

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

(その1)

昭和46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45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、順不同）

部会長	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）	
	植田靖夫（船舶技術研究所）	梅崎一夫（三菱重工業）	
	榎本圭助（三井造船）	大浦啓義（佐世保重工業）	
	大高勝夫（三菱重工業）	大坪昇（日立造船）	
	岡田弘昭（佐野安船渠）	金沢武（東京大学）	
	川上肇（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）	後藤寿穂（日立造船）	
	関内実（三井造船）	高橋通雄（神戸製鋼所）	
	高橋肇（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）	難波篤直（川崎重工業）	
	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）	
	日高正孝（日本海事協会）	広渡智雪（日立造船）	
	福田安助（日本鋼管）	藤井克哉（石川島播磨重工業）	
	藤居正規（白杵鉄工所）	星野次郎（日本海事協会）	
	堀之北克朗（運輸省）	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）	
	真砂宏（大阪商船三井船舶）	宮本哲陽（石川島播磨重工業）	
	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（昭和海運）	
	渡辺昌建（三菱重工業）		

## 第1小委員会委員名簿（敬称略、順不同）

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）		
	大浦啓義（佐世保重工業）	大高勝夫（三菱重工業）		

金 沢 武 (東京大学)	川 上 肇 (川崎重工業)
川 上 益 男 (広島大学)	河 本 達 郎 (三菱重工業)
熊 倉 靖 (石川島播磨重工業)	関 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)
野 崎 政 治 (防 衛 庁)	日 高 正 孝 (日本海事協会)
広 渡 智 雪 (日立造船)	藤 井 克 哉 (石川島播磨重工業)
藤 居 正 規 (白杵鉄工所)	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)
宮 本 哲 陽 (石川島播磨重工業)	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、順不同)

主 査 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)	富 田 治 (佐世保重工業)
	後 藤 寿 穂 (日立造船)	原 野 二 郎 (三井造船)
	葉 山 真 治 (東京大学)	藤 盛 豊 介 (川崎重工業)
	福 田 安 助 (日本鋼管)	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)	
	吉 田 真 (石川島播磨重工業)	

第3小委員会委員名簿 (敬称略、順不同)

主 査 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)	関 内 実 (三井造船)
	後 藤 寿 穂 (日立造船)	難 波 篤 直 (川崎重工業)
	富 田 治 (佐世保重工業)	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)	藤 盛 豊 介 (川崎重工業)
	藤 井 克 哉 (石川島播磨重工業)	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)	吉 田 真 (石川島播磨重工業)
	山 本 善 之 (東京大学)	

第4小委員会委員名簿（敬称略、順不同）

主 査 員	金 沢 武（東京大学）	
	新 井 淳 一（日本海事協会）	井 垣 快 彦（大阪商船三井船舶）
	植 田 靖 夫（船舶技術研究所）	梅 崎 一 夫（三菱重工業）
	大 浦 啓 義（佐世保重工業）	大 高 勝 夫（三菱重工業）
	川 原 隆（日本郵船）	神 田 寛（海上労働科学研究所）
	後 藤 大 三（石川島播磨重工業）	白 木 万 博（三菱重工業）
	鈴 木 宏（日本鋼管）	玉 木 一 三（三井造船）
	中 野 有 朋（石川島播磨重工業）	難 波 篤 直（川崎重工業）
	難 波 精 一 郎（大阪大学）	葉 山 真 治（東京大学）
	原 野 二 郎（三井造船）	日 高 正 孝（日本海事協会）
	広 渡 智 雪（日立造船）	福 田 安 助（日本鋼管）
	藤 井 克 哉（石川島播磨重工業）	牧 野 利 雅（住友重機械工業）
	三 輪 俊 輔（労働衛生研究所）	本 岡 隆 雄（三菱重工業）

# 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

## 目 次

1. 船体振動の総合的特性に関する研究 .....	1
まえがき .....	1
1.1 総合実船試験 .....	1
1.1.1 供試船の主要目 .....	1
1.1.2 実験項目 .....	1
1.1.3 実験の方法 .....	1
1.1.4 実験の経緯および実験結果 .....	2
1.2 実船試験に関連した二三の理論的検討 .....	3 5
1.2.1 波による起振力と Whipping の応答 .....	3 5
1.2.2 波浪による振動 .....	4 4
1.2.3 非定常プロペラ力 .....	5 0
1.2.4 Bulk Carrier の船体および二重底の上下振動 .....	5 0
2. 機関台、機関架構および軸系の振動に関する研究 .....	6 3
2.1 実船における機関架構の固有振動数の計算方法の検討 .....	6 3
2.1.1 二重底の変形 .....	6 3
2.1.2 架構と二重底の振動、船体の水平、ねじり振動との連成 .....	7 8
2.2 デーゼル船機関架構の振動付加応力の解析 .....	8 3
2.2.1 緒 言 .....	8 3
2.2.2 実験の方法 .....	8 3
2.2.3 実験結果 .....	8 5
2.2.4 結果の検討 .....	1 2 1
2.2.5 ま と め .....	1 2 2
2.3 デーゼル船機関架台—架構系の非線形振動の理論的解析 .....	1 2 8
2.3.1 緒 言 .....	1 2 8
2.3.2 計算方法 .....	1 2 8
2.3.3 計算結果および検討 .....	1 3 6
2.3.4 連 成 系 .....	1 4 3
2.3.5 実験結果との比較 .....	1 4 3
2.3.6 ま と め .....	1 4 9
2.4 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 5 0
2.4.1 概 要 .....	1 5 0
2.4.2 供試船要目および計測点 .....	1 5 0
2.4.3 軸系横振動計算 .....	1 5 7
2.4.4 計測方法 .....	1 6 0
2.4.5 計測結果 .....	1 6 6

2.4.6	モードカーブ	178
2.4.7	リサーチ線図	188
2.4.8	考 察	190
2.4.9	む す び	191

# 1. 船体振動の総合的特性に関する研究

## まえがき

船体振動の総合的特性に関する研究は、新和海運株式会社所属の鉱石運搬船神和丸についての実船実験を主とし、これに必要な若干の理論的研究を従として行なわれた。これらのうち、神和丸については、航行中の Whipping Vibration、船体高次振動および船体各部に生ずる振動応力などの性状を明らかにするために、振動加速度振動応力、水圧変動およびトルクスラストの変動など総計115個所の計測点で実験計測が行なわれた。実験は供試船の故障などもあつて昭和45年10月下旬から昭和46年2月上旬にわたつて実施されたため、実験データの整理および解析は現在まだ続行中である。また理論的研究としては、船体に Whipping Vibration を発生せしめる起振力についての研究、最近における船体高次振動の主原因であるプロペラ起振力に関する研究および Bulk Carrier の船体と二重底の連成振動に関する研究が行なわれ、それぞれが報告書としてまとめられている。

## 1.1 総合実船試験

### 1.1.1 供試船の主要目

供試船神和丸は DW. 57,120t の鉱石運搬船で、その主要目は Table 1.1.1 に示したとおりである。

### 1.1.2 実験項目

神和丸について行なつた実験項目はつぎの4つである。

#### (1) 波浪中の船体振動・動的応力および外力の測定

これは最近の大型船で特に顕著にあらわれるといわれている

Whipping Vibration の性状を計測することを目的にしたもので、船体各部に設けた水圧計、振動計および歪計により、波高、波長、船体運動および波浪外力と Whipping Vibration との関連を求めるとともに Whipping 時の船体中央部の動的応力と船首尾端振動との関係などを求めようとするものである。

#### (2) 船体高次振動の測定

航海中の船体各部に生ずる高次振動の計測を目的としたもので、各部に配置した振動計により船体主構造の振動、上部構造、船底など局部構造の振動、主機関および機関室の振動などを計測するとともに、推進軸に設けたトルクスラスト計によるトルク変動、スラスト変動および船尾に設けた水圧計によるプロペラ近傍の水圧変動の計測値とこれらと比較してその関連を求めようとするものである。

#### (3) 局部構造の動的応力の測定

船殻を構成する Transverse Ring, Horizontal Girder などのいわゆる大骨材にしばしば発生する亀裂損傷などの原因を明らかにする目的で、これら各局部構造の要所に歪計を配置しこれによつて振動応力を計測してこれと船体主構造の振動、波浪外力などとの関連を明らかにしようとするものである。

#### (4) 振動感覚に関する調査

船体振動の許容限界については多くの研究者によつて研究が行なわれているが、実船の振動資料に基いたものは少ないように思われる。最近 ISO で Transportation Vehicle の振動基準を定めようという動きがあり、振動感覚に関する実船資料の蒐集が望まれているので、これを得る目的で本船についても調査が行なわれた。この調査に関する詳細報告は研究資料 No. 129-2 に集録されているので参照されたい。

### 1.1.3 実験の方法

実験に使用した各種の計器類は、本研究部会の参加各造船所から持ち寄つたものを使用した。なお測定データははる大な量に達することが予想されたので、その処理の便宜を考へてデータの記録はデジタルおよびアナログ方式のデータ

Table 1.1.1 神和丸主要目

垂線間長さ	213.00 m
幅	32.80 m
深さ	17.00 m
吃水(満載)	11.55 m
主機関	SULZER 6RD90
出力(MCR)	15,000 PS × 125 RPM

レコーダに集録することとした。これらの詳細については本報告では省略する。

また、この種の測定では全計測点の同時計測が望ましいが、計測点数に比較して計測器の数量が不足したので、全計測点数を4群に分け (Case A, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub> および C) それぞれについて測定を行なった。Fig. 1.1.1(a)~(c)は水圧計の配置を、Fig. 1.1.2(a)~(g)は加速度計の配置を、Fig. 1.1.3(a)~(f)は抵抗線歪計の貼付位置を示したものである。また Table 1.1.2 は全計測点の組合せを、Fig. 1.1.4 は計測装置のブロックダイアグラムを示したものである。

船の状態としては、本船が日本を出発してロレンツマルクスに至る間の往航軽貨状態と、ロレンツマルクスから神戸に帰港する間の復航満載状態について実験を行なった。すなわち、それぞれの状態に対して船が一定の速度で航走中の計測を行なり、いわゆる定速時計測、船の主軸回転速度を60RPMから120RPMまで一定のピッチで変化させて行なり変速時計測および波浪と船の方向との関係を調べるために船の針路を八角形に変針させて計測を行なり、いわゆる八角航走計測の三者を実施している。

#### 1.1.4 実験の経緯について

神和丸について行なった実験計測の経緯については、計測回数を Table 1.1.3 に、航路を Fig. 1.1.5 に、載荷状態を Table 1.1.4 (a)~(f)に、針路、速力、海象などを Table 1.1.5 に、計測時の状況などを Table 1.1.6 (a)~(g)にそれぞれ示している。また、この計測によつて得られたオツシログラムの例を Fig. 1.1.6 (a)~(d)に示す。なお、本実験結果の解析、整理は時間の関係で本報告には間に合わなかつたが、昭和46年度の本研究部会のメインターマとして実施されることになっている。

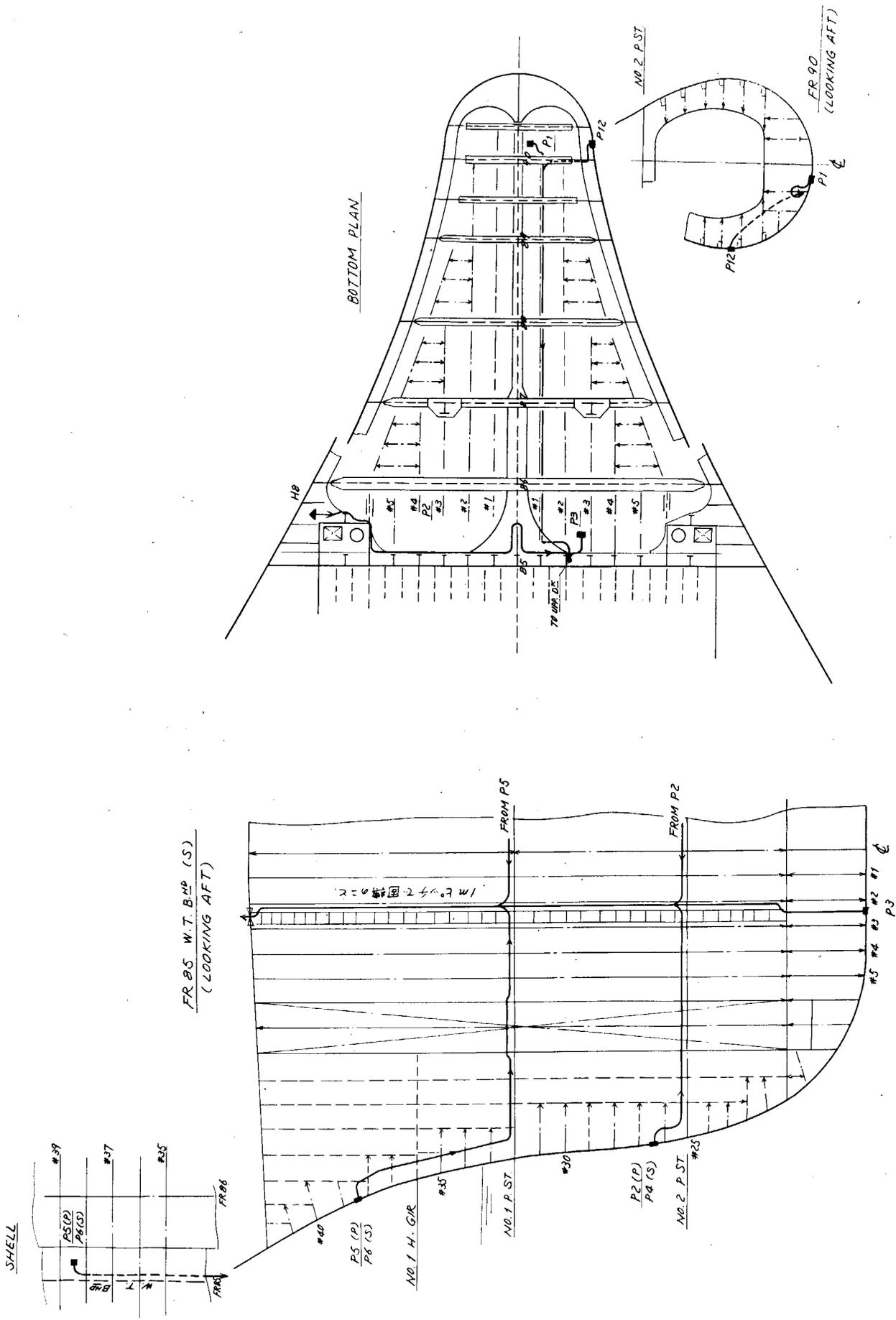


FIG. 1.11(a) PRESSURE GAUGE & VIB. PICK UP IN F.P.T.

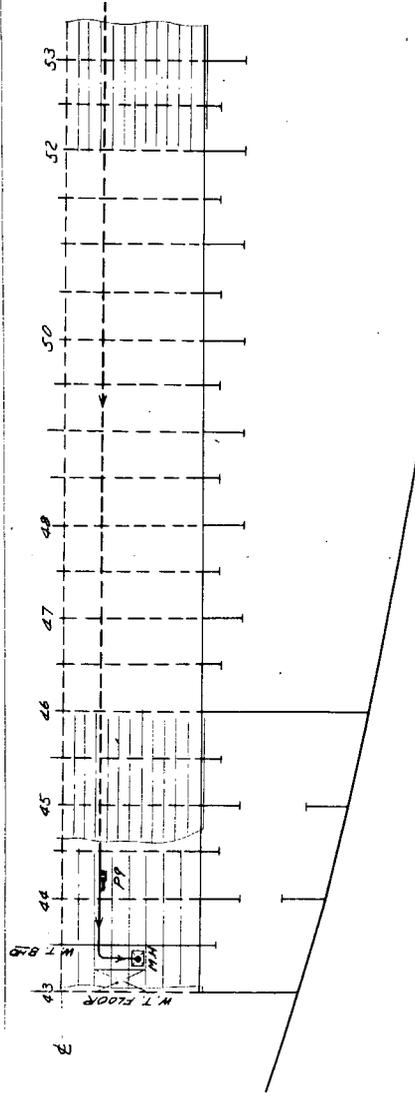
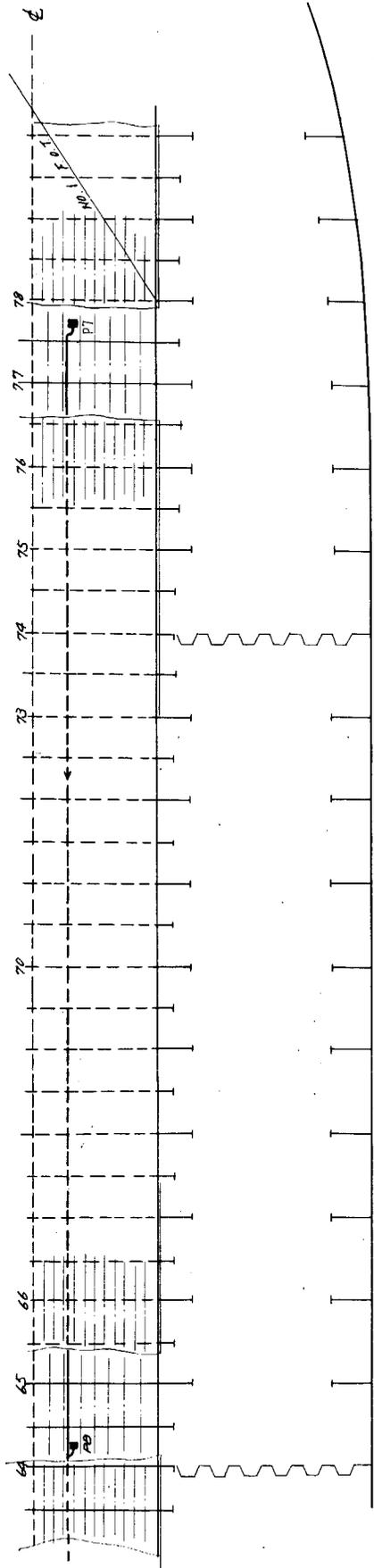


Fig. 1.1.1(b) PRESSURE GAUGE IN DOUBLE BOTTOM

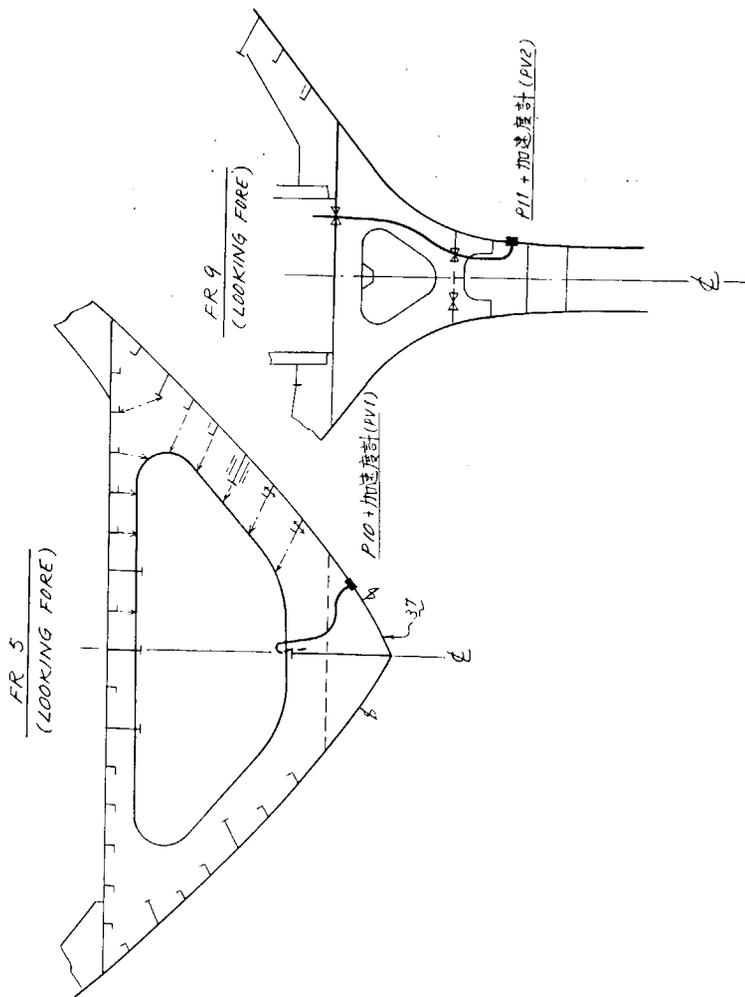
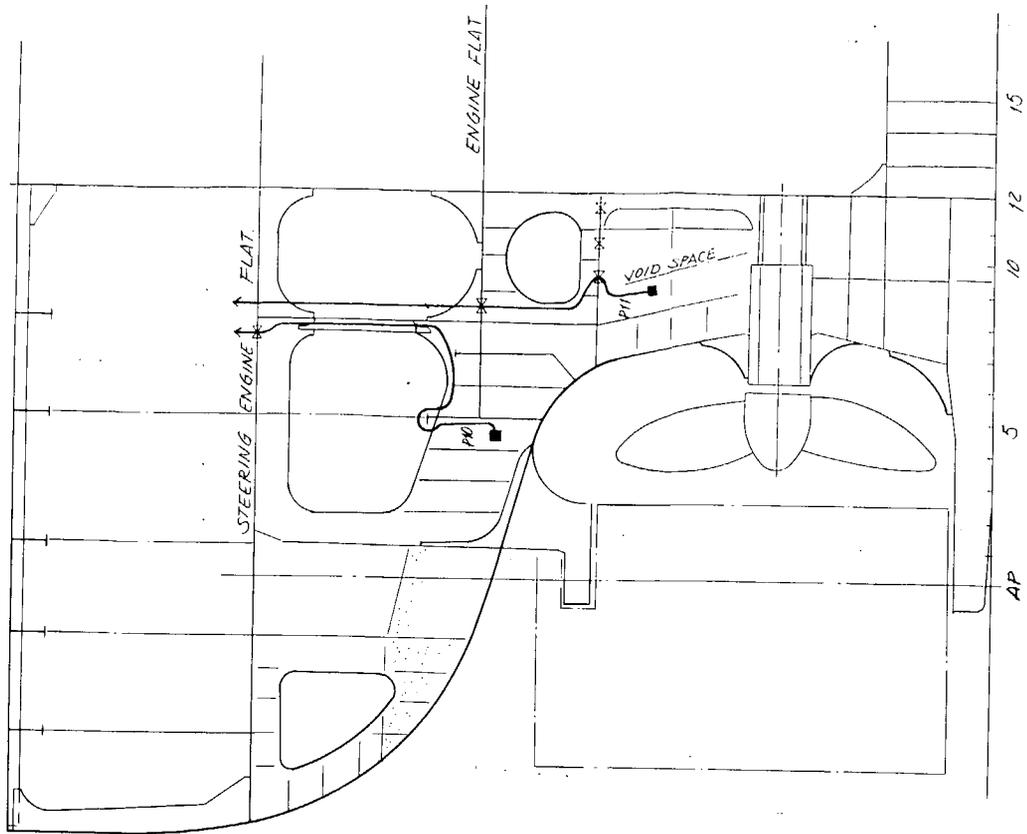


FIG. 1.1.1 (C) PRESSURE GAUGE IN A.P.T.

COMPASS BRIDGE DECK

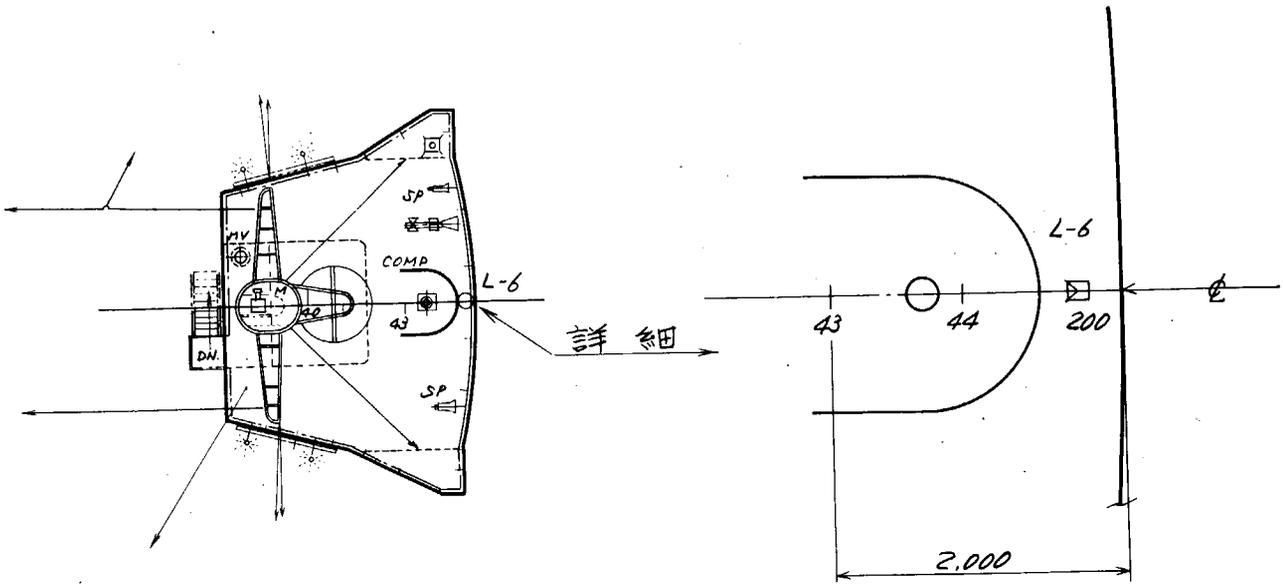


Fig. 1.1.2(a) Compass Bridge DKの加速度計配置

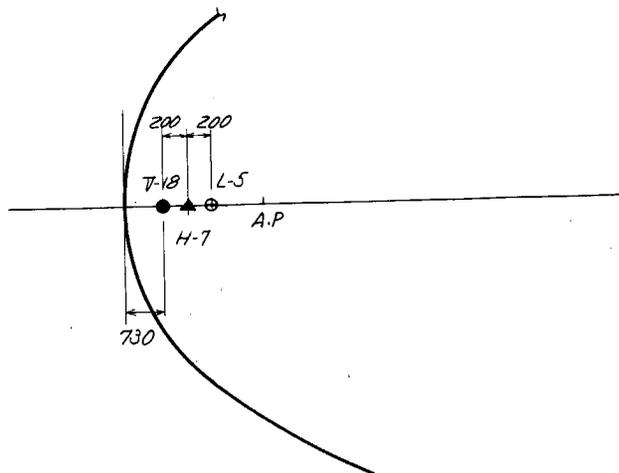
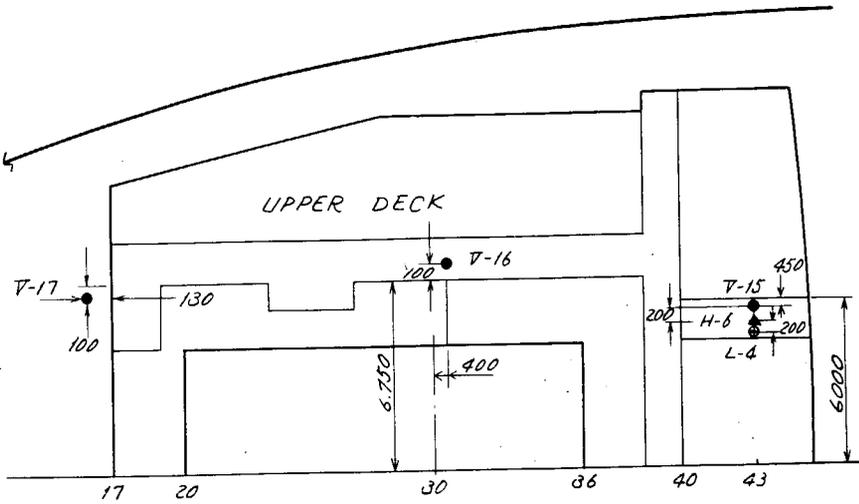


Fig. 1.1.2(b) 上甲板の加速度計配置 (その1)

UPPER DECK

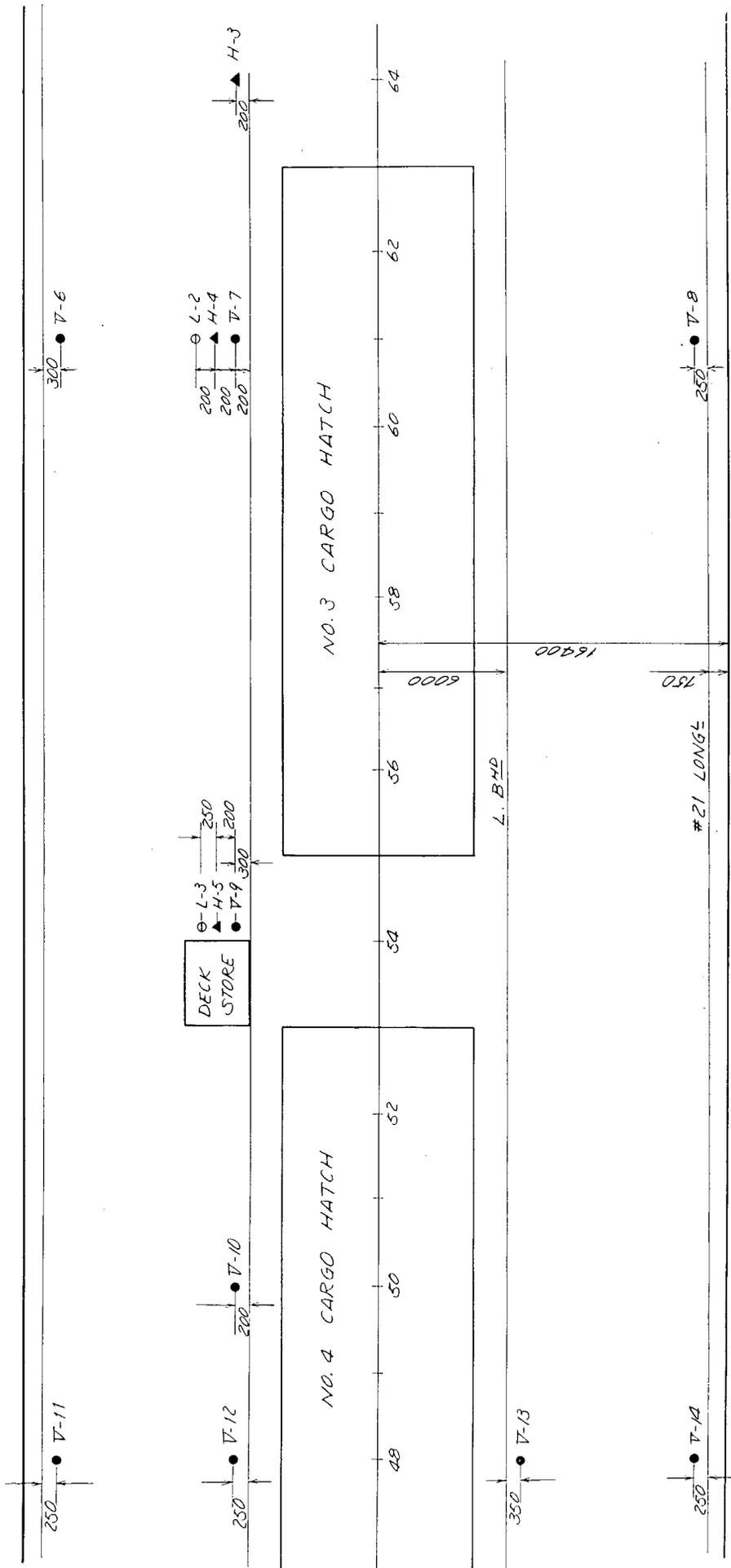


Fig. 1.1.2 (c) 上甲板の加速度計配置 (その2)

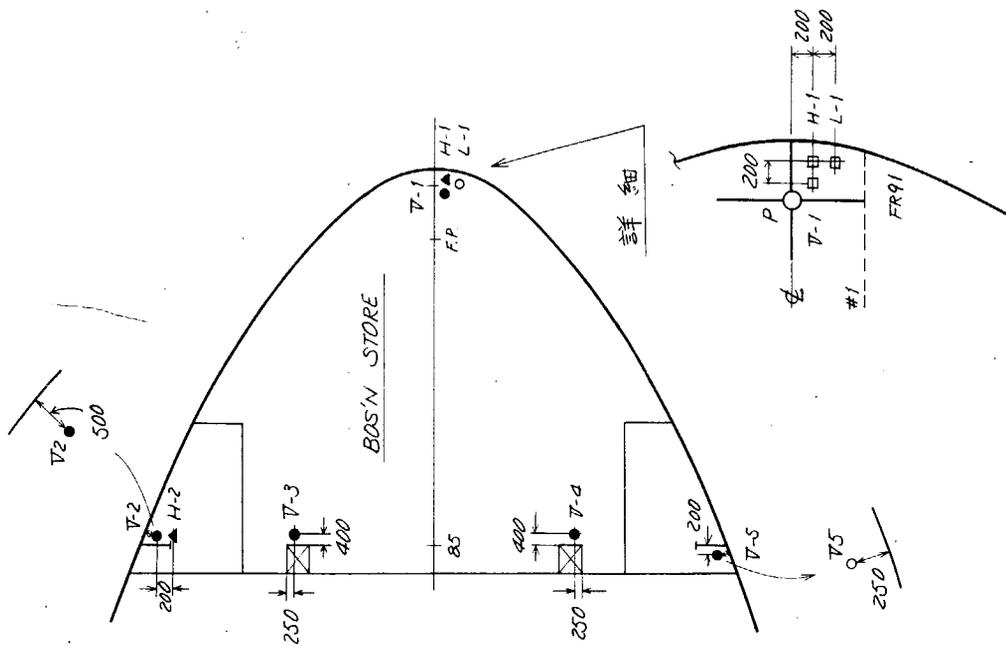
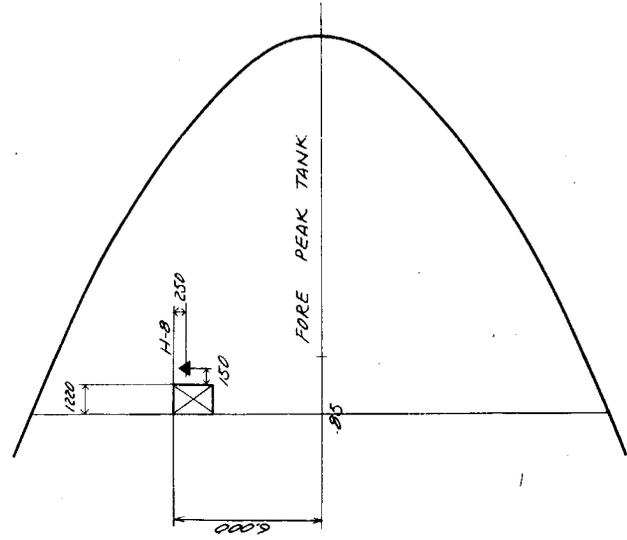
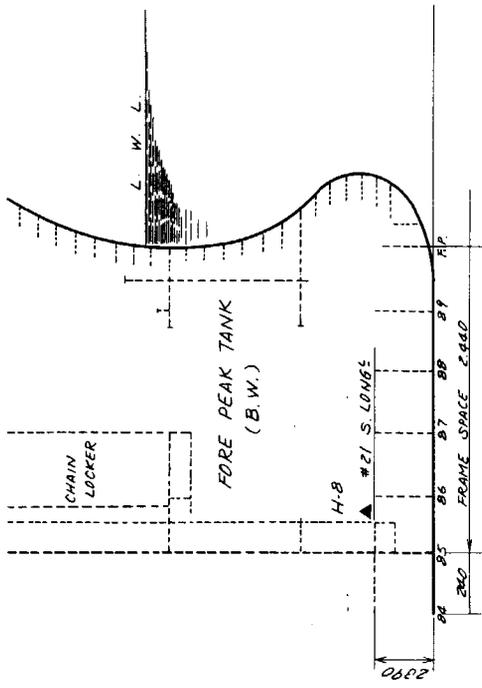


Fig. 1.1.2 (d) 上甲板の加速度計配置 (その 3)

Fig. 1.1.2 (e) Fore Peak Tank の加速度計配置

ENG. RM TANK TOP

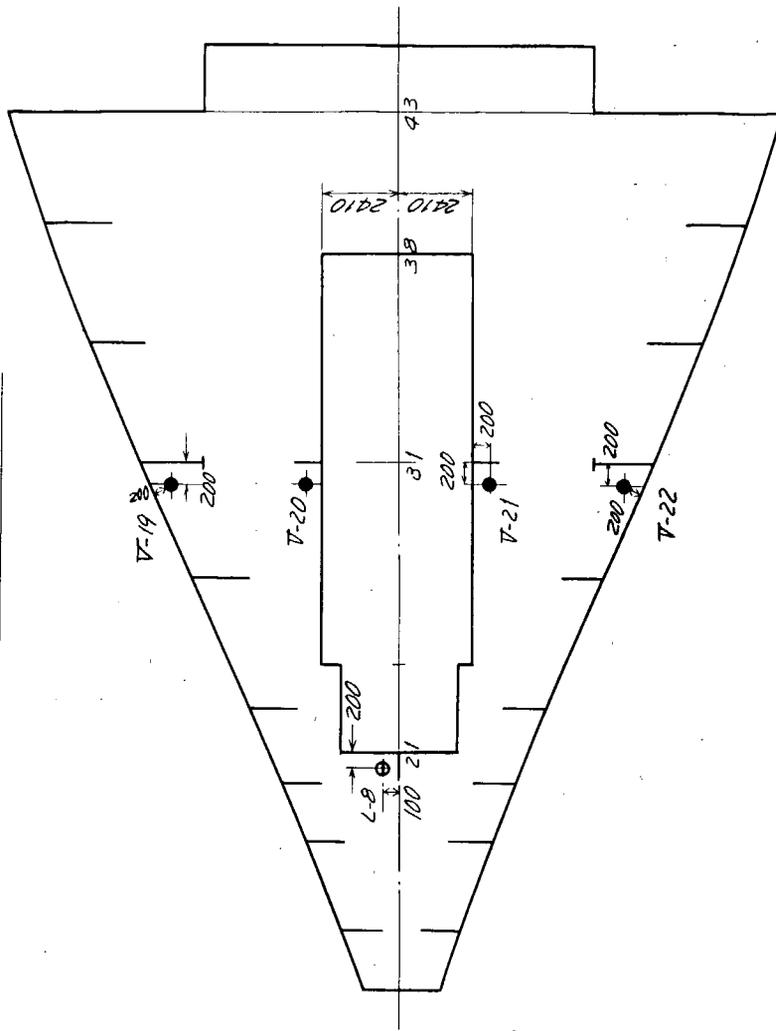


Fig. 1.1.2 (g) 機関室 Tank Top の加速度計配置

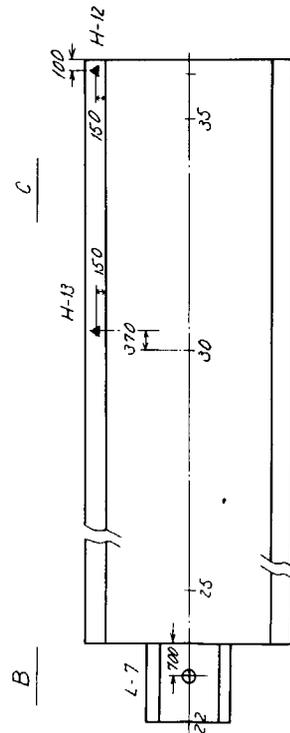
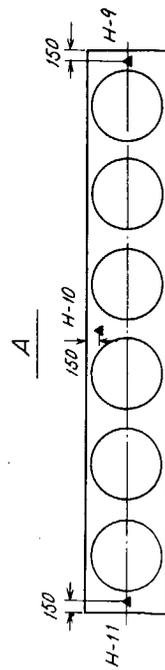
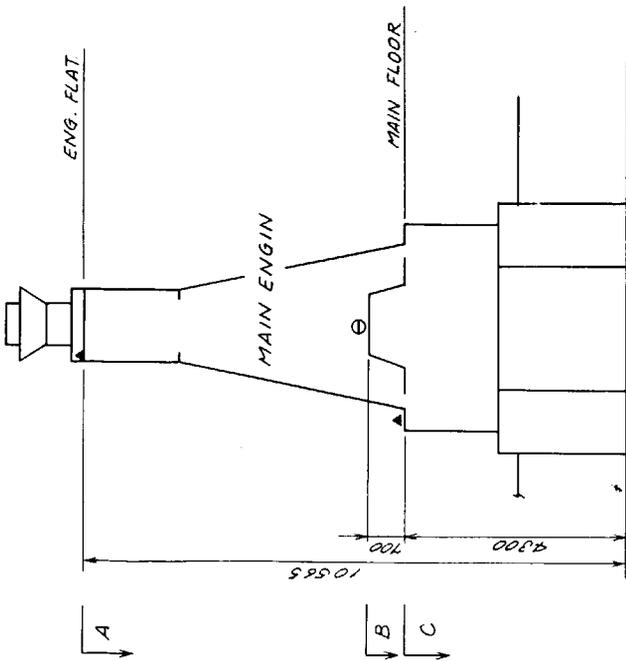


Fig. 1.1.2 (f) 主機関の加速度計配置

FR 46 W.T. BMD  
(LOOKING AFT)

FR 48 SEC  
(LOOKING FARE)

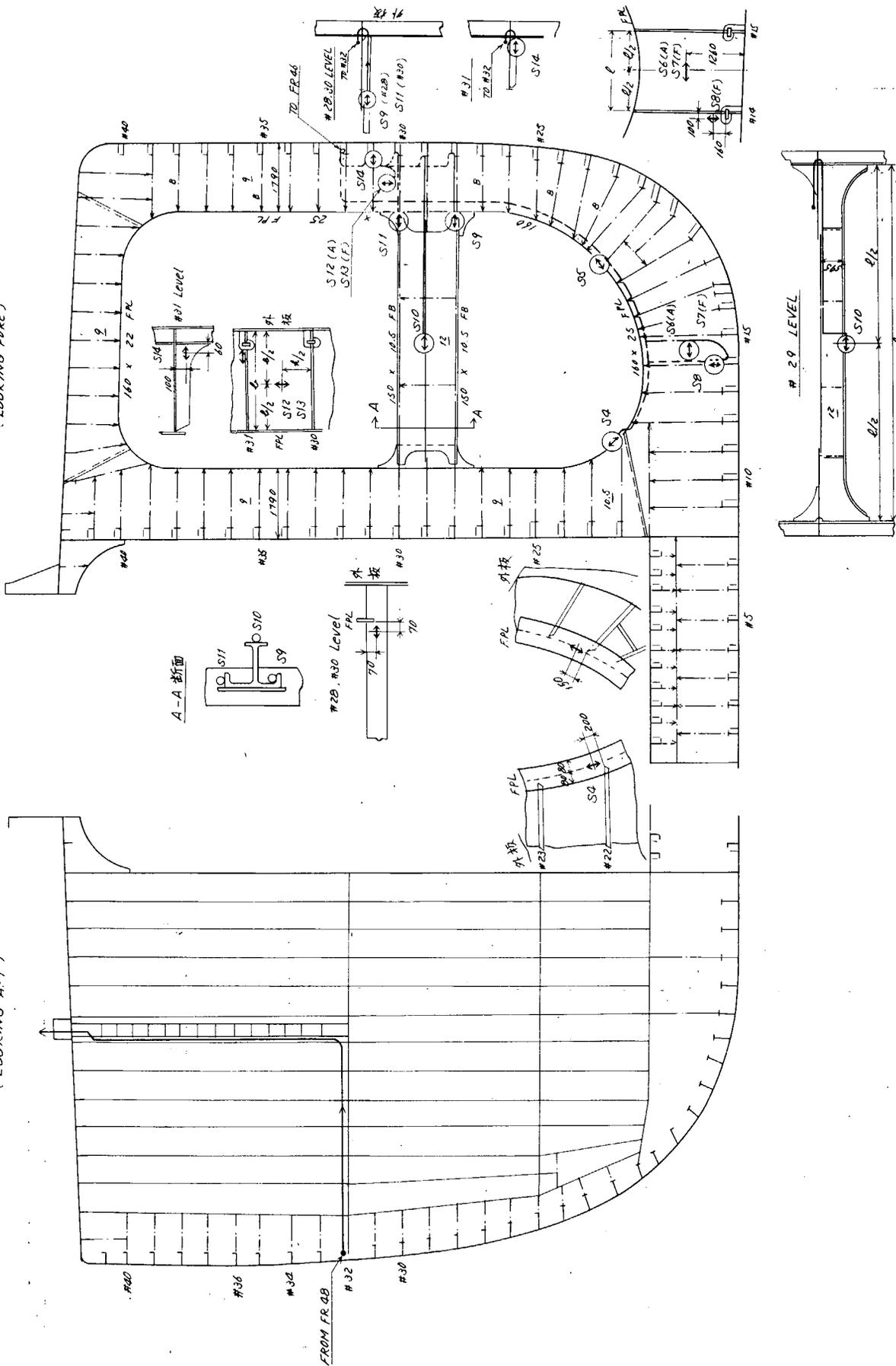


FIG. 1.13(a) STRAIN GAGE IN WAY OF FR48

NO.3 BWT (P)  
FR 61 SEC.  
(LOOKING FORE)

SJ(P) → 直様計測室  
S15 ~ S21 → NO.2 中継箱  
S52, S53

FR 61 SEC.

NO.3 WBT (P) S15, S16, S17, S18, S19, S20, S21 7点  
HOLD S52, S53 ..... 2点  
UPP DE S1(P), S2(P), S3(S) ..... 3点

INNER BOTTOM PLAN (1/200)

FR 64 BWP  
(LOOKING FORE)

NO. 1 H GIRDER  
(#32)

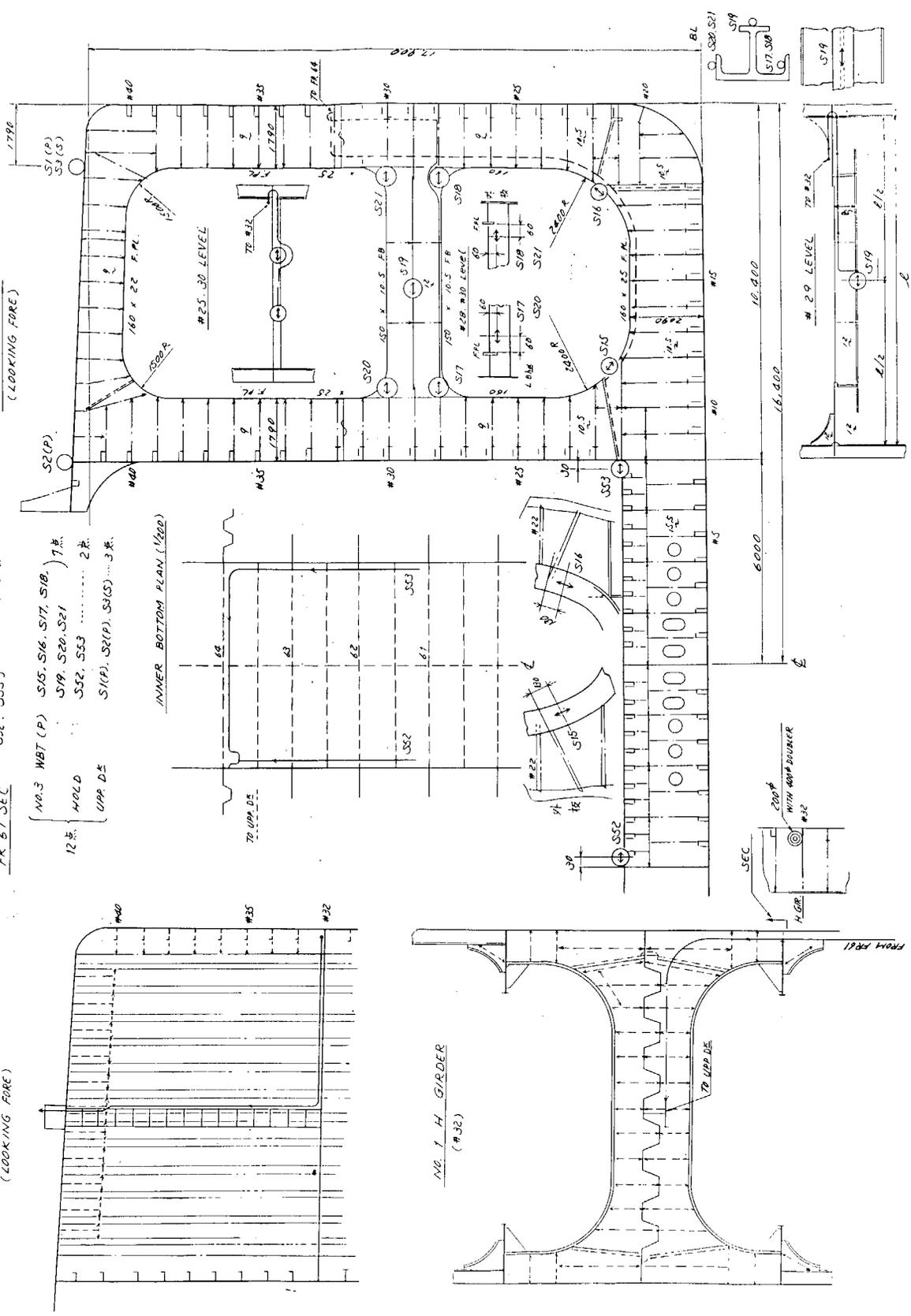


Fig. 1.1.5 (b) STRAIN GAGE IN WAY OF FR61

#61 BWT (P)  
FR B2 SEC.  
(LOOKING FORE)

23点 (NO. 1 BWT (P) S22~S42...21点  
HOLD S54(P), S55(S)...2点  
NO. 1 中継箱)

FR B3 SEC.  
(LOOKING FORE)

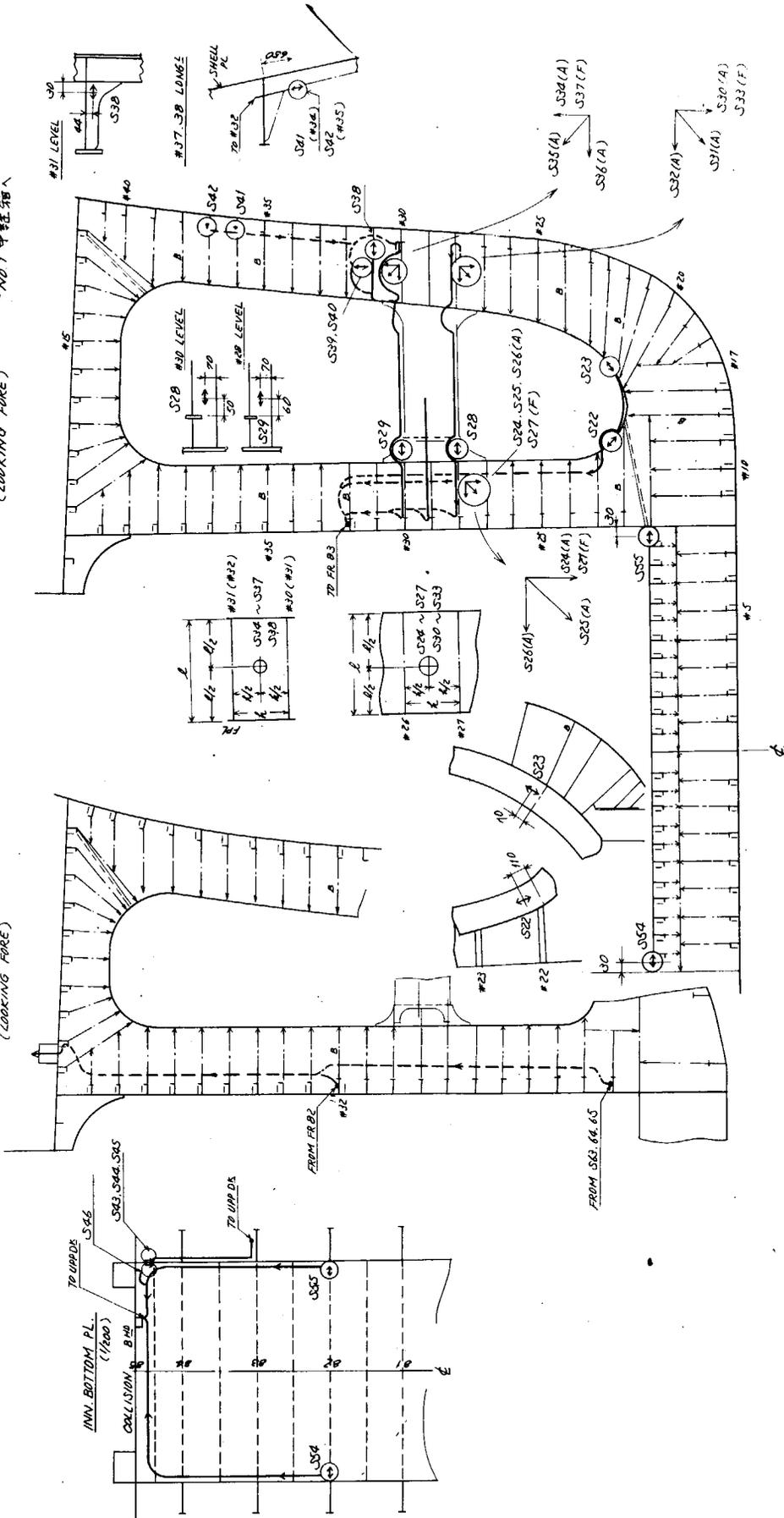


FIG. 1.13(C) STRAIN GAGE IN WAY OF FR82

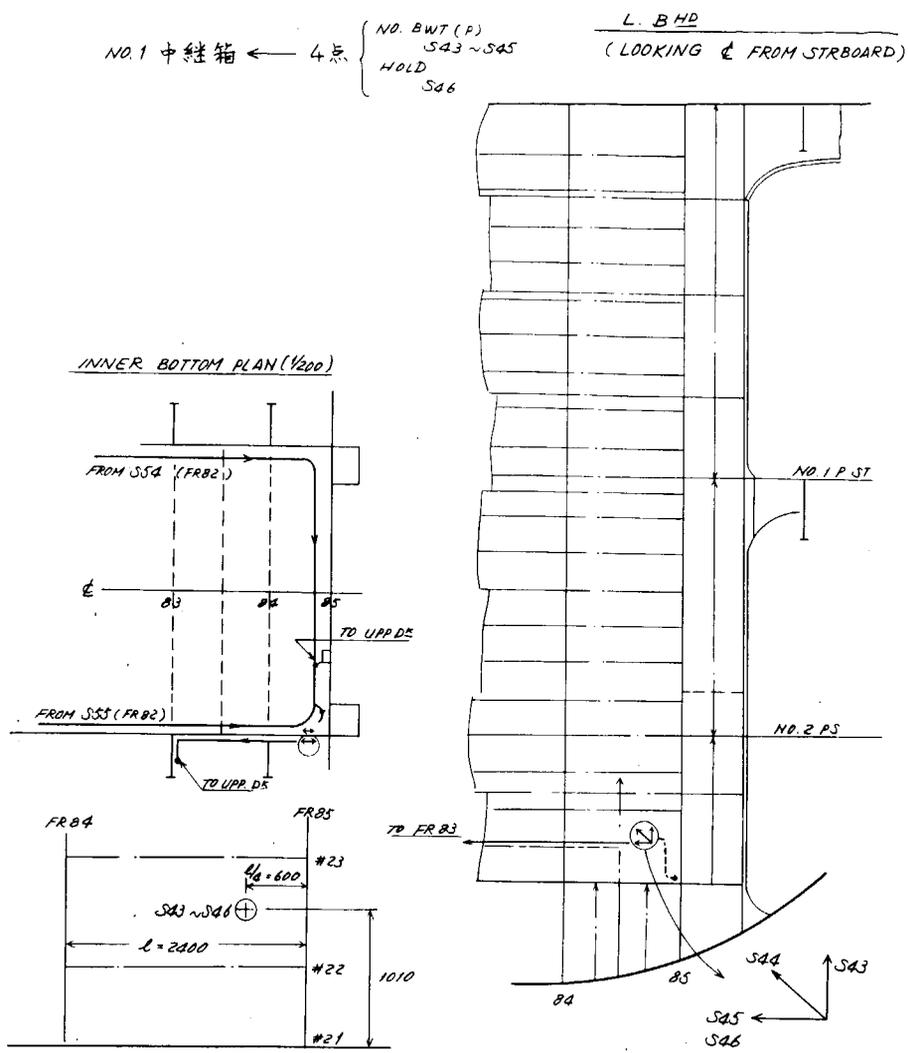


Fig.1.13 (d) STRAIN GAGE ON L. B HD

4. SEC.

FR 85 W.T. BHP  
(LOOKING AFT.)

NO.1. 中継箱 ← 5点 S47 ~ S51

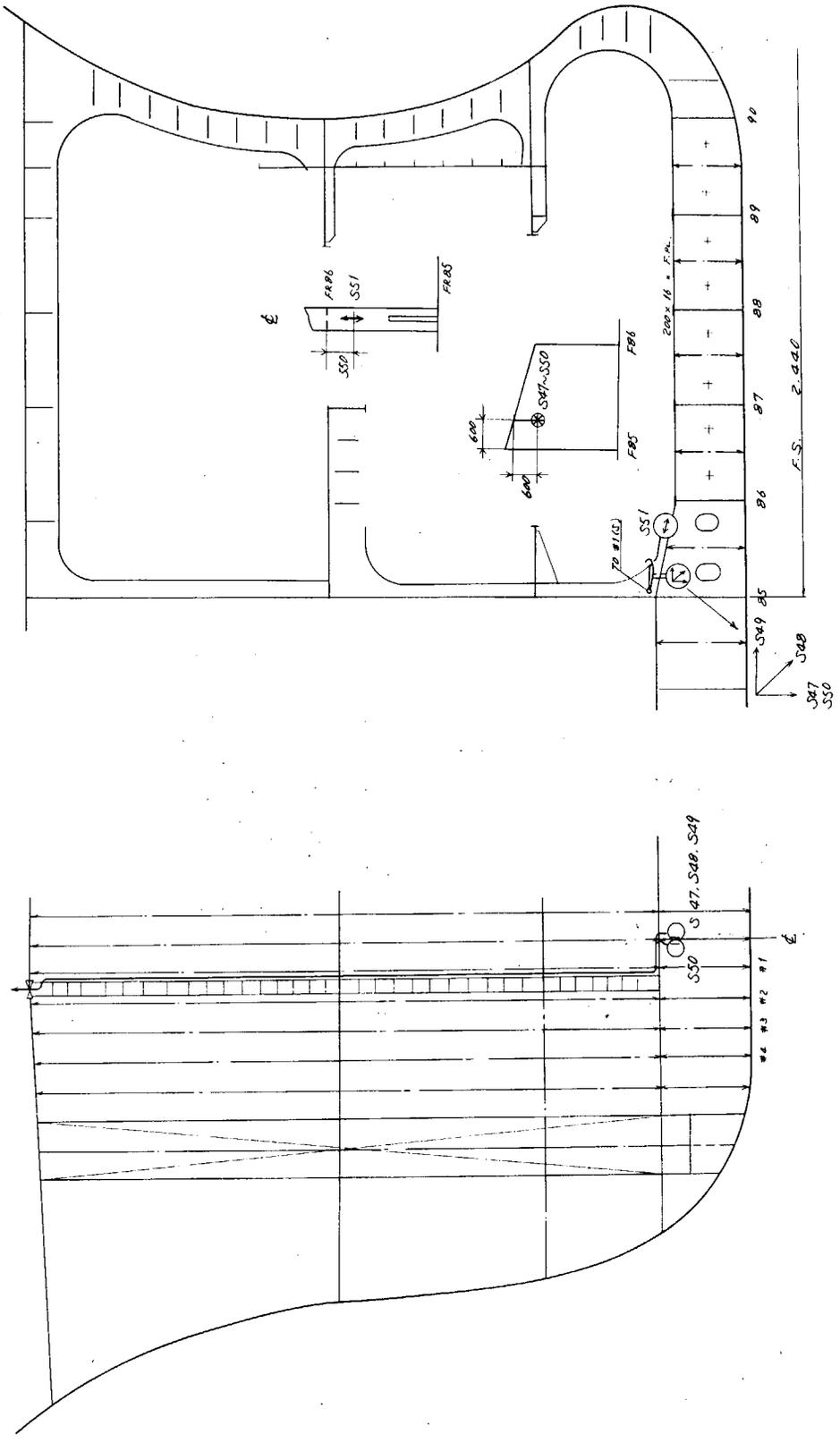


Fig. 1.1.3(e) STRAIN GAGE IN F.P.T.

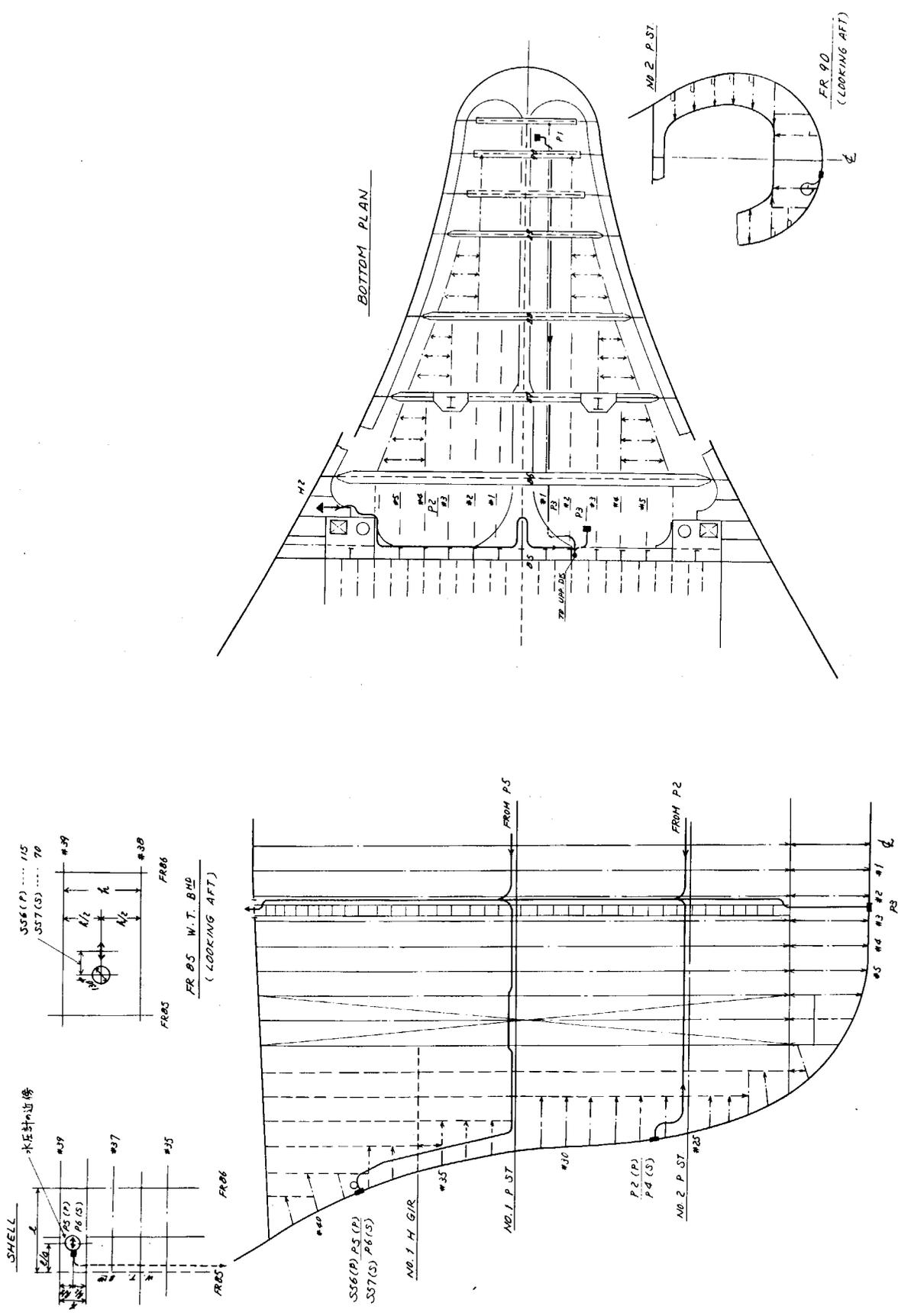


FIG. 1.13(f) PRESSURE GAUGE & VIB. PICK UP IN P.P.T.

Table 1.12 (a) 計測点の組合せ

計測項目	検出端号	目的 高次振動 波浪振動 振動応力	計測点位置 記述	注記	計測点数と記録方式								各検出端の記録方式								
					A		B1		B2		C		A		D						
					A	D	A	D	A	D	A	D	A	D	A	D					
P 1		○	Bottom Fr. 90 附近	} 衝撃水圧計測用			○	○	○											○	
P 2		○	Und. WL Fr. 85 P. side																		○
P 3		○	Bottom D <sub>0</sub> 附近																		○
P 4		○	Und. WL D <sub>0</sub> S. side																		○
P 5		○	above WL D <sub>0</sub> P. side						○		○										○
P 6		○	above WL D <sub>0</sub> S. side						○		○										○
P 7		○	Bottom Fr. 78 附近																		○
P 8		○	D <sub>0</sub> Fr. 64 附近																		○
P 9		○	D <sub>0</sub> Fr. 44 附近																		○
P 10	○		Top of Propeller Fr. 4 1/2		} プロペラ変動水圧計測用	○															○
P 11	○		Fore'd of Propeller Fr. 9			○															
P 12		○	Und. WL Fr. 90 Bulb Side		波高計測用				○	○	○										○
計	12	2	10	0		2	0	4	8	4	0	0	0	0	4	6				2	
V 1		○	Up. Dk. Fore end 附近	Pitch, heave 検出用			○			○										○	
V 2		○	" Fr. 85 P. side								○			○							○
V 3		○	" " (P. side)								○										○
V 4		○	" " (L. Bhd)								○										○
V 5		○	" " (S. side)								○										○
V 6		○	" Fr. 61 P. side								○										○
V 7	○	○	" " (P. side)								○										○
V 8	○	○	" " (L. Bhd)								○										○
V 9	○	○	" " (S. side)								○										○
V 10	○	○	" Fr. 54 (L. Bhd)								○										○
V 11	○	○	" Fr. 50 "								○										○
V 12	○	○	" Fr. 48 P. side								○										○
V 13	○	○	" " (P. side)								○										○
V 14	○	○	" " (L. Bhd)								○										○
V 15	○	○	" " (S. side)								○										○
V 16	○	○	" Fr. 43 (L. Bhd)								○										○
V 17	○	○	" Fr. 30 (L. Bhd 延長部)								○										○
V 18	○	○	" Fr. 17								○										○
V 19	○	○	" Aft end		Pitch, heave 検出用	○					○										○
V 20	○	○	D. Bottom Fr. 31 P. side								○										○
V 21	○	○	" " (Engine side)								○										○
V 22	○	○	" " (Engine side)								○										○
小計	22	17	12	0		1	16	9	4	2	1	0		5	14					3	

Table 1.1.2 (b) 計測点の組合せ

計測項目	検出端号	目的			計測点位置 記述	註記	計測点数と記録方式								各検出端 の 記録方式				
		高次振動	波中振動	振動応力			A		B 1		B 2		C		A	D	AD		
							A	D	A	D	A	D	A	D					
H 1	○				Up. Dk. Fore end E		○										○		
H 2	○				" Fr. 85 P. side				○	○		○							○
H 3	○				" Fr. 64 "					○									○
H 4	○				" Fr. 61 (P. side L. Bhd				○										○
H 5	○				" Fr. 54 "				○										○
H 6	○				" Fr. 43 "				○										○
H 7	○				" Aft end E		○												○
H 8	○				Bottom Fr. 85 (P. side L. Bhd						○								○
H 9	○				Engine Top Fore end		○												○
H 10	○				" Halfway		○												○
H 11	○				" Aft end		○												○
H 12	○				Bottom Fr. 37 Engine side				○										○
H 13	○				" Fr. 31 "		○												○
小計	13	10	3	0			5	5	1	3	0	1	0				5	7	1
L 1	○				Up. Dk. Fore end E		○			○									○
L 2	○	○			" Fr. 61 (P. side L. Bhd				○										○
L 3	○				" Fr. 54 "				○										○
L 4	○				" Fr. 43 "				○										○
L 5	○				" Aft end E		○												○
L 6	○				Compass Bridge		○												○
L 7	○				Top of Thrust Block		○												○
L 8	○				D. Bottom Fr. 22 E		○												○
小計	8	8	1	0			5	3	1	0	1	0	0				5	3	0
SFA	○				Long vib of Shaft		○												○
SR1	○				Rotational vib of shaft		○												○
SR2	○						○												
小計	3	3	0	0			3	0	0	0	0	0	0				3	0	0
計	46	38	16	0			14	24	11	7	3	2	0				18	24	4
S 1	○	○			Up. Dk. Fr. 61 P. side								○						○
S 2	○	○			" " (P. side L. Bhd				○		○	○	○	○					○
S 3	○				" " S. side							○							○
S 4	○	○			Wing Tank Fr. 48 "														○
S 5	○				" " "														○
S 6	○				" " "														○
S 7	○				" " "														○
S 8	○				" " "														○

Table 1.1.2(c) 計測点の組合せ

計測項目	検出端号	目的		計測点位置			注記	計測点数と記録方式								各検出端の記録方式				
		高次振動	波長中振動	振動応力	記述			A		B 1		B 2		C		A		D	AD	
								A	D	A	D	A	D	A	D	A	D	A	D	AD
	S 9		○	Wing Tank	Fr. 48	S. side								○				○		
	S 10		○	"	"	"								○				○		
	S 11		○	"	"	"								○				○		
	S 12		○	"	"	"								○				○		
	S 13		○	"	"	"												○	○	
	S 14		○	"	"	"												○	○	
	S 15	○	○	"	Fr. 61	"					○			○				○		
	S 16	○	○	"	"	"					○			○				○		
	S 17	○	○	"	"	"					○			○				○		
	S 18		○	"	"	"												○	○	
	S 19		○	"	"	"												○	○	
	S 20	○	○	"	"	"					○			○				○		
	S 21		○	"	"	"												○	○	
	S 22	○	○	"	Fr. 82	"				○				○				○		
	S 23	○	○	"	"	"				○				○				○		
	S 24	○	○	"	"	"								○				○		
	S 25	○	○	"	"	"								○				○		
	S 26	○	○	"	"	"								○				○		
	S 27	○	○	"	"	"								○				○		
	S 28	○	○	"	"	"				○				○				○		
	S 29	○	○	"	"	"				○				○				○		
	S 30	○	○	"	"	"								○				○		
	S 31	○	○	"	"	"								○				○		
	S 32	○	○	"	"	"								○				○		
	S 33	○	○	"	"	"								○				○		
	S 34	○	○	"	"	"								○				○		
	S 35	○	○	"	"	"								○				○		
	S 36	○	○	"	"	"								○				○		
	S 37	○	○	"	"	"								○				○		
	S 38	○	○	"	"	"								○				○		
	S 39	○	○	"	"	"								○				○		
	S 40	○	○	"	"	"								○				○		
	S 41	○	○	"	"	"								○				○		
	S 42	○	○	"	"	"								○				○		
	S 43	○	○	L. Bhd	Fr. 85	"								○				○		
	S 44	○	○	"	"	"								○				○		

Table 1.1.2 (d) 計測点の組合せ

計測項目	検記 出端号	目的			計測点位置 記述	注記	計測点数と記録方式								各検出端 の 記録方式										
		高次振動	波浪振動	振動応力			A		B <sub>1</sub>		B <sub>2</sub>		C		A	D	AD								
							A	D	A	D	A	D	A	D											
	S 45		○		L. Bhd Fr. 85 S. side	} 上記の裏面 } 3軸ゲージ } 上記の裏面																			
	S 46		○		" " "																				
	S 47	○			L. Gir Fr. 85~86																				
	S 48	○			" " "																				
	S 49	○			" " "																				
	S 50	○			" " "																				
	S 51	○			" " "																				
	S 52	○	○		D. Bottom Fr. 61 P. side																				
	S 53	○			" " S. side																				
	S 54	○			" Fr. 82 P. side																				
	S 55	○			" " S. side																				
	計 55		28	42			0	0	3	2	11	18	17	26	19	35	1								
	TH	○			推力変動		○																		
	TQ	○			トルク変動		○																		
	計 2	2	0	0			2	0	0	0	0	0													
総計	115	42	54	47			18	24	18	17	18	20													

この他に軸回転数、舵角、識別用音声など必要

Table 1.1.3 計測回数一覧表

		Case A	Case B <sub>1</sub>	Case B <sub>2</sub>	Case C	振動 アンケート	振動判定 テスト
往 航	変速時計測	1			1		
	定速時計測	1	2		3	1	1
	八角航走		1				
復 航	変速時計測				1		
	定速時計測	2	4	1	1		
	八角航走						

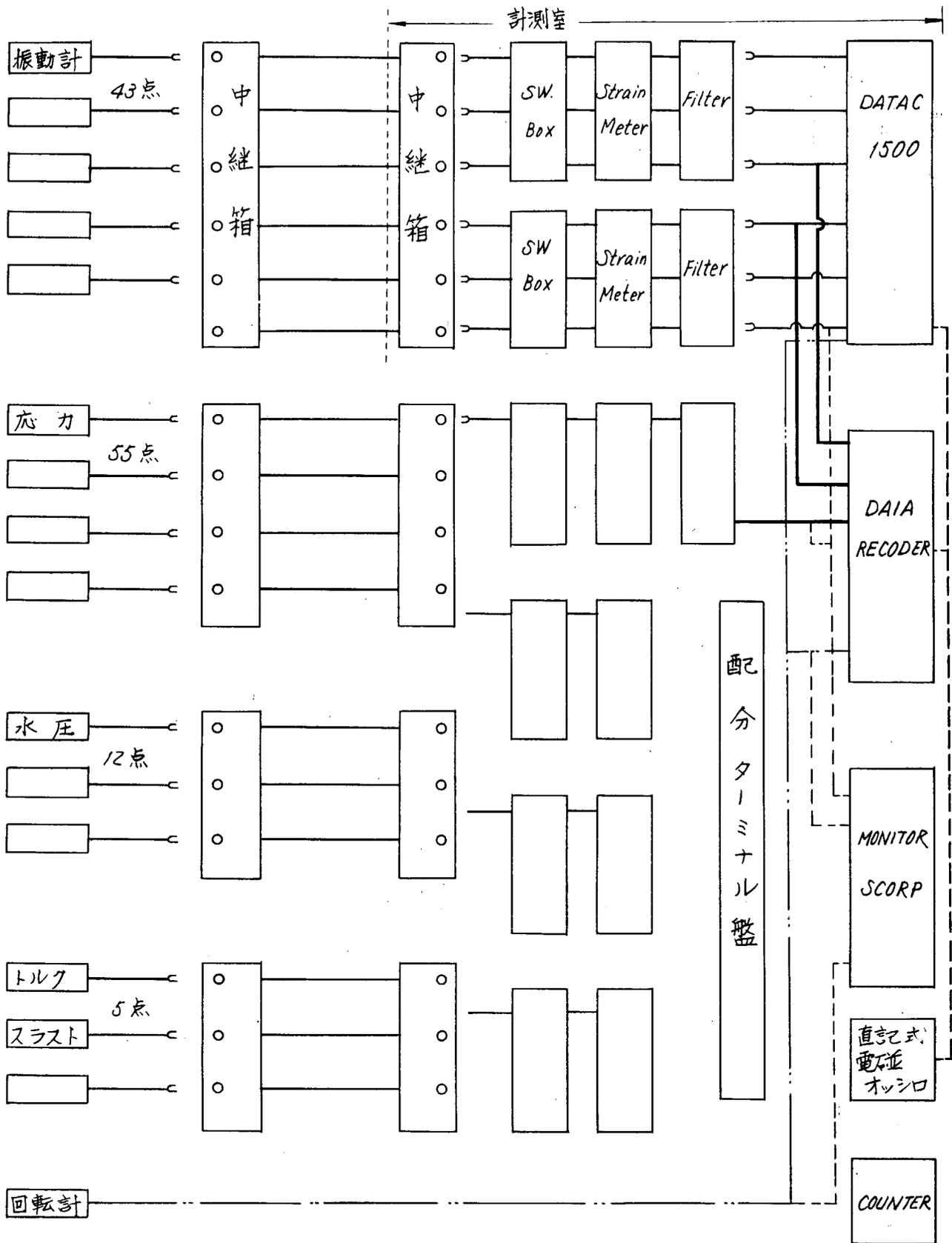


Fig. 1.14 Block Diagram

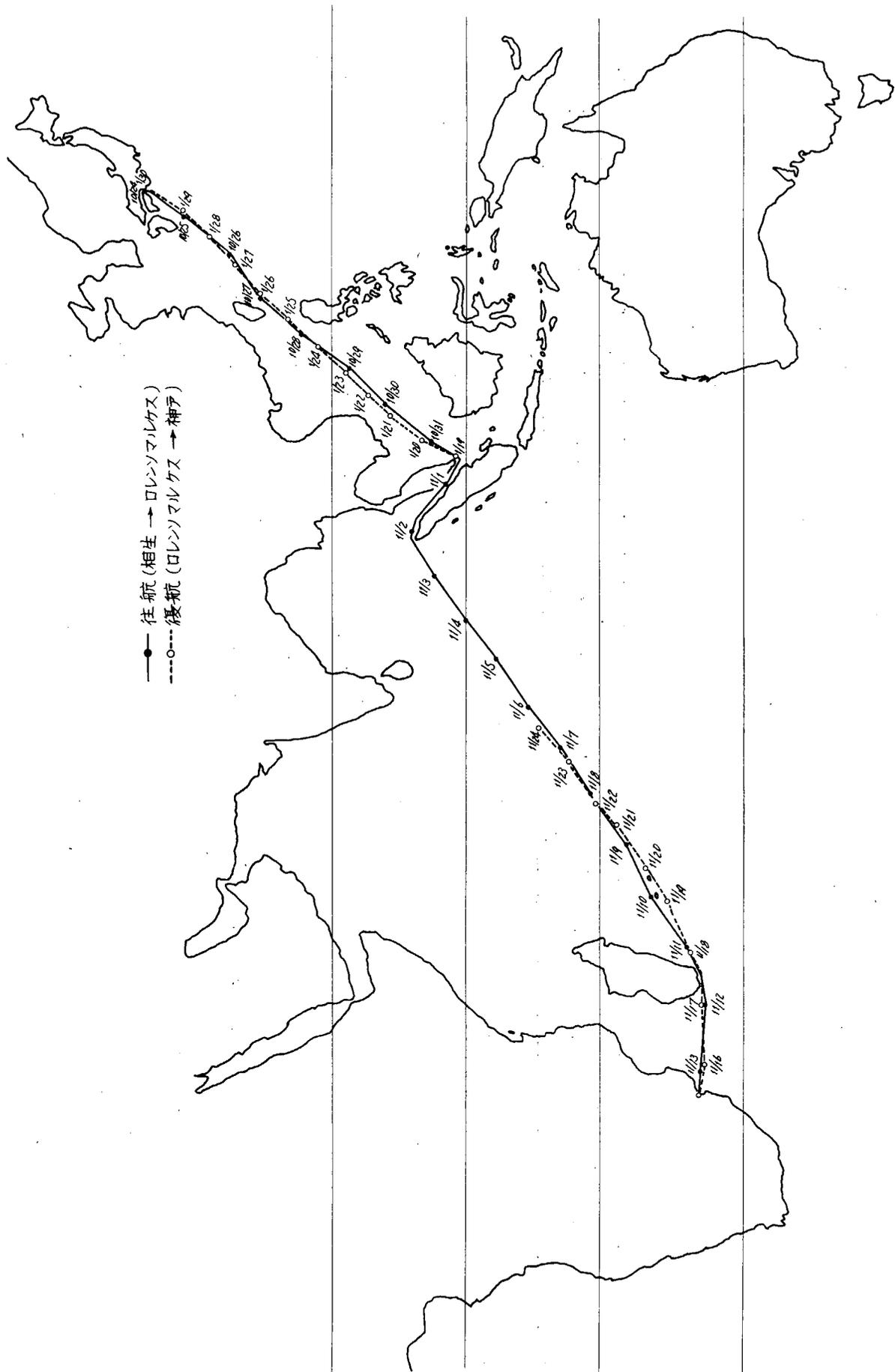


Fig. 1.1.5 神和丸の航路  
 (各点は正午位置を示す)

Table 1.1.4 (a) 神和丸載荷状態

往航		10月	24日	16時30分
記	消費計画: F.O (C) 46 t/d			
事	F.O (A) 1 t/d			
吃水	da = 8.25 m	dm = 7.65 m	df = 7.05 m	
排水量	43,941 ton			
B.W/ORE	B.W.	30,000		
F.W.		240		
F.O (C)		2,225 (NO.2 F.O.T)		
F.O (A)		144 (NO.3 F.O.T)		
Light Weight		10,982		
unknown		350		

Table 1.1.4 (b) 神和丸載荷状態

往航		10月	31日	10時
記	Ent. Singapore Str.			
事	NO.2 F.O.T 500 t → NO.1 F.O.T			
吃水	da = 7.46 m	dm = 7.68 m	df = 7.89 m	
排水量	44,126 ton			
B.W/ORE	B.W.	30,000		
F.W.		228		
F.O (C)		500 (NO.1 F.O.T)		
F.O (A)		1,441 (NO.2 F.O.T)		
Light Weight		10,982		
unknown		350		

Table 1.14 (c) 神和丸載荷状態

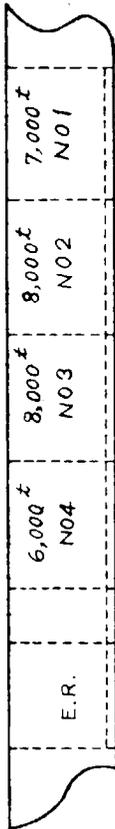
往航		11月	1日	10時
記	Ent. Malacca Str.			
事				
吃水	d.e.=7.76m	d.m.=7.51m	d.f.=7.26m	
				
排水量	43082 ton			
B.W/ORE	B.W.	29,000		
F.W.	F.W.	226		
F.O (C)	F.O (C)	{	500 (No.1 F.O.T)	
			1,401 (No.2 F.O.T)	
F.O (A)	F.O (A)	123		
Light Weight	Light Weight	10,962		
unknown	unknown	350		

Table 1.14 (c) 神和丸載荷状態

往航		11月	2日	9時30分
記	Malacca Str.			
事				
吃水	d.a.=8.56m	d.m.=7.81m	d.f.=7.05m	
				
排水量	44036 ton			
B.W/ORE	B.W.	30,500		
F.W.	F.W.	224		
F.O (C)	F.O (C)	{	500 (No.1 F.O.T)	
			1,360 (No.2 F.O.T)	
F.O (A)	F.O (A)	120		
Light Weight	Light Weight	10,982		
unknown	unknown	350		

Table 1.1.4(e) 神和丸載荷状態

往航		11月		14日	
記	Ent. I. Marques				
事					
吃水	d.a.=7.60 <sup>m</sup>	d.m.=7.60 <sup>m</sup>	d.f.=7.60 <sup>m</sup>		
排水量	43,856 ton				
B.W/ORE	B.W.	31,000			
F.W.	133				
F.O (C)	}		500 (No.1 F.O.T)		
			797 (No.2 F.O.T)		
F.O (A)	94				
Light Weight	10,982				
unknown	350				

Table 1.1.4(f) 神和丸載荷状態

復航		11月		15日	
記	Dep. I. Marques				
事					
吃水	d.a.=11.12 <sup>m</sup>	d.m.=11.11 <sup>m</sup>	d.f.=11.10 <sup>m</sup>		
排水量	64,904 ton				
B.W/ORE	ORE 52,105				
F.W.	125				
F.O (C)	}		500 (No.1 F.O.T)		
			750 (No.2 F.O.T)		
F.O (A)	92				
Light Weight	10,982				
unknown	350				

Table 1.15(a) 針路・速力・海象など

月	日	曜	* 天候	気温	水温	正午位置		針路	速力	RPM KT	風力 階級	風向	海象
						緯度	經度						
10	24	土							12.0				
	25	日	bc	25.0	26.0	N 30-28	E 131-58	216°	14.5	115.1	3	S	Slight
	26	月	c	28.0	28.0	25-50	127-37	229°	15.0	114.4	5	N	Rough
	27	火	o	26.0	28.0	22-03	122-49	229°	14.0	113.	7	NE	High
	28	水	bc	29.5	28.0	17-40	118-26	222°	14.5	113.6	7	ENE	Rough
	29	木	o	29.5	28.0	13-23	114-18	222°	14.5	113.7	3	ESE	Slight
	30	金	c	29.0	28.5	9-01	110-22	223°	14.5	114.2	2	SW	Smooth
	31	土	bc	31.0	28.5	4-16	106-30	225°	14.75	114.5	3	W	Slight
11	1	日	bc	30.0	29.5	2-20	101-48	VAR	16.0	115.1	1	NW	Smooth
	2	月	bc	29.0	29.0	5-43	96-29	"	16.0	116.7	2	NW	Smooth
	3	火	o	26.5	29.5	3-19	91-14	235°	14.0	115.4	4	WNW	Moderate
	4	水	bc	30.0	28.0	S 0-05	86-35	233°	13.5	113.1	6	W	Rough
	5	木	c	29.0	28.5	3-36	81-51	235°	14.5	114.3	4	WNW	Mod.
	6	金	bc	29.5	29.0	7-10	76-48	235°	15.5	116.1	3	SW	Slight
	7	土	bc	28.0	27.0	10-42	72-00	235°	15.25	116.7	4	SE	Mod.
	8	日	c	24.0	26.0	14-13	66-45	235°	15.0	116.3	4	E	Mod.
	9	月	c	23.5	25.0	17-49	61-16	236°	15.0	117.	4	E	Mod.
	10	火	bc	27.0	24.5	20-56	55-02	239°	15.5	116.2	4	ENE	Mod.
	11	水	bc	25.0	25.0	24-11	49-15	239°	15.25	116.1	4	NNE	Mod.
	12	木	bc	26.0	25.0	25-56	43-01	270°	15.25	116.8	4	SE	Mod.
	13	金	bc	28.0	24.5	26-02	35-39	270°	15.5	116.6	2	ENE	Smooth
	14	土	} Lourenso Marques 定泊中										
	15	日											
	16	月	bc	27.0	27.0	26-12	36-28	90°	14.75	116.3	3	SSE	Slight
	17	火	bc	29.0	25.5	25-44	42-46	90°	15.25	116.9	1	SE	Smooth
	18	水	bc	26.0	26.0	24-30	48-43	65°	14.75	116.2	4	NE	Mod.
	19	木	bc	27.0	27.0	22-01	54-34	66°	15.0	116.7	1	E	Smooth
	20	金	bc	28.0	25.0	19-58	58-46	56°	11.0	—	4	ENE	Mod.
	21	土	bc	27.0	26.0	16-49	63-10	54°	14.5	114.6	6	ESE	Rough
	22	日	bc	27.0	26.0	14-49	66-03	54°	14.5	112.5	5	ESE	Rough
	23	月	bc	27.0	26.5	11-33	70-43	54°	14.5	112.9	4	SE	Mod.
	24	火	bc	29.0	28.0	8-37	74-22	54°	—	—	2	SE	Smooth

\*) bc 晴 c 曇 o 満天雲

Table 1.15(b) 針路・速力・海象など

月	日	曜	天候*)	気温	水温	正午位置		針路	速力	RPM KT	風力 階級	風向	海象
						緯度	経度						
1	19	火	c	28.0	26.0	N 1-23	E 104-27	VAR	10.0	88.6	4	NE	Mod.
	20	水	bc	27.0	26.5	4-59	106-40	037	11.25	89.9	4	ENE	Mod.
	21	木	bc	27.0	25.0	8-30	109-11	037	10.5	88.1	5	ENE	Rough
	22	金	bc	27.0	26.0	10-52	111-33	045	10.5	89.2	6	NE	Rough
	23	土	bc	26.0	25.5	13-36	114-08	045	10.5	92.9	6	NE	Rough
	24	日	bc	25.5	25.5	16-26	117-02	045	11.0	94.3	4	ENE	Mod.
	25	月	bc	25.0	24.5	19-37	120-12	045	11.5	92.4	4	E	Mod.
	26	火	bc	19.5	24.0	22-06	122-58	049	9.5	92.0	5	NE	Rough
	27	水	c	15.0	23.0	24-53	126-27	049	11.25	95.7	5	NNE	Rough
	28	木	c	11.5	21.0	27-58	129-48	041	11.0	100.1	4	NNE	Mod.
	29	金											

\*) bc 晴 c 曇

Table 1.16(a) 計測時の状況

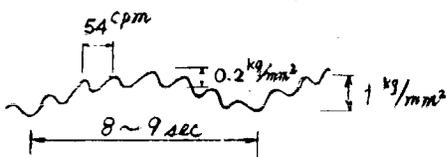
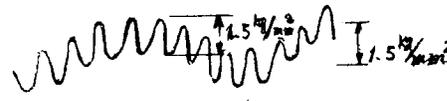
月	日	計測	海象	状況	計測不能発生箇所	その他
10	24	準備	(風力 4)	回転パルスは No.5 cyl. のB,D,C に同期  S1の波形(モータースコープ) Rolling $\pm 5^{\circ} \sim 6^{\circ}$ のとき    Rolling $\pm 7^{\circ} \sim 10^{\circ}$ のとき  	$V_{21}$ $V_{22}$ $S_{44}$ $S_{45}$ $S_{46}$	船体上下2節 54 cpm 船体上下3節 108 cpm 船体水平2節 110 cpm ローリング周期 8~10 sec RPM = 113~115
	25	準備	風力 3			RPM = 112~117
	26	準備	風力 5 右舷追波 波長 3.0m 程度 波高 1~2 m うねり長 70~100 m うねり高 1m 程度	Rolling が大きく動揺に つれて RPM が変化する。 Rolling Angle $\pm 10^{\circ}$ " Max $\pm 20^{\circ}$  一部の動歪計は Rolling を絞りきれないので切り変える。  微弱な Whipping がある。 $S_2$ の応力 Max 0.5 Kg/mm <sup>2</sup>	$S_{20}$ $S_{27}$ $S_{30}$ $S_{32}$ $S_{47}$ $S_{48}$ $S_{49}$	目測による艀吃水 9~10 m ( $d_f = 7.05 m$ )

Table 1.1.6(b) 計測時の状況

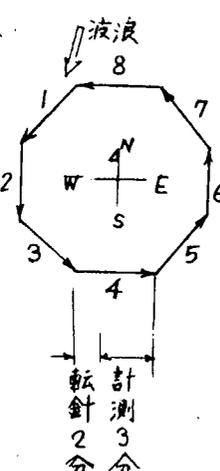
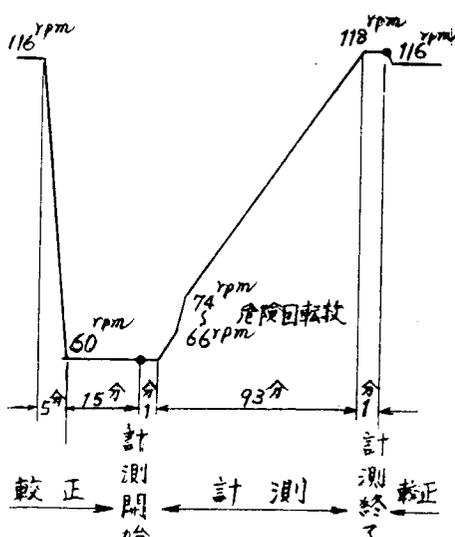
月	日	計測	海象	状況	計測不能発生箇所	その他
10	27	Case B <sub>1</sub> 30分連続	風力 6~7 右舷追波 波浪階級 5 波長 20~40m 波高 3~4m うねり階級 3~4 うねり長 60~80m うねり高 3~4m	Rolling ±10° Whipping 感じない。		RPM=110~115 DATAC Sampling Freq. 320Hz (校正時 8KHz) Filter C.O. Freq. 5Hz
		Case B <sub>1</sub> 八角航走		針路 1) 222° 2) 177° 3) 138° 4) 87° 5) 42° 6) 357° 7) 312° 8) 267°		
				海水打込みなし		
11	2	Case A 変速時計測	風力 2 水深 1,000~1,200m		S <sub>5</sub> S <sub>6</sub> S <sub>11</sub> S <sub>17</sub> V <sub>12</sub>	DATAC Sampling Freq. 4 KHz 14回転分記録 (Auto Start 1 " Stop 15) Filter C.O. Freq. 40Hz
						
3		Case C 15分連続	風力 4 迎波 波長 20~30m 波高 1m程度	Case C 変速時計測の予定であつたが迎波となり、時々波浪による2節振動が生ずる。	S <sub>14</sub> S <sub>34</sub> S <sub>35</sub> S <sub>36</sub> S <sub>41</sub>	rpm=115 (平均) DATAC Sampling Freq. 4 KHz Filter C.O. Freq. 40Hz

Table 1.1.6 (c) 計測時の状況

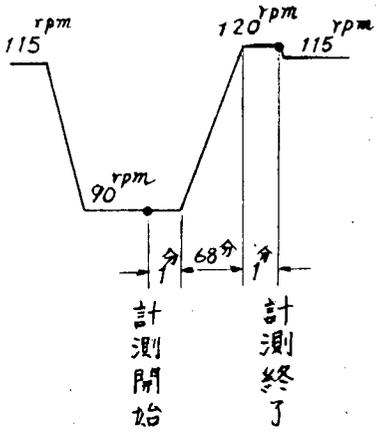
月	日	計測	海象	状況	計測不能発生箇所	その他							
11	3	Case C 変速時計測		<p>波は少しおさまり Whipping は生じない。</p> 									
4	Case A 15分連続	風力 6 右舷迎波 波長 40~50m 波高 1~1.5m	時々波浪による上下2節振動が生ずる。 Case A が結線済みであるので定速時計測を行なう。 Rolling が出る。 注意深く観察すれば Whipping がかすかに目視可能で艀部への波浪衝撃により発生している。船底露出及び海水打込み共になし。	H <sub>0</sub>	RPM=111~115 平均 113								
	Case B <sub>1</sub> 30分連続	波長 50~60m 波高 1.5~2m			DATA C 160Hz RPM=108~115 平均 111								
7	Case C 5分連続	風力 4	うねり 少々 Rolling 少々		RPM=113~119 平均 115 DATA C 4KHz Filter 40Hz								
9	居住区内 振動・騒音 及びアンケート	風力3~4	<p>全室について下記計測</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>{ VL (振動レベル、A特性) : 上下(O.A.)</li> <li>{ VAL (加速度レベル、C特性) : 上下(O.A.)</li> <li>{ 速度 (追加依頼分) : 上下、前後、左右 (O.A.)</li> <li>{ 騒音レベル (A特性)</li> </ul> <p>計測結果より、VAL-Base で C/R, E.Control Room 等 14ヶ所を選別した。</p> <table border="0"> <tr> <td>C/R</td> <td>VAL=17db</td> <td>54</td> <td>ホン</td> </tr> <tr> <td>E.R.</td> <td>37</td> <td>72</td> <td></td> </tr> </table> <p>振動アンケートは全乗務員に依頼</p>	C/R	VAL=17db	54	ホン	E.R.	37	72			
C/R	VAL=17db	54	ホン										
E.R.	37	72											
10	振動評定	風力3~4	<p>乗務員10名の協力を得て、昨日選出した14ヶ所について、振動評定テストを実施した。又、次の項目の追加計測実施</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>VL : 上下、前後、左右(O.A.)</li> <li>VAL : 上下、前後、左右(O.A.)</li> <li>VAL周波数分析: 上下、前後、左右</li> </ul>										

Table 1.1.6 (d) 計測時の状況

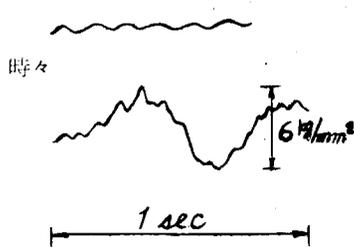
月	日	計測	海象	状況	計測不能発生箇所	その他
11	11	Case C 5分連続	風力 4 左舷迎波 うねり長 100m うねり高 2m	S <sub>29</sub> の波形が正常でない。  時々	S <sub>42</sub>	RPM = 113 ~ 118
	17	Case C 変速時計測	風力 1	往航と同一要領にて Case C の主機回転数変更試験を実施した。 RPM = 90 → 120	S <sub>29</sub>	船体上下3筋 100 cpm
	19	Case C 5分連続	風力 1 迎波 波長 5 ~ 10m 波高 0.5m	迎波であるが、波がないので、Whipping は生じない。	S <sub>43</sub>	RPM = 116 平均
	21	Case B <sub>1</sub> 15分連続	風力 6 右舷迎波 波長 40 ~ 60m 波高 1m うねり長 70 ~ 100m うねり高 1 ~ 2m	船で時々しぶきが上る。船が波浪衝撃を受けたとき、足許がゆさゆさと揺れるが、水平振動も含まれている様に感ずる。	P <sub>4</sub> P <sub>8</sub>	RPM = 112 ~ 115 平均 114
	24			停船		
	30	計器調整			P <sub>4</sub> P <sub>8</sub> 復旧	
12	2			須磨浦丸へ移乗		
	13			羽田着		
1	19	準備	風力 4	計器調整及び機関室内で作業のため断線されていたリード線を修理 (H <sub>9</sub> L <sub>7</sub> ) Slip Ring の汚落し	V <sub>19</sub> H <sub>7</sub> L <sub>2</sub> L <sub>5</sub> L <sub>8</sub> 回復 S <sub>30</sub> S <sub>34</sub> S <sub>35</sub> S <sub>43</sub>	RPM = 90 (ならし運転)
	20	Case A 5分連続	風力 4 迎波 うねり長 40m うねり高 1m	当分ならし運転が続く見込み	V <sub>17</sub> V <sub>20</sub> H <sub>6</sub>	
	21	Case B <sub>1</sub> 25分連続	風力 5 迎波 波長 50m 波高 2m	船で時々飛沫が上る。 Pitching 少々 身体に感ずる程の Whipping なし		RPM = 86 ~ 89
	22	Case B <sub>1</sub> 40分連続	風力 6 迎波 波長 50m 波高 2 ~ 3m	船で時々飛沫が上る。 Pitching 少々 Whipping Stress (d.a.) < 0.5 kg/mm <sup>2</sup> 波との出合周期 5 ~ 7 sec		RPM = 92 ~ 94

Table 1.1.6 (e) 計測時の状況

月	日	計測	海象	状況	計測不能発生箇所	その他
1	25		風力 4	深夜衝撃による Whipping を感ずる (1 時間に 1~2 回)		
	26	Case B <sub>1</sub> 60 分連続  Case B <sub>2</sub> 80 分連続	風力 4 左舷迎波 波長 50m 波高 2~3m	時々衝撃による Whipping を感ずる。 Rolling, Pitching 有  Whipping Stress について (Wide Scope による観察) (1) Whipping Stress は殆んど常時存在している。その値は極めて小さく d. amp で 0.2~0.3 Kg/mm <sup>2</sup> で人体は Whipping を感じない。 (2) 波浪中の縦曲げ応力は船体運動に応じて、周期的に変動している。 (3) 上記 Wave Bending Stress の上に Whipping Stress が Superpose している。Whipping Stress は Wave Bending Stress の 1/4 以下である。 (4) Pitching が大きいときに船に波浪衝撃が生じ易く衝撃により人体に感ずる程度の Whipping が起つたとき Whipping Stress は Wave Bending Stress と同程度になることがある。		RPM = 90~95
	27	データ整理	風力 5	往航のデータを 1 部オツシロに転記。 八角航走 (10/27) のデータによれば、迎波から回頭し迎波に近づくに従い、Whipping Stress が増加している。		
	28	Case A 10 分連続	風力 4 左舷横波	Rolling 有		RPM = 97~100
	29			計測室関係計器撤収準備作業		
	30			神戸入港、Slip Ring 取はずし、沖係留		
	31			三菱神船修繕部と計器撤収及び復旧の打合せ		
2	1			(試運転)		
	2			計測器材撤収、復旧工事		
	3~5			水圧計処置、NK、本船検査		

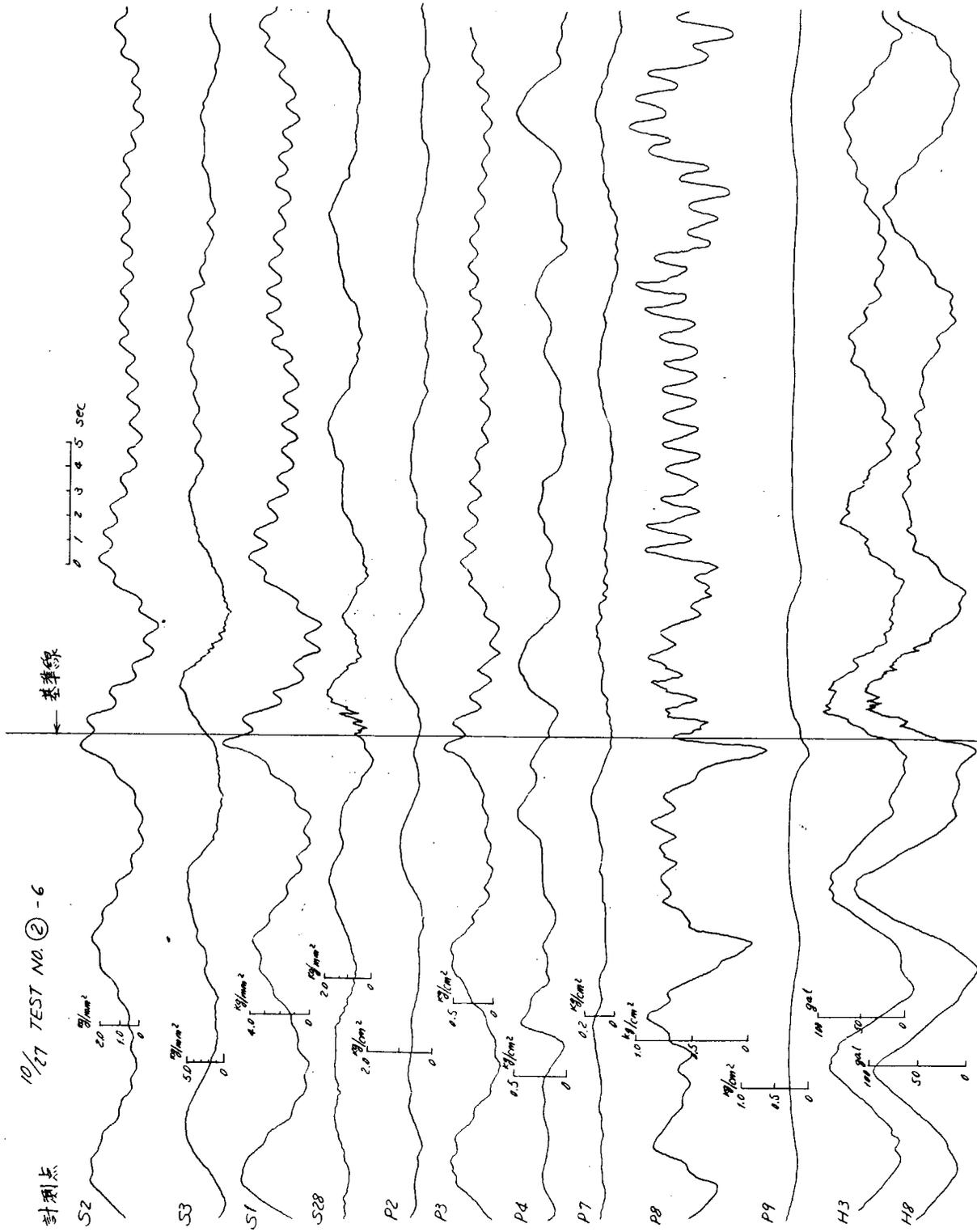


FIG. 1.1.6 (a) オシログラムの一例

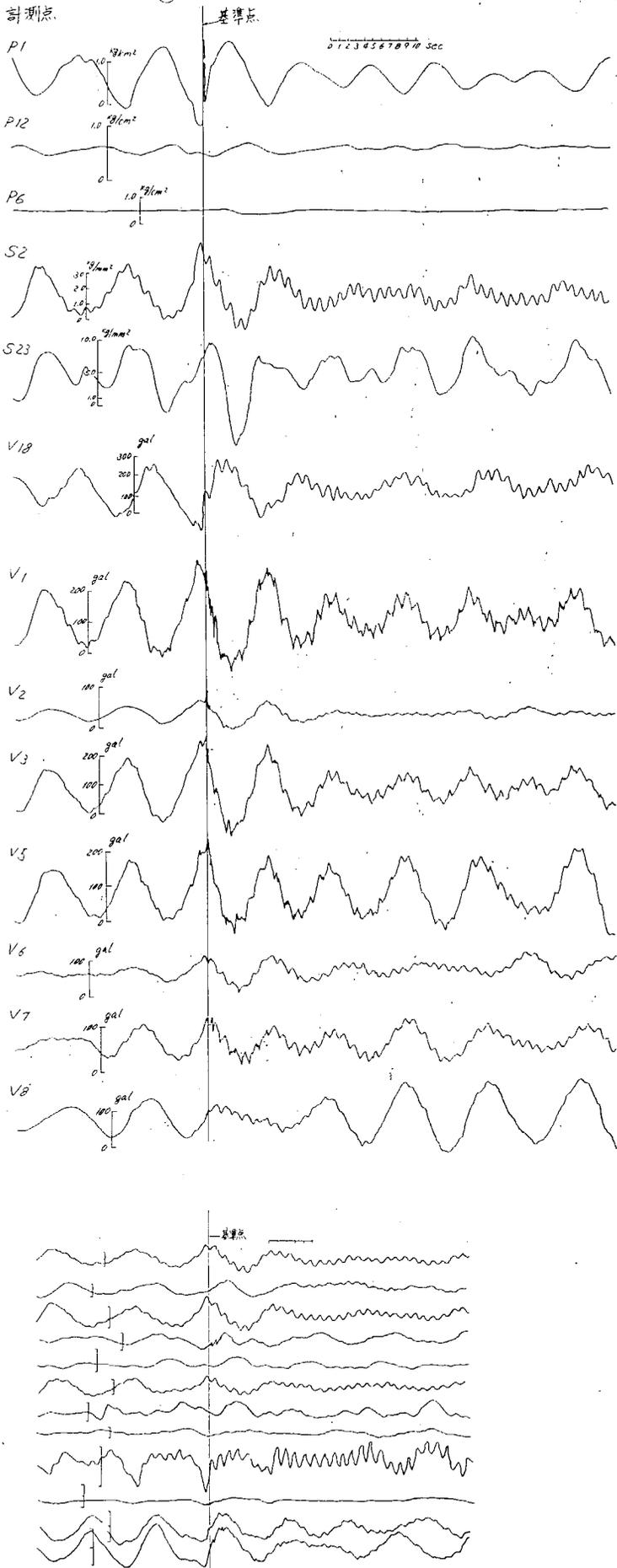


Fig. 1.16 (b) オツシログラムの一例

1/4 TEST NO. 7

0 1 2 3 4 5 msec

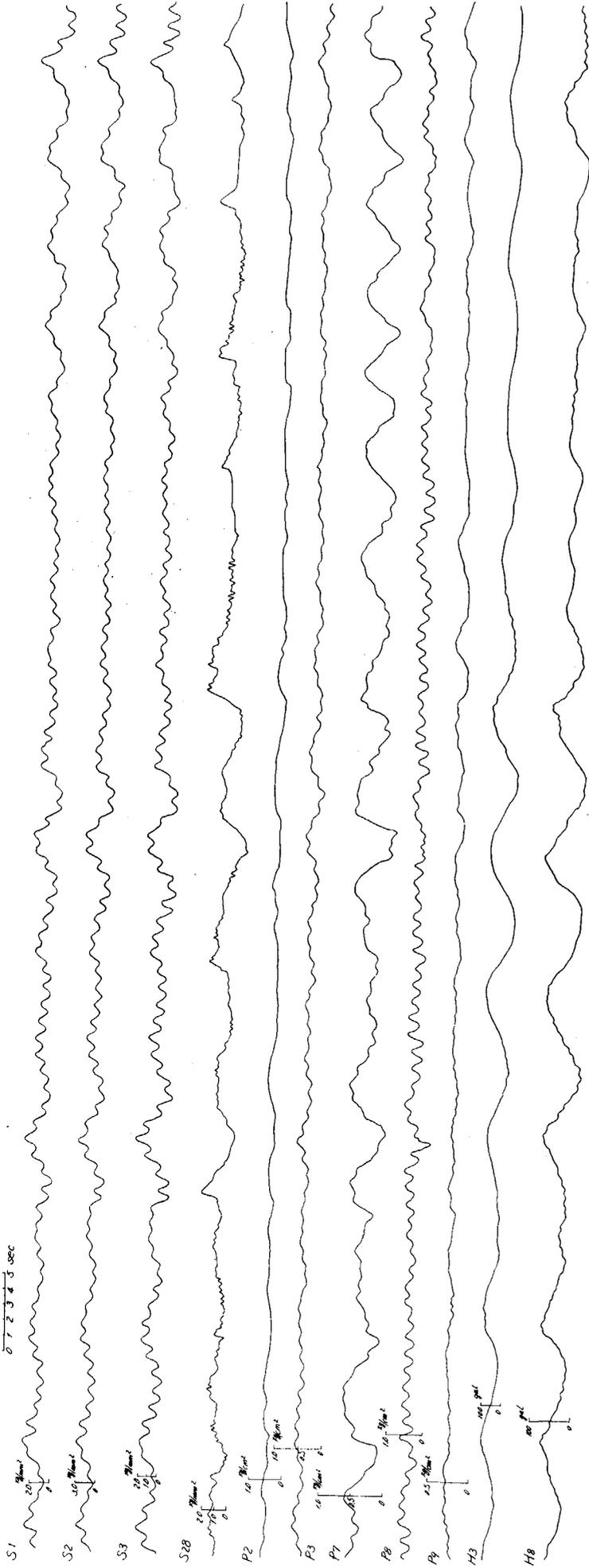


FIG. 1.1.6(c) オシログラムの一例

TEST NO. ⑦

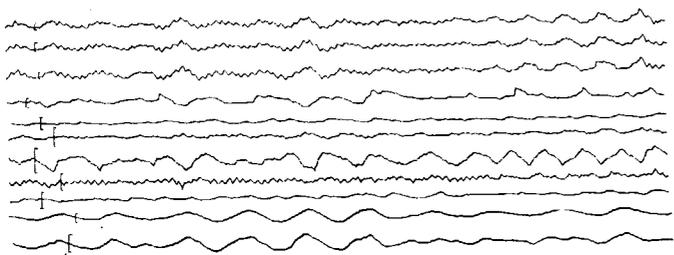
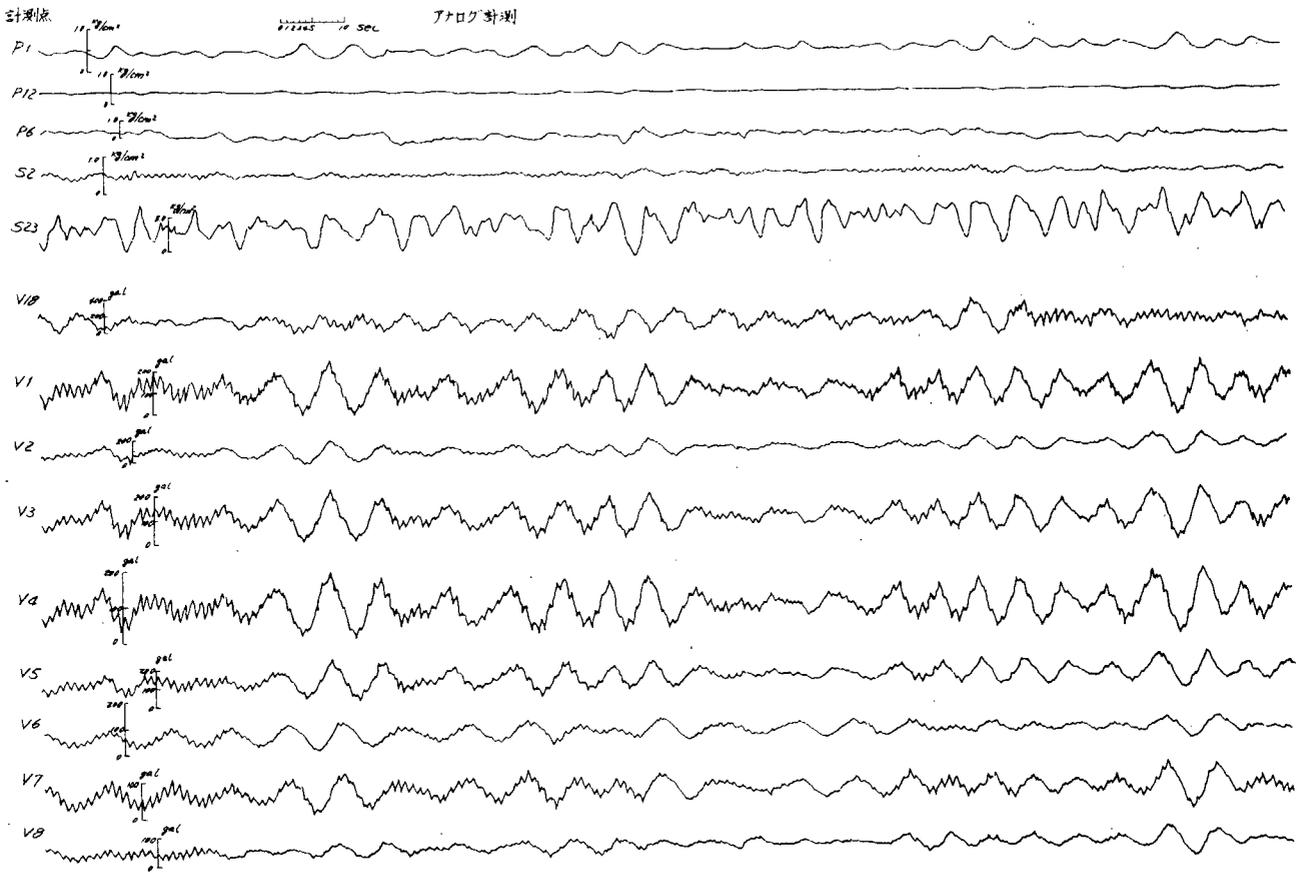


Fig.1.1.6(d) オツシログラムの一例

## 1.2 実船試験に関連した二三の理論的検討

### 1.2.1 波による起振力と Whipping の応答

#### (1) 概 説

船体船首部で船体と遭遇する波によつて誘起される流体力学的な起振力は、すでに Saunders<sup>1)</sup> が述べているように船体の Whipping 振動の諸原因のうちの1つである。

近年、渡辺教授<sup>2)</sup> は、軽荷状態での船舶の Whipping 振動の諸原因のうちの1つは、球状船首 ( Bulbous Bow ) によつて誘起される流体力学的な力であると提唱し、球状船首を円柱と仮定することにより、上記の起振力とそれに対する船体応答とを推定する方法を提案している。しかしながら、Bell and Taylor<sup>3)</sup> の 47,000 DWT タンカーの就航実測結果によれば、球状でない従来型の船首形状の船においても主船体に Whipping によるかなりの程度の曲げ応力が計測されている。

振動応答を定量的に推定することは、船体の初期設計段階での動的応力の観点から、船体振動を励起する波浪による力の検討と同様に必要とされる。したがつてここでは、軽荷状態においては船体のエントランス部船底に作用し、載荷状態においては船首部フレアに作用して船体上下振動を励起する波浪力の推定を波形状の1例として76,000 DWT タンカー就航時の実測動水圧を用いて述べ、船体の Whipping 振動の応答係数については、計算といくつかの実測の結果から、その推定法について述べた。

#### (2) 波による Whipping 振動の励起

波によつて励起される船体上下振動において、その起振力は、波中に出入する船体に働く付加水質量の運動量の時間的変化として表われ、この力は Pabst<sup>4)</sup> によつて飛行艇フロートの着水反力の計算に際して初めて導入された。波中の船体のエントランス部において上述のような流体力学的力が生じ、主船体にはその部分において波浪力が働くことになる。

波浪力は多数のスペクトラムから成立していると考えられるので、波浪力スペクトラムの  $n$  th Harmonic の振動数が船体上下2節振動の固有振動数と同調し、このようにして、いわゆる Whipping 振動は選択共振として発生する。

他方、船体が遭遇する有効波浪水圧は一定でないので、船のピッチング運動が波運動と同調した場合には船首部にかなり高い水圧が生ずる。上述のような場合には、Whipping の振巾は、共振時の初期過渡状態に従つて増大又は減少するであろう。

#### (a) エントランス部船底によつて生ずる力

船のエントランス部において波によつて誘起される起振力はずきのように考えられる。

$$F = \frac{1}{g} \int_0^{\ell_0} \frac{d}{dt} \left( m_e \frac{dy}{dt} \right) dz \quad \dots \dots \dots (1.2.1)$$

ここに、

- g : 重力加速度
- $m_e$  : 船首部横断面の付加水質量、単位長  $dz$  あたり
- y : 横断面の吃水、時間と長さ座標の関数
- z : 長さ座標、原点を F.P. におく
- $\ell_0$  : 船体のエントランス部の長さ

上記 (1.2.1) 式において、浮力によつて生ずる力は、高次 Harmonics 域においても、波によつて誘起される動的力に比して小さいと考えられるので、いまの計算中では省略している。

船長方向  $z$  の位置における横断面  $dz$  の付加水質量の2次元値は、Fig. 1.2.1 に示すように、横断面形状を長短軸の半巾がそれぞれ  $x$  と  $y$  の長円と近似的に仮定するとつぎのようになる。

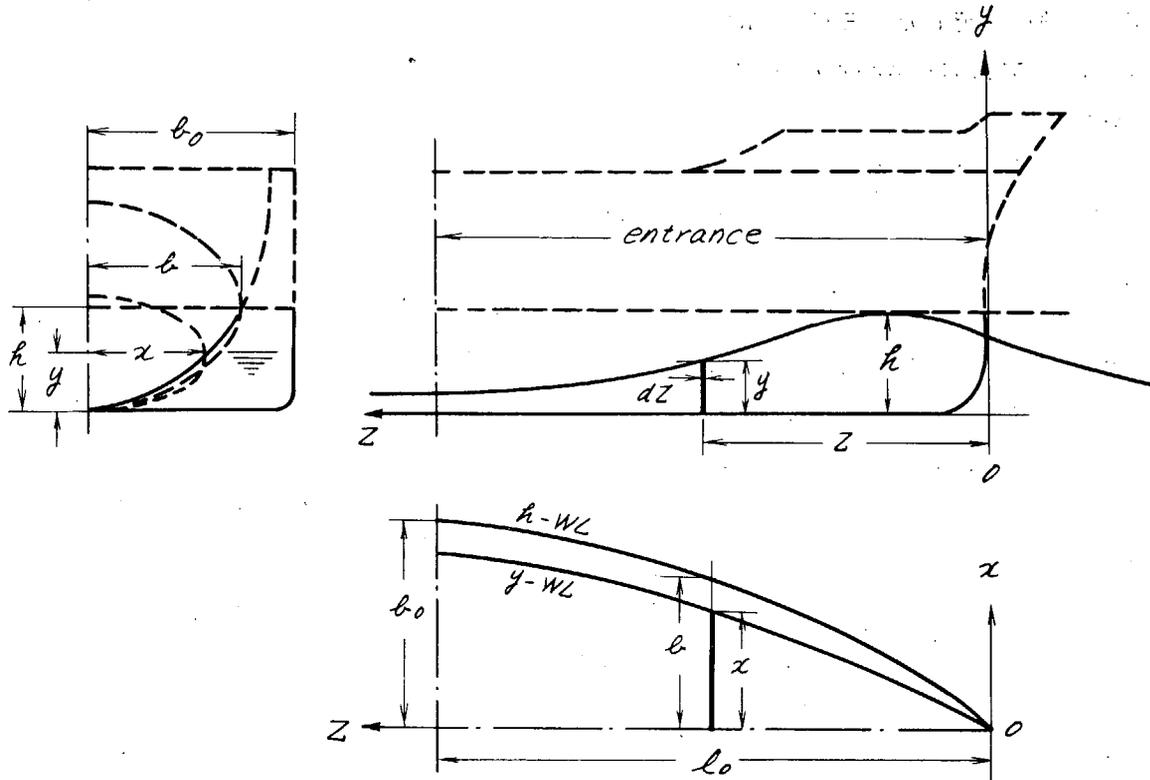


Fig.1.2.1 Co-ordinates for expression of  $v, m, f$  of bottom, entrance.

$$m_e = \frac{\rho \pi x^2}{2} \dots\dots\dots (1.2.2)$$

この位置においては、最大吃水が見掛波高  $h$  であるから、上と同様に横断面が Fig. 1.2.1 に示すように、長短軸の半巾がそれぞれ  $b$  と  $h$  の長円の下半分であると仮定すると横断面の方程式は次式となる。

$$x^2 = \frac{b^2}{h^2} [h^2 - (h - y)^2] \dots\dots\dots (1.2.3)$$

ここでつぎのようにおき、

$$\eta = \frac{2y}{h} \dots\dots\dots (1.2.4)$$

さらにエントランス部の水線面の半巾が、 $b = b_0 \sin \pi z / 2 l_0$  の形で変化すると仮定すると、断面  $dz$  部分の吃水  $\eta$  の場合の付加質量は次式となる。

$$m_e = \frac{\rho \pi b_0^2}{2} \sin^2 \frac{\pi z}{2 l_0} \cdot \left( \eta - \frac{\eta^2}{4} \right) \dots\dots\dots (1.2.5)$$

ここに、 $l_0$  : 船の半巾

このようにして得られた付加水質量  $m_e$  と  $\eta$  ( $\eta$  は  $\eta = 0 \sim 2$  まで変化する) との関係は、著者らの実験室で実施した模型実験による研究によつて確認されている。しかしながら、本論文においては、3次元修正は無視している。

吃水  $y$  すなわち  $\eta$  は、波形と船体波浪の出会い周期との関係によつて、時間的にまた船体断面位置によつて変化するものと考えられる。したがつて、ここでは波の形状を時間  $t$  と、長さ座標  $z$  との関数とし、波との出合周期を  $\omega$  とし、次式のように仮定する。

$$\eta = a_0 + \sum_1^{\infty} a_n \cos n \left( \omega t - \frac{2 \pi z}{\lambda} \right) : n = 1, 2, 3, \dots\dots\dots (1.2.6)$$

ここに、 $\lambda$ は波長であり、 $a_0$ と $a_n$ とは、それぞれ波スペクトルの0次とn次との成分である。

(1.2.5)式と(1.2.6)式を代入し、(1.2.1)式を計算すると、エントランス部船底に作用する波浪力のn次成分 $F_n$ はつぎのように表わされる。

$$F_n = \frac{\rho \pi b_0^2 h}{4g} \int_0^{\ell_0} \sin^2 \frac{\pi z}{2\ell_0} \left[ \left(1 - \frac{\eta}{2}\right) \dot{\eta}^2 + \left(\eta - \frac{\eta^2}{4}\right) \ddot{\eta} \right] dz$$

$$= \frac{\rho \pi \omega^2 B^2 h}{16g} \int_0^{\ell_0} \sin^2 \frac{\pi z}{2\ell_0} \left[ C_n \cos n \left( \omega t - \frac{2\pi z}{\lambda} \right) \right] dz \quad \dots\dots\dots (1.2.7)$$

ここに、 $\dot{\eta}$ と $\ddot{\eta}$ はそれぞれ $d\eta/dt$ と $d^2\eta/dt^2$ とを示し、 $B$ は船の全巾( $B=2b$ )である。

上式の積分を実施すると、

$$F_n = \frac{\rho \omega^2 B^2 h \lambda}{16g} C_n f_n \cos(n\omega t - \phi_n) \quad \dots\dots\dots (1.2.8)$$

ここに、 $C_n$ は $\eta$ ,  $\dot{\eta}$ ,  $\ddot{\eta}$ を含んだ関数を波形状(1.2.6)式の仮定のもとに計算して得られる値であり、 $n$ は成分次数であつて $p_2$ と $\omega$ との比で与えられる。なお、 $p_2$ は、船体上下2節振動の固有円振動数である。

振巾 $f_n$ は、(1.2.7)式の積分から得られるが、Fig. 1.2.4に示すようにパラメータ $\lambda/\ell_0$ によつて値が変化する点が重要である。 $C_n$ ,  $f_n$ の計算については、ここでは省略する。

本論中の計算に用いられた3つの波形状は、Fig. 1.2.2に示す通りであり、Iはトロコイド波、II, IIIは76,000 DWT タンカーの船首部で計測された水圧分布の曲線である。これら3つの波形状の縦座標と、それらのフーリエ成分は Table 1.2.1 中に示しているが、高次成分は、実測値のほうが仮定したトロコイド波のものよりも大きい点に注意が必要である。

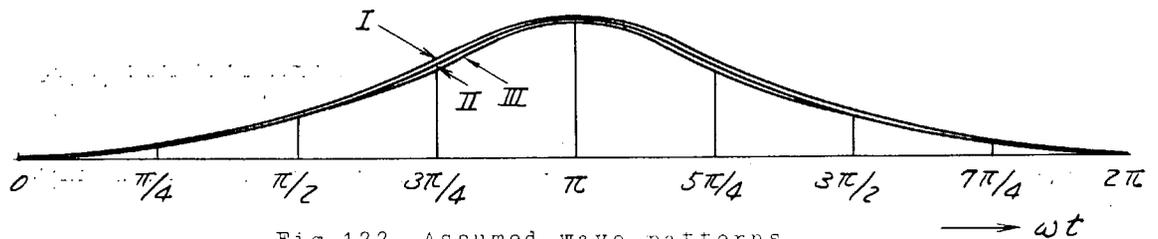


Fig.1.2.2 Assumed wave patterns.

