

社 团 法 人

日本造船研究協会報告

第 62 号

昭 和 43 年 2 月

---

長大油槽における荷油の運動および制水隔壁の効果に関する研究 ..... 第74研究部会

Dynamic Pressure of Cargo Oil due to Pitching and  
Effectiveness of Swash Bulkhead in Long Tanks

..... The 74th Research Committee

---

Report No.62

The Shipbuilding Research Association of Japan  
Tokyo, Japan  
February 1968

第74研究部会委員名簿

部 会 長	秋 田 好 雄		
幹 事	郷 田 国 夫	長 沢 一 順	西 牧 興
	萩 原 孝 一	前 田 豊 生	山 本 善 之
委 員	阿 部 信 治	仰 木 盛 綱	鬼 塚 則 義
	笠 原 讓	北 田 甲 子 郎	北 村 勝 英
	高 橋 幸 伯	竹 中 重 外 志	田 添 英 土
	中 村 一 郎	中 村 昭 和	田 淵 一 郎
	寺 沢 一 雄	西 村 弘 道	野 沢 登
	服 部 堅 一	原 田 耕 次	樋 口 道 之 助
	平 田 幸 広	藤 井 登 喜 男	古 田 和 久
	堀 浩 一	耕 田 吉 郎	松 村 治 雄
	丸 谷 治 彦	毛 利 武 弘	八 木 順 吉
	山 口 博	山 越 道 郎	

**Membership of the 74 th Research Committee**

Chairman	Yoshio AKITA		
Secretaries	Kunio GŌDA	Hitoshi NAGASAWA	Kō NISHIMAKI
	Kōichi HAGIWARA	Toyoo MAEDA	Yoshiyuki YAMAMOTO
Members	Shinji ABE	Moritsuna ŌGI	Noriyoshi ONIZUKA
	Yuzuru KASAHARA	Kōshirō KITADA	Katsuhide KITAMURA
	Yukinori TAKAHASHI	Shigeshi TAKENAKA	Eiji TAZOE
	Ichirō NAKAMURA	Syōwa NAKAMURA	Ichirō TABUCHI
	Kazuo TERAZAWA	Hiromichi NISHIMURA	Noboru NOZAWA
	Kenichi HATTORI	Kōji HARADA	Michinosuke HIGUCHI
	Yukihiro HIRATA	Tokio FUJII	Kazuhisa FURUTA
	Kōichi HORI	Kichirō MASUDA	Haruo MATSUMURA
	Yoshihiko MARUTANI	Takehiro MŌRI	Junkichi YAGI
	Hiroshi YAMAGUCHI	Michirō YAMAGOSHI	

## **Dynamic Pressure of Cargo Oil due to Pitching and Effectiveness of Swash Bulkhead in Long Tanks**

It will highly contribute to economy in hull constructions if it is allowed to enlarge length of oil tank and distance between watertight bulkheads of a large-sized oil tanker, which are both restricted by the existing regulations of the Ship Classification Societies.

Up to now, quite some researches on theories and model experiments for the analysis of motion and its dynamic pressure of cargo oil in oil tank have been undertaken,<sup>(1)(2)</sup> but no research is seen on this problem in case of the large tank length.

Our researches are conducted aiming at rational design conditions of bulkhead which will make it possible to reduce hull structure weights by the analysis of motion of cargo oil and effect of swash bulkhead.

Main conclusions obtained by our researches are as follows;

(1) Dynamic forces effected on bulkheads by motion of cargo oil in oil tank are variable with motion given to oil tank, length of tank and level of oil with their maximum values being approximately proportional to length of oil tank.

Dynamic forces are distributed almost uniformly in the direction of depth with a little larger value near free surface of oil.

(2) Forces of dynamic pressure resulted by transient pitching motion which will change pitching angular position from zero degree to a certain degrees and will hold its angular position, is about 60 percent of force resulted by dynamic pressure in regular pitching motion.

The above mentioned results are assured by the analysis of experimental data of transient and regular motions and of a self-propelling model ship experiment in irregular waves in towing tank.

In actual ships, dynamic force will be considered to be of an intermediate value between the abovementioned amounts of regular and transient pitching motions.

(3) The existing regulations of the Ship Classification Societies are considered reasonable on the design of watertight bulkhead, but on the contrary, unreasonable on the design of swash bulkhead.

(4) Total sum of dynamic forces effected both on watertight and swash bulkheads is approximately equal to force effected on watertight bulkhead where no swash bulkheads are equipped,

Accordingly, swash bulkhead may be considered to bring out merely little merits in view of hull weight reduction resulted from reduced dynamic force by motion of cargo oil.

On the contrary, swash bulkheads are to be taken into consideration in view of keeping transverse strength for hull structure affected by loading arrangement in tankers.

The researches were carried out by the following members in charge of each chapter respectively:

Chapter 2 Researches on force on bulkheads resulted by cargo oil in regular pitching motion of ship.

By K. Nishimaki, Y. Hara, T. Hori and M. Kinoshita in Hitachi Shipbuilding & Engineering Co., Ltd.

Chapter 3 Researches on force on bulkheads resulted by cargo oil in transient pitching motion of ship.

By T. Maeda, K. Furuta and K. Kitamura in Ishikawajima Harima Heavy Industries Co., Ltd.

Chapter 4 Researches on force on bulkheads resulted by cargo oil tested by self-propelling model ship in irregular waves.

By K. Goda in Ship Research Institute.

Chapter 5 Actual ship test on hydrodynamic force in a long oil tank.

By K. Hagiwara in Mitsubishi Heavy Industries Co., Ltd.

## **General Consideration**

### **1. Dynamic Force Resulted by Cargo Oil in Regular or Transient Pitching Motion**

In chapter 2 and 3 model oil tank experiments are described.

The experiments were carried out in two ways, model oil tank is kept in regular pitching motion, assuming a ship which is running in regular waves, while in other way it is kept in transient pitching motion, assuming a ship in the state of running in irregular waves. In addition, these experiments include not only pitching motion but also surging motion for comparison with each other.

Model oil tank used for regular pitching motion tests is of a larger sized one which is 1 meter each in depth and breadth and of a variable length of four kinds between 1.4 meters and 3.8 meters.

On the other hand, model oil tank used for transient pitching motion tests is a smaller sized one which is 25 cm each in depth and breadth and of a variable length of four kinds between 25 cm and 100 cm.

#### **(a) Force on Bulkhead by Motion of Cargo Oil**

In order to obtain basic characteristics of force on bulkheads resulted by motion of cargo oil, experiments are carried out in case there is no swash bulkhead and water is used instead of cargo oil. Forces on watertight bulkheads are measured on the test condition of oil tank without swash bulkheads in combination of variables which are a given period of motion, length of tank, depth of cargo oil and pitching angle.

Pressure on watertight bulkhead consists of three components, which are initial static pressure, increment of static pressure due to inclination and pressure resulted by wave motion of free surface. The sum of the latter two, increment of static pressure and pressure by wave motion of free surface can be measured as dynamic pressure. The summation of these pressures over the whole area of the bulkhead is defined here as dynamic force. The following conclusions are reached as to dynamic force by experiments.

- (1) Dynamic force on watertight bulkhead reaches maximum in resonance when period of motion  $T$  coincides with natural period of fluid in oil tank  $T_n$ , namely when  $T/T_n = 1$ .

This tendency can be obtained without exception where ratio of depth of water in oil tank  $h$  to depth of oil tank  $D$ ,  $h/D$ , ranges below 0.8 on the condition that ratio of length  $l$  of oil tank to  $D$ ,  $l/D$ , ranges from 1 to 4. But resonances are not observed when oil tank is almost full, i.e.  $h/D=0.9\sim 1.0$ .

- (2) Dynamic force on watertight bulkhead in resonance depends on tank length  $l$ , pitching angle  $\theta$  and water depth  $h$ . On the influence of oil tank length it is observed that dynamic

force  $\Delta F_{to}$  increases approximately proportional to length of tank, while on the influence of depth of water in tank it is observed that in regular pitching motion dynamic force reaches maximum, which is about three or four times as much as increment of static force due to inclination of tank ( $F_o$ ) (hereinafter designated as inclination pressure), where ratio of water depth  $h$  to oil tank depth  $D$ ,  $h/D$ , is equal to 0.6.

On the other hand, in transient pitching motion dynamic force reaches maximum, which is nearly two times as much as inclination force where  $h/D$  is equal to 0.8, and the maximum dynamic force is nearly proportional to tank length. In the above description, inclination force  $F_o$  means increment of static force at oil tank, inclined to a certain angle, which has no upper cover but has sufficiently tall side wall.

On the influence of pitching angle it is observed that dynamic force on watertight bulkhead increases with increasing pitching angle. As regards dynamic force in regular pitching motion, Nishimaki and his colleagues proposed the following formula which is to be applied in the range of pitching angle between 5 and 17 degrees.

$$\Delta F_{to} = \rho g \theta l b h + 0.77 \rho g l b h \left( \frac{D-h}{D} \right),$$

where  $\Delta F_{to}$ ,  $\rho$ ,  $g$ ,  $\theta$ ,  $l$ ,  $b$ ,  $h$  and  $D$  denote dynamic force on watertight bulkhead in double amplitude, density of fluid, gravitational acceleration, pitching angle in single amplitude of tank, tank length, tank breadth, water depth and tank depth respectively.

(3) In case that a surging motion is given to tank, dynamic force on watertight bulkhead reaches maximum when period of motion  $T$  approaches natural period of water in tank  $T_n$  in resonance which is observed similarly in transient surging motion, in which case  $T/T_n$  corresponding with maximum dynamic pressure is slightly larger than 1.

In regular surging motion, it is when  $h/D$  is 0.6 in experiments that hydrodynamic force reaches maximum which is about three to four times as much as calculated value  $F_i$  on the assumption that fluid in oil tank is simply given surging acceleration.

On the other hand, in transient surging motion it is when  $h/D$  is equal to 0.8 which is about twice as much as calculated value on the assumption that fluid in oil tank is simply given surging acceleration.

(4) Dynamic force effected on watertight bulkhead in transient pitching motion is about 60 percent of the one in regular pitching motion, comparing the experimental results of transient pitching motion with regular pitching motion under the condition that ratio of length of oil tank  $l$  to depth of oil tank  $D$ ,  $l/D$ , is equal to 4 and ratio of water depth  $h$  to  $D$ ,  $h/D$ , is equal to 0.8 or 0.6 with pitching angle of 6 degrees.

(5) Fig. 1.1 shows the size effect of model oil tank. Dynamic force on watertight bulkhead of both large-sized and small-sized oil tanks, which are given regular pitching motion with

period causing resonance under the same experimental condition, is observed nearly equal to each other.

Therefore, size effect in oil tank tests can be considered negligible and the abovementioned results can satisfactorily be applied to actual ships.

(b) Swash Effect of Swash Bulkhead

Experiments are undertaken to investigate how swash bulkhead installed in oil tank suppresses motion of oil and what type of swash bulkhead is more effective.

Experiments were carried out in the same way as stated previously with larger-sized oil tank model in regular pitching motion and with small-sized oil tank model in transient pitching motion respectively.

In these model oil tanks, several types of swash bulkhead were examined.

The following conclusions are reached by these experiments:

(1) Dynamic force on watertight bulkhead  $Ft'$  mainly depends on opening ratio of swash bulkhead, becoming smaller with larger amount of submerged substantial parts of swash bulkhead.

On the other hand dynamic force on swash bulkhead is observed to increase as center of gravity of submerged substantial parts of swash bulkhead approaches free water surface. However, roughly speaking, this force is in linear relation with the ratio of opening of swash bulkhead as is similar to dynamic force on watertight bulkhead. The following formulae on dynamic forces with swash bulkhead installed in oil tank are presented by Maeda and his colleagues as follows,

$$\Delta Ft' = 0.48 (1 + \lambda) \rho g \theta l b h$$

$$\Delta Fs' = 0.48 (1 - \lambda) \rho g \theta l b h$$

$$\Delta Ft' + \Delta Fs' = 0.96 \rho g \theta l b h,$$

where  $\Delta Ft'$ ,  $\Delta Fs'$ ,  $\lambda$ ,  $\rho$ ,  $g$ ,  $\theta$ ,  $l$ ,  $b$ ,  $h$  denote dynamic force on watertight bulkhead, dynamic force on swash bulkhead (both in single amplitude), ratio of opening of swash bulkhead, density of fluid, gravitational acceleration, pitching angle of oil tank, length, breadth of oil tank and water depth in oil tank respectively.

(2) In case that frames or transverse members are installed instead of swash bulkhead, dynamic force on watertight bulkhead is observed to decrease to about 80 percent of dynamic force without frames or transverse members when only two or three members are installed, but dynamic force no longer decreases with more frames or transverse members installed.

(3) As regards rational laying out of swash bulkhead, it is considered better to make the total weight of watertight and swash bulkheads minimum. But in point of view of dynamic force it is a rational design to select an opening form which will make the total sum of dynamic forces both on watertight and swash bulkheads minimum.

To make the total sum of dynamic forces on watertight and swash bulkheads minimum, it is effective to install swash bulkhead with its submerged parts in the neighborhood of free surface. But it is to be noted that the sum of dynamic forces shows little difference between the one with swash bulkhead and the one without swash bulkhead. Dynamic force in the former case in its minimum differs merely by 20 percent, compared with the latter.

(4) From the above results, we reach the following conclusion:

As regards watertight bulkhead, the existing regulations of NK (Nippon Kaiji Kyokai) is considered reasonable in general, but on the contrary, as regards swash bulkhead, it is sufficient to take into consideration smaller water head for design than that regulated by the existing regulations.

## 2. Force on Bulkhead by Cargo Oil in Experiment Using Model Ship in Waves

In chapter 4 are described experimental results of model ship equipped with oil tank in irregular waves, the main purpose of which is firstly to examine if principle of linear superposition of dynamic force on bulkhead resulted by irregular motion of ship really holds and secondly to ascertain that the experimental results using apparatus on land as stated previously is applicable or not to the actual ship moving in waves.

The model ship is a type of T-2 oil tanker, which is 4.5 meters in length and equipped with two sets of oil tanks at bow and midship respectively. Dynamic forces on fore and aft watertight bulkheads and motions of self-propelling model in regular and irregular waves are measured. From these experiments are reached the following conclusions.

- (1) It is found that the principle of linear superposition is approximately applicable to the dynamic pressure on watertight bulkhead of cargo oil.
- (2) In case of an oil tanker moving either in regular waves or in irregular waves, dynamic force on watertight bulkheads is larger at bow than at midship by 20 thru 40 percent.
- (3) In Fig. 1.2 the dynamic forces in three kinds of motions, regular pitching motion, transient pitching motion and the motions of self-propelling model tanker both in regular and irregular waves are compared.

In this case ratio of length of tank  $l$  to tank depth  $D$ ,  $l/D$ , is nearly equal to 2 and ratio of water depth  $h$  to tank depth  $D$ ,  $h/D$ , equal to 0.7. From the figure, it is seen that dynamic force on watertight bulkhead is larger in regular pitching motion in resonance point, but is larger on the contrary in transient pitching motion when period of motion is off the resonance point.

Dynamic force at bulkhead in moving ship in irregular waves is considered to be similar to the one in model ship in transient pitching motion.

### **3. Actual Ship Experiment on Dynamic Force in Long Tank**

In chapter 5 is described a test undertaken in order to investigate motions of water in tanks of actual ship, comparing with the model experiments. Test ship is an ore carrier named "Fusyu Maru", of 56,100 dead weight tons, 211.0 meters in length, 31.8 meters in breadth, 17.5 meters in depth and 11.7 meters in draft.

No. 2 ballast water tank (30 meters in length) and No. 4 ballast water tank (45 meters in length) are used for tests. The voyage of the ship was from Hiroshima (Japan) to San Juan Bay (Peru) and the test was carried out from 26 th December, 1965 to 7 th January, 1966.

Measuring positions are at fore watertight bulkhead of No. 2 and No. 4 ballast water tanks, where No. 2 tank is half loaded with water. Measuring items are pressures on webs of horizontal girder which are resulted from pitching motion of ballast water and stresses due to the pressure.

Water pressure gauges and wire strain gauges are used for measurement. Furthermore, stresses on swash plate of deep transverse member in No. 4 ballast water tank and acceleration of pitching motion of the ship are measured. From the above tests, the following conclusions are reached:

- (1) Measurements of frequency of acceleration of ship, frequency of dynamic force of water on fore watertight bulkhead of No. 2 ballast water tank and frequency of stress in structural members show that motion of fluid is of small amount in a tank which has comparatively deep transverse rings compared with breadth of the tank.
- (2) More turbulent motion are observed in fore bulkhead than in midship bulkhead, comparing root mean square of pressure on fore watertight bulkhead of No. 2 ballast water tank at bow and No. 4 ballast water tank at midship as is observed in the self-propelling model ship experiment described previously.
- (3) Dynamic pressure on swash plate of 5.6 meters as in depth (opening ratio 37 percent) installed at the upper part of transverse ring is very small with its maximum value of 1.5 meters water head under sea scale 5 (rather rough).

The pressure may be considered to be of nearly the same intensity as the amount of fluctuation on force on watertight bulkhead.

#### 4. Conclusion

Summing up the results obtained by the regular and transient motion experiments by model oil tank, experiments of self-propelling model tanker and actual ship test, the following can be said:

Dynamic force on watertight bulkhead due to motion of cargo oil in oil tank consists of the increment of static force due to inclination of oil tank and force due to wave motion of free surface of cargo oil. In tankers dynamic force increases nearly proportional to length of oil tank.

Dynamic force increases when period of motion of a ship approaches natural period of fluid in oil tank.

However, when period of motion is far from resonance period, dynamic force decreases, and is equal to the increment of static force due to inclination of oil tank. From the abovementioned results it can be said that it is sufficient to take into consideration the following for design of a tanker having long tanks.

Firstly, in case that there is some allowability in determining length of oil tank which will not cause coincidence of period of motion of a ship with natural period of fluid in tank, it is sufficient to take into consideration only static pressure of fluid and its increment due to inclination of tank in the state of pitching or rolling of a ship.

Period of pitching motion  $T_p$  is given approximately by the formula  $T_p = 0.5\sqrt{L}$ , where  $L$  denotes length of ship in m.

On the other hand, natural period of fluid in tank,  $T_n$  is given by the formula:

$$T_n = \sqrt{\frac{4\pi l}{g \tanh \frac{\pi h}{l}}}, \quad \text{where } l \text{ and } h \text{ denote length of tank and depth of fluid}$$

respectively. In this case length of tank can be optional on condition that  $L$ ,  $l$  and  $h$  be selected so as not to make  $T_n$  coincident with  $T_p$ .

For example, in case of the "Idemitsu Maru", 326 meters in length, 18.6 meters in cargo oil depth which is assumed as 80 percent of depth of ship 23.2 meters, calculated period  $T_p$  is nearly equal to 9 seconds. On the other hand, calculated period  $T_n$  is 5.1, 7.6, 10.1, 12.9, and 15.7 seconds in correspondence with assumed length of oil tank being 20, 40, 60, 80 and 100 meters respectively. From the above calculations, length of oil tank can be larger than 60 meters. Actual tank lengths of this ship are 32.58 and 65.16 meters.

Here it must be noted that a large-sized tanker has generally favorable design condition on increment of static pressure due to inclination owing to the tendency of decrease of pitching angle.

Fig. 1.3 shows that in actual ship going in several sea zones at several speeds, pitching

angle decreases with increasing length of ship. In other words, when length of ship is enlarged with length of oil tank being kept constant, the amount of increment of static pressure due to inclination of tank decreases.

Secondly in the case that resonance may occur, it may be sufficient to take into consideration the fact that fluid pressure of about three times as much as the increment of static pressure due to inclination of tank is further added. In addition, also in this case it is possible to enlarge length of oil tank owing to the tendency of decrease of the increment of static pressure.

Finally, the effect of swash bulkhead is mentioned here. Dynamic force on watertight bulkhead decreases when swash bulkhead is installed in long tank, keeping the relationship that the sum of dynamic forces on watertight bulkhead and swash bulkhead is nearly constant. Furthermore regarding the design condition for swash bulkhead we need not consider static pressure or increment of static pressure due to inclination of tank but we have to consider merely dynamic force due to wave motion of free surface.

In conclusion, it may be said that the scantlings of structural members of swash bulkhead are to be determined by considering not only the dynamic pressure due to motion of cargo oil but also shear strength as the structural members for transverse strength of ships.

---

#### REFERENCES

- (1) M, Yoshiki, Y. Yamamoto and K. Hagiwara;  
Experiment on Dynamic Pressure in Cargo Oil Tanks due to Ship Motion;  
Journ. Soc. Nav. Arch. of Japan, Vol. 109, June 1961
- (2) K. Hagiwara and Y. Yamamoto; Theoretical Research on Impulsive Pressure in  
Cargo Oil Tanks, Journ. Soc. Nav. Arch. of Japan, Vol. 112, Dec. 1962

# 長大油槽における荷油の運動および 制水隔壁の効果に関する研究

## 目 次

緒 言	1
第 1 編 総合的考察	2
第 2 編 船体の定常ピッキング運動の際に荷油が隔壁に及ぼす力に関する研究	9
第 3 編 船体の過渡的なピッキング運動の際に荷油が隔壁に及ぼす力に関する研究	53
第 4 編 模型船の波浪中試験による荷油が隔壁に及ぼす力に関する研究	83
第 5 編 長大油槽に生ずる動圧の実船実験	96
附 錄 制水隔壁のアンケートとりまとめ	119

## 緒 言

大型油槽船の油槽の長さおよび制水隔壁の間隔は、現行の船級協会規定で、制限を加えられているが、これをさらに増大することが可能となれば、経済性に寄与することが大きいと考えられる。

現在までに油槽内の荷油の運動およびこれにもとづく、動圧に関する理論および模型による研究が相当実施されているが、油槽の水密隔壁および制水隔壁に対して、実船に適用しうる設計条件を与えるには至っていない。

本研究は油槽内の荷油の運動および制水隔壁の効果について試験を行ない、隔壁の合理的な設計条件を求め、船体構造重量の軽減を図ることを目標として、実施したものである。

本研究によって得られた結論のうち主要なものは次のとおりである。

- (1) 油槽内の荷油の運動によって隔壁に加わる動的な力は、油槽に与えられる運動、油槽の長さおよび油槽の水深によって変化するが、その最大値は、ほぼ油槽の長さに比例する。その場合の動圧の分布は、深さの方向にはほぼ一様になっている傾向はみられるが、水面附近だけが若干大きくなっている。
- (2) 過渡的なピッキング運動（0からあるピッキング角度まで、短時間のうちにその姿勢を変化させ、そのあとその姿勢を保持する運動）によって生ずる動圧により隔壁に加わる力は、定常ピッキング運動による力と比較すると小さく、約60%程度である。これは過渡的な運動による試験と定常運動による試験との結果の比較、および、油槽を搭載した模型船の不規則波中での、自航油槽試験の結果によって確かめられた。実船の場合は、過渡的な運動によるものと定常運動によるものの中間と考えて良いであろう。
- (3) 現行の船舶構造規則は、水密隔壁に対してはほぼ妥当であるが、制水隔壁に対しては過大な要求をしていると考えられる。
- (4) 水密隔壁と制水隔壁に加わるおのおのの動的な力の合計は、制水隔壁を設置しない場合に水密隔壁に加わる動的な力にはほぼ等しい。したがって、荷油の運動による動圧を減少させ、隔壁の重量を軽減するという見地から制水隔壁を設けても、大きな重量軽減は得られないと思われる。制水隔壁の効果は、むしろ船体の横強度に対する寄与に主眼をおいて考察すべきであろう。

本研究は以下に記す各編を各担当者により分担実施されたものである。

第2編 船体の定常ピッキング運動の際に、荷油が隔壁におよぼす力に関する研究

日立造船株式会社（担当、西牧 興、原 洋一、堀 徹、木下正昭）

第3編 船体の過渡的なピッキング運動の際に荷油が隔壁におよぼす力に関する研究

石川島播磨重工業株式会社（担当、前田豊生、古田和久、北村勝英）

第4編 模型船の波浪中試験による荷油が隔壁におよぼす力に関する研究

船舶技術研究所（担当、郷田国夫）

第5編 長大槽に生ずる動圧の実船実験

三菱重工業株式会社（担当、萩原孝一）

# 第1編 総合的考察

(第2～5編に詳述している各研究を総合的に考察する)

## 第1章 船体の定常および過渡的なピッキング運動の際に荷油が隔壁におよぼす力に関する研究

第2編と第3編は深さに対して長さの比較的大きな油槽において、油槽内の荷油の運動によって、水密隔壁や制水隔壁にどのような力が加わるかを知るために、油槽模型を製作して実験したものである。

油槽に与えた運動は、第2編では船体が定常波中を航行していることを想定して、定常的ピッキング運動を与え、第3編では船体の発進、停止時および非定常波中を航行している場合を想定して、過渡的なピッキング運動を与えた。またこれらの実験では、ピッキング運動だけでなく、比較のために、サーボング運動を与えた実験も行なった。

使用した油槽模型は大型・小型の2種あり、定常ピッキング運動の実験に使用したものは油槽の深さ、幅が1mで、油槽の長さを1.4m～3.8mまで4種類に変化できる大型のものであり、過渡的なピッキング運動の実験に使用したものは油槽の深さ、幅が25cmで、油槽の長さを25cm～100cmまで4種類に変化できる小型のものである。

### 1.1 荷油が隔壁におよぼす力の基本的性質

実験は2段階に分けて行なった。第1段階では、油槽内の荷油の運動によって発生する力の基本的性質を知るために実験を行なった。すなわち、油槽内には制水隔壁等の制水物を設置せず、実験条件としては与える運動の周期、油槽の長さ、油槽の中の水深およびピッキング角度を種々に変えた組合せについて実験を行ない、水密隔壁に加わる力を計測した。水密隔壁に加わる力は静水圧によるものと、油槽が傾斜することによる静水圧の増加によるもの、および自由表面の波動によるものの3種に分類できるが、このうち後の2者、すなわち、傾斜による静水圧の増加と自由表面の波動によるものの和が動的圧力として測定されるので、隔壁に働く動的圧力の総和を動的力と定義し、これに注目して、次の結論が得られた。

(i) 運動周期  $T$  が油槽の水の固有振動周期  $Tn$  と一致すると、すなわち、 $T/Tn=1$  となると、同調現象を起して、水密隔壁に加わる動的力は最大値に達する。この傾向は、油槽の長さ  $l$  と、油槽の深さ  $D$  の比、 $l/D$  が1～4の実験条件の範囲で、また油槽の中の水深を  $h$  として  $h/D=0.8$  度程度まで、一様に認められる現象である。油槽が満水に近いとき ( $h/D=0.9\sim1.0$ ) は同調現象は認められない。

(ii) 同調現象を起したときの、水密隔壁に加わる動的力の大きさは、油槽の長さ  $l$ 、ピッキング角度  $\theta$ 、水深  $h$  によって変化する。油槽の長さの影響については、水密隔壁に加わる動的力は、油槽の長さが増すと、油槽の長さにはほぼ比例して増大する。

油槽の中の水深の影響については、定常ピッキング運動の場合は、水深  $h$  と油槽の深さ  $D$  の比、 $h/D$  が0.6～1.0の範囲内の実験では、 $h/D$  が0.6のとき動的力は最大となり、その値は傾斜静水圧による力の約3～4倍程度に達する。過渡的ピッキング運動の場合は、 $h/D$

が 0.4~1.0 の範囲内の実験では、 $h/D$  が 0.8 のときに動的力が最大となり、その値は傾斜静水圧による力の約 2 倍程度である。ここで、傾斜静水圧とは、天井がなく、かつ側壁が十分高いと仮定した油槽を、ピッティング角度まで傾斜させたときの静水圧の増加のことである。つぎにピッティング角度の影響については、水密隔壁に加わる動的力はピッティング角度の増大について増加する。動的力に対して西牧らは、ピッティング角度 5°~17° の範囲内で次の実験式を提案している。

$$\Delta F_{to} = \rho g \theta l b h + 0.77 \rho g l b h \frac{(D-h)}{D}$$

ここで、 $\Delta F_{to}$ 、 $\rho$ 、 $g$ 、 $\theta$ 、 $l$ 、 $b$ 、 $h$ 、 $D$  はそれぞれ、水密隔壁に加わる動的力（複振幅）、流体の密度、重力の加速度、油槽のピッティング角度、油槽の長さ、油槽の幅、油槽の水深、油槽の深さである。

- (iii) 油槽に与える運動がサーボング運動の場合、水密隔壁に加わる動的力が最大となるのは、与えた運動周期  $T$  が油槽の中の水の固有周期  $T_n$  に一致したときであり、この現象は、ピッティング運動の場合と同様であるが、過渡的なサーボング運動の場合は  $T/T_n$  が 1 より幾分大きい側にずれているようである。また、水密隔壁に加わる動的力の最大値は、定常サーボング運動については  $h/D$  が 0.6~1.0 の範囲内の実験から、 $h/D$  が 0.6 のとき最大となり、その値は、油槽内の流体が、単純にサーボング運動をすると仮定した計算値の 3~4 倍程度であり、過渡的なサーボング運動については、 $h/D$  が 0.4~1.0 の範囲内の実験から、 $h/D$  が 0.8 のときに最大値をとり、単純にサーボング運動をすると仮定した計算値の 2 倍程度である。
- (iv) 油槽に与える運動が、定常ピッティング運動の場合と過渡的なピッティング運動の場合とを比較すると、油槽の長さ  $l$  と、深さ  $D$  の比  $l/D=4$ 、油槽の水深  $h$  と油槽の深さ  $D$  の比  $h/D=0.8$ 、0.6、ピッティング角度 6° の実験条件では、水密隔壁に加わる動的力は、過渡的な運動の場合の方が小さく、定常運動の場合の約 60% 程度である。
- (v) Fig. 1.1 は油槽模型の大きさによる影響を示すものである。大型油槽模型と小型油槽模型

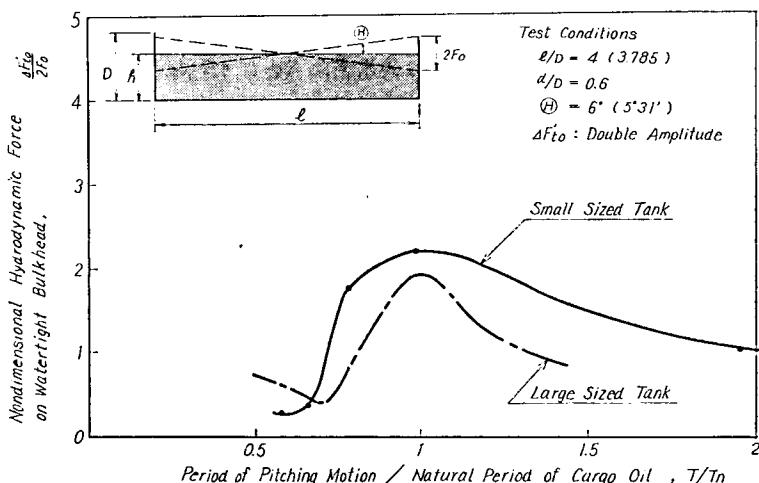


Fig. 1.1 Comparison of Hydrodynamic Forces on Watertight Bulkhead Resulting from Regular Pitching Motion of Small and Large Sized Tanks

に同一実験条件の定常ピッキング運動を与えて比較すると、同調現象を起す運動周期では、水密隔壁に加わる動的力はほぼ一致するので、油槽模型の大小による寸法効果は小さいと考えられ、これらの結果は大きな実船の油槽に十分適用できる。

## 1.2 制水隔壁の制水効果

第2編と第3編の第2段階の実験では、油槽内に制水隔壁を設置した場合に、油槽内の荷油の運動がどのように抑制されるか、また制水効果の大きな制水隔壁はどんな形式なのかを求める目的としている。

実験は第1段階と同様に、第2編では大型油槽模型で定常ピッキング運動について、第3編では小型油槽模型で過渡的なピッキング運動について行なった。これらの油槽模型には、1枚ないし2枚の制水隔壁、あるいは、その他の制水物を設置してある。これらの実験から得られた結果は次のとおりである。

(i) 槽内に制水隔壁を設置してある油槽にピッキング運動を与えたとき、その水密隔壁に加わる動的力は、制水隔壁の水面下の実質部分が大きい程小さくなり、制水隔壁の開口率とほぼ直線的関係にある。またこの場合、設置した制水隔壁に加わる動的力は、制水隔壁の実質部分の重心が水面に近づくに従い増加しているが、ほぼ近似的にいえば、この力も開口率とほぼ直線関係にある。制水隔壁を設置した場合の動的力に対して前田らは次の実験式を提案している。

$$\Delta F_t' = 0.48 (1 + \lambda) \rho g \theta l b h$$

$$\Delta F_s' = 0.48 (1 - \lambda) \rho g \theta l b h$$

$$\Delta F_t' + \Delta F_s' = 0.96 \rho g \theta l b h$$

ここで、 $\Delta F_t'$ 、 $\Delta F_s'$ 、 $\lambda$ 、 $\rho$ 、 $g$ 、 $\theta$ 、 $l$ 、 $b$ 、 $h$ はそれぞれ、水密隔壁に加わる動的力、制水隔壁に加わる動的力（いずれも単振幅）、制水隔壁の開口率、流体の密度、重力の加速度、油槽のピッキング角度、油槽の長さ、油槽の幅、油槽の中の水深である。

(ii) 槽内に制水隔壁でなく、フレームやトランス材のある場合、水密隔壁に加わる動的力は、その本数が2～3本あれば、フレームやトランス材のない場合の85%程度にまで減少するが、それ以上本数を増しても、効果は大きくならない。

(iii) 制水隔壁の合理的な設置方法としては、水密隔壁と制水隔壁の両隔壁の重量の和を最小にすれば良いと考えられるが、両隔壁に加わる動的力という点で考えれば、水密隔壁と制水隔壁の両者に加わる動的力の和を最小にするような制水隔壁の開口形状を選ぶことが合理的と考えられる。この両隔壁に加わる動的力の和を最小にするためには、制水隔壁の水面下の実質部分ができるだけ水面に近づけると良い。しかし、この動的力の和は、制水隔壁を設置しない油槽での水密隔壁に加わる動的力と比較するとあまり差がなく、前者の値がもっとも減少した場合でも、後者との差は20%程度であった。

(iv) 以上の結果からいって水密隔壁に対しては従来のNKの規則がほぼ妥当と考えられるが、制水隔壁に加わる動的力の点からみれば、従来の規則が定めているものよりもかなり小さな設計水頭を考慮すれば良いことになる。

## 第2章 模型船の波浪中試験による荷油が隔壁におよぼす力に関する研究

第4編では波浪と、その波浪によって引起される油槽の運動によって荷油が隔壁に加える動的力との間に線型重ね合わせの原理が成立することを確かめ、第2編、第3編で求めた陸上の動揺装置による実験結果を実船の設計に適用するための資料を得ることを主な目的として、油槽を搭載した模型船の波浪中の試験を行なった。

模型船は長さ 4.5m の T-2 タンカの模型であり、これに油槽模型を 2 基、船体中央と船首部に搭載し、規則波中および不規則波中を自航させて、油槽の端部水密隔壁に加わる動的力、船体運動等を計測した。これらから得られた結論は次のとおりである。

- (i) 実験に用いた不規則波のスペクトルの帯域幅は狭すぎたきらいがあり、実験結果のみから荷油が隔壁におよぼす動的力に関して、線型重ね合わせの原理が厳密に成立しているとは断定し難いが、実用上は成立しているとしてよいであろう。
- (ii) 油槽船が航行する場合、それが規則波中または不規則波中を問わず、油槽の端部水密隔壁に加わる動的力は、船首部油槽の水密隔壁の方が船体中央部の油槽の水密隔壁のときより 20~40 % 大きくなる。
- (iii) Fig. 1.2 は油槽模型に定常ピッティング運動および過渡的なピッティング運動を与えた場合と、規則波および不規則波中に油槽模型船を自航させた場合を比較したものである。油槽の長さ  $l$  と、油槽の深さ  $D$  の比  $l/D = 2$ 、水深  $h$  と油槽の深さ  $D$  の比  $h/D = 0.7$  の実験条件で比較

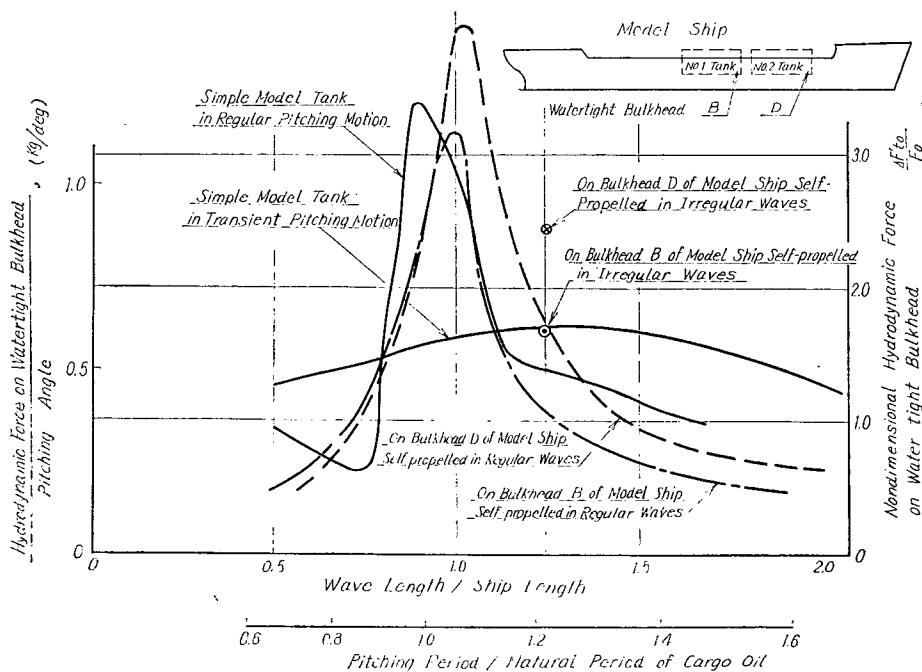


Fig. 1.2 Comparison of Tests on Model Ship Self-propelled in Regular and Irregular Waves with Simple Model Tank Test in Regular and Transient Pitching Motions

すると、水密隔壁に加わる動的力は同調点附近の運動周期では、定常ピッティング運動の場合の方が大きいが、同調点を離れた運動周期では過渡的なピッティング運動の方が大きくなる。不規則波中を自航する船の油槽中の荷油の現象は、この過渡的なピッティング運動の場合に近いと考えられる。

### 第3章 長大槽に生ずる動圧の実船実験

第5編では、今までの模型実験に対して実船ではどのような運動が生じているかを調査するために実船実験を行なった。

供試船は、鉄鉱石専用船「富秀丸」 $56,100 D/W$ ,  $L \times B \times D \times d = 211.0m \times 31.8m \times 17.5m \times 11.7m$ で、この船の No. 2 パラスト水槽（槽の長さ30m）と No. 4 パラスト水槽（槽の長さ45m）を使用した。船の運航航路は、広島（日本）→サンファン（ペルー）で、計測期日は1965年12月26日出港後1966年1月7日までである。

計測位置と項目は、No. 2 と No. 4 のパラスト水槽の前方水密隔壁の位置において、パラスト水の動搖により、水平ガーダのウェブに加わる圧力とそれによって生じる応力を水圧計および歪計で計測した。ただし No. 2 パラスト水槽は半載である。また No. 4 パラスト水槽のディープトランスの制水板に生ずる応力と船体動搖加速度を計測した。

これらにより得られた結論は次のとおりである。

- (i) 船の上下方向加速度の頻度と、No. 2 パラスト水槽の前方水密隔壁の位置での水の動圧力の頻度および部材に生じた応力の頻度の計測値によると、船側槽のように、油槽の幅に比べて深いトランスリングの多い構造では槽内の流体の運動は小さい。
- (ii) 船首部の No. 2 パラスト水槽と船体中央部の No. 4 パラスト水槽前方水密隔壁にかかる圧力の自乗平均平方根の値 (Root Mean Square) を比較すると、船首部の槽では船体中央部の槽に比べて流体は激しい運動をしていることになる。これは第4編の模型船を自航させた実験でも認められたことである。
- (iii) トランスリングの上方部にある深さ 5.6m の制水板（開口率37%）に加わる動的圧力は非常に小さく、最大値は海象5で 1.5m 水頭程度であった。この力は端部の水密隔壁に加わる力の変動分と同程度と考えれば十分である。

### 第4章 結論

油槽模型の定常運動実験および、過渡的な運動実験、油槽船模型の自航試験、および実船実験を行ない、種々の結論を得たが、これらを総括して、次のことがいえる。

油槽の荷油の運動によって水密隔壁に加わる力は、油槽が傾斜することによって生じる静水圧の増加と、荷油の自由表面の波動によるものととなりこれを動的力と定義する。長大油槽船において、油槽の長さを油槽の深さ（船の深さ）の4倍程度に伸ばしてみると、この動的力は、油槽の長さにはほぼ比例して増大する。船の運動周期が油槽内の流体の固有周期に近づいて同調現象を起したときは、動的力のうち、自由表面の波動による力が増大して、動的力全体は大きくなる。しかし、同調現象を

起きないときは、この自由表面の波動による力はほとんど0となり、動的力は油槽の傾斜による静水圧の増加によるもののみとなってしまう。したがって、長大油槽船を設計する場合は次のことを考慮すれば良いことになる。

まず、船の運動周期が油槽内の流体の固有周期と一致しないように、油槽の長さを決定しうる場合には、油槽の構造部材寸法を決定するとき、荷油の静水圧および、船がピッキングまたはローリングすることにより油槽が傾斜するときに生じる静水圧の増加分を考慮しておけば良いと考えられる。さて、船のピッキング周期  $T_p$  は船の長さ  $L$  によって近似的に  $T_p = 0.5\sqrt{L}$  で与えられる。また油槽内の流体の固有周期  $T_n$  は油槽の長さ  $l$ 、流体の水深  $h$  によって、

$$T_n = \sqrt{\frac{4\pi l}{g \tanh \frac{\pi h}{l}}} \quad \text{で与えられる。この } T_p \text{ と } T_n \text{ が一致しないように } L, l, h \text{ を選べば、油槽の}$$

長さは任意で良いことになる。出光丸を例にとれば、船の長さ  $L=326m$ 、水深は、船の深さ 23.2m の 80% として  $h=18.6m$ 、すると  $T_p \approx 9 \text{ sec}$ 、 $T_n$  は油槽の長さ  $l=20m, 40m, 60m, 80m, 100m$  に対応して、5.1 sec, 7.6 sec, 10.1 sec, 12.9 sec, 15.7 sec となるから、油槽の長さ  $l$  は 60m 以上が可能となる。実際の油槽の長さ  $l$  は 32.58m と 65.16m になっている。ここでさらに注目したいのは、長大船は一般にピッキング角度が小さくなる傾向があるので傾斜静水圧に関しては有利になっていることである。Fig. 1.3 は船がある海区をある速度で航行する場合に、船の長さが大きくなるとピッキング角度が小さくなることを示したものである。すなわち、船の長さが大きくなると油槽の長さが一定の場合ピッキングによる静水圧の増加分は小さくなるのである。

油槽内の流体の固有周期と船の運動周期が一致して、同調現象を起す危険のある場合では、油槽が傾斜することによる静水圧の増加分の約 3 倍程度の水圧がさらに加わることを考慮しておけば十分であろう。この場合には、船の長さが大きくなると、傾斜静水圧が減少するから、長大船では、油槽の長さを大にすることが可能となる。

最後に制水隔壁の効果について一言する。

長大油槽において、制水隔壁を設置すれば、端部の水密隔壁に加わる動的力は減少するが、水密隔壁と制水隔壁の両者に加わる動的力の和はほぼ一定になる。またこの制水隔壁には荷油の静水圧や、船が傾斜することによる静水圧の増加は考える必要がなく、ただ波動による動圧のみを考えれば良く、したがって、制水隔壁の構造部材寸法は、水密隔壁のそれと比べると小さいもので良い。結局、制水隔壁の構造部材寸法は、荷油の運動という面からだけではなく、長大油槽の船殻構造の一部材として、横強度の面からの要請がかなり支配的になるようと思われる。

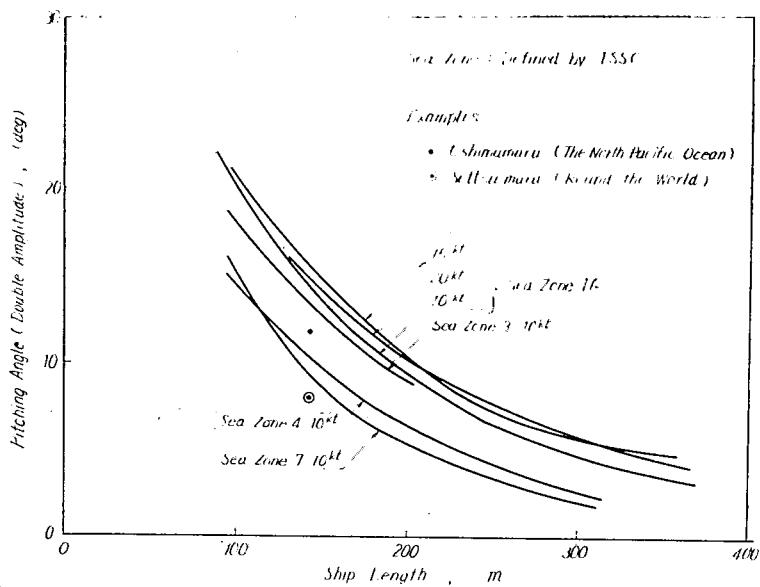


Fig. 1.3 Relation between Pitching Angle and Ship Length

## 第2編 船体の定常ピッキング運動の際に荷油が隔壁に及ぼす力に関する研究

### 第1章 研究の概要

油送船の荷油槽は隔壁によって適当な大きさに区分されるのが普通である。この区分法（区画）はいろいろの要因から決められるものであって、たとえば自由影響によって船体を不安定にならしめないこと、トリムの操作を行なうのに便利であること、注油の効率が良好であること、異なった種類の荷油を区分けするのに便利であること、航海中に荷油が運動して船体に過大な動的圧力を及ぼさないこと、などの条件を勘案して区画を決定しなければならない。

これら諸条件のうち最後の荷油の動的圧力に関する条件については各船級協会とも油槽の長さに対する制限という形で規定しており、さらに長さがある範囲を越えた場合には定められた制水隔壁を設けなければならないとしている。この点に関する NK, LR, AB, NV の各船級協会の規定（内規、見解を含む）の大要を以上に示す。(1)

#### (a) NK

##### (イ) 最大油槽の長さ

Longitudinal Bulkhead = 1 の場合 :  $(0.1 L + 5)m$  または  $9.25m$  の大きい方

Longitudinal Bulkhead < 2 の場合 :  $0.2 L$

##### (ロ) 最大（制水）隔壁間距離

$0.1 L$

##### (ハ) 端部隔壁に加わる水圧の算式

$0.3\sqrt{L} m$  または  $(h + \Delta h)$  の大きい方

ただし

$L$  : 船の長さ

$h$  : タンクの深さ

$\Delta h = 0.1 (K_1 l_t + 2 K_2 b_t - 30)m$ , ( $\Delta h < 0$  のときは  $\Delta h = 0$  とする)

ここに  $l_t$ ,  $b_t$  はそれぞれ油槽の長さ、および幅であり、 $K_1$ ,  $K_2$  は制水隔壁（Swash Bulkhead）あるいは制水板（Swash Plate）を入れた場合の修正係数で、次式によつて与えられる。

$$K_1 = \begin{cases} 1 & : \text{Transverse Swash Bulkhead がない場合} \\ (1 + 1.2 a)/2 & : \text{Transverse Swash Bulkhead が 1 枚ある場合, または} \\ & \text{Swash Plate の場合} \\ (1 + 2.8 a)/3 & : \text{Transverse Swash Bulkhead が 2 枚ある場合} \end{cases}$$

$$K_2 = \begin{cases} 1 & : \text{Longitudinal Swash Bulkhead がない場合} \\ (1 + 1.5a)/2 & : \text{Longitudinal Swash Bulkhead が1枚ある場合} \end{cases}$$

ここに  $a$  は Swash Bulkhead または Swash Plate の開口比で、Swash Bulkhead の開口比は 0.5 以下でなければならない。

### (b) LR

船の長さ  $L$  とタンクの長さ  $lt$  によって Fig. 2.1 のような 4つの領域に分け、おののの領域について次のように規定している。

領域 [I] ルールの算式どおり。

領域 [II] add st (\*) を施す。

領域 [III] Swash Bulkhead を1枚設けルールの算式どおりとする。

領域 [IV] Swash Bulkhead を1枚設け add. st. を施すか、または2枚の Swash Bulkhead を設けてルールの算式どおりとする。

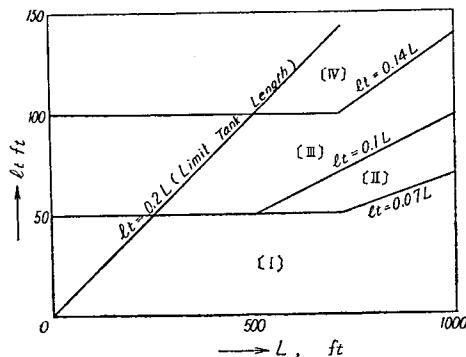


Fig. 2.1 The Part for Reinforcement about the Tank Length

### (c) AB

中央油槽の最大(制水)隔壁間距離を  $(L/24+20)$  ft と規定し、舷側タンクではこの 2 倍までの長さが許されるとしている。タンクの長さについては特に制限を設けていない。

### (d) NV

(イ) 最大タンクの長さ :  $0.2 L$

(ロ) 最大(制水)隔壁間距離 :  $0.1 L$

大略以上のとおりで、どの船級協会の場合もタンクの長さが  $0.1 L$  を越えると制水隔壁を入れなければならないということが共通の原則となっている。しかるに、なぜ制水隔壁を含めた隔壁間距離が  $0.1 L$  以下でなければならないかという根拠は明らかでなく、またそのような制水隔壁を入れることによって端部隔壁に加わる動的圧力が実際にどの程度減少しているものか、あるいは制水隔壁自体に加わる動的圧力はどの程度のものであるかということは全く不明である。これらの諸点を明らかにすることは大型油送船の荷油槽構造の設計の合理化にとって重要な問題であると考えられる。

本研究は、これらを解明するために次の3段階に分けて行なうこととした。

第1段階：制水隔壁が存在せず、油槽内壁も平滑であって補強部材のような制水効果をもつ内部

部材をいっさい含まない油槽についての検討を行なう。実際の油槽は制水隔壁の他に内壁には一面にビーム、フレーム、スティフナなどの骨が出ていて、これらがかなりの制水効果を有しているものと思われる。さらに船側油槽のウェブフレームのような大形補強材になると制水効果においても制水隔壁とあまり変わらないものを期待できる。したがって、このような部材を含まない油槽は仮想的なものであるが、制水隔壁や各種補強部材の制水効果を検討する場合の基本状態として重要と考えられるので、この状態において油槽長の影響、水深の影響、運動周期の影響、運動の振幅の影響などをかなり詳しく調べることにした。この実験を第1次実験とよぶこととした。

第2段階：制水隔壁の制水効果に対する基本的特性を知るために制水隔壁をできるだけ簡単な形を作り、いろいろの要因を系統的に変化させて実験を行なった。この実験を第2次実験とよぶ。

第3段階：実船に使用されているような実際的形状を有する制水隔壁について実験を行ない、第2次実験で得られた結果を一般的なものにまで拡張させた。この実験を第3次実験とよぶ。

## 第2章 実験

### 2.1 記号

本編で使用した記号は次のとおりである。

$l$  : 油槽の長さ

$b$  : 油槽の幅

$D$  : 油槽の深さ

$H$  : 油槽底から油槽の回転中心までの距離

$K$  : 油槽回転中心から水面までの距離

$h$  : 油槽の中の水深

$(D-h)$  : 水面からタンクトップまでの距離

$\theta$  : 油槽のピッキング角（片振幅）

$\xi$  : 油槽のサーボング幅（〃）

$P$  : 隔壁に加わる圧力

$P_1$  : 初期静水圧

$P_2$  : 傾斜静水圧

$P_3$  : 流動水圧

$P_i$  : 慣性力による圧力

$F$  : 隔壁に加わる力

$F_1$  : 初期静水圧による力

$F_2$  : 傾斜静水圧による力（全振幅）

$F_3$  : 流動水圧による力

$Fi$  : 慣性力による力

$Fw$  : 波動による力

- $F_{to}$  : 制水隔壁がない時に端部隔壁に加わる力  
 $F_t$  : 端部隔壁に加わる力  
 $\Delta F_{to}$  : 端部隔壁に加わる力のうち、初期静水圧によるものを除いたもの（制水隔壁がない場合）  
 $\Delta F_t$  : 端部隔壁に加わる力のうち、初期静水圧によるものを除いたもの（制水隔壁がある場合）  
 $\Delta F_s$  : 制水隔壁に加わる力  
 $\Delta F_{sd}$  : 動圧型の制水隔壁に加わる力  
 $F_{ss}$  : 静圧型の制水隔壁に加わる力  
 $F_t + s$  : 端部および制水隔壁に加わる力の合力  
 $\Delta F_t + s$  : 端部および制水隔壁に加わる力の合力のうち初期静水圧によるものを除いたもの  
 $do$  : 制水隔壁の深さ  
 $\bar{d}o$  : 制水隔壁の水面下の深さ  
 $\bar{d}$  : タンク底から制水隔壁中心までの距離  
 $dw$  : 水面につながった制水隔壁の水面下深さ  
 $dd$  : 水面につながった制水隔壁の水面の上の深さ

