

社 団 法 人

# 日本造船研究協会報告

第 39 号

昭 和 39 年 6 月

---

船体振動から見た機関室構造に関する研究 ..... 第 47 研究部会

Researches on Vibrations of Engine Room Construction

..... The 47 th Research Committee

---

The Report  
of the  
Shipbuilding Research Association  
of Japan

Tokyo, JAPAN

No. 39

June, 1964

第 47 研究部会委員名簿

主 員	角 田 令 二	佐 野 保 寿	徳 田 洋 次	中 村 昭 和
幹 事	川 上 益 男	廣 渡 智 雪	三 沢 正 義	
委 員	服 部 堅 一	落 合 一 郎	大 高 勝 夫	小 野 舊
	秋 田 好 雄	河 田 要	国 安 常 雄	熊 井 豊 二
	金 沢 武	河 野 卓	児 島 英 彦	後 藤 大 三
	桑 山 守	河 野 卓	杉 野 茂	関 一 之
	佐 藤 茂	三 宮 一 泰	大 亀 実	竹 越 彦 二 郎
	須 藤 保 信	田 井 虎 一	土 松 英 雄	西 嘉 清
	塚 本 周 吉	寺 沢 一 雄	八 田 公 雄	浜 田 昇
	西 岡 正 美	野 村 義 三	三 沢 正 義	三 島 尚 三
	船 橋 敬 三	舛 田 吉 郎	渡 边 恵 弘	
	湯 口 俊 一	吉 識 雅 夫		

Membership of the 47 Research Committee

Chairman	Reiji TUNODA		
Secretaries	Masuo KAWAKAMI	Yasuhsia SANO	Yoji TOKUDA
	Akikazu NAKAMURA	Keniti HATTORI	Tomoyuki HIROWATARI
	Masayoshi MISAWA		
Members	Yosio AKITA	Itiro OTIAI	Katuo OTAKA
	Sigeru ONO	Takeshi KANAZAWA	Kaname KAWADA
	Tuneyo KUNIYASU	Toyoji KUMAI	Mamoru KUWAYAMA
	Taku KONO	Hidehiko KOJIMA	Daizo GOTO
	Sigeru SATO	Kazuyasu SANOMIYA	Sigeru SUGINO
	Kazuyuki SEKI	Yosinobu SUDO	Toraiti TAI
	Minoru DAIKI	Hikojiro TAKEGOSI	Syukiti Tukamoto
	Kazuo TERASAWA	Hideo DOMATU	Yosikiyo NISI
	Masayosi NISIOKA	Yosizo NOMURA	Kimio HATTA
	Noboru HAMADA	Keizo FUNABASHI	Yosiro MASUDA
	Syozo MISIMA	Shuniti YUGUTI	Masao YOSIKI
	Yoshihiro WATANABE		

# **Researches on Vibrations of Engine Room Construction**

## **1. Introduction**

As the power of marine engines has recently become greater, the magnitude of vibration-exciting forces has also been increased together with their higher frequencies due to increase in the cylinder capacity and/or its numbers, resulting in greater feasibility of undesirable vibration of the ship and widening the range of possible resonance.

Therefore, in the design of a ship with such a high-powered engine on board, special considerations will have to be drawn to the ship vibration. From this point of view, the problem of vibration of the engine room is also one of the most important, and there occurs the question how should be best designed the construction of the engine room, in which the highpowered engine is to be installed, in order to avoid or minimize the vibration.

The purpose of the present report is to make this problem clear and the following three items, which have been studied these three years, is included.

- a) Investigation on the exciting forces of engines and vibrations of the engine room on actual ships.
- b) Analysis of vibrations of the engine room on an electronic digital computer.
- c) Experiments on forced vibrations of the engine room model.

## **2. Investigation on the Exciting Forces of Engines and Vibrations of the Engine Room on Actual Ships**

a) In order to measure vibrations of the engine structure itself due to exciting forces, some accelerometers were fitted up to the engine and vertical, transverse and longitudinal accelerations were measured during the running test of the engine. The results showed that the transverse acceleration was the largest and others were considerably less than the former. The transverse acceleration was caused by H or X-type vibration of the engine.

b) For the measurements of vibrations of the engine room, about twenty accelerometers are arranged in the engine room and its vicinity.

Two kinds of test were carried out; one was carried out when the ship was running, the other was carried out when the ship was moored and a vibration-generator on shipboard was operated. Natural frequencies and mode curves of the engine room construction as a whole were obtained and these results showed fairly good agreement with those calculated by Professor Kawakami\*.

From above investigations it has been concluded that the design of the engine room

---

\* M. Kawakami, "On the Vibration of Engine Room of Ship (Part 2) on Natural Frequencies." Journal of Zosen Kiokai Vol. 112, 1962.

in which highpowered engine is installed could be made on almost the same criteria and considerations as in the case of the former engine on board.

### **3. Analysis of Vibrations of the Engine Room on an Electronic Digital Computer**

In order to simplify the problem, vibrations of a typical transverse section of the engine room were considered and numerical analysis was made as a plane rigid frame structure on an electronic digital computer.

Six series of model section were taken; in one series the size of ship was varied systematically and in the rest of series rigidities of component members were varied systematically.

The results obtained are as follows.

- a) If actual conditions of ships, such as loading conditions of ships and scantlings of members, are obtained, fairly accurate mode curves and natural frequencies can be calculated.
- b) In order to change a natural frequency of the structure it is most effective to modify the rigidity of the member vibrating with the largest amplitude at this frequency.
- c) The rate of variation of frequency due to modification of the rigidity of the member decreases as the rigidity of the member increases.
- d) Natural frequencies of the structure depend on not only the size of the ship but also scantlings of the members, such as span, rigidity and weight of the members, so that it does not always follow that natural frequencies of the structure have a tendency to become lower as the ship becomes larger.

### **4. Experiments on Forced Vibrations of the Engine Room Models**

Experiments were performed on forced vibrations of the engine room, using two types of 1/10 models representing the midship engine room of a 10,000 DWT cargo boat and the aft engine room of a 35,000 DWT tanker, respectively.

The vertical exciting force of 2.86 kg and transverse exciting moment of 156 kg-cm were applied on the above two models with a vibration generator mounted on a stand at center of the model.

For the measurements nine accelerometers and two velocity pick-ups were used. It has been investigated and made clear how the scantlings of the members, the virtual mass of water at bottom and existence of pillars have influence on the vibration of the engine room models.

# 船体振動から見た機関室構造に関する研究

## 目 次

第1章 緒 言.....	(1)
第2章 実船および主機関における振動計測.....	(2)
第3章 電子計算機による解析.....	(20)
第4章 模型による振動実験.....	(37)
第5章 む す び.....	(53)
附 錄.....	(54)

# 船体振動から見た機関室構造に関する研究

## 第1章 緒 言

近年舶用機関の出力は増大している。これについて、その気筒容積は増大し、また気筒数は増大している。すなわち、機関による起振力は大きくなり、起振振動数は高くなっている。この結果、船体は広範囲にわたって共振を行なうとともに、不測の振動を起す恐れがある。

このように高出力機関の搭載にあたっては、船体振動に対し特に考慮を払う必要がある。なかでも機関室構造の振動はもっとも重要なことであり、高出力機関を搭載する機関室をいかに設計して、その振動を最小限に抑えるかということは大きな問題である。

本研究の目的は、この問題を解明することであり、次の3項目の研究を行なった。

- (i) 実船および主機関における振動計測
- (ii) 電子計算機による解析
- (iii) 模型による振動実験

## 第2章 実船および主機関における振動計測

### 2.1 目的

高出力機関に対応した合理的な機関室構造を設計する方針を明確にするためには、第一段階として在来船の機関室構造の振動特性を把握する必要がある。ところが、今まででは船体振動の研究はなされているが、機関室としての振動については何ら研究はされておらず、機関室としての振動そのものの存在の有無も判明されていなかった。従って、まず Table 2.1 に示す 8 隻の供試船を使い、振動源である主機関に対し機関室構造がいかなる応答を示すかを計測することにより、機関室としての振動の有無を調べるとともに、その固有振動数、振動形、振動加速度等を求めた。

実験は次の 2 項目について行なった。

- (i) 起振機による振動計測
- (ii) 航走時の振動計測

以上のごとく機関室構造の振動特性を調べると同時に、起振源たる主機関がいかなる特性を持つものであるかを調べた。

### 2.2 供試船の要目および実施状況

供試船の要目および実施状況は前述の Table 2.1 に示している。

### 2.3 実験方法

#### (i) 主機関の振動状況の計測

主機関の適当個所に振動計を配置して陸上運転時を利用して、その回転速度を種々変化させて主機関の振動特性を計測した。

#### (ii) 起振機による振動の計測

供試船の進水後、その主機搭載に先立って起振機を主機台中心部に取付け、これを用いて強制振動を生ぜしめ、機関室中央断面を主として計測した。すなわち、予め計測点に振動計を配置し、起振機の各回転数整定時に各点の上下または水平振動の加速度を計測記録した。

#### (iii) 航走時の振動の計測

海上試運転時を利用して、主機の回転数を種々変化せしめて計測を行なった。計測点位置は起振機による場合と同じである。

Table 2-1 Particulars of Ships, Conditions and Instruments

Date		1960						1961					
Ship	F	G	H	A	B	C	D	E	Mitsubishi Nippon				
Dockyard	Mitsubishi Nippon	Hitachi	Uraga	Hitachi	Kawasaki	Uraga	Mitsubishi Nippon	Mitsubishi Nippon	Tanker	Tanker	Tanker	Tanker	Tanker
Kind of Ship	Tanker	Cargo Ship	Cargo Ship	Cargo Ship	Cargo Ship	Cargo Ship	Cargo Ship	Cargo Ship	Midship	Midship	Midship	Midship	Midship
Position of Engine	Aft	Midship	Midship	Semi-Aft	Midship	Midship	Midship	Midship	Aft	Aft	Aft	Aft	Aft
DW (t)	40980	14550	11500	12000	12000	12450	11900	11900	76330	76330	76330	76330	76330
L×B×D (m)	304.4×28.7 ×14.7	145×19.4 ×12.45	145×19.5 ×12.3	143×21×12.5	145×19.5 ×12.2	147×20.2 ×12.5	145×19.5 ×12.3	145×19.5 ×12.3	239×34.6 ×18.75	239×34.6 ×18.75	239×34.6 ×18.75	239×34.6 ×18.75	239×34.6 ×18.75
Main Engine	Type	Yokohama Main Hitachi B & W K 9 Z 84/160 C	Hitachi B & W Uraga Sulzer 762 VT 2 BF 140	Hitachi B & W Kawasaki Man K 9 Z 78/160 C	Uraga Sulzer 875 VT 2 BF 160	Uraga Sulzer 8 RD 76	K 9 Z 78/160 C	K 12 Z 84/160 C	Yokohama Main Yokohama Man				
BHP (RPM)	15500 (115)	12000 (119)	12000 (115)	9000 (128)	9000 (128)	12000 (119)	13000 (118)	13000 (118)	22000 (115)	22000 (115)	22000 (115)	22000 (115)	22000 (115)
Firing Order	1-6-7-2-5 -8-3-4-9	1-7-2-5-4-3-6 -6-7-3-4	9-2-5-8-1 -2-5-6	1-8-3-4-7 -5-2-7-6	1-9-4-3-8 -5-6-1	8-3-4-7-2 -5-6-1	1-6-7-2-5 -8-3-4-9	1-6-7-2-5 -8-3-4-9	1-11-9-4-2-12 -7-5-3-10-8-6	1-11-9-4-2-12 -7-5-3-10-8-6	1-11-9-4-2-12 -7-5-3-10-8-6	1-11-9-4-2-12 -7-5-3-10-8-6	1-11-9-4-2-12 -7-5-3-10-8-6
Propeller	No. of Shaft	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
No. of Blade	5	4	5	4	4	4	4	4	5	5	5	5	5
Exciter Test													
Displacement (t)	13150	3905	—	4330	—	3900	4785	4680	18790	18790	18790	18790	18790
Mean Draft	2.99	2.20	—	2.40	—	2.40	2.40	2.40	2.79	2.79	2.79	2.79	2.79
Condition	Ship Running Test												
Displacement (t)	48450	7436	8236	8040	6875	—	8249	8230	95400	95400	95400	95400	95400
Mean Draft	10.081	4.025	4.604	4.54	3.91	—	4.42	4.61	13.815	13.815	13.815	13.815	13.815
Instrument	Movable Coil Type Accelerometer	U Gage Accelerometer	Movable Coil Type Accelerometer	U Gage Accelerometer	U Gage Accelerometer	Movable Coil Type Accelerometer	Movable Coil Type Accelerometer	Movable Coil Type Accelerometer	Movable Coil Type Accelerometer	Movable Coil Type Accelerometer	Movable Coil Type Accelerometer	Movable Coil Type Accelerometer	Movable Coil Type Accelerometer
Ex-citer	No. of Shaft	2	2	—	2	—	2	2	3	3	3	3	3
No. of Rotating Weight	3	2	—	2	2	—	2	2	2	2	2	2	2

## 2.4 実験結果

### 2.4.1 F 船（三菱日本）の実験結果

計測点は起振機、航走時とも Fig. 2.1 に示す通りである。また、振動計測結果の一例を Fig. 2.2, Fig. 2.3 に示す。航走時の場合には、機関室の局部振動のほかに船体の撓振動がまざって計測されているので、船体撓振動の固有振動数にあたる振動数のものをのぞいて解析に使用した。この船体撓振動によるものと思われる共振曲線を Fig. 2.3 では点線で示している。

まず振動数について述べれば、起振機の計測結果では、Fig. 2.2 に示すように、390, 630, 750 および 930 cpm 辺りに共振点が認められるが、航走時の計測では、Fig. 2.3 に示すように、主軸回転数×推進器翼数の振動数が多く現われ、主軸回転数×主機気筒数の振動数が少なかった。そこで、起振機のときが、進水直後で二重底上面程度の吃水であるのに、航走時には満載吃水で、付加重量の

異なる状況での比較が困難であるが、これらの結果から、Fig. 2.4 のようにおおよその推定ができる。

同図の航走時のものでは同じ次数のものに對し振動数を各 3 ケ示しているが、これは同一振動形に対し多くのピーカーが認められたためである。

次に、同調振動の強さについて述べる。起振機による計測結果から、単位起振力が船体に作用した場合に、機関室断面構造に生ずる振動加速度を得た。これによると、大部分が

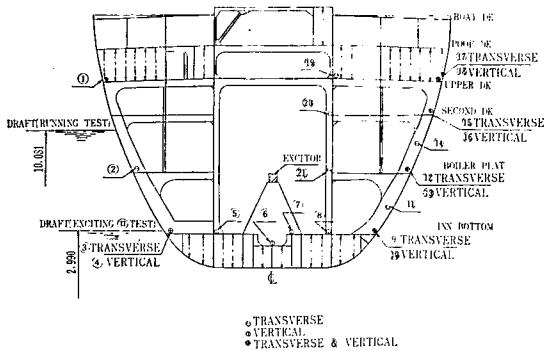


Fig. 2.1 Measured Position (Ship F)  
(FR 40, Look for 'D')

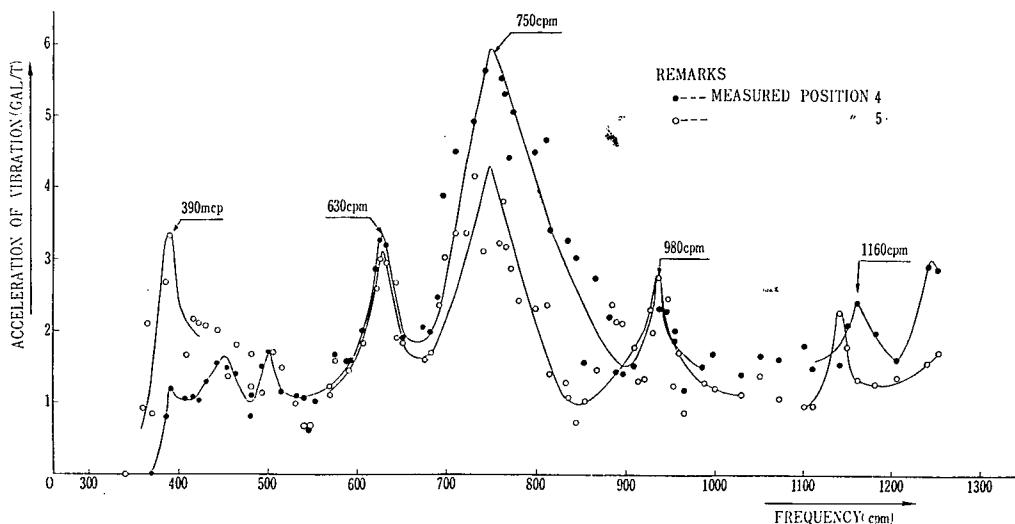


Fig. 2.2 Resonance Curves of Vertical Vibration at Double Bottom (Ship F)  
(Exciting Test)

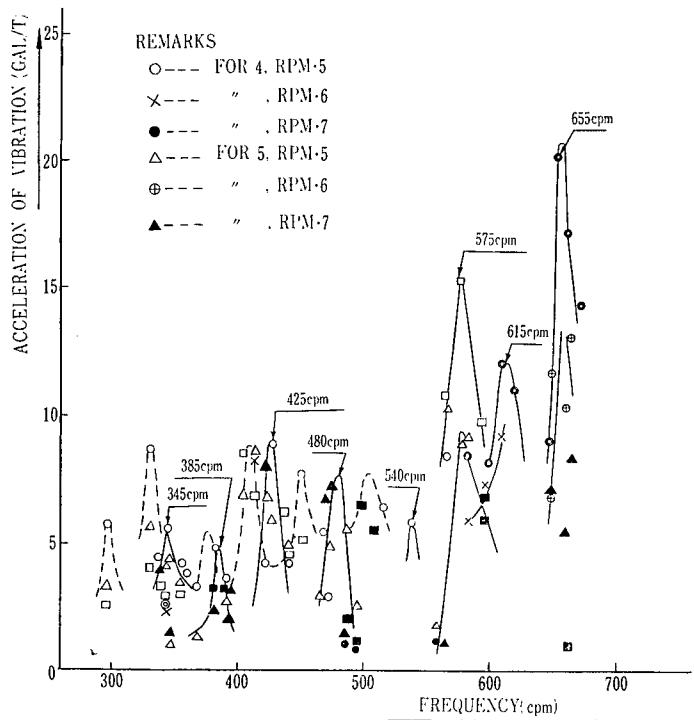


Fig. 2-3 Resonance Curves of Vertical Vibration at Double Bottom (Ship F)  
(Running Test)

7 gal/t 以下で、最大でも 10 gal/t 程度である。起振力と振動加速度との関係は機関室構造の設計にさいして、極めて重要な意義を有し、この研究の目的の一つでもあるが、この値はさほど問題となる値ではない。

なお、航走時においても、今回の供試船では、主軸回転数 × 主機汽筒数の振動数をもつ本振動加速度は 20 gal 以下であり、これは造船協会関東地区部会による居住区許容値に対比して、むしろ小さい値である。

#### 2-4-2 G 船（日立）の実験結果

まず主機関の陸上運転の結果について述べる。

主機関の陸上運転のさいに得られた共振曲線によれば、主機関の振動は左右振動が最も大きく、前後振動および上下振動は小さい。また左右振動では、90 rpm および 120 rpm の近傍に  $7N$  ( $N$  は主機回転数) のピークが認められ、かつ  $4N$  の振動でも 120 rpm 以上で振幅が増大の傾向にあり、従って主機関の左右振動の固有振動数はほぼ 630 cpm および 840 cpm であると考えられる。

Fig. 2-5 は主機関上部における振幅分布を示したものであるが、図からも明らかのように、左右振動はいわゆる X 型の振動を行なっていることが認められ、かつ  $4N$  の振動が  $7N$  の振動よりもかなり大きいことが判る。主機関の側圧により形成される水平変動モーメントを調べてみると、着火順

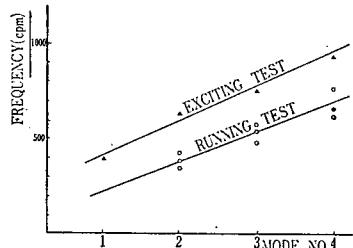


Fig. 2-4 Natural Frequency

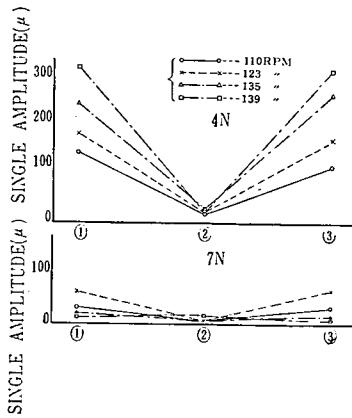


Fig. 2-5 Amplitude at the Top of Main Engine (Transverse)

スト、燃料等が搭載されていないので、この影響を補正しなければならない。

Fig. 2-8 はこれらの関係を示したもので、未搭載重量の影響を補正しない場合の固有振動数は、190, 420, 485 および 640 cpm であるが、この影響を補正すると Fig. 2-8 (ii) のごとくであって、これを実験値と比較すると両者はかなりよく一致していると考えられる。図にみられる 400 cpm 近傍の理論値に対応した実験値は今回の実験では得られていないが、これは起振機の出力の関係で実験を 600 cpm 以上で行なったためであろうと推定される。最後に航走時の振動測定では、前の二者に比べると極めて複雑な結果が得られている。すなわち、航走中の機関室振動は 1N, 4N および 7N

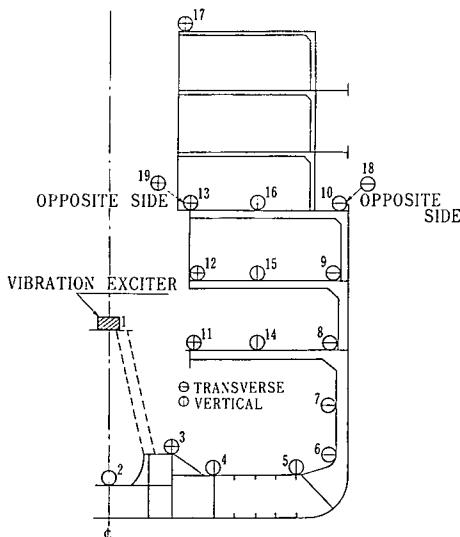


Fig. 2-6 Measured Position (Ship G)

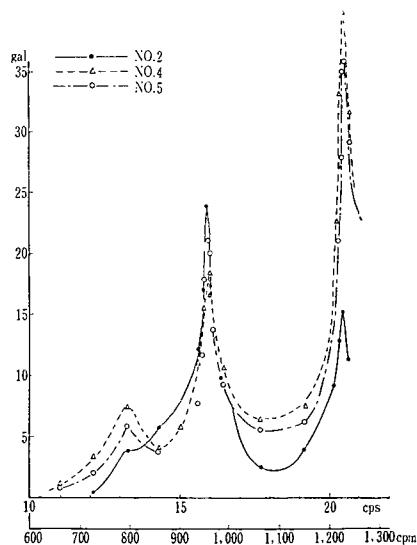


Fig. 2-7 An Example of Resonance Curves (Ship G)

序から明らかなように、4次のクラランク配置が最も X 型振動を惹起しやすいことが判り、従って Fig. 2-5 に示された傾向も当然であると考えられる。

次に起振機実験の結果について述べる。

計測点位置は Fig. 2-6 に示す。

起振機による機関室構造の振動実験により得られた共振曲線の一例を示せば Fig. 2-7 のごとくである。この図によれば 800, 960 および 1225 cpm 近傍で明瞭なピークがみられ、これがいわゆる船体横断面の固有振動数であると推定される。