Table 1.2.1 Ordinates and Fourier components of assumed wave profiles

Type of wave	Ordinate at				Fourier components			
	$0.2\pi$	$\pi/2, 3\pi/2$	$5\pi/4, 3\pi/4$	$\pi$	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$
I	0	0.625	1.430	2	0.825	0.9375	0.1875	0.0625
II	0	0.612	1.300	2	0.806	0.8500	0.1940	0.1500
III	0	0.600	1.150	2	0.800	0.7470	0.2000	0.2530

$C_n$ と $f_n$ の数値計算結果は、それぞれ Fig. 1.2.3, 1.2.4に示されているが、ここでも、 $C_n$ は Table 1.2.1, Fig. 1.2.3に示すように、高次域においては波スペクトル $a_n$ の高次成分の値に強く影響されることが強調される。

(b) 球状船首 (Bulbous Bow) によつて誘起される力

球状船首の存在に基づいて、波によつて誘起される流体力学的力について考察するために、ここでは円柱の替りに、Fig. 1.2.5に示すように、長円形横断面形状でその長さが $(\ell_1 + \ell_2)$ であるような柱体が波中に入出入する場合を考える。このような球状船首の場合の $C_n$ の値は、Fig. 1.2.5に示すようにバルブ断面の半巾 $r$ が船体の

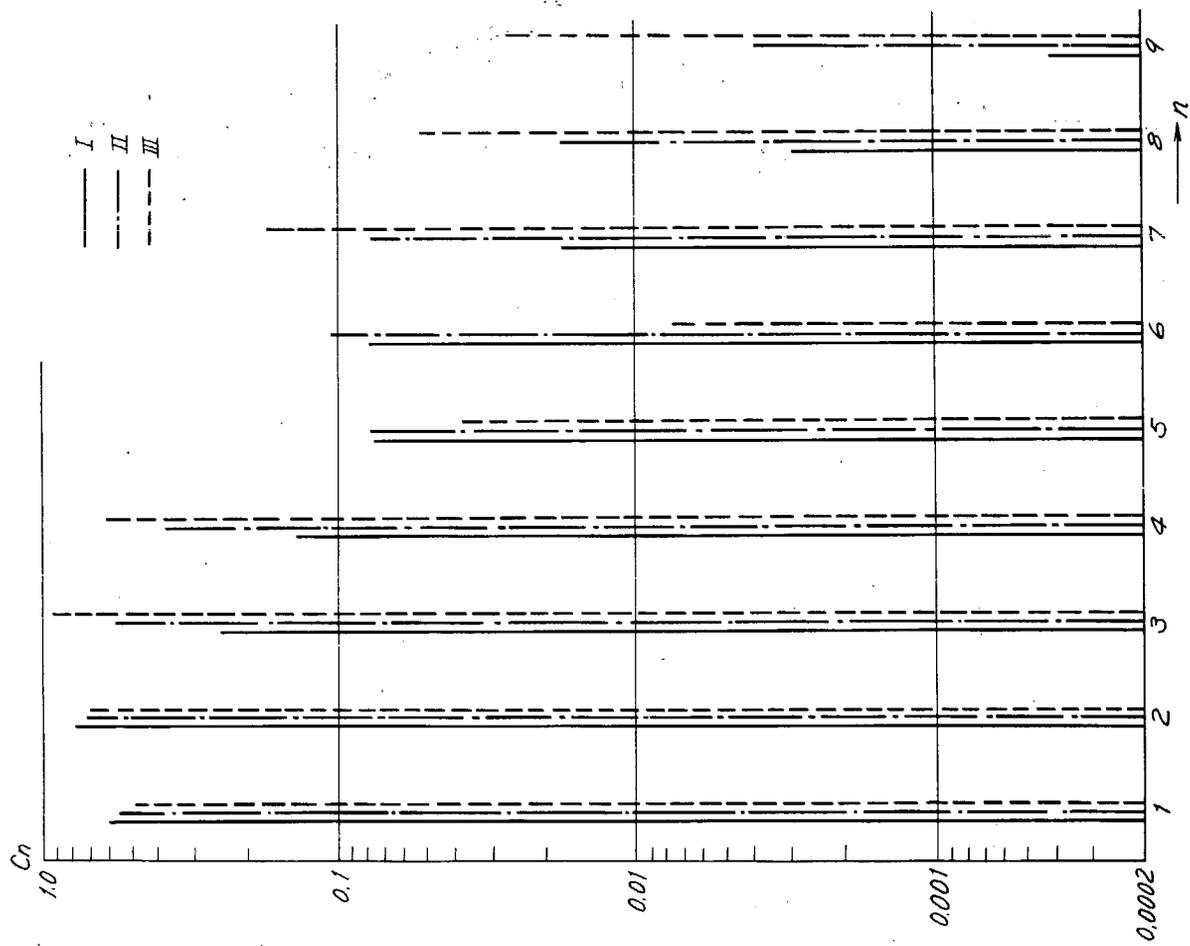


Fig. 1.23  $C_n$  versus  $n$ -th harmonics with parameter of wave patterns I, II and III.

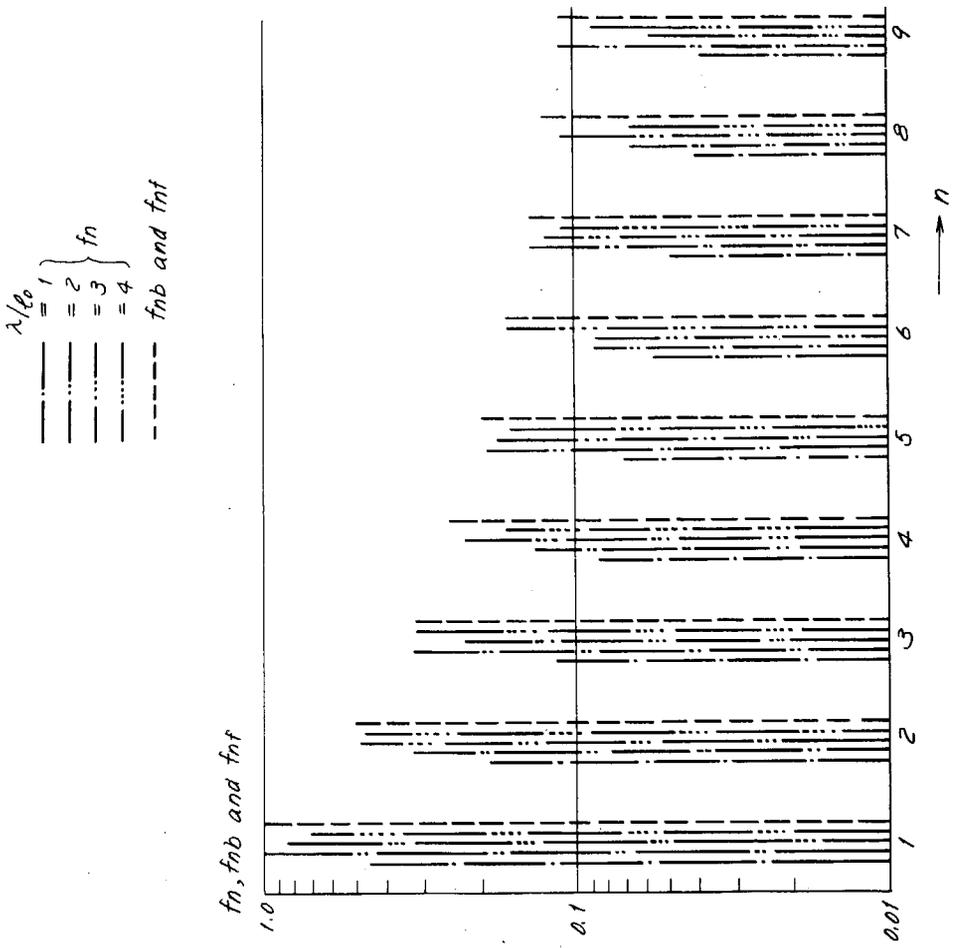


Fig. 1.24  $f_n$ ,  $f_{nb}$  and  $f_{nf}$  versus  $n$ -th harmonics with parameter  $\lambda/\lambda_0$  in  $f_n$ .

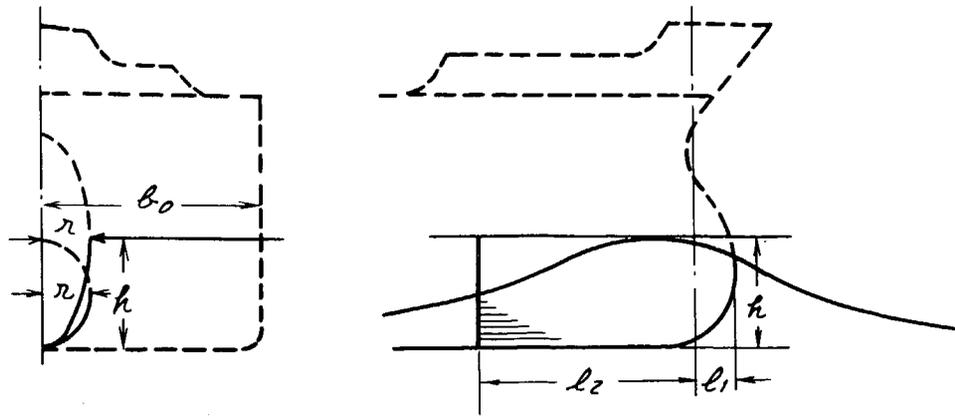


Fig. 1.25 Assumed elliptic section of bulb.

半巾  $b_0$  に比してかなり小さいけれども、前述のエントランス部船底の場合と同様である。さらに、(1.2.5)式に見るように、流体力は  $(r/b_0)^2$  に比例しているので、球状船首の Whipping 振動起振に対する影響は、前述のエントランス部船底の影響に比べてさほど著しくはないことが容易に理解され得る。しかしながら、他方  $f_n$  の値は、球状船首の長さ、 $0 \sim l/n$  まで変化する波長によつて変化するもので、球状船首による  $f_n$  の最大値は、Fig. 1.2.4 に示すように、エントランス部船底による値と同程度となる。

(c) 船首部フレアーによつて生ずる力

貨物船やタンカーが満載状態で航行中に波中に入出した場合に船体では船首部フレアーによつて生ずる波力が作

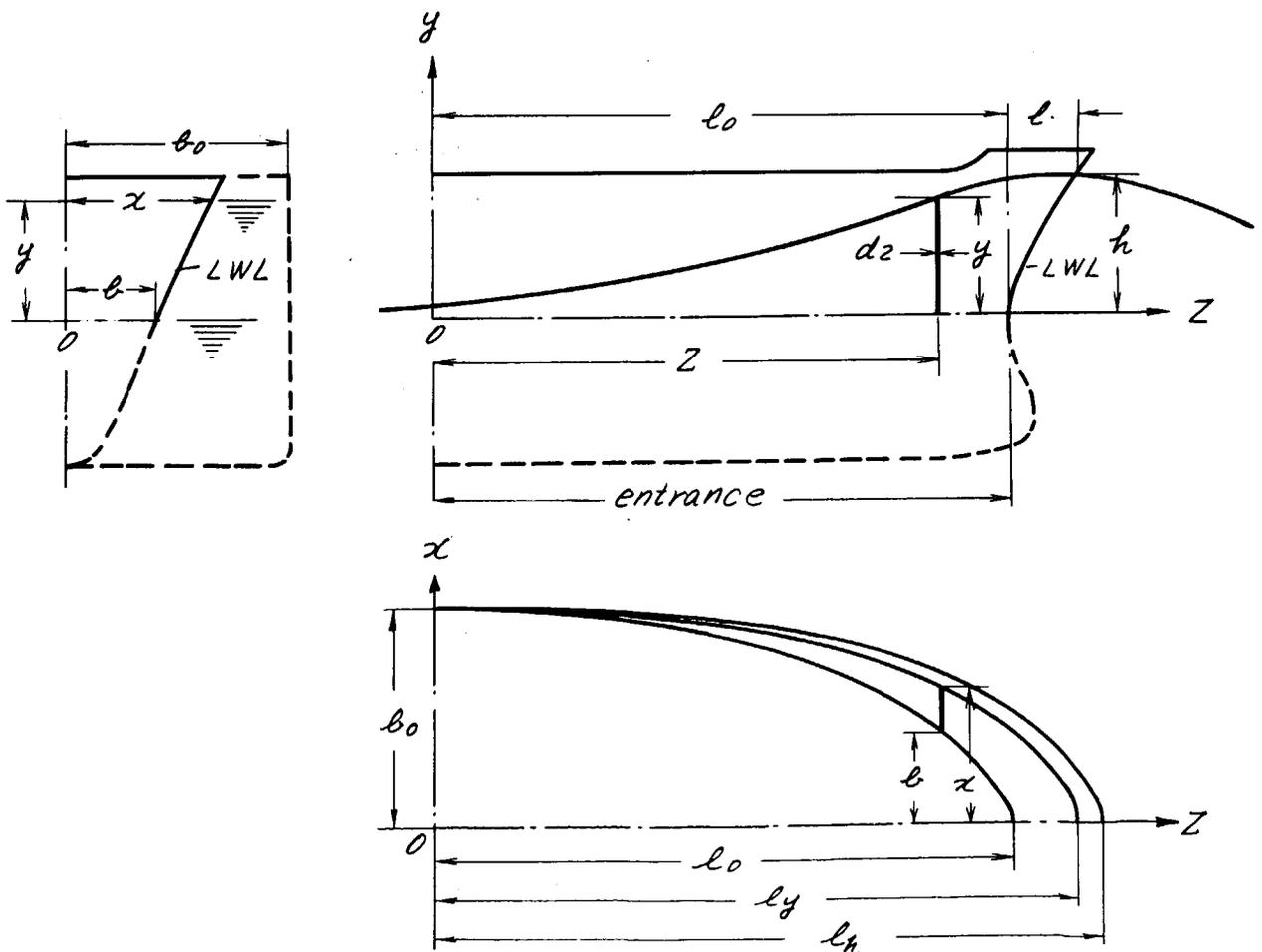


Fig. 1.2.6 Co-ordinates for expression of  $v, m, f$  of bow flare.

用する。Fig. 1.2.6に示すように波中に出入するためにフレアの断面に生ずる付加水質量の増分は近似的に  
 つぎのように示される。

$$\delta m_e \approx \frac{C_V \rho \pi (x^2 - b^2)}{2} \dots\dots\dots (1.2.9)$$

ここに、 $C_V$  は Lewis の係数であり、船首形状の場合のその平均の値は約0.8である。 $x, y, z$  は、Fig.  
 1.2.6に示すように原点をエントランスの終点部と波の谷を通る水平面と、船体の垂直中央断面との交点においた  
 座標である。

ここで、波の谷と山の間における船首部フレアの水平断面形状を Fig. 1.2.6 に示すように、共通の短軸半  
 巾  $b_0$  と長軸半巾  $l_0, l_y, l_h$  とを有する長円の半分と仮定すると、水平断面におけるエントランス長さの変化  
 の割合は、つぎのようになる。

$$l_y = l_0 \left\{ 1 + \frac{l_f}{l_0} \left( \frac{y}{h} \right)^m \right\} \quad m = 1, 2, 3, \dots\dots\dots (1.2.10)$$

ここに  $l_f/l_0$  と  $m$  とはパラメータである。水平断面における船首フレアの形状は長円の半分と仮定されて  
 いるので (1.2.9) 式における  $x^2$  と  $b^2$  とはつぎのように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} x^2 &= \frac{b_0^2}{l_y^2} (l_y^2 - z^2) \\ b^2 &= \frac{b_0^2}{l_0^2} (l_0^2 - z^2) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1.2.11)$$

したがって、(1.2.9) 式において船首部フレアの付加水質量の増分を表わす関係はつぎのようになる。

$$x^2 - b^2 = b_0^2 \frac{z^2}{l_0^2} \left( 1 - \frac{1}{\left\{ 1 + \frac{l_f}{l_0} \left( \frac{y}{h} \right)^m \right\}^2} \right)$$

上式中  $(l_f/l_0) (y/h)^m$  の値は1に比べて小さいので、実用上つぎのように仮定する。

$$\frac{1}{\left\{ 1 + \frac{l_f}{l_0} \left( \frac{y}{h} \right)^m \right\}^2} \approx 1 - 2 \frac{l_f}{l_0} \left( \frac{y}{h} \right)^m + 3 \left( \frac{l_f}{l_0} \right)^2 \left( \frac{y}{h} \right)^{2m}$$

このようにすると、

$$x^2 - b^2 = b_0^2 \frac{z^2}{l_0^2} (\mu \eta^m - \nu \eta^{2m}) \dots\dots\dots (1.2.12)$$

ここに、

$$\left. \begin{aligned} \mu &= 2 \frac{l_f}{l_0} \left( \frac{1}{2} \right)^m \\ \nu &= 3 \left( \frac{l_f}{l_0} \right)^2 \left( \frac{1}{2} \right)^{2m} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1.2.13)$$

ただし、

$$y/h = \eta/2$$

したがって、船首部フレアによつて誘起される流体力の  $n$  次成分はつぎのようになる。

$$\begin{aligned} F_{nf} &= \frac{C_V \rho \omega^2 \pi B^2 h}{16g} \int_0^{\ell_h} \frac{z^2}{l_0^2} \left\{ (m\mu \eta^{m-1} - 2m\nu \eta^{2m-1}) \dot{\eta}^2 + (U \eta^m - V \eta^{2m}) \ddot{\eta} \right\} dz \\ &= \frac{C_V \rho B^2 h \lambda}{16g} C_{nf} f_{nf} \cos(n\omega t - \phi_{nf}) \dots\dots\dots (1.2.14) \end{aligned}$$

計算結果の1例として、波形状をⅢ， $m$ を $m=1$ とし、パラメータ $l_f/l_0$ ， $f_{nf}$ を変えた場合の $C_{nf}$ の値をそれぞれ Fig. 1.2.7 と Fig. 1.2.4 に示した。高次成分域では、 $f_{nf}$  は近似的に波長と無関係となるのは注意すべきことである。Whipping 振動の起振力に及ぼす船首部フレアの影響すなわち $l_f/l_0$ の影響は、それぞれ Fig. 1.2.7 と 1.2.4 とに例示した $C_{nf}$ と $f_{nf}$ とを用いて(1.2.14)式から知れる。

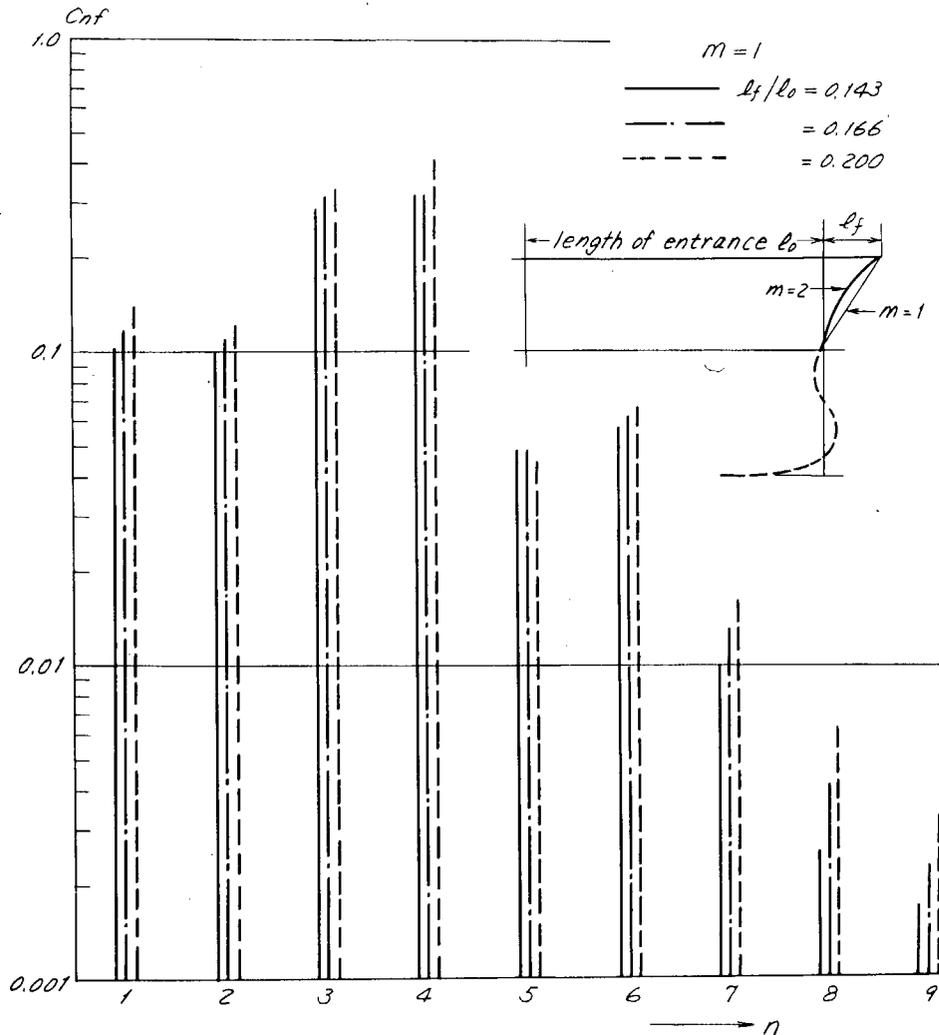


Fig.1.2.7  $C_{nf}$  versus  $n$ -th harmonics for  $m=1$  with the ratios  $l_f/l_0$

(3) Whipping の振動加速度の応答係数

船体の船首端における Whipping の振動加速度は近似的に次式で示される。

$$a = \frac{C_2 g \pi F_n}{d_1 \delta_2} = \alpha \cdot \frac{g \pi F_n}{d_1} \quad \dots \dots \dots (1.2.15)$$

ここに、 $F_n$  は波によつて生じ、船体の船首端に作用する力で、前項で求められており、 $d_1$  は付加重量を含んだ排水量、 $C_2$  と  $\delta_2$  とはそれぞれ船体上下2節振動の応答係数と対数減衰率とである。

実船航走時実験によつて、 $\alpha (= C_2/\delta_2)$ の理論的な値を確認することは、巨大船の上下2節振動においても困難であるが、ここでは振動モードと他の要素とについていくつかの仮定のもとに推定する。たとえば、Johnson and Ayling<sup>5)</sup>によつて示された実船計測結果によれば、多数船の航走時上下2節振動計測値の動倍率すなわち $\pi/\delta_2$ の値は、かなり広い範囲にバラツキている。

本論においては、(1.2.15)式の応答係数 $\alpha$ の値は、76,000 DWT タンカー航走時の計測加速度 $a$ から、前項で推定した波起振力 $F_n$ を用いてつぎのように得られる。

$$\alpha = \frac{a \Delta_1}{g \pi F_n} \dots\dots\dots (1.2.16)$$

ここに、

$$F_n = \frac{\rho \omega^2 B^2 h \lambda}{16 g} C_n \cdot f_n$$

B (= 2 b<sub>0</sub>) ; 船の全巾 ( m 単位 )

a ; 船首部での実測加速度 ( gal = cm/sec<sup>2</sup> 単位 )

( 1.2.16 ) 式の応答係数  $\alpha$  は、流体力  $F_n$  と同様に Whipping 応答と起振力との 1 例として、 $\lambda$  と  $h$  の種々の値に対して Table 1.2.2 に示したように数値計算される。Table 1.2.2 において波高  $h$  はタンカー航走時の水圧を用いて出し、波長  $\lambda$  は船の波との出会周期の計測結果に基づいて計算し、船速は波に対する方向を考慮して出された。

Table 1.2.2 Measured data and computed results whipping force and response factors of a 76,000 d.w.t. tanker

76,000 d.w.t. tanker in ballast condition.							
		Length B.P.	232.5 M				
		Breadth M.D.	34.8 M				
		Speed	15.7 kt, with bulbous bow.				
No.	Ship speed (M/s)	Observed direction $\theta$ (deg)	Relative ship speed $V_s$ (M/s)	Measured encounter period $T_e$ (s)	Computed wave length $\lambda$ (M)	Measured pressure head at the bow $h$ (M)	
1	7.71	30	6.68	4.4	78.0	3.1	
2	7.82	30	6.77	5.0	94.5	3.1	
3	6.79	40	5.20	8.5	172.0	15.8	
4	6.79	40	5.20	9.0	210.0	8.0	
5	6.99	40	5.35	9.0	212.0	12.9	
No.	Hull natural freq. $N_2$ (/s)	% of harm. $n$ (=T.N <sub>2</sub> )	Assumed type of wave	$C_n$	$\lambda/b_0$	$f_n$	Whipping force $F_n$ (ton)
1	0.955	4.20	I	0.14	1.67	0.10	53.2
2	0.970	4.85	I	0.08	2.03	0.20	57.0
3	0.963	8.18	III	0.05	3.70	0.10	57.2
4	0.950	8.55	III	0.05	4.50	0.10	31.5
5	0.920	8.28	III	0.05	4.55	0.07	35.9
No.	Displacement $\Delta$ (ton)	Effective displacement $\Delta_1$ (ton)	Measured accel. singl ampl. at the bow $a$ (gal)	Response factor $\alpha$			
1	44,450	88,900	118	64.1			
2	44,450	88,900	107	54.2			
3	49,810	99,620	123	69.6			
4	49,810	99,620	96	98.5			
5	49,810	99,620	141	127.0			

結論として種々の波長と水圧から算出した応答係数  $\alpha$  は、Table 1.2.2 に示したように、No.4 と No.5 とを除いてかなりの程度で一定である。したがって、この  $\alpha$  の値のオーダーは巨大船の Whipping の応答係数の程度を与えると考えられるものと推定される。

Fig. 1.2.8 はタンカーで計測されたオシログラムの 1 例で、船首船底での水圧、ならびに船首、船体中央 (⊙) および船尾部での加速度などを示している。

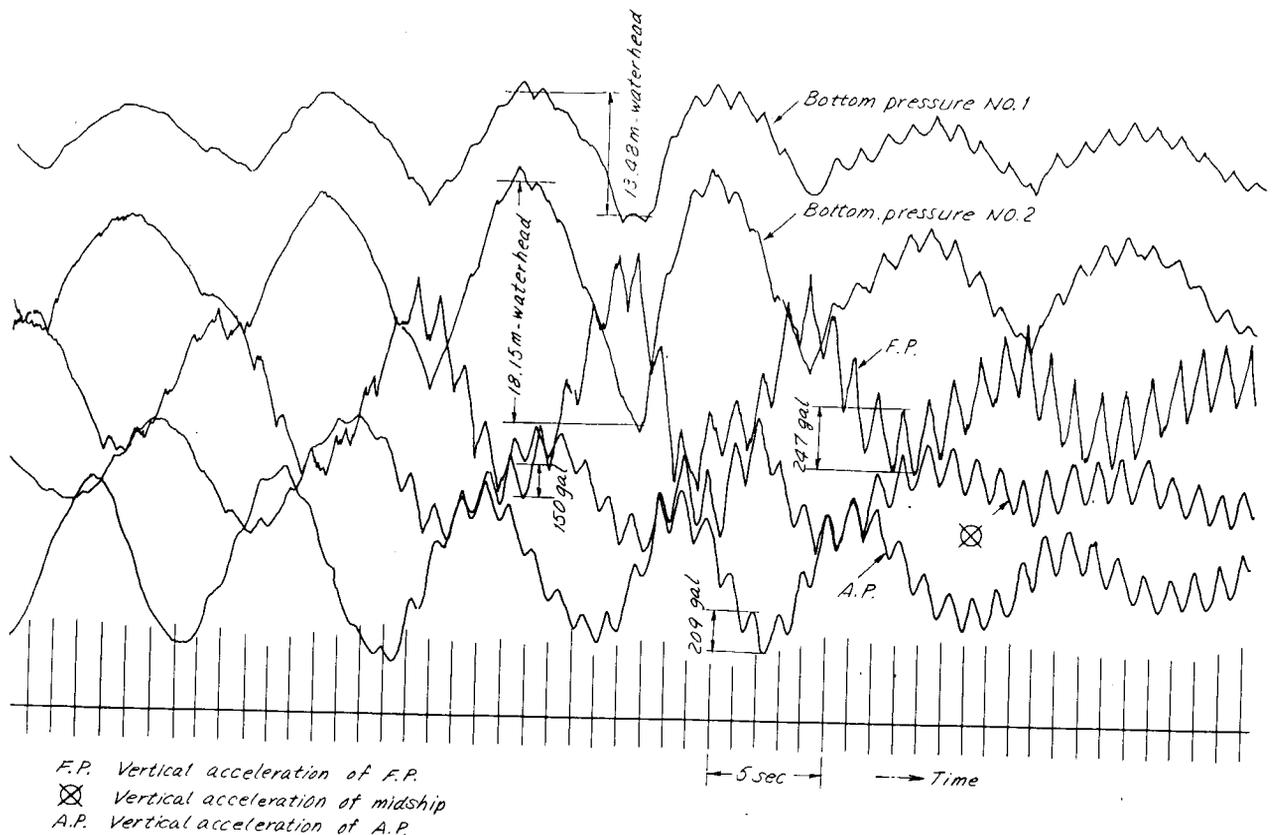


Fig.1.2.8 An illustration of records of fore bottom pressures and vertical accelerations of the 76,000 d.w.t. tanker which corresponding to No.3 in the Table III

#### (4) 結 論

船体の Whipping 振動の起振力を推定する公式を、76,000 DWT タンカーの船首部での波による水圧の時間的変化の計測値に基づいて提案した。ここに起振力は、軽荷状態においては、船首エントランス部に作用するものと載荷状態においては、船首部フレアに作用するものから成っている。また、船首部における Whipping 加速度推定のための応答係数が実測加速度を用いて算出された。

ひどい Whipping を回避するためには、できるだけ  $n$  値を増加することが肝要であり、そうすれば、上記公式中で  $C_n$  と  $f_n$  の値が減少するであろう。 $n$  値を増加させるためには、船の波に対する角度を変化させるか、船速を低下させる必要がある。他方、応答を低下させるためには、載荷重量を船体の固有振動モードの船首での振巾をできるだけ小さくするように配置するべきである。

著者らは、本研究の実施に協力された船主および佐世保重工業株式会社に謝意を表すものであり、また、実船計測とともに従事された九州大学応用力学研究所助手、北、古賀の両氏に感謝する。

#### 参 考 文 献

- 1) Saunders, H.E. : Hydrodynamics in Ship Design, Vol. III, 1965
- 2) 渡辺恵弘 ; Whipping の発生原因について ; 構造委員会西部地区部会資料 No.66 1968
- 3) Bell, A.O. and K.V. Taylor ; Wave-Excited Hull Vibration Measurements on a 47,000 d.w.t. Tanker, Shipping World and Shipbuilder, Feb. 1968
- 4) Pabst, W. ; Theorie des Landstobes von Seeflugzeugen, Z.F.M., May, 1930
- 5) Johnson, A.J. and P.W. Ayling ; On the Vibration Amplitudes of Ships Hulls, Trans. Inst. Eng. Shipb. Scotl., 1962

## 1.2.2 波浪による振動

波浪による振動は従来わが国では Whipping と称せられているが、第4回 I.S.S.C. の報告によると、Slamming のような衝撃に伴って起る振動を Whipping、必ずしも衝撃を伴わずに生じる振動を Springing と称している。しかし、実際の現象は、まだ観察不十分な点もあつて、必ずしもこのように明確な区別はできない場合もあるようである。

この現象については、Taylor & Bell<sup>1)</sup> 以来、米国やノルウェイ<sup>2)3)</sup> においても経験され、わが国でも種々のデータが発表されているが、当部会でも三菱重工のデータ<sup>4)5)6)</sup> が3件発表されているので、以下に要点を簡単に紹介する。

### (1) 三菱重工広島造船所<sup>4)</sup>の報告

最近、波浪による振動の発生した船、4隻の例を Table 1.2.3 に示す。これらの振動にはつぎの共通点がある。

- 1) いずれもバラスト状態である。
- 2) 振動はすべて2節振動である。
- 3) 海上は、いわゆる荒れた状態でなく波高は3m前後である。

上記のうちB丸については、特に本船側によつて上甲板上の Steam Pipe の Expansion Joint 部の変形量が計測されているので Table 1.2.4 に示す。この Steam Pipe は27mの間隔で上甲板上に固着されているので、この変形量から、

- 1) 中性軸は深さの中央にある。
- 2) Steam Pipe の歪は甲板の歪と等しい。

という仮定で応力を算出すると、約  $1.17 \text{ Kg/mm}^2$  くらいになる。

また、2節振動のモードを仮定して艀端のたわみ(片振り巾)と Midship の応力との関係を求めると、

$$\sigma = 105 \frac{D}{L^2} y_f$$

ここに、 $\sigma$  : Midship における応力 ( $\text{Kg/mm}^2$ )

$D$  : 船の深さ ( $m$ )

$L$  : 船の長さ ( $m$ )

$y_f$  : 船首端のたわみ ( $mm$ )

となるから、上記の  $\sigma = 1.17 \text{ Kg/mm}^2$  を代入すると、

$$y_f = 20.6 \text{ mm}$$

くらいになる。C丸の場合は計測加速度から  $y_f$  を算出し、これから  $\sigma$  を求めて Table 1.2.3 に示している。

なお、この報告中で、波浪による振動を減少させるために極力 Slack Tank を増して自由表面を増加させ、減衰を増すことが望ましいと述べているのは興味を持つ。

### (2) 三菱重工横浜造船所<sup>5)</sup>の報告

13万トン型鯨油船で生じた波浪による振動についての報告であつて、船の要目などは Table 1.2.5 に示す。

また、航海時の振動状況の1例を Fig. 1.2.9 に示す。海象や計測モードを Fig. 1.2.10 に示す。この場合も、撓み形状を正弦波と近似して計測された最大たわみ(艀で58mm)から、甲板と船底との応力を求めると、

甲板応力  $2.08 \text{ Kg/mm}^2$

船底応力  $1.63 \text{ Kg/mm}^2$

となつた。

### (3) 三菱重工神戸造船所<sup>6)</sup>の報告

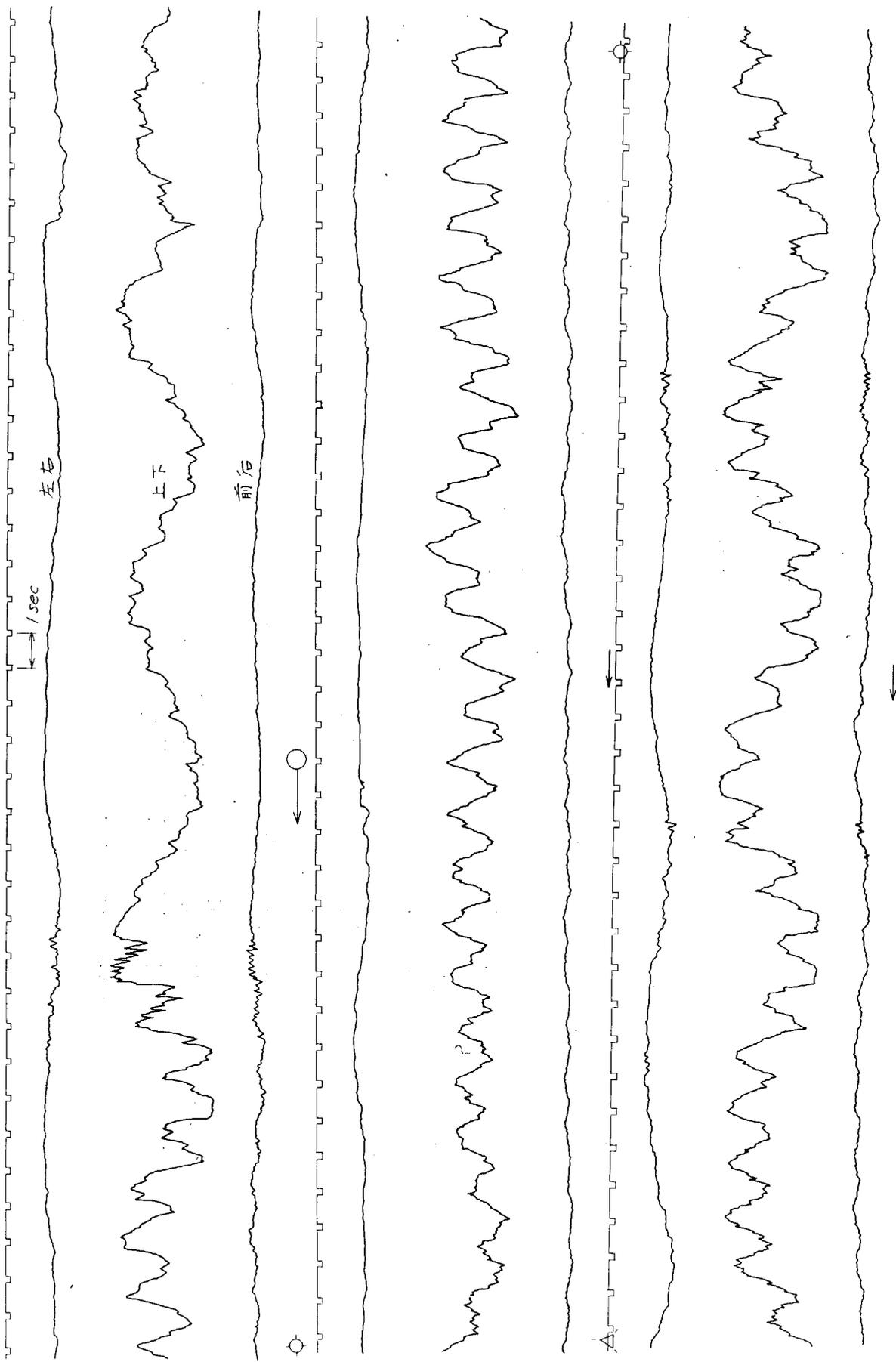
6万トン型バルクキャリアの試運転時の振動計測時に、波浪による振動が観察されているが、振り巾は3mm以下で大

Table 1.2.3 各船の波浪中の振動状況一覧表<sup>4)</sup>

船名	A 丸	B 丸	C 丸	D 丸	E 丸
船種	OIL TANKER	ORE CARRIER	ORE CARRIER	O/O	O/T
L×B×D	226×36×16.5 <sup>M</sup>	216×35.7×18.7	211×31.8×17.5	237.05×38.5×20.6	226.0×34.84×16.7
Service Speed	15.45	14.9	15.0	15.2	11~15
D.W.T.	68,900 <sup>KT</sup>	69,700	56,600	94,470	
$\Delta_{FULL}$	82,640 <sup>KT</sup>	81,140	66,800	112,350	
Ballast 量	28,467	35,474	34,300	39,000	49,061 (LT)
" 配置	HOMO	F.P.T. .... Full 隔倉 概水	No.1 W.W.B. TK Empty	F.P.T. No.2H ..... FULL 他 S.T. .... HALF	
Draft	d <sub>F</sub> =5.04 d <sub>A</sub> =8.67	d <sub>F</sub> =6.76 d <sub>A</sub> =9.16	d <sub>F</sub> =4.09 d <sub>A</sub> =11.53	d <sub>F</sub> =7.36 d <sub>A</sub> =8.31	d <sub>F</sub> =21'1" d <sub>A</sub> =28'3"
気象状況		天候 bc (晴) 風力 23ノット 波高 3.0 <sup>M</sup> 波長 40 <sup>M</sup> ウネリ 0	海面 Rough 波高 3 <sup>M</sup> 波長 50 <sup>M</sup>	天候 Q (はやて) 風力 5 海上 R. Rough Mad Long Swell (波高 2~4 m)	
計測 2 節 上下振動数	約 50cpm	約 50cpm	57cpm	(計算値 45.2cpm)	50cpm
Whipping時 のたわみ及び応力		①の最大振動応力推 定値 ..... ±1.17 Kg/mm <sup>2</sup> (船端振巾=23 mm)	②の最大振動応力推 定値 .....±0.47Kg 艀端計測加速度 34 gal		AFT END 42 gal 振巾 31 mm
振動の状態 その他	前方より2~3 m 以上の高さのうね りに会った際 2 節 上下振動を生じ、 居住区および艀部 でかなり大きい前 後、上下振動を感 じる。	空船航海時には艀方 向より風力 5 以上の 風が吹けば艀体のた わみがひどく、船橋 より、No.1, No.2 Hatch 付近の甲板 の上下動が肉眼で明 瞭にわかる程である。 Ballasting を 変更して各タンク平 均的に概水を行なつ た結果、振動が極め て少なくなり、その 後できる限り、この 方法で航海している。	Fore Peak Tank を抜いたら 50%位で振動が多 くなりしなりがみえ てきた。 F.B.T. が Empty になつたら一層ひど くなつた。	振動、荒天に備えた Heavy Balla- sting であるが、 小ささみの振動は余 り目立たなくなつた。 しかし艀体のしなり がはつきりと起り始 め肉眼で上甲板前部 の脈動がわかる様にな つた。 艀部を軽くしてしな りを少しでも減少さ せようと試みたが、 しなりは依然として 残つた。	1 日のみであつた が、波高 2~3 feet のうねりに 会いかなり大きい。 Whipping による振動を発生し た。

Table 1.24 B丸の波浪中の振動による上甲板上の Steam Pipe の Expansion 部の伸縮量<sup>4)</sup>

		船首方向		位置		C	D	E
		単位		単位				
<p><b>Ballast Condition (A)</b>                      天候 BC 波長 40 m                      風向 145° 波高 3.5 m                      風力 26 ノット ヌネリ 0</p>		最大 (mm)	1.5	3.0	0.3			
		平均 (mm)	1.0	1.5	—			
		振動数 (cpm)	—	50	—			
		最大 (mm)	—	2.0	—			
		平均 (mm)	—	1.0	—			
		振動数 (cpm)	—	50	—			
<p><b>Ballast Condition (B)</b>                      天候 BC 波長 40 m                      風向 130° 波高 3.0 m                      風力 23 ノット ヌネリ 0</p>		最大 (mm)	1.5	3.0	0.3			
		平均 (mm)	1.0	1.5	—			
		振動数 (cpm)	—	50	—			
		最大 (mm)	—	2.0	—			
		平均 (mm)	—	1.0	—			
		振動数 (cpm)	—	50	—			
<p><b>Ballast Condition (C)</b>                      天候 BC 波長 45 m                      風向 120° 波高 3.0 m                      風力 25 ノット ヌネリ 0</p>		最大 (mm)	—	1.8	—			
		平均 (mm)	—	1.0	—			
		振動数 (cpm)	—	41	—			
		最大 (mm)	—	1.5	—			
		平均 (mm)	—	0.7	—			
		振動数 (cpm)	—	67	—			



△

Fig. 1.29 波浪による振動の計測波形の1例5)

Table 1.25 三菱重工横浜造船所<sup>5)</sup>の波浪による振動を生じた船の要目

船体要目	
型式	欽石油槽兼用船
船級	ABS
主寸法	227.01m × 42.0m × 22.60m × 15.95m (LPP) (B) (D) (d)
載貨重量	129,570 LT
満載排水量	155,253 ton
主機	三菱蒸気タービン 1 set MCR 2,3500 PS × 85 rpm
プロペラ	可変ピッチプロペラ 1 set プロペラ直径 8.2 m 翼数 4

振動時の船の状態

Draft (fore) 21'-06"

Draft (aft) 36'-04"

Draft (mean) 28'-11"

Displacement 81,401 t

WHIPPING VIBRATION

VIBRATION MODE ----- 2-NODES VERTICAL VIBRATION.  
 VIBRATION FREQUENCY ----- 40 CPM.  
 SHIP'S CONDITION ----- (B) BALLAST CONDITION  
 SPEED ABOUT 16 kt  
 SHAFT R.P.M. 85 R.P.M.  
 PROPELLER PITCH 18°

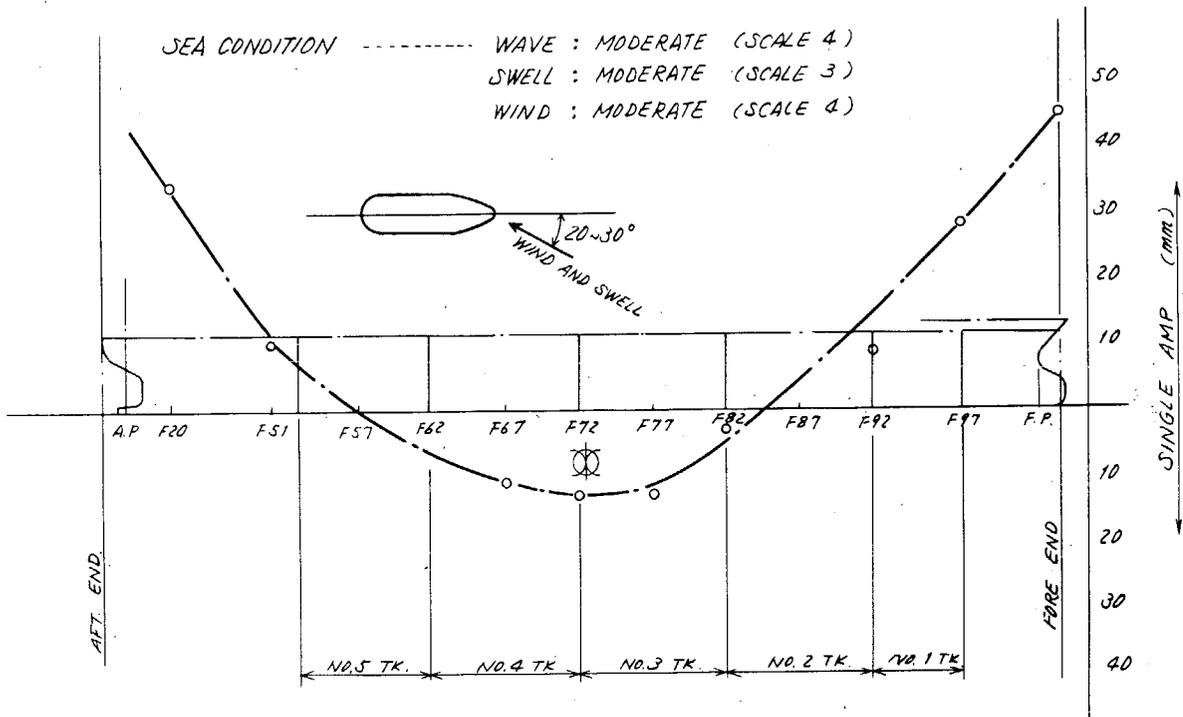


Fig. 1.2.10 波浪による振動の計測例<sup>5)</sup>

きくない。回転数（したがって船速）とともに振巾が変化する状況を Fig. 1.2.11 に示す。この図から、回転数が MCR から減ずるに従って振巾も減少する傾向が看取される。また、この図によると、回転数の減少とともに振巾が単調減少するのではなく、Hump Hollow を描くようにも思われるがデータが少なく、確実なことは不明である。

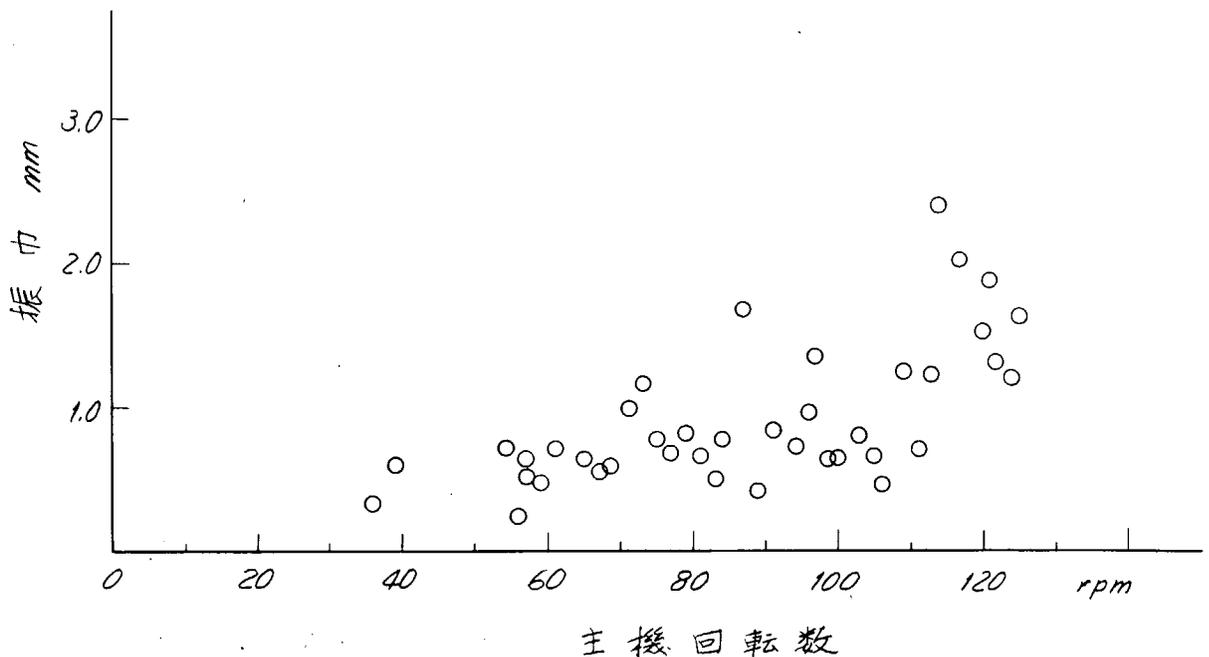


Fig.1.2.11 波浪による振動の振巾と回転数との関係<sup>6)</sup> (振動数=45.9 cpm)

さて、これらの波浪中の振動の発生機構に関しては現在まで余りよく解明されておらず、Goodman<sup>8)</sup> は不規則波中における選択共振説を唱えている。しかし、熊井は、規則波中において、波の Profile が正弦波と異つていたり、船首の形状次第では、出遭周波数の整数倍の周波数の起振力が発生することを本部会に報告している。<sup>7)</sup>これについて、既述されたとおりである。

#### 参 考 文 献

- 1) Taylor, E.V. and Bell, A.O., Wave-excited Hull Vibration Stress Measurements on a 47,000 ton deadweight tanker, B.S.R.A. Rep. No.115 (1966)
- 2) Report of Committee 2 : Wave Loads, Hydrodynamics, 4th I.S.S.C. (1970)
- 3) Report of Committee 3 : Sea Loads, Full Scale, 4th I.S.S.C. (1970)
- 4) 三菱重工広島造船所、Whipping の実状について、日本造船研究協会 SR112 部会報告 V53-8 (1970)
- 5) 三菱重工横浜造船所、Measurement Result of Whipping Vibration, 日本造船研究協会 SR112 部会報告 V55-4 (1970)
- 6) 三菱重工神戸造船所、61,400 DWT BULK CARRIER の船体及び二重底の上下振動計測結果、日本造船研究協会 SR112 部会報告 V60-4 (1971)
- 7) Kumai, T. and Tasai, F., On the Wave Exciting Force and Response of Whipping of Ships, European Shipbuilding, No.4 (1970)
- 8) Goodman, R.A., Wave-Excited Main Hull Vibration in Large Tankers and Ore Carriers, Trans. R.I.N.A. (1970)

### 1.2.3 非定常プロペラ力について

普通の船は、流体力学的には、前から順次船体、プロペラおよび舵の3つの部分からなりたっており、このような船が一定の角速度でプロペラを廻しながら一直線上を一定の速度で進んでいるとき、このプロペラは翼数が有限でしかも船体後方の不均一流の中で廻っている。簡単のため船体とプロペラが与えられており、舵はないとする。このとき船体はその表面に分布する Source であらわし、またプロペラの翼はその荷重を螺旋状の渦系で、その厚みを平均面上に分布する Source または Doublet であらわす。そうすると、これらの特異点による速度ポテンシャルを求めることができる。船体表面では、この速度ポテンシャルから求められる誘導速度だけを考え、プロペラ翼面上では、この誘導速度に、別の方法で求めた船体による粘性伴流の速度を重ねたものを考え、船体表面およびプロペラ翼面についての境界条件を満足する式をたて、これらを連立させて解くと、船体およびプロペラをあらわす特異点の強さを求めることができる。一般に特異点の強さとその位置の流速がわかると、その特異点に働く力およびモーメントを求めることができるから、いまの場合、船体表面の圧力や、船体およびプロペラに働く力およびモーメントを計算することができる。つきにプロペラをはずした船体がプロペラがあるときと同じ速度で進んでいる場合についての境界条件の式をたて、これを解いて船体表面に分布する Source の強さを求めると、船体表面の圧力、さらには船体に働く力およびモーメントを計算することができる。これらの圧力、力およびモーメントを前の回転するプロペラをもつ場合の船体のみにかかる圧力、力およびモーメントから差し引くと、船体に働く Surface Forces が得られ、他方前の回転するプロペラに働く力およびモーメントは Bearing Forces そのものであり、Surface Forces と Bearing Forces を総称して非定常プロペラ力と名付けることにする。非定常プロペラ力は時間平均値と変動部分に分けられ、前者は主として船の推進性能に関係し、後者はプロペラ起振力と呼ばれ、船体振動に関係する。このようにプロペラ起振力としての Surface Forces を求めるには船体とプロペラの境界条件の式を連立させて解かなければならず、必然的に Bearing Forces をも計算することにもなる。

なお、目下最も簡単な例題としてV字型の筒型船体がプロペラ上方にあるときの船体表面の圧力とプロペラにかかる力およびモーメントを数値計算中である。

### 1.2.4 Bulk Carrier の船体および二重底の上下振動

#### (1) 本船主要目

本船は DW 61,400 T の Bulk Carrier でその要目はつきに示すとおりである。

$$L_{BP} \times B \times D \times d_{FULL} = 225.0 \text{ m} \times 32.2 \text{ m} \times 18.2 \text{ m} \times 12.2 \text{ m}$$

$$\Delta_{FULL} = 75,330 \text{ t}$$

$$\text{Main Engine} \quad 8 \text{ RD}90 \quad 18,400 \text{ PS} / 122 \text{ RPM}$$

$$M_{VI} = M_H = 26.0 \text{ t-m}$$

$$\text{\% of Blade} : 5$$

$$\text{Others Nil}$$

#### (2) 計測状態

計測時の排水量、喫水はつきのとおりである。

$$\Delta = 39,770 \text{ t}$$

$$d \begin{cases} d_f = 5.62 \text{ m} \\ d_a = 7.83 \text{ m} \\ d_m = 6.72 \text{ m} \end{cases}$$

載荷状態を Fig. 1.2.12 に示す。計測は Main Engine の回転数を約 35 RPM から MCR まで 2 回転 Pitch で上昇させて行つた。

#### (3) 計測位置

計測点の配置を Fig. 1.2.13 に示す。

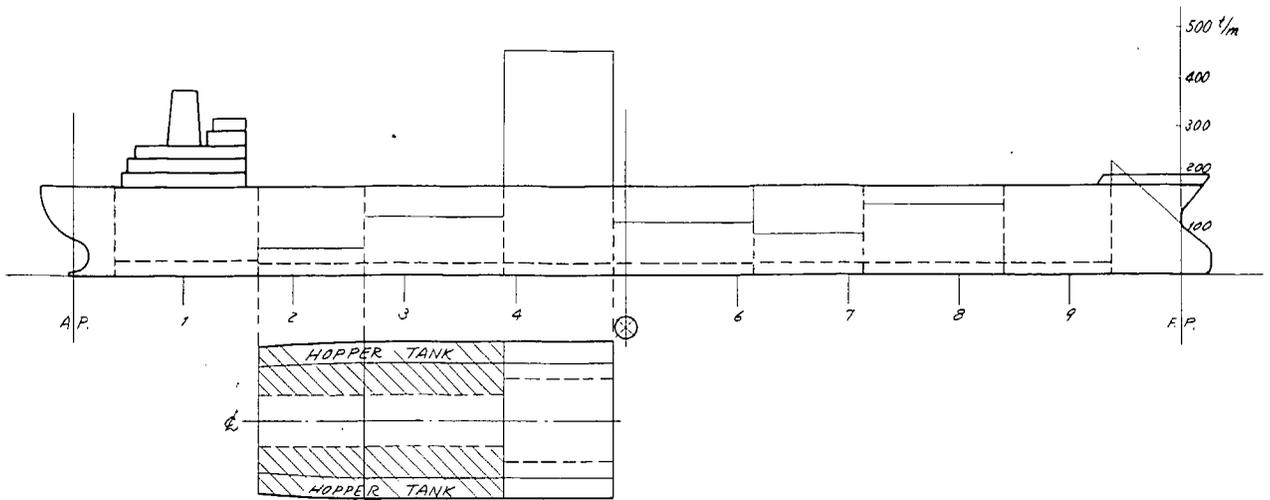


Fig. 1.2.12 振動計測時載貨状態

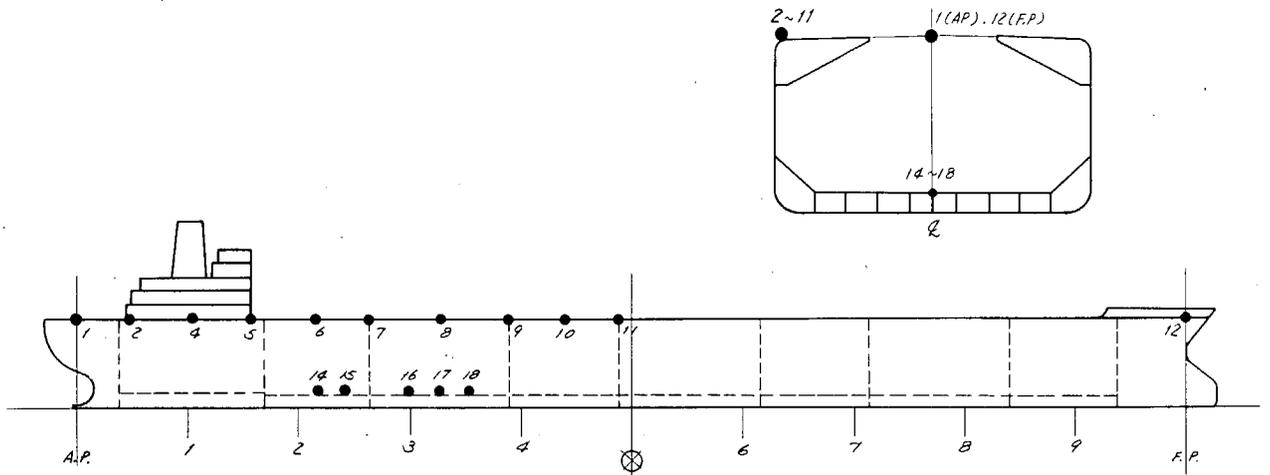


Fig. 1.2.13 モード計測 P.U. 配置図

(4) 計測結果

(a) Response to Main Engine Revolution

計測点① (A.P. on Upp. DK), ⑭ (No. 7 Hold, 二重底中央), ⑰ (No. 6 Hold, 二重底中央) の Main Engine の各回転における複振巾を Fig. 1.2.14 に示す。

これらの図に見られるように主機の回転数に無関係な振動が顕著にあらわれている。

(b) Resonance Curve

Fig. 1.2.14 を振動数 Base に Plot したものを Fig. 1.2.15 に示す。

(c) 共振時 Mode Curve

共振時の Mode Curve を Fig. 1.2.16 (a)~(k) に示す。

これらの図から主機の回転数に無関係な振動は、Whipping による 2 節振動であることがわかる。

(5) 考 察

(a) 船体上下振動

船体の上下固有振動数を船底との連成を考慮せずに計算し、これと実測値とを比較してみると Table 1.2.6 のごとくである。

Table 1.2.6 船体上下固有振動数 (cpm)

節 数	計 算 値	実 測 値
2	4 6.0	4 5.9
3	9 2.3	9 9.1
4	1 6 6.2	—*
5	2 2 3.2	—*

注) \* 4 節以上の固有振動数は計測不能。

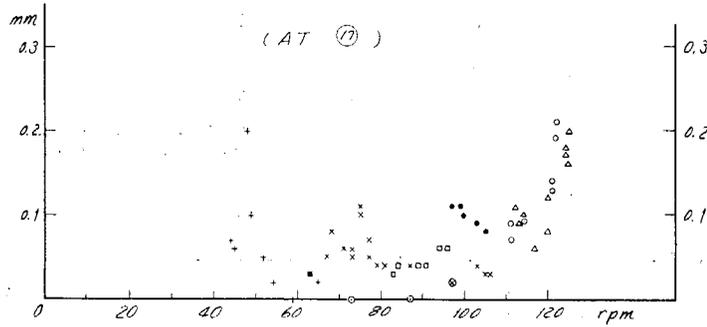
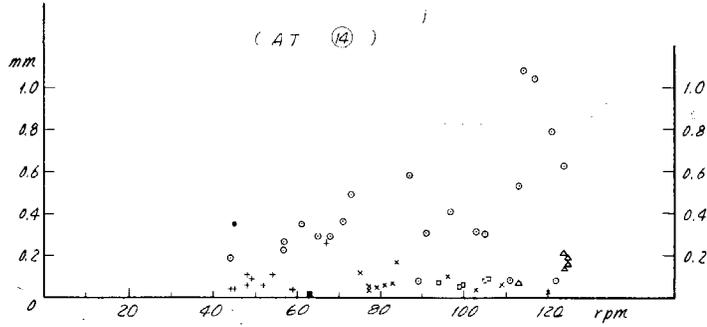
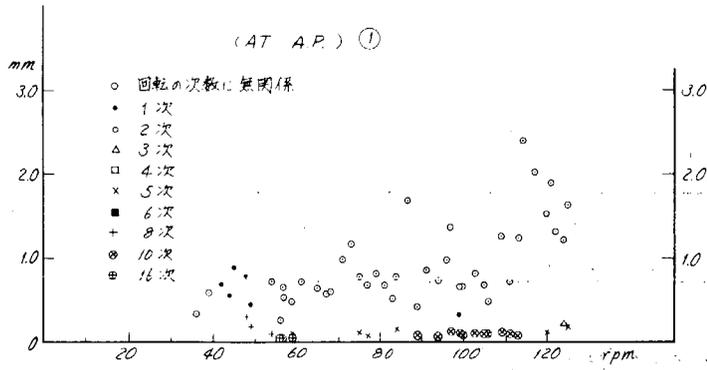


Fig. 1.2.14 RESPONSE OF VERTICAL VIBRTION TO MAIN ENGINE REVOLUTION

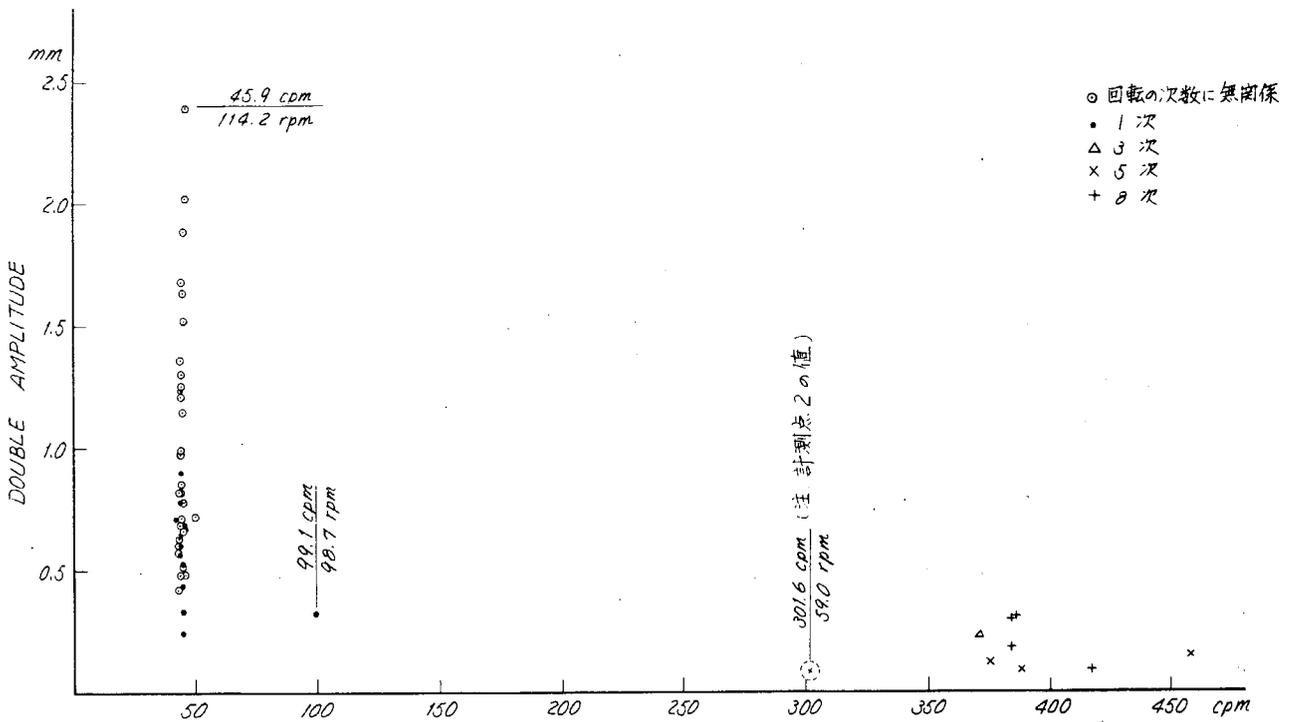


Fig. 1.2.15(a) RESONANCE OF VERTICAL VIBRATION (AT A.P. UPP. DK)

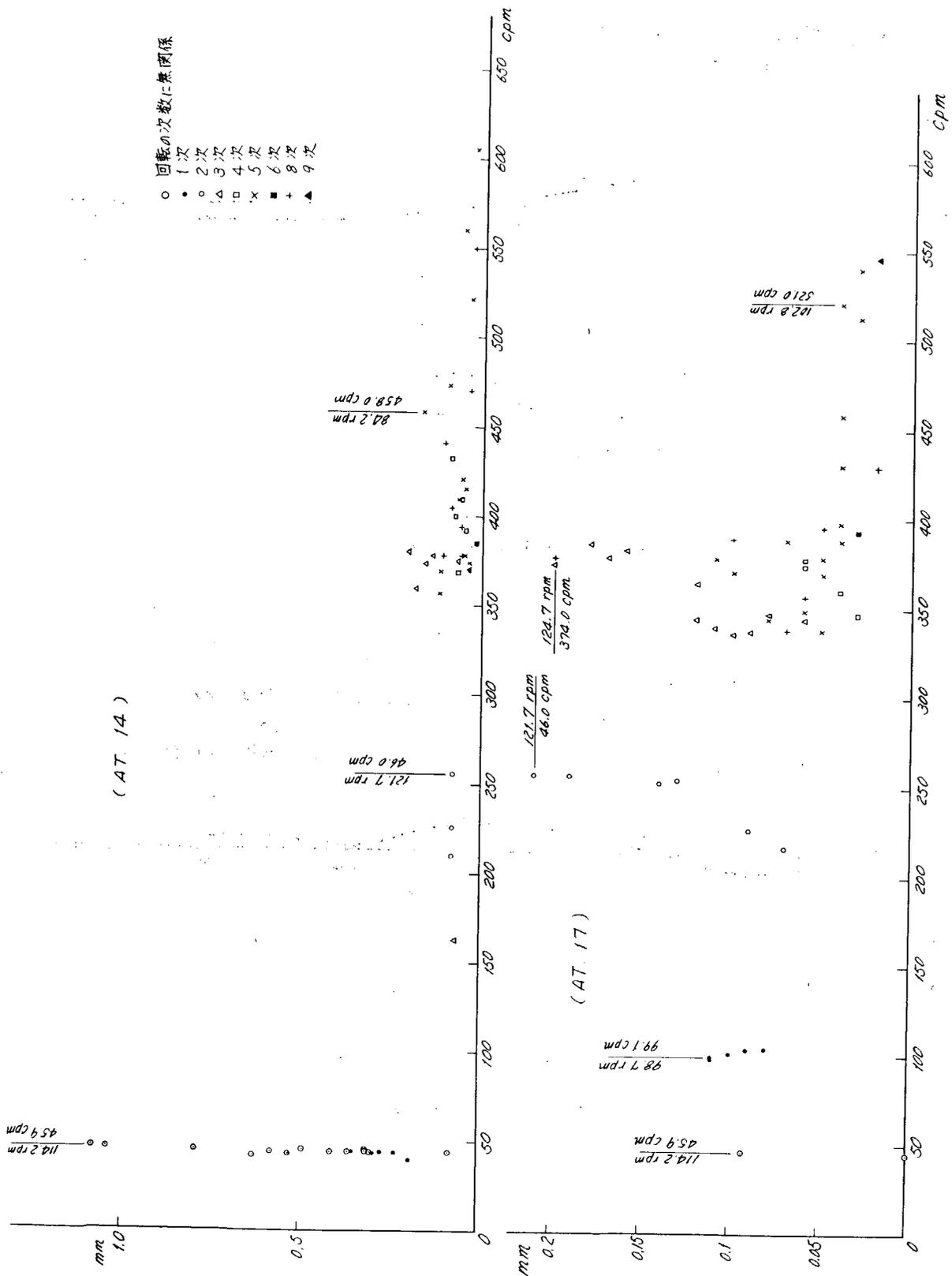
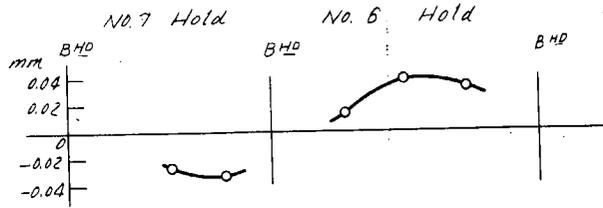
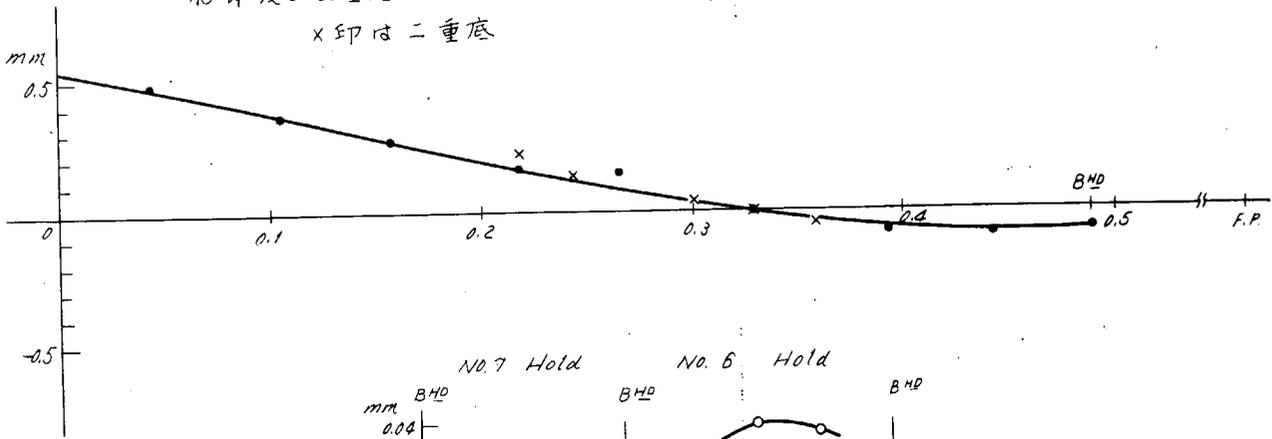


Fig. 1.2.15 (b) RESONANCE CURVE OF VERTICAL VIBRATION OF DOUBLE BOTTOM

船体及び二重底 (43.6 cpm)

x印は二重底



二重底 (357 cpm)

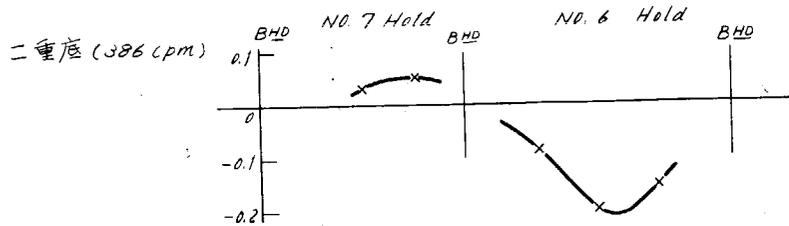
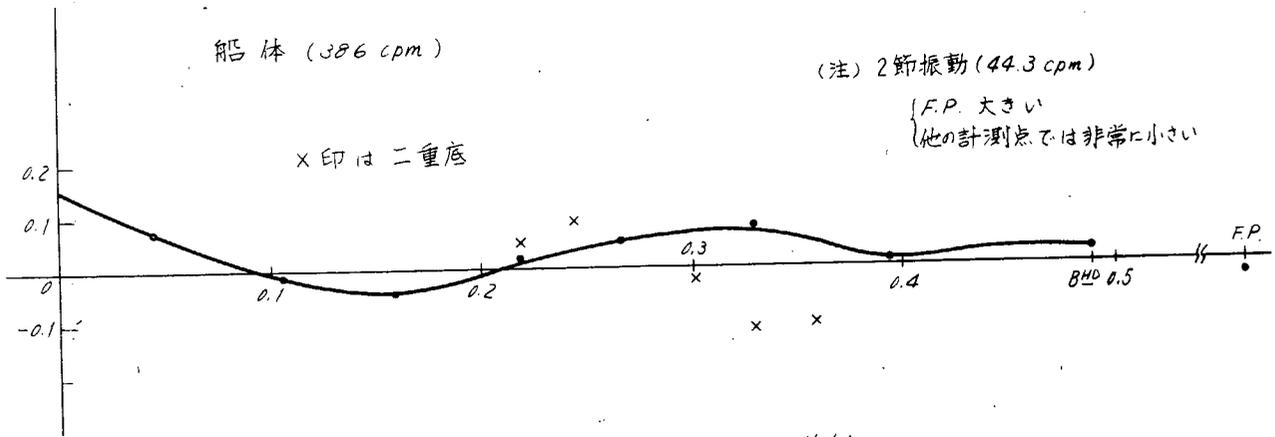
Fig. 1.2.16(a) (44.75 rpm)

船体 (386 cpm)

x印は二重底

(注) 2節振動 (44.3 cpm)

{ F.P. 大きい  
他の計測点では非常に小さい



2節振動 { No. 7 大きい  
No. 6 ほとんどなし

Fig. 1.2.16(b) (47.7 rpm)

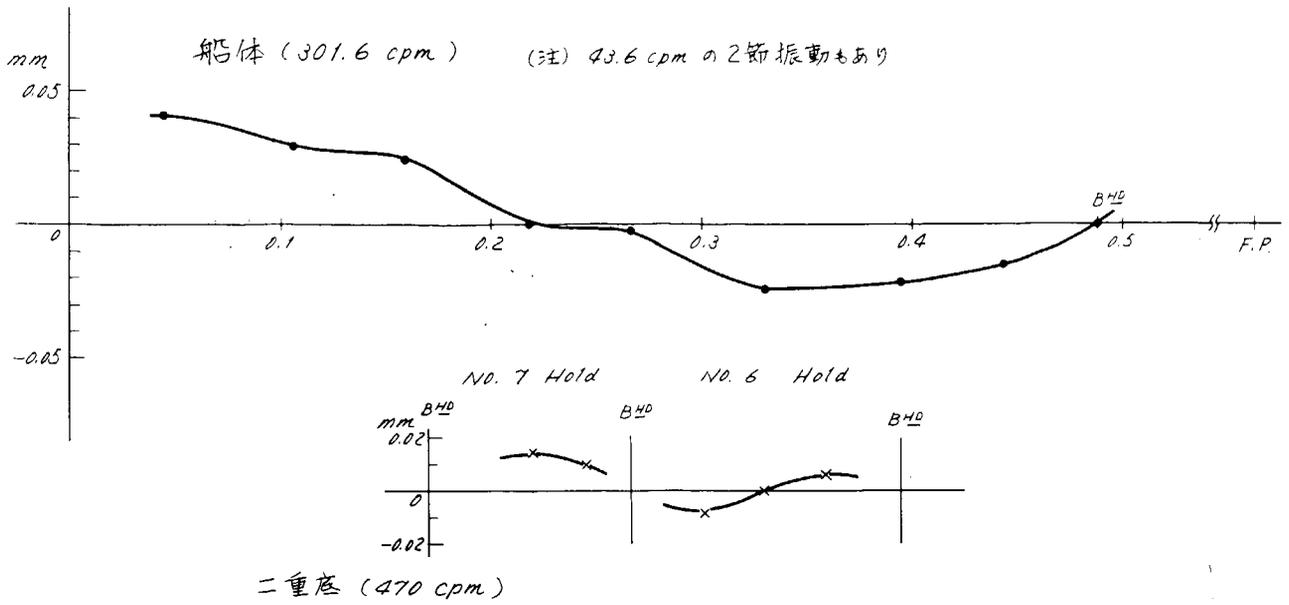


Fig. 1.2.16(c) ( 59.0 rpm )

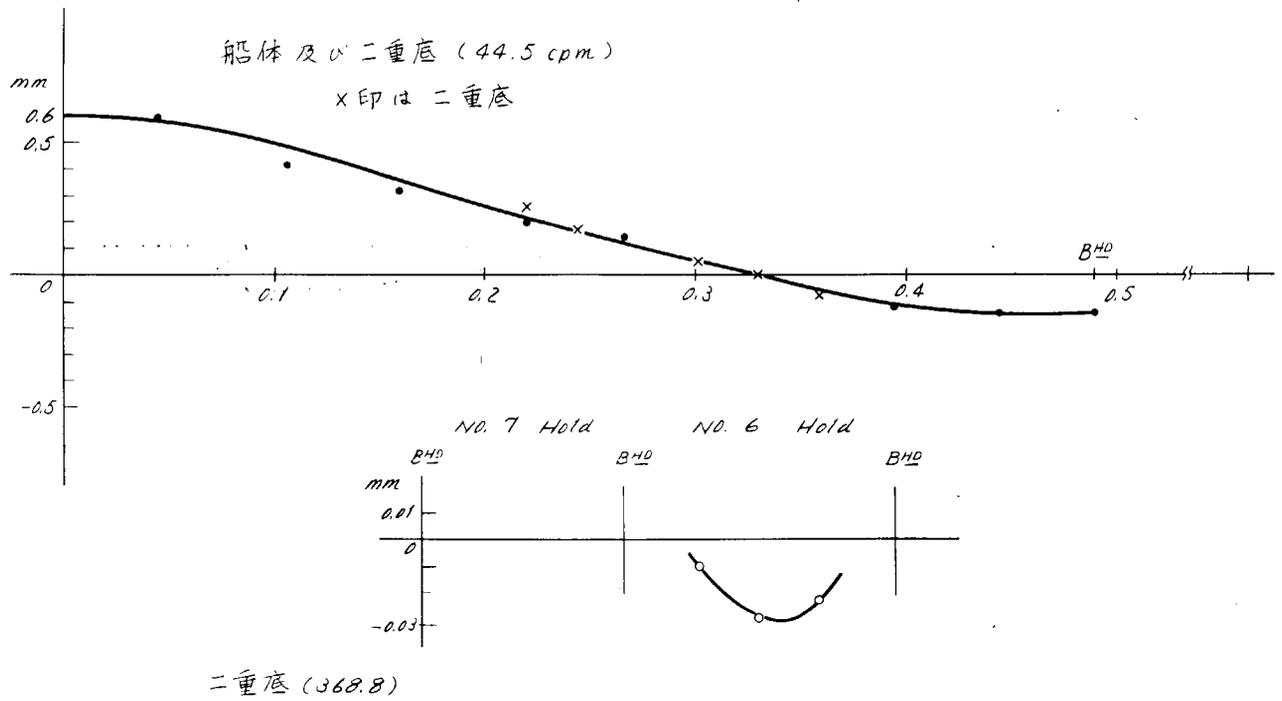


Fig. 1.2.16(d) ( 72.8 rpm )

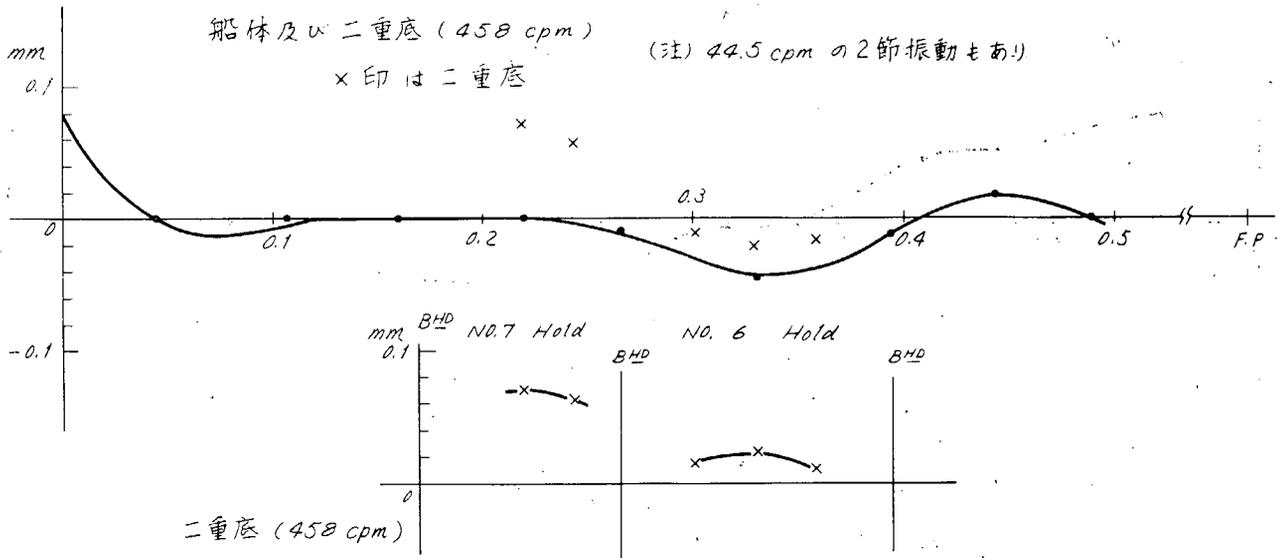


Fig. 1.2.16(e) ( 8 4.2 rpm )

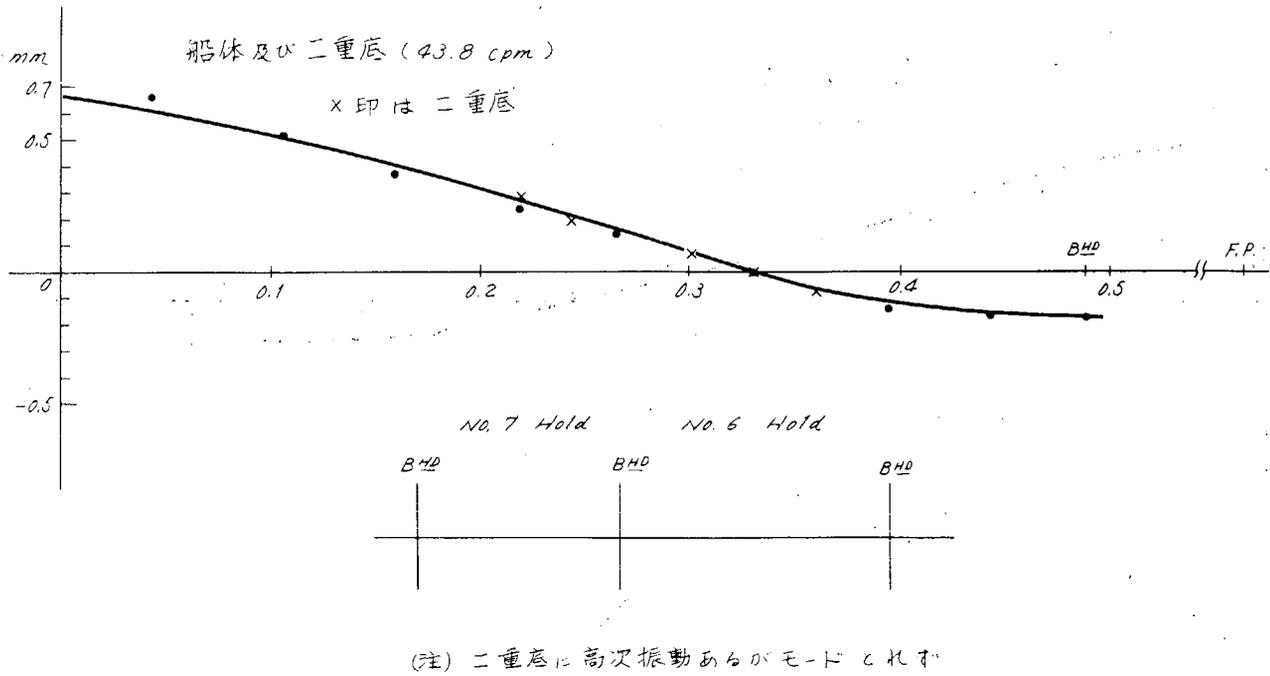


Fig. 1.2.16(f) ( 8 6.7 rpm )

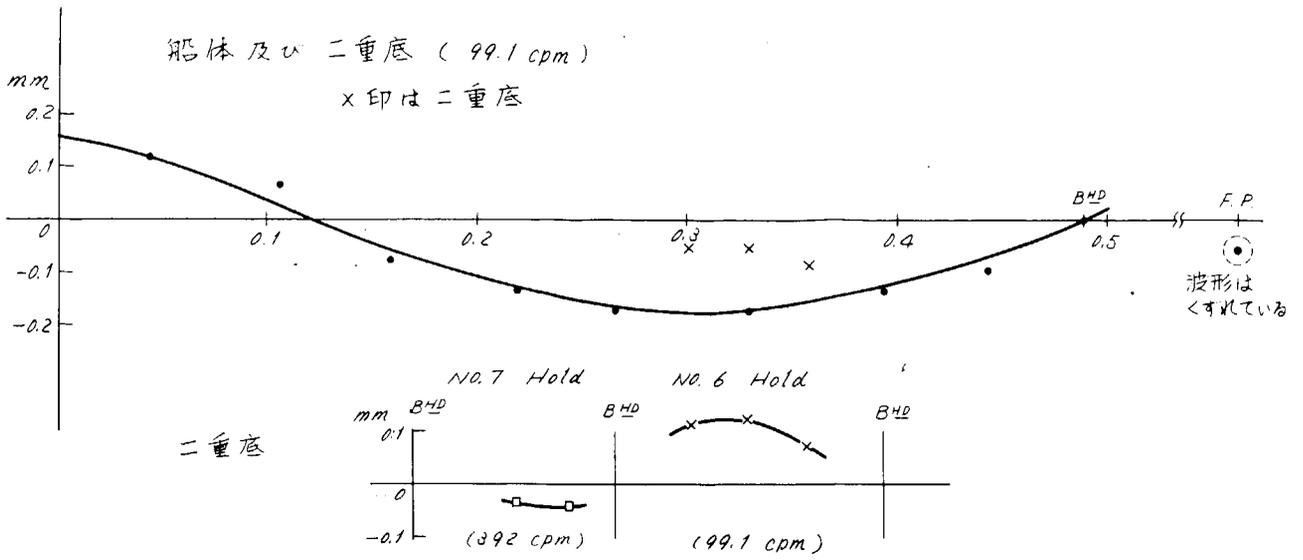


Fig. 1.2.16 (g) (98.7 rpm)

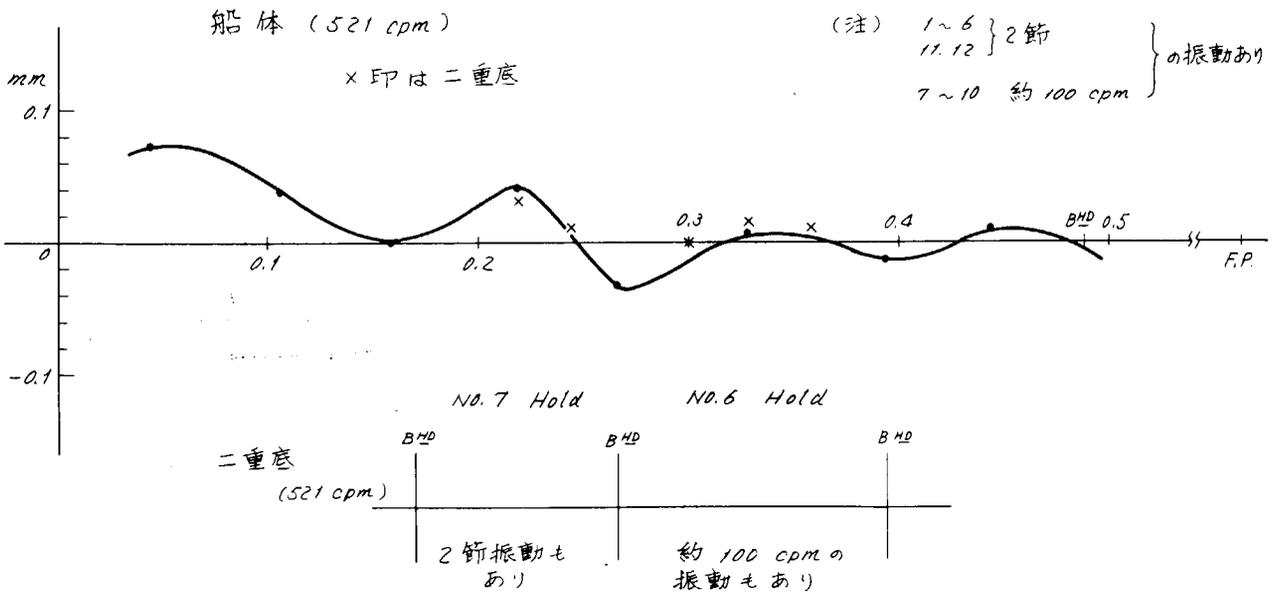
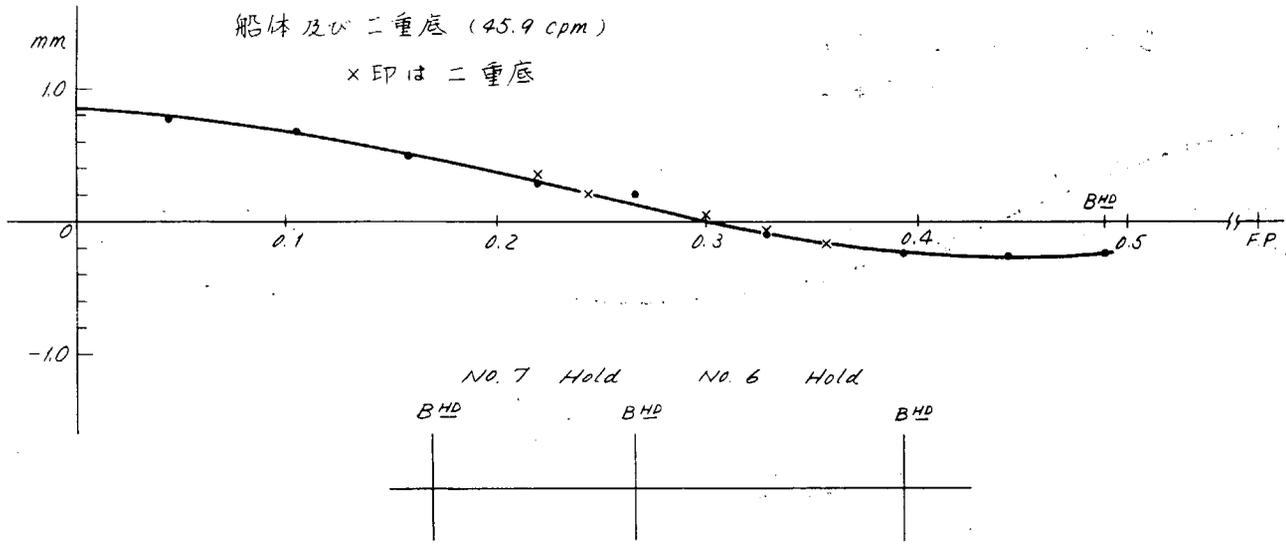
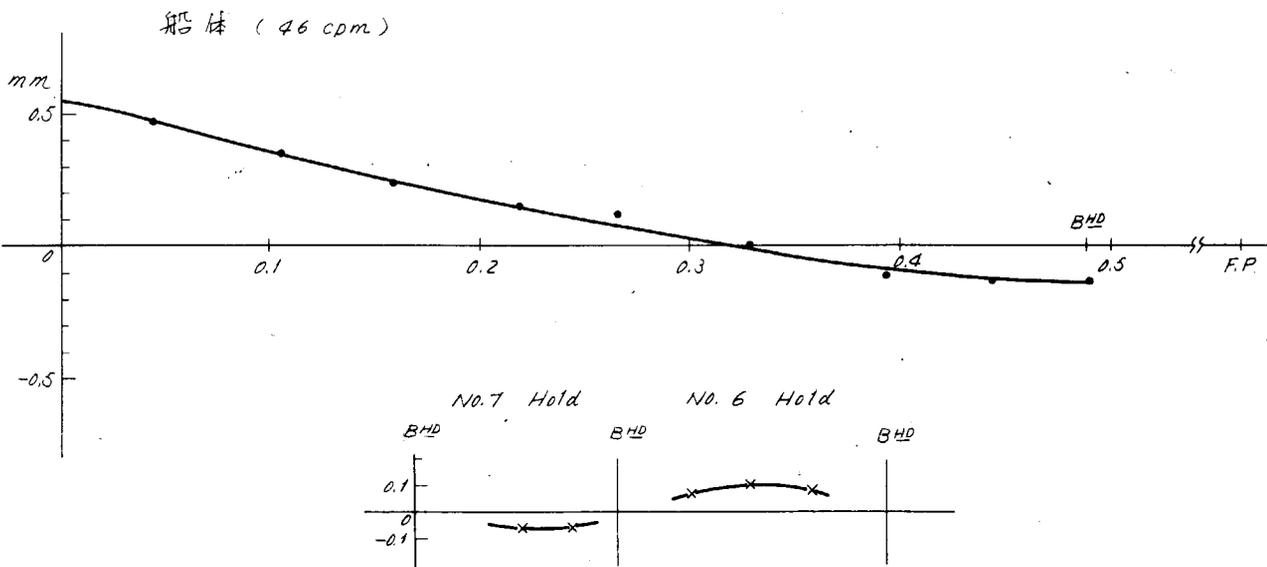


Fig. 1.2.16 (h) (102.8 rpm)



(注) 二重底に高次振動あるがモードとせず

Fig. 1.2.16 (i) ( 114.2 rpm )



二重底 (256 cpm)

Fig. 1.2.16 (j) ( 121.7 rpm )

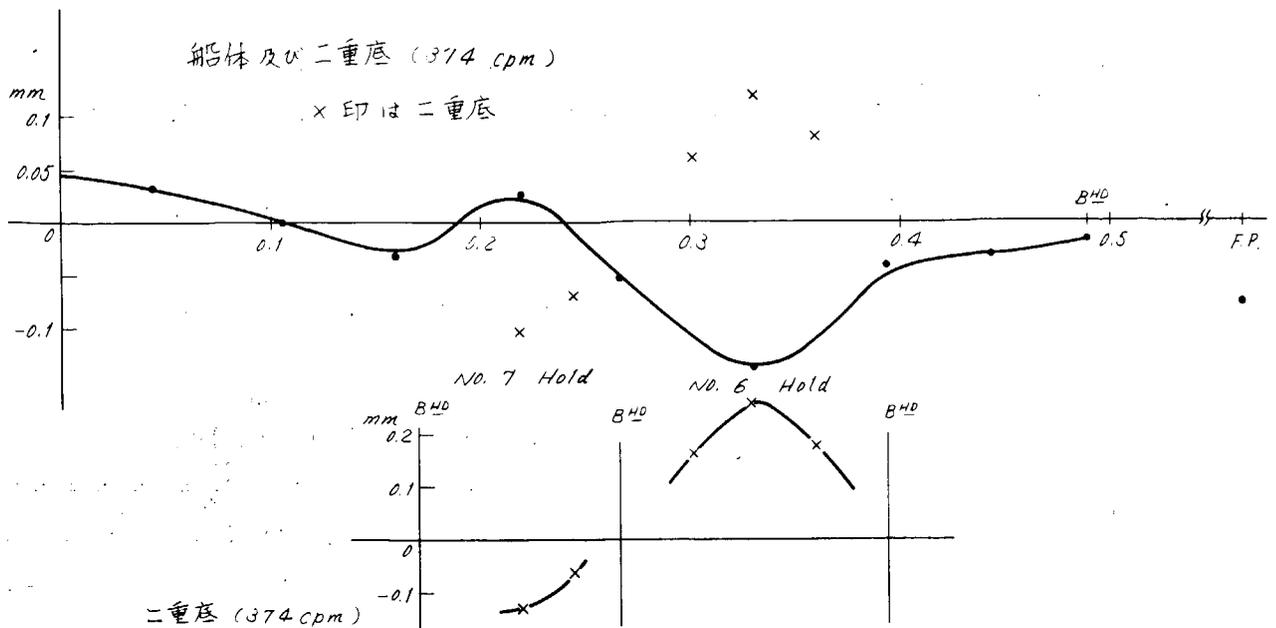


Fig.1.2.16(k) (124.7 rpm)