## 2.2 動搖装置

模型油槽に周期的運動を与える動搖装置として Fig. 2.2 に全体図を示すような装置を計画製作し

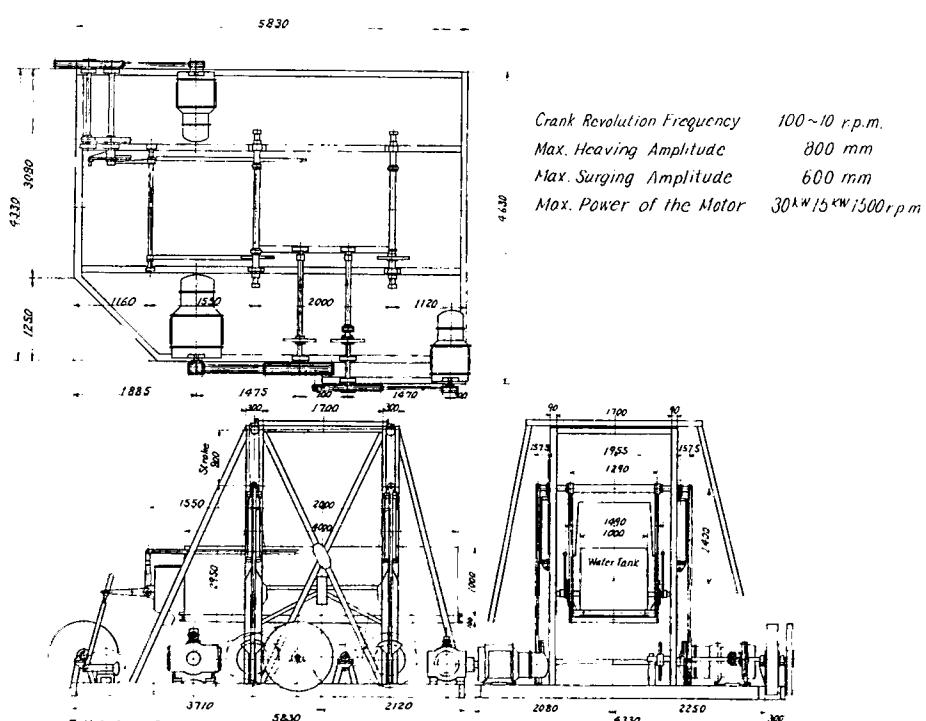


Fig. 2.2 Rolling Apparatus

た。装置の系統概要是 Fig. 2.3 に示すとおりで、模型油槽を搭載する動揺台は 3 台のモーターで駆動される。

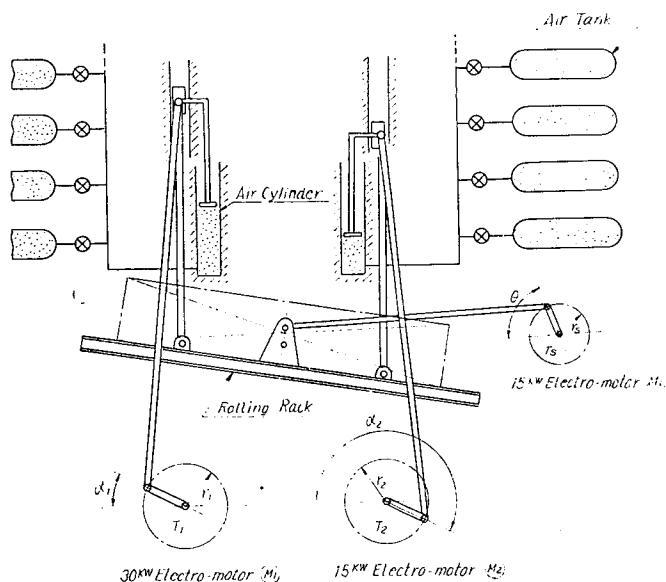


Fig. 2.3 The System of Apparatus

モータ  $M_s$  は水平方向の運動を、また  $M_1, M_2$  は上下方向の運動を行なわせるものであり、それぞれの回転速度およびクランク偏心量（片振幅）は任意に変えることができる。上下運動のモータの負荷を軽減するため、図に示すごとく 2 組の空気シリンダを配置して動揺台上の全死荷重は空気圧力で支持されるようになっている。各シリンダはそれぞれ空気タンクに接続されており、さらに運動速度に応じてバルブの開閉により空気タンクの容積を適当に変えることができる。

$M_1$  および  $M_2$  を全く別個に異なった速度で運転すると、半ば非定常的なピッキング運動が得られるが、 $M_1, M_2$  の軸を互いにチェインで結合して同一速度にすることにより（この場合は  $M_1$  のみで駆動する。そのため  $M_1$  は容量が 2 倍になっている）定常的なピッキング運動となる。このとき両クランクの偏心量および位相差によって、次の各種の運動を得ることができる。

- (a) 単純縦揺れ (Simple pitching) : 油槽の中心をピッキングセンタとする縦揺れであって、 $r_1$  と  $r_2$  を等しく、かつ位相差を  $180^\circ$  とすることによって得られる。
- (b) 単純上下動 (Simple heaving) : 油槽が水平を保ったまま垂直に上下する。いわゆるヒーピングであって、 $r_1$  と  $r_2$  を等しく、かつ位相差を  $0$  とすることによって得られる。
- (c) 一般縦揺れ (General pitching) : Fig. 2.4 のごとくピッキングセンタと油槽の中心が一致しない縦揺れであって、 $r_1$  と  $r_2$  が等しくなく、かつ位相差を  $0$  または  $180^\circ$  とすることによって得られる。 $r_1, r_2$  の組合せによって得られる一般縦揺れの縦揺れ角  $\theta$ 、および ピッキングセンタと油槽中心との距離  $X$  は Fig. 2.5 のグラフから読みとられる。
- (d) 複合上下動 (Complex pitch—heave) : 一般縦揺れが単純縦揺れと単純上下動の同位相の合

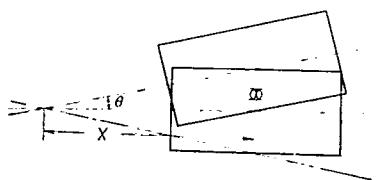


Fig. 2.4 General Pitching

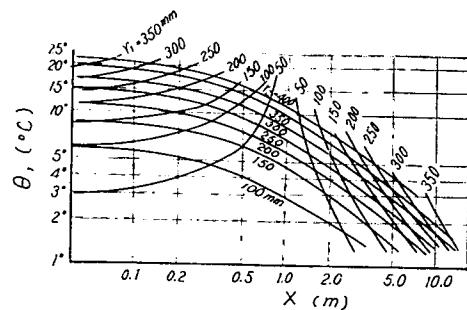


Fig. 2.5 Pitching Center and Pitching Angle  
(Single Amplitude) for General Pitching

成であるのに対して、複合上下動は任意の位相差をもつ単純縦揺れと単純上下動の合成であって、同期運動の中では実際の船体の運動に最も近い運動である。この運動は位相差を 0 または  $180^\circ$  以下の任意の値とすることによって得られる。

装置の主要目は次のとおりである。

装置寸法：長さ 5.83m, 幅 4.63m, 高さ 4.00m

動揺寸法：長さ 4.00m, 幅 1.00m

駆動モータ：VS 型可变速  $30\text{kw} \times 1, 15\text{kw} \times 2$

運動速度：10~100 cpm

水平動全振幅：50~600mm

上下動全振幅：50~800mm

最大縦揺れ角（片振幅）： $23^\circ$

### 2.3 大型油槽模型

模型油槽は Fig. 2.6 に示すような内のが幅 1m, 高さ 1m, 長さ 800mm, 厚さ 5mm の鋼板製ブロックをボルトで接合することによって適當な長さにするようになっている。端部のブロックの

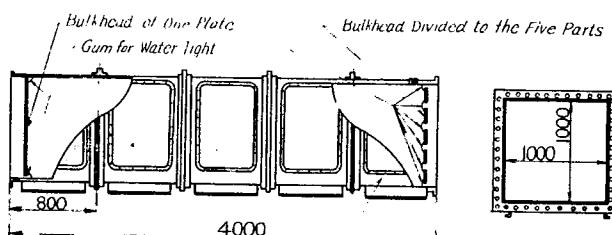


Fig. 2.6 Model Tank

一方は、1枚板からなる隔壁をもち、他方は水平に5等分された帶状の隔壁をもっている。いずれも油槽頂部よりワイヤでつられており、隔壁とタンクの間げきは厚さ 0.4mm のゴム膜を接着することによって水密を保っている。

油槽の長さ（隔壁間長さ）は、端部ブロックのみで中間ブロックをそう入しない場合（2タンク）

1.385m, 中間ブロックを1個そう入すごとに800mmだけ油槽長さが増し, 中間ブロックを3個そう入した場合(5タンク)が最長で3.785mとなる。

ブロックはすべて一方の側面および上面が透明な窓になっていて内部の流体の運動を観察できるようになっている。

## 2.4 制水隔壁

### 2.4.1 第2次実験

制水隔壁は長さ1m, 幅10cm, 厚さ5mmの帶状鋼板を適当に組合せて作るのであるが, Fig. 2.7のように大きく3つの形に分けて実験を行なった。

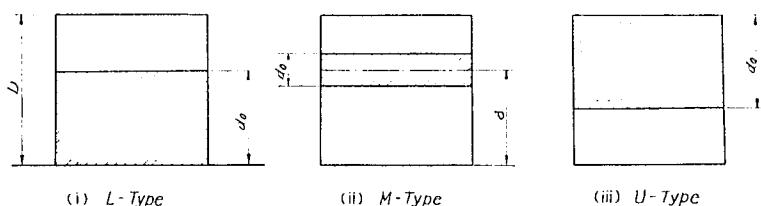


Fig. 2.7 The Construction of Swash Bulkhead (The Secondary Experiment)

すなわち,

(i) L-Type (Fig. 2.7.(i)) : 断面の下部をふさぐ形式で, 隔壁の深さ  $do$  は油槽の深さ  $D$  の比として,  $do/D = 0.2, 0.4, 0.6, 0.8$  の4とおりとした。

(ii) M-Type (Fig. 2.7.(ii)) : 隔壁の深さ  $do$  を一定に保ち, 油槽底から隔壁中心までの距離  $d$  を変化させる形式である。

$do/D = 0.2$  のとき,  $d/D = 0.2, 0.5, 0.8$  の3とおり,  $do/D = 0.4$  のとき,  $d/D = 0.4, 0.6$  の2とおり, 合計5とおりについて行なった。

(iii) U-Type (Fig. 2.7.(iii)) 断面の上部をふさぐ形式で, 隔壁の深さ  $do$  は  $do/D = 0.2, 0.4, 0.6, 0.8$  の4とおりとした。

その他, 断面全体を塞ぐ場合の実験も行なった。

### 2.4.2 第3次実験

(1) 計測方法 : 第2次実験の場合と同様, 4すみに設計した荷重計によって制水隔壁に加わる力を計測した。

(2) 制水隔壁の形状 : 本研究部会において, 現在実船において用いられる制水隔壁について調査したアンケート結果を参考にして, 代表的と思われる Fig. 2.8 に示すような11種類の制水隔壁を作成して実験を行なった。

以後これらの制水隔壁を図の番号で呼ぶことにする。なお Fig. 2.8 中で制水隔壁番号のつぎのかっこの中の数字は, 全断面に対する制水隔壁の開口面積の比(開口率)を表わしている。

これらの制水隔壁のうち上下非対象のものは, Fig. 2.8 に描かれたものを上下を逆にして合計13種類の隔壁について実験を行なった。

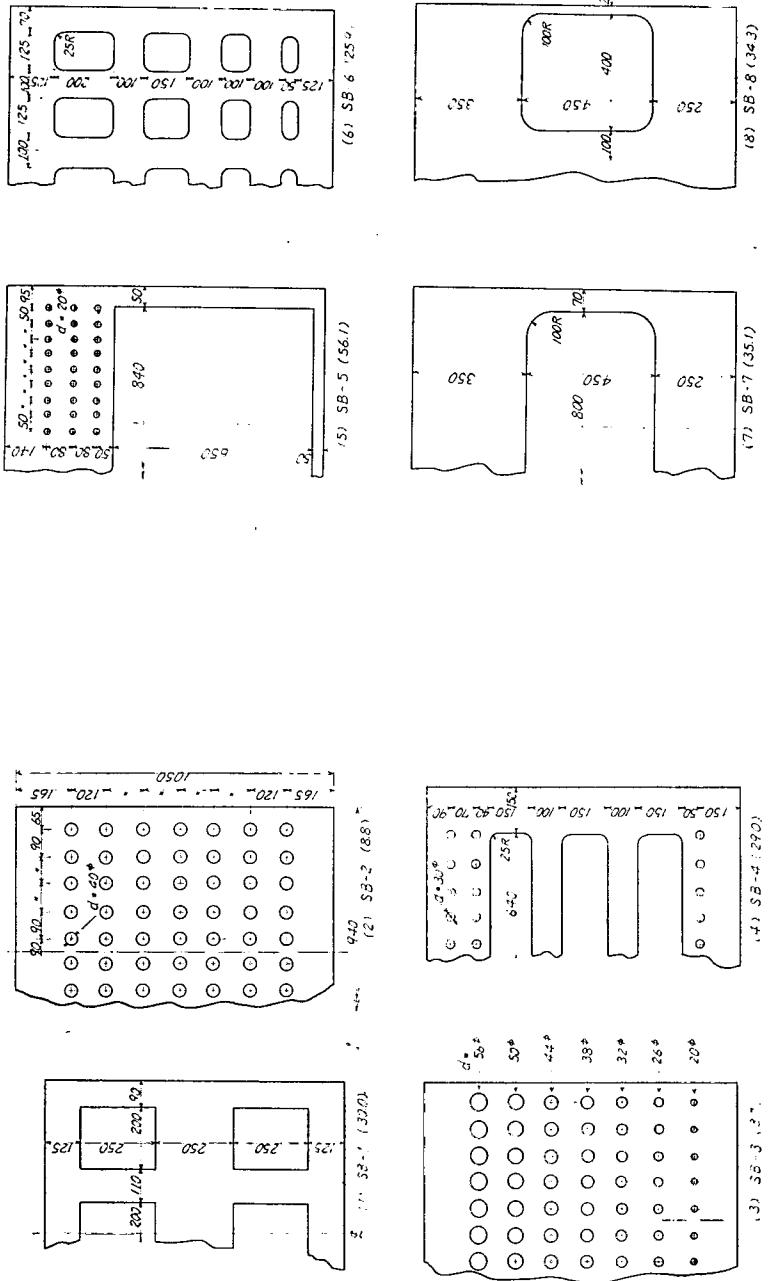


Fig. 2.8.1 The Construction of the Swash Bulkhead with the Actual Shape  
(The Thirdly Experiment)

Fig. 2.8.2 The Construction of the Swash Bulkhead with the Actual Shape  
(The Thirdly Experiment)

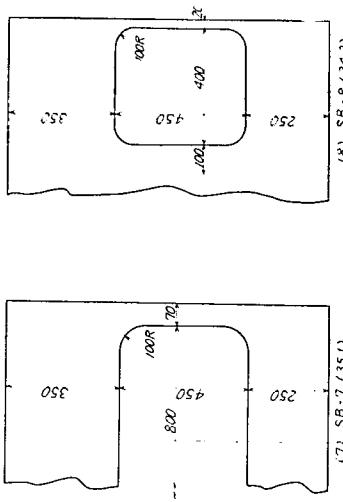


Fig. 2.8.2 The Construction of the Swash Bulkhead with the Actual Shape  
(The Thirdly Experiment)

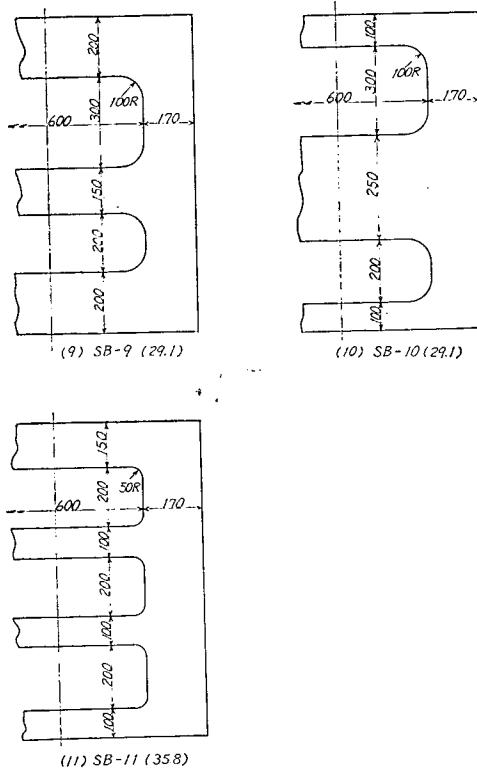


Fig. 2.8.3 The Construction of the Swash Bulkhead with the Actual Shape (The Thirdly Experiment)

## 2.5 計測装置

### 2.5.1 隔壁に加わる全圧力

1枚隔壁は Fig. 2.9.1, 2.9.2 のとおり油槽上面よりワイヤでつられた上、4隅を4個の荷重計によって押えられている。この荷重計は Fig. 2.10 のように筒体に抵抗線ひずみ計を貼付したもので、おのおのが4ゲージ・タイプになっているので、これを Fig. 2.11 のように結線して4個の荷重計に加わる力の合計（平均値）を out-put するようにしている。

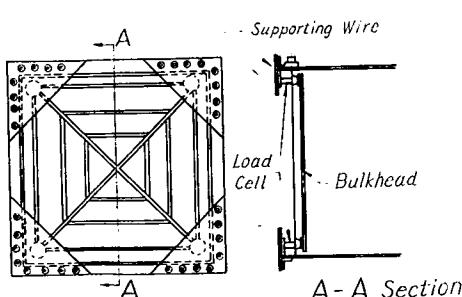


Fig. 2.9.1 The Detail of the Bulkhead of One Plate

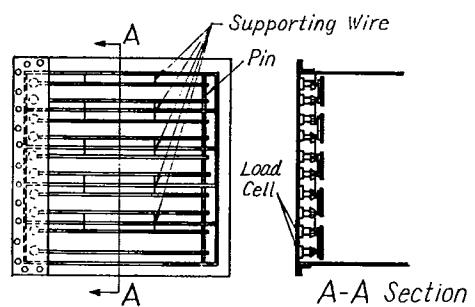


Fig. 2.9.2 The Detail of the Bulkhead divided to five Parts

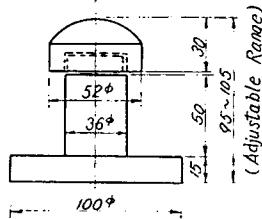


Fig. 2.10 Load Cell

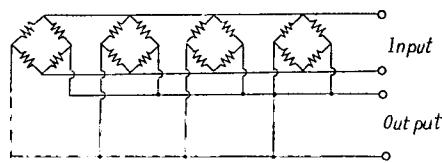


Fig. 2.11 The Line Connection in the Load Cell; A

### 2.5.2 隔壁に加わる圧力分布

5分割された隔壁は Fig. 2.12 のごとくそれぞれがつりワイヤでつられており、1端はピンによってヒンジ状に止められ他端が2個の荷重計（2ゲージ・タイプ）によって支えられている。2個の荷重計に加わる力の合計を out-put し、これをさらに2倍したものをもって、その帶状隔壁に加わった力とする。

### 2.5.3 制水隔壁に加わる圧力

制水隔壁に加わる力の計測は Fig. 2.12 のとおりにした。すなわちタンク内の4隅に支えを作り、それに両端をユニバーサルジョイントにした荷重計を介して図のようにL形鋼を取りつけ、さらにこのL形鋼に図の点線のように、長さ約1m、幅10cm、厚さ5mmの帯板を取りつけ、この帯板を適当に組合わせることで任意の制水隔壁を作った。

制水隔壁全体に加わる力は4隅の荷重計で計測し、また力の深さ方向の分布を計るために、図のように帯状の中央にストレインゲージをはりつけてそのひずみを計測した。

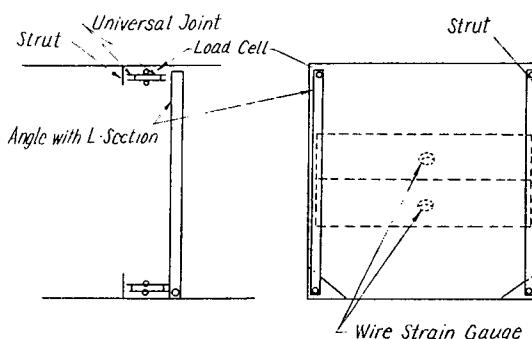


Fig. 2.12 The Measurement of the Force acting on Swash Bulkhead

### 2.5.4 運動状態

運動の状態は油槽中心におけるヒーピング振幅、縦揺れ角およびサーボング振幅の3つの変動量によって完全に表すことが出来る。これらの量は Fig. 2.13 のとおり、上下動クランクAおよびBに連結しているロッドおよび左右ロッドに摺動抵抗を配置することにより電気的にとり出すようにしている。すなわち A, B の摺動抵抗を Fig. 2.14, 2.15 のように組合わせることによってヒーピング振

幅および縦揺れ角を、また C の摺動抵抗からサージング振幅をピックアップする。

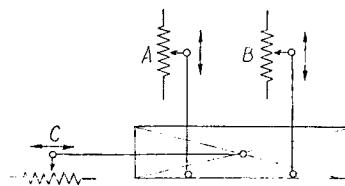


Fig. 2.13 The Situation of Variable Resistor

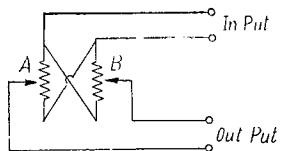


Fig. 2.14 Research Circuit for Heaving Amplitude

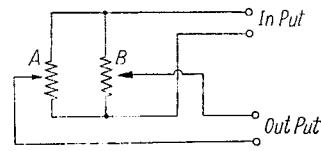


Fig. 2.15 Research Circuit for Pitching Angle

## 2.6 実験方法

### 2.6.1 第1次実験

実験は Table 2.1 に示すとく油槽長さ 4 ケース、水深 5 ケースの組合せ合計 20 ケースに対して、水平動、単純縦揺れについて周期約 1 sec から約 3 sec の間で行なった。

Table 2.1

油槽の長さ	$L/D=1.385, 2.185, 2.985, 3.785$ の 4 種
油槽の中の液体の深さ	$h/D=0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1.0$ の 5 種
水平動振幅	100mm, 150mm, 200mm, 250mm, 300mm の 5 種
単純縦揺れ(縦揺れ角)	$5^{\circ}31', 8^{\circ}18', 11^{\circ}05', 13^{\circ}55', 16^{\circ}46', 19^{\circ}40'$ の 6 種

ここに、水平動振幅および縦揺れ角はいずれも片振幅である。

単純縦揺れの場合のピッキングセンタは Fig. 2.16 に示すようにタンク中央底から 400mm のところである。

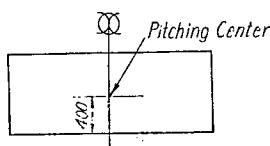


Fig. 2.16 The Pitching Center of Simple Pitching

## 2.6.2 第2次実験

実験の目的が、制水隔壁の働きを見ることがあるので、制水隔壁の形を変えることを主にし、他の要素はできるだけ変化を少なくした。

- ・油槽長さ  $L$  は、 $L/D=2.185, 3.785$  の 2 種
  - ・縦揺れ角  $\theta$  は  $8^{\circ}18'$  の 1 種
  - ・サージング幅  $X$  は  $100\text{mm}$  の 1 種
  - ・油槽の中の液体の深さ  $h$  は  $h/D=0.6, 0.7, 0.8, 0.9$  の 4 種
  - ・制水隔壁の形は、前項に示したように合計 14 種

以上の場合について、タンクの運動周期を 1 sec～3 sec の間で変化させ、端部および制水隔壁に加わる力を動的に計測した。

### 2.6.3 第3次実験

タンク長さを実船に似せるため、 $L/D=2.00$ とした。他は第1次、第2次実験と同じである。

### 第3章 実験結果

### 3.1 基準狀態

荷油の運動によって構壁に生じる圧力を考える場合に、現われる圧力をある基準になる量で規準化（無次元化）して考えるのが便利である。その規準状態として、構内の液体の自由表面が構に対して全く動かない状態、すなわち波動が全く生じない状態を考えることにする。このような理想的な状態で実際の自由表面を持つ場合の圧力で基準化すれば、その値は自由表面（波）の影響を表わすことになり、荷油の運動の激しさを表わす尺度と考えることができ、制水隔壁などの制水効果もこの値によって判定することができるものと考えられる。

以下にこの規準状態に関する理論的考察を行なう。

### 3.1.1 単純縦揺れ (Simple Pitching)

Fig. 2.17 のようにタンクが空間に固定された座標系  $x$ ,  $y$  の原点 0 を中心として、周期的動揺

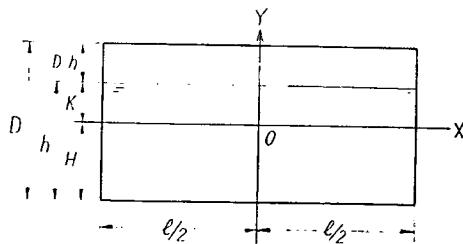


Fig. 2.17 Symboles

$\theta = \theta \sin pt$  を行なう場合を考える。

速度ポテンシャルを  $\phi$ , 圧力を  $P$  とするとベルヌーイの方程式により

$$\frac{P}{\rho} = \frac{\partial \phi}{\partial t} - \frac{1}{2} q^2 - gy - F(t) \dots \quad (2.1)$$

ここで  $\rho$  : 液体の密度

$F(t)$  : 積分定数で時間のみの関数

$q$  : 流速

ただし

$q^2 = \left( -\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)^2 + \left( -\frac{\partial \phi}{\partial y} \right)^2$  であり、 $q^2$  の項は一般に小さいと考えられるので、簡単のため無視することになる。

したがって (2.1) 式は

$$\frac{P}{\rho} = \frac{\partial \phi}{\partial t} - g y - F(t) \quad (2.2)$$

速度ポテンシャルは液の連續性からラプラスの方程式

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} = 0 \quad (2.3)$$

を満足し、さらに  $x = \pm \frac{l}{2}$ ,  $y = -H$ ,  $y' = K$  において次の境界条件を満足するものと仮定する。

$$x = \pm \frac{L}{2}; \quad -\frac{\partial \phi}{\partial x} = -\theta p y \cos pt \quad (2.4)$$

$$y = -H, \quad K; \quad -\frac{\partial \phi}{\partial y} = \theta p x \cos pt \quad (2.5)$$

(2.3) および (2.4) 式より

$$\begin{aligned} \phi = & [\theta p x y + \Sigma c_k \sin m_k x \cos h m_k (y+H) \\ & + \Sigma d_k \sin m_k x \cos h m_k (K-y)] \cos pt \end{aligned} \quad (2.6)$$

$$\text{ただし } m_k = \frac{\pi (2k+1)}{l}, \quad (k=0, 1, 2) \quad (2.7)$$

となる。

条件 (2.5) 式を用いて  $c_k$ ,  $d_k$  を決定すると

$$c_k = -d_k = -\frac{8 l^2 \theta P}{\pi^3 (2k+1)^3} \cdot \frac{(-1)^k}{\sin h m_k h} \quad (2.8)$$

得られた  $\phi$  を (2.2) 式に代入して圧力  $P$  を求めると

$$\begin{aligned} \frac{P}{\rho} = & g (K-y) - \theta p^2 \sin pt \left[ x y - \Sigma_k \frac{8 l^2}{\pi^3 (2k+1)^3} \cdot \frac{(-1)^k}{\sin h m_k h} \times \sin m_k x \right. \\ & \left. \{ \cos h m_k (y+H) - \cos h m_k (K-y) \} \right] + F(t) \end{aligned} \quad (2.9)$$

式中のべき級数は収束が早いので近似的に第1項だけをとることにし、また  $8/\pi^3 \approx 4/1$  を考慮すると

$$\begin{aligned} \frac{P}{\rho} = & g (K-y) - \theta p^2 \sin pt \left[ x y - \frac{L^2 \sin \frac{\pi x}{l}}{4 \sin h \frac{\pi h}{l}} \left\{ \cos h \frac{\pi}{l} (y+H) \right. \right. \\ & \left. \left. - \cos h \frac{\pi}{l} (K-y) \right\} \right] + F(t) \end{aligned} \quad (2.10)$$

ここで  $\frac{y}{h} + \frac{H}{h} - \frac{1}{2} = \eta$ ,  $\frac{\pi h}{l} = \lambda$  とし、整理すると

$$\frac{P}{\rho} = gh \left( \frac{1}{2} - \eta \right) - \frac{\theta l h p^2}{2} \left[ \frac{2x}{l} \left( \eta + \frac{1}{2} - \frac{H}{h} \right) - \frac{\pi}{4} \right. \\ \left. - \frac{\sin \lambda \frac{x}{h} + 2 \sin h \frac{\lambda}{2} \sin h \lambda \eta}{\frac{1}{2} \lambda + 2 \sin h \frac{\lambda}{2} \cos h \frac{\lambda}{2}} \right] \sin pt + F(t) \quad (2.11)$$

静止時に  $x = -\frac{L}{2}$ ,  $y = y_0$  にあった点の圧力は (2.11) 式に  $x = -\frac{l}{2}$ ,  $y = y_0 + \frac{\theta L}{2} \sin pt$ , すなわち,  $\eta = \eta_0 + \delta \left( \delta = \frac{\theta l}{2h} \sin pt \right)$  を代入して  $\frac{P}{\rho} = gh \left( \frac{1}{2} - \eta_0 \right) - gh \delta - \frac{\theta l h p^2}{2}$

$$\left( \eta_0 + \delta + \frac{1}{2} - \frac{H}{h} - \frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} \cos h \frac{\lambda}{2} \sin h \lambda (\eta_0 + \delta) \right) \sin pt + F(t) \\ \dots \dots \dots \quad (2.12)$$

同様にして静止時に,  $x = -\frac{l}{2}$ ,  $y = y_0$  にあった点の圧力は

$$\frac{P}{\rho} = gh \left( \frac{1}{2} - \eta_0 \right) + gh \delta - \frac{\theta l h p^2}{2} \left[ -\eta_0 + \delta - \frac{1}{2} + \frac{H}{h} \right. \\ \left. + \frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} \cos h \frac{\lambda}{2} \sin h \lambda (\eta_0 - \delta) \right] \sin pt + F(t) \quad (2.13)$$

となる。積分定数  $F(t)$  は常に槽の最高位置で  $P = 0$  となるように定めるとすると縦揺れによって,  $x = L/2$  の側が  $F$  に下った時の圧力を考へる場合には  $x = -L/2$ ,  $\eta_0 = \frac{1}{2}$  における圧力を 0 として  $F(t)$  が (2.13) 式より次のように定まる。

$$F(t) = -gh \delta + \frac{\theta l h p^2}{2} \left[ -\frac{K}{h} + \delta + \frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} \cos h \frac{\lambda}{2} \sin \lambda \right. \\ \left. \times \left( -\frac{1}{2} - \delta \right) \right] \sin pt \quad (2.14)$$

これを (2.12) 式に代入すれば,  $x = -\frac{l}{2}$  における圧力として

$$\frac{P}{\rho} = gh \left( \frac{1}{2} - \eta_0 \right) - 2gh \delta - \frac{\theta l h p^2}{2} \left[ \frac{1}{2} + \eta_0 + \frac{K-H}{h} \right. \\ \left. - \frac{\pi}{4} - \frac{\sin h \lambda (\eta_0 + \delta) + \sin h \lambda \left( -\frac{1}{2} - \delta \right)}{\frac{1}{2} \cos h \frac{\lambda}{2}} \right] \sin pt \\ \dots \dots \dots \quad (2.15)$$

ここで

$$\rho g h \left( \frac{1}{2} - \eta_0 \right) = P_1 \\ \rho g h = P_2 \left( \frac{2g h \delta}{\sin pt} \right) \quad (2.16)$$

$$-\frac{1}{2} \rho \theta l h p^2 \left[ -\frac{1}{2} + \eta_0 + \frac{K-H}{h} - \frac{\pi}{4} \frac{\sin h \lambda (\eta_0 + \delta) + \sin h \lambda \left( \frac{1}{2} - \delta \right)}{\frac{\lambda}{2} \cos h \frac{\lambda}{2}} \right] = P_3$$

とすると (2.15) 式は

$$P = P_1 - P_2 \sin pt - P_3 \sin pt \quad \dots \dots \dots \quad (2.15')$$

となる。

$P_1$  は Fig. 2.18 のとおり静止状態において現われる圧力で、初期静水圧と呼ぶ。

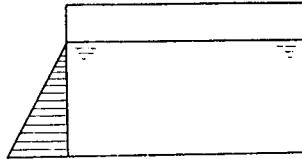


Fig. 2.18 Initial Static Pressure

$P_2$  は Fig. 2.19 のように自由表面を拘束したまま静かに角度  $\theta$  だけ傾斜させた時に生じる圧力の初期静水圧からの増加分にあって、これを傾斜静水圧と呼ぶ。

$P_3$  は液の運動の加速度によって生じる動圧で、これを流動水圧と呼ぶ。

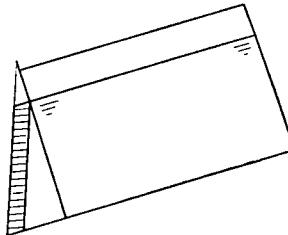


Fig. 2.19 Static Pressure by the Clining

次に壁全体に加わる力を  $F$  とすれば

$$F = \int_{-H}^{K} P b dy = \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} P b h d \eta_0 \quad \dots \dots \dots \quad (2.17)$$

ただし  $d$  : 油槽の横幅である。

$F$  も  $P$  と同様に初期静水圧による力  $F_1$ 、傾斜静水圧による力  $F_2$ 、流動水圧による力  $F_3$  に分けられて、

ここに  $F = F_1 - F_2 \sin pt - F_3 \sin pt$

となり、

$$F_1 = \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} P_1 b h d \eta_0 = -\frac{1}{2} \rho g b h^2$$

$$F_2 = \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} P_2 b h d\eta_0 = \rho g \Theta l b h \dots (2.18)$$

$$F_3 = \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} P_3 b h d\eta_0 = -\frac{1}{2} \rho \Theta l b h^2 p^2 \left[ \frac{1}{2} + \frac{K}{h} H \right]$$

$$= \frac{\pi}{4} \left[ \frac{2}{\lambda} \sin h - \frac{\lambda}{2} \sin h \lambda \delta + \sin h \lambda \left( -\frac{1}{2} - \delta \right) \right] \frac{\lambda}{2} \cos h - \frac{\lambda}{2}$$

実際の自由表面がある場合の力の計測値は上式による  $F_1 + F_2 + F_3$  で規準化することになるが、実験においては静止状態を基準として計測しているので、初期静水圧は計測値に含まれていないから、 $F_1$ は除外して考えなければならない。

さらに、残った  $F_2$  と  $F_3$ について考えてみると、(2.18) 式からわかるように、 $F_0$  は周期に無関係な一定値であるが、 $F_3$  は  $p^2$  に比例すなむち周期の2乗に逆比例する。したがって  $F_3$  は周期が小さくなると急激に大きくなるが、周期の大きな場合にはごく小さい値である。一般に荷油動揺による負荷が問題になるのは、周期がその自由表面に生じる波の固有周期  $T_n = 2\pi/\sqrt{\frac{\pi g}{l} \tan h \frac{\pi h}{l}}$  に一致する附近であるが、この付近で  $F_2$  と  $F_3$  の大きさを (2.18) 式から検討してみると、 $F_2$  に比べて、 $F_3$  は非常に小さいことがわかる。これは1つには周期が大きいことも原因であるが、また1つに  $P_3$  が槽の回転中心に点対称に分布するため、回転中心が槽の中央付近にある時には正負が相殺されて合計としての  $F_3$  が小さくなるためである。また (2.18) 式からもわかるように、 $h$  が大きい場合には  $F_3$  は  $F_2$  に比べて大きくなりうる。したがって回転中心が槽の中央から極端に離れている場合、液の深さが極端に大きい場合にはこの  $F_3$  も考える必要がある。

以上のような考察から規準値としては  $F_2$  のみをとることにし、単純縦揺れの場合の実験値はすべて (2.18) 式の  $F_2$  によって無次元化するものとする。

### 3.1.2 水平動 (Surging)

ラプラスの方程式 (2.3) 式を解くに当って、単純縦揺れの場合の (2.4) (2.5) 式に相当する境界条件は、 $\sin pt$  なる周期的水平動の場合には次のようになる。

$$x = \pm l/2 \text{ において, } \frac{\partial \phi}{\partial y} = \xi p \cos pt \dots (2.19)$$

$$y = -H, K \quad " \quad \frac{\partial \phi}{\partial y} = 0 \dots (2.20)$$

この場合 (2.3) 式は簡単に解けて

$$\phi = -\xi p x \cos pt \dots (2.21)$$

これを (2.2) 式に代入して圧力  $P$  を求めると

$$\frac{P}{\rho} = -\xi p^2 x \sin pt \quad gy \quad F(t) \dots (2.22)$$

$x=l/2$  における圧力を考えると、 $x=-l/2, y=K$  における圧力を 0 として  $F(t)$  を決定すると

$$F(t) = gK - \frac{1}{2}\xi p^2 l \sin pt \dots \dots \dots \quad (2.23)$$

したがって (2.22) 式は

$$\left(-\frac{P}{\rho}\right)_{x=\frac{l}{2}} = -\xi l p^2 \sin pt - g(y-K) \quad \dots \dots \dots \quad (2.24)$$

壁全体に加わる圧力  $F$  は

二〇二

$$\rho l b h \xi p^2 = F i \dots \dots \dots \quad (2.26)$$

とおけば (2.25) 式は

単純縦揺れの場合と同様に、初期静水圧  $F_1$  は除外して考えなければいけないから規準値は  $Fi$  となり、したがって上下動の場合の実験値は  $F_1$  で除することによって無次元化することになる。

### 3.2 実験結果

### 3.2.1 第1次実験

## 1 単純縦揺れ (Simple pitching)

(1) 油槽が液によって充满している場合

Fig.2.20のとおり水圧は油槽の運動周期が特別早いときを除き周期に関係なく一定の値を取り、当然のことながら同調に類するような現象はない。この圧力は油槽を静かに振幅だけ傾斜させたときの圧力、傾斜静水圧による力  $F_2$  に等しい。

図中水平に引いた線は各場合に対応する  $F_2$  の計算値である。

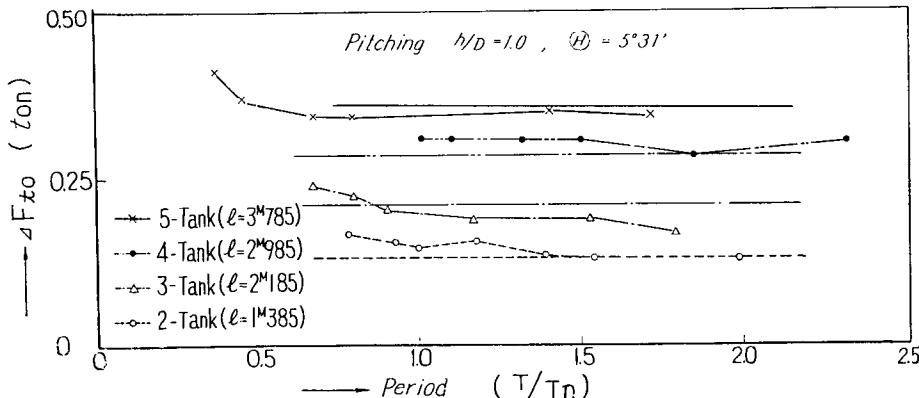


Fig. 2.20 The Force on End Bulkhead for Various Tank Length (at Full Tank)

## (2) 自由表面のある場合

自由表面に波が発生するため、波の固有周期と油槽の運動周期が一致すると同調の現象が生じ圧力が極大になる。生じる波を重力波と考えて固有周期を求めるとき 1 次波の固有周期  $T_n$  は

$$Tn = 2\pi / \sqrt{\frac{\pi g}{l} \tan h \frac{\pi h}{l}} \quad \dots \dots \dots \quad (2.28)$$

ただし  $l$  : 油槽の長さ

$h$  : 液の深さ

周期を (2.28) 式で無次元化して  $T/Tn$  の値に対して圧力の実験値を置点すると Fig. 2.21 のとおりになる。図の場合圧力が極大になる点は  $T/Tn = 1$  の点にはほぼ一致しており (2.28) 式で求めた

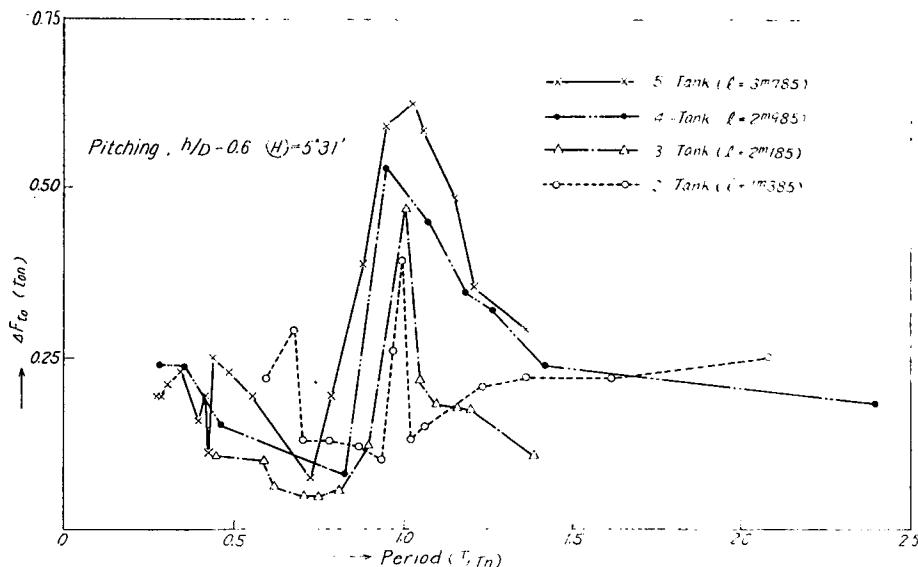


Fig. 2.21 The Force on End Bulkhead for the Various Tank Length  
(when Free Surface Exists)

理論的同調周期と実験値はよく合っている。一般には減衰のため理論値よりやや小さめの周期で同調する傾向がある。

他の条件を一定に保ち自由表面から頂板までの距離 ( $D-h$ ) を変化させたときの圧力一周期関係の1例を Fig. 2.22 に示した。図中水平線は  $F_2$  の値を示す。

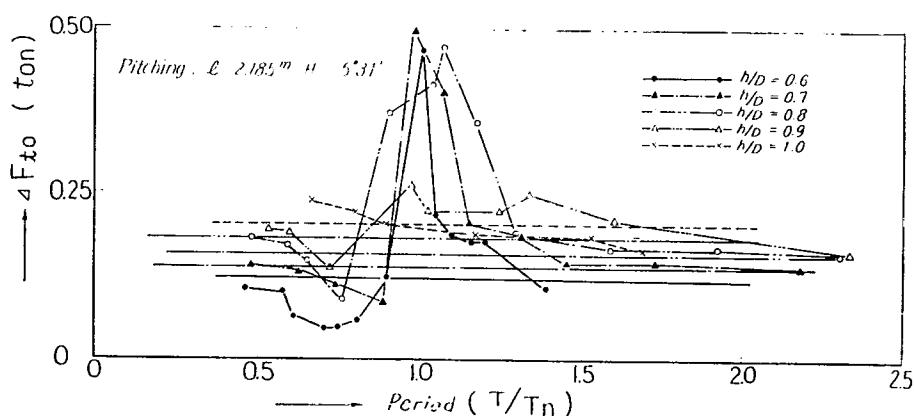


Fig. 2.22 The Force on End Bulkhead for the Various Water Depth

同調についてみると、 $h/D = 0.9$  以上においてはほとんど同調現象がなくなっている。

次に同調点付近に生じる最大圧力  $\Delta F_{to}$  に注目する。

(a) 油槽長さ  $L$  の影響  $\Delta F_{to}$  の解析に当り、これを  $F_2$  で割って無次元化した。これを  $l/D$  ( $D$ :油槽の深さ) についてグラフに描くと Fig. 2.23 のとおりになる。運動振幅  $\theta$  が小さく、油槽長さが短かく、自由表面から頂板までの距離 ( $D/h$ ) が大きいとき、実験値がバラつく。これは無次元化する  $F_2$  の値が生じる圧力に比べて小さいため、実験誤差が拡大されたものと思われる。その他の場合は大体水平になる。したがって  $\Delta F_{to}$  は  $l$  に比例するといえる。

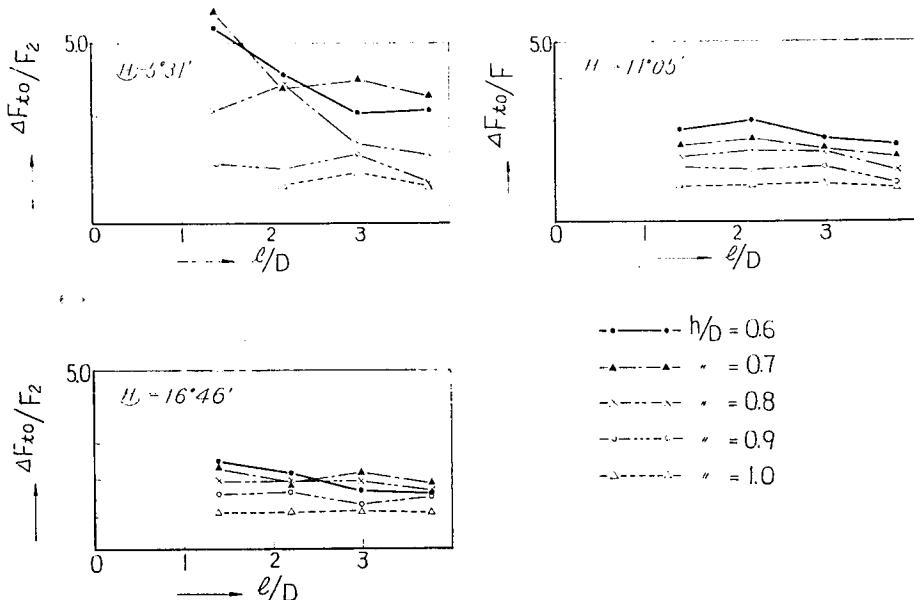


Fig. 2.23 The Influence of Tank Length

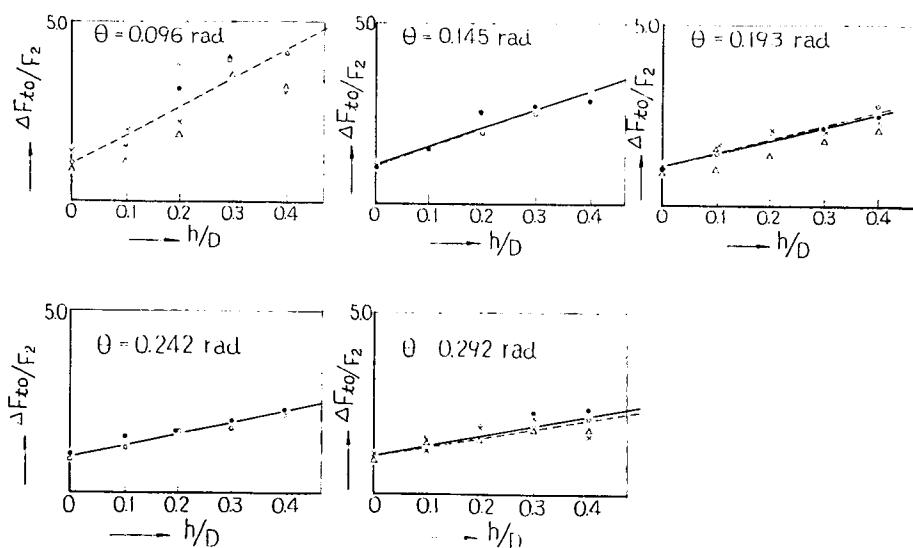


Fig. 2.24 The Influence of the Distance from Free Surface to Tank Top

(b) 油槽の運動振幅  $\theta$  の影響

$\Delta F_{to}/F_2$  を  $\theta$  に対して描いた Fig. 2.24 によれば傾向として  $\theta$  が小さくなるにつれて  $\Delta F_{to}/F_2$  は大きくなる。

(c) 自由表面から頂板までの距離 ( $D-h$ ) の影響

$\Delta F_{to}/F_2$  を  $(D-h)/D$  についてグラフに描くと Fig. 2.25 のごとくになる。  $\theta=0.096$  のとき以外は、実験点は大体直線に重なり、直線は  $D=h$  のとき  $\Delta F_{to}/F_2=1$  となる。観察により直線を引き（図中実線）その勾配を計ると図のようになる。

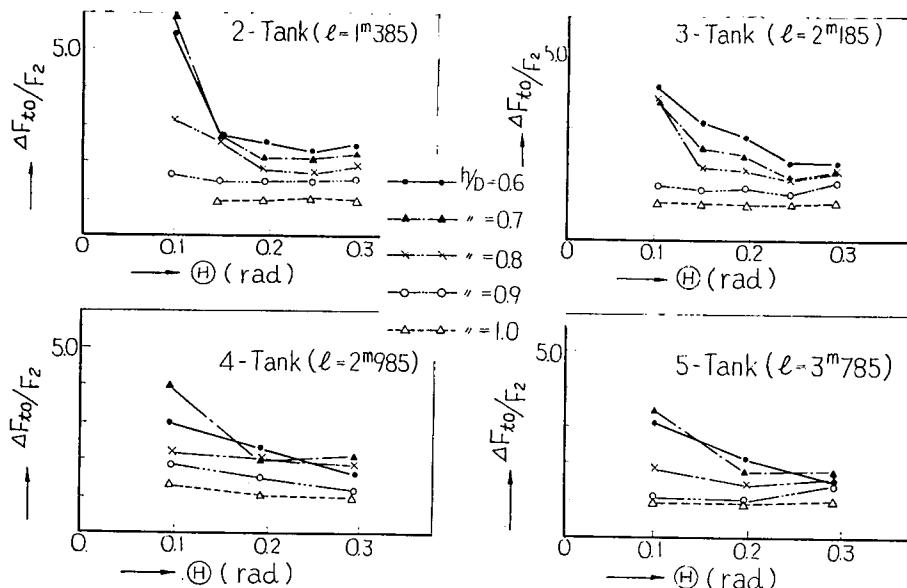


Fig. 2.25 The Influence of the Amplitude of Tank Motion

以上 (a), (b), (c) を考慮すると、 $\Delta F_{to}/F_2$  は次のような形になるものと思われる。

$$\frac{\Delta F_{to}}{F_2} = 1 + \frac{\alpha}{\theta} \cdot \frac{D-h}{D} \dots \dots \dots \quad (2.29)$$

Fig. 2.25 の勾配より  $\alpha$  の平均値をとると

$$\alpha = 0.77$$

よって

$$\frac{\Delta F_{to}}{F_2} = 1 + 0.77 \frac{D-h}{\theta D} \dots \dots \dots \quad (2.30)$$

Fig. 2.24 において点線は (2.30) 式より求めたものである。実験点の散らばりのはば中間を通っているものといえる。

$$F_2 = \rho \theta l h b g$$

これを (2.30) 式に代入すれば

$$\Delta F_{to} = \rho \theta l h b g + 0.77 \rho l h b \frac{D-h}{D} g \dots \dots \dots \quad (2.31)$$

第2項を  $F_w$  とすれば、 $F_w$  は自由表面の存在によって生じる力であって、 $\theta$  には関係がない。

以上要約すると、 $T=Tn$  近傍において

$$dF_{to} = F_2 (1 + 0.77 \frac{D-h}{\Theta D}) \quad \dots \dots \dots \quad (2.32)$$

ただし  $F_2 = \rho g \Theta l h b$

### (3) 水压分布

Fig. 2.20 からもわかるように満タンクの場合の力は特別短かい周期を除き、周期に関係なく一定の値をとる。このときの圧力は傾斜静水圧であって、このときの圧力分布は Fig. 2.19 のとおり等分布になる。

同様に自由表面がある場合にも、同調点附近以外においては、波の影響が少なく、圧力は傾斜静水圧が大部分となり、分布も等分布となる。波による圧力の分布を求めるために次の操作を行なった。 $F_2$  を計算より求め、この  $F_2$  が壁全体に等分に分布するものとして  $P_2$  を求めた。実験より得られる同調時の圧力  $P$  を5つに分割した帯状隔壁から求め、これから  $P_2$  を引いたものを波による圧力の分布と考え、これを  $P_2$  で割り、グラフに描いたのが Fig. 2.26-1~2.26-3 である。

オッショグラフに表された値が小さいせいもあり図のとおりかなりばらついた結果しか得られなかった。しかし大体の傾向として次のようなことがいえる。

- (i) 振幅  $\theta$  が小さいほど  $\frac{P - P_2}{P_2}$  の値は大きくなっている。これは波による圧力が振幅によらないという (2.31) 式の結果に一致する。