川上教授\*(広島大学) は多くの船の部材寸法の平均値を用いて船の長さとこの種横断面振動の固有振動数との関係を求めておられるが、本実験の供試船の場合、主機、補機、バラ

\* 川上益男：船の機関室の振動について（第2報固有振動数について）——船論第112号（昭和37年）

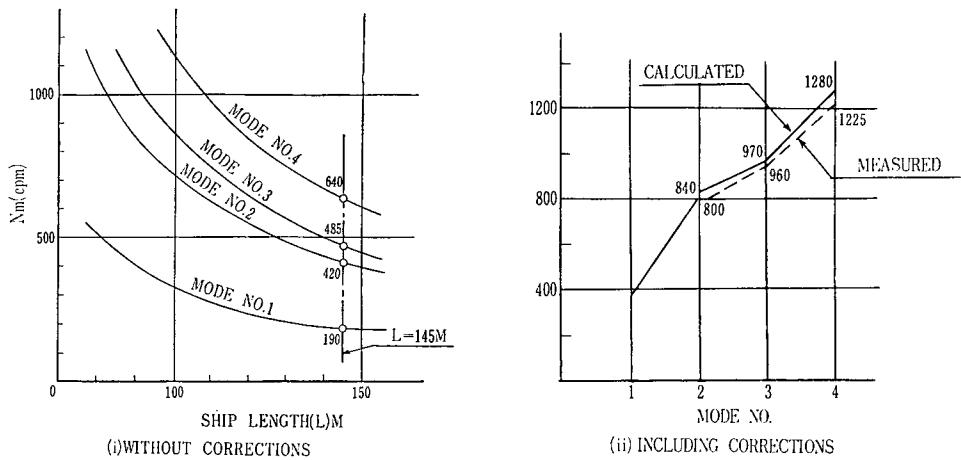


Fig. 2-8 Comparison between Calculations and Measurements

(ただし、 $N$  は主軸回転数を示す) のものがみられ、一般に  $N=90$  rpm 以下では振動が小さく殆んど問題にならないが、10 rpm 以上では振動が増大の傾向を示し、かつ  $4N$  および  $7N$  のものが混在している。振動のピークは 100 rpm の近傍に  $1N$  のもの（船体撓み振動の固有振動数と推定される）114 rpm の近傍に  $4N$  のピーク、117 rpm および 127 rpm の近傍に  $7N$  のピークが認められるが、これらが船体横断面の振動であるか否かについては現在の段階では確認し難い。

#### 2.4.3 H 船（浦賀）の実験結果

主機の陸上運転時における振動計測結果を Fig. 2-9 に示す。図から判るように、低回転では 6 次の振動数を有する H 型が主体となっているが、回転数が上昇するにつれ漸次 X 型に移行し、高回転で

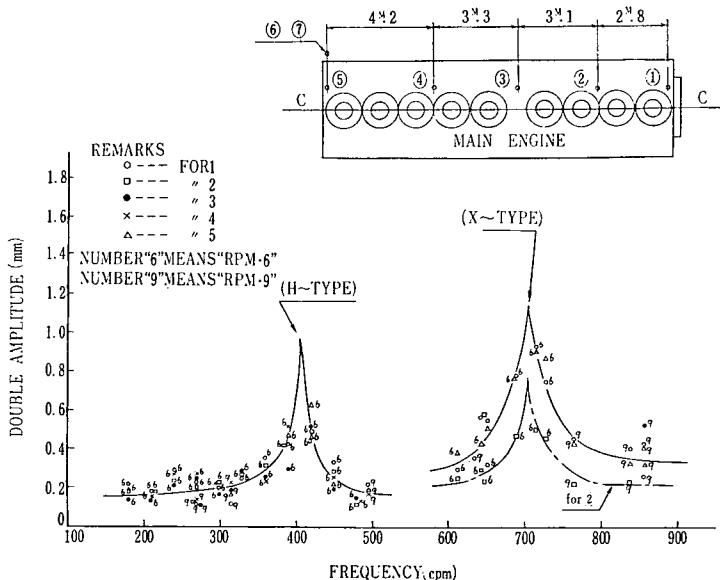


Fig. 2-9 Resonance Curve of Main Engine  
(at Shop Test) (9RD 76 Type)  
S No. 767

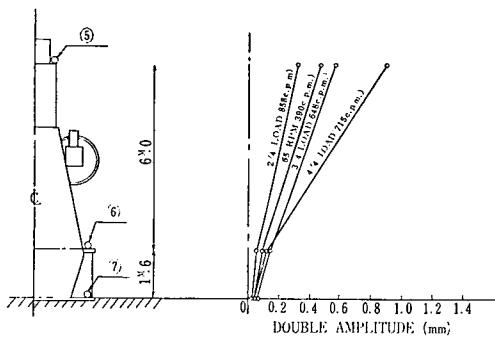


Fig. 2.10 Deflection Curve of Main Engine  
(at Shop Test)  
S No. 767

動は、Fig. 2.13 で判るように、すべて 4 次の振動数によるものが卓越している。Fig. 2.14 は、機関室二重底の上下振動の測定結果を示す。一般に二重底の局部振動は計測波形から船体振動を差引いてやらなければならないが、本船の場合には船体振動はすべて 4 次の波形のみであったので、解析にさいしては次の波形を捨て、他の次数の波形のみを読みとった。本図から判るように、二重底には約 390 cpm および 700 cpm 附近に共振点が現われている。Fig. 2.15 は主機頂部で測った主機の水平共振曲線であるが、二重底との連成系の振動模様は Fig. 2.14 と変わらない。本船においては H 型振動数は 4 次であり、回転数が上昇すると漸次 X 型に移行し、振動数は次のものが卓越していく。Fig. 2.16 は、主機頂部の撓み曲線の一例を示したものである。

は 6 次～9 次の振動数が卓越していく。固有振動数は、H 型が約 410 cpm、X 型が約 710 cpm で、航走時における値と大差ない。

Fig. 2.10 は、主機架構の振幅曲線で、片持梁の撓み曲線に類似している。

航走時における振動計測は Fig. 2.11, Fig. 2.12 に示す各点において加速度計により同時にを行なわれた。

上下方向 1 次および次、ならびに左右方向 1 次の不平衡偶力を有し、他は 0 である。計測結果を Fig. 2.13～Fig. 2.16 に示す。船体の上下撓み振

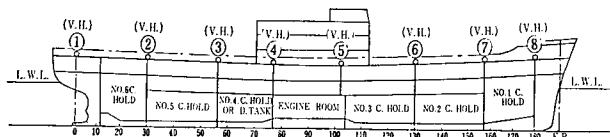


Fig. 2.11 Measured Positions in Hull Vibration  
(Ship H)

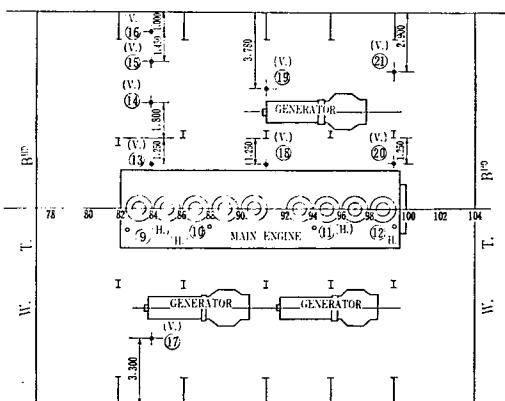


Fig. 2.12 Measured Positions in Engine Room  
(Ship H)

⑨ ⑩ ⑪ ⑫ ⑬ ……At Engine Top  
Others…………On Tank Top

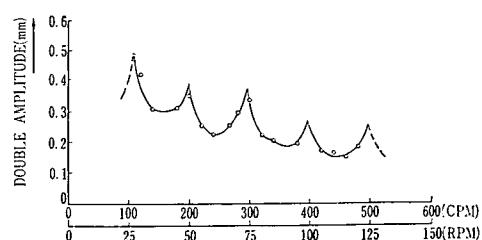


Fig. 2.13 Resonance Curve of Hull Vibration  
(Ship H)

(Vertical Vibration)

(At No. ⑧)

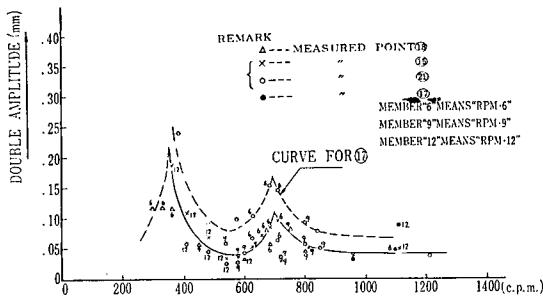


Fig. 2-14 Resonance Curve of Double Bottom in Engine Room (Ship H)  
(At No. ⑯ ⑰ ⑱ ⑲)

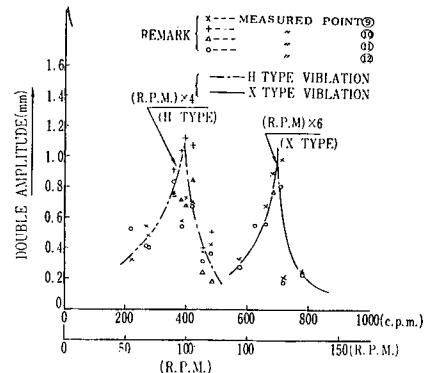


Fig. 2-15 Resonance Curve of Main Engine  
(9RD 76 Type)

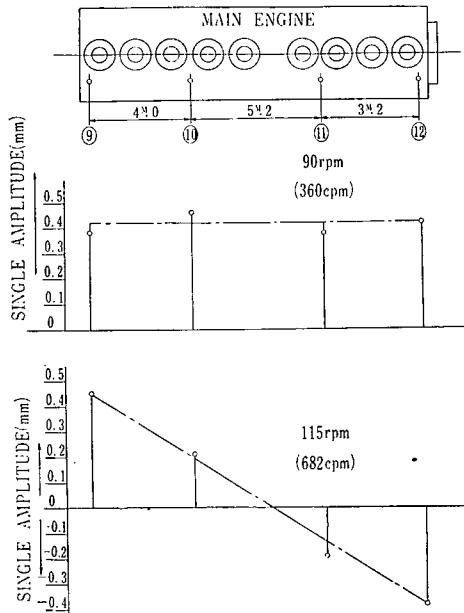


Fig. 2-16 Mode Curves of Main Engine Top

すような 2 自由度の線型強制振動系に近似することができる。

その運動方程式は

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{X}_1 + K_1 X_1 + K_2 (X_1 - X_2) &= 0 \\ m_2 \ddot{X}_2 + K_2 (X_1 - X_2) &= P \cos \rho t \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots (2.1)$$

$$\text{いま, } \nu_1^2 = \frac{K_1}{m_1}, \quad \nu_2^2 = \frac{K_2}{m_2}, \quad \mu = \frac{m_2}{m_1}, \quad A_{st} = -\frac{P}{m_1}, \quad A'st = \frac{P}{K_2}$$

とおけば、 $X_1$ ,  $X_2$  はそれぞれ次式により求められる。

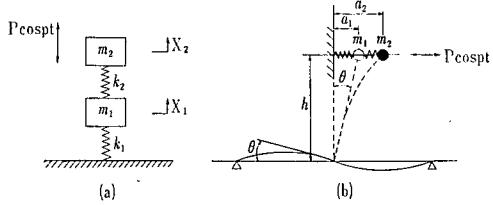


Fig. 2-17 Forced Vibration System

最後に機関室二重底の振動について簡単な理論的考察を行なってみる。

いま簡単のため機関室二重底を適当な境界条件を仮想した弾性板と見做し、その上に主機が弾性固着されていると仮定すれば、本船の航走時に生じた連成振動型は次の場合である。主機の H 型と二重底の S 字型 ( $m=1, n=2$ ) 振動が連成し、主機の X 型と二重底の 4 区画型 ( $m=n=2$ ) 振動が連成する。

この連成系は、減衰を無視すれば、Fig. 2-17 に示

$$\left. \begin{aligned} \frac{X_1}{Ast} &= \frac{1}{\left( \frac{P^2}{\nu_1^2} + 1 + \mu \frac{\nu_2^2}{\nu_1^2} \right) \left( -\frac{P^2}{\nu_2^2} + 1 \right) - \mu \frac{\nu_2^2}{\nu_1^2}} \times \cos Pt \\ \frac{X_2}{Ast} &= \left( \frac{X_1}{Ast} \right) \times \left\{ 1 + \frac{1}{\mu} \left( \frac{\nu_1^2}{\nu_2^2} - \frac{P^2}{\nu_2^2} \right) \right\} \\ \frac{X_1}{A'st} &= \mu \frac{\nu_2^2}{\nu_1^2} \times \left( \frac{X_1}{Ast} \right), \quad \frac{X_2}{A'st} = \mu \frac{\nu_2^2}{\nu_1^2} \times \left( \frac{X_2}{Ast} \right) \end{aligned} \right\} \dots\dots (2.2)$$

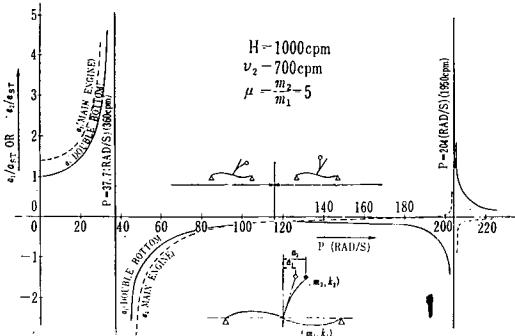


Fig. 2.18 Amplitude Curve

いま、Fig. 2.17 (b) に示すごとく、本船の主機の H 型振動と二重底の S 字型の連成振動について、各数値を近似し、主機および二重底の振幅曲線を描けばほぼ Fig. 2.18 のごとくなる。従って、主機剛性を一定にして二重底剛性を変化した場合 ( $A'st$  base)、または二重底剛性を一定にして主機剛性を変化した場合 ( $Ast$  base) 等の振動特性の模様を (2.2) 式により求めることができる。

#### 2.4.4 A 船（日立）の実験結果

主計測断面を Fig. 2.19 に示すような FR 47 断面とする。起振機による振動実験から得られた共振曲線の一例を示せば Fig. 2.20 のごとくである。この図によれば 805, 1025 および 1315 cpm で、共振曲線に明瞭なピークがみられる。これがいわゆる船体横断面の固有振動数であると推定される。また、これらのピークを生じたときの各計測点の振幅を読みとて置点したのが Fig. 2.21 の加

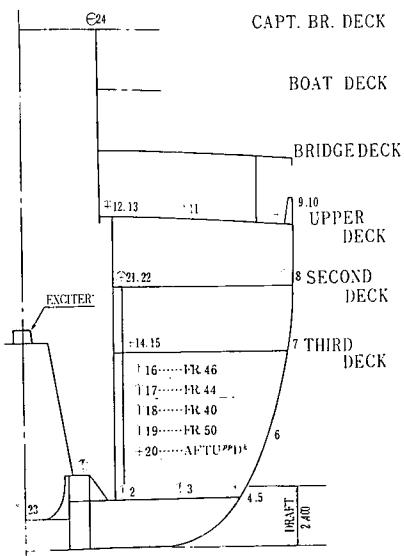


Fig. 2.19 Measured Point (Ship A)

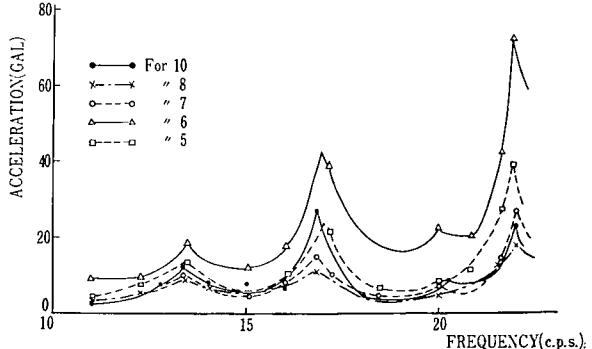


Fig. 2.20 Example of Resonance Curve (Ship A)

(Exciter.....Horizontal)  
Pick Up ..... "

速度分布曲線であり、これから船体横断面の振動モードを推定することができる。

航走時の振動も同様に整理することができるが、起振機実験の場合に比して起振力の性状が複雑であるので、得られた結果も起振機実験の場合ほど単純でない。従って、ここでは固有振動数のみを示すと、334, 667 および 816 cpm が航走時の横断面固有振動数であると推定される。

川上教授は、このような機関室横断面の固有振動数について理論計算を行ない、その結果得られた計算値と、これらの実船実験の結果との比較を行なって発表されているが、両者はかなりよい一致を示しているようである。

本年度の実験値と前年度行なった類似船の実験値を比較してみると Table 2.2 のごとくである。この表によれば、機関室の位置が異なっても固有振動数にはそれほど大きな差異は認められず、また加速度分布にも殆んど差がなかった。

#### 2.4.5 B 船（川重）の実験結果

主計測断面を Fig. 2.22 に示すような FR 89 断面とする。起振状況は次の通りである。

起振機の回転数範囲（上下起振機のとき）300～700 rpm (10 rpm ごと)

起振機の回転数範囲（水平起振のとき）300～1500 rpm (10 rpm ごと)

なお航走時の主機回転数範囲 80～130 rpm (2 rpm ごと)

また、その計測の結果は次の通りである。

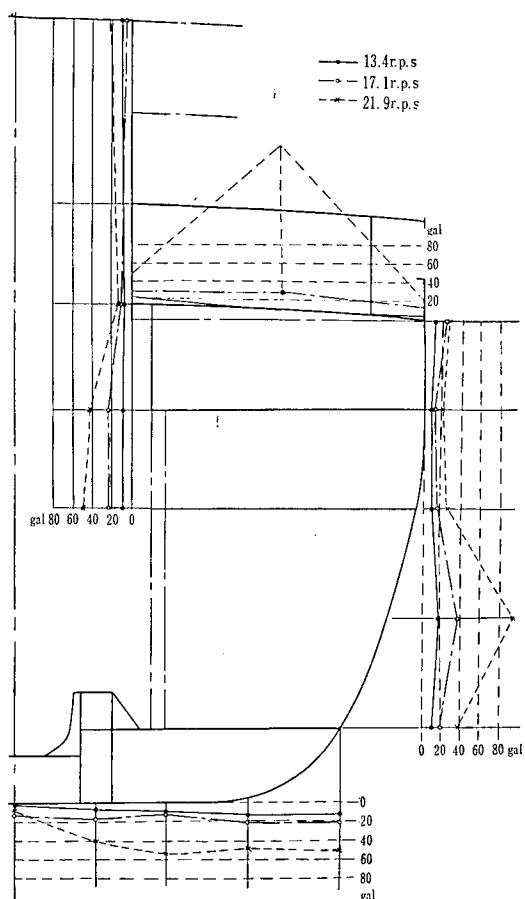


Fig. 2.21 Distribution of Acceleration (Ship A)  
(Vertically Excited)

Table 2.2 Comparison between A Ship and G Ship

		1960	1961
L × B × D × D/W		145.00m × 19.40m × 12.45m × 14,550 t	143.00m × 21.00m × 12.50m × 12,000 t
Main Engine		Hitachi B & W 762 VT-2 BF 140 135 RPM 7,600 B HP	Hitachi B & W 874 VT-2 BF 160 115 RPM 12,000 B HP
Rocation of Engine Room		Midship	Semi-aft
Natural Frequency (cpm)	Exciting Test	800, 960, 1,225	805, 1,025, 1,315
	Running Test	456, 819	334, 667, 816

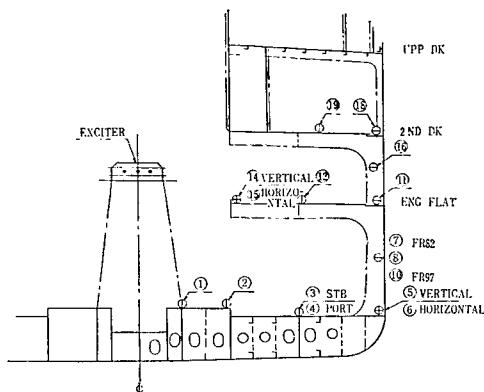


Fig. 2-22 Measured Point (Ship B)  
(FR 89 Section)

軸に起振力  $1\text{t}$  当りに生ずる加速度をとって共振曲線を描くと Fig. 2-23 のごとくなる。

以上の共振点におけるそれぞれのモードを図示すれば Fig. 2-24 のごとくなる。横断面において殆んど同じ型のモードの振動が異なった振動数で共振しているものがあるが、これは川上教授により指摘されているように縦通部材の影響が異なるためで、振動数の低い方は縦通部材が 1 次のモードで、高い方は縦通部材が次のモードで振動しているためであると考えられる。

振動加速度の大きさとしては、第2甲板の上下振動（計測点 1G）で起振機回転数 1410 rpm のとき 183 gal/t と異常に大きな振動が出ており、また、エンジンフラットにおいても 60 gal/t 程度の振動は出ているが、その他は殆んど 25~30 gal/t 程度におさまっている。

次に、特設肋骨と普通の肋骨の振動の大きさを比較すると、Fig. 2-25 に示すように、いずれの断面の特設肋骨においても振動加速度はそれほど大差はないのに対して、普通の肋骨にはかなり大きな

まず、起振機実験では上下方向起振の場合は横断面部材の1次および3次のモードの振動を惹起するが、実際には上下方向の起振の実験は底回転(300~700 rpm)の範囲のみで実験を行なったため、3次モードの振動を起すことはできなかったが、振動数 550, 670 crm で明瞭な起振現象を起している。

水平方向起振の場合は振動数 820, 910, 1125, 1360, 1410 cpm に共振曲線のピークが認められる。二重底, エンジンフラット, 第2甲板より計測点1点ずつを選び、横軸に起振機の回転数、縦

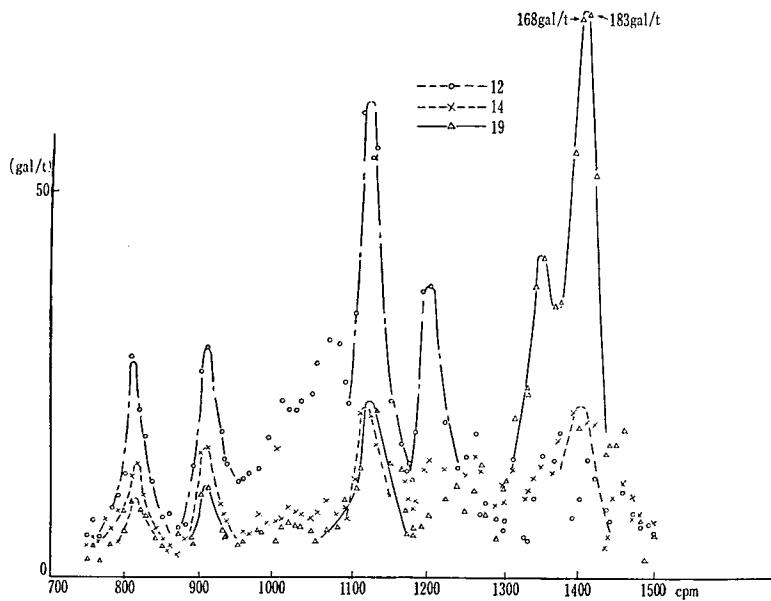


Fig. 2-23 Resonance Curve (Ship B)

振動が生じているのがわかる。

しかし、このことから直ちに特設肋骨の有効性をうんぬんするのは早計であって、この件について言及するには更に詳細な調査研究が必要であろう。

次に航走時計測であるが、航走時の場合は計測記録が複雑で、現象を正確に判断することはむずかしいが、主機回転 108 rpm 附近で二重底上下振動に主機回転の 4 倍（本船の推進器は 4 翼である）のものが認められる。これらの振動の他は 85 rpm 附近で 9 次、128 rpm 附近で 6 次の振動がわずかに認められる程度に過ぎない。いま、この振動数に注目して見ると、 $9 \times 85 = 6 \times 128 = 770 \text{ cpm}$  であって、両者の振動数は殆んど一致している。

