deck を張ると工作にも計測にも不便になるため、実船の Bridge Deck の有効面積の $\left(\frac{1}{5.5}\right)\left(\frac{1}{10}\right) = \frac{1}{55}$ の断面積を持つ帶板を Fig. 8-5 の如く船橋側壁の上縁にそつて取付けて模型の Bridge Deck の代用とした²⁾。

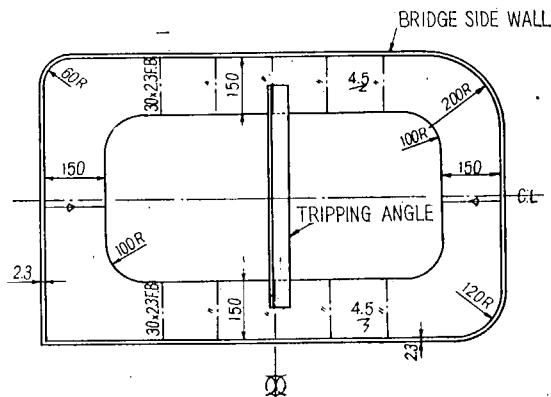


Fig. 8-5 Bridge Deck Plan, (Test 3, 4, 5)

(2) 試験方法

試験は Fig. 8-6 に示す如く鉄道技術研究所呉実験場の 1500 T-m 純曲げ試験機を用い、200 T-m の純曲げモーメントを試験荷重とした。

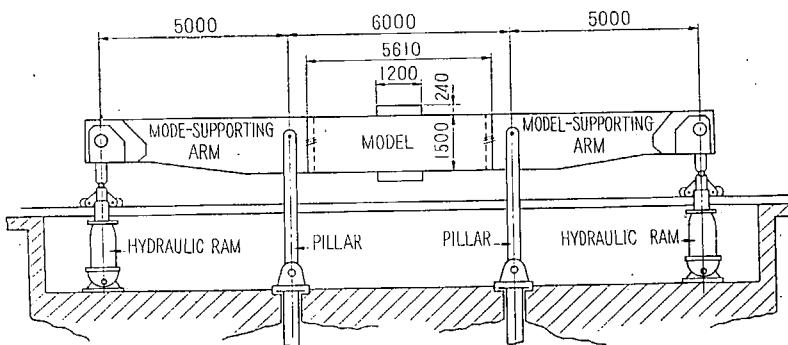


Fig. 8-6 Scale Model of a Mammoth Tanker under Testing

(3) 試験の種類

試験は Table 8-1 に示す如く Test 1～Test 6 まで Bridge の形状、下部補強の大小等を変えて行つた。夫々について以下説明する。

Test 1 (A)

2) 有効面積の算定には Schade の論文 "The Effective Breadth Concept in Ship-Structure Design" T. SNAME Vol. 61, 1953 を参照した。

Table 8-1 Items of Experiment

Items	Bridge Length	Type	Set in	Lower Part being Reinforced	Corner R	Tapper Down
Test 1 (A)	Short	Super Structure	0	Ordinary	0	450 200
Test 1 (B)	"	Set in Bridge	50 mm	"	0	450 200
Test 2	"	Deck House Type	50 mm	"	$R=0, R=60$ $R=120, R=200$	No
Test 3	"	"	375 mm	"	"	"
Test 4	"	"	"	Great	"	"
Test 5	"	"	"	Slight	"	"
Test 6	Long	"	"	Ordinary	$R=120, R=200$	"

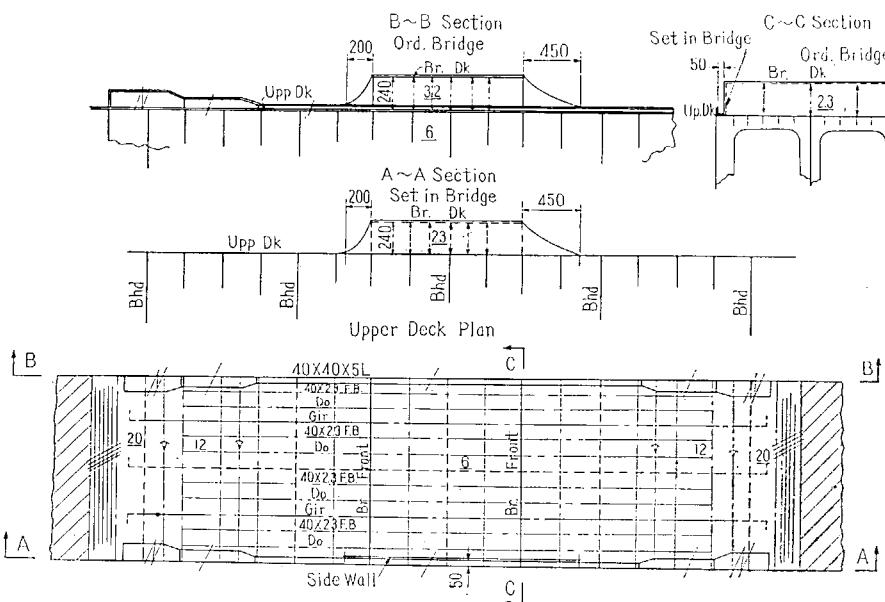


Fig. 8-7 Test 1

Super Structure 型の Bridge を取付けて上甲板、外板、船橋側壁並びに Bridge に接続するテーパーダウンの応力集中を測定した。Bridge 及びテーパーダウンの形状は Fig. 8-7 に示す如く前後部でテーパーダウンの傾斜を変えてその影響を調べた。

Test 1 (B)

Test 1 (A) の Super Structure 型 Bridge の側壁を 50 mm Set in したものについて上甲板、外板、船橋側壁並に Bridge に接続するテーパーダウンの応力集中を測定した。Bridge 及びテーパーダウンの形状は、Fig. 8-7 に示す如く Super Structure 型と同様にした。

Test 2, Test 3

Deck House 型の Bridge を取付けて上甲板及び船橋側壁の応力集中を調べた。この場合 House Corner の R の影響を調べるため 4 隅の R を $R=0, 60 \text{ mm}, 120 \text{ mm}, 200 \text{ mm}$ と変化させた。又船橋側壁の外板からの Set in の量が応力集中にどんな影響を及ぼすかを調べるために、Test 2 では

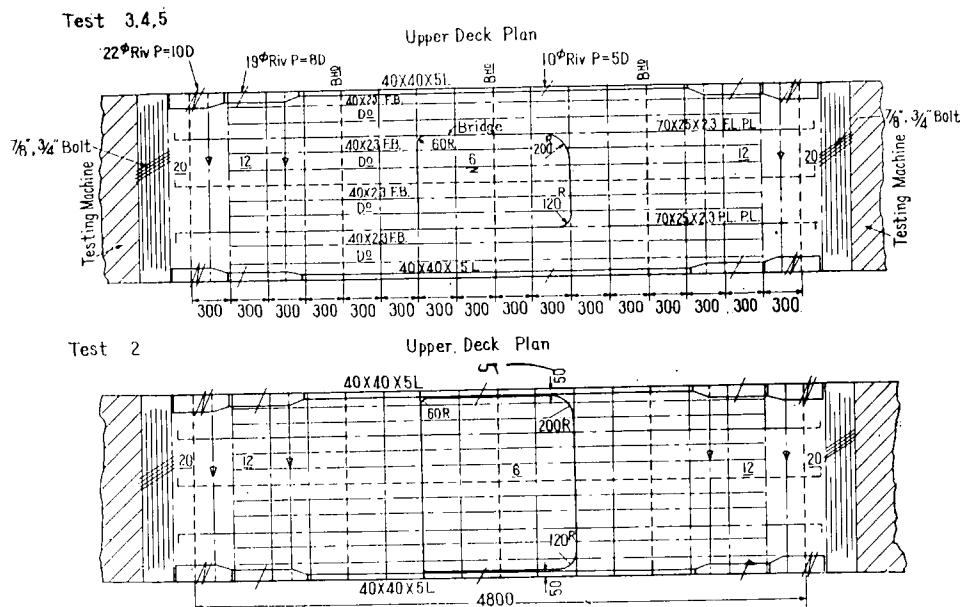


Fig. 8.8 Test 2, 3, 4, 5

Set in 50 mm, Test 3 では Set in 375 mm (Deck Girder の真上)とした。Test 2 及び Test 3 の Bridge の形状は Fig. 8・8 に示す。

Test 4, Test 5

下部補強の大小により応力集中が如何に変化するかを見るために Test 3 の場合について、船橋側壁下の Deck Girder を次の如く改造した。

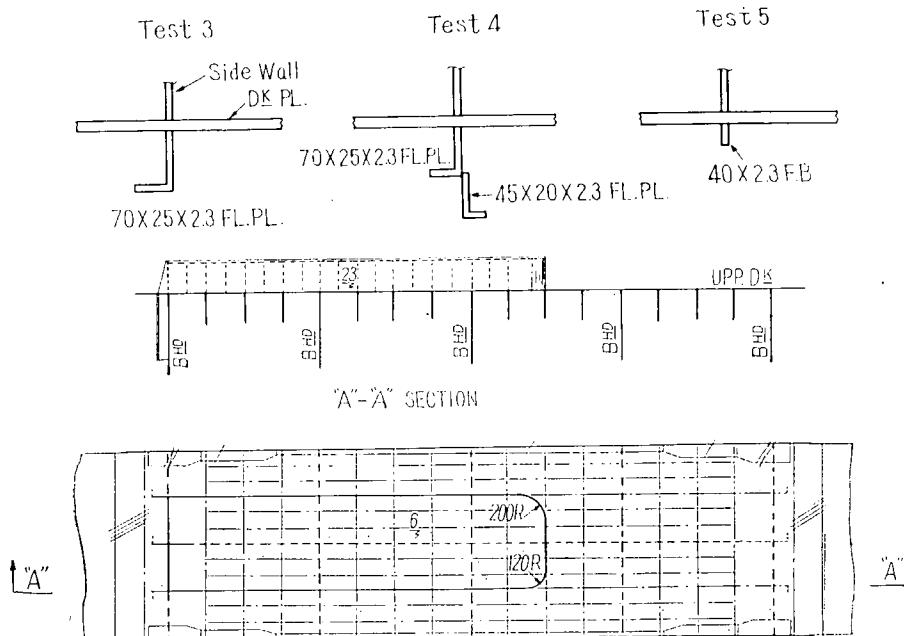


Fig. 8.9 Upper Deck Plan Test 6

Test 4

Girder $70 \times 25 \times 2.3$ FL. PL. 上に $45 \times 20 \times 2.3$ F.B. 取付

Test 5

Girder $70 \times 25 \times 2.3$ FL. PL. を切り 40×2.3 F.B. とした。

(Longl. と同じ寸法とした。)

Test 6

本研究の目的は、短船橋の場合について船橋端に於ける上甲板上の応力集中を調べることであるが、比較の意味で長船橋にした場合、船橋端の応力集中が如何に変化するかを調べるため Fig. 8・9 の如く上部構造を改造した。尚この場合の下部補強は Test 3 の場合と同様である。

(4) 計測方法及び位置について

計測は、抵抗線歪計を用いて各部の歪を静的に計測した。

使用ゲージ	PL-10	ゲージ長	10 mm	1 方向
	PR-10	"	10 mm	3 "
	PR-5	"	5 mm	3 "

計測位置に関しては全体的なゲージの配置は Fig. 8・11 の歪分布図の通りであるが、上甲板と船橋側壁の結合部等の計測位置の詳細は Fig. 8・10 に示す如く、ゲージ長の短い PR-5 のゲージを用い出来るだけ局部を計測する様にした。

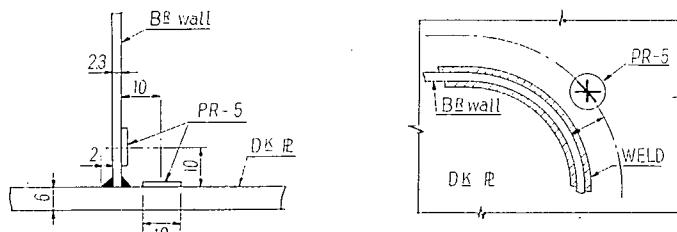


Fig. 8-10

8・4 実験結果及び考察

(1) 歪分布概要

代表的な Test 1 及び Test 3 の場合の 200 T-m の純曲げモーメントに対する歪分布を Fig. 8-11 に示す。

尚 3 方向計測した点については主歪を示してある。図中表面と裏面の計測値が一致しないのは局部的な板の曲げが生じているものと思われる。

その他の試験については煩雑になるので整理した結果のみを Fig. 8-15 以下に示す。

(2) 実験結果に対する考察

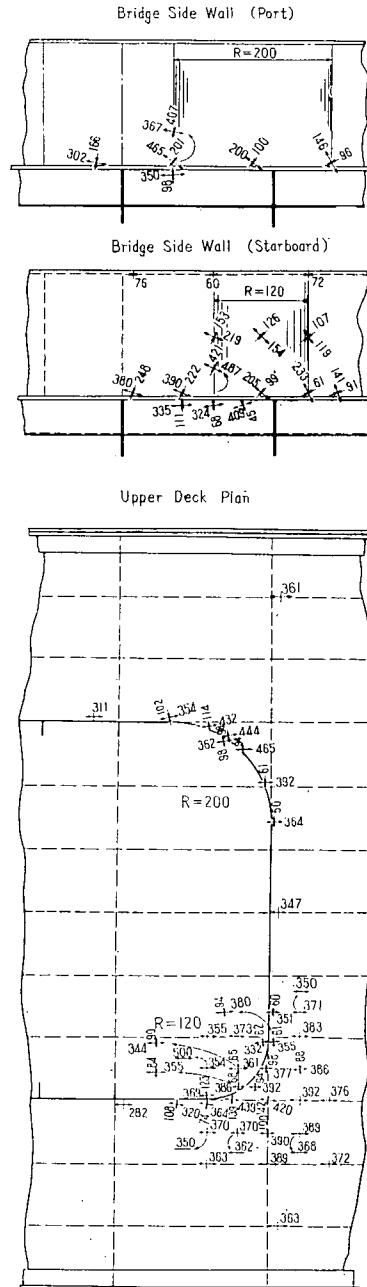


Fig. 8-11 Observed Strain

(i) Test 1 (A), Test 1 (B)

