

社団法人
日本造船研究協会報告
第68号

昭和45年6月

巨大船の船体横強度に関する研究…………第83研究部会

Studies on the Transvers Strength of Huge Ships

…………The 83rd Research Committee

Report No. 68

The Shipbuilding Research Association of Japan

Tokyo, Japan

June 1970

Studies on the Transverse Strength of Huge Ships

Outline of the Study

During the past five years, extensive investigations into the fundamental problems on the transverse strength of huge ships have been carried out in this Research Committee, of which the detailed explanations and discussions are fully described in each chapter of this report. In the following articles, summarized are brief notes on the outline of each item of the investigations with the conclusive remarks as obtained from the results of this research work.

1. Preliminary Study on the Transverse Strength of Ships

Since its early stage of organizing this Research Committee in 1965, a remarkable tendency has been seen of building extremely large vessels for exclusive use, and the transverse strength of such huge ships was considered one of the most important problems in the structural design of hull constructions. Thus, in order to make clear the key points of the individual problem on the transverse strength of the huge ships and to orientate the direction of the future steps for the research work, a preliminary study was made in the first year of this research project on the basic problems of the following items.

1.1 Review of Literatures on the Analysis of Transverse Strength of Ships

Fundamental survey was made on both domestic and foreign publications and literatures on the transverse strength analysis of oil tankers and ore carriers, in which a particular attention was paid to the methods of three-dimensional analysis considering the effect of relative deflections of side shell construction to longitudinal bulkhead on the moment and shear distributions in the transverse members. Also examined were several methods of evaluating the stresses in end bracket of the members, where ordinary beam theory is no longer applicable to the elastic stress analysis. In addition to these, further investigations were made into the problems that had been pointed out in the technical reports of research committees organized in former years for the basic studies on the design of oil tankers and ore carriers of high economy.

The results of the survey of literatures have clarified a fact that theoretical methods of the analysis of the transverse strength of oil tankers and ore carriers, except those for stress calculations in local at stress concentrated parts of the components, had been so accurately improved as to be used for practical purpose of evaluating the bending moment and shear force distributions in the transverse members, provided that a rational estimation be made on the magnitude and distributions of the working loads.

On the other hand, few reliable data had been available of the results of tests on ship structures and their components to verify the results of the theoretical investigations. Thus, it was concluded that further experimental investigations should necessarily be made on the stress measurements of structural members of ships in order to confirm the validity and the accuracy of the theoretical analysis on their transverse strength.

Exploring study was needed on the development of a computer programme for the analysis of the transverse strength of oil tankers and ore carriers to popularize a utilization of the advanced method of the transverse strength analysis.

It was also felt necessary to conduct further systematic studies on the transverse strength of huge ships by using appropriate computer programmes, in which the size and form as well as the structural arrangement of the transverse members are to be reexamined from view point of the safety and economy of their hull constructions.

1.2 Survey on the Damages of Transverse Members of Ships

Technical data were presented of the damages occurred in the transverse members of large oil tankers, ore carriers and bulk cargo carriers. According to the results of the survey on these damages, the majority of them took place in the structural components subjected to high stress concentrations, and it was considered that most of them were caused by dynamic pressures of liquid in tank, vibrations of ship or by repeated wave loads.

The statistical study have revealed a fact that the largest number of cases of the structural damages were found during from 2 to 8 years after new building of the ships. It was then concluded that these damages, which occurred mainly in the components of high stress concentrations, can be prevented, to certain extent, through technical improvement of the local strength of the members by paying full attention in both design and workmanship of the structures. It was also recognized that further experimental tests on three dimensional models are needed to investigate into the fatigue strength of the structural components, in which the fatigue crack damages were frequently found in existing ships.

1.3 Survey on the Loads Acting on the Transverse Members of Ship Hull

Full-scale measurements on board the Ocean Vulcan and the Ginga Maru of hydrodynamic pressures on hull were discussed as the data of transverse wave loads on the hull. Results of the measurement show that variation of hydrodynamic pressures on the bottom and on the ship side at midship is small against variation of hydrostatic pressure corresponding to relative water level at the ship side. After discussion it is concluded in the Committee that both systematic ship model test in waves and collection of data of full-scale measurement as well as theoretical study were needed in order to obtain more knowledge about the transverse wave loads on the hull.

Ore pressures, which were important as the loads on the ore carrier, were also surveyed. Since few test data on the ore pressures were available, it was planned to conduct model experiments and full-scale ore pressure measurements during loading and unloading operations.

It was decided that research on dynamic loads due to the motion of liquid cargo was excluded from the research project of this Committee because the problem has already been treated by another Committee of J.S.R.A.

1.4 Plastic Design and Minimum Weight Design of Transverse Members of Ships

Review was first made on the literatures of the plastic analysis and design of structures and their components. Then, a plastic analysis was performed on two-dimensional frame structures simulated to the transverse members of wing tank construction (with one strut) of an ore carrier, in which an optimum arrangement and scantling determination for each component (in terms of the plastic modulus) was made from view point of the minimum weight design of the structure.

Furthermore, the effect of shear force on the fully plastic moment of the transverse members was recognized of an essential importance because of their extremely deep webs as usually seen in huge ship constructions. In this connection, a theoretical study was made on the method of determining span points for each component

of the transverse members, which can be introduced into the plastic analysis of the transverse strength of ships. It was thus decided to carry out also experimental model tests on the basic problems related to the ultimate strength of deep girder structures.

With regard to the analytical method of the minimum weight design of stiffened plate structures, further studies were needed to obtain an information for design procedures in determining the most suitable shape and size of the stiffeners, thickness of the plate as well as the optimum arrangement of the stiffening members.

From the results of the preliminary study as mentioned above, several important points of the problems were selected, and it was finally decided in this Research Committee to carry out, since 1966, the theoretical and experimental investigations into the following problems on the transverse strength of huge ships.

2. Development of Computer Programme "T-SAP" for Transverse Strength Analysis of Oil Tankers

In this Research Committee, a task group was organized to conduct a research project on the development of a computer programme for the analysis of the transverse strength of oil tankers to accelerate practical application of computer programmes to the transverse strength analysis and to promote its wide utilization for routine use in the structural design of huge ships.

At the stage of organizing this task group, a computer programme "M-1"^{*} for three-dimensional structural analysis on the transverse strength of oil tankers had already been developed in this country. As far as the main part of programmes for frame-work structure analysis is concerned, several systems of computer programme had been completed for general use and they were considered to be applicable to the transverse strength analysis of oil tankers. However, little effort had been made in the practical development of data processing programmes for input and output generators dealing with the basic data for the structural analysis. Thus, eager demand had been expressed by shipbuilding engineers to develop a thorough system of computer programme for the transverse strength analysis of ships, in which all the necessary input data for the analysis can be given directly from the appropriate scantlings of the structural components as shown in construction plans of the ships, without performing any preliminary calculations by manual work.

The primary objective of this task group was then limited to the development of a new system of computer programme for both input and output generators, with use of a revised programme of the IBM's FRAN, that has been developed for exclusive purpose of the transverse strength analysis of oil tankers. This new system of programme is called "T-SAP", through which a direct calculation can be made not only on the distributions of bending moment and shear forces along the transverse members but also on the stress distributions in the structural components, being displayed also graphically by plotting apparatus.

Application of the newly developed programme "T-SAP" can be made for both "Two-dimensional" analysis (in the plane of a transverse section of oil tanker construction) and "simplified three-dimensional" analysis (of which the detailed description is given later).

The type of the structure that can be analyzed with use of this programme covers most of the currently adopted ones in ordinary oil tanker constructions, including those with one, two or three struts in wing tanks, those having two or three longitudinal bulkheads, those with strong center line girders or those without center

* The computer programmes "M-1", as well as "M-2" and "M-3", of which the detailed description will be made in the following articles of this report, were originally developed by Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.

line girders, and a type with one, two or three horizontal girders (see Fig. 3.1 ~ Fig. 3.6). The programme is to be used for the analysis on such load conditions as hydraulic tank test condition, fully loaded condition and ballast condition (Fig. 3.13). Unsymmetric load conditions also can be considered in the "two-dimensional" analysis (Fig. 3.14).

It should be particularly emphasized that a comparatively simplified method of analysis was introduced in the "T-SAP" programme to reduce the computer hours for solving the highly indeterminate structures of oil tanker construction.

At first, an assumption was made that the ordinary "frame-work" analysis can be applied on a simulated structure, each component of which be located in the line of deck plating, side and bottom shell plating and of longitudinal bulkhead plating of ship. Each of the structural members with variable cross sections at their ends is subdivided into three portions; one of uniform cross section in the middle and two rigid portions at the both ends, of which the bending rigidity being assumed one hundred times that of the middle portion of the member.

The "simplified three-dimensional" analysis is formulated essentially of two steps of calculation, namely, (i) a set of "two-dimensional" analysis on the transverse plane structure of one transverse space, and (ii) "frame-work" analysis on a grillage structure simulated to the cargo oil tank construction of the ship.

(i) In the "two-dimensional" analysis, the transverse plane structure is subjected to the given loads, and is supported on its bottom at center, longitudinal bulkheads and at ship's sides, the relative displacement of the wing tank construction being constrained in vertical direction. From this analysis, calculated are the relevant outputs X_i 's, including thrusts, shear forces, bending moments and deflections of the structure as well as the joint reactions at the supports, R_i 's (Fig. 3.15 ~ Fig. 3.18).

In addition to this, a "preliminary" analysis is to be done on the same structure by applying a set of unit displacement at the bottom center and at the ship's sides, respectively, finding out the corresponding outputs, X_c and X_s for each case. At the same time, the joint forces that are required to cause a unit deflection at center and at sides, respectively, can be readily obtained from the results of this analysis, and therefore it is easily done to evaluate the equivalent bending rigidity and shear area of the transverse plane structure as a whole.

(ii) The "frame-work" analysis is then carried out on the grillage structure in horizontal plane of the ship, of which the "longitudinal members" are bottom and deck center line girders, longitudinal bulkheads and side shell constructions, while the "transverse members" are those structures of oil tight bulkheads, swash bulkheads and the ordinary transverse plane structures consisted of bottom, side and deck transverse and vertical webs (Fig. 3.19). In this analysis, the grillage structure is subjected at each joint (of the "longitudinal" and "transverse" members) to the vertical load equal but opposite to the above-noted reaction R_i , and the relative deflections at center δ_c and at sides δ_s with respect to the longitudinal bulkheads are obtained.

As the outputs X_2 due to the relative displacements of the center line girder δ_c and of the side shell constructions δ_s (corresponding to a release of the support at center and at sides) are approximately given by $X_2 = X_c \delta_c + X_s \delta_s$, the final results X can be obtained by superposing two outputs X_1 and X_2 . Namely,

$$X = X_1 + X_2$$

Since the normal stress distributions in the end bracket of the members are by no means similar to those calculated on the basis of the conventional beam theory which can be tacitly applied to the parallel part of the component. In this programme "T-SAP", a modified method of wedge analysis originally suggested by Osgood was applied to evaluate the normal stress distributions in face plate along the curved edge of the end brackets, merely because of its simple procedure of the analysis. In this analysis, the effect of shear force was excluded

when calculating the stresses at 45° corner, and an appropriate modification was made to compute the stresses at the end of the bottom transverse in center tank by using an approximate formula of third order polynomial, taking into account the results of analysis by finite element method.

It was found that the results of the numerical analysis on the transverse strength of oil tankers with use of the "T-SAP" programme are in fairly close agreement with those by the "M-1" programme, and also with results of full scale tests on oil tankers.

3. Series Analysis on the Transverse Strength of Oil Tankers

The task group of this Research Committee has engaged in the analytical work of the series calculation on the transverse strength of oil tankers by using the newly developed computer programme "T-SAP" and other programmes, "M-1" and "M-2", as will be described in the following articles.

3.1 Type of Structures (Arrangement of Longitudinal Bulkheads and Number of Struts)

The transverse strength analysis was carried out with use of the computer programme "T-SAP" on six existing oil tankers of from 50,000 DWT to 150,000 DWT. The results of the analysis revealed a fact that the working shear stresses in web of the structural members distinctly increase with size of the ships.

Further systematic studies were made on the transverse strength of oil tankers of 200,000 DWT and 500,000 DWT, respectively, in which a series calculation was performed on model ships of about 20 kinds of variations in hull constructions. First, in model oil tankers of 200,000 DWT, variations were made in such structural parameters as the ratio between breadth and depth of ship, numbers of struts in wing tank constructions, location of longitudinal bulkheads, with or without centerline girders, depth of the transverse webs, and geometry of end brackets of the transverses. In the case of 500,000 DWT oil tankers, investigations were made into the structural arrangement, including the location and numbers of longitudinal bulkheads, with or without center line girders and horizontal girders (Table 4.1.2).

The model ships were designed in compliance with the requirements of construction rules of Nippon Kaiji Kyokai, and the scantlings of the primary members of the structure were so determined as to satisfy the minimum weight condition for hull structure, by utilizing a computer programme "M-2" for the optimum design of oil tanker constructions, with appropriate adjustment of the member sizes in such a way that they vary gradually with the increase of the size of ship.

These analysis were conducted mainly on both structural tank test condition and full load condition, and additionally a few cases were calculated on other load conditions. It is also noted that, in some cases, only the "two-dimensional" analysis was made without performing the "simplified three-dimensional" one (Fig. 4.1.11 and Fig. 4.1.34).

3.2 Size of Ships

In order to examine the effect of variations in the size of oil tankers on their transverse strength, a comparative analysis was made on specially designed model ships of 50-, 100-, 150-, 200-, and 300-thousands DWT, calculating the working stresses in the transverse members with use of the computer programme "M-1" for three-dimensional structural analysis. In each type of ships, the model tankers were so designed as to fulfill the requirements of the construction rules (the 1967 edition) of the ship classification societies, including AB, LR, NK and NV, respectively.

When designing the model ships, scantlings of the main structural components were determined by using the afore mentioned computer programme "M-2" for the optimum design of oil tanker constructions, with the appropriate modifications as noted above, where the values of L/B-, L/D-, L/d-ratios as well as the C_b value were kept constant irrespective of the size of the ships.

As for the arrangement of cargo oil tanks of the model ships, a similar type of construction was assumed in all the ships, where the length and the breadth of the cargo oil tanks as well as the space of transverses were so determined as to be in proportion to the length of ship.

From the results of this analysis, a fairly distinguished tendency was found that the shearing stresses in web of the transverses gradually increase in the larger ships, while the bending stresses in face plate of the members do not widely change with the variation of the size of ships (Fig. 4.2.61).

3.3 Transverse Strength Analysis by Finite Element Method

Recent trends in the structural design of huge oil tankers have shown a fact that considerably deep girders, webs and transverses are ordinarily used as primary members of the structure, of which the parallel part is scarcely observed in their mid span. It should be pointed out here that, for such type of structure, the validity and accuracy of the results of the transverse strength calculations based on the conventional method of the "frame-work" analysis are by no means assured in general cases; and therefore they must be examined thoroughly by performing more exact calculations in order to establish a reliable method of the transverse strength analysis of ships. Moreover, it was considered of a practical importance to investigate into the effect of slots and web stiffening members on the stress distributions in the transverse members. Also considered of an importance were the normal stress distributions in face plate of the end bracket of bottom transverse in center tank, and those at the lower end of vertical web attached to longitudinal bulkhead in wing tank.

For these purposes, stress analysis was made on the transverse plane structure of oil tankers of 120,000 DWT and 200,000 DWT, by using the computer programme "M-3" based on the finite element method, in which the structure was subdivided into approximately 1000 elements, and was subjected to a prescribed load as well as the relative displacement of side shell construction to the longitudinal bulkhead as obtained from the "three-dimensional" analysis on the frame-work structure (Fig. 4.3.4). The outline of the conclusions lead from the results of this analysis can be summarized in the following.

(i) As regards the overall stress distributions in the transverse members of oil tankers, both the "finite element" analysis and the "frame-work" analysis gave fairly close coincidence in the results of the computations, and they showed an allowable agreement also with the experimental results of full scale test on oil tankers. This means that a reasonable good approximation on the stress distributions in the transverse members may be expected from the results of combined calculations, where the bending moments, shear and axial forces are directly obtained from the "frame-work" analysis, while the stress distributions in the brackets are analyzed locally by utilizing the "finite element" method, instead of applying the costly procedure to the whole region of the structure (Fig. 4.3.14).

(ii) The influence of the web stiffeners, tripping brackets and the slots in the web on the deflections of the transverse members (in the plane of the transverses) as well as on the normal stresses in their face plate is not so significant that can be safely ignored in the transverse strength analysis (Fig. 4.3.12 and Fig. 4.3.13).

(iii) It is considered that, from view point of reducing the magnitude of the stresses in way of the end brackets of the transverses, the most effective means in the design of the transverse members are to provide larger brackets at the end. This should be particularly emphasized in the design of the end brackets of the

bottom transverses in center tank.

(iv) The effective breadth of shell plate and longitudinal bulkhead plate should be considered separately for both bending and axial extension of the transverse members. This becomes especially important when calculating the stresses in the members subjected to a comparatively high axial force. The results of the full scale tests on oil tankers have proved this fact.

4. Full Scale Tests on the Transverse Strength of Oil Tankers

Experimental investigations were also carried out in this Research Committee by conducting full scale tests on oil tankers, where the extensive measurements were made on the working stresses in their transverse members as well as on the deformations of wing tank constructions of the ships.

The principal dimensions of the oil tankers and the test items are summarized in the Table.

Ship	Principal Dimensions in meters				Dead Weight (in tons)	Date of Test	Test Condition
	Length	Breadth	Depth	Draft			
A	227	36.5	16.4	12.00	66.900	July 1966	Trial
B	246	40.2	21.3	15.07	103.500	Nov. 1966	Ditto
C	260	42.0	23.3	15.47	118.500	Dec. 1966	Tank Test
D	265	44.2	23.0	15.00	120.200	June 1966	Ditto
E	256	42.5	22.0	15.80	123.000	Nov. 1966	Ditto
F	298	50.8	24.2	17.40	187.500	March 1967	Ditto

Among these six oil tankers, ship C is of a cargo oil tank construction with horizontal girders, while the other ships equip with struts in wing tank of ordinary type constructions.

The stress measurements were made on the specified parts of the transverse members by means of wire strain gages with appropriate water-proof coating treatment. The deformations of wing tank constructions in the plane of the transverse section of ship were also investigated in the tests, where the relative displacements between longitudinal bulkhead and side shell plating or center line girder were measured by using piano wires (ships A, B, D & F), optical instruments (ships C & E) and water level tube (ship E), respectively.

According to the results of the tests, it was noticeable that comparatively higher stresses took place, in general, in the lower part of the wing tank and also at the end of bottom transverse in center tank, and that fairly remarkable stresses (20 kg/mm^2) were observed especially in the face plate of bracket at the end of bottom transverses attached to the longitudinal bulkhead (Fig. 5.11 ~ Fig. 5.16).

It was also noteworthy that, in ship C, considerably high stress concentrations were observed around slots of transverse webs at the intersection with longitudinals, and some of them exceeded over yield stress level of the material (Fig. 5.23). Further, remarks should also be made that the stress distributions in web stiffeners indicated very distinguished stress increase at the heels which are welded to face plate of the longitudinals. This might be a dominant cause of initiating cracks frequently occurring in existing ships.

The test results were finally compared with those of the transverse strength analysis on the test ships, as have been described previously, by using the "T-SAP", "M-1" or other computer programmes, and they closely agreed with each other. It was also confirmed, in the case of ship E, that the test results coincided fairly well with the analytical results obtained by the "finite element" analysis, which was thoroughly applied to the whole structure in the transverse plane of the ship.

5. Minimum Weight Design of Stiffened Plate Structures

Fundamental problems on the minimum weight design of stiffened plate structures were studied from view point of the economy in the design of cross sectional properties of T-stiffeners and of the optimum numbers and arrangement of the stiffening members in the plate structures.

5.1 Optimum Design of T-Stiffeners Attached to Plate

In order to obtain the basic data for determining the most economical scantlings of cross sectional properties of T-stiffener attached to plate, which is one of the most typical and primary components in ship structures, elastic analysis was first made to minimize the weight and the cost of the material, taking into considerations of the buckling strength of the web (Fig. 6.1.2). In this analysis, it was assumed that the load was applied to the plate, of which the dimensions were determined by a prescribed load condition and other primary factors in the design.

Then, a further study was made, from economical point of view, on the use of hybrid steel beams consisted of mild steel web and of mild steel or several kinds of high strength steel flanges, in which a theoretical analysis was performed on the fully plastic moment of the beams. The results of the analysis have revealed a fact that the use with the high strength steels in the hybrid beams generally brings in a benefit of reducing the weight of the structure, but it becomes of little difference as compared with ordinary mild steel beam, if taking into account the effect of the material cost on the total cost of the beams (Fig. 6.1.4).

Then, an optimum method of web stiffening in longitudinal direction of beam was investigated through an analysis on the buckling strength of web of I-beams or T-stiffeners attached to plate, which are subjected to bending. In this analysis, the minimum rigidity of the web stiffeners required to assure of preventing from their own buckling was also studied. It was found from the results of the analysis that the total weight of the beam can be saved at most by approximately 20% through a suitable arrangement of the web stiffeners efficiently provided against local buckling of the web plate.

5.2 Minimum Weight Analysis of Orthogonally Stiffened Plate

Theoretical analysis was carried out on the minimum weight design of orthogonally stiffened (in equal space) rectangular plate structures subjected to a uniformly distributed load (simulated to the bulkhead plating of ships), in which numerical computations were performed to determine the thickness of plate and the adequate numbers and dimensions of both longitudinal and transverse stiffeners (Fig. 6.2.1).

First, considered were the bending strength of plate element surrounded by the longitudinal and transverse stiffeners along its four edges, of which the boundary condition was assumed to be fully clamped. The thickness of the plate was so determined as to be a limiting value that the plate does not cause any permanent plastic deformations, when considering the effect of membrane force on the deflections of the plate element.

Then, the over-all strength of the orthogonally stiffened plate structure as a whole and the local strength of a sub-structure surrounded by two longitudinal stiffeners (a transversely stiffened plate structure) were both considered to evaluate the appropriate dimensions of the stiffeners. In this analysis, the boundary conditions of the orthogonally stiffened plate structure and of the sub-structure were assumed to be of a simply supported plate. The cross sectional properties of the stiffeners were so determined as to minimize the area of the cross section, in which a plastic hinge may be formulated just at a prescribed load as given by the working load multiplied by safety factor of the structure.

Numerical analysis was made on the plastic strength of the stiffened plate structure by means of electronic

computer, with variations in the parameters such as the aspect ratio of the rectangular plate structure, ratio between the plastic moments of the stiffened plate in longitudinal and transverse directions, number of the stiffeners, value of a basic constant for critical buckling load, etc., the results of which being summarized in graphical charts for design use (Table 6.2.1).

It was concluded from the results of the analysis that, in the case of equally spaced stiffened plate structures, the stiffening method of high efficiency from weight-saving view point is to arrange comparatively strong stiffeners in the direction parallel to the shorter edges of the rectangular plate, as long as the local failure of the plate element is properly prevented. It was also found that a similar relationship on the total weight of structures and on the optimum arrangement of the stiffeners can be applied to stiffened plate structures of the same aspect ratio (irrespective of their dimensions), and that the number of stiffeners of the minimum weight is not remarkably affected by a variation in the value of the basic constant for critical buckling load.

6. Structural Model Tests on the Local Strength of Huge Ships

6.1 Local Buckling of Deep Girder Webs

With the recent trend of enlargement in the size of hull structures, a significant tendency is seen of increasing the depth of girders, webs and transverses, of which the plate thickness is relatively small as compared with other dimensions of the components. Moreover, the existence of openings, cutouts and slots at intersections with longitudinals, which are usually provided in these members, would unsafely lower the buckling strength of the web. In fact, a large number of buckling damages have been found in the web of transverse members of large ships during the past several years, and it was considered of a particular importance to investigate into the local buckling strength of web plate with such slots or openings. Thus, in order to obtain the basic informations on the local buckling strength of the web plates, the following series of experimental works were carried out in this Research Committee.

6.1.1 Shear Buckling Teste with Circular Opening at Center

Shear tests were made on 22 girder specimens composed of two panels of plate, of which the depth b was 600 mm, the breadth a was varied as 600 mm and 1200 mm, and the thickness 5 mm, 9 mm, 14 mm, respectively. The ratio between diameter of the circular hole D and the depth of the panel, D/b was so varied as 0, 0.2, 0.5 and 0.8. In this series of tests, measurements were made also on the stress distributions around the circular hole (Fig. 7.1.1 and Table 7.1.1).

The test results are summarized in the following.

(i) In the case of shear buckling test of plate also, a relationship holds that load increases after buckling in proportion to the second power of the lateral deflections, through which the critical buckling load can be uniquely determined from the test results.

(ii) The stress distributions around the circular hole may be satisfactorily approximated by a solution for an infinite plate with a circular hole, even in the case of the plate with a hole, of which the diameter is approximately one half of the width of the plate.

(iii) The buckling strength of plate with a circular hole was remarkably influenced by the size of the opening; for example, when the diameter of the circular hole vs. plate depth ratio D/b was 0.5, the buckling strength was reduced to about 60% of that of an intact plate (Fig. 7.1.1).

6.1.2 Compression Buckling Strength of Plate with Eccentrically Opened Circular Hole

The compression test specimens were of a 600 mm square plate (6.6 mm thick), and of a 600 mm wide and

580 mm high rectangular plate (12.2 mm thick), with a circular hole of 150 mm diameter. In these test specimens, the center of the circular hole located either at the center of plate or eccentrically at one quarter of the height above the center, one quarter of the breadth aside from the center, or at one quarter of the height and of the breadth from a corner of the plate. Besides these, additionally tested were intact plate specimens and those with a concentric circular hole of 300 mm diameter (Fig. 7.1.12).

The following conclusions were obtained from the results of the compression buckling tests.

(i) The buckling strength of the 6.6 mm thick plate specimens with an eccentrically opened circular hole was lower than that of the specimens with a concentric hole of the same diameter. In the case of the specimens of D/b ratio equal to 0.25, the buckling strength was reduced by from 10 to 15%, the rate of reduction being pronounced when the circular hole was located off center line of the plate breadwisely (eccentrically toward a direction perpendicular to the compressive force).

(ii) In the case of the 12.2 mm thick specimens, on the other hand, the effect of the location of the circular hole on the buckling strength of the plate was scarcely observed, and the critical buckling nominal stress (as computed for a cross section of the minimum area) was almost equal to yield stress of the material.

6.1.3 Compression Buckling Strength of Plate with Slot at Corner

In order to investigate into the buckling strength of web plate of deep girders with slots at intersections with longitudinals, experimental tests were carried out on simulated models subjected to compressive load. The test specimens were either of a 580 mm square plate or of a 1160 mm deep and 580 mm wide rectangular plate, of which the plate thickness was varied as 6 mm and 9 mm, respectively. Height of the cutout, which located at a lower corner of the plate, was 290 mm and its width was varied as 72.5 mm and 145 mm (Fig. 7.1.27). The specimens were clamped on the lower edge and simply supported along other three edges.

The results of the tests as obtained from this experimental work are summarized in the following.

(i) The buckling strength of square or rectangular plates with cutout at the corner was reduced approximately in proportion to the width of the cutout, when its height was kept constant. In the case of the plate with a cutout as wide as from one eighth to one quarter of the width of the panel, the rate of the buckling strength reduction was about from 10 to 30% (Fig. 7.1.32).

(ii) The buckling load of the plate with a cutout can be approximately obtained from a theoretical analysis based on the energy method, by assuming an appropriate form for the buckling mode of the plate, provided that a relevant stress distribution be given in the middle surface of the plate.

6.2 Span Point of Structural Members in Plastic Design of Ships

With regard to the ultimate strength of deep girder structures with end brackets such as seen in ordinary constructions of the transverse members of oil tankers or ore carriers, systematic investigations have never been done from view point of the plastic behavior of these structures. In this respect, it has been considered that a rational estimation can hardly be made on the true value of safety factor for the transverse strength of huge ships.

A fundamental question would naturally arise whether it is suitable to presume such modes of plastic failure in the ship structures as is usually considered in ordinary skeleton structures of building etc., and whether a tacit application of the simple plastic analysis is reasonable for evaluating the ultimate strength of the deep girder structures in huge ships. As a matter of fact, there have been several unsolved problems concerning the ultimate strength analysis on the deep girders. Of these, important are the effect of shear, which plays a dominant role in the transverse strength analysis of huge ships, on the plastic collapse mode and load of the deep girders, and the determination of the span points for the structural components with end brackets in the

plastic analysis on the transverse strength of ships.

In the first part of this research project, the ultimate strength of a deep girder with round bracket was investigated from view point of its plastic collapse by considering a “beam-type” mechanism of the girder, and a theoretical method of determining the span point of the girder was introduced. The analysis was then extended to evaluate the collapse load of a “frame-type” girder structure with round brackets at corners (Fig. 7.2.4 ~ Fig. 7.2.6).

The theoretical analysis was developed by using a simplified method based on the lower bound theorem of plasticity, in which the effects of both axial thrust and shear were considered on the plastic collapse of the girder structures. In this analysis, ordinary plastic hinges (that are free of rotational restraint) were applied in the face plates of girders, while a new concept of “line hinge” was introduced in the web of the girders, along which plastic flow occurs through yielding of the material in combination of shear and bending in its plane. Effect of strain-hardening in shear was also considered in the analysis (Fig. 7.2.7).

Then, a series of tests were carried out on steel models of deep girder with round bracket and of “frame-type” girder structure so as to observe the mechanical behaviors of the plastic collapse and the development of yielding in the structural components.

The summary of the results as obtained from this experimental investigations is described in the following.

(i) In the case of deep girders with short span, the shear yielding dominated in the web of the end brackets, being followed by yielding in the face plate, that is called “shear failure” of the structure; whereas in the case of girders with relatively long span, general yielding commenced at the face plate and subsequently penetrated into the web, thus forming a typical pattern of “bend- and shear failure” of the structure.

(ii) It was confirmed that the plastic collapse load of the deep girder structures can be well predicted, with a satisfactory accuracy for design purpose, by the above-mentioned analysis developed in this study, provided that the structures are so properly reinforced as to prevent a premature failure due to local buckling of the web or lateral instability of the face plate (Fig. 7.2.10).

Thus it was concluded that the plastic analysis on the transverse strength of huge ships may readily be performed on a reasonable basis of the ultimate strength calculations by using the fundamental data on the span point of deep girder structures. It is expected that a rational method of analysis for the optimum design of ship structures can be well established by conducting further research works on the development of the plastic analysis, widely applied to the cases of possible plastic collapse modes of hull structures.

6.3 Preliminary Study on the Fatigue Strength of Transverse Web with Slots

Since a large number of cracked damages have been found in welded ship constructions, especially around the slots in web plate of the transverse members at the intersection with longitudinals, preliminary model tests were carried out to investigate into the fatigue strength of the structures.

The fatigue tests were made on fifteen miniature models of a 950 mm long girder, of which the web depth 750 mm, thickness 4.5 mm, breadth of face plate 400 mm, and the radius of circle at corner of the slot was varied as 20 mm, 12 mm and 6 mm, respectively.

Static tests were first made prior to the fatigue tests to measure the strain distributions around the slots of the specimen. The results of the measurements showed that the stress concentrations around the corner of the slot were distinctly pronounced with decrease in the radius of circle. It was also found that the strain distribution in web stiffener attached to face plate of the longitudinal was by no means uniform in its cross section, showing a remarkable stress concentration at the heel of the stiffener. Complementary tests were then

made on the specimens reinforced with attachment of a counter bracket on the reverse side of the web to the stiffener, and the test results disclosed a fact that the magnitude of the stress concentration at the heel of the stiffener was considerably reduced by this reinforcement, being resulted advantageously in preventing from initiation of the fatigue cracks.

Because of its limited number of specimens tested in this series of experiment, it would be still early to make conclusive remarks on estimating the fatigue strength of the web plate with slots, but the following general tendency was found from the results of this experimental work (Table 7.3.1).

(i) From view point of the fatigue strength, the welded joint at the heel of the web stiffeners attached to the face plate of longitudinals was in most serious condition subjected to an extremely high stress concentrations. This was clearly proved by the results of the tests, where, in fact, fatigue cracks initiated from the said portion in all the specimens.

(ii) As far as from the test results of this investigations are concerned, it may be considered that crack initiations at the corner of the slots were mainly due to pulsating deformations in bending of the web plate, rather than by application of the repeated strain in the plane of the web plate.

It is then strongly needed to carry out further systematic investigations into the fundamental studies on the mechanism of the crack initiations, so as to establish a proper way of countermeasure against those cracked damages frequently occurring in ships structures.

6.4 Strength of Round Bracket

In order to investigate into the ultimate strength of round bracket attached to the transverse members in huge ship constructions, experimental tests were carried out on four miniature steel models of two kinds; one with stiffeners parallel to the face plate around the curved edge (designated as IS-type model), and another with stiffeners arranged in radial direction of the round bracket (designated as S-type model).

The test specimens were of a round bracket with curved corner simulated to a bilge corner construction of oil tanker, and the depth of web was 450 mm, the thickness was 2.3 mm. The depth and the thickness of the web stiffeners were 35 mm and 2.3 mm, respectively, and tripping brackets were also arranged in suitable spaces around the curved edge of the specimen (Fig. 7.4.1 and Fig. 7.4.2).

Bending was applied to the specimen in two ways; one was hogging moment causing tension in face plate of the bracket, and another was sagging moment causing compression there.

Extensive measurements were made on the stress distributions in web and stiffeners by means of wire strain gages, so as to observe precisely the instantaneous development of yielded area in the specimen.

The results of the tests can be summarized in the following.

(i) The round bracket specimens of S-type model with the web stiffeners arranged in radial directions sustained the hogging bending moment (tension in face plate) without causing any problems until general yield occurred through the whole cross sections of the specimen.

Under the sagging bending moment (compression in face plate), however, a phenomenon of local buckling took place first in the web, and then yielding occurred in compression face plate, being followed by a total collapse due to local buckling of the face plate. In this case, no buckling failure was observed in the web stiffener, and the collapse load was reduced to approximately one half of the maximum load to which the specimen could safely reach in the hogging bend test.

(ii) The IS-type specimen with web stiffeners parallel to the face plate showed, in hogging bend test, almost similar behavior to that of the S-type model and reached to the same level of the ultimate strength.

In the case of sagging bend test, on the other hand, the ultimate load of the IS-type specimen was relatively higher than those of the S-type model, where local buckling in web took place at first, and then subsequent to the yielding of the face plate, local buckling of the web stiffeners due to compression finally caused the total collapse of the bracket.

(iii) According to the results of the strain measurements on the test specimens, it was found that the effective breadth of the outer skin plate at the curved corner (corresponding to the bilge strake) was remarkably less than the nominal value, and was felt necessary to conduct further investigations into the detail of this problem.

7. Researches on Loads Acting on the Hull

The method for transverse strength calculation has been improved recently and internal forces and stresses induced by the known external loads can be calculated fairly accurately. However, much remains unknown on the estimation of external loads. Then, in this Committee, systematic experiments on the transverse wave loads and the ore pressures have been carried out.

7.1 Research on the Wave Loads on the Transverse Structural Member

Research on the wave loads on the transverse structural member, which has been not so well investigated as that on the longitudinal wave bending moment, are one of the most important problems in the field of transverse strength of ships. In the Committee, model tests on the transverse wave loads in regular waves were conducted, and calculations of the hydrodynamic pressures were carried out by means of the strip method, being compared with the experimental results. Furthermore, the long-term distribution of the hydrodynamic pressures was estimated.

The wooden model of T2 tanker, which was 4.5 m in length, 0.608 m in width, 0.351 m in depth, 0.268 m in draught and block coefficient of 0.74, was used. The model was self-propelled under full load and even keel condition in regular waves having wave length of 75, 100, 125 and 150% of model length, respectively. The wave heights were controlled to 10 cm throughout the experiments.

Fourteen pressure gages were used to measure the pressure on the bottom and on the side of model at square station 5 (midship), square station 7½ (0.25L from F.P.), and square station 8½ (0.15L from F.P.) (Fig. 8.1.2). Besides this, the relative water level at midship, pitching, heaving, surging, wave height, and model speed were also measured.

The pressure gages, whose sensing diaphragm was 30 mm in diameter, were electric capacity type device specially developed for the tests. Relative water levels were measured by sonic wave probe mounted on the ship side.

The summary of the results obtained from the investigations is as follows.

(i) Test results of the hydrodynamic pressure amplitudes on the midship bottom were nearly equal to the amplitudes of "mean pressure" which was the calculated vertical force on the strip per unit width. Amplitudes of the hydrodynamic pressure on any positions of the bottom and the side were between amplitudes of mean pressure on the bottom and amplitudes of hydrostatic pressure obtained from the relative water level (Fig. 8.1.3).

(ii) Test results of the hydrodynamic pressure amplitudes on S.S. 5 and 7½ coincided nearly with the calculated value by means of the strip method. However, certain amount of discrepancy between test results and calculations of the amplitudes of hydrodynamic pressure on the S.S. 8½ was found (Fig. 8.1.7). Pressure

distribution on the bottom at midship was nearly uniform. However, it was not so uniform at S.S. 7½ as at midship, and pressure on bilge part was somewhat larger than that on center of the bottom.

(iii) Amplitudes of the hydrodynamic pressures on the fore body were larger than those on midship (Fig. 8.1.4 ~ Fig. 8.1.5).

Long-term distribution of the hydrodynamic pressures on the hull was calculated based on the linear superposition principle. In this calculation, correlation between pressures on the bottom and on the side was not taken into account, then the long-term distribution was not directly used to estimate the transverse wave loads for design. However, it could be useful for estimation of design loads relating to the local strength of ship.

Additional tests on the model with bilge keel and under light load condition were also carried out.

7.2 Model Tests on Ore Pressures

In order to investigate the ore pressures acting on the structural member of ore hold, small sized model tests were carried out on the fundamental behaviour of ore. At the same time, statical loading test and vibration test were performed on large sized model.

7.2.1 Small Sized Model Test

Two types of model were used for the tests. One, named model A, was the steel plate box which was 1.50 m long, 0.25 m wide and 0.50 m high, and its end wall was movable in lengthwise direction of the model by screw mechanism.

Another model B was also the steel plate box, bottom of which was 1.00 m × 1.00 m square, and a pair of opposite walls was not vertical. Angle of inclination of the wall could be changed (Fig. 8.2.1).

Sand or pebble, in place of ore, was loaded into these models and then the pressure acting on the wall of model was measured (Fig. 8.2.2).

7.2.2 Large Sized Model Tests

Large sized models were structural models of ore carrier. Two types of models were used for the tests. Model C was made of steel plate, 2.07 m in length, 1.00 m in depth, and 1.30 m in width at top and 0.9 m at bottom, and side walls were inclined.

Another model D had the same dimension in length and depth, but had vertical side walls, and its width was 1.00 m. Side walls of these models equipped with vertical stiffener, and end walls corresponding to the bulkhead of actual ship were reinforced by horizontal stiffeners. Sand or pebble was loaded into these models and statical loading tests were carried out by pressing the wall, investigating into the effect of inclination of model, where the pressures on the bottom and side wall were measured and recorded (Fig. 8.2.5 and Fig. 8.2.6).

7.2.3 Vibration Tests

It is considered that pressure of ore loaded in the hold increase due to decreasing porosity caused by ship vibration. As for this problem, relation between frequency of vibration and ore pressure was investigated by the test in which model C was vibrated on the excitor. In this test, sand, coal and coke were used (Fig. 8.2.10).

The results of these experiments are as follows.

(i) Distribution of ore pressure acting on the side wall can be calculated approximately by Coulom's theory of active earth pressure against the retaining walls. Variation of the statical pressure in the inclined model was nearly zero on the bottom and on the side wall it was increased with the angle of inclination of the model. Pressure distribution in this case can also be calculated by Coulom's theory.

(ii) Distribution of ore pressure on the bottom had a trend that the pressure was large on the center of the bottom and small on its edge. This was caused by deflection of the bottom, and the smaller the rigidity of the

bottom structure, the trend was more remarkable. Approximate formula for the pressure distribution was derived for this case.

(iii) When the ore loaded in the model was vibrated, the porosity of ore decreased and ore pressure became high. After vibration test, ore pressure did not return to initial value. These phenomena could be more remarkably found in the case of fine particle like sand. In the case of coal or coke, variation of pressure above mentioned was small. And pressure distribution on the wall was influenced by loading procedure.

7.3 Full Scale Measurement of Ore Pressures

Full scale measurements of ore pressures during the voyage and loading at port were conducted in order to investigate the ore pressures on actual ship structure and point out problems for further study.

Measurements were performed on a 56,100 DWT ore carrier, 211 m in length, 31.8 m in width, 17.5 m in depth and 11.7 m in draught, on her voyage Peru to Japan. Crude iron ore, a mixture of dry sand and dry clay, was loaded (Fig. 8.3.1).

Ore pressures were not directly measured but they were estimated from stresses recorded by strain gages mounted on longitudinal stiffener and bulkhead plate (Fig. 8.3.2).

Results are summarized as follows.

(i) Ore pressure on the upper part of hold wall at loading coincided nearly with Coulom's theory. However, on the lower part of hold wall, ore pressure was rapidly decreased. Further study on this point is needed (Fig. 8.3.4).

(ii) Ore pressure distributions under loading and unloading conditions were fairly different. During the voyage, load on the stiffener was increased but load on the hold plate decreased. It was probably caused by ship motion or vibration.

(iii) Ore pressure variation at sea was complicated but the statistical distribution of the record of each measuring point was approximately represented by Rayleigh distribution.

(iv) Ore pressure variation at sea was comparatively large on upper part stiffener of bulkhead. It was smaller on bulkhead plate.

(v) Many problems on ore pressure still remain unknown, and further investigation is needed.

巨大船の船体横強度に関する研究

目 次

1. はしがき	1
2. 研究の概要	3
3. 横強度計算プログラム(T-SAP)の開発	13
3.1 まえがき	13
3.2 あらまし	13
3.3 平面計算法	14
3.4 簡易立体計算法	16
3.5 応力計算法	21
4. 油送船の横強度シリーズ計算	27
4.1 油送船の大きさおよび構造方式を変化させたときの船体横強度に対する影響	27
4.1.1 まえがき	27
4.1.2 載貨重量を変化させたときの実船の船体横強度の変化	27
4.1.3 20万D.W.T油送船の構造方式、タンク配置を変化させたときの横強度への影響	27
4.1.4 50万D.W.T油送船の構造方式を変化させたときの横強度への影響	29
4.1.5 まとめ	30
4.2 各船級協会規則による比較シリーズ計算	71
4.2.1 まえがき	71
4.2.2 計算対象船の試設計	71
4.2.3 トランスリングの面材応力	74
4.2.4 まとめ	79
4.3 有限要素法による横強度計算	111
4.3.1 まえがき	111
4.3.2 計算対象船概要	111
4.3.3 トランスリングの局部補強材および外板の有効幅の影響	112
4.3.4 形状変化の影響	114
4.3.5 ラーメン計算結果および実船計測結果との比較	115
4.3.6 まとめ	115
5. 油送船の横強度に関する実船計測およびその検討	125
5.1 まえがき	125
5.2 供試船	125
5.3 計測項目および計測方法	125
5.4 積付状態	127
5.5 計測結果	128
5.6 その他の計測値	133
6. 防撓板の最小重量設計	136
6.1 板付T形鋼の最適寸法比	136

6.1.1	まえがき	136
6.1.2	同種材料から成る板付きT形鋼(弾性設計基準)	136
6.1.3	混用構造の最適寸法比(塑性設計基準)	138
6.1.4	ウエブがスチフナーで補強された場合の最適寸法比	140
6.1.5	まとめ	144
6.2	防撓板の最小重量設計	148
6.2.1	まえがき	148
6.2.2	解析の方法	148
6.2.3	防撓板の平板の板厚	149
6.2.4	防撓板の寸法	151
6.2.5	防撓板の最小重量	155
6.2.6	計算結果と考察	155
7	巨大船の横強度に関する模型試験	181
7.1	ディープ・ガーダーにおける局部座屈の研究	181
7.1.1	まえがき	181
7.1.2	研究概要	181
(1)	中央に円孔を有する板の剪断座屈試験	181
(2)	偏心円孔を有する平板の圧縮強度	185
(3)	隅に開口を有する板の圧縮強度	193
7.2	塑性設計におけるスパンポイントの研究	197
7.2.1	まえがき	197
7.2.2	桁構造物の塑性崩壊と塑性スパンポイント	197
7.2.3	変断面桁の塑性崩壊に関する理論解析	198
7.2.4	模型実験および実験結果と計算値との比較	206
7.2.5	まとめ	211
7.3	横部材ウエブ縦通材貫通部スロット周辺の予備疲労試験	212
7.3.1	まえがき	212
7.3.2	試験模型および試験方法	212
7.3.3	試験結果およびその考察	214
7.3.4	まとめ	220
7.4	横部材弯曲部の強度	220
7.4.1	まえがき	220
7.4.2	模型	220
7.4.3	試験方法	220
7.4.4	実験結果	224
7.4.5	まとめ	224
8	外力に関する研究	244
8.1	船体横部材に加わる波浪荷重の研究	244
8.1.1	まえがき	244
8.1.2	規則波中の変動水圧	244

8.1.3 海洋波中の変動水圧	255
8.1.4 まとめ	266
8.2 鉱石圧力に関する模型試験	270
8.2.1 まえがき	270
8.2.2 粉体の静的圧力	270
8.2.3 粉体の振動による圧力変化	274
8.2.4 振動試験と繰返し圧縮試験との関係	280
8.2.5 まとめ	286
8.3 実船における鉱石圧の測定	288
8.3.1 まえがき	288
8.3.2 計測方法	289
8.3.3 計測結果および検討	290
8.3.4 まとめ	297

1. はしがき

本研究部会では、昭和40年4月6日（第1回委員会）より、昭和45年3月13日（最終委員会）まで計31回の委員会を開き、船体横強度に関する広汎な研究を行なつた。本報告書は5年間にわたる研究成果をまとめたものである。

なお、本研究部会の委員構成は次のとおりである。

第83研究部会委員名簿（敬称略、五十音順）

部会長	吉 譲 雅 夫（日本学術振興会）	山 口 勇 男（日本海事協会）
幹 事	藤 田 讓（東京大学）	綾 日天彦（三井造船）
委 員	秋 田 好 雄（石川島播磨重工業）	白 居 久 益（三菱重工業）
	安 藤 文 隆（船舶技術研究所）	上 田 幸 雄（大阪大学）
	宇 田 川 貞 夫（運輸省）	大 井 浩（三菱重工業）
	梅 崎 一 夫（三菱重工業）	岡 田 弘 明（佐野安船渠）
	仰 木 盛 綱（佐世保重工業）	尾 川 宣 之（日本钢管）
	岡 部 利 正（三菱重工業）	酒 戸 恒 男（住友重機械工業）
	小 林 三 蔵（名村造船所）	郷 田 國 夫（船舶技術研究所）
	杉 浦 邦 雄（日本钢管）	田 代 新 吉（日本海事協会）
	高 城 清（川崎汽船）	寺 田 泰 治（日本海事協会）
	竹 中 重外志（佐世保重工業）	中 田 宣 久（三井造船）
	中 川 万 蔵（三菱重工業）	中 村 昭 和（川崎重工業）
	中 野 肇（三井造船）	永 元 隆 一（三菱重工業）
	長 沢 準（船舶技術研究所）	西 村 武 文（昭和海運）
	西 牧 兴（日立造船）	野 沢 登（函館ドック）
	新 田 順（日本海事協会）	萩 原 孝 一（三菱重工業）
	服 部 堅 一（住友重機械工業）	樋 口 道之助（日本钢管）
	原 洋 一（日立造船）	藤 得 利 博（笠戸船渠）
	藤 井 登喜夫（石川島播磨重工業）	本 间 康 之（東京大学）
	古 田 和 久（石川島播磨重工業）	八 木 順 吉（大阪大学）
	真 能 創（防衛大学校）	山 越 道 郎（九州大学）
	安 川 広 広（川崎重工業）	

討議参加者（敬称略、五十音順）

大 浦 啓 義（佐世保重工業）	鍛 地 楠 生（日本海事協会）
片 坐 泰 治（日立造船）	小 林 英 昭（日本钢管）
小 棕 一 郎（石川島播磨重工業）	堺 由 雄（川崎重工業）
清 水 作 造（石川島播磨重工業）	関 浜 昌 弘（日立造船）
高 橋 隆 治（住友重機械工業）	高 張 研 一（佐世保重工業）
筒 井 康 治（日本海事協会）	原 田 耕 次（日立造船）
船 岡 宏一郎（三菱重工業）	堀 徹（日立造船）
前 田 恰 治（石川島播磨重工業）	松 田 隆一郎（川崎重工業）
諸 囲 隆 吉（三菱重工業）	

Membership of the 83rd Research Committee

Chairman	Masao YOSHIKI
Secretaries	Yuzuru FUGITA Isao YAMAGUCHI
Members	Yoshio AKITA Hirohiko AYA Fumitaka ANDO Hisamasu USUI Sadao UDAGAWA Yukio UEDA Kazuo UMEZAKI Hiroshi ŌI Moritsuna ŌGI Hiroaki OKADA Toshimasa OKABE Nobuyuki OGAWA Sanzo KOBAYASHI Tuneo SAKADO Kunio SUGIURA Kunio GODA Kiyoshi TAKASHIRO Shinkichi TASHIRO Shigetoshi TAKENAKA Taiji TERADA Manzo NAKAGAWA Nobuhisa NAKADA Takeshi NAKANO Akikazu NAKAMURA Jun NAGASAWA Ryuichi NAGAMOTO Kou NISHIMAKI Takefumi NISHIMURA Akira NITTA Noboru NOZAWA Kenichi HATTORI Kōichi HAGIWARA Yōichi HARA Michinosuke HIGUCHI Tokio FUJII Toshihiro FUJIE Kazuhisa FURUTA Yasuyuki HONMA Hajime MANO Junkichi YAGI Wataru YASUKAWA Michiro YAMAKOSHI
Participants	Hiroyoshi ŌURA Tateo KAJI Taiji KATAZA Hideaki KOBAYASHI Ichiro OGURA Yoshiteru SAKAI Sakuzo SHIMIZU Masahiro SEKIHAMMA Ryuji TAKAHASHI Kenichi TAKAHARI Yasuharu TUTUI Kōji HARADA Koichiro FUNAOKA Tōru HORI Makoto MAEDA Ryuichiro MATUDA Ryukichi MOROOKA

2. 研究の概要

本研究部会は5ヶ年間にわたり、船体横強度全般にわたる広汎な研究を行なつた。研究の詳細は本報告書の各章に詳述されているが、本章では、各研究の概要を述べる。

2.1 船体横強度に関する調査

本研究部会設立当初（昭和40年）もつとも問題となつたのは、昨今のように、船舶が巨大化し、また、専用化したため、これに伴なう横強度上の問題点の調査であつた。これらの問題点を明確にし、今後の研究の方向を明らかにするため、下記の項目について調査を行なつた。

2.1.1 従来の横強度関係文献の調査

今まで発表された船体横強度に関する内外の諸文献が調査された。とくに、船側外板と縦通隔壁との相対変位や立体横強度計算法やコーナー部の応力計算法などについて詳細な調査検討が行なわれた。また、先年行なわれた高経済性油送船試設計や高経済性鉄鉱石専用船試設計の報告書に指摘されている今後の問題点を検討した。

このように、従来の横強度関係文献を調査した結果、応力集中部などの応力計算を除き、船体横強度計算法はかなり精密化され、外力さえ明確になれば、これに対する内力の計算は、実用的には、問題点が少ないとわかつた。

しかし、実船における計測結果と立体横強度計算結果との対応例が少なく、そのため、今後、実船の各部材の応力を測定し、計算結果と比較し、その精度を確かめる必要があることがわかつた。また、横強度計算法を普及させるため、本研究部会で横強度計算プログラムを開発し、さらに、このプログラムと既存のプログラムを利用し、船型の巨大化、横強度部材の構造法などについて、系統的な横強度計算を行ない、船体横強度の安全性を確かめる必要があるとの結論に達した。

2.1.2 横強度関係損傷の調査

大型油送船、鉱石運搬船およびバルクキャリアの横強度部材損傷例が紹介された。

損傷例の調査によると、応力集中部に生じたものがもつとも多く、その他、タンク内液体の動圧によるもの、振動および波浪によるものが多い。

また、横強度部材の損傷発生件数を統計的に調査した資料によると、これらの損傷は、建造後2～8年後にもつとも多く発生していることがわかつた。

これらの損傷調査結果に示された通り、応力集中の高いところに損傷が多く発生していることから、設計工作上細心の注意をするなど局部強度の向上について考慮を払うことにより、ある程度、これらの損傷は防げると思われる。今後、損傷の多く発生している箇所について、立体模型による疲労試験の必要性が認められた。

2.1.3 船体横部材に加わる外力に関する調査

船体横部材に加わる波浪外力の実船計測例としては、Ocean Vulcan号および銀河丸の計測がある。これらの結果によると、中央横断面附近における船体中心線の船底水圧は、波の山あるいは波の谷の場合でも変化は少なく、対応する平水の静水圧に近い値を示している。また、船側部においても、水圧の変動は吃水面の変動をそのまま静水圧と考えた場合の変動よりもかなり小さいことがわかつた。このような航行中の波浪外力を定量的に把握するためには、理論的検討とともに、模型船による系統的な実験および実船の測定結果を集積する必要があるということになつた。

また、鉱石の圧力についても調査したが、これに関する資料はきわめて少なく、系統的な実験を行ない、その性質を明らかにする必要があり、また、実船において積荷時および航行時の鉱石圧を直接計測することも計画された。

なお、油送船の貨油の運動による圧力については、造船研究協会内の他の研究部会で現在研究しているので、本研究部会では研究の対象外とすることとした。

2.1.4 塑性設計および最小重量設計の観点からみた船体横強度

塑性設計法に関する種々の文献が検討され、また、鉱石運搬船において、ストラットが1本の場合につき、ウイングタンクの横桁の塑性解析を行ない、最小重量設計の見地から、その塑性断面係数の分布を計算した結果が報告された。

船体横強度部材では、ウェブの深い部材を使用しているため、剪断力が塑性モーメントに及ぼす影響を調査する必要があること、また、塑性計算においても、弹性計算と同様、塑性スパンポイントの概念を導入した方がよいとの結論になり、これに関する実験を行なうこととなつた。

最小重量設計に関しては、防撃板において、どんな形状の型鋼の防撃材がよいか、また、板厚と防撃材の配置および寸法をどのように定めたら最小重量になるかを研究することになつた。

以上の調査の結果、船体横強度に関する種々の問題点が明らかになり、昭和41年以降に、これらの問題点を解明するため、実験や理論解析などの研究を行なうこととなつた。

2.2 横強度計算プログラム(T-SAP)の開発

本研究部会では、油送船の横強度計算の実用化をはかり、これを普及させるため、船体横強度計算プログラムを開発することになり、トランスバースワーキンググループを設け、このグループが開発の作業を担当した。

本ワーキンググループが設置された時点においても、すでに三菱重工KKで油送船の立体横強度計算プログラム(以下M-1プログラムと呼ぶ)が開発されていたが、当時は、横強度計算のいわゆる演算部門が主であつて、データの前処理用のインプットジエネレーターおよび後処理用のアウトプットジエネレーターはあまり整備されていなかつた。このため、電子計算機を使用して横強度計算を行なう場合、横強度計算に必要な部材の剛性などの諸数値やその他の諸係数を計算するため、かなりの労力を必要としたので、人力を殆んど必要としない一貫した横強度計算プログラムの出現が強く望まれていた。

本ワーキンググループでは、インプット、アウトプットジエネレーターの完備した一貫計算プログラムの開発を目標に研究を進め、そのため、演算部門はなるべく既成のプログラムを利用することを考え、種々検討の結果、I.B.M.社の構造計算用汎用プログラム"FRAN"を使用し、* FRANの前後につながるインプット、アウトプットジエネレーターについて開発研究を行ない、計算に必要な部材の寸法さえ与えれば、曲げモーメントや剪断力分布はもちろん、応力分布まで自動的に計算され、これをプロッターで図示できるシステムを完成し、このプログラムをT-SAPと命名した。

T-SAPは平面計算(1つのトランスリングを取出した状態の計算)はもちろん、簡易立体計算(モデル化については後述)もできるようになつている。また、計算可能な構造方式としては、現存する殆んど総ての構造方式を含有している。すなわち、ウイングタンクのトランスリングのストラットの数は1本~3本、縦通隔壁の数は2~3条、また、強力な中心線桁板をもつた油送船のほか中心線桁板のない油送船や水平桁方式(桁の数1~3本まで計算可能)の油送船まで計算できるようになつている。

また、荷重状態は、タンクテスト、満載時、軽荷時はもちろん、平面計算の場合は、非対称荷重の計算もできるようになつている。

T-SAPで計算する場合の仮定やモデル化は次の通りである。

- モデル化された構造部材の位置は実船の構造部材の板面にあると仮定する。また、端部変断面部の取扱いについてはスパンポイント(山口の実験式)を仮定し、ここに節点を設け、スパンポイント間は一様断面部材とし、スパンポイントから外側は一様断面部の100倍の剛性を有する部材とする。
- 簡易立体計算においては、次のようにモデル化した。まず、船側外板、縦通隔壁および船底中心線桁板の3種類の縦通材と、これを横方向に結ぶ横部材(トランシングや隔壁板と等価な剛性をもつ横部材)から構成された平面格子構造を考える。この格子構造に、相対変位を拘束した状態での平面計算で算出された船底部の反力を荷重として加える。

* 本プログラムが完成した時点では、計算費用などの点から汎用プログラムであるFRANを使うのは不経済であるため、T-SAP専用の演算プログラムが日本I.B.M.社で作られた。

の荷重による縦通隔壁と船側外板および縦通隔壁と中心線桁板との相対変位を求め、この相対変位によるトランスリングの曲げモーメントおよび剪断力を、相対変位を拘束した状態での平面計算で求めた値に重ね合わせ、最終的なトランスリングの曲げモーメントおよび剪断力を求める。なお、上記縦通部材および横部材の剛性のとり方については第3章に記載されている。

c) 応力計算法：一様断面部の曲げ応力は梁理論で計算した値にかなり近いが、コーナ部などの応力は梁理論で計算した値とかなり異なることが今までの研究成果から判明している。コーナ部の応力計算法については、楔理論、修正曲り梁理論および有限要素法などが考えられるが、T-SAPでは、計算の容易さなどを考慮の上、楔理論を採用した。ここで採用されている楔理論はOsgoodにより提唱されたものよりかなり修正されている。たとえば、コーナ部45°附近における応力の算定については、剪断力による影響を除外し、また、三叉部の応力については、有限要素法による計算結果を参照して、楔理論で計算した値と梁理論で計算した値とを3次曲線で結んでいる。本方法で計算した値と有限要素法による結果とを比較したところ、実用的には、かなり良好な近似を示した。

以上が本ワーキンググループで開発した横強度計算プログラムT-SAPの概要であるが、T-SAPによる計算結果とM-1プログラムによる計算結果とを比較したところ、かなりよく合うことを確認した。また、種々の実船計測結果と比較したところ良好な一致を示した。T-SAPは、現在では、実用の段階にあり、多くの造船所でかなり使用されている。

2.3 油送船の横強度シリーズ計算

本研究部会はT-SAP[その他の計算プログラムを使用して、横強度シリーズ計算を行なつた。以下、その概要を述べる。

2.3.1 構造方式（隔壁の位置、ストラットの数など）の影響

今回開発したT-SAPを使用し、現在就航中の5万D.W.T.～15万D.W.T.の6隻の油送船について横強度計算を行なつた。この結果、船が大きくなるに従い、部材ウェブの剪断応力が増加していることがわかつた。

また、20万D.W.T.および50万D.W.T.の油送船約20隻を下記のように構造方式を系統的に変えて試設計し、これらの油送船について横強度計算を行なつた。

20万D.W.T. 試設計油送船

船の幅と深さとの比、ウイングタンクのストラットの数、縦通隔壁の位置、中心線桁板の有無、横桁ウェブの深さ、コーナ部の形状

50万D.W.T. 試設計油送船

縦通隔壁の位置、縦通隔壁の数、中心線桁板の有無、水平桁の有無

これらの油送船の試設計の基準としては、NKルールを適用し、三菱重工KKで開発した油送船最適構造設計プログラム（以下M-2プログラムと呼ぶ）を使用して主要部材の寸法を定め、部材の寸法が急激に変化しないよう修正した。

上述の諸計算は全部立体計算ではなく、ある船については平面計算だけとした。また、計算時の荷重状態はタンクテスト時と満載時を主とし、他の荷重状態も2、3計算した。これらの計算結果については第4章に記載されている。

2.3.2 船の大きさの影響

A.B.、L.R.、NKおよびN.V.の各船級協会ルールに基づき、それぞれ、5万D.W.T.、10万D.W.T.、15万D.W.T.、20万D.W.T.および30万D.W.T.の油送船を試設計し、M-1プログラムを使用して、立体横強度計算を行ない、油送船の大型化に伴なうトランスリングの応力の変化を各船級協会ルール別に比較検討した。

上記試設計に際しては、船の大きさにかかわらず、 L/B 、 L/D 、 L/d 、 C_B の値を一定値に定め、1967年7月の時点における各船級協会のルールを適用し、前述のM-2プログラムを使用して主要部材の諸寸法を定め、船の大きさの変化に伴なう部材寸法の急激な変化を防ぐため、多少の修正を行なつた。

また、試設計船のタンク配置については、船の大きさにかかわらずタンク長さや縦通隔壁の位置は相似になるよう配慮し、トランスリングの間隔は、船の長さに比例して大きくなるようにした。

以上の試設計船について、立体横強度計算を行ない、船の大型化に伴う部材の応力傾向を調査した。この計算結果によると、船の大型化に伴ない、トランスリングの曲げ応力は殆んど変わらないが、トランスリングウェブの剪断応力はかなり大きくなる傾向にあることがわかつた。

2.3.3 有限要素法による横強度計算

近年、油送船は急速に巨大化し、横部材には殆んど平行部のない深い部材を使用するようになつた。このような部材に対し、梁理論を基礎にした骨組計算法がどの程度良好な近似度を示すかは今後の横強度計算法確立のためにも重要な問題点である。また、スロットの存在やステッファー配置が横強度計算に及ぼす影響を調査し、三部材結合部の応力分布をさらに詳細に検討するため三菱重工 KK で開発した有限要素法プログラム（以下 M-3 プログラムと呼ぶ）を使用し、12万 D.W.T. および 20万 D.W.T. 油送船のトランスリングを約 1,000 前後の有限要素に分割し、これに水圧などの荷重や骨組の立体計算から得られる相対変位をおこさせる力を加え、立体的影響を考慮したトランスリングの計算を行なつた。

これらの計算結果から得られた主な結論を概説すると次の通りである。

- i) 有限要素法および骨組計算によるトランスリング面材の応力の計算値はいずれも実船計測値とかなりよく一致している。ゆえに、現時点では、トランスリング全体を有限要素法で計算しなくとも、骨組計算で曲げモーメントや剪断力分布を求め、これらの値を利用して、コーナ部や三叉部などを部分的に有限要素法で計算することにより、かなり良好な結果が得られる。
- ii) トランスリングのウェブステッファー、倒れ止め肘板およびスロット等の有無がトランスリングの変形や面材の応力に及ぼす影響は少なく、今後、有限要素法を使用して計算する場合はこれらの影響を無視して差支えない。
- iii) コーナ部や三叉部の応力を低減させるには、これらの部分を大きくすることがもつとも効果的であつて、とくに、センタータンク船底横桁の縦通隔壁側の肘板を大きくすることは三叉部の応力緩和に役立つ。
- iv) 外板の有効幅として、本計算では、曲げに対するものを採用したが、軸力が大きくなる部材については、曲げに対する有効幅と軸力に対する有効幅とを別個に考えた方が実船計測結果とよく一致する。

2.4 油送船の横強度に関する実船計測およびその検討

本研究部会では実船における横部材の応力分布や縦通隔壁と船側外板および中心線桁板との相対変位量を測定し、実船における応力および変形量の実情を調査し、また、横強度計算プログラムで計算した値とこれらの実測値とを比較検討した。

供試船は 6 隻の油送船であつて、その主要寸法その他を次に示す。

船名	L × B × D × d (m)	D.W.T.	測定年月	測定期
A	227 × 36.5 × 16.4 × 12.0	66,900	'66-7	公試運転
B	246 × 40.2 × 21.3 × 15.07	103,500	'66-11	△
C	260 × 42.0 × 23.3 × 15.47	118,500	'66-12	タンクテスト
D	265 × 44.2 × 23.0 × 15.0	120,200	'66-6	△
E	256 × 42.5 × 22.0 × 15.8	123,000	'66-11	△
F	298 × 50.9 × 24.2 × 17.4	187,500	'67-	△

これら 6 隻のうち、C 船は水平桁構造方式の油送船であつて、他の船はウイングタンクにストラットを有する一般的構造の油送船である。

計測事項は縦通隔壁と船側外板および中心線桁板との相対変位量とトランスリング内の応力分布であつて、C 船では、

トランスリングウェブの縦通材貫通部スロット周辺の応力をも測定した。

応力の測定は防水装置を施した電気抵抗線式計を使用し、相対変位量の測定には、ピアノ線による方法（A、B、D、F船）、光学的方法（C、E船）、連通管による方法（E船）などを採用した。

これらの実船計測結果によると、トランスリングにおいて一般的に高い応力が発生する箇所は、ウイングタンクおよびセンタータンクの船底横筋であつて、とくに、縦通隔壁下端の三叉部のコーナ部や肘板にはかなり高い応力（ 20 kg/mm ）が測定された。

また、C船で測定したトランスリングウェブの縦通材貫通部スロット周辺ではかなり高い応力が測定され、降伏応力以上になつている箇所もあつた。ここで注意すべきは、ウェブに溶接されているフラットバーおよび肘板の縦通材との固着部附近では、一様に力を受持たず、ウェブ側固定部附近に強い応力集中の現象があり、このことがクラック多発の原因ではないかと推察された。

以上の実船計測結果は、T-SAPおよびその他の計算プログラムで計算した結果と比較検討され、一般的に良好な一致を示した。とくにE船においては、前述のトランスリング全体を有限要素法で解析した結果とも比較したが、良好な一致を示した。

2.5 防撓板の最小重量設計

本研究部会では、防撓板の最小重量設計を目標に、板付きT型鋼のもつとも経済的な断面寸法比や防撓板における防撓材の寸法と防撓材の数との関係を計算した。

2.5.1 板付きT型鋼の最適設計

船体構造の基礎構成部材である板付きT型断面のもつとも経済的なフランジおよびウェブの断面寸法比を決定するために、荷重は板面より作用し板の寸法はその荷重と設計条件などからあらかじめ与えられたものと仮定し、重量および材料費が最小となるような断面寸法比を、ウェブの座屈強度も考えた弾性計算の立場から検討した。さらに、ウェブに軟鋼、フランジには軟鋼および数種の高張力鋼を使用した混用梁について、塑性断面係数の観点から、どのような組合せがもつとも経済的であるかについて検討した。このような検討の結果、混用梁の場合、高張力鋼の使用は重量的にはかなり利点があるが、経済的には軟鋼だけの梁とあまり差がないことが判明した。

次に、I型梁あるいは板付きT型鋼梁が曲げを受けるとき、ウェブの座屈を防ぐため梁の長さ方向にウェブに防撓材で補強する場合の最適寸法比を求めた。また、この場合の防撓材の最低強度についても検討した。その結果、ウェブを防撓材で補強することにより、重量が最大20%程度減少することがわかつた。

2.5.2 防撓板の最小重量設計

等分布荷重をうける防撓板構造の最小重量設計を検討することを目的として、縦横に等間隔の防撓材を有する長方形の直交防撓平板が一定の等分布荷重をうけた場合、その重量が最小となる防撓板の板厚、防撓材の寸法および本数を計算した。

まず、板厚の決定には防撓材で囲まれた板を考え、この板は周辺固定されていると仮定し、膜力をも考慮して残留変形をおこさない限界でその板厚を求めた。つぎに防撓材については、防撓板全体の強度および一方向の隣接する2本の防撓材で囲まれた一方向にのみ防撓された小区割の局部強度を考えて、その大きさを決めた。すなわち、これらを周辺支持と仮定し、使用荷重と安全率から決まる荷重で塑性関節を生ずる防撓材のうち、断面積最小となる断面の形状を求めた。

防撓板の縦横比、防撓板の縦横の剛性比、防撓材の本数、座屈限界基準定数などをパラメーターとして、電子計算機を使用して計算し、その結果を図表によつて示した。

これらの計算結果から、等間隔に補強された防撓板では、局部強度の許す限り、短辺方向の防撓材を大きくすることが重量の点から効果的であること、寸法の異なる防撓板でも、その縦横比が等しければ、防撓板の重量と防撓材配置の

関係は相似になると、また、座屈限界基準常数を変化させても、重量最小となる防撃材の数はあまり変化しないことなどが判明した。

2.6 巨大船の横強度に関する模型試験

2.6.1 ティープガーダーにおける局部座屈の研究

近年、船舶の大型化に伴ない、桁のウエブは相対的に薄肉化するおそれがあり、しかも、桁のウエブには円孔や縦通材貫通部スロットなど各種の開孔があり、これらの開孔附近ではかなり座屈事故が発生している。これらの座屈事故を未然に防ぐには、このような開孔を有する板の座屈強度を的確に把握する必要があり、以下に述べる3種類の座屈に関する実験を行なつた。

a) 中央に円孔を有する板の剪断座屈試験

試験片は2つのパネルから構成され、パネルの深さ b は600mm、幅 a は600mmと1,200mmの2種類、板厚は5、9、14mmの3種類である。円孔の直径 D とパネルの深さ b との比 D/b は0、0.2、0.5、0.8の4通りとし、計22箇の試験片を作り、剪断座屈試験を行ない、同時に円孔周辺の応力分布をも測定した。

この実験結果から次のような事項が判明した。

- i) 剪断座屈の場合でも、横撃みの2乗と荷重とは直線的関係にあり、この関係を利用して座屈値を決定することができる。
- ii) 開孔部の応力分布に関し、板幅の半分程度の円孔のある場合でも、円孔を有する無限板の解で近似できる。
- iii) 開孔の大きさにより座屈強度は著しく低下する。今回実験した範囲内では円孔の直径と深さとの比 D/b が0.5の場合は、円孔のない平板の強度に比べ、約60%程度に減少する。

b) 偏心円孔を有する平板の圧縮強度

試験片は直径150mm(幅の1/4)の円孔を有する600mm×600mm(板厚6.6mm)および600mm×580mm(板厚12.2mm)の大きさの平板で、円孔の中心は、それぞれ板の中央、中心線上中央より板の高さの1/4上方、中央より板幅の1/4左方および1/4右方である。これらの平板により圧縮座屈試験を行なつた。その他、円孔のない平板や板の中央に中心をもつ円孔の直径を上記の2倍にした平板の実験も行なつた。これらの実験結果から次のような結論が得られた。

- i) 今回実験した板厚6.6mmの試験片において、円孔が板の中心からはずれると、その圧縮座屈応力は減少し、その減少率は、円孔の直径が板幅の25%の場合、10%~25%である。
この場合、円孔中心のずれの方向が荷重方向と直角な場合ほどその影響は大きい。
- ii) 板厚12.2mmの試験片においては、孔の位置は座屈応力には殆んど影響せず、開孔部の最小断面の平均応力が材料の降伏応力にほぼ等しいときに座屈がおこる。

c) 隅に開孔を有する板の圧縮座屈強度

桁のウエブ縦通材貫通部スロット周辺の座屈強度を調査する目的で、この附近を次に述べるように模型化し、圧縮座屈試験を行なつた。

試験片の大きさは深さ580mm、幅580mmおよび深さ1,160mm、幅580mmで板厚は6mmと9mmの2種類である。この試験片の右側下辺に、高さ290mm(幅の半分)、幅72.5mmおよび145mm(幅の1/6、1/4)の2通りの開孔を作つた。この試験片の支持条件は下端部固定でその他の辺は支持とし、上下方向に圧縮荷重を加えて座屈試験を行ない、大略、次のような事柄が判明した。

- i) 隅に開孔を有する板の座屈強度は、開孔の高さが一定の場合、幅が大きくなるに従つて、ほぼ直線的関係で低下する。その低下率は開孔の幅がパネルの幅の1/6~1/4の場合は10~30%程度である。
- ii) 応力分布が与えられれば、適当な撃み形を仮定して、エネルギー法によつて座屈荷重の近似値を得ることができ

る。

2.6.2 塑性設計におけるスパンポイントの研究

大型油送船や鉱石運搬船などの横強度部材を構成する桁板構造の最終強度については、系統的な研究調査が殆んど行なわれておらず、船体横強度に対する真の安全率は未だに不明確な現状である。

すなわち、従来骨組構造物について考えられていたような塑性崩壊形式と、これに対する単純塑性解析法による最終強度解析の適用が、巨大船にみられるような深さの深い桁板構造に対して、果して妥当であるか否かの問題について、十分な検討を行なう必要がある。具体的な問題として、まず、巨大船の構造強度に支配的な役割を演ずると考えられる剪断力の大きさが、桁構造の塑性崩壊形式および崩壊荷重にどのような影響を与えるかという点、さらに、端部が変断面の桁部材に対するスパンポイントの問題など根本的で未解決の点が多い。

本研究においては、第一段階として、端部変断面を有する单一桁部材の梁形式崩壊についてその崩壊荷重を求め、塑性スパンポイントを理論的に決定する方法を導いた。さらにひきつづき、両端に変断面部を有する桁の枠型構造について、塑性崩壊強度の理論的解析法を拡張した。

すなわち、船体構造に通常使用されている面材およびウエブからなる組立て板つき桁について、簡易化された下限定理解析法を用いて、軸力および剪断力の影響を考慮に入れた理論解析を行なった。この場合、面材および板部材には、それぞれ回転に対し無拘束の通常の点塑性関節を考え、一方、ウエブにおいては、曲げおよび剪断による塑性流動を考慮して、線状の塑性関節を仮定した塑性崩壊形式を与えた。また、ウエブの降伏後、剪断歪硬化の影響をも考慮に入れた。

さらに、端部変断面を有する单一桁および枠形桁の構造模型について系統的な実験を実施し、塑性域の拡大状況および塑性関節位置の調査ならびに崩壊形式の確認を行なった。本実験の結果により判明した主な結論は次の通りである。

- i) 平行部の短い桁の場合は、ウエブに剪断核が生じ、つぎに面材の降伏を伴なつて塑性関節が形成される剪断崩壊の様相を呈する。一方、平行部の比較的長い桁の場合には、面材から降伏が開始し、ついでウエブに塑性域が拡大する曲げ剪断崩壊を示す。
- ii) ウエブおよび面材の局部座屈および横倒れ崩壊が先行しないよう適宜補強された桁構造については、その塑性崩壊荷重は、剪断力および軸力の影響を考慮に入れ、さらに端部変断面部の影響をも考慮に入れた本理論解析法により、実用上十分な精度で算定することができる。これについては、実船構造と相似な寸法の桁構造模型についての数値計算結果と模型実験結果との比較により確認された。

本研究の成果を使用すれば、巨大船横強度の塑性解析において、桁部材のスパンポイントを理論的に決定し、桁構造の最終崩壊強度を合理的に推定しうる基礎資料を整えることが可能となつた。さらに、本問題に関する実船構造についての検討を拡張して行ない、船体構造における塑性設計の活用と、最適設計法の確立が期待される。

2.6.3 横部材ウエブ縦通材貫通部スロット周辺の予備疲労試験

横部材ウエブの縦通材貫通部スロット周辺にはかなり多くの疲労クラックが発生しているので、この周辺の疲労強度の大略を調査するため、予備疲労試験を行なつた。

試験模型は長さ 950 mm、高さ 750 mm、幅 400 mm、ウエブの板厚 4.5 mm の立体模型であつて、切欠部の曲率半径を 3 種類変えて計 15 ケの疲労試験模型を製作した。疲労試験に先立ち、静的試験により、電気抵抗線歪計で貫通切欠部および防撓材の歪分布を計測した。

これらの応力測定結果によると、切欠部の応力は曲率半径が小さくなるに従つて急激に増加し、また、防撓材と縦通材との固着部附近では、力を一様に受持たず、ウエブ側に高い応力集中があることが判明した。また、この防撓材の裏側に肘板をつけたところ、その応力集中はかなり緩和し、クラック防止に役立つことがわかつた。

全試験模型について疲労試験を行なつたが、試験模型の箇数などの関係で、スロット周辺の疲労強度を定量的に確かることはできなかつたが、定性的に次のような事柄が判明した。

- i) スロット周辺において、防撓材と縦通材との溶接部が疲労強度上もつとも弱く、本実験でも、全試験模型でここからクラックが発生した。
- ii) 本実験に関する限り、切欠部のクラックはウェブの面内変形より面外変形が影響するようである。
スロット周辺のクラックは非常に重要な問題であるので、このクラック発生の機構を解明し、クラック防止の対策を確立するため、今後系統的な研究が必要である。

2.6.4 横部材彎曲部の強度

横部材彎曲部の最終強度を調査する目的で、防撓材をフランジと平行および直角に入れた2種類のコーナ部模型4ヶについて、引張りおよび圧縮の荷重を加え、その最終強度を調査した。

試験模型は一边の長さ1,781mmの等辺L型であつて、ウェブは深さ420mm、板厚2.3mmであり、5箇所に倒れ止め肘板が固着されている。この試験模型のウェブは2種類の補強方法により補強されている。すなわち、S型模型では、現在の船体構造にみられるように、フランジと直角方向に防撓材(35mm×2.3mm)が配置され、S I型模型では、同じ寸法の防撓材がフランジと平行に配置されている。このように2種の試験模型を各2ヶづつ製作し、引張りおよび圧縮による最終強度を調査した。

実験に際しては、ウェブや防撓材などに多数の電気抵抗線型歪計を貼付し、その歪分布を測定し、崩壊の範囲などを詳細に測定した。

これらの実験結果から、次のような事柄および問題点が明らかになつた。

- i) 防撓材をフランジに直角に配置したS型では、引張り曲げに対してはとくに問題はなく、ほぼ全面降伏するまで外力に抵抗する。圧縮曲げに対しては、まず、ウェブの座屈がおこり、その後、フランジが降伏し、最終的にはフランジの局部座屈によつて崩壊した。この場合、防撓材は座屈せず、崩壊荷重は引張り曲げの約1/2であつた。
- ii) 防撓材をフランジに平行に配置したS I型では、引張り曲げに対してはS型とほぼ同等の強度を示した。また、圧縮曲げに対しては、まず、ウェブが座屈したあと、フランジが降伏し、最終的には、防撓材が座屈して崩壊したが、その最終強度はS型に比べ多少高かつた。
- iii) 歪計測結果によると、コーナ部の板の有効性が悪く、このような彎曲部の有効幅については今後詳細に検討する必要がある。

2.7 外力に関する研究

近年、横強度計算法の発達に伴ない、与えられた外力に対する内力の計算法はかなり精密化されたが、横強度計算の基となる外力の値の算定にはかなり不明の点が残されており、本研究部会はこれらの問題点を解明すべく、波浪荷重と鉛石圧に関する系統的な実験を行なつた。

2.7.1 船体横部材に加わる波浪荷重の研究

船体横部材に加わる波浪荷重に関する研究は、縦曲げモーメントなど縦強度上の波浪荷重の研究に比べてかなりおくれており、船体横強度計算を行なうときの問題点の1つになつていた。本研究部会ではこれらの問題点を解明するため、模型船による波浪荷重の実験を行ない、実験結果とストリップ法による理論値とを比較検討し、横部材に加わる変動水圧の長期分布を推定した。

実験に使用した模型船は、長さ4.5m、幅0.608m、深さ0.351m、吃水0.268m、Cb 0.74のT 2型油送船の木製模型である。

この模型船を、満載吃水、等吃水の状態で、規則向い波中を自航させた。実験中の波長は船の長さの0.75、1.0、1.25、1.5倍の4種類であつて、波高は全実験を通じて一定値(10cm)を目標としたが、実際は多少のバラツキがあつた。

模型船の長さ方向の中央部、すなわちSquare Station(以下S.S.と略す)5、およびS.S.7/2とS.S.

8 1/2 の船底船側に計 14 ケの水圧計を取り付け、船体に働く変動水圧を測定した。その他、S.S.5 における相対水位、船の縦揺れ、上下揺、前後動、波高、船速などを測定した。

使用した水圧計は、受圧面の直径 30 mm の電気容量型水圧計であつて、本実験用にとくに製作したものである。また、船側の相対水位は音波式の波高計を船側に取付けて計測した。

これらの実験から次のような結論を得た。

- i) S.S.5 の船底水圧はストリップ法によつて計算した船体の単位長さに働く上下方向の力を船の幅方向に沿つて一様に分布させた平均船底水圧にはほぼ等しい。また、船底、船側の各点に作用する変動水圧の振幅は、平均船底水圧と船側相対水位変動振幅に比例する静水圧の値との間にある。
- ii) S.S.7 1/2 における変動水圧はストリップ法で計算した値と大体一致するが、S.S.8 1/2 では計算値とかなり異なる。また、S.S.7 1/2 における船底の変動水圧分布形状は、S.S.5 における程一様ではなく、船側に近いほど、変動水圧がやや大きくなる。
- iii) 船首に近い断面ほど変動水圧は大きい。すなわち、S.S.5 より S.S.7 1/2、S.S.7 1/2 より S.S.8 1/2 の方が変動水圧は大きい。

また、以上の実験結果を利用し、船体応答理論と海洋波の統計資料を使用して、船体各部に働く長期分布を計算し、これを図表にして与えた。この計算は、船体表面のおののの点の変動水圧の長期分布であつて、船の断面全体の同時相関性を考えてないので、直接横強度計算には適用し難いが、局部強度の計算にはかなり役立つと思われる。

本実験結果は、満載状態で、ビルジキールのない場合であるが、ビルジキールの影響や軽吃水の場合についても実験を追加し、その変動水圧を調査した。

2.7.2 鉱石圧に関する模型試験

本研究部会では、鉱石が倉内構造に与える圧力の大きさ、およびその分布を調査するため、小型模型タンクによる粉体の基礎的性質、および大型模型タンクによる静的試験および振動試験を行なつた。

a) 小型模型タンク試験

本実験には 2 種類の小型模型タンクを使用した。すなわち、A 模型タンクは、長さ 1,500 mm、幅 250 mm、高さ 500 mm の鋼製の箱であつて、端部の壁の一端は、歯車により長さ方向に平行移動するようになつてゐる。また、B タンクは、底部 1,000 mm × 1,000 mm の正方形、高さ 500 mm の鋼製の箱で、両側の側壁はその傾斜角が種々に変化できるようになつてゐる。

これらのタンクに砂および砂利を載荷したり、また押込んだりして、粉体が模型の底や側壁に及ぼす圧力を測定した。

b) 大型模型タンク試験

大型模型タンクは鉱石船の船倉を模型化したもので、側壁の傾斜の影響を調査するため、2 種類の模型タンクを使用した。C 模型タンクは、長さ 2,070 mm、深さ 1,000 mm、幅は上部で 1,300 mm 下部で 900 mm の鋼製の箱でその側壁は傾斜している。また、D 模型タンクは長さおよび深さは C 模型タンクとほぼ等しいが、幅は上下とも 1,000 mm であつて、側壁は垂直になつてゐる。これらの両模型タンクとも、側壁は垂直防撓材で補強され、実船の隔壁に相当する端壁は水平防撓材で補強されている。これら 2 つの模型タンクに砂および砂利を入れ、載荷試験、傾斜試験、押込み試験など 11 種類におよび実験を行ない、底部および側壁に加わる圧力を測定した。

c) 振動試験

航行中の鉱石運搬船に載荷された鉱石は、種々の振動により、粒子間の隙間がちぢまり、その圧力が増加することも考えられるので、前述の大型 C 模型タンクを振動台に乗せ、起振機で振動を与え、繰返数と圧力との関係を調査した。使用した粉体は砂、石炭およびコークスである。

これらの実験結果から大略次のような事柄が判明した。

- i) 粉体の側壁に及ぼす圧力分布は、近似的に、クーロンの土圧理論により主動圧として計算することができる。船体が傾斜したときの粉体の静的圧力の変化は、底部では殆んど0であるが、側壁部では傾斜角に応じて増加する。この静的圧力分布もクーロンの土圧理論により近似的に計算することができる。
- ii) 粉体を搭載した場合の底部の圧力分布は、一般に、その中央部が小で周辺部が大となる傾向がある。この傾向は底部の撓み変形に起因するもので、底部の剛性が弱い場合ほどその傾向は顕著である。このような場合の底部の圧力分布を与える近似式を導入した。
- iii) 一般に、粉体に振動加速度を与えると、粉体間の間隙比は減少し、これに伴ない、圧力は増加するが、その圧力は加速度を0にしてももとの状態には戻らない。このような変化は、砂のように粒子の細かい粉体ほど顕著であつて、石炭やコークス等では圧力変化は少ない。また、粉体をタンクに搭載したときの圧力分布はその搭載方法によつてかなり異なる。

2.7.3 実船における鉱石圧の測定

実船における鉱石圧の大体の実情を調査し、今後の鉱石圧に関する問題点を摘出するため、載荷時および航行中の鉱石運搬船の鉱石圧力を測定した。なお本実船計測は前述の鉱石圧に関する模型試験に先立つて行なわれたものである（1966年1月～2月）供試船は長さ211m、幅31.8m、深さ17.5m、吃水11.7mの56,100D.W.T.の鉱石運搬船であつて、航路は日本とペルー間である。また載荷した鉱石は砂以下の微細粒状の原鉱石である。

鉱石圧は直接計測したのではなく、縦通隔壁の防撓材に3ヶ隔壁板に2ヶの電気抵抗線型歪計を貼付し、縦通隔壁の応力から間接に鉱石圧を推察したものである。なお、この場合、縦曲げによる歪を除去するため甲板縦桁にも歪計を貼付した。

この実船計測結果から、大要次のような点がわかつた。

- i) 今回計測した種類の鉱石では、積荷時の上方側面の圧力はクーロンの理論値とほぼ合つているが、船倉底面近くの側面では急激に減少しているので、今後検討の必要がある。
- ii) 圧力分布は積荷時と陸揚時でかなり異なる。防撓材に加わる荷重は航海中に増加するが、板に加わる荷重は逆に減少すると考えられる。この原因は船体動揺または振動であろう。
- iii) 航行中の船体動揺時の圧力変動はきわめて複雑であるが、ひんど分布はレーレー分布で近似できる。
- iv) また、この圧力変動は上方の防撓材に加わるもののが比較的大きい。板に加わる変動は小さい。
- v) 鉱石圧については不明な点が多く、さらに系統的な実験が必要である。

3. 横強度計算プログラム（T-SAP）の開発

3.1 まえがき

この横強度計算プログラム（T-SAP）は、油送船のトランスバースリング構造の横強度解析を行なうこととしたプログラムである。

解析の方法は簡易化された立体骨組構造モデルを用いて計算が行なわれるが、計算のためのインプットデータは図面記載の数値をそのままインプット出来る様になつており、また、計算結果は応力計算まで行ない、希望すればプロッターにより曲げモーメント、剪断力、及び各応力を画かせることも出来、利用者には極めて利用し易い様に考慮が配われているプログラムである。

3.2 あらまし

この計算法は次に示す様な横断面の構造様式を有する油送船の横強度計算を行なうことが出来る。

すなわち、(1) 中心線桁板と2条の縦通隔壁を有する構造（Fig 3-1 参照）

(2) 中心線桁板はないが2条の縦通隔壁を有する構造（Fig 3-2 参照）

(3) 3条の縦通隔壁を有する構造（Fig 3-3 参照）

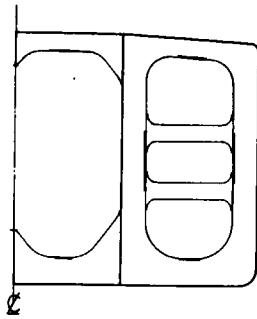


Fig 3-1

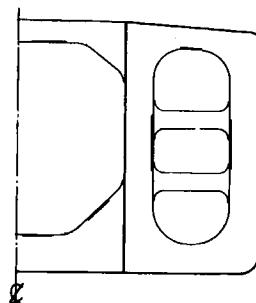


Fig 3-2

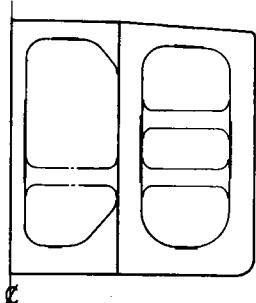


Fig 3-3

Fig. 3-1、3-2、3-3に示した支材は水平縦通桁板に置き換えることもまた、重ねて使用することも出来るが、いづれの場合もその和はウイングタンク内の場合0本～3本まで、センタータンクの内は0本～1本までの構造について計算が出来る。

この横強度計算法で行なつてある計算法には、大きく分けて平面計算法と簡易立体計算法がある。

平面計算法は、平面骨組構造のモデルを用いて船体横断面構造の強度計算を行なう方法であり、又簡易立体計算法は船体の貨物油艤構造を計算の対象として、ある程度簡略化されているが、横強度計算を行なうのに当り立体構造としての要素を充分に有していると思われる立体骨組構造のモデルを用いて船体横断面構造の強度計算を行なう方法である。

計算の出来る荷重条件は平面計算法の場合は対称及び非対称荷重の計算が出来るが簡易立体計算法の場合は対称荷重に限られる。

更にこうして求められた横断面の構造部材に働く曲げモーメント、剪断力、軸力を用いて応力の計算を行なう。通常の等断面の部分は梁理論により面材の直応力（曲げ応力+軸応力）を求めるが複断面を有する肘板部は楔理論によつて面材の直応力を求めることが出来る。

この横強度計算法では、これ等の一連の計算を出来るだけ簡単なインプットデータによつて行なうことが出来るし、更にその計算結果を出来るだけ見易い様に、力及びモーメント、更にそれぞれの応力を表にして表わしているが、それ等のいづれをもプロッターにて画かせることも出来る。

3.3 平面計算法

この計算法で計算の出来る構造は3-2の項に示した通りであるが、中心線縦通隔壁に水平縦通桁板を有する構造での非対称荷重の計算は出来ない。

3.3.1 構造モデル

構造モデルは次に示すようにモデル化を行なう。いづれもモデル化された部材は外板上及び縦通隔壁上に仮定する。

(次図参照)

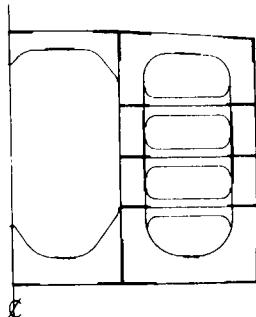


Fig. 3-4

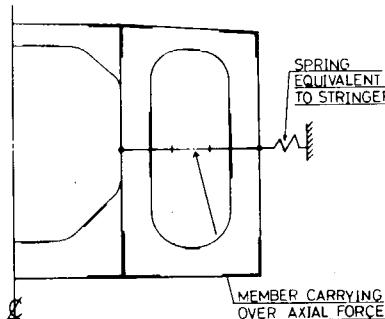


Fig. 3-5

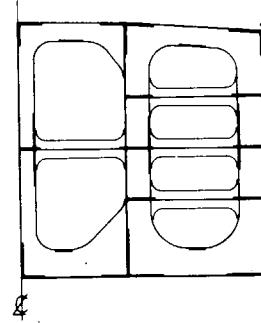


Fig. 3-6

各部材での肘板の影響はスパンポイント（附録1参照）を求め、その点より外側の部分（太線の部分）は剛体と看做し、剛性を充分に大きくとつて計算する。

水平縦通桁板のある場合はその影響をFig. 3-5に示したようにその点に水平桁板に等価のバネとして置き換える。すなわち、支材の部分にある一点鎖線は軸力のみを伝える部材として縦通隔壁と船側外板上のウェブの水平方向の変位にある関係をもたせる働きをもつている。その理由は次に示す通りである。

Fig. 3-7によると支材のない断面でも縦通隔壁及び船側外板上のウェブの水平方向の変位は近くにある支材のためほぼ同じ変位を生ずるものと考えられる。この影響を入れたのが

Fig. 3-5に示した一点鎖線である。

水平桁板は支材と同様3本まで可能であり水平桁板の付いた

支材（Fig. 3-7の支材の付いた断面）の断面の計算も出来る。水平桁板のバネ常数の計算法は附録2を参照のこと。

3.3.2 部材剛性

各部材は次に示す3つの剛性を有している。それぞれの計算方法は次の通り、部材はすべてI型断面の均一梁と仮定する。

断面二次モーメント…… I型断面のFig. 3-8に示すN-A軸に対する断面二次モーメントとして求める。有効巾はインプットすることが出来る。

剪断々面積…………… Fig. 3-8に示す $D \times t_{10}$ より求める。

全断面積…………… Fig. 3-8に示す全断面積（斜面部分）

より求める。

肘板部分に相当するスパンポイントより外側の部材の剛性は、スパンポイント間の部材剛性の 10^2 倍～ 10^4 倍を採用する。これは、理論的には剛性無限大にすべきであるが、計算精度からは高々 10^4 倍程度でな

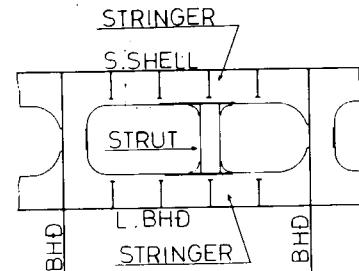


Fig. 3-7

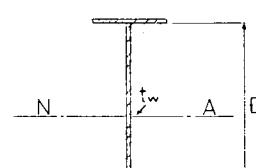


Fig. 3-8

いと精度そのものが悪くなる恐れがあるからである。

3.3.3 境界条件

Fig. 3-4 ~ 3-6 に示したそれぞれの構造様式について次図に示すように標準の境界条件を決める。

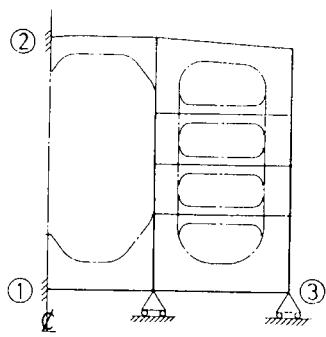


Fig. 3-9

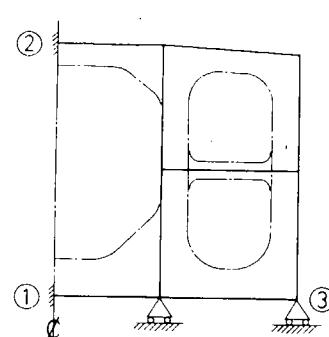


Fig. 3-10

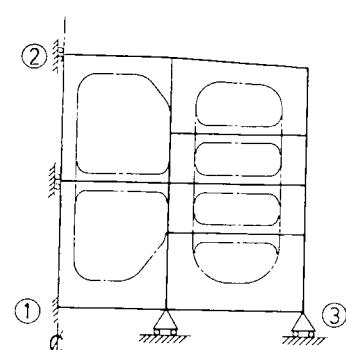


Fig. 3-11

記号の説明は次の通り、

..... 埋込み

..... 上下方向の変位は許すが回転は拘束する

..... 上下方向の変位は拘束する

また、非対称荷重の計算を行なう場合はモデルも当然、

両舷の構造をモデル化したものとなるが、その時の境界条件は次図に示す通りである。

これ等の境界条件はいづれも標準の境界条件であり、インプットデータによつて次に示す様に境界条件を変更することが出来る。

* 対称荷重を計算するモデルの場合

①、②、③の点はそれぞれ上下方向変位の拘束を除くことが出来、各点に集中荷重を加えた時の荷重状態と対応して使用する。

* 非対称荷重を計算するモデルの場合

①、②、③の点はそれぞれ上下方向変位の拘束を除くことが出来、各点に集中荷重を加える荷重状態と対応して使用する。同様に、②の点は水平方向の集中荷重を与えるため水平方向変位の拘束を除くことも出来る。

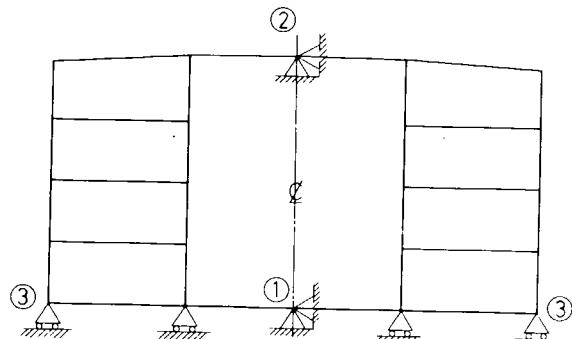
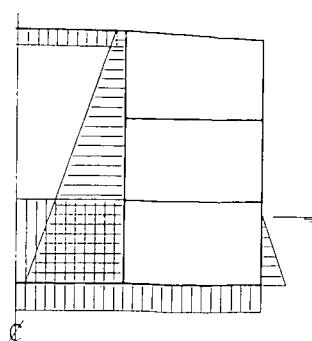


Fig. 3-12

3.3.4 荷重条件

対称荷重の場合は静水中で、且つ直立の状態での計算を行う。荷重の加え方の要領は次図の通りである。

また、非対称荷重の場合は船体を静水中で傾斜させた状態で計算を行い。荷重の加え方の要領は次図の通りである。



一例として
センタータンク
内の水圧試験時
の荷重状態を示
す。

Fig. 3-13

一例として

センタータンク内は満載でウ
イングタンク内は空艤の場合
で且つ傾斜角 θ の状態を示す。

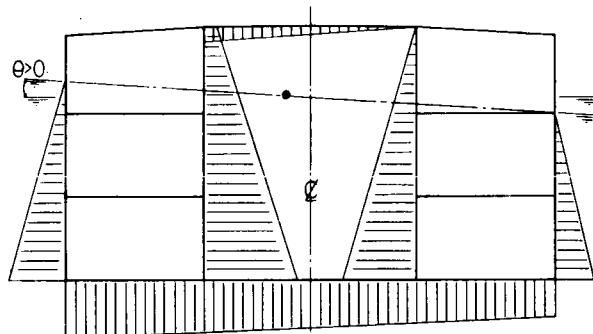


Fig. 3-14

以上のようにして通常の荷重状態の場合は各部材に分布荷重が加えられるがその他にC境界条件の項で示したように集中荷重を加えた計算も出来る。

集中荷重の作用点としては対称荷重、非対称荷重計算の場合、共に前項の①、②、③点である。

例を次図に示す。

さらにこれ等①、②、③の点には変位を与えることも出来る。その例を次図に示す。

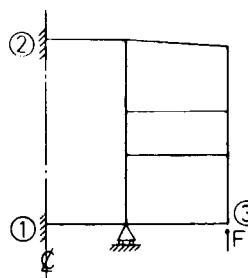


Fig. 3-15

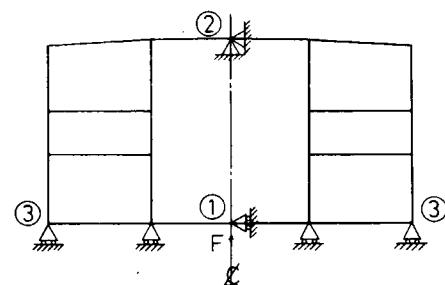


Fig. 3-16

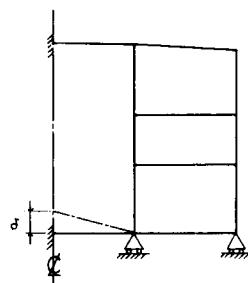


Fig. 3-17

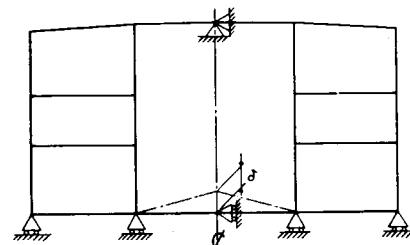


Fig. 3-18

3.4 簡易立体計算法

簡易立体計算法は油送船の船体構造の解析に当つて立体構造としての特徴を失わずに出来るだけ簡略化された計算方法で立体計算を行う方法である。

3.4.1 構造モデル

この計算は平面計算と同じように、3種類の構造様式について計算が出来るが、そのうちFig. 3-1、Fig. 3-2の構造に対応する構造モデルを次に示す。

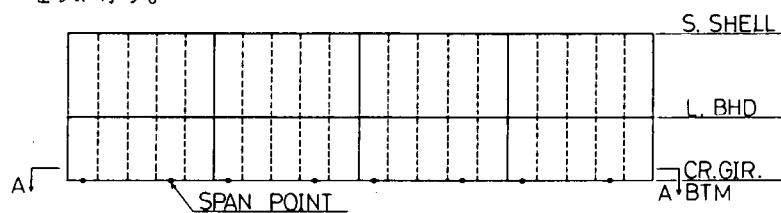


Fig. 3-19

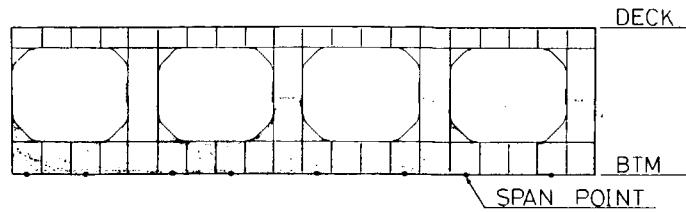


Fig. 3-20 "A~A" CR. LINE SEC.

但し、中心線桁板は船底の縦通桁板のみを考慮して上甲板の縦通桁板は考へないので3本の縦通部材よりなつている。Fig. 3-19は中心線桁板のある構造解析に用いられる構造モデルである。従つて、中心線桁板のない構造でも小さな中心線桁板の影響を考慮しての計算は可能である。

この構造モデルは船側外板、縦通隔壁、中心線桁板をそれぞれ一本の梁と仮定し、それ等をトランスバースリンク及び横隔壁によつて結合している。Fig. 3-19に示す横部材の中、実線が横隔壁を示し、点線が通常のトランスバースリンクを示している。

中心線桁板にはFig. 3-20に示しているように横隔壁付の堅桁が結合し、その交点には大きな肘板がある。この効果を入れるため、中心線桁板上に平面計算の場合と同様にスパンポイントを設けている。これをFig. 3-19及びFig. 3-20に○印で示した。簡易立体計算は、このモデルに面外荷重を加えることによつて各縦通部材間の相対変位量を求めることが出来る。

3本の縦通隔壁を有する構造の場合はFig. 3-19で示したようなスパンポイントの点はなく中心線隔壁も通常の縦通隔壁と同様に一本の梁としてモデル化される。(Fig. 3-21参照)また、中心線桁板のない構造の場合はFig. 3-21で示した構造で且つ中心線隔壁に相当する縦通部材のない構造としてモデル化される。

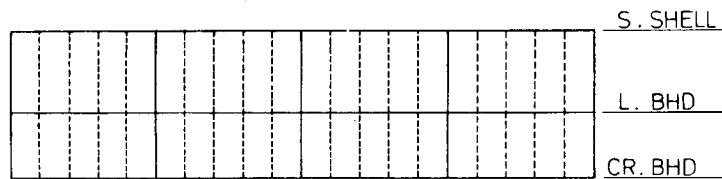


Fig. 3-21

以上Fig. 3-19、3-21に示したモデルに於て横部材の組合せ、例えばFig. 3-21ではセンタータンク、ウイングタンク共トランスバースリンク構造、又は横隔壁構造のものとなつてゐるが、これ等の組合せに、特に制限はない。

3.4.2 部材剛性

各々の部材剛性は、次のようにして決定する。縦通部材はFig. 3-22、3-23に基づいて、TABLE 3-1に示した要領で計算される。

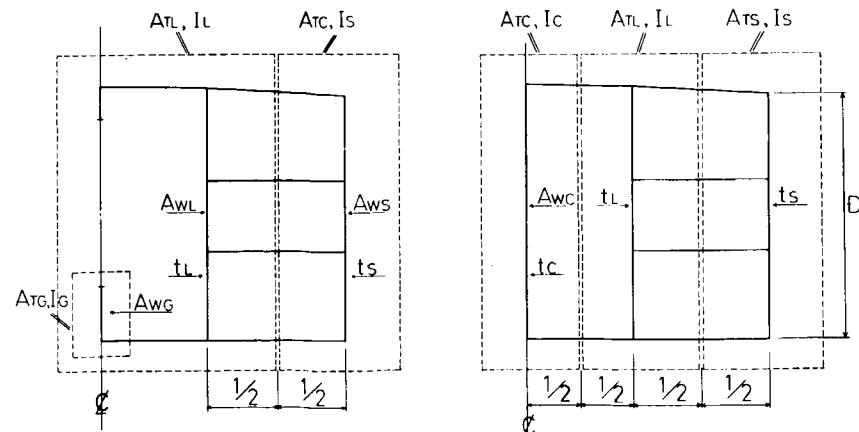


Fig. 3-22

Fig. 3-23

TABLE 3-1 縦通部材の断面性能

縦通部材名	断面二次モーメント	剪断々面積	断面積
船側外板	Fig. 3-22、3-23に示す範囲内の部材に関する断面二次モーメント: I_S	船側外板のみの断面積 $: A_{WS} (D \times t_S)$	Fig. 3-22、3-23に示す範囲内の部材に関する断面積: A_{TS}
縦通隔壁	Fig. 3-22、3-23に示す範囲内の断面二次モーメント: I_L	縦通隔壁のみの断面積 $: A_{WL} (D \times t_L)$ $D' = D + \text{梁矢を示す}$	Fig. 3-22、3-23に示す範囲内の部材に関する断面積: A_{TL}
中心線桁板	Fig. 3-22に示す部材の断面二次モーメント: I_G (対称性を考慮して $\frac{1}{2}$ とする)	中心線桁板のウエブのみの断面積: A_{WG} (対称性を考慮して $\frac{1}{2}$ とする)	Fig. 3-22に示す部材の断面積: A_{TG} (対称性を考慮して $\frac{1}{2}$ とする)
中心線桁板 (肘板部)	上記中心線桁板のスパンポイントより外側の部分にある部材に相当し、上で求めた I_G の値を $10^2 \sim 10^4$ 倍した値を用いる。	断面二次モーメントの場合と同じ要領で求め る。	断面二次モーメントの場合と同じ要領で求め る。
中心線隔壁	Fig. 3-23に示す部材の断面二次モーメント: I_C (対称性を考慮して $\frac{1}{2}$ とする)	中心線隔壁板のみの断面積 A_{WC} (対称性を考慮して $\frac{1}{2}$ とする)	Fig. 3-23に示す部材の断面積: A_{TC} (対称性を考慮して $\frac{1}{2}$ とする)

横部材は連続梁と仮定し、次の要領でその剛性を計算する。

TABLE 3-2 横部材断面性能

横部材	断面二次モーメント	剪断々面積	断面積
トランスバース リング	Fig. 3-24、3-25に示した様な平面計算を行ない、連続梁としての等価剛性をセンタータンク内、ウイングタンク内の通常のトランスバースリングについて求める。: I_C 、 A_C 、 I_W 、 I_{SW} (附録3参照)	剪断断面積と同一の値とする。	
制水隔壁	Fig. 3-26に示すようにI型梁として求める: I_{SW}	横隔壁板のみの断面積 に開口率を考慮した係数 R_1 を掛ける。(附録4参照)	剪断々面積と同一値とする。
油密隔壁	Fig. 3-26に示す様にI型梁として求める: I_T	横隔壁板のみの断面積とするが波型隔壁の場合 はそれによる剛性的減少係数 K_2 を掛ける (附録5参照)	剪断々面積と同一値とする。

上図で示したモデルを用いて平面計算を行ない反力 R_{11} 、 R_{31} 、 R_{13} 、 R_{33} を得るこれにより、附録3に示した計算方法によりセンタータンク、及びウイングタンク内のトランスバースリングを連続梁として、等価な断面二次モーメント、剪断々面積、 I_C 、 A_C 、 I_W 、 A_W を得る。

横隔壁に関しては TABLE 3-2

で示した通りであるが、その他に剪断断面積が 100% 有効であるとは考えられない時は、適当な有効係数を使用することも出来る。

さらに、組合せによつては、トランスバースリング構造と横隔壁構造とが同一断面にある場合が生ずるが、予め剛性計算を行ない等価剛性としてデータをインプットするかまたは、TABLE 3-2 で用いたトランスバースリングの剛性を、トランスバースリング構造側には用いることも出来る。

3.4.3 境界条件

Fig. 3-27 に中心線板を有する構造の場合の標準的支持状態を示す。船側外板及び縦通隔壁の前後端で上下方向に単純支持する。3 本の縦通隔壁を有する構造の場合は中心線隔壁の前後端を上下方向に単純支持する。

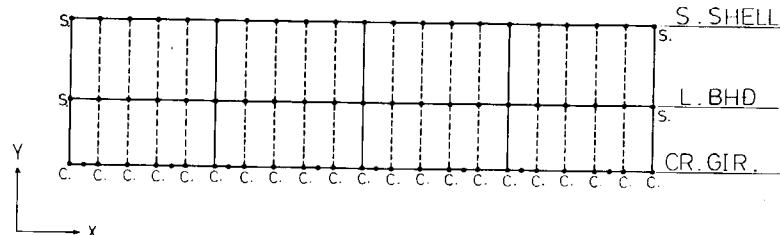


Fig. 3-27

Marks : S.....Support in lateral direction

C.....Restraint against rotation around X-axis and deflection in Y-axis

3.4.4 荷重条件

簡易立体計算用の荷重は、次の要領で計算する。

Fig. 3-28 に示したように簡易立体計算に使われる荷重状態で平面計算を行ないその時の支持点に於ける反力 R_1 、 R_3 、 R_4 を求めこれを荷重として簡易立体計算用モデルの節点に面外の集中荷重として加える。

横隔壁の場合は、荷重を単に 2 等分して簡易立体計算用モデルの節点に面外荷重として加える。

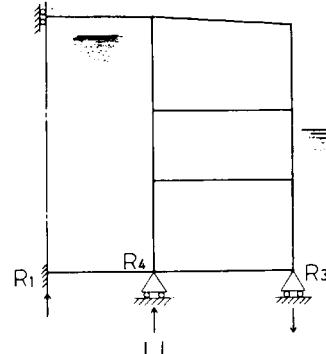


Fig. 3-28

Fig. 3-31に示したように横隔壁とトランスバースリングとの組合せの場合にはFig. 3-29で示した様にトランスバースリングとして求めるかまたは、Fig. 3-30で示したようにセンタータンク、ウイングタンク内共に横隔壁であるとして求める。この簡易立体計算法ではどちらで行なうことも出来るし、全体的には余り大差ないものと思われる。

さらに中心線桁板を有する構造の場合、油密横隔壁付の堅桁よりタンク内荷重によるモーメントが中心線桁板に加えられる。

これは次図に示す様な理由による(附録6参照)

Fig. 3-32に示したような荷重状態の場合、船底の中心線桁板に堅桁を通してタンク内の荷重の水頭の差によるモーメント M が加わることになる。このモーメント M は、Fig. 3-33に示したように両端固定として均一梁に荷重が加わった時の反モーメントとして求められる。これを外力 (M) として、中心線桁板と堅桁との交点 (A) に加える。

また、この荷重は縦通隔壁と船側外板にも外力としてのモーメントを加えることになる。これは次のような理由による。

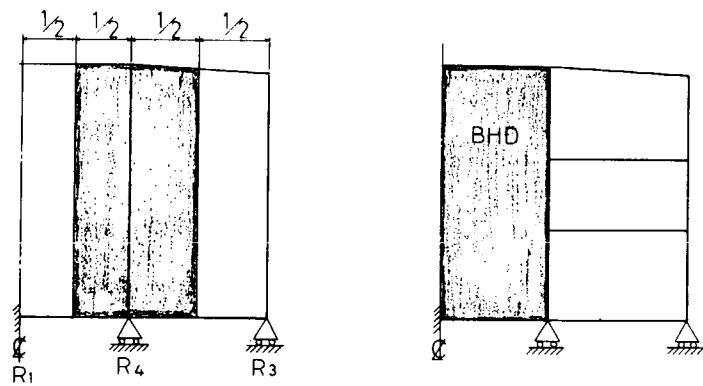


Fig. 3-30

Fig. 3-31

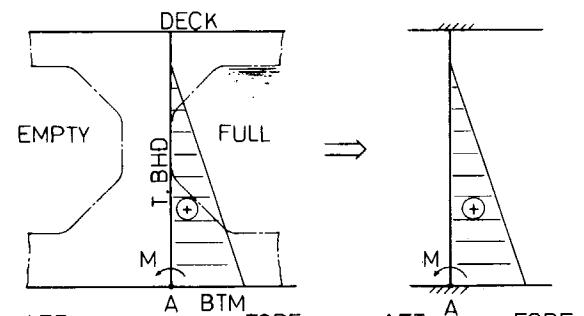


Fig. 3-32

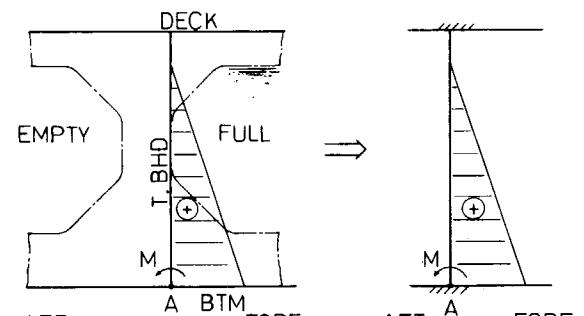


Fig. 3-33

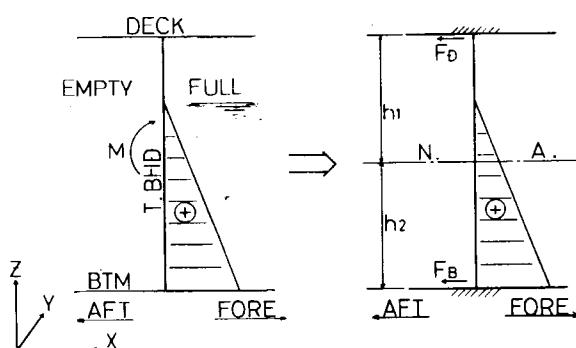


Fig. 3-34

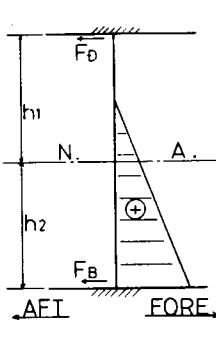


Fig. 3-35

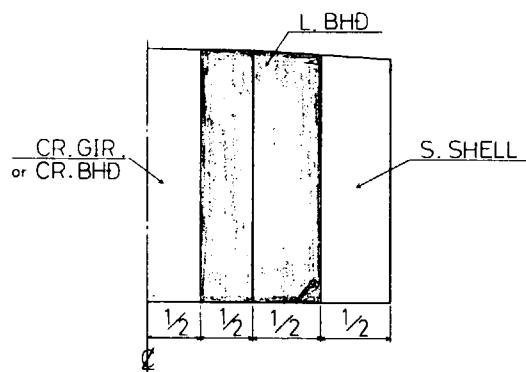


Fig. 3-36

Fig. 3-34に示す荷重状態のとき Fig. 3-35に示す様に両端固定として、反力 F_D 、 F_B を求め、縦通隔壁、船側外板へのモーメントとして、N-A軸についてのモーメント M を求める。但し荷重のスペースはFig. 3-36に示す通りである。

$$M = (F_D h_1 - F_B h_2) \times \text{SPACE}$$

となる。なお、この計算法では一般に $h_1 = h_2$ として求めている。

その他に計算対象の構造として貨物油槽構造より一部を取り出した場合、構造モデルの端部に於ける境界条件を一致させるため、縦通部材の端部にモーメントを加えることも出来る。

Fig. 3-37は満載状態での曲げモーメント図の一例を示したものであるが、この図より端部に加えるモーメント M_A 、 M_F を求め、外力として計算することが出来る。

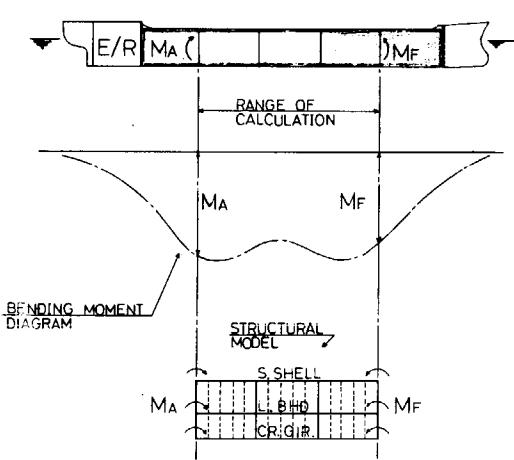


Fig. 3-37

3.5 応力計算法

このプログラムのアウトプット表示用プログラムに於ては、骨組構造として解析して得られた曲げモーメント、剪断力を使つてトランスバースリングの面材の直応力、ウエブの剪断応力を計算し、プロッターで自動作画させている。

応力の計算方法は次の通りである。

(i) 平行部面材の直応力

$$= \frac{\text{曲げモーメント}}{\text{断面係数}} + \frac{\text{軸力}}{\text{断面積(外板・面材を含む)}}$$

(ii) コーナー部面材の直応力

S R 8 3 委員会で開発した修正楔理論を應用した計算方法により計算する。

(iii) ウエブの剪断応力

$$= \frac{\text{剪断力}}{\text{ウエブの垂直断面積}}$$

3.5.1 平行部面材の直応力

3-3 項で示したようなモデル構造及び支持条件の下で計算を行なつた場合、支持点3、4の点には反力を生ずることになる。しかし、この反力は本来は縦通隔壁及び船側外板の剪断力として加えられる外力が集約されたものと見做すのが妥当である。そこで、この反力を垂直部材に軸方向の等分布荷重として加える。従つて軸力は各横部材との交点で横部材の剪断力に等しい大きさの差を有する直線三角形分布をなすことになる。

(Fig. 3-38 参照)

こうして求めた軸力を用いて平行部面材の直応力を求める。

曲げモーメントは計算によつて求められた各部材端の剪断力、モーメント及び部材荷重によつて部材内各点のモーメントを求める。

これ等軸力及び曲げモーメントによる応力から前記の式により直応力を求める。

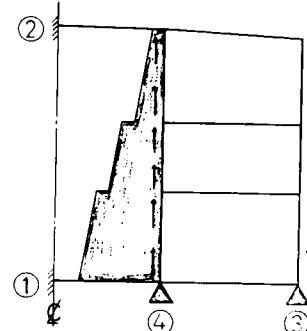


Fig. 3-38

3.5.2 コーナー部面材の直応力

次に楔理論について説明する。

トランスリングの様に上下に面材のある楔に於ては、下図の様に先端に荷重M、P₁、P₂を作用させたとき、任意の点の応力は次式で与えられる。(1)(2)

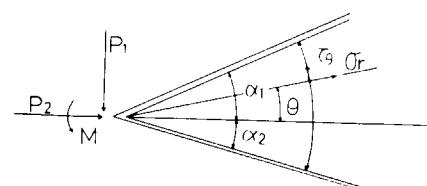


Fig. 3-39

$$2\alpha_1 = \tan^{-1} \frac{1 + \frac{2A_f'}{r_t} \sin 2\Theta}{\frac{2A_f}{r_t} + \frac{2A_f'}{r_t} \cos 2\Theta + \sin 2\Theta}$$

半径方向の応力 $\sigma_r = \sigma_{r1} + \sigma_{r2} + \sigma_{r3}$

ここで、

$$\sigma_{r1} = \frac{P_1 \sin \theta}{r_t \left\{ \frac{1}{2}(\alpha_1 + \alpha_2) + \frac{1}{4}(\sin 2\alpha_1 + \sin 2\alpha_2) \right\} + A_f \sin^2 \alpha_1 + A_f' \sin^2 \alpha_2}$$

$$\sigma_{r2} = \frac{-P_2 \cos \theta}{r_t \left\{ \frac{1}{2}(\alpha_1 + \alpha_2) + \frac{1}{4}(\sin 2\alpha_1 + \sin 2\alpha_2) \right\} + A_f \cos^2 \alpha_1 + A_f' \cos^2 \alpha_2}$$

$$\sigma_{r3} = \frac{2M \sin 2\theta}{r_t \left\{ \frac{1}{2}(\sin 2\alpha_1 + \sin 2\alpha_2) - (\alpha_1 \cos 2\alpha_1 + \alpha_2 \cos 2\alpha_2) \right\} + 2(A_f \alpha_1 \sin 2\alpha_1 + A_f' \alpha_1 \sin 2\alpha_2)}$$

切綫方向の剪断応力

$$\tau \theta = \frac{-M_1' (\cos 2\theta - \cos 2\alpha_2) + \frac{2A t'}{tr} s \sin 2\alpha_2}{r [tr \left\{ \frac{1}{2} (\sin 2\alpha_1 + \sin 2\alpha_2) - (\alpha_1 \cos 2\alpha_1 + \alpha_2 \cos 2\alpha_2) \right\} + 2 (A_f \alpha_1 \sin 2\alpha_1 + A_f \alpha_2 \sin 2\alpha_2)]}$$

この式をコーナー部に適用する場合、該部を楔に置き換え、また、応力を計算したい点の曲げモーメント、剪断力、軸力を楔の先端荷重に置換して計算している。先端荷重の置換方法は右図の如きコーナー部の場合、次式で示す通りである。

$$\begin{cases} P_1 = N_0 \sin \alpha_2 \\ P_2 = N_0 \cos \alpha_2 \\ M_A = M_0 - N_0 e \end{cases}$$

ここで、

$$\begin{cases} N_0 = (F_x + P_a) \sin \theta + T_x \cos \theta \\ M_0 = M_x + (F_x + P_a) (a - d \tan \theta) - \frac{1}{2} P_a^2 \end{cases}$$

ところで、縦通隔壁下部三叉部の如く、隣接するタンクのトラス部材が相互に影響を及ぼし合う部分では、すなわち、右の図のB～Cの範囲では、楔理論をそのまま適用することが困難になる。

そこで有限要素法による計算や実船実験との比較検討の結果、図のA点及びB点の応力は楔理論より求め、C点とD点の応力は梁理論で求めて、その中間のB～Cは3次式で補間して応力を求めることにした。

具体的な検討の内容は委員会報告書(5)(6)(7)を参照されたい。

なお、この部分の応力は、プログラムではオプションとして船底側より60°迄楔理論で求めることも出来る。

3.5.3 ウエブの断応力

ウェブの剪断応力は、次図に示す様に平行部は勿論のこと、肘板部でもその形状を考慮した断面のウェブの断面積を使用して剪断応力を求める。
(Fig. 3-42 参照)

一附 錄一

(1) スパン・ポイント

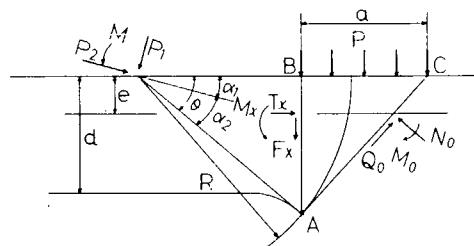
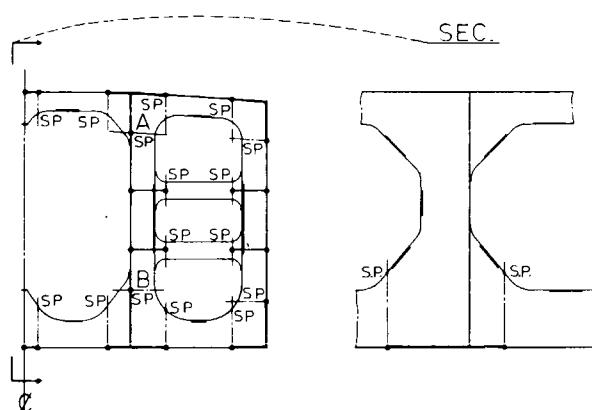


Fig. 3-40

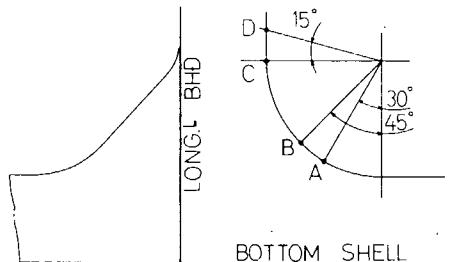


Fig. 3-41

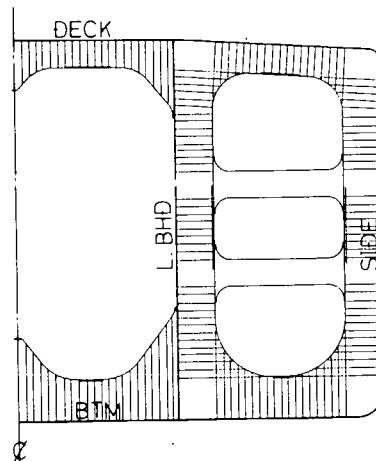
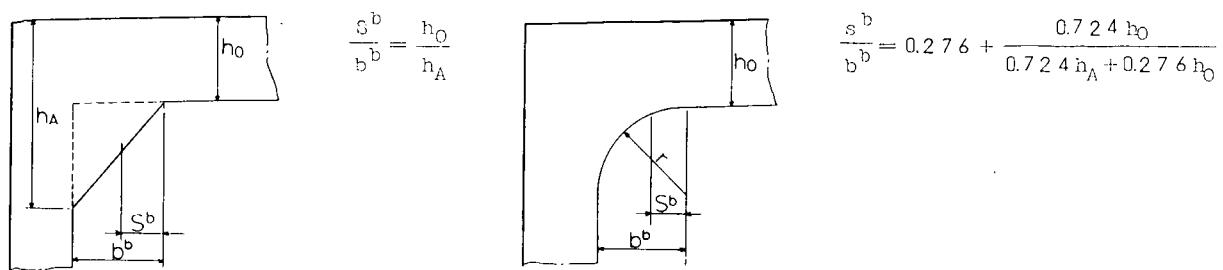


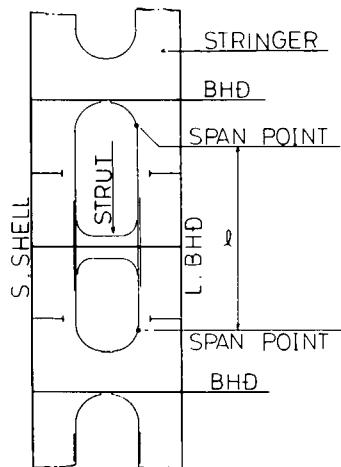
Fig. 3-42

平面計算用構造モデルで示したように、変断面の影響を考慮するためスパンポイントの位置に節点を設ける。前図。印がスパンポイントの点であり、太い実線は充分大きな剛性を有する部材と見做される部分である。スパンポイントの算式は次式による。⁽¹⁾これはいづれも曲げのスパンポイントを採用している。



(2) 水平縦通桁板のバネ常数

水平桁板のバネ常数は剪断撓み、曲げ撓みを考慮して、次のような要領で求める。



F : 1本のトランスペースに加わる荷重 (T)

S : トランスペース (M)

I : 水平桁板の断面二次モーメント (M^4)

A : ウエブ断面積 (M^2)

δ_T : 中心点での全撓み (M)

δ_S : 剪断撓み (M)

δ_b : 曲げ撓み (M)

K : 剪断有効係数

$$\delta_T = \delta_b + \delta_S = \frac{F \times \ell^4}{384 E I \times 2} + \frac{F}{S} \ell^2$$

$$\text{バネ常数: } F/\delta = 1/\left(\frac{\ell^4}{768 E I S} + \frac{\ell^2}{16 K A G S}\right) \quad (\frac{T}{M})$$

(3) 連続梁としての等価剛性

連続梁としての等価剛性は、次のようにして求める。

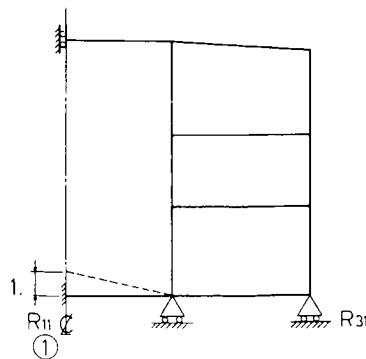


Fig. A

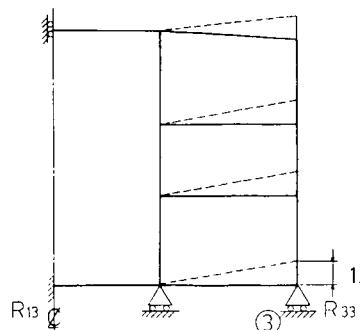


Fig. B

先ず上図より Fig. A の①の点及び Fig. B の③の点に単位の変位を与えたときの反力として R_{11} 、 R_{13} ($= R_{13}$)：
 R_{33} を求める。

次に、これ等が下図に示す一本の連続梁としての力と変位の関係を満足する様な断面性能 I_c A_c I_w A_w を求める。

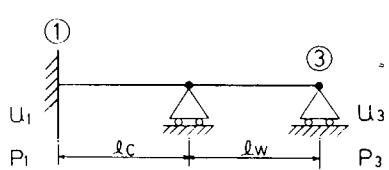


Fig. C

①の点の変位、力を U_1 , P_1 とする

③の点の U_3 P_3

センタータンク内部材の断面二次モーメント： I_C

剪斷面面積： A_c

ウイングタンク内部材の断面二次モーメント： I_w

剪断々面積 : A_w

Fig. Cに示したモデル梁によって考察する。

(A) 曲げ剛性のみを考慮した場合

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ P_3 \end{bmatrix} = S \times \begin{bmatrix} K_1 & 1 \\ 1 & K_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_1 \\ U_3 \end{bmatrix} \quad \dots \quad (1)$$

$$\text{ここで、 } K_1 = \frac{2}{3} \left(\frac{\ell_w}{\ell_c} \right)^2 \frac{I_c}{I_w} + 2 \left(\frac{-\ell_w}{\ell_c} \right)$$

$$K_2 = \frac{2}{3} \left(\frac{\ell_c}{\ell_w} \right)$$

$$S = \frac{6 E I_c}{\ell_c^3} \times \frac{2}{k_1}$$

(B) 曲げと剪断を考慮した場合

(1)式を逆に書き直して

$$\begin{bmatrix} U_1 \\ U_3 \end{bmatrix} = \frac{1}{(k_1 k_2 - 1) \times S} \times \begin{bmatrix} k_1 & -1 \\ -1 & K_1 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} P_1 \\ P_3 \end{bmatrix}$$

剪断変形を U_s とすると、

$$U_s = \frac{\ell}{AG} P = \frac{q}{(k_1 k_2 - 1) S} \times P$$

$$\text{但し、 } q = \frac{(k_1 k_2 - 1)}{AG} s \times \ell \quad \text{となる}$$

従つて、曲げ(U_b)と剪断(U_s)を考慮した変形(U)は次の様になる

$$\text{但し、 } q_1 = \frac{(k_1 k_2 - 1)}{A_C G} s \ell_C$$

$$q_2 = \frac{(k_1 k_2 - 1)}{A_w G} S \ell_w$$

(2)式を逆にPについて解くと、

$$\left[\begin{array}{c} P_1 \\ P_3 \end{array} \right] = \frac{(k_1 k_2 - 1) S}{(k_2 + q_1 x k_1 + q_2) - 1} \left[\begin{array}{cc} k_1 + q_2 & 1 \\ 1 & k_2 + q_1 \end{array} \right] \times \left[\begin{array}{c} U_1 \\ U_3 \end{array} \right] \dots \dots \dots \quad (3)$$

然るにFig. A、Fig. Bに示したモデルについての計算より次式を得る

故に(3), (4)式が等しいことから

次式を得る

$$\begin{aligned} \frac{(k_1 k_2 - 1) S}{(k_1 + q_2 \times k_2 + q_1)} &= R_{13} \\ k_1 + q_2 &= \frac{R_{11}}{R_{13}} \\ k_2 + q_1 &= \frac{R_{33}}{R_{13}} \end{aligned} \quad \left. \right\} \quad \dots \dots \dots \dots \quad (5)$$

上の(5)式より、 I_c 、 I_w 、 A_c 、 A_w を求める

但し、未知数が一つ多いため $I_w/I_c = 1,000$ と仮定して、各値を求める。

従つて、 I_c 、 A_c 、 I_w 、 A_w は、次式で与えられる

センタータンク内等価剛性

$$\text{断面二次モーメント } I_c = \frac{\ell_c^2 \ell_w}{2E} \left(\frac{R_{11}}{R_{13}} \times \frac{R_{33}}{R_{13}} - 1 \right) \times R_{13}$$

$$\text{剪断々面積 } A_c = \frac{\ell_c}{G} \left(\frac{R_{11}}{R_{13}} \times \frac{R_{33}}{R_{13}} - 1 \right) \times R_{13} / \left(\frac{R_{33}}{R_{13}} - \frac{2}{3} \frac{\ell_c}{\ell_w} \right)$$

ウイングタンク内等価剛性

$$\text{断面二次モーメント } I_w = 1,000 * I_c$$

$$\text{剪断々面積: } A_w = A_c * \left(\frac{R_{33}}{R_{13}} - \frac{2\ell_c}{3\ell_w} \right) / \left[\frac{\ell_c}{\ell_w} \left(\frac{R_{11}}{R_{13}} - \frac{2\ell_w}{\ell_c} \right) * \left(1 - \frac{0.001}{\frac{3}{2} \left(\frac{\ell_c}{\ell_w} \right)^2 \left(\frac{R_{11}}{R_{13}} - \frac{2\ell_w}{\ell_c} \right)} \right) \right]$$

(4) 制水隔壁の開口による剪断剛性の低

下率

制水隔壁の開口によつて、隔壁の剪断剛性は低下することが一般に知られている。⁽³⁾ 日本海事協会の深水タンク損傷対策研究委員会の報告⁽⁴⁾を示すと右図の通りである。

(5) 波型隔壁の剪断剛性

波型隔壁の剪断剛性は通常の場合、次に示す割合で剪断剛性が低下するものと考えられる。

即ち、

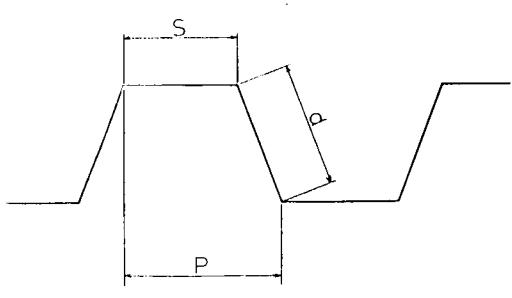


Fig. E

上図に示す様な形状の波型の場合

低下率: $K_d = \frac{P}{S+d}$ によつて求められると

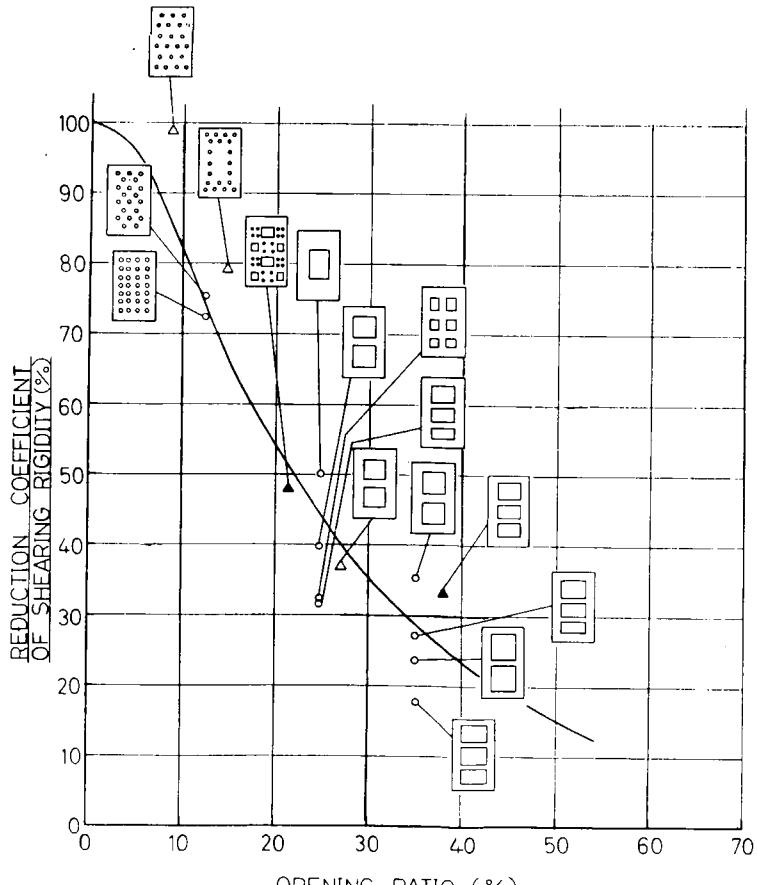


Fig. D

(6) 縦通部材に加わるモーメント

3-4-4にて説明した理由によつて、縦通隔壁、船側外板に荷重の水頭によるモーメントが外力として加わることになる。その時のモーメントの算式は次式を使用する。

Fig. Fの場合

中心線桁板：

$$M_{CR} = \frac{-\rho S \ell^3}{60} \left\{ 3 \left(\frac{\ell_2}{\ell} \right)^2 - 10 \left(\frac{\ell_2}{\ell} \right) + 10 \right\}$$

中心線隔壁： M_C

$$\begin{aligned} \text{縦通隔壁: } M_L \\ \text{船側外板: } M_S \end{aligned} \quad \left. \right\} = \frac{\rho S \ell \ell^2}{20} \left\{ 5 \left(\frac{\ell_2}{\ell} \right)^2 - 2 \left(\frac{\ell_2}{\ell} \right)^3 - 5 \right\}$$

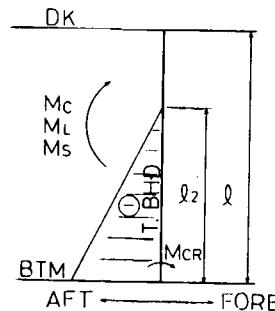


Fig. F

Fig. Gの場合

中心線桁板：

$$M_{CR} = - \left(\frac{\rho \cdot S \cdot \ell^3}{20} + \frac{\rho \cdot S \cdot \ell^2}{12} \ell_3 \right)$$

中心線隔壁： M_C

$$\begin{aligned} \text{縦通隔壁: } M_L \\ \text{船側外板: } M_S \end{aligned} \quad \left. \right\} = \frac{-\rho \cdot S \cdot \ell^3}{10}$$

(注) ρ : 比重

S : 荷重 SPACE

計算方法はいづれも両端固定梁として計算する。

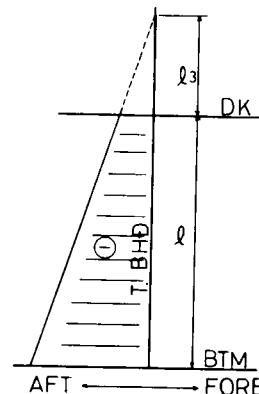


Fig. G

参考文献

(1) 山口勇男 “船体横強度近似計算法について”

造船協会論文集 109号

(2) W.R. OSGOOD

“A THEORY OF FLEXURE FOR BEAMS WITH NONPARALLEL EXTREME FIBERS”

JOURNAL OF APPLIED MECHANICS 1939

(3) 秋田好雄、清水作造、北村勝英

“制水隔壁の剪断剛性について”

造船協会論文集 123号

(4) “深水タンク損傷対策研究委員会報告”

日本海事協会編

(5) “トランスバースリングコーナ部の応力計算法について”

造研第83部会 昭和41年度報告

(6) “楔理論によるコーナ部の応力計算”

造研第83部会 昭和42年度報告

(7) “楔理論によるコーナ部の応力計算”

造研第83部会 昭和43年度報告

4. 油送船の横強度シリーズ計算

4.1 油送船の大きさおよび構造方式を変化させたときの船体横強度に対する影響

4.1.1 まえがき

本研究部会では油送船の大きさあるいは構造方式を変化させたときの船体横強度について前項で述べた電子計算機による横強度計算プログラムの開発と並行して組織的に検討を行なつてきた。

まず、在来船から5万～15万D.W.T.の範囲で載荷重量をベースとしてシリーズ的に7隻選択して、その横強度の変化を検討した。

さらに20万D.W.T.油送船及び50万D.W.T.油送船について、トランスバースリングの構造方式、タンク配置をシリーズ的に変化させたものを試設計しその船体横強度について研究してきた。

なお、以上の船体横強度の計算はいずれも本研究部会で開発した横強度解析プログラムを使用して行なつた。

4.1.2 載荷重量を変化させたときの実船の船体横強度の変化

載荷重量を変化させたときの船体横強度について5万D.W.T.～15万D.W.T.の実際に就航している6隻の船及び新たに試設計した20万D.W.T.の船の合計7隻を取り上げ、横強度計算を行なつた。7隻の船の載荷重量、主要寸法はTable 4.1.1に示す通りである。

計算はFig 4.1.5のLoad Condition 1について行なつた。

この計算から次のようことがわかつた。

- (1) Fig 4.1.1よりトランスバースリングの腹板の最大剪断応力は載荷重量が増すにつれてや々大きくなる傾向がある。
- (2) トランスバースリングの剛性は載荷重量が増すにつれて低下する。(Fig 4.1.2)

なお、C船については簡易立体計算及び1タンク長を箱型の立体骨組構造に置きかえた計算も行ない、両者の間でかなりよい一致を示すことが認められた。

4.1.3 20万D.W.T.油送船の構造方式、タンク配置を変化させたときの横強度への影響

油送船の構造方式あるいはタンク配置を変化させたとき、横強度にどのような影響を及ぼすか調べるため、20万D.W.T.油送船を取り上げ組織的に検討を行なつた。

- (1) 計算の対象について比較検討の基準となる20万D.W.T.油送船としてはFig 4.1.7に示す如き中央横断面及び中心線縦断面を持つものを試設計し、NK船級の20万D.W.T.油送船の意味でNK-20名称をつけた。本船を基準としてB/D、縦通隔壁の位置、支柱の数、中心線桁板の有無、トランスバースリングの腹板の深さあるいは肘板の形状等を種々変化させ、20万D.W.T.油送船を試設計した。それらの名称及び構造の特徴はTable 4.1.2に示す通りである。

すべての中央横断面の部材寸法はNKルールに則つて、最小重量になるように決定した後、NK-20を基準としてフェアリングを行なつた。

このようにして得られた中央横断面をFig. 4.1.8に示す。基準となるNK-20の主要寸法は次の通りである。

$L \times B \times D \times d = 305.3 \text{ m} \times 50 \times 26.25 \times 18.84$ なお、B/Dを変化させる際には、載荷重量を一定に、L=一定、B×D=一定、B×d=一定とした。

一方、剪断変形に基づく相対撓みについて検討するため、Table 4.1.3に掲げる如き、種々の剪断剛性を持つトランスバースリング、横置油密壁、制水隔壁及びタンク長さを組合せた簡易立体計算用の構造配置を考えた。

荷重条件は、平面計算としてはFig 4.1.5の6ケース、簡易立体計算としてはFig 4.1.6の4ケースを考え、それらの中から適宜選択して横強度計算を行なつた。Table 4.1.2には平面計算でどの荷重条件の計算を行なつたかを示してある。

- (2) 計算結果及び検討

前項の如き試設計船について、横強度計算プログラムによつて平面計算及び簡易立体計算を行なつた。Fig. 4.1.11～Fig. 4.1.24 にその結果得られた応力分布図及び相対撓み図を示す。

グラフで、直応力は面材を基線として垂直の方向に応力がプロットされている。

剪断応力は外形線を基線としている。

検討用の各図表についてはその図表の内容、目的を一覧表にしたものを作成する。

検討事項、その検討の対象となる中央横載面及び参考する図表については同じく Table 4.1.4 に一覧表にしていく。

検討の詳細な内容は各年度の報告書に譲り、ここでは、そこで得られた要点のみを以下列挙する。

(A) 平面計算

1) 直応力、剪断応力全般では船底横桁の縦通隔壁下部三又部などが高応力を示している。

特にセンタータンク満載、ウイングタンク空倉の水試時の応力が高くなっている。

2) B/D を変化させたとき、水試時でセンタータンク満載、ウイングタンク空倉の荷重条件で $B/D = 1.94$ (NK 20) から $B/D = 2.2$ (M 6) へ変化したとき直応力が $4 \sim 8 \text{ kg/mm}^2$ 变化する。

$B/D = 1.8$ (M 1) と $B/D = 1.94$ との間では直応力にはほとんど差は認められない。

剪断応力については B/D の影響はほとんどないようである。

3) 縦通隔壁の変化が応力に与える影響は非常に大きい。特に縦通隔壁下部三又部に対して影響が大きく、例えば水試時でセンタータンク満載、ウイングタンク満載、ウイングタンク空倉の荷重条件では $b_w/B = 0.29$ から $b_w/B = 0.20$ へ移動したとき最大 22 kg/mm^2 の直応力の変化がある。

4) 支材の数の変化で影響されるのはその近傍の船側横桁あるいは縦通隔壁横桁の応力だけであつて、他の部材には殆ど影響がない。

5) トランスバーススリングの局部的補強、とくに船底横桁のコーナー部のプラケット形状およびウェブの深さを局部的に補強した場合の応力に与える影響としてはプラケット補強が最も効果的のようである。

すなわち、センタータンク船底横桁の縦通隔壁側コーナーの応力を下げるためには、該部のプラケットの補強が最も効果的であり船底横桁のウェブの増深はあまり効果がない。また、ウイングの船底横桁の両コーナーの応力を下げるには該部のプラケット形状の補強がよく、船底横桁の補強あるいは、センタータンク船底横桁の隣接しているプラケットの補強は効果がうすい。

6) ウイングタンクの巾が $B/4$ タイプ船 (NK-20, NK-20L) あるいは $B/3$ タイプの船 (M-2, M-2A) においても中心線材板の有無による応力の変化はほとんど認められない。センタータンク船底横桁のコーナー部の応力が $B/4$ タイプの船において中心線材板の無い船の方が有る船よりほとんどの荷重条件で低応力になつてゐるのが注目される程度である。これはすべてのトランスバース部材の部材寸法が NK ルールに則つて決定されているからであろう。

7) トランスバーススリングの等価剪断剛性をあげるためにセンタータンク、ウイングタンクいずれにおいても、それぞれのタンクの横桁のコーナープラケットの補強あるいは船底横桁の増深が有効である。

また縦通隔壁下部三又部のプラケットをセンターウイング両タンクでバランスを取りながら補強することも有効な手段と思われる。

(B) 簡易立体計算

1) 相対撓み全般について

縦通部材相対撓みをそれぞれのタンク巾で割つて無次元化すると

Load Condition 1 では

中心線で $-0.7/1000 \sim -1.9/1000$

船側で $0.5/1000 \sim 1.2/1000$

Load Condition 2 では $0.3/1000 \sim 0.7/1000$

Load Condition 3 では最大 $0.3/1000$

Load Condition 4 では

中心線で $0.7/1000 \sim 1.9/1000$

船側で $-0.6/1000 \sim -1.1/1000$

となつている。

これらを全般的にみると、満載状態でセンタータンクが空倉の状態 (Load Condition 4) と水試時でセンタータンクにバラストを満載した状態 (Load Condition 1) が相対撓みの出やすい状態であることがわかる。

2) 相対撓み量は縦通隔壁の位置によつて大きく影響される。船体中心線あるいは船側の位置における相対撓み量は各タンクの巾に比例している。特に船体中心線の相対撓み量はタンク巾が増したとき增加の勾配が大きい。

3) B/D を変化させたとき、やはり相対撓み量は B/D の増加につれて増えている。

4) 支材の数の変化は相対撓み量にほとんど影響を与えない。

5) 等価剪断剛性をあげれば、明らかに相対撓みは減少している。その効き方は荷重条件により異つているがここで取りあげた補強では数 10 % の効果がある。

タンクの長さに対しては、タンク長さ約 180 m の船と約 120 m の船とでは明らかに相対撓みは 180 m の船の方が大きくなつている。ところが 180 m の船と 150 m の船とでは差はあまりなく水密隔壁の間隔がある程度以上になると相対撓みは收れんしてゆき、ここで取りあげた構造を有する船では、それがタンク長さ $150\text{ m} \sim 180\text{ m}$ 附近にあると思われる。

ただし中心線桁板のない船では船体中心線に於ける相対撓み量はタンク長さにほとんど影響されない。

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

しかしながらトランスバースリングの剛性をあげることと、制水隔壁の剛性をあげることはどちらも有効な手段なので、実船ではタンク配置を考慮に入れて重量比較までして決めるべきであろう。

4.1.4. 50万D.W.T油送船の構造方式を変化させたときの横強度への影響

本項では 20 万 D.W.T 油送船シリーズ計算の延長として 50 万 D.W.T 油送船についてシリーズ計算を行なつて、トランスバースリングの構造様式（中心線桁板、中心線縦通隔壁、支材、船側横桁等）を変化させたときの横部材の応力及び相対撓みについて検討した。

(1) 計算の対象について

50 万 D.W.T 油送船としては、これまで運輸省試設計 A 船、B 船、LR、N V、三菱重工業等で試設計船が発表されている。本委員会ではこれらの試設計船について種々検討の結果、50 万 D.W.T 油送船シリーズ計算の基準船として運輸省試設計 A 船を取ることにし Table 4.1.2 [C N K 50 ~ 1 ~ 7] として示す如く構造様式を変化させた。

なお前項で検討した 20 万 D.W.T 油送船シリーズ計算の延長として N K-8 の如き主要寸法を持つ 50 万トン油送船を試設計した。

構造寸法は NK ルールに基づいて最小重量になる様に行なつた後、各船の構造様式寸法等のフェアリングを行なつた。

このようにして得られた試設計船を FIG. 4.1.9 ~ 4.1.10 に示す。

一方、50 万 D.W.T 油送船の相対撓みについて検討するため N K 50-2、N K 50-5、N K 50-8 の 3 ケースの簡易立体計算を行なう。

NK50-2とNK50-5とは中心線桁板の有無の各々の代表的なものとして選んだものであり、NK-50-8は20万トン油送船を延長して50万トンタンカーにした時の影響を調べるために取り上げたものである。各ケースのタンク配置はFig. 4.1.4に示す通りである。計算で取りあげた荷重条件についてはFig. 4.1.5 & 4.1.6に示す通りである。

(2) 計算結果及び検討

前項までの部材寸法及び荷重条件によつて横強度解析を行なつた。その結果をFig. 4.1.3.0～4.1.4.0に示す。検討用図表の内容及び目的はTable 4.1.4を参照されたい。

以下検討の結果を列挙する。

- 1) 全般的に見て Load Condition 1 & 3 即ちセンタータンクの水試状態及び満載でウイングタンク空倉の状態に高応力が出ている。高応力の場所としてはトランスバースリングの縦通隔壁上下のコーナー部が顕著で、荷重状態によつてはセンタータンク船底横桁のコーナー部でもやゝ高い応力があらわれている。
- 2) ウイングタンクの船側横桁と縦通隔壁横桁とを支材で結合した場合と船側縦通桁で支えた場合とでは、Load Condition 1 で支材の場合が高応力になつてゐるが、他の荷重条件では殆ど同じ応力レベルである。
(FIG. 4.1.3.0↔4.1.3.1, FIG. 4.1.3.3↔4.1.3.4)
- 3) 縦通隔壁が船側より $B/3$ の位置にあり中心線桁板の無い船と縦通隔壁が船側より $B/4$ の位置にあつて中心線桁板を有する船とを比較すると、
 - a ウイングタンクを船側縦通桁にした船では中心線桁板の無い船の方がやゝ高応力になつてゐる。(FIG. 4.1.3.0↔4.1.3.3)
 - b ウイングタンクを支材にした船ではほとんど同じ応力レベルである。(FIG. 4.1.3.1↔4.1.3.4)
- 4) ウイングタンクを 1 条あるいは 2 条の船側縦通桁で構成した船では 1 条の船の方が特に船底横桁のコーナー部で高応力を示してゐる。(FIG. 4.1.3.2↔4.1.3.3)
- 5) 中心線桁板の有無及び中心線縦通隔壁とて応力レベルにほとんど差異はない。(FIG. 4.1.3.1↔4.1.3.4↔4.1.3.5)
- 6) 運輸省の試設計による 50 万トンタンカーの A 船型では高応力は認められない。
- 7) 前項でシリーズ計算を行なつた 20 D.W.T 油送船を延長した構造配置を持つてゐる NK50-8 では相対撓みの影響を入れたときに Load Condition 1 及び 4 でセンタータンク船底横桁のコーナー部の応力が高くなるのが注目される。(FIG. 4.1.3.7 & 4.1.4.0)
- 8) 剪断変形に基づく相対撓みの量はタンク巾との比で約 $1.1/1000$ であつて、20 万トンタンカーとくらべて、ほゞ同じといえる。(FIG. 4.1.3.8 & 4.1.3.9)
- 9) トランスバースリングの基準状態における応力と相対撓みに基づく応力とを縦通隔壁下部三又部の直応力を取りあげて比較したものがTable 4.1.6 である。ウイングタンク船底横桁のコーナー部ではセンタータンクの相対撓みによる応力とウイングタンクの相対撓みによる応力とがほゞ相殺して最終応力は基準応力とほゞ等しい。ところがセンタータンクの船底横桁については、センタータンクの相対撓みによる応力が支配的でこれを基準応力にかさね合わせると最終応力は基準応力よりかなり高くなつてゐる。
- 10) 以上の如き検討から 50 万 D.W.T. 油送船においても巨視的に見た横強度上からは 20 万 D.W.T. 油送船と同じような傾向が見られる。それ故腹板の補強方法あるいは座屈等局部的な問題を別とすれば 50 万 D.W.T. 油送船の設計においても 20 万 D.W.T. 油送船シリーズ計算で得た資料を拡張して適用出来るのではないかと思われる。

4.1.5. まとめ

本委員会で開発した簡易立体計算プログラムを用いて 5 万～15 万トンの実船、20 万トンおよび 50 万トン D.W.T. 油送船を試設計して船体、横強度について組織的に検討を行なつてきた。

油送船の主要寸法、構造様式は千差万別であり、ここで検討したことですべてをつくしているとはいがたいが、大型油送船の横強度上の力学的応答について、いくぶんなりとも明らかに出来たとすれば幸いである。

〔図表一覧〕

TABLE	TITLE	NOTE
4. 1. 1.	LIST OF SHIPS	FIG. 4.1.1 & 4.1.2 と合わせて1頁にする。
4. 1. 2	SUMMARY TABLE OF 200,000 DWT & 500,000 DWT SERIES TANKERS	1ページ
4. 1. 3	SUMMARY TABLE OF 200,000 DWT & 500,000 DWT TANKER'S TANK ARRANGEMENT	FIG. 4.1.3、4.1.4と合わせて1頁にする。
4. 1. 4	SUMMARY TABLE OF STUDY	1ページ
4. 1. 5	SUMMARY TABLE OF RELATIVE DEFLECTION	1ページ
4. 1. 6	EFFECT OF RELATIVE DEFLECTION ON STRESS OF TRANSVERSE RING	1ページ
<hr/>		
FIG		
4. 1. 1	MAXIMUM SHEARING STRESS	TABLE 4.1.1
4. 1. 2	RATIO OF DEPTH TO DEFLECTION OF VERTICAL WEB	
4. 1. 3	TANK ARRANGEMENT OF 200,000 D.W.T. TANKER	TABLE 4.1.3
4. 1. 4	TANK ARRANGEMENT OF 500,000 D.W.T. TANKER	
4. 1. 5	LOAD CONDITION	FIG. 4.1.6 と合わせて1頁
4. 1. 6	LOAD CONDITION	
4. 1. 7	MIDSHIP SECTION OF 200,000 DWT TANKER	1頁
4. 1. 8	DO	1頁
4. 1. 9	MIDSHIP SECTION OF 500,000 DWT TANKER	1頁
4. 1. 10	DO	1頁
4. 1. 11	SHEARING STRESS AND NORMAL STRESS DIAGRAM	1頁
4. 1. 12	DO	1頁
4. 1. 13 ~4.1.24	COMPARISON OF SHEARING STRESS AND NORMAL STRESS	各1頁(計12頁)
4. 1. 25	RELATIVE DEFLECTION~TANK BREADTH	
4. 1. 26	EFFECT OF LOCAL REINFORCEMENT TO SHEARING RIGIDITY (WING TANK)	1頁
4. 1. 27	DO (CENTER TANK)	
4. 1. 28	RELATIVE DEFLECTION~TANK LENGTH	1頁
4. 1. 29	DO	1頁
4. 1. 30 ~4.1.37&40	SHEARING STRESS AND NORMAL STRESS DIAGRAM	各1頁(計9頁)
4. 1. 38 & 4. 1. 39	RELATIVE DEFLECTION CURVE	各1頁(計2頁)

TABLE 4.1.1 LIST OF SHIPS

	D.W.T	L x B x D ~ d (m)
A - SHIP	200.000	294.0 x 49.0 x 29.4 ~ 20.0
B "	145.000	304.0 x 44.0 x 24.2 ~ 16.5
C "	123.000	256.0 x 42.5 x 22.0 ~ 15.6
D "	119.250	265.0 x 44.2 x 21.5 ~ 15.0
E "	76.123	237.0 x 36.5 x 18.75 ~ 12.492
F "	66.900	227.0 x 36.5 x 16.4 ~ 12.0
G "	49.699	213.0 x 30.5 x 15.2 ~ 11.354

TABLE 4.1.2 SUMMARY TABLE OF 200,000DWT & 500,000 DWT SERIES TANKERS

	NAME	WING TANK BREADTH B	$\frac{B}{D}$	CENTER TANK	WING TANK	LOAD CONDITION EXCLUDING RELATIVE DEFL.						LOAD CONDITION EXCLUDING RELATIVE DEF.						NOTE (TYPE OF SHIP)
						1	2	3	4	5	6	1	2	3	4			
200,000 TON TANKER SERIES	NK-20	0.29	1.94	C.GIR'	STRUT=2	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	a (STANDARD SHIP)
	M1	0.29	1.80	C.GIR'	STRUT=2							<input type="radio"/>						a
	M2	0.33	1.94	C.GIR'	STRUT=2	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	d
	M3	0.29	1.94	C.GIR'	STRUT=1							<input type="radio"/>						e
	M4	0.29	1.94	C.GIR'	STRUT=3					<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	c
	M5	0.20	1.94	C.GIR'	STRUT=2					<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	e
	M6	0.29	2.20	C.GIR'	STRUT=2					<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	d
	NK-20.A.	0.29	1.94	C.GIR'	STRUT=2	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	a (NK-20 REINFORCED) (①)
	NK-20.B.	0.29	1.94	C.GIR'	STRUT=2	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	a (NK-20 REINFORCED) (②)
	NK-20.C.	0.29	1.94	C.GIR'	STRUT=2	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	a (NK-20 REINFORCED) (①②)
	NK-20.D.	0.29	1.94	C.GIR'	STRUT=2	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	a (NK-20 REINFORCED) (①②③)
	NK-20.E.	0.29	1.94	C.GIR'	STRUT=2	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	a (NK-20 REINFORCED) (②)
	NK-20.F.	0.29	1.94	C.GIR'	STRUT=2	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	a (NK-20 REINFORCED) (⑤)
	NK-20.G.	0.29	1.94	C.GIR'	STRUT=2	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	a (NK-20 REINFORCED) (②)
	NK-20.L.	0.29	1.94	C.GIR' LESS	STRUT=2	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	f
	M-2A	0.33	1.94	C.GIR' LESS	STRUT=2	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	g
	M-2B	0.33	1.94	C.GIR' LESS	STRUT=2	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	a (NK-20 REINFORCED) (②③)
500,000 TON TANKER SERIES	NK-50-1	0.33	1.71	C.GIR' LESS	S.STR=2	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	h
	NK-50-2	0.33	1.71	C.GIR' LESS	STRUT=2	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	i
	NK-50-3	0.27	1.71	C.GIR'	S.STR=1	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	j
	NK-50-4	0.27	1.71	C.GIR'	S.STR=2	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	j
	NK-50-5	0.27	1.71	C.GIR'	STRUT=2	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	a
	NK-50-6	0.27	1.71	STRUT=0 C.L. BHD	STRUT=2	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	k
	NK-50-7	0.27	1.71	STRUT=1 C.L. BHD	STRUT=3	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	l
	NK-50-8	0.29	1.94	C.GIR'	STRUT=2	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	a

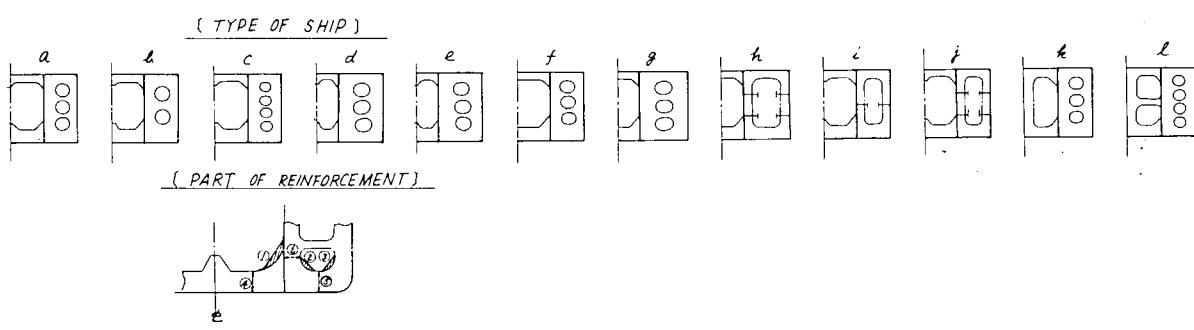


TABLE 4.1.3 SUMMARY TABLE OF 200,000 D.W.T. AND 500,000 DWT TANKER'S TANK ARRANGEMENT

	NAME	CONSTRUCTION	TANK LENGTH	RIGIDITY OF TRANSVERSE RING	MEAN THICKNESS OF O/T BHD	MEAN THICKNESS OF SWASH BHD	MIDSHIP SECTION		
200,000 D.W.T. TANKER	NK-20	CENTER GIRDER SYSTEM	150 m	ORDINARY	17.0 mm	4.25 mm	NK - 20		
	M1		150				M1		
	M2		150				M2		
	M3		150				M3		
	M4		150				M4		
	M5		150	REINFORCED			M5		
	M6		150				M6		
	S1	CENTER	180				NK - 20H		
	S2	GIRDER	150				NK - 20		
	S3	SYSTEM	120				NK - 20I		
	S4		180	ORDINARY	17.0	4.25	NK - 20HD		
	S5		120				NK - 20ID		
	S6		180				NK - 20H		
	S7		120				NK - 20I		
	S8		180				NK - 20HD		
	S9		120	REINFORCED	17.0	4.25	NK - 20ID		
	S10		150				M - 2		
	S11	CENTER GIRDER LESS	180		17.0	4.25			
	S12		150	ORDINARY			M - 2A		
	S13		120						
	S14		180	REINFORCED			M - 2B		
	S15	SYSTEM	120		17.0	4.25			
	S16		150	ORDINARY			NK - 20L		
	S17		150				M - 2A		
	S18		150	REINFORCED			M - 2B		
500,000 D.W.T. TANKER	NK-50-2	C. GIR. LESS	180	ORDINARY			NK-50-2		
	NK-50-5	C. GIRDER	180				NK-50-5		
	NK-50-8	SYSTEM	200				NK-50-8		

NOTE :-

TANK LENGTH MEANS TOTAL TANK LENGTH OF THREE(3) CARGO OIL TANKS. EACH CARGO HOLD HAS A SWASH BULKHEAD AT THE MID-PART OF THE HOLD.

TABLE 4.1.4 SUMMARY TABLE OF STUDY

	ITEM OF STUDY	MIDSHIP SECTION OR TANK ARRANGEMENT TO BE REFERRED	FIGURE OR TABLE OF RESULTS TO BE REFERRED
TRANSVERSE STRESS 200,000 D.W.T. TANKER SERIES	1) GENERAL	FIG. 4.1.7, 4.1.8	FIG. 4.1.11, 4.1.24
	2) INFLUENCE OF THE VARIATION OF β/D	FIG. 4.1.7 (NK-20, M1, M6)	FIG. 4.1.11, 4.1.12
	3) INFLUENCE OF THE POSITION OF LONGITUDINAL BULKHEAD	FIG. 4.1.7 (NK-20, M5, M2)	FIG. 4.1.11, 4.1.12, 4.1.19 ~ 24
	4) INFLUENCE OF NUMBER OF STRUTS	FIG. 4.1.7 (NK-20, M3, M4)	FIG. 4.1.11, 4.1.12
	5) INFLUENCE OF THE LOCAL REINFORCEMENT OF TRANSVERSE RING	FIG. 4.1.8 (NK-20, NK-20A, NK-20B)	FIG. 4.1.13 ~ 18
	6) CENTER LINE GIRDERS SYSTEM ~ CENTER LINE GIRDERS SYSTEM	FIG. 4.1.8 (NK-20, NK-20L, NK-20M, NK-20N, NK-20P)	FIG. 4.1.19 ~ 24
	7) INFLUENCE OF THE LOCAL REINFORCEMENT OF TRANSVERSE RING	FIG. 4.1.8 (NK-20, NK-20-A ~ NK-20P)	FIG. 4.1.13 ~ 4.1.26
	1) GENERAL	TABLE 4.1.3, FIG. 4.1.3	TABLE 4.1.5
	2) INFLUENCE OF THE POSITION OF LONGITUDINAL BULKHEAD (NK-20, S10, M5)	TABLE 4.1.3, FIG. 4.1.3	FIG. 4.1.17
	3) INFLUENCE OF THE VARIATION OF β/D (NK-20, M1, M6)	TABLE 4.1.3, FIG. 4.1.3	TABLE 4.1.5
RELATIVE DEFLECTION SERIES	4) INFLUENCE OF NUMBER OF STRUTS (NK-20, M3, M4)	TABLE 4.1.3, FIG. 4.1.3	TABLE 4.1.5
	5) INFLUENCE OF THE VARIATION OF EFFECTIVE SHEARING RIGIDITY OF TRANSVERSE RING OR TRANSVERSE BULKHEAD, AND TANK LENGTH	TABLE 4.1.3, FIG. 4.1.3	TABLE 4.1.5
	1) GENERAL	FIG. 4.1.9, 4.1.10	FIG. 4.1.30 ~ 4.1.37, 4.1.40
	2) STRUT SYSTEM - SIDE STRINGER SYSTEM	FIG. 4.1.9, 4.1.10	FIG. 4.1.30 ~ 4.1.37, 4.1.35
	3) CENTER GIRDERS SYSTEM ~ CENTER GIRDERS SYSTEM	FIG. 4.1.9, 4.1.10	FIG. 4.1.30 ~ 4.1.35
	4) INFLUENCE OF NUMBER OF SIDE STRINGER (1 ~ 2)	FIG. 4.1.9	FIG. 4.1.30, 4.1.32, 4.1.33
	5) CENTER GIRDERS SYSTEM ~ CENTER LINE LONGITUDINAL BULKHEAD SYSTEM	FIG. 4.1.10	FIG. 4.1.34, 4.1.35
	6) TEST DESIGN SHIP BY MINISTRY OF TRANSPORTATION OF JAPAN (NK-50-7)	FIG. 4.1.10	FIG. 4.1.36
	7) 200,000 D.W.T. TYPE SERIES TANKER EXTENSION (NK-50-B)	FIG. 4.1.10	FIG. 4.1.37 ~ 4.1.40
	1) GENERAL	TABLE 4.1.3, FIG. 4.1.4	TABLE 4.1.5
RELATIVE DEFLECTION SERIES	2) INFLUENCE OF RELATIVE DEFLECTION UPON STRESS	TABLE 4.1.3, FIG. 4.1.4	TABLE 4.1.6

TABLE 4.1.5 SUMMARY TABLE OF RELATIVE DEFLECTION

NAME	TANK LENGTH	δ_c				δ_w				$\delta_c/bc \times 10^{-3}$				$\delta_w/bw \times 10^{-3}$				
		L-1	L-2	L-3	L-4	L-1	L-2	L-3	L-4	L-1	L-2	L-3	L-4	L-1	L-2	L-3	L-4	
NK-20	150 m	-16.9		14.8	12.5		-10.5	-1.57		1.37	0.85						-0.72	
M1	150	-14.7		13.0	11.1		-9.32	-1.52		1.34	0.75						-0.63	
M2	150	-11.4		10.1	12.4		-10.6	-1.32		1.17	0.74						-0.63	
M3	150	-16.5		14.5	11.8		-9.88	-1.53		1.35	0.81						-0.67	
M4	150	-16.7		14.7	12.7		-10.7	-1.55		1.36	0.87						-0.73	
M5	150	-28.9		25.4	9.44		-7.74	-1.92		1.68	0.91						-0.35	
M6	150	-20.7		18.0	14.2		-12.3	-1.75		1.52	0.93						-0.81	
S 1	180	-20.42	7.44	-1.80	18.40	16.05	-7.30	2.10	-15.80	1.89	0.69	-0.17	1.71	1.09	-0.50	0.14	-1.08	
S 2	150	-20.71	7.57	-2.00	18.47	14.61	-6.52	1.40	-14.69	-1.92	0.70	-0.19	1.71	1.00	-0.44	0.10	-1.00	
200,000 DWT		S 3	-17.92	6.75	-1.68	16.19	11.30	-5.43	0.66	-12.08	-1.66	0.63	-0.16	1.50	0.77	-0.37	0.05	-0.82
TANKER	S 4	-15.63	5.70	-1.00	14.80	12.96	-7.30	1.30	-14.60	-1.45	0.53	-0.09	1.37	0.86	-0.50	0.09	-1.00	
	S 5	-13.97	5.29	-0.93	13.24	9.21	-5.58	0.19	-11.53	-1.30	0.49	-0.09	1.23	0.63	-0.33	0.81	-0.79	
	S 6	-16.69	5.90	-1.20	15.20	13.89	-6.30	1.60	-13.70	-1.55	0.55	-0.11	1.41	0.95	-0.43	0.12	-0.93	
	S 7	120	-13.01	4.83	-1.02	11.91	9.78	-4.57	0.53	-10.42	-1.21	0.45	-0.10	1.11	0.67	-0.51	0.04	-0.71
	S 8	180	-13.08	4.70	-0.60	12.50	11.22	-6.30	1.20	-12.70	-1.21	0.44	-0.06	1.16	0.77	-0.43	0.08	-0.87
	S 9	120	-10.46	3.82	-0.52	10.01	7.94	-4.73	0.12	-9.94	-0.97	0.36	-0.05	0.93	0.54	-0.33	0.01	-0.68
TANKER	S 10	150	-13.03	6.16	-2.30	11.73	12.60	-7.08	1.80	-12.90	-1.51	0.71	-0.27	1.36	0.75	-0.42	0.11	-0.77
	S 11	180				15.23	-7.80	2.60	-15.11					0.91	-0.46	0.15	-0.90	
	S 12	150				13.75	-6.93	1.90	-13.92					0.82	-0.41	0.11	-0.83	
	S 13	120				10.80	-3.84	1.06	-11.44					0.64	-0.23	0.06	-0.68	
	S 14	180				11.53	-7.30	1.70	-13.15					0.69	-0.43	0.10	-0.78	
	S 15	120				8.40	-5.25	0.52	-10.39					0.50	-0.31	0.03	-0.62	
TANKER	S 16	150				15.10	-5.89	0.90	-15.06					1.03	-0.4	0.06	-1.03	
	S 17	150				12.02	-5.93	1.60	-12.12					0.71	-0.35	0.10	-0.72	
	S 18	150				9.42	-5.73	1.00	-16.86					0.56	-0.34	0.04	-0.65	
	NK-50-2	180				13.66	-3.30	-4.90	-17.74					0.64	-0.15	-0.23	-0.83	
	NK-50-5	180	-24.29	7.10	0.70	23.50	17.26	-6.61	-1.60	-19.10	-1.62	0.47	0.05	1.57	0.99	-0.38	-1.09	
	NK-50-8	200	-23.70	8.55	-0.60	22.80	22.23	-6.63	-1.60	-23.0	-1.62	0.58	-0.04	1.56	1.12	-0.33	-0.08	-1.16

NOTE :-

RELATIVE DEFLECTION OF NK-20, M1 ~ M6 ARE CALCULATED BY APPLYING LOAD UNIFORMLY ON TRANSVERSE MEMBERS.

