

日本船舶振興会昭和44年度補助事業  
“船舶の構造・性能に関する基礎的研究”

研究資料 No. 114

## 第112研究部会

# 機関およびプロペラの起振力と 船体振動の応答に関する研究

## 報 告 書

昭和45年3月

社 団 法 人

日 本 造 船 研 究 協 会

# はしがき

本報告書は日本船舶振興会の昭和44年度補助事業「船舶の構造・性能に関する基礎的研究」の一部として日本造船研究協会が第112研究部会においてとりまとめたものである。

本研究の委員は次のとおりである。

第112研究部会委員名簿（敬称略、五十音順）

部会長	熊井 豊二	（九州大学）					
委員	仰木 盛綱	（佐世保重工業）	安東 重美	（三井造船）			
	飯塚 晴彦	（三菱重工業）	植田 靖夫	（船舶技術研究所）			
	宇田川 貞夫	（運輸省）	梅崎 一夫	（三菱重工業）			
	榎本 圭助	（三井造船）	大高 勝夫	（三菱重工業）			
	大坪 升	（日立造船）	岡田 弘昭	（佐野安船渠）			
	鬼塚 則義	（石川島播磨重工業）	金沢 武	（東京大学）			
	川上 駿	（川崎重工業）	川上 益男	（広島大学）			
	河津 威信	（住友重機械工業）	河本 達郎	（三菱重工業）			
	熊倉 靖	（石川島播磨重工業）	小泉 磐夫	（東京大学）			
	小林 三蔵	（名村造船所）	後藤 寿穂	（日立造船）			
	閑内 実	（三井造船）	高橋 通雄	（神戸製鋼所）			
	高橋 駿	（船舶技術研究所）	田村暢重	（川崎重工業）			
	辻寿一	（大阪造船所）	辻川 吉郎	（舞鶴重工業）			
	富田 治	（佐世保重工業）	難波 鑑直	（川崎重工業）			
	新田 順	（日本海事協会）	野崎 政治	（防衛庁）			
	野沢 登	（函館ドック）	葉山 真治	（東京大学）			
	原野 二郎	（三井造船）	広渡 智雪	（日立造船）			
	福田 安助	（日本钢管）	藤井 克哉	（石川島播磨重工業）			
	藤居 正規	（臼杵鉄工所）	星野 次郎	（日本海事協会）			
	牧野 利雅	（住友重機械工業）	松浦 義一	（大阪大学）			
	松村 治雄	（日本钢管）	真砂 宏	（大阪商船三井船舶）			
	村松 省吾	（三保造船所）	本岡 隆雄	（三菱重工業）			
	森川 卓	（日本船主協会）	山口 富夫	（三菱重工業）			
	山越道郎	（九州大学）	山本 善之	（東京大学）			
	吉田 真	（石川島播磨重工業）	渡辺 昭二	（昭和海运）			
	渡辺昌建	（三菱重工業）					

第1小委員会委員名簿（敬称略、五十音順）

主査	熊井 豊二	（九州大学）				
委員	安東 重美	（三井造船）	飯塚 晴彦	（三菱重工業）		
	梅崎 一夫	（三菱重工業）	榎本 圭助	（三井造船）		

仰	木	盛	綱	(佐世保重工業)	大	高	勝	夫	(三菱重工業)
鬼	塚	則	義	(石川島播磨重工業)	金	沢		武	(東京大学)
川	上	益	男	(広島大学)	川	上	肇	(川崎重工業)	
河	本	達	郎	(三菱重工業)	熊	倉	靖	(石川島播磨重工業)	
閔	内		実	(三井造船)	高	橋	肇	(船舶技術研究所)	
辻	川	吉	郎	(舞鶴重工業)	寺	田	邦	夫	(三菱重工業)
難	波	篤	直	(川崎重工業)	新	田		顯	(日本海事協会)
野	崎	政	治	(防衛庁)	広	渡	智	雪	(日立造船)
藤	井	克	哉	(石川島播磨重工業)	藤	居	正	規	(臼杵鉄工所)
牧	野	利	雅	(住友重機械工業)	松	浦	義	一	(大阪大学)
松	村	治	雄	(日本鋼管)	山	越	道	郎	(九州大学)
山	崎	隆	介	(九州大学)	山	本	善	之	(東京大学)
渡	辺	昌	建	(三菱重工業)					

### 第2小委員会委員名簿(敬称略、五十音順)

主 委 員	小 泉 磐 夫	(東京大学)	梅 崎 一 夫	(三菱重工業)
	植 田 靖 夫	(船舶技術研究所)	河 津 威 信	(住友重機械工業)
	川 上 益 男	(広島大学)	田 村 賢 重	(川崎重工業)
	後 藤 寿 穂	(日立造船)	葉 山 真 治	(東京大学)
	富 田 治	(佐世保重工業)	福 田 安 助	(日本鋼管)
	原 野 二 郎	(三井造船)	南 方 潤 三	(神戸製鋼所)
	星 野 次 郎	(日本海事協会)	森 田 寿 郎	(三菱重工業)
	本 岡 隆 雄	(三菱重工業)		
主 委 員	吉 田 真	(石川島播磨重工業)		

### 第3小委員会委員名簿(敬称略、五十音順)

主 委 員	川 上 益 男	(広島大学)	梅 崎 一 夫	(三菱重工業)
	植 田 靖 夫	(船舶技術研究所)	大 高 勝 夫	(三菱重工業)
	榎 本 圭 助	(三井造船)	川 上 肇	(川崎重工業)
	越 智 義 夫	(石川島播磨重工業)	熊 井 豊 二	(九州大学)
	河 津 威 信	(住友重機械工業)	小 泉 磐 夫	(東京大学)
	熊 倉 靖	(石川島播磨重工業)	閔 内 実	(三井造船)
	後 藤 寿 穂	(日立造船)	富 田 治	(佐世保重工業)
	田 村 賢 重	(川崎重工業)	葉 山 真 治	(東京大学)
	難 波 篤 直	(川崎重工業)	広 渡 智 雪	(日立造船)
	原 野 二 郎	(三井造船)	藤 井 克 哉	(石川島播磨重工業)
	福 田 安 助	(日本鋼管)	牧 野 利 雅	(住友重機械工業)
	星 野 次 郎	(日本海事協会)	本 岡 隆 雄	(三菱重工業)
	松 村 治 雄	(日本鋼管)	山 越 道 郎	(九州大学)
	山 口 富 夫	(三菱重工業)		

山 本 善 之 (東 京 大 学) 吉 田 真 (石 川 島 播 磨 重 工 業)

第 4 小 委 員 会 委 員 名 簿 (敬 称 略、五 十 音 順)

主 委 員	金 沢	武 (東 京 大 学)	井 垣	快 彦 (大 阪 商 船 三 井 船 舶)
	新 井 淳 一 (日本海事協会)		梅 嶋 一 夫 (三 菱 重 工 業)	
	植 田 靖 夫 (船舶技術研究所)		大 高 勝 夫 (三 菱 重 工 業)	
	仰 木 盛 綱 (佐 世 保 重 工 業)		神 田 寛 (海上労働科学研究所)	
	川 原 隆 (日 本 郵 船)		白 木 万 博 (三 菱 重 工 業)	
	後 藤 大 三 (石 川 島 播 磨 重 工 業)		玉 木 一 三 (三 井 造 船)	
	鈴 木 宏 (日 本 鋼 管)		難 波 篤 直 (川 崎 重 工 業)	
	中 野 有 朋 (石 川 島 播 磨 重 工 業)		新 田 順 (日本海事協会)	
	難 波 精 一 郎 (大 阪 大 学)		原 野 二 郎 (三 井 造 船)	
	葉 山 真 治 (東 京 大 学)		福 田 安 助 (日 本 鋼 管)	
	広 渡 智 雪 (日 立 造 船)		牧 野 利 雅 (住 友 重 機 械 工 業)	
	藤 井 克 哉 (石 川 島 播 磨 重 工 業)		本 岡 隆 雄 (三 菱 重 工 業)	
主 委 員	三 輪 俊 輔 (労 働 衛 生 研 究 所)			

# 機関およびプロペラ起振力と船体振動の応答に関する研究

## 目 次

### 第1編 船体振動の総合的特性に関する研究

まえがき	3
1. 船体上下固有振動数	3
1. 1 重量分布の相違による固有振動数の変化について	3
1. 1. 1 実船計測例	3
1. 1. 2 計測結果	3
1. 1. 3 電子計算機による船体固有振動数の計算	3
1. 1. 4 簡易計算法	11
1. 1. 5 結論	14
参考文献	14
1. 2 船底振動による付加水質量の増加と船体上下固有振動数の低下について	15
1. 2. 1 概要	15
1. 2. 2 船底振動による付加水質量の2次元計算	15
1. 2. 3 船倉内 cargo の見掛けの質量	17
1. 2. 4 船底振動の振巾と固有振動数との関係	18
1. 2. 5 船体固有振動数の修正	18
1. 3 船底振動の船体上下振動に及ぼす影響(数値計算)	20
1. 3. 1 船底の固有振動数(P)	20
1. 3. 2 船体上下振動計算結果	21
1. 3. 3 結言	23
参考文献	23
2. 船体上下振動の応答計算	24
2. 1 解析の方針	24
2. 2 計算上の仮定	24
2. 3 供試船要目	24
2. 4 計算結果	24
2. 5 考察	24
参考文献	30
(付録) weight 分布の計算	30
3. Non-Beam Vibration の付加水質量	32
3. 1 緒言	32
3. 2 有限要素法による運動水圧	32
3. 3 断面に働く力および運動エネルギーの計算	32
3. 3. 1 断面に働く力	33
3. 3. 2 2次元運動エネルギー	33
3. 3. 3 付加水質量係数の定義	34
3. 4 巨大タンクの Non-Beam Vibration に対する付加水質量	34
3. 4. 1 断面の変形	35

3.4.2 付加水質量 .....	3 5
3.4.3 Long i. Bhd. 位置への変換 .....	3 6
3.5 計算プログラム .....	3 6
3.6 数値計算結果 .....	3 7
3.7 水圧を積分して求めた付加水質量と運動エネルギーより求めた付加水質量の比較 .....	3 8
参考文献 .....	4 1
4. 上部構造の前後振動 .....	4 2
4.1 緒言 .....	4 2
4.2 固有振動数の簡易計算法 .....	4 2
4.2.1 計算法 .....	4 2
4.2.2 計算手順 .....	4 4
4.3 簡易計算法による計算 .....	4 5
4.4 電算法による検討 .....	4 7
4.4.1 計算法 .....	4 8
4.4.2 電算結果 .....	4 8
4.4.3 振動数に及ぼす各構造要素の影響の検討 .....	4 8
4.5 結論および今後の要検討事項 .....	5 3
参考文献 .....	5 3

## 第2編 機関台、機関架構および軸系の振動に関する研究

1. 機関架構と機関室の連成振動に関する実験的研究 .....	5 7
1.1 緒言 .....	5 7
1.2 架構模型 .....	5 7
1.3 二重底模型 .....	5 7
1.4 載荷実験 .....	5 9
1.4.1 有限要素法による計算法 .....	5 9
1.4.2 載荷条件、境界条件 .....	6 0
1.4.3 実験結果 .....	6 0
1.5 二重底振動実験 .....	6 2
1.5.1 計測要領 .....	6 2
1.5.2 付加質量 .....	6 2
1.5.3 測定結果 .....	6 2
1.6 架構・二重底連成振動 .....	6 5
参考文献 .....	6 8
2. 起振機実験による機関架台 — 機関架構系振動の総合的把握 .....	6 9
2.1 緒言 .....	6 9
2.2 実験の方法 .....	6 9
2.2.1 供試機関および同機関とう載船の主要目 .....	6 9
2.2.2 実験条件 .....	7 0
2.2.3 測定点の配置および使用計器 .....	7 0

2.3 実験結果およびその検討	70
2.3.1 C船の場合	70
2.3.2 D船の場合	72
2.4 総括的検討	73
2.4.1 起振機実験結果と航走時実験結果との比較	73
2.4.2 固有振動数の比較	73
2.5 緒言	75
3. 推進軸系の横振動と船尾振動および船体振動の連成に関する研究	92
4. 6自由度多質点系の振動解析法についての基礎研究	95

### 第5編 船体振動、上部構造振動、軸系振動および 機関架構振動の関連に関する研究

1. 船体振動と機関架構振動との関連	115
1.1 緒言	115
1.2 実験の方法	115
1.2.1 供試船	115
1.2.2 起振機実験の方法	115
1.2.3 航走時の振動測定	115
1.3 実験結果	115
1.3.1 起振機実験	115
1.3.2 航走時の振動測定	116
1.3.3 キヤンベル線図	116
1.4 実験結果の考察	116
1.4.1 上部構造の前後振動について	116
1.4.2 船体振動について	116
1.4.3 機関架構の振動について	117
1.4.4 機関架構振動と船体振動との関連について	117
1.5 緒言	117
参考文献	117
2. 大型模型船による機関架構と船体との連成振動実験結果	142
2.1 緒言	142
2.2 実験結果および考察	143
2.2.1 起振方式の差異による振動状況の比較	143
2.2.2 機関模型共振時の船体振動	143
参考文献	143
3. 大型模型船の機関室二重底および架構との連成振動計算	148
3.1 緒言	148
3.2 架構模型および船体模型	148
3.3 架構模型の固有振動数	148
3.4 二重底の固有振動数	149

3.5 架構二重底連成系の固有振動数	149
参考文献	150
4. 上部構造前後振動と軸系縦振動の関連について	151
4.1 緒言	151
4.2 固有振動数に及ぼす連成の影響	151
4.2.1 実船計測結果	151
4.2.2 理論的検討	151
4.3 ダンバーの有効性について	156
4.3.1 実船計測結果	156
4.3.2 プロペラ、推力受、軸系、船体および上部構造の連成系の振動応答計算	162
4.3.3 実船計測結果と計算結果の比較	172
4.3.4 定性的な検討	172
4.4 結言	174
参考文献	174
5. 軸系縦振動と上部構造の連成について	180
5.1 緒言	180
5.2 上部構造、船体および軸系の連成振動の理論計算	180
5.3 計算結果	182
5.3.1 自由振動の計算結果	182
5.3.2 強制振動の計算結果	182
5.4 考察	182
5.5 結言	186

第1編 船体振動の総合的特性に関する研究

# ま　え　が　き

日本造船研究協会、第94研究部会では、昭和41年度より3年間にわたつて巨大船の船体、機関の振動防止対策に関する実験的研究を行なつてゐる。これらの実験研究によつて膨大な実船計測資料が得られ、従来不明であつた巨大船の振動性状、たとえば巨大船に特有ないわゆる3次元振動、機関架構振動と船体振動との関連、上部構造振動と軸系振動との関連の存在などが明らかにされて來ている。しかし、この3カ年の研究期間では、これらの資料をすべて解析検討するのには時間的に不十分であり、今後の検討に残された問題も少くない。

本第112研究部会では、これらの残された問題について解析検討を行ない、第2年度に計画されている総合実船試験で不明点をさらに実験計測するという方針で作業が進められているが、本報告では、これらの検討事項の中、現在までに明らかにされた次の事項について報告書にとりまとめた。すなわち、船体上下固有振動数に影響をおよぼす諸因子の中、重量分布の相違による固有振動数の変化および船底振動の存在による固有振動数の低下について実験値を理論的に説明し、船体振動の応答について実験結果を検討し、また巨大船の3次元振動における付加水質量の検討を行ない、上部構造の固有振動数算定のための簡易計算法を求めた。以下にこれらの内容について項目ごとに述べる。

## 1. 船体上下固有振動数

### 1.1 重量分布の相違による固有振動数の変化について

船体固有振動数の推定に当つては、従来基本振動数に対しては SCHLICK の式を、また高次振動数に対しては熊井の式などが用いられている。また、第94研究部会の研究報告書にもみられるように、 $\sqrt{I/\Delta L^3}$ 、 $\sqrt{Aw/\Delta L}$  をベースに各節振動数の推定曲線を書き、これから推定する方法も用いられている。

しかし、これらの方法は船体を梁と考えて導かれたもので、重量分布が船によつてそれほど差のない場合には、問題はないが、重量分布に相違がある場合は、固有振動数の推定値と実測値とに大きな差を生ずることがある。

本研究は、このような重量分布の相違による固有振動数の変化を取り扱つたものである。すなわち、船尾槽に張水することによつて振動数が異常に減少した例があつたので、これについて電子計算機を用いた精密な計算を行ない、実測値と比較してこの現象を理論的に確かめた。さらに DUNKERLEY 法を用いて重量分布に差がある場合の振動数の変化を簡単に計算する式を作成した。

#### 1.1.1 実船計測例

供試船の主要寸法などは Table 1.1.1 および Table 1.1.2 に示したとおりである。

#### 1.1.2 計測結果

計測結果は Fig. 1.1.1, Fig. 1.1.2 および Fig. 1.1.3 に示したとおりである。Fig. 1.1.3 には、船首尾タンクの Ballast water が Full または Empty の場合、5 節上下振動数がどう変化するかを示している。図中、排水量の変化による振動数の変化は在来の推定式から斜方向の線と考えられるので、これらの線の間の振動数の差が各タンクの重量分布の差によるものと考えることができる。

この図から重量分布の相違により明らかに固有振動数に差が生ずることがわかる。

#### 1.1.3 電子計算機による船体固有振動数の計算

##### (1) 計算法

重量分布の相違による振動数の変化を理論的に計算するためには断面梁である船体を適當数の一様断面梁に分割して、これらが互に結合されたものと考え、トランスマトリックス法による解析を行なつた。<sup>1)</sup>

##### (2) 剛性分布

a) 剪断剛性には、 $k' G A_{\infty}$ （ただし、 $A_{\infty}$  は Mid ship の全断面積）を使用し、 $k'$  は本船の場合 0.13とした。Fig. 1.1.4 にその分布を示す。

b) 曲げ剛性には、EI ( I は縦強度に使用する I ) を使用し、Fig. 1.1.4 にその分布を示す。

(3) 重量分布

各部の船体重量（船体に積載される重量も含む）を任意に分割した長さに等分布させた。本計算に用いた重量分布を Fig. 1.1.5 ~ 1.1.8 にする。

(4) 付加水質量

付加水質量に對しては Landweber and Macagno<sup>2)</sup> の方法を用いた。すなわち、

$$w'_{\infty} = \frac{1}{2} C_V \pi \rho b^2 \quad \dots \dots \dots \quad (1.1.1)$$

Table 1.1.1 Particulars of Ship

<u>BUILDER I.H.I</u>			
<u>HULL</u>		<u>MAIN ENGINE</u>	
KIND & TYPE	BULK CARRIER	KIND & TYPE	I.H.I SULZER 9RD76
CLASS	ABS	NUMBER	1 SET
CONSTRUCTION	LONGI SYSTEM	POSITION OF ENG.	AFT
L.O.A	202.00	B.H.P	14.400 PS
L.B.P	190.14	R.P.M	119 R.P.M
B mid	29.20	UNBALANCED FORCE	F <sub>V1</sub> 0
D mid	17.30		F <sub>V2</sub> 0
d full	11.852		F <sub>h</sub> 0
△ full	55.802 t		M <sub>V1</sub> 24.5 t-m
D.W.	41.453 t		M <sub>V2</sub> 47.9 t-m
C <sub>b</sub> full	0.8848		M <sub>h</sub> 24.5 t-m
MOMENT OF INERTIA	I <sub>v</sub> 156 m <sup>4</sup>	<u>PROPELLER</u>	
	I <sub>h</sub> —	NUMBER	1
WEB AREA	A <sub>v</sub> 1.001 m <sup>2</sup>	NO. OF BLADE	5
	A <sub>h</sub> 1.647 m <sup>2</sup>	DIA.	5.980 m
<u>SECTION</u>		<u>PROPELLER APERTURE</u>	
		$a/D = 0.210 \quad a'/D = 0.303$ $b/D = 0.250 \quad b'/D = 0.330$ $c/D = 0.253$	

Table 1.1.2 Test Condition

ITEM \ CASE	CASE 1	CASE 2	CASE 3	CASE 4
LOADING CONDITION	BALLAST CONDN	BALLAST CONDN	BALLAST CONDN	HEAVY BALLAST
DISPLACEMENT	22,858 t	23,694 t	23,856 t	29,133 t
DRAFT	FORE MIDSHIP AFT	3.962 m 5.131 m 6.299 m	4.001 m 5.359 m 6.826 m	3.975 m 5.410 m 6.826 m
F.P.T.	—	—	—	2,302 t
N <sub>1</sub> TOP SIDE TK W.B.TK	1,392 t	1,146 t	1,418 t	1,568 t
N <sub>2</sub> "	4,724 t	4,960 t	4,960 t	4,724 t
N <sub>3</sub> "	3,324 t	3,562 t	3,562 t	3,324 t
N <sub>4</sub> "	2,374 t	2,888 t	2,056 t	3,286 t
A.P.T.	—	—	559 t	559 t
N <sub>3</sub> DB.TK	—	—	—	712 t
N <sub>4</sub> "	—	—	—	712 t
N <sub>5</sub> "	—	—	—	712 t

ただし、

$$C_V = 1 + (1 + \lambda - \alpha) (\lambda - \alpha)$$

$$\alpha = \frac{1}{2} \left\{ 3(1 + \lambda) - \sqrt{1 + 10\lambda + \lambda^2 - \frac{32\sigma\lambda}{\pi}} \right\}$$

$$\lambda = H/b$$

$$\sigma = S/2bH$$

$\rho$  = 海水の密度

H = 噪水

b = 噪水線における船の半幅

S = 各 Section における噪水線下の断面積

三次元修正値 (J) には、回転慣性を無視し、熊井<sup>3)</sup>の方法を用いた。

(5) 船体回転慣性

本計算では無視する。

(6) 計算結果および考察

計算は UNIVAC 1107 用に作成した「変断面梁の振動数計算プログラム」を用いた。結果を Fig. 1.1.1 および Fig. 1.1.3 に×印で示す。Fig. 1.1.1 より、この計算値が V-5 まで実測値と比較的よく一致している

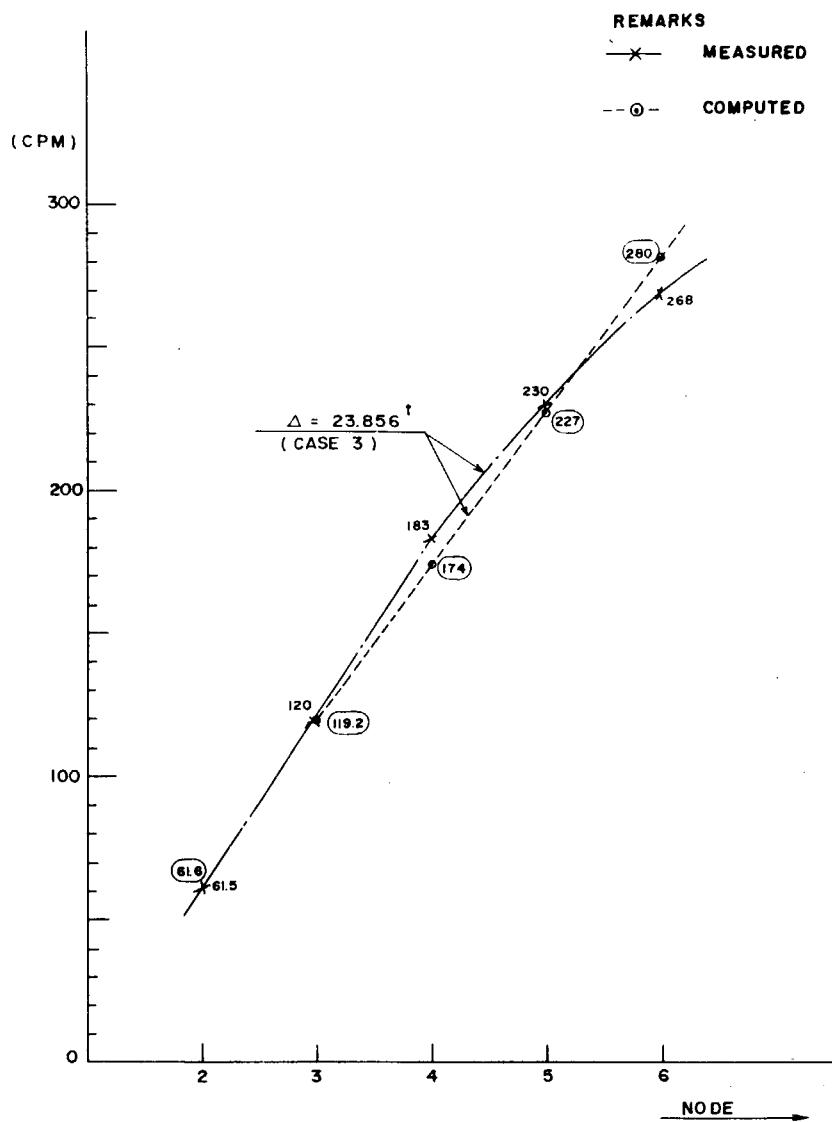


Fig. 1.1.1 Node-Frequency Curve (case 1)  
(Vertical Vibration)

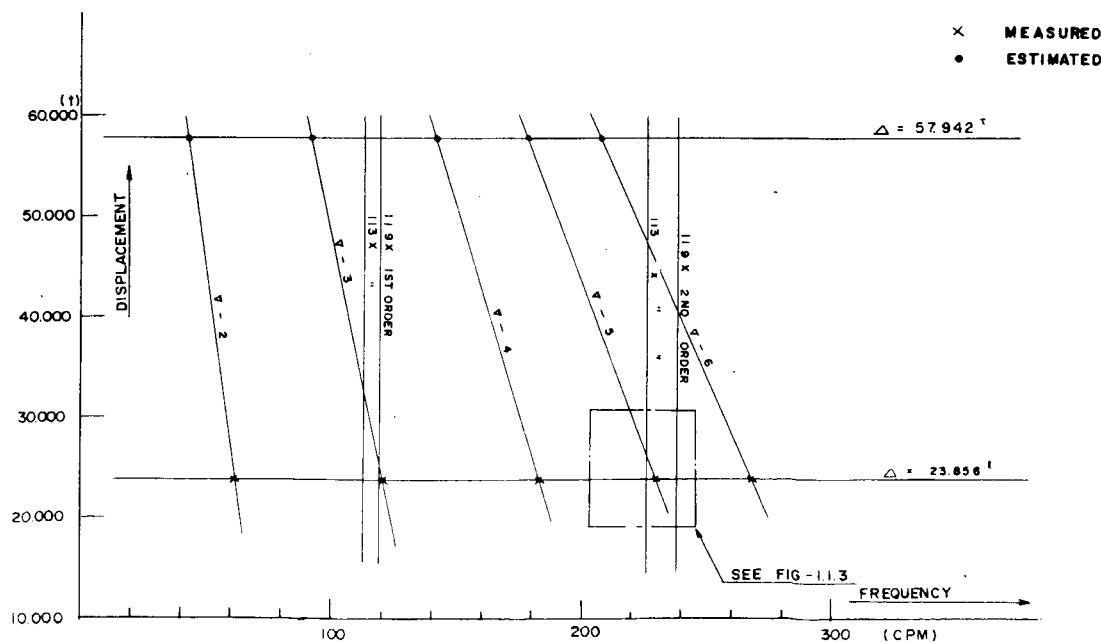


Fig. 1.1.2 Frequency-Displacement Curves  
(Vertical Vibration)

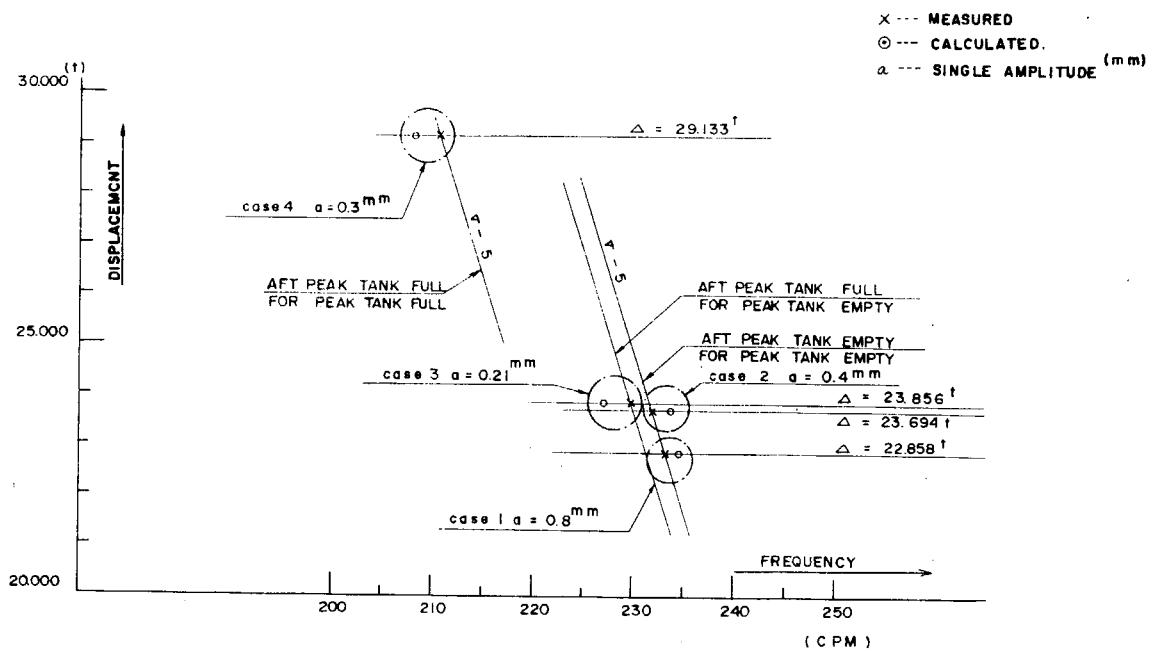


Fig. 1.1.3 Frequency-Displacement Curves at 5 Node (Vertical Vibration)

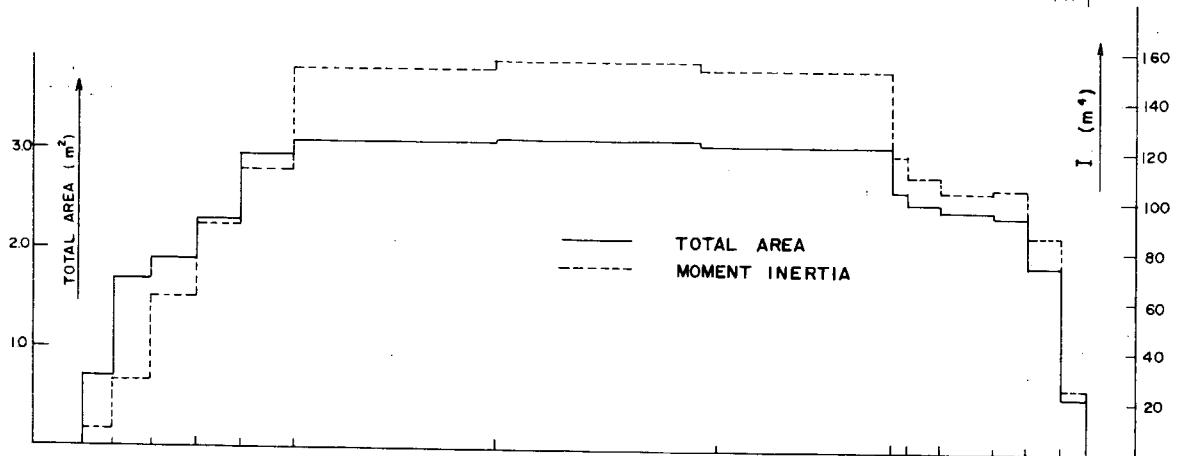
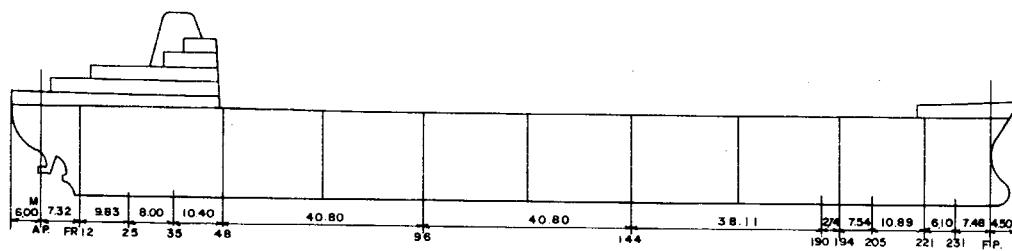


Fig. 1.1.4 Total Area and Moment of Inertia Distribution

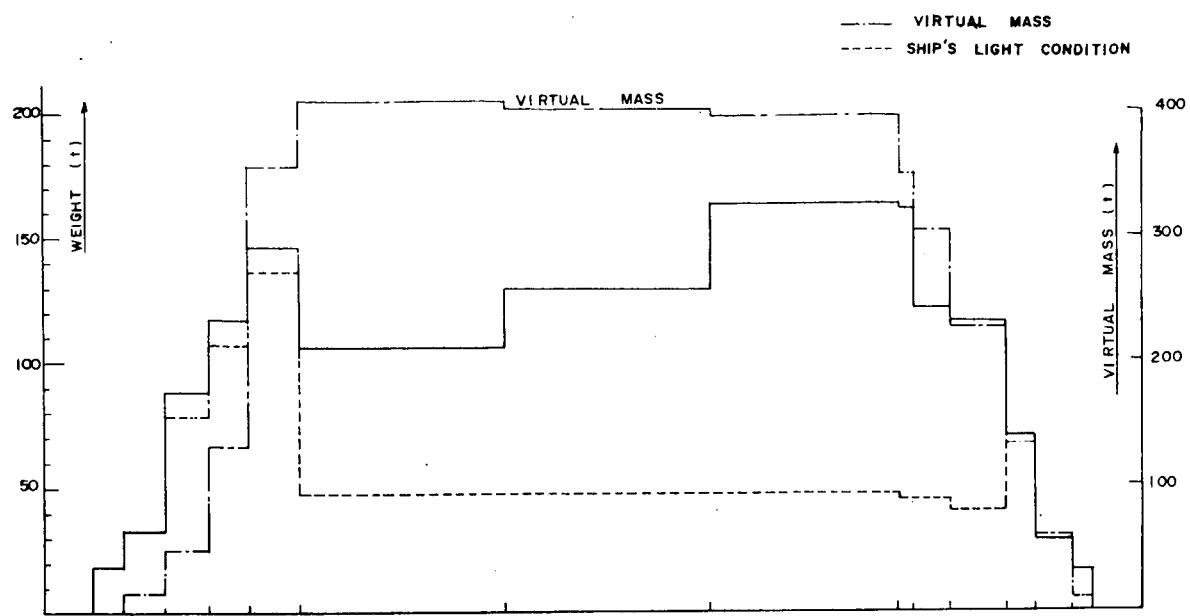


Fig. 1.1.5 Weight Distribution  
Case 1  $\Delta = 22,858 \text{ t}$

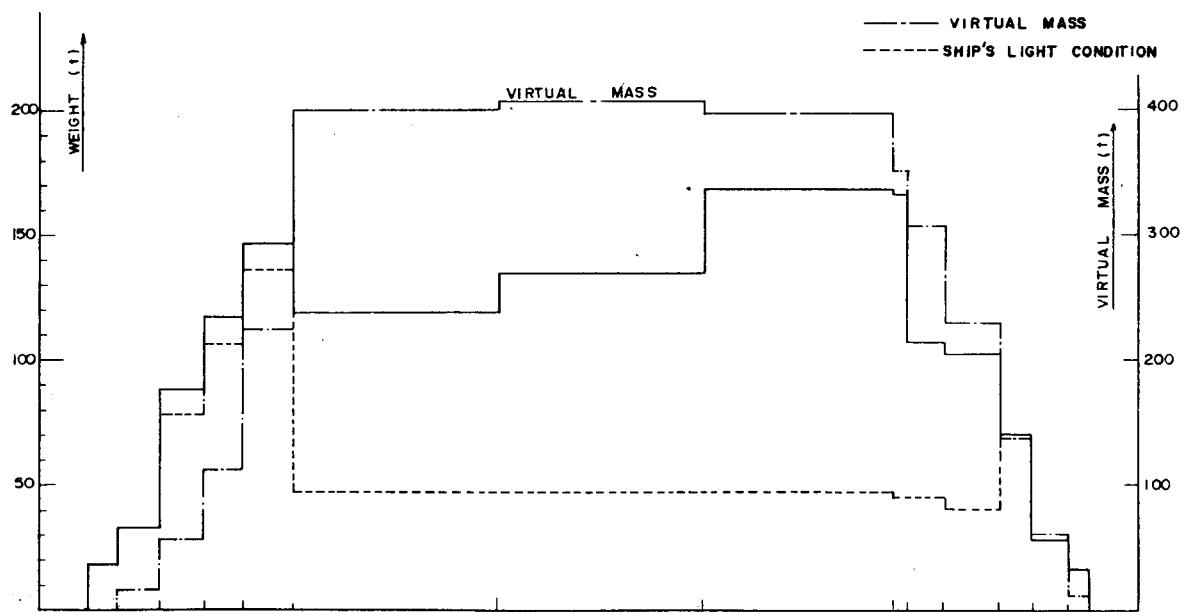


Fig. 1.1.6 Weight Distribution  
Case 2  $\Delta = 23,694 \text{ t}$

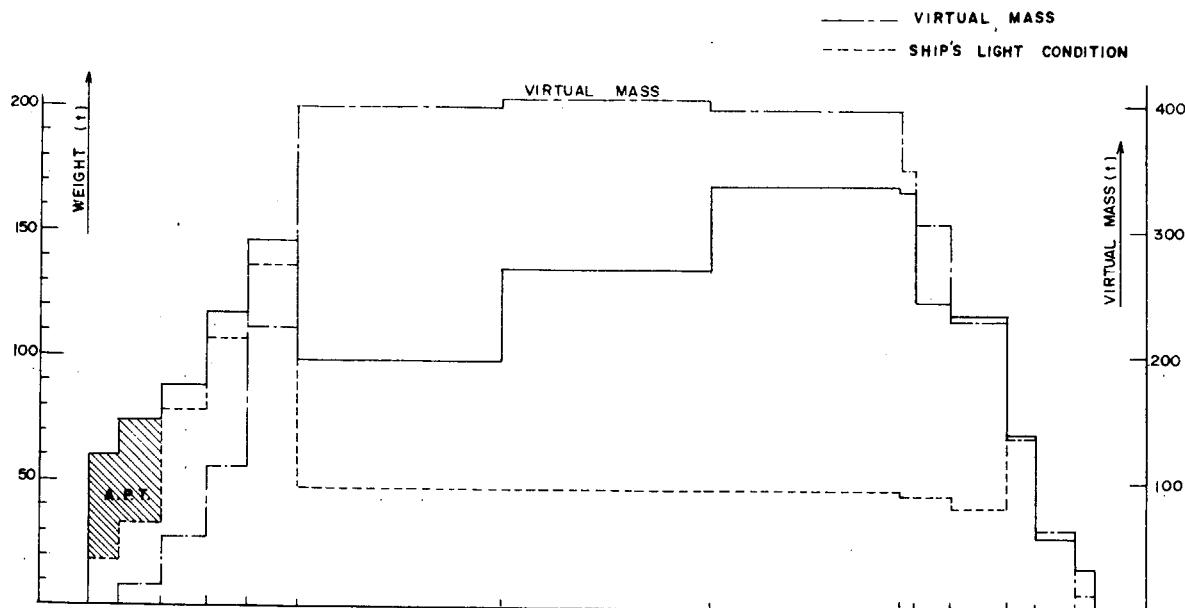


Fig. 1.1.7 Weight Distribution  
Case 3  $\Delta = 23,856 \text{ t}$

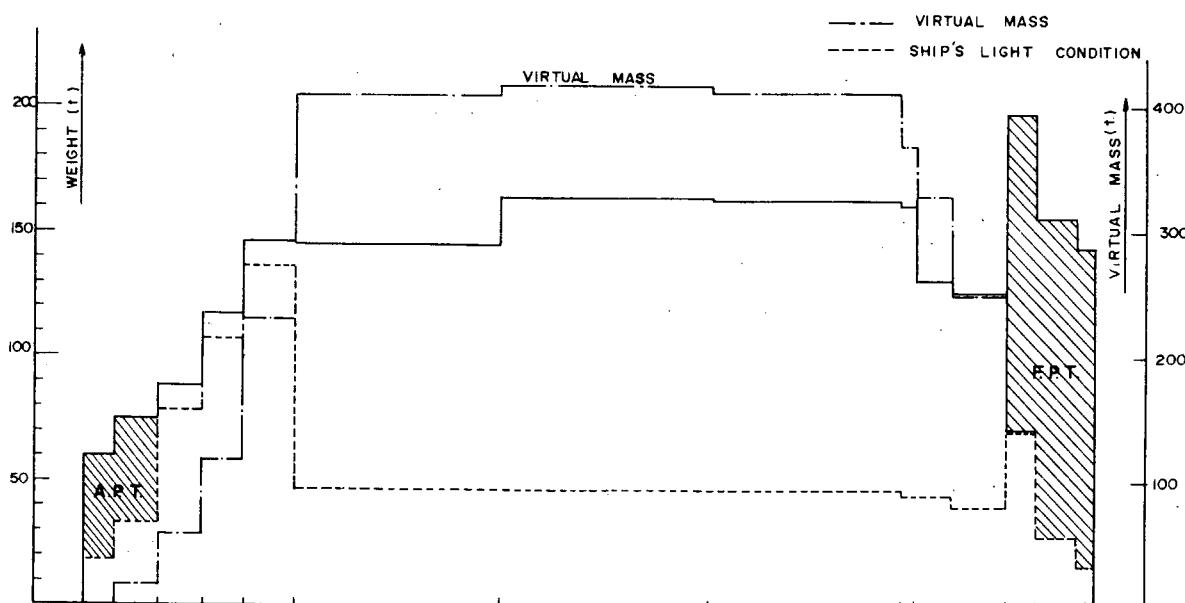


Fig. 1.1.8 Weight Distribution  
Case 4  $\Delta = 29,133 \text{ t}$

ことがわかる。Fig. 1.1.3 に船首尾タンクを Full または Empty にした場合の計算値を示すが、実測値と 2~3 CPM の誤差でよく合つている。

図中、斜方向の線間の差が重量分布の相違による振動数の差と考えることができるが、理論計算上からも重量分布の相違により振動数に差が生ずることが明らかにされている。

#### 1.1.4 簡易計算法

次に重量分布の変化による船体上下振動数の変化を推定するための簡易計算法を検討する。

##### (1) DUNKERLEY 法

方針として上下 2, 3 節に対しては曲げたわみのみを考慮し、上下 4 節以上はせん断たわみのみを考え Dunkerley 法を用い精密計算との差を修正係数  $C$  で修正することとする。

一様重量の柱状船の船体固有振動数を  $N_0$ 、曲げ（またはせん断）剛性のみを考えた質量のない柱状船に集中重量がある場合の振動数を  $N_w$ 、一様重量および集中重量がともにある場合の船体振動数を  $N$  とすれば、次式の関係がある。

$$\frac{1}{N^2} = \frac{1}{C^2} \left( \frac{1}{N_0^2} + \sum_{i=1}^k \frac{1}{N_w^2} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (1.1.2)$$

(a) 上下 2, 3 節の場合（曲げ振動のみを考える場合）<sup>4)</sup>

付加重量のない均一梁を考えると、

$$N_0 = \frac{(m_0 \ell)^2}{2 \pi} \sqrt{\frac{g E I}{W_0 \ell^3}} \quad \dots \dots \dots \quad (1.1.3)$$

$g$  : 重力加速度

$I$  : 梁の断面 2 次モーメント

$E$  : ヤング率

$W_0$  : 集中重量がないと考えられる状態の船体重量および付加水重量

$(m_0 \ell)$  : 両端自由梁の固有値

まず付加重量 ( $w$ ) 1 個がある場合を考えて、

$$\gamma = w/W_0$$

とおくと、

$$\frac{1}{N^2} = \frac{1}{N_0^2} + \frac{1}{N_w^2}$$

を用いて

$$N_w = \frac{(m_0 \ell)^2}{2 \pi} \sqrt{\frac{g E I}{\left[ \left( \frac{(m_0 \ell)^4}{(m \ell)^4} - 1 \right) \frac{w}{\gamma} \ell^3 \right]}} = \frac{(m_0 \ell)^2}{2 \pi} \sqrt{\frac{g E I}{e w \ell^3}} \quad \dots \dots \dots \quad (1.1.4)$$

$$\text{ただし、 } e = \left[ \left( \frac{(m_0 \ell)^4}{(m \ell)^4} - 1 \right) \frac{1}{\gamma} \right] \quad \dots \dots \dots \quad (1.1.5)$$

$m \ell$  : 付加重量が 1 個ある場合の両端自由梁の固有値

一方 1 個の重量の場合の固有振動数をエネルギー法により求めると、

$$N_w = \frac{1}{2 \pi} \sqrt{\frac{g E I \int_0^\ell \left( \frac{d^2 u}{dx^2} \right)^2 dx}{w u_i^2}} \quad \dots \dots \dots \quad (1.1.6)$$

$u$  : 一様な両端自由梁のノルマル関数

$u_i$  : 重量位置における  $u$  の値

( 1.1.4 ) と ( 1.1.6 ) 式から、

$$e = \frac{u_i^2 (m_0 \ell)^4}{\ell^3 \int_0^\ell \left( \frac{d^2 u}{dx^2} \right)^2 dx}$$

$$\text{また、} \int_0^\ell \left( \frac{d^2 u}{dx^2} \right)^2 dx = \frac{\ell}{4} m_0^4 u_0^2$$

ただし、 $u_0$  は  $x = 0$  における  $u$  の値

したがつて、

$$e = \frac{u_i^2 (m_0 \ell)^4}{\ell^3 \frac{\ell}{4} m_0^4 u_0^2} = 4 \left( \frac{u_i}{u_0} \right)^2 \quad ( 1.1.7 )$$

ゆえに、多数個の質点がある場合は ( 1.1.2 ) , ( 1.1.3 ) , ( 1.1.4 ) 式から

$$\frac{1}{N^2} = \frac{1}{C^2} \left[ \frac{1}{\left\{ \frac{(m_0 \ell)^2}{2\pi} \sqrt{\frac{g E I}{W_0 \ell^3}} \right\}} + \frac{1}{\left\{ \frac{(m_0 \ell)^2}{2\pi} \sqrt{\frac{g E I}{\sum_{i=1}^k e_i w_i \ell^3}} \right\}} \right] \quad ( 1.1.8 )$$

$$N = C \frac{m_0 \ell}{2\pi} \sqrt{\frac{g E I}{\ell \left( W_0 + \sum_{i=1}^k e_i w_i \right)}} \quad ( 1.1.9 )$$

( 1.1.7 ) , ( 1.1.9 ) 式より、

$$N = C \frac{m_0 \ell}{2\pi} \sqrt{\frac{g E I}{W_0 \ell^3 \left[ 1 + 4 \sum_{i=1}^k r_i \left( \frac{u_i}{u_0} \right)^2 \right]}} \quad ( 1.1.10 )$$

( 1.1.3 ) 式を代入して

$$N = C N_0 \left[ 1 + 4 \sum_{i=1}^k r_i \left( \frac{u_i}{u_0} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \quad ( 1.1.11 )$$

が得られる。

(b) 上下 4 節以上の場合 (せん断振動のみを考える場合)

付加重量のない均一梁のせん断振動を考えると、その固有振動数は

$$N_0 = \frac{m_0 \ell}{2\pi} \sqrt{\frac{g k' A G}{W_0 \ell}} \quad ( 1.1.12 )$$

$k' A G$  : 梁のせん断剛性

$m_0 \ell$  : 兩端自由梁の固有値

一方、エネルギー法によれば (多数個の質点がある場合)

位置エネルギー

$$V = \frac{k' G A}{2} \int_0^\ell \left( \frac{\partial y}{\partial x} \right)^2 dx \quad ( 1.1.13 )$$

運動エネルギー

$$T = \frac{w_m}{2g} \int_0^\ell \left( \frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 dx + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \frac{w_i}{g} \left( \frac{\partial y_i}{\partial t} \right)^2 \quad ( 1.1.14 )$$

ただし、 $y$  は振動のたわみを示し、 $y_i$  はその  $x_i$  における値

$$y = u (A \cos pt + B \sin pt) \quad ( 1.1.15 )$$

とし、振動の円振動数を  $P$  とすると、

$$P^2 = \frac{\frac{1}{2} k' G A \int_0^\ell \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 dx}{\frac{1}{2} \frac{w_m}{g} \int_0^\ell u^2 dx + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \frac{w_i}{g} u_i^2} \quad (1.1.16)$$

ここで  $u$  について近似的に次のようなノルマル関数を用いることにする。

$$u = u_0 \cos mx \quad (1.1.17)$$

$$\text{ただし, } m^2 = \frac{w_m}{g k' G A} P_0^2 \quad (1.1.18)$$

$$\text{したがつて, } \int_0^\ell u^2 dx = \frac{\ell}{2} u_0^2 \quad (1.1.19)$$

$$\int_0^\ell \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 dx = \frac{\ell}{2} m^2 u_0^2 \quad (1.1.20)$$

(1.1.16)式及(1.1.19), (1.1.20)式を代入して、

$$P^2 = \frac{\frac{1}{2} k' G A \cdot \frac{\ell}{2} m^2 u_0^2}{\frac{1}{2} \frac{w_m}{g} \cdot \frac{\ell}{2} u_0^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \frac{w_i}{g} u_i^2} = \frac{g k' G A m^2 u_0^2 \ell}{w_0 u_0^2 + 2 \sum_{i=1}^k w_i u_i^2} \quad (1.1.21)$$

であるから、

$$N_0 = \frac{P_0}{2\pi} \quad N = \frac{P}{2\pi}$$

として、(1.1.2), (1.1.18), (1.1.21)式を用いると、

$$N = C N_0 \left[ 1 + 2 \sum_{i=1}^k r_i \left( \frac{u_i}{u_0} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (1.1.22)$$

が得られる。

すなわち、ある状態の船体に集中荷重を積みつけた場合、船体との重量比  $r_i$  と、その作用位置における振幅比 ( $u_i/u_0$ ) がわかれれば、上式によつてその固有振動数が求められる。

## (2) 修正係数Cの算出

上式における修正係数Cを算出するのに電子計算機による精密計算の結果を用いる。すなわち、Table 1.1.2に示した Case 1 の重量分布を基本にとり(1.1.22)式を用いて求めた振動数と Case 2~4 の上下5箇振動数との比較を行ない修正係数Cを求めた。また Case 1 の Aft Peak Tank および Fore Peak Tank に Ballast を種々積み変えた場合について(1.1.11)式および(1.1.22)式より修正係数Cを求めた。これらの結果を Table 1.1.3 に示す。

電子計算機による理論計算では付加水重量の計算に Landweber の式を用いているが計算結果は実船と比較的よくあつてゐる。このときの付加水重量は Todd の式による計算値の約1.2倍になるから、この簡易計算式を使う場合に限り付加水重量には次式を用いることとする。

$$w_0 = \Delta \left( 1.2 + \frac{B}{3d} \right) \times 1.20 \quad (1.1.23)$$

しかるべきは(1.1.11), (1.1.22)式は次のようになる。

Table 1.1.3 Correction Factor for Each Modes

	2-NODE		3-NODE		4-NODE		5-NODE		7-NODE	
	N	C	N	C	N	C	N	C	N	C
CASE 1	63.3	1.0	122.9	1.0	180.9	1.0	234.6	1.0	288.2	1.0
CASE 2		—		—		—	233.75	0.9963		—
CASE 3		—		—		—	227	0.9708		—
CASE 4		—		—		—	208.3	0.9013		—
+550t in A.P.T to CASE 1	61.4	0.9804	118.9	0.9774	173.8	0.9655	225.5	0.9658	277.7	0.9679
+850t in A.P.T to CASE 1	60.8	0.9747	117.9	0.9722	172.5	0.9596	224.5	0.9626	277.4	0.9678
+2,800t in F.P.T to CASE 1	54.8	0.9393	107.7	0.9464	160.5	0.9422	211.3	0.9532	263.6	0.9608
+850t in A.P.T +2,800t in F.P.T to CASE 1	56.9	0.9169	111.9	0.9222	168.0	0.9057	221.0	0.9166	274.2	0.9286
MEAN	0.9528		0.9546		0.9433		0.9524		0.9563	

注) Nは電算機による精密計算値

## 2, 3 節

$$N = 0.955 N_0 \left[ 1 + 4 \sum_{i=1}^k r_i \left( \frac{u_i}{u_0} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (1.1.1.1')$$

## 4 節以上

$$N = 0.955 N_0 \left[ 1 + 2 \sum_{i=1}^k r_i \left( \frac{u_i}{u_0} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (1.1.2.2')$$

実際の適用にあたつては、Ballast 状態で船首尾倉を空倉としたときの船体振動数を計算または実測で求め、これを  $N_0$  として重量分布の相違による振動数  $N$  を (1.1.1.1'), (1.1.2.2') の式から求めればよい。

## 1.1.5 結論

本研究では重量分布の相違による振動数の変化を電子計算機によつて精密計算し理論的に実船計測値の確認を行なつた。さらに重量分布の相違による振動数の変化を簡単に計算する近似式を作成した。本式は今後実船計測値や計算例をふやすことによりその精度を上げることができるとと思われる。

## 参 考 文 献

- 1) 永井 列 “変断面梁の固有振動” 石川島播磨技報第8卷第40号
- 2) Landweber and Macagno “ADDED MASS OF TWO DIMENSIONAL FORMS OSCILLATING IN A FREE SURFACE” Journal of Ship Research, NOV 1957
- 3) 熊井 豊二 “船体上下振動における付加慣性係数について” 造船協会論文集 105号
- 4) 吉識 雅夫 “船体撓振動の固有振動数を求める簡易計算法” 造船協会々報 73号

## 1.2 船底振動による付加水質量の増加と船体上下固有振動数の低下について

### 1.2.1 概要

船底振動が船体振動と連成系を構成することについては多くの文献があるが、その場合、付加水質量が増加することについての研究は少ないようである。本報告は船底振動による付加水質量の増減について最初に2次元計算を示し、これを基にして船体振動の場合を考察し、最終的には船底付加水質量の増減を船体固有振動数の倒数とした式を導いた。実用的にはこの式を用いて船底振動の著しいときの船体固有振動数の修正に利用することを試みたものである。

### 1.2.2 船底振動による付加水質量の2次元計算

Lewis Form 断面の船底( Athwartship )における速度分布を与えた場合の速度ポテンシャルから付加水質量を計算する。

$x$ -axis を Water Line と考えた Lewis Form<sup>1)</sup> は、

$$\left. \begin{aligned} x &= b_0 \left\{ (e^\alpha + a_1 e^{-\alpha}) \cos \beta + a_3 e^{-3\alpha} \cos 3\beta \right\} \\ y &= b_0 \left\{ (e^\alpha - a_1 e^{-\alpha}) \sin \beta - a_3 e^{-3\alpha} \sin 3\beta \right\} \end{aligned} \right\} \quad (1.2.1)$$

で与えられ、 $b$  を断面の半幅、 $d$  を Draught 、 $\sigma$  を断面係数とすれば、

$$\left. \begin{aligned} b &= b_0 (1 + a_1 + a_3), \quad a_1 = \frac{b}{2b_0} \left( 1 - \frac{d}{b} \right) \\ d &= b_0 (1 - a_1 + a_3), \quad a_3 = \frac{b}{2b_0} \left( 1 + \frac{d}{b} \right) - 1 \\ \frac{b}{b_0} &= \frac{1}{4} \left[ 3 \left( 1 + \frac{d}{b} \right) - \sqrt{\left( 1 + \frac{d}{b} \right)^2 + 8 \frac{d}{b} \left( 1 - 4 \frac{\sigma}{\pi} \right)} \right] \end{aligned} \right\} \quad (1.2.2)$$

である。

船底振動を伴なう船体上下振動の断面の Normal Velocity は、船体の上下方向の振動速度に船底の振動速度を加えたものである。いま断面の中央で最大速度を有し、両舷で零の場合には速度分布を2次の Parabola と考え、また船体振動の速度との比を  $x = 0$  において  $\pm \delta$  とおけば、速度は、

$$v_r = \omega \left[ \frac{\partial y}{\partial \alpha} \pm \delta \left\{ \frac{\partial y}{\partial \alpha} \left( 1 - \frac{x^2}{b^2} \right) \right\} \right]_{\alpha=0} \cos \omega t \quad (1.2.3)$$

で表わされる。

自由表面および無限遠点における境界条件を満足する速度ポテンシャルは(1.2.1)、(1.2.3)を参照して次式で表わされる。

$$\begin{aligned} \phi &= \phi_1 + \delta \phi_2 \\ &= -b_0 \omega \left\{ \sum_{n=1}^{\infty} A_{2n-1} e^{-(2n-1)\alpha} \sin (2n-1) \beta \pm \delta \sum_{n=1}^{\infty} B_{2n-1} e^{-(2n-1)\alpha} \sin (2n-1) \beta \right\} \\ &\quad \times \cos \omega t \end{aligned} \quad (1.2.4)$$

$\alpha = 0$  における速度は、したがつて、

$$\begin{aligned} \left( \frac{\partial \phi}{\partial \alpha} \right)_{\alpha=0} &= b_0 \omega \left\{ \sum_{n=1}^{\infty} (2n-1) A_{2n-1} \sin (2n-1) \beta \pm \delta \sum_{n=1}^{\infty} (2n-1) B_{2n-1} \sin (2n-1) \beta \right\} \\ &\quad \times \cos \omega t \end{aligned} \quad (1.2.5)$$

断面の境界では、

$$\left( \frac{\partial \phi}{\partial \alpha} \right)_{\alpha=0} = v_n \quad (1.2.6)$$

ゆえに(1.2.3)と(1.2.5)とから、

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= 1 + a_1, & A_3 &= a_3, \\ B_1 &= (1 + a_1) - \frac{b_0^2}{4b^2} (1 + a_1) \{ (1 + a_1)^2 + (1 + a_1)a_3 + 2a_3^2 \}, \\ B_3 &= a_3 - \frac{b_0^2}{12b^2} \{ (1 + a_1)^3 + 6(1 + a_1)^2 a_3 + 3a_3^3 \}, \\ B_5 &= -\frac{b_0^2}{4b^2} (1 + a_1)(1 + a_1 + a_3)a_3, \\ B_7 &= -\frac{b_0^2}{4b^2} (1 + a_1)a_3^2, & B_9 &= -\frac{b_0^2}{12b^2} a_3^3, \end{aligned} \right\} \cdots \cdots \cdots \quad (1.2.7)$$

水の振動エネルギーは次式で示される。

$$2T = -\rho \int (\phi \frac{\partial \phi}{\partial \alpha})_{\alpha=1} d\beta \quad \cdots \cdots \cdots \quad (1.2.8)$$

$\delta = 0$  の場合にも同様に

$$2T_{\delta=0} = -\rho \int (\phi \frac{\partial \phi}{\partial \alpha})_{\alpha=0, \delta=0} d\beta \quad \cdots \cdots \cdots \quad (1.2.9)$$

したがつて、付加水質量の増加率は次式で示される。

$$\varepsilon_{II} = \frac{T_{\delta=0}}{T_{\delta=0} - 1} = \frac{\pm 2\delta(A_1B_1 + 3A_3B_3) + \delta^2 \sum_{r=1}^5 (2r-1)B_{2r-1}^2}{A_1^2 + 3A_3^2} \quad \cdots \quad (1.2.10)$$

Fig. 1.2.1 は計算例であるが、 $\varepsilon_{II}$  は  $B/d$  にはほとんど関係せず、また、逆位相で  $\delta$  が小さいとき負になるが、 $\delta$  が大きくなれば再び正になるとわかる。

### 1.2.3 3次元計算(近似値)

船底中心線のモードを、

$$\eta = \eta_1(1 \pm \delta \eta_2) \quad \cdots \cdots \cdots \quad (1.2.11)$$

で表わす。この式で第1項は船体振動のモード、第2項が船底のモードである。また、3次元ボテンシャルの近似値として次式を用いる。

$$\phi = \phi_1 \eta_1 \pm \delta \phi_2 \eta_1 \eta_2 \quad \cdots \cdots \cdots \quad (1.2.12)$$

ここで、 $\phi_1, \phi_2$  は(1.2.4)式に示した2次元ボテンシャルである。これを用いて付加水質量の増加率  $\varepsilon$  を計算するが、この場合船倉の部分の断面は const. と考えると、次式が得られる。

$$\varepsilon = \frac{\pm 2\delta b_0^2 (A_1 B_1 + 3A_3 B_3) \int_{\zeta_1}^{\zeta_2} \eta_1^2 \eta_2 d\zeta + \delta b_0^2 \sum_{r=1}^5 (2r-1) B_{2r-1}^2 \int_{\zeta_1}^{\zeta_2} \eta_1^2 \eta_2^2 d\zeta}{\int_0^{\zeta_1} b_0^2 (A_1 \zeta + 3A_3 \zeta) \eta_1^2 d\zeta + \int_{\zeta_1}^{\zeta_2} b_0^2 (A_1 \zeta + 3A_3 \zeta) \eta_1^2 d\zeta + b_0^2 (A_1^2 + 3A_3^2) \int_{\zeta_1}^{\zeta_2} \eta_1^2 d\zeta} \quad \cdots \quad (1.2.13)$$

ただし、 $\zeta = Z/L$

$Z = A$ ,  $P$  を 0 とした長さ方向の座標

$L$  = 船の長さ

$\zeta_1$  = 船倉の後端

$\zeta_2$  = 船倉の前端

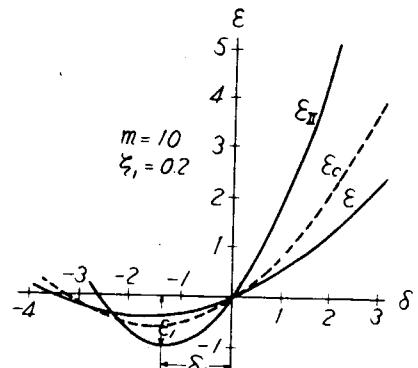


Fig. 1.2.1 Rate of Increase of Virtual Inertia of Water and Cargo in Holds Versus Amplitude of Bottom Vibration

この計算を実施するのに、中央対称の梯形の剛性分布、荷重分布をもつた船のせん断振動を考えて  $\eta_1$ ,  $\eta_2$  を次のように表わす。

$$\left. \begin{array}{l} \eta_1 = C J_0(\lambda \zeta) ; \quad 0 \leq \zeta \leq \zeta_1 \\ \eta_1 = \frac{\cos(\frac{1}{2} - \zeta)\lambda}{\sin(\frac{1}{2})} ; \quad \zeta_1 \leq \zeta \leq \frac{1}{2} \end{array} \right\} \quad (1.2.14)$$

ただし、 $J_0$ ,  $J_1$  = Bessel Function

$$C = \frac{\cos(\frac{1}{2} - \zeta_1)\lambda}{\sin(\frac{1}{2})} / J_0(\lambda \zeta_1)$$

$$\lambda = \text{固有値で } \frac{J_1(\lambda \zeta_1)}{J_0(\lambda \zeta_1)} = -\frac{\tan(\frac{1}{2} - \zeta_1)\lambda}{\cot(\frac{1}{2} - \zeta_1)\lambda} \text{ から定まる}$$

$$\eta_2 = \sin^2 m \pi \zeta ; \quad \zeta_1 \leq \zeta \leq \frac{1}{2} \quad (1.2.15)$$

ただし、 $m$  = 船の長さの分割の数

Fig. 1.2.2 に、 $m = 5$ ,  $\zeta_1 = 0.2$  のときの  $n = 4, 5, 6$  のモードを示す。

(1.2.14), (1.2.15) を用いて (1.2.13) 式を計算すると次式が得られる。

$$\epsilon = \epsilon_1 \frac{\delta}{\delta_1} \left( \frac{\delta}{\delta_1} + 2 \right) \quad (1.2.16)$$

$$\text{ここで、 } \delta_1 = \frac{K_1}{2 K_2}, \quad \epsilon_1 = \frac{K_1^2}{4 K_2 K_3}$$

$$K_1 = 2(A_1 B_1 + 3A_3 B_3) \times 2 \int_{\zeta_1}^{\frac{1}{2}} \eta_1^2 \eta_2 d\zeta$$

$$K_2 = \sum_{r=1}^5 (2r-1) B_{2r-1}^2 \times 2 \int_{\zeta_1}^{\frac{1}{2}} \eta_1^2 \eta_2^2 d\zeta$$

$$K_3 = (A_1^2 + 3A_3^2) \left\{ 2 \int_0^{\zeta_1} \frac{\zeta}{\zeta_1} \eta_1^2 d\zeta + 2 \int_{\zeta_1}^{\frac{1}{2}} \eta_1^2 d\zeta \right\}$$

(1.2.16) 式によつて  $\delta$  に対する  $\epsilon$  を計算することができる。計算例を Fig. 1.2.1 に示す。2 次元の計算と比較して  $\epsilon$  はかなり小さくなつている。

### 1.2.3 船倉内 Cargo の見掛けの質量

船底が振動すると船倉内 Cargo の見掛けの質量がふえる。この増加率も Virtual Mass の場合と同様に計算できる。すなわち、

$$\epsilon_c = \epsilon_1' \frac{\delta}{\delta_1'} \left( \frac{\delta}{\delta_1'} + 2 \right) \quad (1.2.16')$$

$$\text{ただし、 } \delta_1' = \frac{K_1'}{2 K_2'}, \quad \epsilon_1' = \frac{K_1'^2}{4 K_2' K_3'}$$

$$K_1' = \frac{4}{3} \times 2 \int_{\zeta_1}^{\frac{1}{2}} \eta_1^2 \eta_2 d\zeta$$

$$K_2' = \frac{8}{15} \times 2 \int_{\zeta_1}^{\frac{1}{2}} \eta_1^2 \eta_2^2 d\zeta$$

$$K_3' = \left( \frac{1}{2} - \zeta_1 \right) \pm \frac{1}{2\lambda} \sin(1 - 2\zeta_1)\lambda$$

$\epsilon_c$  を  $\delta$  に対して計算した結果の一例も Fig. 1.2.1 に示されている。図に見られるように  $\epsilon_c$  と  $\epsilon$  とは定性的に同じものであるが、量的には  $\epsilon_c$  のほうが大きい。

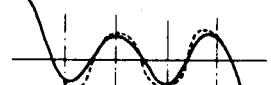
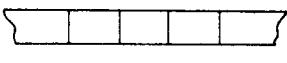
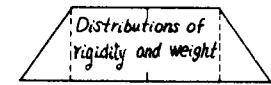


Fig. 1.2.2 Assumed Distributions of Rigidity and Weight and Modes of Vibrations of Hull and Bottom Center Line

#### 1.2.4 船底振動の振幅と固有振動数との関係

船底振動と船体振動とは強制連成系であるから、これを2自由度の Mass-Spring System と考え、 $N$  を船体の連成振動数、 $P$  を船底の振動数とすれば、船底振動の振幅比  $\delta$  は次式で表わされる。

$$\delta = \frac{1}{\frac{P^2}{N^2} - 1} \quad (1.2.17)$$

船底振動の計測が行なわれていれば  $N$  と  $\delta$  との計測値が得られるので、(1.2.17)式から  $P$  が得られる。いまその一例として Bulk Carrier について計算した結果を Table 1.2.1 に示す。

(1.2.17)を(1.2.16), (1.2.16')に代入すれば、

$$\epsilon = \epsilon_1 \frac{1}{\delta_1 \left( \frac{P^2}{N^2} - 1 \right)} \left\{ \frac{1}{\delta_1 \left( \frac{P^2}{N^2} - 1 \right)} + 2 \right\} \quad (1.2.18)$$

$$\epsilon = \epsilon_1' \frac{1}{\delta_1' \left( \frac{P^2}{N^2} - 1 \right)} \left\{ \frac{1}{\delta_1' \left( \frac{P^2}{N^2} - 1 \right)} + 2 \right\} \quad (1.2.18')$$

となる。

#### 1.2.5 船体固有振動数の修正

一般に船体固有振動数の推定には船底振動の影響は考えられていないから、これを修正すると次のように示される。

$$N = N_n \sqrt{\frac{1+\tau}{1+\tau(1+\epsilon)}} \sqrt{\frac{\Delta}{Hull\ weight + D.W(1+\epsilon_c)}} \quad (1.2.19)$$

ただし、 $\tau$  = 付加慣性係数

$\Delta$  = 排水量

$\epsilon$ ,  $\epsilon_c$  = 上述した増加率

(1.2.19)式は変形すると、

$$\mu \epsilon + \nu \epsilon_c = \frac{N_n^2}{N^2} - 1 \quad (1.2.20)$$

$$\text{ただし、 } \mu = \frac{\tau}{1+\tau}, \quad \nu = \frac{D.W}{\Delta}$$

そこで、(1.2.18), (1.2.18')および(1.2.20)の3式から  $\epsilon$ ,  $\epsilon_c$  を消去すれば  $N$  が求められる。すなわち、

$$Z^3 + a Z^2 + b Z + c = 0 \quad (1.2.21)$$

$$\text{ただし、 } Z = \frac{N^2}{P^2}$$

$$a = -s \left[ \theta + 2 \left\{ 1 - \left( \frac{\mu \epsilon_1}{\delta_1} + \frac{\nu \epsilon_1'}{\delta_1'} \right) \right\} \right]$$

$$b = s(1+2\theta)$$

$$c = -s\theta$$

$$\theta = \frac{N_n^2}{P^2}$$

Table 1.2.1 Measured Values of  $N$  and  $\delta$ , and Calculated  $P$

$N$ (cpm)	$\delta$	$P$ (cpm)
147	1.25	197
177	3.60	200
202	8.80	213
286	-2.50	222
Mean		208

$$s = \frac{1}{1 - \left\{ \frac{\mu \epsilon_1}{\delta_1} \left( 2 - \frac{1}{\delta_1} \right) + \frac{\nu \epsilon_1'}{\delta_1'} \left( 2 - \frac{1}{\delta_1'} \right) \right\}}$$

$$\text{これをとくのIC, } p = -\left(\frac{a}{3}\right)^2 + \frac{b}{3}, \quad q_1 = \left(\frac{a}{3}\right)^3 - \frac{a+b}{6} + \frac{c}{2} \text{ とおけば、}$$

共振がおこるまでは、  $p^3 + q^2 > 0$  である。したがつて、一実根、すなわち、

$$z = \sqrt[3]{-q + \sqrt{p^3 + q^2}} + \sqrt[3]{-q - \sqrt{p^3 + q^2}} - \frac{a}{3}, \quad \frac{N}{p} < 1 \quad \dots \quad (1.2.22)$$

共振の後は、  $p^3 + q^2 < 0$  となるから、3実根があるが題意に合うのは、

$$z = 2\sqrt{-p} \cos\left(\frac{u}{3}\right) - \frac{a}{3}, \quad \frac{N}{p} > 1 \quad \dots \quad (1.2.23)$$

ただし、  $\cos u = \frac{q}{p} \sqrt{-p}$

このようにして  $N, \epsilon, \epsilon_C, \delta$  などが求まる。

本理論の応用例は 1.3 に述べる。

### 1.3 船底振動の船体上下振動に及ぼす影響(数値計算)

1.2にて述べた理論により、実船を対象として数値計算を行ない、本方法の実船への適用性を検討した。

計算対象船は、二重底振動も考慮して振動計算を行なつた次に示す2隻のバルクキャリアである。

Table 1.3.1 Particulars of Ship

	SHIP A	SHIP B
KIND OF SHIP	BULK CARRIER	BULK CARRIER
L×B×D×d full	166.3×23.5×14.5×10.1	211×31.8×17.5×11.5
D.W.	26,532 t	54,390 t
C <sub>b</sub> full	0.814	0.827
△ <sub>test</sub>	15,420 t	29,150 t
d <sub>test mean</sub>	5.0	5.5
N <sub>O</sub> OF HOLD	5 HOLD	6 HOLD
m	7	10
ζ <sub>1</sub>	0.143	0.2
d/b	0.425	0.346
σ	0.988	0.988
τ	1.108	1.153
ν	0.0	0.0
N <sub>2</sub>	6.8 cpm	5.3 cpm
N <sub>n</sub>	N <sub>2</sub> (n-1)	N <sub>2</sub> (n-1)

Note 1) τ is obtained from  $\tau = 0.4 \times \frac{B}{d} - 0.035 \times \left(\frac{B}{d}\right)^2$   
by Kuma i<sup>1)</sup>

2) ν is assumed 0 because of  $\nu = \frac{D.W.}{\Delta} \neq 0$

3) その他の各記号はすべて1.2の各式の記号による。

#### 1.3.1 船底の固有振動数(P)

1.2の計算法により、船底振動の船体振動への影響を求める場合、船底の固有振動数(P)の大きさが問題となる。

バルクキャリアの船底の固有振動数はその推定方法が確立されていないので、ここでは次の3つの方法で推定し比較した。

##### (1) 振動モード計測結果から求める方法

1.2の(1.2.1.7)式より実船の計測結果から推定する方法である。SHIP A, Bについて求めると次のようになる。

SHIP A			SHIP B		
NODE	N	P	NODE	N	P
2	60.3	(9.2)	4	147	197
3	129.5	213	5	177	200
4	186.5	216	6	202	213
5	227.0	234	(6)	286	222
mean 221 (cpm)			mean 208 (cpm)		

(2) 共振曲線から求める方法

第94研究部会の報告書<sup>2)</sup>に述べられているように、船底振動により船体振動が影響を受けていいると推定される船の共振曲線は Fig. 1.3.1 に示すように船底の固有振動数をはさんで大きいピークが現われず、ピークの間隔が広くなる特徴がある。この場合、船底の固有振動数を近似的にピークの間隔が広くなつた前後の共振振動数の平均値で与えられると考える。

本方法によると SHIP A, B について次のようになる。

$$\text{SHIP A: } P = \frac{227 + 345}{2} = 286 \text{ (cpm)}$$

$$\text{SHIP B: } P = \frac{202 + 286}{2} = 244 \text{ (cpm)}$$

(3) 接水板として計算

船底をこれと等価な剛性を持つ、片面接水の連続板として固有振動数を求める。計算条件は次のとおりである。

(a) 支持条件

縦方向： 横隔壁で単純支持

横方向： Fig. 1.3.2 に示すように、(A) Hopper Tank 内端で単純支持、  
(B) 船側で単純支持の両者とする。

(b) 剛性： 縦方向と横方向の平均値をとる。

(c) 付加質量： 鬼頭の連続矩形板片面接水の式を用いる。SHIP A, B について計算すると次のようになる。

支持条件	SHIP A	SHIP B
(A)	217	210
(B)	360	298

(cpm)

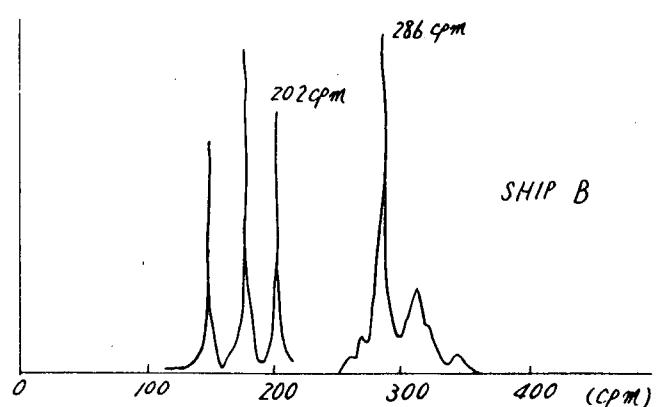
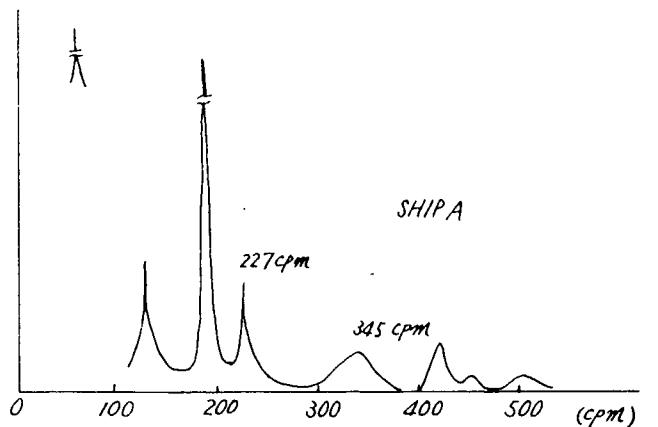


Fig. 1.3.1 Resonance Curve of Hull

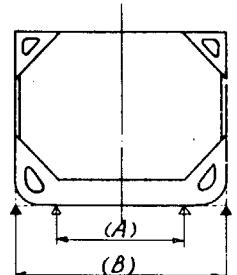


Fig. 1.3.2

以上の(1), (2), (3)の方法で船底の固有振動数を推定した結果を取まとめると Table 1.3.2 のようになる。

Table 1.3.2 Estimated Natural Frequency  
of Double Bottom (cpm)

	SHIP A	SHIP B
(1) 振動モードから求める	221	208
(2) 共振曲線から求める	286	244
(3) 接水板として計算 (A)	217	210
(B)	360	298
(A), (B) の平均	288	254

1.3.2 船体上下振動計算結果

1.2 で述べられた方法により SHIP A, B について船体の上下振動数を計算した結果を Fig. 1.3.3, 1.3.4 お

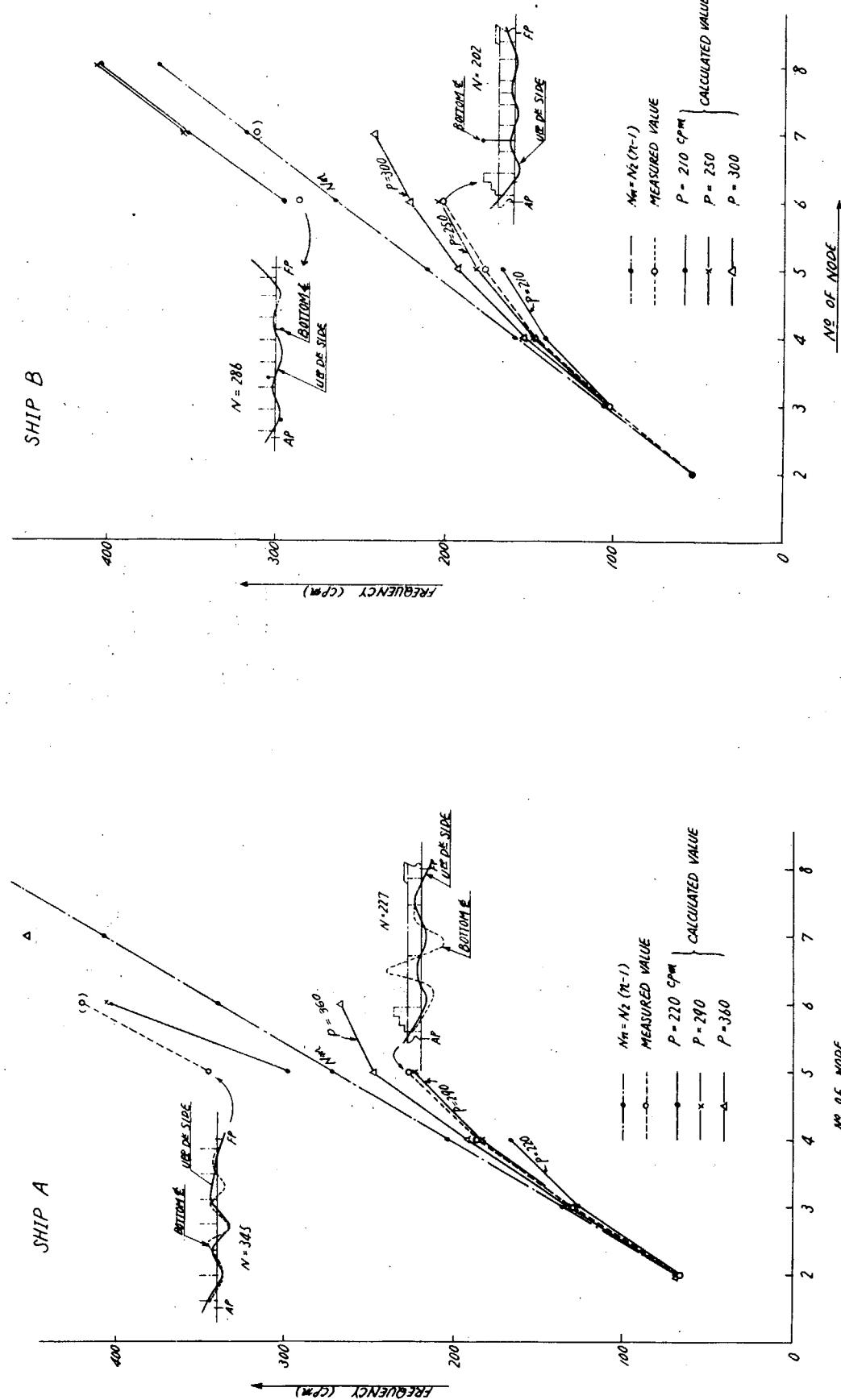


Fig. 1.3.3 Relation between Natural Frequency of Hull and Number of Node

Fig. 1.3.4 Relation between Natural Frequency of Hull and Number of Node

より Table 1.3.3 に示す。ここで船底の固有振動数 ( $P$ ) は Table 1.3.2 に示した結果から

SHIP A ;  $P = 220, 290, 360 \text{ cpm}$

SHIP B ;  $P = 210, 250, 300 \text{ cpm}$

の各値をとつている。Table 1.3.3 はこのようにして求めた船体上下振動数を実験結果と比較したものであるが、計測値と推定値はかなりよく一致していることがわかる。また、Fig. 1.3.3 および 1.3.4 は節数と振動数との関係を示したものであるが、本図には振動数の跳躍現象がみられる節数での振動モードをも示している。

Table 1.3.3 Natural Frequencies of Vertical Vibration of Ships Hull

NODE	SHIP A						SHIP B					
	$N_n$	計測値	計算値			$N_n$	計測値	計算値			$N_n$	計測値
			船底固有振動数 $P$					船底固有振動数 $P$				
	$N_2(n-1)$		220	290	360	$N_2(n-1)$		210	250	300		
2	68	66	67	67	68	53	53	53	53	53	53	53
3	136	130	127	131	133	106	102	102	103	103	103	103
4	204	187	167	185	193	159	147	142	148	153	153	153
5	272	227	298	225	248	212	177	167	182	193		
(5)		345										
6	340	(421)	404	406	267	265	202	296	204	222		
(6)							286					
7	408		442	449	453	318		352	352	243		
8	476		536	541	546	371		405	407	408		

( cpm )

### 1.3.3 結 言

- 1) 本検討により、バルクキャリアの船体上下固有振動数にしばしば見受けられる高次振動における振動数低下の現象は、本方法により定量的に求められ、実船の船体上下固有振動数がよい精度で推定できることが明らかとなつた。
- 2) 船底の固有振動数は 1.3.1 に示した各推定方法による計算値の比較 (Table 1.3.2)、およびこれらの値を用いて計算した船体上下振動推定値と計測値との比較 (Fig. 1.3.3, Fig. 1.3.4) から、1.3.1 に示した各方法の内、(3)の支持条件(A) (Hopper Tank 内側で支持) と(B) (船側で支持) の平均をとるのが妥当であると考えられる。
- 3) ここでは、Ballast Condition (Hold 内 empty) についてのみ検討を行ない、本方法の有用性を確認したが、さらに Full Load Condition (Hold 内載荷) での有用性をも確認する必要がある。このためには Full Load Condition における実船の振動計測結果が必要である。現在バルクキャリアについては、このデータが見受けられない。

### 参 考 文 献

- 1) 熊井 ; "On the Estimation of Natural Frequencies of Vertical Vibration of Ships" 船論 121 号 (昭 42.6)
- 2) 日本造船研究協会 ; "船体機関の振動防止対策に関する実験研究報告書 (第 1 分冊)" SR 94 NO 91 (昭 44.3)

## 2. 船体上下振動の応答計算

### 2.1 解析の方針

船体振動の共振時における単位起振力当りの振動加速度  $a/F$  は一般に次式で表わされる。

$$a/F = C_n \frac{g\pi}{\Delta_1 \delta_n} (\text{gal/ton}) \quad (2.1)$$

ここで、

$$C_n = \frac{\Delta_1 \eta_u \eta_v}{\int_0^1 w \eta^2 d\xi} \quad (2.2)$$

$C_n$  : n 節のモード係数

$\Delta_1$  : 付加水重量を含む排水量

$w$  : 単位長さ当りの重量

$\xi$  : 船の長さを 1 としたときの船の長さ方向の座標

$\eta$  : n 節のモードを表わす関数

$\eta_u, \eta_v$  : 起振点  $u$ , 振動計測点  $v$  における相対振幅 ( $\eta_{u=0} = \eta_{v=0} = 1.0$  とする)

$\delta_n$  : 対数減衰率

実船について起振機実験を行なえば振動モードおよび  $a/F$  が得られるので、これらを用いて (2.1) 式から  $\delta_n$  を求め、次にこの  $\delta_n$  の mean value と平均の振動モードとを使って  $a/F$  を計算し、これと実験値とを比較した。

振動モードおよび  $a/F$  の実測値から  $\delta_n$  を求めるには次のような順序で計算を行なつた。

- 1) 実測されたモード  $\eta$  を使って (2.2) 式により  $C_n$  を求める。
- 2) この  $C_n$  と実測の  $a/F$  を (2.1) 式に代入して  $\delta_n$  を計算する。
- 3) 各供試船について得られた  $\delta_n$  を集めて各節ごとにその平均値  $\delta_{n0}$  を出す。

### 2.2 計算上の仮定

- 1)  $a/F$  の算出に用いた平均の振動モードは日本原子力研究協会の報告書<sup>1)</sup> および第94研究部会43年度報告書<sup>2)</sup> に記載されている平均モード曲線を用いた。
- 2) Virtual Mass は Landweber and Macagno<sup>3)</sup> の方法により二次元値を求め、Taylor<sup>4)</sup> の 2 節振動に対する 3 次元修正値を用いて修正を行なつた。(付録参照)
- 3) 起振点および振動計測点はいずれも船尾端とした。

### 2.3 供試船要目

供試船の要目を Table 2.1 に示す。

### 2.4 計算結果

実測値から求めた  $C_n, \delta_n$  を Table 2.2 に示す。

また、この  $C_n$  および  $\delta_n$  と振動節数との関係を示したのが Fig. 2.1 および Fig. 2.2 である。Fig. 2.2 には  $\delta_n$  の算術平均  $\delta_{n0}$  も示してある。

次にこの  $\delta_{n0}$  と平均の振動モードを使って求めた  $a/F$  の計算値を実測値と比較して Table 2.3 に示す。

また、これらと振動節数との関係を図示したものが Fig. 2.3 および Fig. 2.4 である。

### 2.5 考察

- 1) 上記の計算結果を検討して次のことが明らかとなつた。すなわち、実測値より求めた  $\delta_n$  は従来常識的に考えられて来た値に比較して約 10 倍程度大きな値を示す。

2)  $\alpha = \frac{\alpha_F \text{ Calculated}}{\alpha_F \text{ measured}}$  は 0.3 ~ 2.5 の間にばらついているが、この原因は共振時に真の  $\alpha$  やおよび  $\alpha_F$  をとらえることが難しいためであると考えられる。

Table 2.1 Particulars of Ships

SHIP	TYPE OF SHIP	D/W	L <sup>M</sup> × B <sup>M</sup> × D <sup>M</sup>	△ <sub>TEST</sub> × d <sub>TEST</sub> <sup>M</sup>	NOTATION
41-A	BULK	62,800 <sup>T</sup>	236.22 × 31.852 × 18.745	43,839 <sup>T</sup> × 7.16	×
41-B	ORE	37,300 <sup>T</sup>	183.0 × 29.5 × 14.9	20,340 <sup>T</sup> × 4.81	*
41-C	BULK	54,390 <sup>T</sup>	211.0 × 31.8 × 17.5	29,150 <sup>T</sup> × 5.515	▲
41-F	BULK/OIL	140,000 <sup>LT</sup>	286.5 × 43.3 × 24.69	87,200 <sup>T</sup> × 8.644	+
41-G	OIL	156,700 <sup>T</sup>	285.0 × 48.2 × 23.5	94,900 <sup>T</sup> × 8.69	○ ... SIDE SHELL ■ ... L.BHD
41-H	OIL	89,114 <sup>T</sup>	237.0 × 38.9 × 18.0	51,005 <sup>T</sup> × 7.08	□
42-A(1)	OIL	131,300 <sup>T</sup>	256.0 × 42.5 × 22.0	69,000 <sup>T</sup> × 7.99	■ ... SIDE SHELL △ ... L.BHD
42-A(2)	OIL	"	"	67,500 <sup>T</sup> × 7.84	□ ... SIDE SHELL ■ ... L.BHD
42-A(3)	OIL	"	"	72,700 <sup>T</sup> × 8.45	■ ... SIDE SHELL ☒ ... L.BHD
42-B	ORE	106,100 <sup>T</sup>	252.0 × 38.0 × 21.0	92,700 <sup>T</sup> × 11.722	○
42-D	ORE/OIL	96,200 <sup>T</sup>	244.03 × 39.94 × 20.6	54,480 <sup>T</sup> × 7.34	○
41-J(1)	BULK/ORE/OIL	74,107 <sup>LT</sup>	240.0 × 32.30 × 18.9	43,800 <sup>T</sup> × 8.957	⊗ (BALLAST)
41-J(2)	BULK/ORE/OIL	"	"	93,700 <sup>T</sup> × 13.989	⊗ (FULL)
42-F	OIL	153,140 <sup>T</sup>	281.0 × 46.2 × 25.0	181,059 <sup>T</sup> × 16.55	☒

Table 2.2

SHIP	NODE	$(L \int_0^1 w d\xi)$ $\Delta_1$	$\eta : \text{measured}$ $(\frac{\Delta_1}{L \int_0^1 w \eta^2 d\xi})$ $C_n$	<MEASURED> a/f MEAS.	$\delta_n$
4 1 - A	3	1 0 9 2 8 3	4.4	1.2	0.103
	4	"	8.2	1.1	0.210
	5	"	5.4	1.4	0.109
	6	"	1 6.7	0.6	0.785
4 1 - B	4	5 7, 4 5 9	1 8.5	2 3.0	0.0432
	5	"	2 3.9	4 5.0	0.0285
4 1 - C	2	8 3, 0 7 0	6.0	1.6	0.139
	4	"	1 9.8	6.6	0.111
	5	"	2 1.4	7.6	0.104
	6	"	3 2.6	7.0	0.173
4 1 - F	4	2 2 7, 5 8 5	1 0.8	0.8	0.183
	5	"	7.9	3.8	0.0282
	6	"	2 2.3	5.6	0.0538
	7	"	7 5.8	7.0	0.146
4 1 - G	4	2 4 0, 5 1 6	3 3.2	2.0	0.212
	5	"	2 0.4	1.0	0.261
	6	"	4 1.3	2.0	0.265
4 1 - H	4	1 3 5, 7 1 2	2 4.4	2.5	0.222
	5	"	3 0.1	2.5	0.273
	6	"	6 6.6	1.0	1.51
4 2 - A(1)	6	1 7 1, 9 3 9	3 3.9	3.5	0.174
	7	"	3 2.8	2.5	0.235
	8	"	1 9.5	0.5	0.699
4 2 - A(2)	4	1 7 0, 8 6 8	1 5 3.9	3.5	0.793
	5	"	4 2.9	0.9	0.860
4 2 - A(3)	3	1 7 8, 9 8 5	2 1.1	6.7	0.0543
4 2 - B	3	1 6 7, 6 9 8	1 8.5	2.0	0.170
	4	"	1 1.0	2.5	0.0808
	5	1 "	1 0.5	2.7	0.0714
	6	"	1 9.7	3.1	0.117
	7	"	3.1	0.9	0.0633
	8	"	1 2.7	1.7	0.137
4 2 - D	3	1 4 6, 7 8 2	1 6.9	2.0	0.177
	4	"	1 6.2	2.2	0.155
	5	"	2 9.6	3.0	0.207
	6	"	3 2.0	3.8	0.177
	7	"	3 1.6	5.7	0.116
4 1 - J(1)	5	1 1 7, 2 8 9	3 3.1	1.3	0.669
	6	"	1 7.7	3.7	0.126
	7	"	3 3.3	6.7	0.131
	8	"	2 8.3	2.0	0.372
4 1 - J(2)	4	1 6 9, 4 9 1	1 5.6	3.2	0.0886
	5	"	1 2.5	1.0	0.227
	6	"	2 9.3	1.2	0.443
	7	"	2 6.1	1.6	0.296
	8	"	1 2.7	0.4	0.577