なお、主機の回転数36 RPM からMCR までの間終始 Whipping による2節振動が発生していたことは上  
述したとおりである。

また、Mode Curve (Fig. 1.2.16) をみると、二重底の振動が船体振動にかなり影響を与えているよう  
に思われる。この点については若干の検討を後で行なう。

(b) 二重底の上下振動

二重底の固有振動数を推定するためにそれぞれ、

- 1) BHD および Hopper 内端で単純支持
- 2) BHD および船側で単純支持

と仮定して等方性板としての計算を行なった。

そして両者の平均を二重底の固有振動数計算値とすると  
つぎのような値が得られた。

一方これに対して実測値を検討してみるとつぎのごとくである。

a. No.7 Hold (㊸)

Fig. 1.2.15(b)によれば46, 380, 458 cpm 付近に Peak があるが、46 cpm は船体全体の振動、  
380 cpm は隣りの No.6 Hold の振動の影響によるものと考えられる。

後に(c)で示すが、起振振動数と局部振動体の固有振動数が一致した場合、局部振動体の位置での船体の振巾は  
0になることを考慮して Mode Curve をみると Fig. 1.2.16(c) (470 cpm), Fig. 1.2.16(e)  
(458 cpm) がこれに該当する。

したがって、No.7 Hold の二重底の固有振動数は、

$$458 \sim 470 \text{ cpm}$$

であろうと考えられる。

b. No.6 Hold (㊹)

Fig. 1.2.15(b)によれば99.1, 256, 374, 521 cpm 付近に Peak があるが、99.1, 521 cpm は  
Mode Curve を見ると船体振動である。256 cpm は二重底の中央にのみ現われた振動で Mode も判ら  
ず、どういう振動かは不明である。

Table 1.2.7 二重底の固有振動数計算値

No.7 Hold	565.6 cpm	片面接水
No.6 Hold	343.5 cpm	片面接水
No.5 Hold	313.0 cpm	片面接水
	458.8 cpm	両面接水

374 cpm 付近の Mode Curve を a. と同じ考え方で見てみる。Fig. 1.2.16(k) (374 cpm) では船体、二重底両方共大きく振動しており、これは船体と二重底の連成固有振動数であろうと考えられる。

Fig. 1.2.16(b) (386 cpm) では二重底の振巾は大きく、船体の振巾は比較的小さい。したがって、どちらかといえば、374 cpm より 386 cpm のほうが No. 6 Hold の二重底の固有振動数に近いのではないかと考えられる。しかし、Fig. 1.2.16(b) (386 cpm) の場合、No. 5 Hold 付近の船体の振巾が他の部分より小さいので振動計測は行なっていないが、386 cpm は No. 5 Hold の二重底の影響によるものかも知れない。

(c) 局部振動体がある場合の船体振動

局部振動体を  $(m_1, c_1)$ ,  $(m_2, c_2)$  とし、船体を剪断梁と考えて Fig. 1.2.17 のような系を考える。

$x_1 = l_1$  における梁の変化を

$$y_1 = y_{10} \sin \omega t \quad \dots\dots\dots (1.2.17)$$

とすれば、

$x_1 = l_1$  において、

$$m_1 \frac{d^2 Y_1}{dt^2} + c_1 (Y_1 - y_1) = 0 \quad \dots\dots\dots (1.2.18)$$

すなわち、

$$m_1 \frac{d^2 Y_1}{dt^2} + c_1 Y_1 = c_1 y_{10} \sin \omega t \quad \dots\dots\dots (1.2.19)$$

$$\therefore Y_1 = \frac{\sigma_1^2}{\sigma_1^2 - \omega^2} y_{10} \sin \omega t \quad \dots\dots\dots (1.2.20)$$

ただし、 $\sigma_1^2 = c_1 / m_1$

すなわち、局部振動体  $(m_1, c_1)$  の固有振動数

よつて、 $(m_1, c_1)$  より船体に加わる力  $f_1$  は、

$$f_1 = c_1 (Y_1 - y_1) = c_1 \frac{\omega^2}{\sigma_1^2 - \omega^2} y_{10} \sin \omega t \quad \dots\dots\dots (1.2.21)$$

同様に、 $(m_2, c_2)$  より船体に加わる力  $f_2$  は、

$$f_2 = c_2 (Y_2 - y_2) = c_2 \frac{\omega^2}{\sigma_2^2 - \omega^2} y_{20} \sin \omega t \quad \dots\dots\dots (1.2.22)$$

ただし、 $\sigma_2^2 = c_2 / m_2$

$$y_2 = y_{20} \sin \omega t$$

船体を剪断梁と仮定すれば、その振動は、

$$\mu \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - S \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = 0 \quad \dots\dots\dots (1.2.23)$$

ただし、 $\mu$  = 船体の単位長さ当りの質量

$S$  = " 剪断剛性

$$\begin{cases} y_1 = (A_1 \sin k x_1 + B_1 \cos k x_1) \sin \omega t \quad \dots\dots (1.2.24) \\ y_2 = (A_2 \sin k x_2 + B_2 \cos k x_2) \sin \omega t \quad \dots\dots (1.2.25) \\ y_3 = (A_3 \sin k x_3 + B_3 \cos k x_3) \sin \omega t \quad \dots\dots (1.2.26) \end{cases}$$

ただし、 $k^2 = \omega^2 / (\frac{S}{\mu})$

とおく。

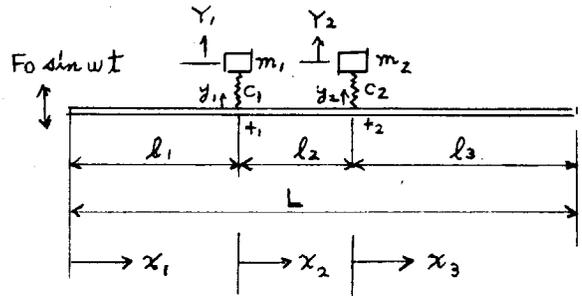


Fig. 1.2.17

$$\left. \frac{\partial y_1}{\partial x_1} \right|_{x_1=0} = \frac{F_0}{S} \sin \omega t \quad \dots\dots\dots (1.2.27)$$

$$\left. \frac{\partial y_3}{\partial x_3} \right|_{x_3=l_3} = 0 \quad \dots\dots\dots (1.2.28)$$

$$S \left. \frac{\partial y_1}{\partial x_1} \right|_{x_1=l_1} = S \left. \frac{\partial y_2}{\partial x_2} \right|_{x_2=0} + f_1 \quad \dots\dots\dots (1.2.29)$$

$$y_1 \Big|_{x_1=l_1} = y_2 \Big|_{x_2=0} = y_{10} \sin \omega t \quad \dots\dots\dots (1.2.30)$$

$$S \left. \frac{\partial y_2}{\partial x_2} \right|_{x_2=l_2} = S \left. \frac{\partial y_3}{\partial x_3} \right|_{x_3=0} + f_2 \quad \dots\dots\dots (1.2.31)$$

$$y_2 \Big|_{x_2=l_2} = y_3 \Big|_{x_3=0} = y_{20} \sin \omega t \quad \dots\dots\dots (1.2.32)$$

(1.2.27) ~ (1.2.32) 式の条件により (1.2.24), (1.2.25), (1.2.26) 式の  $A_1, A_2, A_3, B_1, B_2, B_3$  を求めれば、

$$y_1 = \frac{F_0}{k S \textcircled{A}} \left\{ -(e_1^2 - 1)(e_2^2 - 1) \cos k(L - x_1) + (e_1^2 - 1) c_2' \cos k l_3 \sin k(l_1 + l_2 - x_1) \right. \\ \left. + (e_2^2 - 1) c_1' \cos k(l_2 + l_3) \sin k(l_1 - x_1) - c_1' c_2' \sin k l_2 \cos k l_3 \sin k(l_1 - x_1) \right\} \\ \times \sin \omega t \quad \dots\dots\dots (1.2.33)$$

$$y_2 = \frac{F_0 (e_1^2 - 1)}{k S \textcircled{A}} \left\{ -(e_2^2 - 1) \cos k(l_2 + l_3 - x_2) + c_2' \cos k l_3 \sin k(l_2 - x_2) \right\} \sin \omega t \\ \dots\dots\dots (1.2.34)$$

$$y_3 = \frac{-F_0 (e_1^2 - 1)(e_2^2 - 1)}{k S \textcircled{A}} \cos k(l_3 - x_3) \sin \omega t \quad \dots\dots\dots (1.2.35)$$

ただし、

$$\textcircled{A} = -(e_1^2 - 1)(e_2^2 - 1) \sin kL - (e_1^2 - 1) c_2' \cos k l_3 \cos k(l_1 + l_2) \\ - (e_2^2 - 1) c_1' \cos k l_1 \cos k(l_2 + l_3) + c_1' c_2' \cos k l_1 \sin k l_2 \cos k l_3 \quad \dots\dots\dots (1.2.36)$$

$$c_1' = c_1 / k S, \quad c_2' = c_2 / k S, \quad e_1 = \sigma_1 / \omega, \quad e_2 = \sigma_2 / \omega \quad \dots\dots\dots (1.2.37)$$

したがって、

$$e_1 = 1 \text{ すなわち、 } \sigma_1 = \omega \text{ のときは、 } \begin{array}{l} 0 \leq x_1 < l_1 \text{ で } y_1 \neq 0 \\ x_1 = l_1 \text{ で } y_1 = 0 \\ 0 \leq x_2 \leq l_2 \text{ で } y_2 = 0 \\ 0 \leq x_3 \leq l_3 \text{ で } y_3 = 0 \end{array}$$

$$e_2 = 1 \text{ すなわち、 } \sigma_2 = \omega \text{ のときは、 } \begin{array}{l} 0 \leq x_1 \leq l_1 \text{ で } y_1 \neq 0 \\ 0 \leq x_2 < l_2 \text{ で } y_2 \neq 0 \\ x_2 = l_2 \text{ で } y_2 = 0 \\ 0 \leq x_3 \leq l_3 \text{ で } y_3 = 0 \end{array}$$

これによれば局部振動体である二重底が外力と Resonance を生じた場合、それより前方の船体は振動を生じないことがわかる。実際の船舶には剪断振動のみでなく曲げ振動も存在し、また減衰の影響もあつて局部振動体の振動が無限に大きくなるわけではないので船体振動が全く生じないことは考えられないが、少なくとも局部振動の影響で振動が減少するものと考えられ、Fig. 1.2.16(a)~(k)に示した Mode Curves をみればこの様な傾向が実船の振動にもあることがわかる。

## 2. 機関台、機関架構および軸系の振動に関する研究

### 2.1 実船における機関架構の固有振動数の計算方法の検討

#### 2.1.1 二重底の変形

架構の横振動に及ぼす二重底の影響を調べるために、二重底、船側、前後隔壁を含む立体構造系として変形を計算した。

計算は43年度に模型起振機実験に使用したIHIの15,000T貨物船型の1/10の模型および41年度に架構の実機振動測定、実船計測を実施した65,400TのBulk Carrierの2例について計算した。

計算は特に船尾形状の船側部の曲がりによる二重底船側部の境界条件の変化を調べるため、つぎのように二重底の形状を3つのCaseに変化させて行なつた。

- Case 1. 通常の二重底の形状(二重底は扇形)
- Case 2. 前隔壁の巾を後隔壁まで延長した場合(二重底は矩形)
- Case 3. 後隔壁の巾を前隔壁まで延長した場合( " )

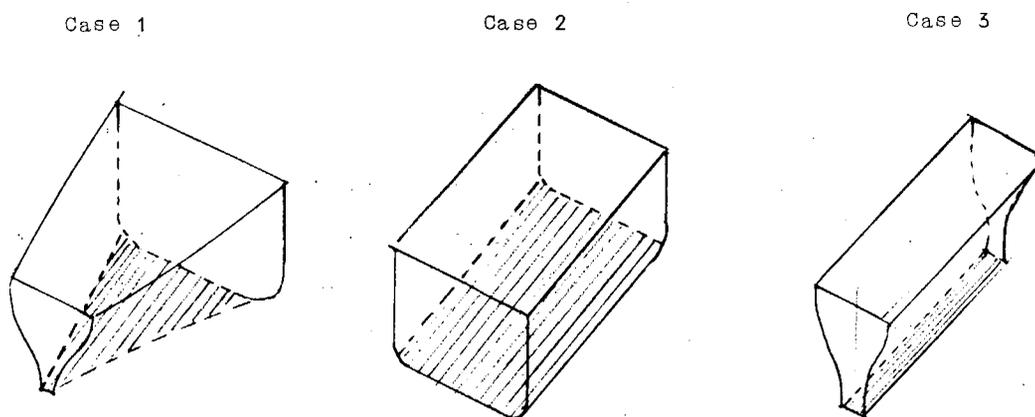


Fig. 2.1.3

模型船および実船の計算モデルおよびその剛性をFig. 2.1.1、2.1.2およびTable 2.1.1、2.1.2に示す。

Table 2.1.1 模型船部材剛性

部材番号	断面積	せん断々面積Y	せん断々面積Z	ねじり剛性	断面二次モーメント Y	断面二次モーメント Z
	cm <sup>2</sup>	cm <sup>2</sup>	cm <sup>2</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>4</sup>
1	8.97	5.01	3.96	339.0	548.0	360
2	10.75	3.19	4.56	843.0	1,086	684
3	11.09	6.53	4.56	843.0	1,228	839
4	11.76	7.20	4.56	1,026.0	1,545	899
5	9.96	5.40	4.56	684.0	652	674
6	3.46	1.94	1.52	150	15	292
7	7.90	3.53	4.37	257	63.5	441
8	8.57	4.20	4.37	349	107.2	501
9	17.15	10.50	6.65	626	196.9	898
10	5.31	3.03	2.38	324.2	24.3	301.0
11	5.62	3.34	2.38	188.2	28.6	216.0

部材番号	断面積 $cm^2$	せん断々面積Y $cm^2$	せん断々面積Z $cm^2$	ねじり剛性 $cm^4$	断面二次モーメント $cm^4$	断面二次モーメント $cm^4$
1 2	1.50	1.32	0.18	24.3	52.1	0.50
1 3	3.98	3.14	0.84	400.0	100.0	5.0
1 4	3.69	2.49	1.18	73.6	19.4	37.14
1 5	5.96	5.06	0.36	1555.3	406.1	1.70
1 6	5.68	4.42	1.26	585.9	149.1	2.6
1 7	2.80	2.80	0.0	731.7	183.5	0.002
1 8	5.73	4.80	0.18	1197.9	328.1	1.718
1 9	1.40	1.04	0.36	14.1	6.2	0.001
2 0	3.50	2.75	0.75	308.7	81.2	0.002
2 1	5.59	4.39	1.20	253.2	317.9	0.003
2 2	4.21	2.94	1.27	151.1	40.0	36.4
2 3	16.88	3.50	12.84	267.3	86.3	5,000
2 4	53.40	4.75	49.0	1,429.2	371.0	3,921
2 5	3.25	2.70	0.55	656.1	164.0	20.8
2 6	10.55	3.11	7.02	267.0	74.5	832.4
2 7	9.60	4.40	5.20	1,429.0	368.4	585.8
2 8	12.10	2.00	10.08	266.7	66.7	2,963.2
2 9	3.34	2.86	0.48	779.0	194.9	9.6
3 0	3.13	2.25	0.48	379.0	94.9	20.0
3 1	3.68	2.86	0.82	779.7	194.9	36.4
3 2	2.04	1.50	0.54	0.355	28.1	
3 3	3.58	2.72	0.72	0.460	194.9	
3 4	3.72	3.00	0.72	0.458	94.9	
3 5	2.43	2.25	0.18	0.102	4.3	
3 6	1.60	1.60	0.0	0.005	34.1	
3 7	3.75	3.75	0.0	0.013	439.5	
3 8	2.65	2.65	0.0	0.009	155.1	
3 9	4.76	3.26	0.96	0.436	201.2	
4 0	3.97	3.43	0.0	0.016	233.8	
4 1	2.53	1.63	0.36	0.108	25.2	
4 2	1.74	1.20	0.0	0.005	10.0	
4 3	3.24	2.70	0.0	0.013	113.9	
4 4	2.28	0.90	0.84	0.544	4.2	
4 5	5.40	3.60	1.26	0.727	270.0	
4 6	6.15	4.56	1.05	0.702	548.7	
4 7	5.37	4.20	0.63	0.430	428.8	
4 8	4.38	3.84	0.0	0.018	327.7	
4 9	3.24	1.86	0.84	0.549	37.2	

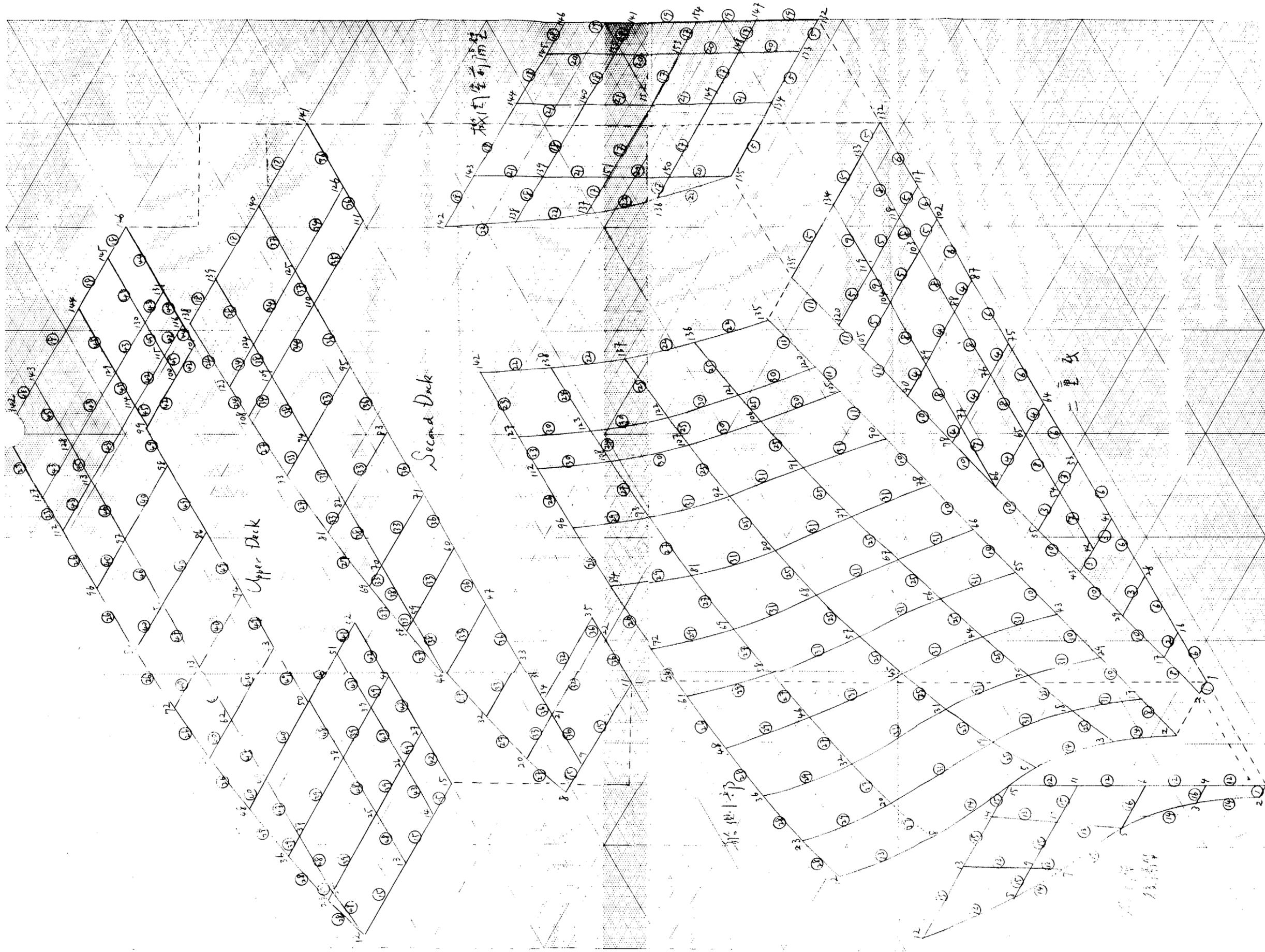


FIG. 2.1.1 模型船のたわみ計算のモデル化  
 節点数 155  
 部材数 49

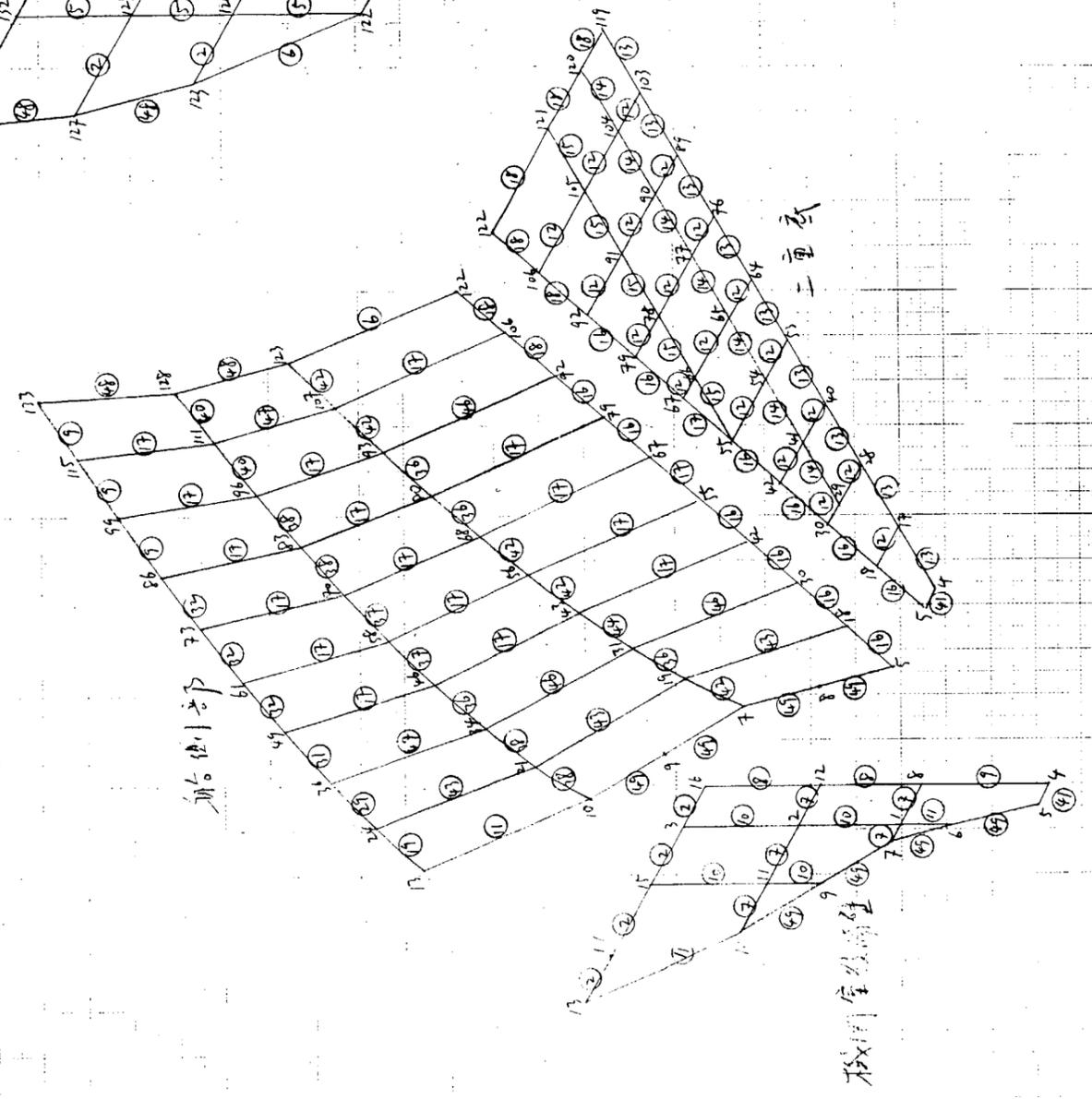
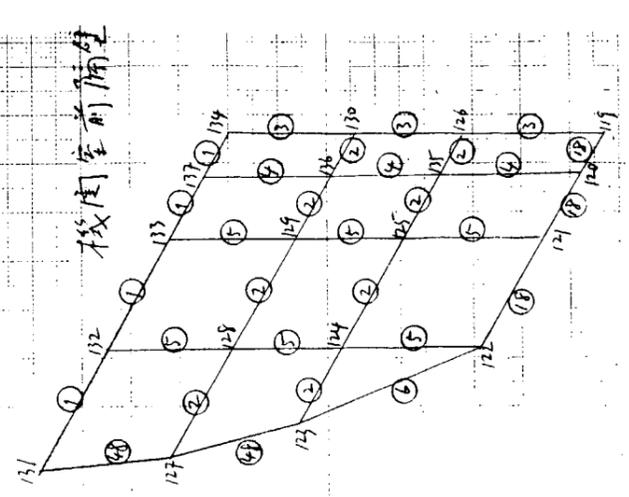
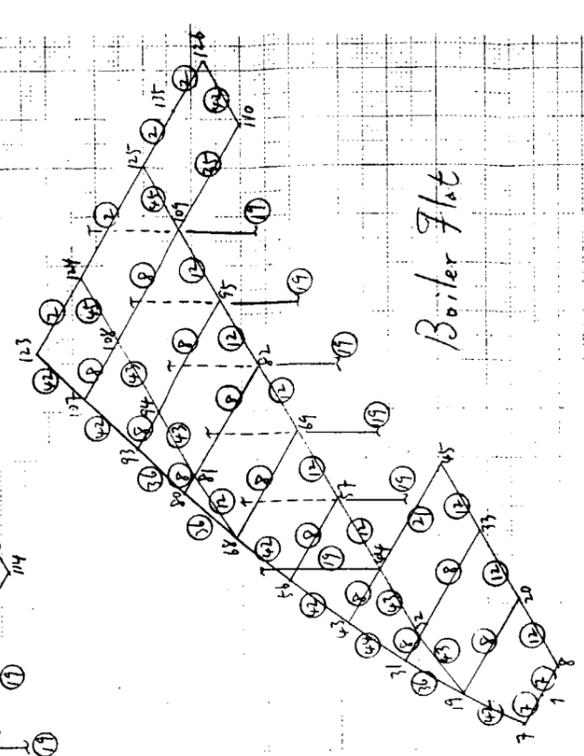
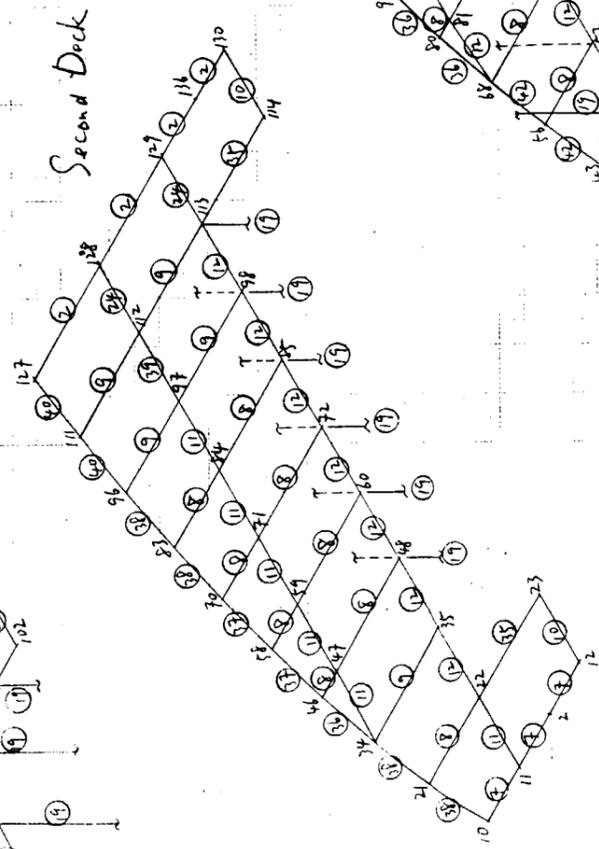
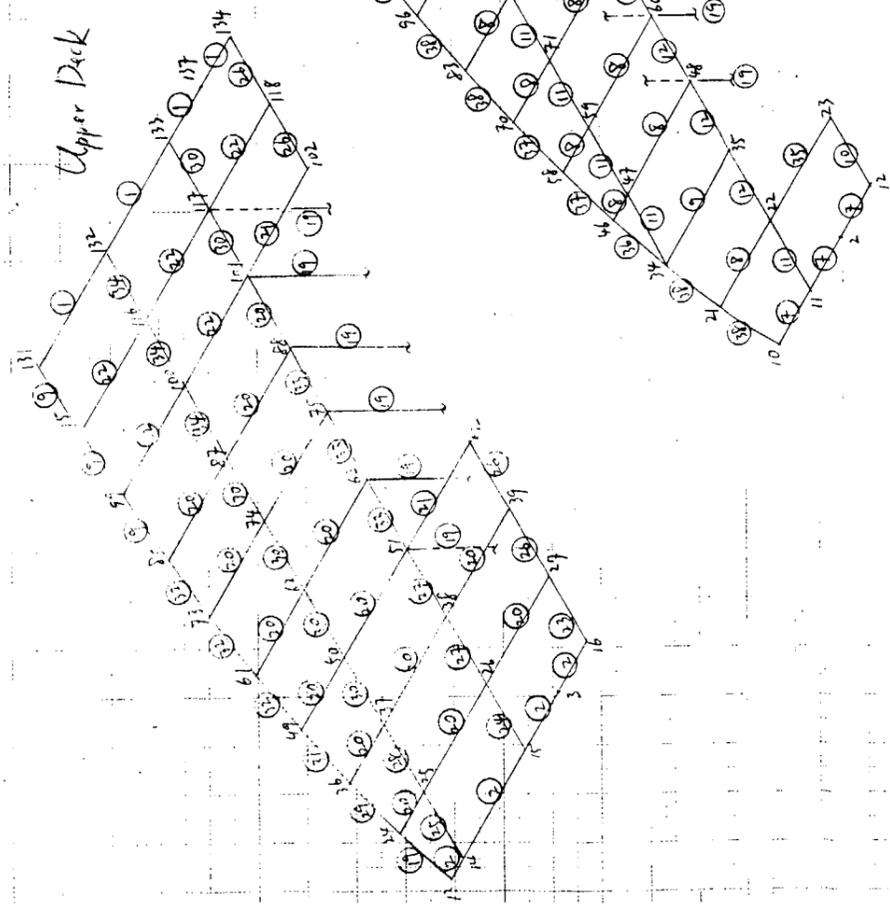


FIG. 2.1.2 実船のたわみ計算のモデル化  
 節点数 137  
 部材数 49

Table 2.1.2 実船部材剛性

部材番号	断面積	せん断々面積Y	せん断々面積Z	ねじり剛性	断面二次モーメントY	断面二次モーメントZ
	$cm^2$	$cm^2$	$cm^2$	$cm^4$	$cm^4$	$cm^4$
1	516	515	0.0	$1.16 \times 10^6$	$1.79 \times 10^6$	$2.90 \times 10^5$
2	1,090	939	151	$1.49 \times 10^6$	$3.11 \times 10^7$	$4.13 \times 10^5$
3	159	148	11	$1.18 \times 10^2$	$1.21 \times 10^8$	$2.18 \times 10^2$
4	373	337	35	$2.39 \times 10^2$	$3.65 \times 10^8$	$6.26 \times 10^2$
5	708	638	70	$4.66 \times 10^2$	$7.37 \times 10^8$	$1.25 \times 10^3$
6	570	264	305	$4.0 \times 10^5$	$1.87 \times 10^8$	$3.0 \times 10^5$
7	1,372	1,129	203	$1.44 \times 10^6$	$1.80 \times 10^8$	$7.78 \times 10^5$
8	388	69	319	$9.55 \times 10^6$	$1.76 \times 10^5$	$3.19 \times 10^6$
9	844	391	453	$1.14 \times 10^7$	$3.33 \times 10^6$	$2.84 \times 10^6$
10	269	54	215	$3.04 \times 10^6$	$3.64 \times 10^3$	$7.6 \times 10^5$
11	466	78	388	$1.89 \times 10^7$	$5.26 \times 10^3$	$4.74 \times 10^6$
12	302	12	290	$6.07 \times 10^6$	$3.66 \times 10^3$	$1.51 \times 10^6$
13	520	350	170	$8.00 \times 10^6$	$6.00 \times 10^5$	$5.10 \times 10^6$
14	2,480	800	1,680	$4.30 \times 10^7$	$3.60 \times 10^6$	$1.69 \times 10^7$
15	2,350	1,150	1,190	$8.8 \times 10^7$	$1.05 \times 10^7$	$1.93 \times 10^7$
16	1,360	303	1,064	$1.20 \times 10^7$	$4.61 \times 10^6$	$6.65 \times 10^6$
17	909	187	722	$1.04 \times 10^6$	$4.64 \times 10^6$	$2.00 \times 10^6$
18	1,771	894	877	$2.70 \times 10^7$	$7.48 \times 10^6$	$1.02 \times 10^7$
19	373	67	206	$1.24 \times 10^5$	$1.12 \times 10^6$	$3.80 \times 10^4$
20	526	464	62	$1.09 \times 10^7$	$2.59 \times 10^5$	$2.63 \times 10^6$
21	280	166	114	$1.33 \times 10^6$	$3.63 \times 10^5$	$3.33 \times 10^5$
22	726	725	0	$2.07 \times 10^7$	$3.79 \times 10^5$	$5.19 \times 10^6$
23	212	212	0	$4.42 \times 10^7$	12.8	$1.11 \times 10^6$
24	505	228	275	$4.52 \times 10^7$	40.8	$1.13 \times 10^7$
25	330	330	0	$1.19 \times 10^7$	27.5	$2.99 \times 10^6$
26	297	212	48	$4.43 \times 10^6$	$2.90 \times 10^3$	$1.11 \times 10^6$
27	634	459	97	$3.85 \times 10^5$	$1.48 \times 10^4$	$9.95 \times 10^6$
28	625	380	135	$1.53 \times 10^6$	$2.31 \times 10^4$	$4.57 \times 10^6$
29	582	120	440	$5.77 \times 10^5$	$4.61 \times 10^3$	$1.44 \times 10^5$
30	891	596	162	$4.39 \times 10^7$	$2.77 \times 10^4$	$1.10 \times 10^7$
31	755	155	502	$1.24 \times 10^6$	$2.16 \times 10^6$	$3.11 \times 10^5$
32	941	346	529	$5.15 \times 10^6$	$2.16 \times 10^6$	$1.29 \times 10^6$
33	439	292	81	$5.15 \times 10^6$	$1.39 \times 10^4$	$1.29 \times 10^6$
34	1,310	988	175	$8.90 \times 10^7$	$3.00 \times 10^4$	$2.22 \times 10^7$
35	261	88	172	$1.10 \times 10^6$	$3.71 \times 10^5$	$2.75 \times 10^5$
36	1,093	153	940	$1.75 \times 10^4$	$1.63 \times 10^7$	$6.05 \times 10^3$
37	1,124	166	958	$3.58 \times 10^5$	$1.43 \times 10^7$	$9.10 \times 10^4$

部材番号	断面積	せん断々面積 Y	せん断々面積 Z	ねじり剛性	断面二次モーメント Y	断面二次モーメント Z
	cm <sup>2</sup>	cm <sup>2</sup>	cm <sup>2</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>4</sup>
38	1,268	229	1,039	1.09 × 10 <sup>6</sup>	1.43 × 10 <sup>7</sup>	2.76 × 10 <sup>5</sup>
39	614	54	560	4.37 × 10 <sup>7</sup>	3.68 × 10 <sup>3</sup>	1.09 × 10 <sup>7</sup>
40	1,229	130	1,099	4.84 × 10 <sup>6</sup>	1.43 × 10 <sup>7</sup>	1.21 × 10 <sup>6</sup>
41	2,237	1,137	1,050	2.10 × 10 <sup>7</sup>	6.92 × 10 <sup>7</sup>	1.09 × 10 <sup>7</sup>
42	1,179	75	1,104	3.04 × 10 <sup>6</sup>	1.83 × 10 <sup>7</sup>	7.60 × 10 <sup>5</sup>
43	783	190	593	8.31 × 10 <sup>6</sup>	4.57 × 10 <sup>6</sup>	1.14 × 10 <sup>6</sup>
44	1,284	150	1,055	6.36 × 10 <sup>5</sup>	1.83 × 10 <sup>7</sup>	1.64 × 10 <sup>5</sup>
45	754	0	591	4.42 × 10 <sup>7</sup>	1.59 × 10 <sup>4</sup>	1.10 × 10 <sup>7</sup>
46	840	213	627	2.24 × 10 <sup>6</sup>	5.90 × 10 <sup>6</sup>	3.03 × 10 <sup>6</sup>
47	996	420	576	1.72 × 10 <sup>7</sup>	5.90 × 10 <sup>6</sup>	9.45 × 10 <sup>6</sup>
48	781	457	323	4.00 × 10 <sup>5</sup>	3.71 × 10 <sup>8</sup>	3.00 × 10 <sup>5</sup>
49	613	322	291	4.01 × 10 <sup>5</sup>	1.79 × 10 <sup>6</sup>	4.01 × 10 <sup>5</sup>

### 載荷条件

荷重は二重底中央線上で架構が搭載される部分の中央に模型船の場合は 1 ton、実船の場合は 1,000 ton の集中荷重を載荷する。

### 境界条件

境界条件は甲板上の Z 方向の変位をすべて拘束とする。計算は対称性を考慮して半分のみについて行なった。

### 計算結果

計算結果を Fig. 2.1.6 ~ Fig. 2.1.11 に示す。

荷重点のたわみ（最大たわみ）、および荷重点の船側部のたわみを表示すると、

模型船（荷重 1 ton）

Table 2.1.3

	荷重点のたわみ	船側部のたわみ
Case 1 (前後隔壁)	0.0179 cm	0.0073 cm
Case 2 (前隔壁)	0.0245	0.0044
Case 3 (後隔壁)	0.0209	0.0195

実船（荷重 1,000 ton）

Table 2.1.4

	荷重点のたわみ	船側部のたわみ
Case 1 (前後隔壁)	2.216 cm	0.412 cm
Case 2 (前隔壁)	2.614	0.161
Case 3 (後隔壁)	1.587	1.254

計算の対象とした 2 つの船は前述のように大きさにかなりの差があるので正確なことはいえないが、模型船と実船のたわみを概略比較すると

$$\begin{aligned} \frac{\delta_p}{\delta_m} &= \left(\frac{W_p}{W_m}\right) \left(\frac{E_m}{E_p}\right) \left(\frac{I_m}{I_p}\right) \left(\frac{1_p}{1_m}\right)^3 \\ &= N^3 \cdot 1 \cdot \frac{1}{N^4} \cdot N^3 \\ &= N^2 \end{aligned}$$

$\delta_p$  : 実船のたわみ  
 $\delta_m$  : 模型船 “  
 N : 縮尺 (= 10)

$$\therefore \delta_p = N^2 \delta_m = 10^2 \cdot \delta_m$$

であるから、模型船と実船のたわみは、ほぼオクターブ的に一致しているといえる。

### 船側部のばね定数

二重底前後隔壁の支持部を無視し荷重点の部分のみに着目すると、船側部のばね定数は

模型船	前隔壁使用の場合	$k = 1000 / 0.0044 = 2.27 \times 10^5 \text{ Kg/cm}$
	後隔壁	$= 1000 / 0.0195 = 5.12 \times 10^4$
実船	前隔壁	$= 10^6 / 0.161 = 6.22 \times 10^6$
	後隔壁	$= 10^6 / 1.264 = 7.90 \times 10^5$

いま模型船のみについて検討すると上記の平均値をとり

$$k = 1.39 \times 10^5 \text{ Kg/cm}$$

とする。

右図において、

$$M = W \cdot l = k_{\theta} \theta = k_{\theta} \frac{\delta}{\left(\frac{L}{2}\right)} = k_{\theta} \left(\frac{W}{k}\right)$$

$$Wl = k_{\theta} \left(\frac{W}{k}\right) \quad \therefore k_{\theta} = \left(\frac{L}{2}\right) l \cdot k$$

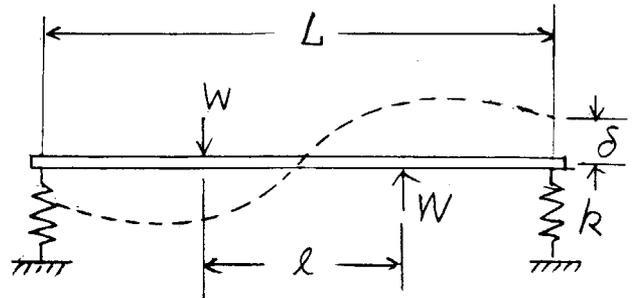


Fig. 2.14

により並進ばねを等価的な回転ばねに置換する。

模型船の場合  $L = 45 \text{ cm}$ 、 $l = 22 \text{ cm}$  であるから

$$\text{船側部の回転ばね定数は } k_{\theta} = \frac{45}{2} \times 22 \times 1.39 \times 10^5 = 6.9 \times 10^7 \text{ Kgcm/rad}$$

一方第112研究部会における前年度の計算結果によると、二重底の回転ばね定数は

1) 前後隔壁で支持、船側部は自由とした場合(2辺支持);  $k_{\theta} = 1.08 \times 10^7 \text{ Kgcm/rad}$

2) 前後隔壁および船側部を支持とした場合(4辺支持);  $k_{\theta} = 1.56 \times 10^8$  "

船側部の回転ばねも考慮した、機関架構の横振動に関連する二重底の回転ばねは 1) の2辺支持の場合の回転ばねと、上記船側部の回転ばねが並列結合されたものとなるから、結局

$$k_{\theta eq} = 1.08 \times 10^7 + 6.90 \times 10^7 \\ = 7.98 \times 10^7 \text{ Kgcm/rad}$$

このばね定数  $k_{\theta eq}$  が4辺支持とした場合の  $k_{\theta}$  とくらべて架構の固有振動数にどの程度影響を及ぼすか調べてみる。

一般に Fig. 2.15 のような系を考え、基礎を固定とした場合の固有値を  $f_{HO}$ 、基礎がなんらかの回転ばねを有する場合の固有値を  $f_H$  とすると、

$$\frac{f_H}{f_{HO}} = \frac{1}{\sqrt{1 + l^2 \left(\frac{k}{k_{\theta}}\right)}}$$

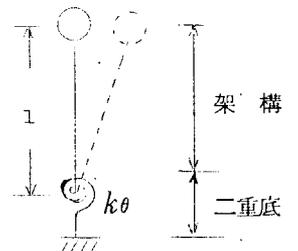


Fig. 2.15

いま船側部の回転ばねまで考慮した場合の固有値を  $f_{HS}$ 、回転ばね数を  $k_{\theta S}$  ( $= k_{\theta eq}$ )、船側部を Rigid とした場合の固有値を  $f_{HR}$ 、回転ばね定数を  $k_{\theta R}$  とすると

$$f_{HS} = \frac{f_{HO}}{\sqrt{1 + l^2 \left(\frac{k}{k_{\theta S}}\right)}}, \quad f_{HR} = \frac{f_{HO}}{\sqrt{1 + l^2 \left(\frac{k}{k_{\theta R}}\right)}}$$

$$\therefore \frac{f_{HS}}{f_{HR}} = \frac{\frac{f_{HO}}{\sqrt{1 + l^2 \left(\frac{k}{k_{\theta R}}\right)}}}{\frac{f_{HO}}{\sqrt{1 + l^2 \left(\frac{k}{k_{\theta S}}\right)}}} = \sqrt{\frac{1 + l^2 \left(\frac{k}{k_{\theta S}}\right)}{1 + l^2 \left(\frac{k}{k_{\theta R}}\right)}}$$

ここで 模型架構の高さ  $l = 7.8 \text{ cm}$   
 架構のばね定数  $k = 6.77 \times 10^3 \text{ Kg/cm}$   
 $k_{\theta S} = 1.56 \times 10^8 \text{ Kgcm/rad}$   
 $k_{\theta R} = 7.98 \times 10^7 \text{ Kgcm/rad}$

したがって

$$\frac{f_{HS}}{f_{HR}} = \sqrt{\frac{1 + 7.8^2 \times \left(\frac{6.77 \times 10^3}{1.56 \times 10^8}\right)}{1 + 7.8^2 \times \left(\frac{6.77 \times 10^3}{7.98 \times 10^7}\right)}} = 0.915$$

これより船側部の回転ばね剛性は、架構の横振動の固有振動数に 10% 程度の影響を及ぼすことがわかる。

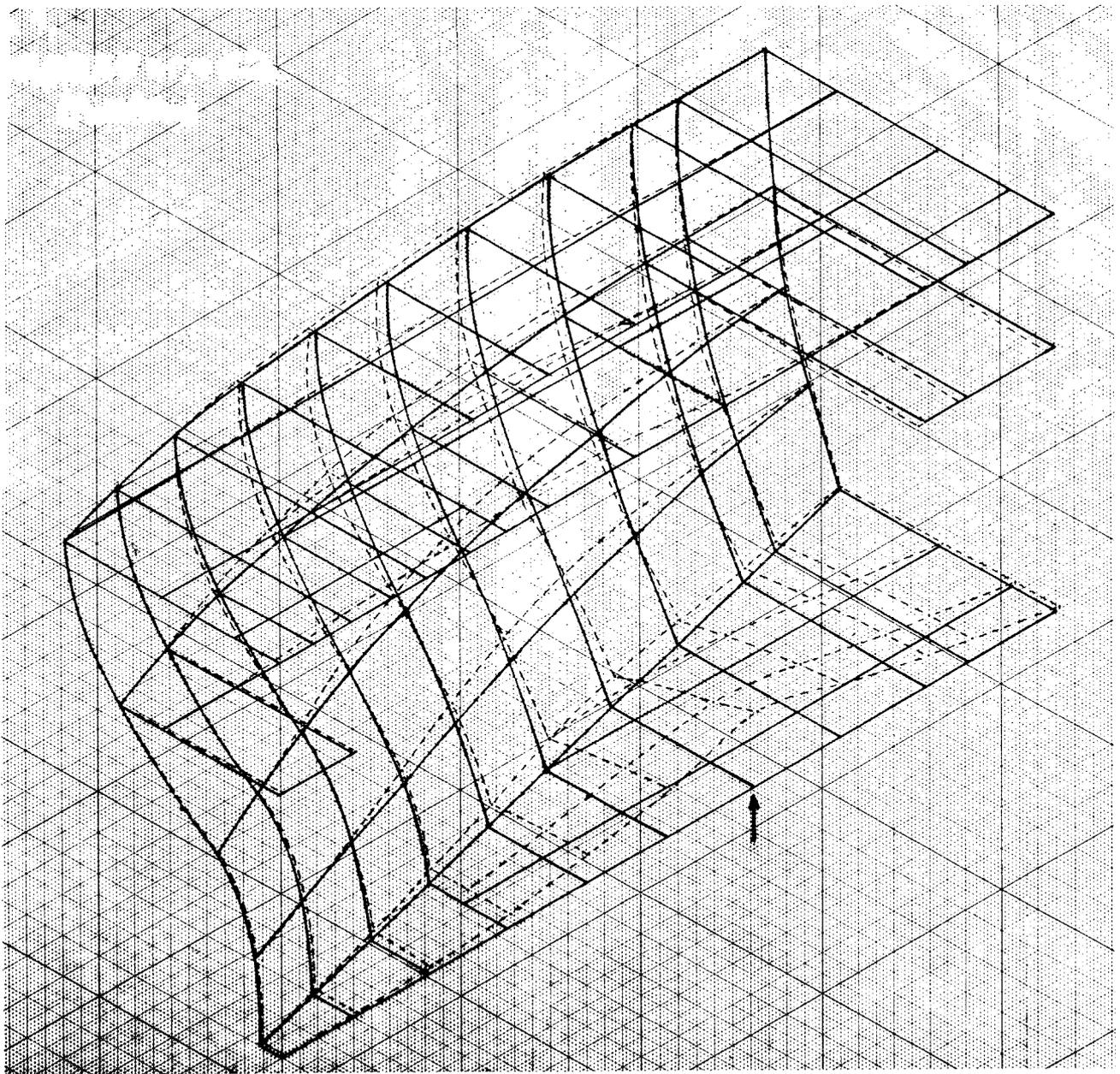


Fig. 2.16 Case 1. 模型船機艙室立体たわみ状態 (PILLERなし)

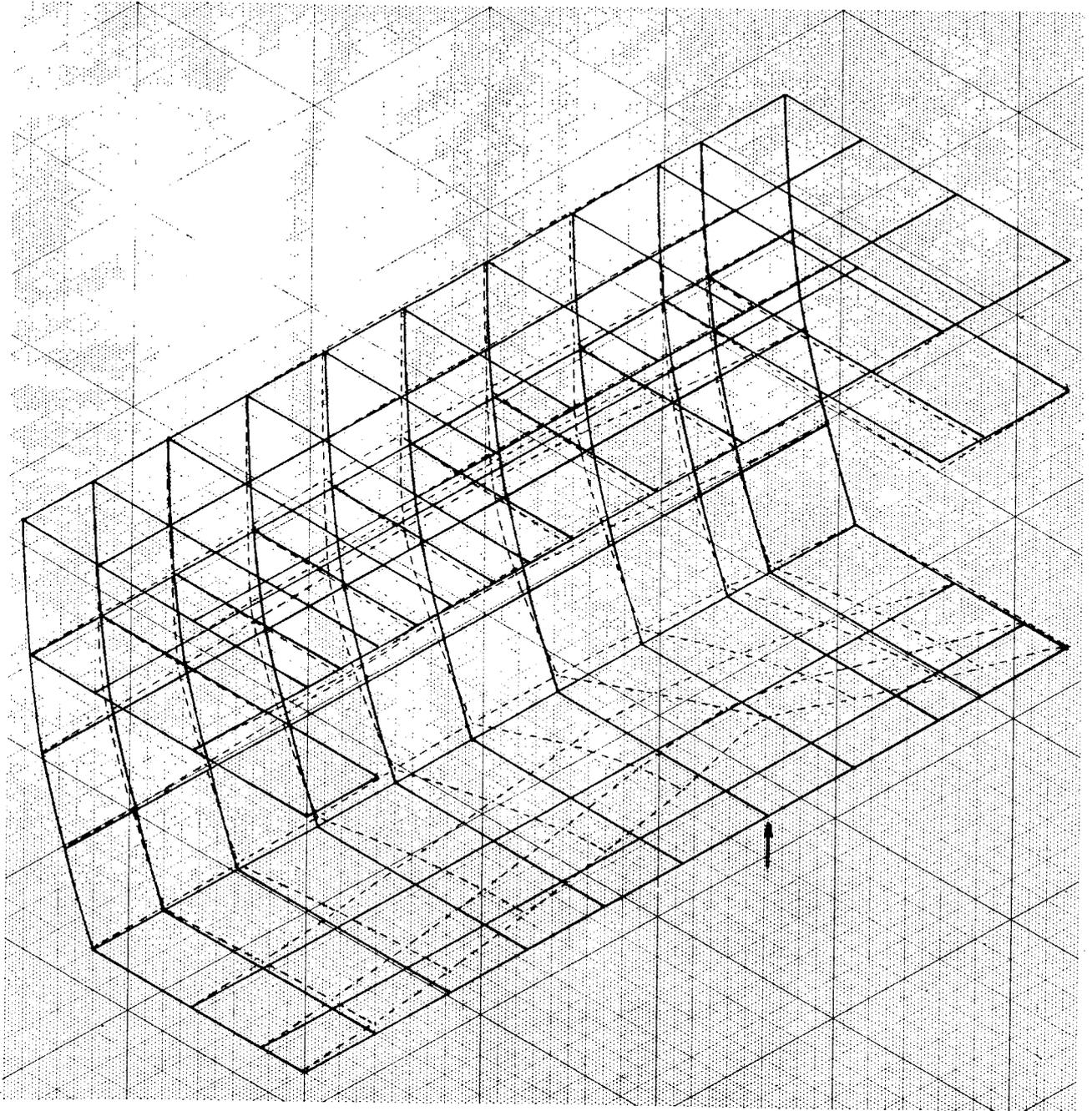


Fig. 2.17 Case 2. 模型船機関室立体たわみ状態 (PILLERなし)

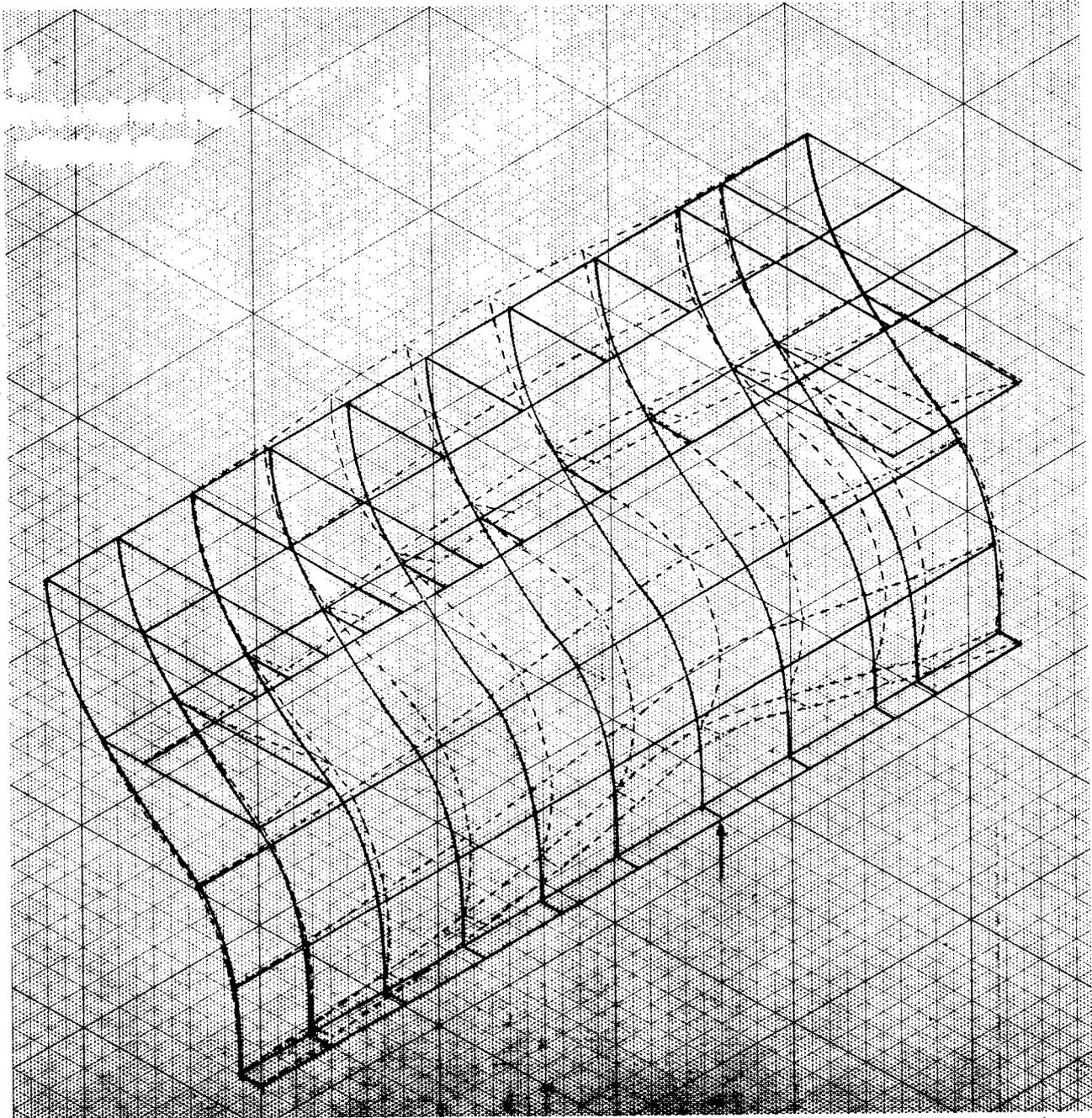


Fig. 2.1.8 Case 3. 模型船機関室の立体たわみ状態（機関室両後隔壁）

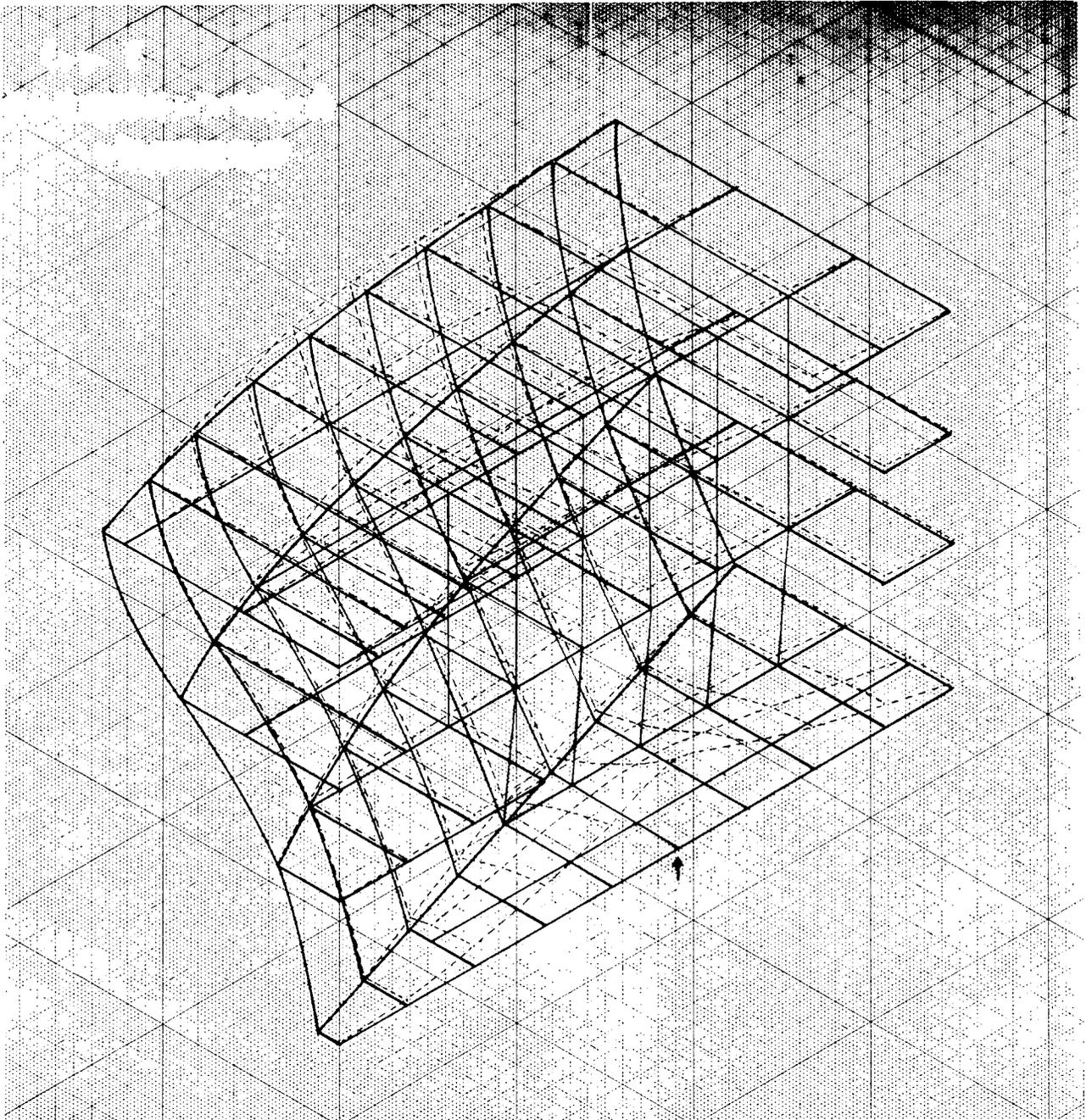


Fig. 2.1.9 Case 1. 実船機関室立体たわみ状態(Ⅱ)(機関室前後隔壁)

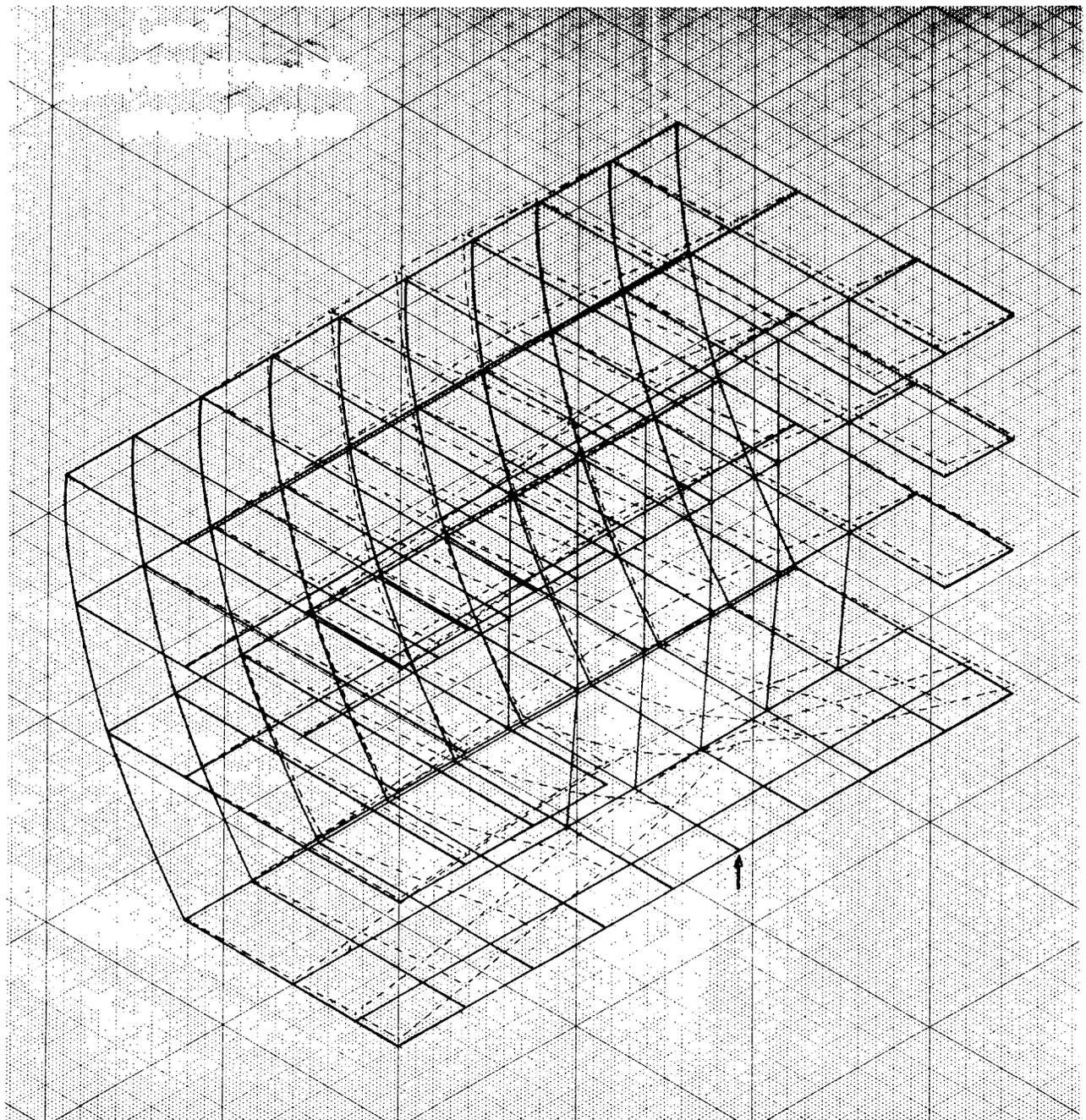


Fig. 2.1.10 Case 2. 実船機関室立体たわみ状態(機関室両後隔壁使用)

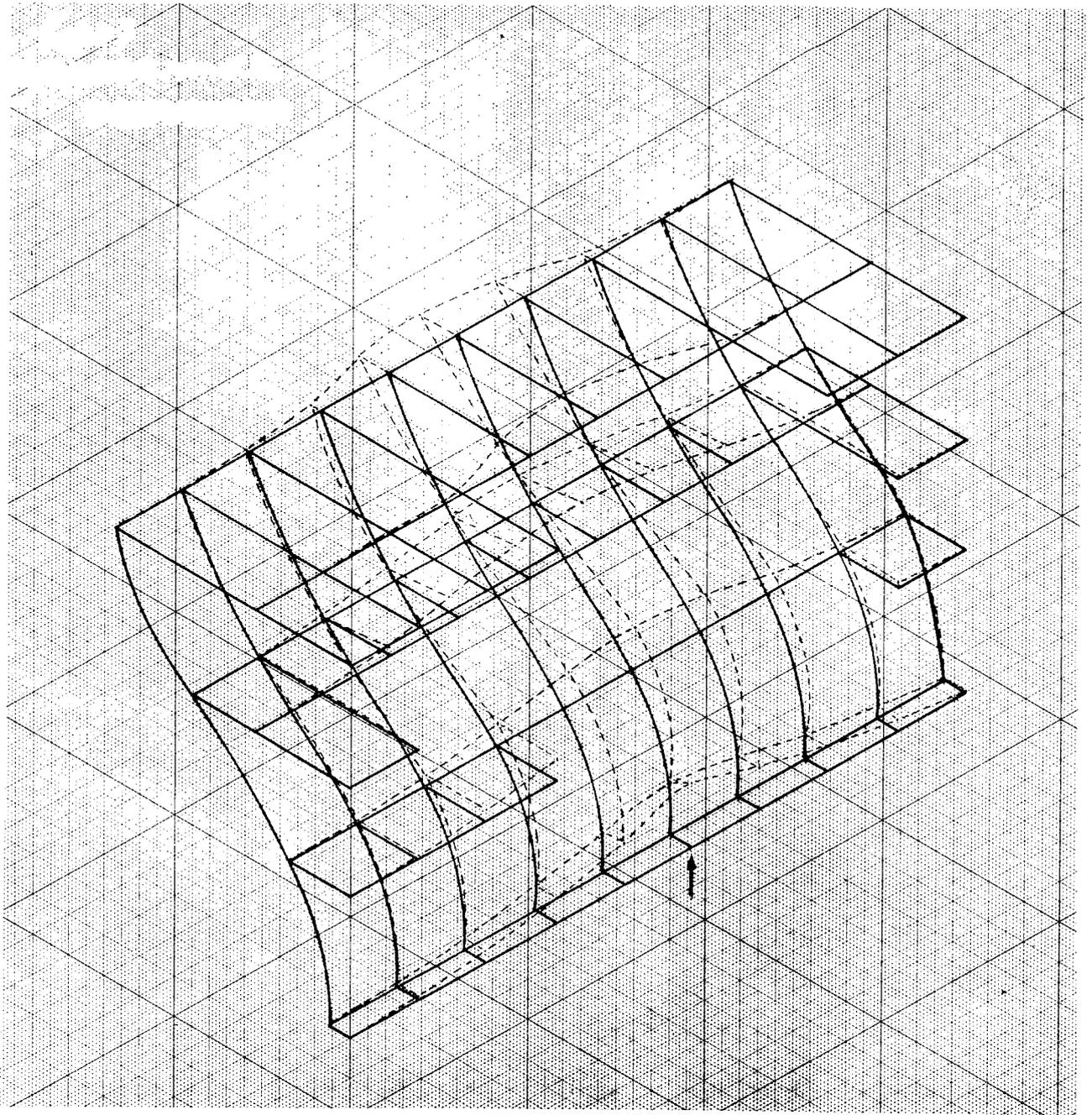


Fig. 2.1.1.1 Case 3. 実船機関室立体たわみ状態（機関室両後隔壁使用）

## 2.1.2 架構と二重底の振動、船体の水平、ねじり振動との連成

2.1.1項の場合と同様15,000Tの貨物船型の1/10の模型および65,400TのBulk Carrierの2例について計算した。模型の場合の計算モデルおよび慣性、剛性をFig. 2.1.12、2.1.13およびTable 2.1.5～2.1.8に示す。実船の場合も模型とほぼ同様の形状である。

### 計算結果

計算結果をFig. 2.1.14～2.1.18に示す。

図に見られるように、船体に関しては類似のモードが多くあらわれ従来の結果とは、定性的に異なる結果が得られた。この計算結果についてはさらに検討を要する問題を多く含んでいる。

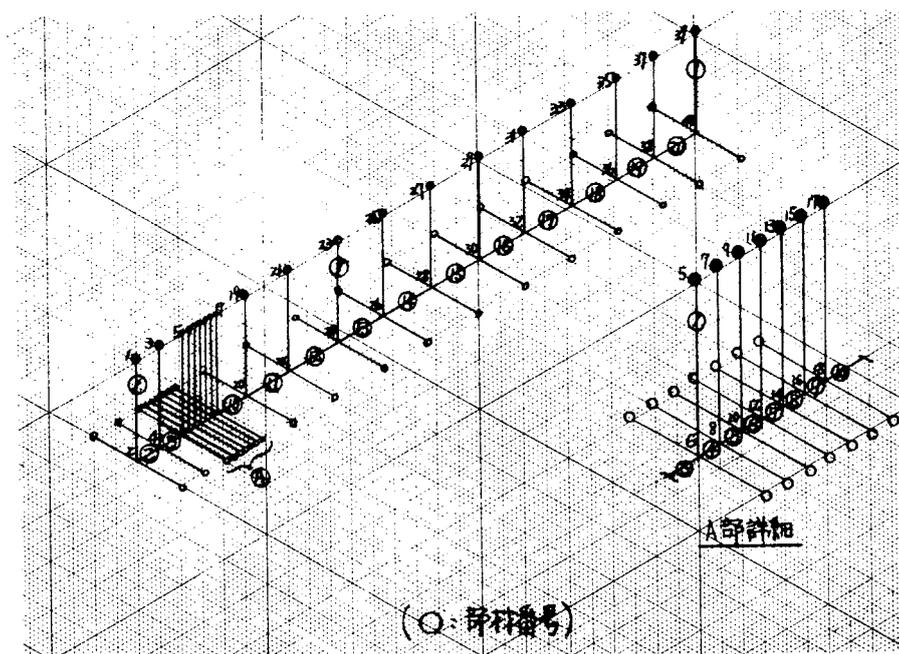


Fig. 2.1.12 船体水平、ねじり振動モデル図 (模型船)

Table 2.1.5 部材の剛性

部材番号	せん断々面積 (cm <sup>2</sup> )	ねじり剛性 (cm <sup>4</sup> )	曲げ剛性 (cm <sup>4</sup> )	部材番号	せん断々面積 (cm <sup>2</sup> )	ねじり剛性 (cm <sup>4</sup> )	曲げ剛性 (cm <sup>4</sup> )
1		$1.00 \times 10^9$	$1.00 \times 10^9$	11	60.34	$4.72 \times 10^5$	$6.65 \times 10^9$
2	32.52	$1.55 \times 10^5$	$1.44 \times "$	12	90.24	$6.21 \times "$	$9.53 \times "$
3	33.84	$1.79 \times "$	$2.48 \times "$	13	119.44	$6.70 \times "$	$1.03 \times 10^6$
4	30.44	$2.26 \times "$	$3.87 \times "$	14	111.84	$7.24 \times "$	$9.69 \times 10^5$
5	32.88	$2.38 \times "$	$4.10 \times "$	15	127.84	$7.24 \times "$	$8.94 \times "$
6	34.48	$2.68 \times "$	$4.28 \times "$	16	112.04	$7.24 \times "$	$9.69 \times "$
7	35.12	$2.91 \times "$	$4.79 \times "$	17	127.84	$7.24 \times "$	$9.11 \times "$
8	35.52	$3.12 \times "$	$5.03 \times "$	18	93.24	$6.99 \times "$	$9.43 \times "$
9	36.56	$3.33 \times "$	$5.33 \times "$	19	97.60	$5.62 \times "$	$6.69 \times "$
10	40.80	$3.64 \times "$	$5.57 \times "$	20	50.38	$3.54 \times "$	$3.48 \times "$

Table 2.1.6 重量と慣性モーメント

節点番号	重量 (Kg)	慣性モーメント ( $Kg \cdot cm \cdot S^2$ )	節点番号	重量 (Kg)	慣性モーメント ( $Kg \cdot cm \cdot S^2$ )
1	48.41		21	217.56	
2		559	22		539
3	38.51		23	309.68	
4		762	24		752
5	57.43		25	227.36	
6		380	26		3,730
7	19.80		27	278.32	
8		117	28		1,410
9	22.93		29	211.68	
10		109	30		2,360
11	22.54		31	264.60	
12		94	32		1,380
13	23.52		33	187.18	
14		80	34		742
15	28.42		35	190.12	
16		61	36		148
17	59.00		37	114.66	
18		164	38		44
19	234.22		39	65.56	
20		858	40		55

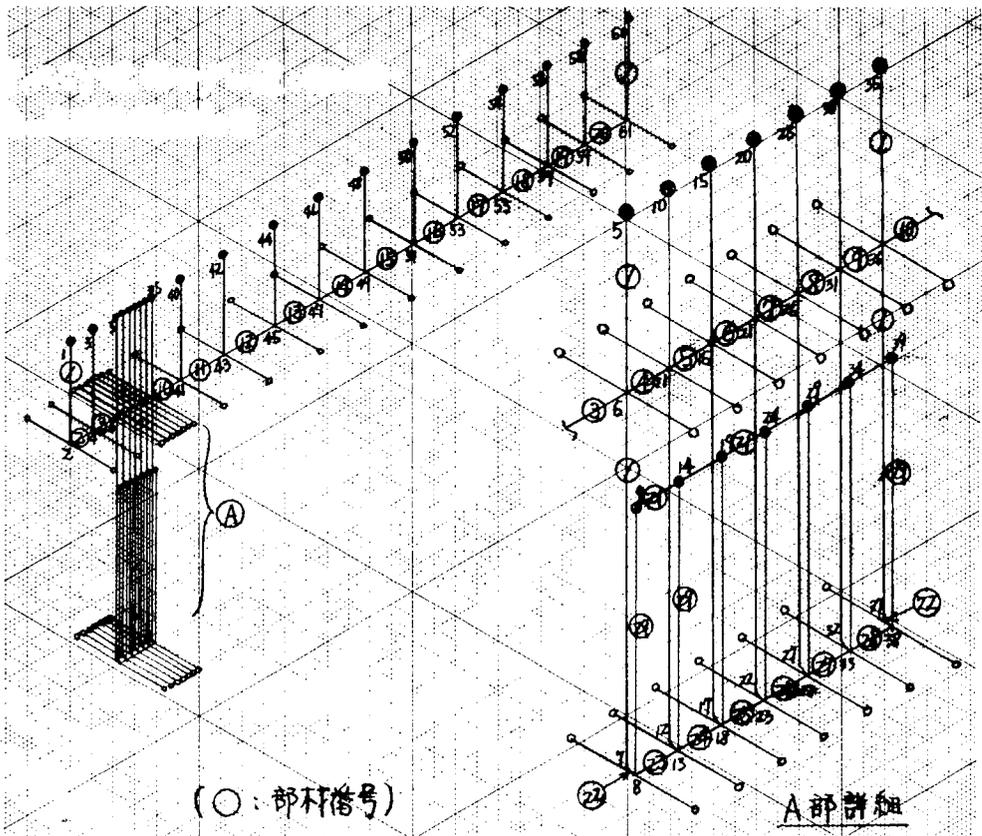


Fig. 2.1.13 船体水平、ねじり振動モデル図 (模型船) (架構の連成振動モデル図)

Table 2.1.7 部材の剛性

部材番号	せん断々面積( $cm^2$ )	ねじり剛性( $cm^4$ )	曲げ剛性( $cm^4$ )
1		$1.00 \times 10^9$	$1.00 \times 10^9$
2	32.52	$1.55 \times 10^5$	$1.44 \times 10^5$
3	33.84	$1.79 \times "$	$2.48 \times "$
4	30.44	$2.26 \times "$	$3.87 \times "$
5	32.88	$2.38 \times "$	$4.10 \times "$
6	34.48	$2.68 \times "$	$4.28 \times "$
7	35.12	$2.91 \times "$	$4.79 \times "$
8	35.52	$3.12 \times "$	$5.03 \times "$
9	36.56	$3.33 \times "$	$5.33 \times "$
10	40.80	$3.64 \times "$	$5.57 \times "$
11	60.34	$4.72 \times "$	$6.65 \times "$
12	90.24	$6.21 \times "$	$9.53 \times "$
13	119.44	$6.70 \times "$	$1.03 \times 10^6$
14	111.84	$7.24 \times "$	$9.69 \times 10^5$
15	127.84	$7.24 \times "$	$8.94 \times "$
16	112.04	$7.24 \times "$	$9.69 \times "$
17	127.84	$7.24 \times "$	$9.11 \times "$
18	93.24	$6.99 \times "$	$9.43 \times "$
19	97.60	$5.62 \times "$	$6.69 \times "$
20	50.38	$3.54 \times "$	$3.48 \times "$
21		$1.02 \times 10^3$	$0.79 \times 10^2$
22		$0.68 \times 10^1$	$1.00 \times 10^9$
23		$1.79 \times 10^3$	$3.87 \times 10^5$
24		$1.79 \times "$	$4.10 \times "$
25		$1.79 \times "$	$4.28 \times "$
26		$1.79 \times "$	$4.79 \times "$
27		$1.79 \times "$	$5.03 \times "$
28		$1.79 \times "$	$5.33 \times "$
29		$0.22 \times 10^0$	$4.72 \times 10^2$

※部材①～⑳は船体のみの場合と同じもの

Table 2.1.8 重量と慣性モーメント

節点番号	重量( $Kg$ )	慣性モーメント( $Kg \cdot cm \cdot S^2$ )	節点番号	重量( $Kg$ )	慣性モーメント( $Kg \cdot cm \cdot S^2$ )
1	48.41		32	0.01	
2		559.0	33		15.7
3	38.51		34	14.50	
4		762.0	35	59.00	
5	57.43		36		164.0
6		380.0	37	0.01	
7	0.01		38		15.7
8		15.7	39	14.50	
9	14.50		40	234.22	
10	19.80		41		858.0
11		117.0	42	217.56	
12	0.01		43		539.0
13		15.7	44	309.68	
14	14.50		45		752.0
15	22.93		46	227.36	
16		109.0	47		3,730.0
17	0.01		48	278.32	
18		15.7	49		1,410.0
19	14.50		50	211.68	
20	22.54		51		2,360.0
21		93.6	52	264.60	
22	0.01		53		1,380.0
23		15.7	54	187.18	
24	14.50		55		742.0
25	23.52		56	190.12	
26		79.7	57		148.0
27	0.01		58	114.66	
28		15.7	59		44.1
29	14.50		60	65.56	
30	28.42		61		55.4
31		60.8			

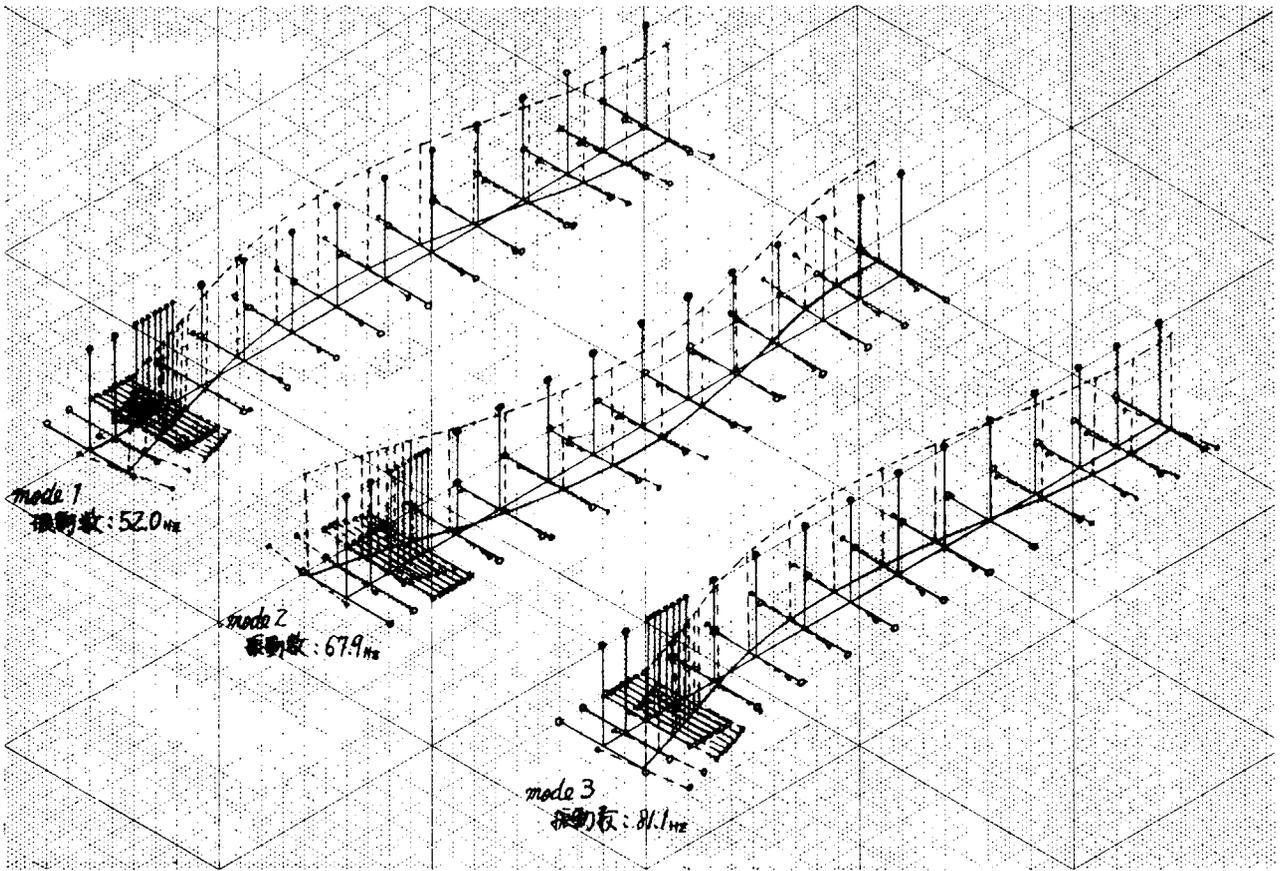


Fig. 2.1.1 4 船体水平ねじり振動

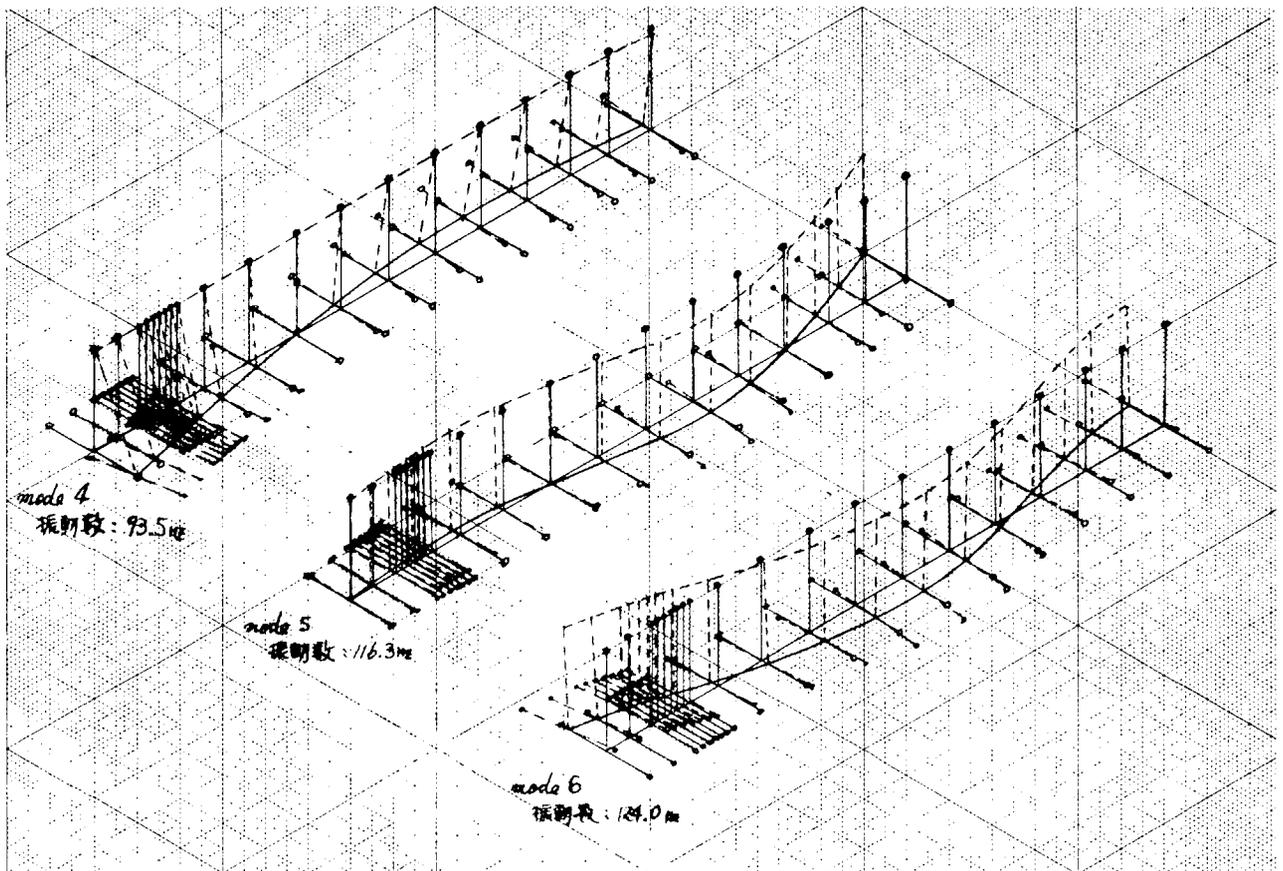


Fig. 2.1.1 5 船体水平ねじり振動

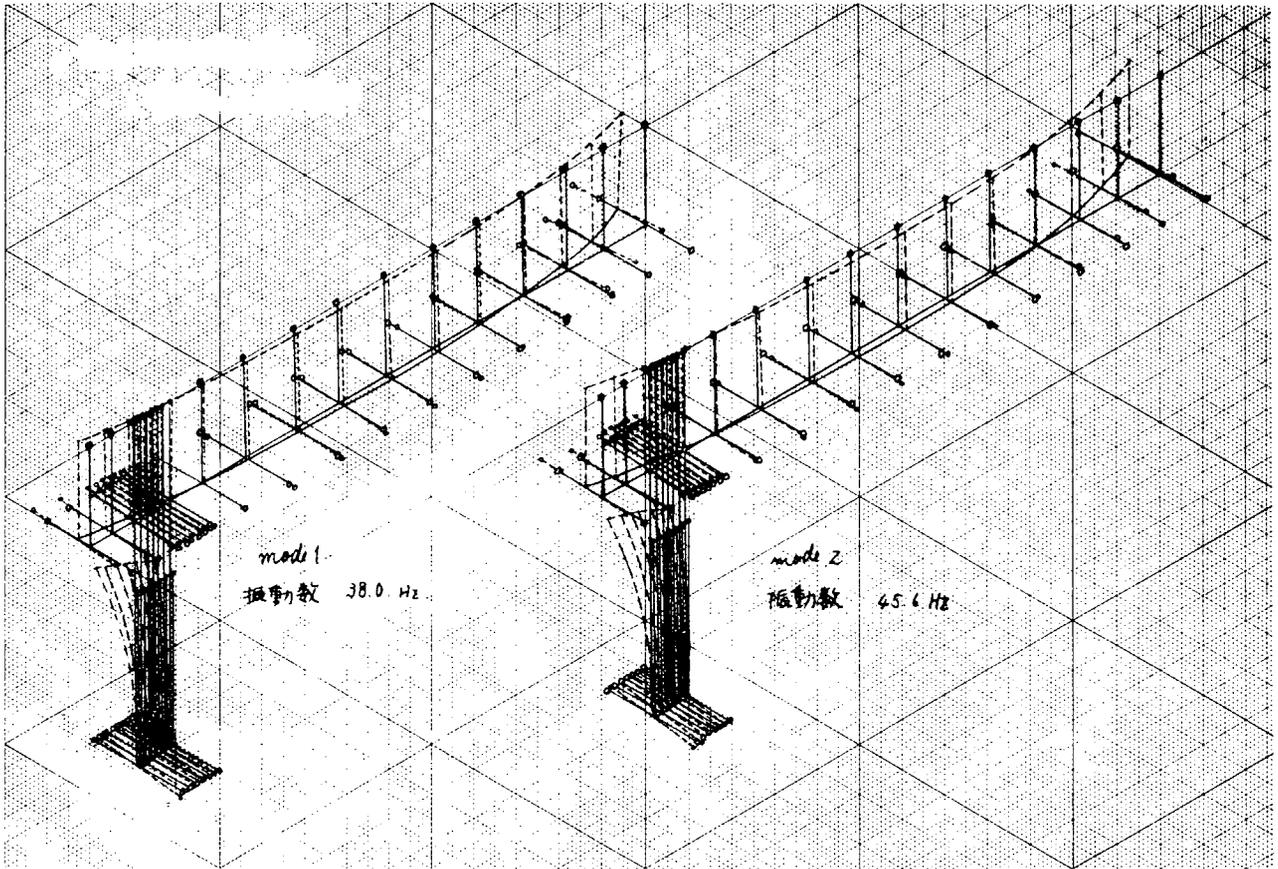


Fig. 2.1.16 船体水平ねじり振動(架構との連成振動)

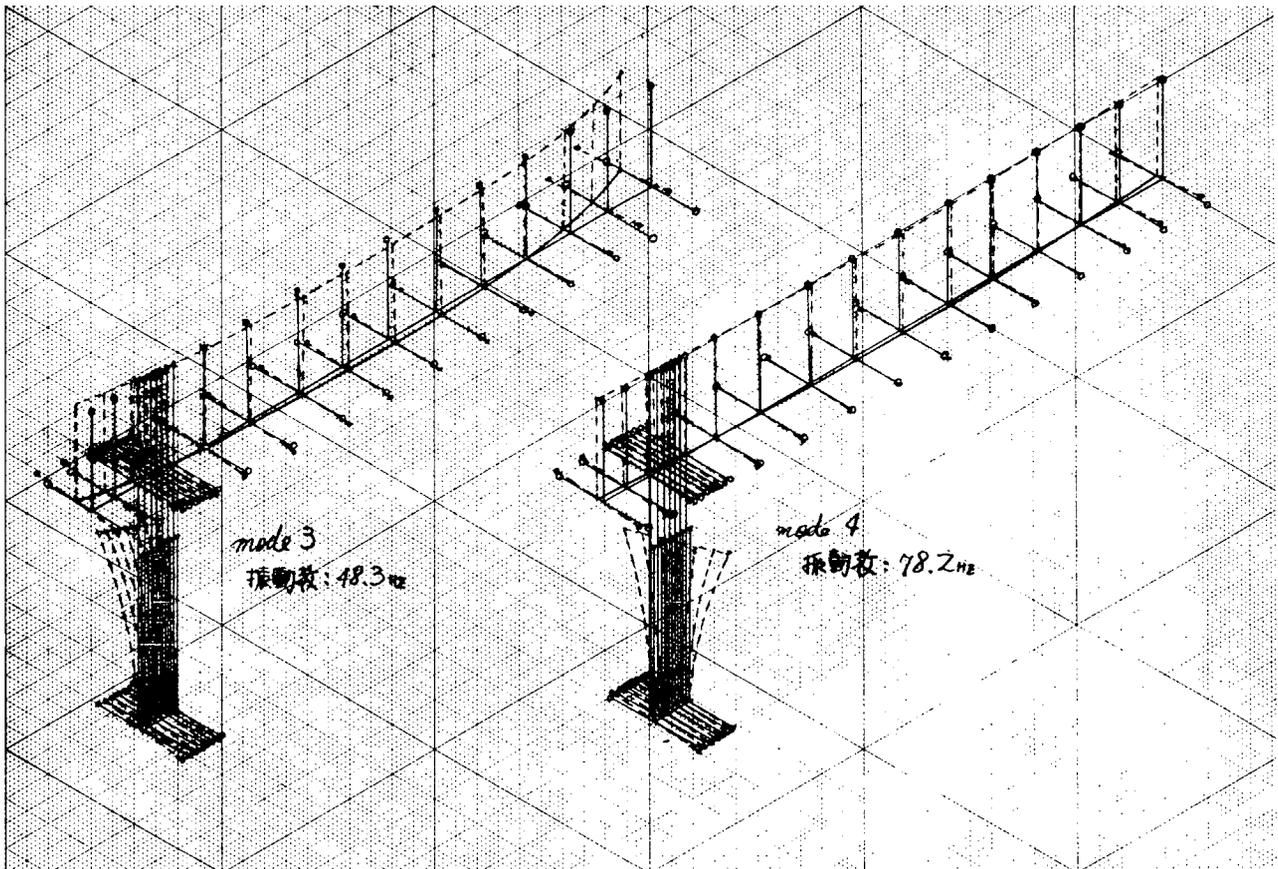


Fig. 2.1.17 船体水平ねじり振動(架構との連成振動)

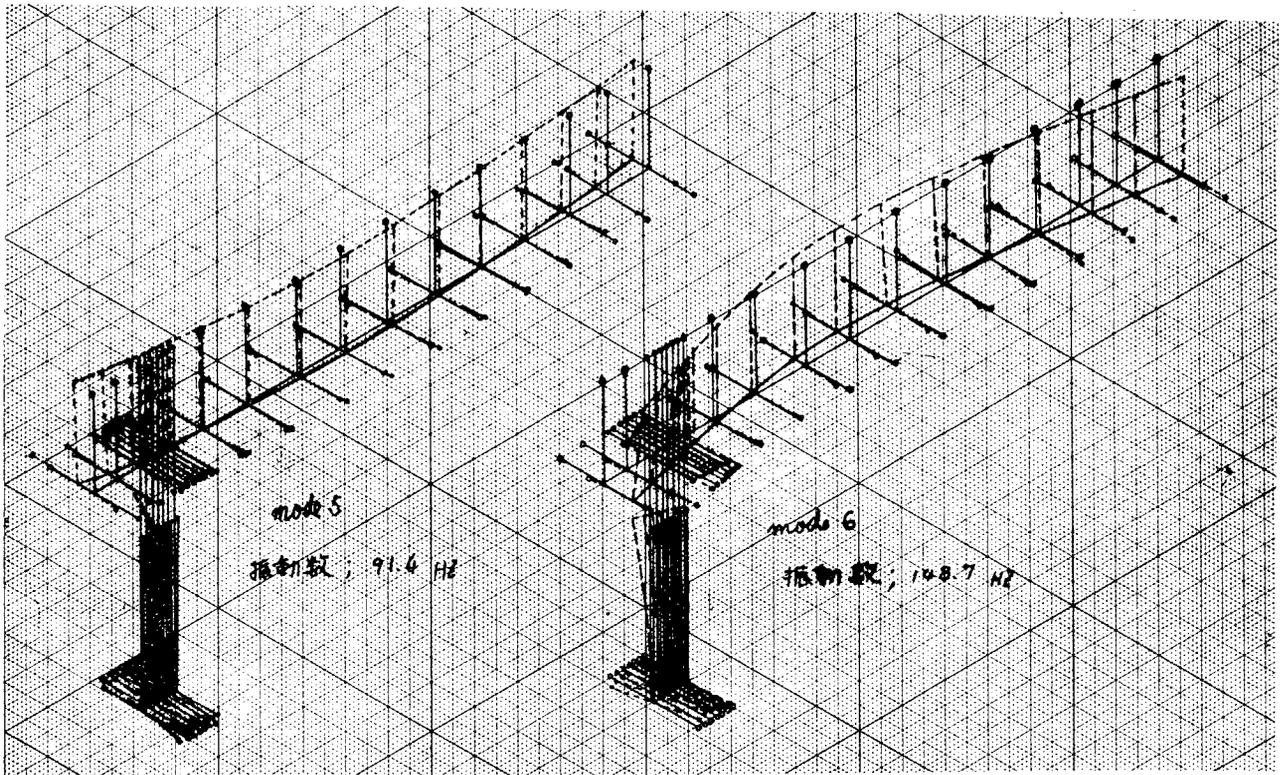


Fig. 2.1.18 船体水平ねじり振動（架構との連成振動）

## 2.2 デーゼル船機関架構の振動付加応力の解析

### 2.2.1 緒言

第94研究部会および44年度本研究部会において、機関の陸上、海上運転時に機関架構の振動を測定し、さらに機関架構の起振機実験を行なつて、その振動特性を明らかにした。

しかし、機関架構振動の許容限界を考えるに当つては、機関振動あるいは船体振動によつて架構構造にどの程度の応力が生ずるかを明らかにする必要がある。

そこで、本研究では、機関運転時および架構起振時に機関架構、台板および基礎ボルトに生ずる応力を測定し、振動付加応力を確実に把握することによつて、振動一応力の観点から機関の信頼性向上を期すことを目的とした。

### 2.2.2 実験の方法

#### (1) 供試機関および同機関とう載船の主要目

本実験を行なつた機関および船の主要目はつぎのとおりである。

##### (a) 供試機関

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
不平衡力 (110 rpm)	: 0
不平衡偶力 (110 rpm)	: $M_{h1} = 36.6 \text{ T-M}$ $M_{v1} = 42.7 \text{ T-M}$ $M_{v2} = 22.3 \text{ T-M}$

なお、参考のために本機関のトルクハーモニクスをFig. 2.2.7に示す。

(b) 供 試 船

船 130,000 DWT ORE/OIL Carrier  
 L×B×D : 264.<sup>m</sup>00 × 44.<sup>m</sup>20 × 22.<sup>m</sup>60  
 △(半載) : 85,490 LT  
 喫水(半載) : FORE 8 m 3 3 0 , AFT 9 m 9 6 5  
 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

(2) 実験条件

本実験は半載でブレーシング有無の状態において、機関架構後端(No.11シリンダ)を起振機で加振した場合、および機関を運転した場合に架構、機関室の振動および架構、台板、基礎ボルトに生ずる応力を測定した。そのときの実験条件をTable 2.2.1に示す。

Table 2.2.1 実験条件

載荷条件	機 関 条 件	測定No	実 験 条 件	測 定 点
半 載	ブレーシング付き (オイルダンパ式) ブレーシング	M-1	起振機実験、重錘角 30 deg、300～700 rpm	主測定点
		M-2	" " 15 deg、300～1,000 rpm	"
		M-3	" " 5 deg、400～1,800 rpm	"
		M-4	" " 15 deg、X形振動時	主測定点、切換、摩擦
		M-13	運転時、機関回転数 40～118 rpm	主測定点
		M-11	" " 104 rpm	主測定点、切換、摩擦
		M-12	" " 114 rpm	" " "
	ブレーシング無し	M-7	起振機実験、重錘角 30 deg、300～700 rpm	主測定点
		M-5	" " 15 deg、300～1,000 rpm	"
		M-6	" " 5 deg、400～1,800 rpm	"
		M-9	" " 30 deg、H形振動時	主測定点、切換、摩擦
		M-8 M-10	" " "、X形振動時	" " "
		M-14	運転時、機関回転数 40～118 rpm	主測定点

注) 起振機重すい角  $\theta$  と重すい慣性モーメント  $M$  との関係はつぎのとおり。

$\theta$ (deg.)	$M$ (Kg·cm)
5	61.7
15	184.6
30	366.0

(3) 測定点の配置および使用計器

(a) 振動測定

振動測定値はFig. 2.2.1に示すように

架構上段 : 横方向 3点

架構中段	:	横方向	1点
“ 下段	:	“	1点
二重底	:	上下方向	2点
上甲板船尾端	:	横方向	1点、上下方向 1点

合計9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すい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。

#### (b) 応力測定

応力の測定は $\#10$ シリンダと $\#11$ シリンダの間のコラムおよび着火順序から考えて強制力が大きいと思われる $\#7$ シリンダと $\#8$ シリンダの間のコラムを選び、それ以外に台板、コラム、掃気室について各シリンダ共通の点を選んで測定を行なった。

測定は計器の関係上、同時測定を行なえる主測定点70点と切換えて測定のできる切換測定点41点に分けて行なった。Fig. 2.2.2に架構内部の主測定点、Fig. 2.2.3に架構外部の主測定点を示し、また、Fig. 2.2.4に架構内部の切換測定点、Fig. 2.2.5に架構外部の切換測定点を示す。これらの測定点以外にFig. 2.2.6に示す点については摩擦ゲージによる測定も行なった。

また、計器は共和電業製の動ひずみ計(DPM)を使用した。

### 2.2.3 実験結果

#### (1) 起振機実験結果

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スングを付けた場合と除去した場合とについて、起振機を $\#11$ シリンダカバー上に設置し架構を横方向に加振して実験を行なった。なお、ブレースングは油圧ダンパ式のものを用いた。

##### (a) ブレースング付きの場合

起振機の重すい慣性モーメント $M$ を61.7, 184.6, 366.0  $Kg \cdot cm$ に設定して、ブレースング付きの状態では架構上段後端(Fig. 2.2.1の点3)を横方向起振したときの架構上段後端(点3)、中央(点3")および前端(点3')の横方向振動の共振曲線をFig. 2.2.8に示す。図には各振動数に対する単位起振力当りの振巾を示している。

また、この起振状態時にシリンダジャケット、掃気室、コラムおよび台板に生ずる応力、それに基礎ボルトが受ける応力をFig. 2.2.9~Fig. 2.2.13に示す。ここでは、応力の大きく出ている点を選んで示した。図には各振動数に対する応力振巾(単位起振力当りの片振巾)を示している。

まず、架構振動においては、架構のH形あるいはX形振動のピークを矢印で示しているが、H形振動ピークは430 cpm、460 cpm、525 cpmおよび725~735 cpmに現われ、X形振動ピークは660~670 cpm、780 cpm、850~860 cpm、925~940 cpmに現われている。また、 $\alpha$ 形振動のピークも現われ、1125 cpmと1490 cpmに存在する。1300~1320 cpm付近にもピークが現われているが、起振力との位相の関係上 $\alpha$ 形振動ピークからは除いている。これらの振動時に架構および基礎ボルトに生ずる応力について検討する。

##### a. 架構内部の応力

まず、架構内部の応力については、コラム内部では架構H形振動時には725~735 cpmにおける点111の上下方向応力が最も大きく、 $M=61.7 Kg \cdot cm$ で $4.7 Kg/cm^2/ton$ を示している。また、架構X形振動時には660~670 cpmにおける点111の上下方向応力が最も大きく、 $M=61.7 Kg \cdot cm$ で $5.5 Kg/cm^2/ton$ を示している。

台板内部では、振動応力はコラム内部よりも小さく、H形、X形振動とも2~2.5  $Kg/cm^2/ton$ 程度の値である。

- (記号)
- 1次成分
  - 2次成分
  - ▽— 3次成分
  - △— 4次成分
  - ×— 5次成分
  - 6次成分
  - 7次成分
  - ▲— 8次成分
  - △— 9次成分
  - 10次成分
  - 11次成分
  - ▽— 12次成分
  - △— 15次成分

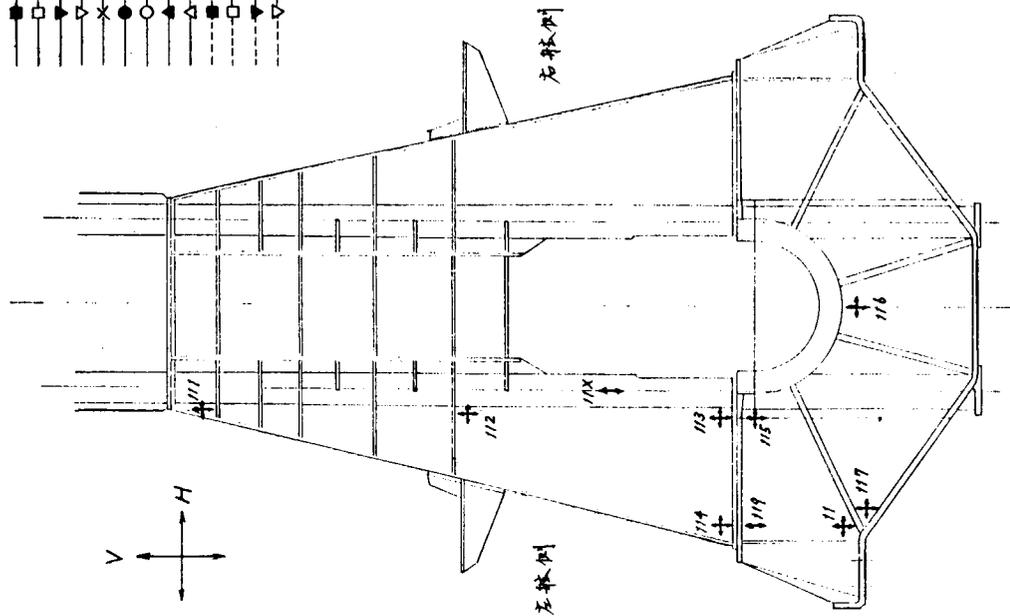
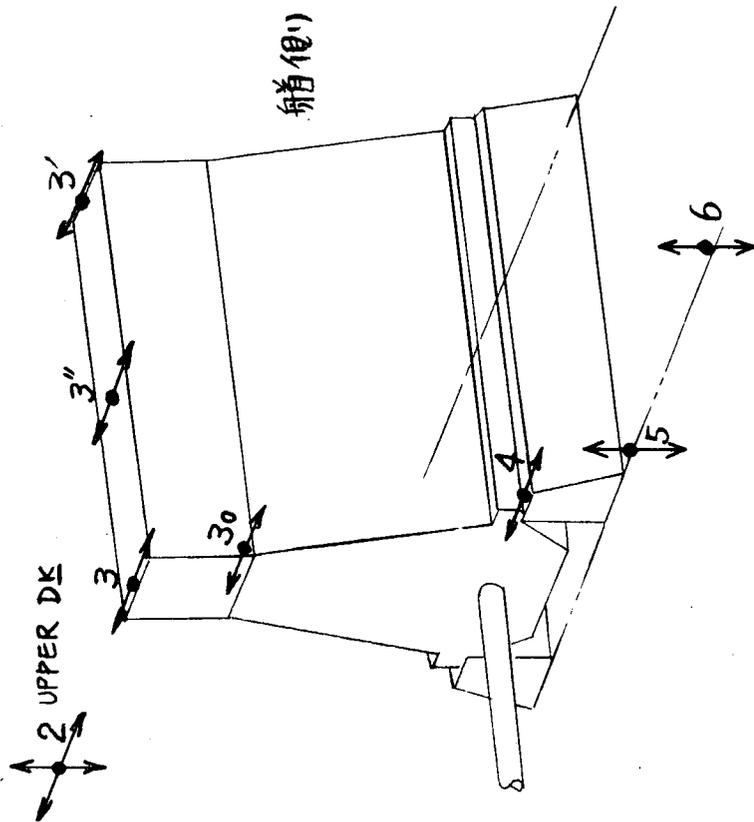


Fig. 2.2.2 機関架構応力主測定点  
CYL. 10~11間



- (記号)
- ▽— : 4次成分
  - : 6 " " " "
  - △— : 9 " " " "
  - ▽— : 12 " " " "
  - ×— : 5次成分
  - : 7 " " " "
  - : 10 " " " "
  - ▽— : 15 " " " "

