

第 1 4 4 研究部会

高馬力船の船尾構造に関する研究

報 告 書

昭和 50 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49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144研究部会においてとりまとめたものである。

第144研究部会委員協会

(敬称略、順不同)

部会長	大江卓二 (船用機器開発協会)		
幹事	川上益男 (広 大)	星野次郎 (日本海事協会)	
	植田靖夫 (船舶技術研究所)	高橋 肇 (船舶技術研究所)	
	土屋 孟 (水産庁)	広渡智雪 (日立造船)	
	仲丸 弘 (檜崎造船)	小林信夫 (金指造船所)	
	名雪健太郎 (三保造船所)	山本 武 (山西造船鉄工所)	
	奥山孝志 (日本中型造船工業会)	高橋栄治 (新潟鉄工所)	
	神代颯明 (金指造船所)	中野早苗 (赤坂鉄工所)	
	板沢俊夫 (かもめプロペラ)	久米領平 (新潟鉄工所)	
	孝橋謙一 (阪神内燃機工業)	滝上 満 (富士ディーゼル)	
	熊野 厚 (日本海事協会)		
委員	熊井豊二 (三井造船)	葉山真治 (東京大学)	
	月野良久 (造船技術センター)	岡本 洋 (川崎重工業)	
	海津源治 (住友重機械工業)	佐野 貢 (日本鋼管)	
	富吉 勉之 (川崎重工業)	久米 範佳 (三井造船)	
	渡辺佳昭 (三井造船)	石橋敬男 (佐野安船梁)	
	片岡正輝 (来島ドック)	川崎紋司 (内田造船)	
	小林鉄男 (林兼造船)	松田考師 (讃岐造船鉄工所)	
	坂本安三 (ジャパンライン)	西村悦男 (スターライト工業)	
	近藤忠夫 (日本造船工業会)	出来 宏 (日本ビラー工業)	

目 次

1. 緒 言	1
2. 実 船 計 測	1
2.1 試 験 船	1
2.2 試 験 方 法	1
2.3 計測機器、解析機器	1
2.4 解 析 方 法	1
3. 解 析 結 果	1
3.1 第1船水戸丸の解析結果	1
3.2 第2船第3海竜丸の解析結果	18
3.3 第3船第1日光丸の解析結果	26
3.4 第4船第11恵久丸の解析結果	33
3.5 ベアリング、フォース	43
4. 模型船による水槽試験	45
4.1 推 進 性 能	45
4.1.1 プロペラ位置における伴流	45
4.1.2 抵抗および自航試験結果	48
4.1.3 模型と実船との相関	48
4.1.4 結 論	53
4.2 プロペラ起振力（新栄丸、水戸丸）	53
4.2.1 静 水 中	53
4.2.2 波浪中（新栄丸）	58
4.3 模型試験結果に対する総合結論	61
4.3.1 プロペラ翼数について	61
4.3.2 プロペラ設計にあつての注意事項	61
4.3.3 曳網時の振動の問題	61
4.3.3 新栄丸と水戸丸との比較	61
4.4 漁船船型に対する船型改良および振動対策等	61
4.4.1 船尾形状の特殊性が振動に及ぼす影響	61
4.4.2 プロペラ作動面における流れ均一化	62
5. 実船実験についてのとりまとめ	63
5.1 船体固有振動数の推定	63
5.2 船の長さとの固有振動数の関係	64
5.3 船体振動のモード	66
5.4 起 振 力	66
5.5 船体振動応答	68
5.6 今後の問題点	71

1 緒 言

船尾構造部材及び推進軸系等に損傷を生じ、高馬力化による影響が懸念されている漁船、カーフェリー等について前々年度（昭和48年度はSR112第5小委員会）、前年度（SR144）に引続き、実船実験及び模型船による水槽実験を実施した。

1.1 実 船 実 験

第2章ないし第3章に述べるように、4隻の漁船を対象とし、(1)試運転航走時の船尾まわりの振動、(2)試運転航走時の船尾まわりの水压変動計測、(3)プロペラ軸船外部の曲げ応力を計測し軸受起振力（ベアリングフォース）を推定する試験を実施した。これら諸試験の目的は前年度までに得られた船体振動応答の解析結果に基いて、より振動の少ない船舶の開発に対する示唆を得ようとするものである。

1.2 模型船による水槽試験

模型船による水槽試験の目的は、漁船の推進性能に関する特性およびプロペラ起振力を起振源とする船尾振動の実態を把握し、今後の漁船設計に対する示唆を求めようとするものである。

2 実 船 計 測

2.1 試 験 船

試験船は以下の4隻であり、各試験船の要目は3.1～3.4解析結果の各節にそれぞれ記載する。

第1船	水 戸 丸	漁業指導船
第2船	第 3 海 竜 丸	かつを、まぐろ竿釣漁船
第3船	第 1 日 光 丸	かつを、まぐろ竿釣漁船
第4船	第 11 忠 久 丸	北洋トロール漁船

2.2 試 験 方 法

試験は航走試験のみとし、海上運転時に船体各部に加速度ピックアップ、軸系にストレインテレータ、船尾底に圧力変換器をそれぞれ取付け、プロペラから生ずるサーフェスフォース、ベアリングフォースなどの多重重畳起振力に対する振動応答、圧力応答を計測する。なお、可変ピッチプロペラ付の船については、回転数を一定とし、翼角を変化させる条件での計測も実施する。

2.3 計測機器、解析機器

過去2年間における実船計測の際に使用した機器と全く同じであるので省略する。

2.4 解 析 方 法

本項についても、過去2年間の解析方法と同じであるので省略する。

3 解 析 結 果

3.1 第1船水戸丸の解析結果

第1船水戸丸についての主要目、計測器の取付位置、データ解析結果をつぎに示す。

本計測に当たっては、船主の都合により、速力漸増試験を実施できなかったため、従来のデータの整理の仕方による回転数変化に対する振動加速度のグラフでは、振動加速度のピーク値が不明となる。そこで本計測船につ

いては、船の長手方向の各計測フレームの振動加速度成分をプロットする。また軸馬力、曲げ応力、推力も同じ理由により、表にまとめるだけにとどめる。

表 3. 1. 1 水戸丸主要目

表 3. 1. 2 加速度ピックアップ、ひずみゲージ取付位置および計測器結線

表 3. 1. 3 軸馬力、推力、ねじり応力（公試）

表 3. 1. 4 軸馬力、推力、ねじり応力（オーナーズトライアル）

図 3. 1. 1 計測点配置図

図 3. 1. 2 各計測フレーム振動加速度（公試）(a)～(g)

図 3. 1. 3 (オーナーズトライアル) (a)～(f)

なお、公試（6月19日）、オーナーズトライアル運転（7月4日）速力試験時（いずれも三保沖）に、各点の振動および軸系のひずみ計測が行なわれ、試験時の載荷状況は次のとおりであった。

公 試 時

吃水 船首 1.08 m、船尾 3.74 m、平均 2.41 m

排水量 418.23 トン

Cb 0.568

オーナーズトライアル時

吃水 船首 2.650 m、船尾 4.021 m、平均 3.336 m

排水量 634.80 トン

Cb 0.654

表 3. 1. 1 水戸丸主要目

船	主	茨 城 県
漁 業 種 類		漁業指導船
全 長		39.20 m (Lpp)
幅		7.80 m (B)
深 さ		3.45 m (D)
総 屯 数		265 t (G/T)
速 力		11 1/4 kt
主 機 関		ニイガタ 6MG25BX-5
シ リ ン ダ 数		6
内径 × ストローク		250 × 320 (mm)
出 力		1,300 Ps
回 転 数		720/303 rpm (主機/主軸)
ブ ロ ペ ラ		3翼 CPP
直 径		1,940 (mm)
中 間 軸		200φ (mm)
造 船 所		三保造船所

表3.1.2 加速度ピックアップ、ひずみゲージ取付位置および計測器結線

計測点No.	取付部名称	取付位置			計測器種類	計測種類	D. R. チャンネル	DC Amp
		前後	左右	上下				
1	UPPER DECK	Fr. -7	中央	UPPER Deck	IMV 1-1	V	A-1	
2	"	-7	"	"	1-2	H	B-11, -12	
3	"	. 2	左舷端	"	1-3	V	A-3	
4	"	. 2	"	"	1-4	H	-4	
5	"	. 18	"	"	1-5	V	-5	
6	"	. 18	"	"	1-6	H	-6	
7	"	. 30	"	"	2-1	V	-7	
8	"	. 30	"	"	2-2	H	-8	
9	"	. 48	"	"	2-3	V	-9	
10	"	. 48	"	"	2-4	H	-10	
11	"	. 70	中央	"	2-5	V	-11	
12	"	. 70	"	"	2-6	H	-12	
13	"	. 2	右舷端	"	明石 S-1	V	B-1	6 L-5
14	"	. 2	"	"	S-2	H	-2	"
15	"	. 18	"	"	S-3	V	-3	"
16	"	. 18	"	"	S-4	H	-4	"
17	RUDDER TRUNK	. -1	中央	STEER ENG. ROOM	S-5	V	-5	"
18	"	. -1	"	"	S-6	H	-6	"
19	中間軸		軸上	軸上	テレメータ	曲げ	-10	
20	"		"	"	"	ねじり	-9	
21	回転マーク				明石光電式		A-14, B-14	

表3.1.3 軸馬力、推力、ねじり応力 (公試)

負荷	軸馬力 PS		推力 Ton		ねじり応力3次成分 kg/mm^2	
	往行	復行	往行	復行	往行	復行
$\frac{1}{4}$ 2.4°	225	236	5.5	5.8	0.56	0.68
$\frac{2}{4}$ 2.4°	519	528	10.6	10.4	1.08	1.12
$\frac{3}{4}$ 2.4°	805	811	12.6	12.6	0.14	0.16
$\frac{4}{4}$ 2.4°	1,167	1,167	14.8	14.5	0.18	0.17
$1\frac{1}{10}$ 2.4°	1,293	1,293	14.0	13.2	0.14	0.19
$\frac{1}{4}$ 12.0°	220	220			0.11	0.11
$\frac{2}{4}$ 18.4°	504	504	計器不良	計器不良	0.19	0.25
$\frac{3}{4}$ 2.18°	795	795			0.19	0.20
$\frac{4}{4}$ 2.4°	1,167	1,167			0.18	0.17
$1\frac{1}{10}$ 2.53°	1,290	1,278			0.17	0.17

表3.1.4 軸馬力、推力、ねじり応力 (オーナーズトライアル)

負荷	軸馬力 PS		推力 Ton		ねじり応力3次成分 kg/mm^2	
	往行	復行	往行	復行	往行	復行
$\frac{2}{4}$ 2.53°	575	575			0.08	0.09
$\frac{3}{4}$ 2.53°	904	904	計器不良	計器不良	0.10	0.12
$\frac{4}{4}$ 2.53°	1,264	1,234			0.12	0.14
$\frac{3}{4}$ 2.18°	886	837			0.10	0.12
$\frac{2}{4}$ 18.4°	597	588	良	良	0.10	0.14
$\frac{1}{4}$ 12.0°	325	325			0.08	0.12

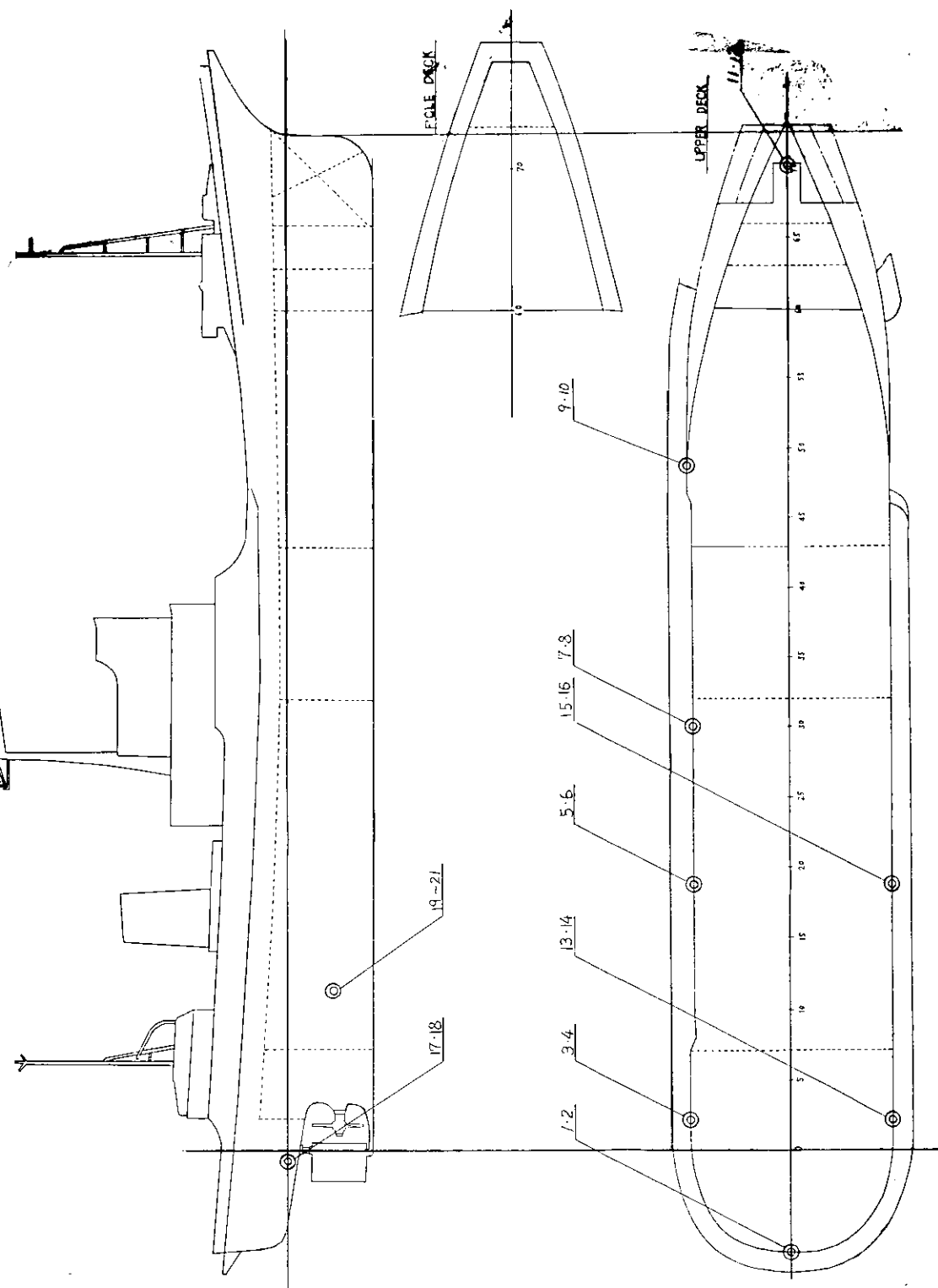


图 3.1.1 水戸丸計測点配置図

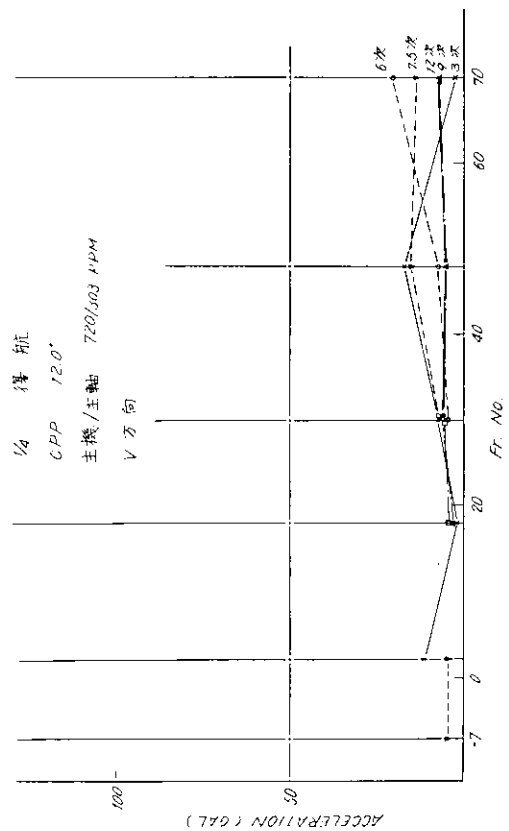
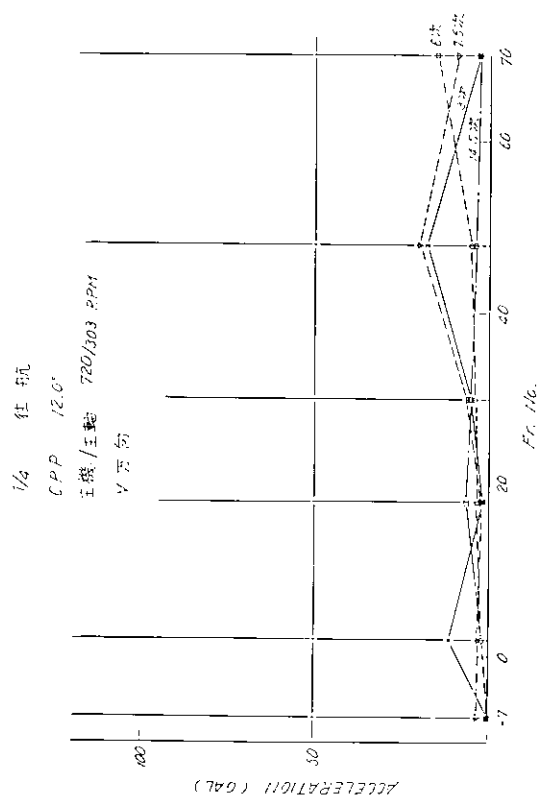
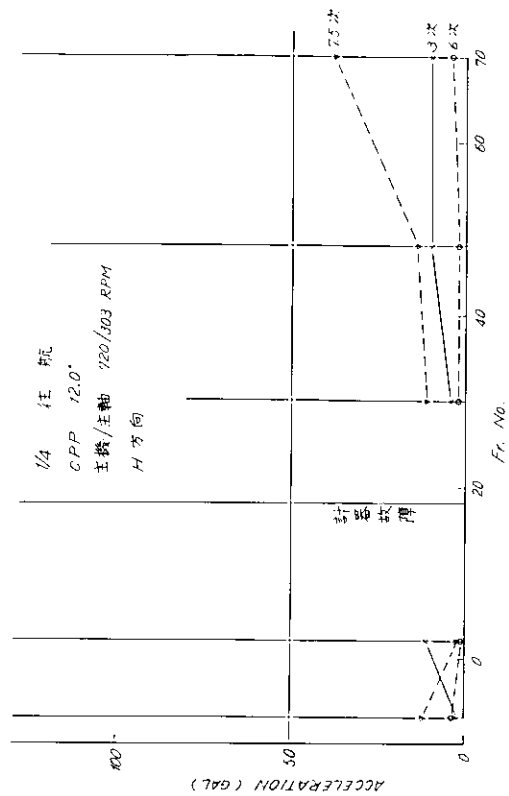
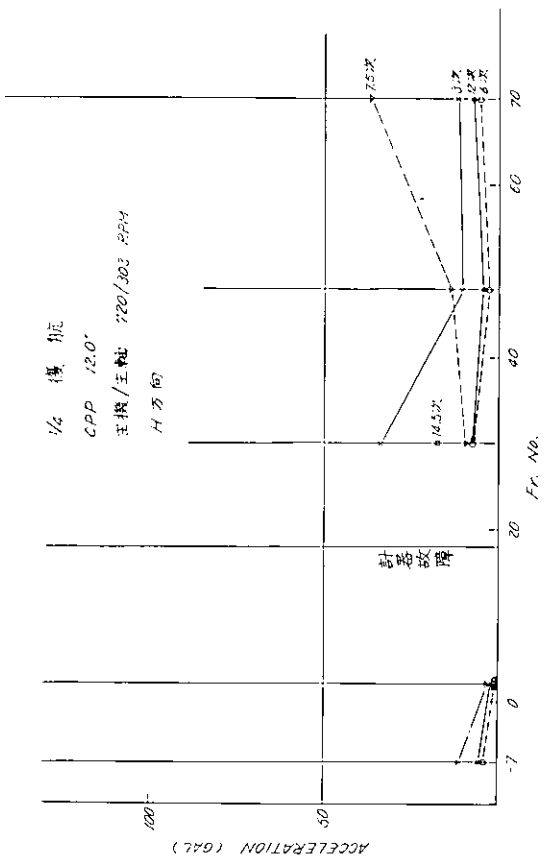
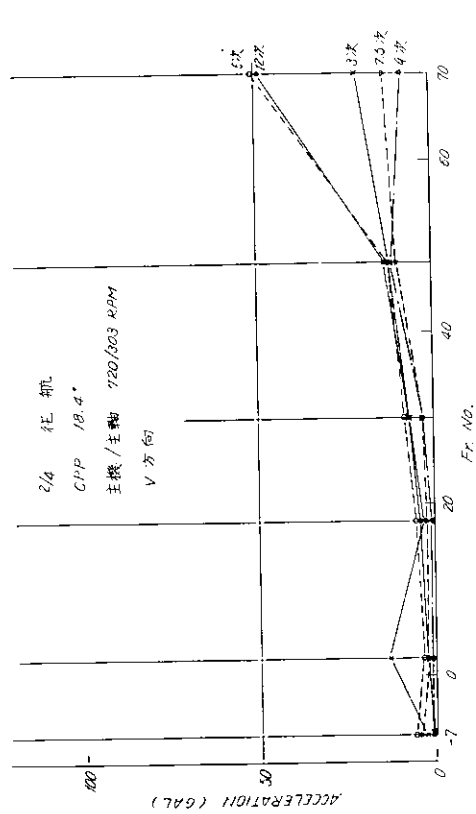
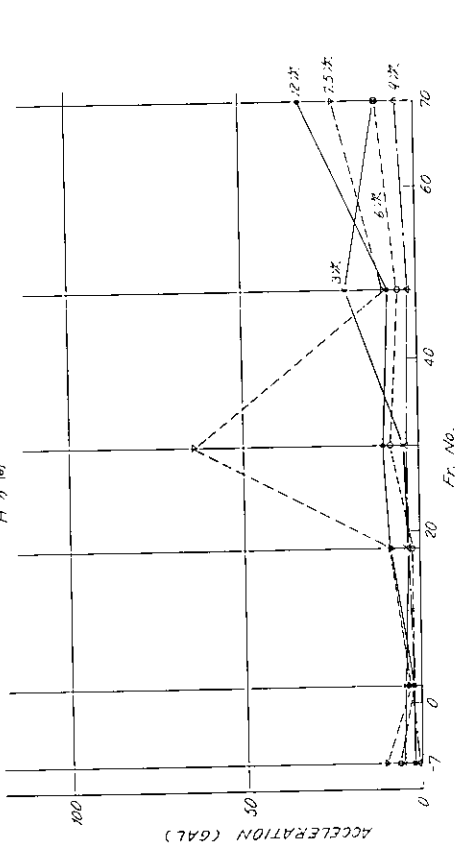
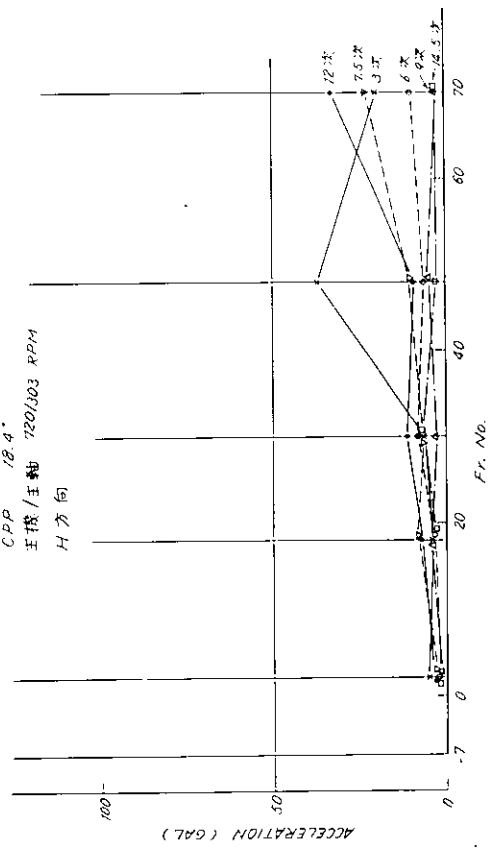