しかし過去数回にわたる主機横振動の計測の結果より、9 気筒機関の 6 次は X 型振動 9 次は H 型振動であることがわかっている。すなわち、6 次の振動と 9 次の振動では機関室構造の縦通部材のモードが異なっているはずである。

従ってこの二つの振動は、モードは異なっているが固有振動数の接近した二つの振動と解釈することができる。

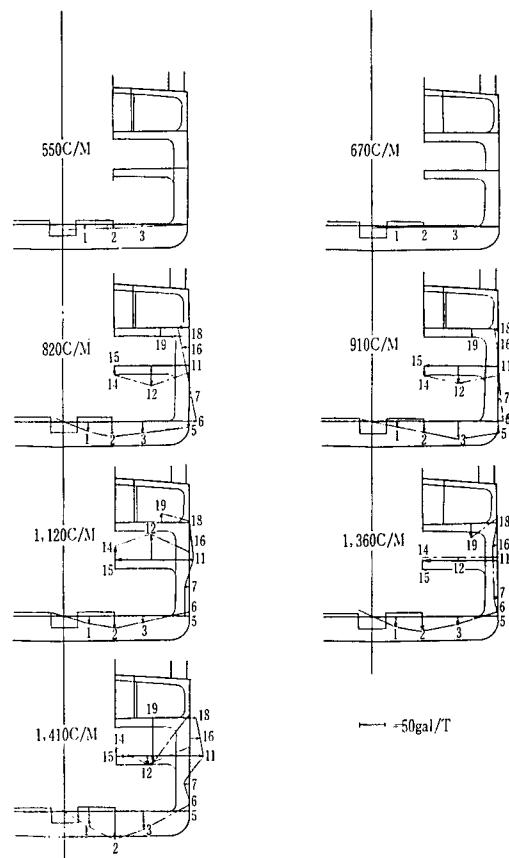


Fig. 2.24 Mode Curve (Ship B)

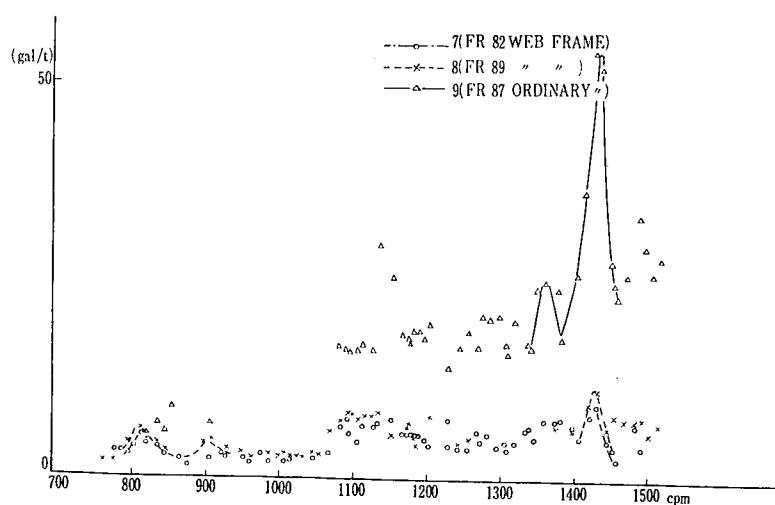


Fig. 2.25 Comparison of Vibration between Web Frame and Ordinary Frame (Ship B)

## 2.4.6 C 船（浦賀）の実験結果

起振機による計測点は Fig. 2.26, 航走時には Fig. 2.29 に示す計測点で計測を行ない、あわせて

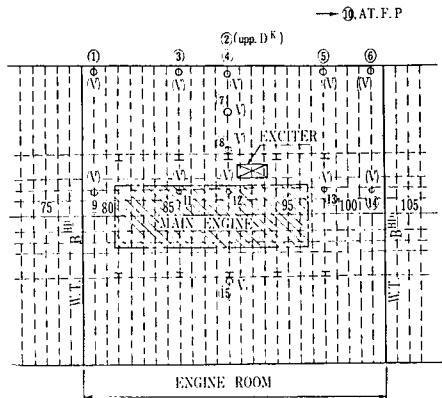


Fig. 2.26 Measured Point (Tank Top Plan)  
(Vertical) (Ship C)

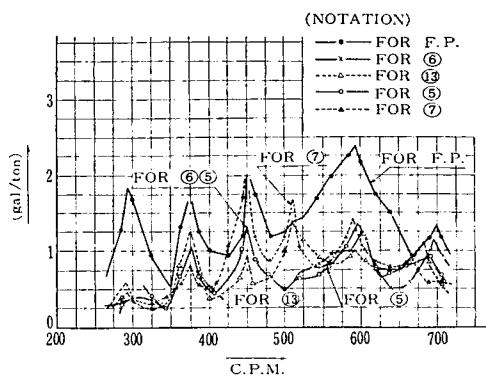


Fig. 2.27 Resonance Curves (Ship C)

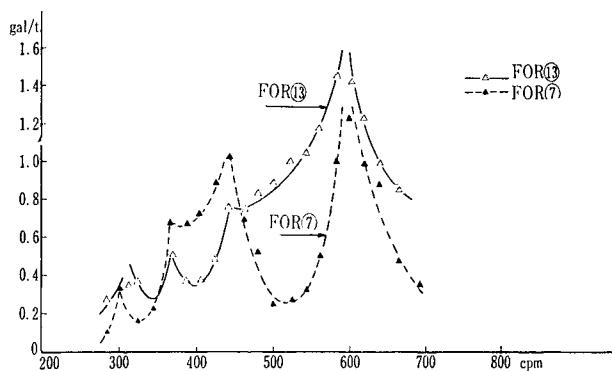


Fig. 2.28 Relative Vibration of Double Bottom (Ship C)

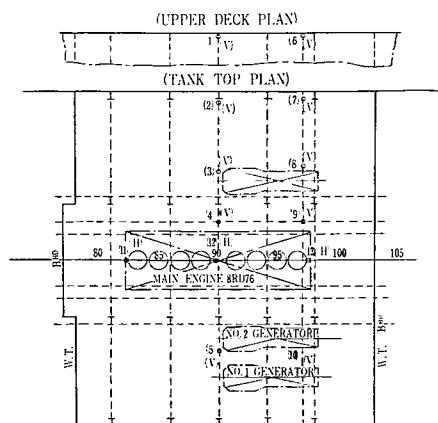


Fig. 2.29 Measured Point (Ship C)  
Remarks 11, 12, 13; Top of Engine  
V ; Vertical  
H ; Horizontal

上甲板上 F.P. において船体振動を計測した。実験結果は次の通りである。

進水直後に行なった起振機実験により得た共振曲線は Fig. 2.27 に示す通りで、これによれば、290, 375, 450, 510, 590 cpm 附近においてピークが見られる二重底の振動は、船体振動と重なって生ずるから、二重底のみの振動を得るために記録波形から同じ肋骨番号位置における船体振動波形を差し引く必要がある。

このようにして得た二重底の相対振動の共振曲線を描くと、Fig. 2.28 のようになる。これから判るごとく、300, 365, 440, 590 cpm 附近にピークが現われており、これが機関室二重底の固有振動数であると考えられる。

次に航走時における測定結果を Fig. 2.30 および Fig. 2.31 に示す。これらの図から判るごとく、400, 477 cpm 附近にピークが見られ、そのうち 477 cpm 附近のピークは、測定点 ⑦ には現われ

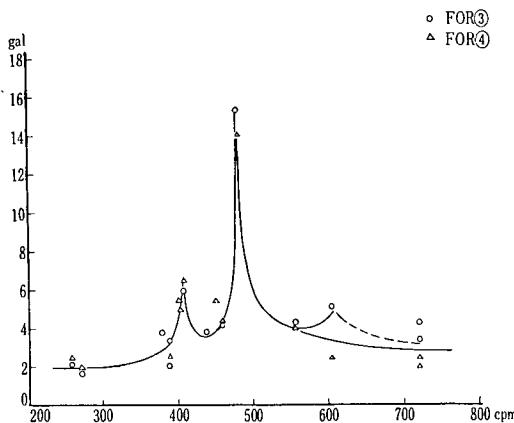


Fig. 2-30 Resonance Curve (Ship C)

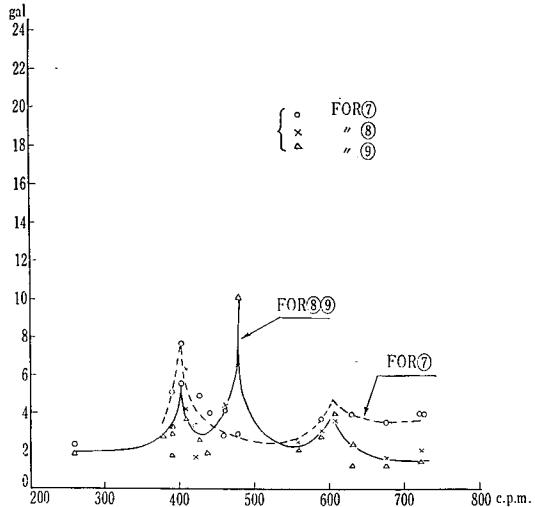


Fig. 2-31 Resonance Curve (Ship C)

ていない。測定点 ⑦ は、二重底船側に置かれたもので、その位置における上下動は船体撓み振動によるものと考えると、この 477 cpm 附近におけるピークは二重底の振動によるピークであると考えられる。

Fig. 2-32 は航走時における主機関頂部の振動の測定結果である。この図から判るごとく、H型の固有振動数は約 477 cpm であり、X型振動の固有振動数は約 810 cpm である。また、Fig. 2-33 はそれぞれ 477 cpm および 810 cpm における主機頂部の振幅曲線を示したものである。

これらの諸結果から判るごとく、振動数 477 cpm の点で二重底と主機の固有振動数はほぼ等しく、主機関と二重底とは連成系を構成して、連成振動を行なっていることを示している。そしてその振動の強さは起振実験によれば、同調時において 2.5 gal/t 程度であり、また航走時においては 15 gal 程度である。

#### 2.4.7 D 船（三菱日本）の実験結果

主計測断面を FR 86 断面とし、Fig. 2-34 に示すような位置で計測した。起振状況は次の通りである。

起振機（水平起振）の回転範囲 300~1500 rpm (10 rpm ごと)

航走時の主軸回転数範囲 50~121.5 rpm (2 rpm ごと)

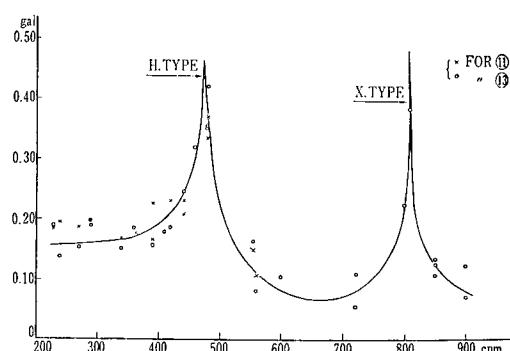


Fig. 2-32 Resonance Curve

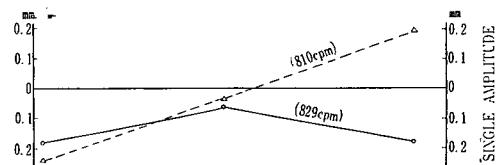
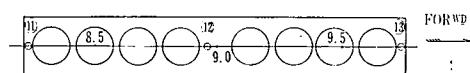


Fig. 2-33 Mode Curve of Engine

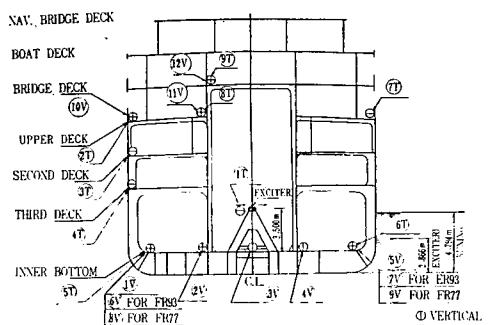


Fig. 2-34 Measured Point (Ship D)

FR 86 断面の各点で計測した共振状況の一例については Fig. 2-35 に示すが、これは二重底の上下振動および船側における左右水平振動の計測結果で、これによると 480, 700, 870, 950 および 1020 cpm あたりに共振点があり、その共振モードは Fig. 2-36 に示すごとくである。ただし船底の両端結合点を結ぶ直線を基線に選んでモードを描いている。なお、950 cpm と 1020 cpm は横部材についてはそれぞれほぼ同一のモードを示しているが、縦方向の部材の影響によるものであろう。

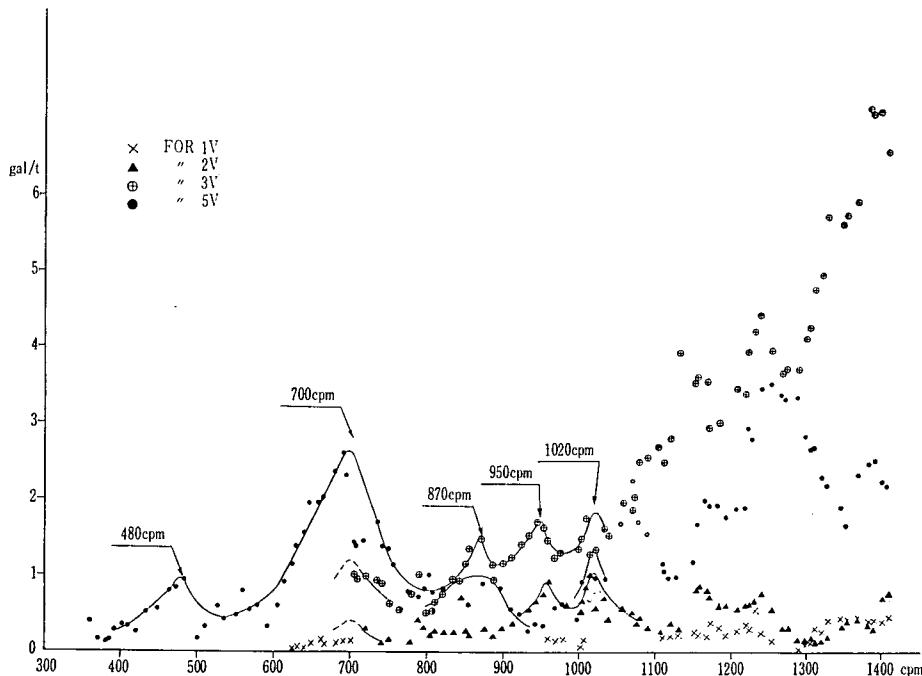


Fig. 2-35 Resonance Curve (Ship D)

また航走時において同様の計測点につき共振状況を求めるとき 465, 575, 645, 720 および 780 cpm の共振振動数を求め得た。

645 cpm と 720 cpm とはほぼ断面のモードが同一であるが、これは起振機のときも現われたように縦部材による影響と思われる。

この結果から、振動数とモードとの関係を求め、起振機による場合とを比較したもののが Fig. 2-41 であり、一様に振動数が低下して

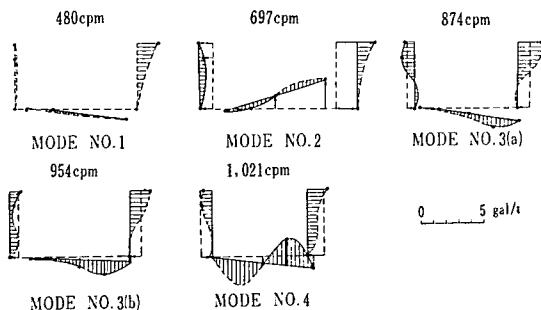


Fig. 2-36 Mode Curve (Ship D)  
(Exciter Test)

いる。

なお、起振力については推進器翼の励起 ( $\text{rpm} \times 4$ ) の他に主機のいわゆる X 型振動 ( $\text{rpm} \times 6$ ) によるものと各筒の爆発によるトルク反力の振動 ( $\text{rpm} \times 9$ ) が現われている。

#### 2.4.8 E 船（三菱日本）の実験結果

主計測断面を FR 45 断面とし Fig. 2.37 に示すような位置で計測した。

起振状況は次の通りである。

起振機（水平起振）の回転数範囲  $300 \sim 150 \text{ rpm}$   
( $10 \text{ rpm}$  ごと)

航走時の主軸回転数範囲  $45 \sim 117 \text{ rpm}$  ( $2 \text{ rpm}$  ごと)

FR 45 断面の各計測点の共振状況の一例については Fig. 2.38 に示すとくであり、計測は二重底の上下振動、船側の左右水平振動で、それによると、 $440, 600, 730, 800, 900$  および  $1050 \text{ cpm}$  あたりに共振点がみられ、その振動モードは Fig. 2.39 に示すようになる。ここで  $730 \text{ cpm}$  と  $800 \text{ cpm}$  はほぼ同一モードを示しているが縦方向部材の影響によってそれぞれ異なる二つの振動数で共振したものと思われる。

また、航走時について求めた共振線からは、同様にして、 $330, 475$  および  $575 \text{ cpm}$  の共振点があり、それぞれモードを求めることができる。

ここで起振力については船尾機関室の船であるためか、推進器翼による振動数 ( $\text{rpm} \times 5$ ) のものが大きくあらわれている。

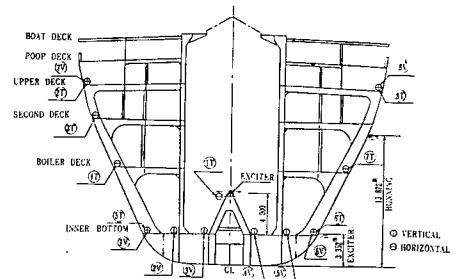


Fig. 2.37 Measured Point (Ship E)

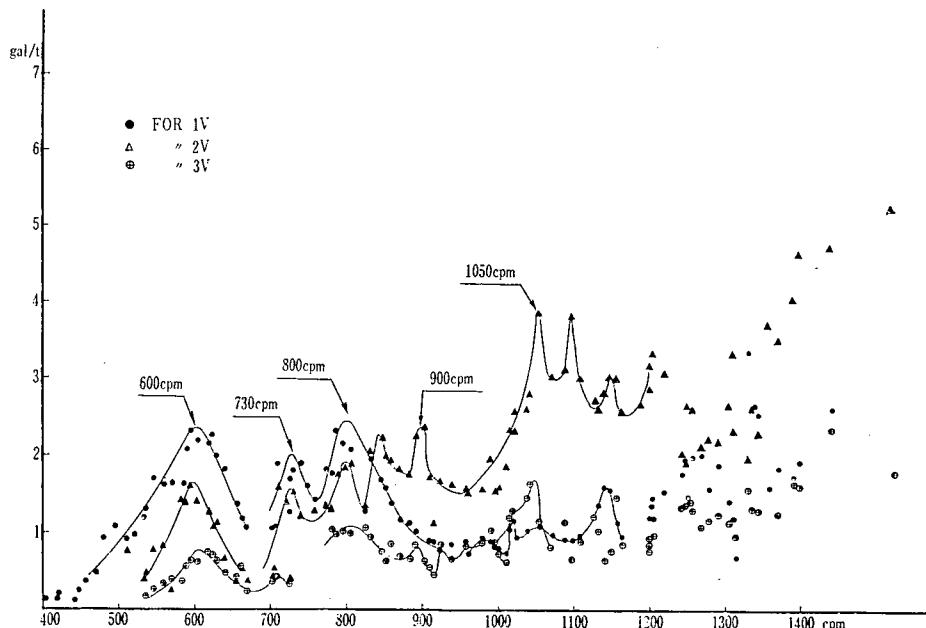


Fig. 2.38 Resonance Curve (Ship E)

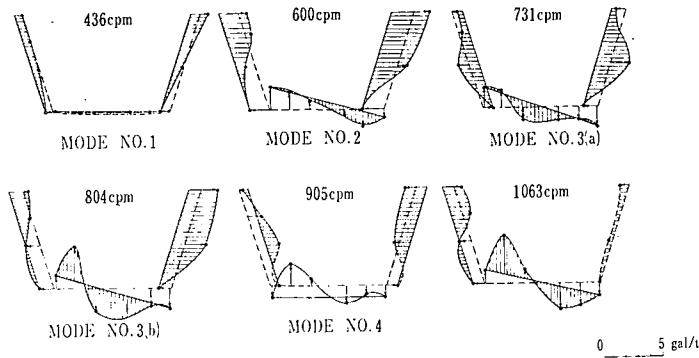


Fig. 2·39 Mode Curve (Ship E)  
(Exciter)

以上の実船結果から A~D 船および G, H の 6 隻の 10,000 t DW 級の供試船については、各船とも公試連転状態であったので、類似の条件にあるところから、共振振動数をモード別にプロットすると Fig. 2·40 のごとくなり、縦部材の振動モードの影響とか、各船の条件差によるばらつきはあるが、おおよそその推定線は図示のごとく得られた。

そこでほぼ同程度の船については、一定の固有振動数があるものと考えて差支えないといえよう。次に三菱日本にて実施した 10,000 t DW, 40,000 t DW, 70,000 t DW の 3 隻についてみると、Fig. 2·41 に示すように排水量の増加に伴なって振動数の低下を来たす傾向がみられ、見掛け質量が振動に対して大きな一般要素であることを明白に立証している。

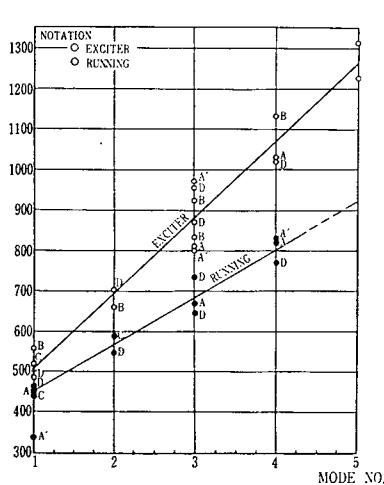


Fig. 2·40 Natural Frequencies  
of 10,000 DW Class Ships

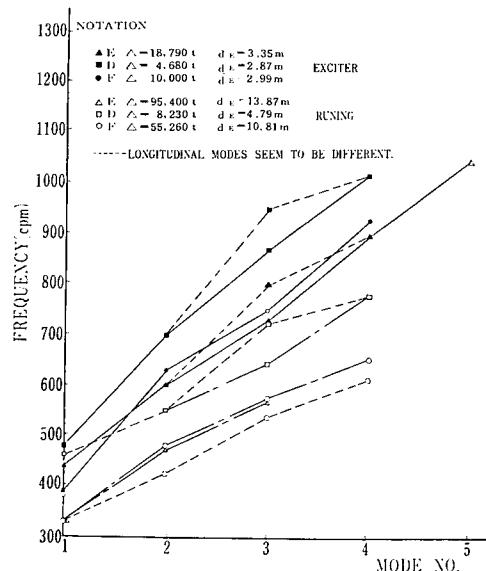


Fig. 2·41 Natural Frequency of Engine  
Room Transverse Section

## 2・5 結 論

8隻の供試船により、その主機の振動状況や機関室構造の起振機による場合の振動状況、あるいは航走時の振動状況を計測したわけであるが、その結果、超高出力機関の機関室構造として特別な構造としなくとも従来の構造方針で設計されうることがわかった。

## 第3章 電子計算機による解析

### 3.1 目的

前章で述べた8隻の供試船の振動実験により、機関室構造の振動の様相というものが一応解明され、超高出力機関に対し十分耐えうることが分った。本章では理論的に機関室構造の振動を解き、これを合理的なものとしようとするものである。すなわち、前章の供試船のうち1隻(D船)をとりあげ、その機関室横断面構造の固有振動数および振動形を電子計算機によって求め、実船計測のものと比較する。更に、各部材の寸法を種々変化させて、その固有振動数、振動形を求めるこことによって、各部材が機関室としての固有振動にいかなる影響を持つものであるかということを明確にしようとしたものである。

### 3.2 供試船

供試船としては、前章で述べたD船を使用する。その概要是次の通りである。

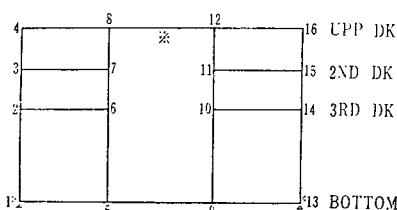


Fig. 3-1 Tranverse Section of Engine Room

船種: 定期貨物船

総屯数: 約 9,600 G.T.