TABLE 4.1.6 EFFECT OF RELATIVE DEFLECTION ON STRESS OF TRANSVERSE RING

		δ_c	δ_c	δ_w/bw	δ_w	A						B					
						σ_o	σ_c	σ_w	$\sigma_c + \sigma_w$	R(%)	σ_o	σ_c	σ_w	$\sigma_c + \sigma_w$	R(%)		
LOAD COND.	NK50-1			$\times 10^{-4}$	mm	Kg/mm^2		Kg/mm^2			Kg/mm^2		Kg/mm^2				
	-2			7.1	21.50	17.2		-1.8	-1.8	-10.5	-14.6		Kg/mm^2		438		
	-3	-15.0	22.50	10.0	17.50	17.0	-1.6	-1.6	-7.6	-25.0		-5.1	-5.1	20.4			
	-4	-15.0	22.50	10.0	17.50	14.3	18.0	-6.7	11.3	79.3	-15.0	11.7	-12.6	-0.9	6.0		
	-5	-16.193	24.29	9.863	17.26	20.5	19.2	-6.7	12.5	61.0	-26.2	13.4	-11.2	2.2	-8.4		
	-6	-10.0	-15.0	10.0	17.50	23.6	14.1	-7.9	6.2	26.3	-27.5	5.9	-9.5	-3.6	13.1		
	-7	-10.0	-15.0	10.0	17.50	11.5	12.9	-6.7	6.2	53.9	-8.2	5.3	-9.8	-4.5	54.9		
	-8	-16.189	23.70	11.171	22.23	21.0	18.3	-7.3	11.0	52.4	-22.4	10.6	-10.4	0.2	-0.9		
LOAD COND.	NK50-1			-8.0	-21.5	-13.8		2.1	2.1	-15.2	3.0		7.4	7.4	246.6		
	-2			-8.251	-17.74	-15.5		2.1	2.1	-13.6	7.1		6.6	6.6	93.0		
	-3	15.0	22.50	-10.0	-17.50	-13.4	-17.6	6.5	-11.1	82.8	6.5	-12.4	12.1	-0.3	-4.6		
	-4	15.0	22.50	-10.0	-17.50	-10.6	-18.0	6.7	-11.3	106.6	5.2	-11.7	12.6	0.7	17.3		
	-5	15.667	23.50	-10.914	-19.10	-13.4	-18.6	7.4	-11.2	83.6	9.5	-12.9	12.4	-0.5	-5.3		
	-6	10.0	15.0	-10.0	-17.50	-17.1	-14.1	7.9	-6.2	36.3	10.0	-5.9	9.5	3.6	36.0		
	-7	10.0	15.0	-10.0	-17.50	-9.5	-12.9	6.7	-6.2	65.3	2.9	-5.3	9.8	4.5	16.5		
	-8	15.574	22.80	-11.558	-23.00	-14.0	-17.6	7.5	-10.1	72.0	7.8	-10.2	10.8	0.6	7.7		

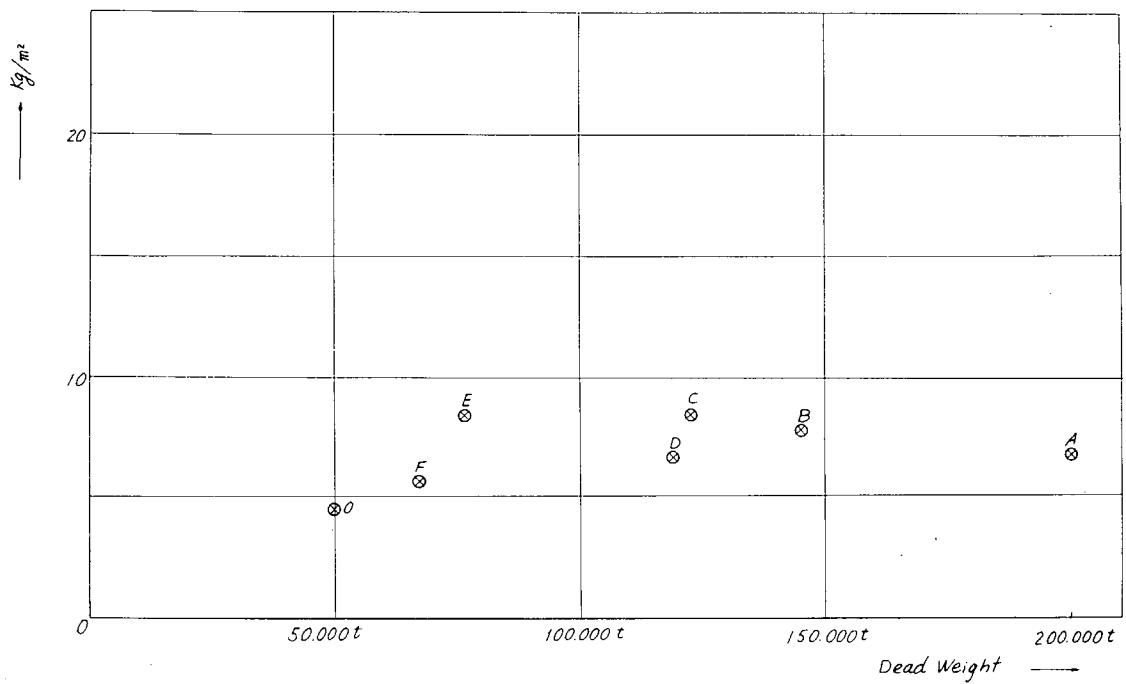
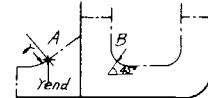
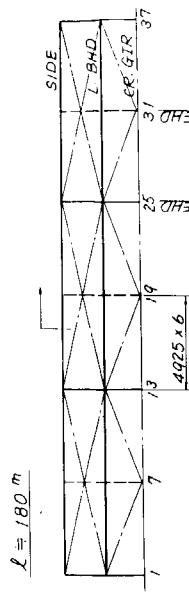
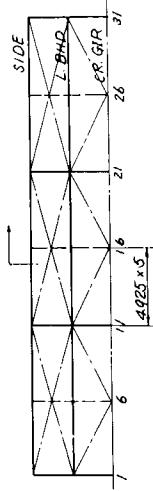
 δ_c : RELATIVE DEFLECTION AT E δ_w : " AT SIDE σ_o ; NORMAL STRESS AT BASIC CONDITION $R = \frac{\sigma_c + \sigma_w}{\sigma_o}$ σ_c ; NORMAL STRESS CAUSED BY δ_c σ_w ; " δ_w 

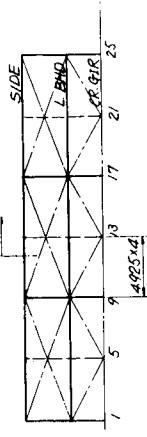
FIG. 4.1.1 MAXIMUM SHEARING STRESS



$L = 150\text{m}$



$L = 120\text{m}$



NOTE) RELATIVE DEFLECTION OF TRANSVERSE SECTION MARKED ARE LISTED UP AS TYPICAL VALUE

FIG. 4.1.3 TANK ARRANGEMENT OF 200,000 D.W.T. TANKER

Dead weight $\times 10^4 t \rightarrow$

FIG. 4.1.2 RATIO OF DEPTH TO DEFLECTION OF VERTICAL WEB

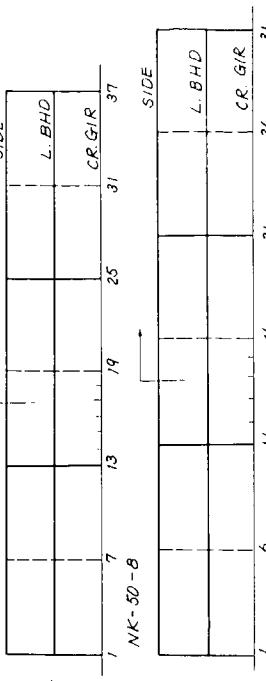
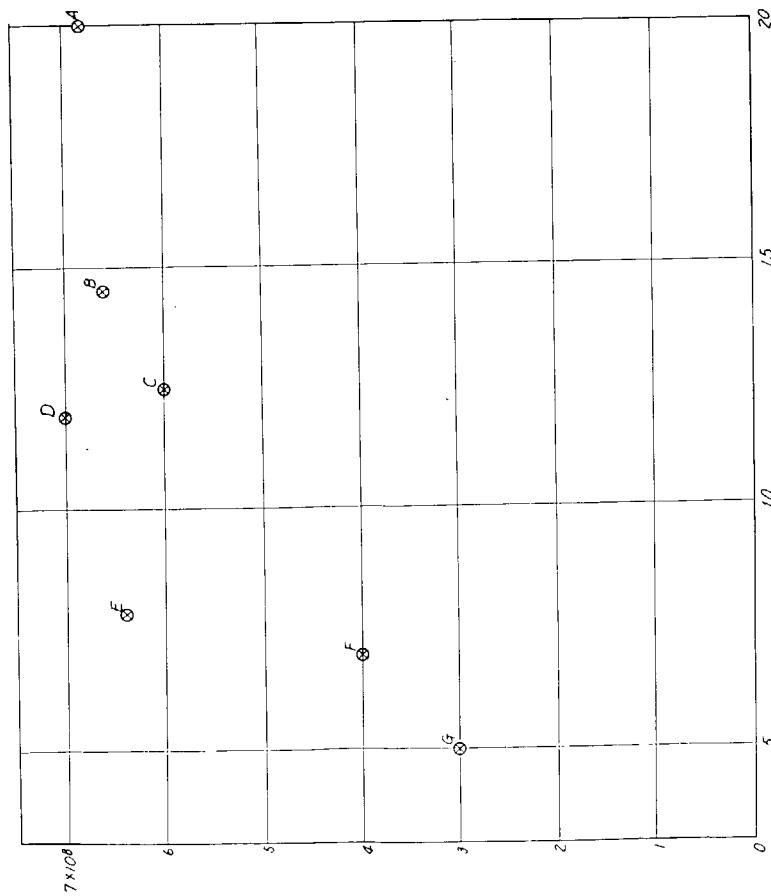


FIG. 4.1.4 TANK ARRANGEMENT OF 500,000 D.W.T. TANKER



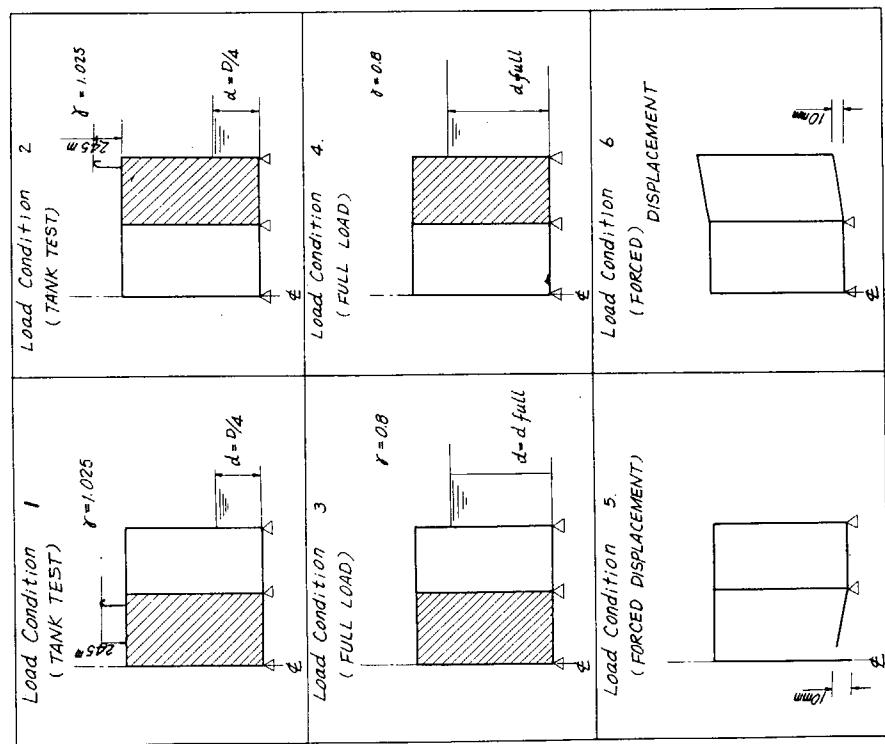


FIG. 4.1.5 LOAD CONDITION

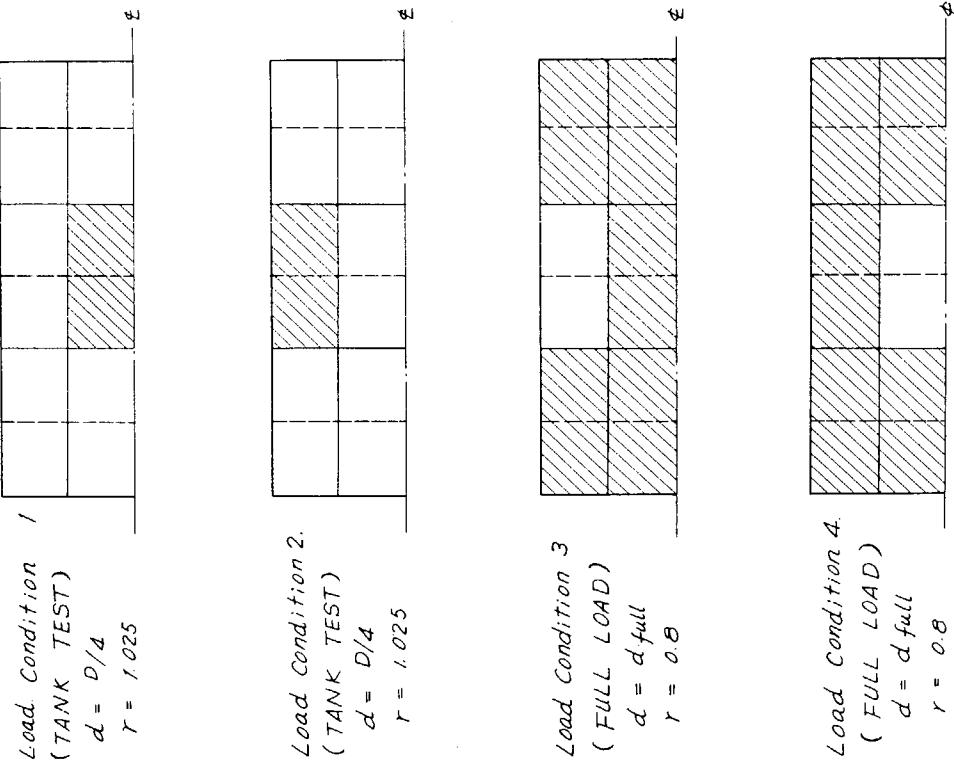


FIG. 4.1.6 LOAD CONDITION

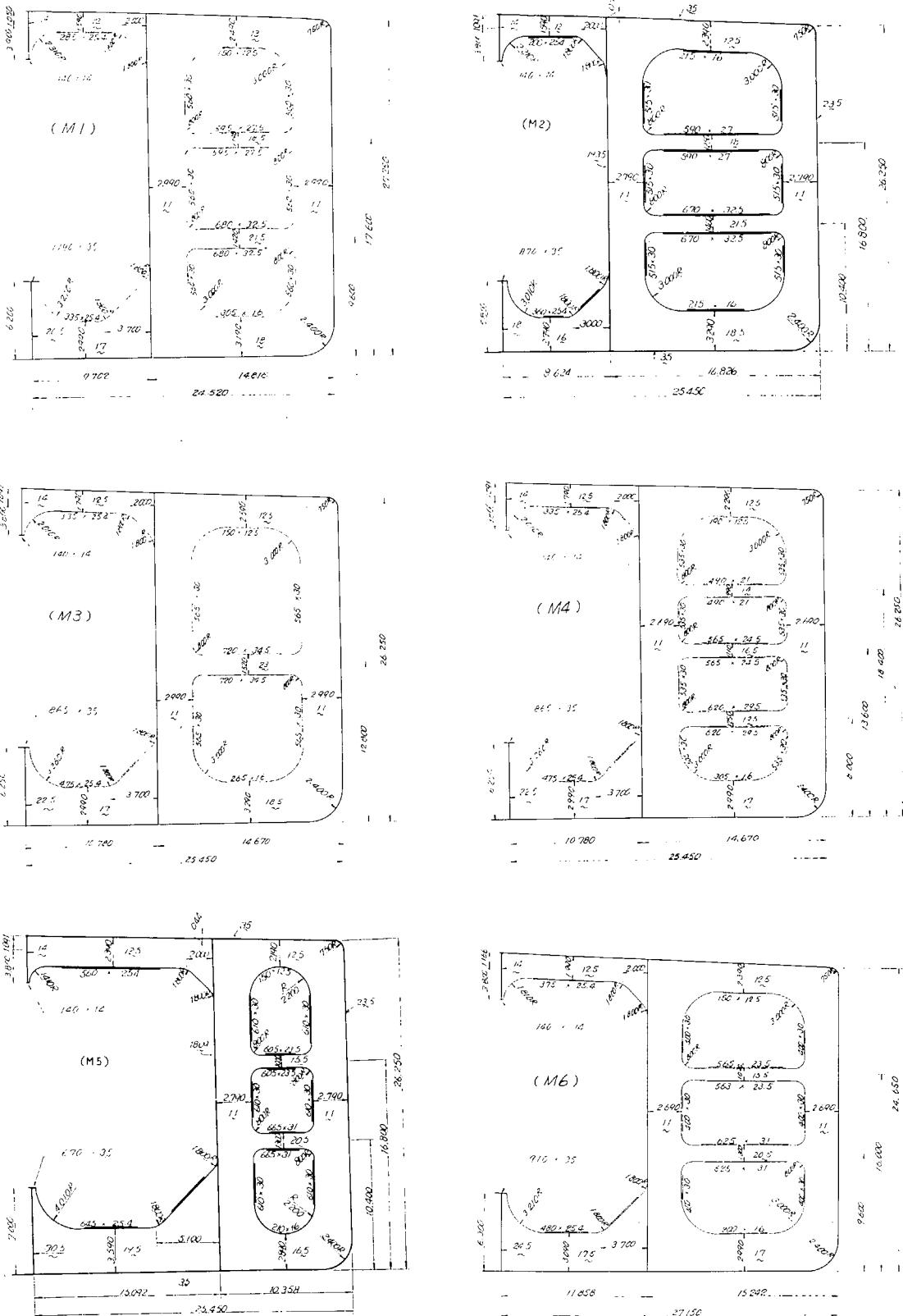


FIG. 4.1.7

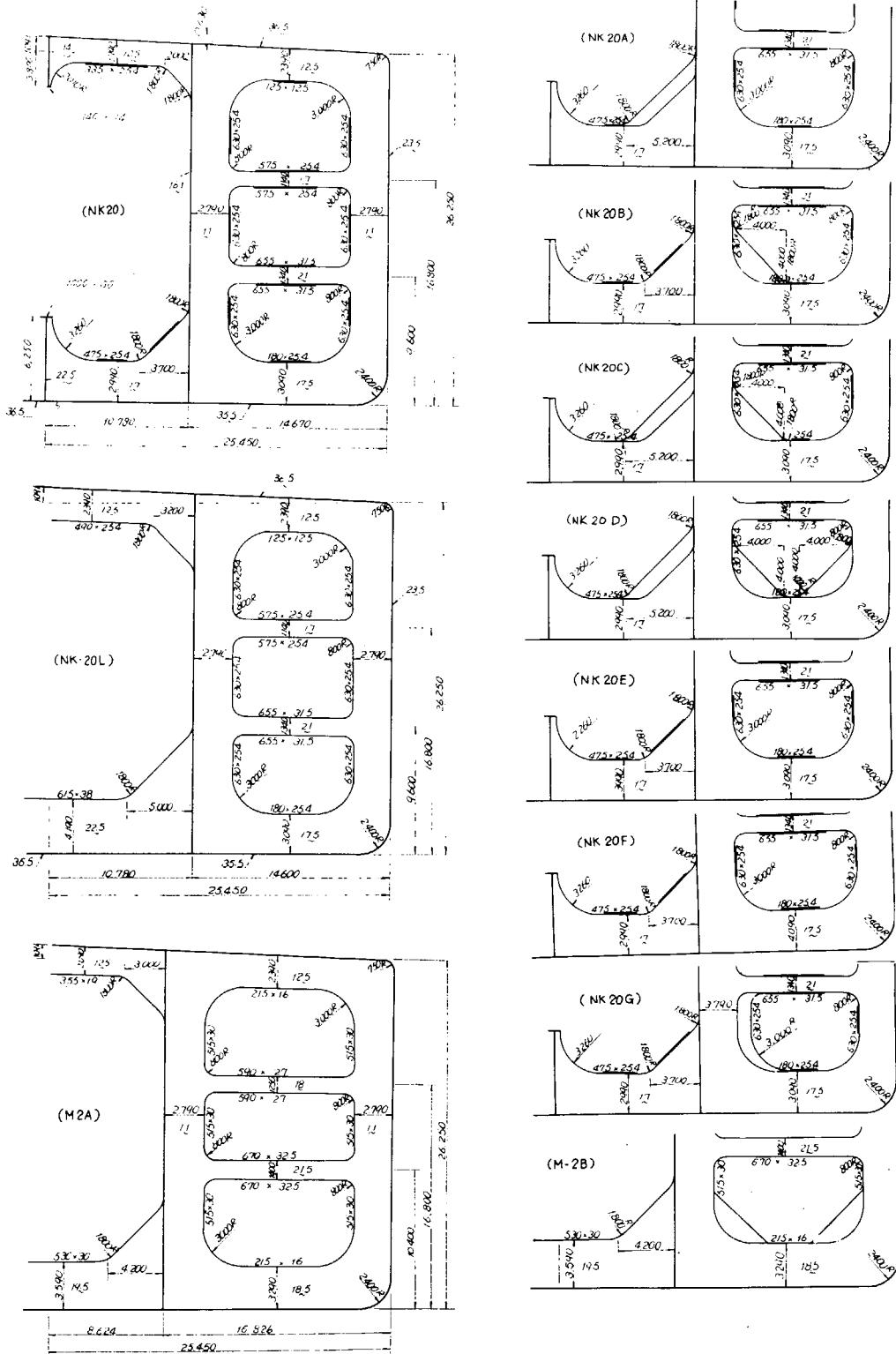
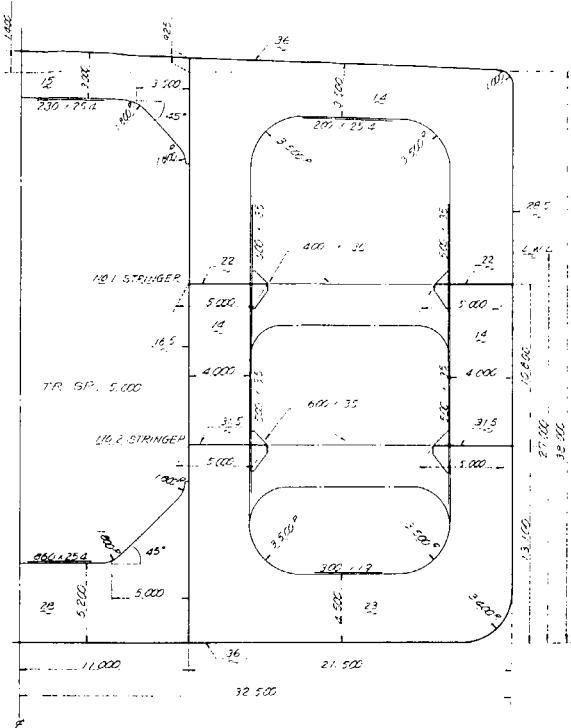
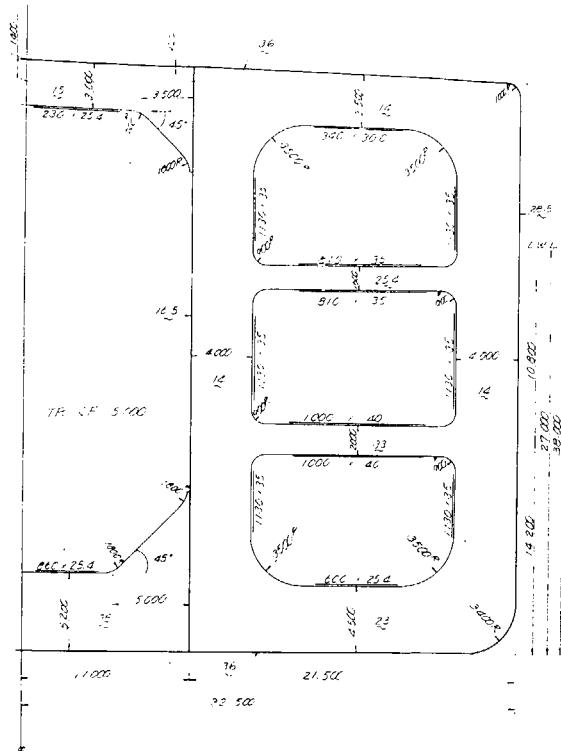


FIG. 4.1.8

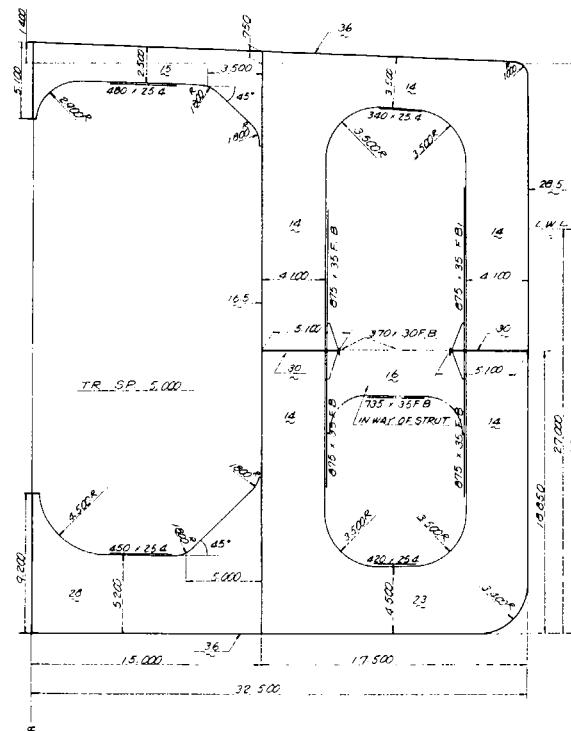
NK 50-1 CENTERGIRDERLESS 2 STRINGERS TYPE



NK 50-2 CENTERGIRDERLESS 2 STRUTS TYPE



NK 50-3 CENTERGIRDER 1 STRINGER TYPE



NK 50-4 CENTRGIRDER 2 STRINGERS TYPE

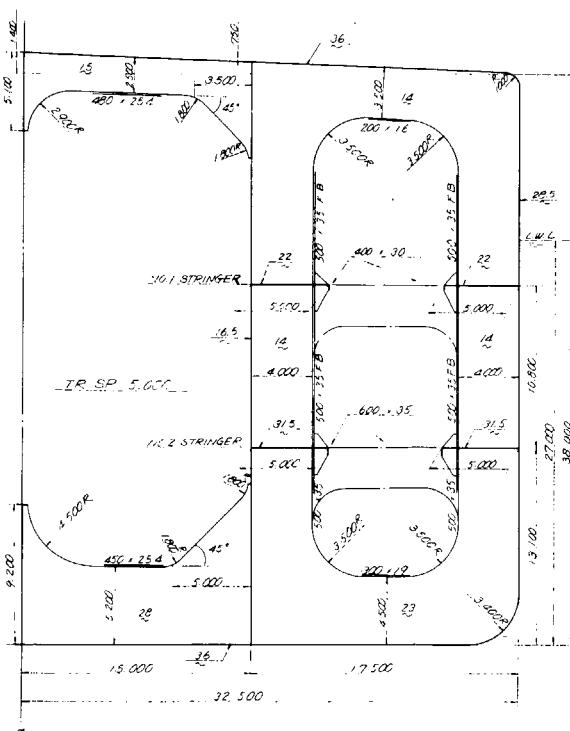
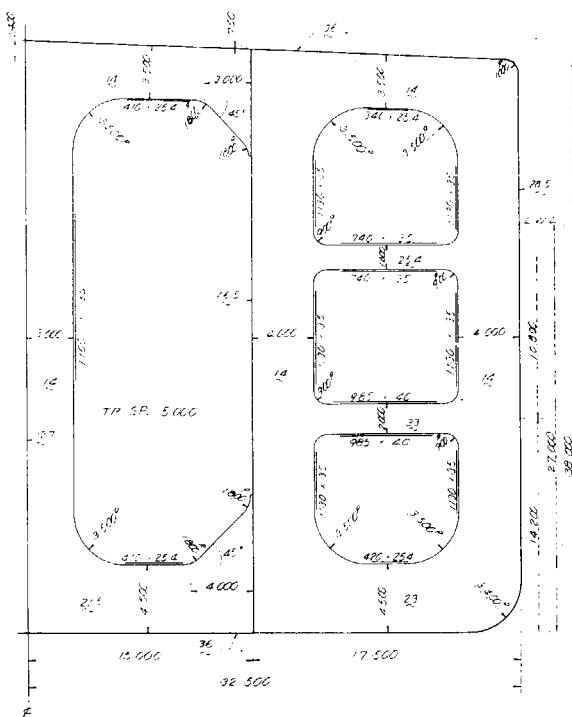
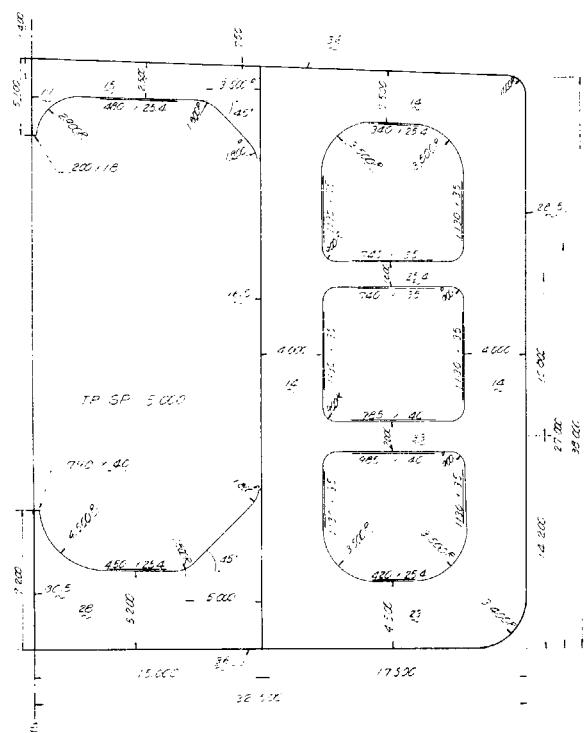


FIG. 4.1.9

NK 50-5 CENTERGIRDER 2 STRUTS TYPE

NK 50-6 3 LONG+ BHD. 2 STRUTS TYPE



NK 50-7 3 LONG+ BHD. 3 STRUTS TYPE

NK 50-8 CENTERGIRDER 2 STRUTS TYPE

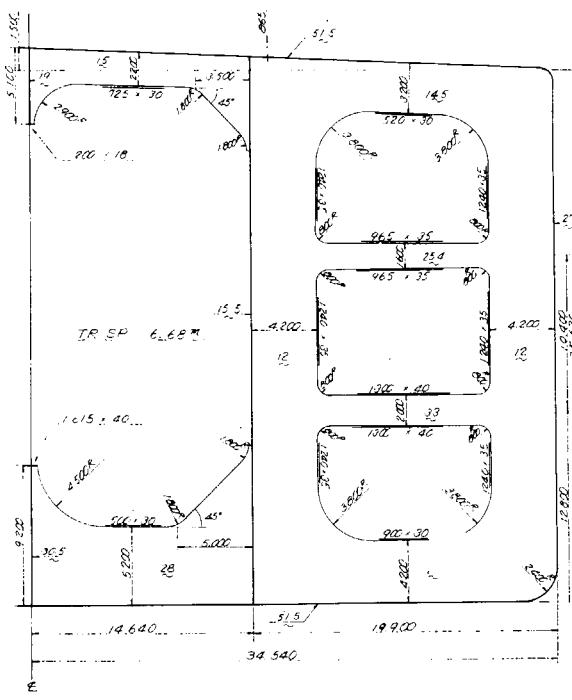
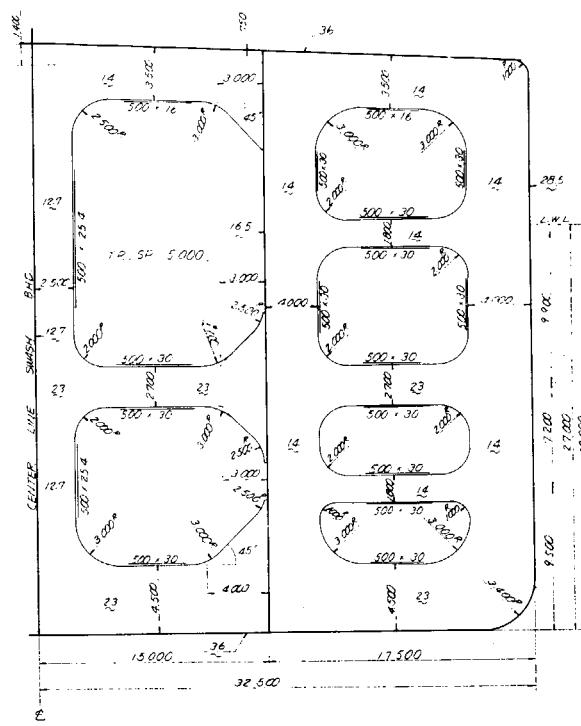
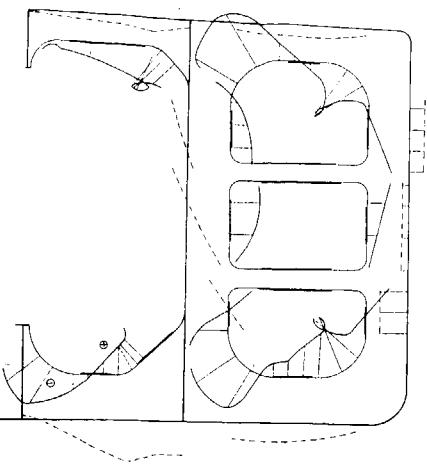
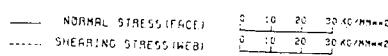
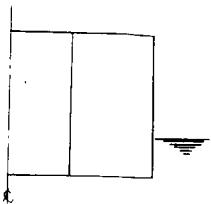


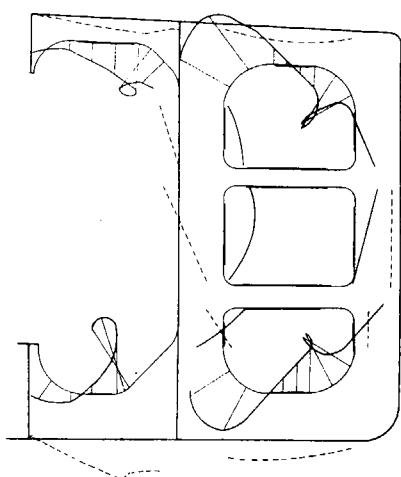
FIG. 4.1.10

SHEARING STRESS AND NORMAL STRESS DIAGRAM

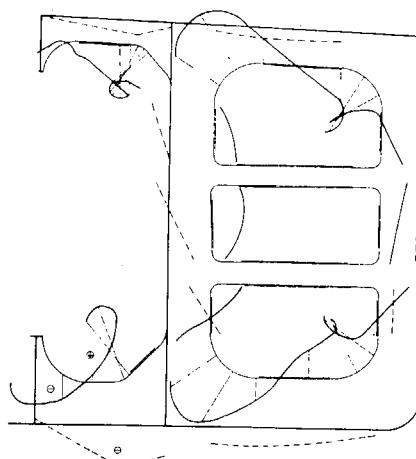
LOAD CONDITION 1



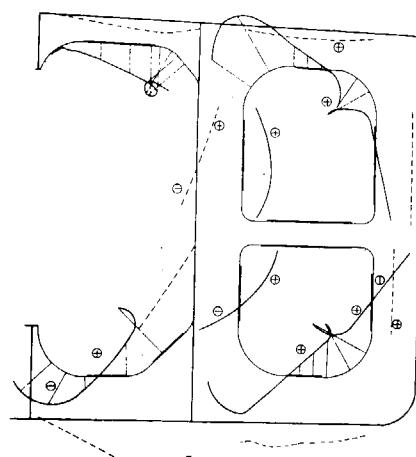
M 1



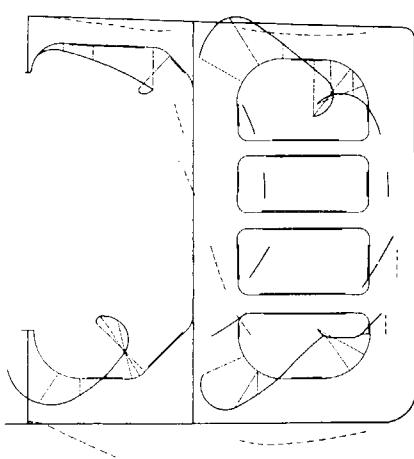
M 2



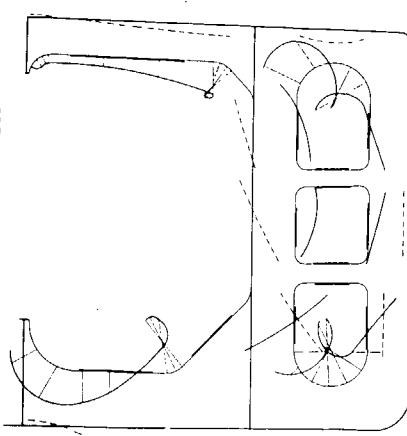
M 3



M 4



M 5



M 6

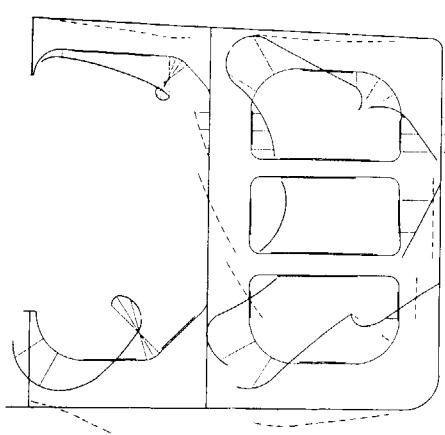
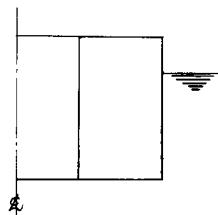


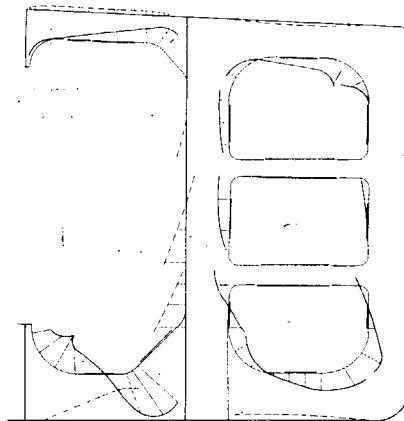
FIG. 4.1.11

SHEARING STRESS AND
NORMAL STRESS DIAGRAM

LOAD CONDITION 4



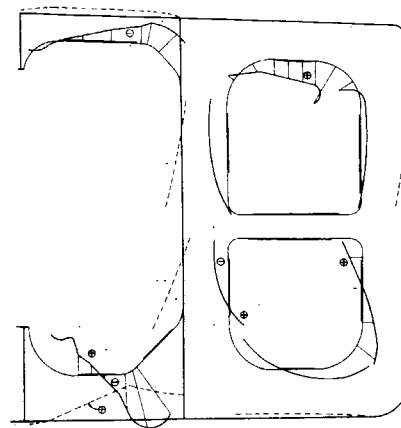
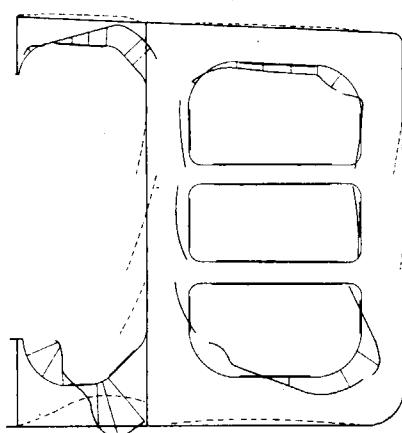
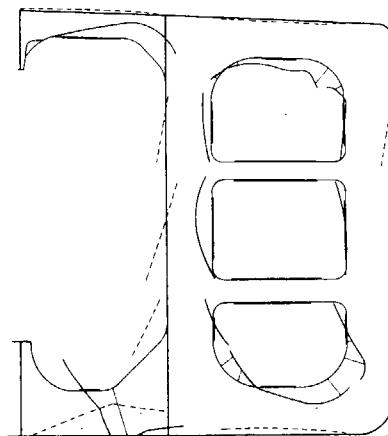
— NORMAL STRESS (FACE) 0 10 20 30 KG/MM²
.... SHEARING STRESS (WEB) 0 10 20 30 KG/MM²



M 1

M 2

M 3



M 4

M 5

M 6

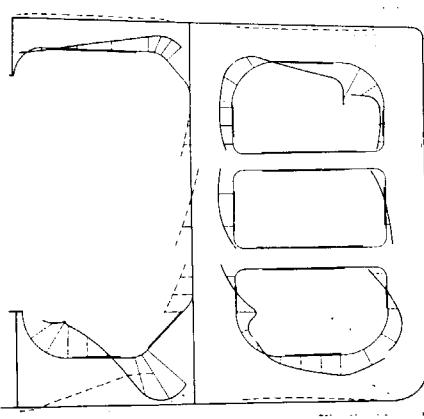
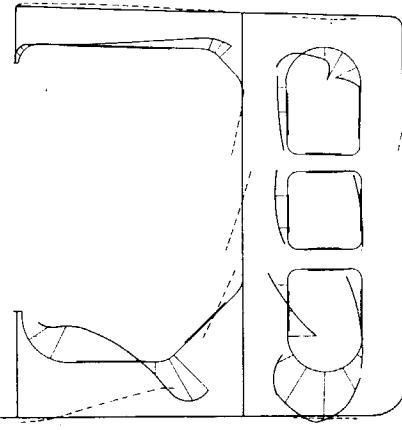
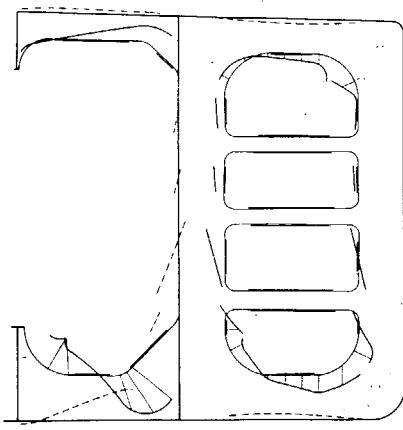
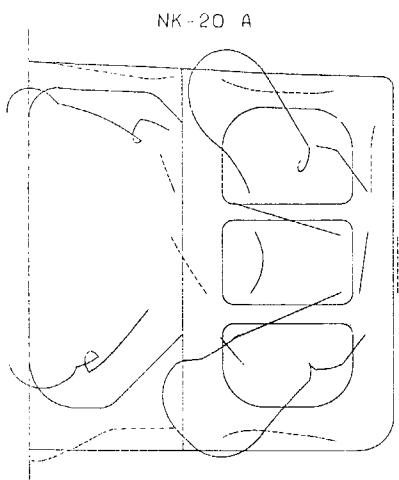


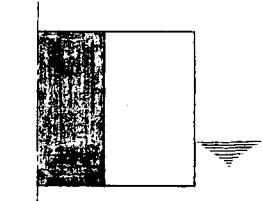
FIG. 4.1.12

COMPARISON
OF
SHEARING STRESS
AND
NORMAL STRESS



LOAD CONDITION 1

— NORMAL STRESS (FACE) 0 10 20 30 KGF/MM²
.... SHEARING STRESS (WEB) 0 10 20 30 KGF/MM²



NK-20 G

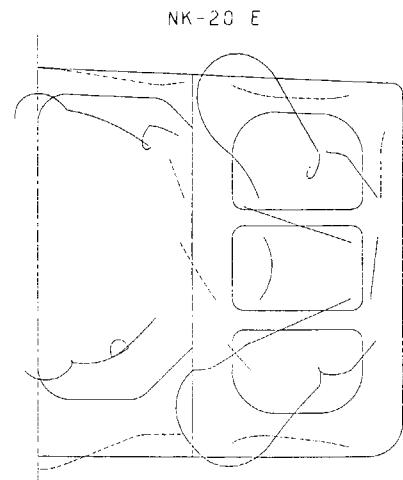
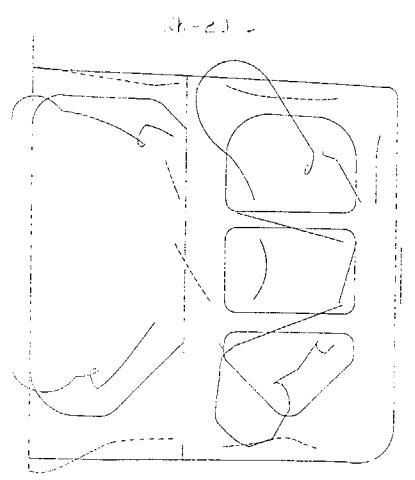
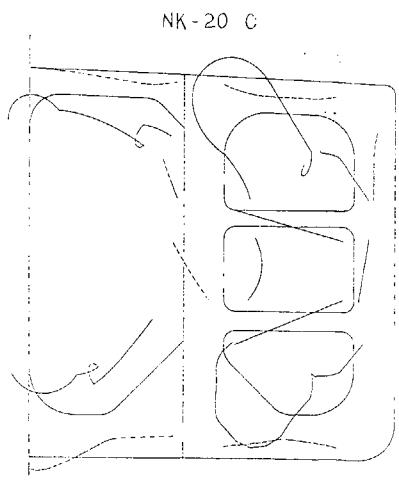
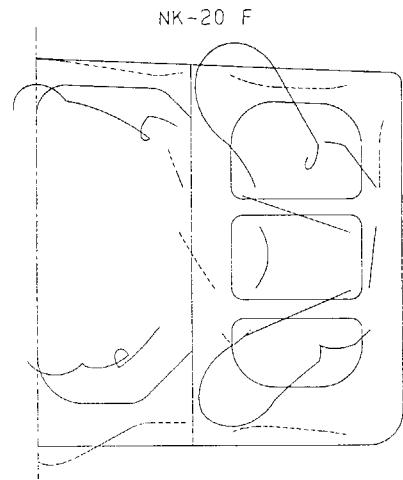
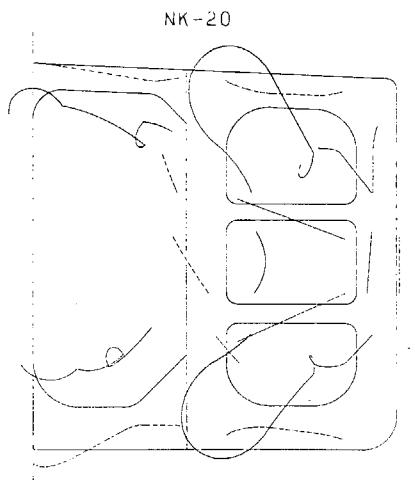
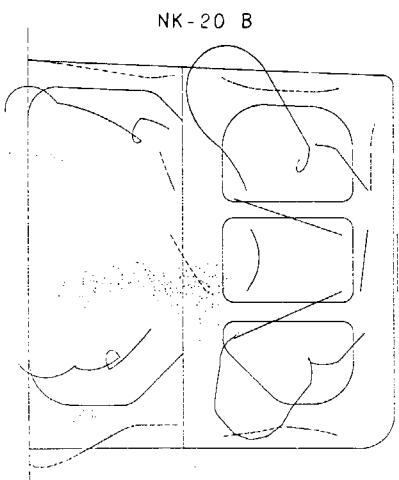
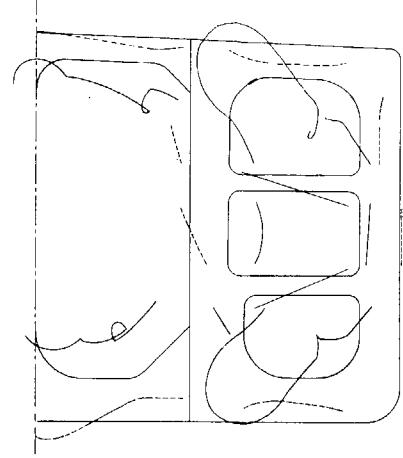
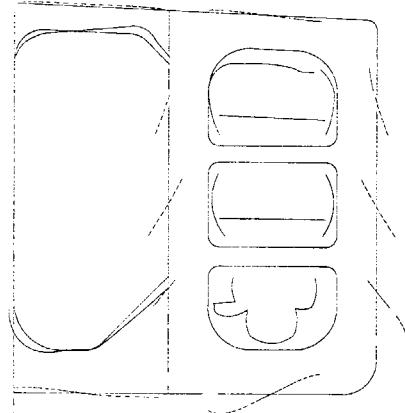


FIG. 4.1.13

COMPARISON
OF
SHEASING STRESS
AND
NORMAL STRESS

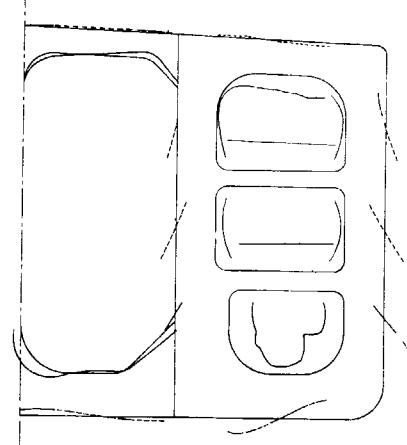
NK-20 A

LOAD CONDITION 2



— NORMAL STRESS (FACE) 0 10 20 30 KG/MM²
---- SHEARING STRESS (INTER) 0 10 20 30 KG/MM²

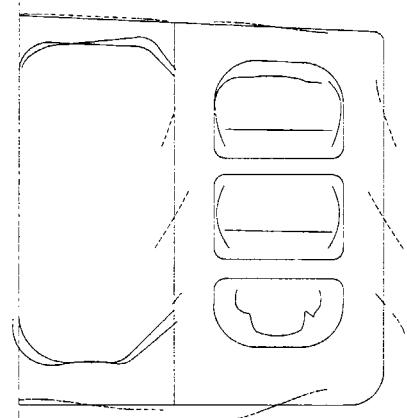
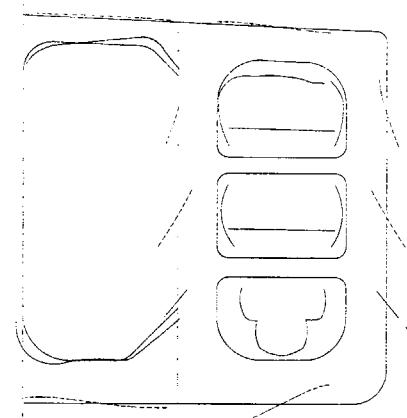
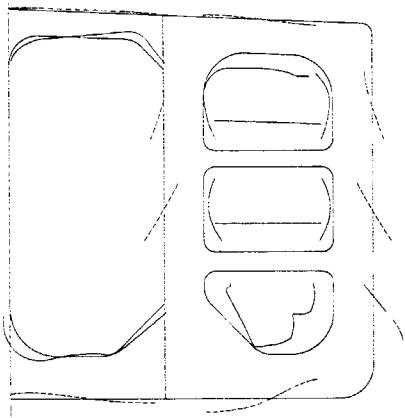
NK-20 G



NK-20 B

NK-20

NK-20 F



NK-20 C

NK-20 D

NK-20 E

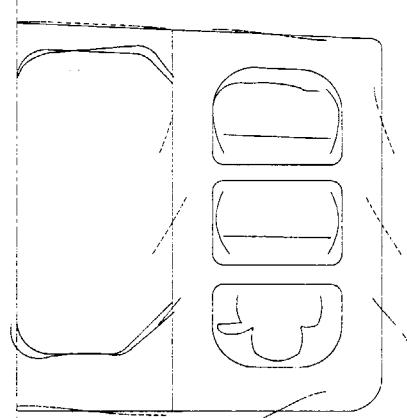
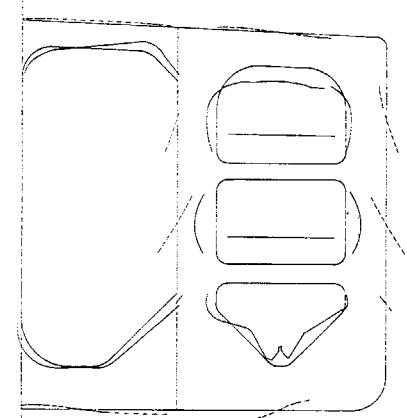
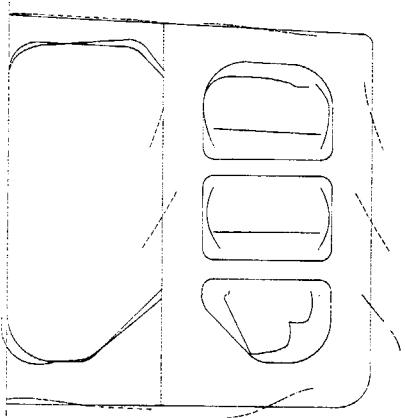
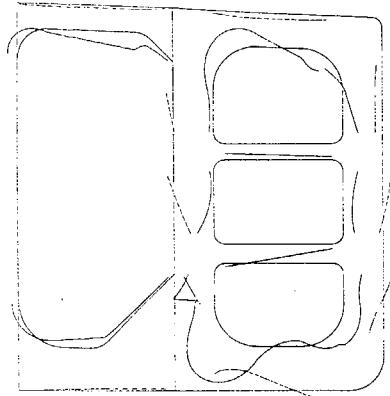


FIG. 4.1.14

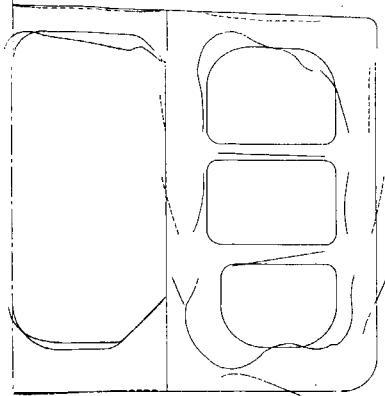
COMPARISON
OF
SHEARING STRESS
AND
NORMAL STRESS

NK-20 A

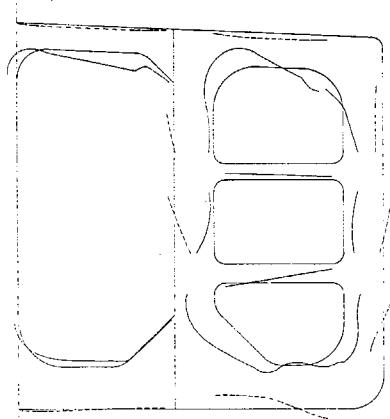
LOAD CONDITION 3



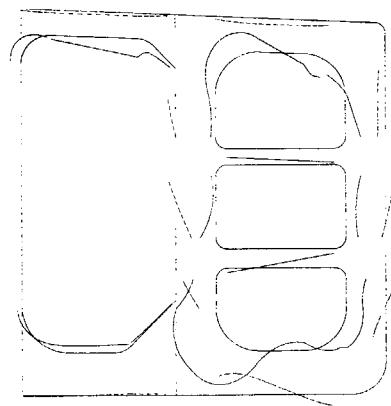
NK-20 G



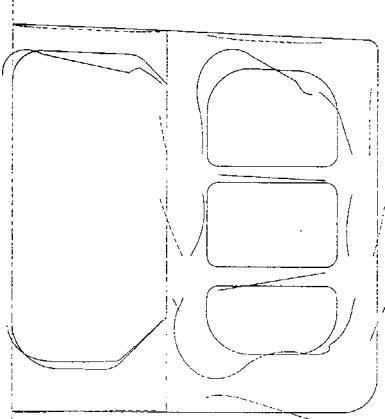
NK-20 B



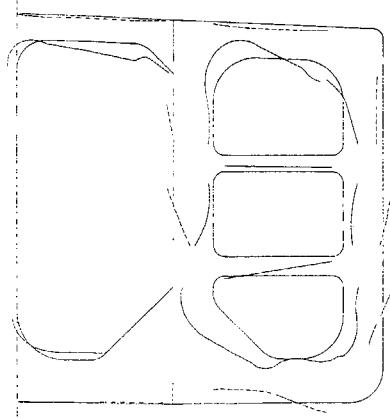
NK-20



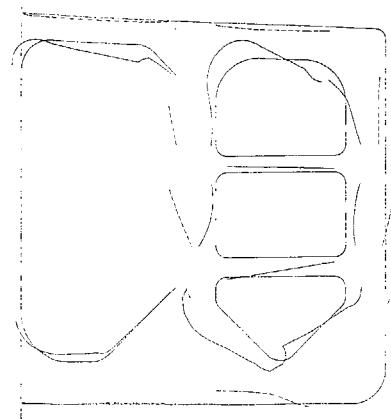
NK-20 F



NK-20 C



NK-20 D



NK-20 E

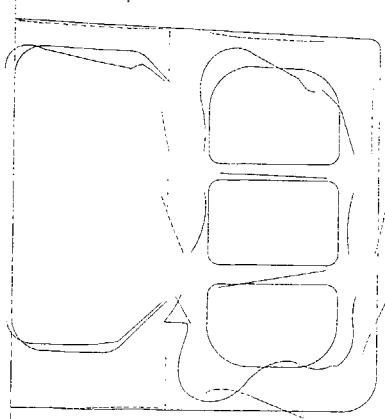
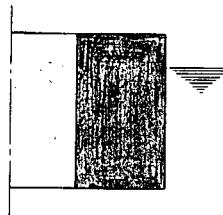


FIG. 4.1.15

COMPARISON
OF
SHEARING STRESS
AND
NORMAL STRESS



NK-20 A

LOAD CONDITION 4

NORMAL STRESS (FACE)
SHEARING STRESS (WEB)

0	15	20	30 KG/MM ²
0	10	20	30 KG/MM ²

NK-20 G

NK-20 B

NK-20

NK-20 F

NK-20 C

NK-20 D

NK-20 E

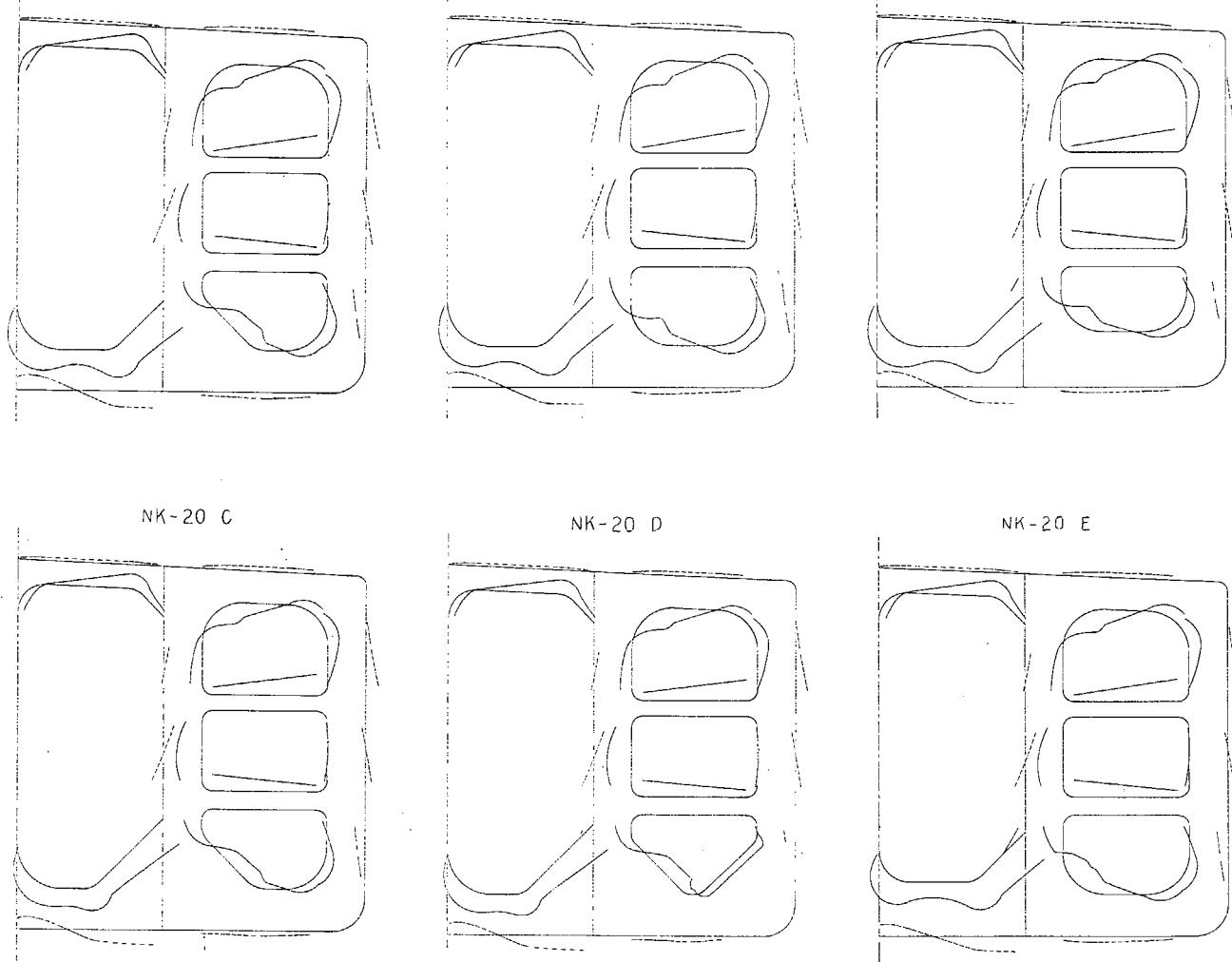
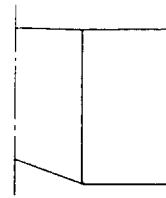
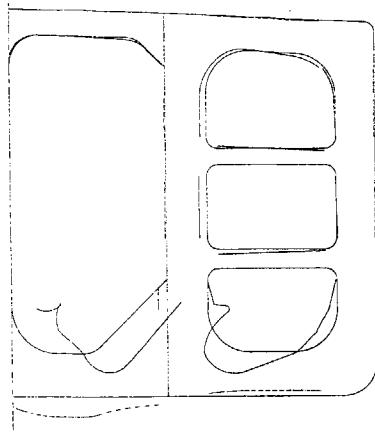


FIG. 4.1.16

COMPARISON
OF
SHEARING STRESS
AND
NORMAL STRESS



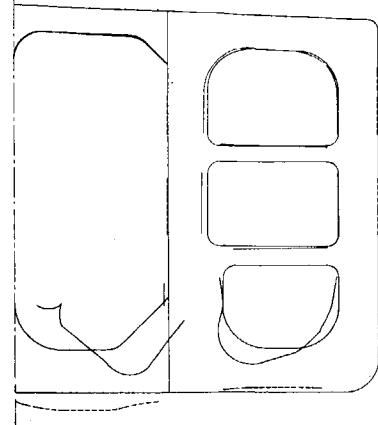
NK-20 A



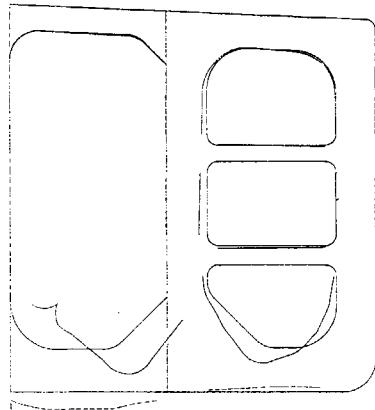
LOAD CONDITION

CENTER DISPT.

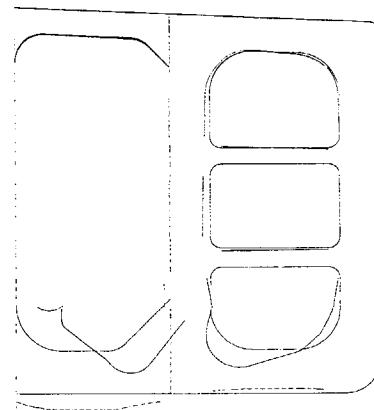
NK-20 G



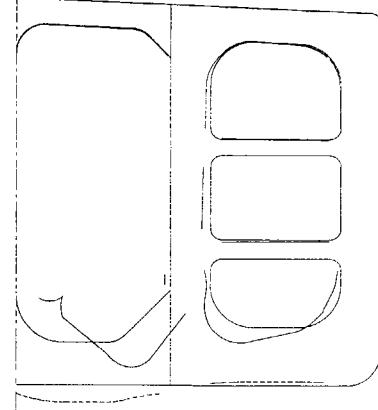
NK-20 B



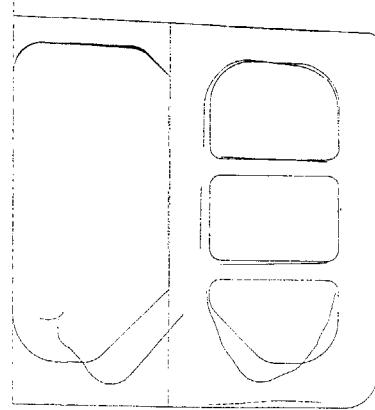
NK-20



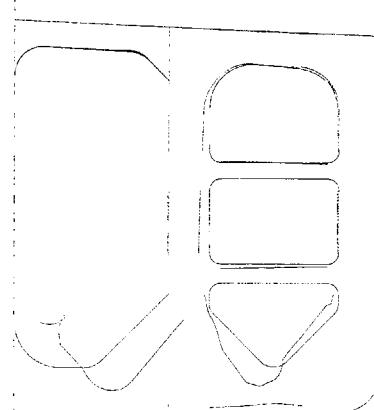
NK-20 F



NK-20 C



NK-20 D



NK-20 E

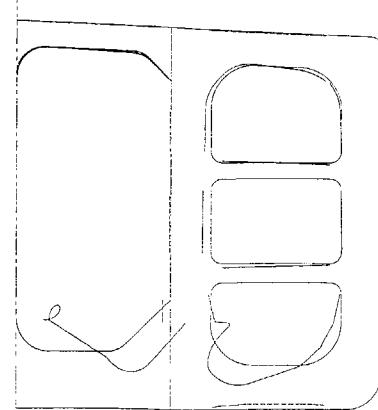
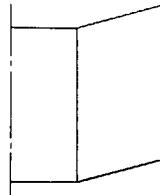


FIG. 4.1.17

COMPARISON
OF
SHEARING STRESS
AND
NORMAL STRESS

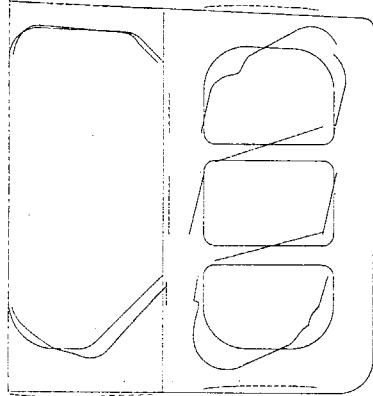
LOAD CONDITION



NK-20 A

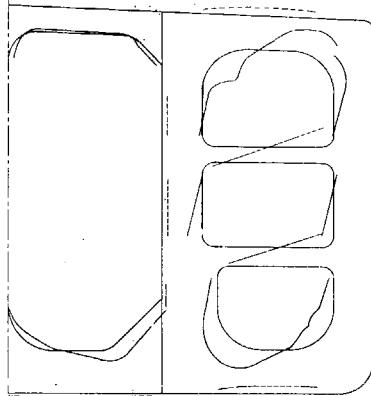
SIDE DISPT.

NK-20 G



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

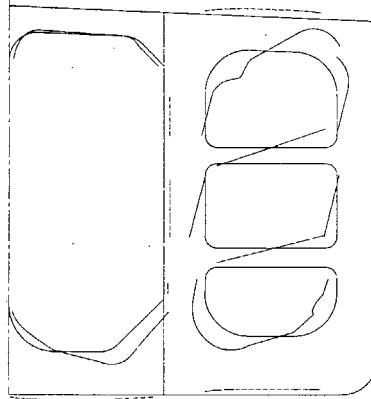
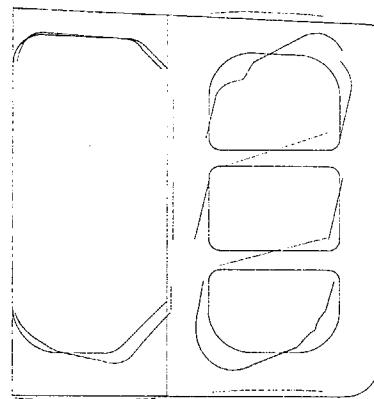
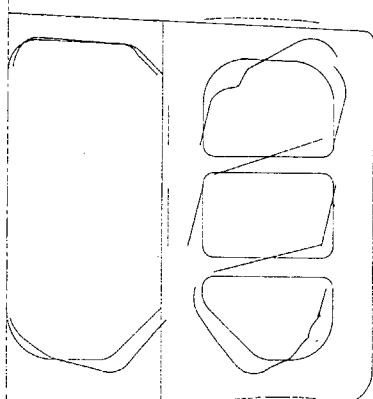
0	10	20	30	40	50
0	10	20	30	40	50



NK-20 B

NK-20

NK-20 F



NK-20 C

NK-20 D

NK-20 E

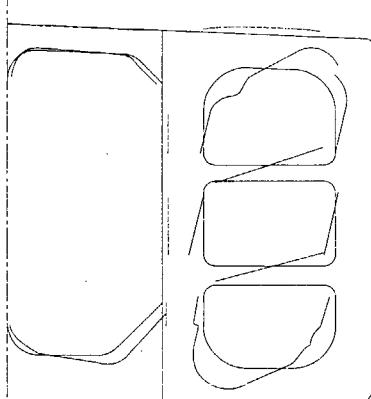
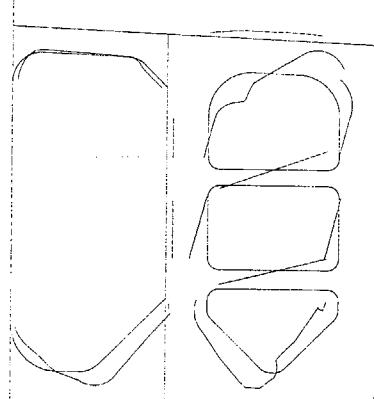
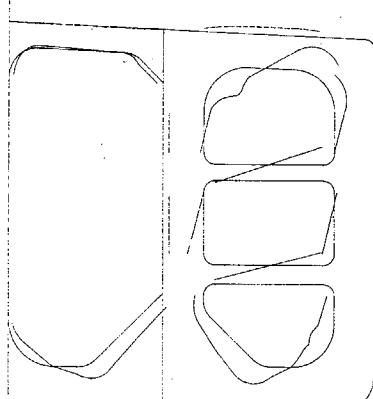
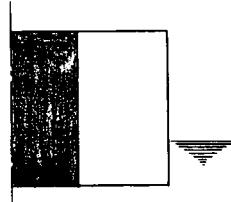


FIG. 4.1.18

COMPARISON
OF
SHEARING STRESS
AND
NORMAL STRESSES



LOAD CONDITION 1

	0	10	20	30 KG/MM ²
—	—	—	—	NORMAL STRESS (FACE)
----	—	—	—	SHEARING STRESS (WEB)
	0	10	20	30 KG/MM ²

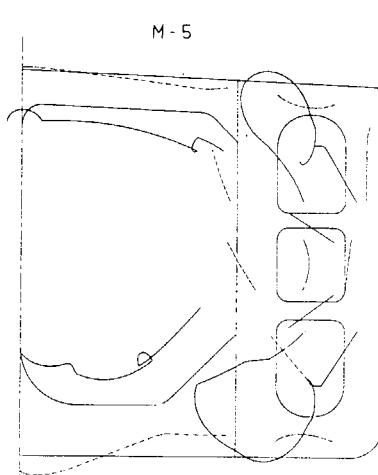
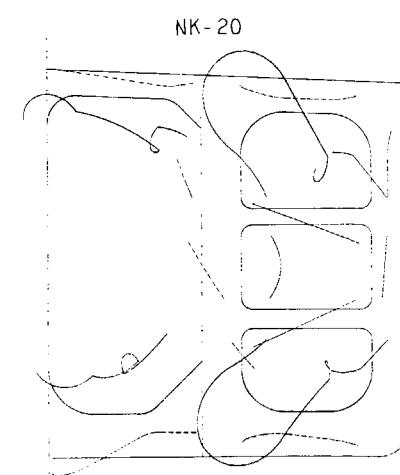
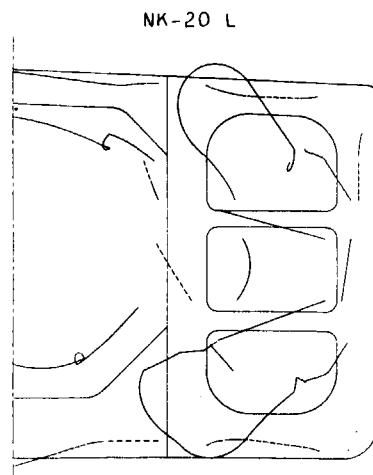
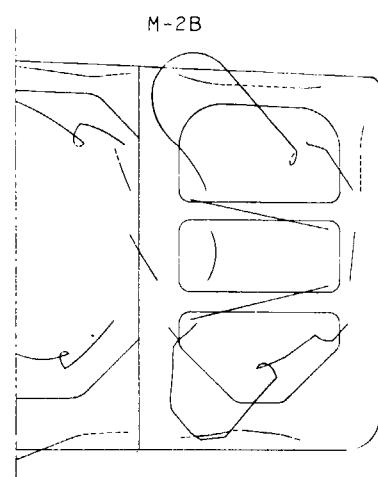
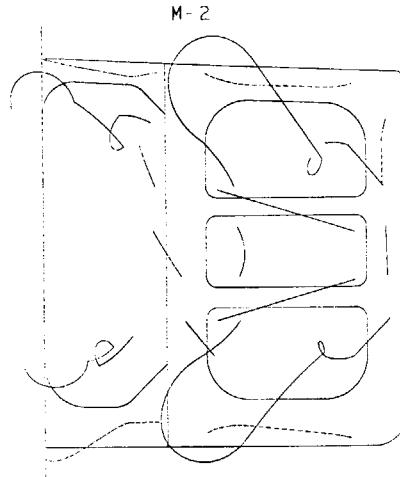
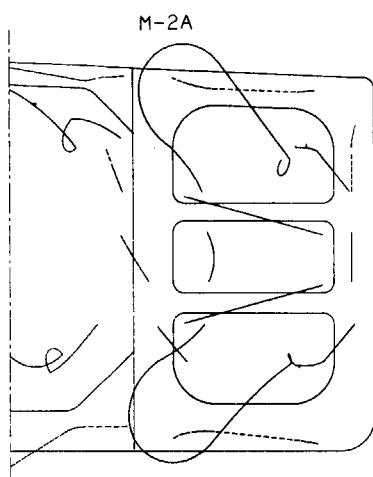
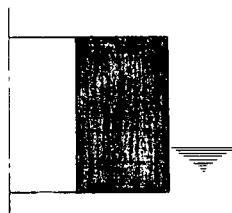


FIG. 4.1.19

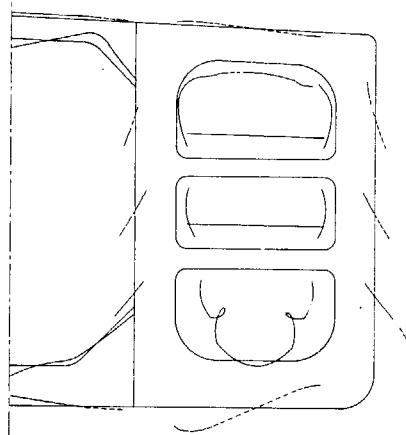
COMPARISON
OF
SHEARING STRESS
AND
NORMAL STRESS



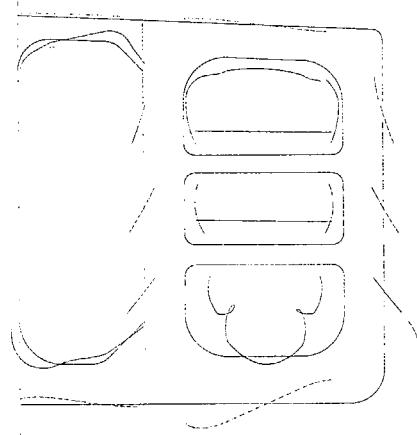
LOAD CONDITION 2

NORMAL STRESS (FACE)	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300	310	320	330	340	350	360	370	380	390	400	410	420	430	440	450	460	470	480	490	500	510	520	530	540	550	560	570	580	590	600	610	620	630	640	650	660	670	680	690	700	710	720	730	740	750	760	770	780	790	800	810	820	830	840	850	860	870	880	890	900	910	920	930	940	950	960	970	980	990	1000
SHEARING STRESS (WEB)	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300	310	320	330	340	350	360	370	380	390	400	410	420	430	440	450	460	470	480	490	500	510	520	530	540	550	560	570	580	590	600	610	620	630	640	650	660	670	680	690	700	710	720	730	740	750	760	770	780	790	800	810	820	830	840	850	860	870	880	890	900	910	920	930	940	950	960	970	980	990	1000

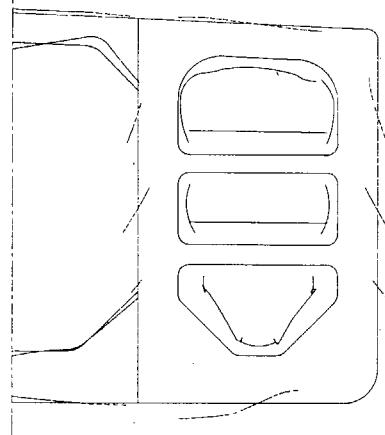
M-2A



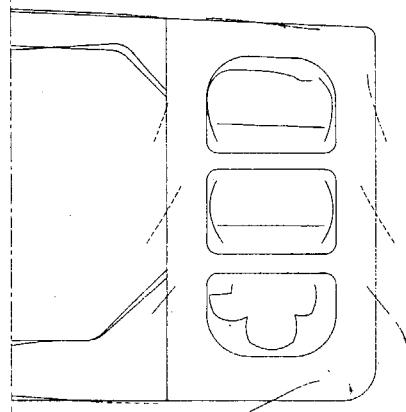
M- 2



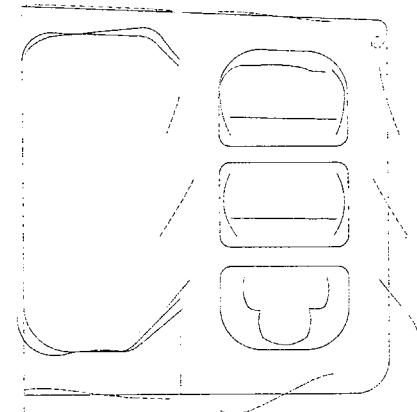
M-2B



NK -20 L



NK- 20



M-5

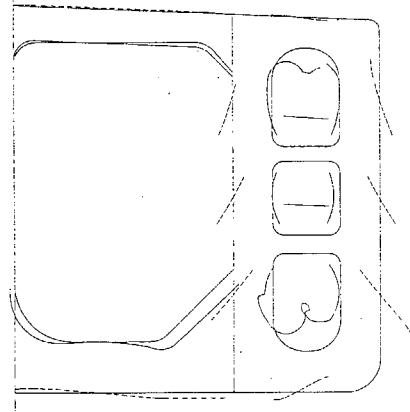
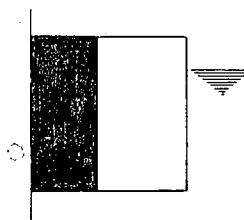


FIG. 4.12.0

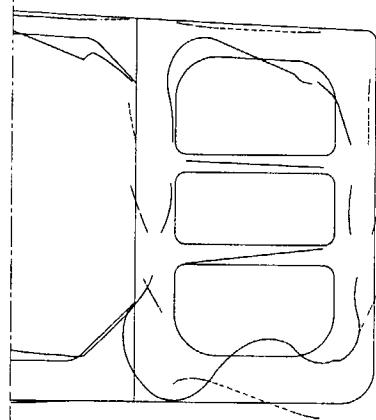
COMPARISON
OF
SHEARING STRESS
AND
NORMAL STRESS



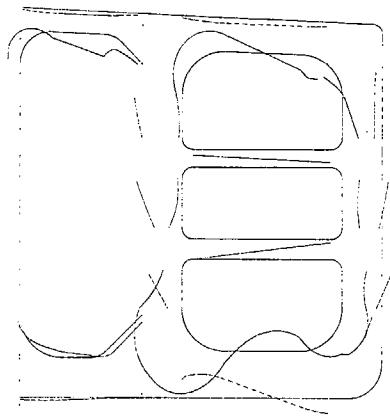
LOAD CONDITION 3

NORMAL STRESS (FACD) 0 10 20 30 KGF/MM²
 SHEARING STRESS (WED) 0 10 20 30 KGF/MM²

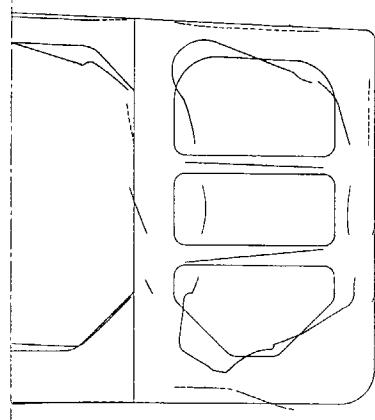
M-2A



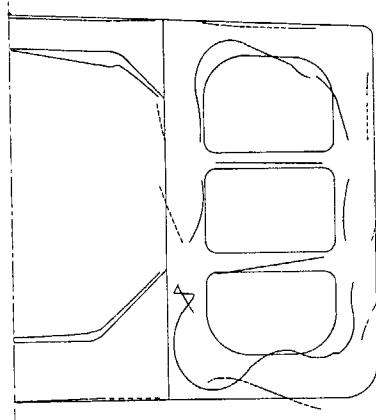
M-2



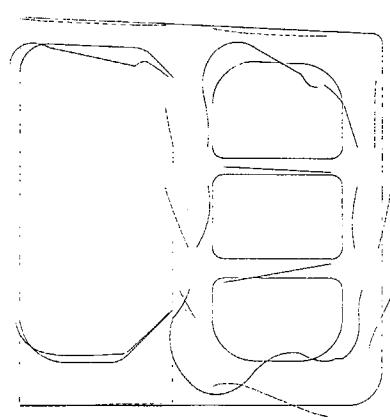
M-2B



NK-20 L



NK-20



M-5

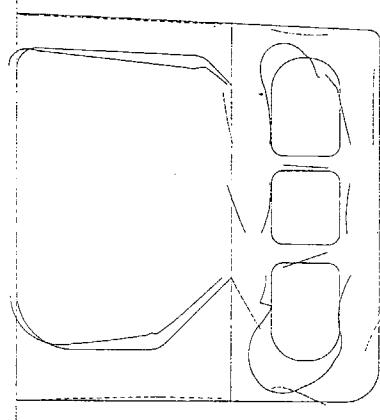
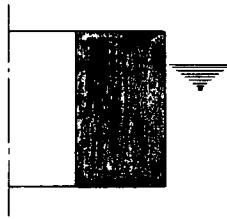


FIG. 4.1.2 1

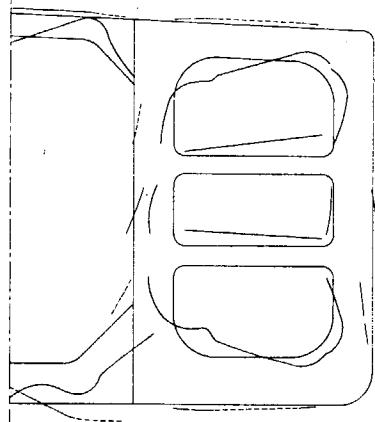
COMPARISON
OF
SHEARING STRESS
AND
NORMAL STRESS



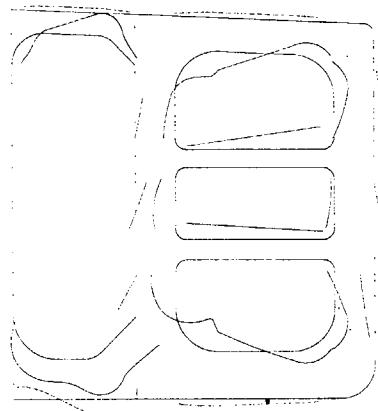
LOAD CONDITION 4

NORMAL STRESS (FACE)	0	10	20	30 KG/MM ²
SHEARING STRESS (WEB)	0	10	20	30 KG/MM ²

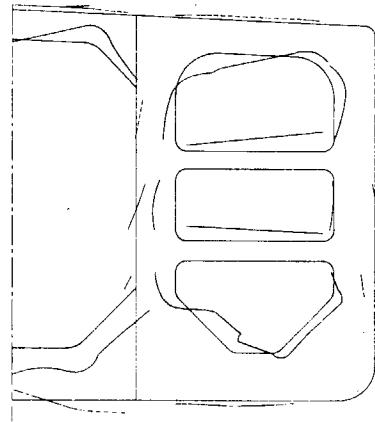
M-2A



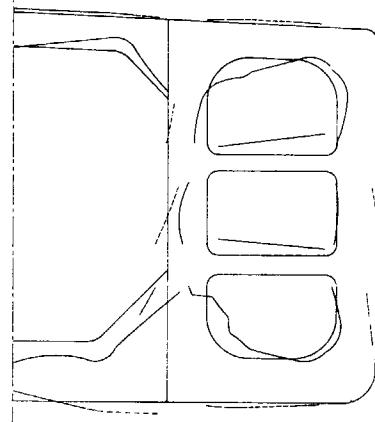
M-2



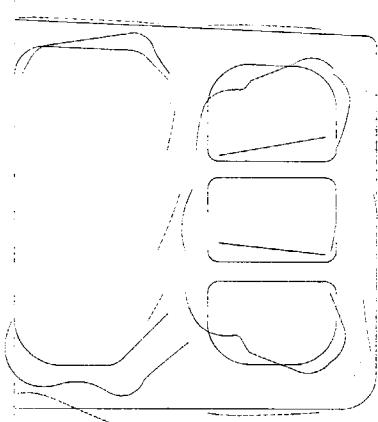
M-2B



NK-20 L



NK-20



M-5

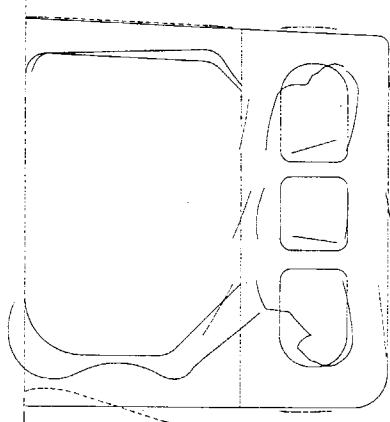
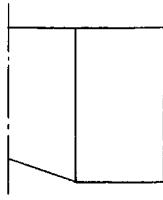


FIG. 4.1.22

COMPARISON
OF
SHEARING STRESS
AND
NORMAL STRESS

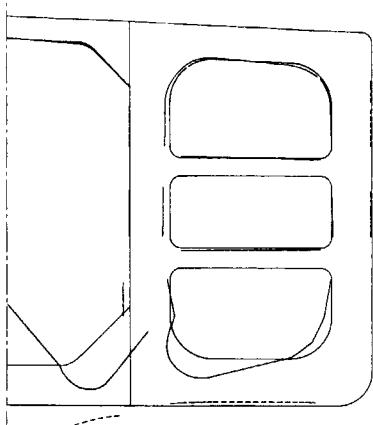


LOAD CONDITION

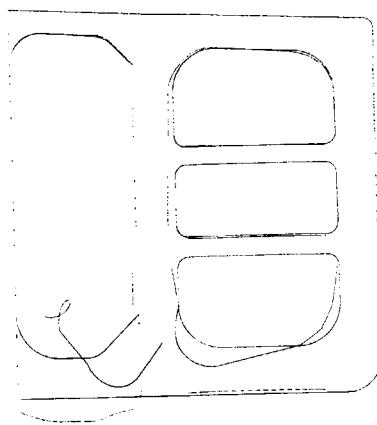
CENTER DISPT.

— NORMAL STRESS (FLANGE) 0 10 20 30 KGF/MM²
..... SHEARING STRESS (WEB) 0 10 20 30 KGF/MM²

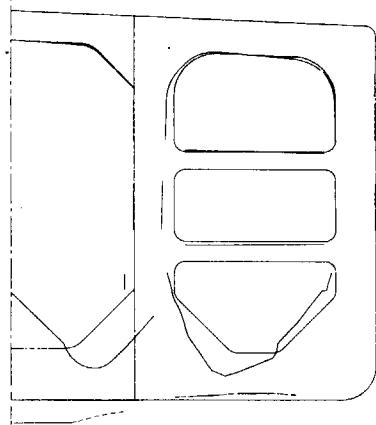
M-2A



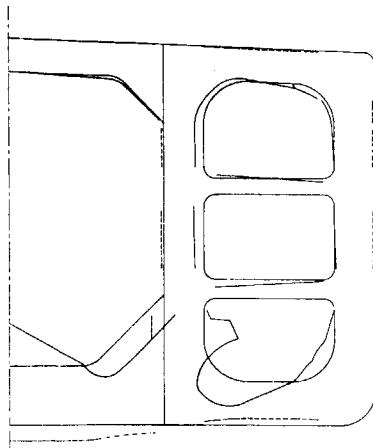
M-2



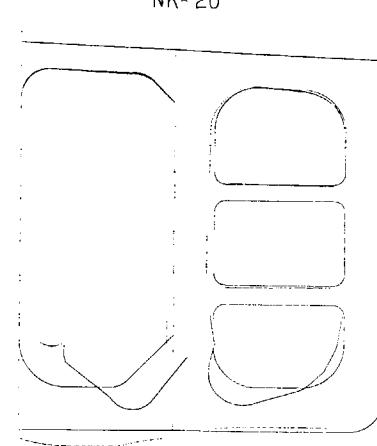
M-2B



NK-20 L



NK-20



M-5

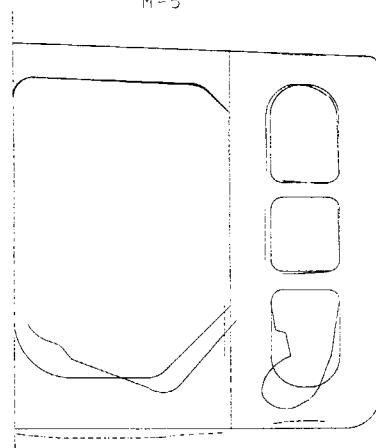
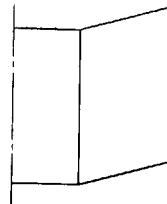


FIG. 4.1.23

COMPARISON
OF
SHEARING STRESS
AND
NORMAL STRESS

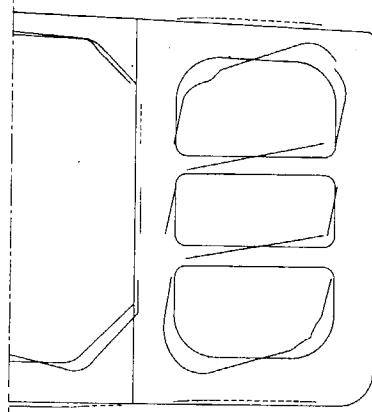


LOAD CONDITION

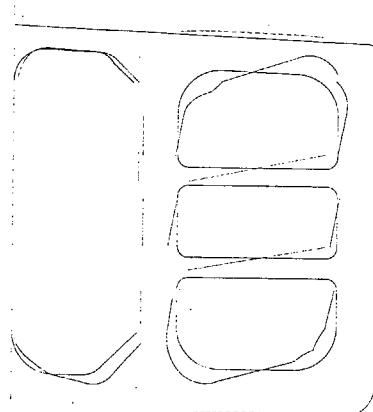
SIDE DISPT.

—	NORMAL STRESS(FACE)	2	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300	310	320	330	340	350	360	370	380	390	400	410	420	430	440	450	460	470	480	490	500	510	520	530	540	550	560	570	580	590	600	610	620	630	640	650	660	670	680	690	700	710	720	730	740	750	760	770	780	790	800	810	820	830	840	850	860	870	880	890	900	910	920	930	940	950	960	970	980	990	1000
- - -	SHEARING STRESS(WEB)	2	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300	310	320	330	340	350	360	370	380	390	400	410	420	430	440	450	460	470	480	490	500	510	520	530	540	550	560	570	580	590	600	610	620	630	640	650	660	670	680	690	700	710	720	730	740	750	760	770	780	790	800	810	820	830	840	850	860	870	880	890	900	910	920	930	940	950	960	970	980	990	1000

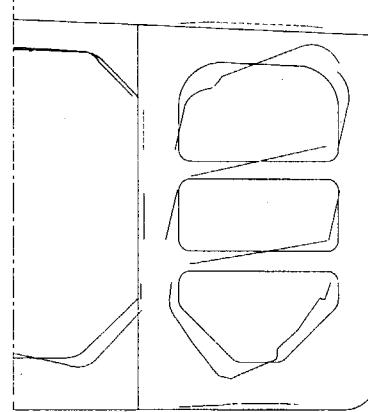
M-2A



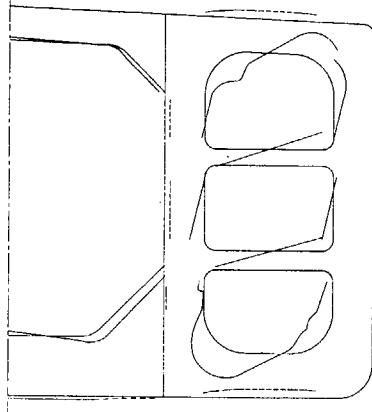
M-2



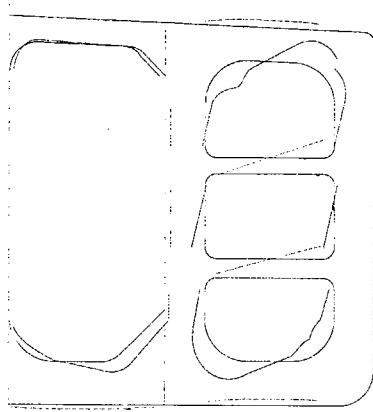
M-2B



NK-20 L



NK-20



M-5

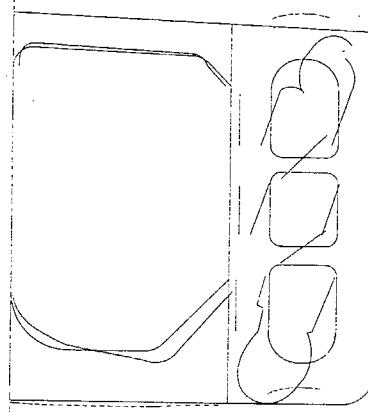


FIG. 4.1.24

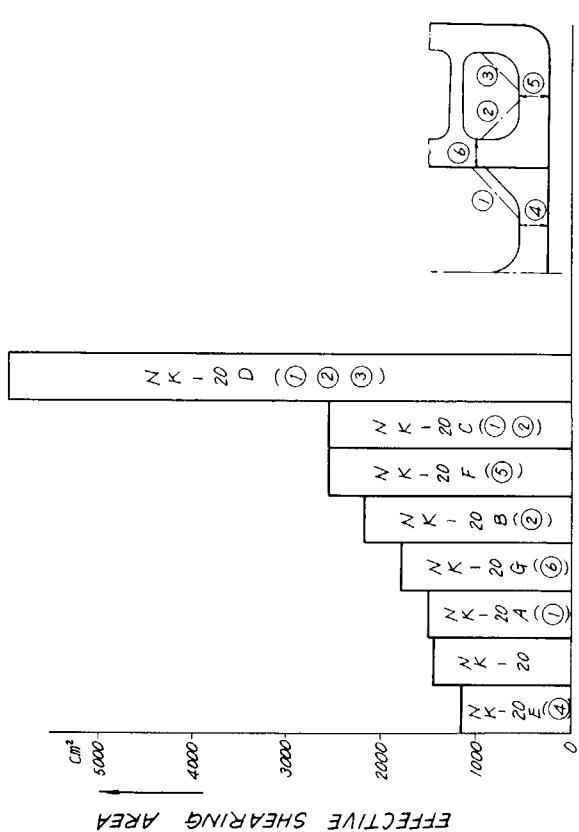
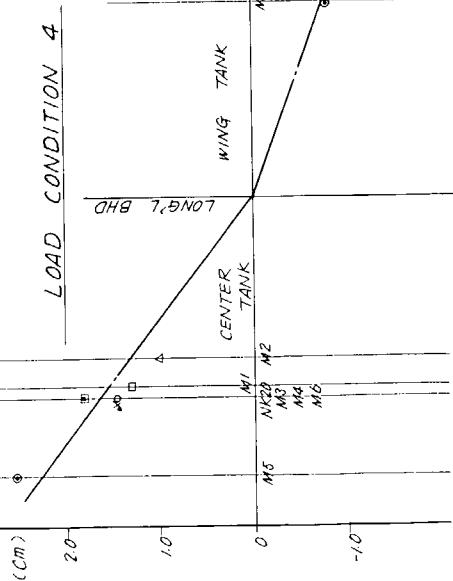
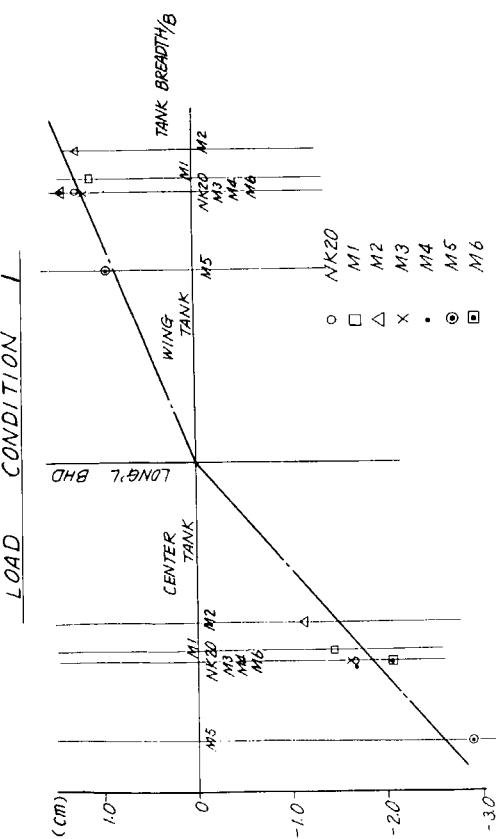


FIG. 4.1.26 EFFECT OF LOCAL REINFORCEMENT TO SHEARING RIGIDITY (WING TANK)

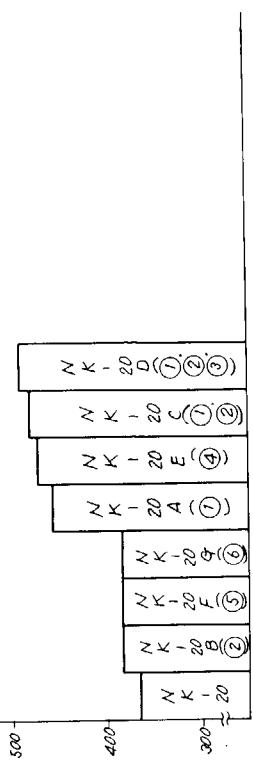


FIG. 4.1.25 RELATIVE DEFLECTION-TANK BREADTH

FIG. 4.1.26 EFFECT OF LOCAL REINFORCEMENT TO SHEARING RIGIDITY (WING TANK)

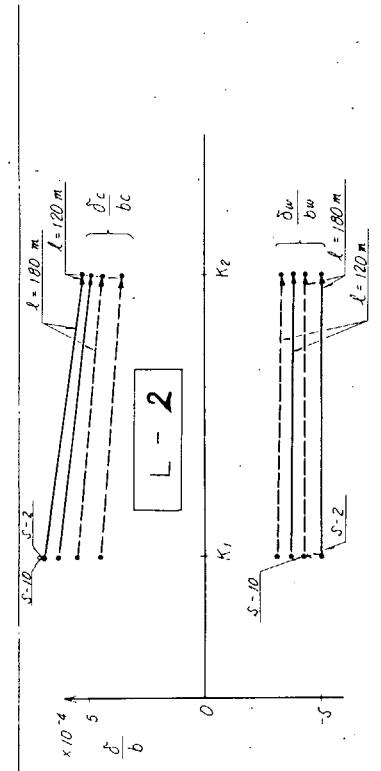
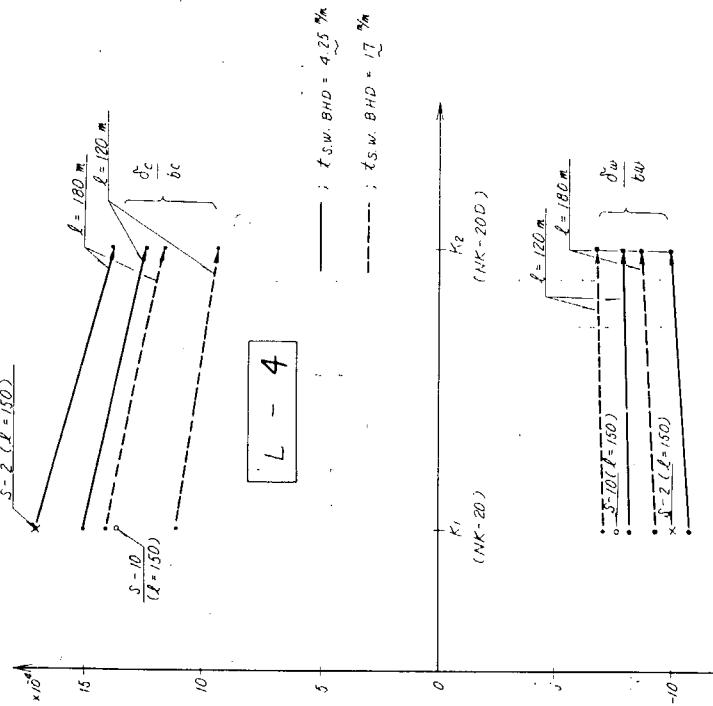
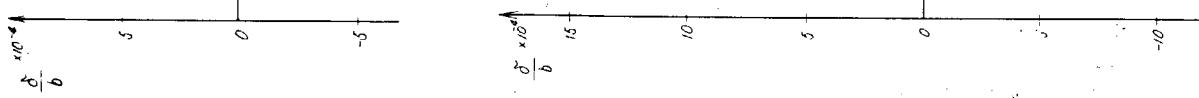
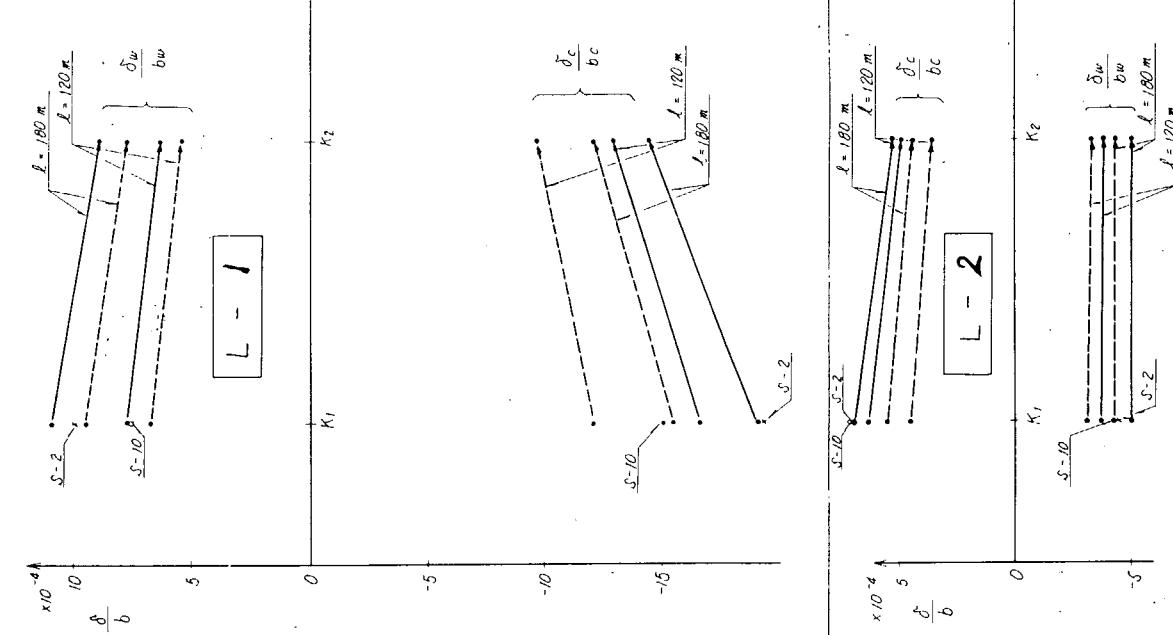
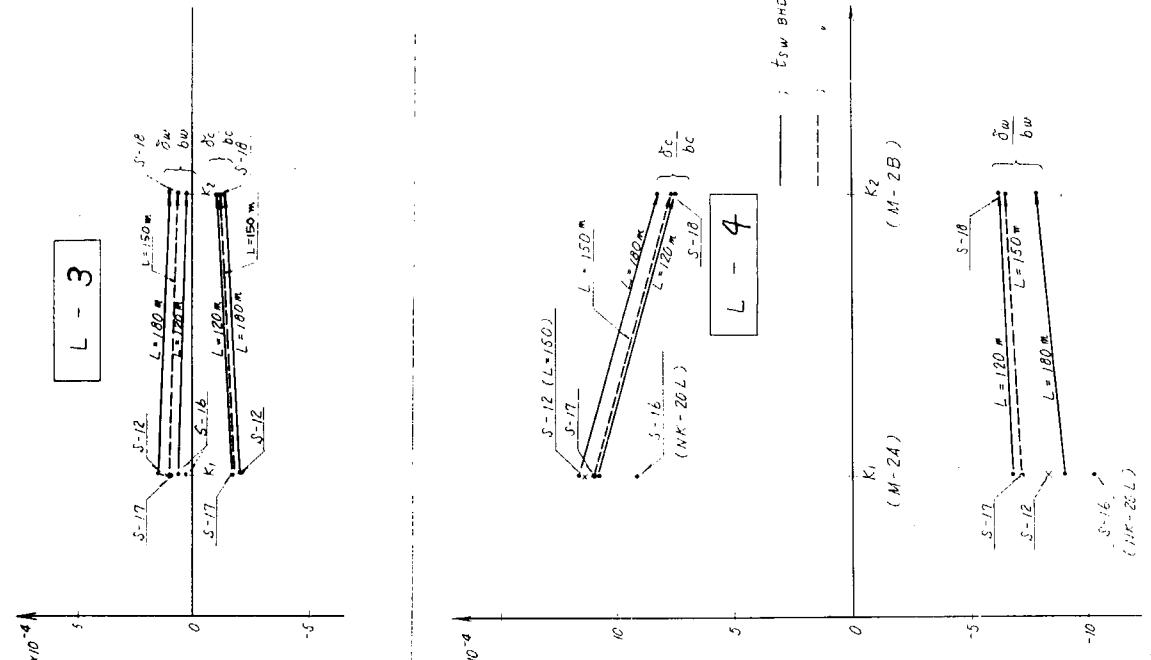
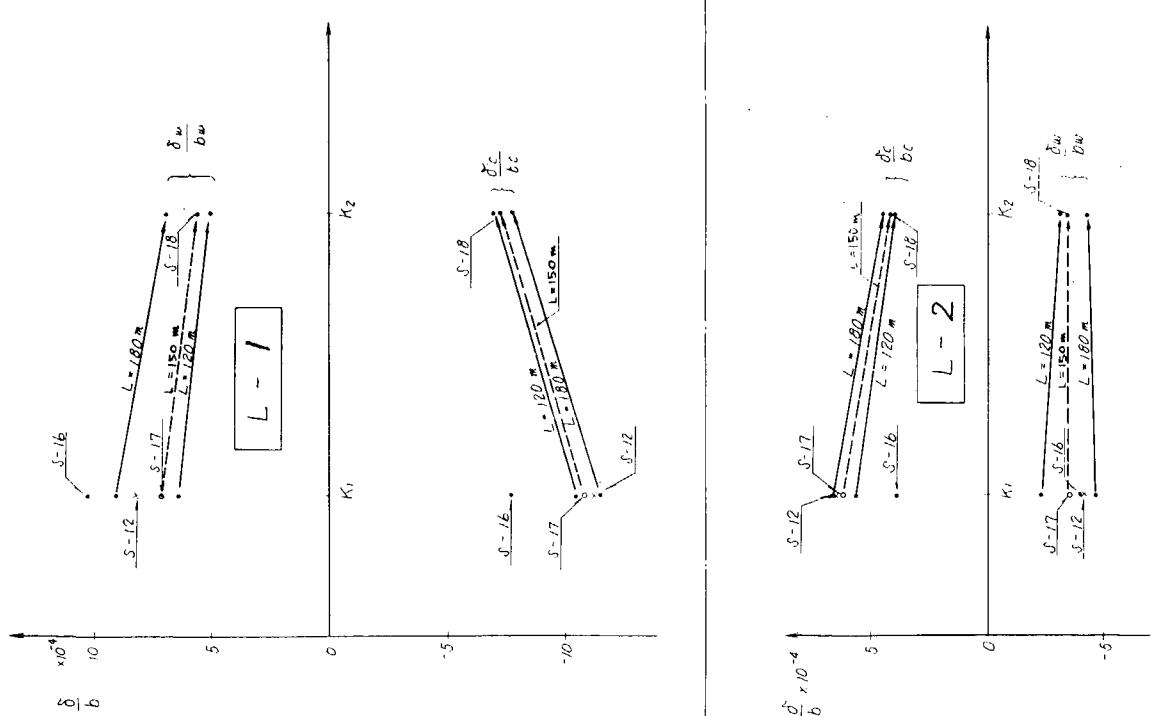
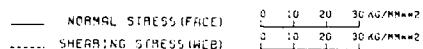


FIG. 4.1.28

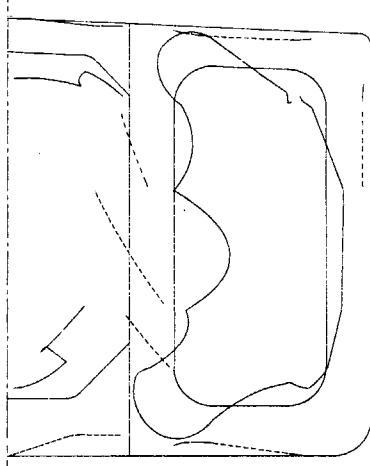


SHEARING STRESS AND NORMAL STRESS DIAGRAM

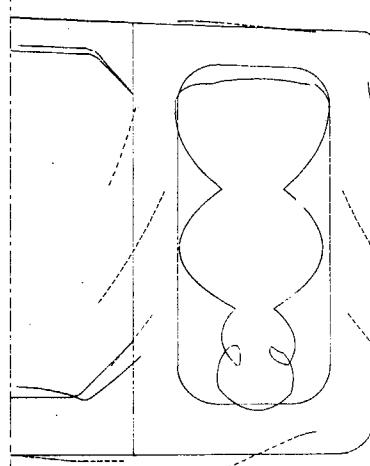
NK50-1 CENTERGIRDERSLESS 2 STRINGER



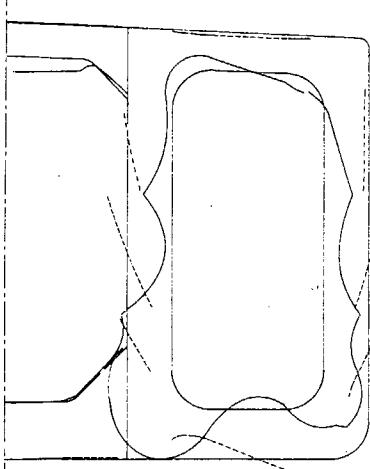
LOAD CONDITION 1



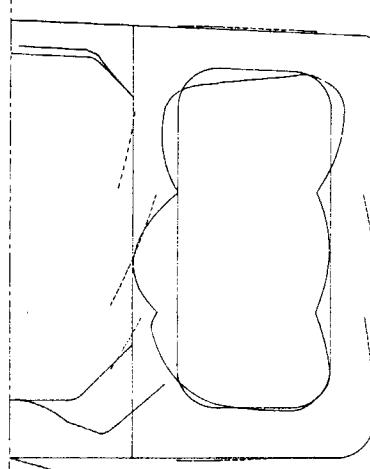
LOAD CONDITION 2



LOAD CONDITION 3



LOAD CONDITION 4



LOAD CONDITION 5

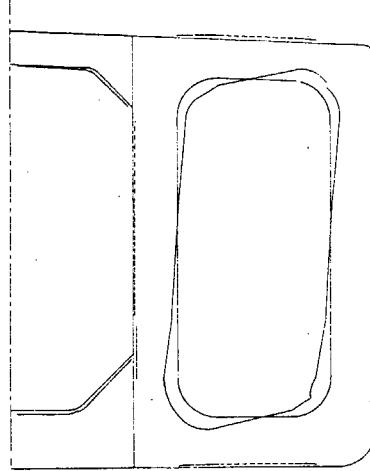


FIG. 4.1.50

SHEARING STRESS AND NORMAL STRESS DIAGRAM

NK 50-2 CENTERGIRDERLESS 2 STRUTS

— NORMAL STRESS (FACE) 0 10 20 30 KG/MM²
---- SHEARING STRESS (WCB) 0 10 20 30 KG/MM²

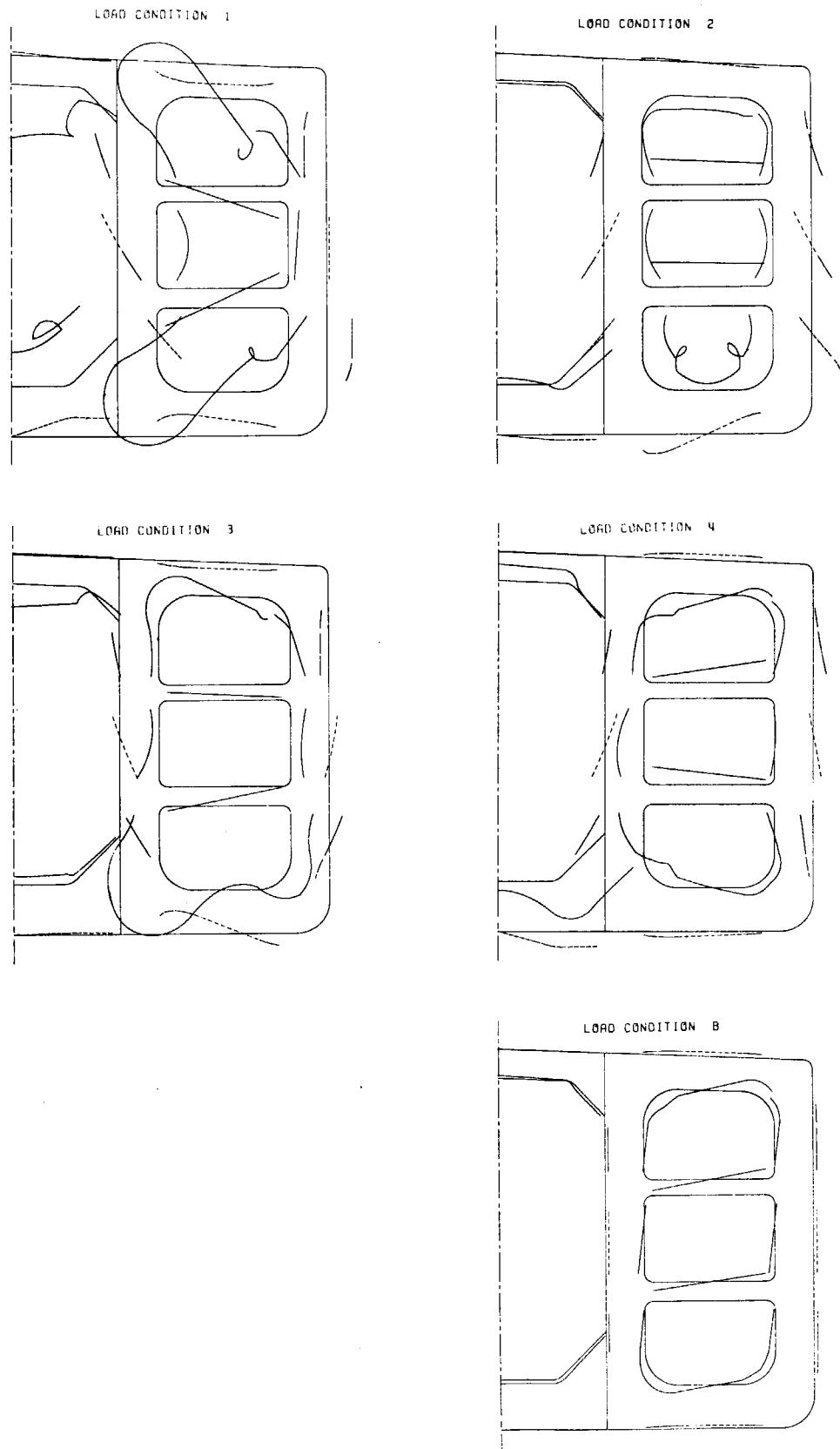
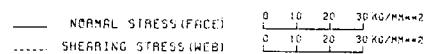


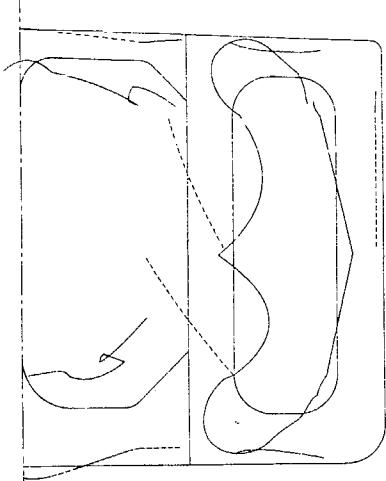
FIG. 4.1.31

SHEARING STRESS AND NORMAL STRESS DIAGRAM

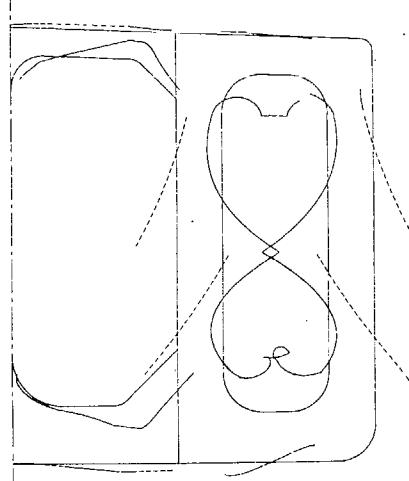
NK 50-3 CENTERGIRDER 1 STRINGER



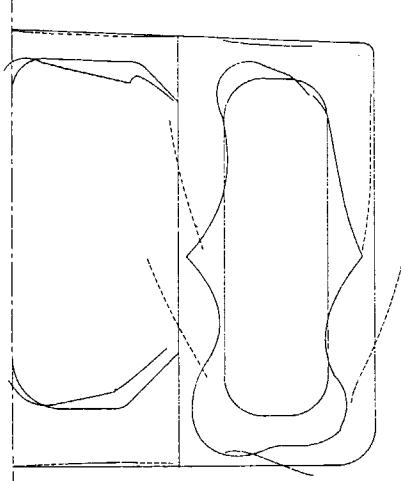
LOAD CONDITION 1



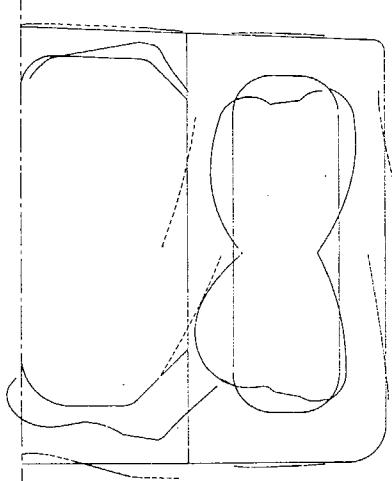
LOAD CONDITION 2



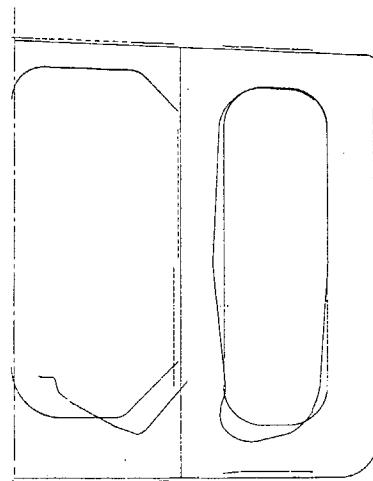
LOAD CONDITION 3



LOAD CONDITION 4



LOAD CONDITION 6



LOAD CONDITION 8

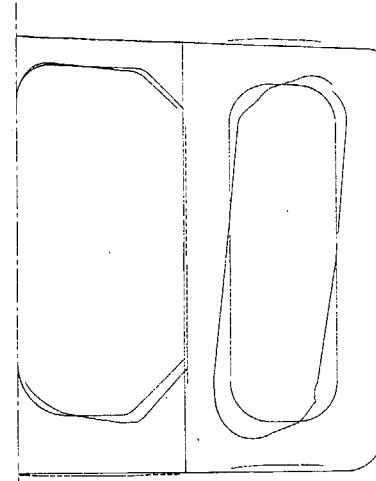


FIG. 4.1.3.2

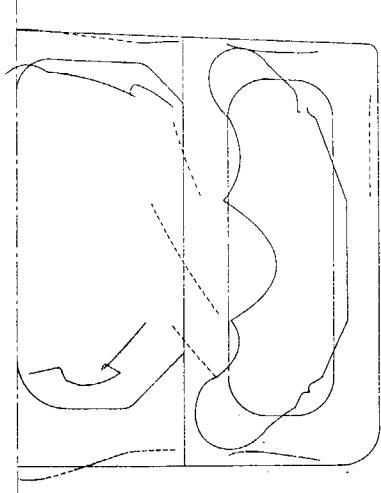
SHEARING STRESS AND NORMAL STRESS DIAGRAM

NK 50-4 CENTERGIRDER 2 STRINGERS

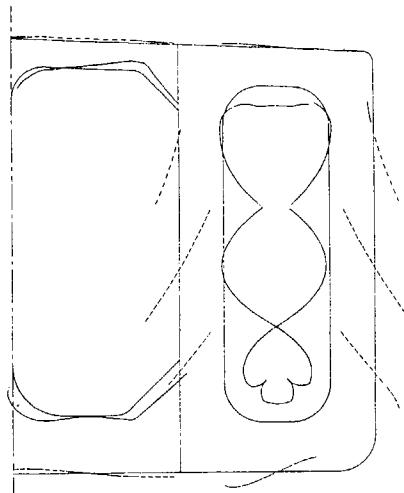
— NORMAL STRESS (FACE)
- - - SHEARING STRESS (WEB)

0 10 20 30 KG/MM²
0 10 20 30 KG/MM²

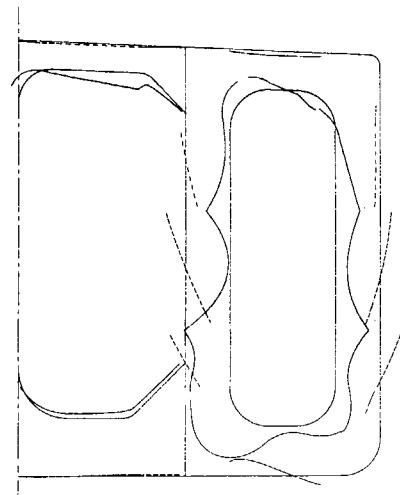
LOAD CONDITION 1



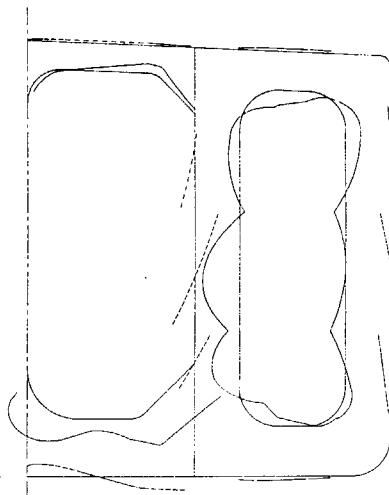
LOAD CONDITION 2



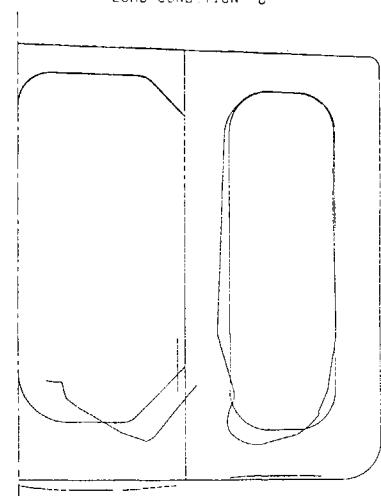
LOAD CONDITION 3



LOAD CONDITION 4



LOAD CONDITION 5



LOAD CONDITION 6

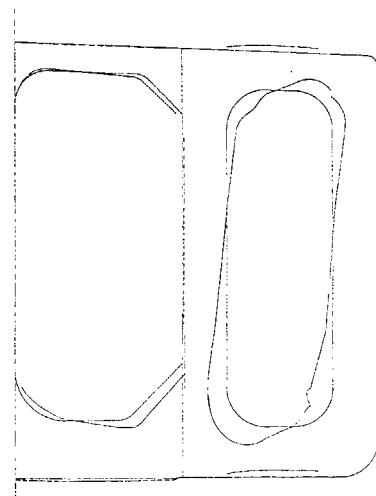


FIG. 4.1.33

SHEARING STRESS AND NORMAL STRESS DIAGRAM

NK 50-5 CENTERGIRDER 2 STRUTS TYPE

— NORMAL STRESS (FLAC) 0 10 20 30 KG/MM²
.... SHEARING STRESS (WEB) 0 10 20 30 KG/MM²

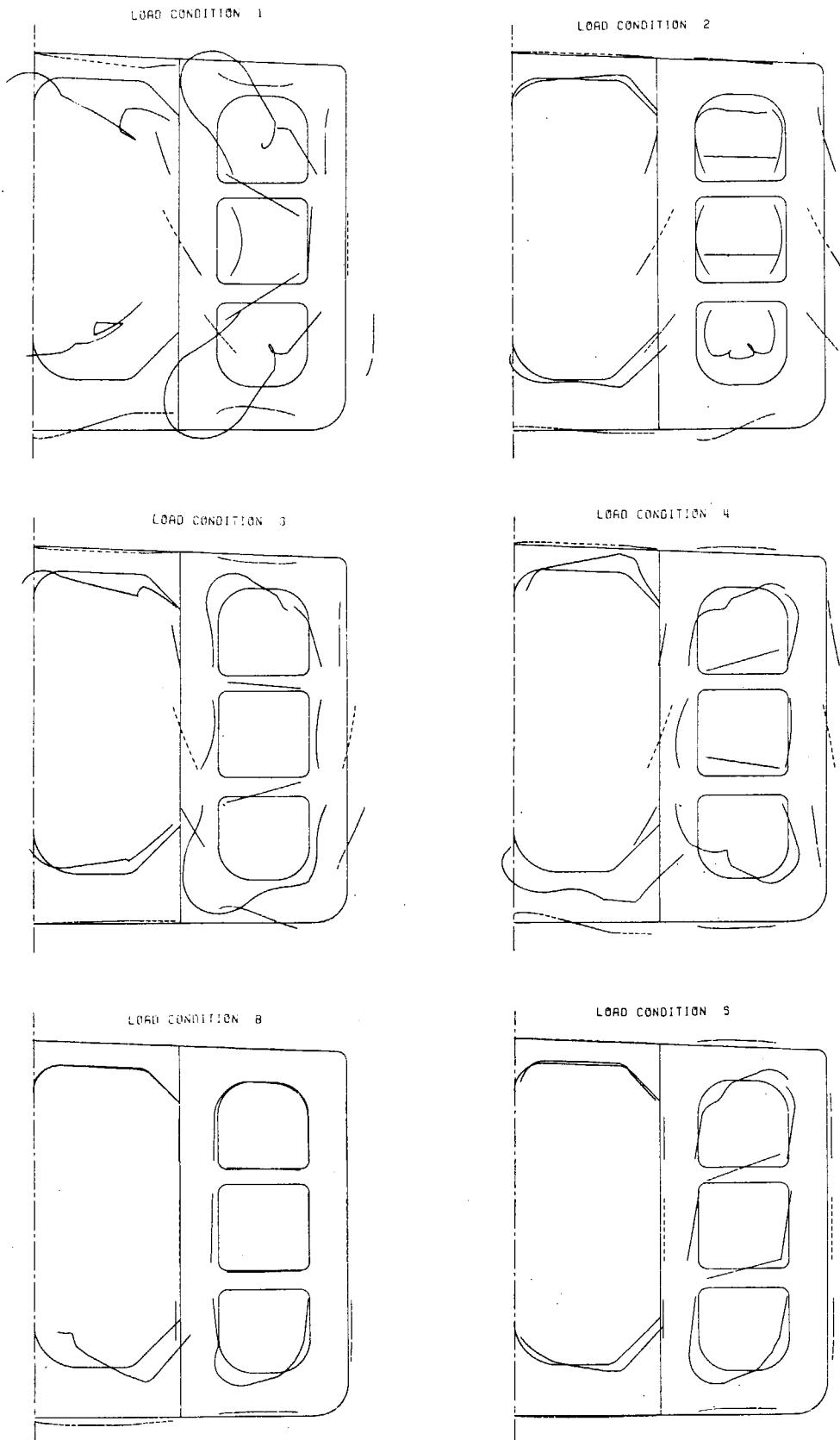


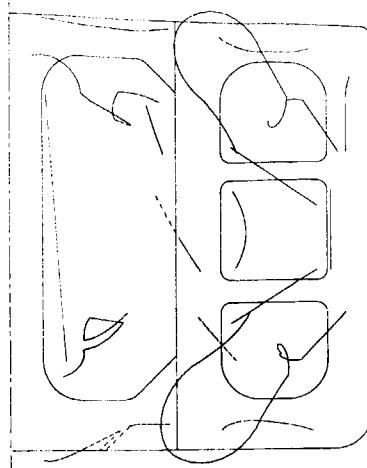
FIG. 4.1.3.4

SHEARING STRESS AND NORMAL STRESS DIAGRAM

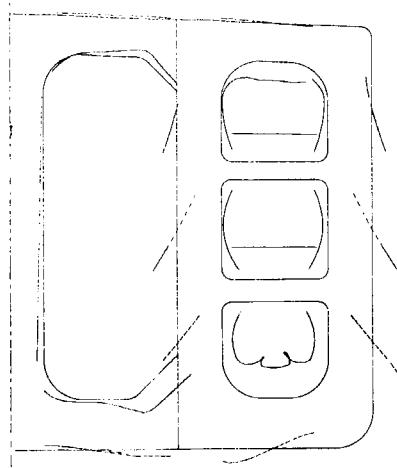
MK 50-E 3 LONG BHD 2 STRUTS TYPE

— NORMAL STRESS(FACE) 0 10 20 30 KG/MM²
 - - - SHEARING STRESS(WEB) 0 10 20 30 KG/MM²

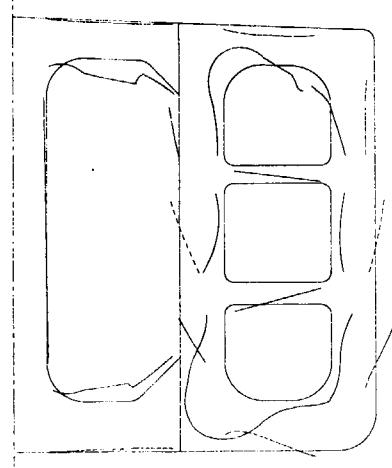
LOAD CONDITION 1



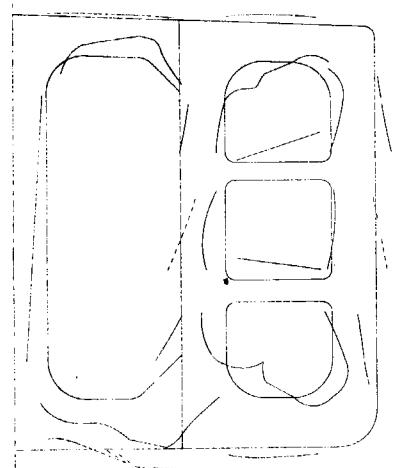
LOAD CONDITION 2



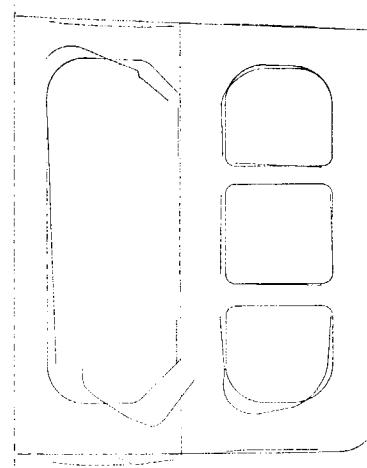
LOAD CONDITION 3



LOAD CONDITION 4



LOAD CONDITION 5



LOAD CONDITION 6

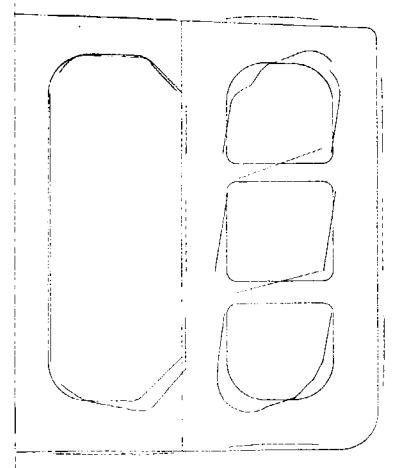
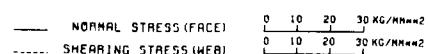


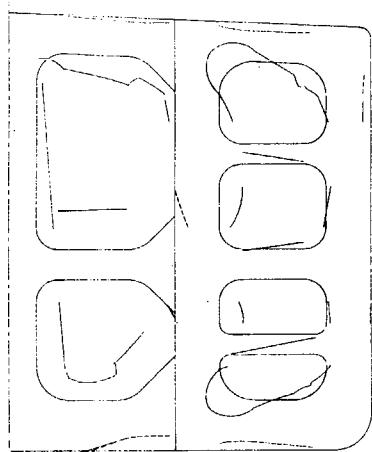
FIG. 4.1.35

SHEARING STRESS AND NORMAL STRESS DIAGRAM

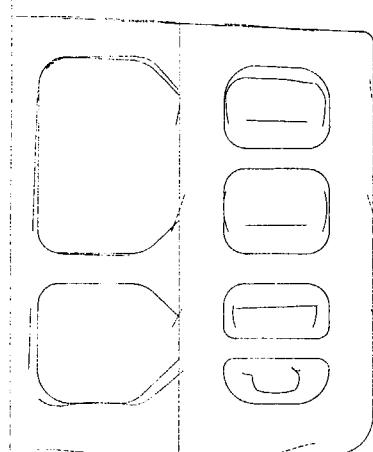
NK 50-7 3 LONG BHG 3 STRUTS TYPE



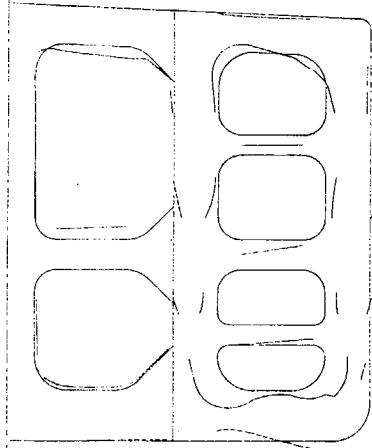
LOAD CONDITION 1



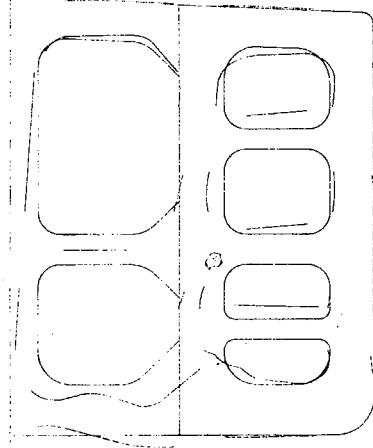
LOAD CONDITION 2



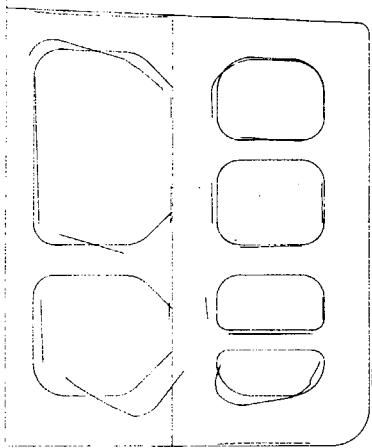
LOAD CONDITION 3



LOAD CONDITION 4



LOAD CONDITION 5



LOAD CONDITION 6

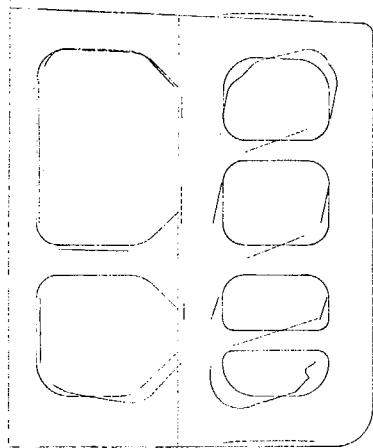


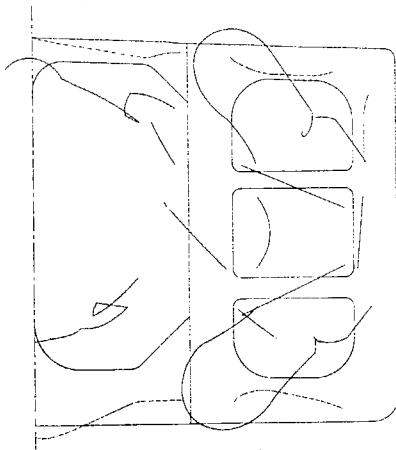
FIG. 4.1.36

SHEARING STRESS AND NORMAL STRESS DIAGRAM

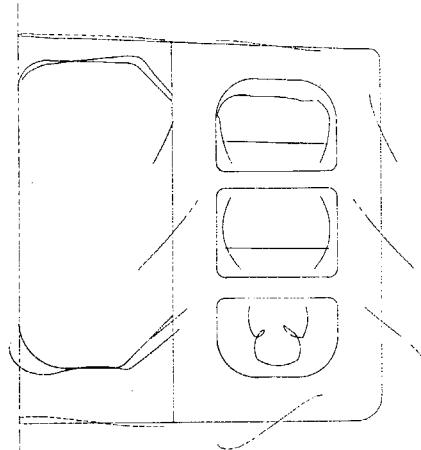
NK 50-8 CENTERGIRDERS 2 STRUTS TYPE

— NORMAL STRESS (FACE) 0 10 20 30 KG/MM²
---- SHEARING STRESS (WEB) 0 10 20 30 KG/MM²

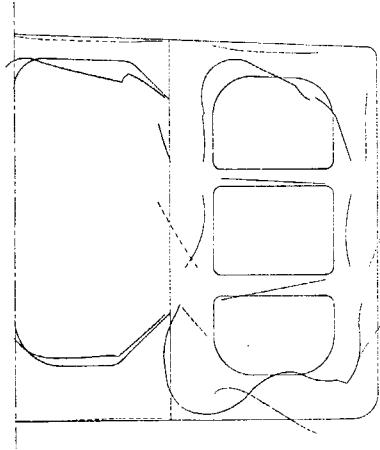
LOAD CONDITION 1



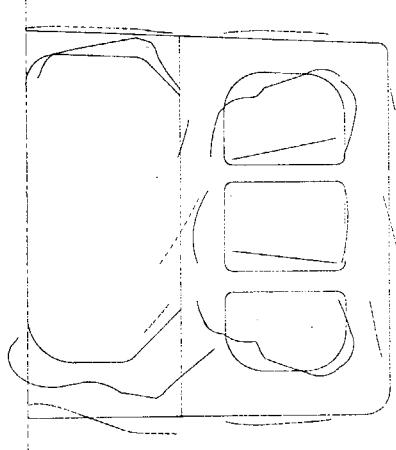
LOAD CONDITION 2



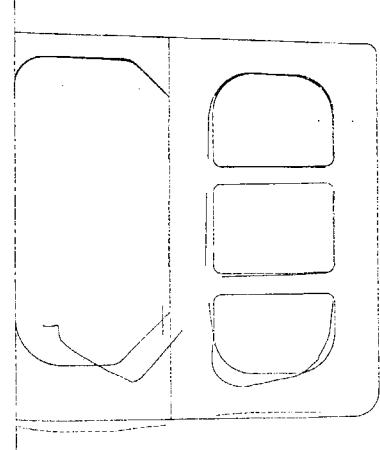
LOAD CONDITION 3



LOAD CONDITION 4



LOAD CONDITION 5



LOAD CONDITION 6

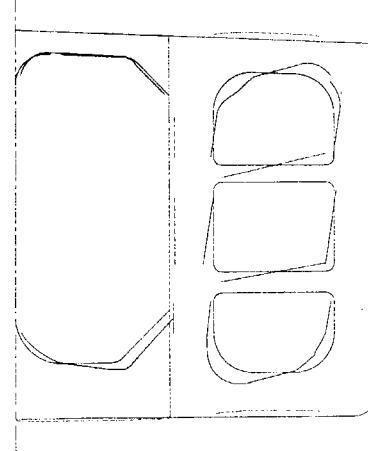


FIG. 4.1.37

NK 50-9 APPROXIMATE SPACE CALCULATION LOADCN 1

RELATIVE DEFLECTION OF SIDE SHELL BASED ON LONGL BHD

SCALE - 1 CHARACTER LENGTH = 1 MM DEFLECTION

JOINT NO.		MM
543210987654321098765432101234567890123456789012345		
12	*	0.0
22	I *	-4.63
32	*	-7.95
42	I *	-10.04
52	*	-10.93
62	I *	-10.70
72	I *	-10.20
82	I *	-8.69
92	I *	-5.78
102	I *	-1.12
112	*	5.43
122	I	12.63
132	I	18.34
142	*	22.23
152	*	24.33
162	*	24.92
172	*	24.10
182	*	22.07
192	*	18.46
202	*	13.09
212	*	6.04
222	*	-0.77
232	I *	-5.87
242	I *	-9.13
252	I *	-10.76
262	I *	-11.08
272	I *	-11.11
282	I *	-10.22
292	I *	-8.20
302	I *	-4.84
312	*	0.0

543210987654321098765432101234567890123456789012345

NK 50-9 APPROXIMATE SPACE CALCULATION LOADCN 1

RELATIVE DEFLECTION OF CENTER LINE BASED ON LONGL BHD

SCALE - 1 CHARACTER LENGTH = 1 MM DEFLECTION

JOINT NO.		MM
543210987654321098765432101234567890123456789012345		
11	*	2.20
21	I *	2.50
31	*	5.60
41	*	7.94
51	*	8.46
61	*	7.15
71	*	6.96
81	*	8.67
91	*	8.16
101	*	4.45
111	I *	-3.07
121	I	-11.30
131	I	-19.86
141	I	[23.70]
151	I	* 23.70
161	I	* -21.13
171	I	* -21.10
181	I	* -21.92
191	I	* -19.52
201	I	* -13.24
211	I *	-4.12
221	*	2.48
231	*	9.01
241	I	10.94
251	I	10.01
261	I	7.45
271	I	7.08
281	I	7.79
291	I	6.59
301	I *	4.06
311	*	2.03

543210987654321098765432101234567890123456789012345

NK 50-9 APPROXIMATE SPACE CALCULATION LOADCN 2

RELATIVE DEFLECTION OF SIDE SHELL BASED ON LONGL BHD

SCALE - 1 CHARACTER LENGTH = 1 MM DEFLECTION

JOINT NO.		MM
543210987654321098765432101234567890123456789012345		
12	*	0.0
22	I *	-4.92
32	I *	-8.56
42	I *	-11.02
52	I *	-12.40
62	I *	-12.86
72	I *	-13.46
82	I *	-13.39
92	I *	-12.52
102	I *	-10.80
112	I *	-8.17
122	I *	-7.19
132	I *	-6.77
142	I *	[6.63]
152	I *	-6.66
162	I *	-6.82
172	I *	-6.75
182	I *	-6.69
192	I *	-6.77
202	I *	-7.17
212	I *	-8.20
222	I *	-10.72
232	I *	-12.41
242	I *	-13.37
252	I *	-13.51
262	I *	-12.84
272	I *	-12.29
282	I *	-10.99
292	I *	-8.65
302	I *	-5.05
312	*	0.0

543210987654321098765432101234567890123456789012345

NK 50-9 APPROXIMATE SPACE CALCULATION LOADCN 2

RELATIVE DEFLECTION OF CENTER LINE BASED ON LONGL BHD

SCALE - 1 CHARACTER LENGTH = 1 MM DEFLECTION

JOINT NO.		MM
543210987654321098765432101234567890123456789012345		
11	*	2.11
21	*	2.43
31	*	5.38
41	*	7.42
51	*	7.62
61	*	6.30
71	*	6.28
81	*	6.92
91	*	5.82
101	*	3.98
111	*	4.36
121	*	7.44
131	*	8.32
141	*	[8.55]
151	*	8.63
161	*	9.40
171	*	9.80
181	*	8.82
191	*	8.04
201	*	6.70
211	*	4.56
221	*	3.13
231	*	4.94
241	*	6.99
251	*	7.51
261	*	6.39
271	*	6.14
281	*	7.05
291	*	6.18
301	*	3.87
311	*	1.96

543210987654321098765432101234567890123456789012345

FIG. 4.1.38

NK 50-9 APPROXIMATE SPACE CALCULATION LOADCN 3
 RELATIVE DEFLECTION OF SIDE SHELL BASED ON LONGL BHD
 SCALE = 1 CHARACTER LENGTH = 1 MM DEFLECTION

JOINT NO. + MM

543210987654321098765432101234567890123456789012345

12	*	0.0	11	*	-0.17
22	*1	0.80	21	*	0.04
32	*1	1.47	31	*	-0.62
42	*1	2.01	41	*	-0.15
52	*1	2.45	51	*	-0.22
62	*1	2.80	61	*	-0.20
72	*1	2.90	71	*	-0.20
82	*1	2.80	81	*	0.40
92	*1	2.50	91	*1	1.20
102	*1	2.00	101	*1	1.50
112	*1	1.00	111	I*	-0.70
122	*	-0.30	121	I*	-2.90
132	I*	-1.10	131	I*	-1.50
142	I*	(-1.00)	141	I*	(-0.60)
152	I*	-1.50	151	I*	-0.90
162	I*	-1.10	161	I*	-2.80
172	I*	-1.40	171	I*	-3.20
182	I*	-1.50	181	I*	-1.20
192	I*	-1.30	191	I*	-0.60
202	*	-0.40	201	I*	-0.90
212	*1	1.00	211	I*	-0.90
222	*1	2.00	221	*1	0.60
232	*1	2.90	231	*1	1.30
242	*1	2.80	241	*1	0.80
252	*1	2.80	251	*	0.0
262	*	2.70	261	*	-0.40
272	*1	2.44	271	*	-0.26
282	*1	2.01	281	*	-0.15
292	*1	1.46	291	*	-0.03
302	*1	0.80	301	*	0.02
312	*	0.0	311	*	-0.17

543210987654321098765432101234567890123456789012345

NK 50-9 APPROXIMATE SPACE CALCULATION LOADCN 3
 RELATIVE DEFLECTION OF CENTER LINE BASED ON LONGL BHD
 SCALE = 1 CHARACTER LENGTH = 1 MM DEFLECTION

JOINT NO. + MM

543210987654321098765432101234567890123456789012345

12	*	0.0	11	*	-0.24
22	*1	0.55	21	*	0.01
32	*1	0.95	31	*	-0.18
42	*1	1.19	41	I*	-0.52
52	*1	1.25	51	I*	-0.82
62	*1	1.03	61	I*	-0.84
72	*	0.35	71	I*	-0.67
82	I*	-0.78	81	I*	-0.77
92	I*	-2.60	91	*	-0.40
102	I*	-5.30	101	I*	1.10
112	I	-9.20	111	I*	4.80
122	I	-15.20	121	I*	10.70
132	I	-19.80	131	I*	19.00
142	I	-23.00	141	I*	(22.80)
152	I	-24.60	151	I*	22.60
162	I	-24.00	161	I*	19.50
172	I	-24.30	171	I*	19.40
182	I	-22.90	181	I*	21.30
192	I	-20.10	191	I*	19.40
202	I	-15.60	201	I*	13.60
212	I	-9.60	211	I*	5.60
222	I	-5.50	221	I*	1.20
232	I	-2.50	231	I*	-1.50
242	I*	-0.52	241	I*	-1.95
252	*1	0.65	251	I*	-1.63
262	*1	1.27	261	I*	-1.07
272	*1	1.43	271	I*	-0.90
282	*1	1.35	281	I*	-0.65
292	*1	1.05	291	*	-0.33
302	*1	0.60	301	*	-0.11
312	*	0.0	311	*	-0.23

543210987654321098765432101234567890123456789012345

NK 50-9 APPROXIMATE SPACE CALCULATION LOADCN 4
 RELATIVE DEFLECTION OF SIDE SHELL BASED ON LONGL BHD
 SCALE = 1 CHARACTER LENGTH = 1 MM DEFLECTION

JOINT NO. + MM

543210987654321098765432101234567890123456789012345

12	*	0.0	11	*	-0.24
22	*1	0.55	21	*	0.01
32	*1	0.95	31	*	-0.18
42	*1	1.19	41	I*	-0.52
52	*1	1.25	51	I*	-0.82
62	*1	1.03	61	I*	-0.84
72	*	0.35	71	I*	-0.67
82	I*	-0.78	81	I*	-0.77
92	I*	-2.60	91	*	-0.40
102	I*	-5.30	101	I*	1.10
112	I	-9.20	111	I*	4.80
122	I	-15.20	121	I*	10.70
132	I	-19.80	131	I*	19.00
142	I	-23.00	141	I*	(22.80)
152	I	-24.60	151	I*	22.60
162	I	-24.00	161	I*	19.50
172	I	-24.30	171	I*	19.40
182	I	-22.90	181	I*	21.30
192	I	-20.10	191	I*	19.40
202	I	-15.60	201	I*	13.60
212	I	-9.60	211	I*	5.60
222	I	-5.50	221	I*	1.20
232	I	-2.50	231	I*	-1.50
242	I*	-0.52	241	I*	-1.95
252	*1	0.65	251	I*	-1.63
262	*1	1.27	261	I*	-1.07
272	*1	1.43	271	I*	-0.90
282	*1	1.35	281	I*	-0.65
292	*1	1.05	291	*	-0.33
302	*1	0.60	301	*	-0.11
312	*	0.0	311	*	-0.23

543210987654321098765432101234567890123456789012345

NK 50-9 APPROXIMATE SPACE CALCULATION LOADCN 4
 RELATIVE DEFLECTION OF CENTER LINE BASED ON LONGL BHD
 SCALE = 1 CHARACTER LENGTH = 1 MM DEFLECTION

JOINT NO. + MM

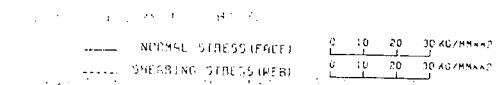
543210987654321098765432101234567890123456789012345

12	*	0.0	11	*	-0.24
22	*1	0.55	21	*	0.01
32	*1	0.95	31	*	-0.18
42	*1	1.19	41	I*	-0.52
52	*1	1.25	51	I*	-0.82
62	*1	1.03	61	I*	-0.84
72	*	0.35	71	I*	-0.67
82	I*	-0.78	81	I*	-0.77
92	I*	-2.60	91	*	-0.40
102	I*	-5.30	101	I*	1.10
112	I	-9.20	111	I*	4.80
122	I	-15.20	121	I*	10.70
132	I	-19.80	131	I*	19.00
142	I	-23.00	141	I*	(22.80)
152	I	-24.60	151	I*	22.60
162	I	-24.00	161	I*	19.50
172	I	-24.30	171	I*	19.40
182	I	-22.90	181	I*	21.30
192	I	-20.10	191	I*	19.40
202	I	-15.60	201	I*	13.60
212	I	-9.60	211	I*	5.60
222	I	-5.50	221	I*	1.20
232	I	-2.50	231	I*	-1.50
242	I*	-0.52	241	I*	-1.95
252	*1	0.65	251	I*	-1.63
262	*1	1.27	261	I*	-1.07
272	*1	1.43	271	I*	-0.90
282	*1	1.35	281	I*	-0.65
292	*1	1.05	291	*	-0.33
302	*1	0.60	301	*	-0.11
312	*	0.0	311	*	-0.23

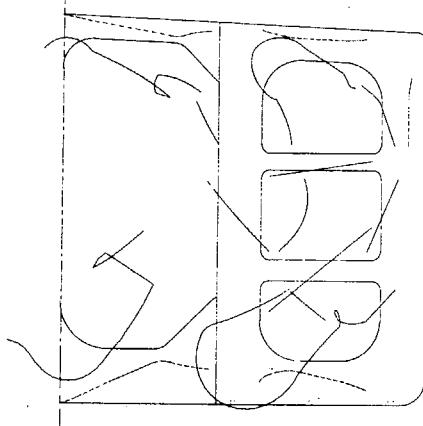
543210987654321098765432101234567890123456789012345

SHEARING STRESS AND NORMAL STRESS DIAGRAM

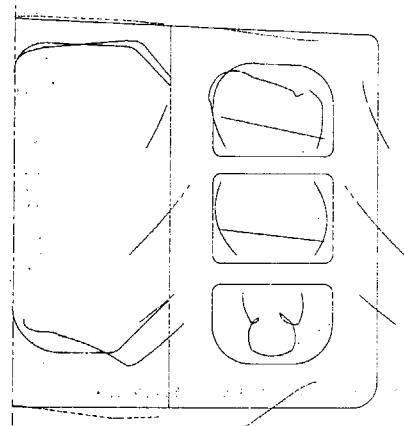
NK 50-8 CENTERGIRDER 2 STRUTS TYPE



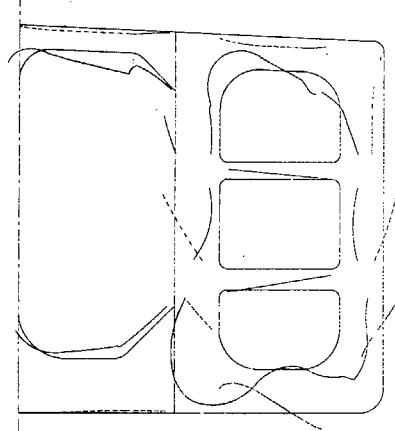
LOAD CONDITION 1



LOAD CONDITION 2



LOAD CONDITION 3



LOAD CONDITION 4

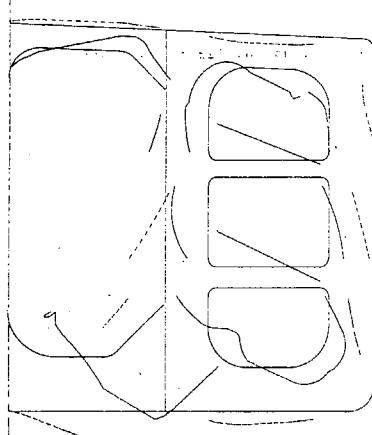


FIG. 4.1.4 G

4.2 各船級協会規則による比較シリーズ計算

4.2.1. まえがき

近年の油送船の大型化は著しく特にこゝ数年、そのピッヂは急で既に30万トン級油送船も建造されるに至っている。これに伴なつて構造部材、特に横強度部材についての強度検討が重要な問題となつてきている。これに関しては各方面で研究が進められており、一方、各船級協会も大型化に対処すべく規則の変更を相次いで行なつてはいるが、協会によつてかなり異なつた寸法をあたえており、場合によつては、一部の応力が過大になつてゐることも考えられる。したがつて、こゝでは各船級協会規則の最小寸法かつ最小重量をねらつて設計した場合、船の大型化につれてトランスリングの各部材応力がいかなる傾向を示すかを調査し、設計に際して構造部材の寸法決定の資料とすべく、

1. 上記に基づき AB、LR、NK及びNV の各協会の昭和42年7月現在の Ruleにより、5万、10万、15万、20万及び30万重量トンタンカーの試設計を行ない、
2. 立体強度計算によりトランスリングの相対たわみを考慮した各部材の応力計算を行ない、
3. 比較的大きな応力を生じる部材について船の大きさ別、規則別の比較を行なつた。

4.2.2. 計算対象船の試設計

AB、LR、NKおよびNV の各規則に基づいてそれぞれ5万、10万、15万、20万及び30万 D.W.T の油送船の試設計を行なつた。計算は長崎造船所開発の油送船最適構造設計プログラムを用いて電子計算機により実施した。このプログラムは規則改正に伴ない常時修正されているが、計算に当つて、各船の比較は同一ベースにする必要があるので、計算の時点(1967年6～7月)で次に示す規則によることにした。

AB	1967年
LR	1966年(ノーテイス、M.2を含む)
NK	1966年(1967年7月までの内規を含む)
NV	1964年

(1) 設計の方針

前述の設計計算プログラムは、a) トランス・リング、センター・ラインリング等を構成する主要部材の寸法(例えはウエブ深さ)を指定して、板厚や面材、ステナなどの寸法をその指定された条件の下で最小重量となるよう決定する指定計算(仮称)と、b)極く僅かの基本的主寸法のみを与えるだけで全ての部材寸法を最小重量になるよう決定する最適計算(仮称)の2種の計算を行なうことができる。

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

設計船の主寸法は、各船を通じ相似関係を持たせた。すなわち L/B 、 L/D 、 L/d 、 C_b は何れも一定の値とすることした。

タンク・アレンジも相似の関係をとることにし、タンク長さやセンタータンクの巾(従つて縦通隔壁の位置)も同じ比率で変化させている。トランスリングスペースも同様である。

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

ホリゾンタルガーダーはトランスリングの強度に直接影響しないと考えられるので、その本数は大型化に伴なつて増している。

甲板及び船底のロンジスペースはセンタータンク巾の $1/20$ とし、船側ロンジ、スペースは全船を通じ 0.8 m とした。

構造様式は最も一般的なサイドガーダなしで2枚の縦通隔壁及びセンター・ラインガーダを有する構造様式を採用したが、LR船級船は各舷、各タンクに1条ずつサイドガーダーを設ける規定があつたので、規則通りのサイドガーダーを設けることにした。

(2) タイプシップ

最近の大型タンカーの傾向を勘案して試設計船の主寸法は大凡

$$L/B = 6, L/D = 1.2, B/d = 2, C_b = 0.82$$

を目標とし、先にSR83部会の補助を受けて実船計測を行なつた長崎造船所建造の12万D.W.T.油送船(NK)をタイプシップに採用した。本船の主要寸法は次の通りである。

$$L \times B \times D \times d : 25.60m \times 42.5m \times 22.0m \times 15.8m$$

$$\text{センタータンクの半幅} = 9.0m \quad C_b = 0.81$$

たゞし、タンクアレンジはFig. 4.2.1(a)に示す通り5タンクに分割されているが、(b)センタータンクの長さは他のタンクの1/2で、さらにはP.W.B.T.は7ートランススペースという中途半端な長さなので、計算を簡単にするため単純なタンクアレンジにすること、またトランススペースは現状に即した値になることを主眼に考慮した結果、Fig. 4.2.1(b)に示すように4.5タンクでトランススペース = 4.13mのアレンジに変更し、これを基準としたことにした。

(3) 試設計船の要目

(2)で述べたタイプシップの要目を基準にし、一部修正を加えて試設計を行なつた。即ち主要目間の関係は次の通りである。

$$L/B = 6.0$$

$$L/D = 1.1636$$

$$L/d = 1.6203$$

$$C_b = 0.82$$

したがつて

$$d/B = 0.3703$$

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

故に排水量:△は

$$\begin{aligned} \Delta &= C_b \times L \times B \times d \\ &= 0.82 \times 6.0 \times 42.5 \times 0.3703 \times 15.8 \\ &= 1.8219 B^3 \end{aligned}$$

これからL、B、Dなどの主要寸法を決定し、これらをTable 4.2.1に示した。たゞし、軽荷重量はD.W.の20%であると仮定した。

念のため乾舷計算を行ない、同表中に記載したがいづれも規定を満足していることが判る。

またトランススペースに対する制限はAB規則では

$$L_{pp} = 35.0m \text{の場合} \quad 6.14m (> 5.638m)$$

$$\text{また LR では} \quad 7.00m (> 5.638m)$$

であり、試設計船はこれらを満足している。

簡単な容積計算の結果、5万トン油送船の場合でも比重約0.80の貨物油を積載することができるので、設計の条件を満足することが判つた。

(4) トランス・リングとセンター・ライン・リングの形状

前述の如く最小寸法、最小重量の方針で電算機による計算を行なつてトランスリングやセンター・ライン・リングを構

成する各部材寸法、横隔壁及び縦隔壁の板厚、甲板及び船底のロンジ及び船側のロンジのウェブと面材の寸法などを決定した。これらの値をまとめて図示したのが Fig. 4.2.2～Fig. 4.2.4 である。即ち、

AB Class を Fig. 4.2.2～Fig. 4.2.11

LR Class を Fig. 4.2.12～Fig. 4.2.21

NK Class を Fig. 4.2.22～Fig. 4.2.31

NV Class を Fig. 4.2.32～Fig. 4.2.41

に示している。このうち LR 船級の 10、15、20 及び 30 万トンは、センタータンクにセンターガーダーとほぼ同じ寸法のサイドガーダーを片舷 1 条、またウイングタンクにインターロカルサイドガーダーを片舷 1 条有している。

トランスリングやセンターラインリングを構成する部材のウェブ深さ、ウェブ板厚、面材の面積などの諸量を D.W を基準に大型化に伴なう傾向を調査すればそれぞれの Rule の傾向として次のようなことがわかる。

1) センタータンクの船底横桁のウェブ深さは NK、NV が比較的大きい。その板厚は NK が特に厚く、次が LR である。

これは、規則の最小寸法の規定によつて AB、NV 船の最小板厚は一定であるが、LR や NK はせん断やその他の規定による要求板厚が大きいからである。

2) ウイングタンクの船底横桁のウェブ深さは NV、LR が比較的大きいが、しかし各規則共大同小異であるということができる。

板厚は、1) のセンタータンクの場合と同じ傾向である。

3) センター及びウイングタンクの甲板横桁のウェブ深さは NV が最大で、AB が最も小さく、両者の差は 30 万トンで約 1.5 m に達する。

4) サイドトランスのウェブ深さは LR が最大で、AB、NK もほどこれに等しい。しかし NV は 0.5 m 程度浅くなる傾向がある。

板厚も LR が最大で 14%，他は大体 11.5% である。

5) センター及びウイングタンクの船底横桁の面材の断面積は AB、NV が大きく、LR と NK はかなり小さい。これはウェブ板厚と逆の関係にある。

6) センタータンクの甲板横桁の面材の断面積は NK が特に大きい。ウェブ深さが最小の AB は面材の断面積も小さく NK の約 2/3 である。

7) ウイングタンクの甲板横桁の面材の断面積は AB が最大、NV が最小で、ウェブ深さと逆の関係にある。

8) 船側横桁の面材の断面積は AB、LR がかなり大きく、NV が最小である。NV 規則は上、中、下段の船側横桁に対してそれぞれ規定を設けているので支材の位置がかなり敏感に影響するようである。

9) 支材のウェブ深さは AB が大型船で大きくなるが、NV は逆に小型船の方が他の船級船より大きく、大型船で小さくなる傾向を示している。しかし面材の断面積は NV が最大である。

NK 船が最も小さい。

10) 中心線船底縦桁のウェブ深さは NV が最大で、LR が最小である。(LR はサイドガーダーが有るため)

板厚は NK が極めて大きくなる。

面材の断面積は AB が極めて大きく、LR が最も小さい。

11) 中心線甲板縦桁のウェブ深さは AB と NK が大きい。面材の断面積は LR が極めて大きい。NK は最小であるが、これはウェブ板厚との関連であると考えられる。