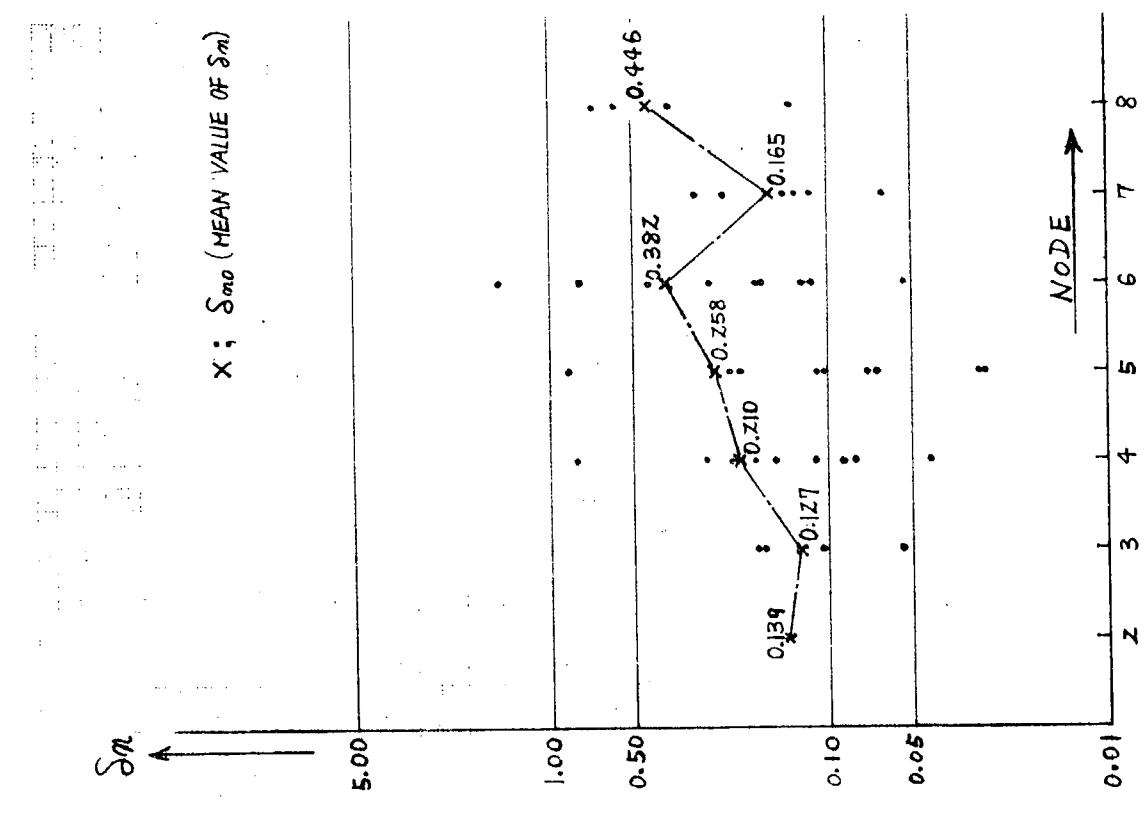


Fig. 2.1 Relation Between  $C_n$  and No. of Node

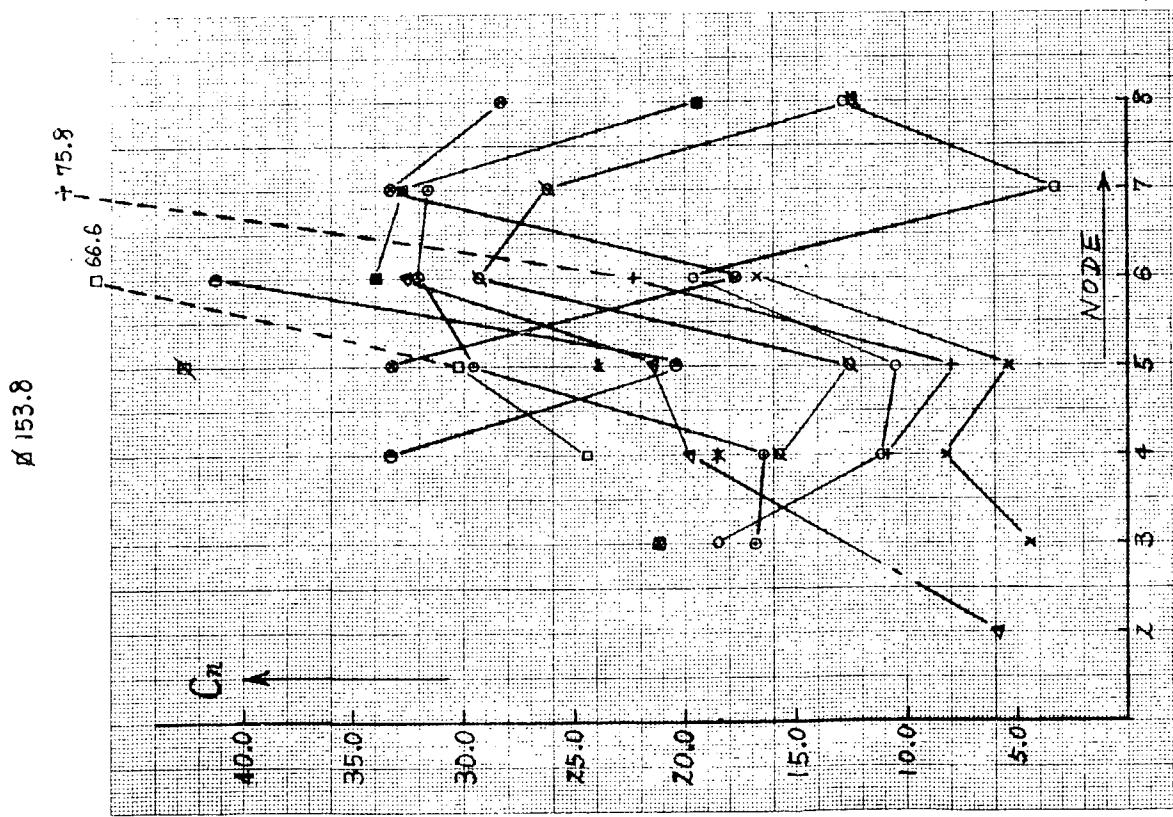


Fig. 2.2 Obtained Values of  $\delta_n$

Table 2.3

SHIP	NODE	平均 δ <sub>no</sub>	η を仮定した C <sub>n</sub>	Calculated a/F (gal/t)	Measured a/F (gal/t)	$\alpha = \frac{(a/F \text{ Cal.})}{(a/F \text{ Meas.})}$
4 1 - A	3	0.127	1.3.4	2.97	1.2	2.48
	4	0.210	1.5.3	2.05	1.1	1.86
	5	0.258	1.6.5	1.80	1.4	1.28
	6	0.382	2.1.8	1.61	0.6	2.68
4 1 - B	4	0.210	1.9.8	5.05	2.30	0.22
	5	0.258	2.1.1	4.38	4.50	0.97
4 1 - C	2	0.139	8.9	2.37	1.6	1.48
	4	0.210	1.5.1	2.66	6.6	0.40
	5	0.258	1.5.4	2.21	7.6	0.29
	6	0.382	2.1.8	2.11	7.0	0.30
4 1 - F	4	0.210	1.9.4	1.25	0.8	1.56
	5	0.258	2.0.2	1.06	3.8	0.28
	6	0.382	2.7.6	0.98	5.6	0.18
	7	0.165	2.6.0	2.13	7.0	3.04
4 1 - G	4	0.210	1.4.2	0.87	2.0	0.44
	5	0.258	1.4.9	0.74	1.0	0.74
	6	0.382	2.1.3	0.72	2.0	0.36
4 1 - H	4	0.210	2.0.3	2.19	2.5	0.88
	5	0.258	1.9.8	1.74	2.5	0.70
	6	0.382	2.7.1	1.61	1.0	1.61
4 2 - A(1)	6	0.382	2.3.4	1.10	3.5	0.31
	7	0.165	2.0.5	2.22	2.5	0.89
	8	0.446	2.0.9	0.84	0.48	1.75
4 2 - A(2)	4	0.210	1.7.3	1.48	3.5	0.42
	5	0.258	1.7.2	1.20	0.88	1.36
4 2 - A(3)	3	0.127	1.2.2	1.65	6.7	0.25
4 2 - B	3	0.127	1.4.6	2.11	2.0	1.06
	4	0.210	1.8.6	1.62	2.5	0.65
	5	0.258	1.8.6	1.32	2.7	0.49
	6	0.382	2.6.2	1.26	3.1	0.41
	7	0.165	2.3.4	2.60	0.9	2.90
	8	0.446	2.3.6	0.97	1.7	0.57
4 2 - D	3	0.127	1.4.0	2.31	2.0	1.16
	4	0.210	2.0.3	2.02	2.2	0.92
	5	0.258	1.9.9	1.62	3.0	0.54
	6	0.382	2.7.3	1.50	3.8	0.39
	7	0.165	2.6.2	3.32	5.7	0.58
4 1 - J(1)	5	0.258	1.8.1	1.84	1.3	1.41
	6	0.382	2.5.3	1.74	3.7	0.47
	7	0.165	2.3.6	3.75	6.7	0.56
	8	0.446	2.3.8	1.40	2.0	0.70
4 1 - J(2)	4	0.210	1.7.3	1.50	3.2	0.47
	5	0.258	1.7.6	1.24	1.0	1.24
	6	0.382	2.6.3	1.25	1.2	1.04
	7	0.165	2.4.7	2.72	1.6	1.70
	8	0.446	2.4.9	1.02	0.4	2.54

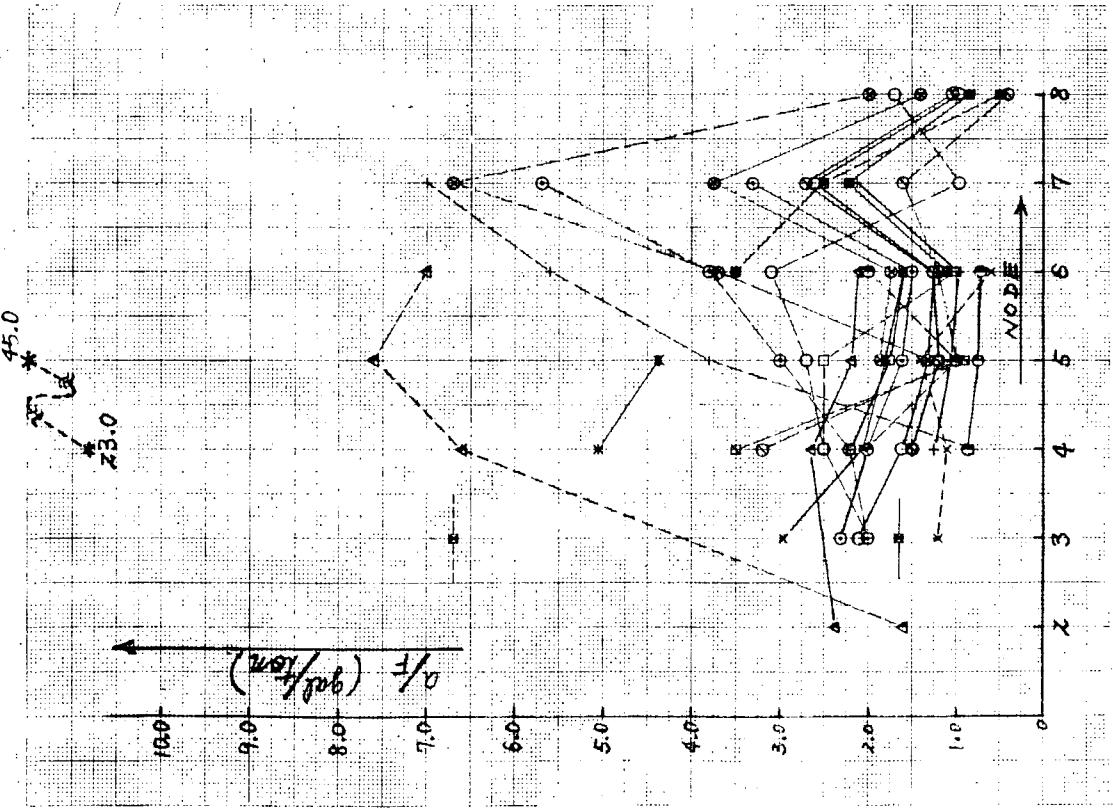


Fig. 2.3 Relation Between  $\alpha_F/P$  and No. of Node

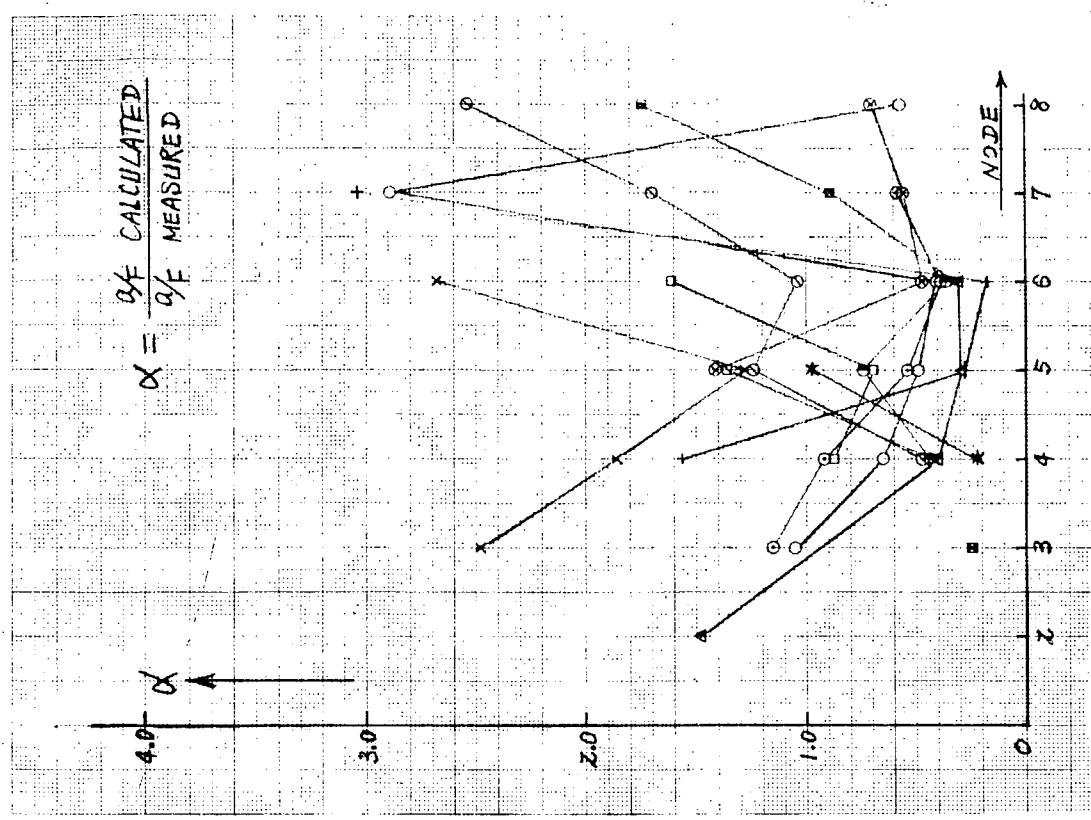


Fig. 2.4 Relation Between  $\alpha_F$  and No. of Node

## 参 考 文 献

- 1) 日本原子力船研究協会 「原子力船における外力の原子炉におよぼす影響に関する試験研究」 原船協 14-II  
1960、原船協 23-II 1961、原船協 31-II 1962、
- 2) 日本造船研究協会 SR-94 「船体機関の振動防止対策に関する実験研究」 第一分冊 研究資料 No.91 昭和44年3月
- 3) Landweber and M.O.Macagno 「Added Mass of Two-dimensional Forms Oscillating in a Free Surface」 Journal of Ship Research.  
Vol.1 1957
- 4) J. Lockwood Taylor 「Some Hydrodynamic Inertia Coefficients」  
Philosophical Magazine. January 1930
- 5) 桧田吉郎 造船協会論文集 111号 「統計的見地よりの船体の近似的曲げモーメント」

### 〔付録〕

### Weight 分布 の 計 算

船体の Weight 分布は、Light Ship, 主機, Ballast, Virtual Mass の4項目に分けてそれぞれ次のように計算した。(Total Weight 分布は43年度報告<sup>2)</sup>を参照のこと)

(1) Light Ship Weight は主機関を除いた重量を Fig.

2.5 に示すように分布させた。

(2) 主機関重量

機関の総重量を機関室の長さに等分布させた。

機関の総重量の算定には次の式を用いた。<sup>5)</sup>

$$W = 0.09 \times PS \quad (\text{TON}) \quad (PS \leq 2,500)$$

$$W = 0.06 \times PS + 75 \quad (\text{TON}) \quad (PS > 2,500)$$

(3) Ballast Weight

各データシートに記載されている実験時のものをそのまま用いた。

(4) Virtual Mass

単位長さあたりの Virtual Mass は次式により求めた。

$$m_V = C_V \frac{\pi}{2} \rho b^2 \quad (\text{t/m})$$

ここで、

$\rho$  = density of water

$b$  = half beam (Fig. 2.6)

$C_V$  : 2次元修正値<sup>3)</sup>

$$C_V = 1 + (1 + \lambda - \alpha)(\lambda - \alpha)$$

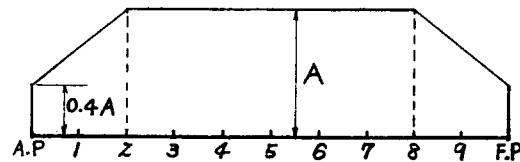


Fig. 2.5

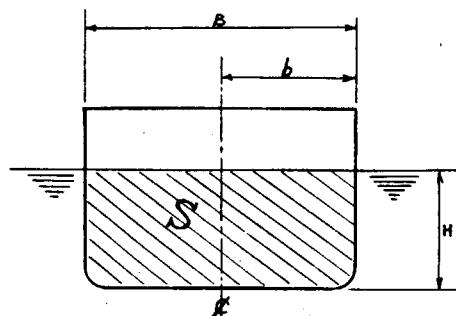


Fig. 2.6

$$\alpha = \frac{1}{2} \left[ 3(1 + \lambda) - \left( 1 + 10\lambda - \lambda^2 - \frac{32\sigma\lambda}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}} \right]$$

$$\lambda = H/b, \quad \sigma = S/2bH$$

S : 水線面下の Sectional Area

$C_V$  の長さ方向分布は各船により異なるが、ここでは呉造船所の実績による curve を作成した。その一例を Fig. 2.7 に示す。

この Virtual Mass を全長に分布させるには Taylor<sup>4)</sup>により与えられた次の3次元修正値を用いて、いわゆる3次元修正を行なつている。

$$J_2 V = 1.0585 - 2.345 \frac{B}{L}$$

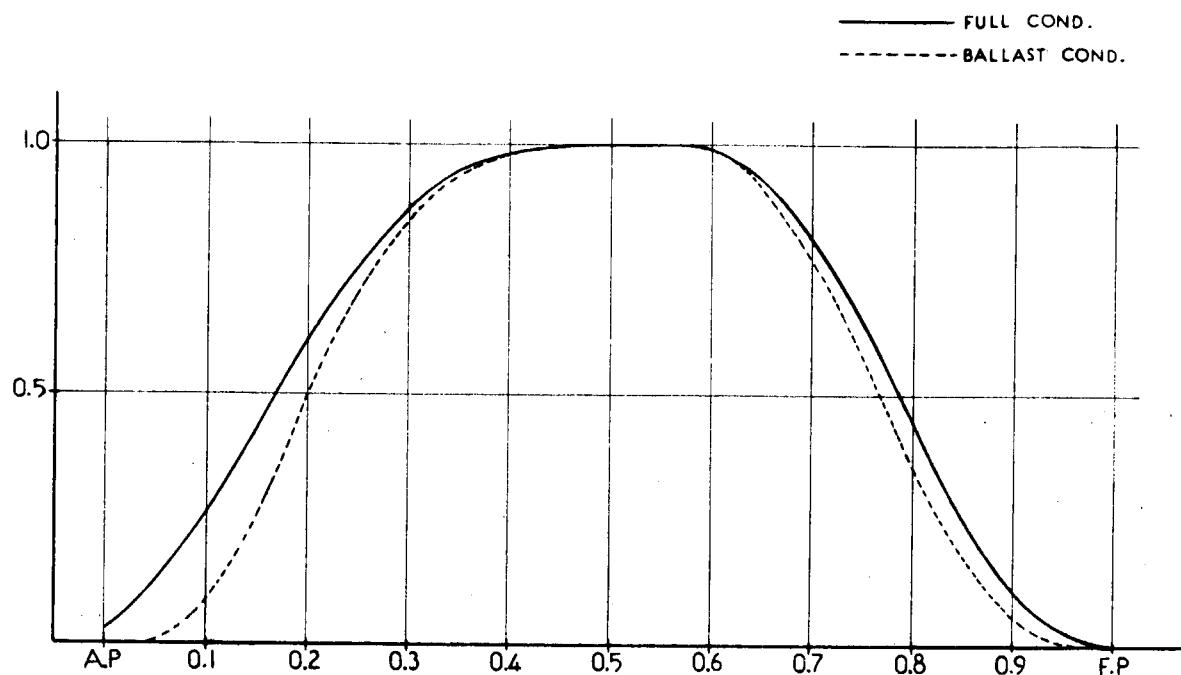


Fig. 2.7 Virtual Mass Coefficient ( $c_b = 0.675$ )

### 3. Non-Beam Vibration の付加水質量

一 船体断面の変形を伴なう2次元付加水質量の  
有限要素法による解法一

#### 3.1 緒言

船体を1本の梁と考えて船体振動を計算するときには船体の任意の断面は剛体的に運動する。これに対する2次元付加水質量の計算は Lewis<sup>1)</sup>, Prohaska<sup>2)</sup>, Landweber<sup>3)</sup> 等により船体断面形状を数式表示のできる近似断面に対する一般的解法が示されており、また任意の断面形状のものに対しては有限要素法による解法が松浦、川上<sup>4)</sup>により示されている。

船体振動を Non-Beam Vibration として取り扱う場合には、船体断面の船底部の変形を伴なうため従来の付加水質量係数をそのまま使用することはできない。これに対する一計算例は熊井<sup>5)</sup>により示されており、さらに香川<sup>6)</sup>は巨大タンカの Side Shell と Longgi. Blad への付加水質量の寄与について Lewis Form, 矩形断面に対して解析的に求めている。

ここでは、有限要素法を用い、断面変形が船体中心線に対して対称および逆対称型の場合についてその2次元付加水質量係数を求める一般的方法について取り扱うこととする。

#### 3.2 有限要素法による振動動水圧

Fig. 3.1 に示したように水線面下の船体断面形状を  $n$  個の微小直線線分より形成されているものとする。

有限要素法による流体動水圧の計算は船体断面をとりまく流体領域を有限要素に分割し、それらの1つ1つの有限要素の寄与をよせ集め、連立方程式を解くことにより求められる。

すなわち、断面の加速度分布とそれに伴う断面に生じる振動動水圧の関係を表わす、いわゆる Influence Matrix は次のような形で与えられる。

$$\{P\} = \rho [\text{Inf}] \cdot \{\dot{V}\} \quad (3.1)$$

ここで、  $\{P\} = \{P_1, P_2, P_3, \dots, P_n, P_{n+1}\}$  ; 単位  $\text{ton/m}^2$

$\{\dot{V}\} = \{\dot{V}_1, \dot{V}_2, \dot{V}_3, \dots, \dot{V}_n, \dot{V}_{n+1}\}$  ;  $\text{m/sec}^2$

$[\text{Inf}]$  = Influence Matrix (size( $n+1, n+1$ )) ; m

$\rho$  = Density of Fluid ;  $\text{ton} \cdot \text{sec}^2/\text{m}^4$

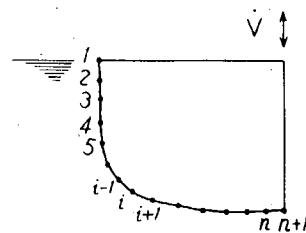


Fig. 3.1 Cross Section of Ship

船体の中心線に関する対称性を考慮して、流体領域は全体の半分をとる。断面の変形は中心線に関して対称型振動および逆対称型振動に分けられるので、流体領域の境界条件は Fig. 3.2 に示したようになる。

したがつてそれぞれの境界条件を用いて計算された  $[\text{Inf}]$  を次の記号で表わす。

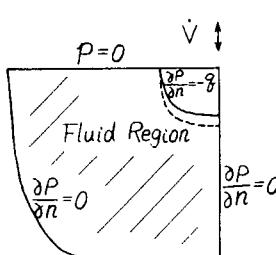
$[\text{Inf}]_S$  : 対称型振動に対する

Influence Matrix

$[\text{Inf}]_A$  : 逆対称型振動 "

#### 3.3 断面に働く力および運動エネルギーの計算

(3.1) 式で求められた振動動水圧より振動により断面に働く力および振動による2次



Symmetrical Mode Asymmetrical Mode  
Fig. 3.2 Boundary Condition of Fluid Region

注) マトリックスの記号は、{}；列マトリックス(ベクトル)、[ ]；行マトリックス、[]；一般の正方マトリックスを表わすものとする。

元運動エネルギーを計算する。

### 3.3.1 断面に働く力

断面を構成する1つの線分<sub>i</sub>に働く上下方向の力、 $F_i$ は次式で求められる。

$$F_i = \frac{1}{2} (P_i + P_{i+1}) \cdot \ell_i ds_i \\ = \frac{1}{2} dx_i (P_i + P_{i+1}) \quad \dots \quad (3.2)$$

$$\text{ここで, } dx_i = x_i - x_{i+1} \\ = \ell_i \cdot ds_i$$

$\ell_i$  : 方向余弦

ゆえに、断面に働く力、 $F$ は次式で表わされる。

$$F = \int p \ell ds = \sum_{k=1}^n F_k = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n [dx_k, dx_k] \begin{bmatrix} P_k \\ P_{k+1} \end{bmatrix} \\ = \frac{1}{2} [dx_1, dx_1 + dx_2, \dots, dx_{n-1} + dx_n, dx_n] \cdot \{P\} \\ \equiv [L] \cdot \{p\} \quad \dots \quad (3.3)$$

$$\text{ここで, } L_i = \frac{1}{2} (dx_{i-1} + dx_i) \quad (i = 1, 2, \dots, n+1)$$

$$\text{ただし, } dx_0 = dx_{n+1} = 0 \quad \text{単位: m}$$

(3.1)を(3.3)に代入すれば、

$$F = \rho [L] \cdot [Inf] \cdot \{v\} \equiv \rho [M]_F \cdot \{v\} \quad \dots \quad (3.4)$$

### 3.3.2 2次元運動エネルギー

運動エネルギー、 $T$ は次のように計算される。

$$T = \frac{1}{2} \int p y \ell ds^* = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n F_k \times \frac{1}{2} (y_k + y_{k+1}) \\ = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n (y_k + y_{k+1}) \times \frac{1}{4} dx_k \times (P_k + P_{k+1}) \\ = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n [y_k, y_{k+1}] \times \frac{1}{4} dx_k \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1 & 1 \end{bmatrix} \{P_k \\ P_{k+1}\} \\ = \frac{1}{2} [y] [N] \cdot \{p\} \quad \dots \quad (3.5)$$

\* 振動による速度ポテンシャルを  $\phi = \phi_1 \cdot v$  で表わされるものとする。

運動エネルギーは、

$$T = -\frac{\rho}{2} \int \phi \frac{\partial \phi}{\partial n} ds = -\frac{\rho}{2} \int \phi_1 v^2 \ell ds$$

一方、動圧力は  $P = -\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} = -\rho \phi_1 \dot{v}$  で表わされるので、これより、

$$T = \frac{1}{2} \int [-\rho \phi_1 v^2 \ell ds] = \frac{1}{2} \int p \left[ \frac{v^2}{v} \right] \ell ds$$

となる。調和振動に対して、 $y = A e^{i\omega t}$  とおけば

$$v = (i\omega) A e^{i\omega t}, \quad \dot{v} = -\omega^2 A e^{i\omega t}$$

$$\therefore \frac{v^2}{v} = A e^{i\omega t} = y$$

これより、 $T = \frac{1}{2} \int p y \ell ds$  となる。

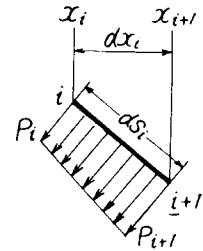


Fig. 3.3 Force acting on the i-th Segment

$$\text{ここで, } \lfloor y \rfloor = -\frac{1}{\omega^2} \lfloor \dot{V} \rfloor$$

$[N_{ij}]$  :  $i = j$  のとき,  $N_{ii} = L_i$

$$N_{i+1,i} = N_{i,i+1} = dx_i \quad (i = 1, 2, \dots, n)$$

他の要素は 0 : 単位, m

(3.1) を (3.5) に代入すれば、

$$\begin{aligned} T &= \frac{\rho}{2} \lfloor y \rfloor [N] [Inf] \{v\} \\ &= \frac{\rho}{2} \lfloor v \rfloor [N] [Inf] \{v\} \equiv \frac{\rho}{2} \lfloor v \rfloor [M]_K \{v\} \quad (3.6) \end{aligned}$$

### 3.3.3 付加水質量係数の定義

(3.4), (3.6) 式より付加水質量を次のように定義する。

$$\text{水圧を積分して求めた付加水質量} : \lfloor M \rfloor_F = \lfloor L \rfloor [Inf]$$

$$\text{運動エネルギーより求めた付加水質量} : [M]_K = [N] [Inf]$$

剛性振動をする時には、

$$\lfloor M \rfloor_F \{1\} = \lfloor 1 \rfloor [M]_K \{1\} \quad (3.7)$$

となり、両者の定義による値は等しくなる。

$\lfloor M \rfloor_F, [M]_K$  は  $m^2$  の次元を持つているので、通常の付加水質量の定義にならえ、マトリックスの形で次のように定義される。

$$\left. \begin{array}{l} \lfloor M \rfloor_F \equiv \frac{\pi b^2}{4} \lfloor C_V \rfloor_F \\ [M]_K \equiv \frac{\pi b^2}{4} [C_V]_K \end{array} \right\} \quad (3.8)$$

ただし、対称振動と逆対称振動に対して記号を分ければ、

$$\left. \begin{array}{l} s \lfloor C_V \rfloor_F = \frac{4}{\pi b^2} \lfloor L \rfloor [Inf]_S \\ A \lfloor C_V \rfloor_F = \frac{4}{\pi b^2} \lfloor L \rfloor [Inf]_A \\ s [C_V]_K = \frac{4}{\pi b^2} [N] [Inf]_S \\ A [C_V]_K = \frac{4}{\pi b^2} [N] [Inf]_A \end{array} \right\} \quad (3.9)$$

となる。

剛体振動 ( $\{v\} = \{1\}$ ) に対する付加水質量係数との関係は (3.7) 式により、

$$s \lfloor C_V \rfloor_F \cdot \{1\} = \lfloor 1 \rfloor \cdot s [C_V]_K \cdot \{1\} = C_V$$

$$A \lfloor C_V \rfloor_F \cdot \{1\} = \lfloor 1 \rfloor \cdot A [C_V]_K \cdot \{1\} = C_H$$

ただし、 $C_H$  は断面を  $90^\circ$  回転した左右振動に対する付加水質量係数である。

### 3.4 巨大タンカの Non-Beam Vibration に対する付加水質量

上述のマトリックスの形で定義される付加水質量係数は船底部のたわみ分布に応じて求められるので、巨大船の Non-Beam Vibration の付加水質量を求める場合にも適用される。

しかし巨大タンカの Non-Beam Vibration の解析は Side Shell および Longi. Bhd. をそれぞれ梁として取り扱うので、付加水質量もそれぞれの梁に分配する必要があり、これをどのように分配するかという問題があ

る。ここでは船底部の変形は2次曲線で近似されるものと仮定し、前節の方法を modify して求める。

### 3.4.1 断面の変形

#### (1) 対称型振動

Fig. 3.4.(a)に示したように、

$v_s$  : Side Shell における速度

$v_c$  : Ship Centre における速度

として、断面の速度分布を2次曲線と仮定すれば、速度  $s v(x)$  は次のように表わされる。

$$s v(x) = \left( \frac{x}{b} \right)^2 v_s + \left\{ 1 - \left( \frac{x}{b} \right)^2 \right\} v_c \quad (3.10)$$

#### (2) 逆対称型振動

同様に  $\theta_c$  : Centre の回転速度とすれば速度  $a v(x)$  は次式で表わされる。

$$a v(x) = \left( \frac{x}{b} \right)^2 v_s + \left\{ \left( \frac{x}{b} \right) - \left( \frac{x}{b} \right)^2 \right\} (b \theta_c) \quad (3.11)$$

$$\text{いま、 } H_s(x) \equiv \left( \frac{x}{b} \right)^2$$

$$H_c(x) \equiv \left\{ 1 - \left( \frac{x}{b} \right)^2 \right\}$$

$$g_s(x) \equiv \left( \frac{x}{b} \right)^2$$

$$g_c(x) = \left( \frac{x}{b} \right) \left\{ 1 - \left( \frac{x}{b} \right)^2 \right\}$$

とおけば、

$$s v(x) = [H_s(x), H_c(x)] \cdot \begin{Bmatrix} v_s \\ v_c \end{Bmatrix} \quad (3.12)$$

$$a v(x) = [g_s(x), g_c(x)] \cdot \begin{Bmatrix} v_s \\ b \theta_c \end{Bmatrix} \quad (3.13)$$

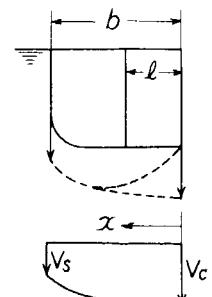
### 3.4.2 付加水質量

(3.12), (3.13)式より速度ベクトル  $\{v\}$  ( 加速度ベクトル  $\{\dot{v}\}$  ) は次のように求められる。

$$\{v\} = \begin{bmatrix} H_s(x_1), H_c(x_1) \\ H_s(x_2), H_c(x_2) \\ \vdots \\ H_s(x_{n+1}), H_c(x_{n+1}) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_s \\ v_c \end{Bmatrix} \equiv [\mathbf{H}] \cdot \begin{Bmatrix} v_s \\ v_c \end{Bmatrix} \quad (3.14)$$

$$\text{および } \{v\} = \begin{bmatrix} g_s(x_1), g_c(x_1) \\ g_s(x_2), g_c(x_2) \\ \vdots \\ g_s(x_{n+1}), g_c(x_{n+1}) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_s \\ b \theta_c \end{Bmatrix} \equiv [\mathbf{G}] \cdot \begin{Bmatrix} v_s \\ b \theta_c \end{Bmatrix} \quad (3.15)$$

(3.14), (3.15)式を(3.4), (3.6)式に代入すれば、(3.9)式に相当する付加水質量係数マトリックスは次のように求められる。



(a) Symmetrical Mode



(b) Asymmetrical Mode

Fig. 3.4 Vibration Pattern

$$\left. \begin{array}{l} s[\bar{C}_V]_F = s[C_V]_F \cdot [H] \\ A[\bar{C}_V]_F = A[C_V]_F \cdot [G] \\ s[\bar{C}_V]_K = [H]^T \cdot s[C_V]_K \cdot [H] \\ A[\bar{C}_V]_K = [G]^T \cdot A[C_V]_K \cdot [G] \end{array} \right\} \quad (3.16)$$

### 3.4.3 Long i, Bhd. 位置への変換

Long i, Bhd. の位置での速度、 $v_L$  を使用して速度ベクトルを変換すれば(3.10), (3.11)式より次の関係が求められる。

#### (1) 対称型振動

$$\left\{ \begin{array}{c} v_S \\ v_C \end{array} \right\} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\left(\frac{\ell}{b}\right)^2 & 1 \\ \hline 1 - \left(\frac{\ell}{b}\right)^2 & 1 - \left(\frac{\ell}{b}\right)^2 \end{bmatrix} \cdot \left\{ \begin{array}{c} v_S \\ v_L \end{array} \right\} \equiv [Bhd]_S \cdot \left\{ \begin{array}{c} v_S \\ v_L \end{array} \right\} \quad (3.17)$$

#### (2) 逆対称型振動

$$\left\{ \begin{array}{c} v_S \\ b\theta_C \end{array} \right\} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\left(\frac{\ell}{b}\right) & 1 \\ \hline 1 - \left(\frac{\ell}{b}\right) & \left(\frac{\ell}{b}\right)(1 - \left(\frac{\ell}{b}\right)) \end{bmatrix} \cdot \left\{ \begin{array}{c} v_S \\ v_L \end{array} \right\} \equiv [Bhd]_A \cdot \left\{ \begin{array}{c} v_S \\ v_L \end{array} \right\} \quad (3.18)$$

(3.17), (3.18)式を使用すれば、(3.16)式で定義された付加水質量係数は次のように変換される。

$$\left. \begin{array}{l} s[\tilde{C}_V]_F = s[\bar{C}_V]_F \cdot [Bhd]_S \\ A[\tilde{C}_V]_F = A[\bar{C}_V]_F \cdot [Bhd]_A \\ s[\tilde{C}_V]_K = [Bhd]_S^T \cdot s[\bar{C}_V]_K \cdot [Bhd]_S \\ A[\tilde{C}_V]_K = [Bhd]_A^T \cdot A[\bar{C}_V]_K \cdot [Bhd]_A \end{array} \right\} \quad (3.19)$$

このように、水圧力を積分して求められる付加水質量係数、 $s[\tilde{C}_V]_F$ ,  $A[\tilde{C}_V]_F$  は(2,1)型マトリックスであるので2つの量によつて定義される。また運動エネルギーより求められる付加水質量係数、 $s[\tilde{C}_V]_K$ ,  $A[\tilde{C}_V]_K$  は(2,2)型マトリックスであるが、対称マトリックスとなるので3つの量によつて定義される。

また、剛体振動に対する1つの量で定義される従来の付加水質量係数との関係は次式のとおりである。

$$\begin{aligned} s[\bar{C}_V]_F \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix} &= [1, 1] \cdot s[\bar{C}_V]_K \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix} \\ &= s[\tilde{C}_V]_F \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix} = [1, 1] \cdot s[\tilde{C}_V]_K \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix} = C_V \end{aligned} \quad (3.20)$$

### 3.5 計算プログラム

作成したプログラムの特徴は次のとおりである。

#### (1) 分割

- a) 船体断面は10コの直線々分(11コの点を結んだもの)で表わされるものとする。
- b) 考慮する流体領域は Fig. 3.5 に示したように船体断面を原点に関して14倍拡大した領域までを有限要素に分割する。
- c) 流体領域は船体断面形状を表わす11個の座標を与えることによつて、100個の四辺形有限要素に自動的に分割される。

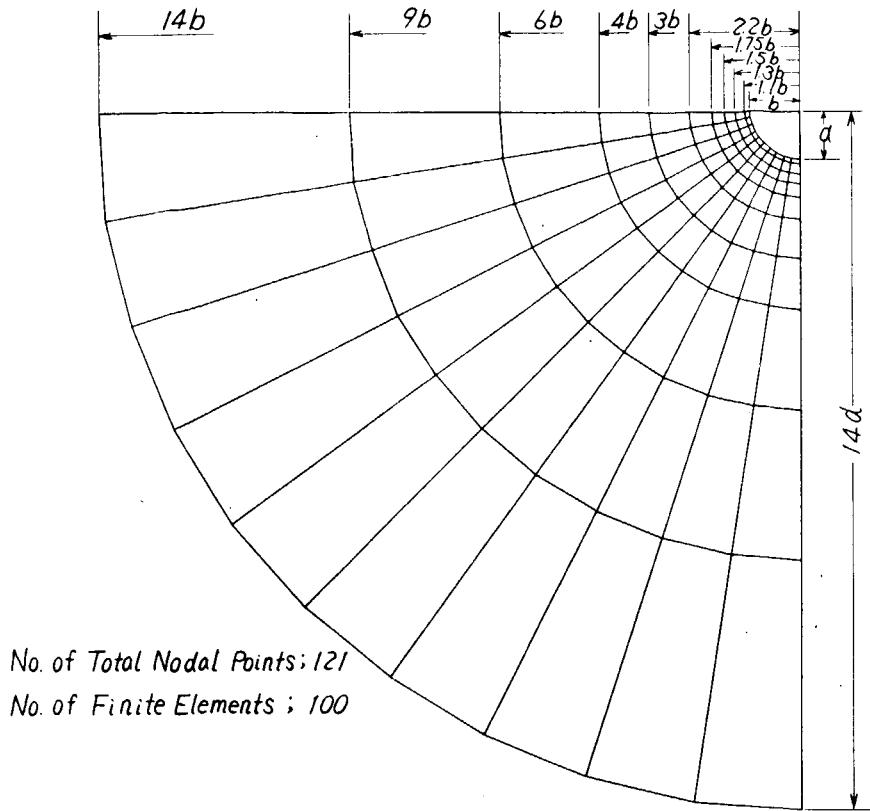


Fig. 3.5 Division of Fluid Region into Finite Element

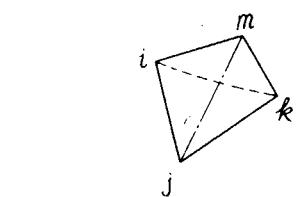


Fig. 3.6 Division of Finite Element into Triangular Element

#### (2) 有限要素の Contribution の計算

1つの四辺形有限要素( $i j k m$ )の Contribution は Fig. 3.6 に示したように2個の三角形への分割の2通りの組合せの平均をとる。すなわち、

$$[S]_{ijkm} = \frac{1}{2} [S_{ijm} + S_{jkm} + S_{ikm} + S_{ijk}]$$

#### (3) Inversion

「層分割法」を適用し、110元の逆行列を一度に計算するかわりに、10元の逆行列を11回計算している。（対称型振動）

#### (4) 精 度

	C_V			C_H		
	理論 値	有限要素法	比	理論 値	有限要素法	比
円 断 面	1.0	0.981	0.981	0.405	0.375	0.924
矩 型 断 面 $b/d = 1$	1.513	1.434	0.948	0.478	0.433	0.910
Lewis 断 面 $\lambda = 1$ $\sigma = 0.957$	1.312	1.276	0.972	0.439	0.390	0.888

#### 3.6 数値計算結果

Fig. 3.7 に示したような Bilge 部に半径 R の Round Corner をもつ船体中央部の断面を対象として  $d/b$ ,  $R/b$  を次に示す範囲で変えた計算を行なった。

$$\begin{aligned}\lambda &= d/b \\ &= 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0\end{aligned}$$

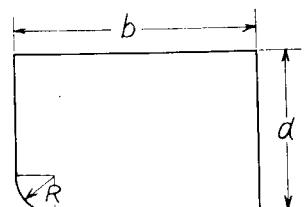


Fig. 3.7 Form of Ship's Section

$$R/v = 0, 0.1, 0.2$$

(3.16)式で示される水圧を積分して求めた付加水質量係数  $s[\bar{c}_v]_F$  (対称型振動)の値を Fig. 3.8 に、 $A[\bar{c}_v]_F$  (逆対称型振動)の値を Fig. 3.10 に示す。

また、運動エネルギーより定義される付加水質量係数  $s[\bar{c}_v]_K$  (対称型振動)の値を Fig. 3.9 に、 $A[\bar{c}_v]_K$  (逆対称型振動)の値を Fig. 3.11 に示した。なお、対称型振動に対する Fig. 3.8 および Fig. 3.9 には剛体振動の付加水質量係数  $c_v$  の値も同時に示した。

これらのシリーズ計算結果より次のようなことがわかる。

- 1) 寒船の船体中央部における Bilge Circle は  $0.1 \leq R/v \leq 0.2$  の範囲にあり、この範囲では  $R/v$  の付加水質量係数におよぼす影響は小さく、船体断面を矩形と考えた値と殆んど変わらない。
- 2) 対称型振動に対しては  $s^C_{CC}$  および  $s^C_{CC}$  が支配的である。
- 3) 逆対称型振動に対しては  $A^C_S$  および  $A^C_{SS}$  が支配的である。

### 3.7 水圧を積分して求めた付加水質量と運動エネルギーより求めた付加水質量の比較

熊井<sup>5)</sup>により示されている船底変形をする場合の変形量の比、 $\delta$  と付加水質量増加率、 $\epsilon_{II}$  の関係を運動エネルギーより求められる付加水質量から求めれば次のようになる。

$$\epsilon_{II} = \frac{T_S}{T_{\delta=0}} - 1 \quad \dots \quad (3.21)$$

(a) 対称型振動

$$\begin{aligned} \epsilon_{II} &= \frac{\frac{\rho}{2} [v] \cdot s[M_K] \cdot \{v\}}{\frac{\rho}{2} [v]_{\delta=0} \cdot s[M_K] \cdot \{v\}_{\delta=0}} - 1 \\ &= \frac{[1, 1 + \delta] \cdot s[\bar{c}_v]_K \cdot [\frac{1}{1+\delta}]}{[1, 1] \cdot s[\bar{c}_v]_K \cdot [\frac{1}{1}]} - 1 \quad (\because \frac{v_C}{v_S} = 1 + \delta) \\ &= \alpha (\delta + \beta)^2 - \alpha \beta^2 \quad \dots \quad (3.22) \end{aligned}$$

$$\text{ここで } \alpha = s^C_{CC} / c_v$$

$$\beta = 1 + s^C_{SC} / s^C_{CC}$$

(b) 逆対称型振動

$$\begin{aligned} \epsilon_{II} &= \frac{T_A}{T_{\delta=0}} - 1 \\ &= \frac{\frac{\rho}{2} [v] \cdot A[M_K] \cdot \{v\}}{\frac{\rho}{2} [v]_{\delta=0} \cdot s[M_K] \cdot \{v\}_{\delta=0}} - 1 \\ &= \frac{[1, 1 + \delta'] \cdot A[\bar{c}_v]_K \cdot [\frac{1}{1+\delta'}]}{[1, 1] \cdot s[\bar{c}_v]_K \cdot [\frac{1}{1}]} - 1 \quad (\frac{b\theta_C}{v_S} = 1 + \delta') \\ &= \bar{\alpha} (\delta' + \bar{\beta})^2 - 1 + \frac{c_H}{c_V} - \bar{\beta}^2 \bar{\alpha} \quad \dots \quad (3.23) \end{aligned}$$

$$\text{ここで } \bar{\alpha} = A^C_{CC} / c_v$$

$$\bar{\beta} = 1 + A^C_{SC} / A^C_{CC}$$

$$c_H = A^C_{CC} + 2 A^C_{SC} + A^C_{SS}$$

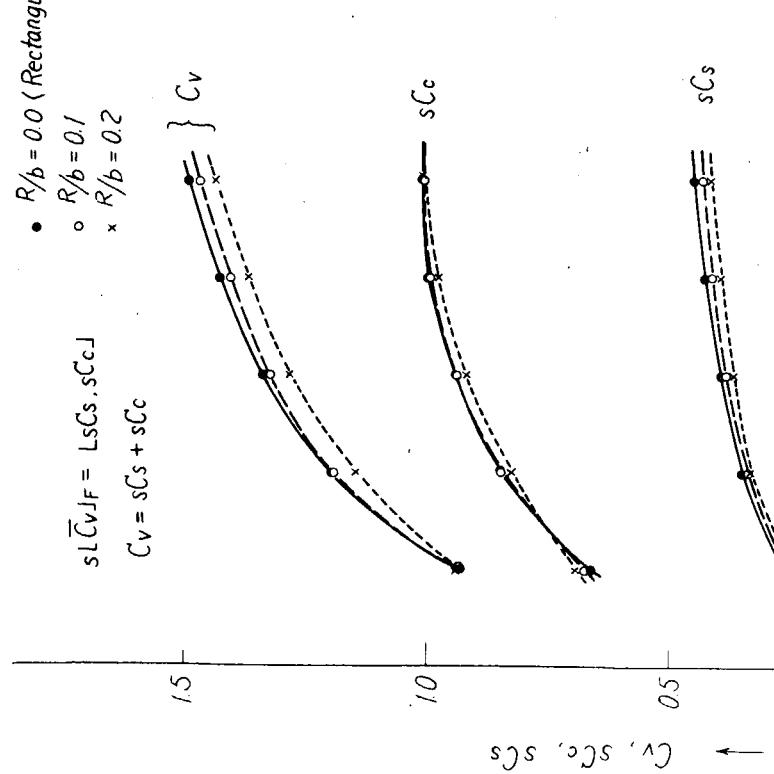


Fig. 3.8 Added Virtual Mass Coefficient Derived from Force acting on Ship's Section (for Symmetrical Mode)

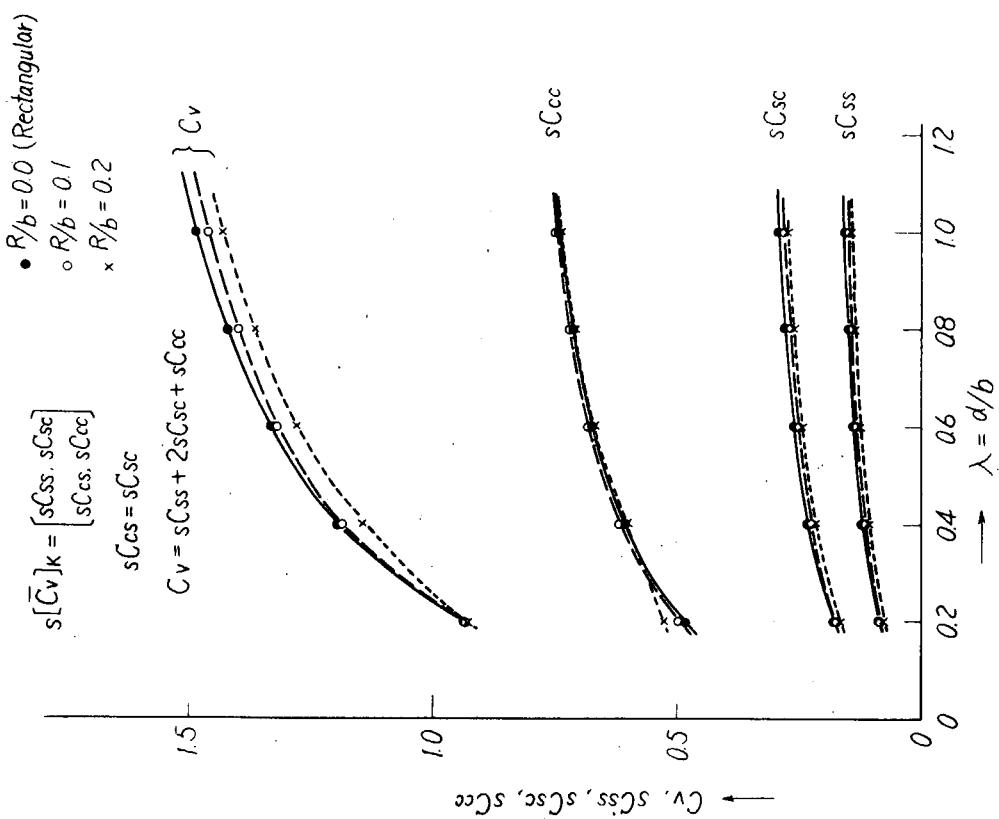


Fig. 3.9 Added Virtual Mass Coefficient Derived from Kinetic Energy of Fluid (for Symmetrical Mode)

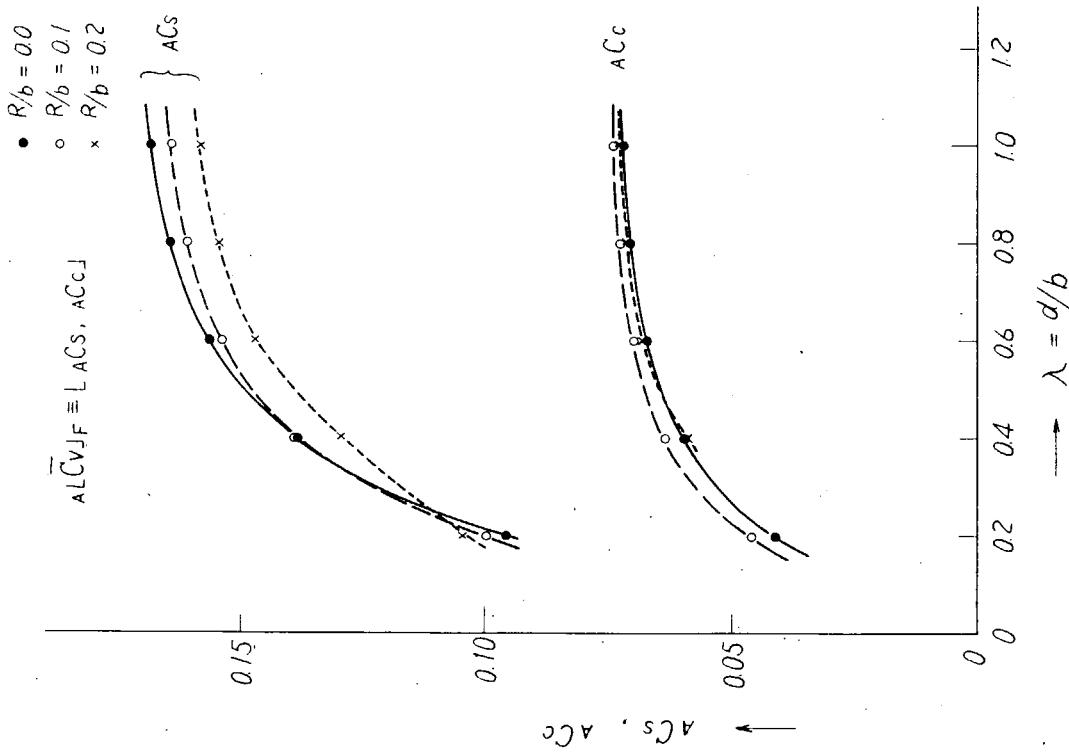


Fig. 3.10 Added Virtual Mass Coefficient Derived  
from Force acting on Ship's Section  
(for Asymmetrical Mode)

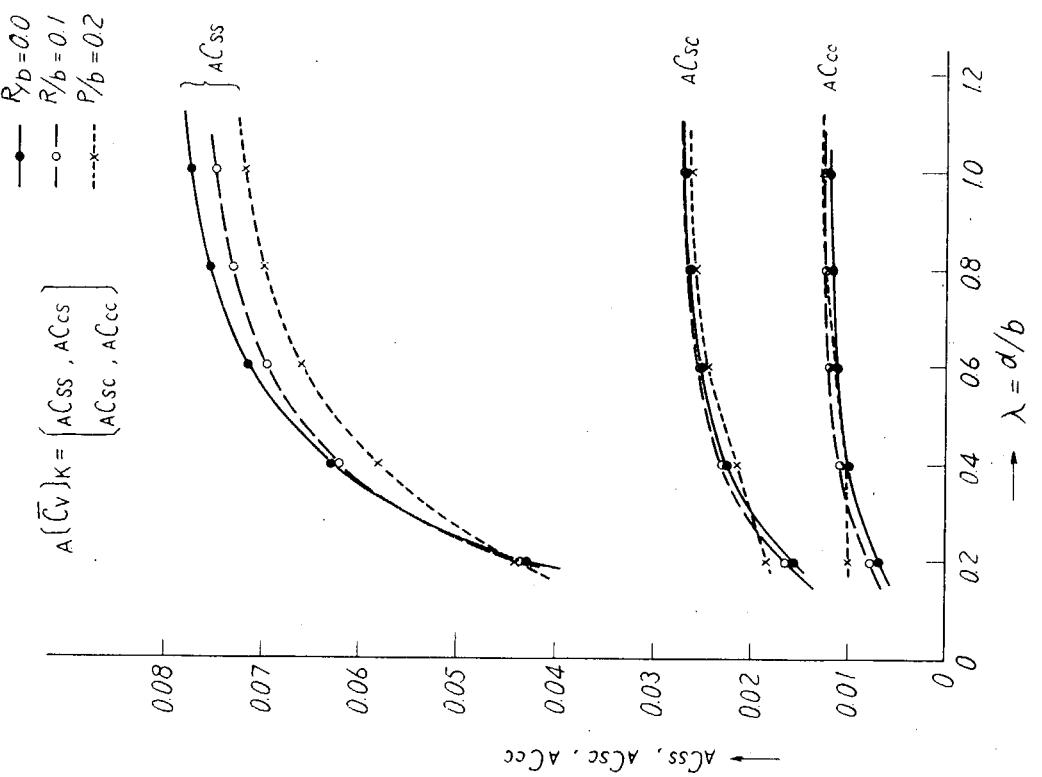


Fig. 3.11 Added Virtual Mass Coefficient Derived  
from Kinetic Energy of Fluid  
(for Asymmetrical Mode)

一方、水圧を積分して求められる付加水質量について同様に付加水質量増加率  $\bar{\epsilon}_{II}$  を求める。

$$\bar{\epsilon}_{II} = \frac{F}{F_{\delta=0}} - 1 \quad \dots \dots \dots \quad (3.24)$$

(a) 対称型振動

$$\begin{aligned}\bar{\epsilon}_{II} &= \frac{\rho_s [M_F] \cdot \{V\}}{\rho_s [M_F] \cdot \{V\}_{\delta=0}} - 1 \\ &= \frac{s [\bar{C}_V]_F \left[ \frac{1}{1+\delta} \right]}{s [\bar{C}_V]_F \left[ \frac{1}{1} \right]} - 1 \\ &= \mu \delta \quad \dots \dots \dots (3.25)\end{aligned}$$

ここで、 $\mu = \frac{s C_C}{C_V}$

(b) 逆対称型振動

$$\begin{aligned}\bar{\epsilon}_{II} &= \frac{F_A}{F_{\delta=0}} - 1 \\ &= \frac{\rho_A [M_F] \cdot \{V\}}{\rho_s [M_F] \cdot \{V\}_{\delta=0}} - 1 \\ &= \frac{A [\bar{C}_V]_F \left[ \frac{1}{1+\delta} \right]}{s [\bar{C}_V]_F \left[ \frac{1}{1} \right]} - 1 \\ &= \bar{\mu} \delta' - \bar{\nu} \quad \dots \dots \dots (3.26)\end{aligned}$$

ここで、 $\bar{\mu} = A C_C / C_V$

$\bar{\nu} = 1 - (A C_S + A C_C) / C_V$

矩形断面 ( $\lambda = 1$ ) の場合の 2 つの方法により計算した付加水質量増加率を Fig. 3.12 に示す。対称型振動の場合には両定義による差は大きいが、逆対称型振動の場合にはほとんど差がないことがわかる。

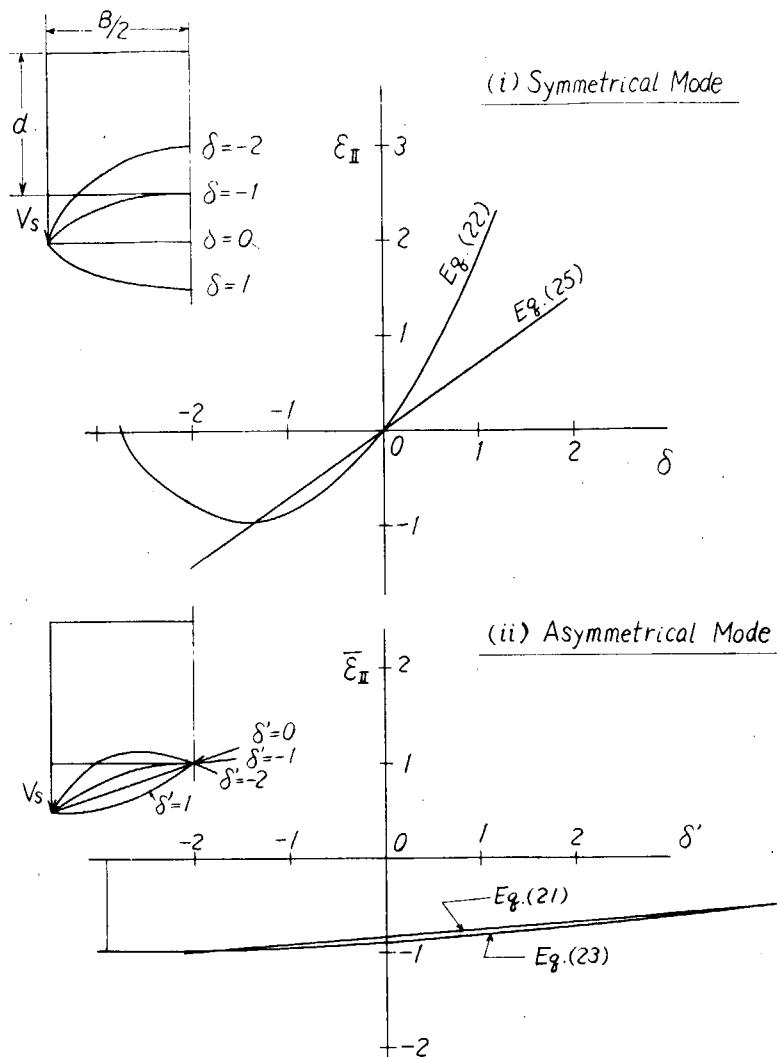


Fig. 3.12 Rate of Increase of Added Virtual Mass  
(For Rectangular Section)

### 参考文献

- 1) Lewis, F.M. ; The Inertia of the Water Surrounding a Vibrating Ship, SNAME, Vol. 37, 1929
- 2) Prohaska, C.W. ; Vibrations Verticales du Navire, ATMA, 1947
- 3) Landweber, L & Macagno, M.C. ; Added Mass of Two-Dimensional Forms Oscillating in a Free Surface, Journal of Ship Research, 1957
- 4) 松浦義一、川上 塞 ; 有限要素法による船体付加水質量およびモーメントの計算、造船学会論文集第124号
- 5) 熊井 豊二 ; Influence of the Virtual Inertia of Vibrating Bottom Panel on the Hull Natural Frequencies, Reports of Research Institute for Applied Mechanics, Kyushu University, Vol. XVII, No. 58, 1969
- 6) 番川 淳二 ; 巨大タンカーの付加水質量について、構造委員会西部地区部会資料 73-32

## 4. 上部構造の前後振動

### 4.1 緒言

上部構造の前後固有振動数を推定する目的で、電算による検討結果に基づいて、2種類の固有振動数簡易計算法を作成した。第1の方法は、上部構造のプロファイルのみによつて上部構造のタイプ分類を行ない、振動数計算を行なう簡便な方法である。本法により、従来船の検討を行なつたところ、文献<sup>2)</sup>に示すように、全般的に見て、かなり良い精度で計算できることがわかつた。しかし、本法では、上部構造に共振の恐れがある場合、その防振対策が必ずしも明確でないこと、および、本簡易計算法を適用する際の上部構造のタイプ分類に判断の難しい点があることなどの問題があつたので、上部構造の外観形状、基部構造、構造および重量の配置などを考慮した第2の固有振動数簡易計算法を作成し、その精度などを検討した。なお、上述の第1の方法による計算および検討については、第9回研究部会の報告書<sup>2)</sup>および文献<sup>3)</sup>に詳細が示されているので、ここでは主として第2の簡易計算法について述べる。本計算法適用の結果、計算精度および、その他設計要素の影響などについて、ほぼ所期の目的を達しうることが判明した。

### 4.2 固有振動数の簡易計算法

第1の簡易計算法については文献<sup>2), 3)</sup>に詳細が示されているので、ここでは、第2の簡易計算法について述べる。

#### 4.2.1 計算法

上部構造および基部構造の剛性、構造および重量の配置などを考慮した簡略計算法としては、文献<sup>1)</sup>に示された方法があるが、本研究では、これを実船に適用して振動計算を行ない、その結果を検討して、計算法を改善することを考えた。

文献<sup>1)</sup>によれば、上部構造の簡易計算式は次式で与えられる。

$$\left( \frac{1.07}{N} \right)^2 = \left( \frac{1}{N_R} \right)^2 + \left( \frac{1}{N_S} \right)^2 \quad \dots \quad (4.1)$$

ここに、

$$\begin{cases} N & : \text{上部構造の前後固有振動数} \\ N_R & : \text{剛体振動数、上部構造のせん断剛性を十分大とした極限の場合の振動数} \\ N_S & : \text{せん断振動数、上部構造自体および基部の上下方向の剛性を十分大とした極限の場合の振動数} \end{cases}$$

せん断振動数( $N_S$ )は、上部構造高さ( $H$ )と密接な関係があり、次式で近似的に求められる。

$$N_S = 2,600 - 90H \quad (\text{cpm}) \quad \dots \quad (4.2)$$

ここに、

$H$  : 上部構造高さ( m )、ただし poop およびこれに類する deck は除外する。

したがつて、剛体振動数( $N_R$ )を簡略に求め得れば、上部構造の固有振動数( $N$ )が求まることとなる。いま、(4.1)式の $N$ に実測値( $N_a$ )をとり、 $N_S$ に(4.2)式より求めた値を用いて $N_R$ を逆算してみると、Fig. 4.1に示すとおりとなる。図中、横軸( $\alpha$ )は上部構造の形状および重量分布を含むパラメータであり、後述する(4.4)式で示される。また、TYPE-A, TYPE-B, およびTYPE-Cは文献<sup>1)</sup>に提案されている上部構造のタイプわけである。

次に文献<sup>1)</sup>および後述の電算結果を参考にして、各構造の剛性およびこれら構造の上部構造自体との結合状態を判定する判定基準および等価剛性係数( $R$ )を定めた。これらを Table 4.1 および Table 4.2 に示す。

なお、各供試船の等価剛性係数( $R$ )は Fig. 4.1 中に示したとおりである。

Fig. 4.1 のプロットの傾き( $C = N_R / \alpha$ )は、剛性および重量分布を考慮した上部構造の振動上の固め度合を表わすものであるが、これと等価剛性係数( $R$ )との関係を調べて見ると Fig. 4.2 に示したとおりであつて、 $C$ と $R$ との間にはかなり強い関連があることがわかつた。したがつてここでは、TYPE-A, B, C のタイプわけのかわりに図

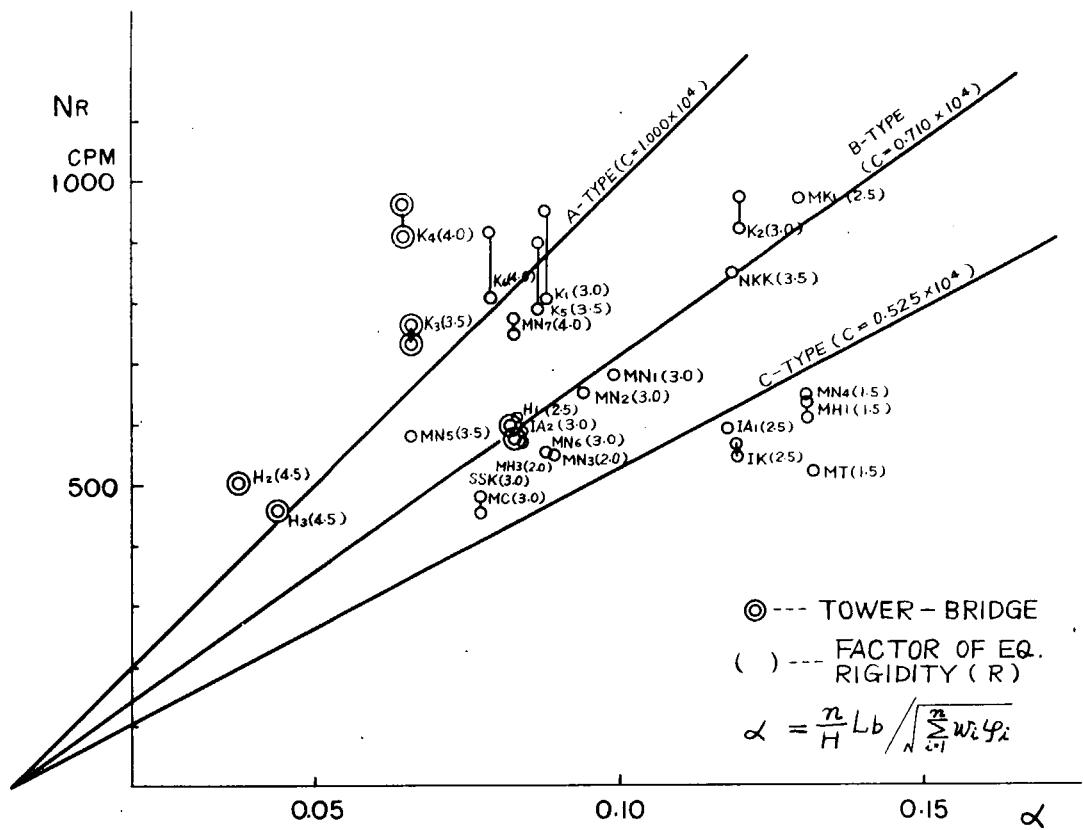


Fig. 4.1 Relation Among NR,  $\alpha$  and R

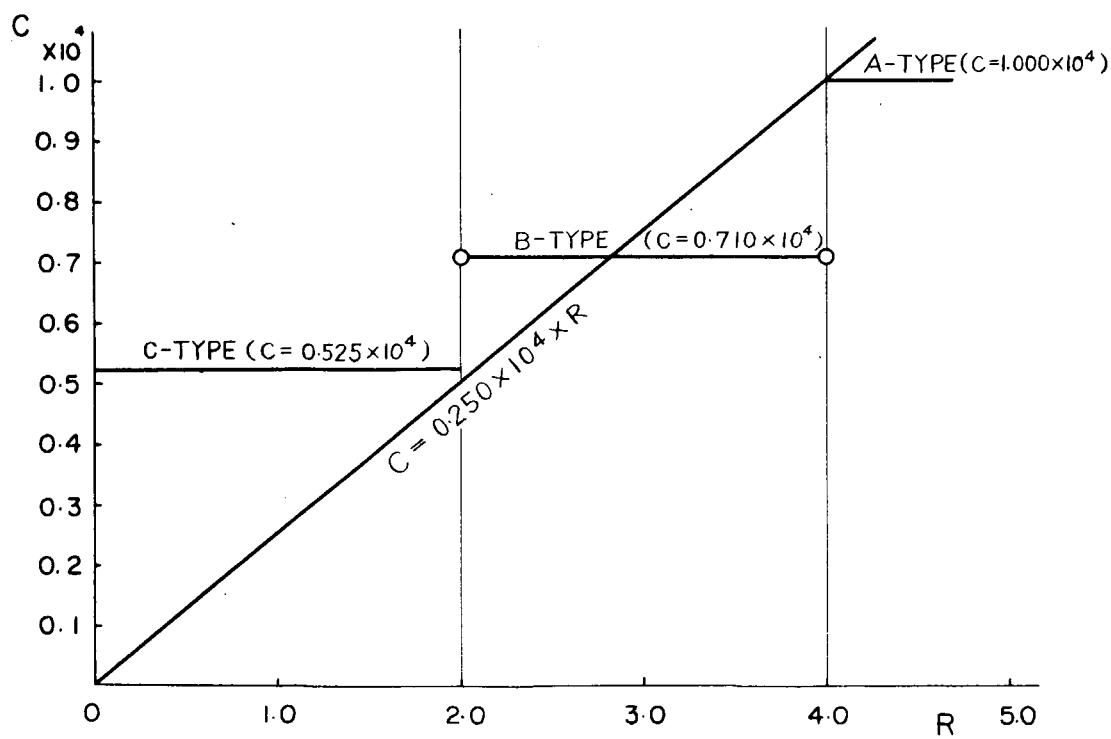


Fig. 4.2 Relation Between Type and R ( $C = NR/\alpha$ )

中に示した次式、

$$C = 0.250 \times 10^4 \times R \quad | \quad N_R = \alpha \times 0.250 \times 10^4 \times R \quad (4.3)$$

を剛体振動数( $N_R$ )の計算に用いることとする。

#### 4.2.2 計算手順

上部構造自体および基部構造の剛性、ならびにそれらの結合状態を判定基準に従つて検討、採点して、その合計点および上部構造の形状より等価剛性係数( $R$ )を求める。次に、形状および重量分布を含んだパラメータ( $\alpha$ ,  $N_R$ ,  $N_S$ )を求めて、これらより固有振動数( $N$ )を計算する。具体的計算手順は、以下(1)~(5)に示すとおりである。

##### (1) 等価剛性係数( $R$ )

Table 4.1 Check Points for Structure-Elements

Check Points (判定基準)		得点	1.0点	0.5点	0.0点
①	front wall と下部の Trans. BHD との連続性はよいか。T.BHD に乗っているか。		Trans. BHD に完全に乗っている。 AND Front Wall は Flat	Trans. BHD が深さの半分しかない。 OR F. Wall が R付	Trans. BHD に乗っていない。
②	casing wall 及び house side wall が 3 層以上連続しているか。		两者とも連続している。	一方のみ 3 層連続している。	两者とも 3 層連続していない。
③	aft end wall が aft peak BHD 又は Trans. BHD と有効に固定されているか。		A. P. BHD に完全に乗っている。	A. P. BHD から 1 WEB FRAME SPACE 以内にある。	A. P. BHD から 1 WEB FRAME SPACE 以内にない。
④	longitudinal BHD が船底の下部で船基部長の $1/3$ 以上入っているか。		$1/3$ 以上入っている。	入っているが $1/3$ に達しない。	基部に入っていない。

Table 4.2 Factor of Equivalent Rigidity ( $R$ )

case	Profile			居住区と Engine Casing 及び Funnel	poop DK 及び poop DK 相当 DK	等価剛性係数
	概観	段違い個所	ASPECT 比			
(1)	タワー ブリッジ	少い	$H/L \geq 1$ 程度 *1)	完全独立	ナシ	$R = (\text{Table } 1) + 2.0$
(2)	同上	同上	同上	完全一体	アリ	$R = (\text{Table } 1) + 1.0$
(3)	上記 CASE (1), (2)以外のもの			一体又は不完全独立	*2)	$R = (\text{Table } 1)$

\*1) H: 上部構造高さ、 L: 最下層長さ、ただし、最下層のみ長い場合は下から第2層目の長さ

\*2) Poop DK は上部構造層数に含めない。

##### (2) パラメータ $\alpha$

$$\alpha = \frac{n}{H} \times L_b \sqrt{\sqrt{\sum_{i=1}^n w_i \varphi_i}} \quad (4.4)$$

ここで、

$$\begin{aligned}
 H &: \text{上部構造高さ (m)} \\
 n &: \text{層 数} \\
 i &: \text{最下層を } i = 1 \text{ として付番した各層の番号} \\
 L_b &= (L_1 + L_2) / 2 \quad (\text{m}) \\
 w_i &: \text{第 } i \text{ 層の重量 (ton)} \\
 &\quad (\text{第 } i \text{ 層の Wall, 天井 DK およびこれらに付着する重量}) \\
 \varphi_i &= 3i(i-1)+1 \quad (i=1, 2, \dots, n) \\
 &\quad (\text{各層重量の有効度係数})
 \end{aligned}$$

ただし、いずれの場合にも POOP DK House およびそれに類する甲板量を除外する。

### (3) 剛体振動数 ( $N_R$ )

$$N_R = 0.25 \times R \times \alpha \times 10^4 \quad (\text{cpm}) \quad \dots \quad (4.5)$$

### (4) せん断振動数 ( $N_S$ )

$$N_S = 2.600 - 9.0H \quad (\text{cpm}) \quad \dots \quad (4.6)$$

( $H^m$  : POOP DK およびこれに類する DK は除外する。)

### (5) 計算振動数 ( $N$ )

$$N = 1.07 \times N_R / \sqrt{1 + (N_R/N_S)^2} \quad (\text{cpm}) \quad \dots \quad (4.7)$$

## 4.3 簡易計算法による計算

実測データのある 27 隻の船について前項の方法で振動数を求め、その結果を供試船要目、実測値とあわせて Table 4.3 にまとめた。また、実測値と計算値との比較を Fig. 4.3 に示す。なお、第 1 の簡易計算法（プロファイルのみから計算する方法）を、これら供試船に適用した場合の計算結果を Fig. 4.4 に示す。

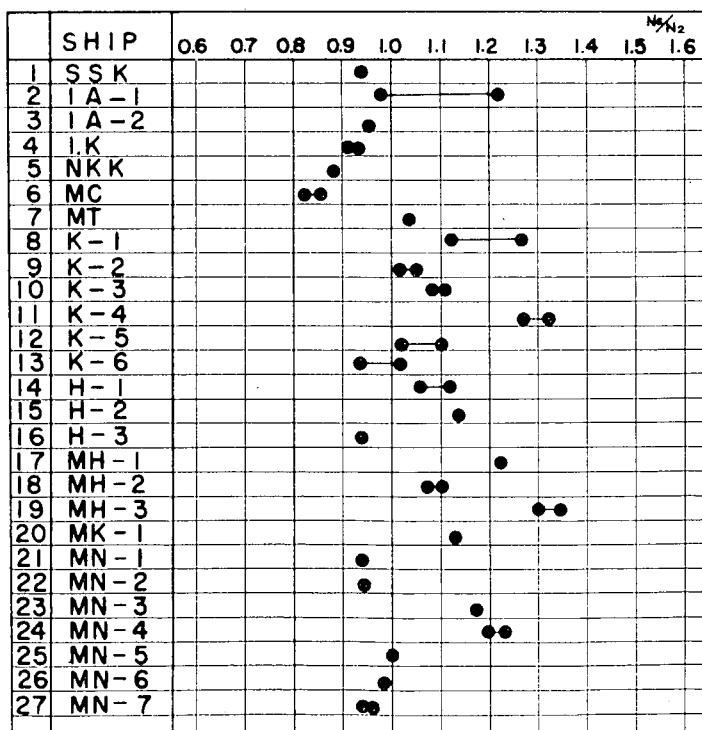


Fig. 4.3 Calculated Results by Simplified Method No 2  
(Na: measured, N<sub>2</sub>: Calculated)

Table 4.3 Particulars of Ships and Freqs. Measured and Calculated

Ship	Kind	DW (ton)	Main Engine (*1) (ton)	Weight (*1) (ton)	Tier.	Height (*1) (m)	Base (*1) (m)	Measured Na(cpm) Sea T.	Calculated Na(cpm) Ex T.	N (cpm)	Na/N NaSE/N	Remarks
1 SSK	O/T	214,195	T	218.9	6+POOP	1,620	18.8	552.	—	588	0.953	—
2 IA-1	O/O	84,200	D	800.9	5	1,360	31.5	580.	720.	593	0.978	SR94 NQ 60-1 (§8)
3 IA-2	B/C	105,779	D	729.8	6	1,635	32.4	560.	556.	579	0.966	SR94 NQ 71-1 (§8)
4 IK	O/C	9,6200	D	607.6	6	1,620	37.3	528.	542.	754	0.910	SR94 NQ 71-1 (§4)
5 NKK	O/C	106,100	D	692.8	6	1,644	33.6	—	724.	815	0.888	SR94 NQ 71-1 (§2)
6 MC	O/T	217,840	T	777.0	6	1,607	34.0	468.	452.	553	0.846	0.817
7 MT	B/C	6,0150	D	551.0	5	1,330	29.1	516.	—	500	1.029	—
8 K-1	O/O	95,915	D	794.0	6	1,635	28.7	702.	775.	610	1.149	1.271
9 K-2	O/T	7,7830	D	581.0	5	1,330	33.5	824.	855.	813	1.015	1.050
10 K-3	O/T	118,400	D	535.0	6	1,600	24.0	678.	660.	611	1.110	1.080
11 K-4	O/T	118,498	D	543.0	6	1,605	24.0	765.	790.	604	1.270	SR94 NQ 60-1 (§5)
12 K-5	O/T	78,500	D	841.0	6	1,630	31.8	690.	750.	681	1.01	1.102
13 K-6	O/O	93,900	D	925.0	6	1,630	31.4	699.	760.	747	0.936	1.019
14 H-1	O/T	105,000	D	348.1	6	1,635	24.0	572.	545.	509	1.121	1.065
15 H-2	O/T	103,500	D	536.7	7	1,830	13.0	473.	473.	418	1.131	SR94 NQ 91(6.1)
16 H-3	O/T	100,800	D	483.1	7	1,830	13.5	440.	443.	470	0.935	—
17 MH-1	O/C	56,581	D	331.9	6	14.90	26.4	605.	605.	491	1.232	SR94 NQ 60-1 (S-11)
18 MH-2	PULP/C	29,361	D	391.9	4+POOP	1040	25.6	570.	560.	519	1.102	1.075
19 MH-3	O/C	94,532	D	489.6	6	1,560	26.4	550.	570.	427	1.29	1.336
20 MK-1	B/C	54,390	D	532.9	5	1,270	28.0	860.	—	759	1.131	—
21 MN-1	O/T	156,500	T	767.8	7	1,820	37.9	593.	—	631	0.944	SR94 NQ 91 (43-P)
22 MN-2	O/T	110,000	T	665.5	6	1,635	30.0	606.	—	640	0.944	—
23 MN-3	O/T	124,000	T	570.5	7	1,820	32.9	505.	—	434	1.169	—
24 MN-4	O/C	56,613	D	331.9	6	14.90	26.4	612.	585.	491	1.252	1.197
25 MN-5	O/T	177,800	T	1121.9	7	18.90	29.7	—	520.	520	1.000	—
26 MN-6	O/T	122,600	T	579.5	7	18.20	32.9	—	575.	585	0.982	—
27 MN-7	O/T	173,900	T	835.0	6	16.75	30.7	672.	655.	705	0.954	0.935

\*1) POOP DK を除外する。

	SHIP	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	$\frac{N_a}{N_1}$
1	SSK					○	△						
2	IA-1					△	○						
3	IA-2				△	○							
4	I.K				○○								
5	NKK								○				
6	MC				○								
7	MT				○								
8	K-1				△	△		○	○				
9	K-2							○					
10	K-3						○	△△					
11	K-4						○	○		△△			
12	K-5						○	○					
13	K-6						○						
14	H-1					○○							
15	H-2					○							
16	H-3					○							
17	MH-1				○○		○						
18	MH-2					○○							
19	MH-3						△	○					
20	MK-1												
21	MN-1							○					
22	MN-2					△	○						
23	MN-3					○							
24	MN-4					○							
25	MN-5					○	△						
26	MN-6						○						
27	MN-7					△		○					

Fig. 4.4 Calculated Results by Simplified Method No 1  
(Na: Measured, N<sub>1</sub>: Calculated)

○……供試船造船所でタイプ判定した場合。  
△……中間的形状のため他タイプとも判定しうるもの。又は他タイプとすべきもの。

#### 4.4 電算法による検討

電子計算機を用いた上部構造前後振動数の計算には、従来いくつかの方法 1), 4), 5), 6) が提案されており、それらの計算モデルは Fig. 4.6 に示したとおりである。

上部構造の振動はきわめて複雑であるので、計算に際してモデル化、基部構造の剛性推定、船体振動との連成の影響の評価など、困難な諸問題があり、現状では電子計算機を用いた多自由度系振動計算を行なつても精度良い推定は望めないが、剛性や質量を変えた計算を行なうことによつて種々の設計要素が上部構造の振動に及ぼす影響の定性的検

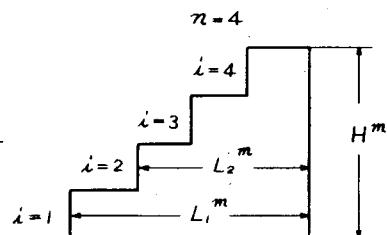


Fig. 4.5 Symbols

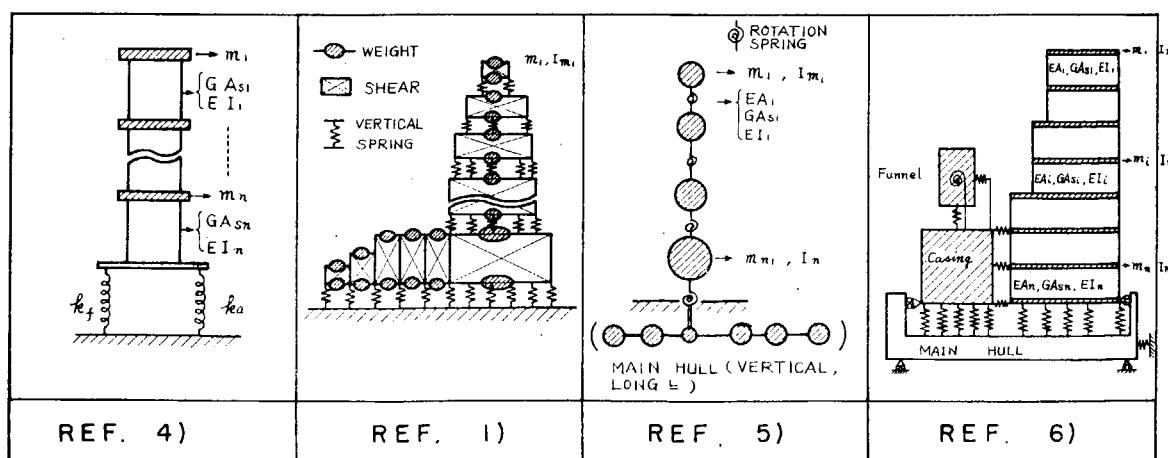


Fig. 4.6 Calculation Models for Computer Program

討は一応可能であると考えられる。したがつて、ここでは定性的検討を行なつて、その結果を上述の簡略計算法に取り入れることとした。計算は上記すべての供試船に実施することが望ましいが、時間的な関係もあるので、そのうちの5隻について電算法を適用した。

#### 4.4.1 計算法

電算法としては Fig. 4.6 に示したような諸方法があるが、ここでは文献<sup>1)</sup>の方法を適用した。なおその際、計算の便宜上、上部構造最下層の曲りの影響は無視した。

#### 4.4.2 電算結果

計算結果は、Table 4.4 に示すとおりである。実測振動数( $N_a$ )と計算振動数( $N_c$ )との比( $r = N_a / N_c$ )をみると、SHIP MN-1, K-4 は  $r = 0.73 \sim 0.74$ , SHIP H-3, IA-2 は  $r = 1.02 \sim 1.04$  であり、SHIP SSK はこれらの中間となつている。文献<sup>1)</sup>によれば、 $r$  の平均値は  $r = 0.75$  となつてゐるので、上記の  $r$  のばらつきについて検討した結果、SHIP H-3, IA-2, SSK はいずれも文献<sup>1)</sup>に含まれていない、いわゆるタワーブリッジ形式の上部構造であり、SHIP MN-1, K-4 は文献<sup>1)</sup>に計算されているものとほぼ同形式であることがわかつた。したがつてこれらの検討結果を Table 2.2 に記述した等価剛性係数の算出の際に上部構造型式の影響として考慮することとした。

以上の計算により得られた振動モードカーブを Fig. 4.7 ~ Fig. 4.11 に示す。

#### 4.4.3 振動数に及ぼす各構造要素の影響の検討

各構造要素の固有振動数に及ぼす影響は、他の構造との相対的剛性によるので、必ずしも一定ではない。したがつてここでは、各構造要素の影響の大略の値を

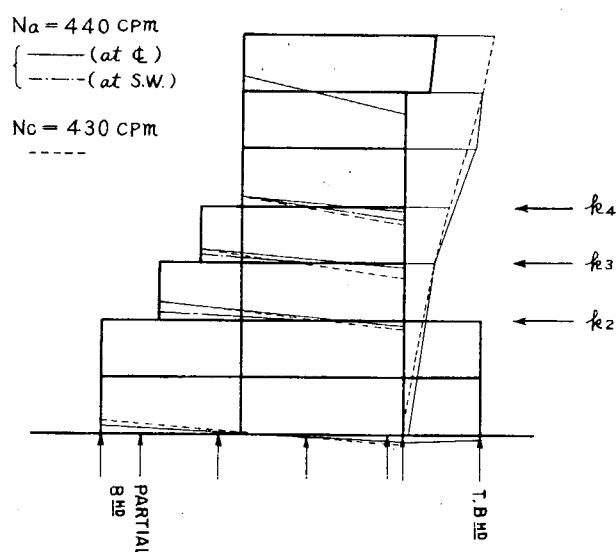


Fig. 4.7 Mode Curves (Ship H-3)  
Na: Measured, Nc: Calculated

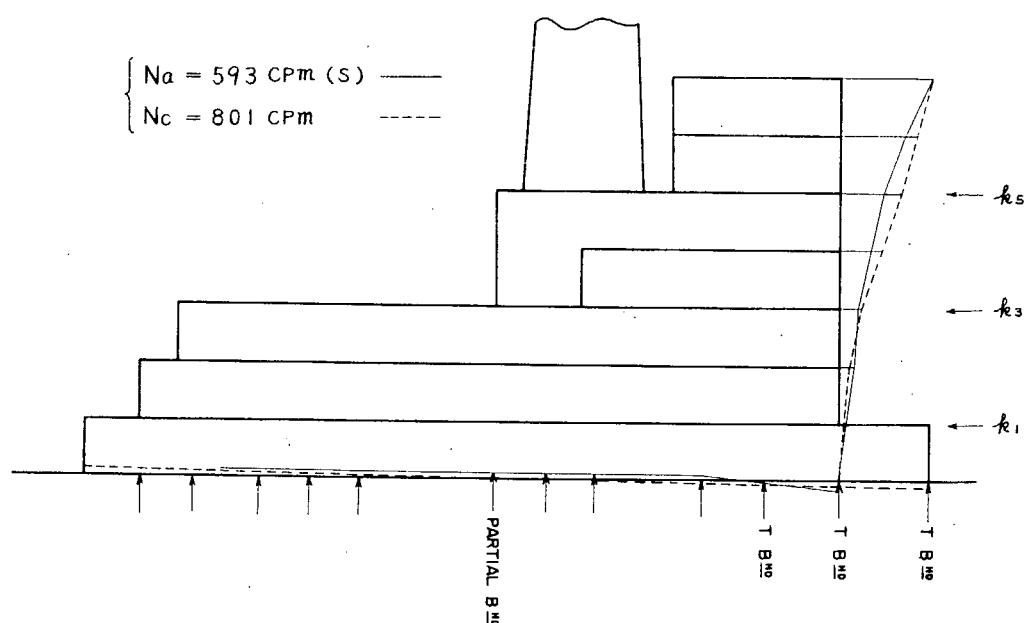


Fig. 4.8 Mode Curves (Ship MN-1)  
Na: Measured, Nc: Calculated

Table 4.4 Calculated Results by Electronic Digital Computer (文献1)の方法による)

Ship	Type & R	実測***		計算振動数 (cpm)		r = $N_a/N_c$	Weight (ton)	Tier	Height (m)	Base (m)
		連成振動数 $N_c$	剛体振動数 $N_r$	剪断振動数 $N_s$	剪断振動数 $N_s$					
1 H - 3	B R = 4.5	E. 4 4 0 S. 4 4 0	4 3 0	5 5 0	6 6 1	E. 1.0 2 S. 1.0 2	4 8 3.1	7	1 8.3	1 3.5
2 I A - 2	C R = 3.0	E. 5 5 6 S. 5 6 0	5 3 7	6 0 1	8 9 8	E. 1.0 3 S. 1.0 4	3 1 4.8*	5*	1 3.6*	1 8.0
3 K - 4	C R = 4.0	E. 7 9 0 S. 7 6 5	1.0 5 2	1.3 6 2	1, 3 9 9	E. 0.7 4 S. 0.7 3	5 4 3.0	6	1 6.0 5	2 4.0
4 S S K *	C R = 3.0	E. — S. 5 5 2	6 2 8	6 9 9	1, 2 8 4	E. — S. 0.8 8	2 1 8.9*	6*	1 6.2*	1 8.8
5 M N - 1	B R = 3.0	E. — S. 5 9 3	8 0 1	1, 0 8 5	9 6 1	E. — S. 0.7 4	7 6 7.8	7	1 8.2	3 7.9

\* R : Factor of Equivalent Rigidity, vide Table 4.2

\*\* 最下層 DK は、振動体と考えず基部構造と見なした。

\*\*\* E : Exciter Test, S : Sea Trial

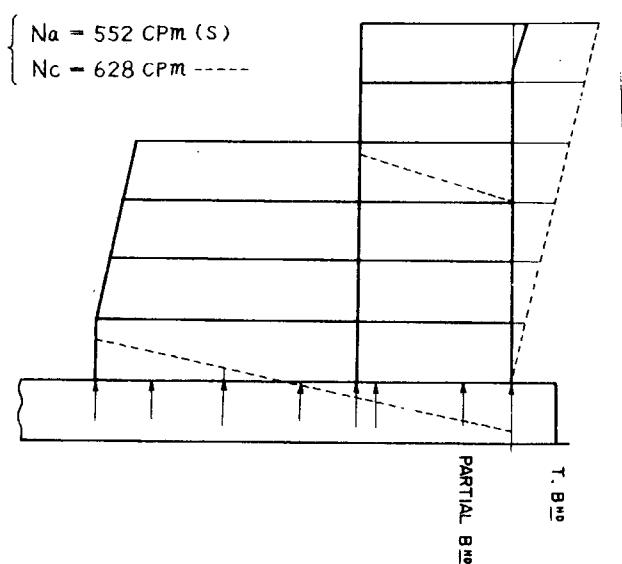


Fig. 4.9 Mode Curve (Ship SSK)

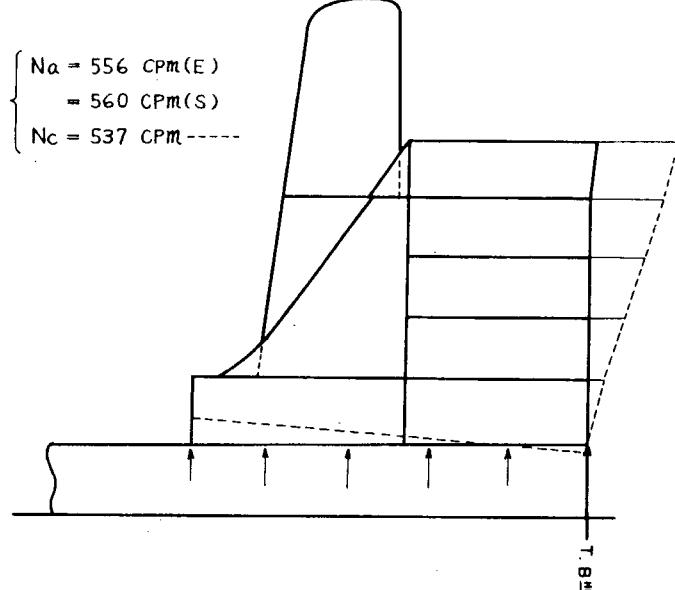


Fig. 4.10 Mode Curve (Ship IA-2)

つかんで、これを用いて文献<sup>1)</sup>に示された構造判定の Check Point を修正することとした。この検討は前述の電算供試船のうち SHIP H-3 および SHIP IH-2 について行ない、Table 4.1 に示した構造判定基準 (Check Point) に対する各構造要素を ( $k_0 \rightarrow k$ ) に変化させて、それによる振動数の変化 ( $N_a \rightarrow N_c$ ) を調べた。計算結果は、Fig. 4.12～Fig. 4.18 に示したとおりであり、Table 4.1 はこれらの計算結果を構造の判定基準と得点の関係にまとめたものである。