Test 1 (A) の Super Structure 型 Bridge では上甲板の Stringer Plate および Sheer Strake の船橋端附近の応力集中率³⁾は大略 1.1~1.2 である。(Fig. 8・12)

Test 1 (B) の Set in Bridge の場合も Sheer Strake に関しては Test 1 (A) の場合と同様に応力集中率は 1.1 程度であるがこの場合には船橋側壁の前後のテーパーエンドの上甲板 Stringer Plate にて 1.5 程度の応力集中率が示されている (Fig. 8・13 参照)。しかしこの値は局部的なものでありこのテーパーエンドの部分に局部的な Doubling をするか下部を補強するかにて充分応力集中率を下げることが出来ると思われる。上甲板に於ける応力集中に関しては Fig. 8・12 と Fig. 8・13 との比較より Set in しない方がわずかであるが応力集中は少いと云える。しかし Test 1 (A) の場合も Test 1 (B) の場合も船橋側壁に接続するテーパーダウンのトップではかなりの集中率を示し、その値はテーパーダウンの傾斜角によつても値が異なる。即ち Fig. 8・14 に示す如く傾斜 $L/H=0.835$ で集中率は約 2.34, $L/H=1.87$ で 1.74 となつてゐる。Fig. 8・14 に於て $L/H=0.835$ の Set in Bridge の場

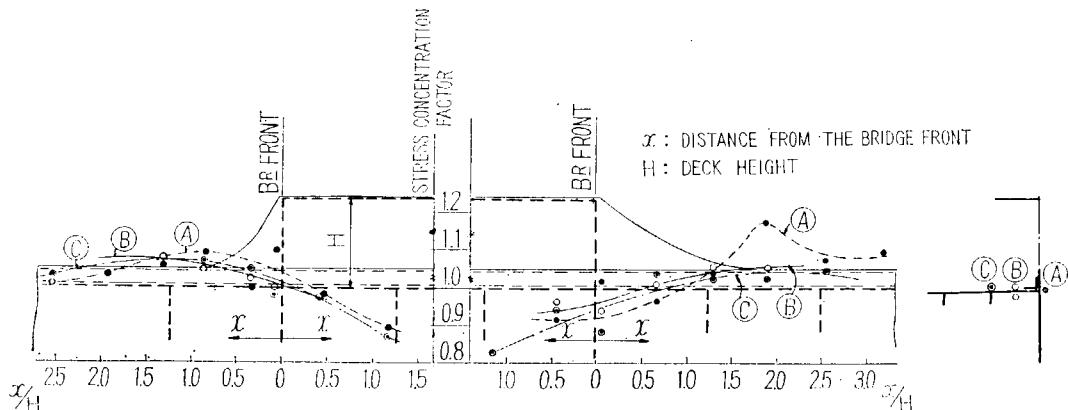


Fig. 8・12 Super Structure Type Bridge Test 1 (A)

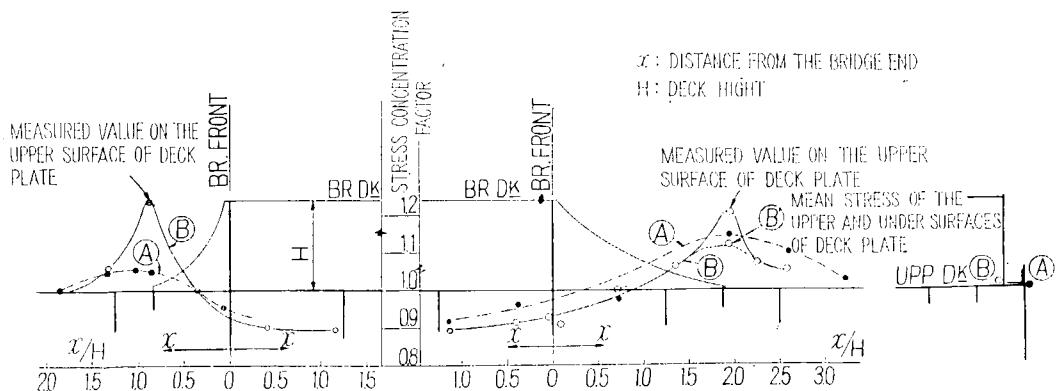


Fig. 8・13 Set in Bridge Test 1 (B)

3) 本報告では応力集中率として次のものを用いた。

$$\text{応力集中率} = \frac{\text{最大主応力}}{\text{上甲板平均応力}}$$

合だけ Curve の形が異なるのは L/H が小でテーパー ダウンの先端が Bridge End より 300 mm はなれた Deck Trans. までとどいていないためと思われる。又このことが前述した如くこの部の Deck の応力集中率が 1.5 となつてている原因もある。

(ii) Test 2, Test 3

Test 2, Test 3 の Deck House 型 Bridge の場合の船橋側壁と上甲板の結合部に於ける応力集中率を Fig. 8.15, 8.16, 8.17, 8.18 に示す。

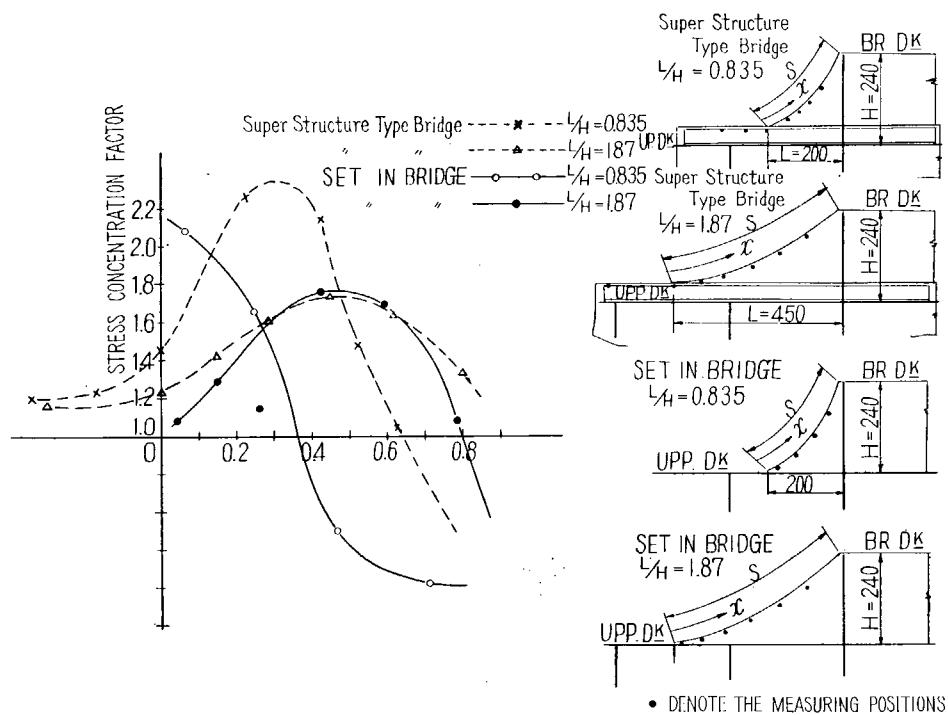


Fig. 8.14 Stress Distribution along the Top of Taper Down

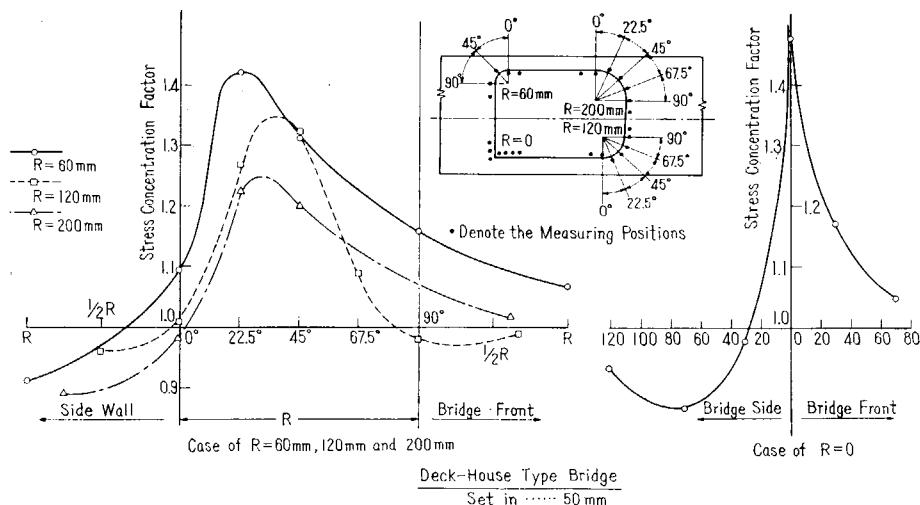


Fig. 8.15 Distributions of Maximum Principal Stresses on the Upper Deck (Test 2)

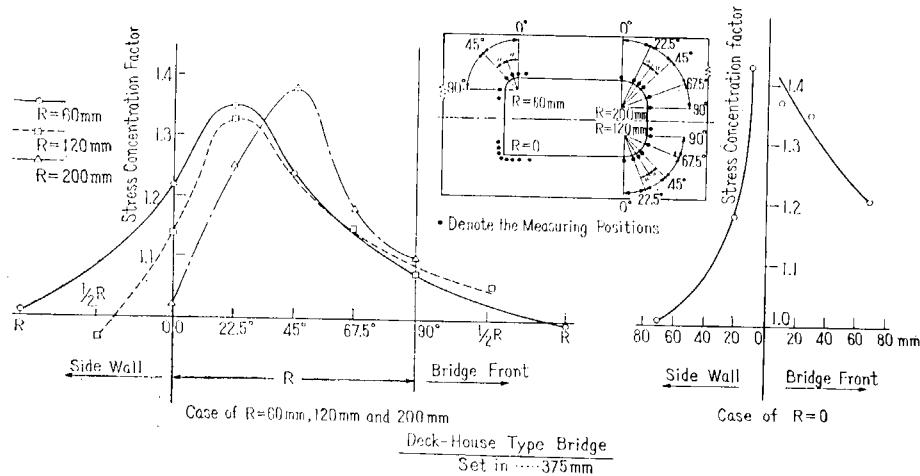


Fig. 8-16 Distributions of Maximum Principal Stresses on the Upper Deck (Test 3)

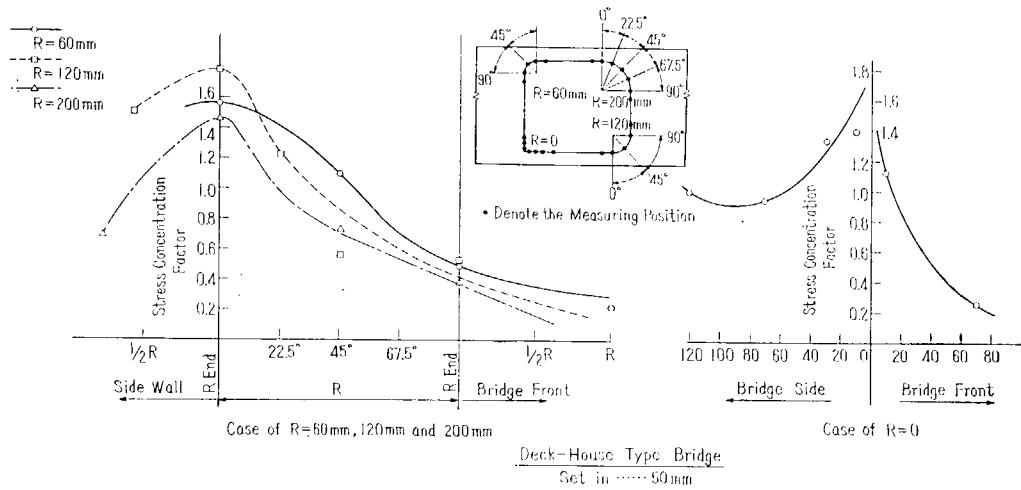


Fig. 8-17 Distributions of Maximum Principal Stresses on the Bridge Side Wall (Test 2)

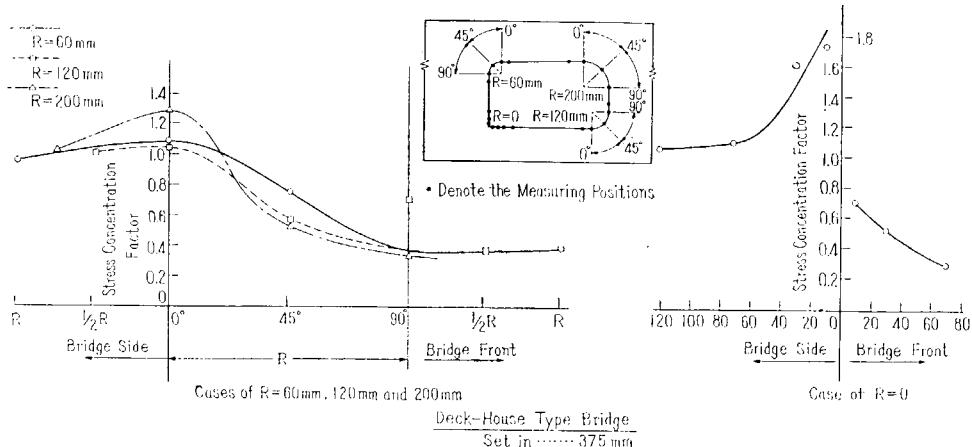


Fig. 8-18 Distributions of Maximum Principal Stresses on the Bridge Side Wall (Test 3)