(ii) 順序の逆転しているところもあるが、大体水面から頂板までの距離  $(D - h)$  が大きいほど、圧力も大きく圧力分布の変化も激しい。これも (2.31) 式に一致する。

(iii) 油槽の長さが短いとき圧力分布の変化が激しい。これは対応する同調周期が短いため液の運動も激しく、場所による速度変化も激しいためであろう。

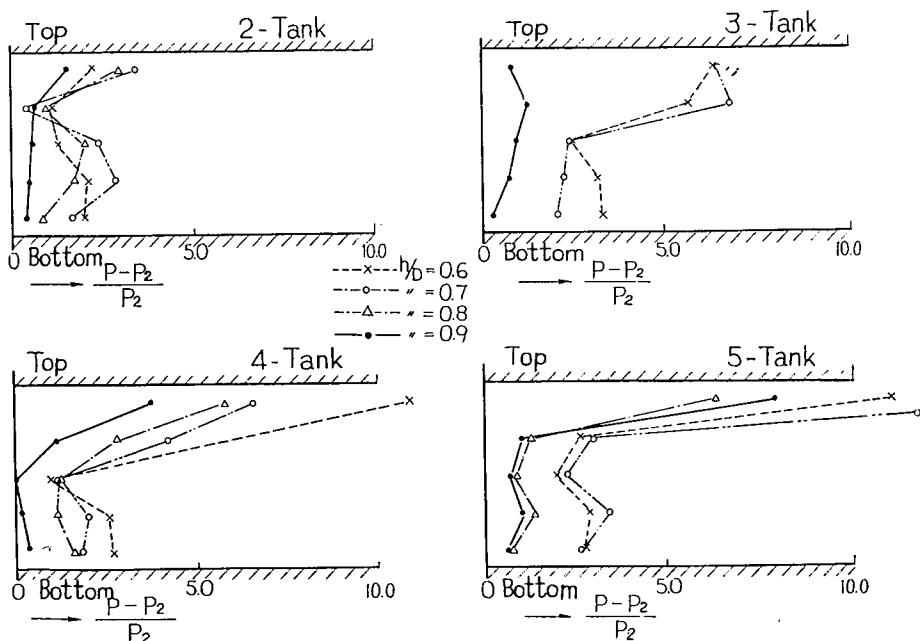


Fig. 2.26-1 Pressure Distribution Pitching,  $\Theta=0.096$  rad

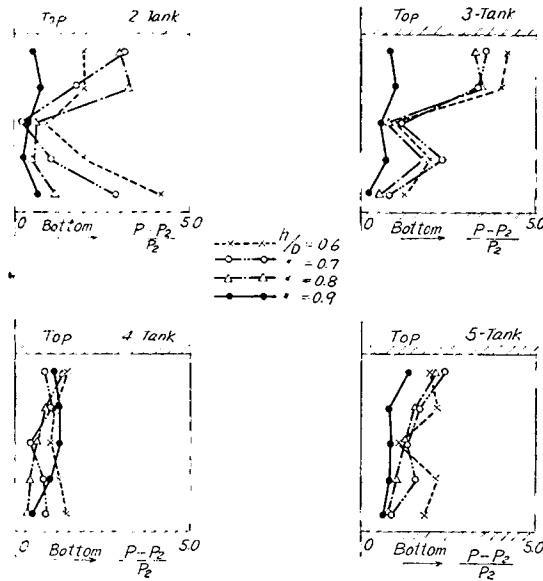


Fig. 2.26-2 Pressure Distribution Pitching,  $\theta=0.193$  rad

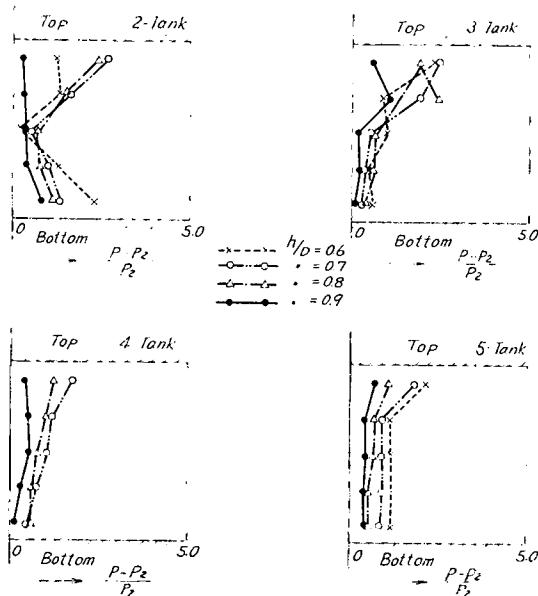


Fig. 2.26-3 Pressure Distribution Pitching,  $\theta=0.292$  rad

(iv) 一方油槽の長さが長いときには圧力分布の変化はほとんどなく、波による衝撃的圧力といった感じは薄れる。

(v) 一般に水面下においては圧力は等分布に近い。

(vi) 水面付近で圧力が小さくなる傾向がある。

以上のことを見て推論すると、水面下の圧力は主として波高によるヘッド上昇と考えられその値は  $b$  に比例する。

## 2. 水平動 (Surging)

### (1) 隔壁にかかる全荷重

Fig. 2.27 に他の条件（油槽長さ，運動，振幅）を一定にし，水位を変化させたときの壁に加わる力  $F$  と周期  $T/Tn$  との関係図の1例を示した。 $Tn$  は (2.28) 式から求めたものである。図のとおり低水位のときは波の影響が著しく，高水位  $h/D=1.0, 0.9$ においては波の影響はほとんどなく前述の  $Fi$  に近づく。

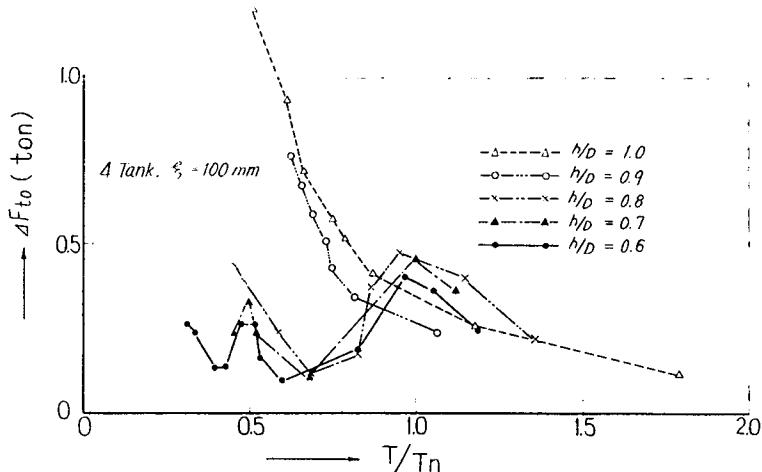


Fig. 2.27 The Force on End Bulkhead for the Various Water Depth (Surging)

Fig. 2.28 に油槽長さを変化させたとき  $\Delta F_{to}$ ～ $T/Tn$  の図の1例を示した。図によれば  $\Delta F_{to}$  は油槽長さ  $l$  とともに大きくなっている。また  $\Delta F_{to}$  が最大になる周期  $T$  は Fig. 2.27 その他のデータより， $T/Tn=1.0$  もしくは 1 よりわずかに小さい値であることがわかる。

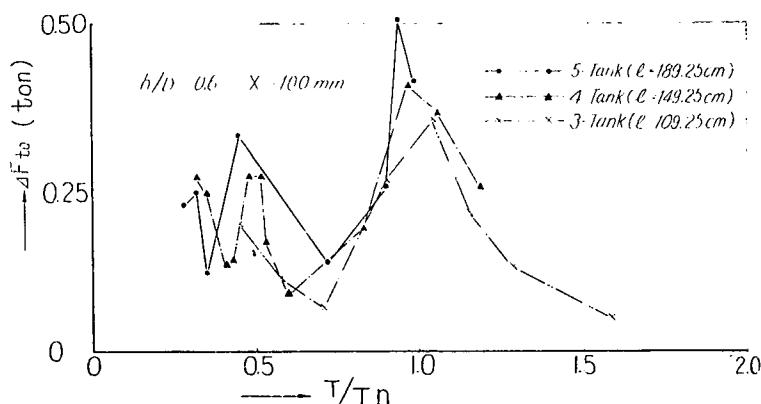


Fig. 2.28 The Force on End Bulkhead for the Various Tank Length (Surging)

Fig. 2.29-1～2.29-3 に  $\Delta F_{to}/F_2$ ～ $T/Tn$  の関係を図示した。図によれば水位の変化による波の影響がますますよくわかる。目立つ現象としては  $(\Delta F_{to}/F_2)_{max}$  に対応する周期  $T$  は  $\Delta F_{to}$  に対

応する  $T$  に一致せず、水位が上るにつれ  $T/Tn$  の値が大きくなっている。

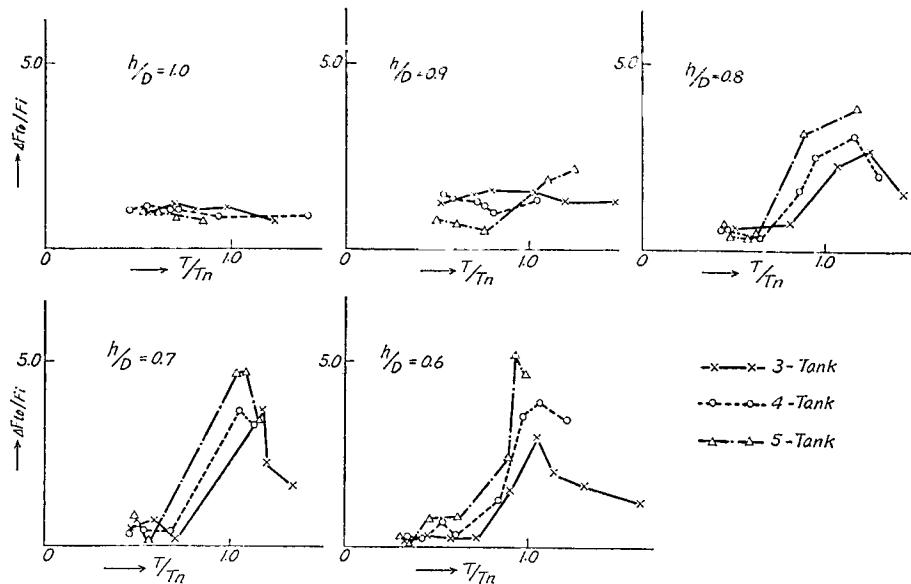


Fig. 2.29-1 Incase, when  $F$  is made Dimensionless by  $F_i$  (Surging,  $\xi=100\text{mm}$ )

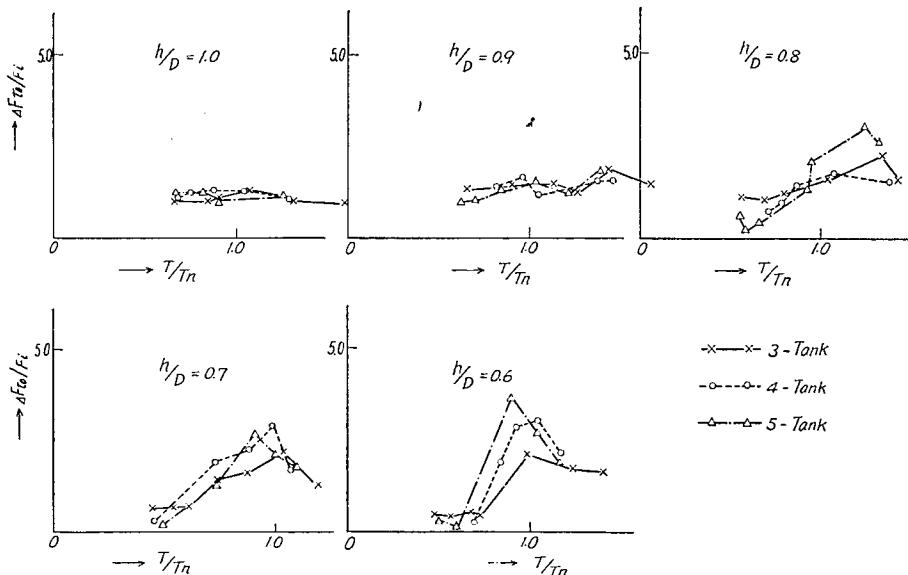


Fig. 2.29-2 Incase, when  $F$  is made Dimensionless by  $F_i$  (Surging,  $\xi=150\text{mm}$ )

単純縦揺れの項の解析より求めた実験式 (2.31) によれば、右辺第2項 ( $Fw$ ) は振幅  $\theta$  に関係のない力であった。そしてこの  $Fw$  は自由表面(波)によって生じる力である。よって自由表面の存在によって生じる力は縦揺れ、水平動といった油槽の運動形式によらないと考えられる。したがって水平動の場合についても  $dF_{t0}$  は次のような形になることが予想される。

$$\Delta Fto = (Fi)_{\frac{T}{T_n}} + \beta \rho l h b \frac{D-h}{D} g \dots \dots \dots \quad (2.33)$$

ただし、 $\beta$ ：水平動に特有の定数である。

よって  $\frac{4Ft_o - (Ft)_T}{\rho L h bg}$  の値を取り、 $\frac{D-h}{D}$  との関係図を作つてみると Fig. 2.30 のとおり

になる。図のとおり実験点は非常にバラツキが多い。これは次のような理由によるものと思われる。すなわち上下動によって生じる力は、油槽を動かす力に大きく作用し運動を乱す。しかるに Fig. 2.30 のグラフ作製に当って  $F_2$  は油槽が正しく Sin 形の水平動を行なっているものとして加速度を計算し、求めたものである。実際には上述のごとき理由で生じる加速度は計算とはかなり違ったものになっている。

以上考慮すると図に示したような線を引くことも妥当と考えられる。これより  $\beta$  の値を求める  
 $\beta = 0.53$

単純縦揺れで求めた  $\alpha$  に比べると少し小さい。

## (2) 压力分布

Fig. 2.29-1~2.29-3 によれば  $h/D=0.9, 1.0$  のときは  $4Ft_0/Fi$  は  $T$  に関係なく 1 近くの値になる。このときの圧力は主に  $Fi$  だけであって 3.1 の理論式からもわかるように圧力の分布は等分布となる。単純縦揺れの場合と同様に考えて、一般の自由表面の場合も  $Fi$  が壁全体に等分に分布すると仮定し  $P_i$  を求める。同調時の測定値  $P$  より  $P_i$  を引けば波による圧力分布が得られる。これを  $P_i$  で割って無次元化してグラフに描いたのが Fig. 2.30-1~2.30-2 である。 $(h/D=0.9$  のときは同調が明確に見られなかったので除いた。) 以下にその傾向を要約する。

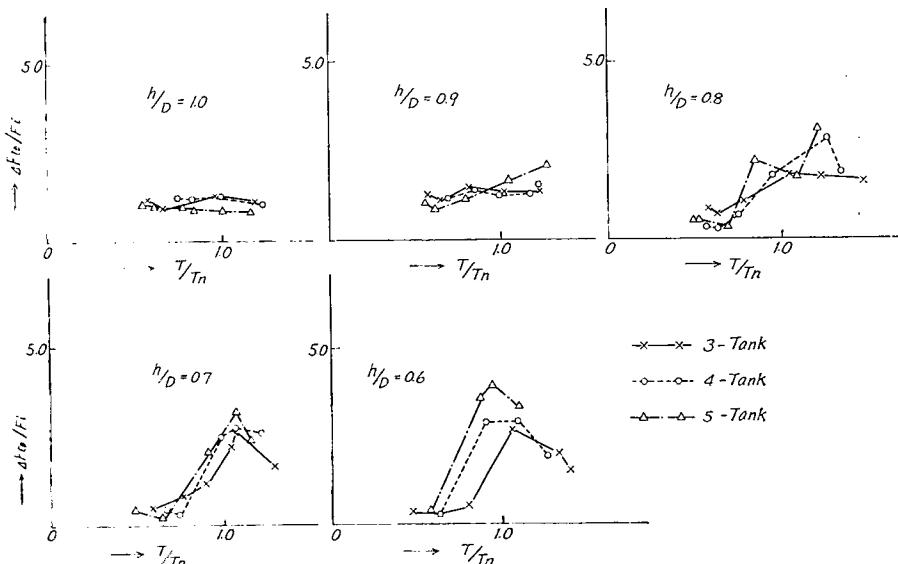


Fig. 2.29—3 Incase, when F is made Dimensionless by  $F_i$  (Surging,  $\xi=200\text{mm}$ )

- (i) 振幅  $\xi$  が小さいほど  $\frac{P-P_i}{P_i}$  の値は大きくなる。これは (2.33) 式の結果に一致する。
- (ii) 水面から頂板までの距離  $b$  が大きいほど  $\frac{P-P_i}{P_i}$  の値も大きくなっている。これも (2.33) 式に一致する。
- (iii) 水面下において圧力はだいたい等分布になる。
- (iv) 水平動の場合の Fig. 2.30-1, 2.30-2 を、単純縦揺れの場合の Fig. 2.26-1~2.26-3 と比較してみると非常によく似ている。これは (2.30) 式と (2.33) 式を比較してみれば当然のことと思われる。

### 3.2.2 第2次実験

#### (1) 端部隔壁に加わる力 : $F_t$

Fig. 2.31, Fig. 2.32 に端部隔壁に加わる力の計測値を周期に対して置点したもの 1 例を示した。横軸の  $T_n$  は第1次実験と同じく油槽内流体の固有周期を表わしている。図によれば、制水隔壁の挿入によって、縦揺れに基づく端部隔壁に加わる力  $\Delta F_{t0}$  は大幅に減少している。また  $T/T_n$  が 1 より少し大きい所でゆるやかな極値をとるようである。第1次実験によれば縦揺れに基づく端部隔壁に加わる力  $\Delta F_{t0}$  は傾斜静水圧  $F_2$  と、波動による圧力  $F_w$  の 2 つに分けることができた。このうち傾斜静水圧  $F_2$  は荷油の運動には関係せず、油槽の運動振幅だけに関係する圧力であるので、制水隔壁が加わってあまり影響を受けるとは考えられず、主に影響を受けるのは、波動による圧力

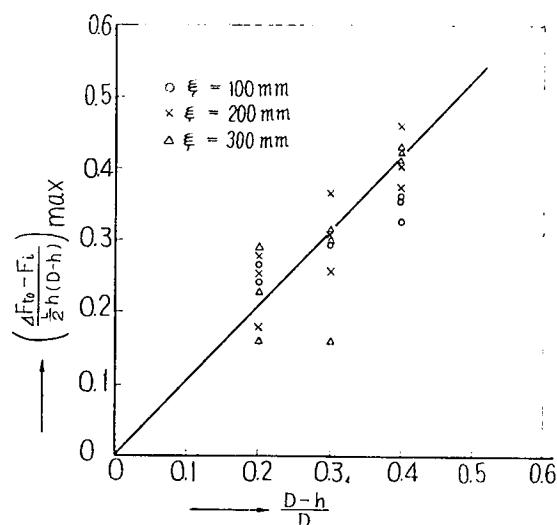


Fig. 2.30 The Force on End Bulkhead for the Distance from Free Surface to Tank Top (Surging)

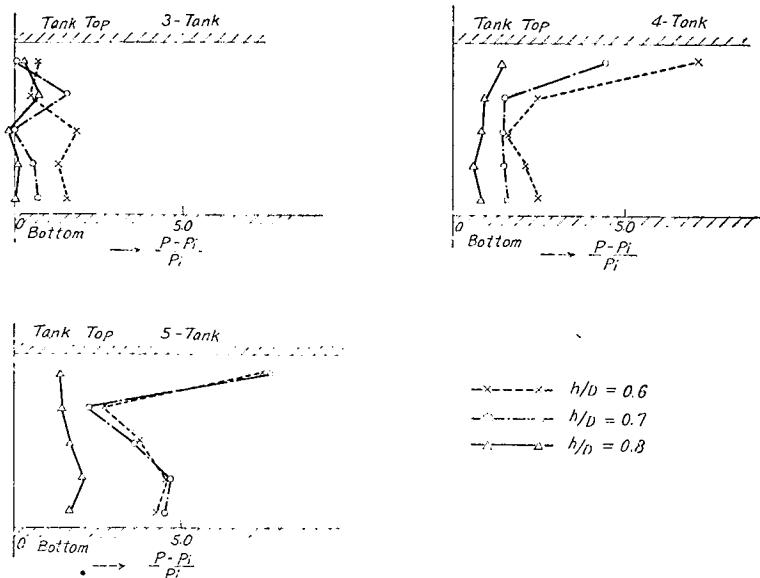


Fig. 2.30-1 Pressure Distribution (Surging,  $\xi=150\text{mm}$ )

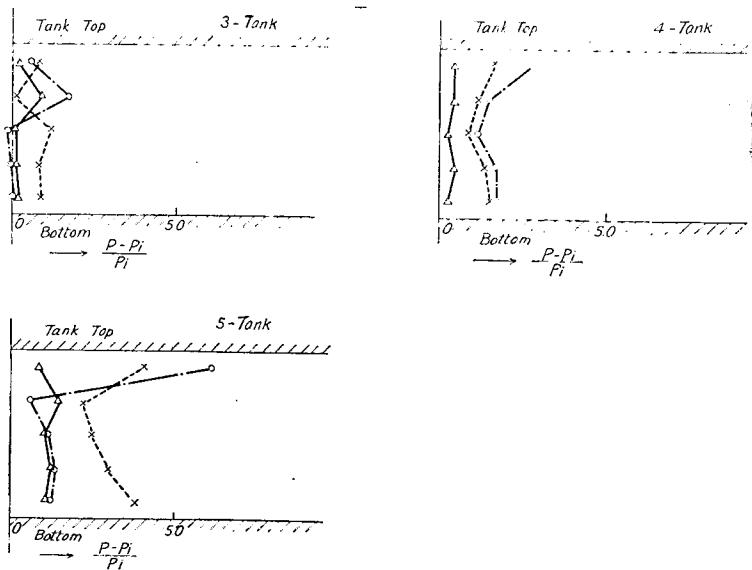


Fig. 2.30-2 Pressure Distribution (Surging,  $\xi=200\text{mm}$ )

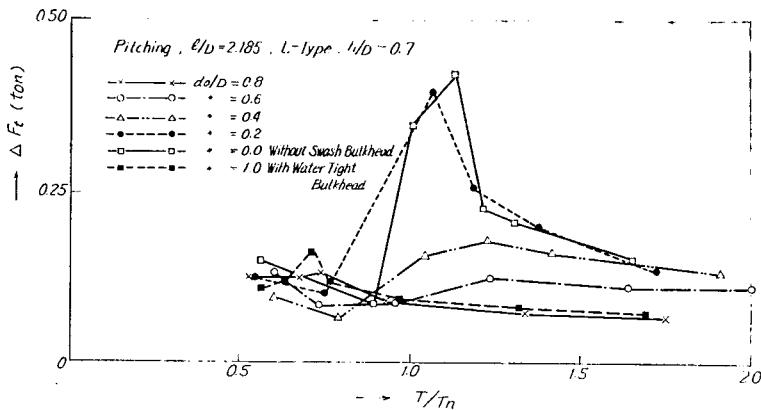


Fig. 2.31 The Force Acting on the End Bulkhead (when L-type Swash Bulkhead is inserted)

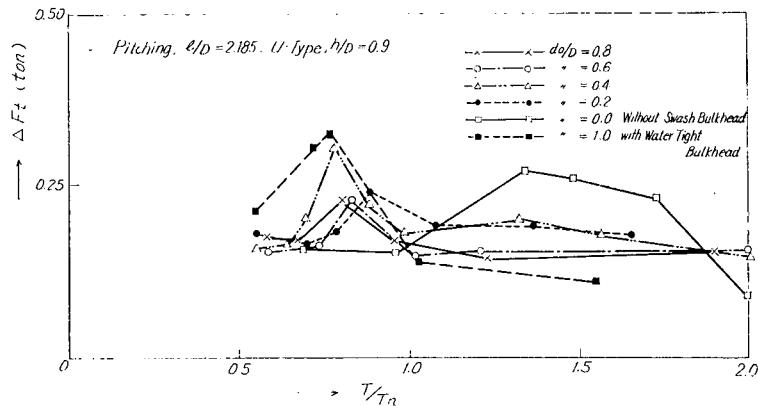


Fig. 2.32 The Force Acting on the End Bulkhead (when U-type Swash Bulkhead is inserted)

$F_w$  であると考えられる。

Fig. 2.33, Fig. 2.34, Fig. 2.35 に各形の制水隔壁を挿入した時に端部隔壁に加わる力  $\Delta F_t$  の極値を制水隔壁幅  $do$  と油槽深さ  $D$  の比に対して置点した結果を示した。Fig. 2.33 によれば、 $\Delta F_t$  は隔壁の深さ  $do$  が大きくなるにつれ減少している。Fig. 2.34, Fig. 2.35 によれば隔壁の深さ  $do$  が一定のときは油槽底から隔壁中心までの距離  $\bar{d}$  には  $\Delta F_t$  はあまり関係しないように考えられる。以上のことから U - Type の制水隔壁が挿入される場合を除いて次のような  $\Delta F_t$  に対する実験式が得られた。

$$\Delta F_t/F_2 = 1 + 0.77 \frac{D}{\theta D} \left( 1 - \frac{do}{h} \right) \quad (2.34)$$

ただし、 $do$  : 水面下制水隔壁の深さ

または

$$\Delta F_t = \rho \theta l b h g + 0.77 \rho l b h g \frac{D-h}{D} \cdot 1 - \frac{do}{h}, \quad (2.34')$$

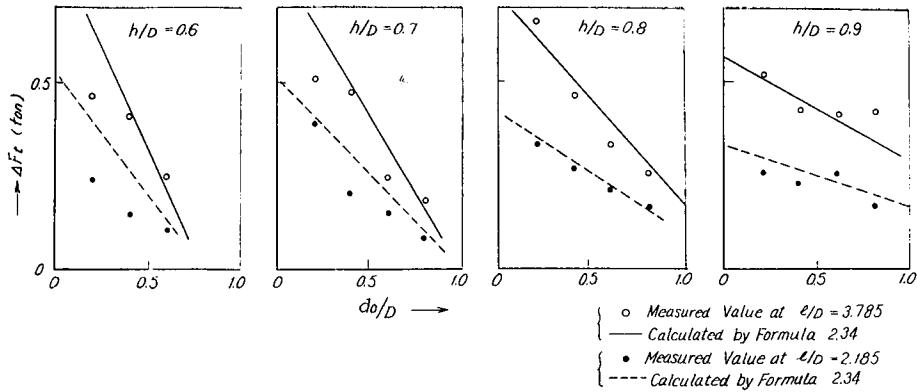


Fig. 2.33 The Force Acting on the End Bulkhead (the Second Experiment)

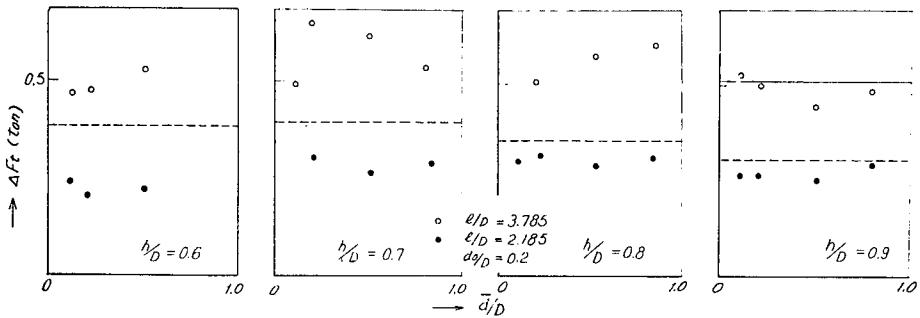


Fig. 2.34 The Force Acting on End Bulkhead (when M-type Swash Bulkhead is inserted)

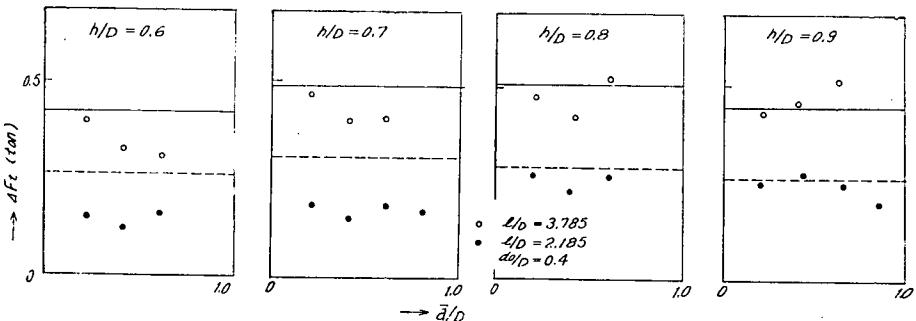


Fig. 2.35 Maximum Force Acting on the End Bulkhead (when M2-type Bulkhead is inserted)

Fig. 2.33, Fig. 2.34, Fig. 2.35 における直線は (2.34) 式を表わしている。 (2.34) 式と実験結果とを比較すると、低水位 ( $h/D$  が小) の所で実験値は (2.34) 式をかなり下回っている。これは制水隔壁の挿入によって減衰力が増し、同調現象を現出させるのがむずかしく、正確に同調点での圧力をとってはいないためと考えられる。 (2.34') 式をみると波動による力  $F_w$  ((2.34')式における第2項)において水深  $h$  が水面下の深さ  $d_0$  の制水隔壁が挿入されたことによって  $(h - d_0)$  に減少したものと理解される。

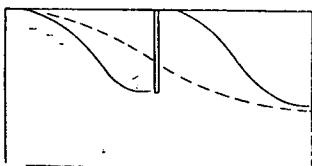


Fig. 2.36 In the case of U-type

さ) 等によって左右される。

$$F_t = \Delta F_t + F_1$$

$$= \rho \theta l b h g + 0.77 \rho l b h \left( 1 - \frac{d_o}{h} \right) \frac{D-h}{D} + \frac{1}{2} \rho b h^2 g \dots \dots \dots \quad (2.35)$$

ただし、U-Type のような制水隔壁の場合を除く。

## (2) 制水隔壁に加わる力 : $\Delta F_s$

その形状が対象的である制水隔壁に加わる力を  $T/T_n$  について示したものが Fig. 2.37, Fig. 2.38 である。その特徴を見ると、U Type のように断面の上部をふさぐ制水隔壁では  $T/T_n = 1.0$  附近ではほとんど極値をとらず、 $T/T_n = 0.6$  附近で比較的鋭い極値をとっている(Fig. 2.37参照)。一方、L Type のごとき断面の下部をふさぐ制水隔壁では  $T/T_n = 1.0$  附近でゆるやかな極値をとり、 $T/T_n = 0.6$  附近では制水隔壁高さが油槽深さに近い場合を除いて一般に極値をとらない(Fig. 2.38参照)。この事実は、これらの制水隔壁を挿入した時の形をみると説明できる。すなわち L Type の制水隔壁に代表されるように隔壁の実質部がすべて水面下にあるような制水隔壁が挿入される場合には Fig. 2.39 (a) のような波が生じる時に最も運動が激しくなる。このような波は  $T/T_n$  がおよそ 1 附近で生じるものであり、このような波が生じる時には制水隔壁部における水の速度は他の箇所に比べ最も大きい。この時制水隔壁に加わる力は一般に制水隔壁部での運動量の変化によるものと考えられる。このような力を動圧形の力と呼び、 $\Delta F_{sd}$  で表わすことにする。次に U Type で代表されるような、隔壁の実質部が水面より上の空間部をすべてふさぐ形の制水隔壁が挿入される場合には、制水隔壁によって空気の左右への移動が妨がれるために、(a) のような波に対しては空気がダンパーとして働い

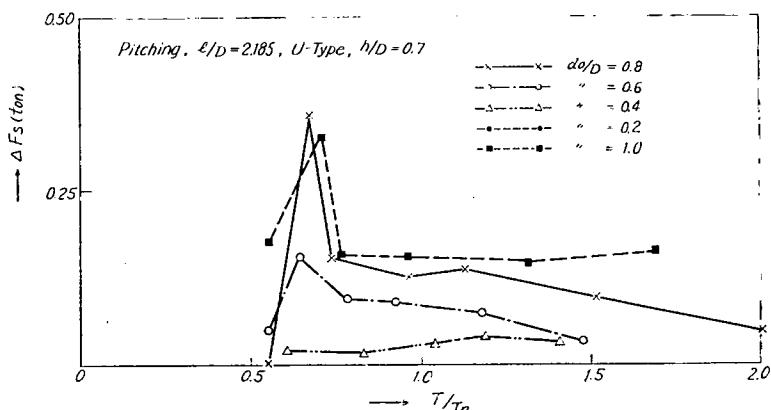


Fig. 2.37 The Force Acting on the Swash Bulkhead (U-type)

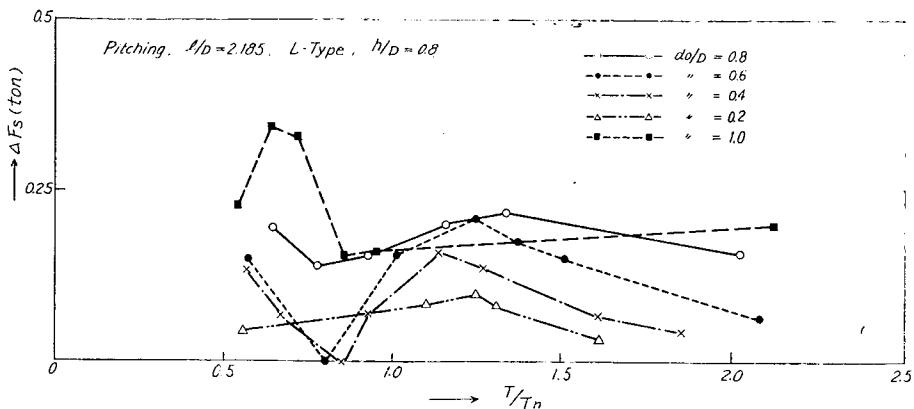


Fig. 2.38 The Force Acting on the Swash Bulkhead (L-type)

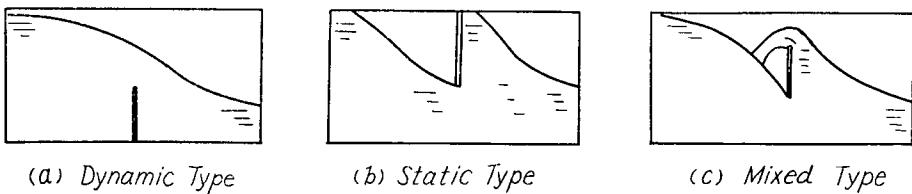


Fig. 2.39 Type of Wave

て同調せず、(b)のような波に同調することになる。この波は油槽長さが  $\frac{1}{2}$  になった時の固有周期  $F_{2n}$  に対するもので、 $T_n$  との比で 0.6 附近の値となる。(b)のような波の時は制水隔壁部での水の速度はほとんど 0 に近い。このような時に制水隔壁に加わる力は隔壁の左右での水面の差による力と考えられる。この力を静圧形の力と呼び  $\Delta F_{ss}$  で表わすことにする。次に M-Type のように、隔壁実質部が水と空気にまたがって存在し、また空気の左右への移動を妨げない場合には(c)のような波が生じる時に、力は極値をとる。このような波は一般に  $T_n$  と  $T_{2n}$  の中間の周期で生じるものであって、この時には動圧形の力、静圧形の力がともに働くことになる。以下におのおのについて実験値をまとめ、実験式を求ることにする。

#### (a) 動圧形の力 : $\Delta F_{sd}$

隔壁部の状態を模型的に描くと Fig. 2.40 のようになる。図からわかるように油槽底から油槽の回転中心  $H$  までの距離が一定ならば、油槽底から隔壁中心までの距離  $\bar{d}$  が小さくなると水と隔壁の相対的速度は大きくなる。したがって制水隔壁に働く平均的圧力 ( $\Delta F_{sd}$  を隔壁の深さ  $do$  で割った値) は  $\bar{d}$  が小さくなるにつれて大きくなる。又深さ  $do$  が大きくなれば水の速度  $V$  そのものが小さくなると考えられる。このようなことを考慮して実験値をまとめると Fig. 2.41 のようになる。

図によれば  $\Delta F_s / F_2 \times do/h$  は  $(\bar{d} + \frac{do}{2})$  に比例して減少するようにみえる。この図より  $\Delta F_{sd}$  に対する実験式を求めるとき、

$$\Delta F_{sd}/F_0 = -\frac{do}{h} \left[ 0.7 + 10 \cdot \frac{D}{D} \cdot \frac{h}{D} \cdot \left( 10.5 \cdot \frac{D}{D} \cdot \frac{h}{D} - 0.5 \right) - \frac{1}{h} \left( -\frac{1}{2} \cdot do + \bar{d} \right) \right]$$

..... (2.36)

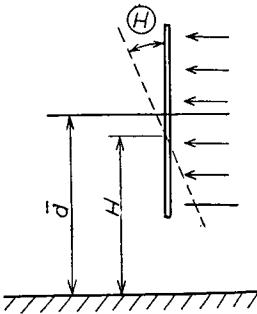


Fig. 2.40 The Force of Dynamic Type ;  $F_{sd}$

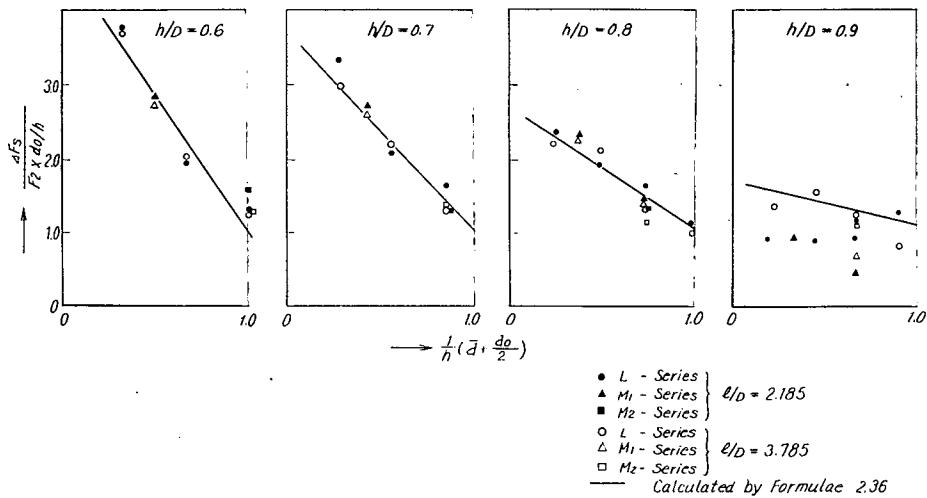


Fig. 2.41 The Force Acting on the Swash Bulkhead (Dynamic Type)

あるいは

$$\Delta F_{sd} = \rho \theta b l d o g \left[ 0.7 + 10 \frac{D-h}{D} - \left( 10.5 \frac{D-h}{D} - 0.5 \right) \frac{1}{h} \left( \frac{1}{2} do + \bar{d} \right) \right] \quad \dots \dots \dots (2.36')$$

となる。(2.36) 式をみると  $F_{sd}$  は  $\bar{d}$  が大きいほど小さく  $do$  については 2 次式となり、ある  $do$  の値で最大値をとる。Fig. 2.41 には (2.36) 式を示したが、実験値とよく合致していることがわかる。しかし  $h/D=0.9$  の場合には実験点は (2.36) 式をかなり下回っている。これはタンク天井の影響等が効いて他の場合とは違った現象が起きているものと考えられる。

### (b) 静圧の力 : $F_{ss}$

静止時の制水隔壁部が Fig. 2.42 のようなものであるとすると、同調時の水面の形は(ii)のようになる。この時制水隔壁に加わる力を水面の差が(iii)のように、制水隔壁を境に  $2dw$  であると考えて計算すると、

$$\Delta F_{ss} = 2 \rho b d w g \quad \dots \dots \dots (2.37)$$

(2.37) 式と実験値を比較すると、Fig. 2.43 のようになり、かなりよく合致しているといえる。なお、 $l/D=2.185$  のときのように油槽長さが深さに対して短かい場合には実験値は (2.37) 式をか

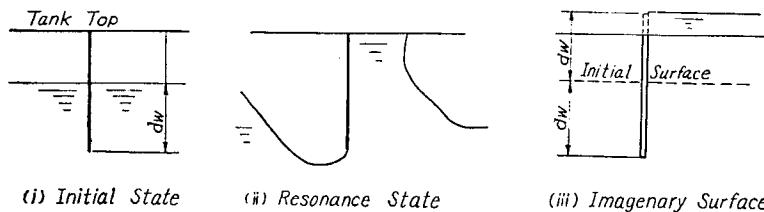


Fig. 2.42 The Force of Static Type;  $\Delta F_{ss}$

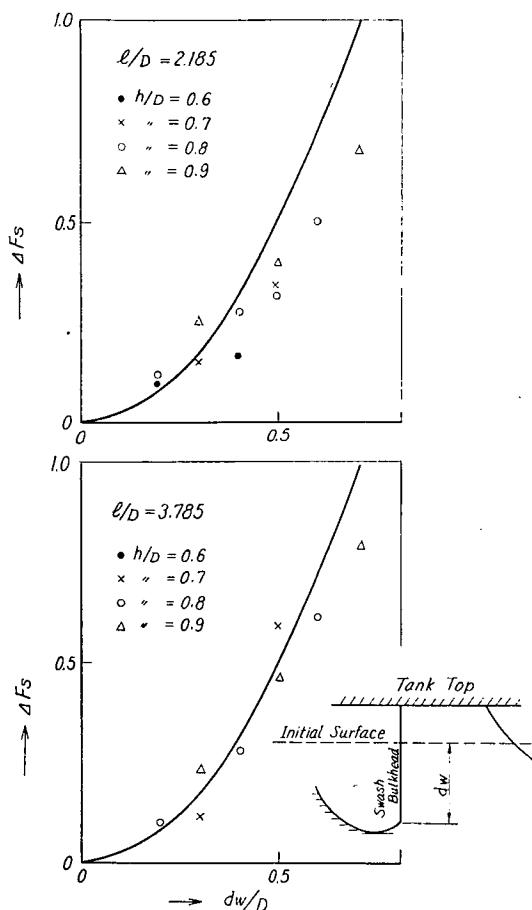


Fig. 2.43 The Force Acting on Swash Bulkhead (Statistical Type)

なり下回るが、これは Fig. 2.42 のような波が生じる時、波長に対し波高が大きくなり、波の形が崩れ十分にヘッド差を維持できないためと考えられる。

(2.37) 式からわかるとおり、静圧形の力は油槽長さ、水の深さには関係のない力である。したがって動圧形の力  $\Delta F_{sd}$  に比べると油槽長さが大きく、水深の大きい場合には小さく、逆に油槽長さが小さく、水深が小さい時は大きい値となる。

### (c) 混合形の力 : $F_{sm}$

制水隔壁が Fig. 2.44(i) のように、水と空気とまたがる実質部を持つ場合、隔壁には(1), (2)で述べた動圧形の力と静圧形の力が同時に働く。すなわち

$$\Delta F_{sm} = \Delta F_{sd} + \Delta F_{ss} \quad \dots \dots \dots \quad (2.38)$$

(2.38) 式の計算に当って  $\Delta F_{sd}$  は (2.36) 式によって計算するが、この時 (2.36) 式の  $do$  は水面下の実質部の深さを表わす。

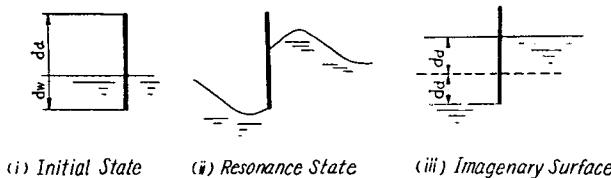


Fig. 2.44 The Force of Static Type

(Fig. 2.44(i)のような部分だけで制水隔壁ができているならば  $do = dw$  である。)

また  $\Delta F_{ss}$  は Fig. 2.44 のような場合  $dd$  と  $dw$  のうちの小さい方に支配され、その 2 倍が水面の差としてあらわれると考える。すなわち

$$\Delta F_{ss} = 2\rho Bd'^2 g \quad \dots \dots \dots \quad (2.39)$$

ただし、 $d' = \min (dd, dw)$

なお、(2.39) 式には (2.37) 式が含まれる。

### 3.2.3 第3次実験

(1) 端部隔壁に加わる力

Fig. 2.7 で示される各制水隔壁を油槽中央に設置し、端部隔壁に加わる力の初期静水圧からの増加分を計測した。計測値を水面下の隔壁の深さ  $do$  について描いたものが Fig. 2.45である。ここに  $do$  は水面下の隔壁実質部面積を油槽の幅  $b$  で割った値をとった。図中の数字は Fig. 2.8 に示される制水隔壁番号を表わしている。また図中には第 2 次実験で得られた実験式 (2.34) 式をも示した。図によれば特に低水位において計測値は (2.34) 式を下回っている。これは計測値が必ずしも同調点での値を取っていないためで、低水位でも十分注意して実験し、十分同調した所で計測すると (2.34) 式の値にまで上がる事が繰返して行なった実験によって確かめられた。一般に端部隔壁に加わる力は制水隔壁に加わる力に比べ同調に対し敏感であり、同調をはずれると減少がはなはだしい。

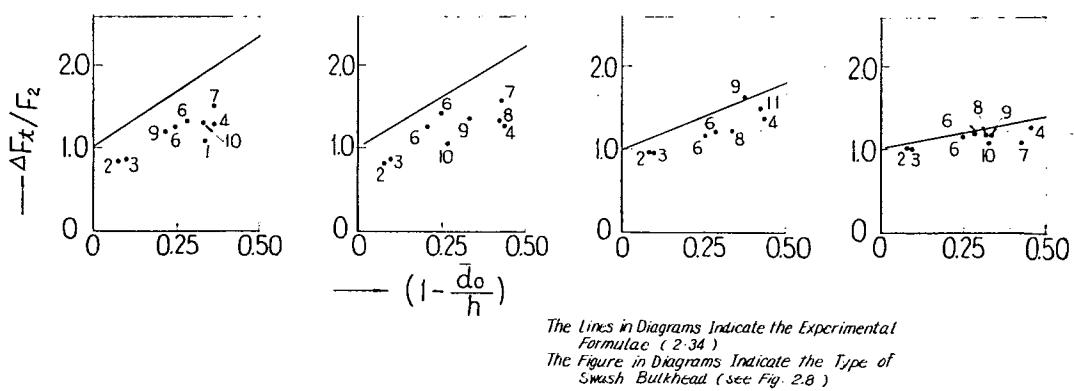


Fig. 2.45 The Force Acting on End Bulkhead (The Third Experiment)

以上を考慮すると (2.34) 式は実際的形状を持つ制水隔壁についても十分成り立つことがわかった。  
すなわち、

$$\Delta F_t/F_0 = 1 + 0.77 \frac{D-h}{\theta D} (1 - \bar{d}_0/h) \quad \dots \dots \dots \quad (2.40)$$

ここに  $\bar{d}_0 = (\text{水面下隔壁実質部面積}) \div b$

なお、端部に加わる力はほとんど水面下の制水隔壁の開口度によって定まり、その開口の細かさによる差異はほとんど現われず、その影響は非常に小さいものと考えられる。

## (2) 制水隔壁に加わる力

Fig. 2.8 に示される各制水隔壁に加わる力を各水位で計測し、(2.36) 式の計算値と比較した。これを図示すると Fig. 2.46-1 および 2.46-2 のようになる。

(2.36) 式の計算にあたっては  $\bar{d}_0, \bar{d}$  を次のようにとった。

$$\bar{d}_0 = (\text{水面下制水隔壁実質部面積}) \div b$$

$$\bar{d} = \text{油槽底から水面下制水隔壁実質部中心までの距離} \dots \dots \dots \quad (2.41)$$

第2次実験の結果によれば (2.36) 式で表わされる動圧型の力  $\Delta F_{sd}$  の他に静圧型の力  $\Delta F_{ss}$  も加わると考えられるが、このような実際的形状を持つ制水隔壁では、(2.39) 式で表わされる  $d'$  は一般に小さいと考えられるので無視した。Fig. 2.46を見ると、計測値は  $h/D=0.90$  の場合を除き、合致しており、実際形状を持つ制水隔壁に対しても十分 (2.36) 式が成り立つことを示している。端部隔壁に加わる力の場合と同じく穴の細かさはほとんど関係ない。特別に水が深い場合 ( $h/D=0.9$  のとき) 計測点は計測値を大幅に下回るが、この現象は第2次実験でもみられ (Fig. 2.41参照)、このような高水位では天井の影響が強く入り、他の場合とは全く違った現象が起っているものと思われる。

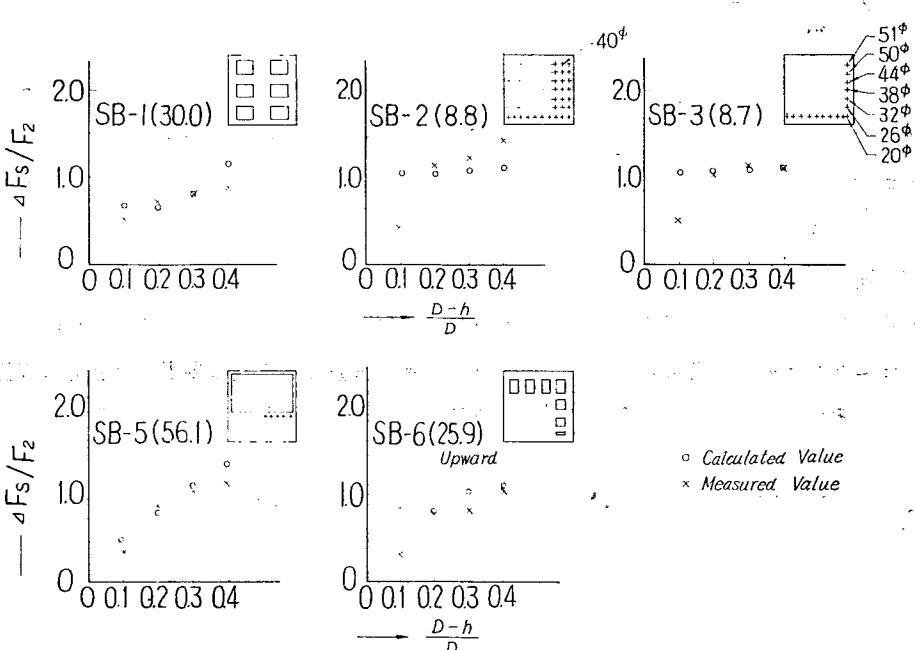


Fig. 2.46-1 The Force Acting on Swash Bulkhead (The Third Experiment)

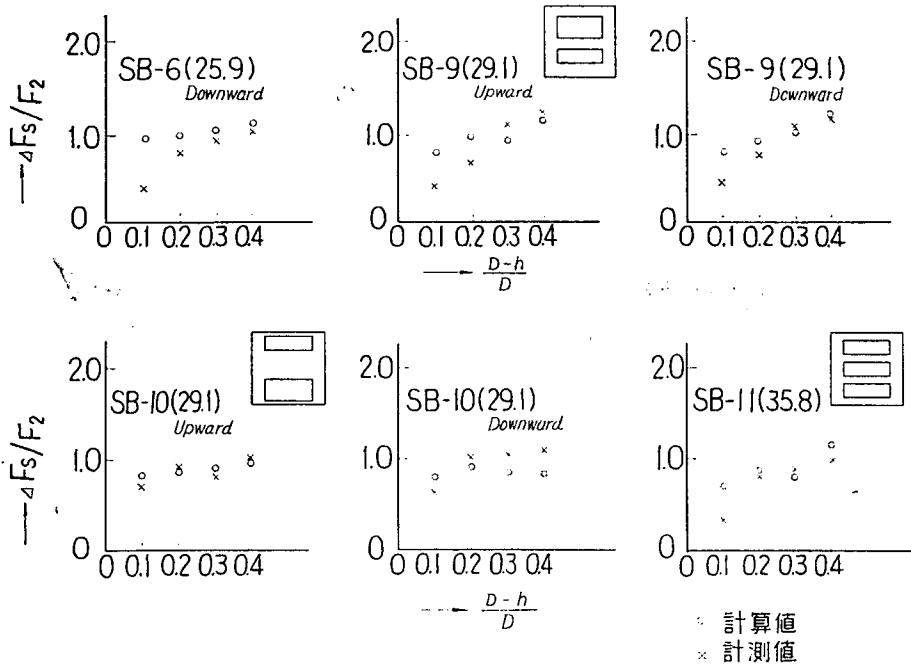


Fig. 2.46-2 The Force Acting on Swash Bulkhead (The Third Experiment)

以上(1)(2)の結果より第2次実験で得られた結果が実際的形状を有する制水隔壁にも適用できることがわかった。

#### 第4章 考察

一般的にいえば油槽の長さは長ければ長いほど、重量軽減、工作手間の減少の点で都合がよい。しかし油槽の長さを大きくすると当然荷油の運動による力が増大し強度上の問題が生じてくる。その程度がどの程度のものであるか、また制水隔壁が加わるとそれがいかに変わるものであるかをまず考えてみることにする。

##### (1) 端部隔壁に加わる負担

制水隔壁に加わる圧力は初期の静水圧に類する圧力が働かないため、端部隔壁に加わる力に比べて小さく、船における制水隔壁設計の面から考えると、制水隔壁設計の他の要因（たとえば隔壁のせん断強さ）から求められる寸法（板厚）は、制水隔壁に加わる水圧を耐えるに十分と考えられるので無視できる。そこで端部隔壁だけに注目し、その負担を考えてみる。