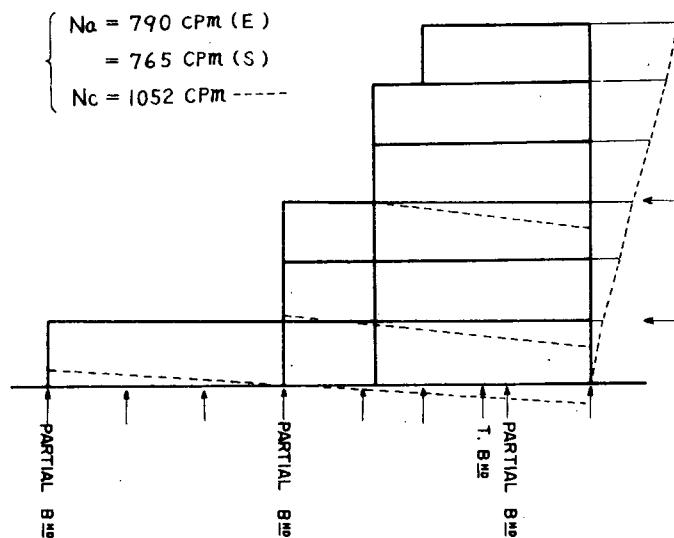


Fig. 4.11 Mode Curve (Ship K-4)

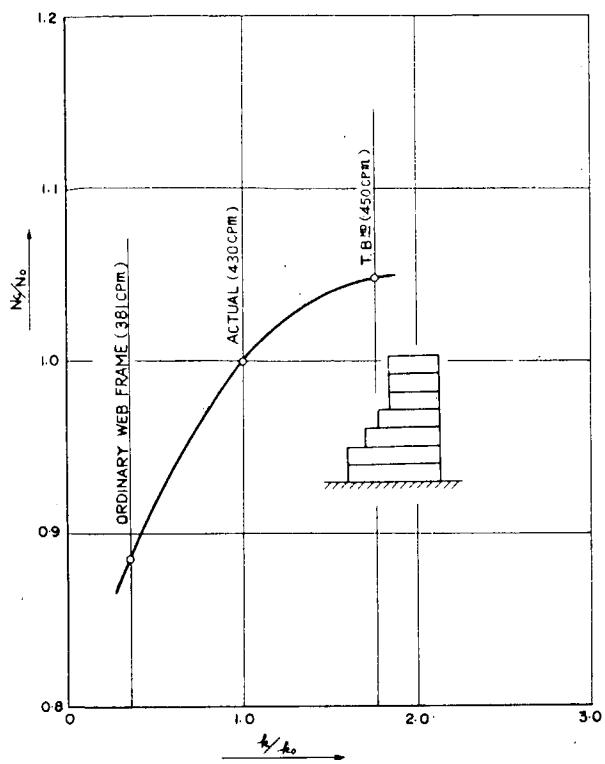


Fig. 4.12 Effect of Rigidity under Front Wall (Ship H-3)  
 $(k_0, N_o)$ : Actual,  
 $(k, N_c)$ : Altered

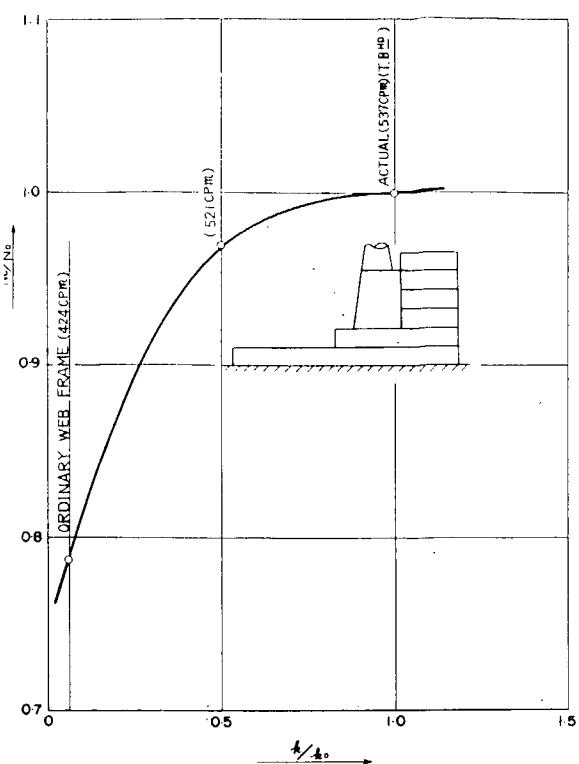


Fig. 4.13 Effect of Rigidity under Front Wall (Ship IA-2)  
 $(k_0, N_o)$ : Actual,  
 $(k, N_c)$ : Altered

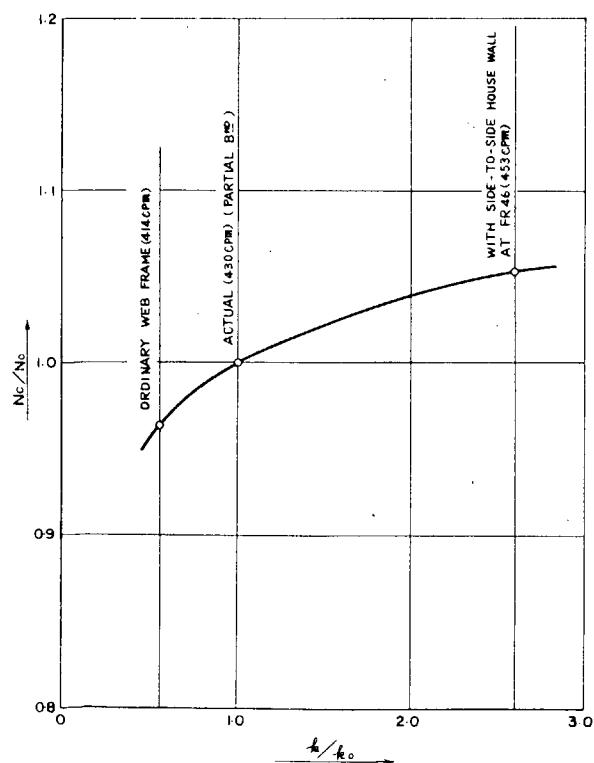


Fig. 4.14 Effect of Rigidity under Aft End Wall (Ship H-3)  
 $(k_0, N_o)$ : Actual,  
 $(k, N_c)$ : Altered

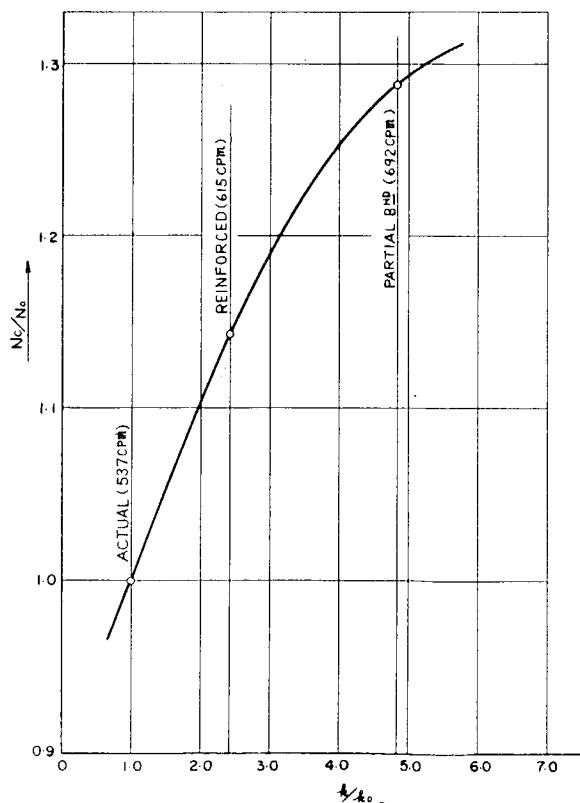


Fig. 4.15 Effect of Rigidity under Aft End Wall (Ship IA-2)  
 $(k_0, N_o)$ : Actual,  
 $(k, N_c)$ : Altered

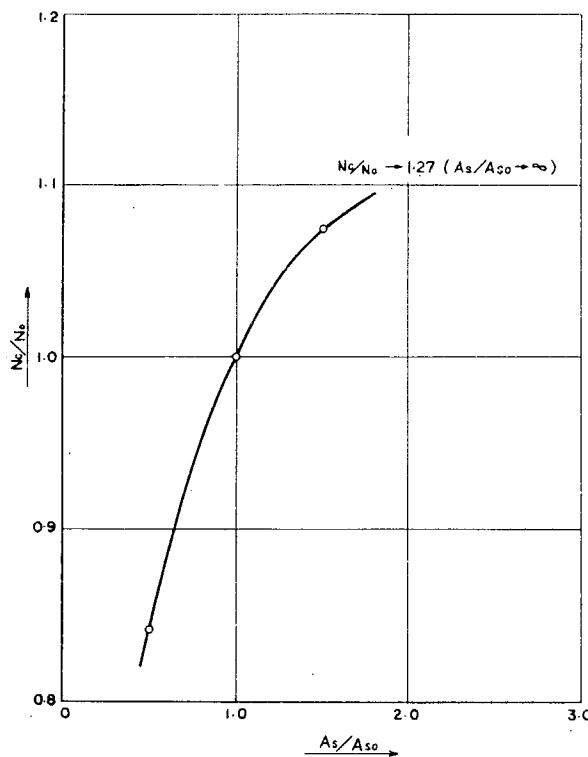


Fig. 4.16 Effect of Web Area (H-3)  
 $(A_{so}, N_o)$ : Actual,  
 $(A_s, N_c)$ : Altered

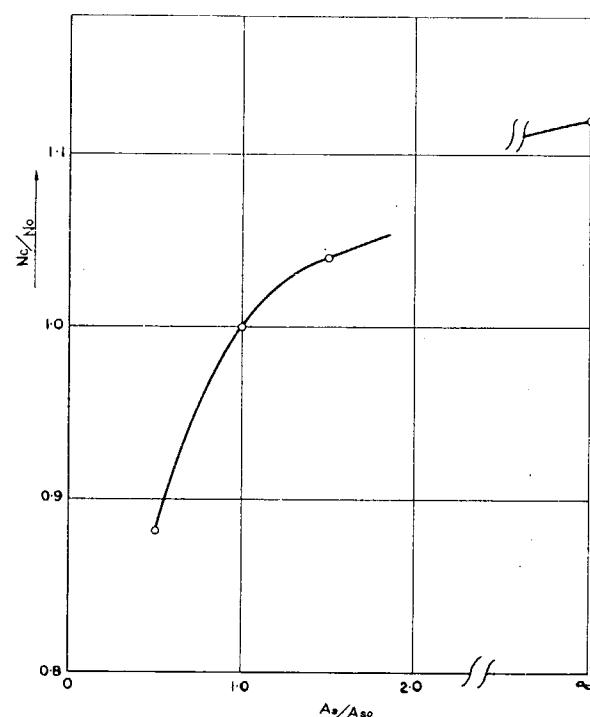


Fig. 4.17 Effect of Web Area (IA-2)  
 $(A_{so}, N_o)$ : Actual,  
 $(A_s, N_c)$ : Altered

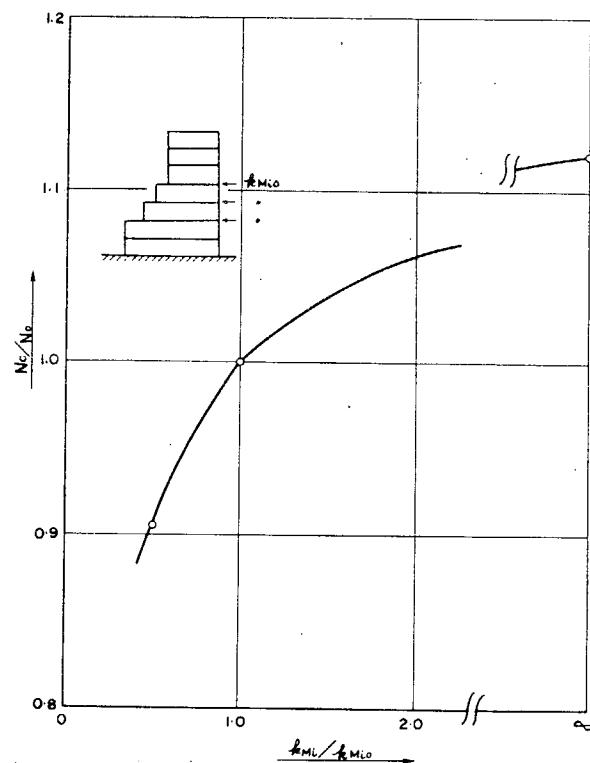


Fig. 4.18 Effect of Rigidity in House (H-3)  
 $(k_{Mlo}, N_o)$ : Actual,  $(k_{Mi}, N_c)$ : Altered

#### 4.5 結論および今後の要検討事項

船体上部構造の前後固有振動数を電算機ならびに複雑な構造の剛性計算を要せずに簡略に求める2つの方法を作成した。これらの方法はいずれも電算機を用いた詳細検討結果に基づいているが、その1は上部構造のプロファイル形状のみより上部構造のタイプ分類を行ない、固有振動数を求め得る簡便な方法であり、他の1つは形状、構造、重量分布などの固有振動数に及ぼす影響を考慮し、防振対策上の便をはかつたものである。

これらの簡易計算法を実測データのある27隻の船に適用した結果、2~3の例外を除いて両者ともかなりよい精度で固有振動数を推定できることがわかつた。

いずれの計算法も簡略計算法であるので、ある程度の計算値のバラツキは止むを得ないが、今後の問題点として、第1の計算法に関しては、プロファイルによる上部構造のタイプ分類に構造方式の異なるものをも含み得るよう検討することがあり、また第2の方法に関しては構造方式の有効度の詳細な検討を追加して実施することが望まれる。

なお、実測値と計算値との比較の際に見られるように、実船では起振機実験時と海上試運転時で固有振動数にかなり差のあるものがみられ、計測に当つてはこの点にも注意の必要があるものと思われる。

#### 参考文献

- 1) 大沼 寛、山本鷹司、中野元博、尾上光賢 “船尾船橋船の船楼の振動について” 西部造船会会報 第38号
- 2) 日本造船研究協会(SR94)、研究資料 No.91 “船体機関の振動防止対策に関する実験研究報告書(第1分冊)”
- 3) 広渡智雪、松本亘平、加道博章 “上部構造の前後振動に関する研究(続報)” 造船学会論文集 第125号
- 4) 広渡智雪、松本亘平 “上部構造の前後振動に関する研究” 造船学会論文集 第119号
- 5) 三菱重工神戸研究所 “船体振動と上部構造前後振動との関連” 日本造船研究協会(SR94) 資料 V45-3
- 6) 川崎重工 “上部構造の固有振動数の一計算法” 日本造船研究協会(SR94) 資料 V42-7

## 第2編 機関台、機関架構および軸系の振動に関する研究

# 1. 機関架構と機関室の連成振動に関する実験的研究

## 1.1 緒 言

内燃機関架構が船体に搭載された場合、機関室（二重底）あるいは船体の種々の振動と連成して非常に複雑な振動特性を呈することが考えられる。そこで、実船における架構振動、振動応答を計算できるようにするために、まず機関室二重底の振動および架構と二重底の連成振動特性を明らかにしなければならない。しかし、これまで二重底の振動に関しては種々の実測データ<sup>1~4)</sup>および理論的解析<sup>5~8)</sup>があるが、計測上の困難さから、二重底振動の全貌を明確に捕えたデータは少なく計算との対応がいま一つ明確にされていないようと思われる。

そこで今回新たに二重底模型を製作し、載荷実験、振動実験を行ない、立体薄板有限要素法<sup>9)</sup>および平面骨組構造系<sup>10)</sup>としての計算と比較検討した。

さらに、これにて4.2年度に製作した架構模型をとりつけ、連成振動実験を実施し、平面骨組構造系としての計算結果と比較検討した。

## 1.2 架構模型

架構模型は、4.2年度に製作した6 RD 90 機関の縮尺  $1/8$  のアクリライト模型<sup>11)</sup>を使用した。概略図を Fig. 1.1 に示す。

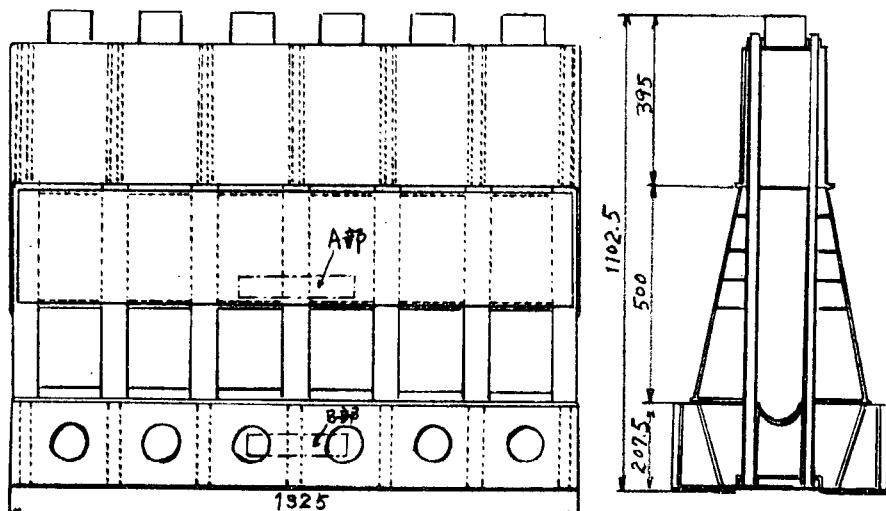


Fig. 1.1 模 型 概 略 図

## 1.3 二重底模型

二重底模型は、4.2年度に実機測定を行なつた54,390 DWT のタンカを対象とした。Lpp × Bmid × Dmid = 211.00 m × 31.80 m × 17.50 m であり、また、搭載機関は6 RD 90 である。

この二重底模型の材質は、架構模型と同様アクリライトとする。また、縮尺も架構模型の縮尺と同じ  $1/8$  が望ましいのであるが、製作上、実験上の観点から  $1/10$  とした。したがつて架構模型との連成振動の場合、定量的に実船とやや差異があるかも知れないが、定性的な傾向はほとんど変わらないものと考えられる。模型化にあたつては、実機をそのまま縮少することは製作上困難であるので次のようにした。

- 1) Fig. 1.2 に示すように、Solid Floor については、実機の3 Frame をまとめて模型の1 Frame とした。また、Engine Girder および Side Girder に対しては、7本の Girder を4本に減らし板厚を増加させた。
- 2) 架構搭載部の Solid Floor および Girder の板厚増加は無視した。
- 3) 二重底船側部の曲がりは無視した。
- 4) 二重底内のマンホールは無視した。二重底模型の概略図を Fig. 1.2 に示す。重量は 62.7 Kg である。

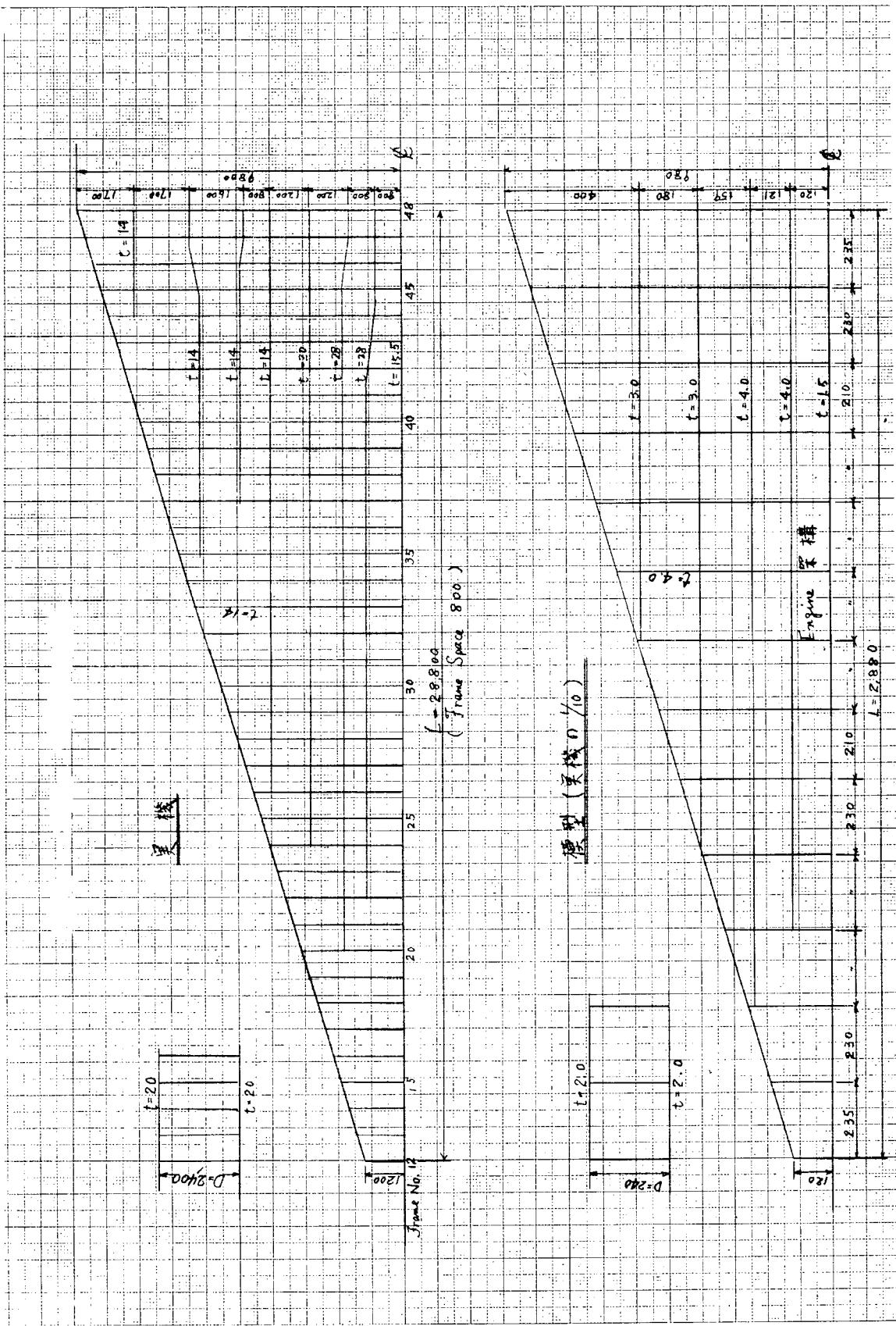


Fig. 1.2 二重底寒機模型

## 1.4 載荷実験

### 1.4.1 有限要素法による計算法<sup>9)</sup>

立体薄板構造の場合、板の剛性として曲げ剛性と面内剛性の二つを考慮しなければならないが、船舶・航空機・橋・車輛などの構造では、外荷重に抵抗しているのはほとんど面内剛性であり、曲げ剛性を無視してもその影響は局部的なものにとどまると考えられるので、ここでは平板の面内剛性だけを考慮することにした。ゆえに各節点の節点変位は  $(u, v, w)$  の 3 項から成る。

三角形要素  $i j k$  について Fig. 1.3 のように部材座標系をとる。すなわち、三角形要素面を  $x^* - y^*$  平面とし  $\vec{i}j$  を  $x^*$  軸とする。 $k$  から辺  $ij$  に垂線をおろしその足を  $m$  とする。 $i$  を通つて  $\vec{mk}$  の方向に  $y^*$  軸をとる。 $z^*$  軸は  $x^*, y^*$  軸と右手系をなすように定める。変位関数として、

$$u = \alpha_1 + \alpha_2 x^* + \alpha_3 y^*, \quad v = \alpha_4 + \alpha_5 x^* + \alpha_6 y^* \quad \dots \quad (1.1)$$

を仮定すると、部材座標系について三角形要素の剛性方程式は、

$$\begin{Bmatrix} X_t^* \\ Y_t^* \\ Z_t^* \end{Bmatrix} = k_t^* \begin{Bmatrix} u_t^* \\ v_t^* \\ w_t^* \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{tp}^* & 0 \\ \dots & \dots \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_t^* \\ v_t^* \\ w_t^* \end{Bmatrix} \quad \dots \quad (1.2)$$

となる。ここで、

$$X_t^* = \{ X_i^*, X_j^*, X_k^* \}^T \quad Y_t^* = \{ Y_i^*, Y_j^*, Y_k^* \}^T$$

$$Z_t^* = \{ Z_i^*, Z_j^*, Z_k^* \}^T$$

$$u_t^* = \{ u_i^*, u_j^*, u_k^* \}^T \quad v_t^* = \{ v_i^*, v_j^*, v_k^* \}^T$$

$$w_t^* = \{ w_i^*, w_j^*, w_k^* \}^T$$

$$k_{tp}^* = \frac{t N^T D N}{2 a b}$$

$$N = \begin{bmatrix} -b, & b, & 0, & 0, & 0, & 0, \\ 0, & 0, & 0, & c-a, & -c, & a, \\ c-a, & -c, & a, & -b, & b, & 0 \end{bmatrix}$$

$$D = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1, & \nu, & 0 \\ \nu, & 1, & 0 \\ 0, & 0, & (1-\nu)/2 \end{bmatrix}$$

三角形要素の 3 頂点  $i, j, k$  が全体座標系に関して  $(x_i, y_i, z_i), (x_j, y_j, z_j), (x_k, y_k, z_k)$  に位置しているものとする。(Fig. 1.4)

$x, y, z$  軸に対する  $x^*$  軸の方向余弦は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \lambda_{x^*x} &= \frac{x_{ji}}{\ell_{ij}} \\ \lambda_{x^*y} &= \frac{y_{ji}}{\ell_{ij}} \\ \lambda_{x^*z} &= \frac{z_{ji}}{\ell_{ij}} \end{aligned} \right\} \quad \dots \quad (1.3)$$

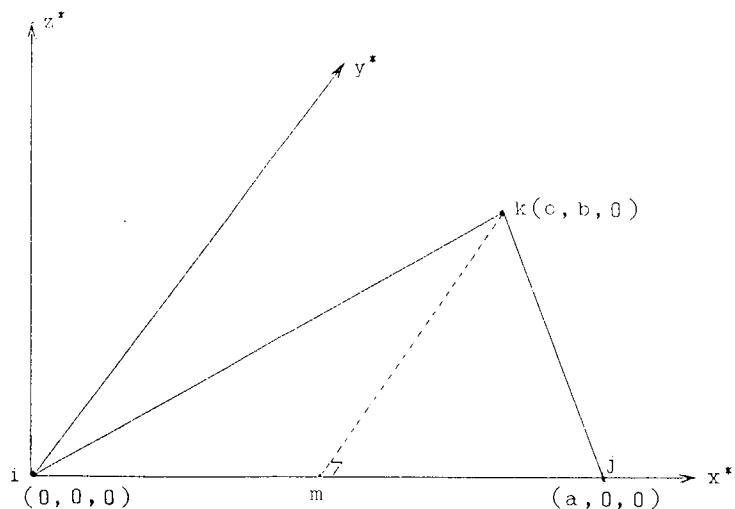


Fig. 1.3 三角形要素とその部材座標

次に  $x$ ,  $y$ ,  $z$  軸に対する  $y^*$  軸の方向余弦を求める。まずベクトル  $\vec{ik}$  の  $x$ ,  $y$ ,  $z$  軸に対する方向余弦はそれぞれ  $x_{ki}/\ell_{ik}$ ,  $y_{ki}/\ell_{ik}$ ,  $z_{ki}/\ell_{ik}$  である。次にベクトル  $\vec{ij}$  とベクトル  $\vec{ik}$  のなす角  $\varphi$  の余弦は公式から、

$$\cos \varphi = \frac{x_{ji}x_{ki} + y_{ji}y_{ki} + z_{ji}z_{ki}}{\ell_{ij} \cdot \ell_{ik}}$$

であるので、ベクトル  $\vec{im}$  の長さ  $\ell_{im}$  は、

$$\ell_{im} = \ell_{ik} \cos \varphi = \lambda_{x^*x} x_{ki} + \lambda_{x^*y} y_{ki} + \lambda_{x^*z} z_{ki}$$

となり、 $m$  の座標  $(x_m, y_m, z_m)$  は次のようにになる。

$$x_m = x_i + \lambda_{x^*x} \ell_{im}, \quad y_m = y_i + \lambda_{x^*y} \ell_{im}, \\ z_m = z_i + \lambda_{x^*z} \ell_{im}$$

これを用いて、

$$x_{km} = x_{ki} - \lambda_{x^*x} \ell_{im}, \quad y_{km} = y_{ki} - \lambda_{x^*y} \ell_{im}, \quad z_{km} = z_{ki} - \lambda_{x^*z} \ell_{im}$$

が求められ、 $x$ ,  $y$ ,  $z$  軸に対する  $y^*$  軸の方向余弦は、

$$\lambda_{y^*x} = \frac{x_{km}}{\ell_{mk}}, \quad \lambda_{y^*y} = \frac{y_{km}}{\ell_{mk}}, \quad \lambda_{y^*z} = \frac{z_{km}}{\ell_{mk}} \quad \dots \quad (1.4)$$

となる。

座標変換行列  $T$  は次のようになる。

$$T = \begin{bmatrix} \lambda_{x^*x} & \lambda_{x^*y} & \lambda_{x^*z} \\ \lambda_{y^*x} & \lambda_{y^*y} & \lambda_{y^*z} \\ \lambda_{z^*x} & \lambda_{z^*y} & \lambda_{z^*z} \end{bmatrix}$$

ただし  $T$  は単位行列で、長方形要素の場合は  $4 \times 4$ 、三角形要素の場合には  $3 \times 3$ 、はり要素の場合には  $2 \times 2$  である。全体座標系に関する剛性行列  $\mathbf{k}$  は、部材座標系に関する剛性行列  $\mathbf{k}^*$  と座標変換行列  $T$  によって次のように表わされる。

$$\mathbf{k} = T^* \mathbf{k}^* T \quad \dots \quad (1.5)$$

はり要素の場合は  $T$  の内に未定項を含むが、(1.5)式を実際に計算すると未定項はすべて 0 と乗せられるので問題ない。

#### 1.4.2 截荷条件、境界条件

二重底振動実験を行なう前に、二重底の変形特性を調べるために截荷実験を実施した。

荷重は、Fig. 1.5 に示すように二重底の中心線上の一点に集中荷重をかけた。境界条件は機関室前後の隔壁の部分を単純支持とした。

#### 1.4.3 実験結果

Fig. 1.6 に実験結果を立体有限要素法および平面骨組構造としての計算結果を対比して示す。この図をみてもわかるように最大たわみの位置は、計算値と同じ点 (Fig. 1.5 で Section Y<sub>3</sub> 中心線上) で、たわみの形状も計算結果と類似している。

たわみの絶対値は、両計算値のほぼ中間程度の値を示していて、二重底程度の Depth / Length の形状では、いずれで計算してもよい結果が得られるものと考えられる。

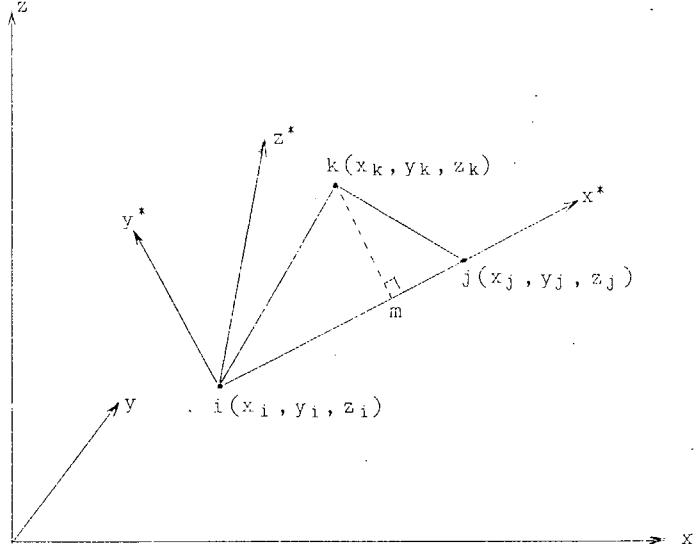


Fig. 1.4 全体座標系と三角形要素の部材座標系

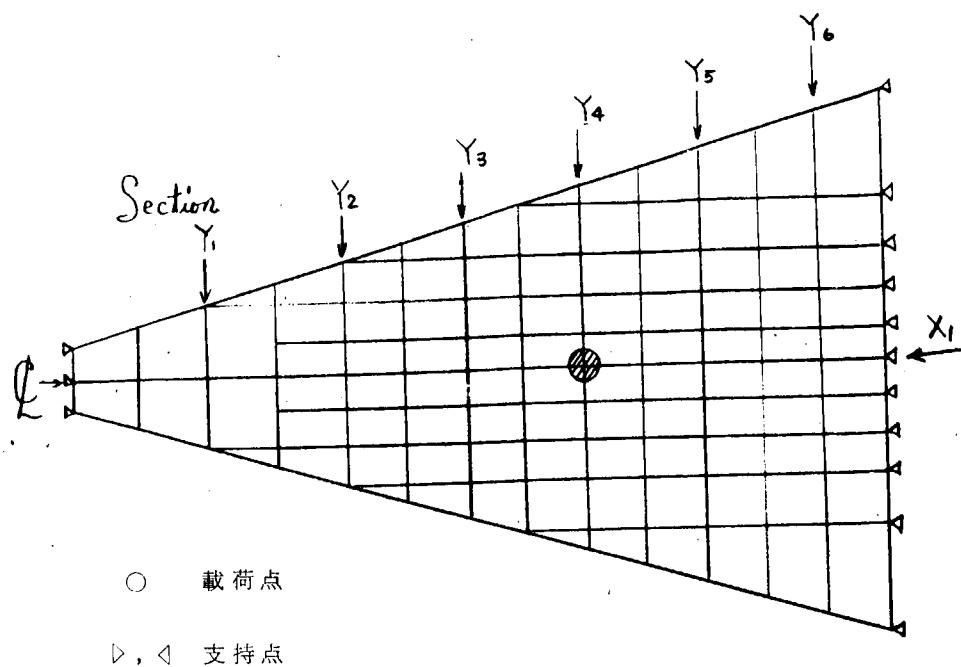


Fig. 1.5 二重底載荷点

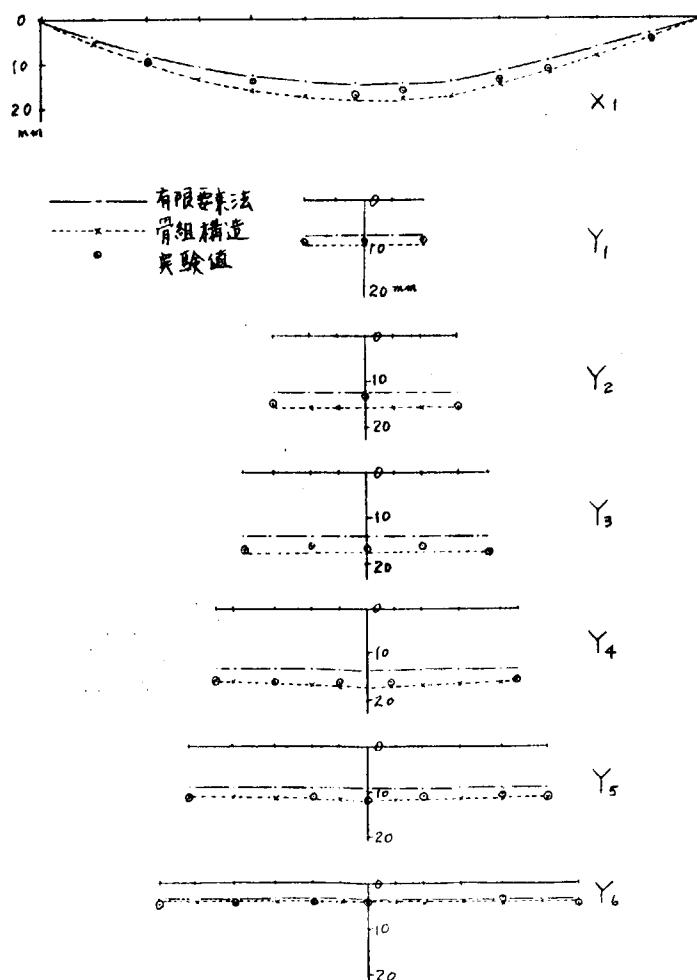


Fig. 1.6 実験値と計算値の比較

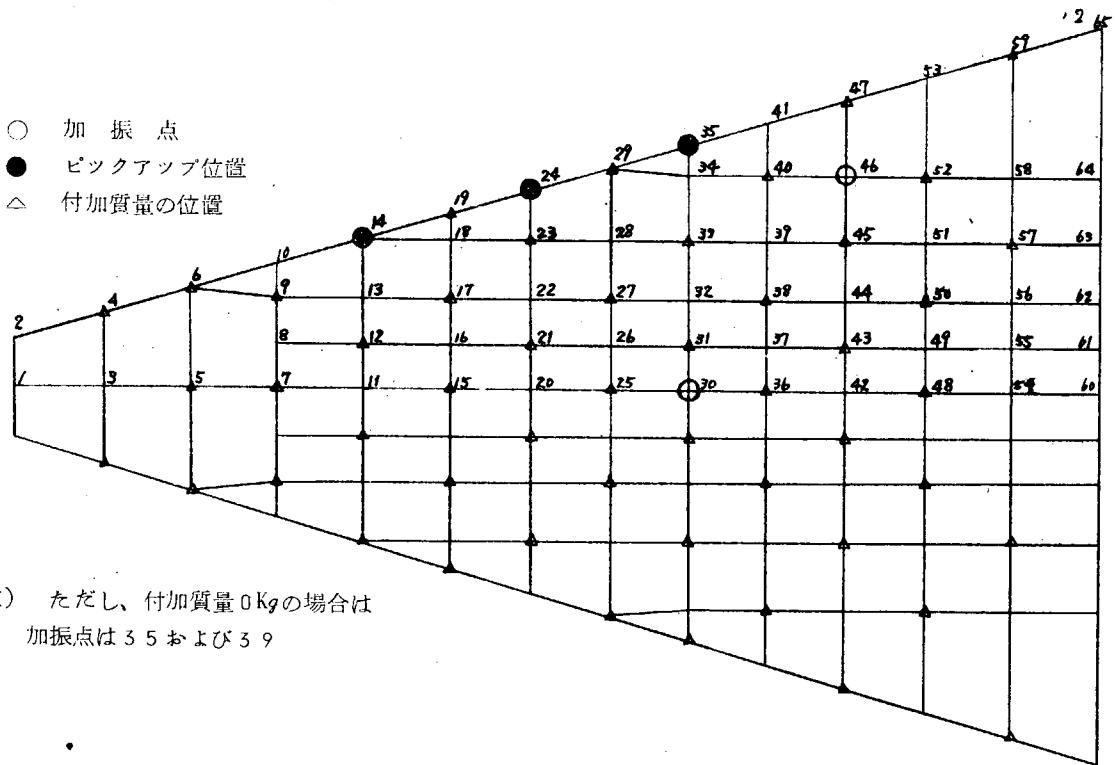


Fig. 1.7 加振点およびピックアップの位置

## 1.5 二重底振動実験

### 1.5.1 計測要領

振動応答曲線は Fig. 1.7 の 30, 46 の点で加振し、おのおのの加振点においてピックアップを 14, 24 および 35 の点に設置して求めた。振動モードは、応答曲線がピークとなる位置で発振器周波数をセットし、2 個の振動計により、振幅および位相差を測定した。

Fig. 1.8 に測定の概略の要領を示す。

### 1.5.2 付加質量

二重底の振動では水の Virtual Mass その他  
の付加質量を考慮する必要がある。この質量として、

本実験では二重底下面に 1 個 1.62 Kg および 3.00 Kg の Weight をとりつけた。その位置を Fig. 1.7 に示す。

### 1.5.3 測定結果

Fig. 1.9 ~ Fig. 1.11 に各条件における応答曲線を示す。図のように各条件で非常に複雑な応答を示しており、この傾向は付加質量が大きくなるにつれてさらに増大しているようである。この応答曲線のうち主なピーク値に対して振動モードを測定した結果を Fig. 1.12, Table 1.1 に計算値と対比して示す。なお、実験では、4 次モードまでは計測できたが、それ以上の計算上であらわれるようなモードは明確に測定することができなかつた。

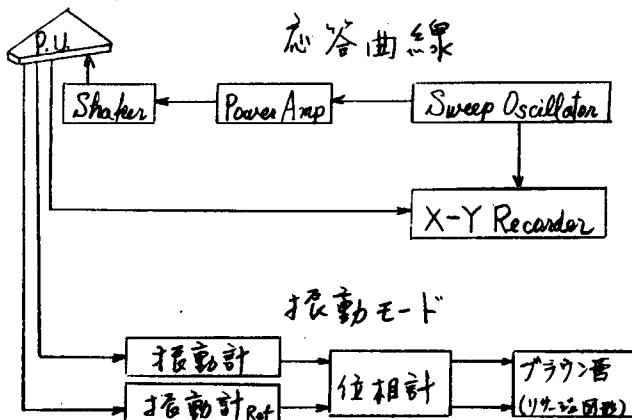


Fig. 1.8 測定要領

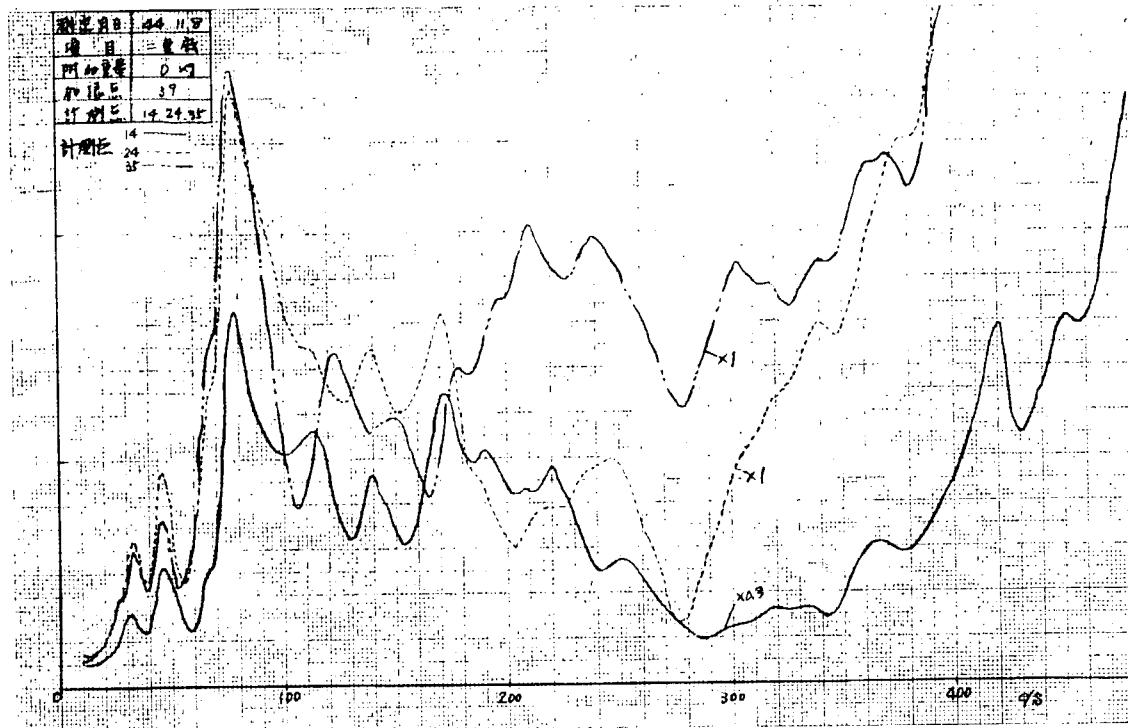


Fig. 1.9 振動応答曲線

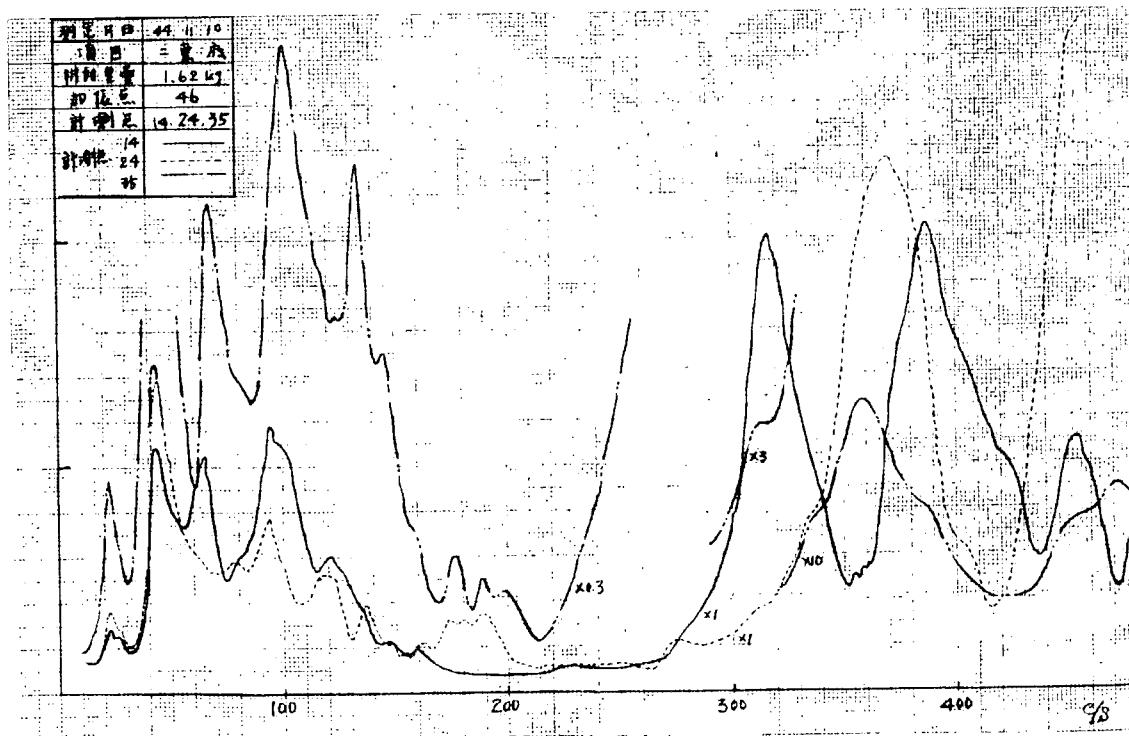


Fig. 1.10 振動応答曲線

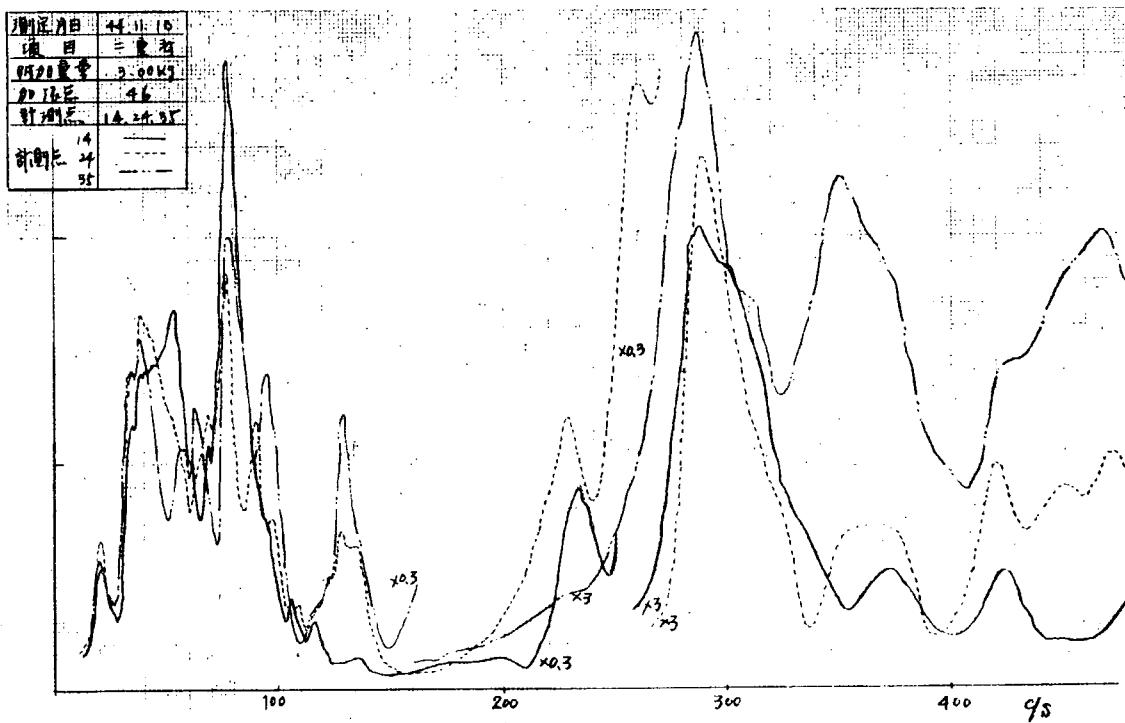


Fig. 1.11 振動応答曲線

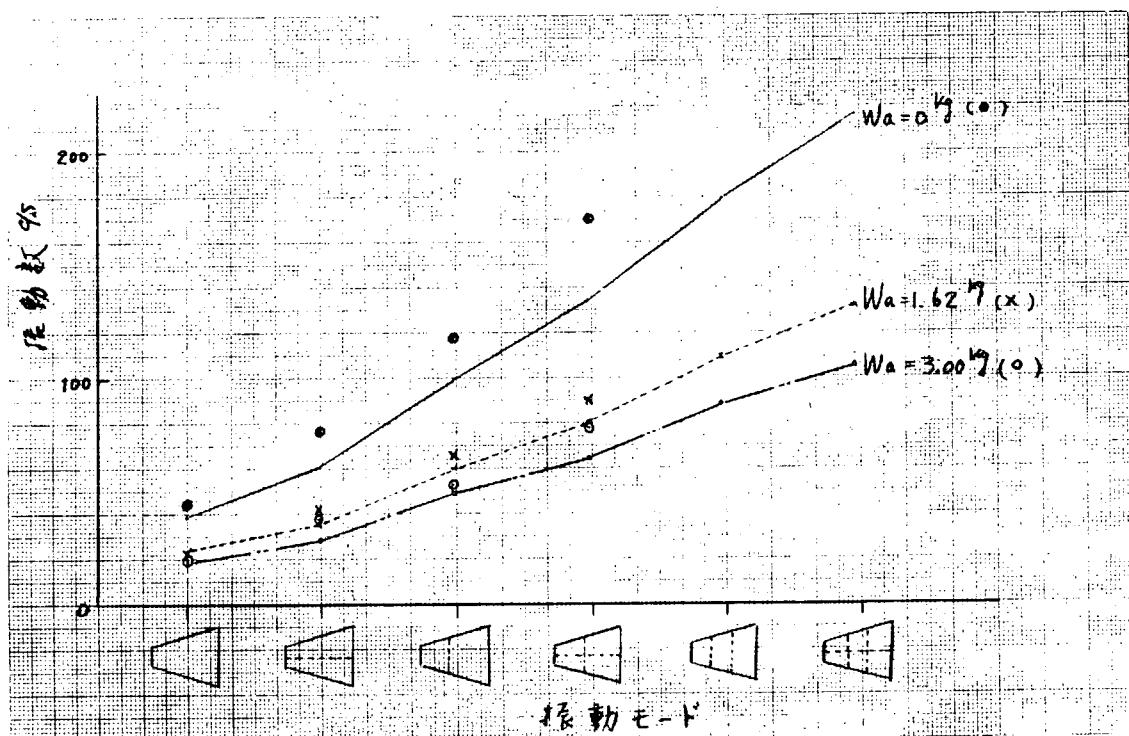


Fig. 1.12 計算値と実験値の比較

Table 1.1 計算値と実験値の比較 (上段…計算値)  
(下段…実験値)

	対称モード			逆対称モード		
	1	2	3	1	2	3
$w_a = 0 \text{ Kg}$	3.9 4.5	9.9 11.8	17.8	6.0 7.7	13.4 17.0	21.5
$w_a = 1.62 \text{ Kg}$	2.4 2.3	6.0 6.6	10.9	3.5 4.2	8.0 9.0	13.1
$w_a = 3.00 \text{ Kg}$	1.9 2.0	4.9 5.3	8.8	2.8 3.8	6.4 7.8	10.5

### 1.6 架構・二重底連成振動

架構・二重底を右図に示すような系に置換して連成振動を計算した。

二重底のS字型の振動 ( )により、振動エネルギーおよび基部にかかるモーメントが等しいという条件で  $I_R$ ,  $k_\theta$  を求め、さらにこの  $I_R$ ,  $k_\theta$  と逆S字型の振動 ( )の計算結果を利用し、架構取り付け部では 1 cyl. から 6 cyl. までの間で回転角が直線的に変化すると仮定し、Jを求めた。おのおのの数値は次のようになる。

$$m_1 = 5.97 \times 10^{-3} \text{ Kg s}^2/\text{cm}$$

$$I_x = 3.6 \times 10^3 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 3.9 \times 10^3 \text{ cm}^4$$

$$J_x = 5.5 \times 10^3 \text{ cm}^4$$

$$J_y = 1.0 \times 10^2 \text{ cm}^4$$

$$J = 1.8 \times 10^4 \text{ cm}^4$$

$$k_\theta = 1.1 \times 10^6 \text{ Kg cm/rad}$$

$$\ell_1 = 110 \text{ cm}$$

$$\ell_2 = 21 \text{ cm}$$

$$I_R = 7.7 \text{ Kg cm s}^2 \quad (w_a = 0 \text{ Kg})$$

$$22.6 \quad " \quad (w_a = 1.62 \text{ Kg})$$

$$34.9 \quad " \quad (w_a = 3.00 \text{ Kg})$$

### 計算結果

計算結果を Fig. 1.14 に示す。この結果から次のことがわかる。

- 1) 二重底の回転慣性が小さい場合は、まず架構を主体とした  $f_H$ ,  $f_X$ ,  $f_x$  があらわれ、次に二重底を主体とした  $f_H'$ ,  $f_X'$ ,  $f_x'$  が出る。
- 2) 二重底の回転慣性が大きくなつくると  $f_H$ ,  $f_X$  に続いてこんどは  $f_H'$ ,  $f_X'$  があらわれるようになり、H形、X形がそれぞれ 2 個、かなり振動数の低いところであらわれるという現象が生じる。なお、 $f_x$ ,  $f_x'$  はそのあとで出る。

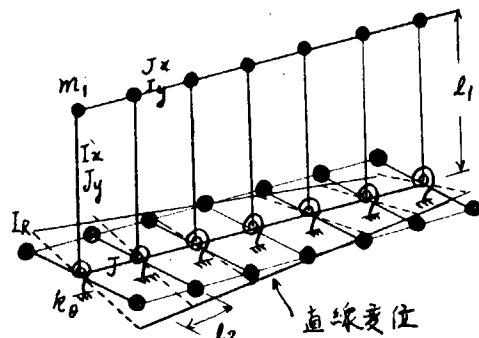
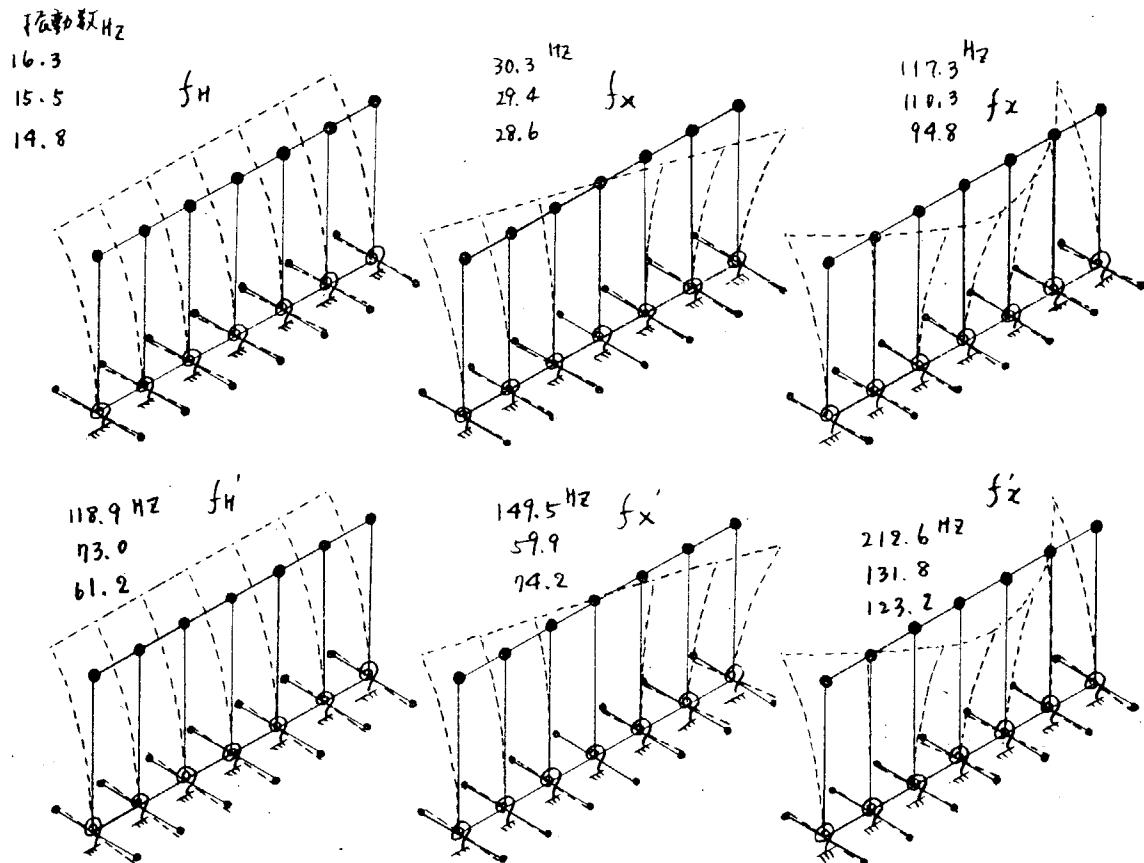


Fig. 1.13 連成系



数値は 上段 付加質量  $w_a = 0 \text{ Kg}$  の場合  
 中段 "  $w_a = 1.62 \text{ Kg}$  "  
 下段 "  $w_a = 3.00 \text{ Kg}$  "

Fig. 1.14 連成系振動モード

Fig. 1.15 に連成振動実験状況を示す。架構頂部の水平振動の振動応答曲線の一例を Fig. 1.16 に示す。実験結果を計算結果と対比して表示すると Table 1.2 のようになる。

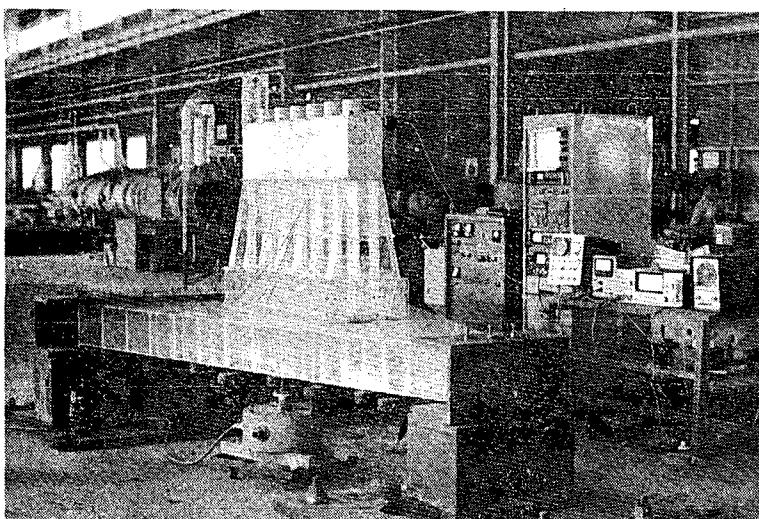


Fig. 1.15 連成振動実験状況

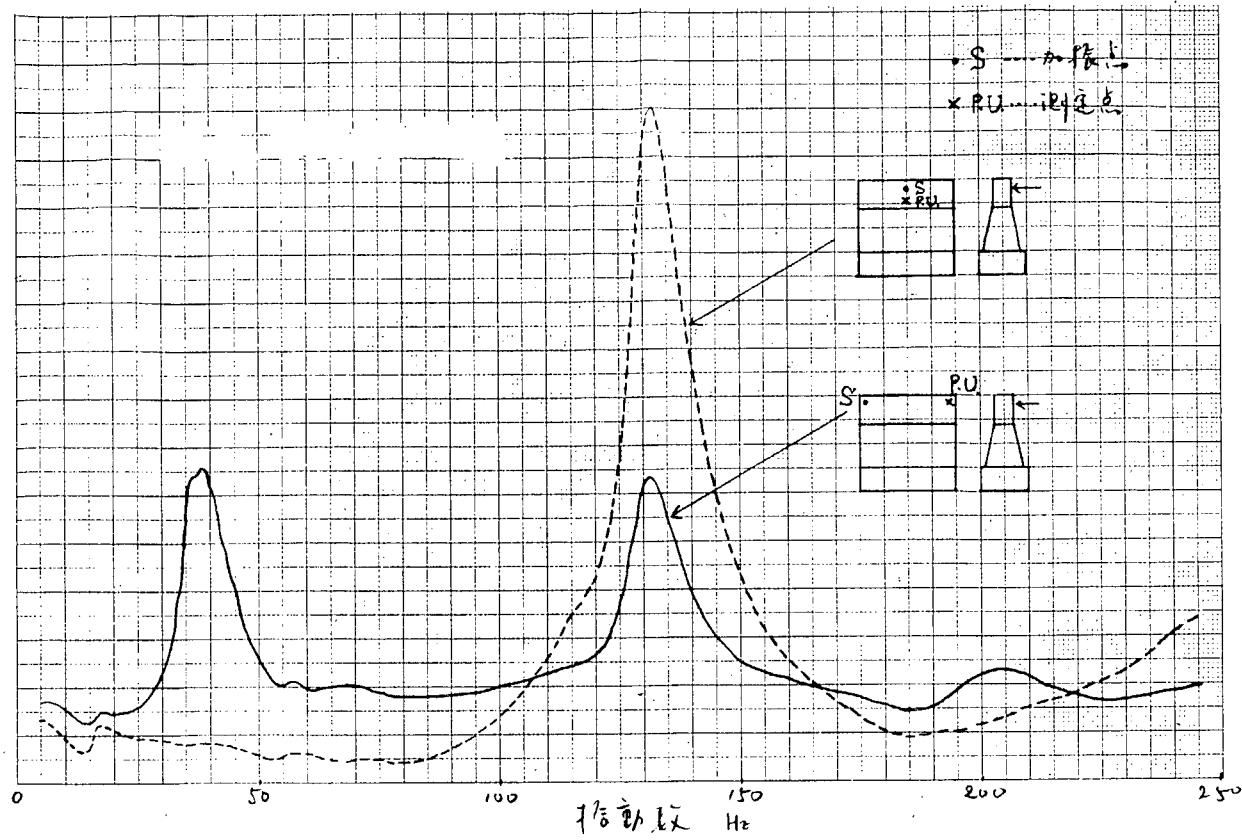


Fig. 1.16 振動応答曲線

Table 1.2 連成系固有振動数 (上段…計算値)  
(下段…実験値)

	$w_a = 0 \text{ Kg}$	$w_a = 1.62 \text{ Kg}$	$w_a = 3.00 \text{ Kg}$
$f_H$	16.3 Hz 16	15.5 Hz	14.8 Hz
$f_X$	30.3 38	29.4	28.6
$f_x$	117.3 134	110.3	94.8
$f_{H'}$	118.9	73.0	61.2
$f_{X'}$	149.5	89.9	74.2
$f_x'$	212.6	131.8	123.2

## 参 考 文 献

- 1) 横田 剛・坂田章一・松前 宏 ; 船舶の機関室構造の研究 三菱造船広島造船所西部造船会会報 23
- 2) 藤田純夫・大高勝夫・井村 隆 ; 機関室二重底の振動について 西部造船会会報第23号 昭和37年3月
- 3) 吉本 誠佑 ; Machinery Space 構造上注意すべき一、二の事項 造船協会船体構造シンポジウム（第1回）昭和34年10月9日の討論
- 4) 日本造船研究協会 ; 船体構造から見た機関室構造に関する研究 日本造船研究協会報告第39号 昭和39年6月
- 5) 川上益男・内田 ; 船首尾の甲板および船底の振動について 広島大学工学部研究報告第8巻 昭和34年7月
- 6) 川上 益男 ; 船の機関室の振動について（第一報） 造船協会論文集第109号 昭和36年1月
- 7) 川上 益男 ; 船の機関室の振動について（第二報）— 固有振動数について — 造船協会論文集第112号 昭和37年7月
- 8) 香川洸二・松岡孝典・牛島正夫・中野昌輔 ; タービン船の機関室二重底の振動 三菱重工技報 Vol.6 No.6 昭和45年11月
- 9) 川井忠彦・吉村信敏・森田寿郎・大坂憲司 ; 有限要素法による立体薄板構造物の解析 三菱重工技報 Vol.6 No.4 昭和45年7月
- 10) 藤野 勉・大坂憲司 ; 任意形式のツリ橋の固有振動解析法 — 変形法による解析 — 三菱重工技報 Vol.3 No.6 昭和42年
- 11) 山口富夫・白木万博・森田寿郎 ; 内燃機関架構の横振動の研究（固有振動数の解析） 三菱重工技報 Vol.6 No.3 昭和45年5月

## 2. 起振機実験による機関架台－機関架構系振動の総合的把握

### 2.1 緒言

第9・4研究部会において、機関の陸上、海上運転時に機関架構、架台、軸系、軸受の振動を測定し、さらに船体起振実験および機関の陸上組立時、船体とう載時に機関起振実験を行なつて、機関室（船体全体および船橋を含む）振動、軸系振動および架台－架構系の振動の関連をはさし、機関室－架構の連成振動時の振動特性を明らかにした。

そこで、本研究では、この中で最も未解の分野である架台－架構系の振動を総合的にはさし、その理論解析に必要な資料を得るために、シリンドラ数の異なる2種の機関をう載した2種の船において機関の起振実験時および機関の運転時の架構、架台および船体の振動を測定した。そして、起振実験結果と運転時測定結果との比較をし、機関および船体の違いによる架台－架構系の振動特性の相違について検討を行なつた。

### 2.2 実験の方法

#### 2.2.1 供試機関および同機関とう載船の主要目

本実験は次の2船において実験を行なつた。

##### i) C 船

主 機 関 日立 B & W 9 K 8 4 E F  
シリンドラ径 : 840 mm  
ピストン行程 : 1,800 mm  
シリンドラ数 : 9  
出力／回転数(M.C.O.) : 23,200 BHP / 114 rpm  
着火順序 : 1 - 6 - 7 - 3 - 5 - 8 - 2 - 4 - 9  
供 試 船 100,700 DWT ORE/OIL  
L × B × D : 250 m 00, 40 m 20, 21 m 40  
△ (半載) : 6,640 LT  
喫水(半載) : FORE 6 m 975, AFT 9 m 527  
プロペラ直径／翼数 : 6.800 mm φ / 5  
エンジン位置 : AFT  
船 尾 形 状 : WITH SHOE PIECE

##### ii) E 船

主 機 関 日立 B & W 12 K 8 4 E F  
シリンドラ径 : 840 mm  
ピストン行程 : 1,800 mm  
シリンドラ数 : 12  
出力／回転数(M.C.O.) : 30,900 BHP / 114 rpm  
着火順序 : 1 - 12 - 5 - 7 - 3 - 11 - 4 - 9 - 2 - 10 - 6 - 8  
供 試 船 164,600 DWT TANKER  
L × B × D : 302 m 00 × 44 m 20 × 24 m 50  
△ (半載) : 8,437.3 LT  
喫水(半載) : FORE 6 m 0.5, AFT 9 m 8.90  
プロペラ直径／翼数 : 7.200 mm φ / 5  
エンジン位置 : AFT  
船 尾 形 状 : WITH SHOE PIECE

## 2.2.2 実験条件

実験条件を Table 2.1 に示す。

Table 2.1 Test Condition

		Test Condition	
Load Condition		Ballast	
Bracings		Without	With

ただし、機関運転時の振動測定は、半載・ブレーシング付きのみで行なつた。

## 2.2.3 測定点の配置および使用計器

測定点は、C船の場合

架構上段 : 横方向 3点  
 " 中段 : " 2点  
 " 下段 : " 2点  
 二重底 : 上下方向 7点  
 上甲板船尾端 : 横方向 1点、上下方向 1点  
 合計 16点

E船の場合

架構上段 : 横方向 3点  
 " 中段 : " 1点  
 " 下段 : " 2点  
 二重底 : 上下方向 6点  
 上甲板船尾端 : 横方向 1点、上下方向 1点  
 合計 14点

とし、計器は国際機械振動研究所製の低域振動計(VM3303LL)を使用した。

なお、本実験に使用した起振機は不平衡重りを回転させて起振力を得る方式のもので、最大起振力 2 ton が得られる。

## 2.3 実験結果およびその検討

本実験では機関のシリンダ数が機関架構の固有振動数にどの程度影響するかを調査するために、9シリンダ機関をとう載したC船、12シリンダ機関をとう載したE船選び、それらの機関架構上段後端に最大起振力 2 ton の起振機を設置して振動実験を行なつた。次にこれらの実験結果を述べる。

### 2.3.1 C船の場合

船体の載荷条件を半載とし、機関架構上段と船体との間に補強ブレーシングを付けた場合と除去した場合について起振実験を行なつた。なお、ブレーシングを付けた場合は機関運転時の振動をも測定した。

#### (1) 半載・ブレーシング除去

半載・ブレーシング除去で架構上段後端(No.9 Cy1.)を横方向に起振した結果を Fig. 2.1 に示す。ここでは16点の測定点のうち9点の共振曲線と架構上段3点の位相線図を示した。さて、架構のH形固有振動数は架構上段中央の位相角が 90 deg になる振動数、X形固有振動数は架構の起振側の位相角が 90 deg、その反対側が 270 deg になる振動数で判別した。

機関架構は二重底あるいは機関室(船体)と連成して振動するため、架構の共振振動のピークは数多く現われ、架構主体の固有振動、二重底(機関室)主体の固有振動あるいは船体主体の固有振動が存在する。Fig. 2.1 にこれら

の固有振動を矢印で示しているが、位相線図および Fig. 2.2 に示す振動モードから判断すると、二重底主体の固有振動数 ( $H_1$ ,  $X_1$ )、架構主体の固有振動数 ( $H_2$ ,  $X_2$ ) は Table 2.2 のようになる。

Table 2.2 NATURAL FREQUENCIES

MOMENT OF INERTIA (M)	$H_1$	$H_2$	$X_1$	$X_2$
6 1.7 Kg cm	— cpm	— cpm	— cpm	8 5 5 cpm
2 4 5.6	4 6 0	?	6 8 0	8 4 5
3 6 6.0	4 6 0	?	6 6 5	—

固有振動数は起振機の慣性モーメント ( $M$ ) の値、すなわち起振力によつてわずかに変化し、起振力が増大すると固有振動数は減少する傾向にある。この傾向は第9回研究部会での測定船にも見られたが、機関架構、二重底および機関室で構成される振動系には部品間のすべりによると思われる非線形振動の要素が含まれていると考えられる。

これらの固有振動数の他に、架構は船体全体振動あるいは船尾振動と連成して、H形振動で 4 3 0 cpm ( $M = 2 4 5.6 \sim 3 6 6.0 \text{ Kg cm}$ ), 4 9 5 cpm ( $M = 2 4 5.6 \sim 3 6 6.0 \text{ Kg cm}$ ), 5 5 0 cpm ( $M = 2 4 5.6 \sim 3 6 6.0 \text{ Kg cm}$ ), 5 9 5 ~ 5 8 5 cpm ( $M = 2 4 5.6 \sim 3 6 6.0 \text{ Kg cm}$ ), 6 4 0 cpm ( $M = 2 4 5.6 \sim 3 6 6.0 \text{ Kg cm}$ ), X形振動で 7 7 0 ~ 7 4 5 cpm ( $M = 6 1.7 \sim 2 4 5.6 \text{ Kg cm}$ ), 1,2 2 0 cpm ( $M = 6 1.7 \text{ Kg cm}$ ) が存在する。

また、1,0 6 0 cpm ( $M = 6 1.7 \text{ Kg cm}$ ), 1,5 0 0 cpm ( $M = 6 1.7 \text{ Kg cm}$ ) に x 形の固有振動が存在し、架構に明瞭なピークが見られる。Fig. 2.2 (7), (8) にこれらの振動モードを示しているが、1,5 0 0 cpm では二重底に上下振動が見られる。

## (2) 半載・ブレーシング付き

半載・ブレーシング付きで架構上段後端 (No. 9 Cyl.) を横方向に起振した結果を Fig. 2.3 に示す。また、主なピークでの振動モードを Fig. 2.4 に示す。この場合、二重底主体の固有振動数および架構主体の固有振動数は Table 2.3 のようになる。

Table 2.3 NATURAL FREQUENCIES

MOMENT OF INERTIA (M)	$H_1$	$H_2$	$X_1$	$X_2$
6 1.7 Kg cm	? cpm	? cpm	9 2 0 cpm	1,1 6 0 cpm
2 4 5.6	?	?	—	—

この場合、補強用ブレーシングを付けているため、H形固有振動は船体振動の影響を受けやすく、二重底主体あるいは架構主体の H 形固有振動は振動モードからだけでは判別しにくい。

なお、これらの固有振動数の他に、H形振動で 4 7 0 cpm ( $M = 2 4 5.6 \sim 3 6 6.0 \text{ Kg cm}$ ), 4 9 0 cpm ( $M = 2 4 5.6 \sim 3 6 6.0 \text{ Kg cm}$ ), 5 6 0 cpm ( $M = 2 4 5.6 \sim 3 6 6.0 \text{ Kg cm}$ ), 6 1 0 cpm ( $M = 2 4 5.6 \sim 3 6 6.0 \text{ Kg cm}$ ), 7 0 0 cpm ( $M = 2 4 5.6 \sim 3 6 6.0 \text{ Kg cm}$ ), 8 2 0 ~ 8 0 5 cpm ( $H_2$ ,  $M = 6 1.7 \sim 2 4 5.6 \text{ Kg cm}$ ), 8 7 0 ~ 8 6 0 cpm ( $H_2$ ,  $M = 6 1.7 \sim 2 4 5.6 \text{ Kg cm}$ ), X形振動で 1,2 8 0 cpm ( $M = 6 1.7 \text{ Kg cm}$ ) に固有振動数が存在する。

また、1,5 5 0 cpm に Fig. 2.4 (6) に示すような振動モードの x 形固有振動が存在する。

ここで、ブレーシング除去の場合の結果と比較すると、ブレーシングを付けることによつて架構の横振動、二重底の上下振動および船体振動は大幅に減少し、架構上段後端 (起振点) の単位力当りの振幅は、 $X_1$  で 0.6 倍、 $X_2$  で 0.5 倍程度になる。また、固有振動数は  $X_1$  および  $X_2$  とも約 1.3 6 倍に増大する。

次に、半載・ブレーシング付きの状態で機関を運転したときの架構、架台および船体の振動測定結果を Fig. 2.5 に示す。この場合も 16 点の測定点のうち 9 点の測定点を選びその応答曲線を示した。これらの結果より架構の H 形、

X形および $\times$ 形の共振ピークをまとめると Table 2.4 のようになる。

Table 2.4 RESONANCE PEAKS

TYPE OF VIBRATION	FREQUENCY	OTHER
H	783 cpm ( 87.0 rpm, 9 node )	H <sub>3</sub>
	862 cpm ( 95.8 rpm, 9 node )	H <sub>m</sub>
X	926 cpm ( 77.2 rpm, 12 node )	X <sub>1</sub>
	1,290 cpm ( 71.7 rpm, 18 node )	
$\times$	1,500 cpm ( 100.0 rpm, 15 node )	$\times_1$

これらの振動モードを Fig. 2.6 に示す。なお、Fig. 2.6 (6)に船体の上下振動ピーク時の振動モードを示すが、この付近 (550 cpm) に軸系縦0箇振動の固有振動があり、それによつて船体の上下振動が助長されたものと思われる。

### 2.3.2 E 船の場合

この場合も C 船と同様に半載でブレーシング除去と付きの状態で測定を行なつた。

#### (1) 半載・ブレーシング除去

半載・ブレーシング除去で架構上段後端 (M.9 Cy1.) を横方向に起振した結果を Fig. 2.7 に示す。この場合、架構上段後端 (起振点) の振幅に比べて前端の振幅はかなり小さい。ここで、Fig. 2.7 に架構の H形、X形および $\times$ 形の固有振動数を矢印で記入しているが、それらのうちの主なピークでの振動モードを Fig. 2.8 に示す。これらの結果より二重底主体および架構主体の H形、X形固有振動数は Table 2.5 のようになる。

Table 2.5 NATURAL FREQUENCIES

MOMENT OF INERTIA (M)	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>
1 2 3.3 Kg cm	— cpm	— cpm	— cpm	810 cpm
2 4 5.6	455	?	670	800
3 6 6.0	455	?	660	—

Table 2.5 に示した固有振動数以外に、架構は船体振動と連成して、H形振動で380～370 cpm (M = 245.6～366.0 Kg cm), 410 cpm (M = 245.6～366.0 Kg cm), 545～535 cpm (M = 245.6～366.0 Kg cm), 620 cpm (M = 245.6～366.0 Kg cm) に、X形振動で625 cpm (M = 245.6 Kg cm), 760～750 cpm (M = 123.3～245.6 Kg cm), 1,115 cpm (M = 123.3 Kg cm) に固有振動数が存在する。

また、M = 123.3 Kg cmにおいて、1,040 cpm と 1,200 cpm [Fig. 2.8 (7), (8)]に示すような振動モードの $\times$ 形振動が存在する。

#### (2) 半載・ブレーシング付き

ブレーシング除去時と同様の方法で測定をし、Fig. 2.9 のような結果を得た。この場合、二重底主体および架構主体の固有振動数はそれらの振動モード (Fig. 2.10) から判断して Table 2.6 のようになる。

Table 2.6 NATURAL FREQUENCIES

MOMENT OF INERTIA (M)	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>
6 1.7 Kg cm	? cpm	? cpm	900 cpm	1,130 cpm
2 4 5.6	?	?	—	—

H形固有振動は船体振動の影響を受けるために、振動モードだけからでは二重底主体あるいは架構主体の固有振動の判別がしにくいので、ここではそれらを記していない。それらの詳細な検討は今後行ないたい。

これらの固有振動数以外に、H形振動で380cpm ( $M = 245.6 \sim 366.0 \text{ Kg cm}$ ) , 410cpm ( $M = 245.6 \sim 366.0 \text{ Kg cm}$ ) , 460cpm ( $M = 245.6 \sim 366.0 \text{ Kg cm}$ ) , 510cpm ( $M = 245.6 \sim 366.0 \text{ Kg cm}$ ) , 540~535cpm ( $M = 245.6 \sim 366.0 \text{ Kg cm}$ ) , 645cpm ( $M = 245.6 \sim 366.0 \text{ Kg cm}$ ) , 690cpm ( $M = 61.7 \sim 245.6 \text{ Kg cm}$ ) , 785~775cpm ( $H_3, M = 61.7 \sim 245.6 \text{ Kg cm}$ ) , 810cpm ( $M = 61.7 \sim 245.6 \text{ Kg cm}$ ) , 835cpm ( $H_m, M = 61.7 \text{ Kg cm}$ ) に固有振動数が存在する。また、X形の固有振動数は1,280cpm , 1,480cpm に存在する。

なお、ブレーシング除去の場合と比較すると、ブレーシングを付けることによつて振幅は架構上段後端(起振点)の単位力当りの振幅において、 $X_1$  および  $X_2$  で約0.6倍になる。また、固有振動数は  $X_1$  および  $X_2$  で約1.4倍程度に増大している。

さて、半載・ブレーシング付きの場合には、機関を運転したときの架構、架台および船体の振動を測定した。ここで、本測定機関は12シリンダであるのでX形振動の最も現われやすい次数は6次であると考えられるが、ブレーシングを付けたときのX形の固有振動数は起振実験結果から850cpm以上と思われ、6次のX形振動ピークは測定機関回転数範囲外となり測定できなかつた。そのため機関運転時の応答曲線は省略した。

## 2.4 総括的検討

### 2.4.1 起振実験結果と航走時実験結果との比較

2.3において架構の各種固有振動数の検討を行なつたが、ここでは起振実験結果と航走時実験結果との比較を行なう。Fig. 2.1.1にC船の測定結果について起振力に対する各種固有振動数( $H_1, H_3, H_m; X_1, X_2$ )の関係を示す。この図よりわかるように架構の固有振動数は起振力の増大とともに減少する傾向にある。この傾向は第94研究部会で43年度に測定した船においても見られたが、これは機関架構各部品間のすべりによるものと思われ、その間のはね定数が振動振幅の大きさによつて変化するためと考えられる。ここで、図に  $H_3, H_m$  および  $X_1$  の機関運転時における結果を記入しているが、このときの起振力は機関のトルクハーモニクスとH形あるいはX形振動のベクトル和によつて得られる機関架構のH形あるいはX形振動の起振偶力から求められる。

さて、H形振動では、機関が9シリンダであるため9次の共振ピークが得られたが、その値は起振実験結果と近い値を示し、 $H_m$  では起振実験結果とほぼ一致し、 $H_3$  でも3%程度低い値を示しているに過ぎない。また、X形振動においては、6次のピークが測定機関回転数範囲外であるため6次の振動数は現われていないが、ベクトル和の大きな12次の共振ピークが得られている。この場合も起振実験結果と近い値を示している。

このように、機関架構および機関室などで構成される振動系は、その固有振動数が起振力の増加によつて減少する非線形振動の要素を含んでゐるが、起振力と固有振動数の間に一定の関係があるので、機関運転時の固有振動数を起振実験結果から推定することができる。

ここで参考のために、D船(2.4.2 ii)参照)の係留時に機関架構の起振実験を行ない、 $X_1$ 形振動ピーク付近にて振動測定を行なつたのでその結果を Fig. 2.1.2に示す。この場合、機関架構コラム側面に補強用プラケットを付けたときと除去したときについて実験を行なつたが、プラケットを付けることによつてX形の固有振動数は360cpm程度上昇し、架構コラム間の結合力強化の効果を示している。さらに興味深いことは、起振力を増大するとともに固有振動数は減少し、そのピークの単位力当りの振幅は増大している。これは起振力の増大とともに振動系構成部品間のすべりが増大するためと考えられる。

### 2.4.2 固有振動数の比較

本測定船以外に2船(A船およびD船)について同様の起振実験を行なつたので、それらの結果と43年度測定船(B船)の結果とを合わせて合計5船の結果を機関および船体の大きさに対して比較検討する。

まず、A船およびD船の主要目を述べると次のようになる。

i) A 船

主 機 関 日立B & W 884-VT2BF-180形  
シリンダ 径 : 840 mm  
ピストン 行程 : 1,800 mm  
シリンダ 数 : 8  
出力／回転数(M.C.O) : 1,8400 BHP / 114 rpm  
着火順序 : 1-8-3-4-7-2-5-6  
供試船 69900 DWT ORE/BULK/OIL CARRIER  
L × B × D : 230m00 × 32m30 × 19m20  
△ (半載) : 49,520 LT  
喫水(半載) : FORE 25f 7 $\frac{1}{2}$ , AFT 28f 4 $\frac{1}{2}$   
プロペラ 直径／翼数 : 6,450 mm φ / 5  
エンジン 位置 : AFT  
船 尾 形 状 : WITH SHOE PIECE

ii) D 船

主 機 関 日立B & W 11K84EF  
シリンダ 径 : 840 mm  
ピストン 行程 : 1,800 mm  
シリンダ 数 : 11  
出力／回転数(M.C.O) : 27,400 BHP / 114 rpm  
着火順序 : 1-9-6-4-10-2-8-5-7-3-11  
供試船 130,000 DWT ORE/OIL CARRIER  
L × B × D : 264m00 × 44m20 × 22m60  
△ (半載) : 85,490 LT  
喫水(半載) : FORE 8m330, AFT 9m965  
プロペラ 直径／翼数 : 7,050 mm φ / 5  
エンジン 位置 : AFT  
船 尾 形 状 : WITH SHOE PIECE

次に、半載・ブレーシング除去の状態での各船の結果を Fig. 2.13 に、また、半載・ブレーシング付きの状態での結果を Fig. 2.14 に示す。ここでは、各船の主機架構上段後端(起振点)および中央の共振曲線を記した。そして、架構のH形、X形の固有振動数を矢印で示し、その中でも主な振動である二重底主体のX形固有振動( $X_1$ )および架構主体のX形固有振動( $X_2$ )についてはそれらを区別して明記した。

また、H形固有振動については、二重底主体あるいは架構主体の判別が明確でないため、船体振動によつて誘起されたH形固有振動でないもののうちで最大のものを選んで  $H_m$  と記した。なお、Fig. 2.13, 14において、A船の共振曲線に L で示したピークは起振点付近の局部共鳴振動である。また、中央部の  $O_1$ ,  $O_2$  で示したピークは、 $X_1$ ,  $X_2$  共鳴振動時に架構両端の振動に対し 90 deg の位相差をもつ振動ピークであり、その特性については今後検討したい。

これらの図からわかるように、ブレーシング除去時では数多いピークが存在するのに対し、ブレーシングを付けるとそれらの乱雑なピークは消滅する。そして、固有振動数は VT2BF 形機関の  $X_1$  形で 4 ~ 13 %,  $X_2$  形で 0 ~ 5 %,

$H_m$  形で 6.4～6.6%、K 形機関の  $X_1$  形で 3.4～3.8%、 $X_2$  形で 3.6～4.1%、 $H_m$  形で 8.5～8.7% 上昇し、かつ、最も大きい  $X_1$  形振動の振幅が大幅に減少し、ブレーシングの効果を示している。

### (1) V T 2 B F 形機関と K 形機関との相異

起振実験による一連の実験では V T 2 B F 形機関と K 形機関とで測定を行なつたので、ここで両者の相異について述べる。

K 形機関は V T 2 B F 形機関に比べて

タイボルト外径	1.4% 大
" 締付力	1.2% 大
" ガイド管断面積	1.7～2.2% 大
コラム 斜板幅	3% 大
掃気室・ジャケット結合	リーマボルトにした
過給機重量	8% 大

で重量はやや大きくなつたが、部品間の結合力はかなり大きく、また、剛性はいくぶん大きくなつている。したがつて、Fig. 2.13 からわかるように、起振力の増大による固有振動数減少の傾向は小さくなる。また、9 シリンダ機関において、その固有振動数と振幅を比較すると、K 形機関の C 船は V T 2 B F 形機関の B 船に比べて、ブレーシング付きの場合には、 $X_1$ 、 $X_2$  および  $H_m$  振動の固有振動数はおのおの 3.4、1.6.0 および 1.1.5 % 上昇し、その振幅が小さくなるが、ブレーシング除去の場合には、逆に固有振動数が低下するという不合理な傾向を示す。これは機関室の構造が原因しているとも考えられるが、今後検討したい。

### (2) 機関シリンダ数と固有振動数との関係

ブレーシング除去およびブレーシング付きの場合の機関シリンダ数と固有振動数の関係を Fig. 2.15 および Fig. 2.16 に示す。固有振動数は架構構造の如何、ブレーシングの有無にかかわらず、シリンダ数の増大とともに低下する傾向を示す。

まず、ブレーシング除去についてみると、 $H_m$  形振動の固有振動数の変化は小さく、K 形機関で 2 cpm/cyl.、V T 2 B F 形機関で 1.5～2.0 cpm/cyl. であるが、X 形振動については、シリンダ数の増加によつて架構が長くなるため固有振動数は低下するが、 $X_1$  形振動は二重底主体であるためその変化は小さく、K 形機関で 3 cpm/cyl.、V T 2 B F 形機関で 1.35 cpm/cyl. であり、 $X_2$  形振動は架構主体であるため変化は大きく、K 形機関で 1.1 cpm/cyl.、V T 2 B F 形機関で 1.20 cpm/cyl. である。

一方、ブレーシング付きの場合は、船体剛性の影響が大きいため振動形を問わず固有振動数の変化はほぼ一定で、K 形機関で 7～1.1 cpm/cyl.、V T 2 B F 形機関で 3.5～6.5 cpm/cyl. である。なお、V T 2 B F 形機関における変化がきわめて大きく、かつ、ばらつきがあるが、これはシリンダ数が 8 および 9 cyl. で少ないと、架構構造の剛性が小さいことのほか、船体構造にもよると考えられ、今後さらに検討したい。

### (3) 各種船体における機関架構固有振動数の相異

今回の測定においては、異なる船体 (Fig. 2.17) で機関の種類を変えて実験を行なつたために、船体の違いによる架構の固有振動数の相異は判別しにくい。しかし前述のように、9 シリンダの V T 2 B F 形機関と K 形機関の固有振動数において、ブレーシング除去の結果に不合理な傾向が見られることから考えて、機関架構の固有振動数は船体の形状によつてある程度影響されると考えられる。

## 2.5 結 言

以上、各種機関について一連の起振実験を行ない、機関架構・機関室の振動系の振動特性を総合的には握ることができた。そして、

- 1) K 形機関は V T 2 B F 機関に比べて、架構部品間の結合力、架構の剛性を上げているため、起振力増大による固有振

動数減少の傾向は小さくなる。

2) 機関架構の固有振動数は架構構造の如何、ブレーシングの有無にかかわらず、シリンダ数の増大とともに低下する傾向を示す。まず、ブレーシング除去の場合、H<sub>m</sub> 形固有振動数の変化は K 形機関で 2 cpm/cyl.、V T 2 B F 形機関で 15～20 cpm/cyl. であるが、X 形振動については、X<sub>1</sub> 形固有振動数の変化は K 形機関で 3 cpm/cyl.、V T 2 B F 形機関で 13.5 cpm/cyl. であり、X<sub>2</sub> 形のそれは K 形機関で 11 cpm/cyl.、V T 2 B F 形機関で 12.0 cpm/cyl. である。一方、ブレーシング付きの場合は、振動形を問わず K 形機関で 7～11 cpm/cyl.、V T 2 B F 形機関で 3.5～6.5 cpm/cyl. である。

3) 船体の形状によって架構の固有振動数はある程度影響を受ける。

のこととが明らかになつた。そこで、今後この資料をもとに機関架構・架台系の振動特性の理論的解析を行なう予定である。

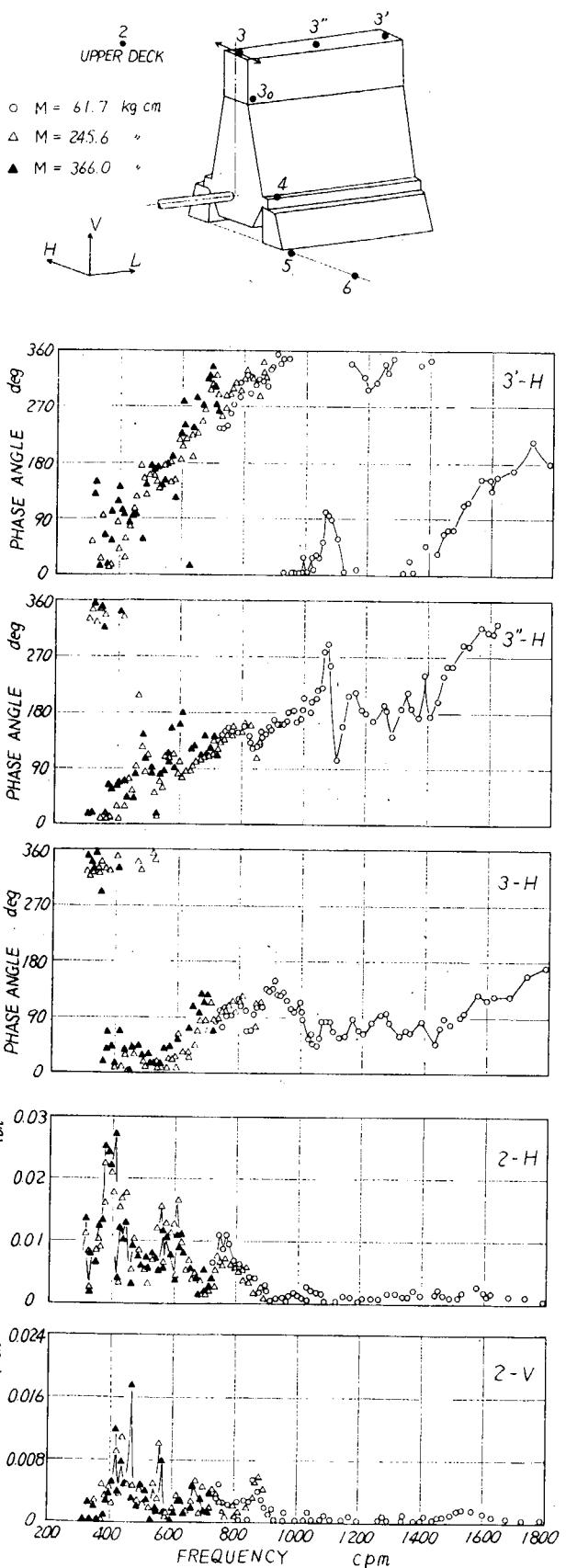
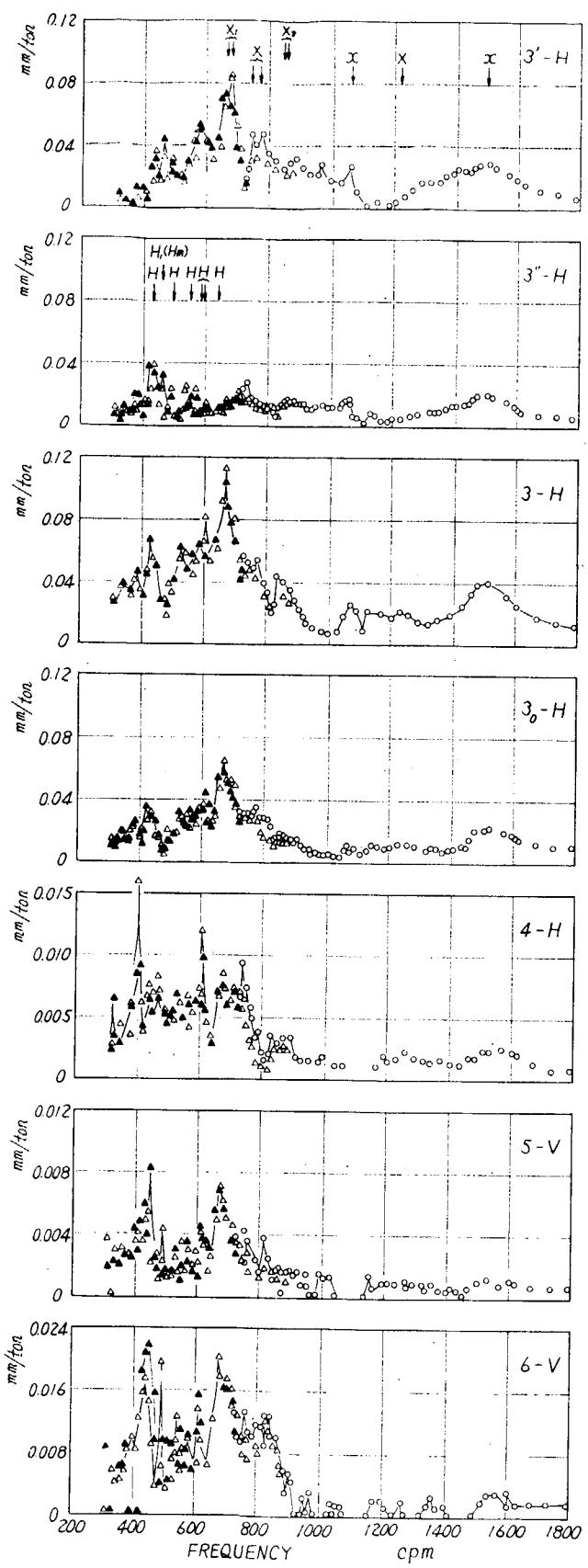
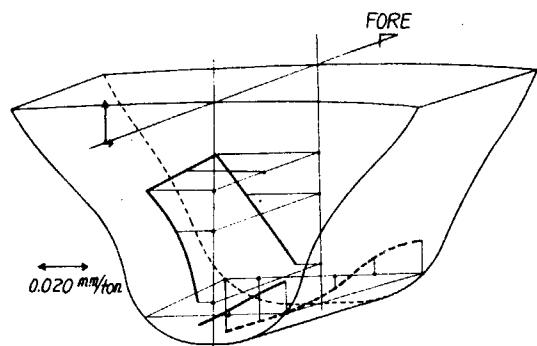
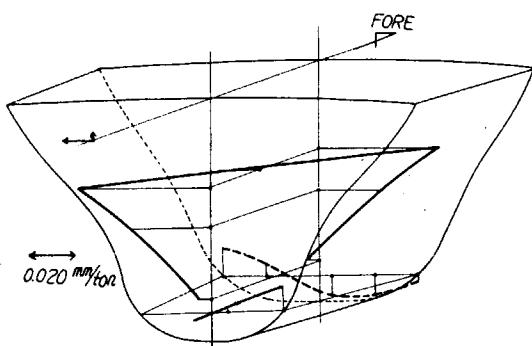