12) 横隔壁付の堅桁のウェブ深さは NV が極めて大きい。LR が最小であるが、板厚は LR が最大である。面材の断面積は AB が最大で NV が最小である。

13) センターラインリングの肘板は AB が最大で、 NK が最小である。

14) AB と NV の大型船のセンターラインリングはいずれも肘板と横隔壁付の堅行のウェブ深さが大きく、あたかも、中心線に制水隔壁があるような印象を与えている。

(5) その他の部材寸法

縦横水密隔壁の板厚や水平横桁の寸法など図面作成に必要な諸寸法はいずれも計算されているが、後述の立体強度計算にはこれらの図面は不要であり、また制水隔壁はその剛性だけを問題にするので、いずれの図面も作成しなかつた。したがつて、以下簡単に縦横水密隔壁の平均板厚のみを表示する。

Table 4.2.2 Mean Thickness of Bulkhead Plate (%)

D.W. Class		5万トン	10万トン	15万トン	20万トン	30万トン
Trans. Bulkhead	A B	12.1	14.4	16.6	18.8	22.1
	L R	12.0	14.5	17.1	19.6	23.6
	N K	10.4	13.2	15.2	17.0	20.0
	N V	11.8	14.1	16.2	18.2	22.1
Longi. Bulkhead	A B	14.3	15.2	15.8	16.2	16.5
	L R	13.9	15.2	16.0	16.8	17.9
	N K	12.8	13.9	14.9	15.5	16.2
	N V	15.2	16.2	17.1	17.6	18.6

(6) 船殻重量

Rule計算を行なつた際、近傍の半タンク分の船殻重量も計算されている。これより、全体の船殻重量を直ちに求めることはできないが、船殻重量に関するそれぞれの Rule の傾向をつかむことはできる。

次表に NK 船を基準にした他の船級船の重量を示す。この値は半タンク間のもので、横水密隔壁から 4 枚のトランスリングを含んで、制水隔壁直前までの区間の重量の相違を示したものである。

Table 4.2.3 Comparison of hull weight

D.W. KT Class	50	100	150	200	300
A B	53	53	49	22	-21
L R	8	53	99	138	348
N K	0	0	0	0	0
N V	1	5	50	50	28

これによれば、 NK 船が最も軽く(30万トン級を除く)、 LR 船が最も重いことがわかる。 A B は比較的小型船が重く、大型船になれば軽量化する傾向にあり、 NV は逆の傾向にあるといふことができる。

4.2.3. トランスリングの面材の応力

第 1 章に述べた A B 、 L R 、 N K および NV の 4 船級協会規則による試設計船 20 隻についてトランスリングを構成する部材の曲げ応力及びせん断応力を計算し、船の大型化に伴う応力の変動の傾向を調べた。

(1) 横強度計算法

トランスリングの応力計算は 1 トランスリングを取り出してラーメン計算によつて求めた応力に、綱通部材間の相

対変位によつて生じた誘導応力を加える、いわゆる立体強度計算法¹⁾によつた。この場合、船は何れも直立の状態である。この方法でAB、NK、NV船の15隻の検討を行なつた。

サイドガーダーを有するLR船級船については、上述の立体強度計算を拡張した計算法²⁾によつて精密な応力計算ができるが、今回はSR83部会の委員会およびトランスバースリングワーキンググループで審議の上承認された簡易計算法³⁾で近似計算を行なつた。なおLR-5(5万D.W.Ton)はサイドガーダーなしの普通のタイプであるが、本船に対しても簡易計算を用いて応力を求めた。

いずれの場合も有効せん断面積係数は0.8と仮定して計算を行なつた。

(2) 計算対象の載荷状態

従来の計算結果によればトランスリングの部材はセンタータンクの水圧試験時に最大の応力状態を生じているので、本研究でも $\frac{1}{6}$ センタータンクの水圧試験状態を検討することにした。さらに、満載航海時発生する応力状態の検討を、中央の $\frac{1}{6}$ センタータンクが空で、他のタンクはすべて荷油を満載した状態で行なつた。これらの載荷状態をFig. 4.2.4 2(a), (b)に示す。

水試時のセンタータンクの水頭は規則によつて多少の差があるが、計算の条件を揃えるために次の如く統一した。

$$\text{水頭} = \text{船の深さ} + \text{縦通隔壁位置における梁矢} + 2.45\text{ m}$$

この時の吃水は軽荷重量と $\frac{1}{6}$ センタータンクのバラストを考慮して、下表に示すような値を想定した。

TABLE 4.2.4 Tank condition of structural test*(m)

D.W.(KT)	50	100	150	200	300
Head	19.36	23.78	26.90	29.36	33.26
Draft	3.50	4.25	5.00	5.70	6.80

満載航海状態における荷油の高さは船の深さに等しいものとし、荷油の比重は0.8と仮定した。なお吃水は表4.2.1表に示している。

応力計算を行なつたトランスリングは、 $\frac{1}{6}$ タンク内の艉側横隔壁から3本目で、相対たわみによる誘導応力が最も大きくなると考えられるトランスリングである。

(3) 相対たわみ計算

立体強度計算はFig. 4.2.1に示したタンクパード全体について実施した。この結果外板、縦通隔壁、中心線船底縦桁及び中心線甲板縦桁の4つの縦通部材の長さ方向のたわみが得られる。これから縦通隔壁を基準にした他の縦通部材の相対たわみが計算できる。このようにして求めたAB、NK及びNV船の相対たわみをFig. 4.2.4 3, Fig. 4.2.4 4に示す。

Side Shellの相対たわみ量をウイングタンクの巾で除した値、すなわちウイングタンクのせん断歪をFig. 4.2.4 5に示す。

これによれば各Classの船はいずれも大型化に伴ない、撓みの絶対量は勿論のこと、せん断歪も漸次増加し、30万トンは5万トンの1.3~1.9倍に達している。特にNK船での倍率が大きく、LR船が最小、次いでAB船が小さい。

1) 森他: On the Transverse Strength of Oil Tankers, 造船論文集121号

2) 森他: Side Girderを有するTankerの横強度について、造船論文集122号

3) タンカーの横強度簡易計算法、SR83部会資料、SR83-19-121 Appendix参照

* 水試は海水を利用するものとし、比重を1.025と仮定した。

LR 船は(1)で述べたように別途簡易計算法によつたのでたわみの絶対量を他の協会船の値と直接比較できないし、またサイドガーダーの影響も入つてるので、比較は困難であるが、おおよその傾向として、LR 船の外板の相対たわみは小さく、また船が大型化してもせん断歪量の増加はかなり小さいことができる。

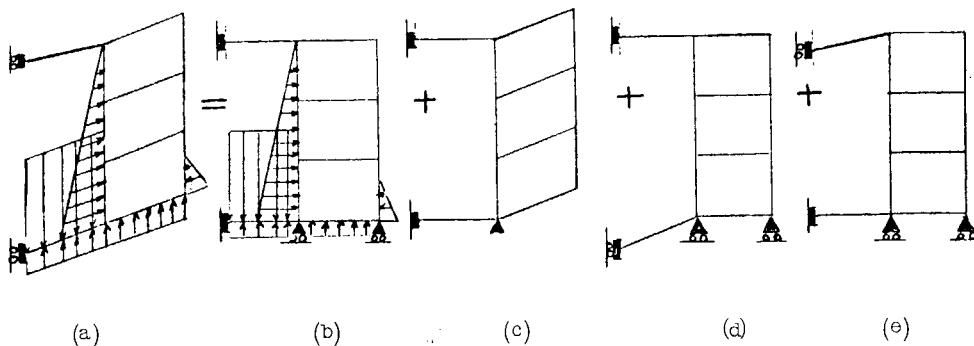
中心線船底及び甲板縦桁のたわみはセンターラインリングの剛性や形状に左右されるし、また制水隔壁の剛性の影響を大きく受けると考えられる。今回の試設計船では中心線船底縦桁の相対たわみは、NV 船が最大で NK、AB の順に若干小さくなる。しかし、AB 船は大型化すると次第に大きくなる傾向にある。

中心線甲板縦桁も NV、NK、AB の順に小さくなる。以上の傾向は水試状態でも満載状態でもほぼ同様である。

なお、制水隔壁のせん断剛性は水密隔壁のそれの 25% と仮定して計算を行なつた。

(4) 応力計算

すでに(1)で述べたようにトランス・リングの応力は、直接荷重によるラーメン計算の応力と、縦通部材間の相対変位によつて生じる応力の和として計算できる。これを図示すれば下図のようになる。



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

これらの方針によつて NK-20 について応力を計算した結果を Fig. 4.2.4.6, Fig. 4.2.4.7 に示す。面材の応力は曲げはもちろんのこと部材の軸応力も含んでいる。応力の符号として、図示した の記号は面材を基線にしてウエブ側にある は面材が曲げによつて圧縮を受けることを意味している。ウエブプレートの外側にある は Face Plate が面材のごとき変形によつて、引張り応力を生じることを示したものである。ウエブプレートのせん断力の方向は図示の通りである。

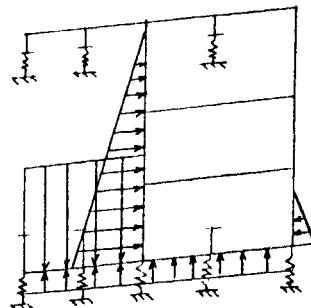
上述の立体強度計算は AB、NK 及び NV 船に対して行なつたが、LR 船の場合は前述のごとく簡易計算法によつた。すなわち、右図に示すようにサイドガーダーを含めた 8 本の縦通部材の影響をバネにおきかえ、トランスリングのラーメン計算を行なつて部材の応力を求めた。

この方法によれば応力と同時に縦通部材位置でのたわみも計算できることで、相対たわみを求めて Fig. 4.2.4.3, Fig. 4.2.4.4 に示した。

また、応力計算の一例として LR-20 (20万トン tanker) の水試状態と満載状態における応力を Fig. 4.2.4.8, Fig. 4.2.4.9 に示した。

なお、応力計算で用いた部材の剛性は次のようなものである。

- 1) 曲げ剛性における板付の有効巾は Schade によつた。
- 2) 面材は曲げ剛性に対して 100% 有効であるとした。
- 3) せん断面積は (Web の深さ × 板厚) とした。
- 4) したがつて、スロットは控除せず、また肘板は考慮していない。

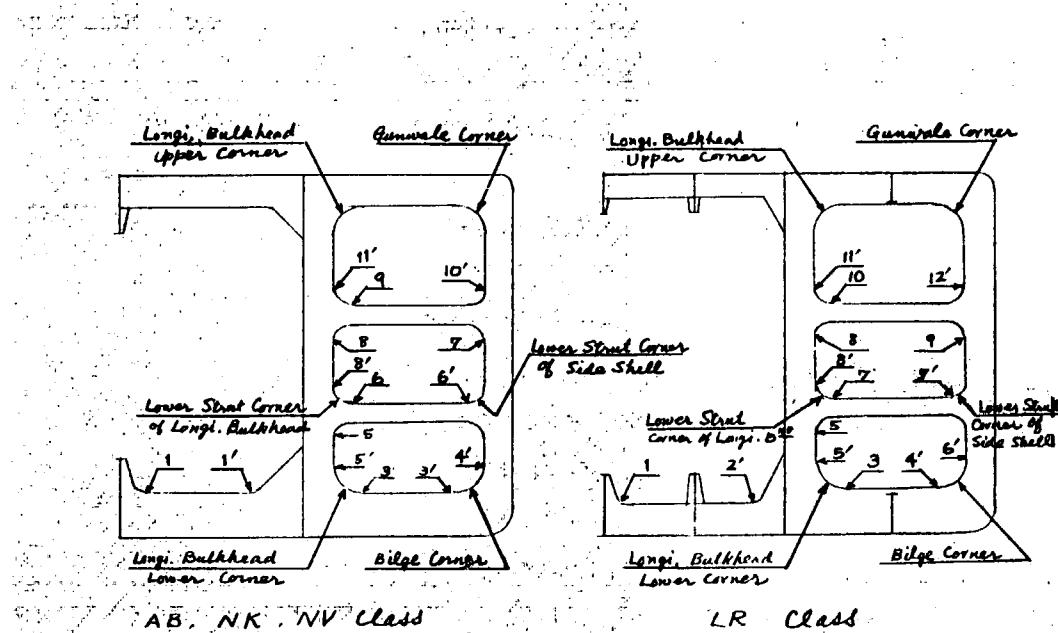


5) 軸力に対する有効断面積は曲げ剛性の計算に用いた断面積に等しい。

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

Fig. 4.2.4.6～Fig. 4.2.4.9によれば、どの部材のどの部分に過大な応力が生じるか、または妥当な応力状態であるかということがわかる。曲げ応力では例えば縦通隔壁付堅桁下部の彎曲部が最も過酷な応力を生じ、次いで縦通隔壁付堅桁上部の彎曲部にも高い応力が生じている。LR船ではセンタータンクの船底横桁の縦通隔壁側肘板近傍、同じく甲板横桁でもかなり高い応力が生じている。せん断応力はセンタータンクの船底横桁、縦通隔壁に近い部分や縦通隔壁付堅桁下部に過大な応力が生じる傾向にある。なお、彎曲部の中央で応力がくい違うのは面材の接手をそこにもつてきたからである。

これらの応力状態から判断して、下図に示す位置における応力をすべての船について図示することにした。



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

各協会船の応力傾向図および計算結果をそれぞれ下記の図と表に示している。

AB船: Fig. 4.2.5.0, Fig. 4.2.5.1

LR船: Fig. 4.2.5.2, Fig. 4.2.5.3

NK船: Fig. 4.2.5.4, Fig. 4.2.5.5

NV船: Fig. 4.2.5.6, Fig. 4.2.5.7

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

次に、部材別に応力の傾向を調べたのがFig. 4.2.5.8～Fig. 4.2.6.4で、横軸にD.W.をとり、縦軸に各々の協会船の部材応力をプロットしている。

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

$$\begin{array}{lll}
 2' \longrightarrow 1' & 4' \longrightarrow 3' & 8' \longrightarrow 4' \\
 7' \longrightarrow 6' & 7' \longrightarrow 6' & 9' \longrightarrow 7' \\
 10' \longrightarrow 9' & 12' \longrightarrow 10'
 \end{array}$$

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

図中の記号は次の通りである。

A B 船 : △

L R 船 : □

N K 船 : ○

N V 船 : ×

(5) 考 察

各船級協会船別に応力の傾向を見てみると、まず A B 船級船では

- 1) 水試時の曲げ応力はほとんどの部材が約 15 kg/mm^2 以下で、縦通隔壁付堅桁下部彎曲部のみ $20 \sim 30 \text{ kg/mm}^2$ に達する。
- 2) 各部材の曲げ応力は 5 万トンから 30 万トンまでほぼ一定である。
- 3) せん断応力は船の大型化につれて増加し、30 万トンでは 5 万トンの値のほぼ 2 倍になり、最大約 22 kg/mm^2 に達している。
- 4) 特に大きなせん断応力はセンタータンクの船底横桁の縦通隔壁側の肘板と縦通隔壁付堅桁の下部の彎曲部に生じている。
- 5) 満載状態では曲げ応力は約 12 kg/mm^2 、せん断応力は約 14 kg/mm^2 程度である。

次に L R 船級船をみると

- 1) 面材の応力は水試時、ほとんどの部材が $12 \sim 13 \text{ kg/mm}^2$ 以下でかなり低い。また縦通隔壁付堅桁下部の彎曲部も最大 2.5 kg/mm^2 である。
- 2) しかしセンタータンクの船底横桁の縦通隔壁側肘板のみ $40 \sim 50 \text{ kg/mm}^2$ になる。これはサイドガーダーを設けたために同上の肘板が小さくなることによると考えられる。
- 3) 面材の応力は D.W. にほとんど無関係で、ほぼ一定である。
- 4) せん断応力は D.W. の増加につれて若干増加の傾向にある。特にセンタータンクの船底横桁の肘板の応力はかなり増加し、30 万トンでは 20 kg/mm^2 をこえる。しかし、縦通隔壁付堅桁下部の応力は小さくて、30 万トンで約 14 kg/mm^2 である。
- 5) 満載時もセンタータンクの船底横桁の肘板の応力以外は問題ない。

N K 船級船では

- 1) 水試時一部の部材の面材の応力は $17 \sim 18 \text{ kg/mm}^2$ で、A B, L R 船より若干高い。特に縦通隔壁付堅桁下部は 35 kg/mm^2 にも達する。
- 2) 大型化による面材の応力の増加の傾向はほとんど認められない。
- 3) せん断応力も同様大型化による増加はほとんどない。
- 4) せん断応力は最大 14 kg/mm^2 で、ほとんどの部材は問題ないと考えられる。
- 5) 満載時の曲げ応力は 15 kg/mm^2 以下、せん断応力は 10 kg/mm^2 以下なので問題ないと考えられる。

N V 船級船では

- 1) 水試時一部の部材の面材の応力は N K 船と同程度の $17 \sim 18 \text{ kg/mm}^2$ になつてゐる。縦通隔壁付堅桁下部は 37 kg/mm^2 に達する。
- 2) 面材の応力は僅かながら大型化に伴ない増加の傾向が認められる。
- 3) せん断応力は大型化に伴ない増加する。
- 4) センタータンクの船底横桁の肘板及び縦通隔壁付堅桁下部の彎曲部のせん断応力はかなり大きく、30 万トンで約 22 kg/mm^2 に達する。
- 5) 満載時の面材の応力はほとんど問題ないと考えられるが、センタータンクの船底横桁の肘板のせん断応力は 17

kg/mm^2 に達する。

さらに部材別に整理して、規則の相違による応力傾向を調べた Fig. 4.2.2.4.13～Fig. 4.2.2.4.19によれば、

- 1) 水試時の面材の応力はほとんどの部材で NK、NV 船の応力が高く、AB と LR 船はかなり小さい。ただし、センタータンクの船底、横桁の縦通隔壁側の応力は、LR 船が極めて大きく、40～50 kg/mm^2 に達している。
- 2) 支材の曲げ応力は NK 船が最も大きい。
- 3) 6ヶ所の彎曲部の面材の応力は NV 船が最も大きく、AB 船が最も小さい。
- 4) NV 船の面材の応力は大型化に伴なつて若干増加する傾向にあるが他の船級船ではほぼ一定である。しかし、縦通隔壁付堅桁下部彎曲部の応力は各船級船共増加している。
- 5) 上記の面材の応力についての傾向は、満載状態でもほぼ同様に認められる。
- 6) センタータンクの船底横桁のせん断応力はセンターライン側と縦通隔壁側でかなり様相が異なつている。すなわちセンターライン側の肘板では4つの協会の規則による応力は大した差がないが、LR 船はサイドガーダーのためにせん断の向きが他船と逆になつている。

しかし、縦通隔壁側では様子が大きく変化し、NK 船はほぼ一定のせん断応力であるのに反し、他の船級船は大型化にしたがつて応力がかなり増加する。

- 7) 縦通隔壁付堅桁下部のせん断応力は LR と NK 船が妥当な値を示すのに反し、NV、AB 船は大型化に伴なつてかなり高い応力を示す。
- 8) 各部材のせん断応力は全般的に、船の大型化に伴なつて増加するが、その増加の割合は比較的 LR と NK 船が小さく、AB、NV 船が比較的大きい。
- 9) 水試時でも満載時でも 6)～8) に述べたせん断応力に関する傾向は同様に認められる。

以上、応力傾向について概略述べたが、これはコロージョンコントロールを考慮していないので、もしコロージョンコントロールを施工すれば特にせん断応力が高くなり、応力傾向もかなり変化することが考えられる。

また、本研究はそれぞれの規則の最小寸法、最小重量の方針で設計し、かつ特定の構造様式やタンクアレンジであるという制約を受けていること、さらに LR 船がサイドガーダーを有していることなどから、上記の応力傾向によつて直ちに4船級協会の規則の比較を行ないその優劣を論ずることは困難である。さらに計算した時点から、その後、規則も多少変更されているので、それに対する考慮を払つていない段階での比較は若干問題があろう。

しかしながら、各々の規則が有する部材応力の傾向、特に大型船における問題点、またそれぞれ規則による設計船の部材応力を見較べた場合比較的高い応力を生じるのはどの規則であり、問題になる部材はどれかなど、おおよその傾向と問題点をつかむことができたと考えられる。さらに船殻重量との関連をみれば、それぞれの規則の特長がほど判断できるのではなかろうか。

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

4.2.4. まとめ

AB、LR、NK 及び NV の各油送船規則の最小寸法を用いて最小重量になるように、5万、10万、15万、20万及び30万重量トンの油送船計20隻を試設計し、各々の船についてトランスリンクの相対変位を考慮した部材応力を計算して、船の大型化と応力傾向の関係を検討した。計算はいずれも電子計算機を利用して行なつた。

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

- (1) 面材の応力はほとんどの部材で5万トンから30万トンまでほぼ一定の値を示している。
- (2) これに反し、ウェブプレートのせん断応力は大型化に伴なつて漸次大きくなる。
- (3) 面材の応力で問題になる部材はウイングタンクの縦通隔壁付堅桁と船底横桁を結合する彎曲部である。
- (4) せん断応力で問題になる箇所はセンタータンクの船底横桁の縦通隔壁側の肘板近傍と、縦通隔壁付堅桁の下部の彎

曲部近傍である。

前者に対しては N K 規則が、また後者に対しては L R と N K 規則が板厚やウェブ深さに関してほぼ妥当な配慮をしている。

(5) 今回の計算範囲内ではサイドガーダーを設置したことによる利益は特に認められない。むしろセンター・タンクの船底横桁の縦通隔壁側の肘板近傍で面材の応力及びせん断応力が大きくなつてている。

(6) 応力に影響を与えるトランスリングの相対たわみ量は各規則によつて多少差があるが、この差は各規則間の最終応力の差異と直接結び付いていないようである。やはり直接荷重による応力の差が問題になると考えられる。

(7) タンクパートの船殻重量は N K 船が最も軽く、 L R 船が一番重い。 A B 船は大型船の方が比較的軽量になる傾向にある。

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

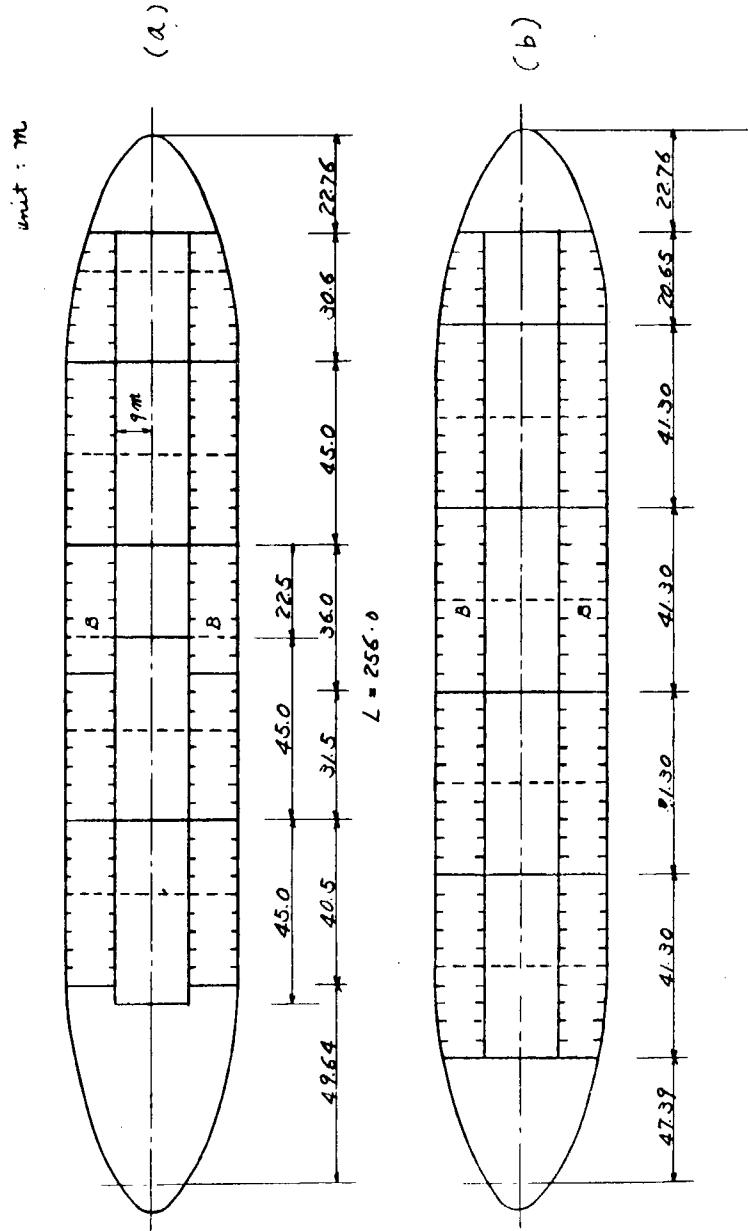


Fig. 4.2.1 Tank Arrangement of Type Ship

Table. 4.2.1 Principal Dimensions & Freeboard Calculation

Ship No. Item		5	10	15	20	30
Dead Weight	t	50000	100000	150000	200000	300000
Light Weight	t	10000	20000	30000	40000	60000
△	t	60000	120000	180000	240000	360000
△ / 1.8219		32932.6	65865.3	98798.0	131730.6	197595.9
B	m	32.05	40.40	46.25	50.90	58.25
L	m	192.30	242.30	277.35	305.30	349.50
D	m	16.50	20.80	23.85	26.25	30.05
d	m	11.87	14.95	17.12	18.84	21.57
△ act.	t	59989	120002	180077	240071	360087
L/D		11.655	11.649	11.688	11.630	11.631
L/B		6.000	5.998	5.997	5.998	6.000
L/d		16.201	16.207	16.200	16.205	16.203
Trans. Space	m	31.02	39.10	44.74	49.25	56.38
Center tank Half Breadth	m	6.787	8.555	9.794	10.779	12.335
Tank Length (T-S)	m	15.51	19.55	22.37	24.625	28.19
" (T-T)	m	31.02	39.10	44.74	49.25	56.38
Tank Length (total)	m	139.59	175.95	201.33	221.625	249.71
Nos of Hori.Gir.		3	3	4	4	5

Freeboard Caluculation (Unit:m)

Ship No. Item	TIPE SHIP	5	10	15	20	30
D	22.00	16.50	20.80	23.85	26.25	30.05
d	15.80	11.87	14.95	17.12	18.84	21.57
Freeboard	6.20	4.63	5.85	6.73	7.41	8.48
Lo	257.10	193.13	243.34	278.54	306.61	351.00
Tarburar Freeboard	3.035	2.543	2.969	3.17	3.287	3.408
Cb Correction	3.348	2.805	3.275	3.497	3.626	3.759
D Correction	1.234	0.925	1.166	1.337	1.472	1.685
Form Freeboard	4.582	3.730	4.441	4.834	5.098	5.444

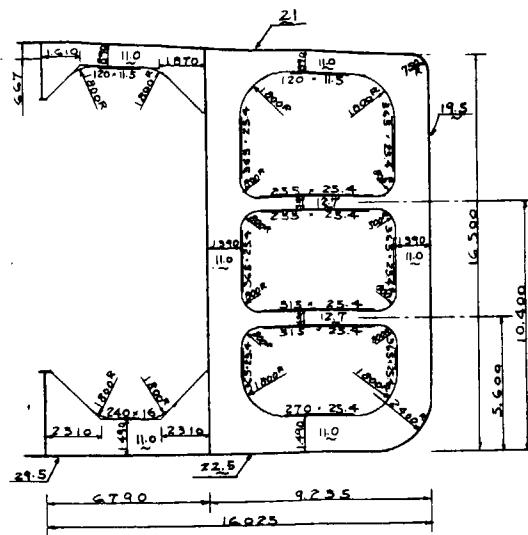


Fig. 4.2.2

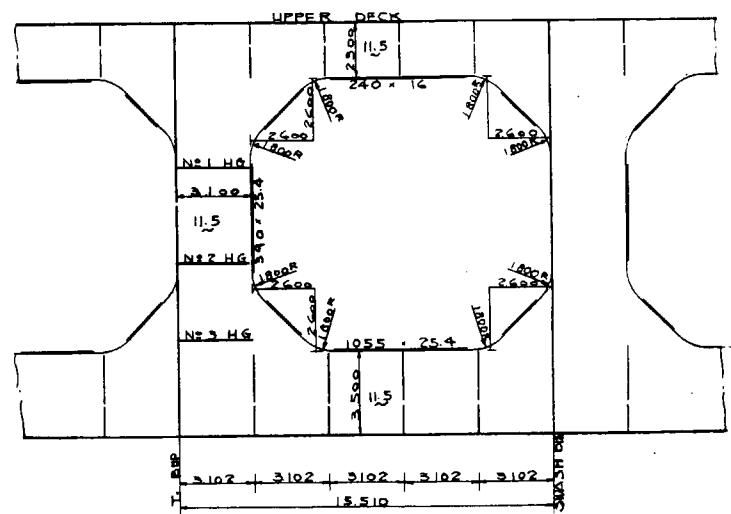


Fig. 4.2.3

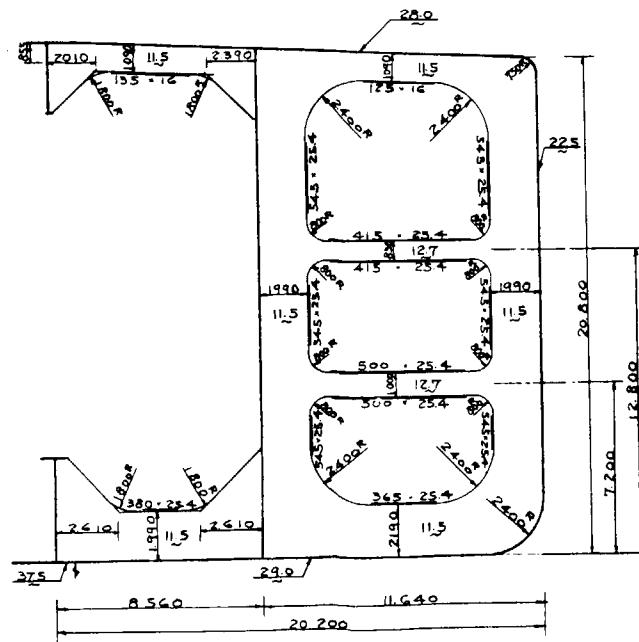


Fig. 4.2.4

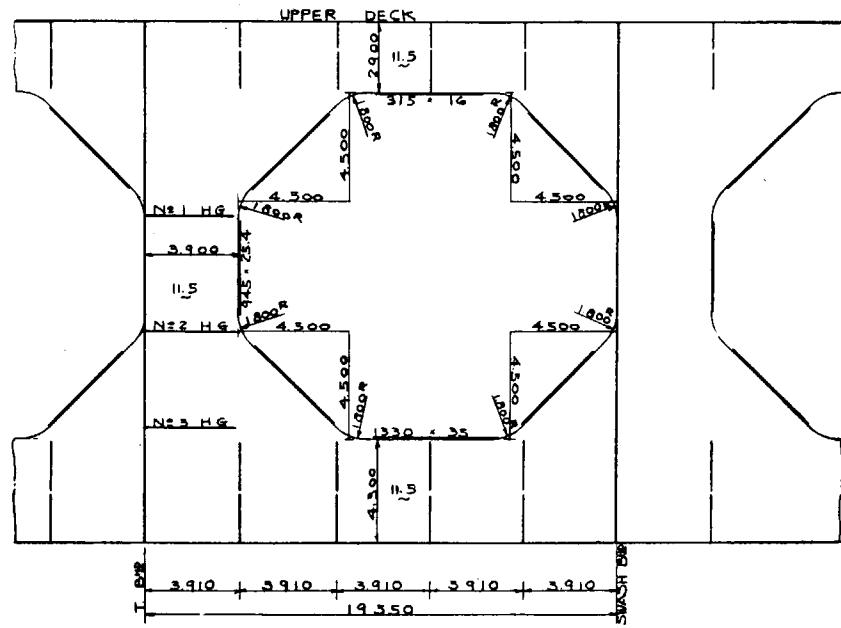


Fig. 4.2.5

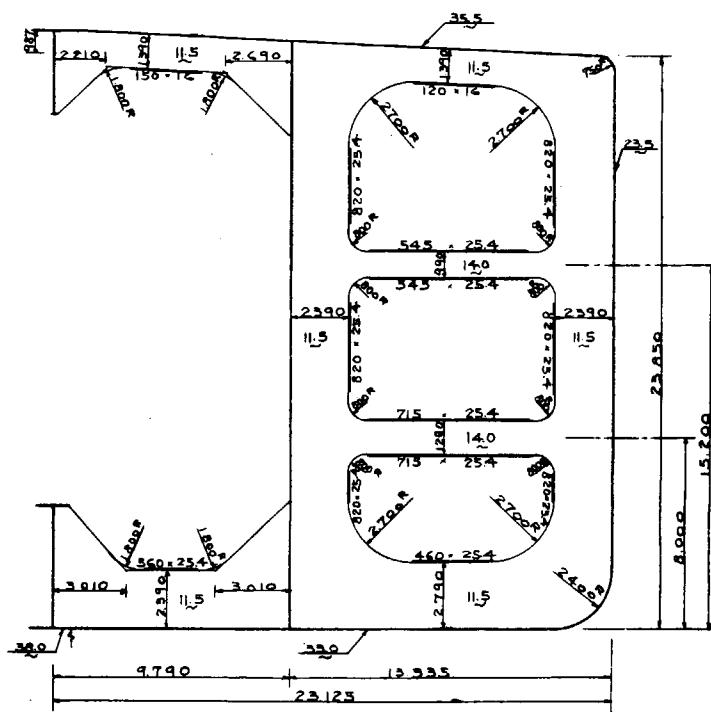


Fig. 4.2.6

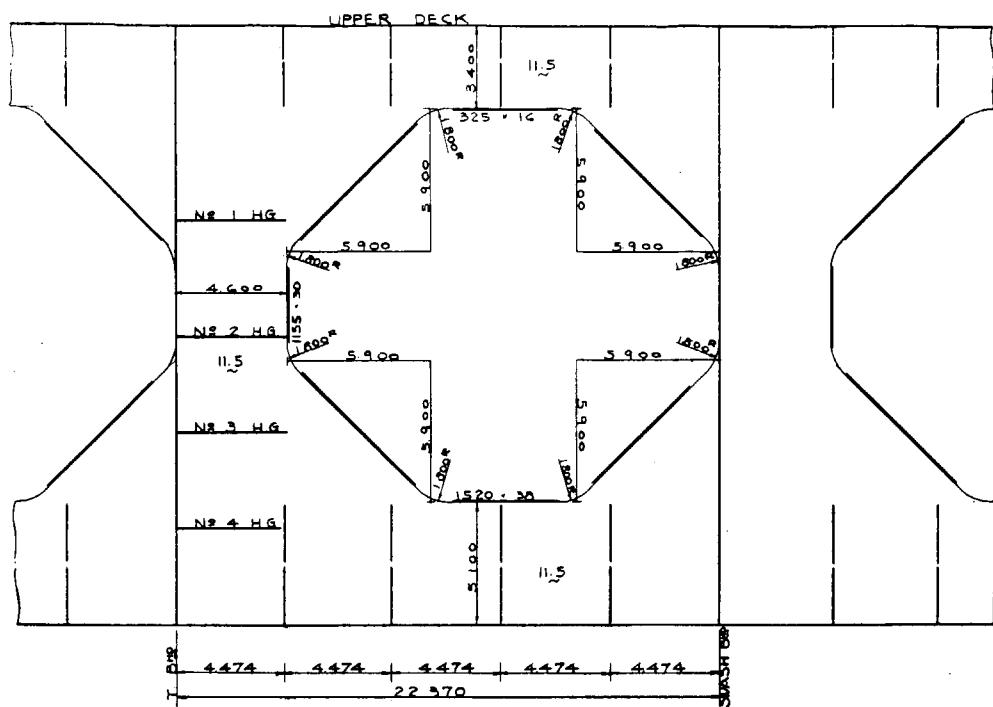


Fig. 4.2.7

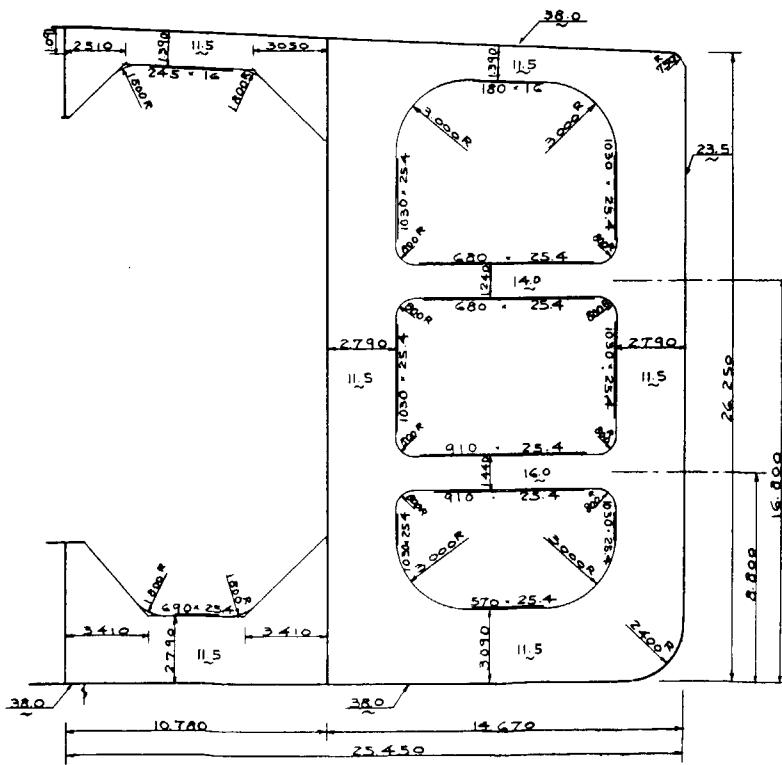


Fig. 4.2.8

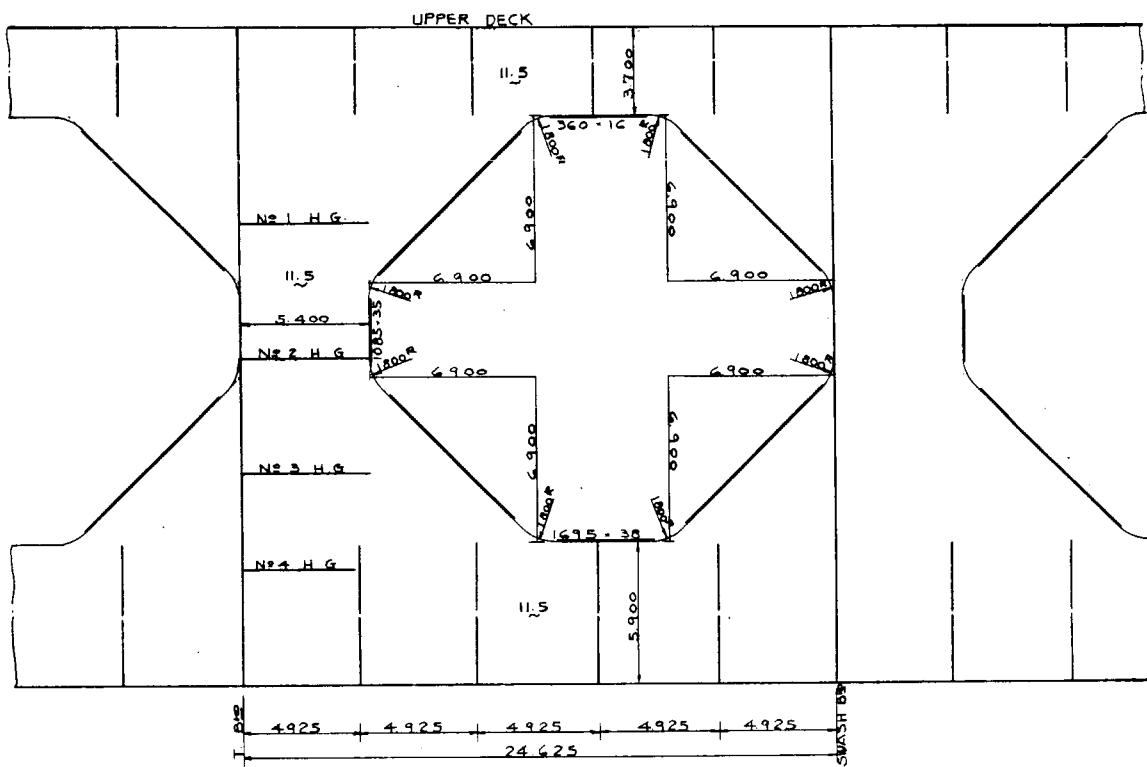


Fig. 4.2.9

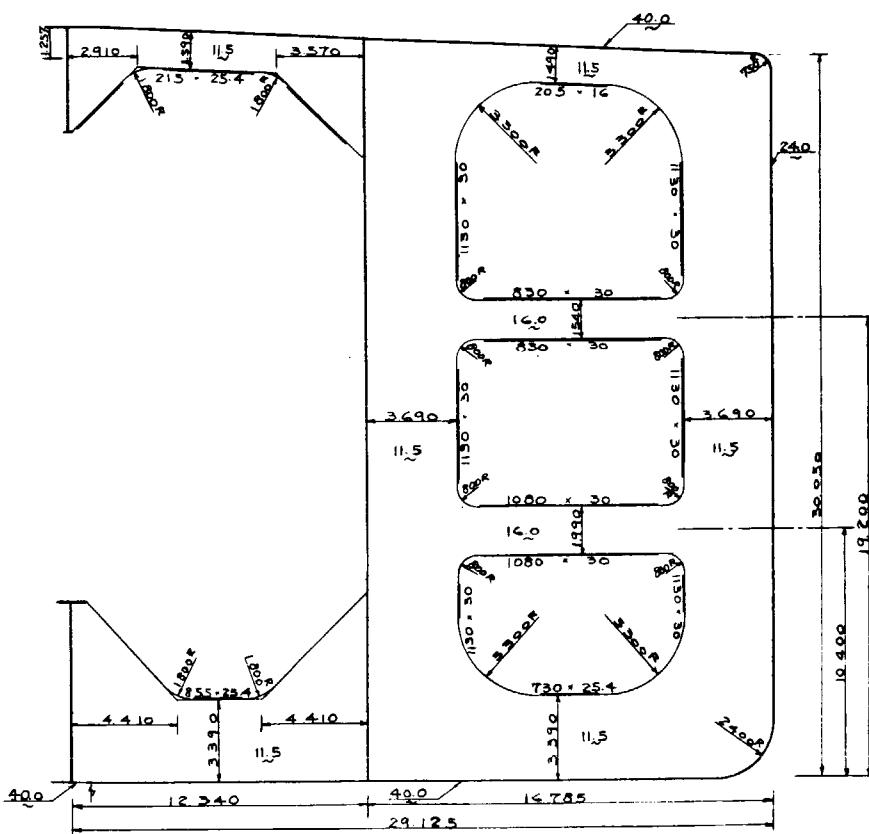


Fig. 4.2.10

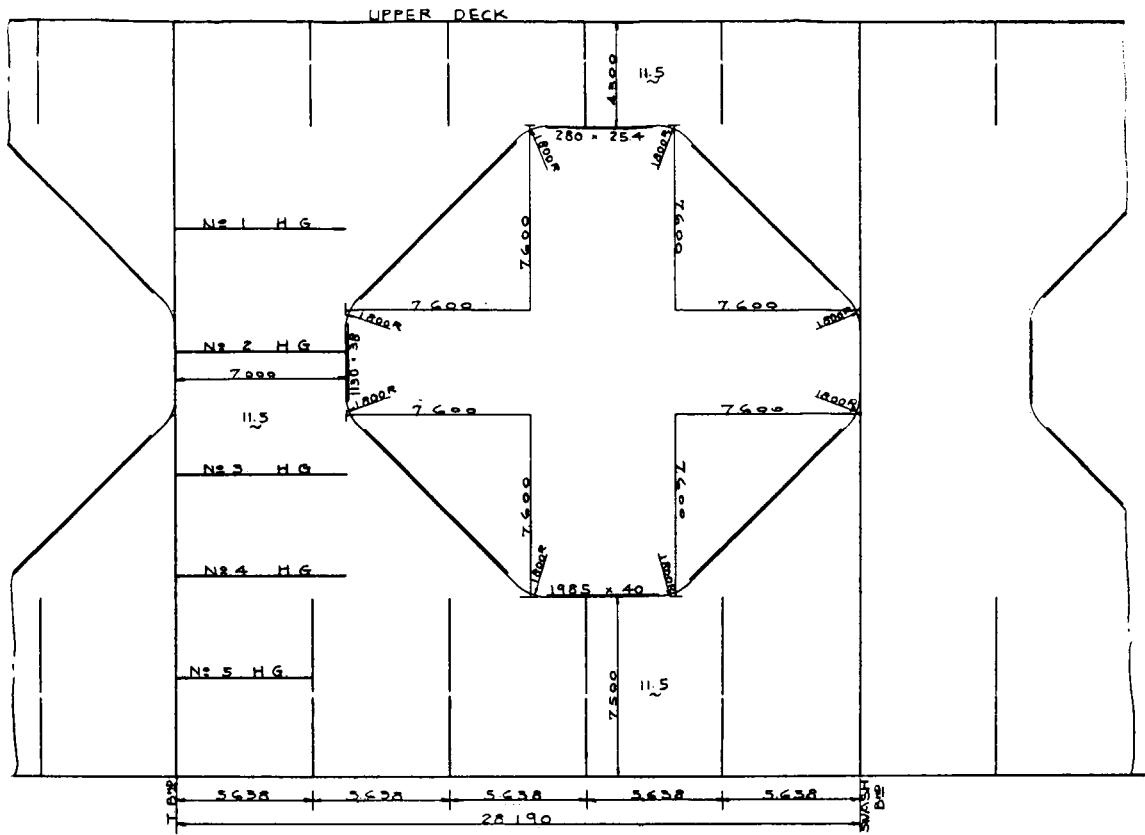


Fig. 4.2.11

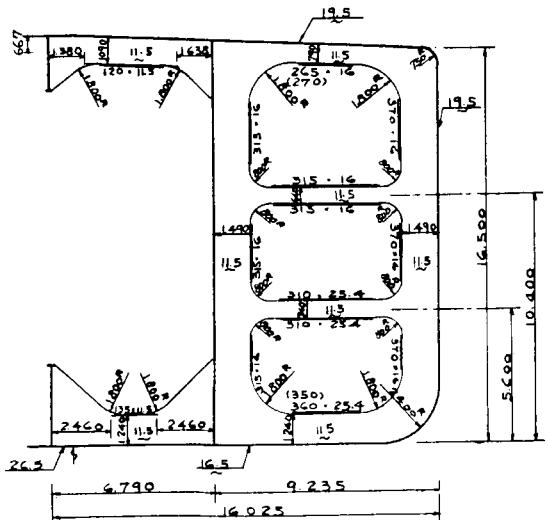


Fig. 4.2.12

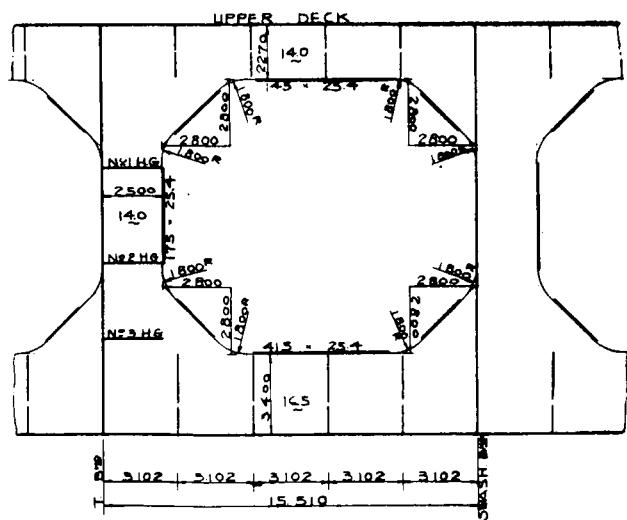


Fig. 4.2.13

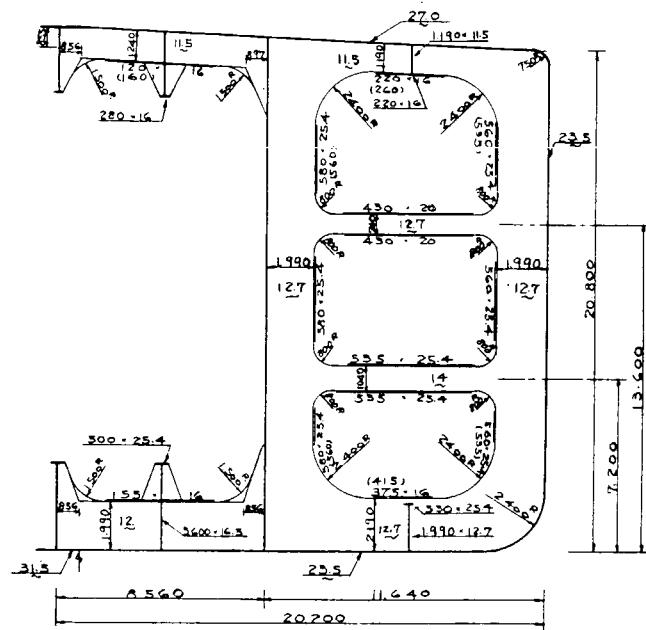


Fig. 4.2.14

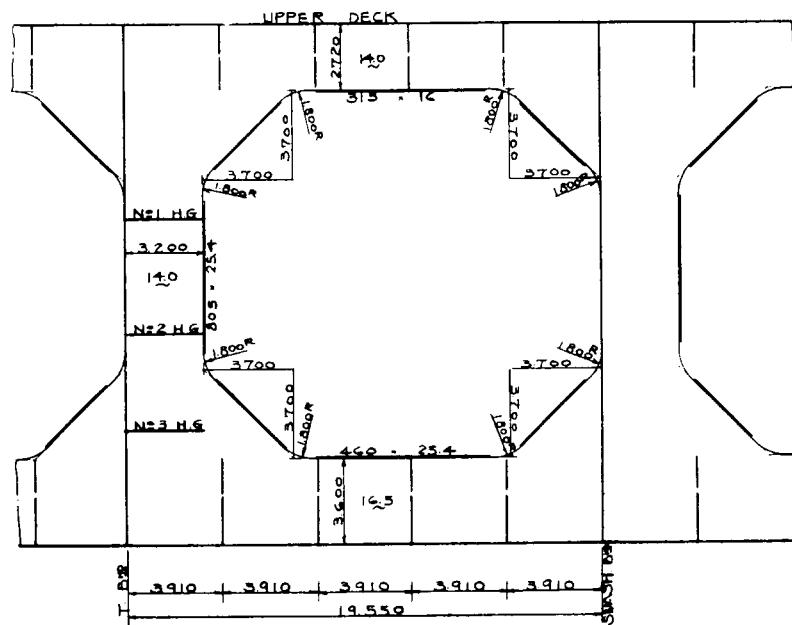


Fig. 4.2.15

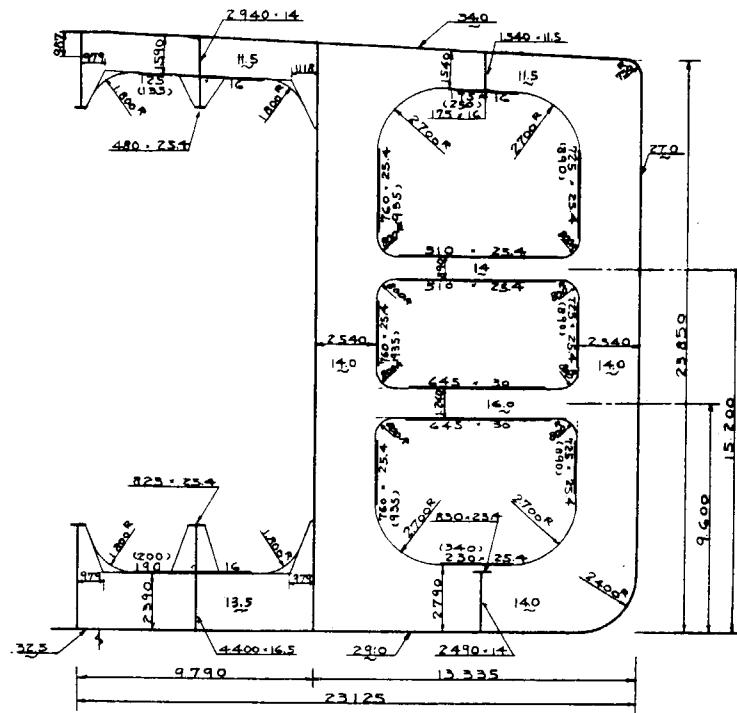


Fig. 4.2.16

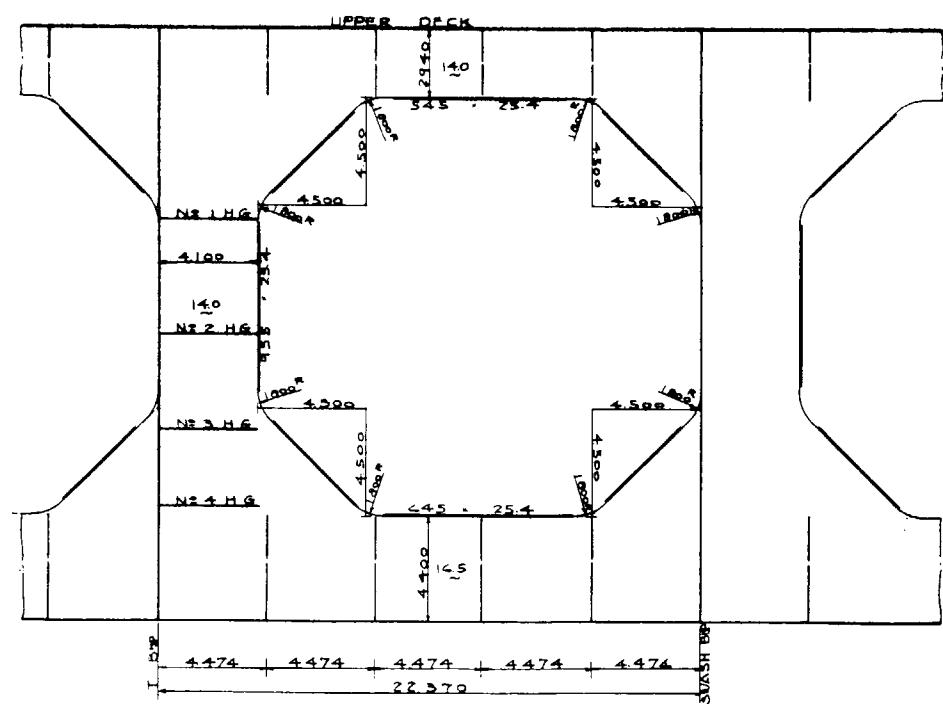


Fig. 4.2.17

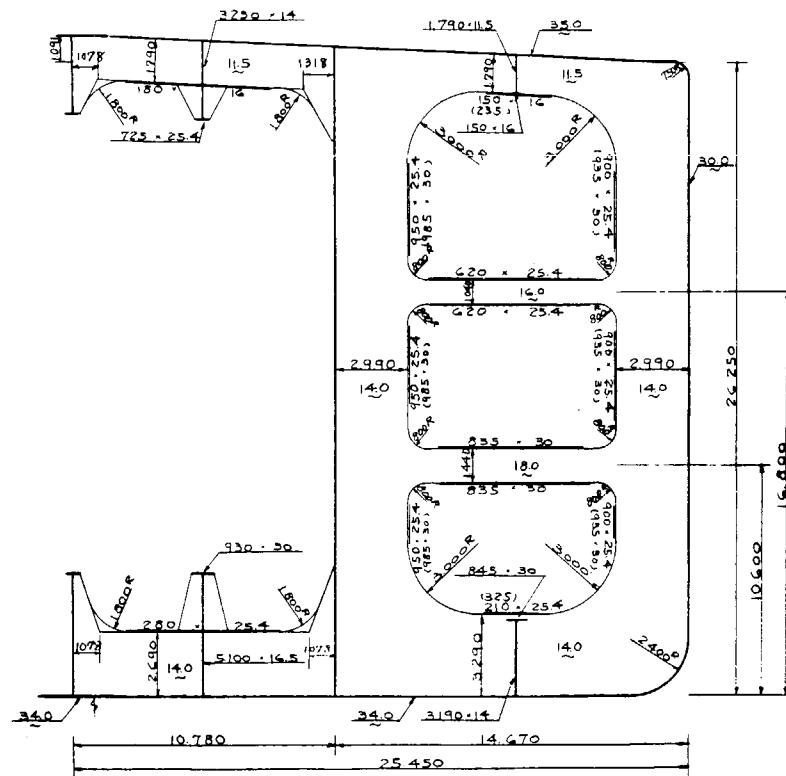


Fig. 4.2.18

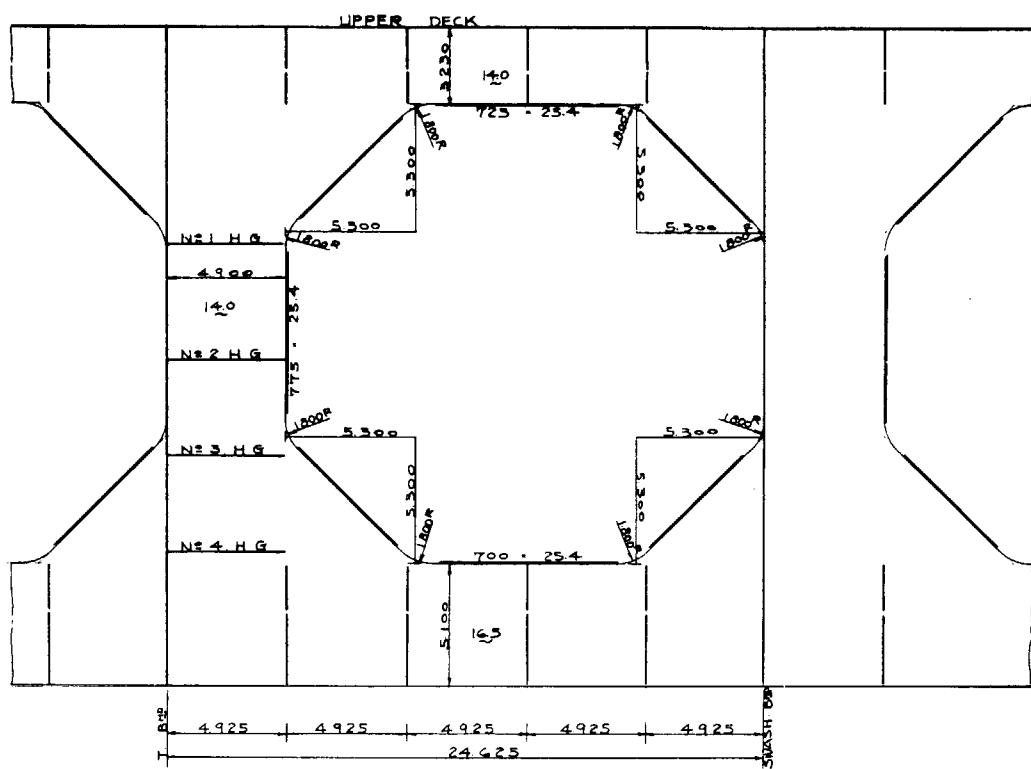


Fig. 4.2.19

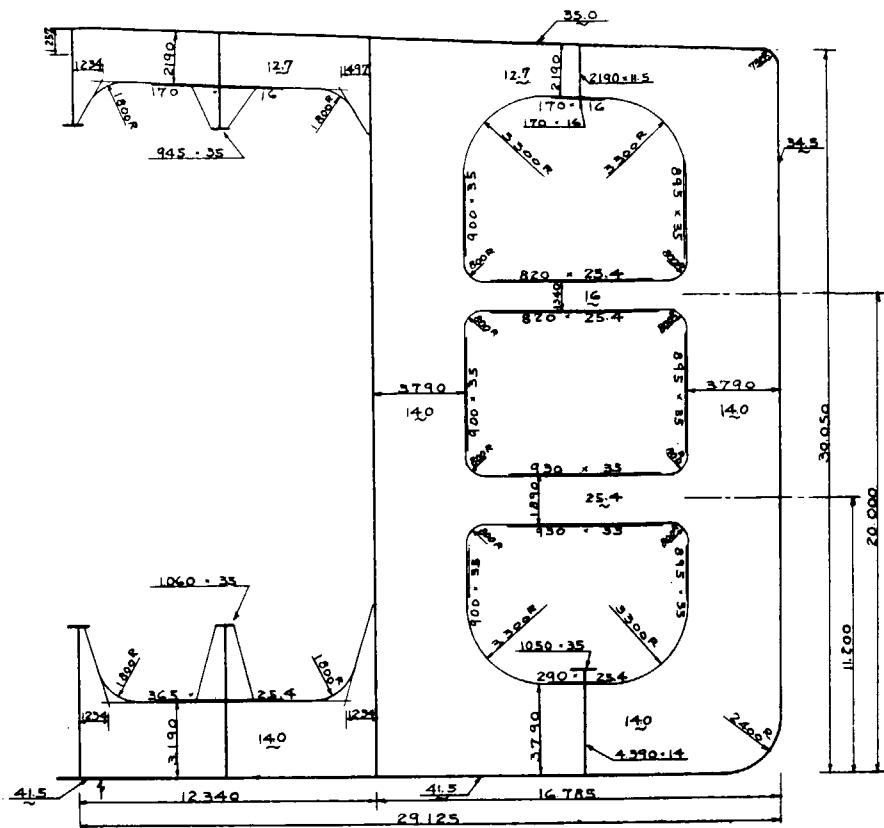


Fig. 4.2.20

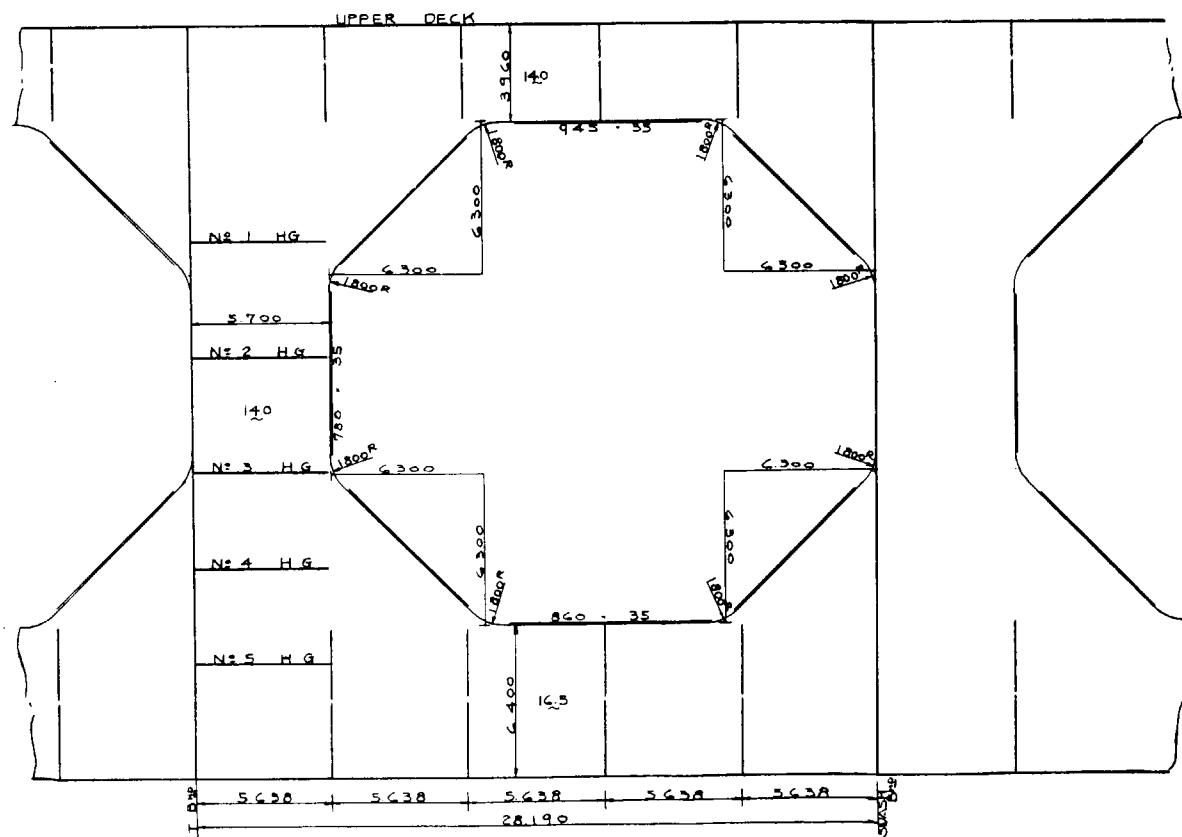


Fig. 4.2.21

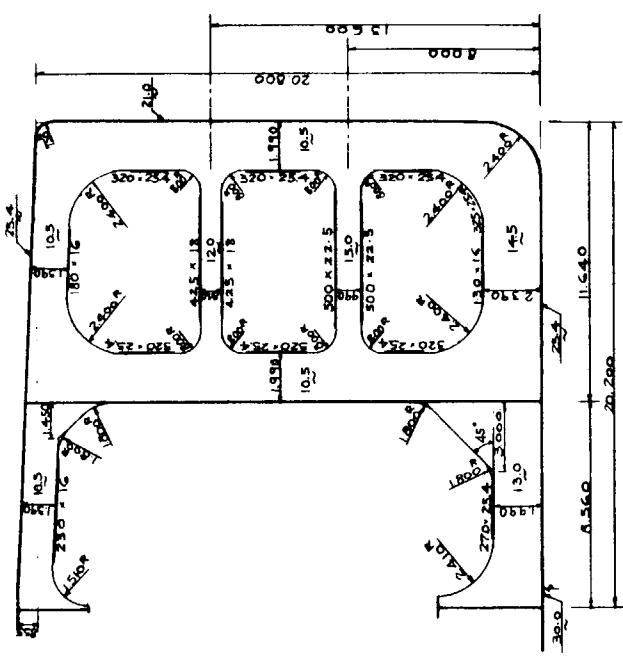


Fig. 4.2.22

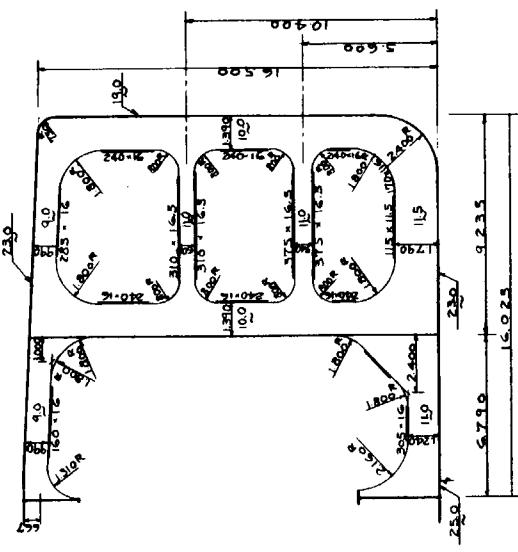


Fig. 4.2.23

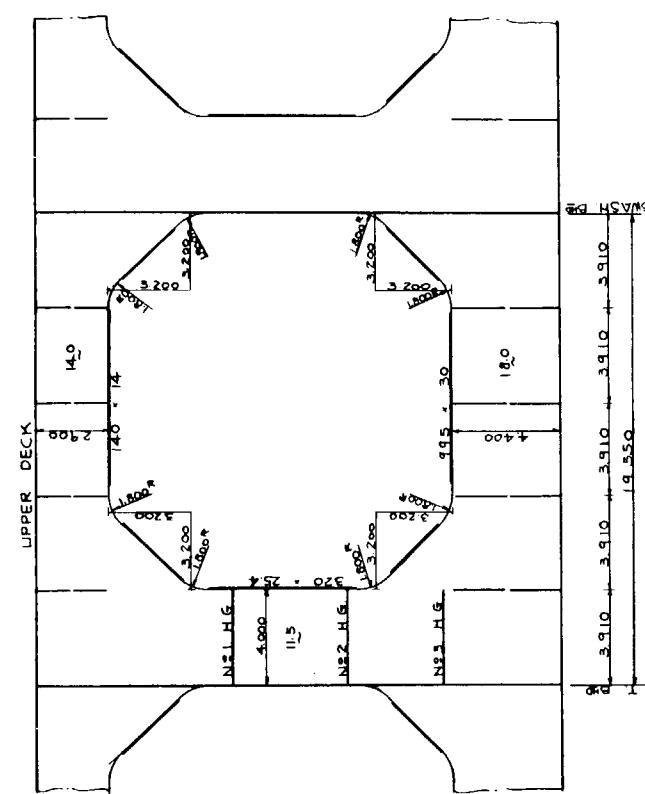


Fig. 4.2.24

Fig. 4.2.25

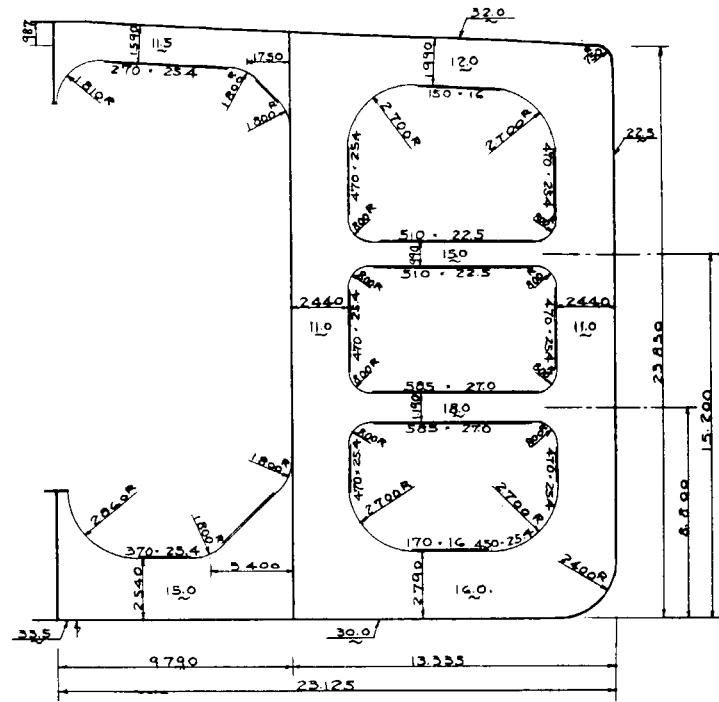


Fig. 4.2.26

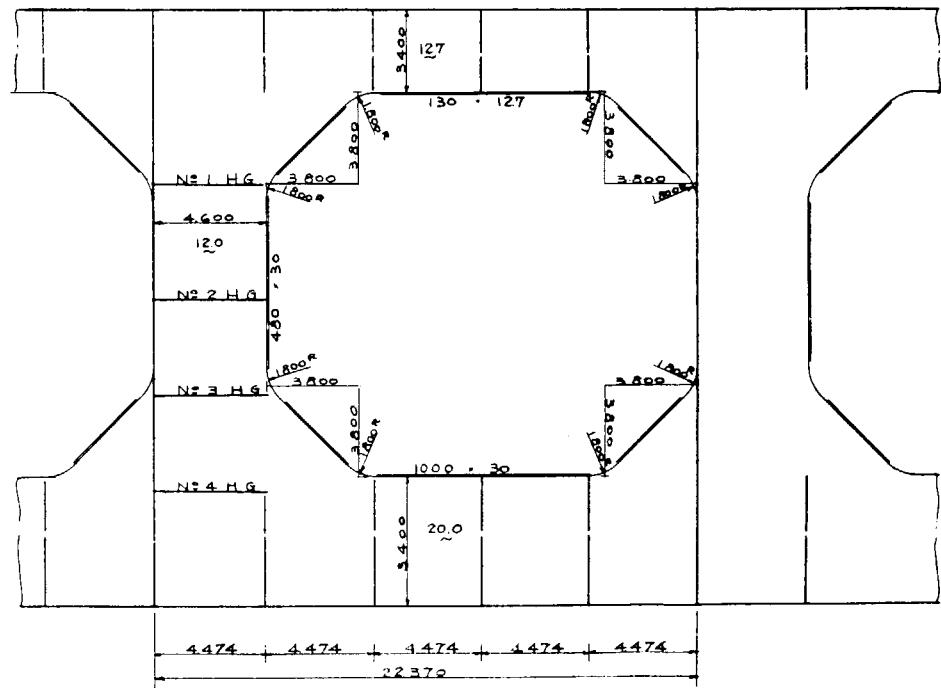


Fig. 4.2.27

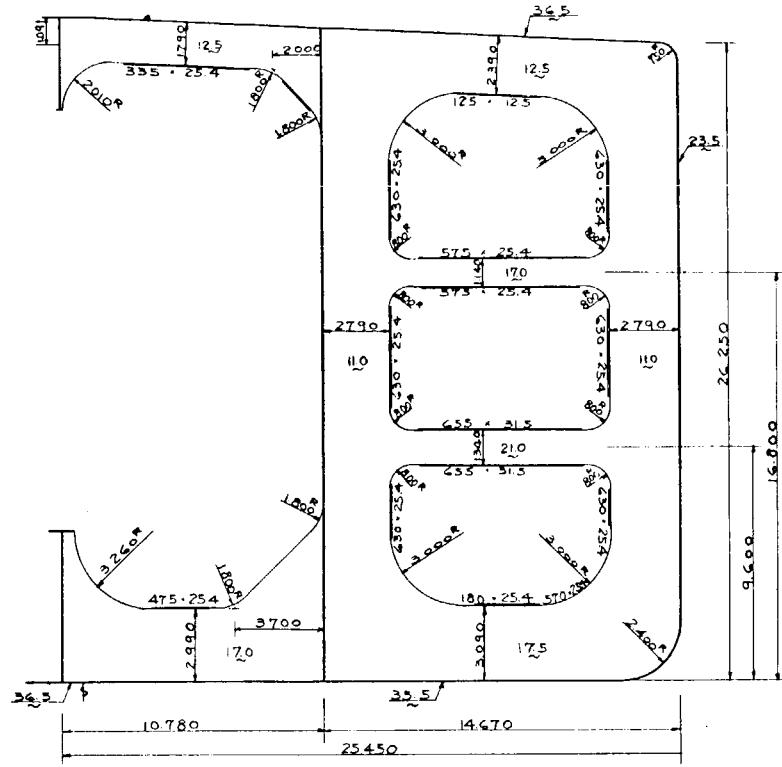


Fig. 4.2.28

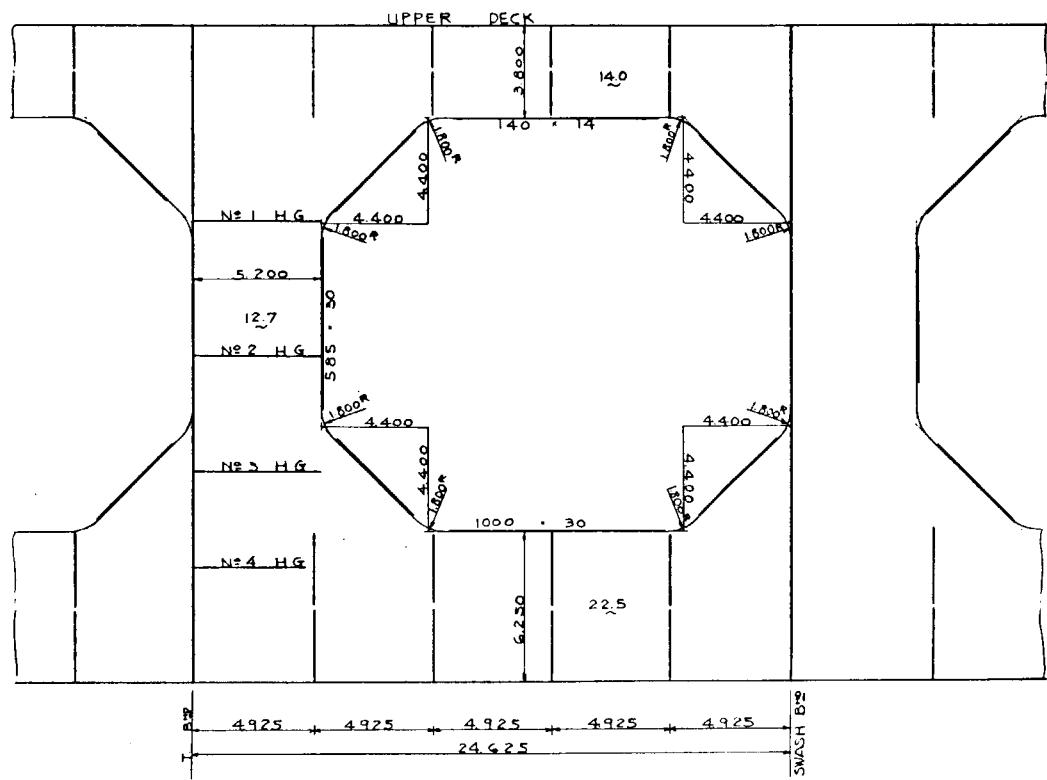
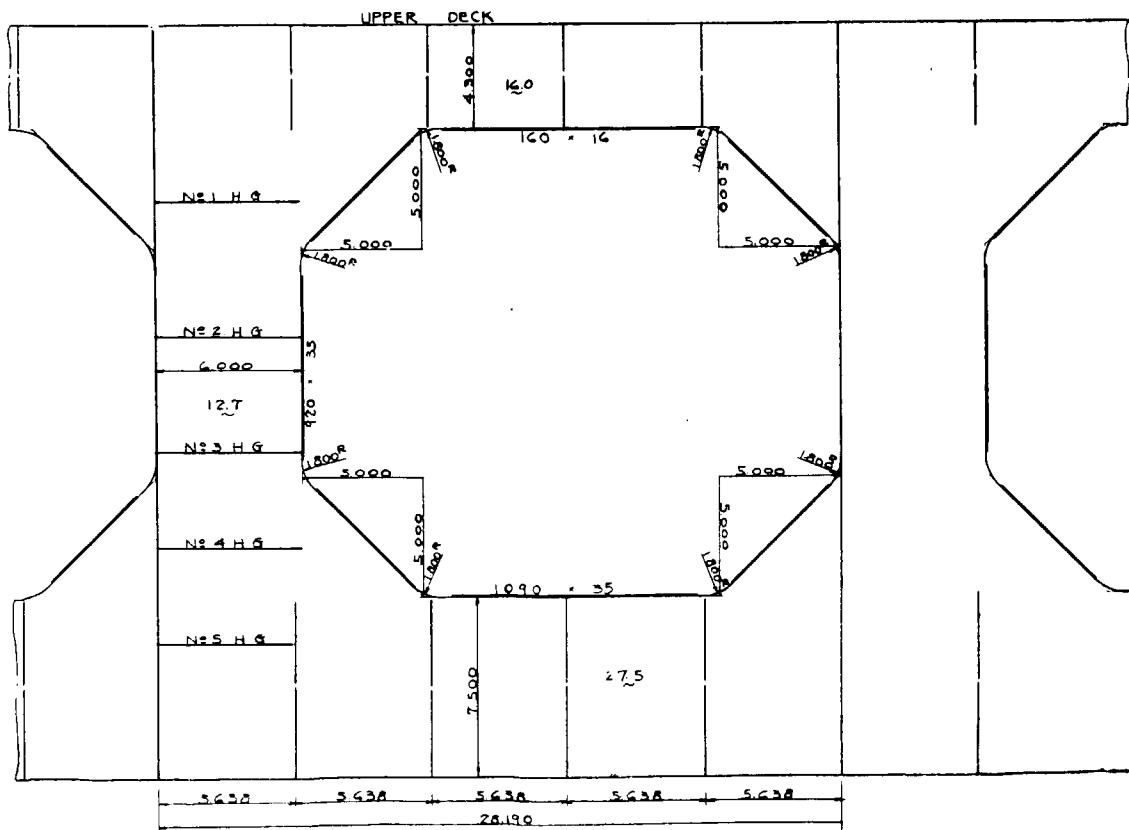
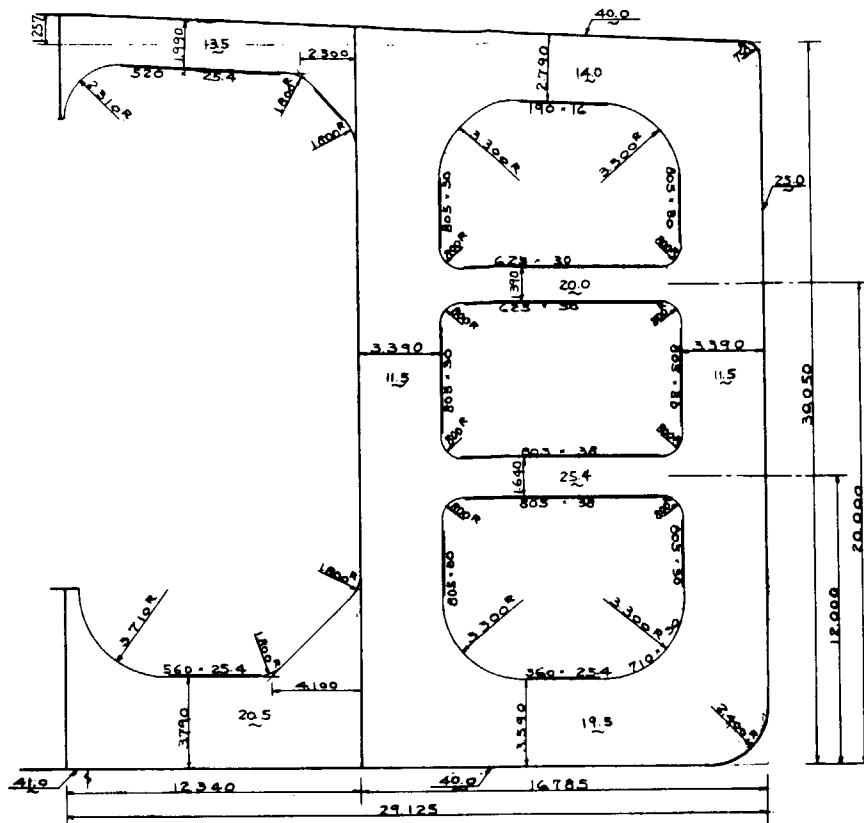


Fig. 4.2.29



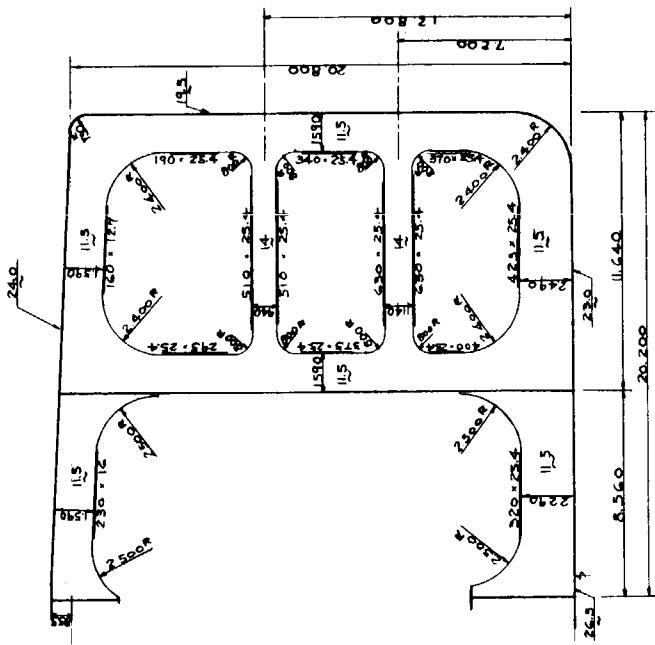


Fig. 42.32

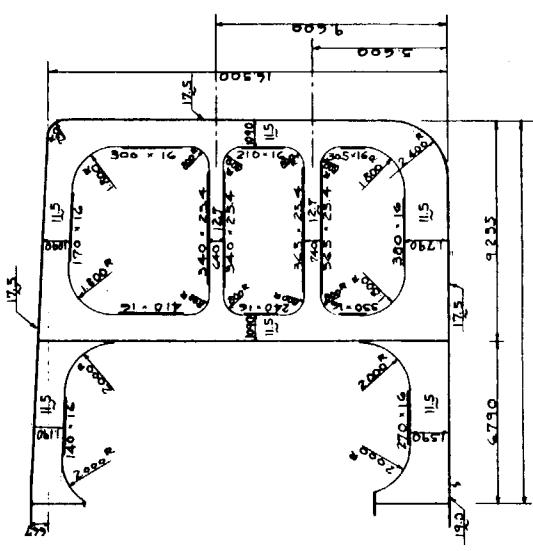
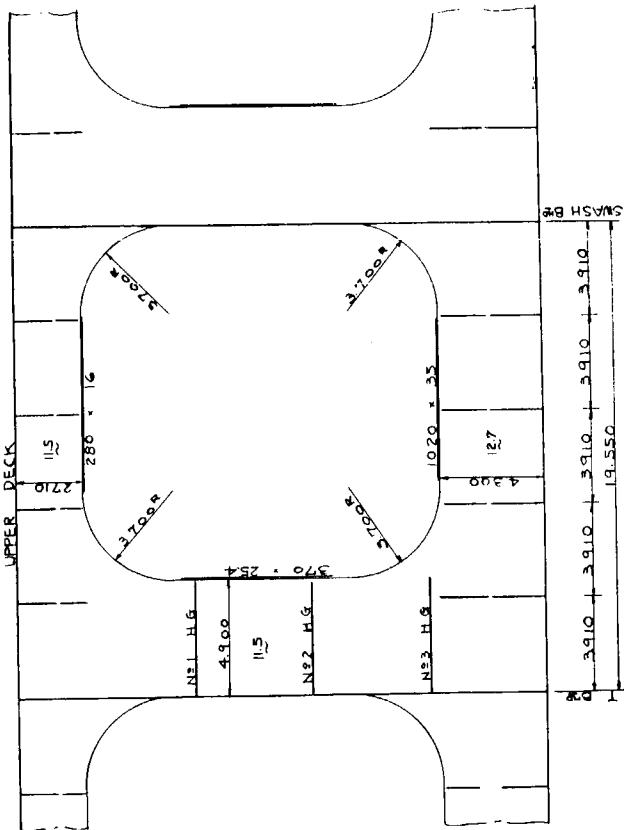


Fig. 4,2,34



H 18 4235

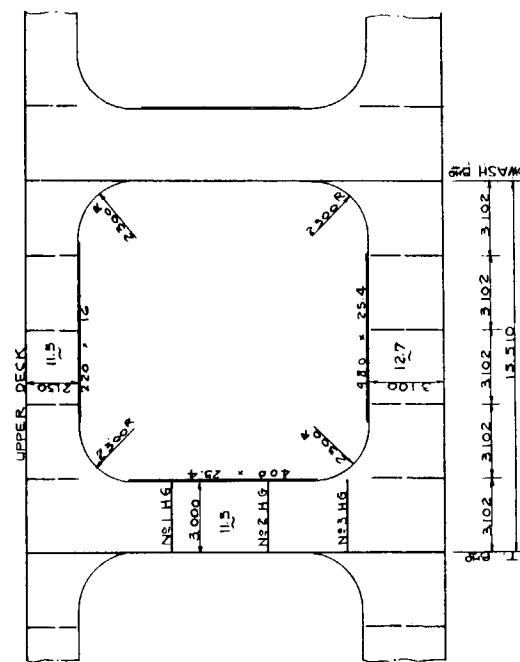


Figure 1233

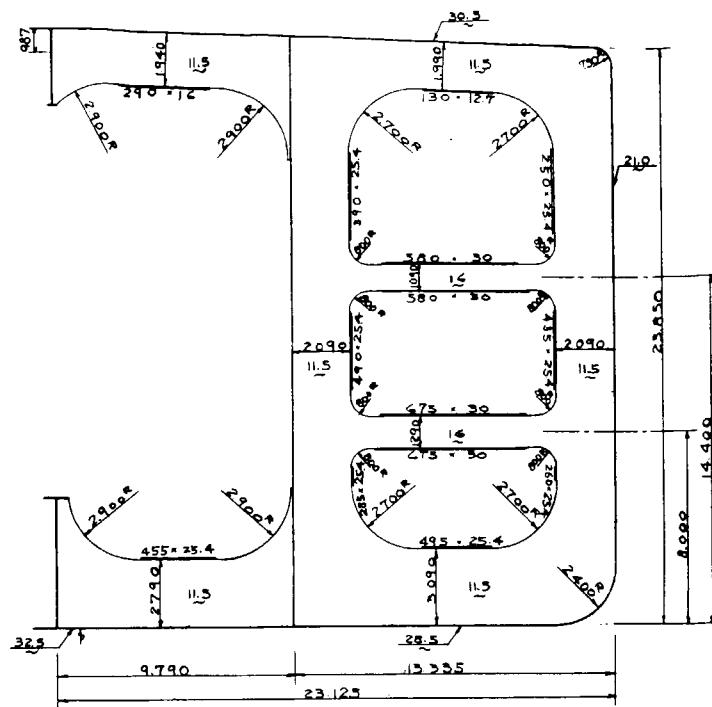


Fig. 4.2.3.6

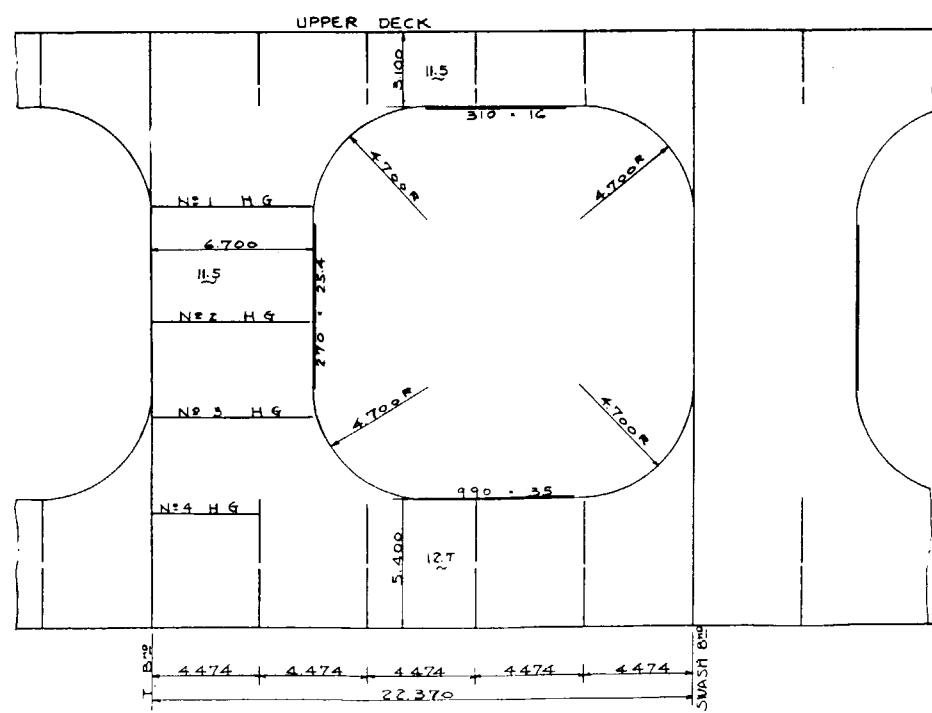
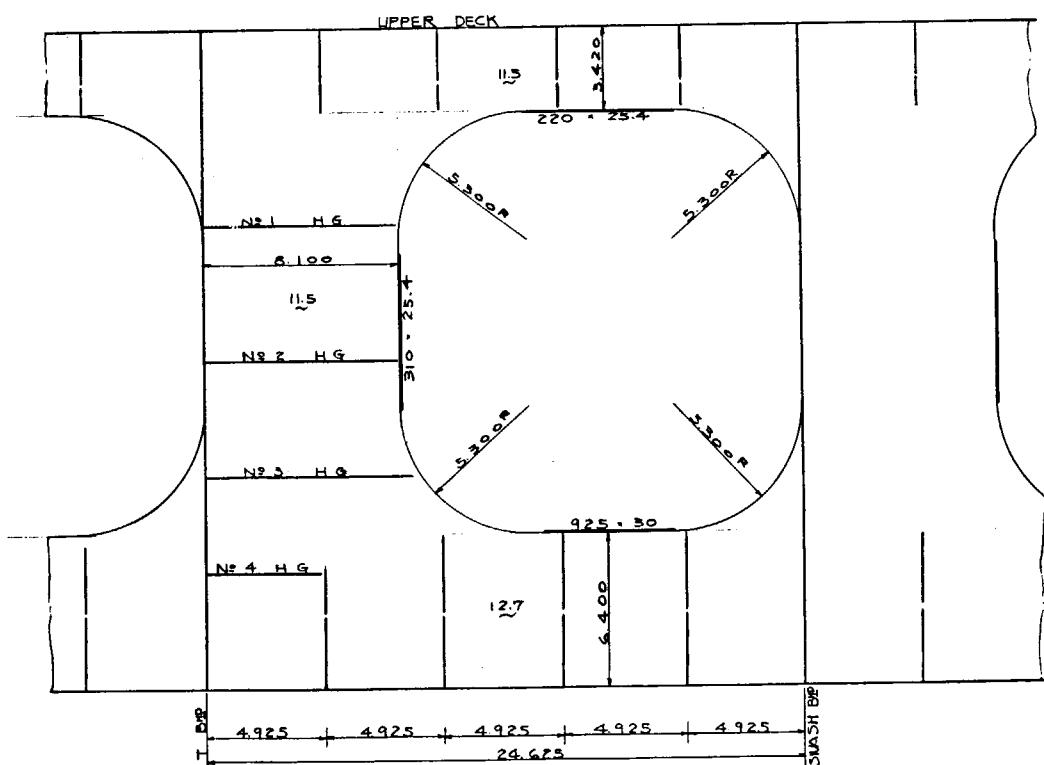
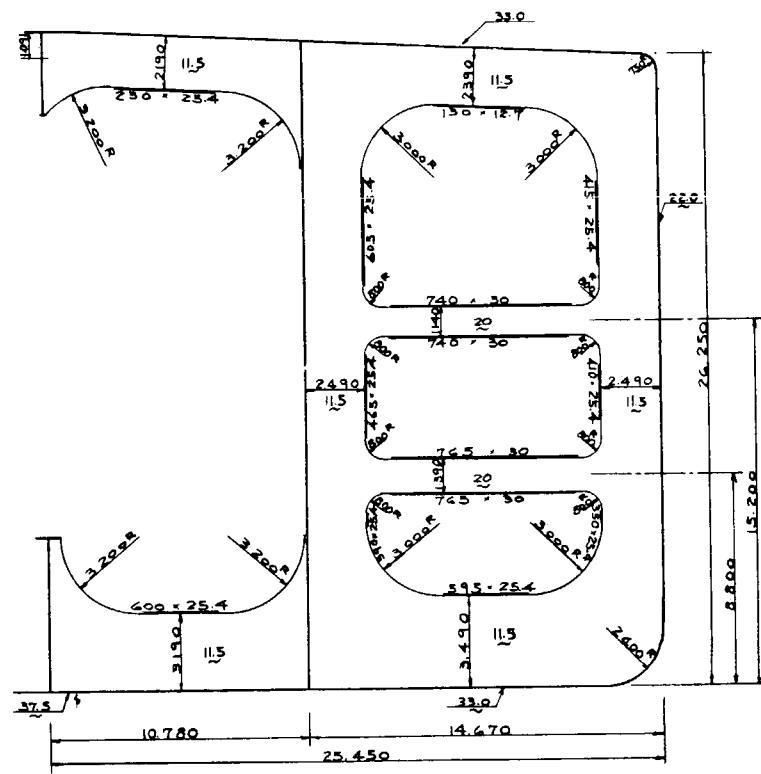


Fig. 4.2.3.7



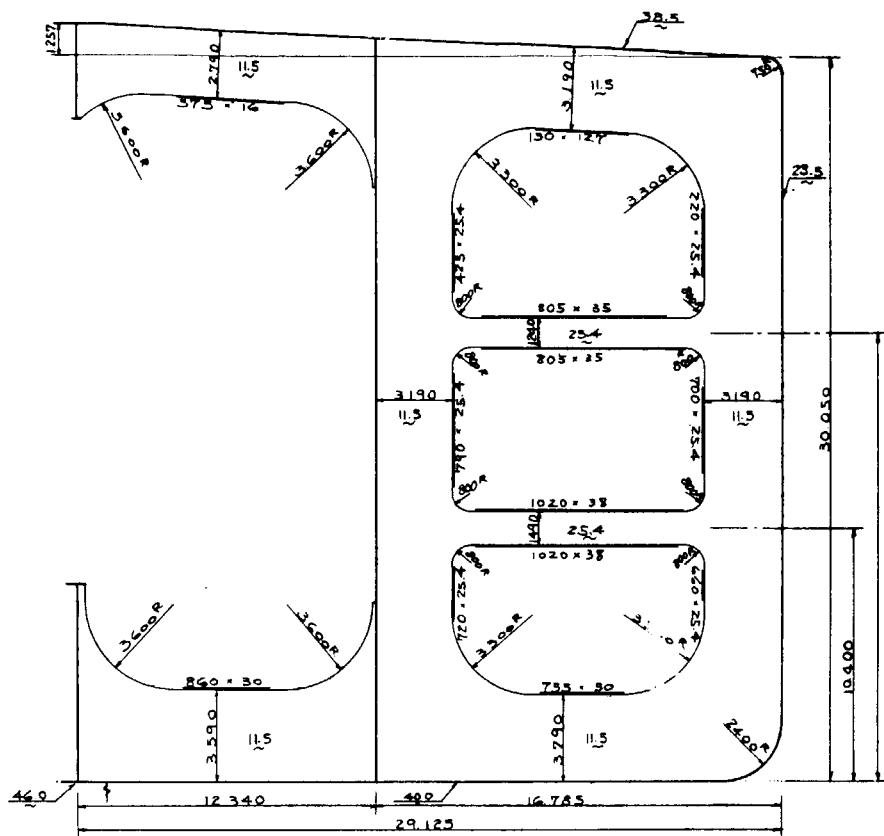


Fig 4.2.40

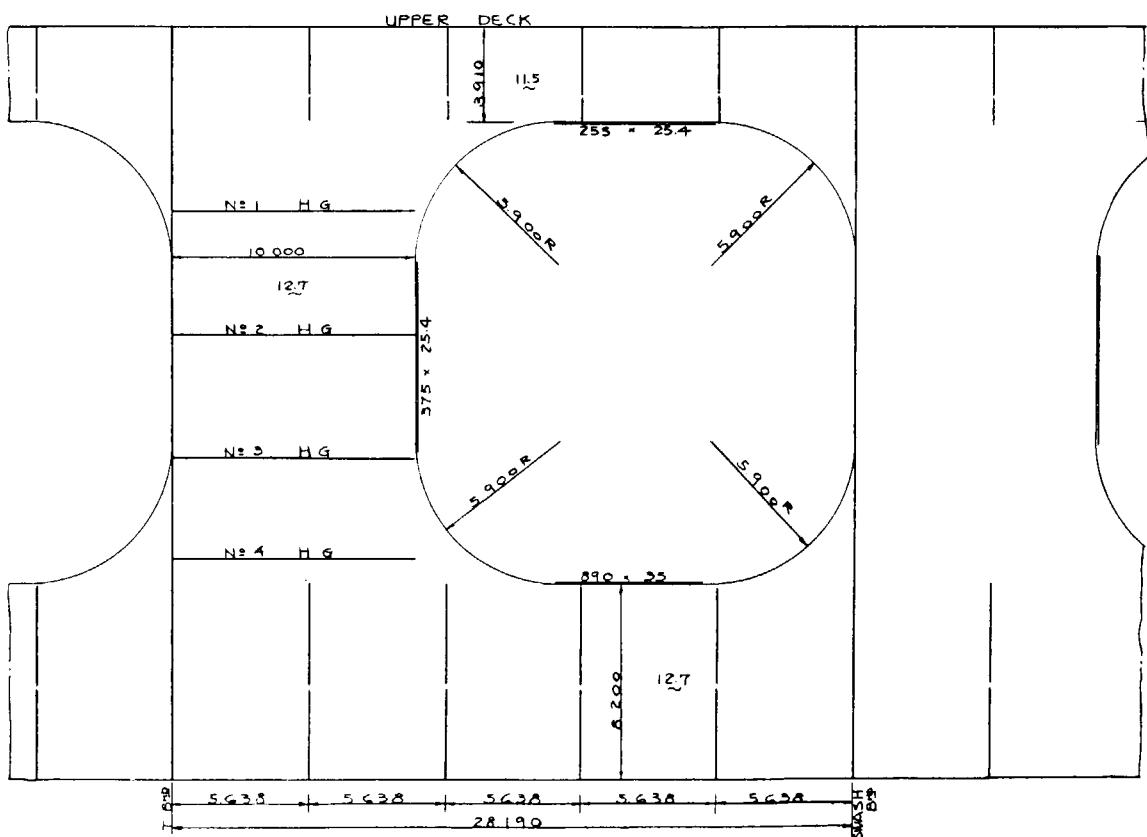


Fig. 4.2.41

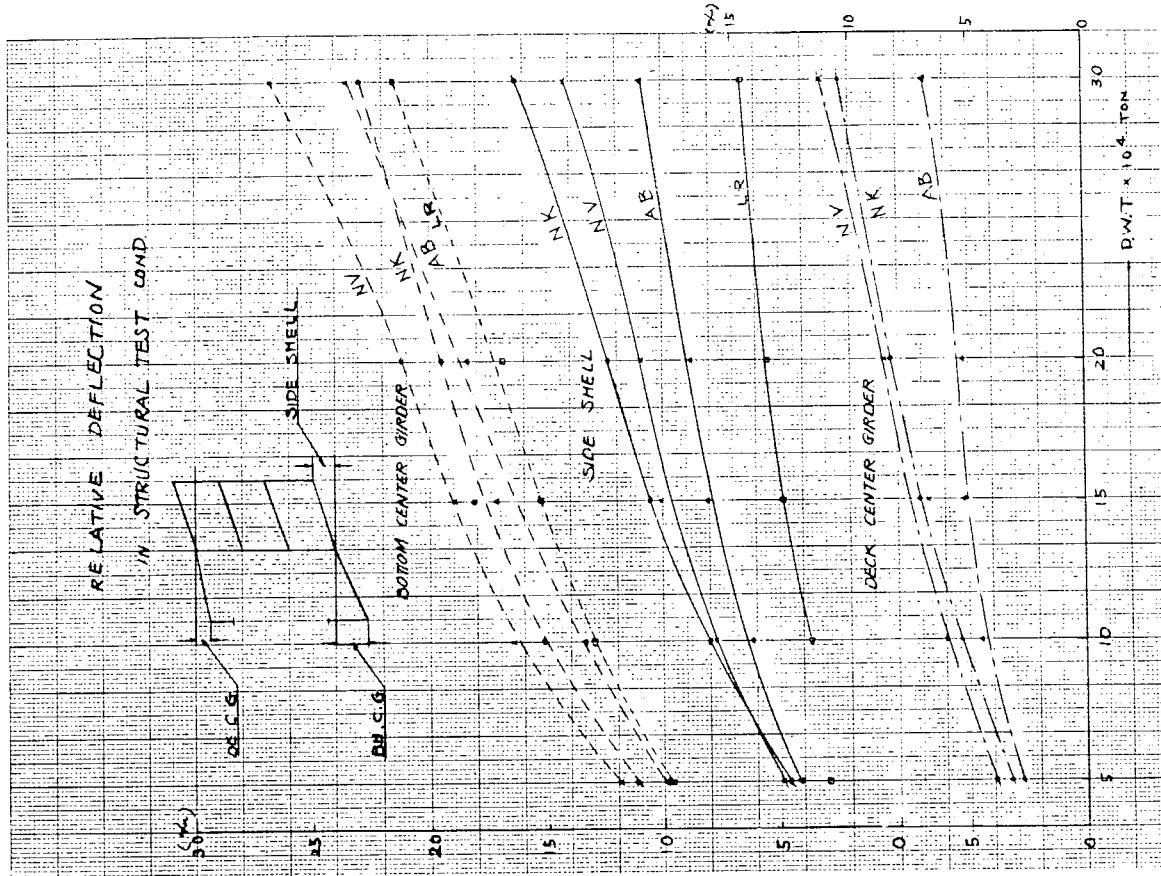


Fig. 4.2.4.3

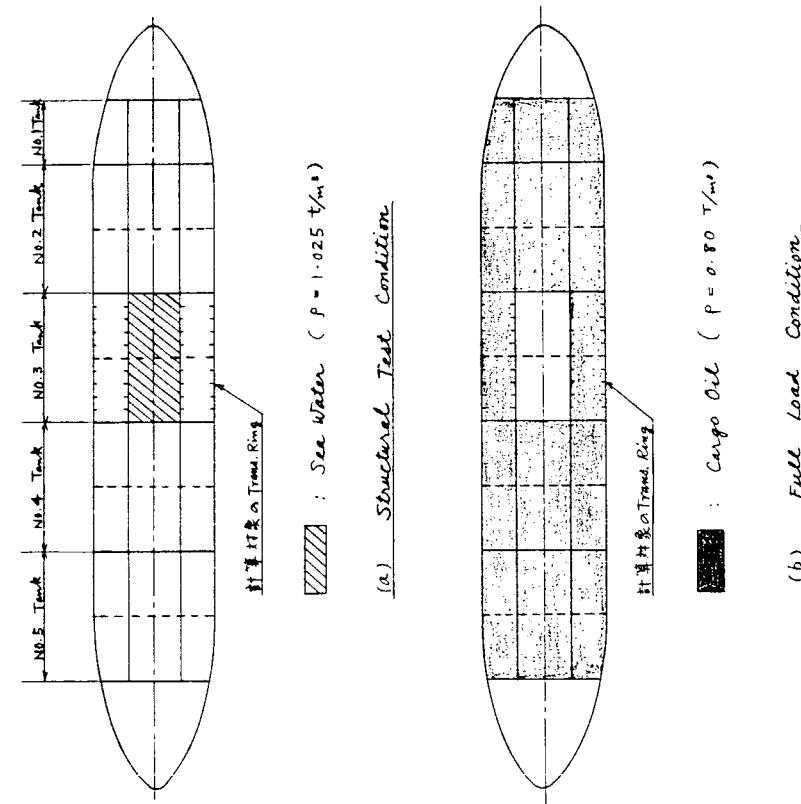


Fig. 4.2.4.2 Ballast in Calculating Condition

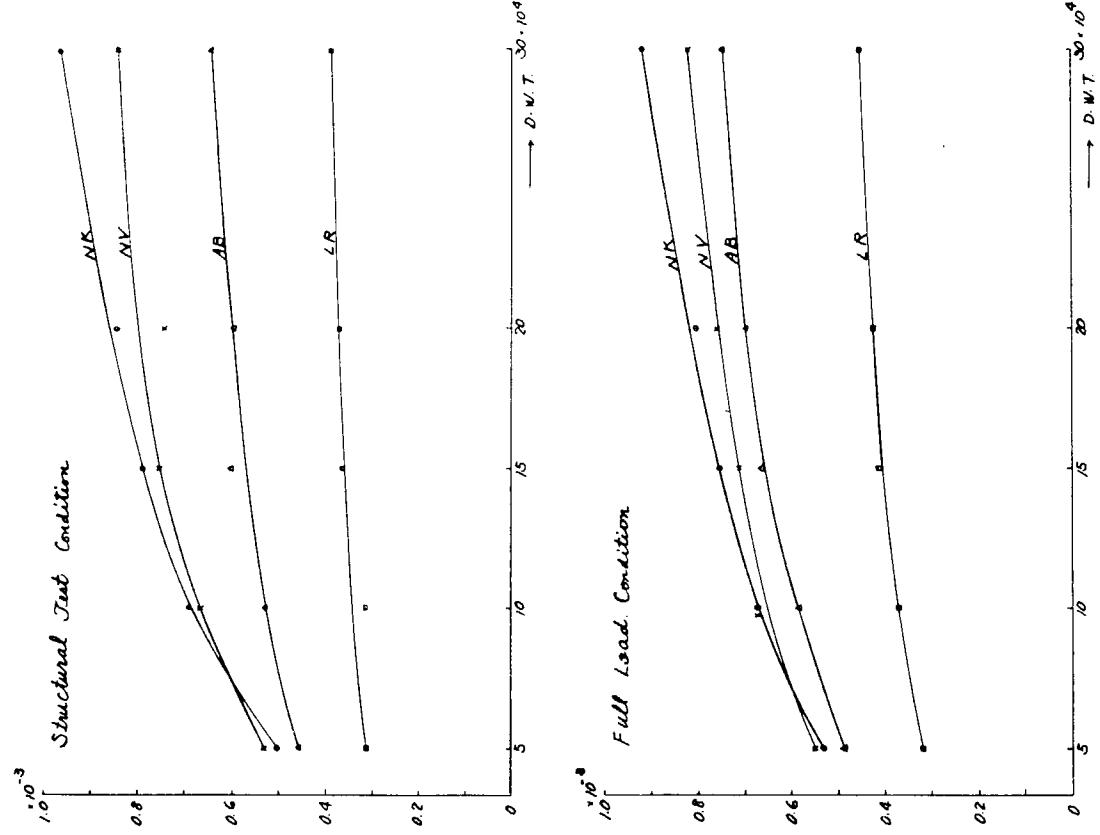


FIG. 4.2.4.5 Shear Strain of Wing Tank

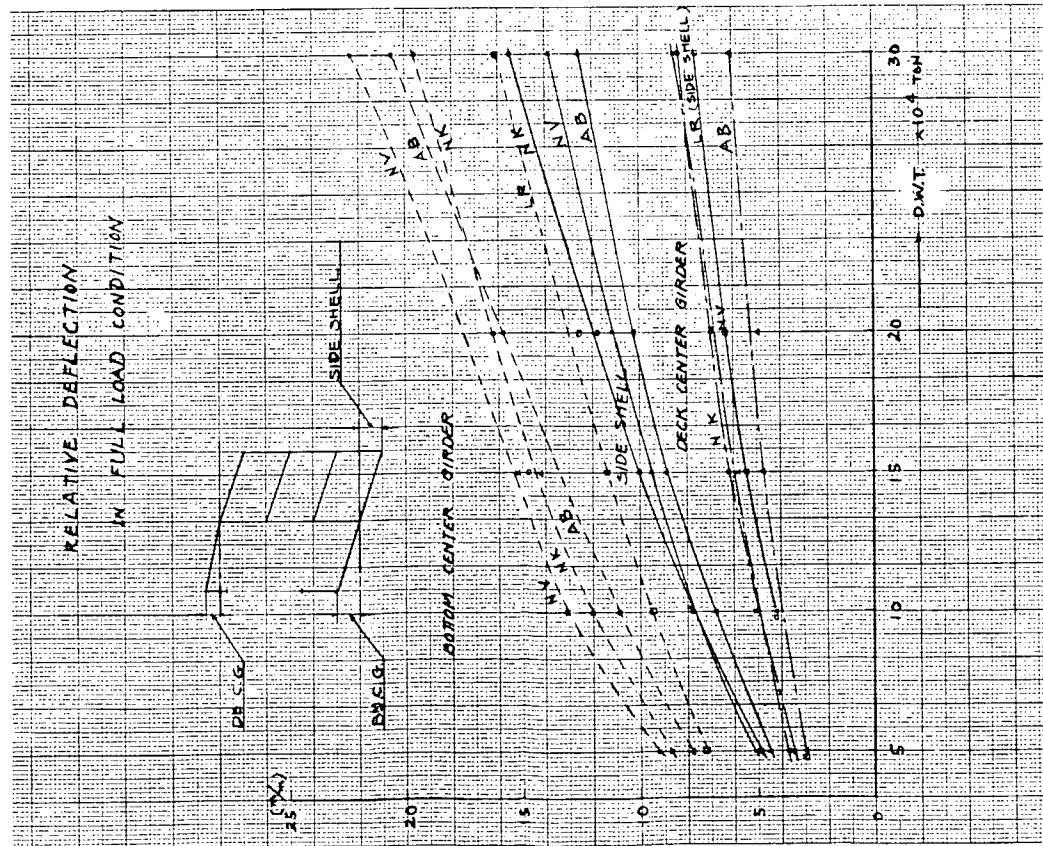


FIG. 4.2.4.4

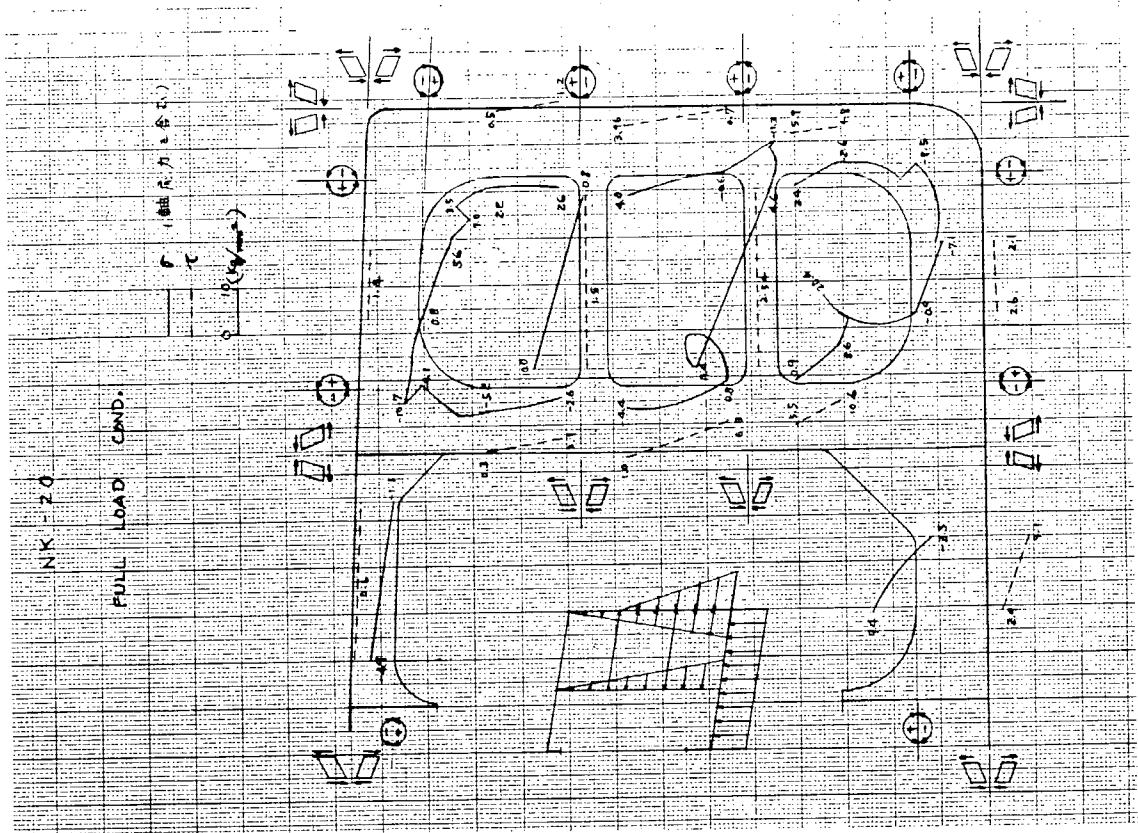


FIG. 4.2.47

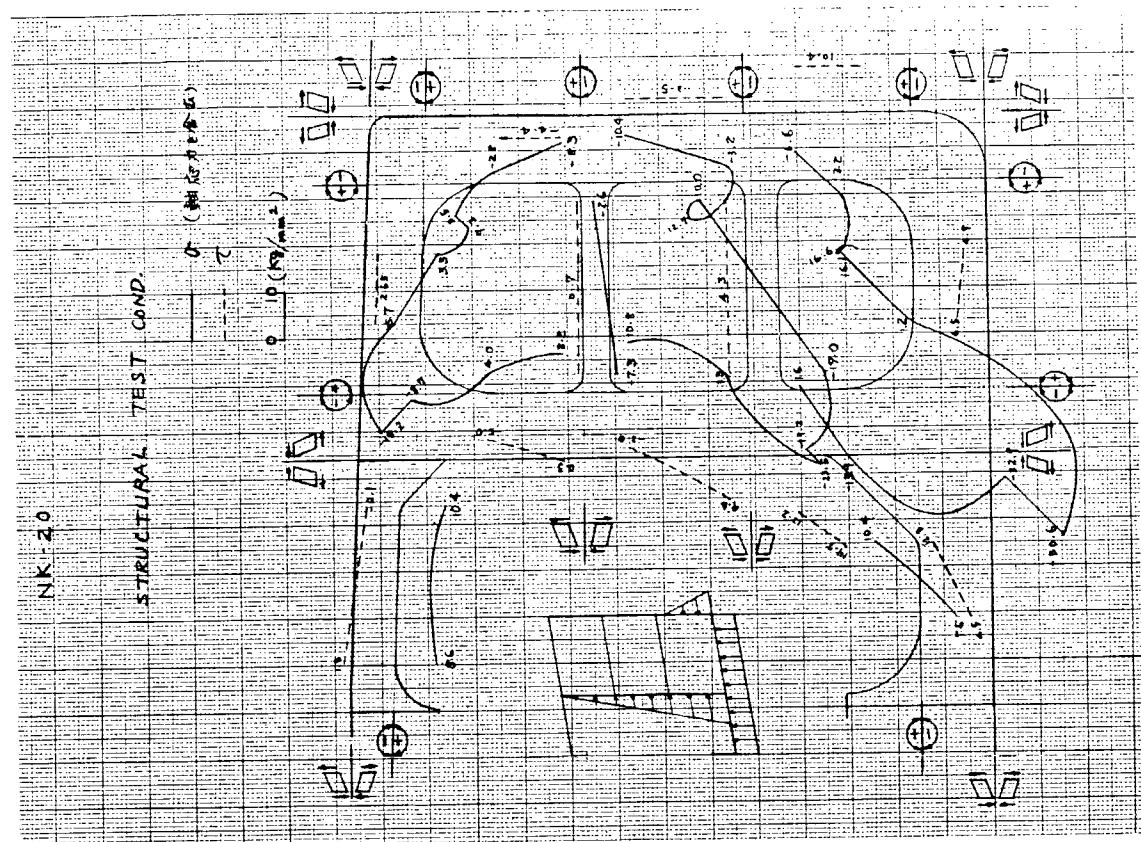


FIG. 4.2.46

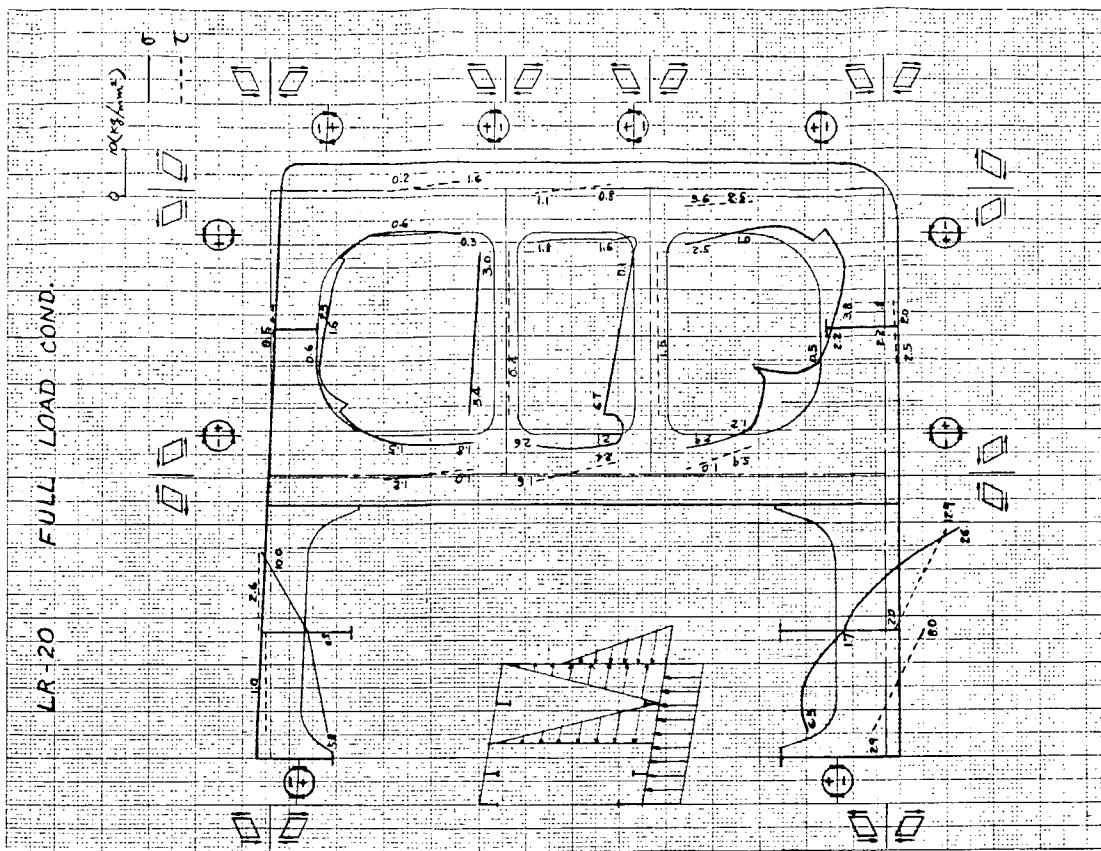


Fig. 4.2.4.9

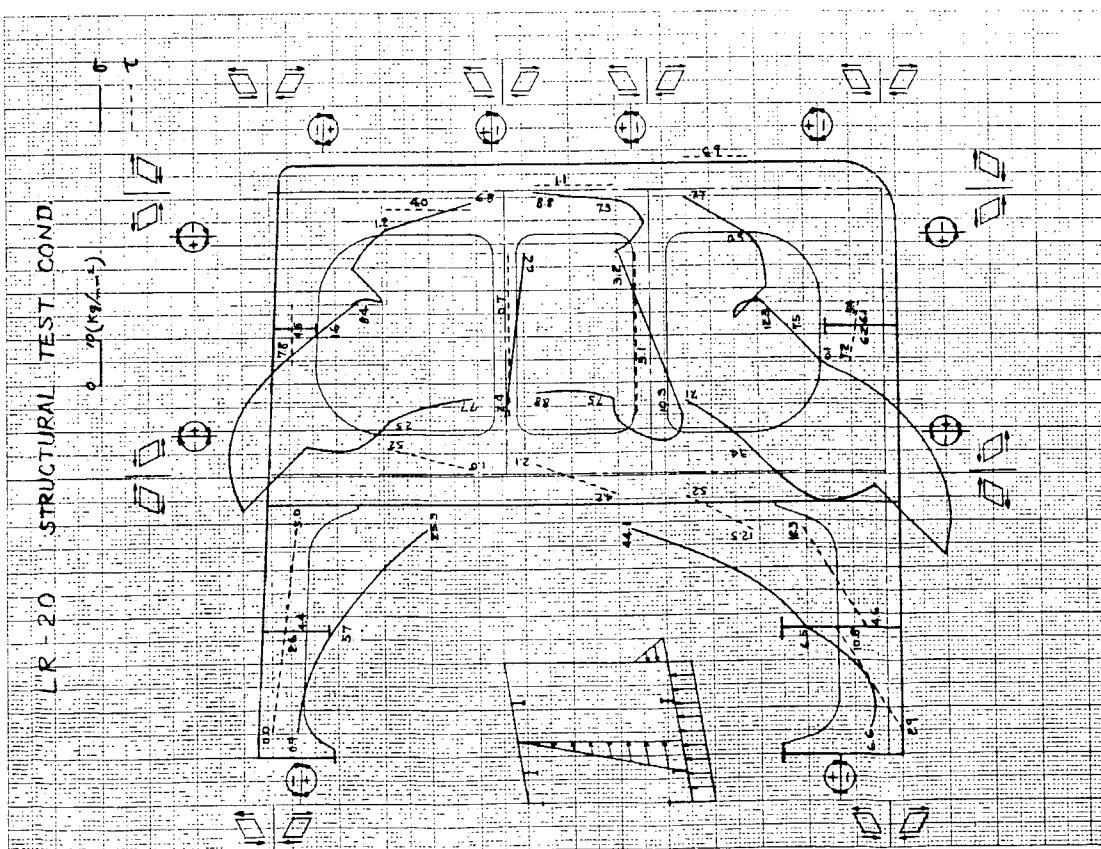


Fig. 4.2.4.8

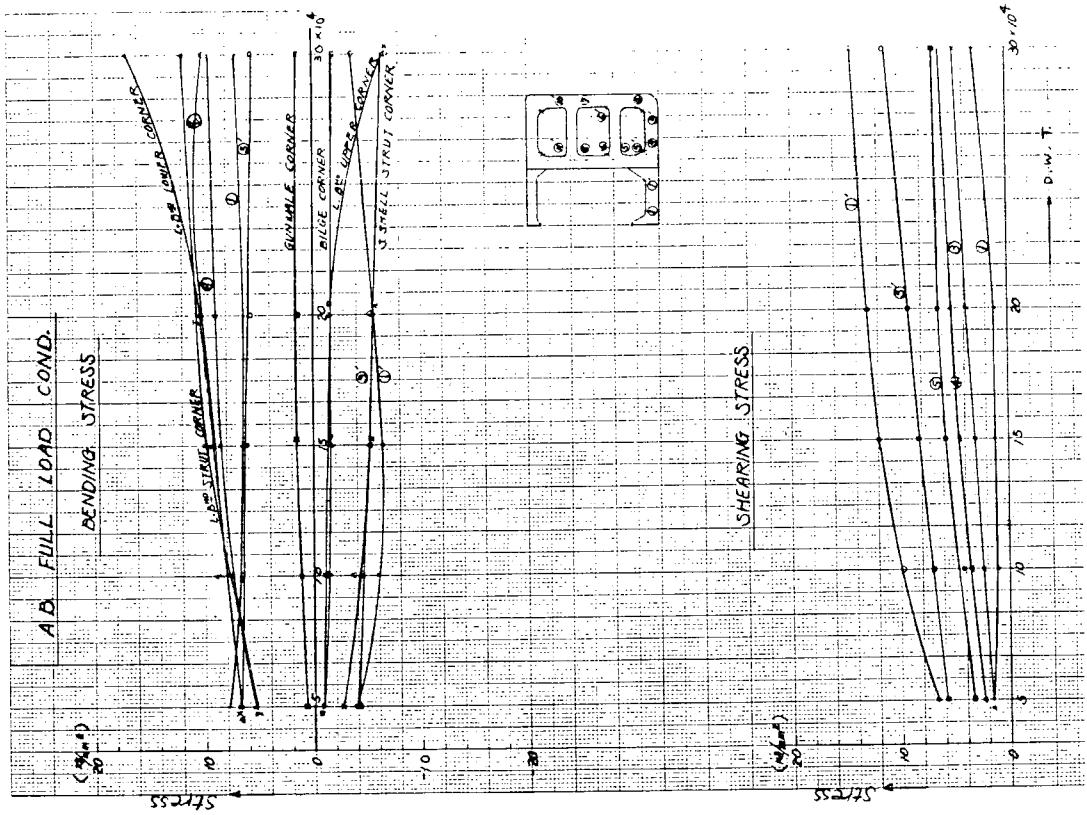


Fig. 4.2.51

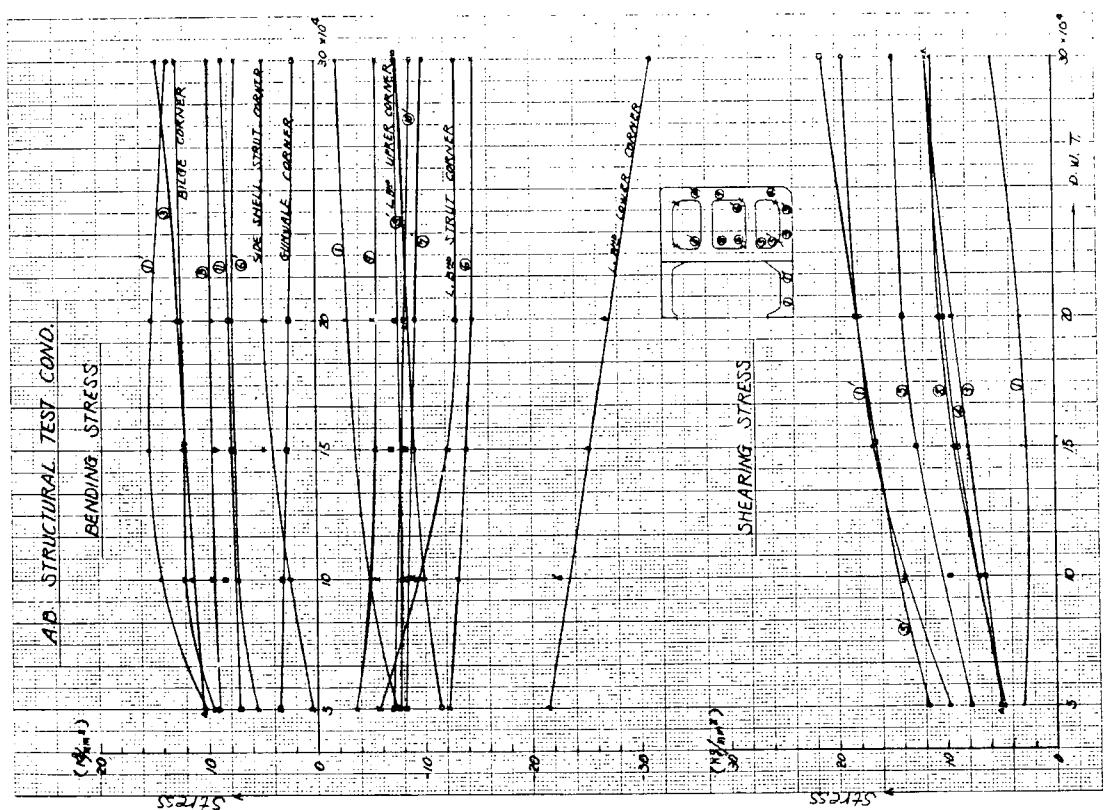


Fig. 4.2.50

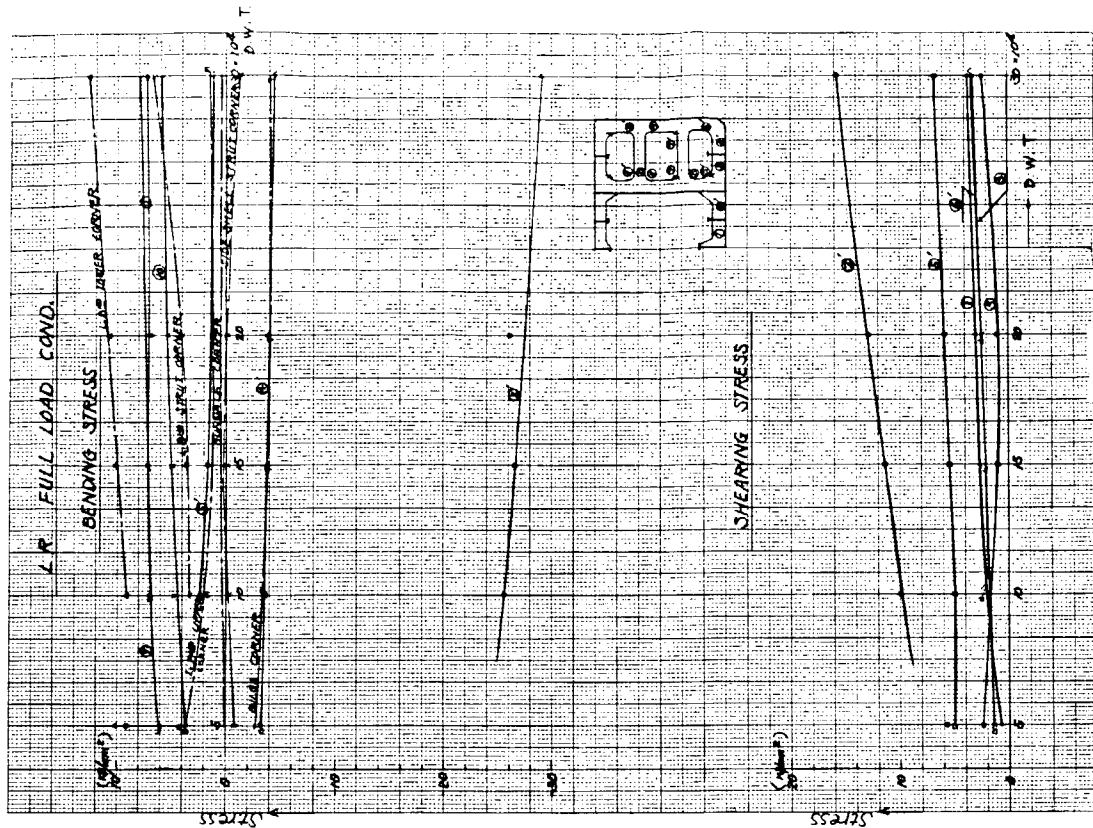


Fig. 4.2.53

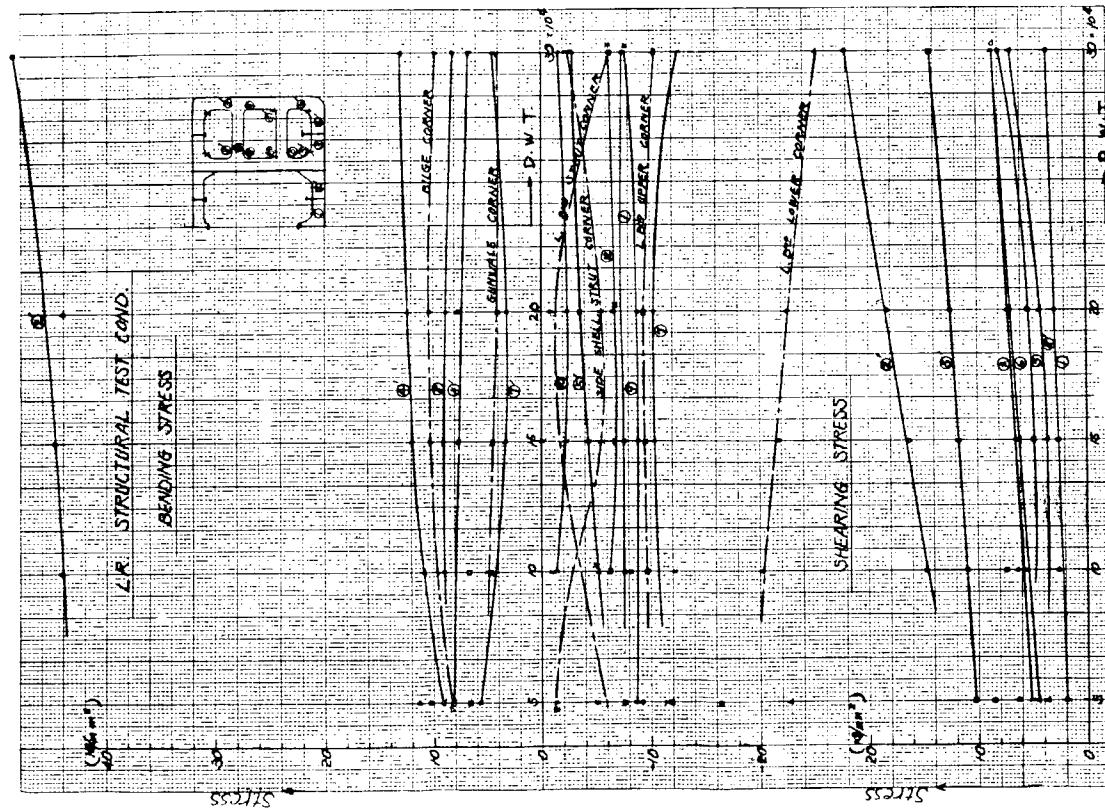


Fig. 4.2.52

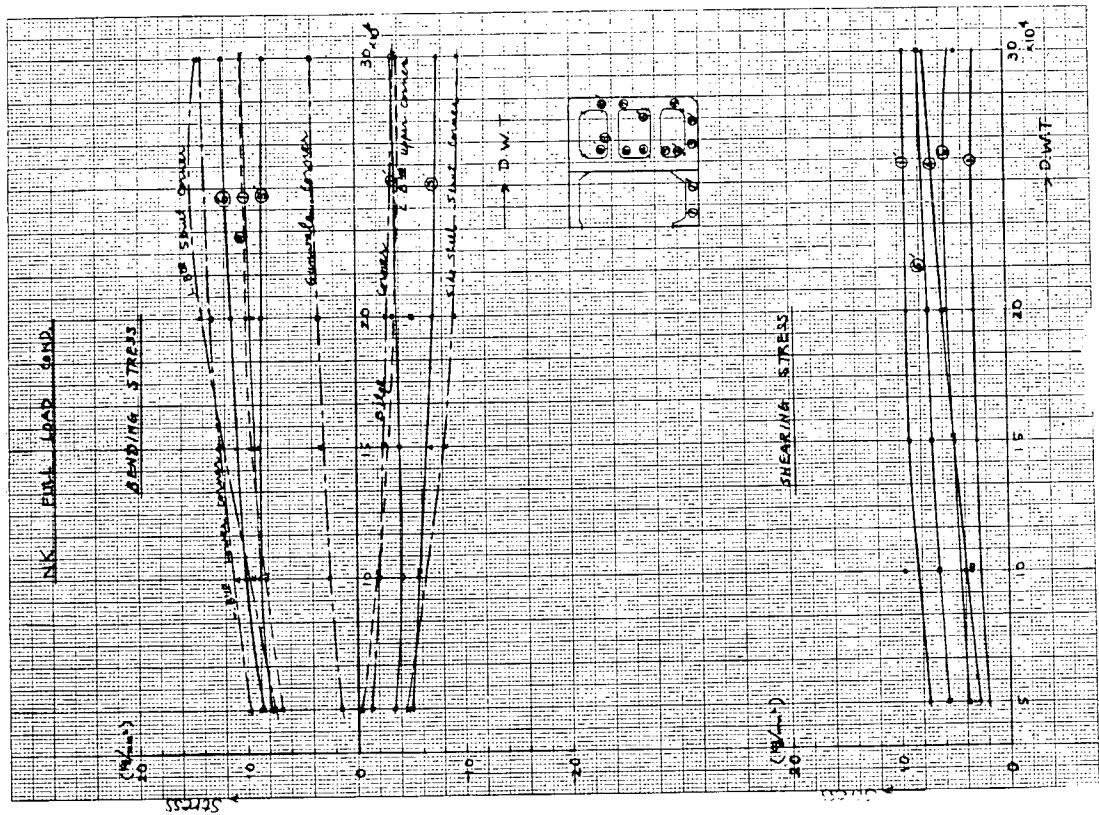


Fig. 4.2.5.5

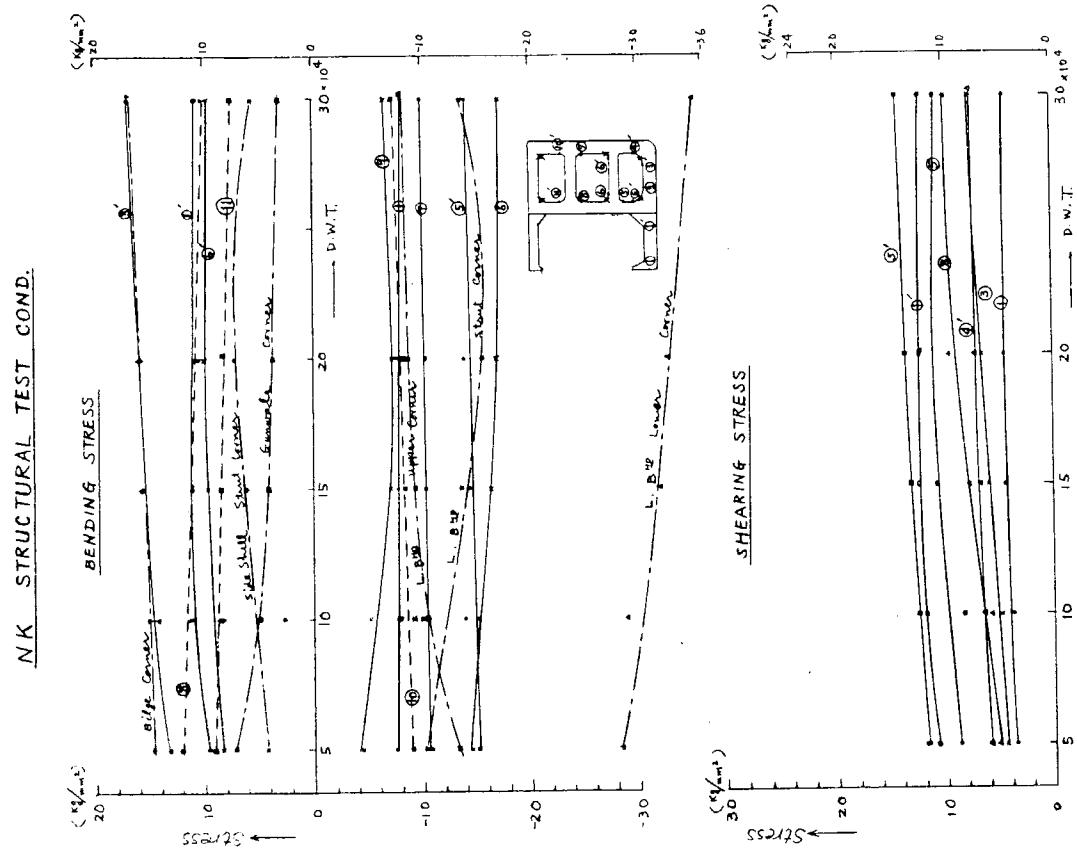


Fig. 4.2.5.4

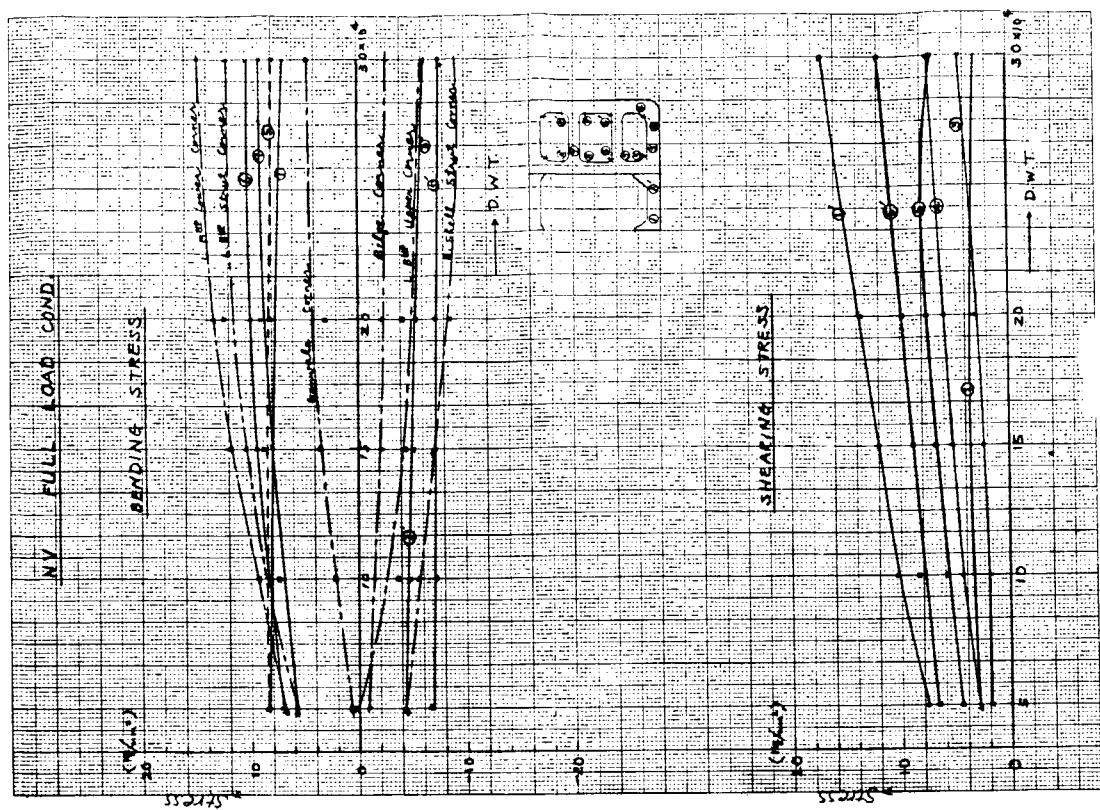


Fig. 4.2.57

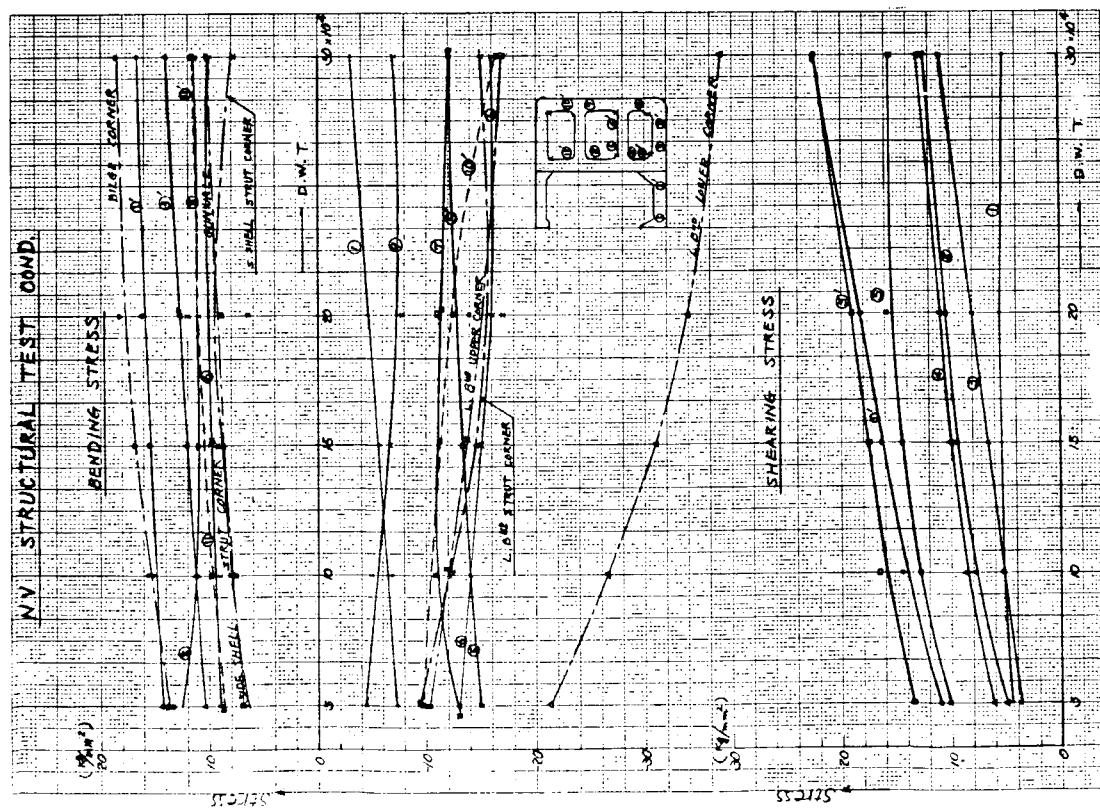


Fig. 4.2.56

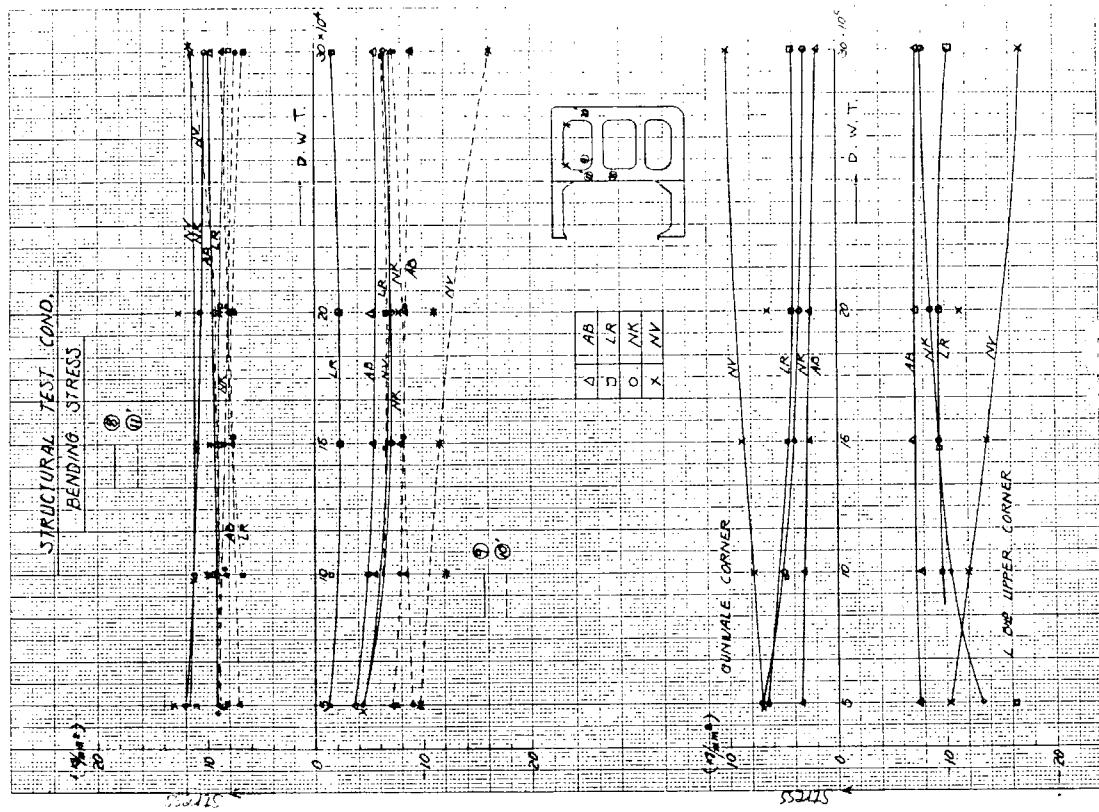


Fig. 4.2.59

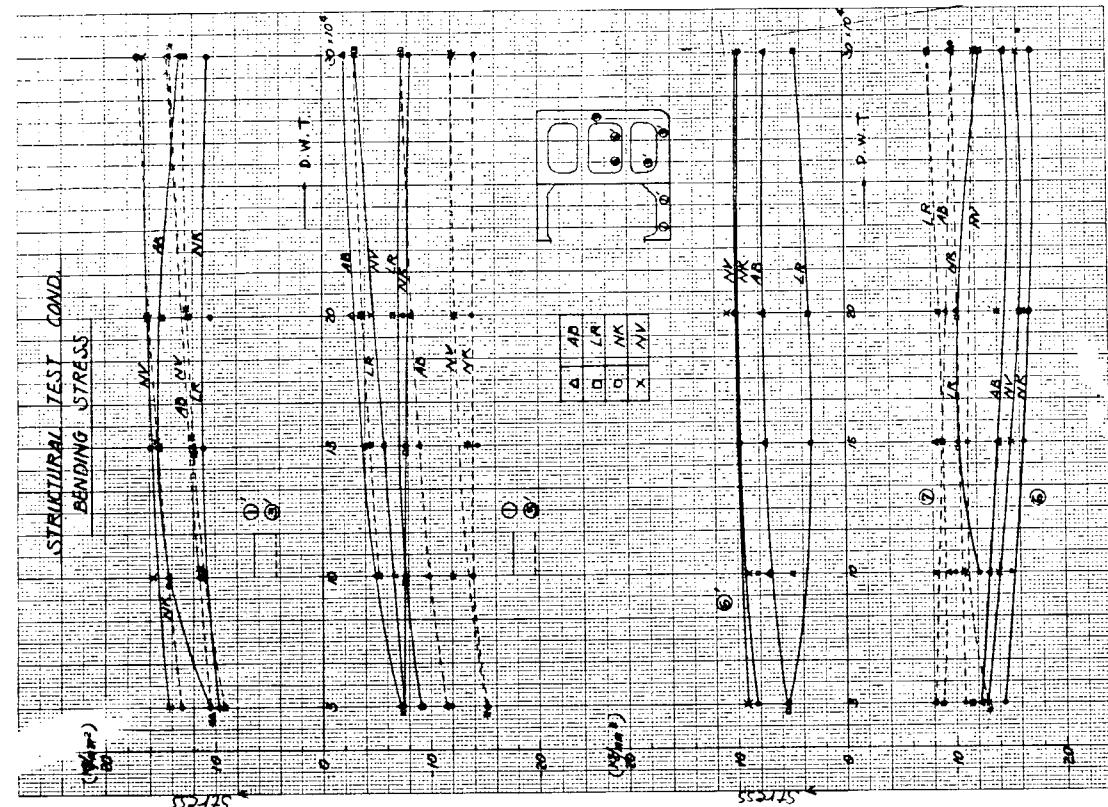


Fig. 4.2.58

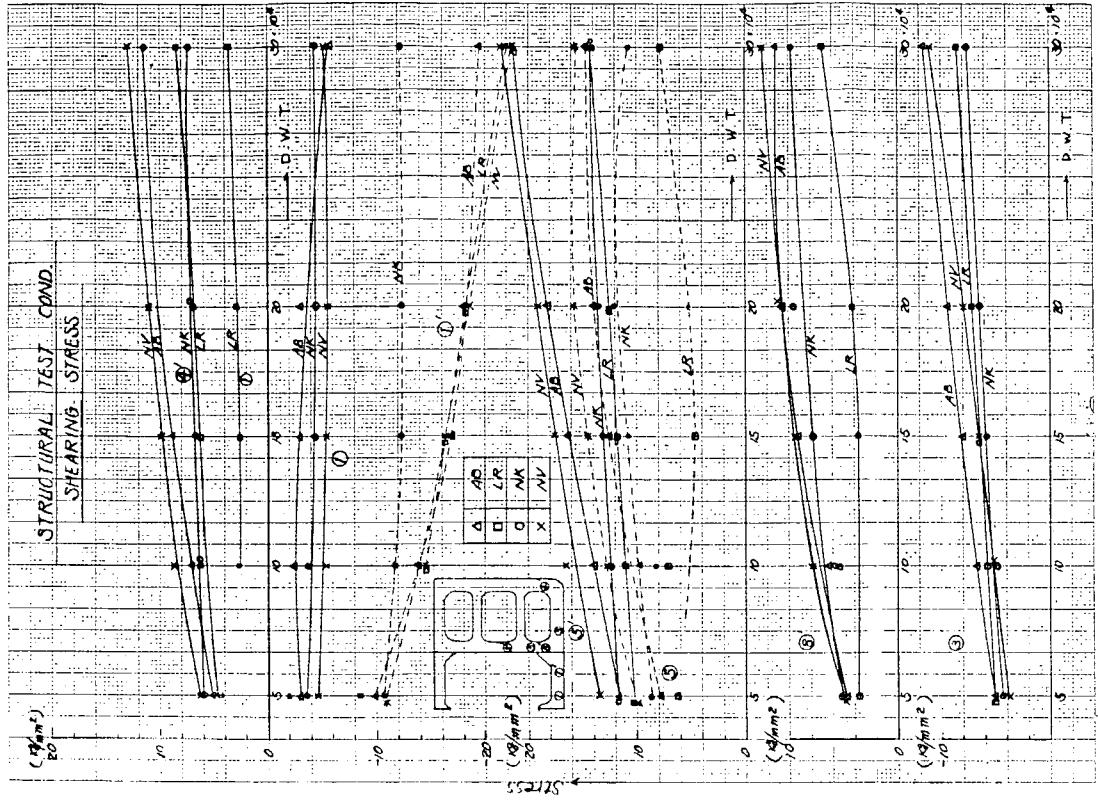


Fig. 4.2.61

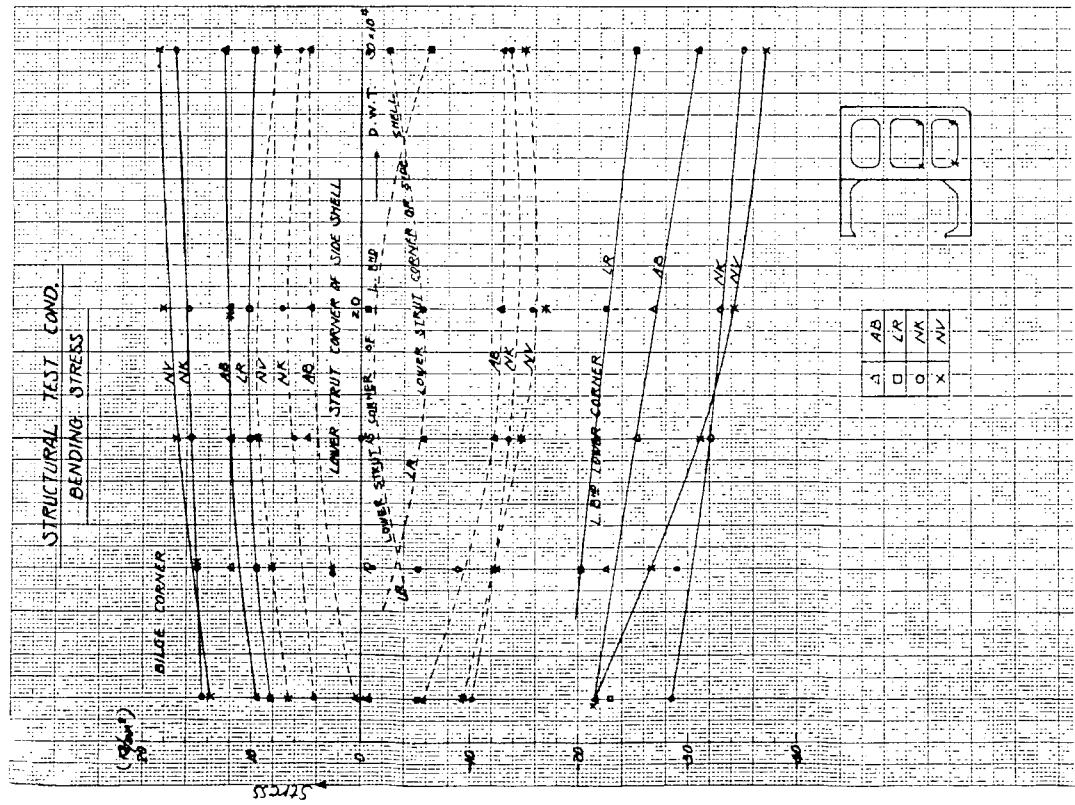


Fig. 4.2.60

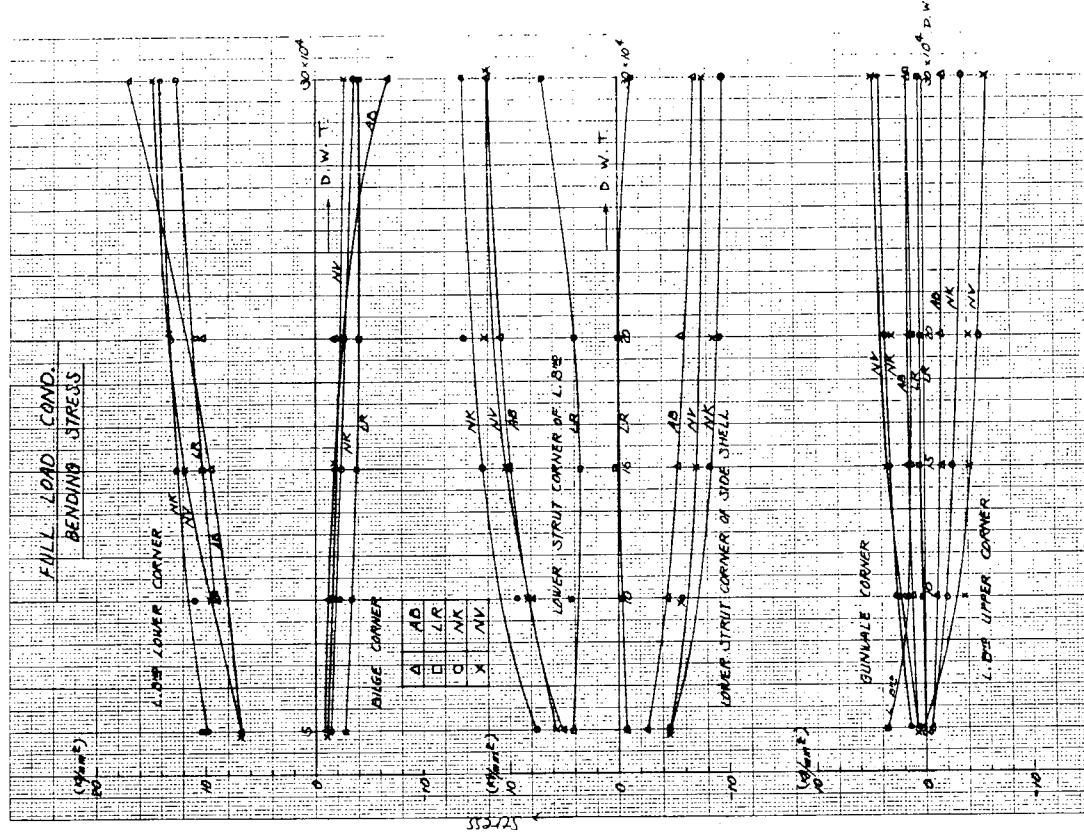


Fig. 4.2.63

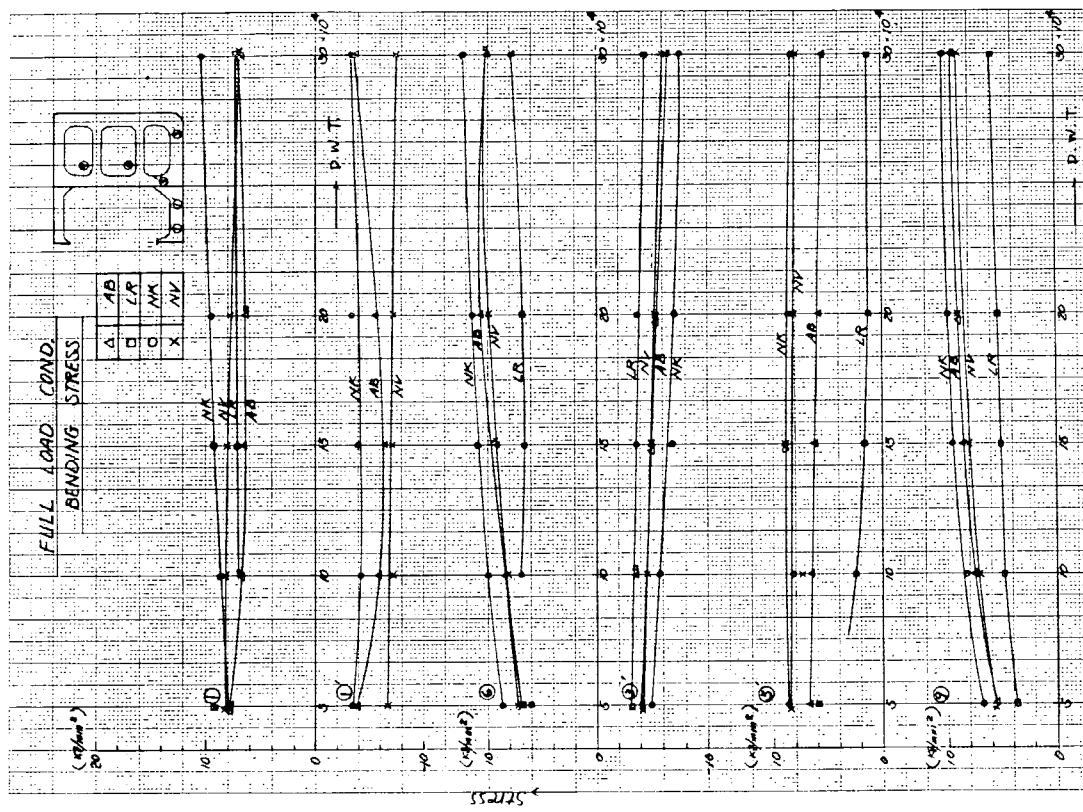


Fig. 4.2.62

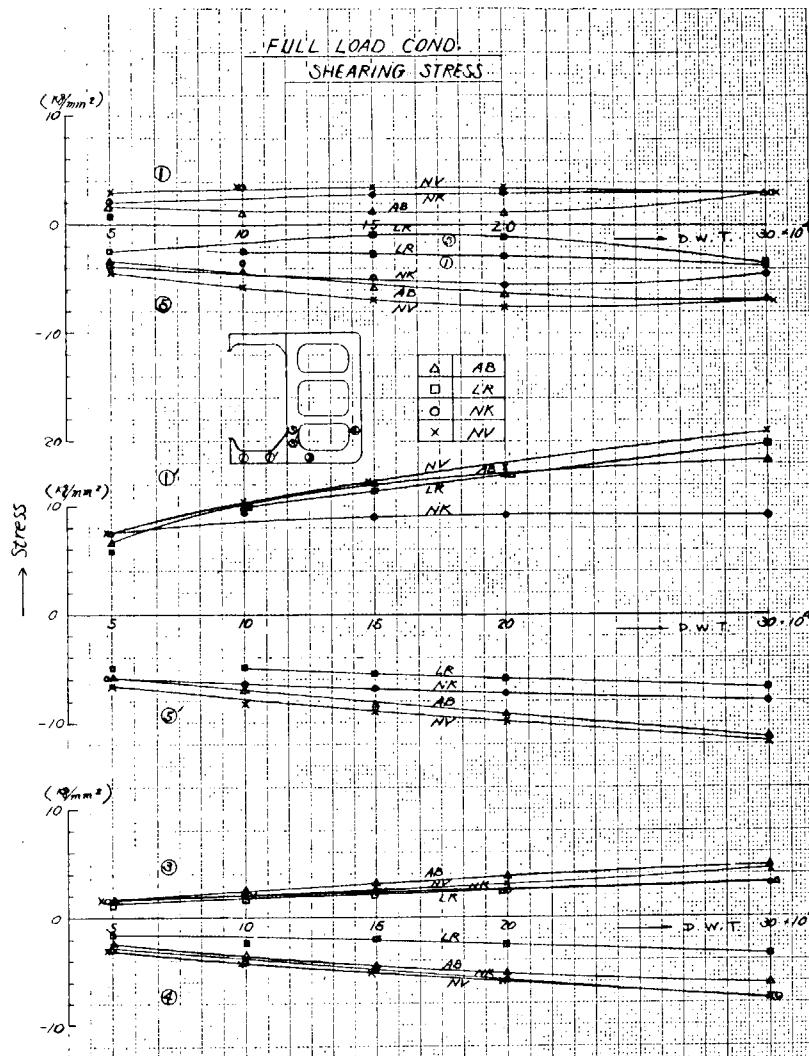


Fig. 4.2.6 4

4.3 有限要素法による横強度計算

4.3.1 まえがき

船の大型化とともに生じてくる種々の問題点については、各方面において研究が行なわれている。特に大型油送船の横強度計算については、各研究機関や、各造船所で立体強度計算法およびその他の方法で実施されており、実船実験と相伴なつて構造強度上の問題点かなりよく解明出来るようになつた。しかしながら主要構造部材の寸法は飛躍的に大きくなり、従来の梁理論の拡大適用をもつてしては、解明出来ないような問題も生じて来ている。また、スロットの存在、スチナー配置の影響、3材結合部の応力等につきより詳細な検討を必要とする場合がある。

このような問題については、平面応力問題としての取扱いが必要と考えられる。

本研究では、載荷重量が12万トンおよび20万トンの油送船のトランス・リングを対象としトランス・リング全体を有限要素法¹⁾で解析することにより、トランス・リングの強度におよぼす種々の影響の調査を行なつた。

- a) スロット、ウエブ、スチナー、倒れ止め肘板および外板の有効巾の影響
- b) トランス・リングの形状を変化させた場合の影響
- c) ラーメン計算結果および実船計測結果との比較

4.3.2 計算対象船概要

解析の対象とした船は実船計測を実施した載荷重量が12万トンおよび20万トンの油送船である。対象船の主要目

および中央横断面概略を Table 4.3.1 及び Fig. 4.3.1(c) に示す。計算時の載荷状態は実船計測結果と対応させる必要もあり、また実船計測を行なつた載荷状態が、横強度上最も過酷な状態であるセンター・タンク水試の状態とほとんど類似であるので計算は実船計測を行なつた載荷状態と同じ荷重条件で検討を行なつた。