図 3.1.2 (a) 振動加速度 (公試)

2/4 往 航
CPP 18.4°
主機/主軸 720/303 RPM
H 方向



2/4 復 航
CPP 18.4°
主機/主軸 720/303 RPM
H 方向



2/4 復 航
CPP 18.4°
主機/主軸 720/303 RPM
V 方向

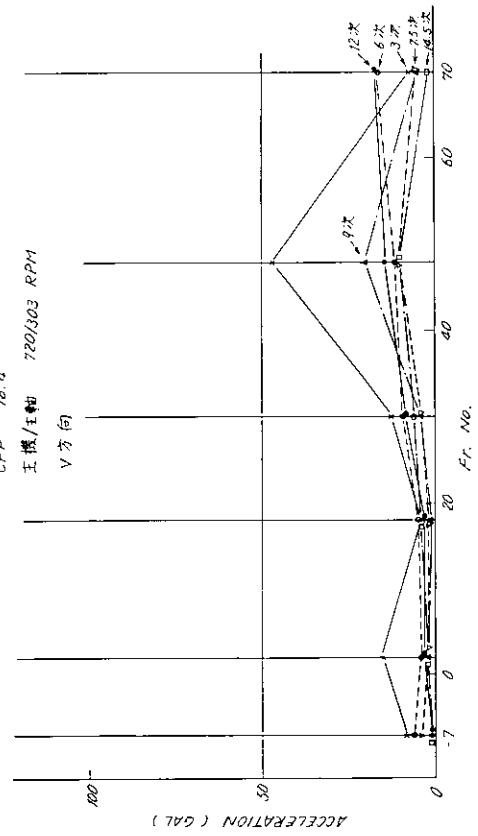


図 3.1.2 (b) 振動加速度 (公試)

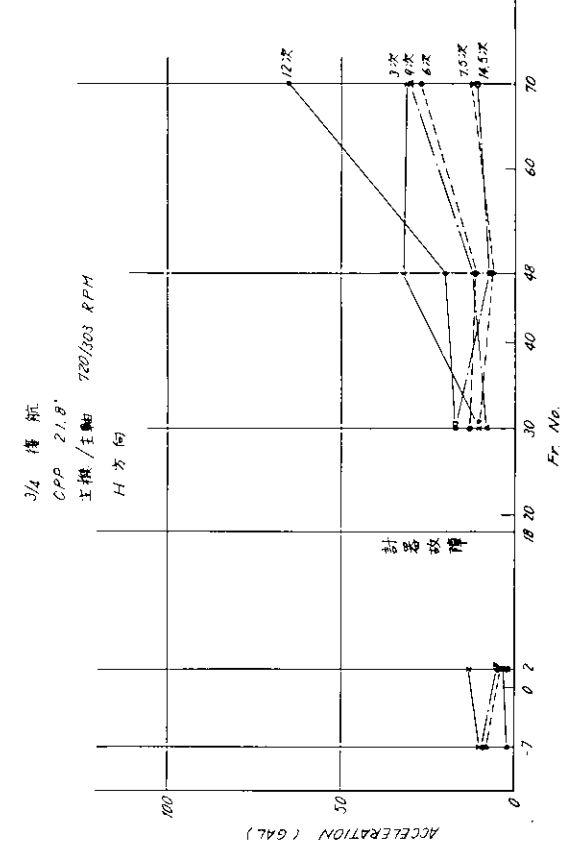
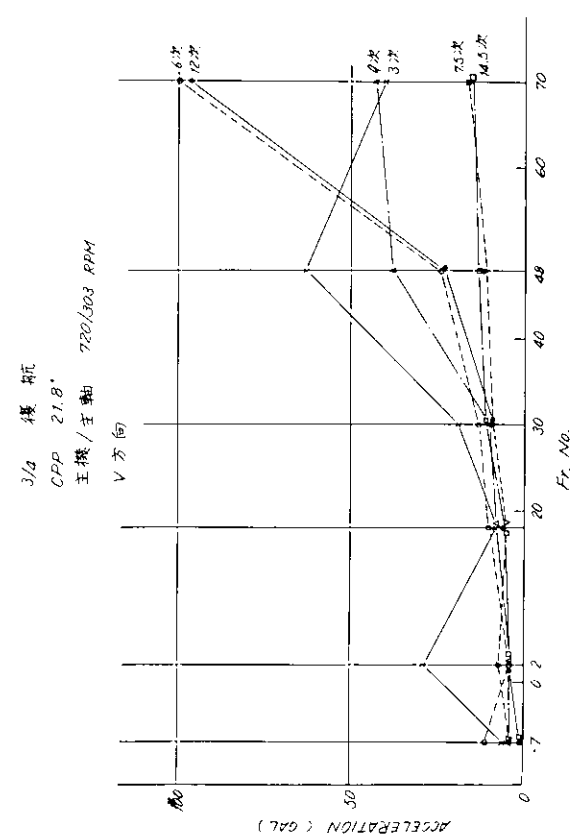
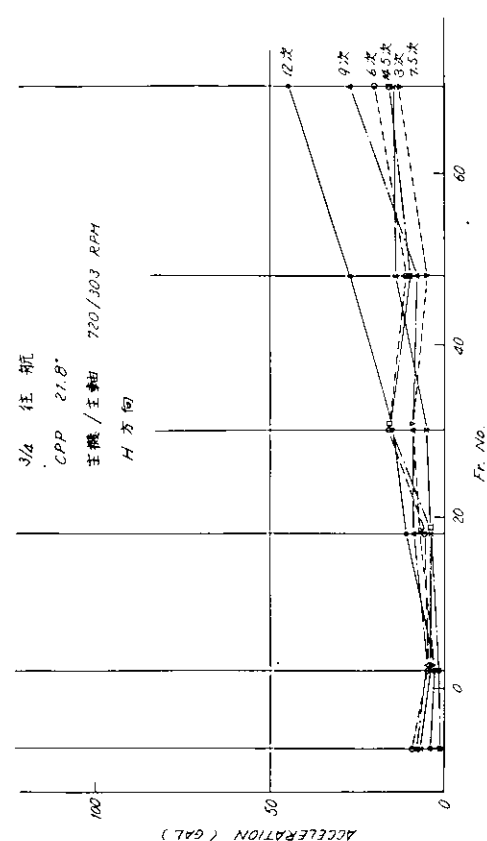
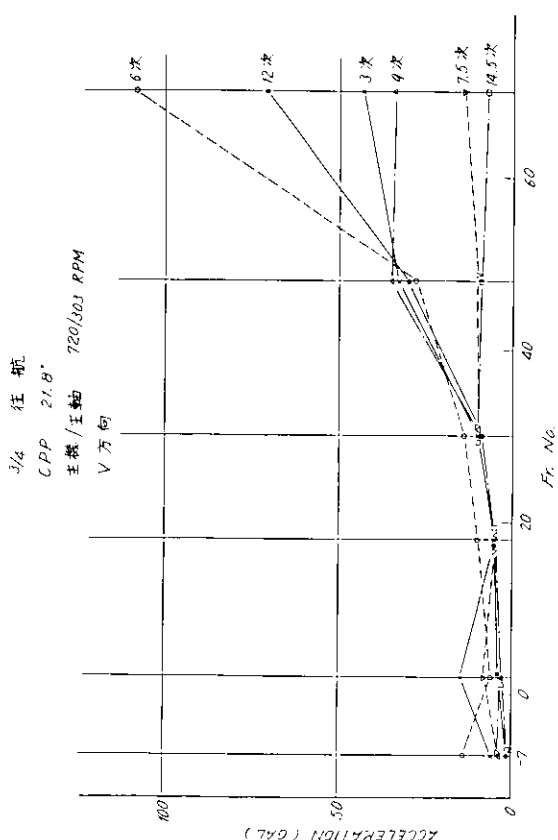
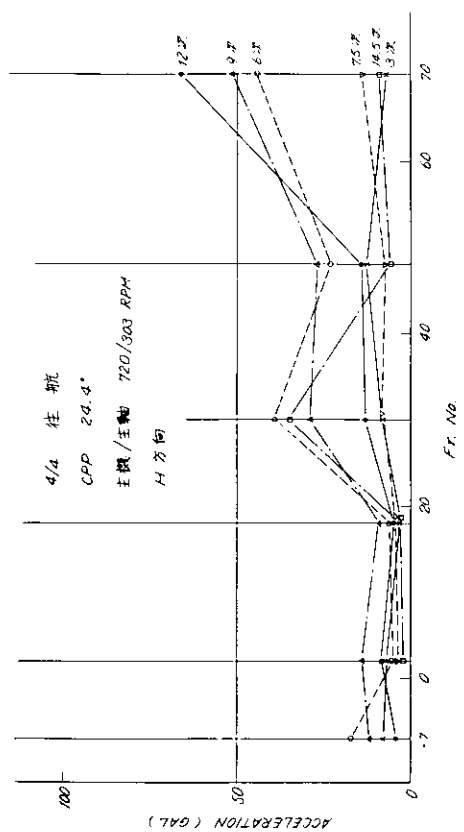
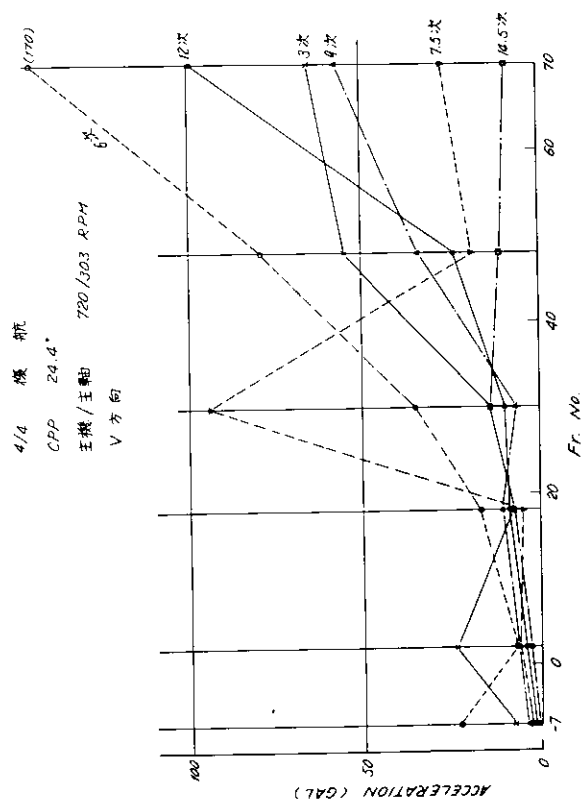
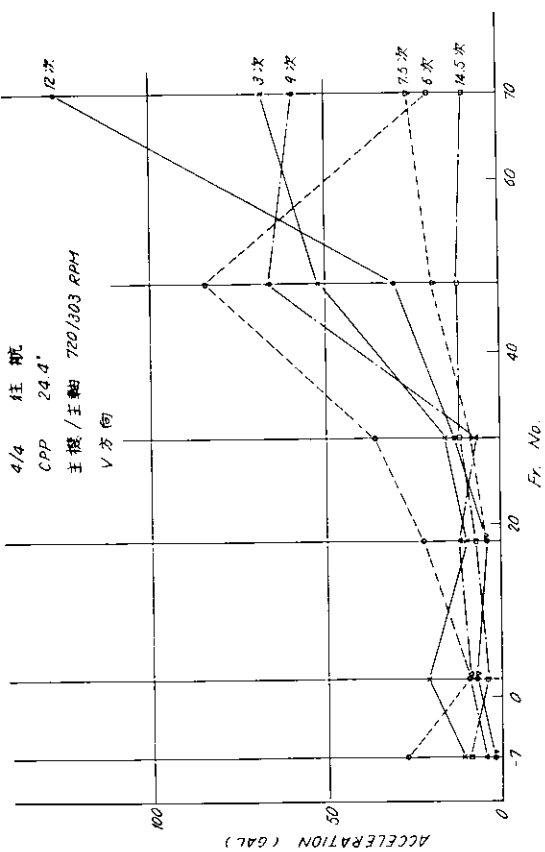


図 3. 1. 2 (c) 振動加速度 (公試)



4/4 機航
CPP 24.4°
主機/主軸 720/303 RPM
H 方向

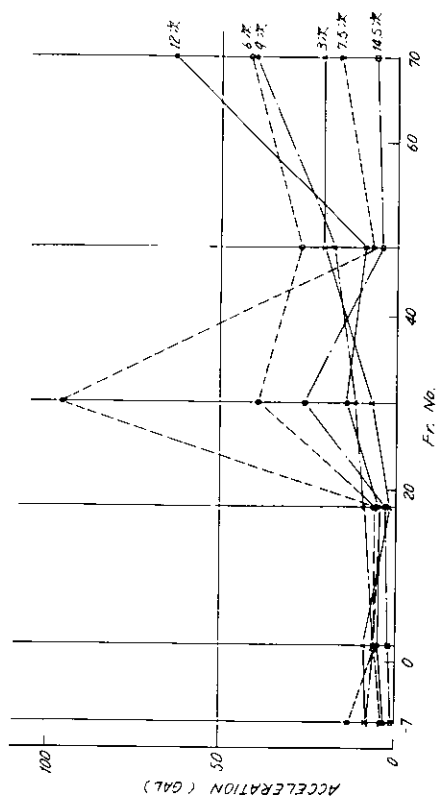


圖 3.1.2 (a) 振動加速度 (公試)

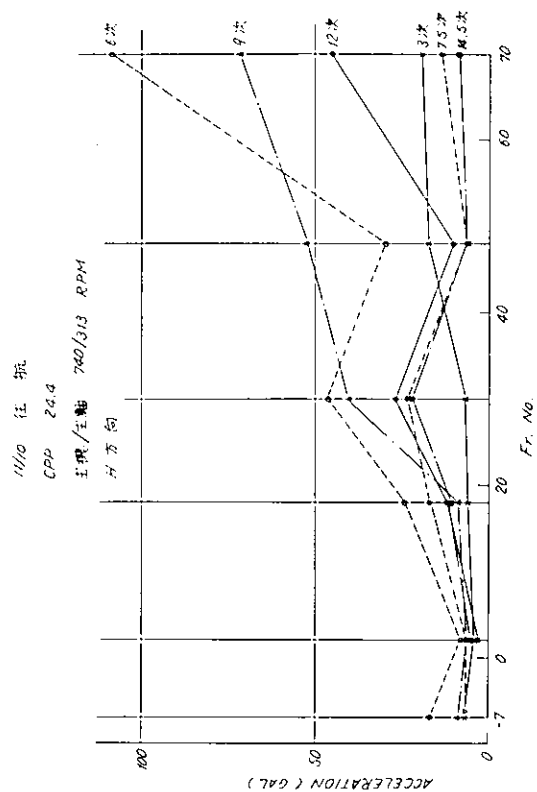
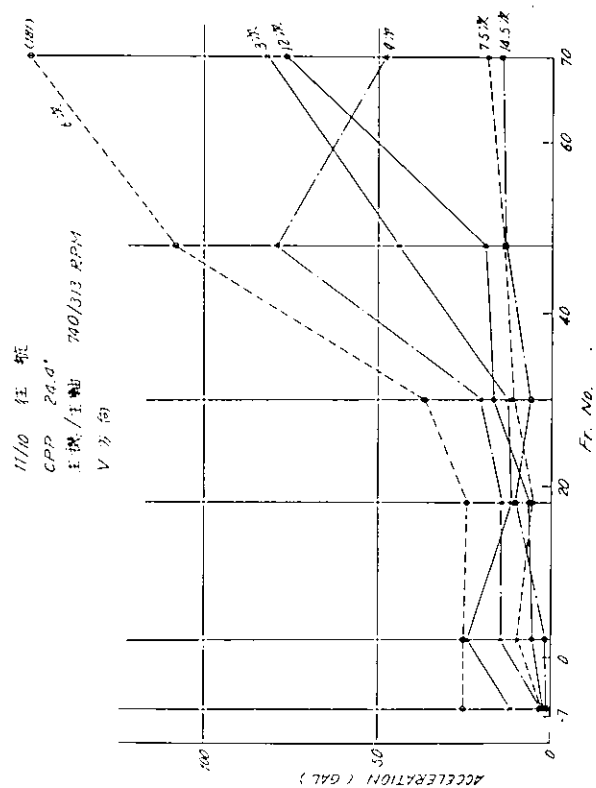
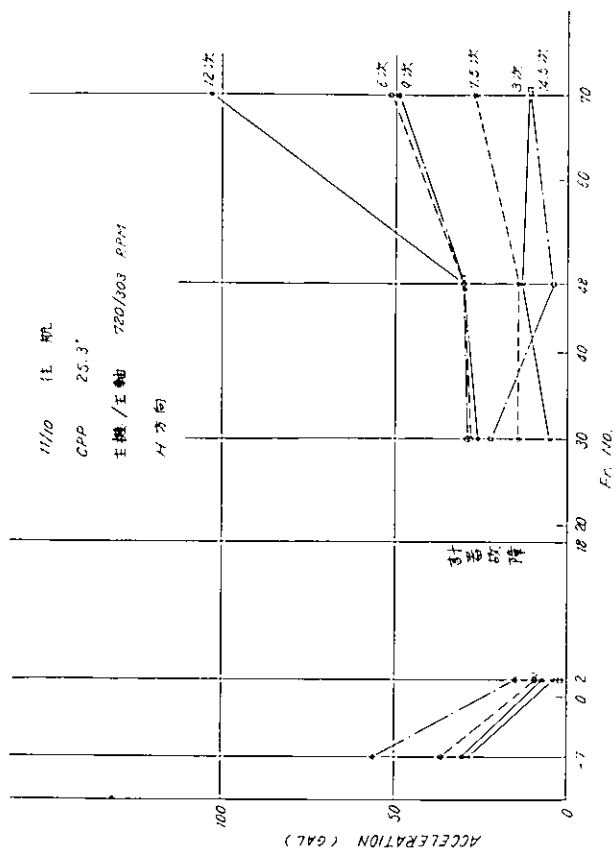
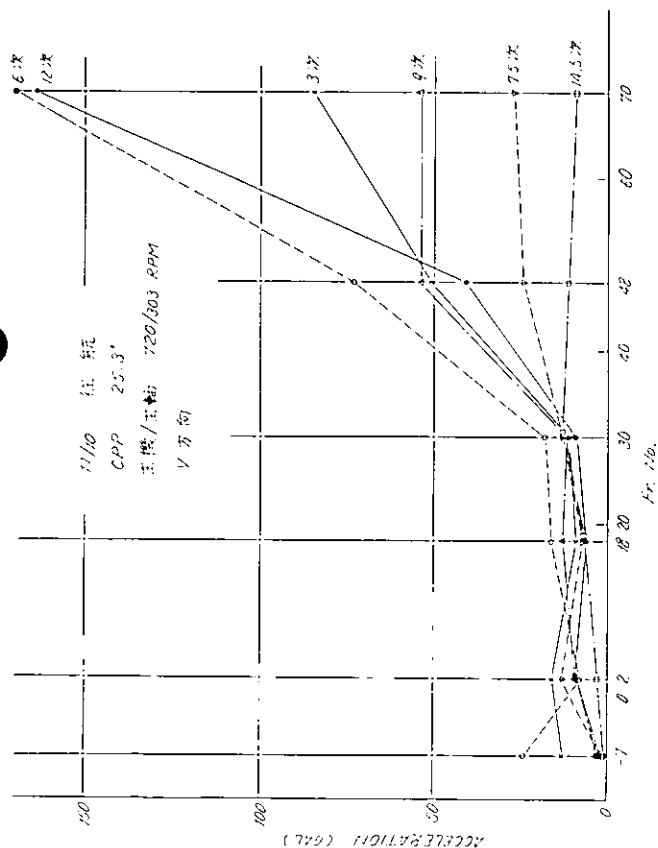
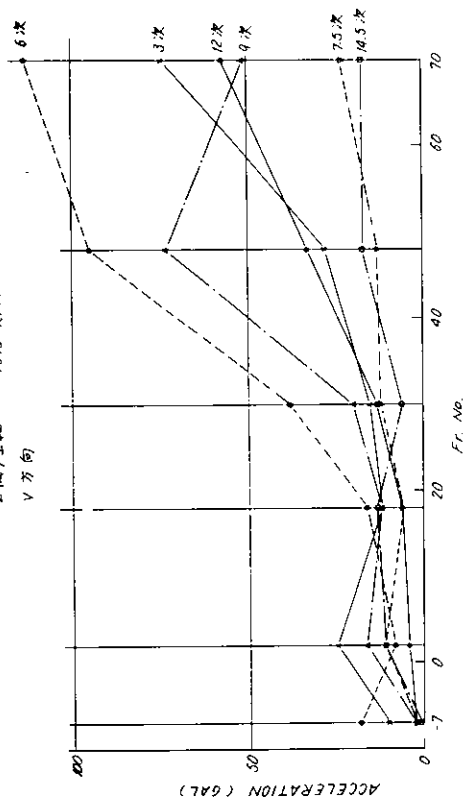
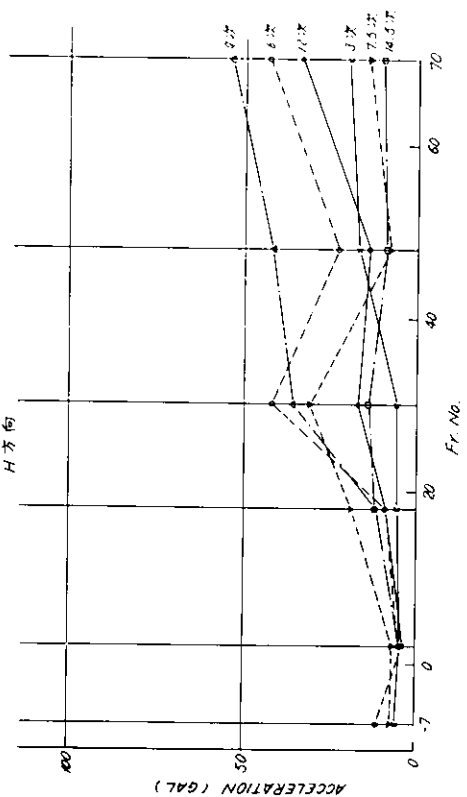