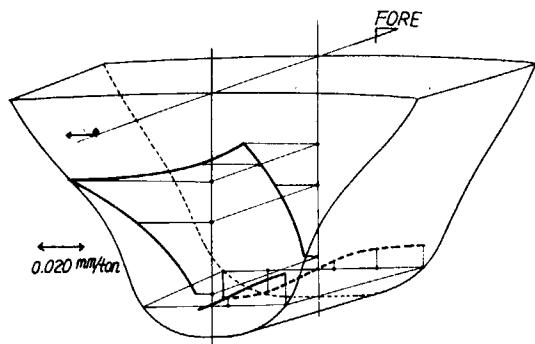
Fig. 2.1 RESONANCE CURVE of EXCITER TEST  
(S.N.O.C, BALLAST CONDITION, WITHOUT BRACING)



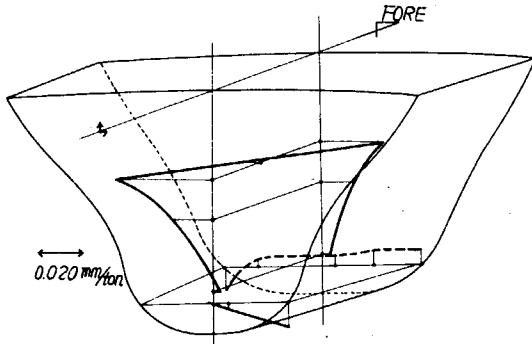
(1)  $H_1$  462 cpm ( $M = 366.0 \text{ kg cm}$ )  
(460 cpm)



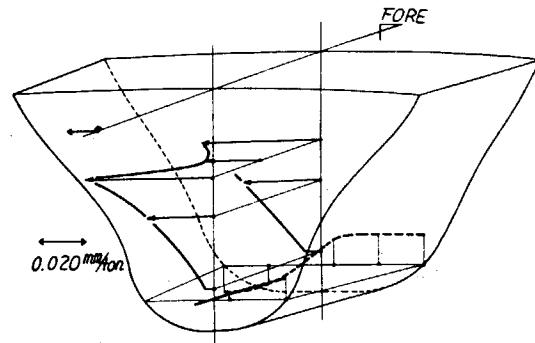
(5)  $X_5$  765 cpm ( $M = 61.7 \text{ kg cm}$ )  
(770 cpm)



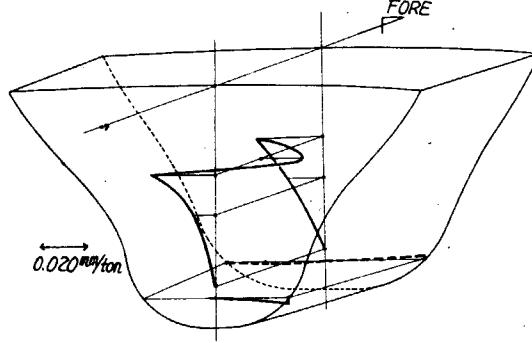
(2)  $H_2$  541 cpm ( $M = 245.6 \text{ kg cm}$ )  
(550 cpm)



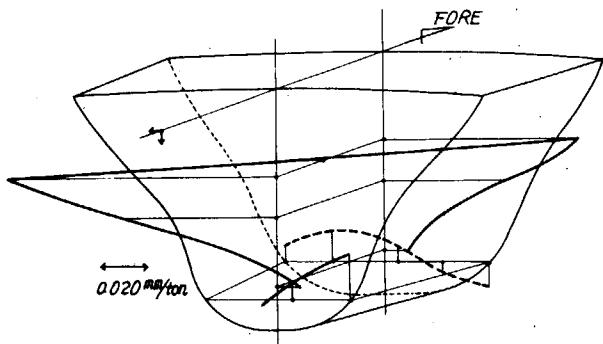
(6)  $X_2$  844 cpm ( $M = 61.7 \text{ kg cm}$ )  
(855 cpm)



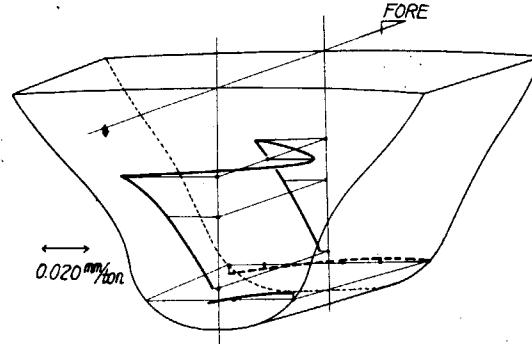
(3)  $H_3$  571 cpm ( $M = 245.6 \text{ kg cm}$ )  
(595 cpm)



(7)  $X_7$  1056 cpm ( $M = 61.7 \text{ kg cm}$ )  
(1060 cpm)



(4)  $X_1$  670 cpm ( $M = 245.6 \text{ kg cm}$ )  
(680 cpm)



(8)  $X_8$  1506 cpm ( $M = 61.7 \text{ kg cm}$ )  
(1500 cpm)

NOTE : ( ) NATURAL FREQUENCY

Fig. 2.2 MODE CURVE of EXCITER TEST  
(S.NO. C, BALLAST CONDITION, WITHOUT BRACING)

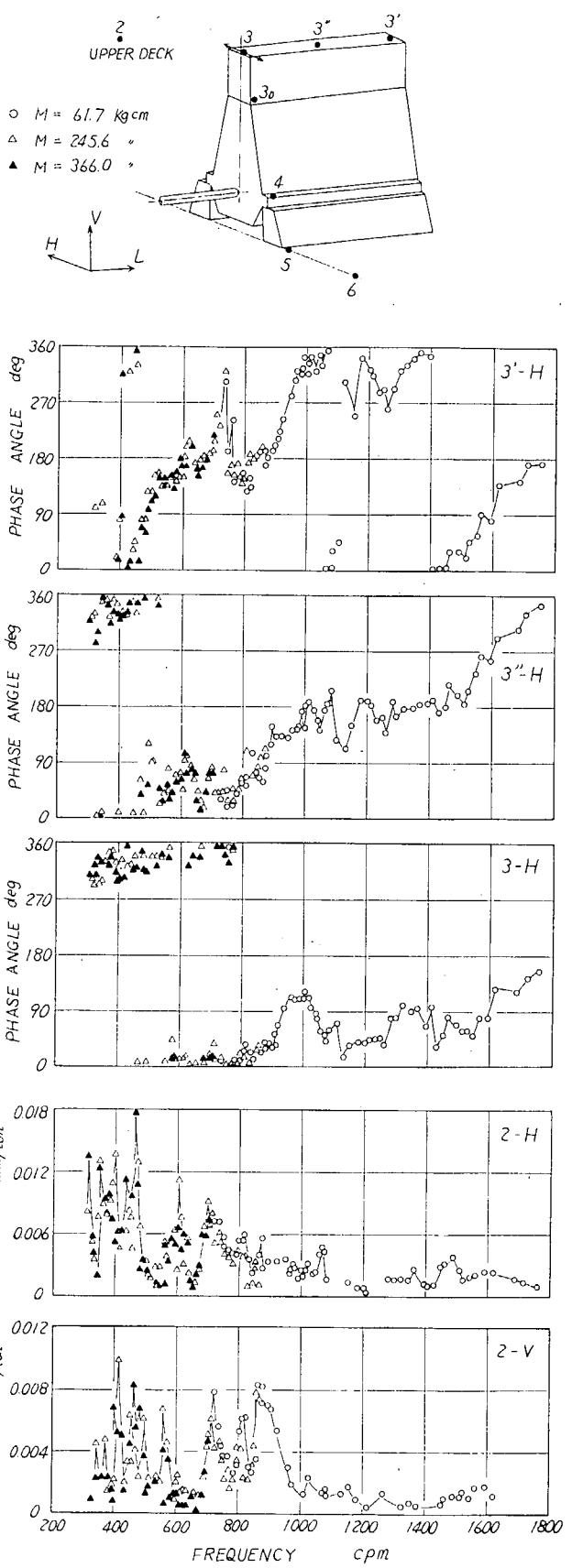
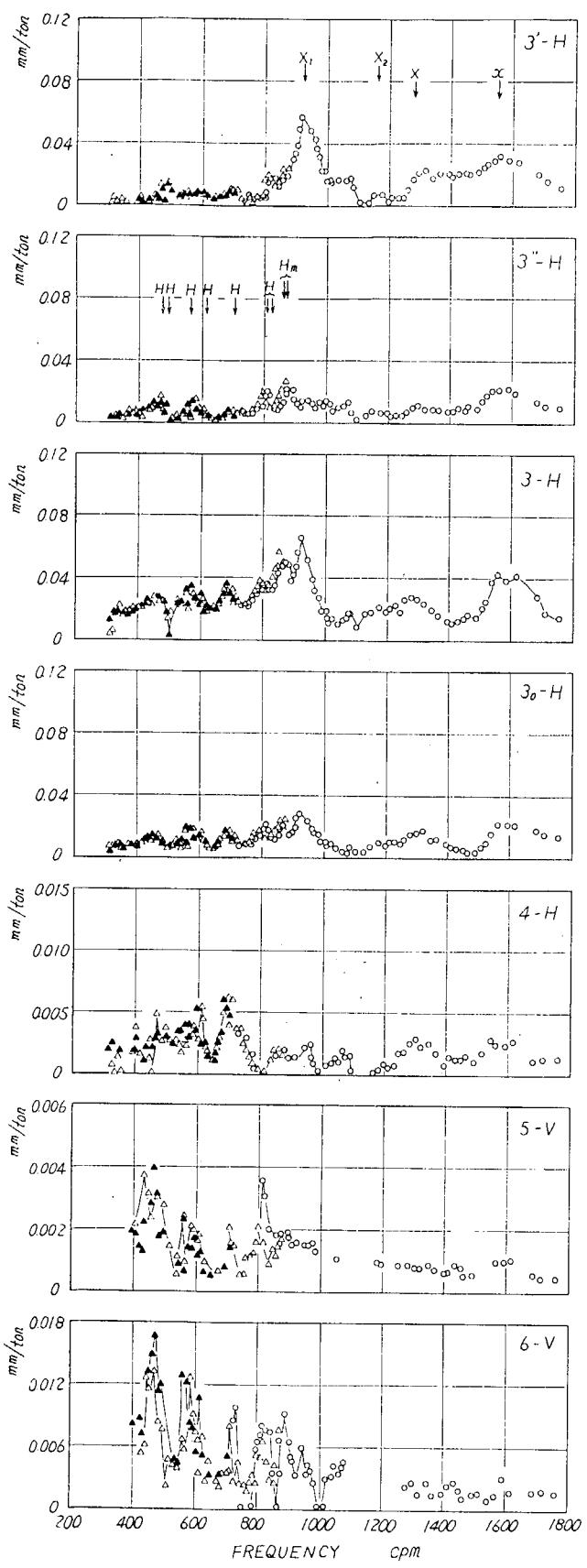
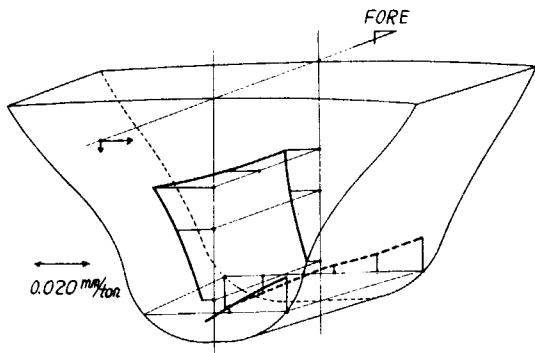
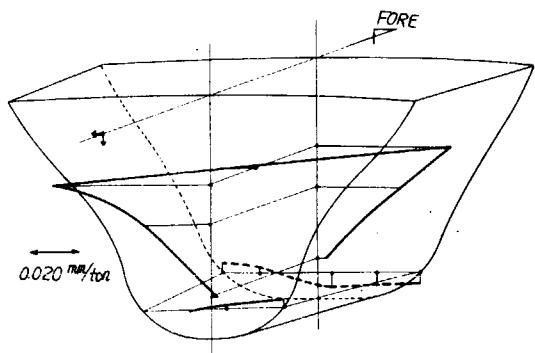


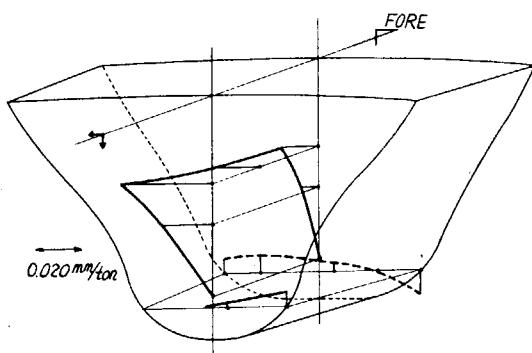
Fig. 2.3 RESONANCE CURVE of EXCITER TEST  
(S.N.O.C, BALLAST CONDITION, WITH BRACING)



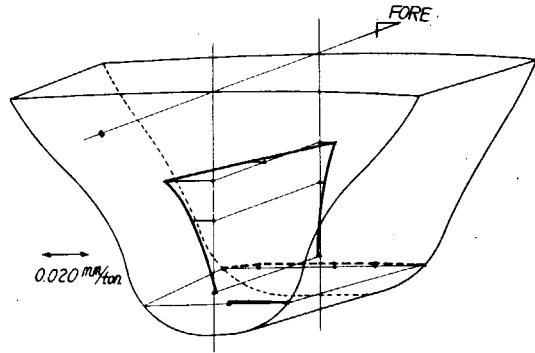
(1)  $H$  471 cpm ( $M = 245.6 \text{ kgcm}$ )  
(470 cpm)



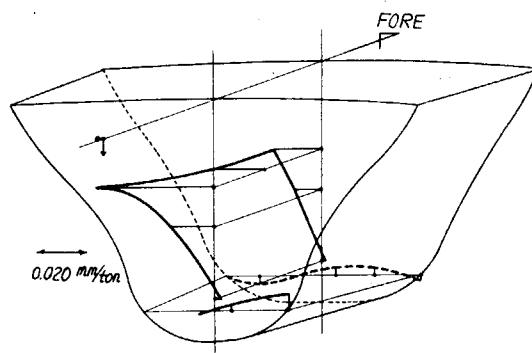
(4)  $X_1$  922 cpm ( $M = 61.7 \text{ kgcm}$ )  
(920 cpm)



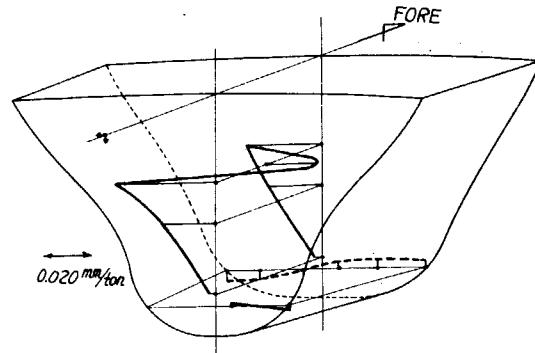
(2)  $H_2$  809 cpm ( $M = 61.7 \text{ kgcm}$ )  
(820 cpm)



(5)  $X_2$  1177 cpm ( $M = 61.7 \text{ kgcm}$ )  
(1160 cpm)



(3)  $H$  872 cpm ( $M = 61.7 \text{ kgcm}$ )  
(870 cpm)



(6)  $X$  1562 cpm ( $M = 61.7 \text{ kgcm}$ )  
(1550 cpm)

Fig. 2.4 MODE CURVE of EXCITER TEST  
(S.NO.C, BALLAST CONDITION, WITH BRACING)

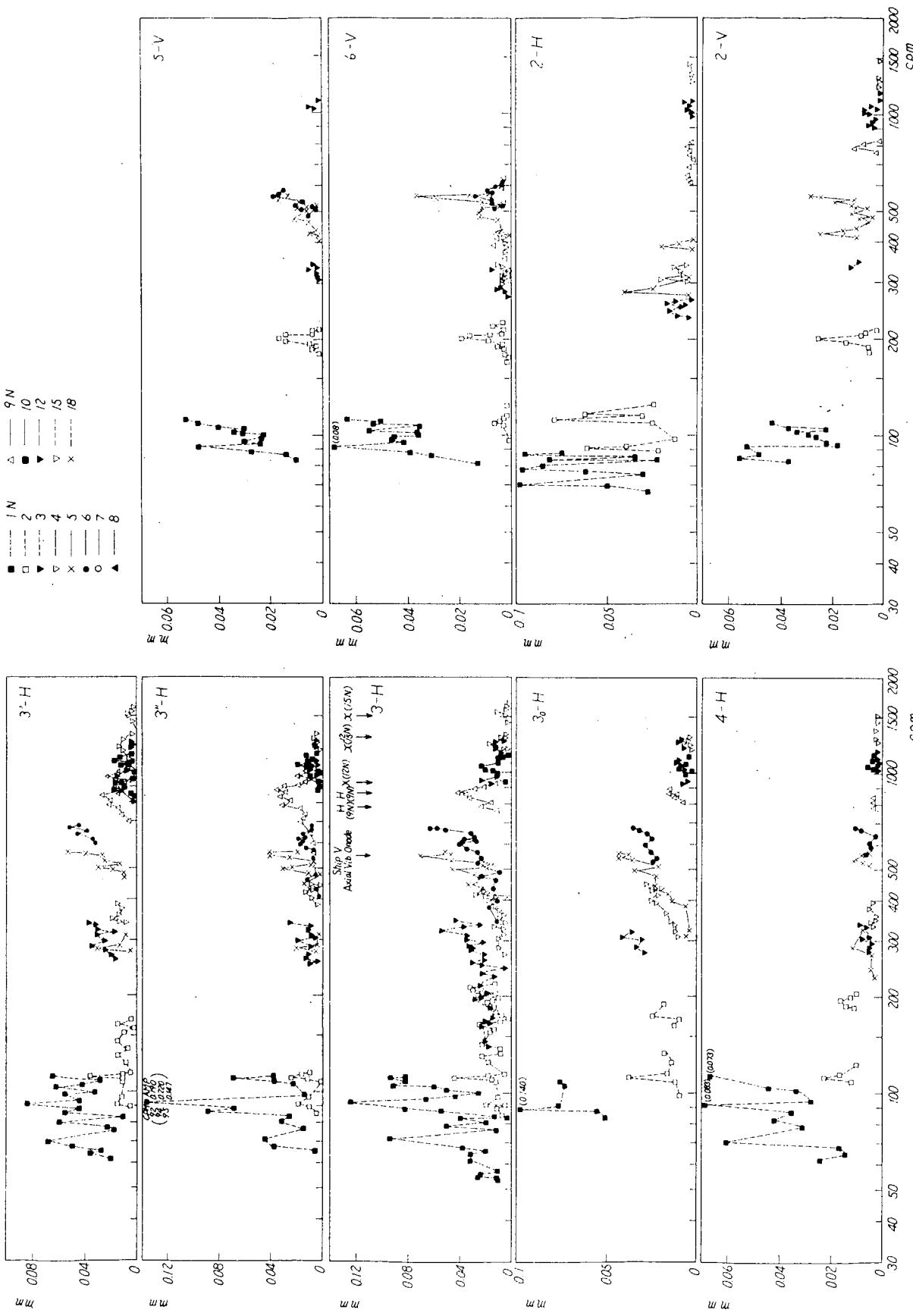
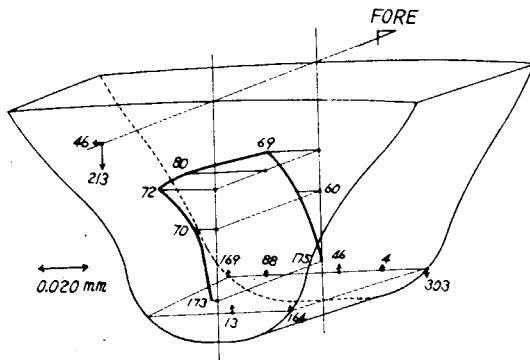
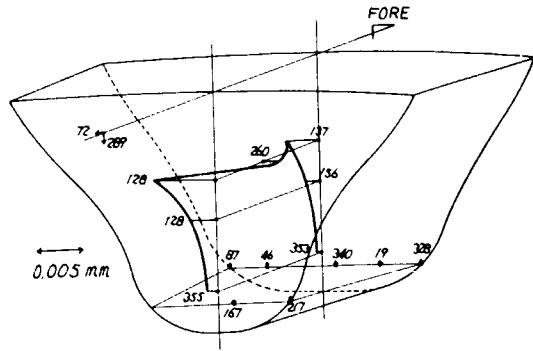


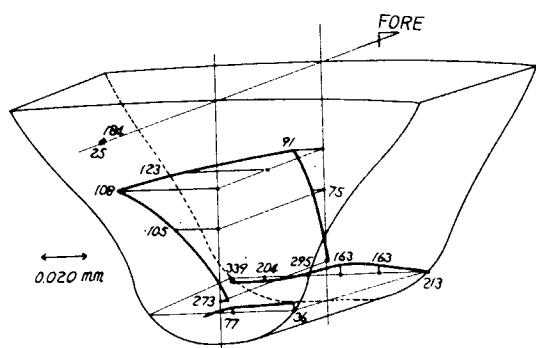
Fig. 2.5 RESPONSE CURVE OF UNDERWAY TEST (S. NO. C, BALLAST CONDITION, WITH BRACING)



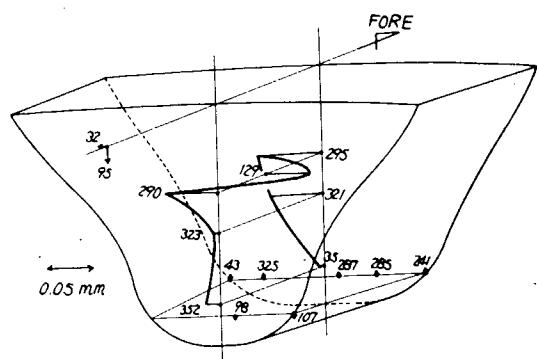
(1)  $H_3$  783 cpm (87.0 rpm, 9 node)



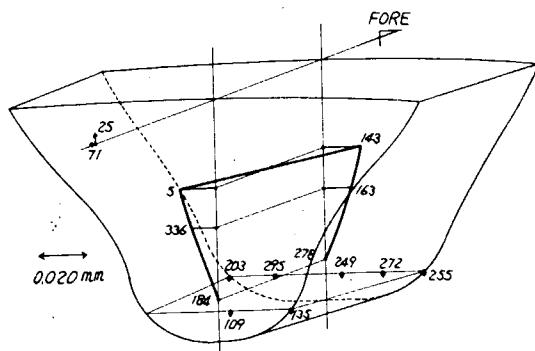
(4)  $X_{12}$  1290 cpm (71.7 rpm, 18 node)



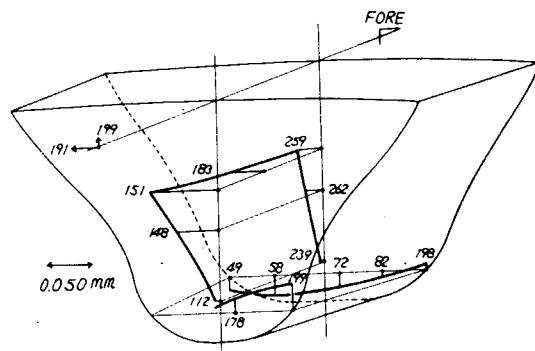
(2)  $H_m$  862 cpm (95.8 rpm, 9 node)



(5)  $X_1$  1500 cpm (100.0 rpm, 15 node)



(3)  $X_1$  926 cpm (77.2 rpm, 12 node)



(6)  $H$  548 cpm (109.8 rpm, 5 node)

Fig. 2.6 MODE CURVE of UNDERWAY TEST  
(S.N.O.C, BALLAST CONDITION, WITH BRACING)

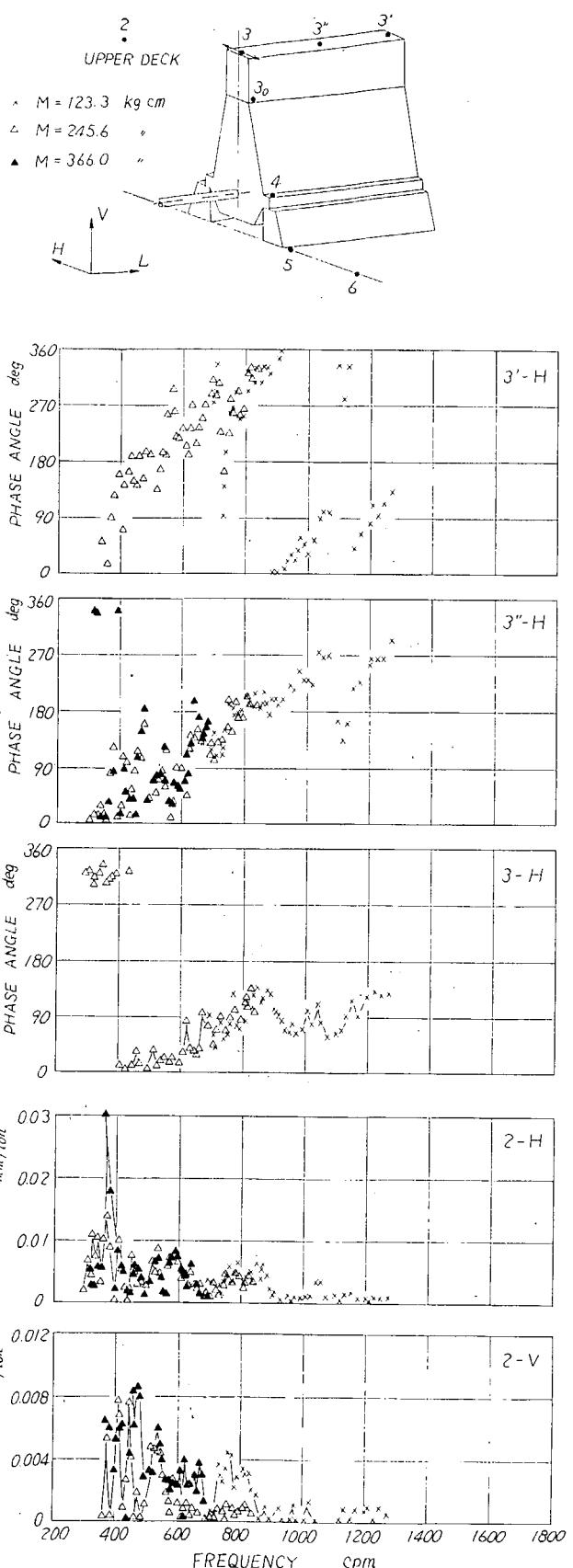
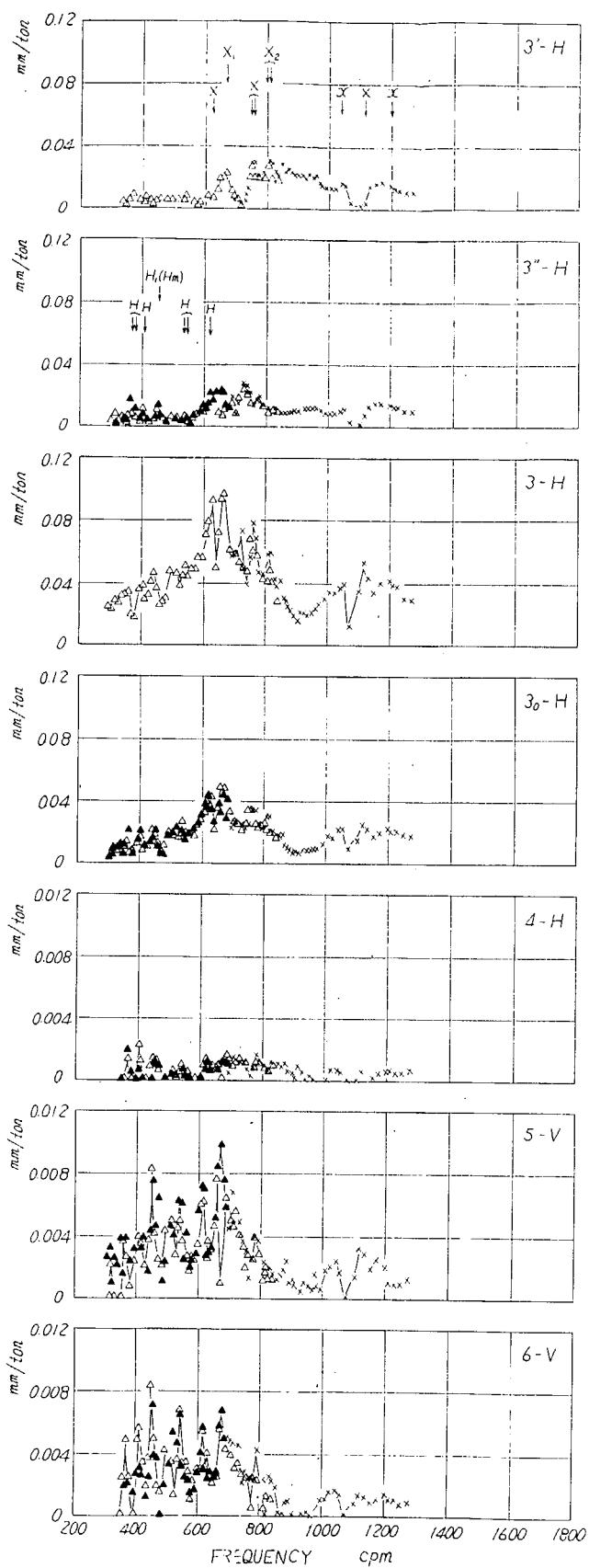
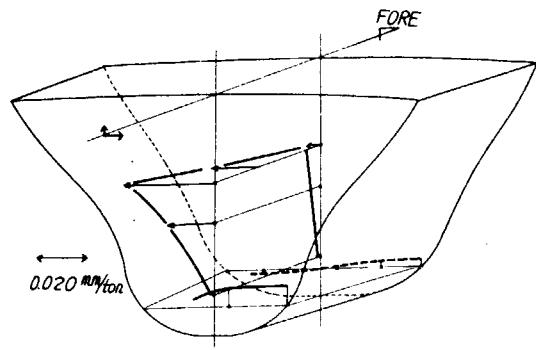
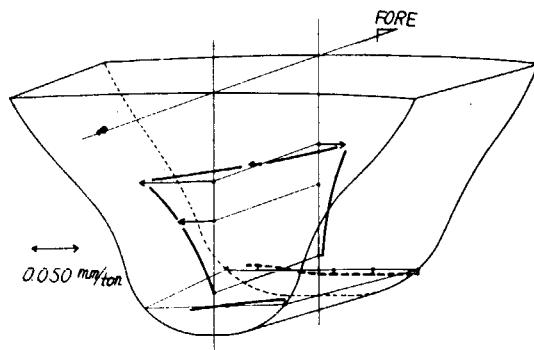


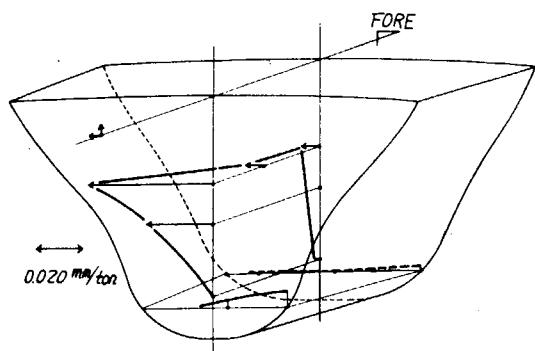
Fig. 2.7 RESONANCE CURVE of EXCITER TEST  
(S. NO. E, BALLAST CONDITION, WITHOUT BRACING)



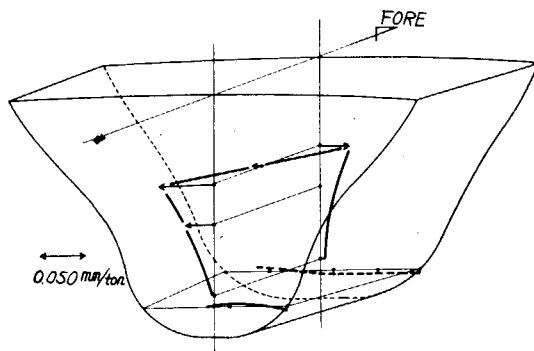
(1)  $H_m$  453 cpm ( $455$  cpm) ( $M = 245.6 \text{ kgcm}$ )



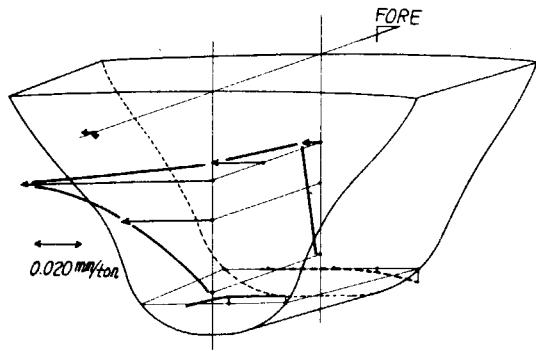
(5)  $X$  758 cpm ( $760$  cpm) ( $M = 184.6 \text{ kgcm}$ )



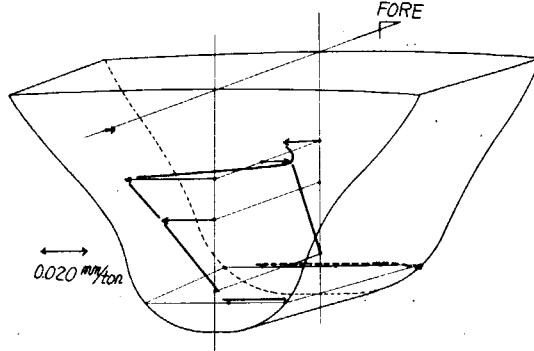
(2)  $H$  543 cpm ( $545$  cpm) ( $M = 245.6 \text{ kgcm}$ )



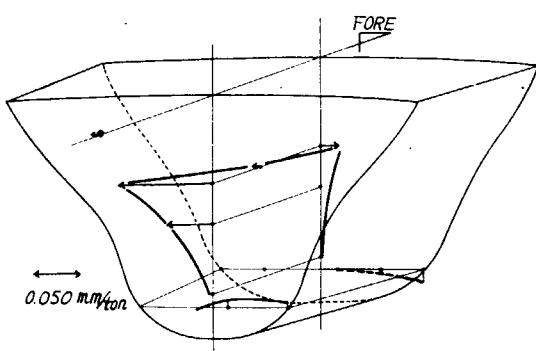
(6)  $X$  808 cpm ( $810$  cpm) ( $M = 184.6 \text{ kgcm}$ )



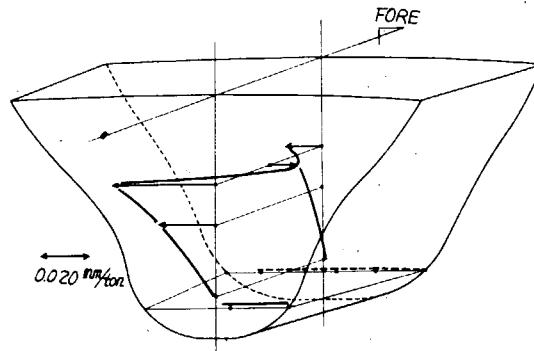
(3)  $H$  623 cpm ( $620$  cpm) ( $M = 245.6 \text{ kgcm}$ )



(7)  $\chi$  1041 cpm ( $1040$  cpm) ( $M = 123.3 \text{ kgcm}$ )



(4)  $X_1$  657 cpm ( $670$  cpm) ( $M = 245.6 \text{ kgcm}$ )



(8)  $\chi$  1198 cpm ( $1200$  cpm) ( $M = 123.3 \text{ kgcm}$ )

Fig. 2.8 MODE CURVE of EXCITER TEST  
(S. NO. E, BALLAST CONDITION, WITHOUT BRACING)

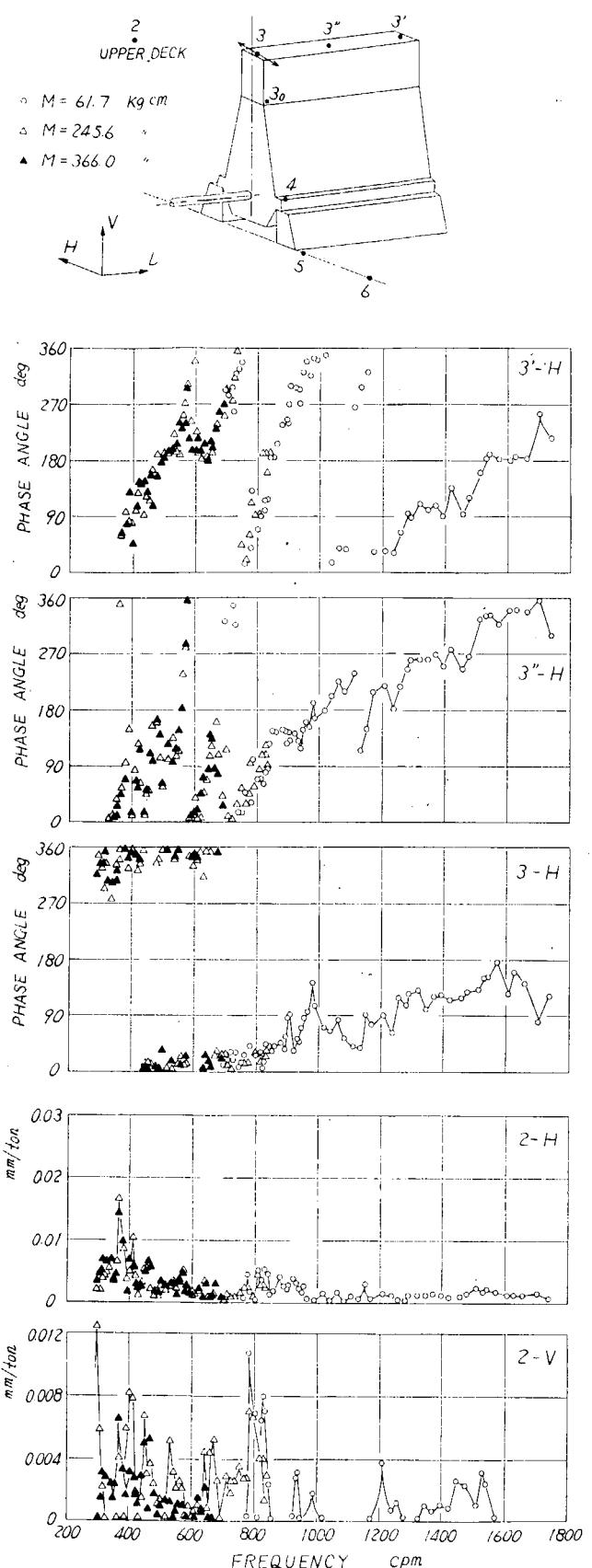
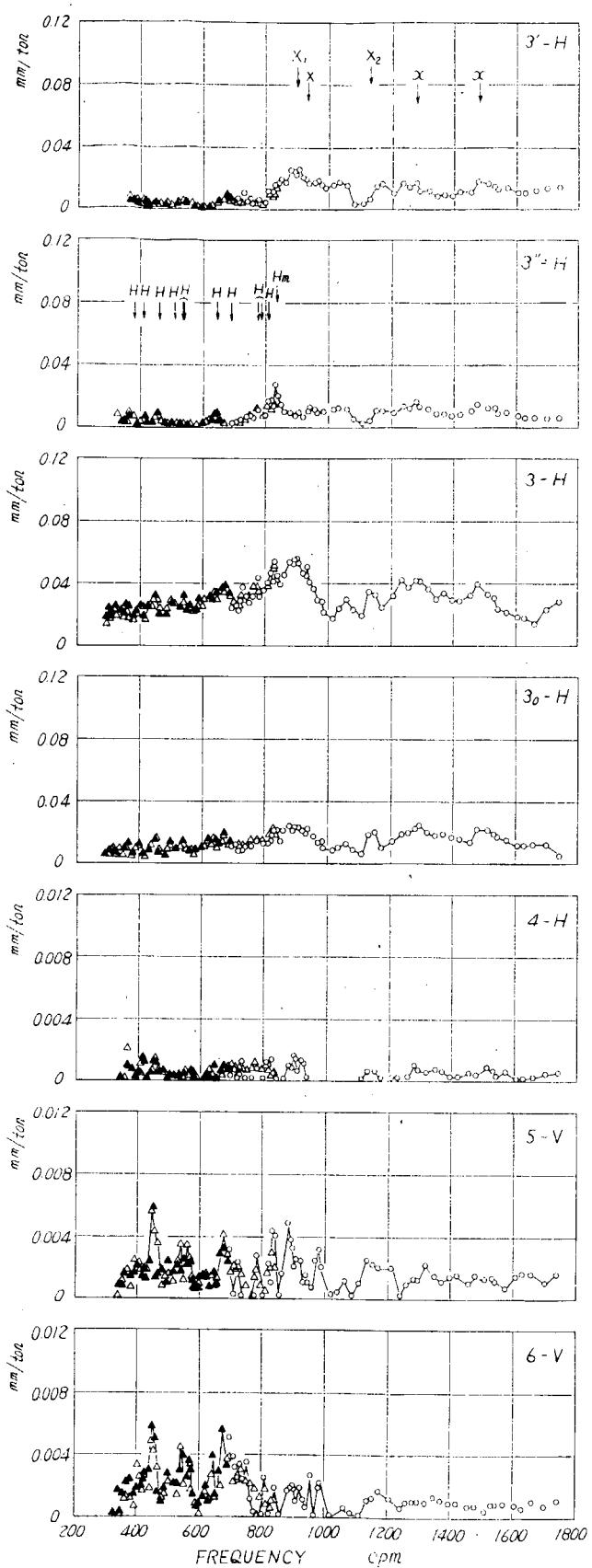
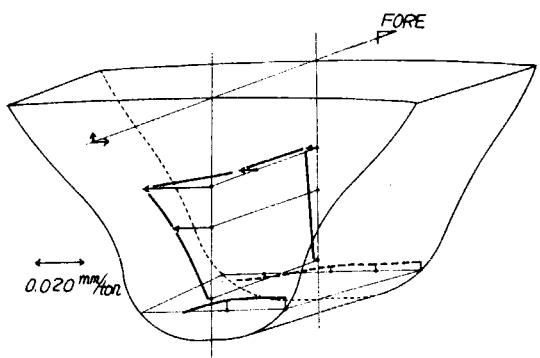
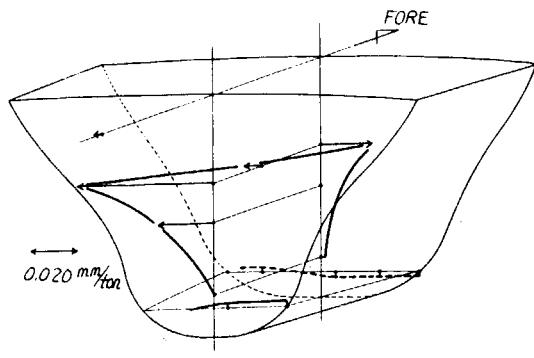


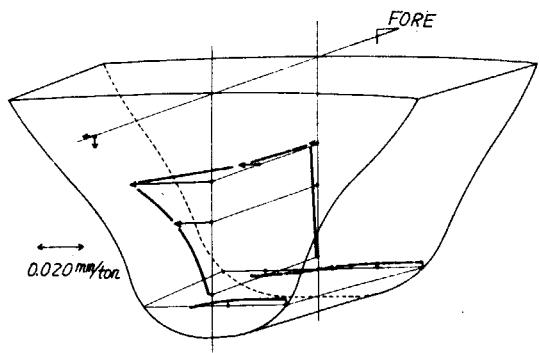
Fig. 2.9 RESONANCE CURVE of EXCITER TEST  
(S. NO. E, BALLAST CONDITION, WITH BRACING)



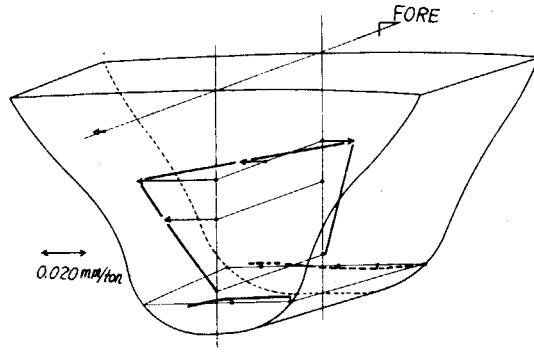
(1) H 456 cpm ( $M = 245.6 \text{ kgcm}$ )  
(460 cpm)



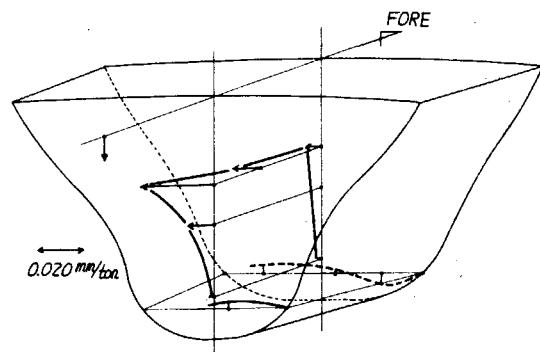
(5) X 898 cpm ( $M = 61.7 \text{ kgcm}$ )  
(900 cpm)



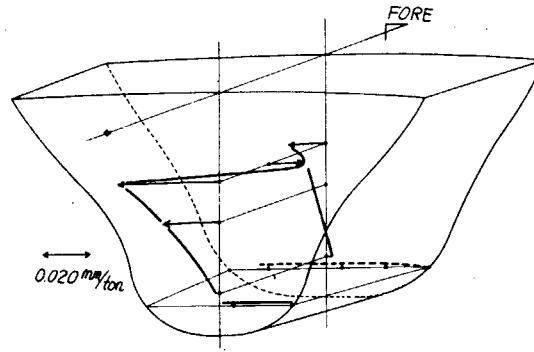
(2) H 642 cpm ( $M = 245.6 \text{ kgcm}$ )  
(645 cpm)



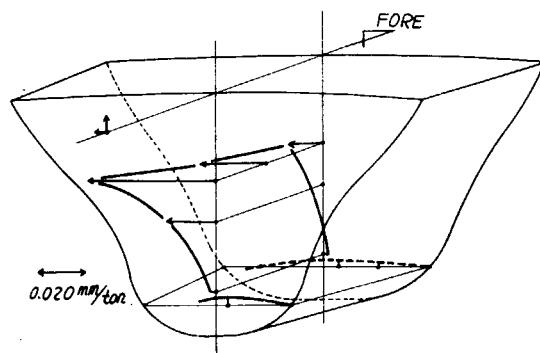
(6) X 1149 cpm ( $M = 61.7 \text{ kgcm}$ )  
(1130 cpm)



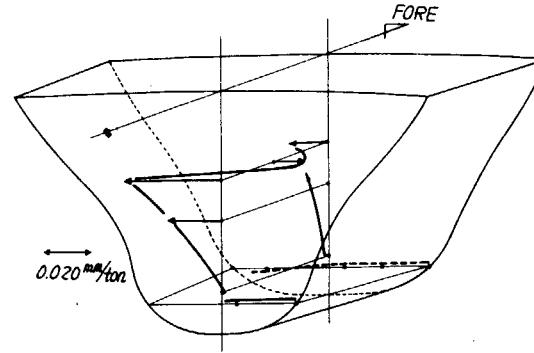
(3) H 782 cpm ( $M = 61.7 \text{ kgcm}$ )  
(785 cpm)



(7) X 1277 cpm ( $M = 61.7 \text{ kgcm}$ )  
(1280 cpm)



(4) H<sub>m</sub> 830 cpm ( $M = 61.7 \text{ kgcm}$ )  
(835 cpm)



(8) X 1476 cpm ( $M = 61.7 \text{ kgcm}$ )  
(1480 cpm)

Fig. 2.10 MODE CURVE of EXCITER TEST  
(S.NO.E, BALLAST CONDITION, WITH BRACING)

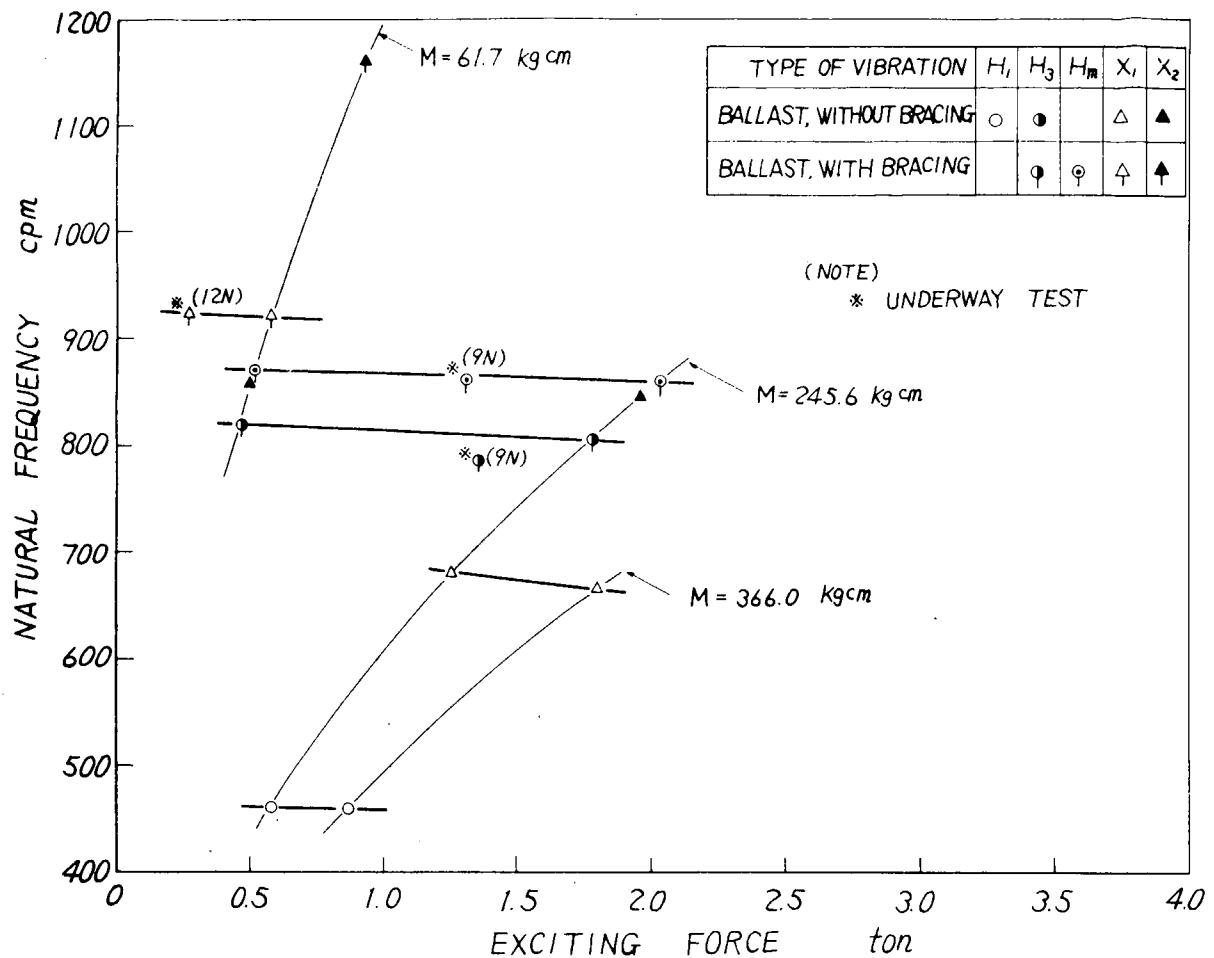


Fig. 2.1.1 RELATION BETWEEN EXCITING FORCE AND NATURAL FREQUENCY  
(S.NO. C, BALLAST CONDITION)

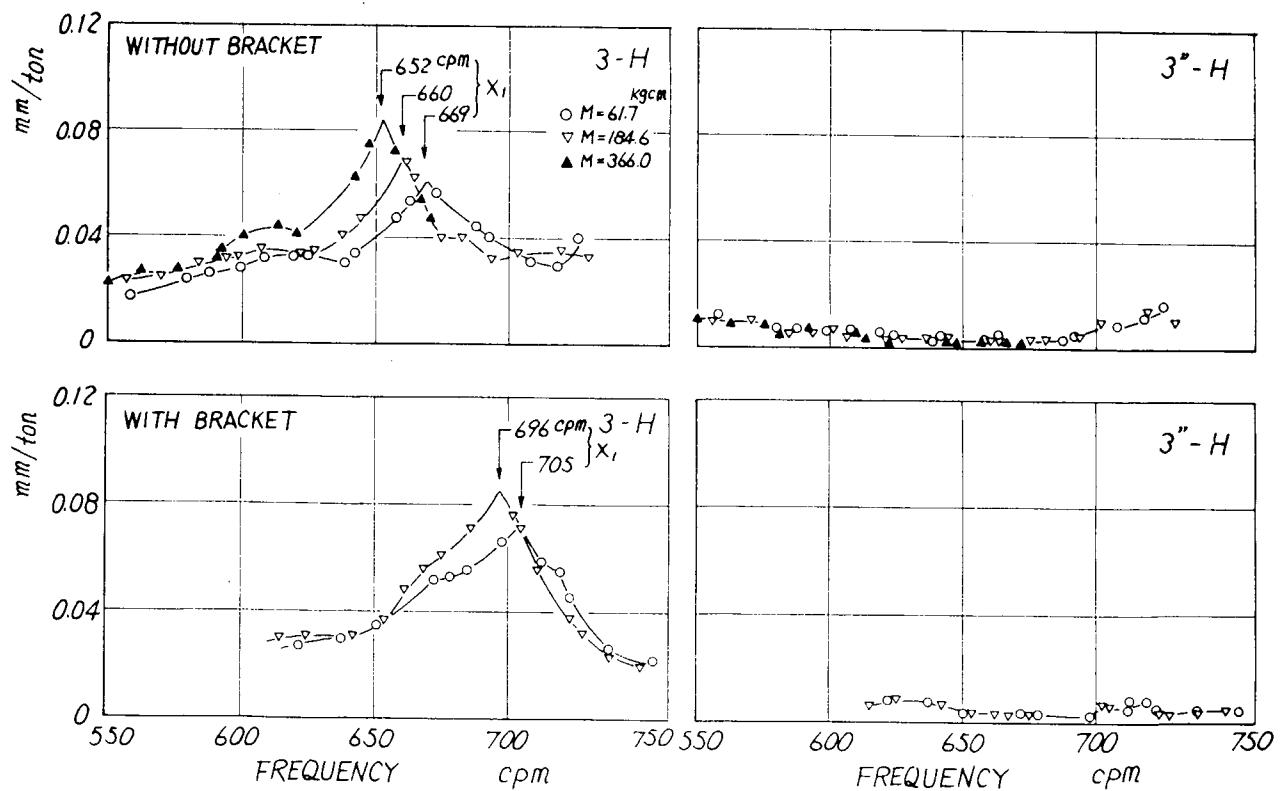


Fig. 2.1.2 RESONANCE CURVE OF EXCITER TEST  
(S.NO.D, AT MOORING TEST, WITHOUT BRACING)

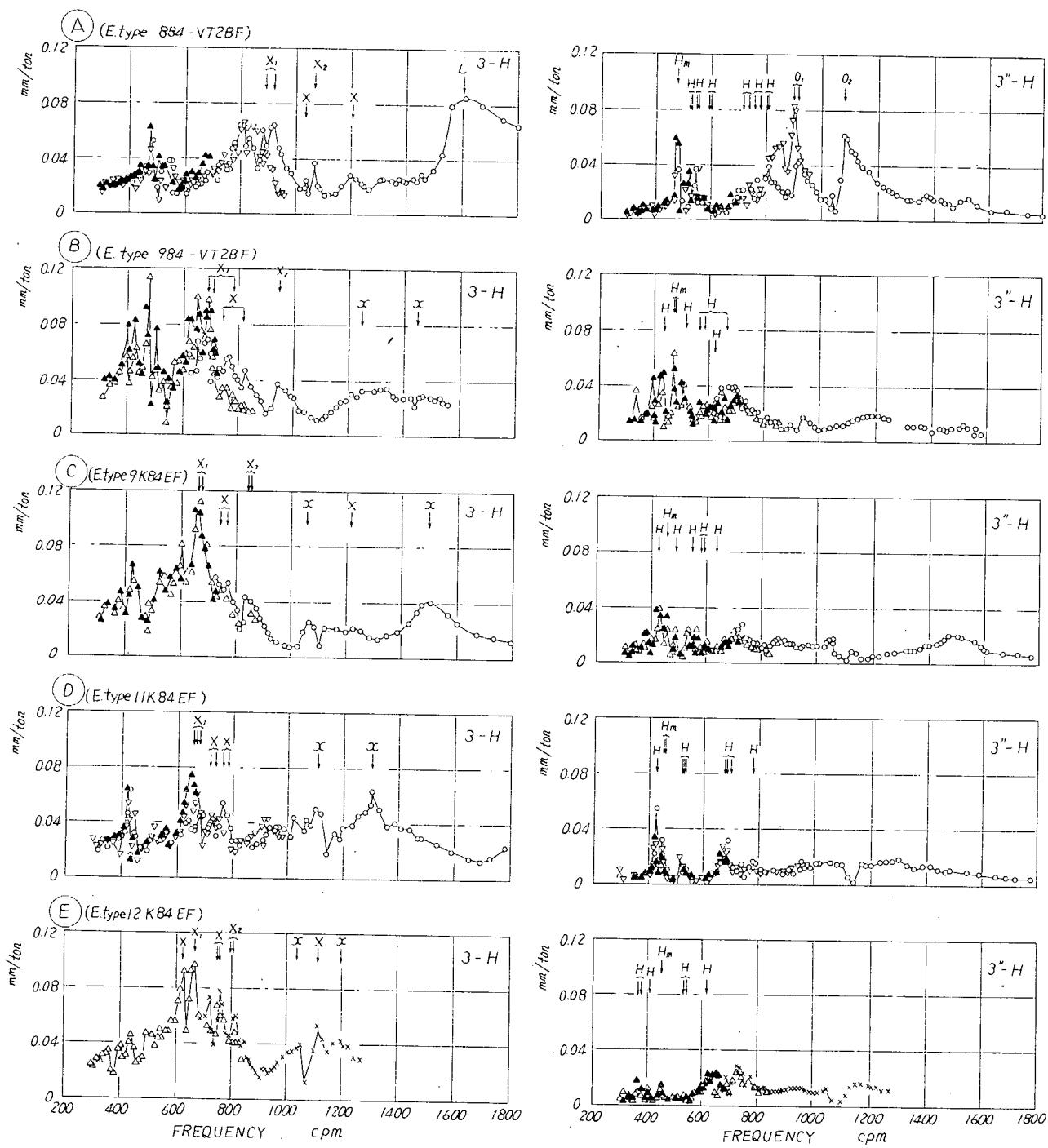


Fig. 2.13 RESONANCE CURVE of EXCITER TEST  
(BALLAST CONDITION, WITHOUT BRACING)

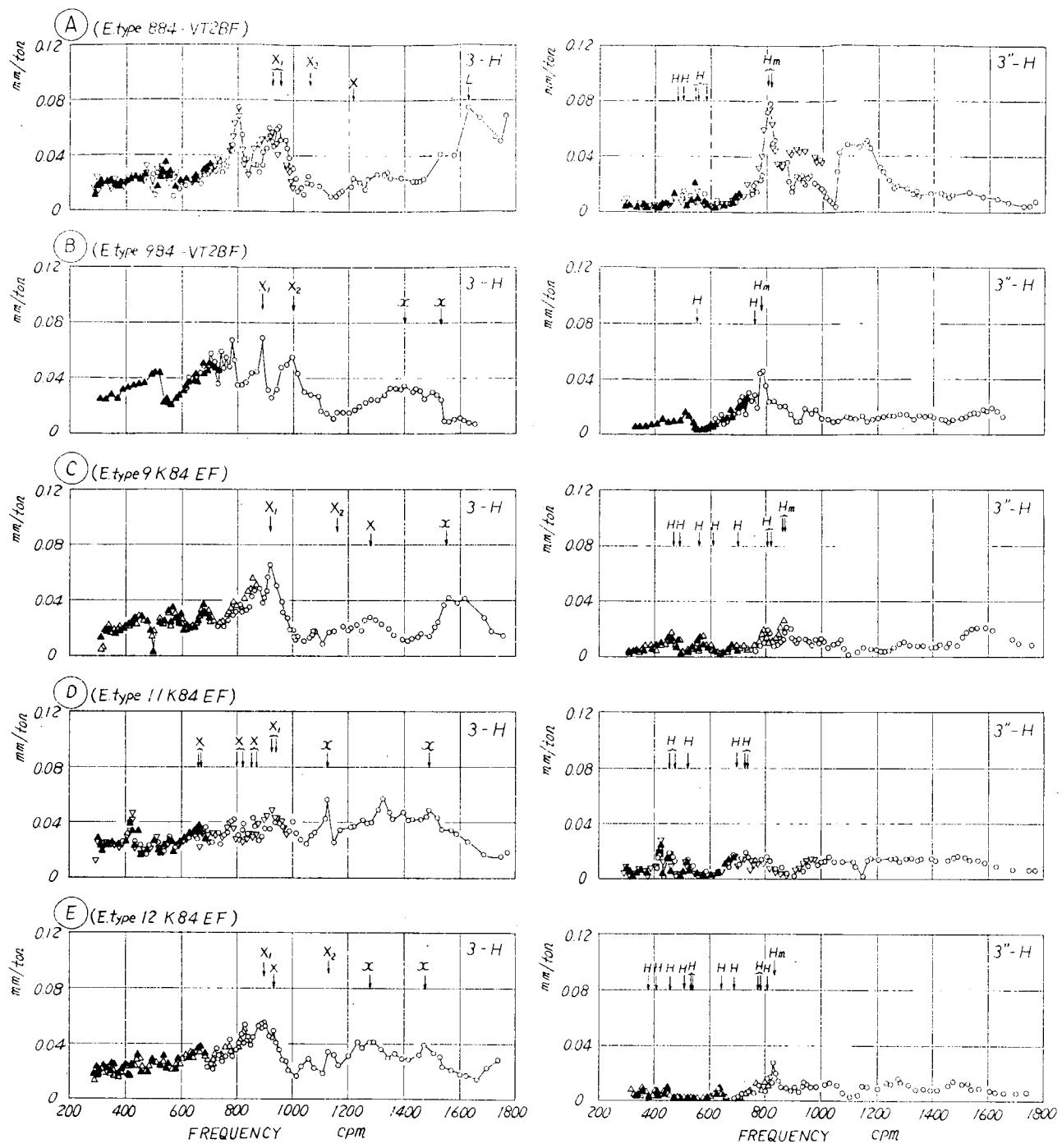
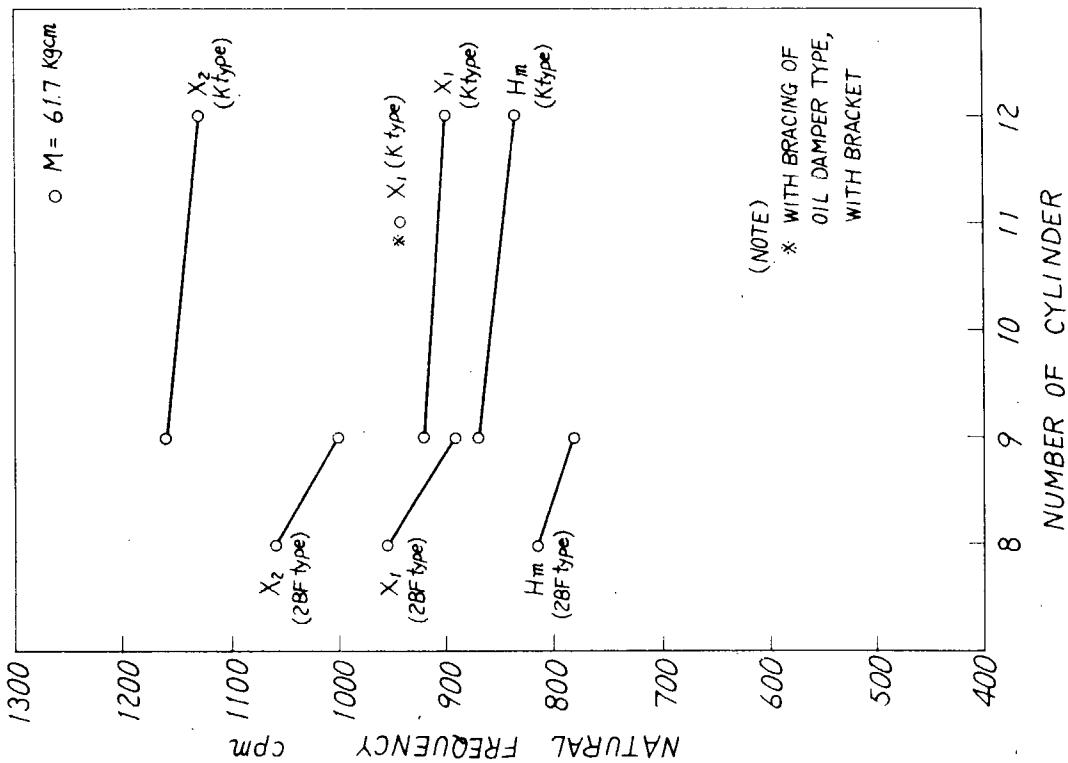
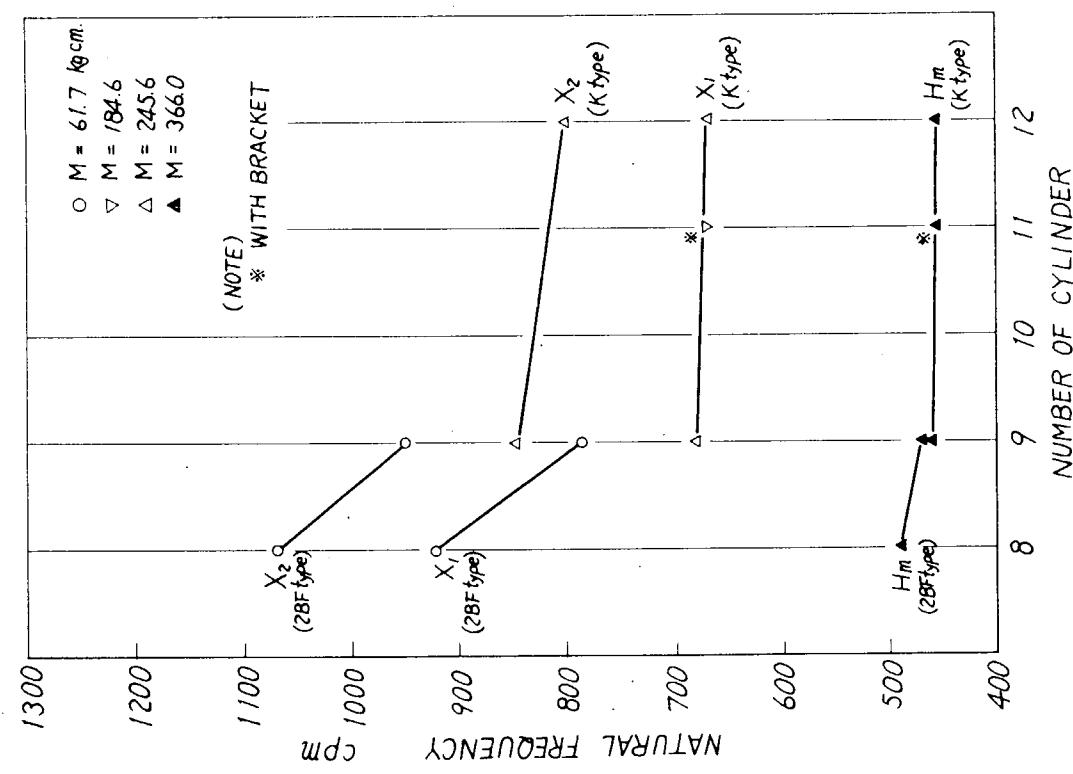


Fig. 2.1.4 RESONANCE CURVE of EXCITER TEST  
(BALLAST CONDITION, WITH BRACING)



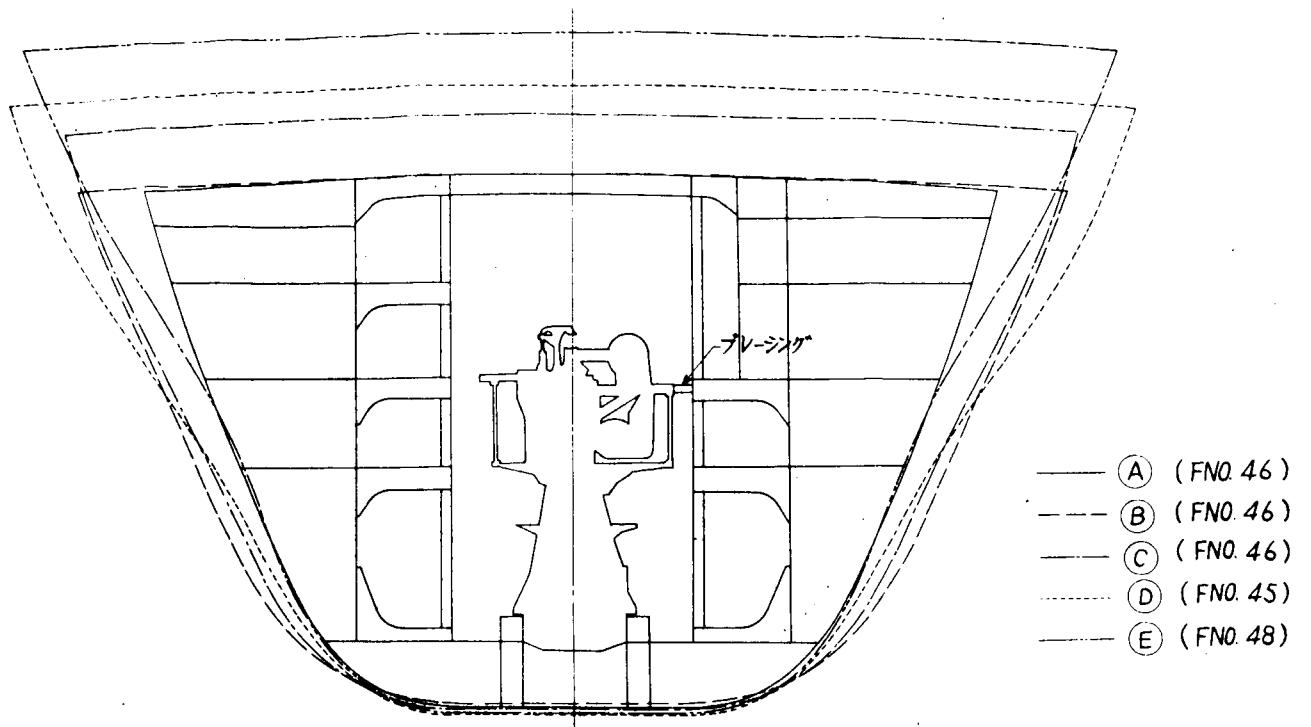


Fig. 2.17 SECTION of SHIPS' HULL

### 3. 推進軸系の横振動と船尾振動および船体振動の連成に関する研究

#### (1) 緒 言

本研究は44年度、45年度の2カ年で実施するものであるが、実船の海上公試が昭和45年4月に行なわれるため、本年度は実験の準備として計器の購入および治具の製作取付けを実施した。

#### (2) 購入計器

絶縁防水型振動計	4ヶ
マルチプレクサ	1台
船尾管温度計測用センサ	7ヶ
加速度計(防水型)	2ヶ
" (非防水型)	6ヶ

#### (3) 完了工事および工事予定

上記購入品のほか、船内カンチレバー取付台(Fig. 3.1)、振動計測ピックアップ導線保護管およびサポート(Fig. 3.2)の取付を完了した。残工事は45年4月上旬のFINAL DOCKですべて完了の予定である。

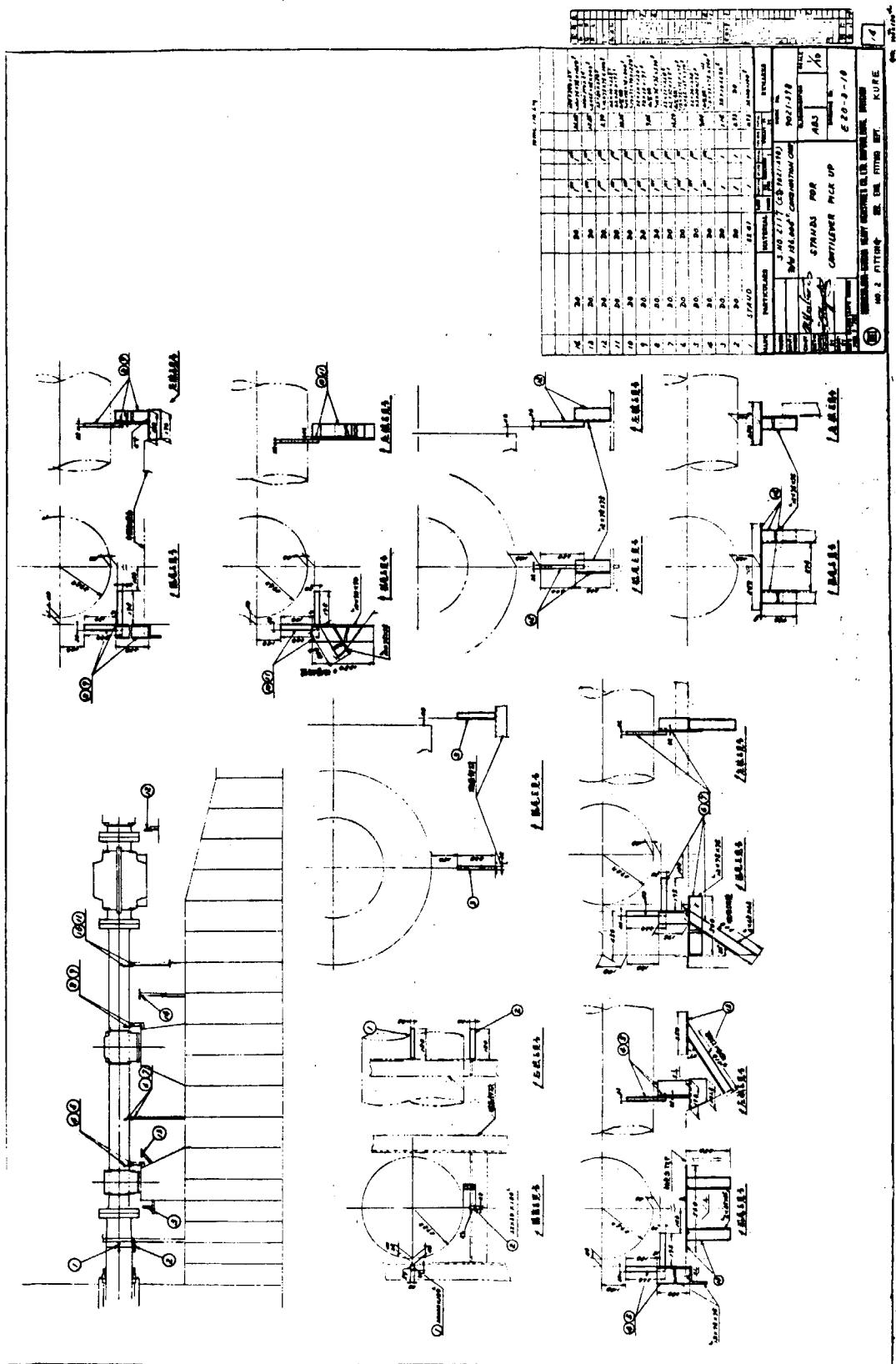
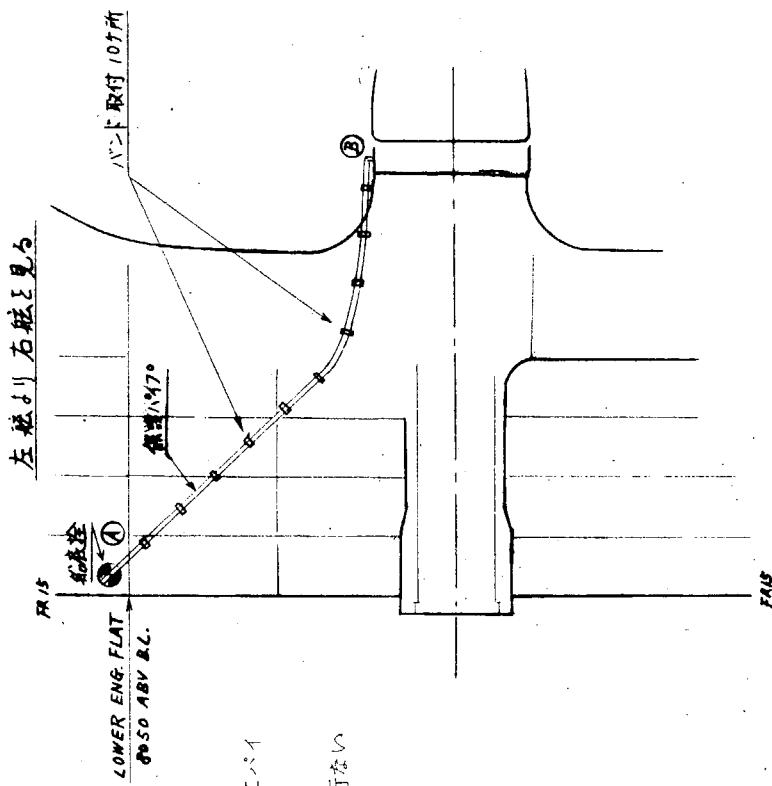


FIG. 3.1



領要付件

- ... 超小物の工具は、通常は工具箱に収めますが、大きめの工具は、工具箱に収めます。

2. FINAL DOCKにて、ピックアップを取付け④および⑤部の微調整を行ない  
正式取付けをする。

☆ 材 料	☆ 4 θ	SIZE 25 (O.D. $34 \times 3.4$ )	長さ 5.5 m	等邊山形鋼	SIZE 5 $\times$ 40 $\times$ 40 $\times$ 80 (13#六角)	呼子川2所	10 個
U 梁	SIZE KF 30112	U1 形	呼子川2所	25	2.5	1.0 組	

Fig. 3.2 振動計測ピックアップ導線保護管およびサポート取付略図

#### 4. 6 自由度多質点系の振動解析法についての基礎研究

3次元構造物の振動を一般的に取り扱うとき、それを各節点に等価質量と等価慣性モーメントをつけた立体ラーメンにおけるかえ、各節点の並進および回転変位を表わす6次元ベクトルを未知量として運動方程式をたてて解くのが便利である。ここではクランク軸の換算連成振動をこの方法で解いてみた。クランク軸の連成振動についてはすでに立派な研究が行なわれている<sup>1)</sup>が方法が若干異なつてるので諸賢のご参考までに報告する次第である。

まず Fig. 4.4 上側のようなクランク軸を同図下側のようにいくつかの剛体(○印で示す)を複合ばね(剛体を結ぶ線で示す)で結んだものを軸受に相当する支点ばね(△印で示す)で支持した等価剛体ばね系におきかえ、これの振動特性を求めることになる。

Fig. 4.4 に示すように軸心上船首端から船尾端に向つてx軸をとり、これと直角に第1クランクストローが突き出ている方向をy軸をとり、z軸はx, y軸とともに右手直交系を作るよう定める。

等価系の各剛体はx, y, zの3軸方向の変位<sub>x</sub>, <sub>y</sub>, <sub>z</sub> とこれら3軸まわりの回転θ<sub>x</sub>, θ<sub>y</sub>, θ<sub>z</sub> の6自由度を持ち、その運動特性は質量と慣性テソルをまとめていた6行6列の慣性行列で表わすことができる。

剛体を結ぶ複合ばねもその一端を固定したとき、他端が<sub>x</sub>, <sub>y</sub>, <sub>z</sub>, θ<sub>x</sub>, θ<sub>y</sub>, θ<sub>z</sub> の6自由度で変形し得るものでその荷重変形特性も端部に働くx, y, zの3軸方向の力F<sub>x</sub>, F<sub>y</sub>, F<sub>z</sub> と3軸まわりのモーメントM<sub>x</sub>, M<sub>y</sub>, M<sub>z</sub> と上記6自由度の変形を関係づける6行6列の剛性行列で表わすことができる。支点ばねの荷重変形特性についても同様である。なお、これらについての詳細は参考文献<sup>2)</sup>にまとめてある。

クランクピン部の等価剛体に対する慣性行列の作り方はやや特殊であり、コンロッド大端部は<sub>x</sub>, θ<sub>x</sub>に対する慣性を持たないものと考えた。これはクランクピンとコンロッド大端との結合関係から当然の処置である。

Fig. 4.1 はクランク軸系の寸法諸元から等価剛体ばね系の慣性行列と剛性行列を求めるメインプログラムとそれに使われるサブプログラムの引用関係を示す。

使用した計算機(IBM 360/40 128 KB)の記憶容量の制限から全部を一度に主記憶装置に入れられないので不要なサブプログラムは外部記憶装置に入れておき必要なものだけ主記憶装置に呼び込んで計算する overlay という手法を使用した。

Fig. 4.1 はこの overlay を行なうための樹状図にもなつてゐる。この方法では樹状図中の各プログラム名に重複があつてはいけないが実際には同じプログラムが樹状図の数個所で必要になるので同じプログラムに異なる仮名をつけて区別した。仮名は本名の下のかつこ内に示してある。

Table 4.1 に Fig. 4.1 中の各サブプログラムの機能を示す。

Fig. 4.2 は上のようにして得られた慣性行列、剛性行列を連成振動の方程式に代入し、固有値問題の形に整理したときに出てくる係数行列を算出するための PHYSM というプログラムとそのサブプログラムの引用関係を示す。

Fig. 4.3 はそうして得られた固有値問題を解き、自然振動数と振動モードを求めるためのプログラム HÖLN とそのサブプログラムの引用関係を示す。

Table 4.2 は PHYSM, HÖLN に使われるサブプログラム中 Fig. 4.1 の STPHYS で使われていないものの機能を示す。

計算は第94研究部会昭和42年度報告書第二分冊で振動の実船計測結果を報告した三井B&W 884 VT 2BF-180 の軸系の1/5縮尺モデルについて行なつた。(現尺の軸系でも計算できるが、たまたま1/5縮尺のものについて剛性行列等を計算した資料があつたのでプログラムのテストを兼ねて縮尺モデルを使うことにした。)

Fig. 4.4 上側にこの軸系の概形を、下側にそれに対する等価剛体ばね系を示す。この図中に示したように本機の着火順序は1-8-3-4-7-2-5-6で45°等間隔着火である。

各軸受の剛性は5×10<sup>5</sup> Kg/cmとしたがこれは従来縦振動計算で推力軸受の剛性として(2~3)×10<sup>6</sup> Kg/cmが

使われていたことを考え、 $\frac{1}{5}$ 縮尺になつていていることを考えて換算した値である。（剛性  $k$  は各部断面積を  $A$ 、長さを  $\ell$  とするとき  $k = E A / \ell \propto \ell$  だから同材料の相似物体については大きさ  $\ell$  に比例する。）

Table 4.3-a～b は第1自然振動、Table 4.4-a～c は第2自然振動、Table 4.5-a～b は第3自然振動の計算結果を示す。

Table 4.3-a に出ている自然振動数  $0.2248 \times 10^4 = 2,248 \text{ cpm}$  は  $\frac{1}{5}$  縮尺モデルについての値であり、実機に換算するとこの  $\frac{1}{5}$  の  $450 \text{ cpm}$  となる。（ $f \propto \sqrt{k/m}$  で  $k \propto \ell$ ,  $m \propto \ell^3$  であることから  $f \propto 1/\ell$  すなわち自然振動数は大きさ  $\ell$  に反比例する。）

Table 4.3-b の ROW 番号 1～28 は Fig. 4.4 の等価剛体ばね系の 28 個の等価剛体を表わし、COLUMN 番号 1～6 はそれぞれ並進比振幅  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$  (cm) および回転比振幅  $\theta_x$ ,  $\theta_y$ ,  $\theta_z$  (rad) に対応する。

したがつて Table 4.3-c が第1自然振動の振動形を表わしていることになる。ただし、ここでも計算を  $\frac{1}{5}$  の縮尺モデルについて行なつてゐるため実機では同じ回転比振幅  $\theta_x$ ,  $\theta_y$ ,  $\theta_z$  に対し並進比振幅  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$  はこれらの表の 5 倍になるはずである。Table 4.4, Table 4.5 の見方も同様である。

Fig. 4.5-a, b に第1自然振動、Fig. 4.6-a～c に第2自然振動、Fig. 4.7-a, b に第3自然振動の振動形の一部を横軸に等価剛体の番号、縦軸に比振幅をとつて図示した。これらの図から第1自然振動はねじり振動1節、第2自然振動は縦振動0節、第3自然振動はねじり振動2節にそれぞれ対応していることがわかる。

Fig. 4.5-b, 4.7-b からわかるようにクランクピン部（剛体番号 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16）では軸のねじれに対応して横移動  $u_y$ ,  $u_z$  が大きくなつてゐる。

計算結果と実測値との比較は実振幅と応力の計算プログラムが完成していないので十分にできないが、これまでの段階でできる範囲でやつてみることにする。

残念ながら実測との一致は良くなかつた。まず自然振動数についてはもともとこのプログラムを作つた目的が振幅の合理的な予測とねじり振動によつて起される縦振動の説明を行なうことであり、各部の慣性や剛性を近似理論で求めてあるため実際との不一致は覚悟していたが、この誤差は弾性体を剛体でおきかえることによる慣性の作用の過大評価とクランクスローラジヤーナル、ウエブ、ピンの間の相互拘束を無視し、梁理論を使つたことによる剛性の過小評価のため実際より低い自然振動数が算出される方向に出ると予想していた。しかし結果は次のように予想の逆になつた。

#### 実測 計算

ねじり1節	368 cpm	450 cpm
縦 0節	550 cpm	631 cpm

これは理解し難い点であるが、サブプログラムは個々に精密にテスト済みであり、誤りは発見できなかつた。ただ一つ考えられる原因としては、HOLN による自然振動計算で IBM 360 の標準精度（10進7桁）を使つたのでは桁落ちが起り中間軸からプロペラにかけて横振動変位  $u_y$ ,  $u_z$  が途方もなく大きくなることを経験したが、これと同様な現象が、STPHYS と PHYSM でも起つているのかも知れない。（HOLN はこのため 10 進 16 桁の倍精度計算になおしたが、STPHYS と PHYSM はやはり標準精度を使つてゐる。）

この報告では省略したが、このような軸系では軸の自由回転に相当する振動数 0 の解があるはずであり、これも計算で出してみたが固有値が正確に 0 にならない。これも STPHYS と PHYSM 中でなにか誤差が生じていることを暗示しているように思う。

実振幅については前記のようにプログラムができていないので実測と比較できないが、ねじり振動によつて起される縦振動について、ねじり振幅と縦振幅の比を実測と比較することができる。

Fig. 4.8 に中間軸（剛体番号 22, 23 間）のねじりひずみの計測結果を示す。これはオシログラフ記録から読みとつた全振幅の値である。

Fig. 4.9-a に同じ計測値をデジタルデータ集録装置で記録した結果から電子計算機で出した全振幅を示す。

Fig. 4.9 - b, 4.9 - c はこの記録の電子計算機による調和解析結果である。

Fig. 4.9 は較正係数が誤つていたので Fig. 4.8 の  $\frac{1}{5}$  程度の値になつている。

Fig. 4.8 から 4.6 rpm でのねじり振動 1 節 8 次ピークは、

$$\text{Total Double Amp.} = 5.5 \times 10^{-4}$$

Fig. 4.9 からデジタルデータ集録装置記録での 4.6 rpm でのねじり振動 1 節 8 次ピークは、

$$\text{Total Double Amp.} = 1.34 \times 10^{-4}$$

$$8 \text{次 Single Harmonic Amp.} = 0.635 \times 10^{-4}$$

したがつて真の 8 次 Single Harmonic Amp. は

$$0.635 \times 10^{-4} \times \frac{5.5 \times 10^{-4}}{1.34 \times 10^{-4}} = 2.60 \times 10^{-4}$$

剛体番号 22, 23 間のねじれ角はねじり振動 1 節に相当する第 1 自然振動の計算結果 Table 4.3 - b からクラシック軸船首端ねじり振幅 1 rad のとき、

$$-0.4583 - (-0.7983) = 0.340 \text{ rad}$$

剛体番号 22, 23 間の軸長さ = 2,067.5 mm (実機)

またこの軸部の半径 = 285 mm (実機)

ゆえに上記 0.340 rad のねじれ角に対応するこの軸部表面のねじりひずみは、

$$0.34 \times \frac{285}{2,067.5} = 4.69 \times 10^{-2}$$

すなわち、

船首端振幅 1 rad  $\leftrightarrow$  中間軸表面ねじりひずみ  $4.69 \times 10^{-2}$

中間軸表面ねじりひずみの 8 次調和成分の実測値は上記のように、 $2.60 \times 10^{-4}$  だから、これに対応する実際の船首端ねじり振幅の 8 次調和成分は、

$$2.60 \times 10^{-4} \times \frac{1 \text{ rad}}{4.69 \times 10^{-2}} = 0.555 \times 10^{-2} \text{ rad} = 0.32^\circ$$

となる。

次に Table 4.3 - b から船首端のねじり振幅 1 rad に対する船首端縦振幅は 0.4169 cm であるが、これは  $\frac{1}{5}$  縮尺になつているので実機では、

$$0.4169 \text{ cm} \times 5 = 2.08 \text{ cm} = 20.8 \text{ mm}$$

に対応する。

したがつて上記  $0.555 \times 10^{-2}$  rad に対する船首端縦振動片振幅は、

$$20.8 \text{ mm} \times 0.555 \times 10^{-2} = 0.115 \text{ mm}$$

しかし Fig. 4.10 - a, b に示した実測結果によれば 4.6 rpm のねじり振動 1 節 8 次共振点での 8 次縦振動片振幅は 1.28 mm であり、上記計算値 0.115 mm はこの  $\frac{1}{10}$  にすぎない。これも理解し難い結果である。

クラシック軸による連成よりもプロペラによる連成のほうがもつと重要なのだらうか？

なお従来から縦振動共振にはねじり振動のピークが伴なわないことがわかつていたが、これは Fig. 4.6 - a, b の縦振動 0 節振動形から船首端縦振幅 1 cm (実機の 5 cm に相当) に対し、ねじり振幅は最も大きい所で、

$$10^{-3} \text{ rad} = 0.0573^\circ$$

という小さい値になり、これは経験と一致する。

( Fig. 4.10 - b の縦 0 節 5 次共振ピーク 1.2 mm に対してはねじり振幅は、

$$0.0573^{\circ} \times \frac{1.2 \text{ mm}}{50 \text{ mm}} = 1.37 \times 10^{-3^{\circ}}$$

となる。)

### 参考文献

- 1) 全、津田; 船用往復内燃機関軸系綫ねじり連成自然振動の理論的解析(船用機関学会誌 Vol. 4 No. 7、1969)
- 2) 漆原; クランク軸綫振動の理論的一考察(船用機関学会誌 Vol. 1 No. 3、1966)

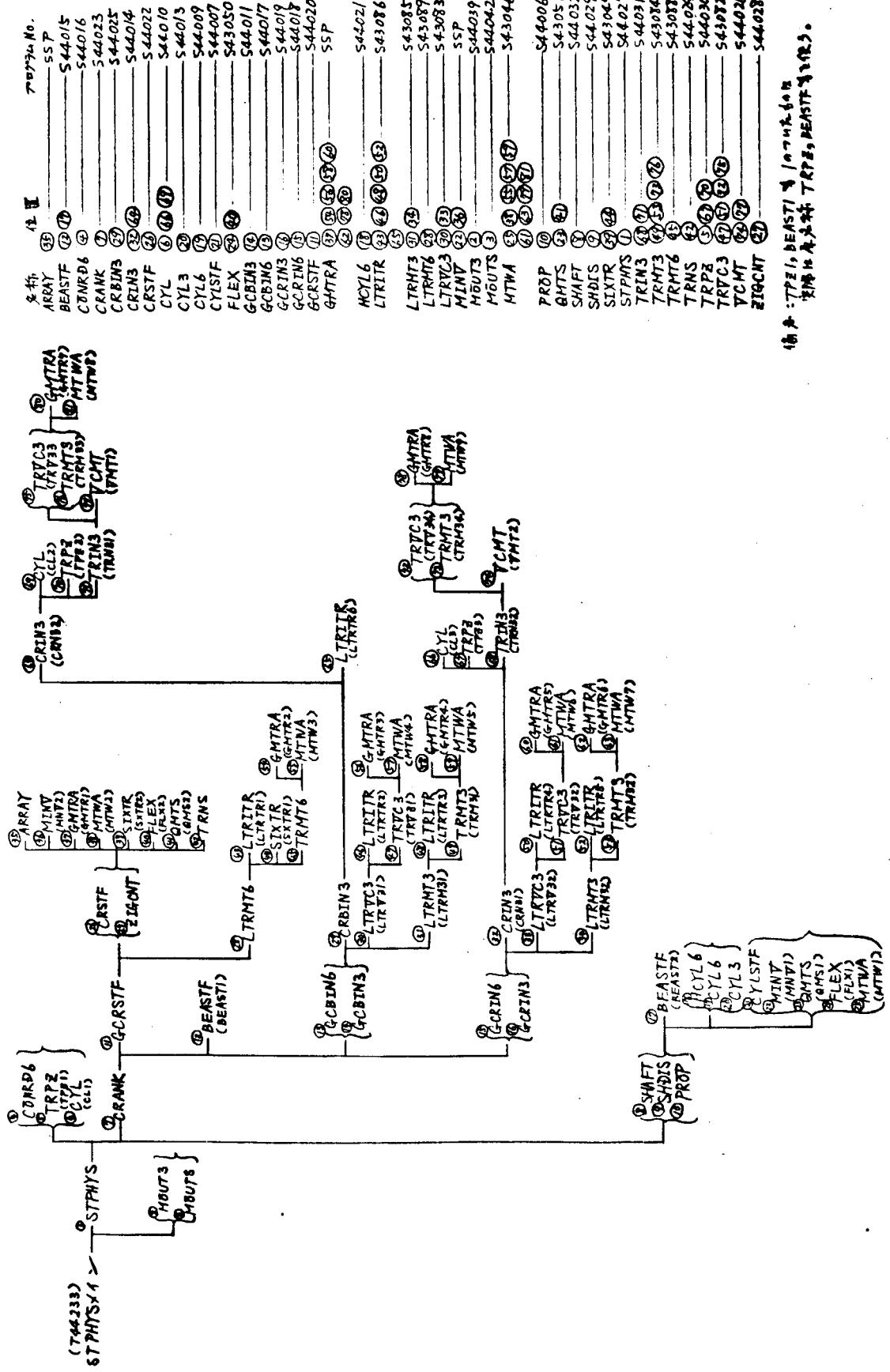


Fig. 4.1: BEASTF & LTRITR  
Fig. 4.2: CYL, TRPZ, BEASTF & GCRSTF.