4.3.3 トランス・リングの局部補強材および外板の有効幅の影響

1) 計算時の仮定

- 荷重条件および構造条件ともにに関して対称であるので、計算は左位置で対称の条件(撓み角=0)を入れて左舷のみ行なつた。
- 荷重条件は、実船計測結果と対応させるため Table 4.3.2 示すものとする。但し、搭載バラスト及び海水の比重は 1.025 また荷重の作用する幅は 1 トランス・リング・スペースとする。
- トランス・リングを切り出した時の不平衡力に釣合う力を各縦強度部材へ分配し、座標の原点を甲板と船側外板の交点(ガッセル部)において。不平衡力に釣合う力の各縦強度部材への分配率は、立体強度計算²⁾より求めた。また分配された不平衡力に対する反力は Fig. 4.3.2(c) に示すように、各縦強度部材の深さ方向に一様に分布させた。計算対象トランス・リングの不平衡力及び配分状況を Table 4.3.2 に示す。
- 外板の有効巾は A 船、B 船とも一率に $\frac{1}{3}$ トランス・リング・スペースとする。但し縦通隔壁付堅横と船底および甲板横横との 3 材結合部の有効巾は Fig. 4.3.3(c) に示すように、センター・タンクの船底横横および甲板横横の肘板の先端で $\frac{1}{3}$ トランス・リング・スペースとし、船底および甲板位置では 0 に漸減した。
- 面材の有効巾は彎曲部では C.G. Anderson³⁾ の方法により計算し、直線部では全巾有効と考えた。
- ロンジ、ウェブ・スチフナ、倒れ止め肘板の断面積は次のように取つた。
ロンジ: $\frac{1}{3}$ トランス・リング・スペース × ロンジ・ウェブ板厚
ウェブ・スチフナ: ウエブ・スチフナの断面積
倒れ止め肘板: 節点間の平均断面積

g) 外板の有効巾の影響を調査するため、B 船で外板の有効巾を $\frac{1}{3} \rightarrow \frac{2}{3}$ トランス・リング・スペースに変化させた。

2) 構造条件

A 船

ケース 1: Fig. 4.3.1(a) に示す実際の構造からウェブ・スチフナ及び倒れ止め肘板を取り除いた場合。但し、ロンジ は考慮した。

ケース 2: 実船構造

ケース 3: ケース 2 のスロットを塞いた場合

ケース 4: ケース 2 のトランス・リング下部の彎曲部を Fig. 4.3.1(a) に示すようなウェブ・スチフナで補強した場合

B 船

ケース 1: Fig. 4.3.1(b) に示す実際の構造から、ウェブ・スチフナ及び倒れ止め肘板を取り除いた場合。但し、ロンジ は考慮した。

ケース 2: 実船構造

ケース 3: ケース 2 の外板の有効幅を $\frac{1}{3} \rightarrow \frac{2}{3}$ トランス・リング・スペースとした場合。

計算に用いた要素分割を Fig. 4.3.2(c) に示す。要素の分割にあたつては、ロンジ、スロット、ウェブ・スチフナ及び倒れ止め肘板等の影響を考慮出来るよう分割方法および分割要素の粗密には細心の注意を払つた。また、B 船の分割に当つては、A 船の計算結果より面材および外板の応力に対するスロットの影響は小さいことが判明したので、スロット近傍の分割は A 船よりも粗にし、スロットの影響は Fig. 4.3.4(b) に示す要領で、その部分の板厚を減ずることにより考慮した。また支材及び部材平行部の分割は A 船よりもいく分粗にし、その代り複雑な応力状態となる部材結合部

の分割を密にした。また水圧荷重は各ロングにかけ実船の荷重伝達状態に合うようにした。

3) 計算結果の考察

a) トランス・リングの変形状態に対する影響

A、B両船の各ケースのトランス・リングの変形状態を Fig. 4.3.5 に示す。変形状態は各ケースとも、ほぼ相似的に変化しているので、Fig. 4.3.5はケース1の状態を Table 1 とし、その他のケースについては、主な点の変位を Table 3 に示している本図より、次のようなことがわかる。

i) 変形量に対する影響は、外板の有効巾を増すことの影響が一番大きく、本計算の場合約15%減少する。これは、有効巾の増加により曲げ剛性が増すので当然のことではあるが、この影響は縦強度部材の相対変位には直接影響するので、注意を要する。

ii) 変形量に対するその他の影響はあまり大きくなかったかだから5%程度と考えられ、トランス・リングの巨視的な変形に対しては無視して良いと思われるが、強いて順位をつけ、その影響をみるとすれば次のようになる。

① スロットを塞ぐことの影響

② ウエブ・スチフナおよび倒れ止め肘板の影響

③ Fig. 4.3.1に示す船底彎曲部へのウエブ・スチフナの追加の影響

b) 面材および外板の応力分布に対する影響

Fig. 4.3.6に面材および外板の応力分布を示す。本図も変形状態と同様ケース1の応力をもとのまま、他のケースの主な点の応力は数値で示している。これらの図より次のことがわかる。

i) ウエブ・スチフナおよび倒れ止め肘板等のウエブ補強材の面材および外板の応力に対する影響は小さくたしかだか5%程度である。このことより、これらの部材は大骨材の局部強度を保持するのに有効であつて、大骨材の面材の応力に対してはほとんど有効でない。

ii) スロットの有無およびFig. 4.3.1に示すウエブ・スチフナの追加により影響も小さい。

iii) i) ii) より、トランス・リングを有限要素法により解析し、大骨材の面材の応力を検討する場合は、これら補強部材は省略し、大骨材の板および、面材のみ考慮して計算してさしつかえないことがわかる。

iv) 外板の有効巾を $\frac{1}{3} \rightarrow \frac{2}{3}$ トランス・リング・スペースにすることにより、縦通隔壁付堅桁下部の彎曲部を除き、面材の応力はわずか減少する。また外板の応力は、当然ながら増加分に応じて減少する。

v) 外板の有効巾の影響は、軸応力が大きくなる部材、特にセンター・タンクの船底横桁の面材の応力に対して著しく、有効巾が大きい方が、実船計測値に近づく。

このことは軸力および曲げが同時に働く部材に対しては、軸力および曲げに対する有効巾をそれぞれ分けて考える必要があることを示している。

c) ウエブ・スチフナおよびウエブ・プレートの応力分布

A船の最下部支材の縦通隔壁側結合部及び縦通隔壁付堅桁下部結合部のウエブ・スチフナおよびウエブ・プレートの応力分布を Fig. 4.3.7、4.3.8 に示す。

i) 支材結合部について

① Fig. 4.3.7(a)は、ウエブ・スチフナの応力分布に対するスロットの有無の比較をしたもので、スロット近傍を除き、この影響は小さいことがわかる。

② Fig. 4.3.7(b)は、ウエブ・プレートの支材の軸方向の応力 σ_x の分布を示したものである。この図よりウエブ・スチフナーの存在により、 σ_x はかなり減少することがわかる。また、その低下は、ほぼウエブ・スチフナの断面積の増分に比例すると考えてよいようである。

③ Fig. 4.3.7(c)は、ウエブ・プレートの船の深さ方向の応力 σ_y の分布を示したものであり、この図からわかるように、ウエブ・スチフナの存在により、 σ_y は若干小さくなっている。

④ Fig. 4.3.7(d) はウエブ・プレートの剪断応力 τ_{xy} の分布を示したものである。 τ_{xy} への影響は当然予想されることではあるがウエブ・スチフナよりもスロットの有無の影響が大きいようである。また支材結合部の下部 R止り附近では、かなり大きな応力(約 11 kg/mm^2)が表われている。

ii) 縦通隔壁付堅板下部結合部

① Fig. 4.3.8(a) はウエブ・スチフナの応力分布を示す。スロットの有無の影響は支材結合部の場合と同様に、スチフナのロングとの取合部附近ではかなり大きく、面材の方に行くにつれて小さくなり、面材の近傍でのこの影響は小さい。又、Fig. 4.3.1(c) 示したスチフナの追加による影響はほとんどない。追加スチフナのうちセンタータンクの船底横桁の肘板部のスチフナの応力はかなり高くなつておる、有効に働いていることがわかるが、ウイング・タンク内の追加スチフナの応力は低く、あまり有効でないことがわかる。

② Fig. 4.3.8(b)-(d) は、ウエブ・プレートの応力 σ_x , σ_y および τ_{xy} を表わしており、これ等の図より、 σ_x , σ_y に対するウエブ・スチフナの有無の影響はあまり大きくなないが、下部支材の影響もあつて軸力が大きくなる船底横桁の肘板先端附近の σ_x はかなり低下する。また τ_{xy} については、スロットの有無の影響がかなり出ている個所もある。

4.3.4 形状変化の影響

B 船のトランス・リングの形状を Fig. 4.3.9 に示すように変化させ計算した。計算時の仮定部材剛性の取り方、分割法、荷重条件は(3)と全く同様である。

1) 構造条件

ケース 1 : 実船形状の場合(3), (2)で述べたケース 1

ケース 2 : ウイング・タンクの上下両隅の肘板の形状を Fig. 4.3.9 の——のように三角形肘板とした場合。

三角形肘板の大きさは、ケース 1 の R止りを直線で結び肘板の両端のコーナー部を半径 600 mm の Rとした。

ケース 3 : ウイング・タンク下部両端の肘板を Fig. 4.3.9 の———のように大きくした場合。

ケース 4 : ケース 3 の状態で、センター・タンク縦通隔壁側の肘板を Fig. 4.3.9 の————で示すように大きくした場合

ケース 5 : Fig. 4.3.9 ——で示すようにウイング・タンク下部を半張詰めとした場合。

ケース 6 : Fig. 4.3.9 に示す如く最下部支材の面材上面まで張詰めた場合。

ケース 2, 3, 4 および 5 については、形状のみ変化させ部材の寸法は、ケース 1 の実船と同じとした。ケース 6 の張詰め部の部材の寸法は、N K の制水隔壁の規則、(第 2 編 29 条 昭和 44 年版) を満足するよう適当に決定した。尚張詰め部以外の寸法はケース 1 と同じである。ケース 5 および 6 の場合の分割図を Fig. 4.3.10 に示す。

2) 計算結果および考察

(a) 変形

各ケースの主な点の変形量を Table 4.3.4 に示す、また垂直方向の変位をウイング・タンク下部の重量で整理したもの(Fig. 4.3.11)を示す、Fig. 4.3.11 のエッティング部の重量とはウイング・タンクの船底から最下部支材の上面までのもの(但し、外板は含まない。)であり、ケース 6 以外は、すべてウエブ・スチフナおよび倒れ止め肘板等の局部補強材の重量を含まない値であり、ケース 6 はこれ等を含んだ値である。これ等の図より次のことがわかる。

i) トランス・リングの主な点の変位はウイング・タンク下部の重量にはほぼ逆比例の関係で変化する。

ii) ウイング・タンク下部を半張詰め構造としたケース 4 では、重量が大きく増加しているにもかかわらず、変位はあまり小さくならず、ケース 3 とほぼ同程度である。

iii) 前述のごとくケース 6 の張詰め構造のトランス・リングには、局部補強材の重量が入つており局部補強材の重量を取除いた場合は、ケース 1 よりも軽くなる。したがつて、ウイング・タンクの下部を張詰めることは、トラン

ンスリングの変形をおさえるのに非常に有効である。

vi) センタータンク船底横桁の縦通隔壁側の肘板を大きくしたケース4では、中心線縦桁の変位はかなり小さくなるが、他の点の変位はあまり変化しない。

(b) 応力

各ケースの面材および外板の応力分布をFig. 4.3.6(b)及びFig. 4.3.12(a)~(e)に示す、またa)の場合と同様に縦通隔壁下部3材結合部の応力を、ウイング・タンク下部重量で整理したものをFig. 4.3.13に示す。Fig. 4.3.13(a)の応力はそれぞれの部材近傍の応力の最大値をプロットしたものであり、Fig. 4.3.13(b)はFig. 4.3.9に示す②、④、⑥点の応力をプロットしたものである。

これ等の図より次のことがわかる。

- i) トランス・リングの応力は、ほぼウイング・タンク下部の重量に逆比例の関係で増減するか、最大応力はコーナー部の応力集中箇所で生じており、Fig. 4.3.13(a)よりわかるように重量の変化により、最大応力はあまり変化せず、重量投入にもかかわらず、応力が大きくなる場合もある。
- ii) センタータンクの船底横桁の縦通隔壁側の肘板を大きくすることは、その部の応力低下に非常に有効である。
- iii) Fig. 4.3.13(a)の縦通隔壁の応力は、ウイング・タンク下部の重量が増加するにつれて、わずかながら増加しているが、この原因は、ウイング・タンク下部の剛性が上るにしたがつて縦通隔壁付縦桁の曲げ成分が減少したためと考えられる。
- iv) Fig. 4.3.13(b)より肘板の中央の点②、④の応力は、ケース2の補強で急激に小さくなっているが、さらに補強したケース3 & 4では、その低下の度合は小さい。

4.3.5 ラーメン計算結果および実船計測結果との比較

Fig. 4.3.6(a), (b)に有限要素法による計算と実船計測結果との比較を行なっているが、A船の縦通隔壁下部の3材結合部を除き両者は良く一致している。

A船の縦通隔壁下部結合部で計算値と計測値が大巾に相違する理由としては、A船のこの部の応力計測は1軸ゲージで行なわれており、面材の面外曲げの影響⁴⁾を考慮できなかったため生じたものと考えられる。この部に2軸ゲージをはつたB船では計算値と計測値は良く一致している。

Fig. 4.3.14はA船において、有限要素法およびラーメン計算による計算値と実船計測結果を比較したものであり、縦通隔壁下部3材結合部を除き、3者は良く一致している。なお、ラーメン計算コーナー部の応力は曲り梁理論⁵⁾による計算値である。

Fig. 4.3.12(e)には、張詰め部を矩形の剛体と仮定してラーメン構造におきかえた場合の計算結果もあわせ記入している。同図よりわかるように、両者はかなり良く一致しており部材平行部の応力は、ラーメン計算で実用上十分な精度で推定出来る。

4.3.6まとめ

以上述べた検討の主な結論を列挙すると次のようなになる。

- i) トランス・リングの巨視的な変形及び面材および外板の応力分布に対するウェブ・スチフナ、倒れ止め肘板、スロットの有無の影響は小さい。従つて、トランス・リングを有限要素法で解析し大骨材の面材の応力および変形を問題とする場合は、ウェブ、スチフナ等の局部補強部材は省略し、大骨材の板および面材のみを考慮して計算して良い。
- ii) 支材結合部基部の船の巾方向の応力 σ_x は、ウェブ・スチフナの有無によりかなり変化し、その変化の度合は、ほぼウェブスチフナの断面積の増分に応じて、応力は減少する。
- iii) 形状変化によるトランス・リングの応力および変形は、変化させた部分の重量にほぼリニアに変化するが、最大応力はコーナー部の応力集中箇所で発生しており、補強によりかえつてその部最大応力が増加する場合があるので、注意を要する。

- IV) 高応力部の補強法としては、その部に重量を投入し、しかも著しい応力集中を起さない構造とすることが最も効率が良いようである。
- V) 有限要素法およびラーメンによる計算結果は、実船計測結果と良く一致しており、部材結合部以外はラーメン計算で実用上十分な精度で応力を推定出来る。
- VI) 外板の有効巾として、本計算では曲げに対するものを採用したが、軸力が大きくなる部材については、曲げに対する有効巾と軸力に対する有効巾をそれぞれ別個に考えた方が、実船計測結果と良く一致する。

参考文献

- 1) 例えば、三菱原子力電子計算所、平面応力解析プログラム PLAN 使用説明書
- 2) 森、井上、船岡、大山 On the Transverse Strength of Oil Tanker 造船学会論文集第121号
- 3) 強度設計データーブック 製造業 P.970
- 4) 永元、船岡、河野、岩岐 Deep Girder 構造の強度について、(3材結合部の強度その3) 西部造船会報第35号
- 5) 寺田、油送船における部材結合部の応力分布とその近似計算法について、造船学会論文集第109号

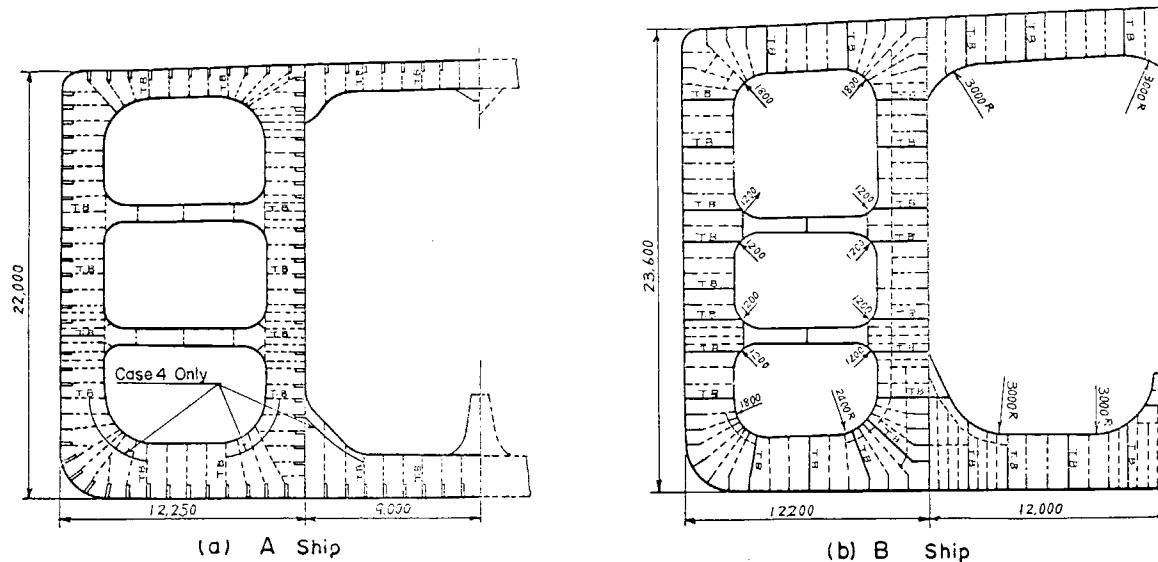


Fig. 4.3.1 Midship Section

Table 4.3.1 Principal Particulars and Condition of actual ship Experiment

	A Ship		B Ship	
Principal Particulars	L	256.0 m	310.0 m	
	B	42.5 m	48.4 m	
	D	22.0 m	23.6 m	
	DW	122,000 t	202,250 t	
	CLASS	N K		
Test No	—	0/0	3/3	0/0
Head Tank	m	0	22.88	0
Weight	t	0	18,800	0
Draft	m	4.20	6.15	5.20
			8.10	

Table 4.3.2 Load Condition and Shearing of Counter Ballancing Force

		A Ship	B Ship
Load Condition	Head of C. TK	m	22.88
	Head of W TK	m	0.0
	Draft	m	4.20 → 6.15 5.20 → 8.10
Shearing of Counter Balancing Force	$f_1(f_1/\sum f_i)$	t	95 (12) 165 (16)
	$f_2(f_2/\sum f_i)$	t	360 (48) 443 (44)
	$f_3(f_3/\sum f_i)$	t	269 (36) 392 (39)
	$f_4(f_4/\sum f_i)$	t	32 (4) 14 (1)
	$\sum f_i$	t	756 (100) 1014 (100)

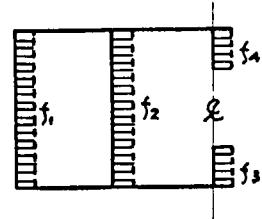


Fig. 4.3.2 Distribution of Counter Balancing Force

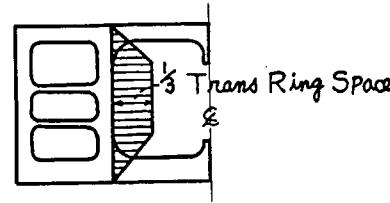
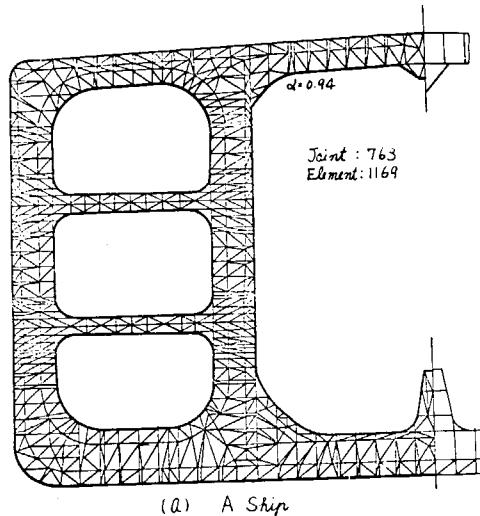
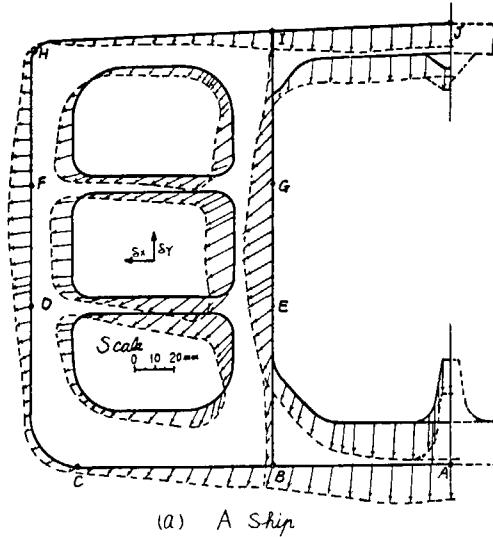


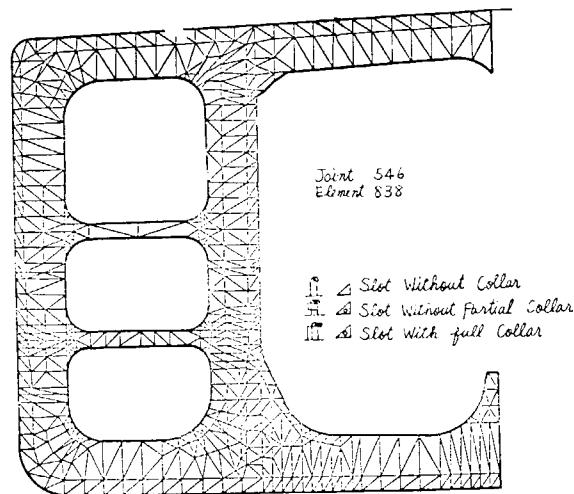
Fig. 4.3.3 Effective Breadth of L. Blnd



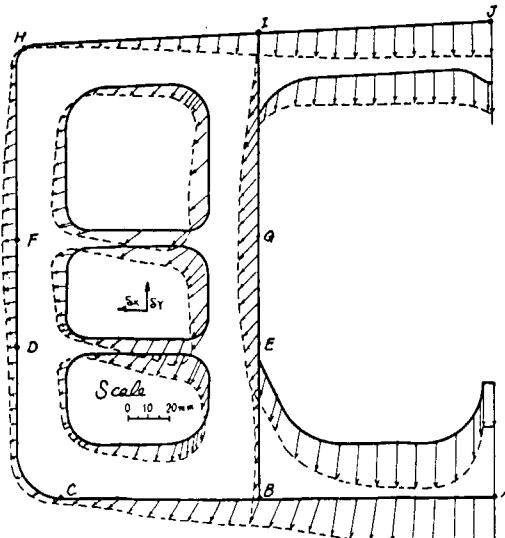
(a) A Ship



(a) A Ship



(b) B Ship



(b) B Ship

Fig. 4.3.4 Division of Element

Fig. 4.3.5 Deformation of Transverse Ring

Table 4.3.3 Comparison of Deflection

		A		B		C		D		E		F		G		H		I		J	
	Case No	Sx	Sy	Sx	Sy	Sx	Sy	Sx	Sy	Sx	Sy	Sx	Sy	Sx	Sy	Sx	Sy	Sx	Sy		
A Ship	1	0	-18.1	4.3	-11.0	5.1	-3.1	8.8	10.8	10.7	12.8	2.4	0	1.1	-9.0	0	-11.4				
	2	0	-17.1	4.3	-10.7	5.1	-3.0	8.8	10.5	10.6	12.5	2.4	0	1.1	-8.9	0	-11.2				
	3	0	-17.4	4.3	-10.3	5.0	-3.1	8.5	10.1	10.3	12.1	2.4	0	1.1	-8.5	0	-10.7				
	4	0	-17.4	4.3	-10.6	5.0	-3.0	8.8	10.4	10.6	12.5	2.4	0	1.1	-8.8	0	-11.1				
B Ship	Case No	Sx	Sy	Sx	Sy	Sx	Sy	Sx	Sy	Sx	Sy	Sx	Sy	Sx	Sy	Sx	Sy	Sx	Sy		
	1	0	-23.9	3.1	-12.9	5.5	-2.0	5.5	6.0	8.2	10.3	1.9	0	0.9	-10.4	0	-16.9				
	2	0	-23.0	3.1	-12.4	5.5	-1.9	5.5	5.9	8.1	9.8	1.9	0	0.9	-10.1	0	-16.2				
	3	0	-19.1	3.4	-10.2	3.7	-1.4	4.8	4.8	7.3	9.0	1.5	0	0.7	-8.5	0	-14.1				

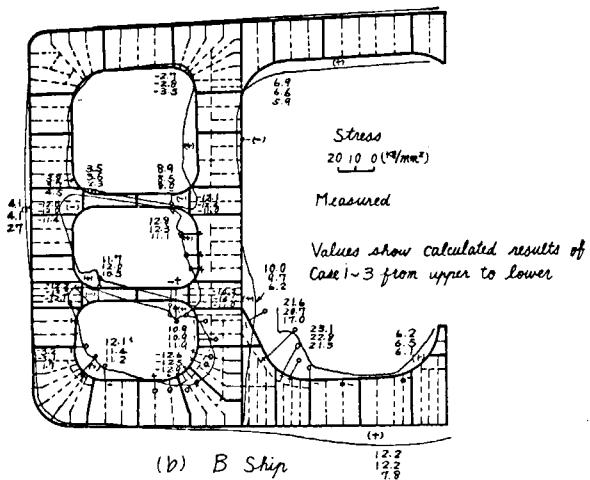
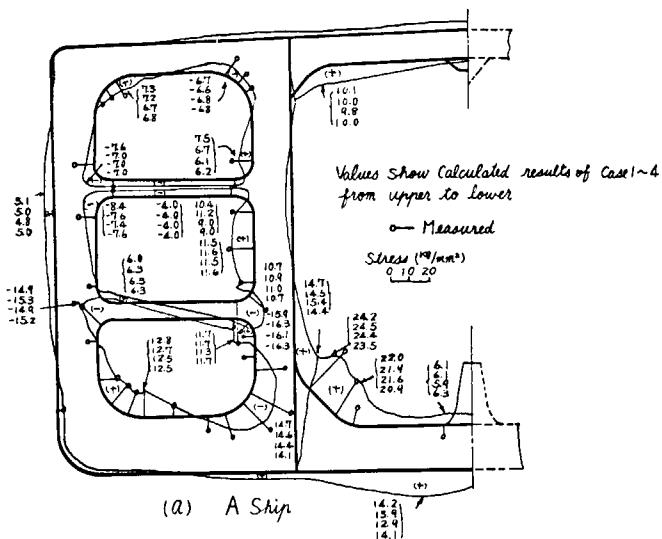
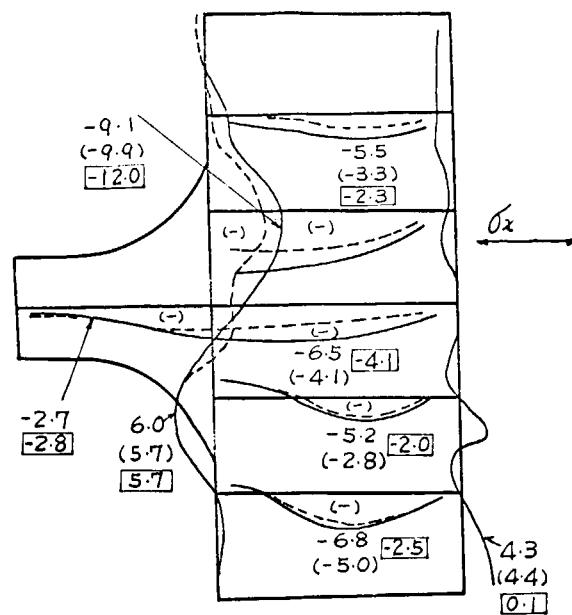
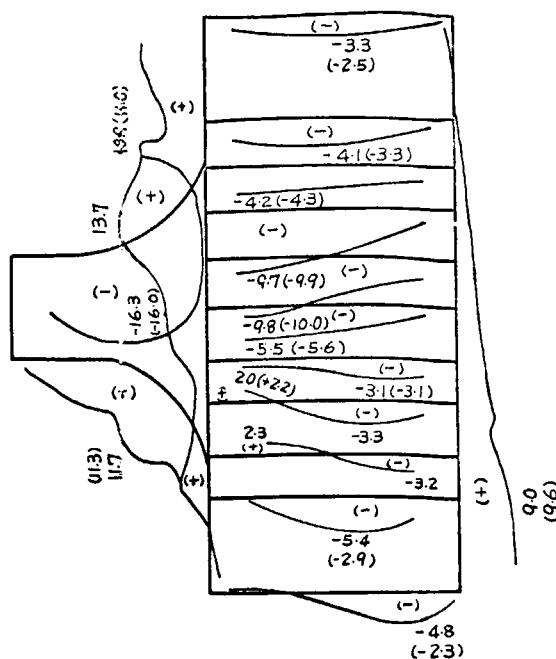


Fig. 4.3.6 Normal stress in Face and Shell Plate



Case 1 — & Values without ()

Case 2 ----- & values in ()

Case 3 Values in []

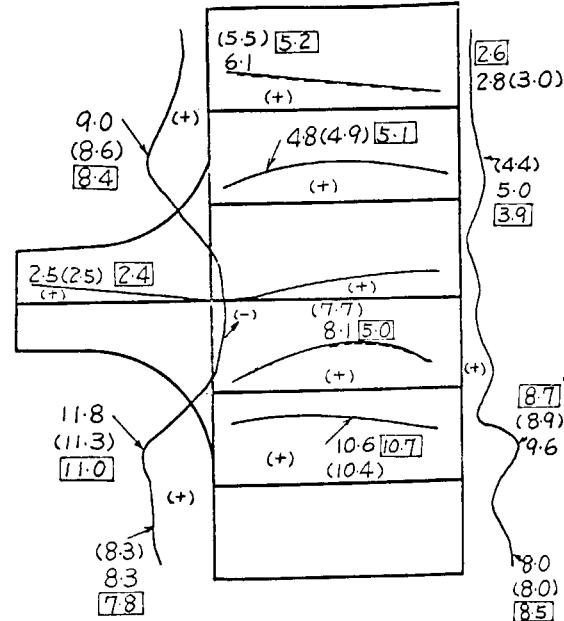
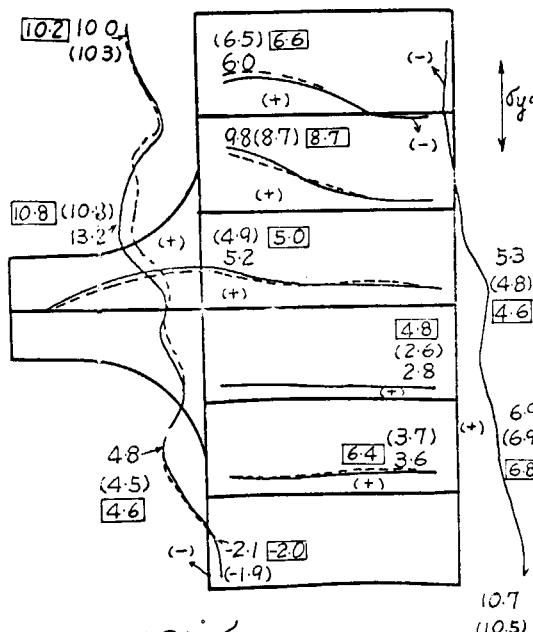


Fig. 4.3.7 Stress Distribution of Strut Joint (A Ship)

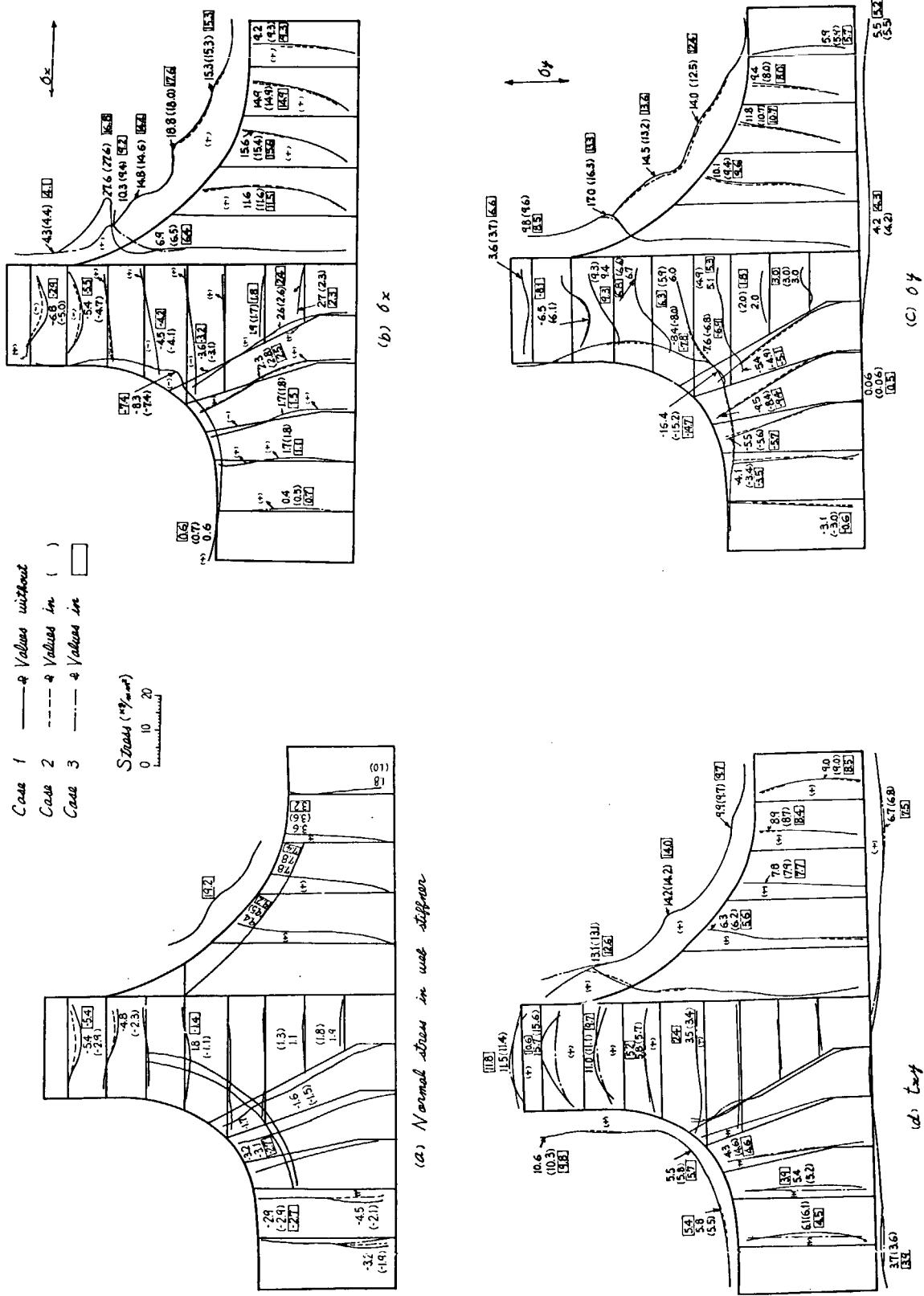


Fig. 4.38 Stress Distribution of Three Member Joint of Lower Part of L-Block

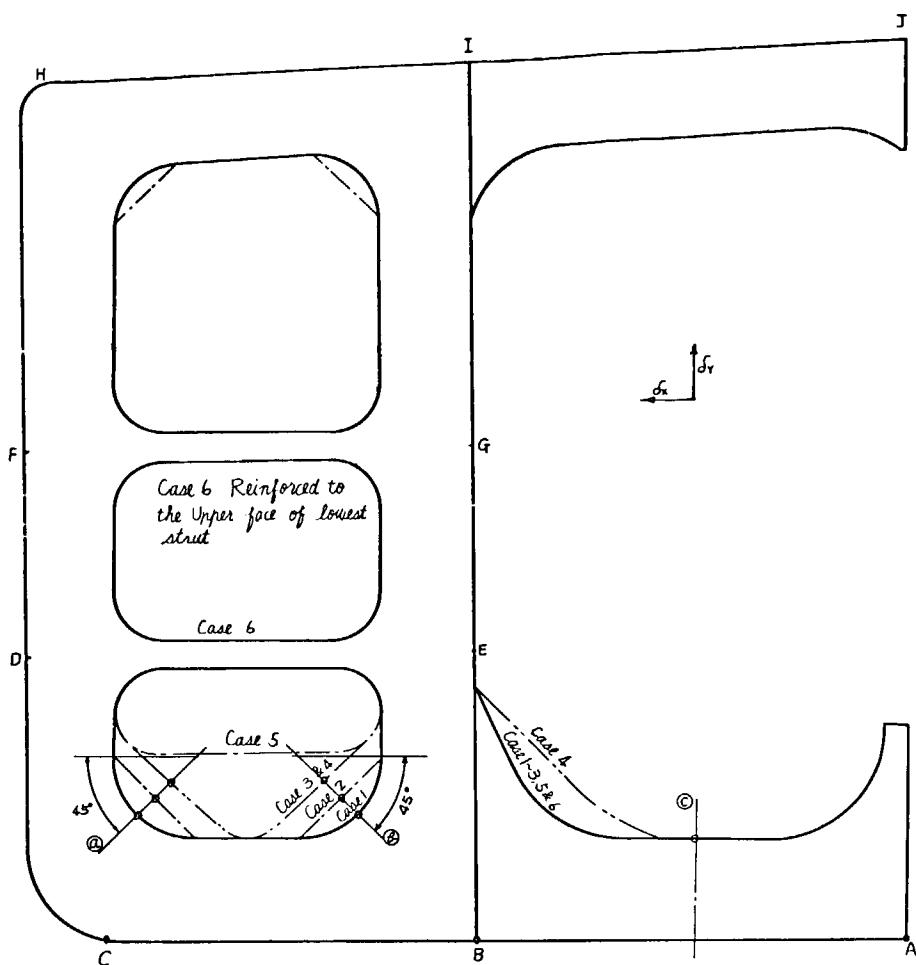


Fig. 4.3.9 Changes in Profile of the Transverse Ring

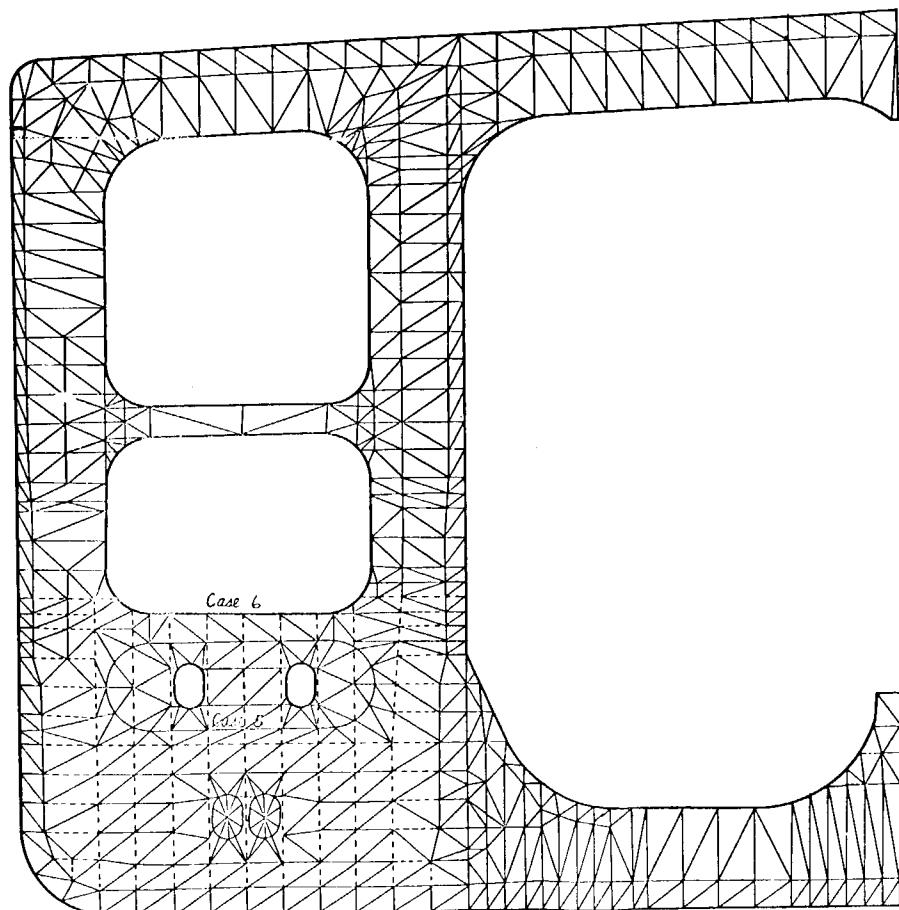


Fig. 4.3.10 Division of Element (Case 5 to 6)

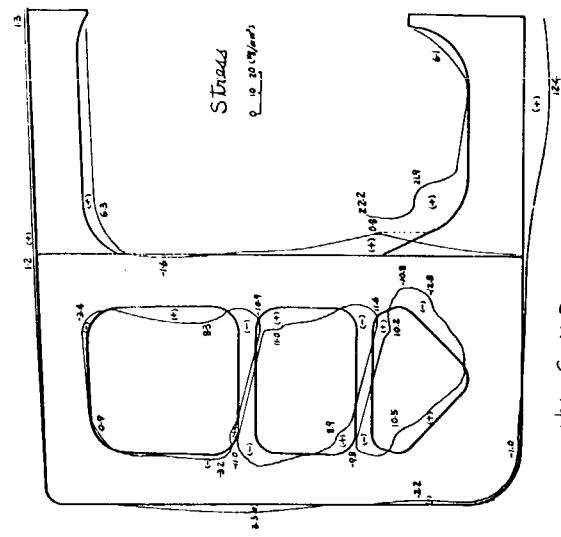
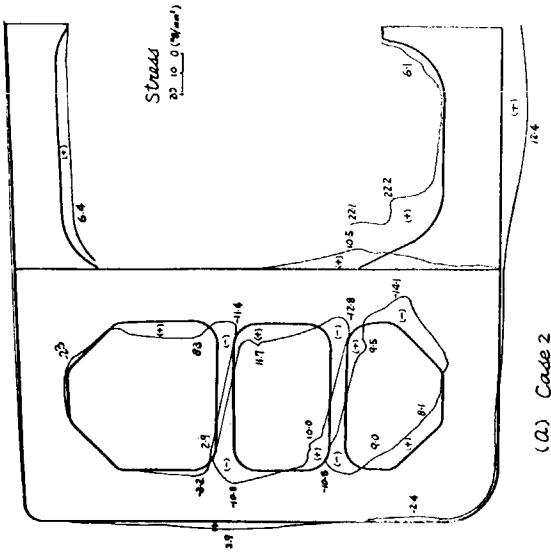


Fig. 4.3.12 Normal Stress in Face and Shell Plate.

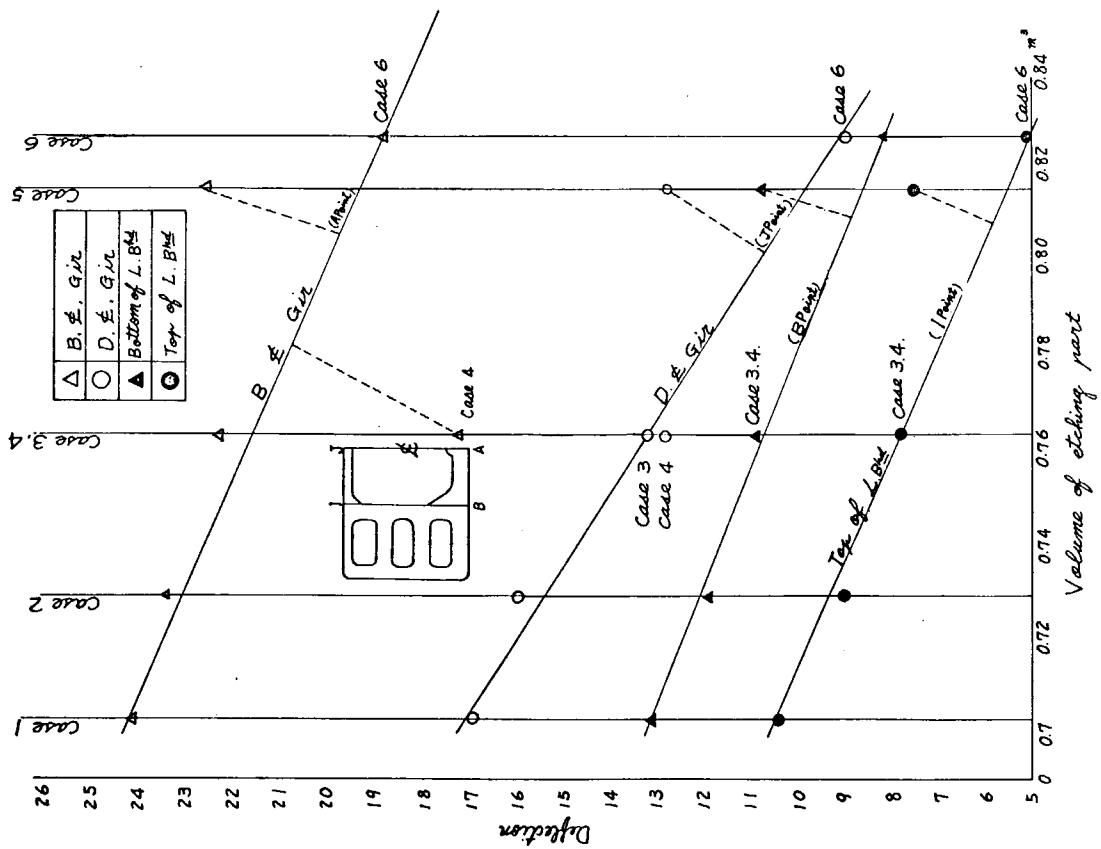
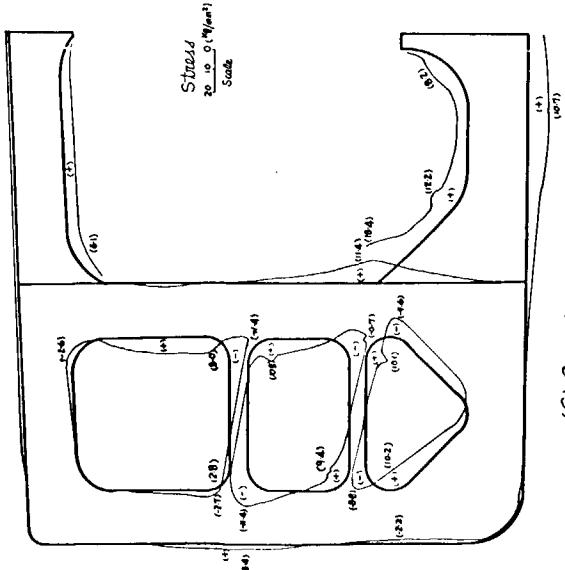


Fig. 4.3.11 Comparison of Vertical Deflection

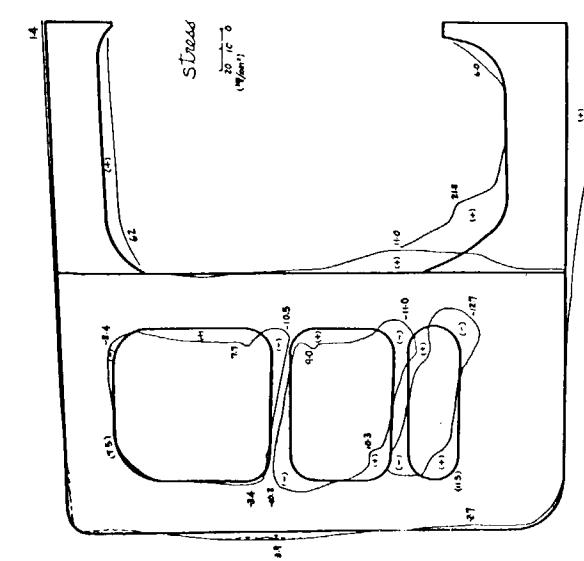
Table 4.3.4 Comparison of Deflection

	(mm)											
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	
	Sx	Sy	Sx	Sy	Sx	Sy	Sx	Sy	Sx	Sy	Sx	Sy
1	0	-23.9	5.1	-12.9	5.5	-20	5.5	6.0	8.2	10.3	1.9	0
2	0	-23.2	5.2	-11.7	5.5	-19	4.4	5.0	7.1	9.2	1.9	0
3	0	-22.1	5.2	-10.7	5.1	-12	3.9	3.3	5.8	8.8	1.8	0
4	0	-17.3	4.6	-10.8	5.2	-18	3.1	4.6	6.7	7.8	1.7	0
5	0	-22.4	5.2	-10.6	5.4	-19	3.6	4.5	6.6	8.7	1.8	0
6	0	-18.7	5.0	-8.1	5.2	-16	2.9	3.9	5.3	7.0	1.7	0

A-J, Sx, Sy : Refer to Fig 9



(C) Case 4



(d) Case 5

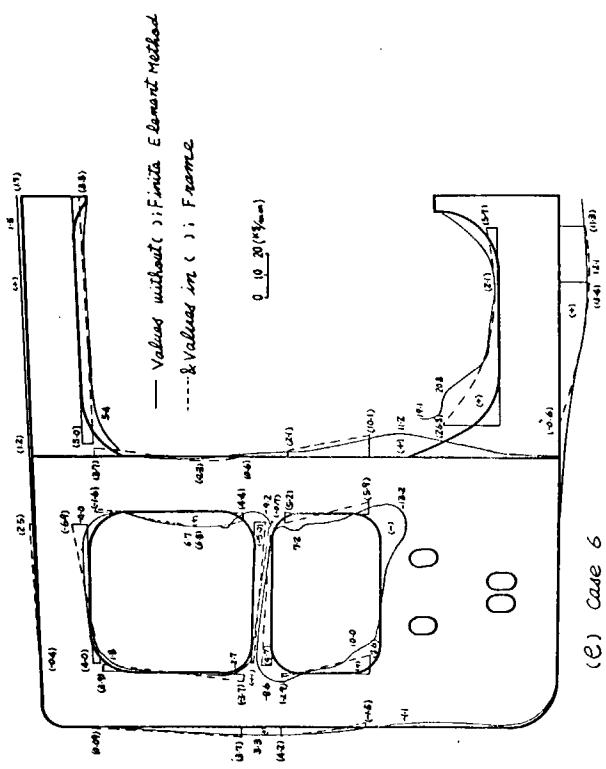
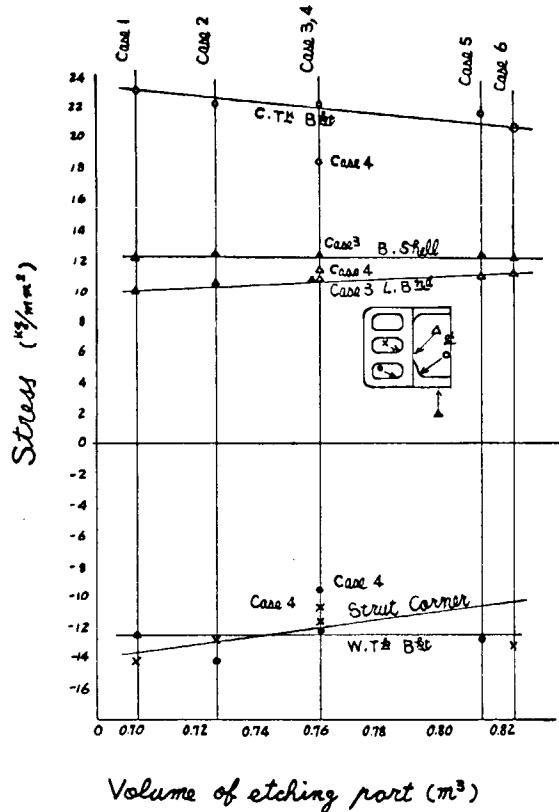
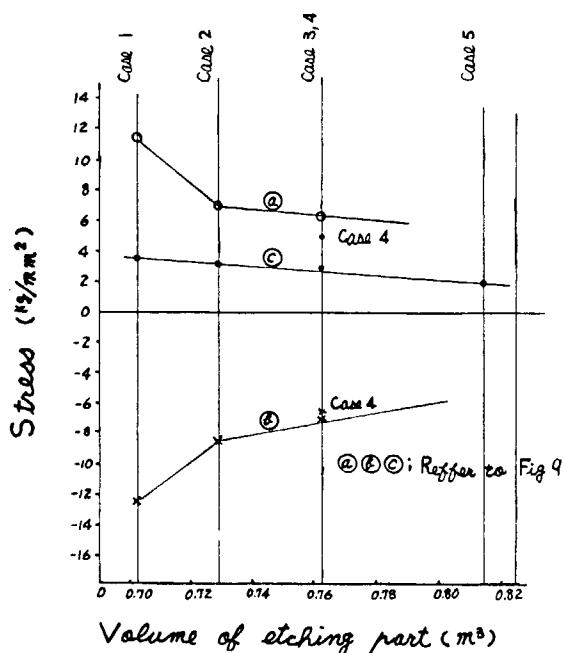


Fig. 4.3.12 Normal Stress in Face and Shell Plate

Fig. 4.3.4 Comparison of Deflection



Volume of etching part (m^3)



Volume of etching part (m^3)

Fig. 4.3.13 Comparison of Stress

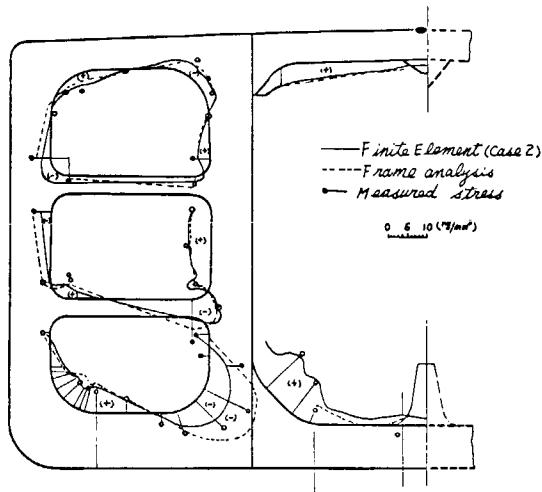


Fig. 4.3.14 Comparison of Calculated Stress and Measured Stress

5. 油送船の横強度に関する実船計測およびその検討

5.1 まえがき

本研究部会では横強度部材の応力状態および縦通隔壁と船側外板および中心線桁板との相対変位量の実情を把握するため合計6隻の船について実船実験を行なつた。当章ではその計測結果の主なるものおよび計測値と横強度計算プログラムによる計算値とを比較検討した結果について報告する。

5.2 供試船

実験に用いた油送船の主要寸法その他について表5.1にまとめた。表に示すように、まず供試船の横強度部材の構造の特徴を述べると、

A、E、F船はウイングタンクに2本のストラットを持つType 1の構造を有する。

B船はウイングタンクに3本のストラットを持つType 2の構造を有する。

D船はセンタータンクに中心線桁板以外に側桁板を持つType 3の構造を有する。

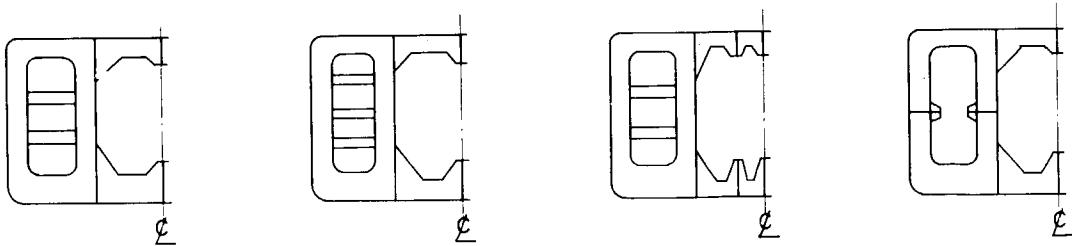
C船は他の船とは異なり水平桁構造方式の船であつてウイングタンクに一つの水平桁を持つType 4の構造を有する。

船級はD船がNVであつて他はすべてNKである。

Table 5.1 The principal dimension and other,
of experiment ship

Ship name	Class	L(m)×B(m)×D(m)×d(m)	D.W.(LT)	* Transverse structure	Date of experiment	Condition of experiment
A	NK	227×36.5×16.4×12.0	66,900	1	'66-7	at official trial
B	NK	246×40.2×21.3×15.07	103,500	2	'66-11	"
C	NK	260×42.0×23.3×15.47	118,500	4	'66-12	at tank test
D	NV	265×44.2×23.0×15.0	120,200	3	'66-6	"
E	NK	256×42.5×22.0×15.8	123,000	1	'66-11	"
F	NK	298×50.8×24.2×17.4	187,500	1	'66-3	"

* See the figure below, about the type of transverse structure



Type 1

Type 2

Type 3

Type 4

5.3 計測項目および計測方法

Table 5.1に示すA～F船においておのおのいくつかの計測項目について計測を行なつているが、当報告ではA～F船について共通に計測しており、また当研究部会の研究対象に特に関係深いトランスリングの面材の応力、および縦通隔壁と船側外板の相対変位について主に報告を行ない、他の計測項目については特に興味深いものを5.6にまとめて報告する。

面材の応力はトランスリングの面材に沿つて電気抵抗線差計—軸ゲージを貼布することによつて計測を行なつている。

7.4の結果によれば、彎曲部の面材には長手方向の応力以外に巾方向にも大きな応力が働くため、上記のように一軸ゲージで計測した応力には多少誤差が含まれるものと考えられる。

縦通隔壁と船側外板の相対変位の計測には種々の方法がある。各々の方法について簡単に説明すると

(a) ピアノ線を基線とする方法(計測方法1、Fig. 5.1参照)

一定の張力で張られたピアノ線を基線として計測する方法

(b) 連通管を用いて計測する方法(計測方法2、Fig. 5.2参照)

流体の自由表面が常に水平であることを利用して、この自由表面を基線として変位を計測する方法

(c) 光の直進性を利用する方法(計測方法3、Fig. 5.3参照)

光の直進性を利用し、二つの標的を結ぶ光の線を作りこの線を基線として計測する方法である。ここでは図のように光源をトランシットで覗くことによって基線を作り出しているが、最近ではレーザーを利用して実際に光の線を作つて計測する方法も行なわれている。

(d) ピアノ線を横断面の対角線に張つて計測する方法(計測方法4、Fig. 5.4参照)

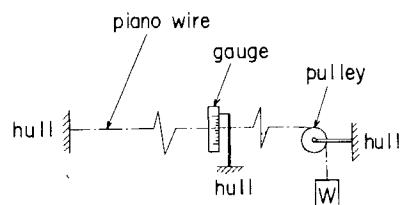


Fig. 5.1 The method of Measurement 1

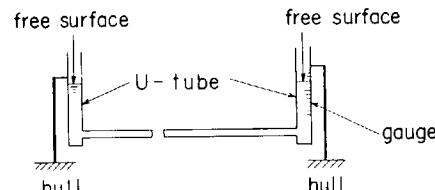


Fig. 5.2 The method of Measurement 2

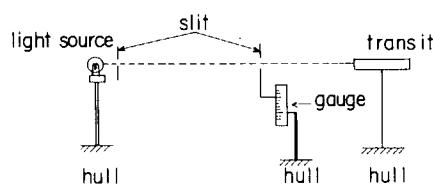


Fig. 5.3 The method of Measurement 3

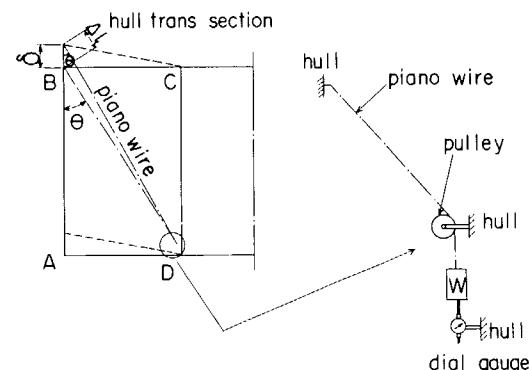


Fig. 5.4 The Method of Measurement 4

図5.4に示すように船体横断面の対角線上にピアノ線を張り、図のB-D間の伸縮量を計測することによって求める方法、この場合、図のA-B、C-D間に伸縮がないと仮定する。ダイヤルゲージによつて計測されるB-D間の伸縮量を $\Delta\ell$ とすれば、Cに対する相対変位量 δ は次式によつて計算できる。

$$\delta = \frac{\Delta\ell}{\cos\theta} = \frac{\sqrt{AB^2 + AD^2}}{AB} \Delta\ell$$

A-F船における各計測方法をまとめるとTable 5.2のようになる。

Table 5.2 The method of measurement

Ship name	The method of measurement	
	stress	relative deflection
A	uni-axial wire strain gauge	method 4, 2
B	"	" 4, 3
C	"	" 3
D	"	" 4, 1
E	"	" 2, 3
F	"	" 4, 1

* See Fig. 5.1~Fig. 5.4, about the method of measurement of relative deflection.

5.4 積付状態

A ~ F 船の実験においてはそれぞれいくつかの積付状態において計測を行なつてゐるが、ここではそのうち横強度計算プログラムによつて計算を行なつた積付状態についてのみ計測結果を報告する。

Fig. 5.5 ~ Fig. 5.10に各船の積付状態を示す。図中には応力計測を行なつたトランスリング位置をも示した。またこのような積付状態に対して横強度計算プログラムによる計算を行なう場合、一般に対象とするタンクを中心にくつかのタンクを取り出し計算を行なうが、図にはこの領域をも示した。

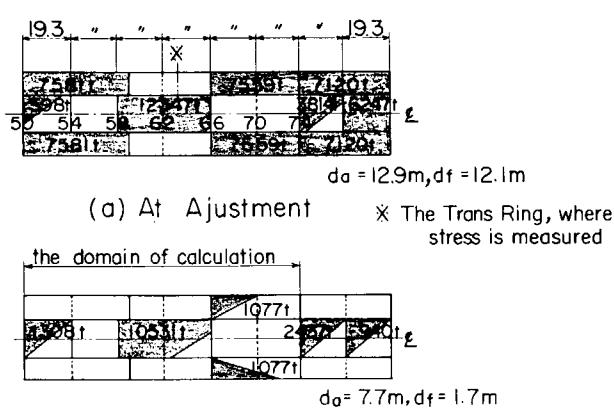


Fig. 5.5 Loading Condition of A-ship

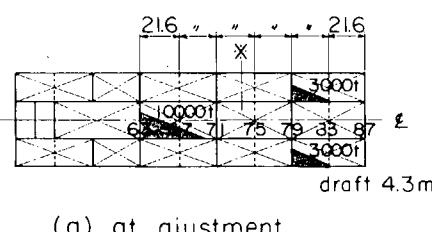


Fig. 5.7 Loading Condition of C-ship

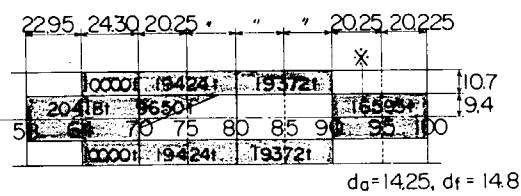


Fig. 5.6 Loading Condition of B-ship

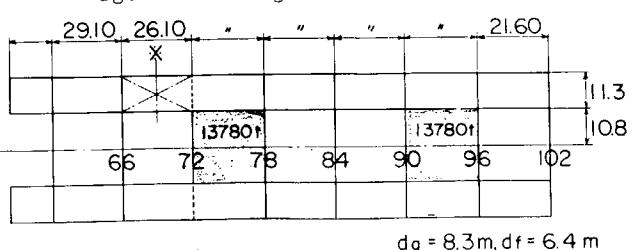
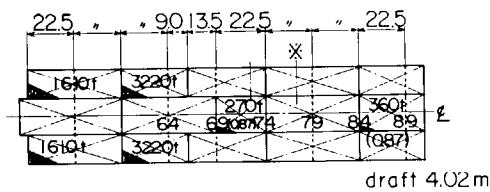
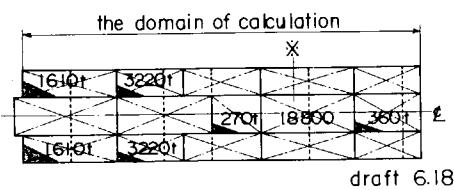


Fig. 5.8 Loading Condition of D-ship



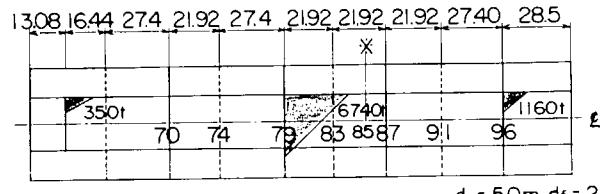
(a) at adjustment



(b) at measurement

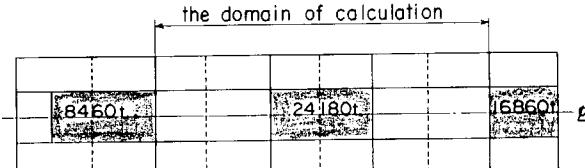
* Trans Ring, where stress is measured

Fig. 5.9 Loading Condition of E-ship



(a) At Adjustment

$d_a = 5.0\text{m}, d_f = 2.8\text{m}$



(b) At Measurement

* The Trans Ring, where stress is measured

Fig. 5.10 Loading Condition of D-ship

5.5 計測結果（計算値との比較）

Table 5.1に示すA～F船の実船実験結果のうち面材の応力および縦隔壁に対する船側外板の相対変位量に関する結果および横強度計算プログラムによる計算値との比較を以下に示す。なお使用した計算プログラムは、C、F船については当研究部会で開発した簡易立体横強度計算プログラム(T-SAP)を使用し、E船については三菱重工開発の立体横強度計算プログラム、A、B、C船については日立造船開発の立体横強度計算プログラムによつて計算を行なつてゐる。

5.5.1. 面材の応力

Fig. 5.11～Fig. 5.16に面材に関する実測結果、およびそれに応する横強度計算プログラムによる計算値を示す。

以下に各船について簡単な考察を行なうと

(i) A船 (Fig. 5.11)

当船の場合負荷状態が他船に比べ異なつてゐる。すなわち面材の応力を計測したトランスリング位置においてはウイングタンク、センタータンクともほとんど積み付けの変化はなく、奥水のみが大きく変化してゐる。このような負荷状態においては図のような応力状態となる。計測値と計算値はよい一致をみせている。

(ii) B船 (Fig. 5.12)

当船はC、D、E、F船の場合と同様、応力を計測したトランスリング位置ではセンタータンクの積み付け量が大きく変化してゐる。このような負荷状態では図にみるとく、三差部(船底横桁、および縦隔壁付堅桁が会する部分)において高い応力状態にあることが判る。当船においても計測値と計算値はよい一致をみせている。

(iii) C船 (Fig. 5.13)

当船は他船と異なり水平構造方式の船であるが、当船では船底横桁の船側がわ隅角部に比較的高い応力状態が見られる。また計算結果によれば、縦隔壁付堅桁にやや高い応力が見られる。

尚水平構造方式の船では横桁には支柱つきものと支柱なしのものとがあるが、支柱は横隔壁間の中央に設けられ

--- normal stress in face plate
— shearing stress in web
○ experimental value
0 10 20 (kg/mm^2)

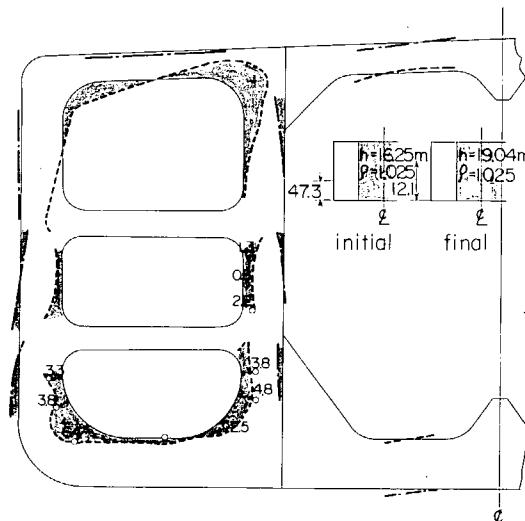


Fig. 5.11 A-ship

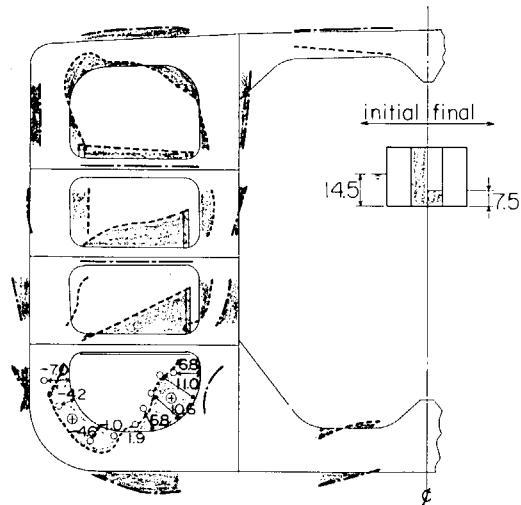
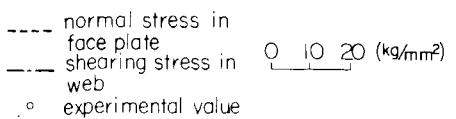


Fig. 5.12 B-ship

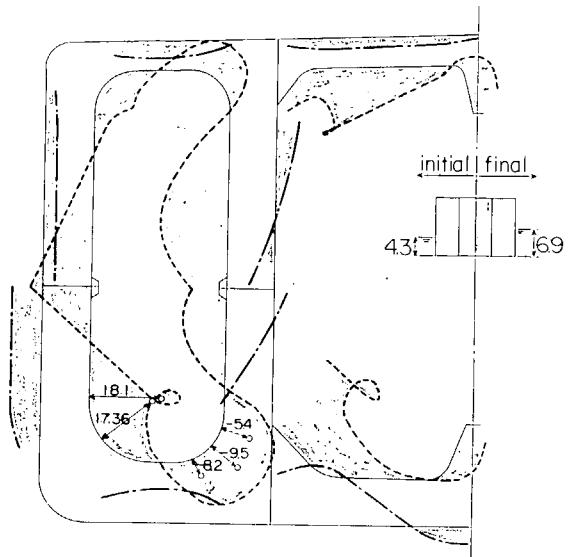
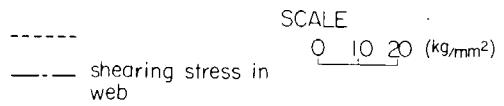


Fig. 5.13 C-ship

るため計測結果は支材のある横桁のほうが高応力となつていて。これは支材を設けたためといふよりは該部における水平桁の拘みが大きいことに起因している。

(iv) D船 (Fig. 5.14)

当船は図のようにセンタータンク側に側桁板を有している。計測値は一般に計算値よりやや大きめの値をとつていて。

(v) E船 (Fig. 5.15)

当船においては多くの計測値が得られており、計算値との比較に適しているものと考えられる。図のごとく計算値は計測値によく合致している。また当計算ではスロットによる開口の影響を考慮した場合のせん断応力をも求めている。また当船についてはトランシリング全体を有限要素法によつて計算した計算値との比較も行なつており(4.3参照)、計算値、横強度計算プログラムによる計算値、有限要素法による計算値はそれぞれよい一致を示している。

(vi) F船 (Fig. 5.16)

当船においては、ウイングタンク下部において詳しく述べた応力計測を行なつてあるが、計測値は計算値とよい一致を見せている。

以上構造、負荷状態の異なる6隻の船での計測値を示したが、横強度計算プログラムによる計算値は計測値に比較的よく合致し、面材の応力状態については横強度計算プログラムによつて十分予測出来るものと考えられる。

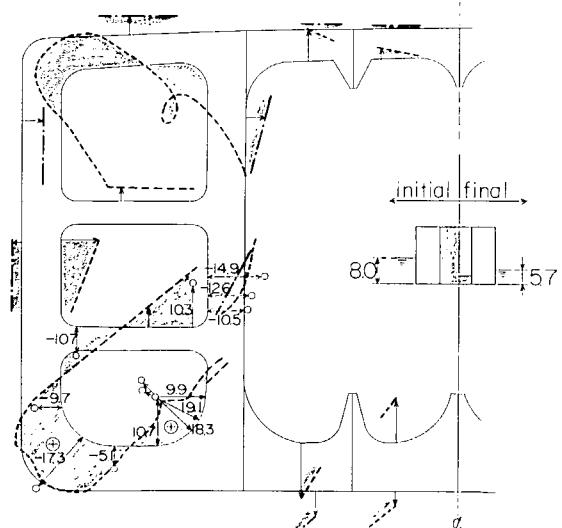
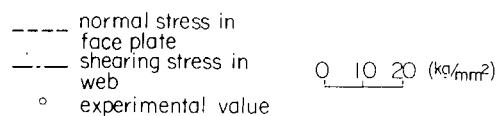
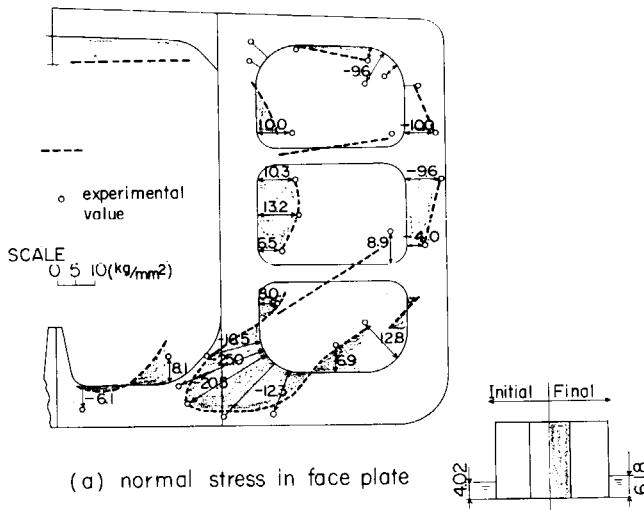
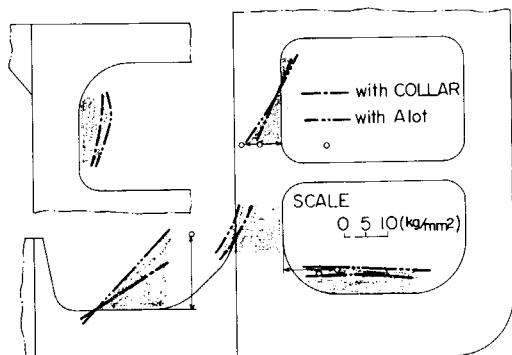


Fig. 5.14 D-ship



normal stress in face plate
shearing stress in web
experimental value

(a) normal stress in face plate



(b) shearing stress in web

Fig. 5.15 E-ship

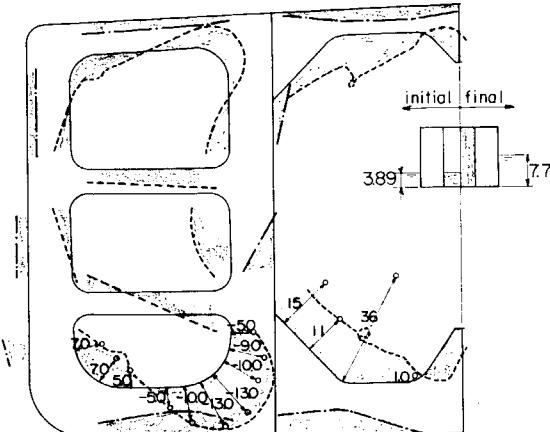


Fig. 5.16 F-ship

5.5.2 縦隔壁一船側外板相対変位

Fig. 5.17～Fig. 5.22 に計測結果および横強度計算プログラムによる計算値を示す。以下に各船について簡単に考察を行なう。

(i) A船 (Fig. 5.17)

当船において計測を行なつた区間においてはタンク内荷水の変化はほとんどなく喫水が大きく変化している。このような負荷状態の場合、船側外板が相対的に持ち上がる変形がうかがえる。

当船の場合、変位の計測は Fig. 5.2 に示す計測方法2（連通管による方法）によつて計測したものである。

計算値と計測値はその傾向がよく合致しており、絶対値は計測値がやや小さめの値となつている。

(ii) B船 (Fig. 5.18)

当船においては縦隔壁一船側外板相対変位(δ_s)以外に縦隔壁一中心線桁板の相対変位(δ_c)をも計測している。

δ_s については計測方法4（ピアノ線を対角線上に張つて計測する方法）によつて計測したものであり、また δ_c は計測方法1（一定張力で張られたピアノ線を基線として計測する方法）と計測方法4を併用した方法によつて計測している。

計測値と計算値を比較すると、 δ_c については両者はよく一致している。また δ_s については計測値が小さ目の値となつている。当船の場合 δ_s は船の最後端タンクで計測を行なつてゐるが、このようなタンクではタンク端の境界条件が大きく影響するものと考えられる。当船における δ_s の計算値と計測値との違いは実際の境界条件と計算上の境界条件との違いがある程度影響を与えてゐるものと考えられる。

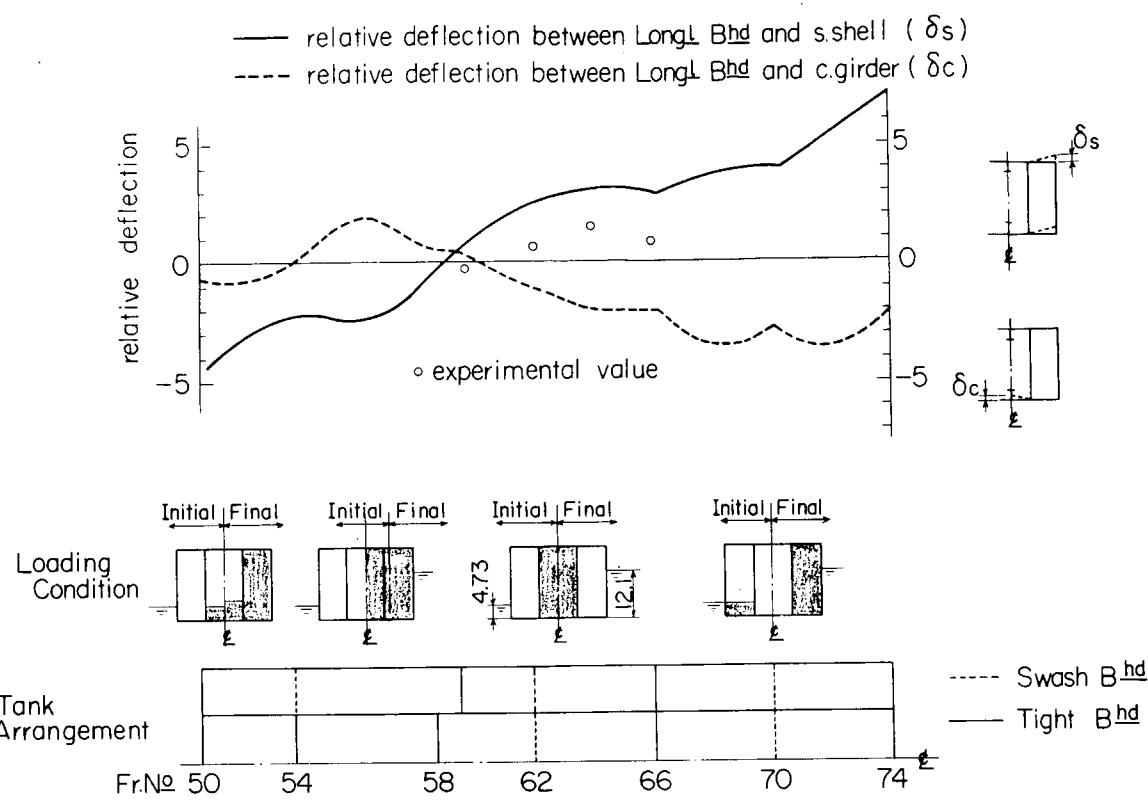


Fig. 5.17 A-ship (Relative Deflection)

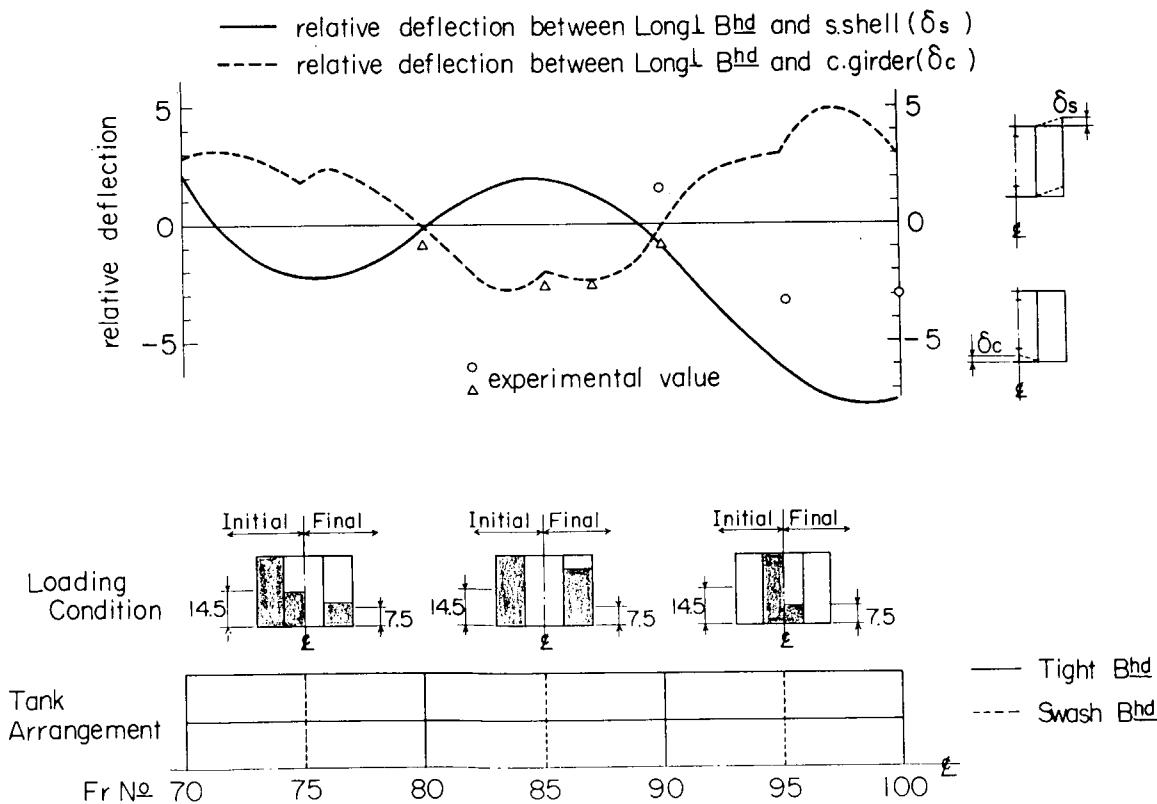


Fig. 5.18 B-ship (Relative Deflection)

(iii) C船 (Fig. 5.19)

当船の場合計測を行なつた区間において、センタータンクが空の状態から満タンの状態まで変化している。このような負荷状態では縦隔壁にたいして船側外板がかなり持ち上がるところがうかがえる。当船においては計測方法3（光の直進性を利用する方法）によつて計測している。計測値と計算値を比較すると計測値がやや小さ目の値となつてゐる。

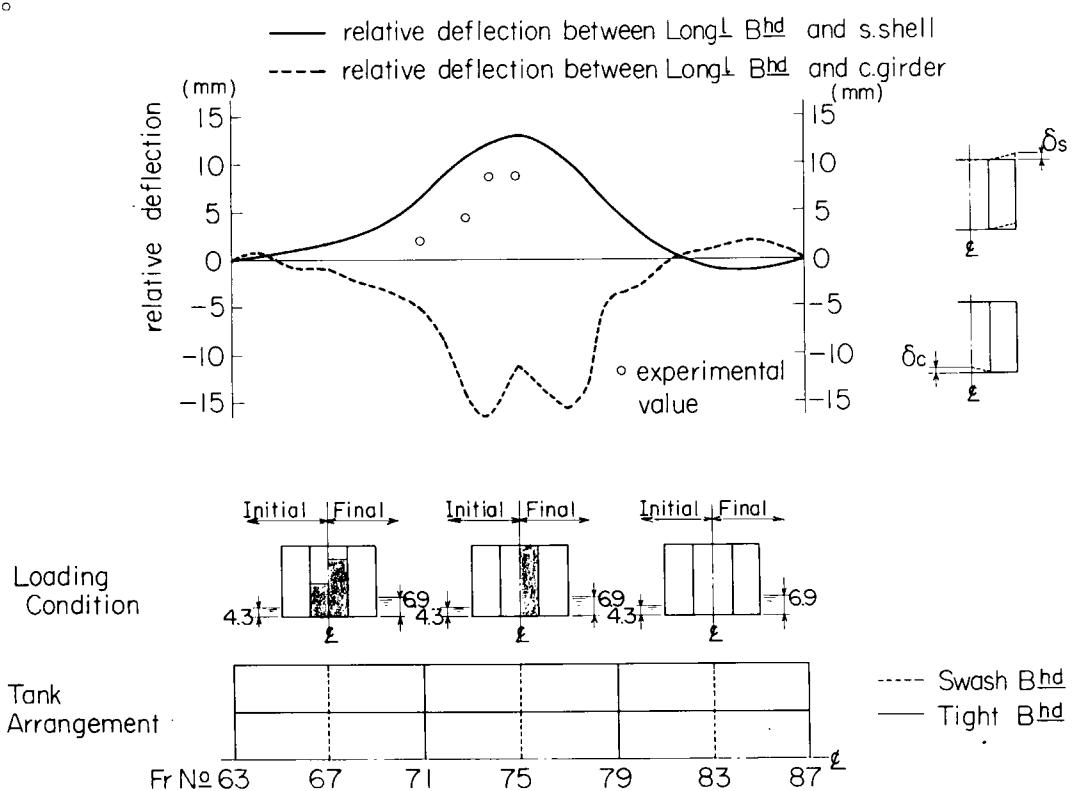


Fig. 5.19 C-ship (Relative Deflection)

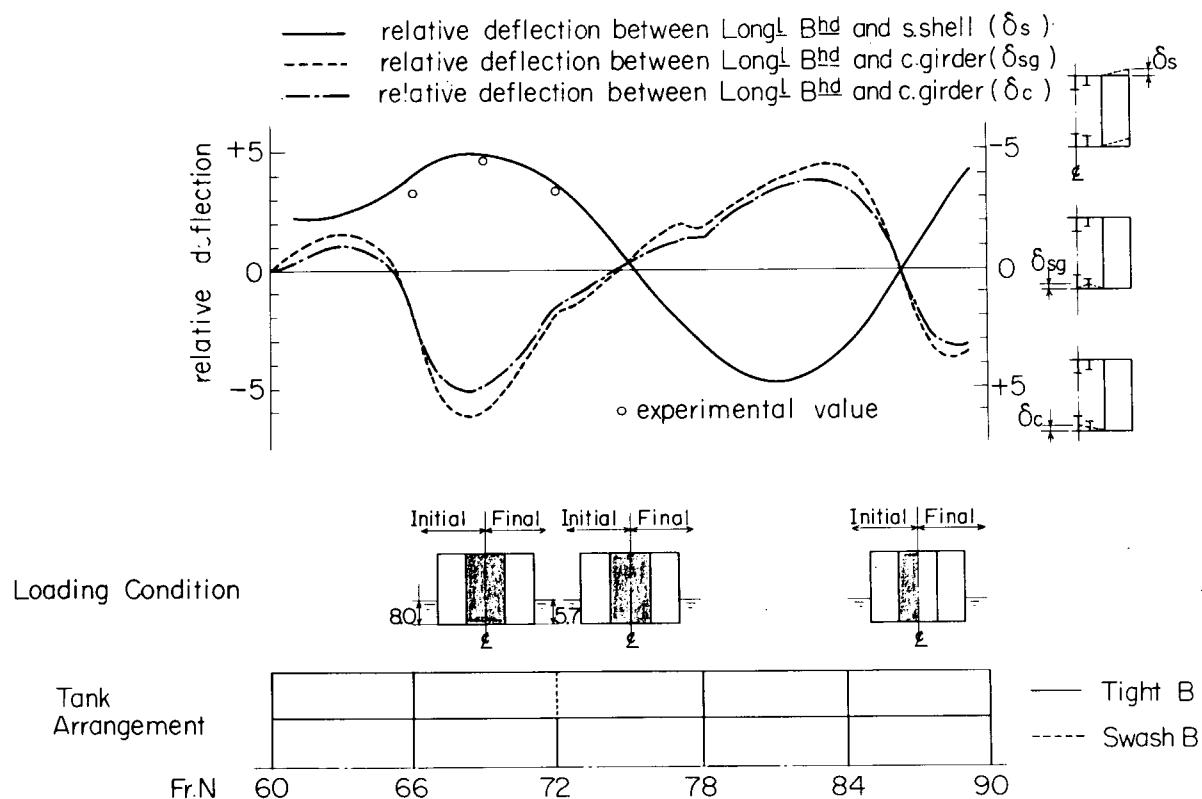


Fig. 5.20 D-ship (Relative Deflection)

(iv) D船 (Fig. 5.20)

当船においては計測値を計測方法4によつて得ている。

計測値と計算値はよい一致を見せてゐる。

(v) E船 (Fig. 5.21)

当船においては計測値を計測方法2に計測方法3を併用した方法によつて得ている。また計算値は計算対象区域として全タンク部をとつて得たものである。計算値と計測値はよい一致を見せてゐる。

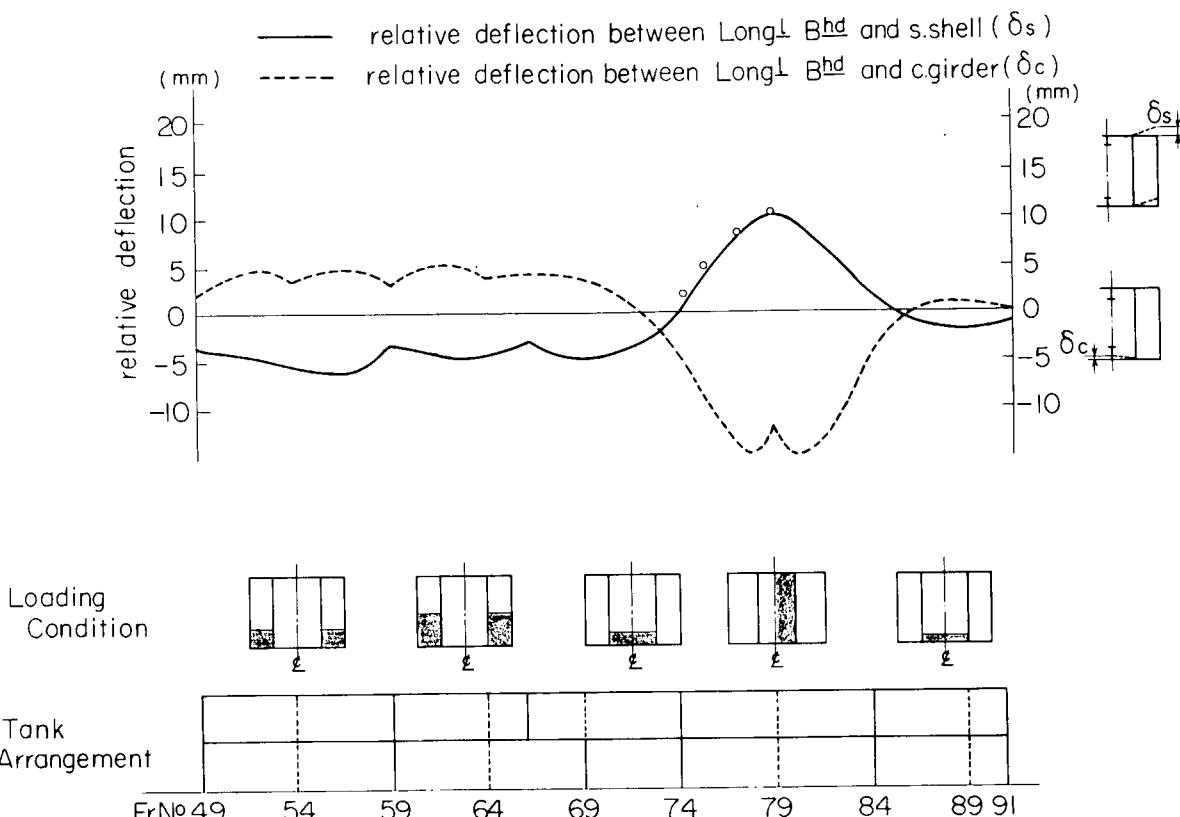


Fig. 5.21 E-ship (Relative Deflection)

(vi) F船 (Fig. 5.22)

当船においては計測値を計測方法1に計測方法3を併用した方法によつて得ている。

計算値と計測値はやや傾向を異にするが、その大きさはよく一致しているといえる。

以上主として縦通隔壁一船側外板の相対変位を6隻の船について計測した結果を示した。これらの結果と横強度計算プログラムによる計算値とを比較すると、計測値にかなり誤差が含まれることを考へると両者はよく一致しているものと考えられ、計算によつてある程度相対変位を予測できることが判る。

5.6 その他の計測値

前記6隻の船の実船実験では、面材の応力、縦通隔壁一船側外板の相対変位以外の項目についても計測を行なつてゐる。ここではそのうち興味深いものを取り出し報告することにする。

5.6.1 スロット廻りの応力

船の大型化に伴ない、横桁と縦桁を交差させるために横桁にもうけられたスロットの周辺においてクラックによる損傷事故が続発している。この事実を考慮して当研究での実船実験においてもC船、D船、E船においてスロット廻りの応力を計測している。ここではそのうちC船の場合を選びて報告する。

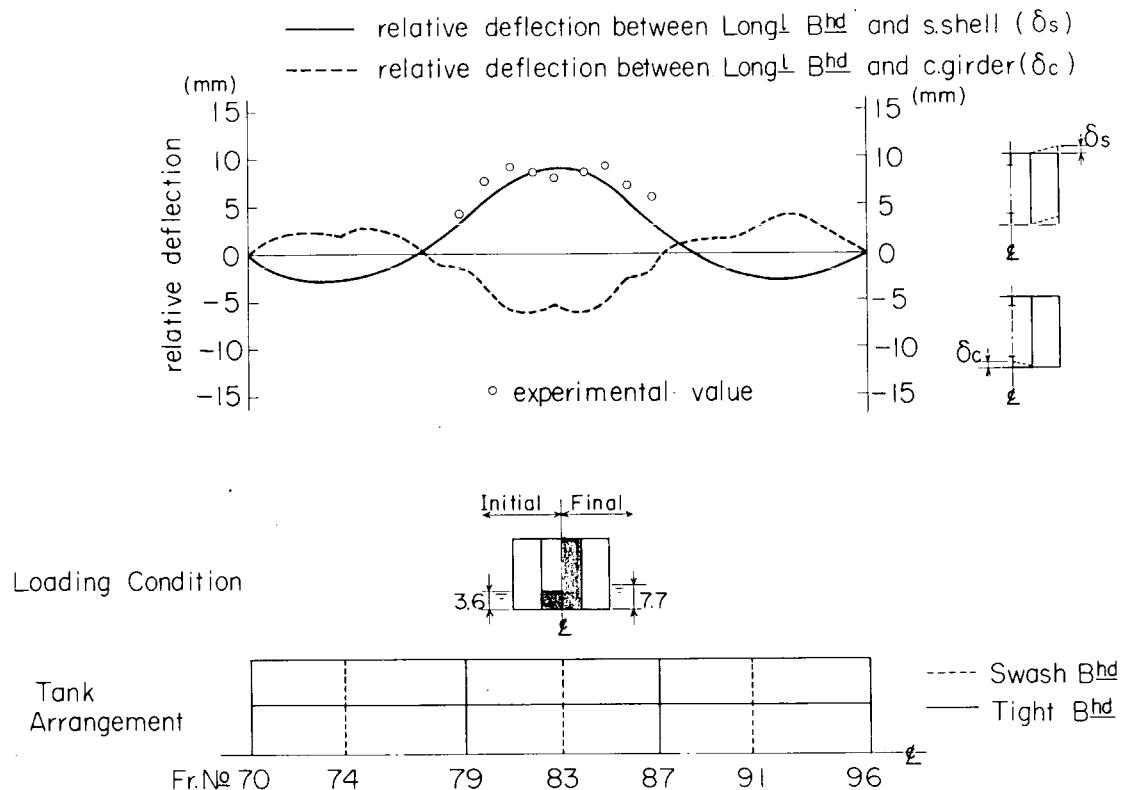


Fig. 5.22 F-ship (Relative Deflection)

Fig. 5.23 は C 船においてウイングタンク側船底横柾ウェブのスロット廻りの応力計測結果である。

図のごとくスロット廻りの応力レベルは非常に高く場所によつては既に降伏応力をこえている。

スロット廻りの損傷事故で最も多く発生しているのは横柾ウェブに取りつけられたスティフナーまたはブラケットの基部(図の①、②部)であるといわれている。当船の場合、縦部材がスティフナーを押す力と、横柾ウェブのせん断変形に伴ないスロット部を押し広げる力が打ち消し合う方向に働いていると考えられるが、それでも降伏応力に近い応力が計測されている。

これらスロット廻りの応力については、それが直接損傷につながる問題であるので早急に解決を要する問題と考えられる。

5.6.2 船側部の弓形変形

船に荷油または荷水が積みこまれた場合、船体横断面は縦隔壁ー船側外板の相対変位など鉛直方向の変形以外に船側部が水平方向にふくれるような変形が生じる。この変形を弓形変形と呼ぶとすると、当研究の実験船のうち D 船においてこの変形量を計測している。

Fig. 5.24 はセンタータンクに荷水を積み

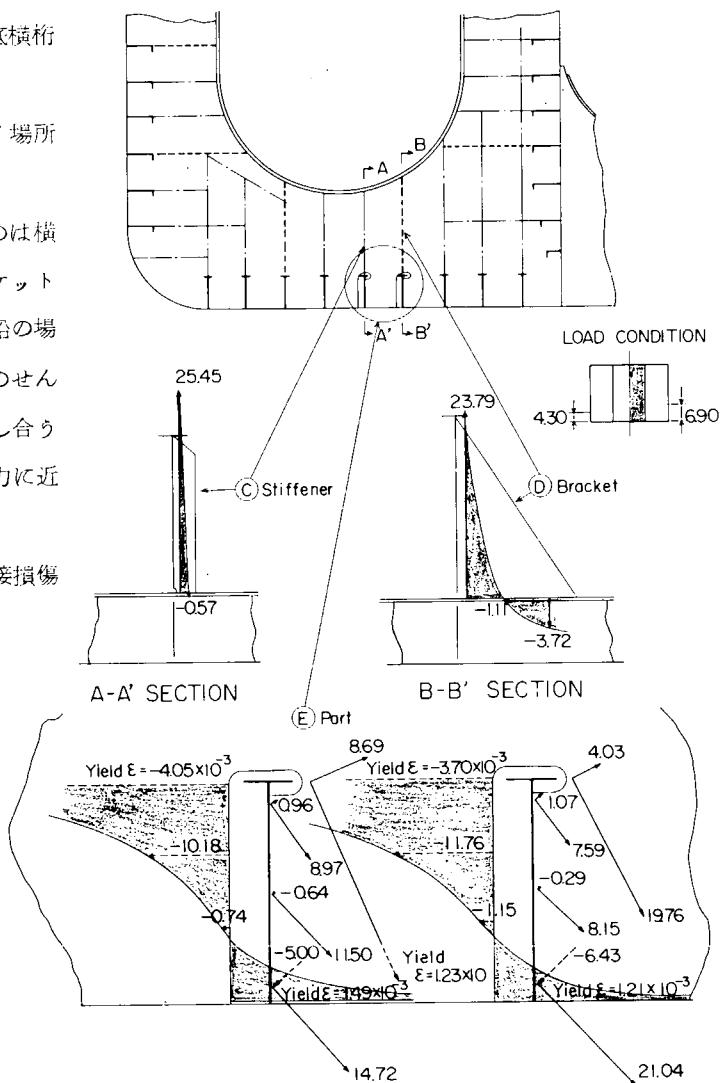


Fig. 5.23 Stress arround web slot (C-ship)
-134-

込んだ場合の弓形変形を三つの状態で計測したものの結果である。図のごとくセンタータンクが飽和した状態水位が22.2 mの場合には上部ストラットの位置で20 mmに近い変形量が計測されている。

なお図には計算によつて得た撓み曲線図をも示した。図のごとく計測値と計算値は傾向がよく合致しており絶対値は計算値がやや小さ目に出ている。

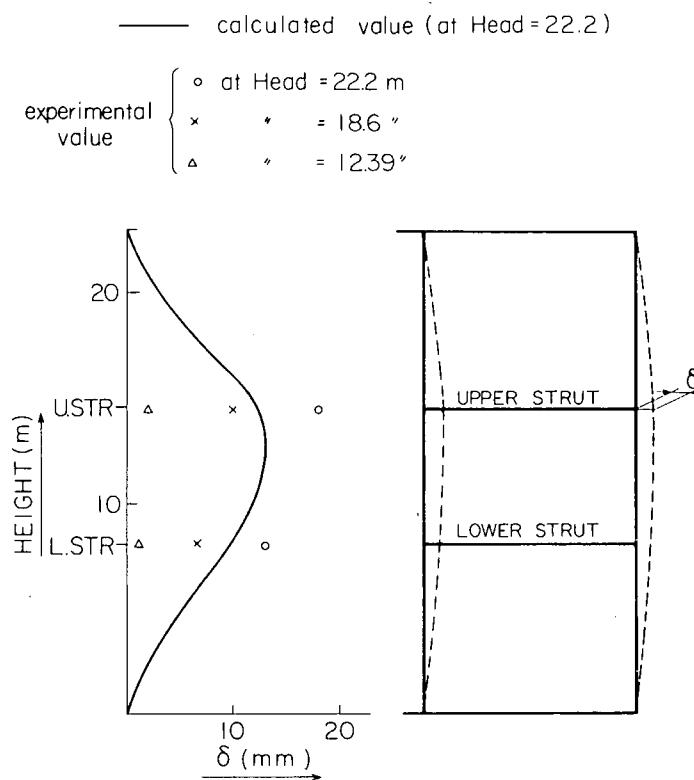


Fig. 5.2.4 Deflection of Hull Trans. Section(D-ship)

6. 防撓板の最小重量設計

6.1 板付き T 形鋼の最適寸法比

6.1.1 まえがき

本研究は船体構造の基礎構成部材である板付き T 形断面のもつとも経済的なフランジおよびウェブの断面寸法比を決定することを目的として行なわれたもので、まず板の寸法はそれに直接作用する荷重と他の設計条件からあらかじめ与えられるものと考え、重量および材料費が最小となるべき断面寸法比を弹性設計および塑性設計の立場から検討し、ウェブには軟鋼を、フランジおよび板には軟鋼、60 H.T.、80 H.T.、100 H.T. をそれぞれ使用した場合の最小材料費をあわせて調査した。

次に面内荷重によるウェブの局部座屈を防止するために、フランジと平行にスチフナーを取り付けてウェブを補強した場合の最適寸法比を検討した。

6.1.2 同種材料から成る板付き T 形鋼(弹性設計基準)

断面の各要素が降伏応力 σ_0 の同種材料から成る板付き T 形鋼が曲げをうける場合を考える。この場合の最適寸法比は断面係数 Z = 一定の下で断面積最小、あるいは逆に断面積一定の下で Z を最大とすることによつて得られる。そのためにはウェブの深さ d が大きい程有利であることは明らかであるが、 d を無制限に大きくすることはできず、 d とその板厚 t_w の比は所定の応力までウェブが局部座屈を起さないという条件を満足しなければならない。この条件をウェブが軟鋼である場合を基準として一般に次のように表わす。

$$\frac{d}{t_w} \leq \beta \sqrt{\frac{\sigma_M}{\sigma_0}} \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.1)$$

ここに σ_0 はウェブの降伏応力、 σ_M は軟鋼の降伏応力である。上式はまた

$$d \leq \beta^{\frac{1}{2}} \mu_0^{-\frac{1}{4}} A_w^{\frac{1}{2}} \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.2)$$

と表わせる。ここで $\mu_0 = \sigma_0 / \sigma_M$ 、 $A_w = d \times t_w$ = ウェブの断面積である。

さて、曲げをうける部材の断面をウェブと 2 枚のフランジより構成する場合、板付き T 形より I 形断面の方が効率がよいことは明らかであるが、船体構造では水圧とかフレームスペースとか云つた設計条件により板の寸法がまず与えられ、次いで要求される断面係数または断面 2 次モーメントを満足するよう T 形鋼が取り付けられる。そこで本計算では板の断面積 A_p があらかじめ与えられているものとして、要求される断面係数 Z を満足しながら断面積が最小となるような断面構成を求ることとする。

Fig. 6.1.1 を参照して全断面積は、

$$A = A_f + A_w + A_p \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.3)$$

ウェブの局部座屈に対する制約式 (6.1.2) は厳密にはフランジ、ウェブおよび板の寸法によつて変わるものであるが、ここでは簡単のために β を一定として取り扱うこととする。

すると断面係数 Z は次のようになる。

$$Z = \beta^{\frac{1}{2}} \mu_0^{-\frac{1}{4}} A_p^{\frac{3}{2}} \frac{\xi^{\frac{1}{2}}}{\frac{1}{2}\xi + 1} \{ (\frac{1}{3}\xi + 1) \zeta - (\frac{1}{2}\xi + 1)^2 \} \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.4)$$

ここで、 $\xi = A_w / A_p$ 、 $\zeta = A / A_p$

上式を無次元量

$$j = \frac{\sqrt[4]{\mu_0}}{\sqrt{\beta}} \frac{Z}{\sqrt{A_p^3}} \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.5)$$

を用いて変形すれば、

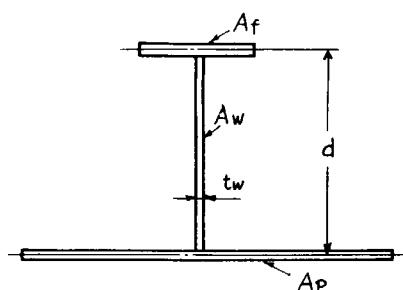


Fig. 6.1.1

$$j = \frac{\sqrt{\zeta}}{\frac{1}{2}\xi + 1} \quad \left\{ \left(\frac{1}{3}\xi + 1 \right) \zeta - \left(\frac{1}{2}\xi + 1 \right)^2 \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.6)$$

となる。

全断面積すなわち、 ξ を一定として ζ すなわち j を最大とするような断面構成を定めれば、(6.1.6)から、

$$\frac{dj}{d\xi} = -\frac{d\zeta}{d\xi} = 0$$

として、

$$\left. \begin{aligned} j_{opt} &= \xi^{\frac{3}{2}} \frac{\xi^2 + 6\xi + 8}{\xi^2 + 3\xi + 6} \\ \zeta_{opt} &= \frac{3(\frac{1}{2}\xi + 1)^2 (3\xi + 2)}{\xi^2 + 3\xi + 6} \end{aligned} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.7)$$

が得られる。上式から ξ を消去すれば ζ_{opt} と j_{opt} の関係が求められる。それを横軸に j_{opt} 、縦軸に ξ 、 η ($= A_f / A_p$) および ζ_{opt} をとつて図示したのがFig. 6.1.2である。 A_p および Z の値が定まれば、Fig. 6.1.2から重量が最小となるようなウエブおよびフランジの寸法を求めることができる。例えば $A_p = 1,000 \times 20$ 、 $A_f = b \times 20$ とし、 β を便宜上 7.0 として $j = 0.25, 0.5, 0.75$ および 1.0 における最適寸法を計算すれば Table 1 のようになる。これらの値を Fig. 6.1.2 の j の各値の上に示した。

Table 6.1.1

j	A_f	A_w	A_p
0.25	365×20	663×9.5	1000×20
0.50	606×20	830×11.8	〃
0.75	818×20	944×13.5	〃
1.00	$1,000 \times 20$	$1,043 \times 14.9$	〃

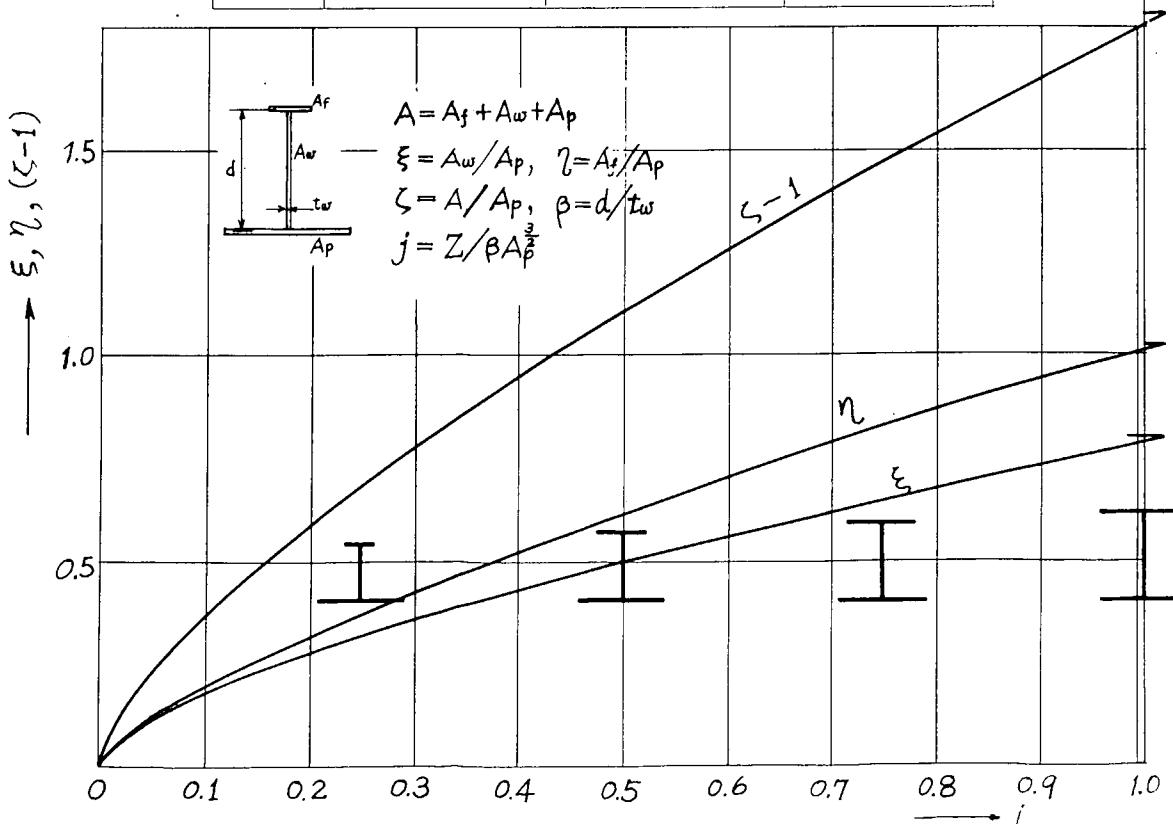


Fig. 6.1.2 Optimum dimension on T-Shaped beam with plating
(Same material Elastic design)

6.1.3 混用構造の最適寸法比（塑性設計基準）

板付きT形鋼を軟鋼と高張力鋼で構成する混用構造の最も実際的な例としてFig. 6.1.3に示すように板およびフランジが高張力鋼でウェブが軟鋼の場合を考える。この場合の最適とは $Z = \text{一定}$ の条件下で材料費を最小とするものでなければならない。

軟鋼の単価を P とし、高張力鋼の単価を、

$$P_H = (1 + \lambda)P \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.8)$$

で表わせば、板付きT形鋼の単位長さ当たりのコスト C は、

$$C = \{ A_f (1 + \lambda) + A_w + A_p (1 + \lambda) \} p \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.9)$$

となる。全断面積は、

$$A = A_f + A_w + A_p$$

であるから、これと(6.1.9)より A_f を消去し、前節の記号 ξ および ζ を用いると(6.1.9)は次のようになる。

$$\frac{C}{PA_p} = (1 + \lambda)\zeta - \lambda\xi \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.10)$$

ここで考えているようなウェブが軟鋼で構成される混用梁では、降伏応力ベースすなわち弾性設計基準で考えるとフランジに高張力鋼を使用することの意味がなくなってしまうので、この場合には全塑性モーメントすなわち塑性設計を基準として考えることにする。また断面の応力が全塑性状態になつたときの塑性中立軸の位置はウェブの中にある場合と板の内部にくる場合とがあるが、後者は前者の極限すなわちウェブと板の結合点に中立軸が来る場合と全塑性モーメントの大きさはあまり違ないので、ここでは簡単のために中立軸がウェブの中にある場合について考えることにする。

ウェブの降伏応力を σ_M （軟鋼）、フランジと板の降伏応力を σ_H （高張力鋼）とすれば、全塑性モーメント M_P は塑性中立軸がウェブにある場合すなわち、

$$A_f \sigma_H + A_w \sigma_M \geq A_p \sigma_H \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.11)$$

に対して次のように表わすことができる。

$$\frac{M_P}{\sigma_M} = \frac{1}{4} A_w d \left\{ 1 + 2\mu \left(\frac{A_f}{A_w} + \frac{A_p}{A_w} \right) - \mu^2 \left(\frac{A_f}{A_w} + \frac{A_p}{A_w} \right)^2 \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.12)$$

ここで、 $\mu = \sigma_H / \sigma_M$ である。

ウェブの局部座屈に対する制約条件は、この場合も便宜上(6.1.2)で表わされるものとすれば、 $\sigma_0 = \sigma_M$ であるから、 $\mu_0 = 1$ となり(6.1.12)は、

$$d = \beta^{\frac{1}{2}} A_w^{\frac{1}{2}} \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.13)$$

M_P の無次元量

$$m = \frac{4 M_P / \sigma_M}{\beta^{\frac{1}{2}} A_p^{\frac{3}{2}}} \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.14)$$

を導入し、前節の ξ と ζ を用いて(6.1.12)を表現すれば次式となる。

$$m = \xi^{-\frac{1}{2}} \left\{ 2\mu [(1+\lambda)\zeta - 2\mu] \xi - [(1+\lambda)^2 - 2] \xi^2 - \mu^2 (\zeta - 2)^2 \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.15)$$

前述のごとくこの場合の最適とは $A_p = \text{一定}$ 、 $M_P / \sigma_M = \text{一定}$ でコストを最小とするものであるから、(6.1.15)式一定の条件の下で(6.1.10)が最小となるべき ξ 、 ζ と m との関係を求めればよい。

すなわち(6.1.10)で $dc/d\xi = 0$ より

$$(1 + \lambda) \frac{d\xi}{d\xi} - \lambda = 0 \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.16)$$

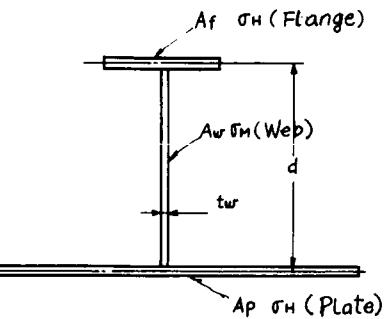


Fig. 6.1.3

(6.1.15) より、

$$\frac{d m}{d \xi} = \frac{\partial m}{\partial \xi} + \frac{\partial m}{\partial \zeta} \frac{d \zeta}{d \xi} = 0$$

これを(6.1.16)に代入して、

$$\frac{\partial m}{\partial \xi} + \frac{\partial m}{\partial \tau} - \frac{r}{1+r} = 0 \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.17)$$

(6.1.15)を(6.1.17)に代入すれば α と β に関する次の方程式が得られる。

$$\begin{aligned} & \left\{ 3[(1+\mu)^2 - 2] - 4\mu(1+\mu) \frac{\lambda}{1+\lambda} \right\} \xi^2 + \left\{ 2\mu[2\mu - (1+\mu)\zeta] + 4\mu^2 \frac{\lambda}{1+\lambda} (\zeta - 2) \right\} \xi \\ & - \mu^2(\zeta - 2)^2 = 0 \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.18) \end{aligned}$$

(6.1.18) より μ および λ を与えればコスト最小となるべき \bar{q} と \bar{m} の関係が求められる。また、これを (6.1.15) に代入することによって \bar{m} と \bar{q} および $\bar{\lambda}$ の関係が、さらに (6.1.10) からそのときのコストが計算できる。

この場合の $\zeta - m$ 曲線は Fig. 6.1.2 と同じ性質のものであり、定性的にはあまり興味がないので、ここでは m が変化した場合すなわちフランジと板の降伏応力がウエブの降伏応力と変わった場合に重量およびコストがどのように変化するかを調べることとする。

前述のごとく板付きT形鋼の寸法を定める場合、まず板面から作用する外力が与えられ、その外力によつて板の厚さが定められるものとする。例えは板の曲げ強度によつてその板厚が定まるものとすれば、板が軟鋼(σ_M)である場合の板厚 t_{PM} (断面積 A_{PM}) と高張力鋼(σ_H)である場合の板厚 t_{PH} (断面積 A_{PH}) の間には、荷重と板の幅(フレームスペース)が同じであれば次の関係がある。

$$\left(\frac{t_{PM}}{t_{PM}}\right)^2 = \left(\frac{A_{PM}}{A_{PH}}\right)^2 = \frac{\sigma_H}{\sigma_M} = \mu$$

これより、

板付き T 形鋼が全部軟鋼で構成される場合と軟鋼と高張力鋼混用の場合の無次元全塑性モーメントをそれぞれ m_{H0} および m_{H1} とすれば、

$$m_M = \frac{4}{\sqrt{\beta} \frac{3}{A_{PM}^2}} \cdot \frac{M_P}{\sigma_M} \quad , \quad m_H = \frac{4}{\sqrt{\beta} \frac{3}{A_{PH}^2}} \cdot \frac{M_P}{\sigma_M}$$

となり、 M_p が一定の場合には、

$$\frac{m_H}{m_M} = \left(\frac{\Lambda_{PM}}{\Lambda_{PH}} \right)^{\frac{3}{2}} = \mu^{\frac{3}{4}}$$

あるいは

$$m_H = m_M \cdot \mu^{\frac{3}{4}} \quad \dots \quad (6.1.2.0)$$

となる。また与えられた m に対する C の値をそれぞれ C_M および C_H とし、それに対応する断面積を A_M および A_H とすれば、

$$\zeta_M = \frac{A_M}{A_{PM}} \quad , \quad \zeta_H = \frac{A_H}{A_{PH}}$$

であるから、

$$\frac{A_H}{A_M} = \frac{\zeta_H}{\zeta_M} \frac{A_{PH}}{A_{PM}} = \frac{1}{\sqrt{\mu}} \frac{\zeta_H}{\zeta_M} \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.21)$$

また全部軟鋼の場合のコスト C_M と混用の場合のコスト C_H との比は(6.1.10)より次のようになる。

$$\frac{C_H}{C_M} = \frac{A_{PH}}{A_{PM}} \frac{(1+r)\zeta_H - \lambda\zeta_M}{\zeta_M} = \frac{1}{\sqrt{\mu}} \frac{(1+r)\zeta_H - \lambda\zeta_M}{\zeta_M} \quad (6.1.22)$$

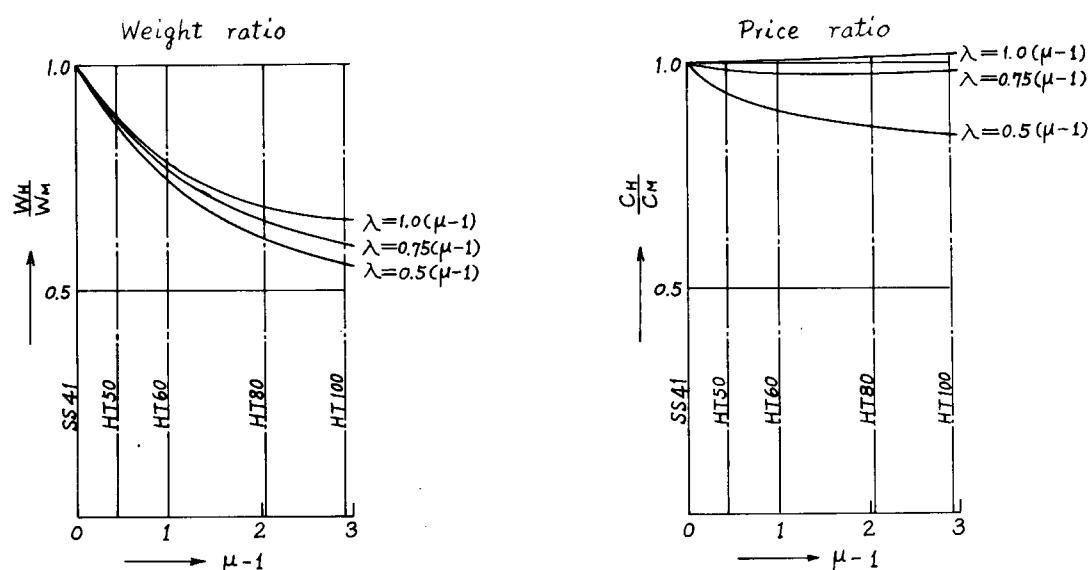
まず $\mu = 1$ すなわち全部軟鋼で構成される場合の無次元全塑性モーメント m_M が与えられているものとする。そのとき(6.1.18)、(6.1.15)および(6.1.10)から最適断面構成のときの一組の値

$$(m_M, \xi_M, \zeta_M, C_M)$$

が求められる。次に混用梁の μ および λ がある値の時の組合せは(6.1.18)、(6.1.15)と(6.1.20)から ζ_H 、 ξ_H を求めることができる。これらの (ξ_M, ζ_M) と (ξ_H, ζ_H) を用いて(6.1.21)から種々の μ および λ の値に対する重量比が、また(6.1.22)からコスト比が計算できる。

数値計算例として μ を 1 (軟鋼) から 4 (100H.T.) まで変え、それぞれに対してコスト増加率 λ を $(\mu-1)$ 、 $0.75(\mu-1)$ および $0.5(\mu-1)$ の 3 種類に変えて重量比および価格比を求め、その結果を Fig. 6.1.4 に示した。図によれば軟鋼梁に対する混用梁の重量比はフランジおよび板の降伏応力が増加するに従つてかなり大きく減少するが、コストの増加率 λ が変つてもあまり変化しない。またコスト比は λ が大きいものでは μ が変化してもあまり変わらないが、 $\lambda = 0.5(\mu-1)$ のものでは μ の増加によつて相当減少する。

なお高張力鋼デザインマニュアルによれば λ の値は大体 $0.6(\mu-1)$ 程度である。



W_H, C_H : Total material consumption and total cost using high tensile steel in flange and plate

W_M, C_M : Total material consumption and total cost using mild steel

λ : Ratio of unite price of high tensile steel to that of mild steel

Fig. 6.1.4 Ratio of material consumption and price of T-shaped hybrid beam with plating

6.1.4 ウエブがスチフナーで補強された場合の最適寸法比

本節では曲げをうける I 形断面および板付き T 形断面のウエブが縦方向スチフナーで補強された場合の最適寸法比を求め、あわせてスチフナーの点でウエブが座屈変形しないために必要なスチフナーの最小寸法をも計算した。

(1) I 形断面

まず最初にウエブがスチフナーで補強された長い I 形断面梁が曲げをうける場合について考える。最適寸法比は前節で述べたようにウエブが局部座屈を起こさないための条件(6.1.2)に支配される。したがつて、ウエブをスチフ

ナーで補強することによつて d/t_w の限界値を上げることが出来ればそれだけ重量も小さくなる可能性がある。

曲げを受ける場合には深さ方向にスチフナーを配置するよりも、縦方向に取付ける方が有利であるので、こゝでは縦方向にしかも 1 本のスチフナーが取付けられた場合についてのみ検討を行うこととする。

Fig. 6.1.5 に示すように

均一曲げをうける I 形梁の圧縮側に 1 本のスチフナーが取付けられた場合を考える。

全体の断面積 A (または単位長さ当りの体積) は、

$$A = 2A_f + A_w + A_s \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.23)$$

こゝに、 A_s = スチフナーの断面積

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

中立軸をウェブの中心線にとれば、断面係数 Z はつきのようになる。

$$Z = d \left\{ A_f + \frac{1}{6} A_w + \frac{1}{2} (1-2\theta)^2 A_s \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.24)$$

こゝに、 θ_d = 圧縮側フランジからスチフナーまでの距離

次にウェブとスチフナーの寸法比を求める。圧縮側フランジの応力が σ_r に達するまでウェブが局部座屈を起さないための条件は、

$$\sigma_r \leq K \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t_w}{d} \right)^2$$

と書けるから、これより d/t_w の限界値を求めれば

$$\frac{d}{t_w} = \sqrt{\frac{K\pi^2}{12(1-\nu^2)}} \frac{E}{\sigma_y} \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.25)$$

となる。上式を変形して

$$d^2 = d \cdot t_w \left(\frac{d}{t_w} \right) = A_w \sqrt{\frac{K\pi^2}{12(1-\nu^2)}} \frac{E}{\sigma_y}$$

$$\therefore d = \sqrt{A_w} \left[\frac{K\pi^2}{12(1-\nu^2)} \frac{E}{\sigma_y} \right]^{\frac{1}{4}} \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.26)$$

またスチフナーの断面積とウェブの断面積の間には所定の荷重までスチフナーが座屈しないための条件(付録参照)から、

$$A_s = \delta_0 A_w \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.27)$$

の関係があるから(6.1.26)、(6.1.27)および(6.1.23)、(6.1.24)から A_f 、 A_s 、 d を消去し、 A を Z と A_w の関数で表わせば次のようになる。

$$\frac{A}{Z^{\frac{2}{3}}} = 2 \left[\frac{K\pi^2}{12(1-\nu^2)} \frac{E}{\sigma_y} \right]^{-\frac{1}{3}} \left[\frac{A_w}{Z^{\frac{2}{3}}} \right]^{\frac{1}{2}} + \left[\frac{2}{3} + 4\theta(1-\theta)\delta_0 \right] \left[\frac{A_w}{Z^{\frac{2}{3}}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad \dots \dots \quad (6.1.28)$$

(6.1.28) 式で Z = 一定として A を A_w に関して最小にすれば、

$$\frac{A_{w,\min}}{Z^{\frac{2}{3}}} = 3 \left[\frac{K\pi^2}{12(1-\nu^2)} \frac{E}{\sigma_y} \right]^{-\frac{1}{6}} \left[\frac{2}{5} + 4\theta(1-\theta)\delta_0 \right]^{\frac{1}{3}} \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.29)$$

が得られる。

スチフナーが取付けられていない場合の座屈荷重係数を K_0 とし、そのときの断面積の最小値を A_0 とすれば(6.

1.2.9)式で $K \rightarrow K_0$ 、 $\delta_0 \rightarrow 0$ として

$$\frac{A_0}{Z^{\frac{2}{3}}} = 3 \left[\frac{K_0 \pi^2}{12(1-\nu^2)} \frac{E}{\sigma_y} \right]^{\frac{1}{6}} \left[\frac{2}{3} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (6.1.30)$$

が得られる。(6.1.29)式と(6.1.30)式の比をとれば、

$$\frac{A_{min}}{A_0} = \left[\frac{K_0}{K} \right]^{\frac{1}{6}} \left[1 + 6\theta(1-\theta)\delta_0 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (6.1.31)$$

となる。上式で $6\theta_0(1-\theta_0)\delta_0$ は、1に比べて小さいからスチフナーを取り付けたことによる重量の減少率は座屈荷重係数の比 K_0/K だけに関係することになる。

また、(6.1.28)式と(6.1.30)式の比をとれば、

$$\frac{A}{A_0} = \frac{1}{3} \left(\frac{3}{2} \right)^{\frac{1}{3}} \left[\frac{K_0}{K} \right]^{\frac{1}{6}} \left[2f_w^{-\frac{1}{2}} + \left\{ \frac{2}{3} + 4\theta(1-\theta)\delta_0 \right\} f_w \right] \quad (6.1.32)$$

ただし、

$$f_w = \left[\frac{K\pi^2}{12(1-\nu^2)} \frac{E}{\sigma_y} \right]^{\frac{1}{6}} \frac{A_w}{Z^{\frac{2}{3}}}$$

上式はスチフナーの位置 θ 、スチフナーとウエブの断面積比 δ_0 および座屈荷重係数 K の関係を表わしており、任意の点にスチフナーがある場合の K とそのときのスチフナーの寸法がわかれば、(6.1.31)式と(6.1.32)式が計算出来る。しかしながら現在までの研究では θ と K および δ_0 の完全な関係は計算されておらずある特定の場合しか解かれていない。そこでこれらの研究のうち K が最も大きいものを選べばフランジの点でウエブが支持である場合には、

$$K = 129, \quad \theta = \frac{1}{5}$$

である。また δ_0 の値は 0.05 程度(付録参照)であり、この値が少し変動しても A/A_0 にはあまり影響がないので、こゝでは $\delta_0 = 0.05$ として計算する。

スチフナーがない場合には、

$$K_0 = 24$$

これらの数値を用い、横軸に f_w 、縦軸に A/A_0 をとつて(6.1.32)式を表わせば Fig. 6.1.6 のことくなる。

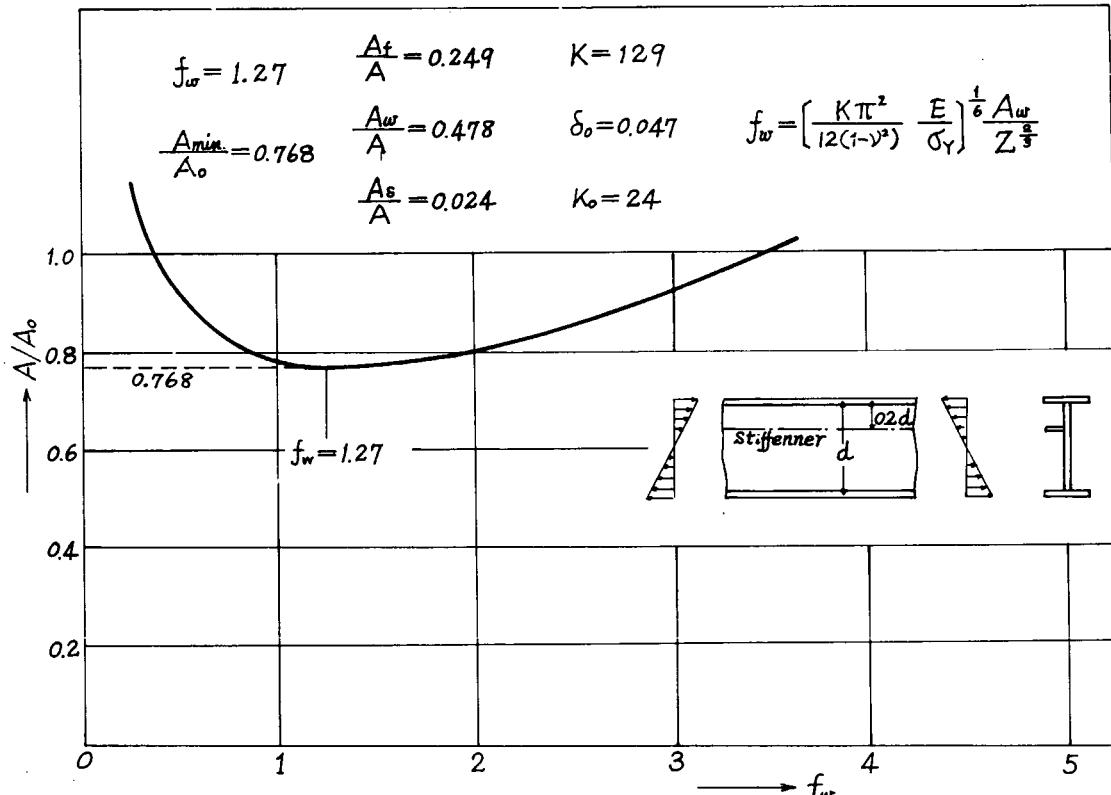


Fig. 6.1.6

図によれば一般にスチフナーを取り付けた方が有利となり重量は最大約23%軽くなることになる。また重量が最小となるときのフランジ、ウエブおよびスチフナーの面積比は $\theta = \frac{1}{5}$ 、 $\delta = 0.05$ として、

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

となる。

(2) 板付きT形断面

次に Fig. 6.1.7 に示すような板付きT形断面梁が曲げをうける場合を考える。簡単のために中立軸はウエブと板の結合線上にあるものと仮定し、フランジ、ウエブおよびスチフナーの重量のみに着目することとする。

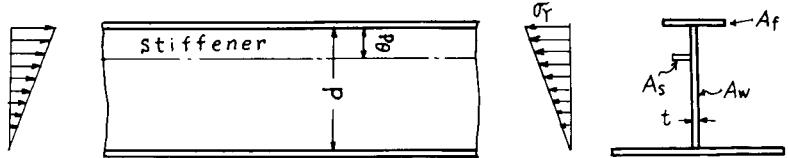


Fig. 6.1.7

板より上の部分の断面積A(単位長さ当たりの体積)は、

$$A = A_f + A_w + A_s \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.33)$$

断面係数は、

$$Z = d \left[A_f + \frac{1}{3} A_w + (1-\theta)^2 A_s \right] \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.34)$$

前節と全く同様にウエブの深さdと面積の関係およびスチフナーとウエブの面積比は、

$$d = \sqrt{A_w} \left[\frac{K\pi^2}{12(1-\nu^2)} \frac{E}{\sigma_y} \right]^{\frac{1}{4}} \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.35)$$

$$A_s = \delta_0 A_w \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.36)$$

であるから(6.1.33)～(6.1.36)式より

$$f = f_w^{-\frac{1}{2}} + \left[\frac{2}{3} + \theta(2-\theta)\delta_0 \right] f_w \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.37)$$

$$\text{ただし } f = \left[\frac{K\pi^2}{12(1-\nu^2)} \frac{E}{\sigma_y} \right]^{\frac{1}{6}} \frac{A}{Z^{\frac{2}{3}}}$$

$$f_w = \left[\frac{K\pi^2}{12(1-\nu^2)} \frac{E}{\sigma_y} \right]^{\frac{1}{6}} \frac{A_w}{Z^{\frac{2}{3}}}$$

前と同様にして断面積Aとスチフナーがない場合の断面積の最小値 A_0 との比を求めれば、

$$\frac{A}{A_0} = \frac{2}{3} \left(\frac{3}{4} \right)^{\frac{1}{3}} \left[\frac{K_0}{K} \right]^{\frac{1}{6}} \left[f_w^{-\frac{1}{2}} + \left(\frac{2}{3} + \theta(2-\theta)\delta_0 \right) f_w \right] \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.38)$$

となる。ここに K_0 はスチフナーがない場合の座屈係数である。

(6.1.38)式で Z 、 θ 、 δ を一定としてAを f_w に関して最小にすれば、

$$\frac{A_{min}}{A_0} = \left[\frac{K_0}{K} \right]^{\frac{1}{6}} \left[1 + \frac{3}{2}\theta(2-\theta)\delta_0 \right]^{\frac{1}{3}} \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.39)$$

が得られる。

付録に示す計算によれば、 $\theta = 0.382$ の位置にスチフナーを取付ければウエブの座屈荷重が最大となり、そのときのKおよび δ_0 は、

$$K = 3.3.9 \quad \delta_0 = 0.053$$

であり、またスチフナーのない場合には、

$$K = 8 \quad (\text{厳密には } 7.7)$$

であるからこれらの数値を用いて(6.1.38)式を計算すればFig. 6.1.8のごとくなる。図によればこの場合にも一般にスチフナーを取付けた方が有利となり重量は最大約20%減少することになる。また重量が最小となるときのフランジ、ウェブおよびスチフナーの面積比は、

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

である。

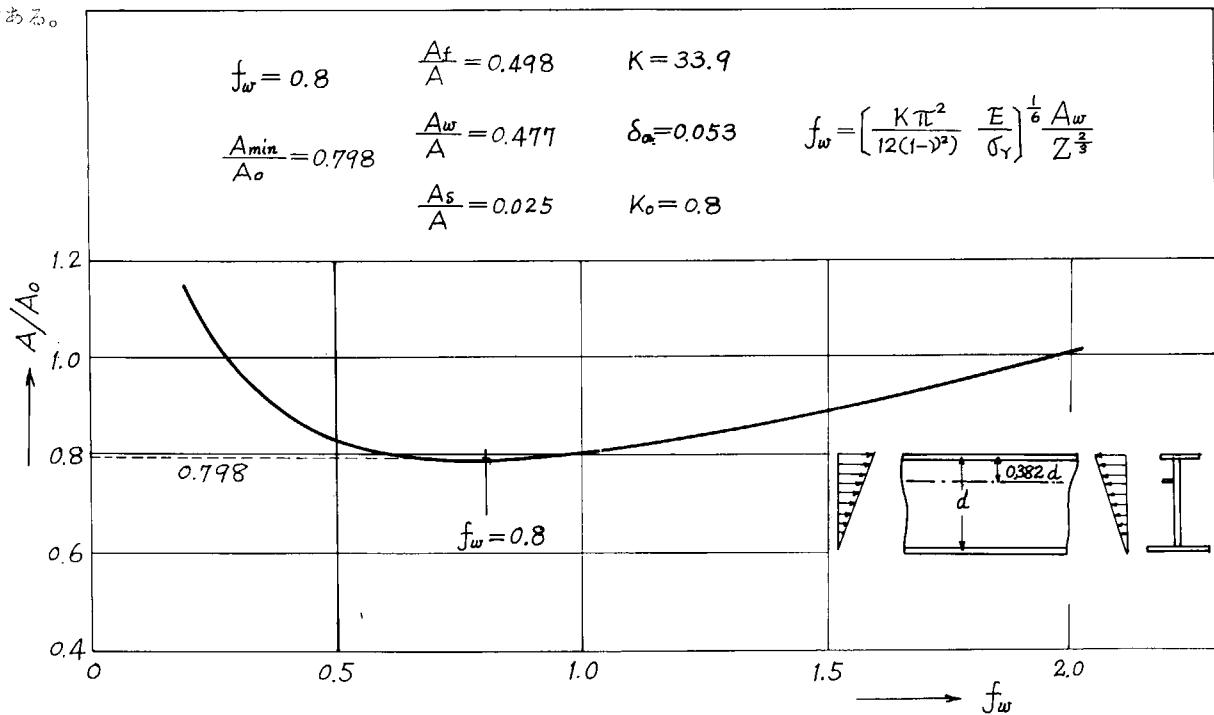


Fig. 6.1.8

6.1.5 まとめ

本研究では船体構造の基礎構成部材である板付きT形断面の最適寸法比を求め、さらにウェブの局部座屈を防止するため、フランジと平行にスチフナーを取り付けてウェブを補強した場合の検討を行なつた。その結果次の事柄が判明した。

- (1) 弾性設計基準を用い、同種材料で構成する場合の最適寸法比はFig. 6.1.2から求めることができる。
- (2) 塑性設計基準を用いる場合には、重量的には板およびフランジに高張力鋼を用い、ウェブには軟鋼を使用する方が全部軟鋼で構成するよりも有利であるが、価格の上では現段階では全部軟鋼である場合とあまり差はない。
- (3) ウェブを縦方向スチフナー1本で補強した時の重量の減少は近似的に、

$$\frac{A_{min}}{A_0} = \left[\frac{k_0}{K} \right]^{\frac{1}{6}}$$

で表わせる。

ここで A_0 = スチフナーなしの断面積 (I形では全断面積、板付きT形ではT形の部分のみの断面積)

A_{min} = スチフナーをつけて補強した場合の最適断面積

K_0 = スチフナーなしの場合のウェブの座屈係数

K = タリヤーありのタリヤー

- (4) スチフナー自身の重量による全体の重量増加はほとんどない。したがつて、スチフナーはウェブの局部座屈荷重を増加させることだけを考えて取付け位置を定めるべきであろう。

なお実際に最適寸法比を求めるためには、ウェブの局部座屈に対する限界寸法比 $a/t_w \leq \beta$ を知らなければならぬが、塑性領域での β の値に対してはまだ十分な資料がなく、今後の研究に待たねばならない。

6.1.6 付録：スチフナーで補強されたウエブとスチフナーの局部座屈

(1) 基礎式

長さ a 幅 d の周辺支持矩形平板に $y = \theta d$ の位置にスチフナーが取り付けられ、Fig. 6.1.9 のような荷重をうける場合を考える。

荷重および撓み形を

$$N_x = N_0 \left(1 - \frac{\phi}{d} \right) \quad \dots \quad (6.1.40)$$

$$w = \sin \frac{\pi x}{a} \sum_{n=1}^{\infty} a_n \sin \frac{n\pi y}{d}$$

..... (6.1.41)

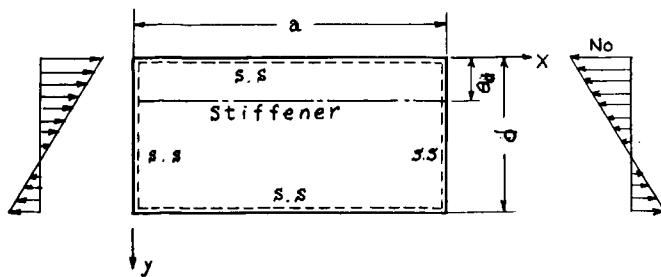


Fig. 6.1.9

と仮定し、ポテンシャルエネルギー最小の条件を用いると、

$$\begin{aligned} a_n &= (1 + \alpha^2 n^2)^2 + 2r \sin n\pi\theta \sum_{j=1}^{\infty} a_j \sin j\pi\theta \\ &= \alpha^2 K \left\{ a_n \left(1 - \frac{1}{2}\phi \right) + \frac{8\phi}{\pi^2} \sum_i \frac{a_i n_i}{(n^2 - i^2)^2} + 2\delta (1 - \phi\theta) \sin n\pi\theta \sum a_j \sin j\pi\theta \right\} \end{aligned} \quad \dots \quad (6.1.42)$$

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

が得られる。ここに

$$\alpha = \frac{a}{d} \quad I_s = \text{スチフナーの断面2次モーメント}$$

$$r = \frac{EI_s}{dD} \quad A_s = \text{スチフナーの断面積}$$

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

$$K = \frac{N_0 d^2}{\pi^2 D} \quad A_w = d \times t_w = \text{平板の断面積(ウエブ)}$$

また ϕ は応力分布に関する値で、一様圧縮のとき $\phi = 0$ 、均一曲げのとき $\phi = 2$ であり、Fig. 6.1.7 のような場合には $\phi = 1$ である。

座屈荷重すなわち K は (6.1.42) の a_n の係数行列式を 0 と置いて求められる。

(2) スチフナーの位置で撓みが拘束される場合のウエブの座屈荷重均一曲げ ($\phi = 2$) の場合には、Dubas¹⁾ の研究によれば $\theta = 1/5$ にスチフナーが取り付けられた場合の座屈係数には、

$$K = 12.9, \quad \theta = 1/5 \quad \dots \quad (6.1.43)$$

で与えられる。

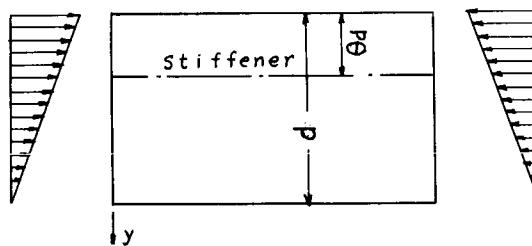
一方 $\phi = 1$ の場合には適当な解がないので近似的につぎのようにして求める。Fig. 6.1.10 のように座屈時には板はスチフナーの点で支持されているものと見なし、(6.1.42) の第 1 項のみをとつて計算すると、

$$0 \leq y \leq \theta d \text{ の板では } K = \frac{8}{\theta^2 (2 - \theta)} \quad \dots \quad (6.1.44)$$

$$\theta d \leq y \leq d \text{ の板では } K = \frac{8}{(1 - \theta)^3} \quad \dots \quad (6.1.44)'$$

1) Dubas, C., Bleich, F. "Buckling Strength of Metal Structures" McGraw Hill P422 参照

であり、 θ が小さければスチフナーより下の部分が座屈し、 θ が大きければ上の部分で座屈する。スチフナーより上と下の部分が同時に座屈するときの値は(6.