Fig. 2.2.1 機関架構および機関室振動計測点

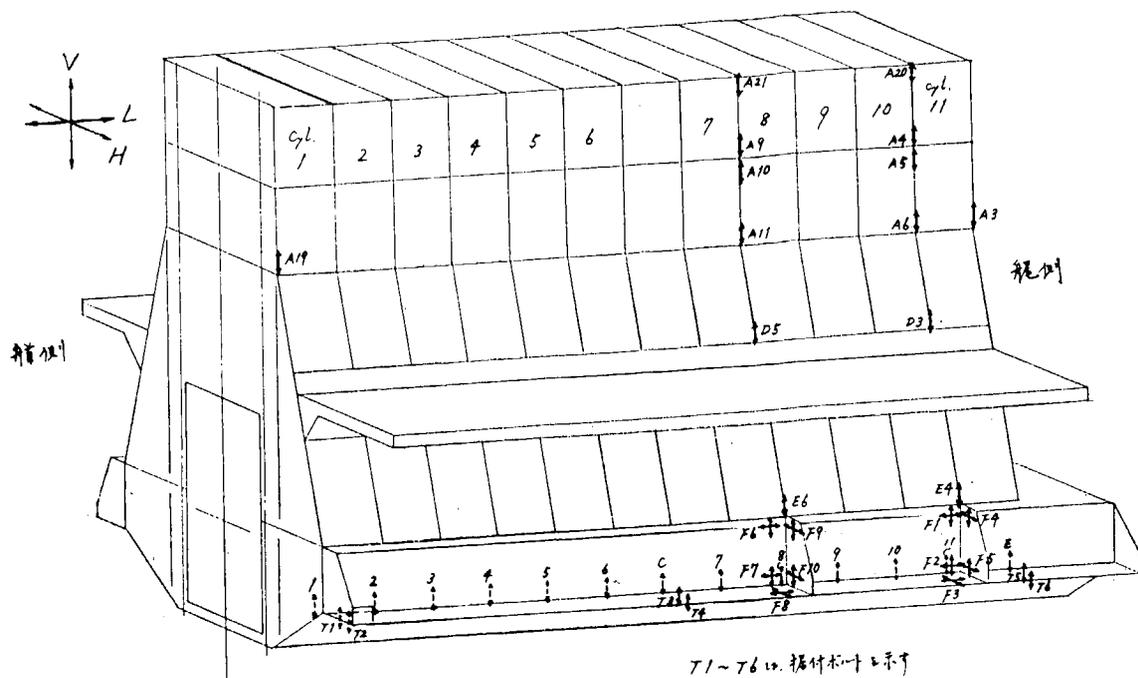


Fig. 2.2.3 機関架構応力主測定点

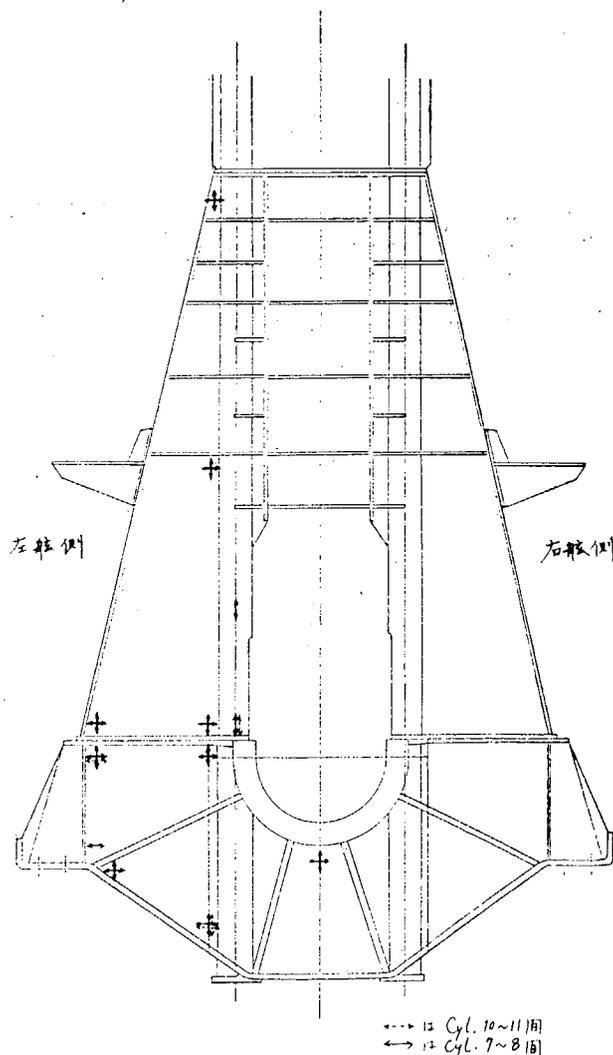


Fig. 2.2.4 機関架構応力切换測定点

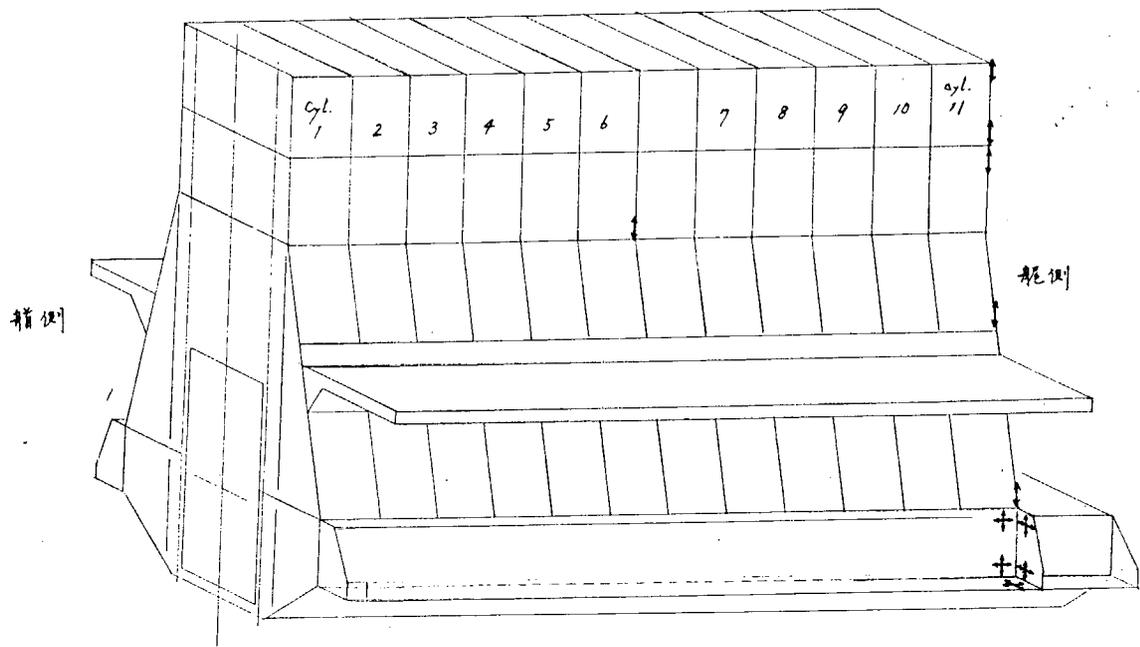


Fig. 2.2.5 機関架構応力切換測定点

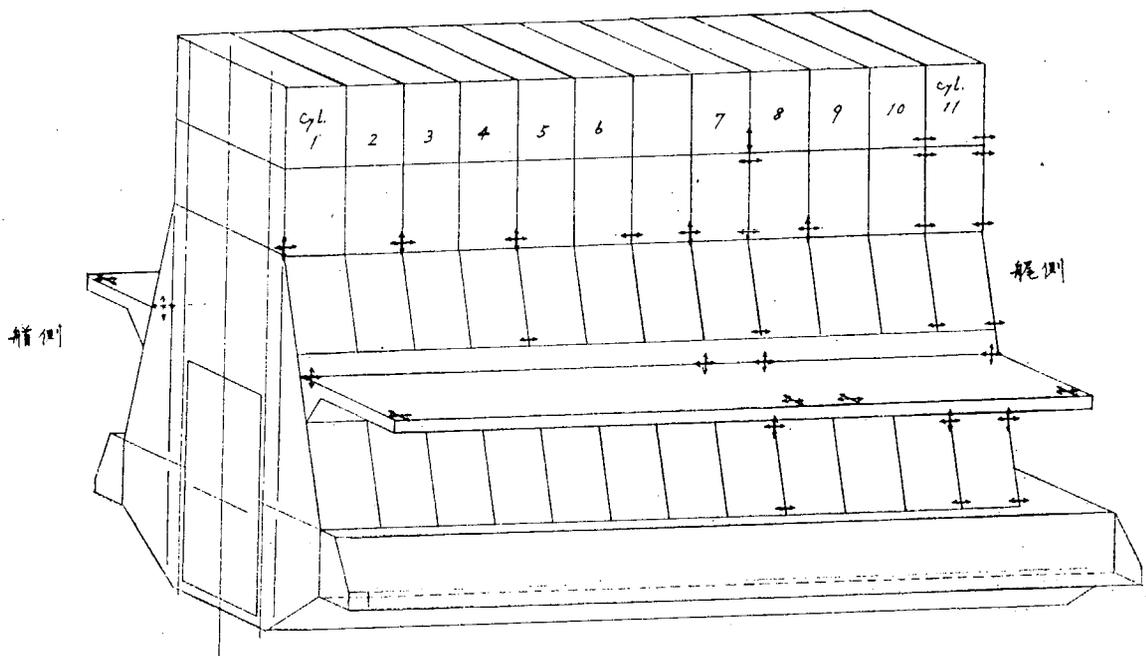
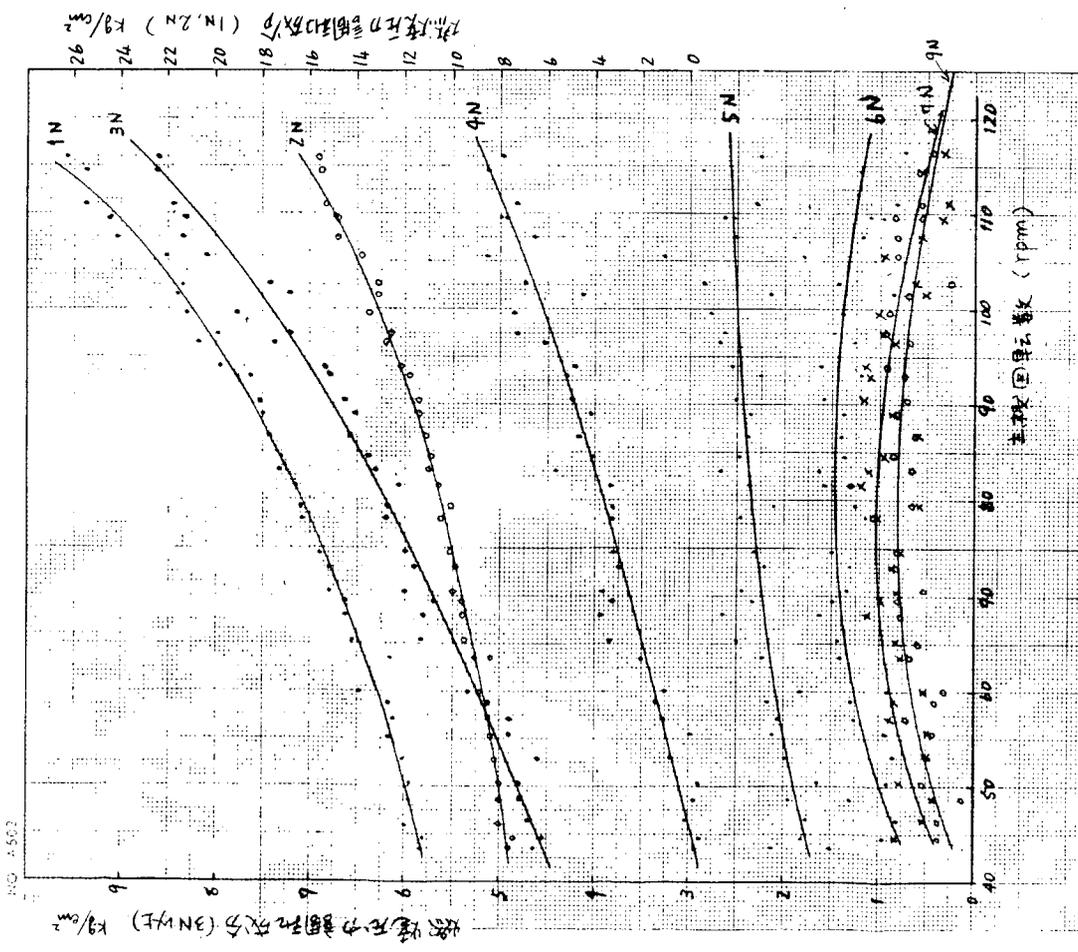


Fig. 2.2.6 摩擦ゲージによる機関架構応力測定点



BALAST CONDITION AT SEA TRIAL  
Fig. 2.2.7 燃焼圧力調和成分

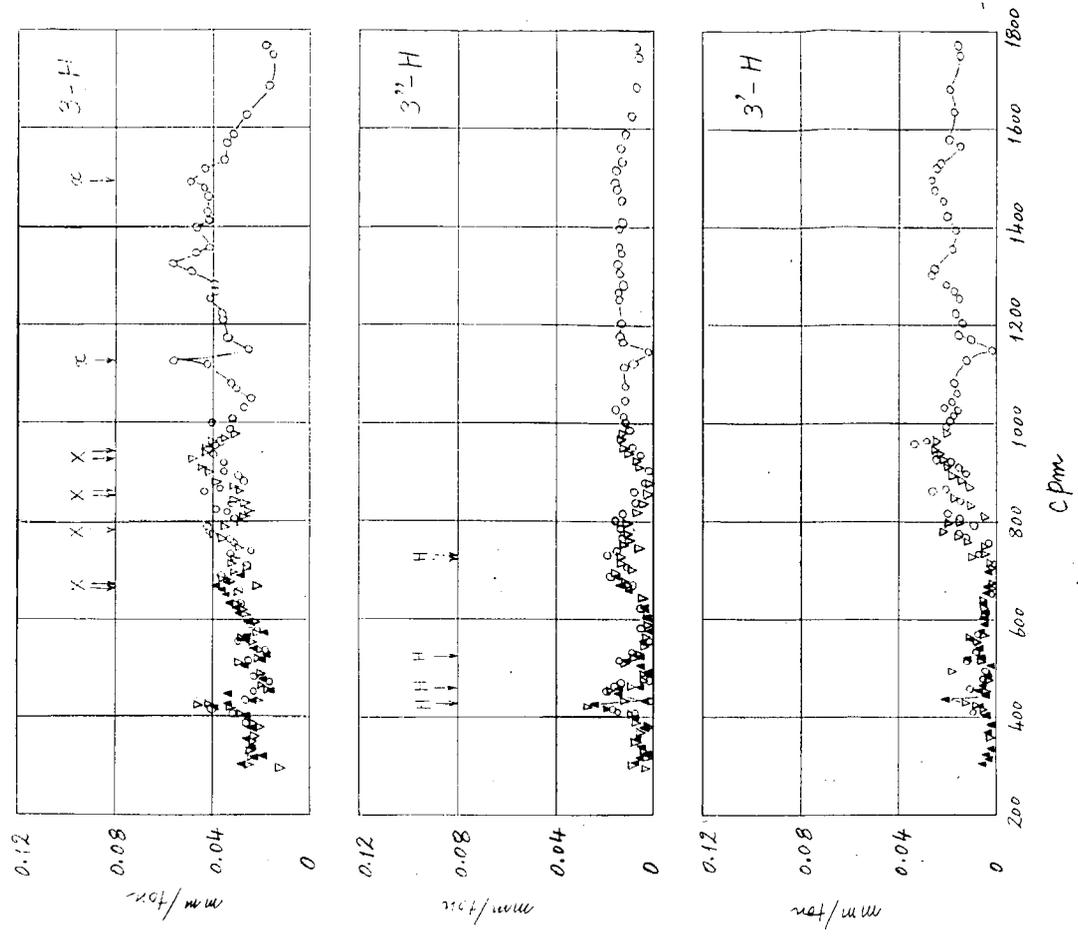
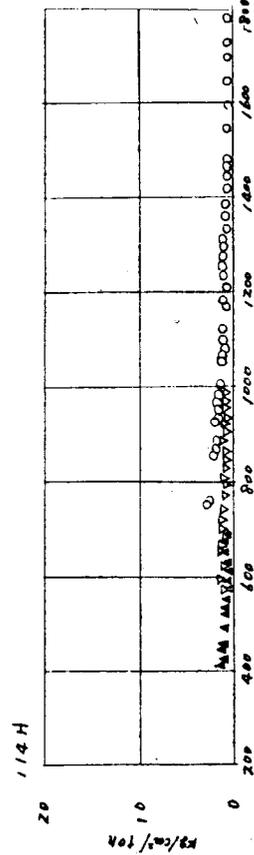
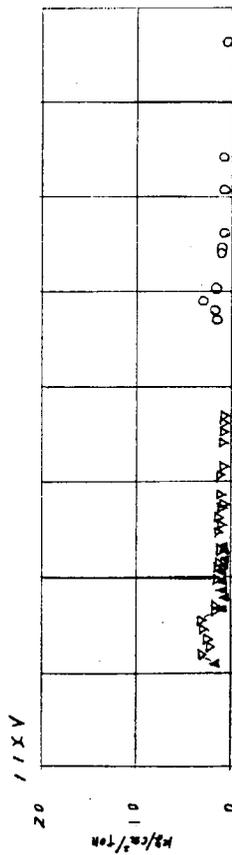
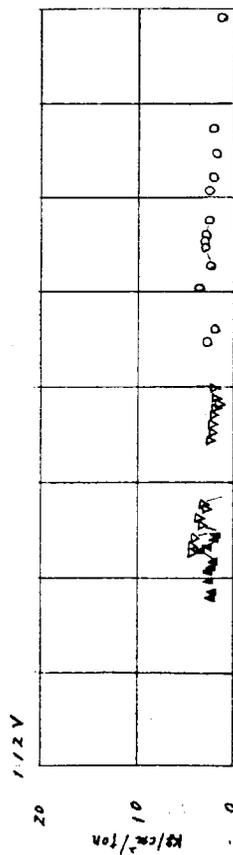
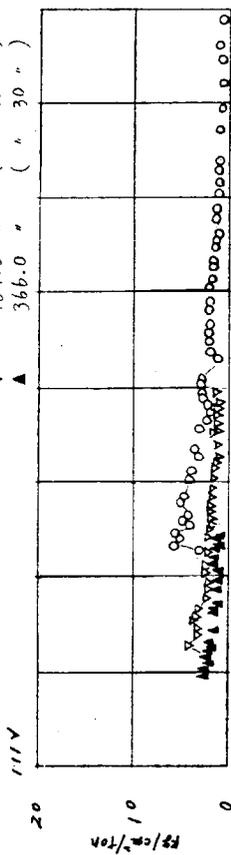


Fig. 2.2.8 機関架構振動 (起振機実験、ブレーシング付き)

記号 ○ M = 61.7 kg·cm (標準角 5 deg.)  
 ▽ 184.6 " ( " 15 " )  
 ▲ 366.0 " ( " 30 " )



CPM

Fig. 2.2.9 機関架構心力 (起振機実験、ブレーシング付き)

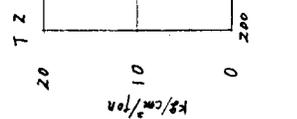
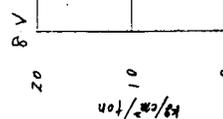
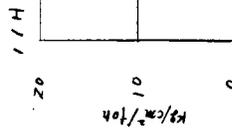
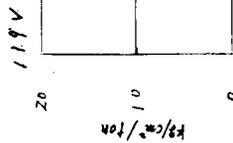


Fig. 2.2.10 機関架構心力 (起振機実験、ブレーシング付き)

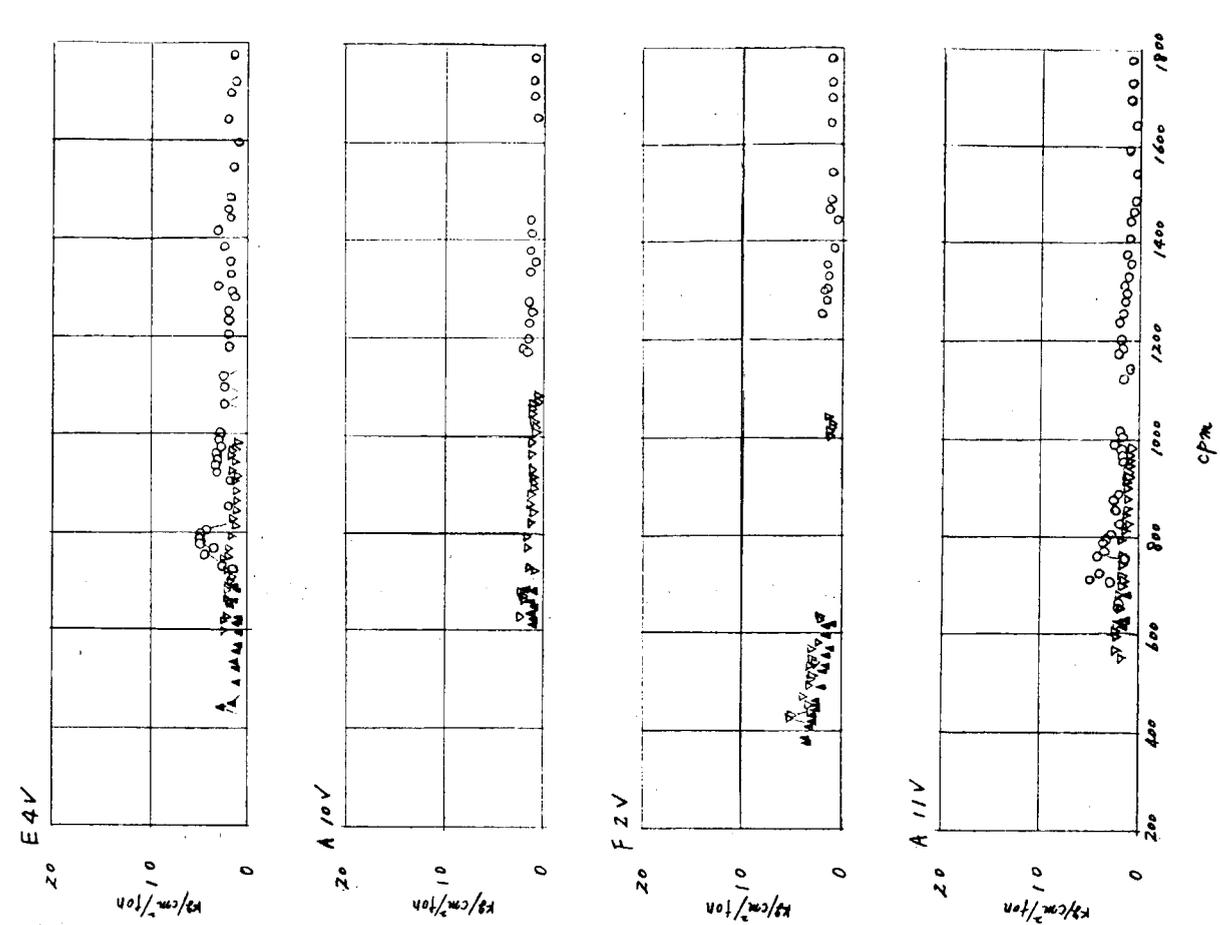


Fig. 2.2.11 機関架構応力 (起振機実験、ブレーシング付き)

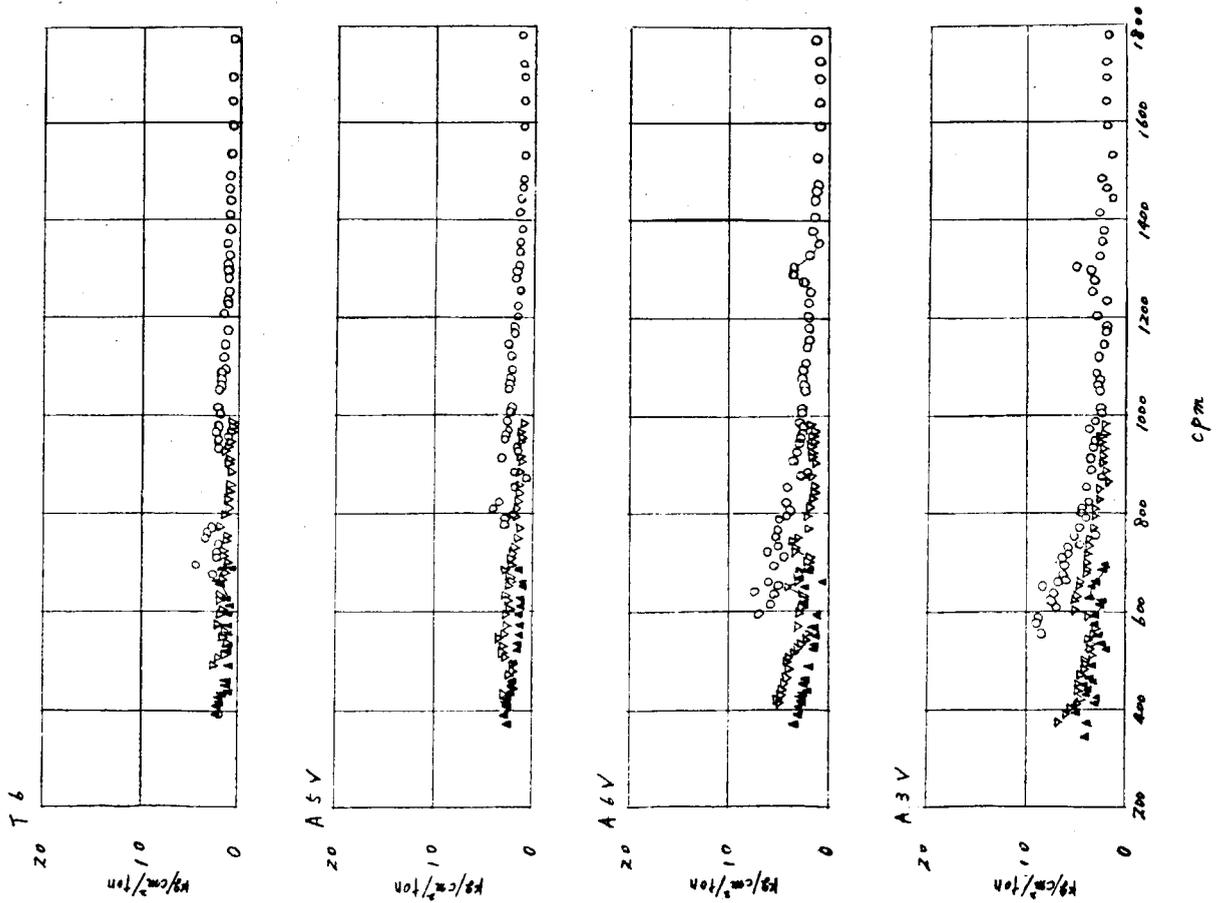


Fig. 2.2.12 機関架構応力 (起振機実験、ブレーシング付き)

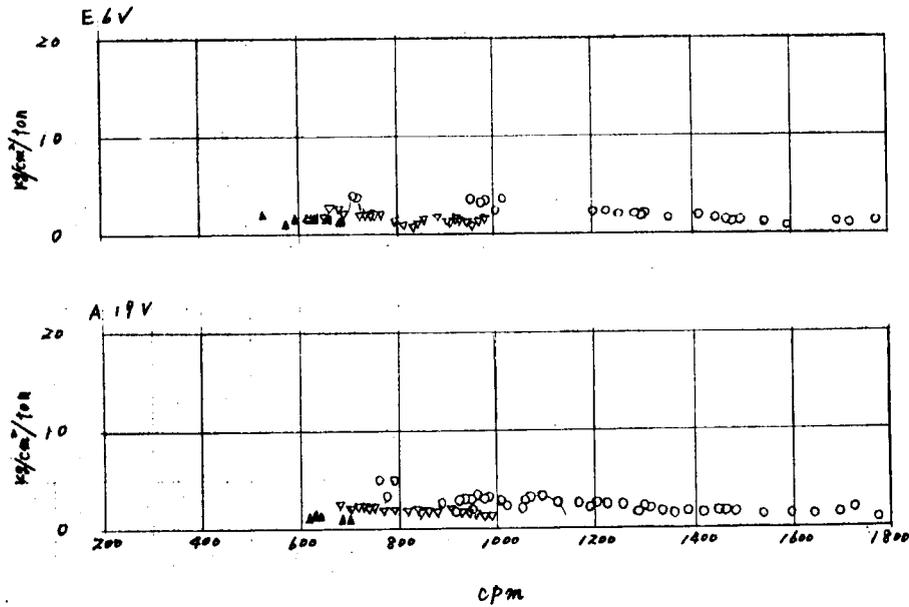


Fig. 2.2.13 機関架構応力(起振機実験、ブレーシング付き)

b. 架構外部の応力

一方、架構外部の応力については、特に掃気室のタイボルト締付部あたりに振動による応力のピークがかなりよく見られる。

まず、掃気室上部では点A 5の上下方向応力が最も大きく、架構H形振動時には最大 $3.2 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$  (525 cpm、 $M = 184.6 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )、架構X形振動時には最大 $2.8 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$  (780 cpm、 $M = 61.7 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )を示している。

掃気室下部では、点A 3の上下方向応力が最も大きく、架構H形振動時で最大 $6.5 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$  (725~735 cpm、 $M = 61.7 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )、架構X形振動時で最大 $8.5 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$  (660~670 cpm、 $M = 61.7 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )である。また、架構X形振動による応力ピークも現われ点A 19の上下方向で最大 $3.2 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$  (1090 cpm、 $M = 61.7 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )、ついでA 3の上下方向で $2.8 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$ である。

つぎに、コラム下部では架構H形振動時において最大 $3.8 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$  (725~735 cpm、 $M = 61.7 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ 、点E 6の上下方向)、架構X形振動時において最大 $5 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$  (780 cpm、 $M = 61.7 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ 、点E 4の上下方向)である。

台板部においては、振動による応力ピークはほとんど見られず、わずかに架構H形振動時(430 cpm)において $5.3 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$  ( $M = 184.6 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ 、点F 2の上下方向)が現われているにすぎない。

c. 基礎ボルトの応力

基礎ボルトの応力は架構後端(T 6)において、架構H形振動時で最大 $2 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$  (725~735 cpm、 $M = 61.7 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )、架構X形振動時で最大 $2.3 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$  (660~670 cpm、 $M = 366.0 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )である。

以上、測定M 1~M 3 (Table 2.2.1)の結果について検討したのであるが、つぎに起振機の重たい慣性モーメントMを $184.6 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ として780 cpm(架構X形振動)で起振したとき(測定M 4)に架構内部に生じる応力のモードをFig. 2.2.14に、また架構外部のそれをFig. 2.2.15に示す。

(b) ブレーシング除去の場合

ブレーシング除去の状態では(a)項と同様の方法で架構を起振したときの架構振動の共振曲線をFig. 2.2.16に示す。また、応力測定結果をFig. 2.2.17~Fig. 2.2.20に示す。

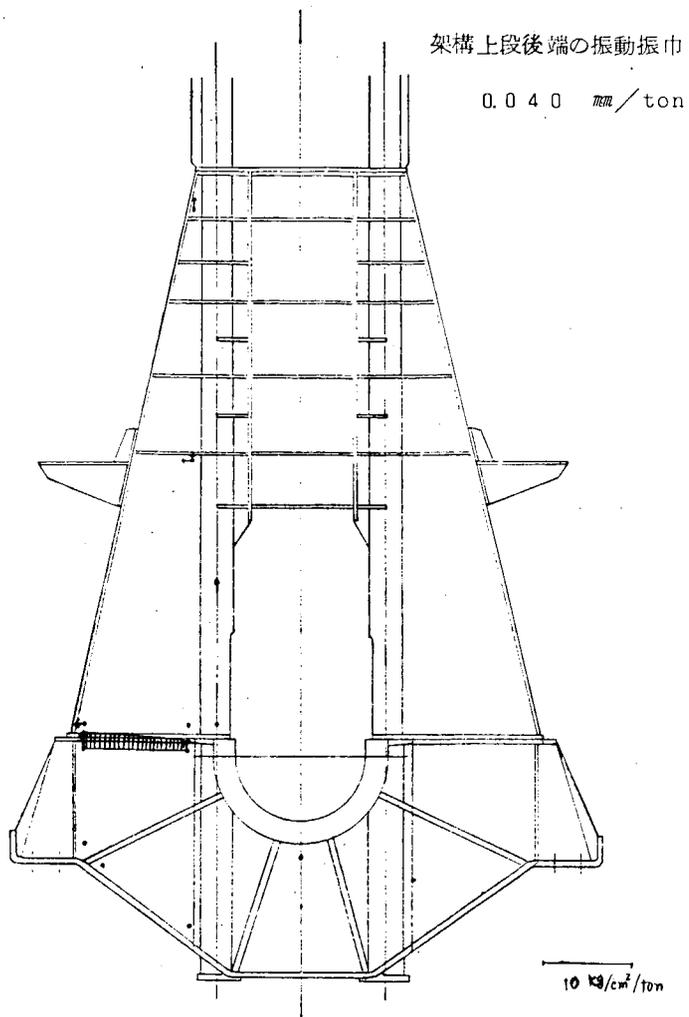


Fig. 2.2.14 機関架構振動付加応力 (M4、780cpm、X形振動時)  
 Cyl. 10~11間

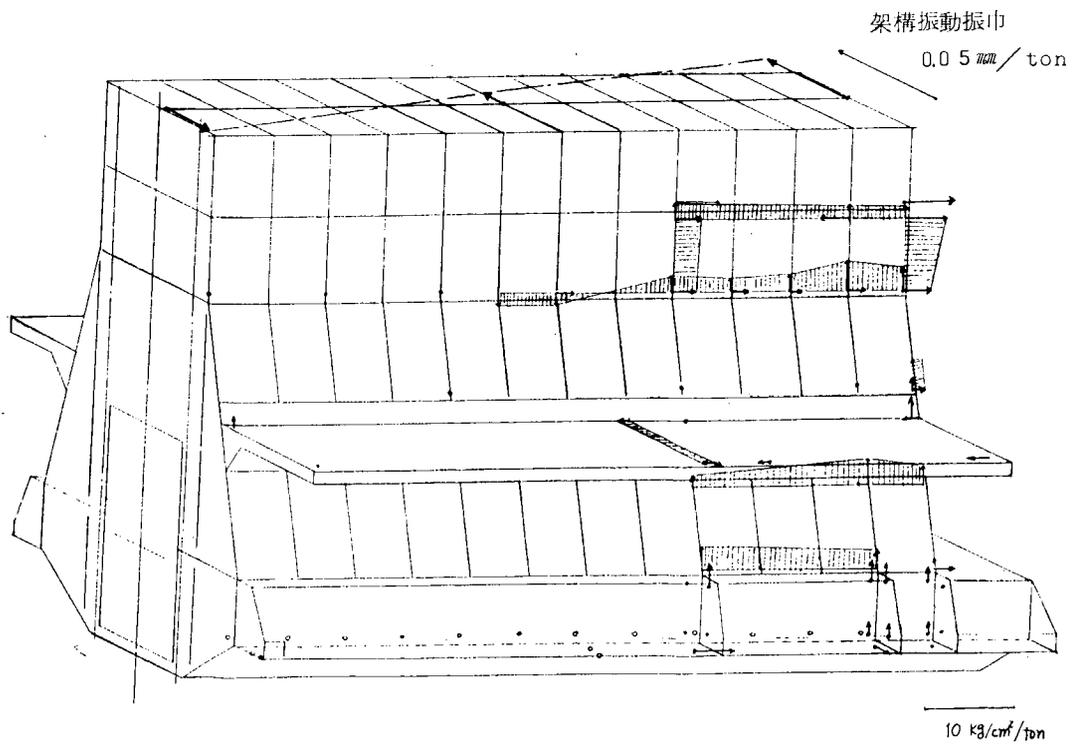


Fig. 2.2.15 機関架構振動付加応力 (M-4、780cpm、X形振動時)

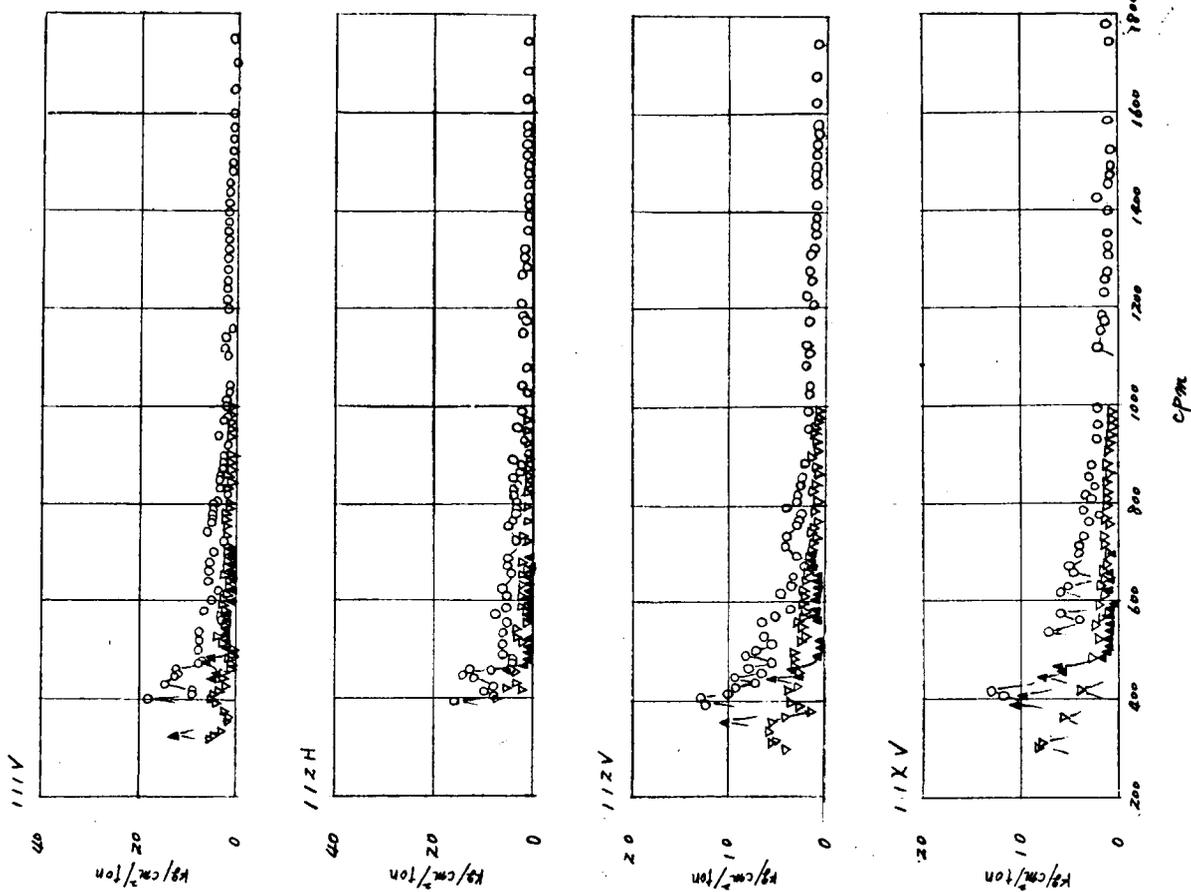


Fig. 2.2.17 機関架構応力(起振機実験、ブレーシング除去)

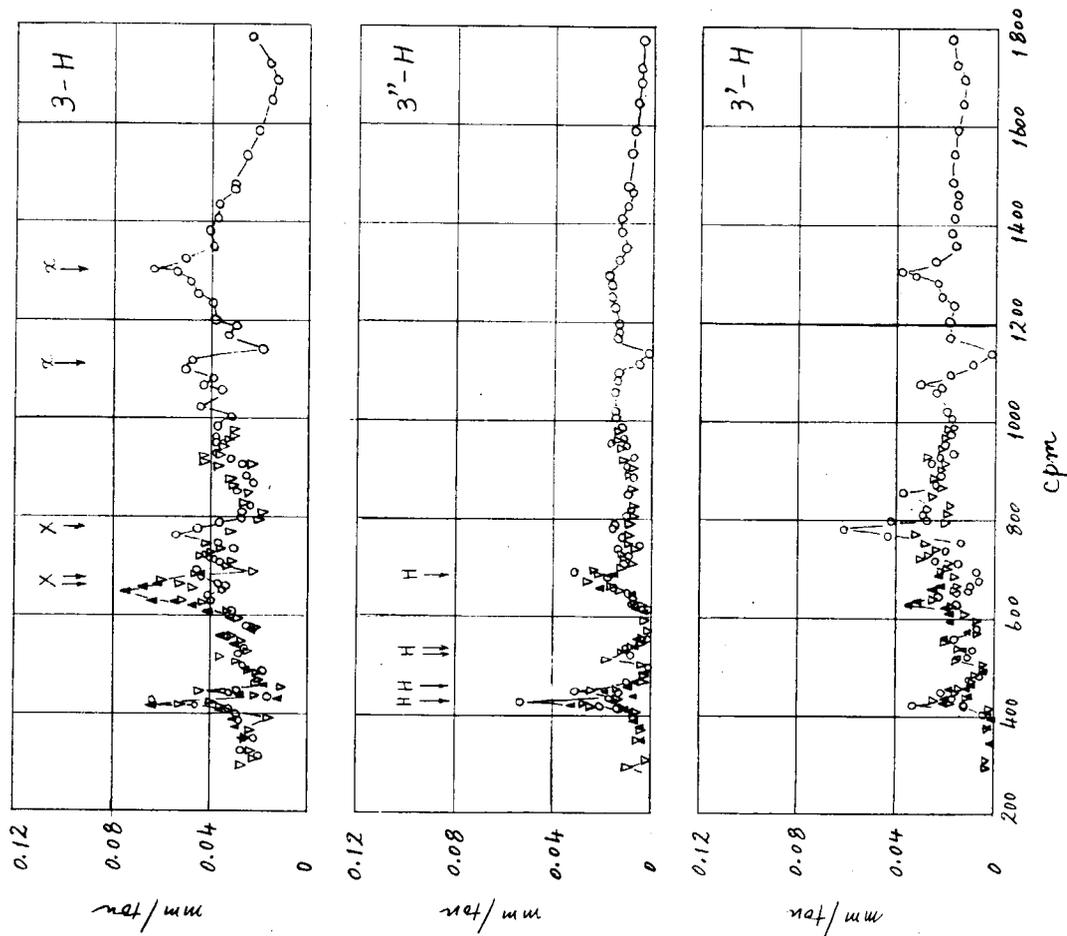


Fig. 2.2.16 機関架構振動(起振機実験、ブレーシング除去)

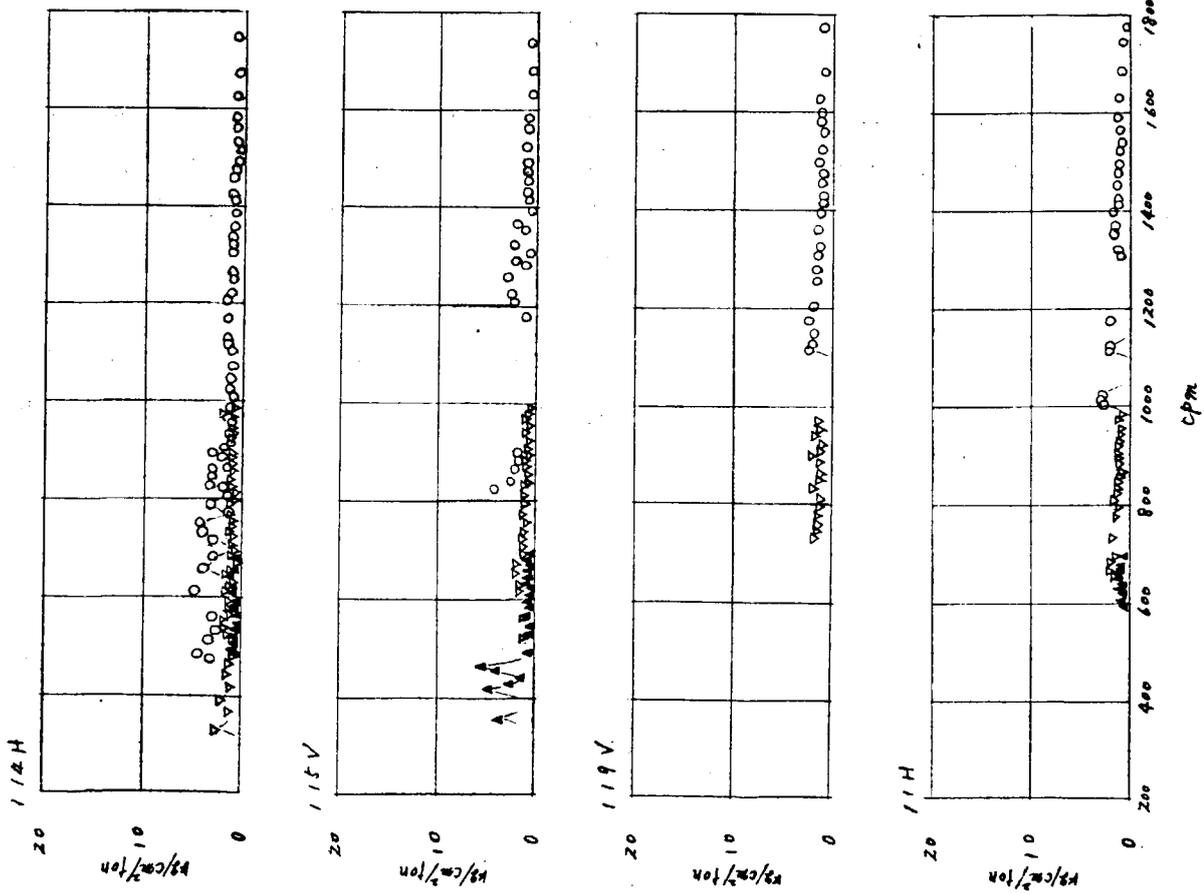


Fig. 2.2.18 機関梁構応力(起振機実験、ブレーシング除去)

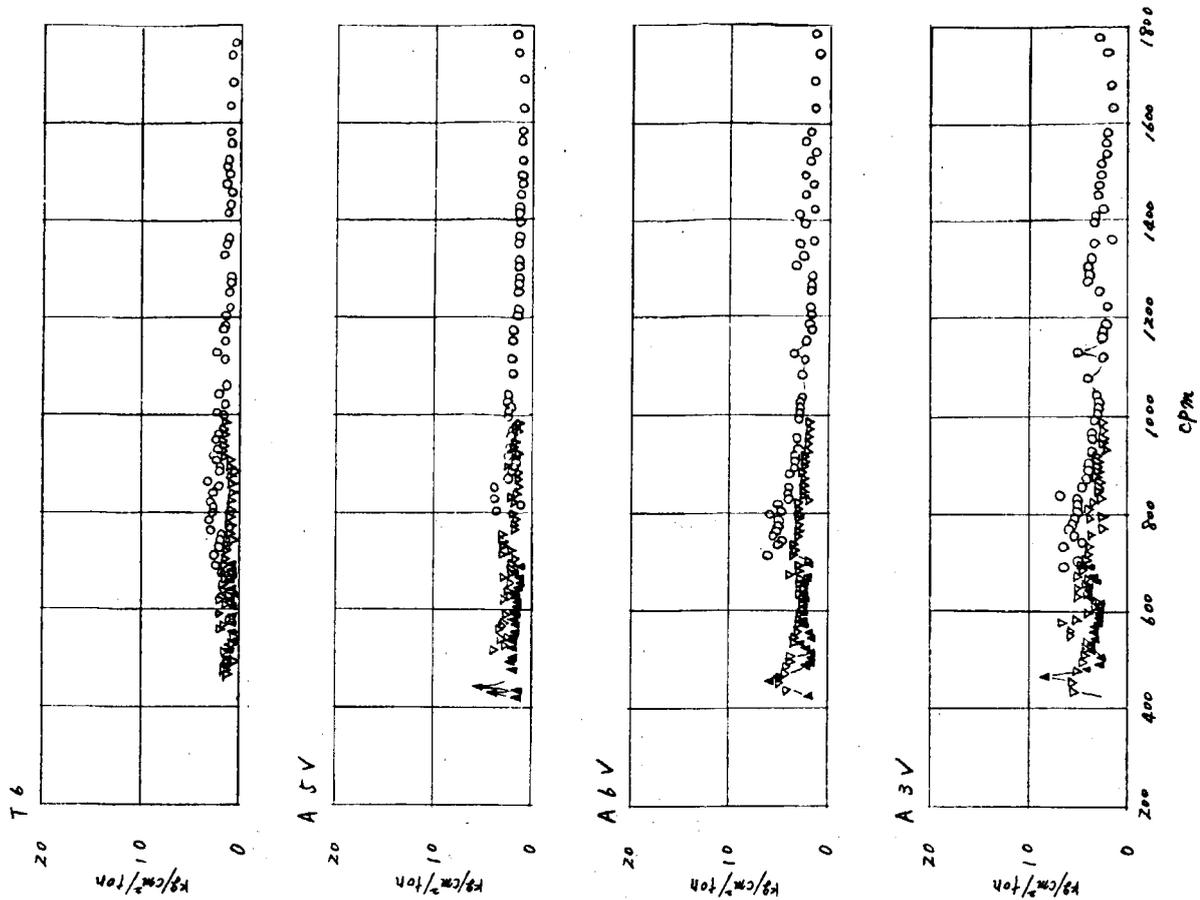


Fig. 2.2.19 機関梁構応力(起振機実験、ブレーシング除去)

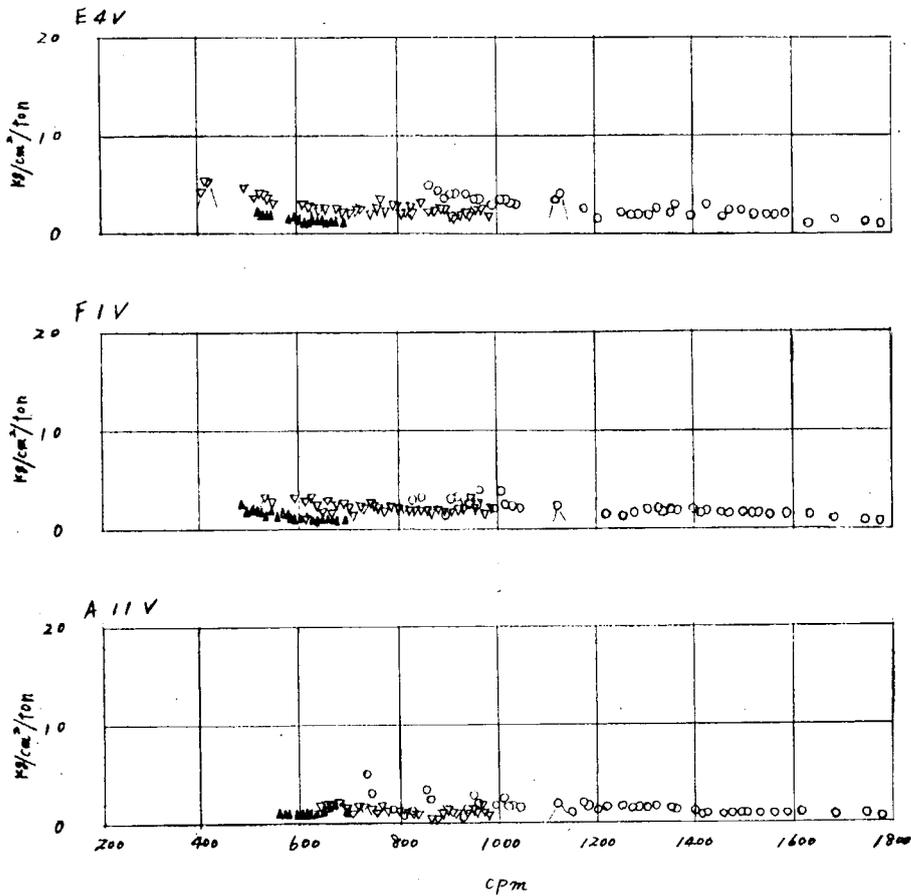


Fig. 2.2.20 機関架構応力(起振機実験、ブレーシング除去)

Fig. 2.2.16からわかるように、架構H形振動ピークは430 cpm、460 cpm、525~535 cpm および685 cpmに、架構X形振動ピークは660 cpm ( $M=366.0 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )、675 cpm ( $M=184.6 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )、780 cpm ( $M=61.7 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )に現われている。また、架構 $\alpha$ 形振動ピークは1110 cpmと1300 cpm ( $M=61.7 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )に見られる。

a. 架構内部の応力

まず、架構内部においては、点111の上下方向応力が最も大きく、H形振動時で最大  $14.5 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$  (430 cpm、 $M=61.7 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )、X形振動時で最大  $6 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$  (780 cpm、 $M=61.7 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )である。また、 $\alpha$ 形振動時では1110 cpmにおいて  $2.8 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$  ( $M=61.7 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )の応力が生じている。

台板内部においては、H形振動時で点115の上下方向応力が大きく、最大  $5.3 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$  (460 cpm、 $M=366.0 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )、X形振動時で  $2 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$  ( $M=184.6 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )、 $\alpha$ 形振動時で  $2.5 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$  ( $M=61.7 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )程度の値を示している。

b. 架構外部の応力

つぎに、架構外部においては、掃気室上部(点A5)の上下方向応力は460 cpmのH形振動時に  $5.5 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$  ( $M=366.0 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )を示しているが、X形振動時にはピークらしきものは見られない。

掃気室下部では点A3の上下方向応力が最も大きく、H形振動時で最大  $8.2 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$  (460 cpm、 $M=366.0 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )、X形振動時で最大  $6 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$  (780 cpm、 $M=61.7 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )である。また $\alpha$ 形振動時にもピークが見られ最大  $5 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$ 程度の値 ( $M=61.7 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )を示している。

コラム下部(点E4)においては上下方向応力にピークが見られ、H形振動時で  $5.3 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$  (430 cpm、 $M=184.6 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )、 $\alpha$ 形振動時で  $4 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$  (1110 cpm、 $M=61.7 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$ )である。

また、台板部(点F1)における応力はさらに小さく、上下方向応力はH形振動時で $3.3 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$ (525~535 cpm、 $M=184.6 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$ )、 $\alpha$ 形振動時で $2.5 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$ (1110 cpm、 $M=61.7 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$ )である。

### c. 基礎ボルトの応力

基礎ボルトにおいては、ほとんど振動による応力のピークは見られず、1110 cpmの $\alpha$ 形振動において $2.3 \text{ Kg/cm}^2/\text{ton}$ ( $M=61.7 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$ )を示しているにすぎない。

以上、測定M5~M7(Table.2.2.1)の結果について検討したが、つぎに、起振機の重すい慣性モーメントMを $366.0 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$ として430 cpm(架構H形振動)で起振したとき(測定M9)の応力モードをFig. 2.2.21およびFig. 2.2.22に示す。また、 $M=366.0 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$ として660 cpm(架構X形振動)で起振したとき(測定M8)の応力モードをFig. 2.2.23およびFig. 2.2.24に示す。

## (2) 機関運転時測定結果

### (a) ブレーシング付きの場合

ブレーシング付きの状態では機関を運転したときの架構、二重底および船尾上甲板の振動共振線図をFig. 2.2.25~Fig. 2.2.27に、また架構および基礎ボルトの応力線図をFig. 2.2.28~Fig. 2.2.34に示す。

まず、架構振動においては、船体振動によるピークが375 cpm(5次)、450~465 cpm(5次および6次)に見られ、また510 cpm(5次)の船体振動により架構はH形振動をし、560 cpm(5次、6次もわずかに現われている)の船体振動により架構はX形振動をしている。また、660 cpm(6次)に架構のX形共振振動が見られ、910 cpm(9次)にはクランク軸の振り振動による架構のX形振動のピークが存在する。その他、990~1010 cpm付近に9次の $\alpha$ 形振動のピークがわずかに現われている。

これらの振動時における各部応力は図よりわかるように、

#### a. 架構内部の応力

コラム内部においては、船体振動時に最大 $1.6 \text{ Kg/cm}^2$ (450~465 cpm、5次、点11 $\alpha$ の上下方向)の応力が現われ、また、架構X形共振振動時(660 cpm)には最大 $9.5 \text{ Kg/cm}^2$ (点114の上下方向)、軸の振り振動(910 cpm)によつては最大 $5.0 \text{ Kg/cm}^2$ (点114の上下方向)の応力が生じている。

台板内部においては、主軸受直下の点116の上下方向応力は、爆発力の影響を直接受けるため、他の部分よりも応力は大きく、特に1次の応力は爆発圧力の1次成分(Fig. 2.2.7)が機関回転数とともに上昇するためそれに伴つて増大している。それ以外に振動による応力は船体振動(450~465 cpm、5次)によつて最大 $15.8 \text{ Kg/cm}^2$ (点116の上下方向)、架構X形共振振動によつて最大 $10.1 \text{ Kg/cm}^2$ (点116の上下方向)、軸の振り振動によつて最大 $8.8 \text{ Kg/cm}^2$ (点116の上下方向)、 $\alpha$ 形振動によつて最大 $6.3 \text{ Kg/cm}^2$ (点116の上下方向)の応力が生じている。

#### b. 架構外部の応力

つぎに、架構外部の応力については、掃気室のタイボルト締付部に最も大きな応力が生じ、最大 $15.1 \text{ Kg/cm}^2$ (510 cpm、点A11の上下方向)の応力が生じている。ここで、A5、A6、D3の上下方向応力線図からわかるように、 $\phi 10$ と $\phi 11$ シリンダ間の掃気室およびコラムの応力においては、1次成分が機関回転数とともに増大せず、むしろ2次成分よりも小さい。これは、機関の着火順序において $\phi 10$ と $\phi 11$ シリンダとで約180 deg.の位相のずれがあるため $\phi 10$ と $\phi 11$ シリンダ間におけるクロスヘッドの横方向力の1次成分が小さく、2次成分がむしろ大きくなるのが原因していると思われる。この現象はブレーシング除去の場合にも見られる。

コラムにおいては、コラム中央の補強ブラケット取付部あたり(点D3)の上下方向において、船体振動時に最大 $5.7 \text{ Kg/cm}^2$ (510 cpm)、 $\alpha$ 形振動時に最大 $2.5 \text{ Kg/cm}^2$ の応力が見られる。

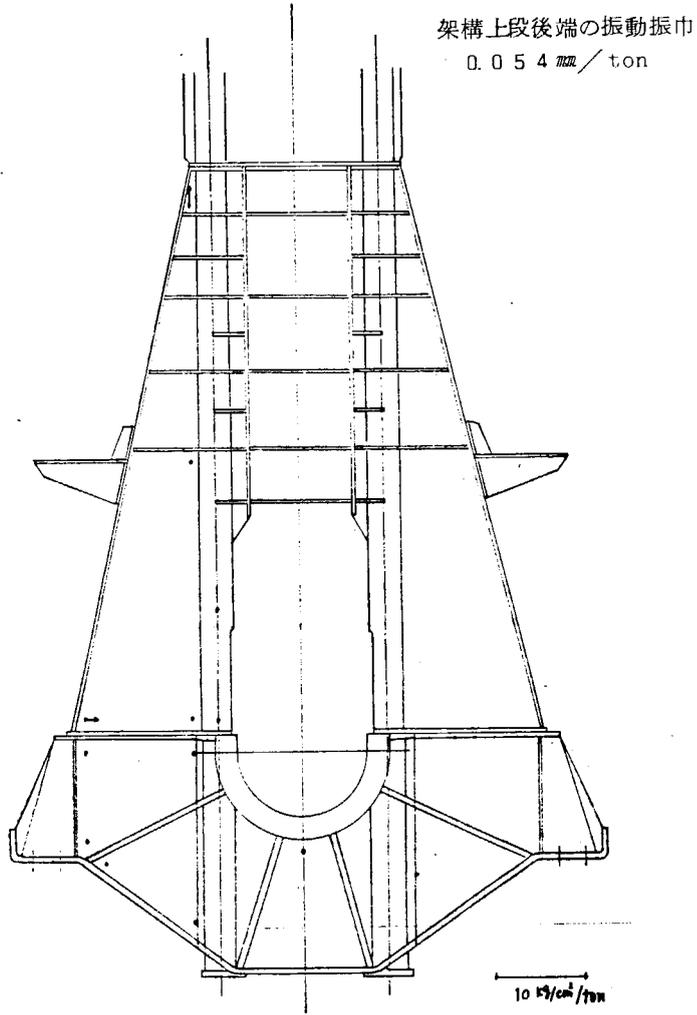


Fig. 2.2.2.1 機関架構振動付加応力 (M9、430 cpm、H形振動時)  
 Cyl. 1.0 ~ 1.1間

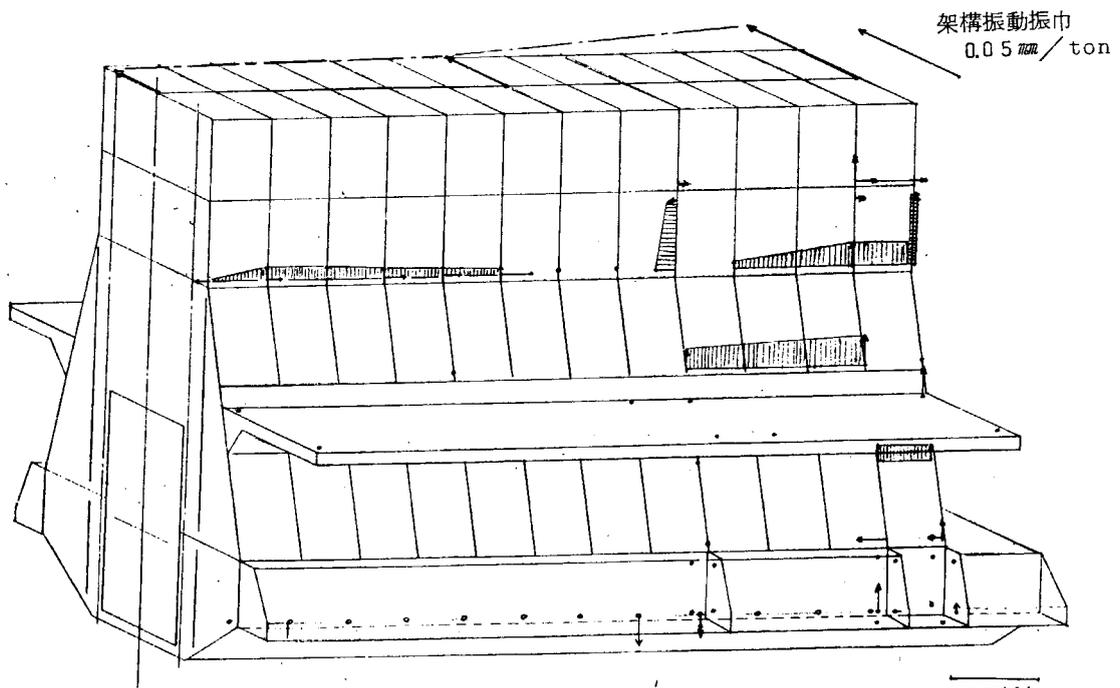


Fig. 2.2.2.2 機関架構振動付加応力 (M9 430 cpm H形振動時)

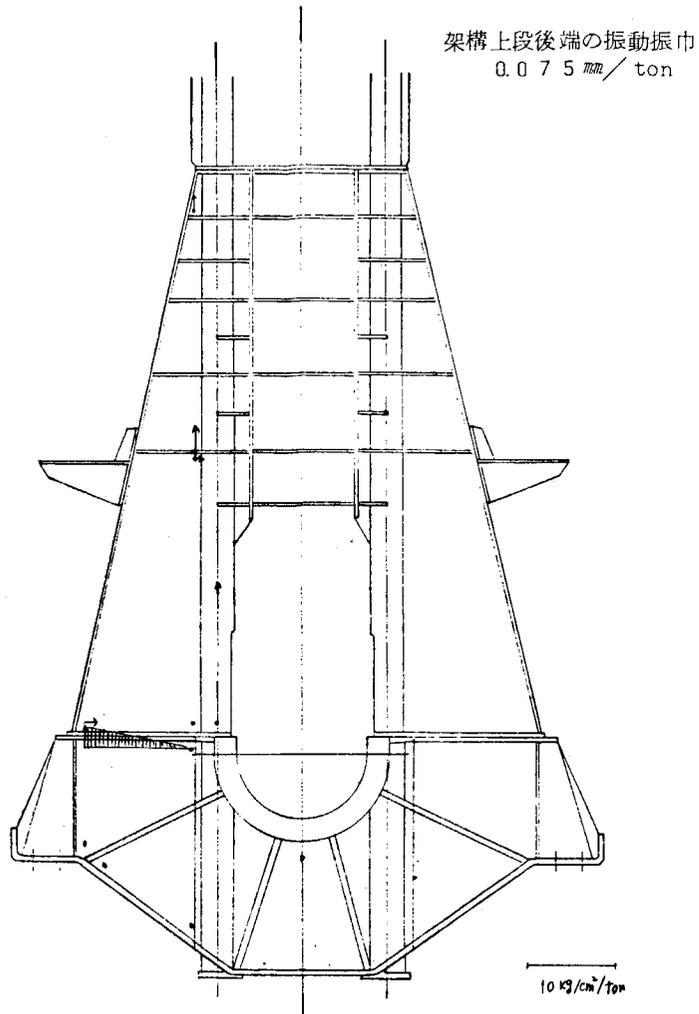


Fig. 2.2.2.3 機関架構振動付加応力 (M8、660 cpm、X形振動時)  
 Cyl. 10~11間

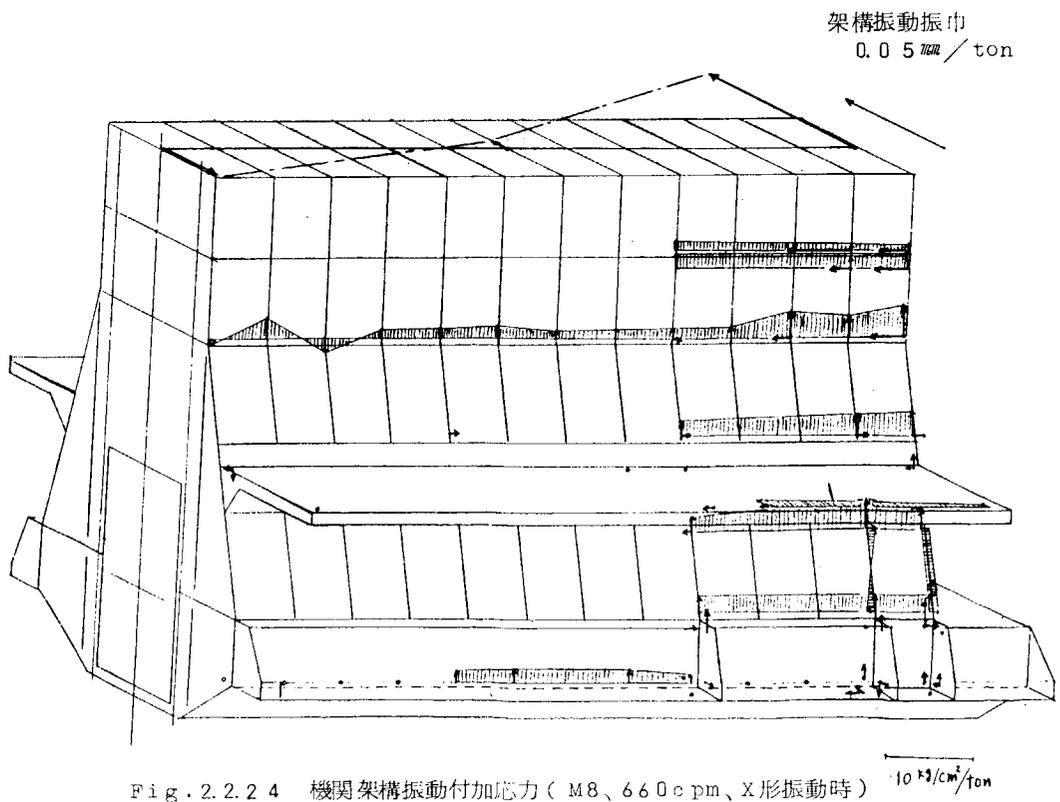


Fig. 2.2.2.4 機関架構振動付加応力 (M8、660 cpm、X形振動時)

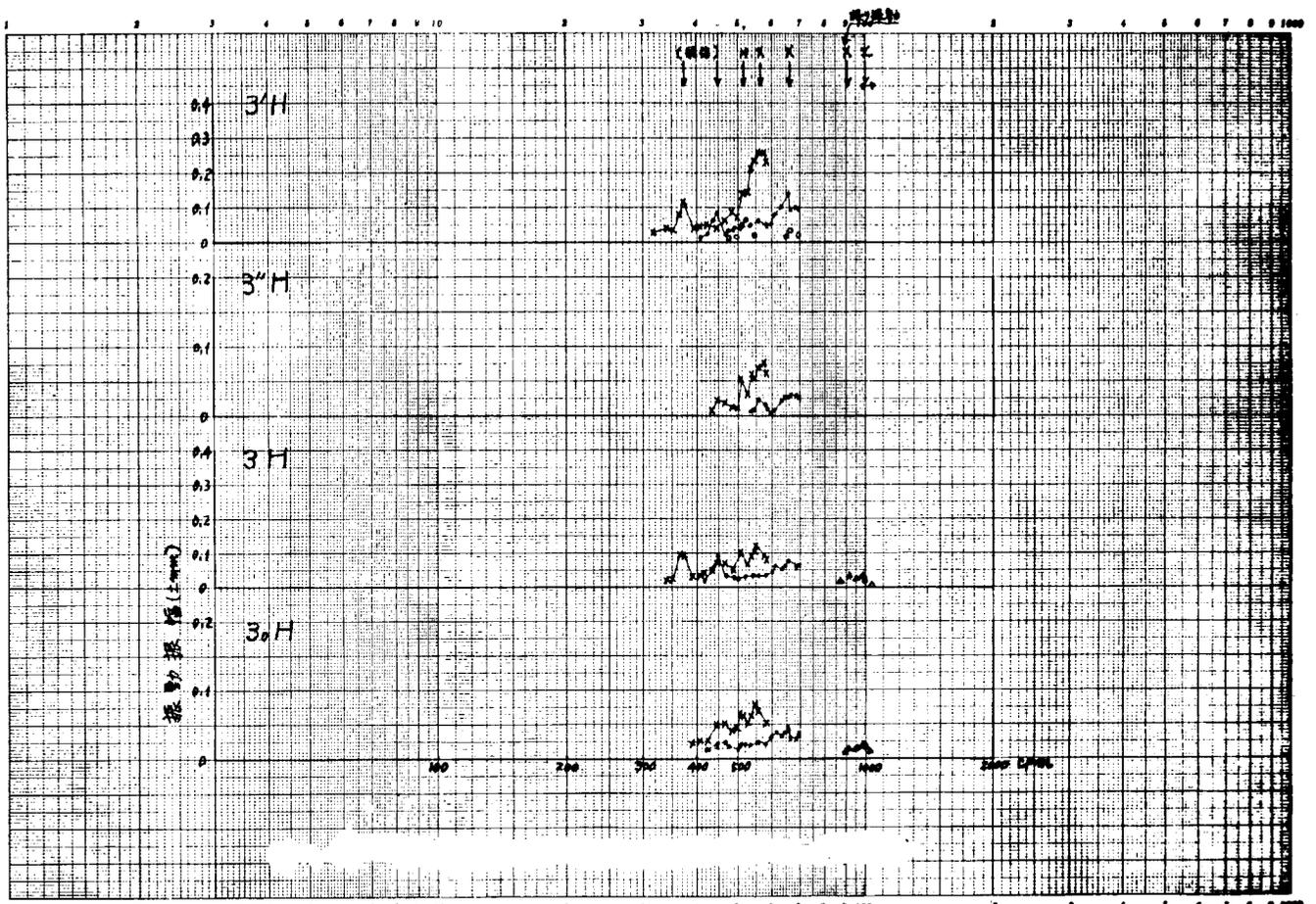


Fig. 2.2.2.5 機関架構および機関室振動(半載ブレーシング付き)

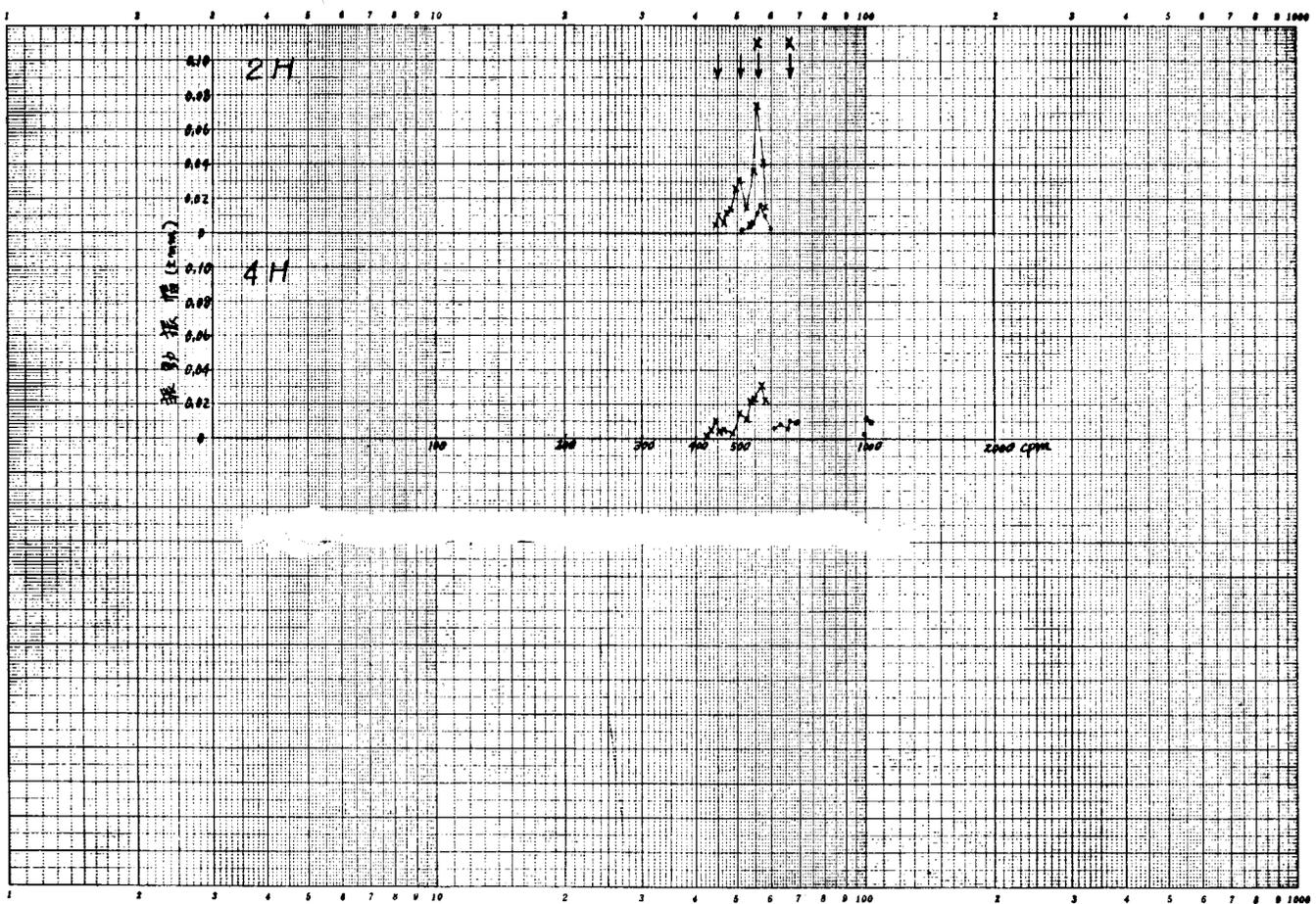


Fig. 2.2.2.6 機関架構および機関室振動(半載ブレーシング付き)

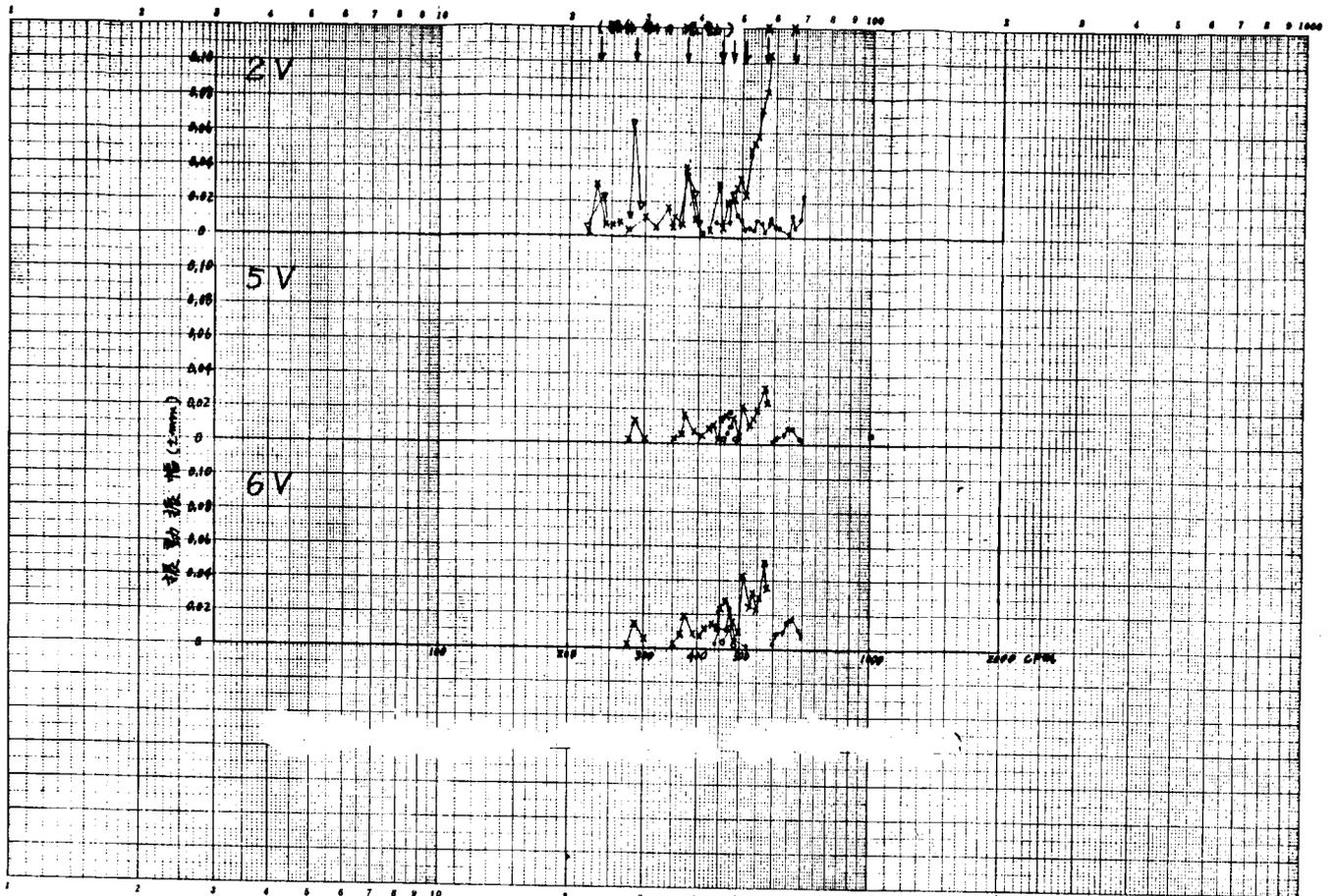


Fig. 2.2.27 機関架構および機関室振動(半載ブレーシング付き)

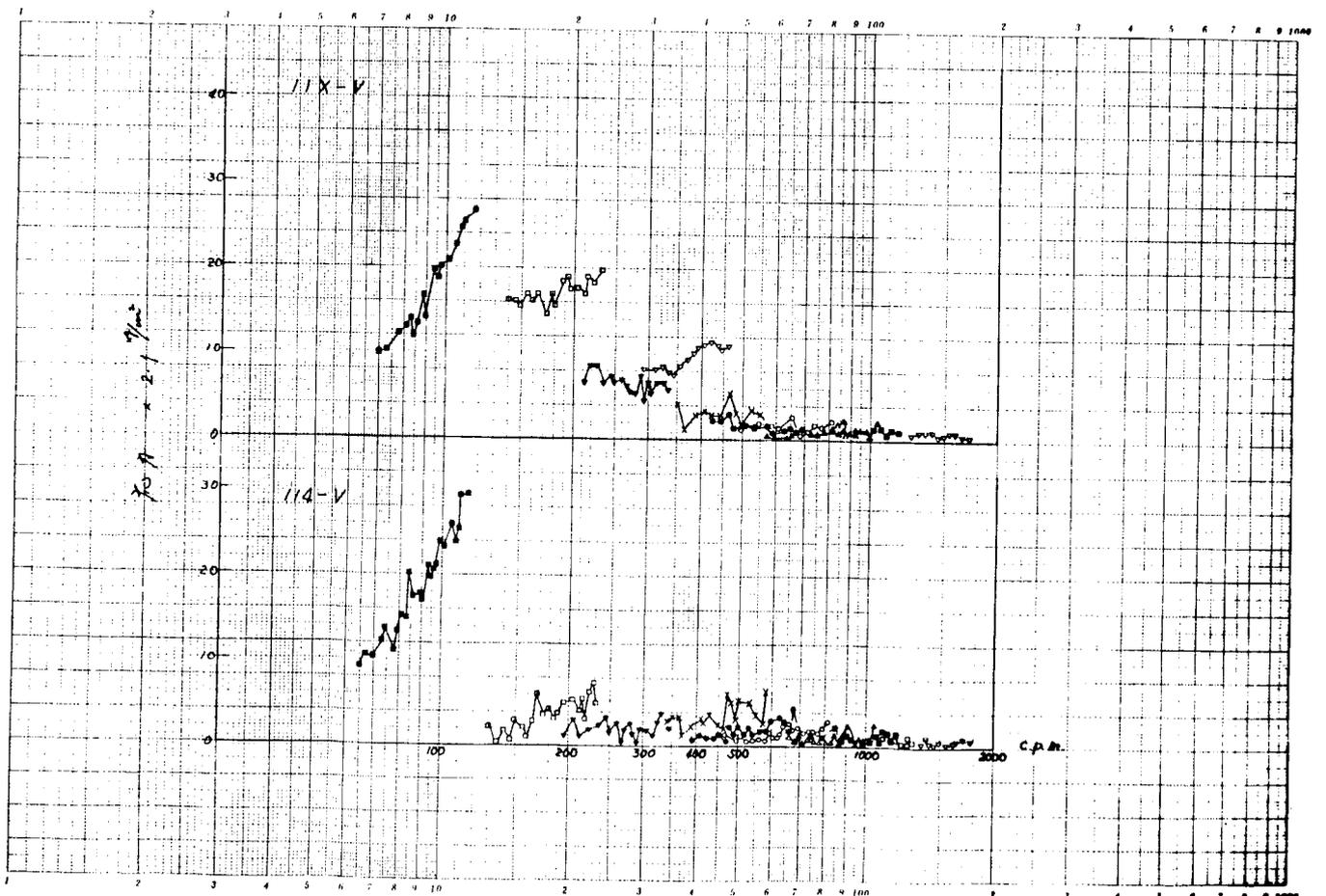


Fig. 2.2.28 機関架構応力(ブレーシング付き)

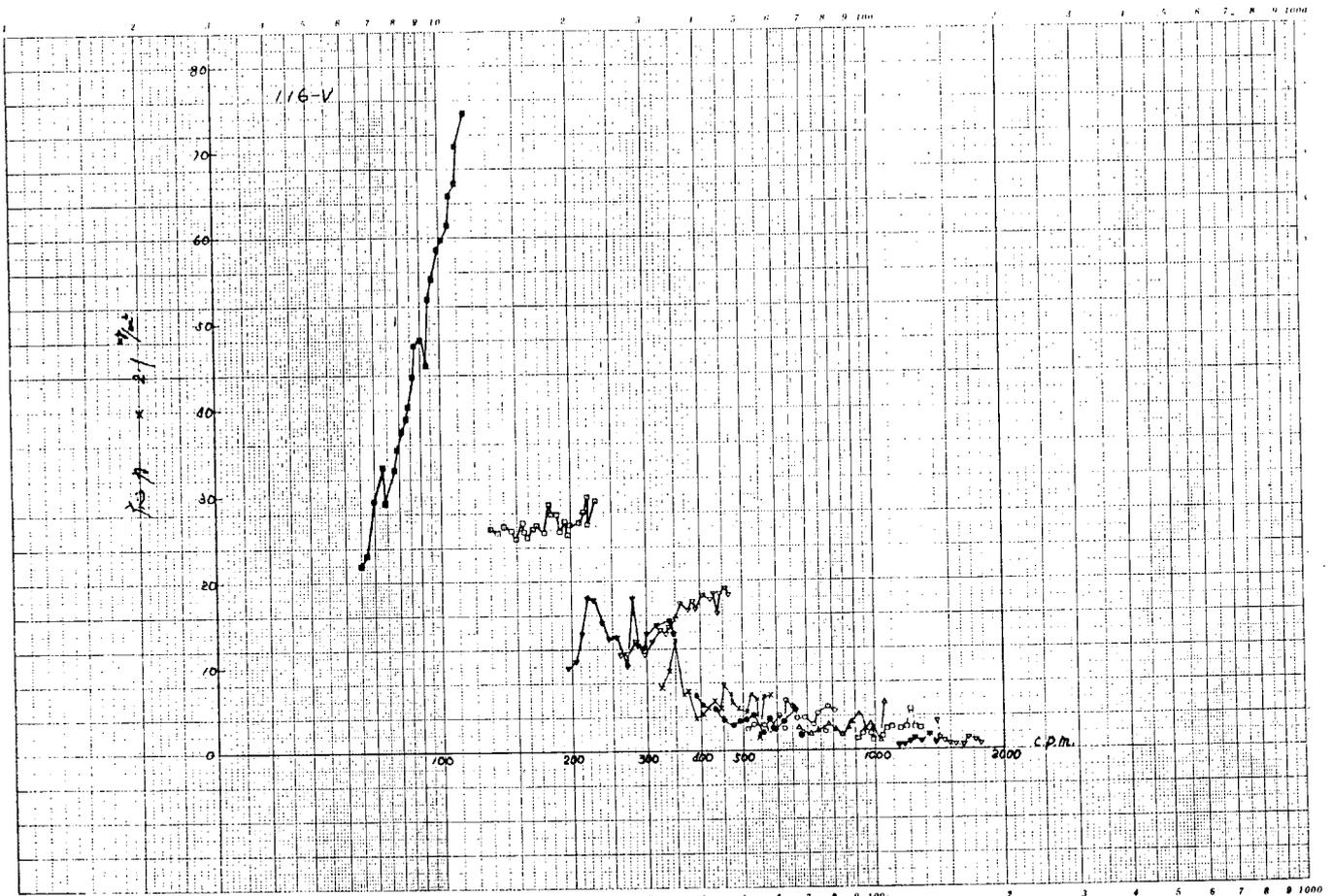


Fig. 2.2.29 機関架構応力(ブレーシング付き)

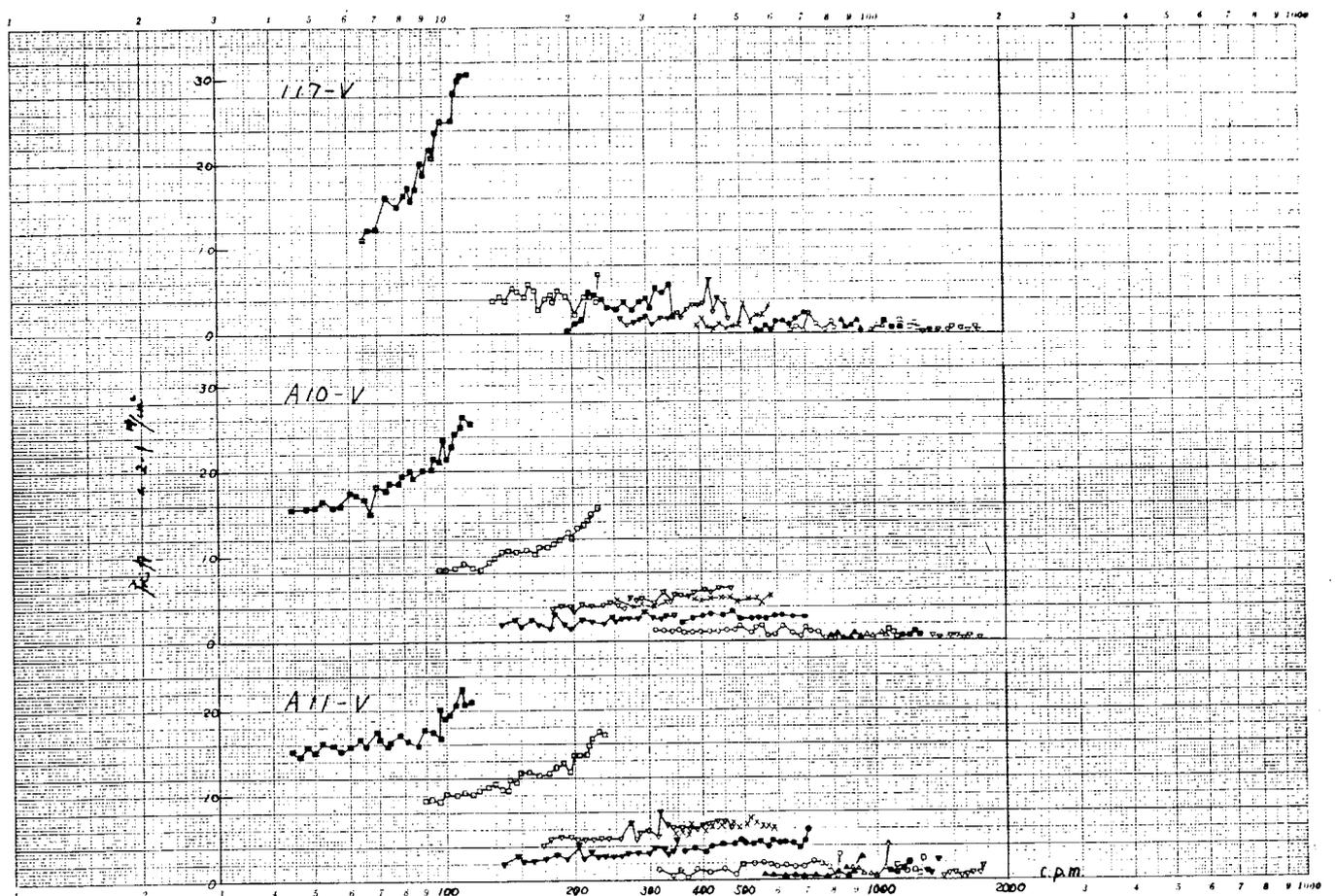


Fig. 2.2.30 機関架構応力(ブレーシング付き)

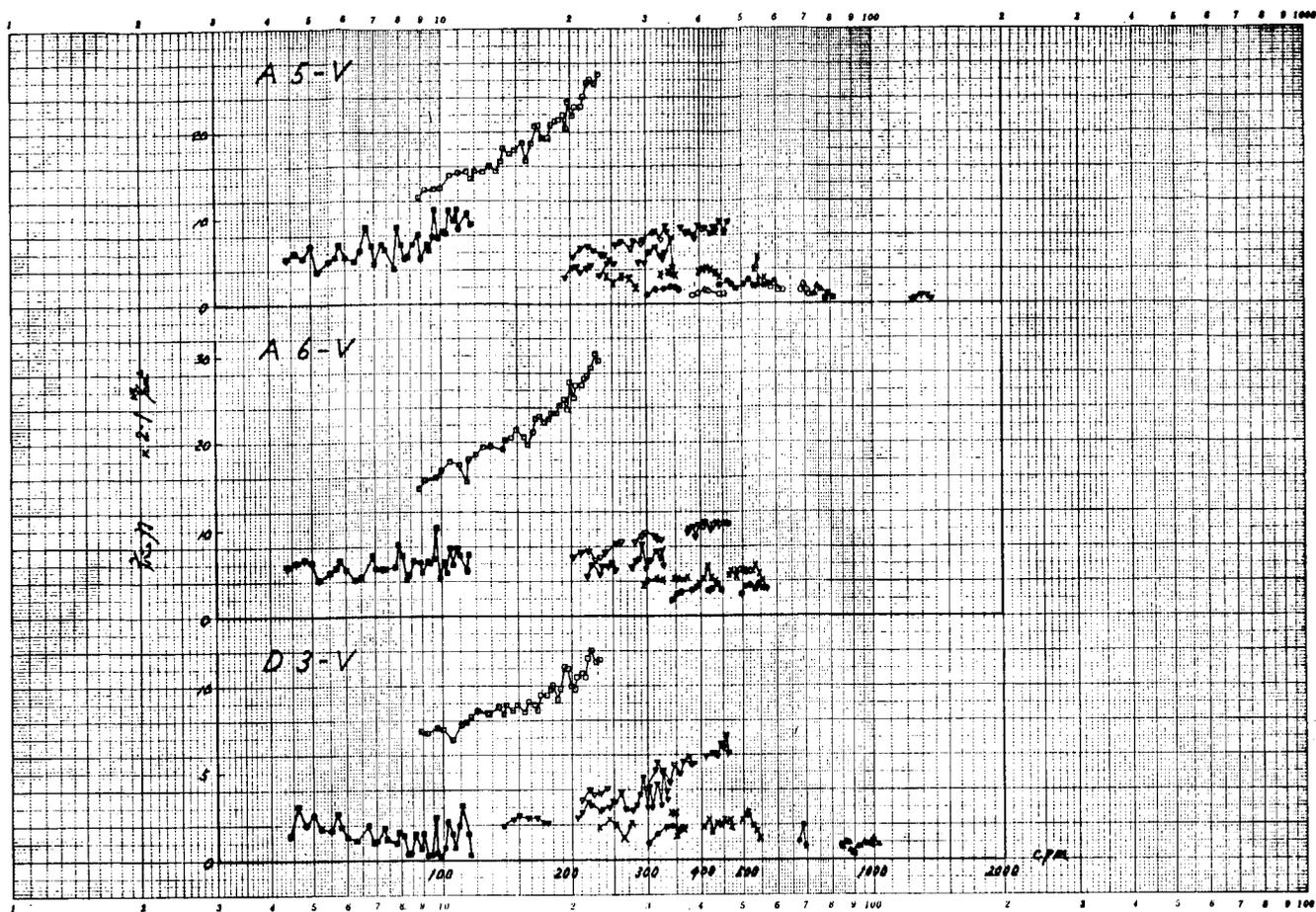


Fig. 2.2.3 1 機関架構応力(ブレーシング付き)

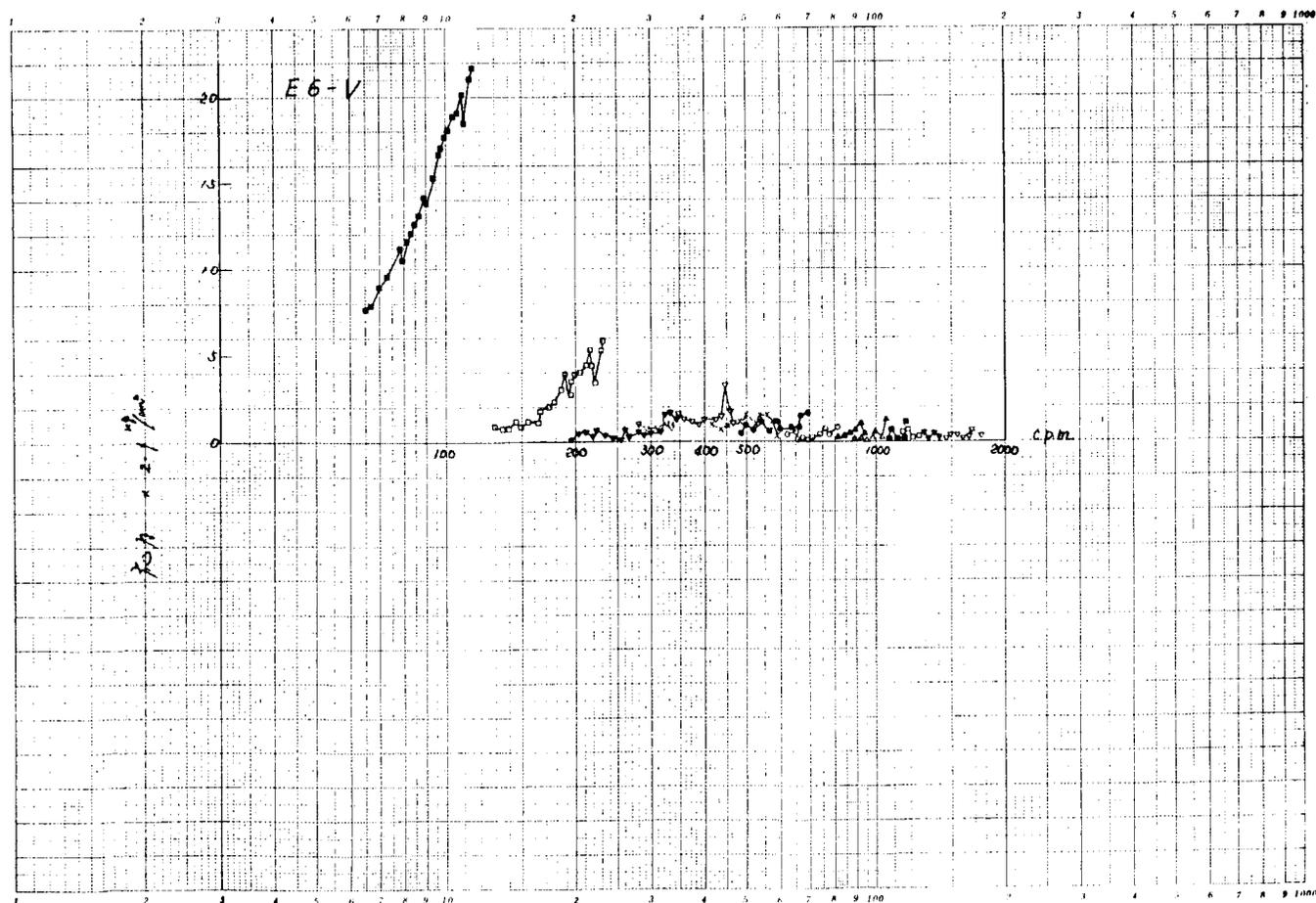


Fig. 2.2.3 2 機関架構応力(ブレーシング付き)

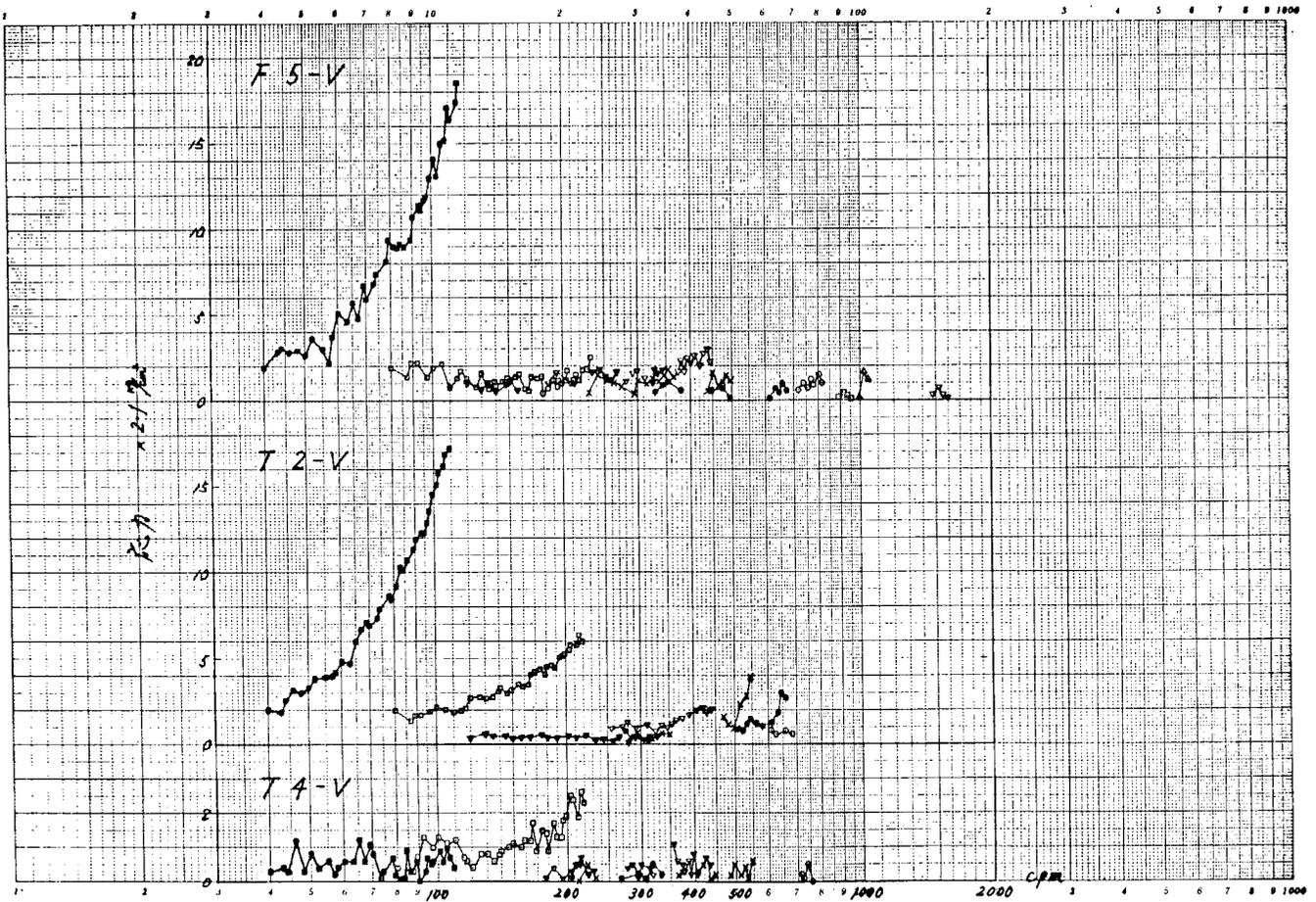


Fig. 2.2.33 機関架構応力(ブレーシング付き)

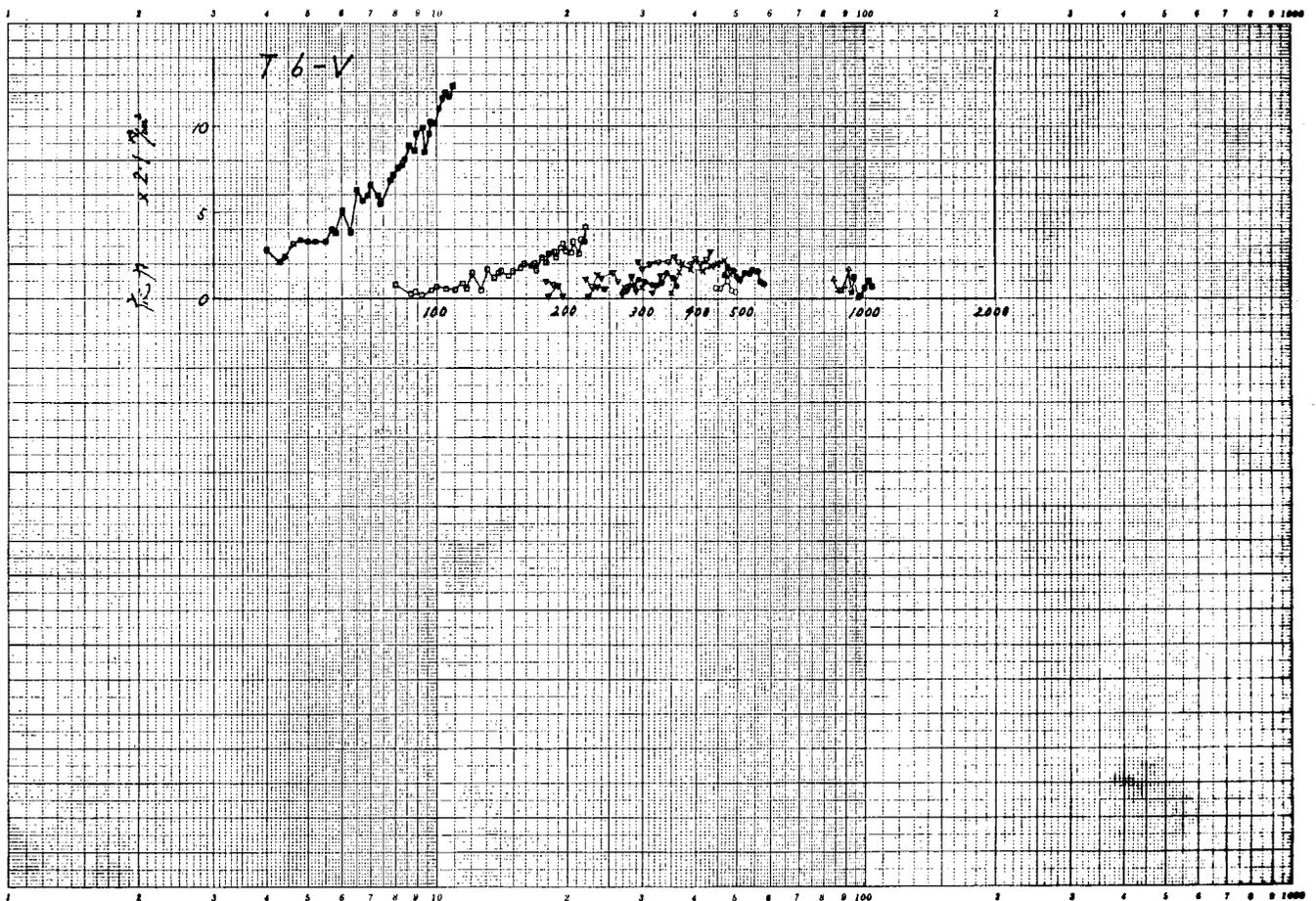


Fig. 2.2.34 機関架構応力(ブレーシング付き)

また、台板部については、船体振動時に最大 $3.4 \text{ Kg/cm}^2$  ( $450 \sim 465 \text{ cpm}$ 、5次、点F5の上下方向)、架構X形共振振動時に最大 $2.1 \text{ Kg/cm}^2$  (点F5の上下方向)が生じている。

c. 基礎ボルト

基礎ボルトにおいては、架構前端と後端のボルトにピークが見られ、船体振動時に最大 $8.2 \text{ Kg/cm}^2$  ( $560 \text{ cpm}$ 、5次、点T2)、架構X形共振振動時に最大 $6.3 \text{ Kg/cm}^2$  (点T2)の応力が生じている。

以上の結果より、ブレーシング付きの場合の架構の振動付加応力は船体振動時で最大 $15.8 \text{ Kg/cm}^2$  ( $116$ の上下方向)、ついで $15.1 \text{ Kg/cm}^2$  (A11の上下方向)、 $11.6 \text{ Kg/cm}^2$  ( $114$ の上下方向)、架構X形共振振動時で最大 $10.1 \text{ Kg/cm}^2$  ( $116$ の上下方向)、ついで $9.5 \text{ Kg/cm}^2$  ( $114$ の上下方向)、軸の捩り振動時で最大 $8.8 \text{ Kg/cm}^2$  ( $116$ の上下方向)、ついで $5.0 \text{ Kg/cm}^2$  ( $114$ の上下方向)、また、 $\alpha$ 形振動時で最大 $6.3 \text{ Kg/cm}^2$  ( $116$ の上下方向)である。

ここで、Fig. 2.2.35～Fig. 2.2.38に $114 \text{ rpm}$ における1次および2次の振動応力モードを示す。また、Fig. 2.2.39、Fig. 2.2.40に $110 \text{ rpm}$ 、5次(船体振動による架構X形振動)の場合の振動応力モードを、Fig. 2.2.41、Fig. 2.2.42に $105 \text{ rpm}$ 、6次(架構X形共振振動付近)の場合の振動応力モードを示す。図には測定点のうち代表点のみ値を示している。

(b) ブレーシング除去の場合

ブレーシング除去の状態で機関を運転したときの振動共振線図をFig. 2.2.43～Fig. 2.2.45に、また各部応力線図をFig. 2.2.46～Fig. 2.2.64に示す。

架構振動においては、船体振動によるピークが $510 \text{ cpm}$  (5次)、 $540 \text{ cpm}$  付近(5次および6次)、 $565 \text{ cpm}$  (5次)にみられ、また架構のX形共振振動ピークが $630 \sim 640 \text{ cpm}$  (6次)に、クランク軸の捩り振動による架構X形振動ピークが $910 \text{ cpm}$  (9次)に、X形振動のピークが $990 \text{ cpm}$  付近(9次)に現われている。

これらの振動時における各部応力は、

a. 架構内部の応力

コラム内部において、船体振動時( $565 \text{ cpm}$ )で最大 $26.0 \text{ Kg/cm}^2$  (点114の上下方向)、架構X形共振振動時で最大 $14.3 \text{ Kg/cm}^2$  (点114の上下方向)の応力が生じている。

台板内部では、No.10とNo.11シリンダ間の台板において、船体振動時( $565 \text{ cpm}$ )で最大 $20.0 \text{ Kg/cm}^2$  (点116の上下方向、ついで点119の上下方向で $16.8 \text{ Kg/cm}^2$ )、架構X形共振振動時で最大 $6.7 \text{ Kg/cm}^2$  (点119の上下方向)の応力が生じている。また、台板内部においては、機関取付部の内側でNo.1シリンダからNo.11シリンダまで各シリンダごとに上下方向応力測定を行なったが、その部分では船体振動時( $540 \text{ cpm}$ 、5次)で最大 $9.9 \text{ Kg/cm}^2$  (点6の上下方向)、 $\alpha$ 形振動時( $1030 \text{ cpm}$ )で最大 $1.7 \text{ Kg/cm}^2$  (点6の上下方向)の応力が見られる。

b. 架構外部の応力

つぎに、架構外部の応力については、掃気室ではタイボルト締付部(点A6の上下方向)において船体振動時( $510 \text{ cpm}$ )で最大 $10.5 \text{ Kg/cm}^2$ 、架構X形共振振動時で最大 $10.5 \text{ Kg/cm}^2$ の応力が生じ、コラムでは中央部(点D3の上下方向)において船体振動時( $565 \text{ cpm}$ )で最大 $7.8 \text{ Kg/cm}^2$ 、架構X形共振振動時で最大 $7.4 \text{ Kg/cm}^2$ 、 $\alpha$ 形振動時( $1010 \text{ cpm}$ )で $2.1 \text{ Kg/cm}^2$ の応力が生じている。