このように隔壁が流体から受ける負担を考えるとき、どのような値をとるべきかは、かなり問題の多い所であるが、ここでは隔壁に加わる最大水頭差を考えることにする。

第1次、第2次実験の結果、端部の隔壁に加わる力は、初期の静水圧による力  $F$ 、油槽が傾斜することによる静圧  $F_1$  からの増加分  $F_2$ 、および波動による圧力  $F_w$  の3つに分けることができた。このうち  $F_1$  は水深に比例して分布し、 $F_2$ 、 $F_w$  はほぼ均等に分布することが第1次、第2次実験でわかっている。そこで端部隔壁に加わる力  $F_t$  の分布を Fig. 2.47 のように仮定する。すなわち  $F_2$

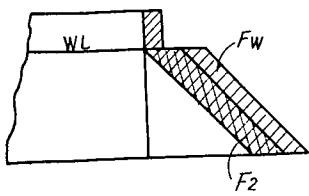


Fig. 2.47 Pressure Distribution

は水面下の部分で等分に分布し、 $Fw$  は全断面に等分に分布するとする。すると隔壁最下端での水頭差  $H$  は  $F_2 = \rho \theta l b h g$ ,  $Fw_0 = 0.77 \rho B L h \frac{D-h}{D} g$  であるから、

$$H = h + \theta l + 0.77 \frac{h}{D} \frac{D-h}{D} l \quad \dots \quad (2.42)$$

ここで両辺を  $D$  で割り  $H/D = H'$ ,  $h/D = h'$  とすれば

$$H' = h' + \theta \frac{l}{D} + 0.77 \frac{l}{D} h' (1 - h') \quad \dots \dots \dots \quad (2.42')$$

(2.42') 式において、 $H'$  が最大となる水深を  $h'_{\max}$  を求めると

$$\begin{aligned} h'_{\max} &= 1 & \dots \dots \dots l/D \leq 1.3 \\ &= 0.50 + 0.65 (D/l) & \dots \dots \dots l/D > 1.3 \end{aligned} \quad \} \quad \dots \dots \dots \quad (2.43)$$

(2.43) 式を (2.42') 式に代入し、最大水頭差  $H'_{\max}$  を求めると

$$\begin{aligned} H'_{\max} &= 1.0 + \theta \frac{l}{D} & \dots \dots \dots l/D \leq 1.3 \\ &= 0.50 + 0.325 D/l + 0.192 l/D + \theta l/D & \dots \dots \dots l/D > 1.3 \end{aligned} \quad \} \quad \dots \dots \dots \quad (2.44)$$

(2.43), (2.44) 式より  $l/D < 1.3$  のような短かい油槽においては満タンクの状態が隔壁にとって最も負担が大きいといえる。

(2.44) 式をグラフに描くと Fig. 2.48 のようになる。図には NK ルールによる値をも示しておいた。NK ルールの適用範囲である  $l/D < 0.9 \sim 1.2$  の範囲では、 $\theta = 0.175$  (約  $10^\circ$ ) とした場合は NK ルールにほとんど同じく、 $\theta = 0.100$  とした場合は NK ルールを下回っている。 $l/D$  が大きい範囲では波動による圧力の影響が強く  $H'$  は  $l/D = 5.0$  の所でみると  $\theta = 0.175$  において 2.4,

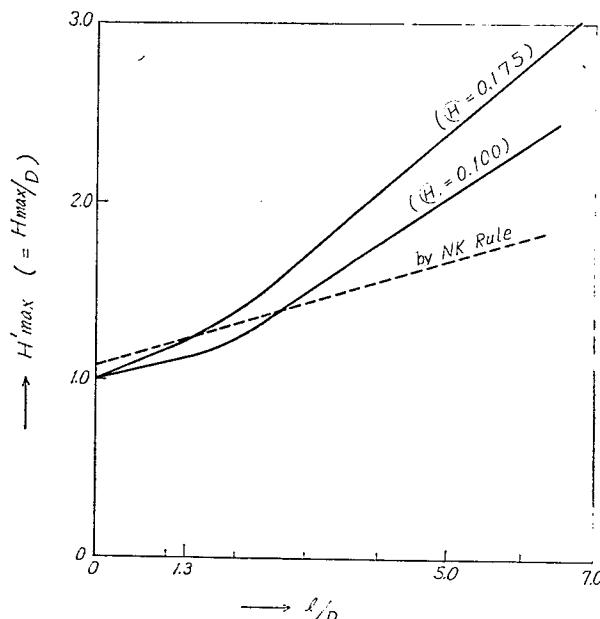


Fig. 2.48 Maximum Water Head Acting on the End Bulkhead when there are no Swash Bulkhead

$\theta=0.100$  でも 2.0 とかなり大きな値をとる。

次に制水隔壁を挿入した場合について考えると、油槽の傾斜による力  $F\theta$  はその力の性質上制水隔壁の影響を受けず第2次実験の結果  $F\theta = \rho \theta l b h g$ ,  $Fw = 0.77 lb h \frac{D+h}{D} \lambda g$  となる。ここに  $\lambda$  は水面下隔壁の開口度を表わし

$$\lambda = \left( 1 - \frac{d_0}{h} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (2.45)$$

$d_0$  は (2.41) 式によって計算することができる。

これら  $F\theta$ ,  $Fw$  を同じく Fig. 2.47 のように分布するものと仮定し、隔壁最下端の水頭差  $H$  を求めると  $H' = H/D$ ,  $h' = h/D$  として、

$$H' = h' + \theta \frac{l}{D} + 0.77 \frac{l}{D} h' (1 - h') \lambda \quad \dots \dots \dots \quad (2.46)$$

$H$  が最大となる水深  $hm$  を求めると、

$$\begin{aligned} h'm &= 1.0 & \dots \dots \dots & l/D < 1.3 \frac{1}{\lambda} \\ &= 0.5 + 0.65 \frac{D}{l} - \frac{1}{\lambda} & \dots \dots \dots & l/D > 1.3 \frac{1}{\lambda} \end{aligned} \quad \left. \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (2.47)$$

(2.47) 式を (2.46) 式に代入して最大の水頭差  $H'max$  を求めると、

$$\begin{aligned} H'max &= 1.0 + \theta \frac{l}{D} & \dots \dots \dots & l/D < 1.3 \frac{1}{\lambda} \\ &= 0.5 + 0.325 \frac{D}{l} + 0.192 \frac{l}{D} + \theta \frac{l}{D} & \dots \dots \dots & l/D > 1.3 \frac{1}{\lambda} \end{aligned} \quad \left. \right\} \quad \dots \quad (2.48)$$

(2.47), (2.48) 式をみると、傾斜静水圧を除けば、他は (2.43), (2.44) 式においてタンク長さ  $l$  が  $\lambda l$  に減少したものと同様の結果となっている。

(2.48) 式をグラフに描くと Fig. 2.49 のようになる。図のように  $\lambda$  を適当に小さくすれば  $l/D$  が大きくなても、初期の静水圧と傾斜静水圧だけにすることができる、波動による圧力を逃れることができる。いま圧力が初期静水圧だけになる所の開口率を限界開口率  $\lambda l$  と呼び、値を求める (2.48) 式より

$$\lambda l = 1.3 \frac{D}{l} \quad \dots \dots \dots \quad (2.49)$$

これをグラフに描くと Fig. 2.50 のようになる。

開口率を  $\lambda l$  より小さくしても  $H'max$  は  $1.0 + \theta \frac{l}{D}$  より小さくなることはないので、意味がないということになる。特に  $\frac{l}{D} \leq 1.3$  の範囲では全く制水隔壁が不用ということになる。

## (2) 制水効果率

次に最小重量設計の面から問題を考えてみることにする。一般に力が等分に隔壁に加わるとすると、隔壁の重量  $W$  と隔壁に加わる力の合力  $Ft$  とは  $W \propto F^{1/2}_{t+s}$  の関係にあるものと考えられる。一方静水圧のように深さに比例するように働く時にも  $W \propto F_{t+s}$  の関係にあるものと考えられる。荷油の運動によって生じる力は静水圧型の力と等分布型の力が共に加わる状態と考えるので、一般に

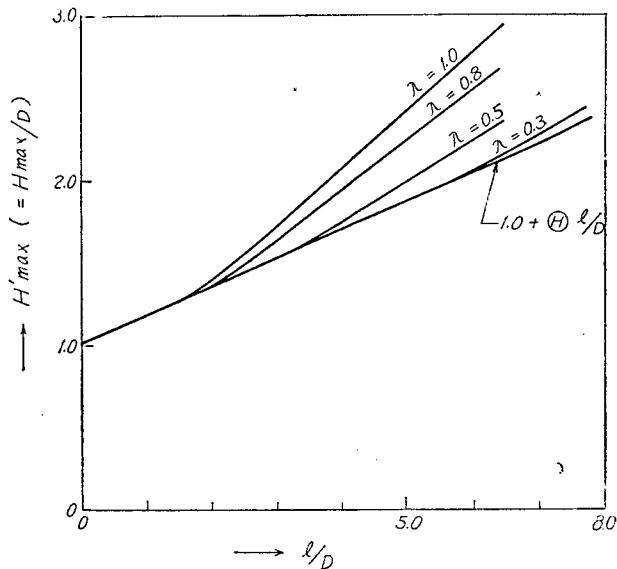


Fig. 2.49 The Influence of Swash Bulkhead for the Reduction of Maximum Waterhead Acting on the End Bulkhead

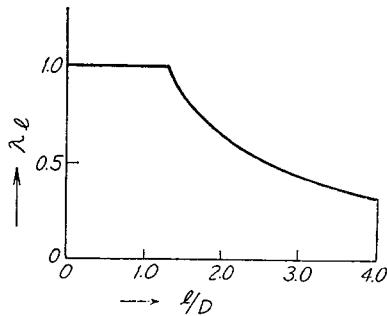


Fig. 2.50 Limit Opening Ratio

$W \sim (Ft + s)n$ ,  $\frac{1}{2} \leq n \leq 1$  の関係にあるものと考えられる。ここでは単に  $n = 1$  の場合について

考えてみることにする。この時、制水隔壁を含めた油槽の重量を最小にするためには、制水隔壁および端部隔壁に加わる力の合力を最小にすればよいことになる。そこでこの値を計算すると、まず制水隔壁がない状態で油槽に働く力  $Ft + s$  は、1つの油槽に2つの端部隔壁があるから、第1次実験の結果より、

$$(Ft + s)_0 = 2Ft_0 = 2(F_1 + F_2 + Fw_0) \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (2.50)$$

ここに  $Fw_0$  は制水隔壁がない場合の波動による力で

$$Fw_0 = 0.77 \cdot \frac{D-h}{\theta D} F_2 \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (2.51)$$

次に制水隔壁がある状態で油槽に働く力  $F(t+s)$  は、端部隔壁に加わる力と制水隔壁に加わる力の和を考えて、

$$\begin{aligned}
 Ft + s &= 2Ft + \Delta Fs \\
 &= 2(F_1 + F_2 + Fw) + \Delta Fs \quad \dots \dots \dots \quad (2.52)
 \end{aligned}$$

よって制水隔壁を入れたための変化量、 $\Delta Ft + s$  は (2.50), (2.51) 式より

$$\begin{aligned}
 \Delta Ft + s &= (Ft + s)_0 - Ft + s \\
 &= 2(Fw_0 - Fw) - \Delta Fs \quad \dots \dots \dots \quad (2.53)
 \end{aligned}$$

実際的形状を持つ制水隔壁では、 $\Delta Fs$  はほとんど動圧型の力  $\Delta Fsd$  であって  $\Delta Fsd$  は無視できると考えると (第3次実験参照)、(2.51), (2.30), (2.36) 式より (2.53) 式を計算すると

$$\begin{aligned}
 \Delta Ft + s / F_2 &= 1.54 - \frac{b}{\theta D} \cdot \frac{\bar{d}o}{h} - \left\{ 0.7 + 10 \frac{D-h}{D} - \left( 10.5 \frac{D-h}{D} - 0.5 \right) \right. \\
 &\quad \left. - \frac{1}{h} \left( -\frac{1}{2} \bar{d}o + d \right) \right\} \frac{\bar{d}o}{h} \\
 &= \left\{ \left( \frac{1.54}{H} - 10 \right) \frac{D-h}{D} + \left( 10.5 \frac{D-h}{D} - 0.5 \right) - \frac{1}{h} \left( -\frac{1}{2} \bar{d}o + d \right) - 0.7 \right\} \frac{\bar{d}o}{h} \\
 &\quad \dots \dots \dots \quad (2.54)
 \end{aligned}$$

(2.54) 式をみると  $\Delta Ft + s$  は  $\frac{D-h}{D}$ ,  $d/h$  について 1 次,  $\frac{\bar{d}o}{h}$  については 2 次式となってい。 $\Delta Ft + s$  を  $\bar{d}o_1/h$  についてグラフに描くと Fig. 2.51 のようになる。 $\Delta Ft + s$  が最小になる  $\frac{\bar{d}o_1}{h}$  の値  $\frac{\bar{d}o_1}{h}$  は、

$$\frac{\bar{d}o_1}{h} = \frac{0.7 - \left( \frac{1.54}{\theta} - 10 \right) \frac{D-h}{D}}{10.5 \frac{D-h}{D} - 0.5} - \frac{\bar{d}o_1}{h} \quad (2.55)$$

$\Delta F$  が正となる限界の  $\frac{\bar{d}o}{h}$  の値  $\frac{\bar{d}o_2}{h}$  は、

$$\frac{\bar{d}o_2}{h} = \frac{2 \bar{d}o_1}{h} \quad (2.56)$$

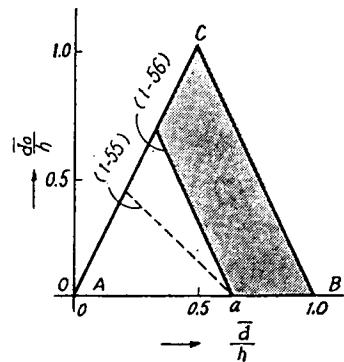


Fig. 2.51  $\Delta Ft + s$

Fig. 2.52 The Range where Swash Bulkhead is useful

これらを  $(\bar{d}/h, \bar{d}o/h)$  平面で考えてみると  $\bar{d}o$ ,  $\bar{d}$  の定義より  $\bar{d}$ ,  $\bar{d}o$  は Fig. 2.52 の三角形ABCの範囲内になければならない。(2.55) 式を描くと図中の点線になる。すなわちこの線上において

$\Delta F_t + s$  は最も減少する。さらに (2.56) 式より図中のぬりつぶした領域において  $\Delta F_t + s$  は正となり、制水隔壁を入れた効果があったといえる。図中の  $a$  は (2.43) 式より

$$a = \frac{0.7 - \left( \frac{1.54}{\theta} - 10 \right) \frac{D-h}{D}}{10.5 \frac{D-h}{D} - 0.5} \quad (2.57)$$

ここで、

$$\eta = \Delta F_t + s / F_t + s_0 \quad (2.58)$$

とすれば、 $\eta$  は制水隔壁を入れたための力の減少の割合を示す。これを制水隔壁の制水効果と呼ぶことにする。

(2.55) 式より  $\eta$  は

$$\frac{\bar{d}o}{h} + \frac{2\bar{d}}{h} > \frac{1.4 - \left( \frac{1.54}{\theta} - 10 \right) 2 \frac{D-h}{D}}{10.5 \frac{D-h}{D} - 0.5} \quad (2.59)$$

において正となる。また (2.54) 式よりは、

$$\frac{\bar{d}o}{h} = 1 \quad \frac{\bar{d}o}{2h} + \frac{\bar{d}}{h} = 1.0 \text{ のとき最大となり,}$$

$$\eta_{\max} = \frac{\left( \frac{1.54}{\theta} + 0.5 \right) - \frac{D-h}{D} - 1.2}{2 + \frac{h}{\theta l} + 1.54 \frac{D-h}{\theta D}} \quad (2.60)$$

(2.60) 式  $\eta_{\max}$  は  $l$ ,  $\theta$ ,  $D-h$  が大きいほど大きい。すなわち油槽の長さが大きく、縦揺れ角が大きく、低水位といった、水の運動が激しい時ほど制水効果がある。 $\theta=0.100$  (約6°),  $D/l=\frac{1}{4}$  とし、 $D/h/D=0.2$  ( $h/D=0.8$ ) のとき、 $\eta_{\max}$  を計算すると 0.28,  $\frac{D-h}{D}=0.4$  ( $h/D=0.6$ ) のとき 0.5 となる。

## 第5章 結 言

油槽船の荷油槽内における、荷油の運動および制水隔壁の効果に関する模型を用いて行なった実験的研究の成果を報告した。

成果をまとめると次のようになる。

### 1) 制水隔壁その他の制水物がない場合

○油槽端の隔壁に加わる力は、初期の静水圧、油槽が傾くことによって生じる静水圧の初期静水圧からの増加分（傾斜静水圧）および、自由表面の波動によって生じる水圧の3つに分けることができる。

○自由表面の波動によって生じる水圧は油槽の長さ、静止時自由表面から油槽の天井までの距離に比例するが、ピッキング・アングルには関係しない。

○傾斜静水圧、および波動による水圧の分布はほぼ一様に近い。

## 2) 制水隔壁が加わった場合

### a) 端部隔壁に加わる力

- 制水隔壁が加わった場合、1)の3種の水圧のうち変化するのは波動による圧力のみである。
- その時波動による水圧は制水隔壁の水面下の深さ分だけ水深が減少した場合の波動による水圧と等しい。
- 制水隔壁を適当に入れれば、端部隔壁は加わる最大水頭差を満タンク時以下にすることができる。
- 油槽長さと深さとの比が、1.3以下の時は制水隔壁を入れる必要がない。
- b) 制水隔壁に加わる力
- 制水隔壁に加わる力は静圧型のものと、動圧型のものとの2種類にわけることができる。
- 動圧型の力は制水隔壁部での流体の運動量の変化に由来するものと考えられる。
- 動圧型の力について得られた実験式によれば、水面下隔壁の実質部の重心位置が水面に近づくほど値は小さくなる。
- 又ある水面下隔壁深さで力は極値をとる。
- 静圧型の力は制水隔壁部での水面の差に由来する力と考えられ、水面附近の制水隔壁構造によってのみ定まる。
- 実際的形状の制水隔壁では特殊な場合を除き、静圧型の力は無視できるが、油槽長さが短かい場合には、構造によっては他の力と比較して無視できない大きさとなることがある。
- 最小重量設計の立場から言えば、制水隔壁および端部隔壁に加わる力の和を小さくすればよい。
- 制水隔壁および端部隔壁に加わる力の和は制水隔壁の構造によって増減する。
- この値を小さくするためには、制水隔壁の水面下実質部をできるだけ水面に近づけるとよい。

## 参考文献

### (1) 長大形船の構造法に関する研究

日本造船研究協会報告 第33号

### (2) 山本善之、萩原孝一

荷油槽に生じる衝撃圧力の理論的研究

造船協会論文集 112 (昭和37年12月)

## 附録 各力の波形および値のとり方

油槽内の水が油槽の運動周期に同調し極値をとっていると思われる所の波形をとり出した。

Fig. A.1 に制水隔壁がない時に各水位で端部隔壁に加わる力の波形を示した。端部隔壁に加わる力の特徴は波形が上下対称ではなく、水が隔壁にあたる時に衝撃的な力が加わる。この傾向は浅い水位の時ほど顕著である。

Fig. A.2 には制水隔壁が加わった時に端部の隔壁に加わる力の波形を示した。制水隔壁の深さ

$d_0$  が増すにつれ衝撃的圧力が減少していくのがわかる。

Fig. A.3 には、制水隔壁に加わる力の波形を、各隔壁深さについて示した。波形は上下対称で隔壁深さが小さい時は衝撃的力が大きい。

力の値については図に示したような値をとった。

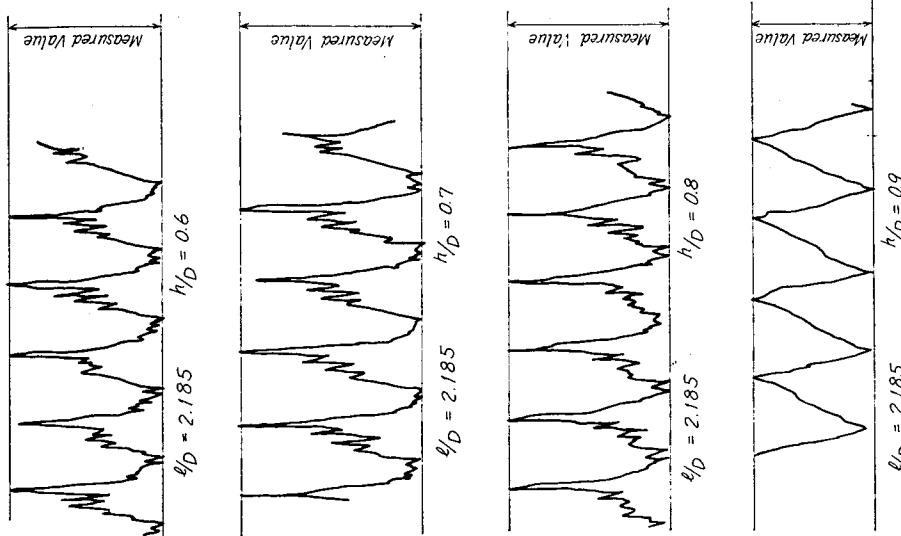


Fig. A.1 The Form of the Force Acting on the End Bulkhead (without Swash Bulkhead)

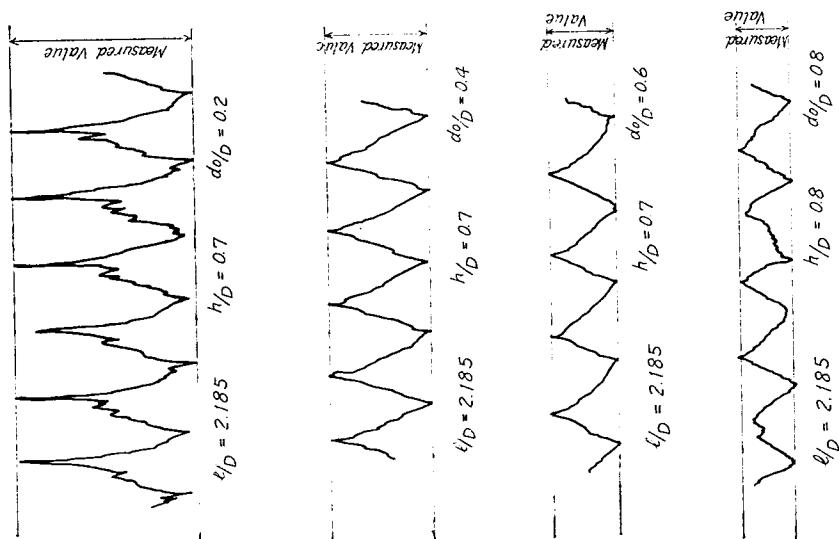


Fig.A.2 The Form of the Force Acting on the End Bulkhead(with Swash Bulkhead)

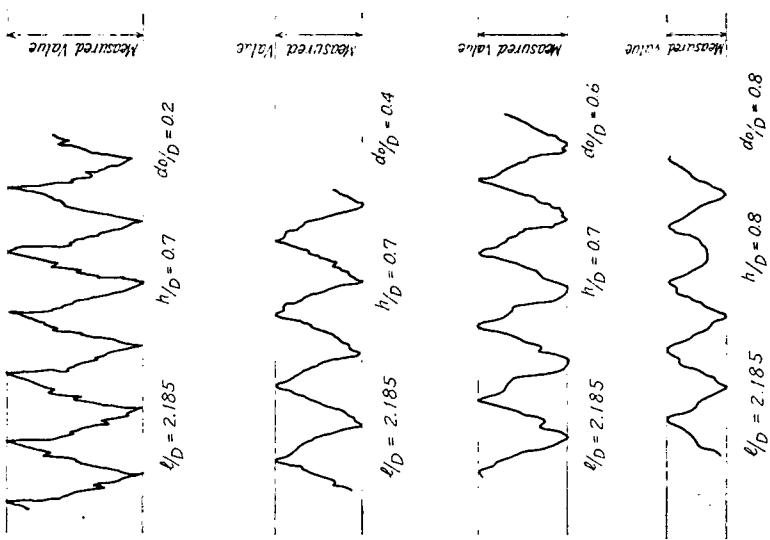


Fig. A.3 The Form of the Force Acting on Swash Bulkhead

### 第3編 船体の過渡的なピッキング運動の際に 荷油が隔壁に及ぼす力に関する研究

#### 第1章 研究の概要

本研究では、特に油槽の過渡的な運動に注目し、主として、ピッキング運動に際し、さらに参考としてサーボング運動に際し、荷油が隔壁に及ぼす力について研究した。制水隔壁のない油槽にこれらの運動を与えた場合、荷油の運動および水密隔壁や甲板に加わる力について、それらが油槽の長さ、水深、与えられる運動によってどのように変化するかを実験によって調べた。さらに、与えられる運動が、過渡的な運動の場合と定常運動の場合これらの力の相違を、また、大型模型の場合と小型模型の場合の油槽の大きさによる相違を検討した。

統いて、槽内部に制水隔壁を設置し、これに上述の過渡的なピッキング運動が与えられたときの、水密および制水隔壁に加わる力を測定し、制水隔壁の形状や枚数の影響を調べた。また槽内にフレーム、トランスリングなどの骨材を設置し、それらによって、水密隔壁に加わる力がどの程度減少するかを調べた。

最後に、これらの実験結果から、実船の水密および制水隔壁の設計に応用しうる計算式を求めた。

#### 第2章 実験

##### 2.1 記号

本編で使用した記号は次のとおりである。

- $l$  : 油槽の長さ
- $b$  : 油槽の幅
- $D$  : 油槽の深さ
- $\lambda$  : 制水隔壁の開口比
- $h$  : 油槽の中の水深（水頭）
- $\Delta h$  : 水頭増加
- $h'$  : 設計水頭
- $V$  : 水の体積 ( $l \times b \times h$ )
- $\rho$  : 水の密度
- $\theta$  : 油槽のピッキング角（片振幅）
- $\phi$  : 油槽のローリング角（片振幅）
- $ag$  : 油槽の停止瞬間の加速度

$F_0$  : 傾斜静水圧による力 (片振幅)  $\left( \frac{1}{2} \rho V \theta \right)$

$F_2$  : 傾斜静水圧による力 (全振幅)  $(\rho V \theta)$

$\Delta F_i$  : 水の慣性力 (最大値)  $(\alpha \rho V)$

$P_0$  : 傾斜静水圧 (片振幅)  $\left( \frac{1}{2} \rho l \right)$

$\Delta P_i$  : 水の慣性による圧力 (最大値)  $(\alpha \rho l)$

$t$  : 時刻

$T$  : 油槽に与えた運動周期

$T_n$  : 油槽の水の 1 次固有周期  $\left( \sqrt{\frac{2\pi}{g - \frac{\pi}{l} \tanh \frac{\pi h}{l}}} \right)$

$\Delta F_{to'}$  : 水密隔壁に加わる力 (制水隔壁のない場合) (片振幅)

$\Delta F_{t'}$  : 水密隔壁に加わる力 (制水隔壁のある場合) (片振幅)

$\Delta F_{s'}$  : 制水隔壁に加わる力 (片振幅)

$\Delta P'$  : 水密または制水隔壁に加わる圧力

## 2.2 油槽模型

Fig 3.1 に示すように、長さ  $l \times$  幅  $b \times$  深さ  $D$  が  $1000\text{mm} \times 250\text{mm} \times 250\text{mm}$  のアクリライト製の小型模型を製作した。図中に示すようなスリットにめくら板を置くことによって、タンクの  $l/D$  を  $1, 2, 3, 4$  の 4 種類に変化できるようにしてある。水圧は左側端の側面 (水密隔壁) とふたの左端部 (甲板) で測定した。

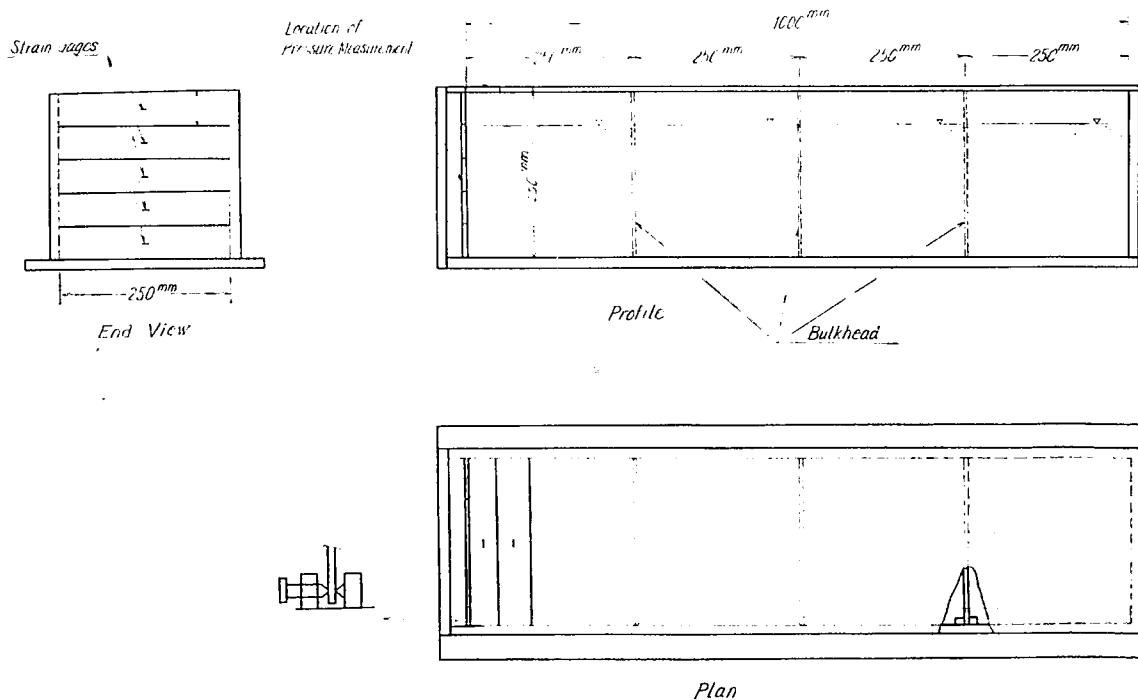


Fig. 3.1 Model Tank

油槽内に1枚の制水隔壁を設置した実験では、制水隔壁を油槽の長さ方向の中央に設置した。制水隔壁2枚の場合は同じく油槽の1/3, 2/3の位置に設置した。

### 2.3 油槽に与える運動

油槽に与える運動は主として過渡的な運動とした。これは船が過渡的な運動をする場合に水密隔壁等に加わる力および圧力の分布を知るためのもので、船が非定常な波浪を受けた場合とか、発進、停止または坐礁時などを想定したものである。またこれと比較するために油槽に定常運動を与えた場合についても実験を行なった。これは油槽船が定常波の中で航海している場合を想定している。

#### 2.3.1 過渡的な運動

##### (1) ピッキング運動

Fig. 3.2 に示すように、動搖台を軸のまわりに回転させる。はじめ水平にして、水が静止した状態でトリガーを切放し、台が傾き始める。台は静止位置より1方向にしか回転しないようになってるので、バネによって動搖台が逆方向に回転しようとした瞬間に静止する。バネの強さを調整することにより、運動周期を変化させた。

##### (2) サージング運動

Fig. 3.3 に示すように動搖台の上に油槽を乗せ、動搖台をレバーで吊し、振子の運動を与える。左右のバネによって運動の周期および加速度を調整した。はじめ、油槽の水が静止した状態でトリガーを切放し、動搖台が動き始める。その動きが1方向へ動き終り、停止し、逆方向へ動き始めようとする瞬間に静止装置にひっかけ停止させる。

#### 2.3.2 定常運動

##### (1) ピッキング運動

Fig. 3.4 に示すように電動モーターによって動搖台を軸のまわりに反復回転させ、定常のピッキング運動を与える。ピッキングの周期とピッキング角はモーターの回転数、レバーの長さを適当にすることにより変化させた。

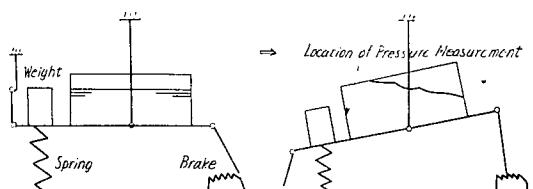


Fig. 3.2 Transient Pitching Motion

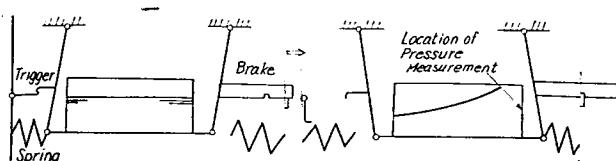


Fig. 3.3 Transient Surging Motion

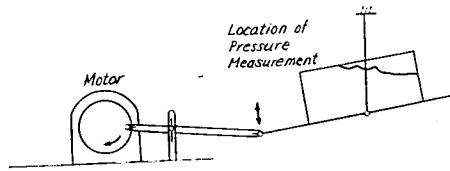


Fig. 3.4 Regular Pitching Motion

## 2.4 圧力測定法

Fig. 3.1 に示すように幅 50mm, 板厚 2 mm, のアルミニウムのストリップを両端支持なるスリットに挿入し、ストリップの中央部に生ずる歪は Fig. 3.5 のように動的歪計、直流アンプを通してペン書きオシロによって測定した。ストリップの固有周期は 0.008 sec. であり、十分短い。

測定された歪は Fig. 3.5 のように梁理論によって圧力に換算した。ストリップの面積から計算によって求めた。したがって、これらの力には静止水圧による力は含まれていない。 $\Delta P$  は運動が停止した瞬間に最大値に達するがこれをとった。

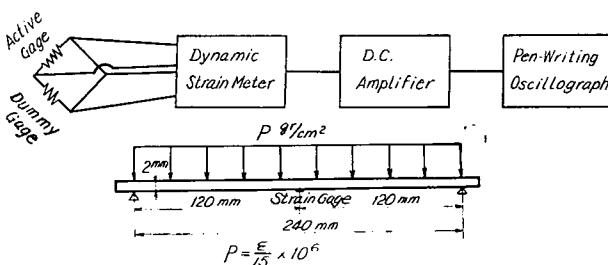


Fig. 3.5 Method of Pressure Measurement

## 2.5 実験条件

Table 3.1～Table 3.2 に実験を行なった条件を示した。油槽の構造としては、制水隔壁のないもの、および、制水隔壁のあるもので、油槽の長さ、油槽の中の水深を変化させた。与えた運動は過渡的および定常のピッキング運動、およびサーボング運動で、その各場合について、運動周期を種々に変化させた。これらを組合せた実験条件は総数 550 である。Fig. 3.6～3.15 に、制水隔壁のある油槽の実験に使用した制水隔壁、および骨材の形状を示した。

Table 3.1

Motion	Transient Motion		Regular Motion
	Pitching	Surging	Pitching
$\lambda/D$	0.4, 0.6, 0.8, 0.9, 1.0		0.6, 0.8
$L/D$	1, 2, 3, 4		4
T (sec)	0.8, 1.1, 1.6, 2.0, 2.5, 3.2	0.6, 1.0, 1.6, 2.0, 2.8	1.1, 1.3, 1.7, 2.2, 3.3
(H)	6°	—	6°

Table 3.2

Motion	Transient Pitching Motion							
$\lambda/D$	0.8							
$L/D$	2	3	4					
T (sec)	0.9	0.8, 1.2 1.5, 2.2	0.8, 1.1 1.4, 2.6	1.3	1.4			
Type of Swash Bulkhead	Horizontal Opening			Vertical Opening	Distributed Opening	Frame Transverse Ring		
$\lambda$	0 (1 Set) 0.2 (5 Sets) 0.4 (5 Sets) 0.6 (4 Sets) 0.8 (5 Sets) 1.0 (1 Set)	0 (1 Set) 0.2 (5 Sets) 0.4 (10 Sets) 0.6 (10 Sets) 0.8 (5 Sets) 1.0 (1 Set)	0.26 (1 Set) 0.56 (1 Set)	0.2 (2 Sets) 0.4 (2 Sets) 0.6 (3 Sets) 0.8 (2 Sets)	0.3 (11 Sets)	0.8 (1 Set) 0.7 (1 Set)		
Number of Swash Bulkhead	1		2	1	1 ~ 9			
(H)	6°							
$\lambda$ : Length of Tank $D$ : Depth of Tank $\ell$ : Depth of Water $T$ : Period of Motion $\lambda$ : Opening Area Ratio of Swash Bulkhead, Frame, or Transverse Ring (H) : Pitching Angle								



Fig. 3.6 Swash Bulkhead Model (Opening Area Ratio=0.8)

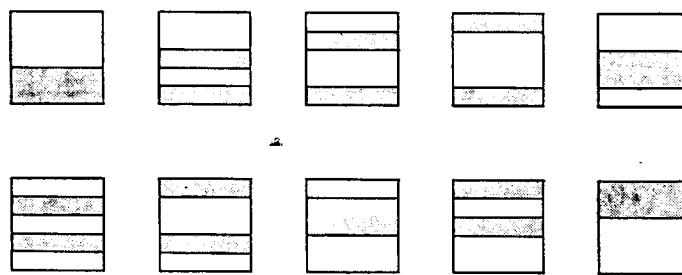


Fig. 3.7 Swash Bulkhead Model (Opening Area Ratio=0.6)

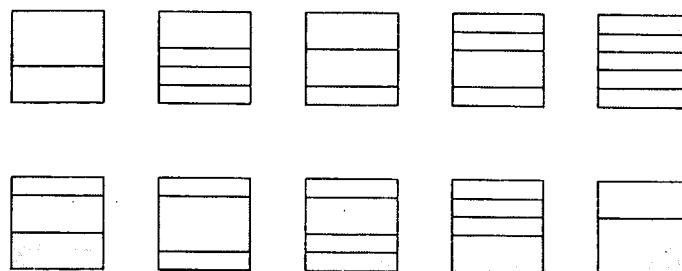


Fig. 3.8 Swash Bulkhead Model (Opening Area Ratio=0.4)



Fig. 3.9 Swash Bulkhead Model (Opening Area Ratio=0.2)

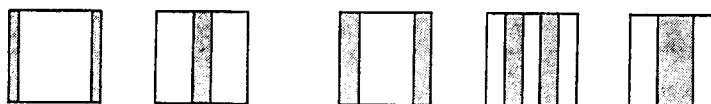


Fig. 3.10 Swash Bulkhead Model  
(Opening Area Ratio=0.8)

Fig. 3.11 Swash Bulkhead Model  
(Opening Area Ratio=0.6)



Fig. 3.12 Swash Bulkhead Model  
(Opening Area Ratio=0.4)

Fig. 3.13 Swash Bulkhead Model  
(Opening Area Ratio=0.2)

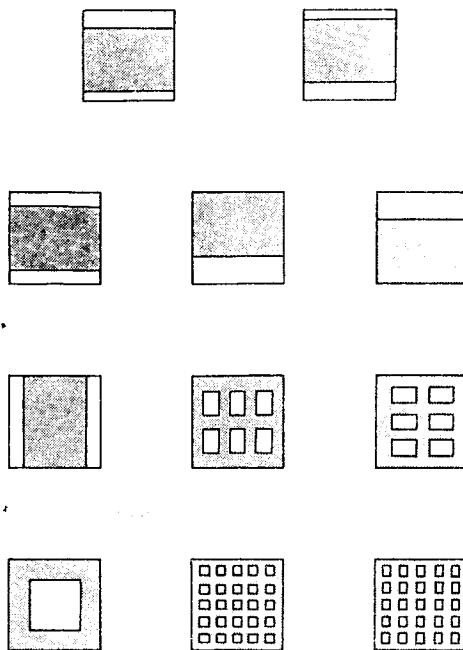


Fig. 3.14 Swash Bulkhead Model (Opening Area Ratio=0.3)

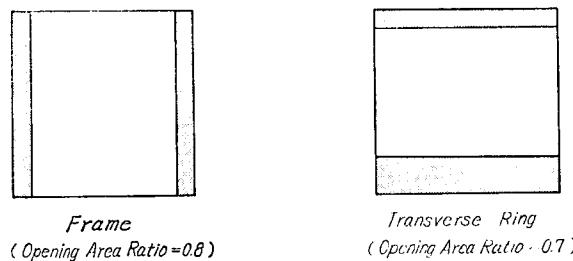


Fig. 3.15 Model of Frame and Transverse Ring

### 第3章 実験結果と考察

#### 3.1 制水隔壁のない油槽

制水隔壁のない油槽に過渡的な運動を与えた場合の結果として、Fig. 3.16～Fig. 3.21 にピッティング運動、Fig. 3.22～Fig. 3.27 にサーボング運動の結果を示す。与えた運動の周期と水密隔壁に加わる力および圧力はそれぞれ  $T/T_n$ ,  $\Delta F't'o/F_0$ ,  $\Delta P/P_0$ ,  $\Delta F't'o/\Delta F_i$ ,  $\Delta P/\Delta P_i$  によって無次元化している。ここに

$T$  : 与える運動の周期

$T_n$  : 槽内の水の固有周期

$\Delta F't'o$  : 水密隔壁に加わる力

$\Delta P'$  : 水密隔壁に加わる圧力

$$F_0 : = -\frac{1}{2} \rho V \theta ; \text{傾斜静水圧による力}$$

$\Delta F_i$  :  $= \alpha \rho V$ ; 水の慣性力 (最大値)

$$P_0 : = -\frac{1}{2} \rho l \theta ; \text{傾斜静水圧 (片振幅)}$$

$\Delta P_i$  :  $= \alpha \rho l$ ; 水の慣性力による圧力 (最大値)

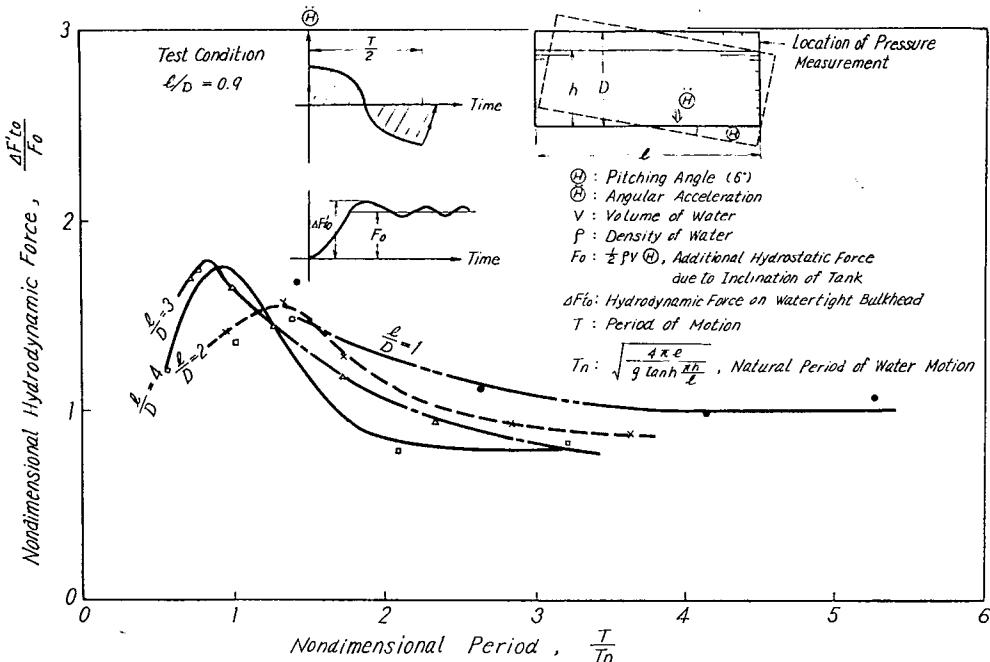


Fig. 3.16 Hydrodynamic Force on Watertight Bulkhead Resulting from Transient Pitching Motion of Tank

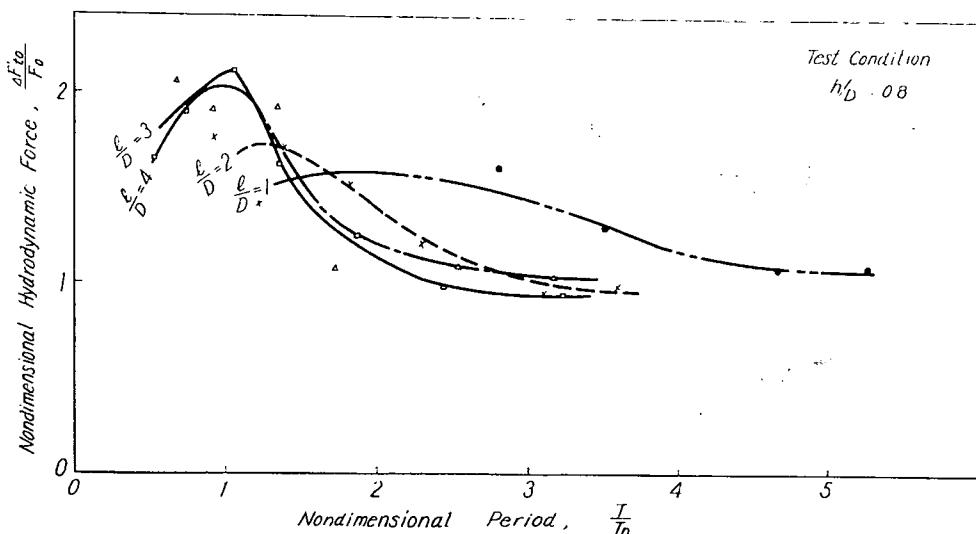


Fig. 3.17 Hydrodynamic Force on Watertight Bulkhead Resulting from Transient Pitching Motion of Tank

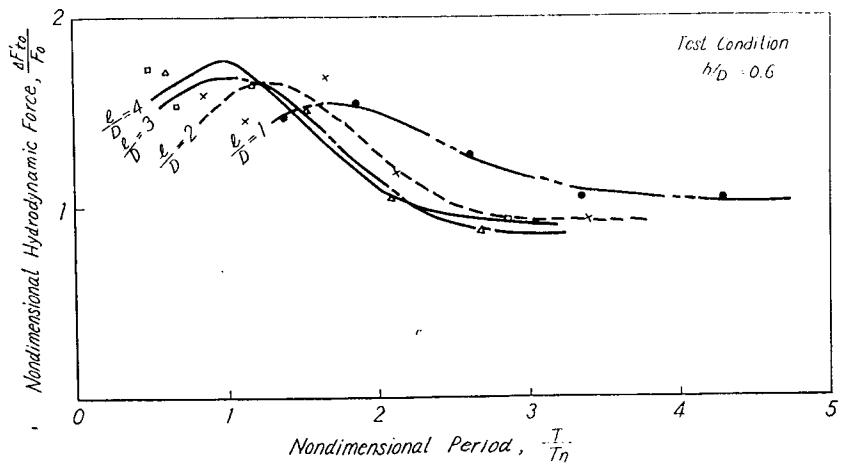


Fig. 3.18 Hydrodynamic Force on Watertight Bulkhead Resulting from Transient Pitching Motion of Tank

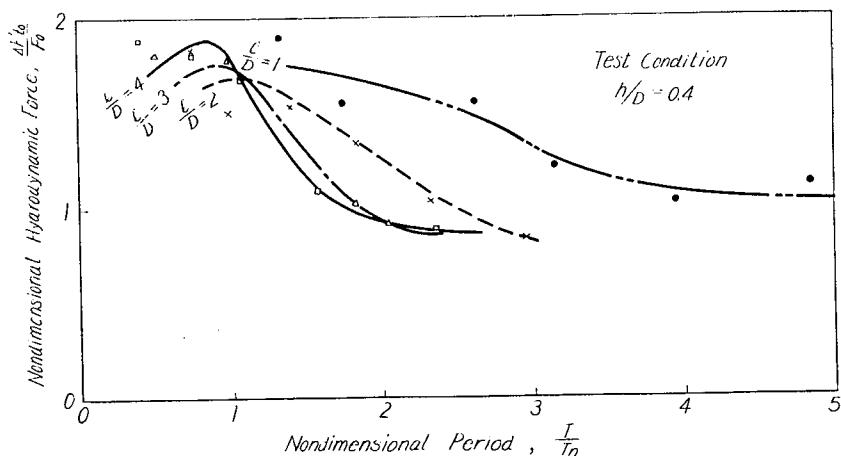


Fig. 3.19 Hydrodynamic Force on Watertight Bulkhead Resulting from Transient Pitching Motion of Tank

さらに、制水隔壁のない油槽に定常運動を与えた場合の結果を他の場合と比較して、Fig. 3.29～Fig. 3.32 に示した。

### 3.1.1 運動周期の影響

Fig. 3.16～Fig. 3.19 および Fig. 3.22～Fig. 3.25 に与えた運動周期と水密隔壁に加わる力の関係を示した。水密隔壁に加わる力はピッキング運動の場合は  $T/Tn$  が 1 の附近で最大になっている。サージング運動の場合は  $T/Tn$  が 1 ～ 2 の間で最大になっている。またこれらの曲線は  $l/D$  の値にかかわらずほぼ一定の傾向を示している。これは理論曲線についても同様である。

### 3.1.2 構の長さの影響

$l/D$  が増加するにつれて、水密隔壁に加わる力の最大値を表す無次元数はほぼ一定の値に近づいている。（ピッキング運動のとき 2.2 以下、サーボング運動のとき 2.5 以下）ゆえに、水密隔壁に加わる力はほぼ構の長さに比例して増加していることがわかる。

### 3.1.3 圧力分布

Fig. 3.20 と Fig. 3.26 に  $h/D = 0.8$  のときの水密隔壁に加わる圧力の分布を示した。これによると、水密隔壁に加わる圧力は、ピッキング運動の場合、静止水面まで大体一様に分布していて、その上方では減少している。サーボング運動の場合は、静止水面の上方および甲板部分に衝撃的な圧力が発生している。これにより、ピッキングの場合はサーボング運動に比べて動圧による水圧が少ないことがわかる。

Fig. 3.21 と Fig. 3.27 に圧力のペン書きオッショロによる測定の代表例を示した。これにより、最大圧力は水密隔壁のどの位置でもほぼ同時に発生していることがわかる。

### 3.1.4 水深の影響

水密隔壁に加わる力と水深との関係は、 $h/D = 0.8$  附近で最大で、それより大きくなると水の運動が抑えられて減少している。

### 3.1.5 ピッキング運動とサーボング運動の相違

油槽に与える運動がピッキング運動かサーボング運動かによって、水密隔壁に加わる圧力と力に次の 2 つの相違点がある。

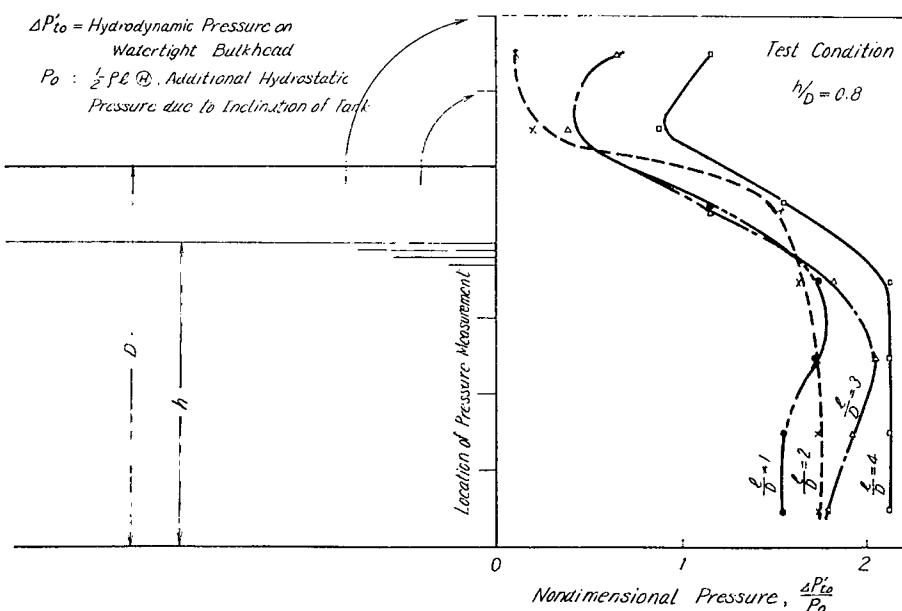


Fig. 3.20 Distribution of Hydrodynamic Pressure on Watertight Bulkhead Resulting from Transient Pitching Motion of Tank

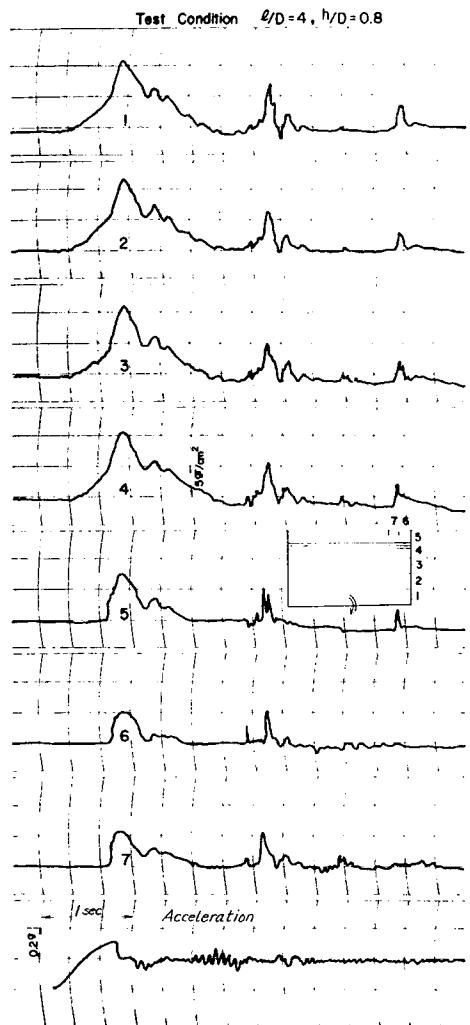


Fig. 3.21 Examples of Oscillographic Record  
in case of Transient Pitching Motion  
of Tank