S.S : Simply Supported

Fig. 6.1.10

(1.44) と $(6.144)'$ を等置して

が求められる。

(3) スチフナーの寸法比

スチフナーは簡単のためにウェブとの結合点で単純支持とみます。

ウエブに作用する最大圧縮力を σ_u とすれば、スチフナーに作用する応力は、

$$\sigma \gamma (1 - \phi \theta)$$

であるから、スチフナーの座屈応力は、

$$K_S = \frac{\sigma r (1-\phi\theta) h^2 t_S}{\pi^2 D_S} \dots \dots \dots (6.1.46)$$

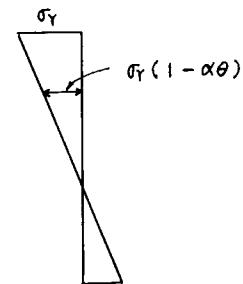
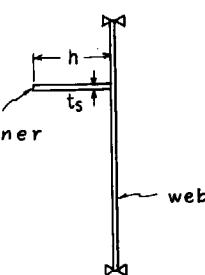


Fig. 6.1.11

で与えられる。ここに

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

h = スチフナーの幅、 t_s = スチフナーの板厚

これより

$$\frac{h}{t_s} = \sqrt{\frac{K_s \pi^2}{12(1-\nu^2)} \frac{E}{\sigma_y} \frac{1}{1-\phi_0}} \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.47)$$

一方(6.1.4.2)より、

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

であつたから、これを変形して、

$$r = \frac{12(1-\nu^2)}{3} \frac{A_S}{A_W} \left(\frac{h}{t_w}\right)^2 = \frac{12(1-\nu^2)}{3} \frac{A_S}{A_W} \left(\frac{h}{t_s}\right) (h/t_s) \left(\frac{d}{t_w}\right) \left(\frac{1}{d/t_w}\right)$$

$$= \frac{12(1-\nu^2)}{3} \delta^2 \left(\frac{h}{t_s}\right) \left(\frac{d}{t_w}\right)$$

これに(6.1.25)と(6.1.47)を代入すれば、

$$r = \frac{\pi^2}{3} \sqrt{K + K_S} - \frac{E}{\sigma_v} - \frac{\delta^2}{\sqrt{1-\phi}\theta} \dots \quad (6.1.48)$$

となる。これはウェブが座屈すると同時にスチフナーも座屈するようなスチフナーの寸法比を表わす。 K_s は三辺支持一辺自由の一様圧縮をうける矩形板の値を用い、

$$K_s = 0.425 \quad \dots \dots \dots \quad (6.1.49)$$

となる。また K は荷重様式により異なり

$$\phi = 1 \text{ のとき} \quad K = 33.9$$

$$\phi = 2 \text{ のとき} \quad K = 129$$

を用いる。

(4) スチフナーの位置で座屈撓みを拘束するに十分な r の値 (r_{min})

スチフナーの位置で座屈撓みを拘束するに十分な r の値 (r_{min}) を求めるために (6.1.42) の級数の最初の 2 項ないし 3 項をとり、(6.1.48) を (6.1.42) に代入して K を α と r のみの関数として表わし、 $a/d = \infty$ における r と K の関係を求めた。その結果 $\phi = 1$ の場合には Fig. 6.1.12、 $\phi = 2$ の場合には Fig. 6.1.13 のごとくなり、スチフナーの位置で座屈撓みを拘束するに十分な r の最小値およびそのときの δ の値は Table 6.1.2 に示す通りとなつた。ただし、この計算には $\sigma_y = 23 \text{ Kg/mm}^2$ 、 $E = 2.1 \times 10^4 \text{ Kg/mm}^2$ を用いた。

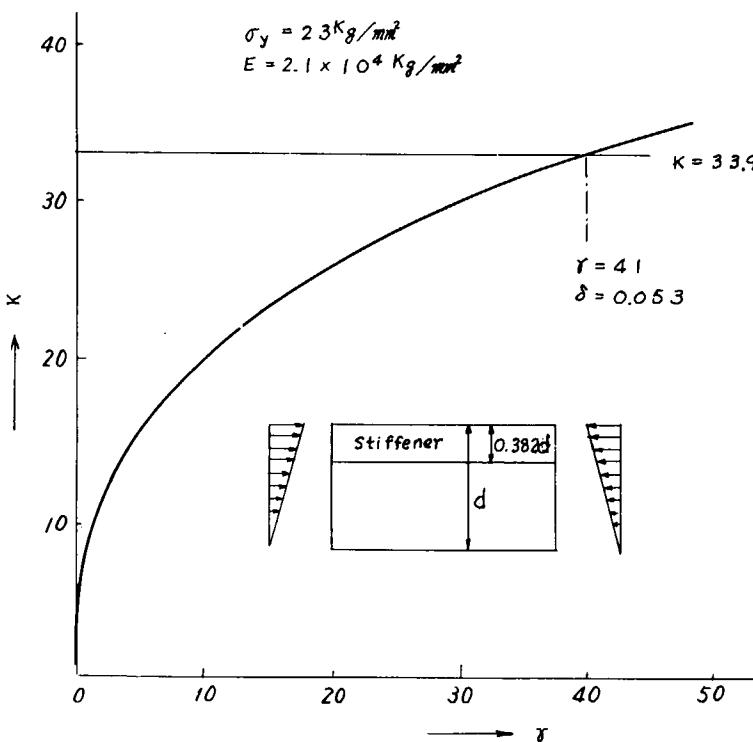


Fig. 6.1.12

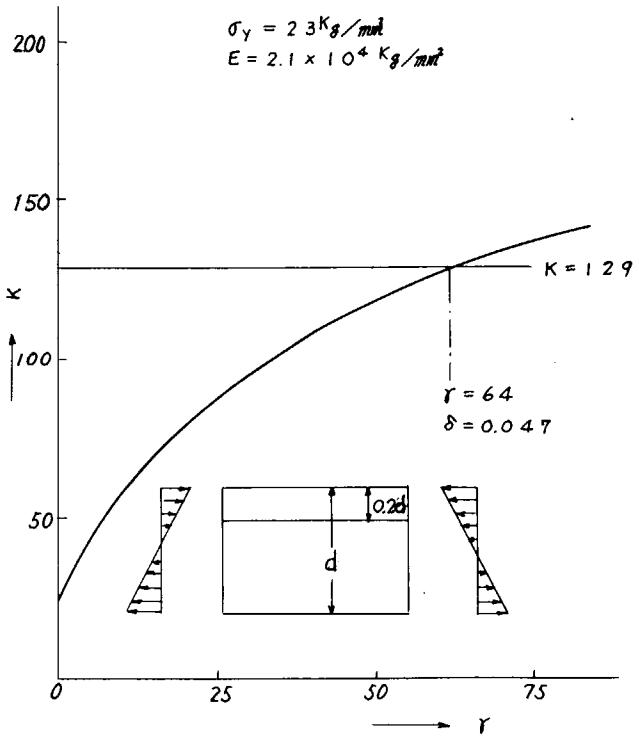


Fig. 6.1.13

Table 6.1.2

α	θ	K	$r_{min.}$	δ_0	Load
1	0.382	33.9	41	0.053	
2	0.2	129	64	0.047	

6.2 防撓板の最小重量設計

6.2.1 まえがき

船体構造において、隔壁などのように等分布荷重を受ける防撓板構造の最小重量設計を検討することを目的として、縦および横の2方向に、それぞれ等間隔で、かつそれぞれ一定寸法の防撓材を有する長方形の直交防撓平板が、一定の等分布荷重を受ける場合、その重量が最小となる防撓板平板の板厚、防撓材の寸法およびその配置についてしらべた。

6.2.2 解析の方針

このような解析を行なう場合、弾性理論を用いて差支えないか、あるいは塑性変形を考える必要があるかは、設計の基準により、構造物の性質によつて異なり、一概にはいえない。船体構造の一部である防撓板隔壁にルール等で規定された荷重が加えられると、防撓板を構成する平板には塑性変形を生ずる。¹⁾ また防撓板の強度は単純塑性理論を用いて説明できることが報告されている。²⁾ この研究では、防撓板の縦および横の寸法と使用圧力が与えられたものとして、つきの仮定の下に塑性変形を考えた解析を行なう。

- (1) 船体の隔壁は深水タンク隔壁と水密隔壁に大別される。この研究では、くり返して荷重を受ける深水タンク隔壁を対象とする。
- (2) 防撓板の平板の板厚は文献3)に述べた方法、すなわち等分布横荷重を受ける両端固定の帯板が端部に塑性関節を生ずるときの荷重を許容荷重とする考え方に基づいて平板の板厚を決める。
- (3) 防撓板の崩壊荷重は文献2)によつて求めることとし、崩壊荷重と使用圧力の比をSとする。
- (4) 防撓材の断面形状はT型とする。
- (5) 防撓材のウエブおよびフランジは防撓材に塑性関節が形成されるまで、局部座屈を生ずることのない板巾／板厚比をもつものとする。その値は"PLASTIC DESIGN IN STEEL"⁴⁾によれば、ASTM-7鋼に対して、ウエブの深さと板厚比 ≤ 4.3 、フランジ板巾と板厚比 ≤ 1.7 とされている。これは歪硬化を生ずるまでウエブあるいはフランジが座屈しないための条件を Haaijer および Thur Liman が求めているが、その結果を根拠にして決められたものである。これらの値($k_1=4.3$, $k_2=1.7$)を使用することとするが、一部の計算ではウエブの深さと板厚比を変化させている。
- (6) 防撓材と平板は同じ材料で作られるものとする。
- (7) 防撓材の横倒れ座屈については考えない。

さて、Fig. 6.2.1に示す防撓板について、2方向の防撓材の数をmおよびnとすると、防撓板は $(m+1) \times (n+1)$ 個の小区割に分割され、その区割の大きさ $b/(m+1) \times a/(n+1)$ と使用圧力Pから、仮定(2)にしたがつて平板の板厚hが決定される。

防撓材の寸法はつきのようにして決める。すなわち防撓板全体としての崩壊に対する安全率(崩壊荷重と使用圧力の比)をSとすると、崩壊荷重 P_c は $s \times P$ となり、心要な防撓材の全塑性モーメントは防撓板の寸法 $a \times b$ 、

板厚hおよび崩壊荷重 P_c を与えると計算することができる。そして仮定(3)および(5)の条件の下に必要な全塑性モーメントを有する防撓材断面のうち、断面積が最小となる断面寸法を求めることができる。

防撓板の平板の板厚、防撓材の形状およびその数が求まれば防撓板の重量が定まる。防撓材の数を変えて同様の計算をくり返して行ない、重量が最小となる場合を求めるこにする。

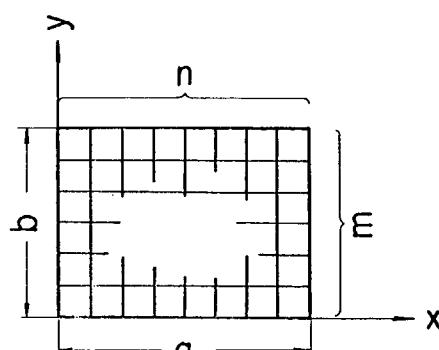


Fig. 6.2.1 stiffener arrangement of stiffened panel

使用する記号

a	防撓板の長辺の長さ	$M_o = \frac{1}{4} \sigma_y h^2$
b	防撓板の短辺の長さ	M_{os} 防撓材の全塑性モーメント
h	防撓板の平板の板厚	M_{osx} x 方向防撓材の全塑性モーメント
A_p	(防撓材の間隔) × (防撓板平板の板厚)	M_{osy} y 方向防撓材の全塑性モーメント
A_s	防撓材断面積	M_{ox} 防撓板の x 方向全塑性モーメント
t_1	防撓材ウェブの板厚	M_{oy} 防撓板の y 方向全塑性モーメント
t_2	防撓材フランジの板厚	$\beta^2 = \frac{a^2}{b^2} \times \frac{M_{oy}}{M_{ox}}$ (有効剛性比と称することにする)
k_1	防撓材ウェブの深さと板厚の比	P 荷重または防撓板の使用圧力
k_2	防撓材フランジの板巾と板厚の比	P_c 防撓板の崩壊荷重
k	t_2 / t_1	S 防撓板の崩壊荷重と使用圧力の比(安全率)
m	長辺に平行な防撓材の数	P' 矩形平板の長辺の中点の曲げモーメントが全塑性モーメントに等しくなる荷重(膜力を無視)
n	短辺に平行な防撓材の数	P_h 等分布横荷重を受ける帯板が第1塑性関節を生ずるときの荷重(膜力を考慮)
V	防撓板の全体積	$P'_{h'}$ 等分布横荷重を受ける帯板が第1塑性関節を生ずる荷重(膜力を無視)
\bar{h}	防撓板の平均板厚	
x	長辺方向の座標	
y	短辺方向の座標	
E	ヤング率	
σ_y	降伏応力	

6.2.3 防撓板の平板の板厚

防撓板の小区割の寸法、使用圧力および周辺固定の条件から板厚を決定する。この場合板の強度は膜力を考慮に入れる必要があり、また板には崩壊現象が現われないから許容圧力を決める基準としては、構造物の性質によって、破壊、撓み量、残留変形、その他のいずれかをえらぶことになる。この研究で対象とするのは、くり返して荷重を受ける隔壁であるから荷重が加えられたときの撓み量、または残留変形量によって許容圧力を決めることがある。

(1) 帯板の許容圧力

使用圧力が与えられたとき、帯板の板厚を文献3)の方法、すなわち“等分布横荷重を受ける両端固定の帯板について弾性計算から得られる端部の曲げモーメントが膜力を考慮した塑性モーメントに等しくなるときの荷重を許容荷重とする”方法に従つて決める。このようにして得られる許容圧力は弾塑性解析によつて示されるように、端部の引張側の歪が急増し始める圧力にほぼ一致しており、また板が厚い場合にはN.K.ルール等の規定にしたがつて求めた深水タンク隔壁の許容圧力にも近い値となる。³⁾

この圧力(無次元化したもの)と(降伏応力/ヤング率) × (板巾1板厚)² の間には、文献3)に示すようにほとんど直線に近い関係がある。そこで取扱いの都合を考えて、これをつきの式で近似する。

$$a_0^2 P / \left(\frac{1}{4} \sigma_y h^2 \right) = 1.25 + 0.436 \sigma_y a_0^2 / (Eh^2) \quad \dots \dots \dots (6.2.1)$$

ここで、 a_0 : 帯板の巾、 h : 帯板の厚さ、 P : 許容圧力

(2) 矩形板の許容圧力

等分布横荷重を受ける周辺固定の矩形板については、周辺上における曲げモーメントの最大値、すなわち長辺の中点の曲げモーメントが全塑性モーメントに達するときの圧力を許容圧力とする。この圧力の正確な値を求めるには相当面倒な計算を必要とするので、ここでは線型理論から得られる結果を用いて近似式を求めた。

帶力を無視した弾性計算によれば等分布荷重を受ける $a_0 \times b_0$ の寸法をもつ周辺固定の矩形板の最大応力は長辺上

の中点において生じ、その値は、

$$\sigma = \frac{\alpha}{4} \frac{a_0^2}{h^2} P \quad \dots \dots \dots \quad (6.2.2)$$

ここで、 a_0 : 矩形板の短辺の長さ、 α : 矩形板の縦横比によつて決まる係数

また膜力を無視したときは、板表面の応力が板の降伏応力の $3/2$ 倍になると、その点の曲げモーメントは全塑性モーメントに達するから、長辺の中点における曲げモーメントが全塑性モーメントに等しくなるときの圧力 P' は式(6.2.2)から、

$$P' = \frac{6}{\alpha} \frac{h^2}{a_0^2} \sigma_y \quad \dots \dots \dots \quad (6.2.3)$$

ここで、 σ_y : 板の降伏応力

一方膜力を無視した、巾 a_0 をもつ帯板について、端部が塑性関節になるときの圧力 P'_h はつきの式から求められる。

$$\frac{P'_h a_0^2}{\frac{1}{4} \sigma_y h^2} = 1.2.0 \quad \dots \dots \dots \quad (6.2.4)$$

矩形板の長辺上の中点および帯板の端部においては、いずれも板の長手方向の変位は零であるから、降伏条件が同一であれば板としての降伏応力は等しい。また膜力を考えたとき、帯板の両端が塑性関節になるときの圧力 P_h は式(6.2.1)式から計算される。そこで膜力を考慮した矩形板の許容圧力 P をつきの関係によつて与える。

$$\frac{P}{P_h} = \frac{P'}{P'_h} \quad \dots \dots \dots \quad (6.2.5)$$

式(6.2.3)、(6.2.4)および(6.2.5)から、

$$P = \frac{2}{\alpha} P_h \quad \dots \dots \dots \quad (6.2.6)$$

係数 α は種種の文献等に与えられているが、これを縦横比 r の3次式で近似し、つきのように表わす。

$$\begin{aligned} \alpha &= -2.485 + 6.012r - 2.752r^2 + 0.429r^3 & 1.0 \leq r \leq 2.0 \\ \alpha &= 2.00 & 2.0 < r \end{aligned} \quad \dots \dots \dots \quad (6.2.7)$$

式(6.2.1)、(6.2.6)から

$$\left(\frac{h}{a_0} \right)^2 = \frac{1}{25.0} \left(4\alpha \frac{P}{\sigma_y} - 0.872 \frac{\sigma_y}{E} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (6.2.8)$$

式(6.2.8)から使用圧力 P 、寸法 $a_0 \times b_0$ をもつ矩形板の板厚を求めることができる。

Fig. 6.2.1 に示す防撃板については、

$$\frac{b}{m+1} \geq \frac{a}{n+1} \text{ ならば、}$$

$$\begin{aligned} h^2 &= \frac{1}{25} \left(4\alpha \frac{P}{\sigma_y} - 0.872 \frac{\sigma_y}{E} \right) \left(\frac{a}{n+1} \right)^2 \\ r &= \left(\frac{b}{m+1} \right) \times \left(\frac{a}{n+1} \right) \end{aligned} \quad \dots \dots \dots \quad (6.2.9)$$

$$\frac{b}{m+1} < \frac{a}{n+1} \text{ ならば、}$$

$$\begin{aligned} h^2 &= \frac{1}{25} \left(4\alpha \frac{P}{\sigma_y} - 0.872 \frac{\sigma_y}{E} \right) \left(\frac{b}{m+1} \right)^2 \\ r &= \left(\frac{a}{n+1} \right) \times \left(\frac{b}{m+1} \right) \end{aligned} \quad \dots \dots \dots \quad (6.2.10)$$

6.2.4 防撓材の寸法

(1) 防撓材の全塑性モーメント

等分布横荷重を受ける防撓板については、文献2)、5)および6)等の研究がある。文献2)では板厚、防撓材の寸法とその数および材質を変えた1辺の長さ900mmの多数の正方形板について実験を行ない、塑性関節線を仮定し、上界定理を用いて求めた理論値と比較している。

実験から得られた崩壊型式、崩壊荷重は計算で仮定した崩壊型式およびそれに応する崩壊荷重の理論値とかなりよく一致する。

文献2)によれば崩壊荷重の理論値は以下の式で与えられる。

$$P_c = 24 \frac{M_{oy}}{b^2} \frac{1}{3 - 2\sqrt{1 + 3\beta^2} - 1} \quad \dots \quad (6.2.11a)$$

ただし、 $\beta^2 \geq 1.0$

$$\text{ここで, } \beta^2 = \frac{\alpha^2}{b^2} \frac{M_{oy}}{M_{ox}} \quad \dots \quad (6.2.11b)$$

$$M_{ox} = M_0 + \frac{h}{b} M_{osx} \quad \dots \quad (6.2.11c)$$

$$M_{oy} = M_0 + \frac{n}{a} M_{osy} \quad \dots \quad (6.2.11d)$$

$$M_0 = \frac{1}{4} \sigma_y h^2 \quad \dots \quad (6.2.11e)$$

M_{osx} , M_{osy} は防撓材についての板の有効巾を防撓材間隔全巾としたx方向およびy方向、それぞれの防撓材全塑性モーメントである。また β^2 を有効剛性比と称することにする。この解析では防撓板の崩壊荷重を式(6.2.11a)によつて計算する。

(i) 防撓板全体としての崩壊

β^2 が与えられたとき、荷重 P_c で崩壊するため必要な M_{osx} , M_{osy} は式(6.2.11)から、

$$\frac{M_{oy}}{b^2} = \left(3 - 2 \frac{\sqrt{1 + 3\beta^2} - 1}{\beta^2} \right) \frac{P_c}{24} \quad \left. \right\} \quad \dots \quad (6.2.12)$$

$$\frac{M_{ox}}{a^2} = \frac{1}{\beta^2} \frac{M_{oy}}{b^2} = \frac{1}{\beta^2} \left(3 - 2 \frac{\sqrt{1 + 3\beta^2} - 1}{\beta^2} \right) \frac{P_c}{24} \quad \left. \right\} \quad \dots \quad (6.2.12)$$

とくに一方向のみにて($\beta^2 \geq 1.0$ であるからy方向とする)防撓材を設けたときは式(6.2.11)において、

$$\begin{aligned} M_{ox} &= M_0 \\ M_{oy} &= \frac{\alpha^2}{a^2} \beta^2 M_0 \end{aligned} \quad \left. \right\} \quad \dots \quad (6.2.13)$$

式(6.2.13)を式(6.2.11a)へ入れ、 β^2 について解き、 β^2_{max} とおくと、

$$\beta^2_{max} = \frac{3 - 2 \sqrt{24 \frac{M_0}{a^2 P_c}}}{24 \frac{M_0}{a^2 P_c}} \quad \dots \quad (6.2.14)$$

したがつて防撓板の崩壊荷重と平板の板厚が定められているとすると、防撓板全体の崩壊から、 β^2 のとり得る範囲は式(6.2.11)および(6.2.14)から、

$$1 \leq \beta^2 \leq \beta^2_{max}$$

あるいは式(6.2.11b)を用いて書きなおすと、

$$\frac{b^2 P_c}{24} \leq M_{oy} \leq \frac{b^2 P_c}{24} (3 - 2 \sqrt{\frac{24}{a^2 P_c} M_o}) \quad (6.2.16)$$

使用圧力Pが与えられるとx方向およびy方向の必要な防撓材の全塑性モーメント M_{osx} 、 M_{osy} は安全率をSおよびm=nとして式(6.2.11c)、(6.2.11d)から、

$$M_{osx} = \frac{b}{m} (M_{ox} - M_o) \quad (6.2.17a)$$

$$M_{osy} = \frac{a}{n} (M_{oy} - M_o) \quad (6.2.17b)$$

$m=0$ 、 $n=0$ すなわち一方向(y方向)にのみ防撓材を設けたときは式(6.2.17a)は、

$$M_{osx} = 0 \quad (6.2.17a)'$$

ただし、 $\beta^2 = \beta_{max}^2$

式(6.2.12)、(6.2.17)から必要な防撓材の全塑性モーメントを計算することができる。

なお板厚を求める場合には安全率を考えなかつたのに、防撓材の崩壊については安全率を導入した理由は式(6.2.1)が使用圧力に対して板厚を決めたものであるのにくらべ式(6.2.11)から得られる荷重は防撓板の崩壊荷重のためである。

(ii) 防撓板の局部崩壊

前項では $a \times b$ の寸法をもつ防撓板全体の崩壊を考えて、防撓材の寸法を決めたが、この外に局部崩壊についても検討する必要がある。すなわちFig. 6.2.2において、x方向の防撓材がどのように小さくとも、防撓板全体の崩壊に対しては、y方向の防撓材を大きくすることにより、要求される強度をもたせることができる。しかしx方向の防撓材があまり小さくなると、 $a/(n+1) \times b$ の小区割に崩壊を生ずることになる。また、 $a \times b/(n+1)$ の区割についても同様である。

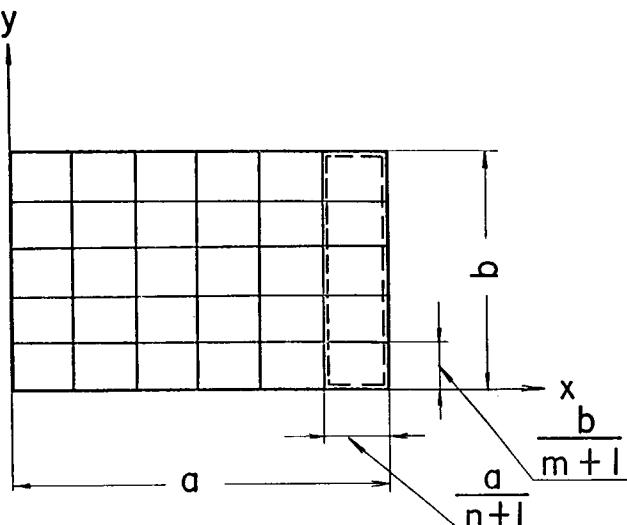


Fig. 6.2.2 Local Collapse for Stiffened Panel

(1) $\frac{a}{(n+1)} \times b$ 区割の崩壊

はじめに $\frac{a}{(n+1)} \times b$ 区割について考える。この区割の β^2 および崩壊荷重を β_n^2 、 P_{cn} とすると、これらは式(6.2.11)を用いて、

$$\beta_n^2 = \frac{b^2}{a^2/(n+1)^2} \frac{M_{ox}}{M_o} \quad (6.2.18)$$

および

$$P_{cn} = 24 \frac{M_{ox}}{a^2/(n+1)^2} \frac{1}{3 - 2 \frac{\sqrt{1 + 3\beta_n^2} - 1}{\beta_n^2}} \quad (6.2.19)$$

式(6.2.18)、(6.2.19)から M_{ox} を求め、 P_{cn} を P_c とおくと、

$$\frac{M_{ox}}{a^2} = \frac{1}{(n+1)^2} (3 - 2 \sqrt{24 \frac{M_o}{b^2 P_c}}) \frac{P_c}{24} \quad (6.2.20)$$

x 方向防撓材の全塑性モーメントは式(6.2.20)から得られる値より大きくしなければならない。

つぎに全区割の β^2 や M_{OY} は全区割の崩壊から決まる。すなわち、式(6.2.20)を式(6.2.11a)および(6.2.11b)に入れて β^2 を求め、 β_{xm}^2 とおくと、

$$\beta_{xm}^2 = \left(3 - 2\sqrt{24 \frac{M_O}{a^2 P_c}} \right) \frac{a^2 P_c}{24 M_O} \quad \dots \quad (6.2.21)$$

または M_{OY} は、

$$\frac{M_{OY}}{b^2} = \left(3 - 2\sqrt{24 \frac{M_{Ox}}{a^2 P_c}} \right) \frac{P_c}{24} \quad \dots \quad (6.2.22)$$

(a) $a \times \frac{b}{(m+1)}$ 区割の崩壊

$\frac{a}{(n+1)} \times b$ 区割の場合とは同様にして次式が得られる。

$$\frac{M_{OY}}{b^2} = \frac{1}{(m+1)} \left(3 - \sqrt{24 \frac{M_O}{a^2 P_c}} \right) \frac{P_c}{24} \quad \dots \quad (6.2.23)$$

$$\beta_{ym}^2 = 4 \times \left(24 \frac{M_{OY}}{b^2 P_c} \right) \times \left(3 - 24 \frac{M_O}{b^2 P_c} \right) \quad \dots \quad (6.2.24)$$

$$\frac{M_{Ox}}{a^2} = \beta_{ym}^2 \times \frac{M_{OY}}{b^2} \quad \dots \quad (6.2.25)$$

局部崩壊を考えるとこのように β^2 の値は β_{xm}^2 、 β_{ym}^2 により制限される。しかし式(6.2.11)には $\beta^2 \geq 1.0$ の条件が付けられているため、 β^2 のとり得る範囲は、 $\beta_{xm}^2 \geq \beta^2 \geq 1.0$ となる。 β^2 が 1.0 より小さい範囲については、防撓板の x 軸と y 軸を交換して計算しなければならないが、あとで述べるように最小重量を求めるだけならばその必要はない。

(2) 防撓材の最小断面積

与えられた防撓材の全塑性モーメント M_{Os} を有するもののうち、断面積最小となる断面寸法を求める。ただし、防撓材断面は Fig. 6.2.3 に示すように、T型と仮定する。

防撓材ウェブの深さと板厚の比を k_1 、フランジの巾と板厚の比を k_2 とおく。 k_1 、 k_2 は座屈に対する考慮から決められ、数値計算ではすでに述べたように硬化を生ずるまで、防撓材は局部座屈を生じないという条件から、 $k_1 = 4.3$ 、 $k_2 = 1.7$ とする。また板の有効巾 ℓ は防撓材間隔に等しくとする。

Fig. 6.2.3 から防撓材断面積 A_S は、

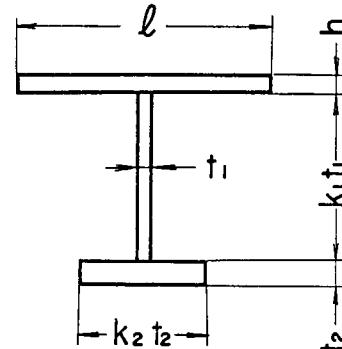


Fig. 6.2.3 Section of Stiffener

$$A_S = k_1 t_1^2 + k_2 t_2^2 \quad \dots \quad (6.2.26)$$

ここに、 t_1 : ウエブの板厚、 t_2 : フランジの板厚

k_1 : ウエブの深さと板厚の比 k_2 : フランジの巾と板厚の比

また、 $A_p = \ell \times h$ 、 $k = t_2 / t_1$ $\dots \quad (6.2.27)$

とおいて、式(6.2.26)を書きなおすと、

$$A_S = (k_1 + k_2 k^2) t_1^2 \quad \dots \quad (6.2.28)$$

したがつて、 $t_1^2 = \frac{A_S}{(k_1 + k_2 k^2)}$ $t_2^2 = \frac{k^2 A_S}{(k_1 + k_2 k^2)}$

ここで、防撓材の塑性中立軸が平板の中にあるか、ウエブ内にあるかによつて異なる計算式になる。

(i) $A_p \geq A_S$ の場合（塑性中立軸が平板にある）

このときは Fig. 6.2.3 に示す断面の全塑性モーメント M_{OS} はつきのようになる。

$$M_{OS} = \frac{1}{2} \sigma_y h A_p + \frac{1}{2} + \frac{A_s}{A_p} + \frac{k_2 k^3 + 2k_1 k_2 k^2 + k_1^2}{(k_1 + k_2 k^2)^{3/2}} - \frac{\frac{3}{2} \frac{A_s^2}{A_p^2}}{\ell h^2} - \frac{A_s^2}{2 A_p^2} \quad \dots \dots \dots (6.2.29)$$

変形して、

$$\frac{1}{2} \left(\frac{A_s}{A_p} \right)^2 + k_0 \sqrt{\frac{\ell}{h}} \left(\frac{A_s}{A_p} \right)^{\frac{3}{2}} - \frac{A_s}{A_p} - \frac{1}{2} + \frac{M_{OM}}{\frac{1}{2} \sigma_y h A_p} = 0 \quad \dots \dots \dots (6.2.30)$$

ここで、

$$k_0 = \frac{k_2 k^3 + 2k_1 k_2 k^2 + k_1^2}{(k_1 + k_2 k^2)^{3/2}}$$

式 (6.2.30)において k_1 、 k_2 は座屈に対する考慮から決まり、 M_{OS} は式 (6.2.17) から求められる。したがって (A_s/A_p) は k のみの関数となる。故に、

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

の条件から k を求めると、

$$k = \frac{1}{2k_2} \left(\frac{3}{2} + \sqrt{2k_1 k_2 + 9/4} \right) \quad \dots \dots \dots (6.2.31)$$

式 (6.2.30)、(6.2.31) からつきの条件

$$0 \leq \frac{A_s}{A_p} \leq 1.0$$

を満足する A_s/A_p の最小根を求めれば、必要な塑性モーメントをもち、断面積最小の防撓材断面が得られる。

(ii) $A_p < A_s$ の場合（塑性中立軸が防撓材にある）

全塑性モーメント M_{OS} は、

$$M_{OS} = \sigma_y \left\{ \frac{1}{2} h A_p + \frac{(k_1 + k_2 k^2)^{\frac{1}{2}}}{4} \frac{(A_s - A_p)^2}{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2} k_0 \frac{A_s^{\frac{3}{2}}}{A_s} \right\} \quad \dots \dots \dots (6.2.32)$$

変形して

$$\begin{aligned} & \frac{k_1 (k_1 + 2k_2 k^2) + k_2 k^2 (2k - k_2 k^2)}{(k_1 + k_2 k^2)^{3/2}} \left(\frac{A_s}{A_p} \right)^2 \\ & + (k_1 + k_2 k^2)^{\frac{1}{2}} \left(2 \frac{A_s}{A_p} - 1 \right) - 2 \sqrt{\frac{h}{\ell}} \left(\frac{2 M_{OS}}{\sigma_y h A_p} - 1 \right) \left(\frac{A_s}{A_p} \right)^{\frac{1}{2}} = 0 \quad \dots \dots \dots (6.2.33) \end{aligned}$$

式 (6.2.33)において (A_s/A_p) は k のみの関数であるから、(A_s/A_p) > 1.0 の条件の下に (A_s/A_p) の最小値を求めれば最小断面積が得られる。式 (6.2.33) を k で微分し、

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

とおいて、

$$(k_1^2 + 6k_1 k - 6k_1 k_2 k^2 - k_2^2 k^4) \left(\frac{A_s}{A_p} \right)^2 + (k_1 + k_2 k^2)^2 \left(2 \frac{A_s}{A_p} - 1 \right) = 0 \quad \dots \dots \dots (6.2.34)$$

これを (A_s/A_p) について解くと、

$$\frac{A_s}{A_p} = \frac{-(k_1 + k_2 k^2) \pm \sqrt{2k_1^2 + 6k_1 k - 4k_1 k_2 k^2}}{k_1^2 + 6k_1 k - 6k_1 k_2 k^2 - k_2^2 k^4} \times (k_1 + k_2 k^2) \quad \dots \dots \dots (6.2.35)$$

複号は (A_s/A_p) ≥ 1.0 の条件から負号のみとなる。

また式 (6.2.33)、(6.2.34) から

$$\frac{k(2k_2k^2 + 8k_1k_2k - 6k_1)}{(k_1 + k_2k^2)^{3/2}} \left(\frac{A_s}{A_p}\right)^{\frac{3}{2}} = 2\sqrt{\frac{h}{\ell}} \left(\frac{2M_{os}}{\sigma_y A_p h} - 1\right) \quad \dots \quad (6.2.3.6)$$

式(6.2.3.5)、(6.2.3.6)を(A_s/A_p)、 k について解けばよい。

なお、式(6.2.3.5)において(A_s/A_p)が実根であるための条件から、

$$2k_1^2 + 6k_1k - 4k_1k_2k^2 \geq 0$$

これから、

$$k \leq \frac{1}{2k_2} \left(\frac{3}{2} + \sqrt{2k_1k_2 + 9/4} \right) \quad \dots \quad (6.2.3.7)$$

が得られ、 k の最大値は(A_s/A_p) ≤ 1.0 の場合と一致し、またこのとき(A_s/A_p) $= 1.0$ となる。

6.2.5 防撓板の最小重量

防撓板の平板の板厚および防撓材の断面積が得られると、防撓材の全体積 V は、

$$V = abh + maA_{sx} + nbA_{sy} \quad \dots \quad (6.2.3.8)$$

また平均板厚を \bar{h} で表わすと、

$$\bar{h} = \frac{V}{a \times b} = h + \frac{m}{b} A_{sx} + \frac{n}{a} A_{sy} \quad \dots \quad (6.2.3.9)$$

防撓板の寸法 $a \times b$ 、使用圧力 P 、安全率 S 、材料の降伏点 σ_y 、ヤング率 E および k_1 、 k_2 が与えられたとき、防撓板の重量を最小化するため、その値を自由に変化できるパラメーターは防撓板の長辺方向および短辺方向の防撓材の数 m 、 n および有効剛性比 $\beta^2 = \frac{a^2}{b^2} \frac{M_{oy}}{M_{ox}}$ の3個である。これらの変数の値を変えて計算をくり返し、重量の最小値を求める。計算はつきの順序で行なう。

- (i) m 、 n を仮定する。
- (ii) 式(6.2.9)または(6.2.10)から板厚を求める。
- (iii) β_{mo}^2 、 β_{xm}^2 を計算する。 β_{mo}^2 は x 方向防撓材の寸法を零としたときの β^2 の値である。
- (iv) β^2 を与える。ただし、 $1.0 \leq \beta^2 \leq \beta_{mo}^2$
- (v) x および y 方向防撓材の必要塑性モーメント M_{osx} 、 M_{osy} を式(6.2.17)から計算する。
- (vi) まず式(6.2.3.0)、(6.2.3.1)を用いて M_{osx} 、 M_{osy} をもつ断面最小の防撓材寸法を求める。得られた断面が $A_p \geq A_s$ であれば正しい最小断面である。もし、 $A_p < A_s$ のときは式(6.2.3.5)、(6.2.3.6)によつて最小断面積を計算する。
- (vii) 防撓板の体積 V 、平均板厚 \bar{h} を求める。式(6.2.3.8)、(6.2.3.9)
- (viii) m 、 n 、 β^2 を順次変えて同じ計算をくり返し、 V の最適値を求める。

フロチャート Fig. 6.2.4 に示す。

6.2.6 計算結果と考察

(1) 計算の範囲

あとで述べるよう防撓板の寸法に関し、一部無次元化が可能であるが計算機を使用する都合上つきの数値をもつ場合について計算した。

使用圧力 $P = 1.0$ 、 2.0 、 5.0 および 10.0 Kg/cm^2

防撓板の崩壊荷重と使用圧力の比(安全率) $S = 2.0$

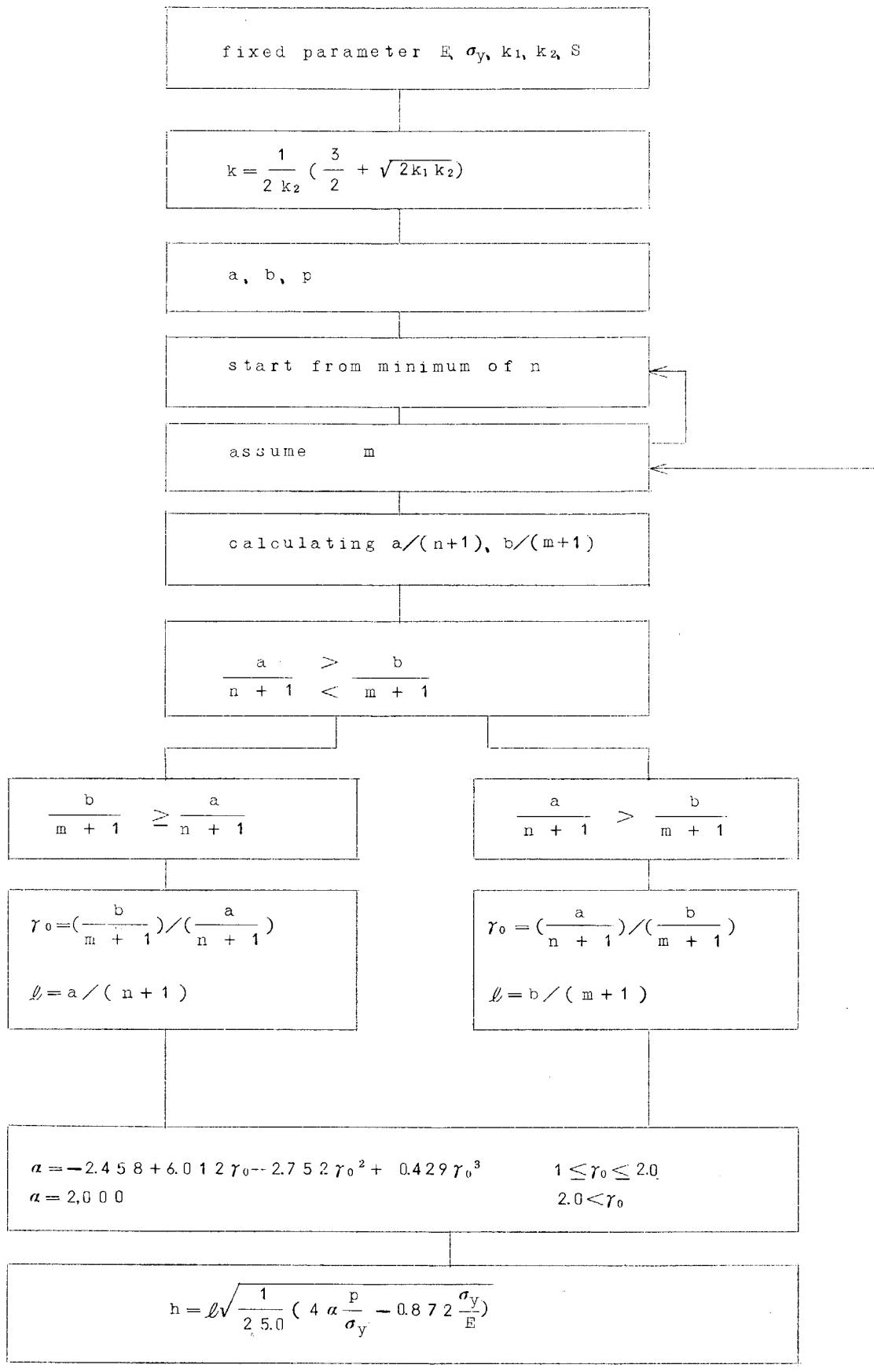
材料のヤング率 $E = 2.1 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$

材料の降伏点 $\sigma_y = 2,300 \text{ Kg/cm}^2$

防撓材ウェブの深さと板厚の比 $k_1 = 4.3$

防撓材フランジの巾と板厚の比 $k_2 = 1.7$

Flow Chart



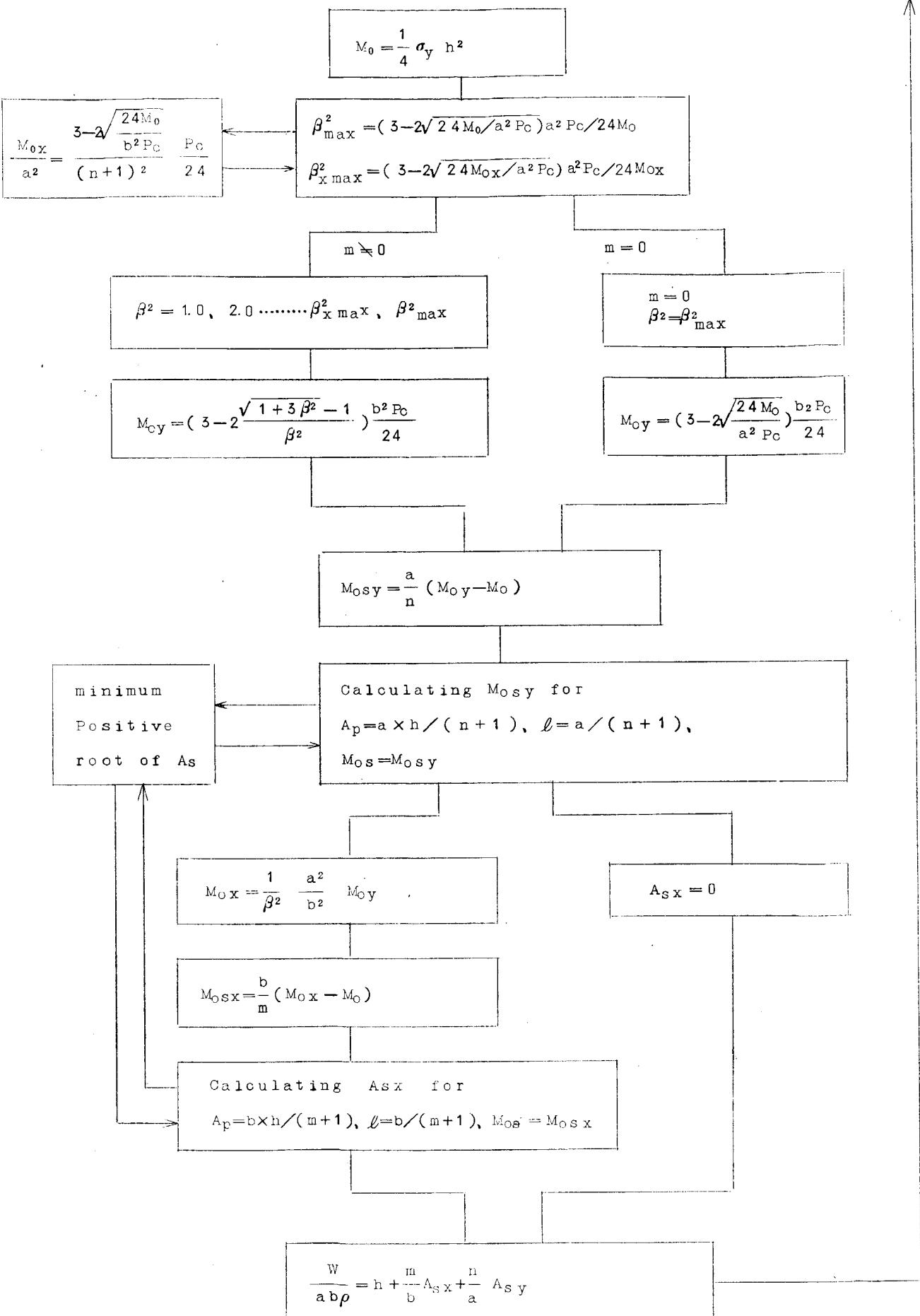


Fig. 6.2.4 Flow Chart

防撓板の寸法 $a^{mm} \times b^{mm}$

5,000 × 5,000, 7,500 × 5,000, 10,000 × 5,000, 15,000 × 5,000
10,000 × 10,000, 20,000 × 20,000

有効剛性比 $\beta^2 = 1.0, 2.0, 5.0, 10.0, \beta_{mo}^2$ および β_{max}^2

防撓材の数 m, n

ここに β_{mo}^2 は長辺方向 (x 方向) 防撓材を零としたときの値で、いわば仮想的なものである。また β_{xm}^2 はすでに述べたように局部崩壊を生じないための条件から要求される値である。したがつて β_{xm}^2 より大きな値について計算することは無意味であるが、 β^2 と重量の関係を知るため $\beta^2 > \beta_{xm}^2$ についても検討した。

また防撓板の崩壊荷重を求める式 (6.2.11) には $\beta^2 \geq 1.0$ の条件が課せられているため、 $\beta^2 < 1.0$ となる防撓板については、その x 軸と y 軸を交換して計算しなければならない。しかし正方形板は対称であるためその必要はなく、長方形板の場合には短辺に平行な防撓材の剛性を大きくしたとき最小重量が得られるから、短辺方向に y 軸をとり、 $\beta^2 \geq 1.0$ の範囲について計算すればよいことになる。

この外安全率の影響をしらべるために $10,000 \times 5,000$ の寸法をもつ防撓板について、安全率を変化させたときの最小重量を求めた。

また実際の船体隔壁と比較するため、実際の隔壁と同数の防撓材を配置した場合およびその数を変化させて最小重量とした場合について計算した。

この計算では、 $k_1 = 4.3, 7.0, 10.0, 20.0$ および 30.0 とした。

(2) 計算結果

$P = 1.0 \text{ kg/cm}^2$ 、 $a^{mm} \times b^{mm} = 5,000 \times 5,000, 7,500 \times 5,000$ および $10,000 \times 5,000$ の各寸法については m, n および β^2 を変化させて防撓板重量を求めた。結果の一部を、横軸に長辺方向防撓材の数 m、縦軸に平均板厚と短辺の長さの比 h/b をとり、 β^2 を助変数として Fig. 6.2 ~ 6.2.28 に示した。このような計算から、長方形板、正方形板いずれについても $\beta^2 = \beta_{xm}^2$ のとき最小重量の得られることがわかつた。そこで前述の組み合わせ以外は有効剛性比を β_{xm}^2 とした場合についてのみ計算した。 $\beta^2 = \beta_{xm}^2$ としたときの結果の一部を Fig. 6.2.29 ~ 6.2.31 に示す。

また使用圧力をえたときの防撓材配置と重量の関係を Fig. 6.2.32 ~ 6.2.35 に示す。

以上の計算から得られた最小重量をもつ防撓板の形状を Table 6.2.1 に一括して示す。

安全率 S、使用圧力 P をそれぞれ変化させたとき、これらが最小重量に与える影響を Fig. 6.2.38 および Fig. 6.2.39 に、さらに実際の隔壁との比較を Fig. 6.2.40 ~ 6.2.42 に示した。

(3) 考察

(i) 防撓板の寸法と重量

防撓板の縦横比 a/b および防撓材の数 m, n が等しく、かつその使用圧力が同じである 2 つの防撓板を考える。防撓板の平板の板厚は小区割の寸法から決まるが、ここで考えている防撓板では使用圧力と縦横比が同じであるから、小区割の短辺の長さと板厚の比は式 (6.2.8) によって等しくなり、板厚は防撓板寸法に比例する。また防撓材については、式 (6.2.11) からわかるようにこれら 2 つの防撓板の β^2 および M_{oy}/b^2 を等しくする必要がある。そのためには x および y 方向の防撓材全塑性モーメント M_{osx}, M_{osy} が防撓板寸法の 3 乗に比例するように防撓材寸法を決めなければならない。防撓材断面を決める式 (6.2.30) および (6.2.33) において M_{os} は M_{osx} あるいは M_{osy} を表わしており、また $A_p \times h$ は防撓材寸法の 3 乗に比例するから、いま考えている 2 つの防撓材について式 (6.2.30) および (6.2.33) は全く同じ形になり、防撓材と平板の断面積比 A_s/A_p は等しくなる。したがつて縦横比の等しい防撓板の平均板厚はその一辺の長さに比例する、あるいは平均板厚と短辺の比は防撓板の大きさとは無関係に一定となる。

\rightarrow (mean thickness/length of short edges) $\times 10^3$

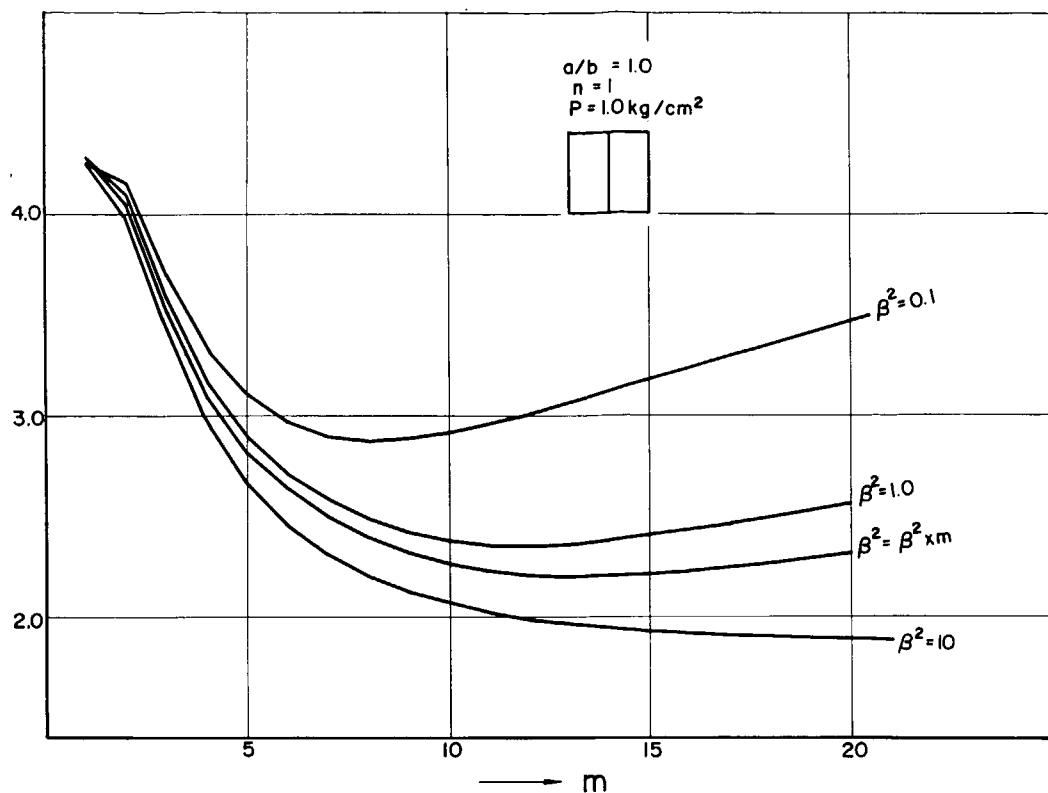


Fig. 6.2.5 Weight and number of stiffeners for $P = 1.0 \text{ kg/cm}^2$

\rightarrow (mean thickness/length of short edges) $\times 10^3$

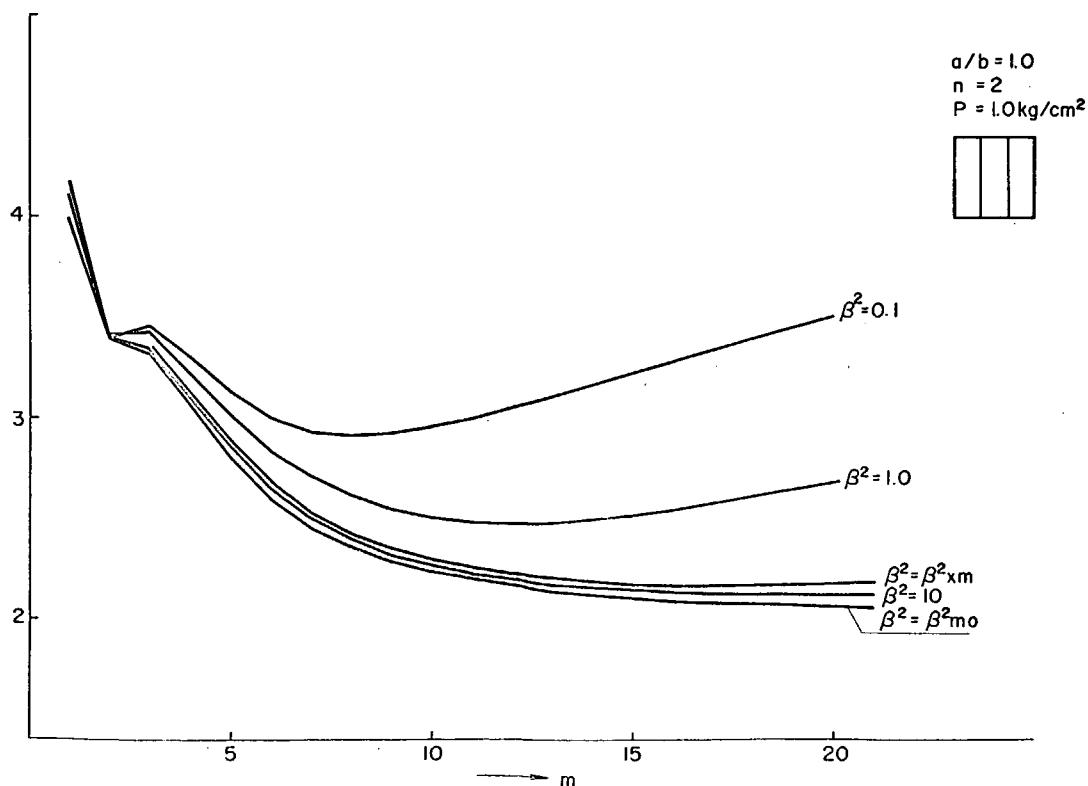


Fig. 6.2.6 Weight and number of stiffener for $P = 1.0 \text{ kg/cm}^2$

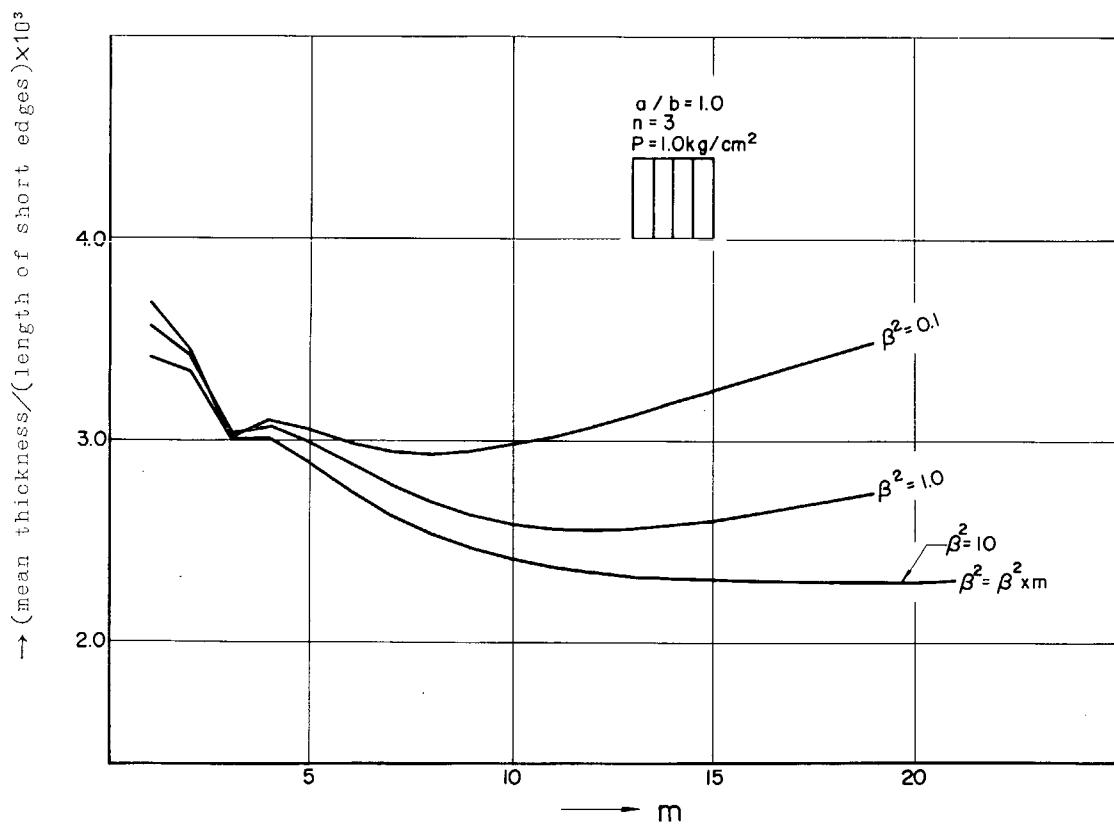


Fig. 6.2.7 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0 \text{ kg/cm}^2$

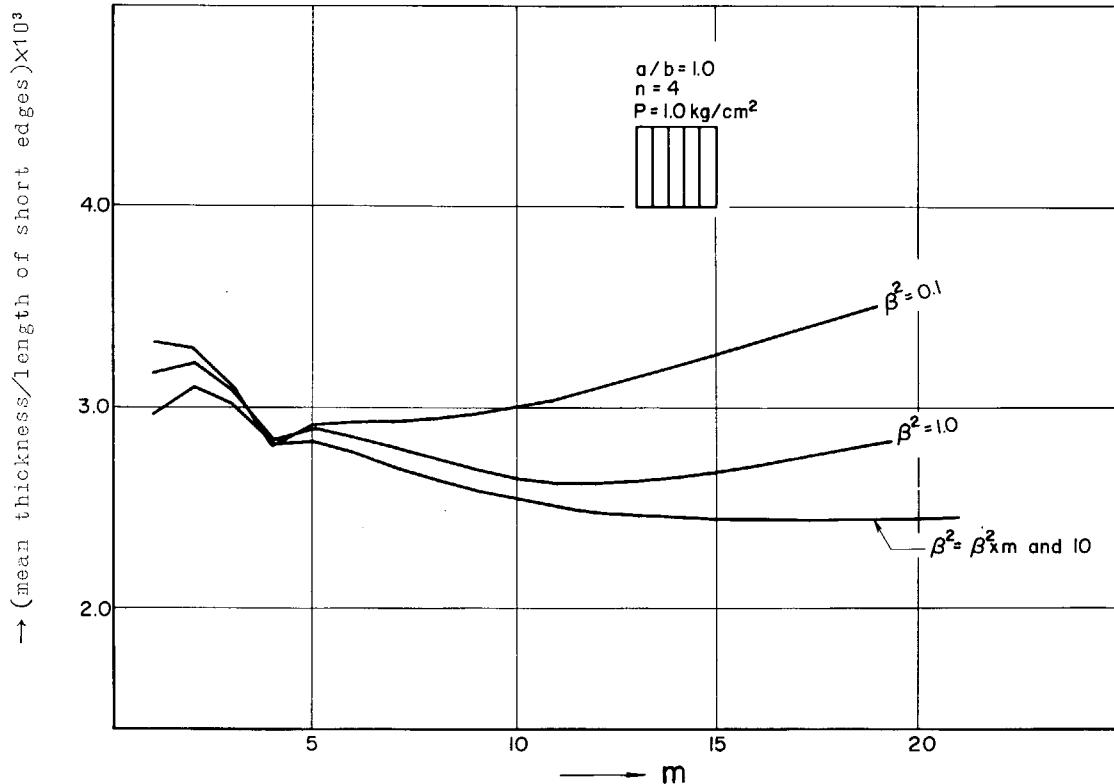


Fig. 6.2.8 Weight and number of Siffeners for $P=1.0 \text{ kg/cm}^2$

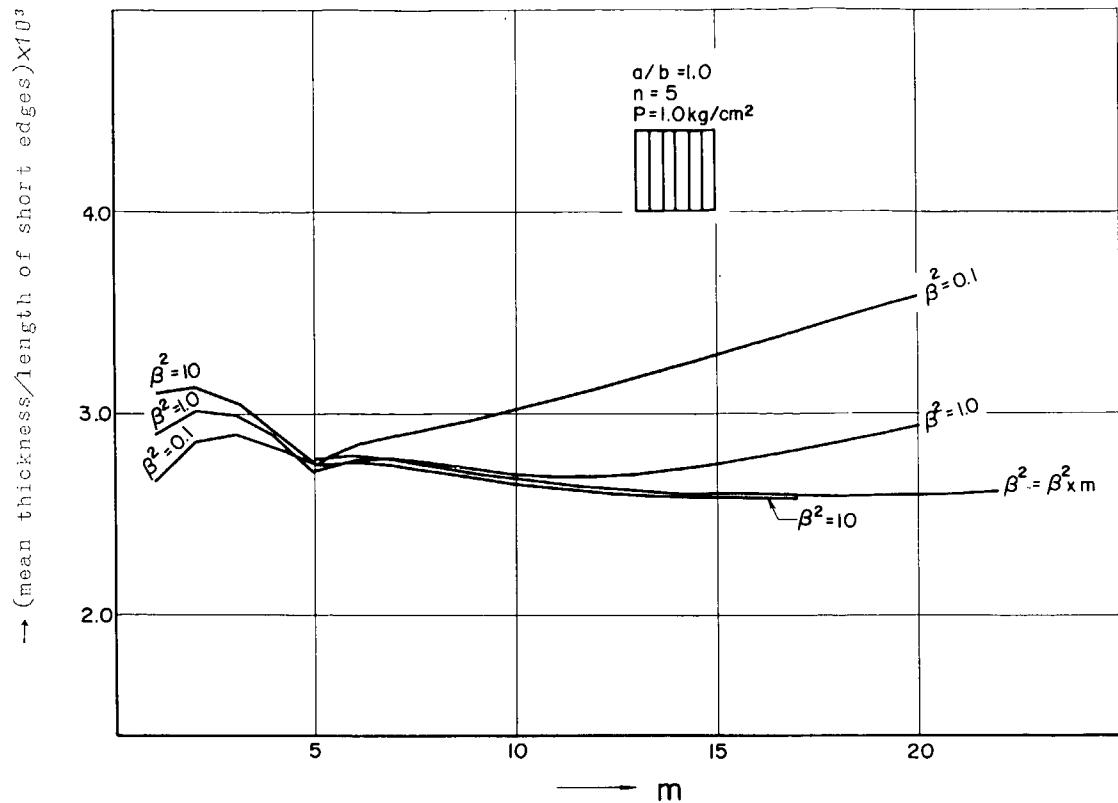


Fig. 6.2.9 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0 \text{ kg/cm}^2$

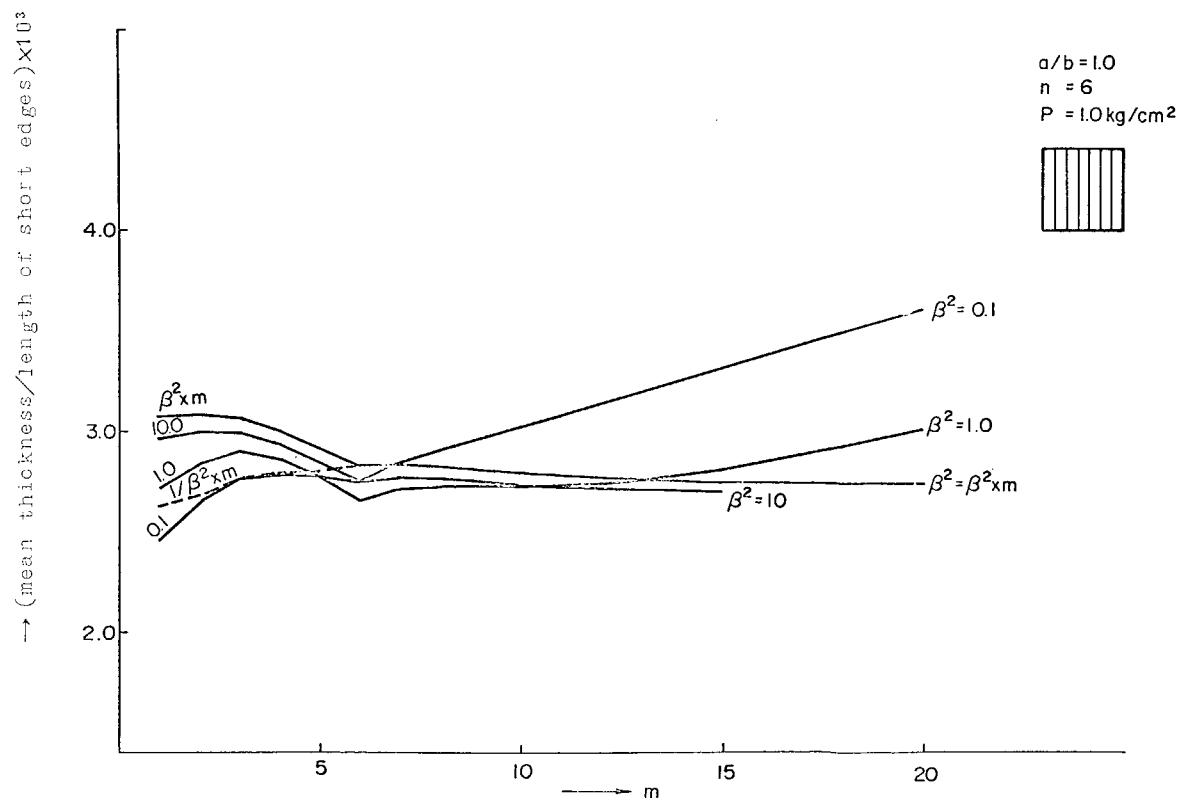


Fig. 6.2.10 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0 \text{ kg/cm}^2$

→ (mean thickness/length of short edges) × 10³

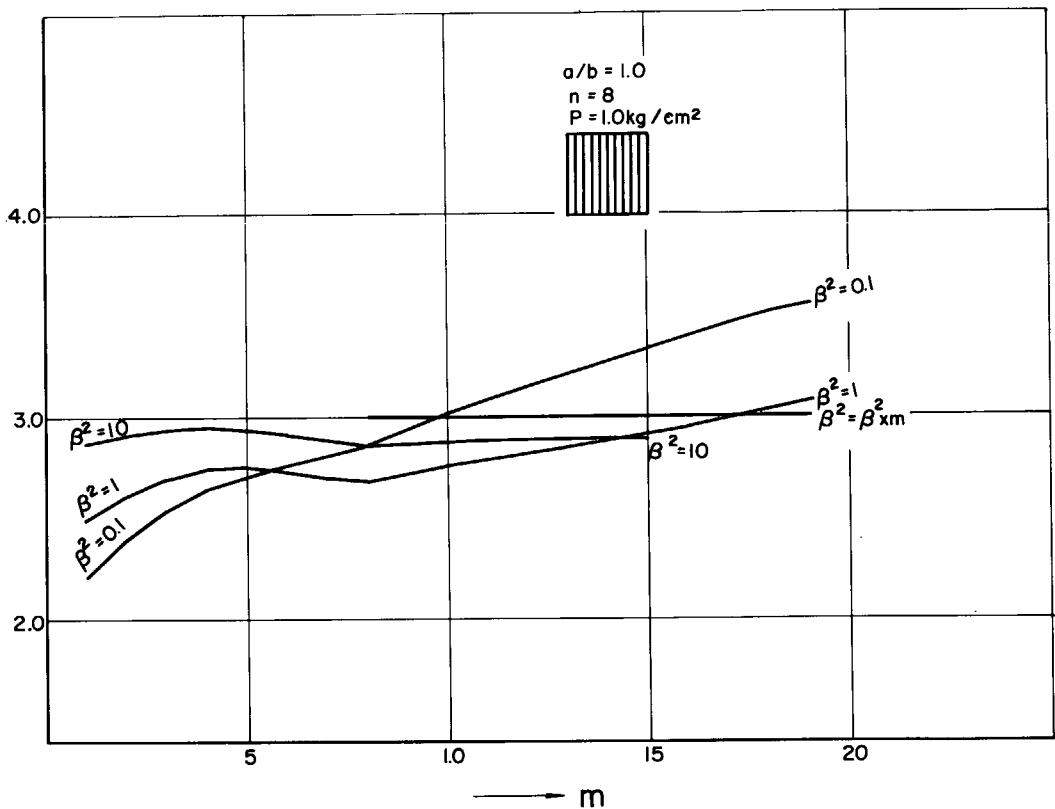


Fig. 6.2.11 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0 \text{ kg/cm}^2$

→ (mean thickness/length of short edges) × 10³

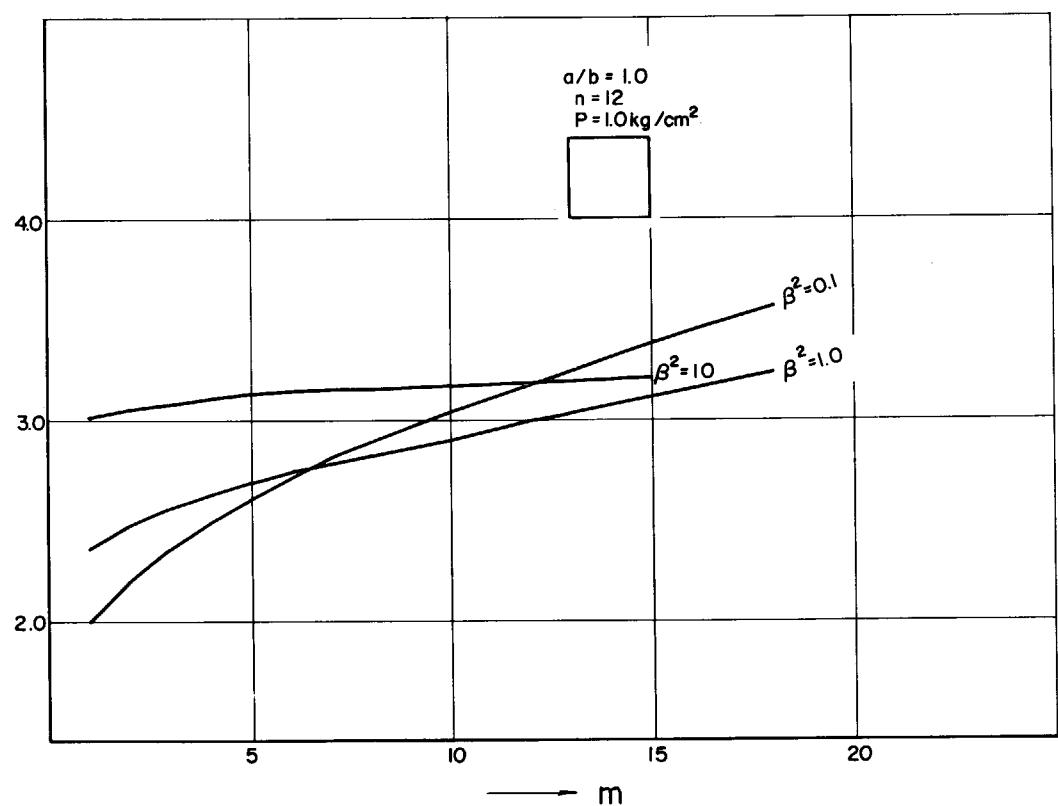


Fig. 6.2.12 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0 \text{ kg/cm}^2$

→ (mean thickness/length of short edges) × 10³

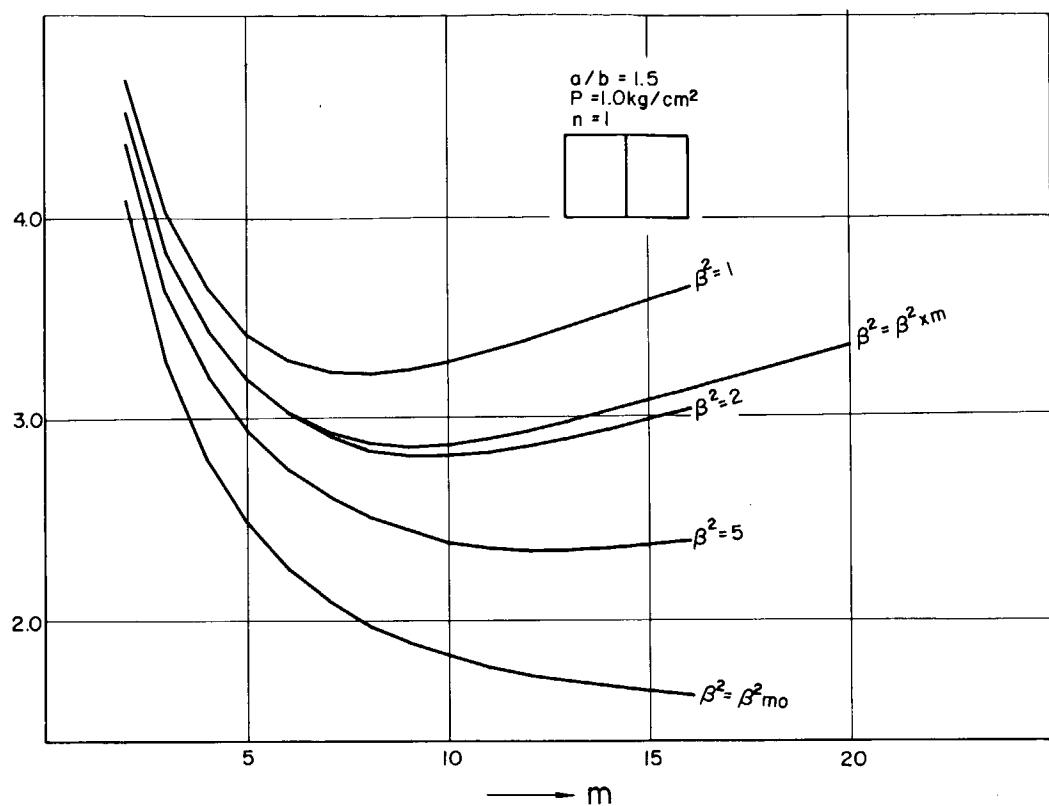


Fig. 6.2.13 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0 \text{ kg}/\text{cm}^2$

→ (mean thickness/length of short edges) × 10³

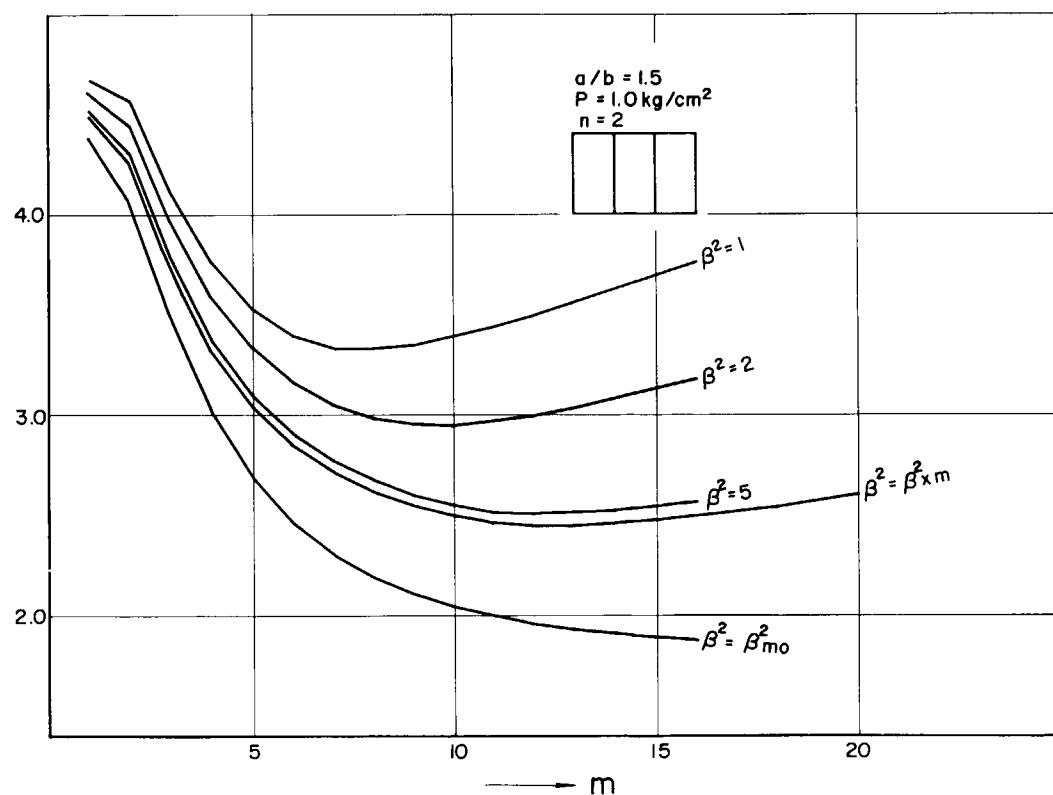


Fig. 6.2.14 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0 \text{ kg}/\text{cm}^2$

→ (mean thickness/length of short edges) $\times 10^3$

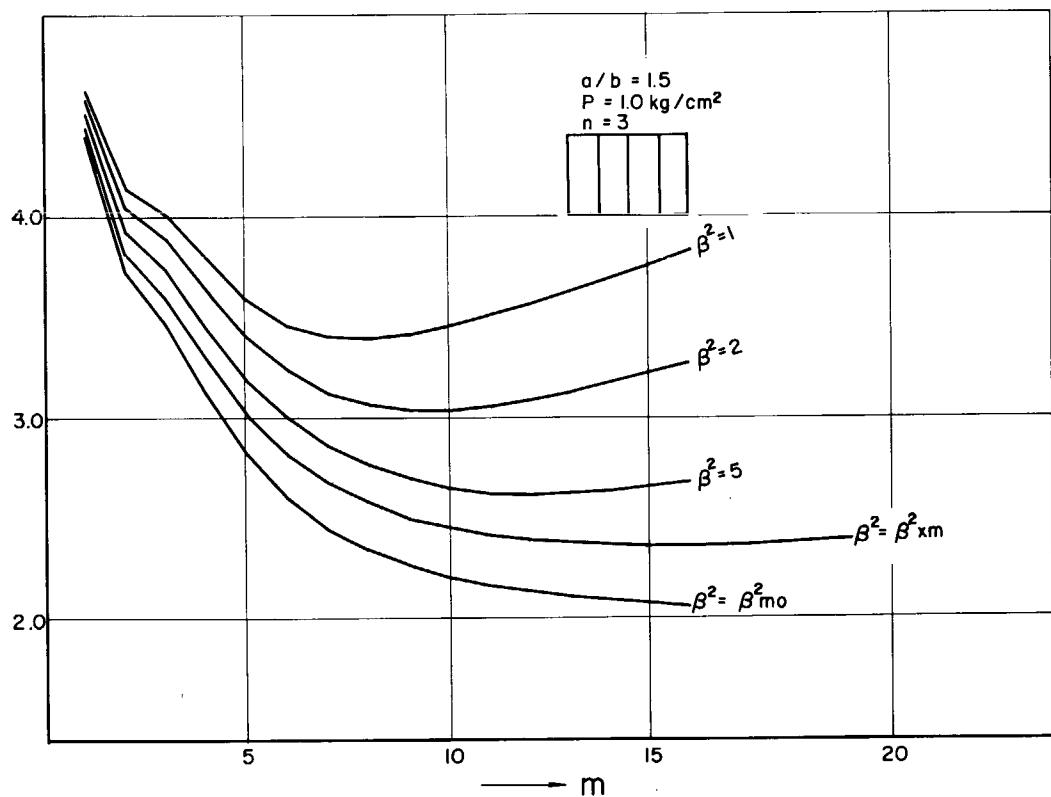


Fig. 6.2.15 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0 \text{ kg/cm}^2$

→ (mean thickness/length of short edges) $\times 10^3$

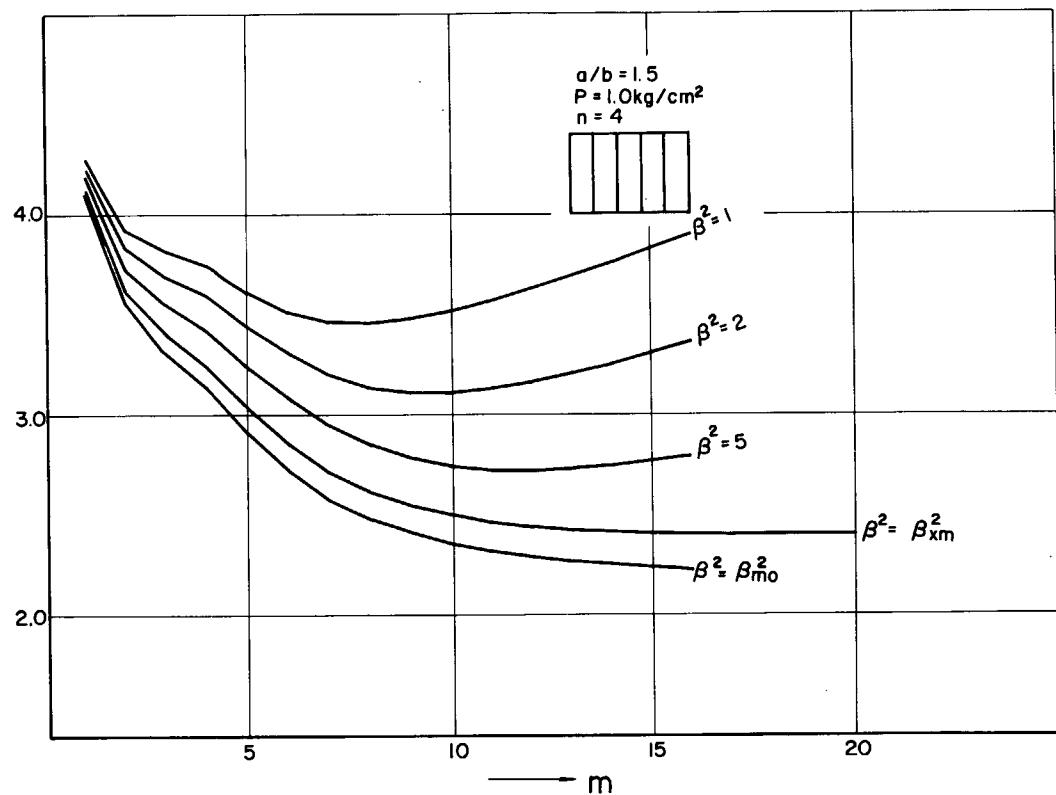


Fig. 6.2.16 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0 \text{ kg/cm}^2$

→ (mean thickness/length of short edges) $\times 10^3$

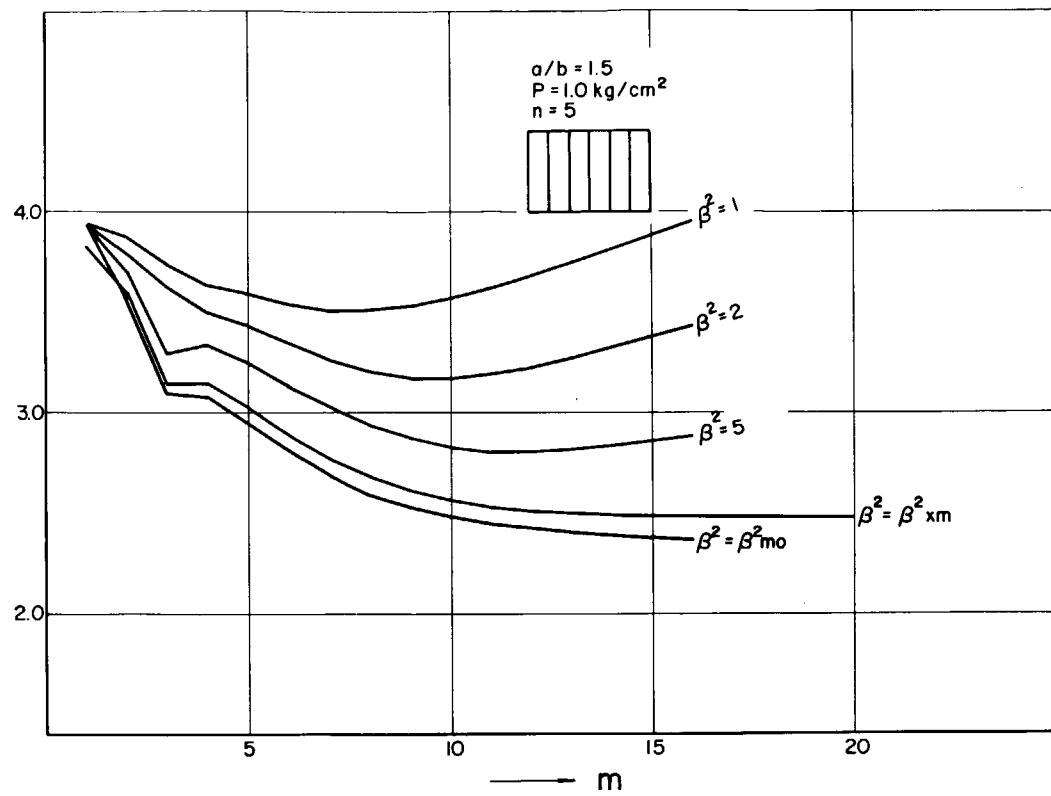


Fig. 6.2.17 Weight and number of Stiffeners for $P = 1.0 \text{ kg/cm}^2$

→ (mean thickness/length of short edges) $\times 10^3$

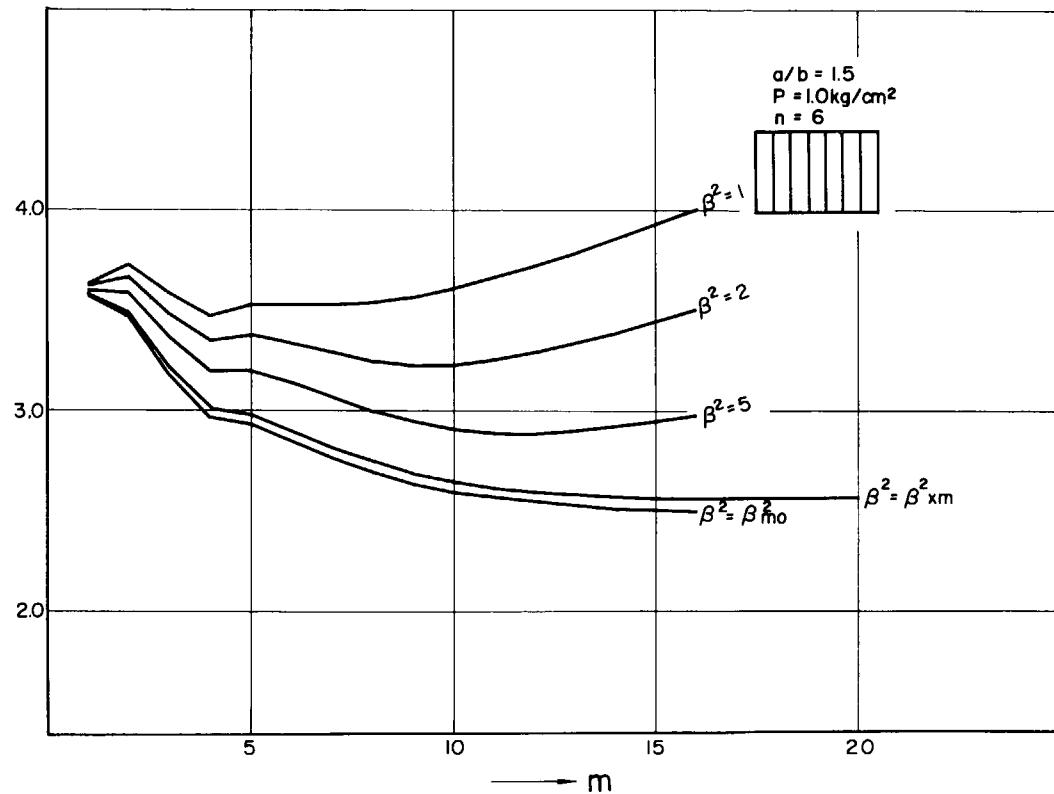


Fig. 6.2.18 Weight and number of Stiffeners for $P = 1.0 \text{ kg/cm}^2$

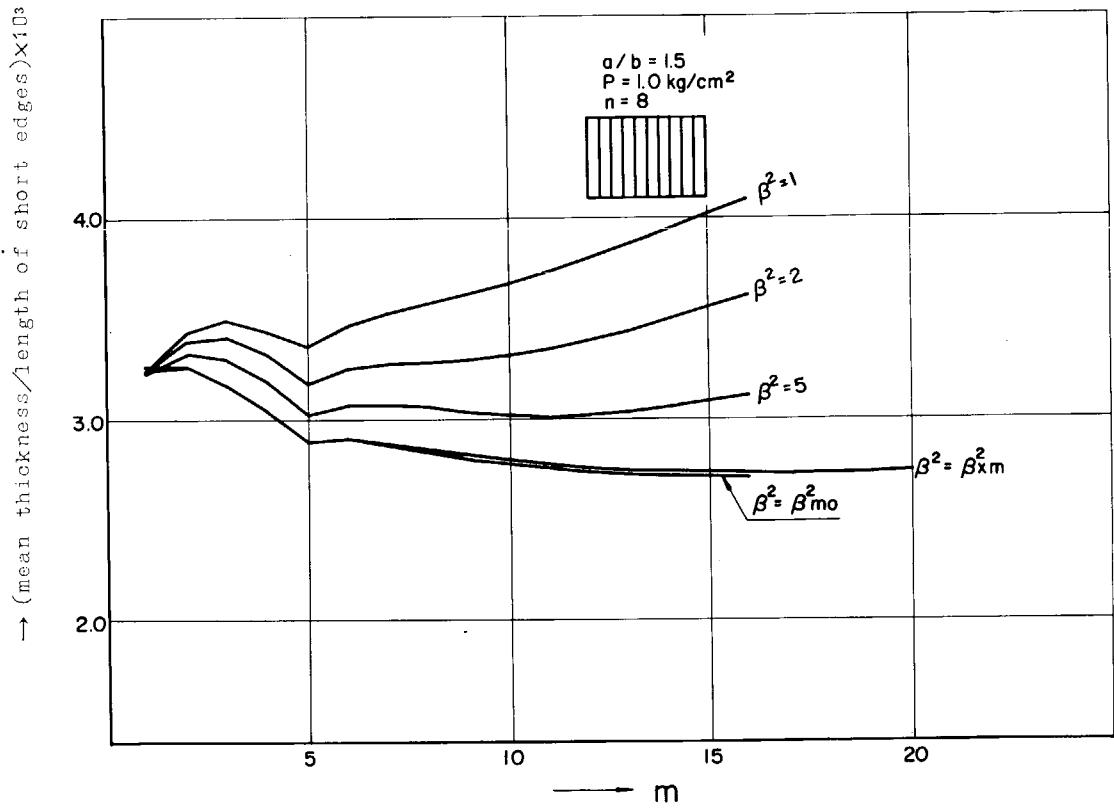


Fig. 6.2.19 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0 \text{ kg/cm}^2$

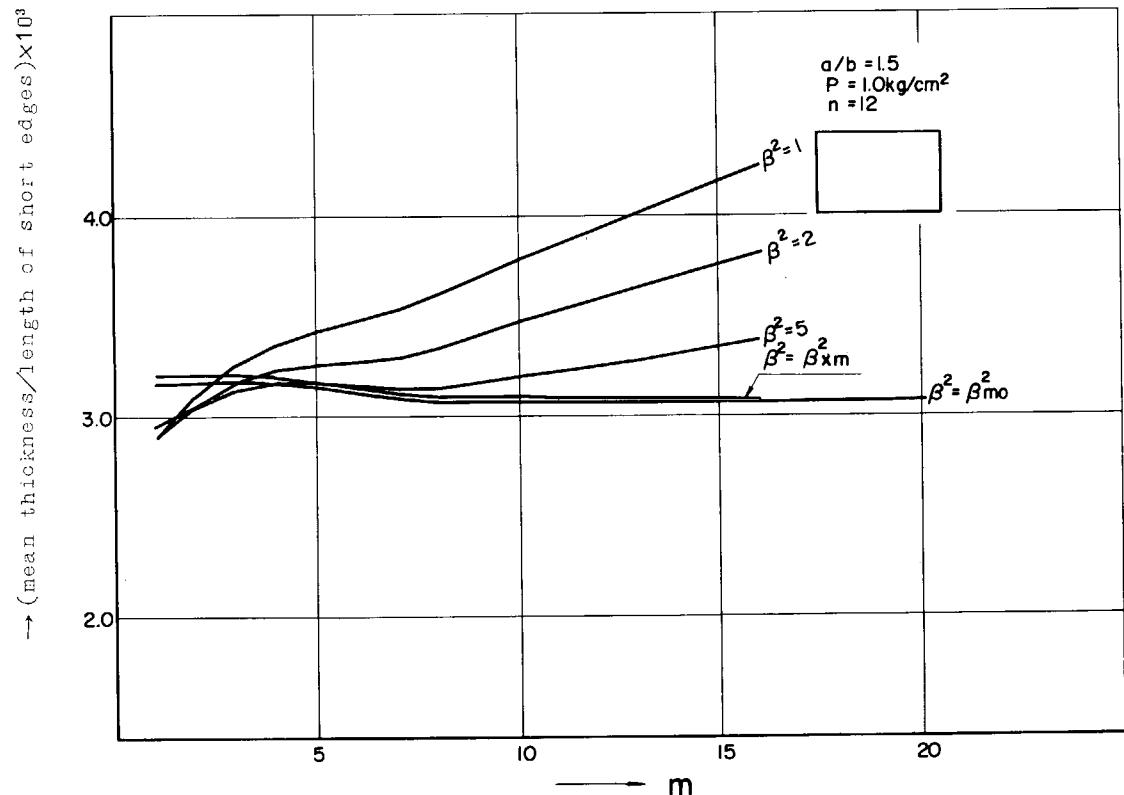


Fig. 6.2.20 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0 \text{ kg/cm}^2$

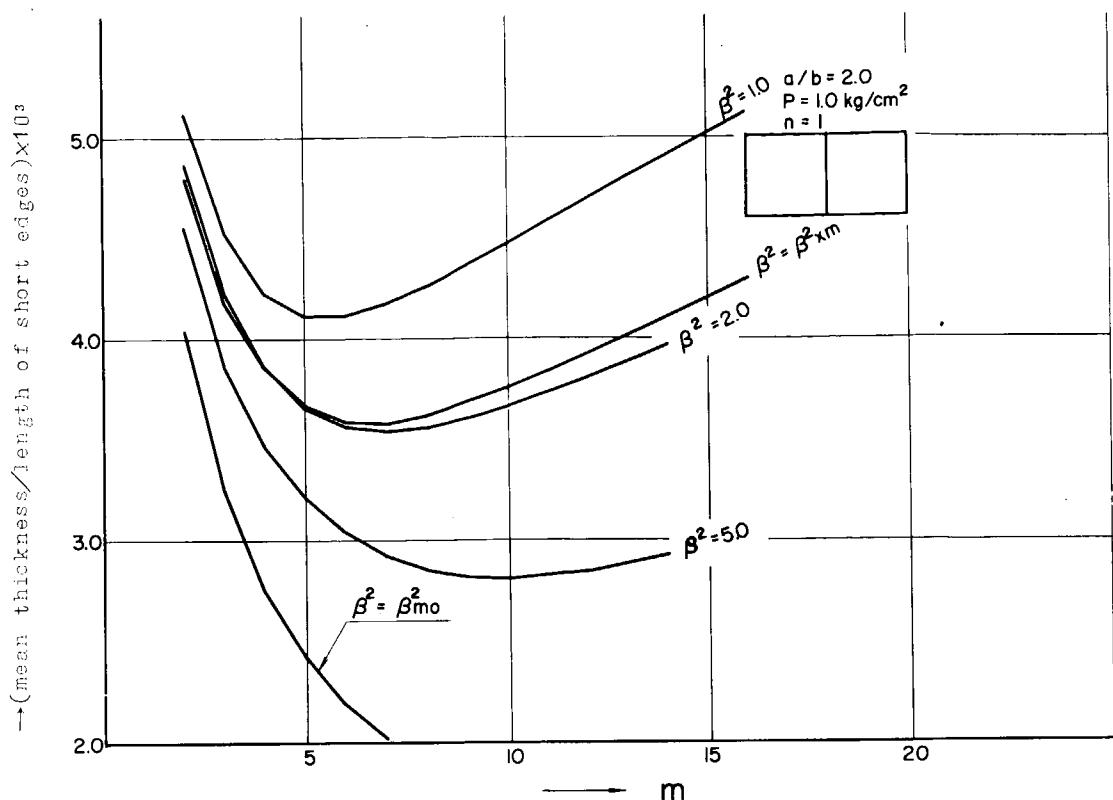


Fig. 6.2.21 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0 \text{ kg/cm}^2$

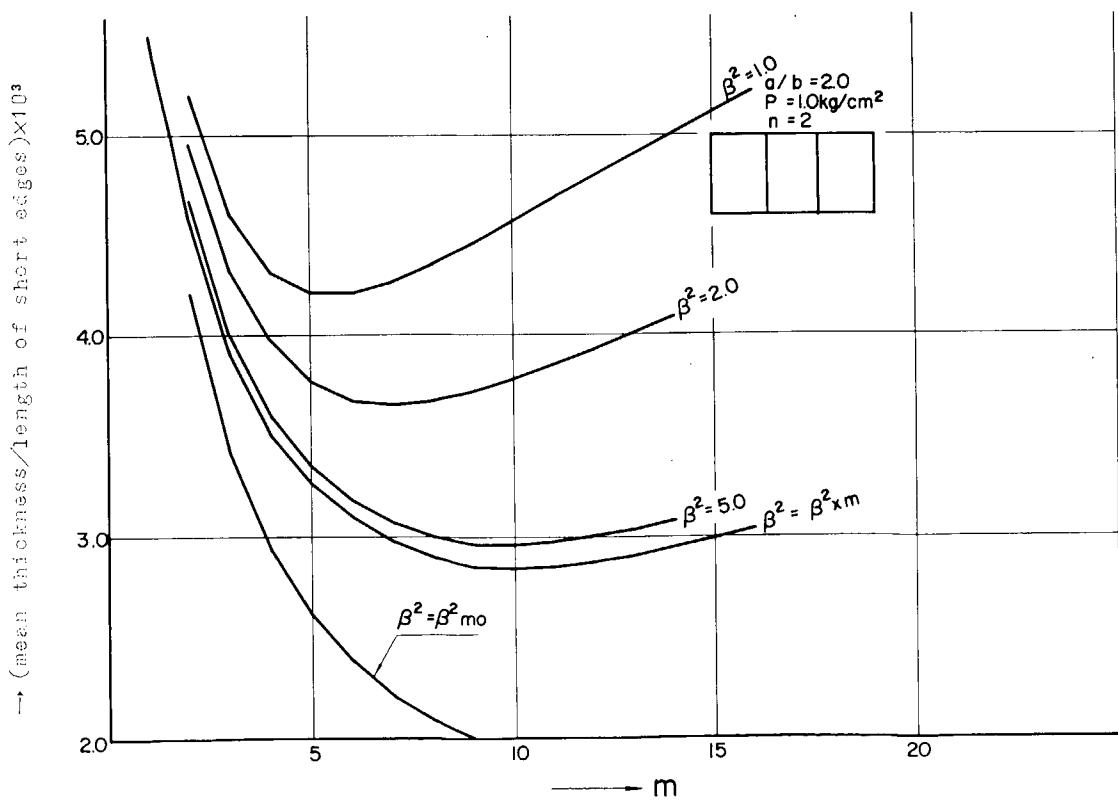


Fig. 6.2.22 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0 \text{ kg/cm}^2$

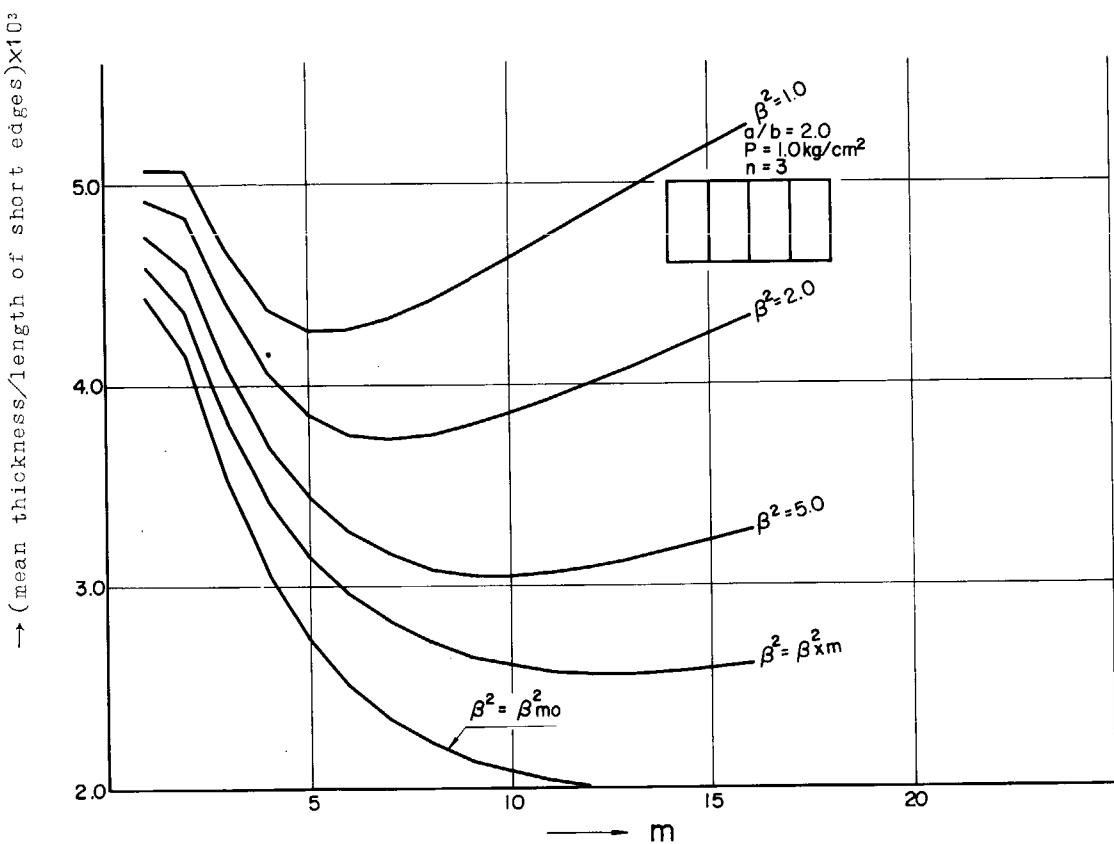


Fig. 6.2.23 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0\text{kg}/\text{cm}^2$

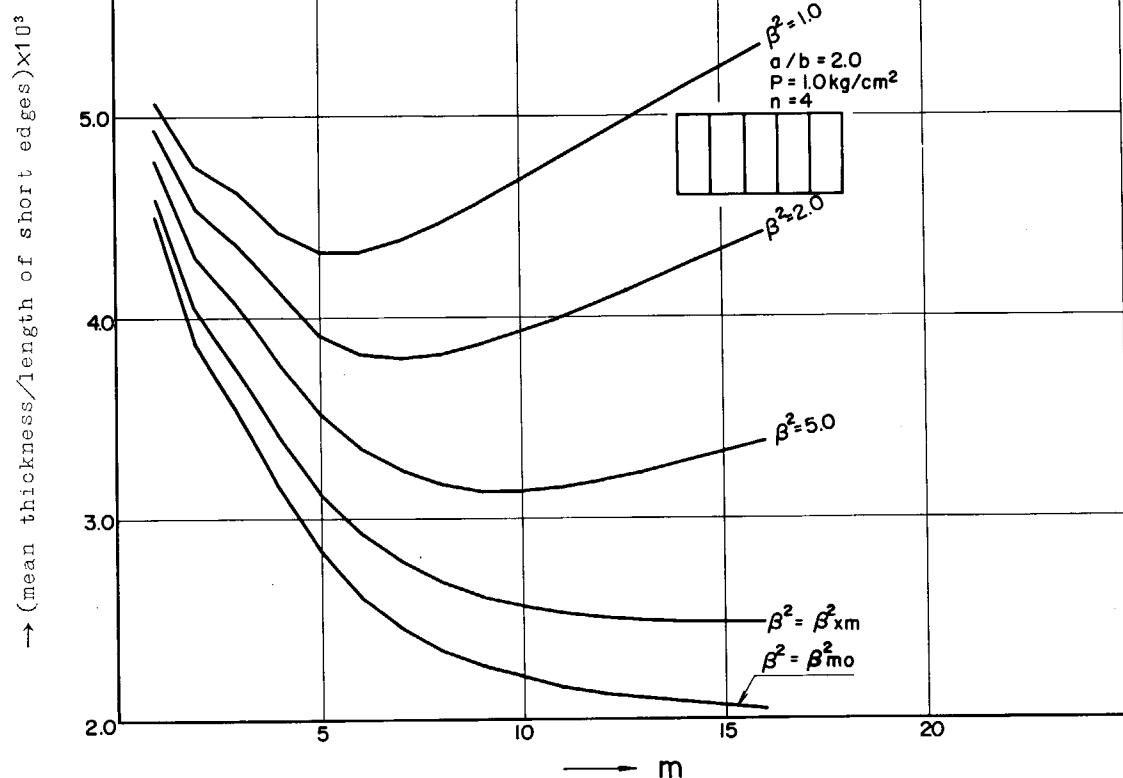


Fig. 6.2.24 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0\text{kg}/\text{cm}^2$

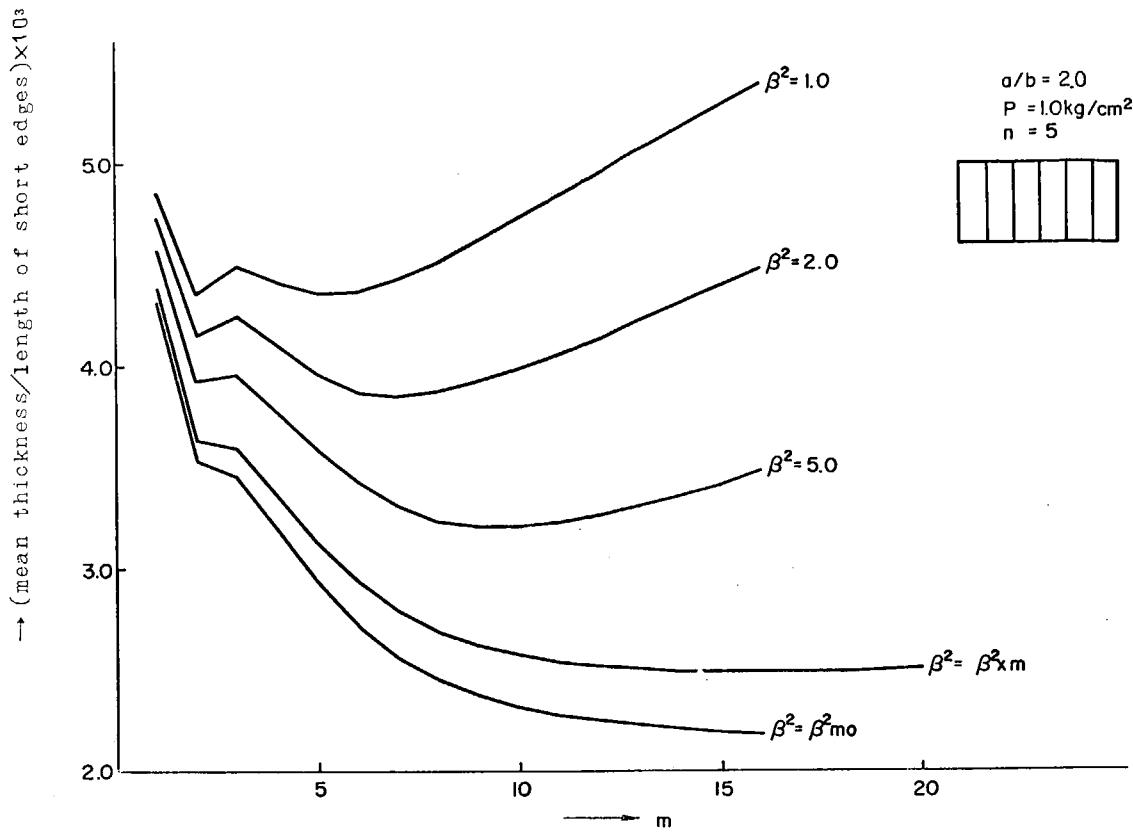


Fig. 6.2.25 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0 \text{ kg/cm}^2$

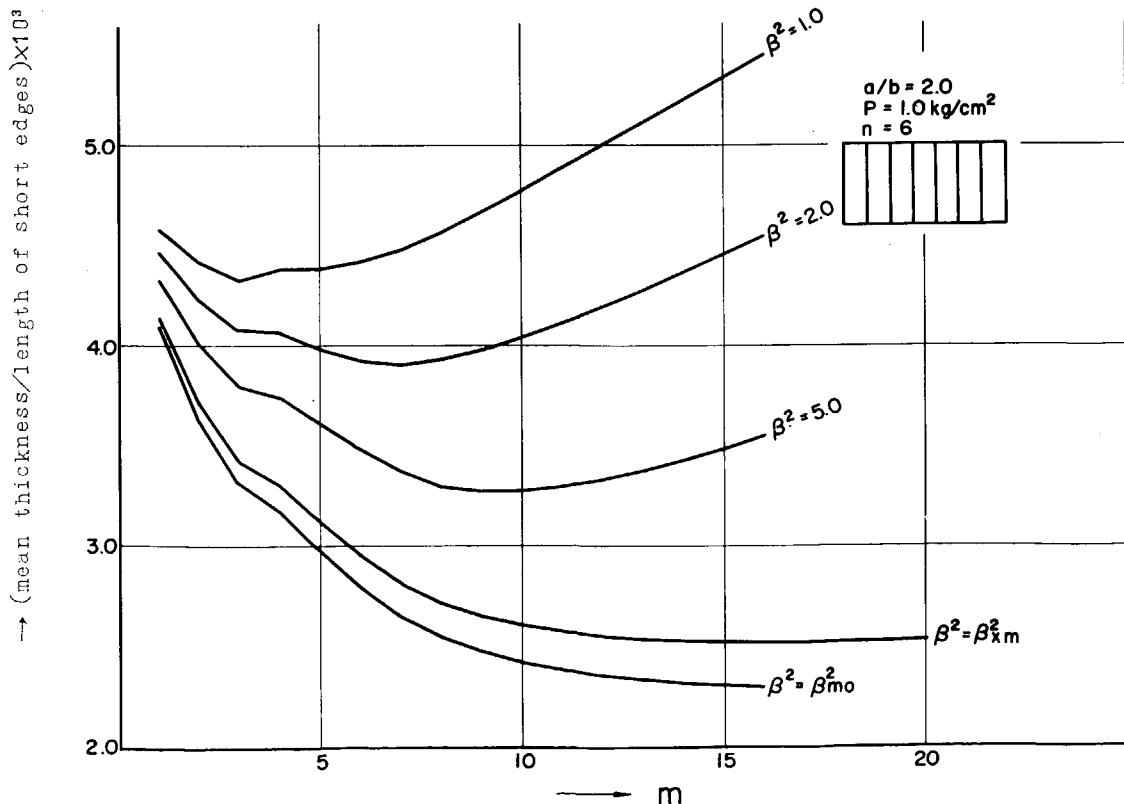


Fig. 6.2.26 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0 \text{ kg/cm}^2$

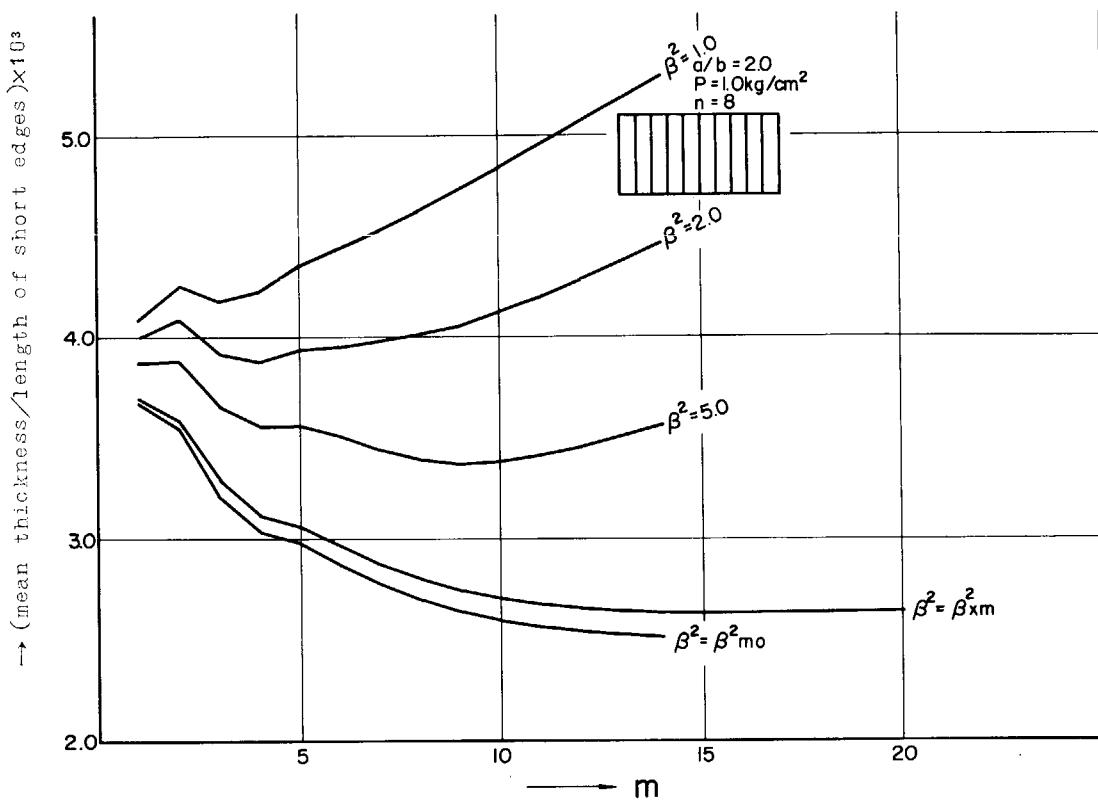


Fig. 6.2.27 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0\text{kg/cm}^2$

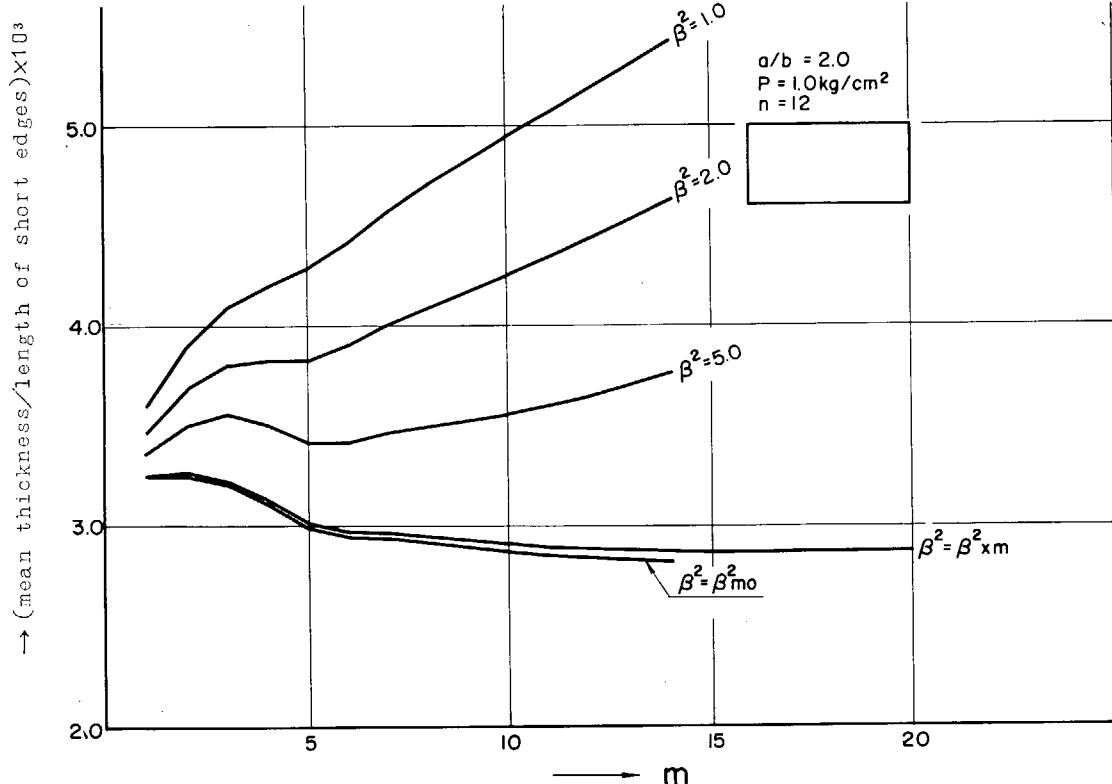


Fig. 6.2.28 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0\text{kg/cm}^2$

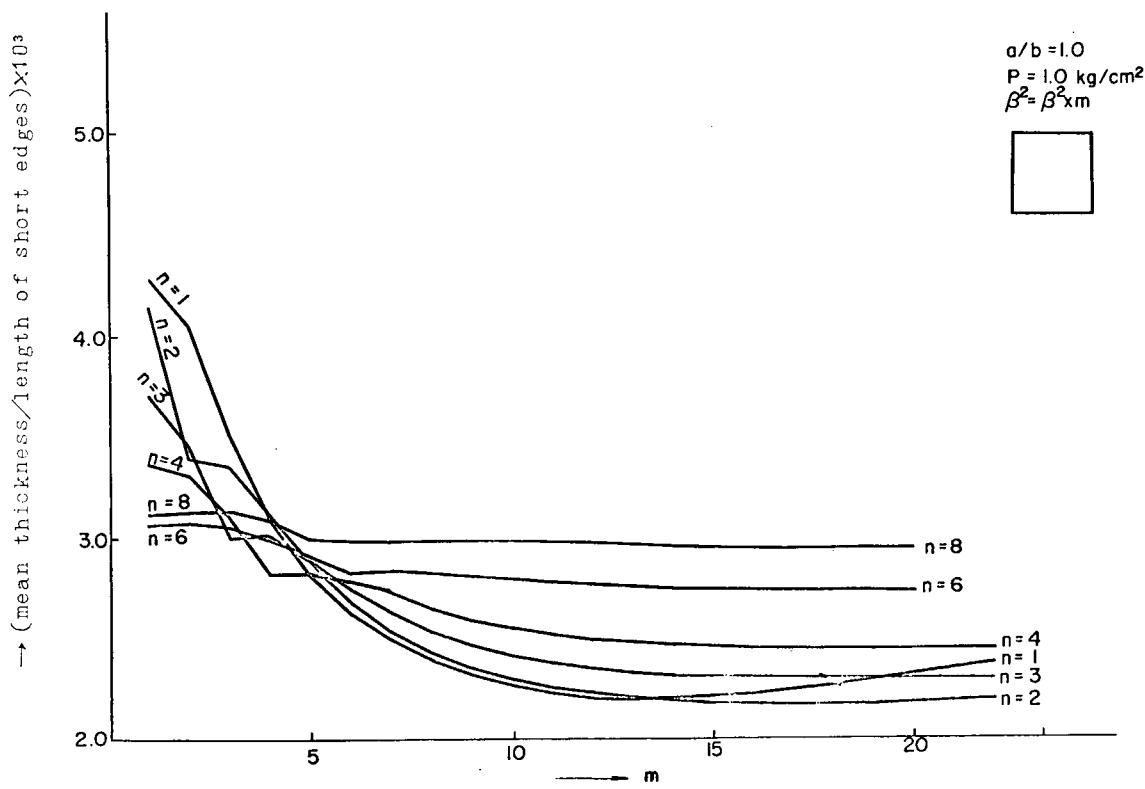


Fig. 6.2.29 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0 \text{ kg/cm}^2$

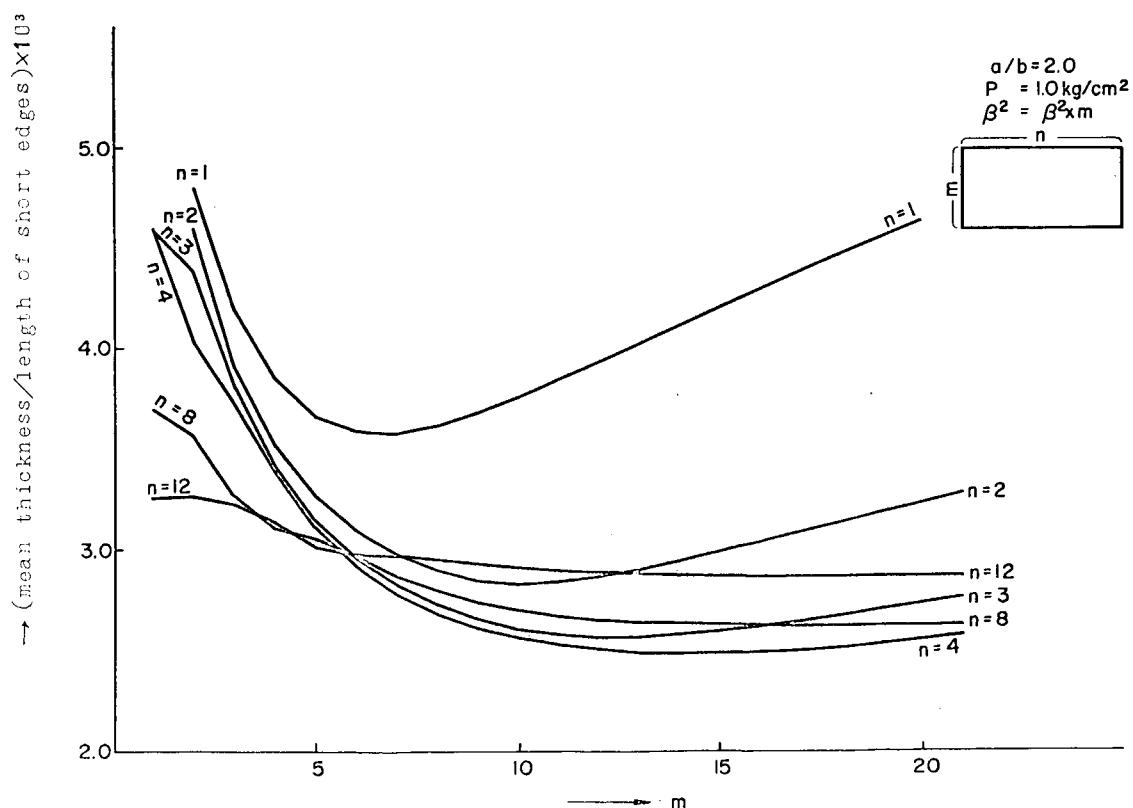


Fig. 6.2.30 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0 \text{ kg/cm}^2$

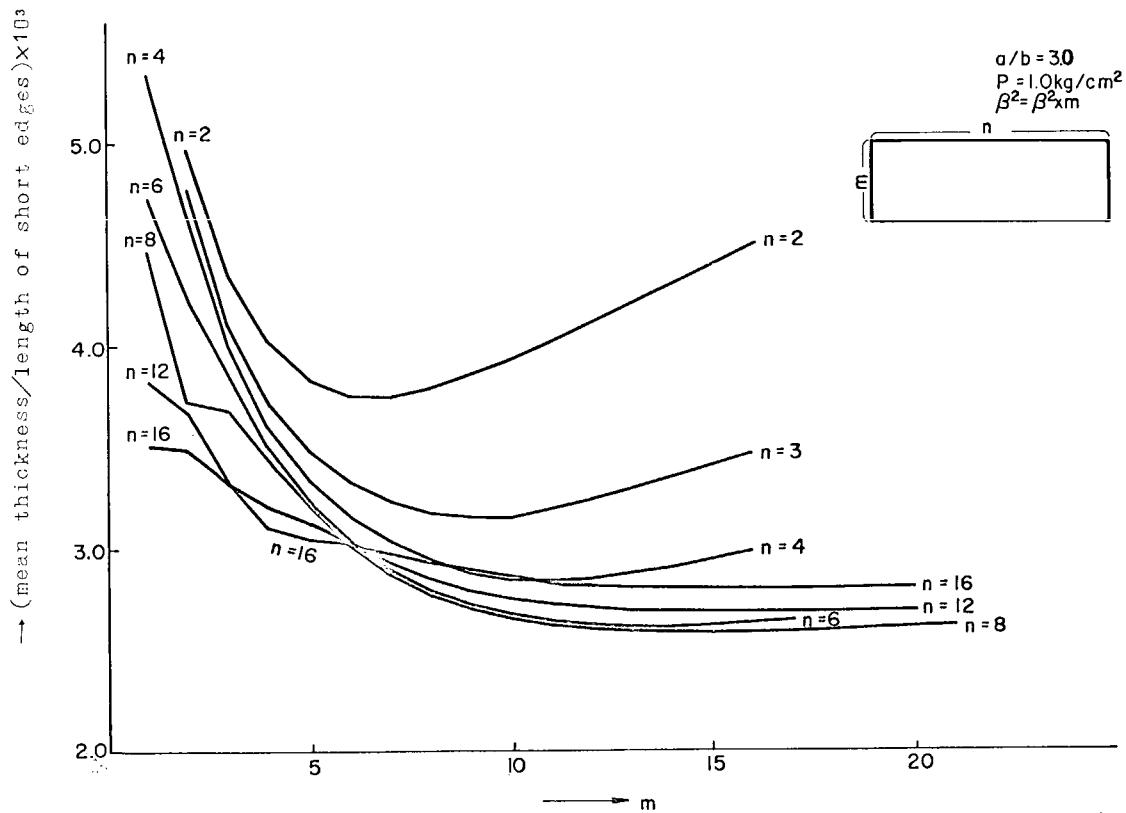


Fig. 6.2.3.1 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0 \text{ kg/cm}^2$

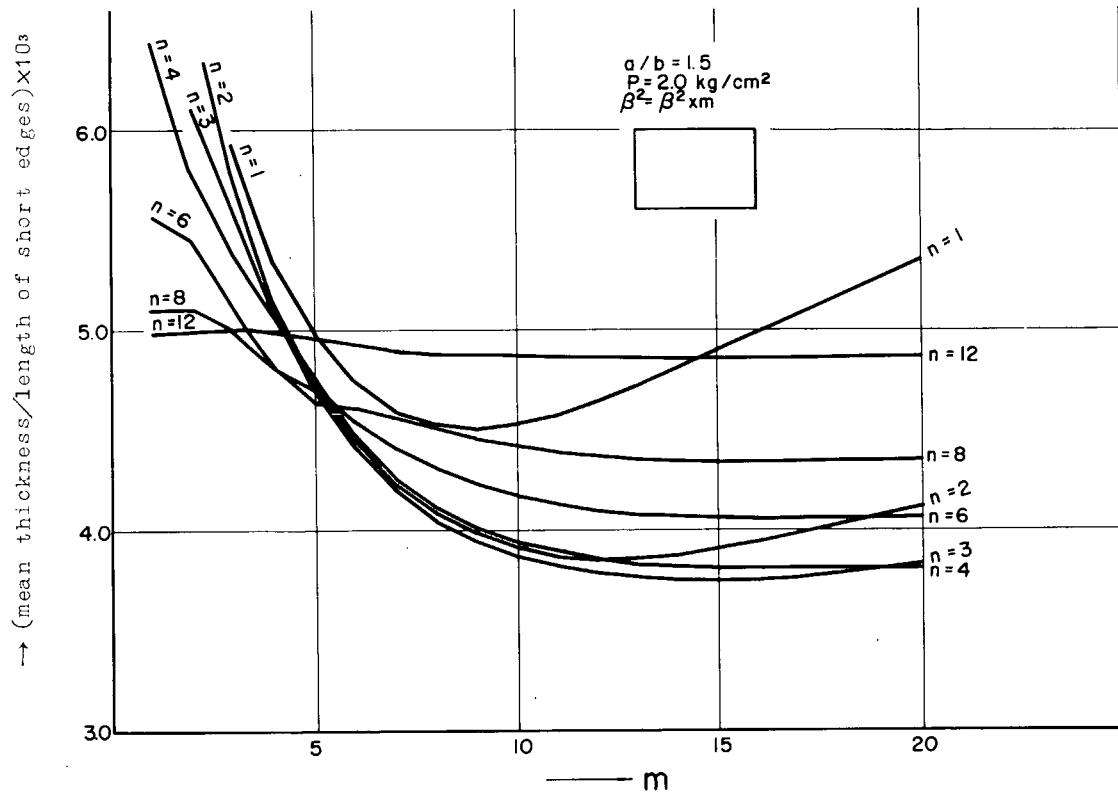


Fig. 6.2.3.2 Weight and number of Stiffeners for $P=2.0 \text{ kg/cm}^2$

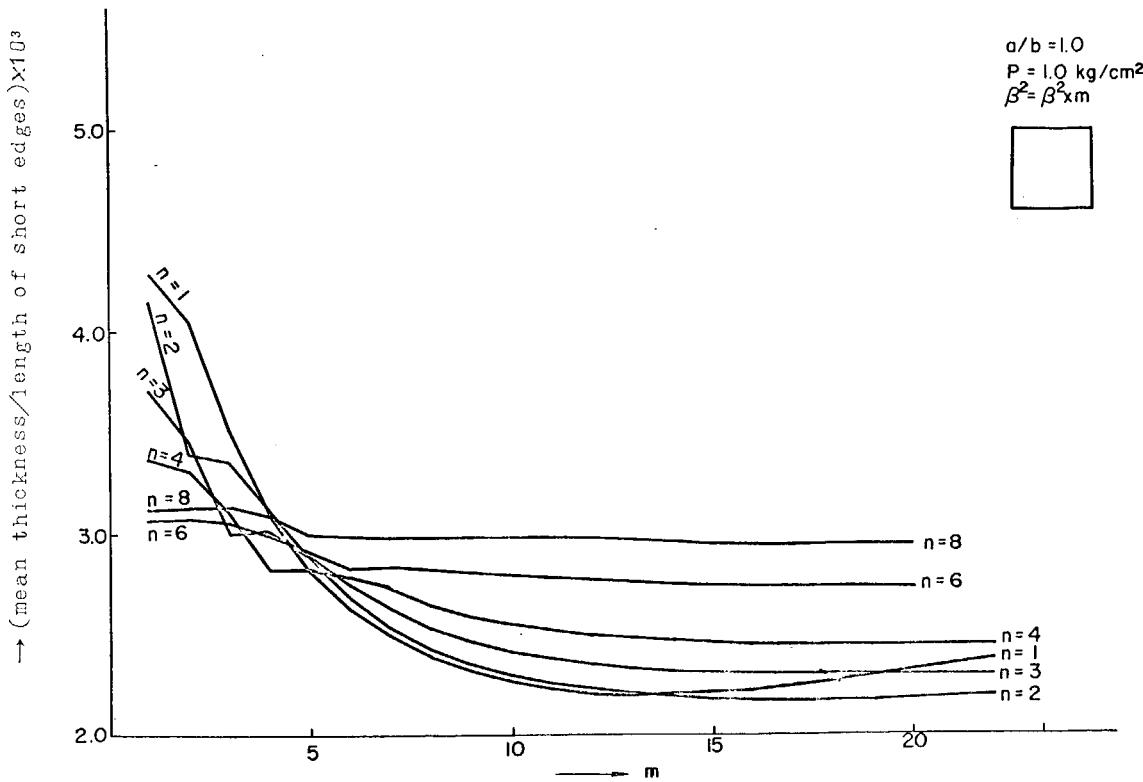


Fig. 6.2.29 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0 \text{ kg/cm}^2$

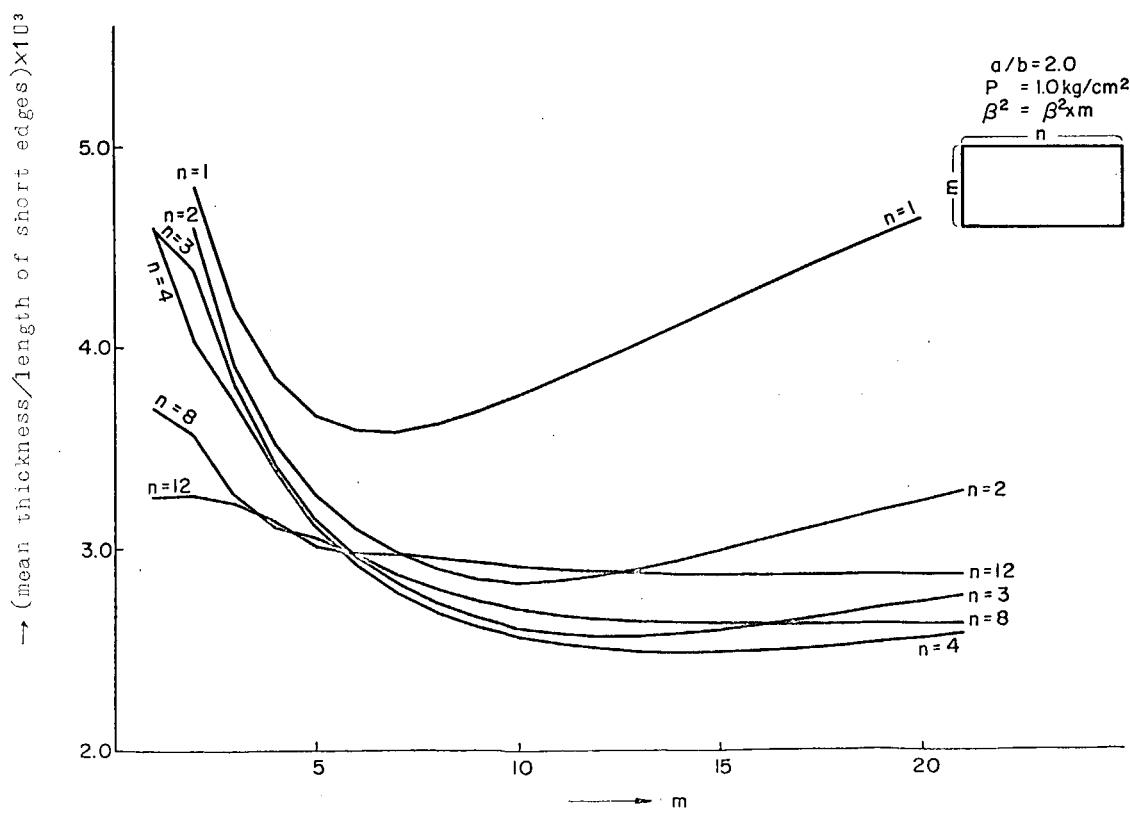


Fig. 6.2.30 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0 \text{ kg/cm}^2$

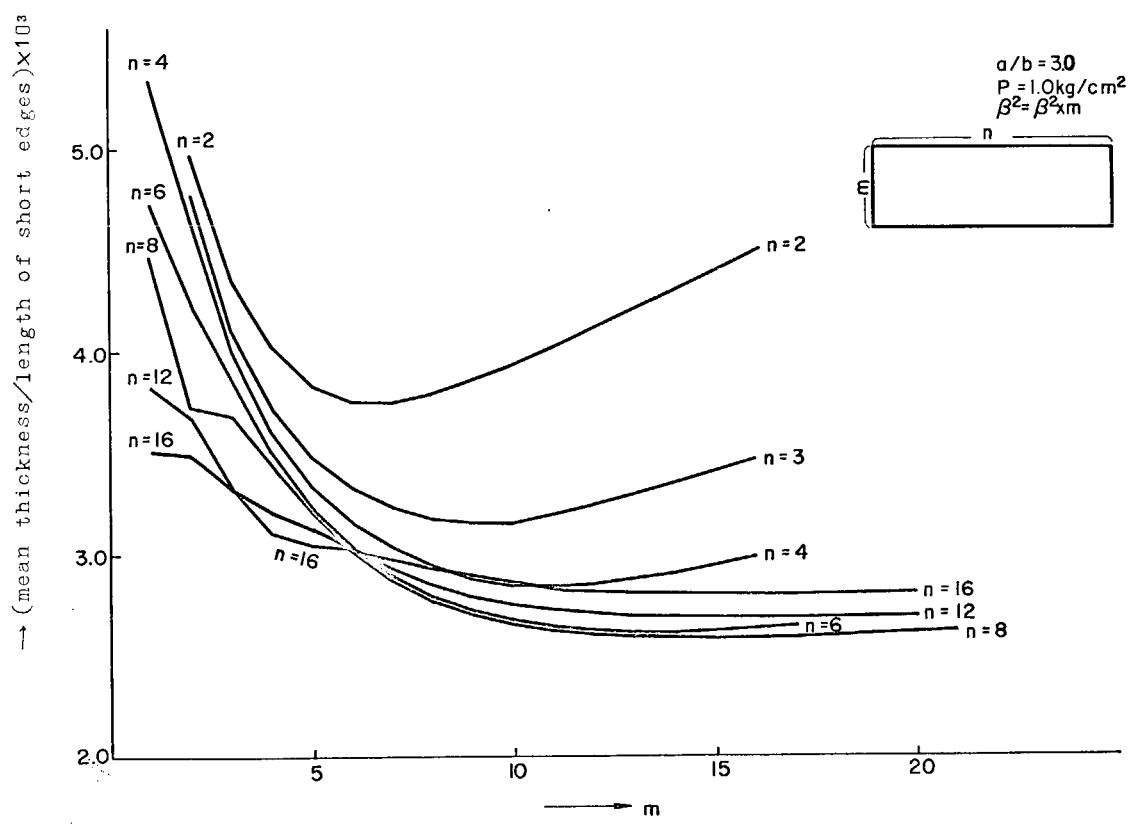


Fig. 6.2.3.1 Weight and number of Stiffeners for $P=1.0 \text{ kg}/\text{cm}^2$

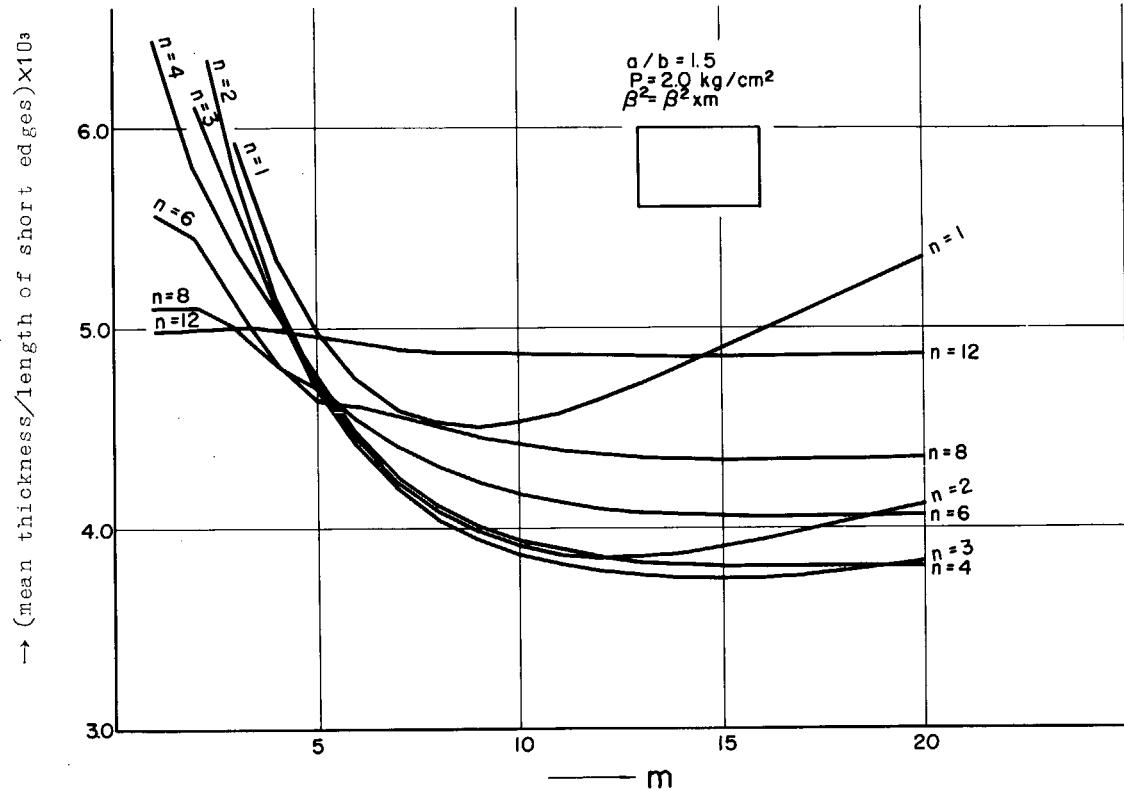


Fig. 6.2.3.2 Weight and number of Stiffeners for $P=2.0 \text{ kg}/\text{cm}^2$

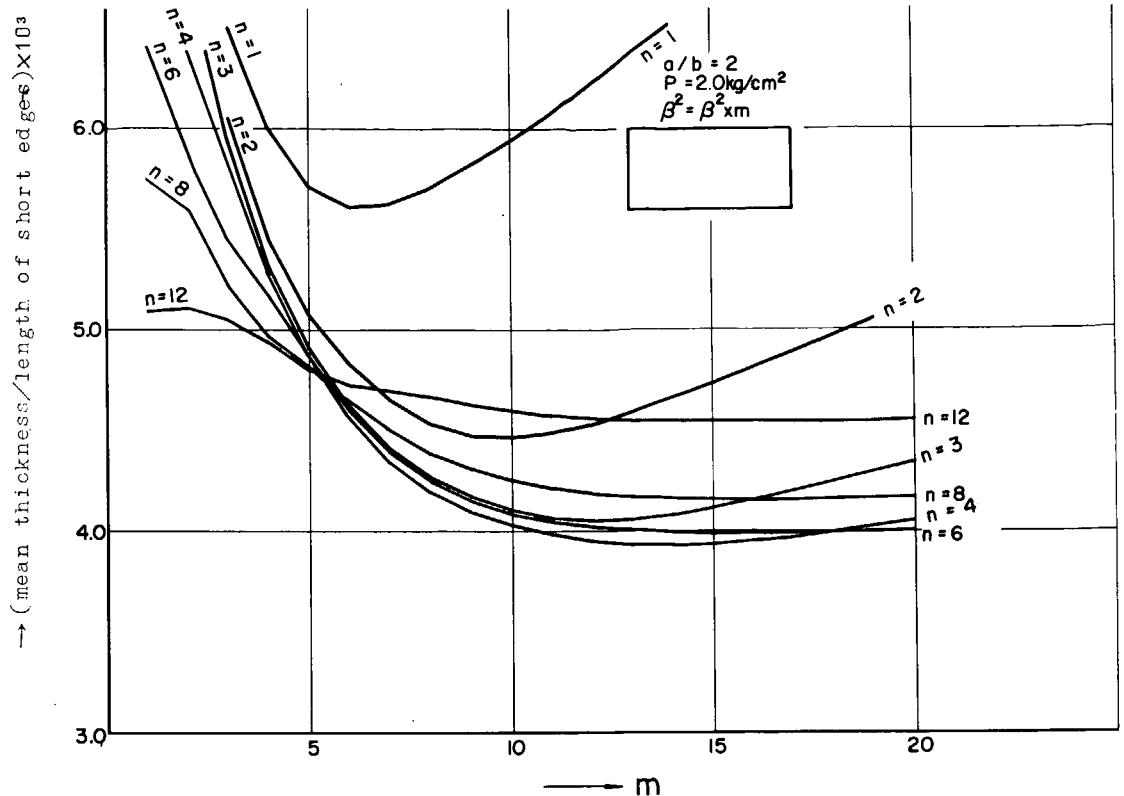


Fig. 6.2.33 Weight and number of Stiffeners for $P=2.0 \text{ kg/cm}^2$

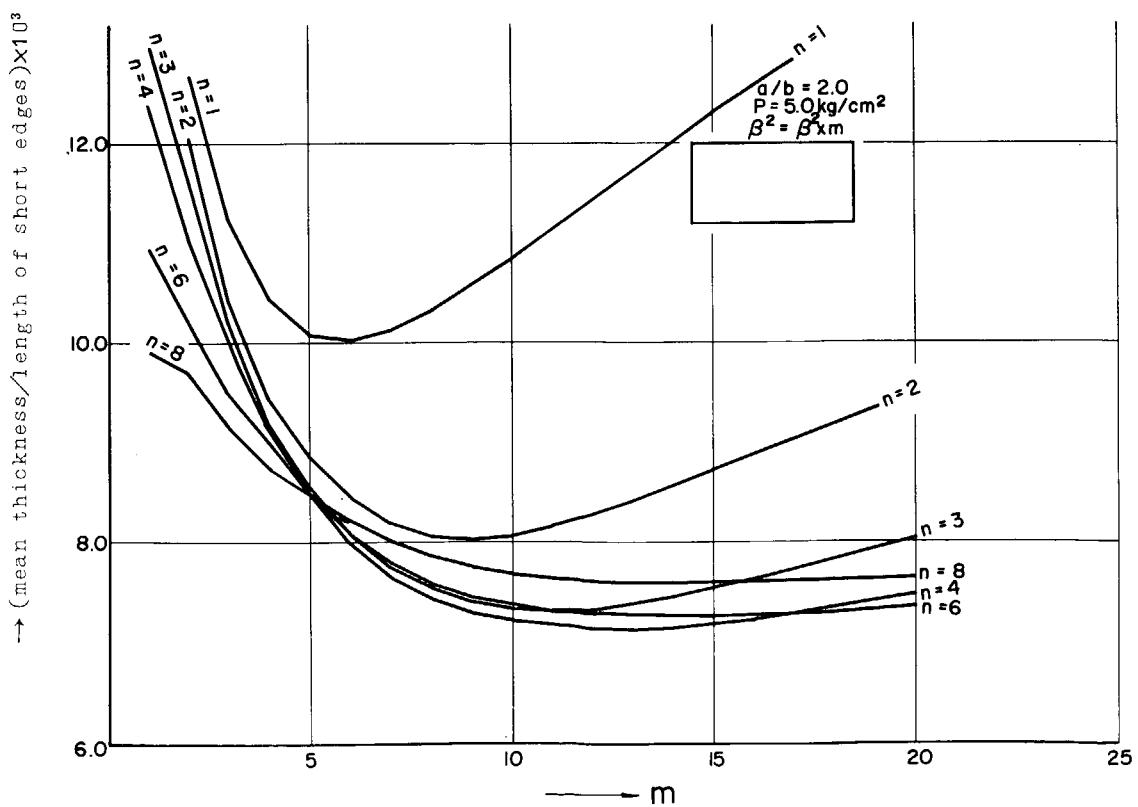


Fig. 6.2.34 Weight and number of Stiffeners for $P=5.0 \text{ kg/cm}^2$

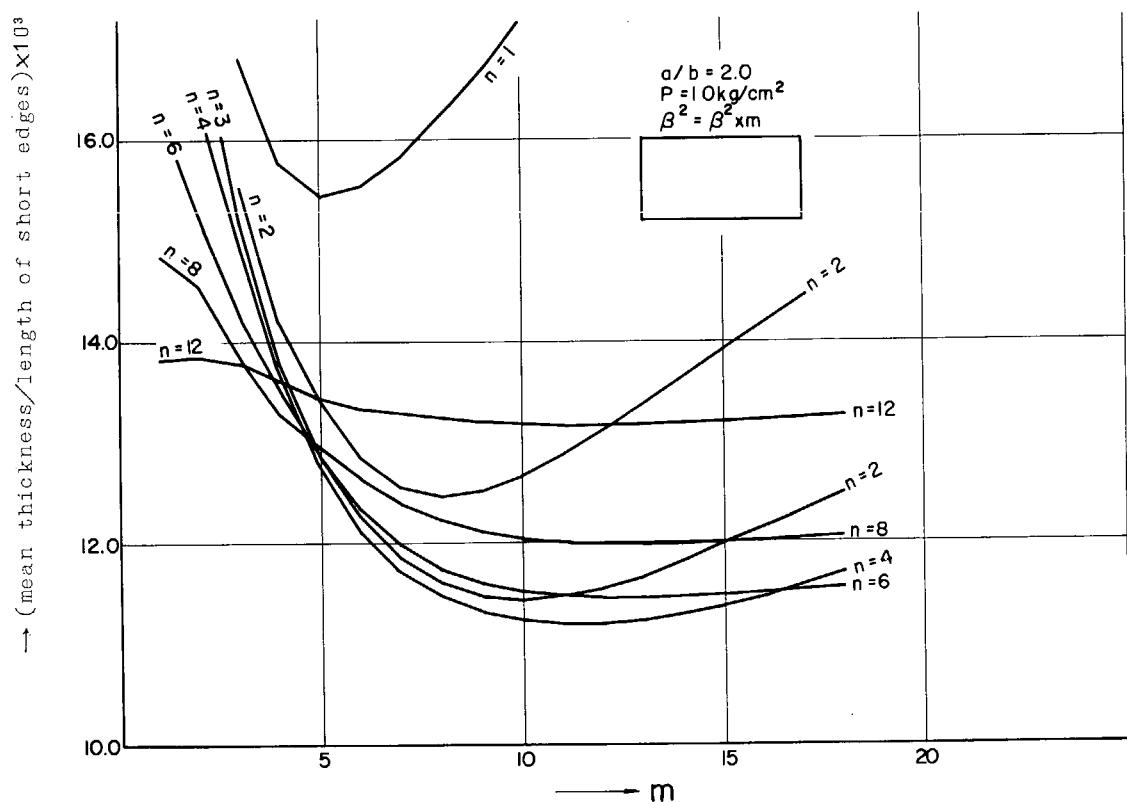


Fig. 6.2.35 Weight and number of Stiffener for $P=1.0 \text{ kg/cm}^2$

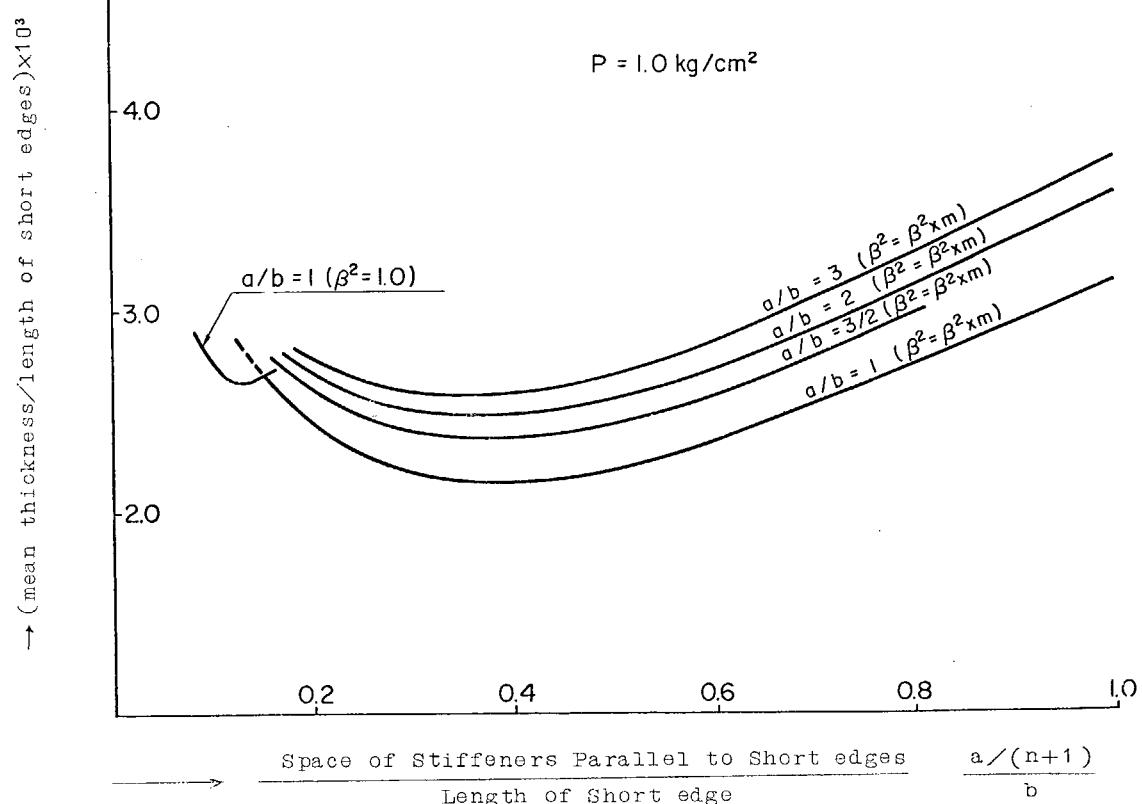


Fig. 6.2.36 minimum Weight and Stiffener Space for $P=1.0 \text{ kg/cm}^2$

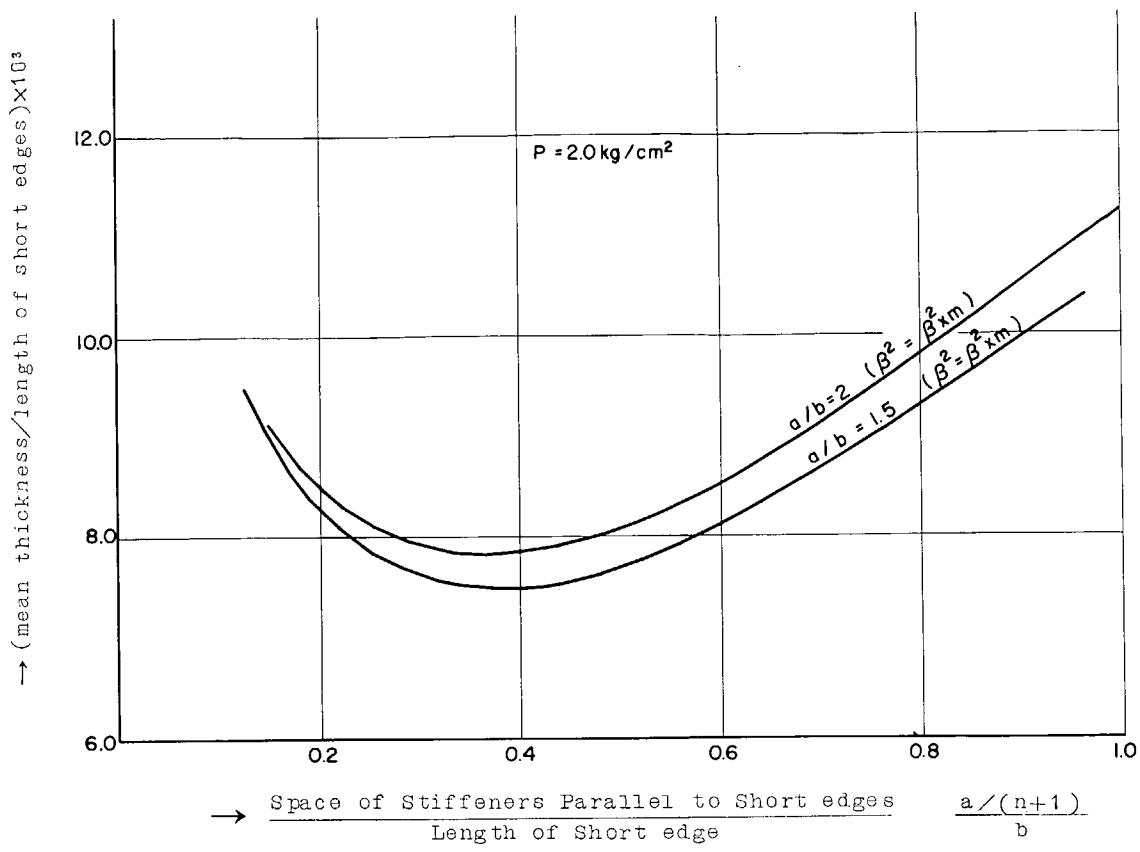


Fig. 6.2.37 minimum Weight and Stiffener Space P=2.0 kg/cm²

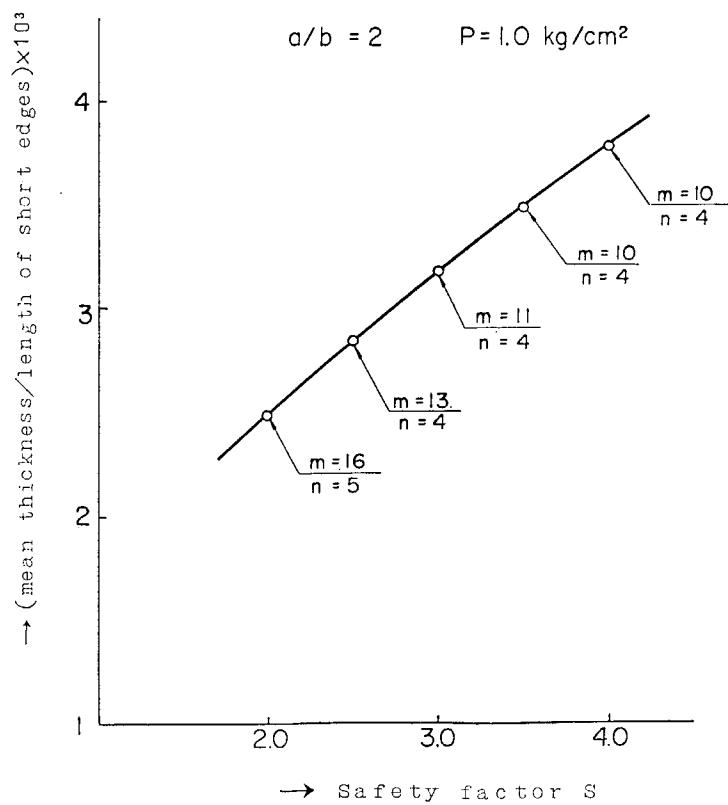


Fig. 6.2.38 minimum Weight and Safety factor for a/b=1.0, P=1.0 kg/cm²

Table 6.2.1 Minimum Weights and Stiffener-Arrangements
for Various Panels and Pressures

dimensions of stiffened panel	pressure	number of stiffeners	rigidity given by eq. (6221)	Stiffener space	Sectional area of stiffeners	Plate thickness	mean thickness given by eq. (6239)		
a × b	PKg/cm ²	n	m	β_{xm}^2	a/(n+1) b/(m+1)	A _{sy}	A _{sx}	h	h
5,000 × 5,000	1.0	2	17	5.77	166.7	27.8	132.2	8.2	.279
7,500 × 5,000		3	15	11.88	187.5	31.3	139.9	10.4	.314
10,000 × 5,000		5	16	30.17	166.7	29.4	135.0	8.5	.295
15,000 × 5,000		7	15	56.90	187.5	31.3	143.1	10.4	.314
5,000 × 5,000	2.0	2	17	5.79	166.7	27.8	211.5	13.0	.430
7,500 × 5,000		3	15	11.92	187.5	31.3	223.9	16.5	.484
10,000 × 5,000		4	14	20.16	200.0	33.3	230.6	18.8	.516
15,000 × 5,000		7	14	57.27	187.5	33.3	224.9	17.1	.516
5,000 × 5,000	5.0	2	15	5.84	166.7	31.3	388.6	25.7	.801
7,500 × 5,000		3	14	11.99	187.5	33.3	417.1	31.6	.855
10,000 × 5,000		4	13	20.28	200.0	35.7	429.0	36.1	.916
15,000 × 5,000		7	13	57.59	187.5	35.7	418.4	32.9	.916
5,000 × 5,000	10.0	1	11	1.85	250.0	41.7	699.9	88.1	1.533
7,500 × 5,000		3	12	12.10	187.5	38.5	654.6	54.7	1.415
10,000 × 5,000		4	12	20.38	200.0	38.5	685.8	60.1	1.415
15,000 × 5,000		7	12	57.86	187.5	38.5	668.7	54.7	1.415
10,000 × 10,000	1.0	2	17	5.77	333.3	55.6	528.7	32.8	.558
20,000 × 10,000	1.0	5	16	30.17	333.3	58.8	540.1	34.1	.591
									2.486

(ii) β^2 (有効剛性比) の影響

防撓材の数および平板の板厚を一定とし、有効剛性比 β^2 を変化させた計算 (Fig. 6.2.5 ~ 6.2.28 を参照) からつぎのようなことがわかつた。長方形板については短辺に平行な (y 方向) 防撓材の全塑性モーメントを大きく、かつその数を比較的少なくしたとき、重量は小さくなり、正方形板では一方向の防撓材、たとえば y 方向防撓材の数 n が少ないとときは、その方向の全塑性モーメントを大きくするほど重量が小となり、n がある程度大きい場合には m = n, $\beta^2 = 1.0$ つまり縦方向、横方向の防撓材の数と全塑性モーメントを等しくすると重量は極小になるが、その値は n の少ない場合より大きい。したがつて長方形板、正方形板いずれの場合についても、 β^2 をできるだけ大きくする、すなわち $\beta^2 = \beta_{xm}^2$ とすると最小重量が得られる。そしてこのときの y 方向防撓材の数は前述のように比較的少ない。

このような結果についてはつぎのように考えることができよう。短辺に平行に配置された防撓材は短かいスパンで荷重を支えることができ、また大きな防撓材を数少なく設けると、一定の塑性モーメントを得るために防撓材断面積が小さくてよい等の理由から、防撓板全体の崩壊に対しては、短辺方向に大きな防撓材を数少なく配置するのが有利となろう。しかし短辺方向にのみ防撓材を設けた場合 (このときは $\beta^2 = \beta_{max}^2$ となる) および短辺方向の防撓材を減らしすぎた場合は、いずれもかえつて重量は増加する。これは防撓材の数をあまり減らすと、小区割の寸法が大となり、平板の板厚が増すためである。

したがつて重量を最小とするには、短辺に平行な (正方形板では y 方向) 防撓材の外に、板厚を減らすため長辺に平行な方向 (正方形板では x 方向) にも防撓材を設けることが必要になり、さらにこの防撓材が局部崩壊を生じないよう、そして全重量が最小となるように、その塑性モーメントおよび局部崩壊に対するスパン (短辺方向防撓

材の間隔)を決めることがある。

(ii) 防撓材の数と重量

防撓材の数と重量の関係を示すFig. 6.2.2.9～6.2.3.5をみると、正方形板の場合nが少ないとときはmを1から順次増加させて行くにつれ、重量が減少している。これはmの増加により小区割の寸法が小さくなつて平板の板厚が減少するためであろう。nがある程度多いときはmを増すとはじめは重量も増加する。これはmを増しても小区割の縦横比が2.0以上にとどまるため板厚の変化はなく、一方mを増したことによる防撓材の重量増を生ずる結果であろう。この場合もさらにmを多くすると板厚が減少して重量は小さくなる。

またm=nにおいて折れ角を生じている。これはnがnから(n+1)に増加すると、小区割の寸法は小さくなつて板厚が減少し、板重量は小となるが、正方形から長方形への変化であるため板厚の減少は小さく、他方では防撓材の数を増したことによる重量増があつて、全体としては重量の減少率が鈍化し、場合によつては増加するためであろう。

長方形の防撓板についても正方形のときと同じような現象がみられる。ただし折れ角はm=nではなく、小区割が正方形またはそれに近い形になる防撓材配置のときに生じている。

(iv) 防撓材間隔と最小重量

$\beta^2 = \beta_{xm}^2$ とした場合に、mに関する最小化した重量と短辺方向防撓材の間隔a/(n+1)の関係をFig. 6.2.3.6および6.2.3.7に示す。縦軸に平均板厚と短辺の長さの比、横軸には防撓材間隔と短辺の長さの比をそれぞれ用いて無次元化してある。これから防撓材の寸法とは殆んど無関係に、横軸の値が0.36前後のとき最小重量となることが分る。またこの図は使用圧力P=1.0 Kg/cm²および2.0 Kg/cm²として得られたものであるが、Table 6.2.1に見られるように使用圧力が変化しても、短辺方向防撓材の間隔の最適値は殆んど変わらない。ただし、この結論はk₁ k₂ およびsをはじめ述べたようにおいて得られたものである。

(v) 使用圧力と防撓材配置

使用圧力が変化したとき、最小重量を与える防撓材配置は短辺方向防撓材の数nが前述のように殆んど変わらないのにくらべ、長辺方向防撓材の数mは使用圧力が大きくなるにつれて減少している。

(vi) 安全率と最小重量

縦横比a/b=2.0、使用圧力P=1.0 Kg/cm²の防撓板について安全率Sと最小重量の関係をFig. 6.2.3.8に示した。防撓材の数m、nおよび β^2 を一定に保つたまゝ、安全率を大きくすると、板厚は変わらないが、防撓板の崩壊荷重P_cが増加するため防撓材寸法を大きくしなければならない。防撓材断面積については、その全塑性モーメントM_{ps}が崩壊荷重に比例し、また断面積A_sとM_{ps}は式(6.2.3.0)、(6.2.3.3)で結びつけられている。しかしこれらの式は複雑であり、またm、nの最適値も変化するので、Sの影響を理論的に推定することは難かしい。計算結果をみると重量はほとんどSに比例して増加している。

(vii) 使用圧力と最小重量

使用圧力と最小重量の関係を、縦横比を助数としてFig. 6.2.3.9に示した。これから任意の寸法をもつ防撓板の最小重量を求めることができる。

(viii) 実船の隔壁重量との比較

実船の隔壁板3種についてN Kルールで規定される水圧に対し、実船と同じ数の防撓材を配置した場合の重量および防撓材の数を変えて最小としたときの重量をそれぞれ計算し、Fig. 6.2.4.0～6.2.4.2に示した。防撓材ウエブとフランジの板巾と板厚の比については、はじめに仮定した k₁=4.3、k₂=1.7を用いると実船の隔壁重量より計算値の方が大きくなつた。その原因は実船のウエブの深さと板厚の比k₁が仮定した値よりも大きいためである。そこでk₁を変化させた計算を行なつた。k₁を大きくするにつれて、はじめは急速に重量が小さくなるが、k₁が1.0以上になると重量の変化はゆるやかになつてくる。そして実船と同じ数の防撓材を配置した場合に

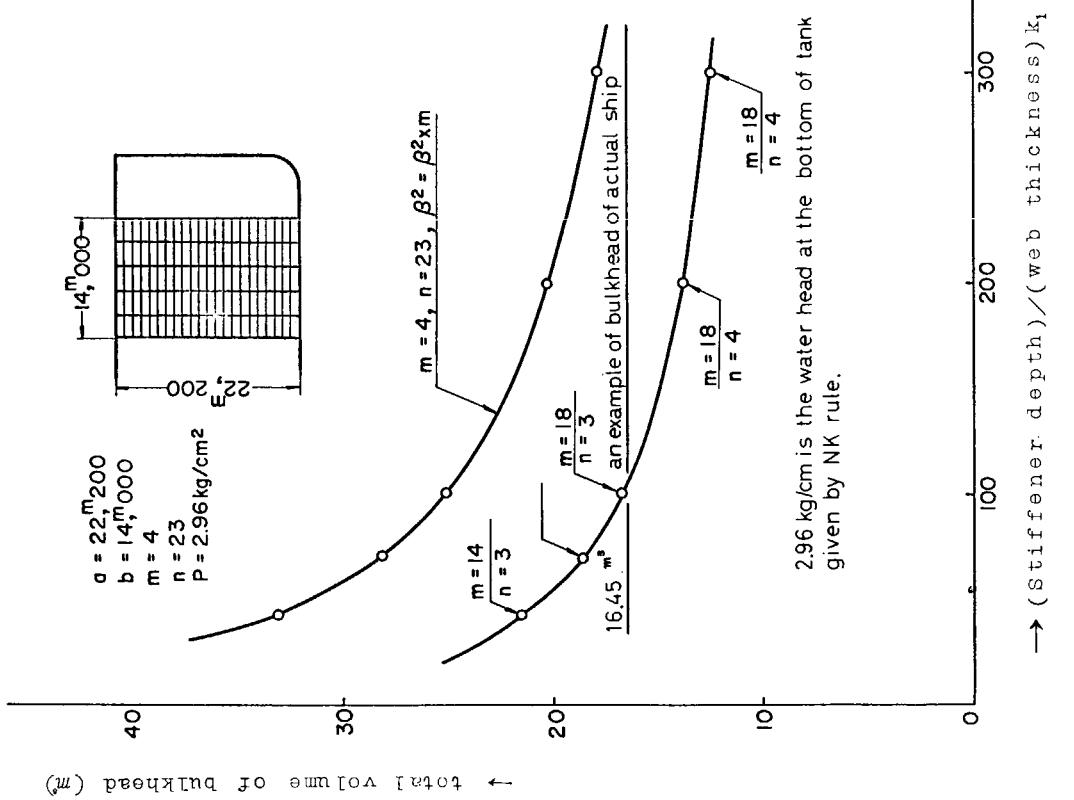


Fig. 6.2.40 Comparison between the weight of bulkhead of actual ship and Calculation

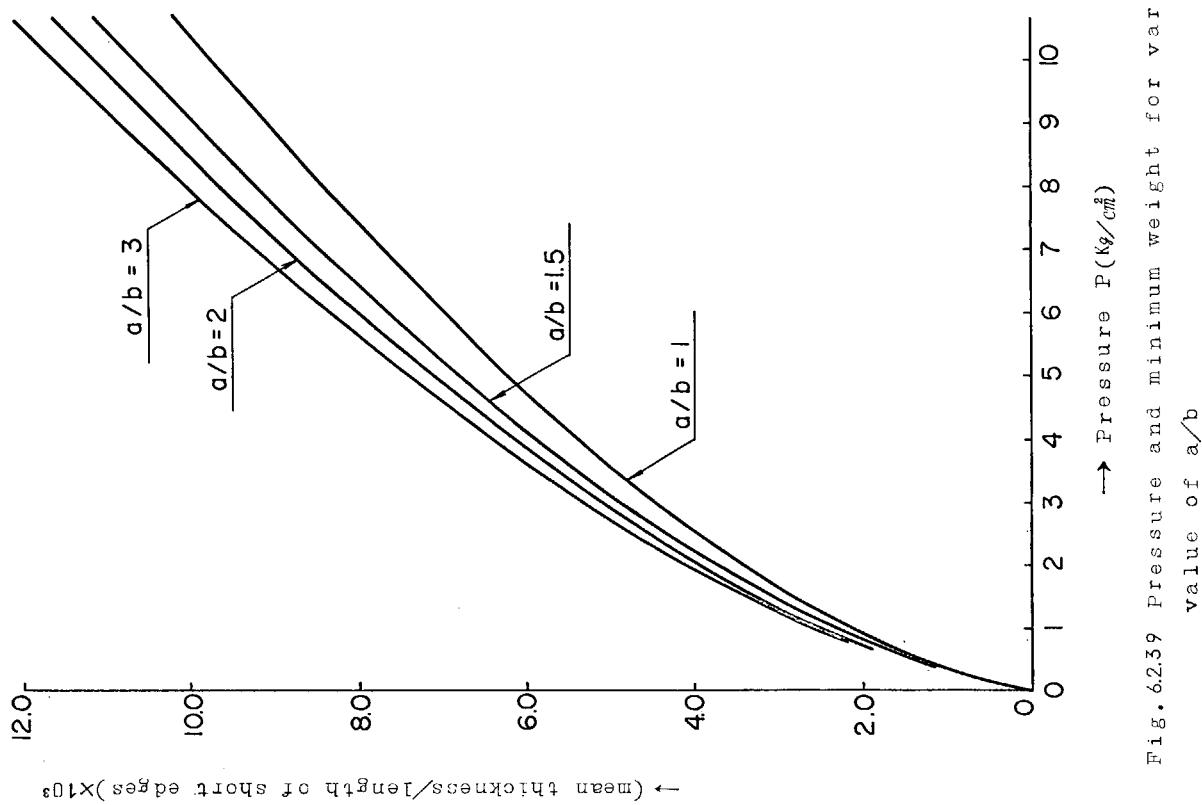


Fig. 6.2.39 Pressure and minimum weight for various value of a/b

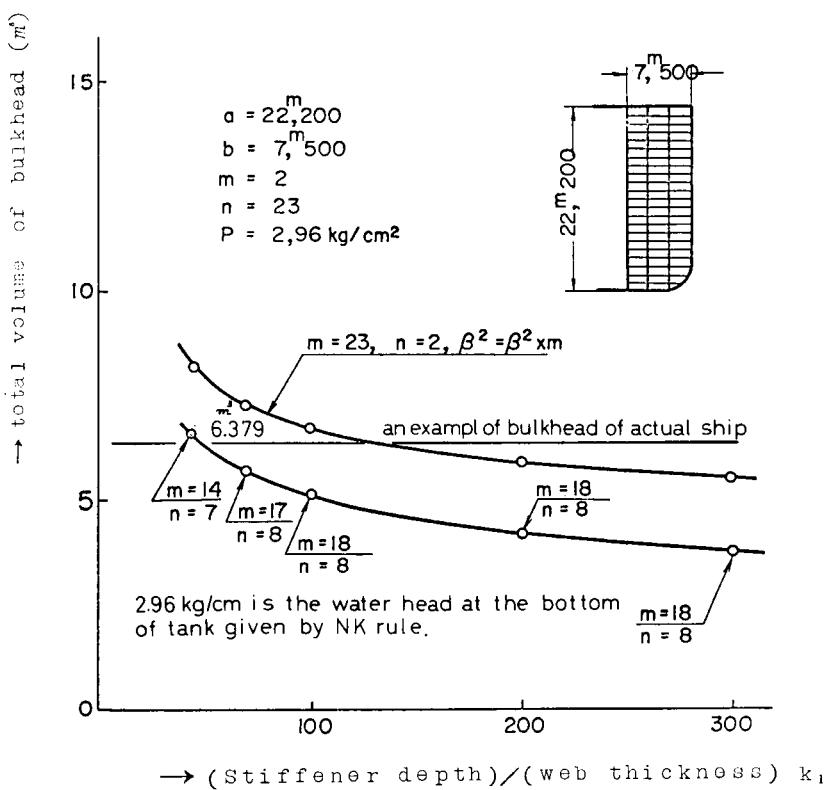


Fig. 6.2.4.1 Comparison between the weight of bulkhead of actual ship and calculation

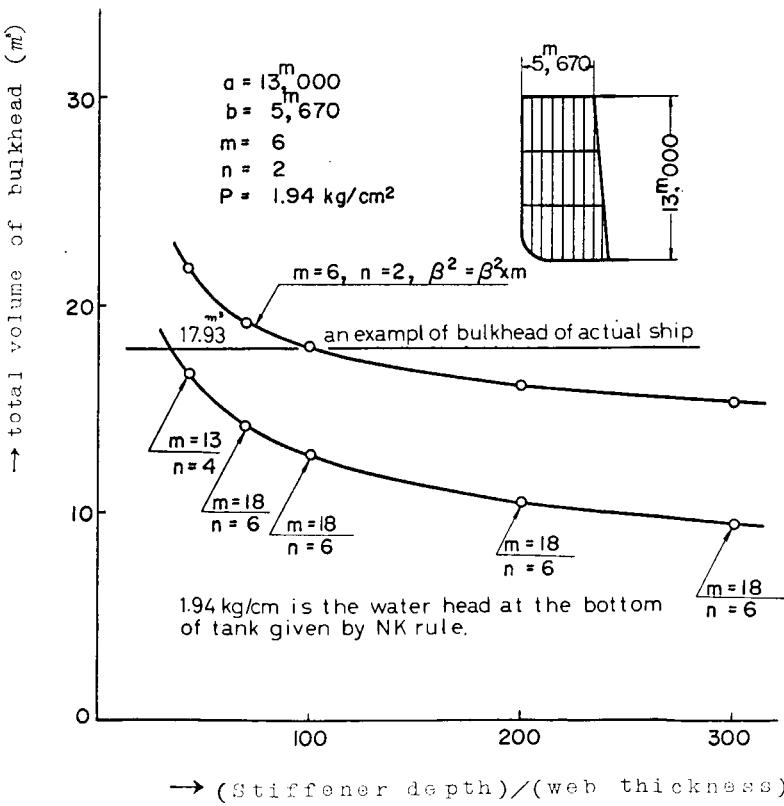


Fig. 6.2.4.2 Comparison between the weight of bulkhead of actual ship and calculation

は $k_1 = 2.0$ 前後で実船と大差ない重量が得られた。もちろん k_1 をこのように大きくすると座屈を防ぐための措置が必要になり、それによる重量増加を生ずるであろうが、結果が大きく変わることはないであろう。

また、 m 、 n を変化させて求めた最小重量は実船と同じ数の配置とした場合にくらべて 20～30% 軽くなつてゐる。

6.2.7 まとめ

この研究で述べた解析法は、局部座屈や横倒れ座屈に対する問題、安全率の値、実船の隔壁では一つの方向に配置された防撓材の寸法は必ずしも同一でない等、種々の検討すべき点を残しているけれども、傾向としてはつきのことが明らかになつた。

- (1) 使用圧力が同じで縦横比が等しい防撓板について、その防撓材配置と、防撓板の縦横の剛性比に関する係数すなわち有効剛性比 β^2 をそれぞれ一定とすれば、平均板厚と防撓板の 1 辺の長さの比は一定となる。
- (2) 局部的な崩壊を生じない限り、短辺に平行な防撓材の寸法を大きくするほど重量的には有利となる。
- (3) 実際の船体隔壁にこの解析を適用し、重量を比較したところ、実際のものと同じ数の防撓材を配置し、防撓材ウェブの深さと板厚の比を 2.0 前後になると、実際の隔壁重量とはほぼ等しい値が得られた。さらに防撓材の数を変化させて得られた最小重量はこれより 20～30% 軽くなつた。

参考文献

- 1) 本間 康之 等分布荷重を受ける帯状板
造船学会論文集 第 111 号 (昭和 37 年)
- 2) 長沢 順他 横荷重を受ける防撓板の塑性強度
造船学会論文集 第 114 号 (昭和 38 年)
- 3) 本間 康之 隔壁板の設計法について
造船学会誌 第 445 号 (昭和 41 年)
- 4) JOINT COMMITTEE OF WELDING RESEARCH COUNCIL PLASTIC DESIGN IN STEEL
(1961 年) P.P. 50
- 5) 田中秀雄他 塑性域をこえて加圧される防撓板の強度に関する研究
関西造船協会 (昭和 38 年)
- 6) Clarkson, J. Test of Flat Plated Grillages under Uniform Pressure,
R.I.N.A. (1963 年)

7. 巨大船の横強度に関する模型試験

7.1 デープ・ガーターにおける局部座屈の研究

7.1.1. まえがき

近年、船舶の大型化に伴なつて、桁のウエブは相対的に薄肉化するおそれがあり、しかも桁のウエブには円孔や縦通材貫通部のスロットなど各種の開孔があり、圧縮または剪断などの荷重により座屈損傷を発生する危険性がある。したがつて、これらの座屈損傷を未然に防止するためには、このような開孔を有する板の座屈強度を知ることは重要であり、以下の研究が行なわれた。

7.1.2. 研究概要

(1) 中央に円孔を有する板の剪断座屈試験

円孔を有する板の剪断座屈を実現するため Fig. 7.1.1 に示すような I 型梁に集中荷重を加える実験を行なつた。

Fig. 7.1.2 に示すような装置により、試験片はウエブが崩壊する以前に梁として崩壊しなくなるようにフランジの寸法が決定され、また枠組により横倒れなどの面外変形をおこさぬようローラーにより拘束された。試験片の寸法は Table 7.1.1 に示す。引張試験の結果、降伏応力および破断応力は板厚 5.9, 1.4 mm の順にそれぞれ、 34.7 kg/mm^2 , 28.5 , 26.6 および 47.3 kg/mm^2 , 46.5 , 44.6 であつた。

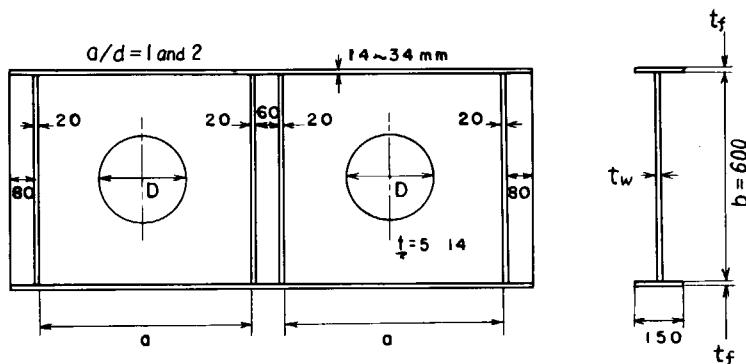


Fig. 7.1.1

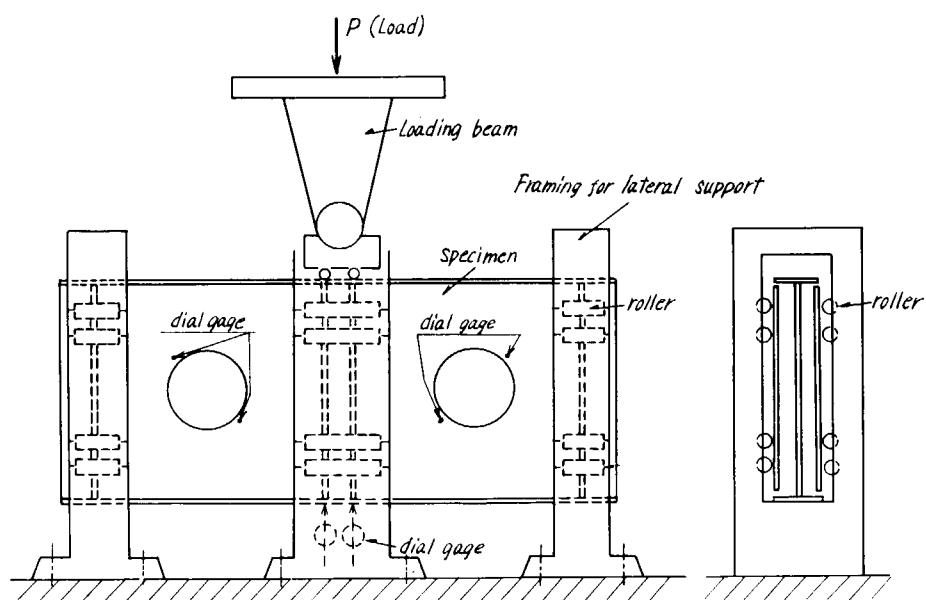


Fig. 7.1.2

TABLE 7.1.1

Specimens	a	web b	web t	D	Flange t	Unit mm
S 5 - 0	600		5	0	14	
S 5 - 2	600		5	120	14	
S 5 - 5	600		5	300	14	
S 5 - 8	600		5	480	14	
S 9 - 0	600		9	0	34	
S 9 - 2	600		9	120	34	
S 9 - 5	600		9	300	34	
S 9 - 8	600		9	480	34	
S 14 - 0	600		14	0	14	
S 14 - 2	600		14	120	34	
S 14 - 5	600		14	300	34	
S 14 - 8	600		14	480	34	
R 5 - 0	1200		5	0	14	
R 5 - 2	1200		5	120	14	
R 5 - 5	1200		5	300	14	
R 5 - 8	1200		5	480	14	
R 9 - 0	1200		9	0	34	
R 9 - 2	1200		9	120	34	
R 9 - 5	1200		9	300	34	
R 9 - 8	1200		9	480	34	
R 14 - 5	1200		14	300	34	
R 14 - 8	1200		14	480	34	

Note web height b = 600mm (constant)

(i) ウエブに開孔を有する剪断と曲げをうける I 型梁の挙動本実験は座屈強度を求めることが目的であるが、シンプルシャーをうける梁としての強度もあわせて検討した。

まず開口を有する梁の弾性撓みとして、簡単のため丸孔を面積の等しい角孔（孔幅直径）に置き換えた剪断応力はウエブに一様に分布するとして計算した結果の一例が Fig. 7.1.3, Fig. 7.1.4 に示されている。

塑性強度としては、曲げと剪断のため断面全体が塑性域となるすなわち塑性崩壊の値を計算した。剪断応力は、ウエブのみに分担され、剪断および曲げ応力とも崩壊時矩形分布であると仮定すれば容易¹⁾に計算できる。これらの値を上限値として同図中に破線で示してある。Table 7.1.2 中に梁の塑性崩壊荷重と最高荷重の結果が示されている。

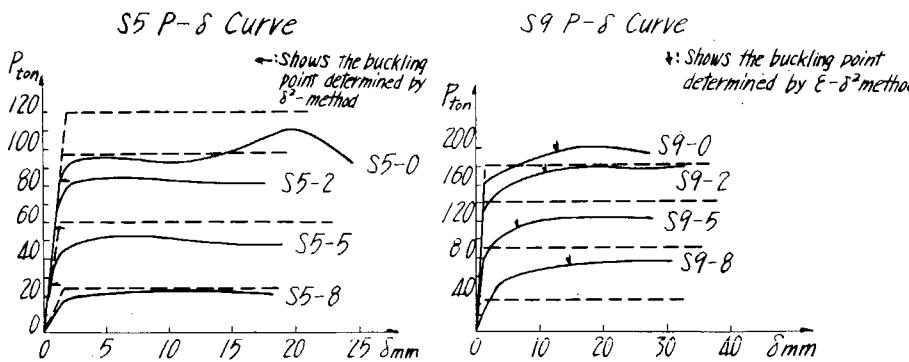


Fig. 7.1.3

Fig. 7.1.4

TABLE 7.1.2 EXPERIMENTAL RESULT

unit mm

Specimens	Pcr		Pmax		
	Experiment	Theory	Experiment	Collapse load	Pmax
S 5 - 0	83	73.4	111	120	90*
S 5 - 2	57	61	85.5	96	
S 5 - 5	26	40	50.5	60	
S 5 - 8	20		23.5	24	
S 9 - 0	192	178	201	178	
S 9 - 2	168		173	142	
S 9 - 5	113		118.5	89	
S 9 - 8	70		71.5	35.6	
S 14 - 0	274	259		259	
S 14 - 2	269			207	
S 14 - 5	191		199	129.5	
S 14 - 8	120		123.5	51.8	
R 5 - 0	48	54	76.5	69	80*
R 5 - 2	28	46	71	69	
R 5 - 5	26	30.5	49	60	
R 5 - 8	15.8		22.2	24	
R 9 - 0	180	178	182	178	
R 9 - 2	170		171	142	
R 9 - 5	100		109	89	
R 9 - 8	74			35.6	
R 14 - 5	205		214	129.5	
R 14 - 8	140		147	51.8	

note after Baslar

(ii) 剪断座屈値の実験的決定法(δ^2 法)

これまでの研究により、板の弾性圧縮座屈²⁾および塑性座屈³⁾に対して、 δ^2 法または $\epsilon - \delta^2$ 法として、撓みの自乗と荷重または平均歪との間に線形関係のあることが知られている。そこで本論では剪断座屈の際にも同様な関係の成立することを示し、実験値の解析に利用した。

応力函数 ϕ を用いた有限変形理論により、

$$\Delta^4\phi = \frac{\partial^4\phi}{\partial x^4} + 2\frac{\partial^4\phi}{\partial x^2\partial y^2} + \frac{\partial^4\phi}{\partial y^4} = E \left\{ \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 - \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right\} \quad \dots \quad (7.1.1)$$

$$D\Delta^4w = t \left(\frac{\partial^2\phi}{\partial y^2} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial\phi^2}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - 2 \frac{\partial^2\phi}{\partial x \partial y} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right) \quad \dots \quad (7.1.2)$$

撓み w として(Fig. 7.1.5)周辺支持として7.1.3式を仮定する。

$$w = \delta \cos \frac{\pi x}{a} \cos \frac{\pi y}{b} + f \sin \frac{2\pi x}{a} \sin \frac{2\pi y}{b} \quad \dots \quad (7.1.3)$$

これを7.1.1に代入して、

$$\begin{aligned} \phi &= \frac{E}{32 a^2 b^2} \left\{ -\delta^2 \left(a^4 \cos \frac{2\pi x}{a} + b^4 \cos \frac{2\pi y}{b} \right) + f^2 \left(a^4 \cos \frac{4\pi x}{a} + b^4 \cos \frac{4\pi y}{b} \right) \right. \\ &\quad \left. + \delta f \left(A \sin \frac{\pi x}{a} \sin \frac{3\pi y}{b} + B \sin \frac{3\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{b} \right) \left(\frac{\pi y}{b} \right)^4 \right\} - \tau xy \quad \dots \quad (7.1.4) \end{aligned}$$

ただし、

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

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

7.1.2 式を解く代りに、エネルギー法を用いて、

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

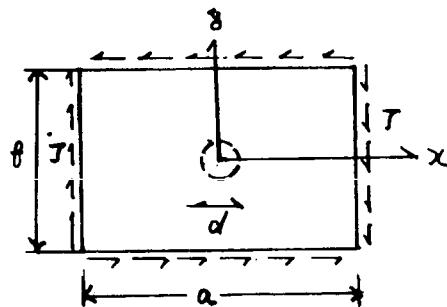


Fig. 7.1.5

.....(7.1.5)

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

ただし、

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

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

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

$\Delta U + \Delta V = 0$ から

$$\tau = \frac{9}{32} \frac{D a b \pi^4}{t} \left(\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right)^2 + C \delta^2$$

$$\therefore \tau = \tau c r + c \delta^2$$

$$\text{ただし } C = \frac{9}{8} \left(C_1 + \frac{C_2}{16} + \frac{C_3}{256} \right)$$

したがつて、弾性剪断座屈の際には、 τ と δ^2 との間に直線関係があることがわかつた。他の境界条件のとき、板に孔のある場合および塑性域の場合にも近似的にこの線形関係が成立するものとして実験結果を解析した。

例として、Fig. 7.1.6 および Fig. 7.1.7 (S および R 5 のシリーズの $P - \delta^2$ の図を示すが他のすべての試験片についても同様な結果が得られており、 δ^2 法の優れていることが示された。

S5 P- δ^2 Curve

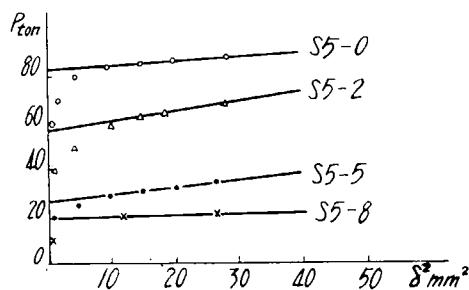


Fig. 7.1.6

R5 P- δ^2 curve

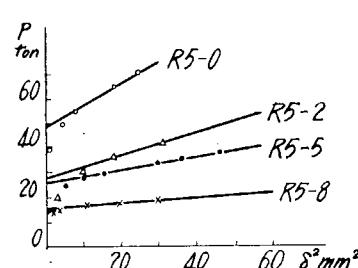


Fig. 7.1.7

(III) 有孔板の剪断座屈

開孔を有する I 型梁のウェブの剪断座屈値を計算するのに、Fig. 7.1.8 のように中央に半径 d の開口を有する

周辺支持の矩形板が一様な剪断応力 τ をうけている場合で近似する。後述するように、孔の径が板の寸法に比して小さいときは、厳密な応力分布の代りに、無限板の応力分布を使用することができるので、ここでは無限板の応力分布を用いる。