また、台板部ではリブの下部(F5の横方向)において船体振動時( $540 \text{ cpm}$ 、5次)で最大 $17.9 \text{ Kg/cm}^2$ 、架構X形共振振動時で最大 $15.1 \text{ Kg/cm}^2$ 、 $\alpha$ 形振動時( $1000 \text{ cpm}$ )で最大 $15.1 \text{ Kg/cm}^2$ の応力が生じている。

c. 基礎ボルト

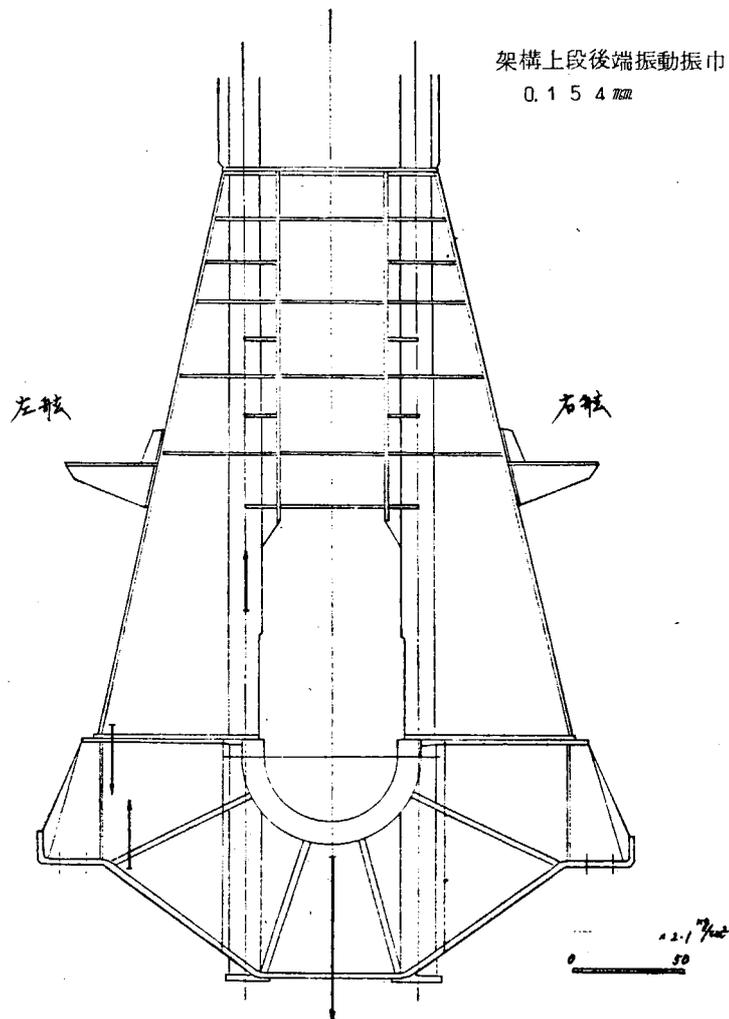


Fig. 2.2.35 機関架構振動付加応力 (M-13 114rpm 1次)  
cyl.10~11間

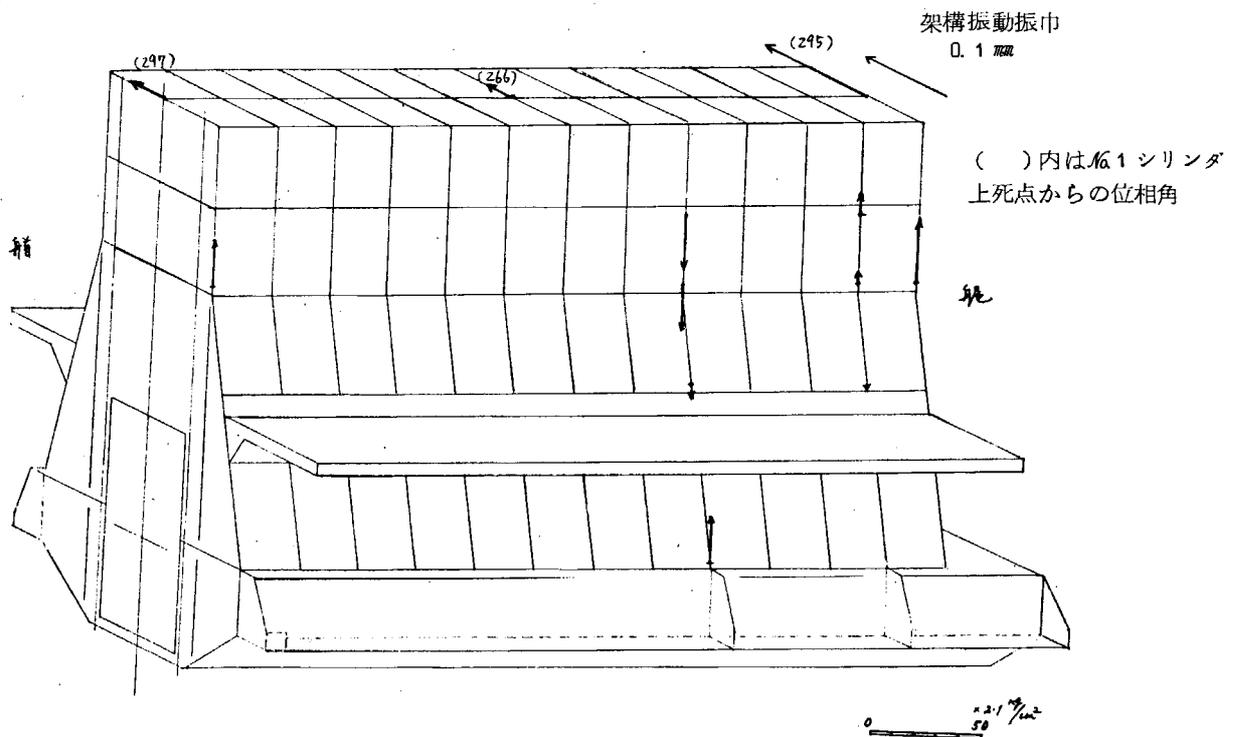


Fig. 2.2.36 機関架構振動付加応力 (M-13 114rpm 1次)

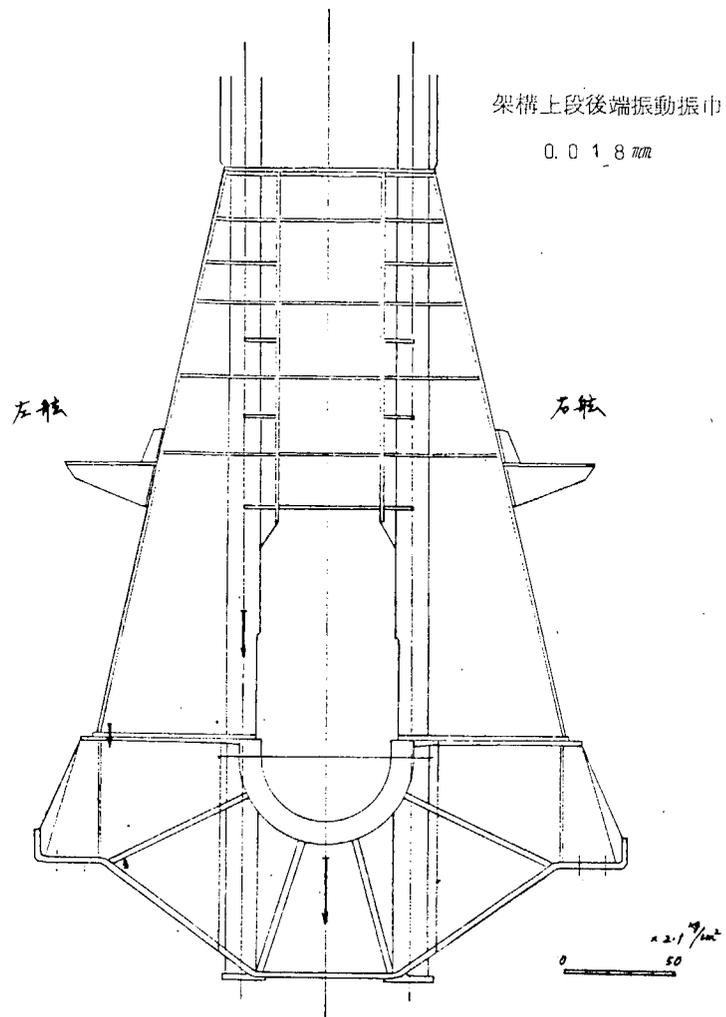


Fig. 2.2.3 7 機関架構振動付加応力 (M-13 114rpm 2次)  
cyl. 1.0~1.1間

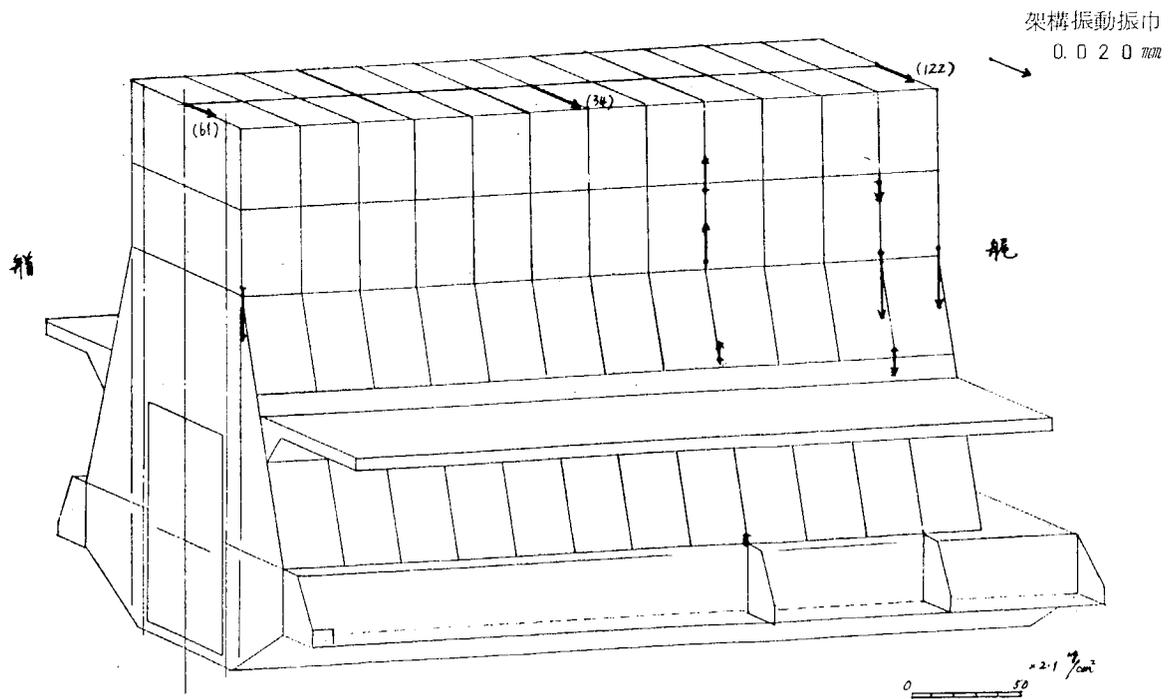


Fig. 2.2.3 8 機関架構振動付加応力 (M-13 114rpm 2次)

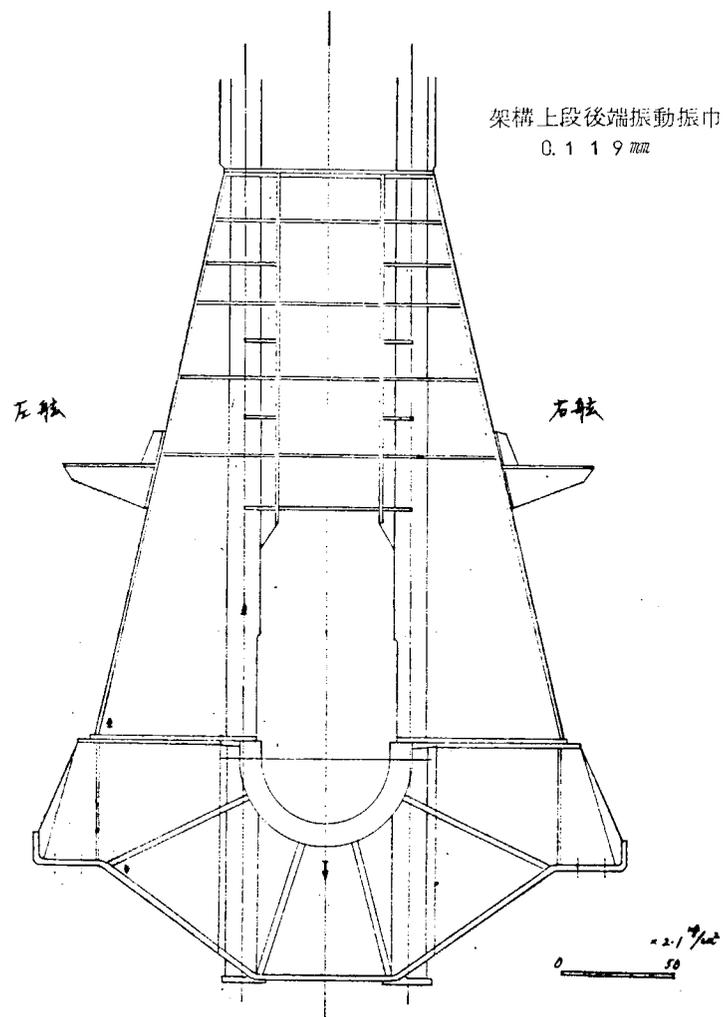


Fig. 2.2.39 機関架構振動付加応力 (M-13 110rpm 5次)  
cyl. 10~11間

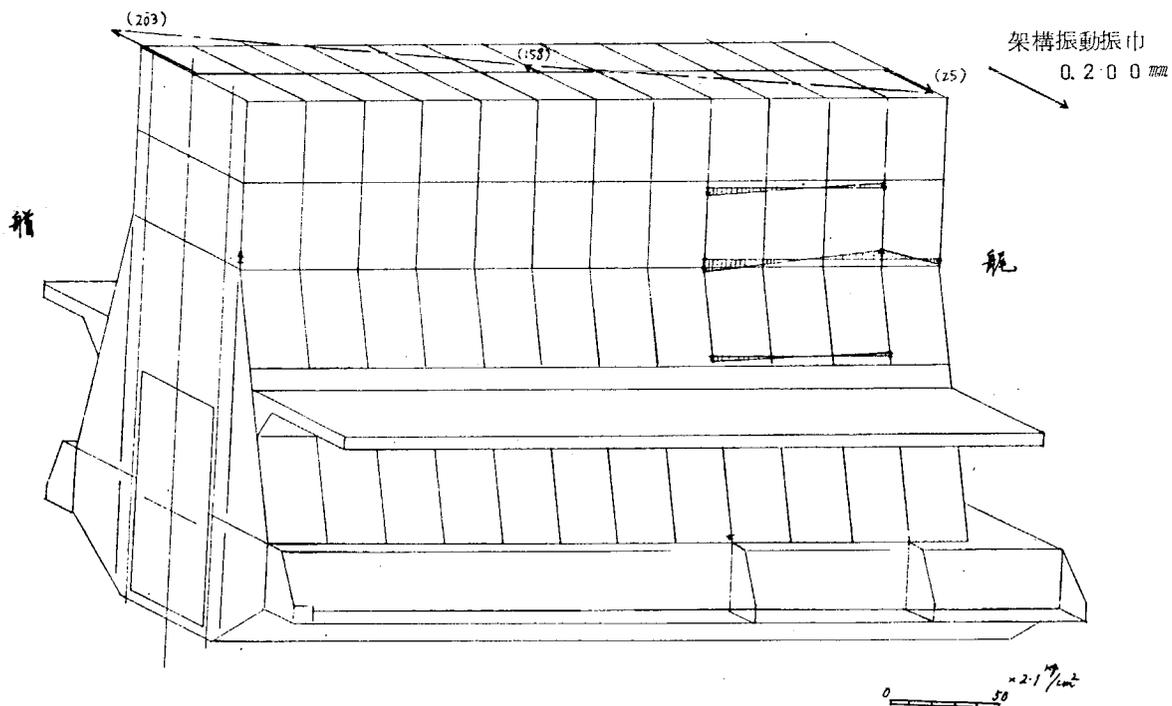


Fig. 2.2.40 機関架構振動付加応力 (M-13 110rpm 5次)

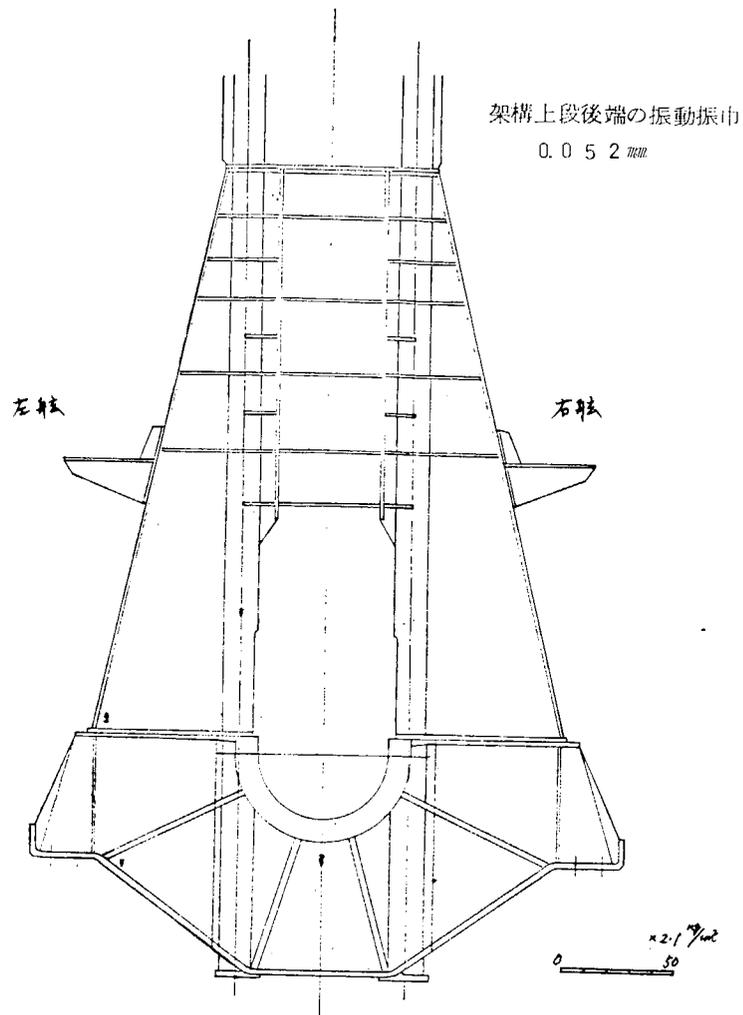


Fig. 2.2.4 1 機関架構振動付加応力 (M-13 105rpm 6次)  
cyl. 1.0~1.1間

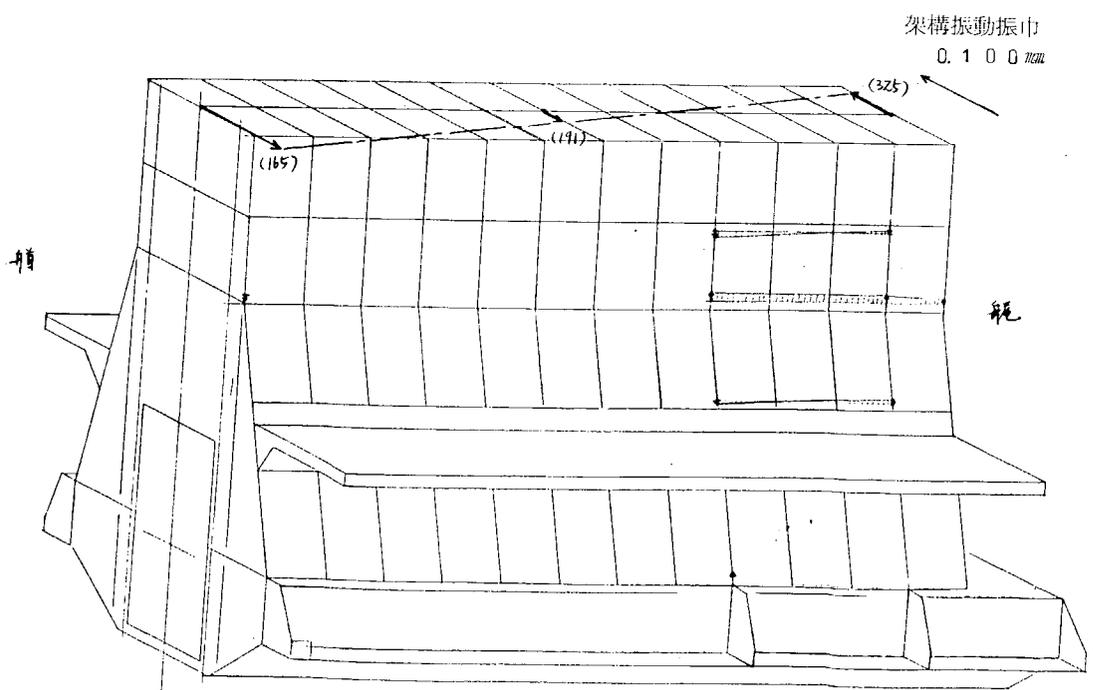


Fig. 2.2.4 2 機関架構振動付加応力 (M-13 105rpm 6次)

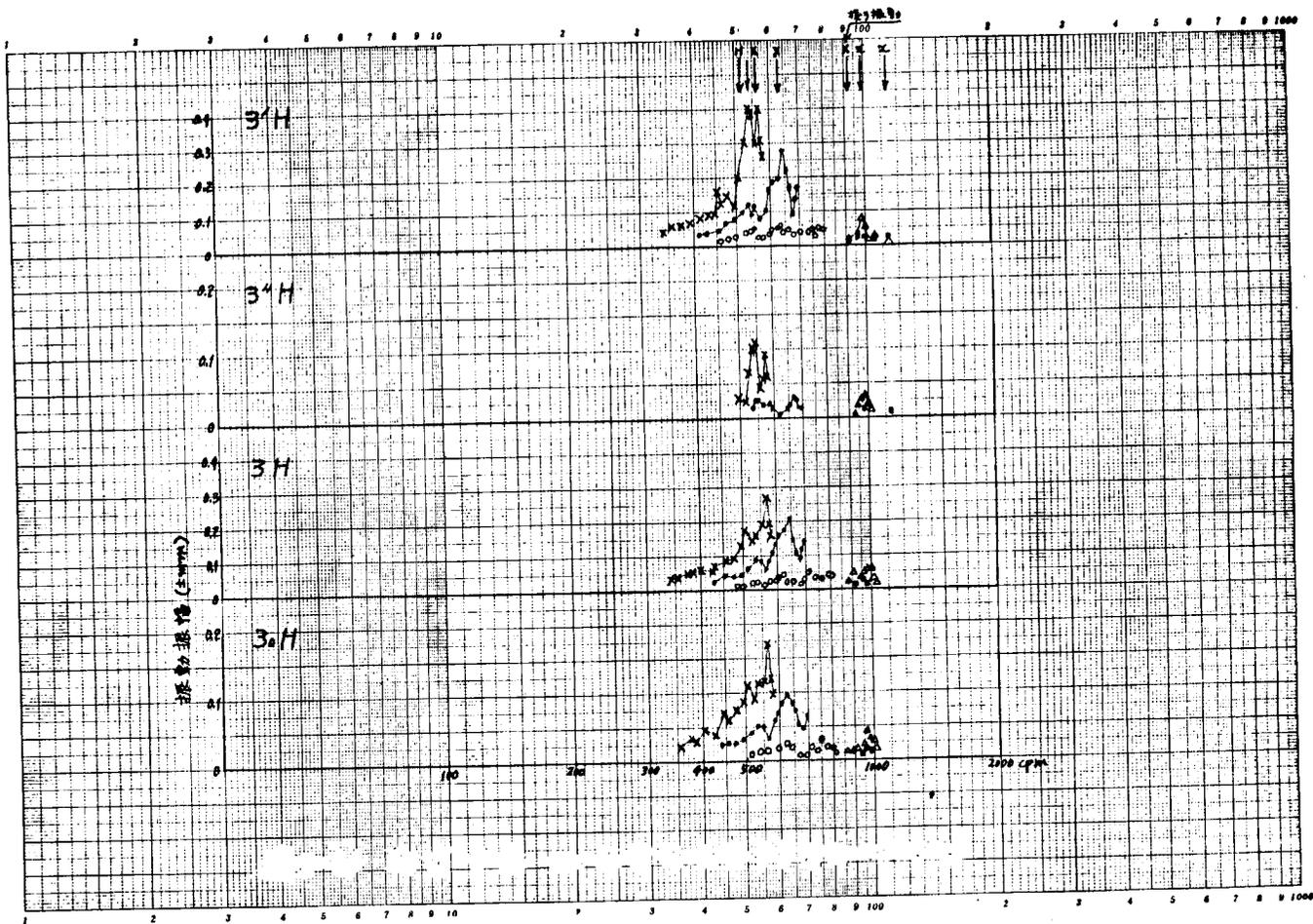


Fig. 2.2.43 機関架構および機関室振動（半載ブレーシング除去）

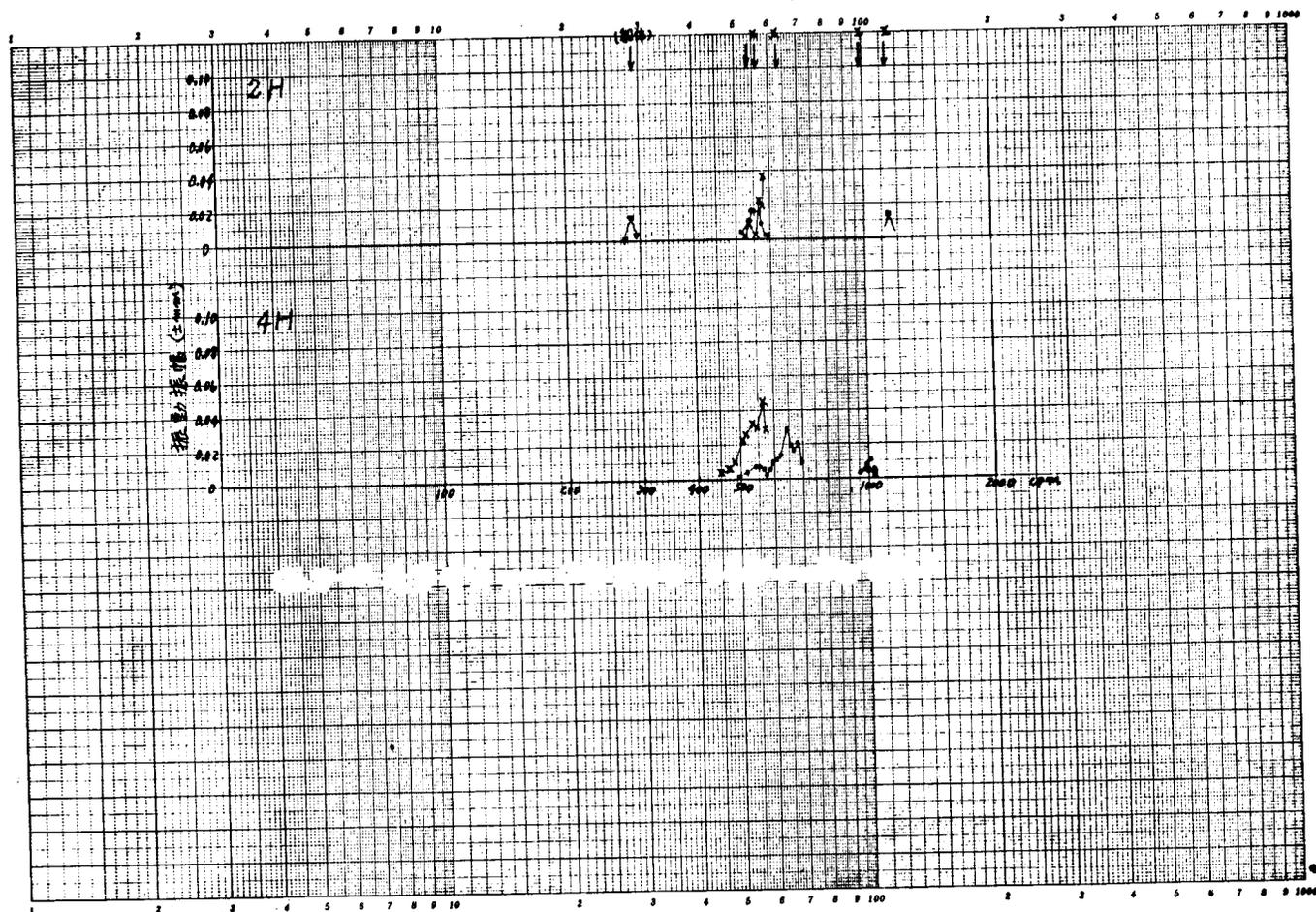


Fig. 2.2.44 機関架構および機関室振動（半載ブレーシング除去）

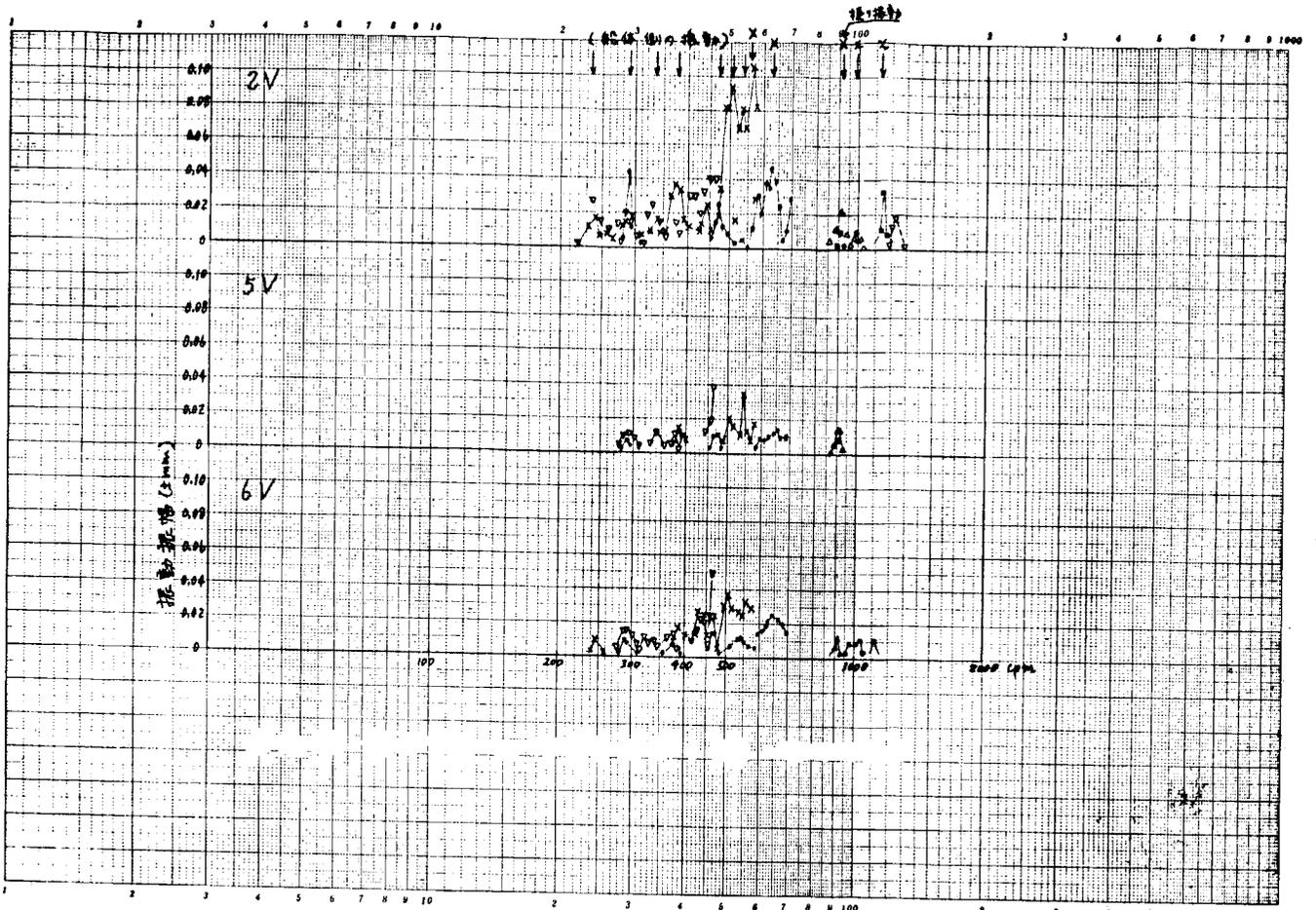


Fig. 2.2.45 機関架構および機関室振動(半載ブレーシング除去)

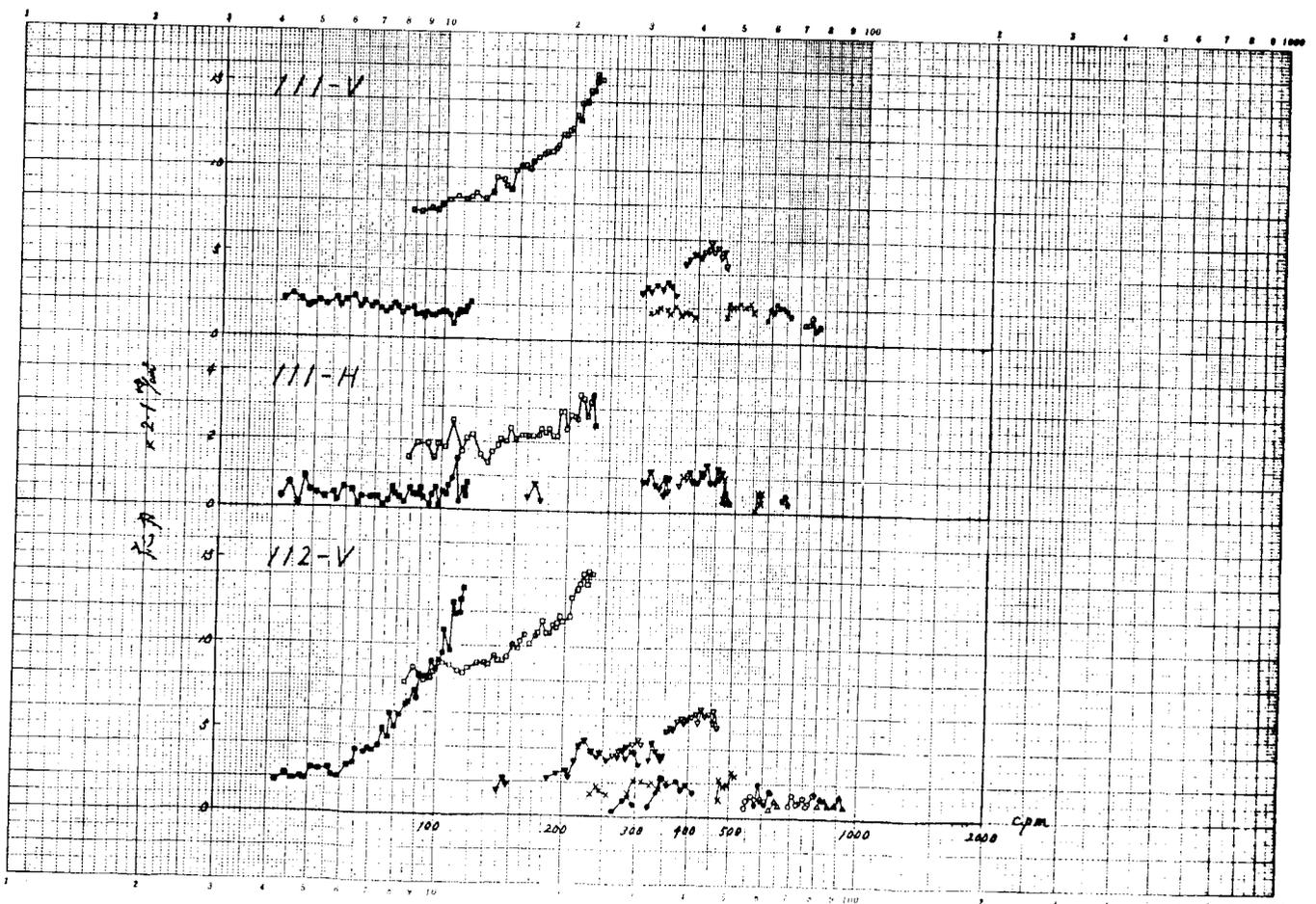


Fig. 2.2.46 機関架構応力(ブレーシングなし)

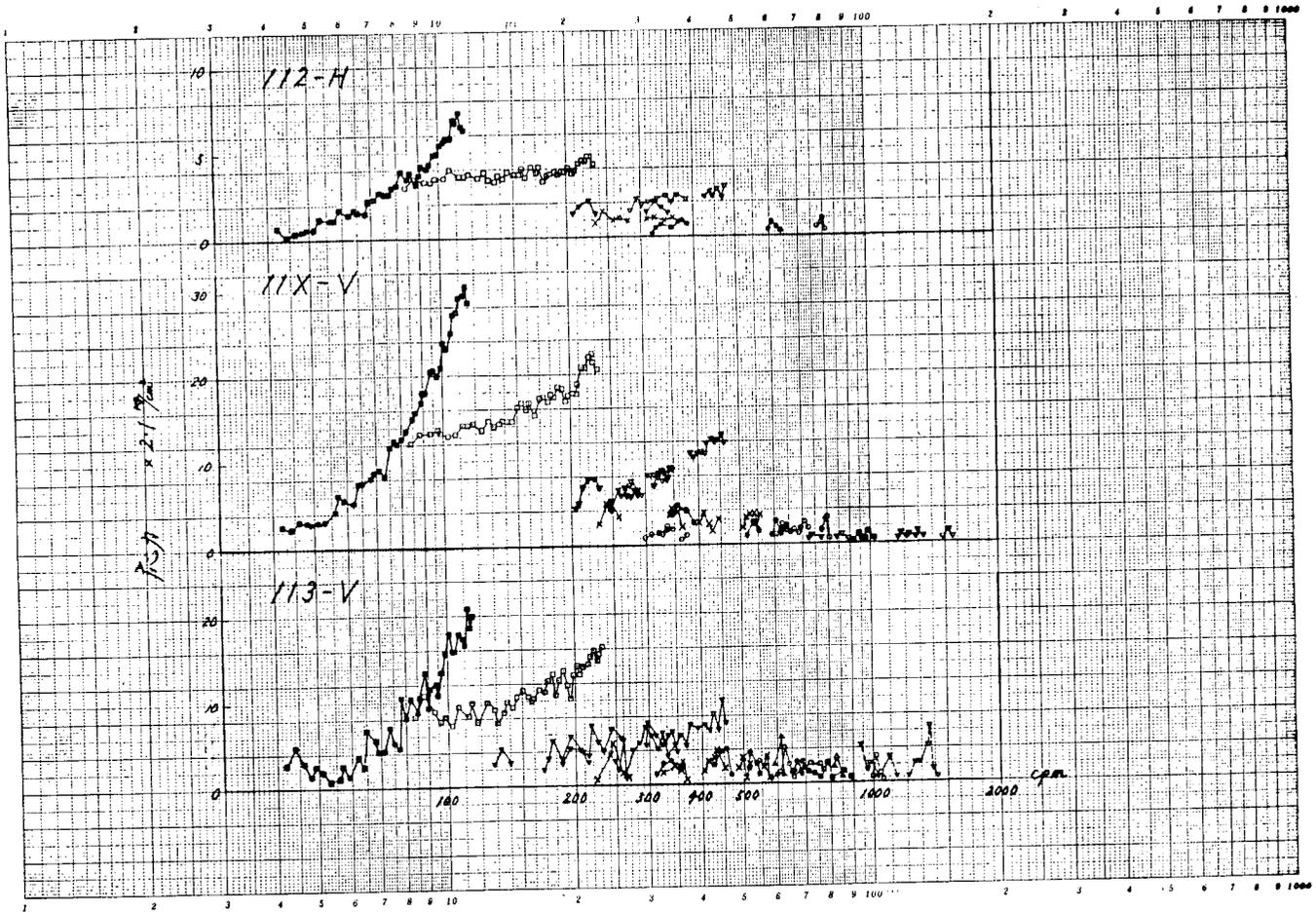


Fig. 2.2.47 機関架構応力(ブレーシングなし)

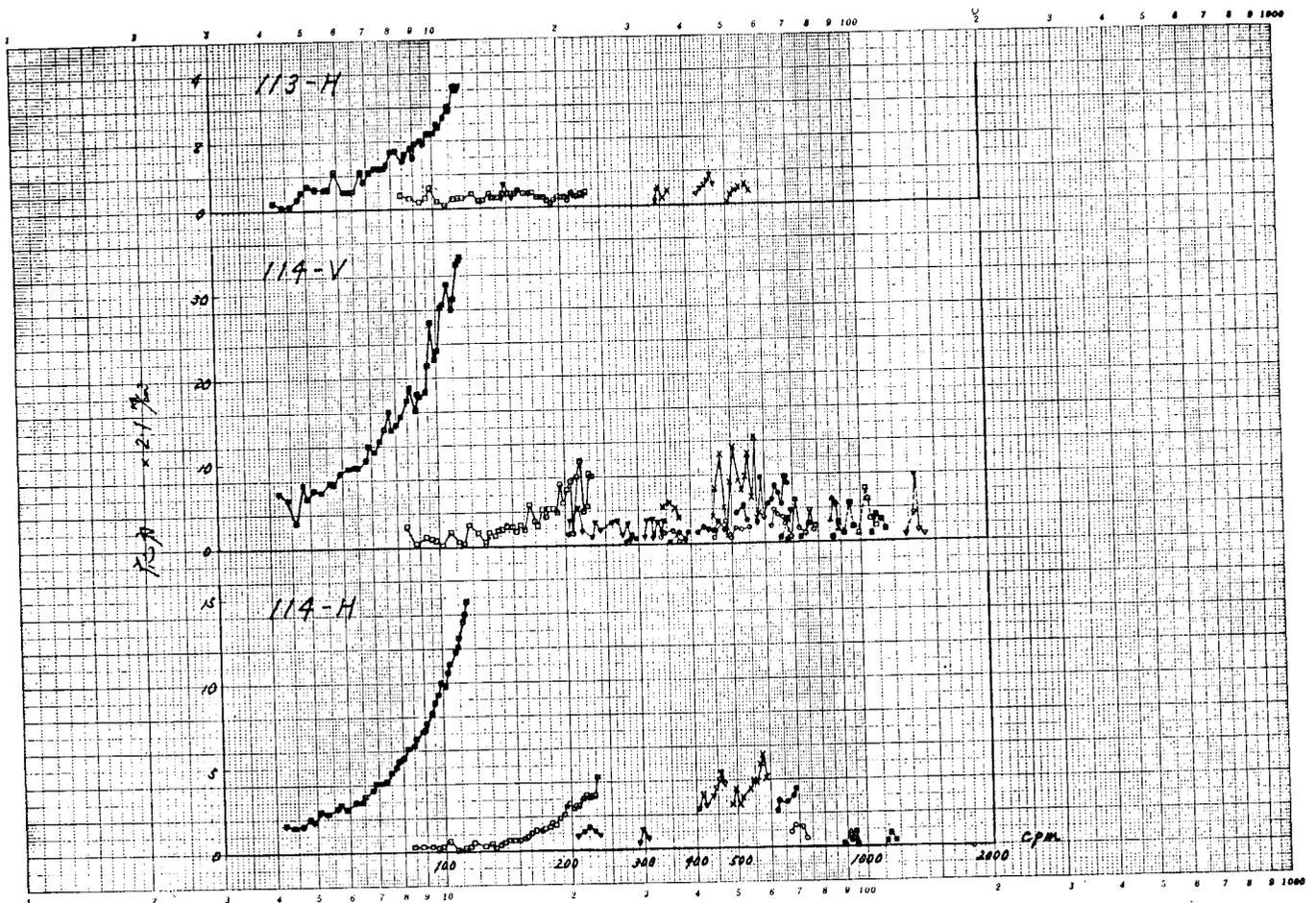


Fig. 2.2.48 機関架構応力(ブレーシングなし)

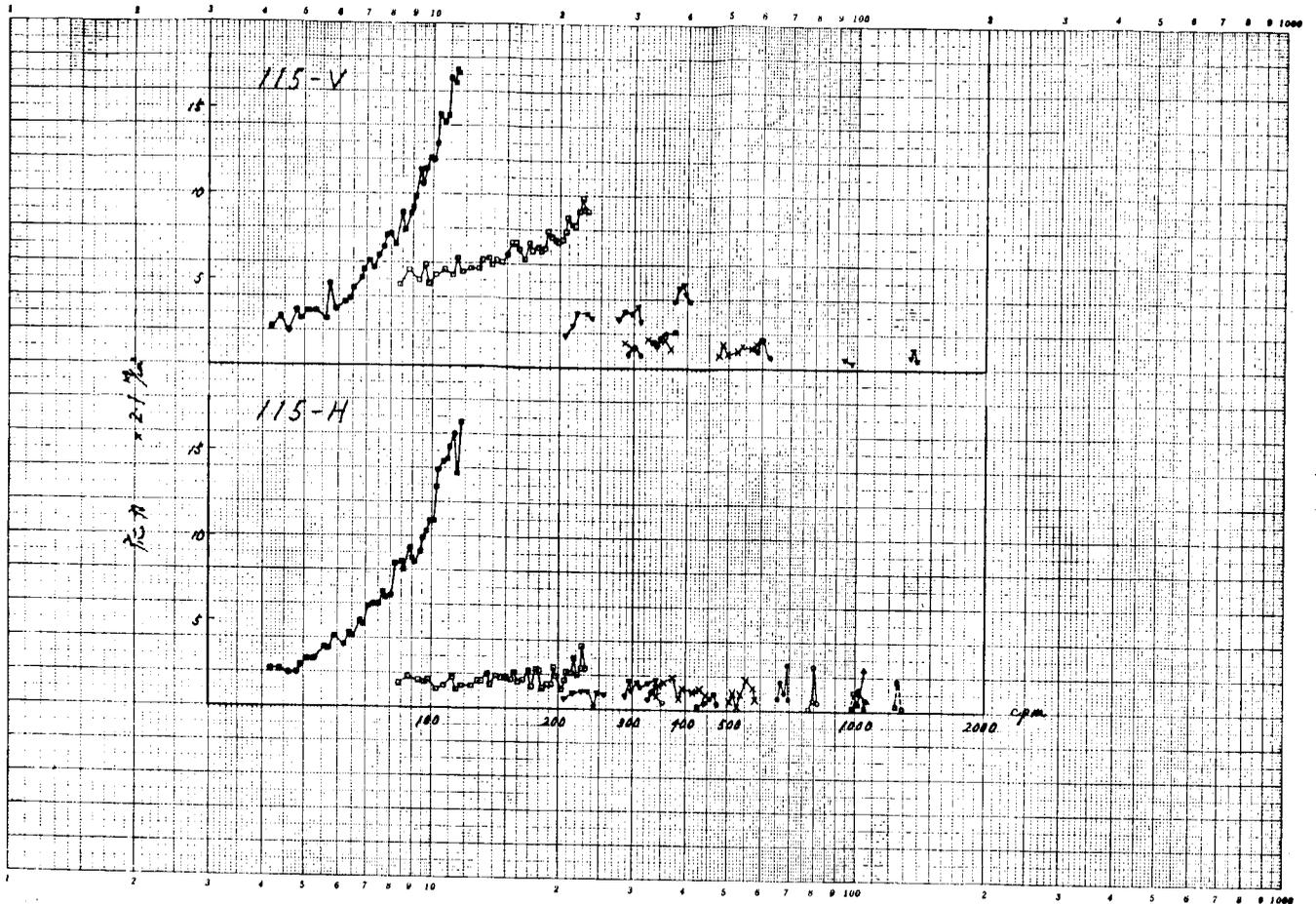


Fig. 2.2.49 機関架構応力(ブレーシングなし)

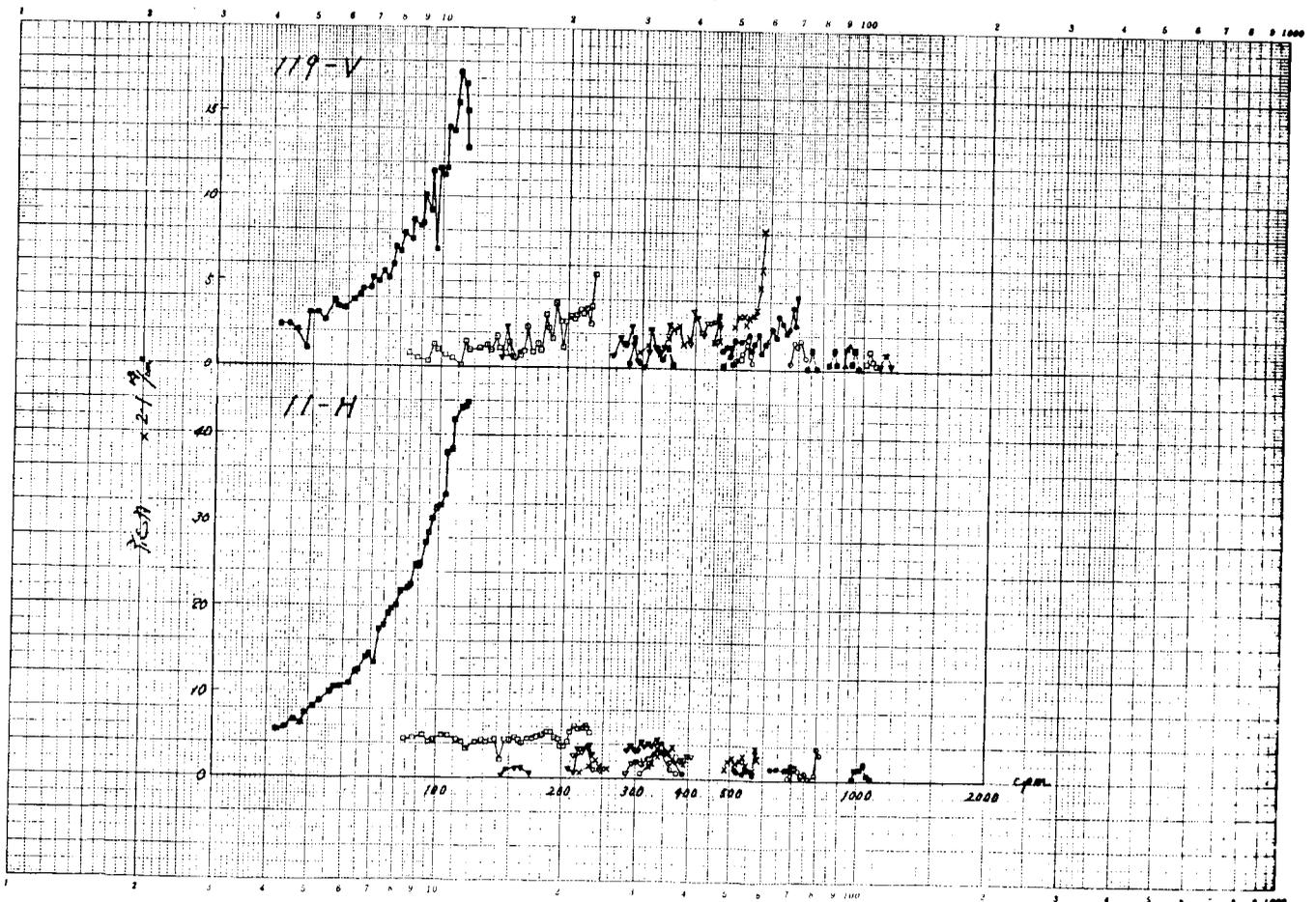


Fig. 2.2.50 機関架構応力(ブレーシングなし)

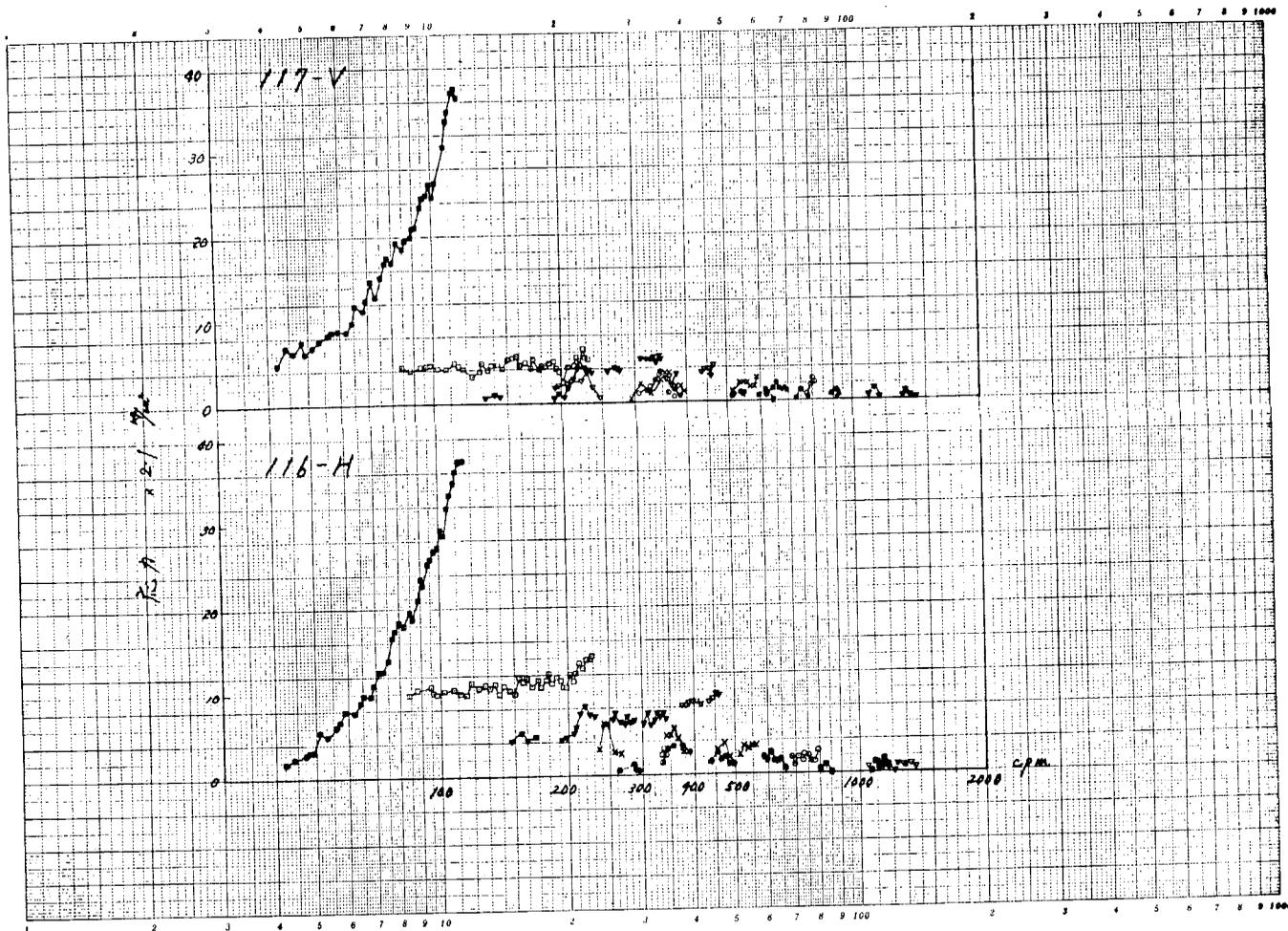


Fig. 2.2.5.1 機関架構応力(ブレーシングなし)

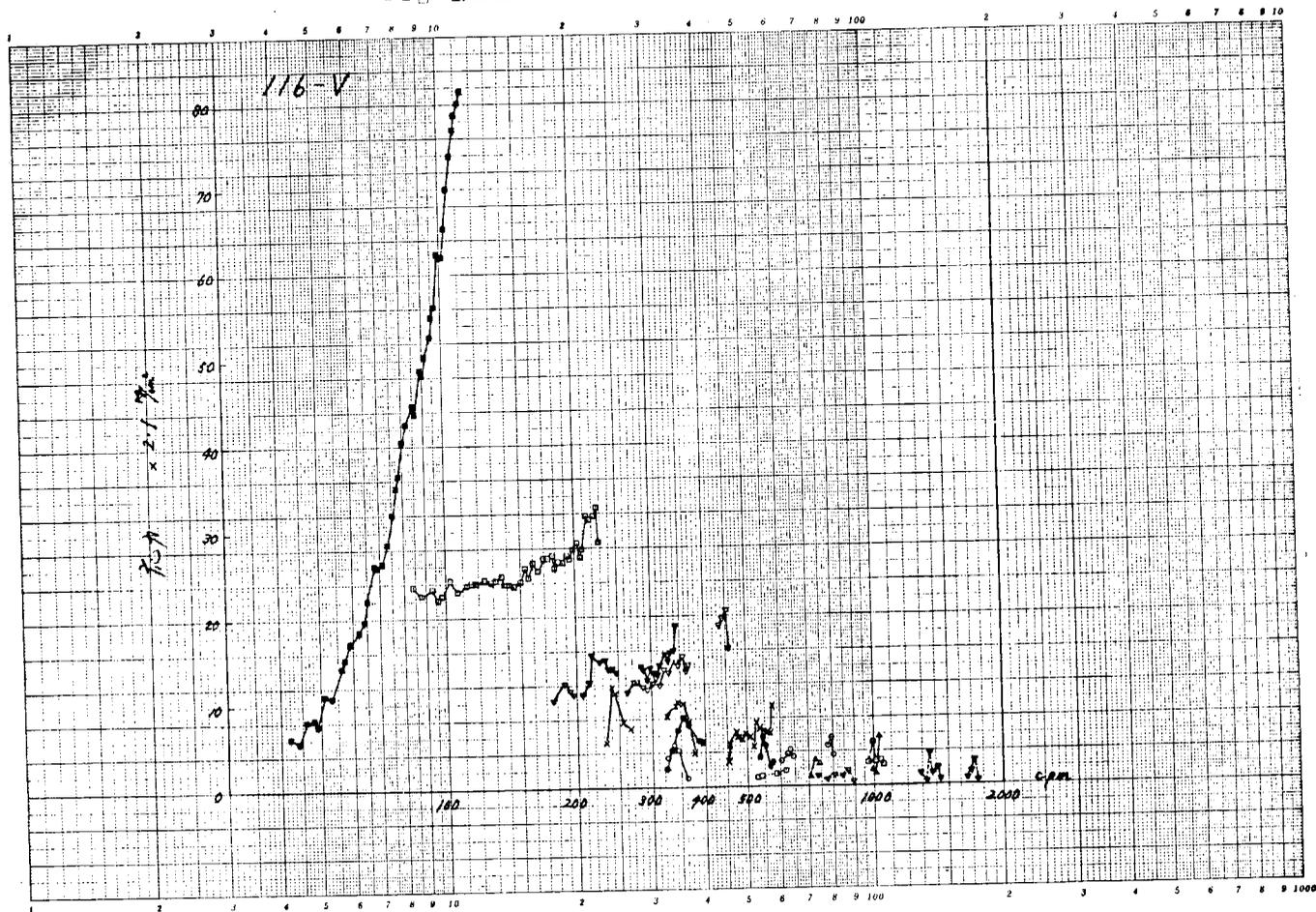


Fig. 2.2.5.2 機関架構応力(ブレーシングなし)

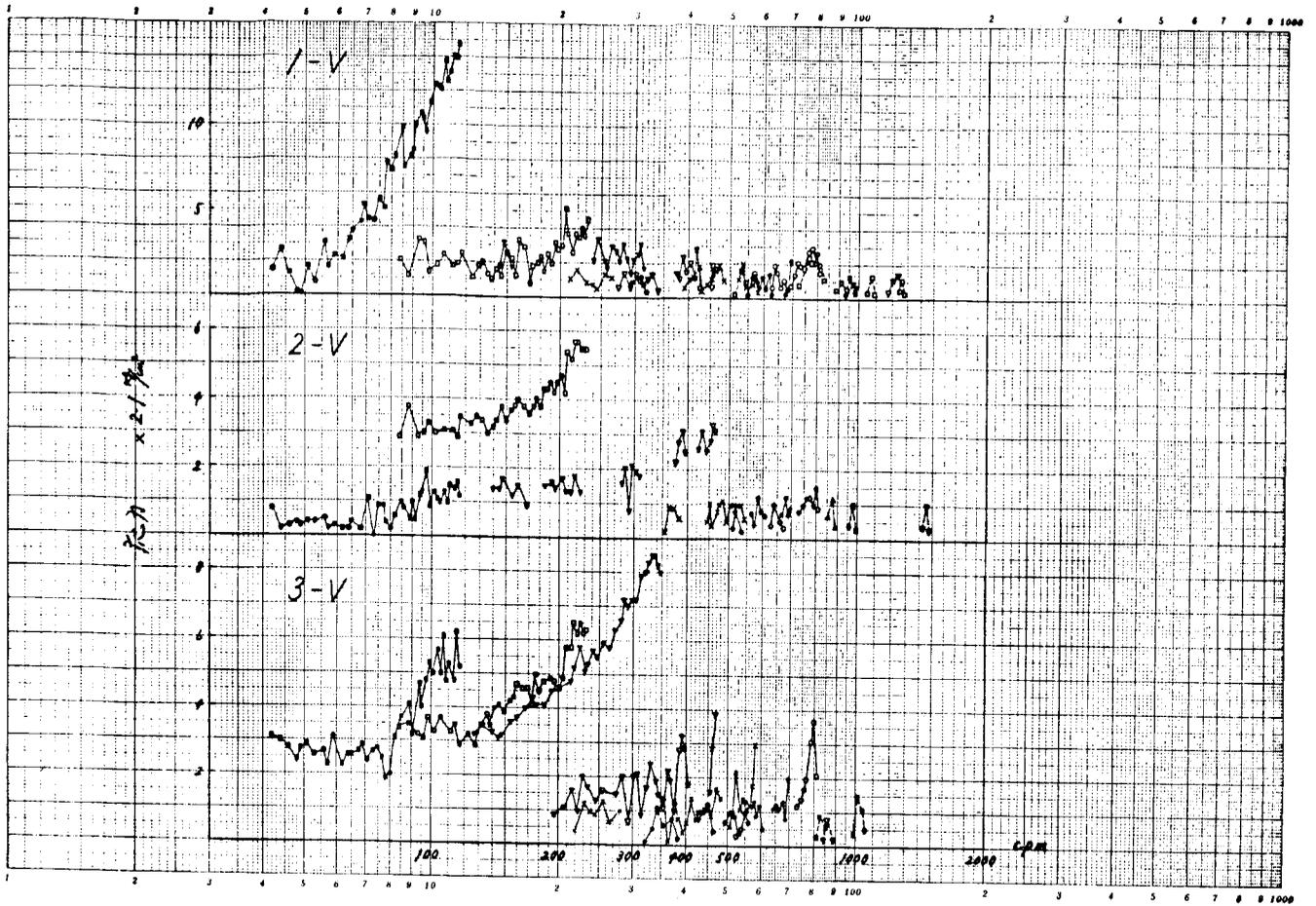


Fig. 2.2.53 機関架構応力(ブレーシングなし)

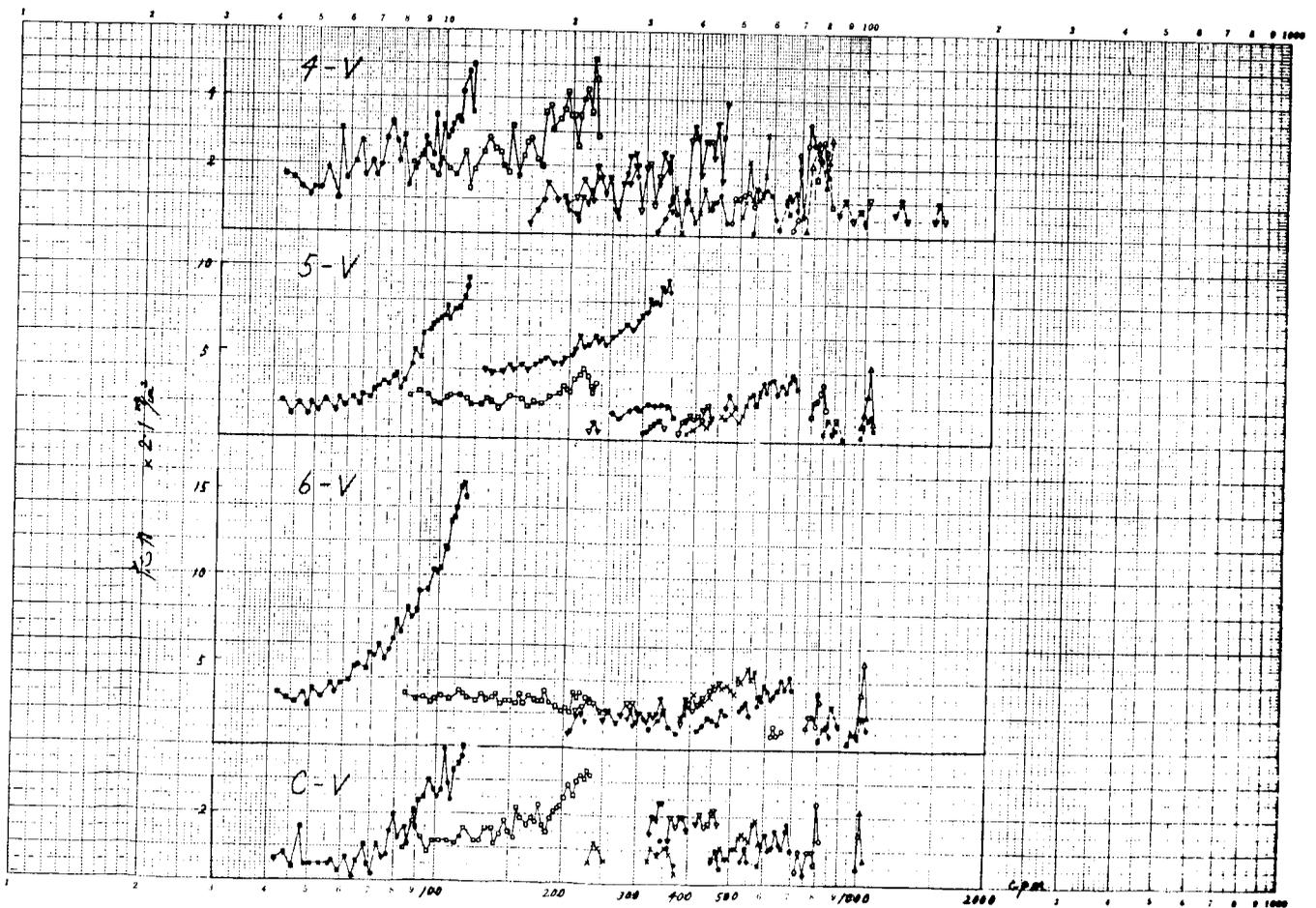


Fig. 2.2.54 機関架構応力(ブレーシングなし)

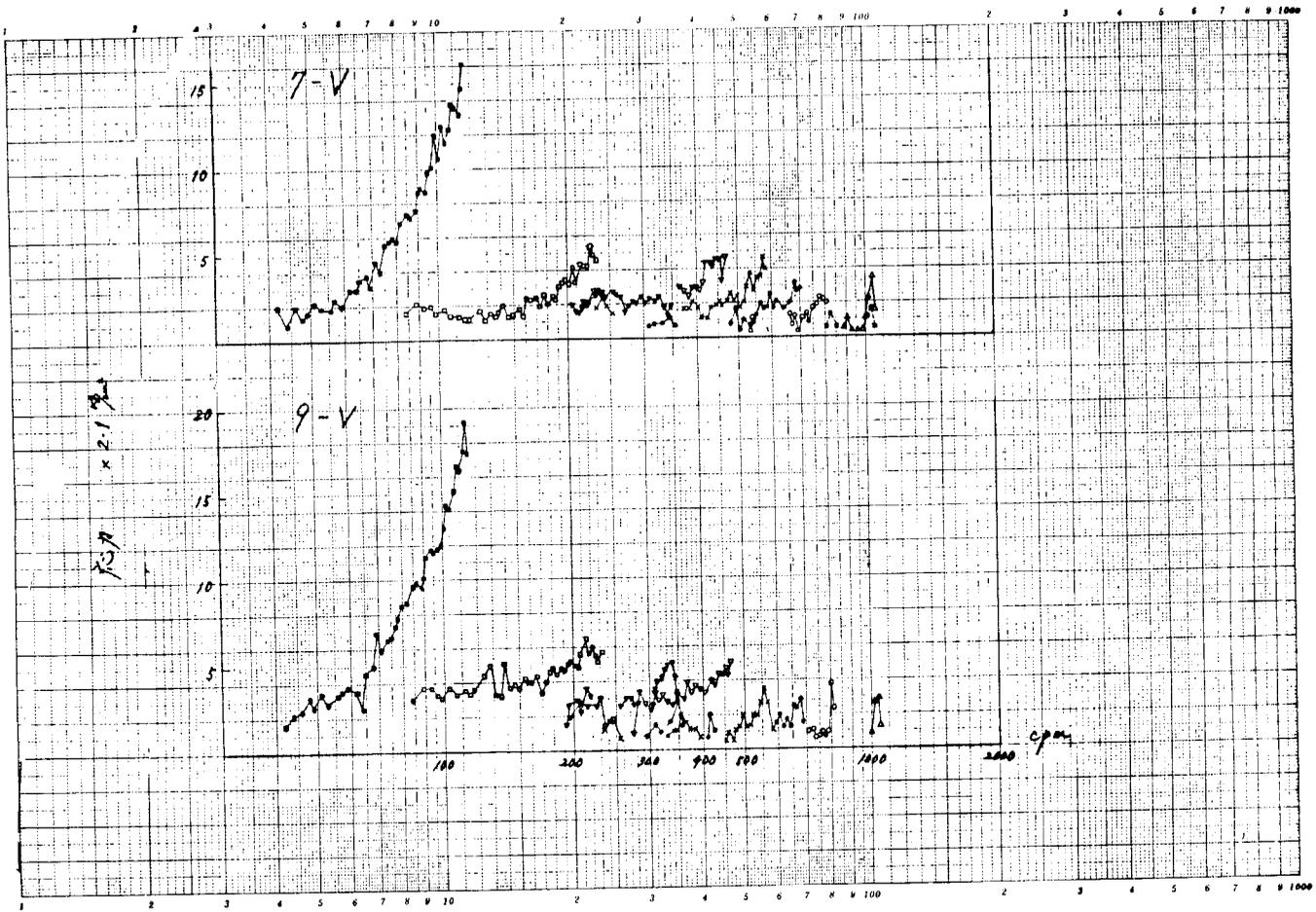


Fig. 2.2.55 機関架構応力(ブレーシングなし)

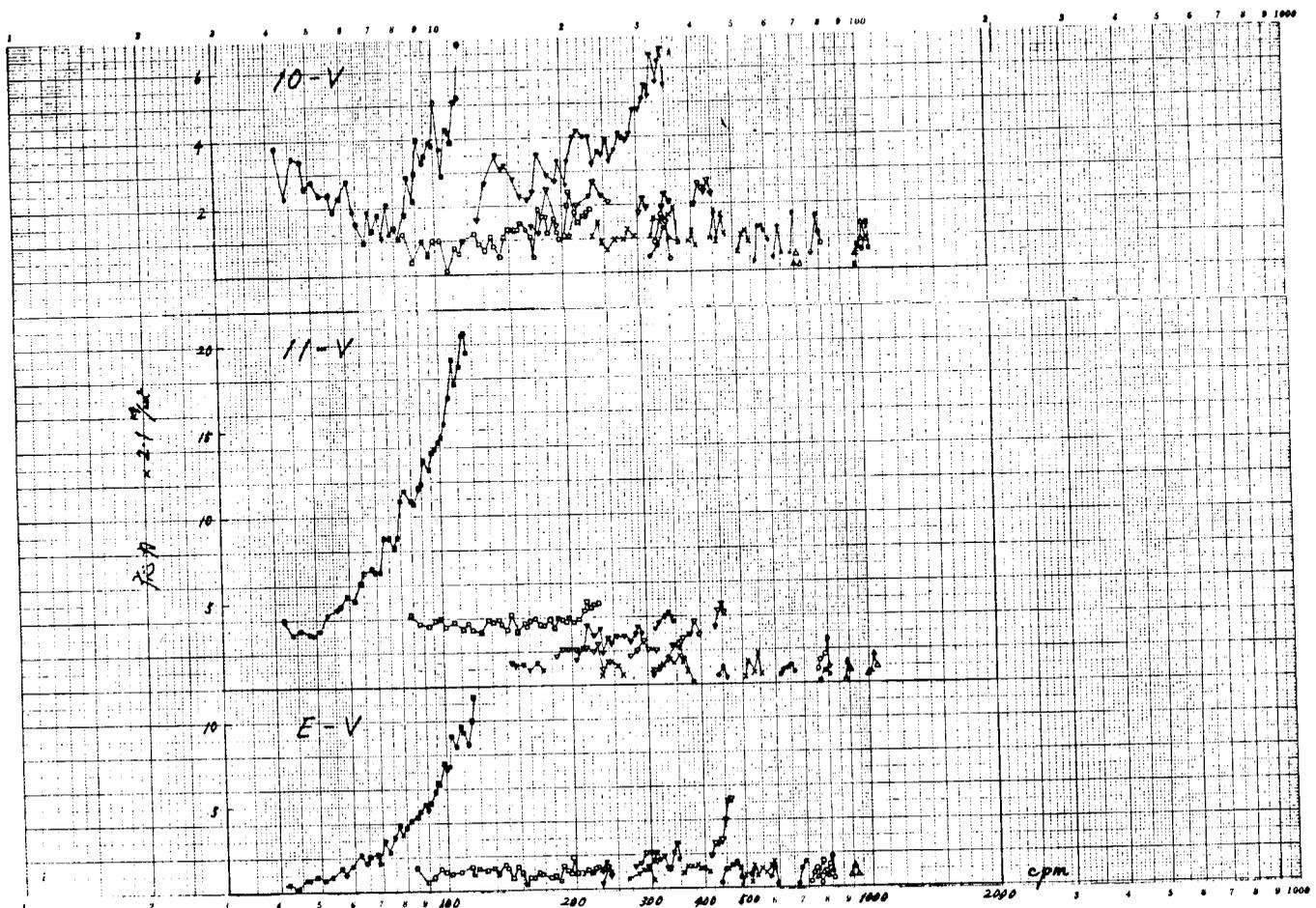


Fig. 2.2.56 機関架構応力(ブレーシングなし)

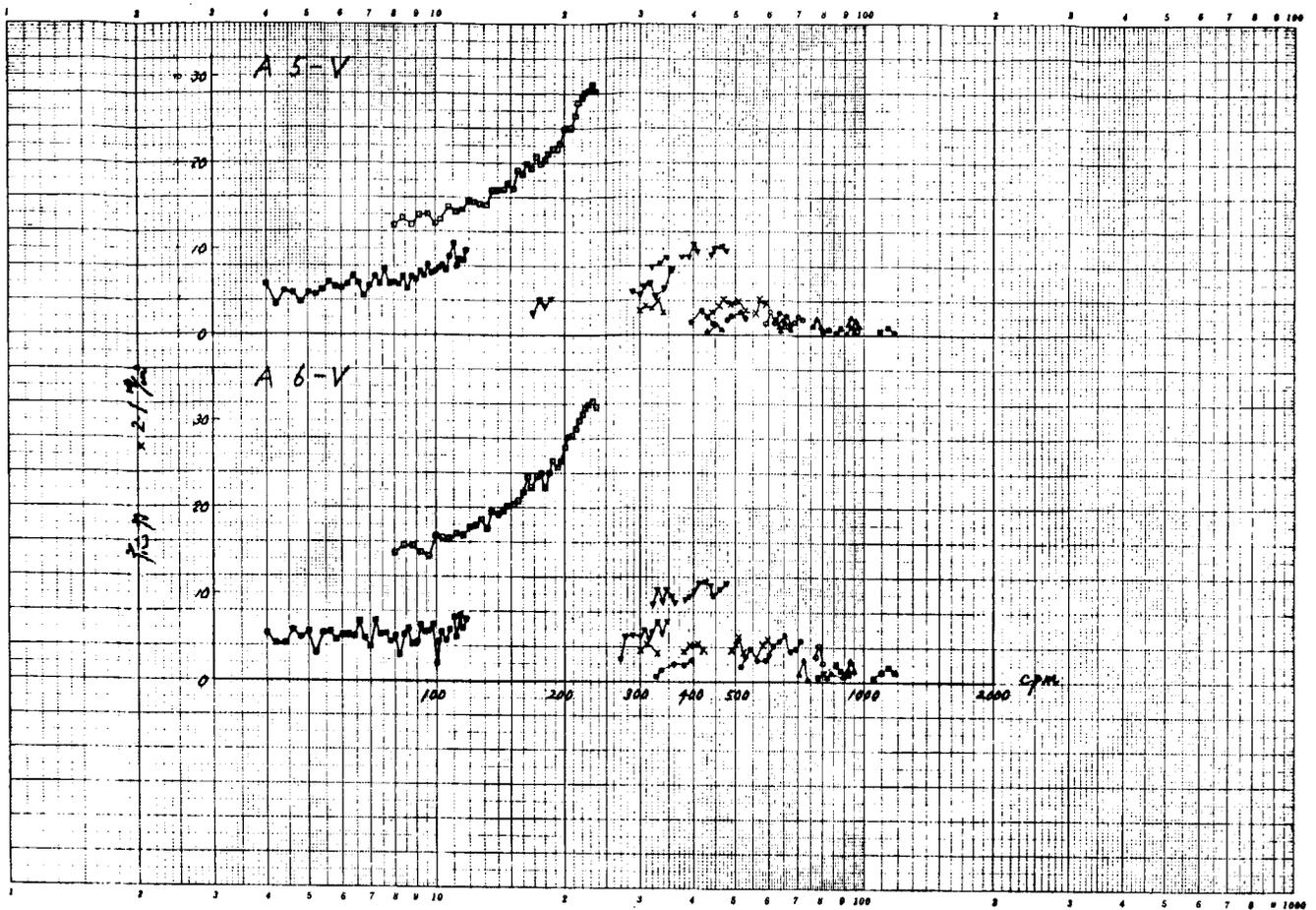


Fig. 2.2.57 機関架構応力(ブレーシングなし)

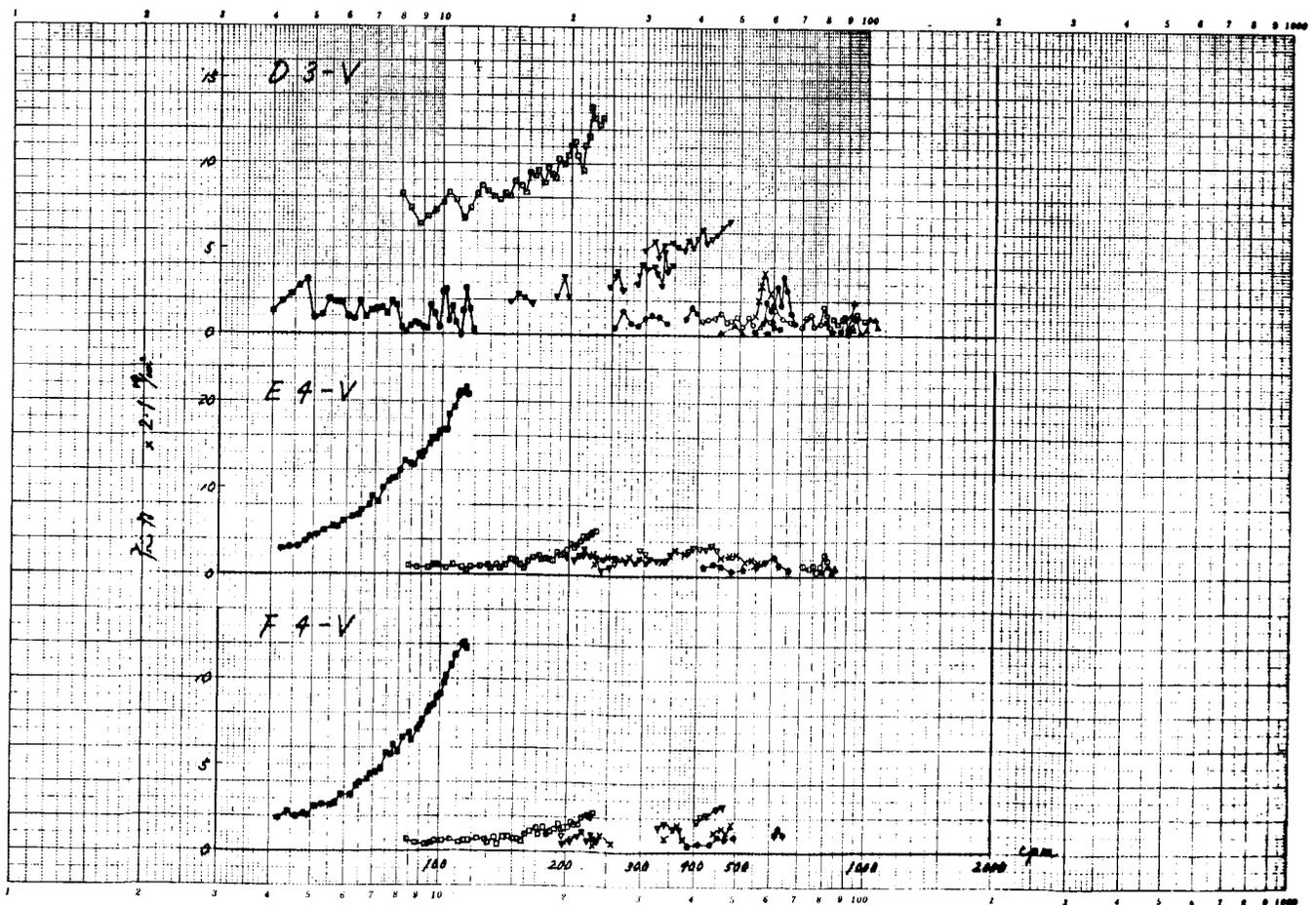


Fig. 2.2.58 機関架構応力(ブレーシングなし)

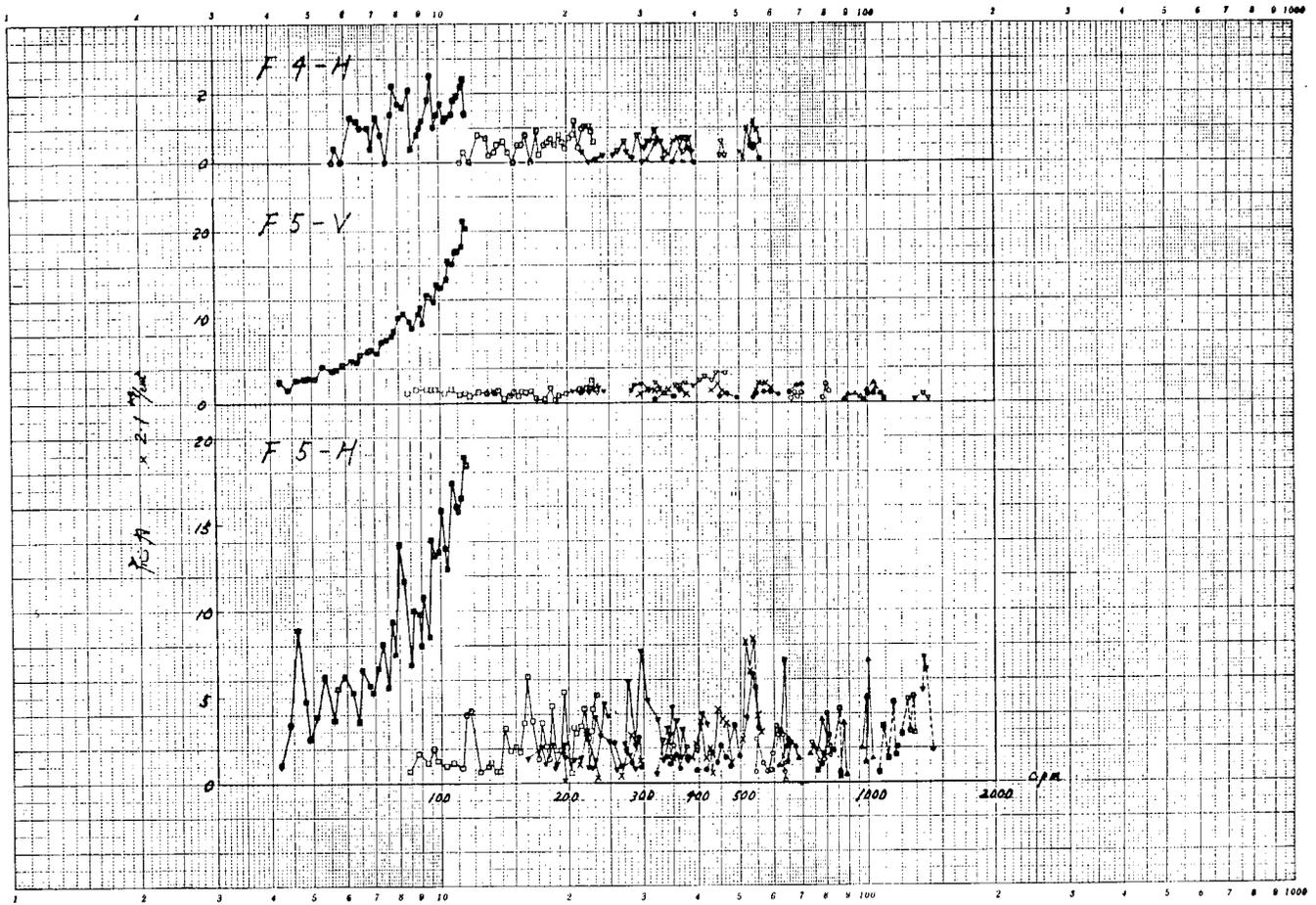


Fig. 2.2.59 機関架構応力(ブレーシングなし)

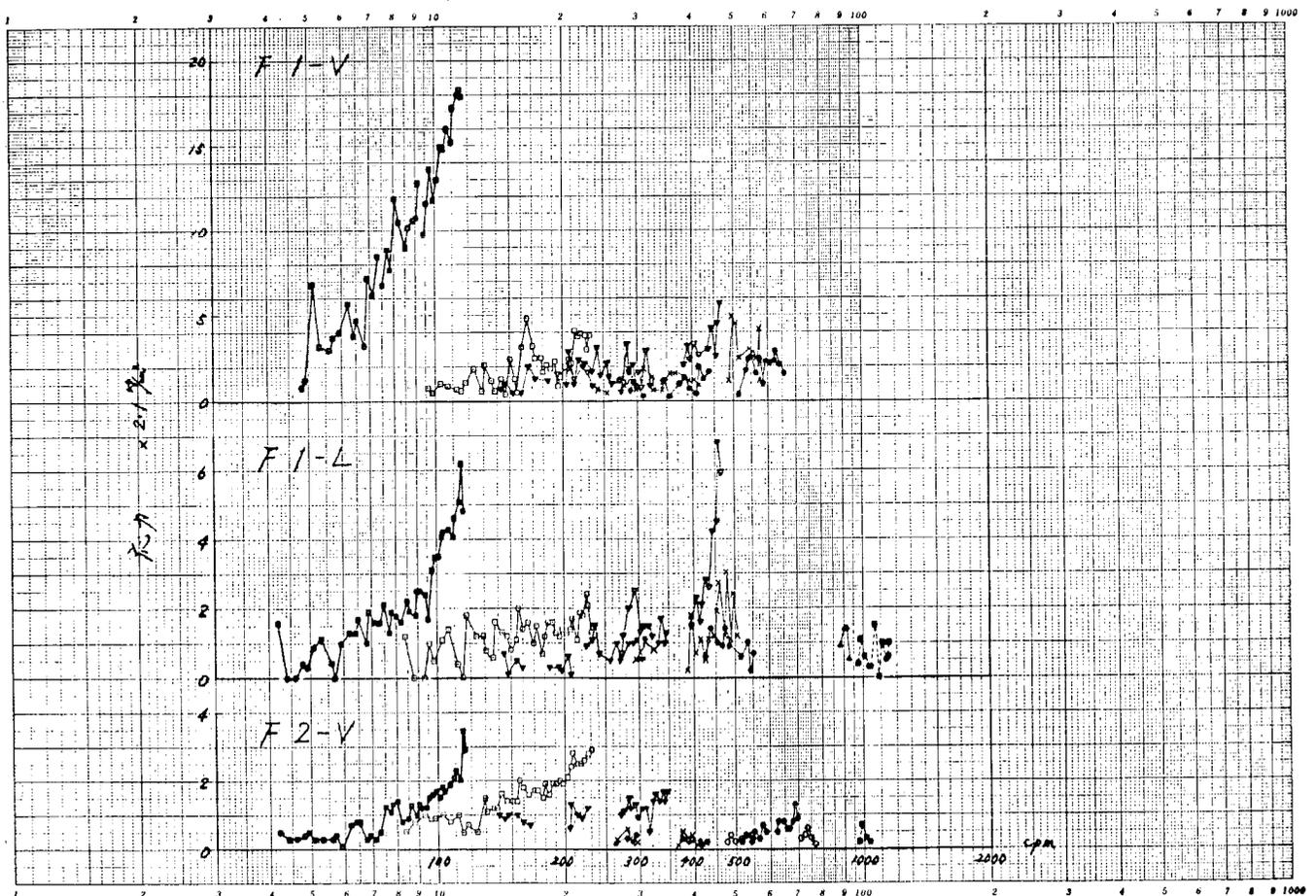


Fig. 2.2.60 機関架構応力(ブレーシングなし)

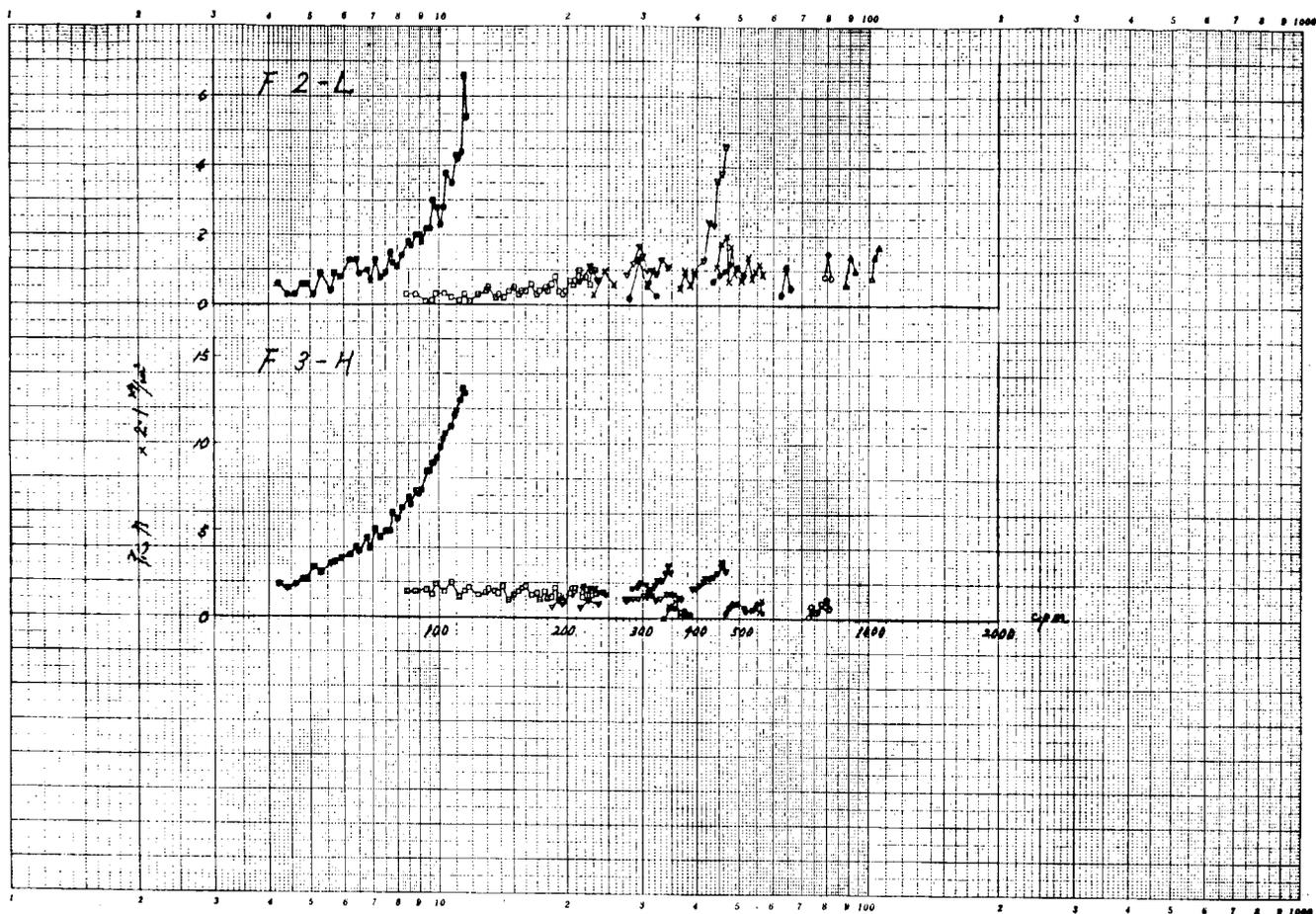


Fig. 2.2.61 機関架構応力(ブレーシングなし)

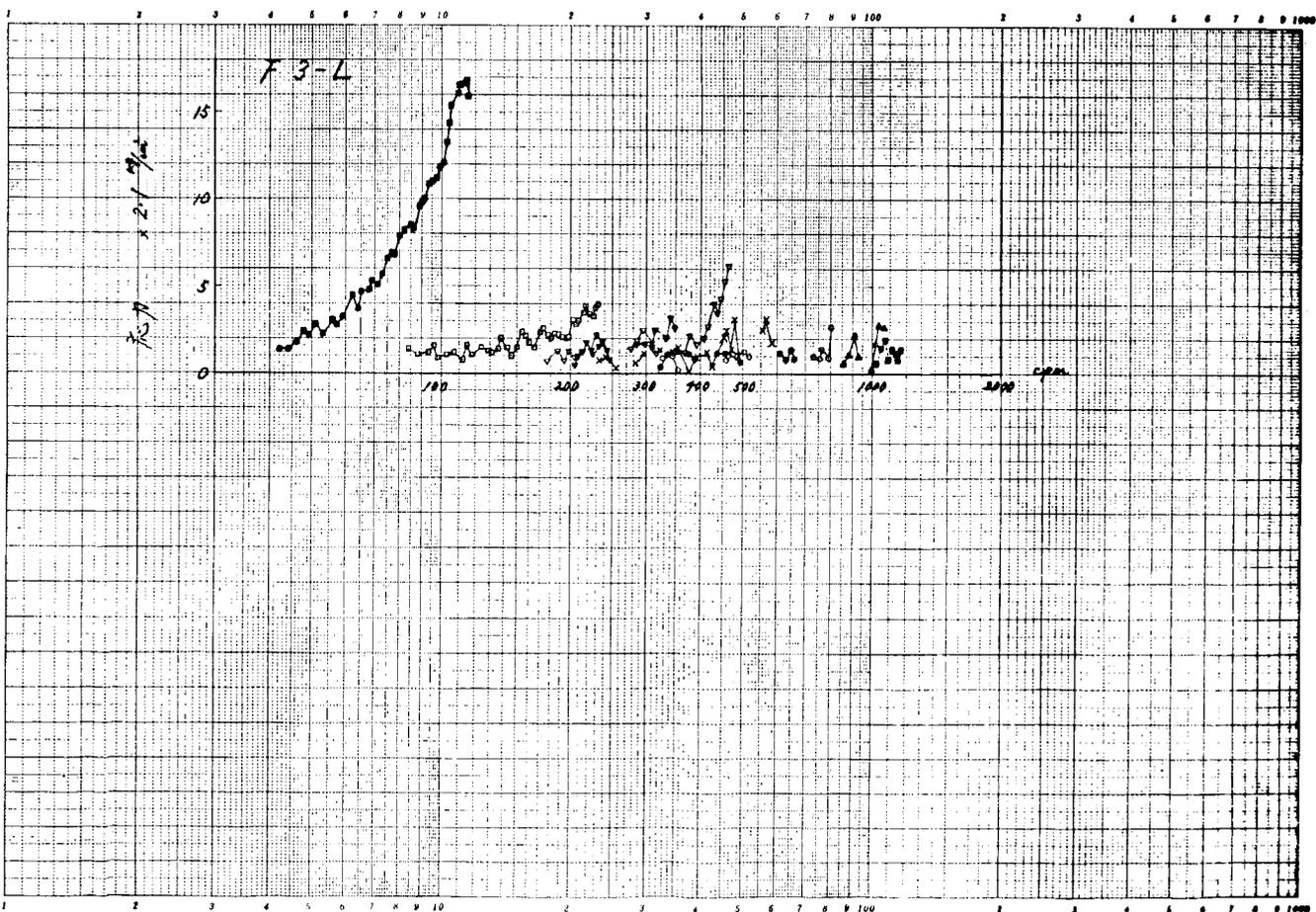


Fig. 2.2.62 機関架構応力(ブレーシングなし)

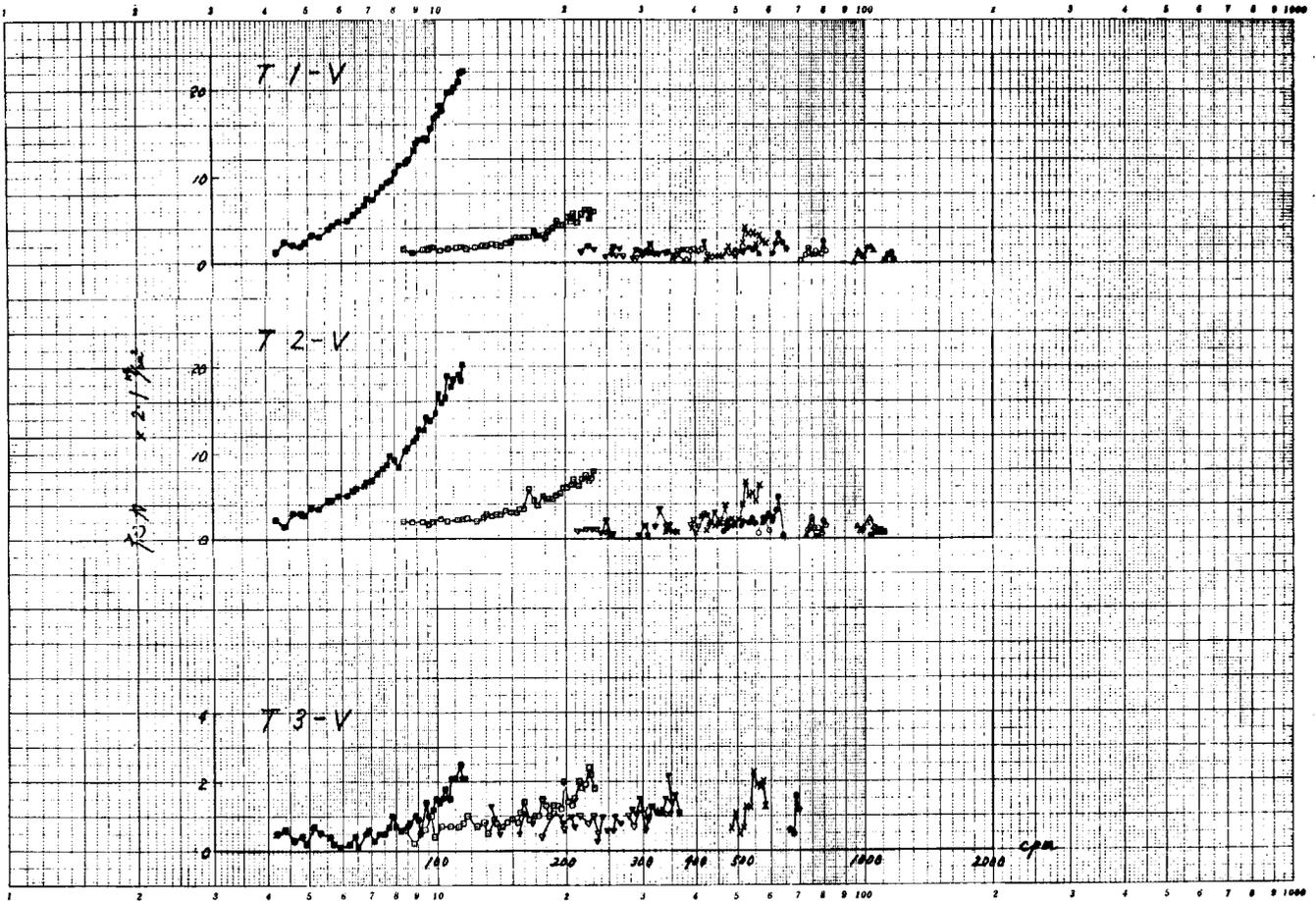


Fig. 2.2.63 機関架構応力(ブレーシングなし)

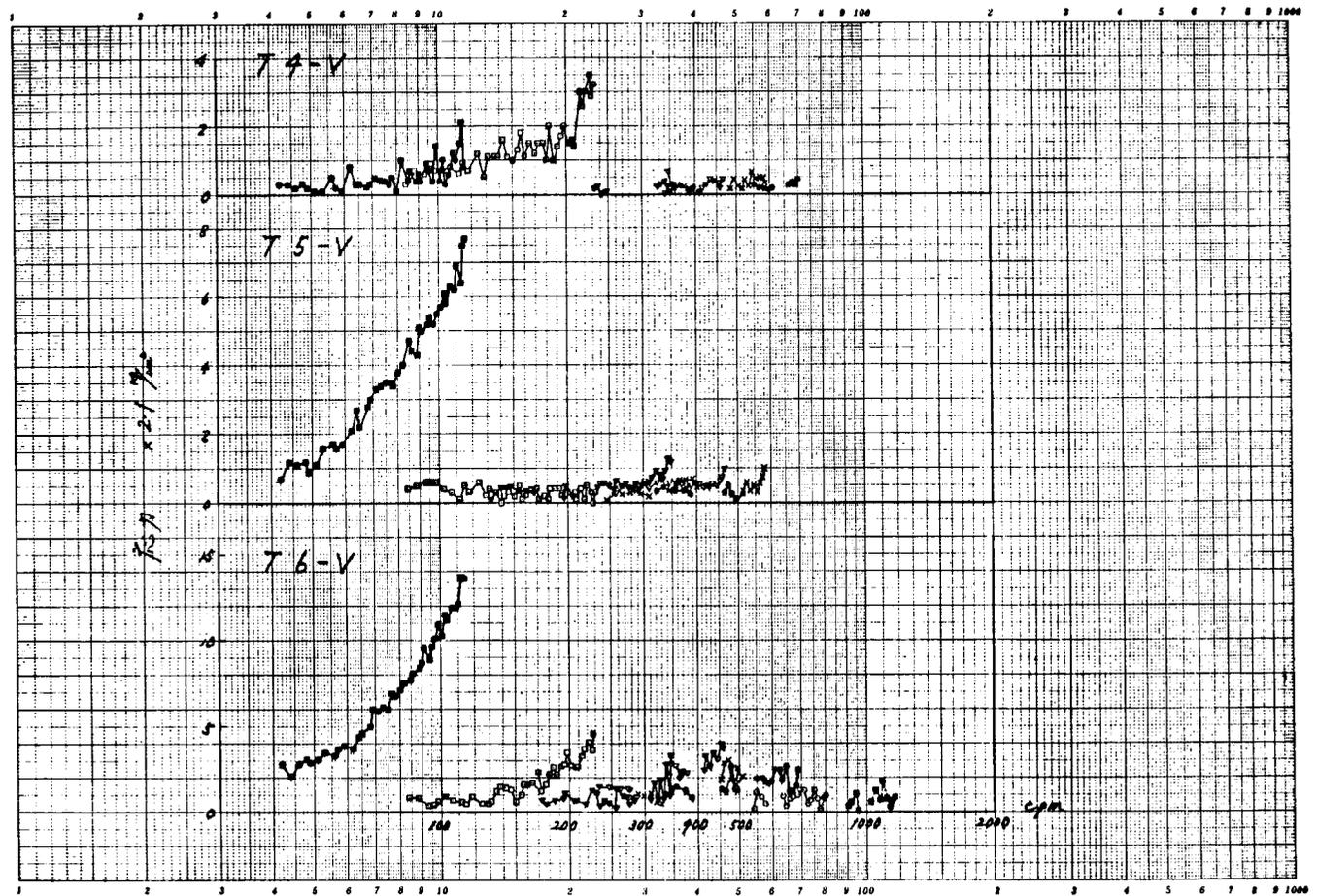


Fig. 2.2.64 機関架構応力(ブレーシングなし)

つぎに基礎ボルトにおいては、架構前端のボルトの応力が大きく、船体振動時(540 cpm、5次)で最大13.7 Kg/cm<sup>2</sup>、架構X形共振振動時で最大10.1 Kg/cm<sup>2</sup>、x形振動時(1020 cpm)で最大4.6 Kg/cm<sup>2</sup>の応力が生じている。

以上の結果より、ブレーシング除去の場合の架構の振動付加応力は、船体振動時で最大26.0 Kg/cm<sup>2</sup>(114の上下方向)、ついで20.0 Kg/cm<sup>2</sup>(116の上下方向)、架構X形共振振動時で最大15.1 Kg/cm<sup>2</sup>(F5の横方向)、ついで14.3 Kg/cm<sup>2</sup>(114の上下方向)、軸の振り振動時で最大2.9 Kg/cm<sup>2</sup>(F1の前後方向)、x形振動時で最大15.1 Kg/cm<sup>2</sup>(F5の横方向)、ついで10.7 Kg/cm<sup>2</sup>(6の上下方向)である。

ここで、Fig. 2.2.65~Fig. 2.2.68に114 rpmにおける1次および2次の振動応力モードを示す。また、Fig. 2.2.69、Fig. 2.2.70に109 rpm、5次(船体振動による架構X形振動)の場合の振動応力モードを、Fig. 2.2.71、Fig. 2.2.72に104 rpm、6次(架構X形共振振動時)の場合の振動応力モードを示す。

## 2.2.4 結果の検討

### (1) ブレーシングの効果

代表点を選び、その点のブレーシングを付けた場合の最大応力とブレーシングを除去した場合のそれとの比をとると、起振機実験の場合、点A3の上下方向応力および点111の上下方向応力については次表のようになる。

測定点	測定点	
振動モード	A3-V	111-V
架構H形振動時	0.79	0.32
架構X形振動時	1.42	0.92
架構x形振動時	0.56	

また、機関運転時の架構振動付加応力の場合は、点114の上下方向応力においてつぎのようになる。

測定点	測定点	
振動状態	114-V	
船体振動時	0.44	
架構X形共振振動時	0.66	

すなわち、起振機実験時の架構X形振動時以外ではブレーシングの効果は十分に現われ、實際上問題となる機関を運転した場合、たとえば船体振動時の点114の上下方向振動付加応力はブレーシングを付けると44%に減少、また架構X形共振振動時のそれは66%に減少する。

一方、機関1回転を周期とする最大変動応力を比較すると、Fig. 2.2.73およびFig. 2.2.74からもわかるように、ブレーシングの有無にかかわらず大差ないが、常用回転数付近においては、ブレーシングを除去したときのほうがわずかに大きな値を示している。

### (2) 架構振動振巾と振動付加応力との関係

機関運転時において、架構上段後端の振動振巾に対する各部振動付加応力の最大値を求めると次表のようになる。

単位: Kg/cm<sup>2</sup>/mm

測定場所	船体振動時		架構X形共振振動時		軸系振り振動時 (架構X形振動)		x形振動時	
	ブレーシング付	ブレーシング除	ブレーシング付	ブレーシング除	ブレーシング付	ブレーシング除	ブレーシング付	ブレーシング除
コラム内部	166 (11x-V)	139 (114-V)	126 (114-V)	67 (114-V)	168 (114-V)	55 (112-V)		
台板内部	225 (116-V)	137 (116-V)	134 (116-V)	32 (119-V)	294 (116-V)	50 (11-V)	210 (116-V)	179 (6-V)

測定場所	船体振動時		架構X形共振振動時		軸系振り振動時 (架構X形振動)		x形振動時	
	ブレーシング 付 き	ブレーシング 除 去	ブレーシング 付 き	ブレーシング 除 去	ブレーシング 付 き	ブレーシング 除 去	ブレーシング 付 き	ブレーシング 除 去
掃気室上部	61 (A5-V)	50 (A5-V)		25 (A5-V)				
掃気室下部	151 (A11-V)	88 (A6-V)		50 (A6-V)				
コラム外部	63 (D3-V)	29 (D3-V)		36 (D3-V)			84 (D3-V)	34 (D3-V)
台板外部	48 (F5-V)	151 (F5-H)	27 (F5-V)	71 (F5-H)		59 (F1-L)		252 (F5-H)
架構前端基礎 ボルト	69 (T2)	71 (T2)	84 (T2)	48 (T2)				78 (T2)
“ 後端 ”	65 (T6)	32 (T6)		25 (T6)				

注 ( )内は最大値の点

ここで、ブレーシングを除去することによつて単位振巾当りの応力値が減少しているのは、ブレーシングを除去することによつて応力の値が小さくなる割合よりも、架構振動振巾が小さくなる割合のほうが大きいためである。ただし、表中、台板外部の値に対してはブレーシング付きの場合のF5-Hの値がないため比較することはできない。いずれにしても架構単位振巾当りの振動付加応力は最大 $294 \text{ Kg/cm}^2/\text{mm}$  (台板内部)であり非常に小さい。

### (3) 振動応力

機関運転時における5次あるいは6次の架構振動付加応力はブレーシング付きの場合で最大 $15.8 \text{ Kg/cm}^2$  (船体振動時、116の上下方向)、ブレーシング除去の場合で最大 $26.0 \text{ Kg/cm}^2$  (船体振動時、114の上下方向)であり、強度上問題にならないほど小さい。

また、基礎ボルトについては、架構前端的ボルトの応力が大きく、ブレーシング付きの場合で $8.2 \text{ Kg/cm}^2$ 、ブレーシング除去の場合で $13.7 \text{ Kg/cm}^2$ であり非常に小さい。

### (4) 1次あるいは2次の強制力による応力

機関運転時の1次あるいは2次の爆発力および慣性力による架構の応力はかなり大きく、ブレーシング除去の場合について考えると、1次の応力は主軸受の直下に最も大きく働き $114 \text{ rpm}$ で $164 \text{ Kg/cm}^2$ である。また、2次の応力は掃気室の外部あるいは主軸受の直下に大きく働き、 $114 \text{ rpm}$ 付近において $64 \text{ Kg/cm}^2$ 程度の値を示している。

さらに、基礎ボルトにおいては、架構前端で最も大きく、 $44 \text{ Kg/cm}^2$  (1次)の応力が作用する。

## 2.2.5 ま と め

以上、機関起振時および機関運転時に架構コラム、台板および基礎ボルトに作用する応力を測定し、振動付加応力の大きさを確認した結果、機関運転時のブレーシング除去の場合で最大 $26.0 \text{ Kg/cm}^2$  (船体振動時、架構コラム内部の下隅の上下方向)であり、強度上問題にならないほど小さいことがわかった。しかし、1次あるいは2次の爆発力および慣性力による架構の応力はかなり大きく、1次の応力は主軸受直下に最も大きく働き $114 \text{ rpm}$ で $164 \text{ Kg/cm}^2$ である。そこで今後は、特に1次あるいは2次の爆発力、不平衡力、不平衡偶力および内部偶力による応力に対し、起振力である爆発力および慣性力を考慮に入れてさらに詳しい検討を行ないたい。