上甲板に於ける応力集中率は大略 $\theta=22.5^\circ$ の位置にて最大値を示し、 R が小なるほど応力集中率は増大し、最大値を示す位置は R が大きくなるほど θ が大となる傾向がある。(Fig. 8.15, Fig. 8.16 参照)

尚、Fig. 8.15, Fig. 8.16 の曲線の最大値と R End の値を取り R について整理したものが Fig. 8.19 である。

Test 2 と Test 3 の比較より、Set in の量を 50 mm から 300 mm 程度にすると、最大値で約 5% 程度応力集中率が減ずることが解るが、Bridge の Set in による Deck 面の応力集中率の変化はオーダーとしては小さなものであると云える。

船橋側壁については、Fig. 8.17, Fig. 8.18 の最大値を R を Base にして整理して見ると Fig. 8.20 の如くなり、 R の変化に伴う応力集中率の変化は明瞭に出でていない。

又 Test 2 と Test 3 を比較すれば Set in の量による応力集中率の変化が解り、 $R=0$ の場合を除外すれば Test 3 の場合には Test 2 の場合より応力集中率は、可成り小さくなつてゐる。

(iii) Test 4, Test 5

Test 4, Test 5 の結果は Test 2, Test 3 の場合と同様な傾向を示す。上甲板面については応力集中率の最大値と R End の値を Fig. 8.19 中に示し、船橋側壁については、最大値のみ Fig. 8.20 中に示してある。

Test 3, Test 4, Test 5 を比較すれば、下部補強の大小による応力集中率の変化が解るが、上甲板、側壁共あまり変化はない様である。

(iv) Test 6

Test 6 の場合の上甲板の応力集中率の最大値と R End の値は同じく Fig. 8.19 に示してある。

集中率は House Corner の R が 200 mm 位となると、House の長さによりあまり変動しないようであるが、これより、小さくなると相当に差異が出て來て居る。

船橋側壁についても最大値を同じく Fig. 8.20 に示してあり、応力集中は R の大小に

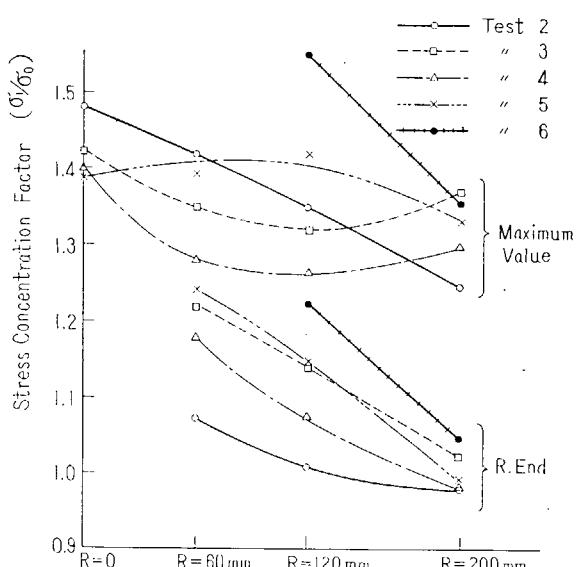
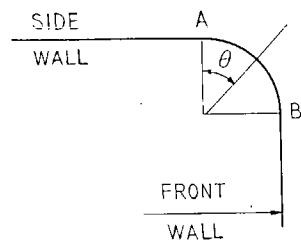


Fig. 8.19 Stress Concentrations on the Upper Deck

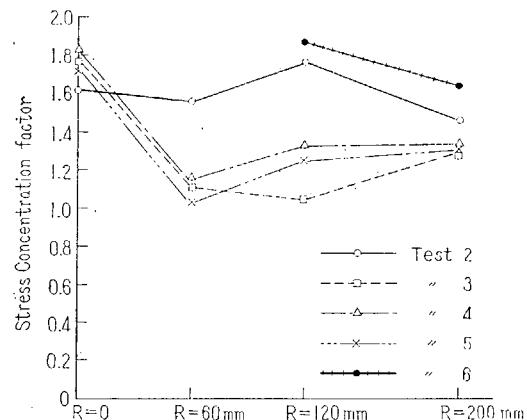


Fig. 8.20 Stress Concentrations on the Bridge Side Wall

はあまり関係がない様であるが、Bridge が長くなると、一様に集中率は、高くなつている。

8.5 結 言

(1) 従来は「Super Structure 型 Bridge は船橋端部の Sheer Strake のみならず、上甲板の Stringer Plate にも、大きな応力集中が生じるので、この板厚を増さねばならない、然し Deck House 型にし Set in の量を大きくすれば応力集中は緩和され Deck の板厚の増厚は必要でない」といわれて来た。

しかし、今回の実験結果から見ると上甲板面の応力集中に関してはいずれの構造でも大したことはなく、Super Structure 型の方が Set in 型及び Deck House 型よりも却つて小さくなつている。つまり Super Structure 型では Stringer Plate にはほとんど応力集中は起つていないのに対して Deck House 型では 1.2~1.4、Super Structure 型 Bridge を Set in した場合では 1.5 位で、上甲板の応力だけについては却つて Set in 型及び Deck House 型の方が集中は大きいということが出来る。

(2) Super Structure 型の Bridge 或は Super Structure 型の Set in Bridge では前にも述べた様に Stringer Plate や Sheer Strake には 1.1~1.5 程度の応力集中率しか見られなく、又、1.5 の集中率を示したものも局部的なものであり適當な補強により十分応力を下げ得る。しかし Bridge Side Wall の前後に接続するテーパーダウンの上縁にはかなりの応力集中が見られるので、この型式では上甲板の増厚はあまり問題にならずむしろ Bridge Side Wall に接続するテーパーダウンの形状、板厚等に注意する必要がある。

(3) 次に Deck House 型の Bridge では Corner の R が或程度以上大きければ、上甲板面の応力集中率は 1.2~1.4 程度であり、この値は船橋側壁の下部の Upper Deck Girder の寸法や外板からの Set in の量で若干変化するがいざれにしてもオーダーは小さく、この程度の応力集中ならば各所に散在する船体構造上の不連続部分では随所に見られ特に補強する必要はないと考えられる。又長船橋になつても応力集中率は 1.6 と多少上るが、Cargo Hatch Corner 等の応力集中に比べると小さいものといえる。しかし、局部的な曲げの影響も加わるので出来るだけ、これらの Stress を分散させるため House Corner の R を大きくするとか局部的な Doubling を行つて Bridge Side Wall と Deck 面の固着面積を増加させることは望ましいと思われる。

第9章 船体横断面並びに水平断面の強度に関する研究

(其の 1) [A-1~4, B-1 模型による実験]

担当 寺 沢 一 雄・八 木 順 吉

大型タンカーの横断面並びに水平断面のように Deep Beam から成る骨組構造の弾性変形を調べ Deep Beam の単純曲げ理論の適用性、剪断の影響、隅部の応力集中の状態等を究明するため、数種の平面骨組構造模型の曲げ試験を行い、各部の歪を計測し、理論値を比較検討した。その結果、現在建造されているようなタンカーの骨組構造の寸法比程度では剪断変形を考慮し、変断面梁より成る構造と見做して、曲げモーメント及び歪を計算し得る事が判明した。

又隅部の集中応力に対しては、隅部を等価な曲り梁として取扱い、2又部の応力分布に対しては実験値と計算値とが可成りよく合致する事が確認された。

更にタンカーの Trans. Ring の一部に K 型構造を用いる場合と従来より多く用いられている H 型構造（水平 Strut 方式）との優劣を検討するため、H 型構造模型と K 型構造模型の曲げ試験結果を解析すると共に、K 型構造の斜材と平行部材との剛性比が K 型構造の強度、剛性に及ぼす影響を調査し、K 型と H 型の強度を比較した。その結果 K 型構造の斜材の断面積を或る大きさ以上にすれば K 型構造の各部の曲げモーメントが非常に減少すると共に全体としての剛性が大きくなり、H 型構造よりも有利となる事が判明した。

9.1 試験模型

実験に用いられた模型は Fig. 9.1 に示されるように船体断面の一部に相当する 4 種 (A 型) と Fig. 9.2 に示される一方舷は水平 Strut 方式 (H 型)、他舷は斜材 Strut 方式 (K 型) を持つ船体横断面模型 (B 型) である。A-1 及び A-2 模型は開口の大きさを変えて Deep Beam のスパンと深さとの比を変え、その比の変化が応力分布に及ぼす影響を調べるためにものであり、A-3 及び A-4

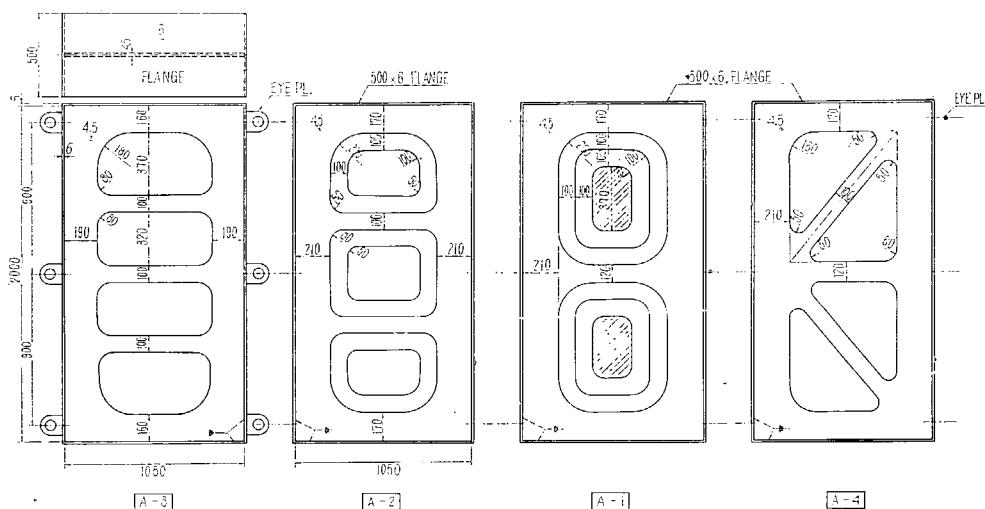


Fig. 9.1 Detail of Model A-1~4

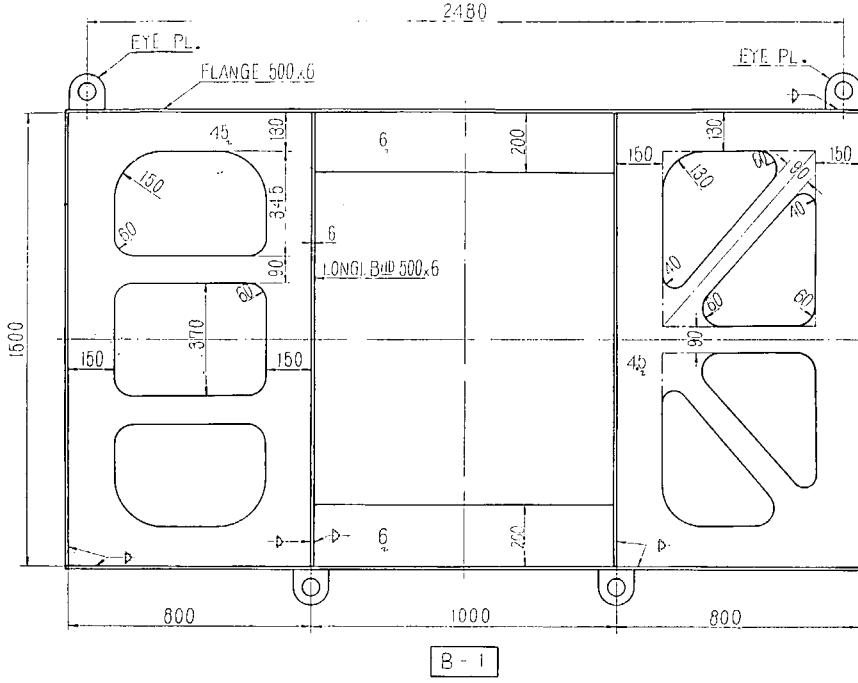


Fig. 9.2 Detail of Model B-1

は Strut の配置の影響を検討するための模型である。又 B 型模型は H 型と K 型模型を連結して船体横断面に相当する形状とし、これに中心線に対称荷重を加えて H 型と K 型との優劣を判定するために用いられた。

模型の寸法は A 型は何れも全体の巾及び深さが夫々 1050 mm 及び 2000 mm であり、Web の板厚は 4.5 mm で全体の周辺に 500 mm × 6 mm の Flange が取り付けられたものである。B 型模型は全体の巾及び深さが夫々 2600 mm 及び 1500 mm で、Web の板厚は 4.5 mm でその周辺に 500 mm × 6 mm の Flange が取り付けられている。尚各模型の寸法比は実船に近い値になつてゐる。

荷重は各模型の Flange に取付けられた Eye Plate に Pin によって Bending Frame を取り付けその Frame を Oil Jack によつて引張り、集中荷重による曲げモーメントを加えた。

9.2 模型試験結果及び計算値との比較

Fig. 9.3～Fig. 9.5 に A-1 型模型の歪の実測値及び計算値を示す。A-1 型模型は各図に示されるように 2 個の開口を持つ模型であり Fig. 9.5 に示された A-1-1 模型は開口が最も小さく、従