L × B × D: 145 m × 19.5 m × 12.3 m

機関室位置: 船体中央部

この供試船の機関室横断面は、Fig. 3-1 のように一般貨物船の機関室によく見られる2列梁柱、3層甲板を有するものである。図において、※印の部分は甲板口となつておらず、現実には存在しないが、上部構造をすべて無視するので、その埋合せの意味および計算を容易にするために部材があるものとした。

### 3.3 振動方程式

Fig. 3-1 に示す機関室横断面構造の自由振動の振動方程式は、振動撓角法によって作った。この方程式の作成に当り次の仮定をおいた。

- 部材の結合はすべて剛接とする。つまり Fig. 3-1 の構造はラーメン構造とする。
- 振動は横部材についてのみ考え、縦部材の影響は無視する。
- 各部材はすべて直線状で、部材ごとの断面は一様とする。
- 部材の軸方向の縦振動は考えず、面内の横振動のみを取り扱う。

- (e) 部材の軸方向の伸縮および部材全体の剛体としての変位による慣性力は無視する。
- (f) 船底の 2 隅（ビルヂ部）で構造は支持されているものとする。

以上のような仮定を入れて振動方程式を作ると元の連立方程式となるが、その具体的な式は巻末の附録に示す。

### 3.4 計算模型と計算結果

実際の計算には供試船および供試船の寸法を基準として各部材の剛性 ( $I$ ) を規則的に変化させたもの、すなわち部材を、

船 底……………Fig. 3.1 において

1—5, 5—9, 9—13

特設肋骨……………Fig. 3.1 において

1—2, 2—3, 13—14, 14—15

梁 柱……………Fig. 3.1 において

5—6, 6—7, 7—8, 9—10, 10—11, 11—12

第2, 第3甲板……………Fig. 3.1 において

2—6, 10—14, 3—7, 11—15

上甲板および最上段肋骨……Fig. 3.1 において

4—8, 12—16, 3—4, 15—16

の 5 グループに分け、それぞれの剛性を 1.3 倍、2 倍としたものである。特に特設肋骨については 0.7 倍のものも加えた。部材の剛性を変化させて計算を行なうとき、同時に違ったグループのものを変化させること（例えば船底と梁柱を同時に変化させるようなこと）はしなかった。また、3,000 G.T., 7,000 G.T., 15,000 G.T. くらいの大きさの船についても計算を行なった。従って次に示す 15 組の模型について計算を行なったこととなる。

供 試 船	1組
剛 性 の 変 化	11組
船 の 大 き さ	3組
合 計	15組

さて計算に必要な数値は、

$l$  : 部材のスパン

$I$  : 部材の剛性（断面 2 次モーメント）

$W$  : 部材の単位長さ当たりの重量

である。

15 組のモデルについて、この数値を Table 3.1～Table 3.6 にあげる。この数値は 1 肋骨心距当たりのものである。また  $W$  は部材の自重の他に、その位置によって下記のものを一様分布荷重として含んでいる。

部 材 5—9 : 海水の附加質量、二重底内の油と水、主機

1-5 : 海水の附加質量, 二重底内の油と水, 補機

1-2 : 海水の附加質量

2-6  
3-7}: 甲板上の補機およびその他の重量

なお海水の附加質量は鬼頭氏の算式によった。これらの模型について計算した結果の固有振動数と振動形の1例を Fig. 3-2, Fig. 3-3 にあげる。この図では部材の振動の形を明瞭に表現するようにしているので、撓自体の尺度は部材によって異なっている。従って一連の部材、つまり船底、船側、梁柱、上甲板、第二甲板、第三甲板についてそれぞれの最大振幅の位置 (「●」印で示す) と大きさ (6組の部材のうち最大振幅を 1.00 として) を示した。

### 3.5 解析

#### 3.5.1 計算結果と実船実験結果との比較

##### (a) 振動形の比較

供試船における実験結果の固有振動数と振動形を Fig. 2-36, Fig. 3-4 に示す。この実験結果の振動形と計算結果のものを比較すると、振動次数のみを調整することにより、その振動形はかなり一致する。つまり Fig. 2-36, Fig. 3-4 において 3次の振動形を 4次とし、4次のものを 6次として Fig. 3-2 のものと比較して見ればよい。すなわち、実船実験では計測できなかったモードの振動が実際には存在していると考えられる。また実船実験の場合、その計測位置は Fig. 2-36, Fig. 3-4 中「●」印で示している位置だけであるため、振動形の推定はかなり粗雑なものであり、このように計測点が粗いと Fig. 3-2 における 1次と 4次の振動形、あるいは 6次と 8次の振動形の区別をすることは不可能である。この点で実船の計測と計算との間に完全な一致を期待するのは無理であろう。

##### (b) 固有振動数の比較

Fig. 3-5 に計算結果および実験結果の振動次数と固有振動数の関係およびその振動形の概略を示す。

実験結果において、航走時のものは起振機実験のものより固有振動数は低く出ているが、この原因としては、

- (i) 起振機実験の場合は主機未搭載のため、それだけ附加質量が小さいこと。
  - (ii) 起振機実験の場合は吃水が浅いため、船側において海水の附加質量が小さいこと。
- 等が考えられる。

計算結果のものは航走時計測のものより更に低い固有振動数となっているが、この原因としては、

- (i) 計算では縦部材の剛性を全く無視していること。
- (ii) 計算では満載状態としているのに対し、航走時には軽荷状態であったので吃水が浅く、船側において海水の附加質量が小さく、また二重底内のタンクが空だったので、この附加質量も小さくなっていること。
- (iii) 計算ではスパンを隣接部材の中心間の距離としているが、実際には部材の深さ、肘板等の関係でもっと短かいこと。

等が考えられる。従って、縦部材を考慮することは困難であるとしても、附加質量やスパンの方を求める状態のものにあらわすことにより、かなり実際に近い固有振動数を求めうることが予想できる。

### 3・5・2 剛性の変化と固有振動数の変化

前述した5グループの寸法を変化させて求めた固有振動数、振動形の関係を Fig. 3・6~Fig. 3・10 に示す。図中実線でつないでいるものは同じ振動形のものである。剛性の変化と固有振動数の変化の関係は、振動形ごと、グループごとに異なっており、なかには剛性を増すことにより、かえって振動数が下っているものさえあり（上甲板、最上段肋骨の剛性を増加させたものの2次のモード）、その関係は不規則であるが、剛性の増加とともに割合大きく振動数が上っているものの振動形を見ると、いずれも剛性を増加させている部材の振幅が大きいものである（船底の剛性変化1次、特設肋骨の剛性変化2、5次、第二、第三甲板の剛性変化3、4次）。このことは大きく振動している部材の剛性を増してやると固有振動数の増加が大きいということである。

前述したように、5グループの部材の寸法を剛性が0.7倍、1.3倍、2倍になるように3段階に分けて求めた固有振動数の変化の状況を Table 3・7 に示す（Table 3・7 の詳細は次節で説明する）。いま、同表のうち  $\Delta n/\Delta I$  の比較に注目してみると、2ヶの例外を除くと剛性1.3倍に対する  $\Delta n/\Delta I$  は剛性2倍に対する  $\Delta n/\Delta I$  よりも大きな値になっており、剛性0.7倍のものは剛性1.3倍のものより更に大きな値となっている。このことは、どの部材においても剛性 ( $I$ ) が小さいほど剛性が変化したとき固有振動数に与える影響は大きいということである。しかしこれは  $\Delta n/\Delta I$  で分るように、振動数、剛性がともに1次の関係にあるものとして比べた結果である。ところで、単純梁では振動数は剛性の平方根に比例するので、この関係より剛性の変化と固有振動数の変化を比較して見る。まず、

$$n = \alpha \sqrt{I} \quad \dots\dots (3 \cdot 1)$$

と置くことができる。いま  $I$  を  $\beta$  倍すれば、(3・1) 式は

$$n' = \alpha' \sqrt{\beta I} \quad \dots\dots (3 \cdot 2)$$

となるので、

$$\frac{\alpha'}{\alpha} = \frac{n'}{n \sqrt{\beta}}$$

となる。ここで、単純梁では  $\alpha'/\alpha=1$  となるのであるが、この機関室構造のような場合の  $\alpha'/\alpha$  を計算すると Table 3・8 のごとくなる。この  $\alpha'/\alpha$  の値は (3・1), (3・2) 式からも分るように、 $\beta$  の値 (0.7, 1.3, 2.0) が振動数に与える影響の度合を示す一種のパラメーターとなっている。Table 3・8 において  $\beta$  の値と  $\alpha'/\alpha$  の値を比べると、どの場合においても  $\beta$  の値が大きい方が  $\alpha'/\alpha$  の値は小さくなっている。つまり Table 3・7 で比較した場合と同様に、どの部材においても剛性 ( $I$ ) が小さいほど剛性が変化したとき固有振動数に与える影響は大きいということになる。ただし、これは普通に考えられる寸法の機関室構造の場合であって、特異な寸法、例えば梁柱の寸法（あるいは剛性）が非常に大きく、特設肋骨と同等になった場合に、このようなことがいえるかどうかは今後の研究を必要としよう。

### 3・5・3 最有効部材

固有振動数を変化させるには、どの部材の寸法を変化させるのが最も有効であるかということをTable 3・7で調べる。

同表において、 $\Delta n$ ,  $\Delta n/\Delta I$ ,  $\Delta n/\sum(\Delta w \cdot l)$  の値が大きいほど固有振動数を変化させるために部材を補強するさい有効な部材であるといえる。つまり、 $\Delta n$  が大きいことは、いうまでもなく、振動数の変化が大きいことである。しかし  $\Delta n$  が大きいといっても、部材ごとに補強の絶対量が異なっている（補強の割合は同じである）ので、 $\Delta I$  あるいは  $\sum(\Delta w \cdot l)$ 、すなわち、補強することによって増加した剛性の量あるいは鋼材重量との比の形 ( $\Delta n/\Delta I$ ,  $\Delta n/\sum(\Delta w \cdot l)$ ) で比べ、この値もまた大きいことが必要である。従って Table 3・7 より第二甲板および第三甲板を補強することが一般的に有効であるといえよう。しかし一方前節で述べたように、振動形状によってそれぞれ有効な部材があるので、その部材を補強することも同時に考えなくてはならない。

### 3・5・4 船の大きさの変化と固有振動数の変化

船の大きさを変化させたときの固有振動数の変化の状況を調べるために、供試船である 9,600 G.T. 定期貨物船および 3,400 G.T., 7,200 G.T., 15,000 G.T. の 4 隻について計算したものを Table 3・11 に示す。図中同じ振動形のものは実線でつないでいる。だいたいの傾向として船が大きくなれば固有振動数は下がっているが、モードによっては（船の大きさにもよるが）逆に上がっているものもあるので、両者の関係を定性的に考えてみる。まず断面構造の一部材を単純梁として取上げる。一般に部材の断面係数 ( $z$ ) はスパン ( $l$ ) の二乗に比例して決められている。従って剛性 ( $I$ ) も  $l^2$  にだいたい比例するものと一応考えてよい。また部材の重量も  $I$ 、従って  $l^2$  におよそ比例するものと考えられるが、いまの場合、部材の重量に比べて附加重量が大きいため、単位長さ当たりの重量 ( $\gamma A$ ) としては変化しないものとすることができる。さて単純梁の固有振動数は、

$$n = \frac{\lambda^2}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EIg}{\gamma A}} \quad \dots \dots (3 \cdot 3)$$

で与えられる。ここで変数は  $l$ ,  $I$  であり、さらには  $I \propto l^2$  なる関係を仮定したので、

$$n = \frac{a}{l}$$

となる。ただし、 $a$  は常数である。つまり固有振動数はスパンに逆比例することになる。この単純梁が構成する船体の断面構造では、このような簡単な関係とはならないであろうが、定性的傾向として船が大きくなれば固有振動は下がということはいえるであろう。Table 3・11 の場合、このような傾向が明瞭に現われなかった理由としては次のことが考えられる。

- (i) 4 隻の船の間で相当するスパン ( $l$ ) の関係が比例的でない。つまり断面構造の型が相似ではない。
- (ii) 従って吃水（水圧に関係する）の関係もあって断面係数 ( $z$ ) の値に統一性がない。つまり  $z = cl^2$  としたとき他の船で相当する部材の値とかなりの違いがある。
- (iii) また、たとえ (ii) の  $c$  の値が一致するとしても、 $z$  の大きさの差が大きいと部材のウェブ

の深さが異なってくるため、 $I$  と  $z$  は比例しない。従って  $I \propto l^2$  の仮定がくずれる。

Table 3・9 に基準断面の各スパンを 1 とした場合の各船のスパンを示す。また同じ表に 各部材の  $I/l^2$  の値も示す。スパンについては各船の列 (Column) の値が一致すれば各船は相似な断面構造を持つといえる。また、 $I/l^2$  について各部材の行 (line) の値が一致すれば、 $I \propto l^2$  の関係にあることがいえる。しかし同表より、これらの船の間にはあまり相似性はないようである。

15,000 G.T. で 3, 4 次の振動数が大きくなっていることについて少し検討してみる。まず Fig. 3・3 より 3, 4 次 (708 cpm, 730 cpm) の振動では第二甲板が大きく振動していることが分る。また Table 3・9 より第二甲板 (部材 3~7) の剛性が 15,000 G.T. のものは 9,600 G.T. などに比べて特に大きくなっているので、3・5・2 節で述べたような「大きく振動している部材の剛性を増加させると振動数の増加も大きい」ということと考え合わせると、15,000 G.T. で、3, 4 次の振動数が大きくなつたことはあり得ることである。

### 3・6 結 論

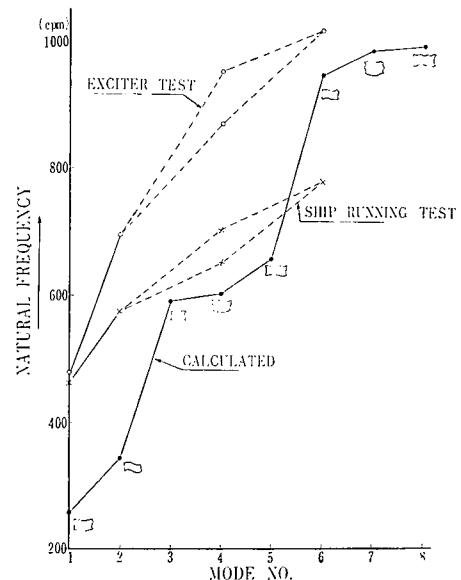
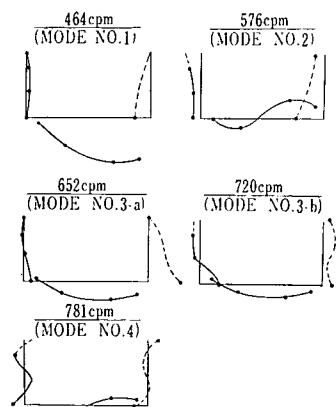
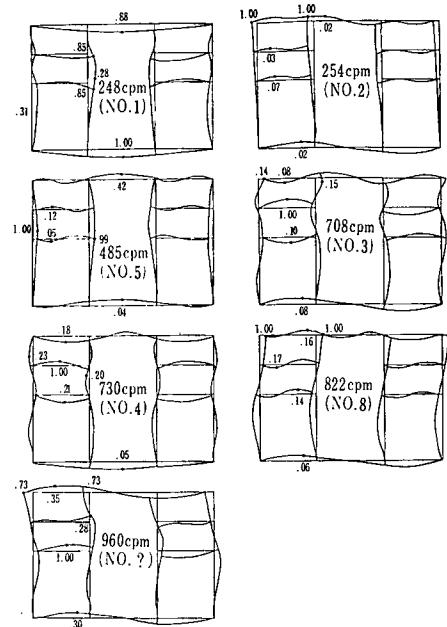
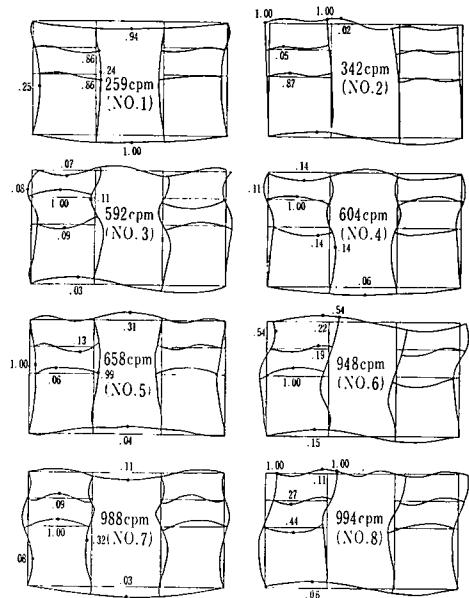
機関室横断面構造の固有振動数を電子計算機によって数値計算した結果、次の結論を得た。

- (i) 計算を行なうとき、実際の状態の数値を使用することができれば、かなり実際のものに近い振動形および固有振動数をうることができる。
- (ii) 機関室構造の固有振動数を変化させる場合には、一般に第二甲板、第三甲板の部材を重点的に変化させることが有効である。また、実際の振動状況を見て、あるいは予想される同調振動数、従って振動次数を予想し、最も振幅の大きいと考えられる所を補強する方法もある。この方法では、そのモードの振動数のみ（正確にいえば、補強する部材が大きく振動するすべてのモードの振動数）を特に変化させることになる。このような考え方からすれば、供試船の場合、

1 次の振動に対しては 船底を  
2, 5 次の振動に対しては 特設肋骨を  
3, 4 次の振動に対しては 第二甲板を

補強すればよい。

- (iii) 同一部材の変化が全体の固有振動数におよぼす影響の割合は部材の寸法（剛性）が大きくなるに従って小さくなる。
- (iv) 一般的には船が大きくなると固有振動数は低くなるが、部材の寸法比（スパン、剛性、重量など）の影響をうけるので、必ずしもこうなるとはいえない。



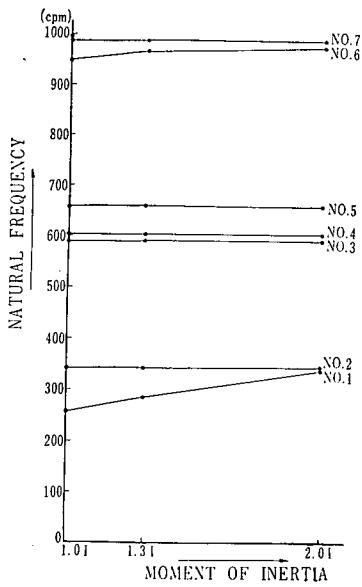


Fig. 3.6 Natural Frequency  
(Variation of Moment  
of Inertia of Bottom)

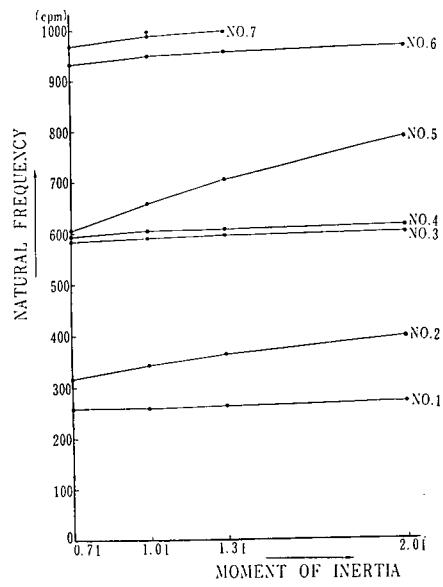


Fig. 3.7 Natural Frequency  
(Variation of Moment of Inertia  
of Web Frame)

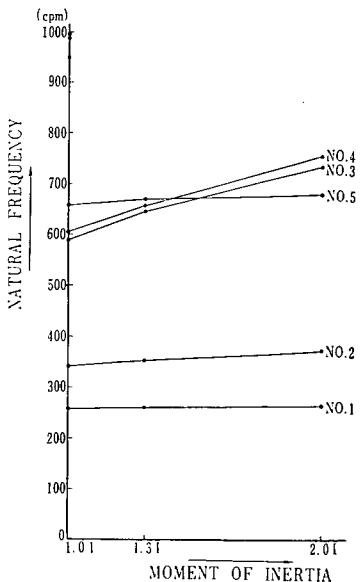


Fig. 3.8 Natural Frequency  
(Variation of Moment  
of Inertia of 2nd &  
3rd Deck)

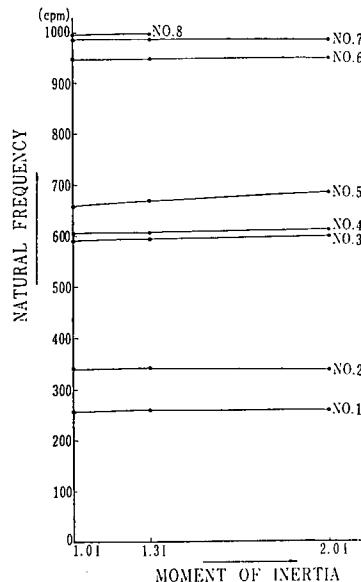


Fig. 3.9 Natural Frequency  
(Variation of Moment  
of Inertia of Upper Deck  
& Upper Frame)

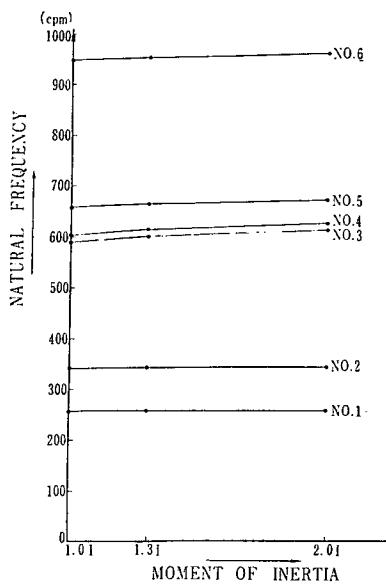


Fig. 3·10 Natural Frequency  
(Variation of Moment  
of Inertia of Piller)

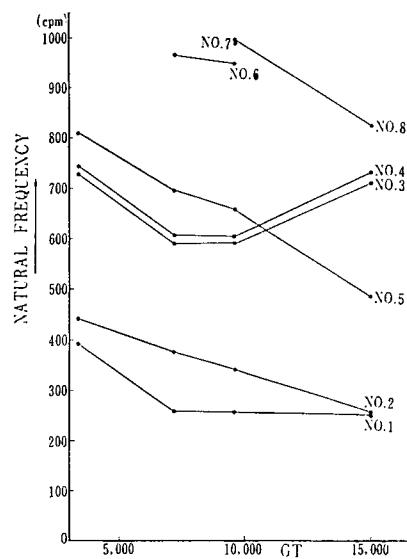
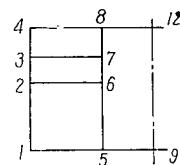