また、機関の振動許容限界については、上記の付加応力および主軸受、過給機の軸受の耐振性を考慮した上で検討していく必要がある。

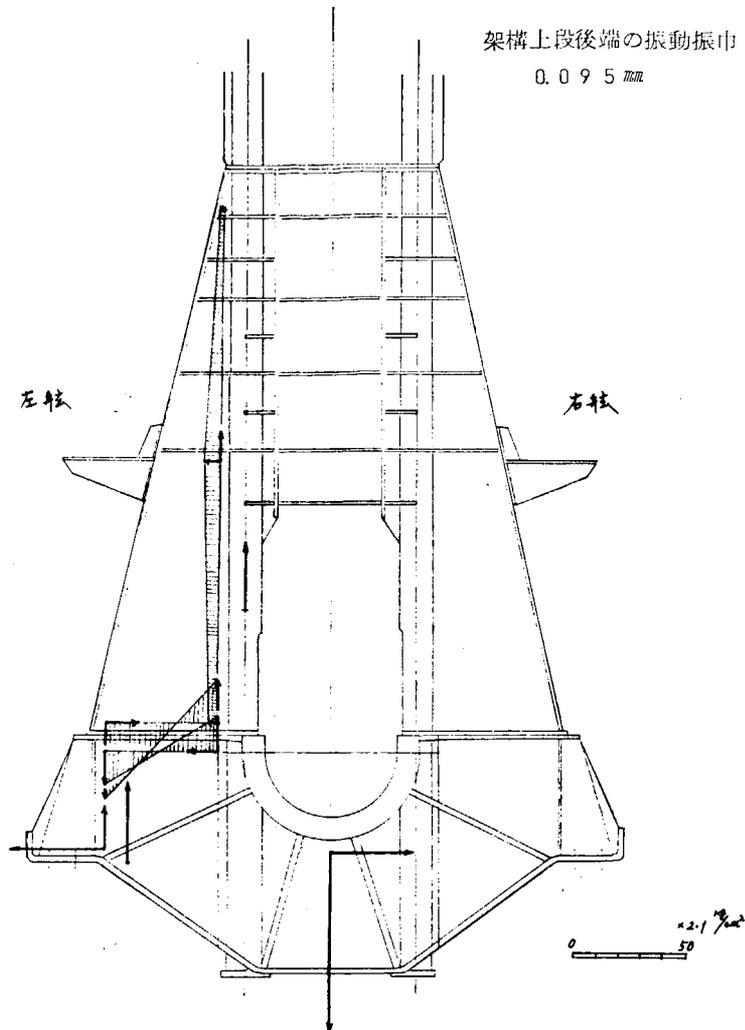


Fig. 2.2.65 機関架構振動付加応力 (M-14 114rpm 1次)  
cyl. 10~11間

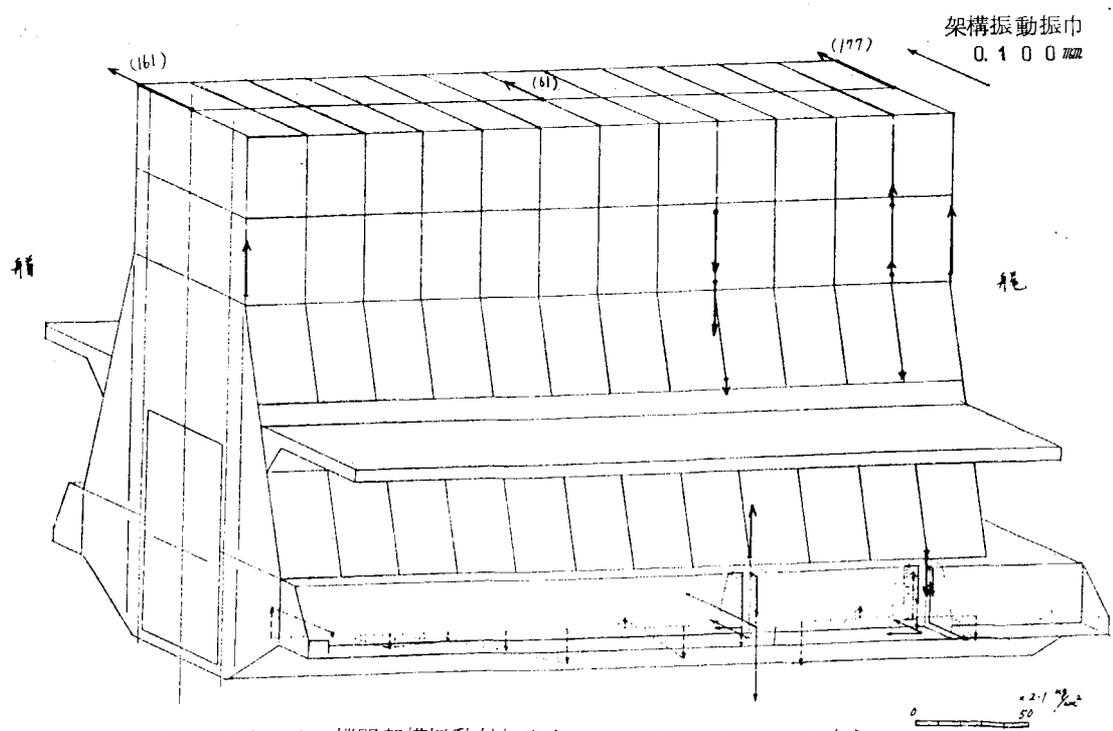


Fig. 2.2.66 機関架構振動付加応力 (M-14 114rpm 1次)

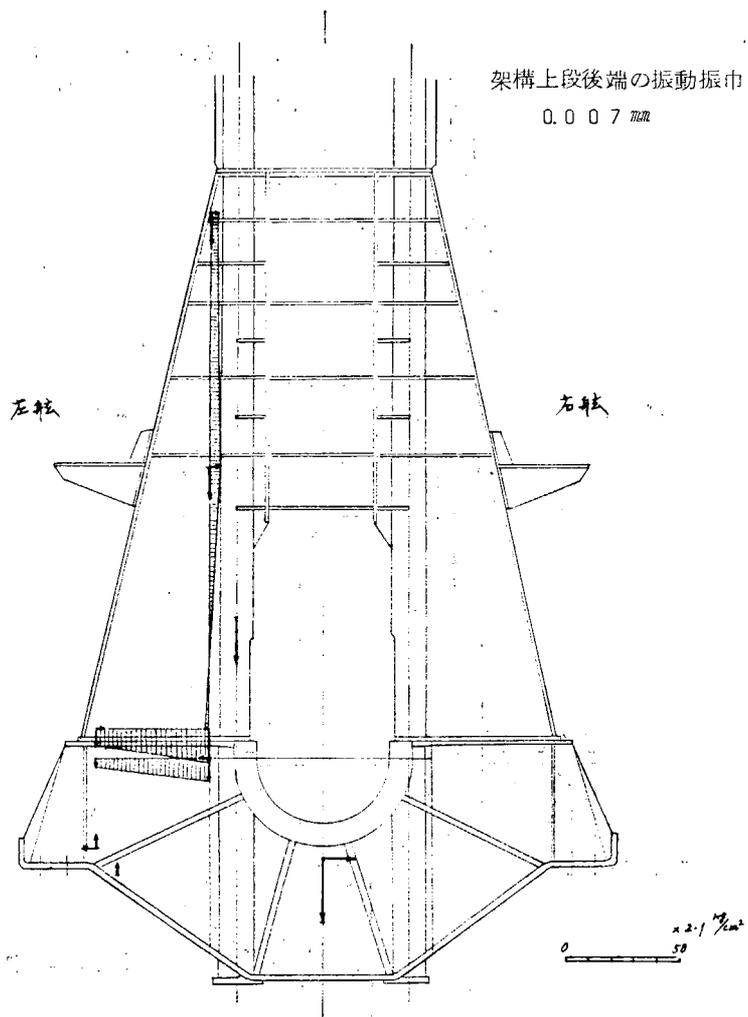


Fig. 2.2.67 機関架構振動付加応力 (M-14 114rpm 2次)  
cyl. 1.0 ~ 1.1 間

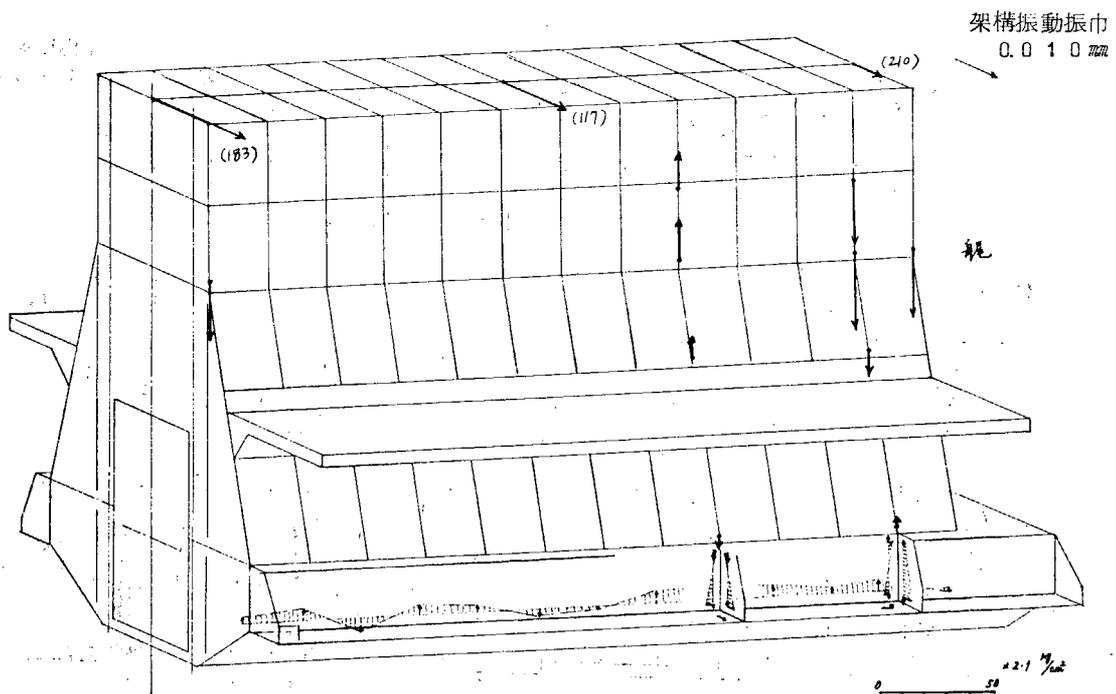


Fig. 2.2.68 機関架構振動付加応力 (M-14 114rpm 2次)

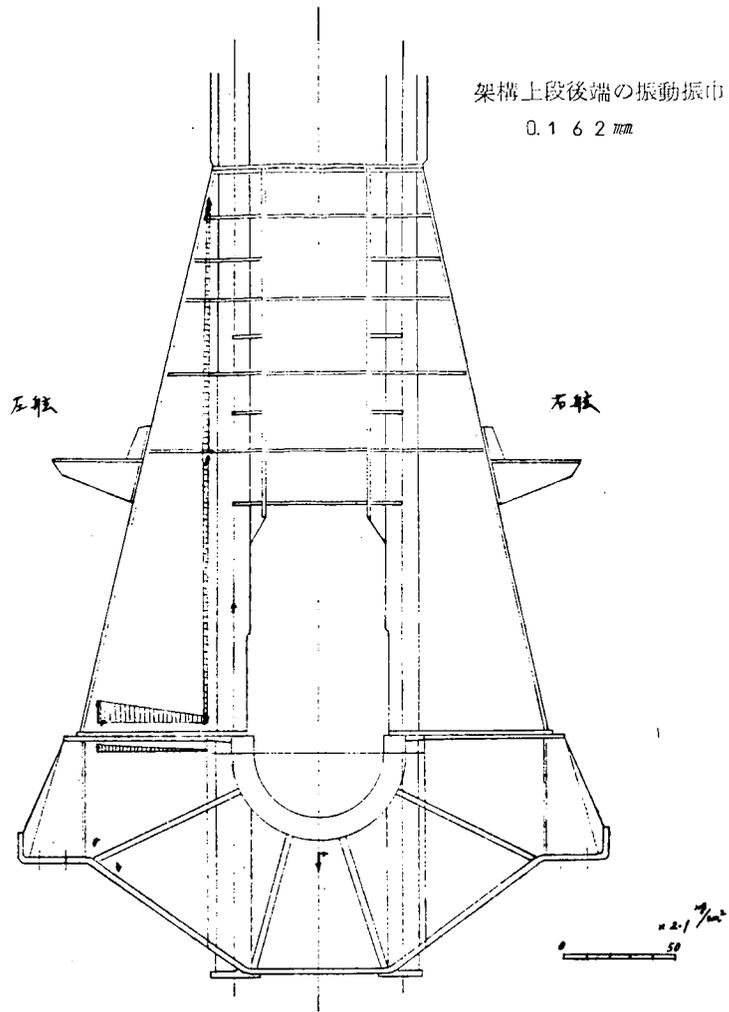


Fig.2.2.69 機関架構振動付加応力 (M-14 109rpm 5次)  
cyl.1.10~1.11間

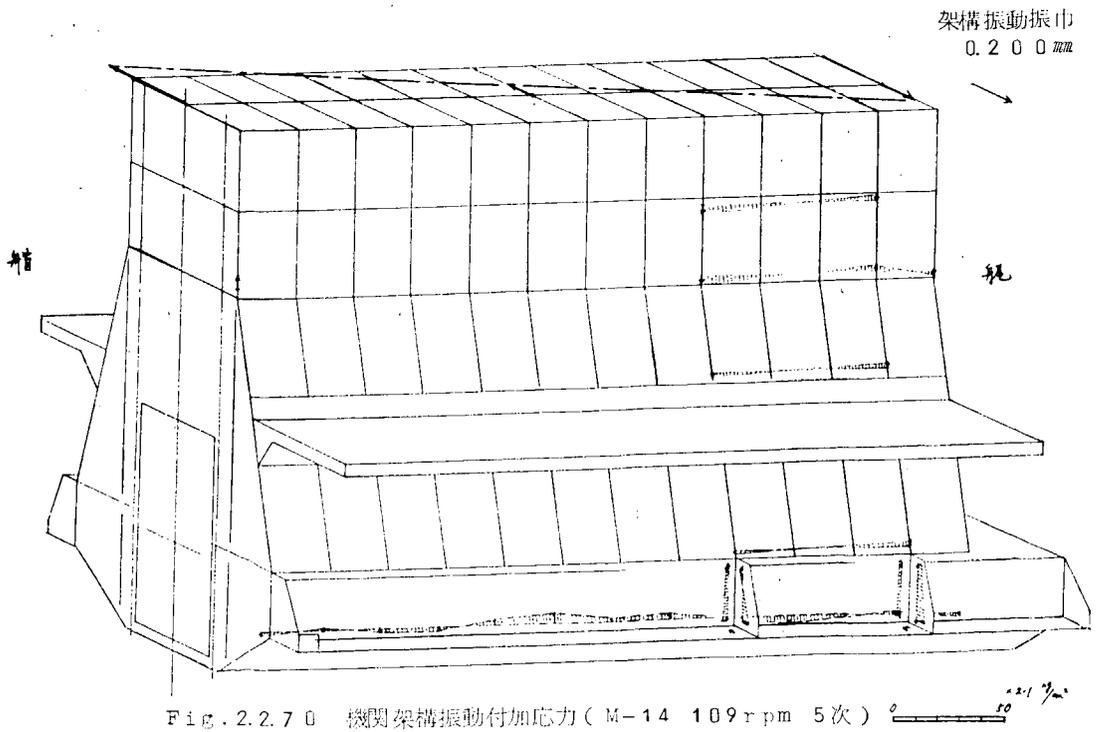


Fig.2.2.70 機関架構振動付加応力 (M-14 109rpm 5次)

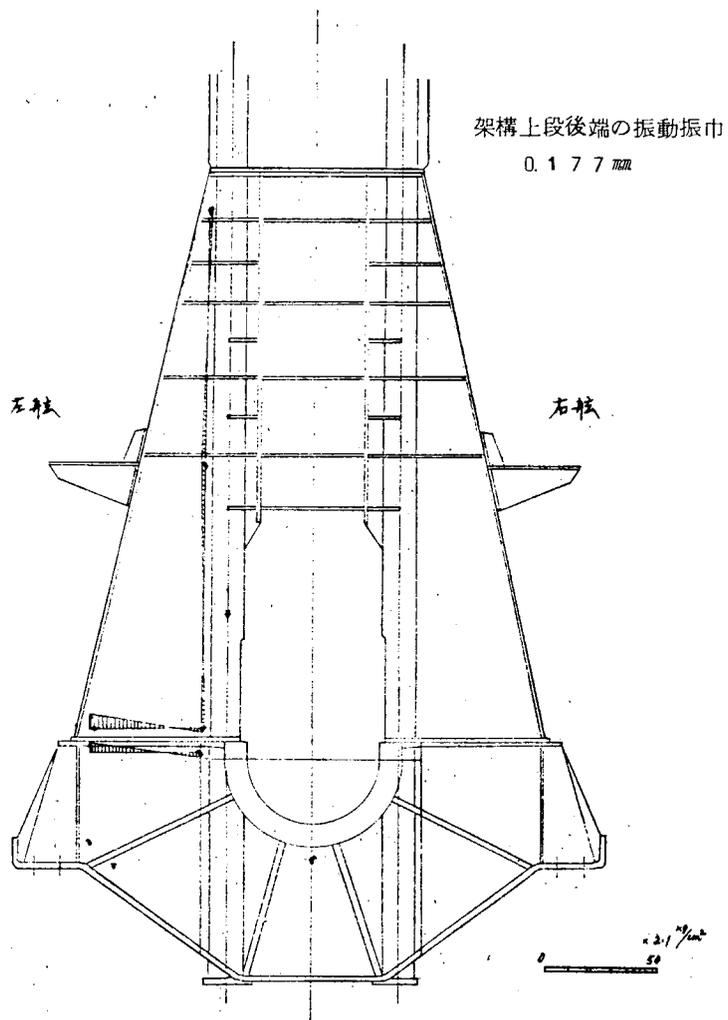


Fig. 2.2.7 1 機関架構振動付加応力 (M-14 104rpm 6次) - cyl. 10~11間

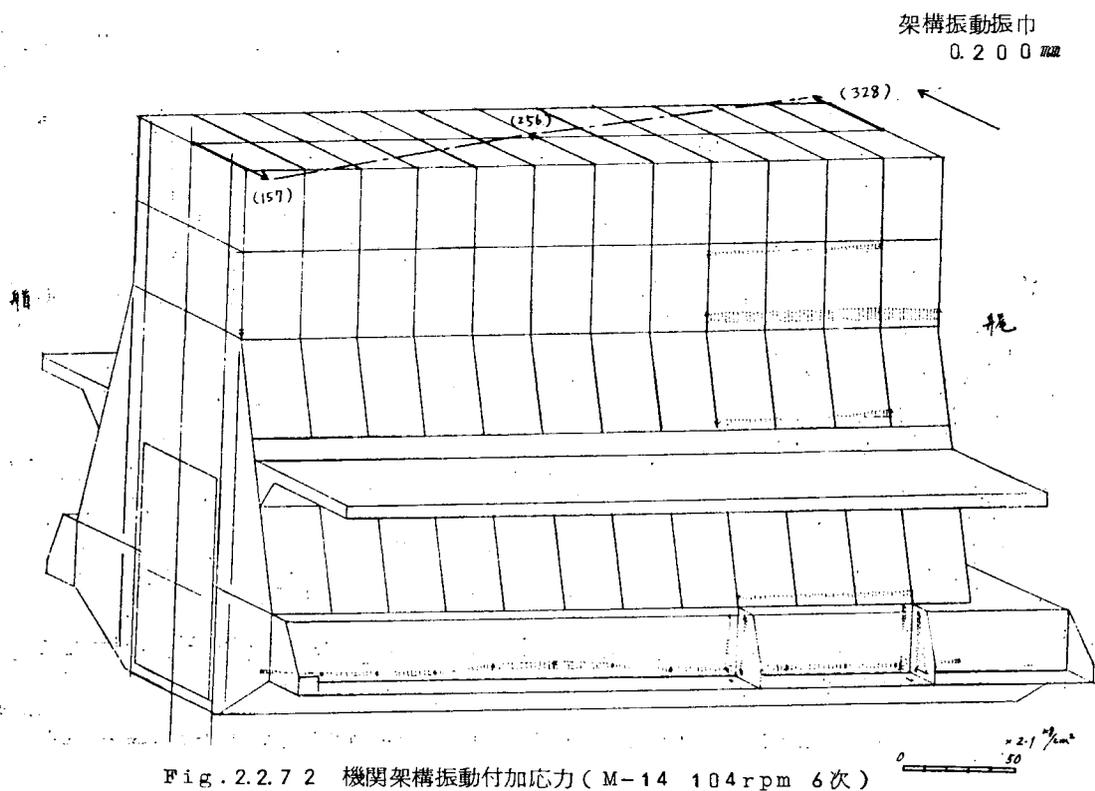


Fig. 2.2.7 2 機関架構振動付加応力 (M-14 104rpm 6次)

○ — 振動計出力  
 × — 振動計入力

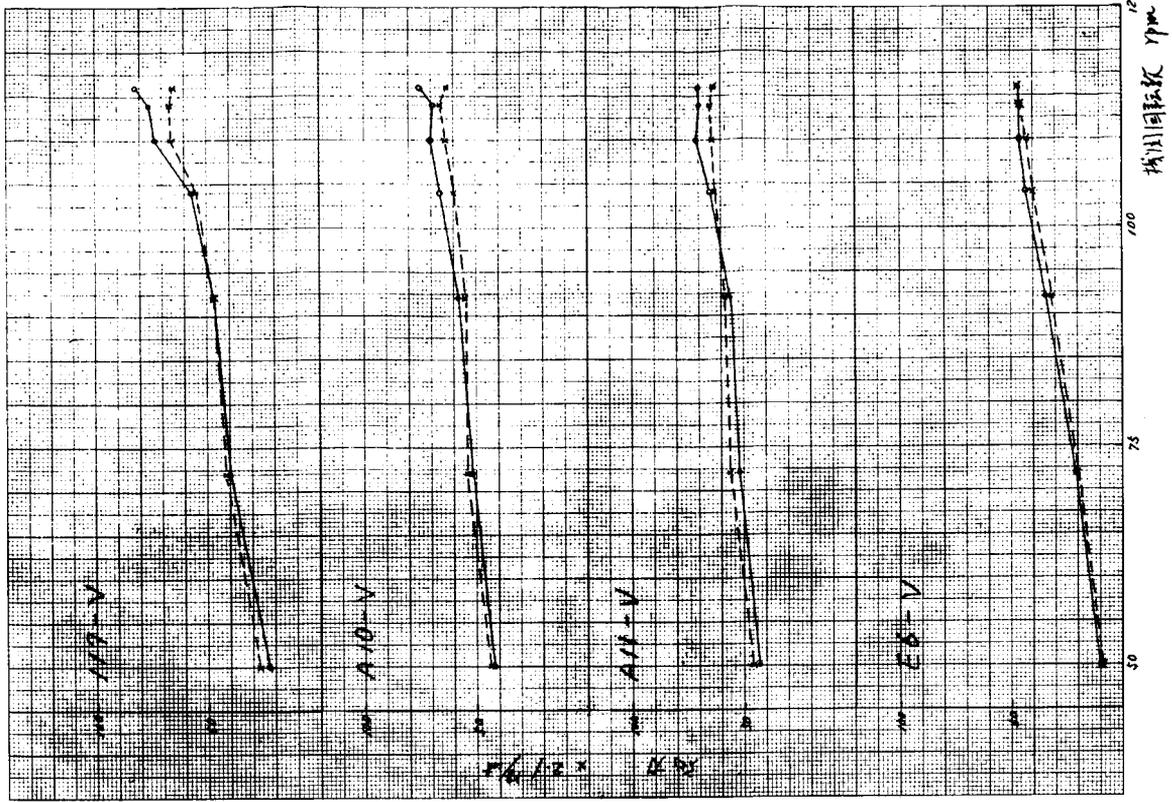


Fig. 2.2.7.4 機関架構変動応力

○ — 振動計出力  
 × — 振動計入力

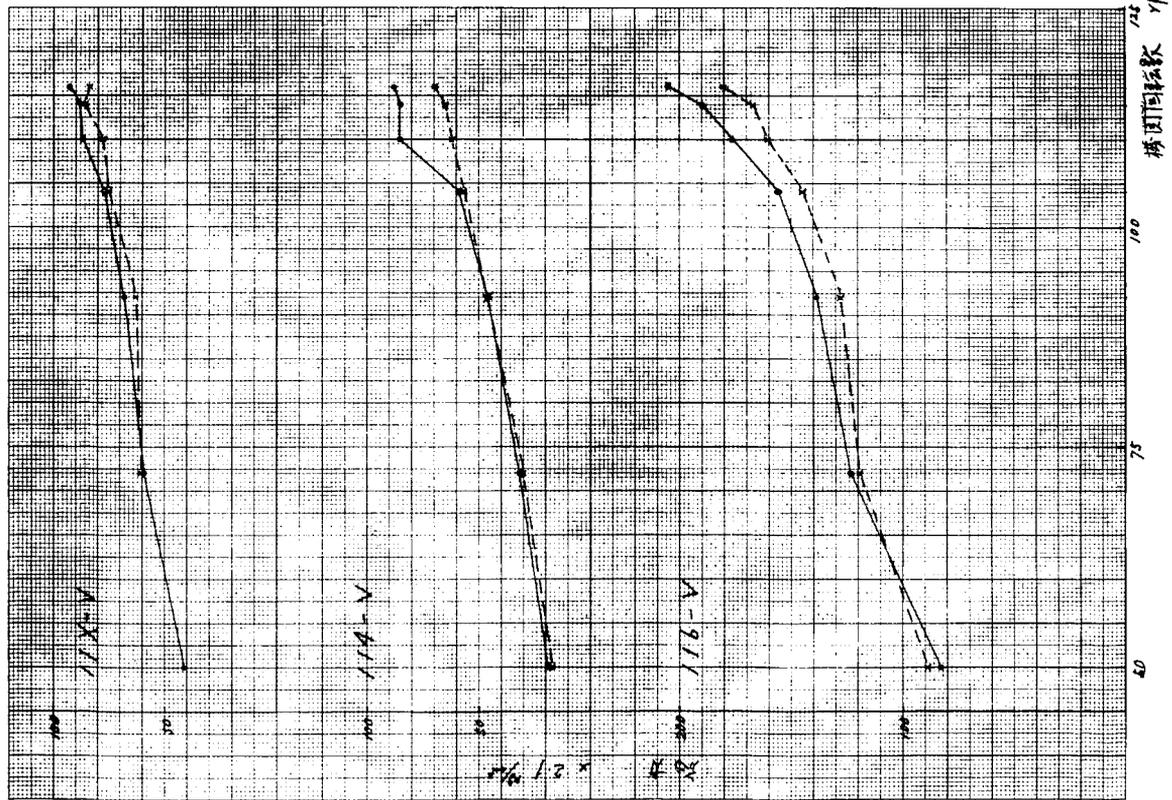


Fig. 2.2.7.5 機関架構変動応力

## 2.3 ディーゼル船機関架台—架構系の非線形振動の理論的解析

### 2.3.1 緒言

第94研究部会および44年度本研究部会において、シリンダ数の異なつた機関数種類について起振機実験を行ない、機関架構、二重底、機関室の振動系（架構—架台系）の振動特性を実験的には握した結果、この振動系は非線形要素を有することが明らかになつた。

そこで、本研究では起振機実験結果を用いて、架構—架台の振動系のモデル化をはかり、それらの諸数値の妥当性を検討するとともに、アナログ型言語によるデジタルシミュレーションを行ない、架構—架台連成振動系の理論解析を行なつた。

### 2.3.2 計算方法

#### (1) 架構—架台のモデル化

機関架構および架台（二重底）の連成振動を解析するために Fig. 2.3.1 に示すような集中質量系を考える。

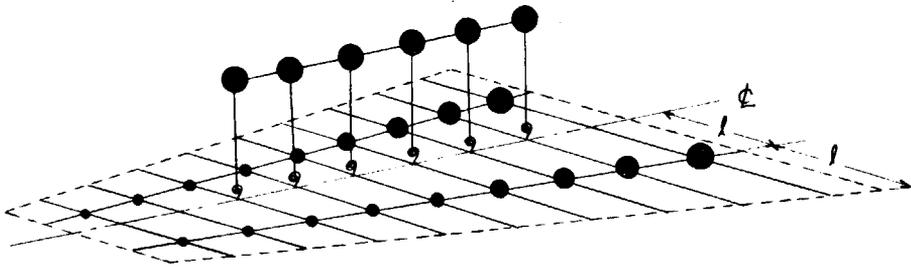


Fig. 2.3.1 機関架構—架台のモデル

すなわち、架構を各シリンダごとに分割し、それぞれを1個のはね—質点に、また、架台を船の長さ方向にシリンダ間隔に分割し、それぞれを図に示すように2個の質点とばねに置換する。このとき、振動モードとして架構のH形およびX形振動を対象にするため、二重底の中央部（ $\ominus$ ）を単純支持とする。また、二重底の船側部および前後の隔壁部も単純支持として取扱う。

#### (2) 等価ばねおよび等価質量の決定

SR94において行なつた陸上での機関起振機実験および船体とう載時の機関起振機実験の結果<sup>1)</sup>を用いて、架構および架台を Fig. 2.3.1 に示すようなばね—質点系に置換したときの等価ばね定数および等価質量を求める。

##### (a) 機関架構について

###### a. 架構の等価質量および等価ばね定数

架構のH形振動を考える場合、Fig. 2.3.2 に示すように架構を1つの変断面を有する弾性梁と考える。

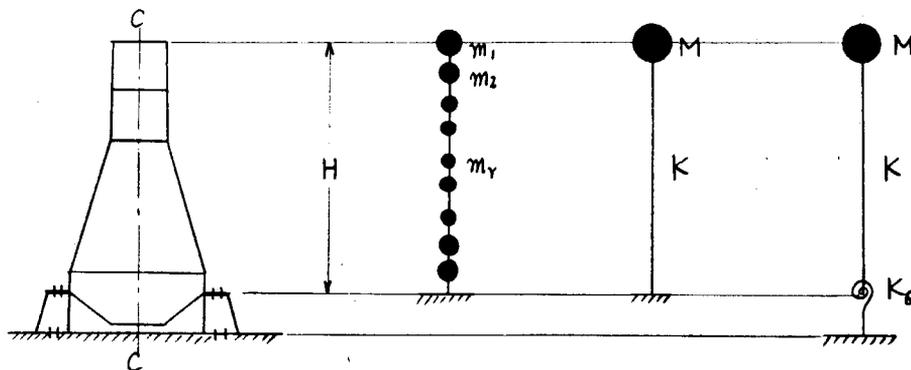


Fig. 2.3.2 架構のモデル化

梁の質量は軸に沿って分離している多くの点に集中し、隣り合う2つの点の間の梁の断片は質量を有しないが、現実の梁と同じ断面および弾性を有していると仮定する。

いま、断面  $n$  および  $n+1$  の区間について考える。この梁は Fig. 2.3.3 に示すように円振動数  $\omega$  で調和運動しているとする。

- ここで、  $\theta$  : 傾斜                       $x$  : たわみ  
 $S$  : せん断力                       $M$  : 曲げモーメント  
 $y$  : 梁の断片の長さ  
 $E, I$  : 梁の縦弾性係数、断面2次モーメント

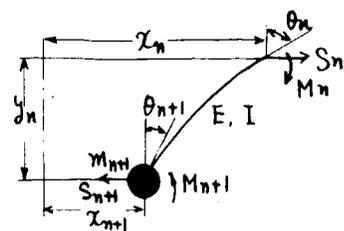


Fig. 2.3.3 振動している梁の第  $n$  番目の断片

である。

Fig. 2.3.3 よりつぎの関係が得られる。<sup>2)</sup>

$$\left. \begin{aligned} S_{n+1} &= S_n + m_{n+1} \omega^2 x_{n+1} \\ M_{n+1} &= M_n + S_n y_n \\ \theta_{n+1} &= \theta_n - \alpha_n M_n - \beta_n S_n \\ x_{n+1} &= x_n - \theta_{n+1} y_n - \tau_n M_n - \delta_n S_n \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (2.3.1)$$

ここで、

$$\alpha_n = \int_0^{y_n} \frac{1}{EI} dy, \quad \beta_n = \int_0^{y_n} \frac{y}{EI} dy$$

$$\tau_n = \int_0^{y_n} \alpha dy, \quad \delta_n = \int_0^{y_n} \beta dy$$

である。いま、自由端におけるたわみを  $x_1$ 、傾斜を  $\theta_1$  とすると、

$$\left. \begin{aligned} S_n &= G \theta_n + G_{x_n} x_1 \\ M_n &= H \theta_n + H_{x_n} x_1 \\ \theta_n &= h \theta_n + h_{x_n} x_1 \\ x_n &= g \theta_n + g_{x_n} x_1 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (2.3.2)$$

ここで、

$$\left. \begin{aligned} G \theta_{n+1} &= G \theta_n + m_{n+1} \omega^2 g \theta_{n+1} \\ G_{x_{n+1}} &= G_{x_n} + m_{n+1} \omega^2 g_{x_{n+1}} \\ H \theta_{n+1} &= H \theta_n + G \theta_n y_n \\ H_{x_{n+1}} &= H_{x_n} + G_{x_n} y_n \\ h \theta_{n+1} &= h \theta_n - \alpha_n H \theta_n - \beta_n G \theta_n \\ h_{x_{n+1}} &= h_{x_n} - \alpha_n H_{x_n} - \beta_n G_{x_n} \\ g \theta_{n+1} &= g \theta_n - h_{\theta_{n+1}} y_n - \tau_n H \theta_n - \delta_n G \theta_n \\ g_{x_{n+1}} &= g_{x_n} - h_{x_{n+1}} y_n - \tau_n H_{x_n} - \delta_n G_{x_n} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (2.3.3)$$

である。初期条件としては、 $S_1 = m_1 \omega^2 x_1$ 、 $M_1 = 0$ 、 $\theta_1 = \theta_1$ 、 $x_1 = 1$  であるから、

$$\left. \begin{aligned} G \theta_1 &= 0, & G_{x_1} &= m_1 \omega^2 \\ H \theta_1 &= 0, & H_{x_1} &= 0 \\ h \theta_1 &= 1, & h_{x_1} &= 0 \\ g \theta_1 &= 0, & g_{x_1} &= 1 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (2.3.4)$$

となる。

また、境界条件は、基礎を完全固定とした場合、 $x_n = \theta_n = 0$  であるから、

$$h\theta_n \cdot g_{xn} - g\theta_n \cdot h_{xn} = 0 \quad \dots\dots\dots (2.3.5)$$

となる。

そこで、架構を分割し、それぞれの質量  $m_n$  と断面2次モーメント  $I_n$  を求め、(2.3.1)~(2.3.5)式を用いて、機関取付部を固定としたときのH形固有振動数  $\omega_H$  およびそのときの振動モード  $x_n$  を求める。

つきに、Fig. 2.3.2 に示すように断面1の点に等価な集中質量  $M$  を考え、架構 1 Cy 1. 分を等価な1自由度系に置換えると、

$$\text{等価質量} \quad M = \sum_n m_n' x_n^2 \quad \dots\dots\dots (2.3.6)$$

$$\text{等価ばね定数} \quad K = \omega_H^2 M \quad \dots\dots\dots (2.3.7)$$

となる。ここで、 $m_n' = \frac{m_n}{N}$  ( $N$ : シリンダ数とチェーンケースの数の和) である。

b. 陸上運転時における機関取付部の回転ばね定数  $K_\theta$

いま、陸上での運転定盤上に機関を据付けたときの起振機実験によつて、H形の固有振動数  $\omega_0H$  が求まっているとする。

ここで、Fig. 2.3.2 に示す  $K$  と  $K_\theta$  との合成ばね定数  $K'$  は、

$$K' = \frac{K \cdot K_\theta}{K_\theta + H^2 K} \quad \dots\dots\dots (2.3.8)$$

であるから、

$$K' = \omega_0^2 H M \quad \dots\dots\dots (2.3.9)$$

の関係より、 $K_\theta$  を求める。

c. 架構各シリンダ間のばね定数

Fig. 2.3.4 に示すようなモデルを考える。ここで、 $i$  はシリンダ数(チェーンケースの数も含む)を表わし、 $k_{i-1i}$  は、 $(i-1)$  シリンダと  $(i)$  シリンダの間のばね定数を表わす。

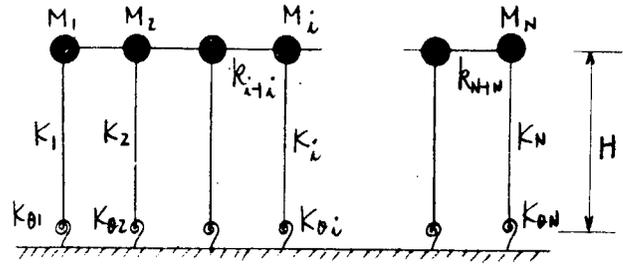


Fig. 2.3.4 機関架構のモデル

各質点について運動方程式を立てると(2.3.8)

式によつて求められる合成ばね定数  $K_i$  を用いて、

$$M_i \ddot{x}_i - k_{i-1i} x_{i-1} + (K_i' + k_{i-1i} + k_{i+1i}) x_i - k_{i+1i} x_{i+1} = 0 \quad \dots\dots (2.3.10)$$

ただし、 $i = 1, 2, 3, \dots, N$

ここで、

$$\bar{M} = \begin{bmatrix} M_1 & & & \\ & M_2 & & 0 \\ & & \ddots & \\ & & & M_N \end{bmatrix}$$

$$\bar{K} = \begin{bmatrix} K_1' + k_{12} & -k_{12} & & & & 0 \\ -k_{12} & K_2' + k_{12} + k_{23} & & & & \\ & & \ddots & & & \\ & & & -k_{N-2N-1} & K_{N-1}' + k_{N-2N-1} + k_{N-1N} & -k_{N-1N} \\ & & & & -k_{N-1N} & K_N + k_{N-1N} \\ 0 & & & & & \end{bmatrix}$$

$$X = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \vdots \\ X_N \end{bmatrix}$$

とすると、(2.3.10)式は、

$$\bar{M} \ddot{X} + \bar{K} X = 0 \quad \dots\dots\dots (2.3.11)$$

となる。ここで、

$$x_i = A_i \sin(\omega t + \alpha)$$

とすると、(2.3.11)式は、

$$|\omega^2 \bar{M} - \bar{K}| X = 0 \quad \dots\dots\dots (2.3.12)$$

となる。(2.3.12)式より、 $k_{12} = k_{23} = \dots\dots = k_{N-1N} = k$  として、陸上での架構X形固有振動数  $\omega_0 X$  に対する  $k$  の値を求める。

また、 $k$  の値が架構の軸C-C (Fig. 2.3.2) に関する断面2次モーメント  $I$  に比例するものとする、大きさの異なる機関架構の  $k_B$  の値は、

$$k_B = k \times \frac{I_B}{I} \quad \dots\dots\dots (2.3.13)$$

となる。

(b) 二重底について

a. 二重底の等価重量

ここでは、二重底を等方性板とみなし、全周辺を単純支持として取扱う。いま、二重底の重量として、二重底の船殻重量  $W_H$  と付加水重量  $W_W$  を考えると、二重底の重量  $W$  は、

$$W = W_H + W_W \quad \dots\dots\dots (2.3.14)$$

となる。ここで、 $W_H$  は各船ごとに求められるが、近似値としては、

たとえば、

$$W_H = \frac{4}{9} V \quad (\text{ton}) \quad \dots\dots\dots (2.3.15)$$

$V$  : 二重底の体積 ( $m^3$ )

が成り立つ。<sup>3)</sup> また、二重底を無限平板の一部とし、Fig. 2.3.5 に示すような振動の節によつて囲まれた扇形状の部分を考えて、その半径方向の振動モードが第1種ベッセル関数によつて近似されるとすると、単位面積当りの付加水重量  $\rho_w$  は、

$$\rho_w = r R / S_m \quad \dots\dots\dots (2.3.16)$$

$r$  : 水の単位体積当りの重量

$R$  : 扇形板の半径

$S_m$  :  $J_n(S)$  の原点を除いた  $m$  番目の零点 ( $N = \frac{n\pi}{\theta_0}$ )

$m$  : 半径方向の振動次数

$n$  : 周方向の振動次数

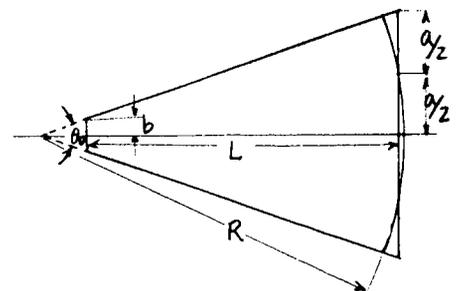


Fig. 2.3.5 二重底の形状

となる。<sup>4)</sup> ここで、二重底の面積を  $A$  とすると、 $W_W$  は、

$$W_W = \rho_w A \quad \dots\dots\dots (2.3.17)$$

となる。

いま、二重底をばね-質点系に置き換える場合には Fig. 2.3.6 に示すように、二重底を機関のシリンダ間隔に分割し、その中央に等価な集中質量 ( $m_j$ ) を考えると、 $m_j$  は振動エネルギー等価の条件によつて求められる。このとき、二重底の振動数 ( $\omega_{PH}$ ,  $\omega_{PX}$ ) および振動モードは二重底を梯形板とみなして、エネルギー法により求める。<sup>5)</sup>

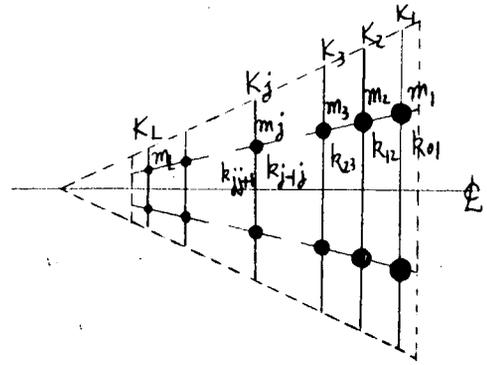


Fig. 2.3.6 二重底のモデル

なお、計算を簡単化するために板を等方性板と考えると、板の単位長さ当りの曲げ剛性 ( $D$ ) は、近似値として、たとえば、

$$D = \frac{E}{1-\nu^2} \{ 0.181 h^2 (t_1 + t_2 + 0.0123 h) \} \quad \dots\dots\dots (2.3.18)$$

$h$  : 二重底の高さ

$t_1$  : 二重底底板の板厚

$t_2$  : 船底外板の板厚

で与えられる。<sup>3)</sup>

b. 質点間のばね定数

いま、ここで考慮している二重底の振動モードは機関架構のH形あるいはX形振動時のモードであるから、 $\bar{a}$  を節とし、すなわち、 $\bar{a}$  を単純支持として二重底の半分のみを考える。各質点について運動方程式を立てると、

$$m_j \ddot{y}_j - k_{j-1j} y_{j-1} + (K_j + k_{j-1j} + k_{jj+1}) y_j - k_{jj+1} y_{j+1} = 0 \quad \dots\dots (2.3.19)$$

ただし、 $j = 1, 2, \dots, L$

となる。ここで、 $y$  は質点の上下方向の変位である。

ゆえに、2.3.2(1)(a)c.項と同様に、

$$\bar{M} = \begin{bmatrix} m_1 & & & & \\ & m_2 & & & \\ & & \ddots & & \\ & & & 0 & \\ & & & & m_L \end{bmatrix}$$

$$\bar{K} = \begin{bmatrix} K_1 + k_{01} + k_{12} & & & & \\ & -k_{12} & & & \\ & & \ddots & & \\ & & & K_2 + k_{12} + k_{23} & \\ & & & & -k_{23} \\ & & & & & \ddots \\ & & & & & & -k_{L-1L} \\ & & & & & & & K_L + k_{L-1L} + k_{LL+1} \end{bmatrix}$$

$$Y = \begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ \vdots \\ Y_L \end{bmatrix}$$

とわくと、(2.3.19)式は、

$$|\omega^2 \bar{\mathbf{M}} - \bar{\mathbf{K}}| \mathbf{Y} = 0 \quad \dots\dots\dots (2.3.20)$$

となる。

ここで、二重底のS形(架構H形に相当)、逆S形(架構X形に相当)の固有振動数 $\omega_{PH}$ 、 $\omega_{PX}$ を用いて(2.3.20)式が成り立つように $K_j$ および $k_{j-1j}$ の値を決める。ただし、 $K_j$ は二重底の巾(Fig. 2.3.8 2.  $\theta_j$ )に反比例、 $k_{j-1j}$ は二重底の巾に比例すると仮定する。

(c) 機関取付部等価回転ばね定数

機関を船にとう載したときの架構H形およびX形固有振動数(起振機実験結果)を用いて(2.3.26)式が満足される $K_{\theta i}$ を求める。このとき、 $K_{\theta 1} = K_{\theta 2} = \dots\dots = K_{\theta N} = K_{\theta}$ とする。

いま、Fig. 2.3.7に示すように、架構取付部の左舷と右舷のボルト間隔を $b$ とし、左舷のボルト部のばね定数を $K_F$ 、右舷のボルト部のそれを $K'_F$ とすると、

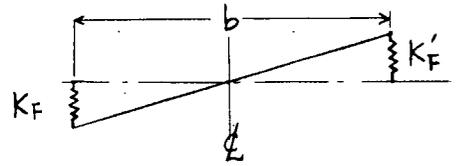


Fig. 2.3.7 架構取付部

回転ばね定数 $K'_{\theta}$ は、

$$K'_{\theta} = \frac{(K_F + K'_F) \cdot b^2}{4} \quad \dots\dots\dots (2.3.21)$$

となる。 $K_F = K'_F$ のとき、

$$K'_{\theta} = \frac{K_F \cdot b^2}{2} \quad \dots\dots\dots (2.3.22)$$

となる。

ゆえに、 $b$ の異なる機関に対する $K_{\theta B}$ は、

$$K_{\theta B} = K_{\theta} \cdot \frac{K_{FB} \cdot b_B^2}{K_F \cdot b^2} \quad \dots\dots\dots (2.3.23)$$

となる。

(3) 架構・架台連成振動系

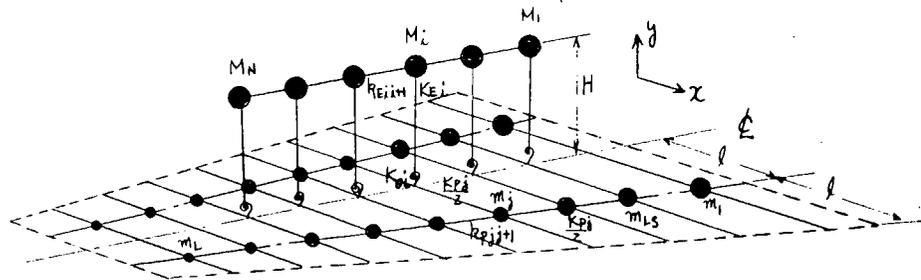


Fig. 2.3.8 機関架構—架台モデル

Fig. 2.3.8に示すモデルにおいて運動方程式を立てると(2.3.24)式を得る。

$$\begin{cases} M_i \ddot{x}_i - k_{Ei-1i} x_{i-1} + (K_{1i} + k_{Ei-1i} + k_{Ei+1i}) x_i - k_{Ei+1i} x_{i+1} + K_{1\theta i} y_j = 0 \\ m_j \ddot{y}_j - k_{Pj-1j} y_{j-1} + (K_{2j} + k_{Pj-1j} + k_{Pj+1j}) y_j - k_{Pj+1j} y_{j+1} + K_{2\theta j} x_i = 0 \end{cases} \quad \dots\dots\dots (2.3.24)$$

ここで、

$$K_{1i} = \frac{K_{Ei} \cdot K_{\theta i}}{H^2 K_{Ei} + K_{\theta i}}$$

$$K2_j = \begin{cases} \frac{K_{Pj} \cdot K_{\theta i}}{2(\theta_j^2 K_{Pj} + K_{\theta i})} + \frac{K_{Pj}}{2} & (LS \leq j \leq LS + N - 1) \\ K_{Pj} & (1 \leq j \leq LS - 1, LS + N \leq j \leq L) \end{cases}$$

$$K1_{\theta i} = \frac{K_{\theta i}}{2H\theta_i}$$

$$K2_{\theta i} = \frac{K_{\theta i}}{4H\theta_i}$$

であるとする。ただし、 $i = 1, 2, \dots, N$ ,  $j = 1, 2, \dots, L$

いま、

$$x_i = A_i \sin(\omega t + \alpha_i)$$

$$y_j = B_j \sin(\omega t + \beta_j)$$

とし

$$[M] = \begin{bmatrix} M_1 & & & \\ & M_2 & & 0 \\ & & \ddots & \\ 0 & & & M_N \end{bmatrix}$$

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & & & \\ & m_2 & & 0 \\ & & \ddots & \\ 0 & & & m_L \end{bmatrix}$$

$$[K_E] = \begin{bmatrix} K1_1 + k_{E12} & -k_{E12} & & & \\ -k_{E12} & K1_2 + k_{E12} + k_{E23} & & & 0 \\ & & \ddots & & \\ 0 & & & -k_{E(N-1)N} & K1_N + k_{E(N-1)N} \end{bmatrix}$$

$$[K_P] = \begin{bmatrix} K2_1 + k_{P01} + k_{P12} & & -k_{P12} & & \\ -k_{P12} & & K2_2 + k_{P12} + k_{P23} & & -k_{P23} \\ & & & \ddots & \\ & & & & -k_{P(L-1)L} & K2_L + k_{P(L-1)L} + k_{P(L+1)L} \end{bmatrix}$$

$$[K_{E\theta}] = \begin{bmatrix} \underbrace{0 \cdots 0}_{(LS-1)\text{ケ}} & K1_{\theta 1} & \cdots & 0 & \cdots & 0 \\ & & K1_{\theta 2} & & & \\ & & & 0 & & \\ & & & & \ddots & \\ 0 & & & & & K1_{\theta N} & \underbrace{0 \cdots 0}_{(L-LS+1-N)\text{ケ}} \end{bmatrix}$$

$$[K_{P\theta}] = \begin{bmatrix} 0 & \cdots & 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \underbrace{K2_{\theta 1} \cdots 0}_{N\text{ケ}} \\ \vdots \\ 0 & & K2_{\theta 2} & & 0 \\ \vdots & & & \ddots & \\ & & & & K2_{\theta N} \\ & & & & & 0 \\ & & & & & & 0 \\ & & & & & & & 0 \\ & & & & & & & & 0 \\ & & & & & & & & & 0 \end{bmatrix} \begin{matrix} \\ \\ \dots \\ (LS-1)\text{ケ} \\ \dots \\ N\text{ケ} \\ \dots \\ (L-LS+1-N)\text{ケ} \end{matrix}$$

$$[x] = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_N \end{bmatrix}$$

$$[y] = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_L \end{bmatrix}$$

とおくと (2.3.24) 式は、

$$\begin{bmatrix} -\omega^2 [M] + [K_E] & [K_{E\theta}] \\ [K_{P\theta}] & -\omega^2 [m] + [K_P] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = 0 \quad \dots \dots \dots (2.3.25)$$

となる。ここで、

$$M = \begin{bmatrix} [M] & 0 \\ 0 & [m] \end{bmatrix}, \quad K = \begin{bmatrix} [K_E] & [K_{E\theta}] \\ [K_{P\theta}] & [K_P] \end{bmatrix}$$

とおくと、(2.3.25)式は、

$$|\omega^2 M - K| \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = 0 \quad \dots\dots\dots (2.3.26)$$

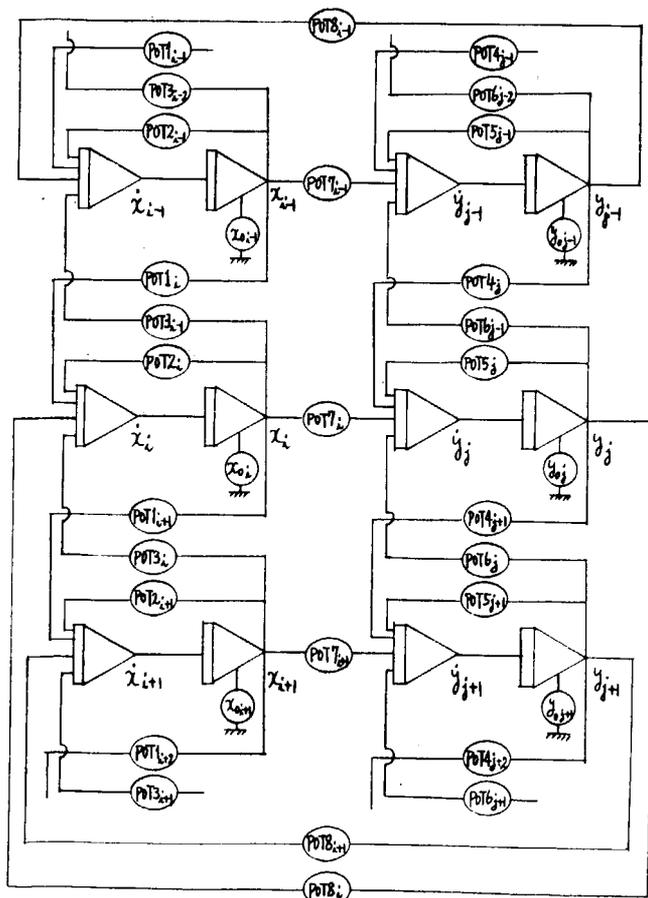
となる。

以上は Fig. 2.3.8 の系の固有値および固有ベクトルを求める計算方法を述べたのであるが、つぎに、この系の振動挙動を求める方法について述べる。

いま、たとえば  $M_i$  および  $m_j$  の質点に  $x_{0i}$  および  $y_{0j}$  の変位を与えて同時に離したとき、各質点がどのような挙動をするかを解析的に求めることはできない。また、これを数値計算で解くには非常な時間を必要とするであろう。そこで、そういった挙動を観察するにはアナログ計算機を用いればよいのであるが、それには計画時にスケールファクタを考慮しなければならないという面倒があり、また、精度も悪いなどの欠点が存在する。

そのため、ここではアナログ計算機で行なうシミュレーションをデジタル計算機で行なうプログラム“DIMULATOR”を用いて解析する。なお、プログラムは FORTRAN IV で書かれている。これを用いればデジタル計算機では扱いにくい「動特性解析」などが、ブロックダイアグラムを用意することにより簡単に実行できる。

Fig. 2.3.9 に (2.3.24) 式のブロックダイアグラムを示す。この図において  $\triangleleft$  は積分器、 $\bigcirc$  はポテンシオメータを表わしている。



- POT1<sub>i</sub> =  $k_{Ei-1i} / M_i$
  - POT2<sub>i</sub> =  $-(K_{1i} + k_{Ei-1i} + k_{Ei+1}) / M_i$
  - POT3<sub>i</sub> =  $k_{Ei+1} / M_i$
  - POT4<sub>j</sub> =  $k_{Pj-1j} / m_j$
  - POT5<sub>j</sub> =  $-(K_{2j} + k_{Pj-1j} + k_{Pj+1}) / m_j$
  - POT6<sub>j</sub> =  $k_{Pj+1} / m_j$
  - POT7<sub>i</sub> =  $-K_{2\theta i} / m_j$
  - POT8<sub>i</sub> =  $-K_{1\theta i} / M_i$
- $x_{0i}, y_{0j}$  ; 初期値

(ただし、 $LS \leq j \leq LS + N - 1$ )

Fig. 2.3.9 ブロックダイアグラム

### 2.3.3 計算結果および検討

#### (1) 機関架構

Fig. 2.3.10 に陸上での起振機実験を行なつた機関 (S形) の断面図を、また、Table 2.3.1 にその主要目を示す。

つぎに、本機関の架構 (1シリンダ分) およびチーンケースの重量分布、断面2次モーメントおよび断面積を Fig. 2.3.11, 2.3.12 および Fig. 2.3.13 に示す。

ここで、本機関の陸上での起振機実験結果を Table 2.3.2 に示す。

Table 2.3.1 供試機関主要目

シリンダ数	9
シリンダ径	840 mm
ピストンストローク	1,800 mm
回転数 (M.C.O)	114 rpm
最大出力	18,900 BHP
全重量	710 tons
ターボチャージャ数	3

Table 2.3.2 陸上起振機実験結果

機関条件	H形固有振動数	X形固有振動数
機関標準状態時	500 cpm	640 cpm
油戸除去時	500	605

Table 2.3.4 架構固有振動数 (取付部完全固定時)

H形固有振動数	X形固有振動数
931 cpm	1,013 cpm

これらの諸数値を用いて架構を Fig. 2.3.4 のようにモデル化したときの等価質量  $M$ 、等価ばね定数  $K$ 、 $k$  および取付部回転ばね定数  $K_\theta$  を Table 2.3.3 に示す。

Table 2.3.3 機関架構の等価質量および等価ばね定数

機関条件	$M$ ( $Kg \cdot s^2/cm$ )	$K$ ( $Kg/cm$ )	$k$ ( $Kg/cm$ )	$K_\theta$ ( $Kg \cdot cm/rad.$ )
機関標準状態時	19.80	$1.883 \times 10^5$	$3.540 \times 10^5$	$6.055 \times 10^{10}$
油戸除去時	19.80	$1.883 \times 10^5$	$2.573 \times 10^5$	$6.055 \times 10^{10}$

ここで、機関標準状態時において、 $K_\theta = \infty$  すなわち、機関架構取付部を完全固定とした場合の架構のH形およびX形固有振動数は Table 2.3.4 のようになり、また、そのときの振動モードは、Fig. 2.3.14 および Fig. 2.3.15 に示すようになる。ここで、機関を陸上の据付台に載せたときの固有振動数と架構取付部を固定としたときの固有振動数の比をとると、H形振動の場合  $1/1.86$ 、X形振動の場合  $1/1.58$  となる。

#### (2) 二重底

陸上での起振機実験を行なつた機関をとう載した船および二重底の主要目を Table 2.3.5 に示す。

Table 2.3.5 供試船、二重底の主要目

船		二重底	
種類	90,400DWT Tanker	$\theta_0$	37.6 deg
L × B × D	264.00m × 39.00m × 19.00m	a	12,200 mm
△ (半載)	62,986 LT	b	1,300 mm
喫水 (半載)	FORE 6.23m AFT 9.13m	L	3,200 mm
プロペラ直径/翼数	6,600 mm $\phi$ / 5	D	$1.584 \times 10^{11}$ $Kg \cdot cm$
エンジン位置	AFT	$W_H$	459 ton
船尾形状	With Shoe Piece	$W_W$	1,155 ton

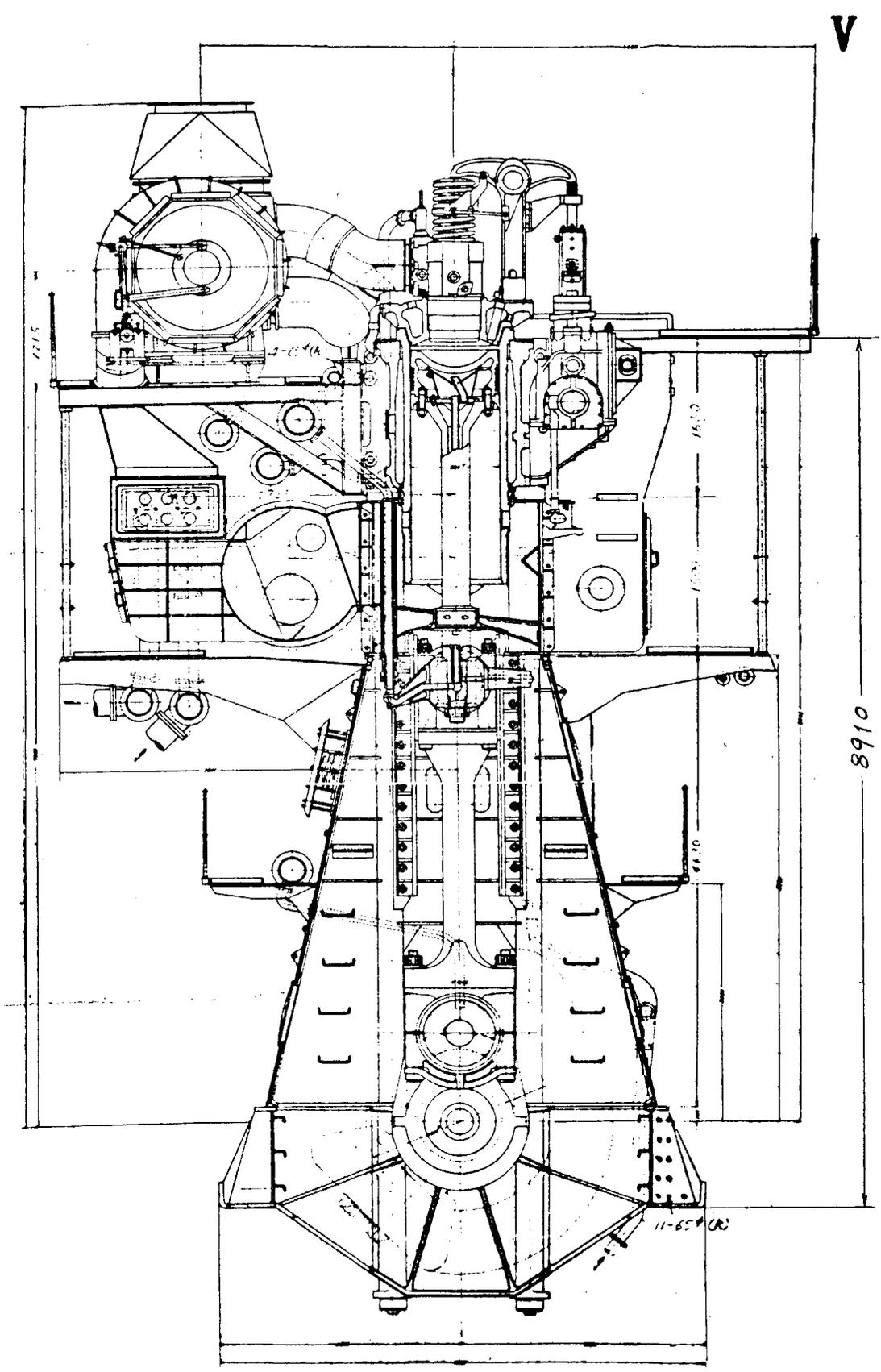


Fig. 2.3.10 機関架構造断面図 (シリンダ径 840 mm φ)

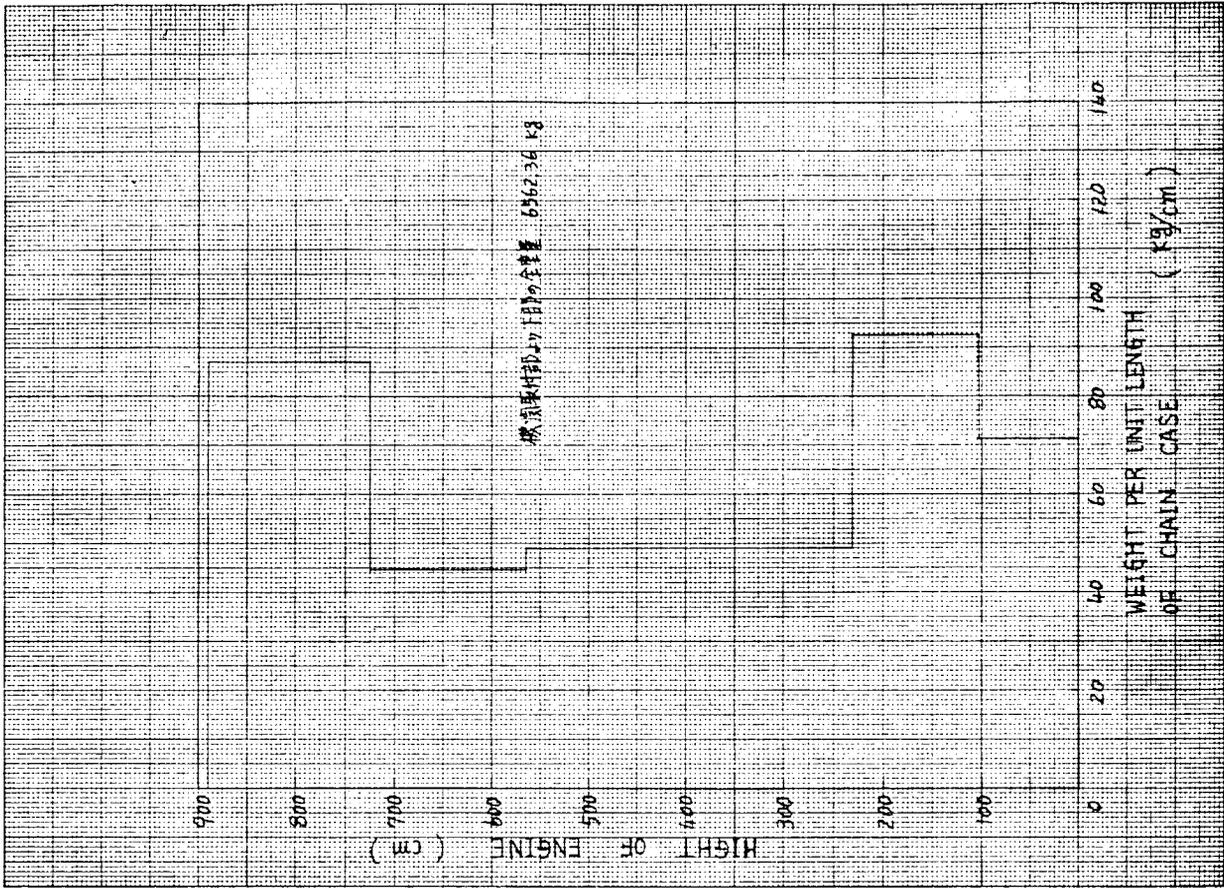
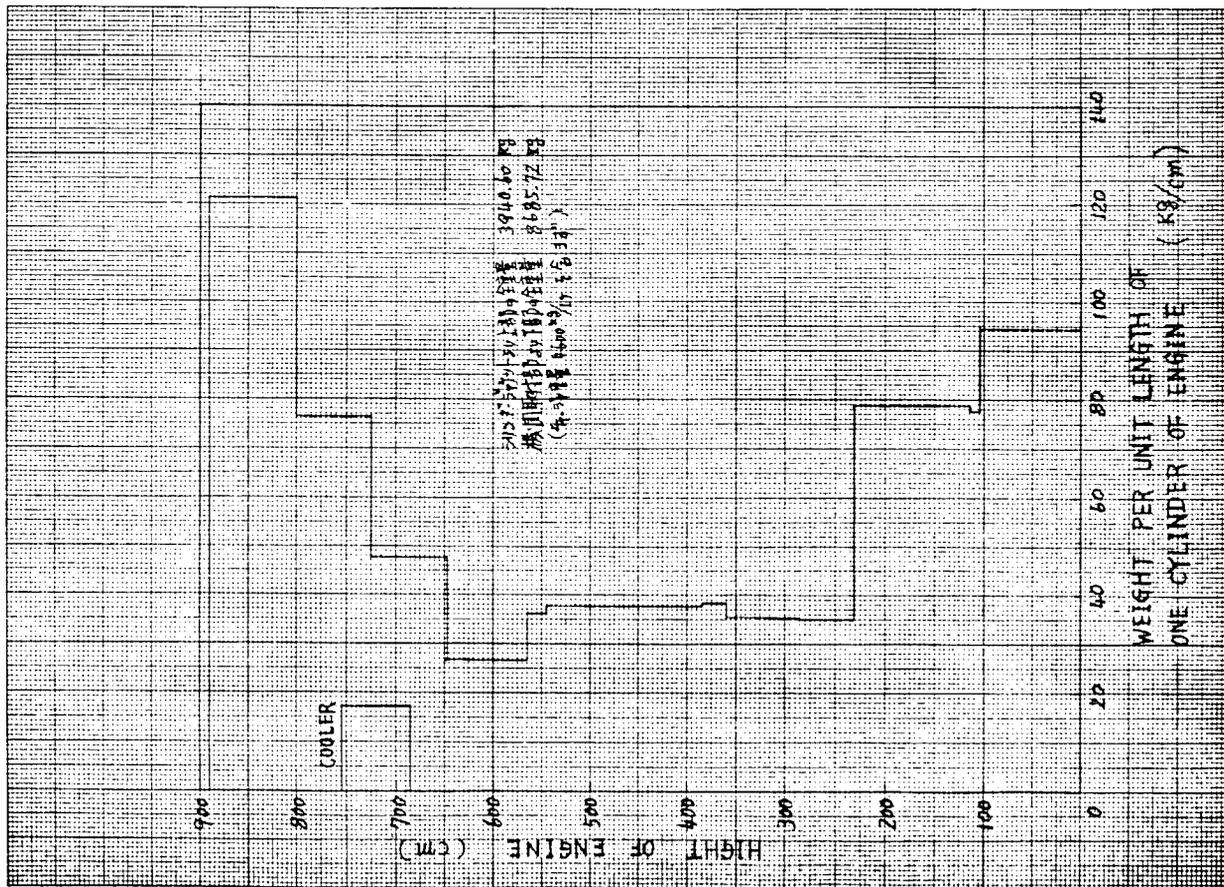


Fig. 2.3.11 供試機関重量分布

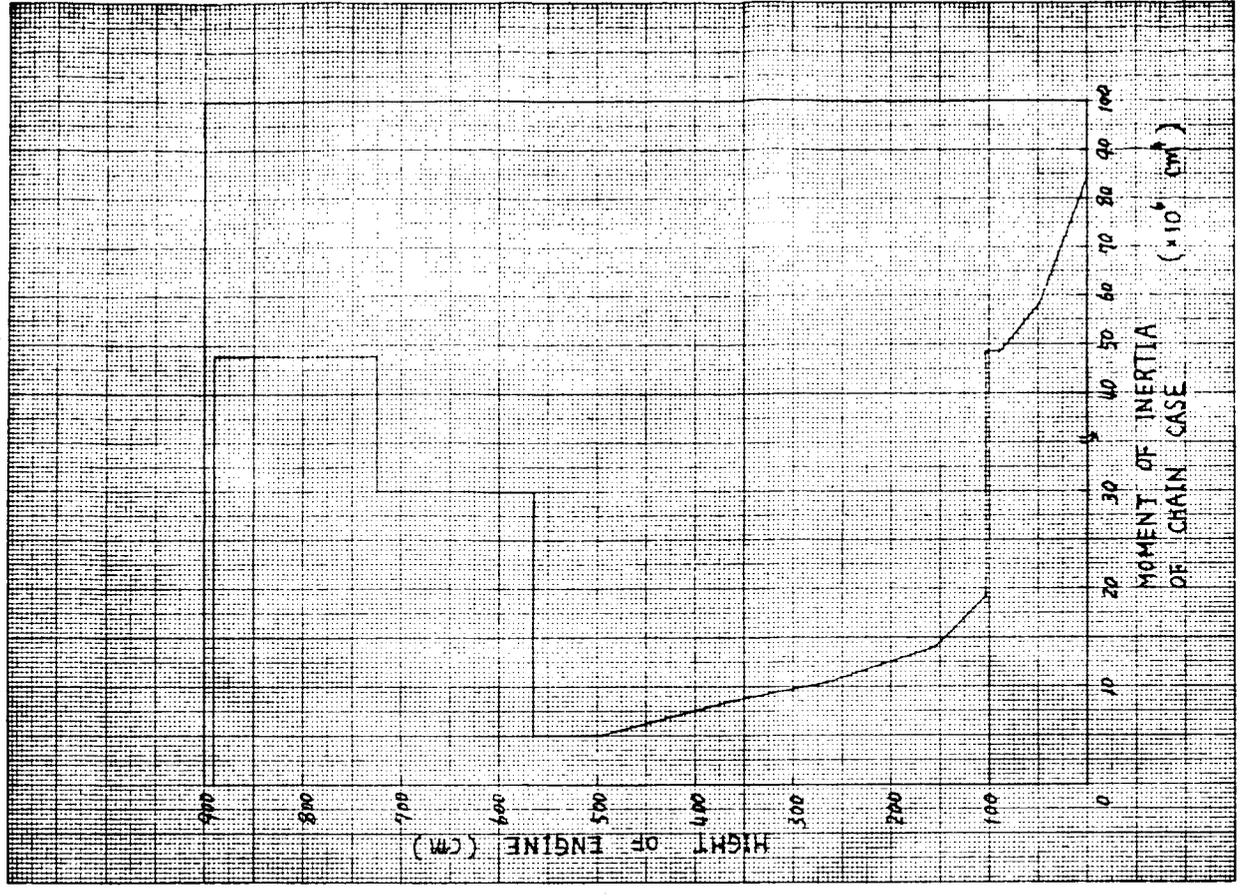
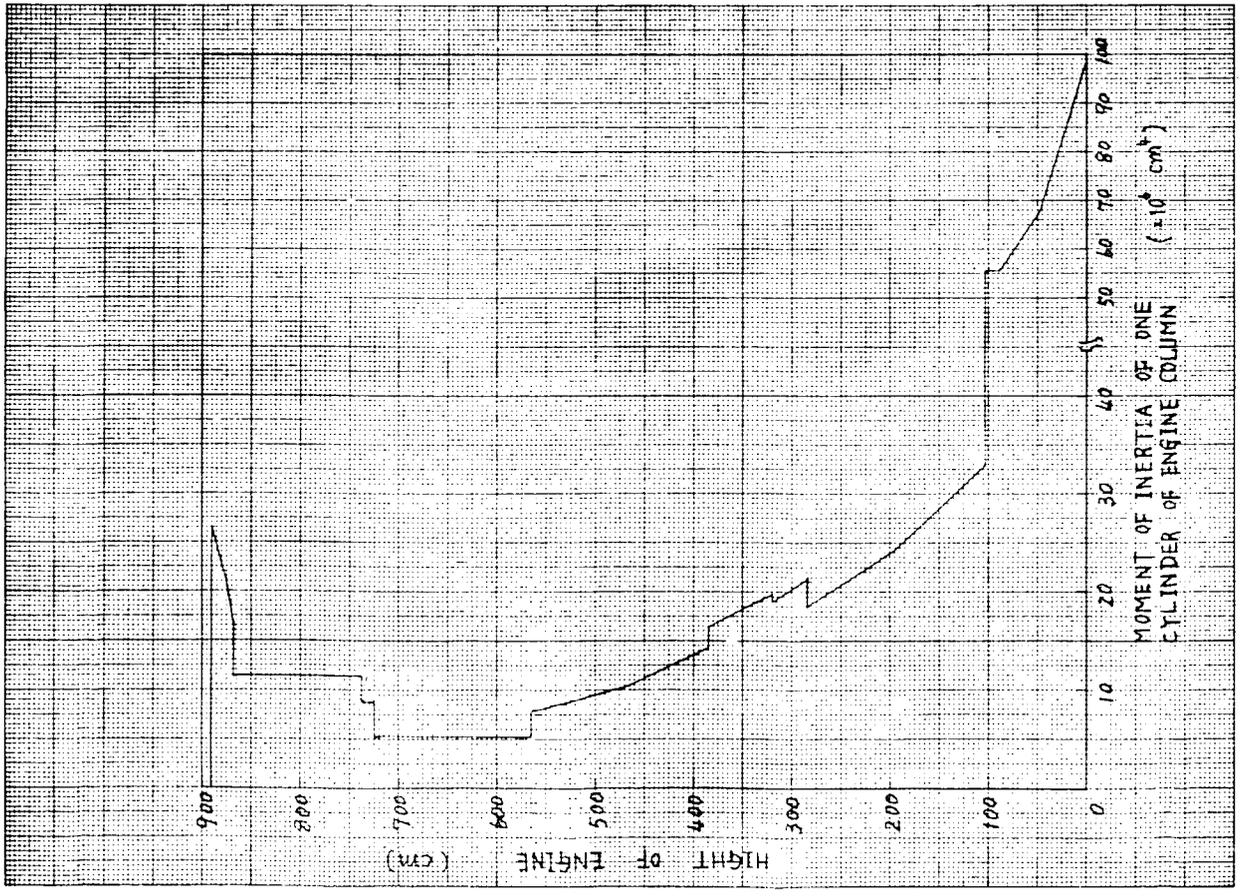


Fig. 2.3.12 供試機関断面2次モーメント

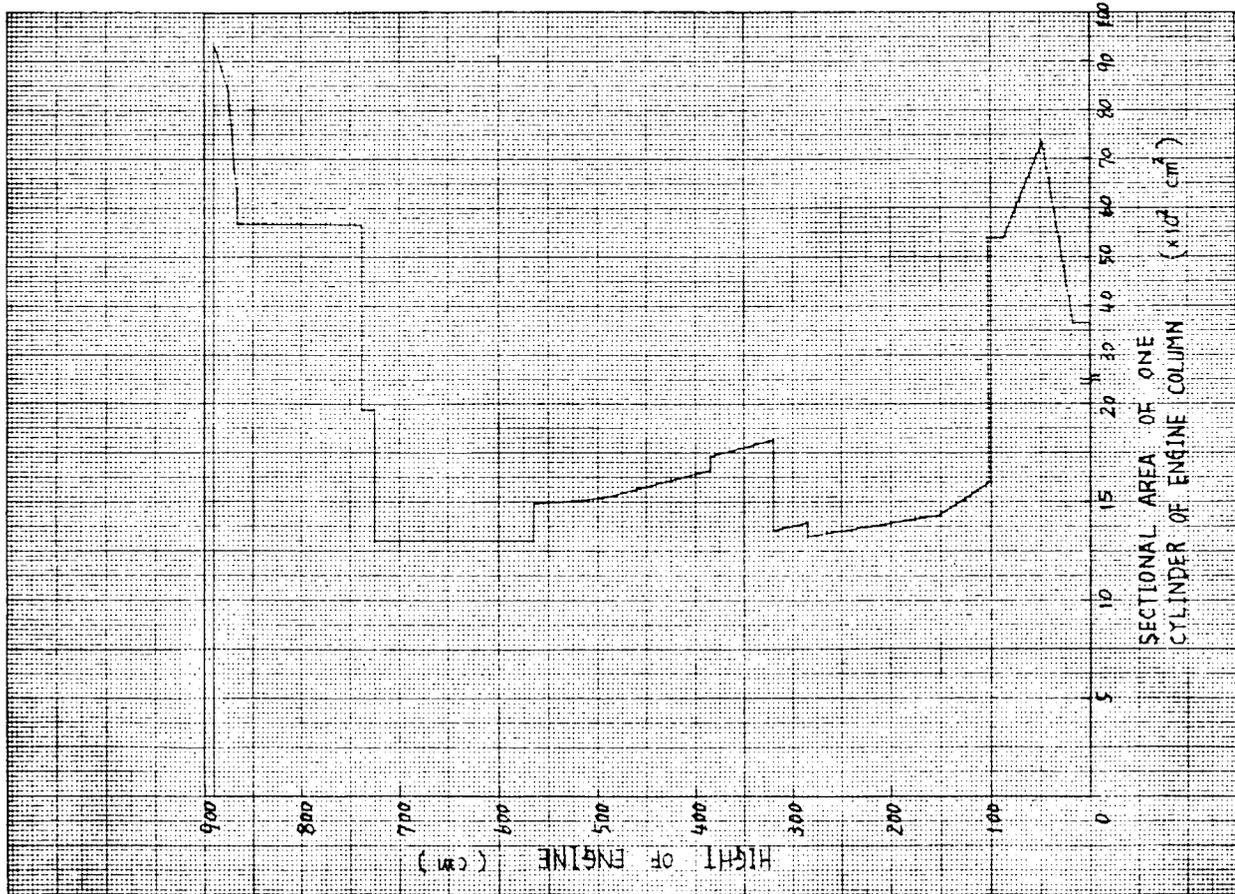


Fig. 2.3.13 供試機閥断面積

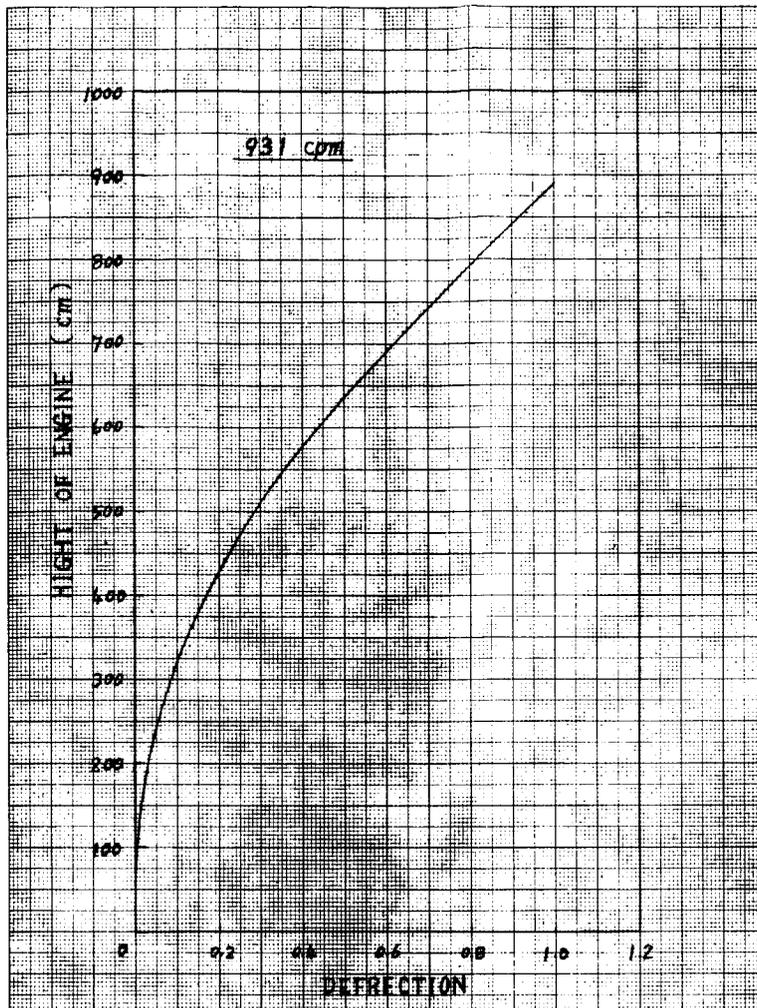


Fig. 2.3.14 機関架構H形振動モード(架構取付部固定時)

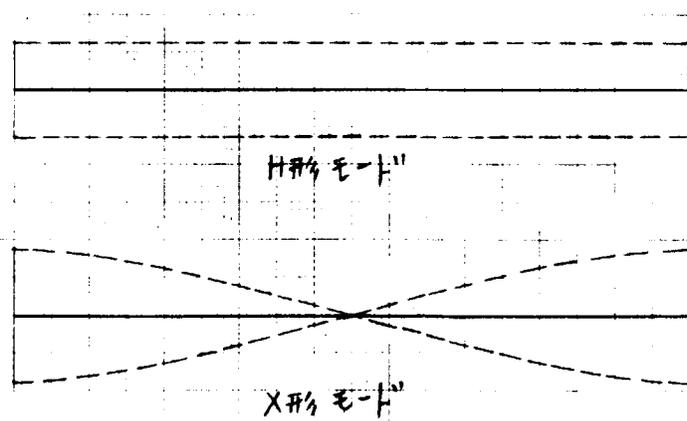
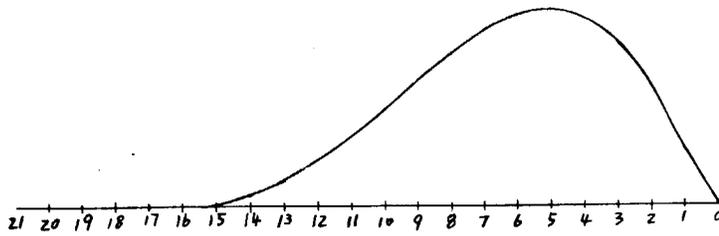


Fig. 2.3.15 機関架構H形、X形振動モード  
(架構取付部固定時)

2998 cpm (S type)



5992 cpm (逆S type)

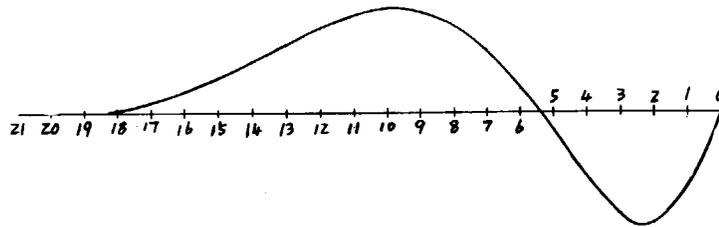


Fig.2.3.16 二重底S形、逆S形振動モード

この二重底のS形(架構H形振動に対するモード)および逆S形(架構X形振動に対するモード)振動時の固有振動数および振動モードは Fig. 2.3.16 のようになる。

ここで、振動エネルギー等価の条件により二重底を Fig. 2.3.17 に示すようなモデルに置きかえた場合、その諸数値は Table 2.3.6 のようになる。

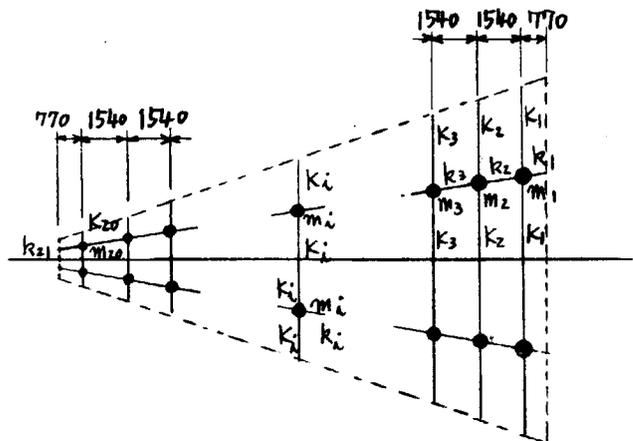


Fig.2.3.17 二重底のモデル

Table 2.3.6 二重底の質量およびばね定数

i	$m_i$ (Kg · S <sup>2</sup> /cm)	$K_i$ (×10 <sup>4</sup> Kg/cm)	$k_i$ (×10 <sup>8</sup> Kg/cm)	i	$m_i$ (Kg · S <sup>2</sup> /cm)	$K_i$ (×10 <sup>4</sup> Kg/cm)	$k_i$ (×10 <sup>8</sup> Kg/cm)
1	33.86	0.300	11.280	12	17.94	2.240	0.736
2	32.59	0.344	1.349	13	16.28	2.941	0.675
3	31.28	0.397	1.288	14	14.48	3.969	0.614
4	29.92	0.461	1.226	15	17.01	5.536	0.553
5	28.53	0.539	1.165	16	13.75	8.049	0.491
6	27.10	0.637	1.104	17	11.05	12.347	0.430
7	25.64	0.760	1.043	18	9.20	20.340	0.369
8	24.15	0.916	0.981	19	7.48	37.031	0.308
9	22.64	1.119	0.920	20	5.81	78.353	0.246
10	21.11	1.386	0.859	21			1.481
11	19.54	1.745	0.798				

### 2.3.4 連成系

2.3.3項で求めた各数値を用いて、 $K_{\theta}$  に対する連成系の固有振動数を算出すると Fig. 2.3.18 のようになる。図には架構のH形およびX形振動に対する固有振動数を示している。これらの振動モードを Fig. 2.3.19 に示す。 $H_2$  は架構と二重底のモードが逆方向になるH形モードの振動であり、 $X_1$  は同方向になるX形モードの振動である。なお、 $H_1$  の振動（架構と二重底のモードが同方向）は現われず、 $X_2$  の振動（逆方向）は非常に高い値を示し、図には示していない。 $X_2$  の値が大きくなったのは、実験実験では二重底船側部が変位しているにもかかわらず本計算ではその部分を単純支持としたことが原因している可能性があり、その点について今後検討する必要がある。

また、実験結果の振動モードと計算結果の振動モードを比較すると、 $X_1$  については一致しているが、 $H_2$  あるいは  $X_2$  については、実験の場合、架構と二重底のモードは逆方向になつておらず、計算結果と一致していない。実験結果において両者のモードが逆方向になつていないのは二重底の振巾が小さく、それに船体振動が影響したためと考えられ、実験によつて求められた固有振動数は計算結果と対応していると考えてよいであろう。

ここで、実験結果と計算結果とを比較して  $K_{\theta}$  を求めると Table 2.3.7 のようになる。

Table 2.3.7  $K_{\theta}$  の値

起振機重すい慣性 モーメント ( $Kg \cdot cm$ )	$K_{\theta}$ ( $Kg \cdot cm / rad.$ )	$H_2$ (cpm)		$X_1$ (cpm)	
		計算値	実験値	計算値	実験値
6 1.7	$1.7 \times 10^{11}$	695	670	780	785
2 4 5.6	$1.0 \times 10^{11}$	596	590	710	710
3 6 6.0	$0.88 \times 10^{11}$	570	570	690	690

すなわち、架構と二重底の間の回転ばね定数は起振力の増大とともに減少する傾向をもち非線形性を示している。そのため、架構一架台の連成振動系について固有振動数を算出するときには2.3.3項で求めた等価質量および等価ばね定数の値を用い、ここで算出した回転ばね定数を使えばよいのであるが、回転ばね定数は上述のような非線形性を有するため、起振力または振巾の関数として取扱わねばならない。

つきに、連成振動系を DIMULATOR によつて解析すると Fig. 2.3.20 (a), (b) のようになる。これは  $t=0$  において初期変位を与えたときの減衰のない自由振動状態を表わしている。この場合、上記の連成振動数の計算に用いた系で解析すればよいのであるが、計算時間の関係上質点数を減少し、架構の質点数10個のうち1, 4, 7, 10番目（1番目が架構前端、10番目が架構後端）の質点を取り出し、二重底もそれらに対応する質点を取り出して合計8質点系について解析を行なつた。また、初期値は Fig. 2.3.19 の各質点（1, 4, 7および10番目）の固有ベクトルを用い、 $K_{\theta} = 10^{11} Kg \cdot cm / rad.$  の値を用いた。図中、A, B, C, Dはそれぞれ1, 4, 7, 10番目の質点に相当している。

ここで、固有値計算の結果 (Table 2.3.7) と比較すると、H形固有振動数はよく一致しているが、X形固有振動数は DIMULATOR の結果のほうが高い値を示している。これは質点数を減少（架構の質点数を10ヶから4ヶに減少）して計算したためであろう。

### 2.3.5 実験結果との比較

つきに、以上の計算によつて求めた諸数値を用いて、他船における架構・架台系の振動数の計算を行ない、実験値との比較を行なう。供試機関および船の主要目を Table 2.3.8 に示す。

つきに、Table 2.3.9 に各船の計算値と実験値を示す。 $H_2$  形振動については、船体振動が重畳して実験値が明らかでないが、 $X_1$  形振動については比較的よく一致している。

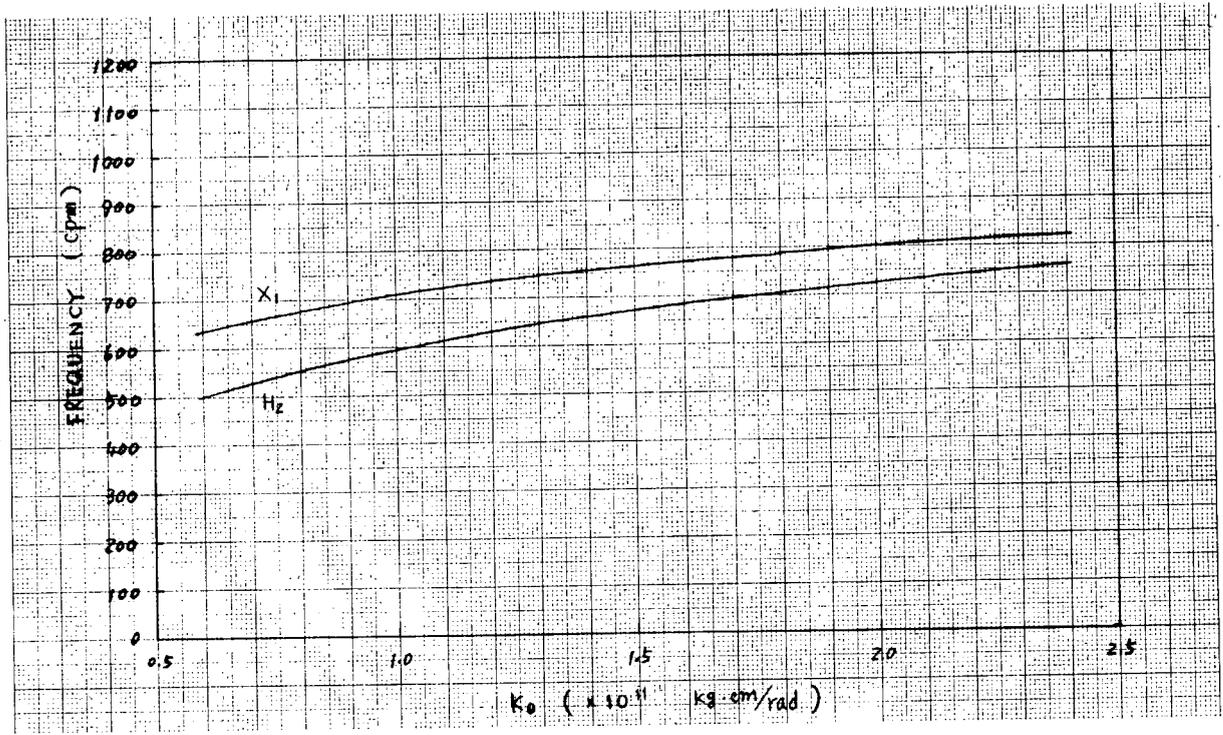


Fig. 2.3.18  $K_\theta$  に対する連成振動系の固有振動数

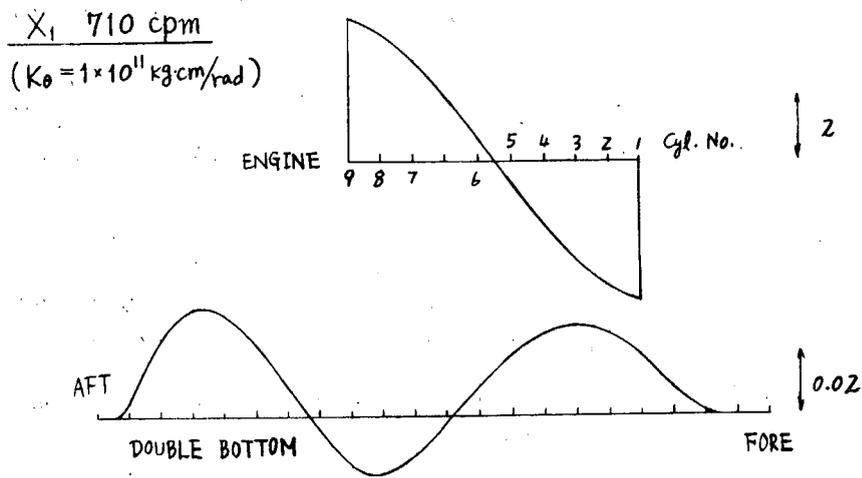
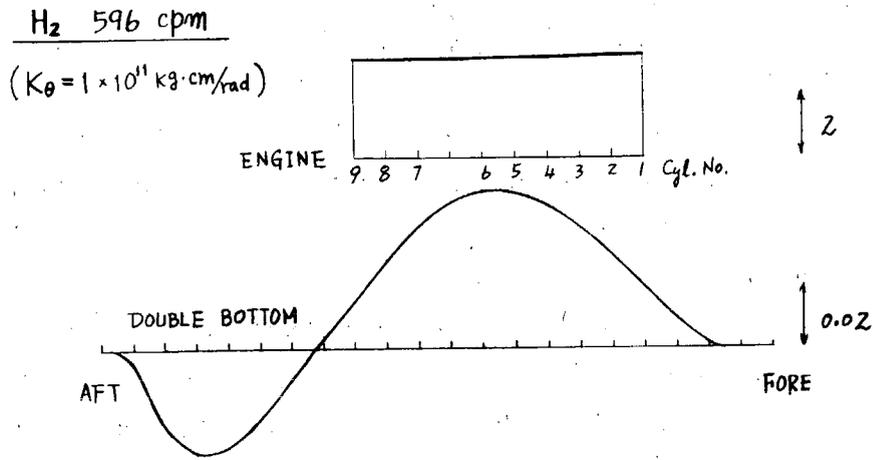


Fig. 2.3.19 架構—二重底の振動モード

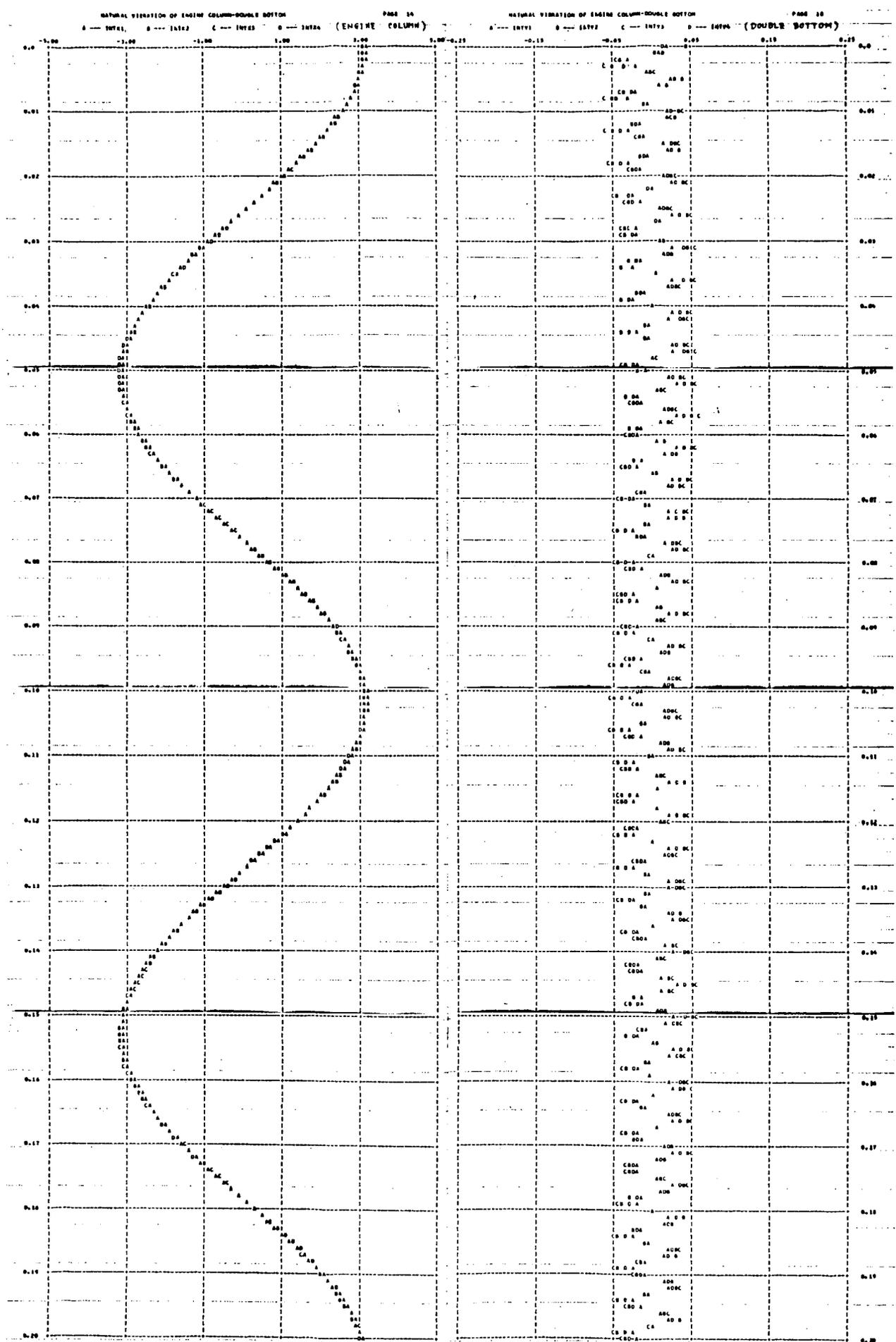


Fig. 2.3.20(a) H形自由振動 (DIMULATOR による結果)

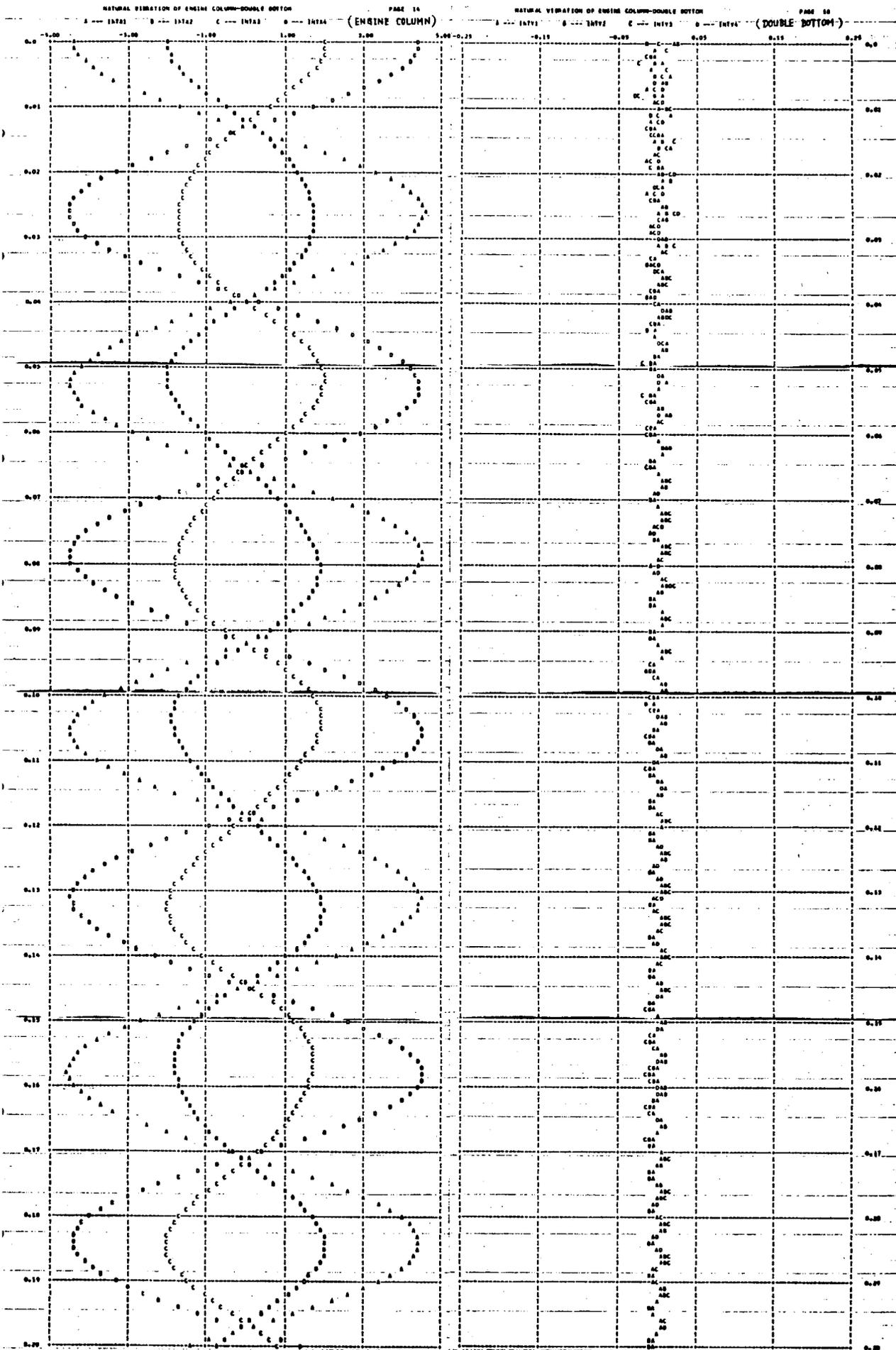


Fig. 2.3.20(b) X形自由振動 (DIMULATOR による結果)

Table 2.3.8 供試機関および船の主要目

項目		A	C	D	E
機 関	種 類	S 形	K 形	K 形	K 形
	シリンダ数	8	9	11	12
	シリンダ径	840 mm	840 mm	840 mm	840 mm
	ピストンストローク	1,800 mm	1,800 mm	1,800 mm	1,800 mm
	出力/回転数 (M.C.O)	18,400BHP/ 114rpm	23,200BHP/ 114rpm	27,400BHP/ 114rpm	30,900BHP/ 114rpm
	全 重 量	700ton	769ton	912ton	981ton
船	種 類	69,900DWT BULK/ORE/OIL	100,700DWT ORE/OIL	130,000DWT ORE/OIL	164,600DWT TANKER
	L × B × D	230.00m × 32.30m × 19.20m	250.00m × 40.20m × 21.40m	264.00m × 44.20m × 22.60m	302.00m × 44.20m × 24.50m
	△ (半載)	49,520 LT	66,640 LT	85,490 LT	84,373 LT
	喫 水 (半載)	FORE 25f7½ AFT 28f4½	FORE 6.975m AFT 9.527m	FORE 8.330m AFT 9.965m	FORE 6.005m AFT 9.890m
	プロペラ直径/ 翼 数	6,450 mm φ/5	6,800 mm φ/5	7,050 mm φ/5	7,200 mm φ/5
	エンジン位置	AFT	AFT	AFT	AFT
	船 尾 形 状	WITH SHOE PIECE	WITH SHOE PIECE	WITH SHOE PIECE	WITH SHOE PIECE
二重底	θ <sub>0</sub> (deg.)	34.68	32.71	37.84	38.71
	a (mm)	10,800	10,600	13,750	14,650
	b (mm)	1,060	1,210	1,135	1,160
	L (mm)	31,200	32,000	36,800	31,200
	D (×10 <sup>11</sup> Kg·cm)	1.727	2.266	2.847	4.384
	W <sub>H</sub> (ton)	393	435	677	888
	W <sub>W</sub> (ton)	895	911	1,648	1,921

Table 2.39 各船の連成振動数の計算および実験の結果 (比=実験値/計算値)

船	振 動 形		起振機重すい慣性モーメント (Kg·cm)			
			61.7	(123.3) 184.6	245.6	366.0
A	H <sub>2</sub>	計 算 値	689 cpm	617 cpm	— cpm	570 cpm
		実 験 値	?	?	—	?
		比	—	—	—	—
	X <sub>1</sub>	計 算 値	808	755	—	719
		実 験 値	920	890	—	—
		比	1.14	1.18	—	—
C	H <sub>2</sub>	計 算 値	698	—	597	573
		実 験 値	—	—	?	?
		比	—	—	—	—
	X <sub>1</sub>	計 算 値	784	—	711	692
		実 験 値	—	—	680	665
		比	—	—	0.96	0.96
D	H <sub>2</sub>	計 算 値	685	615	—	569
		実 験 値	?	?	—	?
		比	—	—	—	—
	X <sub>1</sub>	計 算 値	752	695	—	656
		実 験 値	780	675	—	660
		比	1.04	0.97	—	1.01
E	H <sub>2</sub>	計 算 値	—	(639)	589	566
		実 験 値	—	( — )	?	?
		比	—	—	—	—
	X <sub>1</sub>	計 算 値	—	(701)	660	641
		実 験 値	—	( — )	670	660
		比	—	—	1.02	1.03

### 2.3.6 ま と め

以上、標準機関の起振機実験結果を用いて、架構および二重底のモデル化を行ない、架構と二重底の間の回転ばね定数に非線形性を持たせて、架構・二重底の連成振動系の固有値を計算し、定数を決定した。そして、起振機実験を行なった他の数船について連成振動数の計算を行ない、実験結果と比較したところ、X<sub>1</sub>形振動においてよい一致を見た。

なお、来年度は減衰を考慮に入れて振動応答特性について検討し、機関運転時における振動応答解析を行なう予定である。

### 参 考 文 献

- 1) 日本造船研究協会 第94研究部会 昭和43年度報告書(91号)
- 2) N.O. Myklestad, Fundamentals of Vibration Analysis
- 3) 西部造船会 機関室小委員会資料
- 4) 香川、牛島ほか；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
- 5) 吉識、川井；平板の曲げ、振動および座屈問題に対するエネルギー法の一般的適用法について(Ⅰ)(Ⅱ)、造船協会論文集 No.117、No.118

## 2.4 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

### 2.4.1 概 要

最近、船舶の巨大化、機関の大出力化に伴って軸系横振動が問題になり、特に軸系と船体の連成振動が注目されるようになった。そこで、機関室、二重底、軸系および船体振動の実態を把握するため、同時計測を行なった。

軸系の振動形態の把握と起振源との共振状態を検討するため総合的振動計測を D/W 156,000 L.T.タービン兼用船について、プロペラを起振源とするスラストブロックの振動、軸系振動および船体振動を実船の海上公試運転時に満載バラストの2状態にて計測を行なった。また、船尾管内軸受支点を推定するため温度分布をあわせて計測した。

軸系横振動について、従来より多く使用されてきた Jasper, Panagopoulos 等の式による検討を加えた。弾性多点支持系については今後研究の予定である。

また、船体と機関を結ぶ重要なポイントである船尾管ゾールの計画上振動による要素の把握に対する資料を得ることができた。

### 2.4.2 供試船要目および計測点

#### (1) 供試船要目

S. No. 2117 ( D.W.T 156,000 L.T. COMBINATION CARRIER )

#### (a) 船体要目

L × B × D : 290 m × 43 m × 24.69 m  
△ 満載 / 半載 : 111,838 L.T. × 188,371 L.T.  
吃水 満載 :  $d_f = 17.42 m$ ,  $d_a = 17.45 m$   
半載 :  $d_f = 10.02 m$ ,  $d_a = 11.29 m$

#### (b) 機関要目

主 機 : GEタービン  
M C R 27,500 HP × 98 RPM  
N O R 25,000 HP × 95 RPM

#### (c) 軸 系

プロペラ軸 : 750.86  $\phi$  / 260  $\phi$  × 8,490 mm  
中 間 軸 : 590  $\phi$  × 8,400 mm

#### (d) プロペラ 5翼1体型

直 径 : 7,696  
ピ ッ チ : 5,860 ( 0.7 R )

#### (e) 船尾形状 シューピースあり

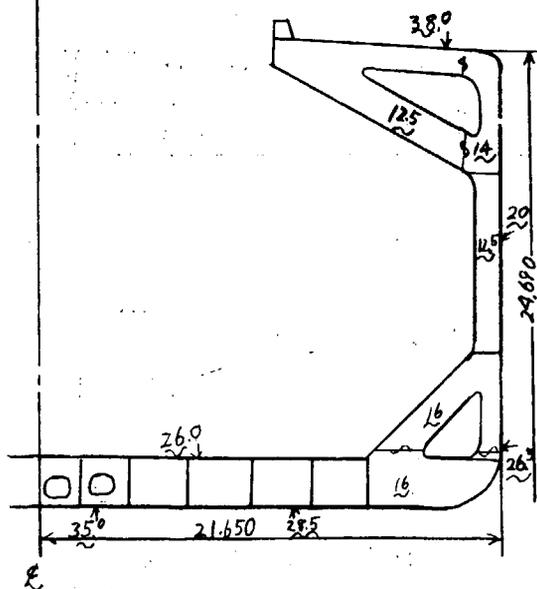
SCHEDULE OF VIBRATION MEASUREMENT

SHIP No.	2117
BUILDER	IHI KURE

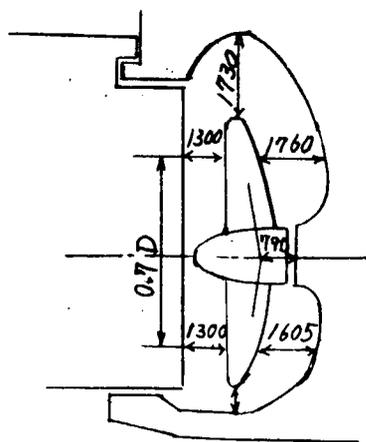
PARTICULARS OF SHIP

HULL			MAIN ENGINE	
KIND & TYPE	COMBINATION CARRIER		KIND & TYPE	TURBINE
CLASS	ABS		NUMBER	1
CONSTRUCTION	LONG L SYSTEM		POSITION OF ENG.	AFT
L o a	302 <sup>M</sup> 000		SHP	NOR 25,000 MCR 27,500
L p p	290 <sup>M</sup> 000		RPM	NOR 95.0 MCR 98.0
B m t l d	43 <sup>M</sup> 300		UNBALANCED FORCE	Fv1
D m l d	24 <sup>M</sup> 690			Fv2
d full	17 <sup>M</sup> 400			Fh
△ full			UNBALANCED MOMENT	Mv1
D. W.	156,000LT			Mv2
C b full	0.8306			Mh
MOMENT OF INERTIA	Iv	7.1508 × 10 <sup>8</sup> M <sup>2</sup> -MM <sup>2</sup>	PROPELLER	
	Ih		NUMBER	1
WEB AREA	Av		No. OF BLADES	5
	Ah		DIAMETER	7 <sup>M</sup> 700

SKETCH OF SECTION



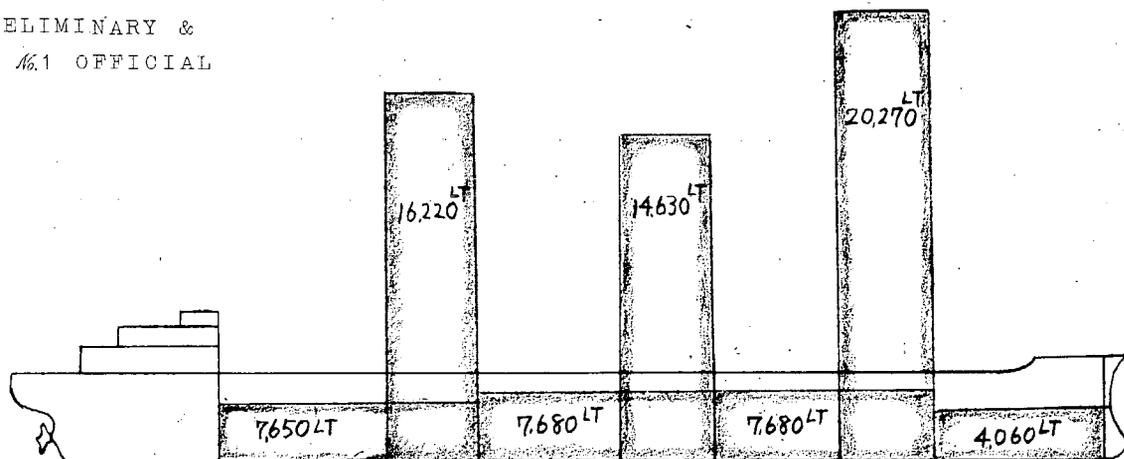
SKETCH OF SCREW APERTURE



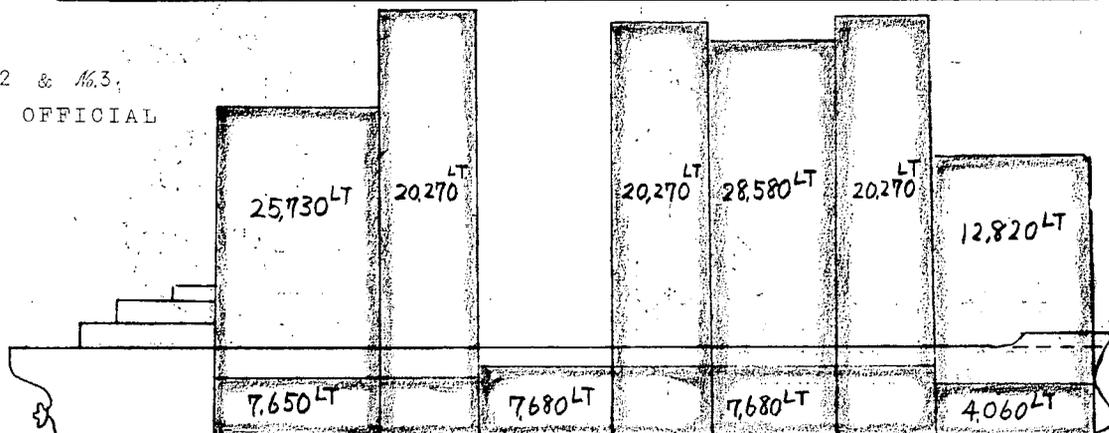
TEST CONDITION			MEASURING INSTRUMENT	
CASE	Preliminary of No.1 official	No.2, 3 official	TYPE OF PICK UP	ELECTRO-RESISTANCE LINEAR ACCELROMETOR
DATE	APR 67. APR 11	APR 12~14	% OF MEAS. POINTS	PRE ..... 9 POINTS OFF .....
PLACE	HIROSHIMA BAY, IYO NADA, HYUGA NADA	HYUGA NADA		
WEATHER				
SEA CONDITION				
DEPTH OF WATER				
△ test	.110,640 LT	187,460 LT		
d f	33'-0" (10M058)	57'-3 1/8" (17M454)		
d a	37'-0" (11M278)	57'-3 1/8" ( " )		
d m	35'-0" (10M668)	57'-3 1/8" ( " )		
PROPELLER IMMERSION	135 %	215 %		

ROUGH ARRANGEMENT OF MEASURING POINTS AND LOADING PLAN

PRELIMINARY &  
No.1 OFFICIAL



No.2 & No.3,  
OFFICIAL



ESTIMATION OF NATURAL FREQUENCY\*

1) Fundamental Mode

a) Vertical

$$N_{2v} = 4.030 \sqrt{\frac{I_v}{\Delta_v Lpp^3}} = \frac{40.7 \text{ C.P.M. (RPE, No.1 OFF)}}{35.1 \text{ C.P.M. (No.2, No.3 OFF)}}$$

$$N_{2v} = 7 + 142500 \sqrt{\frac{BD^3}{\Delta_v Lpp^3}} = \frac{50.5 \text{ C.P.M. (PRE, No.1 OFF)}}{44.2 \text{ C.P.M. (No.2, No.3 OFF)}}$$

b) Horizontal

$$N_{2h} = 31.5 + 2550 \sqrt{\frac{I_h}{\Delta_h Lpp^3}} =$$

$$N_{2h} = 26 + 90000 \sqrt{\frac{BD^3}{\Delta_h Lpp^3}} = \frac{94.3 \text{ C.P.M. (PRE, No.1 OFF)}}{75.2 \text{ C.P.M. (No.2, No.3 OFF)}}$$

$N_{2v}$  : Freq. for 2-nodes mode of vertical vib. (C.P.M.)