- (a) 水密隔壁に加わる力が最大値をとるときの運動周期と槽内の流体の固有周期とを比べてみると、ピッキング運動の場合は両者がほぼ一致しているが、サーボング運動の場合は運動周期の方が大きい。
- (b) また静止水面の上方の圧力分布をみると、サーボング運動の場合がピッキング運動に比べて、大きな衝撃的な圧力を生じている。

### 3.1.6 理論値との比較

Fig. 3.22 から Fig. 3.25 までに示した理論値は次のようにして求めた。今までに山本、萩原<sup>5,6</sup>等により、油槽に回転運動が加わったときの理論式が求められているが、それと同様な方法により油槽に過渡的サーボング運動が加わったときの解析を行なった。

Fig. 3.28 のような油槽が  $u(t)$  なる速度で運動するとき、内部の液体が 2 次元の渦なし流れとすれば速度ポテンシャル  $\phi$  が存在し、(3.1) 式が成立する。

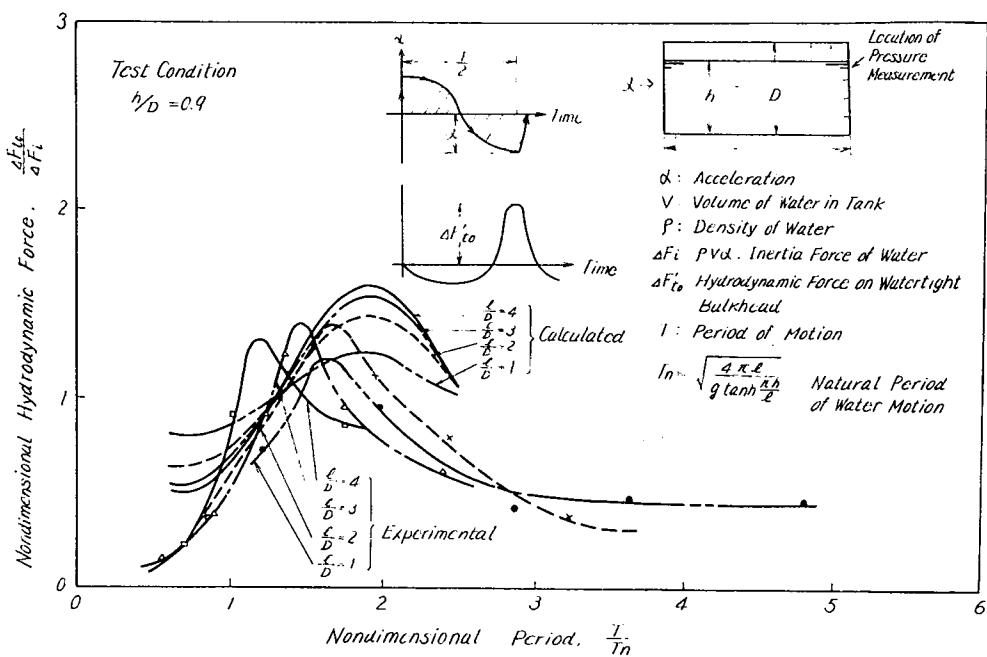


Fig. 3.22 Hydrodynamic Force on Watertight Bulkhead Resulting from Transient Surging Motion of Tank

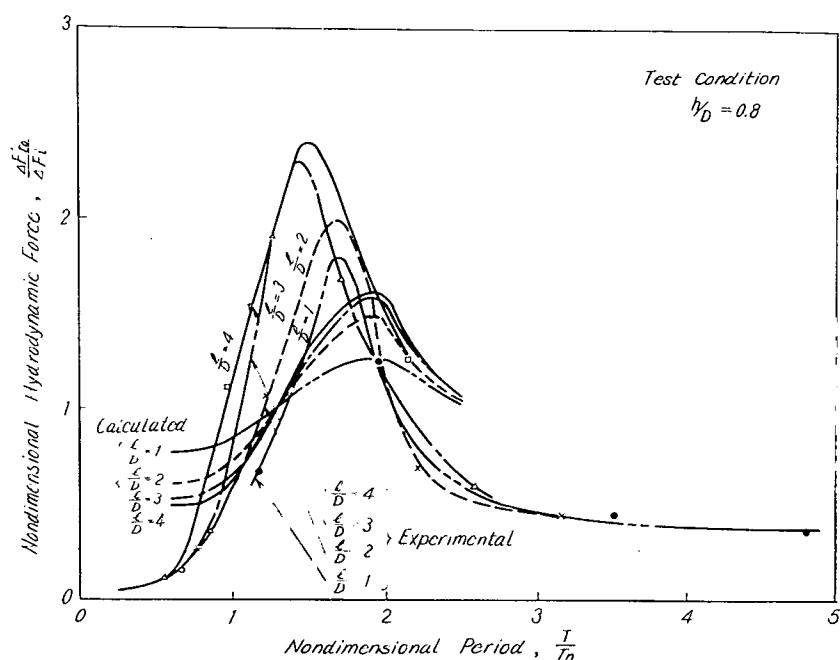


Fig. 3.23 Hydrodynamic Force on Watertight Bulkhead Resulting from Transient Surging Motion of Tank

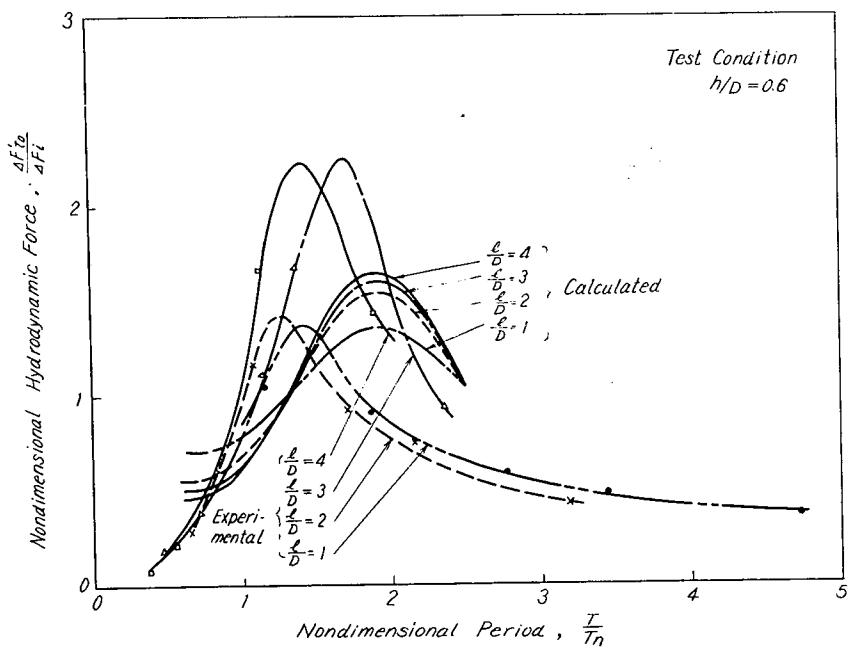


Fig. 3.24 Hydrodynamic Force on Watertight Bulkhead Resulting from Transient Surging Motion of Tank

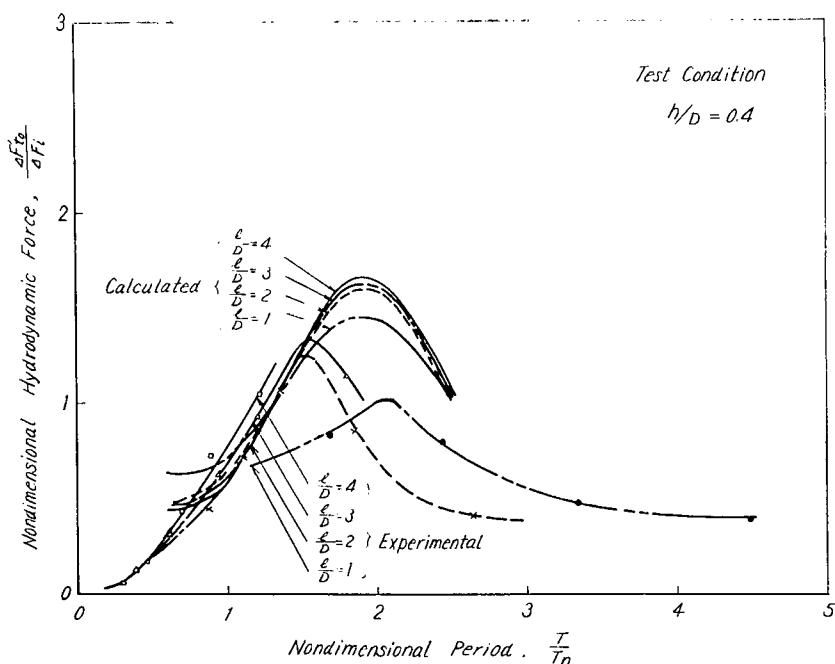


Fig. 3.25 Hydrodynamic Force on Watertight Bulkhead Resulting from Transient Surging Motion of Tank

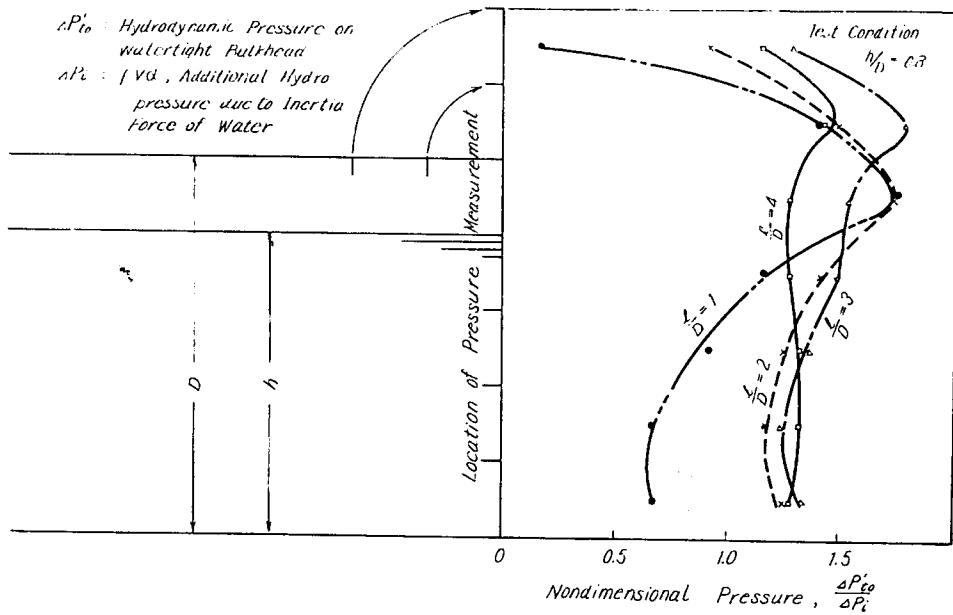


Fig. 3.26 Distribution of Hydrodynamic Pressure on Watertight Bulkhead Resulting from Transient Surging Motion of Tank

$$-\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} = 0 \quad \dots \dots \dots \quad (3.1)$$

境界条件として

$$-\left(\frac{\partial \varphi}{\partial x}\right)_{x=\pm l/2} = u(t) \quad \dots \dots \dots \quad (3.2)$$

$$-\left(\frac{\partial \varphi}{\partial y}\right)_{y=0} = 0 \quad \dots \dots \dots \quad (3.3)$$

$$\left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} + g \frac{\partial \varphi}{\partial y}\right)_{y=h} = 0 \quad \dots \dots \dots \quad (3.4)$$

$u(t)$ の形としては Fig. 3.28 のごときものを選ぶ、すなわち、

$$\left. \begin{aligned} u'(t) &= ag \cos \frac{2\pi}{T} t ; 0 \leq t \leq \frac{T}{2} \\ &= 0 \quad ; \quad \frac{T}{2} < t \end{aligned} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (3.5)$$

ただし、 $g$  は重力の加速度

過渡的な運動であるためラプラス変換を使って解き；級数解の第1項のみをとると、水密隔壁に加わる力の増分  $\Delta F_{ho}$  は次のように求められる。

$$\left. \begin{aligned} \Delta F_{ho} &= \alpha \rho V \left[ \frac{4l}{\pi^3 h} \tanh \frac{\pi h}{l} \left\{ \cos \frac{2\pi}{T} t + \frac{\left(\frac{T}{T_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{T}{T_n}\right)^2} \left( \cos \frac{2\pi}{T} t - \cos \frac{2\pi}{T_n} t \right) \right\} \right. \\ &\quad \left. - \cos \frac{2\pi}{T} t \right] ; \quad 0 \leq t \leq \frac{T}{2} \\ &= \alpha \rho V \left[ \frac{8l}{\pi^3 h} \tanh \frac{\pi h}{l} \frac{\left(\frac{T}{T_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{T}{T_n}\right)^2} \sin \frac{\pi}{T_n} \left( 2t - \frac{T}{2} \right) \sin \frac{\pi T}{2T_n} \right] ; \quad \frac{T}{2} < t \end{aligned} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (3.6)$$

$t = \frac{T}{2}$ においては、

$$\frac{dF_{to}}{d\rho V} = -\frac{4l}{\pi^3 h} \tanh \frac{\pi h}{l} \left\{ 1 + \frac{\left(\frac{T}{Tn}\right)^2}{1 - \left(\frac{T}{Tn}\right)^2} \left( 1 + \cos \frac{\pi T}{Tn} \right) \right\} + 1 \quad \dots \dots \dots \quad (3.7)$$

となる。

ここで、 $V = b h l$

$b, h, l$ 、タンクの幅、水深、長さ

$$Tn = \sqrt{\frac{2\pi}{g} \frac{l}{h} \tanh \frac{\pi h}{l}} \quad (\text{固有周期})$$

(a) さて Fig. 3.22～Fig. 3.25 に示すように、与える運動の周期と水密隔壁に加わる力との関係は、実験の結果では  $T/Tn$  が 1～2 の間で力が最大になっているが、理論においては 1.92 で最大になる。また  $T/Tn$  が 1～2 においては理論値が低くなっている。この理由として考えられるることは次のとおりである。

- (i) 理論式の自由表面における境界条件、すなわち、自由表面において圧力が一定であるという (3.4) 式で、動圧の項である  $1/2 \rho q^2$  ( $q$ ；水の粒子の速度) が無視されているためである。すなわち、実験では  $1/2 \rho q^2$  も測定されているのに対し、理論では計算されていないことになる。このことから  $T/Tn$  が 1～2 においてかなり水の動きが激しいことがわかる。事実、実験中の観察でもそのことが認められた。
  - (ii) 実験では水密隔壁の全部に加わる圧力をとったが、理論では水面までの圧力しか考慮されていない。
- (b) 実験において  $l/D$  が増加するにつれて、水密隔壁に加わる力の最大値を表わす無次元数は一定の値に近づいた。一方 (3.7) 式で  $l, h$  を含む項について、

$l \rightarrow \infty$  とすると、

$$\lim_{l \rightarrow \infty} -\frac{4}{\pi^3} \cdot \frac{l}{h} \tanh \frac{\pi h}{l} = \frac{4}{\pi^2}$$

となり、 $\frac{dF_{to}}{d\rho V}$  は  $l$  の増加とともに運動周期  $T$  によって定まる一定値に近づき、またその最大値は 1.67 に近づくことがわかる。すなわち構長の影響に関しては実験と理論の傾向が一致している。

### 3.1.7 過渡的運動と定常運動の比較

Fig. 3.29～Fig. 3.30 に  $l/D = 4$ ,  $h/D = 0.6, 0.8$ ,  $\theta = 6^\circ$  の条件で油槽に過渡的なピッキング運動と定常のピッキング運動を与えた場合の実験結果の比較を示した。これによると  $T/Tn = 1$  附近において、水密隔壁に加わる力は、過渡的運動の方が小さく、定常運動の約 60% 程度である。

### 3.1.8 小型模型と大型模型の試験結果の比較

Fig. 3.31～Fig. 3.32 に  $l/D = 4$  (3.785),  $h/D = 0.6, 0.8$ ,  $\theta = 6^\circ$  ( $5^\circ 31'$ ) の条件で定常ピッキング運動をした場合を第 2 編に述べられた大型模型試験結果と比較して示した。条件は、完全に一致していないので大型模型の場合の条件を ( ) 内に示している。水密隔壁に加わる力が最大値を与える  $T/Tn = 1$  附近では、両者の値はほぼ等しく、模型の大きさの相違による寸法効果は小さいことがわかる。

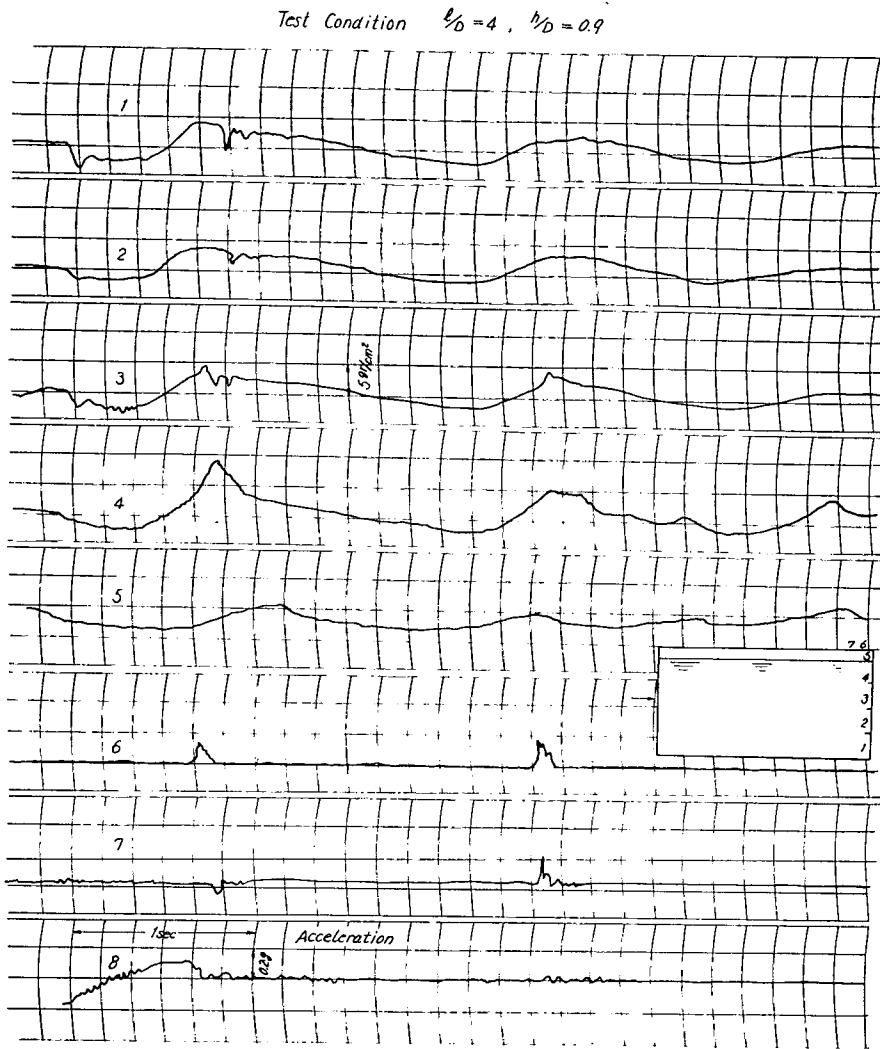


Fig. 3.27 Examples of Oscillographic Record in case of Transient Surging Motion of Tank

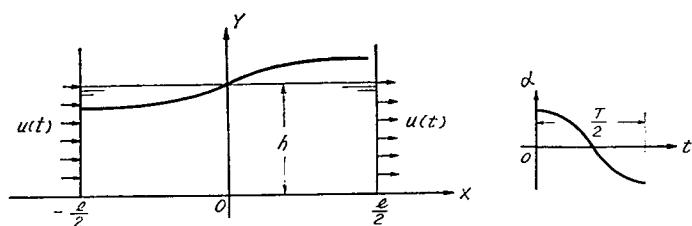


Fig. 3.28 Assumed Motion of Model Tank

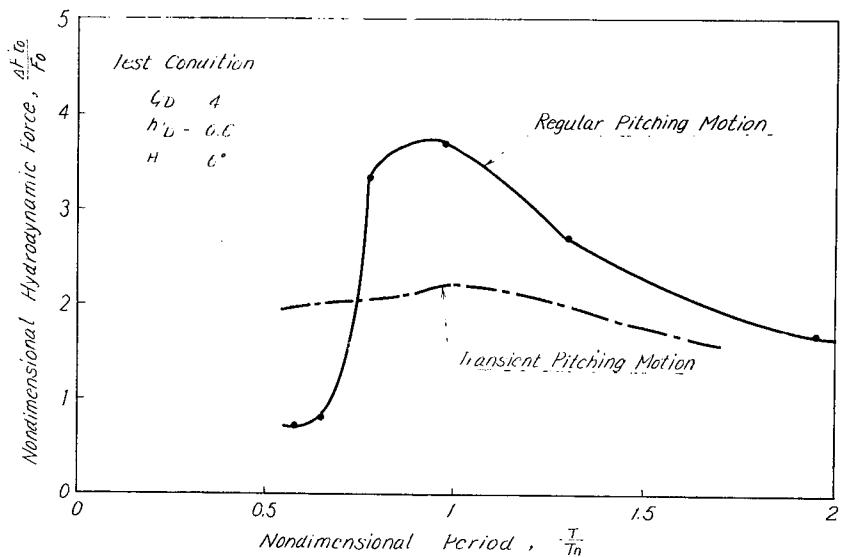


Fig. 3.29 Comparison of Hydrodynamic Forces on Watertight Bulkhead Resulting from Transient and Regular Pitching Motions of Tank

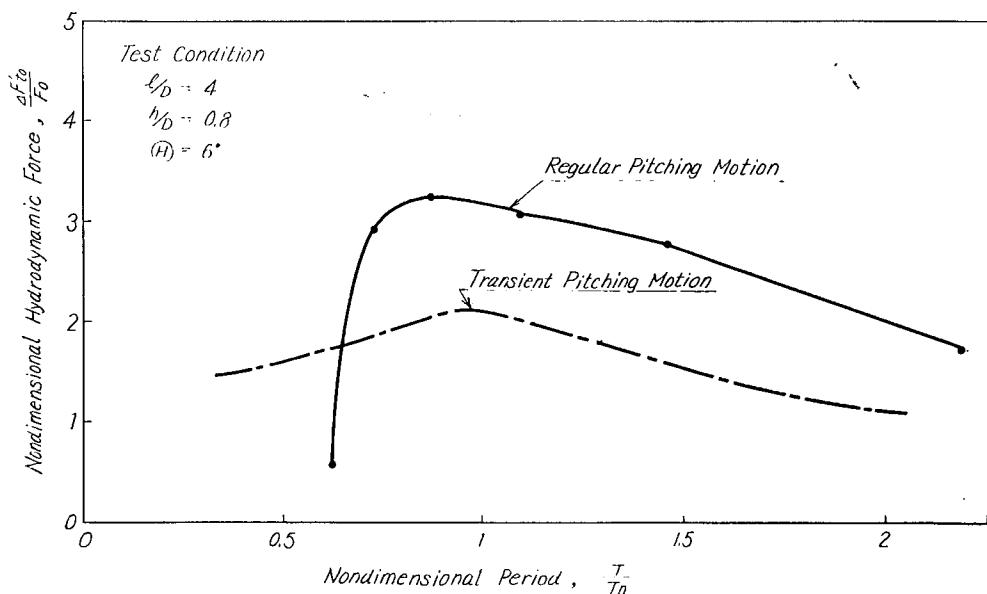


Fig. 3.30 Comparison of Hydrodynamic Forces on Watertight Bulkhead Resulting from Transient and Regular Pitching Motions of Tank

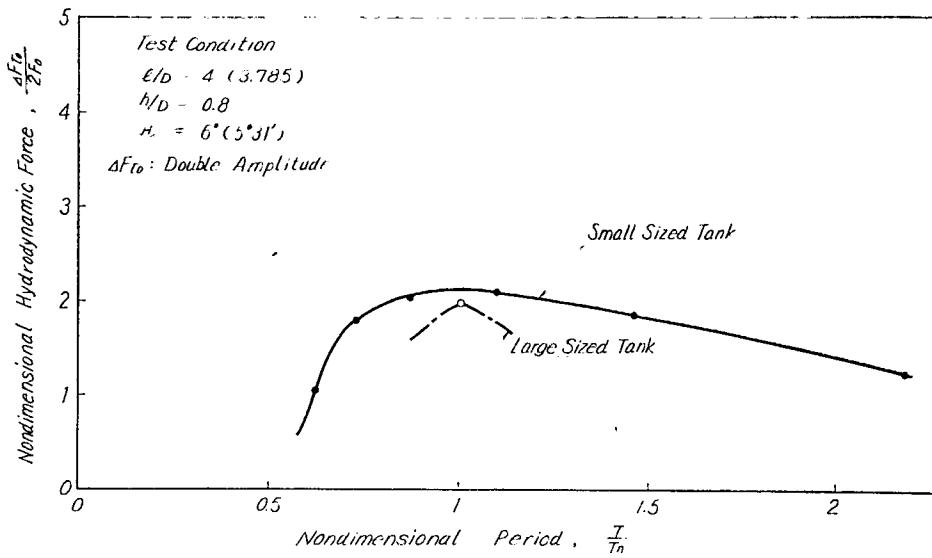


Fig. 3.31 Comparison of Hydrodynamic Forces on Watertight Bulkhead Resulting from Regular Pitching Motion of Small and Large Sized Tanks

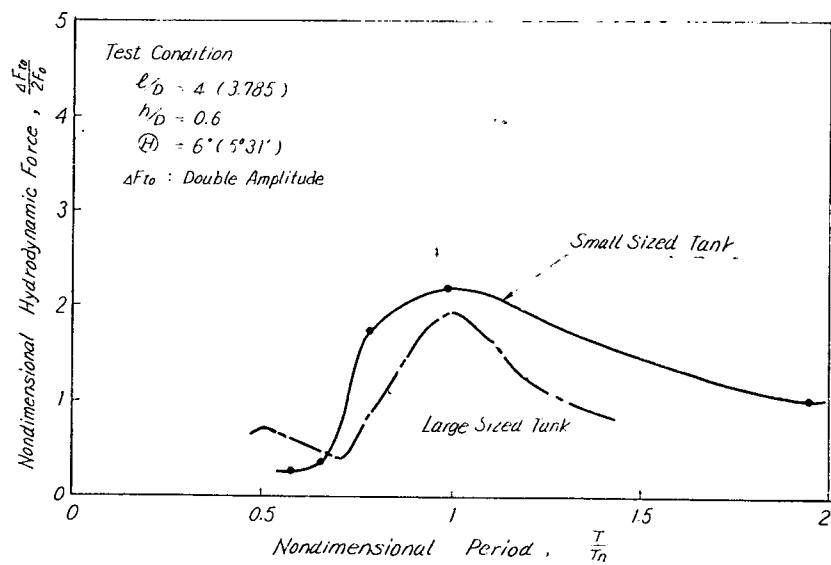


Fig. 3.32 Comparison of Hydrodynamic Forces on Watertight Bulkhead Resulting from Regular Pitching Motion of Small and Large Sized Tanks

### 3.2 制水隔壁のある油槽

#### 3.2.1 水平方向に穴をあけた制水隔壁の効果

Fig. 3.33 は制水隔壁の 2 つの例について運動周期によって隔壁に加わる力がどのように変化するかを示したものである。

ここで隔壁に加わる力を次のように表わすことにする。

$\Delta F't$  : 水密隔壁に加わる力

$\Delta F's$  : 制水隔壁に加わる力

$F_0$  : 傾斜静水圧による力

すなわち,  $F_0 = \rho V \theta / 2 = \rho l b h \theta / 2$ ,  $\rho$  および  $V$  は、それぞれ水の密度および体積,

$\theta$  はピッティング角である。

この図によると、制水隔壁の効果は  $T/Tn = 1$  附近で大きく  $T/Tn$  が 1 からなれると小さくなっている。制水隔壁の効果がもっとも大きくあらわれる  $l/D = 4$ ,  $h/D = 0.8$ ,  $T/Tn = 1$  の場合も  $\Delta F't + \Delta F's$  の減少は 20% 程度であった。図示した以外の 18 種類の制水隔壁についても、ほぼ同様の傾向がみられた。したがって、制水隔壁の効果をしらべるには  $T/Tn = 1$  附近的周期で実験すればよいと考えられる。

なお、短い周期の運動の場合に水密隔壁あるいは開口比の小さい制水隔壁を設けるとかえって  $\Delta F't + \Delta F's$  が増加する場合がある。これは構の長さが短くなったために短い周期で同調するようになるからと考えられる。

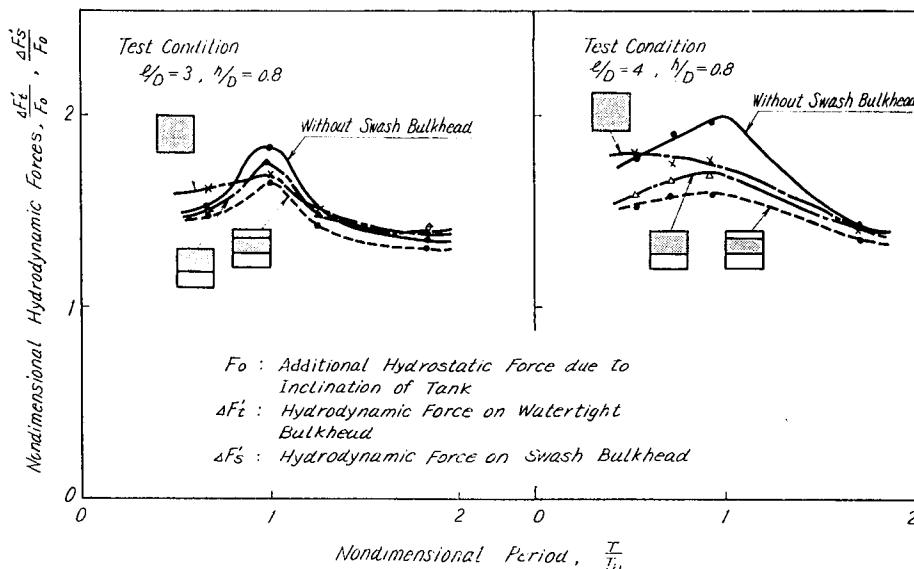


Fig. 3.33 Hydrodynamic Forces on Watertight and Swash Bulkheads Resulting from Transient Pitching Motions of Tank

Fig. 3.34～Fig. 3.36 は  $l/D = 4$ ,  $h/D = 0.8$ ,  $T/Tn = 0.92$  の場合について制水隔壁の開口比を上から下、下から上あるいは水線から下に次第に減少させていった場合の  $\Delta F't + \Delta F's$  の変化を示す。これらの図から、制水隔壁の上と下を閉じてしまうと  $\Delta F't + \Delta F's$  は若干増加する傾向がみられる。

$l/D = 3$ ,  $h/D = 0.8$ ,  $T/Tn = 1$  のときにも同様の傾向がみられた。しかし、 $T/Tn$  が 1 からはなれると、 $\Delta F't + \Delta F's$  はほとんど変化しなくなる。この一例を Fig. 3.37 に示す。

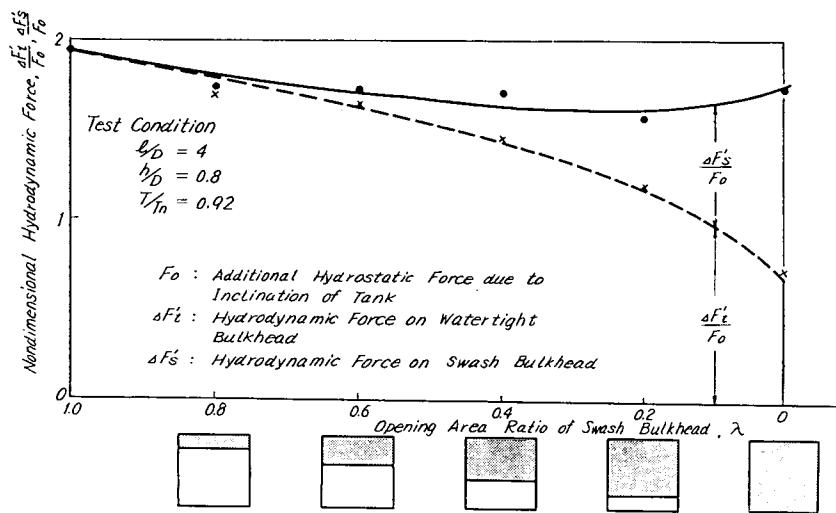


Fig. 3.34 Hydrodynamic Forces on Watertight and Swash Bulkheads Resulting from Transient Pitching Motion of Tank

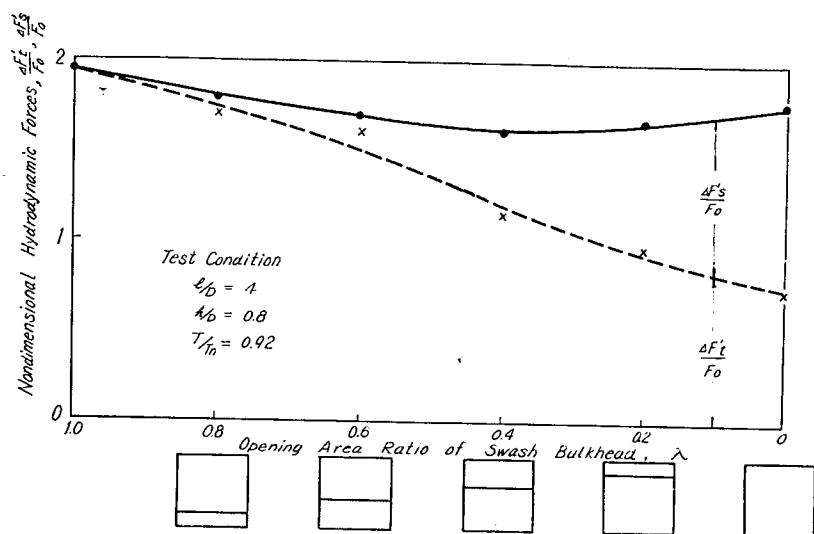


Fig. 3.35 Hydrodynamic Forces on Watertight and Swash Bulkheads Resulting from Transient Pitching Motion of Tank

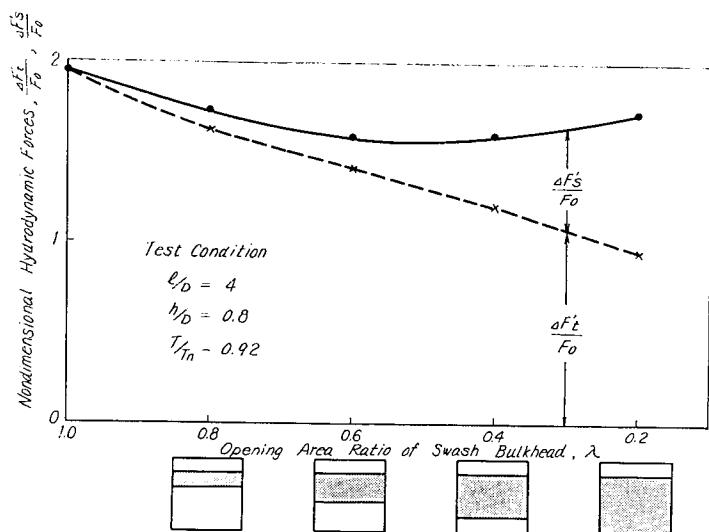


Fig. 3.36 Hydrodynamic Forces on Watertight and Swash Bulkheads Resulting from Transient Pitching Motion of Tank

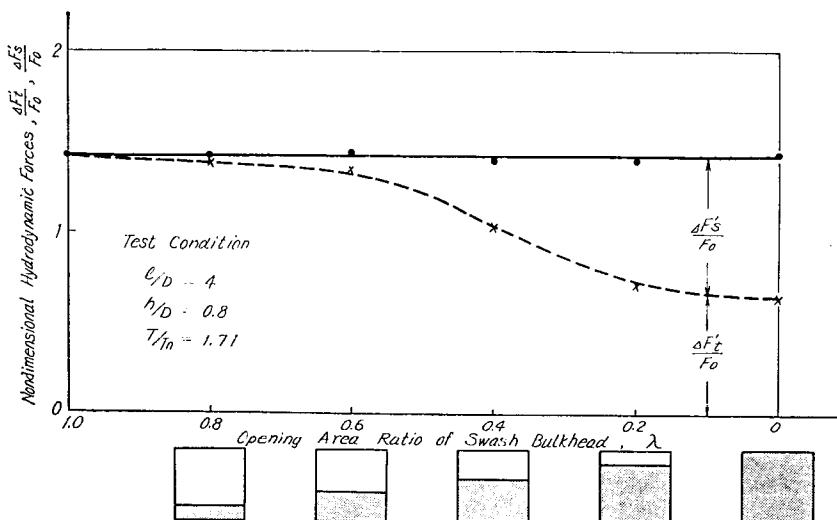


Fig. 3.37 Hydrodynamic Forces on Watertight and Swash Bulkheads Resulting from Transient Pitching Motion of Tank

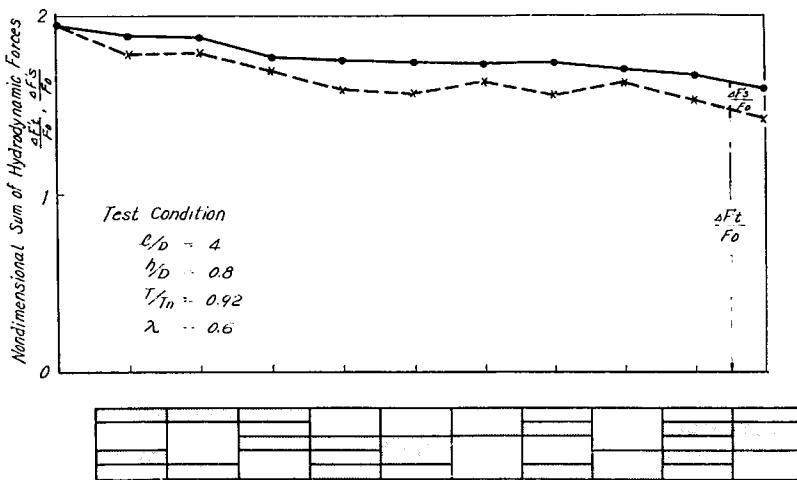


Fig. 3.38 Hydrodynamic Forces on Watertight and Swash Bulkheads Resulting from Transient Pitching Motion of Tank (the Opening Area Ratio of Swash Bulkhead being 0.6)

Fig. 3.38 は、開口比を一定にし、制水隔壁の穴の位置を種々にかえて、効果を比較した例である。この図をみると静水面附近に部材を置き、最上部を開けた制水隔壁が効果が大きいようである。同様な傾向は  $l/D = 3$  のときも、また、開口比を 0.4 あるいは 0.2 とした場合にもみとめられた。

Fig. 3.39 は、水密隔壁および制水隔壁に加わる圧力の分布を示す例である。この図によると、制水隔壁の設置により、水密隔壁に加わる力は小さくなるが、分布形状は変化せず、静止水面以下では等分布、静止水面以上は直線分布で近似してよいと考えられる。制水隔壁に加わる圧力もほぼ等分布である。他の実験条件の場合も傾向は同様であった。

$P_0$  : Additional Hydrostatic Pressure due to Inclination of Tank  
 $\Delta P_t$  : Hydrodynamic Pressure on Watertight Bulkhead  
 $\Delta P_s$  : Hydrodynamic Pressure on Swash Bulkhead

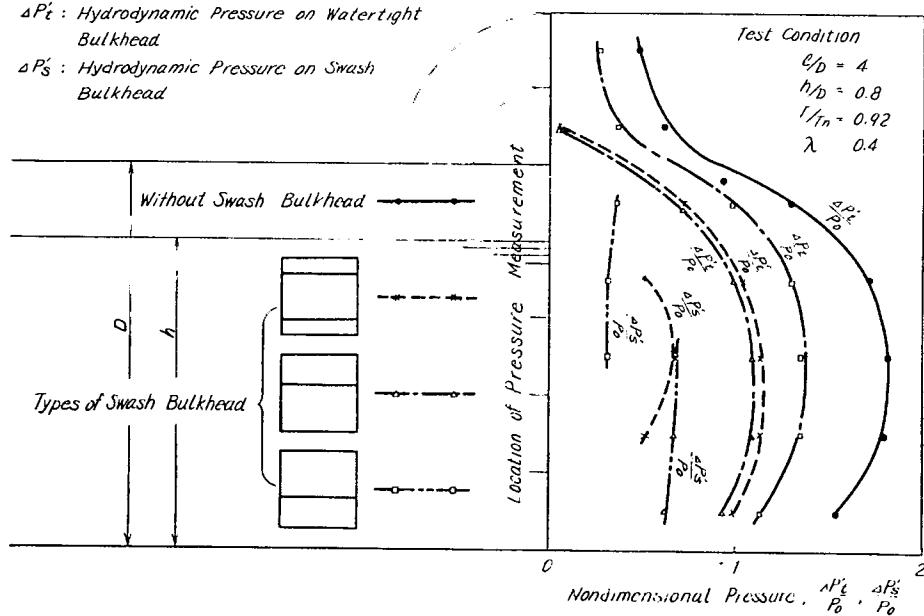


Fig. 3.39 Distribution of Hydrodynamic Pressure on Watertight and Swash Bulkheads Resulting from Transient Pitching Motion of Tank

### 3.2.2 垂直方向に穴をあけた制水隔壁の効果

Fig. 3.40 は、垂直方向に穴をあけた制水隔壁の効果を示す例である。比較のため水平方向に穴をあけたものもあわせて示した。この図によると、開口比が一定のとき、垂直方向にどのように穴をあけてもその効果はほとんど一定で、水平方向に穴をあけたものにくらべて効果が少ない。この傾向は開口比の他の場合にも同様であった。したがって、垂直方向に穴をあけた制水隔壁は制水効果がすくないといえよう。

### 3.2.3 開口比 0.3 の制水隔壁の形状の影響

上述のように、制水隔壁の  $\Delta F't + \Delta F's$  におよぼす効果は比較的小さいが、開口比 0.3 附近でもっとも効果があるようであり、また、実際にもちいられている制水隔壁も、開口比 0.3 程度のものが多い。そこで、開口比が 0.3 で種々の形状をもつ制水隔壁をつくってその効果をしらべた。Fig. 3.41 にその結果を示してあるが、この図によると制水隔壁にこまかく穴をあける必要はなく、最上部と最下部に水平方向に穴をあけておけばよいと考えられる。

### 3.2.4 フレームおよびトランスリングの効果

Fig. 3.42 および Fig. 3.43 にフレームあるいはトランスリングを槽内に設置した場合に水密隔壁に加わる力を示してある。

これらの図によると、フレームあるいはトランスリングの本数が増加するにつれて水密隔壁に加わる力は次第に減少し、これらの部材がない場合の 85% 程度まで減少する。

フレームに加わる力もその本数とともに減少したが、その値は小さく、水密隔壁の 1/20 以下（単位面積当りの圧力では 1/4 以下）であった。トランスリングの場合も同様で水密隔壁の 1/20 以下（単位面積当りの圧力では 1/6 以下）であった。

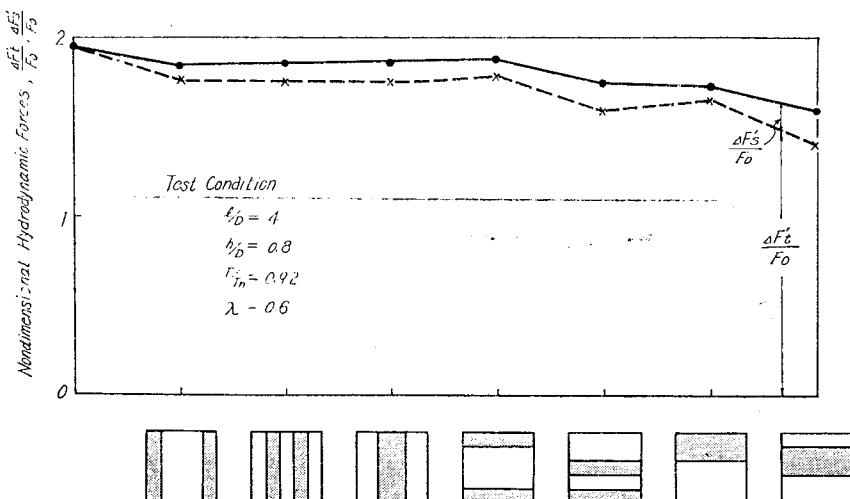


Fig. 3.40 Hydrodynamic Forces on Watertight and Swash Bulkheads Resulting from Transient Pitching Motion of Tank (the Opening Area Ratio of Swash Bulkhead being 0.6)

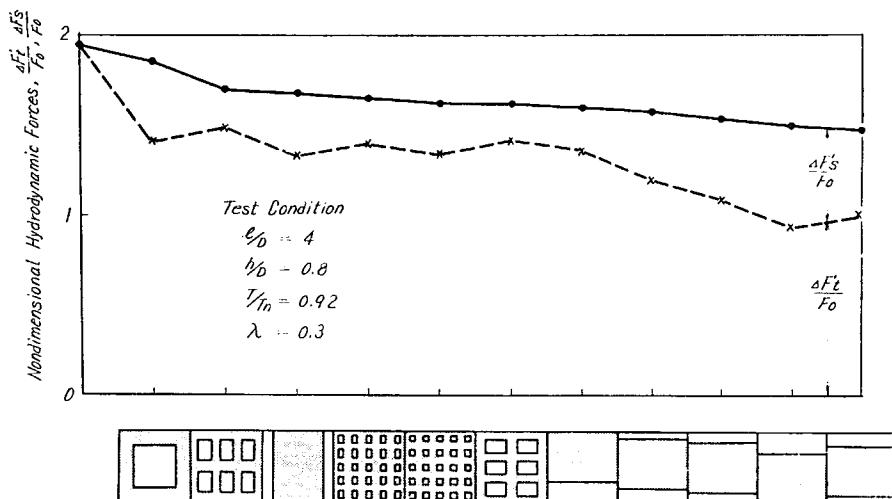


Fig. 3.41 Hydrodynamic Forces on Watertight and Swash Bulkheads Resulting from Transient Pitching Motion of Tank (the Opening Area Ratio being 0.3)

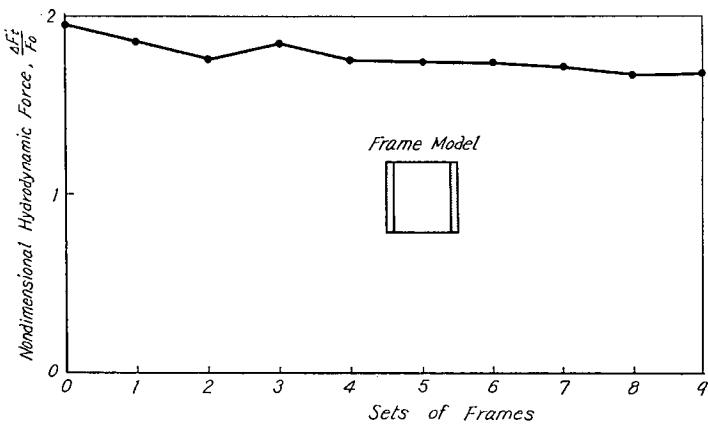


Fig. 3.42 Hydrodynamic Force on Watertight Bulkhead Resulting from Transient Pitching Motion of Tank with Frames

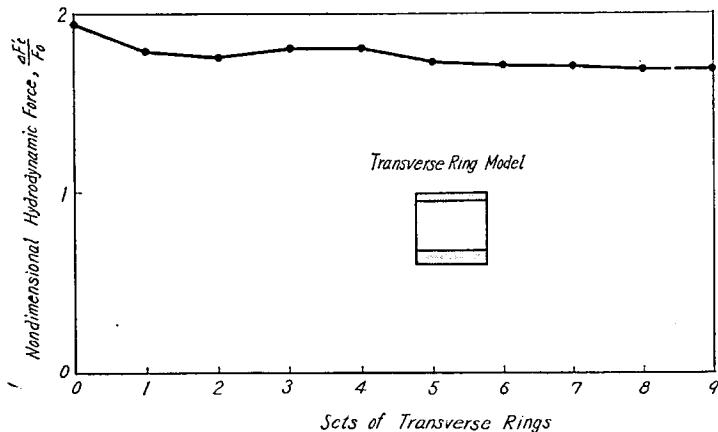


Fig. 3.43 Hydrodynamic Force on Watertight Bulkhead Resulting from Transient Pitching Motion of Tank with Transverse Rings

### 3.2.5 制水隔壁を2枚設置した場合の効果

Fig. 3.44 に制水隔壁を2枚設置した場合の結果を、制水隔壁1枚の場合と比較して示してある。制水隔壁が2枚の場合は、水密隔壁に加わる力は1枚の場合とほぼ等しく、また制水隔壁に加わる力は2分されている。水密隔壁、制水隔壁のすべてに加わる力の和は、ほぼ1枚の場合と等しくなっていることがわかる。

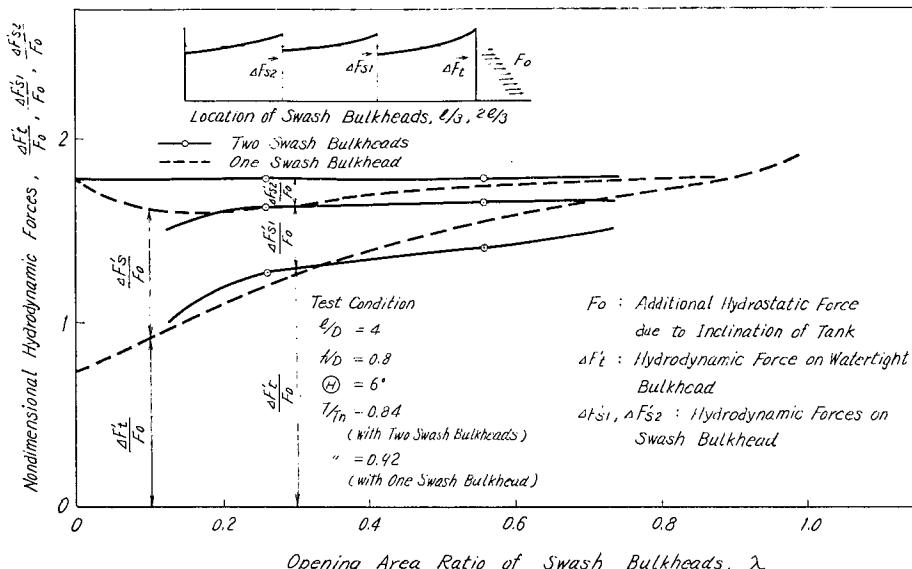


Fig. 3.44 Hydrodynamic Forces on Watertight and Swash Bulkheads Resulting from Transient Pitching Motion of Tanks with Two Swash Bulkheads (Forces in Case of Tanks with One Swash Bulkhead being Shown by Broken Lines for Comparison)

## 第4章 設計への応用

以上に述べたように、制水隔壁を設置すると、水密隔壁に加わる力は減少し、その結果は制水隔壁の形状および開口比によって変化する。また両方の隔壁に加わる力の和  $\Delta F't + \Delta F's$  の値も若干変化するが、実用的にはほとんど一定とみなしうる。

Fig. 3.45 は制水隔壁の効果がもっとも大きくあらわれる  $T/Tn=1$  のときの  $\Delta F't + \Delta F's$  の値を、おなじ開口比を有するいろいろの制水隔壁の場合について平均し、開口比  $\lambda$  に対して図示したものである。これらの図から、水密隔壁に加わる力  $\Delta F't$ 、制水隔壁に加わる力  $\Delta F's$ 、あるいはこれらの合計  $\Delta F't + \Delta F's$  はいずれも開口比  $\lambda$  に対して直線的に変化するとみなして、隔壁に加わる力がもっとも大きくなる  $T/Tn=1$ 、 $h/D=0.8$  の場合に対して次のように見えることになる。

$$\left. \begin{aligned} \Delta F't &= 0.96 (1 + \lambda) F_0 \\ \Delta F's &= 0.96 (1 - \lambda) F_0 \\ \Delta F't + \Delta F's &= 1.92 F_0 \end{aligned} \right\} \quad (3.8)$$

$$\text{ここに } F_0 = \rho b h \theta / 2$$

Fig. 3.45 に  $\Delta F't$  および  $\Delta F't + \Delta F's$  に関する (3.8) 式をあわせて示した。

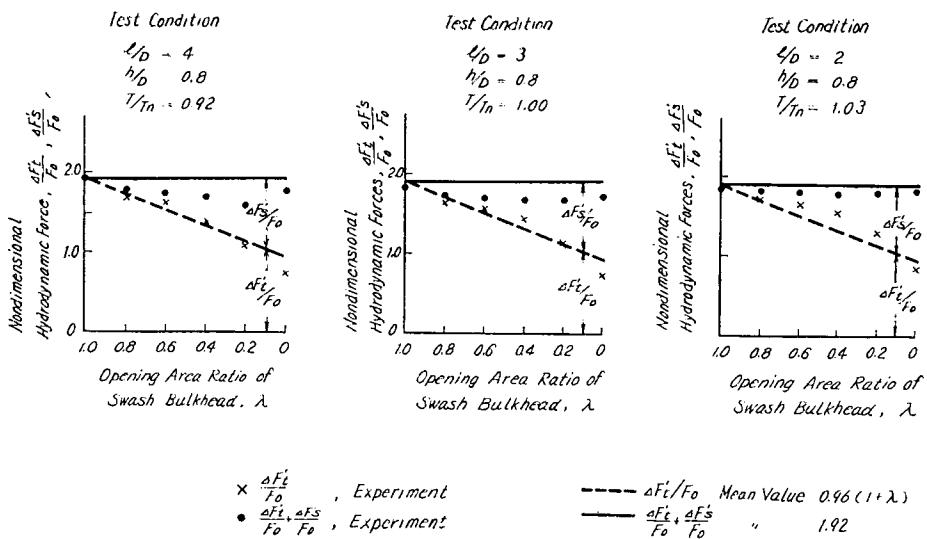


Fig. 3.45 Relation between Opening Area Ratio and Hydrodynamic Forces on Watertight and Swash Bulkheads Resulting from Transient Pitching Motion of Tank.