Fig. 3·11 Variation of Ship Size

Table 3-1 Variation of Moment of Inertia of Bottom

[ ] Indicate Weights of Member without Added Mass

- (1) 2-Fold Value of Standard
- (2) 1.3-Fold Value of Standard
- (3) Standard

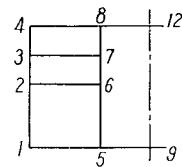


Item Member	<i>l</i> (Span) cm	<i>I</i> (Moment of Inertia) cm <sup>4</sup>	$\gamma A$ (Weight per Unit Length) kg/cm
1~ 2	600	73,600	[ 1.70] 9.10
2~ 3	270	27,300	1.44
3~ 4	270	5,800	1.47
5~ 6	600	7,100	.28
6~ 7	270	7,100	.28
7~ 8	270	7,900	.71
4~8	625	13,120	1.98
8~12	670	11,500	1.28
3~ 7	625	8,360	[ .80] 10.3
2~ 6	625	14,200	[ .80] 5.80
1~ 5	625	4,980,000 <sup>(1)</sup> 3,240,000 <sup>(2)</sup> 2,490,000 <sup>(3)</sup>	[ 7.7 ] 40.9 [ 5.2 ] 38.4 [ 4.2 ] 37.4
5~ 9	670	5,800,000 3,770,000 2,900,000	[ 10.9 ] 75.1 [ 7.9 ] 72.1 [ 6.6 ] 70.8

Table 3-2 Variation of Moment of Inertia of Web Frame

[ ] Indicate Weights of Member without Added Mass

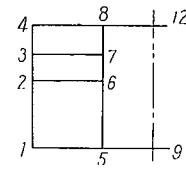
- (1) 2-Fold Value of Standard
- (2) 1.3-Fold Value of Standard
- (3) Standard
- (4) 0.7-Fold Value of Standard



Item Member	<i>l</i> (Span) cm	<i>I</i> (Moment of Inertia) cm <sup>4</sup>	<i>rA</i> (Weight per Unit Length) kg/cm
1~ 2	600	147,200 <sup>(1)</sup>	[ 2.00 ] 9.40
		95,500 <sup>(2)</sup>	1.79 9.19
		73,600 <sup>(3)</sup>	1.70 9.10
		51,500 <sup>(4)</sup>	1.61 9.01
2~ 3	270	54,600	1.62
		35,400	1.50
		27,300	1.44
		19,100	1.39
3~ 4	270	5,800	1.47
5~ 6	600	7,100	.28
6~ 7	270	7,100	.28
7~ 8	270	7,900	.71
4~ 8	625	13,120	1.98
8~12	670	11,500	1.28
3~ 7	625	8,360	[ .80 ] 10.3
2~ 6	625	14,200	[ .80 ] 5.80
1~ 5	625	2,490,000	[4.2 ] 37.4
5~ 9	670	2,900,000	[6.6 ] 70.8

Table 3-3 Variation of Moment of Inertia of 2nd &amp; 3rd Deck

- [ ] Indicate Weights of Member without Added Mass  
 (1) 2-Fold Value of Standard  
 (2) 1.3-Fold Value of Standard  
 (3) Standard

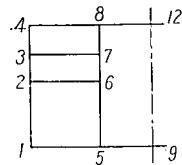


Item Member	$l$ (Span) cm	$I$ (Moment of Inertia) cm <sup>4</sup>	$rA$ (Weight per Unit Length) kg/cm
1~ 2	600	73,600	[1.70] 9.10
2~ 3	270	27,300	1.44
3~ 4	270	5,800	1.47
5~ 6	600	7,100	.28
6~ 7	270	7,100	.28
7~ 8	270	7,900	.71
4~ 8	625	13,120	1.98
8~12	670	11,500	1.28
3~ 7	625	16,720 <sup>(1)</sup> 10,870 <sup>(2)</sup> 8,360 <sup>(3)</sup>	[1.51] .92 .80 10.65 10.42 10.30
2~ 6	625	28,400 18,450 14,200	[.99] .85 .80 5.99 5.85 5.80
1~ 5	625	2,490,000	[4.2 ] 37.4
5~ 9	670	2,900,000	[6.6 ] 70.8

Table 3-4 Variation of Moment of Inertia of Upper Deck &amp; Upper Frame

[ ] Indicate Weights of Member without Added Mass

- (1) 2-Fold Value of Standard
- (2) 1.3-Fold Value of Standard
- (3) Standard

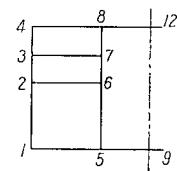


Item Member	$l$ (Span) cm	$I$ (Moment of Inertia) $\text{cm}^4$	$\gamma A$ (Weight per Unit Length) $\text{kg/cm}$
1 ~ 2	600	73,600	[1.70] 9.10
2 ~ 3	270	27,300	1.44
3 ~ 4	270	11,600 <sup>(1)</sup>	1.65
		7,550 <sup>(2)</sup>	1.51
5 ~ 6	600	5,800 <sup>(3)</sup>	1.47
		7,100	.28
6 ~ 7	270	7,100	.28
7 ~ 8	270	7,900	.71
4 ~ 8	625	26,240	2.11
		17,100	2.02
		13,120	1.98
8 ~ 12	670	11,500	1.28
3 ~ 7	625	8,360	[ .80] 10.3
2 ~ 6	625	14,200	[ .80] 5.80
1 ~ 5	625	2,490,000	[4.2 ] 37.4
5 ~ 9	670	2,900,000	[6.6 ] 70.8

Table 3-5 Variation of Moment of Inertia of Pillar

[ ] Indicate Weights of Member without Added Mass

- (1) 2-Fold Value of Standard
- (2) 1.3-Fold Value of Standard
- (3) Standard

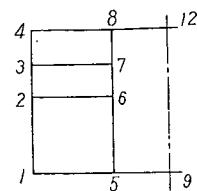


Item Member	$l$ (Span) cm	$I$ (Moment of Inertia) cm <sup>4</sup>	$\gamma A$ (Weight per Unit Length) kg/cm
1~ 2	600	73,600	[1.70] 9.10
2~ 3	270	27,300	1.44
3~ 4	270	5,800	1.47
5~ 6	600	14,200 <sup>(1)</sup> 9,220 <sup>(2)</sup> 7,100 <sup>(3)</sup>	.560 .364 .280
6~ 7	270	14,200 9,200 7,100	.560 .364 .280
7~ 8	270	15,800 10,300 7,900	.990 .794 .710
4~ 8	625	13,120	1.98
8~12	670	11,500	1.28
3~ 7	625	8,360	[ .80] 10.30
2~ 6	625	14,200	[ .80] 5.80
1~ 5	625	2,490,000	[4.2 ] 37.40
5~ 9	670	2,900,000	[6.6 ] 70.8

Table 3-6 Variation of Ship Sizes

[ ] Indicate Weights of Member without Added Mass

- (1) 3,400 G.T.  
 (2) 7,200 "  
 (3) 9,600 " (Standard)  
 (4) 15,000 "



Moment	Item	<i>l</i> (Span) cm	<i>I</i> (Moment of Inertia) cm <sup>4</sup>	<i>rA</i> (Weight per Unit Length) kg/cm
1~ 2		350	7,500 <sup>(1)</sup>	[ 1.80 ] 6.13
		500	26,700 <sup>(2)</sup>	[ 1.21 ] 8.16
		600	73,600 <sup>(3)</sup>	[ 1.70 ] 9.10
		800	152,800 <sup>(4)</sup>	[ 1.93 ] 11.72
2~ 3		200	6,000	1.04
		250	17,500	1.18
		270	27,300	1.44
		350	36,300	2.04
3~ 4		200	1,800	1.10
		250	3,600	1.30
		270	5,800	1.47
		350	9,300	1.78
5~ 6		350	900	.12
		500	7,100	.28
		600	7,100	.28
		800	25,600	.49
6~ 7		200	900	.12
		250	7,100	.28
		270	7,100	.28
		350	25,600	.49
7~ 8		200	1,400	.50
		250	7,900	.61
		270	7,900	.71
		350	27,500	.86
4~ 8		420	4,600	1.34
		600	12,500	1.58
		625	13,100	1.98
		680	17,900	2.20
8~12		600	10,300	1.15
		640	11,000	1.22
		670	11,500	1.28
		800	14,500	1.58
3~ 7		420	3,300	[ .62 ] 10.21
		600	7,000	[ .75 ] 10.25
		625	8,400	[ .80 ] 10.30
		680	21,100	[ .20 ] 11.70
2~ 6		420	8,500	[ .71 ] 5.62
		600	13,600	[ .75 ] 5.75
		625	14,200	[ .80 ] 5.80
		680	21,100	[ .95 ] 5.95
1~ 5		420	1,230,000	[ 2.10 ] 25.4
		600	1,640,000	[ 3.4 ] 29.1
		625	2,490,000	[ 4.2 ] 37.4
		680	3,510,000	[ 5.0 ] 43.9
5~ 9		600	1,440,000	[ 4.3 ] 40.5
		640	1,810,000	[ 5.1 ] 52.9
		670	2,900,000	[ 6.6 ] 70.8
		800	5,120,000	[ 7.7 ] 79.7

Table 3.7 Variation of Moment of Inertia and Natural Frequency (1)

- ① Mode No.  
 ② Increase Value of Natural Frequency (cpm)  
 ③  $\Delta I$ ; Variation Value of Moment of Inertia (cm<sup>4</sup>)  
 ④  $\Sigma(\Delta W \cdot I)$ ; Variation Value of Weight per Unit Length  
 ⑤ ⑥ In Case of 1.3(2)-Fold Value of Moment of Inertia

Var. of M.I.	Bottom		Web Frame			2nd & 3rd Deck			Upper Deck & Upper Frame			Pillar	
	1.3I	⑤	2.0I	⑥	0.7I	1.3I	2.0I	1.3I	2.0I	1.3I	2.0I	1.3I	2.0I
①	1	27.58	79.77	—	2.26	1.89	5.64	2.70	7.46	0.96	2.37	0.51	1.28
	2	1.95	4.18	—	27.57	20.83	57.19	12.83	33.18	—	0.56	—	2.20
	3	1.18	2.37	—	6.45	4.31	10.71	54.02	144.11	3.62	9.46	10.73	26.10
	4	0.33	1.13	—	10.90	4.55	10.87	54.12	151.51	3.36	9.09	11.61	28.16
	5	1.65	3.68	—	51.09	47.45	132.00	10.84	23.71	11.92	29.94	7.77	20.41
	6	18.46	26.31	—	16.65	8.81	21.49	—	—	1.81	3.94	9.35	20.32
	7	0.14	0.69	—	18.76	10.91	—	—	—	0.12	0.70	—	—
	8	—	—	—	—	—	—	—	—	4.91	—	—	—
②	1	34.81	30.33	—	127	107	95	808	660	288	21.5	233	176
	2	2.46	1.39	—	1550	1180	963	3840	2940	—	170	—	550
	3	1.49	0.90	—	362	245	180	16170	12950	1090	860	4920	3600
	4	0.43	0.43	—	612	259	183	16210	13500	1020	827	5330	3880
	5	2.08	1.40	—	2870	2700	2220	3250	2100	3600	2720	3560	2810
	6	23.31	10.00	—	935	501	362	—	—	547	358	4290	2800
	7	0.81	0.26	—	1050	620	—	—	—	36.6	64.5	—	—
	8	—	—	—	—	—	—	—	—	1480	—	—	—
③	1	12.40	10.99	—	1.67	1.35	1.26	12.9	11.0	13.7	9.1	2.7	1.9
	2	0.88	0.58	—	20.40	14.90	12.82	61.1	48.8	—	8.0	—	6.3
	3	0.53	0.33	—	4.78	3.08	2.40	257.0	212.0	51.7	36.4	56.5	40.8
	4	0.15	0.16	—	8.08	3.25	2.44	258.0	223.0	48.0	34.5	61.1	44.0
	5	0.74	0.51	—	37.90	33.90	29.60	51.6	34.8	158.5	115.0	40.9	31.9
	6	8.31	3.60	—	12.33	6.30	4.82	—	—	23.0	15.2	49.2	31.7
	7	0.06	0.10	—	13.90	7.80	—	—	—	1.7	2.7	—	—
	8	—	—	—	—	—	—	—	—	70.1	—	—	—
$\frac{\Delta n}{\Delta I} \times 10^6$	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$\frac{\Delta n}{\Sigma(\Delta W \cdot I)}$	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Table 3-8 Variation of Moment of Inertia and Natural Frequency (2)  
(Value of  $\alpha'/\alpha$ )

Case	Bottom		Web Frame		2nd & 3rd Deck		Upper Deck & Upper Frame		Pillar & Casing		
Mode No.	1.3I	2I	0.7I	1.3I	2I	1.3I	2I	1.3I	2I	1.3I	2I
1	.970	.923	1.184	.885	.722	.885	.727	.881	.711	.878	.709
2	.881	.716	1.100	.930	.825	.908	.775	.875	.700	.884	.715
3	.877	.710	1.182	.885	.720	.956	.880	.881	.720	.891	.738
4	.876	.706	1.173	.884	.719	.955	.885	.883	.717	.895	.740
5	.880	.710	1.092	.940	.850	.899	.733	.893	.739	.889	.729
6	.885	.725	1.175	.885	.723			.880	.710	.885	.722
7	.875	.701	1.195	.885				.875	.707		
8								.882			

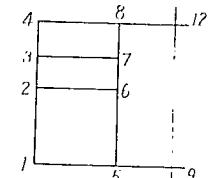


Table 3-9 Comparison of Span and Moment of Inertia

Item	Ship Size (G.T.)	(Basic Model)			
		3,400	7,200	9,600	15,000
Member					
Span (l)	1~ 2	.58	.83	1.00	1.33
	2~ 3	.74	.93	1.00	1.30
	3~ 4	.74	.93	1.00	1.30
	5~ 6	.58	.83	1.00	1.33
	6~ 7	.74	.93	1.00	1.30
Span (l)	7~ 8	.74	.93	1.00	1.30
	4~ 8	.67	.96	1.00	1.09
	8~12	.90	.96	1.00	1.19
	3~ 7	.67	.96	1.00	1.09
	2~ 6	.67	.96	1.00	1.09
	1~ 5	.67	.96	1.00	1.09
	5~ 9	.90	.96	1.00	1.19
$\frac{I}{l^2}$ ( $\times 10^{-3}$ )	1~ 2	61.	107.	204.	238.
	2~ 3	150.	280.	374.	296.
	3~ 4	45.	56.	80.	76.
	5~ 6	7.4	28.	20.	40.
	6~ 7	23.	114.	98.	209.
	7~ 8	35.	126.	108.	224.
	4~ 8	26.	35.	34.	39.
	8~12	29.	27.	30.	31.
	3~ 7	19.	19.	22.	46.
	2~ 6	48.	38.	36.	46.
	1~ 5	7,000.	4,560.	6,370.	7,600.
	5~ 9	4,000.	4,420.	6,450.	8,000.

## 第4章 模型による振動実験

### 4.1 目的

機関室の振動は、その構造部材の適当な寸法を求めることと関連して重要であるため、第2章で述べたような航走中の振動計測および停船時の起振機実験が行なわれ、また、その他の研究<sup>1)</sup>により、その振動の様子はかなり明らかになってきた。しかしながら、現在造られている船の機関室の部材寸法が適当かどうかを調べるためにには、部材寸法を変化させた構造に主機、あるいはそれに相当するものによって強制振動を行なってみる必要があるが、実船でこのような実験を行なうことは不可能であるため、模型による振動実験を行なう。これによって起振力およびモーメントと各部材の剛性変化と振動の関係を求めようとしたものである。

### 4.2 模型実験

#### 4.2.1 模型、起振および計測

D.W. 10,000 t 型貨物船の中央部機関室 (Fig. 4-1) および D.W. 35,000 t 型油槽船の船尾機関室 (Fig. 4-2) の約  $1/10$  の鋼製模型各1個（以後 A, B 模型と呼ぶ）を作った。模型では実船の機関室にみられる普通および特設肋骨などをそのまま縮尺して取付けることは困難であるため、普通肋骨は板に含ませ、特設肋骨のみを骨とした。また機関室では第2, 3 甲板および上甲板上に数多くの甲板があるが、上甲板下の甲板は上甲板に含まらず、それ以上の甲板は無視して一層甲板とした。機関室に隣接した構造の影響は、A では前後に1船倉を、B では前に2油槽をもつものとした。各結合部はひずみができるだけ小さくするようにガス溶接し、梁柱のみは取外しができるようボルト結合した。

剛性の変化による振動状態の変化を調べるため、各部材の寸法の絶対値および相対値を A では Table 4-1, B では Table 4-2 に示したように変化させて実験した。寸法の変化状態は Fig. 4-1, Fig. 4-2 に示してある。

Table 4-1, Table 4-2 の実験番号の添字 P は梁柱を取りつけたとき、W は水中に浮べた場合をわし、何も付していないのは空気中における梁柱を取付けない場合を表わす。

このような部材寸法の変化は、

- (a) 船底部材の寸法変化
- (b) 船側部材の寸法変化

<sup>1)</sup> 川上益男：船の機関室の振動について（第2報）——船論、112（昭 37）

(c) 船底の付加水重量の変化

(d) 梁柱の有無

などの各々の固有振動数および振動加速度におよぼす影響を調べるためにある。

各実験状態における A, B 模型の部材寸法および寸法比をそれぞれ Table 4・3, Table 4・4 に示す。

起振機は電磁式振動発生装置（最大加振力 6 kg, 最大振幅 ±4 mm, 振動数範囲 3~2,000 cps）を用い、A, B とも機関室の船底のほぼ中央に起振機台の上に取付け、上下起振力および左右起振モーメントを作成させた。A, B とも

上下起振力 = 2.86 kg

左右起振モーメント = 156 kg·cm

の一定値に保ち、起振振動数を変化させて計測を行なった。

振動計測には加速度計（固有振動数約 40 cps）9 個を模型の各部（Fig. 4・3, Fig. 4・4）を配置し、動歪計（測定一様範囲 0~500 cps）を通して電磁オシロ（測定一様範囲 0~200 cps）へつないで同時記録をとった。加速度計および記録装置の数に限度があるので、もっと詳しい各部の振動形は電磁速度計（一様範囲 3~500 cps）2 個を各位置に移動して測定し増幅器を通してプラウン管オシロにつなぎ目測により記録をとった。

加速度計の出力一定の範囲は 0~35 cps であり、電磁オシロは 0~200 cps であるため、高い振動数の加速度の校正のため、予め鋼の均一棒の振動実験を行ない、加速度計より電磁オシロまでの全回路につき校正用特性曲線を作製して模型の計測速度の校正を行なった。

実験は空气中と水中との 2 状態で行なった。空气中では盤木上にアングルをのせ、その上にタイヤを介して模型を支えた。水中では自由に浮かせ漂流しないようワイヤで拘束した。A, B とも水中での吃水は Fig. 4・5, Fig. 4・6 に示したごとく非常に小さく、付加水重量は船底のみで船側にはない。

梁柱の両端はボルトにて取付けおよび取外し可能とし、両状態につき空气中および水中で実験した。

電磁オシロによる計測記録を整理して共振曲線を作るとともに、共振時の振動形を描いた。

#### 4・3 機関室模型の振動

A 模型の梁柱のない場合および取付けた場合の実測振動形の例を Fig. 4・7 に示した。B 模型の各次数についても、その形は同じ傾向であった。この図でみられる振動形は、甲板開口および梁柱のない場合の自由振動につき理論的に求められたもの\*と殆んど同じ形である。

この模型実験においても第 2 章の実船計測で述べたごとく、局部振動とともに箱型梁は全体としての曲げ、または捩り振動をひきおこしており、各部材の結合点はかなり大きく移動している。

部材寸法の変化した各状態での固有振動数を Fig. 4・7 に示した振動次数ごとにまとめて示すと、A が Fig. 4・8, B が Fig. 4・18 である。両図は前記のごとく船底、船側部材の寸法変化、船底付加水重量の増加、梁柱の取付けによる剛性の増加などの変化が組み合わさっているので、これらの单

\* 文献 1)

独の影響を調べるために、A に対して Fig. 4・9～Fig. 4・17, B に対して Fig. 4・19～Fig. 4・22 を作った。

A では船底、船側両部材の寸法を変化させ、B では船底のみ変化させた。

Fig. 4・9～Fig. 4・12 でわかるごとく、①<sub>P</sub>～③ で船底部材に対し船側部材は断面 2 次モーメント:  $I$  が  $I/5$ 、単位長さ重量:  $W$  が 0.8 の割合となっているにもかかわらず、起振力、起振モーメントのいずれに対しても船底と船側とで応答単位加速度:  $a_P, a_M$  は殆んど同じくらいの値となっている。これは起振位置が船底の中央であるため、船底は剛性が大きくてかなり大きく振動し、船側は剛性が小さくても起振源より離れているため、船底と同程度の振動をしているためである。

船底が水に没った ⑦<sub>PW</sub>～⑩<sub>w</sub> において、船底の附加水重量が構造部材のそれの約 5 倍附加されて、かなり大きいにもかかわらず、船側と船底と殆んど同じ程度の加速度となっていることは船底の重量増加にもかかわらず剛性がかなり小さく、また起振位置によるものと思われる。

このような傾向は自由振動の振動形を計算したときの結果と異なる傾向であって、たとえ自由振動の計算によって、ある部材はほとんど振動しないような振動でも起振源が近い場合には、その部材もかなり大きな振動を生ずることを示すもので、強制振動では起振位置が各部材の応答に大きな影響をもつことに注意しなければならない。

A で  $a_P$  に比べて  $a_M$  が約  $1/20$  となっている。これは船底中央で起振する場合、起振力に比べて起振モーメントに対する応答加速度が小さいことを示している。実船において、普通主機の不平衡のなかで不平衡力を殆んどなくして偶力を残すように現在行なわれていることが合理的であることを示すものといえよう。

B では船側の加速度のみを示しているが、 $a_P$  が A に比べて非常に大きく約 10 倍となっている。これは、B では A に比べて船底幅が小さく船底に対する船側の剛性の割合が小さいこと、および船側部材長さが A に比べて大きいことなどのためと思われる。

#### 4・3・1 船底部材の寸法変化の影響

A 模型の Fig. 4・8 のなかから船底部材の寸法変化の影響が比較できるもののみを抜き出して示したのが Fig. 4・9 である。振動数および共振曲線より求めた加速度とを示した。

船底中央を上下に起振したとき大きく振動する対称型の振動では船底、船側とも部材中央の  $a_P$  を、また起振モーメントによって大きく振動する逆対称型の振動では船底端より  $1/4$  および船側中央の  $a_M$  を示してある。

船底部材の寸法変化の % と振動数、 $a_P, a_M$  の変化の % を船底、船側別および振動次数別に示したのが Table 4・5 である。この % の船底、船側および振動次数を通じての平均変化を図示したのが Fig. 4・13 である。概略の傾向をこの図によって知ることができる。

Fig. 2・14 で横軸は船底の断面 2 次モーメントの ③ を基準とした比をとってある。③ と ⑤ とを比較すると、 $I$  が約 0.5、 $W$  が 0.7 に減少したのに対して、振動数:  $f$  は 0.9、 $a_P$  は 1.3、 $a_M$  は 2.9 となっている。⑤ と ⑨<sub>w</sub> との比較では、船側の寸法および船底の付加水の変化が入っている。⑨<sub>w</sub> と ⑩<sub>w</sub> とでは何れも船底が水に没っていて、船底の  $I$  が約  $1/100$  となったのに対し、 $W$  は殆んど変化しないが、 $f$  は 0.7、 $a_P$  は 1.2、 $a_M$  は 1.5 倍となっている。

B では Fig. 4・19, Fig. 4・22 に示したように, ②<sub>w</sub> に対し ③<sub>w</sub> では  $I$  が 0.6 に対し  $W$  は殆んど変化なく,  $f$  が 0.9,  $a_P$  が 1.2,  $a_M$  が殆んどかわっていない。A と B とでは最初の部材寸法も  $I$ ,  $W$  の変化の割合も異なるため, 振動数, 加速度の変化の割合は異なっているが, 船底の部材寸法の減少により振動数の減少, 加速度の増加が明瞭にみられ, その割合は図および表に示したような値となっている。