$N_{2h}$  : " " horizontal vib. ( " )

$I_v$  : Vertical moment of inertia of hull at midship (M<sup>2</sup>-MM<sup>2</sup>)

$I_h$  : Horizontal " " ( " )

$$\Delta_v = \Delta (1.2 + B/3d) = \begin{cases} 286,600KT & \text{(PRE, No.1 OFF)} \\ 386,600KT & \text{(No.2, No.3 OFF)} \end{cases}$$

$$\Delta_h = \Delta (1.0 + 1.1d/B) = \begin{cases} 142,900KT & \text{(PRE, No.1 OFF)} \\ 274,800KT & \text{(No.2, No.3 OFF)} \end{cases}$$

$\Delta$  : Displacement (KT)

$d$  : Draft (M)

2) Higher Mode

	$N_{2v}$	$N_{3v}$	$N_{4v}$	$N_{5v}$	$N_{6v}$	$N_{7v}$	$N_{8v}$	$N_{9v}$	$N_{10v}$	$N_{11v}$	$N_{12v}$
$N_{nv}/N_{2v}$	1.0	2.14	3.225	4.233	5.185	6.026	6.895	7.763	8.523	9.315	9.915
PRELIMINARY No.1 OFFICIAL	40.7	87.1	131.3	172.3	211.0	245.3	280.6	316	347	379	404
	50.5	108.1	162.9	213.8	261.8	304.3	348.2	392	430	470	501
No.2, No.3 OFF	35.1	75.1	113.2	148.6	182.0	211.5	242.0	272	299	327	348
	44.2	94.6	142.5	187.1	229.1	266.3	304.8	343	377	412	438
	$N_{2h}$	$N_{3h}$	$N_{4h}$	$N_{5h}$	$N_{6h}$	$N_{7h}$	$N_{8h}$	$N_{9h}$			
$N_{nh}/N_{2h}$	1.0	2.0	2.763	3.408	4.076	4.686	5.258	5.827			
PRELIMINARY No.1 OFF	94.3	188.6	260.6	321.3	384.4	442	496	549			
	75.2	150.4	207.8	256.3	306.5	352	395	438			

\* By the report of Investigate Association of Nuclear Power Ship in Japan

(2) 計測点 (Fig. 2.4.1~2.4.7)

- ▽ --- Cantirever (▽-H, ▽-V)
- --- 加速度計 (□-FA, ⊠-H, ■-V)
- ⊙ --- 水圧計
- ☆ --- 圧力計
- ★ --- 圧力計

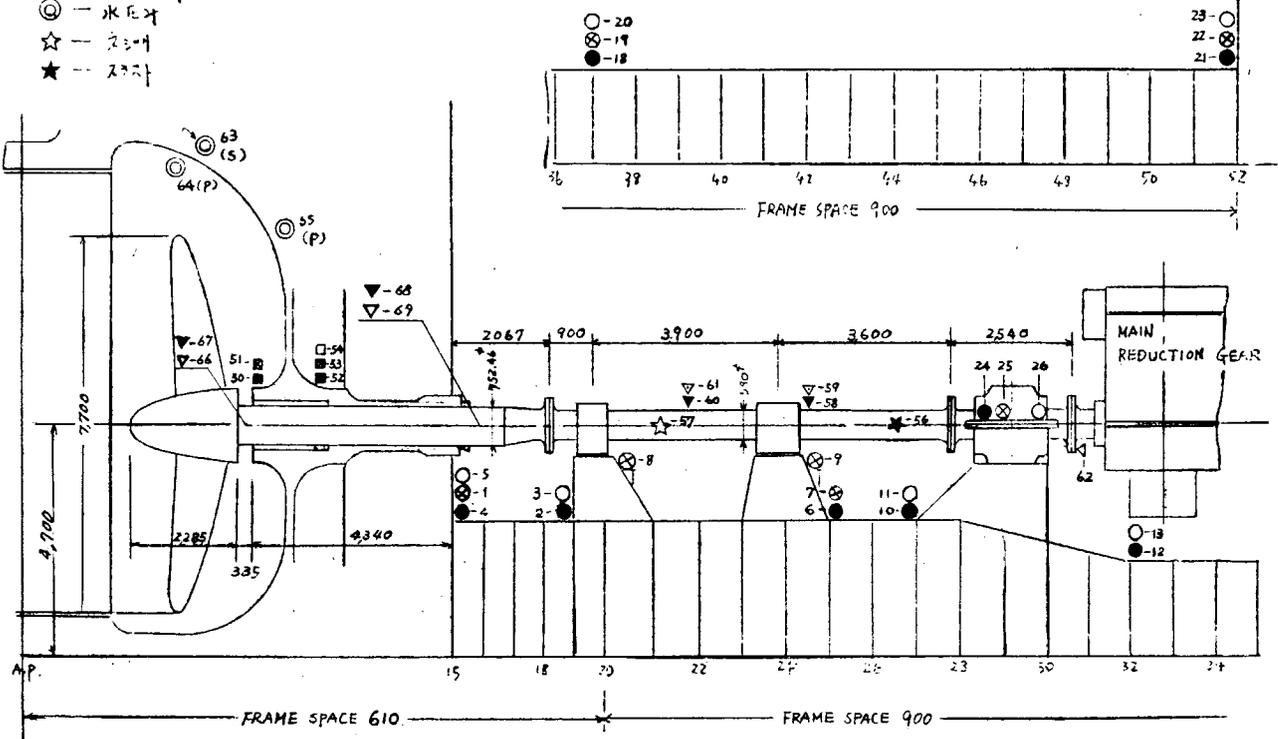


Fig. 2.4.1 S.No. 2117 計測位置 (1/6)

MEASURING POINT

- --- LONGITUDINAL DIREC. --- L
- ⊗ --- TRANSVERSE DIREC. --- T
- --- VERTICAL DIREC. --- V

\* 数字は手元ノ. 表示.

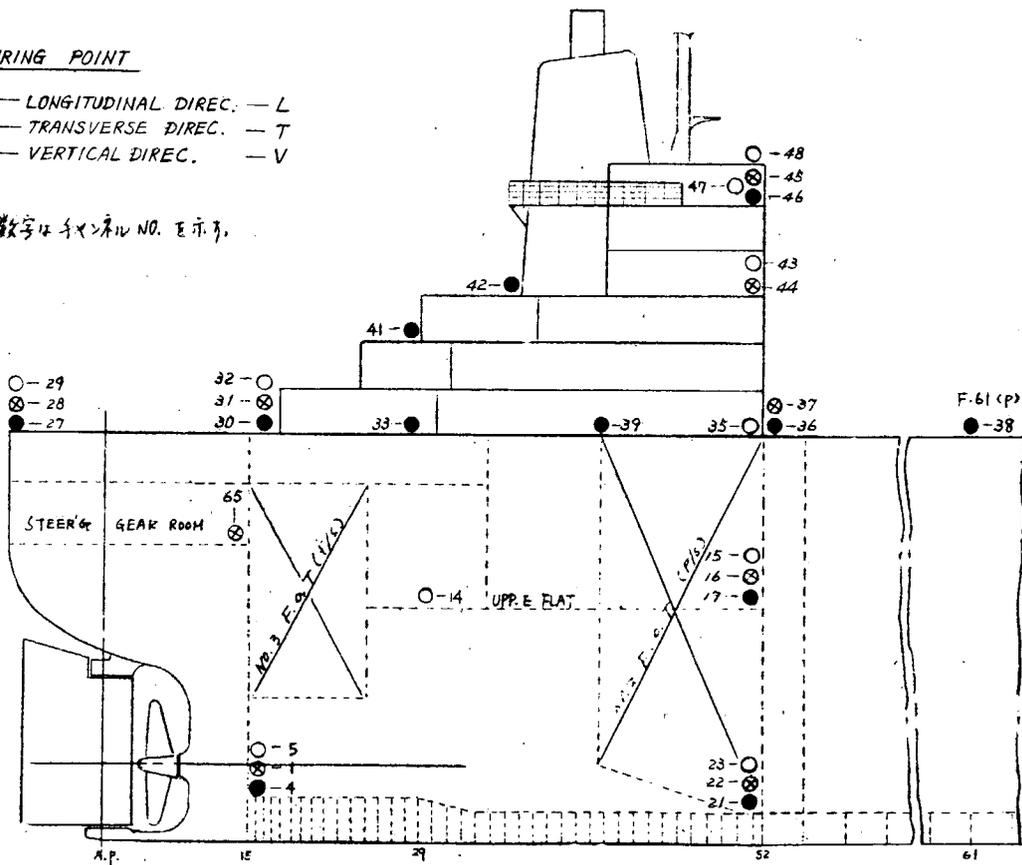
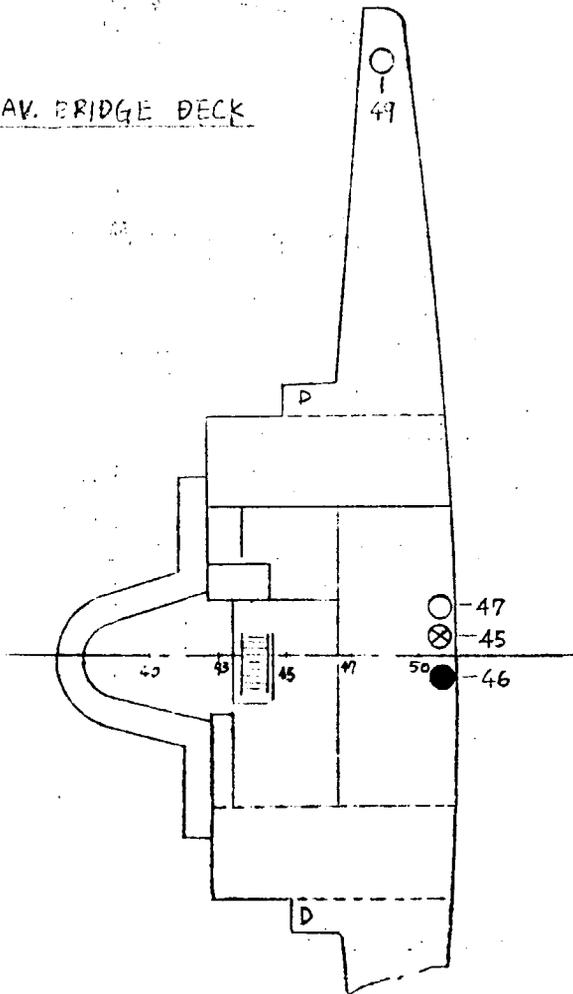


Fig. 2.4.2 S.No. 2117 計測位置 (2/6)

NAV. BRIDGE DECK



COMPASS BRIDGE DECK

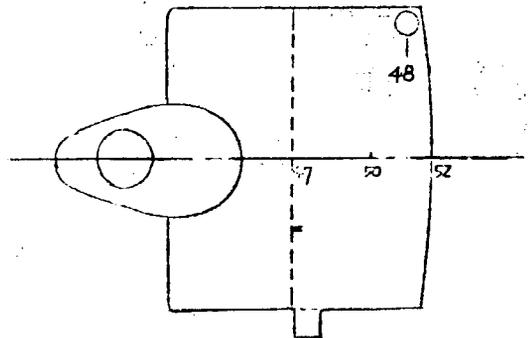
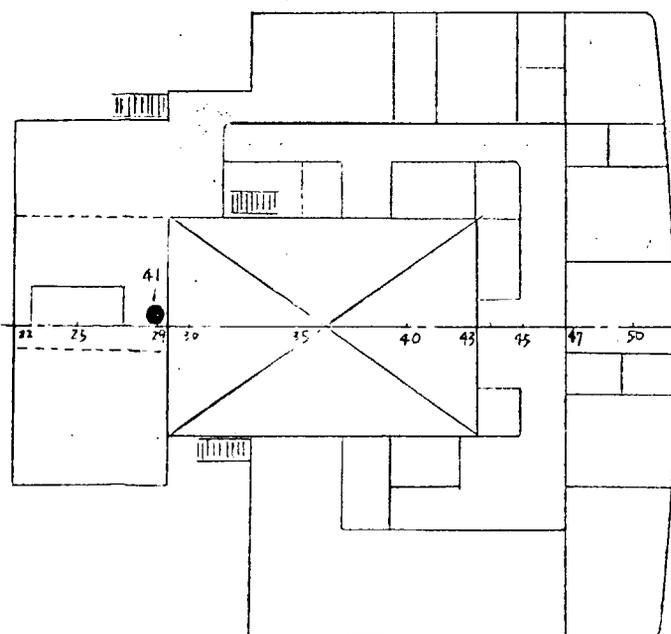


Fig. 2.4.3 S No. 2117 計測位置 (3/6)

LOWER BRIDGE DECK



UPPER BRIDGE DECK

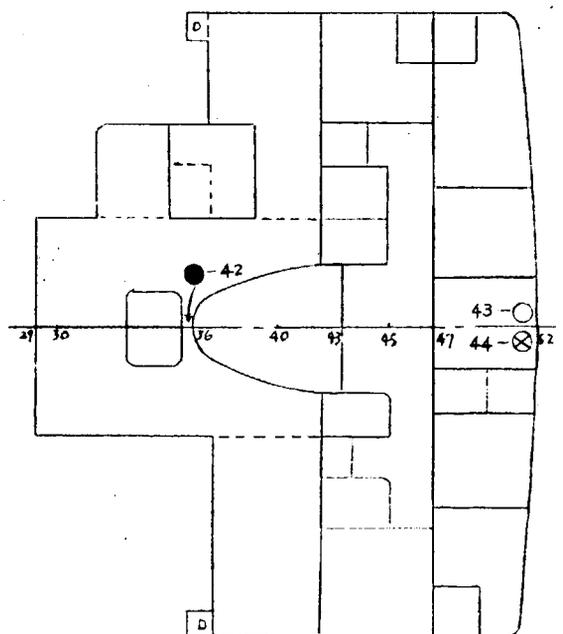


Fig. 2.4.4 S No. 2117 計測位置 (4/6)

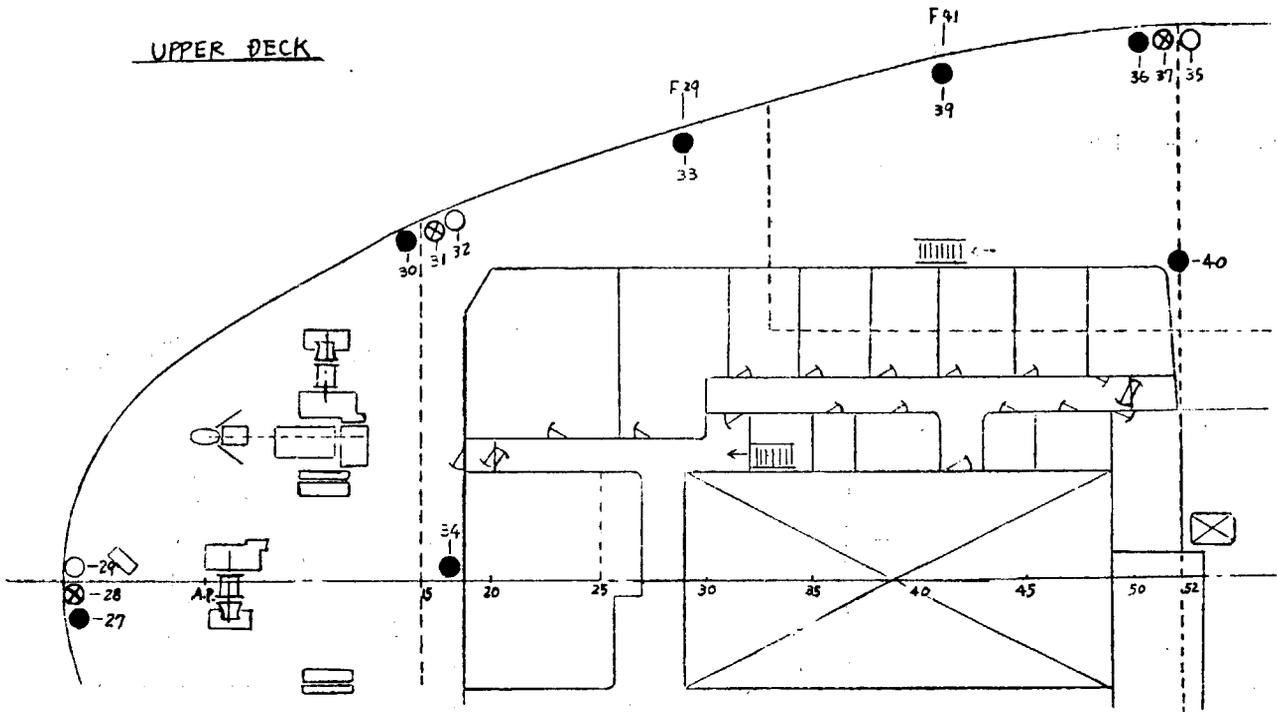


Fig. 2.4.5 S No. 2117 計測位置 (5/6)

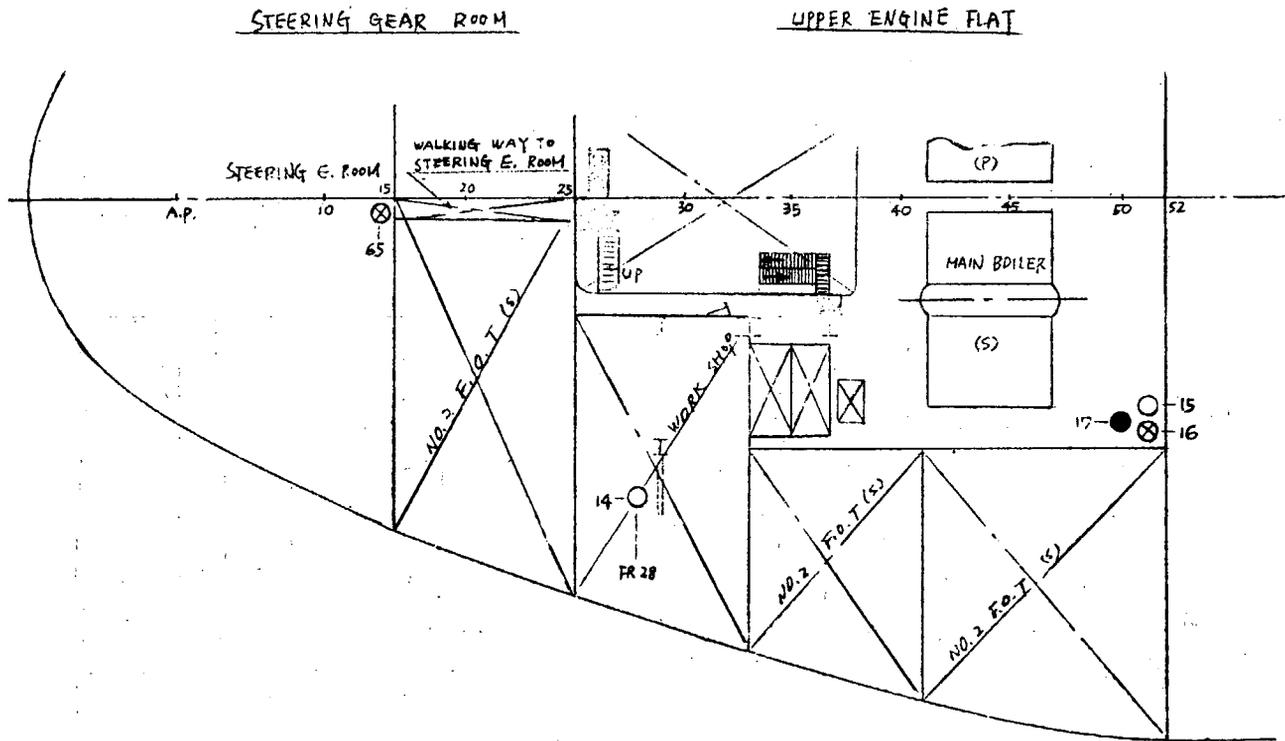


Fig. 2.4.6 S No. 2117 計測位置 (6/6)

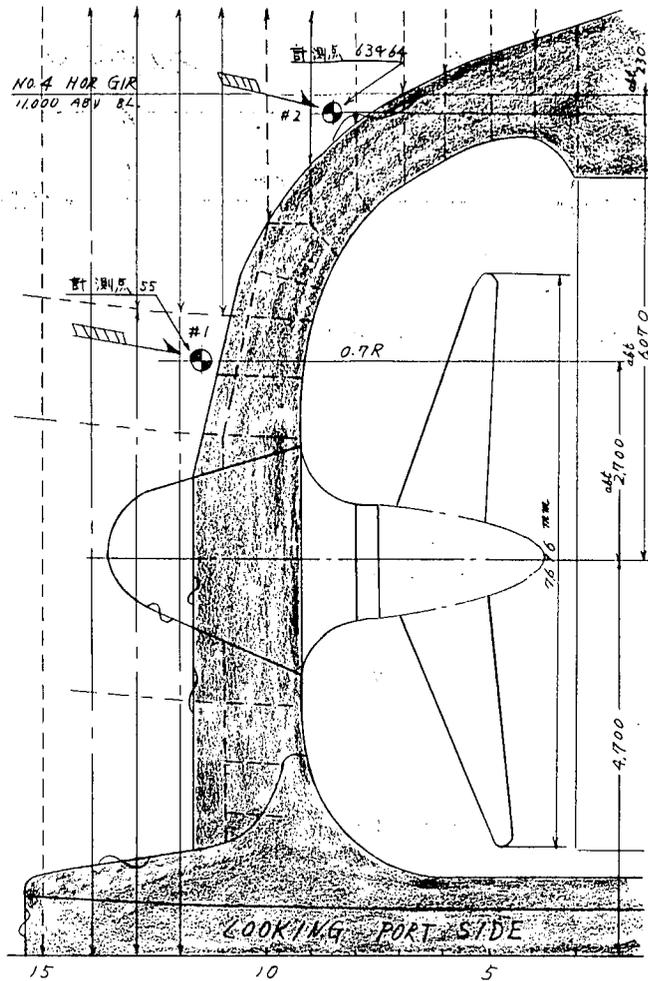


Fig. 2.4.7 S46.2117 船尾部水圧変動計測用船底栓増設位置  
 (#1は左舷のみ、#2は両舷、合計3個)

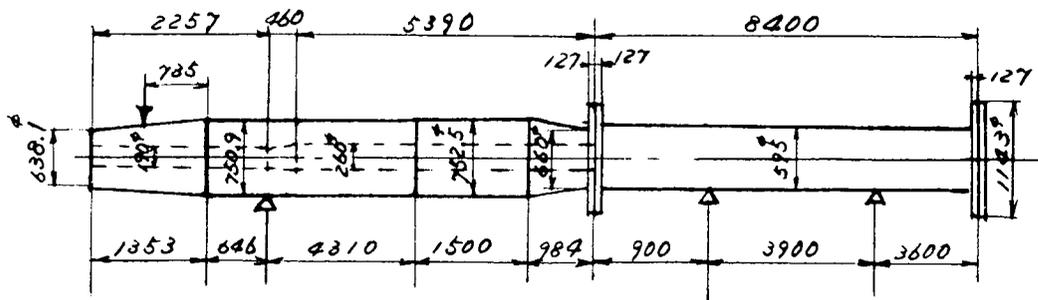
### 2.4.3 軸系横振動計算

軸系横振動の固有振動数について、従来よりよく使用されている2, 3の計算式で検討を加える。

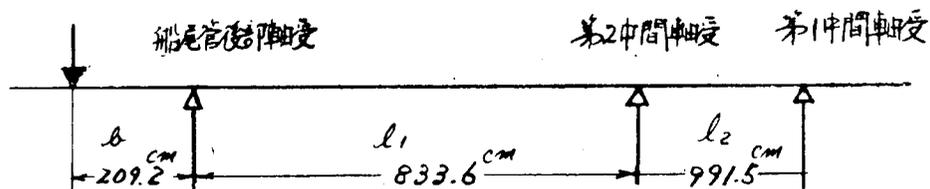
- 1) Panagopoulos の式による計算
- 2) Jasper の式による計算
- 3) Jasper の式に Rayleigh の近似式を適用した計算

#### (I) 軸系横振動計算

- 1) 支点位置



2) 等価長さに換算した振動系



(a) Panagopoulos の式による計算

$$f = 447.6 \text{ cpm}, \quad N_c = \frac{447.6}{5} = 89.5 \text{ rpm}$$

(b) Jasper の式による計算

a. 2点支持の場合

(i)  $h = -\frac{1}{5}$  のとき

1st node

$$f = 490.2 \text{ cpm}, \quad N_c = 98.1 \text{ rpm}$$

2nd node

$$f = 245.4 \text{ cpm}, \quad N_c = 49.08 \text{ rpm}$$

(ii)  $h = 0$  のとき

1st node

$$f = 517.6 \text{ cpm}, \quad N_c = 103.5 \text{ rpm}$$

2nd node

$$f = 267.4 \text{ cpm}, \quad N_c = 53.48 \text{ rpm}$$

(iii)  $h = \frac{1}{5}$  のとき

1st node

$$f = 551.4 \text{ cpm}, \quad N_c = 110.3 \text{ rpm}$$

2nd node

$$f = 307.5 \text{ cpm}, \quad N_c = 61.5 \text{ rpm}$$

b. 3点支持の場合

(i)  $h = -\frac{1}{5}$  のとき

1st node

$$f = 509.6 \text{ cpm}, \quad N = 101.9 \text{ rpm}$$

2nd node

$$f = 260.1 \text{ cpm}, \quad N = 52.02 \text{ rpm}$$

(ii)  $h = 0$  のとき

1st node

$$f = 597.8 \text{ cpm}, \quad N_c = 119.6 \text{ rpm}$$

2nd node

$$f = 284.0 \text{ cpm}, \quad N_c = 56.8 \text{ rpm}$$

(iii)  $h = \frac{1}{5}$  のとき

1st node

$$f = 574.8 \text{ cpm}, \quad N_c = 115 \text{ rpm}$$

2nd node

$$f = 3.260 \text{ cpm}, \quad N_c = 652 \text{ rpm}$$

(c) Jasper の式に Rayleigh の近似法を適用する法

a. 2点支持の場合

(i)  $h = -\frac{1}{5}$  のとき

1st node

$$f = 467 \text{ cpm}, \quad N_c = 93.4 \text{ rpm}$$

2nd node

$$f = 2,492 \text{ cpm}, \quad N_c = 498.5 \text{ rpm}$$

(ii)  $h = 0$  のとき

1st node

$$f = 491.8 \text{ cpm}, \quad N_c = 98.4 \text{ rpm}$$

2nd node

$$f = 2,741 \text{ cpm}, \quad N_c = 548 \text{ rpm}$$

(iii)  $h = \frac{1}{5}$  のとき

1st node

$$f = 519.5 \text{ cpm}, \quad N_c = 103.9 \text{ rpm}$$

2nd node

$$f = 3,170 \text{ cpm}, \quad N_c = 634 \text{ rpm}$$

b. 3点支持の場合

(i)  $h = -\frac{1}{5}$  のとき

1st node

$$f = 465 \text{ cpm}, \quad N_c = 93 \text{ rpm}$$

2nd node

$$f = 2,492 \text{ cpm}, \quad N_c = 498.5 \text{ rpm}$$

(ii)  $h = 0$  のとき

1st node

$$f = 491.8 \text{ cpm}, \quad N_c = 98.4 \text{ rpm}$$

2nd node

$$f = 2,693 \text{ cpm}, \quad N_c = 538.6 \text{ rpm}$$

(iii)  $h = \frac{1}{5}$  のとき

1st node

$$f = 518.5 \text{ cpm}, \quad N_c = 103.7 \text{ rpm}$$

2nd node

$$f = 3,180 \text{ cpm}, \quad N_c = 636 \text{ rpm}$$

2.4.4 計測方法

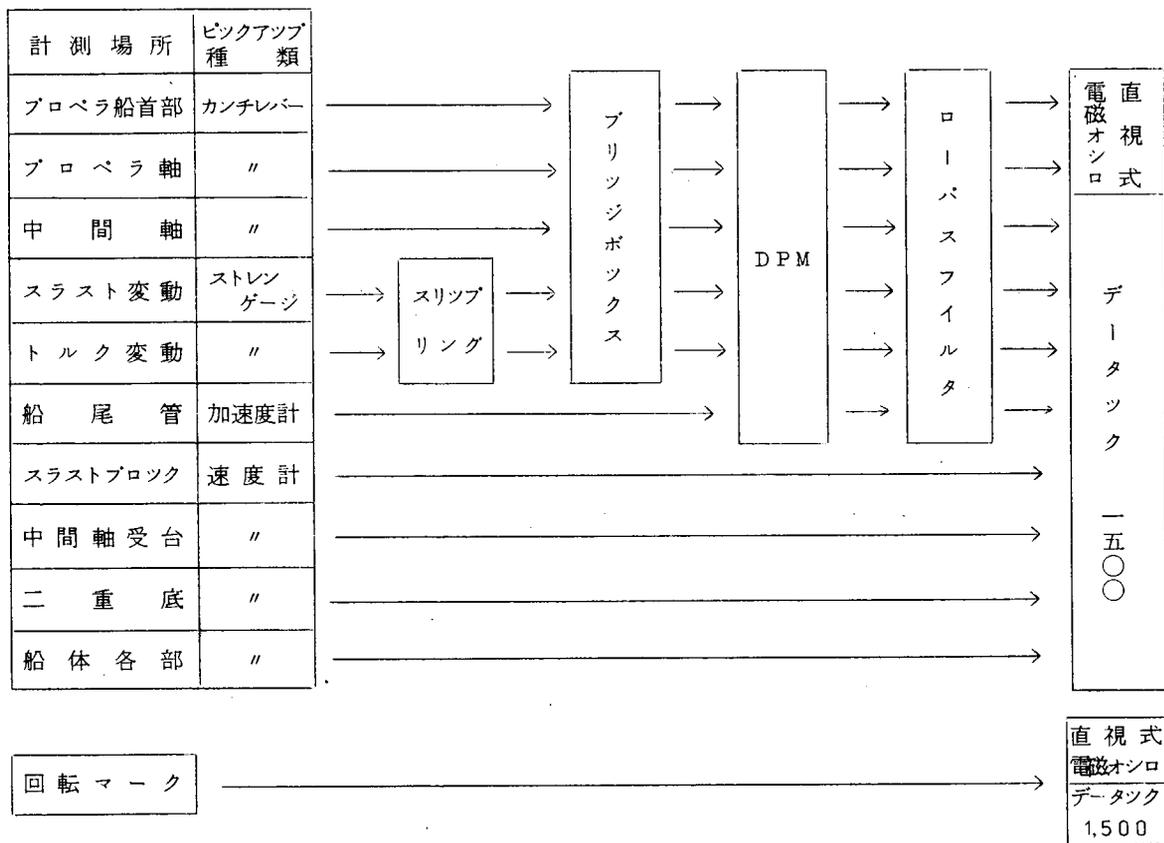


Fig.2.4.8 計測回路図

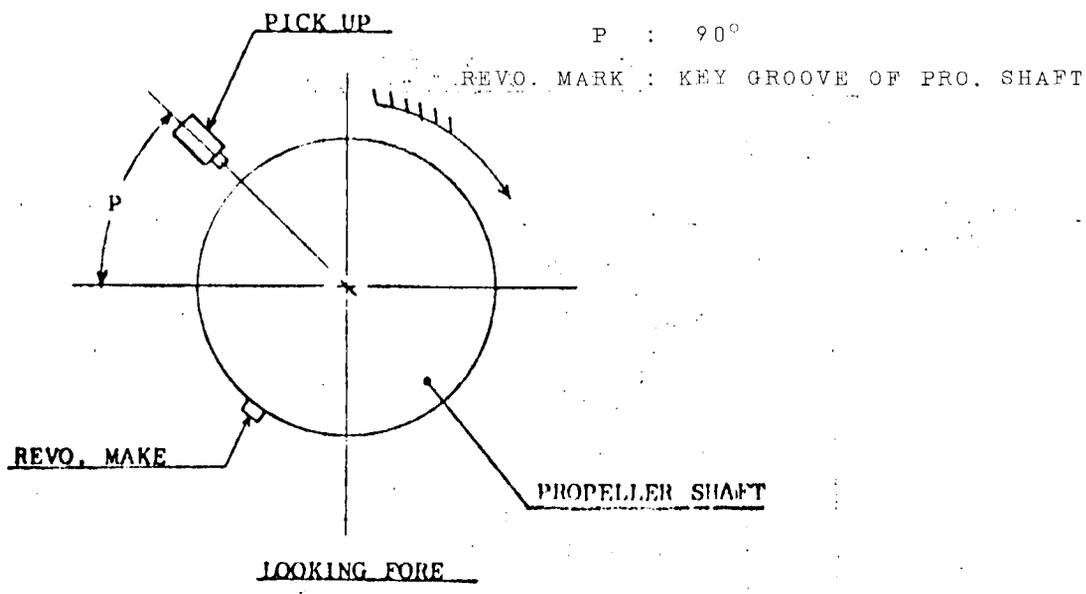


Fig.2.4.9 Revo. Mark and Phase Lag

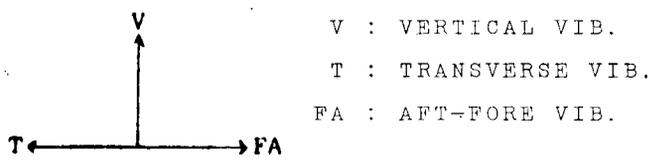


Fig.2.4.10 Mode Curve

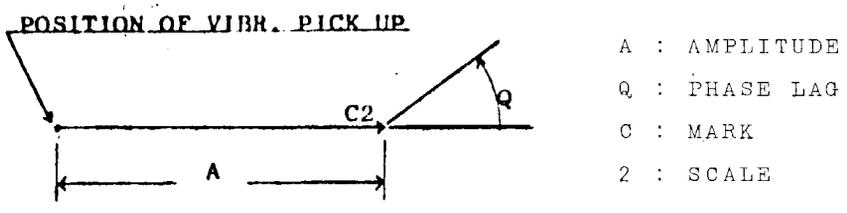


Fig.2.4.11 Position of Vibr. Pick Up

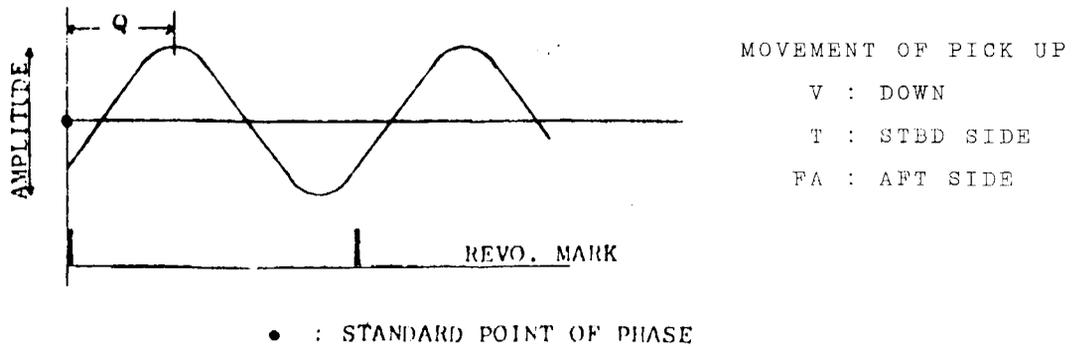


Fig.2.4.12 Phase Lag

左舷より右舷を見る

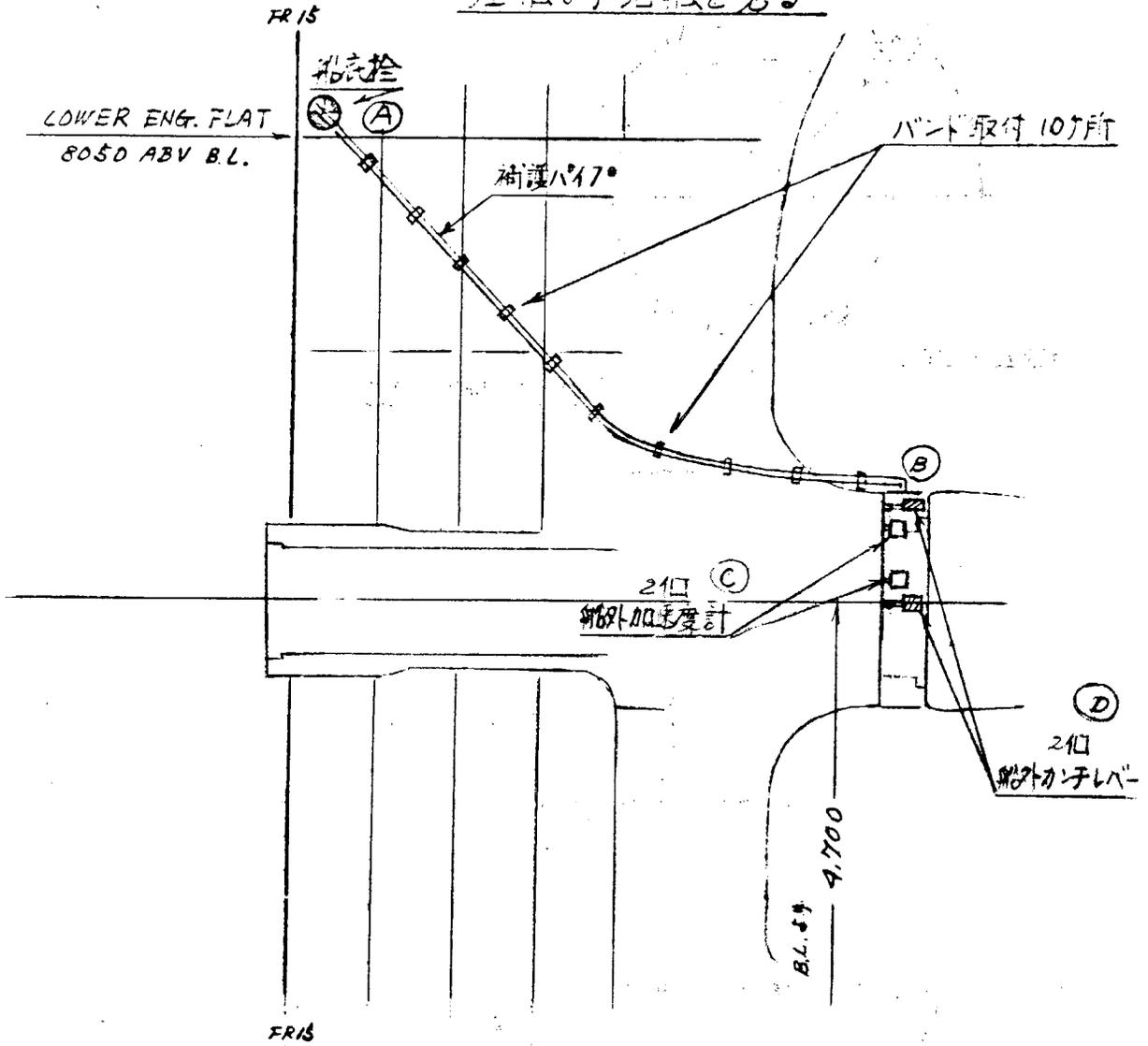


Fig. 2.4.13 振動計測ピックアップ導線保護管およびサポート取付略図

○取付要領

- 1) 進水前の工事は、船底栓(A)とロープガード(B)との間に図のごとく外板そいにパイプを曲げ、サポート(10個)にて固ばくする。
- 2) FINAL DOCK にて、ピックアップを取付け、(A)および(B)部の微調整を行ない正式取付けをする。

○材 料

パイプ	SIZE	25 (O.D. 34×3.4 t)	5.5 m
等辺山形鋼	SIZE	5×40×40×長さ8.0 (13φ穴2ヶ所)	10個
Uボルト	SIZE	KF30112 U1形 呼び寸法25	10組

FINAL DOCK にて取付完了

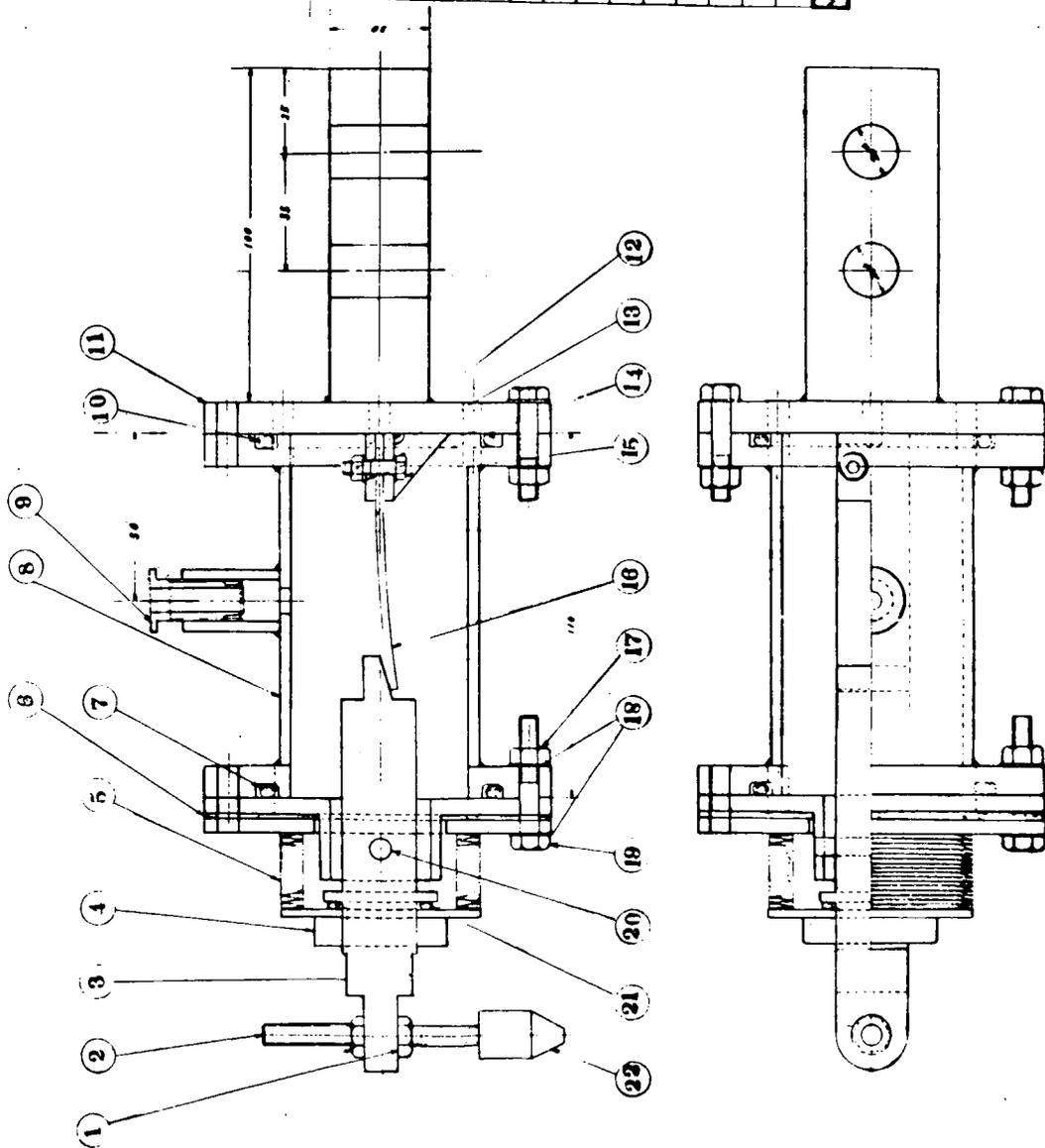


Fig. 2.4.14 軸振動計用防水型カンチレバー

MARK	PARTICULARS	MATERIAL	TEST	QUANTITY		REMARKS
				REQD.	PROV.	
24						
23						
22	ワッシャー	SUS27		4		
21	ワッシャー	SP715		4		
20	ワッシャー	SP43		1		
19	ワッシャー			16		M5
18	ワッシャー			22		
17	ワッシャー	SUS27		16		M5
16	ワッシャー	SP8-BN		1		
15	ワッシャー			2		M4
14	ワッシャー			4		
13	ワッシャー			2		M4
12	ワッシャー			4		
11	ワッシャー	SUS27		4		
10	ワッシャー	SP715		4		
9	ワッシャー			4		
8	ワッシャー	SUS27		4		
7	ワッシャー			4		
6	ワッシャー	SP715		4		
5	ワッシャー	SUS27		4		
4	ワッシャー	SS		4		
3	ワッシャー	SUS27		4		
2	ワッシャー	SS		1		SP
1	ワッシャー	SUS27		2		M8

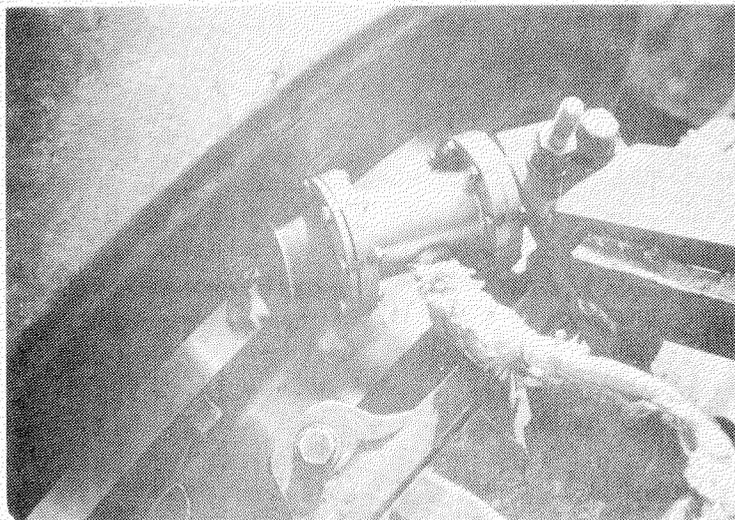


Fig. 2.4.15 船外ピックアップ取付状況

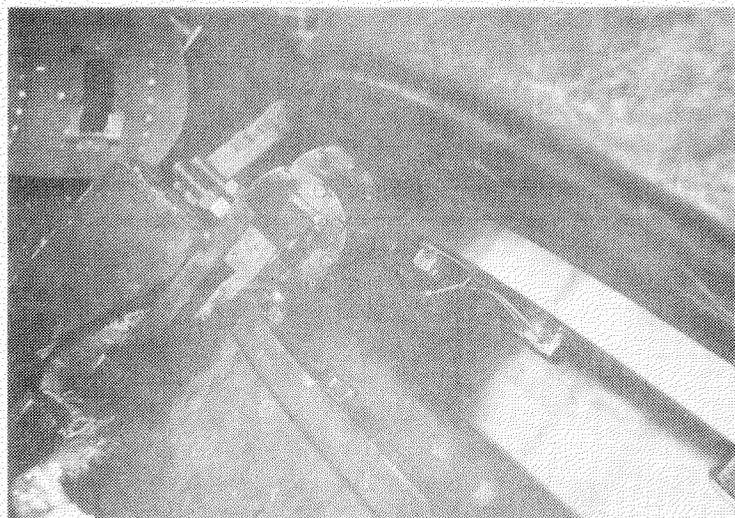
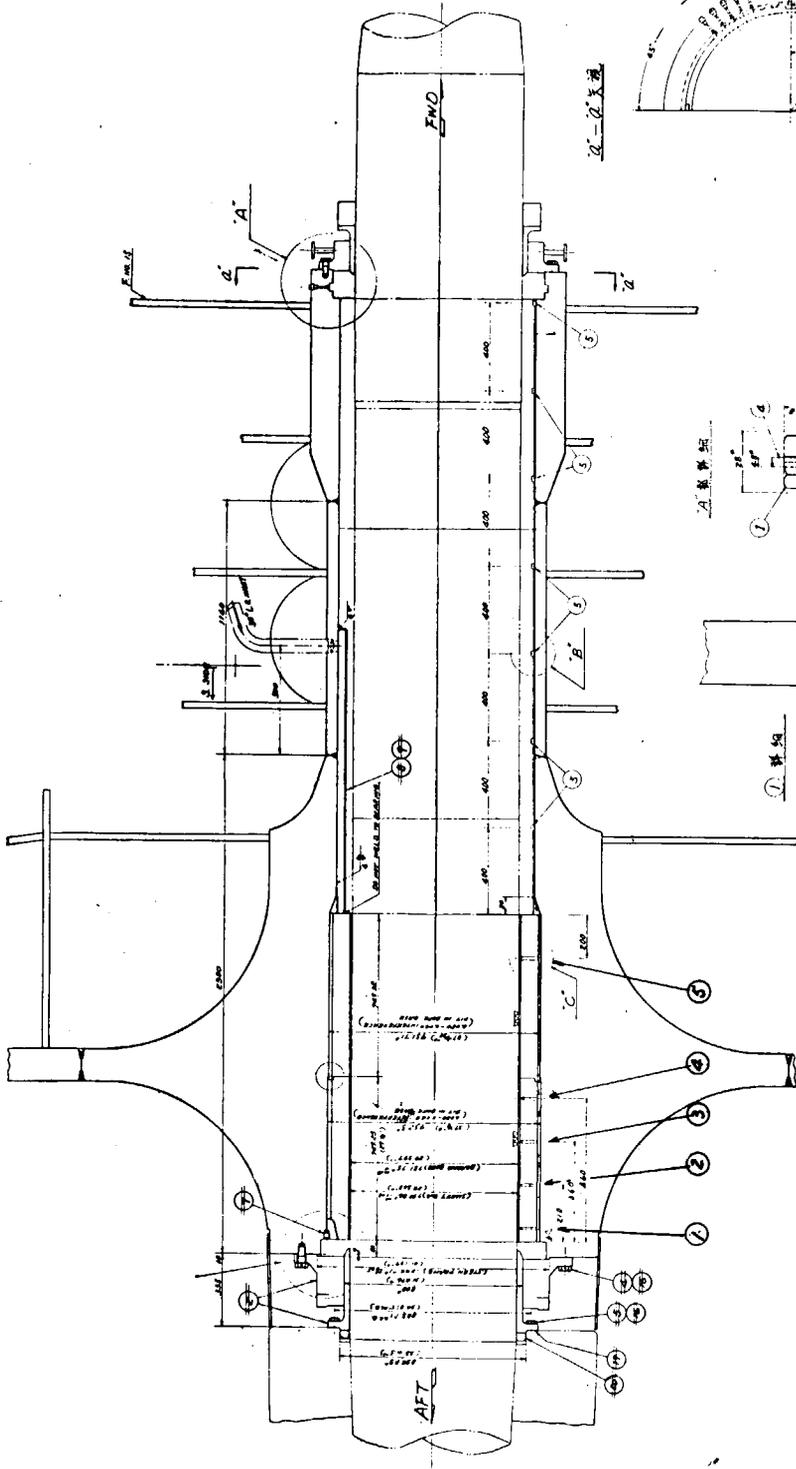
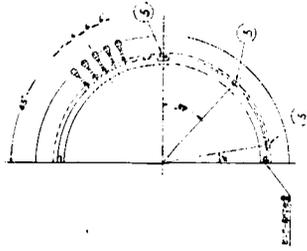


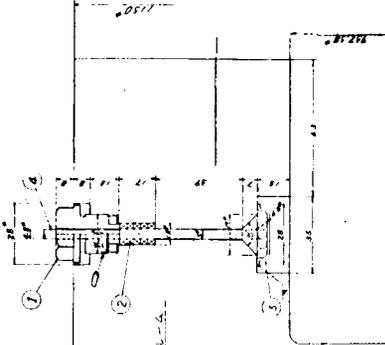
Fig. 2.4.16 船外ピックアップ取付状況



A-A 透過



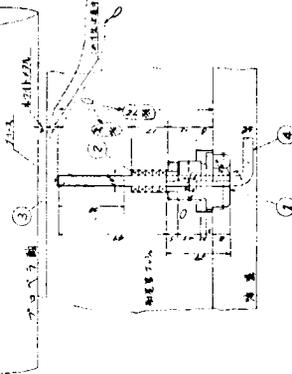
A 部詳細



① 詳細



B 部詳細



② 詳細



C 部詳細



③ 詳細



NO.	PART NO.	QUANTITY	REMARKS
1	1000000000	1	軸受
2	1000000000	1	軸受
3	1000000000	1	軸受
4	1000000000	1	軸受
5	1000000000	1	軸受
6	1000000000	1	軸受
7	1000000000	1	軸受
8	1000000000	1	軸受
9	1000000000	1	軸受
10	1000000000	1	軸受
11	1000000000	1	軸受
12	1000000000	1	軸受
13	1000000000	1	軸受
14	1000000000	1	軸受
15	1000000000	1	軸受
16	1000000000	1	軸受
17	1000000000	1	軸受
18	1000000000	1	軸受
19	1000000000	1	軸受
20	1000000000	1	軸受
21	1000000000	1	軸受
22	1000000000	1	軸受
23	1000000000	1	軸受
24	1000000000	1	軸受
25	1000000000	1	軸受
26	1000000000	1	軸受
27	1000000000	1	軸受
28	1000000000	1	軸受
29	1000000000	1	軸受
30	1000000000	1	軸受
31	1000000000	1	軸受
32	1000000000	1	軸受
33	1000000000	1	軸受
34	1000000000	1	軸受
35	1000000000	1	軸受
36	1000000000	1	軸受
37	1000000000	1	軸受
38	1000000000	1	軸受
39	1000000000	1	軸受
40	1000000000	1	軸受
41	1000000000	1	軸受
42	1000000000	1	軸受
43	1000000000	1	軸受
44	1000000000	1	軸受
45	1000000000	1	軸受
46	1000000000	1	軸受
47	1000000000	1	軸受
48	1000000000	1	軸受
49	1000000000	1	軸受
50	1000000000	1	軸受
51	1000000000	1	軸受
52	1000000000	1	軸受
53	1000000000	1	軸受
54	1000000000	1	軸受
55	1000000000	1	軸受
56	1000000000	1	軸受
57	1000000000	1	軸受
58	1000000000	1	軸受
59	1000000000	1	軸受
60	1000000000	1	軸受
61	1000000000	1	軸受
62	1000000000	1	軸受
63	1000000000	1	軸受
64	1000000000	1	軸受
65	1000000000	1	軸受
66	1000000000	1	軸受
67	1000000000	1	軸受
68	1000000000	1	軸受
69	1000000000	1	軸受
70	1000000000	1	軸受
71	1000000000	1	軸受
72	1000000000	1	軸受
73	1000000000	1	軸受
74	1000000000	1	軸受
75	1000000000	1	軸受
76	1000000000	1	軸受
77	1000000000	1	軸受
78	1000000000	1	軸受
79	1000000000	1	軸受
80	1000000000	1	軸受
81	1000000000	1	軸受
82	1000000000	1	軸受
83	1000000000	1	軸受
84	1000000000	1	軸受
85	1000000000	1	軸受
86	1000000000	1	軸受
87	1000000000	1	軸受
88	1000000000	1	軸受
89	1000000000	1	軸受
90	1000000000	1	軸受
91	1000000000	1	軸受
92	1000000000	1	軸受
93	1000000000	1	軸受
94	1000000000	1	軸受
95	1000000000	1	軸受
96	1000000000	1	軸受
97	1000000000	1	軸受
98	1000000000	1	軸受
99	1000000000	1	軸受
100	1000000000	1	軸受

Fig. 2.4.17 S No. 2117 船尾管軸受センサー取付要領

2.4.5 計測結果

SNO. 2117

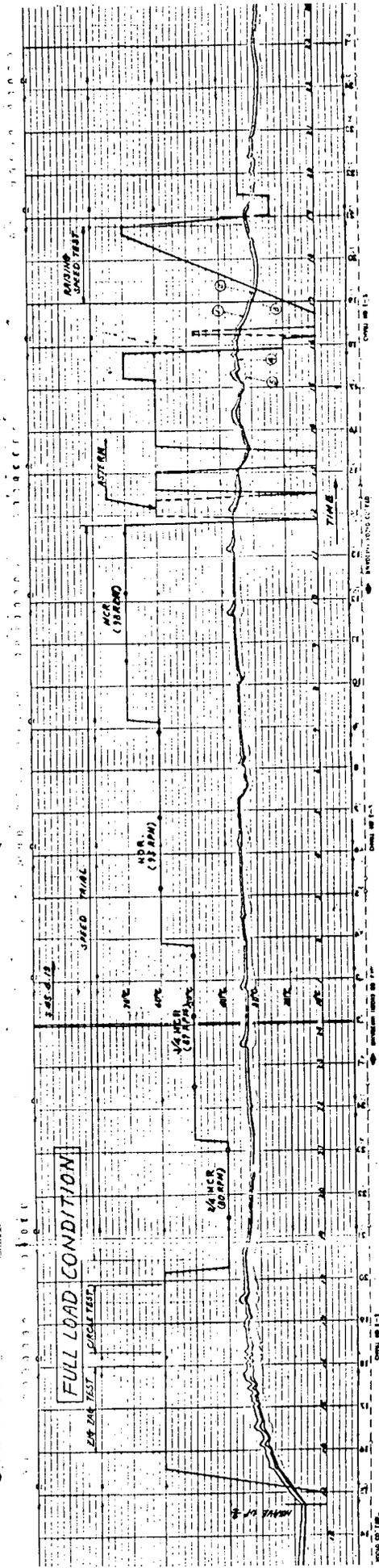
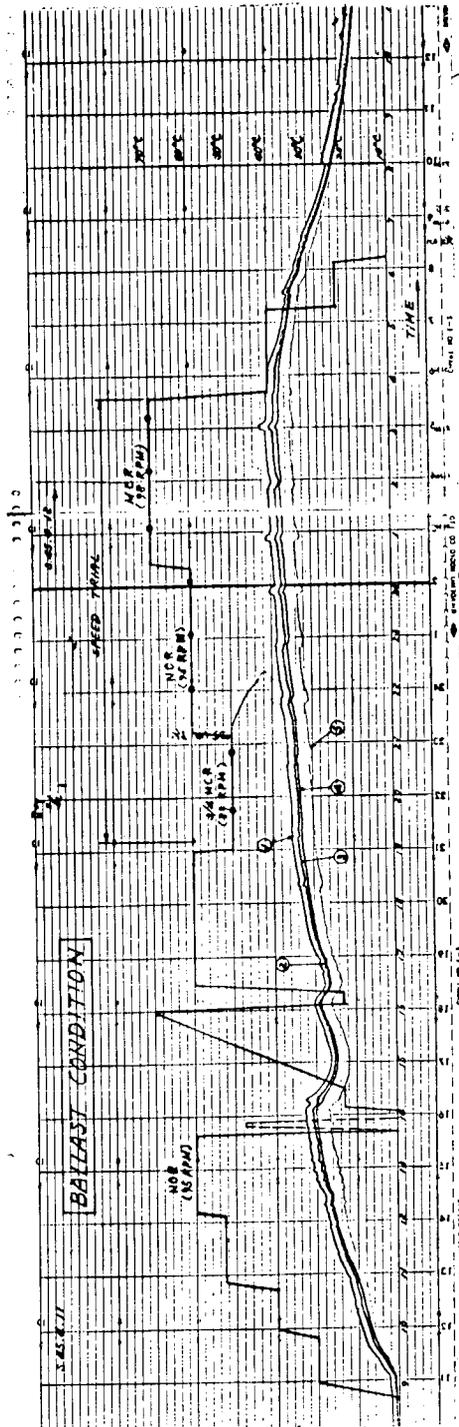