圖 3.1.2 (e) 振動加速度 (公試)

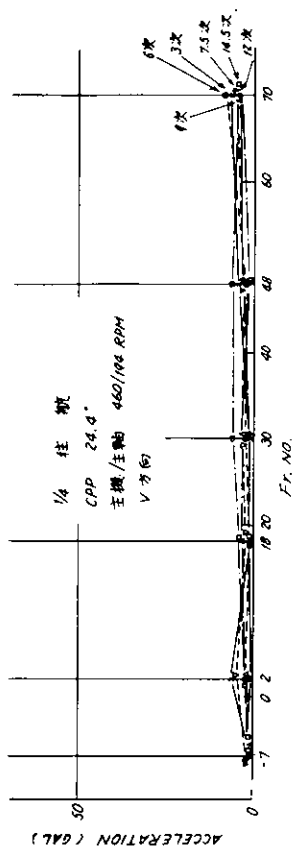
11/10 復航
CPP 24.4°
主機/主軸 740/313 RPM
V 方向



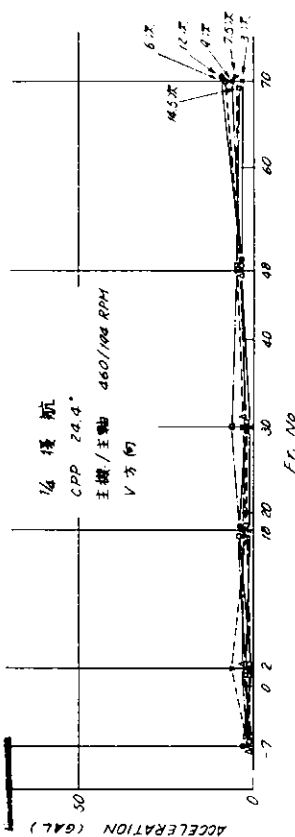
11/10 復航
CPP 24.4°
主機/主軸 740/313 RPM
H 方向



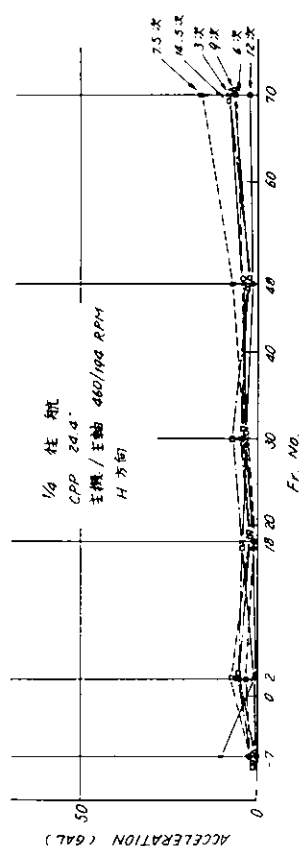
1/4 往航
CPP 24.4°
主機/主軸 460/194 RPM
V 方向



1/4 復航
CPP 24.4°
主機/主軸 460/194 RPM
V 方向



1/4 往航
CPP 24.4°
主機/主軸 460/194 RPM
H 方向



1/4 復航
CPP 24.4°
主機/主軸 460/194 RPM
H 方向

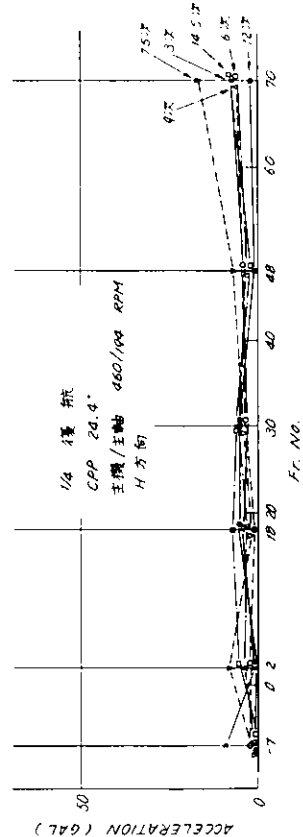


図 3.1.2 (f) 振動加速度 (公試)

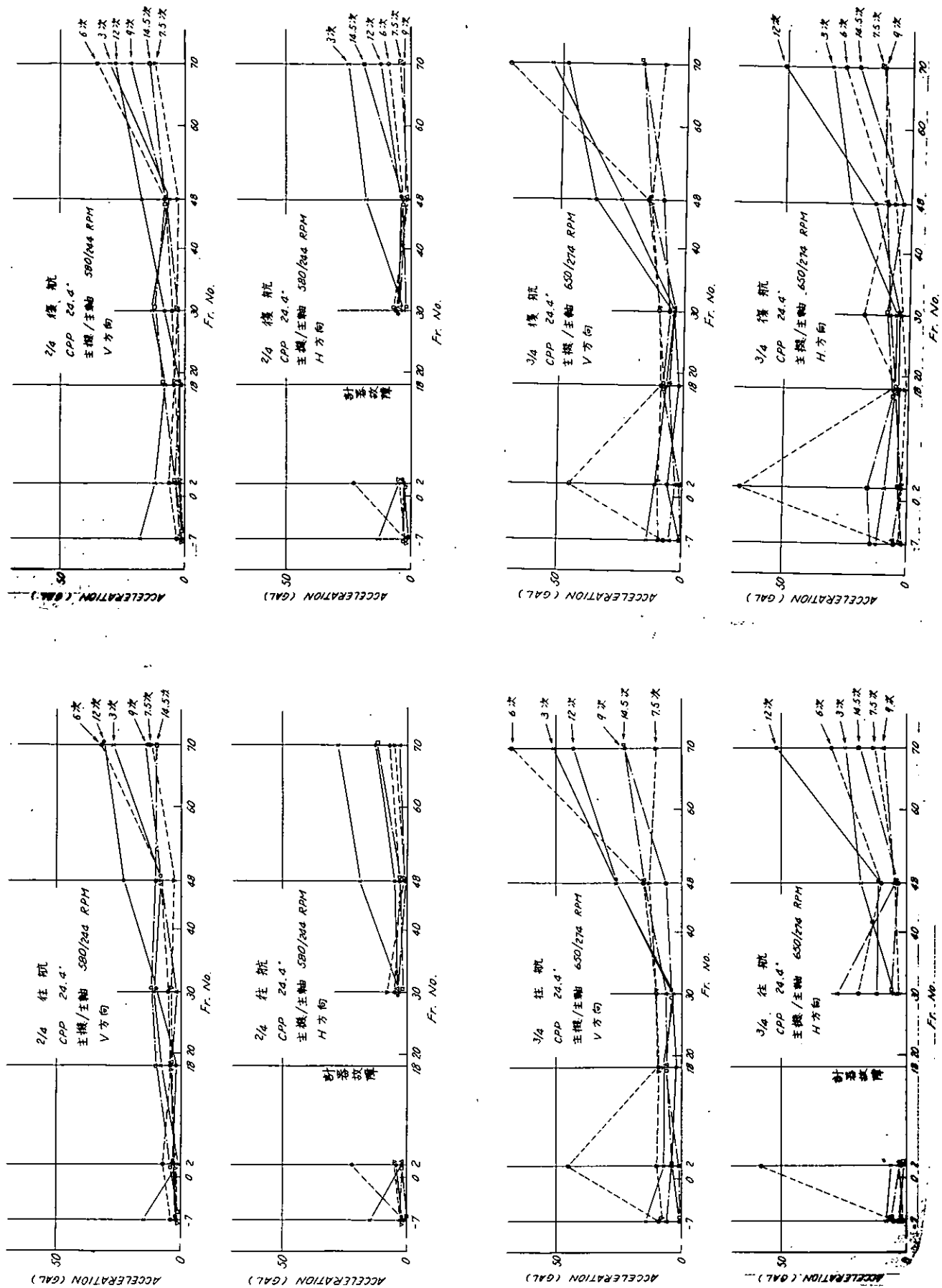


圖 3.1.2 (c) 振動加速度 (公試)

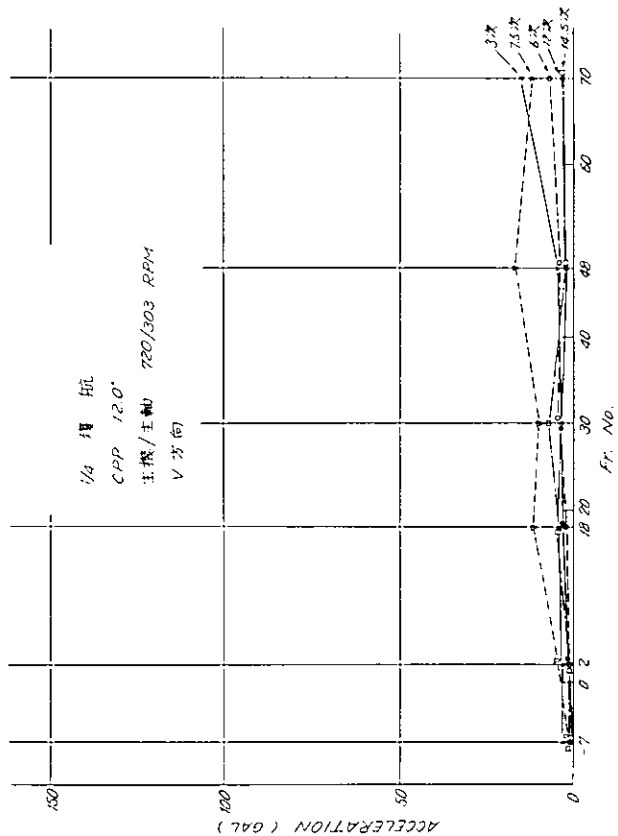
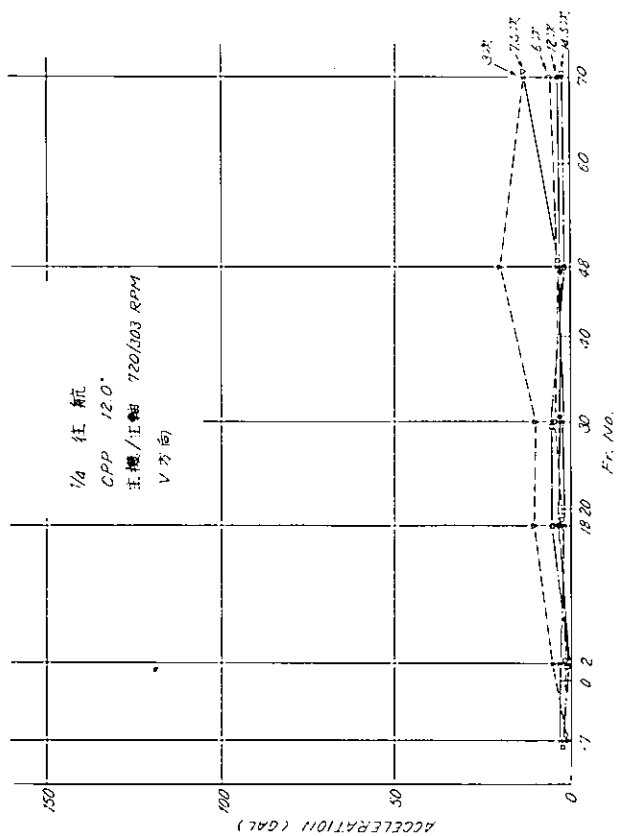
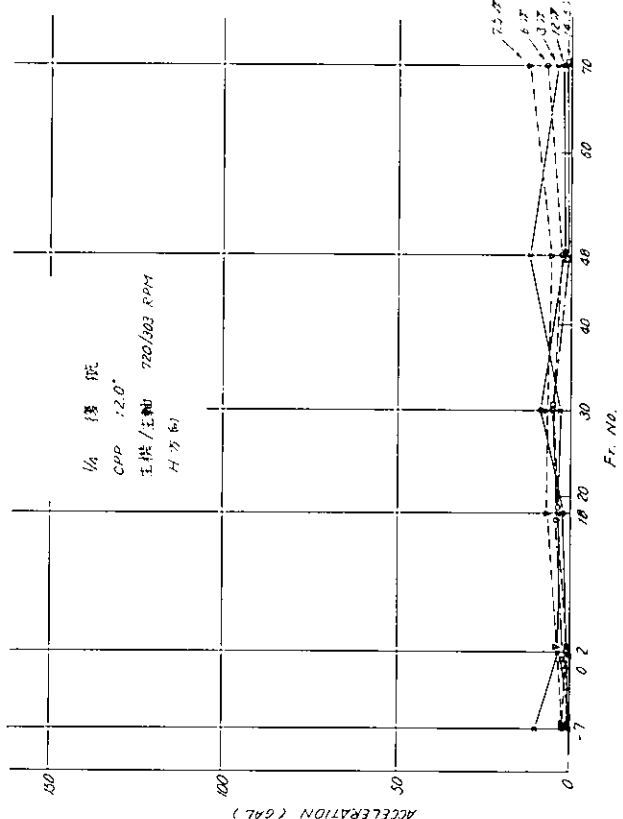
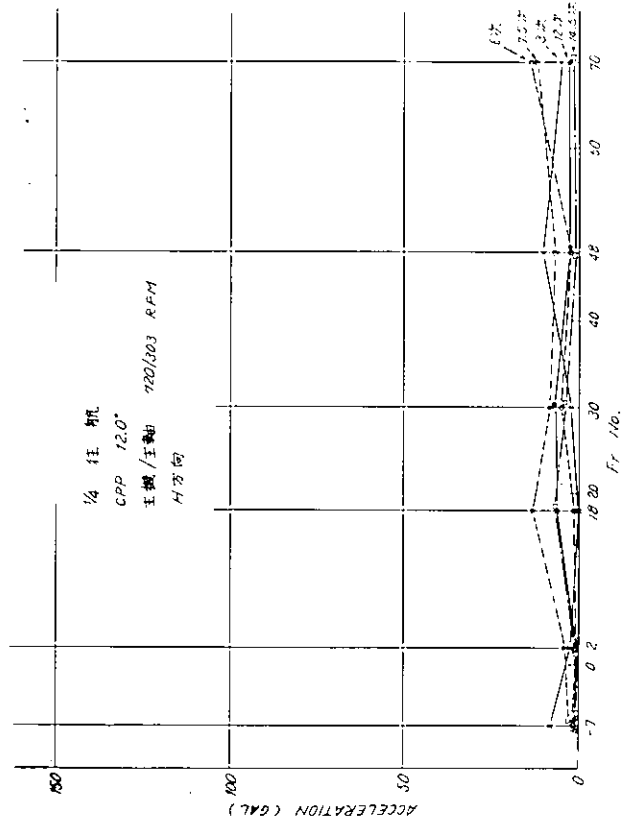


図 3. 1. 5 (a) 振動加速度 (オーナーズライアル)