このときの応力分布は、孔の直径を d として次のように表わされる。

$$\begin{aligned}\sigma_r &= \tau \left(1 - \frac{\alpha^2}{r^2} + \frac{3d^4}{16r^4} \right) \sin 2\theta \\ \sigma_\theta &= -\tau \left(1 + \frac{3d^4}{16r^4} \right) \sin 2\theta \\ \tau_{r\theta} &= \tau \left(1 + \frac{d^2}{2r^2} - \frac{3d^4}{16r^4} \right) \cos 2\theta\end{aligned}\quad \dots\dots\dots\dots (7.1.8)$$

撓み形としては、周辺支持としたから

$$W = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} a_{mn} \cos \frac{m\pi x}{a} \cos \frac{n\pi y}{b} + \sum_{m=2,4,6,\dots} \sum_{n=1}^{\infty} a_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} \dots \quad (7.1.9)$$

エネルギー法により、座屈値は、

$$\tau = \frac{\frac{D}{2} \iint \left\{ \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 - 2(1-\nu) \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 \right] \right\} dx dy}{-\frac{t}{2} \iint \left\{ \frac{\sigma_x}{\tau} \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \frac{\sigma_y}{\tau} \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + 2 \frac{\tau xy}{\tau} \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial y} \right\} dx dy} \quad \dots \quad (7.1.10)$$

$$\text{ただし } D = \frac{E t^3}{12(1-\nu^2)} \quad t : \text{板厚} \quad \nu = \text{ポアソン比}$$

(7.1.10)式を極小にする a_{mn} を決定すれば求められる。実際の計算はガウスの積分法により行なつた。本実験の場合シングルシャーであり、曲げの影響があるが、孔のない場合の曲げの影響はたかだか 2 % 程度であるので、本論では曲げの影響は無視した。Table 7.1.2に、このようにして計算した結果と δ^2 法により実験的に決定した値との比較が示されている。計算は塑性変形理論とエネルギー法によつた。

Fig. 7.1.8 図は円孔内縁に沿つて測つた応力分布の一部と、有孔無限板の理論値との比較である。この結果によれば、シリーズ ($D/b = 0.8$) を除けばよく理論値と実測値は一致しており、孔の直径と板の寸法の比 D/b が 0.5 程度までは、有孔無限板の応力分布で、開口ウエブの座屈値を計算できることが明らかとなつた。Fig. 7.1.9、Fig. 7.1.10 および Fig. 7.1.11 は S 5 および R 5 シリーズの結果 (Table 7.1.1 および Table 7.1.2 参照) であるが、ほゞ有孔ウエブを有する梁の挙動を明かしたといえよう。参考のため Basler⁴⁾ による I 型梁の剪断座屈の最高荷重を S 5-0 および R 5-0 について計算したところ、それぞれ 9.8 ton および 8.0 ton であつた。

(iv) 結論

以上から次の結論が得られた。

- (1) 剪断座屈に対しても、 $P - \delta^2$ 法は、実験的に座屈値を決定するための有効な方法であることが、理論的ならびに実験的に示された。

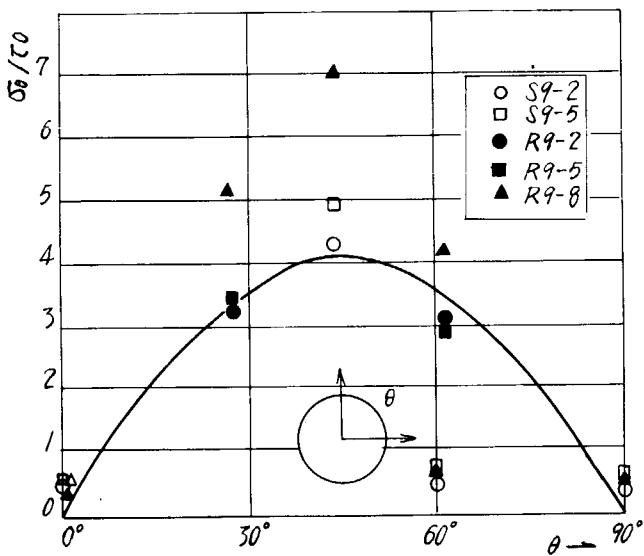
(2) 剪断をうけるウェブに開孔のある場合には、孔の径が梁の深さの半分程度までは、有孔無限板の応力分布を利用できること、および開口の座屈値におよぼす影響が明らかになつた。

(3) ウェブに開口を有する梁の弾塑性域における挙動が明らかとなり、塑性崩壊荷重で梁の撓みが急増することが示された。

(2) 偏心凹孔を有する正方形板の圧縮試験

万古形而上者无朕，无朕者无能。无能者，无以成天下之務。

正方形板の中央に丸孔のある場合の圧縮屈屈強度の研究は古くから行なわれているが、孔の位置が屈屈強度によぼす影響に関しての研究はないようである。本論では、正方形板にある丸孔の位置を中央からずらした場合について報告する。



T_θ: Shearing stress acting on plate edges
 $\bar{\sigma}_\theta$: Stress on circular free edge
—: Theoretical $\bar{\sigma}_\theta$ of infinite plate

Fig. 7.1.8

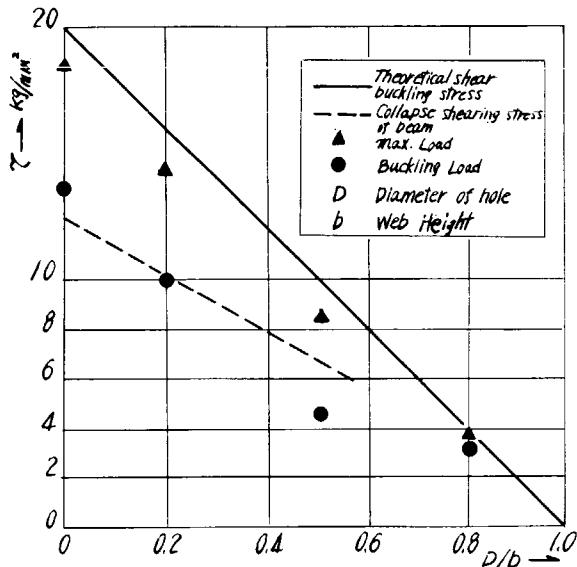


Fig. 7.1.9

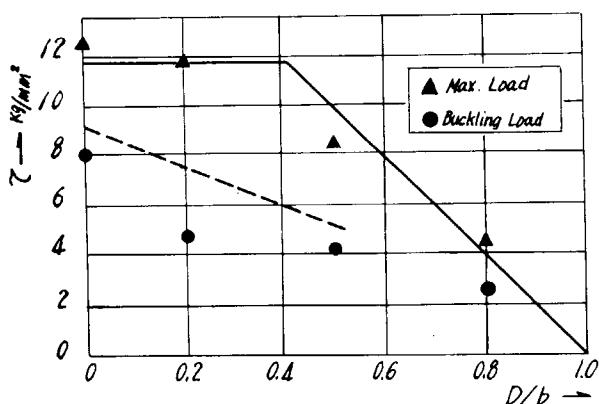


Fig. 7.1.10

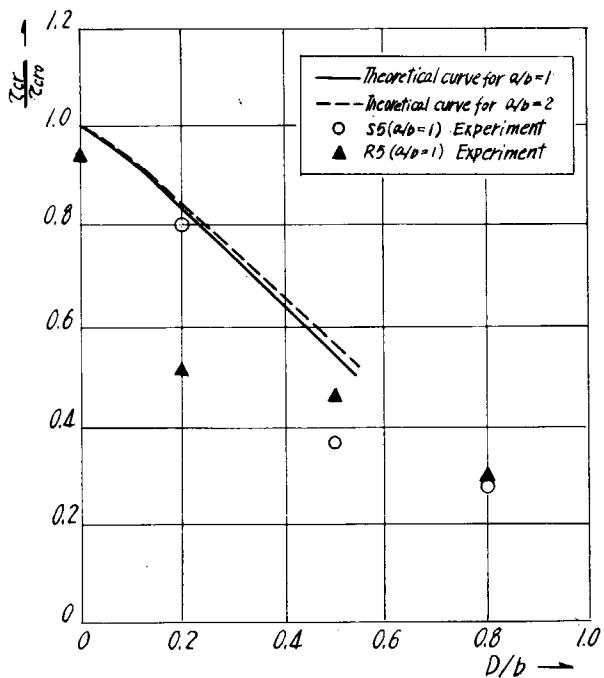
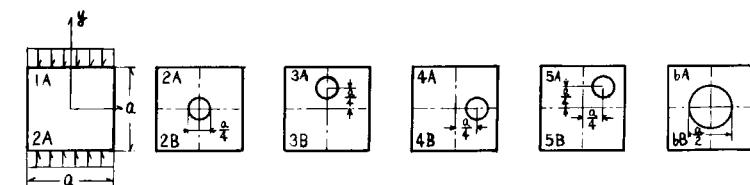


Fig. 7.1.11

(i) 試験の内容

試験片は $a \times b = 600 \times 580 \text{ mm}$ のほぼ正方形板で板厚 t は 6.6 mm (A series) および 12.2 mm (B series) 形状は Fig. 7.1.12 に示すとおりで、直径 150 mm の円孔が、中心 ($\frac{2}{2} \text{ A}$)、荷重方向に $a/4$ ($\frac{3}{3} \text{ A}$)、横方向に $a/4$ ($\frac{4}{4} \text{ A}$)、対角線方向 ($\frac{5}{5} \text{ A}$) に移動したものと、直径 300 mm の大きい円孔が中心にあるもの ($\frac{6}{6} \text{ A}$)、そして孔なし ($\frac{1}{1} \text{ A}$) の計 6 種類で、荷重は上下より等変位圧縮となるようかつており、周辺はすべて枠組で単純支持の条件となつている。材料は普通の軟鋼で、引張試験の結果 A series では、 $\sigma_y = 34.4 \text{ kg/mm}^2$, $\sigma_B = 45 \text{ kg/mm}^2$, B series では $\sigma_y = 24.5 \text{ kg/mm}^2$, $\sigma_B = 40.0 \text{ kg/mm}^2$ と測定された。板のたわみ、縮みはダイヤルゲージで、ひずみはストレングージで計測され、座屈値は $P - \delta^2$ または $\epsilon - \delta^2$ 法により決定された。Table 7.1.3 に各試験片の最高荷重 P_{\max} 、座屈荷重 P_{cr} 、座屈応力 σ_{cr} 等を示す。試験片記号のうち IB₁, IB₂ などは同じ形状、寸法の試験片の繰り返しを意味する。



without hole

Fig. 7.1.12 Specimens

Table 7.1.3 Experimental Results

Specimens	P_{\max}	P_{cr}	(Exp) σ_{cr}	(cal) σ_{cr}
1 A ₁	73 Ton	38 Ton	9.60	9.64
1 A ₂	62	36.5	9.21	
2 A ₁	60	33.5	8.46	9.22
2 A ₂	61	31	7.83	
3 A ₁	48.3	27.5	6.94	9.48
3 A ₂	44.7	29.5	7.45	
4 A ₁	55	28	7.07	8.77
4 A ₂	53.8	26	6.56	
5 A ₁	50.4	28	7.07	8.95
5 A ₂	48	29	7.31	
6 A ₁	56	27	6.81	8.25

Specimens	P_{\max}	P_{cr}	(Exp) σ_{cr}	(cal) σ_{cr}
1 B ₁	173 Ton	173 Ton	24.5	24.5
1 B ₂	155	151	21.4	
2 B ₁	132	129	18.2	19.8
2 B ₂	135.5	135.5	19.2	
3 B ₁	125	125	17.7	19.3
3 B ₂	132	132	18.7	
4 B ₁	130	127.5	18.0	19.2
4 B ₂	122.5	116	16.4	
5 B ₁	128	127.5	18.0	18.7
5 B ₂	117.4	114	16.1	
6 B ₁	102	101.8	14.4	
6 B ₂	98.7	98	13.9	

(iii) 座屈値の計算および考察

開口のある板は与える荷重の大きさによつて塑性域が除々に進行し、各荷重段階で応力状態が異なるので有限要素法（三角形分割）により弾塑性平面応力解析を行なつた。このとき降伏条件はミーゼスの式を用い、応力-ひずみ関係式としては Prandtl-Reuss の式を用い、ヤング率 E は $2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ 、接線係数 ET は ヤング率の $1/100$ として $2.1 \times 10^2 \text{ kg/mm}^2$ を、降伏応力 σ_y はそれぞれ 34.4 kg/mm^2 および 27.0 kg/mm^2 、ポアソン比 ν は 0.3 として計算を実行した。有限要素の分割、および塑性域の進行状況について Fig. 7.1.13 にその 1 例 (3 B) を示す。

座屈計算には、Stowell の理論⁸⁾ に材料の圧縮性を考慮に入れた改良 Stowell 理論を用いた。即ち、Nada⁹⁾ 流に全歪 ($\epsilon_x, \epsilon_y, \gamma$) について

$$\epsilon_x = \frac{\sigma_x - \nu_s \sigma_y}{E_s}, \quad \epsilon_y = \frac{\sigma_y - \sigma_x}{E_s}, \quad \gamma = \frac{2(1 + \nu_s)}{E_s} \tau \quad \dots \quad (7.1.1)$$

が成立しているとする。ここで塑性域でのポアソン比となつてゐる ν_s は、弾性域でのポアソン比を ν として、

$$\nu_s = \frac{1}{2} - (\frac{1}{2} - \nu) \frac{E_s}{E} \quad \dots\dots\dots\dots (7.1.12)$$

であり、相当ひずみ ϵ_i は相当応力を σ_i として、

$$\epsilon_i = \frac{\sigma_i}{E_s} = \frac{1}{1 - \nu_s^2} \{ (1 - \nu_s + \nu_s^2)(\epsilon_x^2 + \epsilon_y^2) + (4\nu_s + \nu_s^2 - 1) \epsilon_x \epsilon_y \\ + \frac{3}{4}(1 - \nu_s)^2 \gamma^2 \}^{1/2} \quad \dots\dots\dots\dots (7.1.13)$$

$$\sigma_i = (\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2)^{1/2} \quad \dots\dots\dots\dots (7.1.14)$$

(7.1.12)式より $d\nu_s$, $d\epsilon_i$ は、
(7.1.13)式より

$$d\nu = \frac{E_s}{2} (1 - 2\nu_s) (1 - \frac{E_r}{E_s}) \frac{d\epsilon_i}{\sigma_i} \quad \dots\dots\dots\dots (7.1.15)$$

$$d\epsilon_i = \frac{1}{2(1 - \nu_s^2)\sigma_i \cdot F} \{ \{ (2 - \nu_s)\sigma_x + (2\nu_s - 1)\sigma_y \} d\epsilon_x + \{ (2\nu_s - 1)\sigma_x \\ + (2 - \nu_s)\sigma_y \} d\epsilon_y + 3(1 - \nu_s)\tau dr \} \quad \dots\dots\dots\dots (7.1.16)$$

ここで F は

$$F = 1 + [(1 - 2\nu_s)\sigma_x^2 - 2(2 - \nu_s)\sigma_x\sigma_y + (1 - 2\nu_s)\sigma_y^2 + 6(1 - \nu_s)\tau^2] \\ \frac{1 - 2\nu_s}{1 - \nu_s^2} \cdot \frac{1}{4\sigma_i^2} (1 - \frac{E_r}{E_s}) \quad \dots\dots\dots\dots (7.1.17)$$

ところで(7.1.11)式を逆に応力成分(σ_x , σ_y , τ)で表わすと、

$$\sigma_x = \frac{1}{1 - \nu_s^2} (\epsilon + \nu_s \epsilon_y) \frac{\sigma_i}{\epsilon_i}, \quad \sigma_y = \frac{1}{1 - \nu_s^2} (\nu_s \epsilon_x + \epsilon_y) \frac{\sigma_i}{\epsilon_i} \\ \tau = \frac{1}{2(1 - \nu_s)} \gamma \cdot \frac{\sigma_i}{\epsilon_i} \quad \dots\dots\dots\dots (7.1.18)$$

したがつて、応力成分の増分($d\sigma_x$, $d\sigma_y$, $d\tau$)は次のように表わされる。

$$d\sigma_x = \frac{E_s}{1 - \nu_s^2} (H_1 d\epsilon_x + H_2 d\epsilon_y - H_3 d\gamma) \quad \dots\dots\dots\dots (7.1.19)$$

$$d\sigma_y = \frac{E_s}{1 - \nu_s^2} (-H_2 d\epsilon_x + H_4 d\epsilon_y - H_5 dr) \quad \dots\dots\dots\dots (7.1.19)$$

$$d\tau = \frac{E_s}{1 - \nu_s^2} (-H_3 d\epsilon_x - H_5 d\epsilon_y + H_6 dr) \quad \dots\dots\dots\dots (7.1.19)$$

ただし $H_1 \sim H_6$ は $K = 1 - E_r/E_s$ として、次のように表わされる。

$$H_1 = 1 - \frac{K}{4(1 - \nu_s^2)} \{ (2 - \nu_s)\sigma_x - (1 - 2\nu_s)\sigma_y \}^2 \\ H_2 = \nu_s \frac{K}{4(1 - \nu_s^2)\sigma_i^2 F} \{ (2 - \nu_s)\sigma_x - (1 - 2\nu_s)\sigma_y \} \{ -(1 - 2\nu_s)\sigma_x \\ + (2 - \nu_s)\sigma_y \} \\ H_3 = \frac{K}{4(1 - \nu_s^2)\sigma_i^2 F} \{ (2 - \nu_s)\sigma_x - (1 - 2\nu_s)\sigma_y \} 3(1 - \nu_s)\tau \\ H_4 = 1 - \frac{K}{4(1 - \nu_s^2)\sigma_i^2 F} \{ -(1 - 2\nu_s)\sigma_x + (2 - \nu_s)\sigma_y \}^2 \quad \dots\dots\dots\dots (7.1.20)$$

$$H_S = \frac{K}{4(1-\nu_s^2)\sigma_{12}^2 F} \{ -(1-2\nu_s)\sigma_x + (2-\nu_s)\sigma_y \} 3(1-\nu_s)\tau \quad \dots \dots \dots (7.1.20)$$

$$H_6 = \frac{1-\nu_s}{2} - \frac{K}{4(1-\nu_s^2)\sigma_{12}^2 F} \cdot 9(1-\nu_s)^2\tau^2$$

安定限において初めて微小な横たわみ w が生ずるとそのときのひずみ変化は

$$d\varepsilon_x = -\zeta \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}, \quad d\varepsilon_y = -\zeta \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}, \quad dr = -2\zeta \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \quad \dots \dots \dots (7.1.21)$$

(ζ : 考える点の板の中央面からの垂直距離)

となり、 $D_s' = E_s \cdot t^3 / 12(1-\nu_s^2)$ とおけば、たわみ w の生じたときのモーメントの成分 M_x, M_y, M_{xy} は、

$$M_x = \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} d\sigma_x \cdot \zeta d\zeta, \quad M_y = \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} d\sigma_y \cdot \zeta d\zeta, \quad M_{xy} = \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} d\tau \cdot \zeta d\zeta \quad \dots \dots \dots (7.1.22)$$

であるから、面内力 (σ_x, σ_y, τ) の w による板の面に垂直な方向の力との平衡条件式

$$\frac{\sigma^2 M_x}{\sigma_x^2} + 2 \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} + t \left(\sigma_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \sigma_y \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + 2\tau \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right) = 0 \quad \dots \dots \dots (7.1.23)$$

(7.1.19)
(7.1.20)
(7.1.21) 式などを代入すれば次のように一般の座屈方程式が得られる。

$$-D_s' \left[H_1 \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} - 4H_3 \frac{\partial^4 w}{\sigma_x^2 \partial y} + 2 \left\{ H_2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + 2H_6 \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right) - 4H_3 \frac{\partial^4 w}{\partial x \partial y^3} \right. \right. \\ \left. \left. + H_4 \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right) + t \left(\sigma_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \sigma_y \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + 2\tau \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right) \right] = 0 \quad \dots \dots \dots (7.1.24)$$

そして座屈問題は、このときのポテンシャルエネルギー IIp1 を極小とする、即ち $\delta \text{IIp1} = 0$ とする函数 w を見つけければ解かれる。ただし IIp1 は、

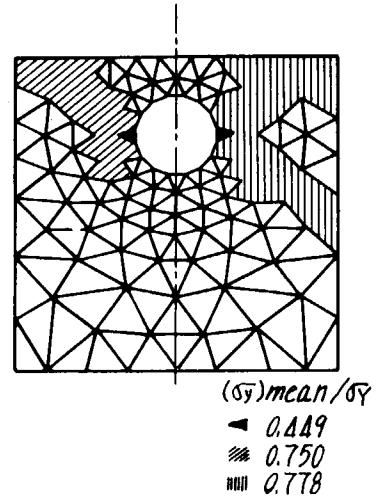
$$\text{IIp1} = \sum \left(\frac{1}{2} \iint D's \left[H_1 \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 - 4H_3 \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right) + 2 \left\{ H_2 \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. + 2H_6 \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 \right\} - 4H_5 \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) + H_4 \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right] dx dy \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \iint t \left[\sigma_x \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \sigma_y \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + 2t \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right) \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] dx dy \right) \quad \dots \dots \dots (7.1.25)$$

であり、 Σ は各有限要素についての総和を意味している。

本研究においては、試験片は周辺すべて支持としたので横たわみ w を未定係数を a_{mn} として

$$w = \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N a_{mn} \sin \frac{m\pi x}{b} \sin \frac{n\pi y}{a} \quad \dots \dots \dots (7.1.26)$$

と仮定し (7.1.25) 式に代入して係数 a_{mn} 関し変分することにより固有値方程式を導き、座屈値の近似値 (このときは b/t) を決定することができた。すなわち、弾塑性有限要素法による応力解析の結果、各要素の応力状態が計算されているので $H_1 \sim H_6, D_s'$ 等の値が各要素で決定され、板全体にわたって積分すれば、塑性領域も存在する平板のポテンシャルエネルギーが未定係数を含む形で得られるわけである。計算結果



は実験値とも比較するため、グラフにして Fig. 7.1.14 から Fig. 7.1.19 まで示す。いずれのグラフも縦方向、横方向に比較的多くの座屈波形を仮定し、十分収束した結果であるが、たとえば Fig. 7.1.16 (3B) で $(\sigma_y)_{\text{mean}}$ / σ_y の値が 0.5 を過ぎた付近から計算結果は弾性座屈曲線 (点線) から離れ、徐々に横に寝てくる。すなわち、板

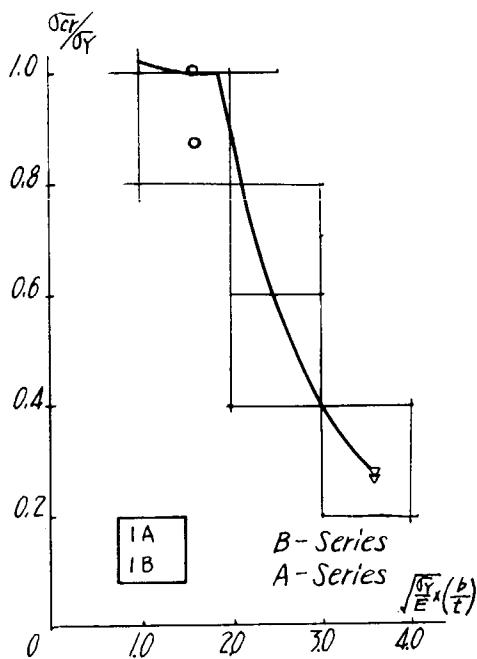


Fig. 7.1.14

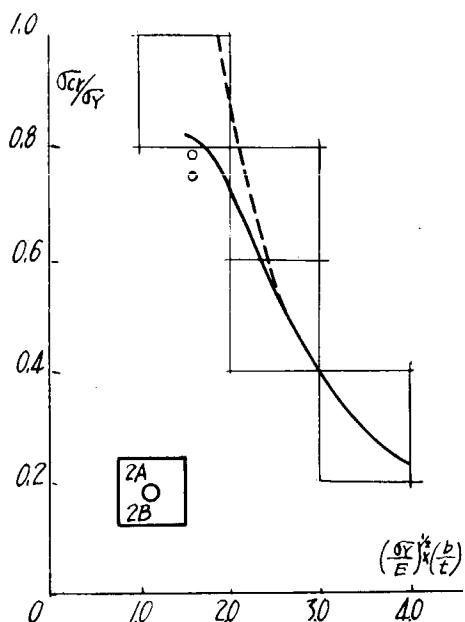


Fig. 7.1.15

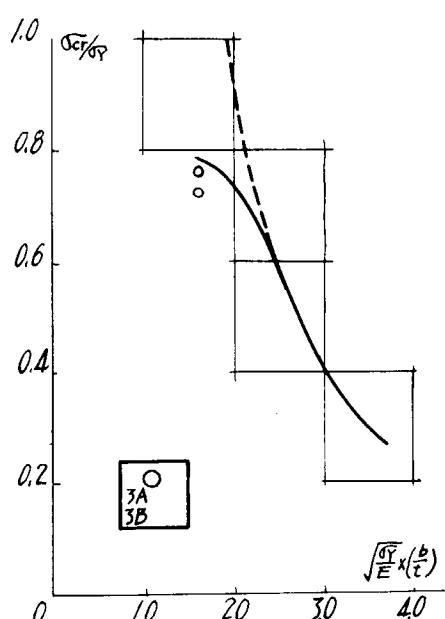


Fig. 7.1.16

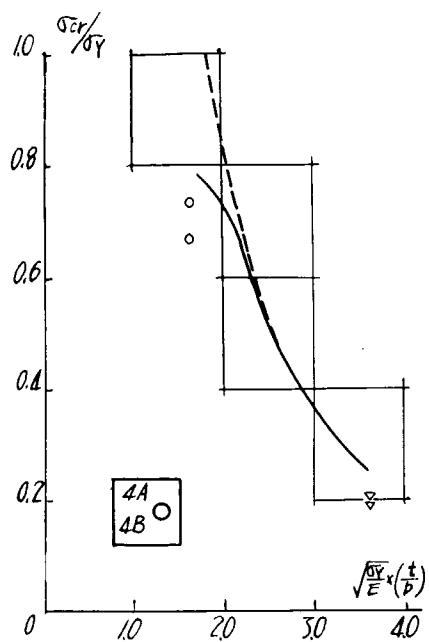


Fig. 7.1.17

内の応力状態が部分的に塑性域になり始めると、弾性座屈時の座屈波形とは異なる座屈波形で座屈するようになります。より高次の座屈波形が収束性に問題となつてくる。このことを(3B)について示せば、縦軸に細長比 b/t の減少率、横軸に荷重方向に仮定した波形 L をとり、縦横 1 波長を基準にして応力状態ごとに解の収束性を見ると Fig. 7.1.20 より荷重方向に 3 波長まで仮定すれば解は十分に収束していると考えられ、また応力状態が高い程高次項が効くことがわかる。Fig. 7.1.13 には Fig. 7.1.20 で用いた応力段階のときの塑性域の広がりを示しており、Fig. 7.1.21 にはそれに対応した座屈波形が示されている。Fig. 7.1.21 で応力状態がまだほとんど弾性のとき、ほぼ 1 波長であつた座屈波形が、高い応力状態になるにしたがつて、塑性域の存在のため開口付近の横変位が大きくなることがよくわかり、また実験結果もそのたわみ形に酷似している。仮定された撓み形と実測値とは比較的よく一致しており (Fig. 7.1.22 にその一例を示す) 歪分布も計算値とより阻害を示している。(Fig. 7.1.23 および Fig. 7.1.24)。

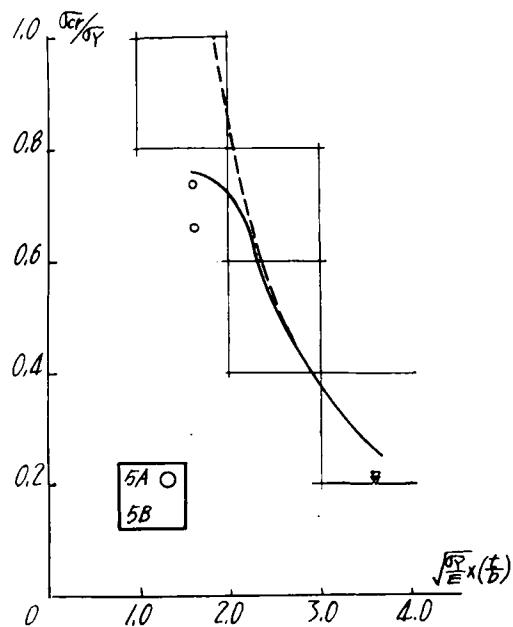


Fig. 7.1.18

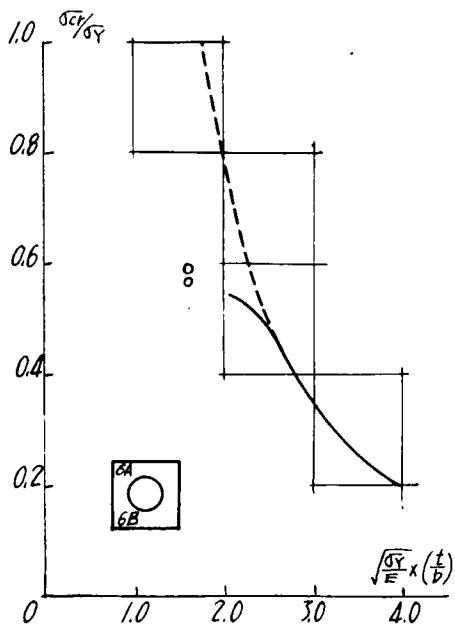


Fig. 7.1.19

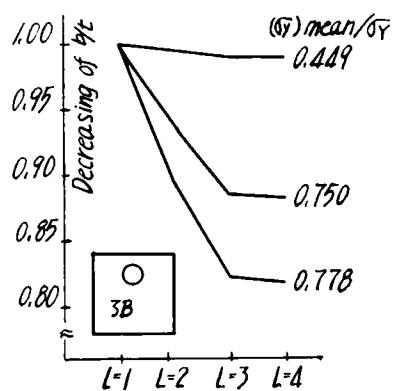


Fig. 7.1.20

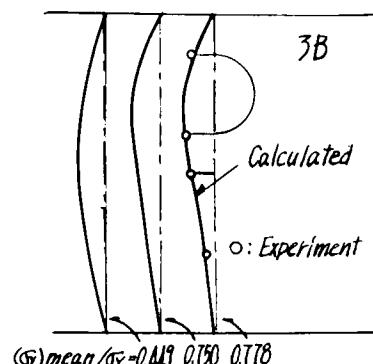
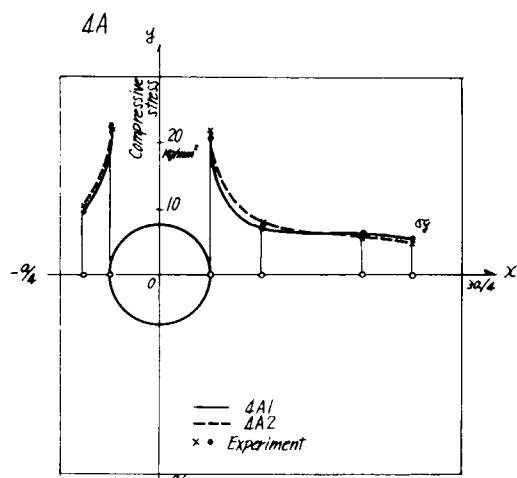
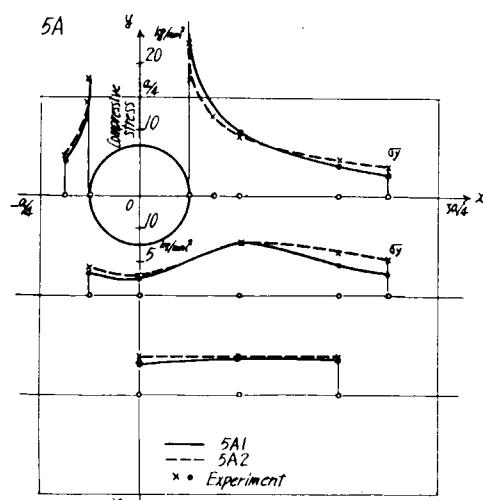


Fig. 7.1.21



Stress distribution at $P=26$ ton
 $P_{cr} = 28$ ton (ΔA_1)
 $P_{cr} = 26$ ton (ΔA_2)

Fig. 7.1.22



Stress distribution at $P=24$ ton
 $P_{cr} = 27.8$ ton (ΔA_1)
 $P_{cr} = 29.0$ ton (ΔA_2)

Fig. 7.1.23

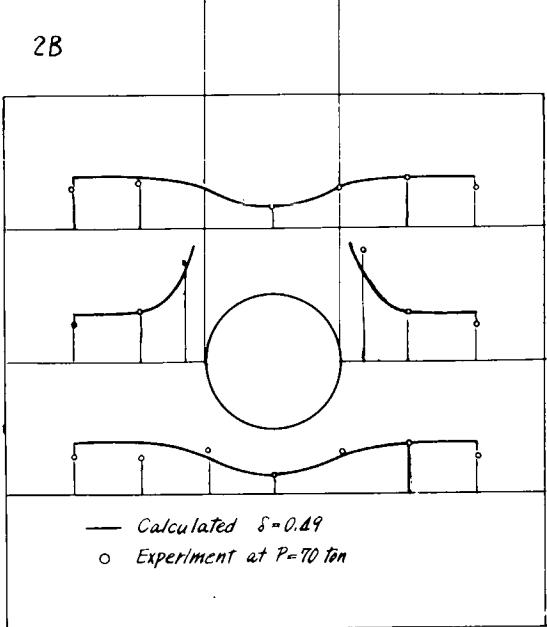


Fig. 7.1.24 (a)

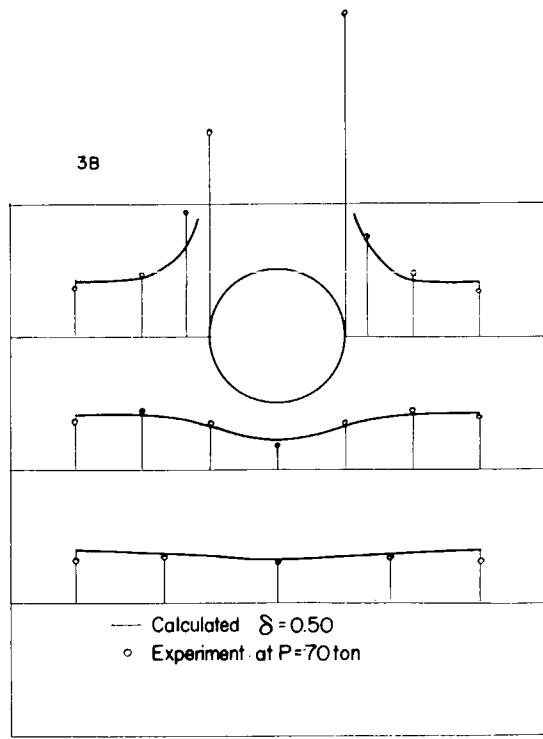


Fig. 7.1.24 (b)

実験値はすべて理論曲線より低く出ており、理論値が高目に出るということを示してはいるが、しかし実験値はかなりの精度で理論値の近傍に出ており、本研究で理論解析に用いた方法、すなわち「有限要素法により板内の応力分布を弾性、塑性両域にわたって求め、板に垂直な方向の力の平衡方程式を各三角形要素ごとの応力状態に従つて求め、板全体のポテンシャルエネルギー極小という問題に置き換えてエネルギー法によつて近似解を求める方法」が開口を有する平板の弾塑性座屈問題の解析上に有効であることが明らかとなつた。開口の影響については、弾性座屈に及ぼす影響を図示すると Fig. 7.1.25 の通りであり、また開口の位置のずれによる問題は、板内の応力状態により座屈強度の順序が異なるという興味ある結果が得られた。Fig. 7.1.26 に示すように、 $S = \sqrt{\sigma_y/E} \times (b/t)$ をパラメタにして各試験片の σ_{cr}/σ_y を比較してみると、板全体がまだ弾性域内にあるときは孔が横にずれた④の板が一番弱いが、かなり塑性領域が生じて初めて座屈するような場合では孔が対角線方向にずれた⑤の板が一番弱いことが実験的にも理論的にも明らかとなつた。

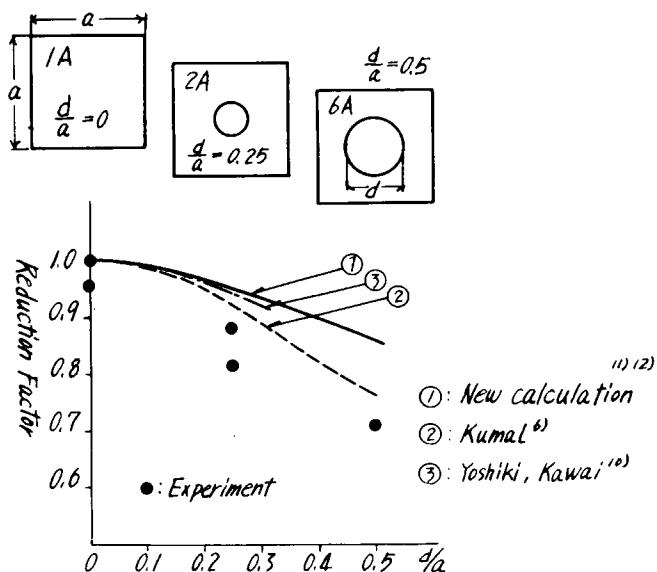


Fig. 7.1.25

(IV) 結論

以上から、次の結論が得られる。

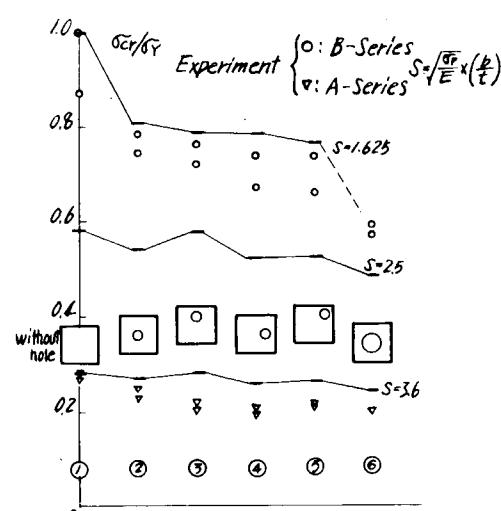


Fig. 7.1.26

- (a) 中心に円孔を有する正方形有限板の円孔による弾塑性域にわたる圧縮座屈値の減少率が新たな手法で計算され実験的に裏づけられた。

(b) 偏心円開口を有する各種平板の圧縮座屈強度は、応力状態によつてその順序が異なり、板内がまだ弾性域内であるならば孔が横に移動した板④が一番弱い。塑性領域がかなり広い状態では孔が対角線方向に移動した板⑤が一番弱いが、偏心の影響はそれ程大きいものではない。強度の減少については、孔なしの板に比べ近似的に開口部分の断面積分だけ減少すると考えてよい。

(c) 有限要素法により平板の弾塑性応力解析を行ない、各有限要素ごとの応力状態にしたがつて板に垂直な方向の力の平衡方程式を導き、各種座屈理論にしたがつてポテンシャルエネルギー最小という問題に置き換え、座屈波形を仮定していわゆる Rayleigh-Ritz の方法を用いれば、開口を有する平板の弾塑性座屈問題にかなりよい近似解が得られることが示された。

(3) 隅に開孔を有する板の圧縮座屈強度

綾通村の貫通するためのスロットを有する桟のウェブの圧縮強度を解明するため以下の研究が行われた。

(i) 試験の内容

試験に用いた試験片は Fig. 7.1.2.7に示したような形状をしており、 LI, MI には高さが板幅の $1/2$ 、幅は板幅の $1/8$ の切欠が開いており、 LZ, MZ には同じ高さで、幅は板幅の $1/4$ の切欠がある。Fig. 7.1.2.7 で $b = 58.0\text{ mm}$ であり、板厚は 6 mm ・ 9 mm の 2 種類である。引張試験の結果、 6 mm の板は降伏応力 $\sigma_y = 2.9\text{ Kg/mm}^2$ 、破断応力 $\sigma_B = 4.5\text{ Kg/mm}^2$ 、 9 mm の板は $\sigma_y = 2.7\text{ Kg/mm}^2$ 、 $\sigma_B = 4.4\text{ Kg/mm}^2$ であった。

試験片は枠組で下端固定、開口部を除く他の3辺は支持の条件にして等変位荷重を加え、圧縮座屈せしめた。実際の試験片では下端に厚板を溶接し、その厚板と試験片支持枠とボルト結合されている。板のたわみ、およびひずみはダイヤルゲージ、ストレインゲージにより計測された。座屈値は $P - \delta^2$ 法²⁾ または $\epsilon - \delta^2$ 法³⁾ により決定された Table 7.1.4 に実験結果(最高荷重、座屈荷重)を示す。また、Fig. 7.1.28 および Fig. 7.1.29 に $\epsilon - \delta^2$ 法により座屈歪および座出荷重を

TABLE 7.1.4

求めた結果の一例を示すが、いずれの試験片の場合も容易に一義的に座屈値を決定出来ることが示されている。

(ii) 座屈値の計算および考察

応力分布は、Fig. 7.1.3(b)に示す分割により有限要素法によつて求めた。この際荷重に平行な支持辺では面内変形は拘束していない。計算された応力分布を用いエネルギー法によつて座屈値を求める。

たわみ形としては、3辺支持、
下端固定としたので

Experiment : Pmax & Pcr					
Specimens	Pmax Ton	Pcr Ton	Specimens	Pmax Ton	Pcr Ton
L 0.6 A			L 0.9 A	100	89
L 0.6 B	49.1	27.5	L 0.9 B	89.7	78
L 1.6 A	34.8	21.0	L 1.9 A	77	67
L 1.6 B	35.5	25.3	L 1.9 B	78	64
L 2.6 A	28.7	19.7	L 2.9 A	59	54
L 2.6 B	29.3	20.8	L 2.9 B	57.4	53
M 0.6 A	46.6	29.0	M 0.9 A	104	97
M 0.6 B	47.1	30.2	M 0.9 B	96	96
M 1.6 A	31.5	22.8	M 1.9 A	99.8	85
M 1.6 B	30.5	21.5	M 1.9 B	90	76
M 2.6 A	27.5	20.8	M 2.9 A	76	69
M 2.6 B	29.0	20.5	M 2.9 B	78	72

$$w = \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{n=1}^{N-1} a_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a}$$

(L シリーズ : $a = 2 b$, M シリーズ : $a = b$)

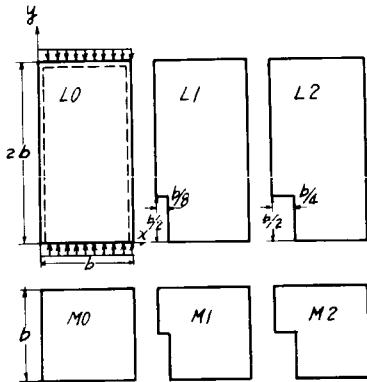


Fig. 7.1.27

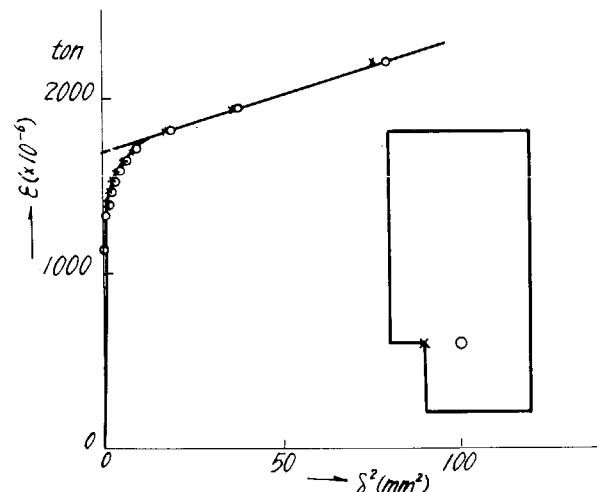


Fig. 7.1.28

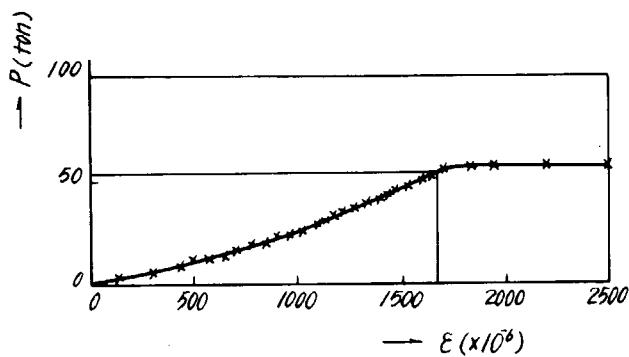


Fig. 7.1.29

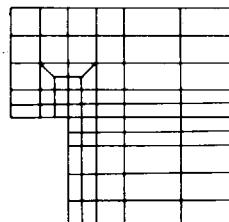


Fig. 7.1.30

とおけば開口縁を除いて周辺条件は常に満足される。

エネルギー法より座屈値は、

$$k = \frac{\frac{1}{2} \iint D \left[\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 + z(1-\nu) \left\{ \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 - \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right\} \right] dx dy}{\frac{1}{2} \iint t \left\{ \sigma_x \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \sigma_y \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + 2 \tau_{xy} \frac{\partial w}{\partial x} \cdot \frac{\partial w}{\partial y} \right\} dx dy}$$

ただし、 $D = E t^3 / 12(1-\nu^2)$ 、 ν : ポアソン比で定義される k を極小にする a_{mn} を探すことによつて得られる。

実際の積分計算ではガウスの数値積分法を用いた。開口のない L0について数値積分によつて得られた k を比較したところ、仮定した波数が 10 項位までなら誤差は 10^{-4} 以下であつたので積分計算に関する誤差は無視してよいと思われた。

Table 7.1.5 に 3 辺支持、1 辺固定としたときの各試験片の座屈係数を示す。M は横方向に仮定した波数、N は縦方向（荷重方向）には仮定した波数であり、M、N を大きくして座屈係数の精度を高めている。また Table 7.1.6 に 4 辺共支持としたときの k を示す。このときの L0、M0 の k は孔なしであるから 4.0 である。Fig. 7.1.31 にみられるように、理論値は開口の幅が大きくなれば座屈係数が低下するという傾向を良くあらわしているが 3 辺支持、下端固定計算結果（実線）は実験をよく説明しているとはいひ難い。この理由としては(a)自由辺の条件が完全に満されていないこと(b)下端の固着条件が完全に固定であつたとはいひえず、測定結果から判断するとむしろ支持に近かつたということ(c)計算された応力分布がスロット周辺で計測値に比べて低めの値を与えていること、などが考えられる。そこで 4 辺共支持として座屈値の計算をしたところいずれの場合も、実験値はむしろ下端支持の場合の理論値として比較的よく一致することが示された。

孔なしを基準にして、スロットによる座屈値の低下率を示すと Fig. 7.1.23 となりほぼスロット幅に比例して座

Table 7.1.5 Experiment: k value under 3 edges free
one edge fixed

$$(\sigma_{cr} = k \sigma_c, \sigma_c = \frac{E\pi^2}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2)$$

no. of wrinkles		L 0	L 1	L 2	M 0	M 1	M 2
M	N	k	k	k	k	k	k
1	5	4.275	4.117	3.991	4.950	4.416	3.910
	6	4.268	4.103	3.951	4.933	4.398	3.926
	7	4.263	4.091	3.926	4.920	4.397	3.925
2	5		4.110	3.975		4.406	3.888
	6		4.096	3.927		4.389	3.874
	7		4.086	3.896		4.388	3.873
3	5		4.110			4.401	3.853
	6		4.095			4.382	3.831
	7					4.382	3.832

Table 7.1.6 Theory: k value under all edges free

no. of wrinkles		L 1	L 2	M 1	M 2			L 1	L 2	M 1	M 2
M	N	k	k	k	k	M	N	k	k	k	k
1	3	3.558	3.073	3.359	2.867	3	3	3.544	3.022	3.337	2.748
	4	3.541	3.020	3.359	2.866		4	3.520	2.923	3.336	2.744
	5	3.540	3.015	3.359	2.866		5	3.515	2.885	3.336	2.744
2	3	3.548	3.039	3.344	2.807	4	3			3.329	2.661
	4	3.526	2.965	3.344	2.804		4			3.328	2.658
	5	3.523	2.947	3.344	2.804		5			3.328	2.650

屈筋は低下する。

(iii) 結論

開に開口を有する板の座

屈強度は、開口の高さが一
歪の場合その幅が大きくな
るにしたがつて、ほぼ直線
的に低下し、その低下率は
開口の高さがパネルの高さ
の $\frac{1}{4}$ ～ $\frac{1}{2}$ で開口の幅がパネ
ルの高さの $\frac{1}{4}$ ～ $\frac{1}{2}$ で開口の
幅がパネルの幅の $\frac{1}{8}$ ～ $\frac{1}{4}$ の
とき 10～30%程度であ
る。

— Three edges simply supported, lower edge clamped

--- 4 edges simply supported

Experiment { ○ : 6mm plate
△ : 9mm plate

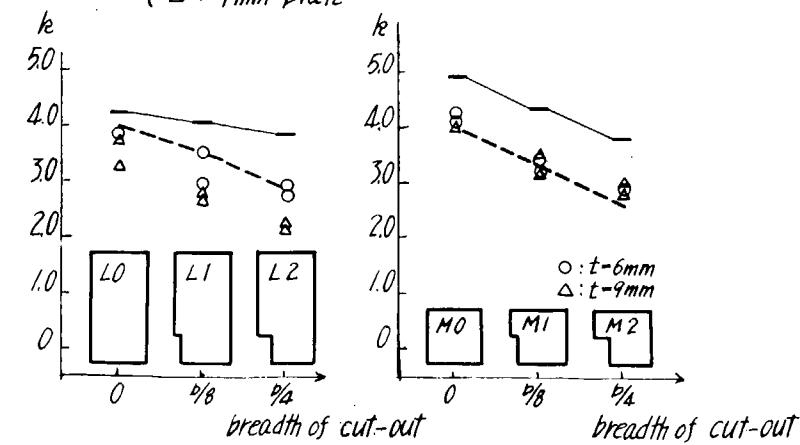


Fig. 7.1.31

以上の研究により、円孔、スロットその他の開口が板の座屈強度におよぼす影響が明らかにされ、開口のあるウエブの座屈強度の計算法が示されたが、ますます大型化する桁材のウェブの座屈を防止し、合理的な設計を行なうためには有効な防撓材の配置、カラーブレートの適用など重要な問題の解明^{13), 14)}が必要であろう。

(以上)

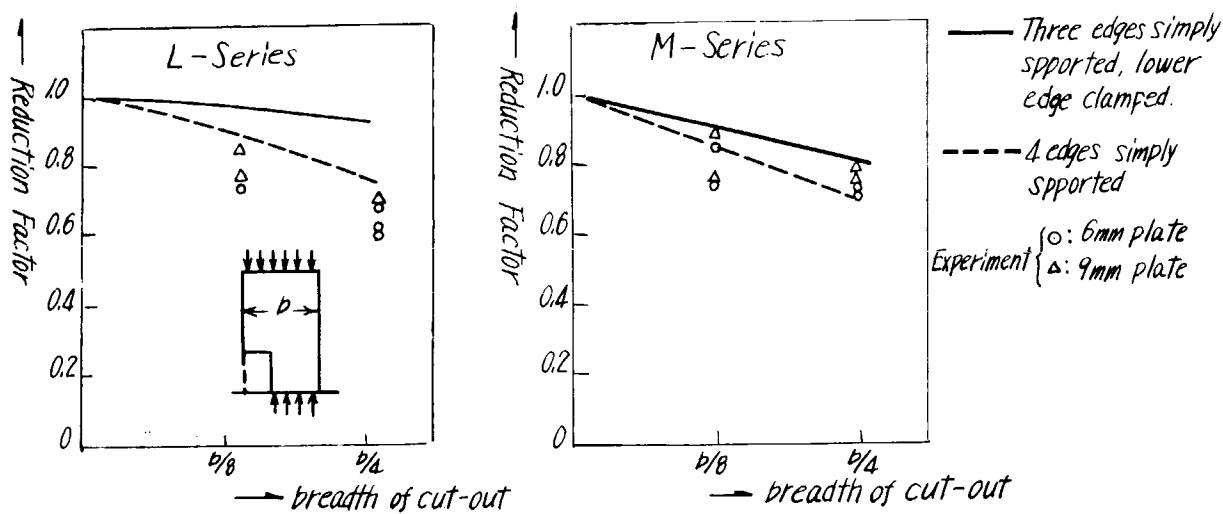


Fig. 7.1.3 2

参考文献

- 1) 秋田好雄 "座屈と塑性を考慮した最小重量設計—ガーターの剪断座屈をともなう塑性崩壊荷重—" 船舶学会論文集、第119号(昭41年6月)
- 2) 吉識雅夫 "圧縮力をうける矩形平板の座屈限界の決定法の一試案" 日本応用力学論文集(昭23年)
- 3) 吉識雅夫他 "構造物の塑性設計(その6) — 塑性域における構造要素の圧縮強度 —" 日本造船学会論文集、第118号(昭40年12月)
- 4) K. Basler "Strength of Plate Girder in Shear" Proc. ASCE ST7(1961)
- 5) S. Levy "Instability of Supported Square Plate with Reinforced R.M. Woolley Circular Hole in Edge Compression" J. Research of the National Bureau of Standards, Vol. 139, Dec(1947)
- 6) T. Kumai "Elastic Stability of the Square Plate with a Central Circular Hole under Edge Thrust" Report of Research Institute for Applied Mechanics, Vol. 16, 2 April(1952)
- 7) A. L. Schlack "Elastic Stability of Pierced Square Plates" Experimental Mechanics, June(1964)
- 8) Stowell, E. Z "A Unified Theory of Plastic Buckling of Columns and Plates." NACA TN 21530(1948)
- 9) Nadai "Theory of Flow and Fracture of Solid." McGRAW-HILL(1950)
- 10) 吉識雅夫他 "平板の曲げ振動および座屈問題に対するエネルギー法の一般的適用法について(Ⅲ)" 船舶学会論文集、第123号(昭43年6月)
- 11) 吉識雅夫他 "有孔板の座屈強度について(その1)" 船舶学会論文集、第122号(昭42年12月)
- 12) 藤田譲他 "有孔板の座屈強度について(その2)" 船舶学会論文集、第126号(昭44年、12月)
- 13) 西牧興他 "大型タンカーの局部強度に関する研究" 船舶学会論文集、第126号(昭44年、12月)
- 14) 藤田譲他 "有孔板の座屈強度について(その3)" 船舶学会論文集、第127号(昭45.6月予定)

7.2 塑性設計におけるスパンポイントの研究

7.2.1 まえがき

大型油送船や鉱石運搬船などの船体主構造を形成する桁構造の最終強度は、部材の局部的座屈崩壊により支配される場合と、桁構造としての塑性崩壊により決定される場合と考えられる。前者については、たとえば、桁のウエブの局部座屈や^{1),2)}面材の横倒れ捩れ座屈³⁾の問題などが重要であり、これらに関する研究は近年活発に行なわれており、部材の局部的座屈崩壊の防止対策も種々検討されつつあり、部材の座屈崩壊が桁構造の最終強度を著しく低下させることがないような設計方法の確立も期待される。

一方、座屈崩壊が先行しないように十分補強された構造についての塑性崩壊の問題に関しては、上記大型船構造にみられるように、長さに比べて深さの大きい、しかも端部が変断面をなす桁部材からなる構造については、系統的な研究が未だ十分には行なわれておらず、船体横強度に対する真の安全率を確実に把握することが困難な現状である。

すなわち、従来骨組構造に対して考えられていたような塑性崩壊形式が、船体桁構造にそのまま適用しうるか否かの問題、あるいは、大型船の構造強度に支配的な役割を演ずる剪断の大きさが、桁部材の塑性崩壊におよぼす影響、さらに端部変断面を有する桁部材のスパンポイントの問題など、基礎的な研究を必要とする問題点が多い。

本研究においては、その第一段階として、端部変断面を有する单一桁部材の梁形式崩壊に相当する場合を対象として、剪断の影響を考慮に入れて崩壊荷重を求め、塑性スパンポイントを理論的に決定する方法を導き、さらに模型実験を実施して、解析結果との比較検討を行ない、桁部材の塑性崩壊における力学的挙動を調査した。

ひきつづき、両端に変断面部を有する枠型桁構造物の塑性崩壊荷重の計算法を誘導し、軸力の影響をも考慮に入れた解析法を導き、これを枠型模型による実験結果と比較検討した。

7.2.2 桁構造物の塑性崩壊と塑性スパンポイント

大型油送船の横強度部材のように、長さに比べて深さの大きい、しかも端部が変断面を有する桁構造を、均一断面の直線骨組構造（架空のもの）に置換えて単純塑性解析を行なう場合、通常の骨組構造に対して用いられる単純塑性解析法により算出される崩壊荷重が、実際の桁構造物の塑性崩壊荷重と相等しくなるように、直線骨組構造へ置換する必要がある。このような条件で置換された場合の直線骨組構造の部材端部における塑性関節を、塑性スパンポイントと定義する。

変断面部材からなる不静定構造の弾性計算におけるスパンポイントは、一般に、その構造物を形成するすべての部材の寸法と、それらに作用する荷重状態に依存する。

一方、上記のように定義された塑性スパンポイントは、構造物の各塑性崩壊形式において塑性関節を形成する部材についてのみ存在し、与えられた荷重状態に対して構造物がとりうる崩壊形式のおおのに對して、一義的に定まる。

さて、実際の構造物と塑性崩壊荷重の相等しい（換言すれば、塑性強度的に等価な）直線骨組構造への置換を行なう場合には、前者の崩壊形式とその崩壊荷重を知る必要がある。たとえば、Fig. 7.2.1(a)に示されるような、油送船の舷側タンクの横部材からなる平面構造に、図のような荷重が作用して漸次比例的に増大してゆき、塑性崩壊を生ずる場合を考える。

いま、その塑性崩壊の形式が、通常の骨組構造における梁形式、枠形式および組合わせ形式に相当するもののみに限定されると仮定すれば、Fig. 7.2.1(b)のような架空の直線骨組構造への置換が可能である。すなわち、実際の構造物(a)における崩壊形式に対応する崩壊を生じ、その両者の崩壊荷重が相等しくなるような塑性関節の位置を、(c)のように架空の骨組構造において設定することができる。同図において、太線で示される部分は剛体と見做しうる部分、細い直線で示される部分は均一断面部材に相当し、また○印の位置が塑性スパンポイントを表わす。

前述のように、塑性スパンポイントは、一般に、崩壊形式によりそれぞれ異なるものであり、したがつて、与えられた構造物について可能な崩壊形式のすべてに対して、あらかじめ塑性スパンポイントを求めることが必要である。

さらに、実船の桁構造における塑性崩壊は、一般に、軸力、剪断力、曲げおよび捩りの共存する状態で生ずると考え

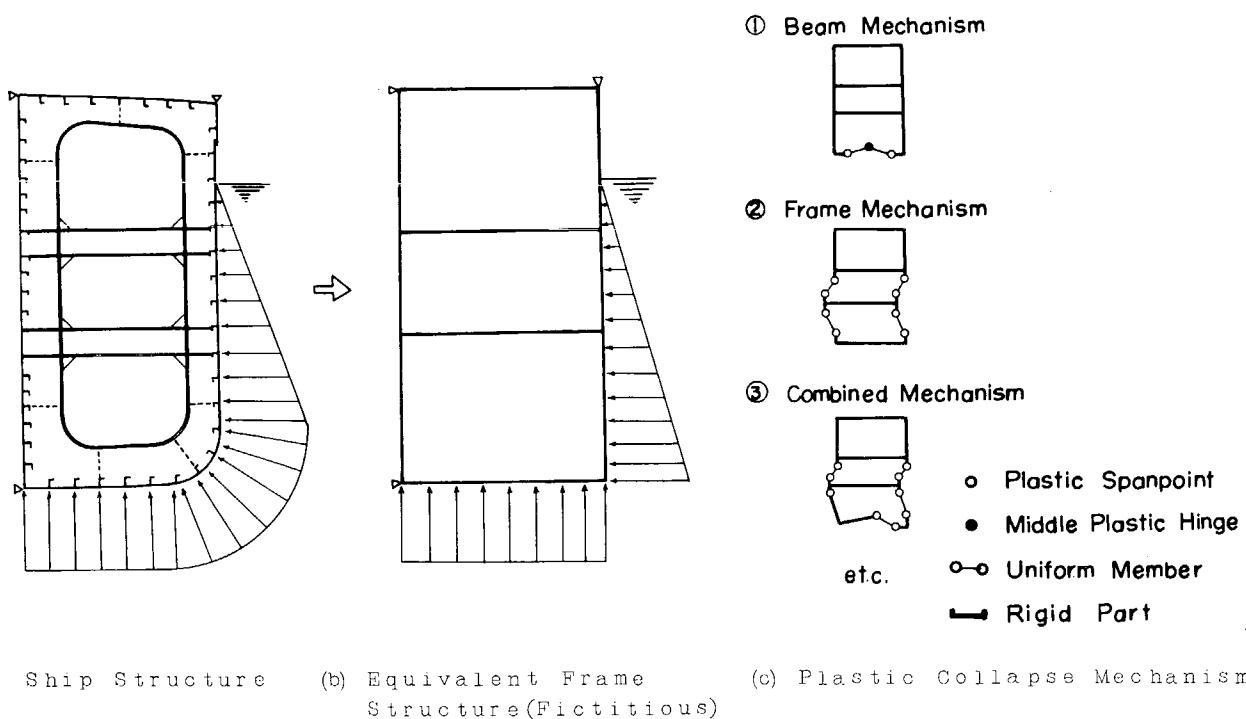


Fig. 7.2.1 Transverse Members of Girder Structure in Oil Tanker and its Equivalent Frame Structure

られ、したがつて、崩壊荷重は、これらの相関関係を満足するものでなければならない。

しかしながら、本研究においては、まず最も基本的な一例をとりあげ、捩りの存在しない平面構造について、Fig. 7.2.1(c)の①に示される単一桁部材の梁形式崩壊に相当する場合⁴⁾、ならびに横桁と豎桁とからなる枠型構造の組合せ崩壊形式に相当する場合⁵⁾とについて検討を行なう。

7.2.3 変断面桁の塑性崩壊に関する理論解析

変断面梁の塑性解析については、従来、単純塑性解析法を応用した計算法が発表されている。⁶⁾これは、主として建築物などに使用される比較的スパンの長い広幅形鋼梁を対象としたもので、塑性モーメントにおける剪断の影響を無視しても実用上差支えない場合に適用できるものである。

一方、矩形あるいはI形の一様断面梁について、塑性モーメントにおける軸力および剪断力の影響を解析した例は数多く発表されている。^{7),8)}これらの研究の結果によれば、下限定理による方法をさらに簡易化して、梁のウェブにおいては一様な応力分布を仮定して相関関係を求めて、実用的には十分よい近似解が得られることが指摘されている。⁹⁾

そこで、本研究においては、油送船の横強度構造部材のように、スパンに比べて深さの大きい変断面桁について、上述のような簡易化された下限定理解析法を用いて、軸力および剪断力の影響を考慮に入れて解析を行なうこととする。

(1) 変断面を有する片持ち桁

まず、基本的な例題として、Fig. 7.2.2に示すような、I形断面の片持ち桁を考え、その端部は半径Rの円弧状断面を有し、平行部の長さはLとする。この片持ち桁の端部に、軸力N、剪断力Vおよび端部モーメントM₀が作用している場合を取り扱う。ただし、軸力Nは平行部断面の重心Gに作用し、また端部モーメントM₀は、桁の上面材(板つき桁の場合の板に相当する)とウェブとの接合部(C点)のまわりのモーメントが零になるように、軸力によるモーメントN·eを打ち消すよう作用しているものとする。すなわち、

$$M_0 = N \cdot e \quad \dots \dots \dots \quad (7.2.1)$$

ここで、eはC点と重心Gとの距離である。

本解析においては、次の仮定を設ける。

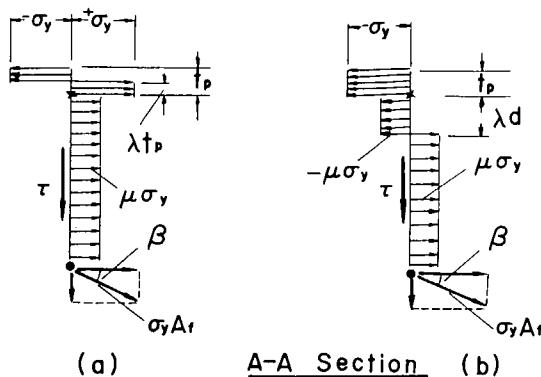
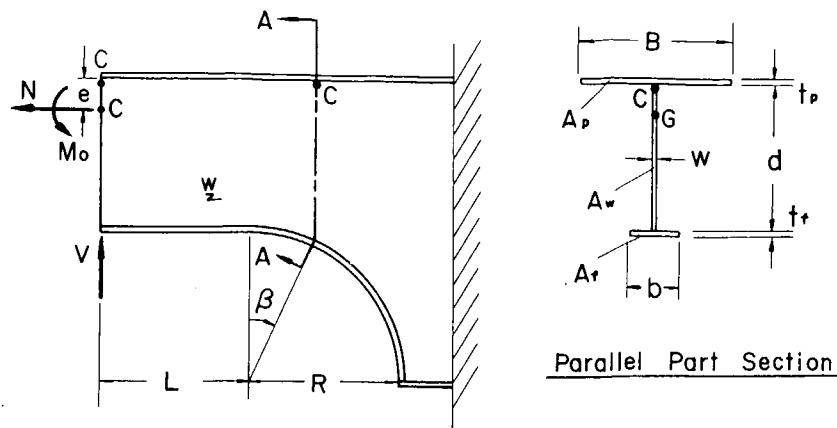


Fig. 7.2.2 Cantilever Girder with a Round Corner

(a) 塑性崩壊時における塑性関節位置では、上面材および下面材（桁の面材）には垂直応力のみ作用して、その大きさは材料の圧縮または引張り降伏応力 $\pm \sigma_y$ に等しく、面材方向の伸縮に対して無抵抗な塑性ヒンジを形成する。一方、ウエブにおいては、その降伏した断面に沿つて剪断変形が無制限に進行しうるものとし、両面材の塑性ヒンジとともに、桁の塑性関節を形成する。さらに、その降伏した断面に働く垂直応力 σ の大きさは一様に $\mu \sigma_y$ であり、剪断応力 τ も一様分布とし、その他の応力成分は無視する。

(b) ウエブの降伏条件としては、剪断応力 τ が剪断降伏応力 τ_y 以下の場合は、通常用いられる条件

$$\sigma^2 + \alpha^2 \tau^2 = \sigma_y^2 \quad \dots \quad (7.2.2)$$

とする。ここに、 α は材料常数で、引張降伏応力 σ_y と剪断降伏応力 τ_y との比である。

$$\alpha = \frac{\sigma_y}{\tau_y} \quad \dots \quad (7.2.3)$$

一方、ウエブの剪断応力 τ が τ_y を超過すると、剪断硬化域に入るが、この場合、ウエブ断面に作用する垂直応力の平均値は 0 とする。

したがつて、(a)の仮定および (7.2.2), (7.2.3) の両式から、

$$\left. \begin{aligned} \mu &= \sqrt{1 - \left(\frac{\tau}{\tau_y}\right)^2} & 0 \leq \tau \leq \tau_y \\ &= 0 & \tau_y \leq \tau \end{aligned} \right\} \quad \dots \quad (7.2.4)$$

さらに、無次元パラメータを下記のとおり導入する。

$$\begin{aligned}
v &\equiv \frac{V}{\tau_y A_w} , \quad n \equiv \frac{N}{\sigma_y (A_p + A_w + A_f)} \quad (\text{引張りを正とする}) \\
m_p &= \frac{M_p}{\sigma_y A_w d} , \quad \rho \equiv \frac{R}{d} , \quad \xi \equiv \frac{L}{R} \\
c_1 &\equiv \frac{A_p}{A_w} , \quad c_2 \equiv \frac{A_f}{A_w} , \quad c_3 \equiv \frac{t_p}{d} , \quad c_4 \equiv \frac{1}{2} \frac{t_f}{d} \\
c_0 &\equiv \frac{A_p + A_w + A_f}{A_w}
\end{aligned}$$

ただし、 M_p は変断面桁の塑性関節における塑性モーメント、 A_p , A_w , A_f はそれぞれ平行部断面における上面材、ウェブおよび下面材の断面積を示し、 t_p , t_f は上面材および下面材の板厚を、また、 d はウェブの深さを表わす。

いま、Fig. 7.2.2 に示すように、中心角 β の位置に塑性関節が形成されて塑性崩壊を生ずると仮定する。この場合、塑性関節断面の方向は、簡単のため、平行部における桁の深さ方向とする。（より一般的に扱つて、塑性関節断面の方向を未知数 θ として解析することができるが、これについては後述する。）

まず、塑性関節を形成すると仮定した A-A 断面から左側の部材につき、上下方向の力の釣合条件から、

$$\frac{\tau}{\tau_y} = \frac{v - \alpha c_2 \sin \beta}{1 + \rho (1 - \cos \beta)} \quad \dots \quad (7.2.5)$$

(7.2.4), (7.2.5) 両式から、

$$\left. \begin{aligned}
\mu &= \sqrt{1 - \left(\frac{v - \alpha c_2 \sin \beta}{v_{wy} - \alpha c_2 \sin \beta} \right)^2} && 0 \leq v \leq v_{wy} \\
&= 0 && v_{wy} \leq v
\end{aligned} \right\} \quad \dots \quad (7.2.6)$$

ただし、 v_{wy} は、A-A 断面のウェブが単純剪断で降伏を開始する荷重 v_{wy} の無次元量である。

$$v_{wy} = \frac{V_{wy}}{\tau_y A_w} = 1 + \rho (1 - \cos \beta) + \alpha c_2 \sin \beta \quad \dots \quad (7.2.7)$$

また、A-A 断面における垂直応力の分布については、その塑性中立軸が(a)上面材にある場合と、(b)ウェブにある場合とを考える。これらのおおのの場合につき、水平方向の力の釣合条件から、塑性中立軸の位置を表わすパラメータ λ が定まる。

さらに、桁の A-A 断面における内力塑性モーメント $M_p(v, N, \beta)$ を、上面材とウェブとの接合点 C のまわりのモーメントと定義すれば、その無次元量 $m_p(v, n, \beta)$ は次式で与えられる。

(a) 塑性中立軸が上面材にある場合

$$\lambda = \frac{1}{2c_1} [c_0 n + c_1 - \mu \{1 + \rho(1 - \cos \beta)\} - c_2 \cos \beta], \quad 0 \leq \lambda \leq 1 \quad \dots \quad (7.2.8a)$$

$$\begin{aligned}
m_p(v, n; \beta) &= c_1 c_3 \left(\frac{1}{2} - \lambda^2 \right) + \frac{1}{2} \mu \{1 + \rho(1 - \cos \beta)\}^2 \\
&\quad + c_2 \cos \beta [1 + \rho(1 - \cos \beta) + c_4 \cos \beta]
\end{aligned} \quad \dots \quad (7.2.9a)$$

(b) 塑性中立軸がウェブにある場合

$$\lambda = \frac{1}{2\mu} [-c_0 n - c_1 + \mu \{1 + \rho(1 - \cos \beta)\} + c_2 \cos \beta], \quad 0 \leq \lambda \leq 1 + \rho(1 - \cos \beta) \quad \dots \quad (7.2.8b)$$

$$\begin{aligned}
m_p(v, n; \beta) &= \frac{1}{2} c_1 c_3 + \frac{1}{2} \mu \{1 + \rho(1 - \cos \beta)\}^2 - 2\lambda^2 \\
&\quad + c_2 \cos \beta [1 + \rho(1 - \cos \beta) + c_4 \cos \beta]
\end{aligned} \quad \dots \quad (7.2.9b)$$

一方、C点のまわりの外力モーメント $M(V, N, \beta, L)$ の無次元量 $m(v, \beta, \xi)$ は、(7.2.1)式を用いて、次式のように表わせる。

$$m(v; \beta, \xi) = v \cdot \frac{\rho}{\alpha} (\xi + \sin \beta) \quad \dots \quad (7.2.10)$$

いま、軸力 N を一定値 \bar{N} に保ち、剪断力 v を次第に増加してゆくと、外力モーメント m は増加するのに反し、内力モーメント m_p は次第に低下する。そして、 $v = v^*$ の荷重に到達したとき、はじめて、 $\beta = \beta^*$ の断面における外力モーメントと内力塑性モーメントとの大きさが相等しくなつて、同断面は塑性関節を形成し、桁は崩壊するを考える。すなわち、

$$m_p(v; \bar{N}, \beta) = m(v; \beta, \xi) \quad \dots \quad (7.2.11)$$

を満足する v の最小値 v^* を求めれば、これが桁の崩壊荷重

$$V^* = v^* \tau_y A_w \quad \dots \quad (7.2.12)$$

を与え、 $v = v^*$ で (7.2.11)式を満足する $\beta = \beta^*$ が、塑性関節の位置を決定する。

なお、軸力と剪断力との関係が、

$$n = n(v) \quad \dots \quad (7.2.13)$$

で与えられている場合にも、上記と同様の方法で崩壊荷重を決定することができることはいうまでもない。

以上の解析法により、片持ち桁が剪断力 V をうけて塑性崩壊する場合の崩壊荷重 v^* および塑性関節位置 β^* の値と、桁の平行部スパン ξ ($\equiv \frac{L}{R}$) との関係を求めた結果を Fig. 7.2.3 に示す。ただし、本計算に用いたパラメータの値は、Table 7.2.1 に示すもので、これらは、47,000 WT 油送船の船底横桁の端部構造と相似るもの (CASE B)，およびウエブの板厚のみを増加させたもの (CASE A) に相当する。

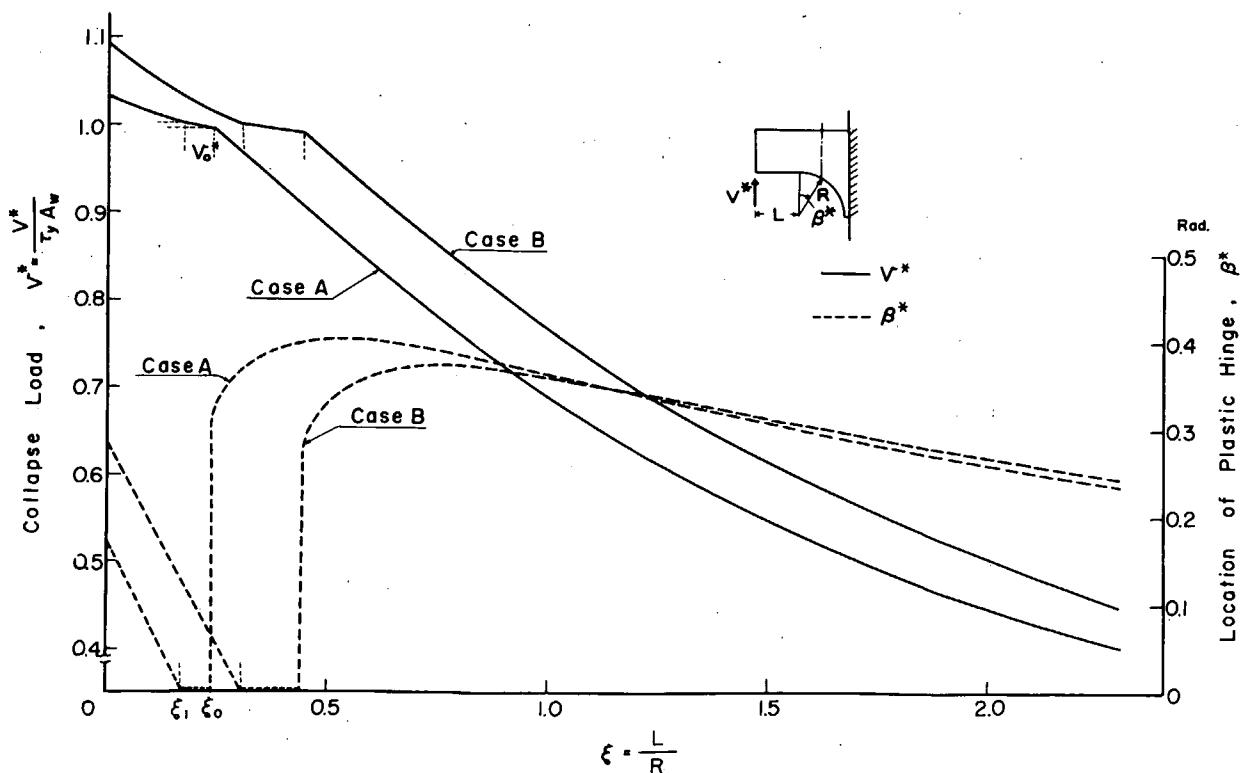


Fig. 7.2.3 Plastic Collapse Load of Cantilever Girder with a Round Corner and Location of the Plastic Hinge

Table 7.2.1 Numerical Values for Analysis

Parameters	CASE A	CASE B
$C_1 = \frac{A_p}{A_w}$	1.633	2.857
$C_2 = \frac{A_f}{A_w}$	0.082	0.143
$C_3 = \frac{t_p}{d}$		0.057
$C_4 = \frac{1}{2} \frac{t_f}{d}$		0.014
$\rho = \frac{R}{d}$		0.893
$\alpha = \frac{\sigma_y}{\tau_y}$		1.472

(2) 両端で拘束された変断面桁(中央集中荷重の場合)

つぎに、Fig. 7.2.4 に示すように、両端が拘束された左右対称の変断面桁(平行部の長さ $2L_0$ ，変断面部半径 R)が、軸力 N^* および中央集中荷重 $2V^*$ により、中央および両端変断面部($\beta = \beta^*$)に塑性関節を生じ、梁形式崩壊をする場合を考える。

崩壊時における曲げモーメントは、同図(b)に示されるように、中央部および変断面部の釣合条件から、それぞれの塑性モーメントを $M_p(V^*, N^*, 0)$ および $M_p(V^*, N^*, \beta^*)$ として、次の式で表わされる。

$$M_p(V^*, N^*, 0) = V^*(L_0 - L) \quad \dots \quad (7.2.14)$$

$$M_p(V^*, N^*, \beta^*) = V^*(L + R \sin \beta^*) \quad \dots \quad (7.2.15)$$

ここで、曲げモーメントは、前述のように、C点まわりのモーメントで表わし、Lは曲げモーメントが0となる点と変断面端部($\beta = 0$)との距離 \overline{OE} で、これは前項で述べた片持ち桁の平行部スパンに相当する。

このように、問題を、中央部一様断面桁と端部の変断面桁とに分離して考えれば(c)図参照)、後者については、片持ち桁の解析結果を直接用いて、(7.2.15)式を満足する崩壊荷重 V^* および塑性関節位置 β^* と、 ξ との関係がすでに前項で求められている。

一方、(7.2.14)式を無次元化して、

$$\zeta = \xi + \left(\frac{\alpha}{\rho}\right) \frac{m_p(v^*; n^*, 0)}{v^*} \quad \dots \quad (7.2.14')$$

$$\text{ただし, } \zeta \equiv \frac{L_0}{R}$$

とすれば、(7.2.14')式と、前記の ξ と v^* との関係から、両端で拘束された変断面桁の梁形式崩壊荷重 v^* と、その平行部スパン ζ との関係が求められる。

さて、与えられた変断面桁の、梁形式崩壊における塑性強度と等価な一様断面梁(架空のもの)の塑性スパン S は、前述の定義により、次式で表わせる。

$$S = \frac{4 M_{p0}}{V^*} \quad \dots \quad (7.2.16)$$

ここで、 M_{p0} は、軸力および塑断力の影響を考えない場合の、桁の平行部断面における塑性モーメントである。

いま、塑性スパン S と、実際の桁のスパン(平行部および両端変断面部の合計)との比を、塑性スパン係数として、

一方、C点のまわりの外力モーメント $M(V, N, \beta, L)$ の無次元量 $m(v, \beta, \xi)$ は、(7.2.1)式を用いて、次式のように表わせる。

$$m(v; \beta, \xi) = v \cdot \frac{\rho}{\alpha} (\xi + \sin \beta) \quad \dots \dots \dots \quad (7.2.10)$$

いま、軸力 N を一定値 \bar{N} に保ち、剪断力 v を次第に増加してゆくと、外力モーメント m は増加するのに反し、内力モーメント m_p は次第に低下する。そして、 $v = v^*$ の荷重に到達したとき、はじめて、 $\beta = \beta^*$ の断面における外力モーメントと内力塑性モーメントとの大きさが相等しくなつて、同断面は塑性関節を形成し、桁は崩壊すると考える。すなわち、

$$m_p(v; \bar{N}, \beta) = m(v; \beta, \xi) \quad \dots \dots \dots \quad (7.2.11)$$

を満足する v の最小値 v^* を求めれば、これが桁の崩壊荷重

$$v^* = v^* \tau_y A_w \quad \dots \dots \dots \quad (7.2.12)$$

を与え、 $v = v^*$ で (7.2.11) 式を満足する $\beta = \beta^*$ が、塑性関節の位置を決定する。

なお、軸力と剪断力との関係が、

$$N = N(v) \quad \dots \dots \dots \quad (7.2.13)$$

で与えられている場合にも、上記と同様の方法で崩壊荷重を決定することができることはいうまでもない。

以上の解析法により、片持ち桁が剪断力 V をうけて塑性崩壊する場合の崩壊荷重 v^* および塑性関節位置 β^* の値と、桁の平行部スパン ξ ($\equiv \frac{L}{R}$) との関係を求めた結果を Fig. 7.2.3 に示す。ただし、本計算に用いたパラメータの値は、Table 7.2.1 に示すもので、これらは、47,000 WT 油送船の船底横桁の端部構造と相似るもの (CASE B)，およびウェブの板厚のみを増加させたもの (CASE A) に相当する。

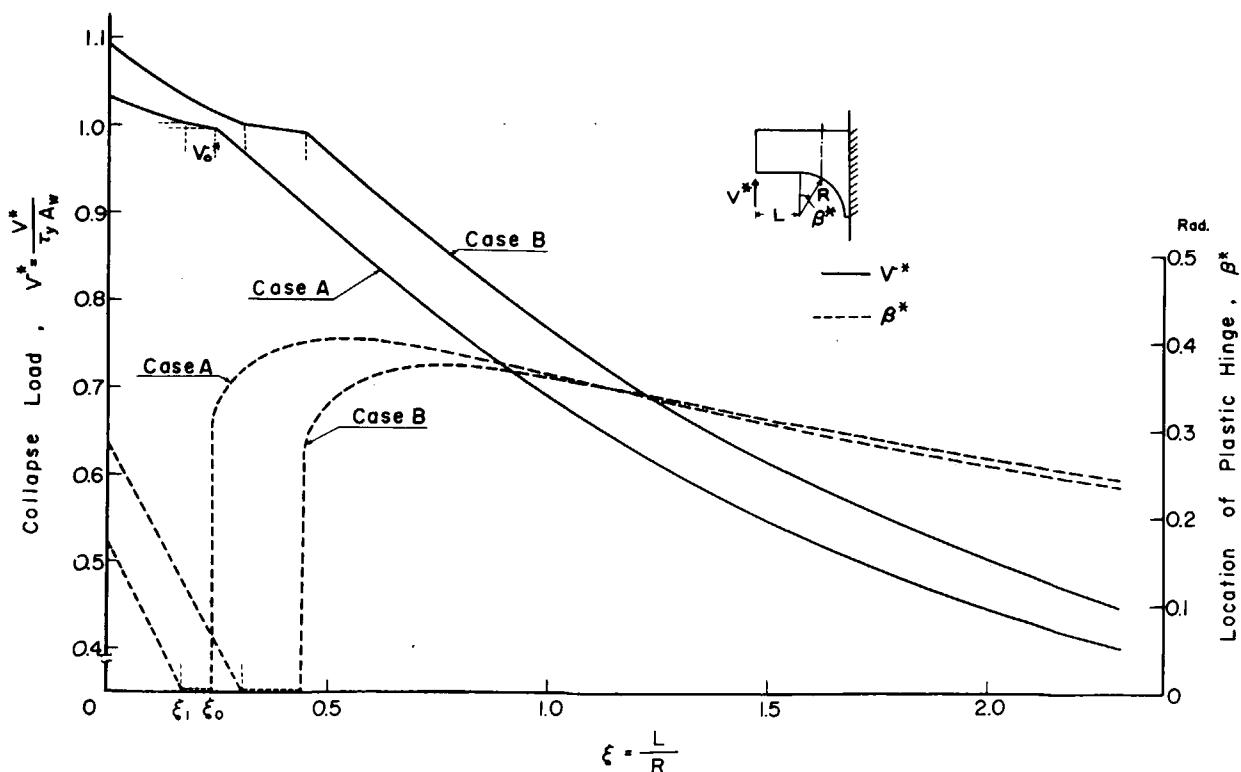


Fig. 7.2.3 Plastic Collapse Load of Cantilever Girder with a Round Corner and Location of the Plastic Hinge

Table 7.2.1 Numerical Values for Analysis

Parameters	CASE A	CASE B
$C_1 = \frac{A_p}{A_w}$	1.633	2.857
$C_2 = \frac{A_f}{A_w}$	0.082	0.143
$C_3 = \frac{t_p}{d}$		0.057
$C_4 = \frac{1}{2} \frac{t_f}{d}$		0.014
$\rho = \frac{R}{d}$		0.893
$\alpha = \frac{\sigma_y}{\tau_y}$		1.472

(2) 両端で拘束された変断面桁(中央集中荷重の場合)

つぎに、Fig. 7.2.4 に示すように、両端が拘束された左右対称の変断面桁(平行部の長さ $2L_0$ ，変断面部半径 R)が、軸力 N^* および中央集中荷重 $2V^*$ により、中央および両端変断面部($\beta = \beta^*$)に塑性関節を生じ、梁形式崩壊をする場合を考える。

崩壊時における曲げモーメントは、同図(b)に示されるように、中央部および変断面部の釣合条件から、それぞれの塑性モーメントを $M_p(V^*, N^*, 0)$ および $M_p(V^*, N^*, \beta^*)$ として、次の式で表わされる。

$$M_p(V^*, N^*, 0) = V^*(L_0 - L) \quad \dots \quad (7.2.14)$$

$$M_p(V^*, N^*, \beta^*) = V^*(L + R \sin \beta^*) \quad \dots \quad (7.2.15)$$

ここで、曲げモーメントは、前述のように、C点まわりのモーメントで表わし、Lは曲げモーメントが0となる点と変断面端部($\beta = 0$)との距離 \overline{CE} で、これは前項で述べた片持ち桁の平行部スパンに相当する。

このように、問題を、中央部一様断面桁と端部の変断面桁とに分離して考えれば(c)図参照)、後者については、片持ち桁の解析結果を直接用いて、(7.2.15)式を満足する崩壊荷重 V^* および塑性関節位置 β^* と、 ξ との関係がすでに前項で求められている。

一方、(7.2.14)式を無次元化して、

$$\zeta = \xi + \left(\frac{\alpha}{\rho}\right) \frac{m_p(v^*, n^*, 0)}{v^*} \quad \dots \quad (7.2.14')$$

$$\text{ただし, } \zeta \equiv \frac{L_0}{R}$$

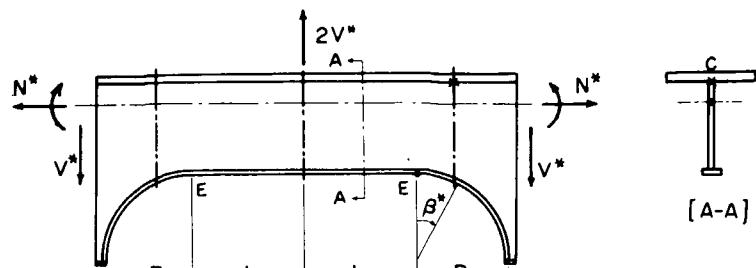
とすれば、(7.2.14')式と、前記の ξ と v^* との関係から、両端で拘束された変断面桁の梁形式崩壊荷重 v^* と、その平行部スパン ζ との関係が求められる。

さて、与えられた変断面桁の、梁形式崩壊における塑性強度と等価な一様断面梁(架空のもの)の塑性スパン s は、前述の定義により、次式で表わせる。

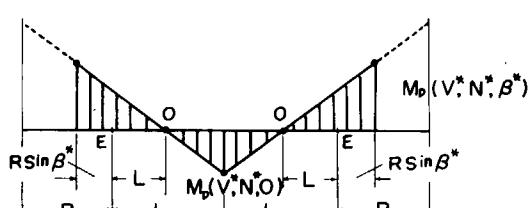
$$s = \frac{4 M_{p0}}{V^*} \quad \dots \quad (7.2.16)$$

ここで、 M_{p0} は、軸力および塑断力の影響を考えない場合の、桁の平行部断面における塑性モーメントである。

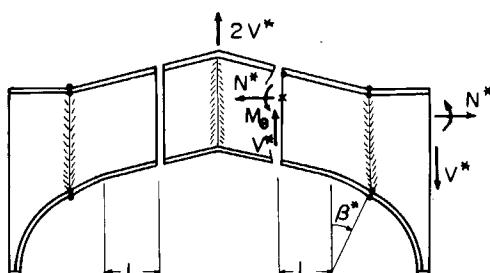
いま、塑性スパン s と、実際の桁のスパン(平行部および両端変断面部の合計)との比を、塑性スパン係数として、



(a)



(b) Bending Moment around C



(c)

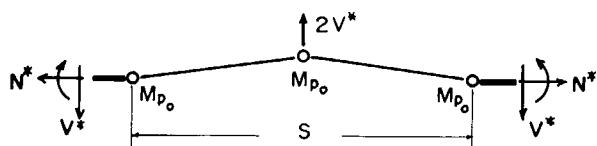
(d) Equivalent Beam with Uniform Cross Section of Plastic Moment, M_p

Fig. 7.2.4 Beam-type Mechanism of Plastic Collapse of End Restrained Girder with Round Corners

Σ で表わせば、(7.2.14), (7.2.16)式から、次の関係が導かれる。

$$\begin{aligned} \Sigma &= \frac{s}{2(L_0 + R)} \\ &= 2\kappa(v^*, n^*) \frac{\zeta - \xi}{1 + \zeta} \quad \dots \dots \dots \quad (7.2.17) \end{aligned}$$

ただし、

$$\kappa(v^*, n^*) = \frac{M_{p_0}}{M_p(v^*, n^*, 0)}$$

ここで、 $\kappa(v^*, n^*)$ の値は、(7.2.9a)または(7.2.9b)式で $\beta = 0$ とおき、直接求めることができる。

Fig. 7.2.5は、前述の数値計算例における CASE A および CASE B の変断面形について、軸力がない場合 ($n = 0$) の塑性スパン係数 Σ と平行部スパン ζ との関係を示したものである。同図からも明らかなように、平行部スパンの短い場合には、剪断の影響により、塑性崩壊荷重は著しく低下し、見掛け上の塑性スパンが大きくなる。一方、平行部スパンがある程度大きくなれば、剪断の影響は小さくなり、また変断面による端部の補強の影響も飽和

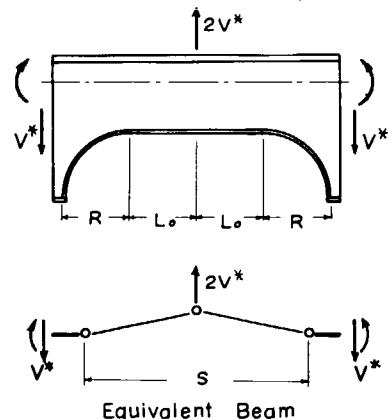
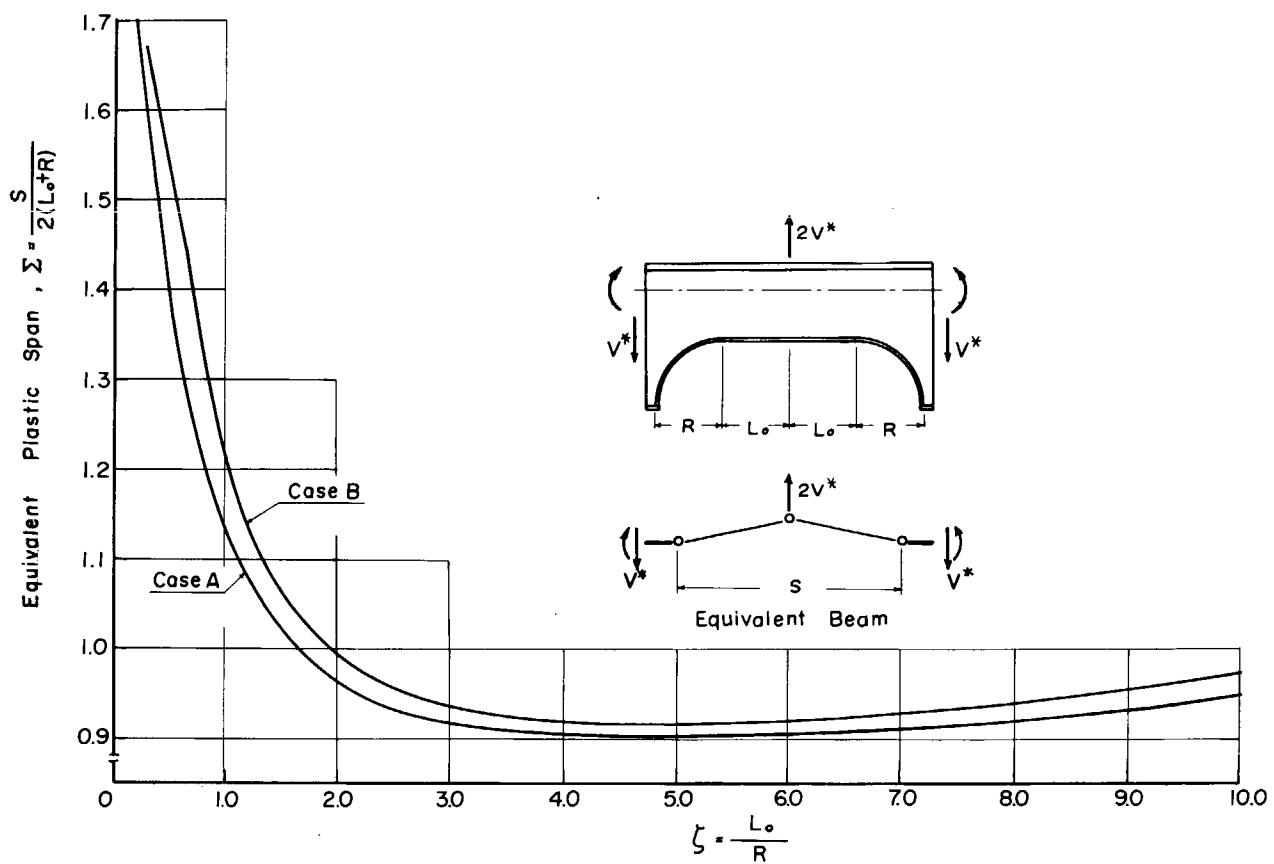


Fig. 7.2.5 Equivalent Plastic Span of End Restrained Girder with Round Corners (Beam Mechanism, Axial Force $n = 0$)

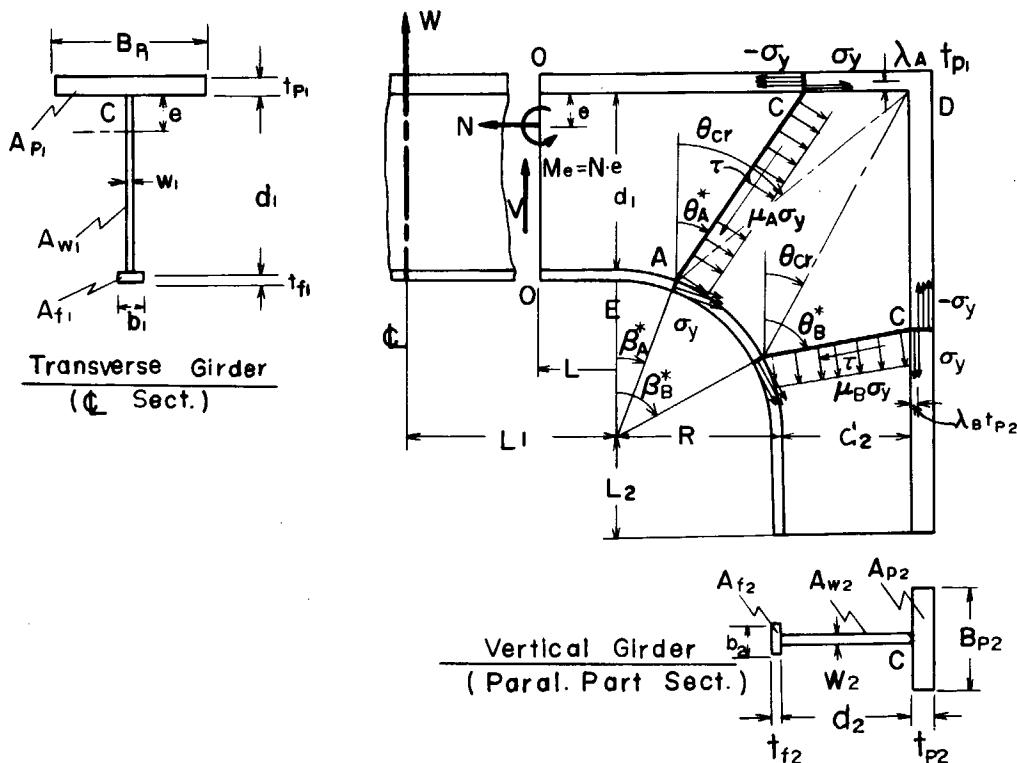


Fig. 7.2.6 Plastic Analysis of Frame-type Structure of Girders with Round Corners

して、塑性スパン係数はほぼ一定値になる。

(3) 隅部に変断面を有する桁の枠型構造

第三の例題として、Fig. 7.2.6 に示すような、隅部に円弧状変断面を有する横桁と豊桁とからなる枠型構造について考察する。

この場合、その隅部変断面に生ずる塑性関節は、彎曲部中心角 β における下面材と、横桁の深さ方向と角度 θ をなすウエブの断面および上面材に形成されると考える。

さらに、端部塑性関節が、

(A) 両桁の上面材の交点 D より横桁側にある A C 断面に生ずる場合、すなわち、 $0 \leq \theta \leq \theta_{cr}$ および

(B) D 点より豊桁側にある B C 断面に生ずる場合、すなわち、 $\theta_{cr} \leq \theta \leq \frac{\pi}{2}$
の二つの場合を考慮した。ただし、

$$\theta_{cr} = \tan^{-1} \left[\frac{d_2 + R - R \sin \beta}{d_1 + R - R \cos \beta} \right]$$

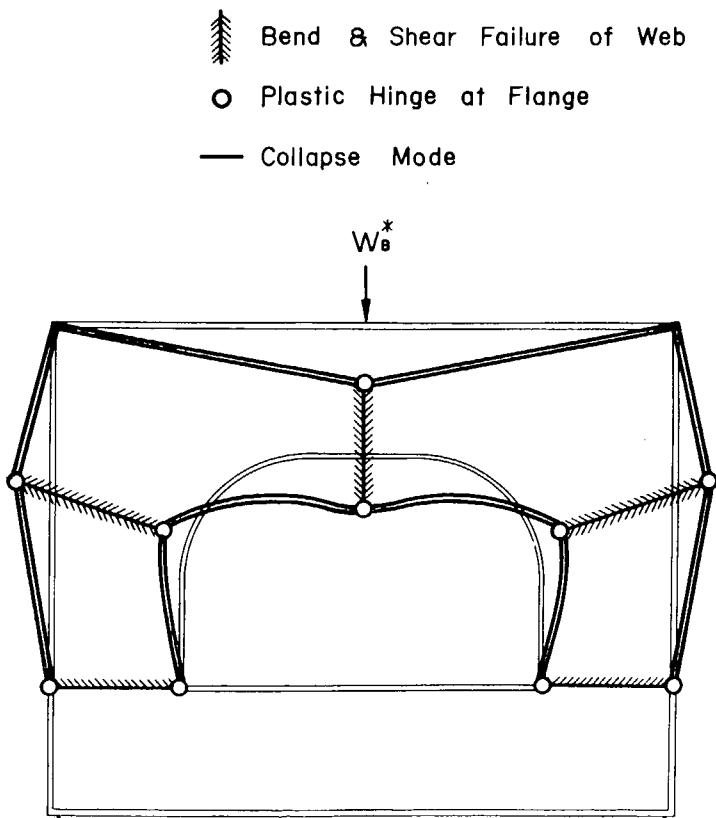
で、添字 1 および 2 は、それぞれ横桁および豊桁に関するものを意味する。

上記(A), (B)二つの塑性関節のいずれが実際に形成されるかについては、桁構造の部材寸法および荷重状態により異なる。たとえば、Fig. 7.2.7 に示すような枠型構造が、その横桁の中央に集中荷重 W をうけて塑性崩壊する場合については、その崩壊機構として、(A)横桁の中央および隅部横桁側 (A C 断面) に塑性関節が生じて梁形式崩壊する場合と、(B)同図に示すように、横桁の中央および隅部豊桁側 (B C 断面) ならびに豊桁下端に塑性関節が生じて、組合せ崩壊形式をとる場合と考えられる。そして、この両者の場合についてそれぞれ求められた崩壊荷重 W_A^* および W_B^* のうち、小さい方が真の崩壊荷重 W^* を与え、これに対応する β^* と θ^* の値から、隅部における塑性関節の位置と方向とが決定される。

さて、上記(A), (B)両崩壊形式について、それぞれ、前の(1)および(2)項で述べたと同様の方法により、崩壊荷重が計算される。ただし、この場合には、隅部塑性関節の位置と方向を表わす未知数 β および θ の二変数を考慮に入れて、荷重の最小値を決定する必要がある。また、枠型構造のような不静的構造においては、各部材に生ずる軸力 N と、荷重 W との関係を求め、これを用いて崩壊荷重を算定する必要がある。これらの計算法の具体的説明については、文献 5), 10) に記載されている。

なお、本解析法は、横桁の中央に集中荷重が作用した場合のほか、分布荷重等が作用する場合についても、同様の手順で適用することができる。

数値計算結果の一例として、Fig. 7.2.8 に示すような枠型構造の横桁中央に集中荷



Plastic Collapse of Frame-type Girder

Fig. 7.2.7 A Plastic Collapse Mode of Frame-type Girder Structure (Combined Mechanism)

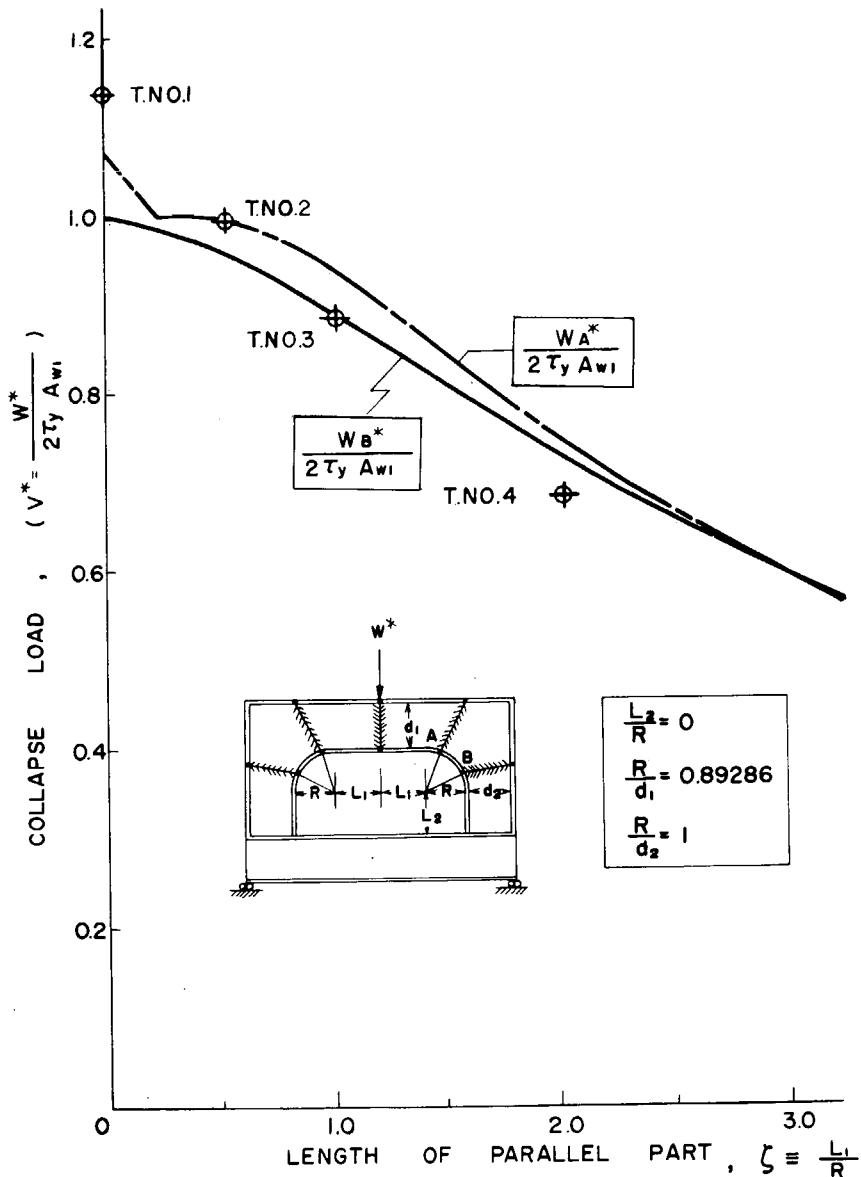


Fig. 7.2.8 Collapse Load of Frame-type Structure
(Theory and Test Results)

重 w が作用する場合の崩壊荷重の計算値を示す。同図の実線および鎖線は上部横桁の平行部長さを表わすパラメータ $\zeta = \frac{L_1}{R}$ と、崩壊荷重の無次元量 $v^* = \frac{1}{2} \frac{w^*}{\tau_y A_{w1}}$ との関係を示すものである。ただし、本計算例に用いた桁部材の諸寸法は同図に特記のほかは、前述の Table 7.2.1 に記載の CASE A に相当するものである。

7.2.4 模型実験および実験結果と計算値との比較

変断面を有する桁構造の塑性崩壊挙動を調査するため、下記の通り二系列の模型実験を実施して、上述の理論解析結果との比較検討を行なつた。

- (1) 端部変断面を有する单一桁模型（左右対称の片持ち桁）
- (2) 円弧状隅部を有する桁の枠型模型（横桁中央に集中荷重）

試験模型は、それぞれ、Fig. 7.2.9(a), (b)に示すとおりで、单一桁および枠型模型の上部横桁の断面形状寸法は、いずれも前記 Table 7.2.1 に示す 5 万 DWT 油送船の船底横桁の約 $1/6$ 縮尺に相当している。ただし、ウエブには防撓材を配置せず、局部座屈崩壊防止のため、ウエブ板厚の増厚をはかり、また枠型模型の下面材横倒れ止め肘板を中央荷重点直下、彎曲部端部およびその中央斜め方向に配置した。

单一桁模型においては、ウェブの板厚を二種類、さらにその平行部の長さ L_1 を四段階に変化させて、崩壊荷重におよぼす曲げと剪断との比の影響を調査した。一方、枠型模型においては、平行部の長さ $2L_1$ の変化、ウェブ板厚の変化および豊橋の長さ L_2 の変化を与えた。

また、両試験桁とともにその素材の機械的性質を調査するため、引張試験および丸棒振り試験を行なつて、 σ_y および τ_y を実測した。

試験模型は、アムスラー型油圧試験機上に設置され、中央集中荷重を加えて、静的崩壊実験を行なつた。

本実験の対象が、桁の塑性崩壊を主眼としているので、ウェブあるいは面材の局部的座屈崩壊が先行もしくは著しい影響を与えることは許されない。この点を詳細に検討するため、ウェブおよび面材の局部撓み（横方向）の計測を併行して実施した。

また、桁部材の各所における降伏の開始と塑性域の拡大状況を調査するため、ウェブおよび面材の30mm間隔の位置に抵抗線型歪計を貼布し、歪の計測を行なつた。さらに、試験桁の片側には、白色石灰を塗装し、鋼材の降伏に伴なう鋼板黒皮の剥離状況から塑性域の進展状態を直接的に観察した。

このほか、枠型模型試験においては、上部横桁に生ずる軸力の大きさを推定するため、下部横桁（最終状態に到るまで常に弾性を保持するよう設計されている）に歪計を貼布し、軸力 N を間接的に測定し、計算結果との比較を行なつた。

さらに、枠型模型については、上部横桁の平行部における歪計測の結果から、平行部断面に作用するモーメントが0となる位置を推定し、負荷の開始から崩壊に到るまでの0点の移動状況を調査した。これは、理論解析の結果から求められる崩壊時における0点の位置（ δ の値から決定される）との比較を行なうのに有用であつた。

実験結果の総括は、Fig. 7.2.10(a), (b)にそれぞれ示されている。同図(a)は単一桁模型につき、また(b)は枠型模型についての荷重と撓みとの関係を表わすものである。さらに同図には、上記ウェブおよび面材の局部横撓み計測結果から、それらの局部的座屈変形が進行したと見做された時点に対して \times , \oplus , \ominus 等の記号で記入した。また、歪計測結果

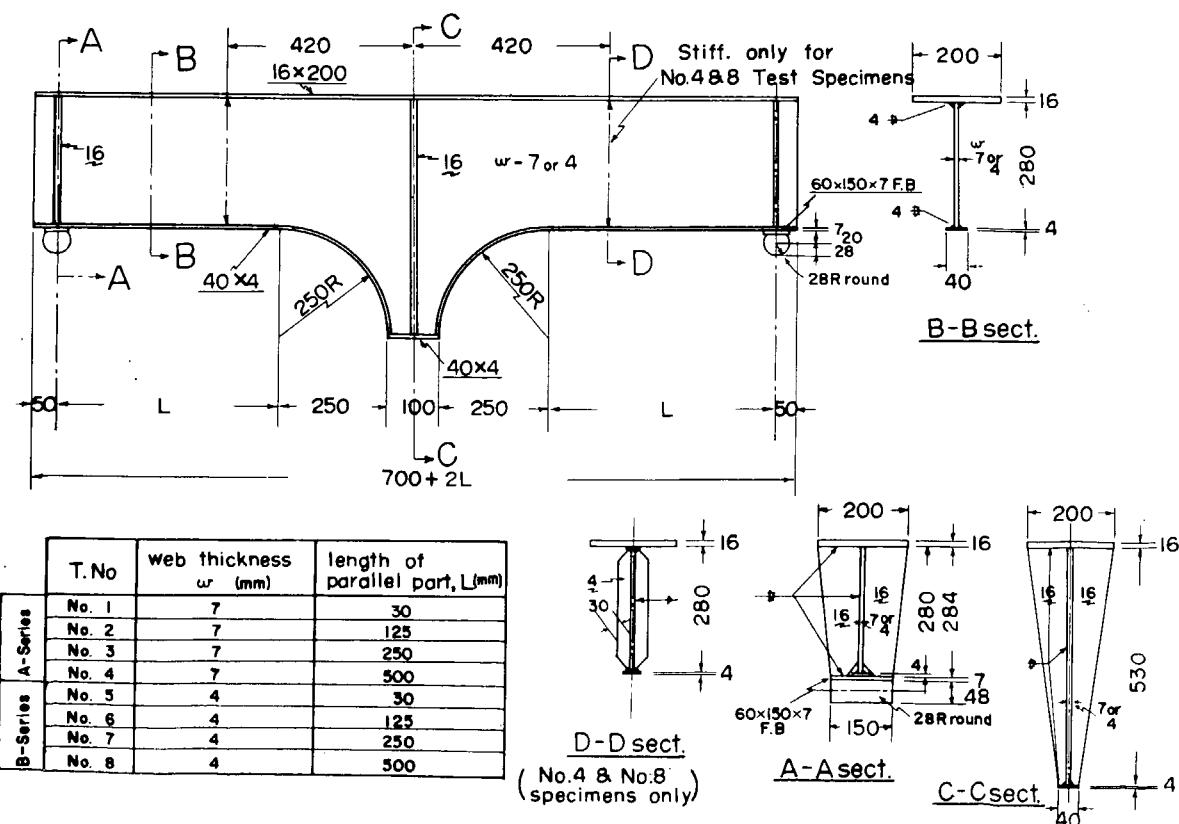


Fig. 7.2.9(a) Test Models (Unit Girder with Round Corners)

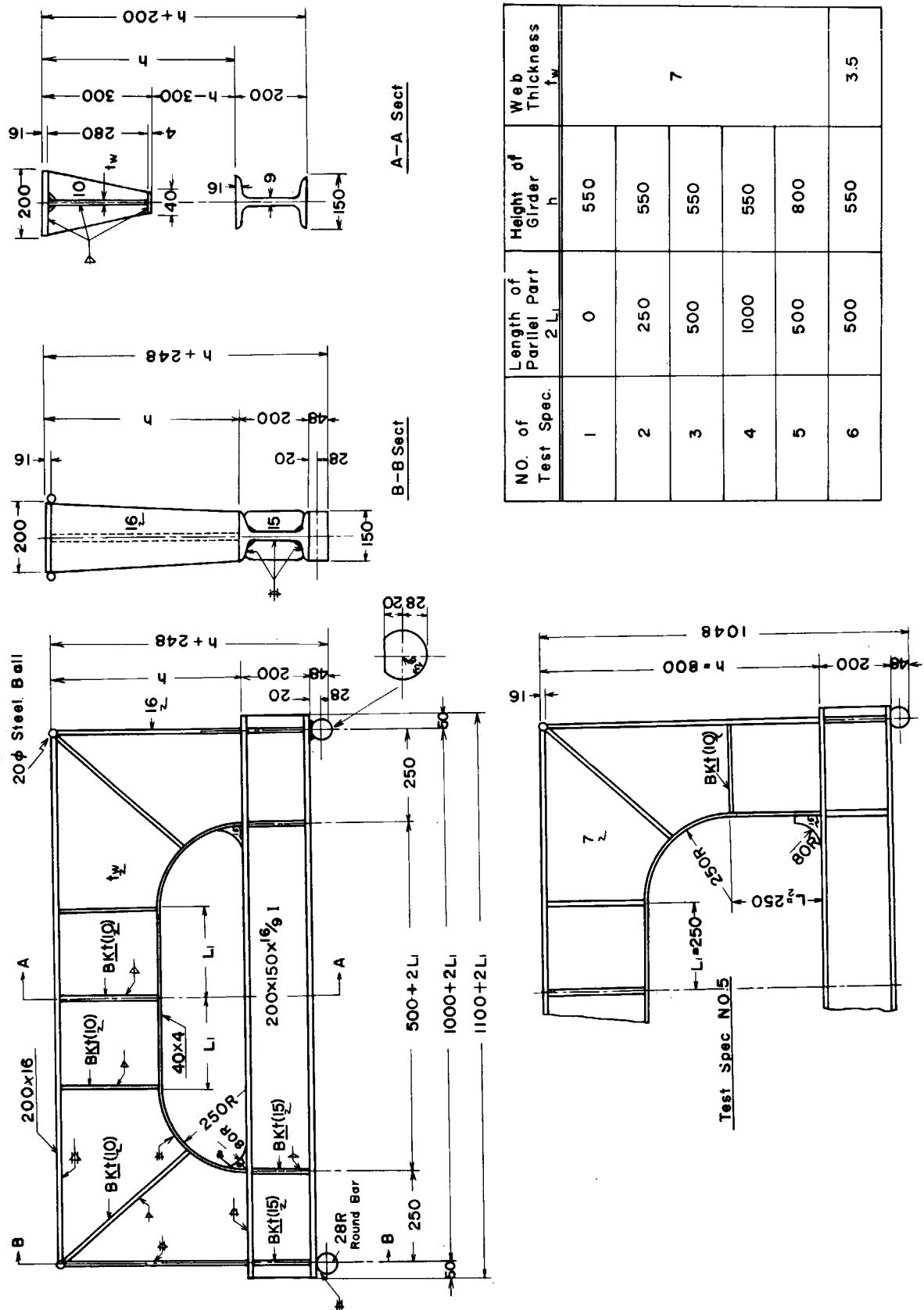


Fig. 7.2.9 (b) Test Models (frame-type Structure)

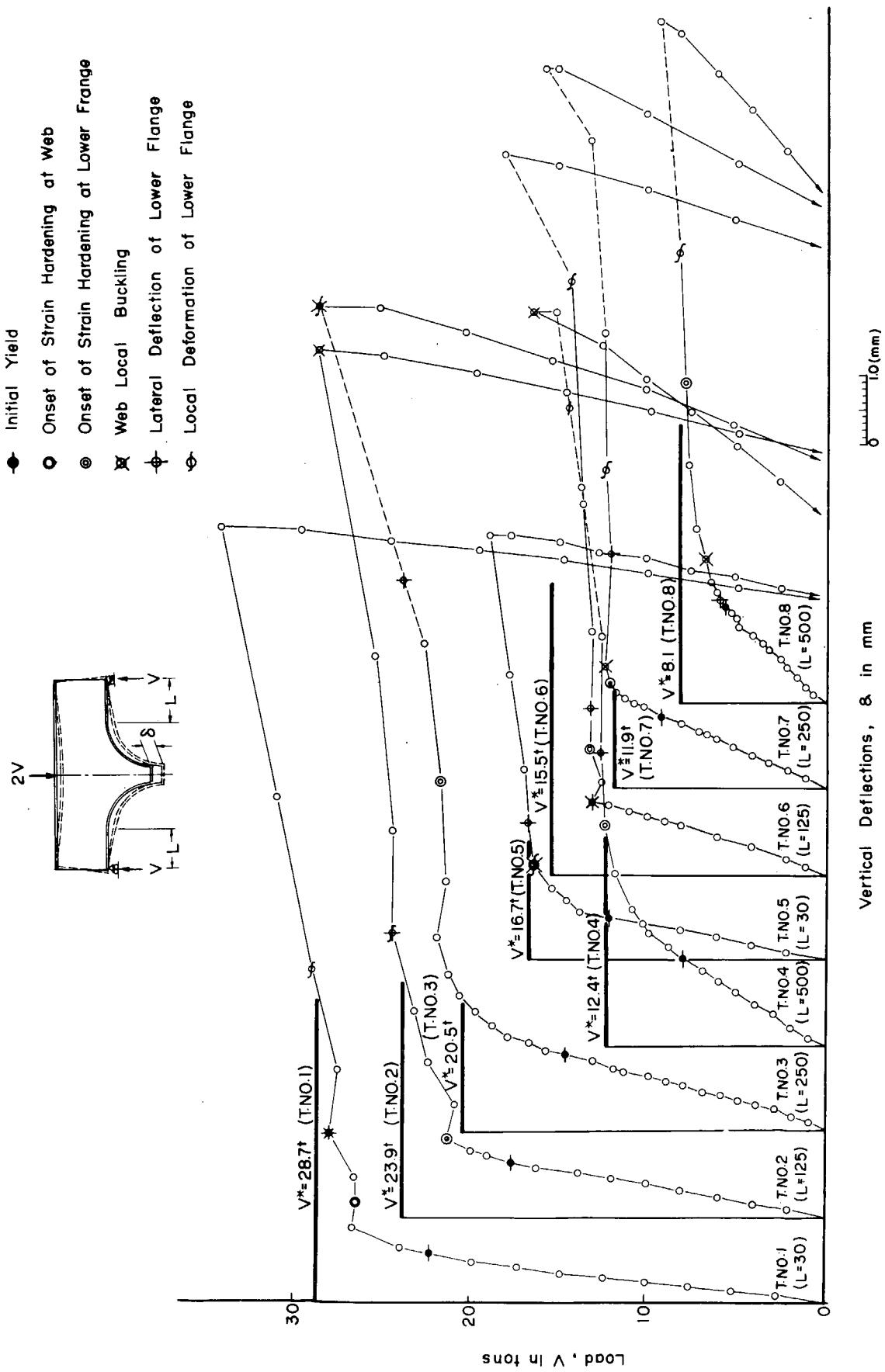


Fig. 7.2.10(a) Summary of Test Results (Unit Girder Models)

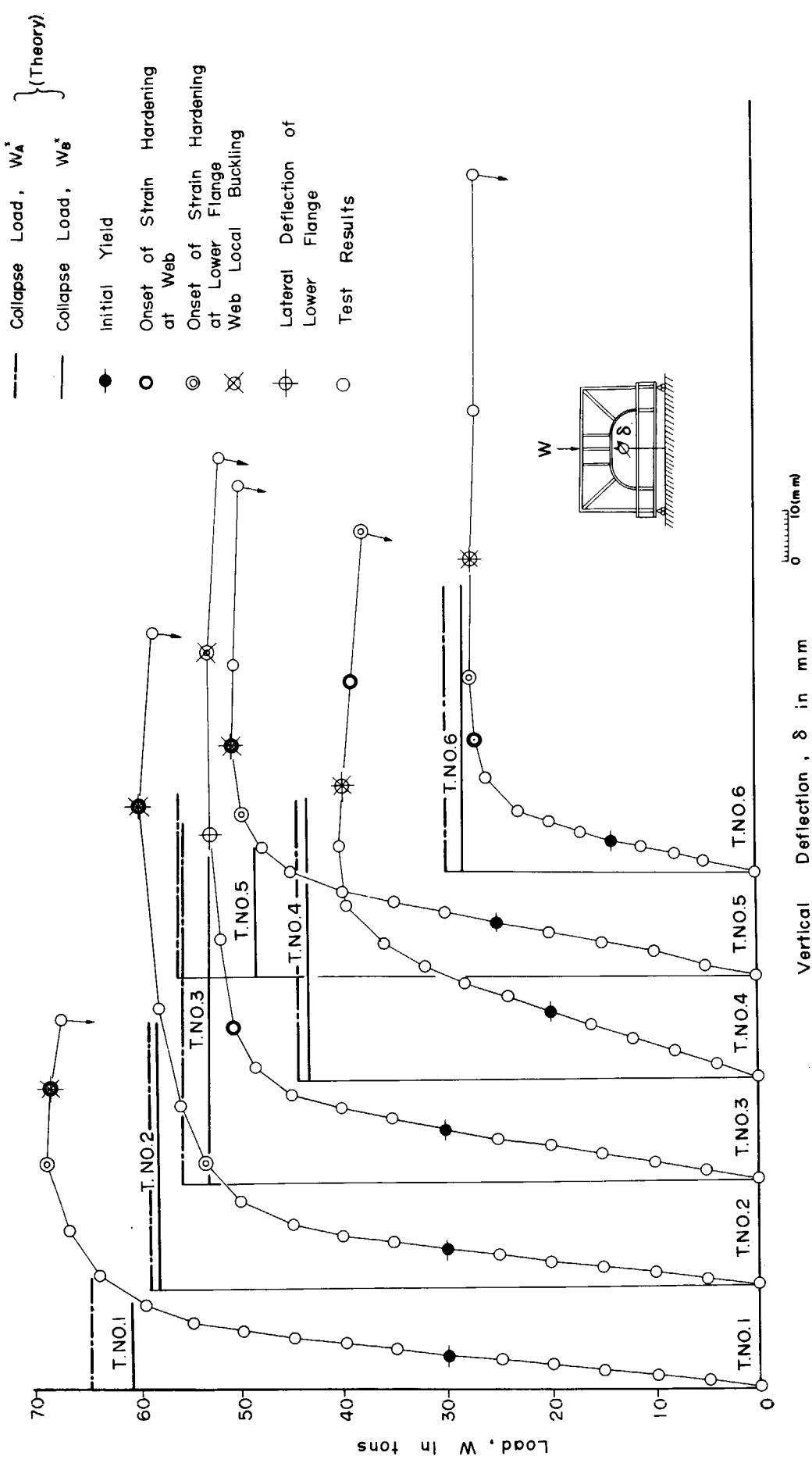


Fig. 7.2.10(b) Summary of Test Results (Frame-type Girder Models)

果から判定された初期降伏時、および歪硬化開始時をも同図に○、◎、○印等で併記した。同図に示されるように、本実験においては、全般的に、桁の塑性崩壊に先行して、その最終強度を著しく低下させるような座屈崩壊の現象は認められず、したがつて、桁の最終耐力は、塑性崩壊により支配されたと考えられる。

一方、前項で述べた理論解析により算出した各試験桁についての塑性崩壊荷重 W^* が太線で記入されているが、試験結果と計算値とは、全般的に、かなり良好な一致が認められる。

また、単一桁の端部変断面あるいは桁型構型の隅部における塑性域の拡大状況に関する実測結果と、理論解析により求められた塑性関節の位置および方向についての計算値と比較を行なつた結果、塑性域の発生点およびその進展の初期における降伏領域は、両者がかなり良好に一致した。さらに、桁の平行部スパンの小さい試験桁においては、ウエブの剪断降伏が先行し、ついで面材の降伏が生じて塑性関節が形成される、いわゆる剪断崩壊の形式をとる。一方、平行部の長い試験桁の場合には、降伏は下面材から開始し、ウエブにも塑性域が拡大して、典型的な曲げ剪断崩壊の様相を呈した。

なお、本実験の内容についての詳細は、参考文献 4), 5), 10) に記載されている。

7.2.5 まとめ

油送船や鉱石運搬船などの横強度部材の最終強度を算定する解析法を導くための第一段階として、桁構造の塑性崩壊に関する理論的ならびに実験的研究を行なつた。

すなわち、上記巨大船構造に通常使用される端部変断面を有する深さの大きい板つき桁について、簡易化された下限定理解析法を用いて、軸力および剪断力の影響を考慮に入れた理論解析法を導いた。例題として、端部変断面を有する片持ち桁、両端で拘束されている単一桁、および桁型構造についての塑性崩壊形式および崩壊荷重の算定を行なつた。

さらに、端部変断面を有する単一桁および隅部変断面を有する桁型構型につき系統的な実験を実施し、塑性域の拡大状況および塑性関節位置の調査ならびに崩壊形式の確認を行なつた。

本実験の結果により判明した主なる結論は下記のとおりである。

- (1) 平行部の短い桁の場合は、ウエブに剪断核が生じ、ついで面材の降伏を伴なつて塑性関節が形成される剪断崩壊の様相を呈する。一方、平行部の比較的長い桁の場合には、面材から降伏を開始し、ついでウエブに塑性域が拡大する曲げ剪断崩壊を示す。
- (2) ウエブおよび面材の局部座屈および横倒れ崩壊が先行しないよう適宜補強された桁構造については、その塑性崩壊荷重は、剪断力および軸力の影響を考慮に入れ、さらに端部変断面の影響をも考慮した本理論解析法により、実用上十分な精度で算定することができる。これについて、実船構造と相似な寸法の桁構造模型についての数値計算結果と模型実験結果との比較により確認された。

本研究の成果を用いれば、巨大船構強度の塑性解析において桁部材のスパンポイントを理論的に決定し、桁構造の最終崩壊強度を合理的に推定しうる基礎資料を整えることが可能となつた。さらに本問題に関する実船構造についての詳細な検討を拡張して実施し、船体構造における塑性設計の活用と、最適設計法の確立とが期待される。

参考文献

- 1) 秋田好雄、藤井登喜男　座屈と塑性を考慮した最小重量設計(第1報)　造船協会論文集、第119号(昭和41年6月)
- 2) 西牧　興、上田幸雄、原　洋一、榎原憲二、堀　徹、松石正克　大型タンカーの局部強度に関する研究(第1報)　日本造船学会論文集、第125号(昭和44年6月)
- 3) 新田　顯　桁板構造の最終強度に関する研究(その3)　日本造船学会昭和45年度春季講演会に発表
- 4) 同　上　(その1)　日本造船学会論文集、第122号(昭和42年12月)
- 5) 同　上　(その2)　"　、第124号(昭和43年12月)

- 6) J. W. Fisher & others Plastic Analysis and Tests of Haunched Corner Connections. Welding Research Council Bulletin, No. 91 (1963)
- 7) 例えは、M. R. Horne The Full Plastic Moments of Sections Subjected to Force and Axial Load. British Welding Journal (1958)
- 8) B. G. Neal The Effect of Shear and Normal Forces on the Fully Plastic Moment of a Beam of Rectangular Cross Section. Journal of Applied Mechanics (June 1961)
- 9) 西牧 興、原 洋一、小笠原洋一 開口を持つ I 型桁の塑性モーメントに及ぼす剪断の影響、造船協会論文集、第 117 号(昭和 40 年)
- 10) 新田 順 桁板構造の最終強度に関する研究(その 2)、日本海事協会技術研究所研究報告、68-151 (昭和 43 年)

7.3 横部材ウエブ縦通材貫通部スロット周辺の予備疲労試験

7.3.1 まえがき

横部材ウエブの縦通材貫通スロット部および縦通材とウエブの防撓材との接着部に、かなり多くのクラックが発生し、この附近の疲労強度が問題となつてゐる。

1 隻のタンカーで、これらのクラックが 100 ケ以上発生した船も 2, 3 あり、今後、タンカーが大型化するにしたがつて、これらのクラックが増加するのではないかと憂慮されている。

これらのクラック発生を未然に防ぐには、航行中におけるスロット周辺の挙動を調査し、クラック発生の要因を分析し、これに対応して系統的な疲労試験を行なうなど、かなり長期にわたる系統的研究が必要と考えられるが、ここでは、今後の研究の予備試験として、スロット周辺の疲労強度の概略を調査するため、15 個の立体模型による疲労試験を行なつた。

7.3.2 試験模型および試験方法

試験模型の諸寸法を Fig. 7.3.1 に示す。本模型は実船の約 $1/3$ の縮尺立体模型であつて、縦通材貫通スロット部の曲率半径 R を、それぞれ 20 mm, 12 mm, 6 mm と変えて、各 5 個ずつ計 15 個製作した。縦通材貫通スロット部は、曲率半径 R の値の精度を得るために、機械加工した。

標準模型は、中央の防撓材 (60×4.5 F.B.) が片側だけついていて、Fig. 7.3.1 の左側パネルの防撓材 (60×4.5 F.B.) および肘板 ($120 \times 250 \times 4.5$) はついていないが、これらの防撓材や肘板を追加溶接して試験した模型もある。これらの防撓材や肘板をどの模型につけたかは、試験結果を総括した Table 7.3.1 に記載されている。

次に試験方法について述べる。本実験では次の 3 通りの試験を行なつた。

1. 静的荷重により、貫通スロット部および防撓材の歪分布を測定したもの(4 箇)
2. 座屈試験(1 箇)
3. 疲労試験(全部)

荷重のかけ方は、Fig. 7.3.1 に示すように、両端支持中央集中の片振れ荷重で、左右のパネルに剪断応力が生ずるようにしたものである。この荷重は、模型を船底横桁と考えた場合、満載時における空タンクの船底横桁に加わる荷重に相当する。

使用した試験機はアムスラー型万能試験機で、疲労試験は同機に附属する低線返し装置(繰返数 10 ~ 20 c.p.m.)を使用した。実験時の写真を Fig. 7.3.2 に示す。

FIG. 7.3.2 Test Specimen and Testing Machine

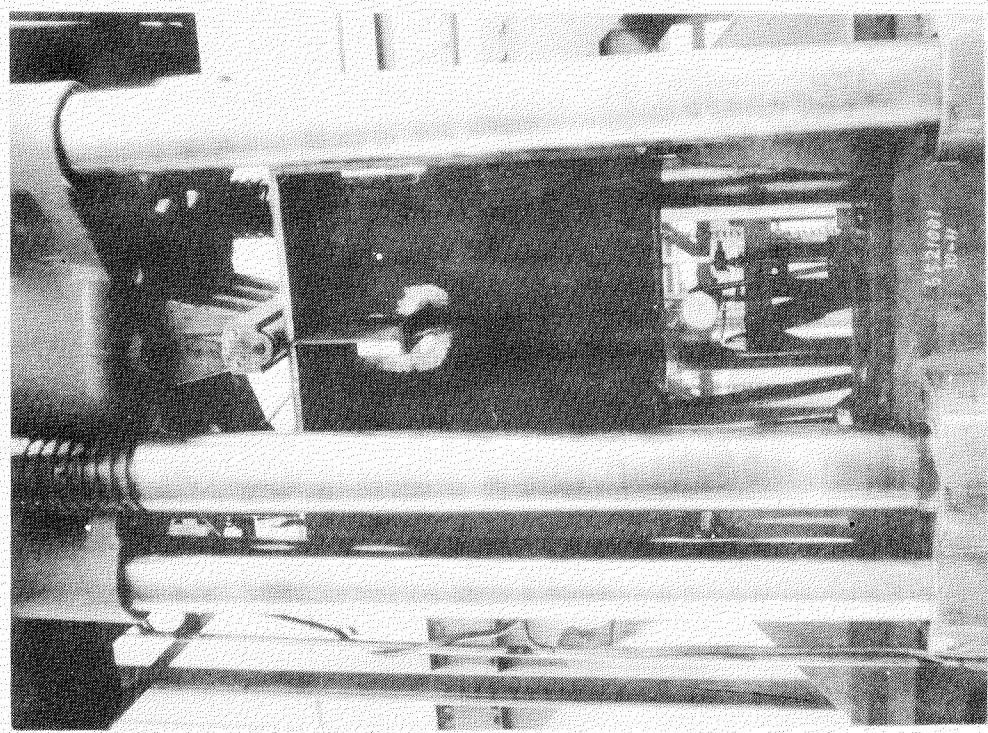
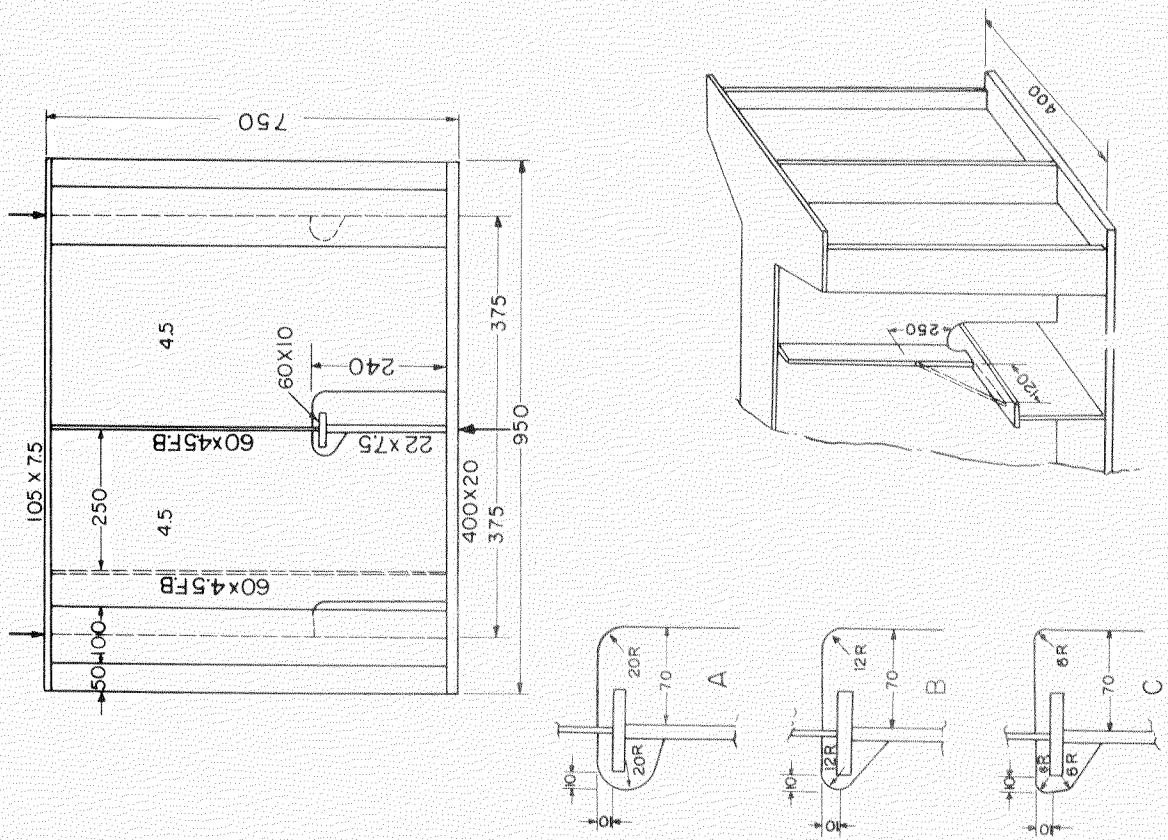


FIG. 7.3.1 Fatigue Test Specimen



7.3.3 試験結果およびその考察

(1) 歪分布および座屈強度

スロット部周辺の歪分布を Fig. 7.3.3 に示す。Fig. 7.3.3(a)は曲率半径 R が 20 mm で、中央防撓材は片側のみ、左側パネルには防撓材のない標準模型の歪分布、Fig. 7.3.3(b) は上記と同型模型で中央の防撓材は両面にあって左側のパネルにも防撓材をつけた模型の歪分布、Fig. 7.3.3(c) は R が 12 mm の標準模型（中央防撓材は片側のみで左側パネルの防撓材はないもの）の歪分布、Fig. 7.3.3(d) は R が 6 mm の標準型の左側パネルに防撓材をつけた模型の歪分布を示す。歪計測に使用した歪計はゲージ長さ 2 mm の 1 方向ゲージである。

Fig. 7.3.3 の歪分布からわかるように、荷重 5 t まではすべての箇所の歪分布が弾性範囲内にあるが、10 t 以上の場合、スロットのコーナ部は塑性領域に入っている。

次に、防撓材の歪分布を Fig. 7.3.4 に示す。Fig. 7.3.4(a) は片側だけ防撓材がある場合の歪分布、Fig. 7.3.4(b) は両側に肘板をつけたときの歪分布である。Fig. 7.3.4(a) の歪分布からわかるように、防撓材と縦通材との固着部附近に、非常に大きな歪集中があり、この歪集中がこの部分のクラック発生の大きな原因になっているのではないかと思われる。また、これらの両図を比較すると、肘板をつけることにより、この歪集中はかなり緩和されていることがわかる。

座屈試験時の撓み曲線を Fig. 7.3.5 に示す。本図からわかるように、この模型の座屈荷重は約 26 t である。

(2) 疲労試験結果

Fig. 7.3.3, Fig. 7.3.4 の歪分布からもわかるように、スロット周辺および防撓材と縦通材との固着部附近には、かなり高い歪集中がある。しかし、本疲労試験の荷重状態で、引張応力の歪集中の高い箇所はスロットの右肩部のコーナだけであり、他の箇所は圧縮応力の歪集中であるため、疲労試験においても、引張応力の歪集中の高い右肩部コーナからクラックが発生するものと予想されたが、結果的には、圧縮応力の歪集中の高い防撓材の固着部から、まず最初にクラックが発生した。

当初、本模型はスロットの右肩コーナ部からクラックが発生することを予想し、そのコーナの曲率半径の疲労強度に及ぼす影響を調査するため企画したものであるが、結果的には防撓材の固着部の疲労強度を試験したことになつた。しかし、一部の模型では、防撓材を両側につけたり、あるいは肘板をつけたりしてこの附近を補強し、また、座屈防止用の補強材をつけたりして右肩コーナ部に引張りの高応力の繰返しを与えて、この部分にクラックを発生させた。

補強の方法および疲労試験の全結果を Table 7.3.1 に示した。座屈防止用の補強材をつけない模型では、座屈荷重以下の荷重の繰返し（5 t ↔ 20 t）でも、試験開始後数分から 1 時間位の間に、左側のパネルが面外の変形を繰返し、これが原因で Table 7.3.1 の図の③と⑤のところにクラックが発生した（A-5, B-1, B-2, B-5 模型）。この面外の変形の繰返しは模型の初期撓みによると思われるが、実船の部材でも初期撓みは絶無ではなく、このような面外の変形の繰返しによつてクラックが生ずる場合があるのでないかと考えられる。とくに、実船では、貨油の運動や部材の振動など、工作時の初期撓みの外に、面外変形をおこさせる要因があり、スロットのコーナ部のクラック発生の原因になつているのではないかと思われる。

また、防撓材と縦通材との固着部は疲労強度上弱く、本試験のようにこの部分が圧縮応力であるにかかわらず、全模型にクラックが発生した。実船においても、この部分のクラックは非常に多く、スロットコーナ部のクラックをはるかに上回つている。とくに、実船においては、この部分が引張応力をうける場合が多く、上述の実験結果より、低い応力の繰返しでクラックが発生すると思われる。

なお、模型に生じたクラックの写真を Fig. 7.3.6 に示した。

(a) $R = 20 \text{ mm}$
Standard Specimen

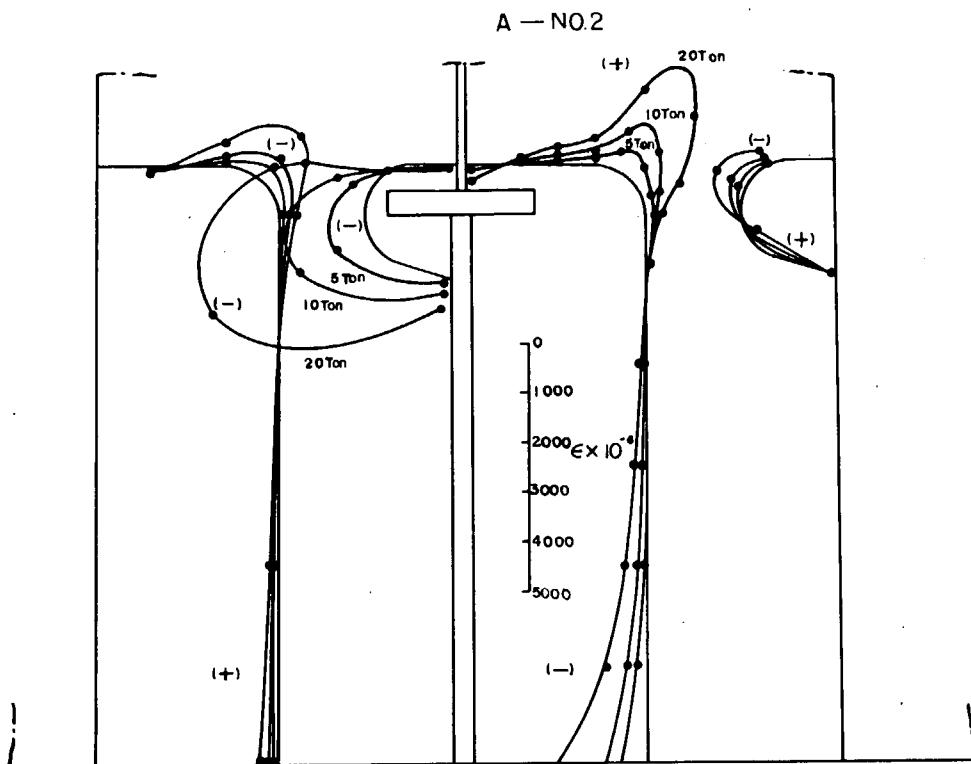


Fig. 7.3.3 (a) Strain Distribution Around Cut-Out

(b) $R = 20 \text{ mm}$
With Add. Stiffener

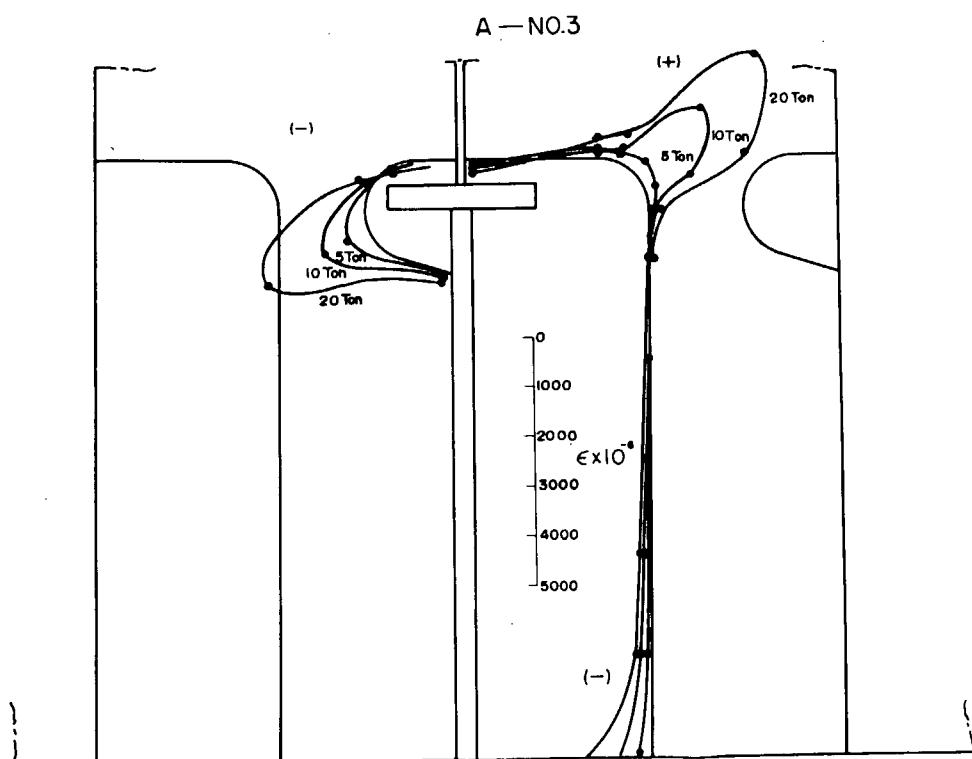


Fig. 7.3.3 (b) Strain Distribution Around Cut-Out

(c) $R = 1.2 \text{ mm}$
Standard Specimen

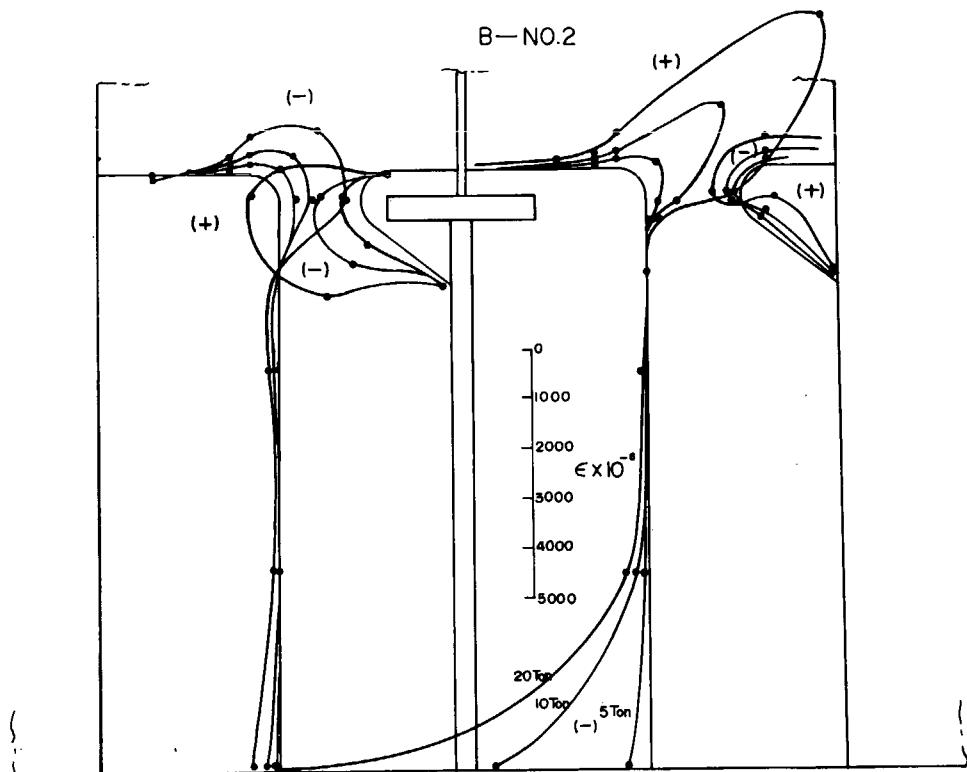


Fig. 7.3.3 (c) Strain Distribution Around Cut-Out

(d) $R = 6 \text{ mm}$
With Add. Stiffener

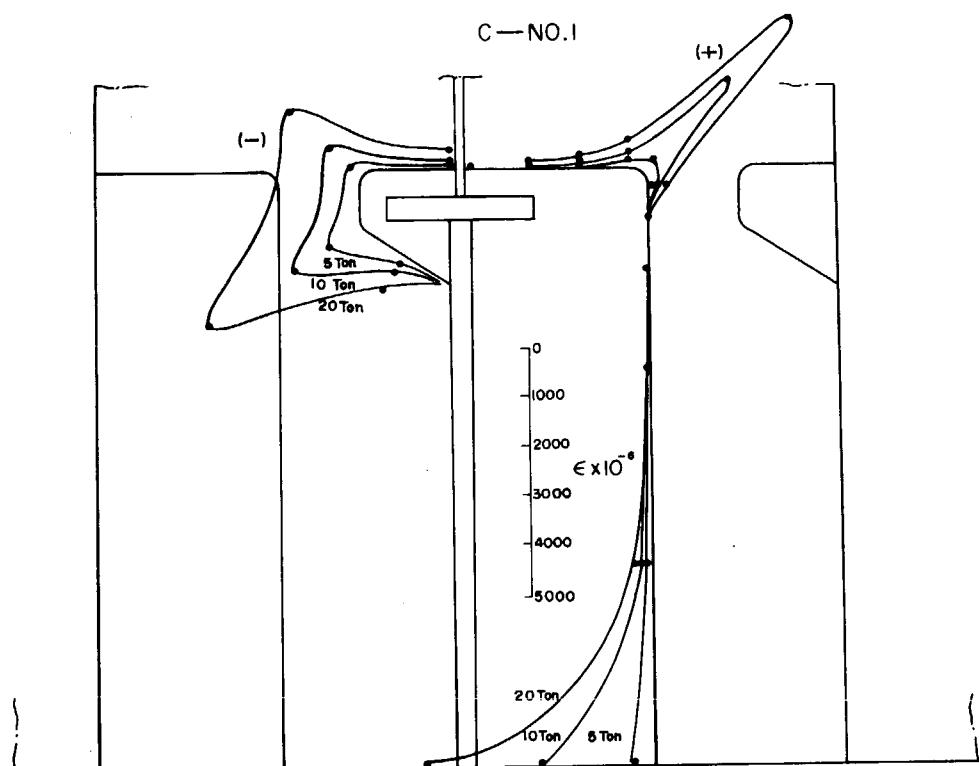


Fig. 7.3.3 (d) Strain Distribution Around Cut-Out

MODEL A—NO.2

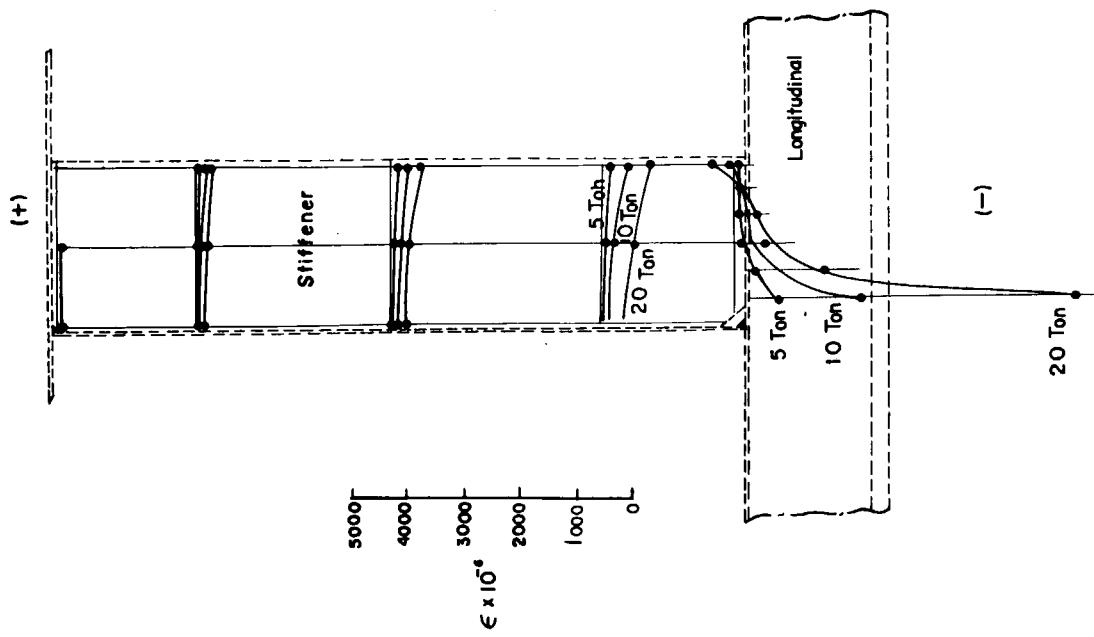


Fig. 7.34(a) Strain Distribution in
Vertical Stiffener

MODEL C—NO.3

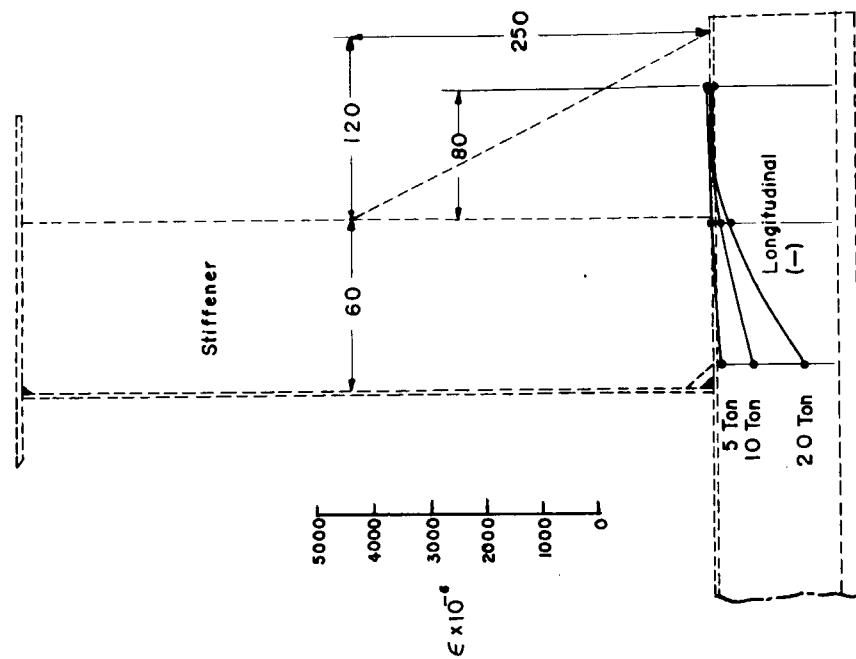


Fig. 7.34(b) Strain Distribution in
Vertical Stiffener and
Add. Bracket.

MODEL B-NO. 2

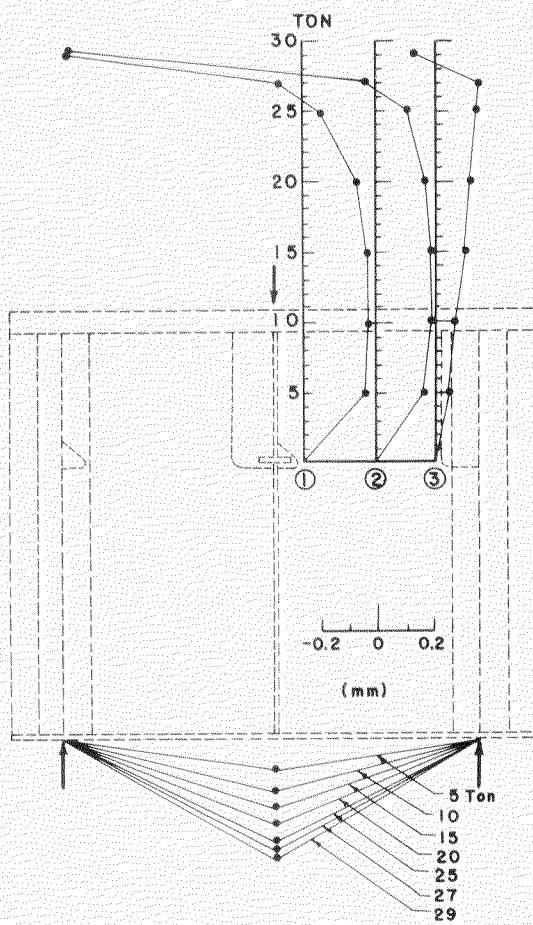


Fig. 7.3.5 Deflection of Panel and Girder

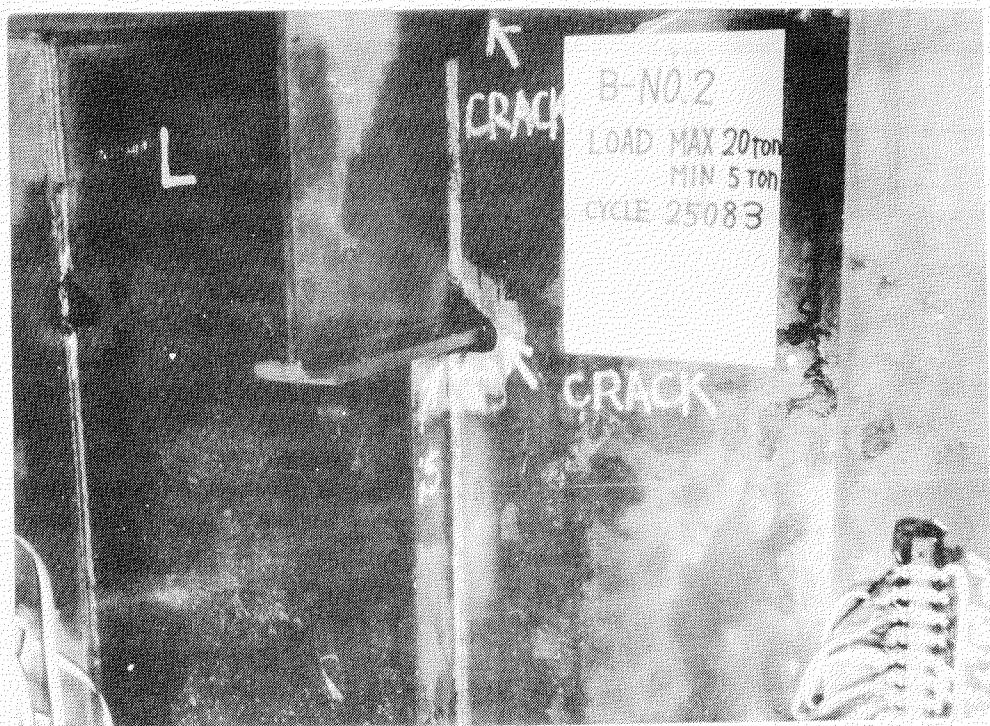


Fig. 7.3.6 Photo of Cracks

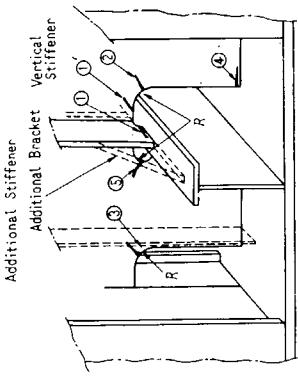


Table 7.3.1 Summary of Fatigue Test Results.

T. No.	Radius of Cut-out Corner, R (mm)	Test Specimen				Fatigue Test Results			
		One Side	Vertical Stiffener	Additional Bracket	Additional Stiffener	Load in tons Max. Min.	No. of Cycles when Crack occurred at ① (Crack length in mm)	No. of Cycles when Crack occurred at ②, ③, ④ or ⑤ (Crack length in mm)	No. of Cycles when Crack length in mm
A-1	20	None	Attached	20		7477 (10)	Crack was not Observed	20448	(22.5)
A-2	Do.	Do.	Do.	20	5	3400 (3)	Do.	19622	(50)
A-3	Both Sides	Do.	Do.	20		41250 (3)	Do.	50656	(10)
A-4	One Side	Do.	None	20		2838 (5)	Do.	47979 *	(60)
A-5	Do.	Do.	Do.	20		1884 (2)	④ 26666 (3) ⑤ 26666 (3.5)	27094	(60)
B-1	Do.	Do.	Do.	20		2573 (10)	③ 5792 (1)	23746 *	(60)
B-2	Do.	Do.	Do.	20	5	576 (3)	⑤ 7120 (3) ④ 21356 (9)	25083	(50)
B-3	Both Sides	Attached	Attached	40		4491 (5)	③ 33712 (5) ④ 33712 (7)	47436	(25)
B-4	Do.	Do.	Do.	45		2230 (3)	② 26101 (2.5) ④ 29326 (3)	52994	(23)
B-5	One Side	None	None	20		6193 (27)	④ 17076 (3) ⑤ 24878 (8)	30528 *	(60)
C-1	Do.	Do.	Attached	20		not measured	Crack was not Observed	20071	(30)
C-2	Both Sides	Do.	Do.	30	5	3475 (11)	② 19480 (5.5)	24053	(60)
C-3	6	Do.	Attached	30		20756 (2)	③ 41104 (3)	57620	(7)
C-4	Do.	Do.	Do.	40		3387 (3)	② 9755 (2)	32821	(13)
C-5	One Side	None	None	20		5817 (10)	⑤ 98670 (3)	123165	(47)

Note: * indicates that a buckling deformation was observed at the corner of the cut-out.