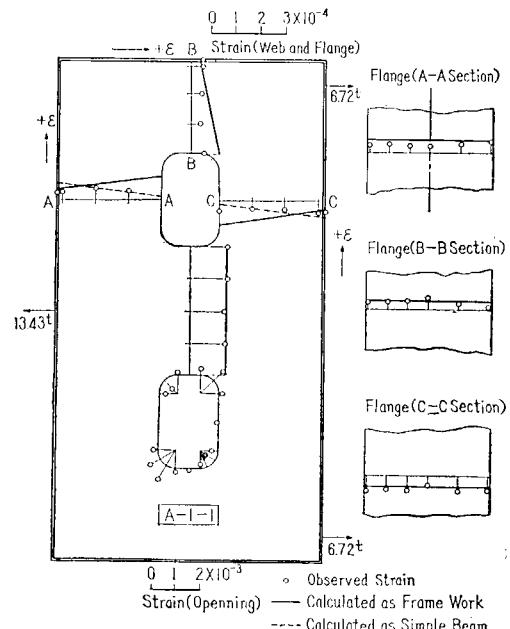


Fig. 9.3 Strain Distribution in Model A-1-1

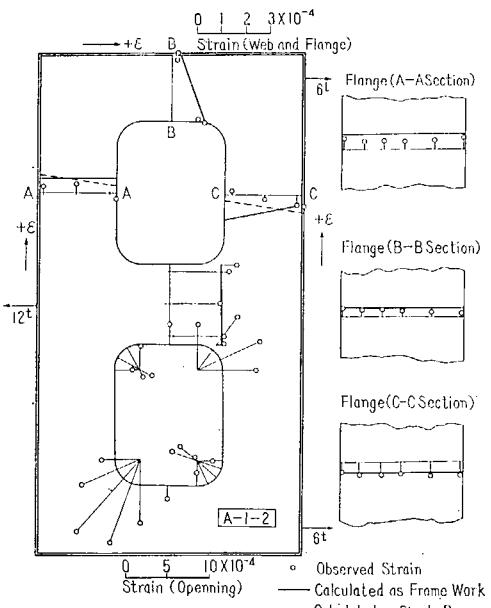


Fig. 9.4 Strain Distribution in Model A-1-2

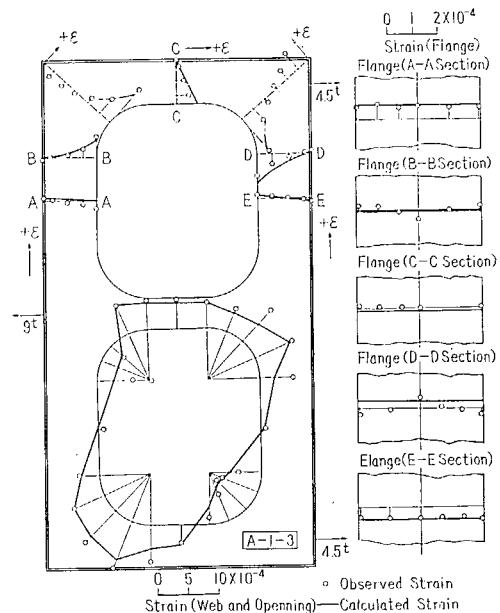


Fig. 9.5 Strain Distribution in Model A-1-3

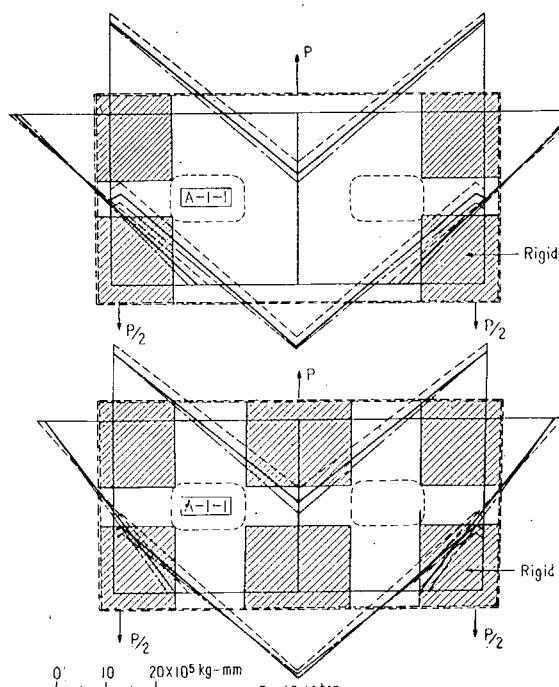


Fig. 9.6 Calculated Bending Moment in Model A-1-1

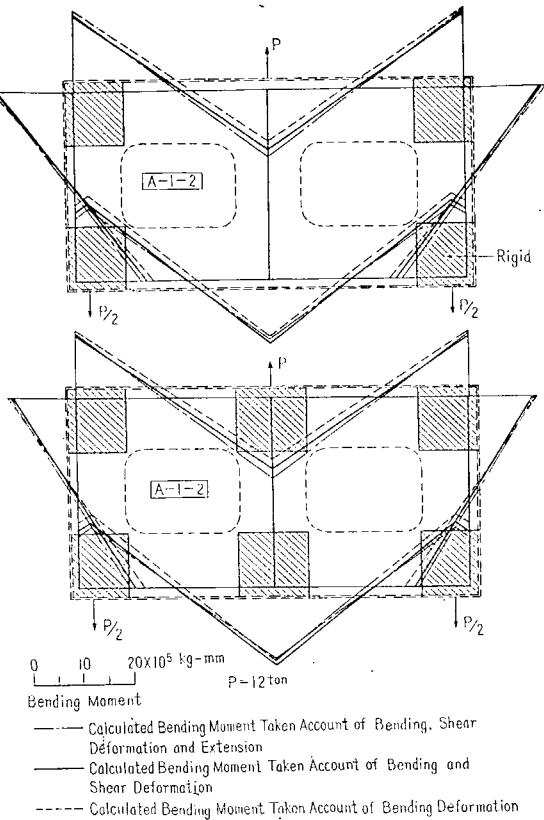


Fig. 9.7 Calculated Bending Moment in Model A-1-2

つて各部材のスパンと深さの比が極端に小さい場合の模型であり、Fig. 9.4 に示された A-1-2 模型は A-1-1 模型の開口を少し大きくしたもので、Fig. 9.5 に示された A-1-3 模型は更に開口を拡げて、実船の Side Trans. の寸法比に近い状態まで部材のスパンと深さの比を大きくしたものである。

各模型共、片側に中央集中荷重を加え他の側を両端支持して全体に曲げ作用を与えた。亞の計測は抵抗線歪計により、荷重中心線から片側のみを測定したが、便宜上各図の上半分に平行部での Web の歪分布を示し、下半分に開口部周辺の歪分布を示し更に右に Flange の歪分布を図示した。図中○印が各点の歪の実測値を表わして居り、実線及び点線は歪の計算値を示すものである。

歪の計算に当つては、数種類の計算法によつて各断面の曲げモーメント及び軸力を求め、それらを用いて歪分布を求め、実験値と比較してそれらの計算法の妥当性を検討した。Fig. 9.6～Fig. 9.8 は各模型について曲げモーメントの計算値を

示したものであり、各部材の変断面の影響を考えて、部材のスパンポイントを定め¹⁾、その点より外側部は剛体と見做した。又部材の弾性変形に対しては、曲げ変形のみを考慮した場合、及び曲げ変形と剪断変形を考慮した場合、更にそれらの外に各部材の伸縮変形をも考慮した場合の 3 種類の計算法によつて曲げモーメント分布を求め、それらを比較した。

尚各図に示された下の図は各部材の端部に於いてスパンポイントを定めた場合であり、上の図は上下部材は 4 隅のみでスパンポイントを取り、その間は夫々一本の連続梁と見做し、中央の Strut に対しては、上下の梁との接合部でスパンポイントの位置を定め、その間を有効長さと仮定した。

Fig. 9.8 は A-1-3 模型の曲げモーメントの各計算値を比較したものである。この場合は部材のスパンと深さとの比が余り小さくないので、曲げ変形のみを考慮した値、曲げと剪断変形を考慮した値及び曲げ、剪断及び伸縮変形を考慮した値との間には余り大きな差異が認められなかつたが、是等のモーメントから求められた歪分布と実験値とを比較すると、上下部材は 4 隅のみにスパンポイントをとり、曲げ、剪断及び伸縮変形を考慮した場合が最もよく実験値に合致したので、Fig. 9.5 はこの計算値と実験値とを図示した。又 Fig. 9.5 の歪の計算に対しては平行部では、Flange の有効巾²⁾を考慮して断面係数を求めて歪分

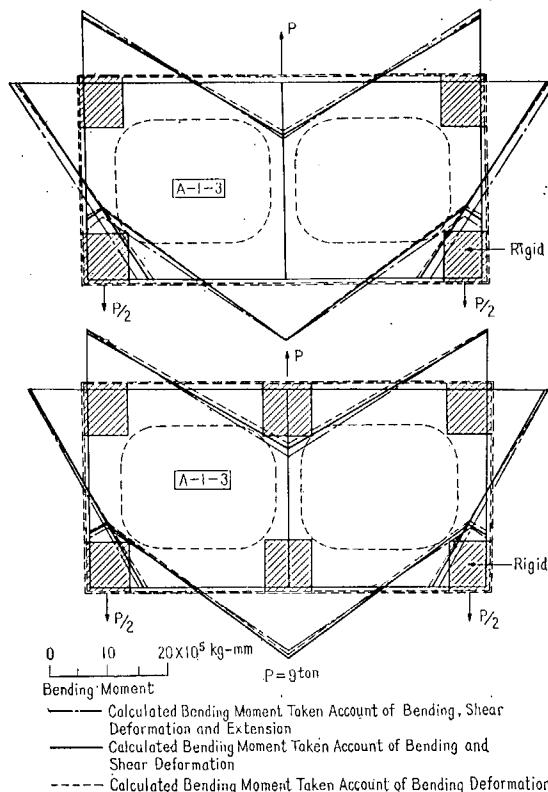


Fig. 9.8 Calculated Bending Moment in Model A-1-3

1) 日本海事協会：船体横強度研究委員会、資料 T-51 によってスパンポイントを定めた。

2) H. A. Schade: The Effective Breadth of Stiffened Plating under Bending Loads, SNAME 1951.

布を算定し、開口周辺部の歪に対しては隅部を等価な曲げ梁³⁾と見做して、その大きさを求めた。又 Flange の歪の計算値は Web との交点での値を図示した。これらの実験値と計算値とを比較すれば平行部も開口部も大体合致している。

尚この模型では中央の Strut は Flange がついて居らず、他の部材に比べてその剛性が非常に小さいので、上下平行部材に対しては、この Strut の位置でスパンポイントを考慮せず一本の連続梁と考える方が合理的なようである。

Fig. 9.6 及び Fig. 9.7 は A-1-1 模型及び A-1-2 模型の曲げモーメンの各計算値を比較したものである。これらの場合は各部材のスパンと深さの比が小さいので、部材の剪断変形及び伸縮変形が曲げモーメント分布に及ぼす影響が A-1-3 模型よりも大であり、その影響はスパンと深さの比が小さい程顕著になつてている。これらの計算値の中で最も合理的であると思われる。4隅にスパンポイントを考慮し曲げ剪断及び伸縮変形を考えた場合の曲げモーメント分布より算定された歪分布を Fig. 9.3 及び Fig. 9.4 に実線で示した。実験値とこの計算値とを比較すれば両模型共余りよく合致して居らず、A-A 及び C-C 断面では模型を Deep Beam より成る Rahmen と考えず、全体を一本の梁と見做して単純梁理論によつて計算した歪分布の方が寧ろ実験値に近い値となつてゐる。従つて、これら A-1-1 及び A-1-2 模型のような部材寸法比では、Rahmen 構造と見做すのは不適当と思われる。

Fig. 9.9 及び Fig. 9.10 は夫々開口を 3 個及び 4 個持つ A-2 及び A-3 模型の歪の実測値と計算値とを比較したものである。歪の計算に當つては、Flange を有する主材に対しては模型の 4 隅のみでスパンポイントを定め、各 Strut に対しては各部材端でスパンポイントを定めて有効長さを決定し、各部材の曲げ変形及び剪断変形を考慮して曲げモーメント分布を求めた。実験値と計算値とを比較す

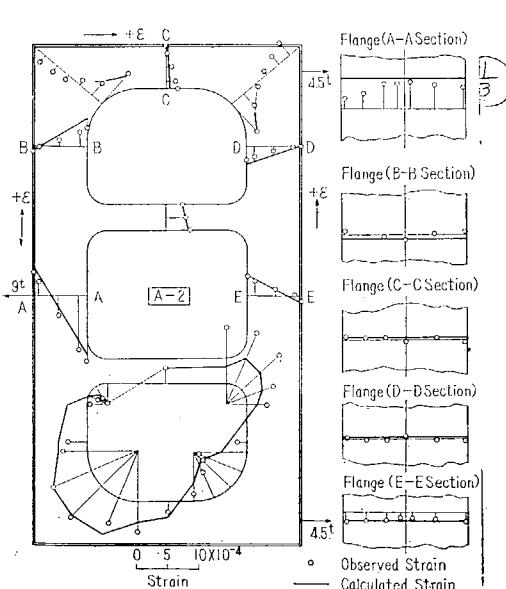


Fig. 9.9 Strain Distribution in Model A-2

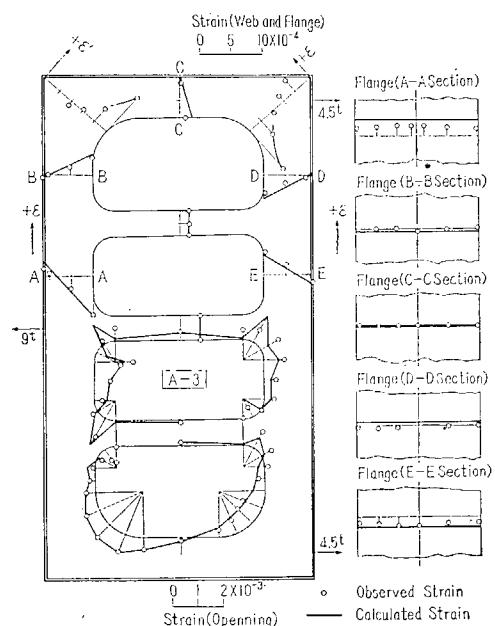


Fig. 9.10 Strain Distribution in Model A-3

3) 日本海事協会: 船体横強度研究委員会, 資料 T-60 及び T-62 による。

れば部材の平行部及び 2 部材の交点の 2 叉部の隅部では両者がよく合致しているが 3 部材が交叉する 3 叉部での集中歪に対しては計算値と実験値とは余りよく一致して居らない。