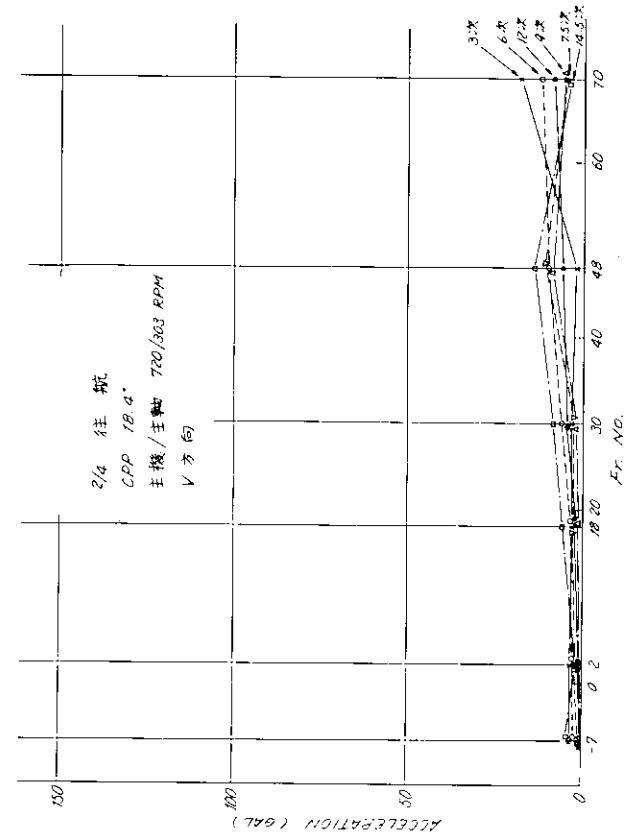
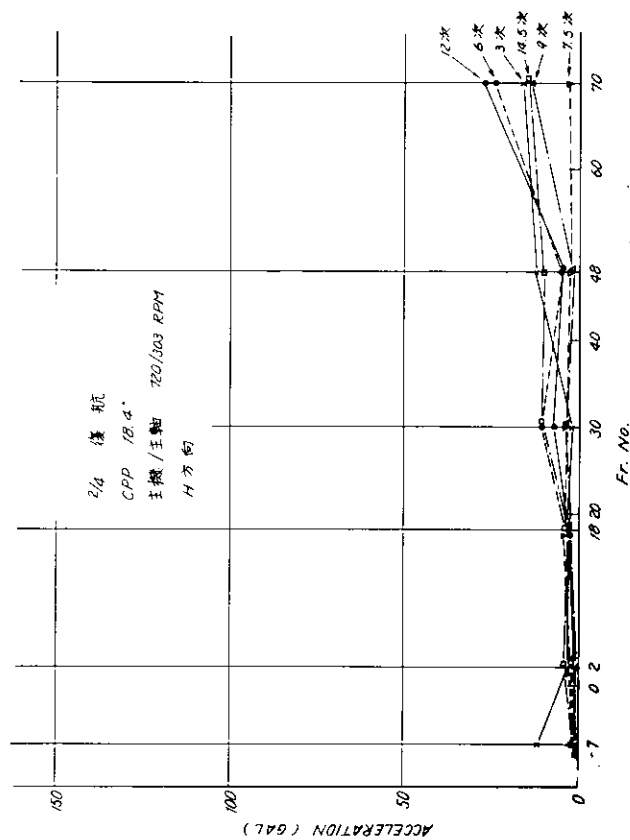
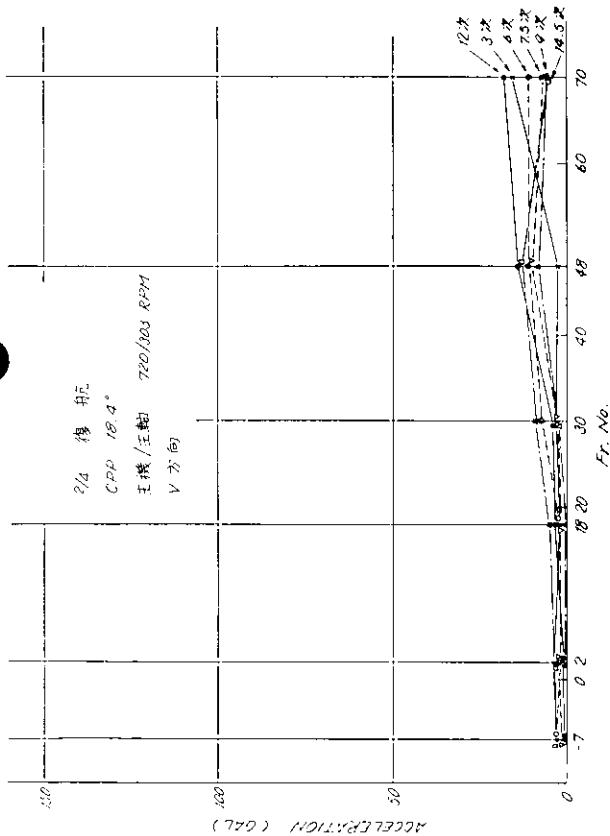
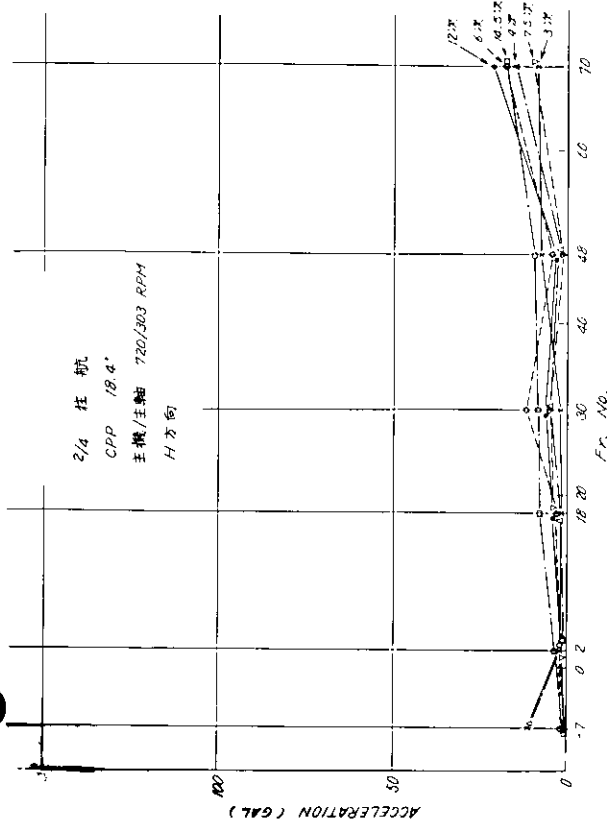


図 3.1.3 (b) 振動加速度 (オーナーズトライアル)

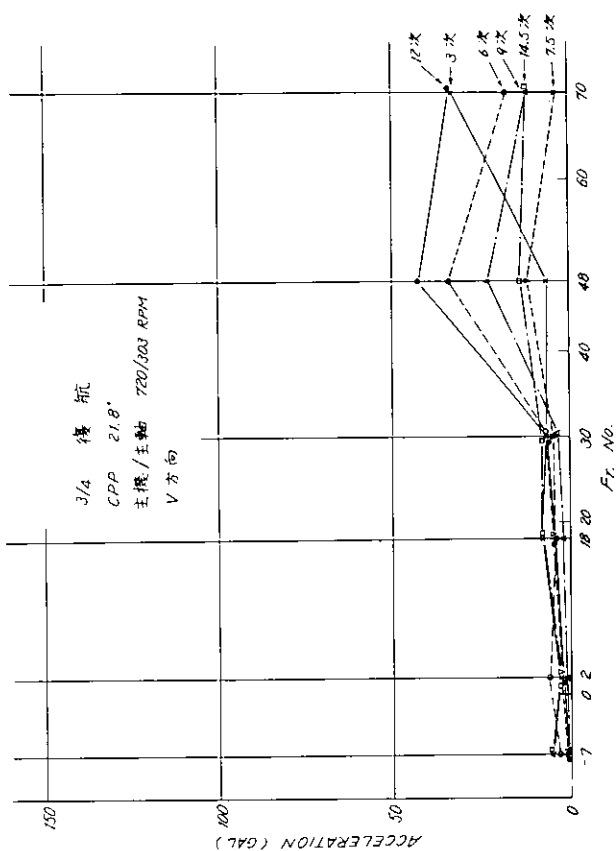
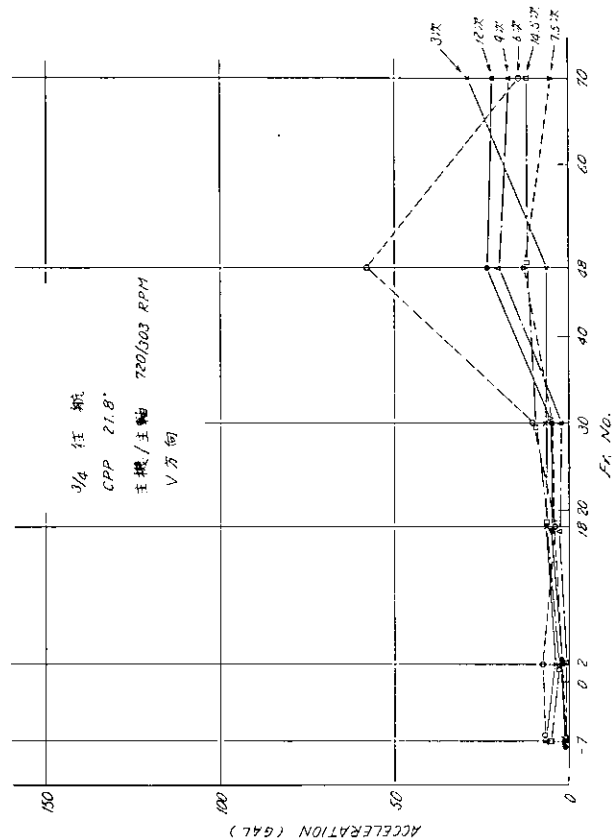
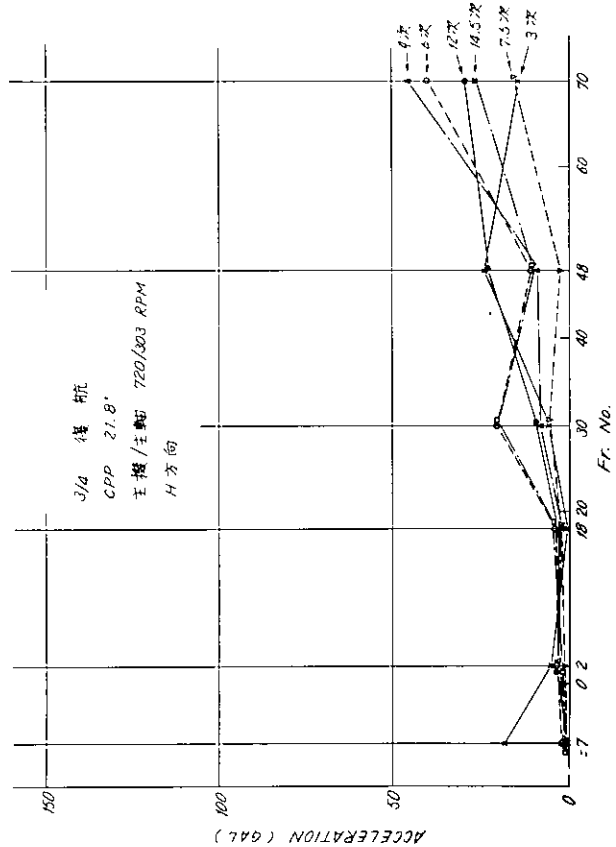
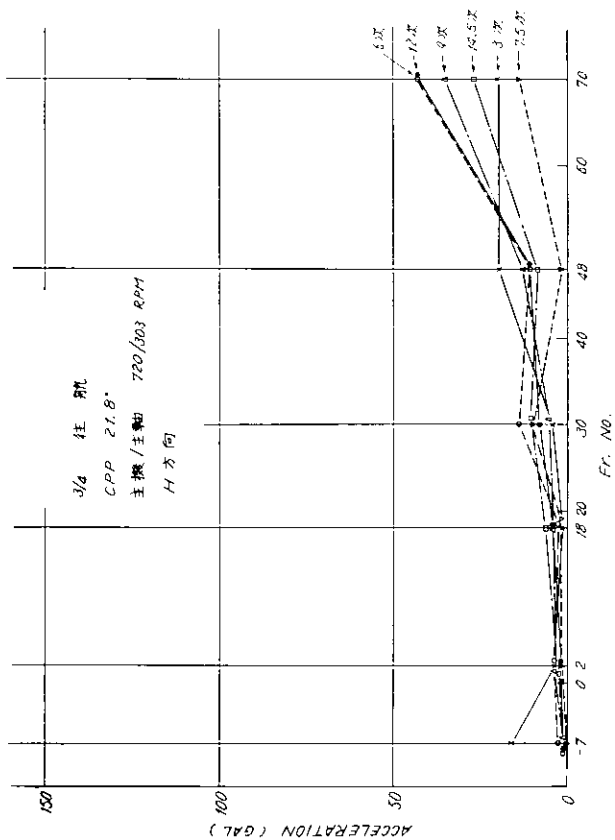


図 3.1.3 (c) 振動加速度 (オーナーズライフル)

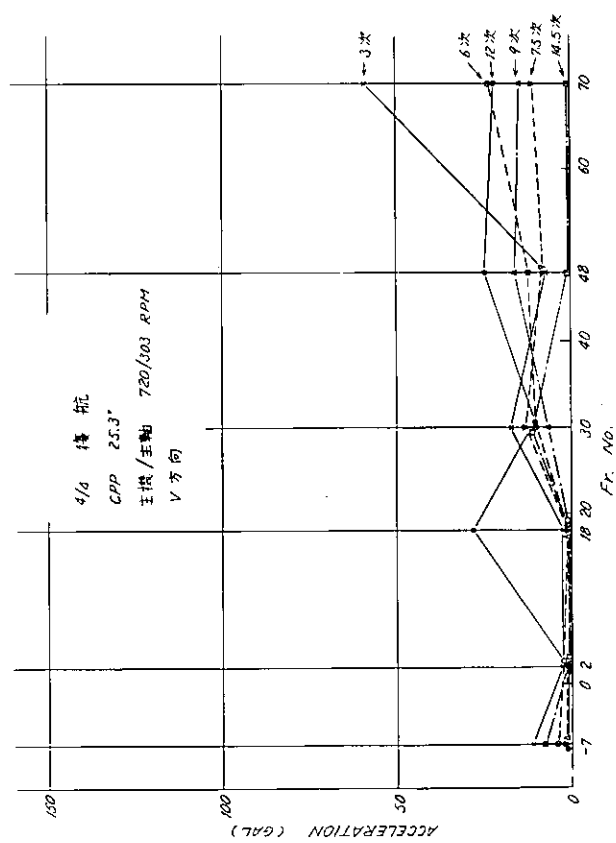
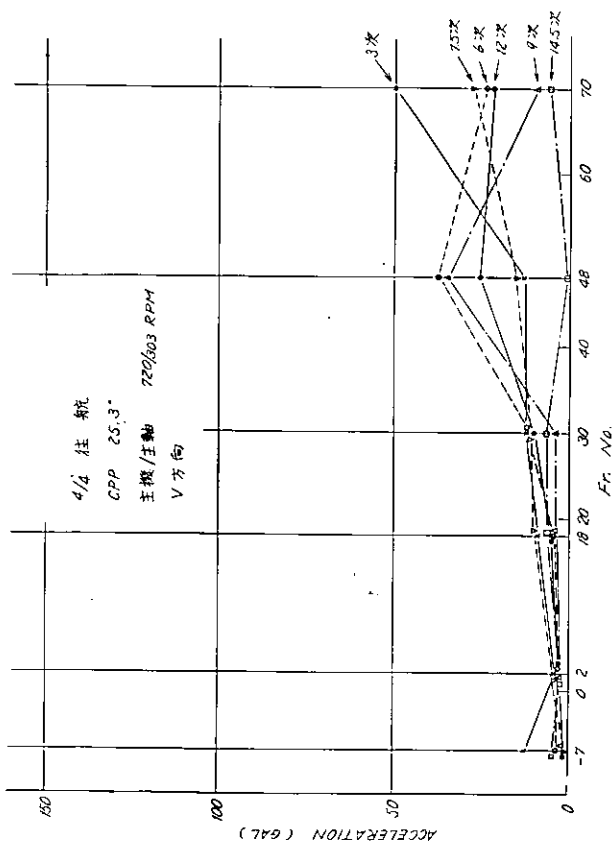
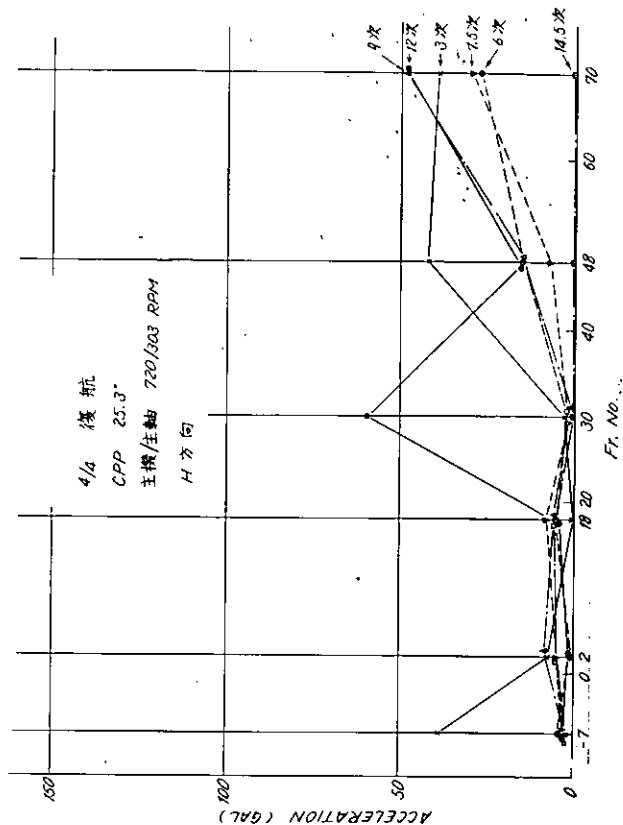
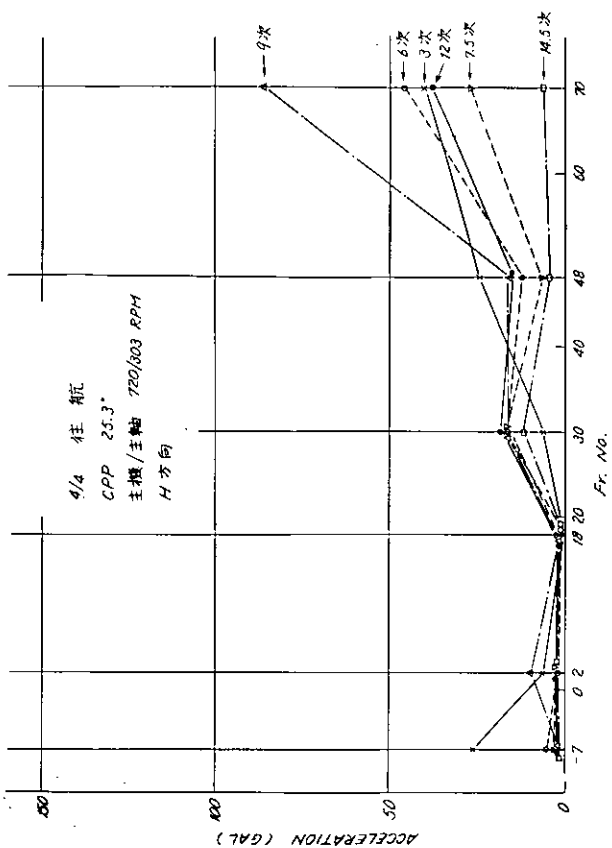


図 3.1.3 (d) 振動加速度 (オーナーズトライアル)

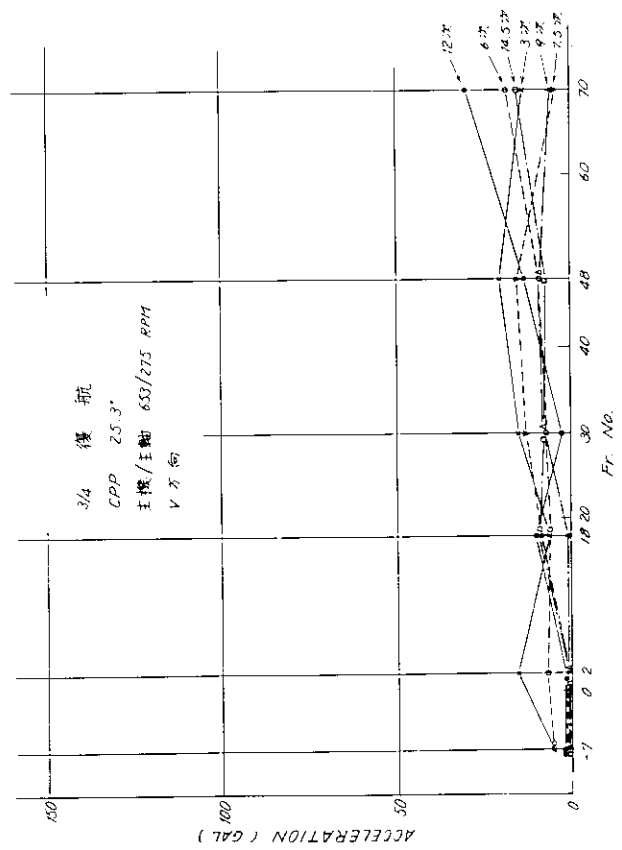
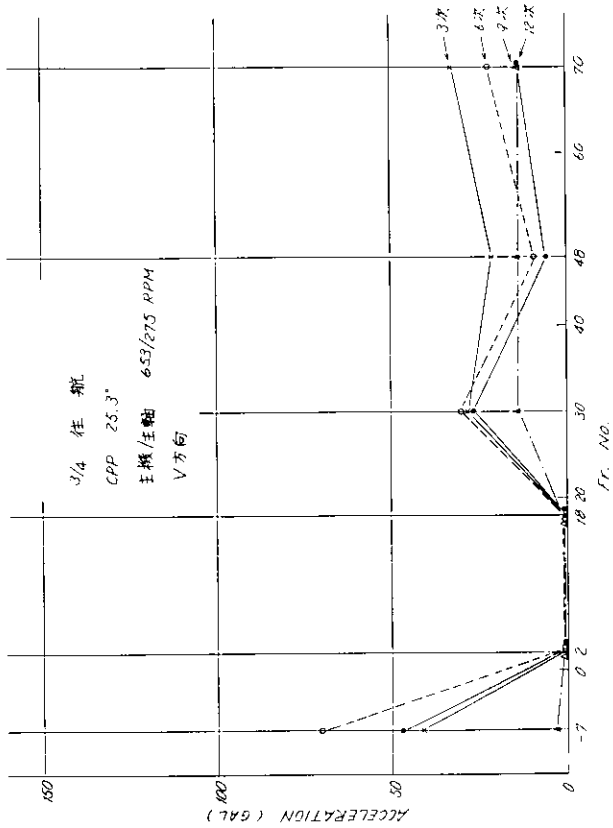
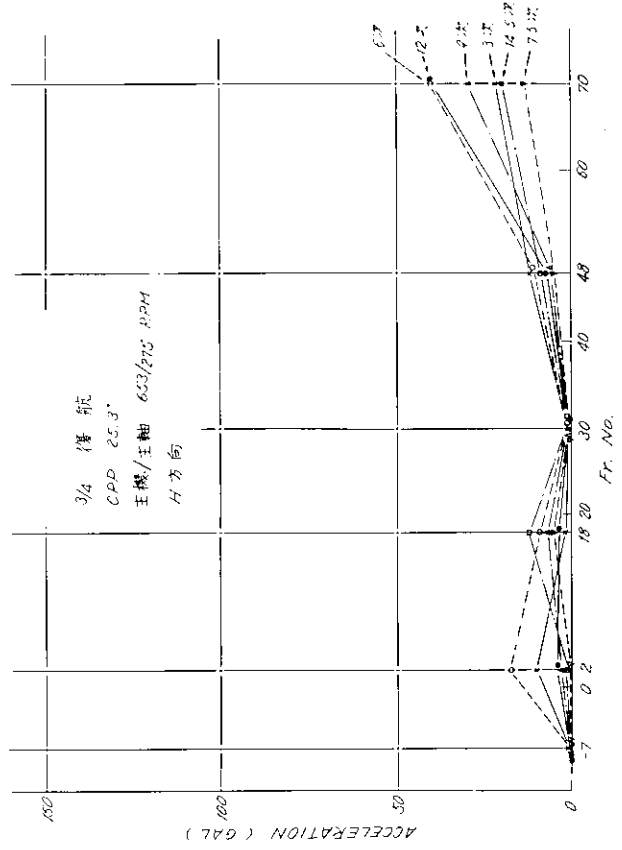
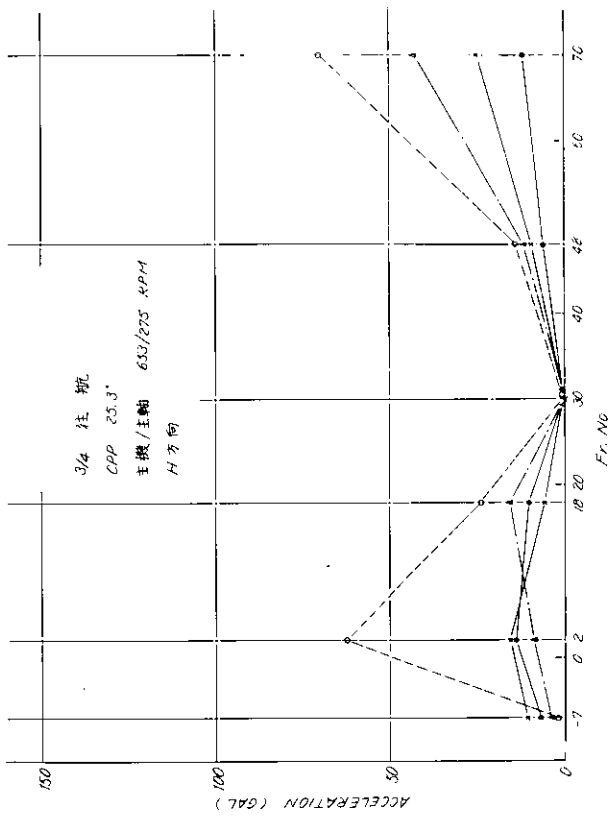