7.3.4 まとめ

横部材ウェブの縦通材貫通スロット附近の疲労強度の概略を調査するため、静的試験による歪分布測定および繰返し荷重による疲労試験を行なつた。

模型の数や時間的制約のため、この附近のクラック発生に関し、定量的な結果を得ることはできなかつたが、今回の予備試験結果から、次のような結論を得た。

(1) 防撃材と縦通材との固着部の疲労強度はかなり弱く、本実験の全模型でクラックが発生した。この部分は歪集中が大きく、この歪集中がクラック発生の大きな原因であると考えられる。

(2) 縦通材貫通スロットコーナ部のクラックは、面内変形より面外変形の繰返しが大きく影響するようである。実船の場合でも、このような面外変形の繰返しによつてクラックが発生するのではないかと考えられる。

以上のような結論を得たが、スロット周辺のクラックの問題は重要な問題であるため、今後、系統的な研究を行ない、クラック発生の機構を詳細に調査する必要がある。

7.4 横部材彎曲部の強度

7.4.1 まえがき

近年船舶の大型化とともに船体の横強度が重要視されるようになつた。そしてガーダ類も非常に深くなり、ウェブの座屈、横倒れ座屈等も問題になつてくると考えられる。

ここでは、このようなトランスリングのコーナのもつとも一般的であると考えられる構造、および従来船舶ではほとんど採用されていなかつたロング方向にスチフナを入れた構造のコーナ部の模型について行なつた破壊実験の結果を報告する。

7.4.2 模型

(1) 種類と個数

Fig. 7.4.1 に示すトランスリング隅部の模型で、ウェブのトランス方向にスチフナを入れた模型と、ロング方向にスチフナを入れた模型を製作した。模型の名称と主要寸法および個数を Table 7.4.1 に示す。

(2) 製作

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

また、各部材については、Table 7.4.2 に示すようにウェブの深さが計画値より若干小さめにでており、I.S.-C のスチフナ間隔 (θ) の一部がかなりばらついている他はほとんど計画値どおりの寸法が得られた。

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

なお、応力除去焼鈍は行なつていない。

(3) 材料試験結果

模型のフランジ、スキンプレート、ウェブを製作した鋼板と同一鋼板から、それぞれ JIS 1号の引張り試験片を 2枚ずつ採取し、材料試験を行なつた。

結果を Table 7.4.3 に示す。

7.4.3 実験方法

(1) 実験の種類

S型およびI.S型の模型について、それぞれ圧縮実験と引張実験を行なつた。また、S型の圧縮実験終了後ウェブの一部を補強して再実験を行なつた。これらの実験の名称を Table 7.4.4 に示す。

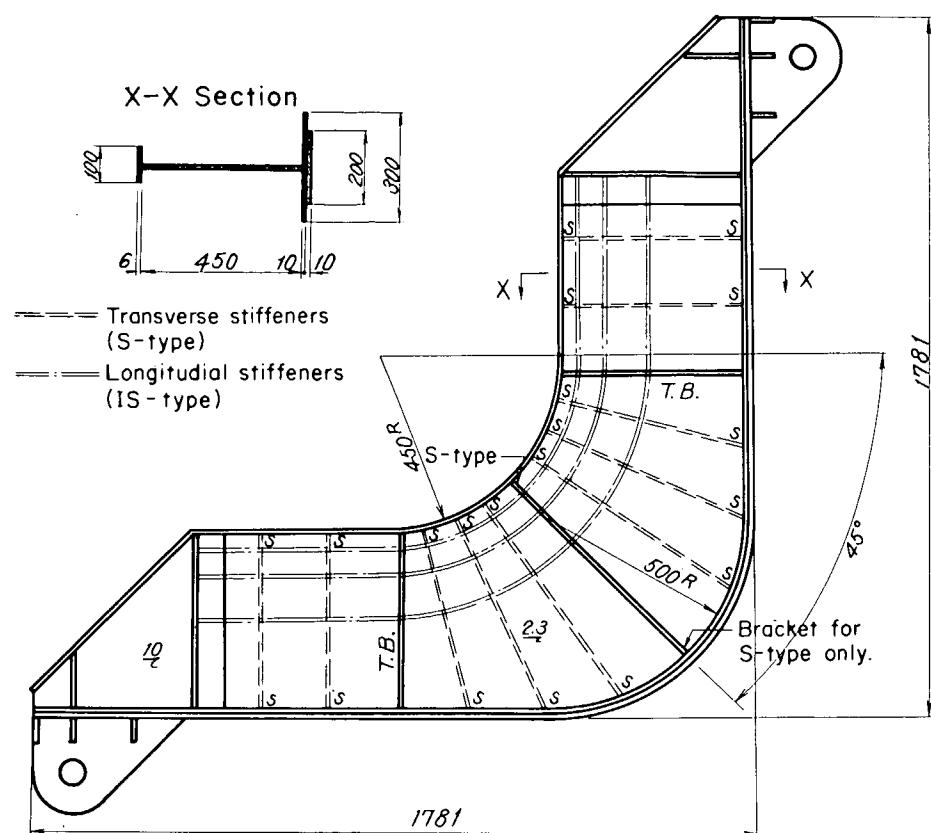


Fig. 7.4.1 Model

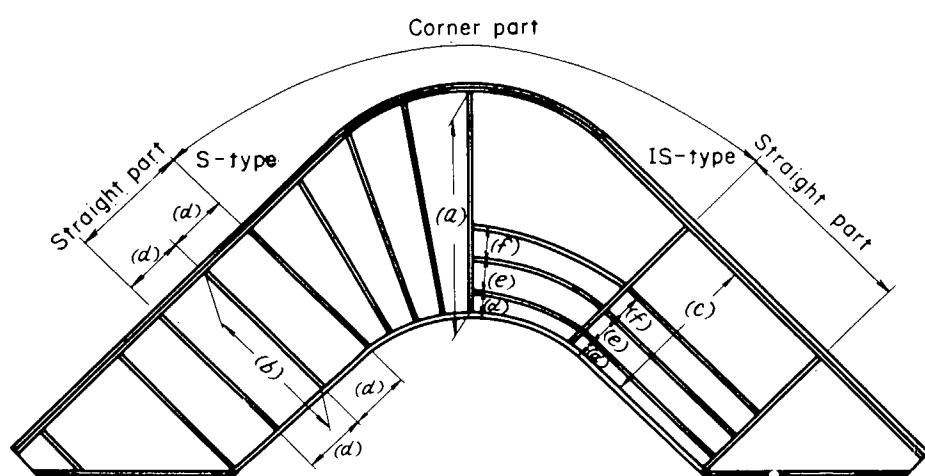


Fig. 7.4.2 Actual dimensions of models

Table 7.4.1 Nominal dimensions of models

Type of structure	Web h × tw	Flange b × tf	Skin plate B × tp , (doubler) B' × tp'	Stiffener hs × ts	Number of model
S transversely stiffened web	4 5 0 × 2.3	1 0 0 × 6	3 0 0 × 1 0 , 2 0 0 × 1 0	3.5 × 2.3	2
I S longitudinally stiffened web	"	"	"	"	"

Table 7.4.2 Actual dimensions of models

Model names	Web			Flange			Skin plate			Stiffener			Initial deflection of webs mm		
	(a) mm	(b) mm	(c) mm	thickness mm	breadth mm	thickness mm	breadth mm	breadth of doubler mm	thickness mm	(d) mm	(e) mm	(f) mm	Corner part mm		
S - C	2.35	6 1 3	4 4 8	4 4 7	5.7 ± 0.1	1 0 0 +0 -0.1	1 0 0 +0 -0.8	3 0 0 ±1	2 0 0 -1	+0 -0.5	2.4 +0 -0.05	1 7 0 ±1		0.1	0.2
S - T	2.35	6 1 4	4 4 7	4 4 6	6.0 +0 -0.15	1 0 0 +0 -1.0	9.8 ±0.15	3 0 0 -0	+2 -1	2.4 +0 -0.05	1 7 0 ±2			0.1	0.3
I S - C	2.40	6 1 2	4 4 5	4 4 7	6.6 ± 0.1	1 0 0 +1.0 -0	9.6 ±0.1	3 0 0 -0	+1 -0	2.4 +0 -0.05	4 2 +1 -0	5 7 ~ 7 0	1 1 1 +1	1.0	0.4
I S - T	2.40	6 1 2	4 4 5	4 4 6	6.3 +0.1 -0	1 0 0 +1.0 -0.2	9.8 ±0.2	3 0 0 0 -1.5	+0 -1	2.4 +0 -0.05	4 2 +1 -0	7 0 ±1	1 1 0 +0 -1	0.8	0.3

Table 7.4.3 Results of material tests

model \ place	Item	Yield point σ_Y Kg/mm ²	tensile strength σ_B Kg/mm ²	Elongation ϕ %
S-type	Web	2 6.3	3 4.5	3 3.3
	Flange	2 2.1	3 5.3	3 1.3
	Skin plate	2 3.2	3 8.3	3 2.3
IS-type	Web	2 2.2	3 4.6	3 6.2
	Flange	2 6.5	4 5.0	3 3.0
	Skin plate	2 6.8	4 5.8	2 8.8

Table 7.4.4 Kinds of experiment

Experiment	Type of structure	Loading condition	Number of models	Note
S - C	S	compression	1	the flange and the web of model S-C were reinforced by a doubler and a stiffener
S - C'	S	"		
S - T	S	tension	1	
IS - C	IS	compression	1	
IS - T	IS	tension	1	

Table 7.4.5 Test results

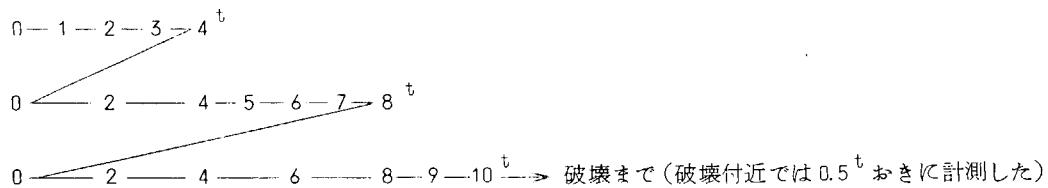
Experiment	Ultimate Load ton	Failure condition	c.f.
S - C	1 1.2	After the corner part of the web had buckled, yielding started from the flange plate and the model was finally collapsed by buckling of the flange plate	Fig. 7.4.7
S - C'	1 3.0	The neighboring web pannel to the pannel which had been reinforced after S-C test, was buckled under bending moment and shear force	Fig. 7.4.8
S - T	2 2.0	Yielding started from flange plate of corner part, then web pannel of straight part buckled under bending moment and shear force and overall web yielded under diagonal tension finally	Fig. 7.4.9
IS - C	1 5.5	as same as case S-C	Fig. 7.4.10
IS - T	2 2.8	as same as case S-T	Fig. 7.4.11

(2) 負荷方法

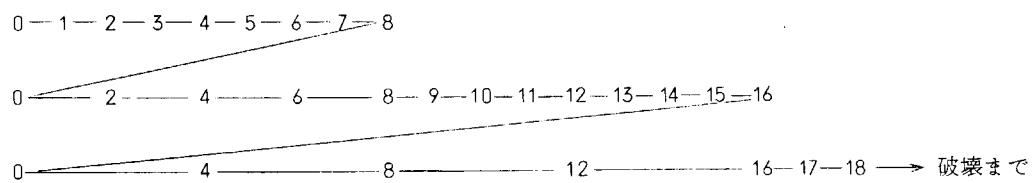
100^t 構造物試験機を使用し、Fig. 7.4.3 に示すように隅部外板の水平方向の移動を拘束して実験を行なつた。

負荷要領は次のとおりであつた。

圧縮試験



引張試験*



* 実際の荷重は上記数字の 0.76 倍である。

(3) 計測項目

荷重方向の撓み、およびフランジ、スキンプレート、ウエブ、スチフナの歪を電気抵抗線歪ゲージにより計測した。

ウエブおよびスチフナには表裏同じ位置に歪ゲージを貼り、座屈による変形を計測できるようにした。

歪ゲージ貼付位置を Fig. 7.4.4, Fig. 7.4.5 に示した。

(4) 荷重条件

模型の断面には、一般に曲げモーメント、剪断力、軸力が同時に働く、各断面におけるこれらの値を Fig. 7.4.6 に示してある。

7.4.4 実験結果

各実験の最高荷重、崩壊状況を Table 7.4.5 に示す。各実験の撓み計測結果を Fig. 7.4.12, Fig. 7.4.13 に示す。

各断面におけるウエブの表裏の歪の平均値の分布を Fig. 7.4.14～Fig. 7.4.17 に示す。

7.4.5 まとめ

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

(1) スチフナをフランジに直角方向に入れた S 型では、引張り曲げに対してとくに問題なく、ほぼ全断面降伏するまで外力に抵抗する。

また、圧縮曲げに対しては、まずウエブの座屈がおこり、その後フランジが降伏し、最終的にはフランジの局部座屈によつて崩壊した。この場合スチフナは座屈せず、崩壊荷重は引張り曲げの約 $1/2$ である。

(2) スチフナをフランジに平行に入れた I S 型では、引張り曲げに対しては S 型とほぼ同じ強度を示したが、圧縮曲げに対しては、まずウエブが座屈したあとフランジが降伏し、最終的にはスチフナが座屈して崩壊し、S 型の 1.38 倍の強度を示した。これは I S 型の場合、模型製作の段階でフランジの実際の板厚および降伏応力が S 型より若干大きくなつたこと、またスチフナの I/y に対する効きを考慮しても、なおかつ大きな値である。

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

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

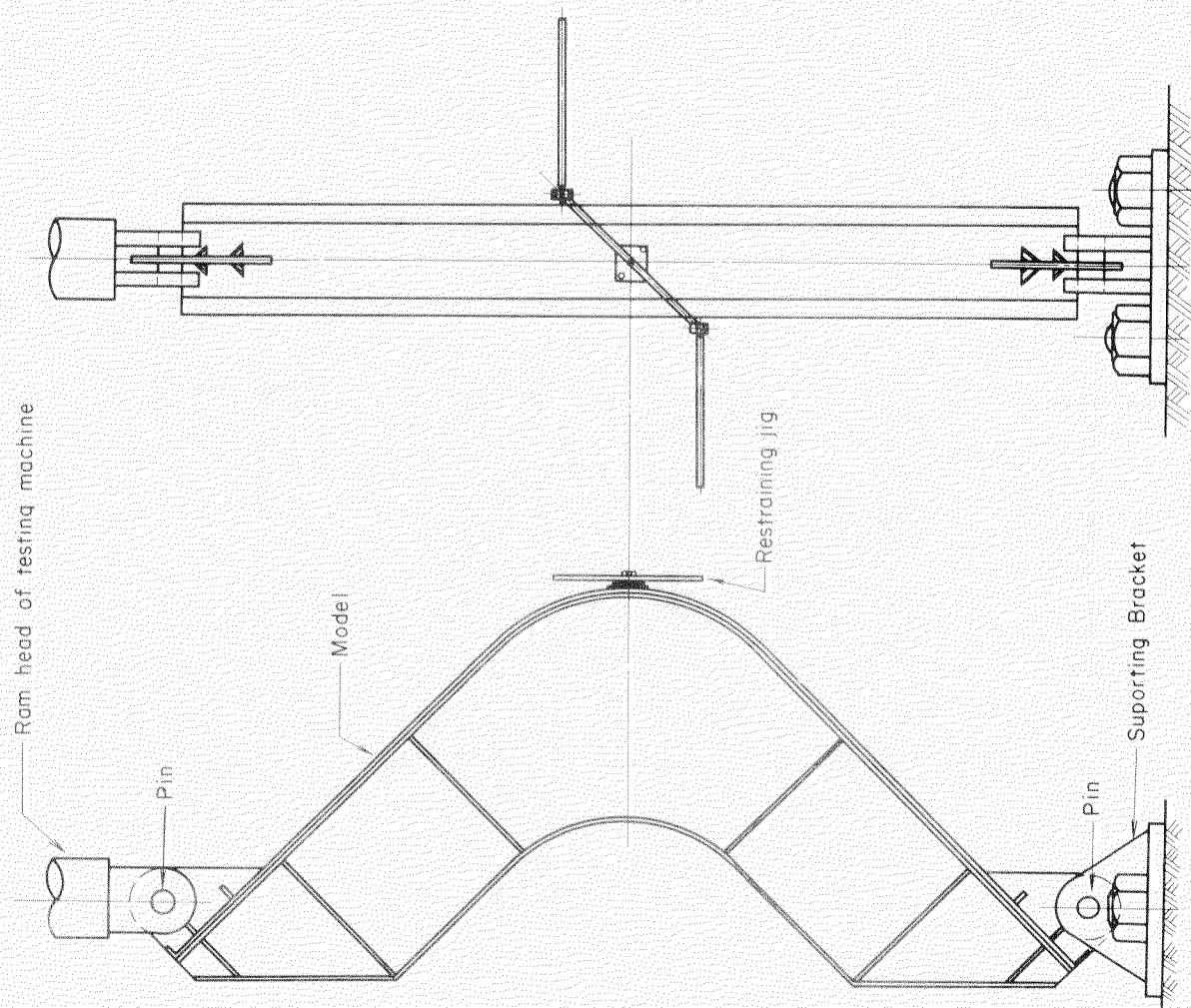
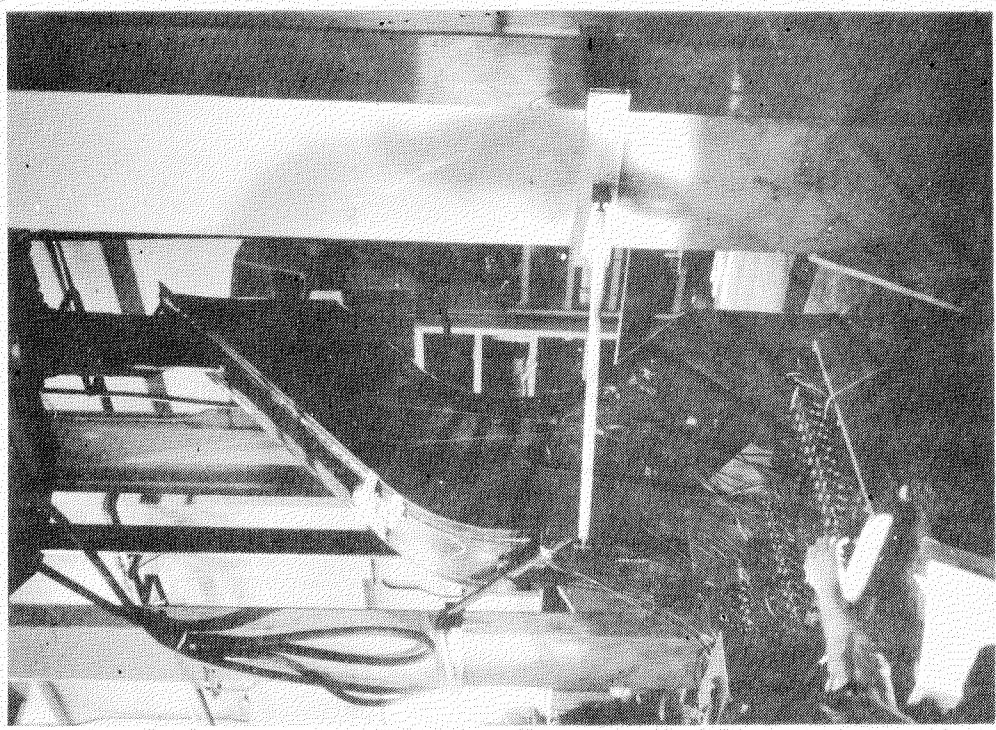
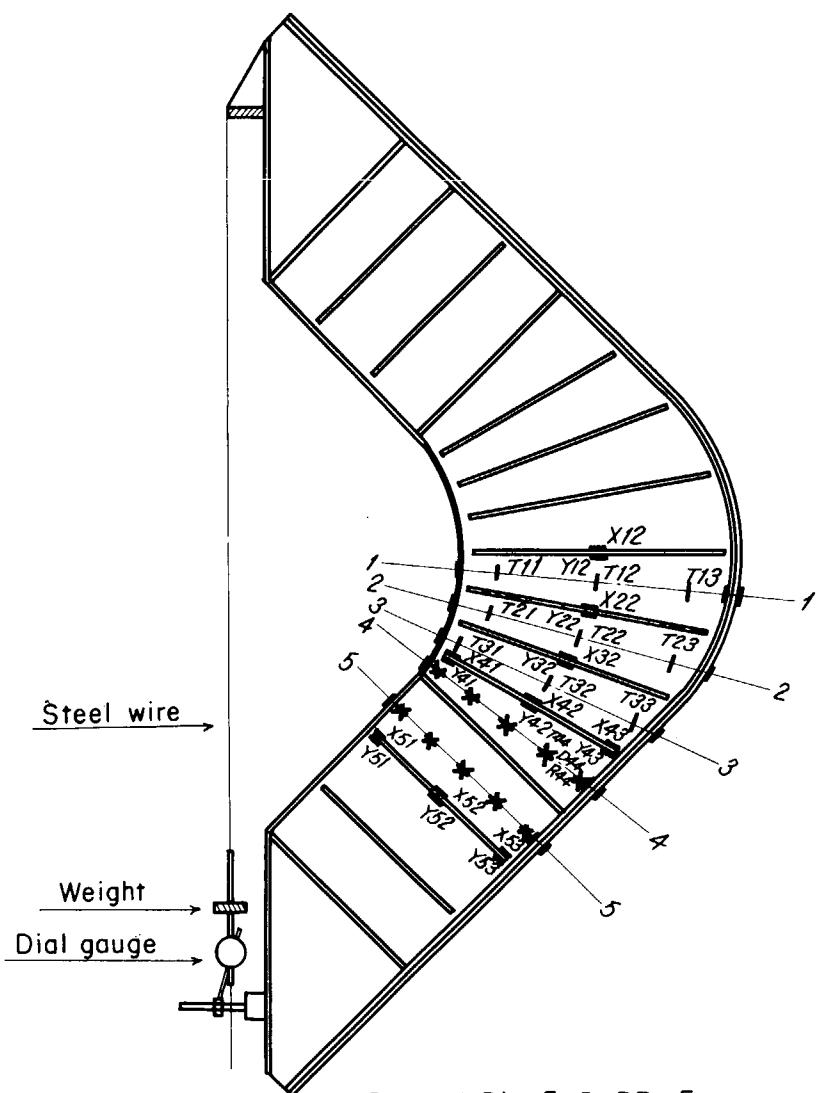


Fig. 7.4.3 Test Set-up



Notation

F : Flange

S : Skin plate

T : Tangential direction

R : Radial direction

D : Diagonal direction

X } : Stiffener
Y }

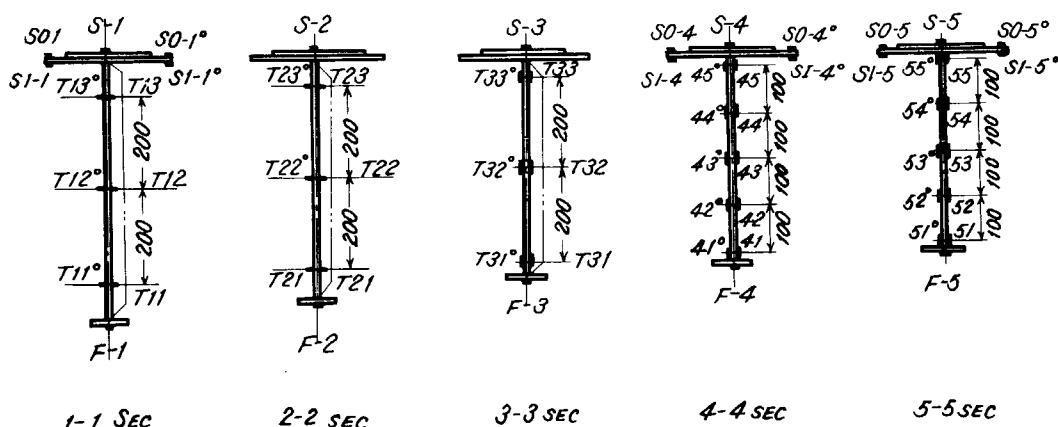


Fig. 7.4.4 Strain gauge locations for S-type models

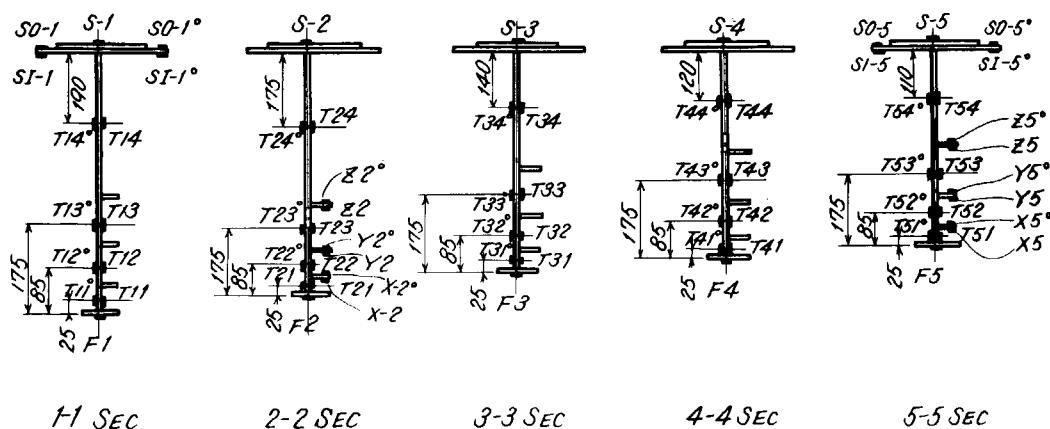
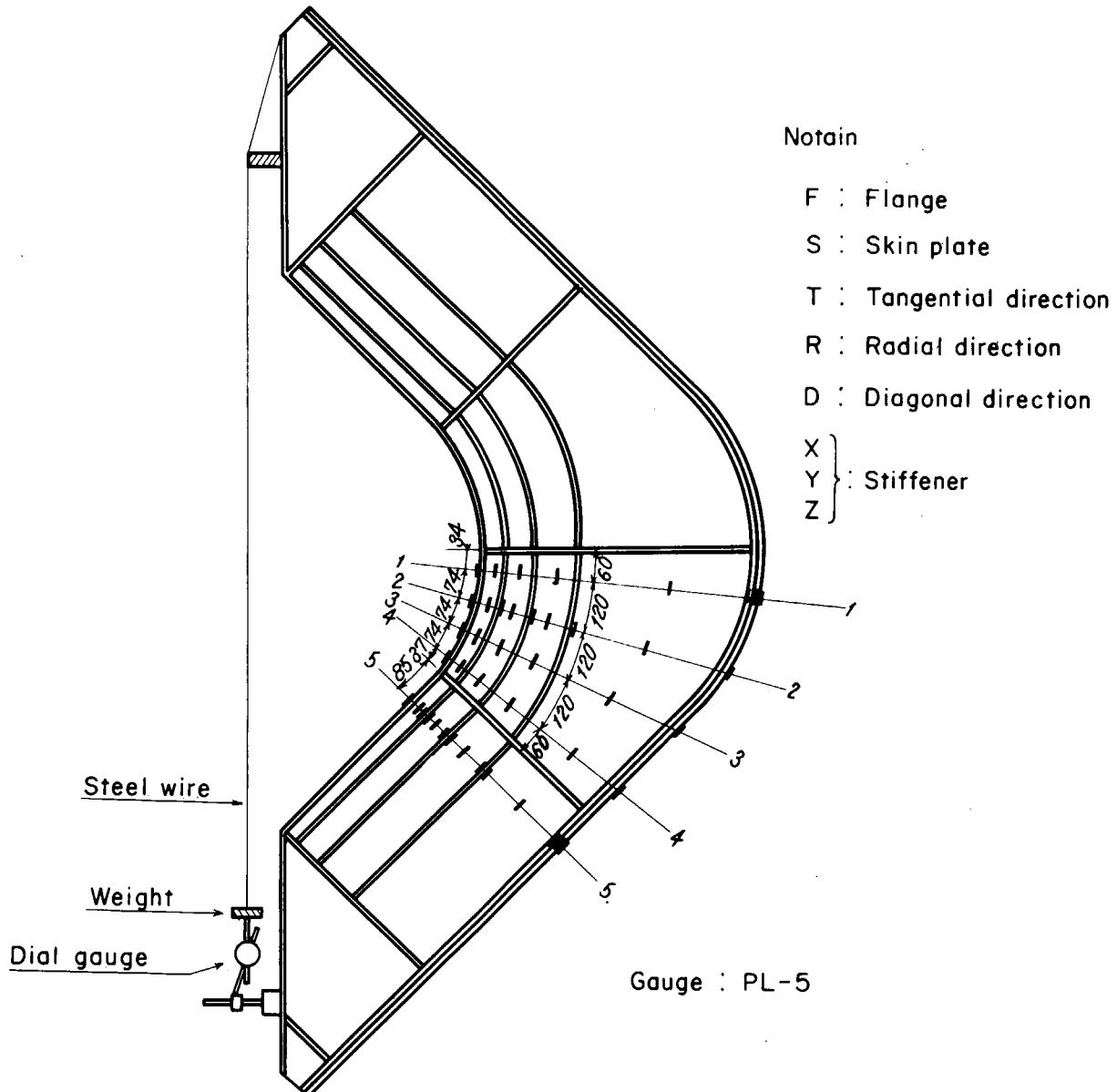


Fig. 7.4.5 Strain gauge locations for IS-type models

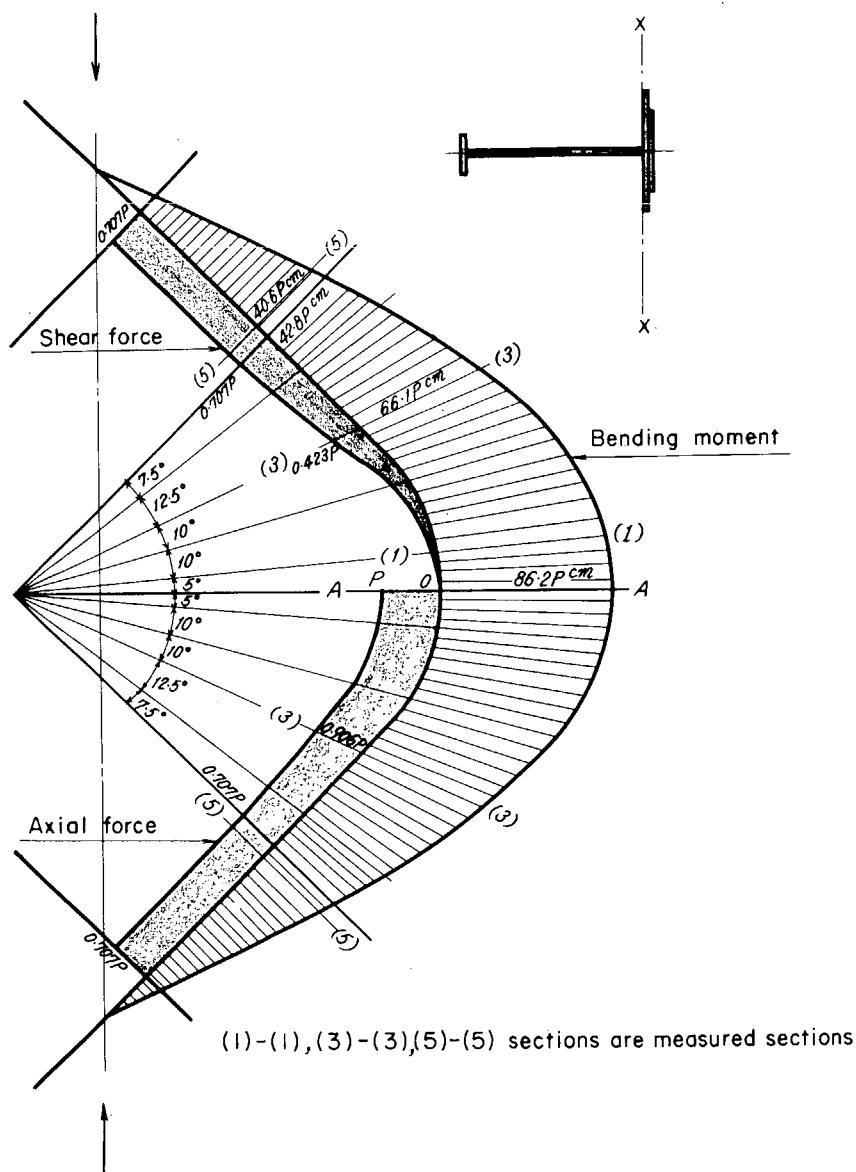


Fig. 7.4.6 Bending moment, shear force and axial force diagram

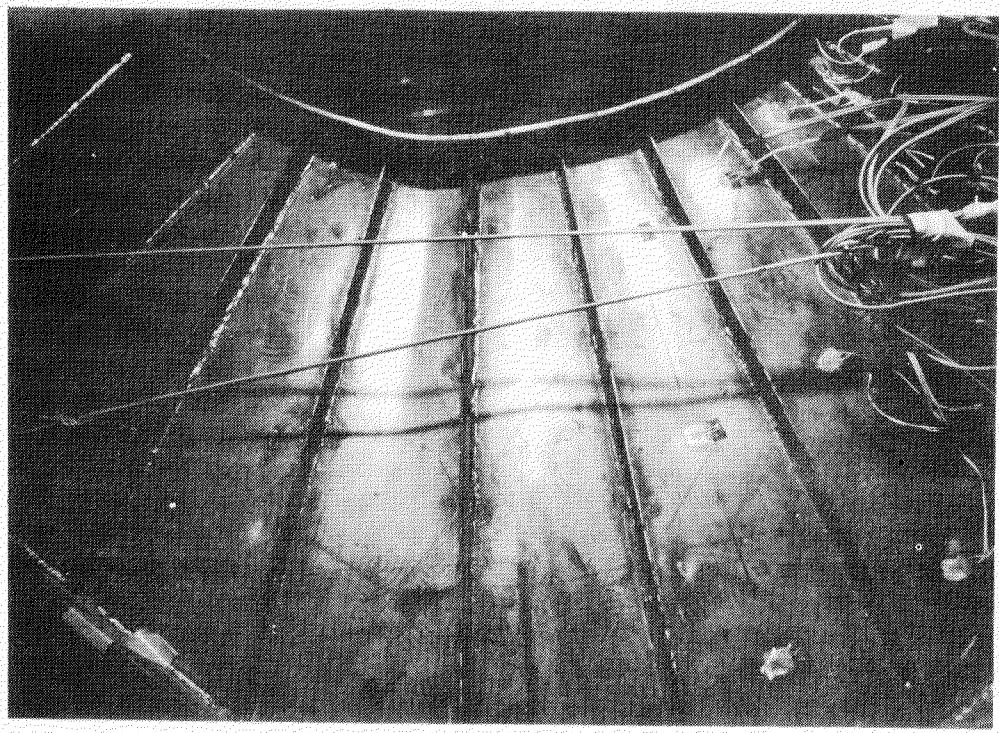


Fig. 7.4.7(b) Photograph of model S-C after test
(stiffeners are remained in straight)

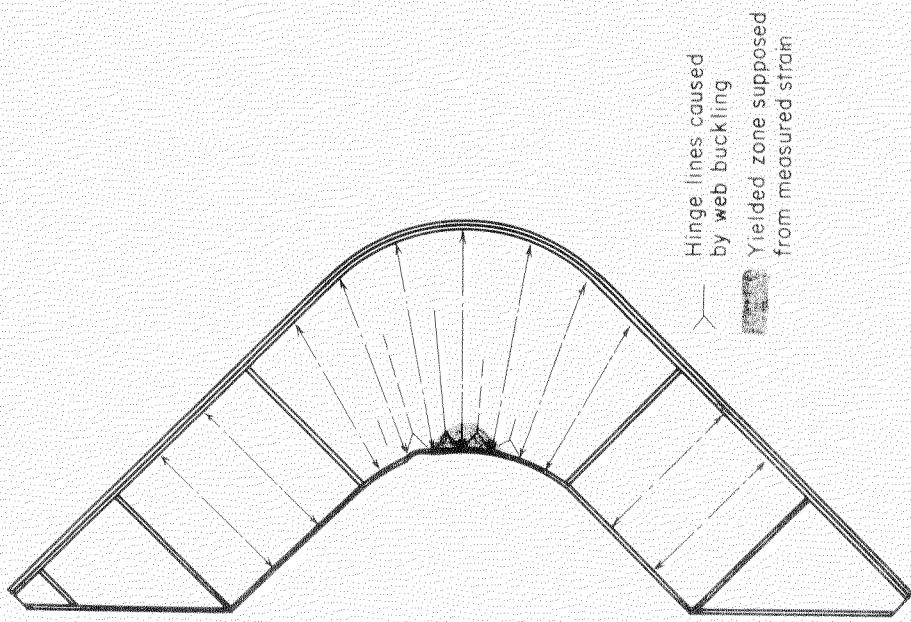


Fig. 7.4.7(a) Failure mode of model S-C

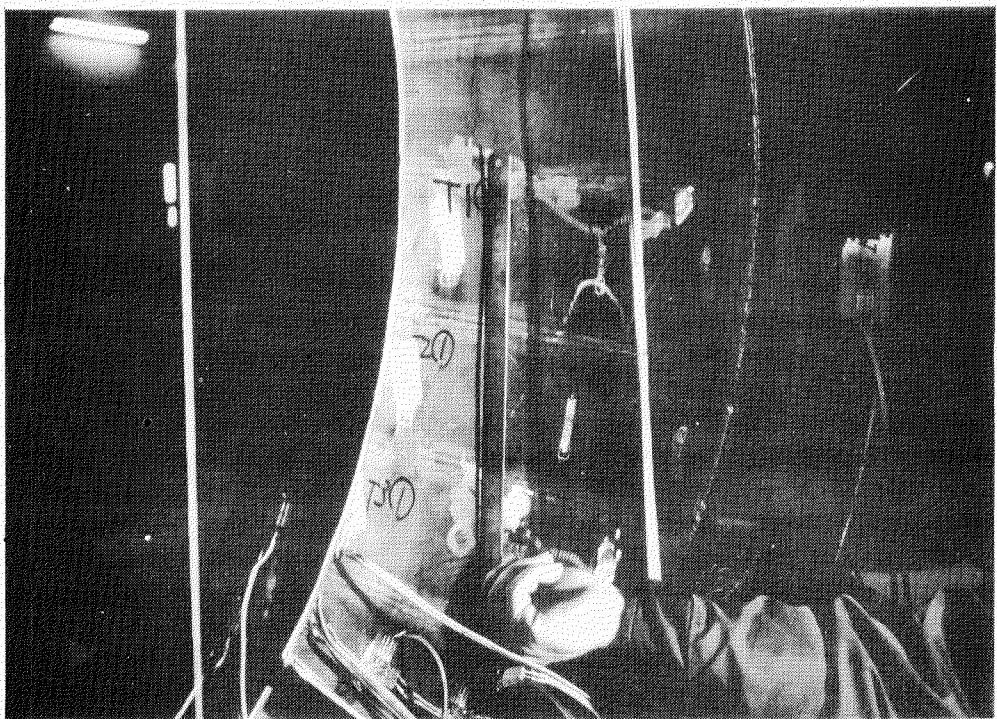


Fig. 7.4.7(c) Photograph of model S-C after test
(deformation of web between stiffeners)

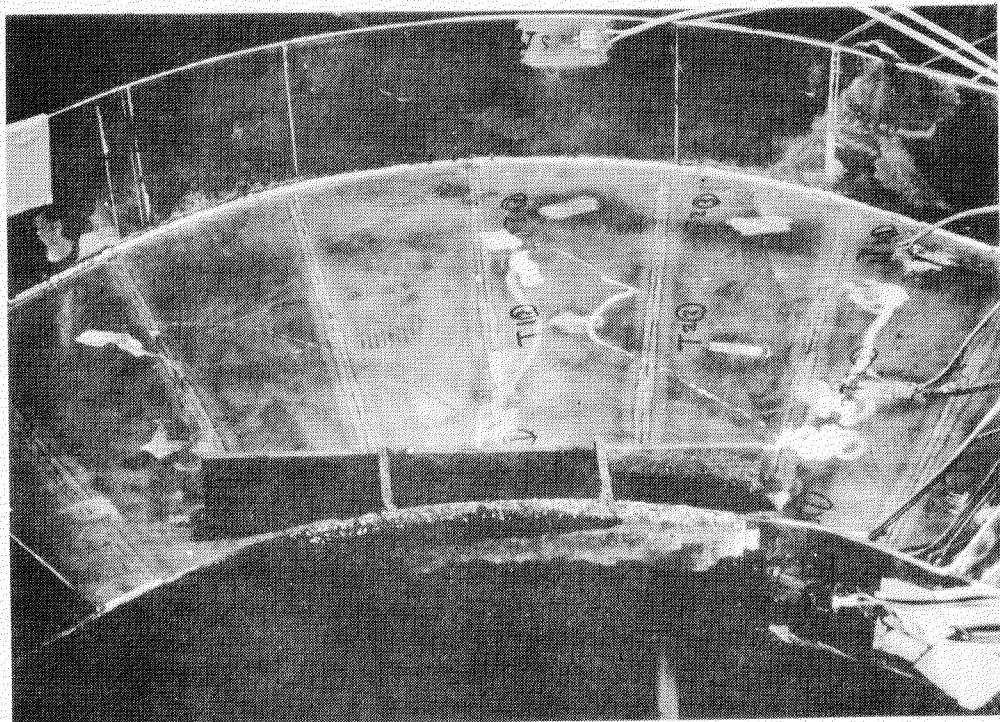
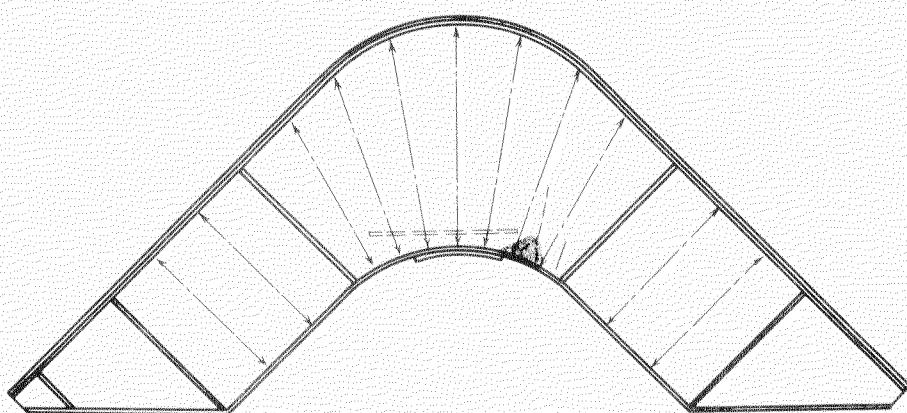


Fig. 7.4.8(a) Failure mode of model S-C

Fig. 7.4.8(b) Reinforcement of model S-C



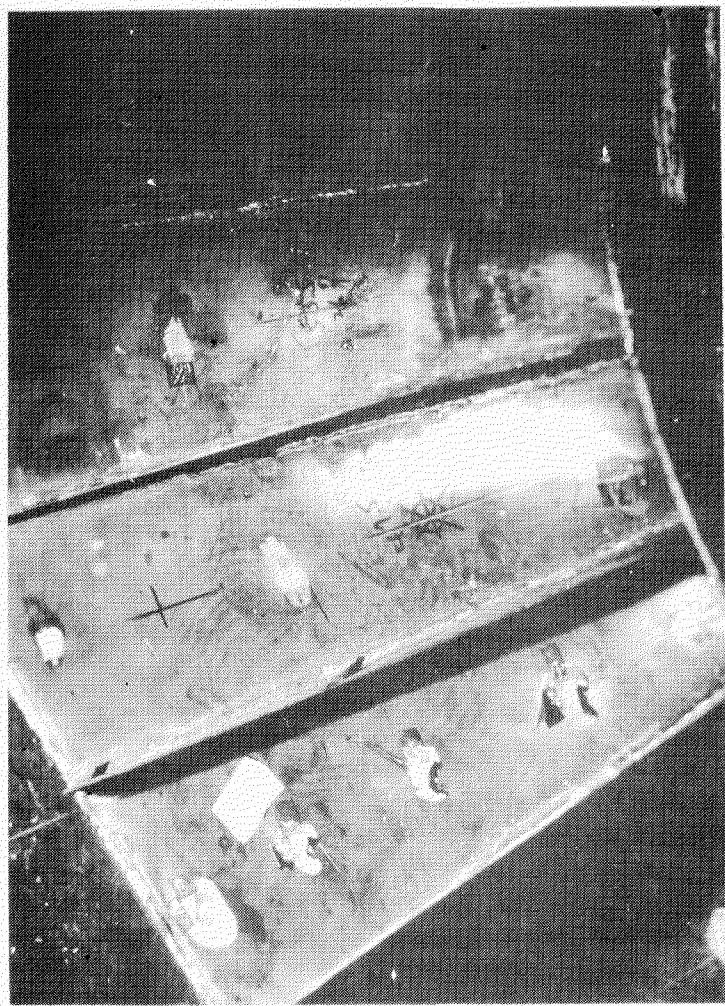


Fig. 7.4.8(c) Photograph of model S-C1 after test

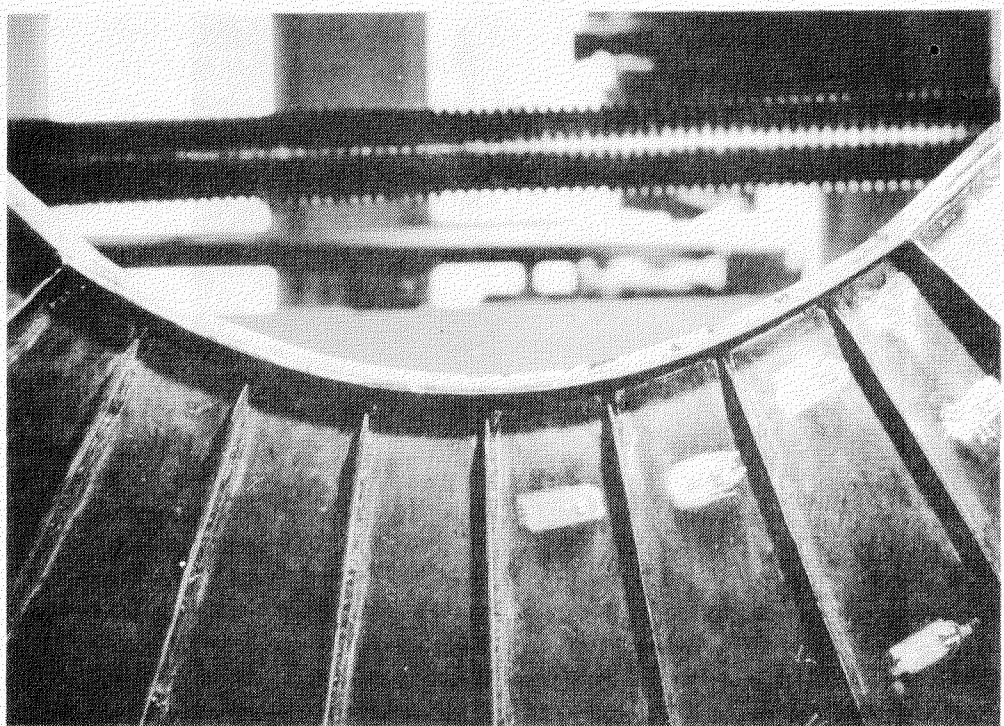


Fig. 7.4.9(b) Photograph of model S-T after test

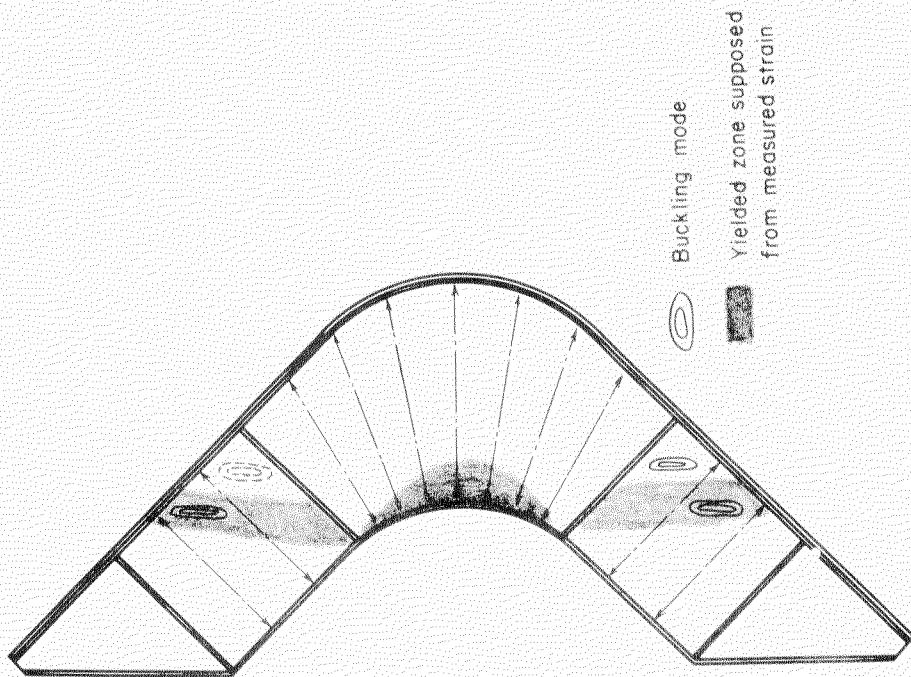


Fig. 7.4.9(a) Failure mode of model S-T

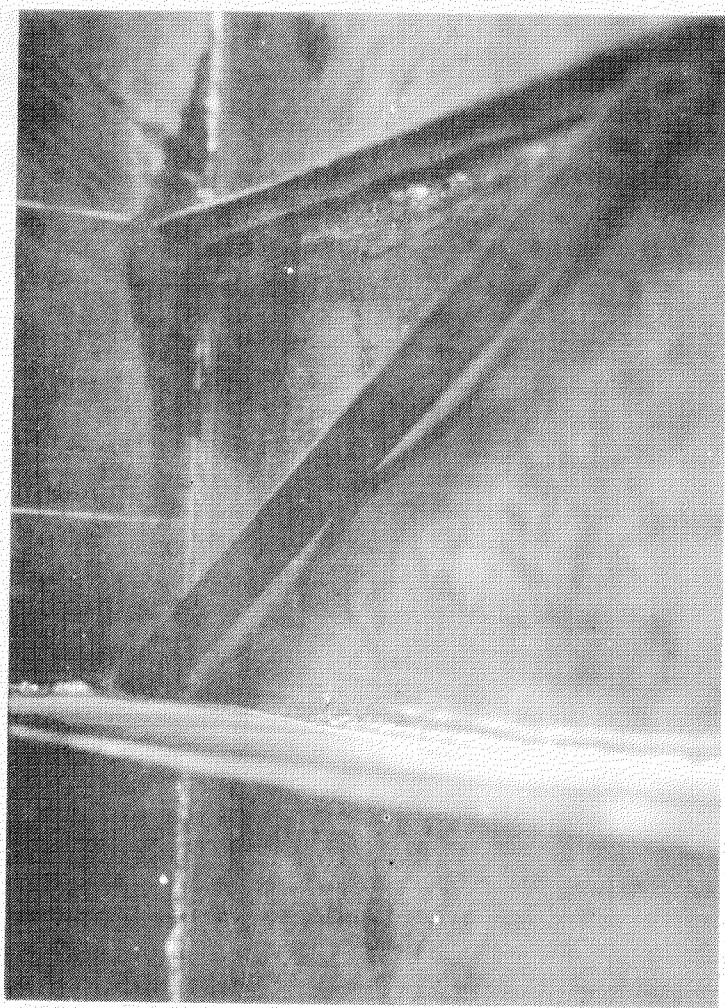


Fig. 7.4.9 (c) Photograph of model S-T after test
(buckling of web at straight part)

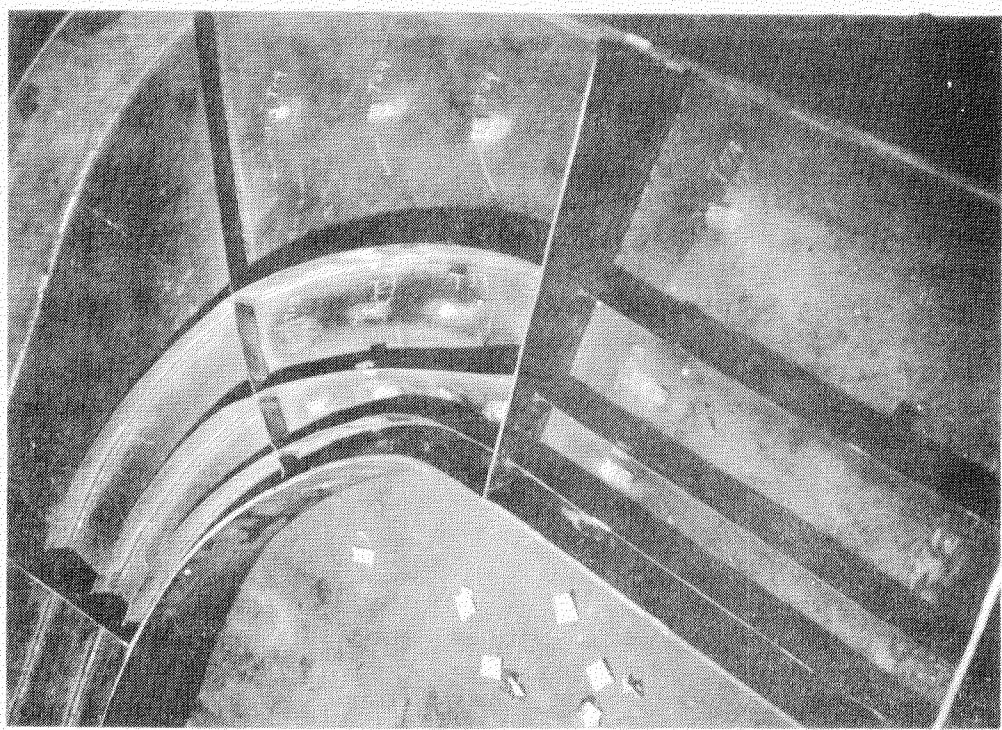


Fig. 7.4.10(b) Photograph of model IS-C after test
(buckling of stiffeners are shown)

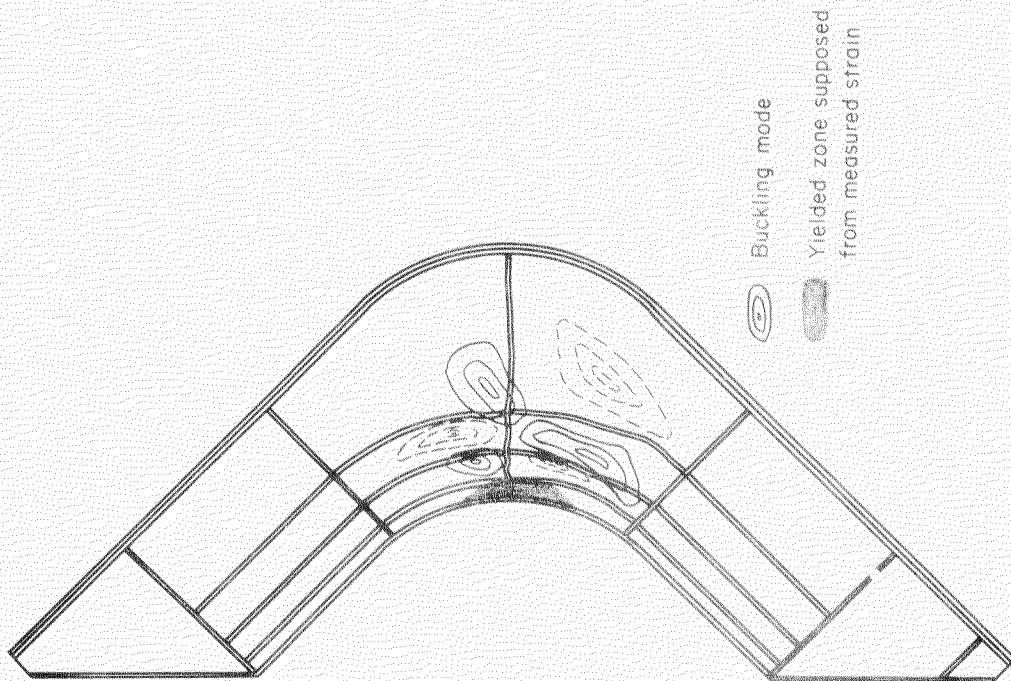


Fig. 7.4.10(a) Failure mode of model IS-C

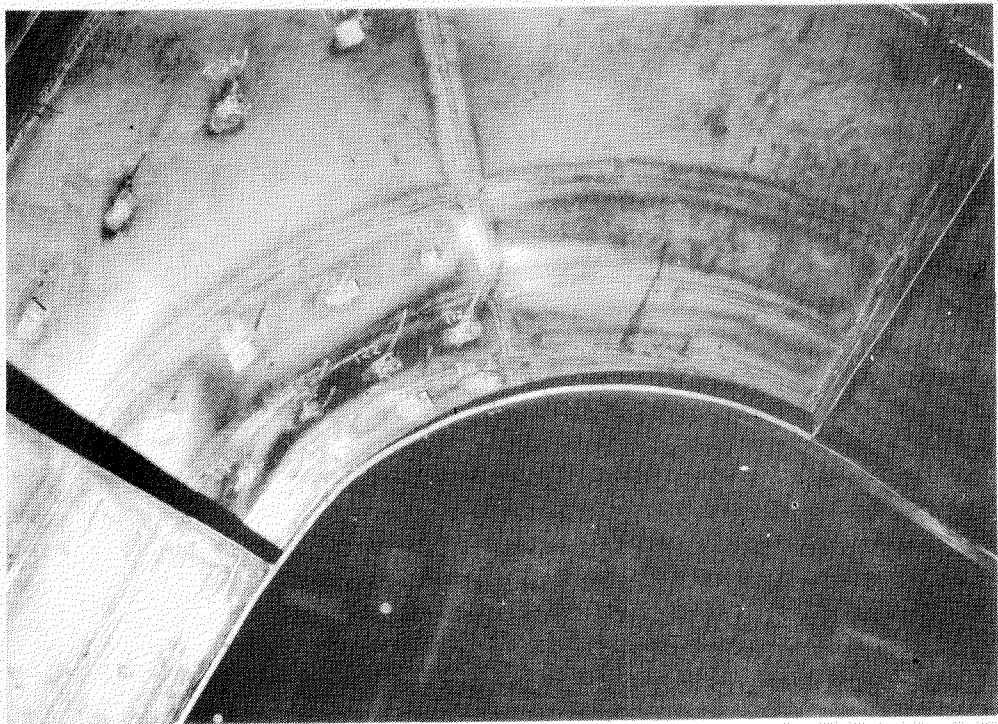


Fig. 7.4.10(c) Photograph of model IS-C after test
(deformation of web)

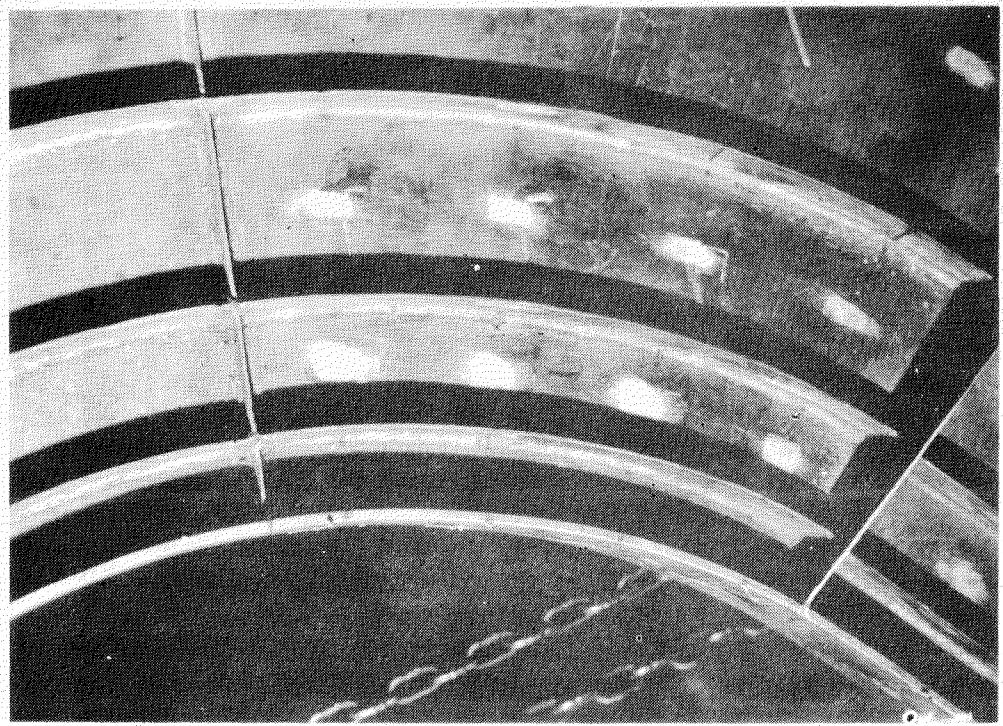
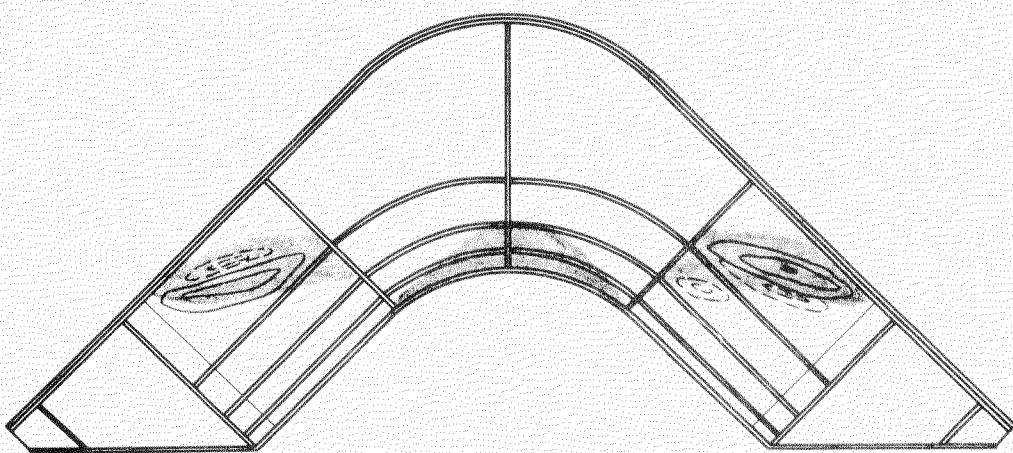


Fig. 7.4.11(a) Failure mode of model IS-T

Fig. 7.4.11(b) Photograph of model IS-T after test



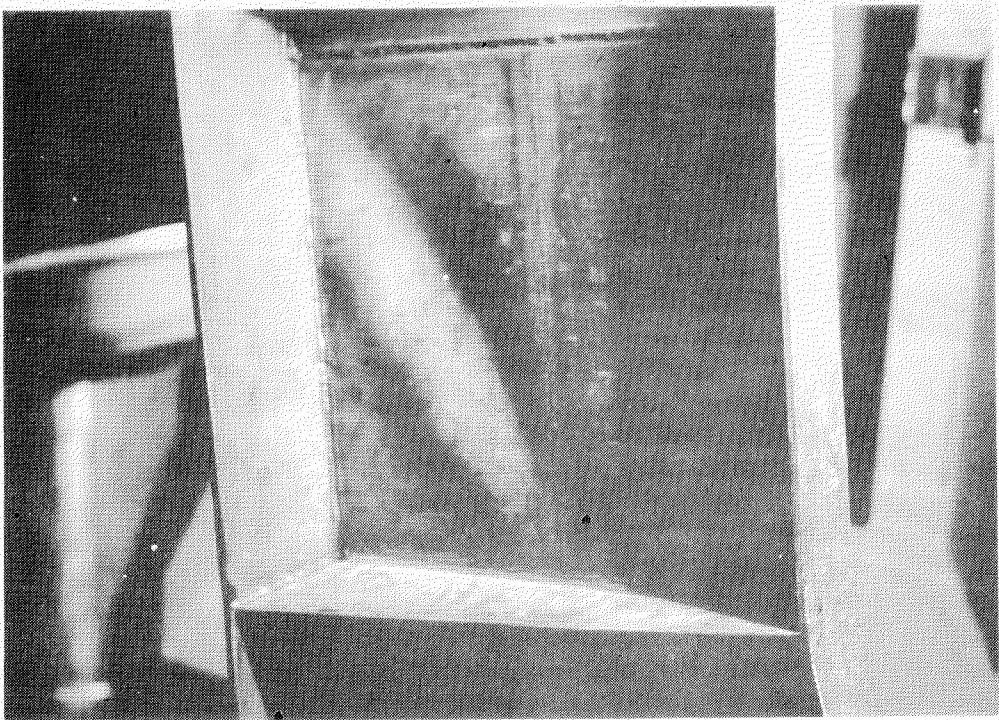


Fig. 7.4.11(c) Photograph of model IS-T after test
(web buckling at straight part)

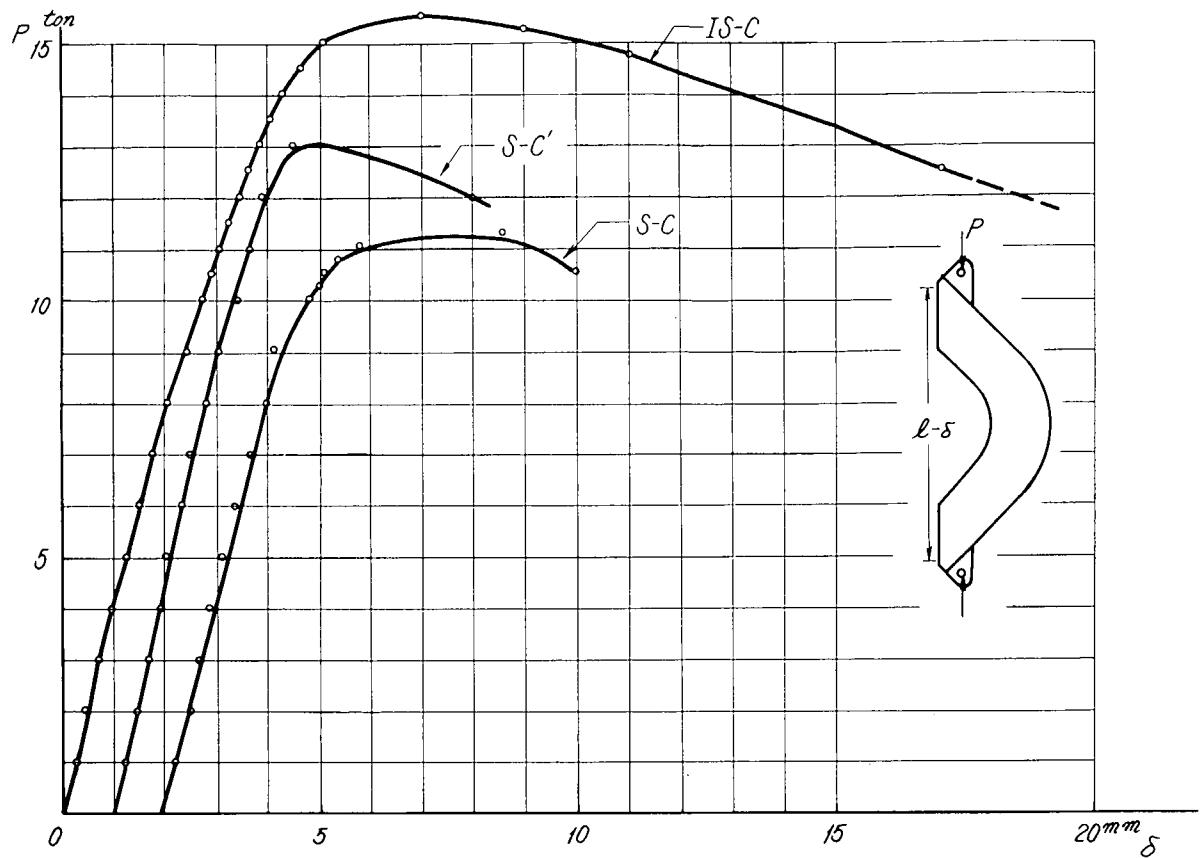


Fig. 7.4.12 Measured deflection curves of S-C, S-C', IS-C tests

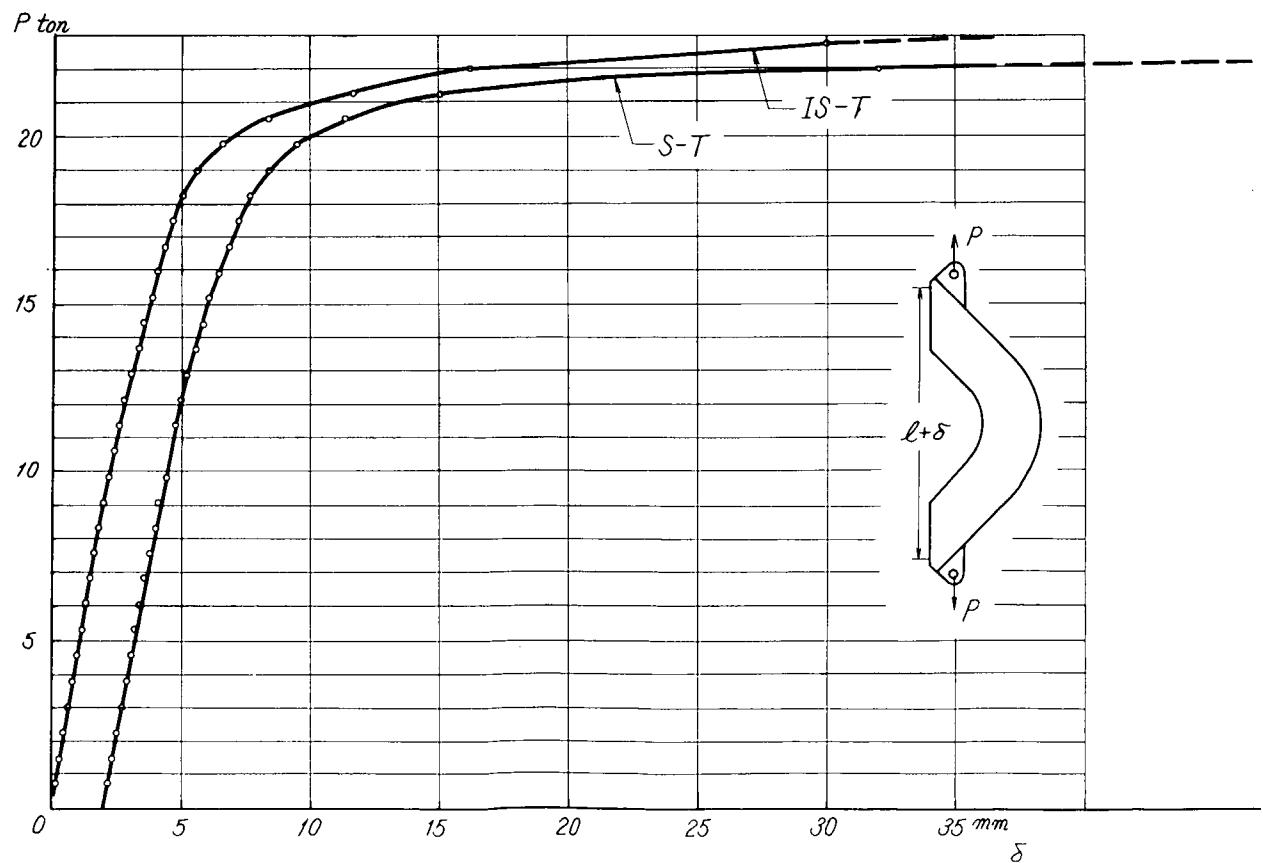


Fig. 7.4.13 Measured deflection curves of S-T, IS-T tests

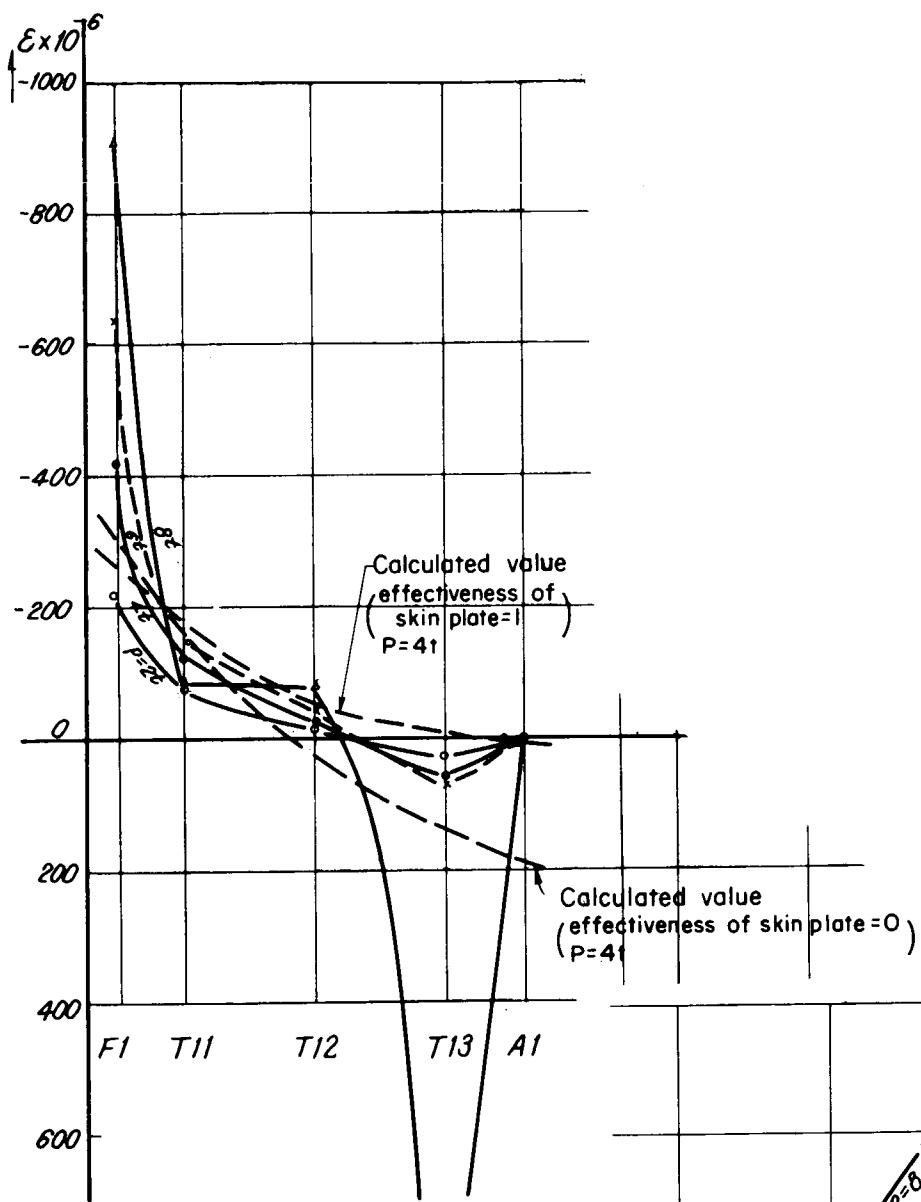


Fig. 7.4.14(a) Measured strain distribution in the web of S-C

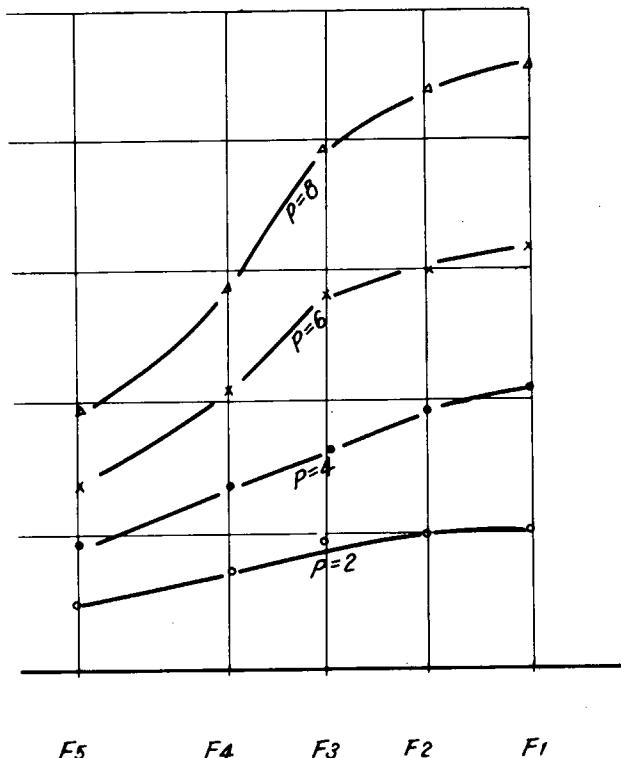


Fig. 7.4.14(b) Measured strain distribution on the flange plate of S-C

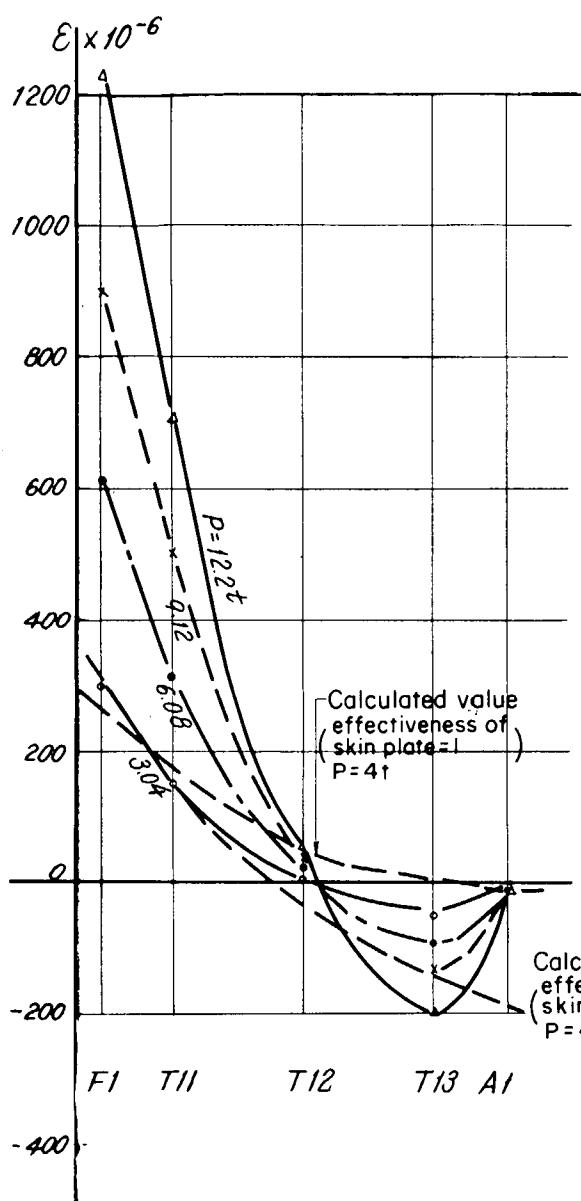


Fig. 7.4.15(a) Measured strain distribution in the web of S-T

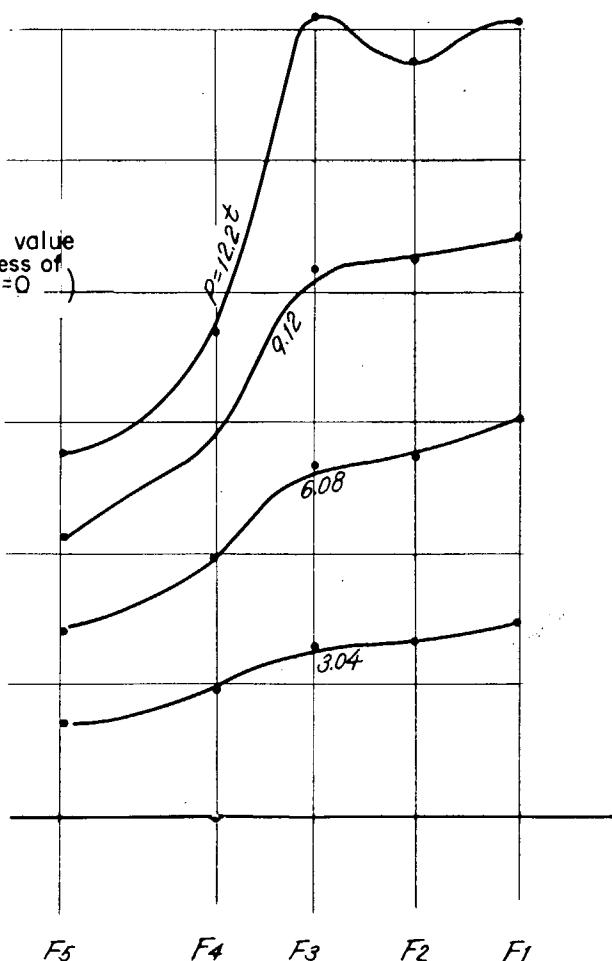


Fig. 7.4.15(b) Measured strain distribution on the flange of S-T

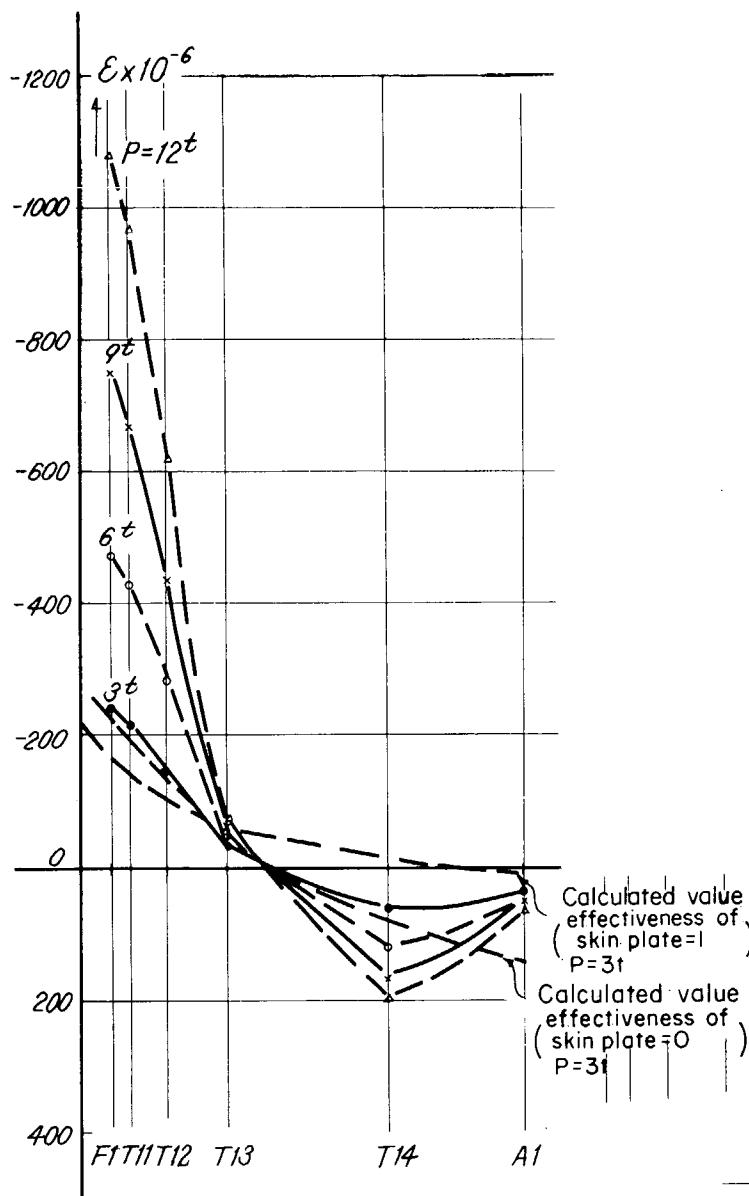


Fig. 7.4.16 (a) Measured strain distribution in the web of IS-C

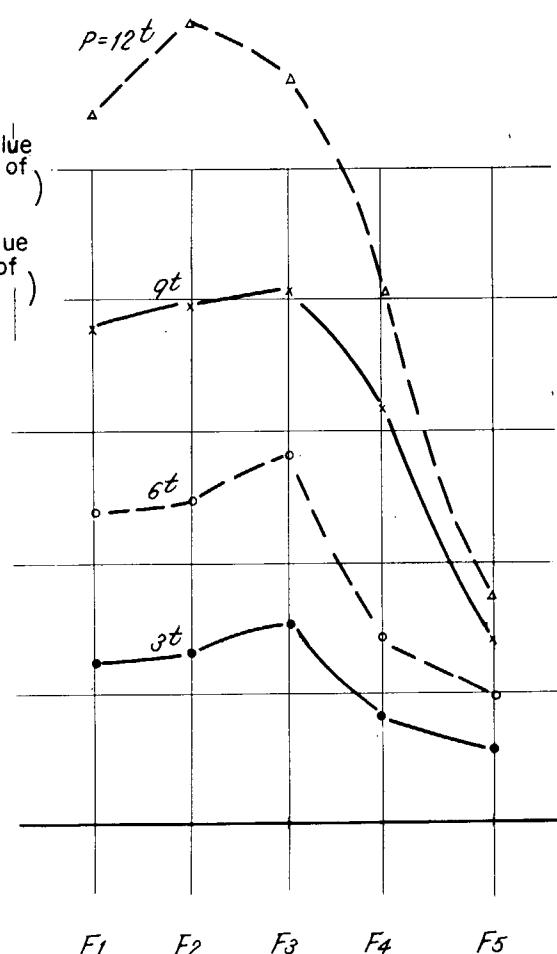


Fig. 7.4.16 (b) Measured strain distribution on the flange of IS-C

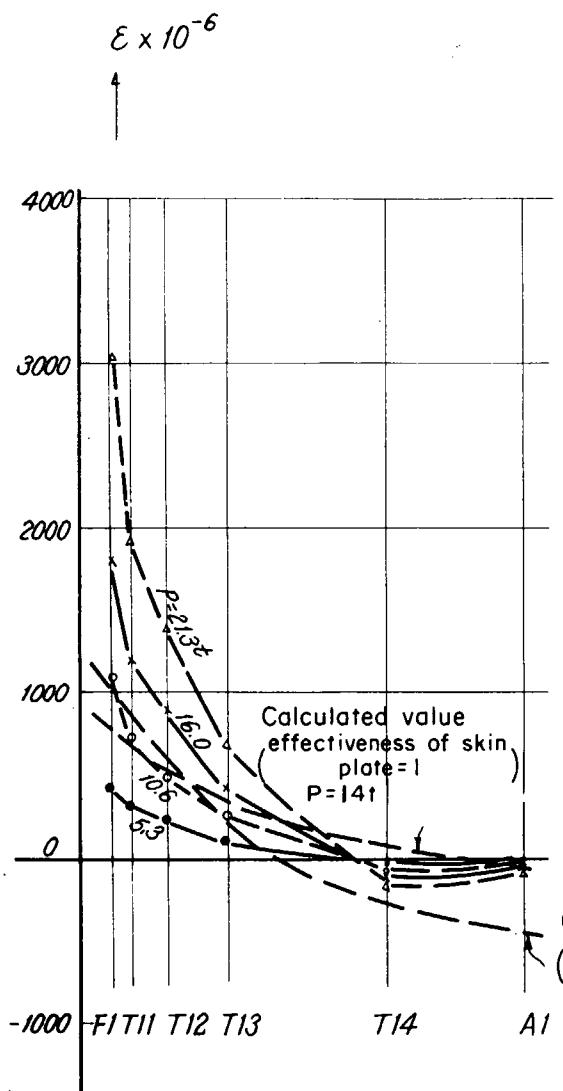


Fig. 7.4.17 (a) Measured strain distribution in the web of IS-T

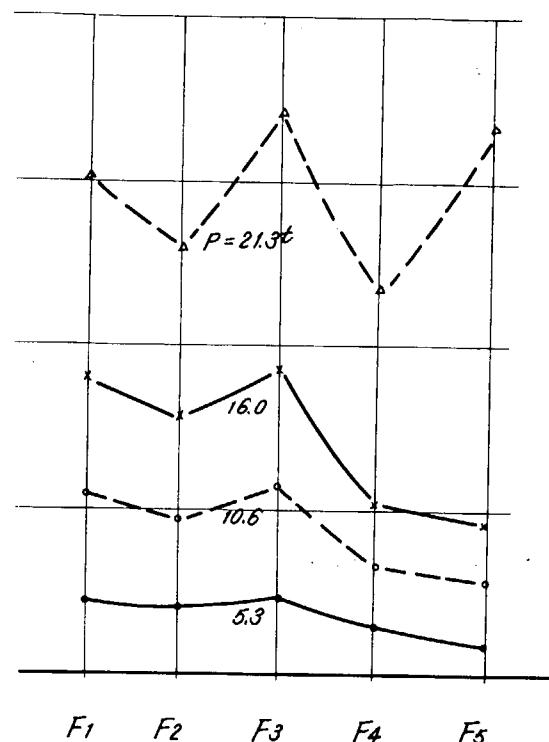


Fig. 7.4.17 (b) Measured strain distribution on the flange of IS-T

8. 外力に関する研究

8.1 船体横部材に加わる波浪荷重の研究

8.1.1 まえがき

船体の横強度計算を精密化するうえで、船体の横部材に加わる波浪荷重の性質を把握することが必要である。船体の横部材に働く波浪荷重、すなわち波浪中の船体表面に作用する変動水圧の研究資料は2、3の実船計測と模型実験しかなく、波浪縦曲げモーメント等の縦強度上の波浪荷重の研究に比べていちぢるしくおくれていて、船体横強度計算を行なうときの問題点の一つとなつていた。

本部会ではこの波浪中の船体に働く変動水圧を解明するため、模型船による規則向い波中の水槽実験と、最近発表された田才教授の理論による計算を行ない比較検討した。さらに線型重ね合せの理論によつて海洋航行時の変動水圧の長期分布を求めた。

なお、上記の実験と計算は満載状態でビルジキールのない船に対するものである。ビルジキールの影響、軽荷状態における変動水圧等について若干の実験を行なつた。

8.1.2 規則波中の変動水圧

(1) 理論計算

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

座標系および諸量の符号を Fig. 8.1.1(a), (b)に示す。船体表面に作用する変動圧力は、

1) 静水中での運動に基づく圧力、 $p_{(1)}$

2) 波の orbital acceleration, orbital velocity による圧力、 $p_{(2)}$

3) 波の変動圧力、 $p_{(3)}$

から成る。

1) 静水中での運動に基づく圧力

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

$$p = -\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} = \frac{\rho g \eta}{\pi} [(\phi_C + S) \sin \omega_e t - (\phi_S + E) \cos \omega_e t] \quad (8.1.1)$$

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

いま、柱状体が $\zeta = \zeta_0 \cos \omega_e t$ で上下揺れするとき、変動圧力 p を加速度 ζ と同位相の成分 p_{aw} と速度 ζ と同位相の成分 p_{dw} とに分ける。

$$\left. \begin{aligned} p_{aw} &= \rho g \zeta_0 p'_{aw} \cos \omega_e t \\ p_{dw} &= \rho g \zeta_0 p'_{dw} \sin \omega_e t \end{aligned} \right\} \quad (8.1.2)$$

とおけば、 p'_{aw} と p'_{dw} は

$$\left. \begin{aligned} p'_{aw} &= -\xi_B \frac{p_S B_0 + p_C A_0}{A_0^2 + B_0^2} \\ p'_{dw} &= -\xi_B \frac{p_S A_0 - p_C B_0}{A_0^2 + B_0^2} \end{aligned} \right\} \quad (8.1.3)$$

ただし、 $\xi_B = \omega_e^2 B / 2g$ 、 $p_S = \phi_S + E$ 、 $p_C = \phi_C + S$ である。ここで、 B は断面の巾、 A_0 と B_0 は断

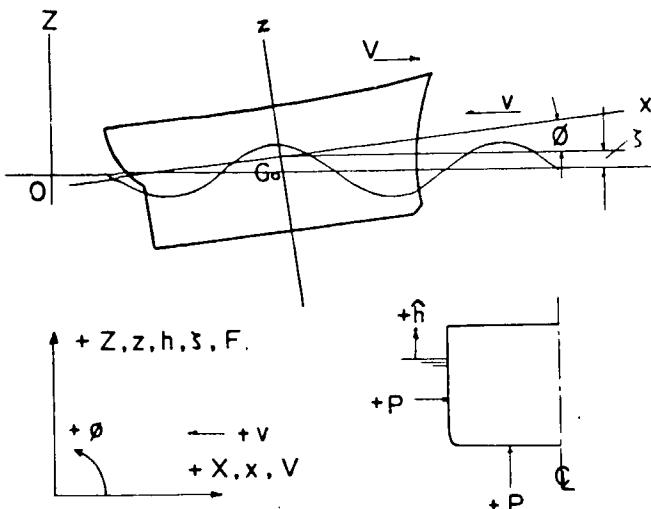


Fig. 8.1.1(a) Co-ordinate System

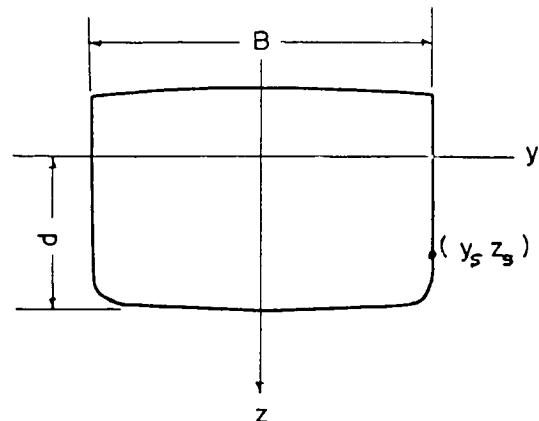


Fig. 8.1.1(b) Co-ordinate System

面形状と ξ_B によって変るもので、文献2)に与えられている。今、船体の上下揺れ ζ 、縦揺れ ϕ を、

$$\zeta = \zeta_0 \cos(\omega_e t + \alpha_\zeta), \quad \phi = \phi_0 \cos(\omega_e t + \alpha_\phi) \quad \dots \quad (8.1.4)$$

とする。x軸における船体断面の上下方向の変位を Z とすると、

$$Z = \zeta + x\phi, \quad \dot{Z} = \dot{\zeta} + x\dot{\phi} - V\phi, \quad \ddot{Z} = \ddot{\zeta} + x\ddot{\phi} - 2V\dot{\phi} \quad \dots \quad (8.1.5)$$

x軸における船体表面に働く変動水圧 $p_{(1)}$ は、

$$p_{(1)} = -\rho g Z + \rho g \frac{p_{dw}}{\omega_e} \dot{Z} + \rho g \frac{p_{aw}}{\omega_e^2} \ddot{Z} \quad \dots \quad (8.1.6)$$

これに、(8.1.5)式を入れると、

$$p_{(1)} = p_h + p_\phi + p_{hd} + p_{\phi d} + p_{\phi vd} + p_{ha} + p_{\phi a} + p_{\phi va} \quad \dots \quad (8.1.7)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{ただし, } p_h &= -\rho g \zeta, & p_\phi &= -\rho g x\phi, & p_{hd} &= -\rho g \frac{p_{dw}}{\omega_e} \dot{\zeta}, \\ p_{\phi d} &= \rho g \frac{p_{dw}}{\omega_e} x\dot{\phi}, & p_{\phi vd} &= -\rho g \frac{p_{dw}}{\omega_e} V\phi, & p_{ha} &= \rho g \frac{p_{aw}}{\omega_e} \ddot{\zeta}, \\ p_{\phi a} &= \rho g \frac{p_{aw}}{\omega_e} x\ddot{\phi}, & p_{\phi va} &= -2\rho g \frac{p_{aw}}{\omega_e^2} V\dot{\phi} \end{aligned} \right\} \quad \dots \quad (8.1.8)$$

2) 波の orbital acceleration, orbital velocity による圧力

規則向い波の副波の隆起を

$$h_e = h_0 e^{-kz_s} \cos(kx + \omega_e t) \quad \dots \quad (8.1.9)$$

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

$$h_e = h_0 e^{-kz_s} \cos(kx + \omega_e t) \quad \dots \quad (8.1.10)$$

となる。 ω_e は出合周波数。また z_s は船体表面の考えている点の座標(Fig. 8.1.1(b))。これから、x軸における波の orbital velocity, orbital acceleration は、

$$\left. \begin{aligned} h_e &= -h_0 \omega_e e^{-kz_s} \sin(\omega_e t + kx) \\ h_e &= -h_0 \omega_e^2 e^{-kz_s} \cos(\omega_e t + kx) \end{aligned} \right\} \quad \dots \quad (8.1.11)$$

したがつて、波の orbital motion による圧力 $p_{(2)}$ は、

$$p_{(2)} = -\rho g \frac{p_{dw}^h}{\omega_e} h - \rho g \frac{p_{aw}^h}{\omega_e^2} h \quad (8.1.1.2)$$

これを、 $p_{(2)} = p_{wd} + p_{wa}$ とおく。

3) 波の変動水圧

$$p_{(3)} = \rho g h_0 e^{-kz_s} \cos(\omega_e t + kx) \quad (8.1.1.3)$$

$$\equiv p_w$$

船体表面に働く変動水圧 p は、 $p_{(1)}$, $p_{(2)}$, $p_{(3)}$ の和で、

$$p = p_{(1)} + p_{(2)} + p_{(3)}$$

$$= p_h + p_\phi + p_{hd} + p_{\phi d} + p_{\phi v} + p_{\phi a} + p_{\phi va} + p_{\phi a} + p_{\phi va} + p_{wd} + p_{wa} + p_w$$

$$= p_0 \cos(\omega_e t + \alpha_\phi) \quad (8.1.1.4)$$

(2) 計算結果

計算は満載状態の T 2-Tanker 模型の船首部 Square Station $7\frac{1}{2}$ と $8\frac{1}{2}$ の断面および midship について行なつた。Table 8.1.1 に模型の要目を示す。Fig. 8.1.2 に S.S. $7\frac{1}{2}$, $8\frac{1}{2}$ および midship の断面形状を示す。Fig. 8.1.2 で、実線は実断面形状であり、破線は対応する Lewis form で、次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} y_s &= M \{ (1 + a_1) \sin \theta - a_3 \sin 3\theta \} \\ z_s &= M \{ (1 - a_1) \cos \theta + a_3 \cos 3\theta \} \\ M &= \frac{B}{2} / (1 + a_1 + a_3) \end{aligned} \right\} \quad (8.1.1.5)$$

変動水圧の計算にはこの Lewis form を用いた。図中 H_0 は $\frac{B}{2} / d$, σ は面積比である。 H_0 と σ とから a_1 , a_3 が定まる。 $\theta = 0^\circ$, 10° , 90° の点を丸印で示した。

波長 λ がそれぞれ $0.75L$, $1.00L$, $1.25L$, $1.50L$ の場合の $\theta = 0^\circ$, 20° , 40° , 60° , 80° , 90° の各点の変動水圧の振巾の無次元値 $P_0 / \rho g h_0$ の計算値を Fig. 8.1.3 ~ 8.1.5 に示す。Fig. 8.1.3 は midship の水圧、Fig. 8.1.4 は S.S. $7\frac{1}{2}$ における水圧、Fig. 8.1.5 は S.S. $8\frac{1}{2}$ における変動水圧である。Fig. 8.1.4, 8.1.5 には比較のため midship の $\theta = 0^\circ$ と 90° の変動水圧および平均船底水圧、相対水位振巾 $\Delta H_0 / h_0$ を示した。

これらの計算結果から次のようなことが言える。

船底の変動水圧は船側に比べて小さい。これは主として附加水質量によるものである。また、船側吃水面附近の変動水圧は相対水位に相当する静水圧と同等である。船底水圧は概ね一様かまたはビルジ部寄りがやや大きい。

船体中央の変動水圧と船首部の水圧を比べると船首部の方が相当に大きい。これは pitch による影響 $x\phi$ によるものと考えられる。

(3) 実験概要

実験に用いた模型船は長さ $4.5m$ の T 2-タンカーの木製模型である。Table 8.1.1 にその主要目を示す。ビルジキールは取付けていない。縦搖に対する慣性半径は船の長さ L の 23.6% とした。この模型船を満載吃水、even keel の状態で規則向い波中にて自航させた。波長 λ は $0.75L$, $1.00L$, $1.25L$, $1.50L$ の四種で、波高は全実験を通じて一定の $10cm$ を目標値としたが実際の波高は多少ばらついている。

計測事項を midship とスクエアステーション (S.S. と略す) $7\frac{1}{2}$ と $8\frac{1}{2}$ において船体表面に働く変動水圧、midship の船側における相対水位、縦搖、上下搖、前後動、波高、船速である。Fig. 8.1.2 に水圧計の取付位置を示す。現在市販されている水圧計には種々の問題があつたので電気容量変化を利用して水圧計を試作し用いた。水圧計受圧面の直径は $30mm$ である。midship の船側相対水位は音波式の波高計を船側に取付けて計測した。曳引車による速度をもつて船速とした。

Table 8.1.1 Principal Particulars of Model

Ship Type

Length between Perpendiculars, L	14,500 m
Breadth moulded, B	0.668 m
Depth moulded, D	0.351 m
Draft, d	0.268 m
Brock Coefficient, C_B	0.74
Displacement, Δ	543 kg
Radius of Gyration, κ	0.236 L
Longitudinal Center of Buoyancy	0.004 %
% of L from F.P.	= 1.8 $\frac{m}{m}$

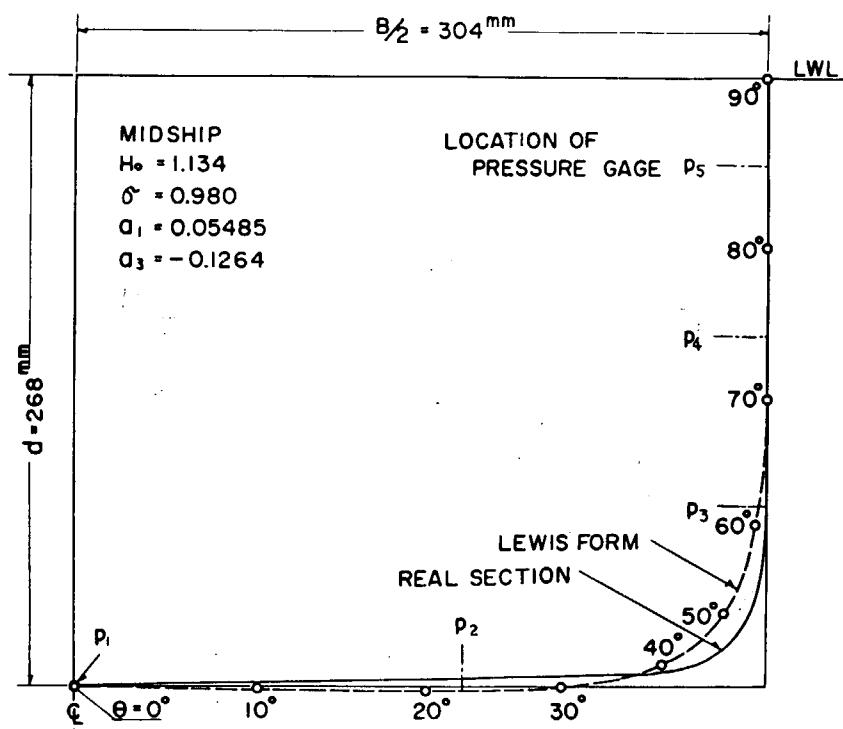


Fig. 8.1.2(a) Body Plan, Midship

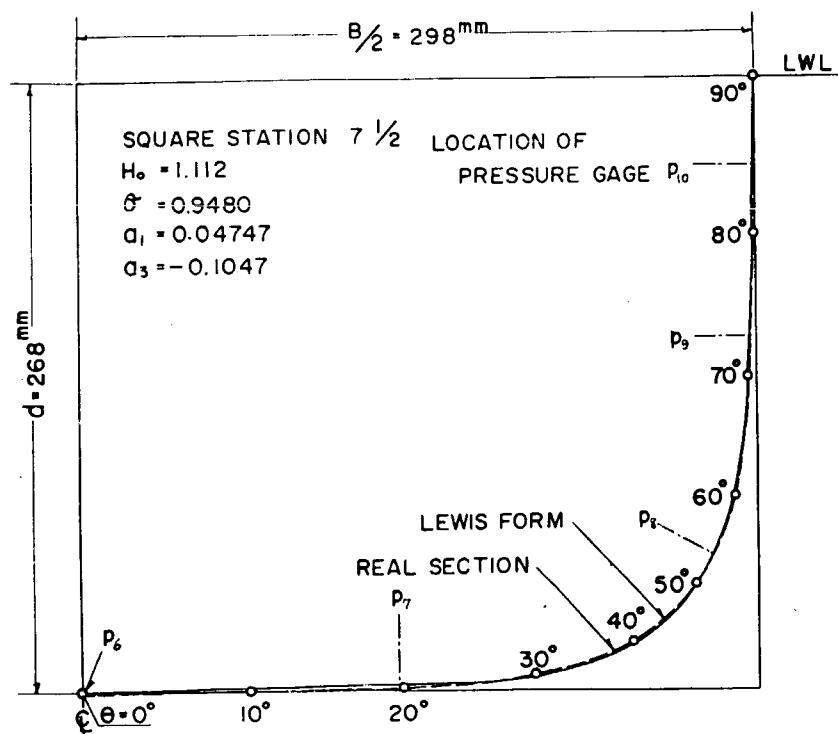


Fig. 8.1.2(b) Body Plan, S.S. 7 1/2

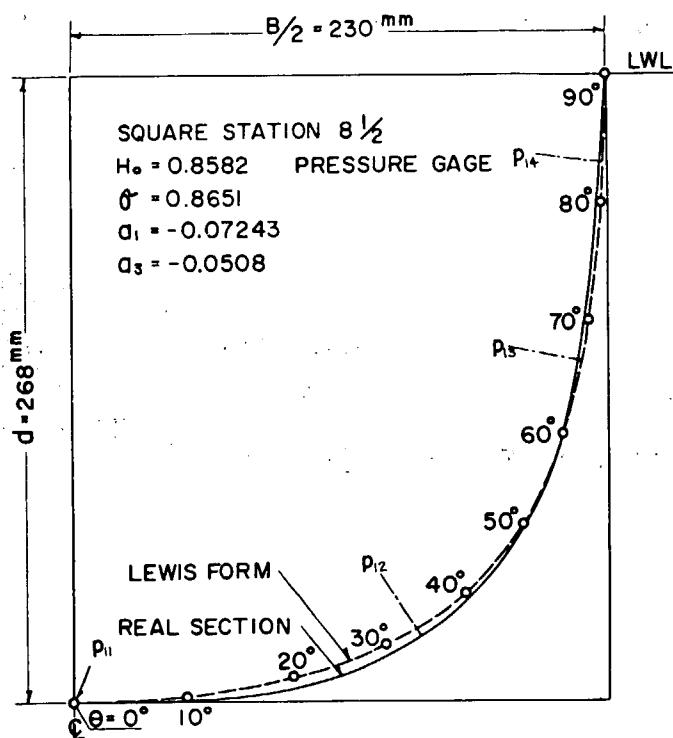


Fig. 8.1.2(c) Body Plan, S.S. 8 1/2

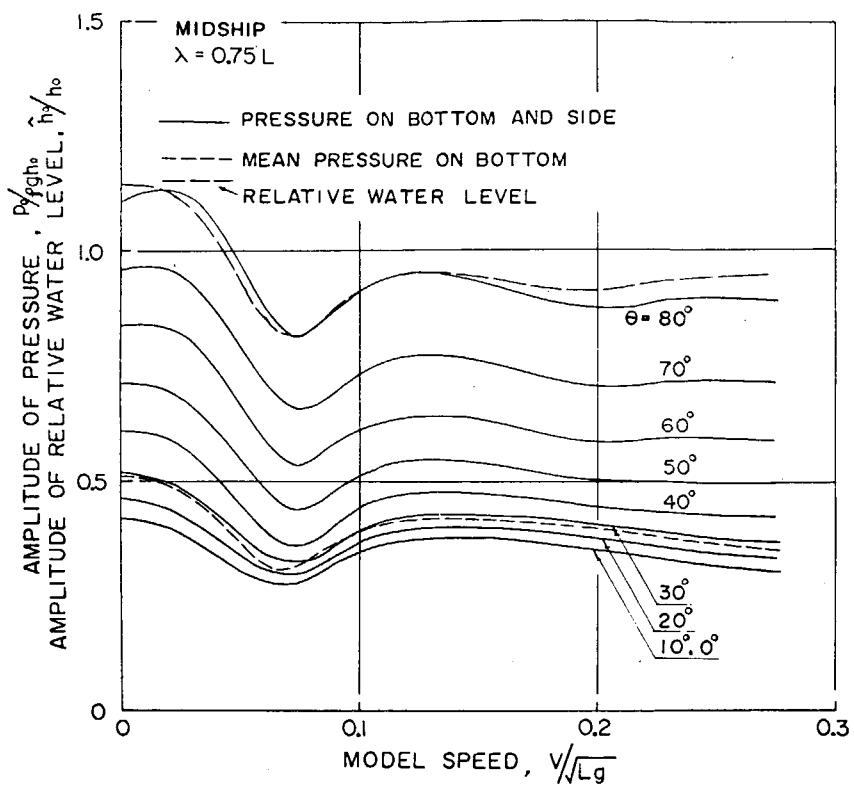


Fig. 8.1.3(a) Calculation of Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on Hull at Midship

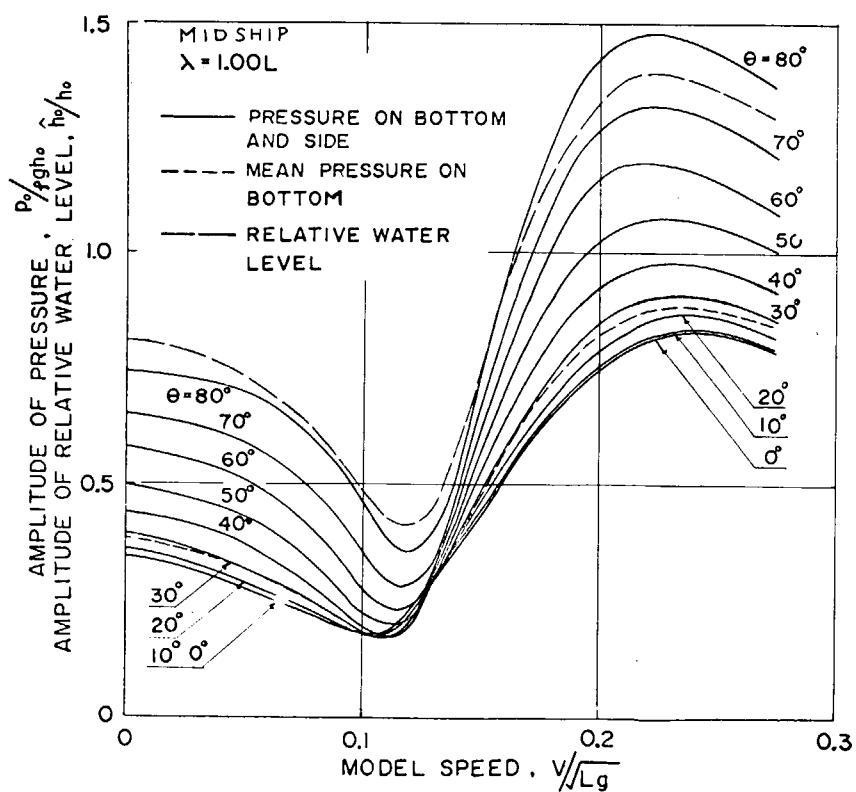


Fig. 8.1.3(b) Calculation of Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on Hull at Midship

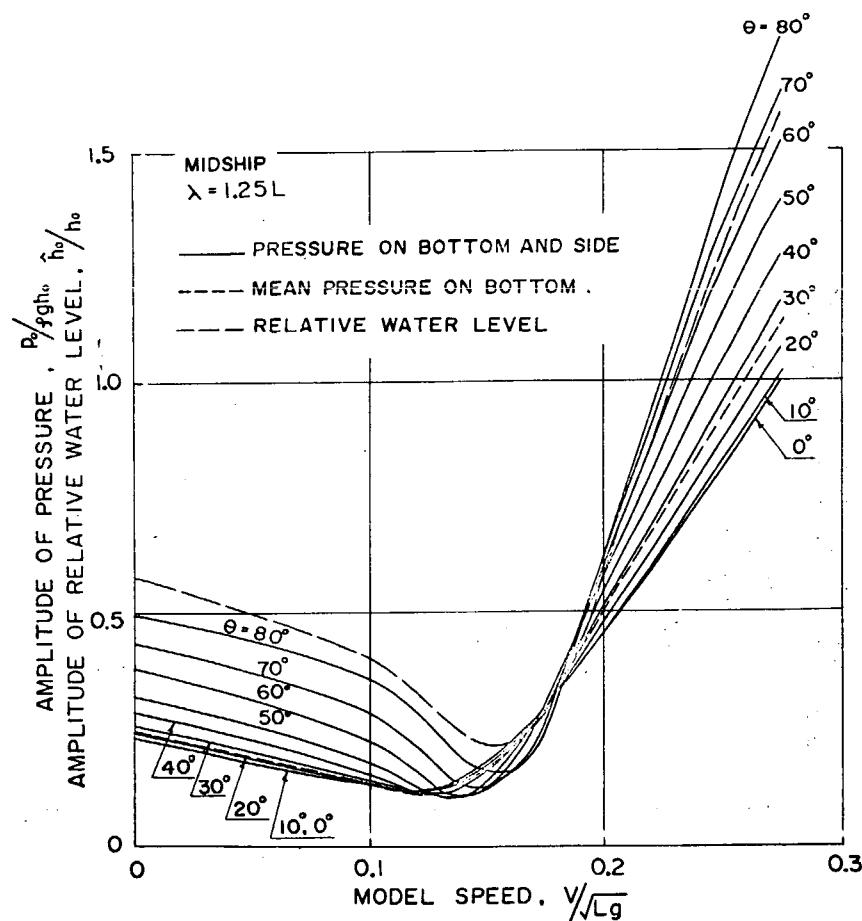


Fig. 8.1.3(c) Calculation of Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on Hull at Midship

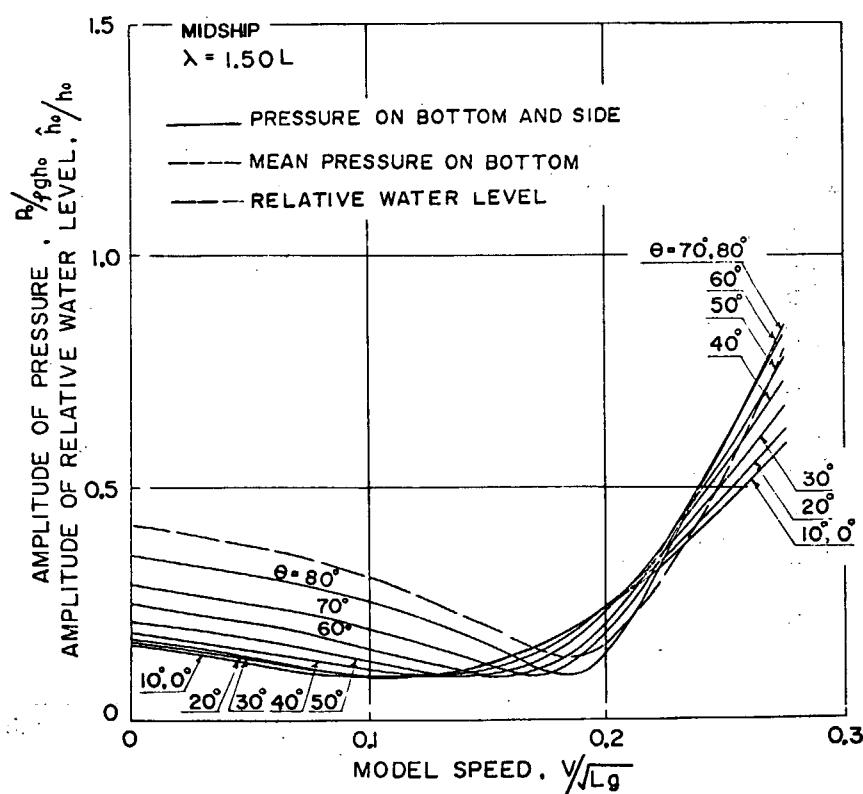


Fig. 8.1.3(d) Calculation of Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on Hull at Midship

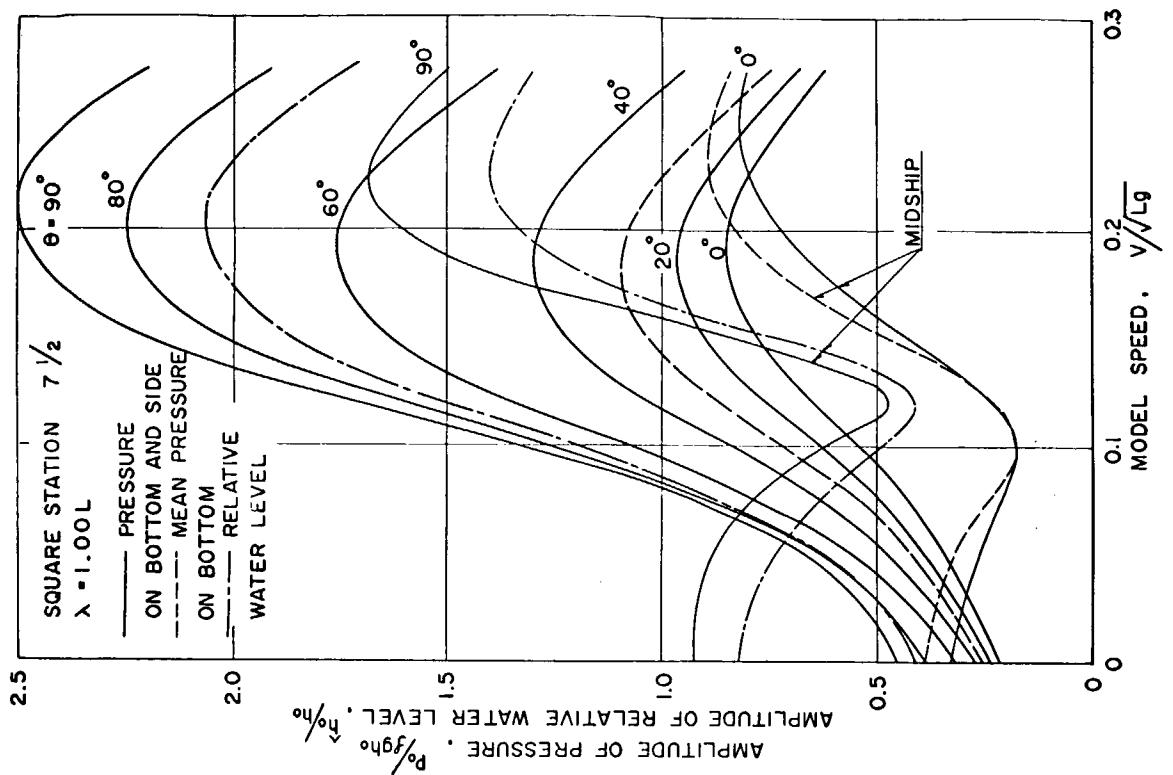


Fig. 8.1.4 (b) Calculation of Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on Hull at S.S. 7 1/2

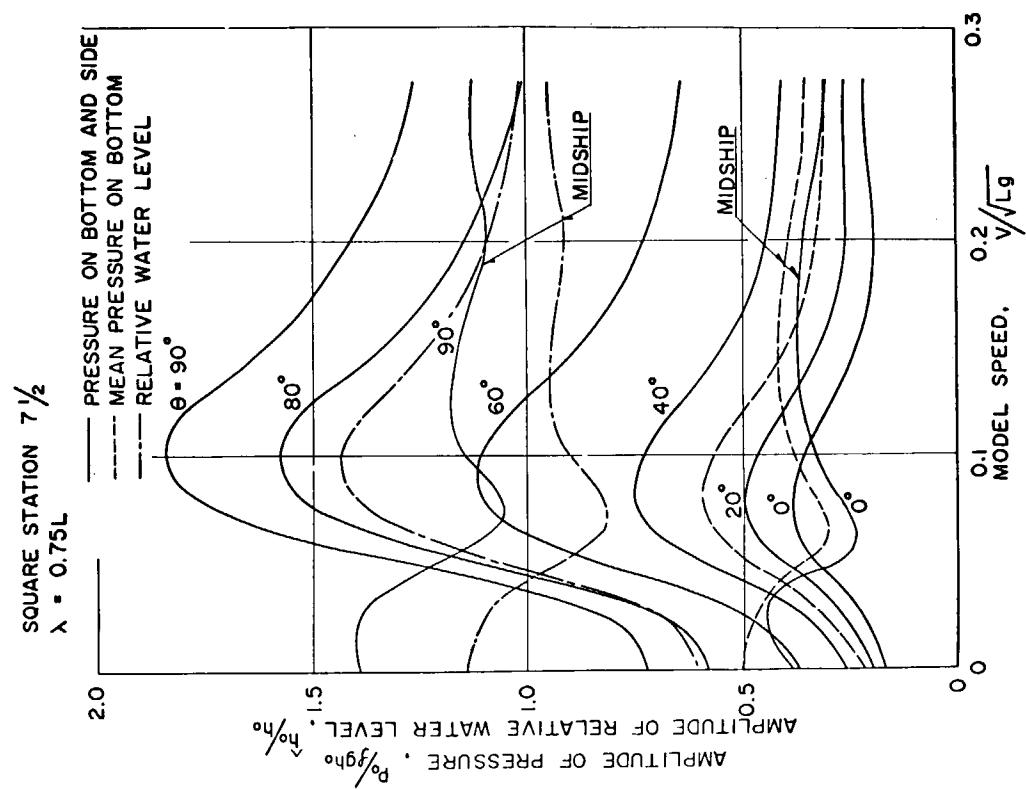


Fig. 8.1.4 (a) Calculation of Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on Hull at S.S. 7 1/2

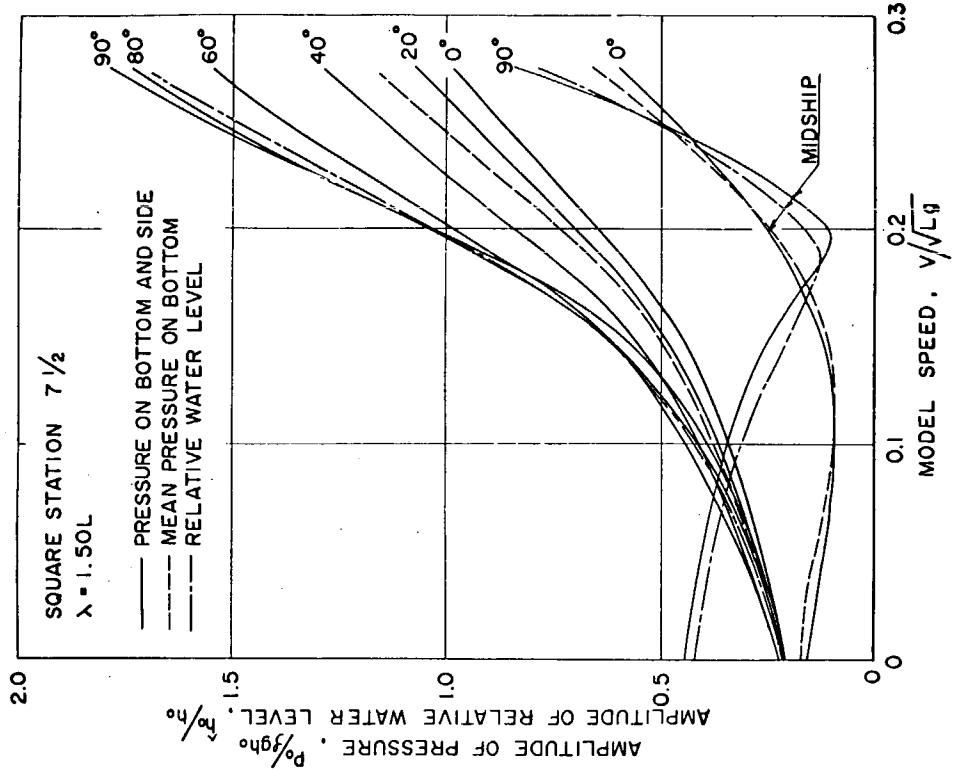


Fig. 8.1.4 (d) Calculation of Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on Hull at S.S. $7\frac{1}{2}$

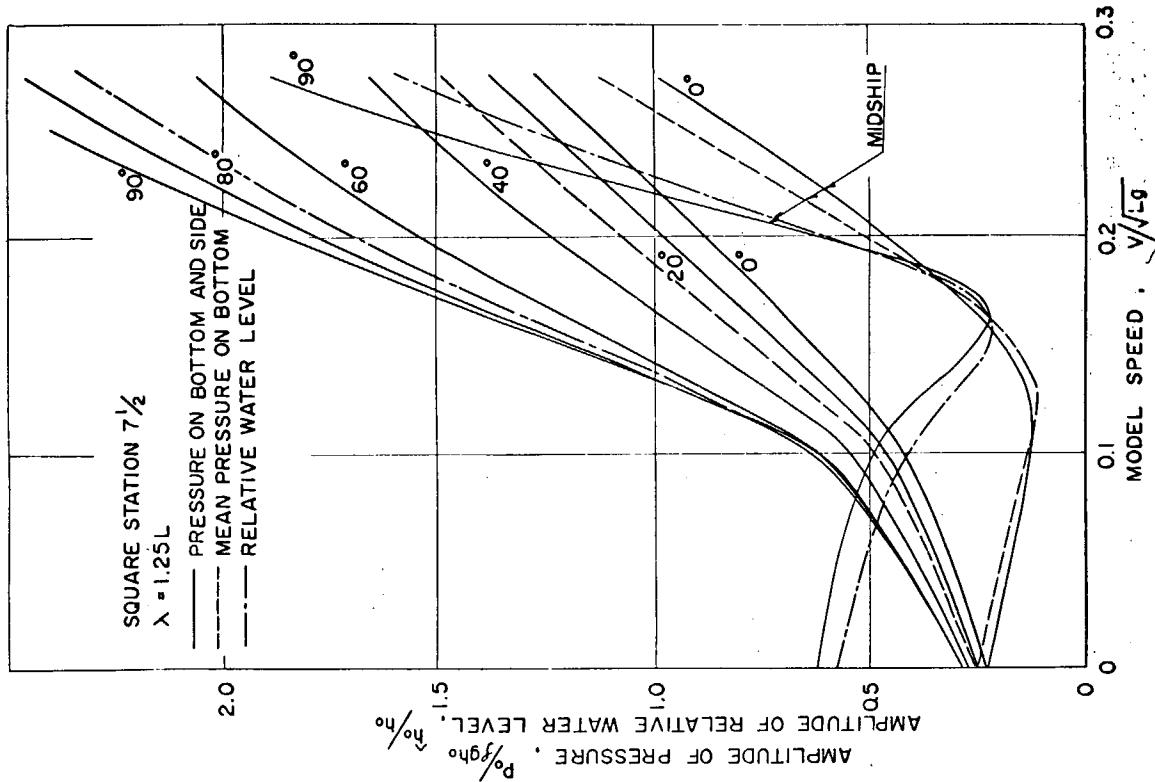


Fig. 8.1.4 (c) Calculation of Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on Hull at S.S. $7\frac{1}{2}$

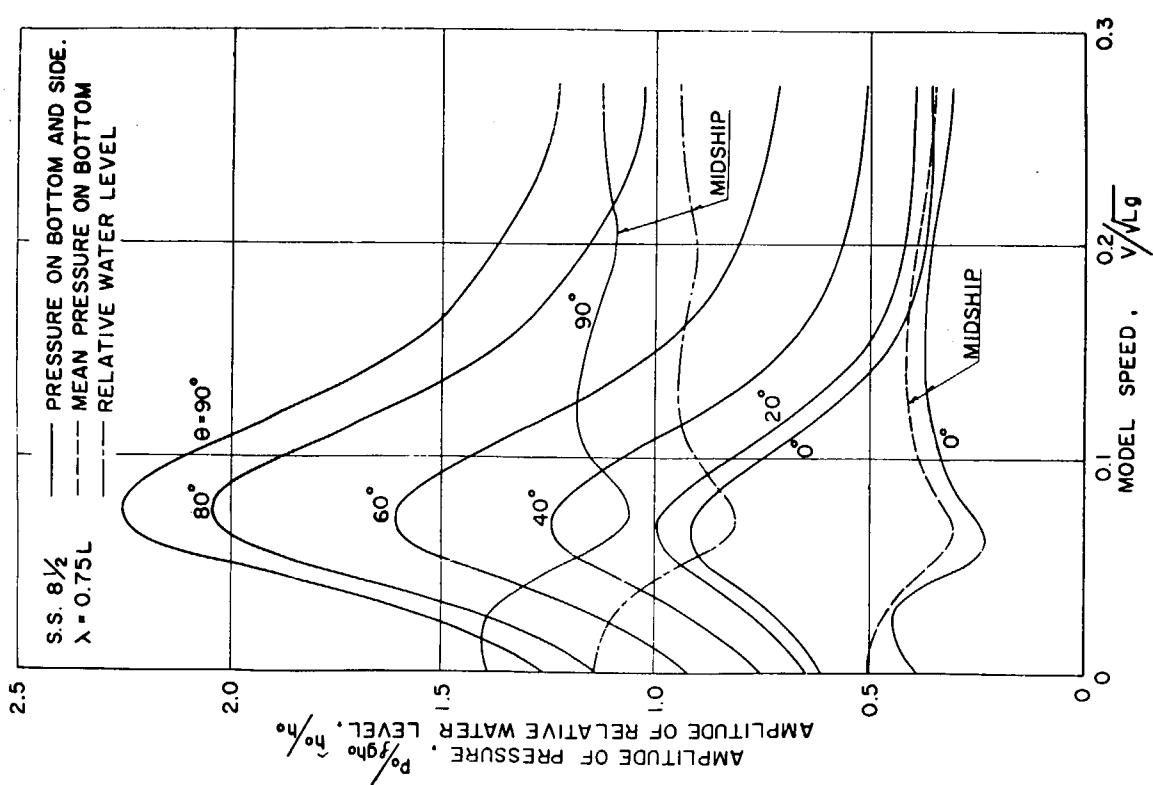


Fig. 8.1.5(a) Calculation of Amplitudes of Hydrodynamic Pressures on Hull S.S. 8 1/2

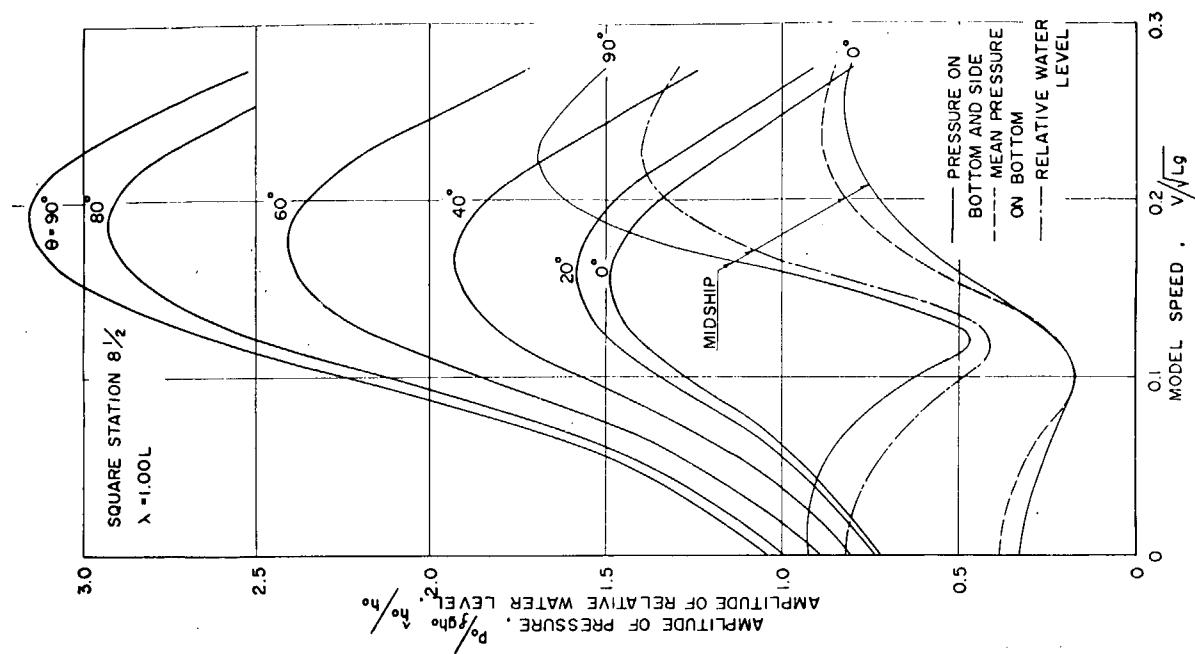


Fig. 8.1.5(b) Calculation of Amplitudes of Hydrodynamic Pressures on Hull at S.S. 8 1/2

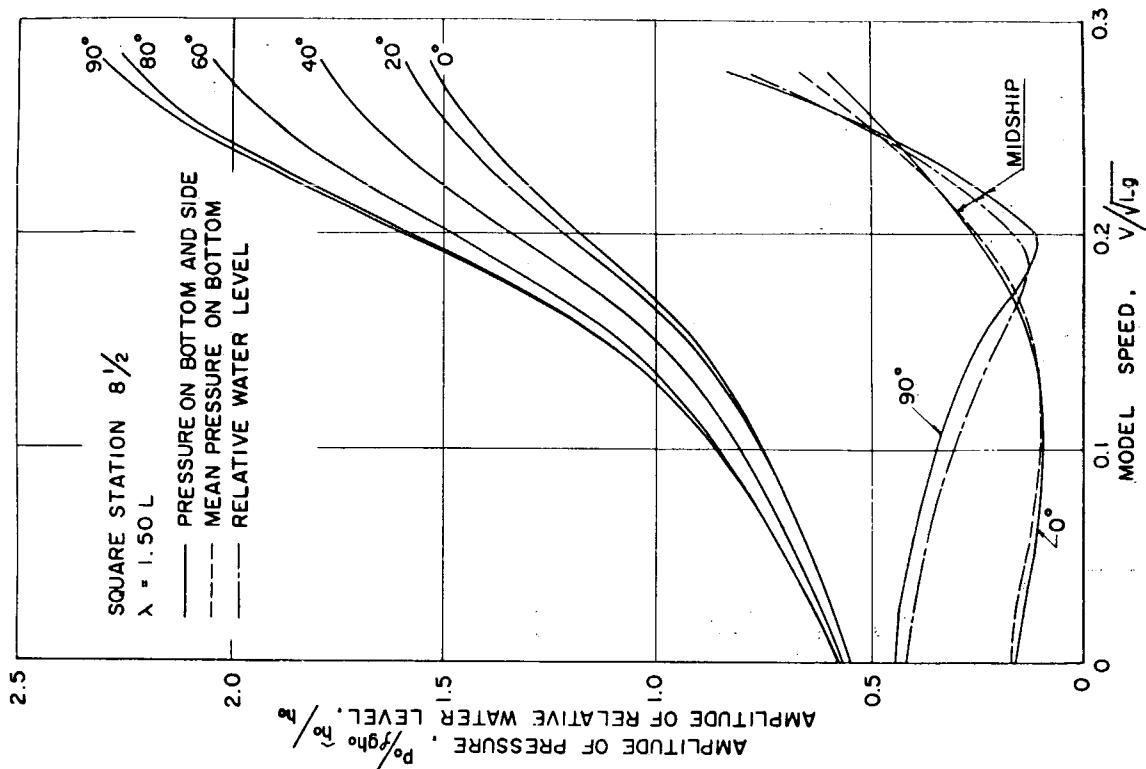


Fig. 8.1.5 (d) Calculation of Amplitudes of Hydrodynamic Pressures on Hull at S.S. $8\frac{1}{2}$

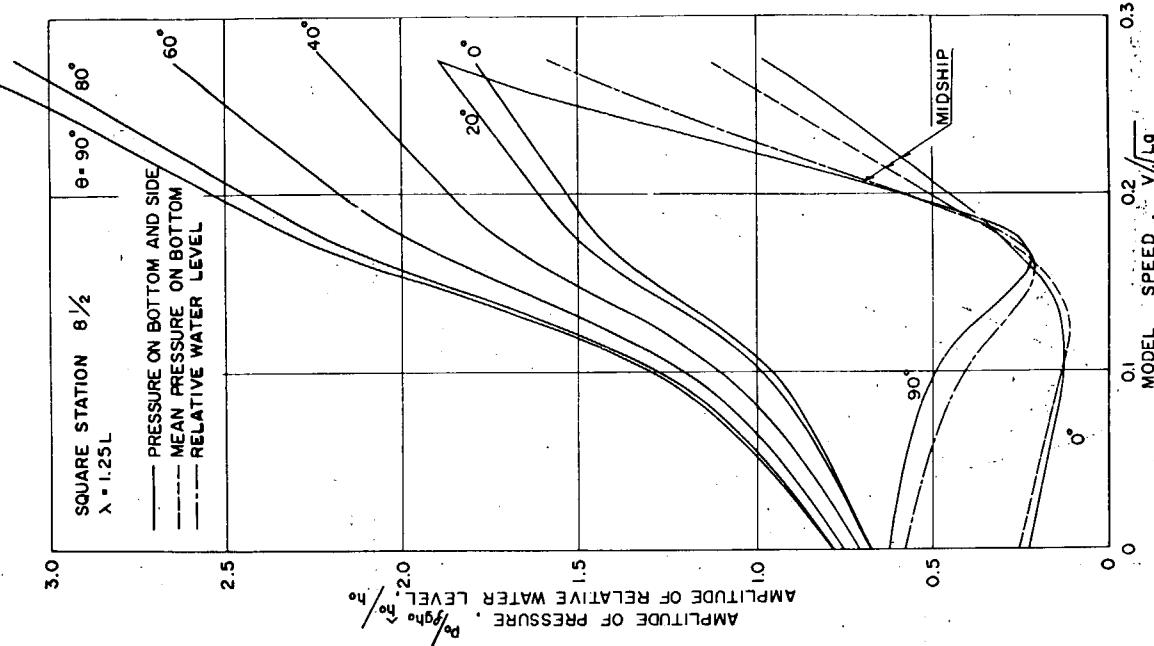


Fig. 8.1.5 (e) Calculation of Amplitudes of Hydrodynamic Pressures on Hull at S.S. $8\frac{1}{2}$

(4) 実験結果と計算値の比較

(i) 縦揺、上下揺

Fig. 8.1.6(a)に縦揺、Fig. 8.1.6(b)に上下揺の実験結果とストリップ法による福田教授の計算結果³⁾とを示す。上下揺は重心でなく midship にて計測した。計算値は重心におけるものである。しかし重心は midship より前方 $1.8 \text{ m} = 0.004 \text{ L}$ にあるから同一点とみなしてよい。図中 H_0 は波高、 h_0 は波振巾(半波高)、 λ は波長、 k は波数 $2\pi/\lambda$ 、 ζ_0 は上下揺の振巾、 ϕ_0 は縦揺の振巾、 α_{ζ} と α_{ϕ} はそれぞれ上下揺と縦揺の波に対する位相差、 V は船速、 g は重力の加速度である。上下揺、縦揺は Fig. 8.1.6 にて示すように、それぞれ、上昇、船首上昇を正の方向とし、波の頂が midship に来る時刻を位相の基準とした。Fig. 8.1.6 からストリップ法による計算値と実験値はよい一致を示していると言える。

(ii) 変動水位

Fig. 8.1.7～8.1.9 に変動水圧振巾の実験値と計算値の比較を示す。Fig. 8.1.7 が midship の変動水圧、Fig. 8.1.8 が S.S.7 1/2。Fig. 8.1.9 が S.S.8 1/2 の変動水圧である。横軸にフルード数、縦軸に変動水圧振巾 P_0 の無次元値をとる。 $P_1 \sim P_{14}$ の計測位置は Fig. 8.1.2 にて示した通りである。

midship の変動水圧について。船底水圧はよく計算と一致している。船側水圧は余りよく計算と合わない。この原因の一つは船の縦揺によつて起された船首波の影響が考えられる。

S.S.7 1/2 の変動水圧について。おおむね実験値と計算値は一致している。

S.S.8 1/2 の変動水圧について。実験値と計算値はよく一致しない。三次元影響が原因の一つであろう。

(5) 変動水圧におよぼすビルジキールの影響

前節までは簡単なため実験も計算もビルジキールのない場合について調べた。実際はビルジキールが取付けてあるのでビルジキールがあると変動水圧がどのくらい変化するか調べておく必要がある。

前述の模型船に midship を中心にして全長 0.244 L、巾 1.35 m のビルジキールを取り付け、midship の変動水圧を計測し、ビルジキールの無い場合の変動水圧の計測値と比較した。それを示したのが Fig. 8.1.10 である。この結果からビルジキールの有無は変動水圧には影響ないと云える。

(6) 軽荷状態の変動水圧

軽荷状態での midship の変動水圧を参考のため若干計測した。この場合の吃水は、 $d_f = 1.49 \text{ m}$ 、 $d_a = 2.22 \text{ m}$ 、 $d_m = 1.855 \text{ m}$ Trim by stern $7.3 \text{ m} = 0.0162 \text{ L}$ である。Fig. 8.1.11 にて軽荷状態の変動水圧と満載状態の変動水圧の計測値の比較を示す。

8.1.3 海洋波中の変動水圧

これまで述べたことは規則波中の変動水圧で、これをいわゆる応答函数として用い、不規則な海洋波の中を航走する船体に働く不規則変動水圧の確率分布等統計的取扱が出来る。以下、福田教授⁴⁾にならつて変動水圧の長期分布を計算した。

(1) 短期分布

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

(i) 長波頂不規則波の場合

$$R^2 = \int_0^\infty \left[\frac{P_0(\omega)}{h_0} \right]^2 \psi = \theta [\psi(\omega)]^2 d\omega \quad \dots \quad (8.1.16)$$

(ii) 短波頂不規則波の場合

$$R^2 = \frac{2}{\pi} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \int_0^\infty \left[\frac{P_0(\omega)}{h_0} \right]^2 \psi = \theta - \chi [\psi(\omega)]^2 \cos^2 \chi d\omega d\chi \quad \dots \quad (8.1.17)$$

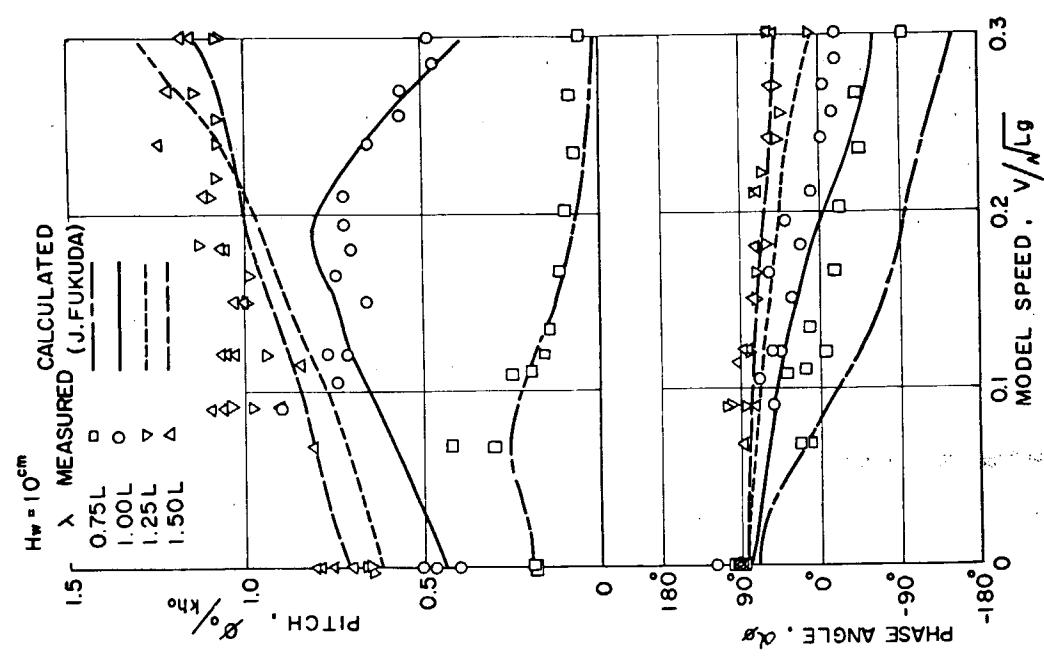


FIG. 8.1.6(a) Pitching Motion

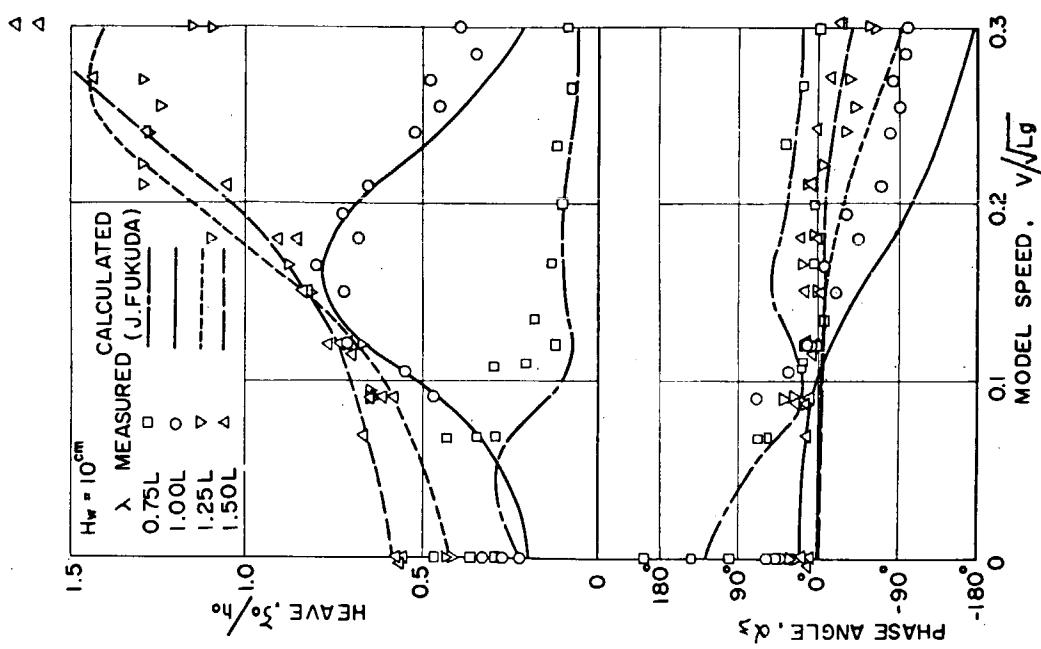


FIG. 8.1.6(b) Heaving Motion

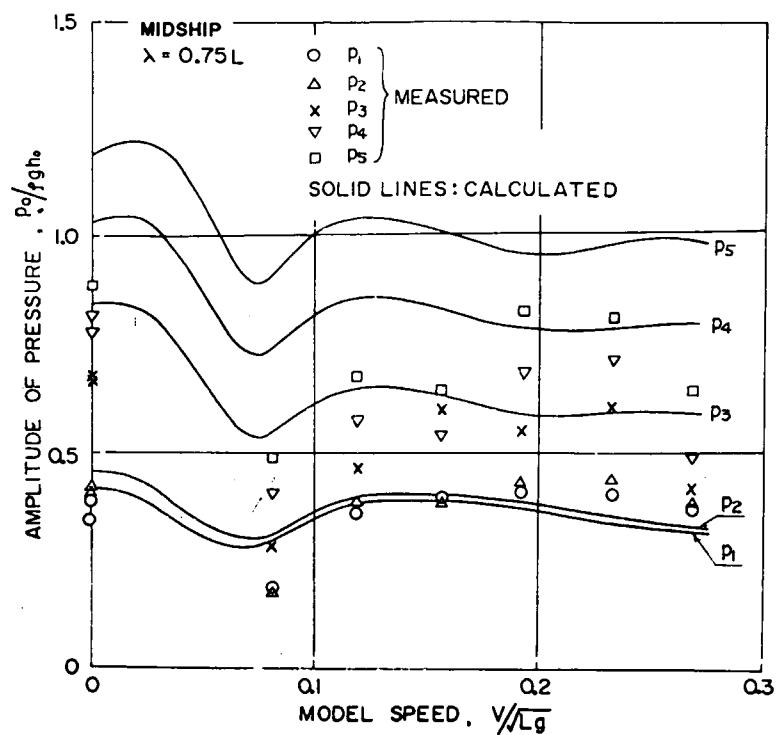


Fig. 8.1.7(a) Comparison of Calculated and Measured Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on hull at Midship

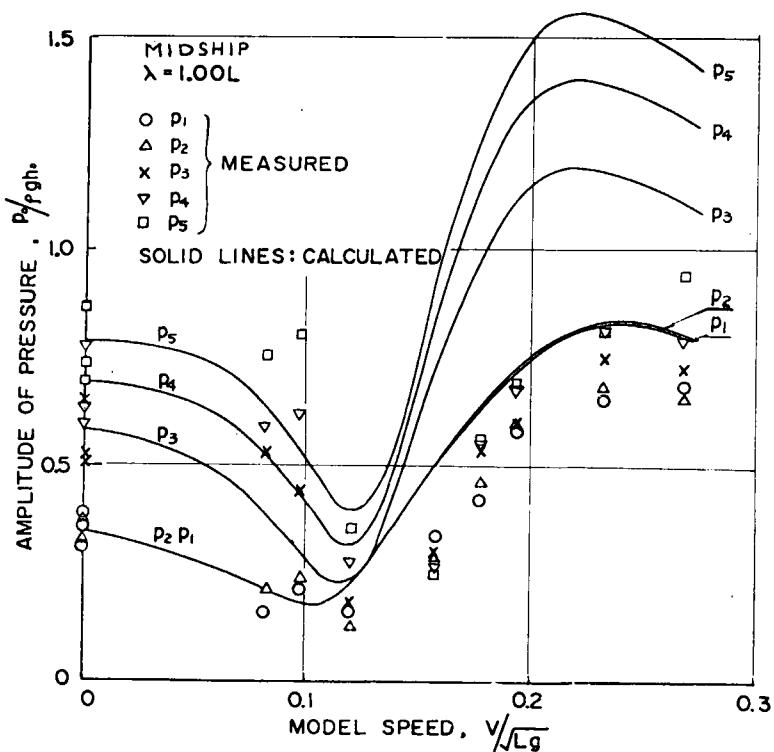


Fig. 8.1.7(b) Comparison of Calculated and Measured Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on Hull at Midship

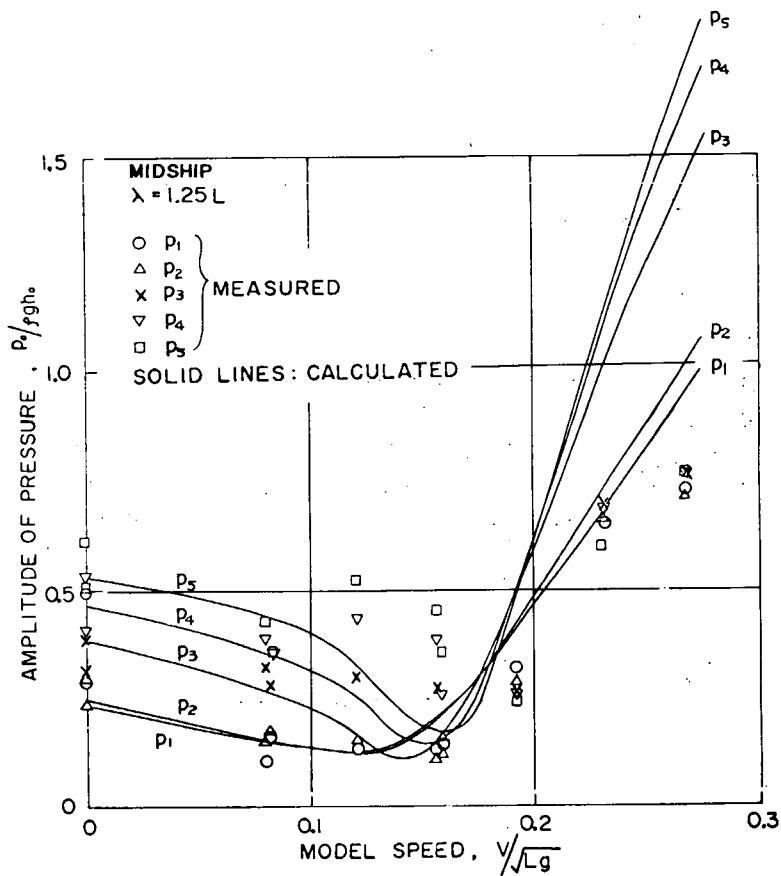


Fig. 8.1.7(c) Comparison of Calculated and Measured Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on hull at Midship

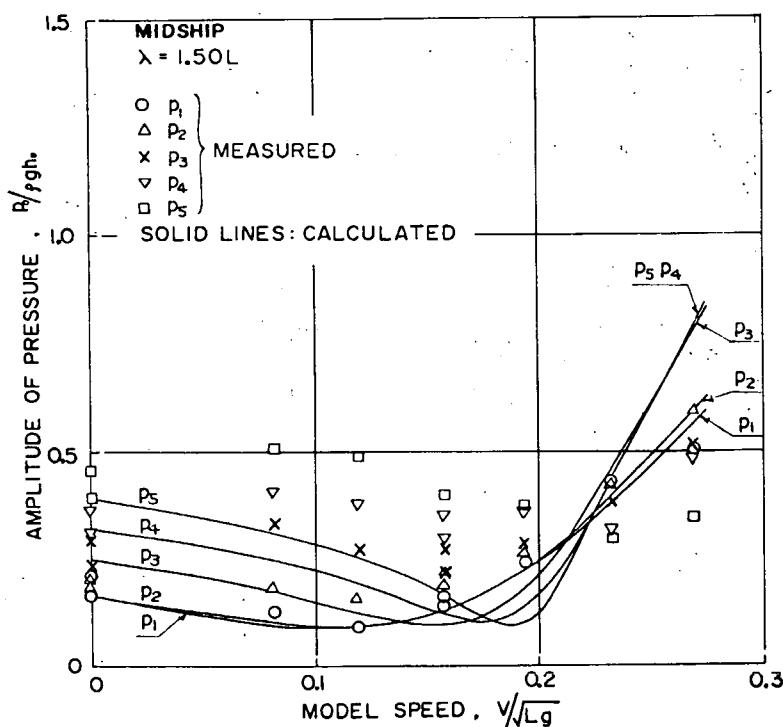


Fig. 8.1.7(d) Comparison of Calculated and Measured Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on hull at Midship

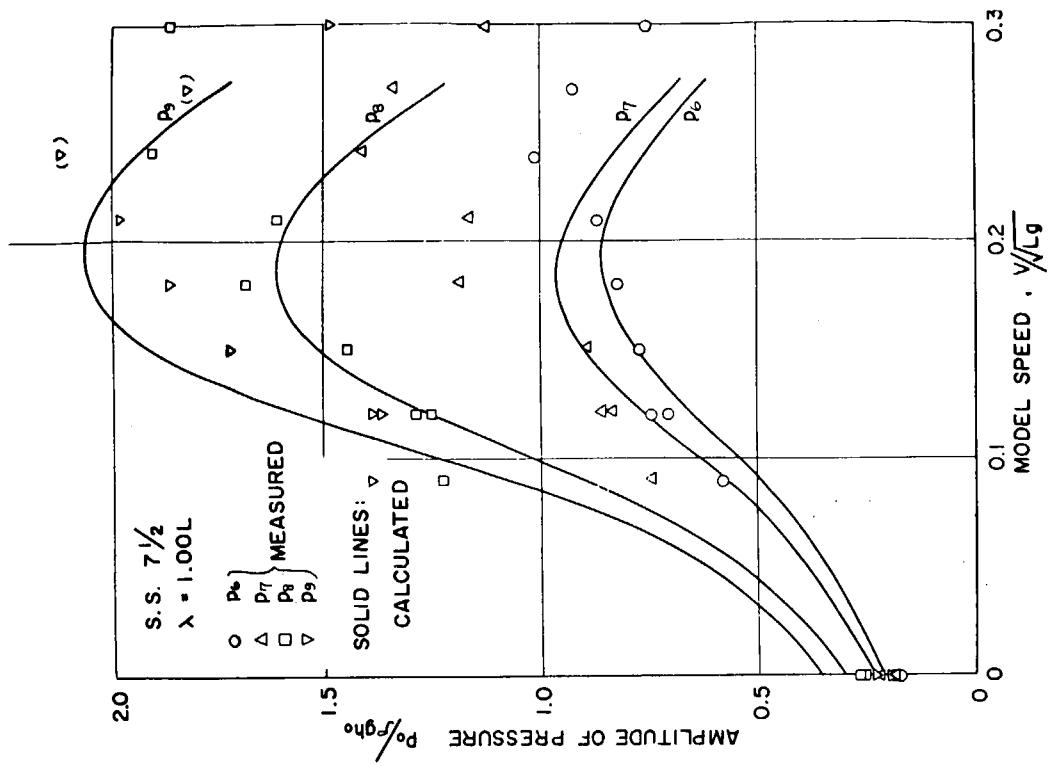


Fig. 8.1.8(b) Comparison of Calculated and Measured Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on Hull at S.S. 7 1/2

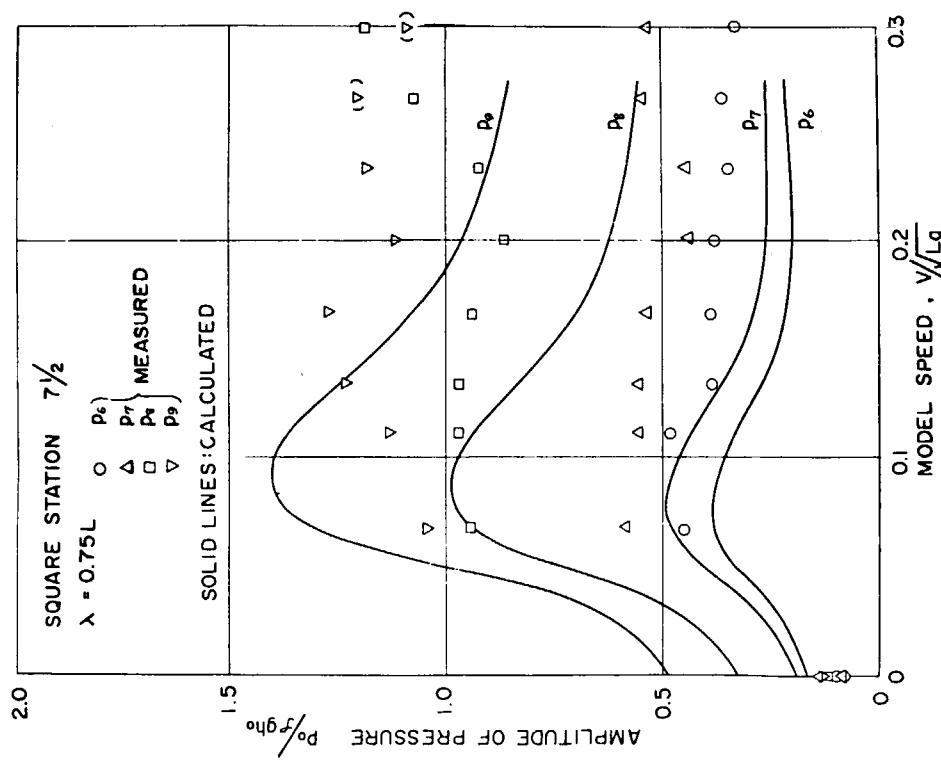


Fig. 8.1.8(a) Comparison of Calculated and Measured Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on Hull at S.S. 7 1/2

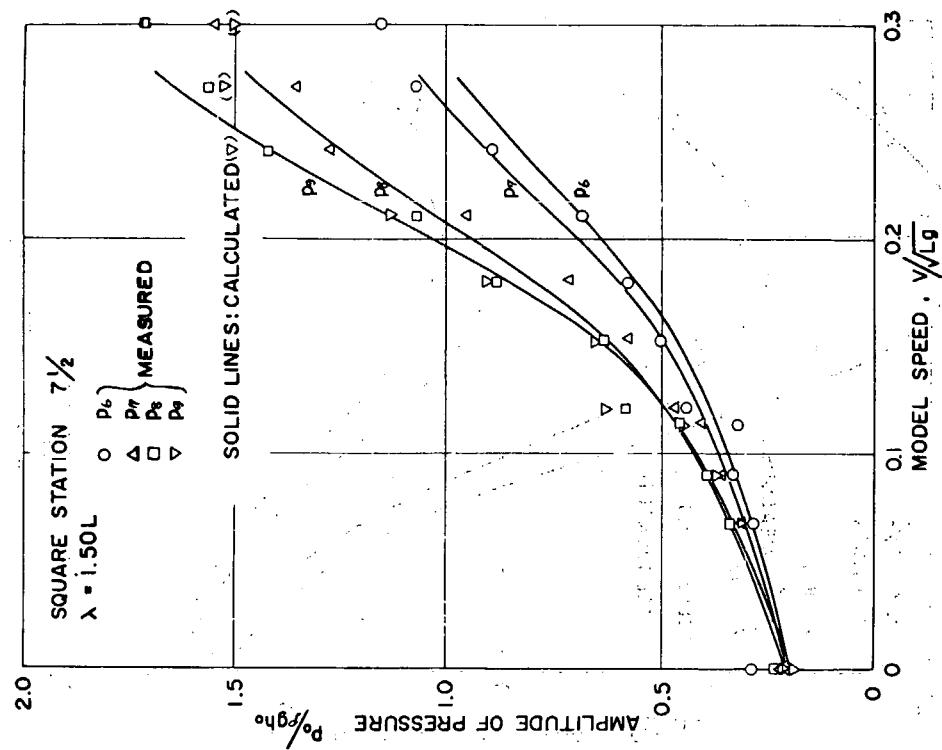


Fig. 8.1.8 (d) Comparison of Calculated and Measured Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on Hull at S.S. $7\frac{1}{2}$

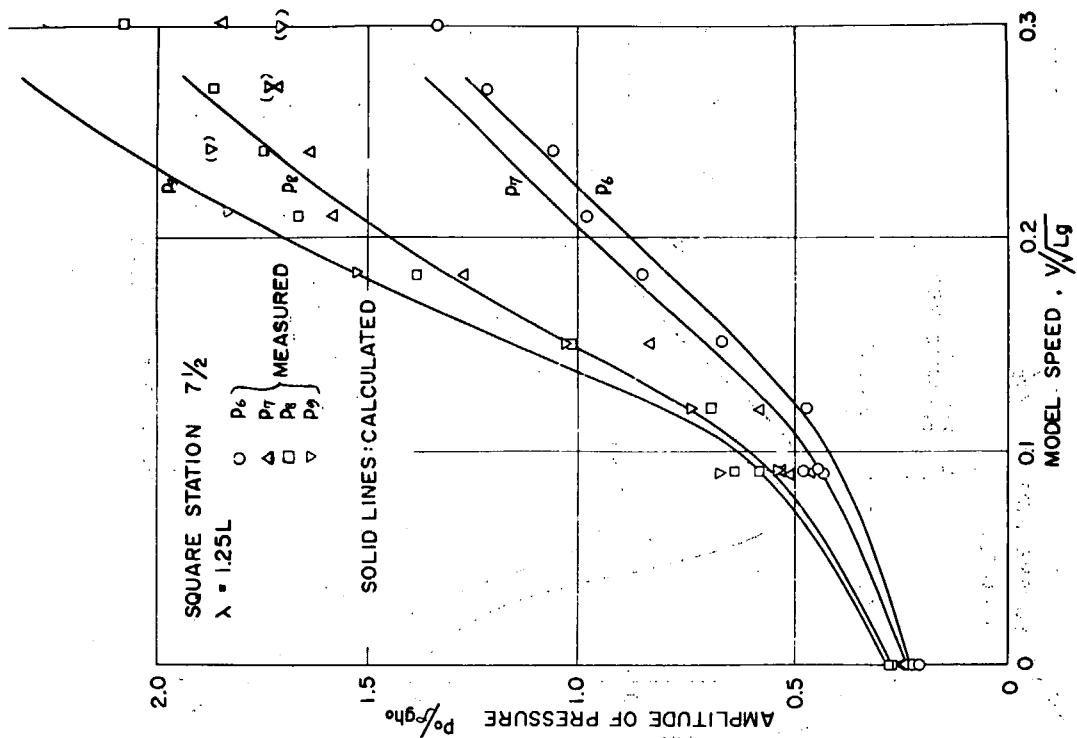


Fig. 8.1.8 (c) Comparison of Calculated and Measured Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on Hull at S.S. $7\frac{1}{2}$

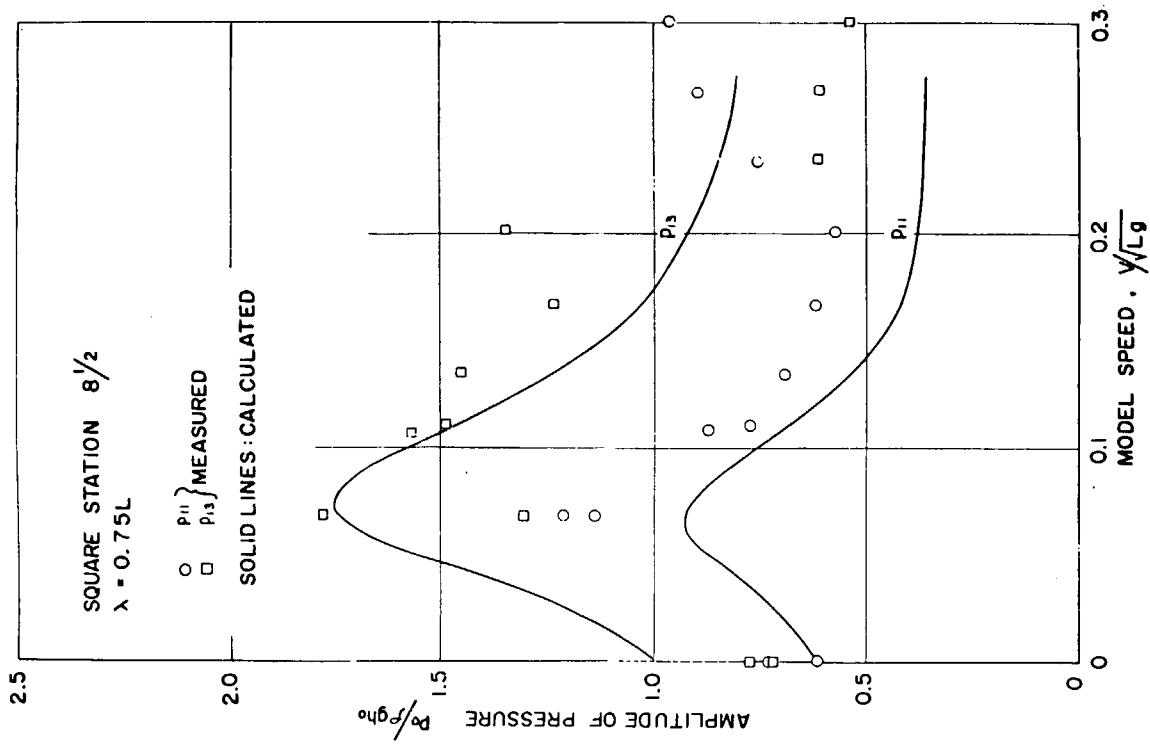


FIG. 8.1.9 (a) Comparison of Calculated and Measured Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on Hull at S.S. $8\frac{1}{2}$

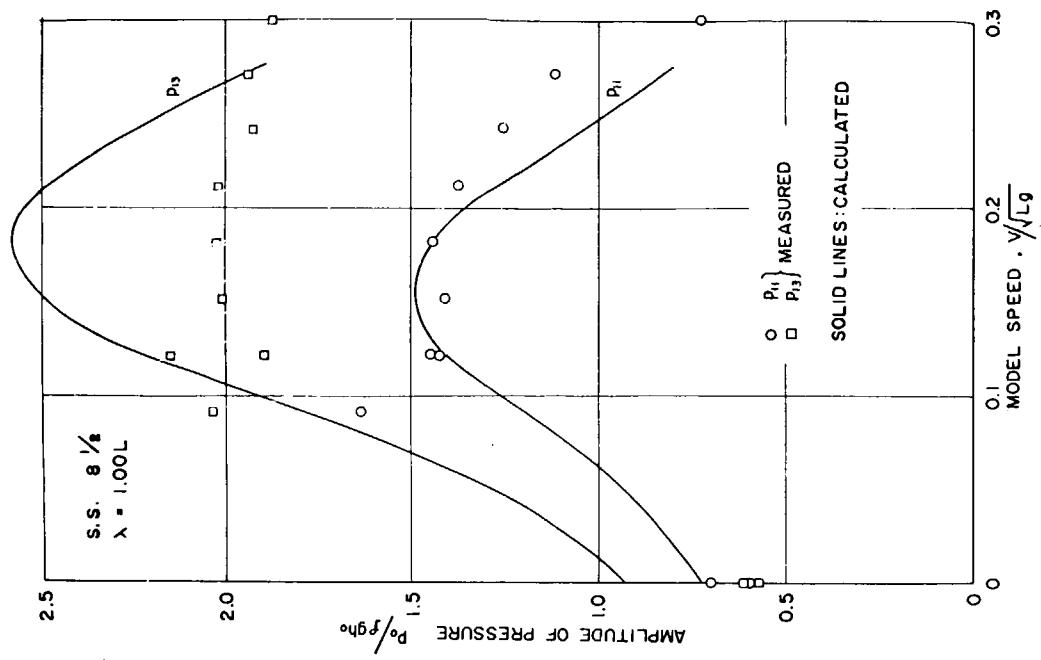


FIG. 8.1.9 (b) Comparison of Calculated and Measured Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on Hull at S.S. $8\frac{1}{2}$

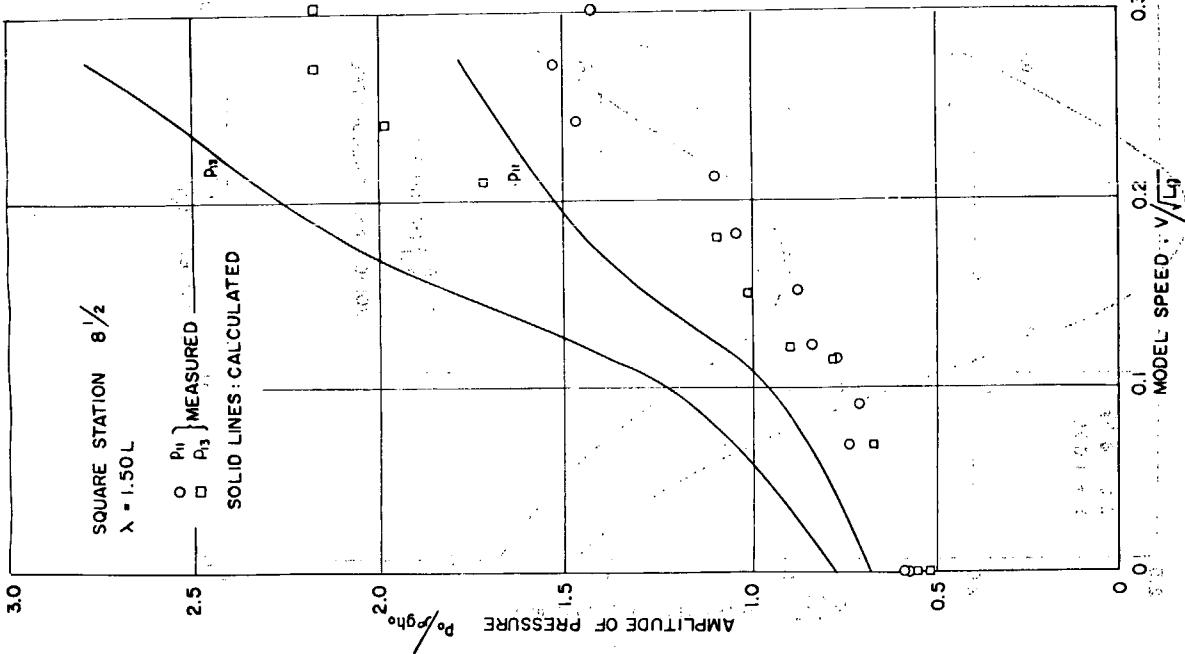


Fig. 8.1.9(d) Comparison of Calculated and Measured Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on Hull at S.S. $8\frac{1}{2}$

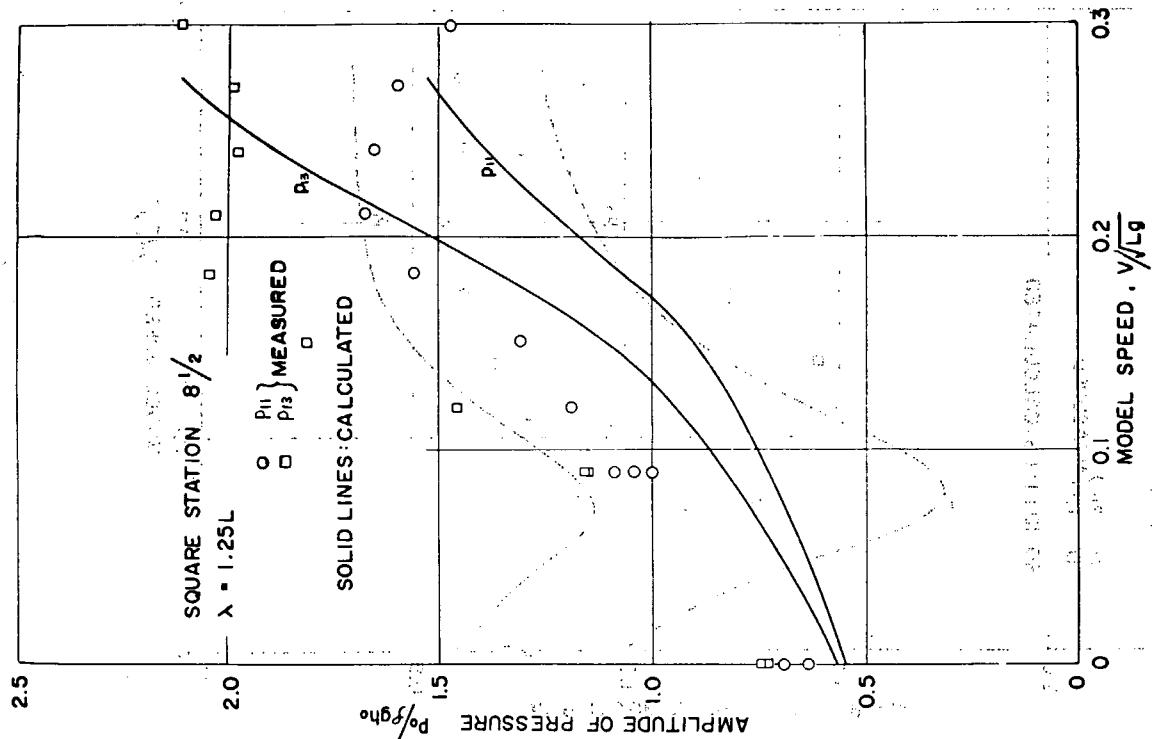


Fig. 8.1.9(e) Comparison of Calculated and Measured Amplitudes of Hydrodynamic Pressure on Hull at S.S. $8\frac{1}{2}$