Fig. 9-11 は K 型 Strut 方式による A-4 模型の歪分布を示すものである。この構造では各部材の伸縮変形を無視すれば各部材端の角変化は生ずる事なく従つて各部は軸力のみが働いて曲げモーメントが作用しなくなるので A-1 模型の場合と同様に部材の曲げ変形、剪断変形及び伸縮変形を考慮して曲げモーメント及び軸力を求めた。尚 Strut に対しては、その曲げ剛性及び剪断剛性が他の部材のそれらに比べて微小であるので、單に伸縮変形のみを考慮し、軸力のみを伝達するものと仮定した。歪の実測値と計算値とを比較すれば、各部の平行部及び 2 叉隅部では両者がほぼ合致している。

又 Fig. 9-10 の A-3 模型の歪の大きさと A-4 模型の歪の大きさとを比較すれば平行部に於いては A-4 の K 型模型の方が可成り小さく又開口隅部の集中歪も K 型の方がやや小さいようである。尚 H 型構造と K 型構造 (Fig. 9-14, 15) との強度の比較については後の章で詳述する。

Fig. 9-12～Fig. 9-15 は B-1 模型の歪分布を示したもので Fig. 12 及び Fig. 13 は左舷の H 型部の夫々平行部断面及び開口周辺の歪分布を示して居り、Fig. 14 及び Fig. 15 は K 型部の夫々の

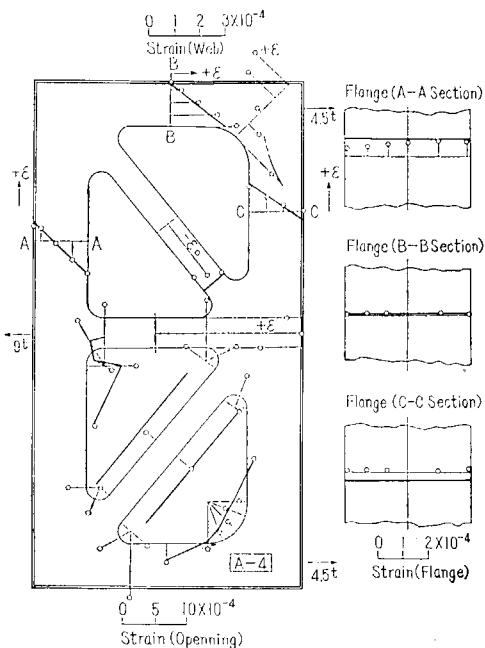


Fig. 9-11 Strain Distribution in Model A-4

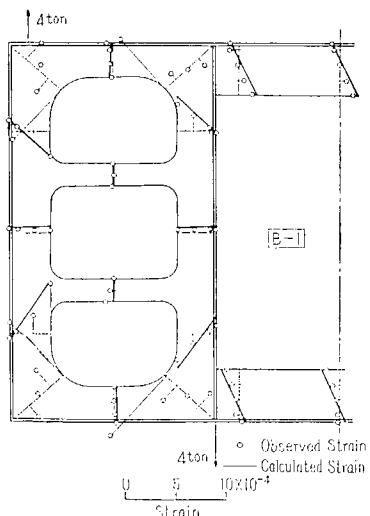


Fig. 9-12 Strain Distribution in Model B-1 (H-Type)

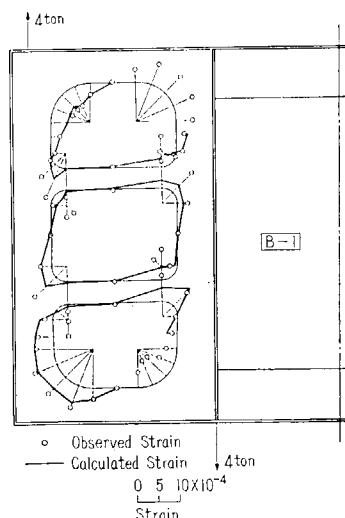


Fig. 9-13 Strain Distribution in Model B-1 (H-Type)

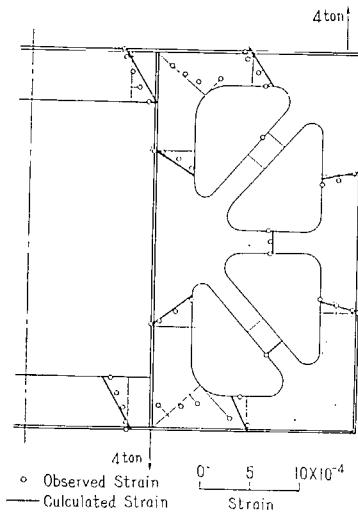


Fig. 9.14 Strain Distribution in Model B-1 (K-Type)

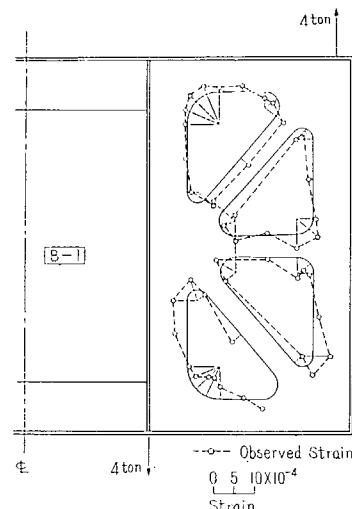


Fig. 9.15 Strain Distribution in Model B-1 (K-Type)

歪分布を図示したものである。この場合の曲げモーメント分布の算定に対しては、便宜上左、右両構造に分割し、各構造共船体中心線で対称と見做し、その部では剪断力は作用せず、角変化は生じないものと仮定した。又 H 型構造では A-2 及び A-3 模型と同様に曲げ及び剪断変形を考慮し、K 型構造に対しては主材に対しては曲げ及び剪断変形を考慮し、Strut に対してはこの部材の曲げ剛性は他の部材のそれに比べて微小であるので、軸力による伸縮変形のみを考慮した。

歪の実測値と計算値とを比較すれば両構造共、部材平行部の断面及び 2 叉部の隅部では実測値と計算値とはよく一致している。

又左右両構造の歪を比較すれば、最も歪の大きい開口隅部では K 型構造の方が歪が小さく、この模型のような寸法比では強度上 K 型方式の方が有利であると思われる。

9.3 K 型構造と H 型構造との強度の比較

Tanker の Trans. Ring の一部に K 型構造を用いた場合と、従来の H 型構造を使用する場合との強度を比較するため、各種の荷重状態に於ける構造部材の分担荷重及び曲げモーメント等を比較した。

i) 集中荷重を受ける K 型構造部材の働き

先ず Fig. 9.16 に示されるような矩形 Rahmen 構造に斜材を挿入して K 型構造とした場合の斜材の有効性を検討するため、図に示されるような斜材のみより成る構造と Rahmen 構造とが夫々分担する荷重比を求めた。2 本の斜材のみによって形成された三角形状の Truss が集中荷重 Q を受け場合の撓みを求め、一方矩形 Rahmen が中央集中荷重 R を受ける場合の撓みを算定し両者の撓みが等しくなるような荷重 Q 及び R を求め、 $Q/(Q+R)=Q/P$ 即ち斜材の分担する荷重 Q と K 型構造に働く全荷重 P との比と各部材の剛性比との関係を求めた。Rahmen 構造に対しては各部材の曲げ及び剪断変形を考慮して取扱い、Truss 構造に対しては部材の軸力による伸縮変形のみを考慮して撓みを求めた。Fig. 9.16 は縦軸に斜材の荷重分担比 Q/P をとり、横軸に斜材の断面積 A_1 に

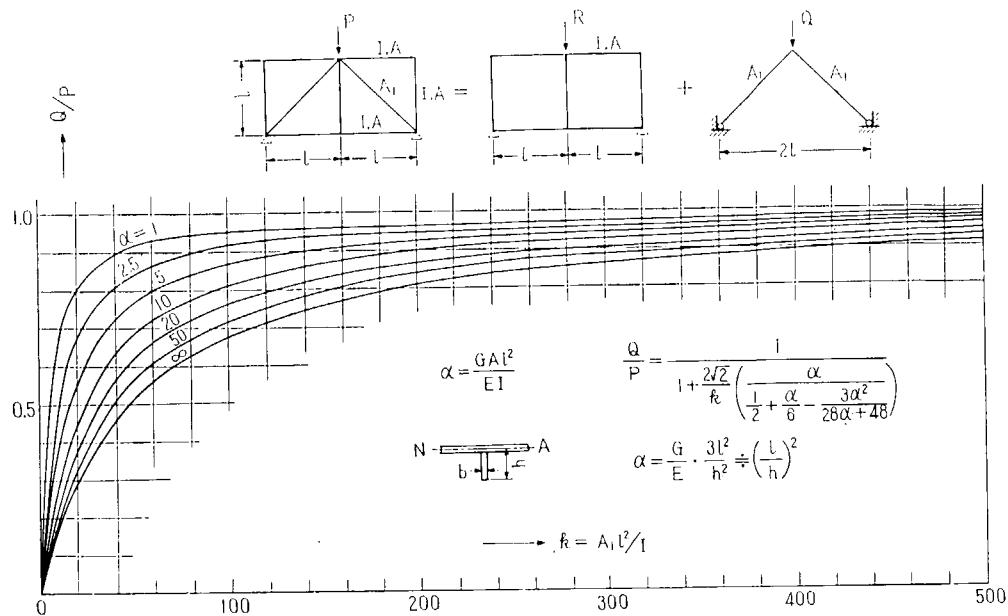


Fig. 9-16 Load supported by Diagonal Members in K Shaped Frame Work

K 型構造の中 l の 2 点をかけたものと、Rahmen 構造部材の断面 2 次モーメント I との比、即ち $k = A_d l^2 / I$ をとつて両者の関係を図示したものである。

図中の各曲線は Rahmen 部材の剪断剛性と曲げ剛性との比、即ち $\alpha = G A l^2 / E I$ が夫々 1, 2, 5, 10, 20, 50 及び ∞ の場合に対する Q/P と k との関係を示したものである。図によれば $k > 50$ ではすべての場合に $Q/P > 0.5$ となり、斜材は全荷重の半分以上を分担する事になる。又 $\alpha = 1$ の場合は $k \approx 40$, $\alpha = 5$ では $k \approx 140$, $\alpha = 20$ では $k \approx 260$, $\alpha = \infty$ では $k \approx 440$ で $Q/P \approx 0.9$ となり、外力は殆んど斜材のみによって支持され K 型構造を近似的に Truss 構造と見做して取扱う事が出来る。

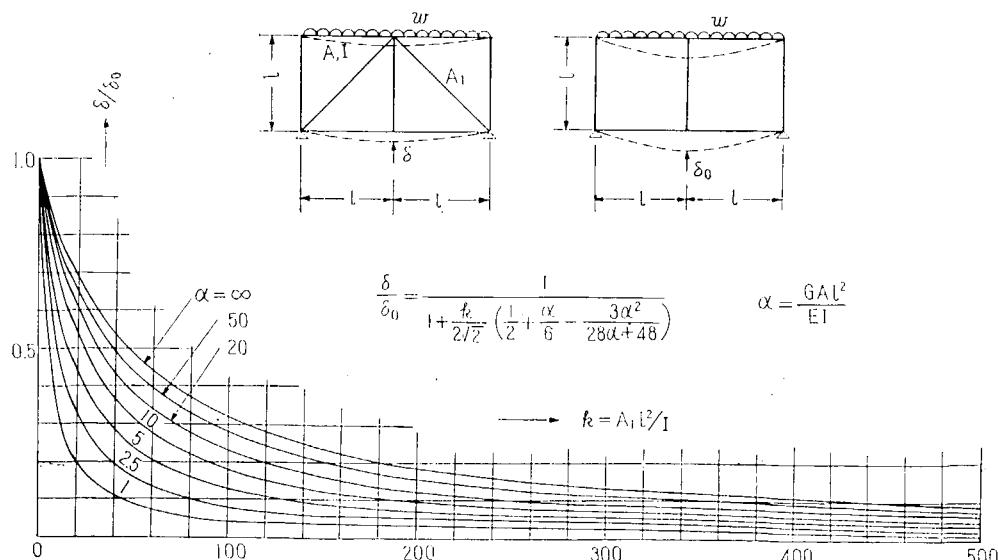


Fig. 9-17 Effect of Diagonal Members on the Rigidity of Frame Work

ii) 分布荷重を受ける K 型構造部材の働き

前節で集中荷重を受ける場合の斜材の働きについて考察したが本節では分布荷重を受ける場合の斜材の効果について検討する。そのため Fig. 9-17 に示されるように、斜材を持つ K 型構造と、それから斜材を取り除いた H 型構造とが夫々一方側から分布荷重 w を受ける場合の中央部の撓みを求めて両構造の剛性を比較した。