Fig.2.4.18 Stern Tube Brg. Temperature

+ 5次 × 10次

+ 5次 × 10次

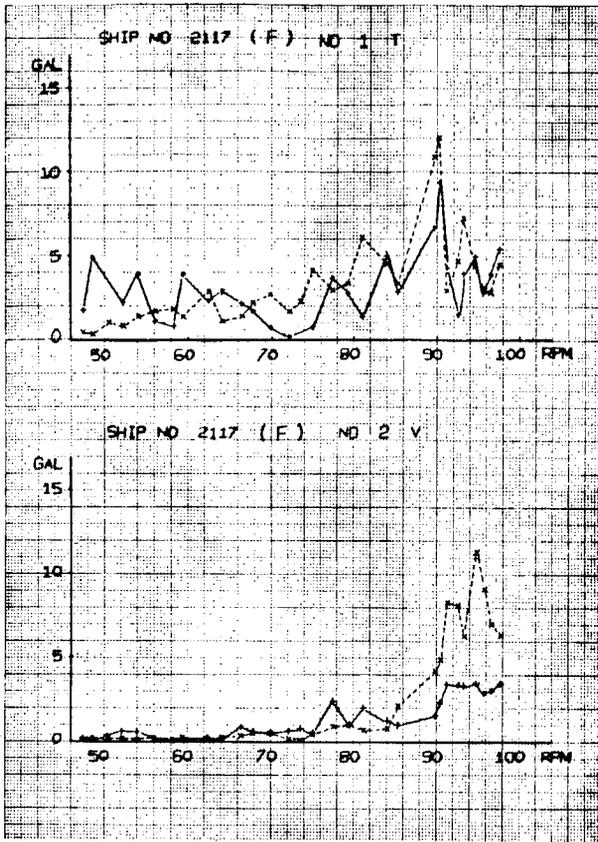


Fig.2.4.19 Resonance Curve

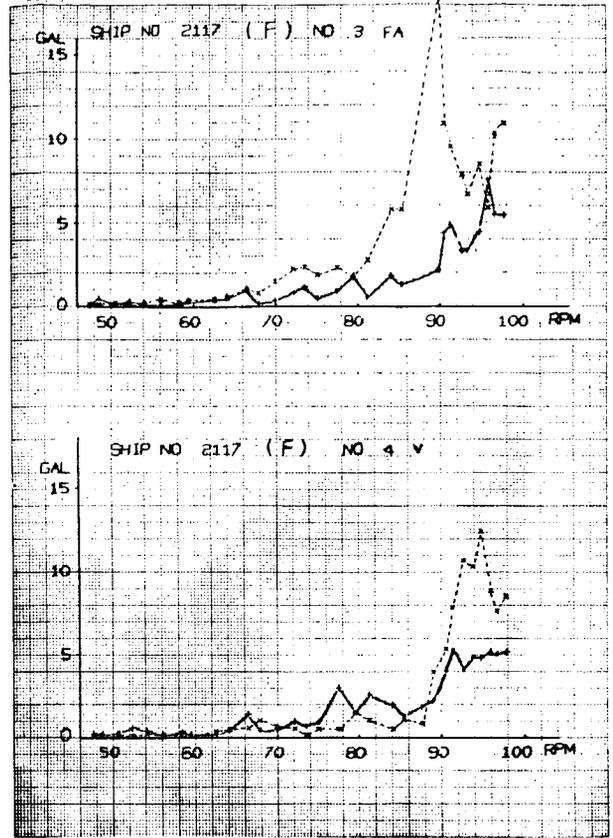


Fig.2.4.20 Resonance Curve

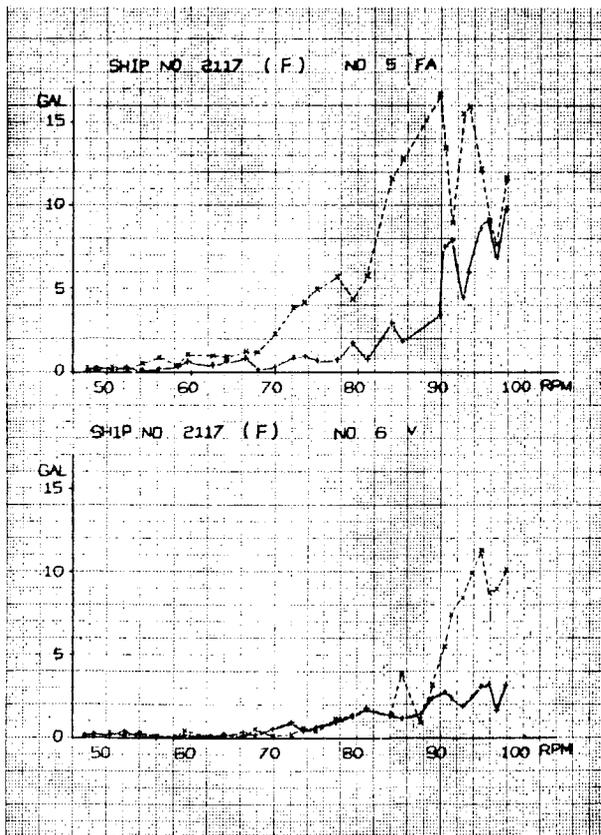


Fig.2.4.21 Resonance Curve

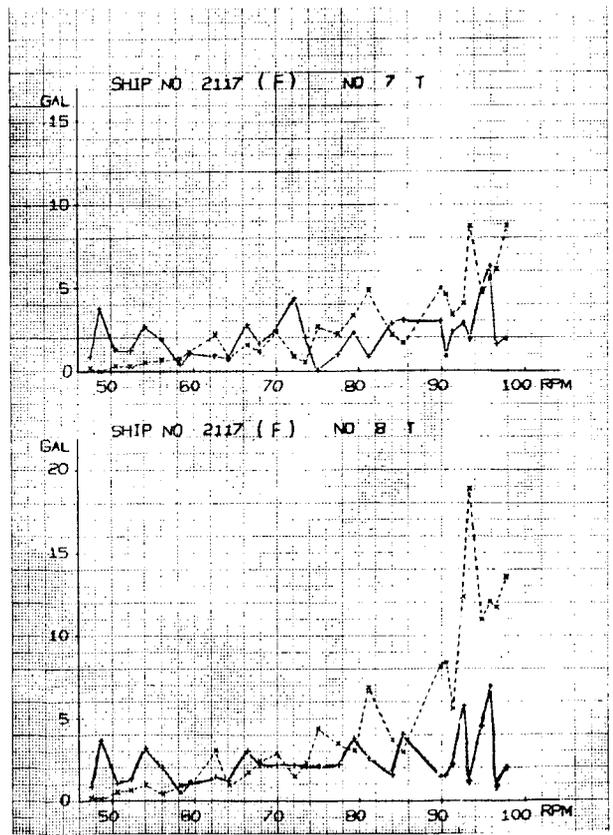


Fig.2.4.22 Resonance Curve

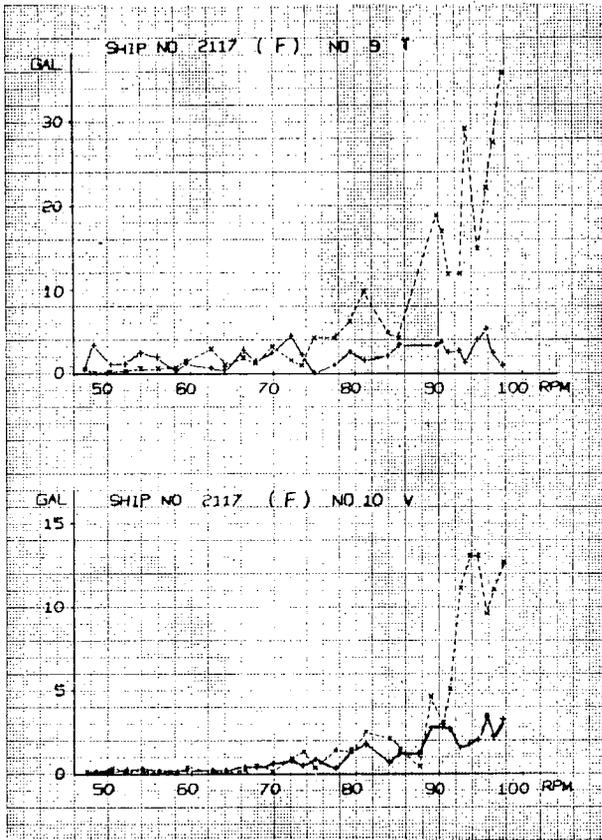


Fig.2.4.23 Resonance Curve

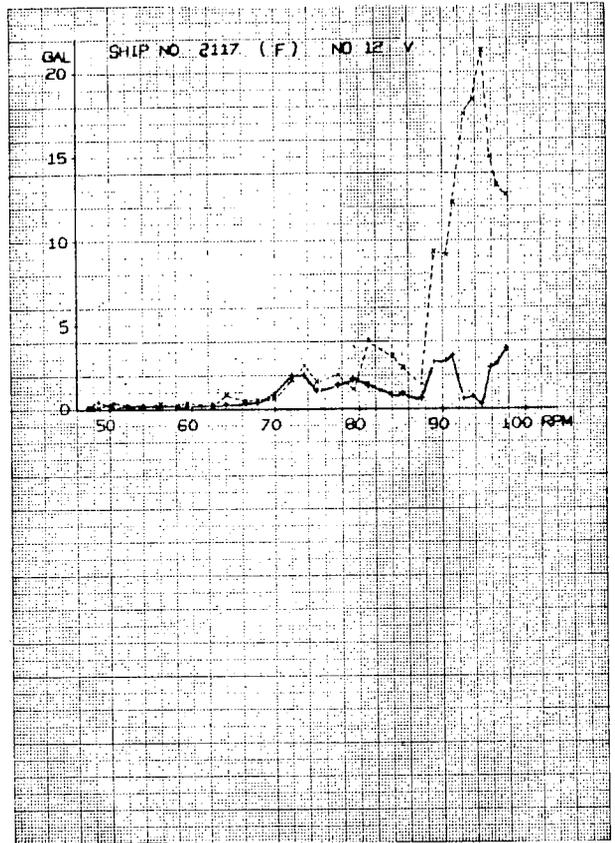


Fig.2.4.24 Resonance Curve

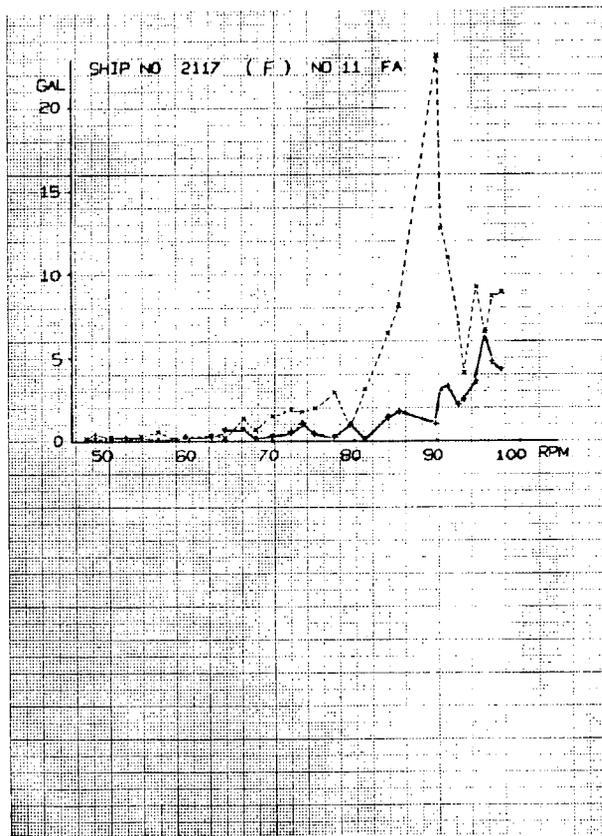


Fig.2.4.25 Resonance Curve

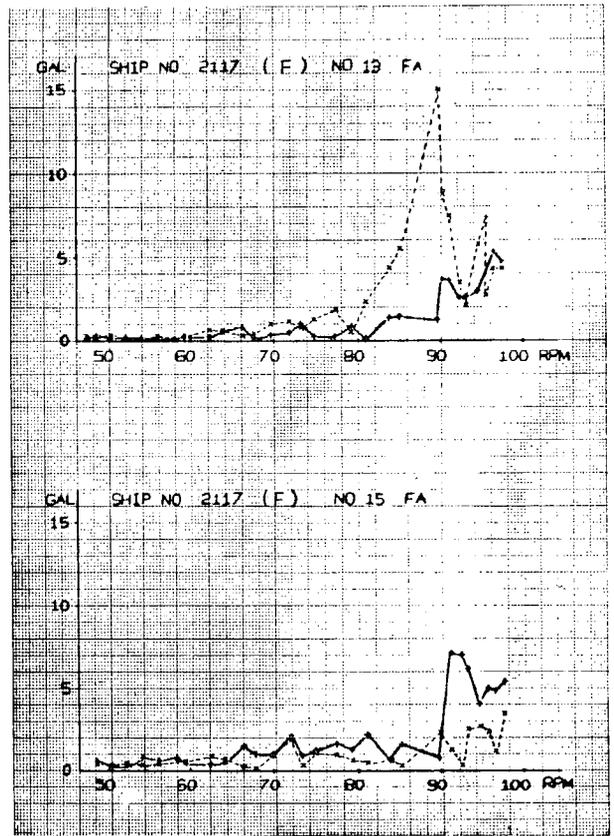


Fig.2.4.26 Resonance Curve

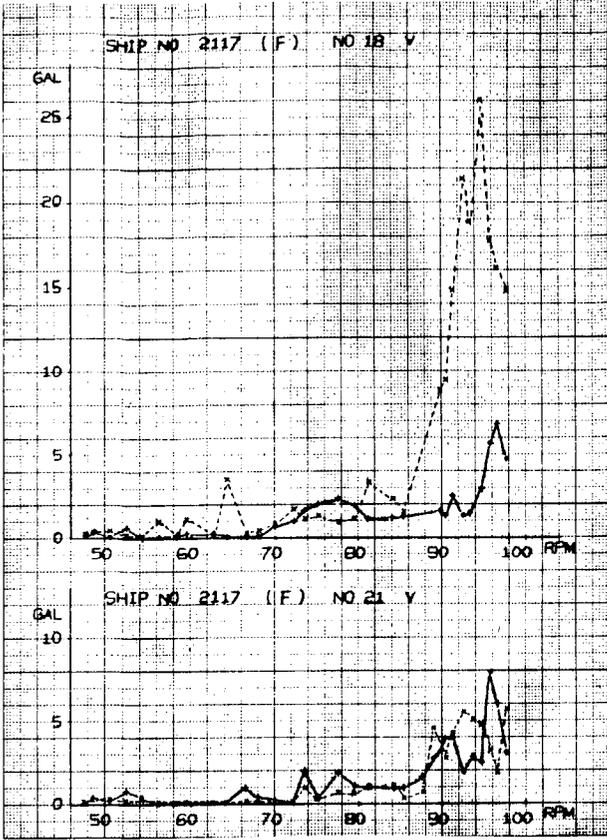


Fig.2.4.27 Resonance Curve

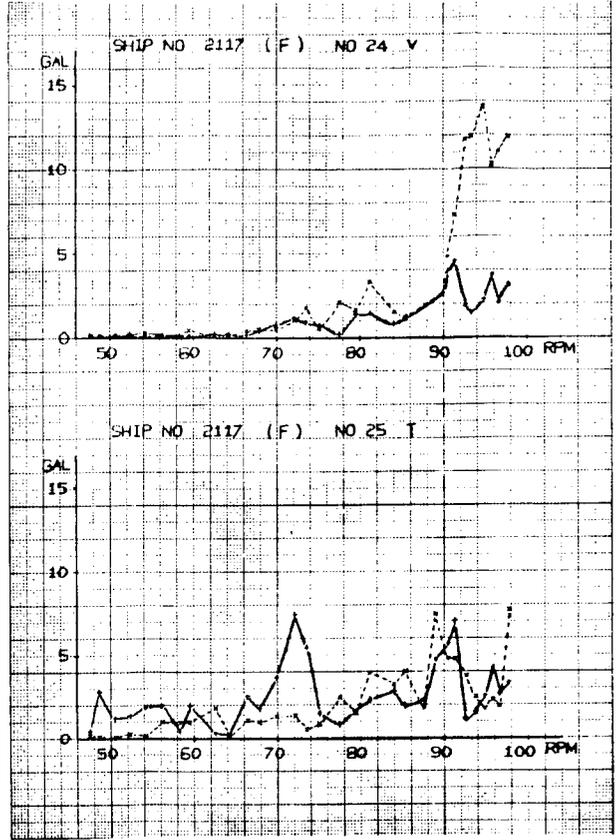


Fig.2.4.28 Resonance Curve

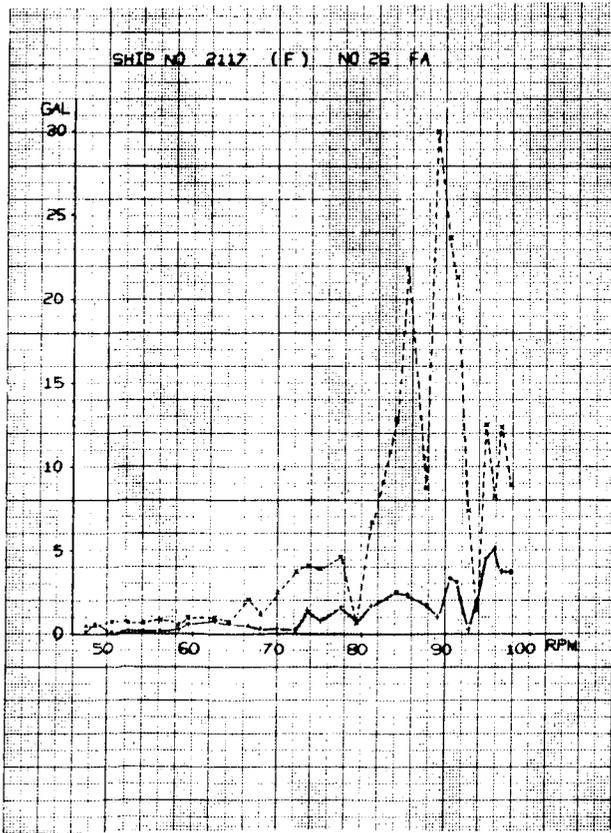


Fig.2.4.29 Resonance Curve

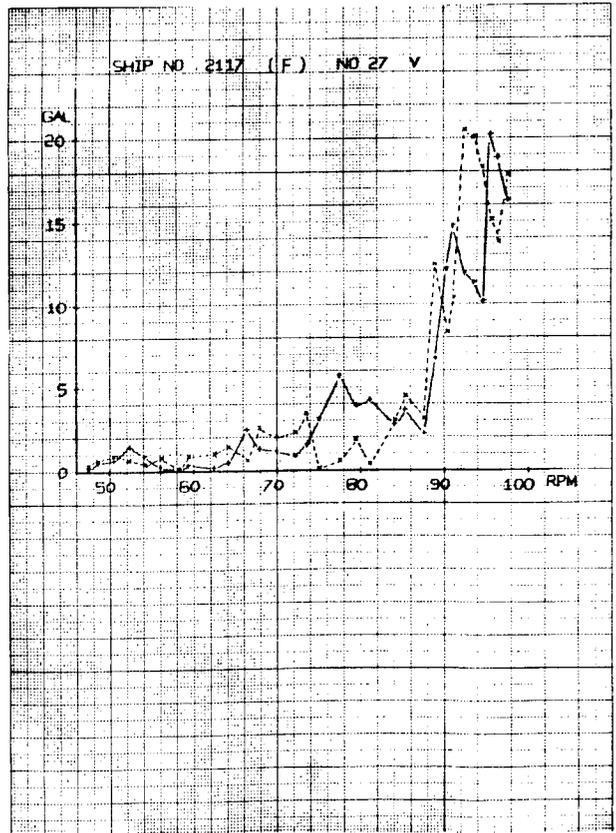


Fig.2.4.30 Resonance Curve

+ 5 次 × 10 次

+ 5 次 × 10 次

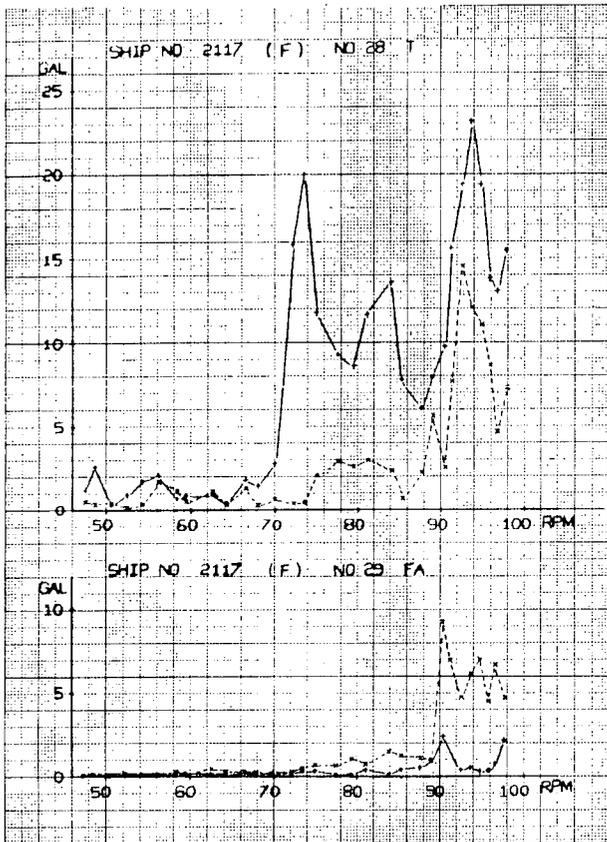


Fig.2.431 Resonance Curve

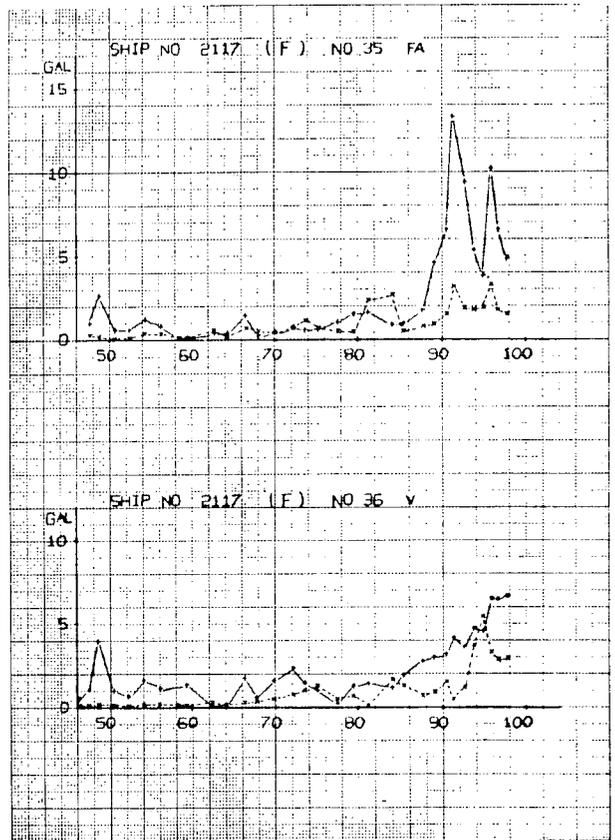


Fig.2.432 Resonance Curve

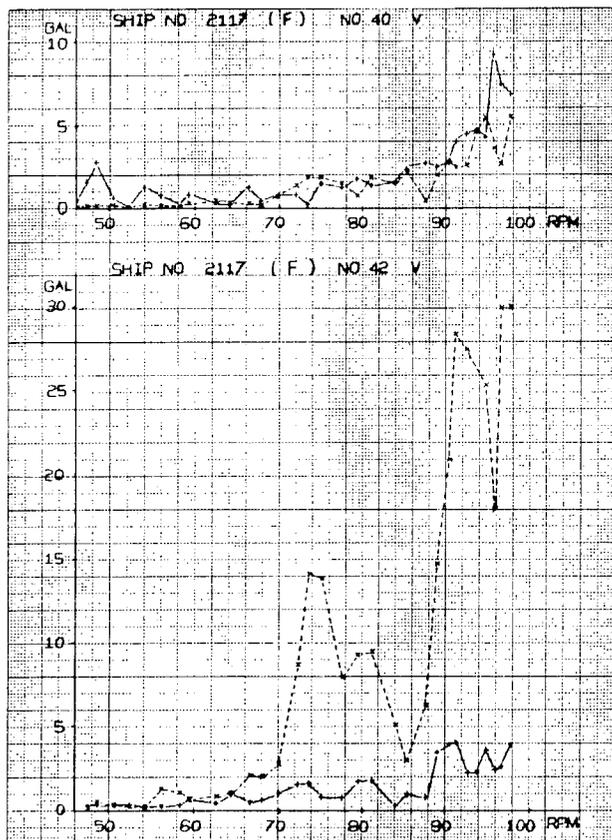


Fig.2.433 Resonance Curve

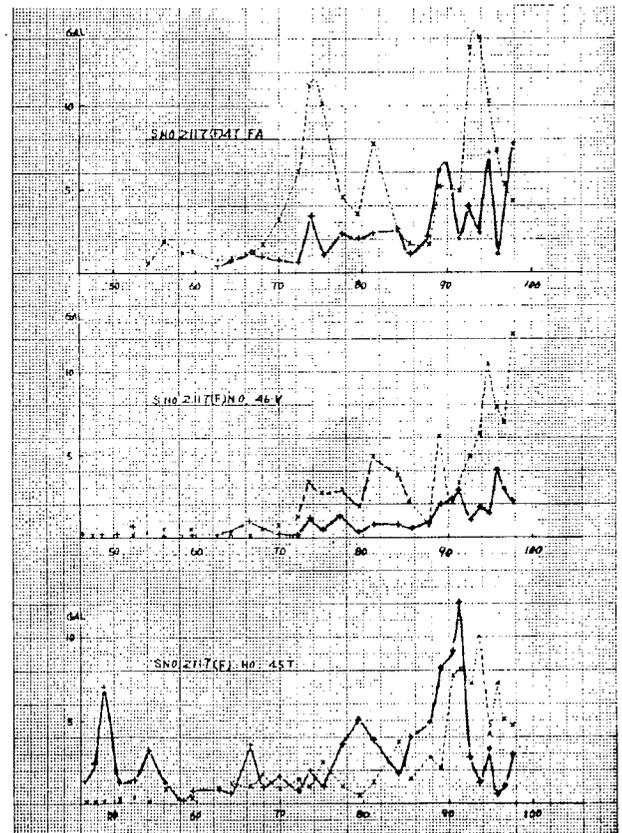


Fig.2.434 Resonance Curve

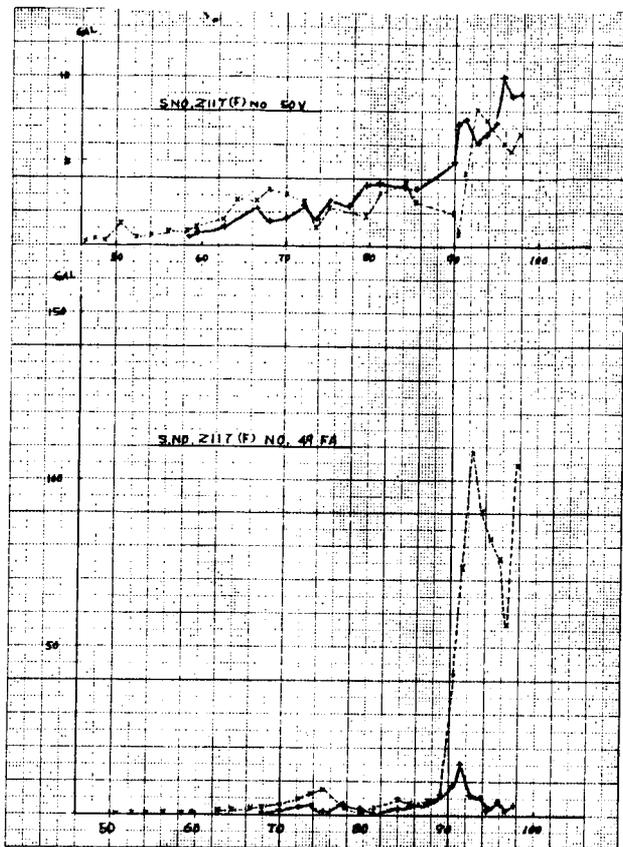


Fig.2.435 Resonance Curve

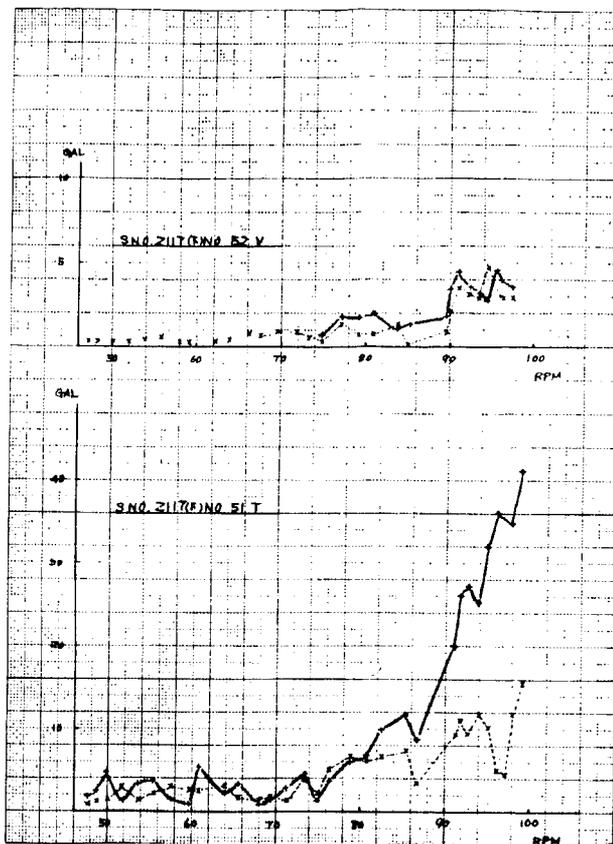


Fig.2.436 Resonance Curve

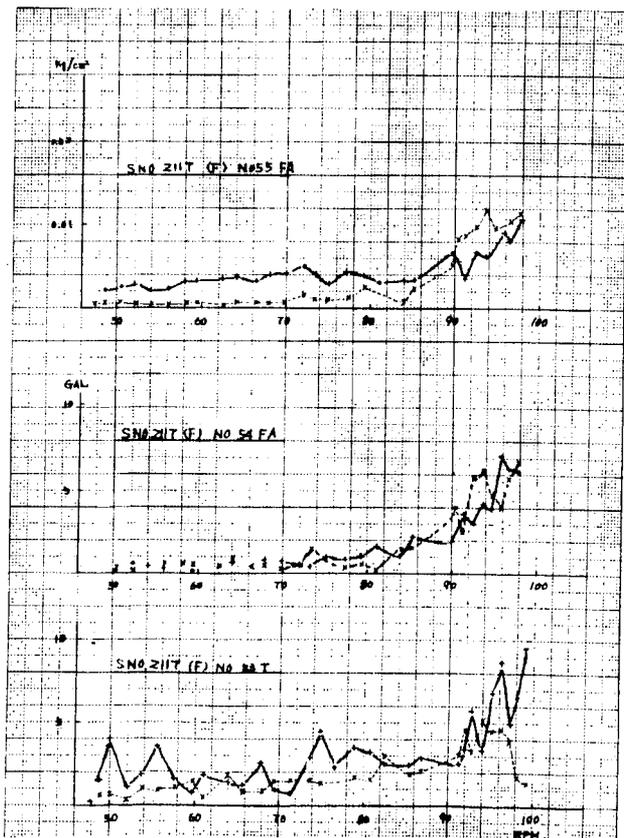


Fig.2.437 Resonance Curve

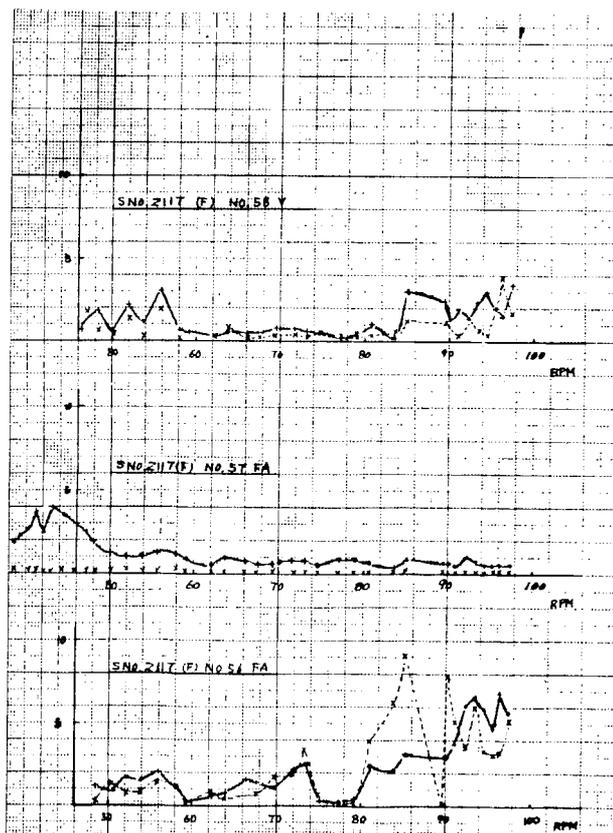


Fig.2.438 Resonance Curve

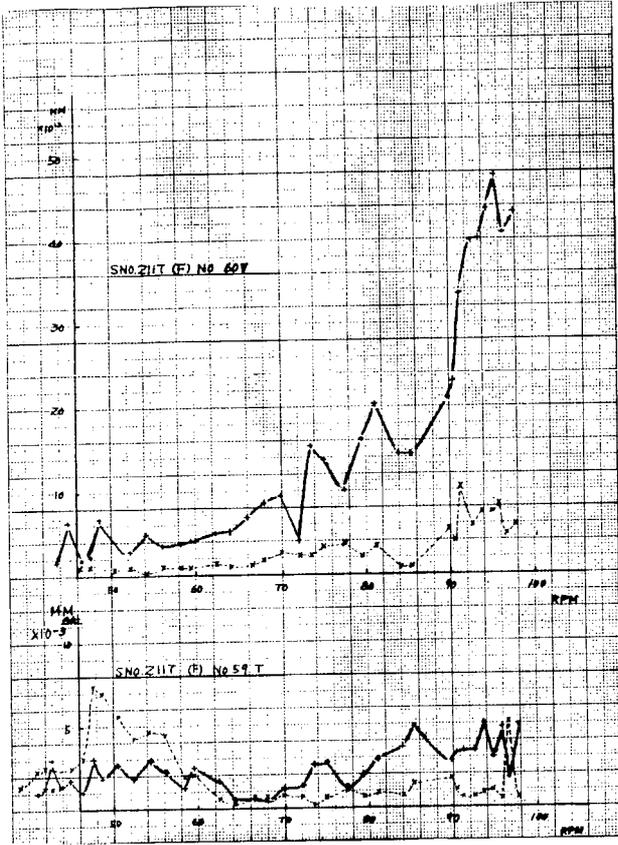


Fig.2.439 Resonance Curve

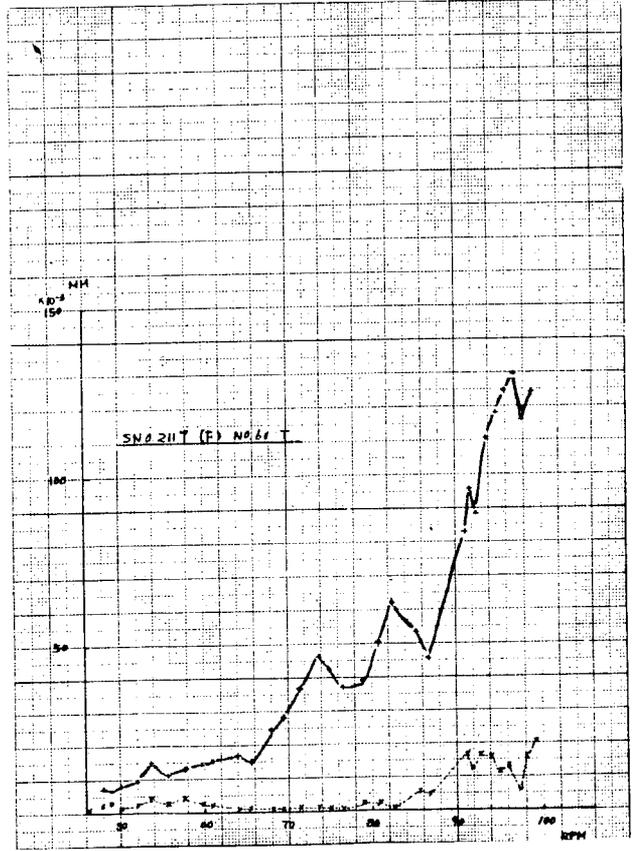


Fig.2.440 Resonance Curve

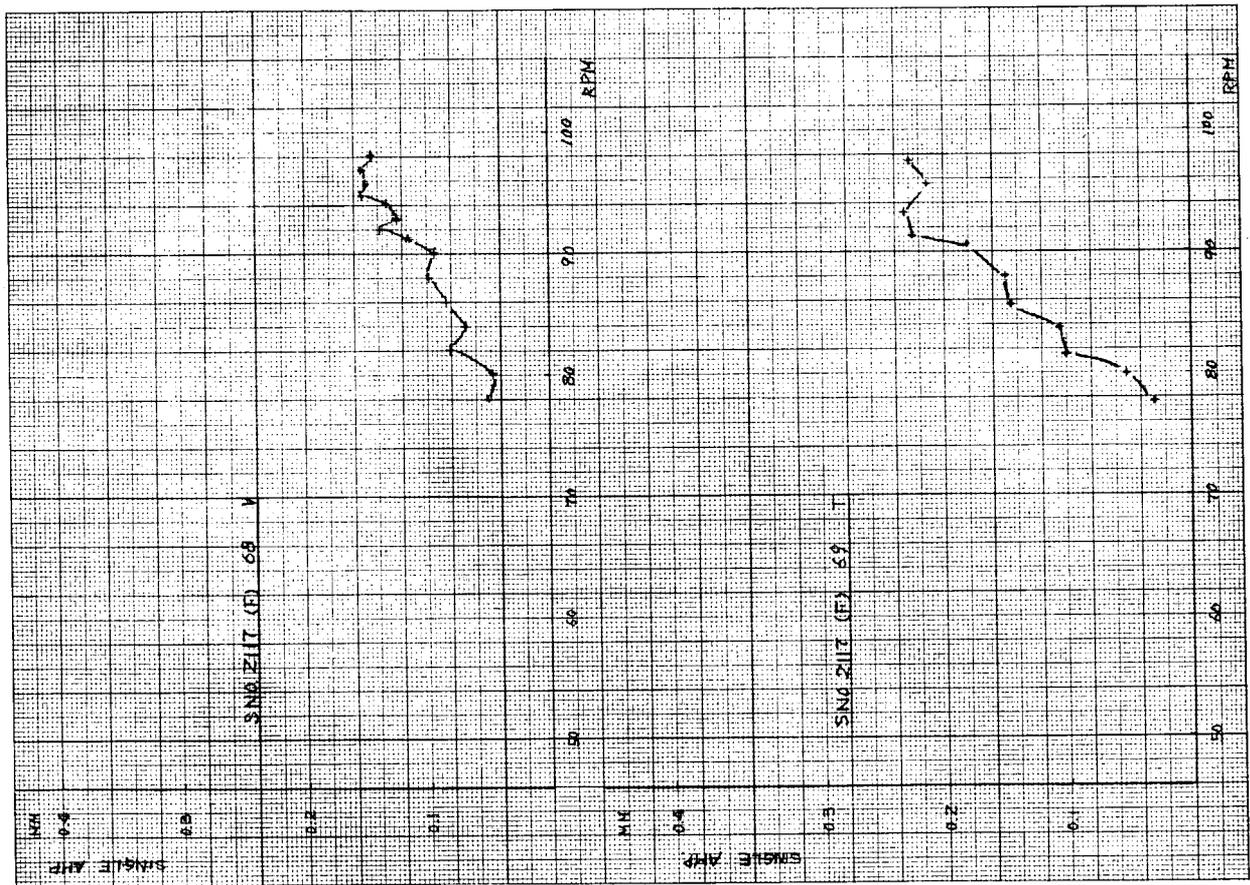


Fig.2.441

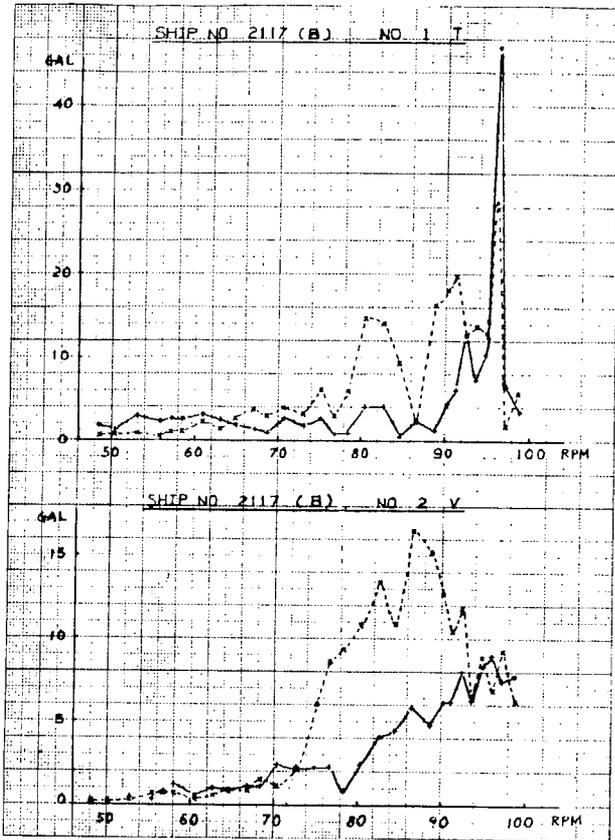


Fig. 2.442 Resonance Curve

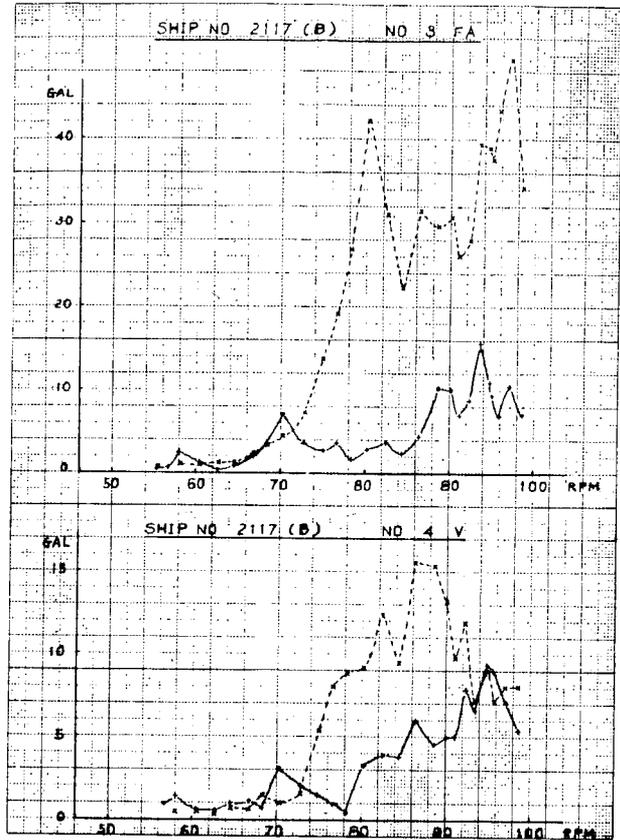


Fig. 2.443 Resonance Curve

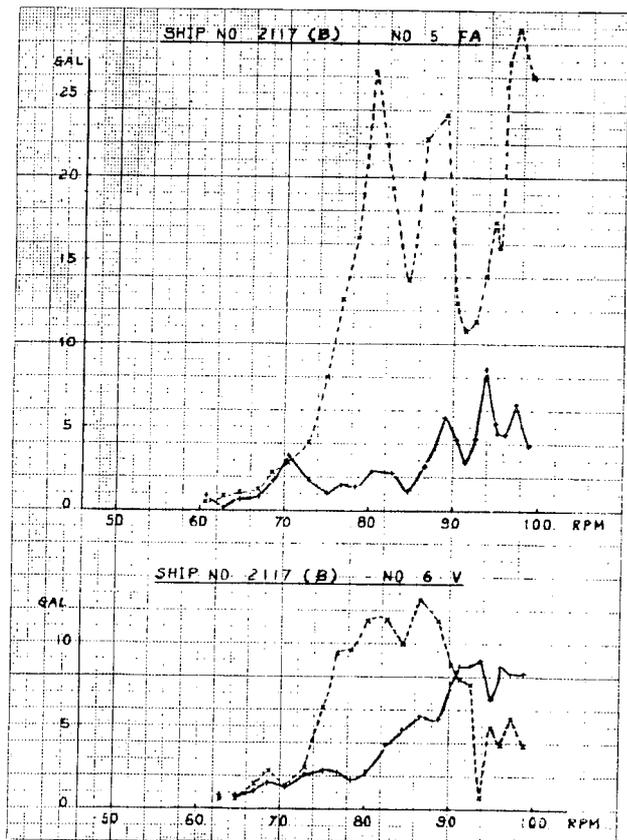


Fig. 2.444 Resonance Curve

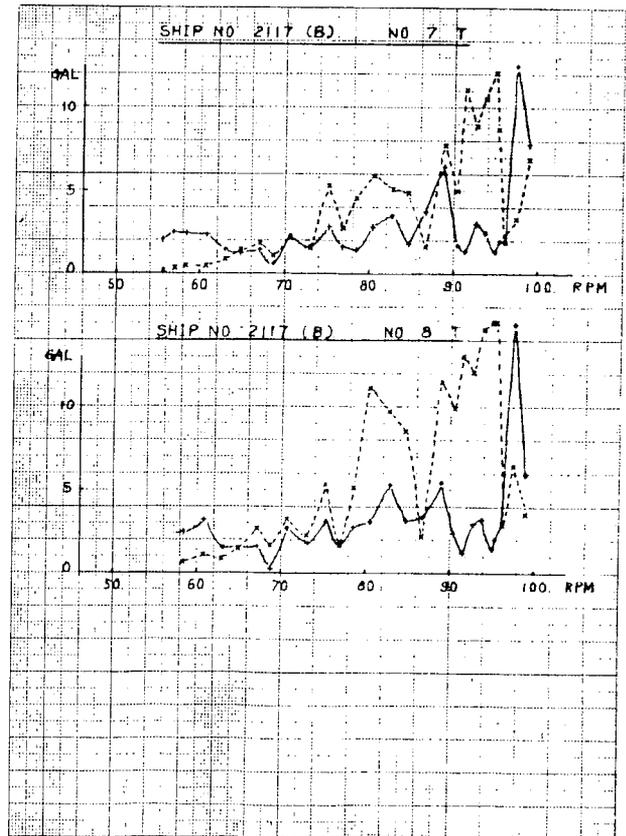


Fig. 2.445 Resonance Curve

+ 5 次 × 10 次

+ 5 次 × 10 次

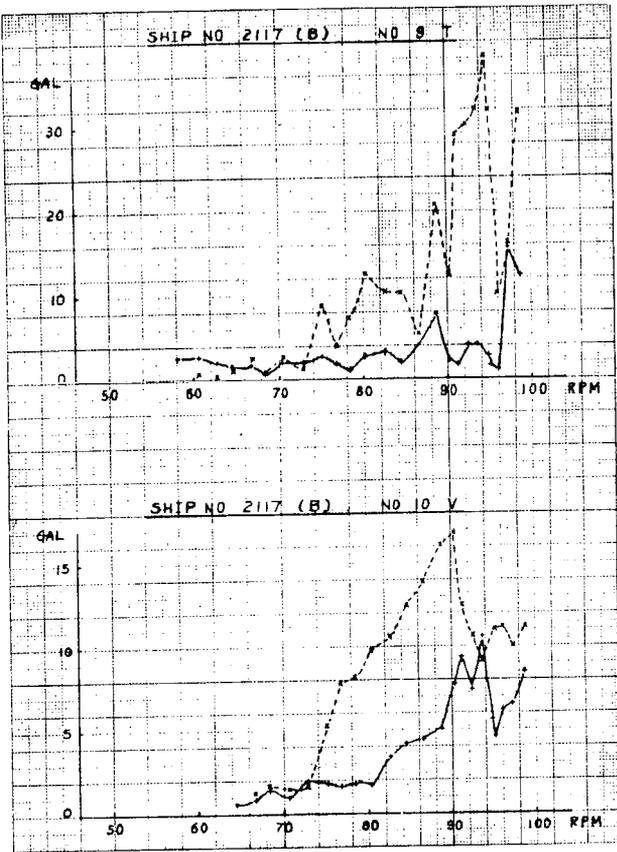


Fig.2.446 Resonance Curve

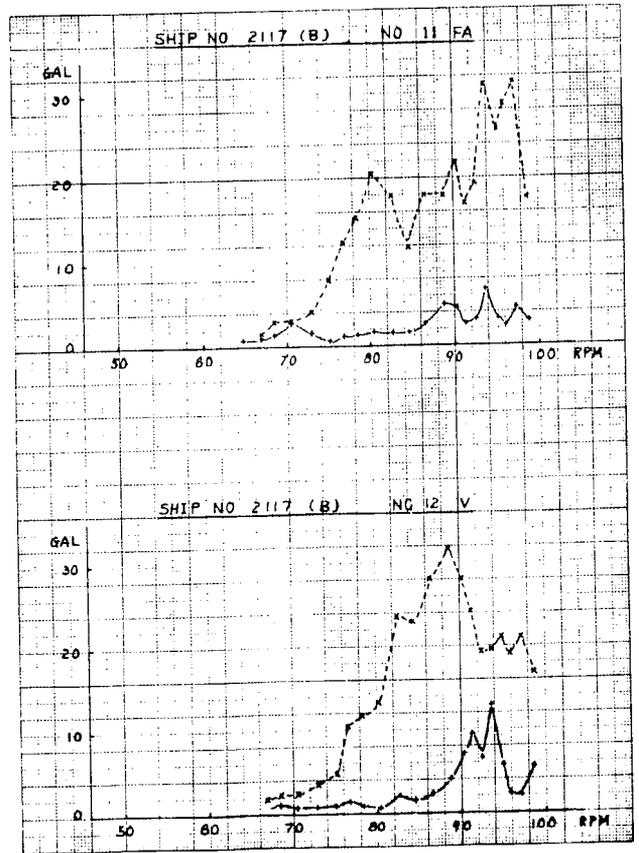


Fig.2.447 Resonance Curve

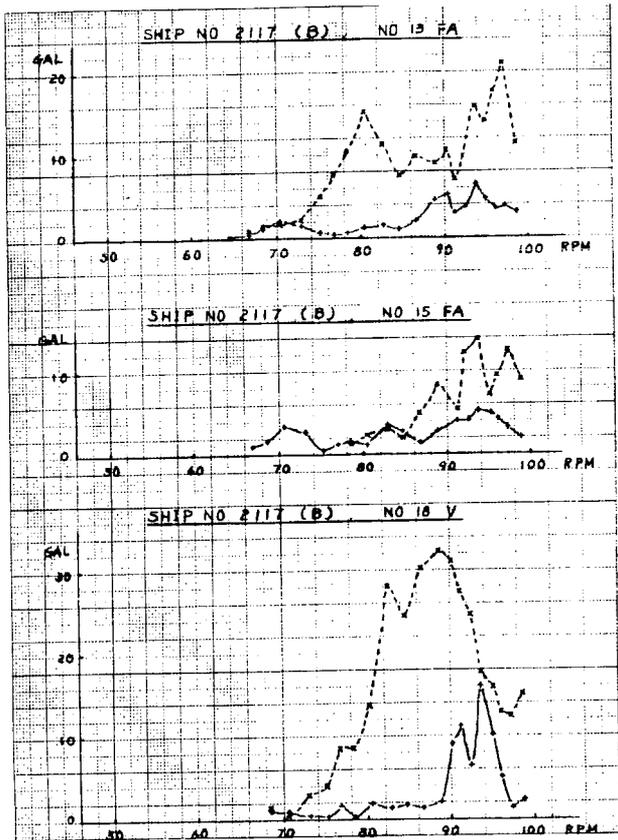


Fig.2.448 Resonance Curve

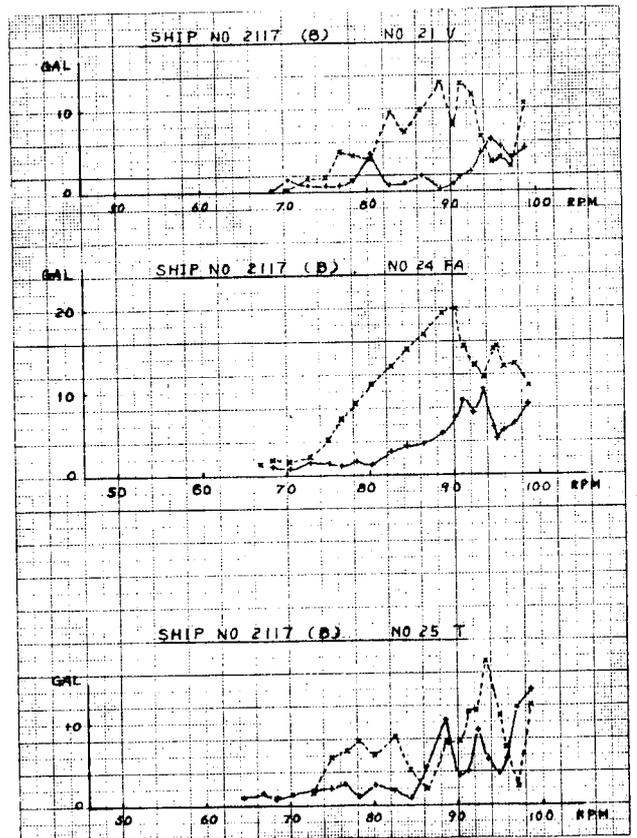


Fig.2.449 Resonance Curve

+ 5次 × 10次

+ 5次 × 10次

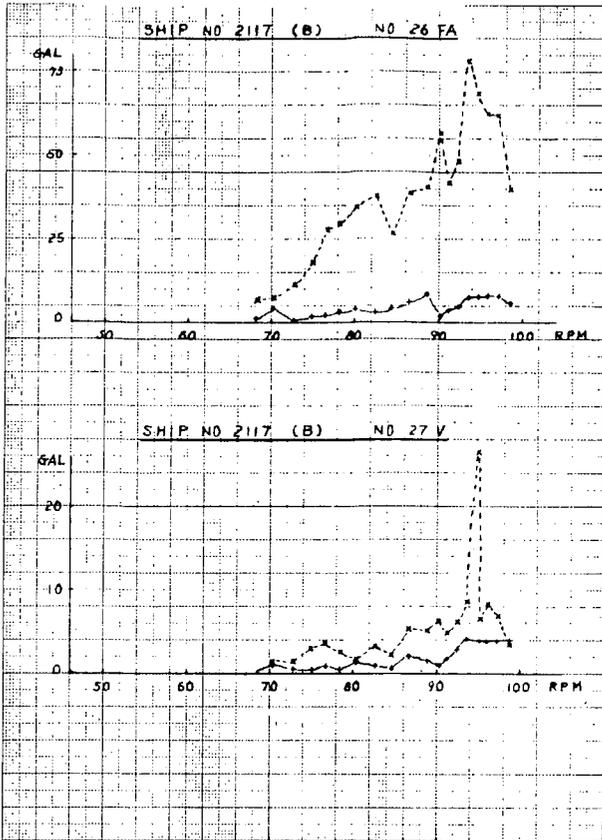


Fig.2.450 Resonance Curve

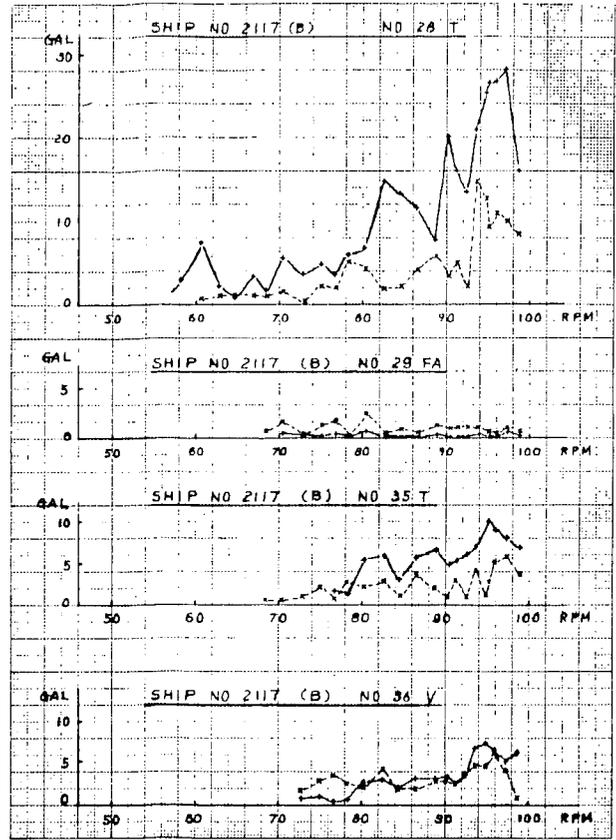


Fig.2.451 Resonance Curve

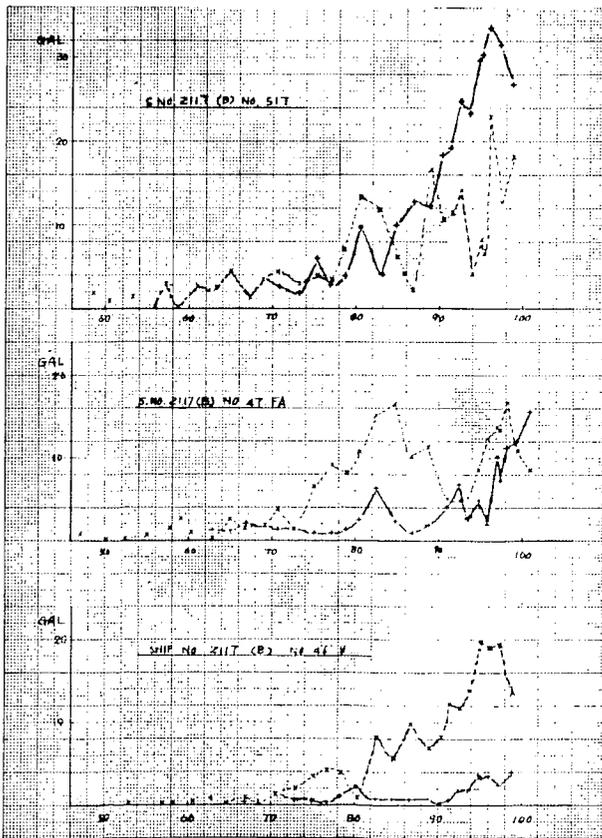


Fig.2.452 Resonance Curve

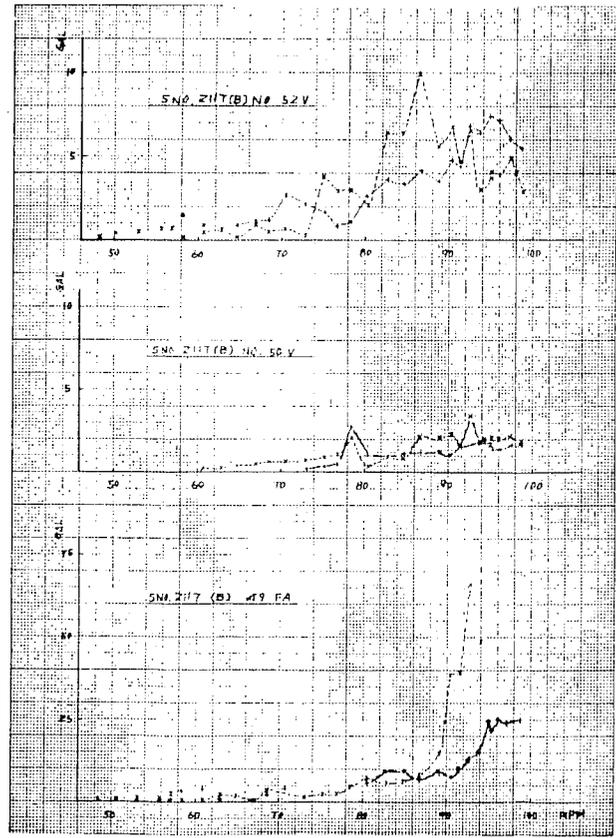


Fig.2.453 Resonance Curve

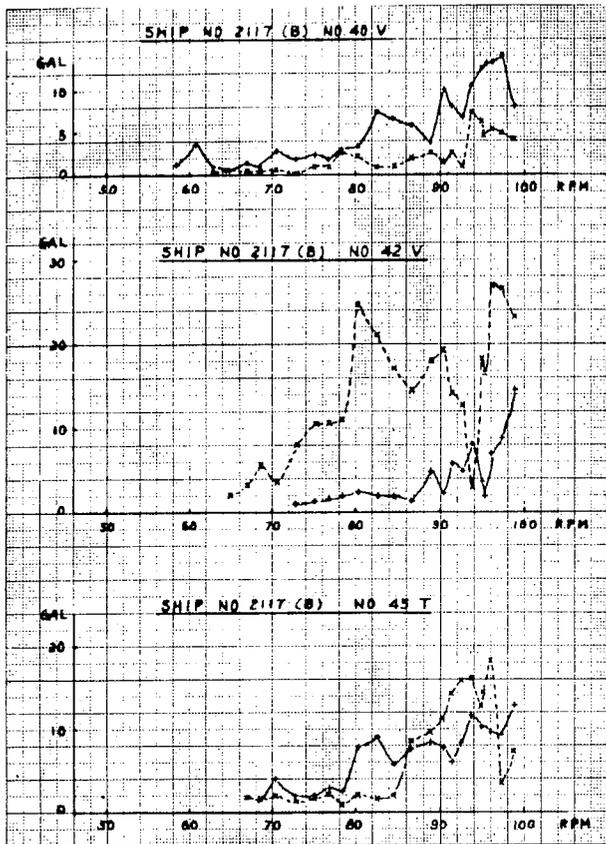


Fig.2.454 Resonance Curve

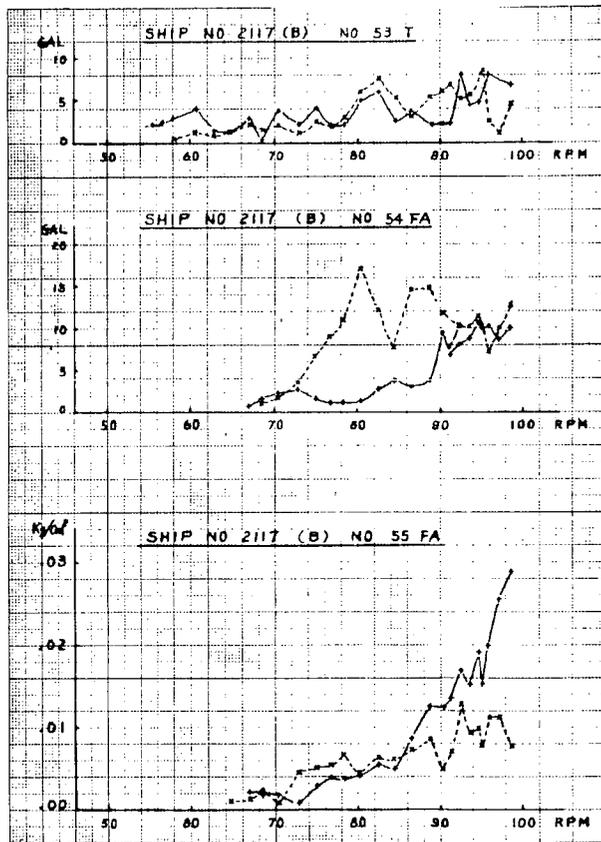


Fig.2.455 Resonance Curve

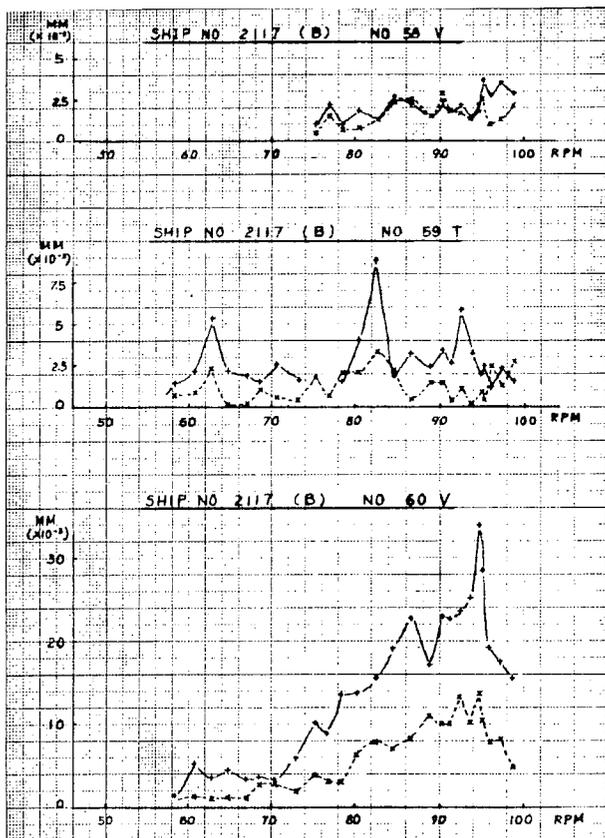


Fig.2.456 Resonance Curve

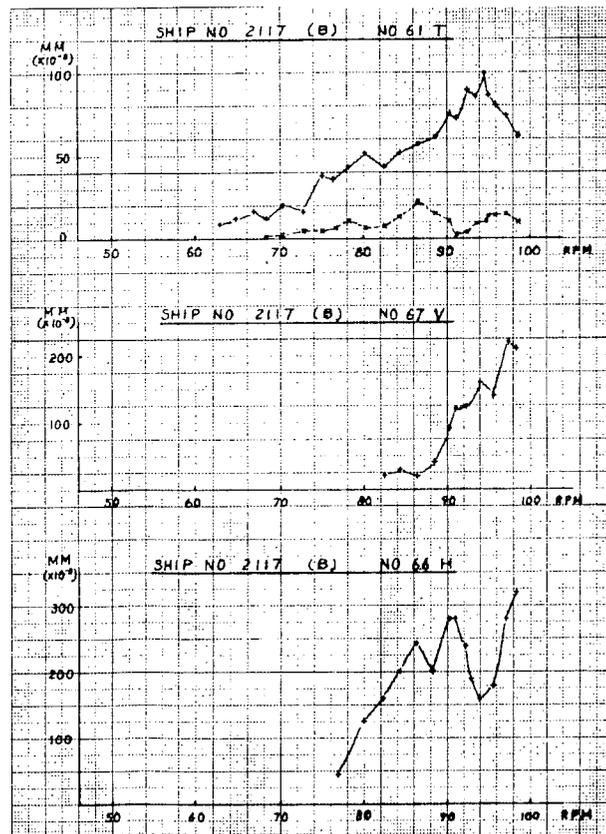


Fig.2.457 Resonance Curve

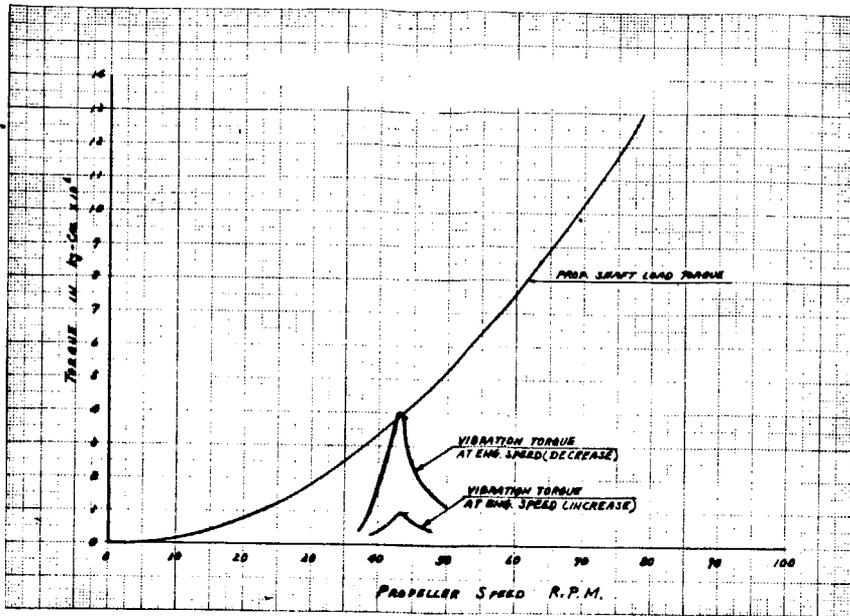


Fig.2.458 Result of Torque Variation on Propeller Shaft

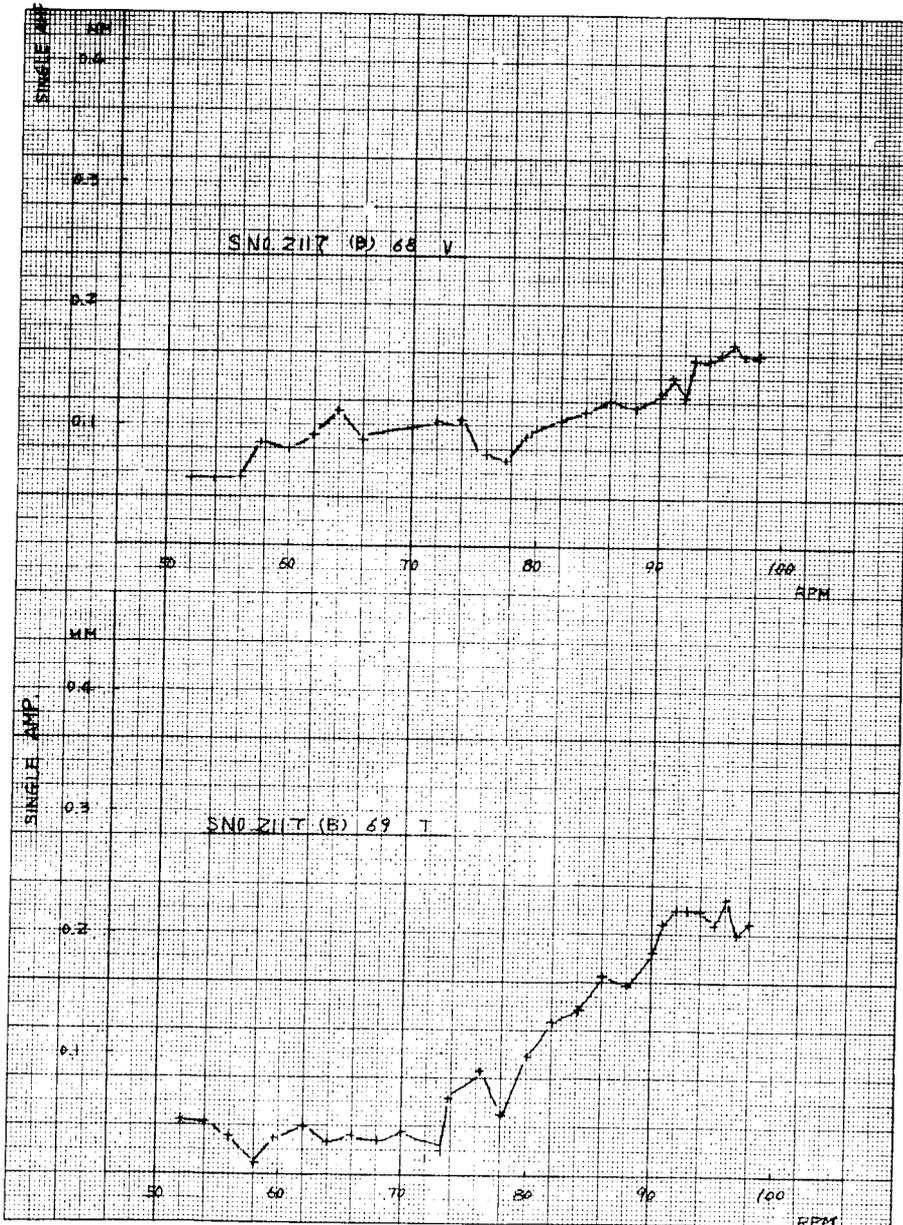
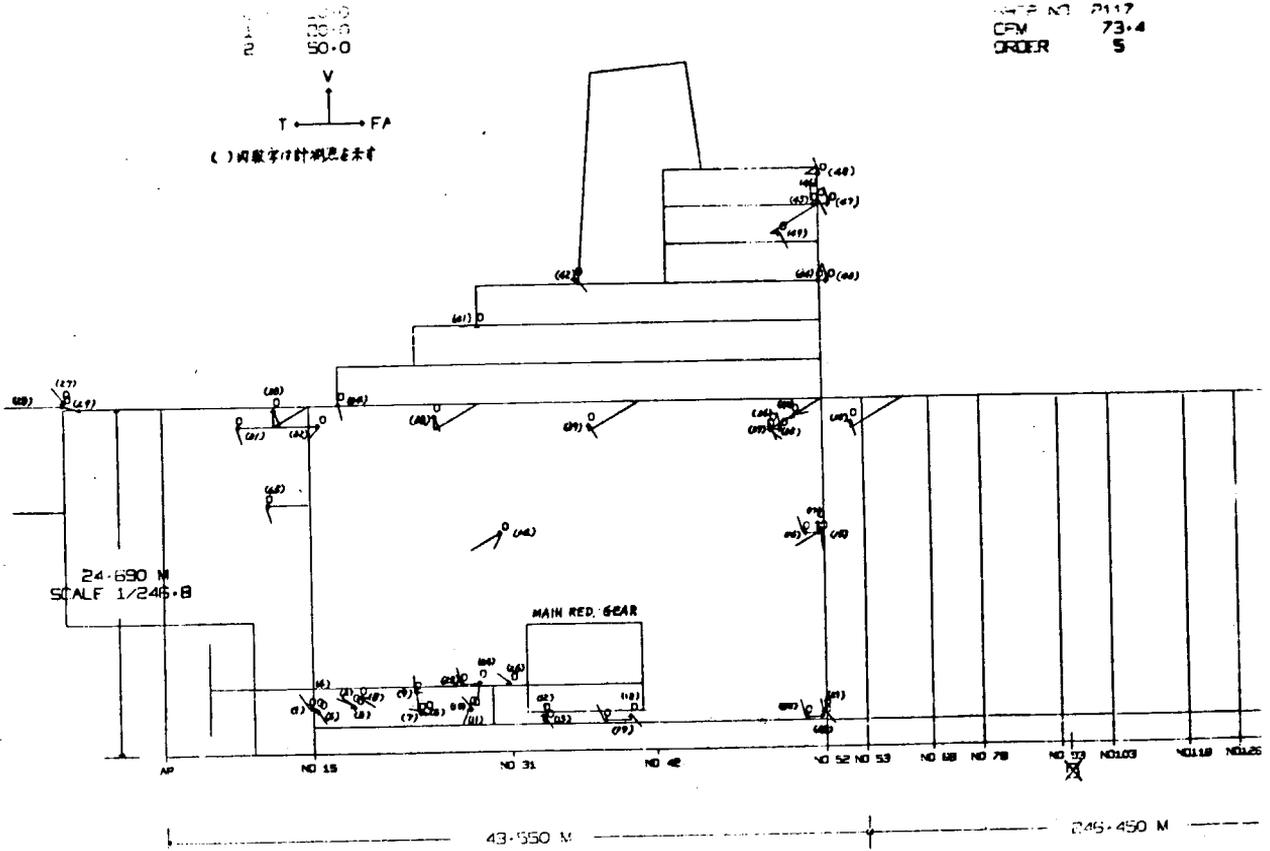


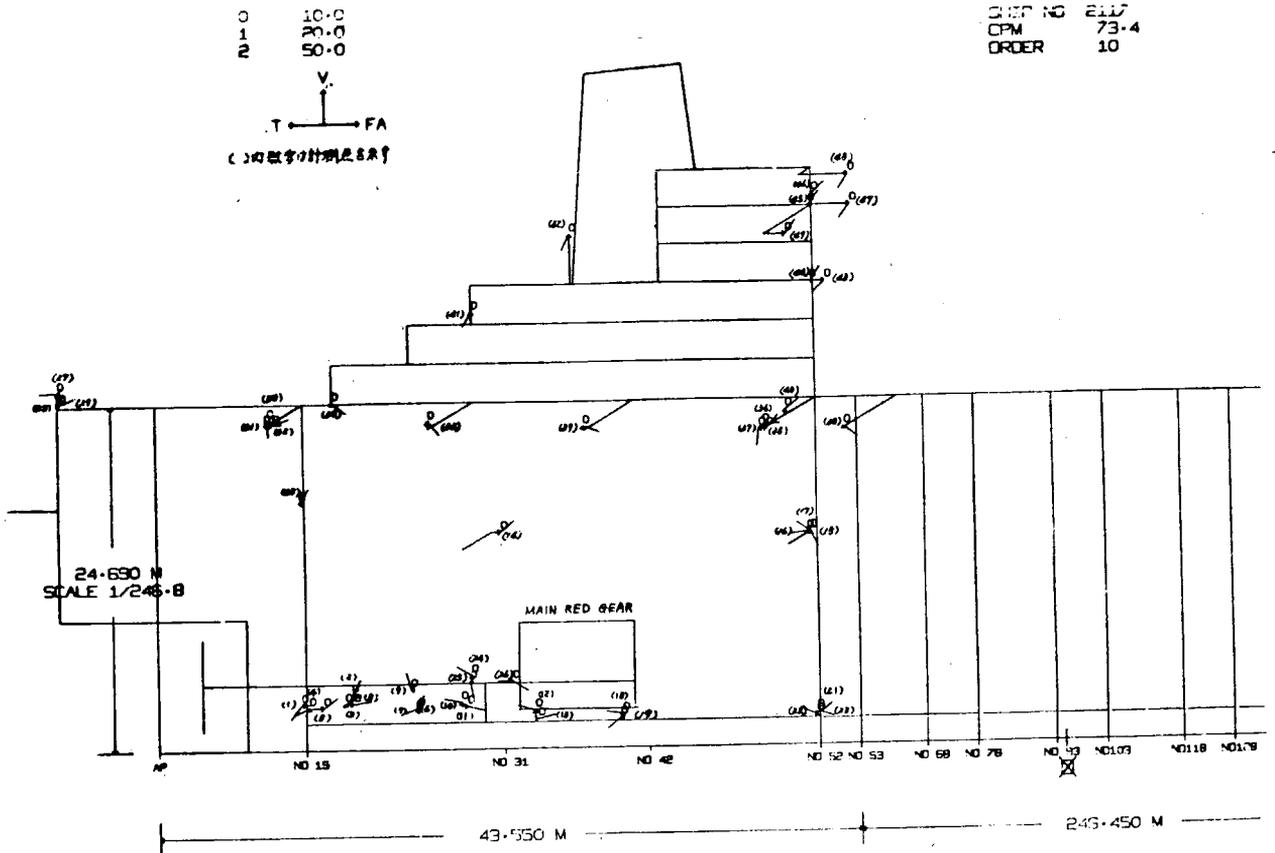
Fig.2.459

2.4.6 モードカーブ



DRIP NO 2117  
CPM 73.4  
ORDER 5

Fig.2.4.60 Mode Curve (F)



DRIP NO 2117  
CPM 73.4  
ORDER 10

Fig.2.4.61 Mode Curve (F)

10.0  
20.0  
50.0

V  
T → FA

( )内数字は計測点番号

SHIP NO 2117  
CPM 89-B  
ORDER 5

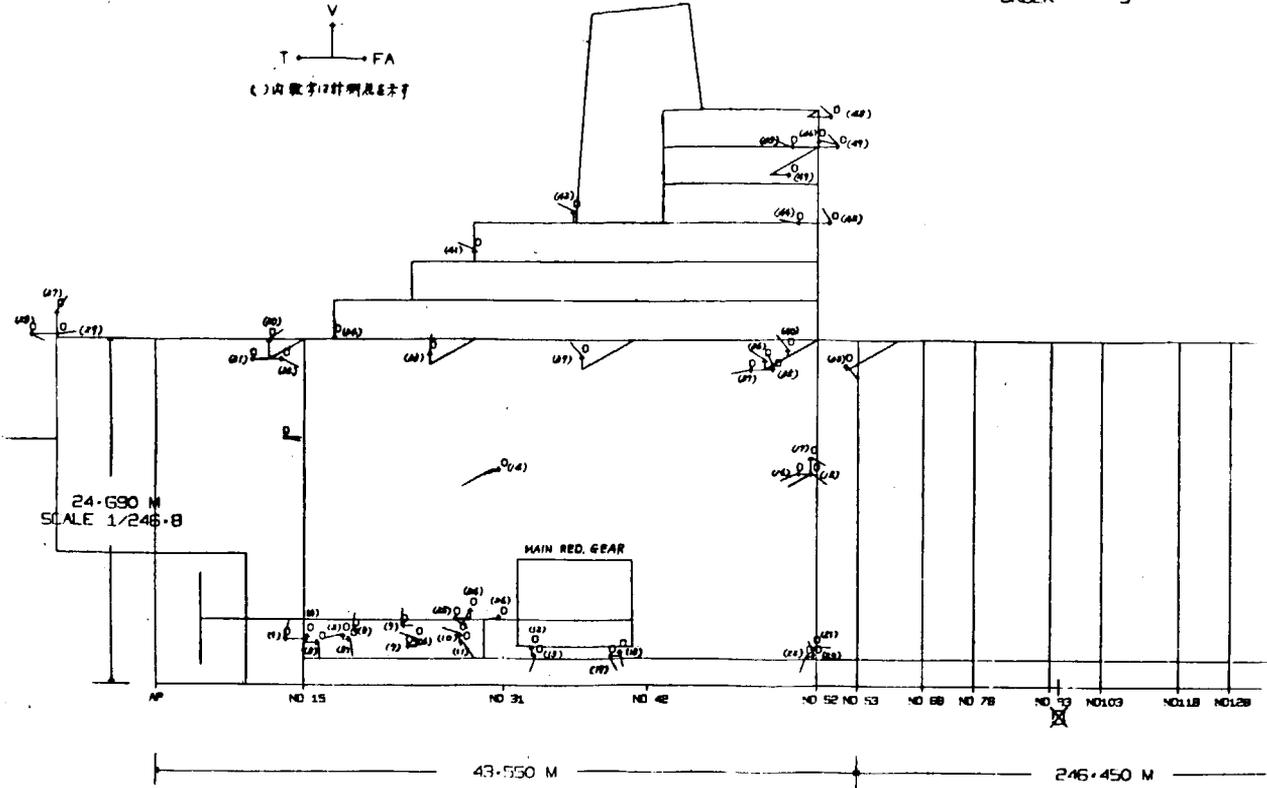


Fig.2.4.62 Mode Curve (F)

0 10.0  
1 20.0  
2 50.0

V  
T → FA

( )内数字は計測点番号

SHIP NO 2117  
CPM 89-B  
ORDER 10

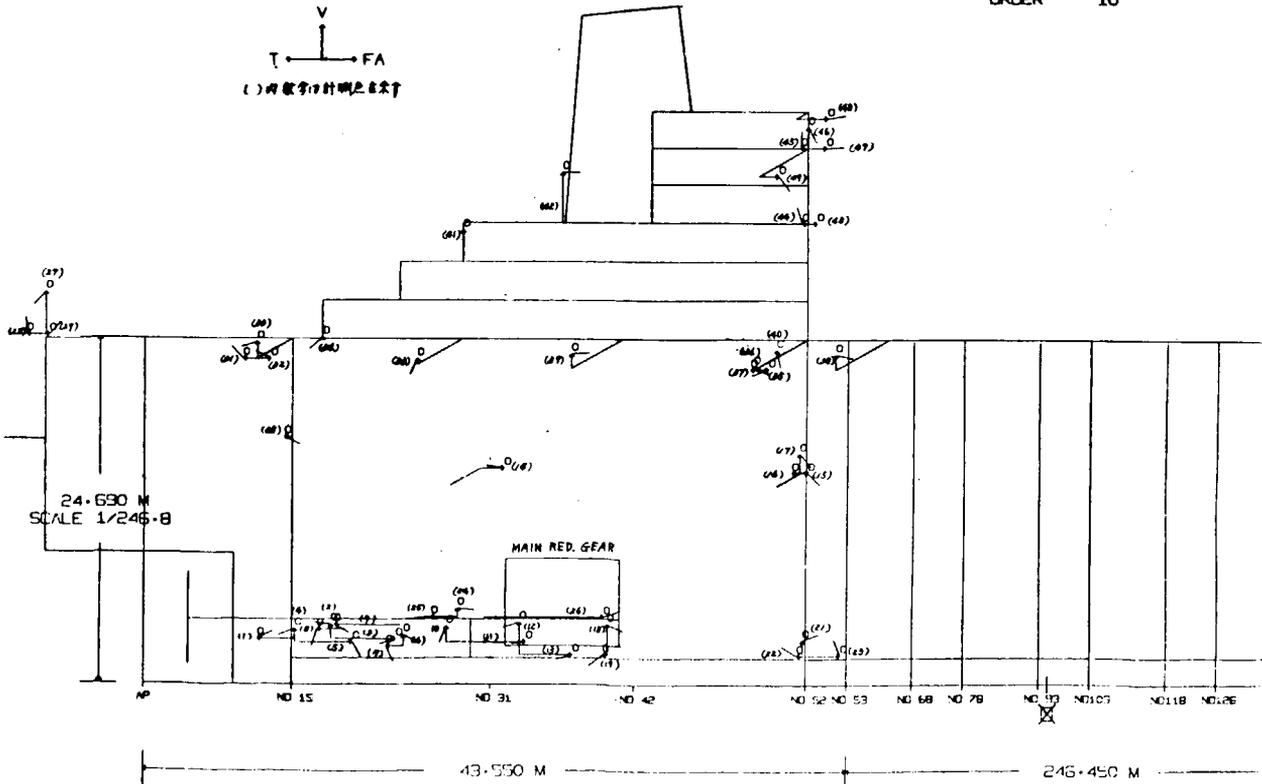


Fig.2.4.63 Mode Curve (F)

SCALE GAL/UL  
 0 10.0  
 1 20.0  
 2 50.0

SHIP NO 2117  
 CPM 91.2  
 ORDER 5

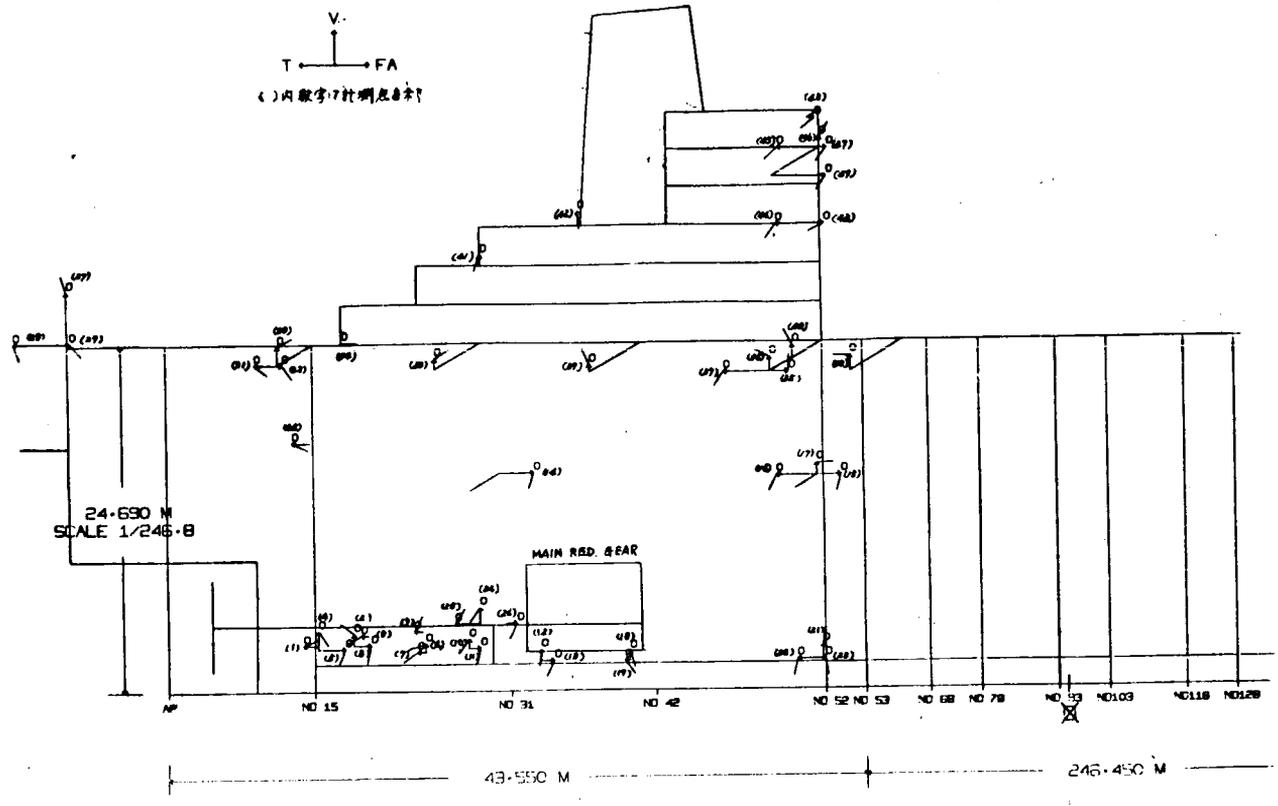
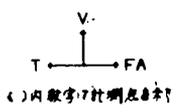


Fig.2.4.64 Mode Curve (F)

SCALE GAL/UL  
 0 10.0  
 1 20.0  
 2 50.0

SHIP NO 2117  
 CPM 91.2  
 ORDER 10

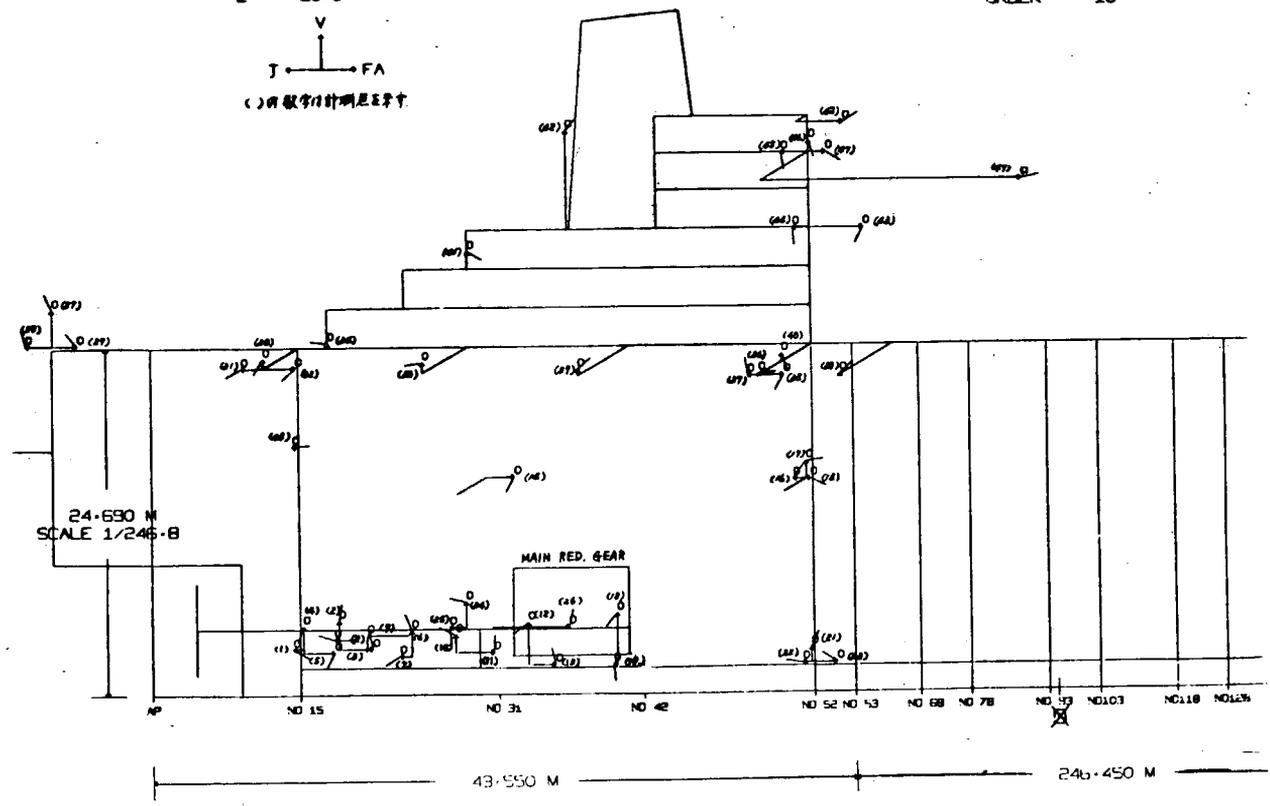
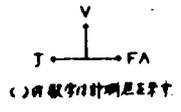


Fig.2.4.65 Mode Curve (F)

SCALE  
0 10-0  
1 20-0  
2 50-0

SHIP NO 2117  
CPM 94.7  
ORDER 5

V  
T ← FA →  
( ) 内数字为计划层号

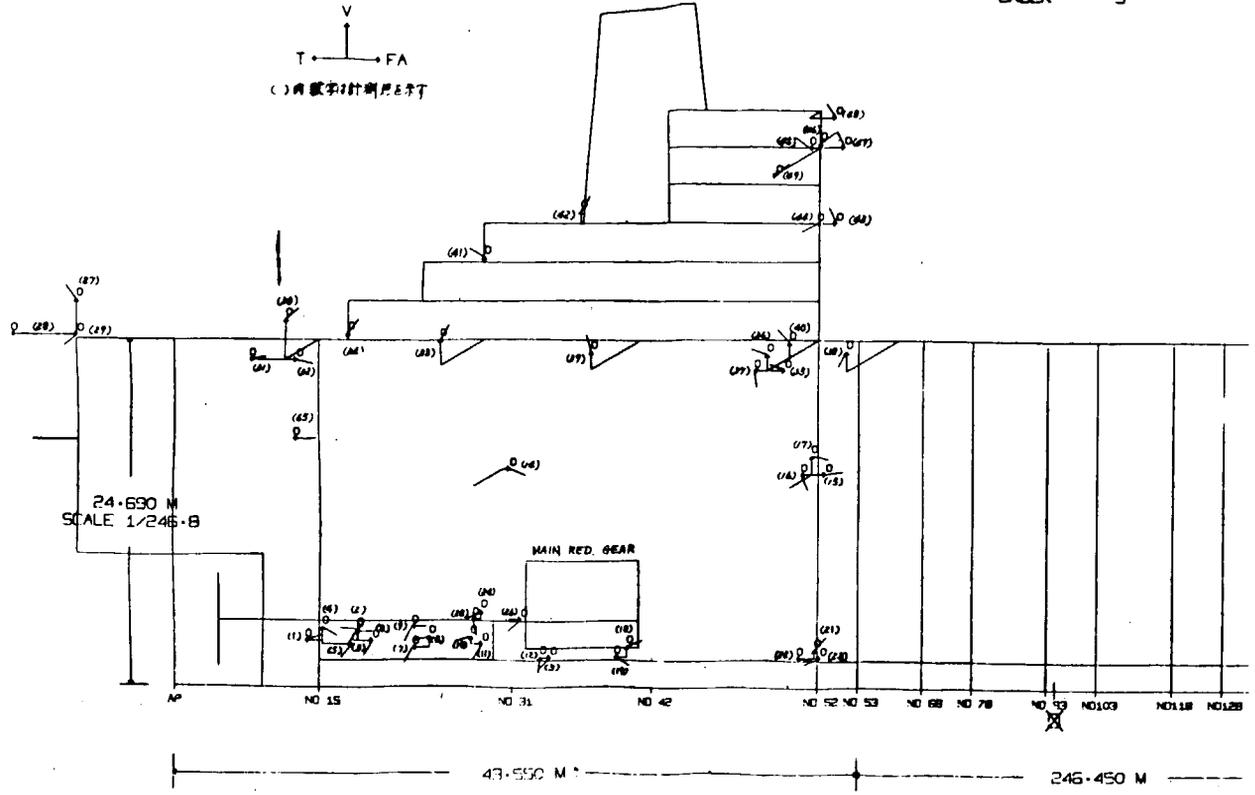


Fig.2.4.66 Mode Curve (F)

SCALE GALZLL  
0 10-0  
1 20-0  
2 50-0

SHIP NO 2117  
CPM 94.7  
ORDER 10

V  
T ← FA →  
( ) 内数字为计划层号

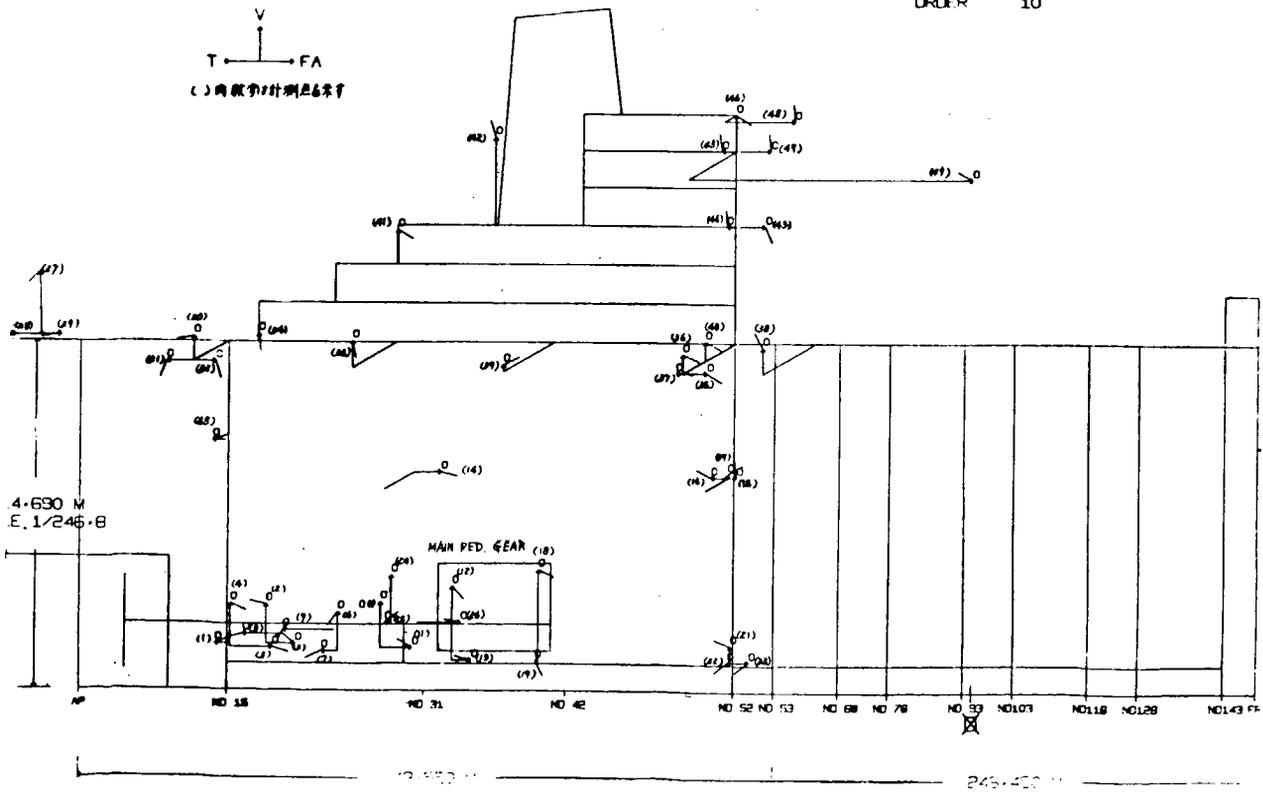


Fig.2.4.67 Mode Curve (F)

SCALE  
 0 10.0  
 1 20.0  
 2 50.0

SHIP NO 2117  
 CPM 97.6  
 ORDER 5

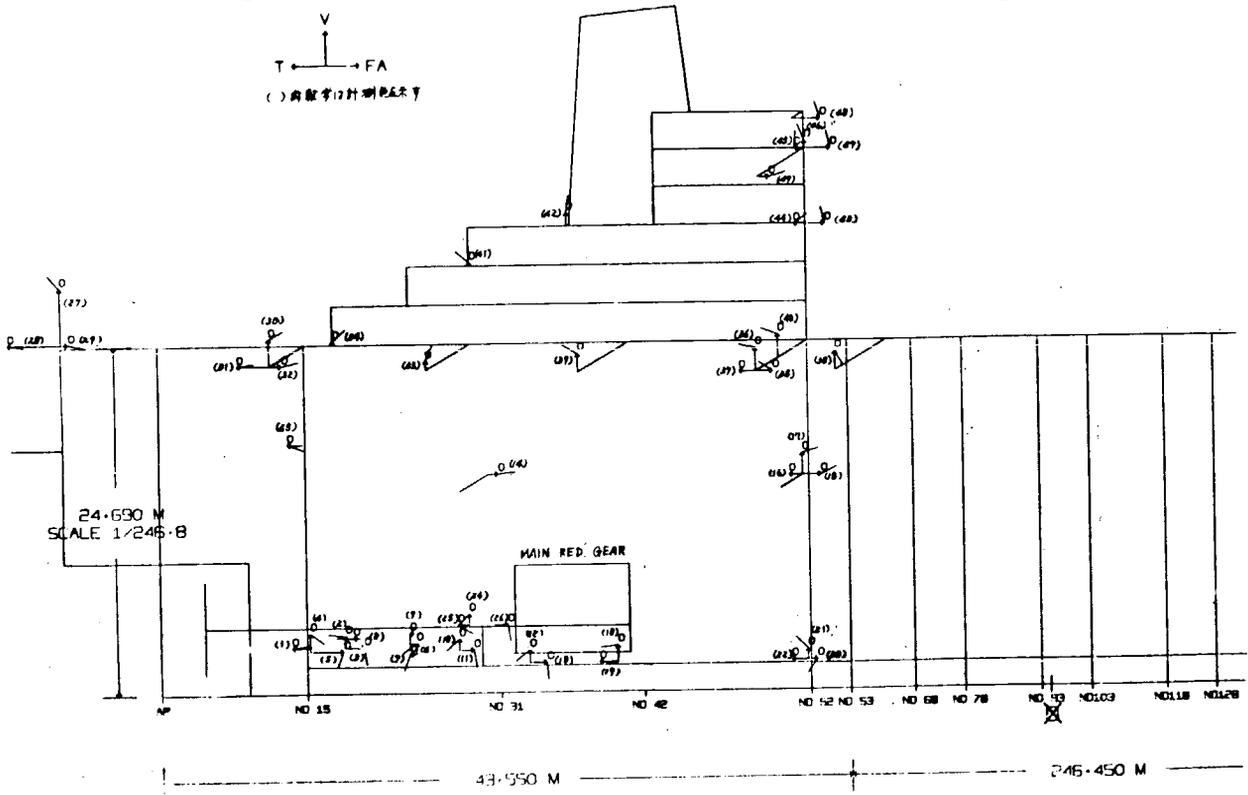
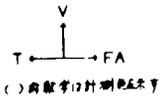


Fig. 2.4.68 Mode Curve (F)

SCALE  
 0 10.0  
 1 20.0  
 2 50.0

SHIP NO 2117  
 CPM 97.5  
 ORDER 10

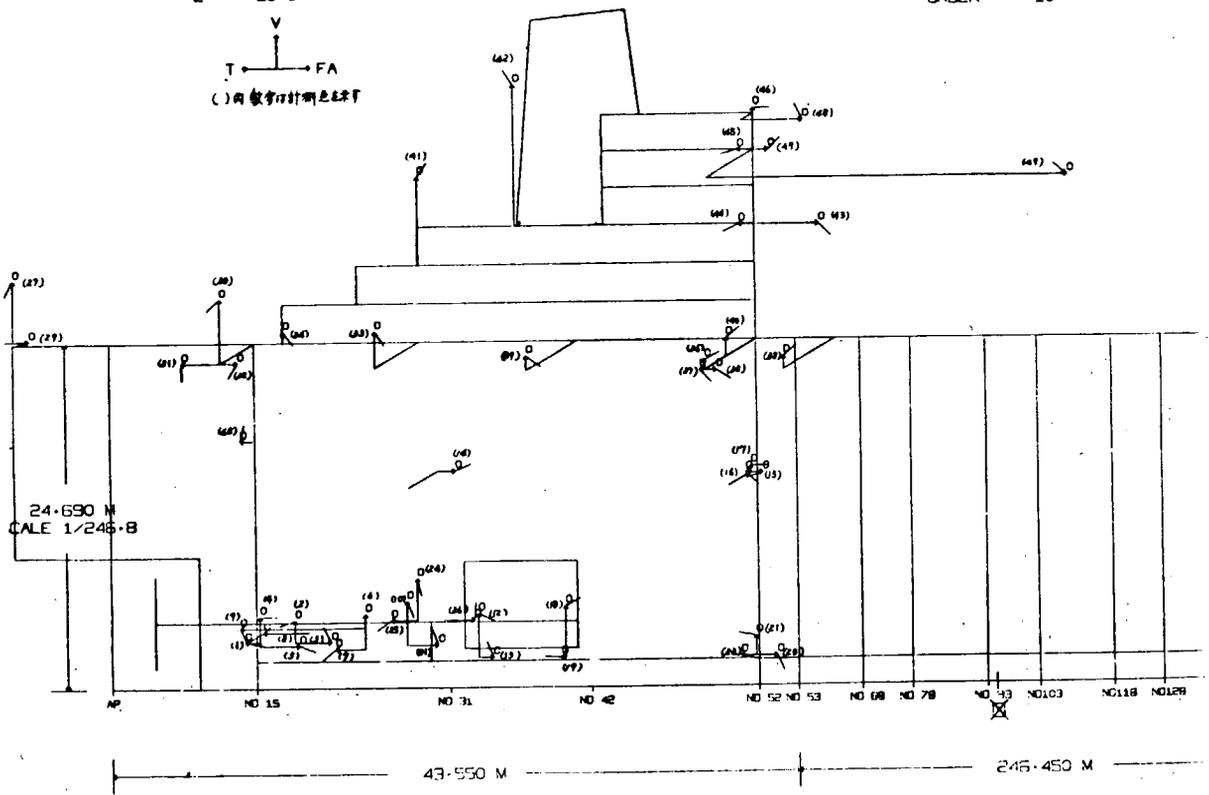
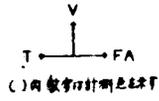


Fig. 2.4.69 Mode Curve (F)

0 10.0  
 1 20.0  
 2 50.0  
 V  
 T — FA

( ) 曲线设计明总图

SHIP NO 2117  
 CPM 80.3  
 ORDER 5

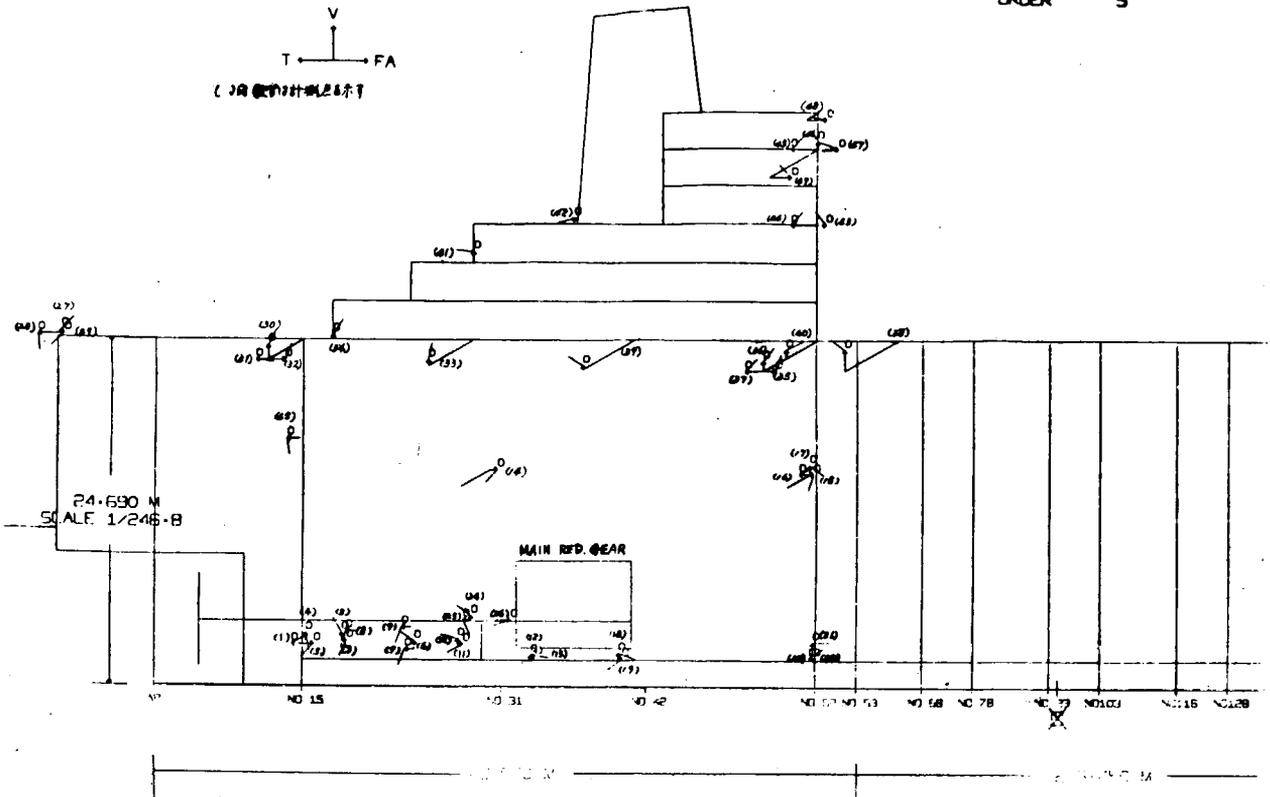


Fig.2.4.70 Mode Curve (B)

MARK NOTE

SCALE GAL/LL  
 0 10.0  
 1 20.0  
 2 50.0

SHIP NO 2117  
 CPM 80.3  
 ORDER 10

V  
 T — FA

( ) 曲线设计明总图

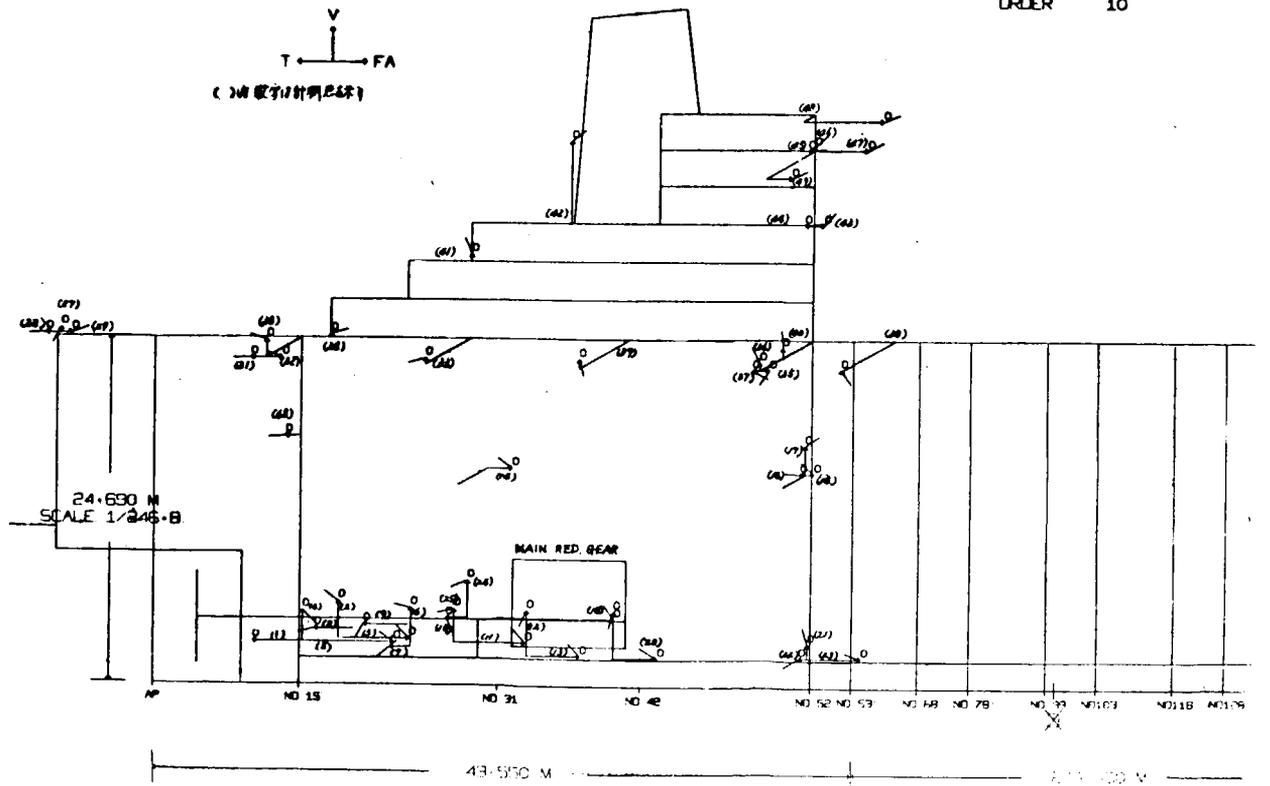


Fig.2.4.71 Mode Curve (B)

SCALE GAU/LI  
 0 10.0  
 1 20.0  
 2 50.0

SHIP NO 2117  
 CPM 86.5  
 ORDER 5

V  
 T FA

( ) 向數字計算結果

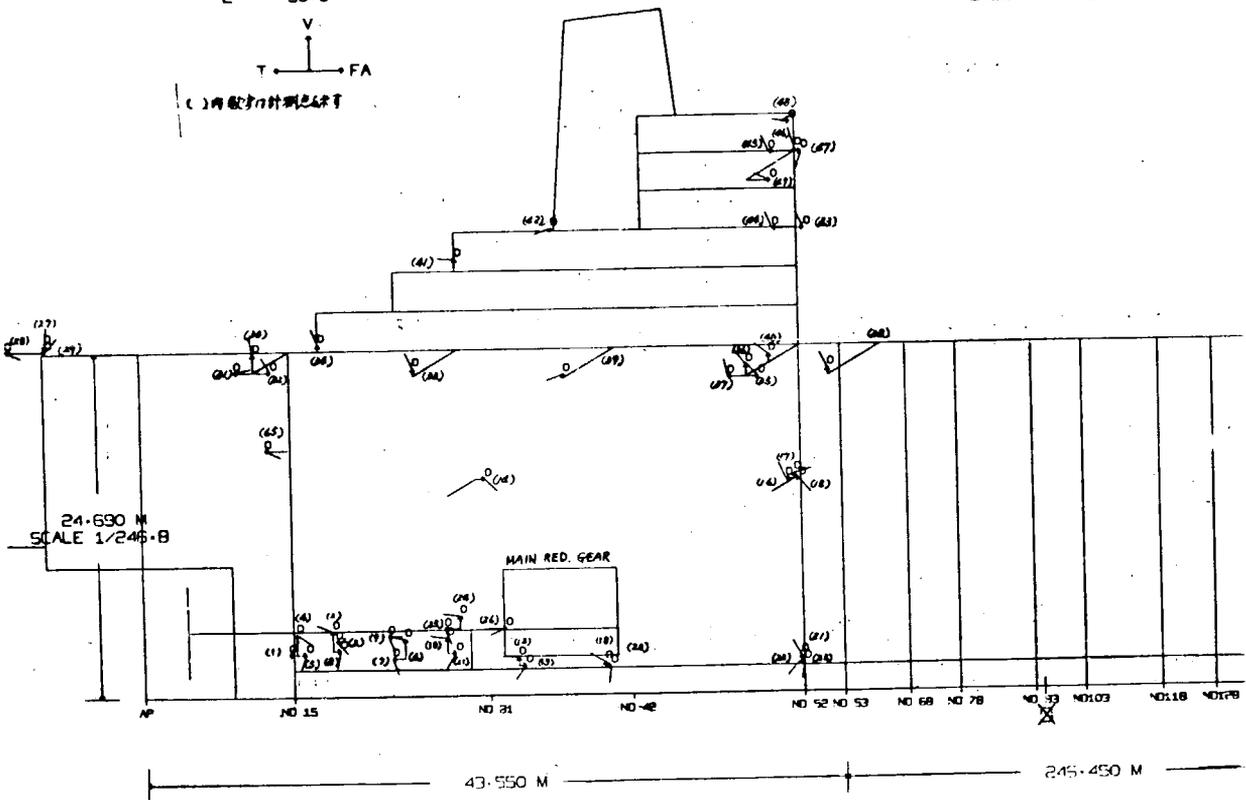


Fig.2.4.72 Mode Curve (B)

SCALE GAU/LI  
 0 10.0  
 1 20.0  
 2 50.0

SHIP NO 2117  
 CPM 86.5  
 ORDER 10

V  
 T FA

( ) 向數字計算結果

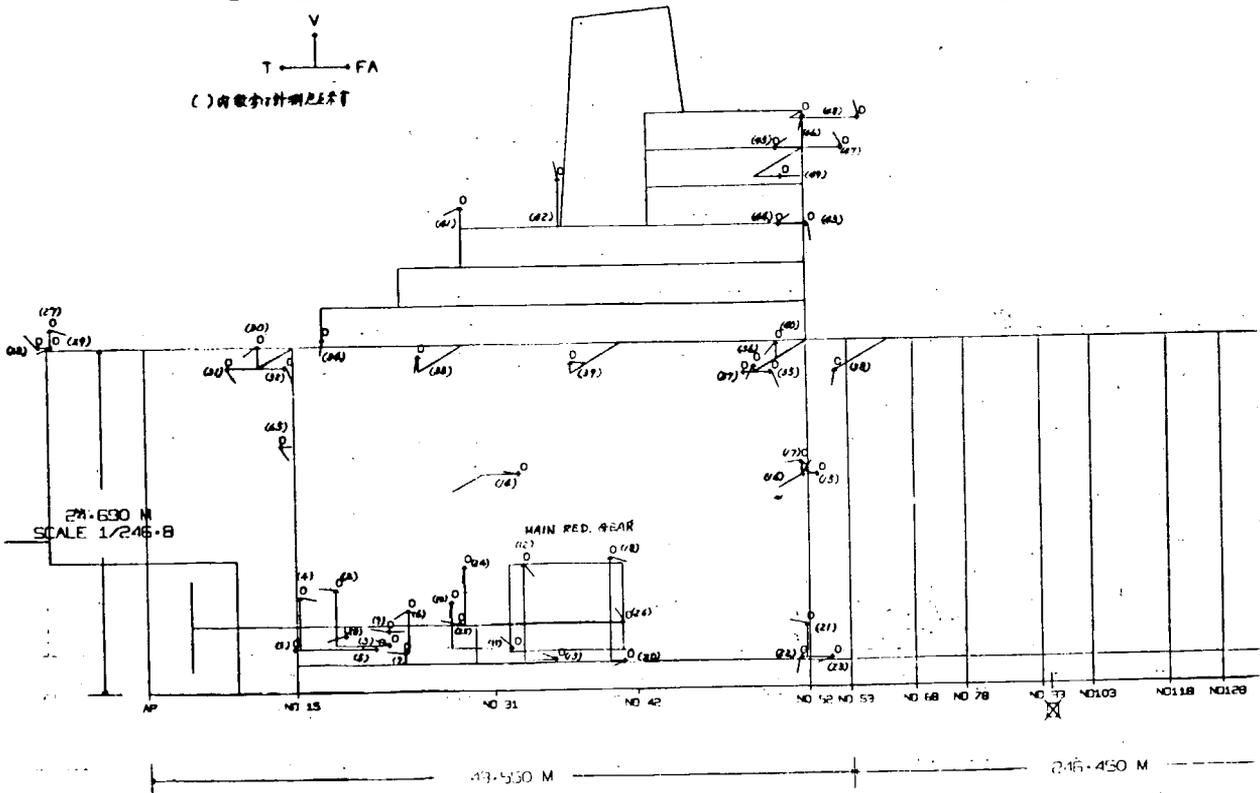


Fig.2.4.73 Mode Curve (B)

SCALE  
 0 10.0  
 1 20.0  
 2 50.0

SHIP NO 2117  
 OPM 95-1  
 ORDER 5

V  
 T ← FA →  
 ( ) 内観計測結果を示す

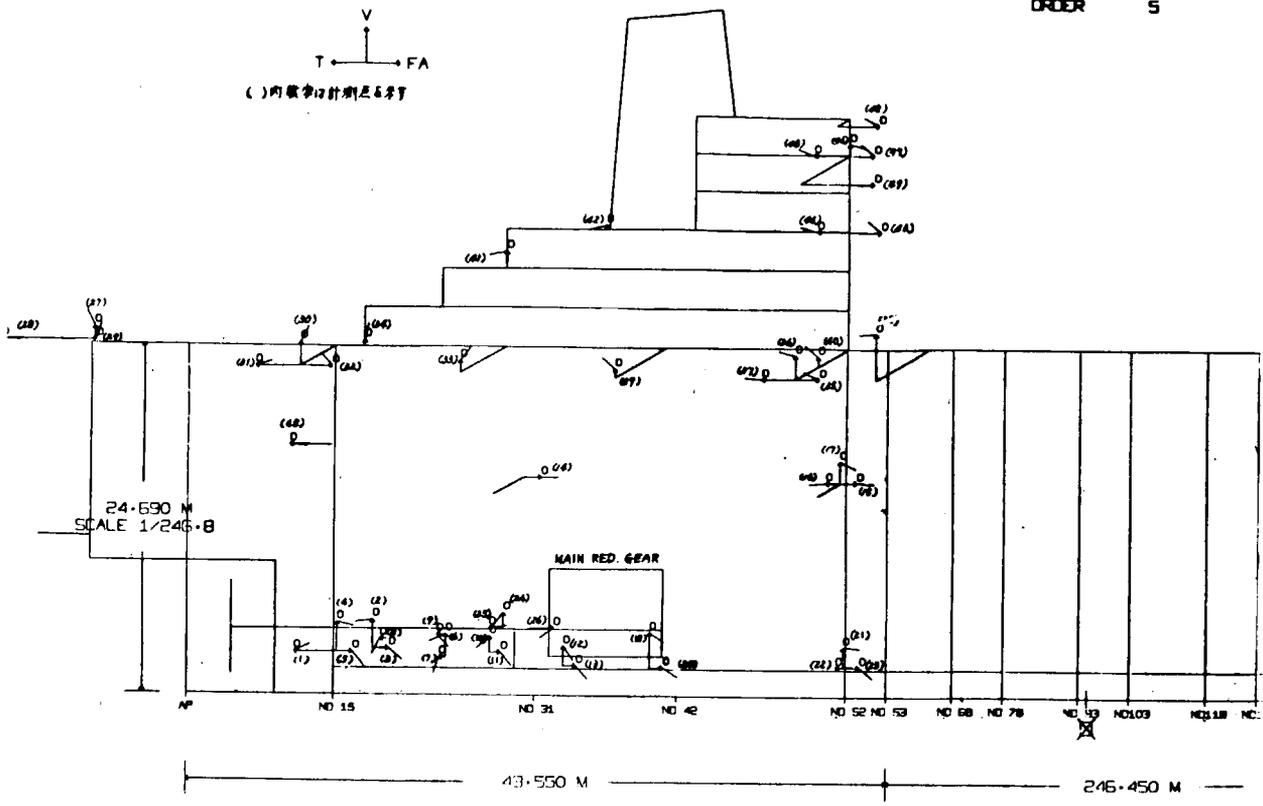


Fig.2.4.74 Mode Curve (B)

0 10.0  
 1 20.0  
 2 50.0

SHIP NO 2117  
 OPM 95-1  
 ORDER 10

V  
 T ← FA →  
 ( ) 内観計測結果を示す

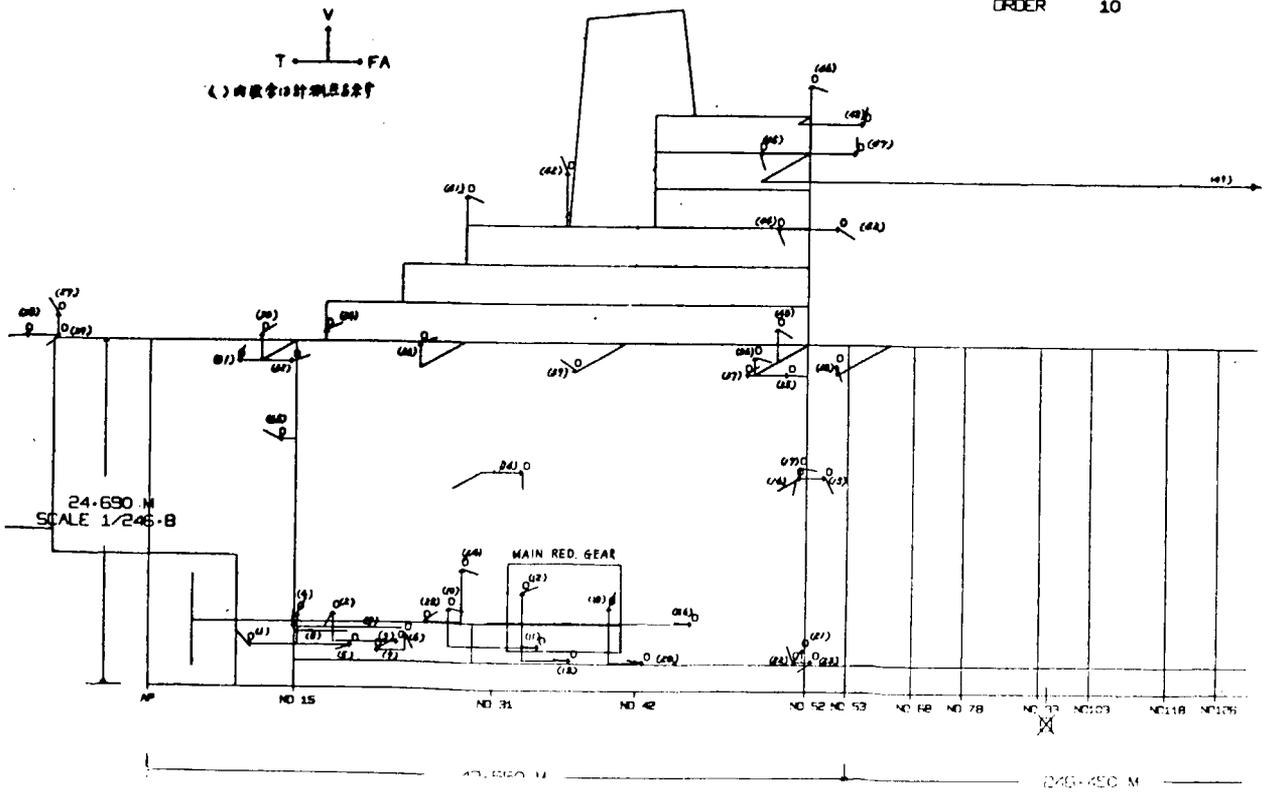
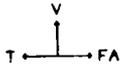


Fig.2.4.75 Mode Curve (B)

SCALE GAUSS  
 0 10.0  
 1 20.0  
 2 50.0

SHIP NO 2117  
 CPM 97.2  
 ORDER 5



(C) 内観等寸計測結果

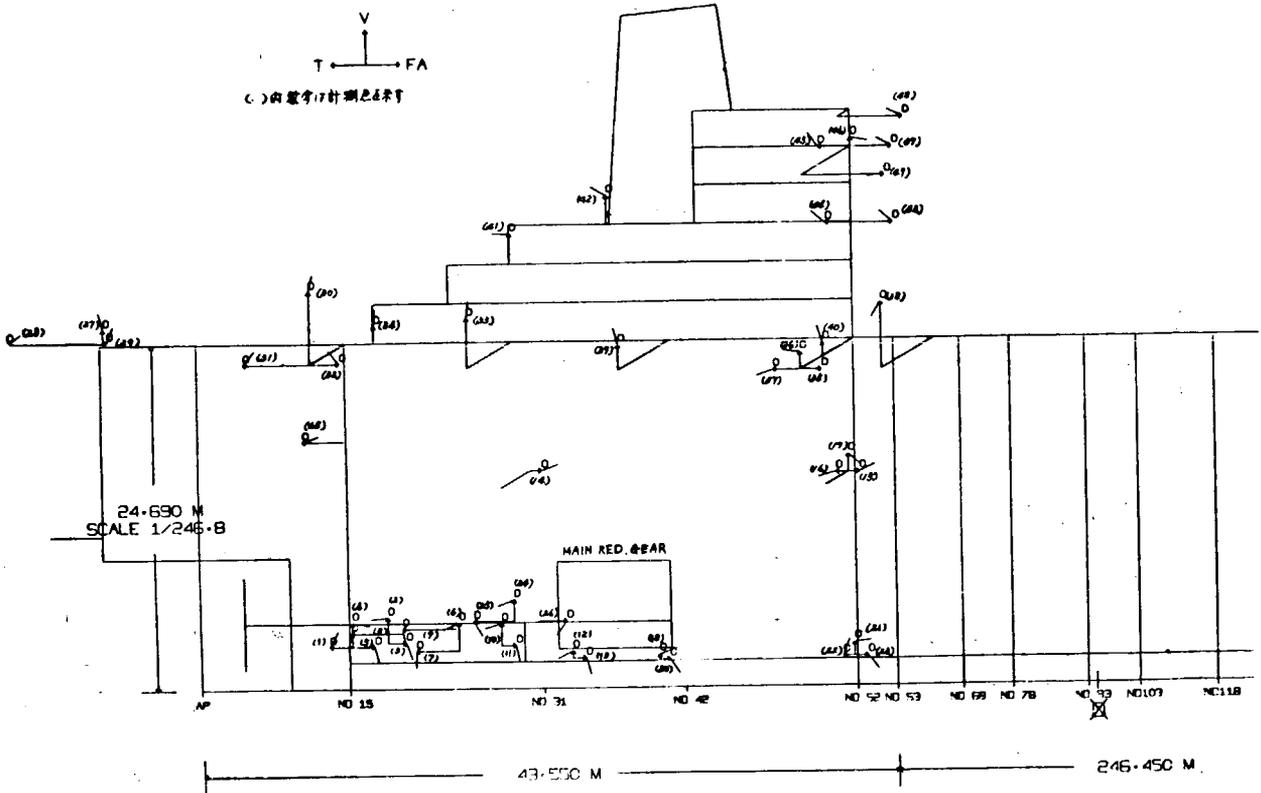
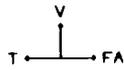


Fig.2.476 Mode Curve (B)

SCALE GAUSS  
 0 10.0  
 1 20.0  
 2 50.0

SHIP NO 2117  
 CPM 97.2  
 ORDER 10



(C) 内観等寸計測結果

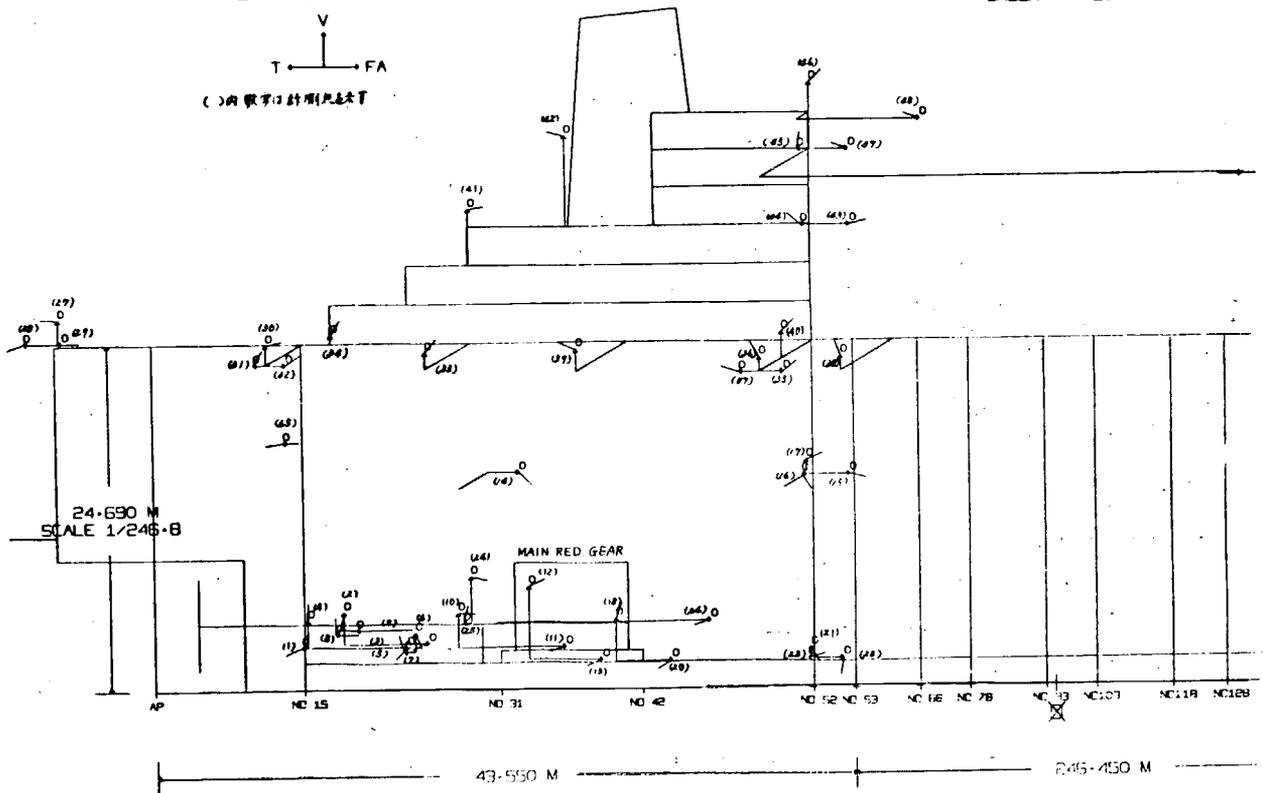


Fig.2.477 Mode Curve (B)

CONDITION	バラスト
軸回転数	90RPM
振動次数	5次

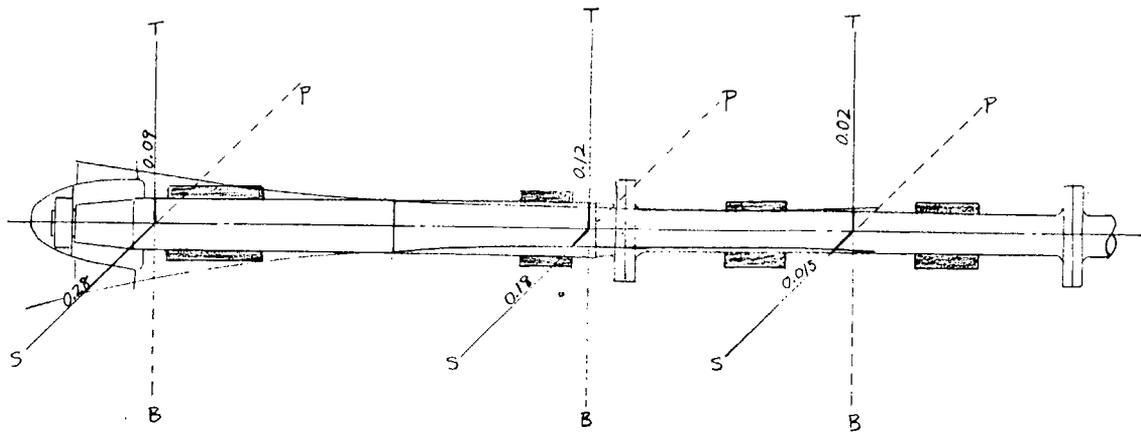


Fig.2.4.78 軸系横振動のモード曲線図

CONDITION	バラスト
軸回転数	97RPM
振動次数	5次

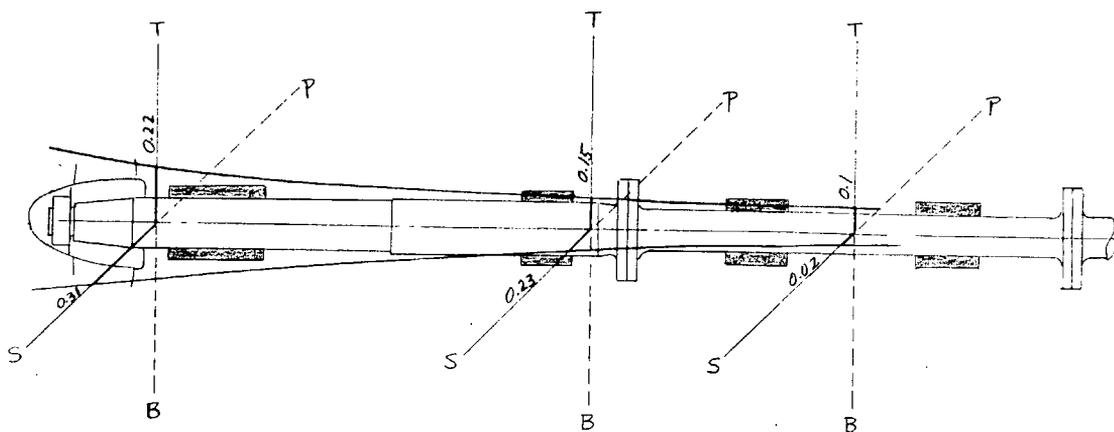


Fig.2.4.79 軸系横振動のモード曲線図

2.4.7 リサージュ図

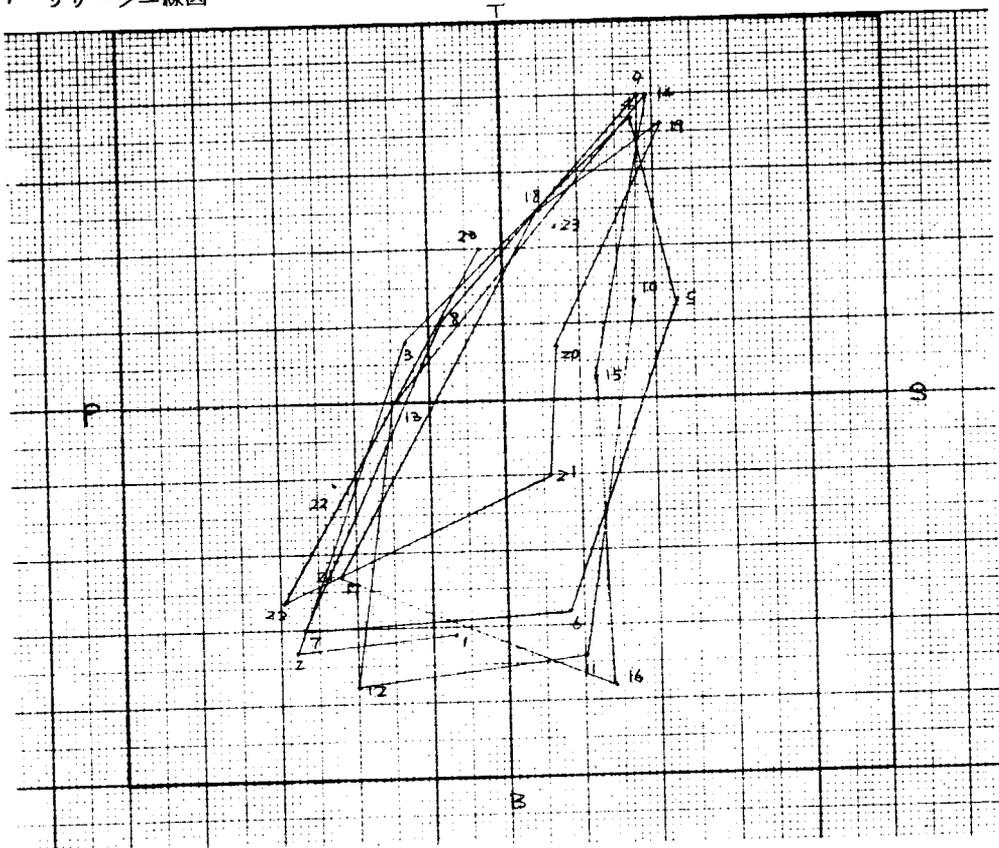


Fig.2.4.80 バラスト状態 (MCR)

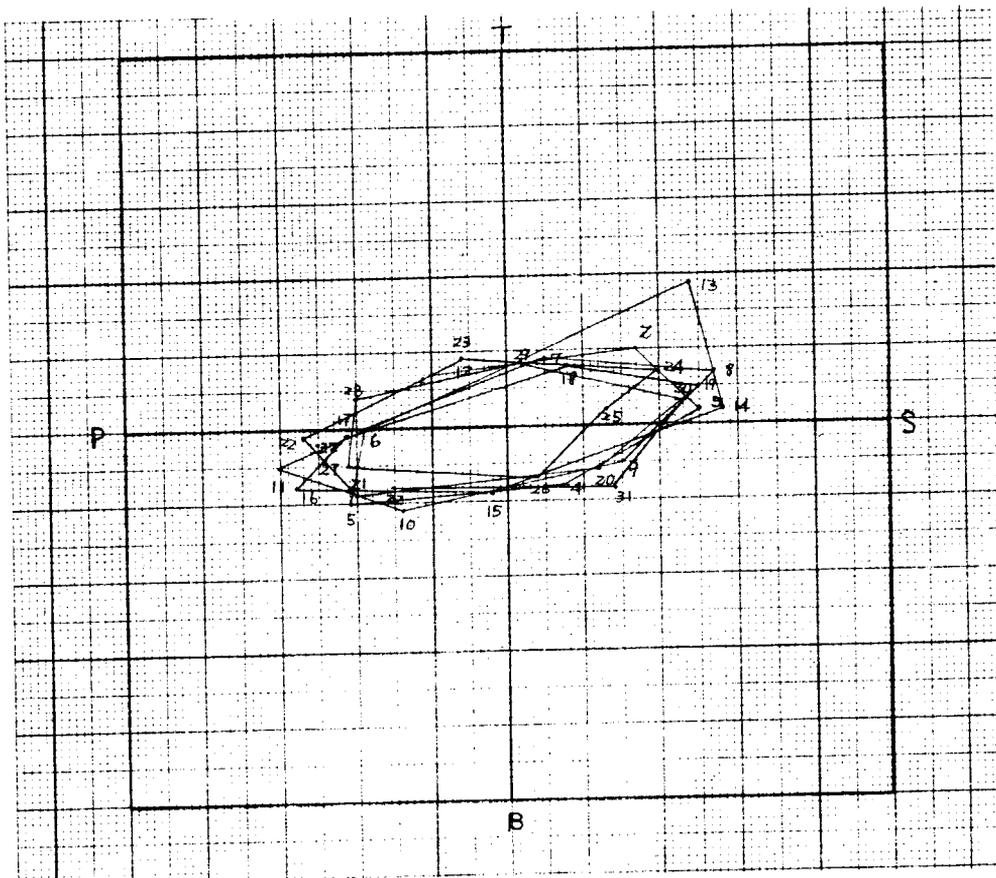


Fig.2.4.81 満載 (88RPM)

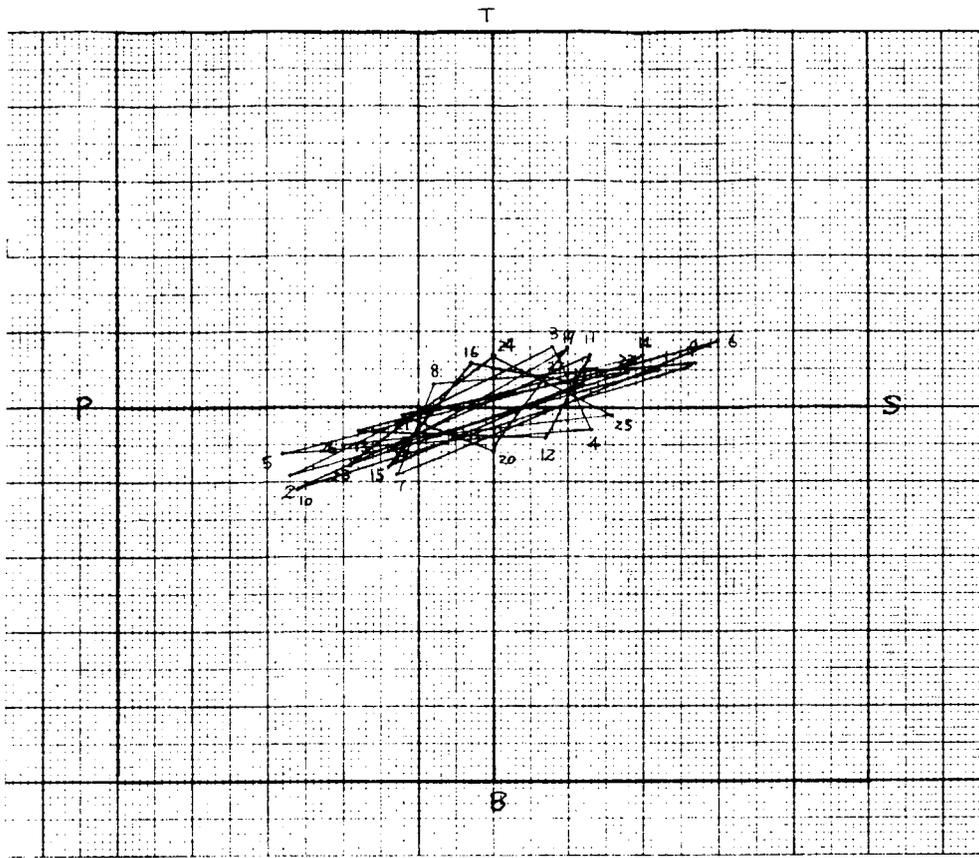


Fig. 2.482 満 載 (92 RPM)

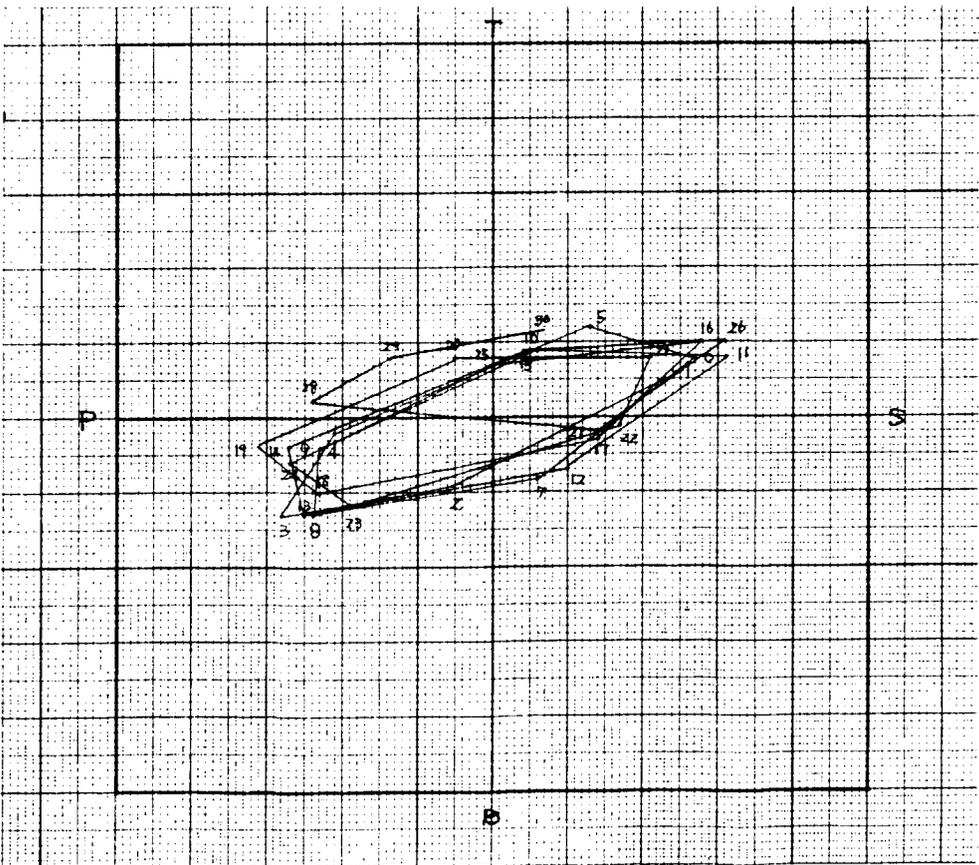


Fig. 2.483 満 載 (96 RPM)

## 2.4.8 考 察

### (1) タービン船の振動について

船舶の振動は下記のフローチャートに示すように、プロペラ、軸系、船体主構造、船体の局部構造が相互に影響しあひ、おのおのが複雑な構造であるため、その実態を調べるため同時多点計測を行なつた。

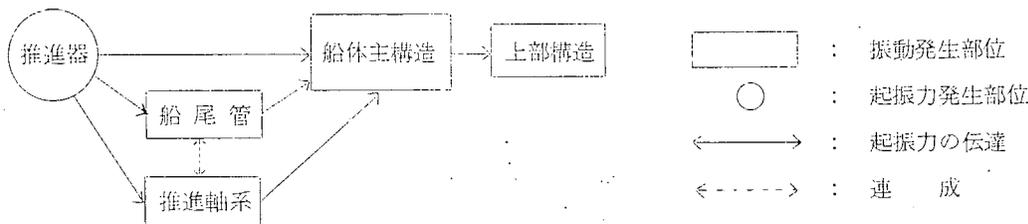


Fig. 2.4.84 船体振動のフローチャート

本計測は、軸系横振動に主眼をおき船体振動の関係を調べた。

### (2) 軸系横振動について

軸系横振動計測のうち軸室内の振動計測は、二重底より支持棒をたて接触子を軸にあてることにより二重底との相対振動を計測した。

船舶の大型化にともない、船の生命として最も重要な問題となる船尾側ソールについても軸振動の影響を調べる必要がある。

船外の軸振動計測には耐海水性、絶縁に優れ、かつ簡単な構造であるストレンゲージに防水絶縁物を加えたビックアップを使用した。

この結果、船内外とも軸振動は順調に計測できた。

#### (a) 水平方向について

プロペラ船首部、プロペラ軸船首部ともほぼ同位相の5次振動となつており、また、他船の計測結果からも明らかなように0節振動と考えられる。したがつて振動モードは Fig. 2.4.80～2.4.83 のようになり、中間軸の中央部では、おおむね最大0.13 mmである。ただし、中間軸受近傍では、満載時0.005 mmとなつている。

#### (b) 上下方向について

軸と船尾管との相対振動はプロペラ船首部、プロペラ軸船首部ともほぼ同一位相の5次振動で、プロペラ船首部における振巾はプロペラ軸船首部にくらべ約0.1 mm大きくなつている。

中間軸中央部の振巾は0.05 mmで、中間軸受近傍では非常に小さく0.003 mm程度である。

#### (c) 水圧変動について

水圧変動については Fig. 2.4.7 に示す位置にて計測を行なつたが0.7 R付近の計測点55のみ計測できたが、満載にくらべバラスト時の水圧変動が大きく、その値は満載時5次、10次とも0.01 Kg/cm<sup>2</sup>、バラスト時5次0.03 Kg/cm<sup>2</sup>、10次は0.01 Kg/cm<sup>2</sup>であり、全般的に非常に小さい値を示している。

#### (d) 船体および軸系振動の次数について

軸系横振動計測にあたり軸と船体との相対振動はカンチレバーにより計測し二重底スラストブロック、中間軸受台および船体部は速度計を使用した。計測の結果つぎのことがわかる。

二重底に関しては5次成分にくらべ10次成分が2～5倍の振巾を有し、特にバラスト状態におけるスラストブロックの前後方向の加速度は5次成分8 gal に対し、10次成分は80 gal と10倍にもなつている。

軸と二重底との相対軸系横振動については船尾側ほど振巾が増える傾向にあり前部中間軸受と後部中間軸受との間における中間軸の最大振巾は前述のごとく約0.13 mmであり、二重底とは逆に5次成分が10次成分に較べ圧倒的に大きくなつていてプロペラの羽根数による影響が顕著にあらわれている。

船体および上構部の振動については上甲板において5次成分が10次成分にくらべ同等またはこれ以上となつて  
いるが、船橋では逆に10次成分が大きくなつてゐる。

以上のことから、二重底スラストブロックについては機関室後部隔壁をのぞき、上下、左右および前後とも10  
次成分が5次成分にくらべ大きい、船尾管、上甲板後端および船橋の左右振動の加速度は5次成分が大きくなつ  
てゐる。

(e) 船尾軸受温度について

満載およびバラスト時における温度計測結果を Fig. 2.4.18 に、計測位置を Fig. 2.4.17 に示す。

運転時間と試験内容を記し温度の変化を容易にわかるようにしたが、これよりわかるように、バラスト時最高温  
度4.2℃、満載時最高温度3.8℃で、船尾軸受の後部側が一番高く前側になるほど低くなつてゐる。本船はスロー  
プホーリングを施行していないためプロペラの荷重が軸受後端部に集中するため、このような結果となつたが、過  
去のプロペラ軸抜出時の船尾管軸受摩耗量の実績より、軸受支点位置はプロペラ軸径の $\frac{1}{5} \sim \frac{1}{4}$ 倍と推定される。

2.4.9 むすび

- 1) プロペラ軸、中間軸の船尾管および二重底に対する相対変位はプロペラによる起振力および水圧変動と各軸受対  
する強制力によつておこるが、軸系振動は船尾軸受、中間軸受を介し船体と連結された支持点を有する弾性系である  
が、おのおの船によつて剛性が異なるため、固有振動数を求める場合には、各軸受の支持バネ常数を求め、軸受の振  
動ベクトルの方向に対する値に換算し固有振動数を求めるのが一般的方法である。

本計測の結果、軸系横振動のピークはつきのとおりである。

	満載状態	バラスト状態
中間軸(左右方向)	9.7 rpm	9.5 rpm (5次)
中間軸(上下方向)	9.6 rpm	9.5 rpm (5次)

ただし、プロペラ軸についてはバラスト状態時プロペラ船首側上下振動に9.7.4 rpm のピークがあるが、その他に  
ついては顕著でない。

参考に求めた Jasper の式に Rayleigh の近似式を適用して得られた値のうち、ワーリングを無視 ( $n = 0$ ) した計算結果9.8.4 rpm と接近していることが注目される。

しかし、過日計測した136型タービン船では Jasper の式に Rayleigh の近似式を適用した値が1.80  
rpm くらいになり、海上公試においても最大使用回転数の範囲ではピークがみられなかつた。

- 2) 軸系横振動はプロペラ翼数の5次振動であり、10.次振動はほとんど認められない。一般に上下方向にくらべ左右  
方向の振巾が大きくなつてゐる。二重底、船尾骨材にて弾性支持された線形振動として固有振動数を求めることは今  
後可能であるが、実際には油膜のある状態で、外部より非定常的外力を受ける非線形振動としてとりあげなければ  
ならない。
- 3) 船尾管、二重底後部隔壁および上甲板後部の左右方向の5次のピークはバラスト状態では9.6 rpm で一致してい  
る。

軸系横振動と船尾管振動とは密接な関係にあることがわかつたが、軸系横振動の振巾を減少させる要素として、軸  
受のクリアランスを考慮すべきであり、今後の船尾管軸受および中間軸受の計画にあつては、船尾管ホーリングの  
精度、軸系アライメントの精度をあげると同時に軸受クリアランスを小さくすること、部分的なチャンハーホーリ  
ングにより軸受集中荷重を減少させる方向に進むことが必要である。