図 3.1.3 (b) 振動加速度 (オーナーストライドル)

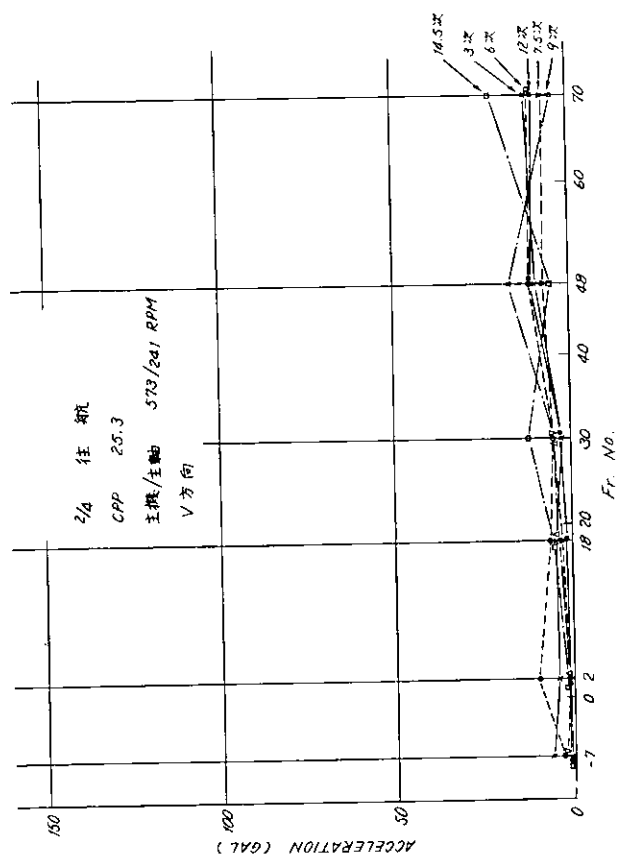
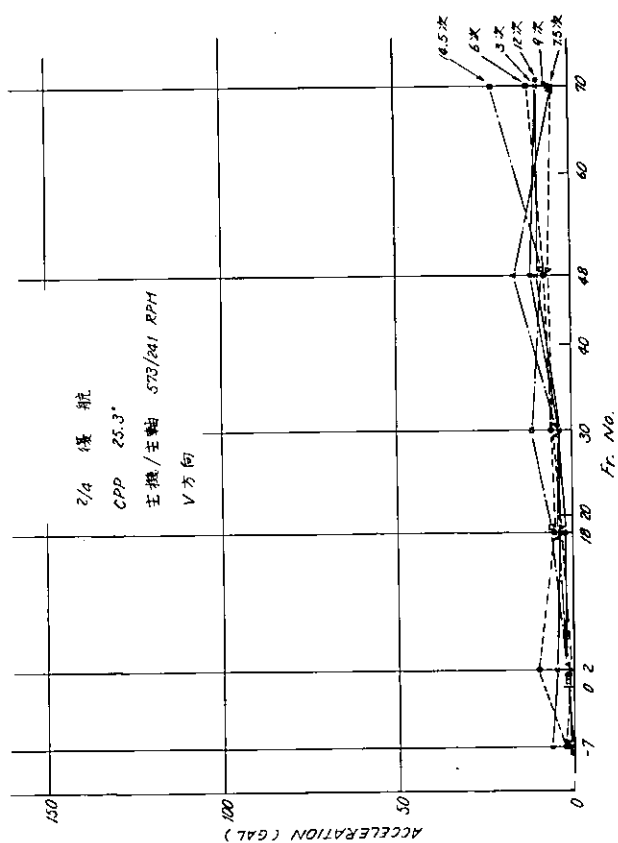
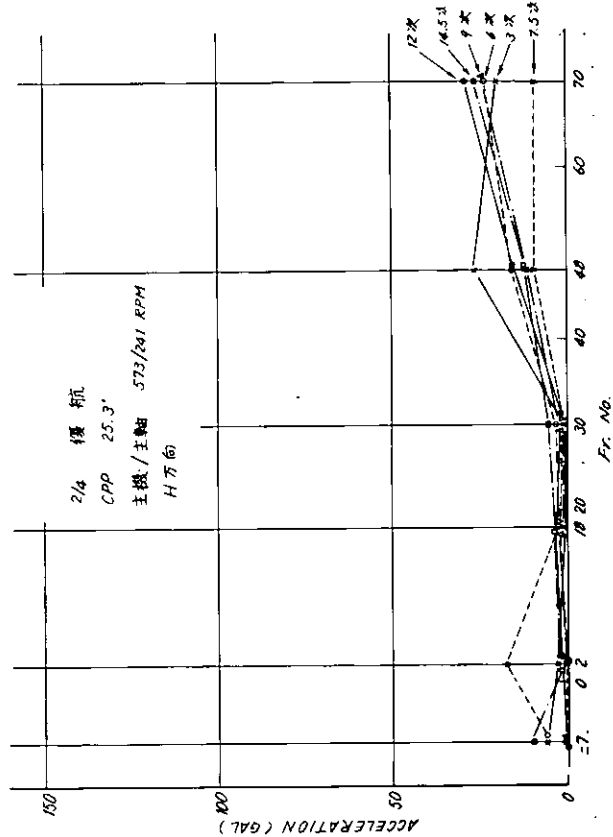
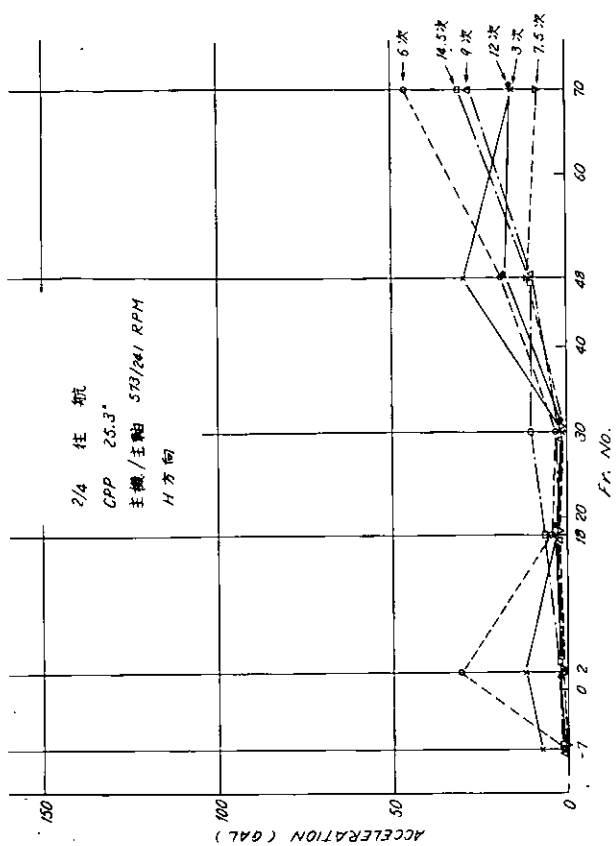


図 3.1.3 (f) 振動加速度 (オーナーズトライアル)

3.2 第2 船第3 海竜丸の解析結果

第2 船第3 海竜丸についての主要目、計測器の取付位置、データ解析結果をつぎに示す。

なお、本船についてはベアリング・フォース解析のための計測準備を行なつたが、計測するまでに至らなかつた。詳細は3.5 に示す。

表 3.2.1 第3 海竜丸主要目

表 3.2.2 加速度ピックアップ、歪ゲージ取付位置および計測器結線

図 3.2.1 計測点配置図

図 3.2.2 航走試験回転数変化（加速度）(a), (b)

図 3.2.3 航走試験回転数変化（軸馬力、曲げ、ねじり応力）

図 3.2.4 水圧計取付位置

図 3.2.5 航走試験回転数変化（水圧）

図 3.2.6 水圧変動（P-P 値）

図 3.2.7 水圧位相

図 3.2.8 キャンベルチャート

なお、予行運転速力試験時（三保沖 7 月 18 日）に、速力漸増試験を実施し、船体各部の振動、軸系のひずみ、船底水圧の計測を行つた。試験時の載荷状況は次のとおりである。

吃 水 船首 0.60 m、船尾 3.71 m、平均 2.155 m

排水量 459 トン

Cb 0.639

表 3.2.1 第 3 海 竜 丸 主 要 目

漁 業 種 類	かつを、まぐろ竿釣漁船
全 長	42.00 m (Lpp)
幅	7.90 m (B)
深 さ	3.65 m (D)
総 吨 数	284 t (G/T)
速 力	11 kt
主 機 関	赤坂 AH-28
シ リ ン ダ 数	6
内 径 × ス ト ロ ー ク	280 × 440 mm
出 力	1,250 PS
回 転 数	385 rpm
ブ ロ ペ ラ	4 翼 FPP
直 径	1,920 ∅ mm
中 間 軸	175 ∅ mm
造 船 所	金 指 造 船 所

表3.2.2 加速度ピックアップ、歪ゲージ取付位置および計測器結線

計測 点No	取 付 部 名 称	取 付 位 置			計測器種類	計測種類	D.R. チャンネル	DC Amp
		前 後	左 右	上 下				
1	POOP&BOATDECK	Fr.-6	中 央	POOP Dck	IMV 1-1	V	A-1	
2	"	.-6	"	"	1-2	H	-2	
3	"	.10	左 舷 端	"	1-3	V	-3	
4	"	.10	"	"	1-4	H	-4	
5	"	.22	"	"	1-5	V	-5	
6	"	.22	"	"	1-6	H	-6	
7	"	.36	"	"	2-1	V	-7	
8	"	.36	"	"	2-2	H	-8	
9	UPPER DECK	.53	"	UPPER Dck	2-3	V	-9	
10	"	.53	"	"	2-4	H	-10	
11	FCLE DECK	.75	中 央	FCLE Dck	2-5	V	-11	
12	"	.75	"	"	2-6	H	-12	
13	RUDDER TRUNK	.-2	"	STEER ENG ROOM	明石 S-1	V	B-1	6 L-5
14	"	.-2	"	"	S-2	H	-2	"
15	POOP&BOATDECK	.10	右 舷 端	POOP Dck	S-3	V	-3	"
16	"	.36	"	"	S-4	V	-4	"
17	Eng. BED	.15		Eng. BED	S-5	V	-5	"
18	POOP&BOATDECK	.10	右 舷 端	POOP Dck	S-6	H	-6	"
19	船 尾 底	.15	Ⓛ右960	船 底	豊田水圧計	水 圧	-7	AA1130
20	"	.15	Ⓛ右192	"	"	"	-8	"
21	"	.15	Ⓛ左960	"	"	"	-9	"
22	中 間 軸		軸 上	軸軸 上	テレメータ	曲 げ	-10	6 L2P
23	"		"	"	"	"	-11	"
24	"		"	"	"	ね じ り	-12	"
25	"		"	"	"	スラスト	-13	"
26	回 転 マ ー ク				明石光電式		A-14, B-14	

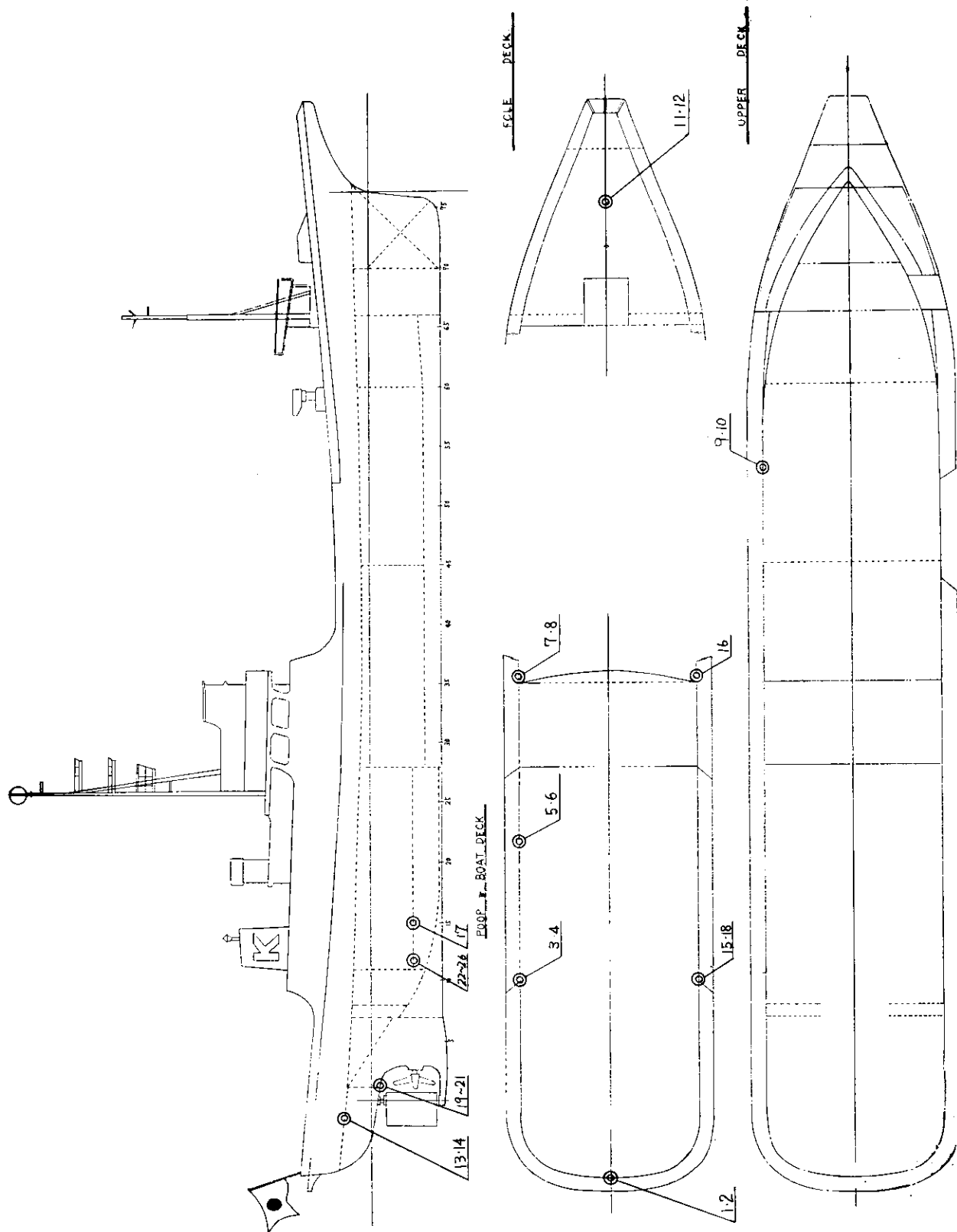


图 3.2.1 第 3 海竜丸計測点配置図

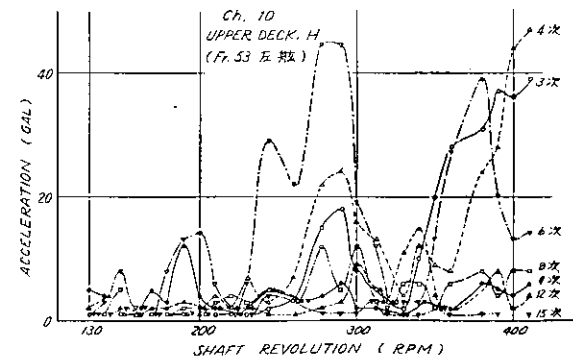
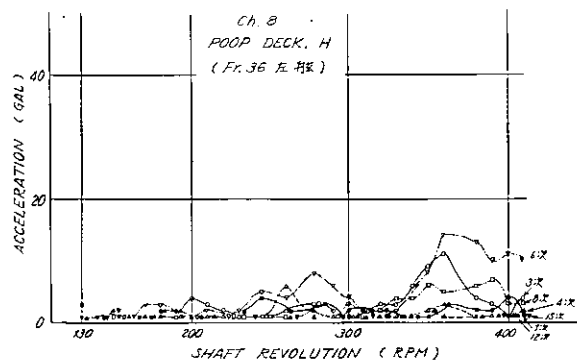
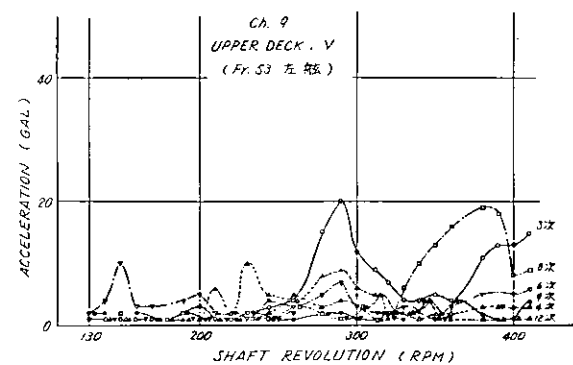
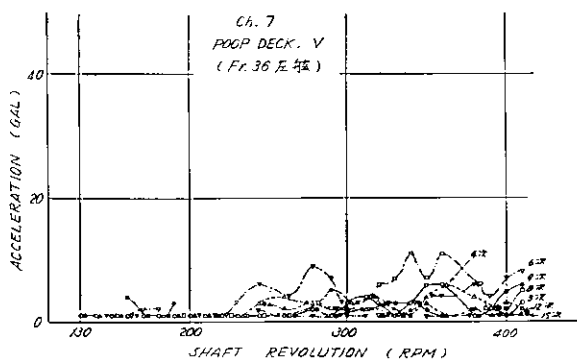
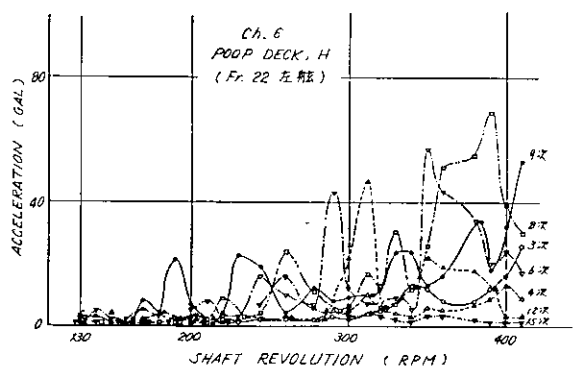
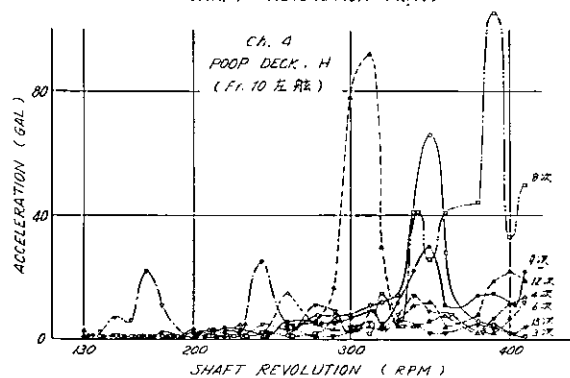
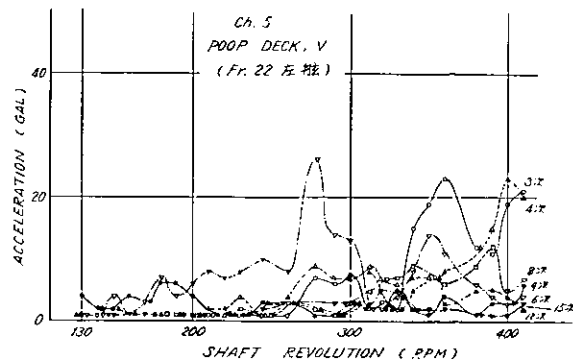
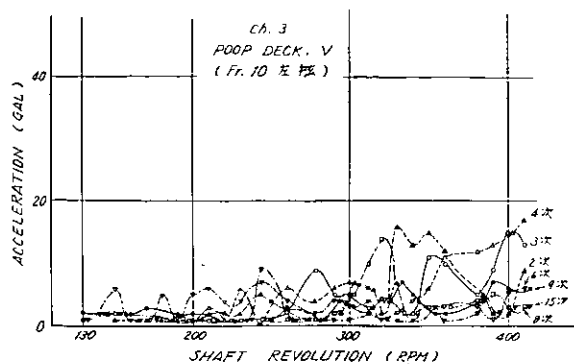