Fig. 4.1 Reference Relation of STPHYS—subprograms

Table 4.1 Functions of STPHYS-subprograms

プログラム名	機能
A R R A Y	行列の1次元配列 ↔ 2次元配列の変換(IBM作成)
B E A S T F	支点剛性行列の計算
C O N R D 6	コンロッド大端の慣性行列の計算
C R A N K	クランクスロー部の慣性行列、剛性行列、減衰行列、各剛体の重心位置の計算
C R B I N 3	標準姿勢バランスウェイト付半クランクスローの質量、重心及び慣性テンソルの計算
C R I N 3	標準姿勢半クランクスローの質量、重心及び慣性テンソルの計算
C R S T F	標準姿勢半クランクスローまたは全クランクスローの撓性、剛性行列の計算
C Y L	円柱の質量と慣性モーメントの計算
C Y L 3	円柱の質量、重心、慣性テンソルの計算
C Y L 6	円柱の6次元慣性行列と重心の計算
C Y L S T F	中空円柱の撓性、剛性行列の計算
F L E X	直角片持梁の撓性行列の計算
G C B I N 3	一般姿勢バランスウェイト付半クランクスローの質量、重心及び慣性テンソルの計算
G C B I N 6	一般姿勢バランスウェイト付半クランクスローの慣性行列と重心の計算
G C R I N 3	一般姿勢半クランクスローの質量、重心及び慣性テンソルの計算
G C R I N 6	一般姿勢半クランクスローの慣性行列と重心の計算
G C R S T F	一般位置クランクスローの撓性、剛性行列の計算
G M T R A	行列の転置(IBM作成)
H C Y L 6	中空円柱の慣性行列と重心の計算
L T R I T R	座標軸のx軸まわりの回転に伴う座標変換行列の計算
L T R M T 3	座標軸のx軸まわりの回転に伴う3次元一次変換の座標変換の計算
L T R M T 6	座標軸のx軸まわりの回転に伴う6次元一次変換の座標変換の計算
L T R V C 3	座標軸のx軸まわりの回転に伴う3次元ベクトルの座標変換の計算
M I N V	逆行列の計算(IBM作成)
M O U T 3	行列のプリント
M O U T S	行列の系列のプリント
M T W A	行列の和、差、積、スカラ倍及び等置
P R O P	プロペラ部の慣性行列、剛性行列、減衰行列、各剛体の重心位置の計算
Q M T S	断面2次モーメントの計算
S H A F T	丸軸部の慣性行列、剛性行列、減衰行列、各剛体の重心位置の計算
S H D I S	円板付丸軸部の慣性行列、剛性行列、減衰行列、各剛体の重心位置の計算
S I X T R	6次元ベクトルの座標変換行列の計算
S T P H Y S	軸系諸元 → 物理行列(慣性行列、剛性行列、減衰行列、各剛体の重心位置)変換計算
T R I N 3	3次元慣性テンソルの座標変換
T R M T 3	3次元一次変換の座標変換
T R M T 6	6次元一次変換の座標変換
T R N S	伝達行列の計算
T R P Z	等脚台形板の質量、重心及び慣性モーメントの計算
T R V C 3	3次元ベクトルの座標変換
V C M T	3次元ベクトルの逆対称行列化
Z I G C N T	片持折梁の撓性、剛性行列の計算

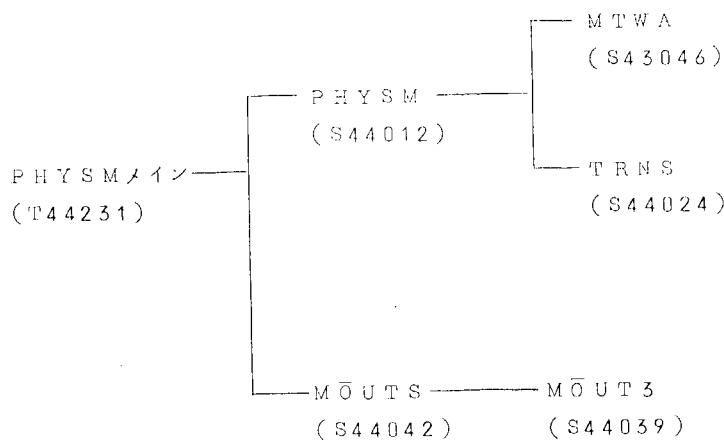


Fig. 4.2 Reference Relation of PHYSM-subprograms

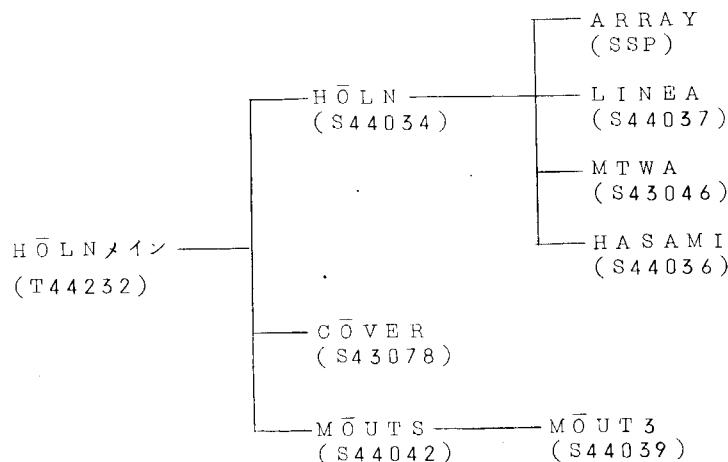


Fig. 4.3 Reference Relation of HOLN-subprograms

Table 4.2 Functions of PHYSM- and HOLN-subprograms  
(excluding those used for STPHYS)

プログラム名	機能
COWER	表紙のプリント
HASAMI	挟み打ちによる関数の0点の探索
HOLN	多次元 Holzer 法 (Myklestad 法)による固有値問題の解
LINEA	一般連立一次方程式の解と行列式の計算 (非正則係数行列の場合も取扱うことができ、また消去計算を中途段階で打ち切ることができる。)
PHYSM	物理行列 → 固有値問題の係数行列変換計算

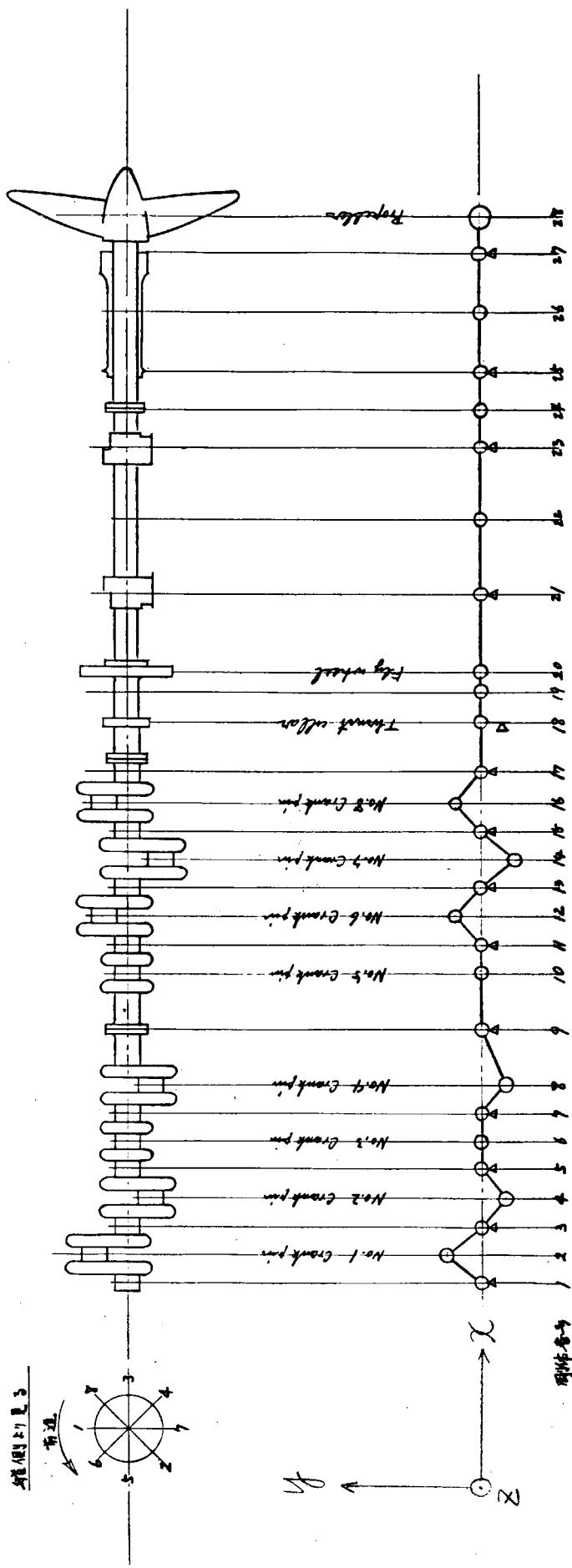


Fig. 4.4 Conversion of Crankshafting into Equivalent Solid and Spring System

Table 4.3-a 1st Natural Mode ( $\frac{1}{2}$ )

SINGULARITY INDEX OF C(K) K= 0  
 EIGEN VALUE EV= 0.5544E 05  
 FREQUENCY= 0.2248E 04 CYCLE/MIN  
 NUMBER OF EIGEN VECTORS BELONGING TO THIS EIGEN VALUE NMODE= 1  
 EV, FREQUENCY & NMODE ABOVE ARE MEANINGLESS WHEN K IS NOT 0.

Table 4.3-b 1st Natural Mode ( $\frac{1}{2}$ )

MATRIX	X	1	28 ROWS	6 COLUMNS	(REAL)	
COLUMN	$U_x$	$U_y$	$U_z$	$\theta_x$	$\theta_y$	$\theta_z$
1	2	3	4	5	6	
ROW 1	0.4169E 00	0.9895E-02	0.5215E-01	0.1000E 01	0.1099E-02	-0.5506E-04
ROW 2	0.4237E 00	0.4731E-02	0.1803E 02	0.9577E 00	0.2523E-02	-0.8492E-03
ROW 3	0.3908E 00	-0.2185E-01	0.6112E-01	0.9892E 00	0.3151E-02	-0.2739E-02
ROW 4	0.3409E 00	0.1244E 02	-0.1248E 02	0.9763E 00	-0.5299E-03	-0.1898E-02
ROW 5	0.2982E 00	0.1071E 00	-0.8409E-01	0.9578E 00	-0.4644E-02	0.3515E-02
ROW 6	0.2248E 00	-0.1682E 02	-0.1994E-01	0.9340E 00	-0.3322E-02	0.9365E-02
ROW 7	0.2892E 00	-0.4442E-01	0.3093E-01	0.9045E 00	-0.4389E-02	0.1232E-01
ROW 8	0.3439E 00	-0.1116E 02	-0.1116E 02	0.8717E 00	-0.7552E-02	0.8430E-02
ROW 9	0.4138E 00	-0.2017E 00	-0.1161E 00	0.8336E 00	-0.9954E-02	-0.3160E-02
ROW 10	0.5027E 00	0.1426E 02	-0.4918E-01	0.7905E 00	-0.7196E-03	-0.1368E-01
ROW 11	0.5527E 00	0.1246E 00	-0.8625E-01	0.7426E 00	0.6882E-02	-0.1896E-01
ROW 12	0.6978E 00	0.8935E 01	0.8878E 01	0.6917E 00	0.6979E-02	-0.1946E-01
ROW 13	0.4864E 00	0.1158E 00	0.3249E 00	0.6365E 00	-0.1622E-02	-0.1839E-01
ROW 14	0.3070E 00	-0.4095E-01	-0.1046E 02	0.5795E 00	-0.7881E-02	-0.7047E-03
ROW 15	0.1610E 00	0.8774E-01	-0.3645E 00	0.5189E 00	-0.4029E-02	0.1591E-01
ROW 16	-0.3236E-01	-0.5809E 01	0.5756E 01	0.4550E 00	0.6688E-02	0.1586E-01
ROW 17	0.2612E-01	-0.1597E 00	0.1830E 00	0.3884E 00	0.9082E-02	0.1084E-01
ROW 18	0.2505E-01	0.5352E-01	-0.1771E-02	0.2715E 00	0.4077E-02	0.4415E-02
ROW 19	0.2512E-01	0.1013E 00	-0.4906E-01	0.2075E 00	0.2119E-02	0.1921E-02
ROW 20	0.2517E-01	0.1101E 00	-0.6290E-01	0.1408E 00	0.5745E-03	-0.2732E-04
ROW 21	0.2532E-01	0.2508E-01	-0.1826E-01	-0.1178E 00	-0.1339E-02	-0.2150E-02
ROW 22	0.2546E-01	-0.1471E-01	0.7507E-02	-0.4583E 00	-0.1014E-03	-0.1021E-03
ROW 23	0.2560E-01	-0.4157E-02	0.2394E-02	-0.7983E 00	0.1557E-03	0.2855E-03
ROW 24	0.2566E-01	-0.3033E-03	0.2550E-03	-0.9740E 00	0.5792E-04	0.1014E-03
ROW 25	0.2570E-01	0.6471E-03	-0.3215E-03	-0.1150E 01	0.9581E-05	0.1408E-04
ROW 26	0.2570E-01	0.6505E-03	-0.3587E-03	-0.1295E 01	-0.5248E-05	-0.1039E-04
ROW 27	0.2572E-01	0.8995E-04	-0.5497E-04	-0.1438E 01	-0.1060E-04	-0.1930E-04
ROW 28	0.2572E-01	-0.2620E-03	0.1383E-03	-0.1515E 01	-0.1085E-04	-0.1976E-04

Table 4.4-a 2nd Natural Mode ( $\frac{1}{2}$ )

---

SINGULARITY INDEX OF C(K) K= 0  
EIGEN VALUE EV= 0.1092E 06  
FREQUENCY= 0.3156E 04 CYCLE/MIN  
NUMBER OF EIGEN VECTORS BELONGING TO THIS EIGEN VALUE NMODE= 1  
EV, FREQUENCY & NMODE ABOVE ARE MEANINGLESS WHEN K IS NOT 0.

---

Table 4.4-b 2nd Natural Mode ( $\frac{2}{2}$ )

M A T R I X C O L U M N	X 1 28 ROWS 6 COLUMNS (REAL)					
	1 $U_x$	2 $U_y$	3 $U_z$	4 $\theta_x$	5 $\theta_y$	6 $\theta_z$
ROW 1	0.1000E 01	0.6149E-02	0.1557E-02	-0.4627E-03	0.4375E-03	0.5787E-03
ROW 2	0.9942E 00	0.9725E-02	-0.1351E-01	-0.5070E-03	0.4763E-03	-0.3286E-03
ROW 3	0.9727E 00	-0.3275E-02	-0.1154E-01	-0.5435E-03	0.5962E-03	-0.1297E-02
ROW 4	0.9530E 00	-0.2189E-01	-0.6448E-02	-0.8030E-03	-0.8062E-03	-0.1243E-03
ROW 5	0.9143E 00	-0.1971E-02	0.5101E-02	-0.1054E-02	-0.2403E-02	0.5683E-03
ROW 6	0.8689E 00	0.1902E-01	0.3034E-01	-0.9620E-03	-0.5049E-03	-0.3276E-03
ROW 7	0.8485E 00	-0.9310E-02	0.2823E-01	-0.8578E-03	0.1174E-03	-0.1320E-02
ROW 8	0.8175E 00	-0.1564E-01	0.3658E-01	-0.5011E-03	0.1102E-02	-0.2969E-03
ROW 9	0.7484E 00	-0.3649E-02	-0.3987E-02	-0.1342E-03	0.3821E-02	0.1730E-02
ROW 10	0.6774E 00	0.1650E-01	-0.4074E-01	0.2507E-03	0.5116E-03	0.1369E-02
ROW 11	0.6437E 00	0.2618E-01	-0.3487E-01	0.6264E-03	-0.4879E-04	0.1548E-02
ROW 12	0.6047E 00	0.4479E-01	-0.2929E-01	0.6932E-03	-0.5684E-03	-0.1183E-02
ROW 13	0.5024E 00	-0.1880E-01	-0.1086E-01	0.7522E-03	-0.2630E-02	-0.5421E-02
ROW 14	0.4113E 00	-0.6835E-01	0.5380E-02	0.3518E-04	-0.1897E-02	0.1634E-03
ROW 15	0.3119E 00	-0.1345E-01	0.2164E-01	-0.6794E-03	-0.2470E-02	0.5890E-02
ROW 16	0.2116E 00	0.5203E-01	0.3198E-01	-0.8838E-03	0.7854E-03	0.1060E-02
ROW 17	0.1333E 00	0.2137E-01	0.1091E-01	-0.1079E-02	0.2892E-02	-0.2011E-02
ROW 18	0.1282E 00	-0.1748E-01	-0.4265E-01	-0.9794E-03	0.9632E-03	-0.7704E-03
ROW 19	0.1287E 00	-0.2535E-01	-0.5118E-01	-0.9243E-03	0.2043E-03	-0.2815E-03
ROW 20	0.1290E 00	-0.2598E-01	-0.4952E-01	-0.8667E-03	-0.3894E-03	0.1034E-03
ROW 21	0.1302E 00	-0.5272E-02	-0.8761E-02	-0.6143E-03	-0.8982E-03	0.4901E-03
ROW 22	0.1313E 00	0.3655E-02	0.7264E-02	-0.2804E-03	-0.1872E-04	0.1721E-04
ROW 23	0.1323E 00	0.9889E-03	0.1879E-02	0.5395E-04	0.1346E-03	-0.6930E-04
ROW 24	0.1328E 00	0.5899E-04	0.8558E-04	0.2269E-03	0.4623E-04	-0.2424E-04
ROW 25	0.1331E 00	-0.1636E-03	-0.3280E-03	0.3999E-03	0.5569E-05	-0.3184E-05
ROW 26	0.1333E 00	-0.1604E-03	-0.3103E-03	0.5424E-03	-0.5205E-05	0.2610E-05
ROW 27	0.1334E 00	-0.1979E-04	-0.3650E-04	0.6841E-03	-0.9538E-05	0.4924E-05
ROW 28	0.1335E 00	0.7116E-04	0.1397E-03	0.7592E-03	-0.9990E-05	0.5157E-05

Table 4.5-a 3rd Natural Mode ( $\frac{1}{2}$ )

SINGULARITY INDEX OF C(K) K= 0  
 EIGEN VALUE EV= 0.4151E 06  
 FREQUENCY= 0.6152E 04 CYCLE/MIN.  
 NUMBER OF EIGEN VECTORS BELONGING TO THIS EIGEN VALUE NMODE= 1  
 EV, FREQUENCY & NMODE ABOVE ARE MEANINGLESS WHEN K IS NOT 0.

Table 4.5-b 3rd Natural Mode ( $\frac{1}{2}$ )

MATRIX	X	1	28 ROWS	6 COLUMNS	[REAL]	
COLUMN	$u_x$	$u_y$	$u_z$	$\theta_x$	$\theta_y$	$\theta_z$
ROW	1	2	3	4	5	6
ROW 1	-0.1969E 00	0.5335E-01	0.4150E 00	0.1000E 01	0.6811E-02	-0.1718E-02
ROW 2	-0.1376E 00	0.9687E-02	0.1825E 02	0.9824E 00	0.1740E-01	-0.5035E-02
ROW 3	-0.3080E 00	-0.1366E 00	0.5077E 00	0.9225E 00	0.2221E-01	-0.1495E-01
ROW 4	-0.6096E 00	0.1081E 02	-0.1086E 02	0.8328E 00	-0.6207E-03	-0.1090E-01
ROW 5	-0.8056E 00	0.8034E 00	-0.5858E 00	0.7079E 00	-0.2461E-01	0.2234E-01
ROW 6	-0.1211E 01	-0.9887E 01	-0.2180E 00	0.5538E 00	-0.2541E-01	0.5594E-01
ROW 7	-0.6401E 00	-0.2162E 00	0.2202E 00	0.3765E 00	-0.3203E-01	0.7080E-01
ROW 8	-0.3312E 00	-0.2759E 01	-0.2659E 01	0.1883E 00	-0.4518E-01	0.4154E-01
ROW 9	0.2631E 00	-0.1247E 01	-0.5178E 00	-0.8518E-02	-0.5695E-01	-0.2347E-01
ROW 10	0.8531E 00	-0.4133E 01	-0.7155E-01	-0.2049E 00	-0.2720E-02	-0.6069E-01
ROW 11	0.1155E 01	0.7795E-02	-0.3187E 00	-0.3919E 00	0.2818E-01	-0.7151E-01
ROW 12	0.1693E 01	-0.7327E 01	-0.7035E 01	-0.5678E 00	0.2130E-01	-0.5835E-01
ROW 13	0.1216E 01	0.1145E 00	0.9590E 00	-0.7198E 00	-0.3356E-02	-0.3689E-01
ROW 14	0.9593E 00	-0.8070E-01	0.1551E 02	-0.8432E 00	-0.9282E-02	0.8725E-02
ROW 15	0.5427E 00	0.2614E 00	-0.4255E 00	-0.9305E 00	0.3093E-02	0.3245E-01
ROW 16	0.2742E 00	0.1305E 02	-0.1293E 02	-0.9875E 00	0.8792E-02	0.1530E-01
ROW 17	0.2289E 00	0.3543E 00	-0.2569E 00	-0.1002E 01	0.4668E-02	-0.3308E-03
ROW 18	0.2231E 00	0.3284E 00	-0.3353E 00	-0.9970E 00	0.5666E-03	-0.1802E-02
ROW 19	0.2256E 00	0.2904E 00	-0.3253E 00	-0.9893E 00	-0.1738E-02	-0.2990E-02
ROW 20	0.2276E 00	0.2491E 00	-0.2921E 00	-0.9804E 00	-0.3894E-02	-0.4202E-02
ROW 21	0.2337E 00	0.2868E-01	-0.4070E-01	-0.8130E 00	-0.5071E-02	-0.4161E-02
ROW 22	0.2396E 00	0.4264E-01	0.4823E-01	-0.5855E 00	0.1814E-06	0.6664E-04
ROW 23	0.2449E 00	-0.1013E-01	0.1188E-01	-0.3539E 00	0.8720E-03	0.7574E-03
ROW 24	0.2474E 00	-0.1242E-03	0.2976E-03	-0.2331E 00	0.2982E-03	0.2551E-03
ROW 25	0.2494E 00	0.2118E-02	-0.2383E-02	-0.1120E 00	0.3951E-04	0.3147E-04
ROW 26	0.2511E 00	0.2048E-02	-0.2365E-02	-0.1176E-01	-0.3783E-04	-0.3351E-04
ROW 27	0.2525E 00	0.2839E-05	-0.1432E-04	0.8852E-01	-0.9608E-04	-0.8338E-04
ROW 28	0.2530E 00	-0.1676E-02	0.1920E-02	0.1418E 00	-0.1164E-03	-0.1010E-03

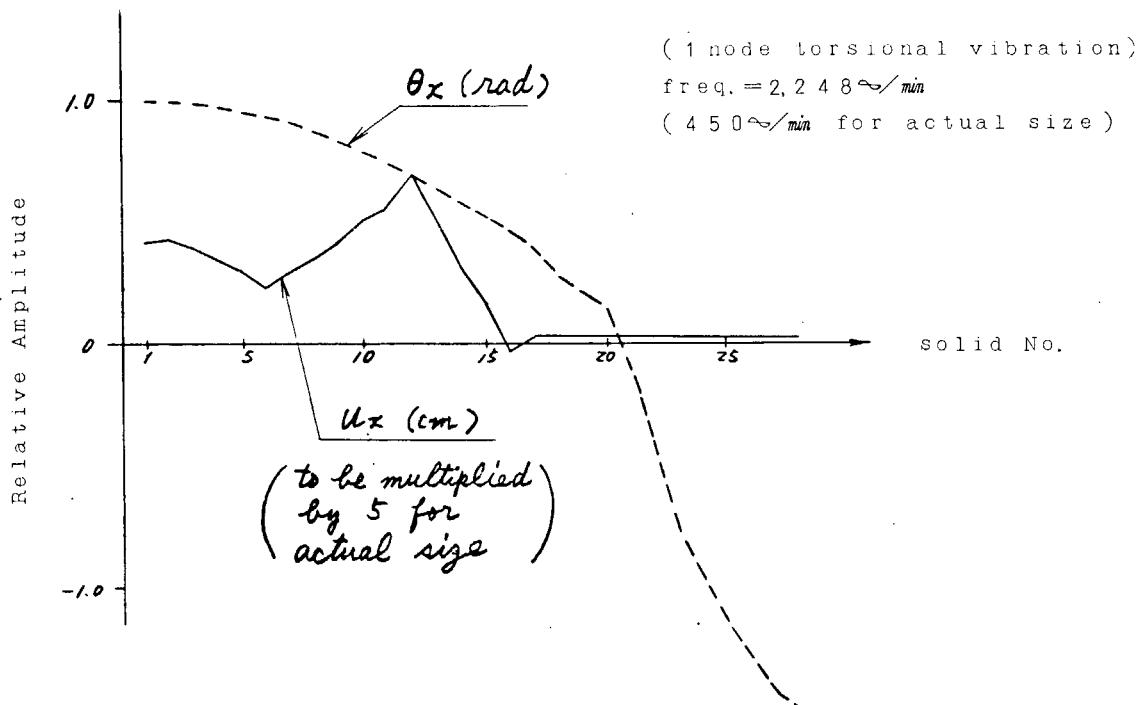


Fig. 4.5-a 1st Natural Mode of Coupled Vibration for  
 $\frac{1}{5}$  Scale Model Crankshaft of 884VT2BF

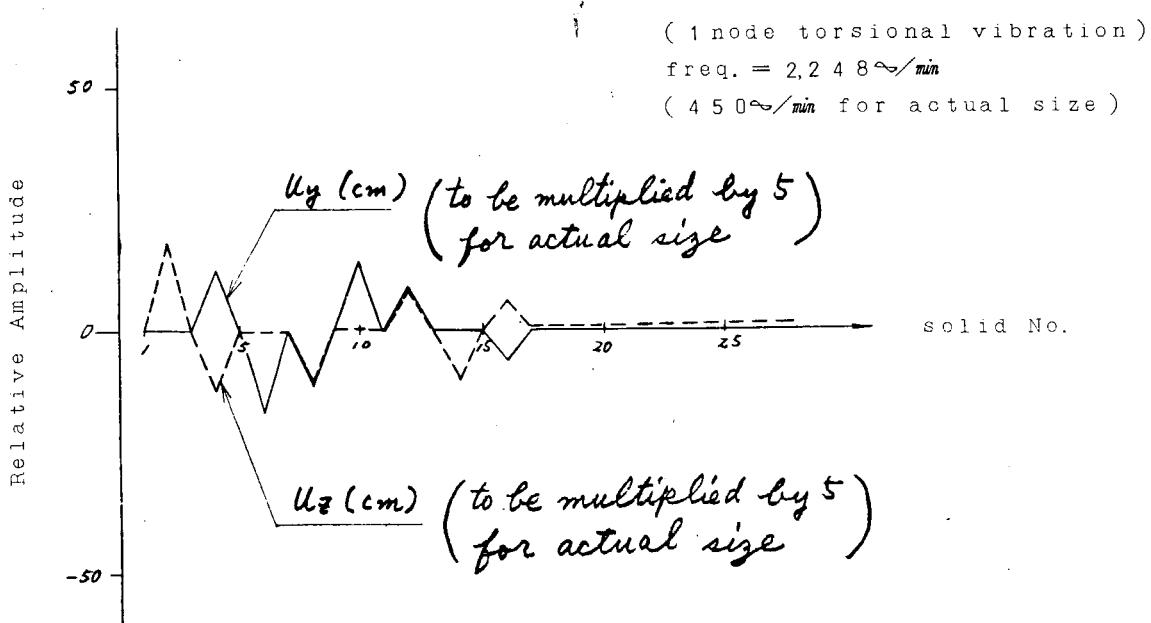


Fig. 4.5-b 1st Natural Mode of Coupled Vibration for  
 $\frac{1}{5}$  Scale Model Crankshaft of 884VT2BF

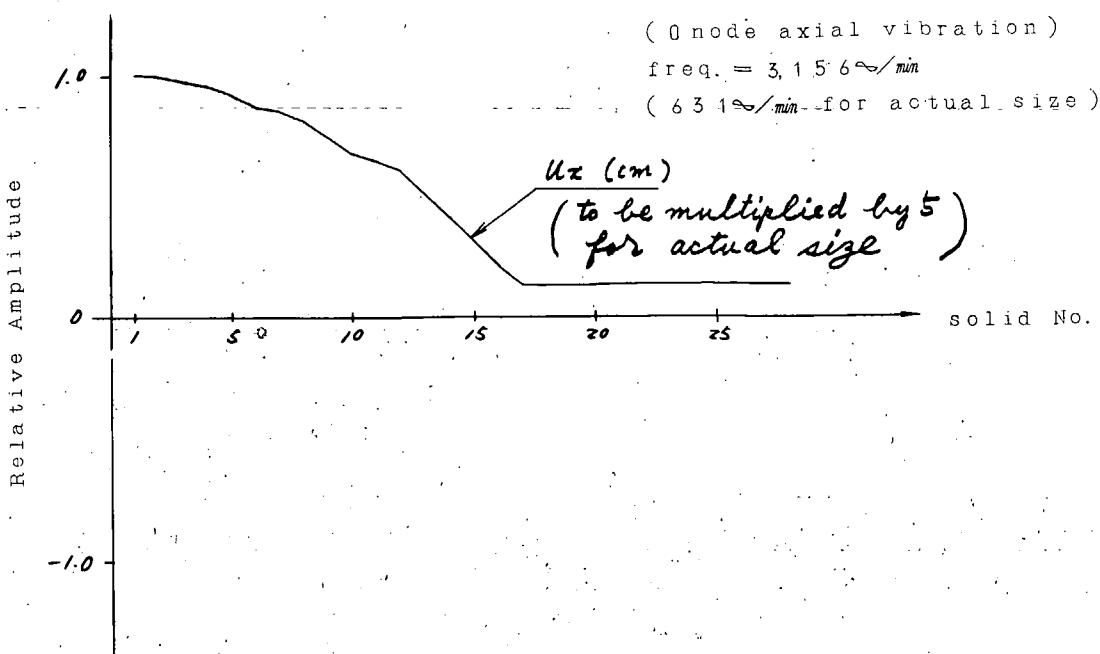


Fig. 4.6-a 2nd Natural Mode of Coupled Vibration for  
 $\frac{1}{5}$  Scale Model Crankshaft of 884VT2BF

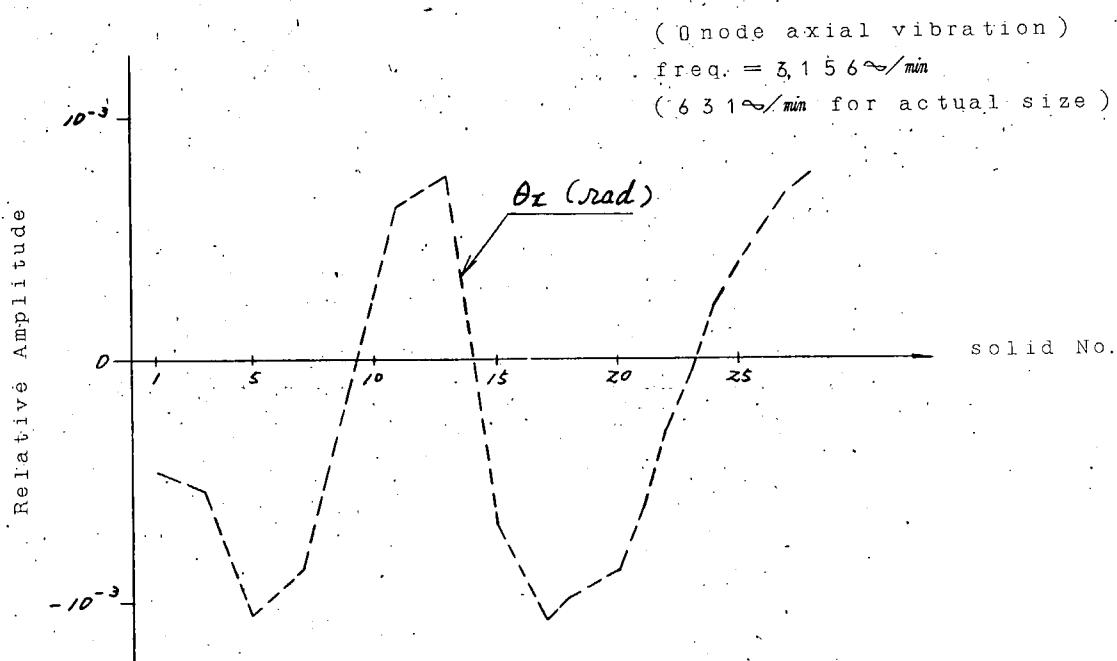


Fig. 4.6-b 2nd Natural Mode of Coupled Vibration for  
 $\frac{1}{5}$  Scale Model Crankshaft of 884VT2BF

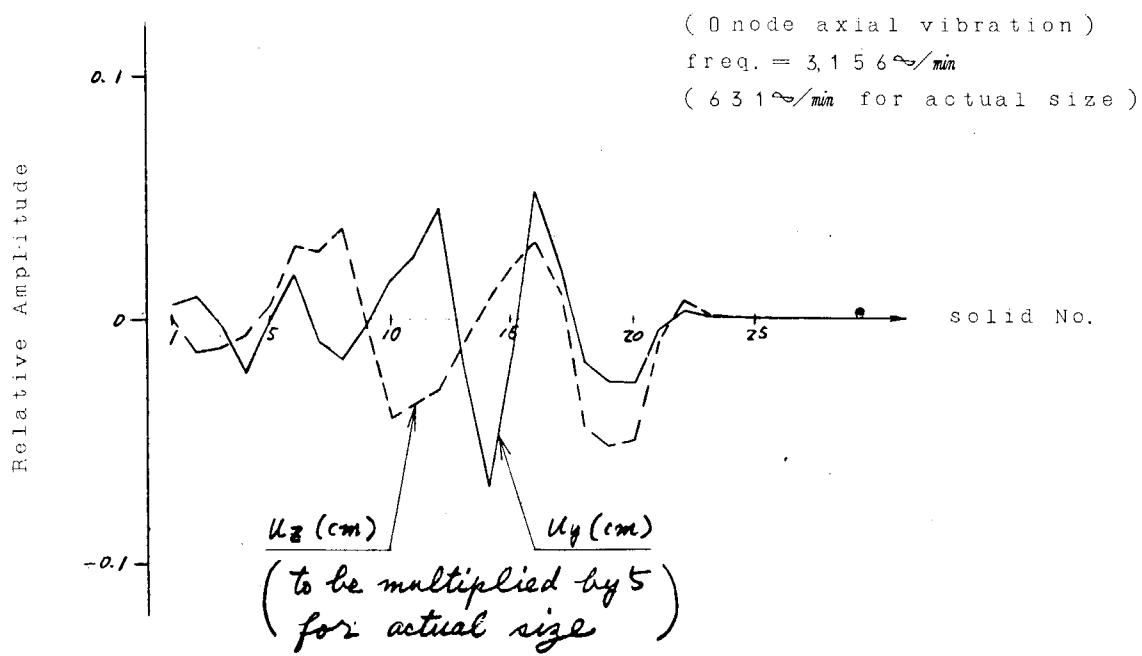


Fig. 4.6-c 2nd Natural Mode of Coupled Vibration for  
 $\frac{1}{5}$  Scale Model Crankshaft of 884VT2BF

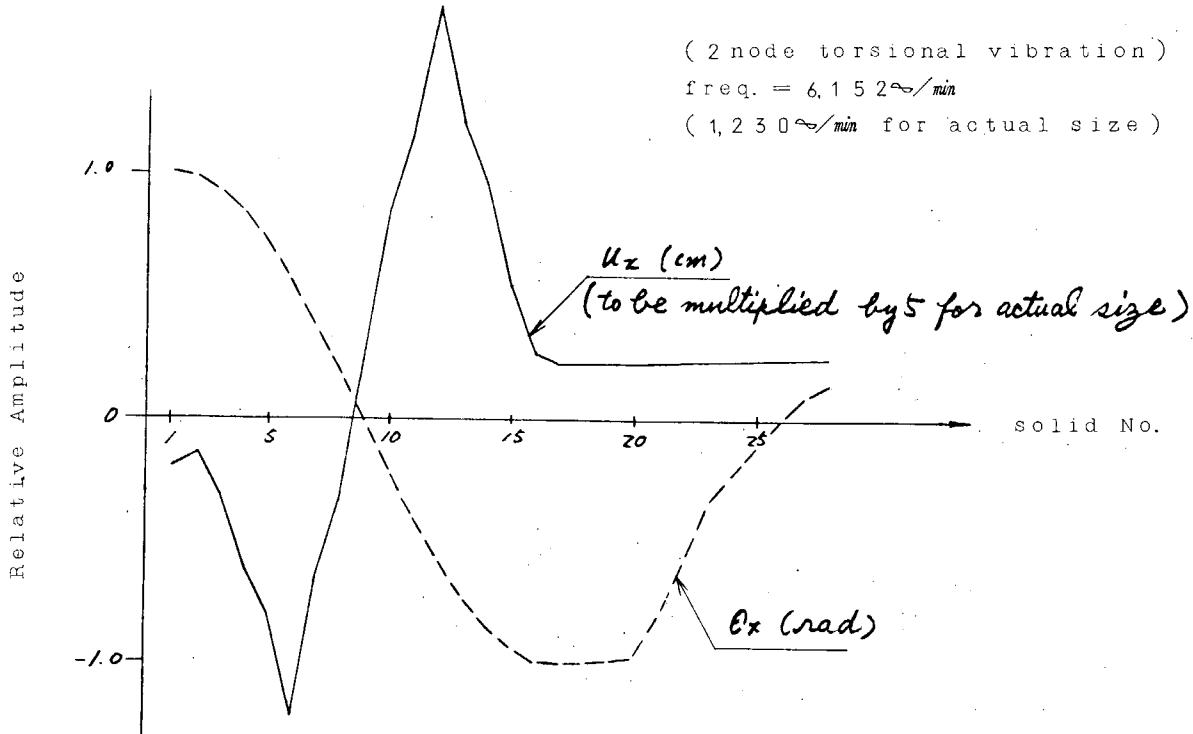


Fig. 4.7-a 3rd Natural Mode of Coupled Vibration for  
 $\frac{1}{5}$  Scale Model Crankshaft of 884VT2BF

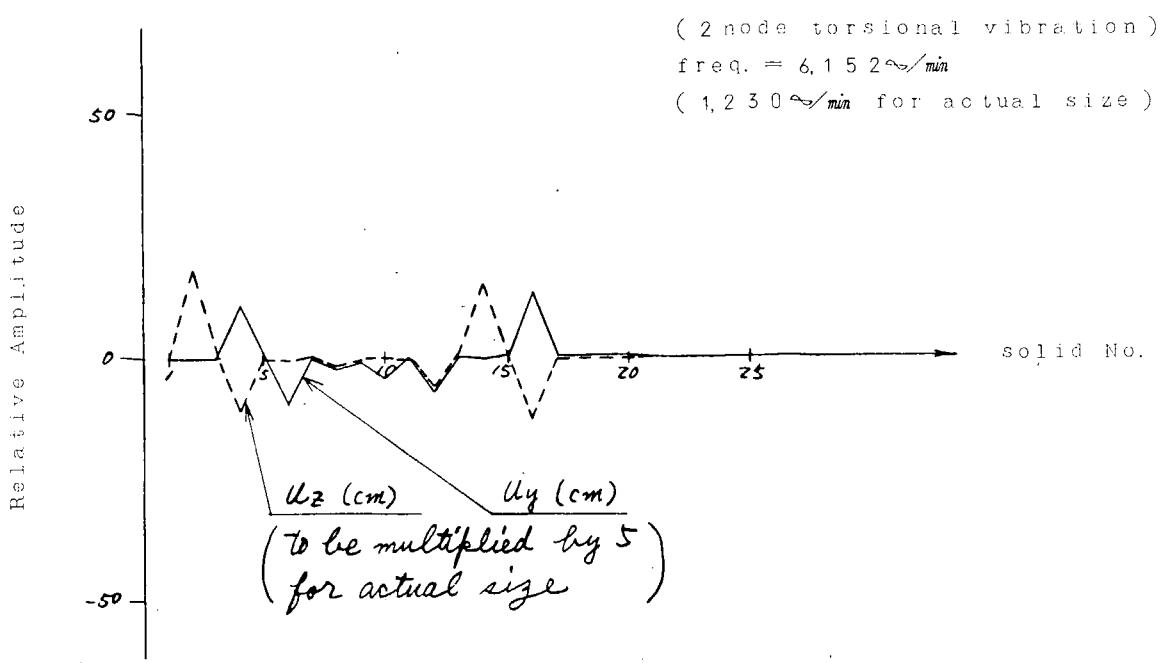


Fig. 4.7-b 3rd Natural Mode of Coupled Vibration for  
 $\frac{1}{5}$  Scale Model Crankshaft of 884VT2BF

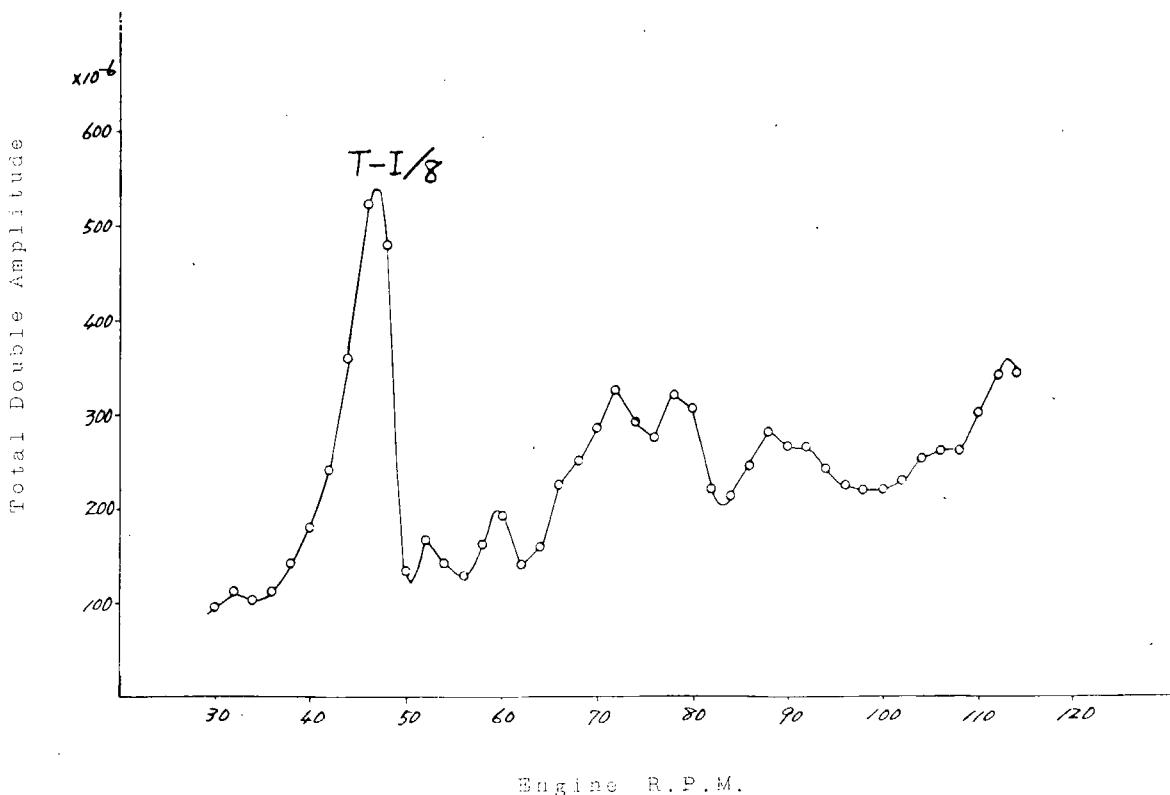
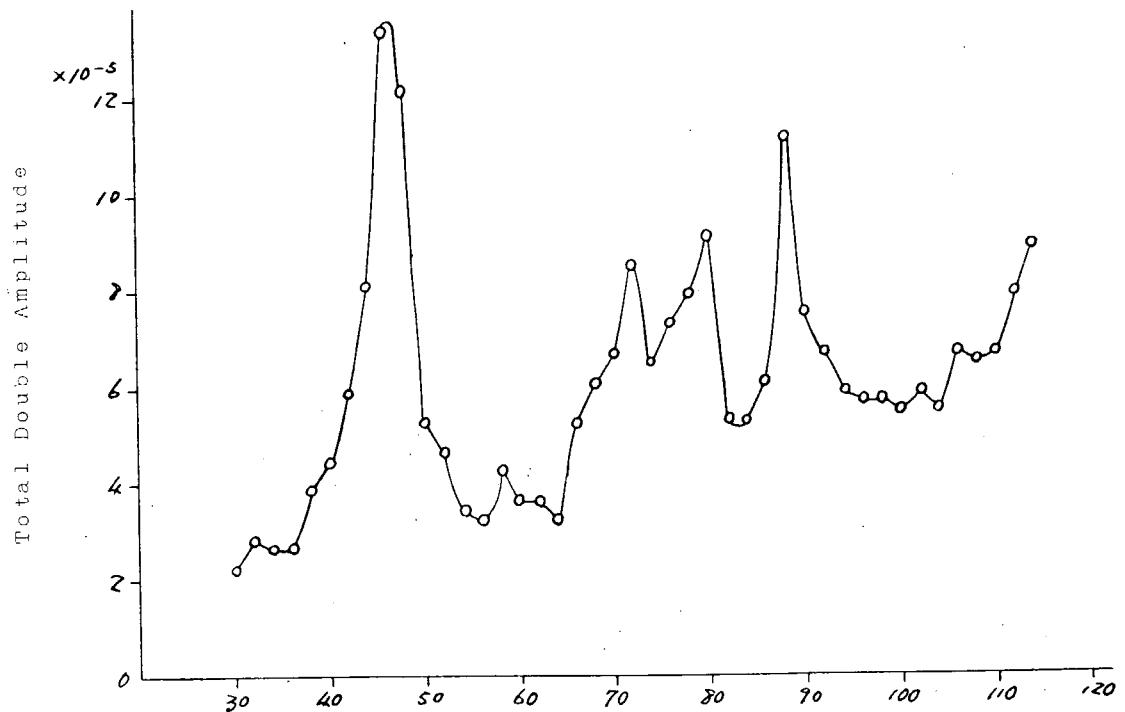
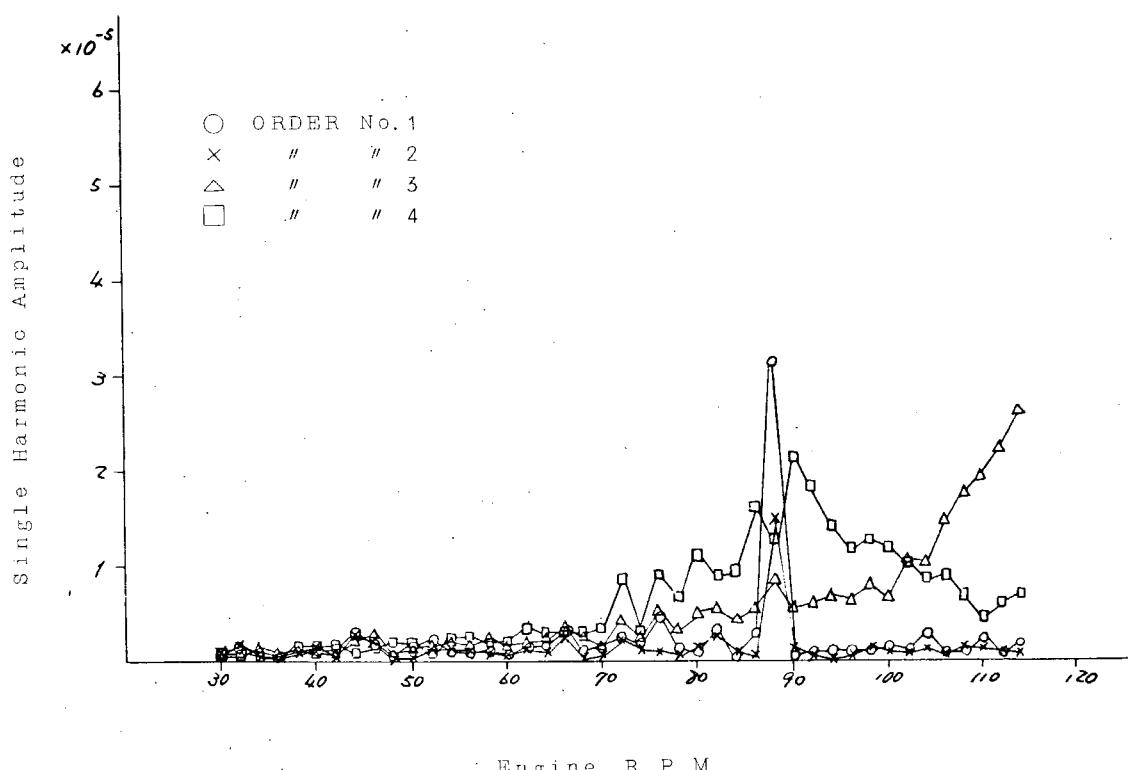


Fig. 4.8 Torsional Strain of Intermediate Shaft



Engine R.P.M.

Fig. 4.9-a Torsional Strain of Intermediate Shaft of 884VT2BF



Engine R.P.M.

Fig. 4.9-b Torsional Strain of Intermediate Shaft of 884VT2BF ( $\frac{1}{2}$ )

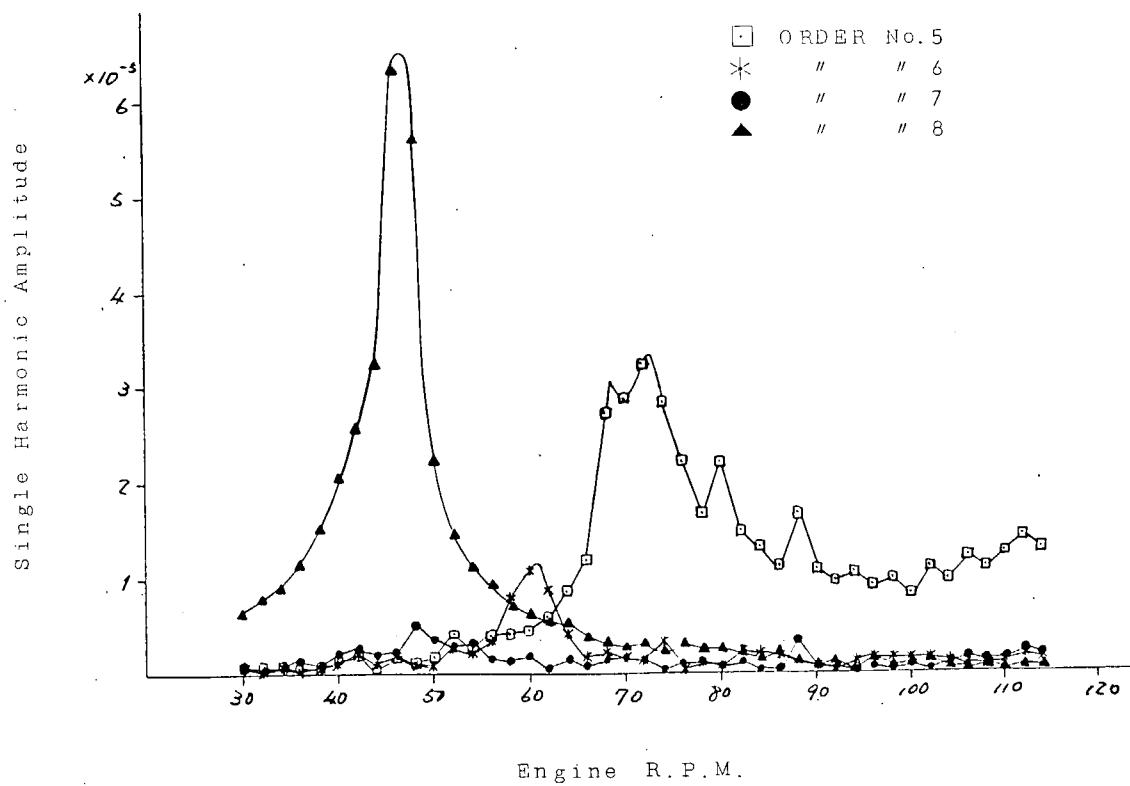


Fig. 4.9-c Torsional Strain of Intermediate Shaft of 884VT2BF ( $\frac{2}{2}$ )

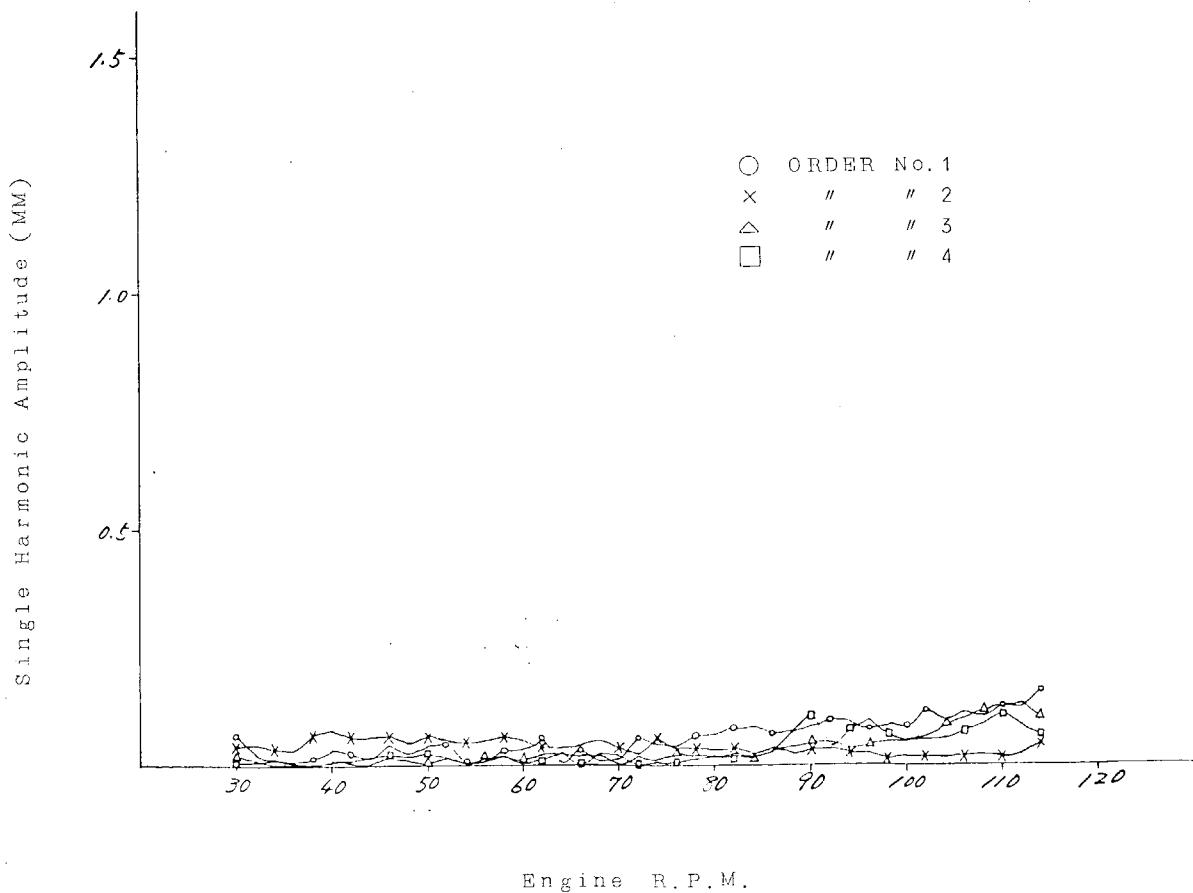


Fig. 4.10-a 884VT2BF Axial Vibration at the Fore End of Crankshaft ( $\frac{1}{2}$ )

Single Harmonic Amplitude (MM)

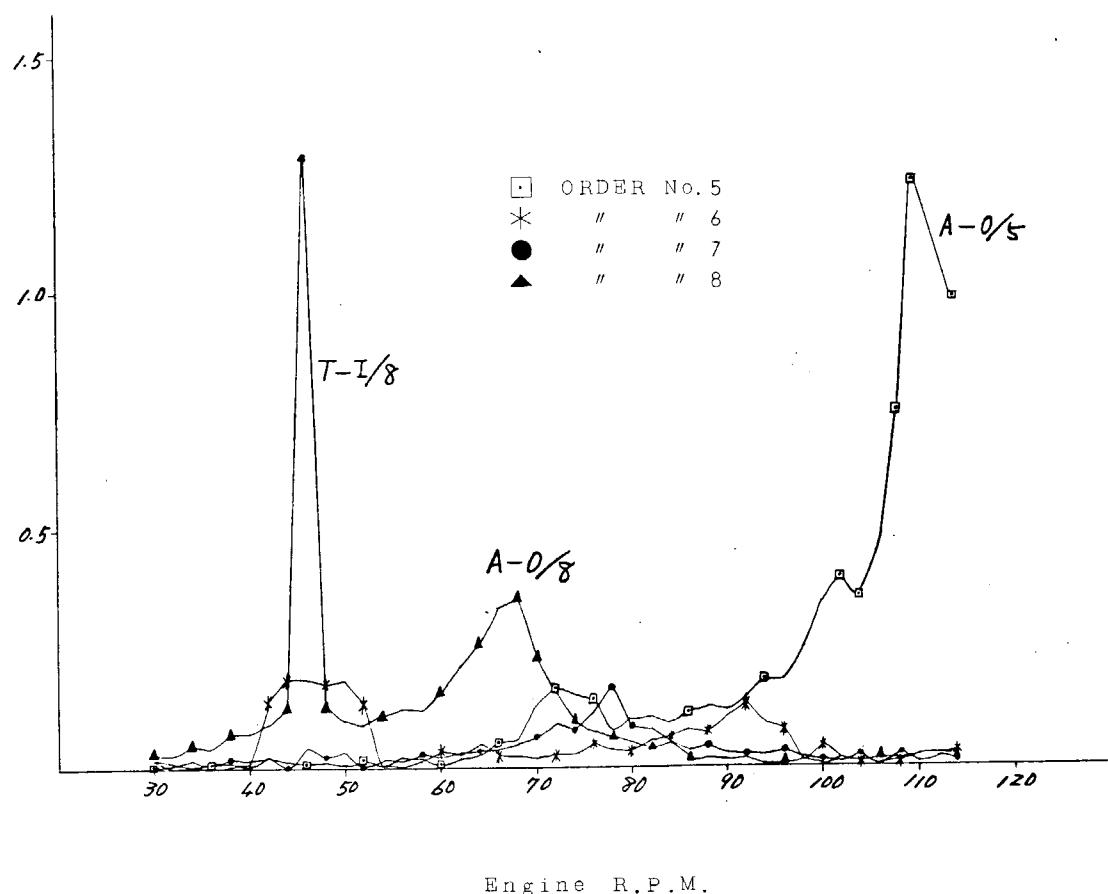


Fig. 4.10-b 884 VT2BF Axial Vibration at the Fore End of Crankshaft (2/2)

第3編 船体振動、上部構造振動、軸系振動および  
機関架構振動の関連に関する研究

## 1. 船体振動と機関架構振動との関連

### 1.1 緒言

船舶の大形化にともなつて船体の振動性状はますます複雑となつてゐるが、日本造船研究協会では去る昭和41年以来船体振動と機関および軸系振動との関連を明らかにするために一連の実験研究を行なつてゐる。本報告はその一環として行なわれた D W 10,500 ton 油送船の振動実験により得られた船体振動と機関架構振動との関連について述べたものである。

### 1.2 実験の方法

#### 1.2.1 供試船

供試船の主要目は Table 1.1 に、また主機関、実験時の船の状態および計測器などは Table 1.2 に示したところである。また Fig. 1.1 は振動実験の際の計測点配置を示したものである。

#### 1.2.2 起振機実験の方法

起振機実験は船体の起振実験と主機関の起振実験とに大別される。このうち、前者は 10 ton の大型起振機を船尾上甲板に取り付け、その回転速度を 300～800 rpm に変化させて起振し、その際の船体と機関との振動を同時に計測している。また後者は 2 ton の小型起振機を主機関の No.9 シリンダカバー上に設置し、その回転速度を 300～1,800 rpm に変化させて振動を起させ、上記と同様の計測を行なつてゐる。

これら起振機による実験は主機関架構頂部と船体とを連結するいわゆるブレーシングを取り付けた状態およびこれを除去した状態について行なわれ、振動におけるこれらブレーシングの効果について確かめている。

なお小型起振機による機関架構の起振実験は、起振機を No.1 シリンダに取り付けた場合も行なわれているがその結果は本報告では省略した。詳細については参考文献<sup>1)</sup>を参照されたい。

#### 1.2.3 航走時の振動測定

航走時の振動測定は、主軸回転数を 40～118 rpm の間約 2 rpm おきに上昇させ、その間の各部の振動を同時に測定した。

### 1.3 実験結果

上述の実験により得られたオシログラムを解析整理した結果を以下に示す。ただし、船体および上部構造については調和解析は行なつていないが、主機関および機関室の各計測点に対しては波形の調和解析を行なつてゐる。

#### 1.3.1 起振機実験

実験結果は一定の形式に従つて図示されている。いまこれらを各実験項目別に示せば次のとおりである。

##### (A) 船体上下方向起振実験

- (1) 半載状態で、ブレーシングを付けたときの共振曲線 ..... Fig. 1.2
- (2) " ブレーシングを除去したときの " ..... Fig. 1.3
- (3) 満載状態で、ブレーシングを除去したときの " ..... Fig. 1.4
- (4) 船体上下方向起振時のモード曲線 ..... Fig. 1.5

##### (B) 船体左右方向起振実験

- (1) 半載状態で、ブレーシングを付けたときの共振曲線 ..... Fig. 1.6
- (2) " ブレーシングを除去したときの " ..... Fig. 1.7
- (3) 満載状態で、ブレーシングを除去したときの " ..... Fig. 1.8
- (4) 船体左右方向起振時のモード曲線 ..... Fig. 1.9

##### (C) 機関左右方向起振実験

- (1) 半載状態で、ブレーシングを付けたときの共振曲線 ..... Fig. 1.10

- (2) 半載状態で、ブレーシングを除去したときの共振曲線 ..... Fig. 1.11
- (3) 満載状態で、ブレーシングを除去したときの " ..... Fig. 1.12
- (4) 機関左右方向起振時のモード曲線 ..... Fig. 1.13

#### (D) 機関前後方向起振実験

- (1) 半載状態で、ブレーシングを付けたときの共振曲線 ..... Fig. 1.14
- (2) 満載状態で、ブレーシングを除去したときの " ..... Fig. 1.15
- (3) 機関前後方向起振時のモード曲線 ..... Fig. 1.16

### 1.3.2 航走時の振動測定

航走時の振動測定についても、起振機実験の場合と同じ状態について実験を行なつてゐる。これを各実験項目別にまとめて示せば次のとおりである。

- (1) 半載状態で、ブレーシングを付けたときの応答曲線 ..... Fig. 1.17
- (2) " ブレーシングを除去したときの " ..... Fig. 1.18
- (3) 満載状態で、ブレーシングを除去したときの " ..... Fig. 1.19
- (4) 航走時のモード曲線 ..... Fig. 1.20

### 1.3.3 キヤンベル線図

Fig. 1.2～Fig. 1.20に示されたように、船体振動と機関室の振動との関連は、はなはだ複雑である。このような複雑な振動の相関関係を表わすのには、いわゆるキヤンベル線図が適しているといわれている。実験時の各状態に対して描いたキヤンベル線図を Fig. 1.21, 1.22 および Fig. 1.23 に示す。

## 1.4 実験結果の考察

上記の各実験結果を解析、整理し、船体振動と機関架構振動との相関関係を知るには、上記の各資料を十分検討する必要がある。しかし現状ではそれを行なうための時間的な余裕がないので、ここでは上記各データを通覧して明らかにされた事項を述べることにする。

#### 1.4.1 上部構造の前後振動について

起振機実験で得られた上部構造前後振動の共振曲線には多数のピークが認められる。そのうち船体を上下方向に起振した実験では 410 cpm の近傍および 430 cpm の近傍にやや大きなピークが存在するが、このときは船体の上下振動にもほぼ同じ振動数で大きなピークがみられることから考えて、これらのピークは船体の上下振動に基因したいわゆる hinging action による振動と推定される。また機関を前後方向に起振した実験では 570～585 cpm の前後に大きなピークがみられ、これは上部構造の前後振動に関連があるものと思われる。ところで本報告には記載していないが、本実験とは別に上部構造前後振動の固有振動数を求めるための起振機実験を行なつてゐるが、それによると 590 cpm に煙突が大きく振動するピークがあり、また 620 cpm に上部構造の大きく振動するピークのあることがわかつてゐる。したがつて、上述の 570～585 cpm のピークは煙突の前後振動の影響を受けたピークであろうと思われる。今回の実験では船体の上下方向起振時および機関の前後方向起振時のいずれにも 620 cpm 前後で大きな振幅のピークは認められていない。

一方航走時の振動計測では 550 cpm～572 cpm に上部構造前後振動のピークが認められるが、これらはいずれも上記の煙突の振動と関連があるものと思われる。

なお供試船の実験状態の差、ブレーシングの有無の影響などが上部構造の固有振動数におよぼす影響については、今回の実験の範囲では明確にできなかつた。

#### 1.4.2 船体振動について

船体および機関起振実験によつて船体に生じた大部分のピークは船体上下および左右振動の固有振動数であると考えられる。これらのうち、船体左右起振実験の際の 385 cpm (半載ブレーシング付) および 320 cpm (半載ブレ

ーション除去)の船体上下振動のピークは他のピークに比較して顕著であり、かつ Fig. 1.9 の Mode Curve にも示されているように船体中央部において上下の振幅が小さく、両舷では振幅が大きくて位相が逆となつていてことなどから考えて船体のねじれ 3 節固有振動数であると思われる。

船体の上下固有振動数および左右固有振動数を上述の Resonance Curve から求めて整理したものを Table 1.3 および Table 1.4 に示す。これらの Table によればブレーシングの有無は船体上下振動に対してほとんど影響がなく、左右振動に対して若干の固有振動数の低下が認められる程度である。

#### 1.4.3 機関架構の振動について

機関の左右方向起振実験によつて架構の H 形、X 形および X 形振動の固有振動数は Table 1.5 に示したように求められた。表から明らかのようにこれらの固有振動数はブレーシングの除去によつて H 形、X 形および X 形振動のそれそれで約 13%、約 12% および約 10% 低下することがわかる。

Table 1.5 Natural Frequencies of Engine Column

Condition		H-type	X-type	x-type
Ballast	With Bracing	780	890	1,390
	Without Bracing	670	785	1,250
Full	Without Bracing	650	770	1,210

また、航走時の実験で得られた顕著なピークについて架構頂部の船の長さ方向のモードを求めた結果を Fig. 1.24 に示す。本図によれば大部分のピークは H 形および X 形のモードを示しているが、Table 1.5 に示した振動数と一致するものは少ない。この点については今後検討を要すると思われる。

なお航走時の機関架構の振動は Fig. 1.17 ~ Fig. 1.19 にみられるように 1 次、5 次、6 次の成分が他に比較して大きい。そしてブレーシングを除去すると架構振動は一般に大きくなるが、特に 6 次成分の増大が大きい。

#### 1.4.4 機関架構振動と船体振動との関連について

機関架構の振動と船体振動の相関を検討するために作つたキャンベル線図によれば、各部の振動は一般に主軸回転数の 1 次、5 次、6 次のところに集中しており、また船体の上下、左右の固有振動数の近傍で振幅が大きくなつているということができる。計測点 5 (主機下部の二重底上) は一般に 1 次の上下振動が大きく、これは主機の振動によるものと推察され、また計測点 1 (上部構造頂部) の前後振動は船体の上下振動に伴なつて発生していることが Fig. 1.21 ~ 1.23 から知ることができる。これらはいずれも常識的に推定可能なことがらであるが、さらにキャンベル線図を詳細に検討すれば、これらの関連を一層明確にすることが可能であると思われ、今後はこの面の検討を行ないたいと考えている。

### 1.5 結 言

以上当所で行なつて来た船体振動と機関架構振動との関連について、実験結果を中心に述べて来たが、文中しばしば述べて来たようにこれら実験値に対する十分な検討はまだなされていない。これらについては現在検討を進めているのでこれらがまとまり次第、また改めて報告したい。

### 参 考 文 献

1) 日本造船研究協会 ; S R - 94 船体機関の振動防止対策に関する実験研究(第2分冊) 昭 44.3

Table 1

Table 1.2

## RESULTS OF VIBRATION MEASUREMENT

**TEST CONDITION**

DETAIL OF MAIN ENGINE			TEST CONDITION		
MAIN CYL. BORE	840 mm	TEST NO.			
MAIN PISTON STROKE	1800 mm	LOAD CONDITION	BALLAST	FULL LOAD	
CYL. NUMBER	9	BRACINGS	WITH	WITHOUT	
FIRING ORDER	1 - 6 - 7 - 3 - 5 - 8 - 2 - 4 - 9	DATE	FB. 1/67 (EB. 1/67)	OFF	FEB. 7 '67
H TYPE	9 ORDER : 9 <sup>in</sup>	PLACE	SASIMA	OFF	MATSUYAMA
VECTOR	1,8,10 ORDER : 0.2 <sup>in</sup>	WEATHER	RAIN		FINE
SUMMATION OF H & X TYPE	2.7, 11 " : 0.48 <sup>in</sup>	SEA CONDI.	SMOOTH	SLIGHT	
X TYPE	3.6, 12, 15 " : 4.0 <sup>in</sup>	DEPTH OF WATER	15 m	30 m	
VIBRATION	0.5, 13, 14 " : 1.1 <sup>in</sup>	TEST	62.986 LT	125.820 LT	
EXCITING	9 " : 0.33 <sup>in</sup>	df	6 <sup>m</sup> 23	14 <sup>m</sup> 50	
		dm	7 <sup>m</sup> 68	14 <sup>m</sup> 44	
EXCITING MOMENT OF MAX TYPE VIBRATION FOR TORQUE DAMPERS AT HIGH SPEED	da	9 <sup>m</sup> 13	14 <sup>m</sup> 38		
H TYPE : 9 ORDER	PROPELLER	11.1 <sup>m</sup>	151%		
X TYPE : 5 "	HENDERSON	11.3 <sup>m</sup>			
" 6 "		27.5 <sup>m</sup>			
" 7 "		0.679 <sup>m</sup>			
" 8 "		0.96 <sup>m</sup>			
" 10 "		0.37 <sup>m</sup>			
MEASURING POINTS & INSTRUMENT			MEASURING POINTS & INSTRUMENT		
SHIP EXCITER	TYPE OF EXCITER	UNBALANCED FORCE TYPE	MEASURING POINT & DIREC.	NO. OF POINTS	TYPE OF PICK UP
EXCITER	MAX. EXCIT. FORCE	10 ±	1 L	1	IMBOUD TYPE
	DIRECTION OF EXCIT.	VER. & HOR.	Z VH <sup>1/2</sup>	4	U-GAUGE ACC.
ENGINE EXCITER	TYPE OF EXCITER	—	Z'	—	—
EXCITER	MAX. EXCIT. FORCE	—	3.3° VH <sup>1/2</sup>	4	IMV - DISPLACEMENT METER
	DIRECTION OF EXCIT.	—	3.3°	4	VM - 3300 LL
			5.5° VH <sup>1/2</sup>	2	HSAKA - DISPLACEMENT METER
			5.5° V	2	HMH - 3C
			V	2	ND-TIME DISPLACEMENT METER
OTHER DESCRIPTIONS			Z	Z	—
#1	ONLY EXCITED TO HORIZONTAL DIRECTION		Z <sub>1</sub> , Z <sub>2</sub>	Z <sub>1</sub> , Z <sub>2</sub>	—
#2	ONLY EXCITED TO LONGITUDINAL DIRECTION		Z <sub>1</sub> , Z <sub>2</sub>	Z <sub>1</sub> , Z <sub>2</sub>	—

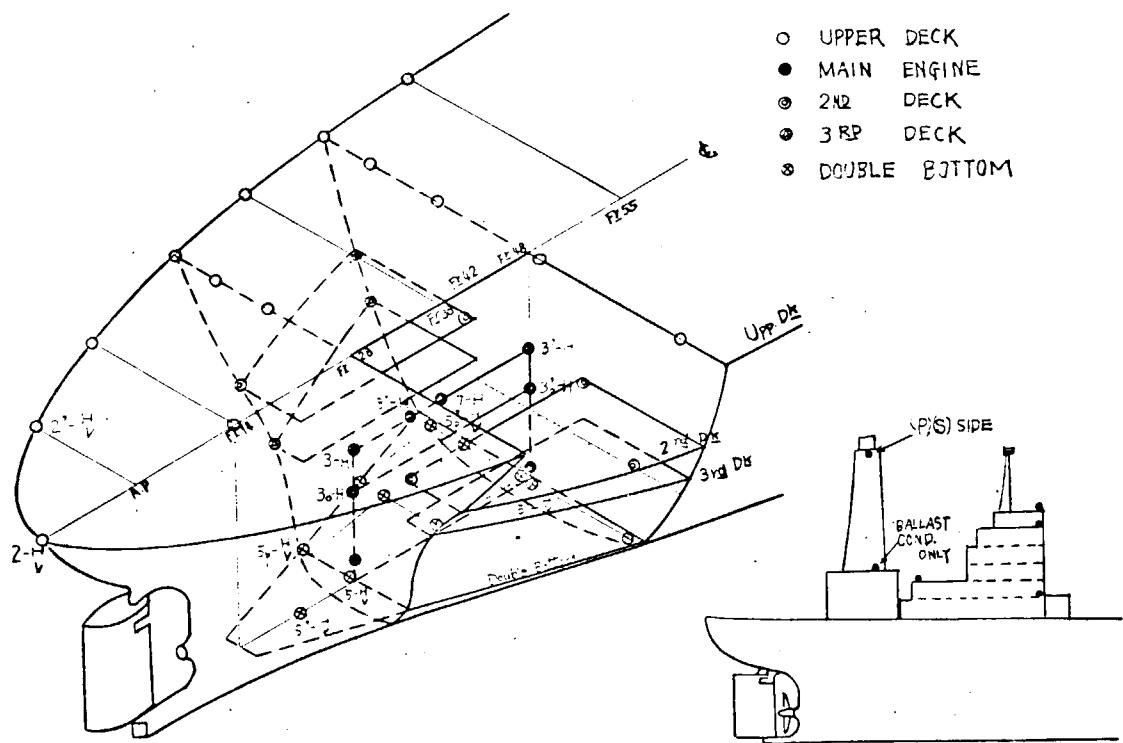
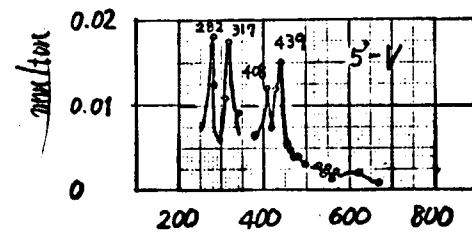
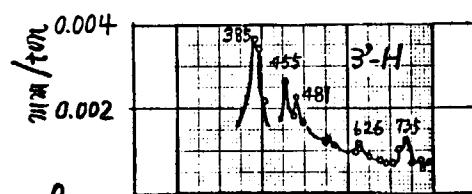
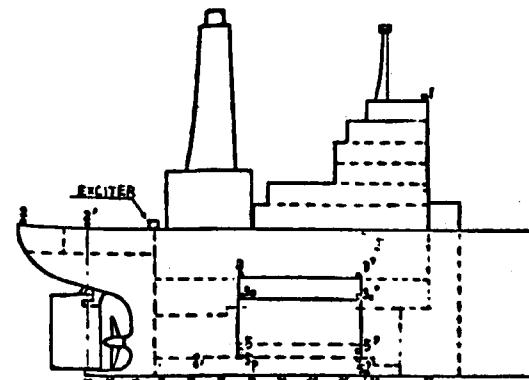
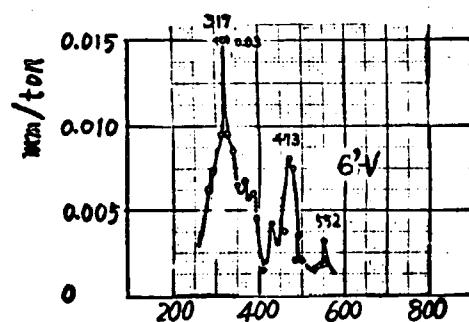
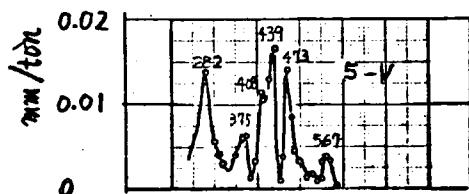
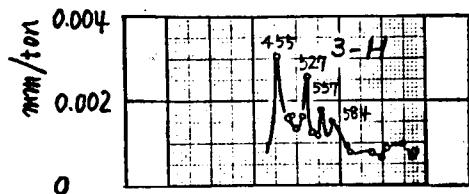
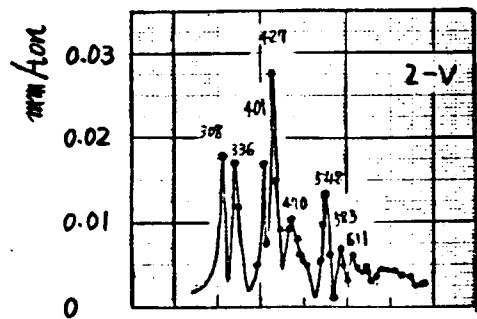
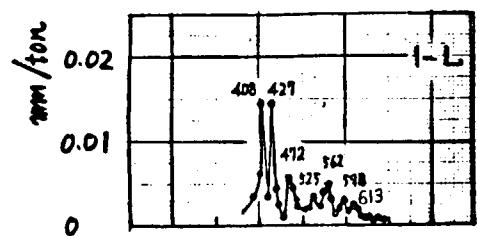


Fig. 1.1 MEASURING POINTS



Frequency (cpm)

Frequency (cpm)

Fig. 1.2 Resonance Curves obtained by Hull-Excitation in Vertical Direction (Ballast Condition, with Bracing)

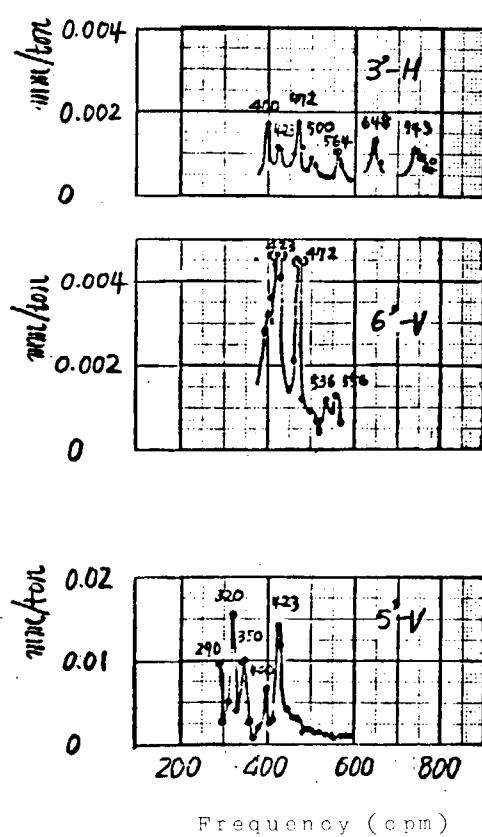
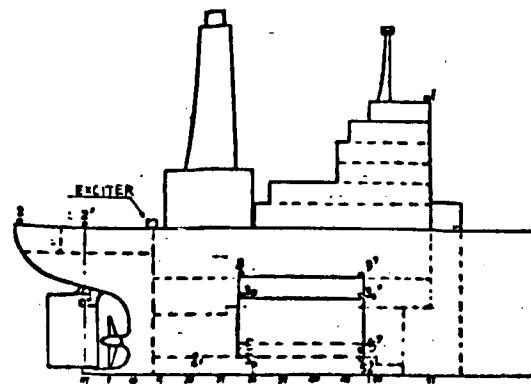
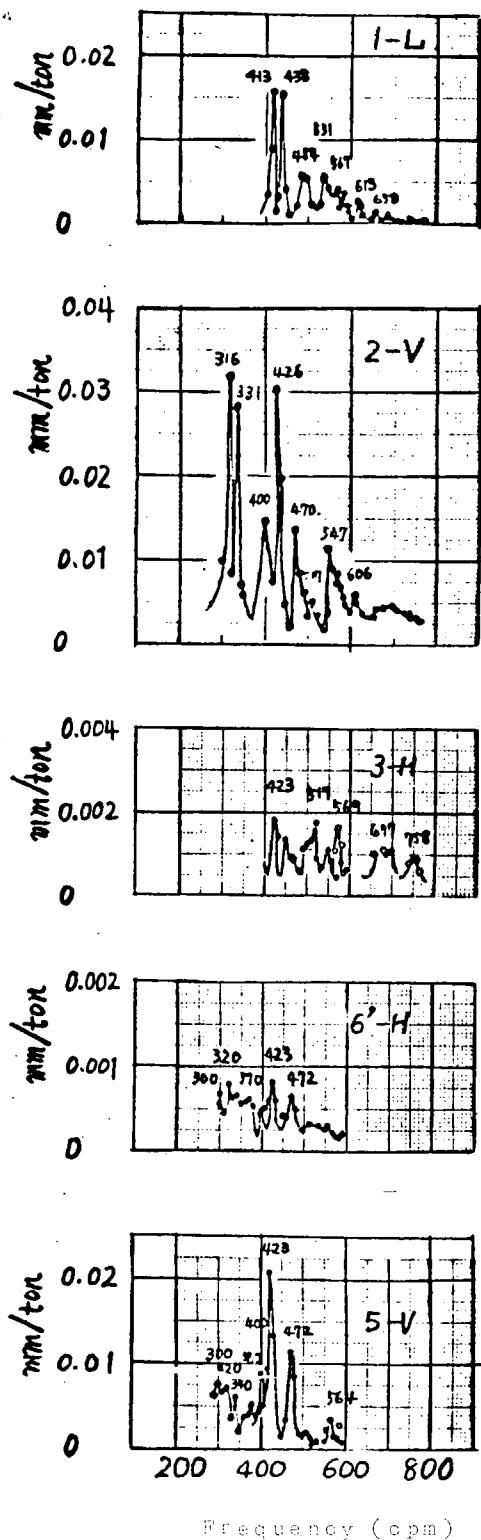


Fig. 1.3 Resonance Curves obtained by Hull-Excitation in Vertical Direction (Ballast Condition, without Bracing)

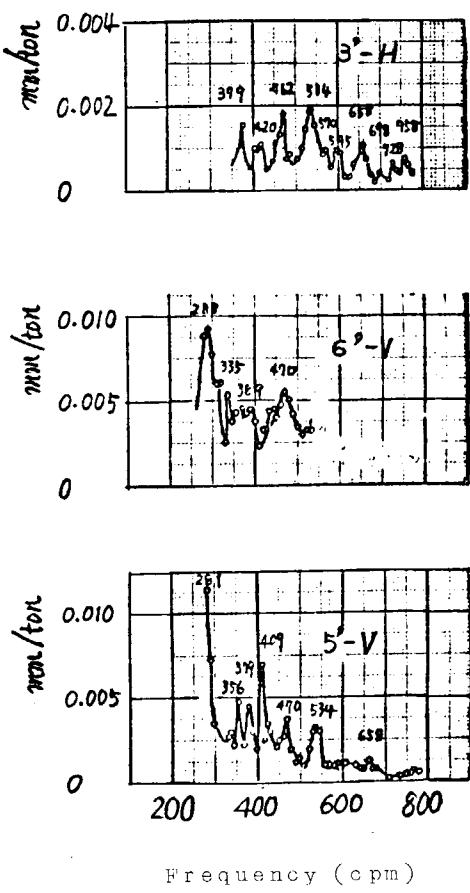
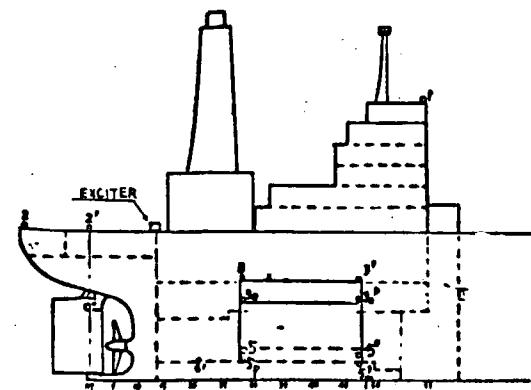
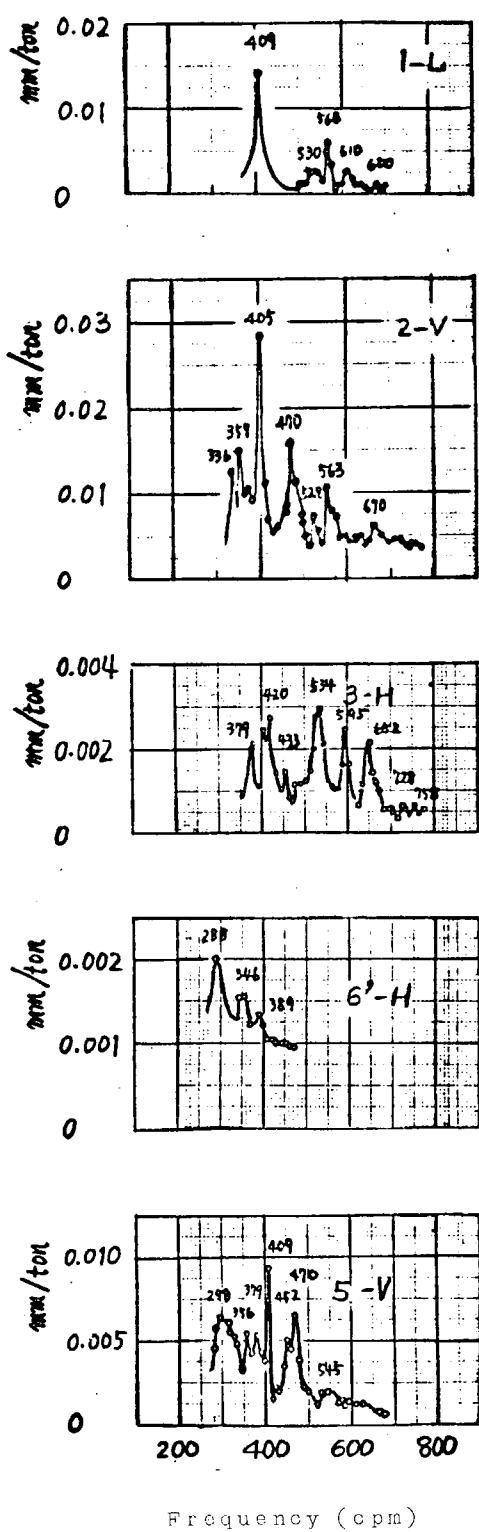


Fig. 1.4 Resonance Curves obtained by Hull-Excitation in Vertical Direction (Full Load Condition, without Bracing)