また、水密隔壁に加わる圧力の分布は Fig. 3.46 のようになり、図の斜線を施した部分の圧力が制水隔壁の開口比に応じて、Fig. 3.45 あるいは (3.8) 式に示すように両方の隔壁に配分されると考えられる。

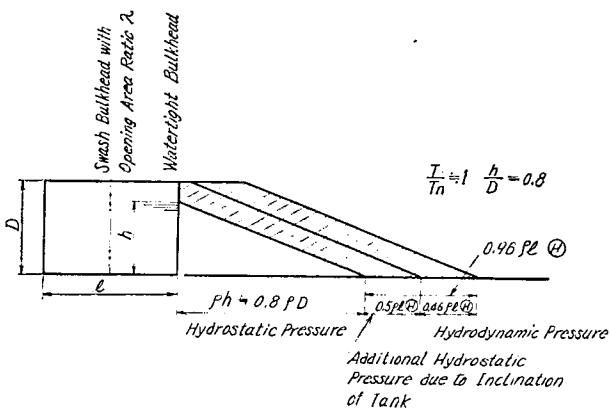


Fig. 3.46 Schematic Presentation of Hydrodynamic Pressure on Watertight and Swash Bulkheads Resulting from Transient Pitching Motion of Tank

上述の結果をもちいて、設計式をみちびいてみる。

水密隔壁に加わる圧力（動圧による水頭増加） $\Delta h$  は  $l/D = 2 \sim 4$  において  $T/T_n = 1$ ,  $h/D = 0.8$  のとき最大となり、

$$\Delta h = 0.48 (1 + \lambda) l \theta \quad (3.9)$$

で与えられる。さらにローリングによる水頭増加  $b\phi/2$  ( $b$  は油槽の幅,  $\phi$  はローリング角) を考慮すると次のようになる。

$$\Delta h = 0.48 (1 + \lambda) l \theta + 0.5 b \phi \quad (3.10)$$

したがつて、水密隔壁の最下部における設計水頭  $h'$  は

$$h' = 0.8 D + \Delta h = 0.8 D + 0.48 (1 + \lambda) l \theta + 0.5 b \phi \quad (3.11)$$

となり、船底より上方へ  $D_1$  なる任意の深さにおける設計水頭  $h'_1$  は、

$$h'_1 = 0.8 D - D_1 + 0.48 (1 + \lambda) l \theta + 0.5 b \phi \quad (3.12)$$

ただし、 $D_1 > 0.8 D$  のときは、 $D_1 = 0.8 D$  とする。

いま、(3.11), (3.12) 式において、 $\theta = 0.175 \text{ rad} \approx 10^\circ$ ,  $\phi = 0.4 \text{ rad} \approx 23^\circ$  とすれば、

$$h' = 0.8 D + 0.084 (1 + \lambda) l + 0.2 b \quad (3.13)$$

$$h'_1 = 0.8 D - D_1 + 0.084 (1 + \lambda) l + 0.2 b \quad (3.14)$$

となる。

これに対して現行日本海事協会規則（以下 NK 規則と略称する）による設計水頭は、水密隔壁の最下部に対して、

$$h = D + C_1 - 3 + 0.05 (1 + 1.2 \lambda) l + 0.2 b \quad (3.15)$$

ただし単位は  $m$  とする。

ここに、 $C_1$  は上甲板キャンバとハッチコーミングの高さの和である。(3.13), (3.15) の両式は形がよく似ている。

次に制水隔壁には静水圧がかからないから動圧のみを考えると、

$$\Delta h = 0.48 (1 - \lambda) l \theta \quad (3.16)$$

となり、上の場合と同様に  $\theta = 0.175 \text{ rad}$  とすれば、

$$\Delta h = 0.084 (1 - \lambda) l \quad (3.17)$$

となり、(3.17) 式は任意の深さにおいて適用できる。

これに対して現行 NK 規則によると、制水隔壁の防撓材、防撓桁は、水密隔壁の防撓材、防撓桁の強度の50%以上としている。防撓材、防撓桁の断面係数  $z$  は、

$$z = C_2 S h' b^2$$

ただし、 $S$  : 心距,  $h'$  : 設計水頭,  $b$  : 心距,  $C_2$  : 係数

の形で表わせるから、 $C_2$ ,  $S$ ,  $b$  を水密隔壁と同一とすれば、制水隔壁の設計水頭  $h'$  は水密隔壁の設計水頭  $h'$  の  $\frac{1}{2}$  となる。

$$h' = \frac{1}{2} h' = \frac{1}{2} [D + C_1 - 3 + 0.05 (1 + 1.2 \lambda) l + 0.2 b] \quad (3.18)$$

ただし、単位は  $m$  とする。

(3.13) および (3.17) 式による設計水頭の計算値および、実船に NK 規則の (3.15) および (3.18) 式を適用した例を、開口比  $\lambda = 0, 0.3$  および 1 の場合について Fig. 3.47 に示してある。

これから、NK 規則は水密隔壁に対してはほぼ妥当であるが、制水隔壁に対しては過大な要求をしているといえる。

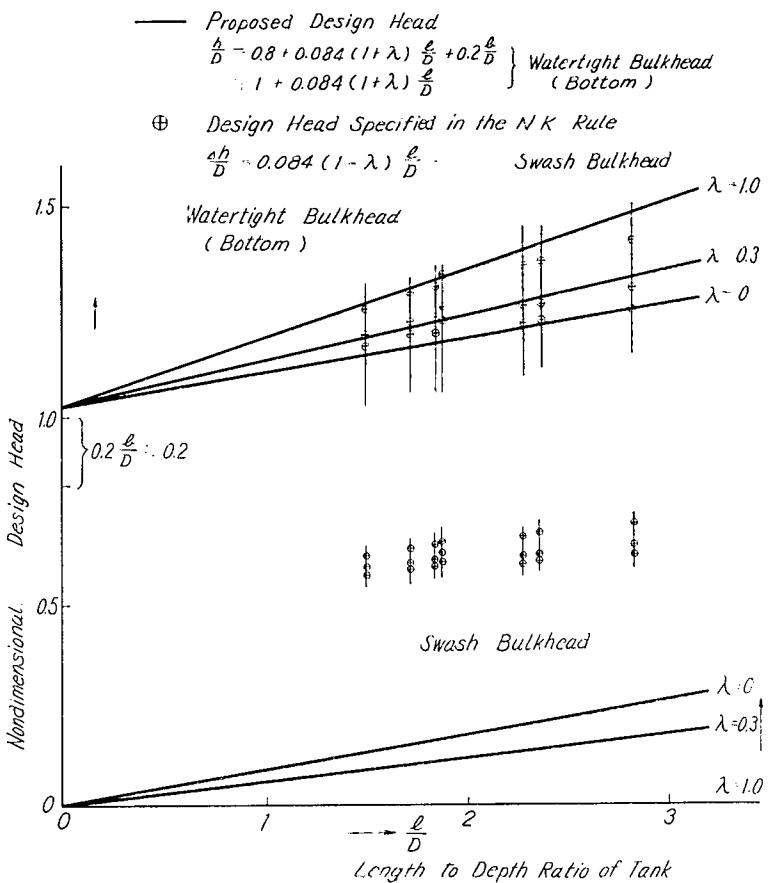


Fig. 3.47 Proposed Design Heads for Watertight and Swash Bulkheads in Comparison with Those Specified in the N. K. Rule

## 第5章 結論

制水隔壁のない油槽および制水隔壁のある油槽に、主として、過渡的なピッキング運動を与えた実験を行ない、次の結論が得られた。

### 1) 制水隔壁のない油槽

○水密隔壁に加わる力は与えた運動の周期に対して変化するが、その様子は  $\ell/D$  の種々の値に対してほぼ一様であり、ピッキング運動においては  $T/T_n$  が 1 附近で、サーボング運動においては 1 ~ 2 で最大となる。

○水密隔壁に加わる力の最大値はほぼ槽の長さに比例して増加する。

○水密隔壁に加わる圧力の分布は、静止水面以下では、ほぼ一様である。静止水面附近以上および甲板に対する衝撃的圧力はピッキング運動の場合の方が、サーボング運動の場合より小さい。また各点の最大圧力はほぼ同時刻に発生している。

○水密隔壁に加わる力は油槽の水深がほぼ  $h/D = 0.8$  のときに最大となる。

- サージング運動のとき水密隔壁に加わる力は過渡的な運動の理論解の約1.3倍程度である。
- 過渡的な運動の場合の水密隔壁に加わる力の最大値は、 $l/D = 4$  のときに、定常運動の場合の60%程度である。
- 油槽模型の大きさが変ると、水密隔壁に加わる力は模型の体積にはほぼ比例して変化し、寸法効果は小さい。

## 2) 制水隔壁のある油槽

○ 過渡的なピッキング運動を与えた場合、制水隔壁の設置により水密隔壁に加わる力は減少するが、一方制水隔壁に加わる力が増加し、両方の隔壁に加わる力の和はあまり変化しない。この値がもっとも減少する場合でも制水隔壁を設置しない場合の80%程度に減少するのみである。

○ 水密および制水隔壁に加わる力の合計がもっとも大きくあらわれるのは  $T/Tn = 1$  附近で、それよりピッキング運動の周期が長くても短くても制水隔壁の効果は小さくなる。

○ 制水隔壁の効果は、開口比によりほぼ定まり、その開口形状の影響はあまりない。

○ ピッキング運動により水密隔壁に加わる圧力は、水密、制水いずれの隔壁においても、近似的に等分布とみなされる。

○  $T/Tn = 1$ ,  $h/D = 0.8$ ,  $l/D = 2 \sim 4$  において水密隔壁に加わる力  $\Delta F't$ 、制水隔壁に加わる力  $\Delta F's$  と、制水隔壁の開口比  $\lambda$  との関係は近似的に、

$$\Delta F't = 0.96 (1 + \lambda) F_0, \quad \Delta F's = 0.96 (1 - \lambda) F_0$$

で与えられる。ここに  $F_0$  は傾斜静水圧による力である。また、

$$\Delta F't + \Delta F's = 1.92 F_0$$

となって、水密隔壁および制水隔壁に加わる力の和は、開口比によってほとんど変わらないことが示される。

○ フレームおよびトランスリングに加わる力は小さいがこれらを構内に2本程度入れることによって、水密隔壁に加わる力は約85%程度まで減少し、それ以上の本数ではほとんど変化しない。

○ 同一構に対して制水隔壁を2枚設置した場合を1枚設置した場合と比較すると、水密隔壁に加わる力は両者ともほぼ等しい。また、制水隔壁に加わる力は、前者の2枚の隔壁に加わる力の和が、後者の1枚のみのものとはほぼ等しい。制水隔壁の枚数を増しても、水密および制水隔壁に加わる力の和はほぼ一定である。

○ 以上の結果にもとづいて、水密および制水隔壁の設計に利用しうる実用的な設計式を提案した。これによると現行のNK規則は、水密隔壁に対しては妥当であるが制水隔壁に対してはやや過大な要求をしていると考えられる。

## 参考文献

- (1) A. M. Binie ; "Wave in an Open Tank"  
Engineering, March 21, 1941
- (2) 田宮 真 ; 遊動水の動的影響について  
造船協会論文集 第103号

- (3) 萩 田 敏 男 ; 船油が横搖性に及ぼす一影響  
田 中 紀 男 ;  
関西造船協会誌 第77号
- (4) 萩 田 敏 男, 田 中 紀 男 ; 槽油が構造に与える荷重について  
北 村 博, 林 理二郎 ;  
関西造船協会誌 第82号
- (5) 吉 識 雅 夫, 山 本 善 之 ; 船体運動時荷油によつて生ずる動的圧力の研究  
萩 原 孝 一  
造船協会論文集 第109号
- (6) 萩 原 孝 一, 山 本 善 之 ; 荷油槽に生ずる衝撃圧力の理論的研究  
造船協会論文集 第112号
- (7) Lamb ; "Hydrodynamics"

## 第4編 模型船の波浪中試験による荷油が隔壁に及ぼす力に関する研究

### 第1章 研究の概要

波浪と荷油の運動によって油槽壁が受ける力との間に、線型重ね合せの原理が成り立つかどうかを、油槽を搭載した模型船の波浪中試験によって調べ、陸上の動搖装置による試験の結果を実船に適用するための参考資料を得ることを目的としてこの実験を実施した。実験に使用した模型船は長さ4.5mのT2-SE-A1タンカの模型で、これを試験水槽に発生させた規則波および不規則波の中で自航させ、タンク壁に加わる荷油（実験には水を用いた）の動的な力を計測した。

### 第2章 実験方法

#### 2.1 模型船とタンク

実験に使用した模型船とその対応実船の主要目をTable. 4.1に示す。この模型船に2台のタンクを搭載した。タンクの外観をPhoto. 4.1に示す。タンクの寸法は内りで長さ $L=766\text{ mm}$ 、深さ

Table. 4.1 Principal Particulars of Model

Ship's Type	T 2-SE-A1 Tanker
Length between Perpendiculars, $L$	4.500 m
Breadth, $B$	0.608 m
Depth, $D_s$	0.351 m
Draft, $d$	0.268 m
Displacement, $\Delta$	543 kg
Block Coefficient, $C_b$	0.74
Longitudinal Center of Buoyancy Forward of Midship	0.004 $L$
Radius of Gyration, $K$	0.281 $L$

$D=350\text{ mm}$ 、幅 $b=220\text{ mm}$ である。深さは模型船の深さに等しい。また $L/D=2.185$ で、この値は陸上の大型模型試験の $L/D$ シリーズの1つの値と同じである。タンクの搭載位置をFig. 4.1に示す。1台はその中心がMidshipに、他の1台はその中心がF.P.から $0.3L$  ( $L$ は船の長さ)の位置にある。タンクのTransverse Bulkhead (A), (B), (C), (D)に働く荷油の力を計測するために、タンクの構造をFig. 4.2に示すようなものとした。隔壁はタンクの側壁および底と切りはなさ

れ、カンティレバで支持されている。隔壁に加わる力によってカンティレバに生じる曲げ応力を計測して、隔壁に作用する力を求めた。Photo. 4.2 に規則波中航走時の模型船を示す。

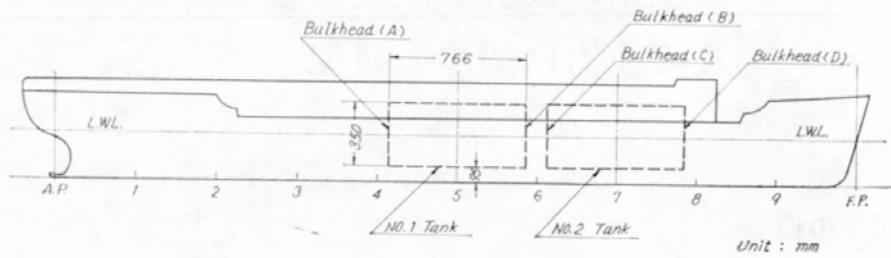


Fig. 4.1 Locations of Tanks

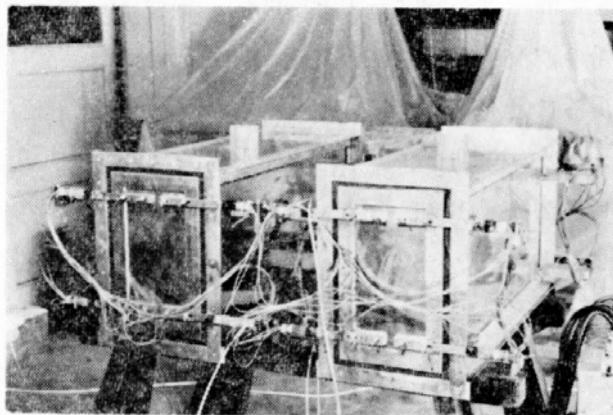


Photo. 4.1

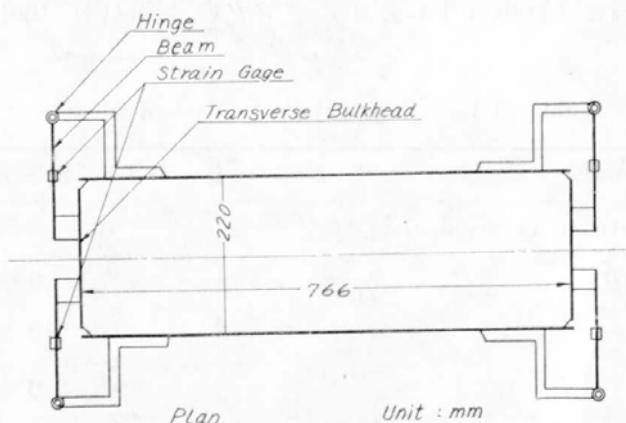


Fig. 4.2 Force Sensing Mechanism of Tank

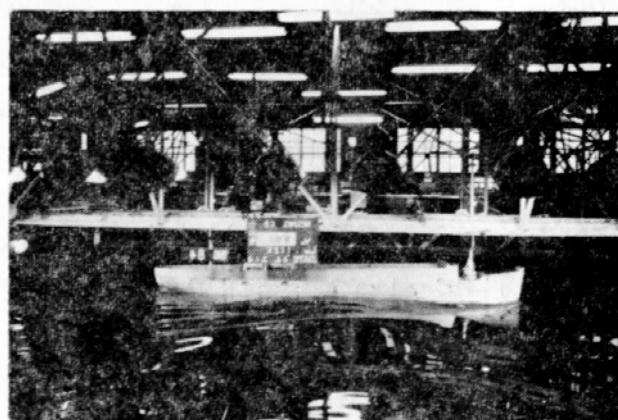


Photo. 4.2

## 2.2 実験状態

実験は船舶技術研究所目白第1試験水槽で行なった。タンクを搭載した模型船を、規則波および不規則波（長波頂）中を向い波の状態で自航させ、波高、船速、縦揺れ、上下揺れ、タンク隔壁に働く荷油の力等を計測した。

規則波の波長  $\lambda$  は模型船の長さ  $L$  の 50, 75, 92, 100, 112, 125, 180, 200% であり、波高  $Hw$  は一定で 10cm とした。船速  $V$  も全実験を通じて一定で 1.11m/sec (フルード数  $Fr=0.167$ ) とした。

吃水は満載等吃水である。タンク内の水深  $h$  は陸上の大型模型試験において力が最大となった、 $0.7D$  ( $D$  はタンクの深さ) に等しくした。また、タンクに積んだ水が、自由水としてどの程度船体運動に影響するかを調べるために、タンク内の水の重量に等しい固体重量を積んだ場合の実験も若干行なった。

## 第3章 実験結果

隔壁の受ける不規則変動力（圧力を隔壁の全面にわたって積分したもの） $F(t)$  は縦揺れに起因するもの、上下揺れに起因するもの等の和であるとし、波、縦揺れ、上下揺れ、全圧力等の現象はすべて、線型であると仮定すれば次式が成り立つ。<sup>1</sup>

$$Sf(\omega) = |Hfw(\omega)|^2 \cdot Sw(\omega) \dots \quad (4.1)$$

$$|Hfw(\omega)|^2 = |Hfp(\omega) \cdot Hpw(\omega) + Hfh(\omega) \cdot Hhw(\omega) + \dots|^2 \dots \quad (4.2)$$

ここで、 $Sf(\omega)$  は隔壁に働く不規則変動全圧力のエネルギースペクトル、 $Sw(\omega)$  は不規則波のエネルギースペクトル、 $Hpw(\omega)$  と  $Hhw(\omega)$  はそれぞれ縦揺れおよび上下揺れの波に対する応答関数、 $Hfp(\omega)$  と  $Hfh(\omega)$  は、それぞれ全圧力の縦揺れおよび上下揺れに対する応答関数である。

規則波中の実験によって  $|Hfw(\omega)|^2$  を求め、 $Sf(\omega)$  と  $Sw(\omega)$  を不規則波中の実験によって求めた。そして  $Sf(\omega)$  と  $|Hfw(\omega)|^2 \cdot Sw(\omega)$  を比較し (4.1) 式が成り立つかどうかを調べた。

Fig. 4.3-1 ~ 4.3-3 に規則波中、Fig. 4.3-4 に不規則波中航走時の荷油の力のオシロ記録例を示す。

### 3.1 規則波中の実験

Fig. 4.4-1 に縦揺れ、Fig. 4.4-2 に上下揺れの実験結果を示す。 $\phi$  は縦揺れの片振幅、 $Z$  は上下揺れの片振幅である。破線で示したものはタンクに固体重量を積んだ場合の結果である。また、 $Te$  は出会い周期、 $Tpo$ 、 $Tho$  はそれぞれ縦揺れと上下揺れの固有周期（実験値）である。

Fig. 4.5 に規則波中を航走した場合に、各隔壁に働く力の復振幅を示す。（静止時の静水圧をゼロ基線とする） $F(A)$ 、 $F(B)$ 、 $F(C)$ 、 $F(D)$  はそれぞれ Bulkhead (A)、(B)、(C)、(D) に作用する力である。 $T_1$  は荷油の動揺の固有周期で  $T_1 = 2\pi / \sqrt{\frac{\pi g}{l} \tanh \frac{\pi h}{l}}$  により計算した値で、1.13 sec である。これらの規則波中の実験結果を応答関数  $Hfw(\omega)$  として用いる。

### 3.2 不規則波中の実験

Fig. 4.6 に波、船体運動、隔壁に作用する力のコレログラムを示す。このコレログラム計算において

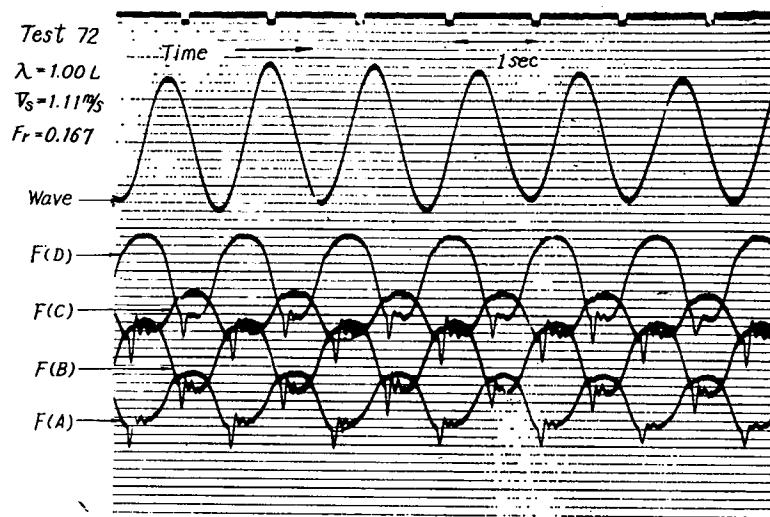


Fig. 4.3—1 Examples of Oscillograms of Forces on Bulkheads (in Regular Head Waves)

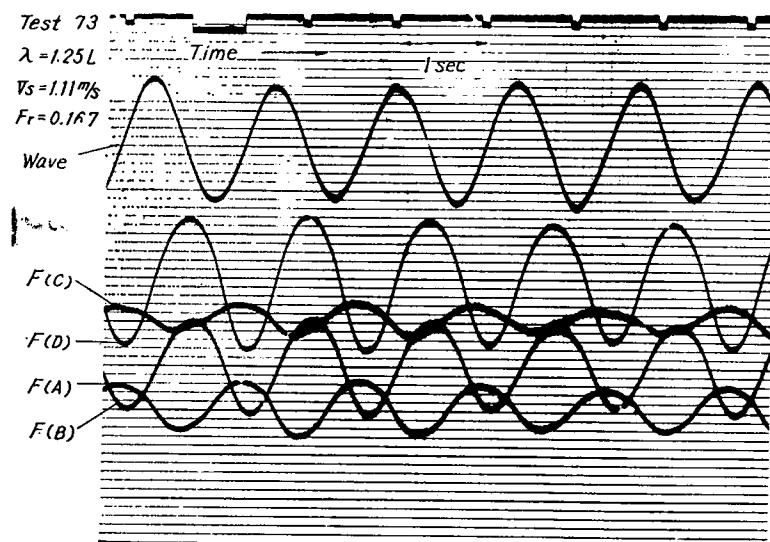


Fig. 4.3—2 Examples of Oscillograms of Forces on Bulkheads (in Regular Head Waves)

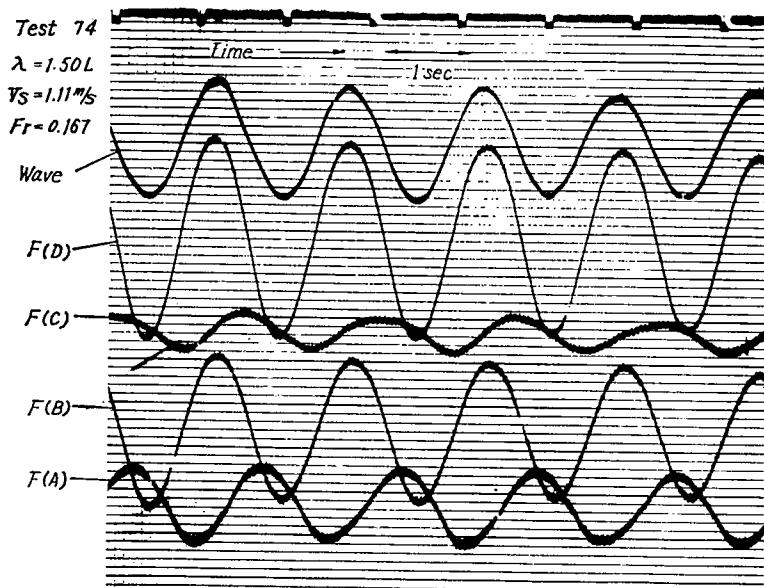


Fig. 4.3-3 Examples of Oscillograms of Forces on Bulkheads (in Regular Head Waves)

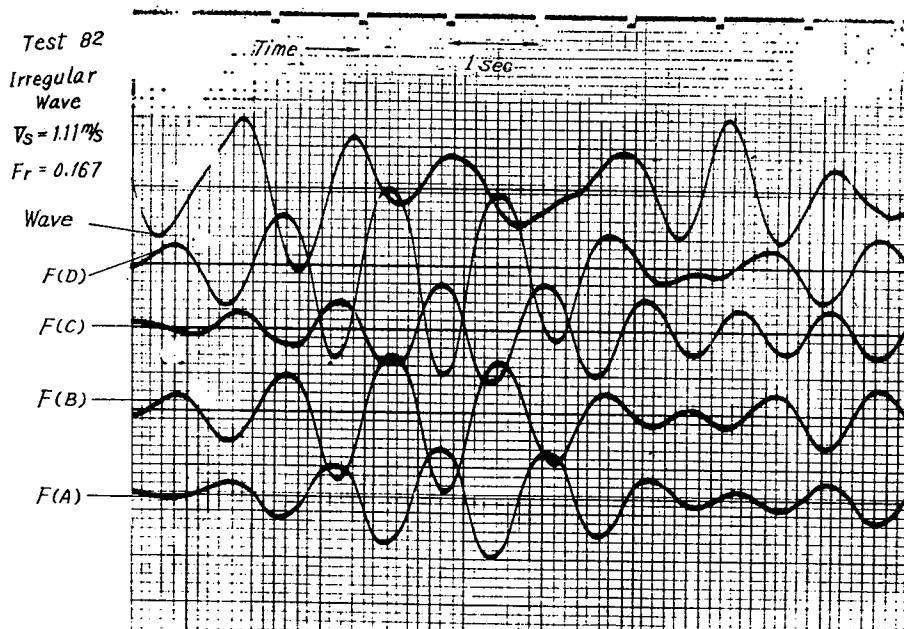


Fig. 4.3-4 Examples of Oscillograms of Forces on Bulkheads (in Irregular Head Waves)

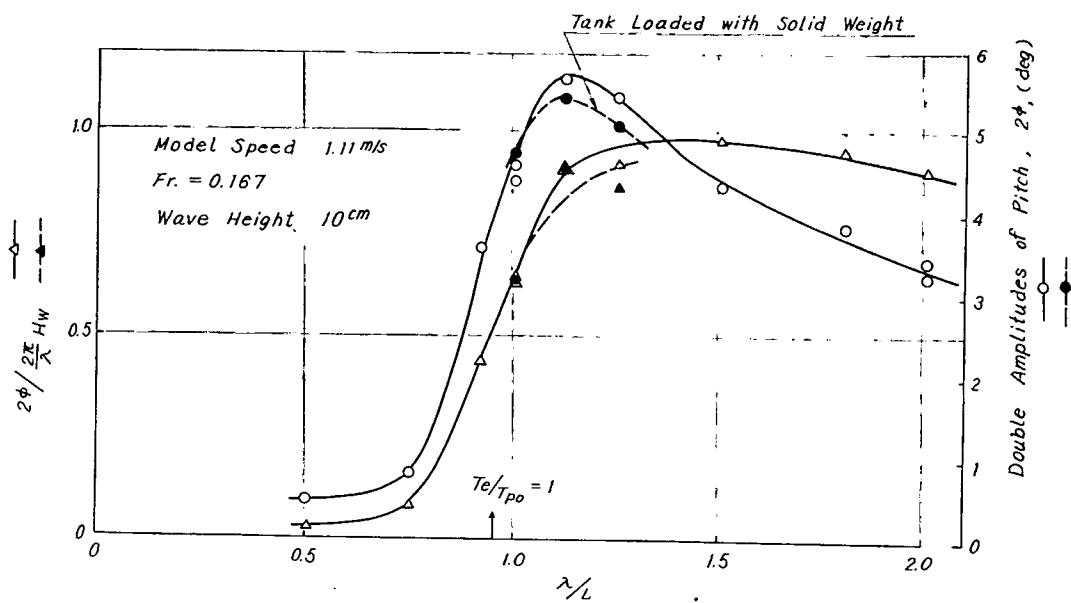


Fig. 4.4—1 Pitching Motions in Regular Head Waves

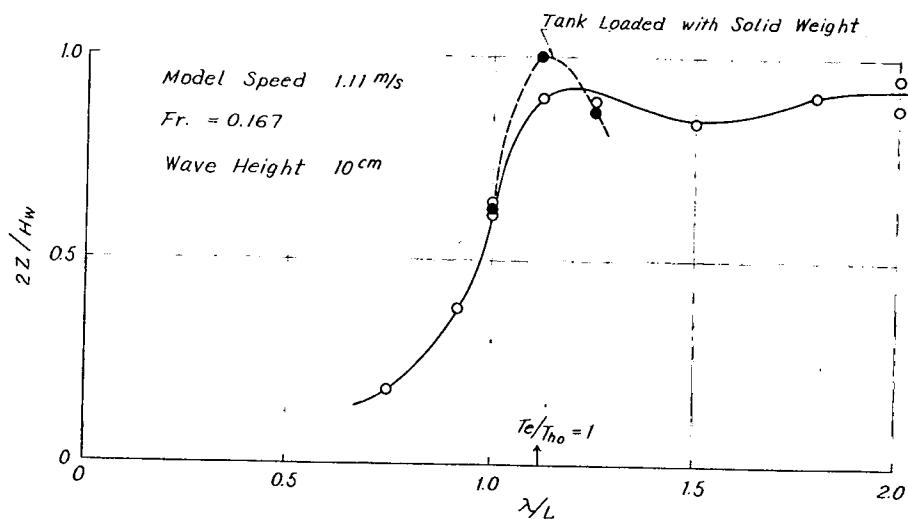


Fig. 4.4—2 Heaving Motions in Regular Head Waves

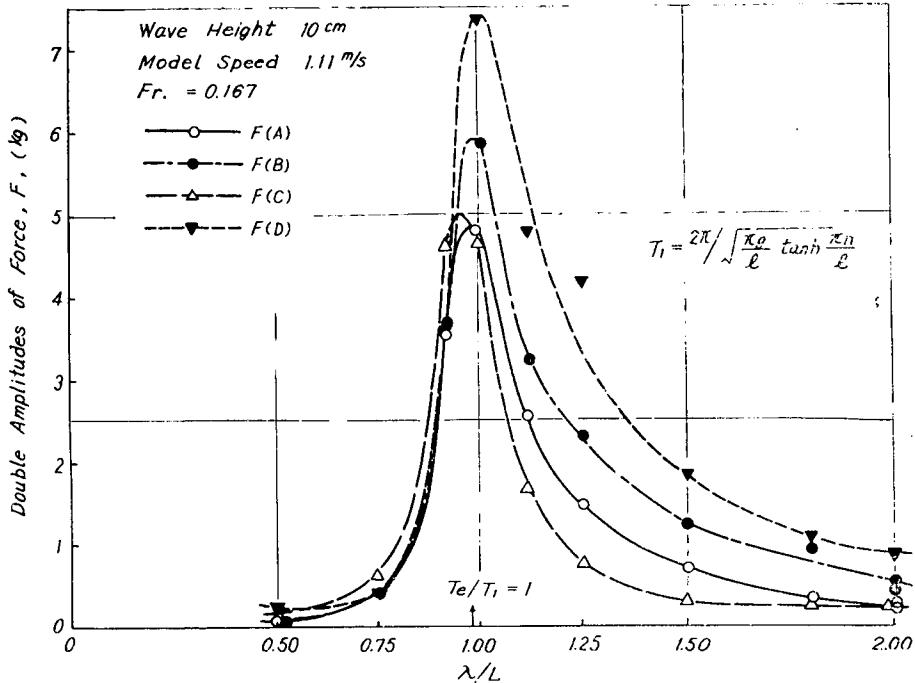


Fig. 4.5 Double Amplitudes of Force Acting on Transverse Bulkhead in Regular Head waves

て、記録の読み取り間隔は 0.125 sec, 読取り総数は 785, 最大ずらし数は 90 である。このコレログラムをフーリエ変換してスペクトルを求めた。

上下揺れと隔壁に働く力について、(4.1)式の左辺と右辺に対応するスペクトルの比較を Fig. 4.7 に示す。図の下段に (4.1) 式の右辺の因数、すなわち、波のスペクトル  $Sw(\omega)$  と全圧力の波に対する応答関数の 2 乗  $|Hfw(\omega)|^2$  を示し、上段にこれらの積  $|Hfw(\omega)|^2 \cdot Sw(\omega)$  を実線で示し、直接求めた全圧力のスペクトル  $Sf(\omega)$  を破線で示した。Fig. 4.7-1 に同様に上下揺れについての結果を示す。縦揺れについては計算に疑問があったので、ここには示さなかった。

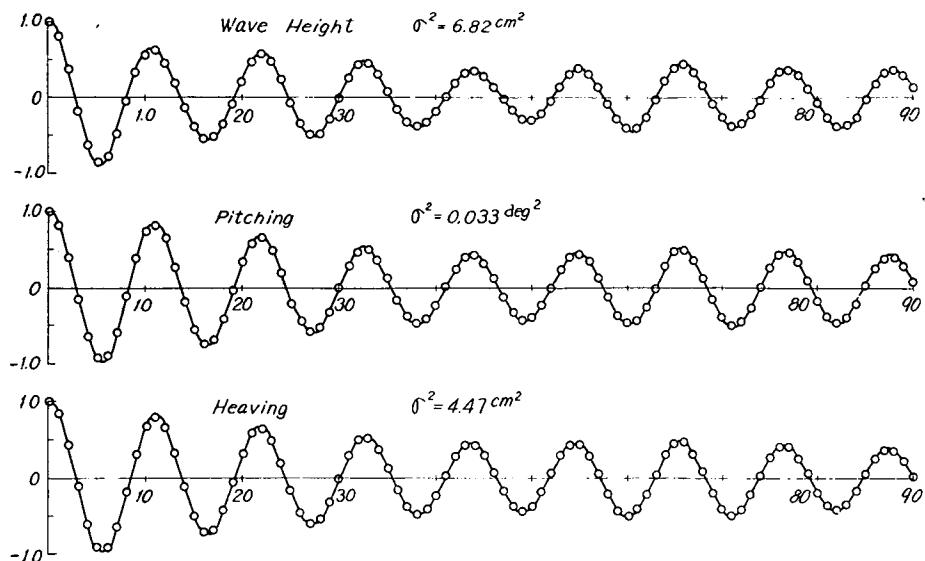
この結果をみると、上下揺れについては(4.1)式、すなわち線型重ね合せの原理がよく成り立つ。隔壁に働く荷油の力については、これらの結果を見るかぎり(4.1)式が成り立つとはいえない。しかしここで直ちにそのような結論を下すのは尚早のように思われる。Fig. 4.6 のコレログラムをみるとその減衰が十分でない。さらに、Fig. 4.7 をみると、不規則波のスペクトルの帯域幅が応答の周波数を十分カバーする程広くない。この実験の造波装置は不規則波発生用として設計されたものないので Fig. 4.7 に示したような帯域幅が最大限であった。広帯域のスペクトルをもつ不規則波によってさらに実験を行なう必要がある。

コレログラムとスペクトルの計算には船舶技術研究所原子力船部の電子計算機 NEAC 2206 を使用した。プログラムは同所運動性能部で開発されたものを使用した。<sup>2)</sup>

### 3.3 陸上の動揺装置による実験との比較

陸上の動揺装置によって油槽に規則動揺を与えた場合の実験については第 2 編に述べられ、第 3 編

Test No. 82  
 Data Number 785, Lags Number 90, Sampling Times 0.125 sec



Force on Bulkhead (A)

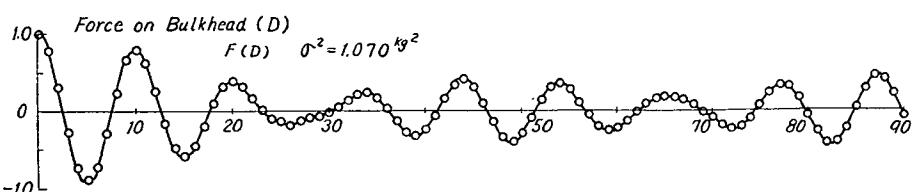
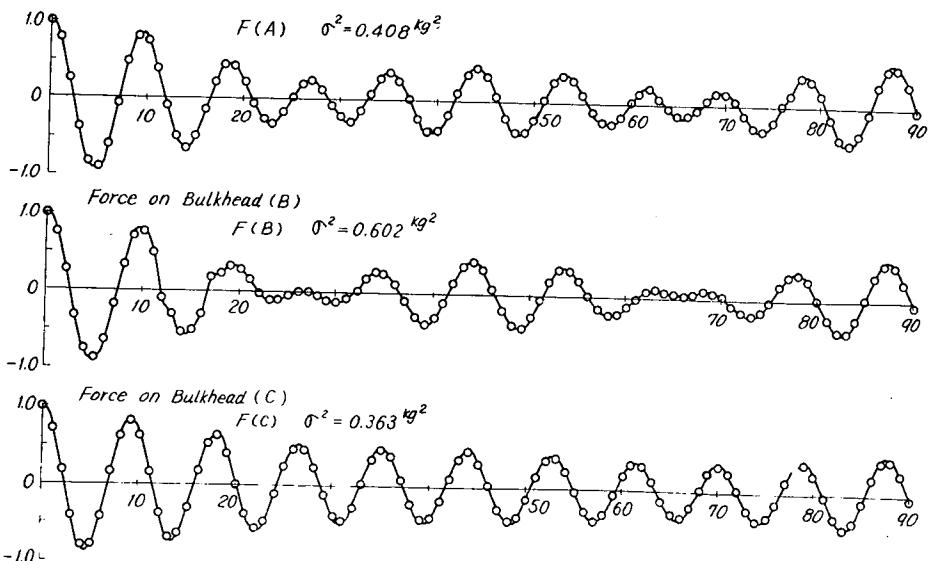


Fig. 4.6 Correlograms

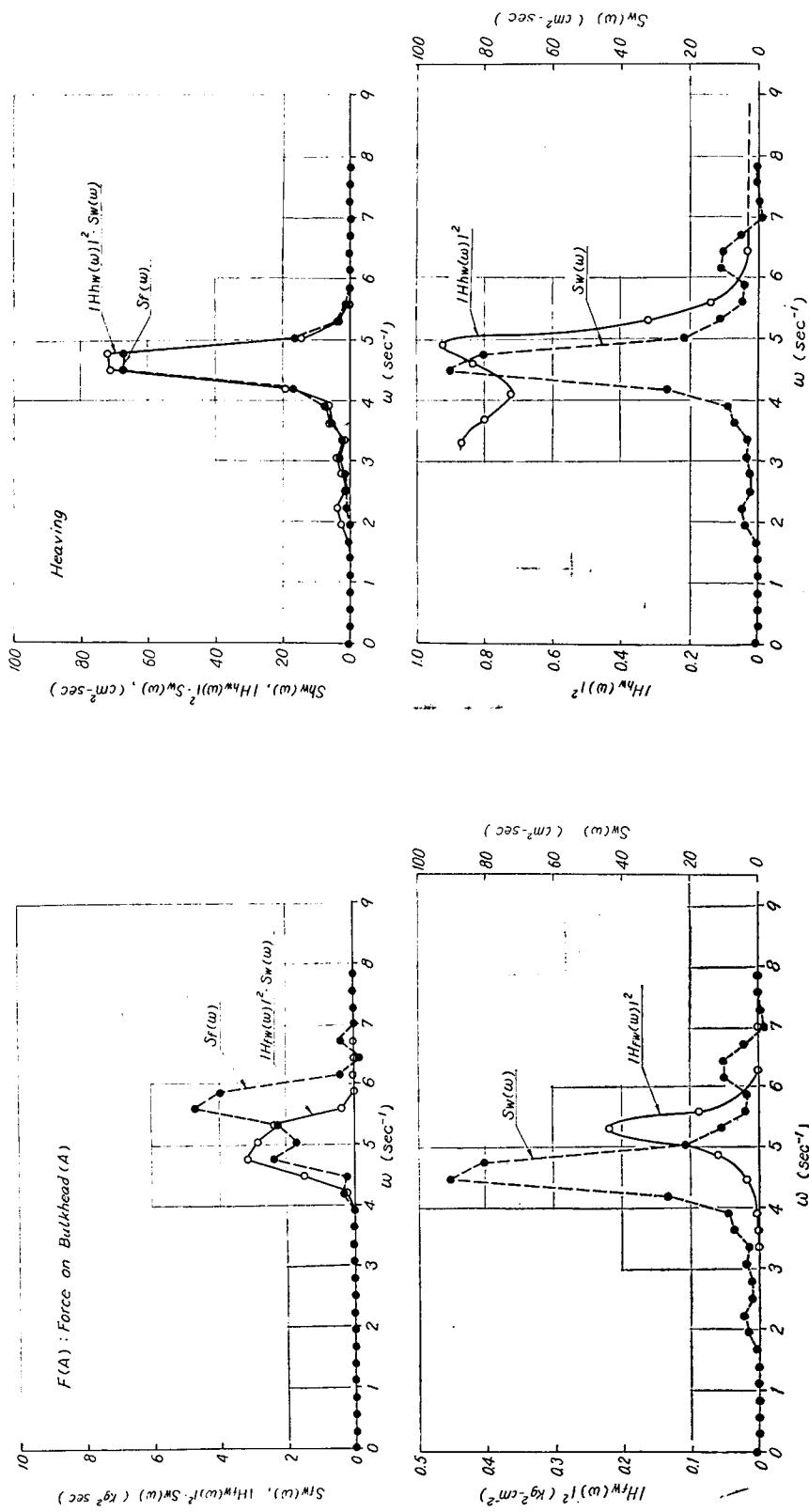


Fig. 4.7-2 Spectra of Force Acting on Bulkhead (A)

Fig. 4.7-1 Spectra of Heaving Motion

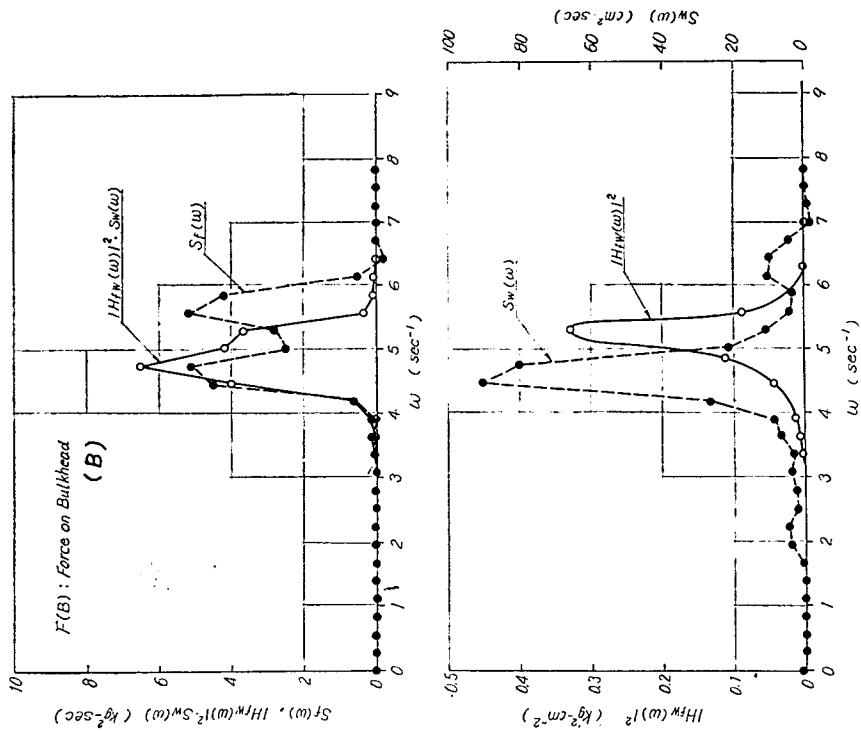


Fig. 4.7-3 Spectra of Force Acting on Bulkhead (B)

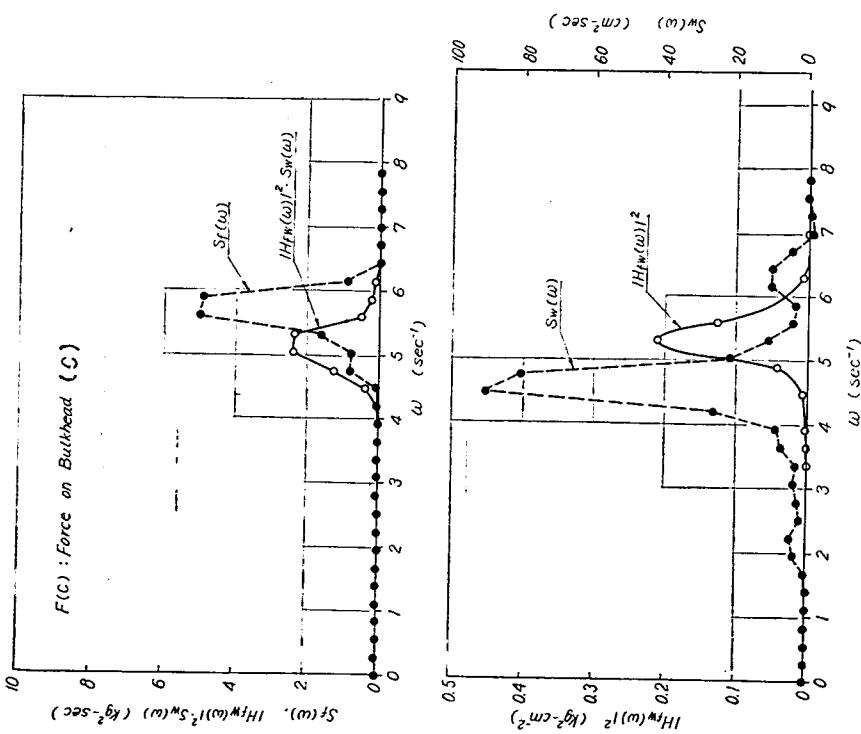


Fig. 4.7-4 Spectra of Force Acting on Bulkhead (C)

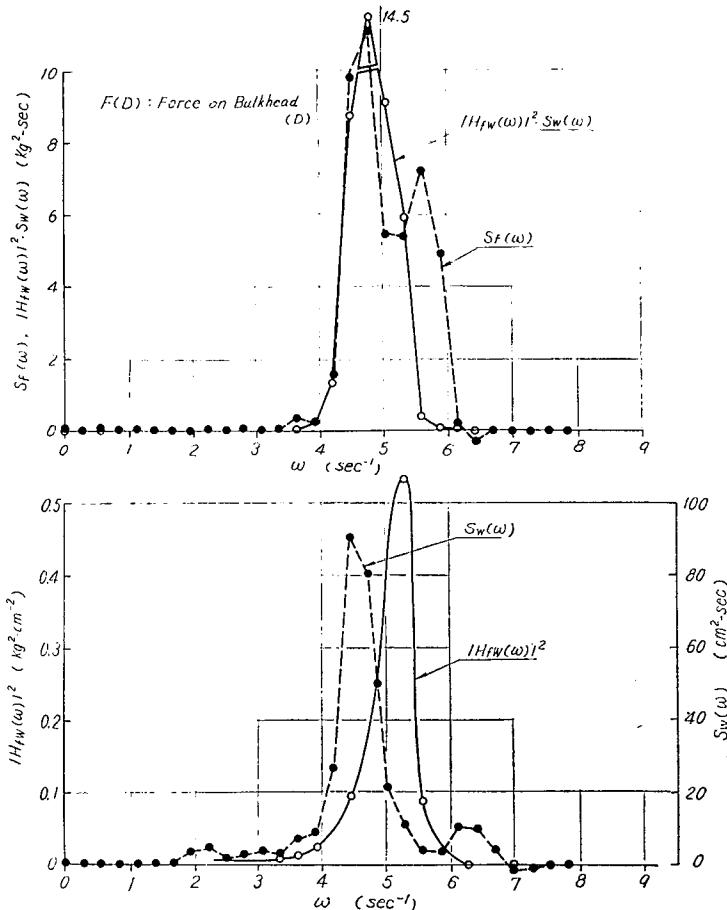


Fig. 4.7-5 Spectra of Force Acting on Bulkhead (D)

には階段的に変化する動搖を与えた場合の過渡的現象について述べられた。これらの結果の一部と模型船による実験結果と比較してみる。

まず、規則波中の実験結果について、第2編の規則縦揺れの場合(制水隔壁なし)と比較する。模型船による実験では、動搖装置による規則動搖の場合とことなり、油槽は縦揺れと同時に上下揺れも行なう。上下揺れの影響は無視できないが、縦揺れの方が、荷油の隔壁に及ぼす力に対して、より大きな影響を与えると考えられる。そこで、Fig. 4.5 に示した荷油の力を、模型船の縦揺れ振幅で割って、単位縦揺れ振幅に対する荷油の力の変動振幅、又は荷油の力の変動複振幅  $F$  を傾斜静水圧、 $F_2 = \rho g \frac{l}{2} \Theta b h$  ( $\Theta$  は縦揺れの複振幅) で割った値  $F/F_2$  になおすと Fig. 4.9 の  $F(A)$ ,  $F(B)$ ,  $F(C)$ ,  $F(D)$  のようになる。第2編の規則縦揺れ実験で、 $l/D=2.185$ ,  $h/D=0.7$  の場合の結果を、同様に無次元化して示すと折線で結んだものになる。両者は大体において一致している。模型船による実験の場合、隔壁が船首部に近い程荷油の力が大きい。

次に不規則波中の実験と第3編の階段的動搖の場合の実験について調べてみる。Fig. 4.8 は、不規則波中の実験記録からある時間における縦揺れと Bulkhead(B), (D) に加わる力  $F(B)$ ,  $F(D)$  の同時記録を取り出したものである。ここで  $F(B)$  と  $F(D)$  の山から谷までの変動量  $F$  と、それ

に対応する縦揺れの山から谷までの変動量  $\theta$  から前出の式により算出した傾斜静水圧  $F_2$  とから  $F/F_2$  を求め、それを Fig. 4.9 中に  $\otimes$  と  $\odot$  で示した。また階段的動揺の場合の結果を実線で示す。ただしこの場合は  $l/D=2$ ,  $h/D=0.8$  で、模型船による実験および動揺装置による規則縦揺れの実験と少し異なる。