Fig. 9-17 は K 型構造の撓み δ と H 型構造の撓み δ_0 との比即ち δ/δ_0 と斜材と平行部材との剛性比 $k = A_1 t^2/I$ の関係を示したものである。この場合も $k > 50$ では δ/δ_0 は 0.5 以下となり、 α が小さい程即ち平行部材の剪断剛性と曲げ剛性との比が小さい程 δ/δ_0 は小さくなる。 $\alpha=1$ では $k \approx 40$ 、 $\alpha=5$ では $k \approx 140$ 、 $\alpha=20$ では $k \approx 260$ 、 $\alpha=\infty$ では $k \approx 440$ で $\delta/\delta_0 \approx 0.1$ となり、斜材の挿入によって H 型構造の剛性が非常に大きくなる事が判る。

大型 Tanker では Trans. Ring を構成する部材の Span と深さの比が小さく、従つて各部材の剪断剛性と曲げ剛性との比が小さい場合が多く α の値が 10 程度或はそれ以下の場合が多い。 $\alpha=10$ の場合では $k > 20$ で $\delta/\delta_0 < 0.5$ となり斜材の働きによつて剛性が倍以上になる。又この場合は前節の Fig. 9-16 によれば $Q/P > 0.5$ となり集中荷重 P の半分以上が斜材によつて支持される。

iii) 片側より分布荷重を受ける K 型構造と H 型構造との強度の比較

Tanker の Trans. Ring の一部に K 型構造を用いる場合と H 型構造を用いる場合との強度比を検討するため、先ず一方側から分布荷重を受ける場合に対して、夫々の構造の最大曲げモーメントを求めて比較した。Fig. 18 に示されるように、便宜上各構造共両側の主材の両端は固定されて居り、各 Strut はその曲げ剛性は主材のそれに比べて小さいものとして無視し、単に軸力のみを伝達するものと仮定した。

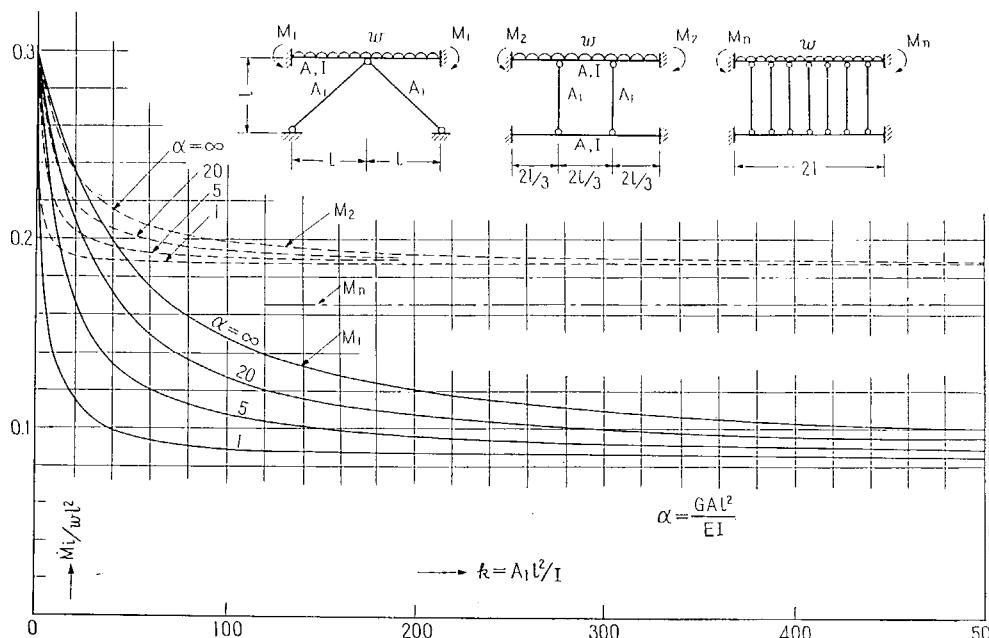


Fig. 9-18 Effect of Diagonal and Horizontal Struts on the Bending Moment in Frame Work

Fig. 9.18 は各構造の主材端部の固定モーメントと、 $k = A_1 l^2/I$ との関係を図示したもので、 M_1 は K 型構造の曲げモーメント、 M_2 は Strut が 2 本ある H 型構造の曲げモーメント、 M_n は非常に多くの Strut を持つ H 型構造の曲げモーメントを示すものである。何れの構造に対しても主材に対しては曲げ及び剪断変形を考慮し、Strut については軸力による伸縮変形のみを考慮して曲げモーメントを求めた。尚多くの Strut を持つ場合は両主材の撓み曲線は相等しいものと仮定して M_n を求めた。

何れの場合も $A_1=0$ 、即ち $k=0$ の場合は固定モーメントは $M_i=w_l^2/3$ となり、 k が増大するにつれて Strut の働きによって M_i が減少する。K 型と H 型の曲げモーメントを比較すれば $k>60$ の場合は α の値如何に拘らず $M_1 < M_2$ となり、 $k>80$ では $M_1 < M_n$ となり K 型の方が曲げモーメントは小さくなる。又 M_1 と M_2 との関係は $\alpha=\infty$ では $k>20$ 、 $\alpha=20$ では $k>15$ 、 $\alpha=5$ では $k>10$ 、 $\alpha=1$ では $k>3$ の場合には $M_1 < M_2$ となり K 型構造の方が強度上有利となる事が判る。

iv) 両側より分布荷重を受ける K 型構造と H 型構造との強度の比較

Tanker の Side Trans. は船側から海水による水圧を受けると共に Center Tank から水圧を受け、両側より外圧を受ける場合が多いので、Fig. 9.19 に示されるように両主材が夫々外圧 w_1 及び w_2 を受ける場合の主材端の曲げモーメントを求めて比較した。

この場合は便宜上 $\alpha=\infty$ 、 $k=\infty$ 、即ち主材の剪断変形を無視し Strut の伸縮を無視して曲げモーメントを求めた。Fig. 9.19 は縦軸に各構造の主材端の曲げモーメントをとり、横軸に荷重比 w_2/w_1 をとつて、モーメントと荷重比との関係を示したものである。

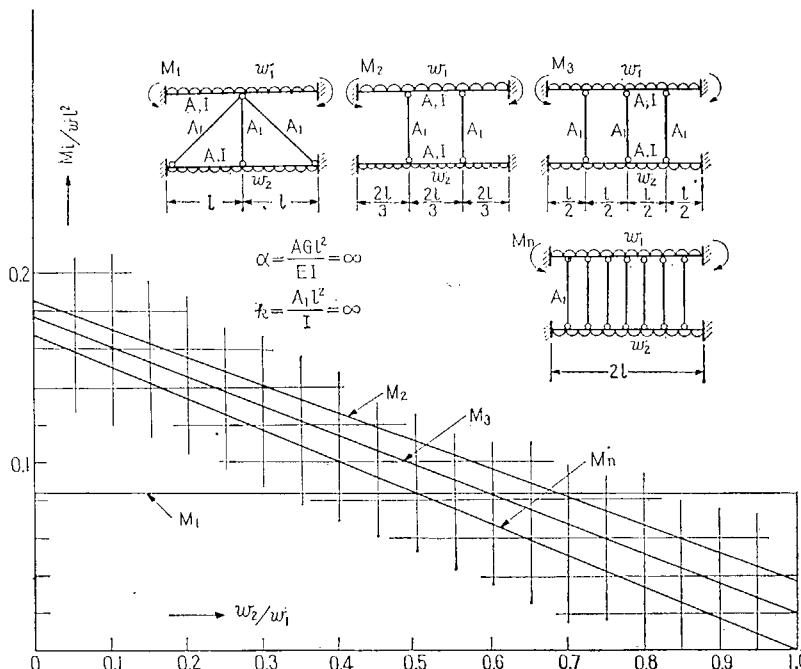


Fig. 9.19 Comparison between Strength of K and H Shaped Frame Works subjected to Uniform Pressures

$w_1 = w_2$ の場合は主材は Strut の位置で撓みが生じないので、Strut の位置で固定された状態となり、Strut の数が非常に多い場合は $M_n = 0$ となる。これらの関係をみると、 $w_2/w_1 < 0.5$ の時は $M_1 < M_n$ となり $w_2/w_1 < 0.6$ では $M_1 < M_3$ となり、 $w_2/w_1 < 0.7$ では $M_1 < M_2$ となつて、K 型構造の方が有利となる。

v) 剪断力を受ける K 型構造と H 型構造との強度の比較

Tanker の船底部の外圧と Tank 内の内圧との差によって Wing Tank に剪断力が作用する場合に対して K 型構造と H 型構造との強度を比較するため、K 型及び H 型の構造の一部を取出して曲げモーメントを比べた。

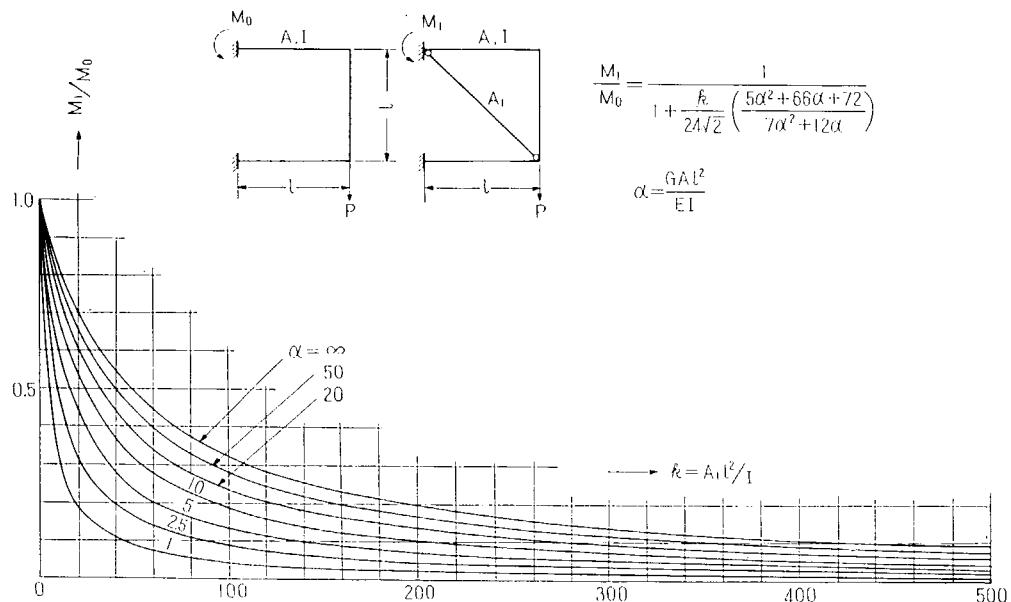


Fig. 9-20 Effect of Diagonal Member on the Bending Moment in K Shaped Frame Work subjected to Shearing Force

Fig. 9-20 に示されるように正方形構造の片側を固定し他端に集中荷重が働く場合の固定モーメント M_0 とその構造に斜材を取付けた場合の固定モーメント M_1 との比を求め M_0/M_1 と k との関係を示した。この場合も $k > 50$ では何れの場合も $M_0/M_1 < 0.5$ となり最大曲げモーメントは斜材の作用によって半分以下に減少する。

又図より $M_1/M_0 < 0.1$ となるには、 $\alpha = 1$ では $k > 50$ 、 $\alpha = 5$ では $k > 140$ 、 $\alpha = 20$ では $k > 270$ 、 $\alpha = \infty$ では $k > 400$ であればよい事が判る。

9.4 結 論

以上大型タンカーの断面模型の曲げ試験を行い、歪の実測値と計算値とを比較して計算法の妥当性を検討すると共に、K 型 Strut 方式と水平 Strut 方式による構造の強度を比較しそれらの優劣を調査し、次に述べられるような結論が求められた。

i) H 型構造（水平 Strut 方式）の各部に働く曲げモーメント及び軸力は各部材のスパンと深さとの比が約 3 倍以上の場合は、各部材の変断面の影響を考えたスパンポイント間を有効長さとし、

その部の曲げ変形及び剪断変形を考慮して求める事が出来る。

ii) K 型構造（斜材 Strut 方式）の各部に働く曲げモーメント及び軸力は、各部材のスパンボイント間の曲げ及び剪断変形の他に部材の伸縮変形を考慮する事によつて求める事が出来る。

iii) 2 部材の交叉する隅部の集中歪はその部を等価な曲り梁におきかえてその値を算定する事が出来る。

iv) H 型構造と K 型構造との強度比は K 型構造の斜材の剛性によつて支配され、片側より分布荷重を受ける場合は $\alpha = GAP^2/EI$ (平行部材の剪断剛性と曲げ剛性との比) が $\infty, 20, 5$ 及び 1 の場合に夫々 $k = A_1 I^2/I$ (斜材の引張り剛性と平行部材の曲げ剛性との比) が約 $20, 15, 10$ 及び 3 以上の場合には、K 型構造の方が 2 本 Strut の H 型構造よりも曲げモーメントは小さく、又 $k > 80$ ではどの H 型構造よりも K 型構造の方が曲げモーメントが小さい。両側から分布荷重を受ける場合は一方側の荷重の大きさが他方のそれの半分以下であれば k が充分大きい時は K 型構造の方が曲げモーメントが小さい。

v) 正方形構造とそれに斜材を入れた K 型構造とが剪断力を受ける場合の最大曲げモーメント比は α 及び k の大きさに関係し $k > 50$ ではすべての場合にその比は 0.5 以下となり、斜材の働きによつて曲げモーメントが半分以下に減少する。

vi) 中央集中荷重を受ける K 型構造では α が $\infty, 20, 5$ 及び 1 の場合に k が夫々 $440, 260, 140$ 及び 40 以上の時は全荷重の 90% 以上が斜材によつて支持され、斜材が非常に有効に働く。

vii) 分布荷重を受ける K 型構造で α 及び k が vi) で示された値を持つ場合は、近似的に各節点の変位はないものと仮定して各部の曲げモーメントを求める事が出来る。