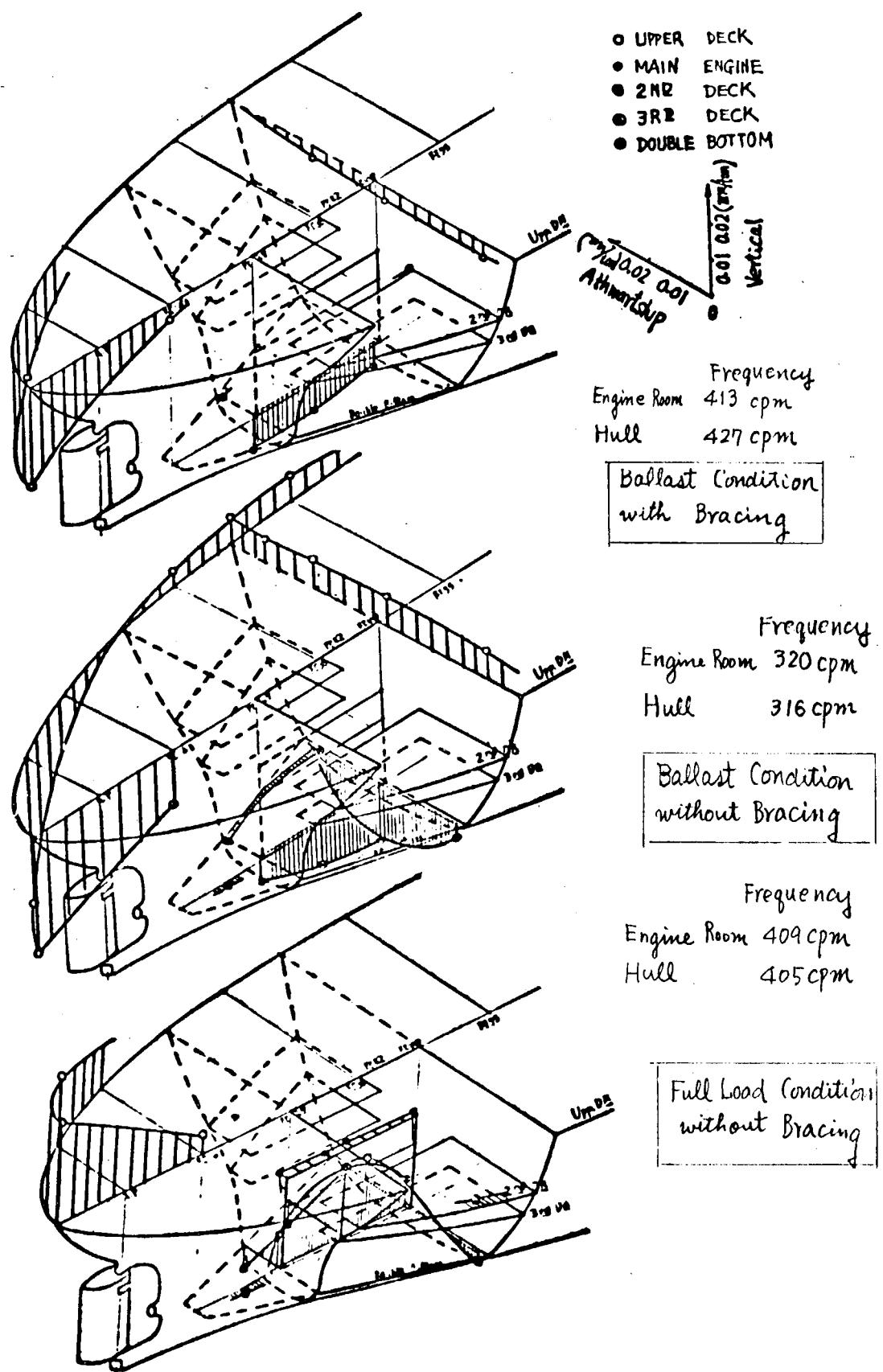


Fig. 1.5 Mode Curves obtained by Hull-Excitation in Vertical Direction

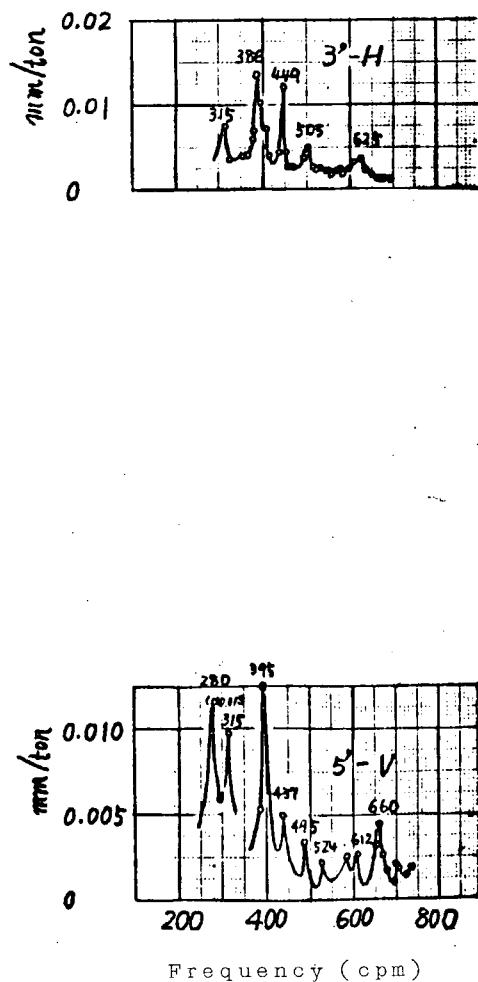
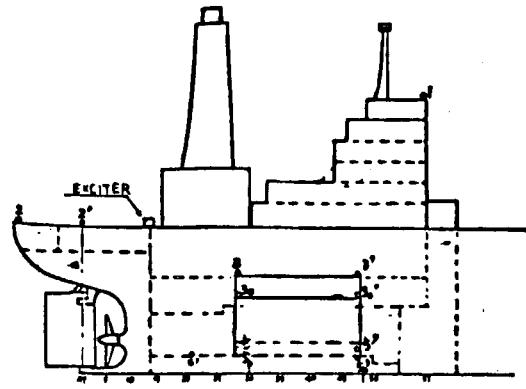
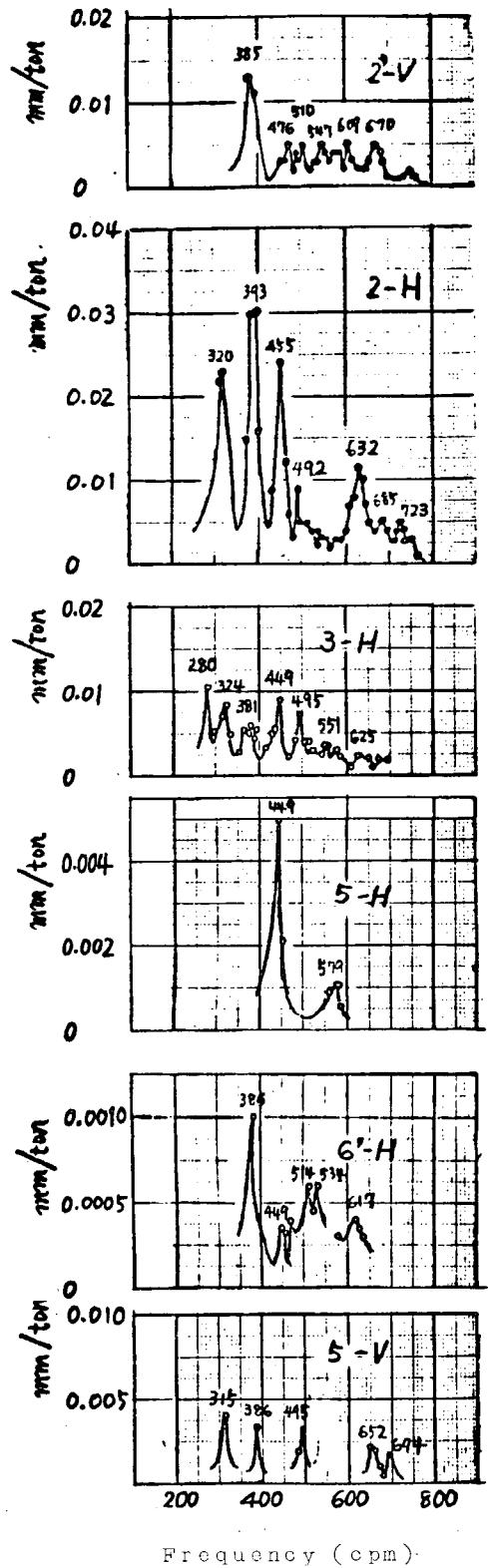


Fig. 1.6 Resonance Curves obtained by Hull-Excitation in Athwartship Direction (Ballast Condition, with Bracing)

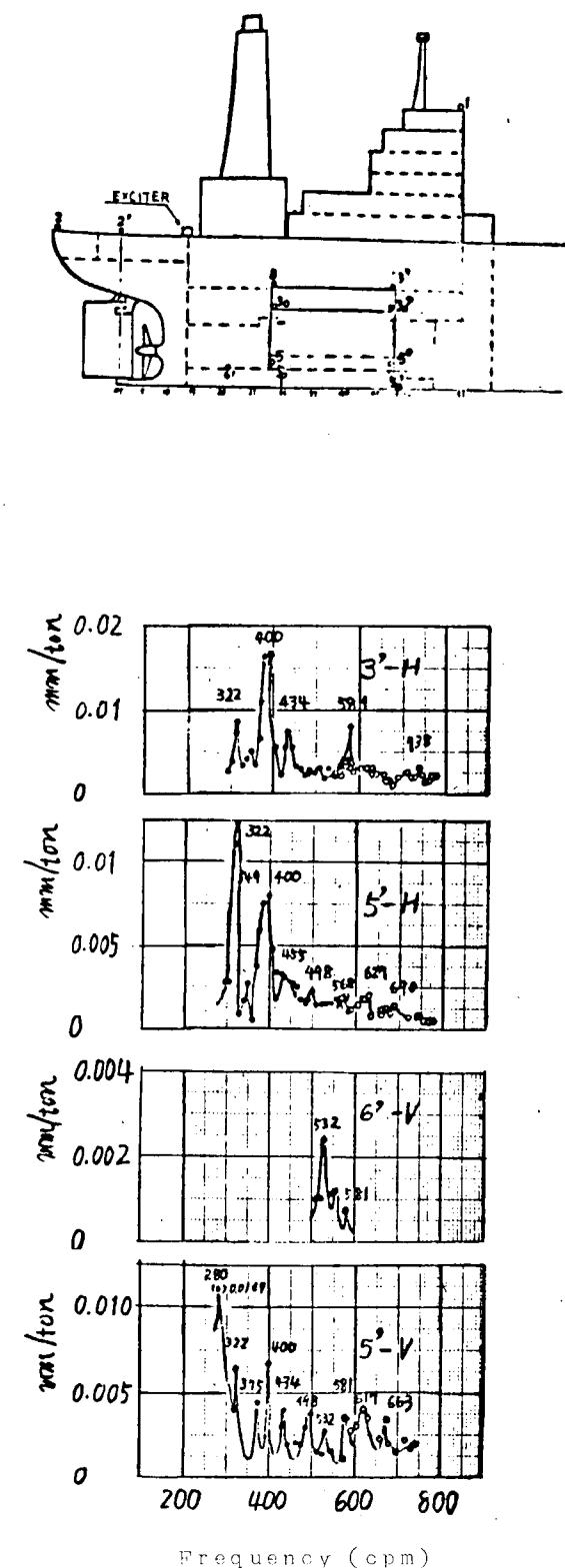
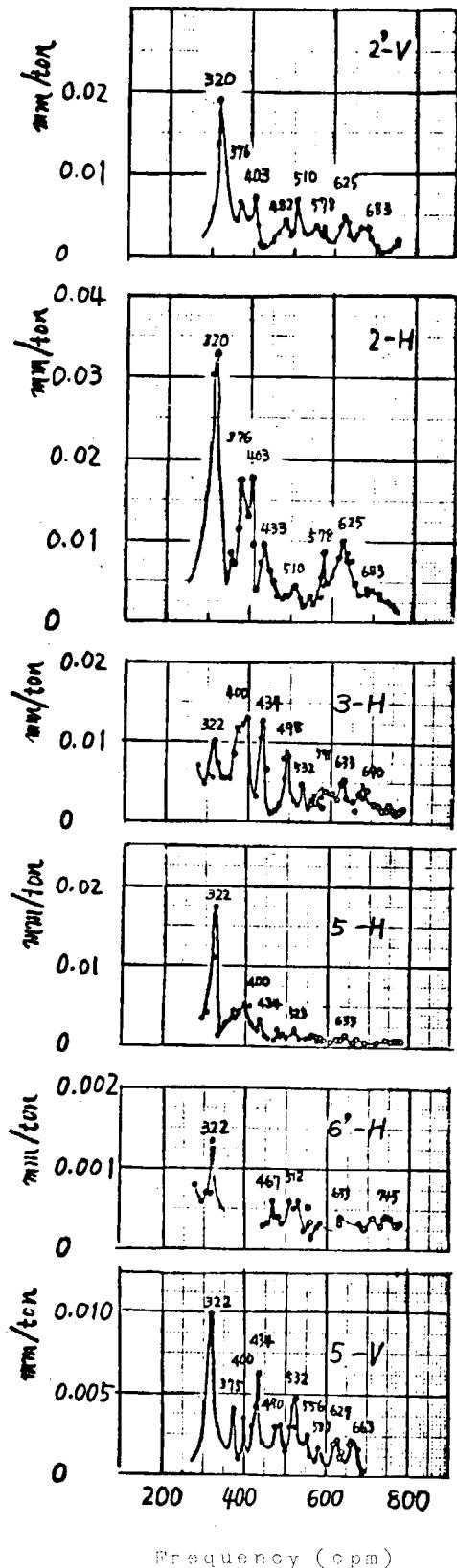


Fig. 1.7 Resonance Curves obtained by Hull-Excitation in Athwartship Direction (Ballast Condition, without Bracing)

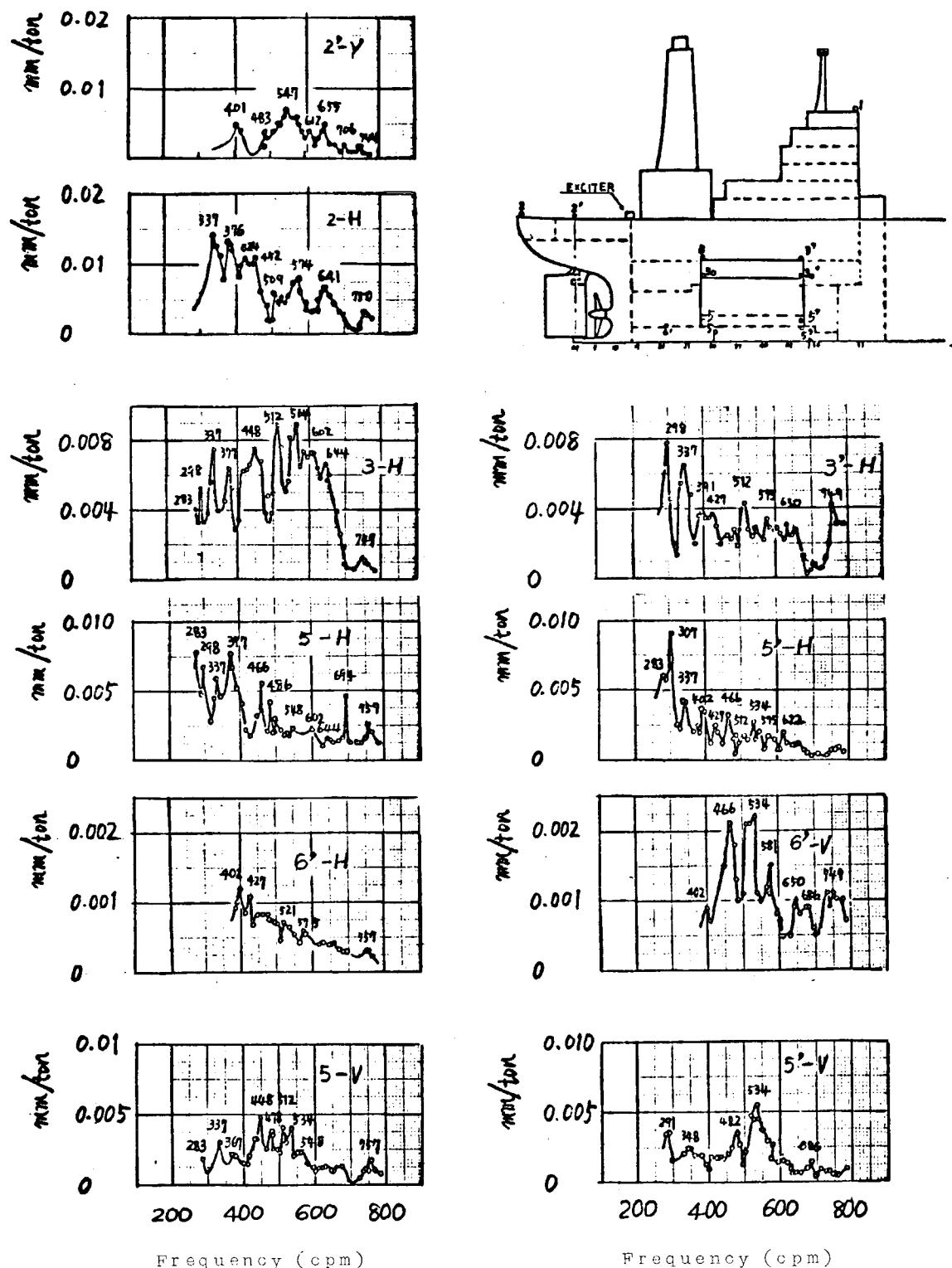


Fig. 1.8 Resonance Curves obtained by Hull-Excitation in Athwartship Direction (Full Load Condition, without Bracing)

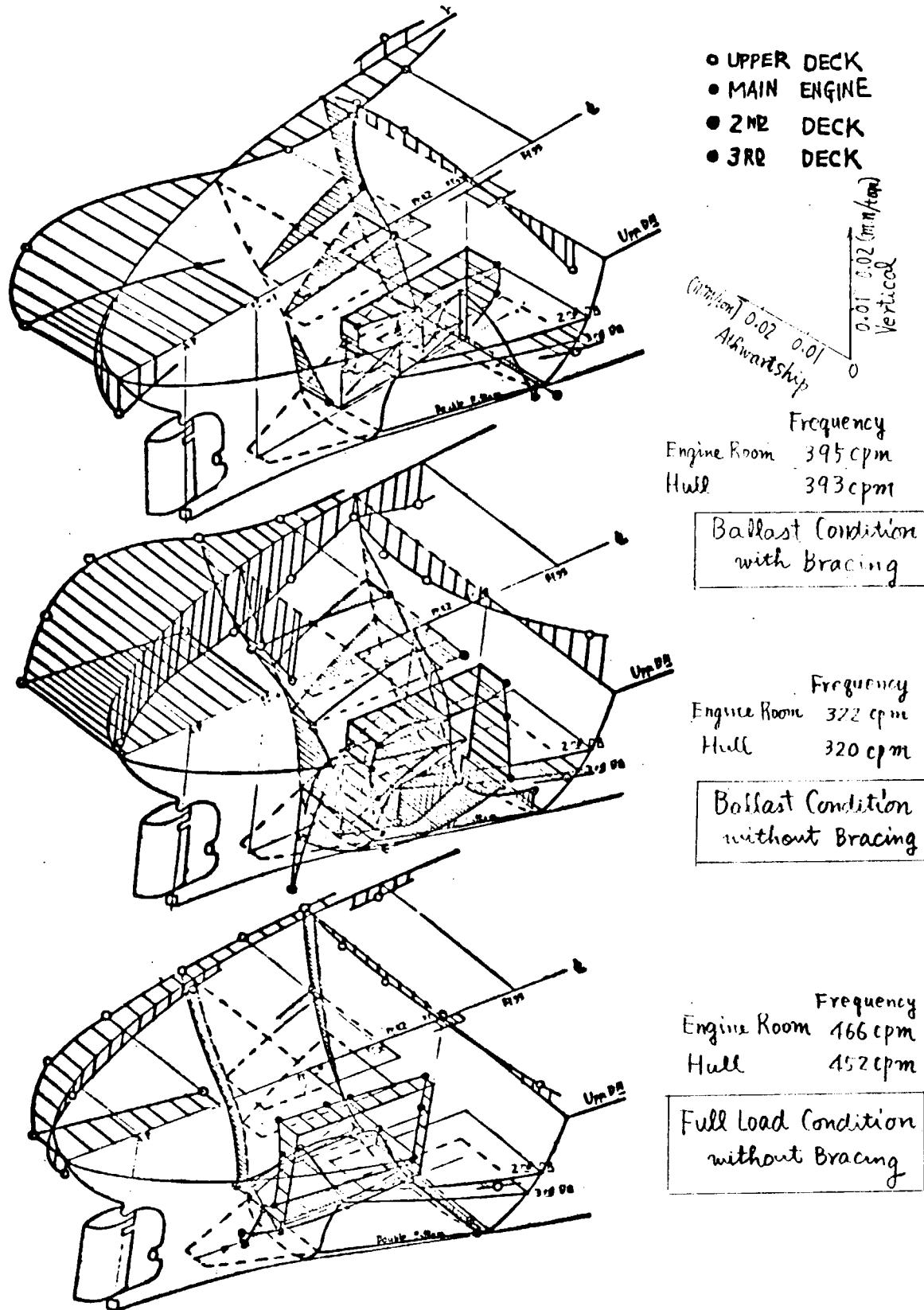


Fig. 1.9 Mode Curves obtained by Hull-Excitation in Athwartship Direction

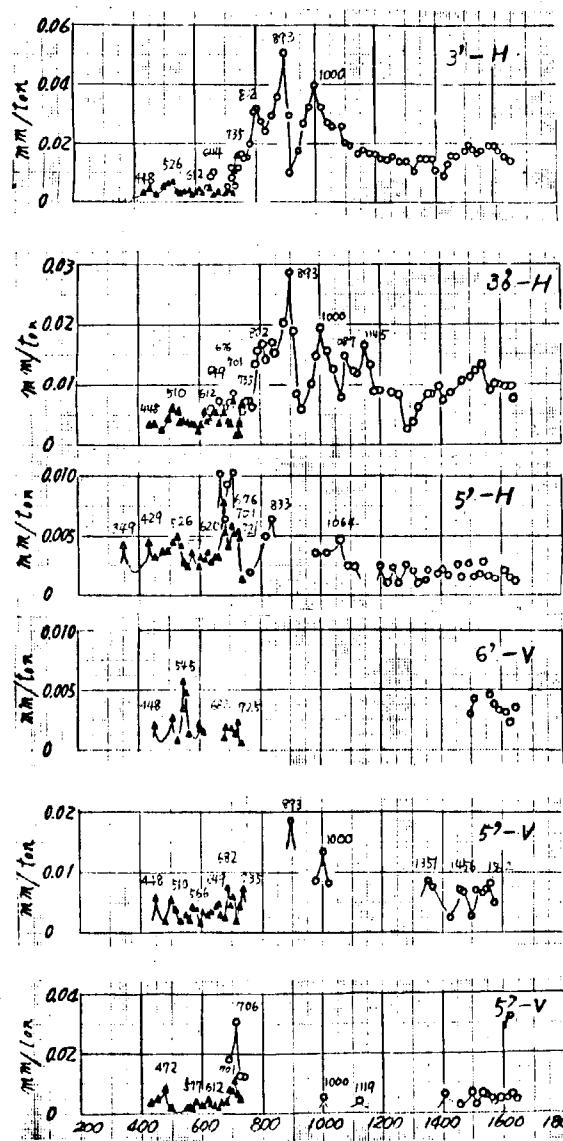
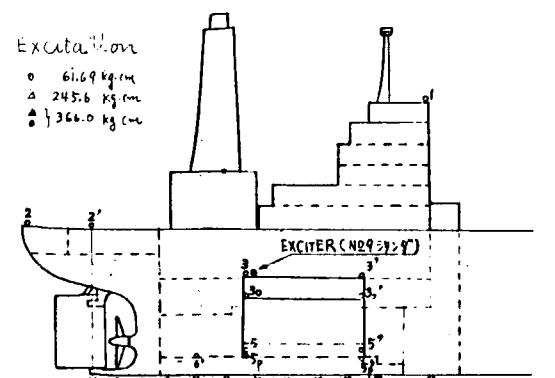
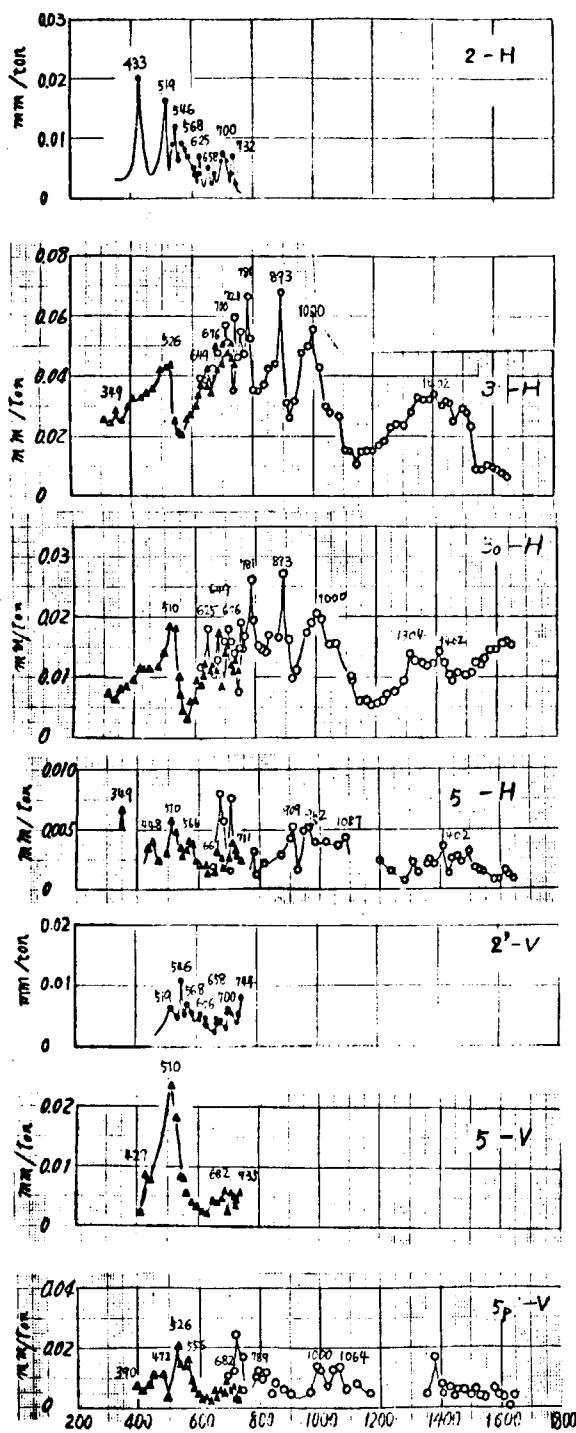


Fig. 1.10 Resonance Curves obtained by Engine-Excitation in Athwartship Direction (Ballast Condition, with Bracing)

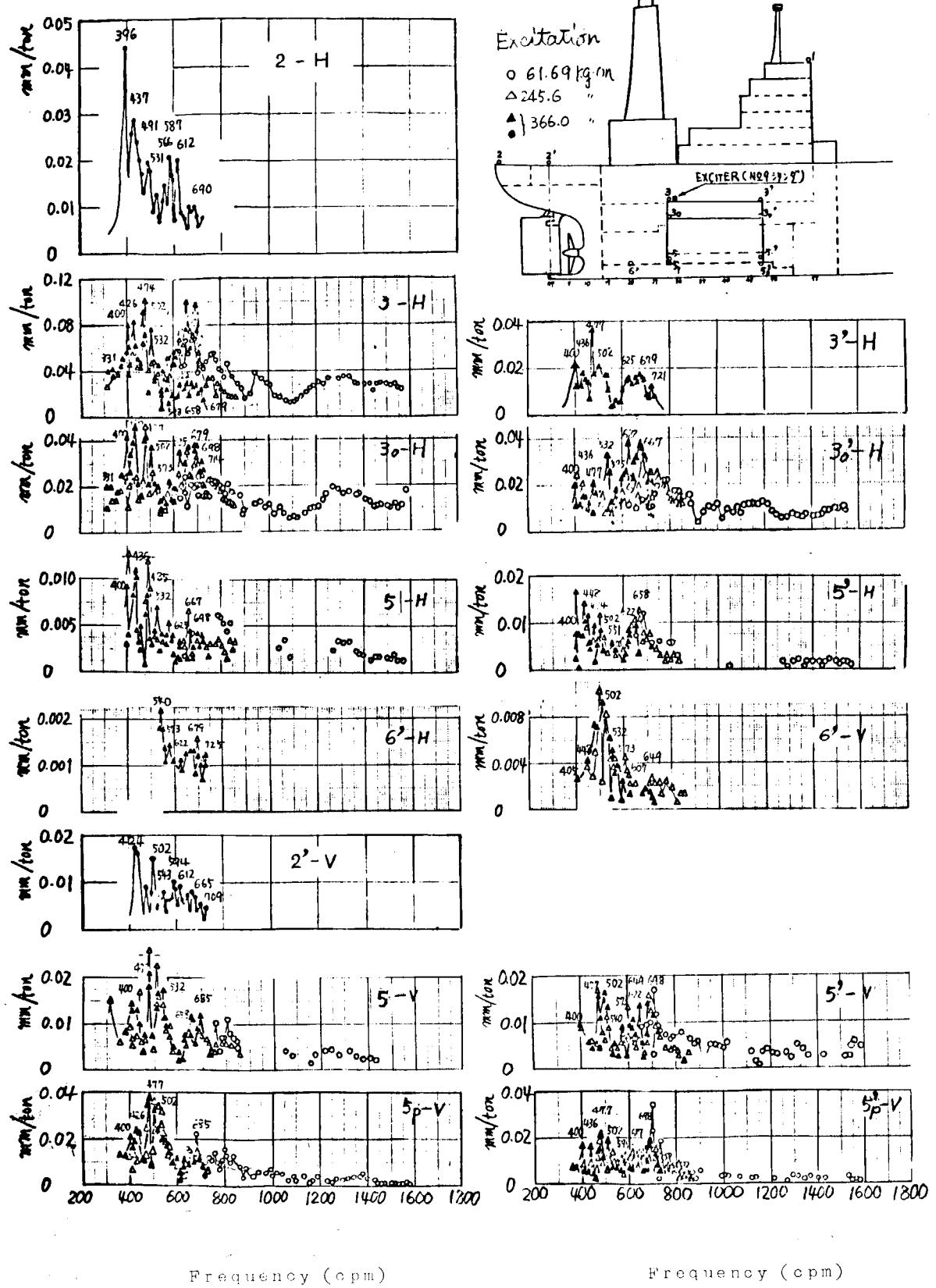


Fig. 1.11 Resonance Curves obtained by Engine-Excitation in Athwartship Direction (Ballast Condition, without Bracing)

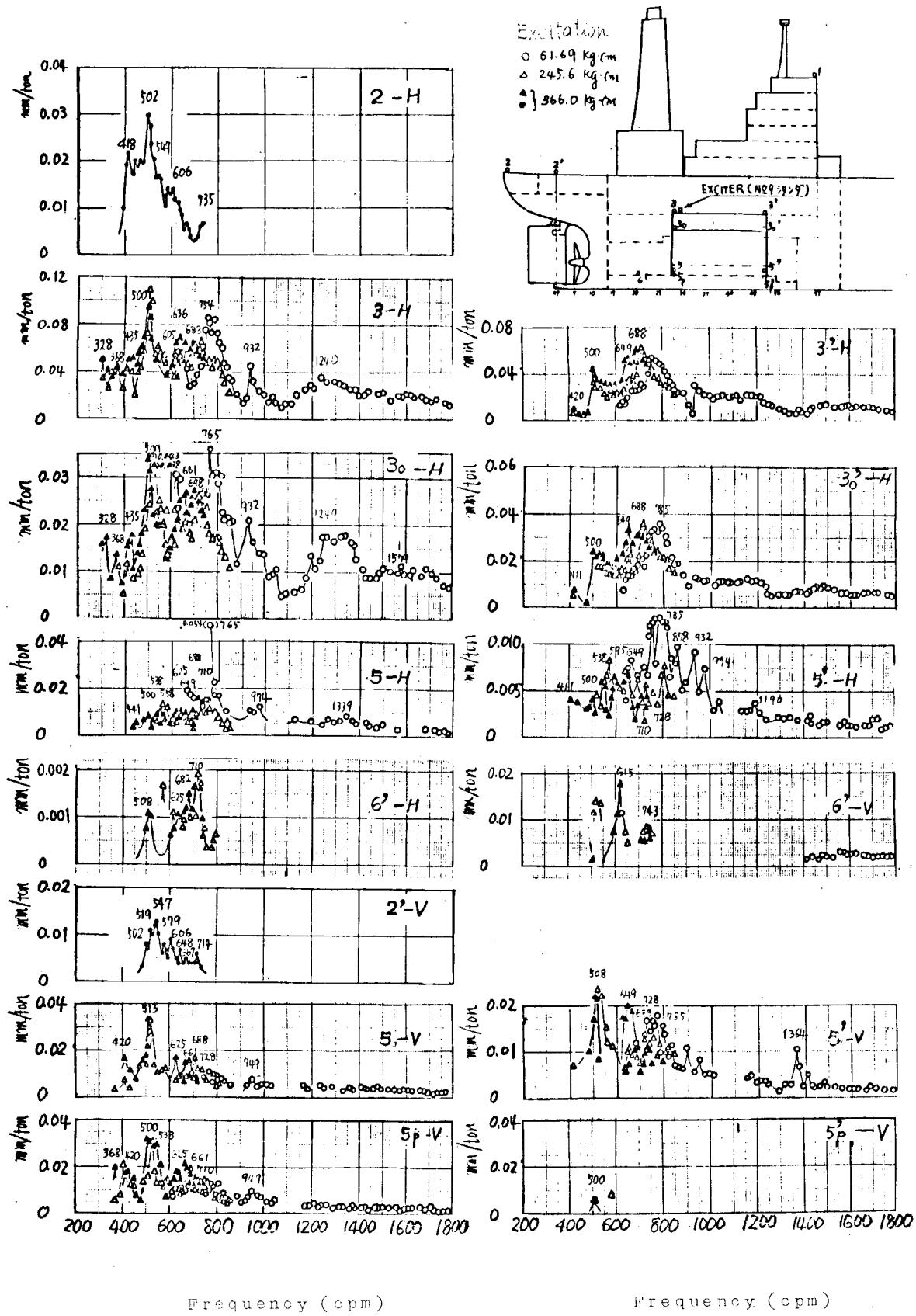


Fig. 1.12 Resonance Curves obtained by Engine-Excitation in Athwartship Direction (Full Load Condition, without Bracing)

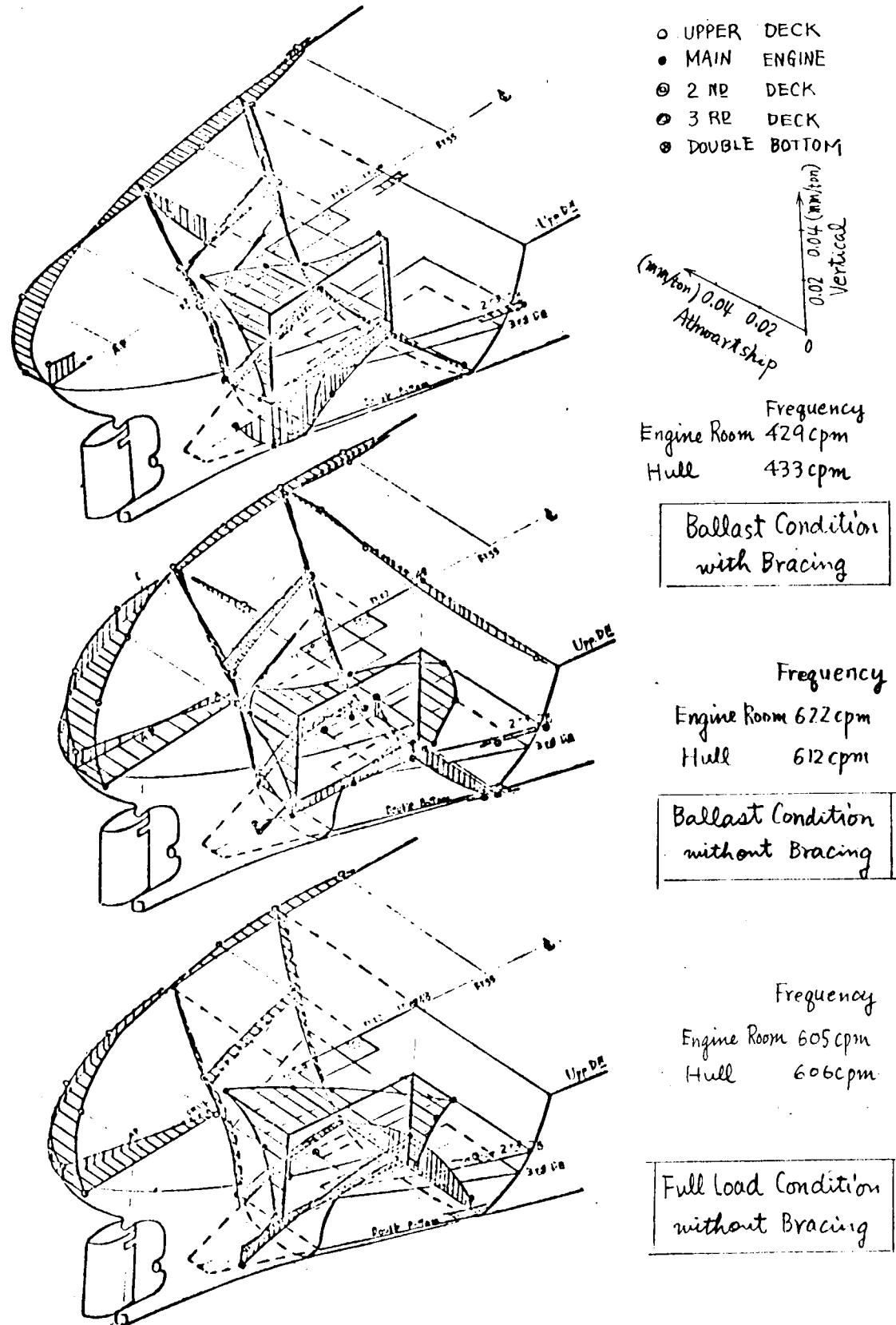


Fig. 1.13 Mode Curves obtained by Engine-Excitation in Athwartship Direction

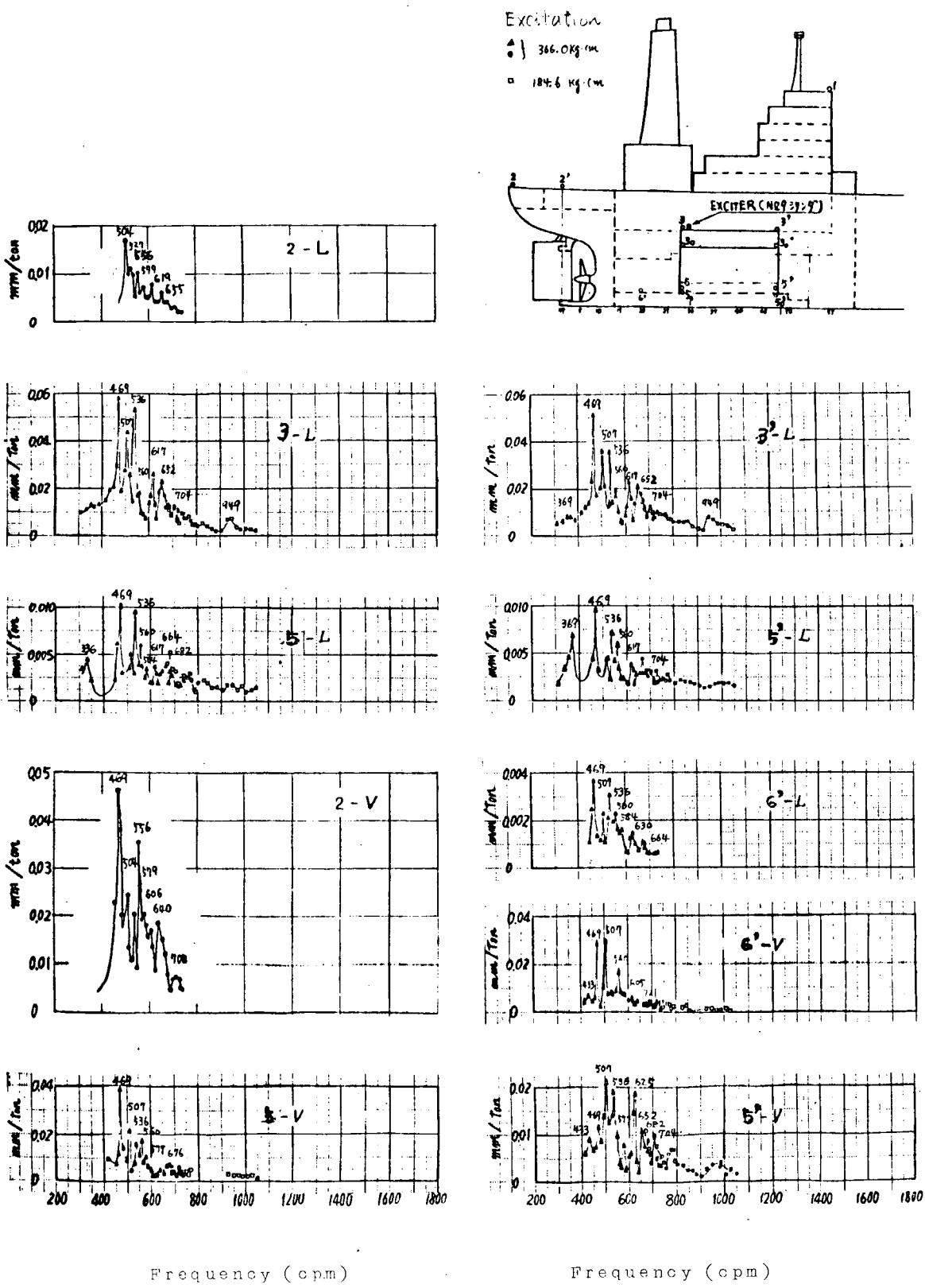
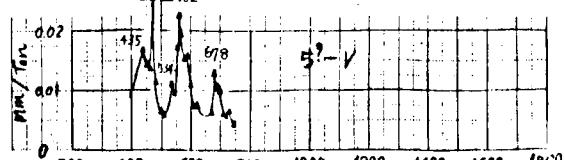
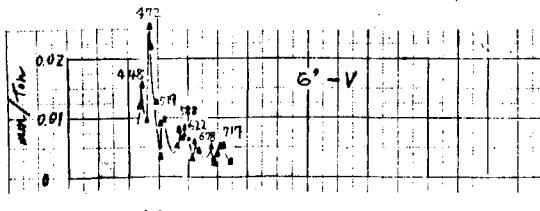
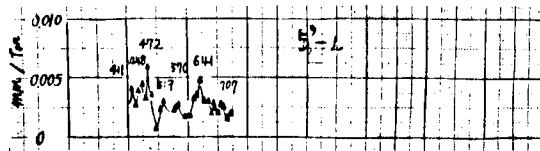
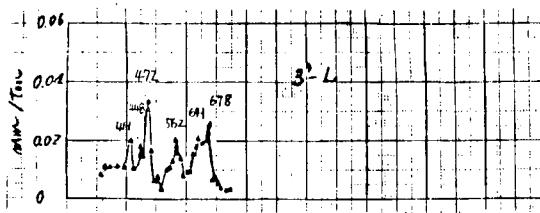
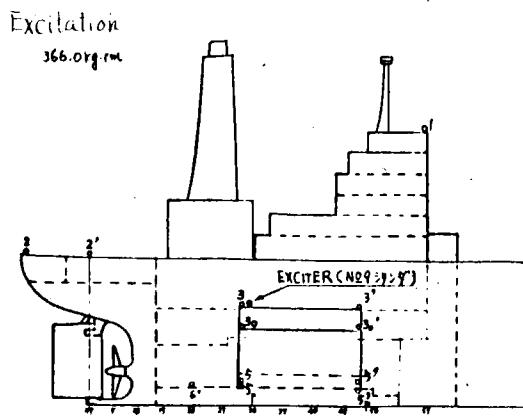
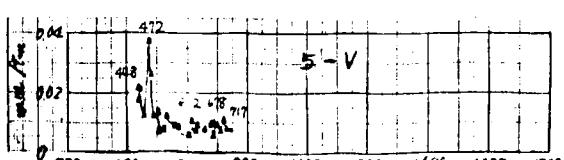
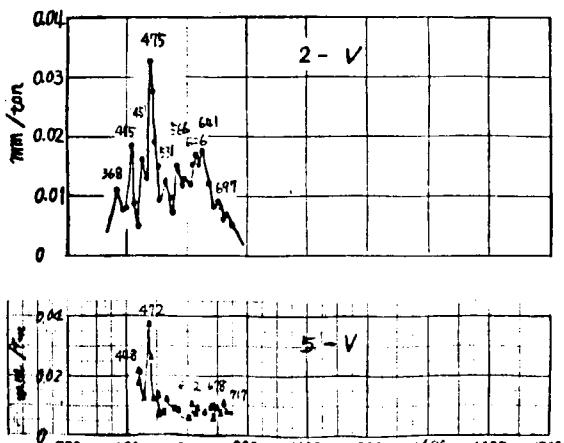
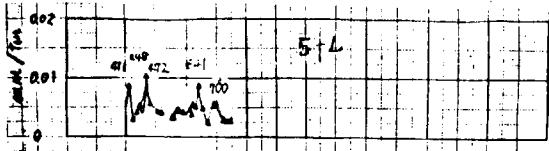
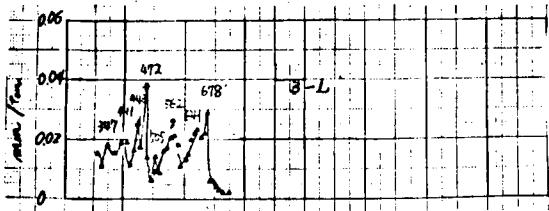
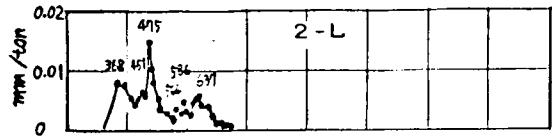
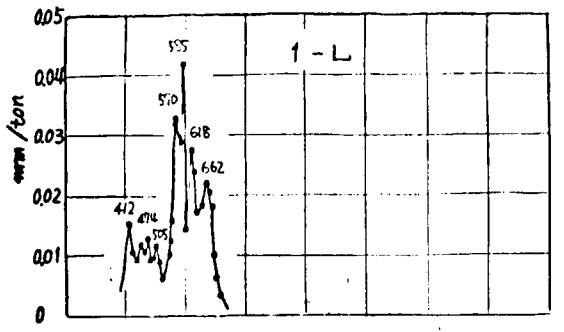


Fig. 1.14 Resonance Curves obtained by Engine-Excitation in Fore-and-Aft Direction (Ballast Condition, with Bracing)



Frequency (cpm)

Frequency (cpm)

Fig. 1.15 Resonance Curves obtained by Engine-Excitation in Fore-and-Aft Direction (Full Load Condition, without Bracing)

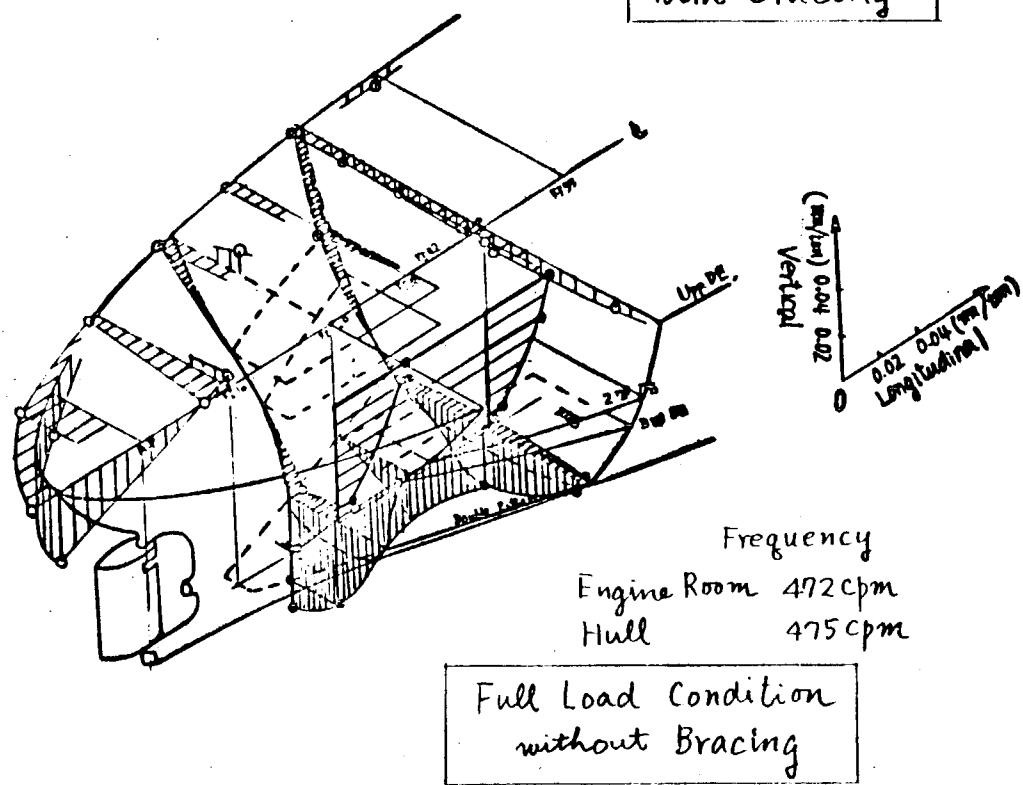
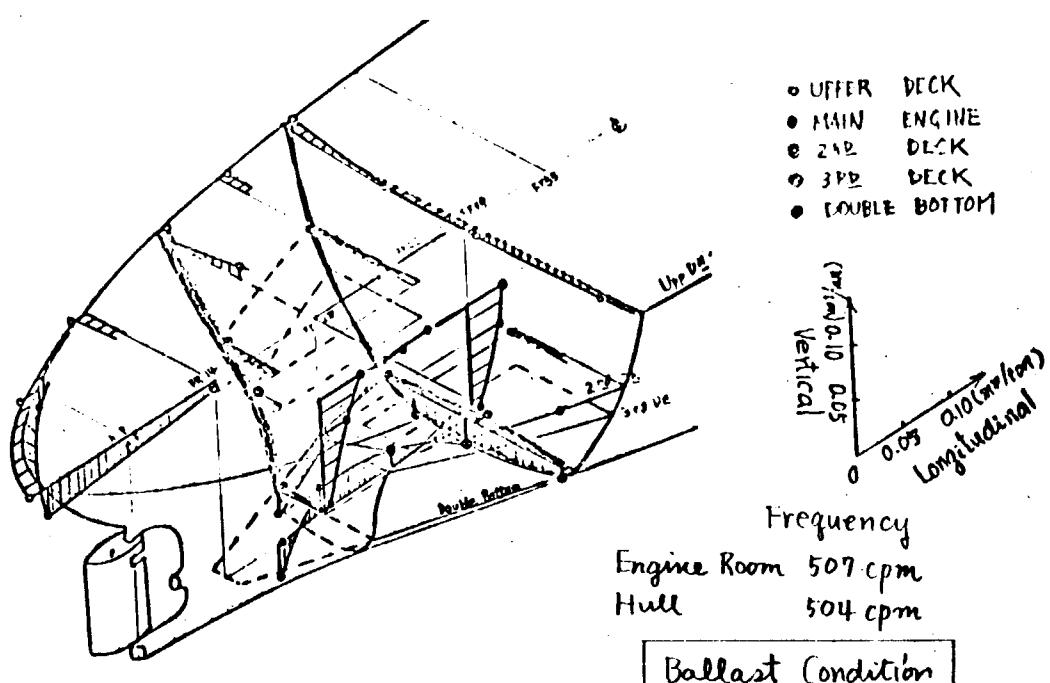


Fig. 1.16 Mode Curves obtained by Engine-Excitation in Fore-and-Aft Direction

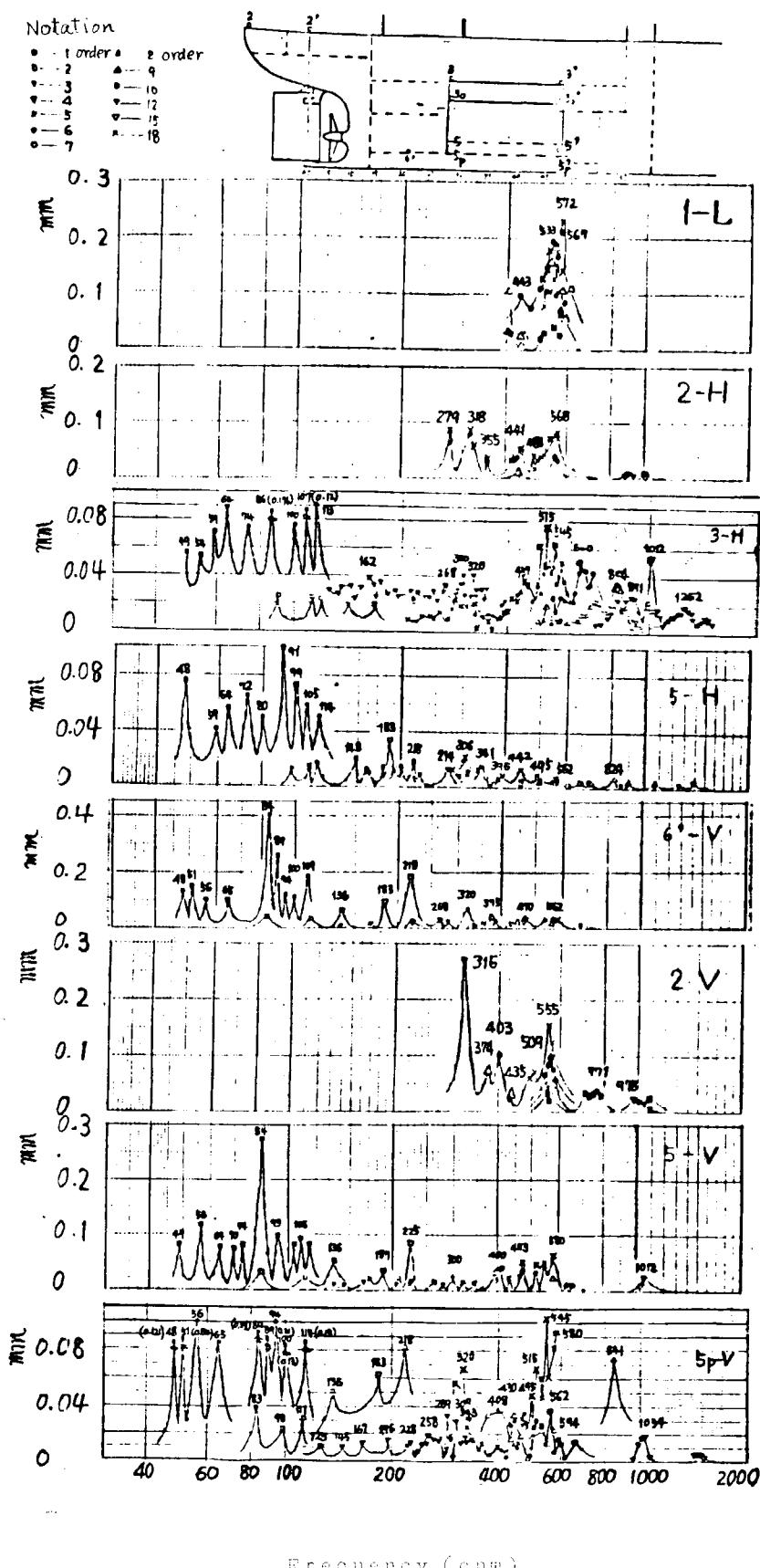


Fig. 1.17 Response Curves (Ballast Condition, with Bracing)

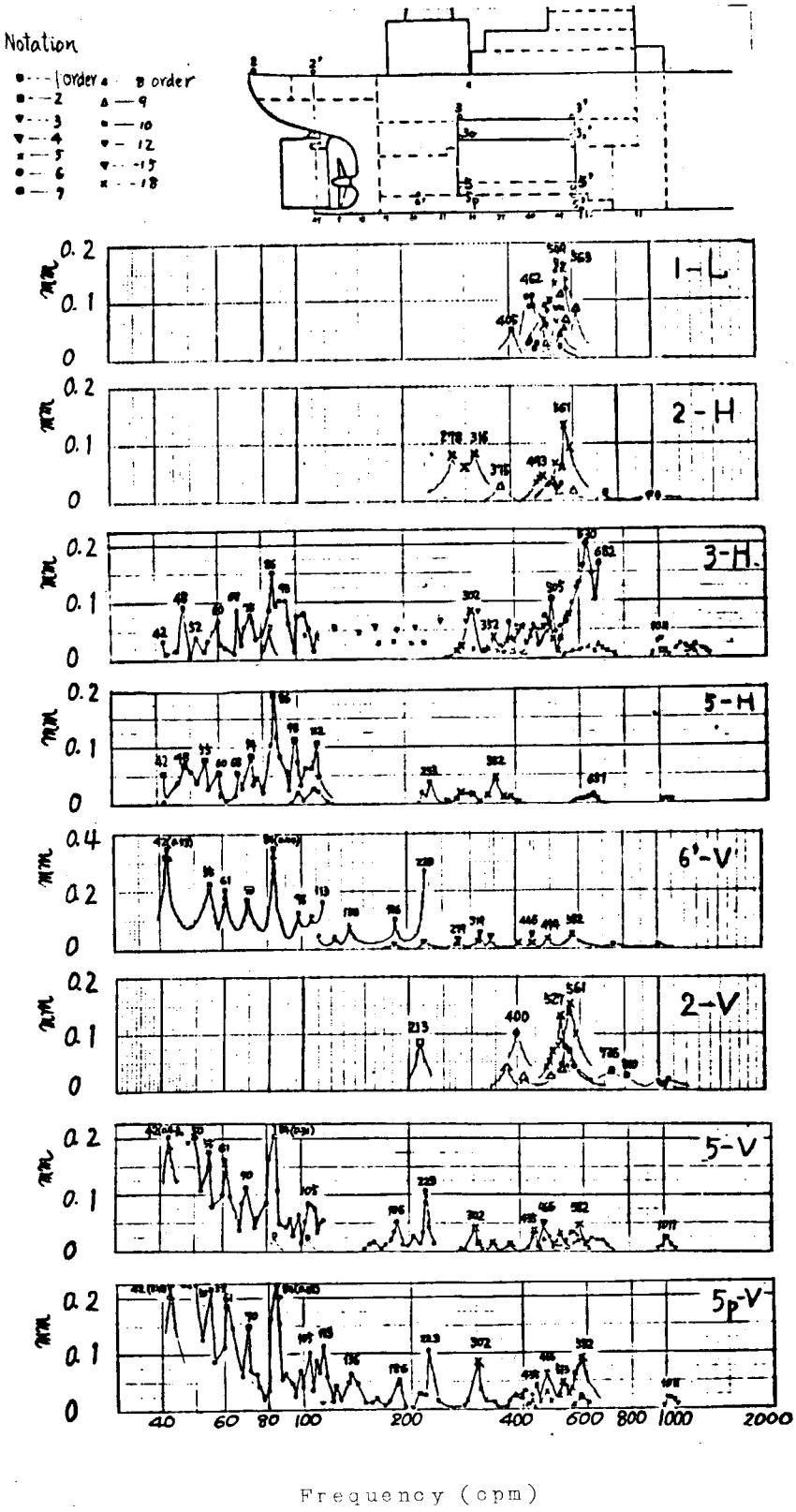


Fig. 1.18 Response Curves (Ballast Condition, without Bracing)

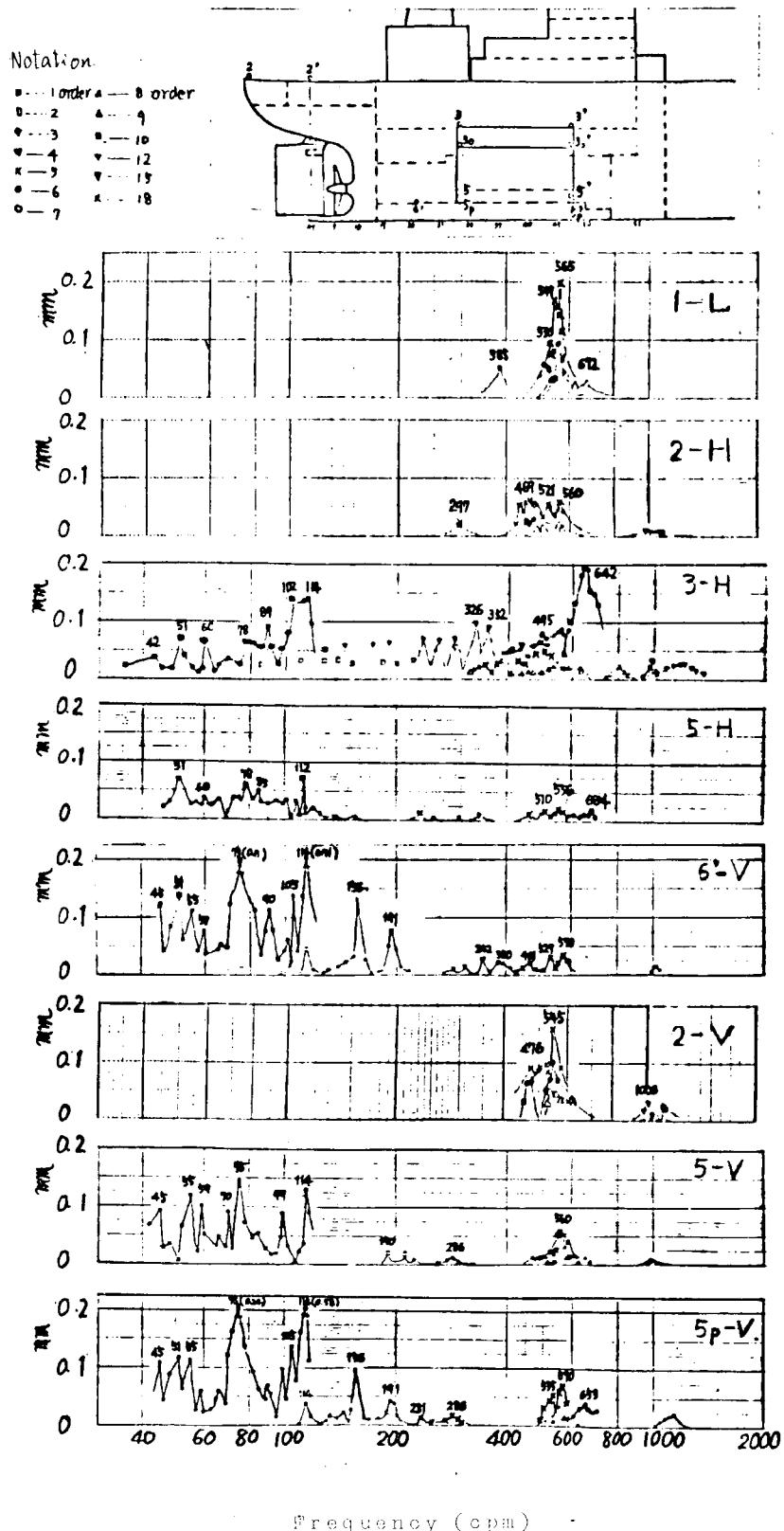


Fig. 1.19 Response Curves (Full Load Condition, without Bracing)

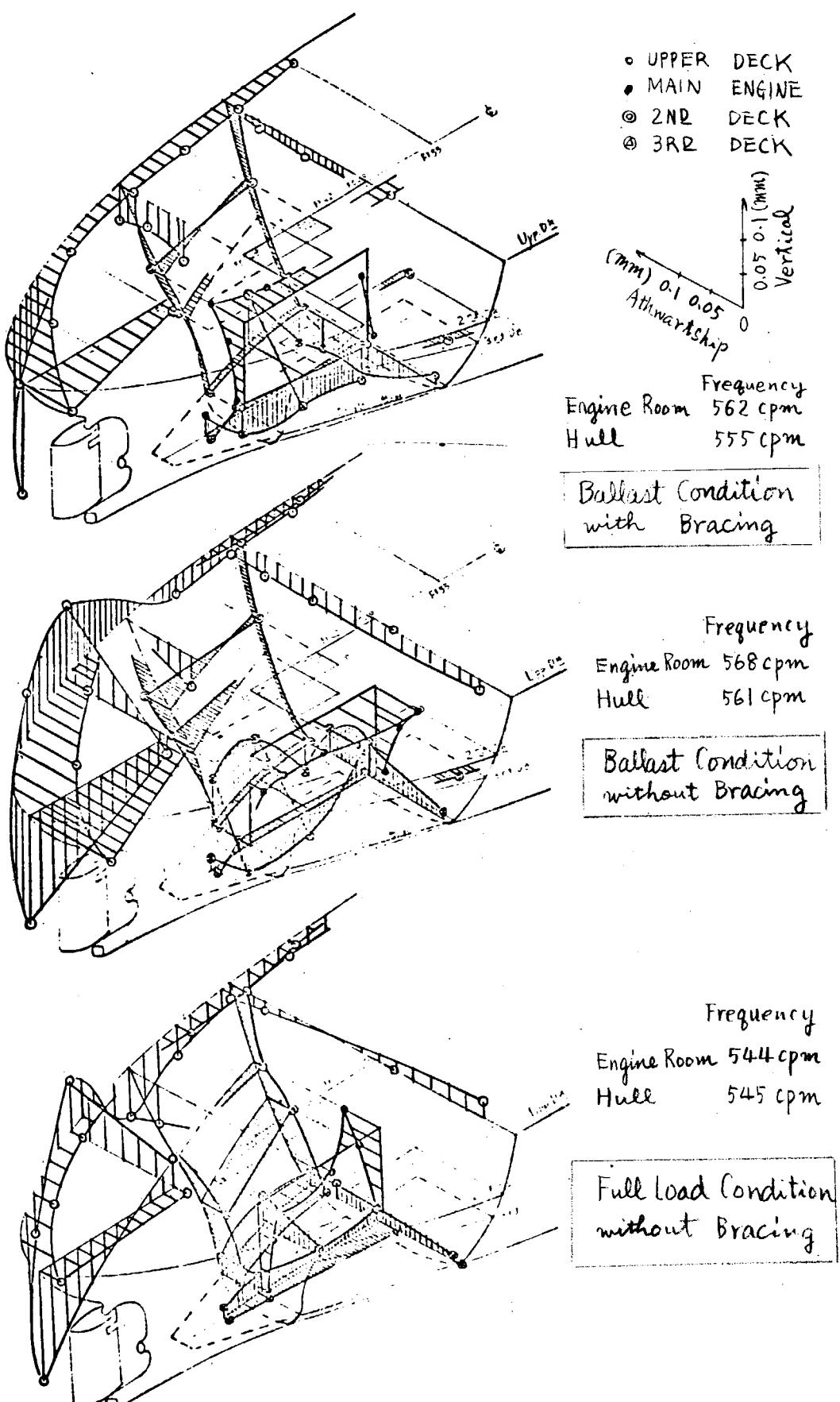


Fig. 1.20 Mode Curves obtained by Trial Run

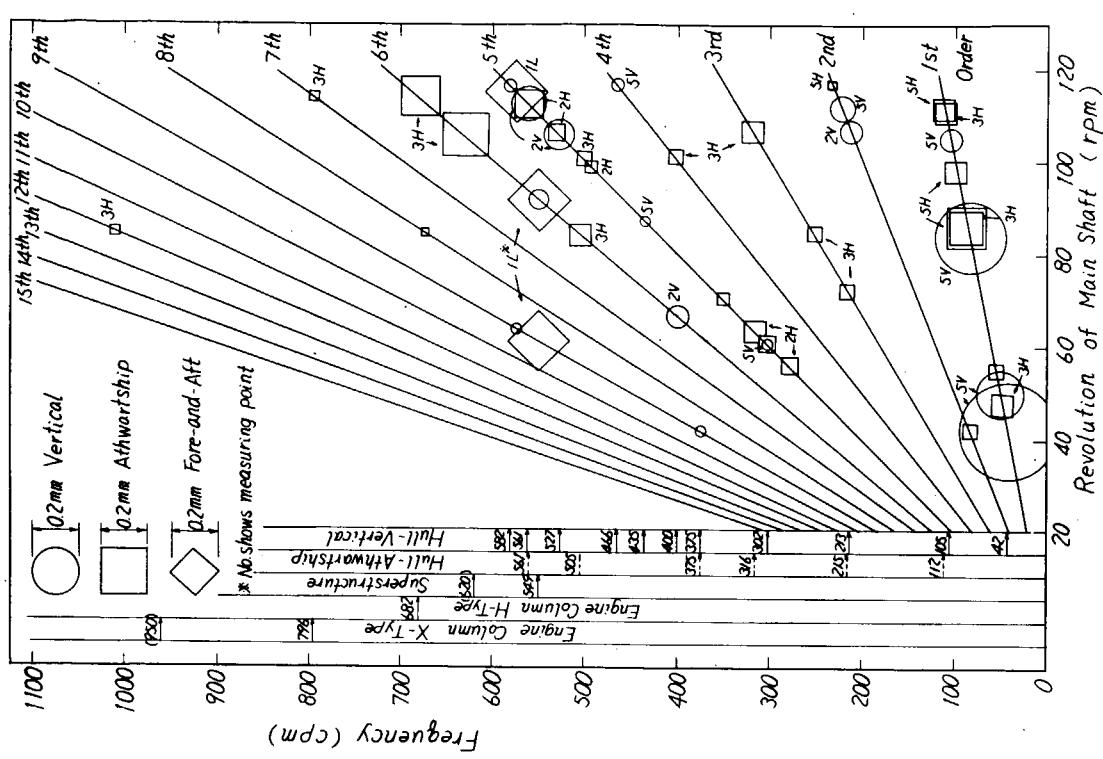


Fig. 1.22 Cambel Diagram  
(Ballast Condition, without Bracing)

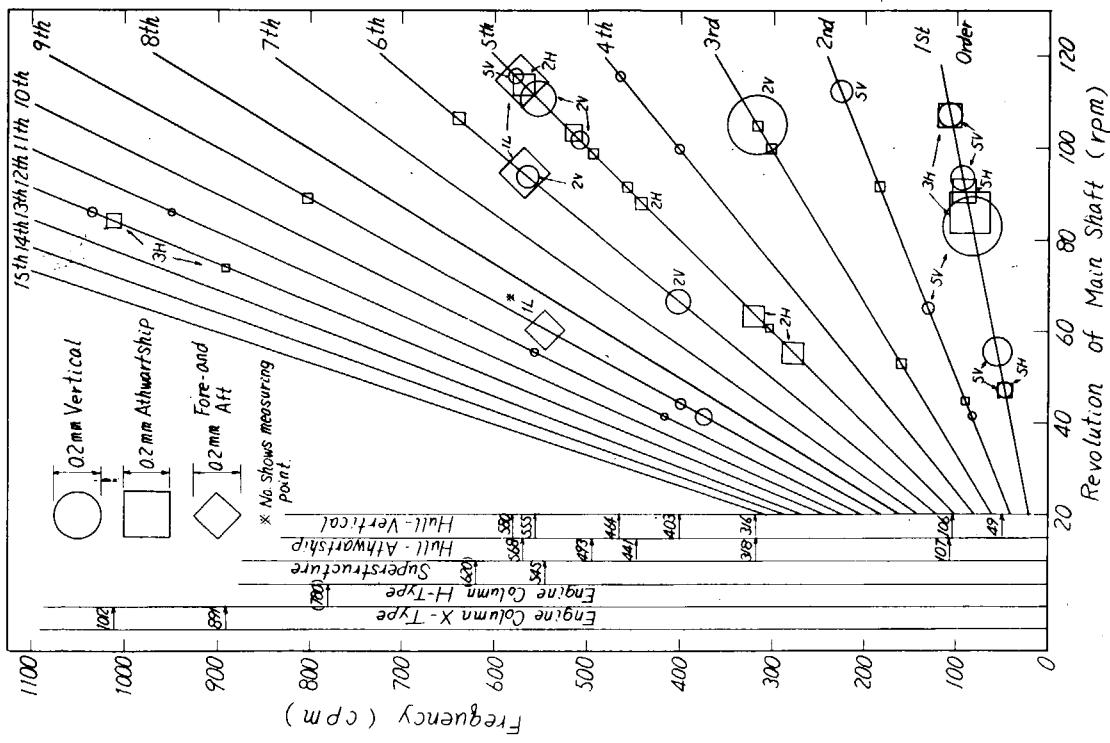


Fig. 1.21 Cambel Diagram  
(Ballast Condition, with Bracing)

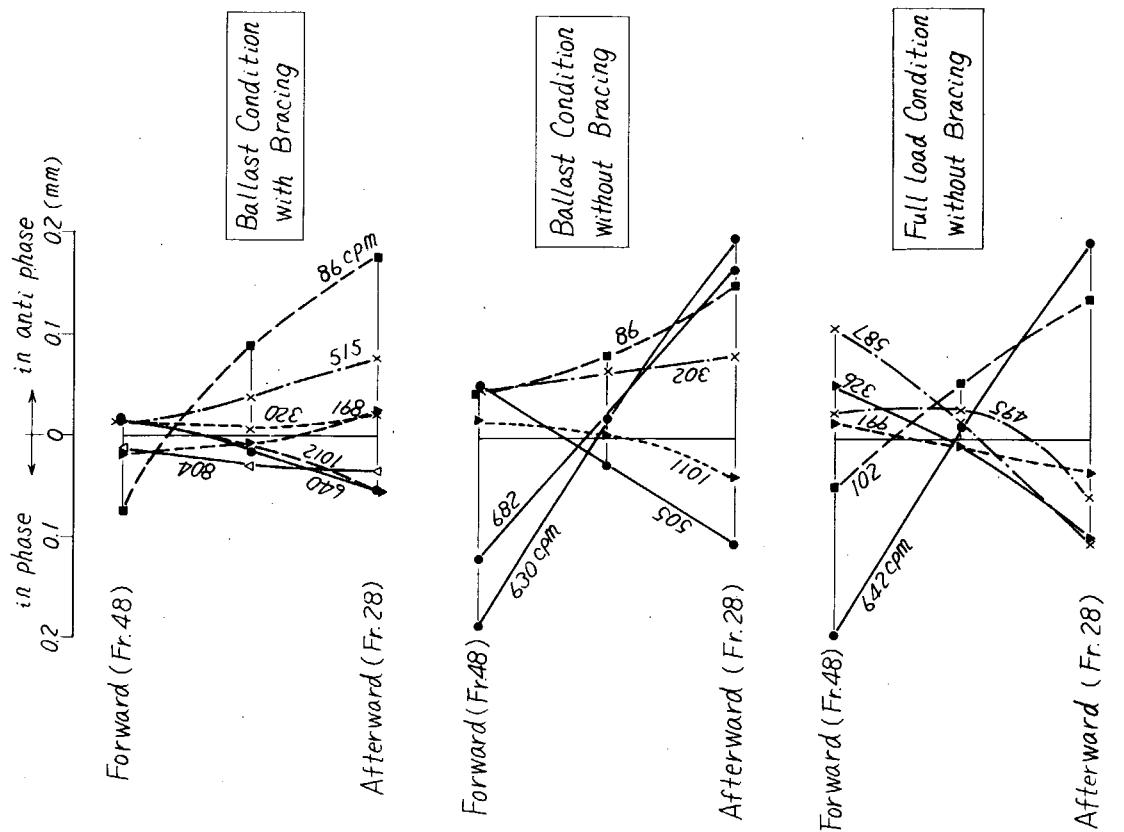


Fig. 1.24 Mode Curve of Engine Column Vibration  
(Trial Run)

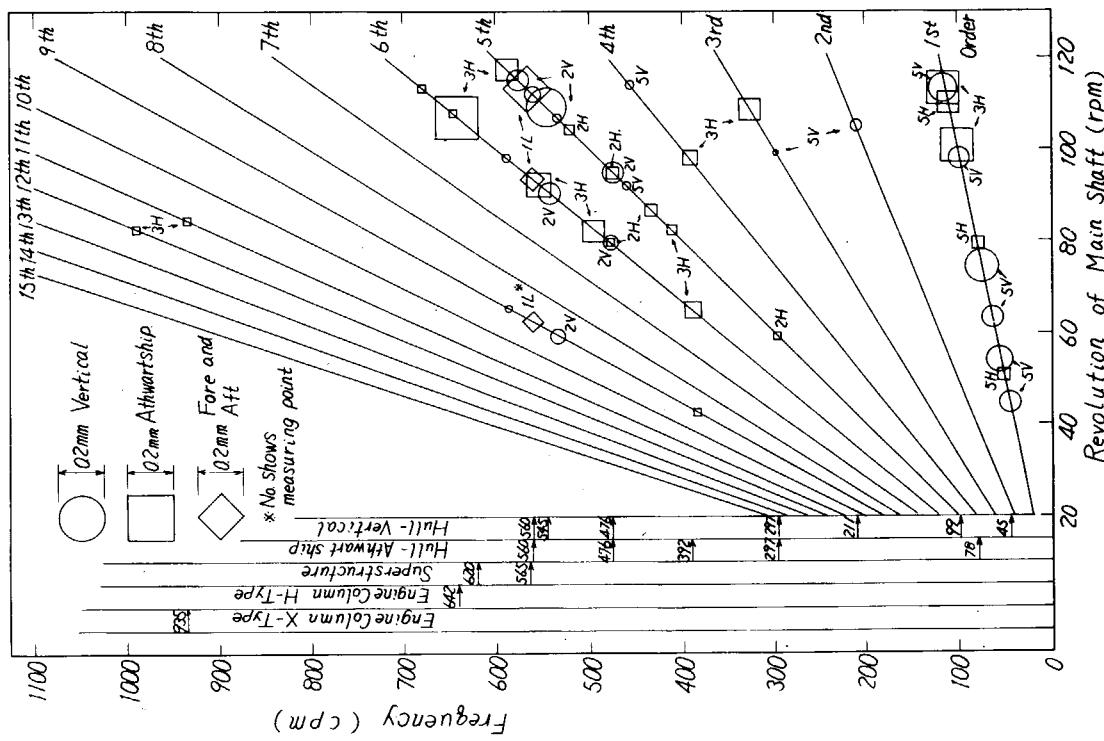


Fig. 1.23 Cambel Diagram  
(Full Load Condition, without Bracing)

Table 1.3 Natural Frequencies of Hull Vertical Vibration

No. of Node	Estimated		Ballast, with Bracing		Ballast, without Bracing		Full, without Bracing	
	Ballast	Full	Exciter Test	Trial Run	Exciter Test	Trial Run	Exciter Test	Trial Run
	cpm	cpm	cpm(mm/ton)	cpm (mm)	cpm(mm/ton)	cpm (mm)	cpm(mm/ton)	cpm (mm)
5	205	175				213(0.086)		
7	291	~249	308(0.018)	316(0.027)	316(0.033)			
8	336	286	336(0.017)		331(0.029)		336(0.013)	
9	370	325		374(0.071)			336(0.013)	
10	405	360	401(0.017)	403(0.102)	400(0.015)	400(0.103)	357(0.015)	
11	435	400	427(0.028)		426(0.031)		405(0.029)	
12	470	435	470(0.011)		470(0.014)			
13	500	470		509(0.07)	517(0.005)		470(0.016)	476(0.091)
14	530	505				527(0.131)		
15	555	535	548(0.014)	555(0.154)	547(0.012)	561(0.154)	528(0.008)	545(0.159)
16	585	565	583(0.007)					
17	610	590	611(0.006)		606(0.006)			

Table 1.4 Natural Frequencies of Hull Athwartship Vibration

No. of Node	Estimated		Ballast, with Bracing		Ballast, without Bracing		Full, without Bracing	
	Ballast	Full	Exciter Test	Trial Run	Exciter Test	Trial Run	Exciter Test	Trial Run
	cpm	cpm	cpm(mm/ton)	cpm (mm)	cpm(mm/ton)	cpm (mm)	cpm(mm/ton)	cpm (mm)
4	309	246	320(0.026)	318(0.086)	320(0.034)	316(0.083)		
5	387	308	393(0.030)		376(0.018)	375(0.025)		297(0.022)
6	442	352	455(0.024)	441(0.052)	433(0.010)		337(0.014)	
7	485	386	492(0.009)	483(0.039)		493(0.045)	376(0.013)	
8	526	420				532(0.066)	421(0.011)	
9	563	453		568(0.081)		561(0.132)	452(0.012)	469(0.059)
10	595	480						
11	627	510	632(0.001)		625(0.010)		509(0.006)	521(0.054)
12		535						
13		563					574(0.008)	560(0.060)
16		635					641(0.007)	

## 2. 大型模型船による機関架構と船体との連成振動実験結果

### 2.1 緒 言

大型模型船の実験結果の詳細は、船体と機関と別々に第94研究部会の昭和43年度報告書<sup>1)</sup>に収録されているので、ここでは、機関模型のH形、X形共振時の船体振動との関連の検討および機関模型頂部加振実験と機関室二重底加振実験の比較検討を行なう。

4種の加振実験が行なわれたがその加振方法はFig. 2.1のとおりであり、CASE 1は機関模型前端の頂部を起振機で水平加振した場合であり、CASE 3は機関室二重底を水平加振、CASE 4はCASE 3と同一位置で上下加振した場合である。CASE 5はCASE 1と同一加振方法であるが、船体にバラストを積み込んでいる。

また実験結果は起振機の加振モーメントが0.028Kg·cmに相当する振幅に換算している。

船体および機関の共振振動数はTable 2.1のとおりであつた。

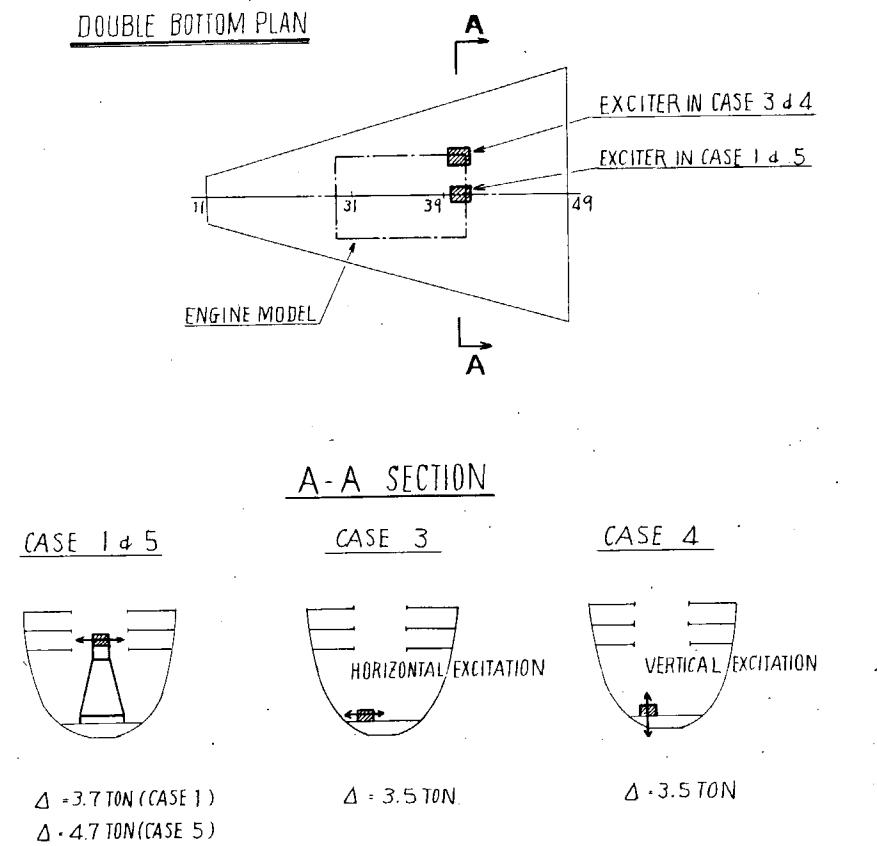


Fig. 2.1 Detail of Exciting

Table 2.1 Resonance Frequency of Ship Model and Engine Model

HORIZONTAL OR TORSIONAL VIBRATION OF HULL	H - 2	T - 1	H - 3	H - 4	
	37 %	53 %	73 %	120 %	
VERTICAL VIBRATION OF HULL	V - 2	V - 3	V - 4	V - 5	V - 6
	19 %	33 %	41 %	47 %	62.5 %
HORIZONTAL VIBRATION OF ENGINE	H-type	X-type			
	40 %	129 %			

## 2.2 実験結果および考察

### 2.2.1 起振方式の差異による振動状況の比較

CASE 1, 3, 4 の比較を行なうため、Fig. 2.2～Fig. 2.4 に共振曲線をとりまとめて示した。

Fig. 2.2 には船体の両端部の水平振動の共振曲線を、Fig. 2.3 には船体の両端部の上下振動の共振曲線を示した。Fig. 2.4 は機関室二重底の FR. 39 における船側と船体中心線上の上下振動の共振曲線である。共振曲線中の不連続部は計測時の記録感度を  $1/10$  にして記録したために生じたものである。また Fig. 2.2 の 44 cps におけるピークは、混入した 2 次の高調波 (88 cps) が自動解析のためそのまま共振曲線にあらわれたものである。

まず CASE 3 と CASE 4 の比較から上下起振、水平起振時の応答を考えてみる。

各状態ともに顕著なピークがあらわれている水平 3 節 (71 cps) の共振振幅は、両端の水平振動については、CASE 3 の振幅が CASE 4 の 2～3 倍であり、上下振動の共振はあらわれていない。上下起振の場合に水平起振時の  $1/3$  程度の水平振動があらわれているが、逆に水平起振によつても 69 cps (船尾振動型の船体上下の共振点) では上下起振の  $1/2$  程度の振巾の共振がある。

一方、CASE 1 では、水平振動は CASE 3 の 1.5～2.0 倍であり、H 形共振点 (40 cps) から十分離れた振動数においても水平起振力が機関模型の振動により増幅されていることがわかる。またねじれ 1 節 (53 cps) では機関模型加振の CASE 1 のみに共振が認められるが、これも機関共振による力の増幅効によるものである。X 形共振点では、CASE 1 の振幅は CASE 3 の 4～5 倍であるが、これも同様に機関の振動の影響である。

逆に機関模型の共振曲線 Fig. 2.2 では、船体のねじれ 1 節および水平 4 節の共振点で小さいピークがあらわれている程度であり、船体の共振は機関の振動に大きい影響をおよぼしていない。

これは、機関模型の振幅が船体に比べて著しく大きいためであるが、実船における船体、機関の相互関係とは異なる傾向でありなお検討を要する。

### 2.2.2 機関模型共振時の船体振動

機関模型の頂部加振による H 形共振時の船体および機関模型の振動を Fig. 2.5 に、X 形共振の振動を Fig. 2.6 に示した。

Fig. 2.5, Fig. 2.6 の FR. 31, 39 の二重底のモードから、機関模型は船底構造のロッキング、ねじれ、曲げ変形を行なつて振動していることがわかる。上甲板のモードから船体のねじれ振動も同時に存在することが認められるが、上甲板よりも二重底船側部の上下振動のほうが大きいし、Fig. 2.4 の CASE 1 における機関室船側の上下振動が機関頂部の水平振動と比例的に変化していることからも同様の傾向がうかがえる。

しかし、X 形共振時の FR. 39 の二重底の振動は S 字形振動に近い。したがつて、二重底の振動モードは機関室と機関台板の寸法、二重底と船側部の剛性によつて変化するが、一般には船側部の変形を伴なつた振動であると考えられる。

また、FR. 31, 39 section の振動モードから、二重底の振動と同時に横断面に大きい振幅の振動が発生しており、これは第 2 甲板下の船側構造に顕著であることがわかる。

したがつて、二重底構造のみでなく船側構造をふくめて機関室の振動を取り扱い、機関架構の振動との関連を検討する必要があると考えられる。

## 参考文献

- 1) 日本造船研究協会 ; 第 9.4 研究部会 船体機関の振動防止対策に関する実験研究報告書（第 1 分冊）P. 155 および（第 2 分冊）P. 255 昭和 44 年 3 月

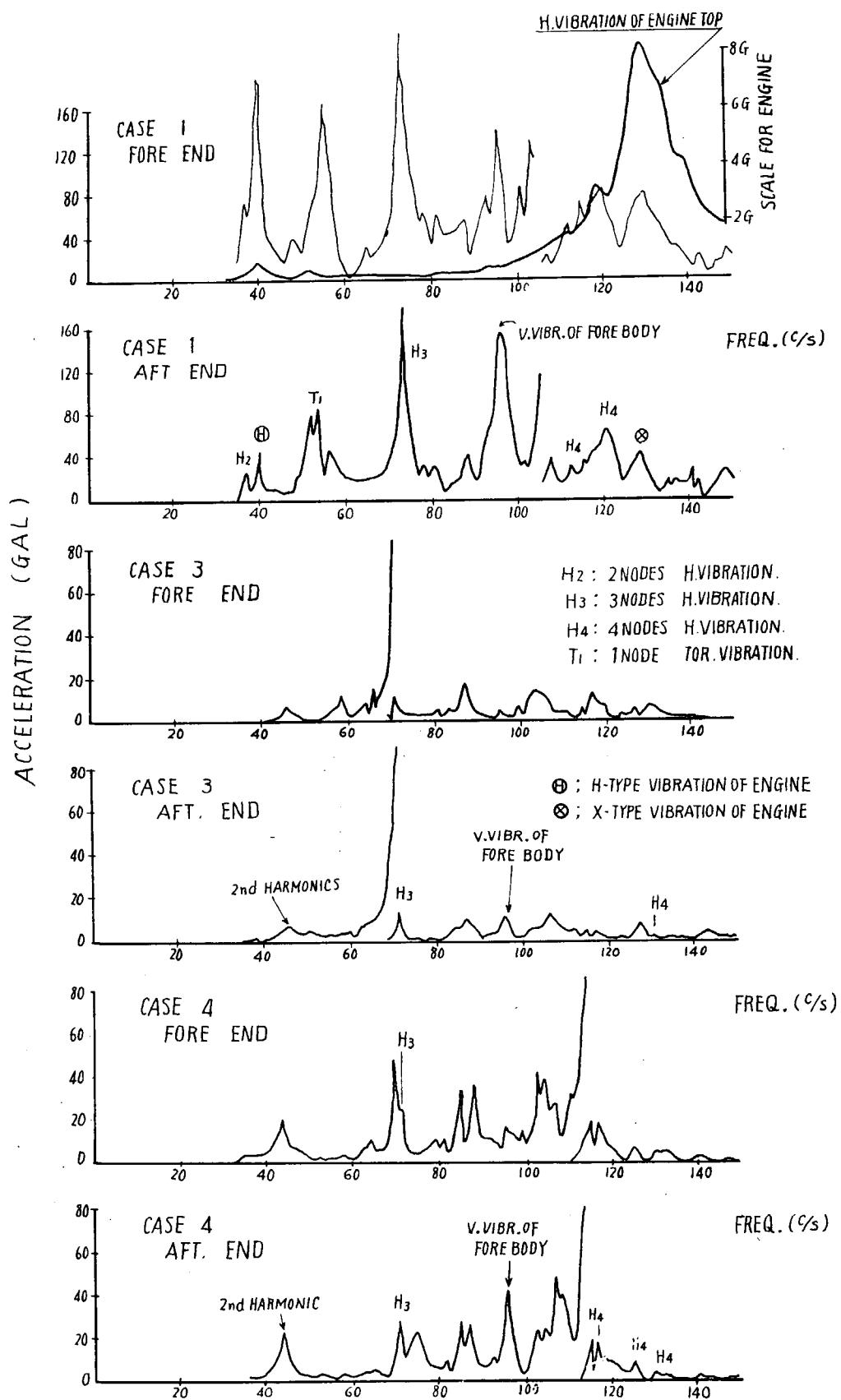


Fig. 2.2 Horizontal Vibration of Both Ends of Ship and Engine Top

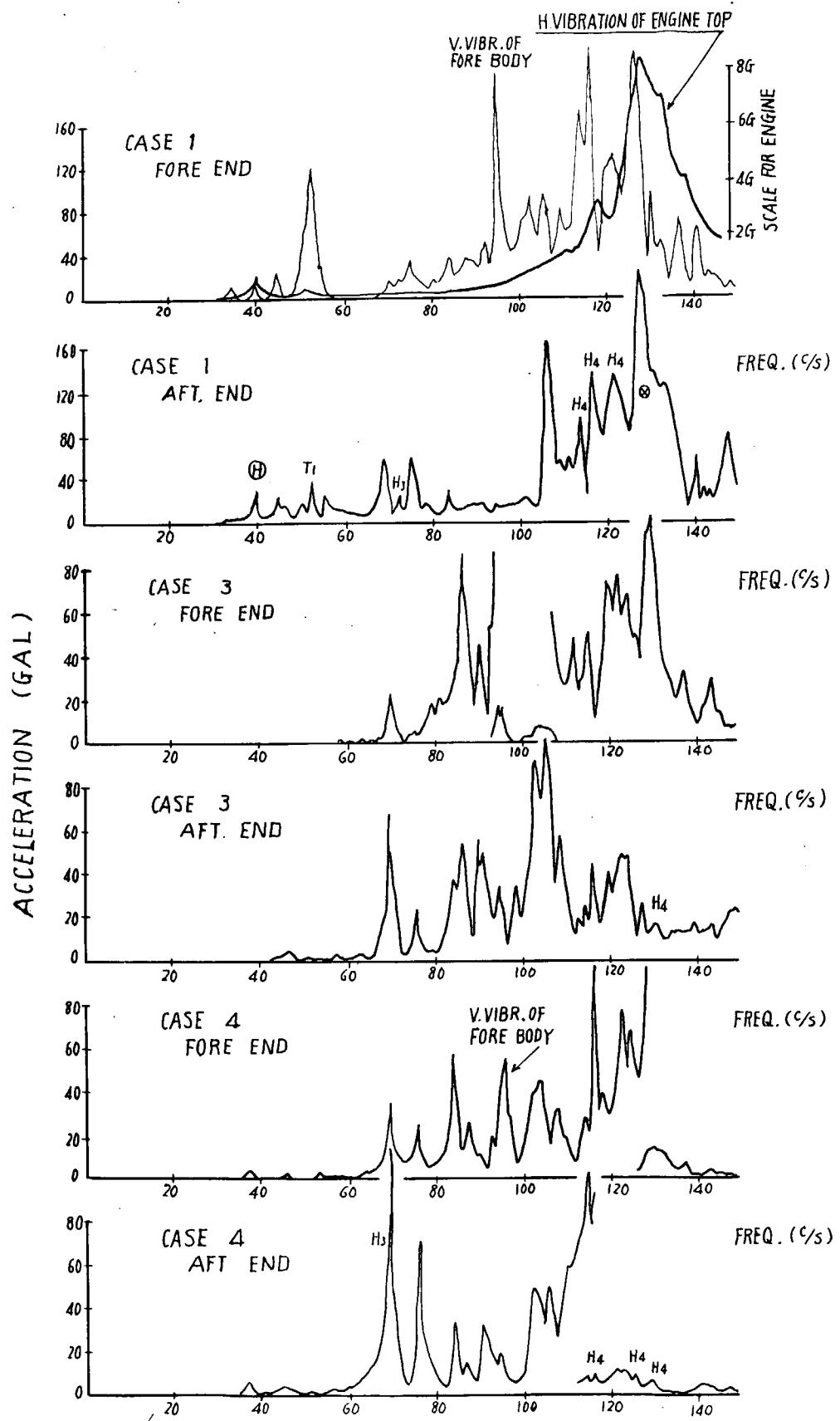


Fig. 2.3 Vertical Vibration of Both Ends of Ship and Horizontal Vibration of Engine Top