図3.2.2 (a) 航走試験回転数変化(加速度)
なお、ch 1およびch 2は計器不良のためデータなし

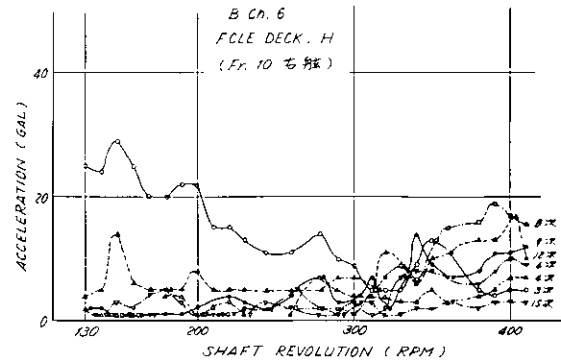
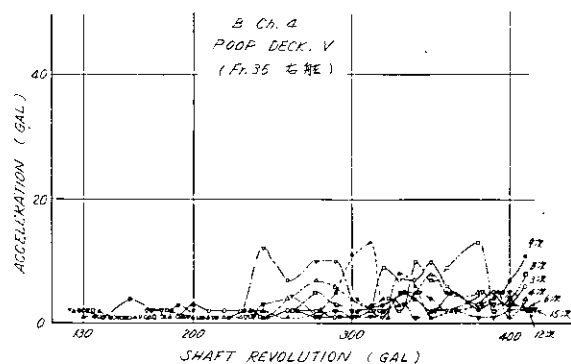
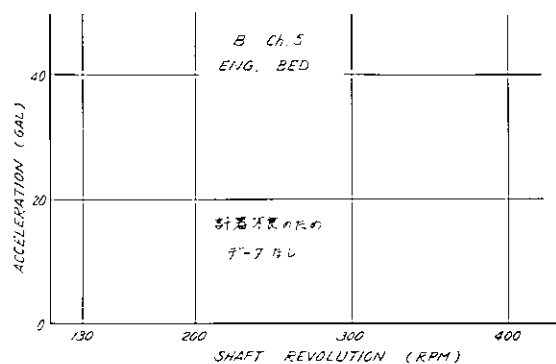
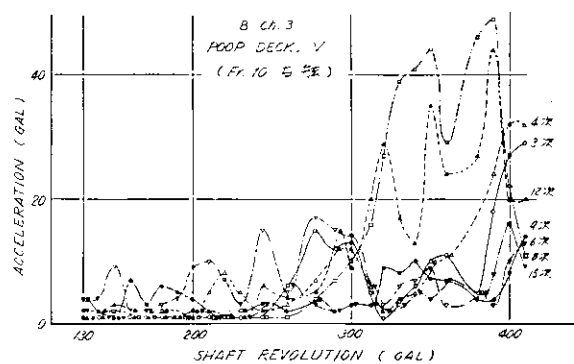
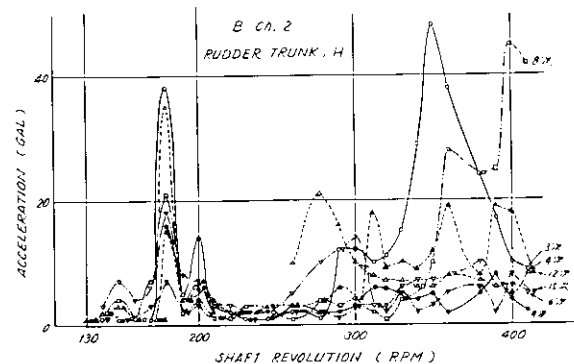
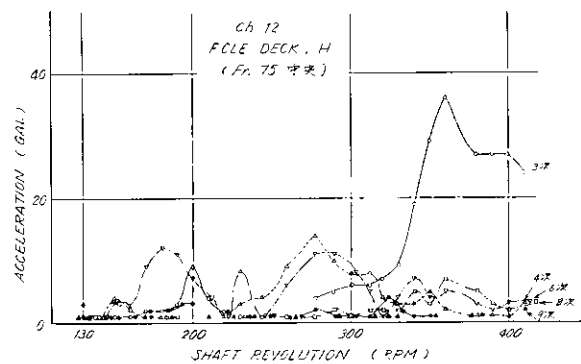
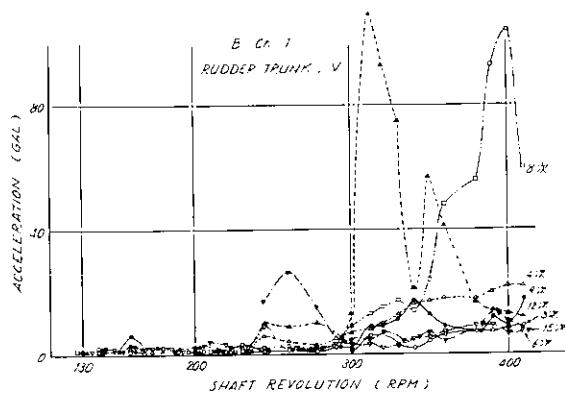
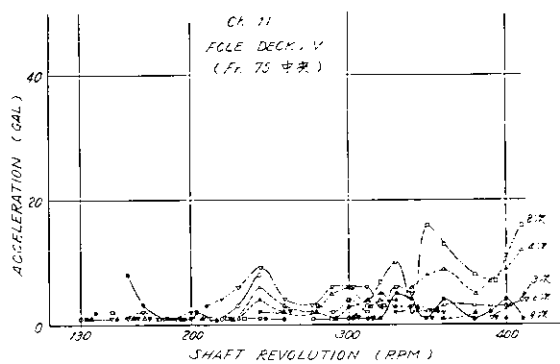


図 3.2.2 (b) 航走試験回転数変化 (加速度)

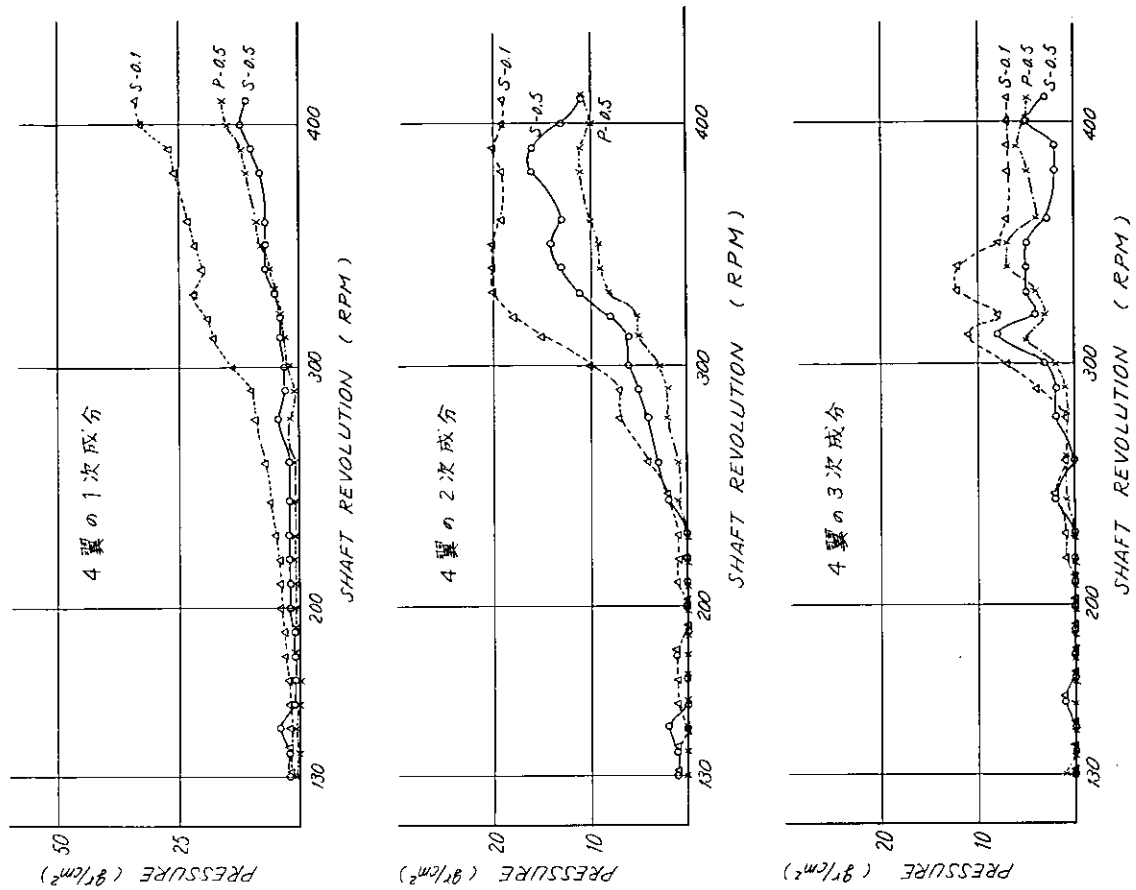


図 3.2.5 航走試験回転数変化(水圧)

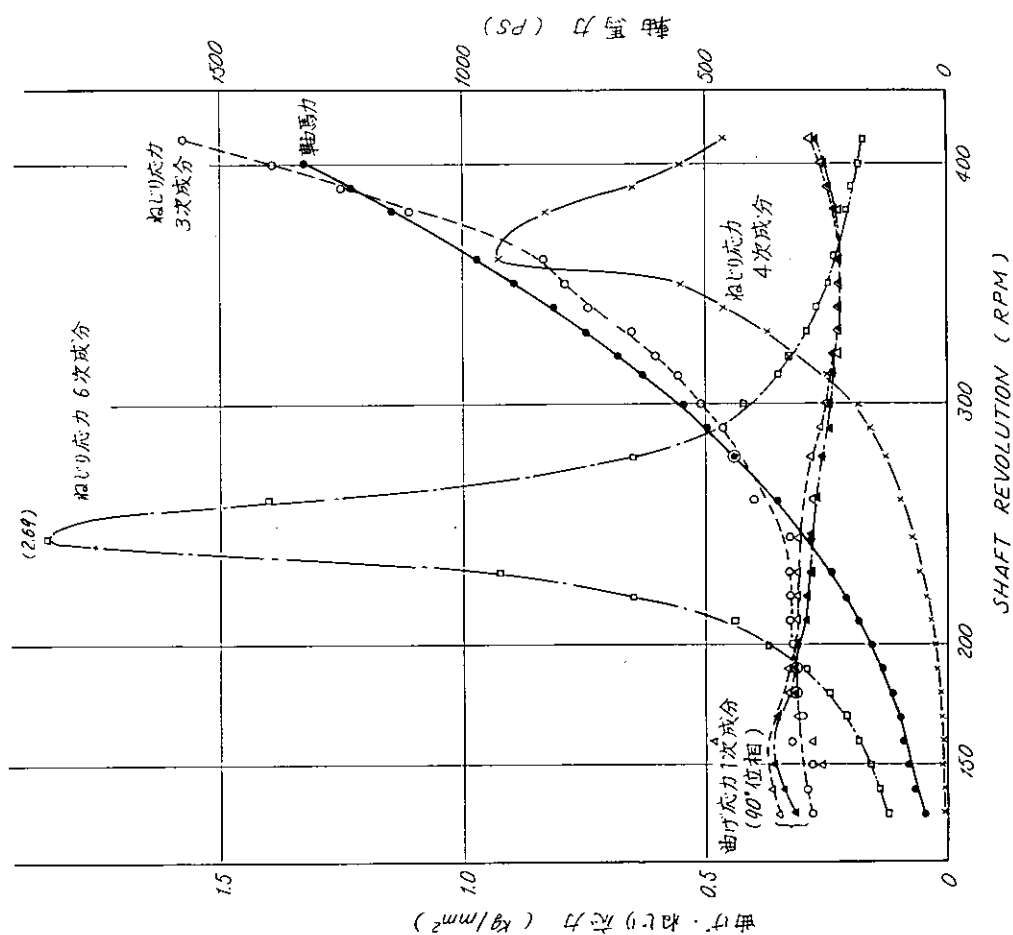


図 3.2.3 航走試験回転数変化 (軸動力、曲げ、ねじり力)

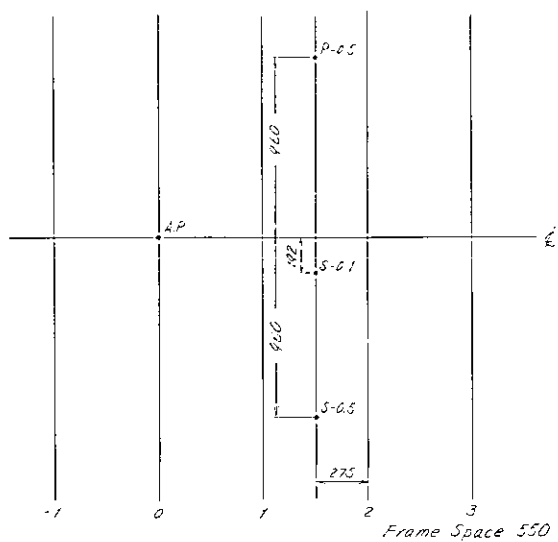
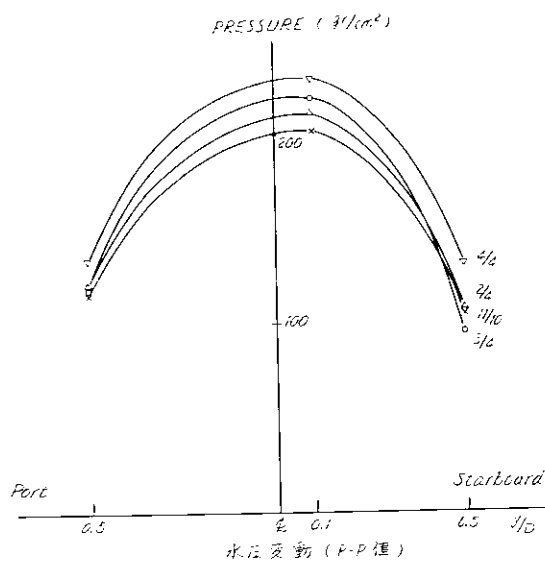
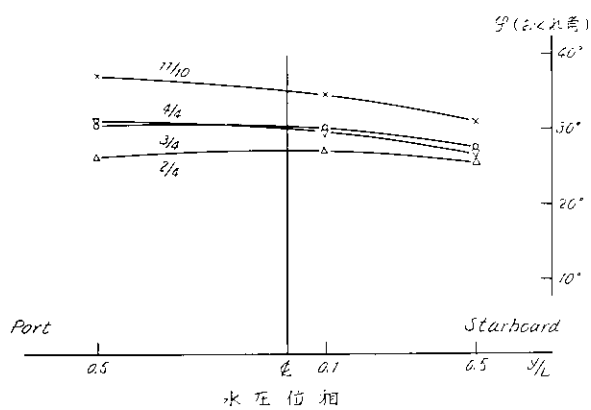


図 3.2.4 水圧計取付位置



(マイルポスト往航時)



(マイルポスト往航時)

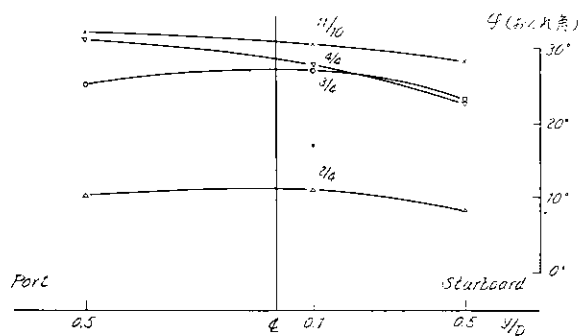
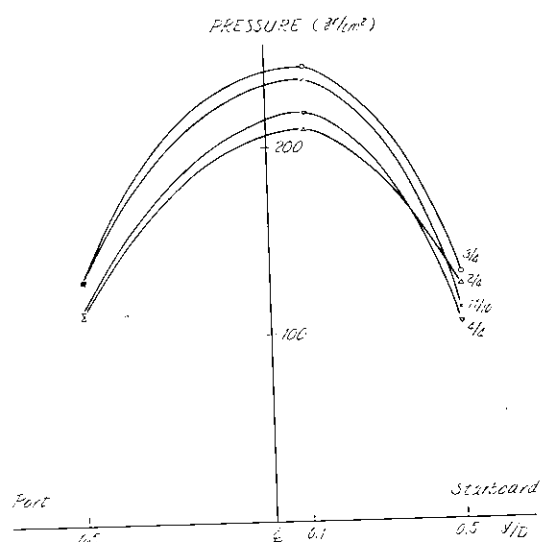
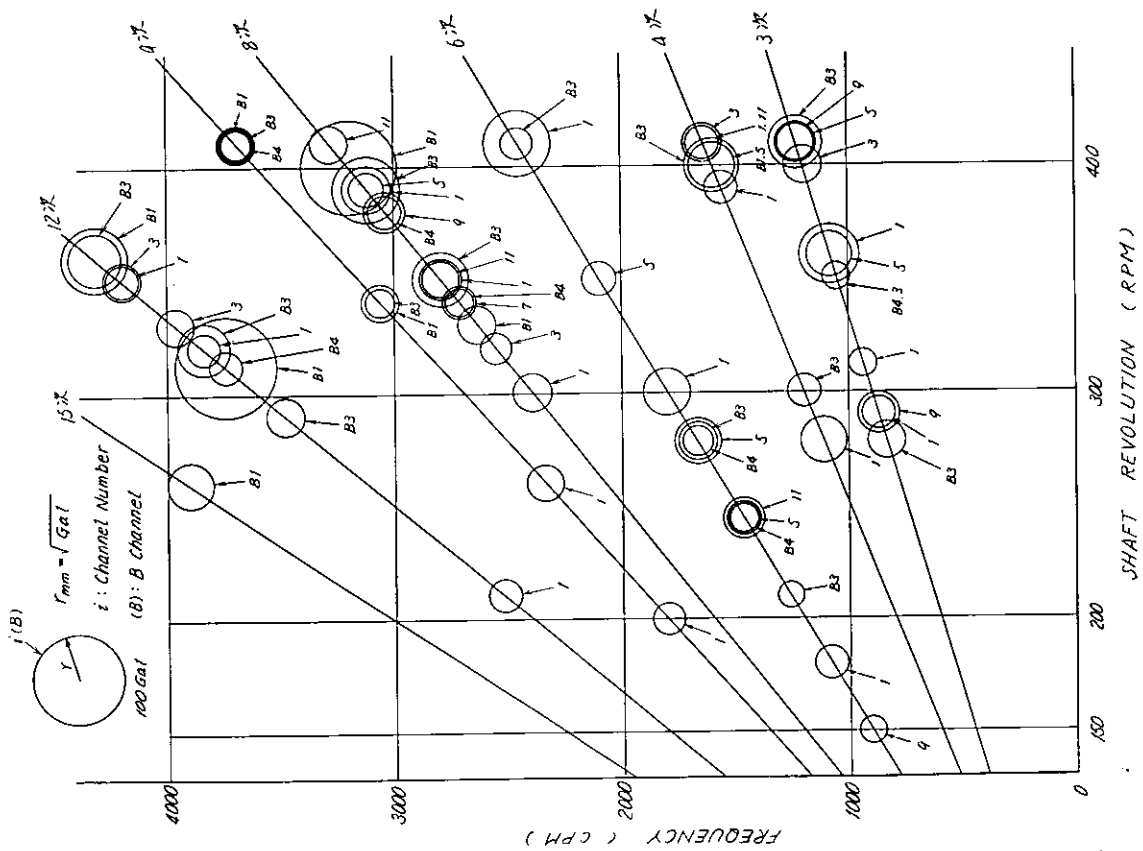
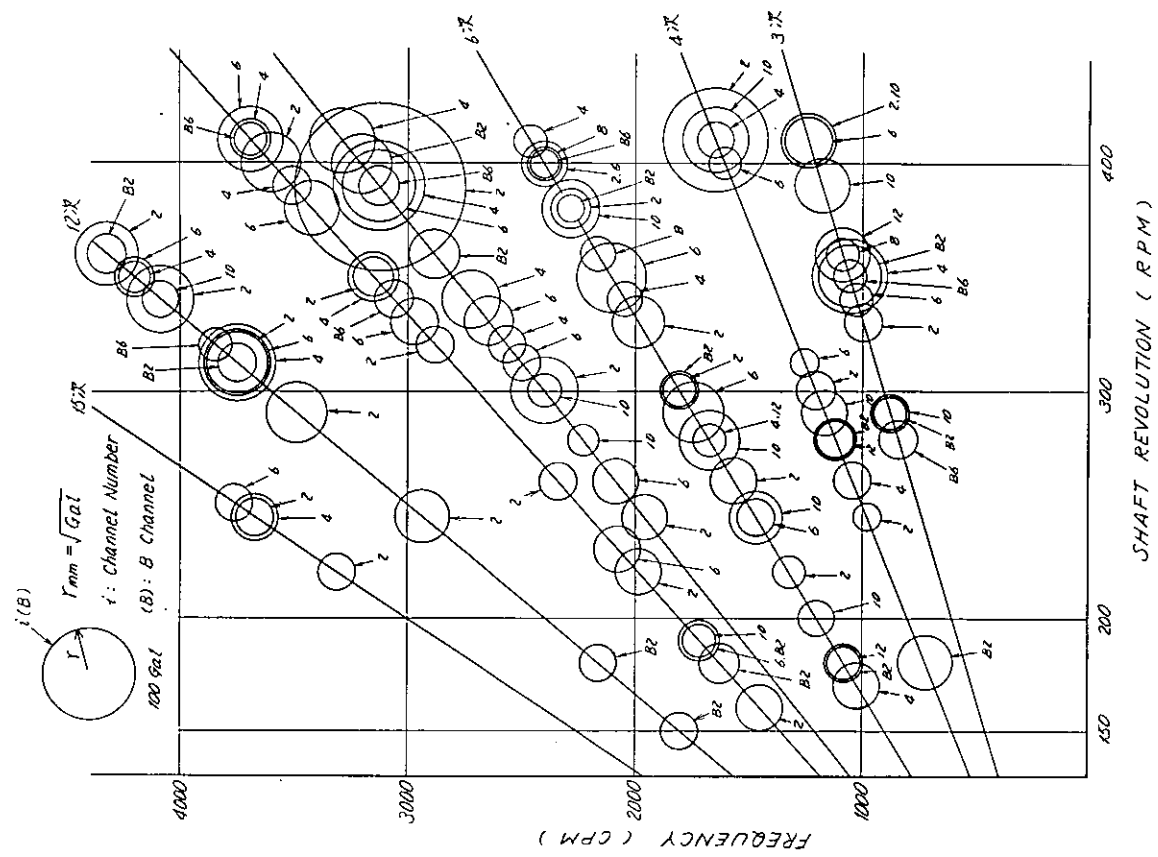