以上、4種の結果を比較してわかるることは、規則縦揺れおよび模型船による規則波中の実験では同調点で大きな力を生じ、同調点をはずれると急激に力が減少するが、階段的縦揺れの場合は同調点で急激に力が大きくなることはない。そして同調点近傍では規則動揺の場合が階段的動揺の場合より力が大きく、同調点をはずれると階段的動揺の場合の方が力が大きい。模型船の不規則波中による実験の場合は例が少ないが、 $F(B)$ についていえば、階段的動揺の場合に近い。 $F(D)$  が  $F(B)$  より大きいことは規則波中の実験と同様である。ただし、以上の結果はタンク長さ、水深が  $l/D=2$ ,  $h/D=0.7$  の場合である。

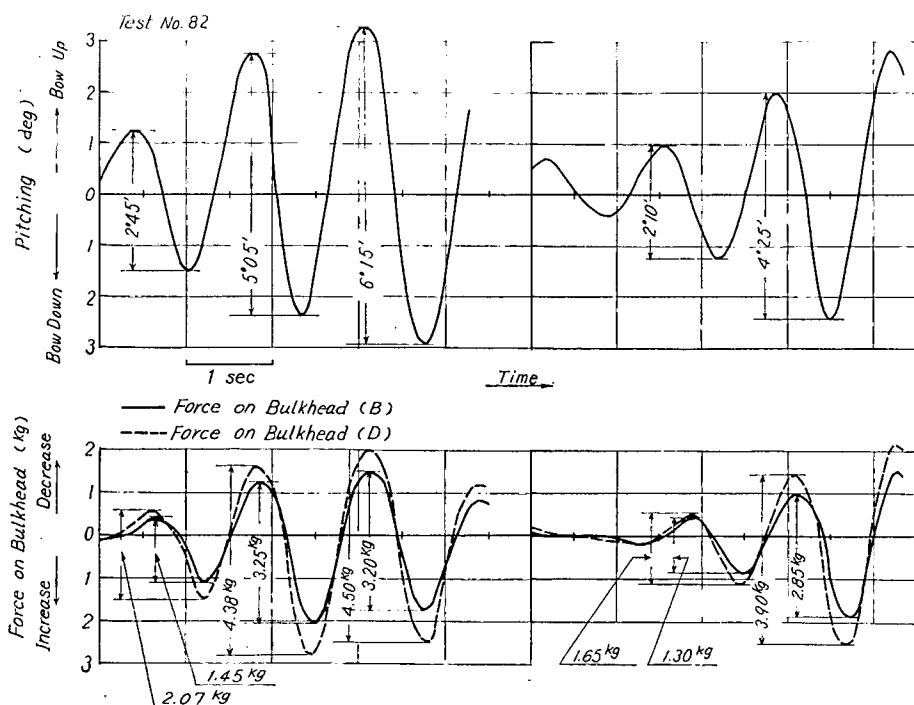


Fig. 4.8 Oscillograms used for Obtaining  $F/F_2$  in Irregular Waves

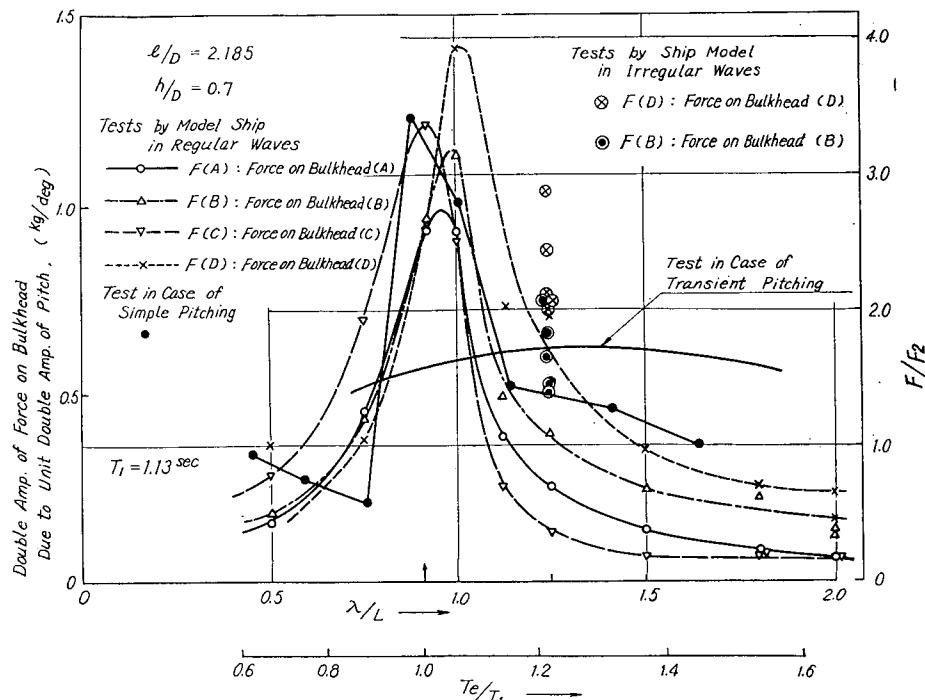


Fig. 4.9 Comparison of Results of Different Kind of Tests

#### 第4章 結論

- (1) 不規則波のスペクトルの帯域幅が狭いため、この実験からは、荷油の隔壁に及ぼす力について線型重ね合せの原理が成り立つか否かについて断言することはできない。  
広帯域のスペクトルをもつ不規則波中の実験を行なう必要がある。
- (2) 規則波中でも不規則波中でも、隔壁の位置が船首に近いほど、荷油の力は大きい。
- (3) 油槽の長さが深さの約2倍、油槽の中の水深が深さの0.7倍の状態では、荷油の運動の同調点附近では、規則動揺の場合のほうが、階段的動揺の場合より力が大きく同調点からはなれると逆になる。不規則波中の現象は階段的動揺の場合に近い。

- 1) 山内保文：応答理論と船体運動、海洋波と船舶に関するシンポジウム、造船協会、昭和36年6月
- 2) 山内保文、管井和夫、安藤定雄：船舶の耐航性試験データ処理システムについて、第3回船研研究発表会、昭和39年11月

## 第5編 長大槽に生ずる動圧の実船計測

### 第1章 研究の概要

本研究では、第2編ならびに第3編に示すような模型実験を実施したが、このような模型実験は各状況における問題の本質を把握する上には極めて有意義なものであるが、一方実船との結びつきに多少の不安が残るので、実船試験をも実施することに決定した。対象とするテーマからは供試船としては油槽船を用いるべきであったが、爆発に対する安全性の見地より鉱石専用船を使用することにした。以下にその概要を報告する。

### 第2章 計測方法

#### 2.1 供試船

爆発に対する安全性を考えて鉄鉱石専用船を用いることとした。供試船の仕様等は次のとおりである。

- ・船名、船主 富秀丸、日本郵船(株)
- ・大きさ、船種  $L \times B \times D \times d = 211.0m \times 31.8m \times 17.5m \times 11.7m$   
載貨重量 56,100 t、鉄鉱石専用船
- ・建造 三菱重工業(株)広島造船所、昭和40年12月17日竣工

#### 2.2 航路・時期

富秀丸第1次航の往航時に計測した。

昭和40年12月26日午前4時広島港出航、現地時間昭和41年1月19日午前7時半南米ペルーのサンファン港に入港。航路の概略を Fig. 5.4 に示す。計測は12月29日より1月7日までの間で行なった。

#### 2.3 計測点配置

計測項目は船体運動(加速度)、槽内水圧および槽内の応力の3種で、計測タンクおよび計測点の配置は、Fig. 5.1 および Fig. 5.2 に示す。

##### 2.3.1 船体運動加速度

計測した加速度は次の4種である。

- ・縦搖加速度 Fig. 5.1 の②および③の点の上下方向加速度の差として取り出したもの。両点の距離は 90m である。
- ・横搖加速度 同様に①および②の上下方向加速度の差として取り出したもの。両点の距離は、24m である。
- ・前後動加速度 ②点に設けた加速度計による。したがって船体に固定された前後方向に対する

もので、縦揺によって生ずる重力の成分を含むことになる。

- ・上下動加速度 これは参考のため記録したもので、②点における上下方向の加速度である。

### 2.3.2 槽内水圧および応力

槽内流体の運動状態およびそれによって生ずる応力を計測したが、その計測点配置を Fig. 5.2-1～5.2-3 に示す。

- ・2番バラスト・タンク水密隔壁 (Fig. 5.2-1) この隔壁における計測の主目的は、水平衡に生ずる水圧ならびに応力である。そこで、水圧計は桁板の下面に 2 個設けることにした。なお、水平衡の上方にも水圧計を配置したのは、本船の計画上 2 番水槽のバラストを半載とするのは困難な状態が予想されたためである。

また、水平衡下方の水圧計は故障により感度が低くなり使用できなかった。

- ・4番バラスト タンク前側水密隔壁 (Fig. 5.2-2) この隔壁には槽内に 5 個の水圧計、裏側の 3 番水槽側に歪ゲージ 4 枚（隔壁板に 2 枚、水平衡面材に 2 枚）を設け、バラストの運動によって隔壁に加わる水圧（変動分）を計測した。
- ・4番バラスト タンク制水板 (Fig. 5.2-3) これは制水の目的で付けられた制水板にどの程度の荷重が加わるかを求めるために設けた計測点である。

## 2.4 計測・記録機器

### 2.4.1 検出器

- ・加速度計 共和電業製 120A-2 D
- ・歪ゲージ 共和電業製セルコンゲージを特殊な耐圧筐体で覆って水密とした。この筐体については予備実験を行ない、 $3 \text{ kg/cm}^2$  の水圧をあたえて 1 週間の加圧に耐えることを確認した。なおダミーゲージも同一筐体中に挿入した。（予備実験については付録参照）
- ・水圧計 共和電業製 SPB-153AS 土圧計のリード線取出部の耐圧強度を増加した改良型を用いた。なおこの水圧計の水中固有振動数は 1000 cps 以上と考えられ、本計測に関しては十分高くなっている。またこの水圧計の部分だけが、高くてっぱるのを防ぐため 700mm 角の台を周辺に設け、また受圧面の凹みには、ゴムを埋めるなどして受圧部近傍が一平面になるよう留意した。その状態を Fig. 5.2-1 に示す。また、検出器をとりつけた状態を Photo 5.1～Photo 5.4 に示す。

### 2.4.2 配線

配線にはシールド線を用いた。各マンホール部に特別なボックスを設け、ゲージ、水圧計などよりここまで 1 in のガス管に 1 本ずつ通して導き、バラストの運動等によりリード線がそこなわれるのを防いだ。マンホール部ボックスから計器室までは太い鋼管にまとめて通し、船橋の前壁を貫通させて計器室まで導いた。なお、計測用配管のとりつけ状況を Photo 5.5～Photo 5.7 に示す。

### 2.4.3 記録

検出部より得られた信号は、共和電業製 4 ゲージ用切換ボックス（特別仕様）2 台を経て動歪計（共和電業製 PM 6 AT および 6 CT）に接続され、さらにそれぞれ直視型オシログラフ（共和電業製 RMV 0523 C）および 7 チャンネル・テープレコーダ（ソニー製 FMR 47）によって記録された。計測器の配置を Photo 5.8 に示す。



Photo 5.1 加速度計ボックス

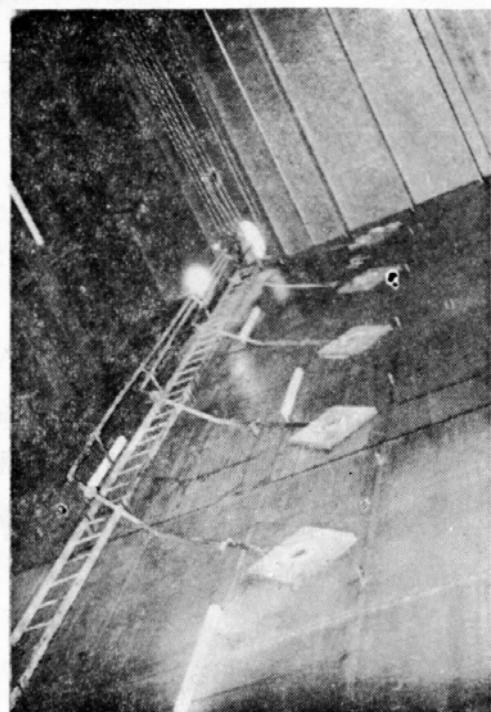


Photo 5.2 Fr. 67 Bulkhead の水圧計

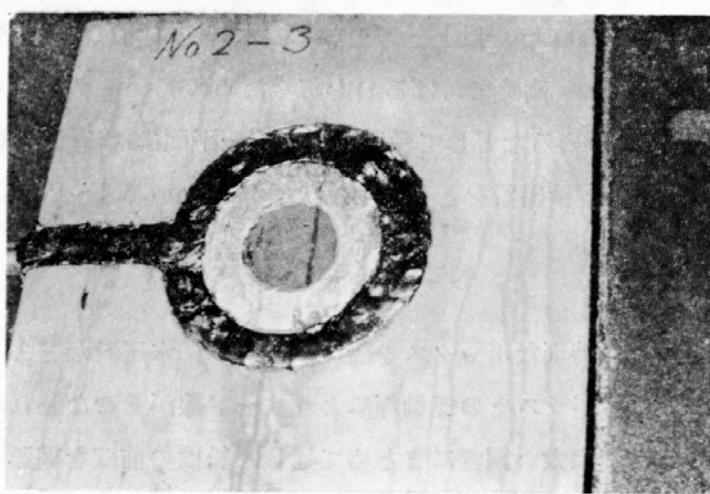


Photo 5.3 水圧計取付図

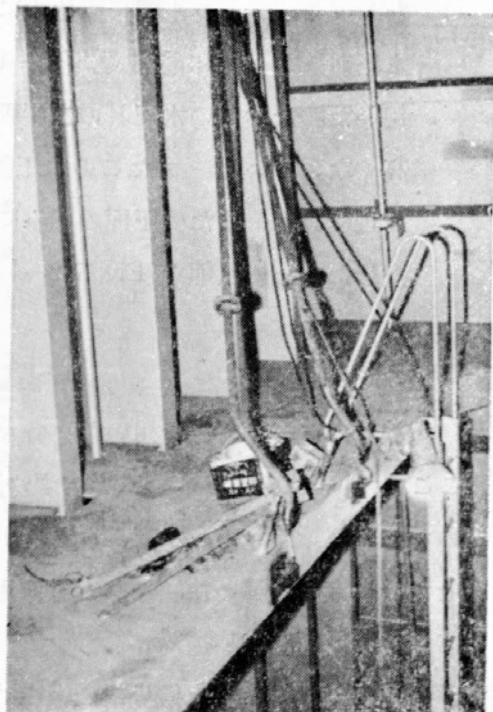


Photo 5.4 Horizontal Girder のゲージ

A-II 写 真

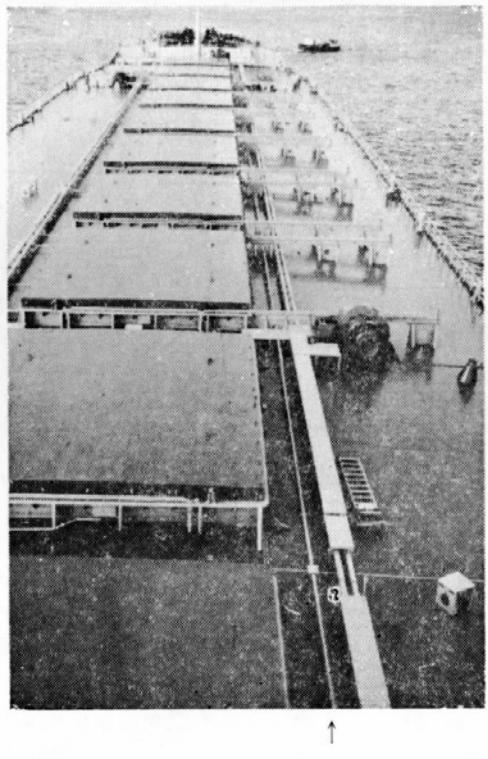


Photo 5.6 計測用配管(矢印)

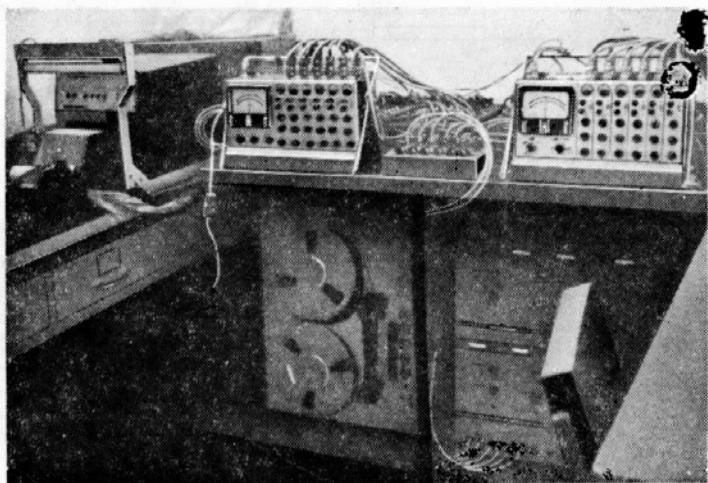


Photo 5.8 計測器配置

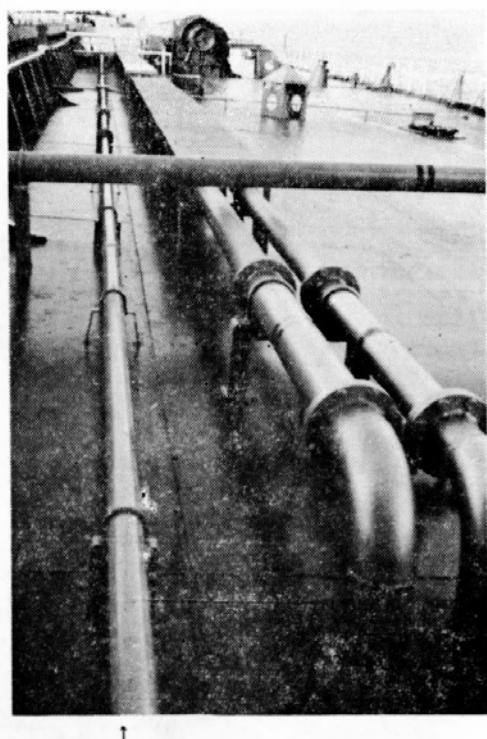


Photo 5.5 計測用配管(矢印)



Photo 5.7 計測用配管とマンホールコーミング

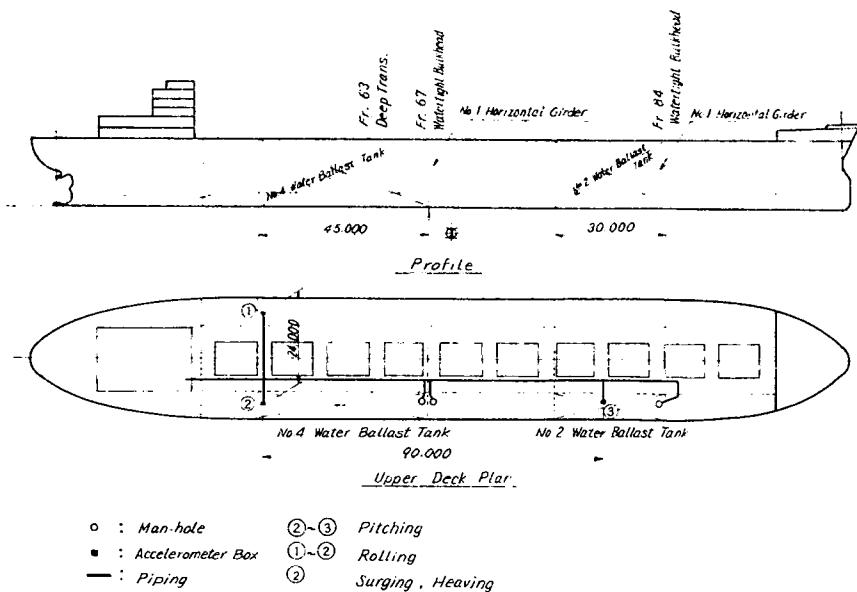


Fig. 5.1 General Arrangement

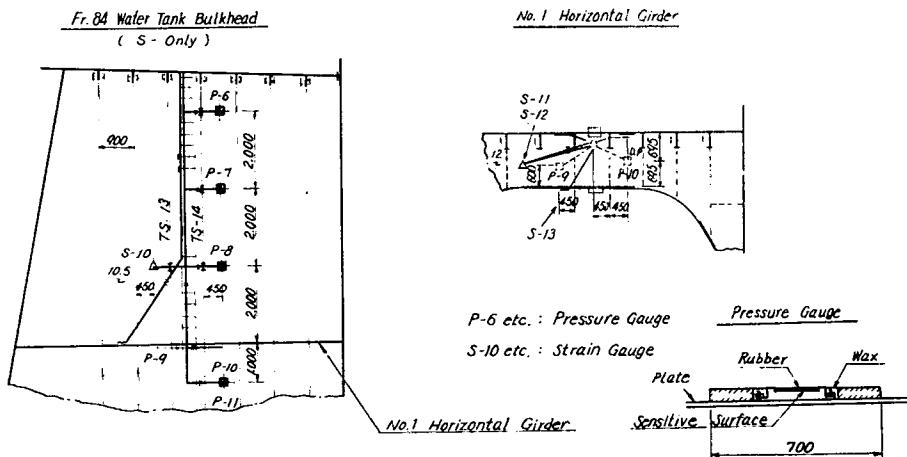


Fig. 5.2-1 No. 2 Water Ballast Tank Fore Bulkhead (Fr. 84)

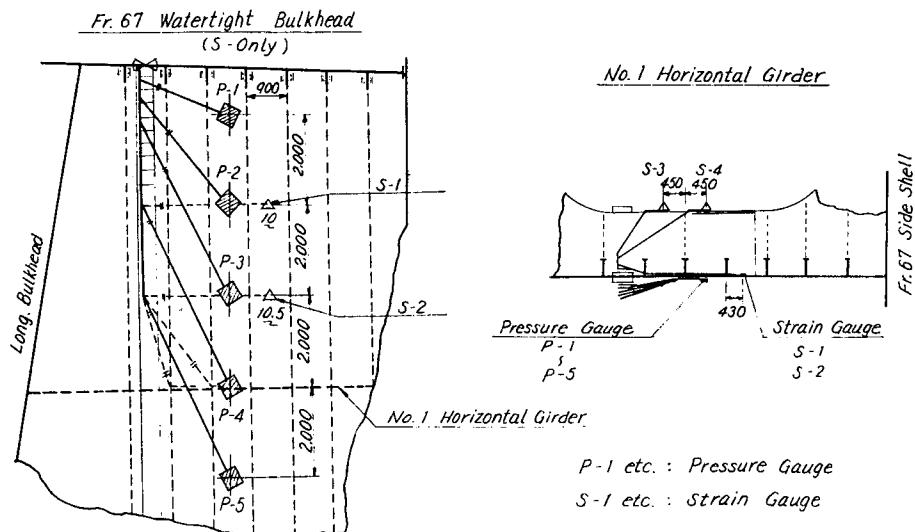


Fig. 5.2-2 No.4 Water Ballast Tank Fore Bulkhead (Fr. 67)

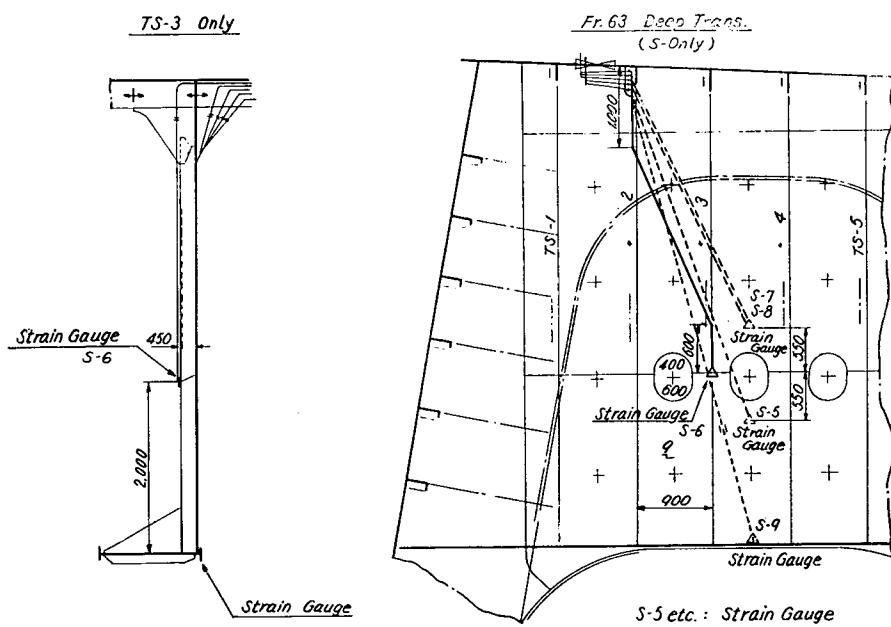


Fig. 5.2-3 No.4 Water Ballast Tank Deep Trans Swash Plate

### 第3章 計測結果

計測日の海象等を Table 5.1 に示す。また各計測データを整理し、ヒストグラムにしたもの的一部を Fig. 5.5～Fig. 5.10 に示す。計測はすべて 12～16時に行なわれたもので、その記録時間は20分に統一した。また0点移動が不明であるため、計測値の多くは複振幅すなわち山から次の谷までをとっている。このとき0より大きい谷、および小さい山もそれぞれ1つの谷、山として数えている。(Fig. 5.3参照)

なお、パンティングによる2節振動、プロペラ起振の船体振動など、振動によると思われる変動は除いてある。

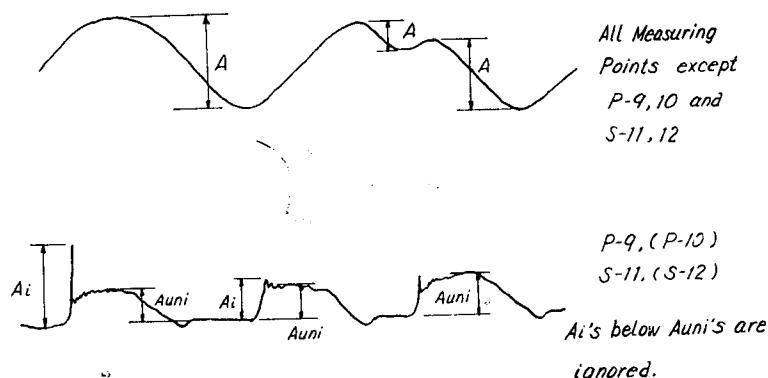


Fig. 5.3 Reading of Record

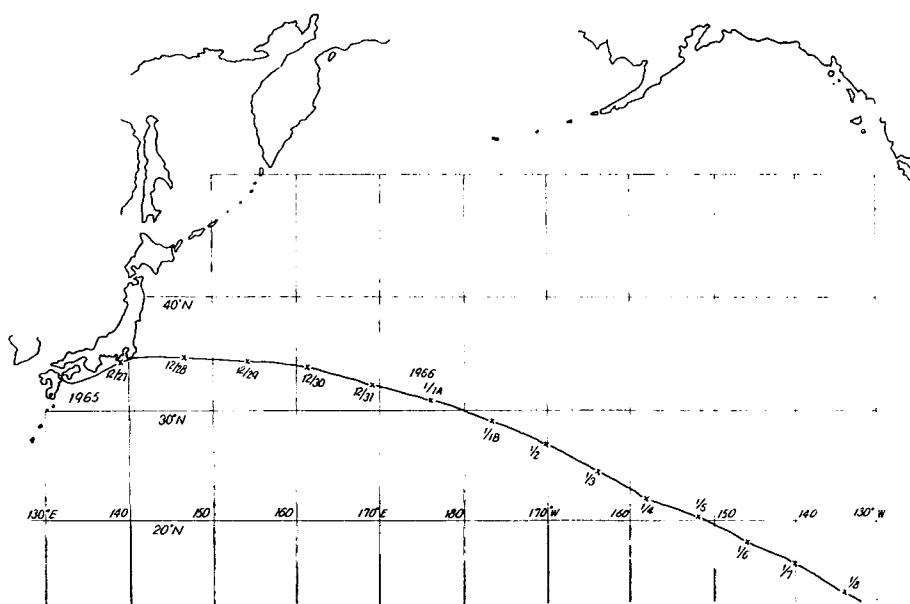


Fig. 5.4 Ship Course

Table 5.1 Measuring Condition

Date	Speed (kt)	Noon Position		Wind		Sea		Swell		Ballast Water	
		N	E, W	Direct Force	Weather	Height (m)	No.2 Water Ballast Tank	No.4 Water Ballast Tank	3.2m from Upper Deck 3)	Full	1.5m from Upper Deck 4)
'65-12-29	15.0	34° 33'	154° 19'E	Cloudy	↙	4 (Rough)	5	↙	3	Full	3.2m from Upper Deck 3)
12-30	15.5	33° 53'	161° 36'*	Blue Sky With Clouds	↗	3 (Slight)	3	↙	2.5	No.1 Horizontal Girder Level 2)	1.5m from Upper Deck 4)
12-31	16.2	32° 26'	168° 59'*	Blue Sky With Clouds	↖	5	5	↖	2	"	"
'66-1-1A	16.5	31° 09'	176° 16'*	Blue Sky	↖	4	5	↖	Low	"	"
1-3	16.0	24° 39'	163° 59'W	Blue Sky With Clouds	↘	3	3	↖	1.5	"	"
1-4	15.7	22° 06'	158° 08'*	Blue Sky With Clouds	↘	4 (Moderate)	4	↖	2	"	"
1-5	15.7	20° 23'	152° 03'*	Cloudy	↖	4	4	↖	1	"	"
1-7	16.2	16° 01'	140° 11'*	Overscast Sky	↖	3	3	↖	3	"	"

Remarks 1) All data are mean values at noon 4:00 pm

2) 72% of Whole Volume

3) 85% of Whole Volume

4) 93% of Whole Volume

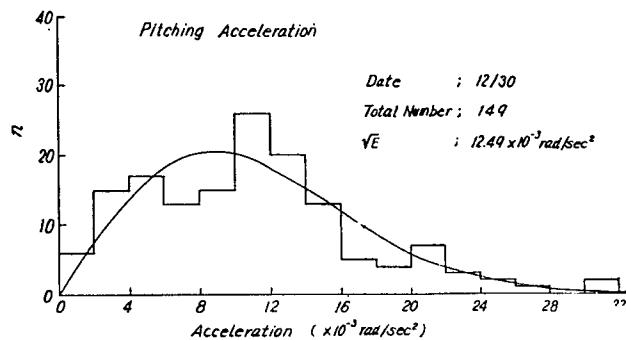


Fig. 5.5-1

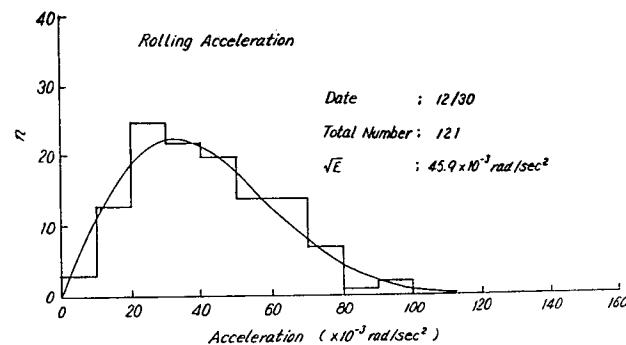


Fig. 5.5-2

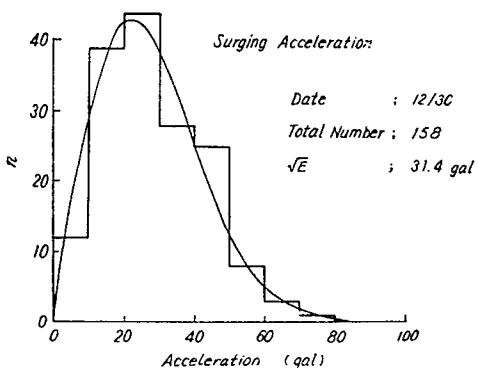


Fig. 5.5-3

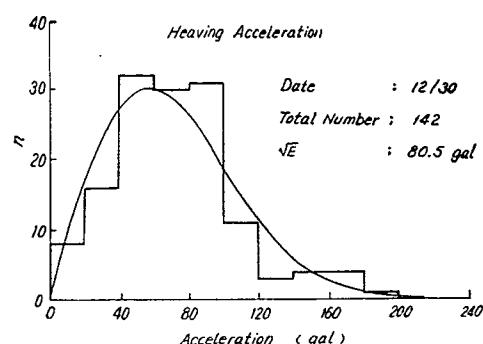


Fig. 5.5-4

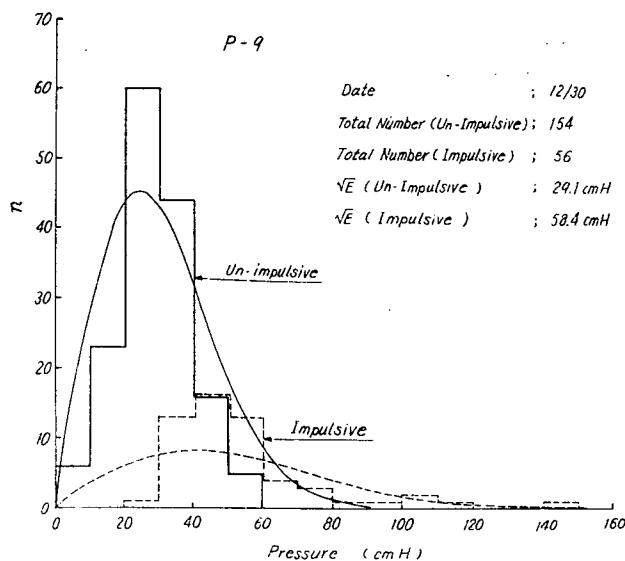


Fig. 5.6

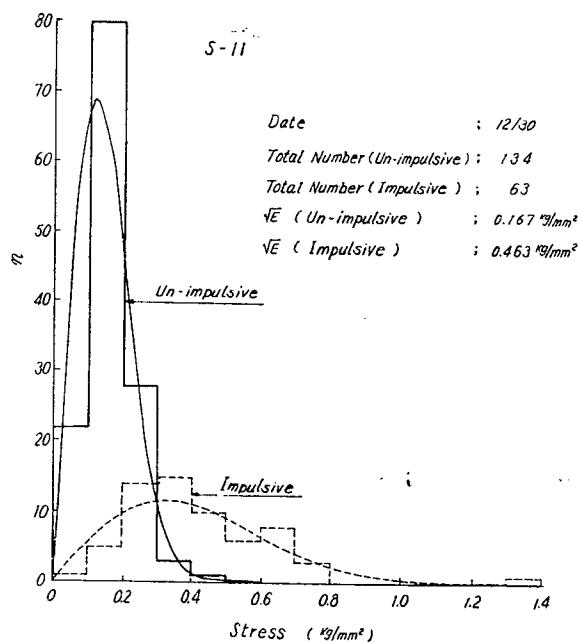


Fig. 5.7

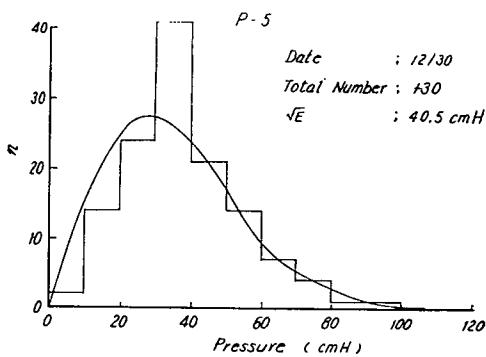


Fig. 5.8-1

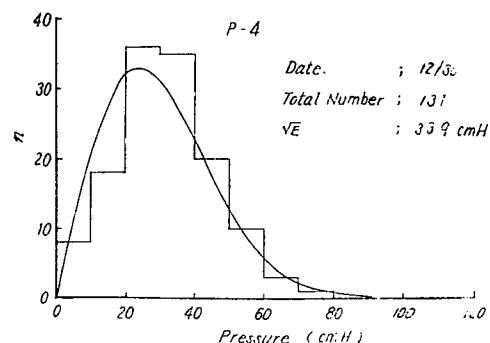


Fig. 5.8-2

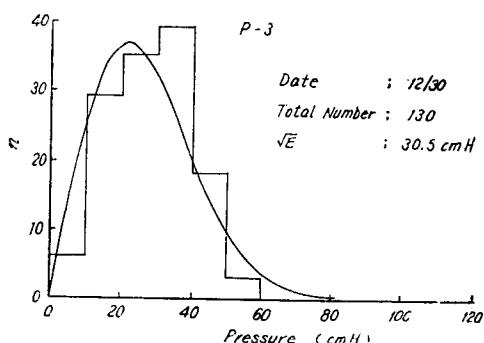


Fig. 5.8-3

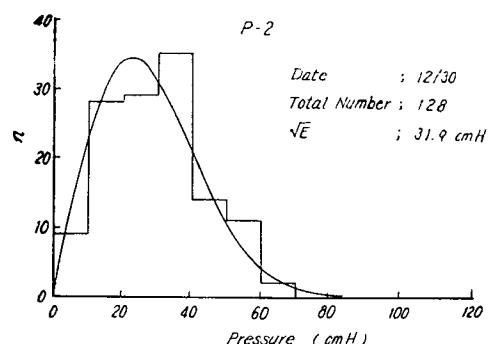


Fig. 5.8-4

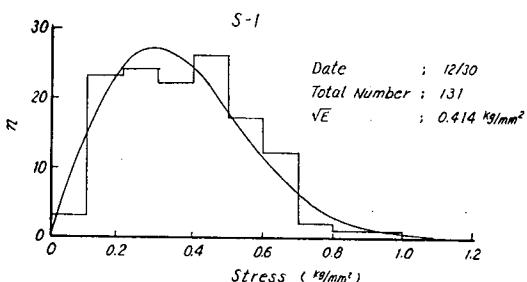


Fig. 5.9-1

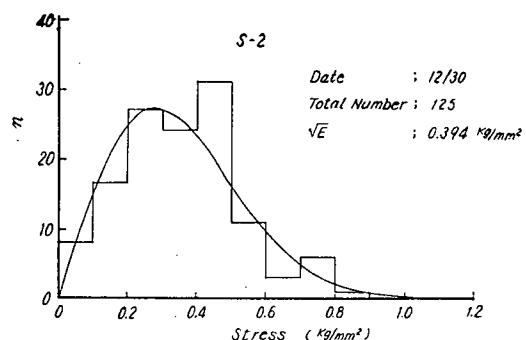


Fig. 5.9-2

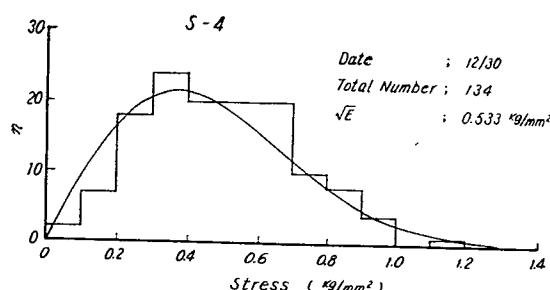


Fig. 5.9-3

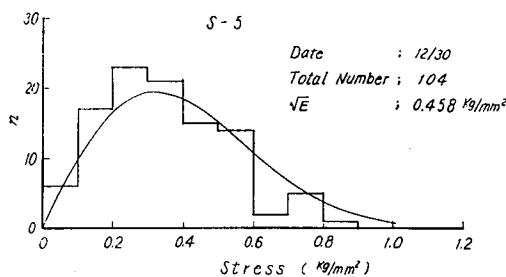


Fig. 5.10-1

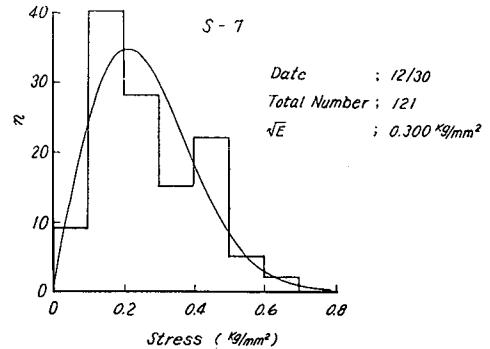


Fig. 5.10-2

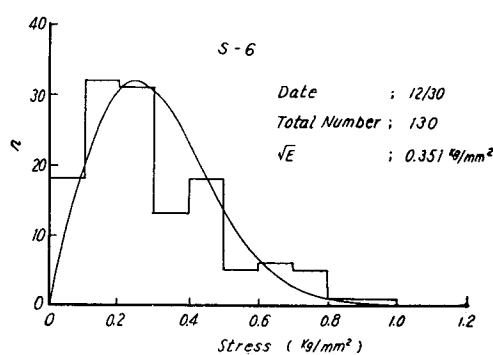


Fig. 5.10-3

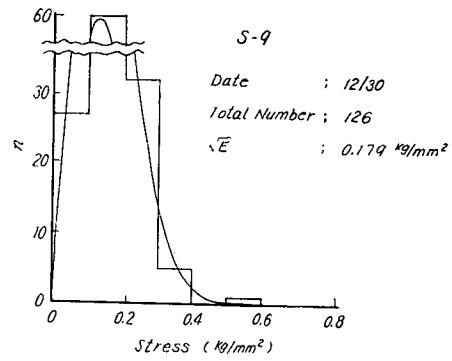


Fig. 5.10-4

## 第4章 検討および考察

### 4.1 分布形状

今回の航海は航路の関係もあってあまり激しい荒天に遭遇していない。そこで1航海としての頻度分布は考えず各計測日の短期分布を中心に考察を進めることにする。現在までの研究によればこれら短期分布はレー レー分布

$$p(x) = \frac{2x}{E} \exp\left(-\frac{x^2}{E}\right) \quad (5.1)$$

で近似されることがわかっている。(5.1)式より分割区間  $x \sim (x + \Delta x)$  内に含まれる個数  $n(x)$  は総数を  $N$  として

$$n(x) = N p(x) \Delta x$$

$$= \frac{2N \cdot \Delta x \cdot x}{E} \exp\left(-\frac{x^2}{E}\right) \quad (5.2)$$

で表わされることになる。各計測結果のヒストグラムに記入された曲線は、この  $n(x)$  を示すものである。これでみると各計測データは、いずれもほぼレー レー分布で近似されるといってよいだろう。

このことはまた現象の大きさを表わすパラメータとしては、計測値の2乗平均の平方根 $\sqrt{E}$ を用いるのがよいことを示しており、以下の考察にもこれを用いることとする。

#### 4.2 海象状態

1等航海士の観測による海象状態の記録は Table. 5.1 に示すとおりである。しかしここに掲げた“うねり”はそれほど顕著なものではなく、2等航海士は“うねりなし”という判断をしていた日もあった。

#### 4.3 動揺加速度

4.3.1 Fig. 5.14 は Fig. 5.11 に示すような方法で船橋より観測して得られた縦揺角より20分間の平均周期を用いて計算した加速度と加速度計による直接の観測を比較したものである。両者は極めてよく一致している。

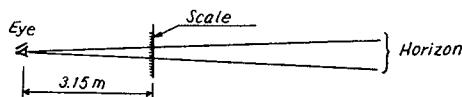


Fig. 5.11

4.3.2 Fig. 5.15 は横軸に縦揺加速度の2乗平均の平方根 $\sqrt{E}$ をとり、縦軸に対応する横揺、前後動および上下動の加速度の $\sqrt{E}$ をプロットしたものである。これより次項以下で 12/29 の計測結果が高くなっているのがあるのは、この日は横揺が大であったための影響ではないかと考えられる。

#### 4.4 水平桁に生ずる圧力、応力

4.4.1 水平桁に生ずる圧力、応力の計測値のとり方は Fig. 5.3 のとおりである。ただし衝撃的な圧力、応力は引き続く非衝撃的なそれより大きかったときのみ記録した。

4.4.2 水平桁に生じた圧力および応力のヒストグラムをみると、双方ともそれぞれの $\sqrt{E}$ 、総数  $N$  を用いて計算したレーレー分布とあまりよく一致しないように見える。

これは前述のように衝撃的な圧力、応力のとり方も大きな理由となっているのであろうが、全体としてみると衝撃、非衝撃の区別をつけずに 1 周期ごとにいずれか一方の大きな方の値を用いた方がレーレー分布に近くなるようにさえみえる。

このことは本質的にはあまり意味がないが、データ（ことに応力値の）を設計的に解析、整理するのには便利な事実であろう。

4.4.3 水平桁の圧力および応力波形の非衝撃的な部分（これが流体運動の激しさを表わすと思われる）と衝撃的な部分の大きさの関係を各波について調べたのが Fig. 5.16 である。これより両者の関係は薄く、強度上重要な意味を有すると思われる衝撃的曲げ応力の問題を論ずるときはこのことを念頭におく必要があると思われる。

4.4.4 さらに $\sqrt{E}$ を用いて両者の関係をみたのが Fig. 5.17 の図である。これによれば衝撃圧力は静圧力のほぼ 2 倍に近い値を示している。なお、同図の（ ）内の点が高くなっているのは、トリムの変化のためタンク内水位の前端隔壁における値が低下したことも関係していると思われる。

4.4.5 Fig. 5.18 の図は水平桁の水圧と曲げ応力の関係を求めたものである。非衝撃的な応力が比較的小さく出ているのは、上下両面の圧力差だけが曲げ外力として働くのに、計測値は圧力に関し、片面のみの値と比較しているからである。図中の鎖線は、フェイス、桁板防撓材および隔壁防撓材深さの中央で囲まれた周辺支持板としての理論計算値である (Fig. 5.12 および 5.3 式参照)、これが実験点よりやや上になっているのは単純化のための誤差のほか板が急激な衝撃に追随しきれないための応力低下が生じていることも関係していると思われる。

$$M_x = -\frac{4Pa^2}{\pi^3} \sum_{m=1,3,\dots}^{\infty} \left[ \frac{1}{m^3} \sin \frac{m\pi x}{a} \left\{ (1-\nu) \left( \frac{\alpha_m \tanh \alpha_m + 2}{2 \cosh \alpha_m} \right. \right. \right.$$

$$\times \cosh \frac{m\pi y}{a} - \frac{m\pi y}{2 \cosh \alpha_m} \left. \sinh \frac{m\pi y}{a} \right) - 1 + \frac{\nu \cosh \frac{m\pi y}{a}}{\cosh \alpha_m} \left. \right\}$$

$$\alpha_m = \frac{m\pi b}{2a} \quad \dots \dots \dots \quad (5.3)$$

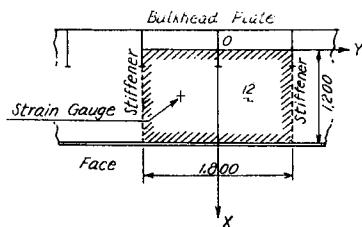


Fig. 5.12

4.4.6 P-9 および S-11 の波形をオシログラフの早送りによって記録したのが Fig. 5.19 である。これより圧力波形は水面の当り方によってピークの継続時間が異なることがわかる。なお、実際生じているのはこの中央に示すように継続時間の比較的長いものが多い。

S-11 の記録には衝撃によると思われる振動がかなり生じているがその周期は異なる成分を持ち、波の当り方によってその生ずるモードが異なることを示しているようである。

4.4.7 今回の計測では水平桁の曲げ応力はそれほど大きく出でていない。しかし防撓材貫通部のスロットにはかなりの引きちぎるような力が集中して生ずることもあると思われる。特に、槽内部材の少ないセンタータンク、および縦搖中心からの距離の遠い船首部のタンクでは、船体の激しい縦搖れによって今回計測されたものよりかなり大きな応力の発生が考えられる。

#### 4.5 4番水槽の水の運動

4.5.1 Fig. 5.20 は水密隔壁の圧力計にあらわれた水圧変化と縦搖加速度の間の関係を  $\sqrt{-E}$  を用いて比較したものである。これよりみると槽内流体の運動の激しさと縦搖の大きさとの関係にはかなりのばらつきがあるが、これには横搖の影響などがあるのではないかと思われる。

4.5.2. 水密隔壁に沿う圧力分布を示したのが Fig. 5.21 である。Fig. 5.21-1 は代表的な 4 例の波についての比較で、Fig. 5.21-2 は  $\sqrt{-E}$  の比較である。これよりみると、むしろ下方の計測点の方が圧力変化量が大きいように思われるが、これは上下動加速度による見掛けの比重の変化も含

わせて計測されているためと思われる。すなわち、Fig. 5.13において状態①と②の静圧変化は、①を基準にして

$$\begin{aligned}\Delta P &= (h_{(1)} + \Delta h) \rho (a + \Delta a) - h_{(1)} \rho a \\ &= \Delta h \rho a + (h_{(1)} + \Delta h) \rho \Delta a\end{aligned}\quad (5.4)$$

$a$ : ①における見掛けの動加速度

$\Delta a$ : ①, ②における上下動加速度の差

となり、 $\Delta a$  の符号によっては下方の計測点の方が圧力変化が大きくなる。今回の計測ではこの槽は船側にある上に縦搖中心に近いので、 $\Delta a$  は主に横搖によるものであった。そこで状態①、②と $\Delta a$  の符号は直接関係なくたまたま正となることが多かったのではないかと思われる。これがどのような値になるかは波の向き、周期、船体動搖周期、槽内流体運動周期等によって確率的に表わされる性質のものであろう。

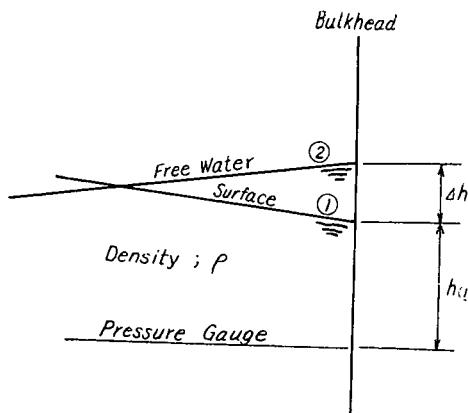


Fig. 5.13 Measuring Point and Water Surface

Fig. 5.21 の場合 2m の計測点の高さの差で最大 12cm H 程度の水圧変化の差がみられる。これは $\Delta a$  が +60 gal 程度あることに相当し、これは同日の上下動加速度の分布図より当然考えられる程度の大きさである。

なお分布曲線の中彎曲したものがあるが、これがいわゆる動圧の存在を表わすと考えてよいであろう。

4.5.3 水密隔壁の隔壁板およびその裏側の水平軸に生じた応力を示したのが、Fig. 5.22 である。これよりみると当然のことであるが、この程度の流体の運動による変動応力は極めて小さい。

4.5.4 Fig. 5.23 は水圧計と隔壁板の曲げ応力を比較したものである。これによると、両者はよく似ているが、水圧計の方がやや大きく出ている。これは計測時刻の相違等によるものであろう。

#### 4.6 2番水槽と4番水槽の比較

4.6.1 2番水槽および4番水槽の水圧計の読みを比較して示したのが Fig. 5.24 である。2番槽の P-9 は半分の時間は空中に出ているため、むしろこの 2 倍をとって P-3 と比較すべきであると思われる。これらよりみると2番槽は4番槽よりかなり槽内流体の運動が激しいと思われる。すなわち Fig. 5.24 の点がほぼ両者で一致していることは P-9 は片振幅相当であることより、

$\times 2$ , また槽長が  $2/3$  であることより  $\times -\frac{3}{2}$ , すなわち 3 倍の大きさを有することになる。これは動搖中心からの距離が遠いことが最大の原因であると考えられ、その他制水板の効果もあると思われる。また、P-9 の計測点は、水平桁下面にあるため、水の流れによる動圧の成分があることおよび構内構造部材のため構内流体の固有周期が長くなり縦搖平均周期に近づいていることなどが考えられる。

周期の関係は次のとおりである。

2番水槽固有周期（減衰で10%増加するとして） 7.3 sec.

4番水槽固有周期（ “ ” ） 9.3 sec.

船体縦搖平均周期 6.8~8.4 sec.