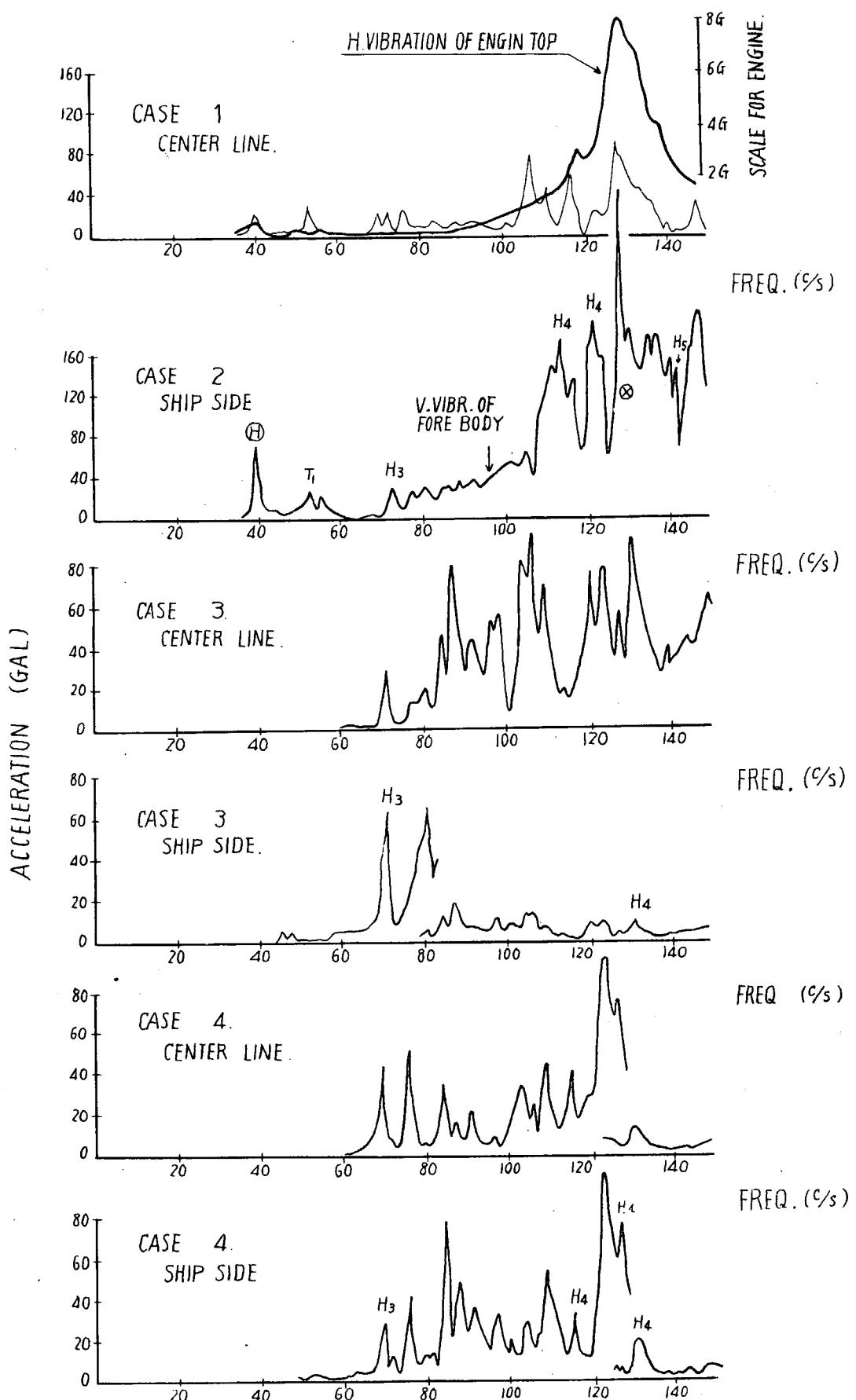
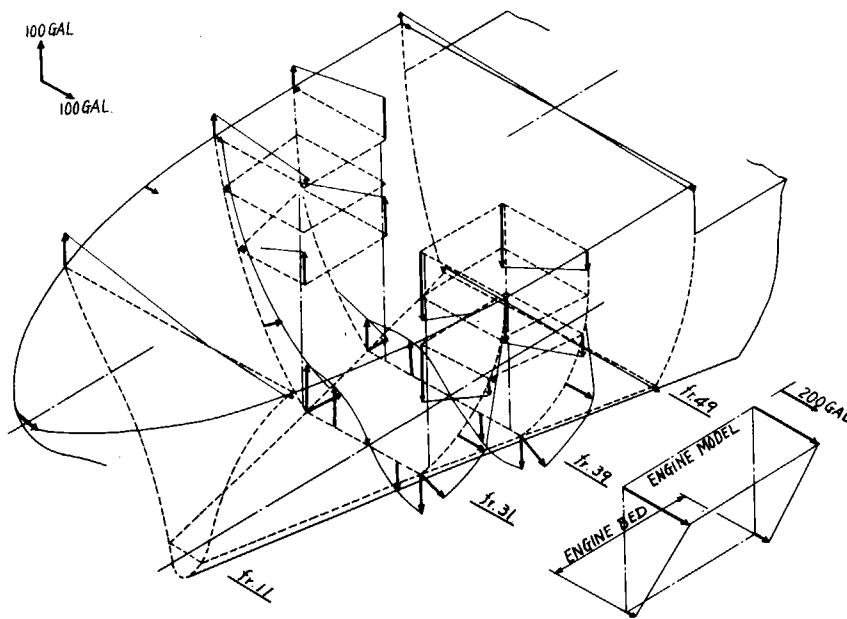
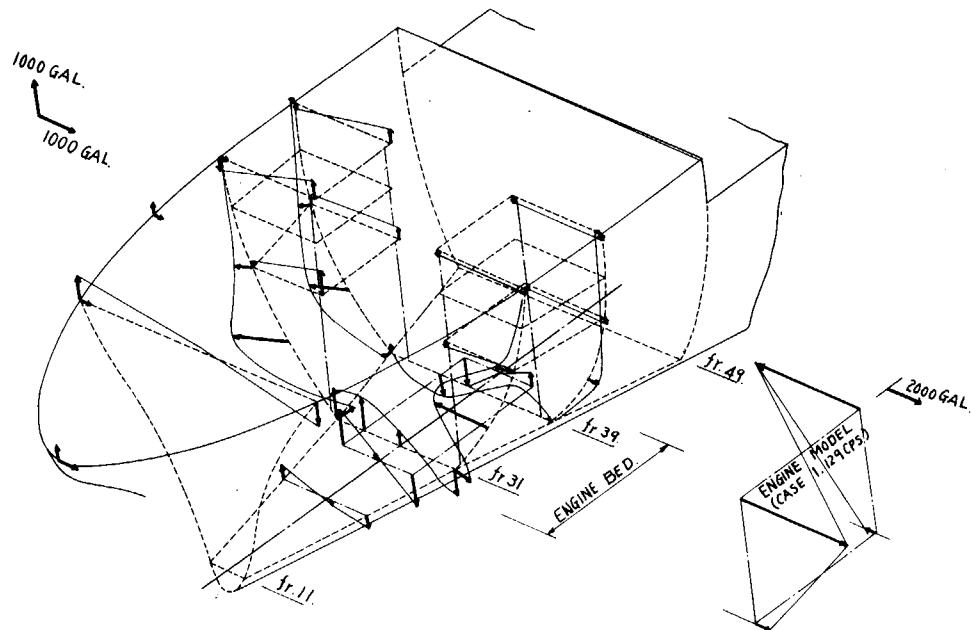


Fig. 2.4 Vertical Vibration at Engine Room Tank Top (FR. 39)



CASE. 1  
39.6 cps  
H-type resonance of engine model

Fig. 2.5 Vibration Mode of Models of Ship Hull, Engine Room Structure and Main Engine



CASE. 5  
127.0 cps  
X--type resonance of engine model

Fig. 2.6 Vibration Mode of Models of Ship Hull, Engine Room Structure and Main Engine

### 3. 大型模型船の機関室二重底および架構との連成振動計算

#### 3.1 緒 言

昭和43年度に架構・船体合同模型実験を実施した<sup>1)</sup>が、この模型について、機関室二重底の固有振動数および架構二重底連成系の固有振動数を試算したので、その結果を報告する。

#### 3.2 架構模型および船体模型

架構模型は、6 R D 7 6に相当する簡単な模型で概略の寸法を Fig. 3.1 a に示す。船体模型は D.W. 15,000<sup>T</sup>の貨物船型の  $1/10$  の鋼製模型で、 $L_{PP} \times B_m \times D_m = 14.50^m \times 2.02^m \times 1.26^m$  である。この機関室二重底の概略の寸法を同じく Fig. 3.1 b に示す。

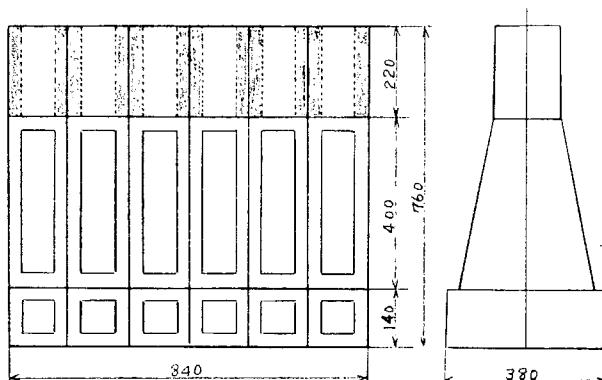


Fig. 3.1a Model of Engine Column

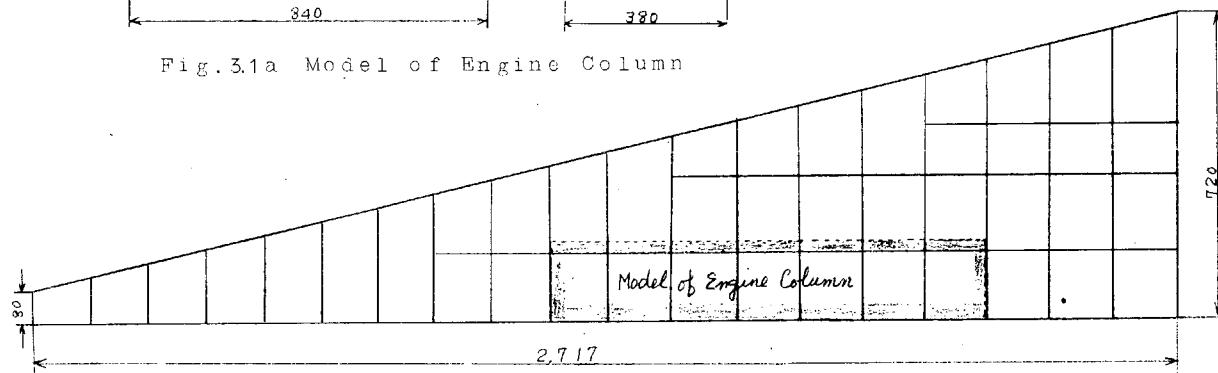


Fig. 3.1b Double Bottom of Model Ship

#### 3.3 架構模型の固有振動数

弾性体としての架構模型を Fig. 3.2 のような系で近似して計算した固有振動数と実験値とを対比して示すと Table 3.1 のようになる。節点の重量および部材の剛性には次のような値を用いている。

$$m = 1.48 \times 10^{-2} \text{ Kg S}^2/\text{cm}$$

$$I_x = 4.72 \times 10^2 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 0.79 \times 10^2 \text{ cm}^4$$

$$J_x = 1.02 \times 10^3 \text{ cm}^4$$

$$J_y = 0.22 \text{ cm}^4$$

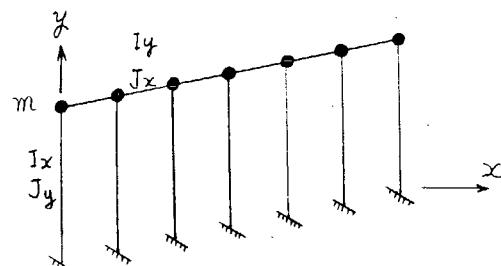


Fig. 3.2 Calculation Model of Engine Column

Table 3.1 Natural Frequencies of the Engine Column

モード	固有振動数	
	計算値	実験値
$f_H$	110 %	108 %
$f_X$	170	186
$f_x$	729	744

### 3.4 二重底の固有振動数

二重底を Fig. 3.1 b に示すような平面骨組構造系とみなして計算した。境界条件は、

- 1) 機関室前後端の隔壁部で支持（2辺支持）
- 2) 1) にさらに船側部で支持（4辺支持）

の2通りとした。水の Virtual Mass は二重底を矩形板とする簡単な計算法により、各振動モードについて別個に求めた。

また、船側部および Deck の重量は無視している。計算結果を Table 3.2 に示す。

Table 3.2 Natural Frequencies of the Double Bottom

モード	2辺支持	4辺支持
1.	23.0 %	360.6 %
2.	132.0	895.0
3.	120.0	585.1
4.	318.5	1,205.0

次に二重底を Fig. 3.3 のような系に置換した場合を考え、機関架構と二重底との連成振動の固有振動の計算に用いる。

ここで、 $I_R$  および  $k_\theta$  は二重底のモード 2 より振動数および振動エネルギーが等価となるような条件で求めた。また  $J$  はモード 4 が架構取り付け部で Fig. 3.3 のように直線変位であると仮定して求めたものである。

このようにして求めた  $I_R$ ,  $k_\theta$  および  $J$  の値は Table 3.3 のようになる。

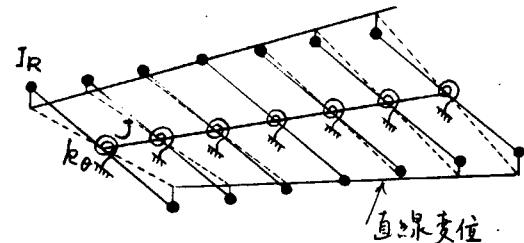


Fig. 3.3 Equivalent System of the Double Bottom

Table 3.3 Inertia and Rigidity of the Double Bottom

	2辺支持	4辺支持
$I_R$	$15.7 \text{ Kg S}^2 \text{ cm}$	5.0
$k_\theta$	$1.08 \times 10^7 \text{ Kg cm/rad}$	$1.56 \times 10^8$
$J$	$1.79 \times 10^3 \text{ cm}^4$	$4.43 \times 10^3$

### 3.5 架構二重底連成系の固有振動数

Fig. 3.2 と Fig. 3.3 を組み合わせて Fig. 3.4 のような系について、架構と二重底の連成振動の形および固有振動数を計算する。計算結果を Fig. 3.5 に示す。

実験値は、 $f_H = 40\%$ ,  $f_x = 129\%$  である。

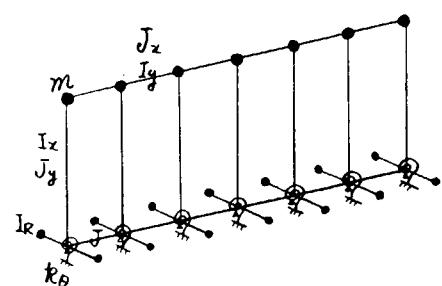


Fig. 3.4 Coupled System

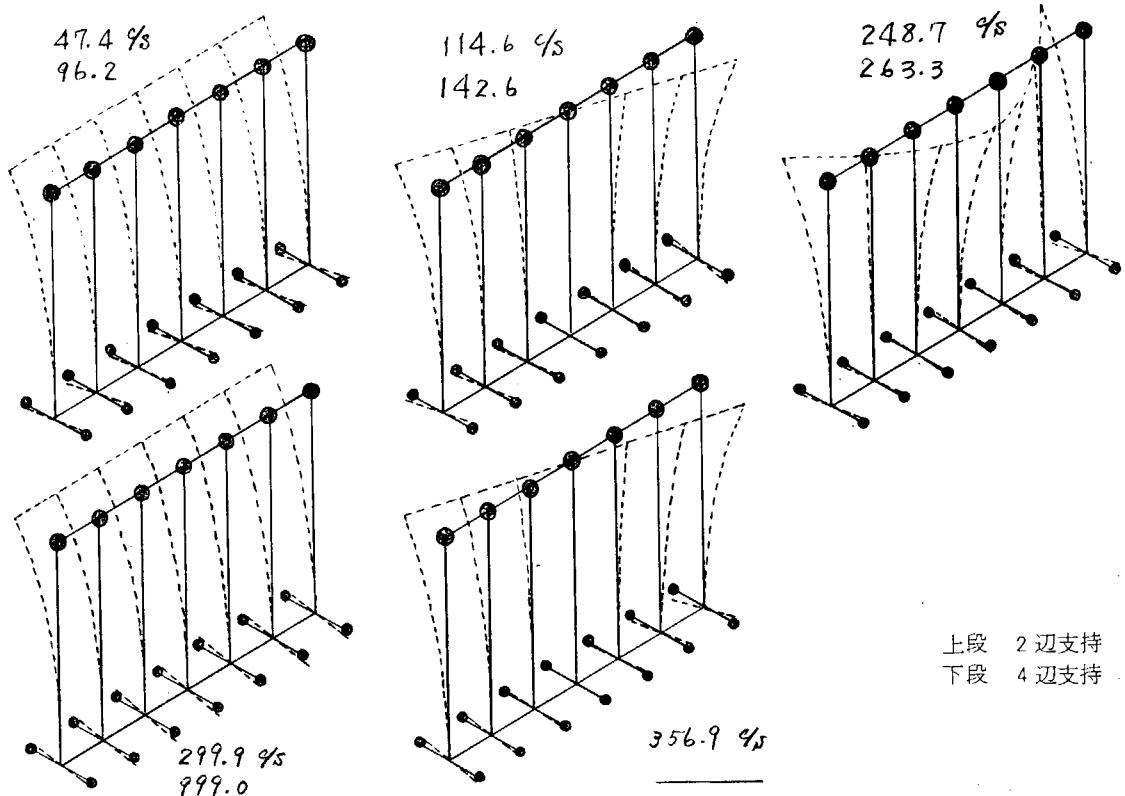


Fig. 3.5 Vibration Mode of the Coupled System

### 参考文献

- 1) 日本造船研究協会： 第94研究部会 船体機関の振動防止対策に関する実験研究報告書（第1分冊、第2分冊）  
昭和44年3月

## 4. 上部構造前後振動と軸系縦振動の関連について

### 4.1 緒 言

日本造船研究協会第94研究部会において船体・機関および軸系の振動について多数の同時計測を行ない、軸系振動と船体振動の関連について検討した。<sup>1)</sup> その結果をみると軸系振動と船体振動の間にはなんらかの関連があるようであるけれども、まだ不明な点が多い。最近特に上部構造前後振動と軸系縦振動の関連が注目され、クランク軸の自由端にオイルダンパーを取り付けて上部構造前後振動を軽減しようとする試みも一、二の造船所で行なわれている。しかしながらオイルダンパーの効きについても現在のところはつきりしていない。

本報では上部構造前後振動、軸系縦振動および船体縦振動の3つの振動を連成振動として取り扱い、その自由振動および強制振動について実験的ならびに理論的な考察を行ない。

- 1) 固有振動数に及ぼす連成の影響
  - 2) 上部構造前後振動に対するダンパーの有効性
- を調べたのでその結果を報告する。

### 4.2 固有振動数に及ぼす連成の影響

#### 4.2.1 実船計測結果

日本造船研究協会第94研究部会では Table 4.1 に示した9隻の船について船体・機関および軸系の振動の同時計測を行ない、軸系振動と船体振動の関連について検討した。その結果は昭和43年度の報告書第3分冊<sup>1)</sup>にまとめられている。その中から上部構造前後振動、軸系縦振動および船体縦振動に関連のあるものだけを拾い上げて Table 4.2 に示す。Table 4.2 の◎および○は、その振動数のところで該当する振動のピークが現われたことを示し、◎はその振動が主体の振動であることを意味する。また振幅比の欄の 1 L, L WL, 2 L, A F, A A 等は Fig. 4.2 に示した各位置における前後方向の振幅である。

Table 4.2 より次のことがわかる。

- 1) Table 4.1 に示した程度の大きさの船については、上部構造前後振動と軸系縦振動の固有振動数が近い場合が多い。
- 2) 軸系縦振動が主体の振動である場合には上部構造前後振動にピークが現われるものが多い。
- 3) 上部構造前後振動が主体の振動である場合には軸系縦振動にはピークが現われるものが少くない。
- 4) 船体縦振動が主体の振動である場合には上部構造前後振動および軸系縦振動にピークが現われるが、上部構造前後振動または軸系縦振動が主体の振動の場合には船体縦振動にはほとんどピークが現われない。

#### 4.2.2 理論的検討

上部構造前後振動、軸系縦振動および船体縦振動の3つの連成振動を取り扱い、Fig. 4.2 に示すような簡単

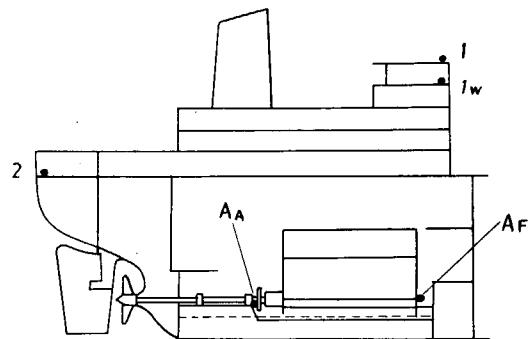


Fig. 4.1 Measuring Point

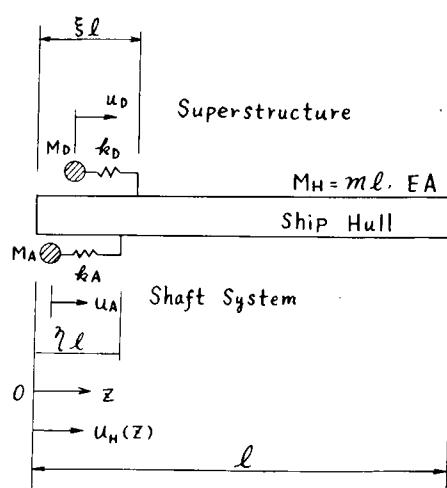


Fig. 4.2 Simplified Calculation Model of Coupled Vibration of Ship Hull, Superstructure and Shaft System

Table 4.1 Particulars of Ships Tested

NO. OF TESTS	MAIN ENGINE	KIND & WEIGHT	NO. OF BLADES OF PROPELLER	TEST CONDITION
H-4	TURBINE	0.0. 52,000 LT	5	Ballast
41-E	DIESEL	O. T.	6	Ballast, with Bracing
41-E		1/8,400 KT		Full, with Bracing
41-G	TURBINE	O.T. 156,700 KT	6	Ballast
41-J-1	DIESEL	O.B.O	5	Ballast, with Bracing
41-J-2		74,100 LT		Full, with Bracing
42-G-1	DIESEL	O.O.	5	Ballast (No Load), with Bracing
42-G-2		84,200 KT		Full, with Bracing
42-I-1	DIESEL	O.T.	5	Full, with Bracing
42-I-2		128,000 LT		Full, without Bracing
42-I-3				Ballast, without Bracing
42-K	DIESEL	B.C. 60,150 KT	5	Ballast
43-D-1	DIESEL	O.T.	5	Ballast (No Load), with Bracing
43-D-2		63,000 LT		Ballast (No Load), without Bracing
43-D-3				Ballast, with Bracing
43-D-4				Ballast, without Bracing
43-D-5				Full with Bracing
43-G	DIESEL	O.O.	6	Ballast, with Bracing
43-G		95,900 KT		Full with Bracing

\*) O.O : Oil or Ore Carrier

O.T : Oil Tanker

O.B.O : Ore Bulk or Oil Carrier

B.C : Bulk Carrier

Table 4.2 Results of Tests

NO. OF TESTS	FREQUENCY (C.P.M.)	LONGITUDINAL VIBRATION OF SHAFT SYSTEM		FREQUENCY AND AMPLITUDE OF VIBRATION OF SUPERSTRUCTURE SHIP HULL	RATIO OF AMPLITUDE
		FORWARD	AFT		
H - 4	4.1/0	○	—	○ (moderate)	16/AF = 0.087
41 - E	6.2/4	○ (moderate)	○	○ (moderate)	16/AF = 0.083
	*	7.0/0	—	○	16/AF = 0.082
	*	10.0/0	○	○	16/AF = 0.082
41 - G	4.5/0	○	○	○ (moderate)	16/16 = 1.0
	*	9.7/0	○ (moderate)	○	16/AA = 0.5
41 - J - 1	5.4/5	○ (moderate)	○	—	16/AF = 0.0228
41 - J - 2	5.5/0	○ (moderate)	○	—	16/AF = 0.025
42 - G - 1	5.5/0	—	○	—	—
	*	5.9/0	○ (moderate)	○	16W/AF = 0.067
42 - G - 2	5.7/5	—	○	—	—
	*	6.3/0	○ (moderate)	○	16W/AF = 0.051
42 - I - 1	4.2/5	○	○	—	AF/IL = 1.0
	*	4.4/5	○ (moderate)	—	—
42 - I - 2	4.4/5	○ (moderate)	—	—	—
42 - I - 3	4.2/9	—	○	—	—
	*	4.5/0	○ (moderate)	○	16/AF = 0.47
42 - K	5.1/6	○	○	—	AF/IL = 3.65
	*	5.5/0	○ (moderate)	○	—
43 - D - 1	6.35~6.40	○ (moderate)	○	—	16/AF = 0.033
43 - D - 2	6.3/0	○ (moderate)	○	—	16/AF = 0.025
43 - D - 3	6.1/3	—	○	—	—
	*	6.8/0	○ (moderate)	○	16/AF = 0.0245
43 - D - 4	6.1/0	—	○	—	—
	*	6.8/0	○ (moderate)	○	16/AF = 0.026
43 - D - 5	6.1/0	—	○	—	—
	*	6.8/0	○ (moderate)	○	16/AF = 0.026
43 - G	6.6/0	○ (moderate)	—	—	—
	*	7.0/0	—	○	—

な連成振動系を考える。すなわち上部構造前後振動は1次振動、軸系縦振動は0節振動を考え、軸系および上部構造はそれぞれ1つの質点とバネに置き換えてある。また船体主構造は一様断面棒であると仮定する。

Fig. 4.2の連成振動系が微小振動するとき、任意の時刻 $t$ における運動のエネルギー $T$ および位置のエネルギー $V$ は次式のようになる。

$$\left. \begin{aligned} T &= \frac{1}{2} \int_0^\ell m \left( \frac{du_H}{dt} \right)^2 dz + \frac{1}{2} M_D \left( \frac{du_D}{dt} \right)^2 + \frac{1}{2} M_A \left( \frac{du_A}{dt} \right)^2 \\ V &= \frac{1}{2} \int_0^\ell E_A \left( \frac{du_H}{dz} \right)^2 dz + \frac{1}{2} k_D (u_D - u_H(\xi\ell))^2 + \frac{1}{2} k_A (u_A - u_H(\eta\ell))^2 \end{aligned} \right\} \dots \quad (4.1)$$

ここで、 $\ell$  : 船の長さ

$z$  : 船の長さ方向に取った座標(原点を船尾に定める)

$u_H(z)$  : 船の $Z$ の位置の $Z$ 方向変位

$u_H(\xi\ell), u_H(\eta\ell)$  : 上部構造およびスラストブロックの位置における船の $Z$ 方向変位

$u_D, u_A$  : 上部構造および軸系の $Z$ 方向変位

$m$  : 船体主構造の単位長さ当たりの質量

$M_D, M_A$  : 上部構造および軸系の質量

$E_A$  : 船体主構造の縦伸縮に対する剛性

$k_D, k_A$  : 上部構造および軸系のばね定数

いまここで連成振動の modes を次のように仮定する。

$$\left. \begin{aligned} u_H &= C_H \cos \frac{n\pi z}{\ell} \sin \omega t \quad (n = 1, 2, \dots) \\ u_D &= C_D \sin \omega t \\ u_A &= C_A \sin \omega t \end{aligned} \right\} \dots \quad (4.2)$$

ここで、 $C_H, C_D, C_A$  : 船体主構造、上部構造および軸系の振幅

$\omega$  : 円振動数

(4.2)を(4.1)に代入し Rayleigh-Ritz の方法により振動数方程式を求めると次式のようになる。

$$\begin{aligned} (\omega^2 - \omega_H^2)(\omega^2 - \omega_D^2)(\omega^2 - \omega_A^2) - 2(\lambda_D \omega_D^2 \cos^2 n\pi\xi + \lambda_A \omega_A^2 \cos^2 n\pi\eta)(\omega^2 - \omega_D^2)(\omega^2 - \omega_A^2) \\ - 2\lambda_D \omega_D^4 \cos^2 n\pi\xi (\omega^2 - \omega_A^2) - 2\lambda_A \omega_A^4 \cos^2 n\pi\eta (\omega^2 - \omega_D^2) = 0 \end{aligned} \quad \dots \quad (4.3)$$

ここで、

$$\left. \begin{aligned} \omega_H^2 &= \frac{E_A}{m} \left( \frac{n\pi}{\ell} \right)^2, & \omega_D^2 &= \frac{k_D}{M_D}, & \omega_A^2 &= \frac{k_A}{M_A} \\ \lambda_D &= \frac{M_D}{M_H}, & \lambda_A &= \frac{M_D}{M_H}, & M_H &= m\ell \end{aligned} \right\} \dots \quad (4.4)$$

実船実験結果のところで述べたように、上部構造前後振動と軸系縦振動については、それぞれの固有振動数が接近している場合が多い。また固有振動数に及ぼす連成の影響は船尾機関の船の場合が最も大きいと思われる。そこで、 $\omega_A = \omega_D, \xi = \eta = 0$  の場合について固有振動数に及ぼす連成の影響を調べる。

いまの場合、(4.3)の $\omega^2$ に関する3次方程式は次の3根をもつ。すなわち、最大根、最小根および中間の根をそれぞれ $\omega_{\max}^2, \omega_{\min}^2, \omega_{\text{mean}}^2$ とすれば、

$$\left. \begin{aligned} \omega_{\max}^2 &= \frac{1}{2} (\omega_H^2 + \omega_D^2 + 2\lambda\omega_D^2 + \sqrt{(\omega_H^2 - \omega_D^2)^2 + 4\lambda(\omega_H^2 + \omega_D^2)\omega_D^2 + 4\lambda^2\omega_D^4}) \\ \omega_{\min}^2 &= \frac{1}{2} (\omega_H^2 + \omega_D^2 + 2\lambda\omega_D^2 - \sqrt{(\omega_H^2 - \omega_D^2)^2 + 4\lambda(\omega_H^2 + \omega_D^2)\omega_D^2 + 4\lambda^2\omega_D^4}) \\ \omega_{\text{mean}}^2 &= \omega_D^2 \end{aligned} \right\} \dots\dots (4.5)$$

ここに、 $\lambda = \lambda_A + \lambda_D$

(4.5)からもわかるように固有振動数に及ぼす連成の影響は質量比 $\lambda$ によって左右される。Table 4.1 の供試船について質量比 $\lambda$ ,  $\lambda_A$ ,  $\lambda_D$ を求めた。縦軸に質量比 $\lambda$ ,  $\lambda_A$ ,  $\lambda_D$ , 横軸に船体重量 $\triangle$ を取り、その結果を Fig. 4.3 に示す。(4.5)において $\lambda = 0.02$ とおき、 $\omega_H/\omega_D$ の値を種々に変えて $\omega_{\max}/\omega_D$ (または $\omega_{\max}/\omega_H$ ),  $\omega_{\min}/\omega_D$ (または $\omega_{\min}/\omega_H$ )および $\omega_{\text{mean}}/\omega_D$ を求めた。その結果を Fig. 4.4 に示す。同図より連成による振動数の変化は $\omega_A = \omega_D = \omega_H$ のとき最大となることがわかる。そこで次に $\omega_A = \omega_D = \omega_H$ のときの $\omega_{\max}/\omega_D$ および $\omega_{\min}/\omega_D$ を $\lambda$ に対して求め、その結果を Fig. 4.5 に示した。

Fig. 4.3, Fig. 4.4 および Fig. 4.5 より次のことがわかる。

- 1)  $\lambda$ の値は $\triangle = 50,000 \text{ ton}$ のとき 0.02,  $\triangle = 100,000 \text{ ton}$ のとき 0.01となり、 $\triangle$ が大きいほど小さくなる(Fig. 4.3 参照)。
- 2) 上部構造前後振動、軸系縦振動および船体縦振動の3つの固有振動数が一致したとき連成の影響による固有振動数の変化は最大となり、 $\omega_H/\omega_D$ の値が 1.0 より遠ざかるほど小さくなる(Fig. 4.4 参照)。
- 3) 連成の影響による固有振動数の変化は、 $\triangle = 50,000 \text{ ton}$ のとき最大 10%,  $\triangle = 100,000 \text{ ton}$ のとき最大 7%で、軸系縦振動、上部構造前後振動および船体縦振動の3つの固有振動数が接近している場合には、固有振動数に及ぼす連成の影響はかなり大きい。

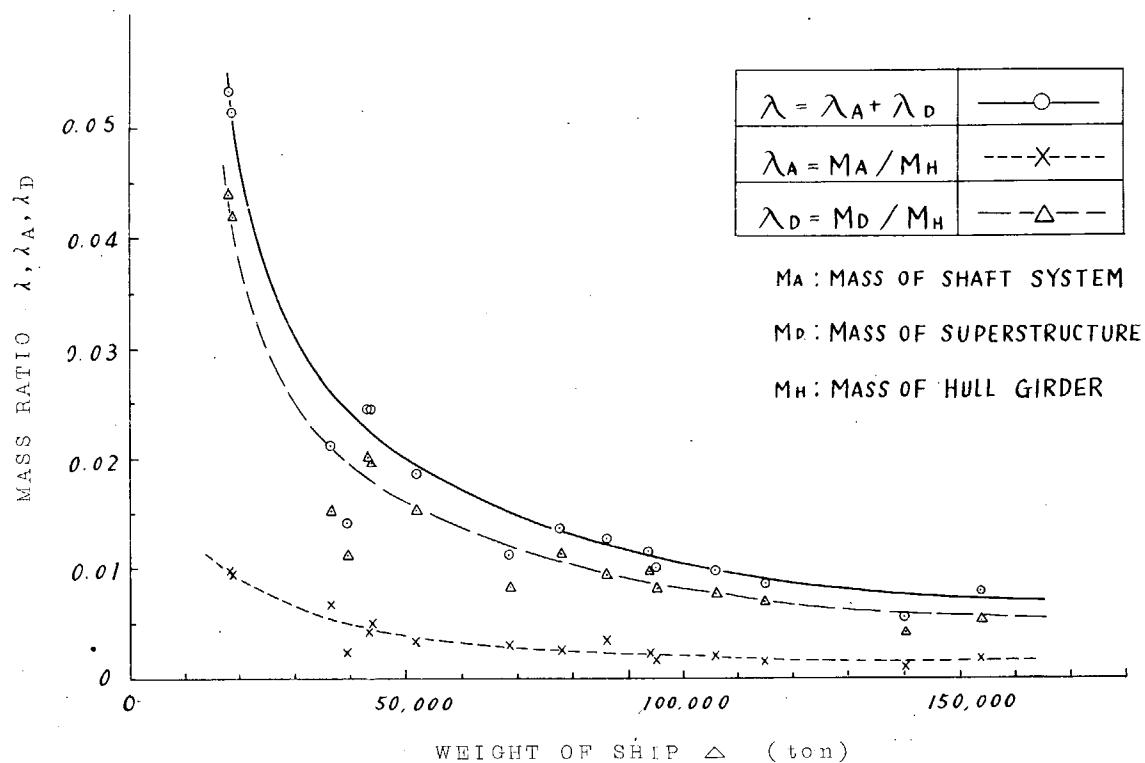


Fig. 4.3 Relation Between Weight  $\triangle$  and Mass Ratio  $\lambda, \lambda_A, \lambda_D$

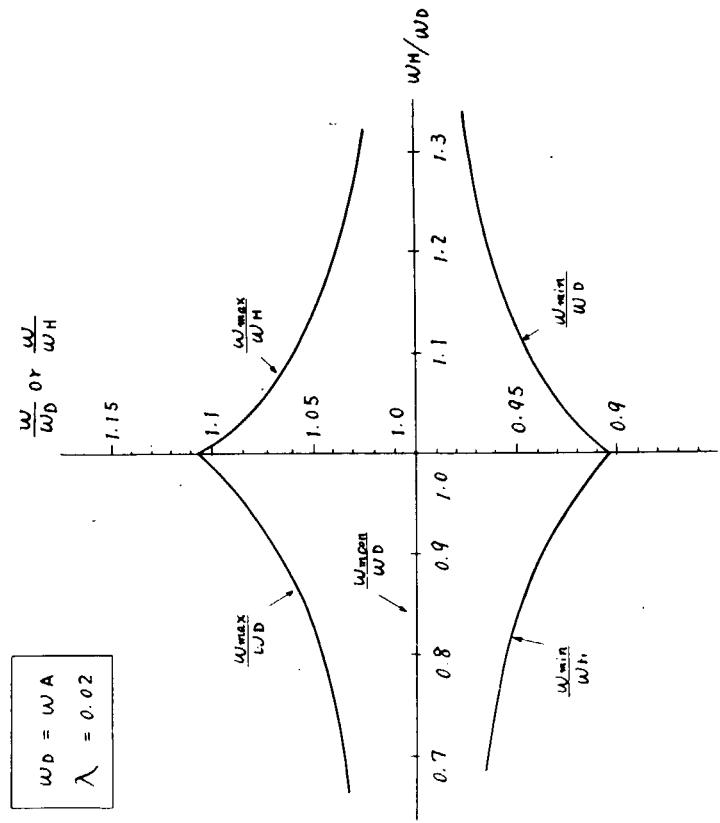


Fig. 4.4 Effect of Coupled Vibration on Natural Frequencies

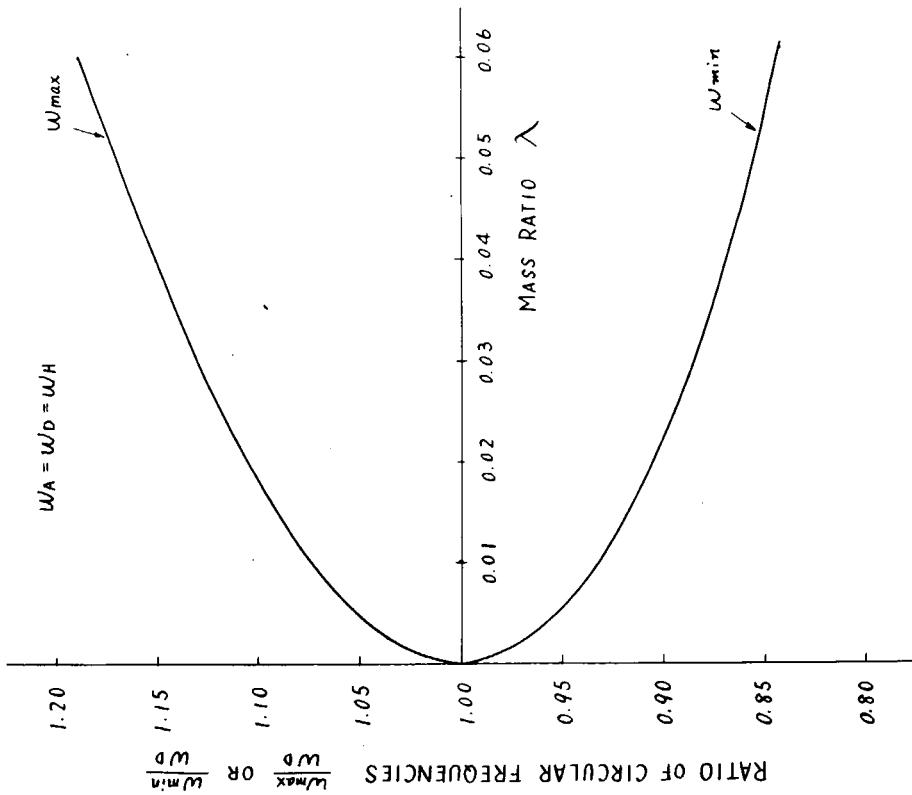


Fig. 4.5 Relation between  $\lambda$  and  $\omega_{\max}/\omega_D$ ,  $\omega_{\min}/\omega_D$

#### 4.3 ダンパーの有効性について

##### 4.3.1 実船計測結果

本船の計測結果は第94研究部会 昭和43年度報告書(第3分冊<sup>1)</sup>)にすでに報告されているが、ダンパーの効きが見易いように形式を変えたものである。供試船の詳細は Table 4.3、Table 4.4、計測点を Fig. 4.6、計測結果を Fig. 4.7～Fig. 4.20にそれぞれ示す。計測結果より次のことがわかる。

- 1) ダンパーを close にするとクランク軸端の縦振動は非常に小さく抑制される(Fig. 4.12)。このとき上構の前後振動は、9次の振動はほぼ半減するが、6次の振動はあまり小さくならず主軸回転数の高いところではダンパーを close にしたために反つて振動が大きくなつたところも現われている(Fig. 4.7)。
- 2) 上構の前後振動は満載のとき大きく主軸回転数の高いところでは共振状態にあつたと思われるが、Ballast 状態のときには振動はあまり大きくはなく共振状態は避けられている(Fig. 4.15)。
- 3) スラストブロック横の二重底の前後振動は主軸回転数の高いところではダンパーを open (効かさない)にしても close (効かす)にしても顕著な差は見られない。
- 4) 上構と軸系縦振動との関連については、ダンパー open のとき満載時 660 cpm, Ballast 時 650 cpm に軸縦振動のピークがあるが、上構では満載時 655 cpm に小さいピーク、700 cpm に大きいピーク、Ballast 時 665 cpm にピークがある。満載時の 700 cpm のピークは上構の固有振動数と思われ、655 cpm のピークが軸縦振動によるピークと思われる。

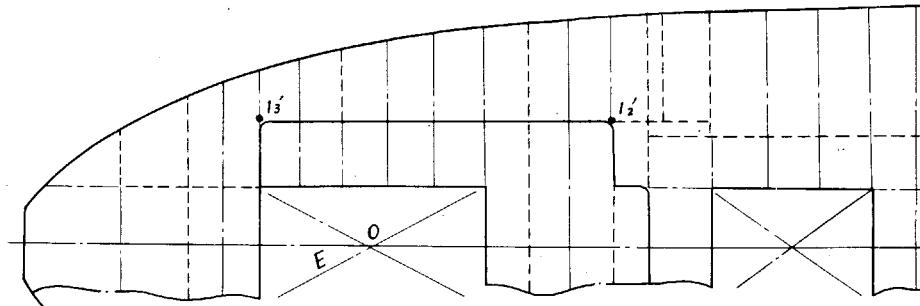
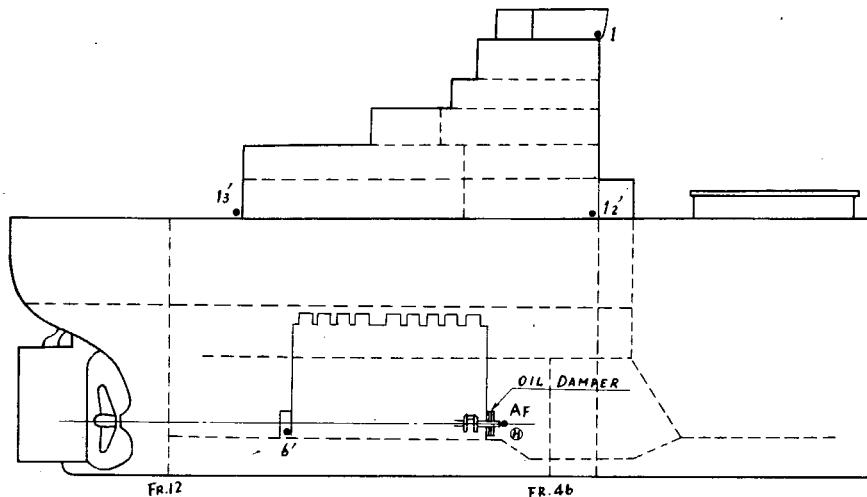
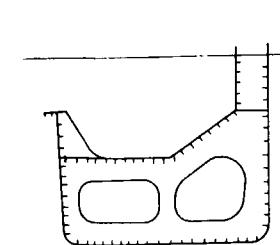
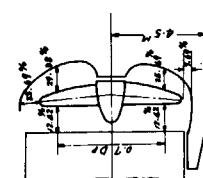


Fig. 4.6 Measuring Points

Table 4.3

Table 4.4

RESULTS OF VIBRATION MEASUREMENT			
PARTICULARS OF SHIP		DETAIL OF EXCITER	
HULL	MAIN ENGINE	SHIP	TYPE
KIND & TYPE	ORE/OIL CARRIER	KAWASAKI MAN	KAWASAKI TYPE
CLASS	N K NUMBER	1	
CONSTRUCTION	AUG. 1968 POSITION OF ENG.	AFT	
L d	253.00 M. CO NOR:	M. CO	
L PP	244.00 R. P. M.	1/5	1/1
B m/d	38.94 UNBALANCED Fv1	Fv1	
D m/d	20.90 FORCE	Fv2	
d full	14.30	Fh	
△ full	14.570 T UNBALANCED Mv1	Mv1	
D. W.	95.915 T MOMENT	Mv2	
Cb full	0.820	Mh	
MOMENT OF INERTIA	1 x 403.8 mm <sup>4</sup>	PROPELLER NUMBER	1
WEB AREA	Av 1.736 mm <sup>2</sup>	NO. OF BLADES	6
	Ah	DIAMETER	6.500
SKETCH OF B SECTION		SKETCH OF SCREW APERTURE	
			

DETAIL OF MAIN ENGINE		TEST CONDITION	
MAIN DIMENSION	CYL. BORE	TEST NO.	1
PISTON STROKE	860 mm	LOAD	2
	1,600 mm	CONDITION	
		FULL LOAD	BALLAST
		WITH	WITH
		BRACINGS	
CYL. NUMBER	9		
FIRING ORDER	1-9-4-2-8-5-3-7-6	DATE	3rd Aug. 1968
		PLACE	OFF HINOMISAKI
EXCITING MOMENT OF H & X TYPE VIBRATION	H-TYPE	WEATHER	FINE
	X-TYPE	SEA CONDITION	SMOOTH
		DEPTH OF WATER	ab 70m ab 70m
		△ test	1/4,688 T 52,002 T
		df	1/4 m 33 5 m 33
		dm	1/4 m 33 6 m 87
OTHER	dA	IMMERSION	1/4 m 33 8 m 5
		PROPELLER IMMERSION	1/2 = 30.2 % 1/2 %
MEASURING POINTS & INSTRUMENT		TYPE OF PICK-UP	
DETAIL OF EXCITER		MEASURING POINT & DIRECTION	
SHIP EXCITER	TYPE OF EXCITER	POINT & DIRECTION	TYPE OF GAUGE
	MAX. EXCIT. FORCE	1 L	UNBOUNDED TYPE U-GAUGE
	DIRECTION OF EXCIT.	1' L, V	
		1'' L, V	
		1''' L, V	
	OTHER DESCRIPTION	6' L	
		AF L	DS-365-L TYPE TRANS.
		H	GUAGE TORSIOGRAPH

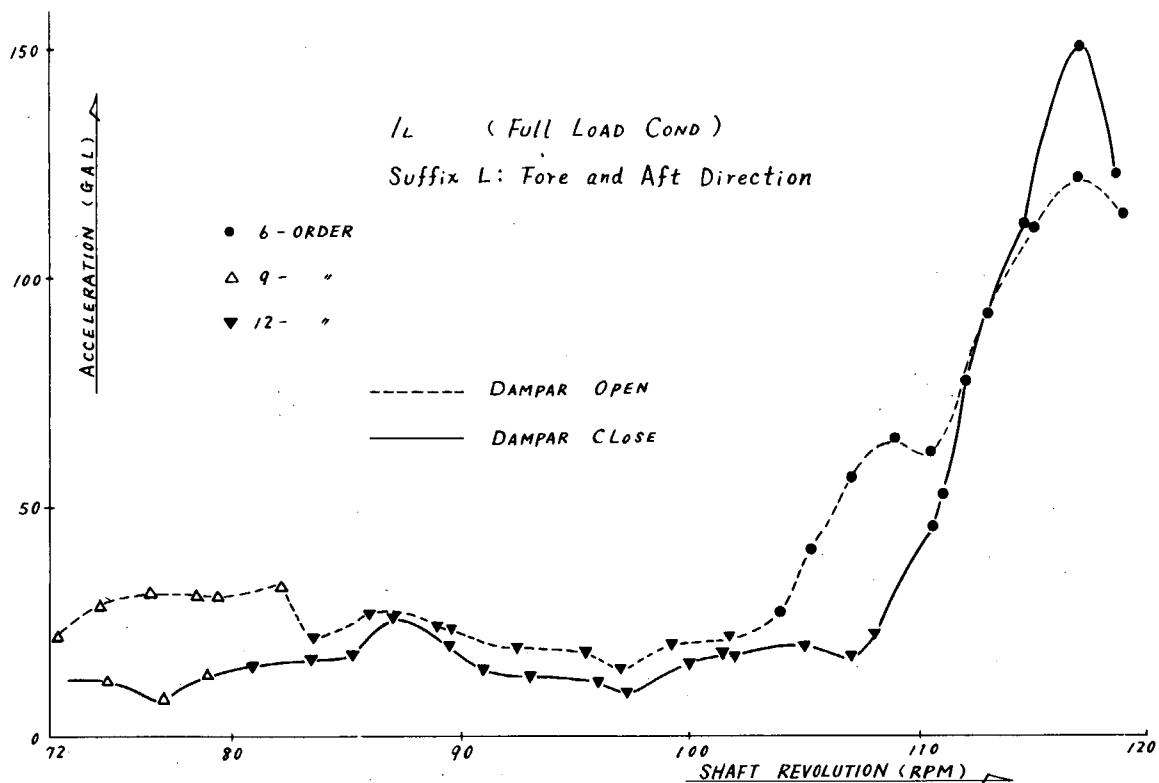


Fig. 4.7 Resonance Curves

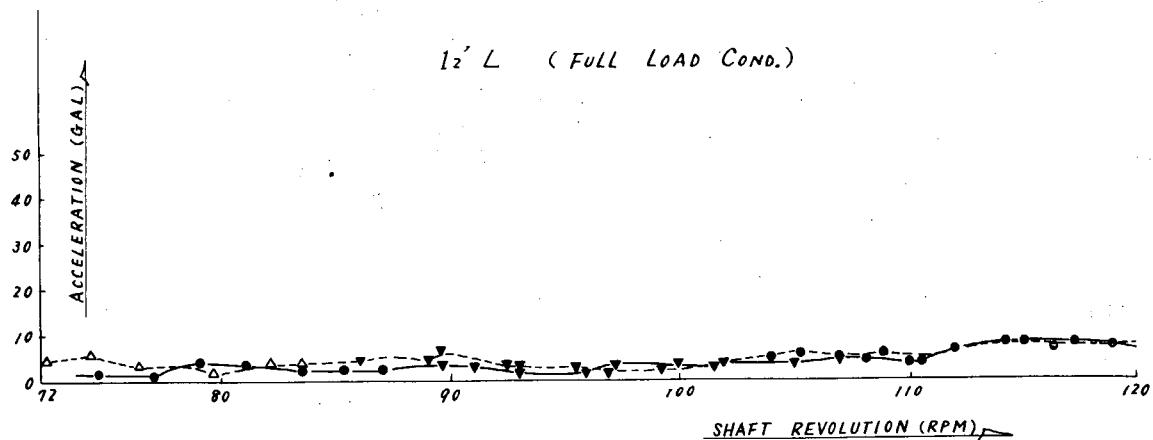


Fig. 4.8 Resonance Curves

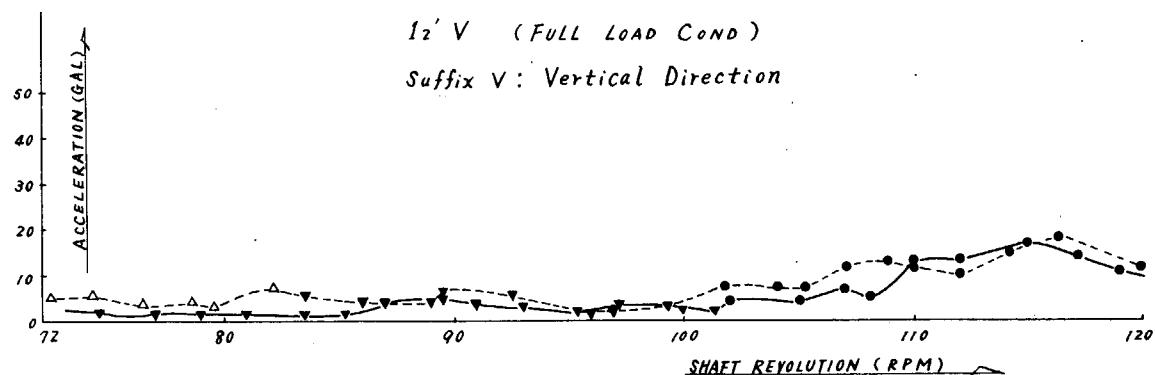


Fig. 4.9 Resonance Curves

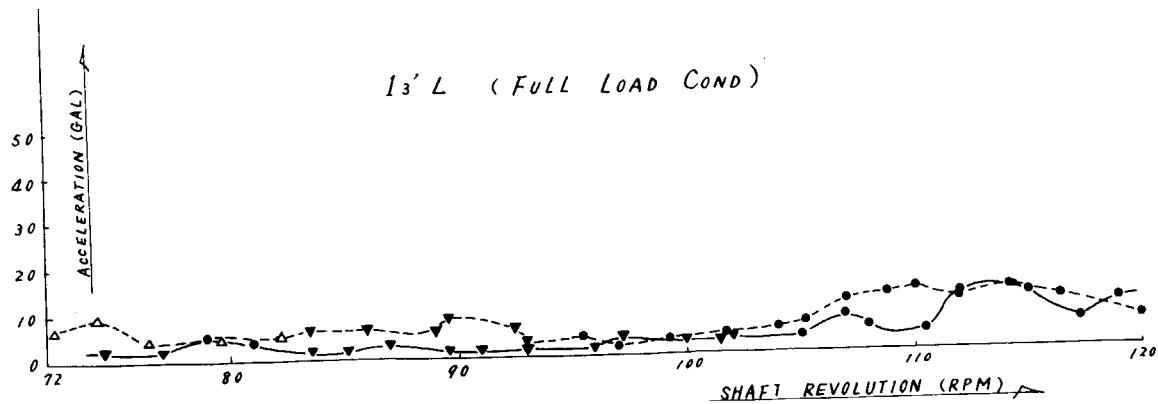


Fig. 4.10 Resonance Curves

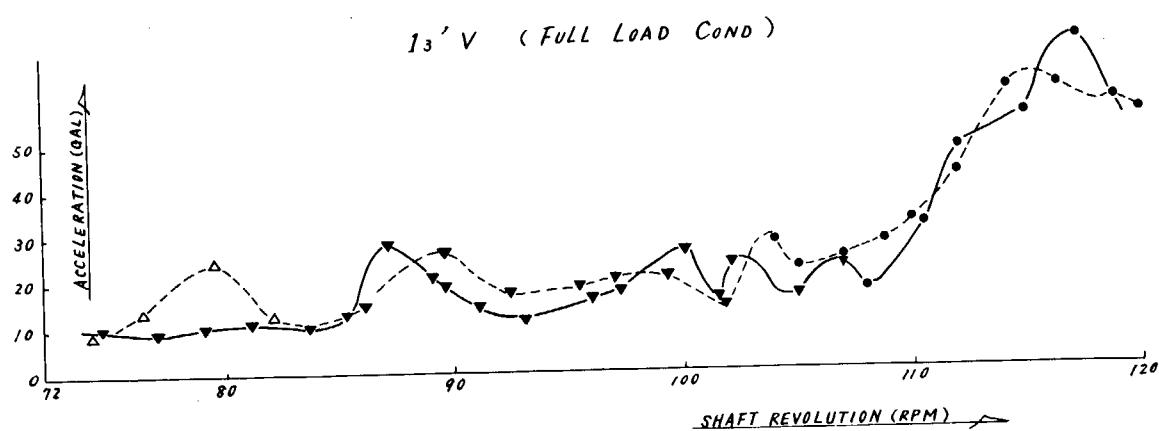


Fig. 4.11 Resonance Curves

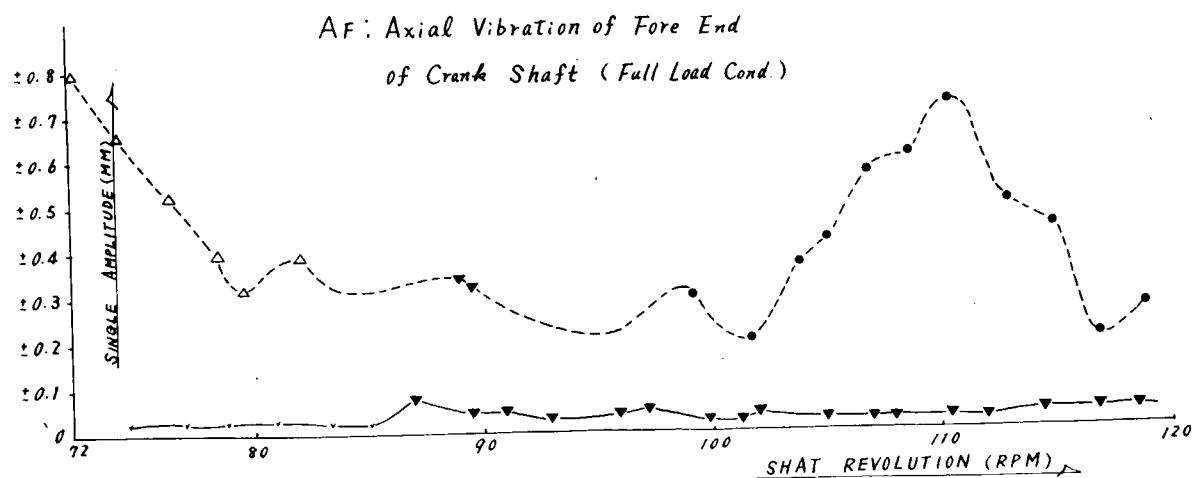


Fig. 4.12 Resonance Curves

6' L (Full Load Cond.)

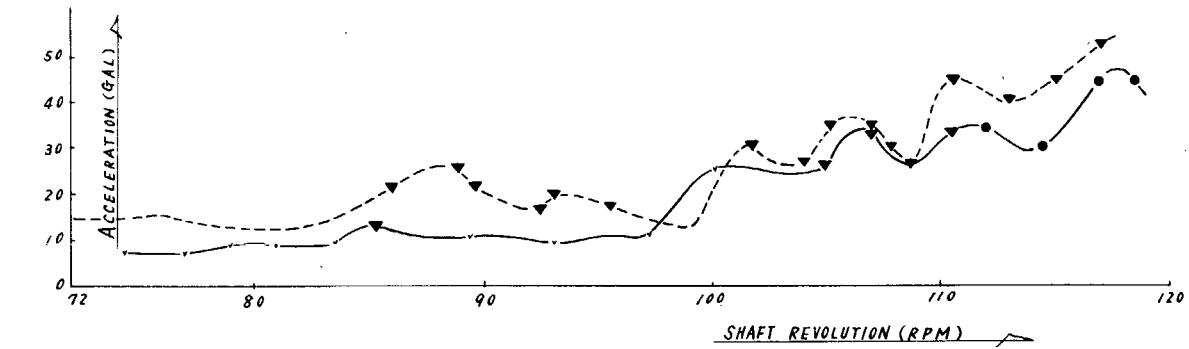


Fig. 4.13 Resonance Curves

(H) : Torsional Vibration of Shaft  
(Full Load Cond.)

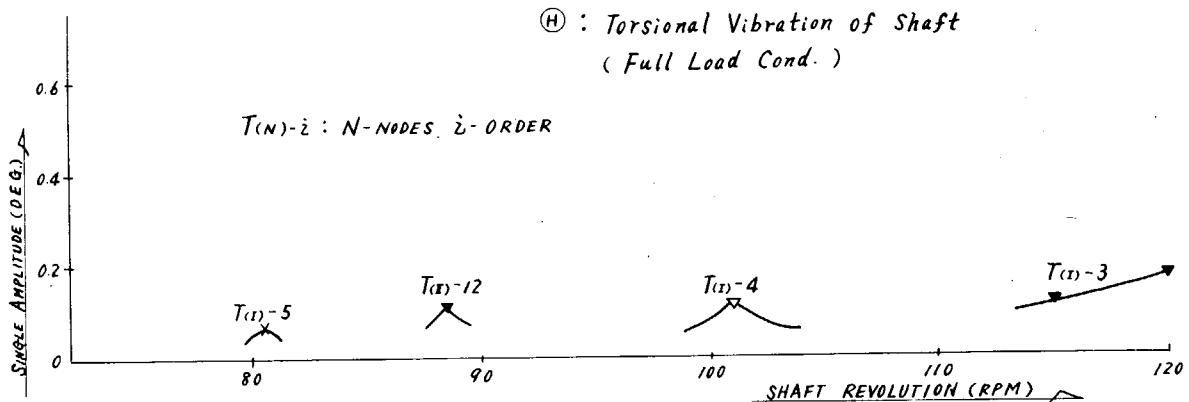


Fig. 4.14 Resonance Curves

1 L (Ballast Cond.)

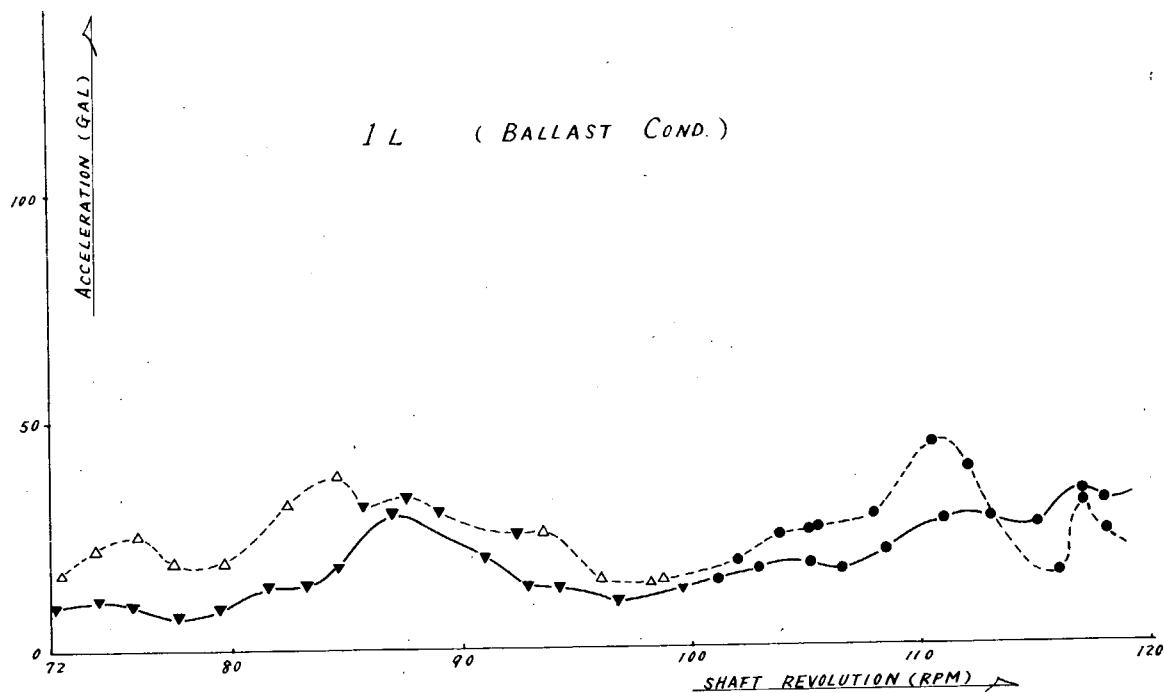


Fig. 4.15 Resonance Curves

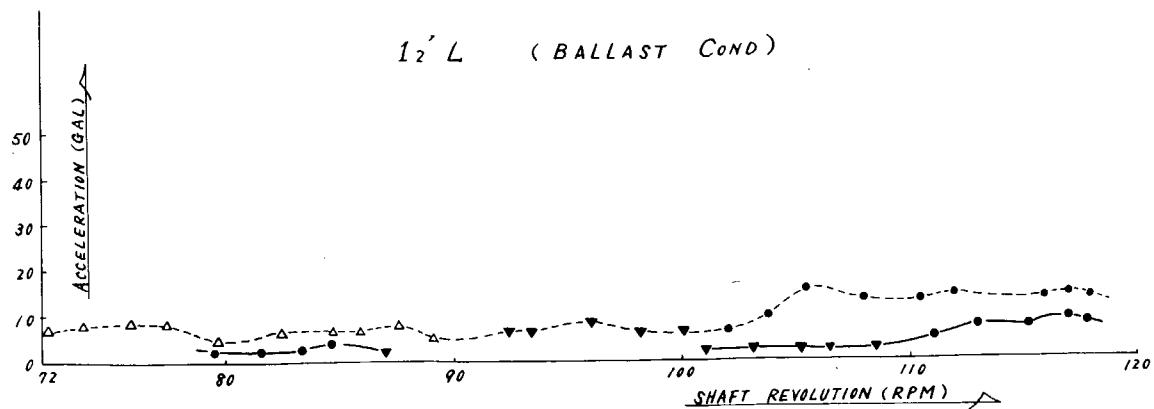


Fig. 4.16 Resonance Curves

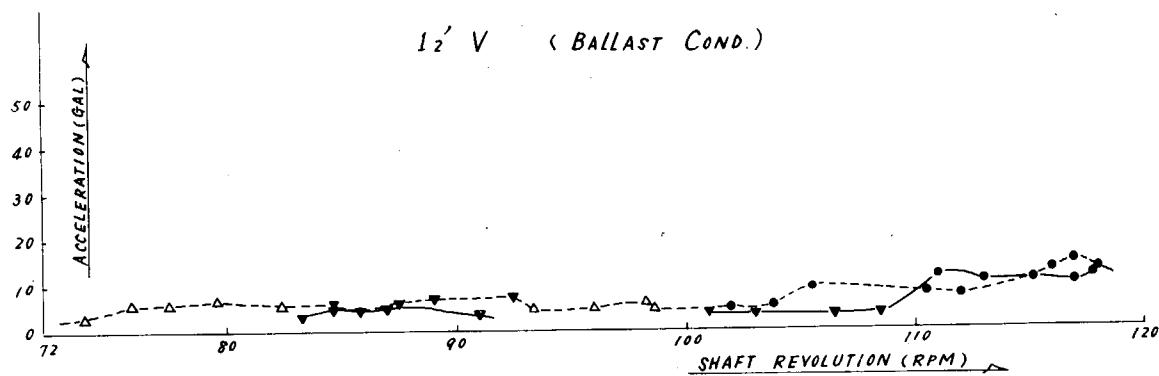


Fig. 4.17 Resonance Curves

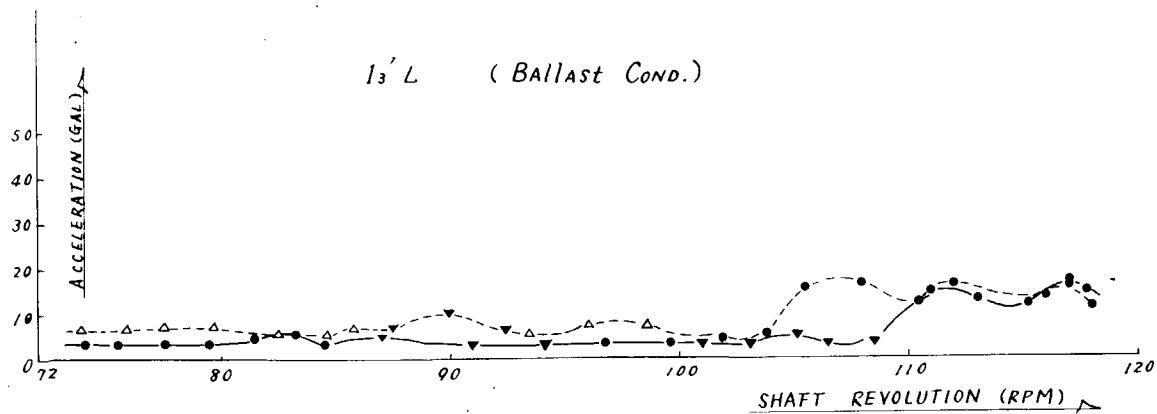


Fig. 4.18 Resonance Curves

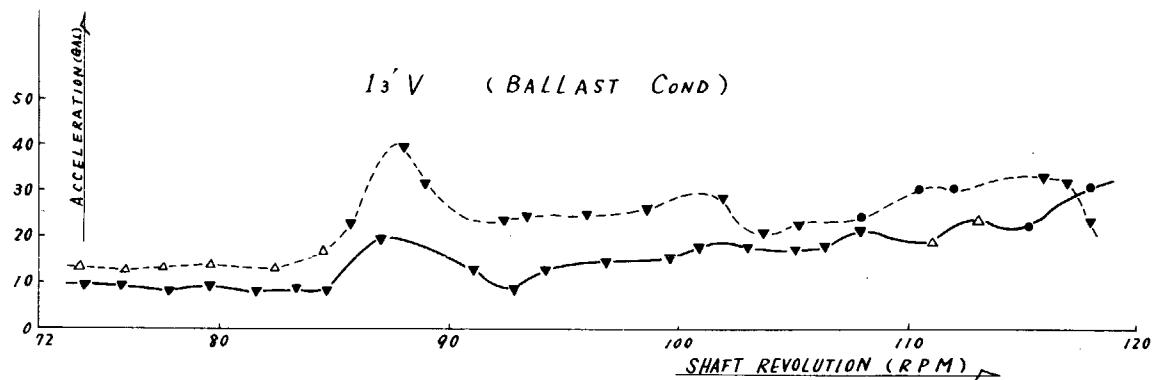


Fig. 4.19 Resonance Curves

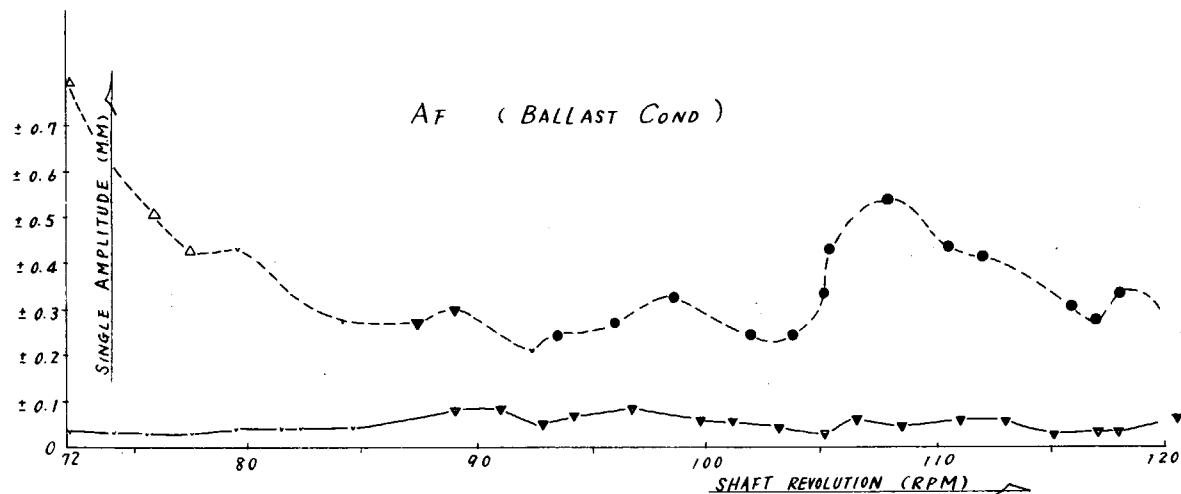


Fig. 4.20 Resonance Curve

#### 4.3.2 プロペラ、推力受、軸系、船体および上部構造の連成系の振動応答計算

Fig. 4.21 に示すようにプロペラから上部構造までの振動系をばね-質点系で模型化し、起振力の6次成分（主軸回転数の6倍の振動数をもつ起振力）によって起振される場合の振動応答を計算した。

$M_1$  : プロペラの Mass (Virtual Mass, 軸系の一部を含む)

$M_2$  : スラストプロックの Mass (軸系の一部を含む)

$M_3$  : クランク軸の一部の Mass

$M_4$  : "

$M_5$  : "

$M_6$  : Main Hull の Mass, 上部構造の振動と関連して等価に選ぶ。

$M_7$  : 上部構造の Mass

$K_p$  : プロペラの Damping 係数

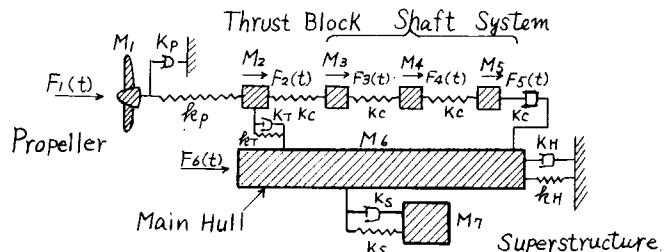


Fig. 4.21 Calculation Model of Coupled Vibration of Propeller, Thrust Block, Shaft System, Main Hull and Superstructure

$K_T$  : スラストブロックの Damping 係数  
 $K_C$  : オイルダンパーの " (Crank 軸受の Damping もこれに置換える)  
 $K_H$  : Main Hull の "  
 $K_S$  : 上部構造の "  
 $k_P$  : プロペラからスラストブロックまでの軸のばね常数  
 $k_C$  :  $M_2, M_3, M_4, M_5$  間のクランクシャフトのばね常数  
 $k_T$  : スラストブロックのばね常数  
 $k_H$  : 船体のばね常数で、 $M_6$  と組合せて等価に選ぶ  
 $k_S$  : 上部構造のばね常数  
 $F_1(t)$  : Thrust Variation の 6 次成分  
 $F_2(t) \sim F_5(t)$  : それぞれ  $M_2 \sim M_5$  IC に作用するクランクの開閉力の 6 次成分  
 $F_6(t)$  : Thrust Variation 以外の船体に直接作用する力の 6 次成分

これら諸要目の中には現段階でははつきり解明されていないものが多いが、一応次のようにして計算した。

#### (1) プロペラ

プロペラの質量にはプロペラ自体の他にプロペラ軸、中間軸の約半分の質量、それにプロペラの付加質量（プロペラの質量の約 60%）を含む。 $k_P$  の値はプロペラからスラストブロックまでの軸の総歪によるばね常数を考える。

#### (2) クランク軸

Fig. 4.2.2 に 1 次のクランク配置を示す。9 筒機関の 6 次のクランク配置は Fig. 4.2.3 のごとく  $M_1, 2, 3$  cyl.,  $M_4, 5, 6$  cyl.,  $M_7, 8, 9$  cyl. の 3 グループに分けられるから 9 - throw のクランク軸を 3 - throw ずつに 3 分割して、それぞれの 3 - throw 分をとつてばね常数  $k_C$  を計算する。

質量は  $M_1, 2, 3$  クランクの前半分を  $M_5$  IC、後半分を  $M_4$  IC、 $M_4, 5, 6$  クランクの前半分を  $M_4$  IC、後半分を  $M_3$  IC、 $M_7, 8, 9$  クランクの前半分を  $M_3$  IC、後半分を  $M_2$  IC に算入する。なお、 $M_2$  IC はこの他にスラストブロックの質量と中間軸の一部の質量を算入する。

Damping 係数  $K_C$  は実際

のオイルダンパー内の油圧解析によつて求めた。また、クランク軸受の摩擦による減衰効果は軸受端のダンパーに置換えた等価減衰係数により計算に入れる。

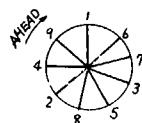


Fig. 4.2.2 Crank Arrangement

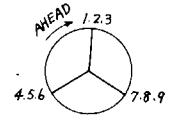


Fig. 4.2.3 Crank Arr. for 6 th Order

#### (3) スラストブロック

$k_T$  の値はクランク軸の縦振動の多くの実績から推定した。 $K_T$  については不明だが対数減衰率を 0.2 として計算した。

#### (4) Main Hull

Main Hull の振動は一応 1 節の船体縦振動に相当する振動を考え、質量は船体の排水量の  $1/4$  を、ばね常数としては Midship における縦通部材の船の長さの  $1/4$  にわたる縦ひずみによるものをとることにする。 $K_H$  は対数減衰率を 0.1 と仮定して計算した。

#### (5) 上部構造

質量は実際のものをとる。一方起振機実験により上部構造の固有振動数がわかつているから Equivalent なばね定数が決る。今回の計算では  $\sigma^2 = k_S/M_s = 5.625$ 、すなわち  $\sigma = 75 \text{ rad/sec}$ ,  $f = 716 \text{ C/M}$  に選んで計算した。

$K_S$  は起振機実験による共振曲線から求める。この場合、対数減衰率を 0.2 として計算した。

#### (6) 起振外力

##### (a) $F_1(t)$ : Thrust Variation

Mean Thrust の 10% とする。Mean Thrust は定格回転数に対するものを計算し、その他の回転数に対してはその自乗の比にて修正したものをとる。

##### (b) $F_2(t) \sim F_5(t)$ : クランク開閉力

クランク開閉力はクランク半径力の 30% とする。

この開閉力の 6 次成分は M<sub>1</sub>, 2, 3 cyl. のものが M<sub>4</sub> と M<sub>5</sub> に同時に反対向きに同じ大きさで作用する。同様に M<sub>4</sub>, 5, 6 cyl. のものは M<sub>3</sub> と M<sub>4</sub> に、また、M<sub>7</sub>, 8, 9 cyl. のものは M<sub>2</sub> と M<sub>3</sub> に作用する。そしてそれらの位相は Fig. 4.23 に示すように互に 120° となつてゐる。

$F_3(t)$ ,  $F_4(t)$  は、それぞれその前後から作用する力の合成功力をとる。

##### (c) $F_6(t)$ : スラストプロックを経ないで直接船体に作用する力

Thrust Variation 以外のプロペラから誘起される力で、これらを模型的に総合したものを考える。

この力と Thrust Variation の位相が実際にはどの程度違うのかということは全く不明であるが、

Thrust Variation と同位相にて作用するものとして計算した。

以上のような考え方により 43-G 程度の船について諸数値を定め、ダンパー Open (オイルダンパーを効かさない場合で  $K_C = 300 \text{ kg} \cdot \text{sec/cm}$ ) の場合と、ダンパー Close (オイルダンパーを効かした場合で  $K_C = 3,000 \text{ kg} \cdot \text{sec/cm}$ ) の場合について、上部構造、船体、クランク軸自由端における振動応答を計算した。

計算に用いた諸数値は Table 4.5 および 4.6 に示すもので、Table 4.5 の case 1, 2 は Ballast Condition のダンパー Open, Close の場合を、case 3, 4 は Full Load Condition のダンパー Open, Close の場合を想定したものである。

計算結果を Fig. 4.24 ~ 4.31 に示す。計算に使用されている諸数値、すなわち質量、ばね常数、Damping 係数、起振外力等が必ずしも正確ではないからこの計算結果がそのまま実船にあてはまるとはいひ難いが、次のようなある程度の傾向をうかがうことはできよう。

Table 4.5

CASE	MASS (kg.sec/cm)							SPRING CONST (kg/cm)							DAMPING COEFF (kg.sec/cm)			
	$M_1$	$M_2$	$M_3$	$M_4$	$M_5$	$M_6$	$M_7$	$k_{EP}$	$k_{EC}$	$k_T$	$k_H$	$k_S$	$K_P$	$K_C$	$K_T$	$K_H$	$K_S$	
1	75.2	53.3	41.9	36.7	19.8	13,000	765	$5 \times 10^6$	$1 \times 10^6$	$3 \times 10^6$	$20 \times 10^6$	$4.3 \times 10^6$	1000	300	2,000	30,000	4,000	
2	"	"	"	"	"	"	"								3,000	"	"	"
3	"	"	"	"	"	"	29.500	"							300	"	"	"
4	"	"	"	"	"	"	"								3,000	"	"	"

Table 4.6

SHAFT REVOLUTION (R.P.M.)	THRUST VARIATION (KG)	OPENING AND CLOSING FORCES OF CRANK (KG)	$F_6$ : FORCES ACTING AT SHIP HULL (KG)	
			$M_6$	$M_6$
100	$11.1 \times 10^3$	$3.30 \times 10^3$	$2.99 \times 10^3$	$3.91 \times 10^3$
110	$13.4 \times 10^3$	$3.02 \times 10^3$	$3.30 \times 10^3$	$4.08 \times 10^3$
114	$14.4 \times 10^3$	$2.82 \times 10^3$	$3.41 \times 10^3$	$4.85 \times 10^3$
116	$14.9 \times 10^3$	$2.72 \times 10^3$	$3.49 \times 10^3$	$7.23 \times 10^3$
118	$15.4 \times 10^3$	$2.58 \times 10^3$	$3.53 \times 10^3$	$7.62 \times 10^3$
120	$15.9 \times 10^3$	$2.42 \times 10^3$	$3.57 \times 10^3$	$8.01 \times 10^3$
122	$16.5 \times 10^3$	$2.22 \times 10^3$	$3.65 \times 10^3$	$8.40 \times 10^3$
124	$17.0 \times 10^3$	$2.09 \times 10^3$	$3.72 \times 10^3$	$8.79 \times 10^3$

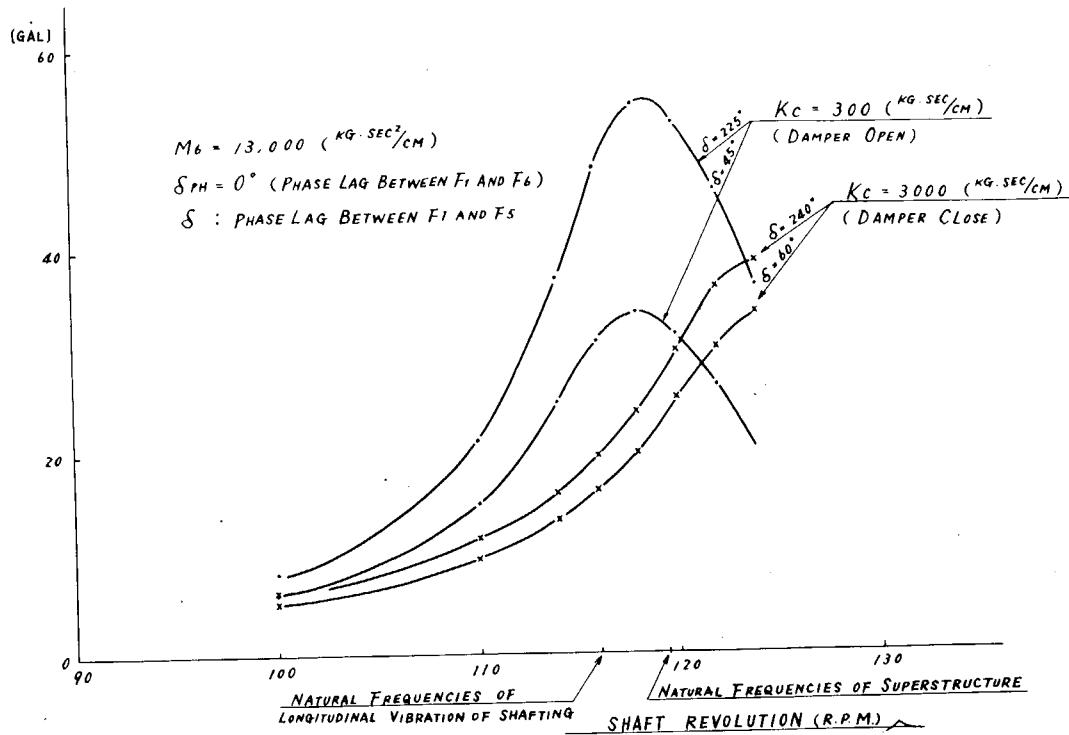


Fig. 4.24 Acceleration of Superstructure

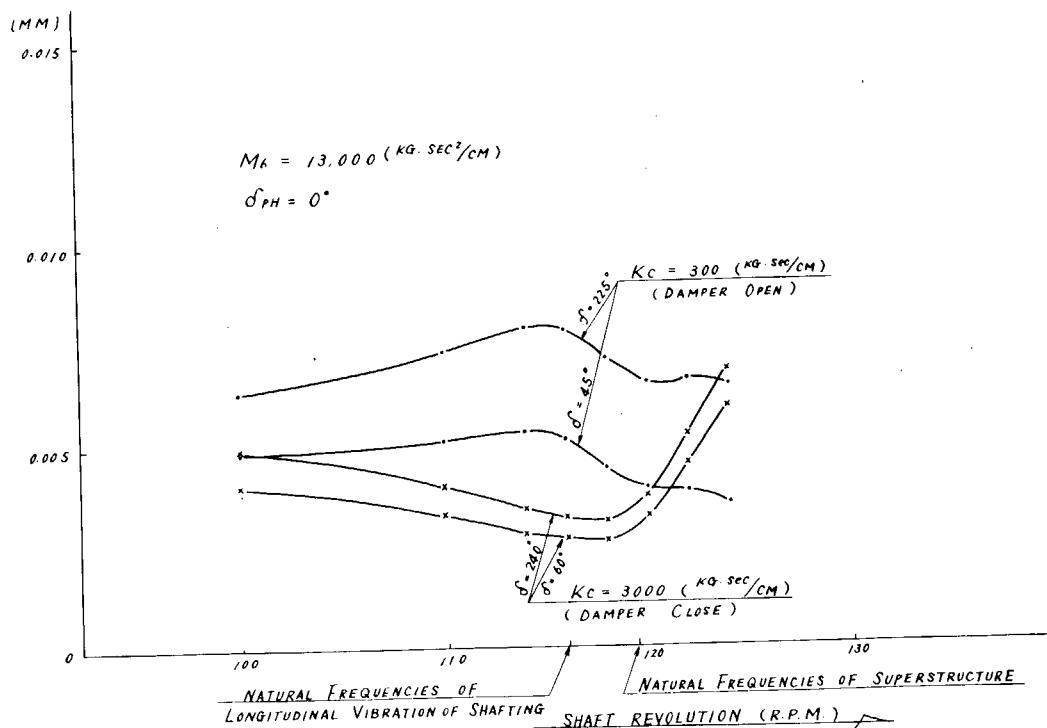


Fig. 4.25 Displacement of Main Hull

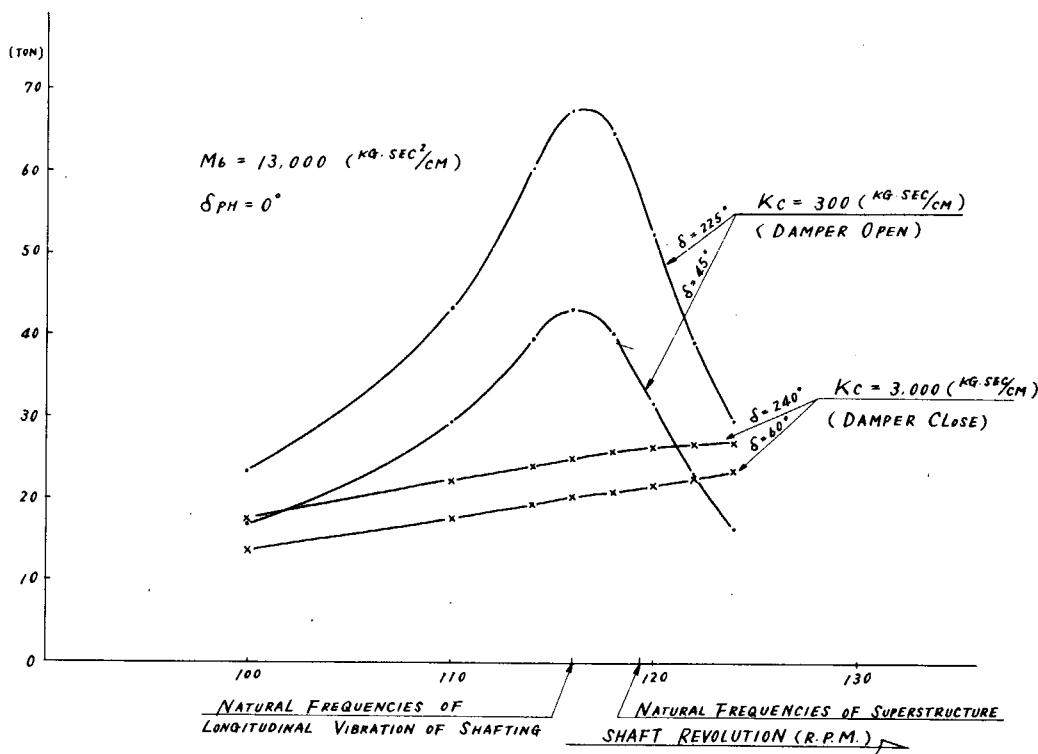


Fig. 4.26 Force Acting at Main Hull by Shafting

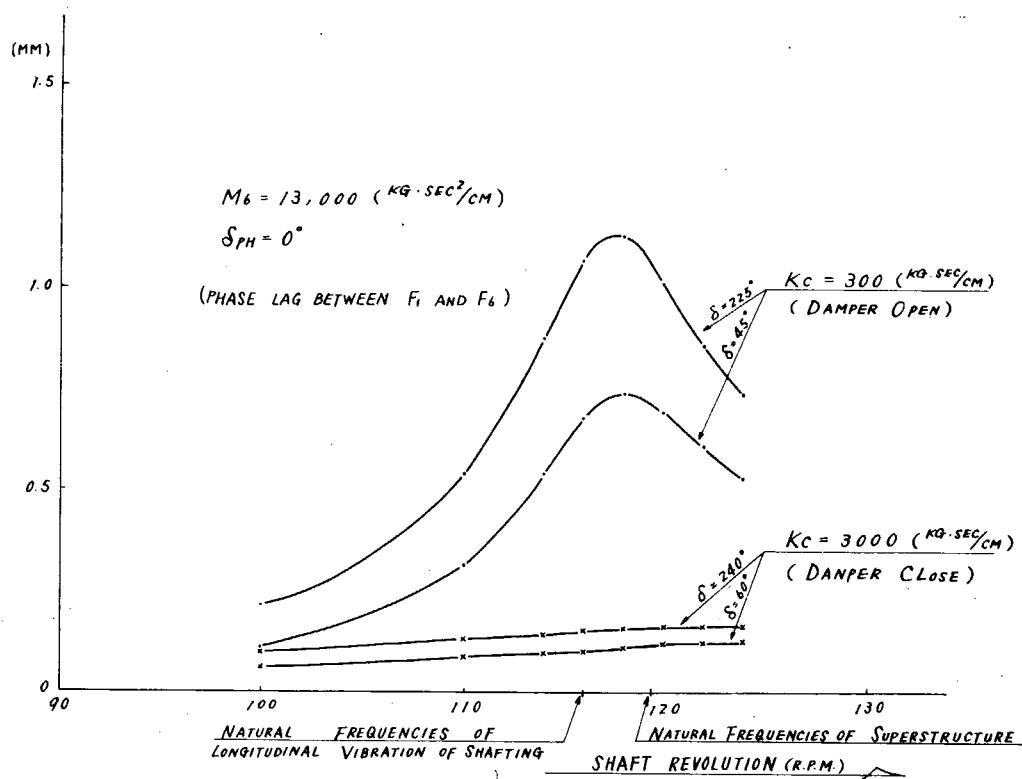


Fig. 4.27 Displacement of Free End of Crank Shaft

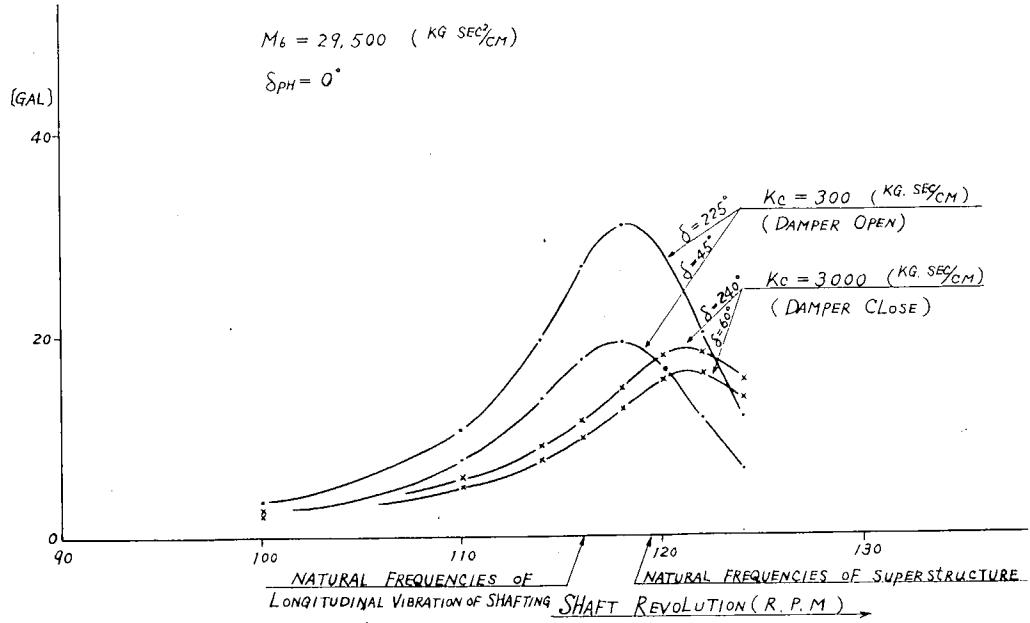


Fig. 4.28 Acceleration of Superstructure

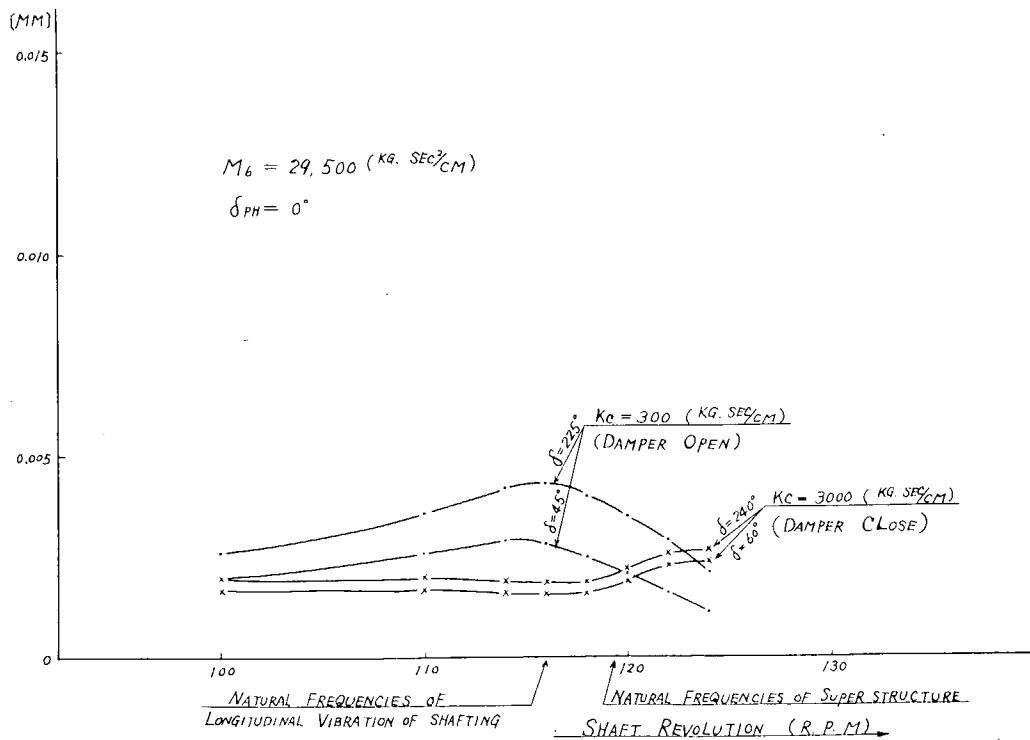


Fig. 4.29 Displacement of Main Hull

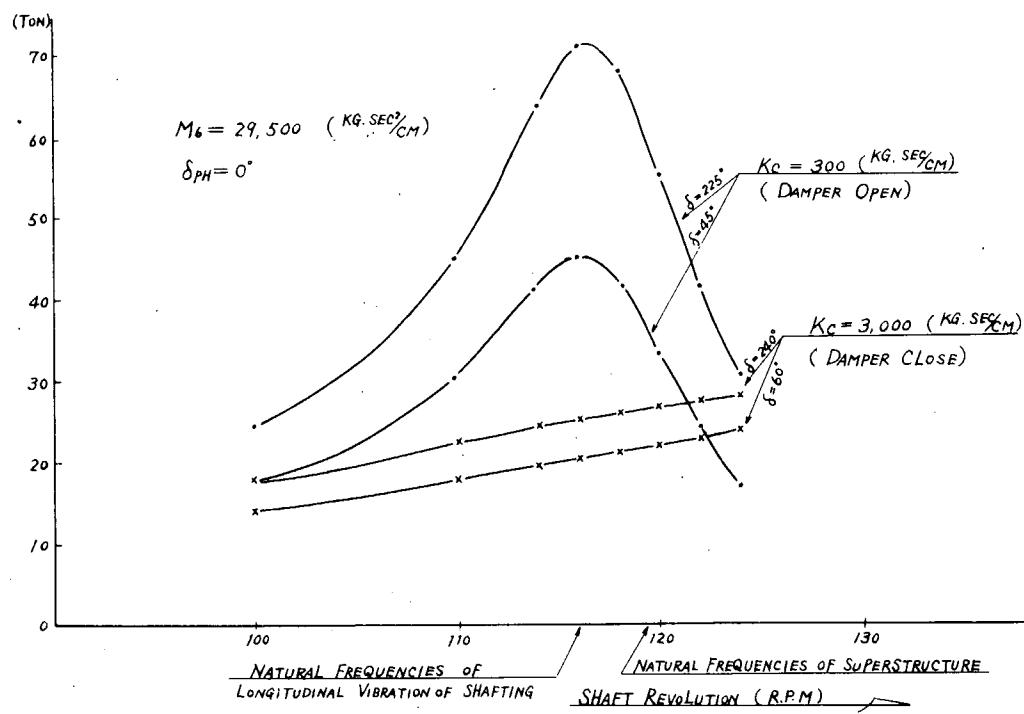


Fig. 4.30 Force Acting at Main Hull by Shafting

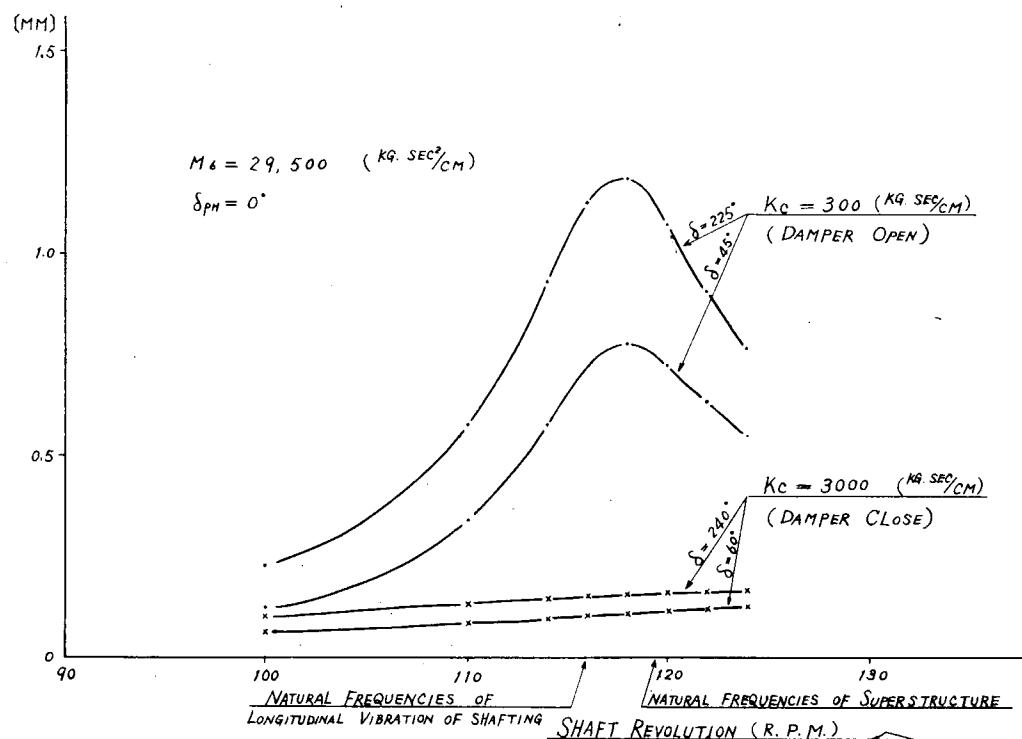


Fig. 4.31 Displacement of Free End of Crank Shaft

- 1) クランク軸端の振動に対してはオイルダンパーは非常に効果がある( Fig. 4.27, 4.31 参照)。しかし、上部構造に対しては必ずしも効果があるとはいえない。
- 2) オイルダンパーを効かせると軸系から船体に作用する力のピークはあまり明らかではなく、主軸回転数の高いところでは反対で大きな力が作用することがある( Fig. 4.26, 4.30 )。
- 3) オイルダンパーを効かせると上部構造の振動のピークは振動数の高い方へずれる( Fig. 4.24, 4.28 参照)。したがつて主軸回転数の高いところではダンパーを効かせたほうがそうでない場合よりも上部構造の振動が大きくなることがある。