図 3.2.7 水圧位相 (マイルポスト復航時)



(a) 上下振動



(p) 水平振動

図 3.2.8 キヤンベルチャート

3.3 第3船第1日光丸の解析結果

第3船第1日光丸についての主要目、計測器の取付位置、データ解析結果をつぎに示す。

表 3.3.1 第1日光丸主要目

表 3.3.2 加速度ピックアップ、ひずみゲージ取付位置および計測器結線

図 3.3.1 計測点配置図

図 3.3.2 航走試験回転数変化（加速度）(a)～(c)

図 3.3.3 航走試験回転数変化（軸馬力、曲げ応力、ねじり応力）

図 3.3.4 キャンベルチャート

なお、確認運転速力試験時（三保沖 8月28日）に、各点の振動および軸系のひずみ計測を行った。試験時の載荷状況は次のとおりである。

吃 水 船首2.09m、船尾3.68m、平均2.88m

排水量 740トン

Cb 0.696

表 3.3.1 第1日光丸主要目

船主	日光水産株式会社
漁業種類	かつを、まぐろ竿釣漁船
全長	45.00 m (Lpp)
幅	8.20 m (B)
深さ	3.85 m (D)
総吨数	356.05 t (G/T)
速力	11 kt
主機関	ニイガタ 6M28GX
シリンダ数	6
内径×ストローク	280 × 440 mm
出力	1,300 Ps
回転数	380 rpm
プロペラ	5翼 FPP
直径	1.70 m
中間軸	160 ∅ (mm)
造船所	三保造船所

表 3. 3. 2 加速度ピックアップ、ひずみゲージ取付位置および計測器結線

計測点 No	取付部名称	取 付 位 置			計測器種類	計測 種類	D.R. チャンネル	DC Amp
		前 後	左 右	上 下				
1	UPPER DECK	Fr.-7	中 央	UPPER Deck	IMV 1-1	V	A-1	
2	"	.-7	"	"	1-2	H	-2	
3	"	.6	左舷端	"	1-3	V	-3	
4	"	.6	"	"	1-4	H	-4	
5	"	.20	"	"	1-5	V	-5	
6	"	.20	"	"	1-6	H	-6	
7	"	.32	"	"	2-1	V	-7	
8	"	.32	"	"	2-2	H	-8	
9	"	.52	"	"	2-3	V	-9	
10	"	.52	"	"	2-4	H	-10	
11	"	.77	中 央	"	2-5	V	-11	
12	"	.77	"	"	2-6	H	-12	
13	RUDDER TRUNK	.1	"	STEERING ENG ROOM	明石 S-1	V	B-1	6 L-5
14	"	.1	"	"	S-2	H	-2	"
15	UPPER DECK	.19	右舷端	UPPER Deck	S-3	V	-3	"
16	"	.19	"	"	S-4	H	-4	"
17	COMP DECK	.23	中 央	COMP. Deck	S-5	V	-5	"
18	"	.23	"	"	S-6	A	-6	"
19	STERN TUBE	.7	"	TUBE 上	S-7	V	-7	"
20	"	.7	"	"	S-8	A	-8	"
21	中 間 軸		軸 上	軸 上	テレメータ	曲 げ	-9	
22	"		"	"	"	ねじり	-10	
23	回 転 マ ー ク				明石光電式		A-14, B-14	

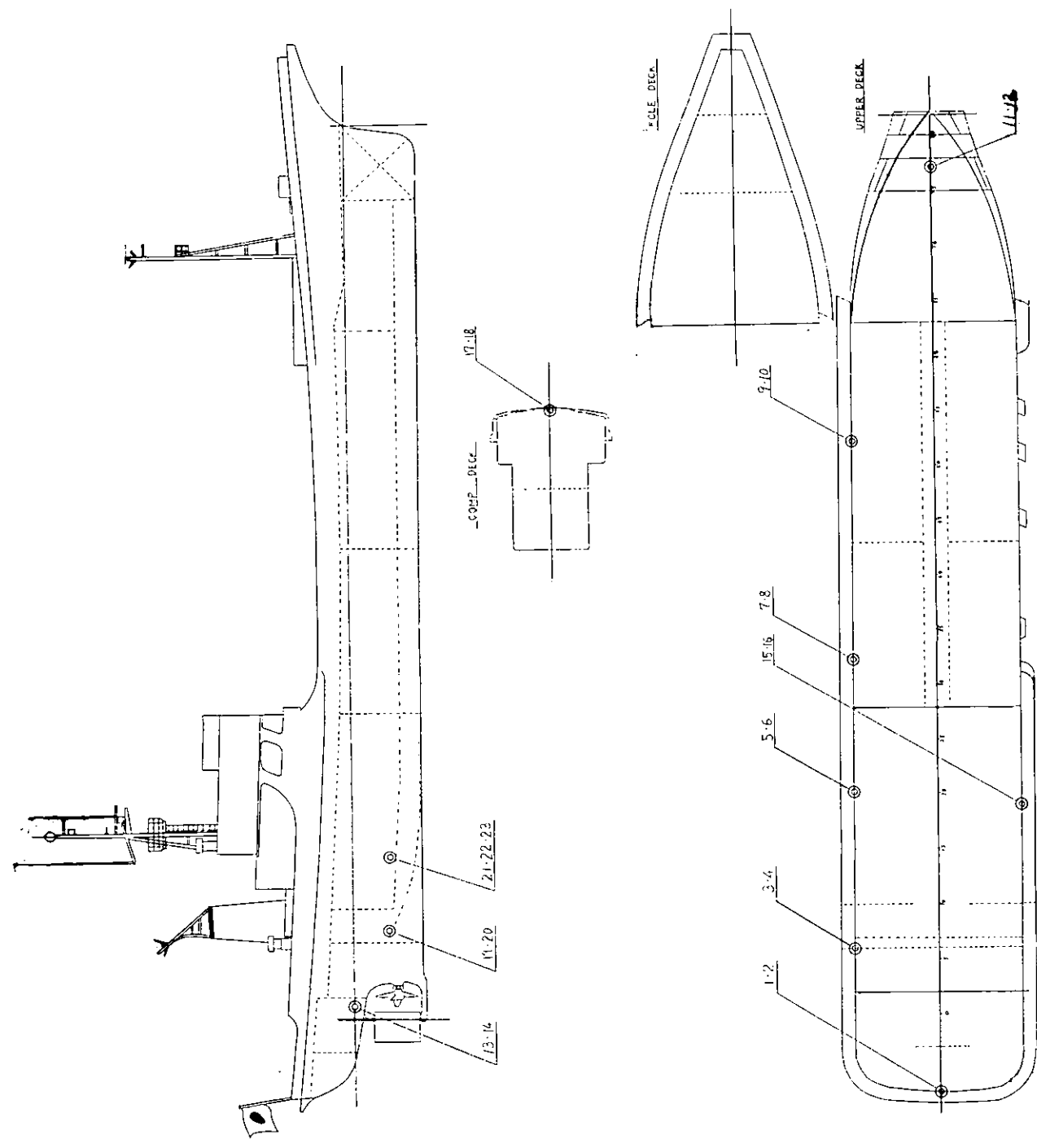


图 3.3.1 第一日光丸計劃点配設圖

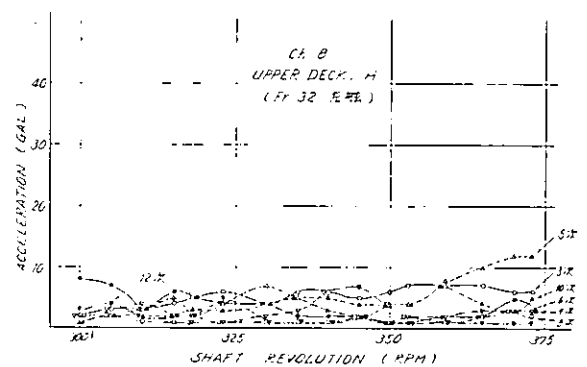
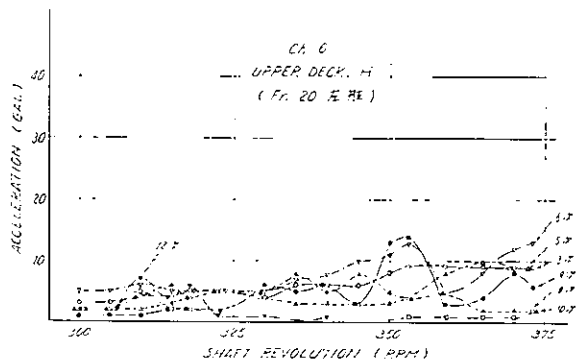
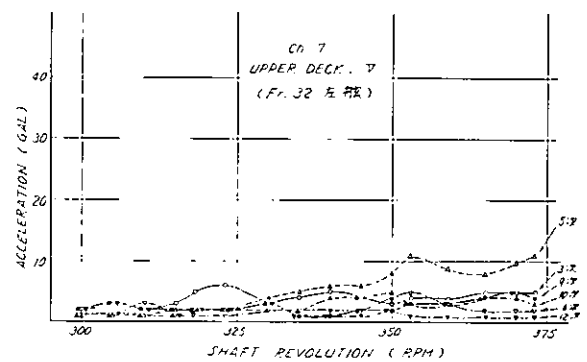
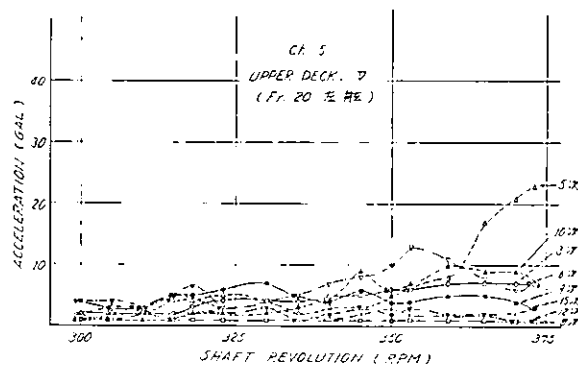
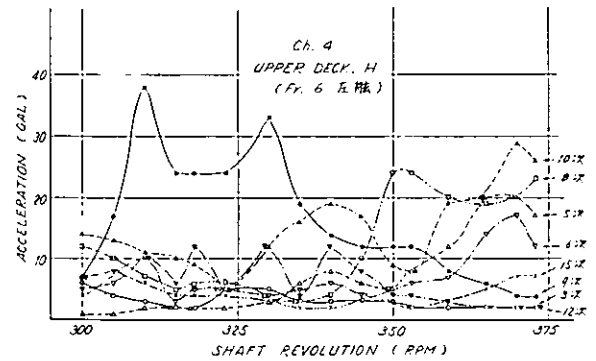
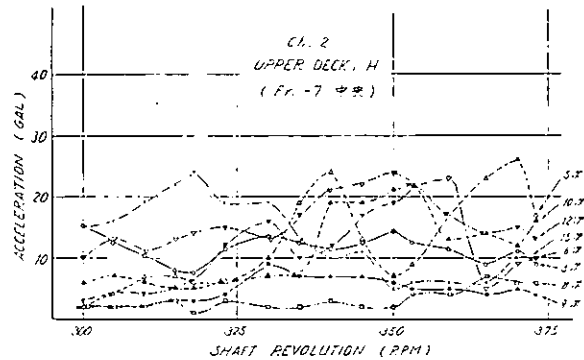
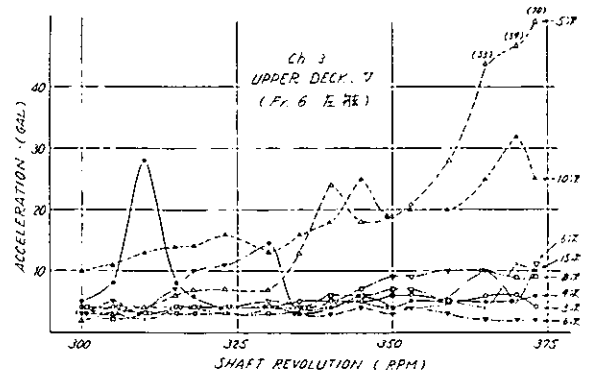
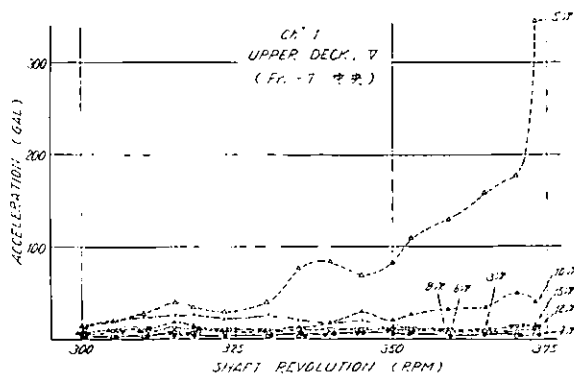


図 3. 3. 2 (a) 航走試験、回転数変化 (加速度)

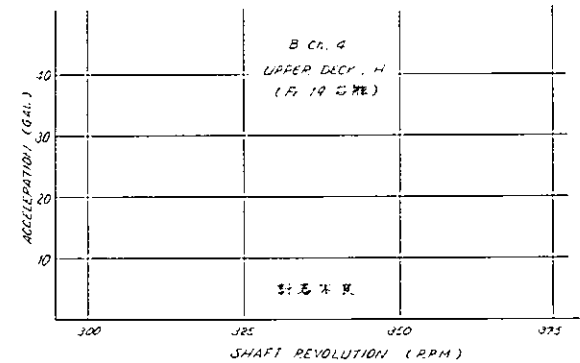
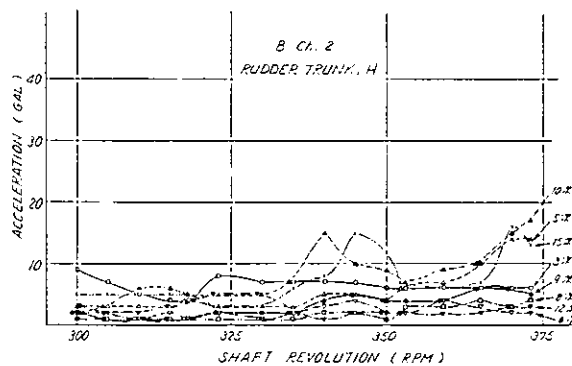
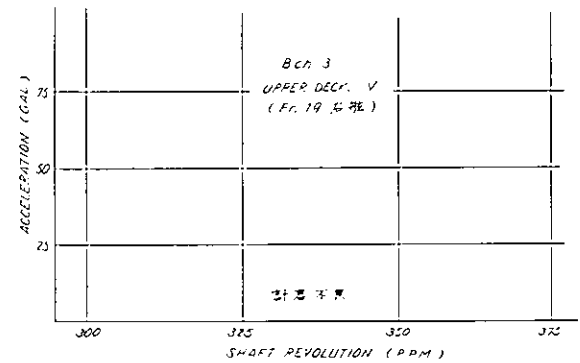
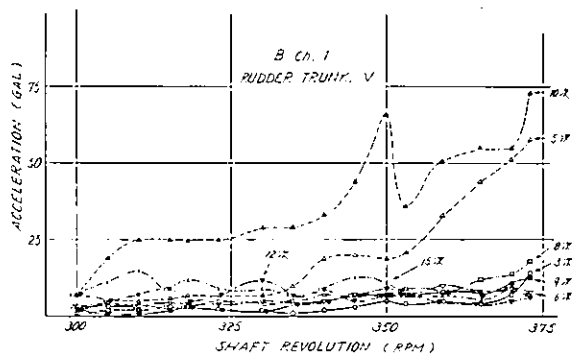
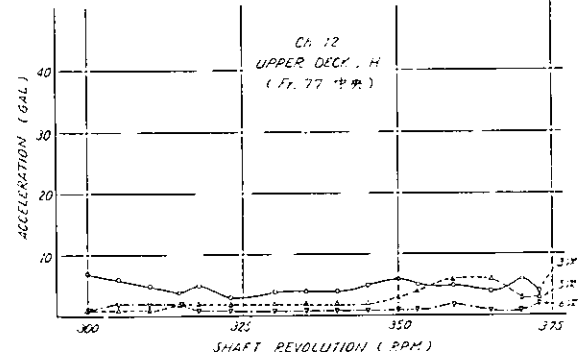
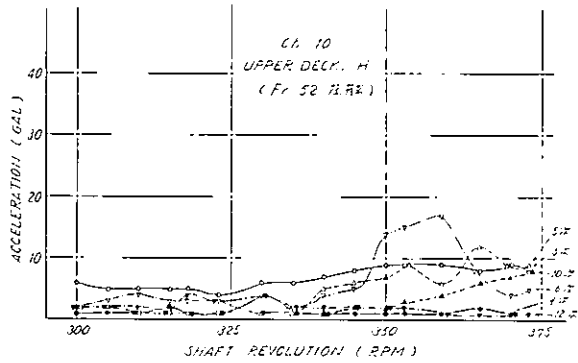
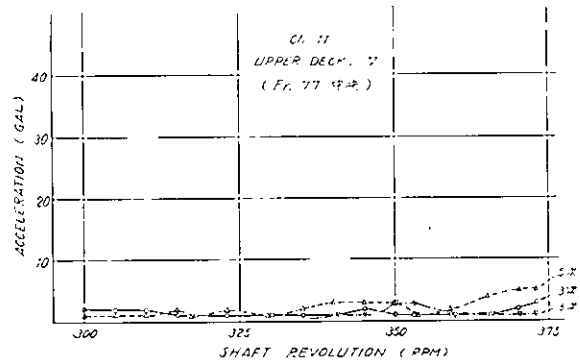
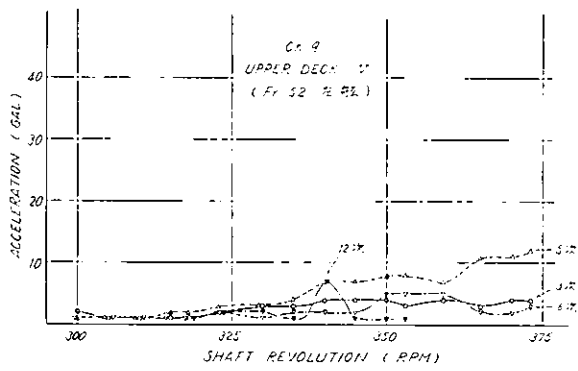