4.6.2 P-3 について縦搖加速度より推定される静的な水圧変化と比較するとほぼ同程度であるが、計測値には見掛けの比重の変化も加わっていることを考えると、むしろ小さいことになり、以前に SR 38 (日本造船研究協会第38研究部会、超大型船の構造法に関する研究、報告第33号) で行なわれた実験の結果と一致する。

#### 4.7 制水板に生ずる応力

制水板に生ずる応力を示したのが Fig. 5.25 である。

これでみると制水板に生ずる応力変化は、同じ状態で水密隔壁に生ずる応力変化と同程度である。この応力は平均応力 0 のまわりの変化であること、および制水板には水平桁のスロットのような鋭い応力集中箇所はないことなどにより強度的に非常に余裕のあることがわかる。（横強度的にはこの程度のものは抵抗力が小さく、強制的に変形させられるので、制水板板厚はあまり関係しないと考えられる。）

この計測点には複振幅最大  $1.4 \text{ kg/mm}^2$  に達する振動応力（プロペラ起振によると思われる）があったことは注意してよいと思われる。

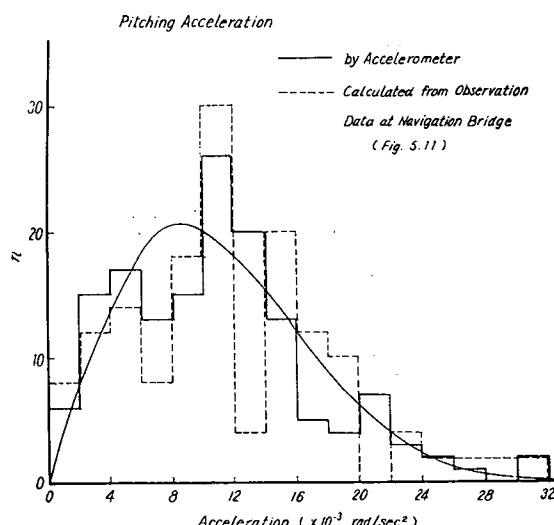


Fig. 5.14

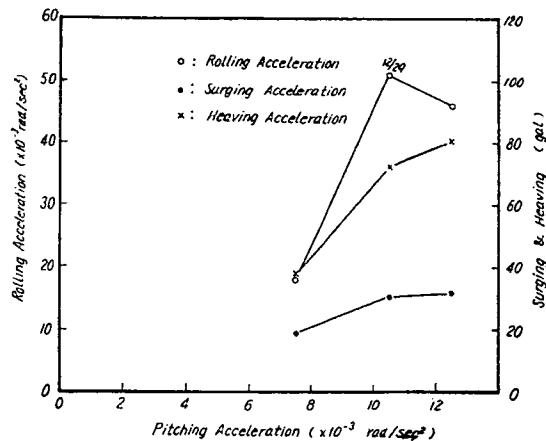


Fig. 5.15

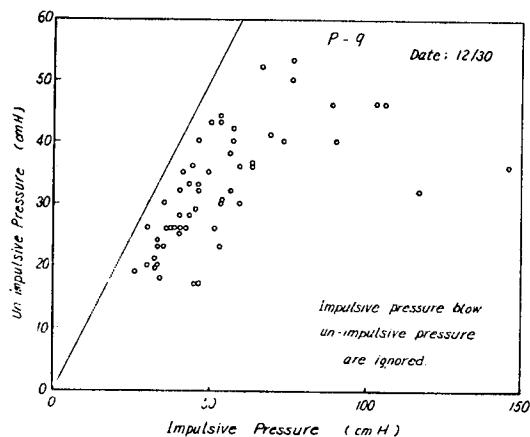


Fig. 5.16-1

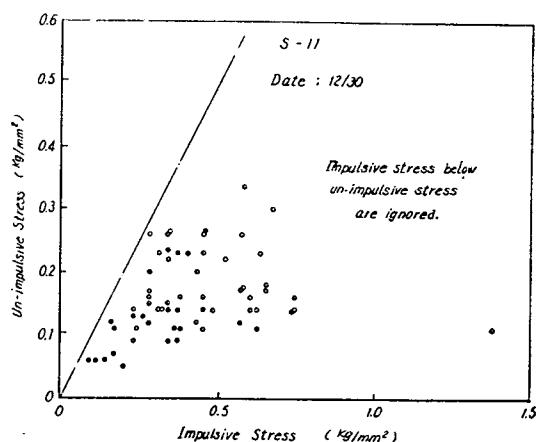


Fig. 5.16-2

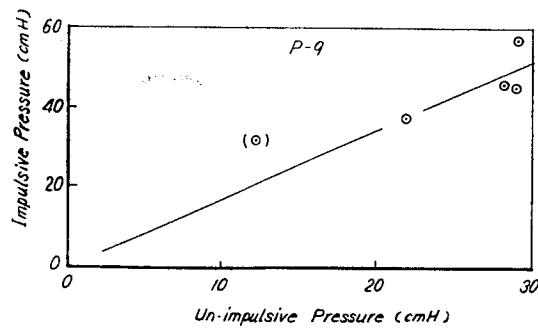


Fig. 5.17

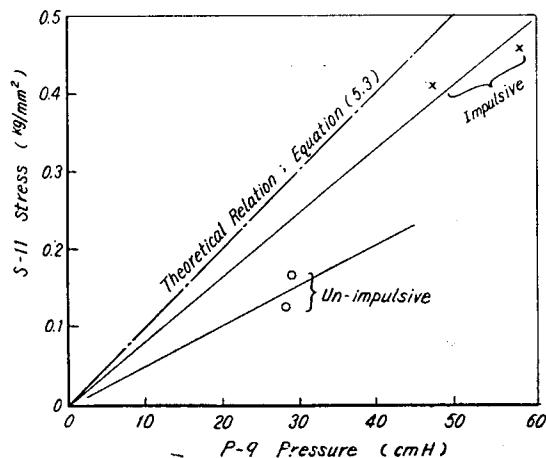


Fig. 5.18

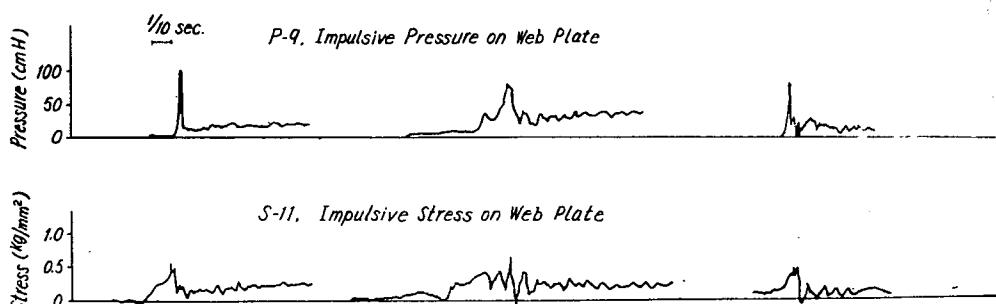


Fig 5.19 High Speed Record of Impulsive Pressure and Stress on Web Plate of Horizontal Girder

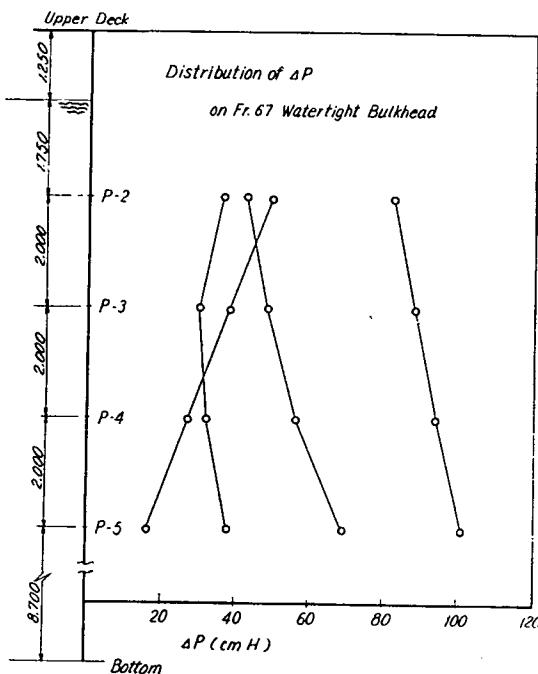


Fig. 5.21-1

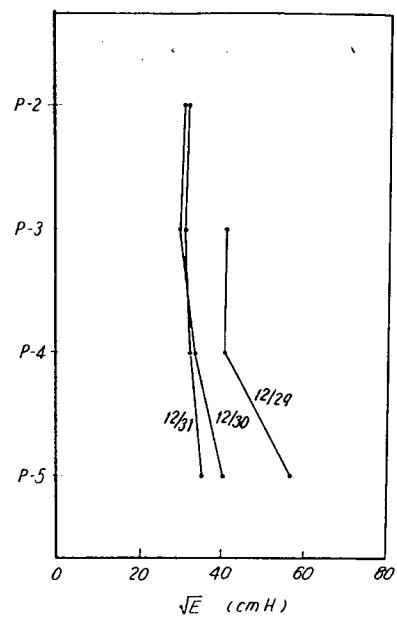


Fig. 5.21-2

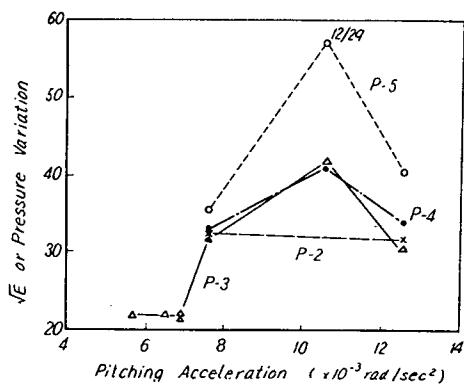


Fig. 5.20

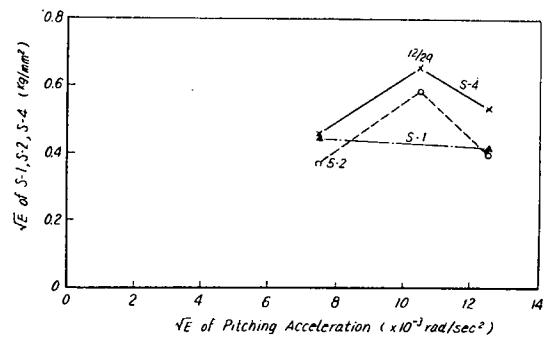


Fig. 5.22-1

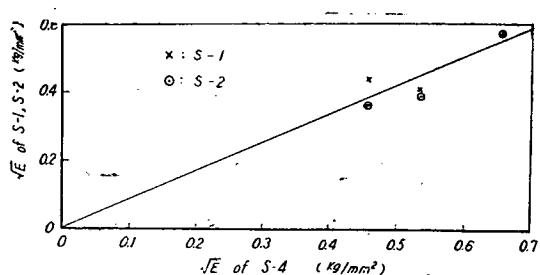


Fig. 5.22-2

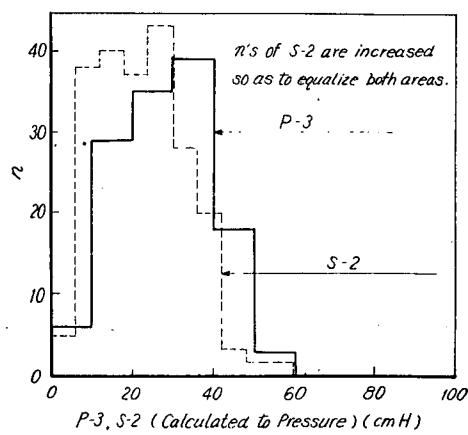


Fig. 5.23-1

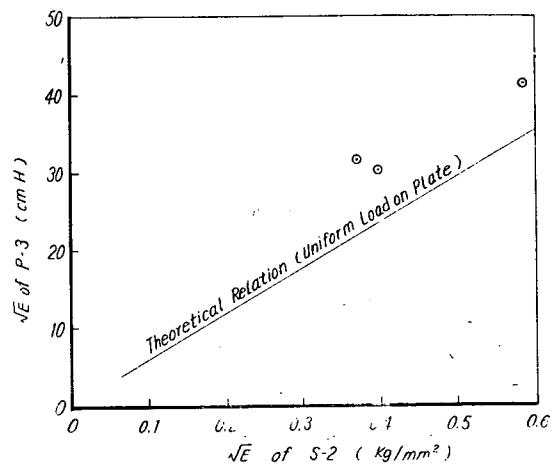


Fig. 5.23-2

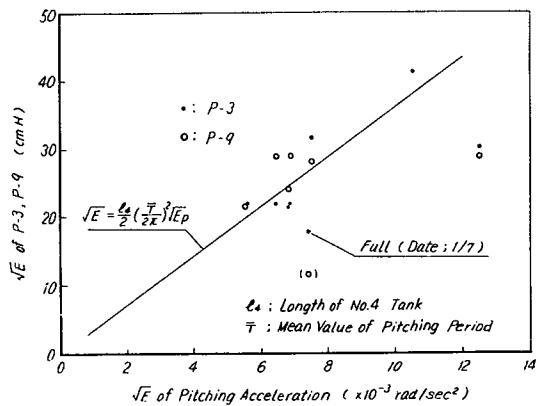


Fig. 5.24-1

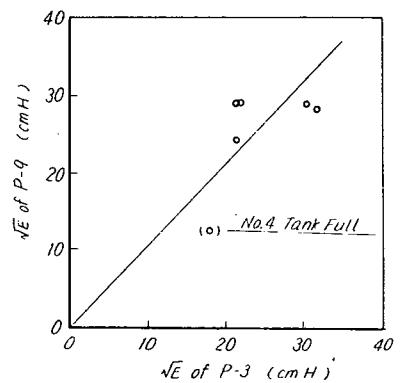


Fig. 5.24-2

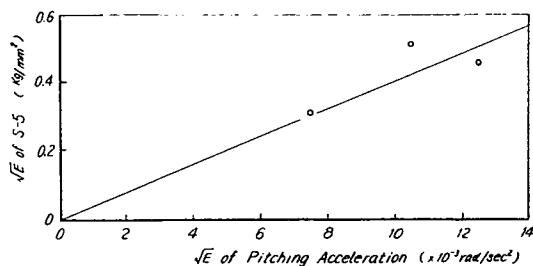


Fig. 5.25-1

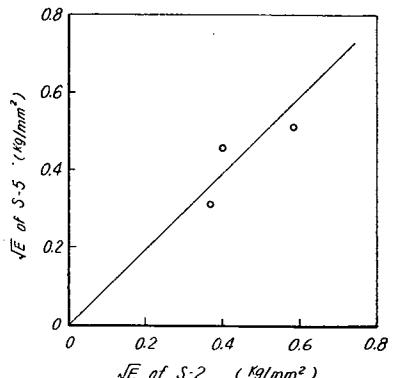


Fig. 5.25-2

## 第 5 章 実船に対する応用

今回の計測は激しい荒天に遭遇していないことおよび計測が槽内構造部材の多い船側部の槽で行なわれたことなど、実船に応用しにくい点が多いが、この条件内で実船各部の強度について検討してみよう。現段階では縦搖と横搖の混在による影響などを分離できないため、それらを含んだ状態での概説的議論にとどまるのはやむを得ないことであろう。

### 5.1 槽内流体の運動

船体中央部に近い槽では端部隔壁における水位の上下変化は船体をその縦搖角だけ静的に傾けた時に生ずるのとほぼ同程度である。制水板がないときこの値はもっと増加するかもしれないが、端部隔壁の試験強度に比較して問題になることはないであろう。

これに対して船首に近い槽ではその運動はかなり大きくなり、縦搖角相当量の 3 倍（1番槽ではもっと大きくなるであろうと思われる）に達している。

この場合でも隔壁自身の強度はあまり問題にならないが、後述の水平桁に対しては注意が必要となる。これらをまとめると次のようになる。隔壁に生ずる圧力変化の水頭  $\Delta h$ （複振幅）は

$$\Delta h \approx c l \theta$$

$\theta$  は縦搖角（片振幅）、 $l$  は槽長

$c \approx 1$  4番槽（船体中央部にある）

$c \approx 3$  2番槽（2番槽中心と船体中央の距離は  $0.2 L$ ）

ただし 4番槽には制水板がついており、この効果があったために低下したと考えればこの槽の本来の  $C$  の値はもっと大きくなろう。

### 5.2 制水板に生ずる荷重

制水板に生ずる荷重変化は、端部隔壁のそれと同程度である。したがって最大荷重は富秀丸の設計荷重の数分の 1 でも十分である。

一般に前記  $\Delta h$  を基準にしてよいのではないかと思われる。

### 5.3 水平桁荷重の低減法

船首に近い槽では、船側部の槽でも水平桁は強度的にあまり余裕はないと考えられる。このようなところでは水平桁の桁板を増強するより、前記  $\Delta h$  を用い水平桁の位置より  $\pm S \frac{\Delta h}{2}$  の範囲に水位が来ないような積付けを行なうべきであると考えられる。この際、最前端の槽などに対して  $C$  をどの位にとるかが問題となるが、2番槽のデータより考えて 5.0 度程度にとればよいのではなかろうか。また  $S$  としては水面が水平桁に達する確率が 1/10 になるような値として 1.52 とする。このとき避けるべき水位は水平桁に対しては

$$\delta s = 1.52 \times \frac{5.0}{2} \times \frac{l}{2} \sqrt{E_{2\theta}} \quad \dots \dots \dots \quad (5.6)$$

$$= 1.9 L \sqrt{E_{2\theta}}$$

ただし  $E_{2\theta}$  : 縦搖角の 2 乗平均（複振幅）

の範囲となる。  $E_{2\theta}$  として今回最も激しい動搖を示した 12/30 の値を用いれば、 $l = 30m$  として

$$\sqrt{E_{2\theta}} = \sqrt{E_p} \times \left( \frac{T}{2\pi} \right)^2 = 20.5 \times 10^{-3} \text{ Rad} \quad \dots \dots \dots \quad (5.7)$$

より

$$\delta s = 1.2 \text{ m}$$

ただし  $E_p$  : 縦揺れ加速度の 2 乗平均

$\bar{T}$  : 平均周期

となる。この程度離れていればたとえ水面が水平衝に達してもその衝撃力はそれほど大きくないと考えてよいのではなかろうか。

第 6 章 結論

今回の計測は、データの蓄積の意味が強いが、これらより結論をまとめると、次のとおりである。

(a) 船側部の槽のように構造部材の多い構造では槽内流体の運動は非常に小さく、これは以前に行なわれた模型実験の結果と一致する。

(b) ただし船首部の槽では船側部でも船体中央部のものに比較して大きな運動を生ずる。

(c) 本船程度の制水板（トランス・リングの上方部に深さ 5.6m の制水板を設けたもの）では、その受ける圧力は非常に小さい。このことは模型実験の結果を裏付けている。一般に端部隔壁の変動分のみと同程度と考えてよからう。

(d) 水平桁の受ける横荷重によってスロット部などにはかなり大きなちぎるような力が集中することもありそうである。

最後に試験の実施に当りいろいろと御協力を賜わった日本郵船工務部ならびに富秀丸および準備工事に關係された広島造船所の各位に厚く感謝の意を表する。

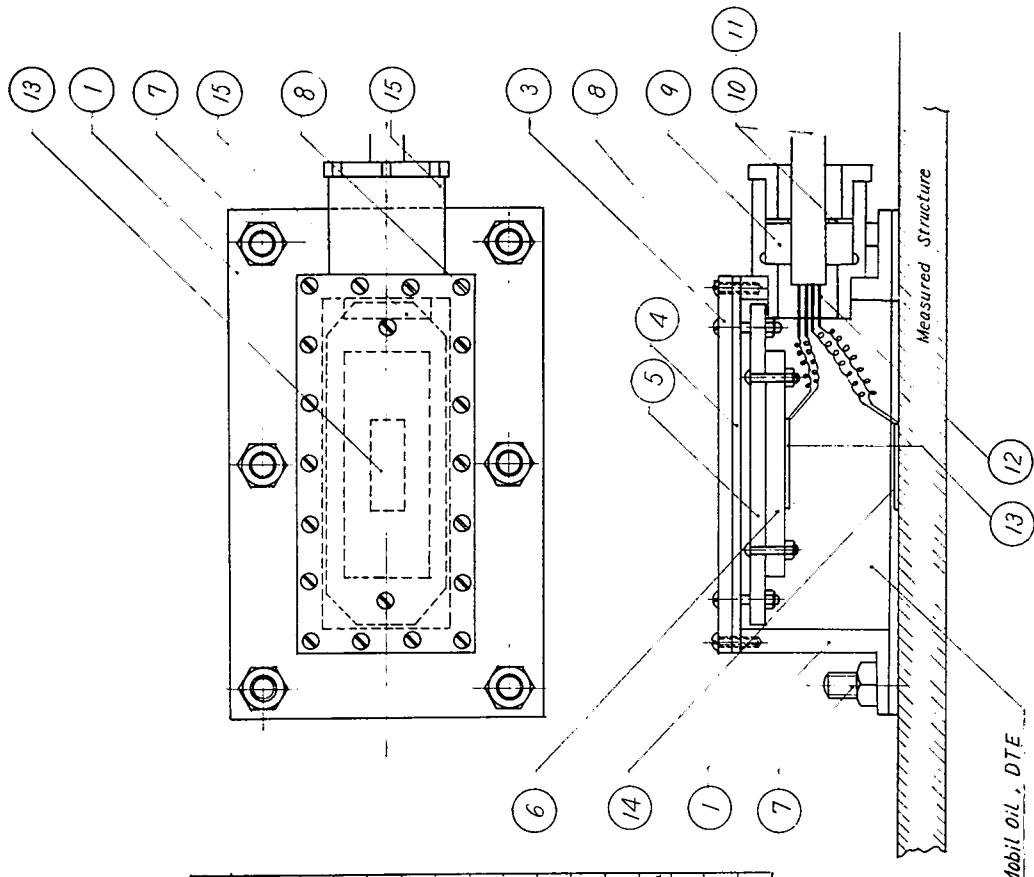
## 付 錄

### A-1 耐圧予備試験

本計測を行なった歪ゲージは、その多くが脚荷水を張る槽内に貼られることになった。このため、これらのゲージが海水に耐えるための保護装置が必要となり、予備実験を実施した。この試験の目標とした耐圧力は、海水  $3\text{kg}/\text{cm}^2$  の圧力下で、1週間後にも十分な絶縁を有するものとした。なお、実際に加わる圧力は、最大  $1.5\text{kg}/\text{cm}^2$  程度と考えられる。

数回の繰返しの後、満足すべき保護装置を得ることができたがこれを示したのが、Fig. A.5.1 である。

これら保護具は、パッキンを介して細い（曲がり易い）ネジで取り付けられており、この剛性が板の強度におよぼす影響は十分小さいものと思われる。



No	Name	Material	Remarks
1	Shielding Box	Mild Steel	
2	Packing	Rubber	
3	Lid	Mild Steel	
4	Packing	Rubber	
5	Dummy Gauge Support	Hard Rubber	
6	Dummy Gauge Plate	Mild Steel	
7	Stud Bolt & Nut	Mild Steel	
8	Screw	Brass	
9	Rubber Bush	Hard Rubber	
10	Washer	Mild Steel	
11	Shielded Capture Cord		
12	Lead Wire		Coated by Adhesive Cement
13	Dummy Gauge		
14	Active Gauge		
15	Wire Holding Piece	Brass	

Fig. A.5.1 Resistance Wire Strain Gauge Shielding Box

## 付録 制水隔壁のアンケートとりまとめ

この数年来タンク長さが大きくなってきており、制水隔壁の形状、構造方式等もいろいろのものが実船に使用されていると思われる。そこでこれらの事項に関し、各造船所の実情を調査し今後の実験の参考に供するために、次の要領でアンケートを行なった。

### 1 調査範囲

- (1) タンカの荷油の制水隔壁（各バラスト専用タンク）
- (2) 鉱石船のバラストタンクの制水隔壁
- (3) 鉱石、油兼用船の貨物倉（鉱石と油兼用のもの）の制水隔壁

### 2 調査事項

#### (1) 構造形式

- ・Ring 式か、鋼板をはりつめて孔をあけた Perforation 式か。
- 開口比

孔が場所別にどの位の割合になっているか。（上方では割合を小さくしているとか、特に Deck Trans を深くしているかというようなこと）

- ・希望する形状

#### (2) 制水隔壁の部材寸法の決定基準

- ・どの程度を目安にしているか。

#### (3) 耐密隔壁の補強基準

- ・ルール以外にどのような基準でやつているか。

#### (4) その他

- ・制水隔壁の廃止例があるか。（そのときの条件）
- ・現行の各協会規則（含内規）に対する意見または希望事項
- ・第74研究部会で解明を希望する事項に関する意見

上記アンケートの結果、造船所 7 社より 32 隻（内油槽船 26 隻、鉱石船 2 隻、鉱石油兼用船 4 隻）につき回答が得られた。

これをまとめたものを Table A.1 および Fig. A.1 に示す。Table A.1 および Fig. A.1 より要約して次のことがいえるであろう。

#### 1 タンクの最大長さ

これらの実績はルールで抑えられているため、ほとんど  $0.2L$  におさまっている。しかし、1 隻のみ  $>0.2L$  があった。（Table A.1 参照）

#### 2 制水隔壁の最大間隔

ルールの制約により  $0.1L$  以内になっている。

#### 3 制水隔壁の形式

形式は造船所、船級により差異がある。

Table A.1

造船所	船種	L × B × D × d (m)	タンクの最大長さ (m)		制水隔壁の最大間隔 (m)	タンクの幅 (m)	制水隔壁の形式			開口比(%)	
			一	二			① Ring式	② Perforation式	③ その他	D/2より上	D/2より下
K社	T	239 × 37.18 × 18.1 × 12.775	中央	38.16	19.08	16.00	②	+	+	6.0	4.3
		260 × 42 × 24.2 × 15.468	舷側	38.16	19.08	10.59	②	+	+	16.0	14.5
		235 × 36.5 × 19.2 × 11.97	中央	38.4	19.2	20.0	②	+	+	3.4	2.6
		235 × 36.3 × 17.7 × 12.465	舷側	42.0	21.0	18.4	②	+	+	19.5	10.5
		245 × 40 × 20.6 × 15.06	舷側	42.0	21.0	9.05	②	+	+	3.0	2.7
	O/C	175 × 27.5 × 13.3 × 8.935	中央	37.92	18.96	17.2	②	+	+	6.5	5.5
			舷側	37.92	18.96	10.55	②	+	+	2.20	1.45
			中央	30.0	15.0	19.8	②	+	+	3.0	2.5
			舷側	30.0	15.0	10.1	②	+	+	2.25	1.60
			中央	—	—	—	—	—	—	—	—
U社	T	232 × 37.12 × 18 × 12.46	舷側	30.56	15.28	7.75	②	+	+	2.90	2.40
		224 × 32.2 × 16.05 × 11.55	中央	44.0	22.0	16.56	②	+	+	16.0	12.5
		228 × 35.8 × 16.6 × 12.19	舷側	44.0	22.0	10.28	②	+	+	3.5	1.35
		228 × 35.8 × 16.6 × 12.19	中央	31.36	15.68	15.84	Fig.A.1-(8)			16.0	16.8
		215 × 32.2 × 17 × 12.192	舷側	31.36	15.68	8.18	—	—	—	1.19	1.26
N社	T	(NK)	中央	48.0	24.0	18.0	②	+	+	1.23	1.12
		252 × 38 × 21.8 × 15.00	舷側	48.0	24.0	10.0	②	+	+	2.08	1.21
		(LR)	中央	34.5	18.5	16.72	②	+	+	8.1	14.7
		23774.4 × 3657.6 × 17501 × 12.929	舷側	36.0	20.0	9.928	②	+	+	8.7	16.8
		(AB)	中央	36.0	12.0	15.84	②	+	+	4.1	3.61
	O/O	24445 × 32309 × 19761 × 13.411	舷側	36.0	—	8.235	—	—	—	—	—
		204 × 30 × 16.8 × 11.5	中央	—	—	—	—	—	—	—	—
		(NK)	舷側	24.0	12.0	7.44	①	②	中間	17.6	18.9
		246 × 40.2 × 21.8 × 14.5	中央	40.5	20.25	18.8	②	+	+	5.0	5.0
		(NK)	舷側	40.5	20.25	10.7	①	②	中間	14.3	13.1
H社	T	265 × 44.2 × 21.5 × 15.0	中央	46.1	23.05	19.0	②	+	+	4.6	5.7
		(NV)	舷側	46.1	23.05	12.6	②	+	+	3.8	4.7
		264.52 × 44.2 × 23.0 × 15.0	中央	26.1	—	21.6	—	—	—	—	—
		(NV)	舷側	43.5	26.1	11.3	②	+	+	16.0	11.0
		241 × 39 × 19.65 × 14.17	中央	40.0	20.0	264	②	+	+	32.0	38.9
	O/O	(NR)	舷側	16.0	—	15.84	—	—	—	—	—
		236 × 38 × 17.2 × 12	中央	45.0	22.5	17.0	②	+	+	10.1	6.9
		(NR)	舷側	45.0	22.5	10.5	②	+	+	18.0	9.5
		249 × 40.4 × 20.9 × 14.8	中央	45.0	15.0	18.26	②	+	+	13.4	13.6
		(AB)	舷側	45.0	15.0	11.07	②	+	+	18.8	13.3
KR社	T	225 × 32.2 × 16.1 × 11.55	中央	30.0	15.0	14.24	②	+	+	7.8	7.2
		(AB)	舷側	30.0	15.0	8.98	②	+	+	24.0	19.0
		226 × 35.6 × 16.5 × 12.15	中央	30.0	15.0	16.6	①	②	+	13.4	13.4
		(LB)	舷側	30.0	15.0	9.5	①	+	+	21.7	14.7
		245.4 × 32 × 17.37 × 12.64	中央	36.0	18.0	15.3	②	+	+	13.9	11.6
	O/O	(LB)	舷側	36.0	18.0	8.35	①	+	+	13.0	9.7
		285.4 × 38.1 × 20.917 × 15.608	中央	33.2	16.6	16.764	②	+	+	10.6	9.6
		(NR)	舷側	33.2	16.6	10.668	①	+	+	14.8	11.9
		232 × 34.8 × 20.8 × 13.848	中央	30.0	15.0	17.4	②	+	+	5.3	9.2
		(NK)	舷側	30.0	15.0	8.7	②	+	+	7.0	12.0
S社	T	216 × 33.4 × 16.2 × 11.55	中央	30.45	17.4	14.0	②	+	+	10.2	8.1
		237 × 36.5 × 18.75 × 12.46	舷側	30.45	17.4	9.7	②	+	+	21.0	18.3
		(AB)	中央	37.92	18.96	16.54	②	+	+	13.0	16.0
		(AB)	舷側	37.92	18.96	9.98	②	+	+	18.5	18.5
		(NK)	中央	46.0	23.0	15.7	②	+	+	15.0	15.0
I社	T	230 × 35.3 × 19.5 × 13	舷側	46.0	23.0	9.8	②	+	+	15.0	15.0
		(AB)	中央	33.8	16.4	18.61	②	+	+	15.0	15.0
		(NV)	舷側	65.6	16.4	9.295	②	+	+	15.0	15.0
	O/O	235 × 36.3 × 17.5 × 12.19	中央	45.0	22.5	19.17	②	+	+	11.6	9.1
		(AB)	舷側	45.0	22.5	9.065	②	+	+	10.5	9.0
		(AB)	中央	46.5	15.5	Fig.A.1-(31)	②	+	+	30.8	38.0
		(AB)	舷側	31.0	15.5	—	②	+	+	16.0	14.7
		(AB)	中央	33.6	16.8	Fig.A.1-(32)	②	+	+	41.6	44.7
		(AB)	舷側	—	—	—	—	—	—	—	—

(注) (1) 開口比は開口部の面積と、その制水隔壁の個所に耐密隔壁があるとした場合の耐密隔壁の全面積との比率とした。

この定義になつてないものは、この定義に合わせるように修正したので多少数字に誤差があるかも知れない。

(2) 制水隔壁の形式は一貫(①), ②, ③と分けているが、はつきり分け難いものもあるので、詳しくはスケッチを参照のこと。

(3) 船種欄のTはタンク、O/Oは鉱油専用船、O/Cは鉱石専用船を表す。

制水隔壁の部材寸法の決定基準	長大タンクに対する耐水隔壁の補強基準	(1)現行ルールに対する意見	
		スイッチ 2)第7・4研究部会で解説を希望する事項	
ルールどおり	ルールどおり	現在までの委員会で大方の意見は出されているように思われます。	Fig. A-1 (1) (2)
"	"	"	(3)
"	"	"	(4)
"	"	"	(5)
"	"	"	(6)
最近、LR, NVでは制水隔壁の部材寸法基準をルール化し、圧力水頭を一定に押え、タンク深さを考慮した算式を採用しているが、合理的と考える。当社では最近、制水隔壁に対しては LRの算式を、又一般にガード・ウエー等のバチャバチャに対する補強基準としては $NV \cdot h = 35.6 + 0.12L$ の圧力水頭を満足するよう考慮している。	特に、大型船で4 Pairs Tanks の場合Cパラスト兼用タンクの隔壁に対して頂部の板厚をルールにより1mm増した実績がある程度である。	構造上問題がなければ、制水隔壁を取り止め、油密隔壁を補強する場合はかなりの重量減となる。従つて標準を超えた長大タンクに対する補強基準を具体化してほしい。	(7) (8) (9)
ルールどおり	ルールどおり	制水隔壁の効果の調査 ○開口比を変えたとき ○形式を変えたとき 制水隔壁がないときの最大長さの限度の調査 制水隔壁の部材寸法決定法	(10) (11) (12)
当時(1961年)の水密隔壁のルール(A.B.)に準じる。	補強なし		(13)
Deck Trans を深くして適当にPerforation を設けた。	なし		(14)
骨 部 材 ルールどおり 板 厚 最低 11 mm	NK内規どおり長大タンク修正を行なっている。ただし、水平桁はルールより寸法をあげている。	(1) 各協会とも第7・4研究部会のような理論的研究の成果をもとにして合理的な算式を作つてもらいたい。 (2) 制水隔壁に働く動圧としては、i)タンク水頭の差 ii)制水隔壁の開口比、iii)開口の形状などによつて異なると考えられるので、この点を解説されたい。 (3) O/O兼用船のホールドなどに設けられる部分隔壁についても実験されたし。また、制水隔壁の問題として横強度の節とその効果などを研究が必要と思われる。	(15) (16) (17) (18)
制水隔壁が耐水隔壁におきかえられたものとしての動圧を実験式より求め制水隔壁の水頭を推定した。	(NVの最低水頭を考える)		(19)
スティーナ ..... 耐密隔壁の1/2 Z 上 11.5 ブレート ..... 中央タンク 1.0 舷側タンク 1.27 下 1.27	ルールどおり	i) NK, ABでは制水隔壁スティーナがディブタンク隔壁の強度となつてゐるが、LRのようにタンクの大きさにより寸法を決める方が妥当と思われる。 ii) NKの舷側タンク内の制水隔壁の内規	(20) (21)
スティーナ ..... 耐密隔壁の1/2 Z 上 1.0 舷側タンク 1.27 下 1.27	補強なし	は不合理である。(制水隔壁の部分のTransのみに力が加わることによる) (2) i) 制水効果とは別に横強度の点から保持すべき制水隔壁の強度的基本式。(これはDタイプ構造も含ませる) ii) 各船級協会が同一基準となる方向にもつてゆくため、強度基準の制定およびPRを進めよ。	(22) (23)
スティーナ ..... 耐密隔壁の1/2 Z 中央タンク 1.1 ブレート ..... 中央タンク 1.1 舷側タンク 1.27 下 1.27	ルールどおり		(24)
スティーナ ..... 耐密隔壁の1/2 Z 中央タンク 1.27 ブレート ..... 中央タンク 1.27 舷側タンク 1.27	補強なし		(25)
(1965年) 中央タンク 1.15 ブレート ..... 舷側タンク 1.15	ルールどおり	(2) 摩擦力の計測により理論的な強度計算式の導出	(26)
スティーナ ..... 耐密隔壁の1/2 Z 中央タンク 1.27 ブレート ..... 舷側タンク 1.27	ルールどおり		(27)
③の形態に対する 骨 関 係 ..... 耐密隔壁の1/2 Z ブレート ..... C.O.Tの最小板厚	ルールどおり		(28)
骨 関 係 ..... 耐密隔壁の1/2 Z ブレート ..... C.O.Tの最小板厚および 船底板は+3 mm	ルールどおり		(29)
骨 関 係 ..... 耐密隔壁の1/2 Z	ルールどおり		(30)
特になし	ルールどおり		(31)
鋼 板 ..... 最低 11 mm 骨 関 係 ..... 耐密隔壁の1/2 Z	ルールどおり		(32)
ルールどおり	ルールどおり		(33)
Deck Trans を深くし、適当にPerforation した。半艤は考えていない。	補強なし		(34)
Cross Deck を考えボックスガーダとしている。半艤もしくは空倉で半艤はしない。	ルールどおり		(35)

#### ・油槽船

中央タンクでは小孔を沢山あけた Perforation 式または大孔および小孔等を組合せた方式のものが多くの、Ring 式のものはほとんどない。また、この方式のものは LR では認めていない。

玄側タンクでは Ring 形式が圧倒的に多い。

#### ・鉱石船、鉱石・油兼用船

中央ホールド兼タンクでは、深さの 1/3 程度の Deep Swash を設けているのがある。玄側タンクでは油槽船と同様の形式を考えておけばよいと思われる。

### 4. 制水隔壁の開口比

形式により変ってくる。油槽船の中央タンクは Ring 式(この例は少ない。Fig. A. 1 のうち(28))では約30%，Perforation 式のものは 5~20%位である。その他の形式のものは形式により異なるが、大体その中間位、玄側タンクの開口比は Ring 形式のため25~35%位である。

鉱石・油兼用船の中央タンクは Deep Trans. 式のもの (Fig. A. 1 のうち(18), (31)参照) では開口比は 60~70%位になる。

(ここで開口比の数字は Table A. 1 [注] (1)によったもの) これら開口比は横強度からも定める必要がある。

### 5. 制水隔壁の寸法決定の基準

板厚は C.O.T. の最小寸法、骨類の寸法は耐密隔壁の背の 1/2 位または他のルールを参照してきめている程度で、はっきりした基準でやっているところは少いようである。

### 6. 長大タンクに対する耐密隔壁の補強基準

ルール要求の補強程度が実状のようである。

### 7. 現行ルールに対する意見

・NK, AB のように制水隔壁のスティフナを、D.T.隔壁の強度の 1/2 にしているのは不合理で、LR のようにタンクの大きさにより、部材寸法を決めるのが妥当と考えられる。

・NK の玄側タンク内の制水隔壁の内規は不合理ではないか。

・各船級協会とも第74研究部会のような理論的、実験的研究の成果をもとに合理的な算式を作つてもらいたい。

### 8. 第74研究部会で解明を希望する事項

・標準をこえた長大タンクに対する補強基準

・制水隔壁の効果の調査

開口比を変えたとき

形式を変えたとき (油槽船だけでなく、鉱石油兼用船のホールドの部分隔壁についても実験する。)

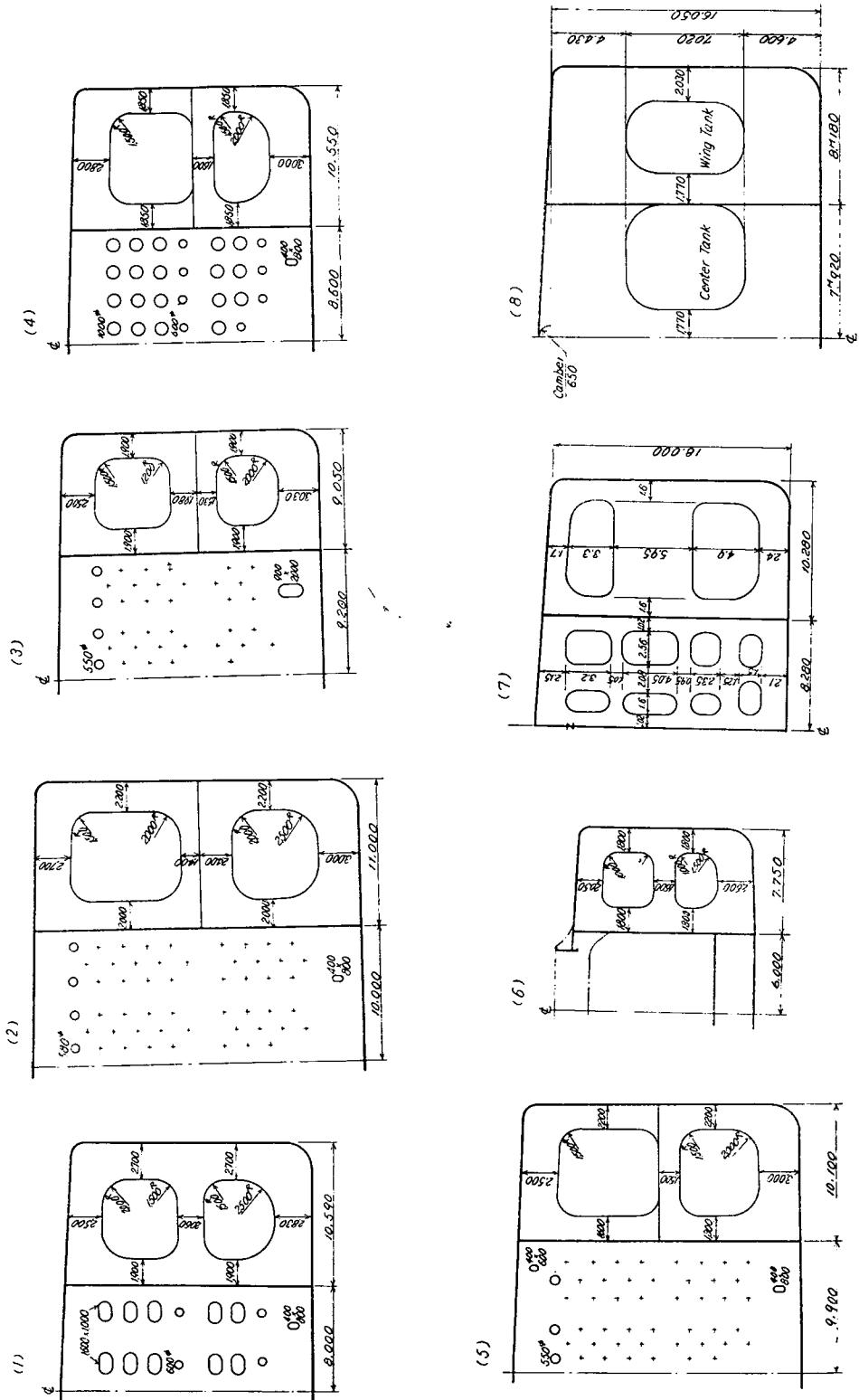
・制水隔壁がないときの最大長さの限度の調査

・制水隔壁の部材寸法決定法

バチャバチャの方だけでなく、横強度の節としてみた面からも考えてほしい。

・各船級協会が同一基準となる方向にもっていくために強度基準の制定およびPRを進めてほしい。

Fig. A.1-1



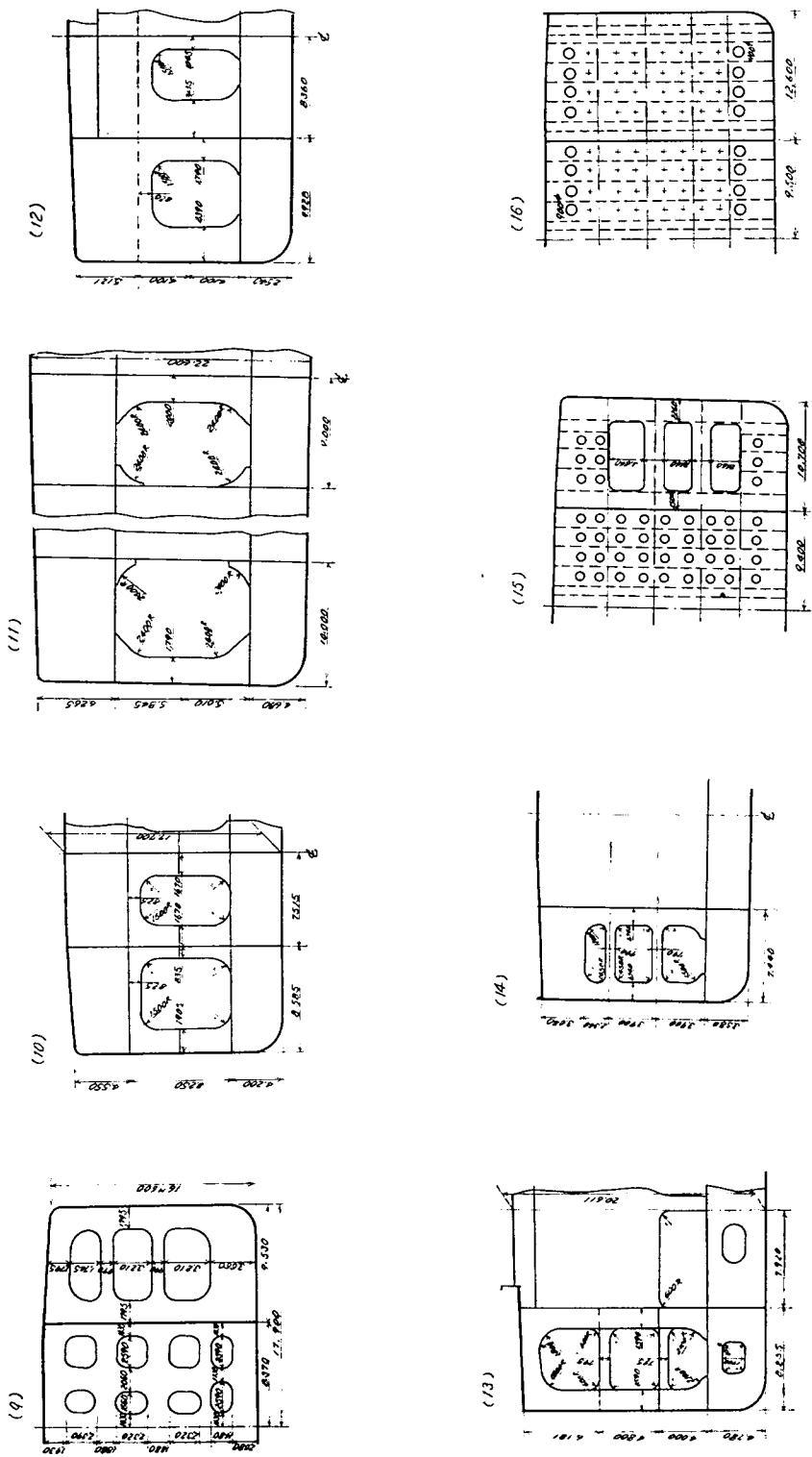


Fig. A. 1-2

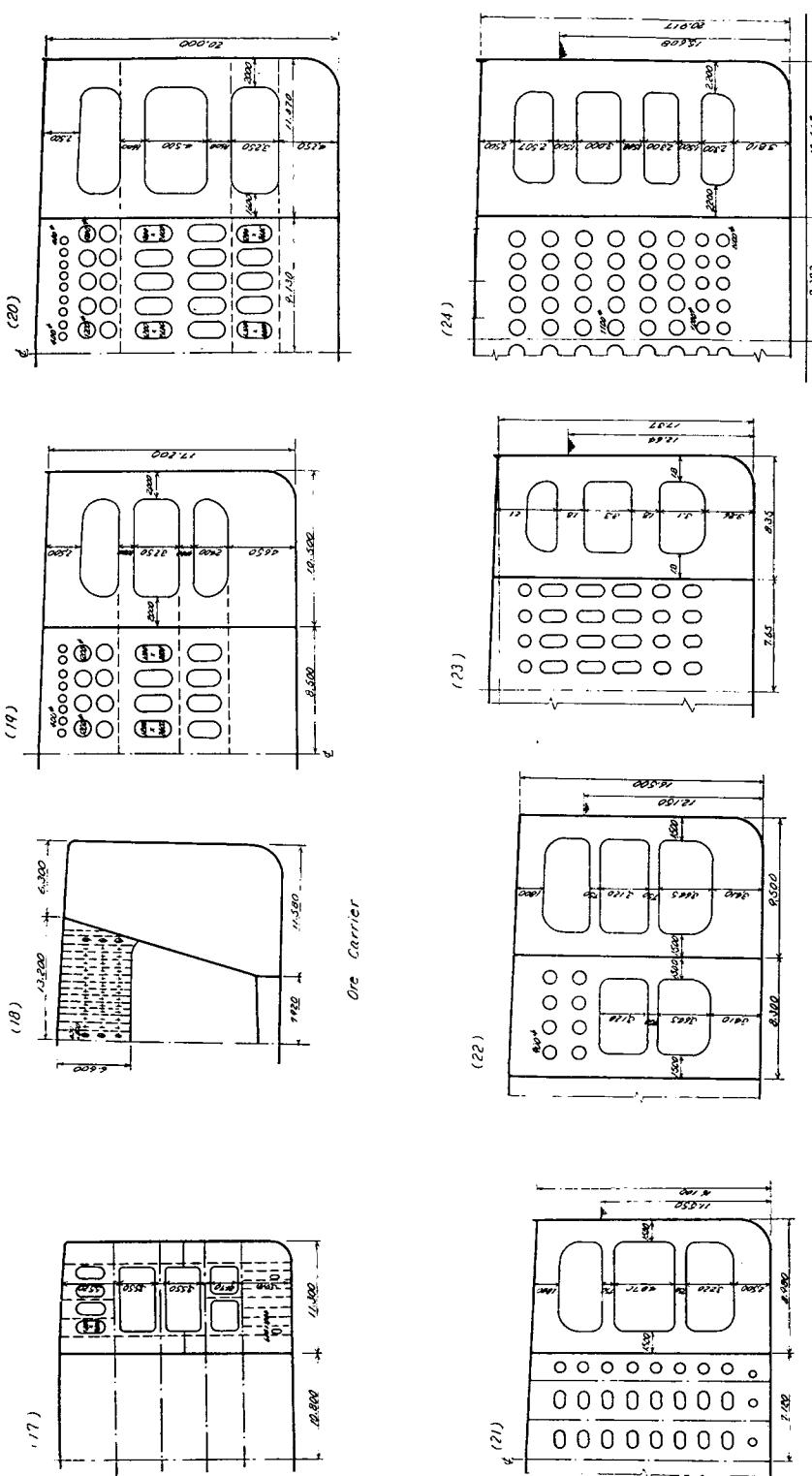


Fig. A. 1-3

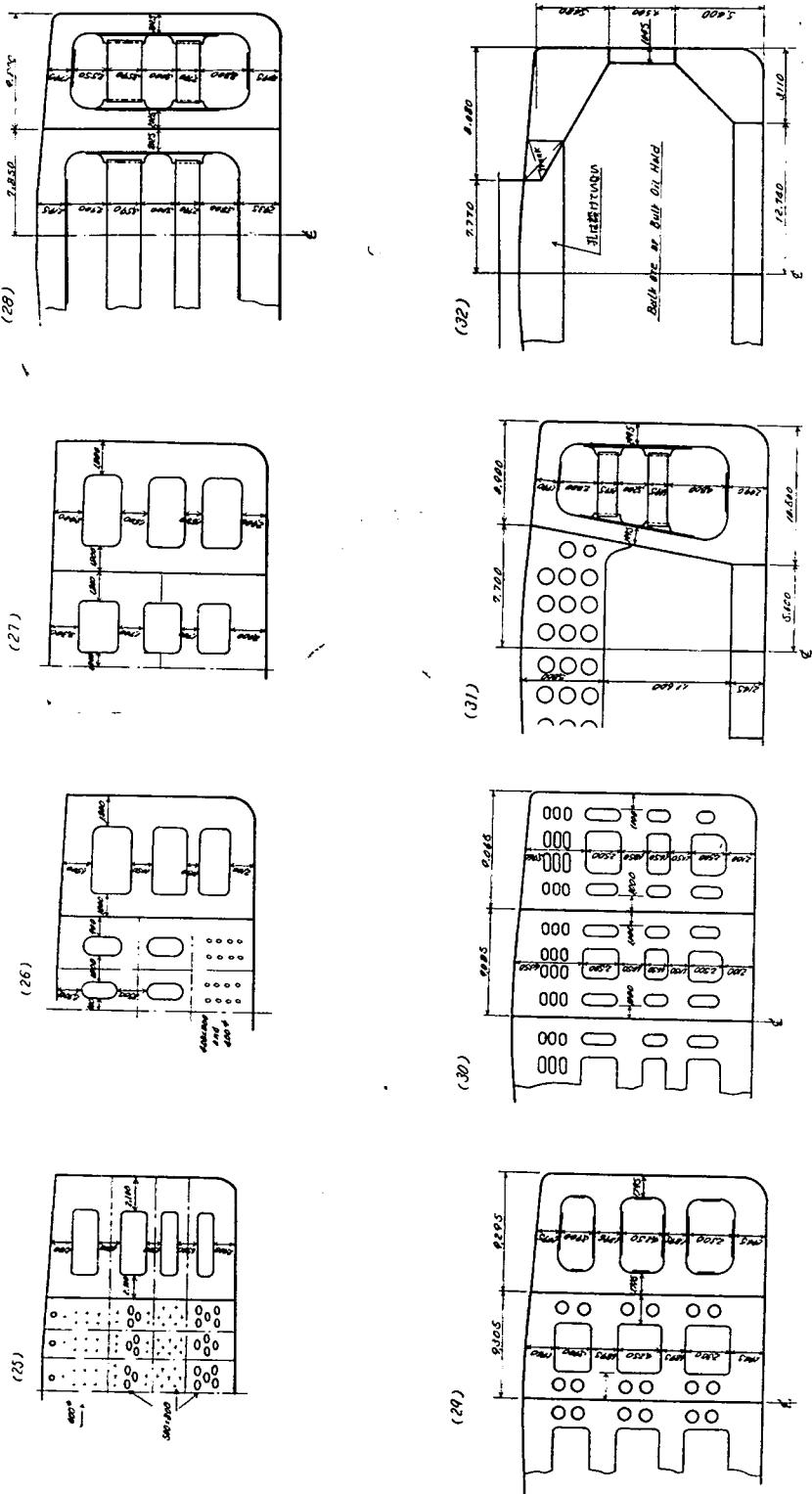


Fig. A.1-4

昭和43年2月20日 印刷  
昭和43年2月29日 発行

日本造船研究協会報告 第62号

発行人 菅 四 郎  
発行所 社団法人日本造船研究協会  
東京都港区芝琴平町35  
「船舶振興ビル」8階  
電話 (502) 2371~80  
内線 (421~428)

印刷所 株式会社 青 光 社  
東都品川区五反田1-19-7  
電話 (441) 0006, 4444, 2020