以上の計算ではプロペラとクランクの相対配置角をいろいろ変えた場合を想定して、 $F_1(t)$  と  $F_5(t)$  の位相角  $\delta$  を変えて計算している。

$\delta$  をいろいろ変えて計算すると、ある  $\delta$  のとき振動の応答が最小になり、それと  $180^\circ$  ずれているときに最大となる。

Fig. 4.24 ~ 4.31 には、これが最大になる場合と最小になる場合の両方のケースについての計算結果が示されている。

この計算結果によると、

- 1) 振動応答を最小にする  $\delta$  は Damping の大きさ、主軸回転数によって異なるが、オイルダンパーをつけないとき  $\delta = 45^\circ$  である。
- 2)  $\delta = 45^\circ$  の場合は、 $225^\circ$  の場合に比べて上部構造、クランク軸とともにその振動の大きさがかなり小さくなる。
- 3) クランク軸端の Damping 係数を大きくすると、これらの位相角は大きくなる傾向にある。
- 4) クランク軸端のダンパーを効かせた場合には、プロペラとクランクの角配置を最良に選んでも最悪に選んでも振動の大きさはあまり変わらない。

$\delta$  を  $45^\circ$  にするということは具体的にプロペラとクランクの配置をどのようにするかを調べる。

いま、6次の変動のみに注目し Blade の運動を  $6\omega t$  で表わすと Thrust Variation は次式で表わされる。

$$\Delta T = \Delta T_0 \sin(6\omega t + \alpha)$$

$\alpha$  の正確な値は不明であるが Manen の模型実験の結果<sup>2)</sup>を利用すれば、 $\alpha = 60^\circ$  である。

一方、MAN K9Z86/160E のシリンダ内圧線図の解析結果によれば、6次のクランク開閉力はクランク配置に対して  $15^\circ$  先行している。

これらの関係を図示すると Fig. 4.33 のようになる。

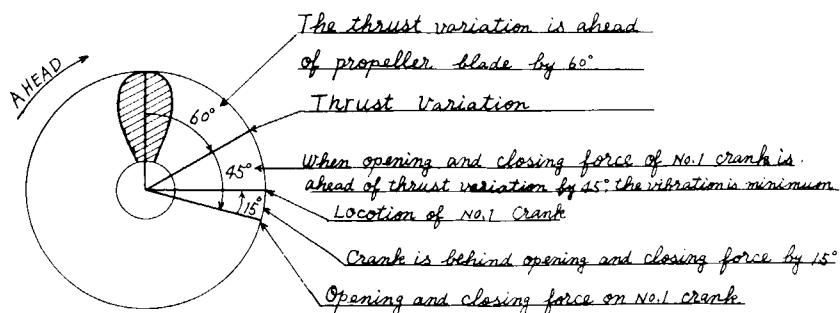


Fig. 4.33 Phase Relation between Propeller Blade, Thrust Variation, Opening and Closing Force on No.1 Crank and Location of No.1 Crank

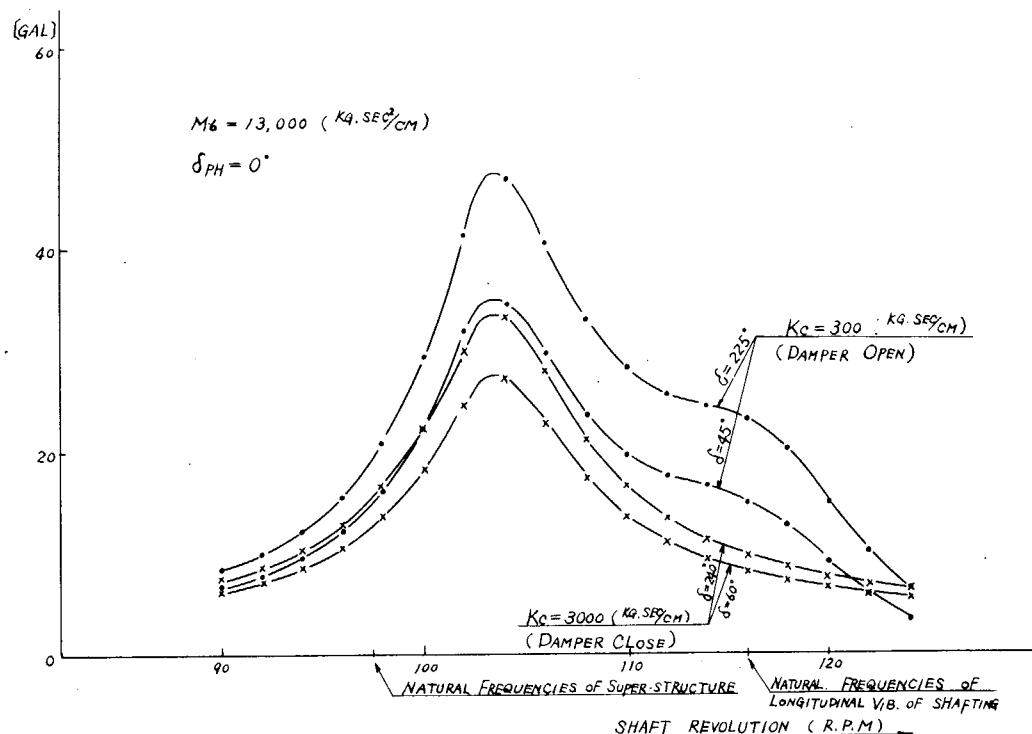


Fig. 4.34 Acceleration of Superstructure

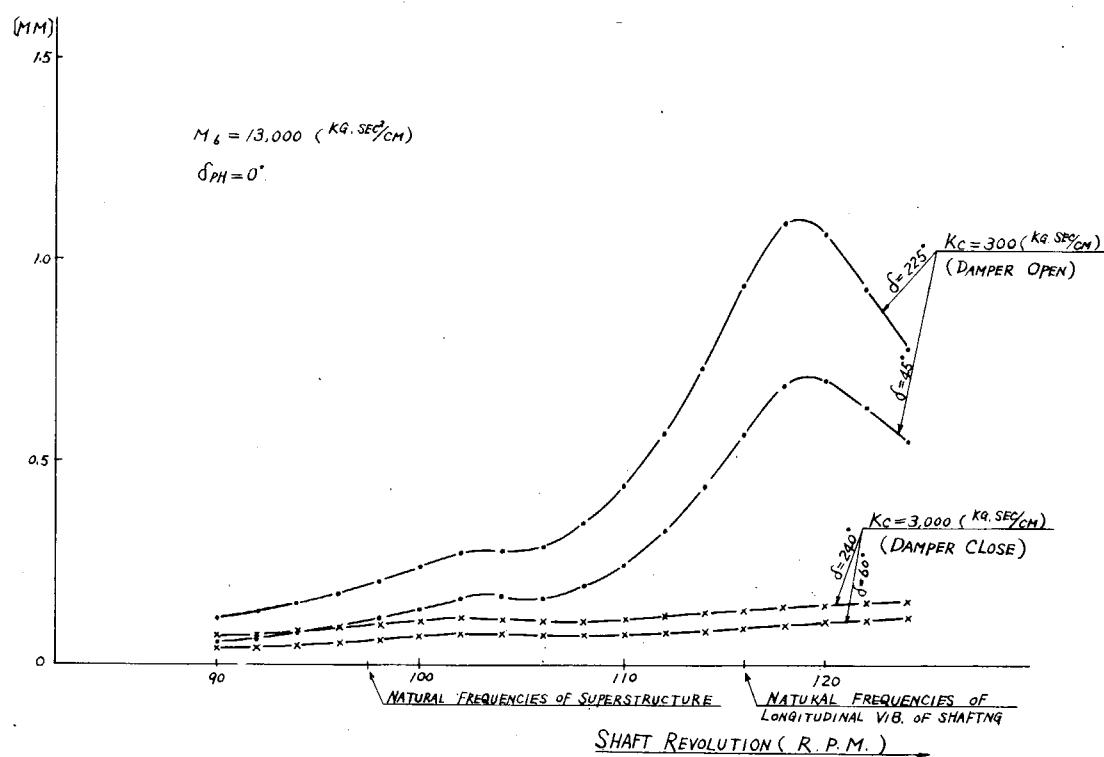


Fig. 4.35 Displacement of Free End of Crank Shaft

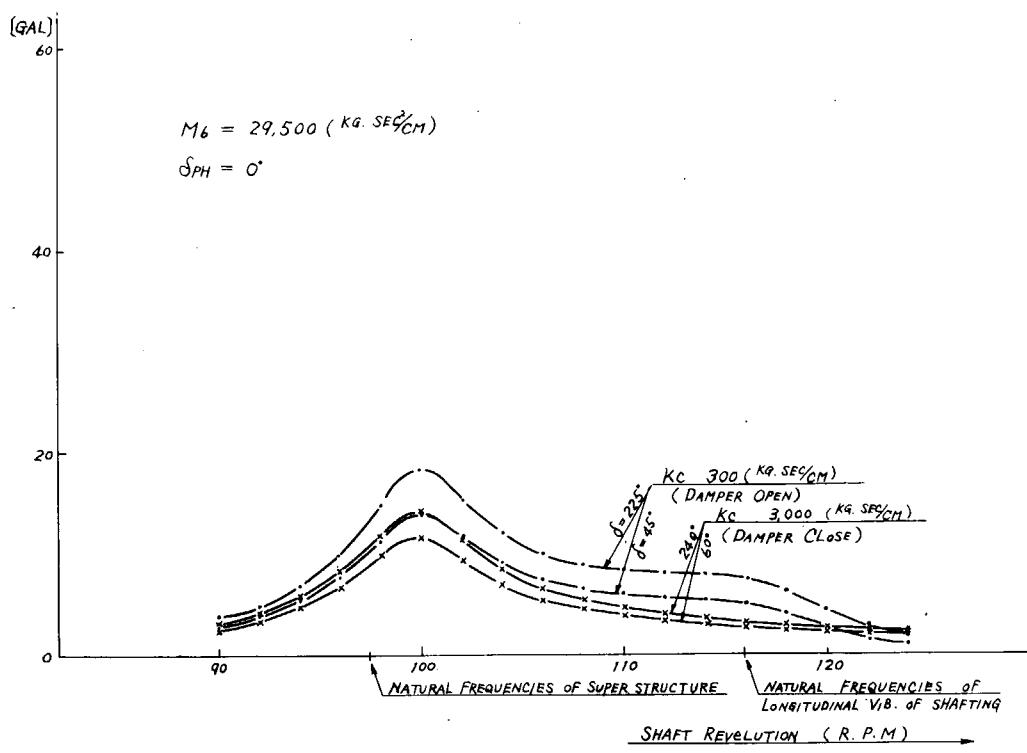


Fig. 4.36 Acceleration of Superstructure

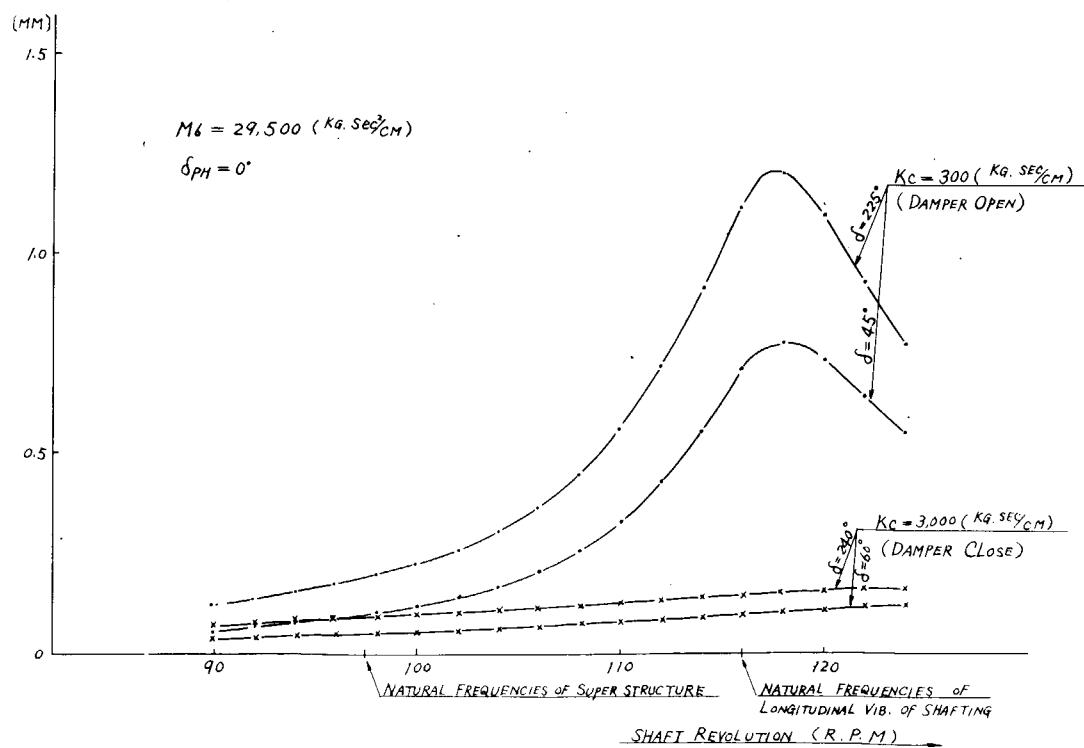


Fig. 4.37 Displacement of Free End of Crank Shaft

したがつて Blade の位置に対し No.1 Crank の位置を  $90^\circ$  (6 次配置に対して) 先行させることである。よつて実際の角度では  $90^\circ / 6 = 15^\circ$  である。実船の取付角は  $12^\circ$  である。

次に上部構造の固有振動数が軸系のそれと大幅に異なる場合に振動の応答がどのように変るか見るために上部構造の質量のみを 50% 増して同様の計算を行なつた結果を Fig. 4.3.4 ~ 4.3.7 に示す。

このように両者の固有振動数が離れている場合、軸系と上部構造ははつきり別のピークを示す。ただし、ピークの位置は複雑な連成の影響を受けてそれぞれの固有振動数からずれたところに出る。

#### 4.3.3 実船計測結果と計算結果の比較

実船計測結果と計算結果を比較すると次のようなことがいえる。

- 1) 計測結果ではダンパーを効かした場合、上構のピークの位置のずれはあまりはつきりしないが、計算では回転数の高いほうへずれる。
- 2) 計測結果ではダンパーを効かすと主軸回転数の高いところで上構の振動が反つて大きくなつているが、これは計算結果と傾向は同じである。
- 3) 計測結果ではダンパーを効かすとクランク軸端の縦振動は顕著に小さくなり、計測結果と一致する。
- 4) スラストプロック横の二重底の前後振動の計測結果ではダンパーを効かしても顕著な差は見られなかつた。計算ではダンパーを効かすと軸系から船体に伝わる力のピークはなくなつてしまい、主軸回転数の高いところでは反つて大きな力が作用する傾向にある。

#### 4.3.4 定性的な検討

上部構造前後振動、軸系縦振動および船体縦振動の 3 つの連成強制振動を取り扱い、Fig. 4.3.8 に示すような質点ばねおよびダッシュボットからなる振動系を考える。この振動系の軸系に  $f \cos \omega t$  の外力が働いている場合を考えると、運動方程式は次のようになる。

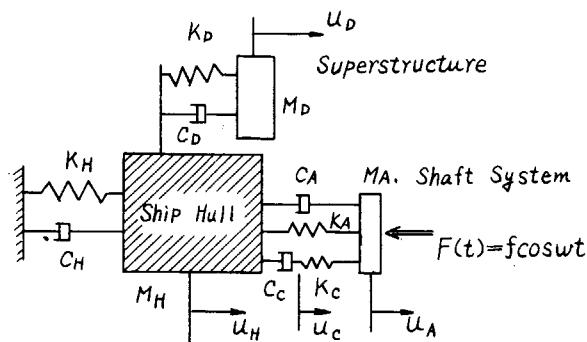


Fig. 4.3.8 Simplified Calculation Model of Forced Coupled Vibration of Ship Hull, Superstructure and Shaft System

$$\left. \begin{aligned} M_A \ddot{u}_A + C_A (\dot{u}_A - \dot{u}_H) + K_A (u_A - u_H) + K_C (u_A - u_C) &= f \cos \omega t \\ M_D \ddot{u}_D + C_D (\dot{u}_D - \dot{u}_H) + K_D (u_D - u_H) &= 0 \\ M_H \ddot{u}_H + C_H (\dot{u}_H - \dot{u}_A) + C_D (\dot{u}_H - \dot{u}_D) + C_C (\dot{u}_H - \dot{u}_C) \\ + K_A (u_H - u_A) + K_D (u_H - u_D) + K_H u_H &= 0 \\ C_C (\dot{u}_C - \dot{u}_H) + K_C (u_C - u_A) &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4.6)$$

上式中の  $\dot{u}$  および  $\ddot{u}$  の印は、時間  $t$  に関する微分であることを示す。ここに上式中の記号は次のとおりである。

$u_H, u_D, u_A, u_C$  : 船体、上部構造、軸系(スラストプロックを含む)およびクランク軸の先端の前後方向の変位

$M_H, M_D, M_A$  : 船体、上部構造および軸系の質量

$C_H, C_D, C_A, C_C$  : 船体、上部構造、軸系(スラストプロックを含む)およびダンパーの減衰係数

$K_H, K_D, K_A, K_C$  : 船体、上部構造、軸系(スラストプロックを含む)およびクランク軸のばね定数

$\omega$  : 強制外力の円振動数

いまここで強制振動の modes を

$$\left. \begin{array}{l} u_A = C_1 \cos \omega t + C_2 \sin \omega t \\ u_D = C_3 \cos \omega t + C_4 \sin \omega t \\ u_H = C_5 \cos \omega t + C_6 \sin \omega t \\ u_C = C_7 \cos \omega t + C_8 \sin \omega t \end{array} \right\} \quad \dots \quad (4.7)$$

とおいて(4.6)に代入し、各式の右辺と左辺の  $\cos \omega t$  および  $\sin \omega t$  を比較することにより  $C_1 \sim C_8$  に関する連立1次代数方程式が得られる。

$$\left. \begin{array}{l} (1+r-x^2)C_1 + 2\alpha_A x C_2 - C_5 - 2\alpha_A x C_6 - r C_7 = \delta \\ -2\alpha_A x C_1 + (1+r-x^2)C_2 + 2\alpha_A x C_5 - C_6 - r C_8 = 0 \\ (\beta_D^2 - x^2)C_3 + 2\alpha_D \beta_D x C_4 - \beta_D^2 C_5 - 2\alpha_D \beta_D x C_6 = 0 \\ -2\alpha_D \beta_D x C_3 + (\beta_D^2 - x^2)C_4 + 2\alpha_D \beta_D x C_5 - \beta_D^2 C_6 = 0 \\ -\lambda_A C_1 - 2\lambda_A \alpha_A x C_2 - \lambda_D \beta_D^2 C_3 - 2\lambda_D \alpha_D \beta_D x C_4 \\ +(\lambda_A + \lambda_D \beta_D^2 + \beta_H^2 - x^2)C_5 + 2(\lambda_A \alpha_A + \lambda_A \alpha_C + \lambda_D \alpha_D \beta_D + \alpha_H \beta_H)x C_6 - 2\lambda_A \alpha_C x C_8 = 0 \\ 2\lambda_A \alpha_A x C_1 - \lambda_A C_2 - 2\lambda_D \alpha_D \beta_D x C_3 - \lambda_D \beta_D^2 C_4 \\ -2(\lambda_A \alpha_A + \lambda_A \alpha_C + \lambda_D \alpha_D \beta_D + \alpha_H \beta_H)x C_5 + (\lambda_A + \lambda_D \beta_D^2 + \beta_H^2 - x^2)C_6 + 2\lambda_A \alpha_C x C_7 = 0 \\ -r C_1 - 2\alpha_C x C_6 + r C_7 + 2\alpha_C x C_8 = 0 \\ -r C_2 + 2\alpha_C x C_5 - 2\alpha_C x C_7 + r C_8 = 0 \end{array} \right\} \quad \dots \quad (4.8)$$

ここで

$$\left. \begin{array}{l} \lambda_A = \frac{M_A}{M_H}, \quad \lambda_D = \frac{M_D}{M_H}, \quad r = \frac{K_C}{K_A}, \quad \delta = \frac{f}{K_A} \\ \alpha_A = \frac{n_A}{\omega_A}, \quad \alpha_D = \frac{n_D}{\omega_D}, \quad \alpha_H = \frac{n_H}{\omega_H}, \quad \alpha_C = \frac{n_C}{\omega_A} \\ x = \frac{\omega}{\omega_A}, \quad \beta_D = \frac{\omega_D}{\omega_A}, \quad \beta_H = \frac{\omega_H}{\omega_A} \\ 2n_A = \frac{C_A}{M_A}, \quad 2n_D = \frac{C_D}{M_D}, \quad 2n_H = \frac{C_H}{M_H}, \quad 2n_C = \frac{C_C}{M_A} \\ \omega_A^2 = \frac{K_A}{M_A}, \quad \omega_D^2 = \frac{K_D}{M_D}, \quad \omega_H^2 = \frac{K_H}{M_H} \end{array} \right\} \quad \dots \quad (4.9)$$

(4.8)の方程式を解き、 $C_1 \sim C_8$  が定まれば、軸系、上部構造、船体およびクランク軸の自由端の振幅は次式で与えられる。

$$\left. \begin{array}{l} A_A = \sqrt{C_1^2 + C_2^2} \\ A_D = \sqrt{C_3^2 + C_4^2} \\ A_H = \sqrt{C_5^2 + C_6^2} \\ A_C = \sqrt{C_7^2 + C_8^2} \end{array} \right\} \quad \dots \quad (4.10)$$

上部構造前後振動に対するダンパーの有効性について定性的に検討するため、 $\alpha_A = \alpha_D = \alpha_H = 0.03$ ,  $\lambda_A = 0.005$ ,  $\lambda_D = 0.015$ ,  $\delta = 1.0 \text{ mm}$ ,  $\beta_H = 0.7$  の一定値に保ち、次の3つの場合について  $\alpha_C$  および  $r$  の値を種々に変えて振動応答を計算した。なお、 $\alpha_A$ ,  $\alpha_D$ ,  $\alpha_C$ ,  $\lambda_A$  および  $\lambda_D$  の値は Table 4.1 の 43-G 船の値を参考にして上記のように定めた。

- ①  $\beta_D = 1.1$  (上部構造前後振動の固有振動数が軸系縦振動の固有振動数より大きい場合)
- ②  $\beta_D = 0.9$  (上部構造前後振動の固有振動数が軸系縦振動の固有振動数より小さい場合)

③  $\beta_D = 1.0$  ( 上部構造前後振動の固有振動数が軸系縦振動の固有振動数と一致する場合 )

計算結果を Fig. 4.3 9 a ~ i に示す。同図より次のことがわかる。

- 1) 一般に上部構造の振幅のピークは船体縦振動、軸系縦振動および上部構造前後振動に対応したものが3つ現われる。
- 2) 一方、軸系の振幅については軸系縦振動に対応した大きなピークと船体縦振動に対応した小さなピークは現われるが、上部構造前後振動に対応したピークは現われない。これは先に述べた実船実験結果(4.2.1 参照)の現象とも一致している。
- 3) 上部構造前後振動と軸系縦振動の固有振動数が一致すると上部構造の振幅のピークは、2つの固有振動数が離れている場合に比べてかなり大きくなる。
- 4) ダンパーを効かせると軸系の固有振動数は上がり、軸系の振幅は小さくなる。特にクラランク軸の自由端の振幅は非常に小さくなる。したがって軸系縦振動に対してはダンパーは有効であることがわかる。
- 5) 一方、上部構造の振幅については軸系縦振動に対応したピークは小さくなるけれども、船体縦振動および上部構造前後振動に対応したピークはあまり小さくならない。特に、 $\alpha_C = 2.0$ ,  $r = 0.25$  の場合には、上部構造前後振動に対応したピークがダンパーを効かせると逆に大きくなっている。これは次のような理由によるものと思われる。  
ダンパーを効かせると軸系縦振動の固有振動数が上部構造前後振動の固有振動数附近まで上がり、しかも軸系の振幅があまり小さくならなかつたため、上部構造前後振動に対応した振幅が大きくなつた。

#### 4.4 結 言

上部構造前後振動と軸系縦振動の関連について検討するため上部構造前後振動、軸系縦振動および船体縦振動の3つの振動を連成振動として取り扱い、その自由振動および強制振動について実船実験結果の検討ならびに理論的な考察を行なつた。そして固有振動数に及ぼす連成の影響およびクラランク軸の自由端にダンパーを取り付けた場合の上部構造前後振動に対するダンパーの有効性を調べた。その結果、次の事柄が明らかになつた。

- 1) 連成による固有振動数の変化は上部構造前後振動、軸系縦振動および船体縦振動の3つの固有振動数が一致するときもつとも大きく、 $\Delta = 50,000 \text{ ton}$  のとき最大 10%、 $\Delta = 100,000 \text{ ton}$  のとき最大 7% で、船体重量が大きくなると小さくなる。
  - 2) 軸系縦振動が主体の振動である場合には、軸系および上部構造の共振曲線にピークが現われるが、上部構造前後振動が主体の振動である場合には、軸系の共振曲線にはピークは現われない。
  - 3) ダンパーを効かせるとクラランク軸の自由端の振幅は大幅に減少する。
  - 4) ダンパーを効かせると上部構造前後振動は、軸系縦振動が主体の振動である場合は小さくなるけれども、船体縦振動または上部構造前後振動が主体の振動である場合には、必ずしも小さくならない。したがつて後者の場合には上部構造前後振動がいわゆる Blade Frequency と共振する場合にはクラランク軸の先端にダンパーを装備しても上部構造の振動の軽減はあまり期待できない。
  - 5) ダンパーを効かせると軸系縦振動の固有振動数は上昇する傾向にあり、その結果、上部構造前後振動の固有振動数に近づけばかえつて上部構造前後振動は大きくなることがある。
- これらの連成振動発生の機構についてはさらに今後の研究が必要である。

#### 参 考 文 献

- 1) 日本造船研究協会 ; 第 94 研究部会 船体機関の振動防止対策に関する実験研究報告書(第3分冊) (昭和44年3月)
- 2) Dr. Ir. J. D. Van Manen and Ir. R. Wereeldsma ; "Propeller Excited Vibratory Forces in the Shaft of a Single Screw Tanker"  
International Shipping Progress Vol. 7 No. 73 Sept. 1960

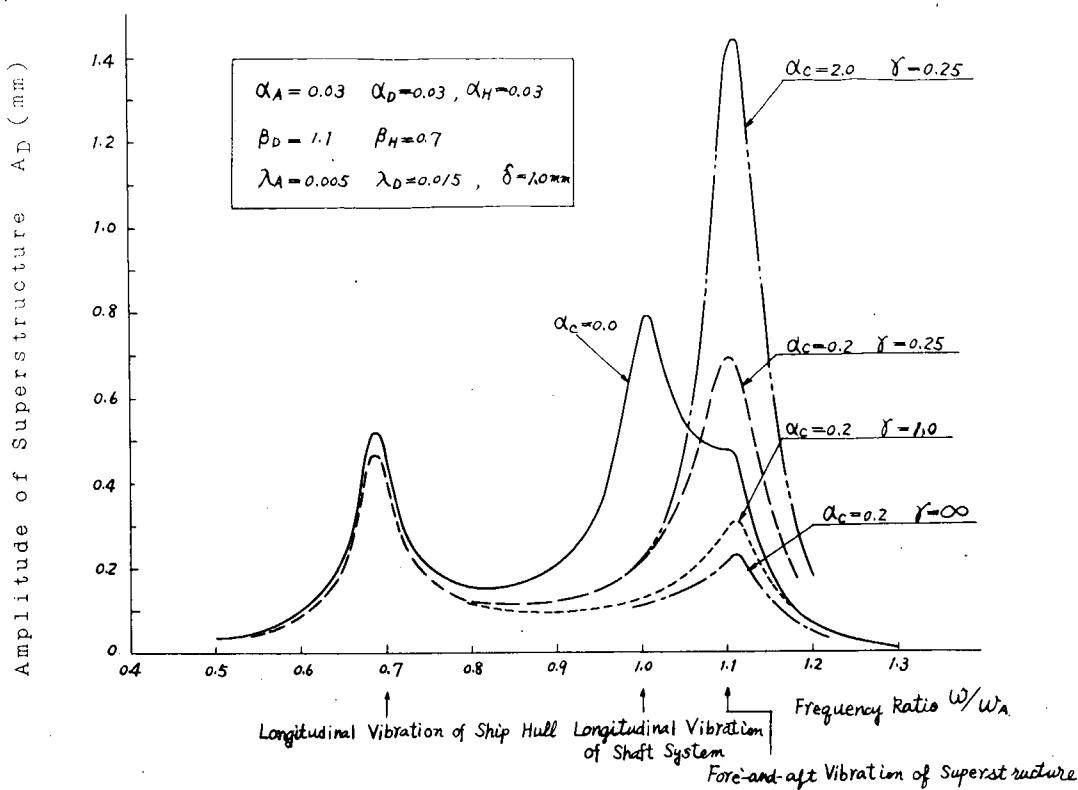


Fig. 4.39 a Resonance Curves (Superstructure,  $\beta_D = 1.1$ )

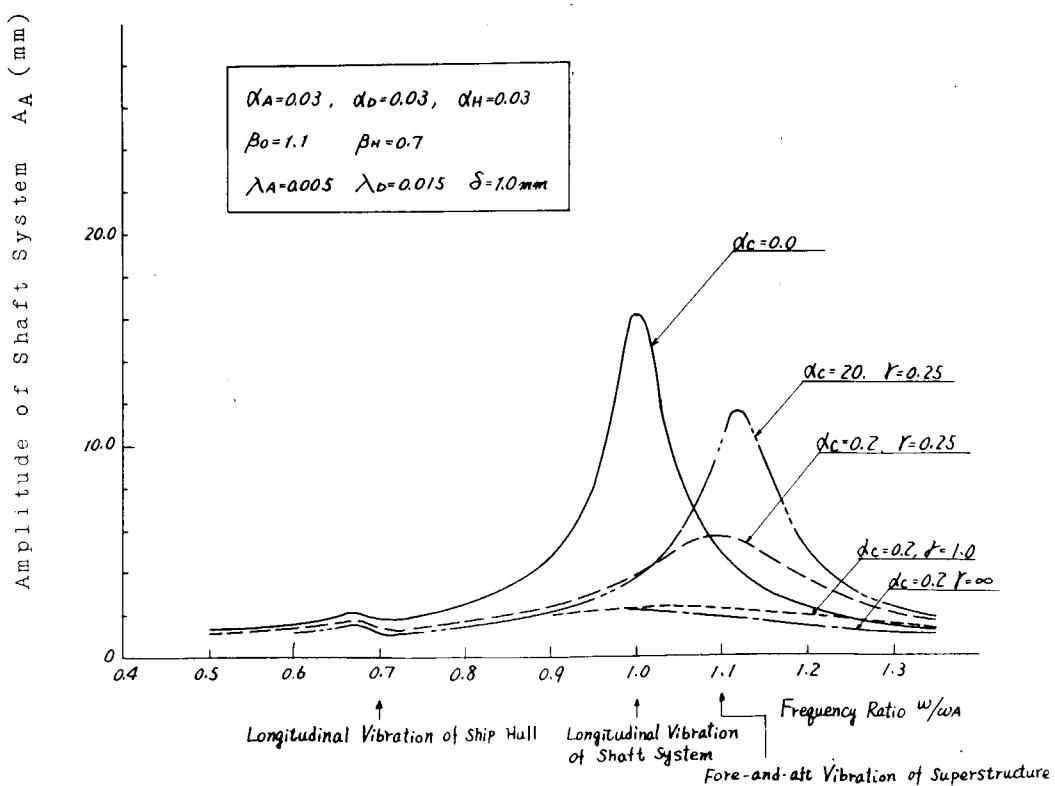


Fig. 4.39 b Resonance Curves (Shaft System,  $\beta_D = 1.1$ )

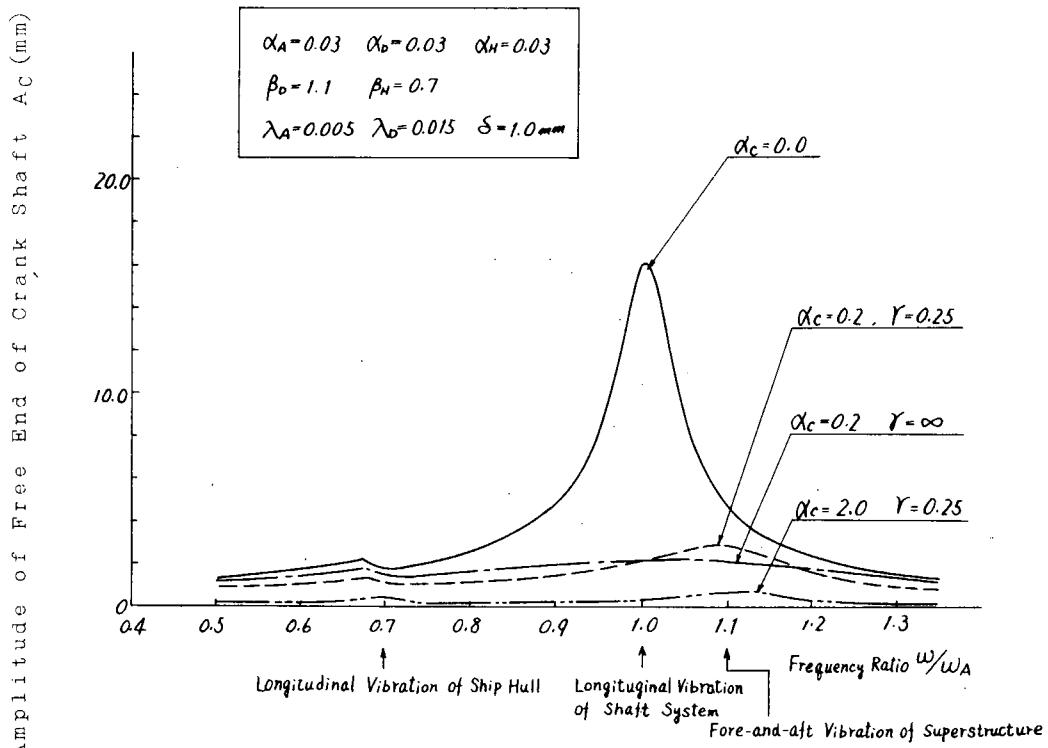


Fig. 4.39c Resonance Curves (Damper,  $\beta_D = 1.1$ )

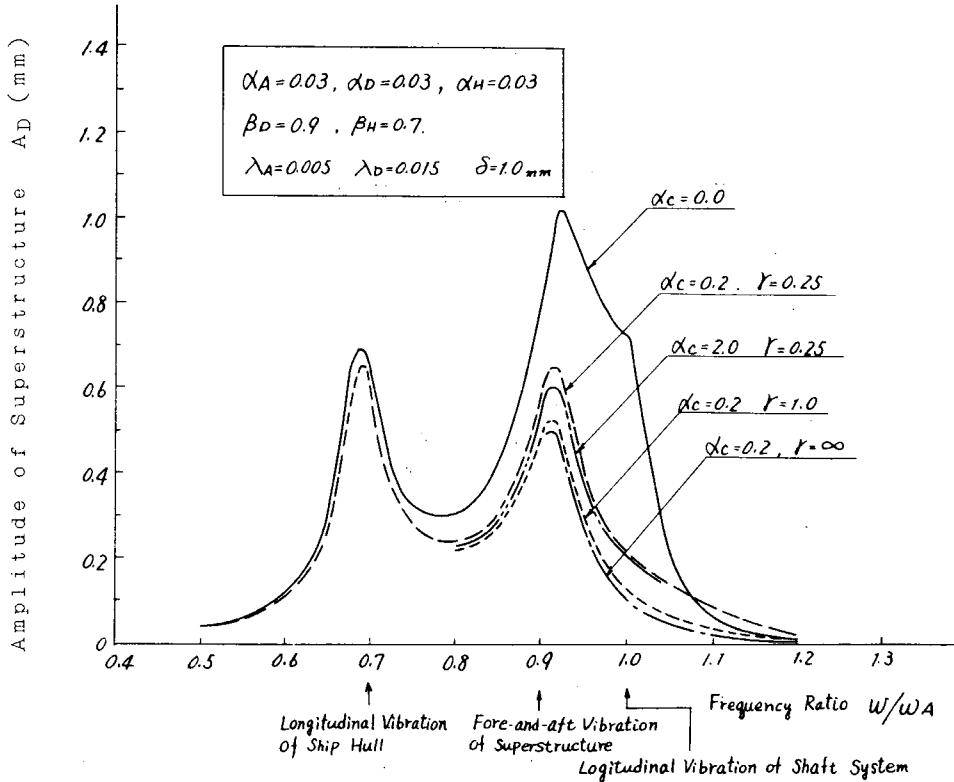


Fig. 4.39d Resonance Curves (Superstructure,  $\beta_D = 0.9$ )

Amplitude of Shaft System  $A_A$  (mm)

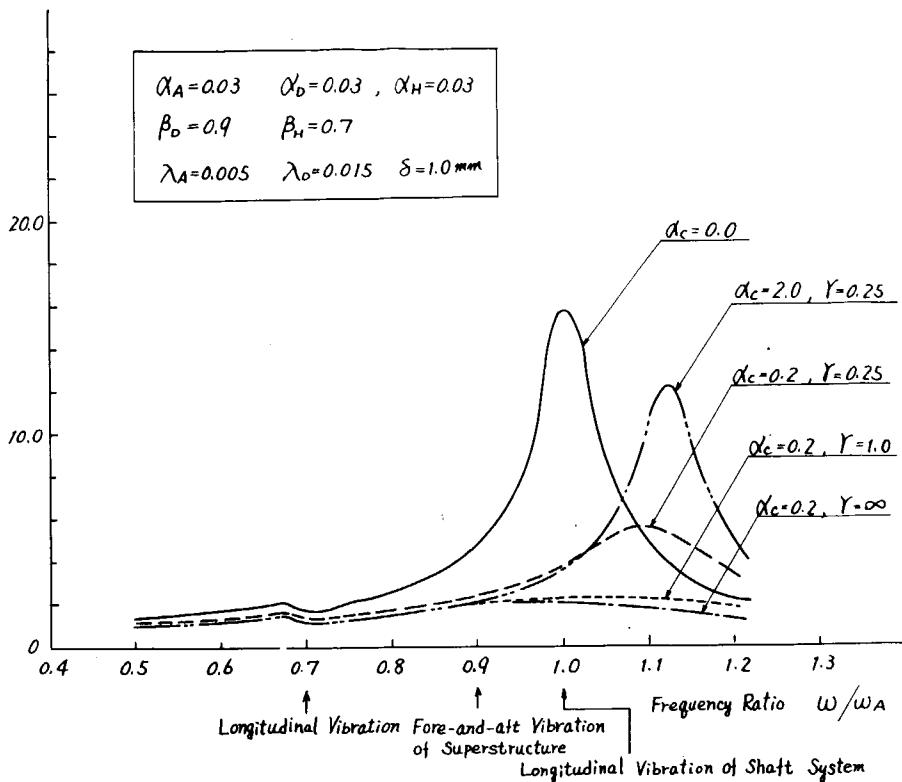


Fig. 4.39 e Resonance Curves (Shaft System,  $\beta_D = 0.9$ )

Amplitude of Free End of Crank Shaft  $A_C$  (mm)

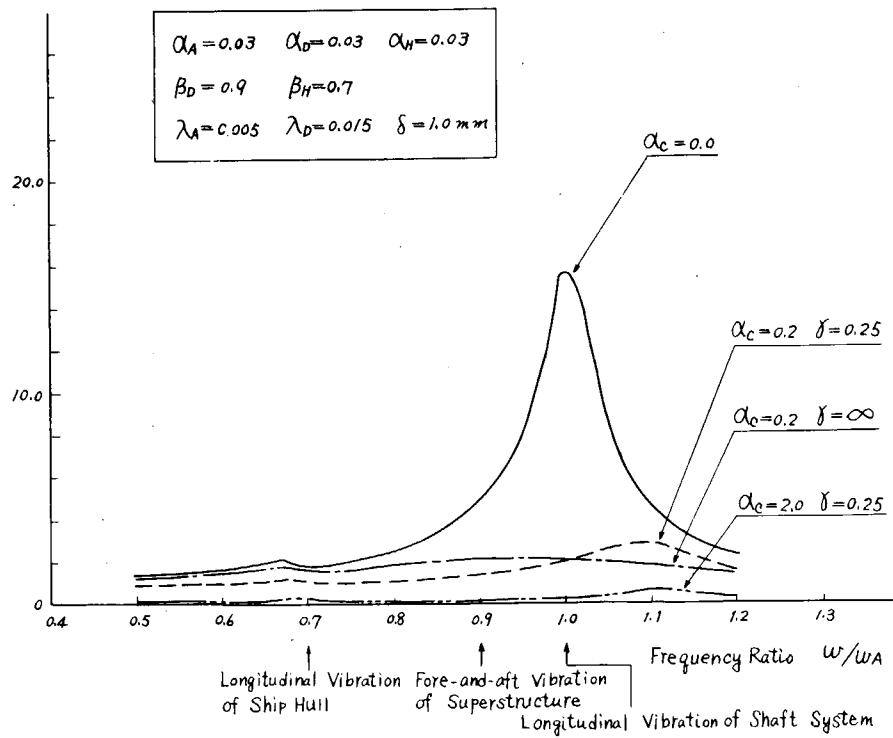


Fig. 4.39 f Resonance Curves (Damper,  $\beta_D = 0.9$ )

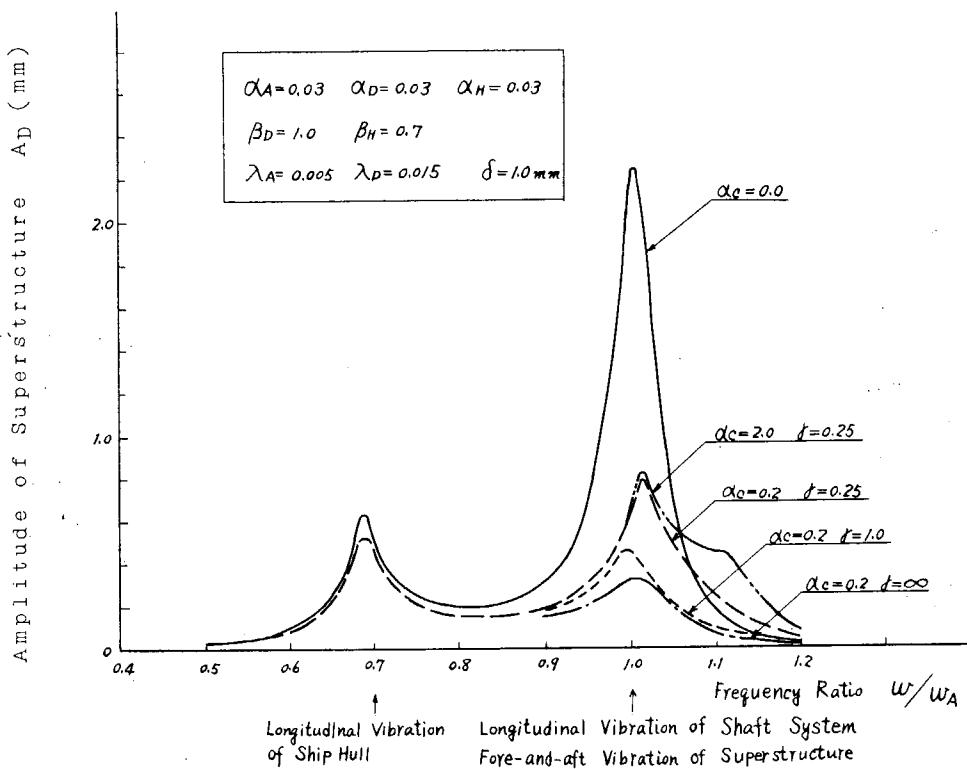


Fig. 4.39 g Resonance Curves (Superstructure,  $\beta_D = 1.0$ )

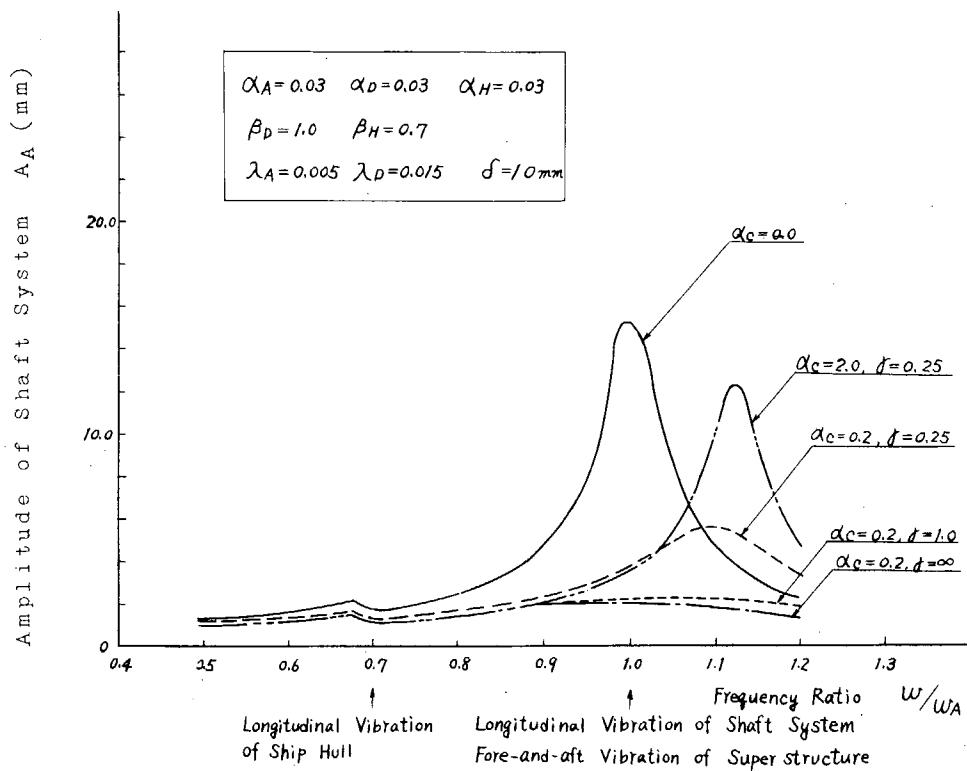


Fig. 4.39 h Resonance Curves (Shaft System,  $\beta_D = 1.0$ )

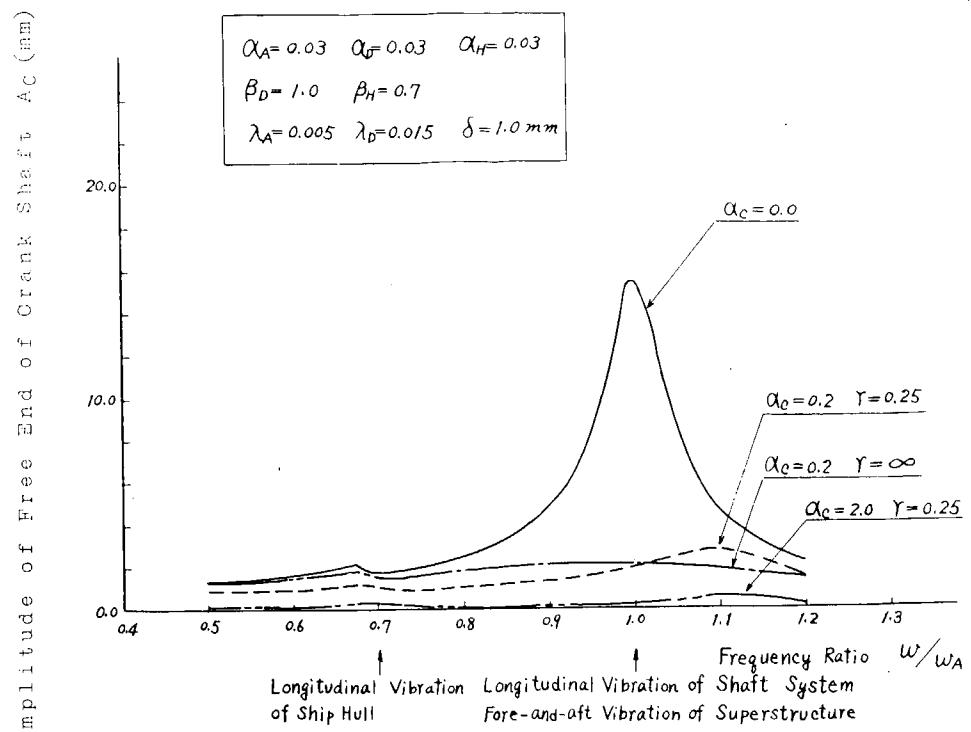


Fig. 4.39 i Resonance Curves (Damper,  $\beta_D = 1.0$ )

## 5. 軸系縦振動と上部構造の連成について

### 5.1 緒言

これまで、上部構造の前後振動は固有振動数が Blade Frequency に近いため、原因は主として、プロペラ起振力と考えられて来たが、大型のディーゼル機関ではその軸系の縦振動数が上部構造の振動数に近く、両者に関連があることが実船振動計測結果からわかつた。

本研究では上部構造、船体、クランク軸、プロペラ等を質点に置換し、その間をばねと減衰とで接続した振動系を考え、クランク軸に強制力を与えた場合の各質点の振動特性を調べる理論解析を行なつた。

さらに、DW 94,725 LT の散積貨物船で上部構造の前後振動が大きいので、クランク軸の前後振動を抑えるためにダンパーを設けたところ、上部構造の振動が減少したという実績があるので、これを計算例として、ダンパーの有無についてその効果を計算し、実船計測値と比較を行なつた。

なお、本船ではプロペラが4翼のため軸系振動（10気筒の場合5次）と全く関連がなく、クランク軸と上部構造の共振の影響をはつきりとみることができる。

計算は UNIVAC 1107 を用いて行なつた。

### 5.2 上部構造、船体および軸系の連成振動の理論計算

ディーゼル船における軸系縦振動と上部構造の振動との関連を求めるため、Fig. 5.1 のように質量( $m$ )、ばね( $k$ )、減衰( $c$ )に簡易化した振動系を考える。Fig. 5.1 の  $y_1$  は上部構造、 $y_2$  は船体、 $y_3 \sim y_7$  は軸系、 $y_8$  はダンパーの振動を表わす。 $m$ ,  $k$ ,  $c$ , などの下添数字はそれぞれの振動質点に対応する。

起振力はクランク軸から発生するものとし、クランク軸系の中央部に相当する  $m_5$ ,  $m_6$  に起振力が加わるものと考えた。

Fig. 5.1 の振動系の運動方程式は(5.1)式であらわせる。

$$\left. \begin{aligned} & (m_1 \ddot{y}_1 + c_1 \dot{y}_1 + k_1 y_1) - (c_1 \dot{y}_2 + k_1 y_2) = 0 \\ & \{m_2 \ddot{y}_2 + (c_1 + c_2) \dot{y}_2 + (k_1 + k_2 + k_4 + k_8) y_2\} - (c_1 \dot{y}_1 + k_1 y_1) - k_4 y_4 - k_8 y_8 = 0 \\ & (m_3 \ddot{y}_3 + c_3 \dot{y}_3 + k_3 y_3) - k_3 y_4 = 0 \\ & \{m_4 \ddot{y}_4 + c_4 \dot{y}_4 + (k_3 + k_4 + k_5) y_4\} - k_4 y_2 - k_3 y_3 - k_5 y_5 = 0 \\ & \{m_5 \ddot{y}_5 + c_5 \dot{y}_5 + (k_5 + k_6) y_5\} - k_5 y_4 - k_6 y_6 = \frac{f}{2} \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 e^{i\omega t} \\ & \{m_6 \ddot{y}_6 + c_6 \dot{y}_6 + (k_6 + k_7) y_6\} - k_6 y_5 - k_7 y_7 = \frac{f}{2} \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 e^{i\omega t} \\ & \{m_7 \ddot{y}_7 + (c_7 + c_8) \dot{y}_7 + k_7 y_7\} - (c_8 \dot{y}_8 + k_7 y_6) = 0 \\ & (c_8 \dot{y}_8 + k_8 y_8) - k_8 y_2 = 0 \end{aligned} \right\} \quad (5.1)$$

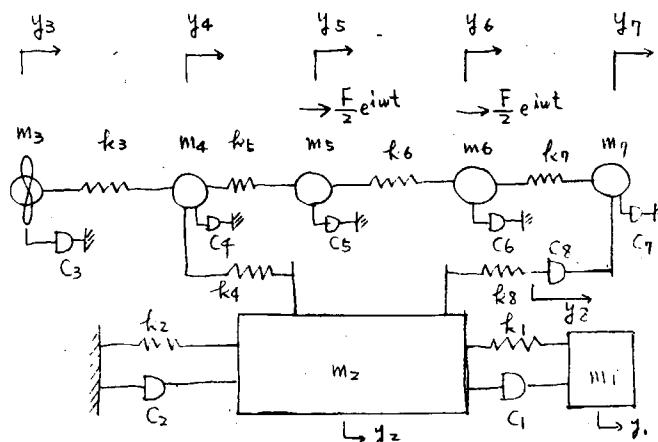


Fig. 5.1 Vibration System of Shaft, Hull and Deck House

$k_4, k_8$  から  $m_2$  へ伝達される力  $Q$  は、

$$Q = k_4(y_4 - y_2) + k_8(y_8 - y_2) = Q \cdot e^{i\omega t} \quad (5.2)$$

$y_4 = A_1 e^{i\omega t}$  を (5.1), (5.2) 式に代入して整理すると (5.3), (5.4) 式を得る。

$$[M] \cdot [A] = [F] \quad (5.3)$$

$$Q = -(k_4 + k_8)A_2 + k_4A_4 + k_8A_8 \quad (5.4)$$

ここで、(5.3) の記号は次の行列である。

$$\begin{aligned} [M] &= \begin{pmatrix} (k_1 - m_1\omega^2) + c_1\omega_1, & -k_1 - c_1\omega_1, & 0, & 0, & 0, & 0, & 0, & 0 \\ -k_1 - c_1\omega_1, & (k_1 + k_2 + k_4 + k_8 - m_2\omega^2) + (c_1 + c_2)\omega_1, & 0, -k_4, & 0, & 0, & 0, & 0, & -k_8 \\ 0, & 0, & (k_3 - m_3\omega^2) + c_3\omega_1, & -k_3, & 0, & 0, & 0, & 0 \\ 0, & -k_4, & -k_3, & (k_3 + k_4 + k_5 - m_4\omega^2) + c_4\omega_1, & -k_5, & 0, & 0, & 0 \\ 0, & 0, & 0, & -k_5, & (k_5 + k_6 - m_5\omega^2) + c_5\omega_1, & -k_6, & 0, & 0 \\ 0, & 0, & 0, & 0, & -k_6, & (k_6 + k_7 - m_6\omega^2) + c_6\omega_1, & -k_7, & 0 \\ 0, & 0, & 0, & 0, & 0, & (k_7 - m_7\omega^2) + (c_7 + c_8)\omega_1, & -c_8\omega_1 \\ 0, & 0, & -k_8, & 0, & 0, & 0, & 0, & -k_8 + c_8\omega_1 \end{pmatrix} \end{aligned}$$

$$[F] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{i}{2} \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \\ \frac{i}{2} \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \\ A_4 \\ A_5 \\ A_6 \\ A_7 \\ A_8 \end{bmatrix}$$

### 5.3 計算結果

上部構造の振動を軽減するため、ダンパーを取り付けた DW 95,000 LT の撤積貨物船を対象として数値計算を行なつた。計算に用いた数値は Table 5.1 のとおりである。

Table 5.1 Value of  $m_i$ ,  $k_i$  and  $c_i$

$i$	$m_i (\text{Kg} \cdot \text{sec}^2 / \text{cm})$	$k_i (\text{Kg/cm})$	$c_i (\text{Kg/cm/s})$
1	331	$1.633 \times 10^6$	465
2	50,000	$203.7 \times 10^6$	65,600
3	80	$5 \times 10^6$	400
4	50	$3 \times 10^6$	245
5	50	$1 \times 10^6$	141.4
6	50	$1 \times 10^6$	141.4
7	25	$1 \times 10^6$	100
8 (Case 1)		$1.0 \times 10^6$	0
(Case 2)		"	1.000
(Case 3)		"	5.000

強制振動の起振力は、670 cpm にて 3.2 ton ( $m_5$ ,  $m_6$  に加わる力の合計)とした。また、 $A_i$  の計算結果は次の形で表示した。

$$y_i = \bar{A}_i \cos(\omega t - \varphi_i)$$

$\bar{A}_i$  in mm,  $\varphi_i$  in degree,

#### 5.3.1 自由振動の計算結果

クランク軸系単独の自由振動の振動形は Fig. 5.2 のとおりであり、固有振動数は 622 cpm である。

船体と上部構造は Fig. 5.3 の振動系であらわ

され、その固有振動数は、次のとおりである。

上部構造単独の固有振動数  $P_{1c} = 670 \text{ cpm}$

船体単独の固有振動数  $P_2 = 610 \text{ cpm}$

上部構造と船体の連成固有振動数  $P_{1c} = 671.9 \text{ cpm}$

" "  $(P_2) = 608.5 \text{ cpm}$

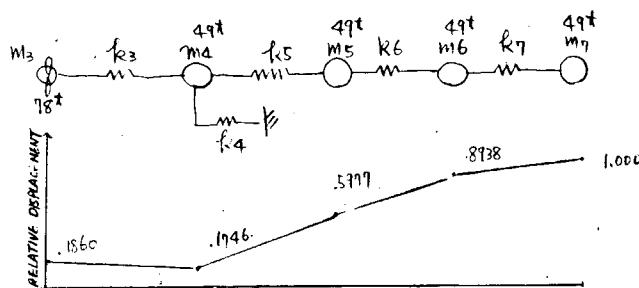


Fig. 5.2 Vibration Mode of Crank Shaft

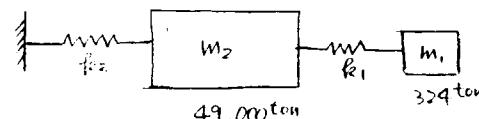


Fig. 5.3 Vibration Mode of Hull and Deck House

#### 5.3.2 強制振動の計算結果

Case 1 および Case 3 の船体・上部構造・軸系の両端部共振曲線を Fig. 5.4, Fig. 5.5 に、ダンパーの効果と振動の増減の関連を示すため、Case 1～Case 3 の上部構造と軸系前端の共振曲線を Fig. 5.6 に示した。

また、船体の共振点 (595 cpm)、上部構造の共振点 (680 cpm)、軸系の共振点 (630 cpm) の各点の振巾を Fig. 5.7～Fig. 5.9 に示した。

### 5.4 考 察

1)  $A_1$  (上部構造) の振動は、上部構造と船体の共振点 (608.5, 672 cpm) およびクランク軸の共振点 (622 cpm) が接近して存在するので、ダンパーが作動しない状態ではこの3つの共振点で連続したピークがあり、この範囲で幅の広いピークとなつている。

ダンパーをつけた場合にはクランク軸の共振点のピークが消えており、これはクランク軸の共振が顕著でなくなつた

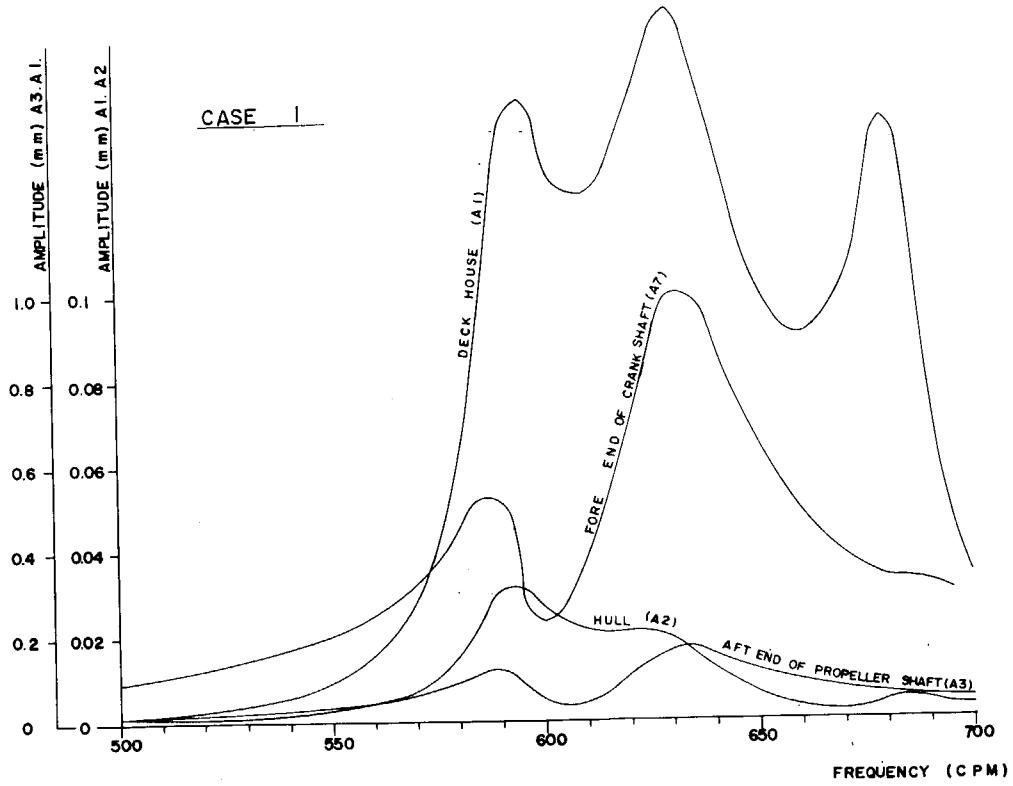


Fig. 5.4 Resonance Curve of Case 1

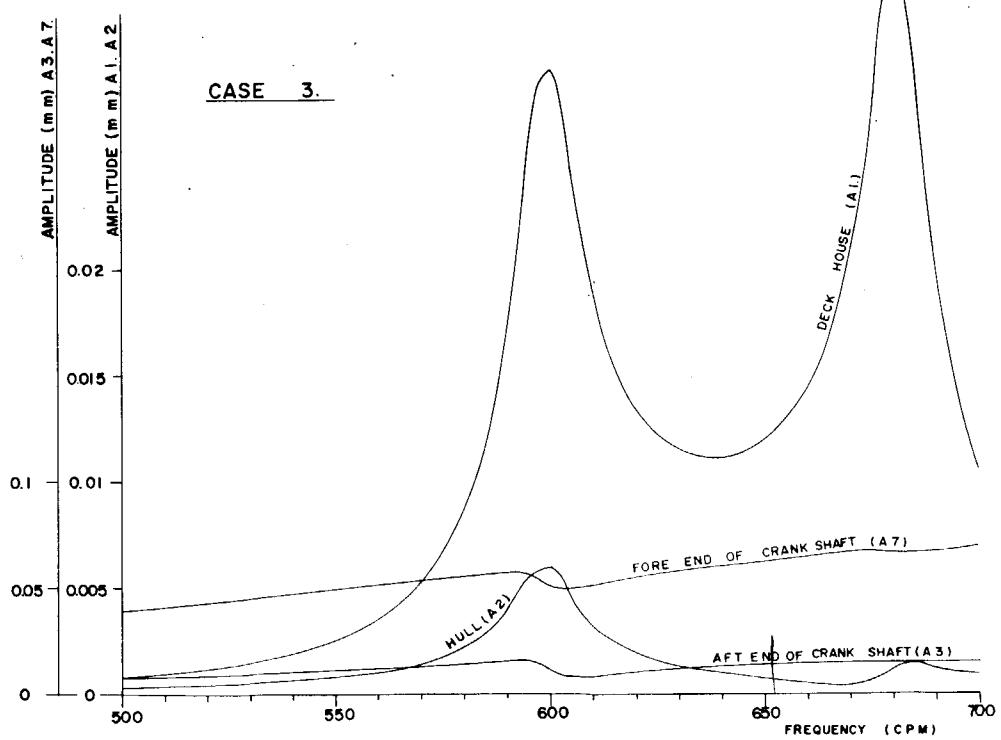


Fig. 5.5 Resonance Curve of Case 3

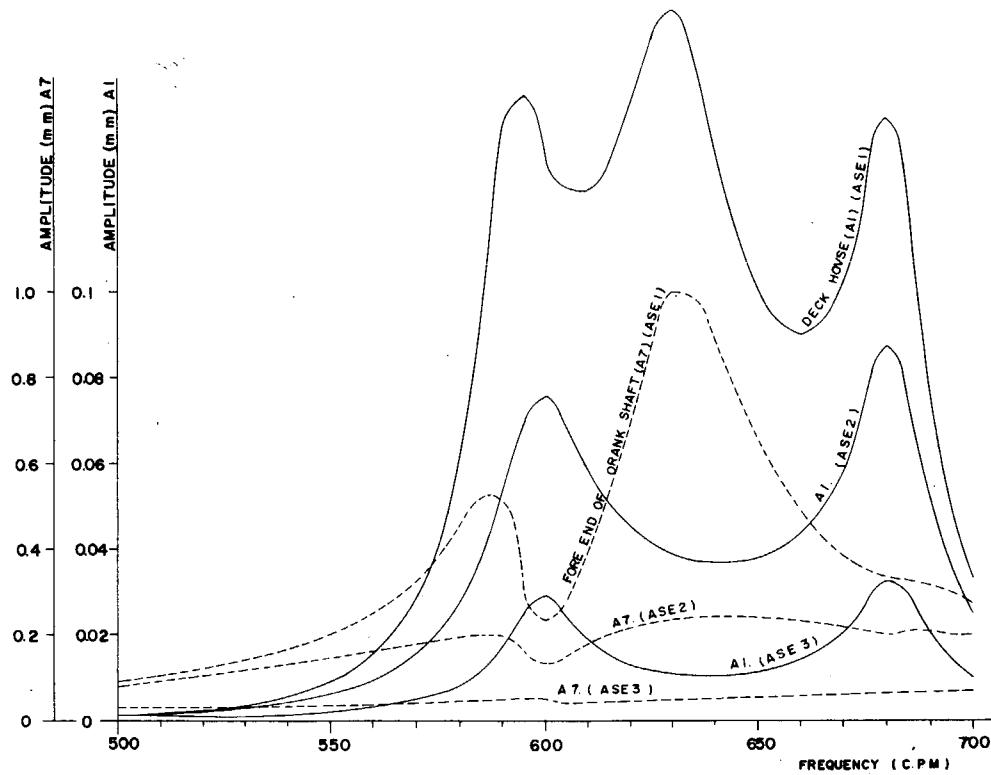


Fig. 5.6 Comparison of Resonance Curves

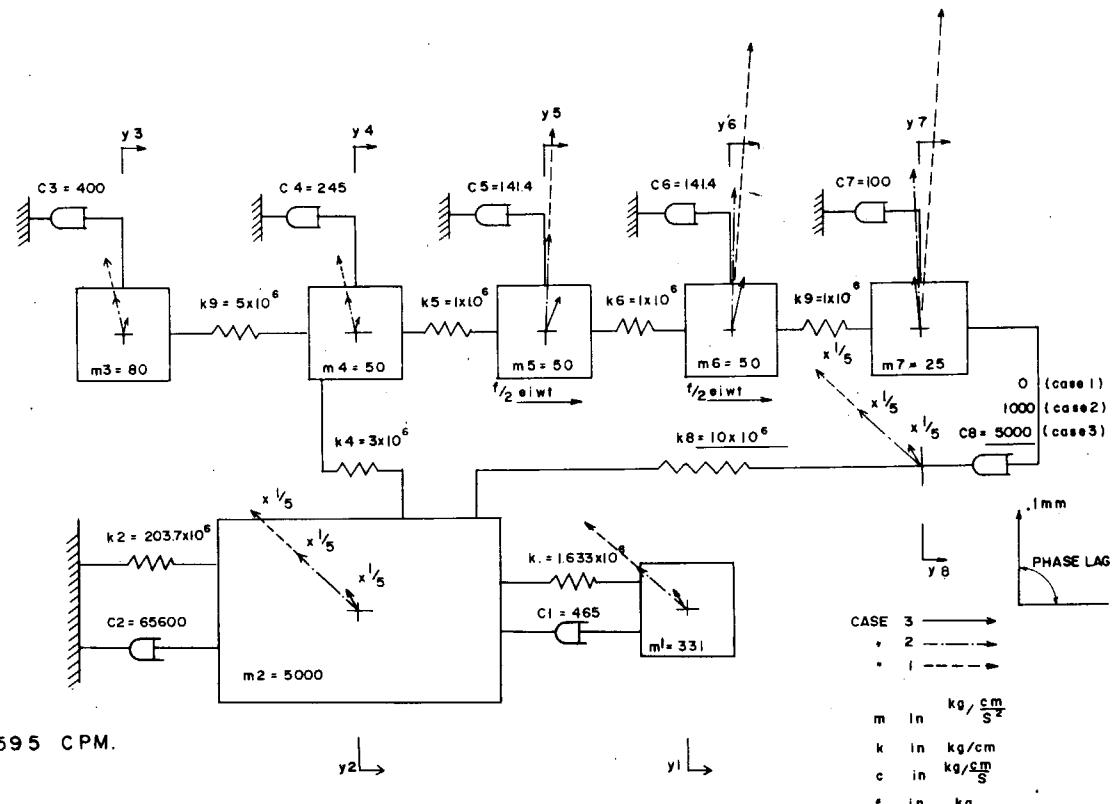
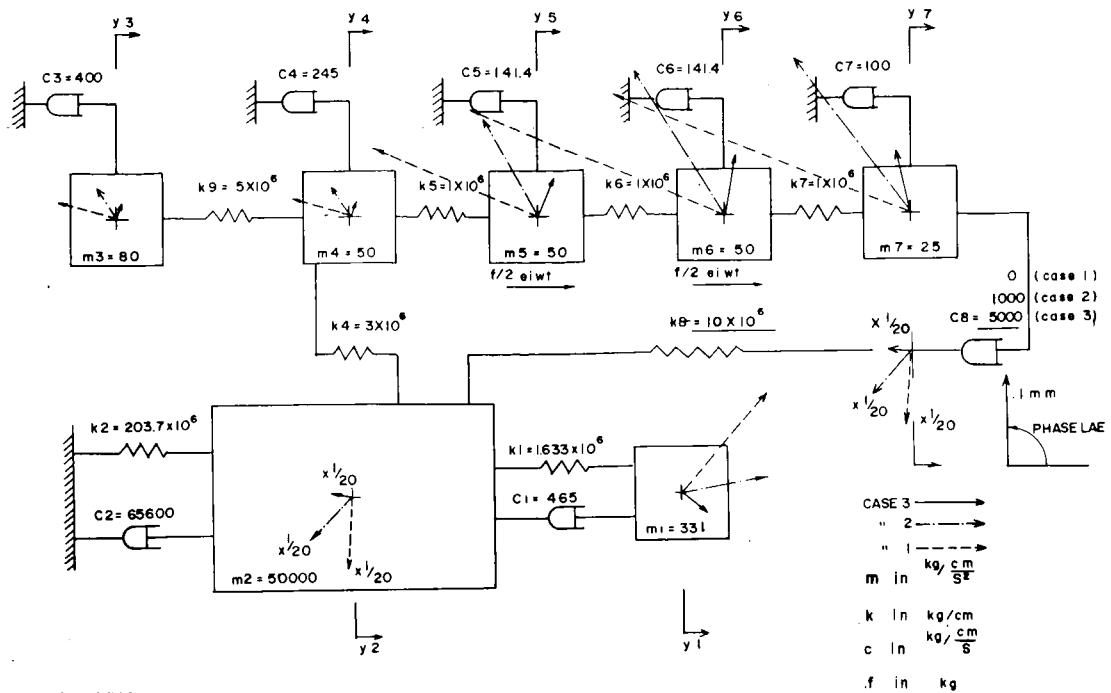
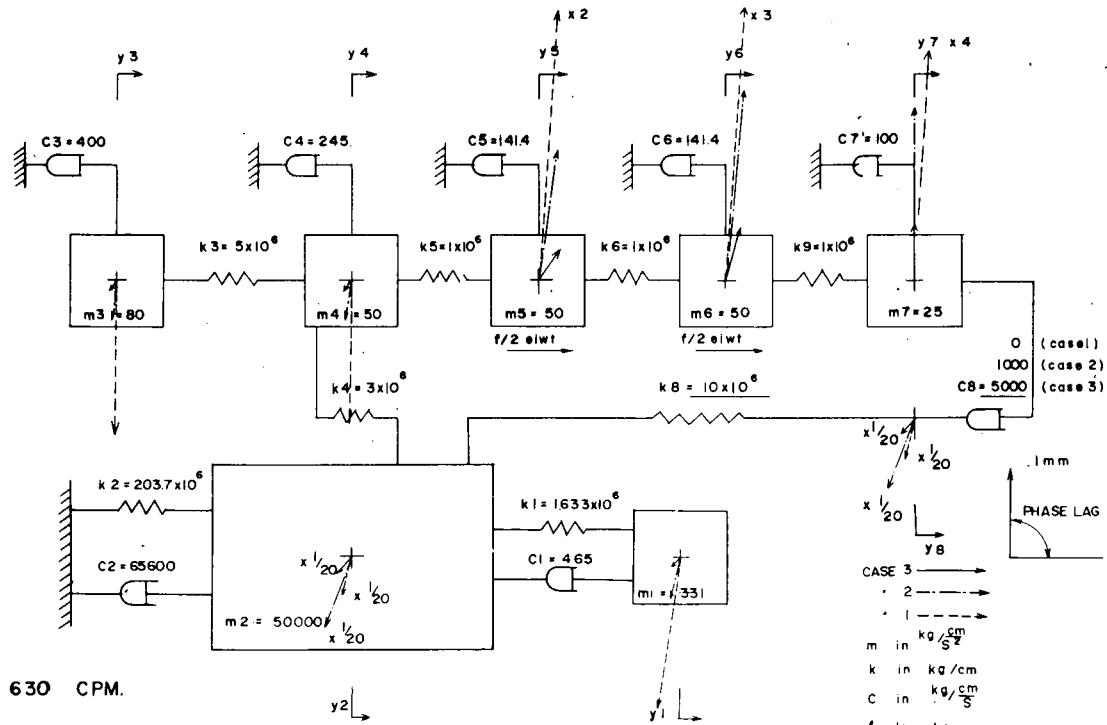


Fig. 5.7 Relations between Phases and Amplitudes of Exciting Force and Each Mass



680 CPM.

Fig. 5.8 Relations between Phases and Amplitudes of Exciting Force and Each Mass



630 CPM.

Fig. 5.9 Relations between Phases and Amplitudes of Exciting Force and Each Mass

ためである。

- 2)  $A_1$  (クランク軸) の振動は、共振点(622 cpm)の近くではダンパーを効かせるに従つてピークがフラットになり、 $C_s = 5,000 \text{ Kg sec/cm}$  ではピークが消える。590 cpm にピークがあるのは船体の共振によるものである。
- 3) 計算の範囲内ではダンパーはクランク軸および船体の両者に有効に働いている。

各共振点の振幅とダンパーがない場合の振幅に対する比は Table 5.2 のとおりとなる。

Table 5.2 Comparison of Amplitudes

		$A_1$ (DECK HOUSE)	$A_2$ (HULL)	$A_1$ (CRANK SHAFT)
600 cpm	WITHOUT DAMPER	0.15	1.0	0.52
	WITH DAMPER $C_s = 1,000$	0.076	0.51	0.28
	" $C_s = 5,000$	0.029	0.19	0.060
630 cpm	WITHOUT DAMPER	0.166	1.0	1.20
	WITH DAMPER $C_s = 1,000$	0.040	0.24	0.240
	" $C_s = 5,000$	0.012	0.072	0.028
680 cpm	WITHOUT DAMPER	0.140	1.0	0.340
	WITH DAMPER $C_s = 1,000$	0.088	0.63	0.230
	" $C_s = 5,000$	0.034	0.24	0.068

$C_s$  の値により  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_1$  のピークがずれるので、各振動数の振幅としてずれたピークの値をとつた。ただし附近にピークのないものについてはその値を取つた。

この表より、同じ振動数では  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_1$  ともに同じ比率でダンパーが効いて振幅が減少していることがわかる。

また、上構( $A_1$ )についてみるとクランク軸共振点(630 cpm)ではダンパーにより 2.4%, 7.2% に振幅が抑制されているが、上構の共振点(600 cpm)では 51%, 19% である。すなわち、クランク軸の共振点を離れた振動数ではダンパーにより上構の振幅は減少するが、完全に効くのではなく共振のピークも振幅も残る。

- 4) Table 5.4, 5.5 および Fig. 5.1.0 ~ 5.1.2 に示す実船計測例は、クランク軸前端にダンパーを設け、クランク軸および上部構造の振幅を小さくすることができた例であるが、ここで設けたダンパーの減衰係数は 3,000 ~ 5,000  $\text{Kg sec/cm}$  と推定されるので、減衰係数 = 5,000 の場合と 0 の場合について実船計測結果 Fig. 5.1.1, Fig. 5.1.2 と比較すると、クランク軸および上構の 600 cpm 附近の振幅は Table 5.3 のようになる。

Table 5.3 Comparison of Calculated and Measured Amplitudes

	$\text{クランク軸前後} (A_1)$		$\text{上構前後} (A_1)$	
	計算値	実測値	計算値	実測値
WITHOUT DAMPFR	0.52	0.48	0.15	0.14
WITH "	0.058	0.05	0.028	0.02

以上により、実測値においてダンパーを作動させることにより、クランク軸の振幅が約  $1/10$  に減少し、さらに上部構造の振幅も約  $1/10$  に減少したという結果と計算値はよく一致している。

本船のプロペラは 4 翼であるが、上部構造の振動とクランク軸の縦振動は 5 次であつて、プロペラ起振力とは無関係である。

## 5.5 結 言

クランク軸、船体、上部構造を Mass-Spring 系におきかえ、クランク軸に強制力を与えてその関連を調べた。その結果、

- 1) クランク軸の前後振動をダンパーによつて減少させた結果、上部構造の前後振動振幅は減少したという実船計測結果は理論計算によつても確認された。
- 2) 各振動系の質量、ばね常数、減衰係数の取り方に問題はあるが、理論計算値は実測値とかなりよく一致する。今後実測値をふやして理論値と対比することにより、十分精度の高い実用的な理論式が得られる。かかる連成振動の発生機構については、さらに今後の研究が必要である。

Table 5.4 Results of Vibration Measurement

PARTICULARS OF SHIP				BUILDER	J.H.J. A101.
				MAIN ENGINE	
KIND & TYPE	HULL	AFT BRIDGE	KIND & TYPE	I.M.I. SULZER 10RD90	
CLASS	A BIS		NUMBER	I	
CONSTRUCTION	LONGITUDINAL	POSITION OF ENGINE	AFT		
L.O.A	260.00 M	SHP	MAX. NOR. 20700PS		
L.P.P	241.00 M	RPM	MAX. NOR. 118		
B.M.D	40.80 M	UNBALANCED	F VI	0 T	
D.W.D	20.35 M	FORCE	FIVZ	0 T	
Δ FULL	14.938 M		F h	0 T	
△ FULL	123.820 LT	UNBALANCED	M VI	61.5 T-M	
D.W.	94.725 LT	MOMENT	MVz	19.0 T-M	
Cb FULL			MR	61.5 T-M	
MOMENT OF INERTIA	Iv	$3.45 \times 10^8 \text{ cm}^4$	PROPELLER NUMBER	1	
WEB AREA	In		NO. OF BLADES	4	
AREA	Aw	$7.636 \times 10^3 \text{ cm}^2$	DIAMETER	6.83 M	
	Ah				

Table 5.5 Exciter Test

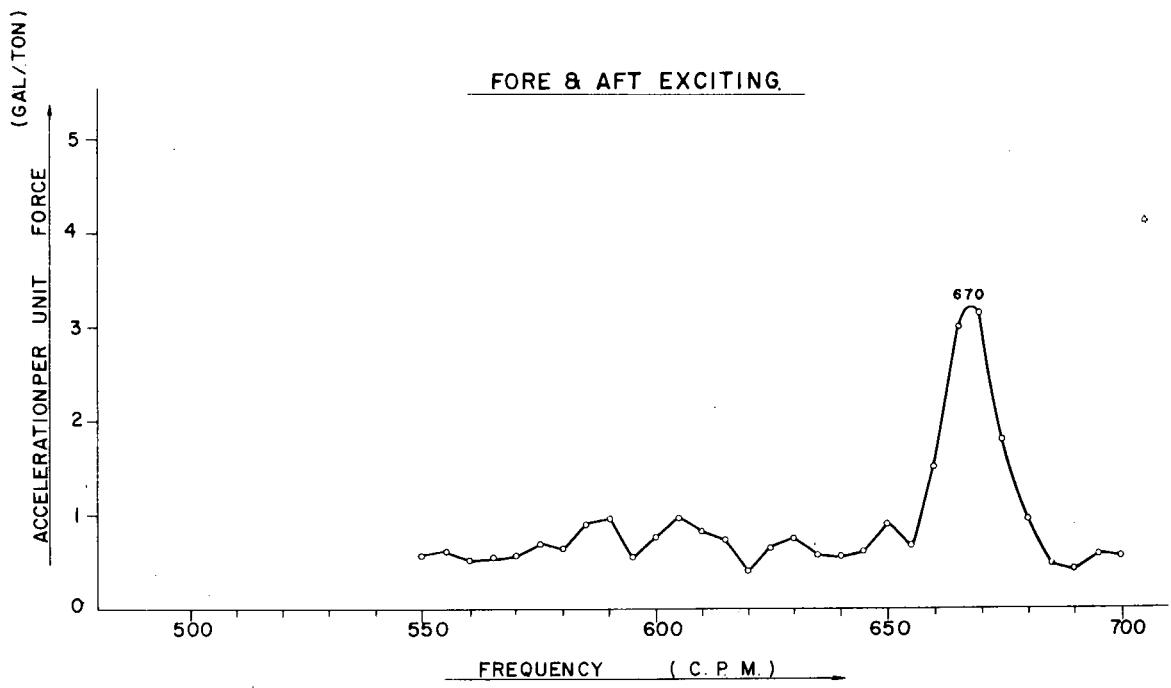


Fig. 5.10 Fore and Aft Vib. at Bridge Front on Nav. Br. Deck

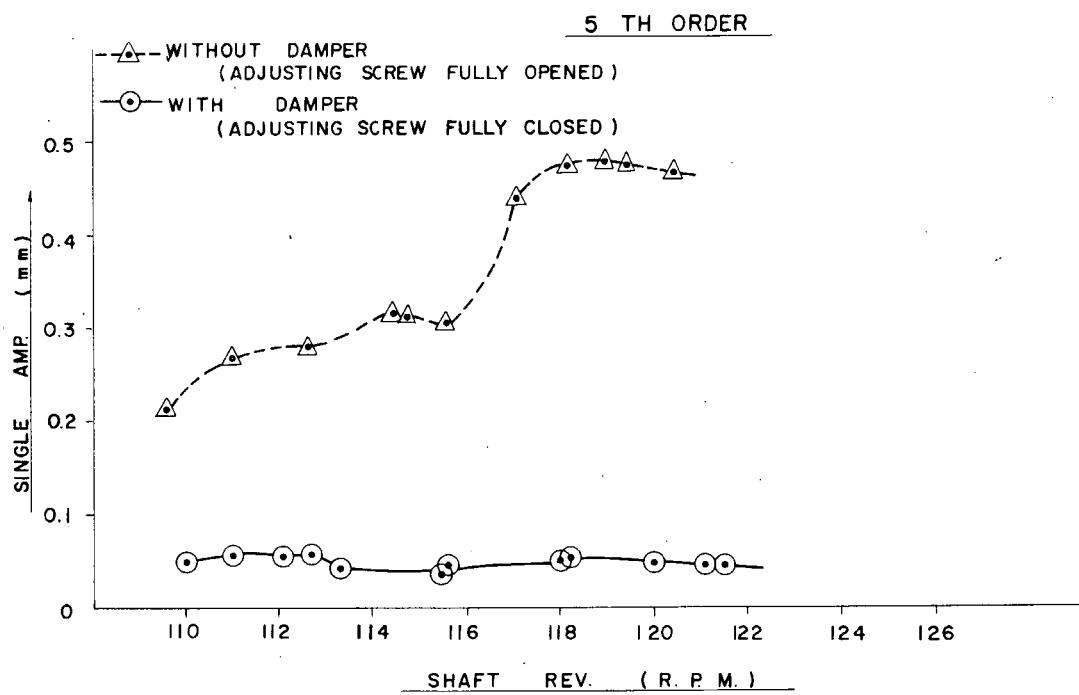


Fig. 5.11 Axial Vibration at the Fore End of Crank Shaft

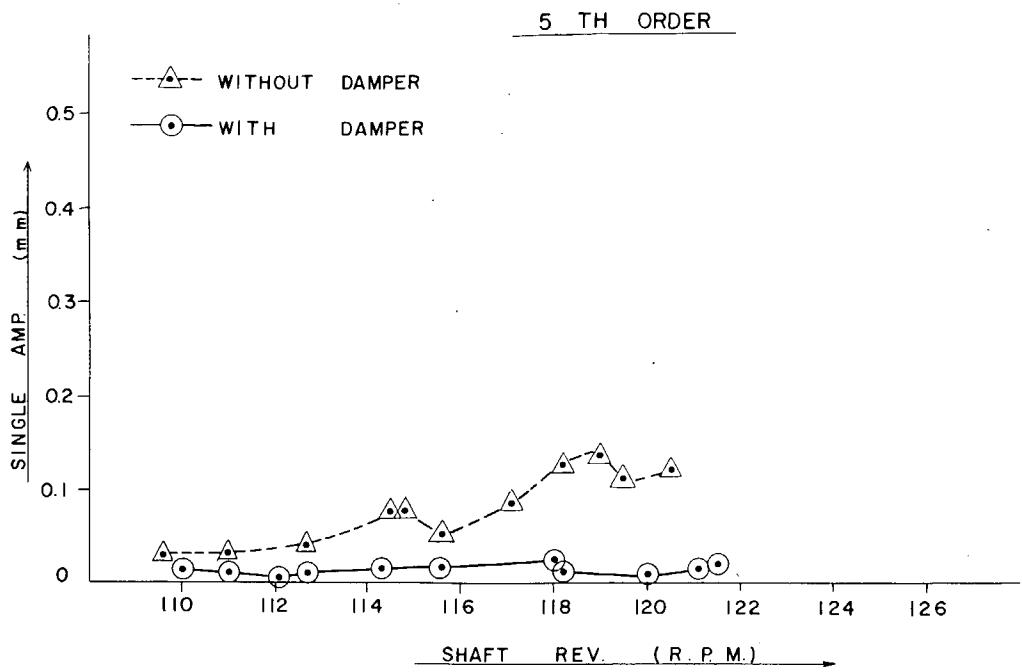


Fig. 5.12 Fore and Aft Vibration at Bridge Front on Nav. Br. Deck