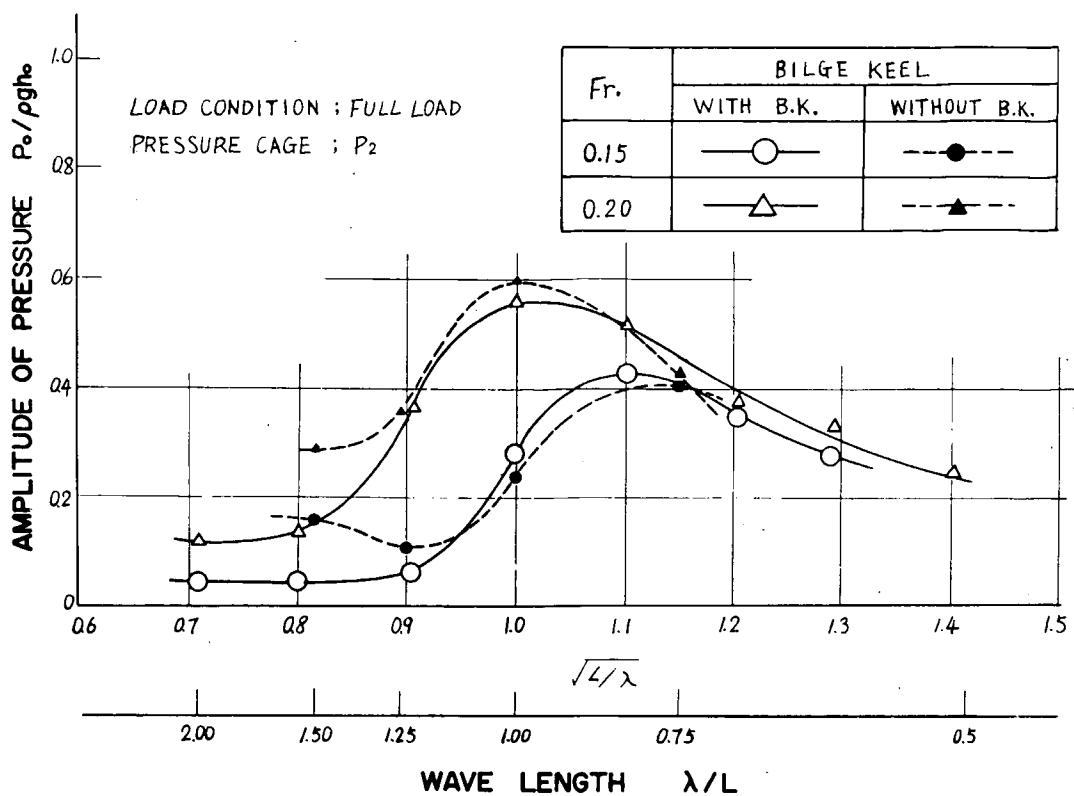


Fig. 8.1.10(a) Comparison of Hydrodynamic Pressures on Hull With Bilge Keel and Without Bilge Keel

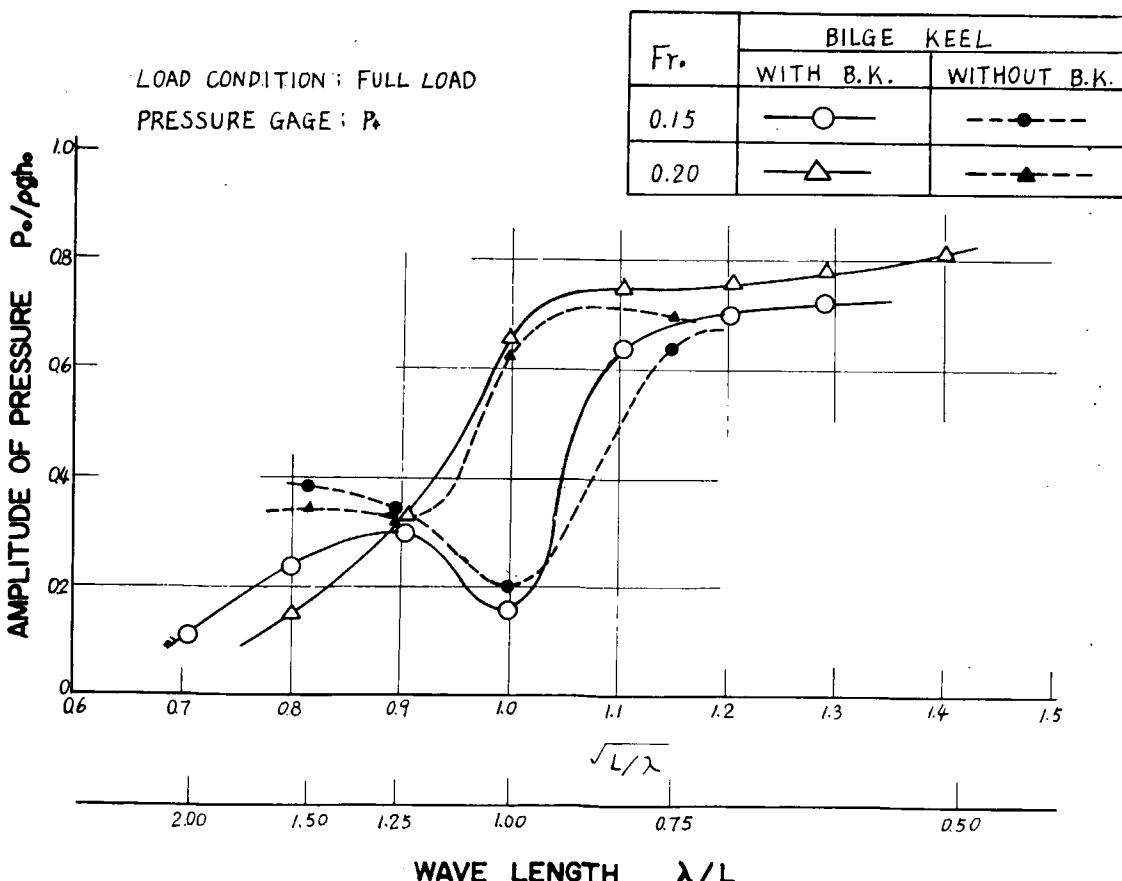


Fig. 8.1.10(b) Comparison of Hydrodynamic Pressures on Hull With Bilge Keel and Without Bilge Keel

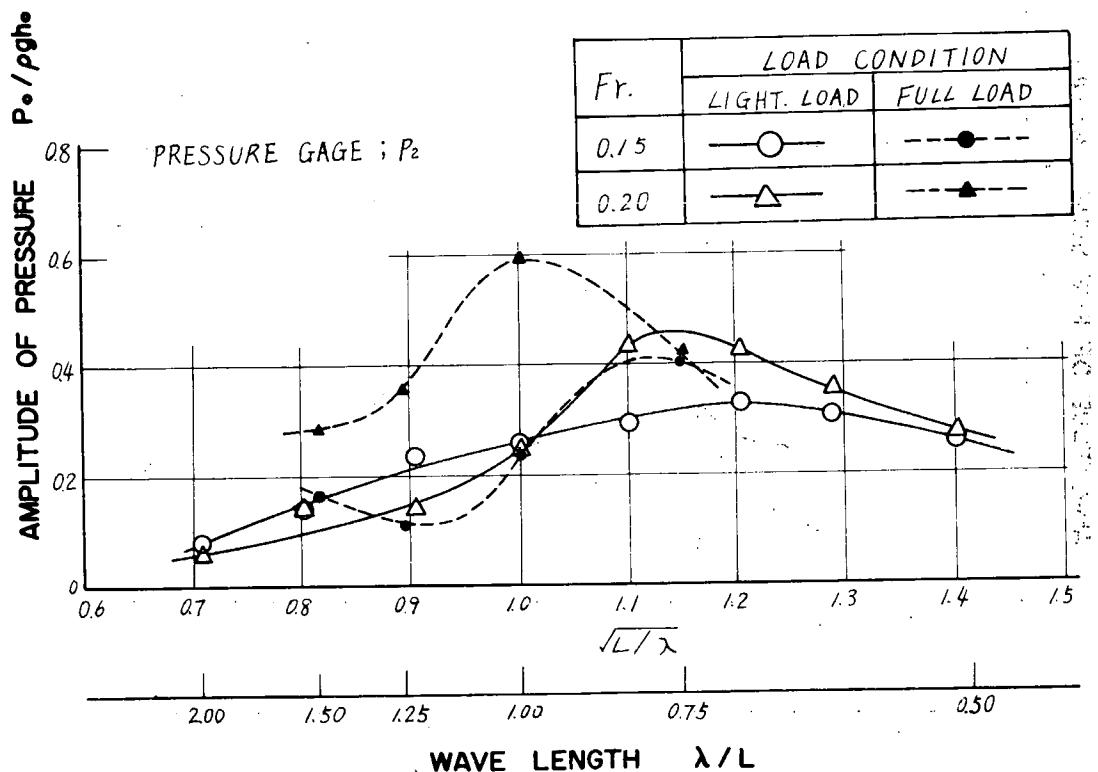


Fig. 8.1.11(a) Comparison of hydrodynamic Pressures on Hull in Full Load Condition and in Light Load Condition

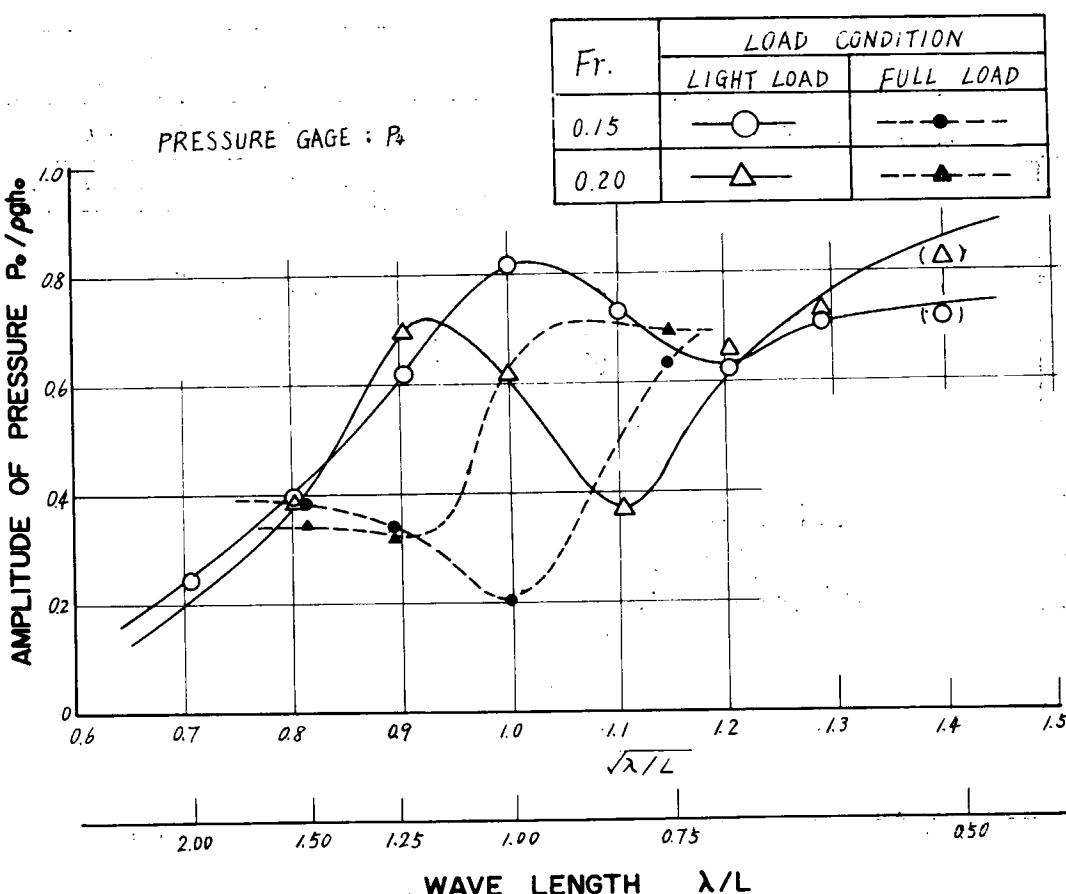


Fig. 8.1.11(b) Comparison of hydrodynamic Pressures on Hull in Full Load Condition and in Light Load Condition

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

長期分布はこの R によつて定められる Rayleigh 分布の乗りであると考えられる。したがつて、長期分布の計算には (8.1.16) または (8.1.17) 式の計算が必要である。 $(8.1.16)$ または $(8.1.17)$ 式の計算において、応答函数はストリップ法による計算値を用い、波スペクトルは ISSC スペクトルを用いる。これは Pierson-Moskowitz Spectrum を修正したもので、有義波高 H と平均波周期 T によつて決定される。すなわち、

(i) 長波頂不規則波の場合

$$[f(\omega)]^2 = 0.11 H^2 \bar{\omega}^{-1} (\omega/\bar{\omega})^{-5} \exp \{-0.44 (\omega/\bar{\omega})^{-4}\} \quad (8.1.18)$$

$$\bar{\omega} = 2\pi/T, \quad \omega : \text{成分波の固有周波数}$$

(ii) 短波頂不規則波の場合

$$[f(\omega, \chi)]^2 = \frac{2}{\pi} [f(\omega)]^2 \cos^2 \chi : -\frac{\pi}{2} \leq \chi \leq \frac{\pi}{2} \text{ の場合} \quad (8.1.19)$$

$$= 0 \quad : \text{その他の場合}$$

(2) 長期分布

前節に述べたように有義波高 H と平均波周期 T が与えられれば (8.1.18), (8.1.19) 式によつてその海面のスペクトルが決定され、(8.1.16), (8.1.17) 式によつてそのような海面を船が波の平均進行方向に対し θ の角度をもつて航行した場合の変動水圧の標準偏差 R が求められる。したがつて、H, T の発現確率と θ の発現確率が与えられれば、変動水圧の長期の発現確率が次のようにして求まる。

H と T と θ をそれぞれ階級区分に分け、区分に番号をつけ、その階級区分を代表する H, T, θ を H_i, T_j, θ_k とする。 H_i, T_j, θ_k の一つの組合せの長期の発現確率を p_{ijk} とし、 H_i, T_j, θ_k によつて決定される R を R_{ijk} とする。変動水圧の短期分布が Rayleigh 分布に従うものとすると、 H_i, T_j, θ_k なる状態での変動水圧の極値がある値 P をこえる確率は、

$$q_{ijk}(P) = \exp \{-P^2/2R_{ijk}\} \quad (8.1.20)$$

によつて与えられる。したがつて、変動水圧の極値が長期において P をこえる確率は (5) の i, j, k についての緩和に等しく、

$$Q(P) = \sum_{i,j,k} p_{ijk} \times q_{ijk}(P) \quad (8.1.21)$$

によつて与えられる。

(3) 変動水圧の長期分布の計算結果

前節の理論により Tanker と Cargo ship の代表的船型をえらび、それについて変動水圧の長期分布を計算した。

1) 船型

下表に示すようなものである。

	Tanker	Cargo
Length/Breadth (L/B)	6.00	7.00
Length/Draught (L/d)	1.750	1.750
Breadth/Draught (B/d)	2.917	2.500
Block Coefficient (Cb)	0.83	0.70
Center of Buoyancy Forward of Midship	0.0336 L	0.0049 L
Longitudinal Gyradius	0.245 L	0.250 L

2) 波スペクトル

ISSC Spectrum⁵⁾を用いた。ただし、長波頂である。

3) 波高と周期の出現頻度 p_{ij}

Walden⁶⁾による北大西洋の観測資料を総合したもの (Table 8.1.2) を用いた。

Table 8.1.2 Wave Frequency in North Atlantic

		Wave Period (sec)							Sum over All Periods	
		5	7	9	11	13	15	17		
	0.75	20.91	11.79	4.57	2.34	0.47	0.06	0.00	0.60	40.64
	1.75	72.76	13.08	63.08	17.26	2.39	0.33	0.11	0.77	287.80
	2.75	21.24	126.41	118.31	30.24	3.68	0.47	0.09	0.56	301.00
	3.75	3.28	49.60	92.69	32.99	5.46	0.68	0.12	0.27	185.00
	4.75	0.53	16.19	44.36	22.18	4.79	1.14	0.08	0.29	89.66
	5.75	0.12	4.34	17.30	12.49	3.13	0.56	0.13	0.04	38.51
	6.75	0.07	2.90	9.90	8.86	3.03	0.59	0.08	0.03	25.46
	7.75	0.03	1.39	4.47	5.22	1.93	0.38	0.04	0.04	13.50
	8.75	0.00	1.09	2.55	3.92	1.95	0.50	0.03	0.02	10.09
	9.75	0.00	0.54	1.36	2.26	1.54	0.68	0.20	0.04	6.62
	10.75	0.01	0.01	0.10	0.11	0.10	0.05	0.02	0.00	0.40
	11.75	0.00	0.00	0.03	0.08	0.17	0.06	0.00	0.00	0.34
	12.75		0.05	0.00	0.14	0.22	0.06	0.01		0.46
	13.75		0.02		0.07	0.09	0.03		0.01	0.22
	14.75				0.02	0.04	0.02	0.00	0.01	0.11
	15.75				0.01	0.01	0.02	0.01	0.01	0.08
	Sum over All Heights	118.97	345.43	358.73	138.59	29.05	5.63	0.92	2.69	1000.00

4) 船と平均波方向の角度 θ はすべて 0° すなわち向い波とした。

5) 計算した位置

S.S. $8\frac{1}{2}$, $7\frac{1}{2}$, 5, $2\frac{1}{2}$ の各断面において船底以上、ビルジ部吃水面。

Fig. 8.1.1.2 は変動水圧 P の超過確率を計算したものである。

Fig. 8.1.1.3 は超過確率を一定とした場合、変動水圧と船長の関係を示したものである。図中 $L/40$ の直線を示しているが、これは NK rule にて考えられている変動水圧に概略近似するものである。

Fig. 8.1.1.4 は長さ $300m$ の Tanker と $150m$ の Cargo ship について確率一定とした場合の変動水圧の長さ方向の分布を示したものである。

以上、線型応答理論と海洋波の統計を用いて船体各部に働く変動水圧を計算した。この計算は、船体表面の各点の変動水圧の長期分布を計算したものであつて、それら各点の相関は考えていない。したがつてこれをそのまま横強度計算に適用することは問題がある。各点の変動圧力の同時分布を考えなければならないのである。この点については今後の研究にまたねばならない。

8.1.4 まとめ

(1) 規則向波中の変動水圧について

- 1) 実験値と計算値の比較。midship と S.S. $7\frac{1}{2}$ の変動水圧は実験と計算は概ね一致する。但し、midship の船側の水圧は両者余りよく一致しない。S.S. $8\frac{1}{2}$ の変動水圧も両者余りよく一致しない。
- 2) 船底水圧が船側水圧より小さい。
- 3) 船側吃水面附近の変動水圧は相対水位に相当する静水圧と大体同等である。
- 4) 船首に近い場所で変動水圧は大きくなる。
- 5) ビルジキールの有無は変動水圧にほとんど影響しない。

(2) 変動水圧の長期分布について

- 1) 一定の超過確率に対応する変動水圧は船の長さが長くなつても概ね一定である。

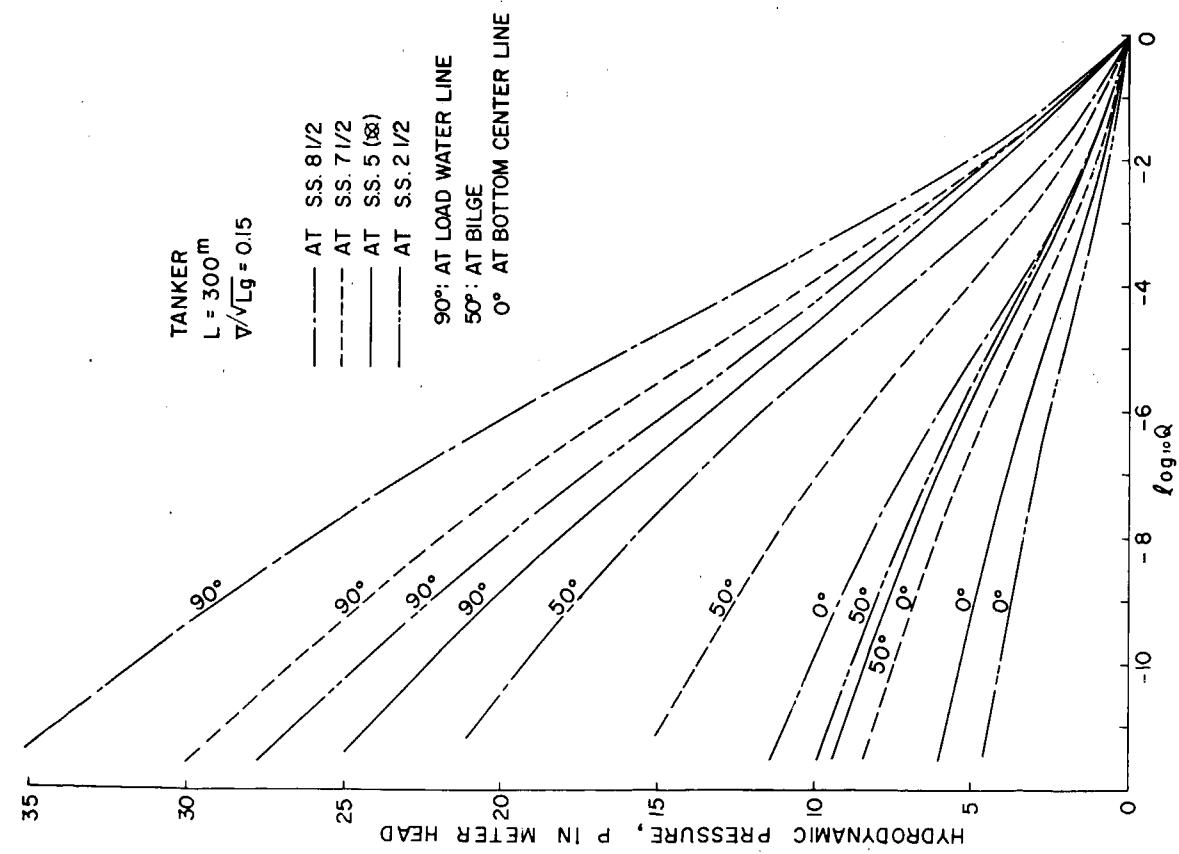


Fig. 8.1.12(a) Long-term Distribution of Hydrodynamic Pressure on Hull in North Atlantic

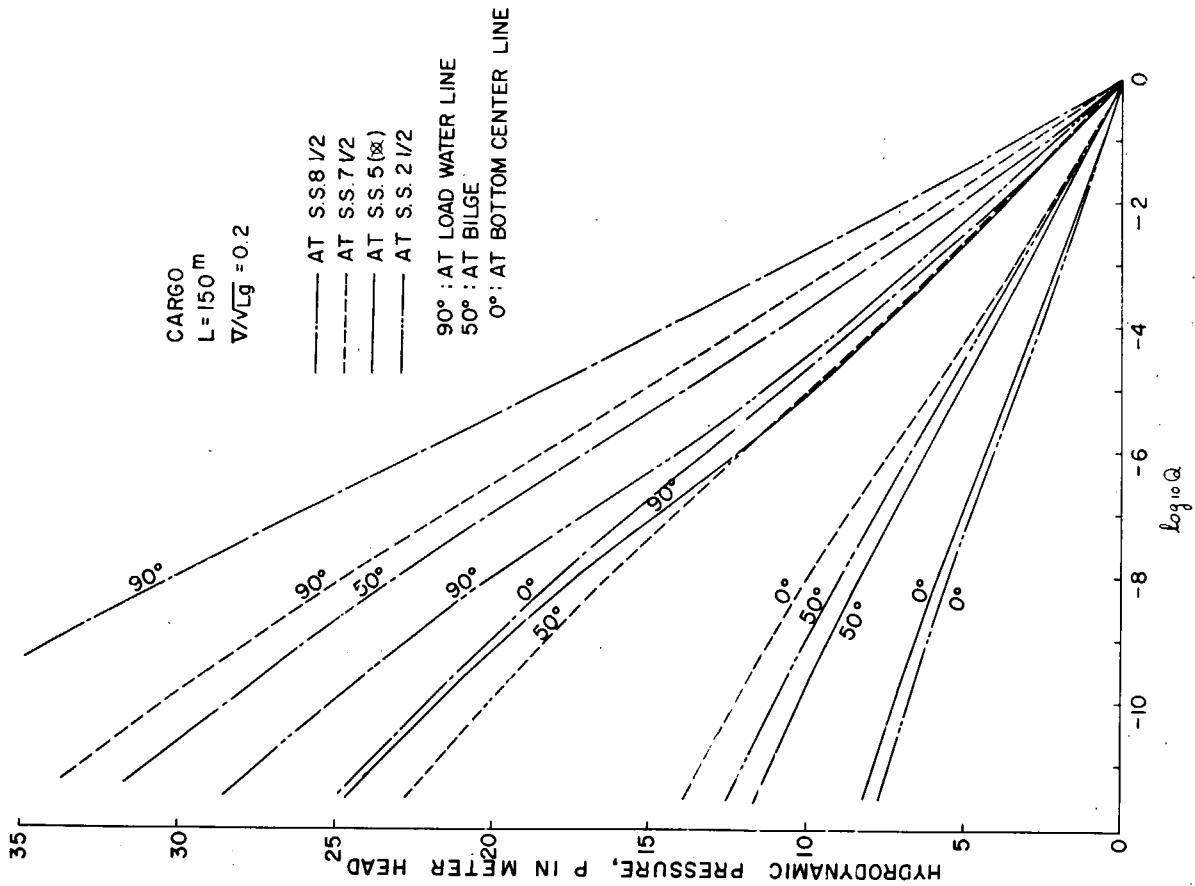


Fig. 8.1.12(b) Long-term Distribution of Hydrodynamic Pressure on Hull in North Atlantic

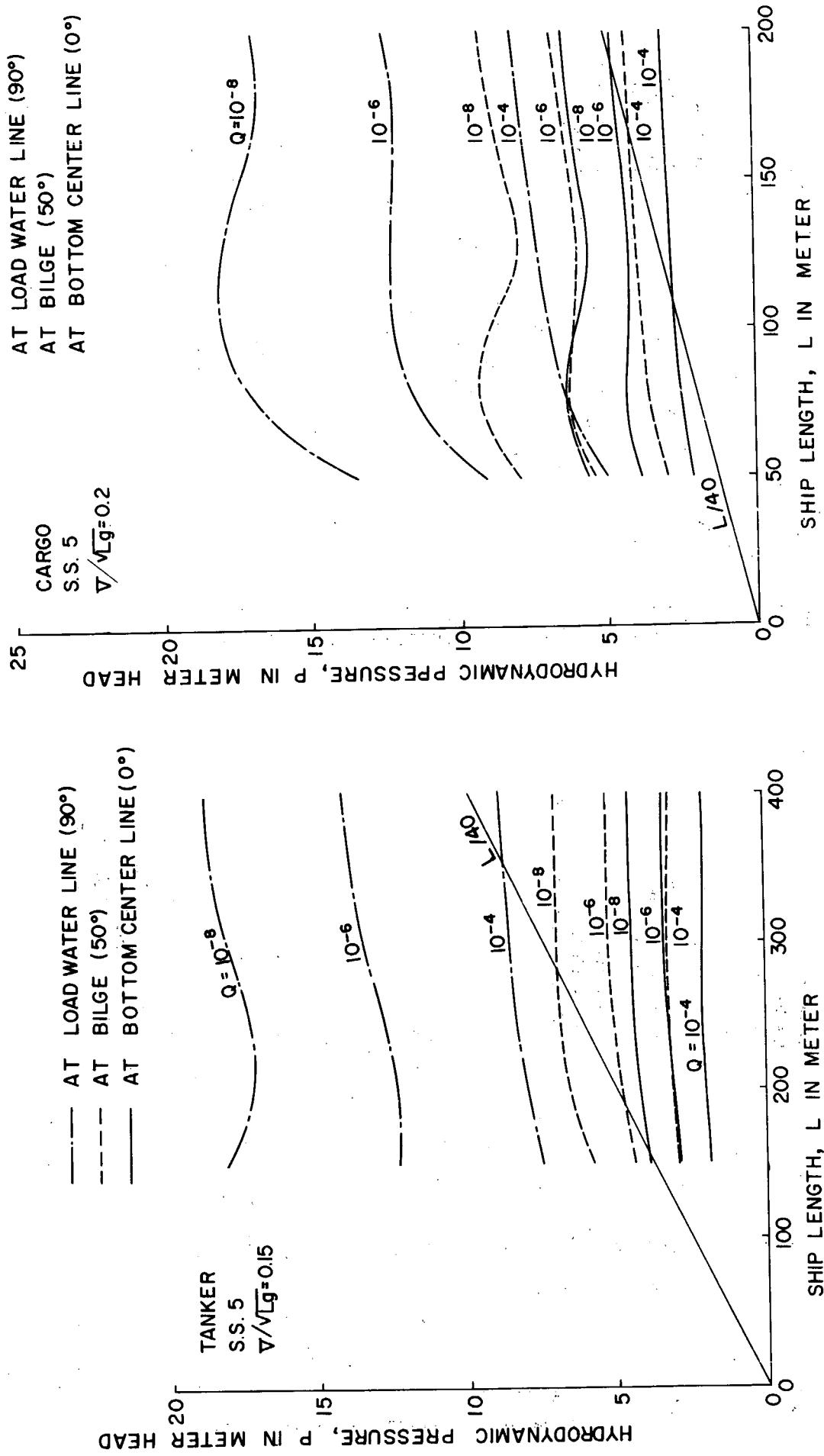


Fig. 8.1.13(a) Hydrodynamic Pressures With Different Exceeding Probabilities for Geometrically Similar Ship in North Atlantic

Fig. 8.1.13(b) Hydrodynamic Pressures With Different Exceeding Probabilities for Geometrically Similar Ship in North Atlantic

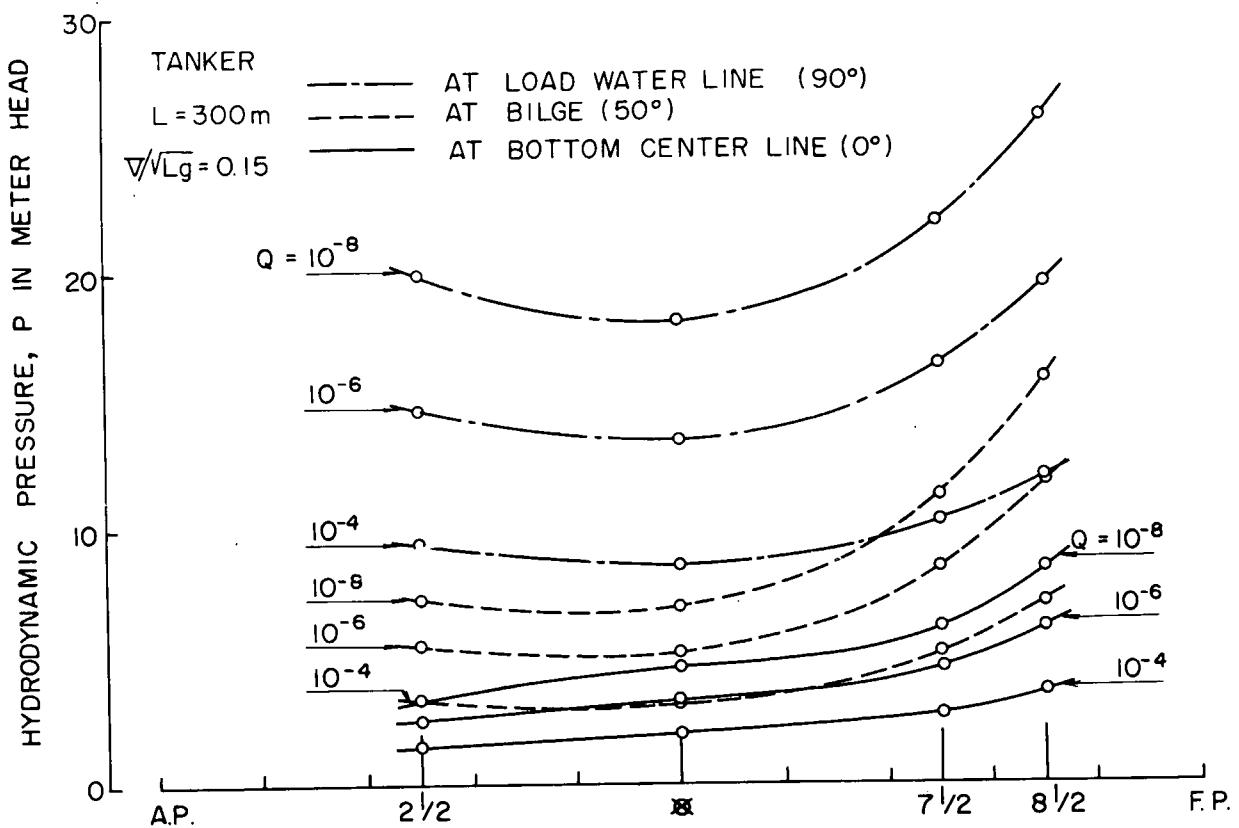


Fig. 8.1.14(a) Longitudinal Distribution of Hydrodynamic Pressures With Different Exceeding Probabilities in North Atlantic

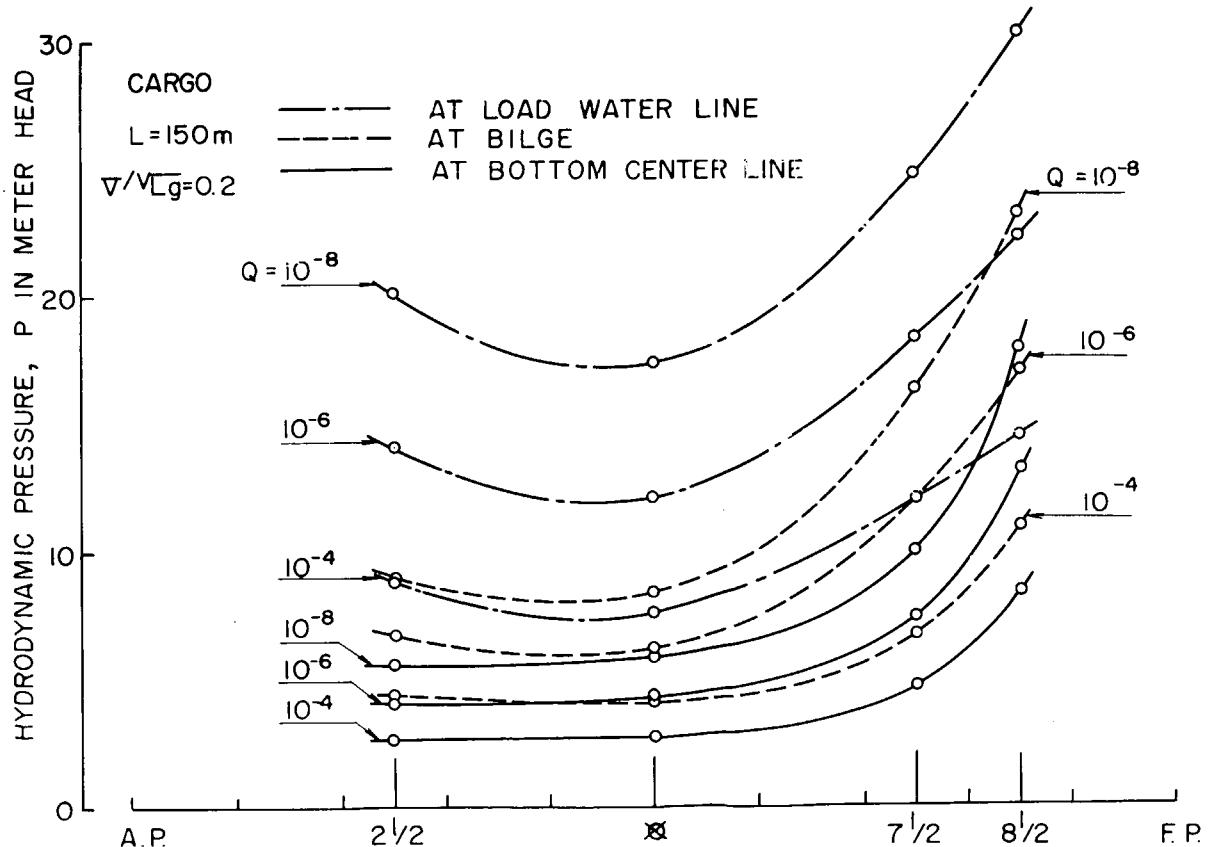


Fig. 8.1.14(b) Longitudinal Distribution of Hydrodynamic Pressures With Different Exceeding Probabilities in North Atlantic

2) 長期の、例えば船の耐用年数に等しい期間のうち現われるであろう異常変動水圧は $L/40$ に相当する静水圧に比べて相当に大きい。

参考文献

- 1) Fukuzo Tasai : An approximate Calculation of Hydrodynamic pressure on the Midship Section Contour of a Ship Heaving and Pitching in Regular Waves, Report of Research Institute for Applied Mechanics, Kyushu University, Vol. XIV, No. 48, 1966
- 2) Fukuzo Tasai : On the Damping Force and Added Mass of Ships Heaving and Pitching, Reports of Research Institute for Applied Mechanics, Vol. VII, No. 16, 1959
- 3) 福田淳一：規則波中の船の縦曲げモーメント、造船協会論文集第110号、昭和36年
- 4) 福田淳一：波浪荷重の長期分布推定法、造船協会誌第448号、昭和41年
- 5) Warnsinck, W.H. : Report of Committee 1 on Environmental Conditions, Proc. of I.S.S.C., 1964
- 6) Walden, H. : Die Eigenschaften der Meeresswellen im Nordatlantischen Ozean, Deutsche Wetterdienst, Mr. 41, 1964

8.2 鉱石圧力に関する模型試験

8.2.1 まえがき

本研究は鉱石運搬船の船倉構造の強度を検討するために必要な鉱石の倉内構造における圧力を究明するために行なわれたものである。

本実験は昭和41年度以降継続して実施しており、初年度においては主として粒体の基礎的性質を調査すると共に、粒体の容器における圧力の計測法を検討した。そのために小型タンクを用いて粒体を搭載した場合の圧力および側壁を内側へ押し込んだときの圧力変化等を、燐青銅板の歪を利用して圧力計をタンクの側壁に取り付けて計測した。一方大型タンクについても上記の圧力計を取り付けて粒体を搭載した場合の圧力分布を測定したが、この場合にはタンクの変形が圧力計の燐青銅板の歪に影響を与え、真の粒体圧を計測することができなかつた。

昭和42年度においては上記の試作圧力計の代りに市販の土圧計を用いた方が精度の良い結果が得られることが判明したので、大型タンクによる実験を土圧計を用いてやり直すと共に、倉口開閉量と粒体の圧力変化およびタンクに振動を与えた場合の振動継続時間とタンク底部の圧力変化との関係を調査した。

昭和43年度においては上記の振動実験を継続すると共に、粒体として砂、石炭およびコークスを搭載した場合の振動時の圧力変化を求め、粒子の性質と振動圧力との関係を検討した。

昭和44年度においては砂による小型タンクの繰返し圧縮試験を実施して、砂による小型タンクの振動試験結果と、繰返し圧縮実験結果とを比較検討してそれらの間の関係を求め、圧縮試験結果から振動による圧力増加を求める近似式を導いた。

8.2.2 粒体の静的圧力

(1) 小型タンクによる試験

(i) タンクの底部が剛な場合

本実験に用いられたタンクは Fig. 8.2.1 に示されるように底部は $1,000 \text{ mm} \times 1,000 \text{ mm}$ の正方形で、高さが 500 mm の小型タンクで、両側壁はその傾斜角が種々に変えられるようになつている。

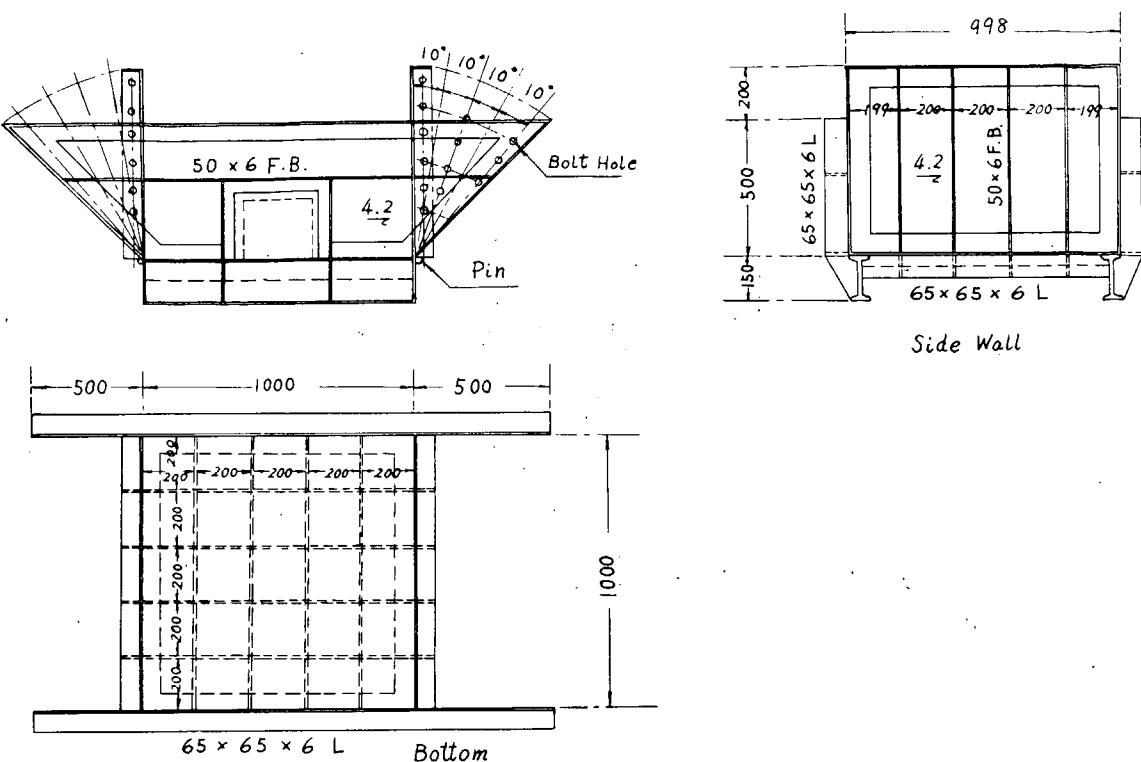


Fig. 8.2.1 Small Tank Model

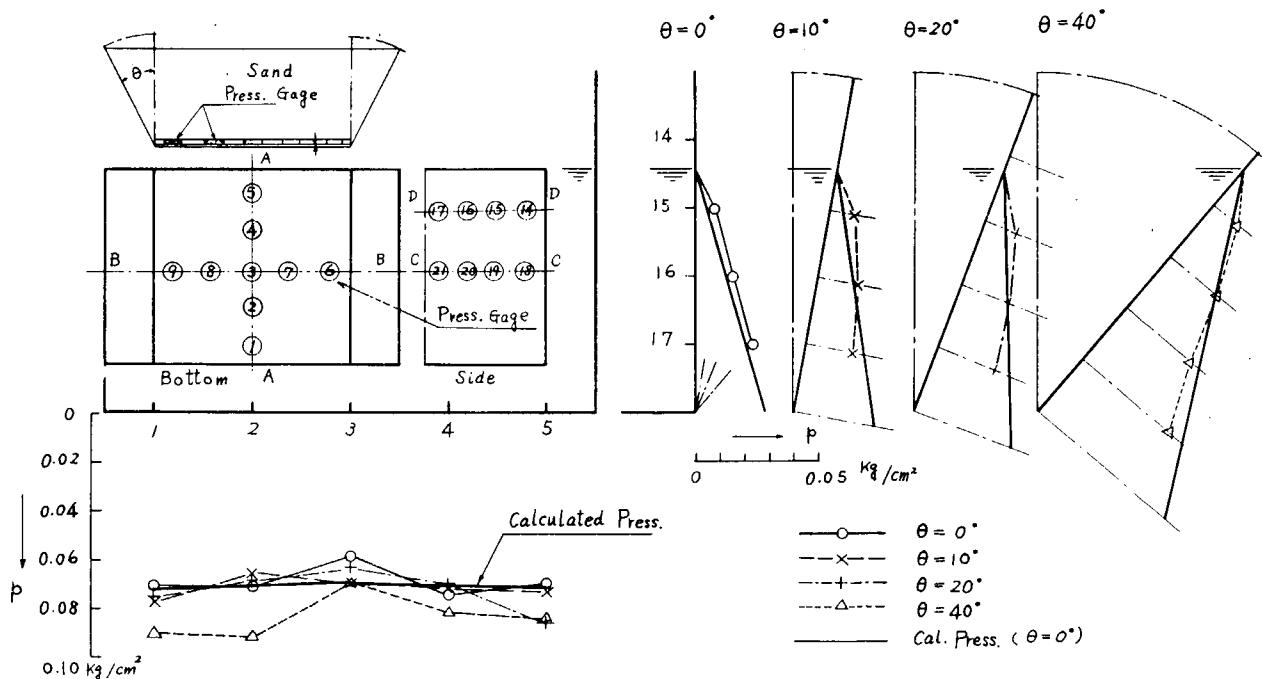


Fig. 8.2.2 Pressure Distribution at the Sections A-A & D-D

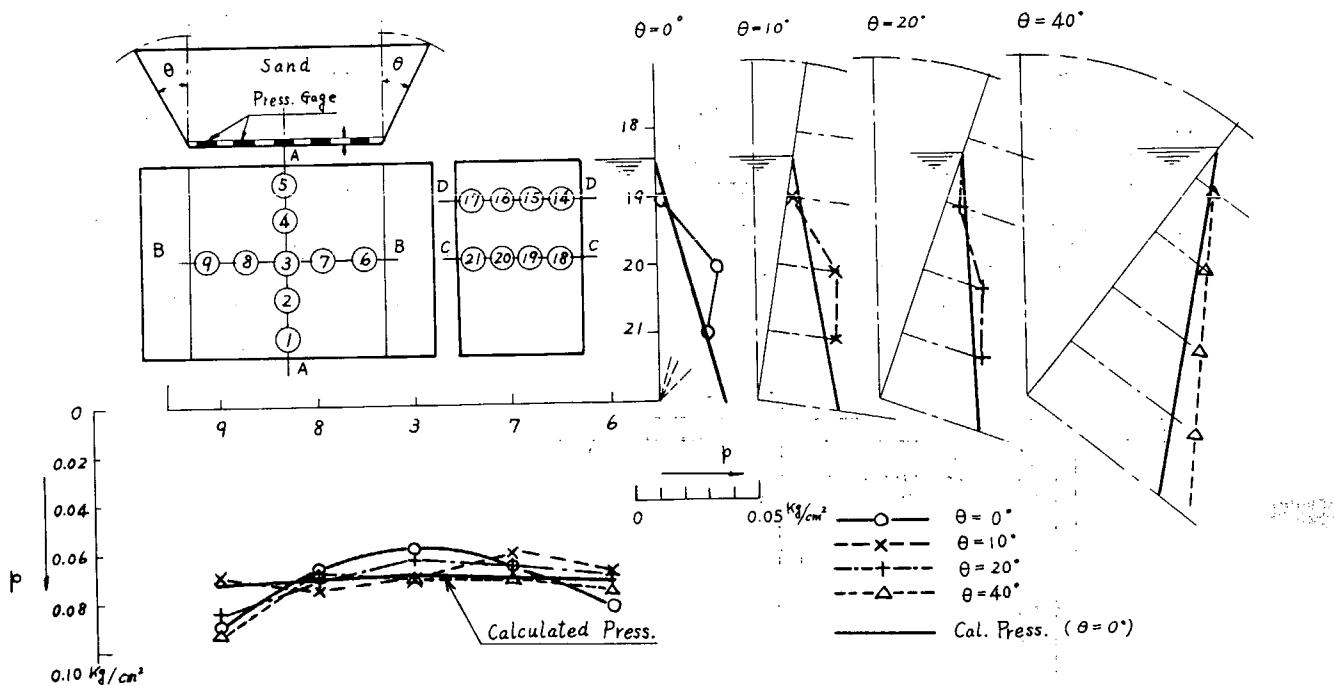


Fig. 8.2.3 Pressure Distribution of the Section B-B & C-C

Fig. 8.2.2 および Fig. 8.2.3 はこのタンクに砂を満載したときの底部および側壁における砂の圧力分布を示したものである。

側壁の圧力の大きさは当然のことながら側壁の傾斜角が大なる程増加しており、その分布状態並びに大きさは、ほぼクロンの主働圧の理論によつて与えられる。図中に示された実線はその計算値であり、実験によつて求められた圧力分布とよく合致している。ただし実験値は両端の壁に近い D-D 断面では、中央の C-C 断面での圧力よりやや小さくなつてゐるが、これは両端の壁の影響を受けているためと考えられる。

タンク底部における圧力分布は何れもタンク中央でやや小さくなり、両端に近づくに従つて少し増加している。図中の実線は側壁が鉛直の場合に対する計算値であり、図中の○印の実験値に対応するもので次式によつて与えられる。

$$p_x = \gamma h - \mu \frac{\partial H}{\partial x} \quad \dots \dots \dots \quad (8.2.1)$$

ただし、

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

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

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

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

p_x = タンク底部の単位面積当りの圧力

γ = 砂の比重

μ = 砂の内部摩擦係数

h = 砂の搭載高さ

k = 砂とタンク側壁との間の摩擦係数

b = タンクの半幅

(8.2.1) 式はタンクの底部の剛性が大きいとして、タンクの変形を無視して導かれたもので(附録1参照)、本実験に用いられたような底部が剛なタンクの場合は、図に示されたように実験値と計算値とは可成りよく一致している。

なお、実験結果から判るように側壁での圧力分布は、側壁の傾斜角 θ が 20° 以下の場合は鉛直側壁の場合と、ほとんど変化していないようである。

(ii) タンクの底部が剛でない場合

タンクの底部の変形がその部の粒体圧力におよぼす影響を調査するため、Fig. 8.2.1 に示されたタンクの底部に板厚 t が 4.5 mm , 6.0 mm および 9.0 mm の3種の鋼板を両辺支持(2本の山形鋼の上にボルトで結合)に近い状態で取付け、その上に砂を搭載してタンク底部の沈みとその部の圧力分布との関係を調査した。

Fig. 8.2.4 は板厚 t が 4.5 mm および 6 mm の場合の底板の沈みと圧力分布とを示したものであり、図中の曲線は附録2で示される方法で計算した値である。これらの結果によると、タンク底部の変形が大なる場合ほど圧力分布は中央で減少している。この現象は次のように考えられる。すなわちタンクの底部が変形し、その中央の沈みが砂の搭載高さと共に増加しても、その部を底面に持つ砂の柱の部分が周囲の砂の摩擦によって自由に沈下することができないので、底板におよぼす圧力が減少する。図中の曲線はこのような考え方で求められた計算値であり定量的には少し問題があるが、定性的には実験値と全く同じ傾向になつてゐる。

ここで砂に作用する剪断力は、砂の剪断ずれに比例すると仮定し、その比例定数を G としたが、この値は実験による底板の沈みが計算による沈みと合致するように逆算したものである。したがつてこの G の評価については、さらに検討する必要があると思われる。

なお、このタンクの底板の固着度 β (附録参照)は水圧試験結果より求めた。

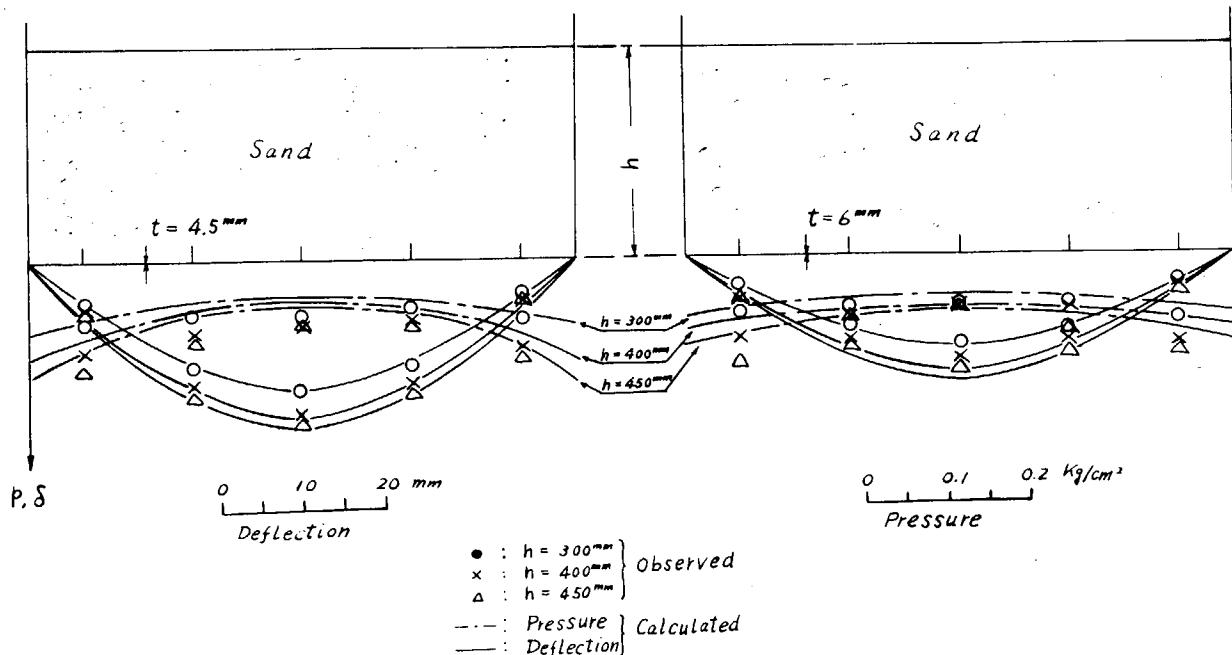


Fig. 8.2.4 Comparison between Observed and Calculated Value

(2) 大型タンクによる実験

使用した大型タンクおよび土圧計の配置を Fig. 8.2.5 に示す。Fig. 8.2.6, Fig. 8.2.7 および Fig. 8.2.8 はそれぞれ砂、石炭およびコークスを大型タンクに満載したときの側壁および底部の圧力分布を示したものである。

Fig. 8.2.6 は砂を搭載した場合の圧力分布であり、同種の実験を 5 回繰り返して実施した結果をプロットしたものである。これらの結果によると、砂を入れかえて搭載するたびに圧力分布は変化している。砂の搭載方法は、ある高さまで搭載して表面を水平にならし、その上に再び砂を搭載して表面をならし、さらにそれを繰り返して所定の高さまで満載した。それでも圧力分布は実験ごとにバラツキがみられる。したがって搭載時の砂の含水率、搭載法等によつて圧力分布は可成り変化するものと思われる。図中の実線は計算による圧力分布を示すもので、側壁部はクーロンの主動圧理論による値であり、底部は(8.2.1)式によつて求められた値である。実験値と計算値とを比較すれば、計算値は実験値のバラツキのほぼ平均を示しており、砂を搭載した場合の圧力分布は、タンク側壁についてはクーロンの式で、底部については(8.2.1)式で与えられる。

Fig. 8.2.7 および Fig. 8.2.8 はそれぞれ石炭およびコークスを搭載した場合の圧力分布を示したものである。この場合も砂の場合と同様に実験値にバラツキがみられるが、側壁部での圧力分布はクーロンの主動圧とほぼ合致している。タンク底部の圧力分布は実験値の方が(8.2.1)式による値より可成り大きくなっている。

以上のことからタンクの巾と高さの比が 1 前後のタンクでの粒体による側圧はクーロンの主動圧で与えられ、砂を搭載したときの底圧は(8.2.1)式で与えられることが判明した。

8.2.3 粒体の振動による圧力変化

(1) 大型タンクによる振動試験

振動試験は Fig. 8.2.9 に示されるような 4 本の杭を主部材とする振動台の上に大型タンクを乗せて行なつた。起振力は図に示されるように 1 HP のモーターにより慣性重量を取り付けた円板を回転させることによつて発生させた。

Fig. 8.2.10 はタンク底部中央部における振動による変動圧力と振動時間および振動加速度と振動時間との関係を図示したものである。この結果によると振動開始後、タンク底部中央での砂の変動圧力は時間の経過と共に増大しており、約 4 時間後に定常状態に達している。また振動停止後の圧力は、振動中の最大圧力に近くなつておらず、砂の密度が大になつてタンク底部では静圧力が可成り大になつておる。またタンク側壁下端に取り付けた加速度計によるタンクの上下加速度も、時間と共に上昇していることが判る。

Fig. 8.2.11, Fig. 8.2.12 および Fig. 8.2.13 は砂、石炭およびコークスをそれぞれ大型タンクに満載した場合の粒体の圧力分布と加速度 $\alpha = Aw^2 = 0.5 g$ を与えて定常状態になるまで振動試験を行ない、その後の圧力分布を計測した結果とを比較したものである。これらの結果をみると砂の場合は特にタンク底部の中央で圧力が大きく上昇しており、振動前の圧力の約 2 倍に増加している。ところが石炭およびコークスではタンク側壁および底部共に圧力は振動前後において余り大きな変化が認められない。また砂の場合においてもタンク側壁では余り大きな変化はないようである。

(2) 粒体の繰り返し圧縮試験

前項で示されたように砂と石炭およびコークスとでは振動中における圧力変化の挙動が相異し、振動前後における圧力変化の様子が可成り異つておる。この現象を究明するため、各材料を円筒形のタンクに入れて繰り返し圧縮試験を行ない、荷重と圧縮率および底部の圧力変化の関係を調査した。

Fig. 8.2.14 は砂を搭載した場合の繰り返し圧縮試験結果を図示したもので、第 1 回目のサイクルで砂の上面の沈下量 δ もタンク底部中央の圧力も大きく増加し、その後の繰り返し負荷によつても第 1 回目のものよりは小さいが毎サイクルずつ増加している。この沈下量 δ および圧力増分 Δp は荷重の大きさおよび積込み高さによつて変るが、実験を行なつた範囲では約数 10 回の繰り返しで定常状態に達し、それ以後は δ および Δp の増加はほとんど認められなか

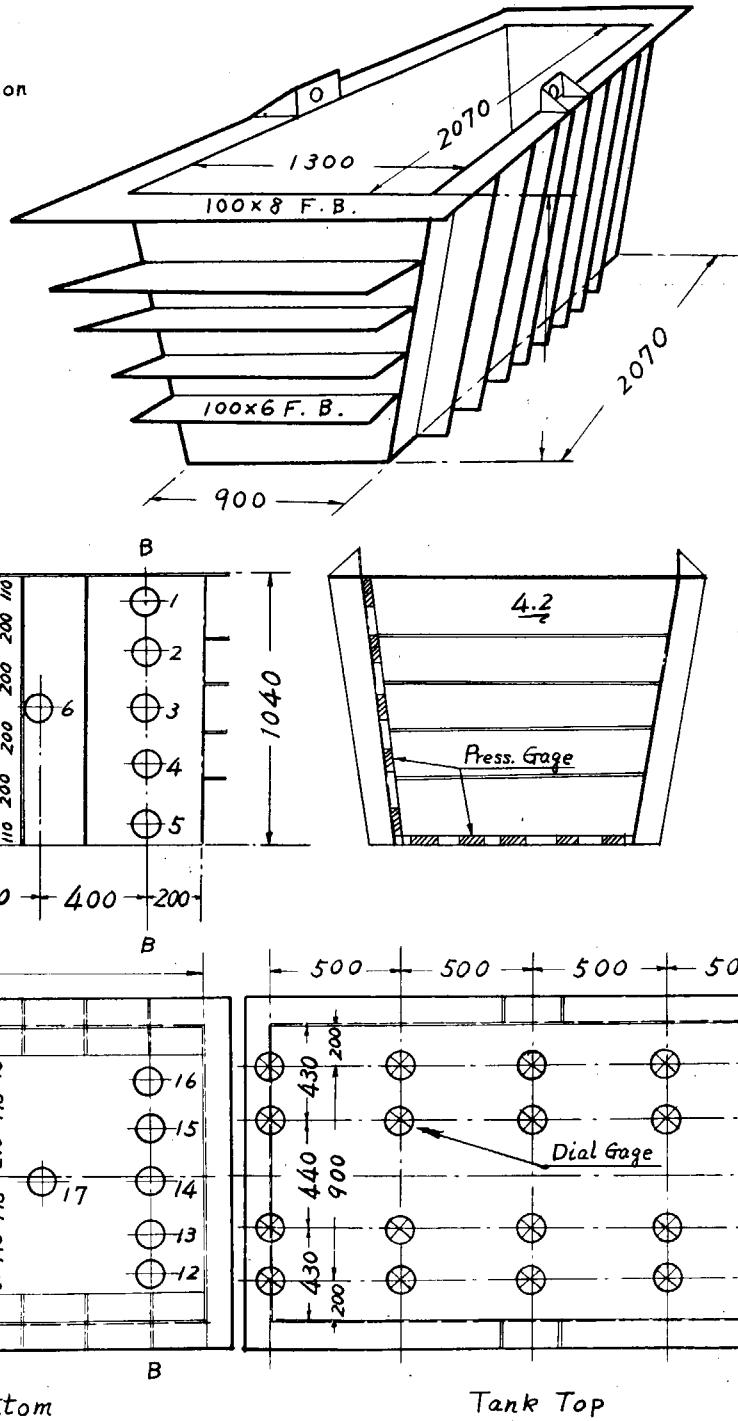
	$\gamma' (\text{g/cm}^3)$	ϕ	ϕ'	θ
Sand	1.61	23°	22°	50°
Coal	0.742	20°	19°	52°
Coke	0.488	20°	19°	52°

γ' ; Specific Weight

ϕ ; Angle of Internal Friction

$\tan\phi'$; Frictional Coefft. bet.
Wall & Particles

θ ; Angle of Repose



Fif. 8.2.5 Tank Model and Arrangement of Pressure Gages.

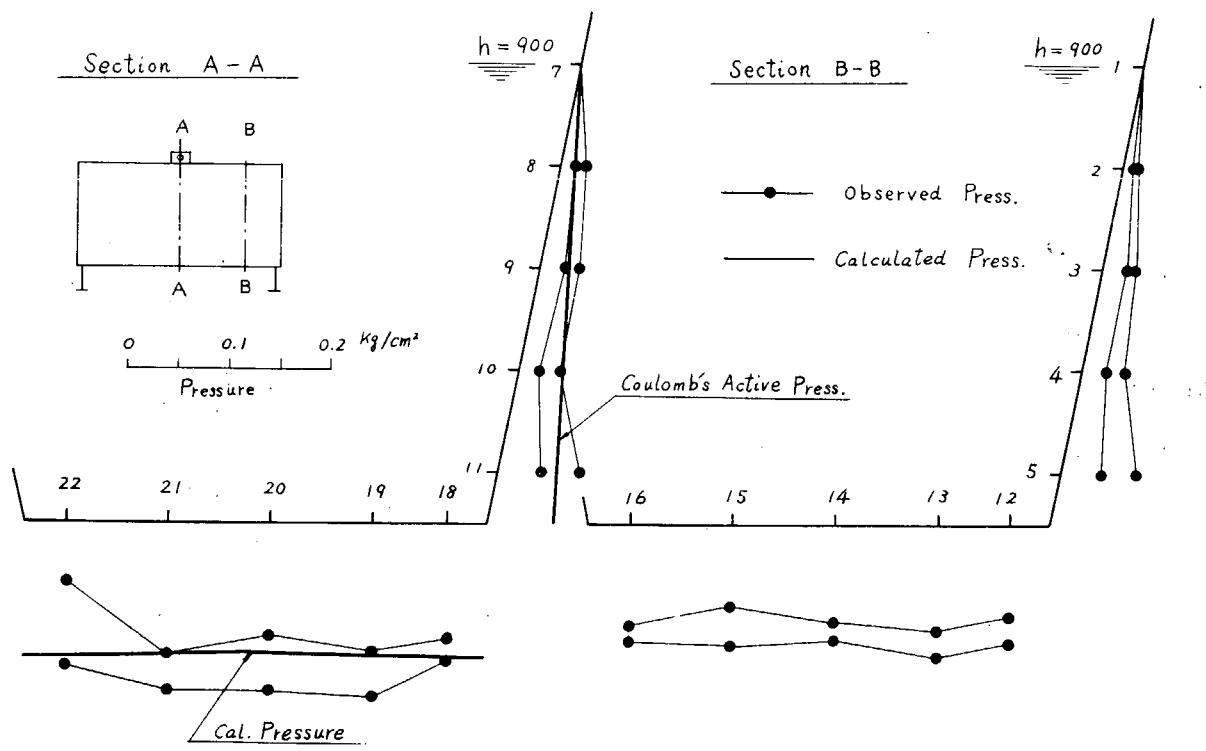


Fig. 8.2.6 Pressure Distribution of Sand

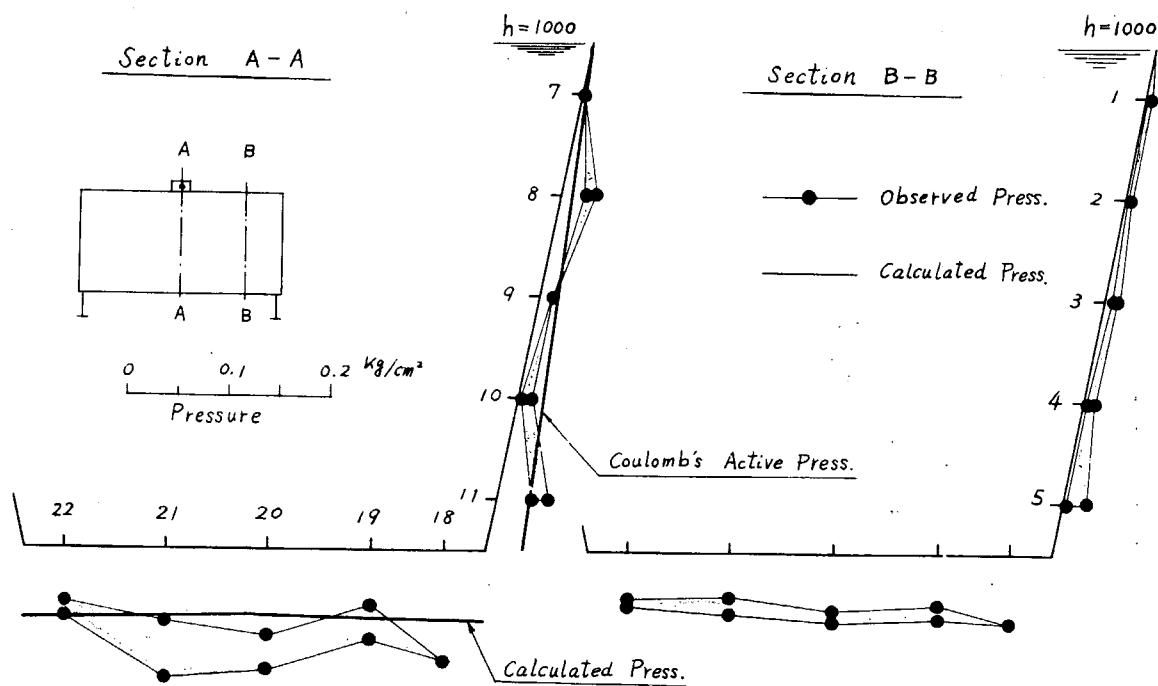


Fig. 8.2.7 Pressure Distribution of Coal

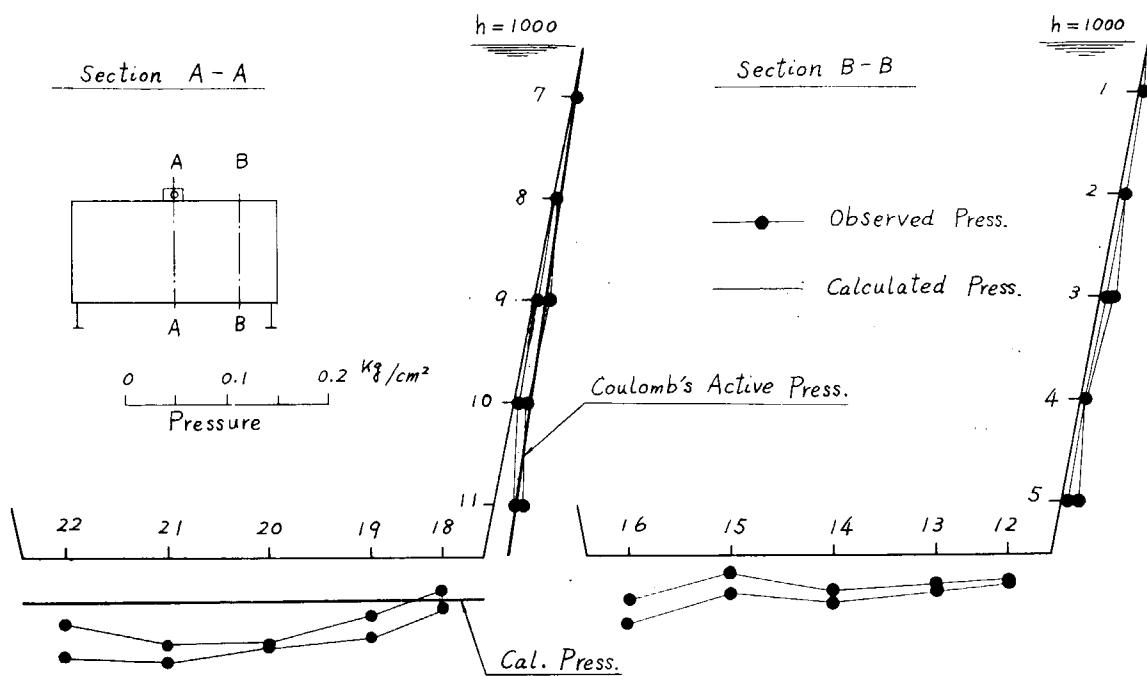


Fig. 8.2.8 Pressure Distribution of Coke

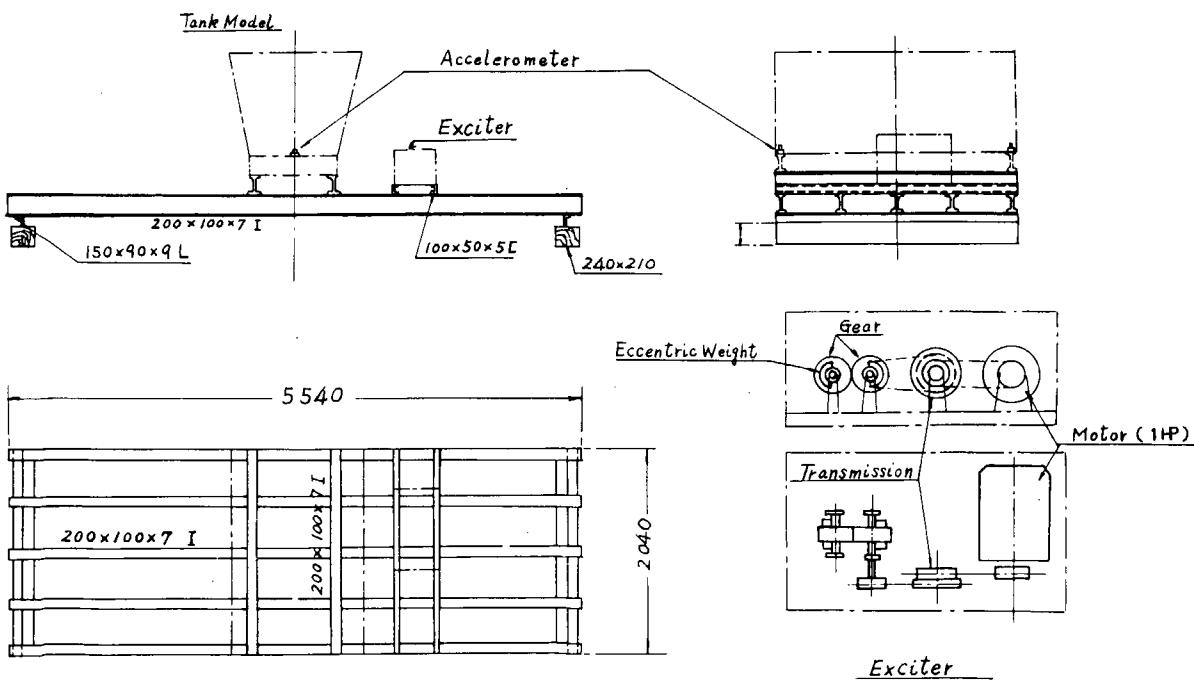


Fig. 8.2.9 Facilities for Vibration Test

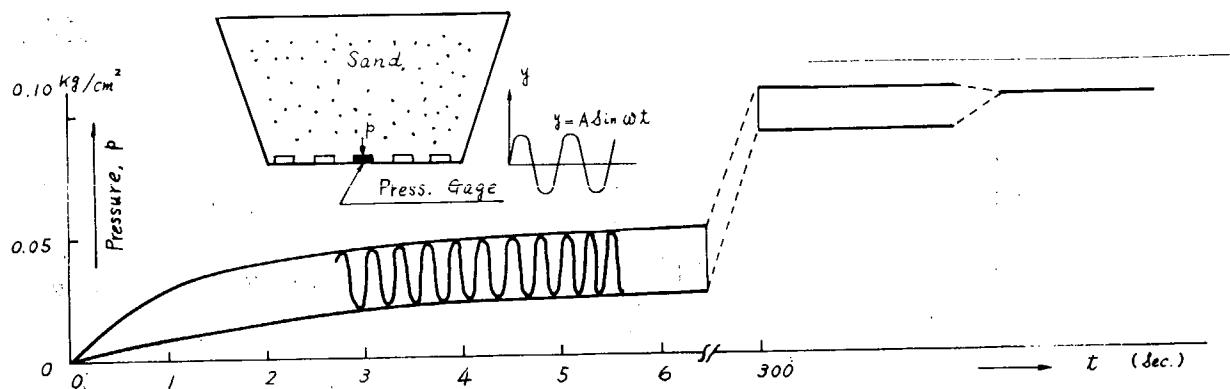


Fig. 8.2.10 Relation between Variations of Pressure and Acceleration and Duration of Vibration

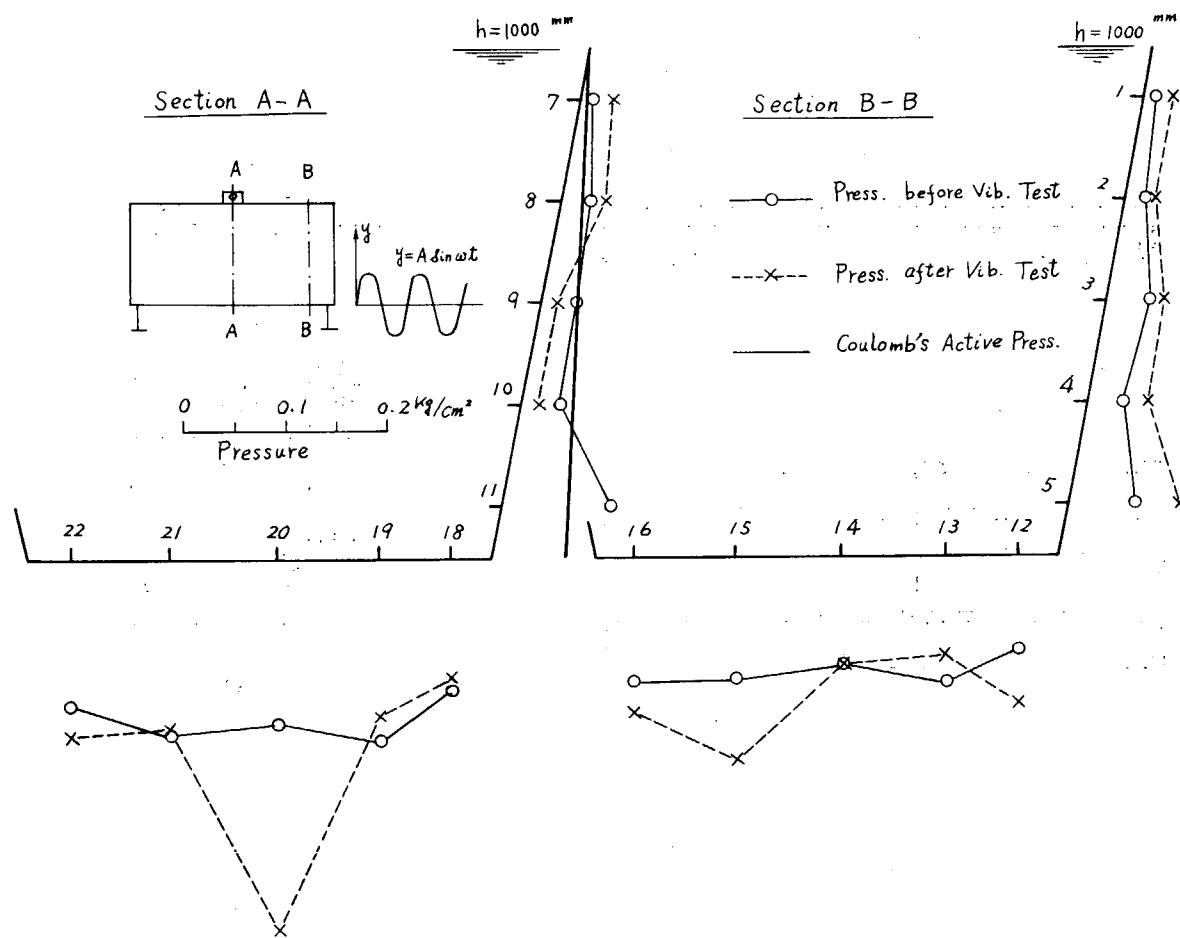


Fig. 8.2.11 Pressure Distribution of Sand before and after Vibration Test ($\Delta \omega^2 = 0.5 \text{ g}$)

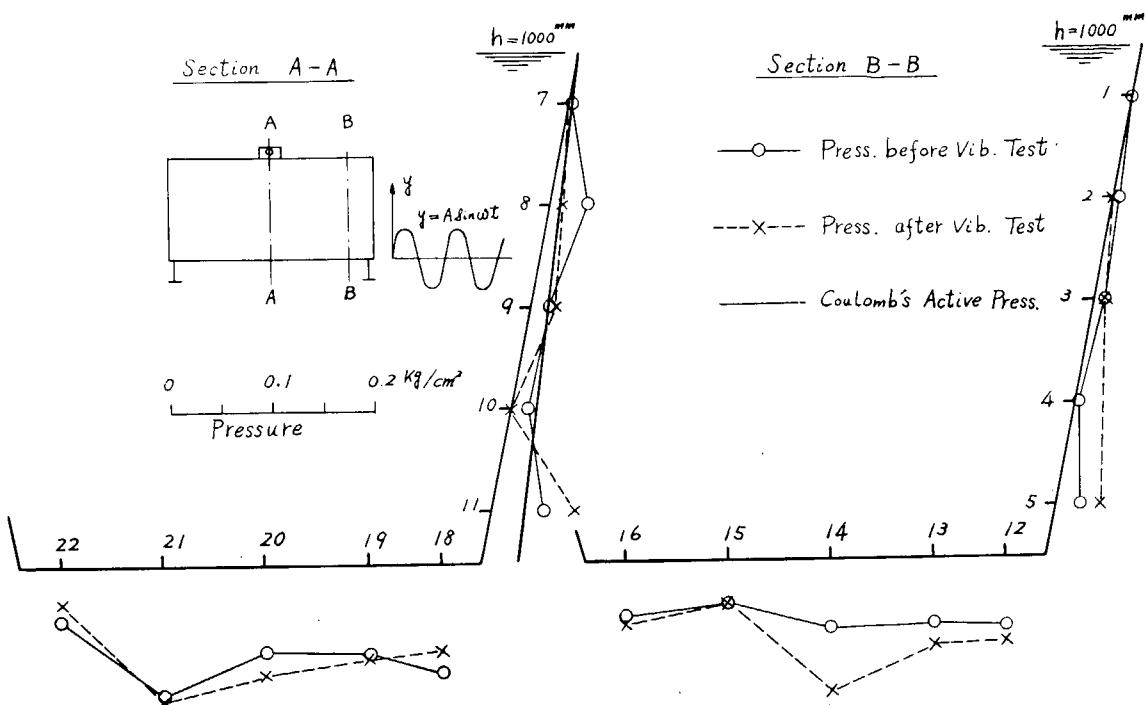


Fig. 8.2.12 Pressure Distribution of Coal before and after Vibration Test ($Aw^2 = 0.5 \text{ g}$)

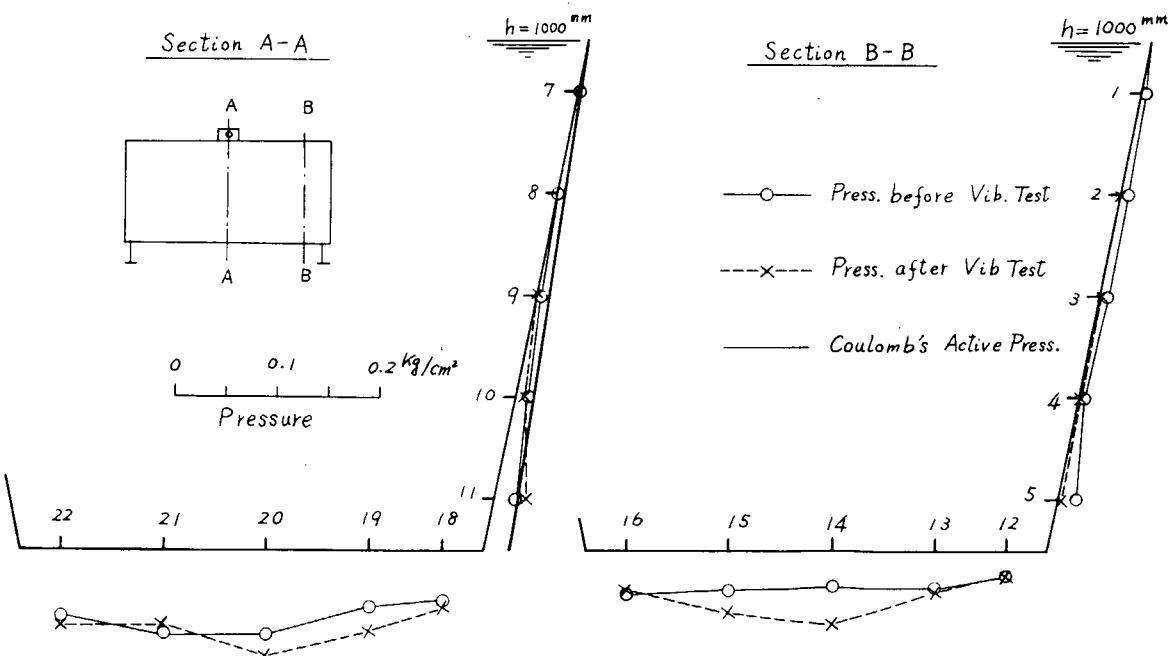


Fig. 8.2.13 Pressure Distribution of Coke before and after Vibration Test ($Aw^2 = 0.5 \text{ g}$)

つた。

Fig. 8.2.15 および Fig. 8.2.16 はそれぞれ石炭およびコークスを入れた場合の繰返し圧縮試験結果を示したもので、いずれの場合も第1回のサイクルでは δ も Δp を増加しているが、 Δp の増え方は余り大きくない。その後のサイクルでは δ の方は各サイクルごとに少しずつ増加しているが、 Δp の方はほとんど増加しないほぼ同じループを画いている。これらの結果から次のようなことが推測される。すなわち石炭およびコークスの場合は圧縮荷重によつてその個々の粒子の一部が欠けて、それが粒子の間隙中に分散し、それによつて全体の間隙比が減少し、上面の沈下が生じる。ところがこれらの欠けて分散した粒子は、今の状態では圧力の伝達には寄与しないで、単に間隙の一部を埋めているに過ぎないからであると考えられる。この現象が前項で示された振動実験結果にも現われていると思われる。

8.2.4 振動試験と繰返し圧縮試験との関係

(1) 振動加速度と振動圧力

円筒タンクに砂を入れて振動試験を行なつた結果の1例を Fig. 8.2.17 に示す。この図の縦軸は砂を入れたときのタンク底中央における静圧力 p_s 、それに振動時の最大圧力 $p_s + \Delta p_{\max}$ 、振動時の最小圧力 $p_s + \Delta p_{\min}$ および振動停止後の静圧力 $p_s + \Delta p_s$ との振動経過時間 t との関係を示したものである。この場合は t が約30分ではほぼ定常状態に達している。振動停止後の圧力 $p_s + \Delta p_s$ は振動中の最大圧力と最小圧力とのほぼ中間につている。

Fig. 8.2.18 は振動中およびその前後の圧力分布を示したものでタンクの側壁での圧力分布は直線的でなく凸形になつておあり、タンクの底部では側壁での砂と壁との摩擦の影響を受けてタンク底部の中央の圧力が最も大きくなつてゐる。

Fig. 8.2.19 は砂の積込み高さ h が 750 mm の場合について、振動加速度 α を種々に変えて振動試験を実施し、圧力変動が定常状態に達したときの振動時の最大圧力 $p_s + \Delta p_{\max}$ および振動停止後の静圧力 $p_s + \Delta p_s$ と α との関係を求めたものである。同様に Fig. 8.2.20 および Fig. 8.2.21 はそれぞれ砂の高さを $h = 500 \text{ mm}$ および $h = 250 \text{ mm}$ とした場合の $p_s + \Delta p_{\max}$ 、 $p_s + \Delta p_s$ と α との関係を図示したものである。これらの結果をみると、いずれも振動による圧力増加は静的圧力に振動加速度 α と g との比をかけた値より大きい。このことは明らかに振動によつて砂の間隙比が変化し、砂の密度が増大した結果と考えられる。

この現象を調査するため繰返し圧縮試験をそれぞれのケースについて行ない、振動試験結果と圧縮試験結果との関連を調査した。

(2) 繰返し圧縮試験結果と振動試験結果との関係

前項で示されたように振動時の圧力増加は静圧力に振動加速度 α と重力加速度 g との比 α/g を静圧力に乗じた値よりも大になつてゐる。この原因は圧縮力により砂の間隙比が小さくなつてゐるためと考えられるので、繰返し圧縮試験を行ないこの結果と振動試験結果とを比較検討して、これら相互間の関係を調査した。

Fig. 8.2.22, Fig. 8.2.23 および Fig. 8.2.24 はそれぞれ砂の積込み高さを 750 mm, 500 mm および 250 mm としたときの繰返し圧縮試験結果であり、いずれも圧縮を数10回繰返し、定常状態に達した後の圧力である。図中の p_s は砂を入れたときの静圧であり、 $p_s + \Delta p_1$ は第1回目の加圧時の底圧力であり、 $p = p_{st} + \Delta p_{sn}$ は n 回圧縮後の圧縮荷重 P を 0 としたときの底圧力である。

これらの結果と振動中の最大圧力 $p_s + \Delta p_{\max}$ との関係を求めるため次のよう仮定を設ける。すなわち、

$$p_s + \Delta p_{\max} = p_s + \frac{\alpha}{g} p_s + \Delta p_{sn} \quad \dots \quad (8.2.2)$$

ただし、 α : 振動加速度、 g : 重力加速度

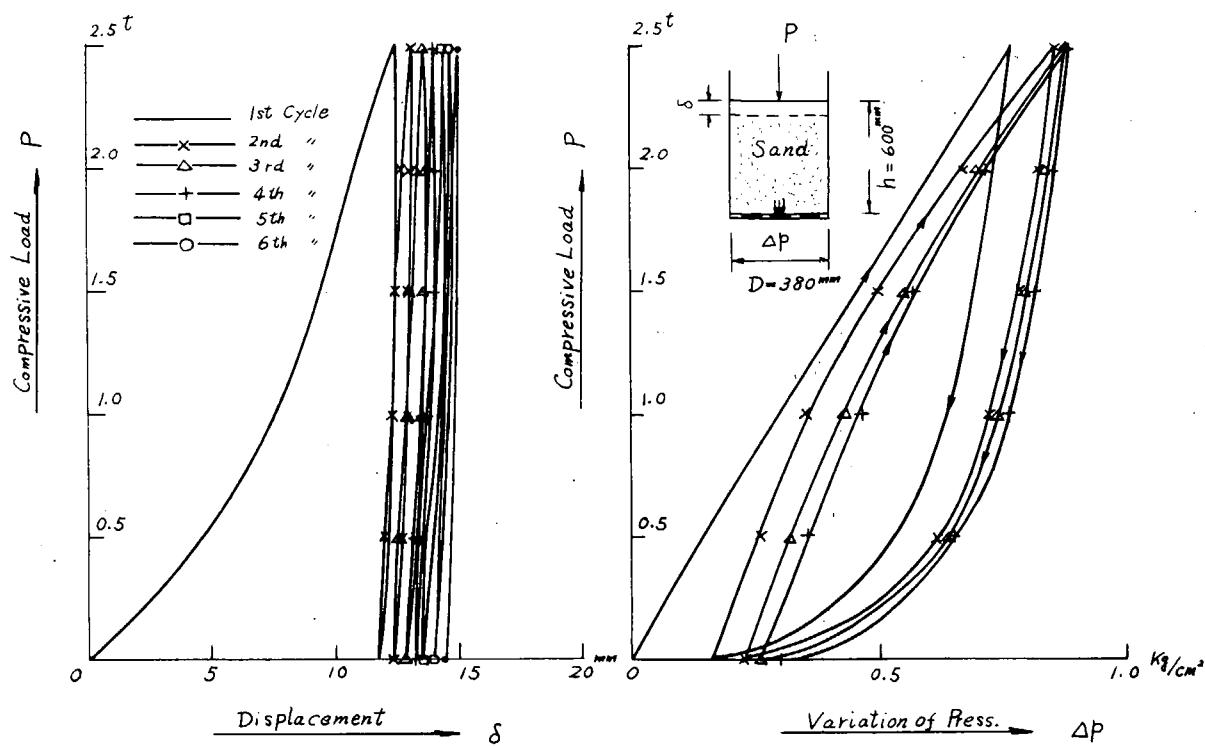


Fig. 8.2.14 Repeated Compression Test (Sand)

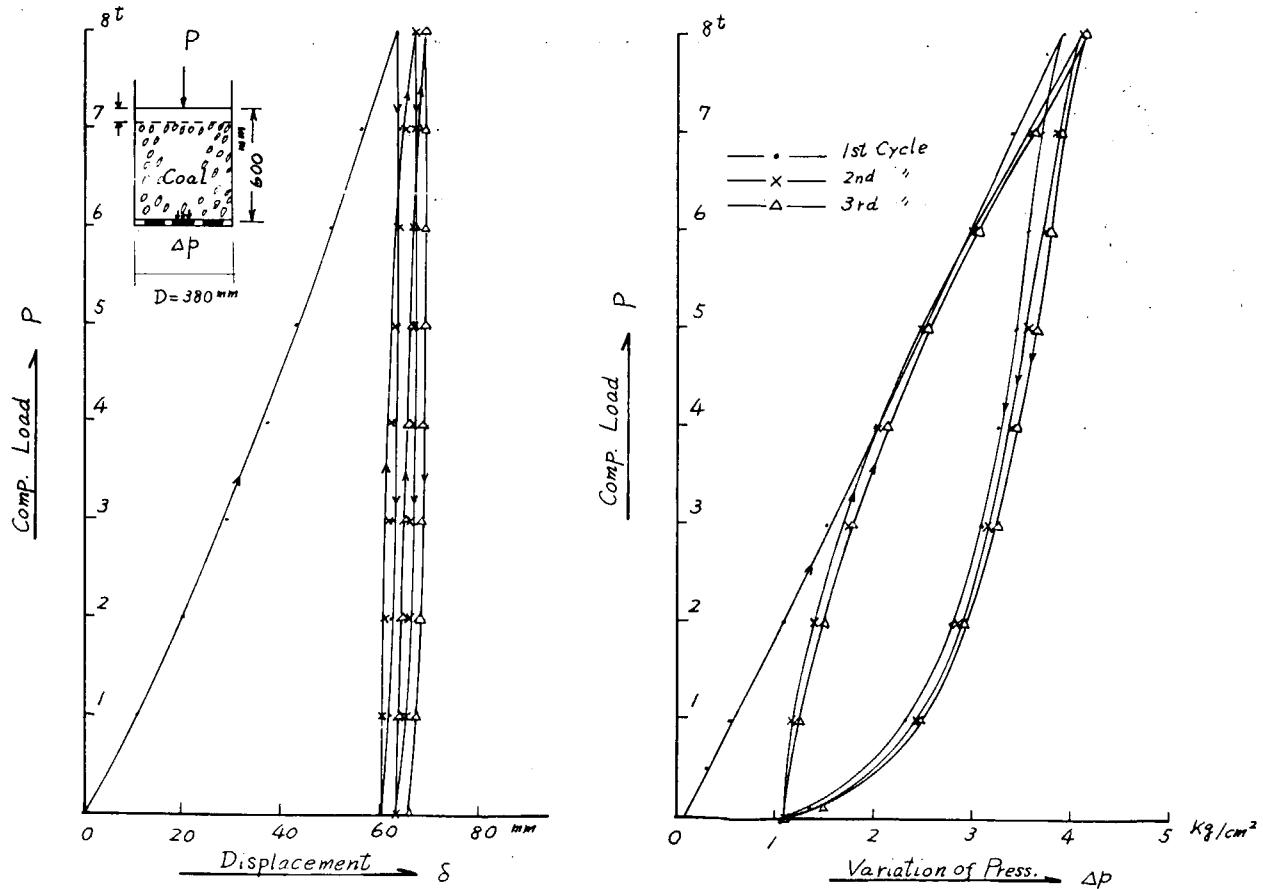


Fig. 8.2.15 Repeated Compression Test (Coal)

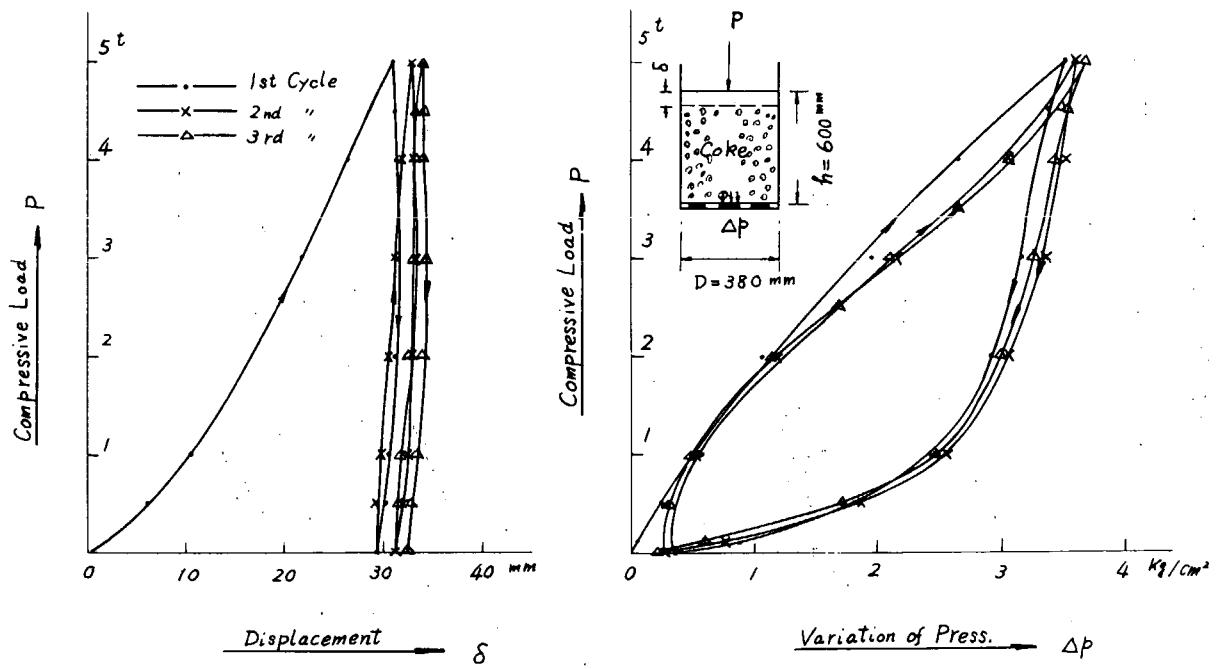


Fig. 8.2.16 Repeated Compression Test (Coke)

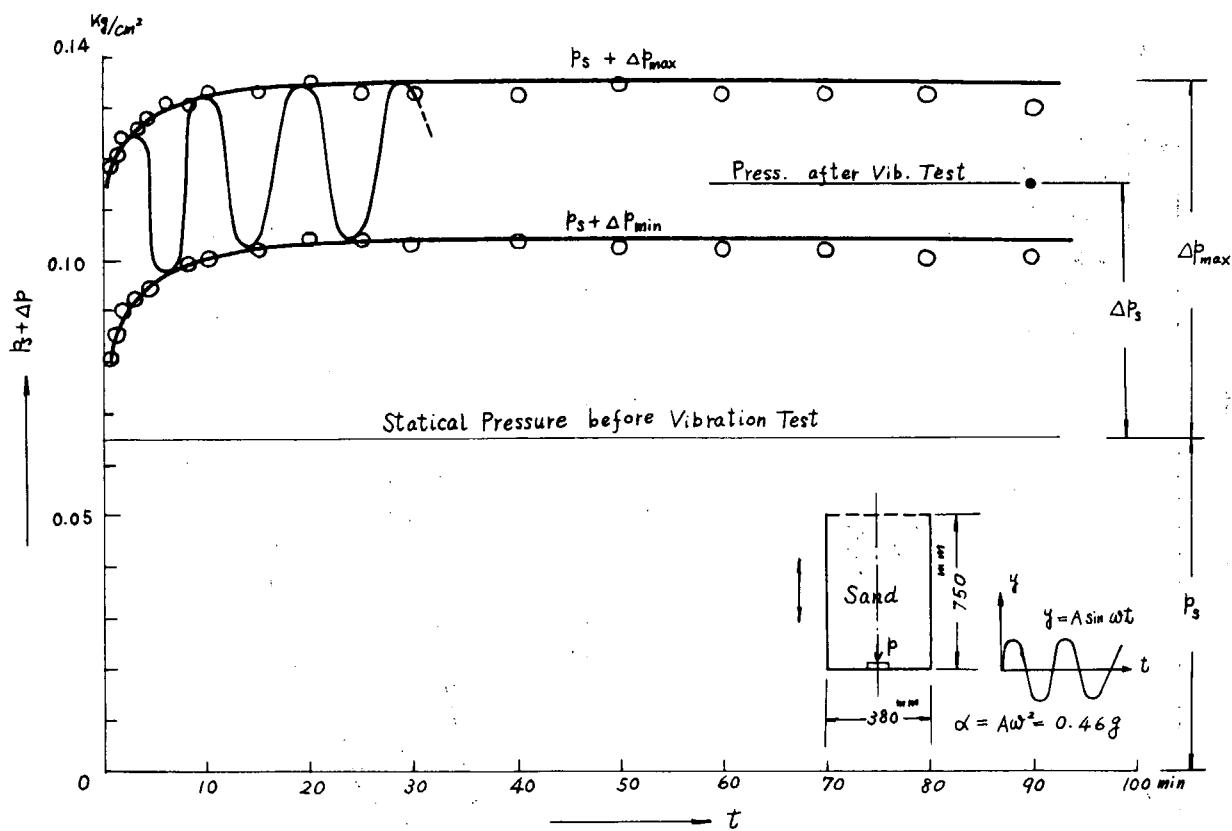


Fig. 8.2.17 Results of Vibration Test

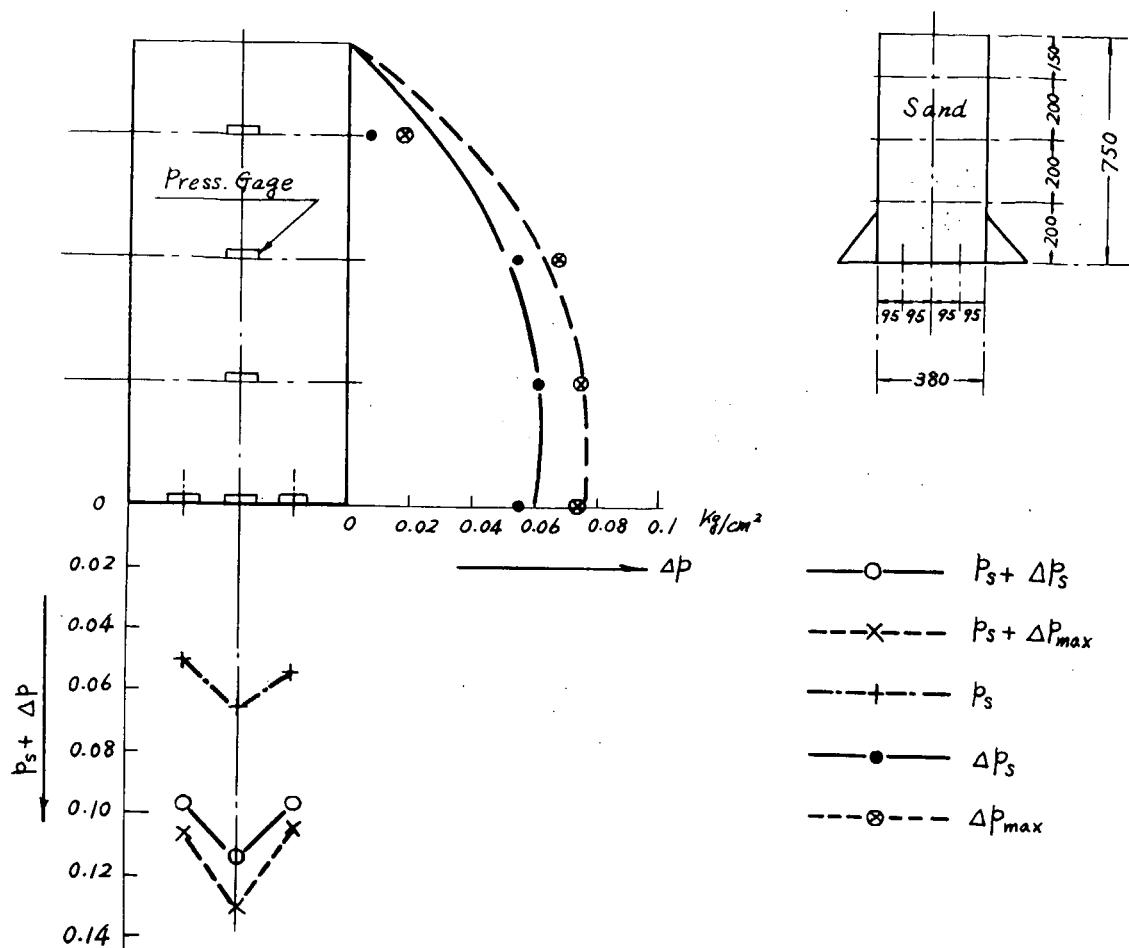


Fig. 8.2.18 Dynamical and Statical Pressure Distributions

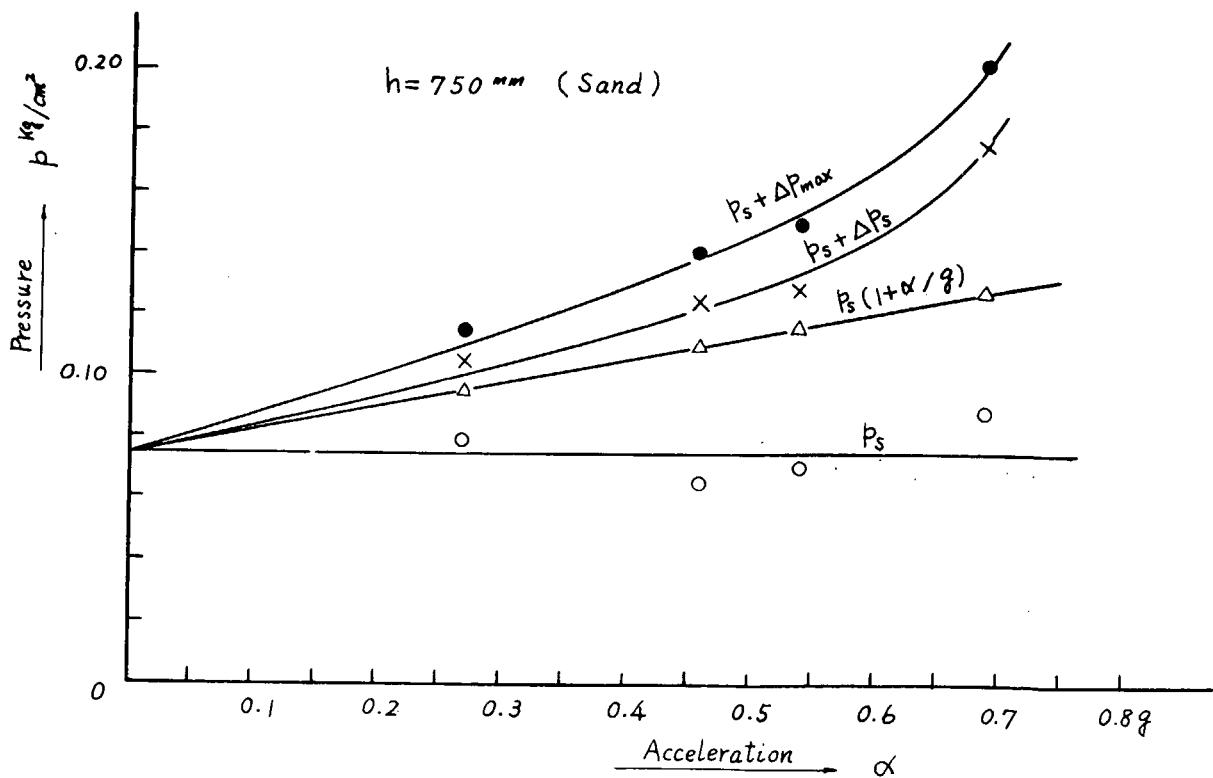


Fig. 8.2.19 Relation between Dynamical Pressure and Acceleration

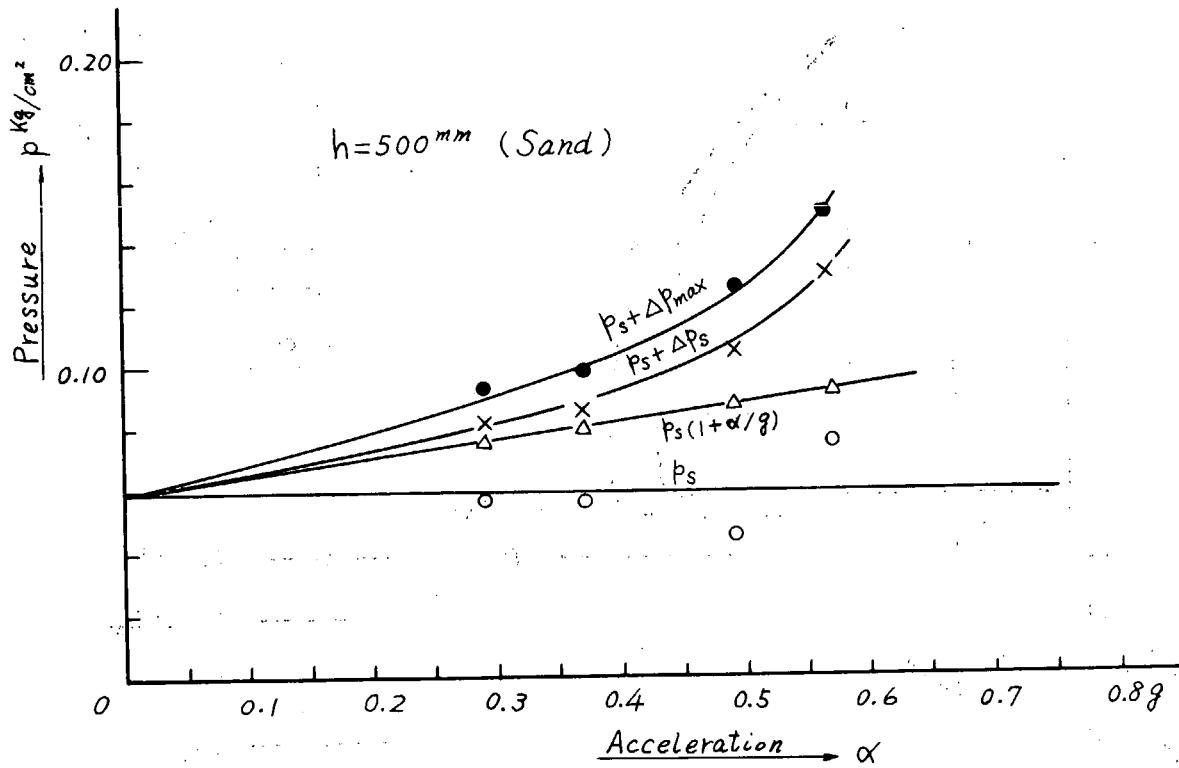


Fig. 8.2.20 Relation between Dynamical Pressure and Acceleration

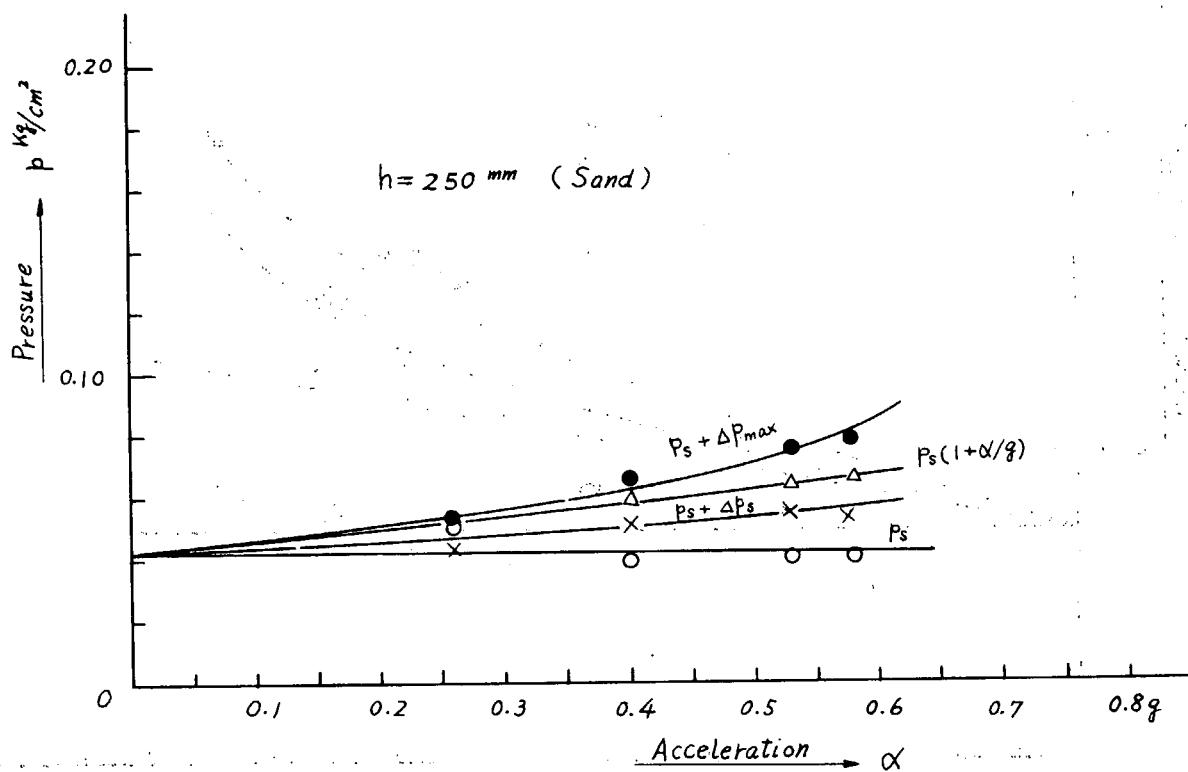


Fig. 8.2.21 Relation between Dynamical Pressure and Acceleration

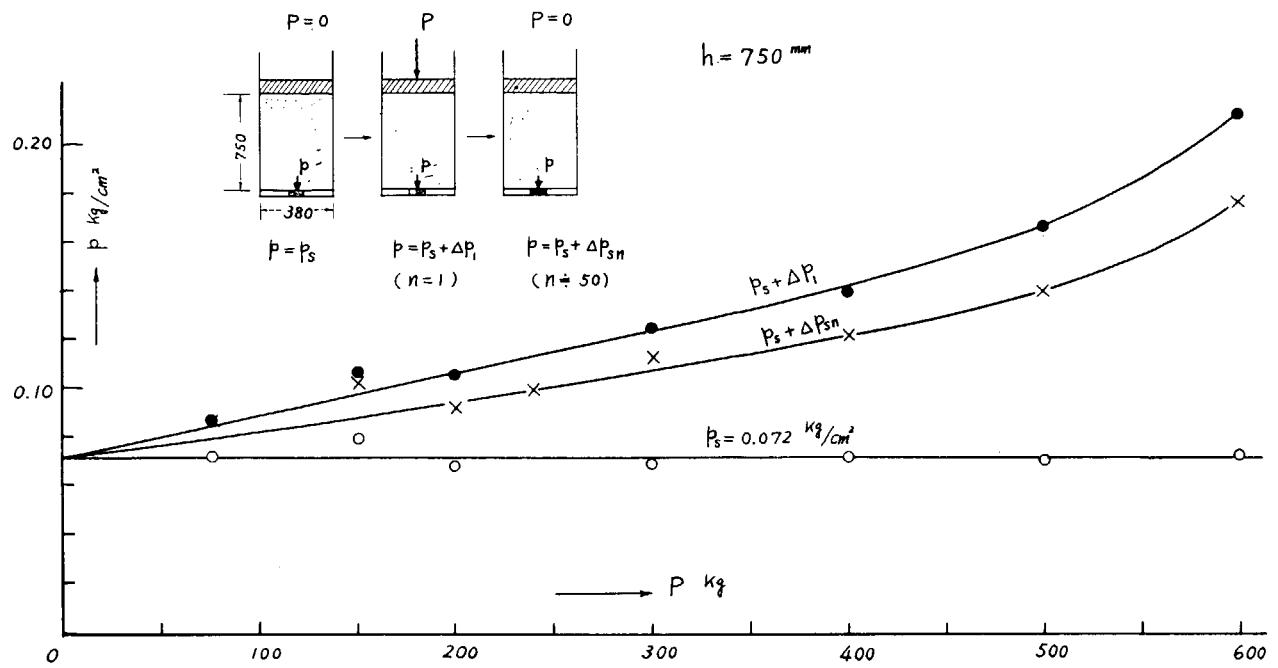


Fig. 8.2.22 Repeated Compression Test ($h = 750 \text{ mm}$)

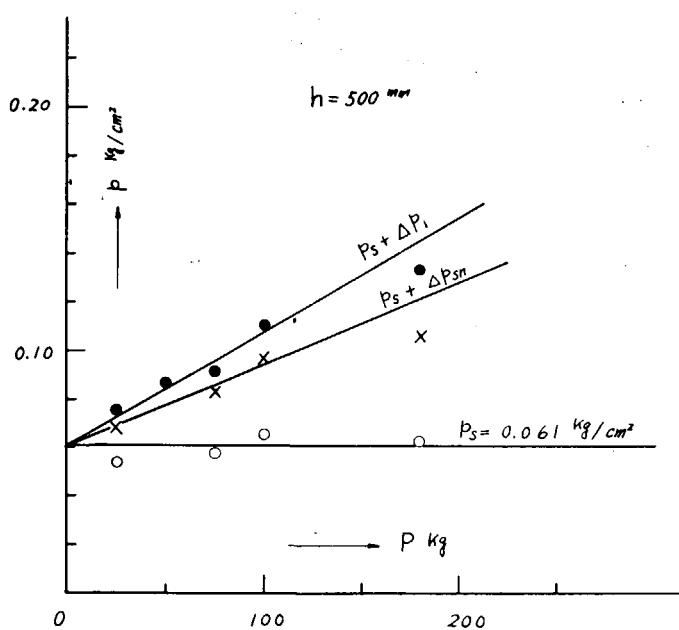


Fig. 8.2.23 Repeated Compression Test ($h = 500 \text{ mm}$)

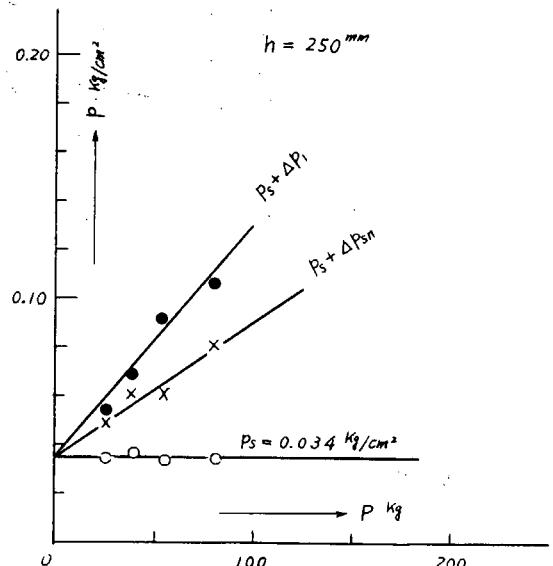


Fig. 8.2.24 Repeated Compression Test ($h = 250 \text{ mm}$)

$$\Delta p_1 = \frac{\alpha}{g} p_s + \Delta p_{v1} \quad \dots \quad (8.2.3)$$

ただし、 Δp_{v1} ：振動試験においてモーターの回転数が定常になつたときの圧力変動振巾（振動開始後約1秒後のときの振動圧力変動の $1/2$ ）

Δp_{v1} は実験結果から次式で近似した。

$$\Delta p_{v1} = 0.7 r h \frac{\alpha}{g D} = 0.13 r h \frac{\alpha}{g D} \quad \dots \quad (8.2.4)$$

ただし、 h ：砂の積込み高さ、 r ：砂の比重、 D ：タンク底の直径

Δp_{v1} が判ると、(8.2.3)式で Δp_1 が求まり、 $p_s + \Delta p_1$ が定まるとき、Fig. 8.2.2~Fig. 8.2.2.4で $p_s + \Delta p_1$ に対応する $p_s + \Delta p_{sn}$ が求められる。これを(8.2.2)式に代入すれば $p_s + \Delta p_{max}$ が求められる。

Fig. 8.2.2.5は(8.2.2)式による値と振動試験結果とを比較したもので、両者はかなりよく合致している。

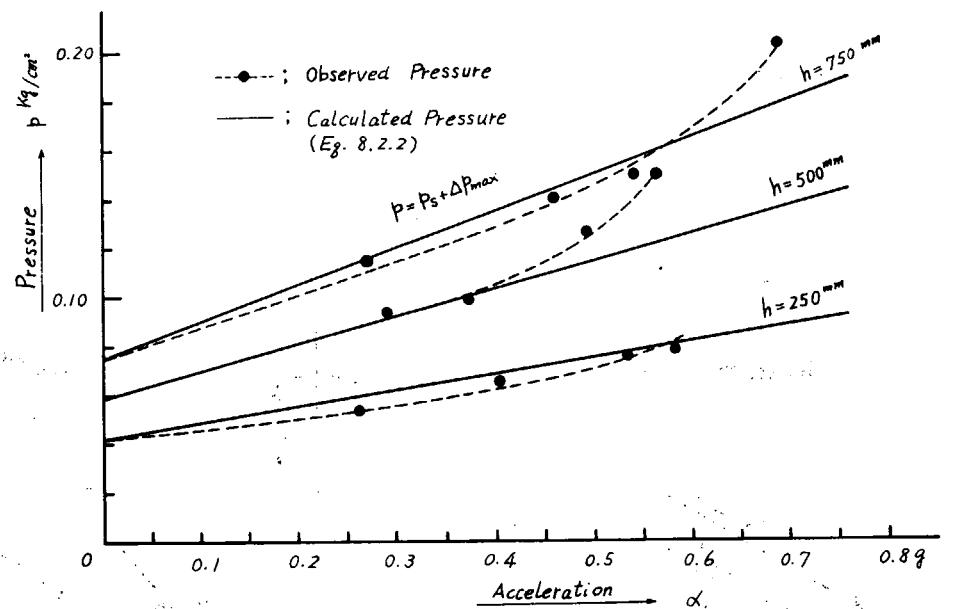


Fig. 8.2.2.5 Comparison between Observed and Calculated Pressure induced by Vertical Vibration

8.2.5 まとめ

以上の実験結果を総合すると、以下のような事項が判明した。

- i) 粒体の側壁におよぼす圧力はタンクの巾と高さの比が1程度のものでは、クーロンの主働圧によつて近似的に求められる。
- ii) 側壁の圧力は側壁の傾斜角が大なるほど増加するが、これもほぼクーロンの主働圧によつて近似的に求められる。
- iii) タンクの底部の剛性が大きい場合は、その部の圧力分布は近似的に(8.2.1)式で与えられる。この場合もタンクの巾と高さの比がほぼ等しい場合であり、その比が非常に小さい場合は別である。
- iv) タンクの底部が剛でなく、その撓みが大きい場合はアーチ効果によつてその中央部の圧力は、剛な底部のときよりも減少する。
- v) タンクが振動する場合はタンク底部の粒体圧は増大し、その増加率は振動加速度が大なるほど、また粒体の積込み高さが大きいほど大である。またこのときの圧力増加は振動加速度 α と重力加速度 g との比、すなわち α/g を静的

圧力に乗じたものより大である。

- vii) 小型タンクによる繰返し圧縮試験結果と、振動試験結果とを比較検討した結果、振動中の最大圧力は、圧縮試験結果を用いて(8.2.2)式で推定し得ることが判つた。
- viii) 石炭およびコークスのような粒子を搭載した場合は、振動試験の前後における静圧力分布は余り変化がない。

附録1 剛なタンクにおける粒体圧力分布

Fig. 8.2.2.6 に示されるように、タンク中央断面から x 離れた断面 GI における剪断力 μH をまず求める。そのため G より粒体の傾き角 θ を持つ面を考え、その面と中心線および側壁との交点を C および F とする。さらに C および F を通る辺り面 CB および FE を考える。

まず、ABCなる粒子の部分について力の平衡を考えると、AC面は対称性により剪断力は作用しないので、その面での水平反力を H_0 とすれば、水平方向の力の釣合いおよび鉛直方向の力の平衡条件より、

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

同様に、DF面における水平反力 H_1 は、DF面での摩擦力 $k H_1$ を考慮して、

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

次に GC面での反力 R_0 を求めるため、DFGCA部の平衡を考える。

H_0 および H_1 はそれぞれ(a)および(b)式で与えられるから、水平方向および鉛直方向の力の釣合から GC面での反力 R_0 は次のようになる。

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

次に x 断面、GI面での水平反力 H は ACG.I 部の水平方向の力の平衡より、

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

$x = 0$ から $x = x$ までの断面の間に作用する底部での全圧力 P_x は、

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

したがつて、 x 断面での単位面積当たりの圧力 p_x は、

$$p_x = \frac{d P_x}{d x} = r h - \mu \frac{d H}{d x} \quad \dots \dots \dots \quad (f)$$

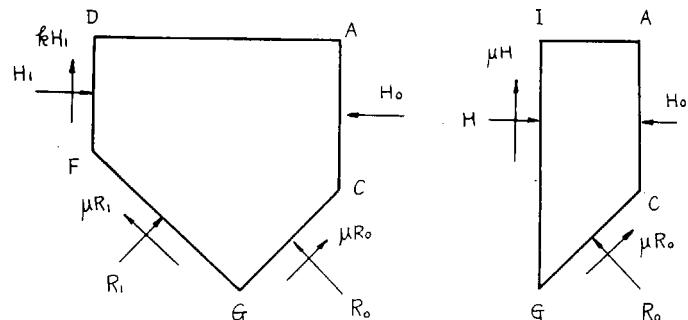
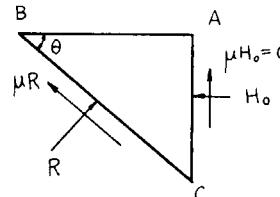
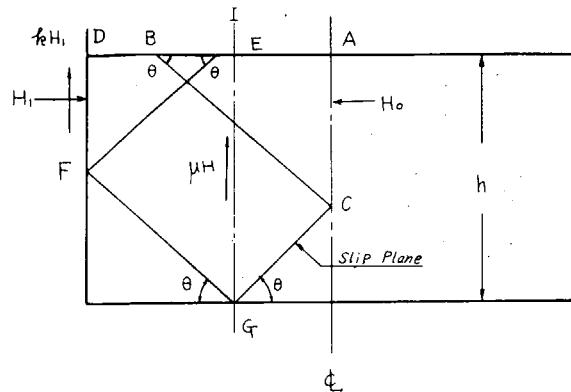


Fig. 8.2.2.6

附録2 タンク底部が剛でない場合の粒体圧力分布

Fig. 8.2.2.7 に示されるように粒体中に dx なる巾の要素を考え、その両側の剪断力と自重との平衡を考えると、タンク底部に作用する荷重は単位長さ当たり次の式で与えられる。

$$q = \gamma h + \frac{dF}{dx} \quad \dots \dots \dots \quad (a)$$

一方剪断応力 τ は粒体の剪断ずれ dv/dx に比例するものとし、その比例定数を G とし、 dv/dx は粒体の高さ方向 y に直線的に変化し表面では 0 と仮定すると、剪断力 F は、

$$F = \int_0^h \tau dy = \int_0^h G \frac{dv}{dx} dy = \int_0^h G \frac{y}{h} \left(\frac{dv}{dx} \right)_{y=0} = \frac{Gh}{2} \left(\frac{dv}{dx} \right)_{y=0} = K \left(\frac{dv}{dx} \right)_{y=0} \quad \dots \dots \dots \quad (b)$$

タンクの側壁と粒体との摩擦角を φ' とすれば、その部の剪断力 F_0 は、

$$F_0 = (Ca \gamma h^2 \sin \varphi') / 2, \quad Ca ; \text{主働圧係数で与えられる。}$$

タンク底板の単位巾の曲げ剛性を D とすれば、

$$D \frac{d^2v}{dx^2} = -M_0 - (R + \frac{1}{2} Ca \gamma h^2 \sin \varphi') x + \frac{q}{2} x^2 + Kv \quad \dots \dots \dots \quad (c)$$

$R \gg \frac{1}{2} Ca \gamma h^2 \sin \varphi$ として側壁の摩擦力を無視すれば、

$$v = \frac{q \ell^4}{16 u^4 D} \cdot \frac{\tanh u - \gamma (\tanh u - u)}{\tanh u} \left[\frac{\cosh \{u(1-2x/\ell)\}}{\cosh u} - 1 \right] + \frac{q \ell^2}{8 u^2 D} x(\ell-x) \quad \dots \dots \dots \quad (d)$$

タンクの底圧 p_x は、

$$p_x = q + K \frac{d^2v}{dx^2} = q \frac{\tanh u - \gamma (\tanh u - u)}{\sinh u} \cdot \cosh u \left(1 - \frac{2x}{\ell} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (e)$$

タンク底板の端部固定度を β とすれば ($\beta = 0$ で支持、 $\beta = 1$ で固定)

$$M_0 = -\beta \frac{q \ell^2}{12} \cdot \frac{3(u - \tanh u)}{u^2 \tanh u}$$

$$\gamma = \gamma h$$

$$\gamma = \text{粒体の比重}$$

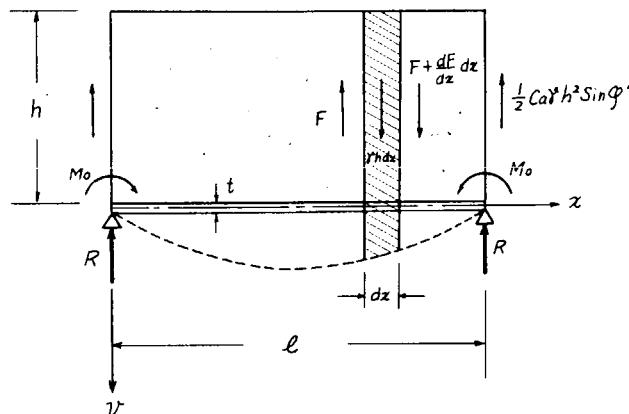


Fig. 8.2.2.7

8.3 実船における鉱石圧の測定

8.3.1 まえがき

近来海運合理化の一つの現われとして、石油以外にも大型専用船の建造が盛んである。その代表的なものに鉄鉱石専用船があり、年々大型船が建造されている。しかしこの種の船が積荷によつて受ける荷重には、今なお不明の点が多く他部分の設計合理化に伴つて、鉱石艤物壁についても、その受ける力を正確に把握する必要にせまられて来た。

このような時第74研究部会の40年度研究において、長大槽の実船計測が鉄鉱石専用船を用いて実施されることになり、種々準備が行なわれて来た。本研究部会でもこの機会を利用して、鉱石艤物壁が鉱石より受ける力を計測することになり、このテーマが追加された。なお本問題については、41年度以降に詳細な模型実験が実施されており、今回の計測は絶対値を求めるのみならず、これら実験の参考資料を得ることに主眼をおいて実施されたものである。

8.3.2 計測方法

(1) 計測概要

i) 供試船 56,100 DWT 鉄鉱石専用船“富秀丸” 日本郵船所属

ii) 航路 南米ペルーのサンファン港で載貨、名古屋港にて陸揚げ

iii) 鉱石 マルコナ鉱山会社原鉱石

性状：乾燥した土砂状

かさ比重：製鐵所側の実測によると 2.66 t/m^3

安息角：陸揚げ時に写した写真から求めると 36.8°

(2) 計測点配置

計測点は Fig. 8.3.1 に示すように 3 番鉱石倉の 4 個の倉口のうち、中央に近い 8 番倉口の中央断面に沿って配

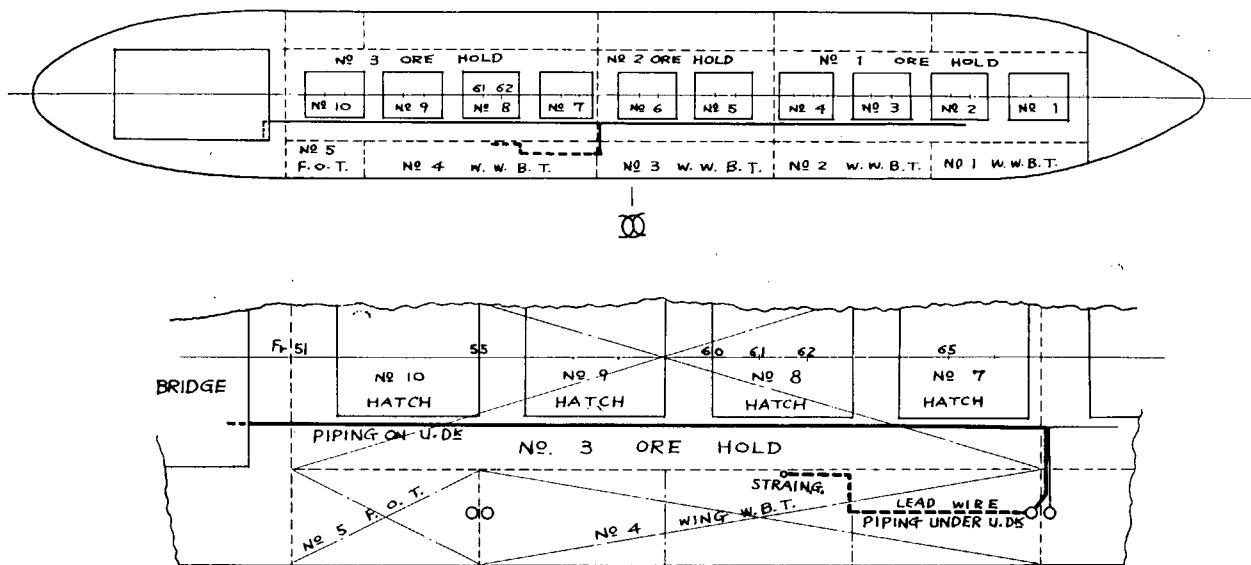


Fig. 8.3.1 Rough Arrangement.

置された。また、その断面における配置は Fig.

Fk. 61~Fk. 62

8.3.2 に示すように縦通隔壁防撓材に 3 個所、隔壁板内 2 個所および防撓材の計測点に含まれる船体縦曲げ応力を除くため、上甲板縦通材に 1 個所の合計 6 点である。また航行時計測の横揺角は、機関室内の (C) と同じ高さの所に置いた加速度計から重力の水平方向成分を求めて計算した。このときの船首揺れの加速度は小さく、計測位置の船体長さ方向の隔たりは問題にならないと考えられる。

これらひずみゲージは、予備試験によって性能を確認された保護装置内にダミゲージとともに格納されている。なお、両ゲージともいずれも自己温度補償形のゲージを用いており、温度影響は十分小さいものと思われる。ひずみゲージから計測室までは 4 芯シールド線を用いて配線した。このシールド線はタンク内においてはおのおの 1 本ずつ 1 インチのガ

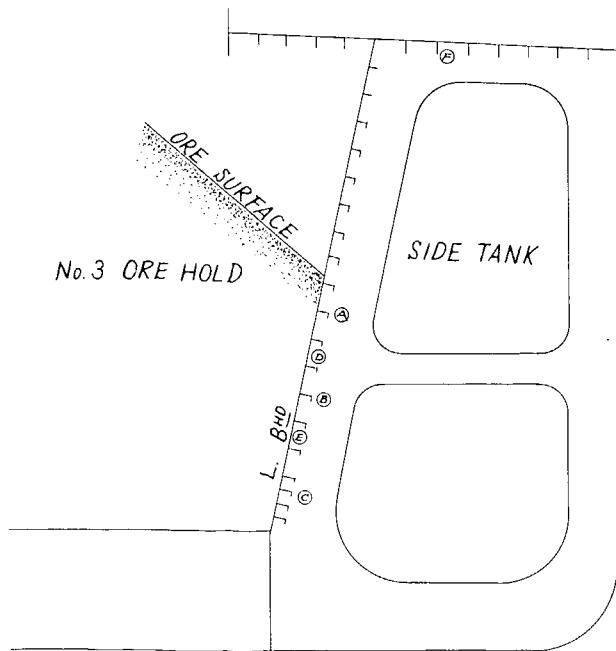


Fig. 8.3.2 Locations of strain gages

ス管に通し、往航時のバラスト水の流動による損傷がないように配慮した。

(3) 荷重条件

計測した荷重条件は次の3種である。

(i) 積荷時計測(静的)

鉱石倉空倉・サイドタンク半載の状態と、鉱石倉満載、サイドタンク空倉の状態の差を計測した。このときの鉱石表面と計測点の関係を Fig. 8.3.2 に示す。

(ii) 売揚時計測(静的)

鉱石倉満載の状態と鉱石倉空倉のときの状態の差を計測した。このときサイドタンクは、ともに空倉である。鉱石表面の位置は、横荷時に比べて目視観察でわかるような大きな変化は見られなかつた。

(iii) 航行時計測(変動分のみ)

鉱石満載・サイドタンク空倉で横揺角とともに同時計測を行なつた。なお、記録は直視形電磁オシロによつた。

8.3.3 計測結果および検討

(1) 圧力への換算

得られたひずみ計測値から圧力への換算は、次のような方法によつた。

(i) 防撓材に設けた計測点の場合

(a) 両端固定ばかりとして板の有効幅を求める。

(b) ひずみ計測値から縦曲げひずみ成分を除く。ただし、船体の縦曲げ中立軸の位置は計算による。

(c) ①計測点については両端固定一様分布荷重ばかりとして圧力を逆算する。

(d) ②計測点は、一方の端にバーチカルウェブ倒れどめブラケットがあるので、Fig. 8.3.3 のような連続ばかりとして圧力を逆算する。

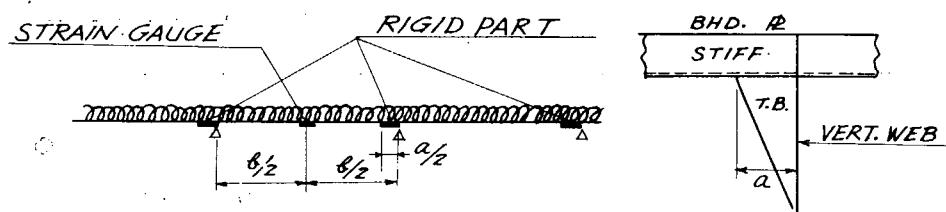


Fig. 8.3.3 Model for Pressure Calculation From Measured Value

(e) 必要な場合は、サイドタンクの水圧変化分を差引く。

(ii) 板に設けた計測点の場合

(a) 単位幅を切り出して両端ばかりとして計算する。

(b) ただし、この切り出したばかりの側面は、幅方向に拘束されているので $I = t^3 / \{ 12(1-\nu^2) \}$ とする。

(c) 必要な場合には、サイドタンクの水圧変化分を差引く。

(2) 静的計測結果および検討

計測結果を Table 8.3.1 に示す。また、クーロンの主働圧の理論計算値と比較して圧力分布に Fig. 8.3.4 に示す。この理論計算は次式による。

$$P = r H \left[\frac{\cos \beta \sin(\beta - \phi)}{\sqrt{\sin(\beta + \phi')} + \sqrt{\frac{\sin(\phi + \phi') \sin(\phi - i)}{\sin(\beta - i)}}} \right]^2 \quad (8.3.1)$$

ここで、
β : 壁と水平角のなす角度（鉱石倉内側で測る）

φ : 内部摩擦角

φ' : 鉱石と壁板との間の摩擦角

i : 表面の傾斜角

Table 8.3.1 Results of Measurement (Statical)

		Bulkhead stiffener	Bulkhead plate	Upper deck		
		Ⓐ	Ⓑ	Ⓒ	Ⓓ	Ⓔ
Loadings	Before loading	19d-23h-0m	0	0	0	0
	After loading	21d-6h-0m	4.8 ($\times 10^{-6}$)	20.9	20.9	30.8
	Longitudinal bending component		-3.7 ($\times 10^{-6}$)	4	5.3	-
	Strain due to pressure		8.5 ($\times 10^{-6}$)	20.5	15.6	30.8
	Pressure		0.280 (‰)	0.865	0.898	0.616
	Pressure of ballast water		0.028 (‰)	0.264	0.561	0.151
	Ore pressure		0.252 (‰)	0.601	0.337	0.465
	Before unloading*)	15d-12h-50m	0	0	0	0
	After unloading*)	15d-16h-20m	-1.23 ($\times 10^{-6}$)	-2.50	-1.49	-1.97
	Longitudinal bending component		2.2 ($\times 10^{-6}$)	-3	-3.9	-
At Unloadings	Strain due to pressure		-1.45 ($\times 10^{-6}$)	-2.47	-1.10	-1.97
	Ore pressure		0.477 (‰)	1.042	0.633	0.394

*) No. 8 Cargo hatch

これらを見ると、鉱石の圧力は底に近い部分では非常に小さくなつてあり、クーロンの計算値は積荷時の上方部の圧力を近似的に示しているに過ぎない。これは水平方向の鉱石圧力のある部分が底板から伝えられる剪断力によつて支えられるためで、土留め壁などによく見られる現象である。なお、この圧力分布は、鉱石の種類と壁の変形がかなり大きな影響を及ぼすと考えられる。

積荷時の圧力分布は各計測値が1本の曲線に載つているが、陸揚時の圧力は防撓材に設けた計測点と板に設けた計測点とで、その値がかなり異なる。

すなわち、前者は積荷時の $5/3$ 倍に達しているのに後者はむしろ低下している。

この原因は、およそ次のようなものではなかろうか。すなわち、積荷時には、Fig. 8.3.5 に示すように中央に落下した鉱石が少しづつすべり落ち、斜面が一定傾斜で上昇し、下方の鉱石は次第に詰つた状態となる。このときは、防撓材も板もほぼ同じ圧力を受ける。荷役終了後、航行中に船体動搖および振動(2箇の振動が主体であろう)により、次第に鉱石はつまるが、この時は、鉱石内部で容易にすべることができず、板の比較的大きな変位について行けず、荷重は主として防撓材近傍で支えられるようになり、その圧力分布は Fig. 8.3.6 のようになる。これらのことを確認するには鉱石の流動性と、壁の変形(防撓材および板)の比率を正しく再現した模型による実験が必要であり、今後に残された問題点であろう。

ここで、今回のような計測結果を与えるには圧力分布は、どのような形になるべきかを検討し、上記の考察が實際上起り得るものであるか否かの直観的検討の参考資料にする。

まず、圧力分布波形を防撓材間の板において Fig. 8.3.7 のように仮定する。すなわち、

- (i) 積荷時は一様分布 w_0 .
- (ii) 陸揚時は、余弦波形分布と一様分布の和、すなわち、

$$w = w_1 \cos\left(\frac{2\pi x}{\ell}\right) + w_2 \quad \dots \quad (8.3.2)$$

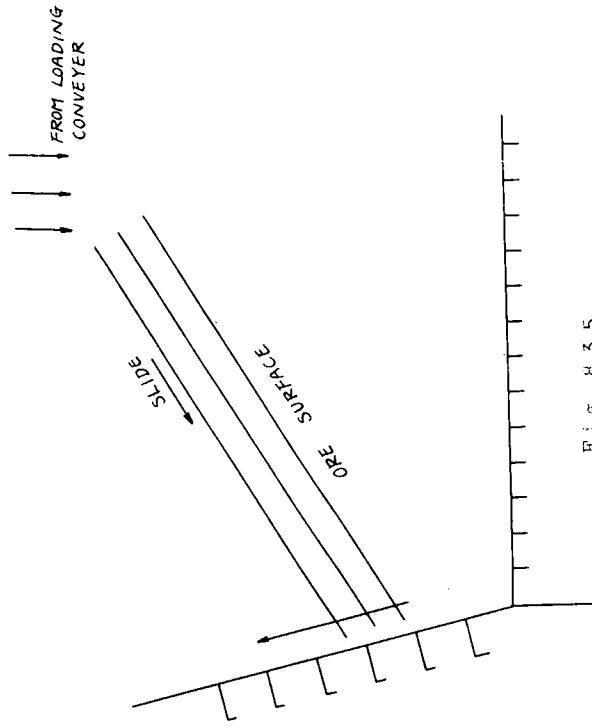


Fig. 8.3.5

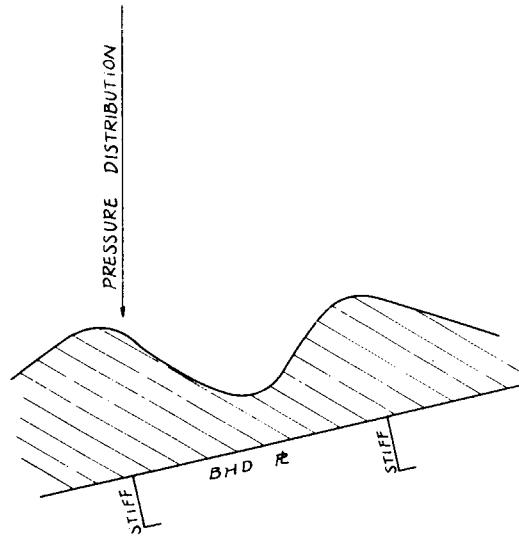


Fig. 8.3.6

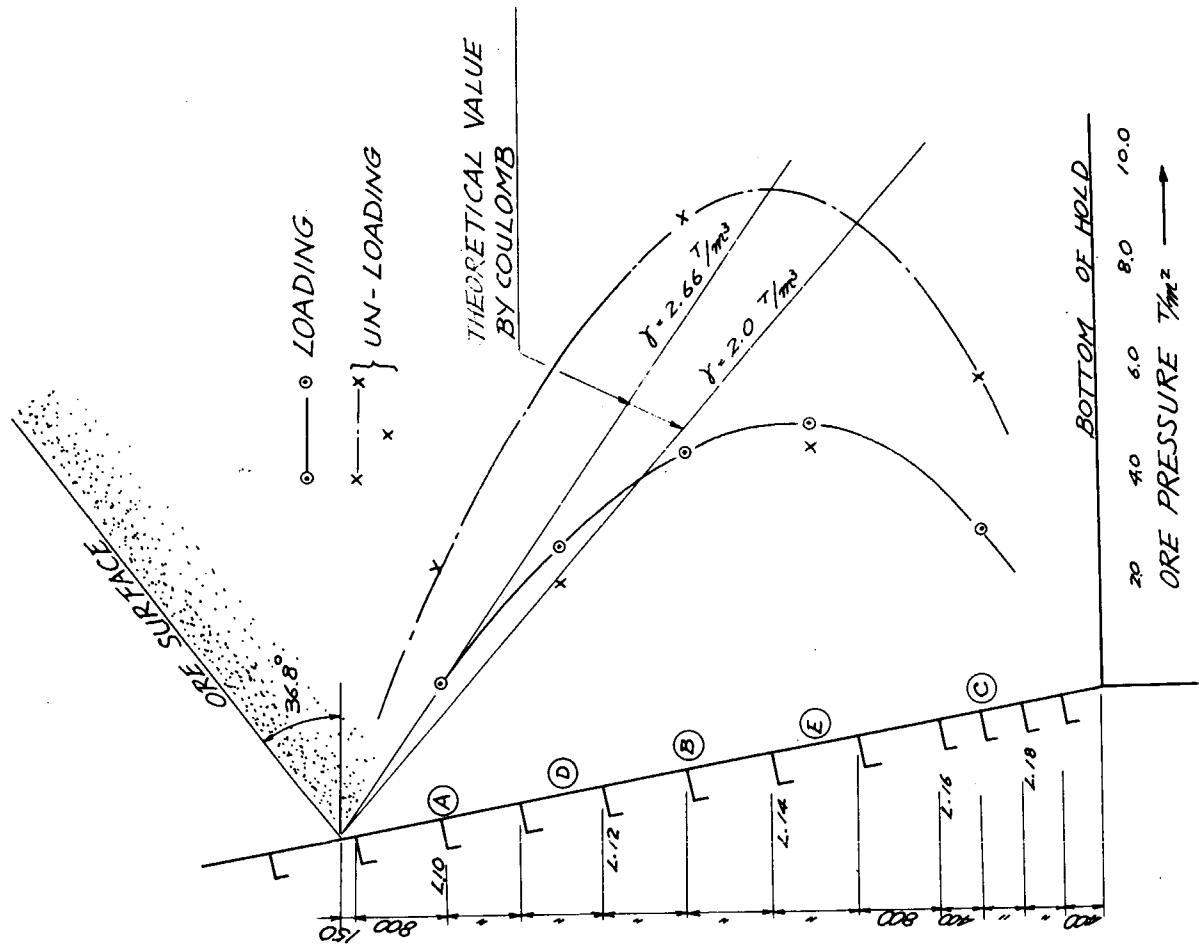


Fig. 8.3.4 Ore Pressure Distribution

また板より切出した帯板の中央における応力、すなわち曲げモーメントは①と②の計算値より陸揚時は、積荷の0.88倍の関係にあるものとする。

防撃材の受ける分布荷重 w_s は、

$$w_s = \int_0^\ell w dx \quad \dots \quad (8.3.3)$$

であるが、この w_s は陸揚時は、積荷時の 1.67 倍、すなわち

$$1.67 w_0 \ell = \int_0^\ell (w_1 \cos \frac{2\pi x}{\ell} + w_2) dx \quad \dots \quad (8.3.4)$$

の関係にあるものとする。

以上の関係より w_1 と w_2 を求めると、

$$w_1 = 1.30 w_0 \quad \dots \quad (8.3.5)$$

$$w_2 = 1.67 w_0$$

となる。これを図に書いたのが、Fig. 8.3.7 である。同図に示された圧力分布はかなり著しい不均等分布を表わしているが、これに近い圧力分布はある程度起り得るのではないか。

なお、倉口まで、いつぱいに積載したところでは、航行中に鉱石の山にひび割れが生じてあり (Fig. 8.3.8) 鉱石がつまるような現象が起つていていることを示唆している。

(3) 航行時圧力変動の検討

Fig. 8.3.9 にオシログラフの記録例を示す。この図を見るとその圧力変動はきわめて複雑なことがわかる。すなわち、防撃材に設けた計測点④、⑤および⑥の各点はほぼ似た波形を示し、横搖角とも大体一致しているが、細かく見ると異なる部分もある。板に設けた計測点⑦および⑧の両点は大きさ、位相とも④～⑥の計測点と全く異なる波形を示している。

オシロの記録から④点の圧力変動とそのときの横搖角の関係をプロットしたのが Fig. 8.3.10 である。この図のばらつきからも現象の複雑なことがわかる。波形の複雑さにもかかわらず、圧力変動のひん度分布はレーベー分布で近似できる。その例を横搖角のひん度分布とともに Fig. 8.3.11, 8.3.12 に示す。

各計測点の変動圧力の二乗平均の平方根、すなわち、R.M.S. を取ると Fig. 8.3.13 のように壁上方部のほうがむしろ大きくなつており、その分布形状は荷役時計測と全く異なる。これは、上方に行くに従い横搖れの加速度の影響で見掛けの横搖角が大きくなること、および鉱石の山の影響が上のはうほど大きいことなどによるものと思われる。また、板に設けた計測点のそれはいずれもきわめて小さい。

上方の計測点④を例にとって二乗平均の平方根 R.M.S. を用ひ、横搖角と圧力変動の関係を求めるところ Fig. 8.3.14 のように、

$$\sqrt{\bar{E}_P} = 0.57 \sqrt{\bar{E}_\theta} \quad \dots \quad (8.3.6)$$

$\sqrt{\bar{E}_P}$: 圧力変動の R.M.S. (t/m^2)

$\sqrt{\bar{E}_\theta}$: 横搖角の R.M.S. (度) で表わされる。

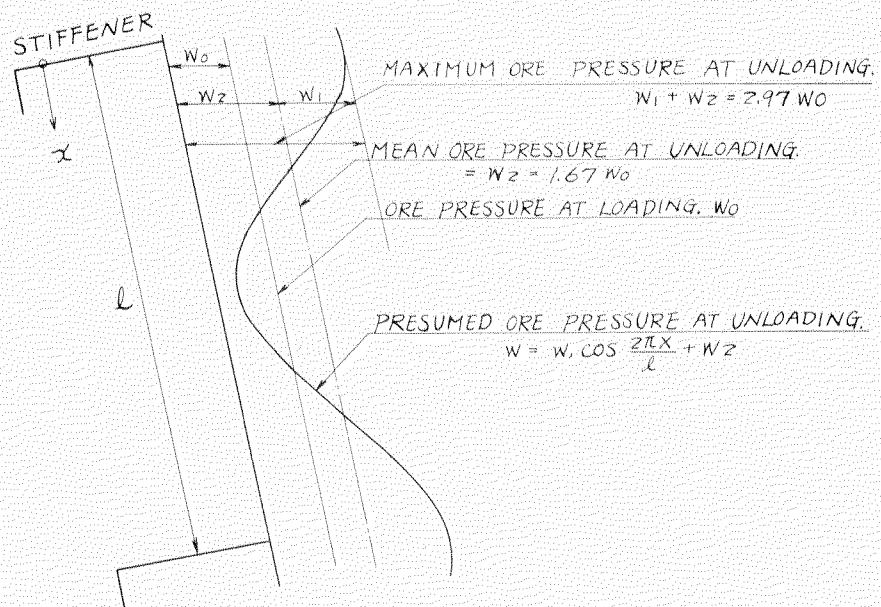


Fig. 8.3.7 Presumed Pressure Distribution From Measured Strain.

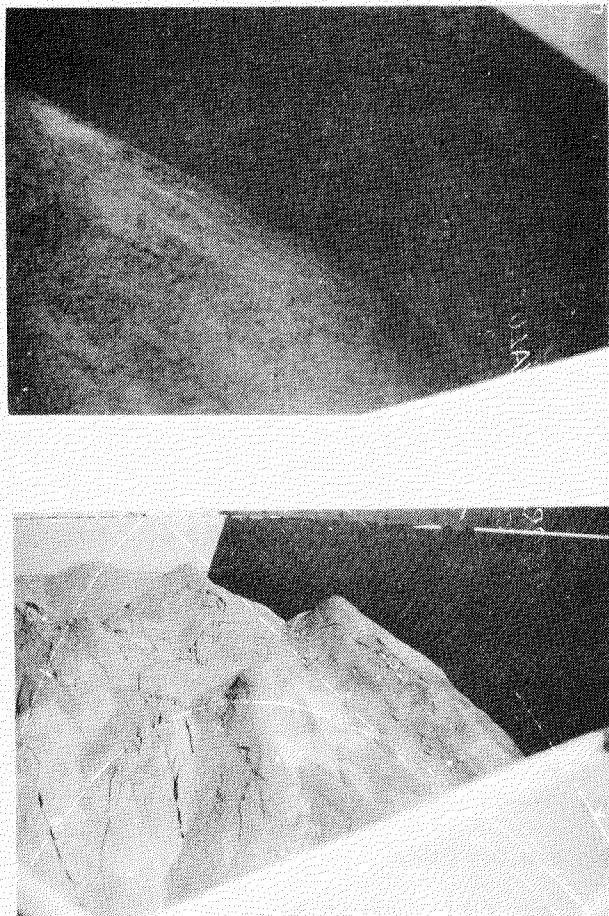


Fig. 8.3.8 Ore Surface After Voyage

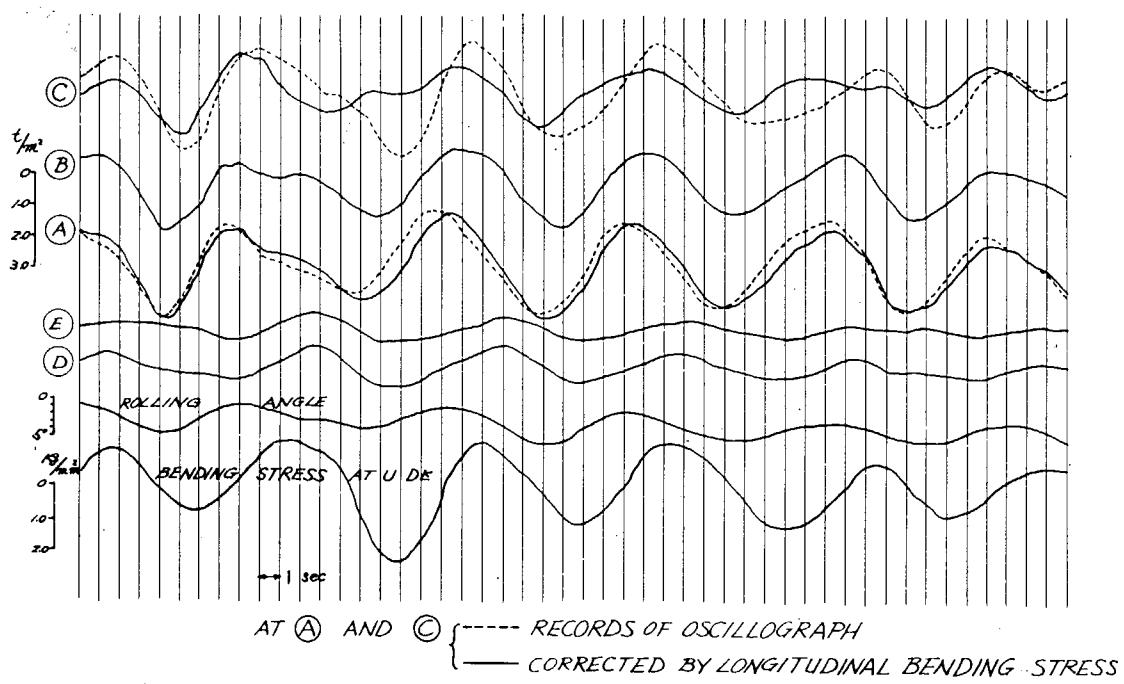


Fig. 8.3.9 Records of Ore Pressure, Rolling Angle and Longitudinal Bending Stress

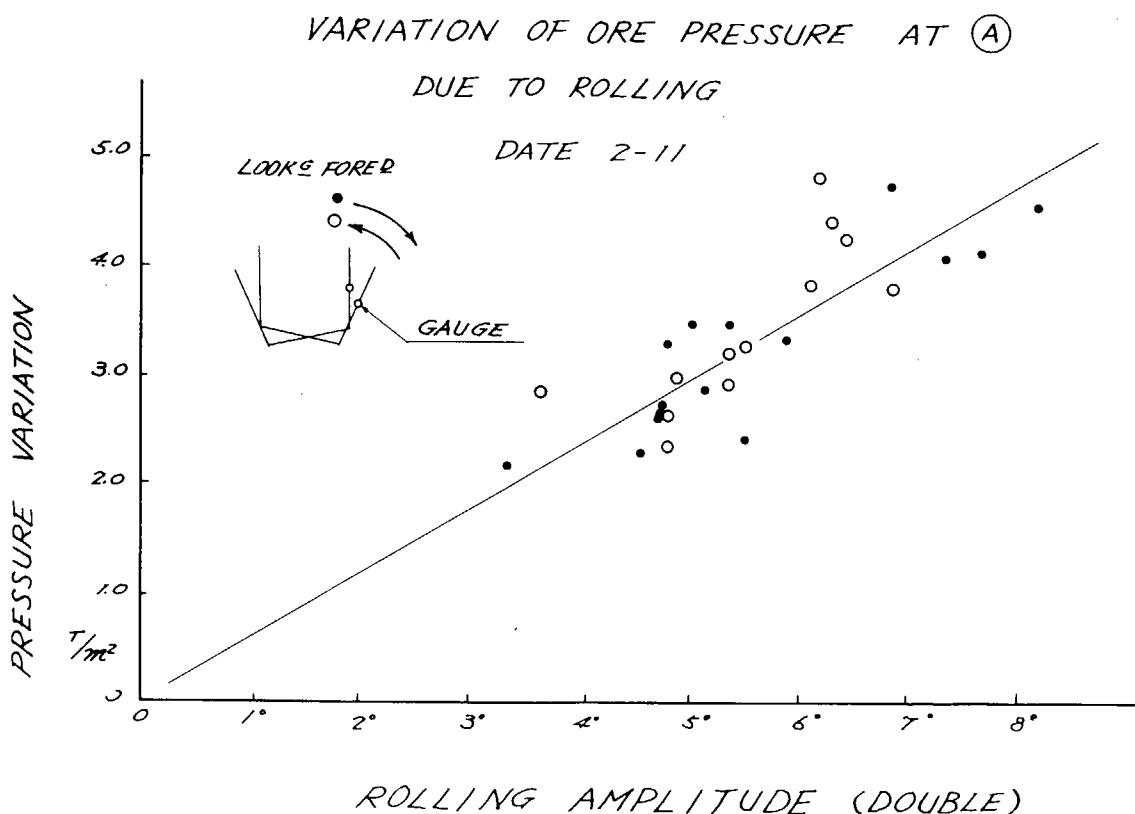


Fig. 8.3.10 Relation between Rolling Angle and Pressure Variation

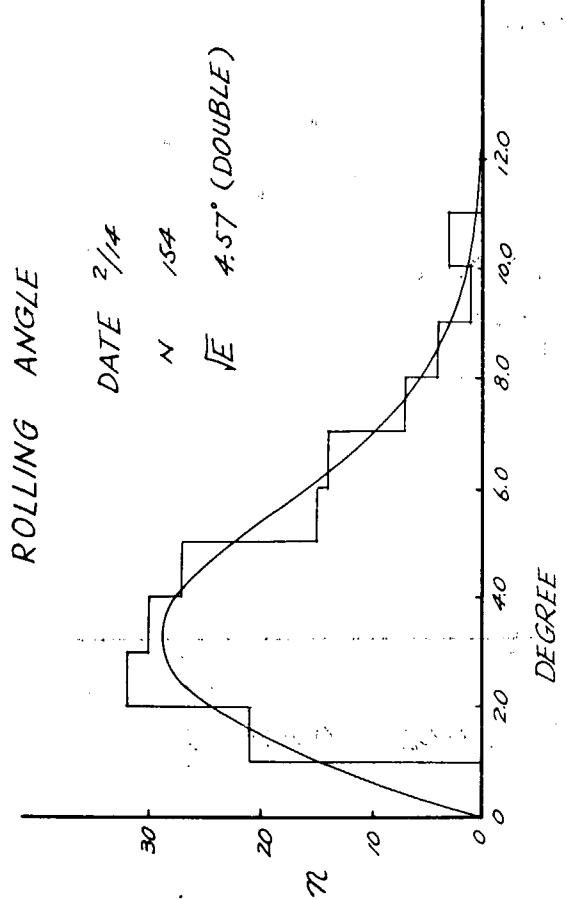


Fig. 8.3.11 Histogram of Rolling Angle

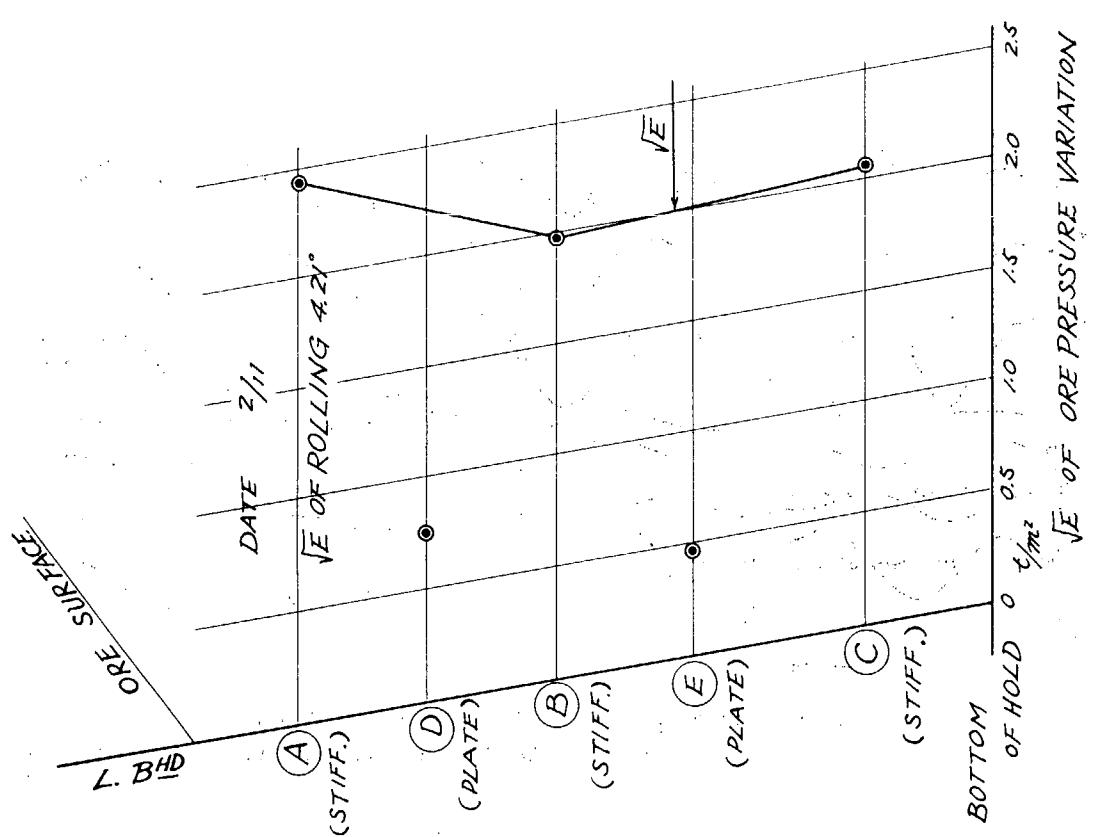


Fig. 8.3.12 Histogram of Ore Pressure Variation

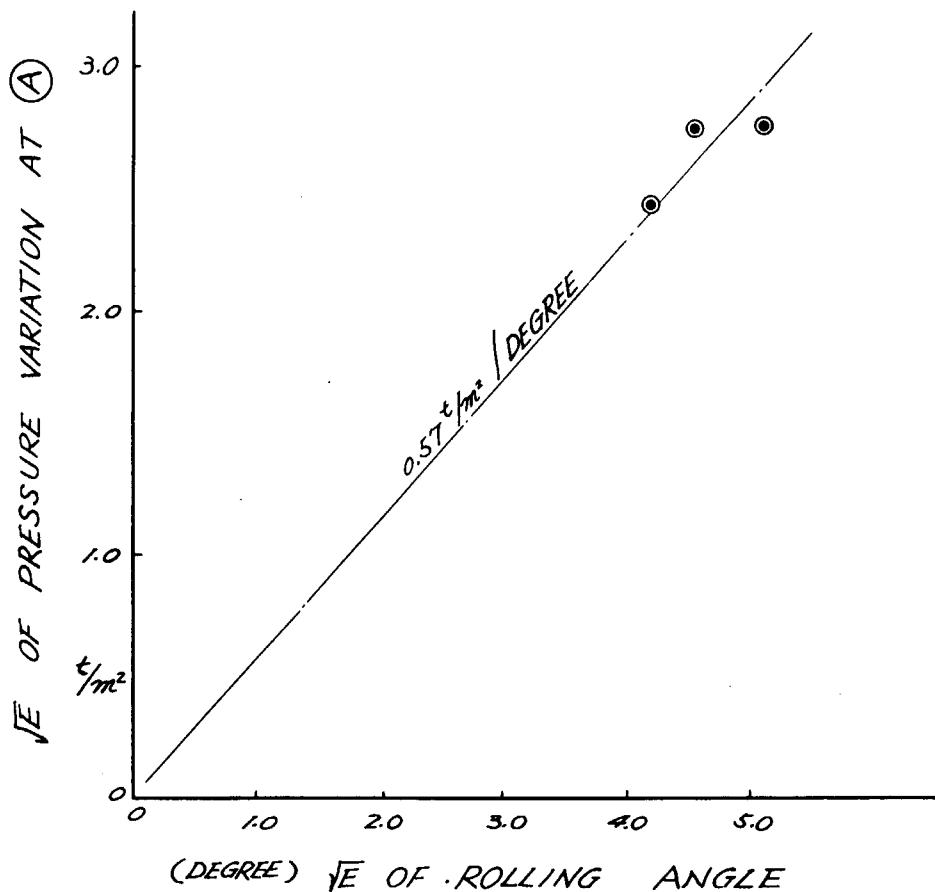


Fig. 8.3.14 Relation between Rolling Angle and Pressure Variation

8.3.4 まとめ

以上をまとめると次のようになる。

- (1) 今回計測した種類の鉱石では積荷時の上方の圧力分布はクーロンの理論値でほぼ正しく与えられが、底の近くではかなり減少し今後の検討を要する。
- (2) 圧力分布は積荷時と陸揚時でかなり異なる。防撃材に加わる荷重は航行中に増加するが、板に加わる荷重は逆に減少すると考えられる。この原因は船体動揺または振動であろう。
- (3) 航行中の船体動揺時の圧力変動はきわめて複雑であるが、ひん度分布はレーレー分布で近似できる。
- (4) また、この圧力変動は上方の Stiffener に加わるもののが比較的大きいが、板に加わる荷重の変動は小さい。一般に土圧は非常に複雑な性質を有し、その解明が遅れているように思われる。船体動揺および振動などの外的条件を含め、さらに種々の粉体貨物について調査研究が必要であろう。

最後に本研究は日本郵船(株)工務部および富秀丸乗組員各位の懇切な御協力によつて実施できたことを感謝する。

参考文献

- 1) 原田千三訳(原著ドロワ)、土圧計算新法、産業図書
- 2) D.W. Taylor, Fundamentals of Soil Mechanics, Wiley
- 3) テルツアギ・ペック、土質力学、丸善
- 4) テエボタリオフ、土質力学、技報堂
- 5) 土質工学会編、土質工学ハンドブック、技報堂