#### 4・3・2 船側部材の寸法変化の影響

Fig. 4・10 に A の船側の寸法変化による振動数, 加速度の変化を示す。② を基準とした % としての変化が Table 4・6 で, 船側部材の  $I$  の比を横軸に  $f$ ,  $a$  の平均変化を示したのが Fig. 4・14 である。 $I$  が 0.5,  $W$  が 0.9 と変化したのに対し,  $f$  は 0.9,  $a_P$  は 1.7,  $a_M$  は 0.7 となっている。 $a_M$  の減少は意外であるが, これは船側中央の加速度を測定しているため, 寸法変化によりノードの位置が移動する影響が入ったためではないかと思われる。

#### 4・3・3 船底部材の附加水重量の影響

A にて船底が水に没すると Fig. 4・11 に示したごとく  $f$ ,  $a$  ともかなり大きく減少していることがわかる。船側は水に没っていないので,  $a$  は減少しないと考えられるにもかかわらず, このような傾向を示すのは, 船底, 船側, 甲板が一体となって起振され, しかも起振位置が船底でこの重量が増加しているためと思われる。

Table 4・7, Fig. 4・15 でわかるごとく, 船底重量が約 6 倍になったのに対し,  $f$  は平均約 0.8 倍となっている。もし船底のみの重量変化が  $f$  に影響をもつものとすれば  $1/\sqrt{6}=0.4$  倍となるべきである。この差の原因是, このような局部構造の寸法比では他の部材との関係で固有値変化を生ずることを示すもので, 船底の重量変化のみで振動数の修正ができないことを示している。川上教授\*は以前実船の機関室の起振器実験によって得られた固有振動数と満載時の振動数との比較推定において, 固有値の変化を無視して, 船底の二重底内の液体, 主機その他の重量変化のみで修正推定してほとんど一致することを示したが, この模型では異なっている。その理由は実船の機関室構造では平均の部材寸法比が

$$\delta_{BS} = \left( \frac{W_B}{W_S} \right)^{1/4} \left( \frac{I_B}{I_S} \right)^{3/4} = 40$$

(B は船底, S は船側を示す) であるのに対して, この模型では  $\delta_{BS}=0.7 \sim 6$  位で ⑨<sub>w</sub> のときのみ最大で  $\delta_{BS}=25$  である。

実船の平均としての寸法比より, この模型の場合は小さく, 従って船底が船側に比べて実船より弱すぎたためで, 船底の附加水重量の増加によって機関室構造としての固有値の変化がおこり, 実船と異なる傾向を示したものである。

$I$  が同じで  $W$  の 6 倍に対し,  $a_P$  が 0.5,  $a_M$  が 0.8 倍と減少している。

B では  $W$  が 9 倍に対し  $f$  が 0.9, 船側の  $a_P$  が 0.5,  $a_M$  が 0.7 倍となり, A とだいたい同じ傾向を示している。

---

\* 文献 1)

#### 4・3・4 梁柱の有無の影響

この模型では梁柱を取付けることによる固有振動数の増加は予想より小さかった。A で梁柱のない場合は取付けた場合に比べ  $f$  は 0.9 倍,  $a_F$  は 1.7,  $a_M$  は 2 倍となっている。B では  $f$  は 0.9, 船側の  $a_F$  は 2.1,  $a_M$  は 1.5 倍となっている。

川上教授は計算結果より、実船の機関室構造にて開口のない構造での計算振動数に対して、開口および梁柱の影響によって振動数はほぼ 50% ほど高くなることを推定して実測結果を計算値と比較して一致することを示したが、この模型では梁柱による増加がやや低くなっている。その差の原因として考えられることは、前記の通り実船に比べて、船側に対する船底の剛性が小さすぎたため、実船における梁柱を通じて剛性の大きい船底の甲板、従って船側への拘束に比べて、この模型では拘束が小さくなったこと、および梁柱両端の取付が実船では溶接であるにもかかわらず、この模型ではボルト締めであったため拘束がさらに小さかったなどによるものと考えられる。

#### 4・3・5 中央部機関室模型の部材寸法変化と振動数の変化

振動特性は剛性のみでなく重量の影響をもうけることはいうまでもない。A 模型の実験結果より、部材寸法変化と振動数変化との関係を、さらに詳しく調べてみるために、 $\sqrt{I/W}$  の変化と振動数  $f$  との関係を点置してみると Fig. 4・17 のようである。

この図をみると船底部材の寸法変化の割合と船側部材のそれに対する振動数変化の割合が異なることがわかる。実験点の平均線をひくと、船底部材の寸法変化に対し実線、船側部材のそれに対し点線が得られる。船底の寸法変化による振動数変化の方が船側の寸法変化によるものより大きいことがわかる。

部材寸法比が異なるため、実船構造へそのまま適用することは多少疑問があるが、およその傾向はこれで推定できると思われる。

### 4・4 結 言

中央部および船尾機関室模型による振動実験を行ない、船底部材、船側部材の寸法変化、船底の附加水重量変化、梁柱の有無などの影響による振動数および加速度の変化を定性的ならびに定量的に調べて前節に記したような結果を得た。

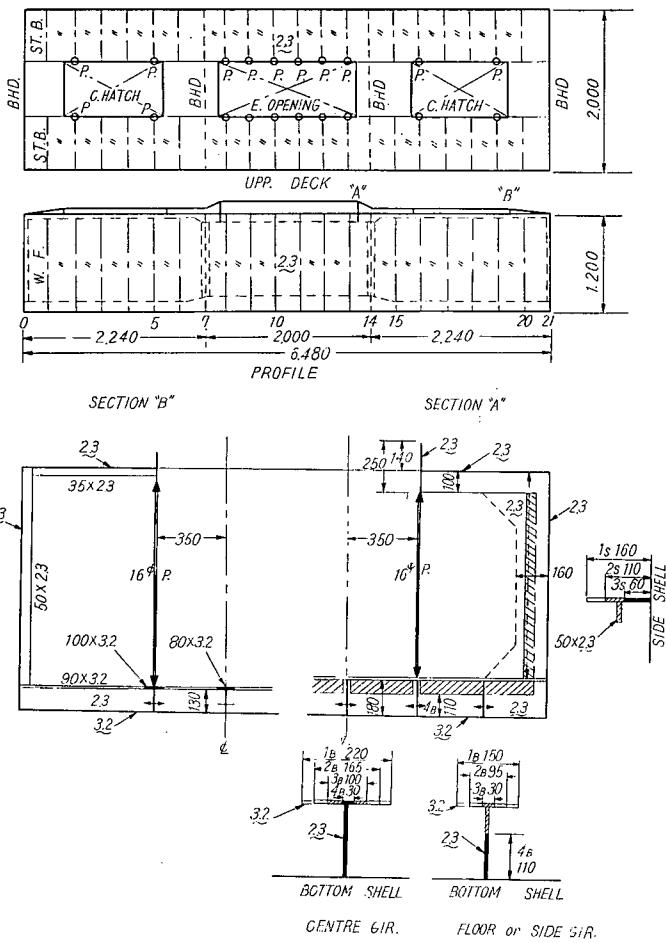


Fig. 4·1 Midship Engine Room Model (Model A)

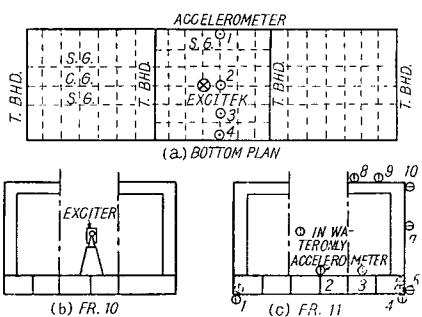


Fig. 4·3 Arrangement of Accelerometer and Exciter (Model A)

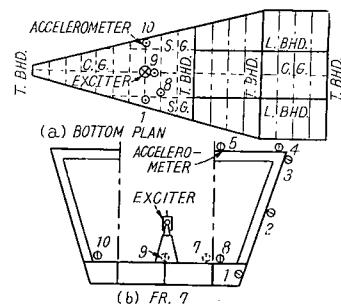


Fig. 4·4 Arrangement of Accelerometer and Exciter (Model B)

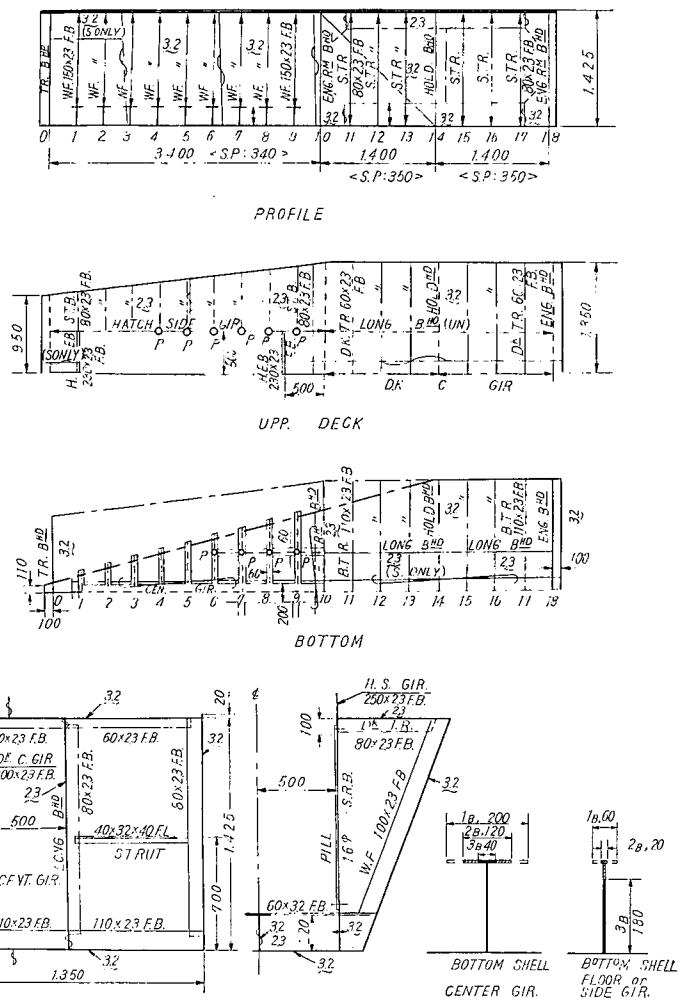


Fig. 4-2 Aft Engine Room Model (Model B)

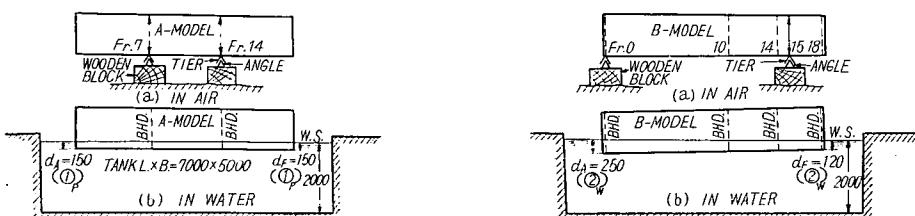


Fig. 4·5 Experiment in Air and in Water  
(Model A)

Fig. 4-6 Experiment in Air and in Water  
(Model B)

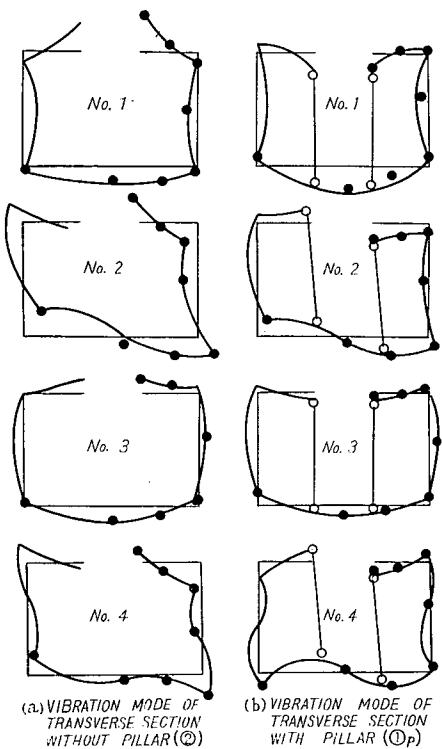


Fig. 4.7 Measured Mode Curve (Model A)

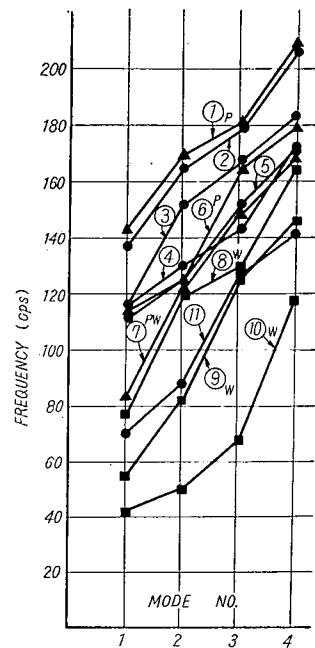


Fig. 4.8 Measured Frequency (Model A)

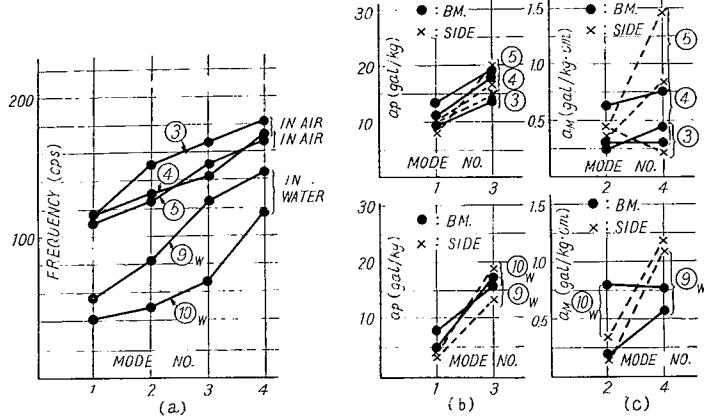


Fig. 4.9 Frequency and Acceleration (Model A)  
(In Case of Variation of Bottom Scantling)

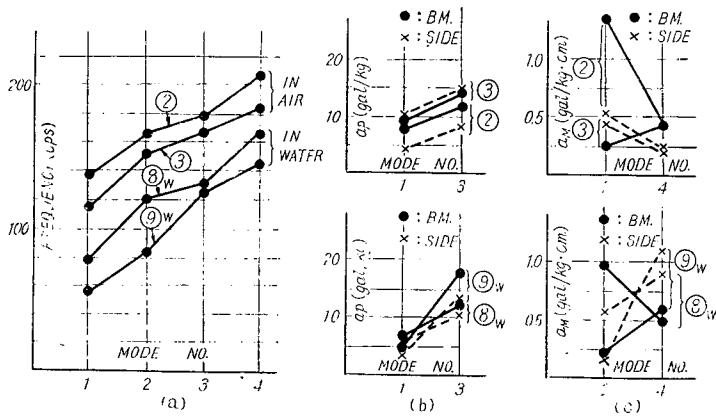


Fig. 4.10 Frequency and Acceleration (Model A)  
(In Case of Variation of Ship Side Scantling)

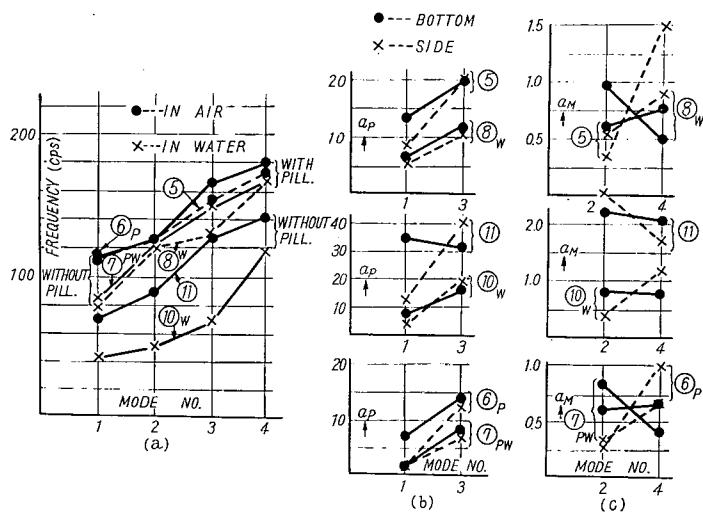


Fig. 4.11 Frequency and Acceleration (Model A)  
(In Case of Increase of Virtual Mass of Water at Bottom)

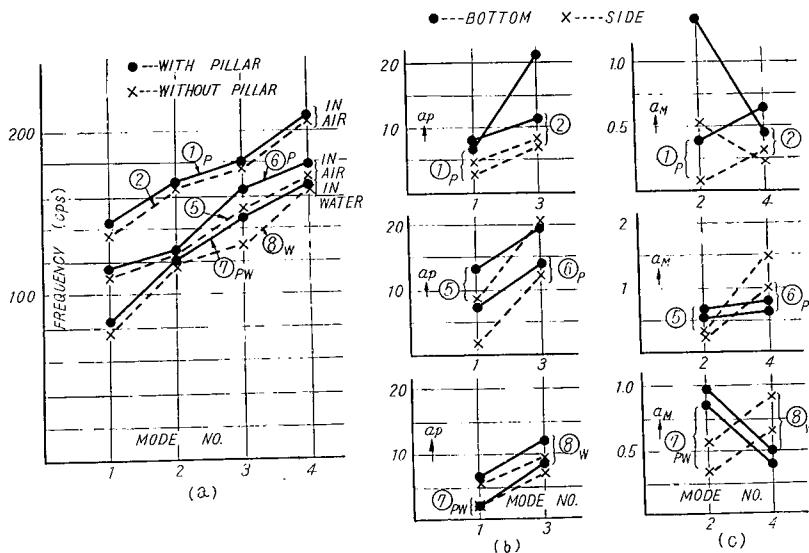


Fig. 4.12 Frequency and Acceleration (Model A) (In Case of Setting Pillar)

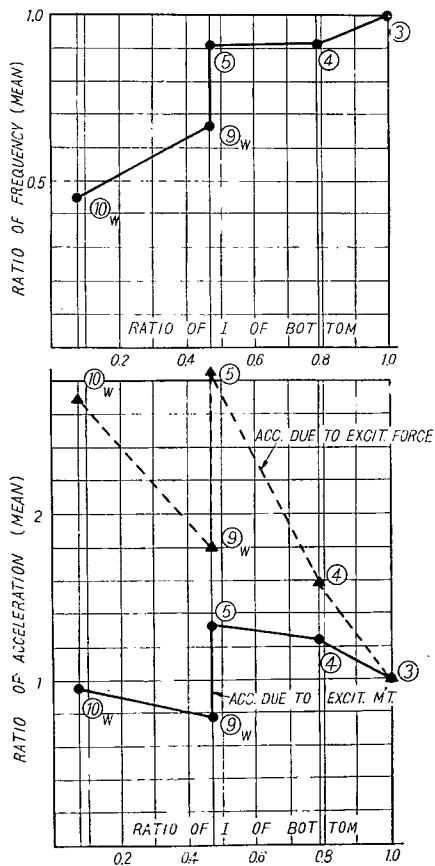


Fig. 4.13 Variation of Mean Frequency and Acceleration (Model A) (In Case of Variation of Moment of Inertia of Bottom Scantling)

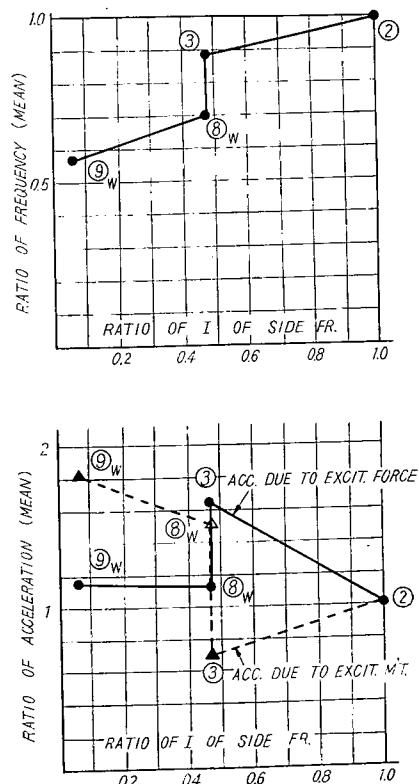


Fig. 4.14 Variation of Mean Frequency and Acceleration (Model A) (In Case of Variation of Moment of Inertia of Ship Side Scantling)

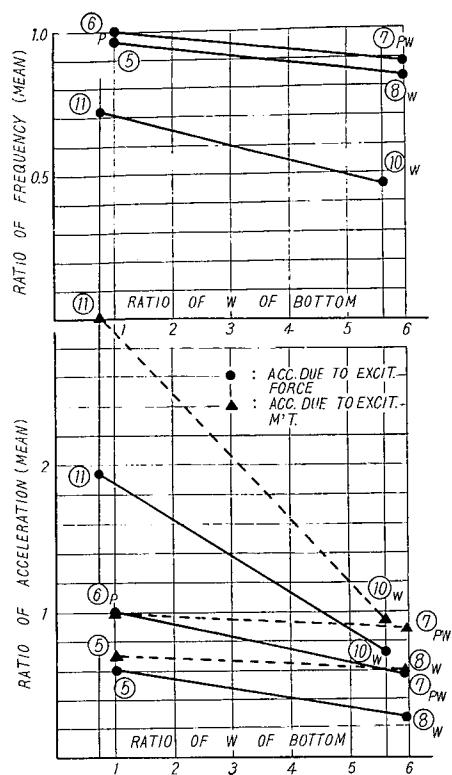


Fig. 4·15 Variation of Mean Frequency and Acceleration (Model A)  
(In Case of Increase of Virtual Mass of Water at Bottom)

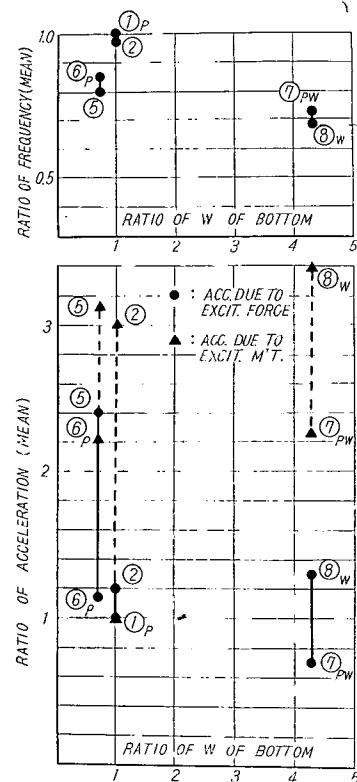


Fig. 4·16 Variation of Mean Frequency and Acceleration (Model A)  
(In Case of Setting Pillar)

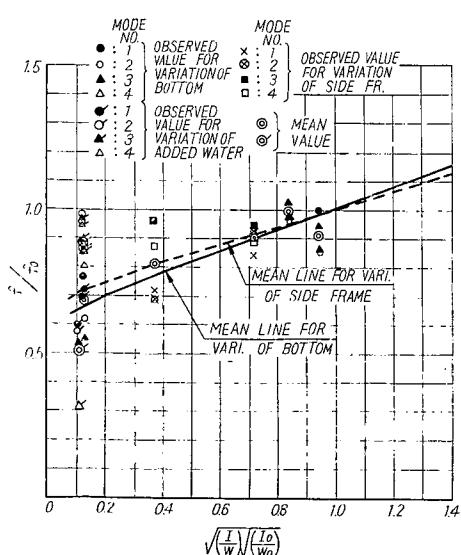


Fig. 4·17 Variation of Frequency (Model A)  
(In Case of Variation of Bottom and Ship Side Scantling)