以上述べられた各結論は何れも各部が弾性的であり而も圧縮曲げ或は剪断荷重による部材の不安定現象が生じない場合に対するものである。又 K 型構造及び H 型構造の比較に関してはその形状が Fig. 9-16~9-20 に示されるように巾及び深さが l 及び $2l$ の寸法比についての数字であるが、この寸法比が極端に相異しない限り、結論で示された値は構造の優劣を判定する目安となると考えられる。

(其の 2) [B-2 模型による実験]

担当 木下昌雄・西牧興

9.5 試験模型

「B-2」模型は横強度に関する実船実験の結果と比較検討するため、実船実験に供した 47,000

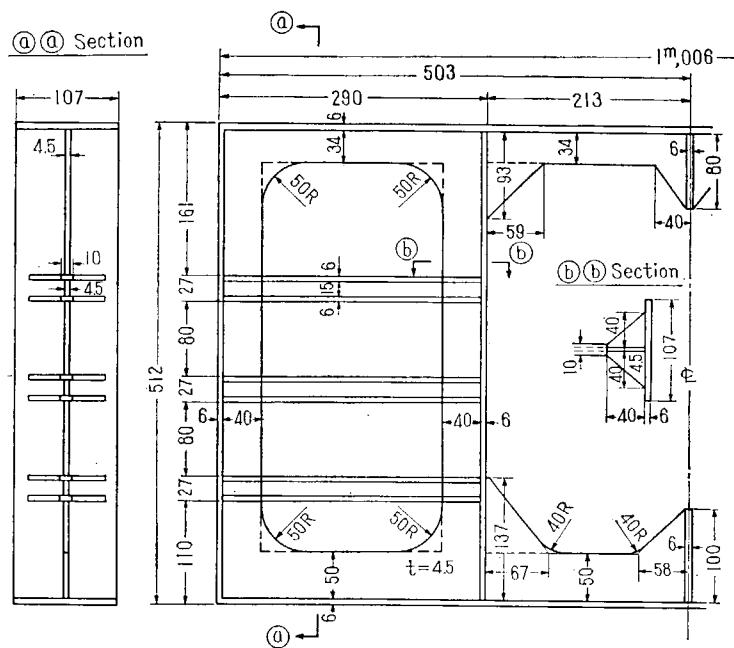


Fig. 9.21 Specimen

D. W. T. 型油槽船 ($L_{PP}=215.00$ m, $B_{MD}=30.20$ m, $D_{MD}=15.30$ m, $d_{MD}=11.47$ m) の 1/30 の模型により、種々の荷重状態の下での応力分布状況を計測したものである。模型の諸寸法は Fig. 9.21 に示す通りである。この模型で実験を行つた後、更に図中に点線で示す如くに隅部彎曲部及び肘板等を切断して、同様な計測を行い端部構造の及ぼす影響をも併せ求めた。

負荷の状況を Fig. 9.22 に示す。即ち図中の各節点の変位を拘束した場合及び 4 隅節点のみを拘束して他は自由とした場合の両者に對して図の如き水平方向及び垂直方向の集中

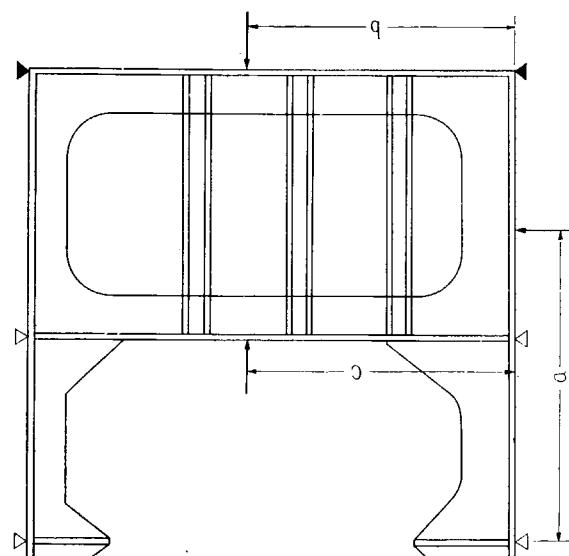


Fig. 9.22 Position of Loading

荷重を夫々単独に加えて各応力分布を求めた。荷重点位置は Table 9・1 に示す通りである。

負荷は 120 t 平板弾性試験機により行い、歪計は PL-5 (一方向、ゲージ長 5 mm) を用いた。

試験は Table 9・2 に示す 51 Case の場合について行つた。

Table 9・1

Vertical Load		Shell Plate Horil. Load		Bhd. Horil. Load	
P_V	a	P_{HS}	b	P_{HB}	C
V 1	430 (mm)	H S 1	390 (mm)	H B 1	444 (mm)
V 2	380	H S 2	337	H B 2	390
V 3	330	H S 3	284	H B 3	337
V 4	280	H S 4	230	H B 4	284
V 5	170	H S 5	177	H B 5	230
V 6	110	H S 6	124	H B 6	177
V 7	50	H S 7	70	H B 7	124
				H B 7	70

Table 9・2

Corner Similar to Actual Ship				Corner Cut	
All Connecting Points Fix		Four Corners Fix		All Connecting Points Fix	
No. of Experiment	Load	No. of Experiment	Load	No. of Experiment	Load
Case 1	V 1	Case 23	V 1	Case 45	V 1
2	V 2	24	V 2	46	V 2
3	V 3	25	V 3	47	V 3
4	V 4	26	V 4	48	V 4
5	V 5	27	V 5	49	V 5
6	V 6	28	V 6	50	V 6
7	V 7	29	V 7	51	V 7
8	H S 1	30	H S 1		
9	H S 2	31	H S 2		
10	H S 3	32	H S 3		
11	H S 4	33	H S 4		
12	H S 5	34	H S 5		
13	H S 6	35	H S 6		
14	H S 7	36	H S 7		
15	H B 1	37	H B 1		
16	H B 2	38	H B 2		
17	H B 3	39	H B 3		
18	H B 4	40	H B 4		
19	H B 5	41	H B 5		
20	H B 6	42	H B 6		
21	H B 7	43	H B 7		
22	H B 8	44	H B 8		

9.6 試験結果および検討

51 Case の試験結果のうち一部を Fig. 9.23~Fig. 9.27 に示す。図中の計算値は剪断撓みの影響および端部構造の影響を考慮に入れて撓角法によつて行つた。計測値と計算値を比較すると傾向は概ね一致している。

又、隅部彎曲部および肘板等を切斷した場合は、実測値、計算値とも、荷重点以外の部材では一般に切斷しない場合より小さな応力値となつてゐる。これは斜板等があると、負荷部材の応力が他の部

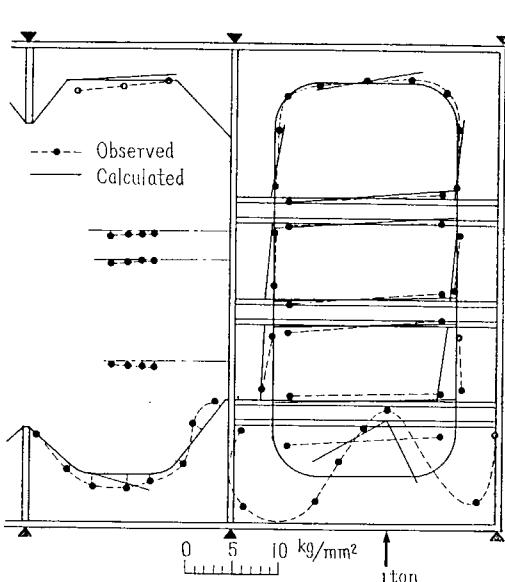


Fig. 9.23 Test Result (Case 2)

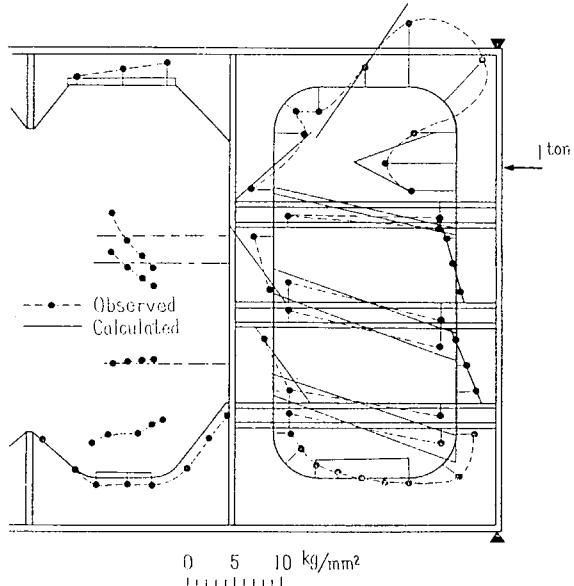


Fig. 9.24 Test Result (Case 30)

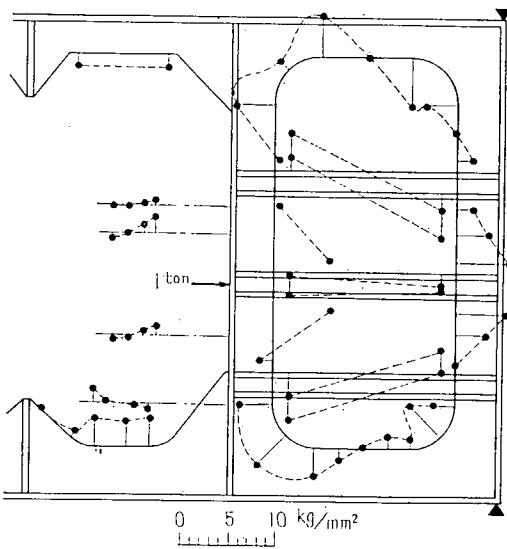


Fig. 9.25 Test Result (Case 41)

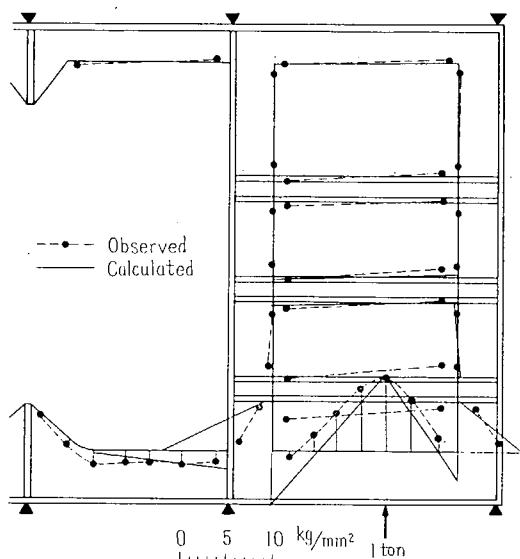


Fig. 9.26 Test Result (Case 46)

材に伝達され易くなるということを示している。

51 Case の計測結果を重ね合わせて Center Tank に海水を満載した場合に相当する荷重に対する応力値を求めたものを Fig. 9・28 に示す。図中点線で結ばれた白丸印は全節点の変位を拘束したものであり、実線で結ばれた黒丸印は4隅節点のみを拘束した場合である。同様にして、実船に於て吃水を 6.14 m から 11.49 m まで変化した場合に相当する応力値を Fig. 9・29 に示す。この両者を合成して Center Tank が空荷の状態から、満載の状態になつた時、吃水が 6.14 m から 11.49 m まで増した場合の応力分布を求めたのが Fig. 9・30 である。これを実船の計測値と比較すると、全節点を拘束した場合（白丸印）は応力分布の傾向がかなりよく一致しているが、4隅節点のみを拘束した場

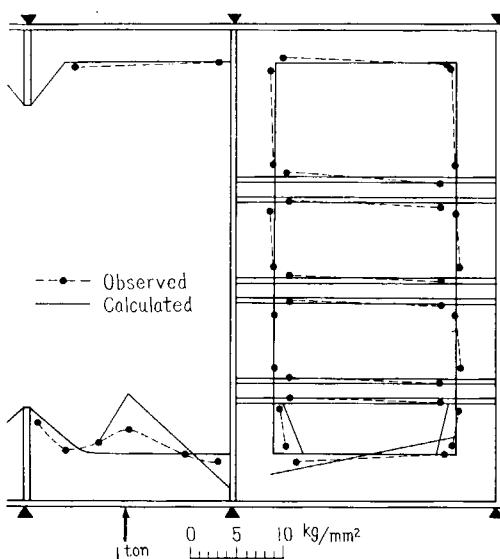


Fig. 9.27 Test Result (Case 50)

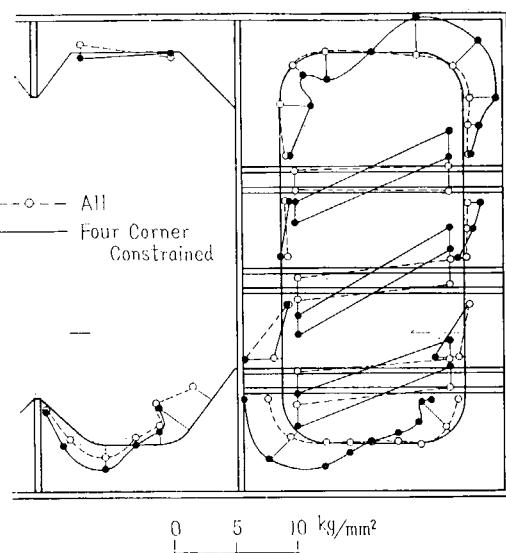


Fig. 9.28 Full Load in Center Tank (Derived from Superposing the Results of Suitable Cases)