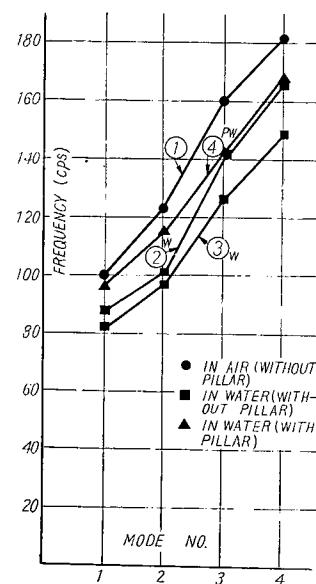


Fig. 4·18 Measured Frequency (Model B)

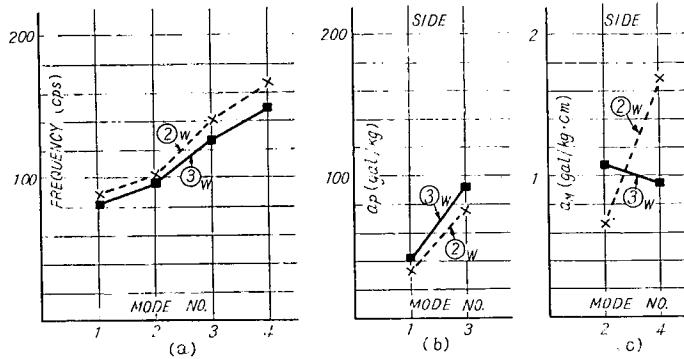


Fig. 4·19 Frequency and Acceleration (Model B)  
(In Case of Variation of Bottom and Ship Side Scantling)

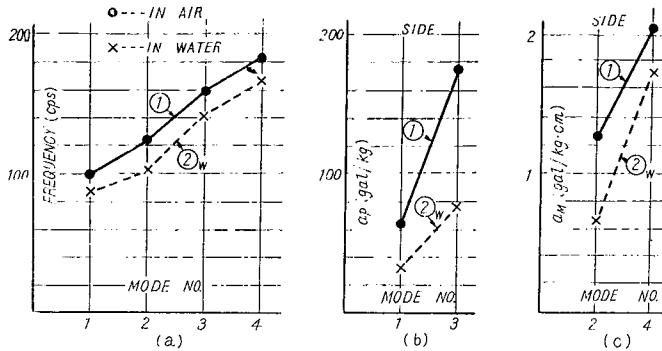


Fig. 4·20 Frequency and Acceleration (Model B)  
(In Case of Increase of Virtual Mass of Water  
at Bottom and Ship Side Scantling)

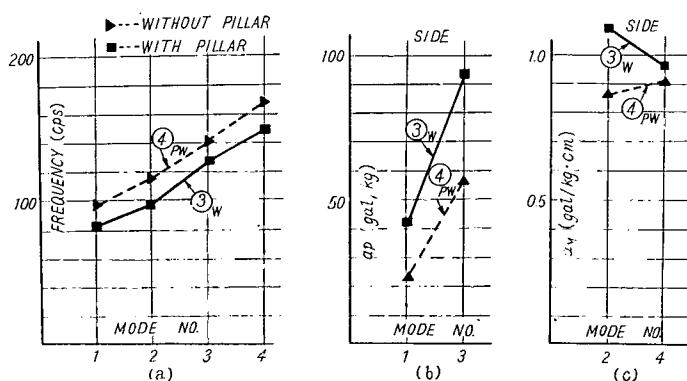
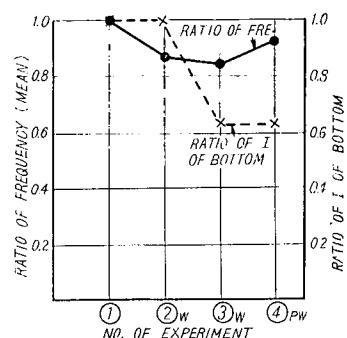


Fig. 4·21 Frequency and Acceleration (Model B)  
(In Case of Setting Pillar and Ship Side Scantling)

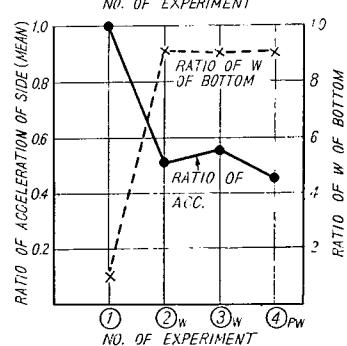


Fig. 4·22 Variation of Mean Frequency and Acceleration (Model B)  
(In Case of Variation of Moment of Inertia of Bottom and Mass)

Table 4·1 Variation of Scantling  
(Model A)

Experiment No.	Member		Pillar	Condition
	Side	Bottom		
① <sub>P</sub>	1 <sub>S</sub>	1 <sub>B</sub>	P	In Air
②	1 <sub>S</sub>	1 <sub>B</sub>		"
③	2 <sub>S</sub>	1 <sub>B</sub>		"
④	2 <sub>S</sub>	2 <sub>B</sub>		"
⑤	2 <sub>S</sub>	3 <sub>B</sub>		"
⑥ <sub>P</sub>	2 <sub>S</sub>	3 <sub>B</sub>	P	"
⑦ <sub>PW</sub>	2 <sub>S</sub>	3 <sub>B</sub>	P	In Water
⑧ <sub>W</sub>	2 <sub>S</sub>	3 <sub>B</sub>		"
⑨ <sub>W</sub>	3 <sub>S</sub>	3 <sub>B</sub>		"
⑩ <sub>W</sub>	3 <sub>S</sub>	4 <sub>B</sub>		"
⑪	3 <sub>S</sub>	4 <sub>B</sub>		In Air

Table 4·2 Variation of Scantling  
(Model B)

Experiment No.	Member		Pillar	Condition
	Side	Bottom		
①	1 <sub>S</sub>	1 <sub>B</sub>		In Air
② <sub>W</sub>	1 <sub>S</sub>	1 <sub>B</sub>		In Water
③ <sub>W</sub>	1 <sub>S</sub>	2 <sub>B</sub>		
④ <sub>W</sub>	1 <sub>S</sub>	2 <sub>B</sub>	P	

Table 4·3 Variation of Scantling  
(Model A)

$l_i$ : Length of Member (cm),  $W_i$ : Weight per Unit Length (g/cm),  $I_i$ : Moment of Inertia  
 $i=1, 2, 3, 4$ ;  $i=1$ : Bottom Center,  $i=2$ : Bottom Side,  $i=3$ : Side,  $i=4$ : Deck

No.	$l_1$	$W_1$	$I_1$	$l_2$	$l_2/l_1$	$W_2$	$W_2/W_1$	$I_2$	$I_2/I_1$	$I_3$	$l_3/l_1$
① <sub>P</sub>	35	108	1215.6	62	1.772	108	1,000	1215.6	1,000	112	3,200
②	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
③	"	"	"	"	"	"	"	"	"	115	3,286
④	"	94	957.5	62.6	1.789	94	"	957.5	"	"	"
⑤	"	78	572	"	"	78	"	572	"	"	"
⑥ <sub>P</sub>	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
⑦ <sub>PW</sub>	"	464.1	"	"	"	464.1	"	"	"	"	"
⑧ <sub>W</sub>	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
⑨ <sub>W</sub>	"	"	9.65	"	"	"	"	"	"	"	"
⑩ <sub>W</sub>	"	435.5	"	"	"	435.5	"	9.65	"	"	"
⑪	"	57.5	"	"	"	57.5	"	"	"	"	"

No.	$W_3$	$W_3/W_1$	$I_3$	$I_3/I_1$	$l_4$	$l_4/l_1$	$W_4$	$W_4/W_1$	$I_4$	$I_4/I_1$
① <sub>P</sub>	92.0	0.852	243.5	0.2003	62.0	1,772	72.4	0.670	58.0	0.0477
②	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
③	83.1	0.769	115.2	0.0948	"	"	"	"	"	"
④	"	0.884	"	0.1204	62.6	1,789	"	0.770	"	0.0606
⑤	"	1.065	"	0.2013	"	"	"	0.928	"	0.1014
⑥ <sub>P</sub>	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
⑦ <sub>PW</sub>	"	0.179	"	"	"	"	"	0.156	"	"
⑧ <sub>W</sub>	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
⑨ <sub>W</sub>	65.0	0.140	14.85	0.026	"	"	"	"	"	"
⑩ <sub>W</sub>	"	0.149	"	1.539	"	"	"	0.166	"	6.010
⑪	"	1.130	"	"	"	"	"	1.260	"	"

Table 4·4 Variation of Scantling  
(Model B)  
(Symbols to be Similar to Tab 4·3)

No.	$l_1$	$W_1$	$I_1$	$l_2$	$l_2/l_1$	$W_2$	$W_2/W_1$	$I_2$	$I_2/I_1$	$l_3$	$l_3/l_1$
(1)	50	140.5	1066.1	27	0.53	140.5	1,000	1066.1	1,000	120	2.40
(2) <sub>W</sub>	"	1273	"	"	"	1273	"	"	"	"	"
(3) <sub>W</sub>	"	1262	668.6	"	"	1262	"	668.6	"	"	"
(4) <sub>PW</sub>	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"

No.	$W_3$	$W_3/W_1$	$I_3$	$I_3/I_1$	$l_4$	$l_4/l_1$	$W_4$	$W_4/W_1$	$I_4$	$I_4/I_1$
(1)	95.5	0.680	98.9	0.0928	72	1.440	75.8	0.540	25.6	0.024
(2) <sub>W</sub>	"	0.075	"	"	"	"	"	0.0596	"	"
(3) <sub>W</sub>	"	0.0757	"	0.148	"	"	"	0.0601	"	0.038
(4) <sub>PW</sub>	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"

Table 4·5 Variation of Natural Frequency and Acceleration  
(According to Variation of Bottom Scantling)

Bottom	Experiment		(3)	(4)	(5)	(9) <sub>W</sub>	(10) <sub>W</sub>
	$I$	$W$	100	78.8	47.1	47.1	0.79
	$W$	$I$	100	87	72.2	430	403
Ship Side	$I$	$W$	100	100	100	12.9	12.9
	$W$	$I$	100	100	100	78.3	78.3
Natural Frequency	Mode No. 1		100	100	97.4	55	42
	" 2		100	85.5	82.3	54	32.9
	" 3		100	86.2	91	75	40.7
	" 4		100	94	92.5	80	64.1
	Meam		100	91.4	90.8	66	44.9
Acceleration per Exciting Moment	Bottom	Mode No. 1	100	133	159	59	91
	" 3	$I$	100	132	139	125	114
	Ship Side	" 1	100	109	92	36	46
	" 3	$I$	100	116	137	93	129
Acceleration per Exciting Moment	Meam		100	123	132	78	95
	Bottom	Mode No. 2	100	115	242	77	308
	" 4	$I$	100	73	173	127	171
	Ship Side	" 2	100	73	78	33	78
	" 4	$I$	100	370	650	478	522
	Meam		100	158	286	179	269
				100	181	100	150

$I$ : Moment of Inertia,  $W$ : Weight per Unit Length

Table 4·6 Variation of Natural Frequency and Acceleration  
(According to Variation of Ship Side Scantling)

Experiment No.		②	③	⑧ <sub>w</sub>	⑨ <sub>w</sub>
Bottom	I	100	47.3	47.3	6.1
	W	100	90.4	90.4	70.6
Ship Side	I	100	100	47.1	47.1
	W	100	100	430	430
Natural Frequency	Mode No. 1	100	84.5	56.6	40.5
	" 2	100	92.1	72.7	49.7
	" 3	100	93.4	72.7	70
	" 4	100	86	78	68.3
	Mean	100	89	70	57.1
				100	81.6
Acceleration per Exciting Force	Bottom	Mode No. 1	100	116	81.2
	"	3	100	121	103
	Ship Side	" 1	100	238	131
	"	3	100	184	133
		Mean	100	165	112
				100	115
Acceleration per Exciting Moment	Bottom	Mode No. 2	100	20	71.8
	"	4	100	95.6	111
	Ship Side	" 2	100	84.8	28.3
	"	4	100	78.3	391
		Mean	100	70	151
				100	183
					121

I: Moment of Inertia, W: Weight per Unit Length

Table 4·7 Variation of Natural Frequency and Acceleration  
(According to Increase of Vertical Mass of Water at Bottom)

Experiment No.		⑤	⑧ <sub>w</sub>	⑥ <sub>P</sub>	⑦ <sub>PW</sub>	⑪	⑩ <sub>w</sub>
Bottom	I	100	100	100	100	1.69	1.69
	W	100	595	100	595	73.8	560
Ship Side	I	100	100	100	100	12.9	12.9
	W	100	100	100	100	78.3	78.3
Natural Frequency	Mode No. 1	98.3	67.5	100	72.8	61.5	37.8
	" 2	100	95.3	100	97.6	70.5	40
	" 3	92.1	79	100	89.8	77.1	41
	" 4	96.2	92.3	100	94.5	79	65.6
	Mean	96.7	83.5	100	88.7	72	46.4
		100	85.5			100	64.5

		Experiment No.	(5)	(8)W	(6)P	(7)PW	(1)	(10)W
Acceleration per Exciting Force	Bottom	Mode No. 1	100	53	53	12.9	265	60.6
		" 3	100	61.6	71.8	42.6	160.6	82.1
		" 1	100	64.7	20	20	153	53
		" 3	100	52.2	94.5	34.8	199	95
	Ship Side	Mean	100	58	60	28	195	73
		Mode No. 2	100	162	98.3	142	366	133
		" 4	100	65	84.4	50.6	264	100
		" 2	100	61.8	47.3	60	464	69.1
Acceleration per Exciting Moment	Bottom	" 4	100	60.8	44	66.2	113	78
		Mean	100	88	69	59	302	95
		" 4	100	85.5	85.5	100	100	31.4
		Mean	100	85.5	85.5	100	100	31.4
	Ship Side	I	100	100	47	47	47	47
		W	100	100	72.2	72.2	430	430
		I	100	100	47.3	47.3	47.3	47.3
		W	100	100	90.4	90.4	90.4	90.4
Natural Frequency	Bottom	Mode No. 1	100	95.1	79.7	77.6	58	53.9
		" 2	100	97	73.5	73.5	71.8	70
		" 3	100	99.5	92.3	85	81.6	72.3
		" 4	100	98.5	85.8	82.4	80	78.1
	Ship Side	Mean	100	97.5	85.3	79.6	72.9	68.6
		Mode No. 1	100	115	106	197	32.8	95.5
		" 3	100	54.8	66.7	92.9	39.1	57.2
		" 1	100	180	80	340	88	220
	Fore	" 3	100	131	198	328	115	148
		Mean	100	120	113	240	69	130
		Mode No. 2	100	275	114	133	172	198
		" 4	100	69.2	95.4	115	61.5	77
Acceleration per Exciting Moment	Ship Side	" 2	100	757	357	500	457	786
		" 4	100	76.7	323	500	213	300
		Mean	100	295	222	312	226	340
		"	100	100	141	100	100	150

I: Moment of Inertia, W: Weight per Unit Length

Table 4-8 Variation of Natural Frequency and Acceleration  
(According to Setting Pillars)

		Experiment No.	(1)P	(2)	(6)P	(5)	(7)PW	(8)W
Natural Frequency	Bottom	I	100	100	47	47	47	47
		W	100	100	72.2	72.2	430	430
		I	100	100	47.3	47.3	47.3	47.3
		W	100	100	90.4	90.4	90.4	90.4
	Ship Side	Mode No. 1	100	95.1	79.7	77.6	58	53.9
		" 2	100	97	73.5	73.5	71.8	70
		" 3	100	99.5	92.3	85	81.6	72.3
		" 4	100	98.5	85.8	82.4	80	78.1
Acceleration per Exciting Force	Bottom	Mean	100	97.5	85.3	79.6	72.9	68.6
		Mode No. 1	100	115	106	197	32.8	95.5
		" 3	100	54.8	66.7	92.9	39.1	57.2
		" 1	100	180	80	340	88	220
	Ship Side	" 3	100	131	198	328	115	148
		Mean	100	120	113	240	69	130
		Mode No. 2	100	275	114	133	172	198
		" 4	100	69.2	95.4	115	61.5	77
Acceleration per Exciting Moment	Ship Side	" 2	100	757	357	500	457	786
		" 4	100	76.7	323	500	213	300
		Mean	100	295	222	312	226	340
		"	100	100	141	100	100	150

I: Moment of Inertia, W: Weight per Unit Length

## 第5章 む　　す　　び

以上に述べたごとく実船実験、模型実験、あるいは理論計算により機関室構造設計に関し極めて有益な資料を多数うることができ、所期の目的を十分に達成した。

本報告を終るに当たり、本研究部会の主査、幹事、委員および実験、解析計算を担当された各造船所に対し厚く謝意を表する次第である。

## 附 錄

### 1 基 本 式

Fig. 1 平面構造が固有円振動数の規準振動を行なっているものとする。そのなかの一つの部材  $ij$  を切り出して、両端の変位、回転、曲げモーメント、剪断力などを図のように定める。図において時間に関する係数 ( $\sin nt$ ) はすべて省いて示している。

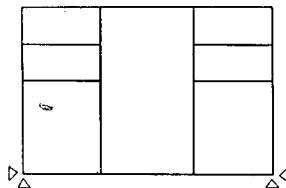


Fig. 1

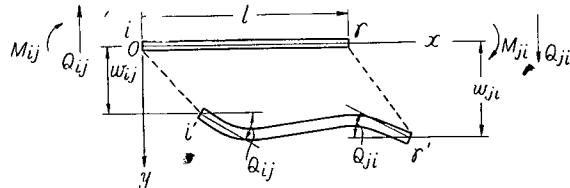


Fig. 2

この部材の振動を  $y=w(x) \sin nt$  と示せば、振動曲線  $w(x)$  は周知のようく、

$$w(x)=A \cos mx + B \sin mx + C \cosh mx + D \sinh mx \quad \dots \dots (1)$$

ここに  $m=\sqrt[4]{\frac{\gamma A n^2}{EI}}$ ,  $\gamma A$ =単位長さの重量,  $EI$ =曲げ剛性,  $g$ =重力の加速度

と表わされる。

両端における周辺条件

$$\begin{aligned} w(0) &= w_{ij}, & \left[ \frac{dw}{dx} \right]_0 &= \theta_{ij}, & \left[ \frac{d^2w}{dx^2} \right]_0 &= -\frac{M_{ij}}{EI} \\ w(l) &= w_{ji}, & \left[ \frac{dw}{dx} \right]_l &= \theta_{ji}, & \left[ \frac{d^2w}{dx^2} \right]_l &= \frac{M_{ji}}{EI} \end{aligned}$$

を用いれば、両端の曲げモーメントおよび剪断力を次のように表わすことができる。

$$\left. \begin{aligned} M_{ij} &= 2EK_{ij} \left( \alpha_{ij}\theta_{ij} + \beta_{ij}\theta_{ij} + \gamma_{ij} \frac{w_{ij}}{l_{ij}} - \delta_{ij} \frac{w_{ij}}{l_{ij}} \right) \\ M_{ji} &= 2EK_{ji} \left( \alpha_{ij}\theta_{ji} + \beta_{ij}\theta_{ji} - \gamma_{ij} \frac{w_{ji}}{l_{ij}} + \delta_{ij} \frac{w_{ji}}{l_{ij}} \right) \\ \theta_{ij} &= -\frac{2EK_{ij}}{l_{ij}} \left( \gamma_{ij}\theta_{ij} + \delta_{ij}\theta_{ji} + \xi_{ij} \frac{w_{ij}}{l_{ij}} - \eta_{ij} \frac{w_{ji}}{l_{ij}} \right) \end{aligned} \right\} \dots \dots (2)$$

$$\theta_{ij} = -\frac{2EK_{ij}}{l_{ji}} \left( \gamma_{ij}\theta_{ji} + \delta_{ij}\theta_{ij} - \xi_{ij}\frac{w_{ji}}{l_{ij}} + \eta_{ij}\frac{w_{ij}}{l_{ij}} \right)$$

ここに  $K_{ij} = \frac{l_{ij}}{l_{ij}}$

$$\alpha_{ij} = \frac{(ml)_{ij}(\sin(ml)_{ij}\operatorname{ch}(ml)_{ij} - \cos(ml)_{ij}\operatorname{sh}(ml)_{ij})}{2(1-\cos(ml)_{ij}\operatorname{ch}(ml)_{ij})}$$

$$\beta_{ij} = \frac{(ml)_{ij}(\operatorname{sh}(ml)_{ij} - \sin(ml)_{ij})}{2(1-\cos(ml)_{ij}\operatorname{ch}(ml)_{ij})}$$

$$\gamma_{ij} = -\frac{(ml)_{ij}^2 \sin(ml)_{ij} \operatorname{sh}(ml)_{ij}}{2(1-\cos(ml)_{ij}\operatorname{ch}(ml)_{ij})}$$

$$\delta_{ij} = \frac{(ml)_{ij}^2 (\operatorname{ch}(ml)_{ij} - \cos(ml)_{ij})}{2(1-\cos(ml)_{ij}\operatorname{ch}(ml)_{ij})}$$

$$\xi_{ij} = \frac{(ml)_{ij}^3 (\operatorname{ch}(ml)_{ij} \sin(ml)_{ij} + \cos(ml)_{ij} \operatorname{sh}(ml)_{ij})}{2(1-\cos(ml)_{ij}\operatorname{ch}(ml)_{ij})}$$

$$\eta_{ij} = \frac{(ml)_{ij}^3 (\sin(ml)_{ij} + \operatorname{sh}(ml)_{ij})}{2(1-\cos(ml)_{ij}\operatorname{ch}(ml)_{ij})}$$

また (1) 式の係数  $A, B, C, D$  は次のように  $w, M$  で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} A_{ij} &= \frac{w_{ij}}{2} + \frac{M_{ij}}{2m^2_{ij}EI_{ij}} \\ B_{ij} &= \left( \frac{w_{ij}}{2} - \frac{M_{ij}}{2m^2_{ij}EI_{ij}} \right) \operatorname{cosec}(ml)_{ij} - \left( \frac{w_{ij}}{2} + \frac{M_{ij}}{2m^2_{ij}EI_{ij}} \right) \cot(ml)_{ij} \\ C_{ij} &= \frac{w_{ij}}{2} - \frac{M_{ij}}{2m^2_{ij}EI_{ij}} \\ D_{ij} &= \left( \frac{w_{ij}}{2} + \frac{M_{ij}}{2m^2_{ij}EI_{ij}} \right) + \operatorname{cosec}(ml)_{ij} - \left( \frac{w_{ij}}{2} - \frac{M_{ij}}{2m^2_{ij}EI_{ij}} \right) \coth(ml)_{ij} \end{aligned} \right\} \dots\dots(4)$$

## 2 未知数および連続の条件式

各部材の位置を示す記号を Fig. 3 のように決める (番号は Fig. 2 の  $ij$  に相当)。また各部材の  $x$  軸の方向は  $\rightarrow$  の方向にとり,  $y$  軸はそれに右廻り垂直の方向にとる。

いま、この構造の mode curve をうるためにには Fig. 3 に示す 22 個の部材について、(1) 式の  $A, B, C, D$  の値を求めねばならないので、未知数は 88 個ということになる。しかるに、(4) 式を使えば  $A, B, C, D$  は  $w, M$  で与えられる。