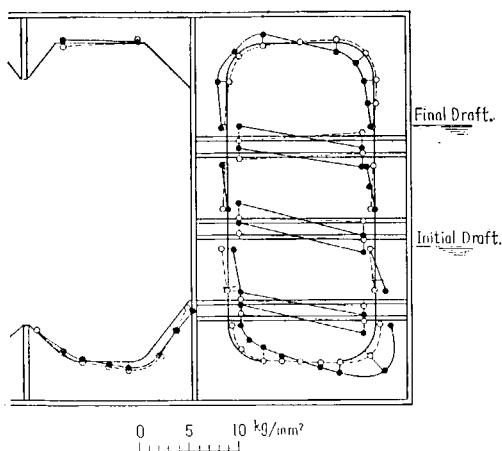


Fig. 9.29 Bending Stress caused by Draft Change (Derived from Superposing the Results of Suitable Cases)

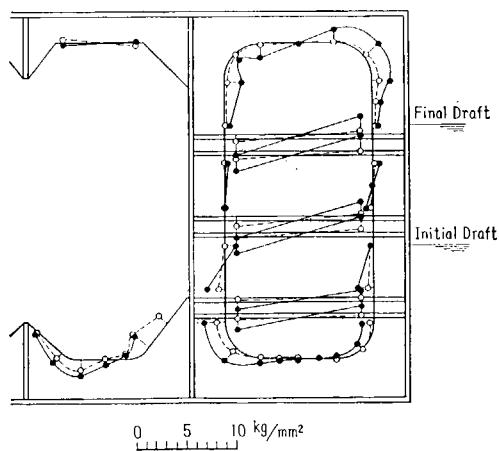


Fig. 9.30 Full Load in Center Tank and Draft Change

合（黒丸印）は余りよく一致していない。従つて実船では Web Frame の菱形変形は起つていないものと考えてよいようである。

9.7 結 論

47,000 D. W. T. 型油槽船の Transverse Web Frame Ring の 1/30 の模型により行つた試験の結果次のことがわかつた。

- i) 剪断撓みの影響および端部構造の影響を考慮に入れた撓角法による計算値は傾向において概ね実測値と一致する。
- ii) 実船実験の結果は Wing Tank の菱形変形を拘束した場合の模型実験の結果とよく一致する。
- iii) 隅部彎曲部及び肘板等を切断すると、直接受外力の加わっていない部材の応力は小さくなる。

第10章 超大型船の横強度に関する総合的考察

既述の如く、本研究部会で採り上げた問題では超大型船の横強度に関するものが、その重要な部分を占めているが、これは船体の横強度という問題が従来の船でも未だ最終的に確立されて居らず、かつ超大型船では緒論でも触れた如く、その構造上、横強度に最も問題が多く、従つてこの問題を種々の観点から調査研究する必要があつたからである。既述の研究項目のうち直接間接に横強度の問題を扱っているものは

第2章 パネルの防撓構造に関する研究

第3章 横強度の研究

3・1 模型実験

3・2 実船実験

第4章 ウィング・タンクの強度に関する研究

第9章 船体の横断面並びに水平断面の強度に関する研究

であり、これらの強度を支配するタンクの長さについて研究した第1章の荷油の運動による隔壁強度の研究も広い意味ではこの分野に入ると見做すことが出来る。

さて以上の各研究項目については各章にそれぞれ結論が述べられているが、各項目で採り上げた問題は同じ横強度の問題を取り扱つてはいてもその主な研究対象および目的がそれぞれ多少異つてゐるので、特にここで章を設けてこれらを総括し、超大型船の横強度に関する総合的な結論をまとめて見よう。

なお超大型船の横強度に関する解析的な研究は同じ造船技術審議会の答申にもとづいて日本海事協会の横強度研究委員会で行はれており、ここでは既述の実験的研究に基づいて述べることにする。

超大型船の横強度上から見た問題点は緒言および各該当の章に述べてある通りであるが、その代表的なものを簡単に整理すれば、次の三つの問題に要約される。

- (1) タンクの長さが限られているための影響。
- { (2) 各部材の梁理論との差異およびその取扱い方。
- (3) 実船による検討。

第2章の研究は(1)の問題に対して最も基礎的な面から研究したものであり、防撓法に関する広い範囲の系統試験を平板について行つてるので超大型船の特質に対応して直ちにその結果が応用出来るものである。

第3章の3・1項は実船に模した大型の箱型模型を用いた実験であるが、この実験は(1)の問題点を究明するための系統実験であり、従つて模型も各部材が梁理論で十分計算出来るように寸法比を選んでおり、剪断の影響等の二次的要因によつて問題点の本質を見失はぬよう特に考慮されている。

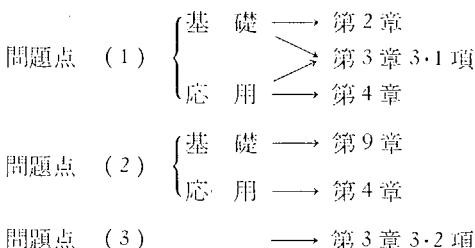
この二つの研究に対し、第4章では実船そのままを幾何学的相似に縮少した応用実験であるが、重量を一定にした二つの構造方式を直接比較して、その優劣を検討している点に大きな意義を持つてい

る。この実験は(1)および(2)の問題に跨つたものであるが、それらを総合した解析法を採用し、実船の具体的な設計との結びつきに特に留意している。

第9章は(2)の問題に関する基礎的な研究である。この問題は実際の部材設計の際に避けられぬ要素であり、第2章と第9章の研究によつて始めて超大型船の横強度部材設計の基礎的概念が得られるわけである。

第3章3・2項は(3)の問題に対応することは論を俟たない。

以上を整理すると次のようになる。



なお第1章の研究は問題点(1)の基礎と見ることが出来る。

問題点(1)に関する結論

緒言でも述べた如く、タンクの長さが限られているということが、超大型船の横強度から見た構造上の非常に大きな特徴である。従つて船側パネルは、深さの深い長さの短いものとなることは避けられない。このようなパネルの補強法は短辺に平行な部材を強くしなければならないことは一応常識的にも直ちに分ることであるが、第2, 3, 4章によつてこれを複雑な構造について具体的に扱つている。

まづ前提として大骨、小骨の関係を第2章で明らかにした。即ち、パネル全体の剛性は主として大骨の剛性によつて定まり、小骨は大骨で囲まれたパネルの局部的補強材としてのみ有効に働いているということである。これによつて船体のような複雑な補強板構造も全体を考えるときは、大骨のみに注目すればよいことが明らかになつた。そしてこれらの大骨構造は有効巾を Flange としてつけて、格子構造と見做して計算出来ることも分つた。この基本的構造における格子構造計算の合理性は第3章の模型実験に於ても実証されている。また実船に相似な模型を用いた第4章の結果でも立体的な考慮および問題点(2)の要素を含んでるので計算法は複雑であるが、その本質は格子構造の計算でよいということが基礎となつてゐる。

さてこれら大骨から成る構造が格子構造と見做されることが明白になれば、タンクの長さが制限された上下に長いパネルは、短辺に平行な部材が主として外力を受持つことは常識的に考えられるが、そのことを実験的に最も明瞭にしたのが、第3章の模型実験に於て、Trans. がない場合から、Trans. を1本、3本と増設し、最後に水平桁の剛性を増した一連の系統的実験である。この実験結果によれば Trans. の応力は非常に小さく部材自身として遊んでいること、および Trans. をつけても水平桁の応力は殆んど減少しないことから Trans. の増設は、このパネルの補強にあまり役立たないことが明らかになつてゐる。一方水平桁の方を強化すると非常に有効な結果が得られ、短辺に平行な部材(この場合水平桁)がこのパネルの強度を支配していることが明らかになつた。

…格子桁の理論からこの補強法を検討し、最小重量になる補強法について第2章で具体的に計算され

ている。これによれば、長辺に平行な部材を大きくするのは極めて不経済で、当然短辺に平行な部材を強くすべきことが数量的に明瞭に表はされている。

さてこの問題に関して実際的な構造について第4章で行つた実験の結果によると、従来の Vertical Web System と重量が同一の Horizontal Stringer System では同一の外力に対して後者は前者に対し応力は 80%，撓みは 60% 程度となり、これより推論すると、タンクの深さがその長さに比して大きい場合は、従来の構造を Horizontal System に近づけることにより相当な重量軽減が期待出来る。この実験のみからは深さと長さの比が種々に変つたときの重量比を直接引出すことは出来ないが、同時に行はれた計算によれば、この実験結果をよく説明しており、この計算によつて実際の設計に対処することが出来る。

いづれにせよ超大型船の横強度から見た各部材の設計法は、以上の研究によりその全貌が明らかになつたわけである。この場合、各部材の寸法比や配置法による重量の増減等の基本的な検討には第2, 3 章で述べた簡単な格子構造の計算で十分であり、各部材の具体的な詳細寸法決定には第4章で提出した立体計算法を採用すればよい。

なお第1章の研究結果によれば、荷油の運動による圧力はタンクの長さに比例するものではなく、船の Pitching の周期と同調するか否かが根本的な問題であり、この点から現状でもタンク長を長くする余地が大いに残つている。しかも第3章の実験によつてタンク長が長くなれば非常に合理的な構造が可能なことが結論されており、今後の超大型船の構造法がこの点で示唆されている。

問題点 (2) に関する結論

超大型船に用いられる縦横の部材はそのスパンと深さの比が小さく、隅部に大きな R をもつていて一般に単純な梁理論で計算出来ないことは容易に想像出来る。これらの取扱いについては第4章および第9章で論じてあるが、その結果をまとめると次のようになる。

- (i) 超大型船に用いられる部材寸法比では剪断の影響を無視することは出来ない。
- (ii) 隅部以外の一般部の計算には端部 Bracket の変断面の影響および剪断の影響を考慮することにより実用上十分な値を算出することが出来る。
- (iii) 更に正確な値が必要な場合は有効巾の変化、および Strut の縮みの影響を入れて第4章で提出した計算方式によつてこれを行つことが出来る。
- (iv) スパンと深さの比が 3 倍程度以下の特に深い梁の場合は、これらで出来ている構造をラーメンと考える計算法はもはや不適当である。
- (v) 隅部の計算は単純梁理論では表はし得ない。有効巾の変化を考慮した楔理論、或は等価曲り梁理論で実用上十分正確な値を得ることが出来る。
- (vi) 斜材 Strut 方式 (K 型構造) の計算法は各部材のスパンポイント間の曲げ、および剪断変形の他に部材の伸縮変形を考慮して求めることが出来る。
- (vii) 斜材 Strut 方式と普通の水平 Strut 方式の比較計算が第9章で行はれたが、これによつて斜材 Strut 方式の利害得失が数量的に明らかになつた。

以上のうち重要な部分は次の実船実験の結果とも一致することが明らかになつてゐる。

問題点 (3) に関する結論

以上は超大型船に関する基礎および応用に関する室内実験、およびその裏付けとなる計算結果の結論である。この結論を実際の船で実験し検討することは必須の事であり、かつ現在まで我々が気付かなかつた問題点を調べる上にも非常に重要な意味を持つている。

ここで第3章3・2項の実船試験における結論を他章の該当の実験と比較しつつ列記することにするが、供試船は47,000 D. W. T. および35,000 D. W. T. の大きさのものであり、ここで我々が行っている研究の基準からいえば大型タンカーではあつてもいわゆる超大型船の範囲には入らない大きさなので、問題点(I)に関する直接の結論はここから引き出し得ないのは止むを得ない。

(i) Trans. (Web Frame) の船底の両端隅部に非常に大きな応力が生ずることがこの実船試験で認められ、吃水および Ballast の影響が詳細に検討された。この部に大きな応力が生ずることは第3章の模型実験および第4章の実験でも確認されており、この種のタンカーでは、この応力集中を避けるよう設計上留意すると共に、工作上の弱点も設けることのないよう特に注意が必要であろう。

(ii) 各部材の応力分布から判断すると、その中立軸の位置は外板面に極めて近く、外板の有効巾は相当広くとつて差支えないものと推定される。このことは第2章、第3章3・1項でも明らかに認められ、実用上は骨の間隔を100% とつても差支えないことが結論されている。

(iii) 横隔壁間に3本の Web Frame がある場合、中央のものと両側のものとは殆んど同一の応力分布を示し、横隔壁の影響は両側の Web Frame にも殆んど及ばないと考えて差支えない。これは第3章3・1項の実験でも認められていることである。

ただし両側の Web Frame が横隔壁と大きな水平桁によつて結合されている場合は中央のものより応力は相当減少するという結果が得られている。

(iv) 第3章3・1項で Strut の効果を検討し、その有効なことを確認したが、この実船実験でも応力分布の状況から判断すると Strut は非常に大きな効果をもつてゐることが推定出来る。ただし、その両端隅部は大きな応力が生ずるので、その構造は特に注意する必要があろう。

(v) この船について、各部材の剪断の影響および彎曲部の影響を入れた計算を行つたところ、計算値と比較的よい一致を見たが、このことから第4章、第9章の結果の実船への適用の合理性がここで完全に確認されたわけである。

結 び

以上述べた模型実験、実船実験およびそれらを裏付ける理論計算により、超大型船の構造法に関して多くのきわめて有益な資料を得て、この問題に対して初期の目的を達することが出来た。

既述の如く、この研究は極めて膨大な規模の下に長期に亘つて行はれたものであり、その間、官民各方面からの絶大な御協力と御援助を頂き始めて完成したものである。本報告を終るに当り、これらの関係各位に深甚なる敬意と謝意を表するものである。

昭和 36 年 10 月 15 日 印刷
昭和 36 年 10 月 20 日 発行

日本造船研究協会報告 第 33 号

発行人 出 潤 義

発行所 社團法人日本造船研究協会
東京都中央区八重洲 6 の 3
電話 (281) 8819, 9838

印刷所 (有) 啓文堂松本印刷
東京都新宿区東五軒町 26
電話 (301) 2807