さらに (2) 式を使えば  $M$  は  $w, \theta$  で与えられるので、未知数として  $w, \theta$  を選ぶことができる。さて各部材相互はすべて剛接であり、部材の軸方向の伸縮を無視する、また bilge 部分の変位はないという最初の仮定によれば 44 個の  $w, \theta$  の間に次の関係があり、未知数を減らしうる。

$$w_{12} = w_{56} = w_{910} = w_{1314} = 0$$

$$w_{15} = w_{26} = w_{37} = w_{48} = 0$$

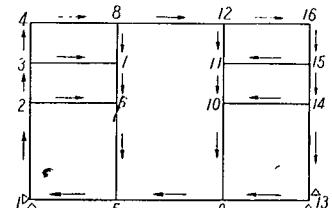


Fig. 3

$$w_{139}=w_{1410}=w_{1511}=w_{1612}=0$$

$$w_{21}=w_{23}=-w_{65}=-w_{67}\equiv w_2$$

$$w_{32}=w_{34}=-w_{76}=-w_{78}\equiv w_3$$

$$w_{43}=-w_{87}=-w_{1211}=-w_{1615}\equiv w_4$$

$$w_{51}=w_{59}=-w_{62}=-w_{73}=-w_{84}=-w_{812}\equiv w_5$$

$$w_{95}=w_{913}=w_{1014}=w_{1115}=-w_{123}=-w_{1216}\equiv w_9$$

$$w_{1413}=w_{1415}=w_{109}=w_{1011}\equiv w_{10}$$

.....( 5 )

$$w_{1514}=w_{1516}=w_{1110}=w_{1112}\equiv w_{11}$$

$$\theta_{12}=\theta_{15}\equiv\theta_1$$

$$\theta_{95}=\theta_{910}=\theta_{913}\equiv\theta_9$$

$$\theta_{21}=\theta_{23}=\theta_{26}\equiv\theta_2$$

$$\theta_{109}=\theta_{1011}=\theta_{1014}\equiv\theta_{10}$$

$$\theta_{32}=\theta_{34}=\theta_{37}\equiv\theta_3$$

$$\theta_{1110}=\theta_{1112}=\theta_{1115}\equiv\theta_{11}$$

$$\theta_{43}=\theta_{48}\equiv\theta_4$$

$$\theta_{128}=\theta_{1211}=\theta_{1216}\equiv\theta_{12}$$

$$\theta_{51}=\theta_{56}=\theta_{59}\equiv\theta_5$$

$$\theta_{139}=\theta_{1314}\equiv\theta_{13}$$

$$\theta_{62}=\theta_{65}=\theta_{67}\equiv\theta_6$$

$$\theta_{1410}=\theta_{1413}=\theta_{1415}\equiv\theta_{14}$$

$$\theta_{73}=\theta_{76}=\theta_{78}=\theta_7$$

$$\theta_{1511}=\theta_{1514}=\theta_{1516}\equiv\theta_{15}$$

$$\theta_{84}=\theta_{87}=\theta_{812}\equiv\theta_8$$

$$\theta_{1612}=\theta_{1615}\equiv\theta_{16}$$

つまり未知数は  $w_2, w_3, w_4, w_5, w_9, w_{10}, w_{11}, \theta_1 \sim \theta_{16}$  の 23 個に整理することができる。一方、曲げモーメントと剪断力の釣合から次の 23 個の条件式ができる。

$$M_{12}+M_{15}=0$$

$$M_{95}+M_{910}+M_{913}=0$$

$$M_{21}+M_{23}+M_{26}=0$$

$$M_{109}+M_{1011}+M_{1014}=0$$

$$M_{32}+M_{34}+M_{37}=0$$

$$M_{1110}+M_{1112}+M_{1115}=0$$

$$M_{43}+M_{48}=0$$

$$M_{128}+M_{1211}+M_{1216}=0$$

$$M_{51}+M_{56}+M_{59}=0$$

$$M_{139}+M_{1314}=0$$

$$M_{62}+M_{65}+M_{67}=0$$

$$M_{1410}+M_{1413}+M_{1415}=0$$

$$M_{73}+M_{76}+M_{78}=0$$

$$M_{1511}+M_{1514}+M_{1516}=0$$

$$M_{84}+M_{87}+M_{812}=0$$

$$M_{1612}+M_{1615}=0$$

$$\theta_{84}+\theta_{73}+\theta_{62}+\theta_{51}-\theta_{59}-\theta_{812}=0$$

$$\theta_{1216}+\theta_{1115}+\theta_{1014}+\theta_{913}-\theta_{95}-\theta_{128}=0$$

$$\theta_{21}+\theta_{65}-\theta_{23}-\theta_{67}=0$$

$$\theta_{32}+\theta_{76}-\theta_{34}-\theta_{78}=0$$

$$\theta_{109}+\theta_{1413}-\theta_{1011}-\theta_{1415}=0$$

$$\theta_{1110}+\theta_{1514}-\theta_{1112}-\theta_{1516}=0$$

$$\theta_{43}+\theta_{87}+\theta_{1211}+\theta_{1615}=0$$

.....( 6 )

このように未知数が 23 個あり、それに対する条件式が 23 個あるので、この 23 個の未知数は求めることができる。なお (6) 式の常数項はすべて 0 であるので、未知数のうち 1 個は任意常数となる。

### 3 方 程 式

いま記号を整理して次のように決める。

$$\begin{array}{lll} l_{12}=l_{1314}\equiv l_1 & l_{23}=l_{1415}\equiv l_2 & l_{34}=l_{1516}\equiv l_3 \\ l_{15}=l_{918}\equiv l_4 & l_{59}=l_5 & l_{26}=l_{1014}\equiv l_6 \\ l_{37}=l_{1115}\equiv l_7 & l_{48}=l_{1216}\equiv l_8 & l_{812}\equiv l_9 \\ l_{56}=l_{910}\equiv l_{10} & l_{67}=l_{1011}\equiv l_{11} & l_{78}=l_{1112}\equiv l_{12} \end{array}$$

(実際は  $l_1 \sim l_5$  だけで済むが、以下の  $K$  や  $\alpha$  との関連で  $l_{12}$  まで設けた)

$$\begin{array}{lll} K_{12}=K_{1314}\equiv K_1 & K_{23}=K_{1415}\equiv K_2 & K_{34}=K_{1516}\equiv K_3 \\ K_{15}=K_{918}\equiv K_4 & K_{59}\equiv K_5 & K_{26}=K_{1014}\equiv K_6 \\ K_{37}=K_{1115}\equiv K_7 & K_{48}=K_{1216}\equiv K_8 & K_{812}\equiv K_9 \\ K_{56}=K_{910}\equiv K_{10} & K_{67}=K_{1011}\equiv K_{11} & K_{78}=K_{1112}\equiv K_{12} \\ \\ \alpha_{12}=\alpha_{1314}\equiv \alpha_1 & \alpha_{23}=\alpha_{1415}\equiv \alpha_2 & \alpha_{34}=\alpha_{1516}\equiv \alpha_3 \\ \alpha_{15}=\alpha_{918}\equiv \alpha_4 & \alpha_{59}\equiv \alpha_5 & \alpha_{26}=\alpha_{1014}\equiv \alpha_6 \\ \alpha_{37}=\alpha_{1115}\equiv \alpha_7 & \alpha_{48}=\alpha_{1216}\equiv \alpha_8 & \alpha_{812}\equiv \alpha_9 \\ \alpha_{56}=\alpha_{910}\equiv \alpha_{10} & \alpha_{67}=\alpha_{1011}\equiv \alpha_{11} & \alpha_{78}=\alpha_{1112}\equiv \alpha_{12} \end{array}$$

$\beta, \gamma, \delta, \xi, \eta$  も同様

この記号を使用して (6) 式に (2) 式を代入した式は次の通りである。

$$\left. \begin{aligned} & (K_1\alpha_1+K_4\alpha_4)\theta_1+K_1\beta_1\theta_2+K_4\beta_4\theta_5-\frac{K_1\delta_1}{l_1}w_2+\frac{K_4\delta_4}{l_4}w_5=0 \\ & K_1\beta_1\theta_1+(K_1\alpha_1+K_2\alpha_2+K_6\alpha_6)\theta_2+K_2\beta_2\theta_3+K_6\beta_6\theta_6 \\ & \quad -\left(\frac{K_1\gamma_1}{l_1}-\frac{K_2\gamma_2}{l_2}\right)w_2-\frac{K_2\delta_2}{l_2}w_3+\frac{K_6\delta_6}{l_6}w_5=0 \\ & K_2\beta_2\theta_2+(K_2\alpha_2+K_3\alpha_3+K_8\alpha_8)\theta_3+K_3\beta_3\theta_4+K_7\beta_7\theta_7 \\ & \quad +\frac{K_2\delta_2}{l_2}w_2-\left(\frac{K_2\gamma_2}{l_2}-\frac{K_3\gamma_3}{l_3}\right)w_3-\frac{K_3\delta_3}{l_3}w_4+\frac{K_7\delta_7}{l_7}w_5=0 \\ & K_3\beta_3\theta_3+(K_3\alpha_3+K_8\alpha_8)\theta_4+K_8\beta_8\theta_8+\frac{K_3\delta_3}{l_3}w_3-\frac{K_8\delta_8}{l_8}w_4+\frac{K_8\delta_8}{l_8}w_5=0 \\ & K_4\beta_4\theta_1+(K_4\alpha_4+K_5\alpha_5+K_{10}\alpha_{10})\theta_5+K_{10}\beta_{10}\theta_6+K_5\beta_5\theta_9 \\ & \quad -\frac{K_{10}\delta_{10}}{l_{10}}w_2+\left(\frac{K_4\gamma_4}{l_4}-\frac{K_5\gamma_5}{l_5}\right)w_5+\frac{K_5\delta_5}{l_5}w_9=0 \\ & K_6\beta_6\theta_2+K_{10}\beta_{10}\theta_5+(K_6\alpha_6+K_{10}\alpha_{10}+K_{11}\alpha_{11})\theta_6+K_{11}\beta_{11}\theta_7 \end{aligned} \right\}$$

$$\begin{aligned}
& - \left( \frac{K_{10}\gamma_{10}}{l_{10}} - \frac{K_{11}\gamma_{11}}{l_{11}} \right) w_2 - \frac{K_{11}\gamma_{11}}{l_{11}} w_3 + \frac{K_6\gamma_6}{l_6} w_5 = 0 \\
& K_7\beta_7\theta_3 + K_{11}\beta_{11}\theta_6 + (K_7\alpha_7 + K_{11}\alpha_{11} + K_{12}\alpha_{12})\theta_7 + K_{12}\beta_{12}\theta_8 \\
& + \frac{K_{11}\delta_{11}}{l_{11}} w_2 - \left( \frac{K_{11}\gamma_{11}}{l_{11}} - \frac{K_{12}\gamma_{12}}{l_{12}} \right) w_3 - \frac{K_{12}\delta_{12}}{l_{12}} w_4 + \frac{K_7\delta_7}{l_7} w_5 = 0 \\
& K_8\beta_8\theta_4 + K_{12}\beta_{12}\theta_7 + (K_8\alpha_8 + K_9\alpha_9 + K_{12}\alpha_{12})\theta_8 + K_9\beta_9\theta_{12} \\
& + \frac{K_{12}\delta_{12}}{l_{12}} w_3 - \frac{K_{12}\gamma_{12}}{l_{12}} w_4 + \left( \frac{K_8\gamma_8}{l_8} - \frac{K_9\gamma_9}{l_9} \right) w_5 + \frac{K_9\delta_9}{l_9} w_9 = 0 \\
& K_5\beta_5\theta_5 + (K_4\alpha_4 + K_5\alpha_5 + K_{10}\alpha_{10})\theta_9 + K_{10}\beta_{10} + K_4\beta_4\theta_{13} \\
& - \frac{K_5\delta_5}{l_5} w_5 - \left( \frac{K_4\gamma_4}{l_4} - \frac{K_5\gamma_5}{l_5} \right) w_9 + \frac{K_{10}\delta_{10}}{l_{10}} w_{10} = 0 \\
& K_{10}\beta_{10}\theta_9 + (K_6\alpha_6 + K_{10}\alpha_{10} + K_{11}\alpha_{11})\theta_{10} + K_{11}\beta_{11}\theta_{11} + K_6\beta_6\theta_{14} \\
& - \frac{K_6\gamma_6}{l_6} w_9 + \left( \frac{K_{10}\gamma_{10}}{l_{10}} - \frac{K_{11}\gamma_{11}}{l_{11}} \right) w_{10} + \frac{K_{11}\gamma_{11}}{l_{11}} w_{11} = 0 \\
& K_{11}\beta_{11}\theta_{10} + (K_7\alpha_7 + K_{11}\alpha_{11} + K_{12}\alpha_{12})\theta_{11} + K_{12}\beta_{12}\theta_{12} + K_7\beta_7\theta_{15} \\
& - \frac{K_{12}\delta_{12}}{l_{12}} w_4 - \frac{K_7\gamma_7}{l_7} w_9 - \frac{K_{11}\delta_{11}}{l_{11}} w_{10} + \left( \frac{K_{11}\gamma_{11}}{l_{11}} - \frac{K_{12}\gamma_{12}}{l_{12}} \right) w_{11} = 0 \\
& K_9\beta_9\theta_8 + K_{12}\beta_{12}\theta_{11} + (K_8\alpha_8 + K_9\alpha_9 + K_{12}\alpha_{12})\theta_{12} + K_8\beta_8\theta_{16} \\
& - \frac{K_{12}\gamma_{12}}{l_{12}} w_4 - \frac{K_9\gamma_9}{l_9} w_5 - \left( \frac{K_8\gamma_8}{l_8} - \frac{K_9\gamma_9}{l_9} \right) w_9 - \frac{K_{12}\delta_{12}}{l_{12}} w_{11} = 0 \\
& K_4\beta_4\theta_9 + (K_1\alpha_1 + K_4\alpha_4)\theta_{13} + K_1\beta_1\theta_{14} - \frac{K_4\delta_4}{l_4} w_9 + \frac{K_1\delta_1}{l_1} w_{10} = 0 \\
& K_5\beta_6\theta_{10} + K_1\beta_1\theta_{13} + (K_1\alpha_1 + K_2\alpha_2 + K_6\alpha_6)\theta_{14} + K_2\beta_2\theta_{15} \\
& - \frac{K_6\delta_6}{l_6} w_9 + \left( \frac{K_1\gamma_1}{l_1} - \frac{K_2\gamma_2}{l_2} \right) w_{10} + \frac{K_2\delta_2}{l_2} w_{11} = 0 \\
& K_7\beta_7\theta_{11} + K_2\beta_2\theta_{14} + (K_2\alpha_2 + K_3\alpha_3 + K_7\alpha_7)\theta_{15} + K_3\beta_3\theta_{16} \\
& - \frac{K_3\delta_3}{l_3} w_4 - \frac{K_7\delta_7}{l_7} w_9 - \frac{K_2\delta_2}{l_2} w_{10} + \left( \frac{K_2\gamma_2}{l_2} - \frac{K_3\gamma_3}{l_3} \right) w_{11} = 0 \\
& K_8\beta_8\theta_{12} + K_3\beta_3\theta_{15} + (K_3\alpha_3 + K_8\alpha_8)\theta_{16} - \frac{K_3\gamma_3}{l_3} w_4 - \frac{K_8\delta_8}{l_8} w_9 - \frac{K_3\delta_3}{l_3} w_{11} = 0 \\
& - \frac{K_4\delta_4}{l_4} \theta_4 + \frac{K_6\delta_6}{l_6} \theta_2 + \frac{K_7\delta_7}{l_7} \theta_4 + \frac{K_8\delta_8}{l_8} \theta_4 + \left( \frac{K_4\gamma_4}{l_4} - \frac{K_5\gamma_5}{l_5} \right) \theta_5 \\
& + \frac{K_6\gamma_6}{l_6} \theta_6 + \frac{K_7\gamma_7}{l_7} \theta_7 + \left( \frac{K_8\gamma_8}{l_8} - \frac{K_9\gamma_9}{l_9} \right) \theta_8 - \frac{K_5\delta_5}{l_5} \theta_9 - \frac{K_9\delta_9}{l_9} \theta_{12} \\
& + \left( \frac{K_4\xi_4}{l_4^2} + \frac{K_5\xi_5}{l_5^2} + \frac{K_6\xi_6}{l_6^2} + \frac{K_7\xi_7}{l_7^2} + \frac{K_8\xi_8}{l_8^2} + \frac{K_9\xi_9}{l_9^2} \right) w_5 \\
& - \left( \frac{K_5\eta_5}{l_5^2} + \frac{K_9\eta_9}{l_9^2} \right) w_9 = 0
\end{aligned}$$

.....(7)

$$\begin{aligned}
& - \frac{K_5\delta_5}{l_5} \theta_5 + \frac{K_5\delta_9}{l_9} \theta_8 - \left( \frac{K_4\gamma_4}{l_4} - \frac{K_5\gamma_5}{l_5} \right) \theta_9 - \frac{K_6\gamma_6}{l_6} \theta_{10} - \frac{K_7\gamma_7}{l_7} \theta_{11}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - \left( \frac{K_8\gamma_8}{l_8} - \frac{K_9\gamma_9}{l_9} \right) \theta_{12} - \frac{K_4\delta_4}{l_4} \theta_{13} - \frac{K_6\delta_6}{l_6} \theta_{14} - \frac{K_7\delta_7}{l_7} \theta_{15} \\
& - \frac{K_8\delta_8}{l_8} \theta_{16} - \left( \frac{K_5\eta_5}{l_5^2} + \frac{K_9\eta_9}{l_9^2} \right) w_5 + \left( \frac{K_4\xi_4}{l_4^2} + \frac{K_5\xi_5}{l_5^2} \right. \\
& \left. + \frac{K_6\xi_6}{l_6^2} + \frac{K_7\xi_7}{l_7^2} + \frac{K_8\xi_8}{l_8^2} - \frac{K_9\xi_9}{l_9^2} \right) w_9 = 0 \\
& \frac{K_1\delta_1}{l_1} \theta_1 + \left( \frac{K_1\gamma_1}{l_1} - \frac{K_2\gamma_2}{l_2} \right) \theta_2 - \frac{K_2\delta_2}{l_2} \theta_3 + \frac{K_{10}\delta_{10}}{l_{10}} \theta_5 \\
& + \left( \frac{K_{10}\gamma_{10}}{l_{10}} - \frac{K_{11}\gamma_{11}}{l_{11}} \right) \theta_6 - \frac{K_{11}\delta_{11}}{l_{11}} \theta_7 - \left( \frac{K_1\xi_1}{l_1^2} + \frac{K_2\xi_2}{l_2^2} \right. \\
& \left. + \frac{K_{10}\xi_{10}}{l_{10}^2} + \frac{K_{11}\xi_{11}}{l_{11}^2} \right) w^2 + \left( \frac{K_2\eta_2}{l_2^2} + \frac{K_{11}\eta_{11}}{l_{11}^2} \right) w_3 = 0 \\
& \frac{K_2\delta_2}{l_2} \theta_2 + \left( \frac{K_2\gamma_2}{l_2} - \frac{K_3\gamma_3}{l_3} \right) \theta_3 - \frac{K_3\delta_3}{l_3} \theta_4 + \frac{K_{11}\delta_{11}}{l_{11}} \theta_6 \\
& + \left( \frac{K_{11}\gamma_{11}}{l_{11}} - \frac{K_{12}\gamma_{12}}{l_{12}} \right) \theta_7 - \frac{K_{12}\delta_{12}}{l_{12}} \theta_8 + \left( \frac{K_2\eta_2}{l_2^2} + \frac{K_{11}\eta_{11}}{l_{11}^2} \right) w_2 \\
& - \left( \frac{K_2\xi_2}{l_2^2} + \frac{K_3\xi_3}{l_3^2} + \frac{K_{11}\xi_{11}}{l_{11}^2} + \frac{K_{12}\xi_{12}}{l_{12}^2} \right) w_3 \\
& + \left( \frac{K_3\eta_3}{l_3^2} + \frac{K_{12}\eta_{12}}{l_{12}^2} \right) w_4 = 0 \\
& \frac{K_{10}\delta_{10}}{l_{10}} \theta_9 + \left( \frac{K_{10}\gamma_{10}}{l_{10}} - \frac{K_{11}\gamma_{11}}{l_{11}} \right) \theta_{10} - \frac{K_{11}\delta_{11}}{l_{11}} \theta_{11} \\
& + \frac{K_1\delta_1}{l_1} \theta_{13} + \left( \frac{K_1\gamma_1}{l_1} - \frac{K_2\gamma_2}{l_2} \right) \theta_{14} - \frac{K_2\delta_2}{l_2} \theta_{15} + \left( \frac{K_1\xi_1}{l_1^2} + \frac{K_2\xi_2}{l_2^2} \right. \\
& \left. + \frac{K_{10}\xi_{10}}{l_{10}^2} + \frac{K_{11}\xi_{11}}{l_{11}^2} \right) w_{10} - \left( \frac{K_2\eta_2}{l_{11}^2} + \frac{K_{11}\eta_{11}}{l_{11}^2} \right) w_{11} = 0 \\
& \frac{K_{11}\delta_{11}}{l_{11}} \theta_{10} + \left( \frac{K_{11}\gamma_{11}}{l_{11}} - \frac{K_{12}\gamma_{12}}{l_{12}} \right) \theta_{11} - \frac{K_{12}\delta_{12}}{l_{12}} \theta_{12} \\
& + \frac{K_2\delta_2}{l_2} \theta_{14} + \left( \frac{K_2\gamma_2}{l_2} - \frac{K_3\gamma_3}{l_3} \right) \theta_{15} - \frac{K_3\gamma_3}{l_3} \theta_{16} + \left( \frac{K_3\eta_3}{l_3^2} + \frac{K_{12}\eta_{12}}{l_{12}^2} \right) w_4 \\
& - \left( \frac{K_2\eta_2}{l_2^2} - \frac{K_{11}\eta_{11}}{l_{11}^2} \right) w_{10} + \left( \frac{K_2\xi_2}{l_2^2} + \frac{K_3\xi_3}{l_3^2} + \frac{K_{11}\xi_{11}}{l_{11}^2} \right. \\
& \left. + \frac{K_{12}\xi_{12}}{l_{12}^2} \right) w_{11} = 0 \\
& \frac{K_3\delta_3}{l_3} \theta_3 + \frac{K_3\gamma_3}{l_3} \theta_4 + \frac{K_{12}\delta_{12}}{l_{12}} \theta_7 + \frac{K_{12}\gamma_{12}}{l_{12}} \theta_8 + \frac{K_{12}\delta_{12}}{l_{12}} \theta_{11} \\
& + \frac{K_{12}\gamma_{12}}{l_{12}} + \frac{K_3\delta_3}{l_3} \theta_{15} + \frac{K_3\gamma_3}{l_3} \theta_{16} + \left( \frac{K_3\eta_3}{l_3^2} + \frac{K_{12}\eta_{12}}{l_{12}^2} \right) w_3 \\
& - 2 \left( \frac{K_3\xi_3}{l_3^2} + \frac{K_{12}\xi_{12}}{l_{12}^2} \right) w_4 - \left( \frac{K_3\eta_3}{l_3^2} + \frac{K_{12}\eta_{12}}{l_{12}^2} \right) w_{11} = 0
\end{aligned}$$

固有円振動数 ( $\eta$ ) は上記方程式がすべてが 0 ではない解を持つための条件として求められる。つ

まり左辺の係数行列=0 とおいて求められるものである。

固有円振動数  $\eta$  がえられると上記連立方程式から未知数の比が求まり、したがって、結局各部材に対して (1) 式の  $A, B, C, D$  の比が決まり、振動、振動形がえられる。

昭和39年6月25日 印刷  
昭和39年6月29日 発行

**日本造船研究協会報告 第39号**

発行人 菅 四 郎

発行所 社団法人日本造船研究協会

東京都港区芝琴町35

船橋振興ビル8階

電話 (502) 2371~80

内線 (421~426)

印刷所 (有)啓文堂 松本印刷

〒京都 新宿区 東五軒町 26

電話 (260) 2807