図 3.3.2 (b) 航走試験、回転数変化 (加速度)

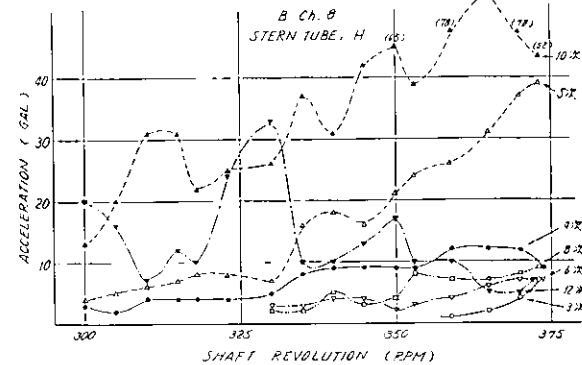
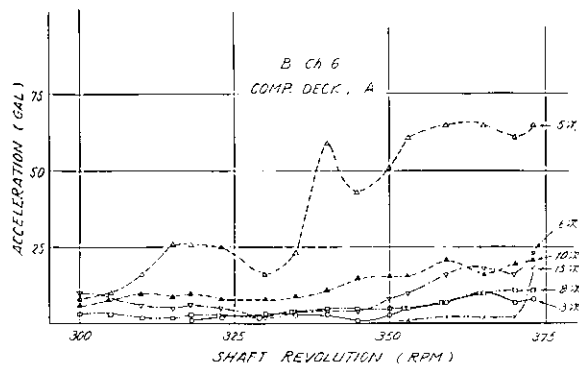
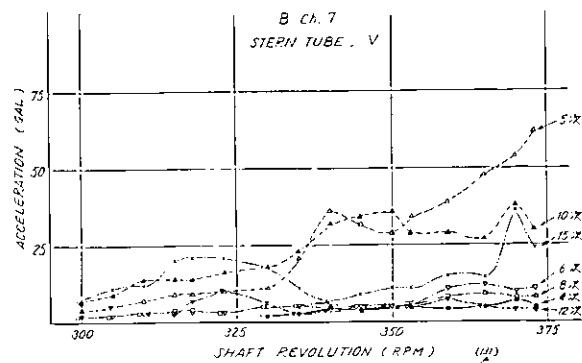
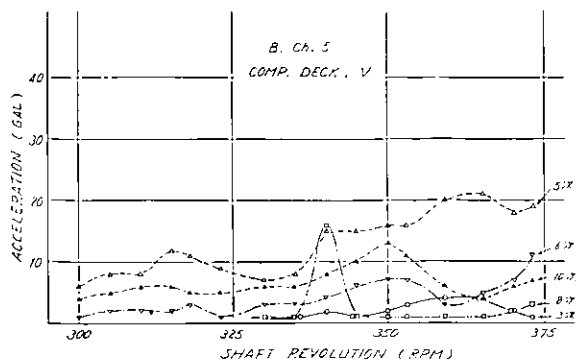


図 3. 3. 2 (c) 航走試験、回転数変化 (加速度)

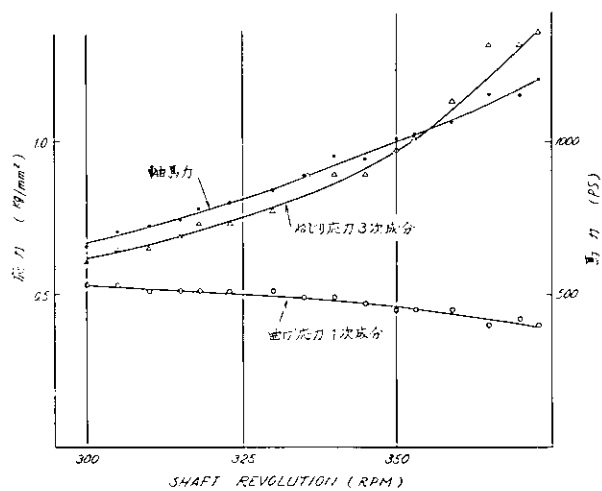
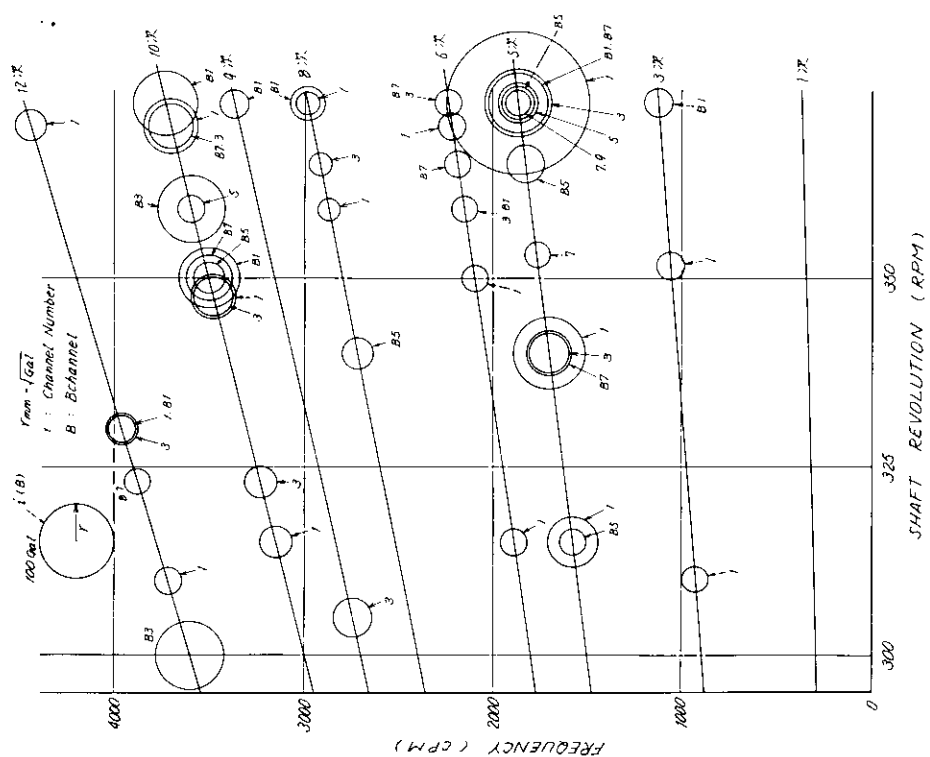
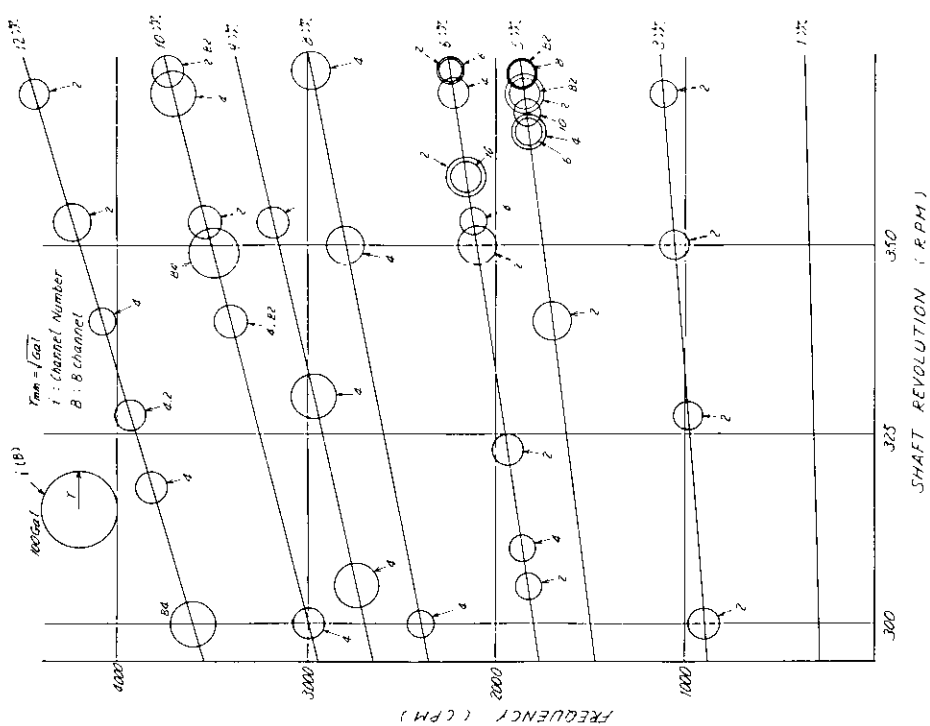


図 3. 3. 3 航走試験、回転数変化 (軸馬力、曲げ応力、ねじり応力)



3.3.4 ☒ ヤンベールチャート

(a) 上下振動

(b) 水平振動:

3.4 第4船第11恵久丸の解析結果

第4船第11恵久丸についての主要目、計測器の取付位置、データ解析結果をつぎに示す。

本船ドックイン時に、ベアリング・フォースを知るための歪ゲージの計測準備を行つたが、計測時にはF Mテレメータの発信が何らかの原因で停止したため、計測を実施できなかった。計測方法等の詳細は3.5項にのべる。

表3.4.1 第11恵久丸主要目

表3.4.2 加速度ビックアップ、歪ゲージ取付位置および計測器結線

図3.4.1 計測点配置図

図3.4.2 航走試験回転数変化(加速度)(a)~(c)

図3.4.3 航走試験C P P変化(加速度)(a)~(c)

図3.4.4 航走試験回転数変化(軸馬力、推力、曲げ・ねじり応力)

図3.4.5 航走試験C P P変化(軸馬力、推力、曲げ・ねじり応力)

図3.4.6 キャンベルチャート

なお、試験は次の2種類のものについて行なわれた。

(1) 翼角一定試験

翼角を $17^{\circ}30'$ に保ち、軸回転数を最低速140 rpmから10%オーバ299 rpmまで20分間で徐々に回転数をあげて計測した。

(2) 回転数一定試験

回転数270 rpmにて、C P P角度を 0° 、 4° 、 7° 、 10° 、 12° 、 14° 、 15° 、 16° および $17^{\circ}30'$ の各翼角で3~5分間航走し計測した。

なお、試験時の載荷状況は軽荷状態であるが、計測しなかつたため詳細は不明である。

表3.4.1 第11恵久丸主要目

船主	浜屋水産(株)
漁業船種	北洋トロール
全長	55.80 m (Lpp)
幅	9.80 m (B)
深さ	6.30 m (D)
総吨数	499 t (G/T)
速力	13 1/2 kt
主機関	赤坂 AH-40
シリンダ数	6
内径×ストローク	400 × 600 mm
出力	2,500 Ps
回転数	270 rpm
プロペラ	3翼 CPP
直径	2,600 φ mm
中間軸	235 φ mm
造船所	西井船渠

表 3. 4. 2 加速度ピックアップ、歪ゲージ取付位置および計測器結線

計測点 No	取付部名称	取 付 位 置			計測器種類	計測種類	D.R. チャンネル	DC Amp
		前 後	左 右	上 下				
1	UPPER DECK	Fr. 2	右舷端	UPPER DECK	IMV 1-1	V	A-1	
2	"	. 2	"	"	1-2	H	- 2	
3	"	. 15	"	"	1-3	V	- 3	
4	"	. 15	"	"	1-4	H	- 4	
5	"	. 30	"	"	1-5	V	- 5	
6	"	. 30	"	"	1-6	H	- 6	
7	"	. 39	"	"	2-1	V	- 7	
8	"	. 39	"	"	2-2	H	- 8	
9	"	. 66	"	"	2-3	V	- 9	
10	"	. 66	"	"	2-4	H	-10	
11	FCLE DECK	. 95	中 央	FCLE DECK	2-5	V	-11	
12	"	. 95	"	"	2-6	H	-12	
13	RUDDER TRUNK	. 1	"	2nd DECK	明石 S-1	V	B-1	6 L-5
14	"	. 1	"	"	S-2	H	- 2	"
15	2nd DECK	. 47	左舷端	"	S-3	V	- 3	"
16	"	. 47	"	"	S-4	H	- 4	"
17	"	. 47	右舷端	"	S-5	V	- 9	"
18	"	. 47	"	"	S-6	H	-10	"
19	FCLE DECK	. 95	中 央	FCLE DECK	S-7	V	-11	"
20	プロペラ軸		軸 上	軸 上	テレメータ	曲 げ	- 7	
21	"		"	"	"	曲 げ	- 8	
22	中 間 軸		"	"	"	ね じ り	- 5	
23	"		"	"	"	スラスト	- 6	
24	回 転 マ ー ク				明石光電式		A-14, B-14	

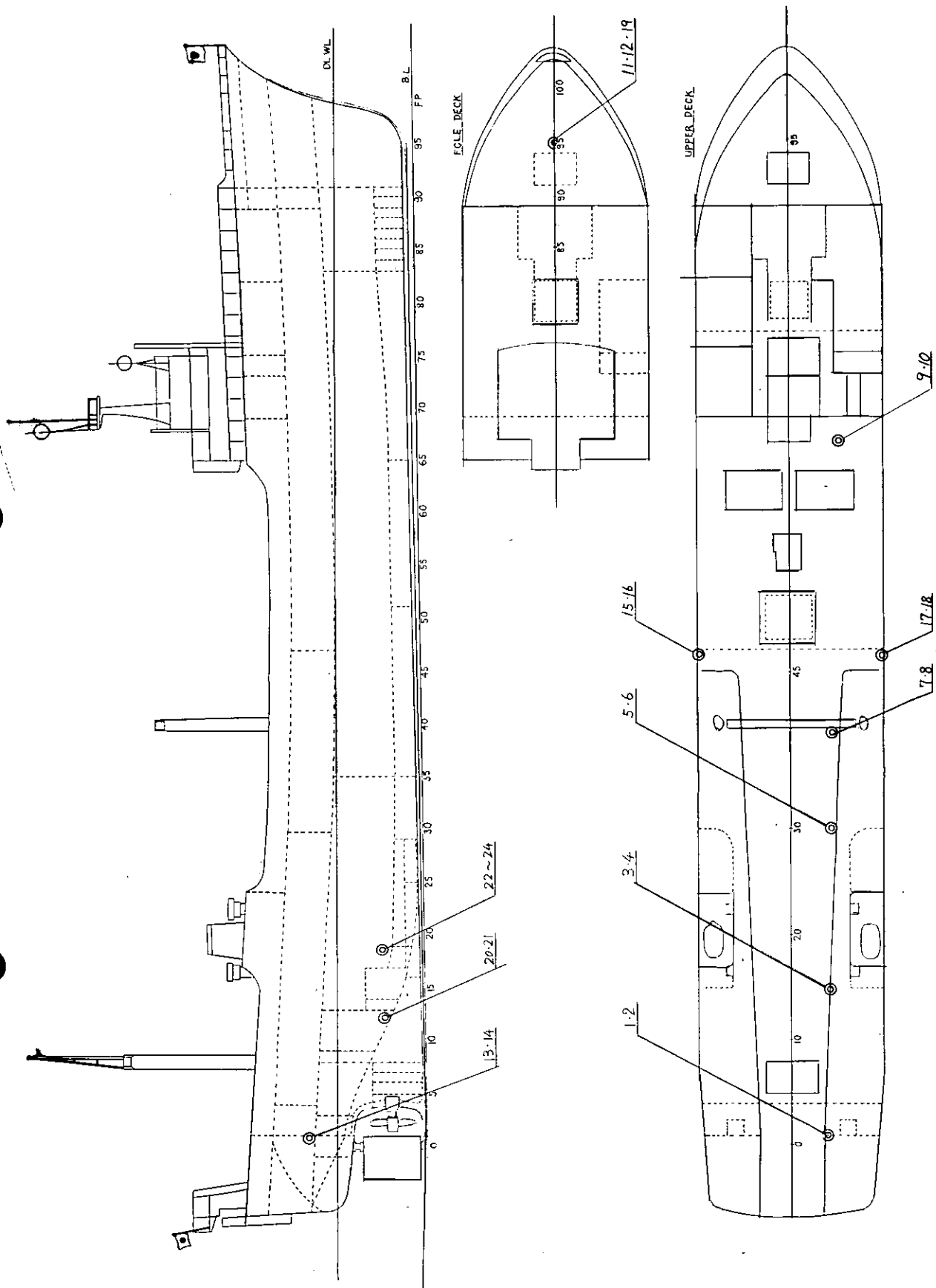


図 3.4.1 第 11 恵久丸計測点配置図

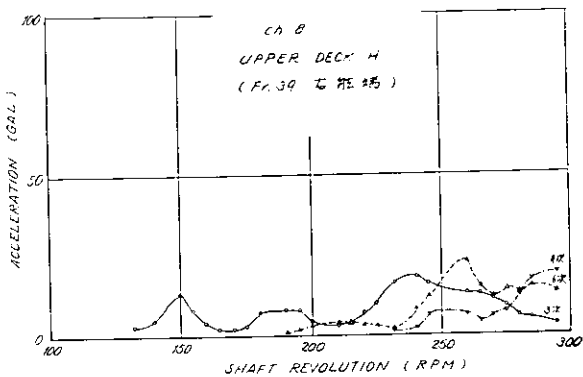
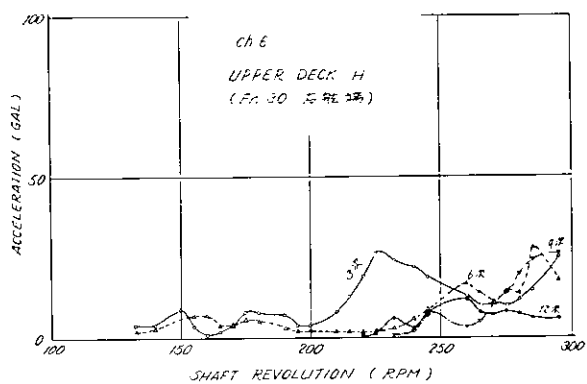
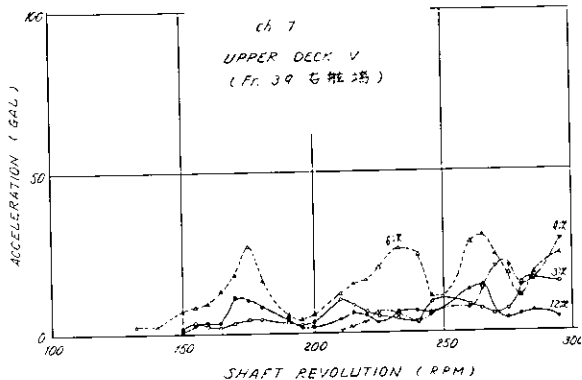
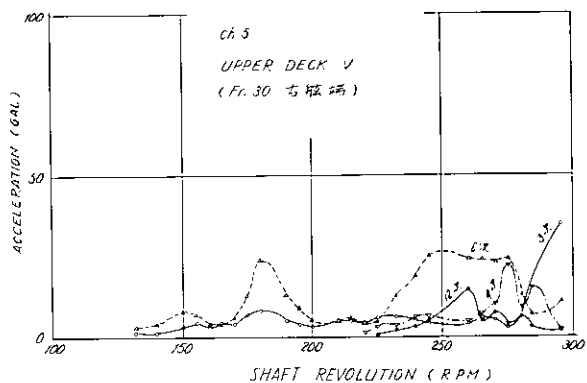
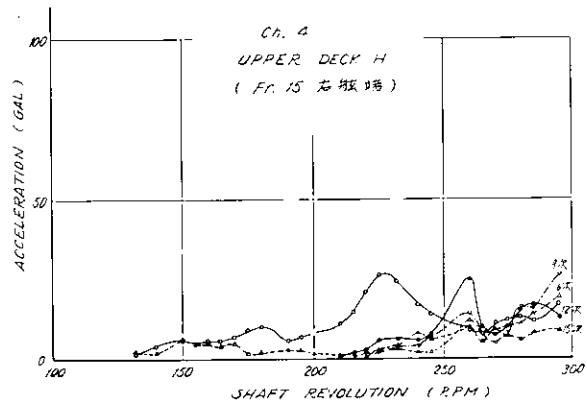
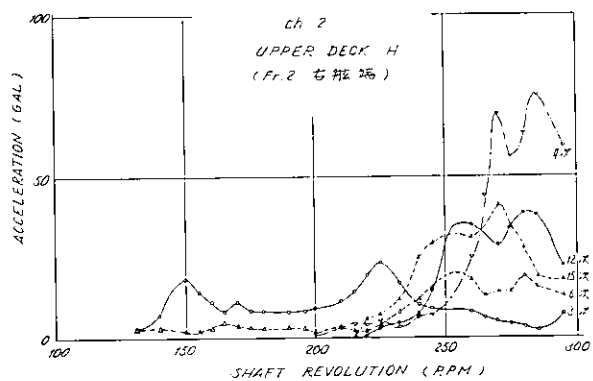
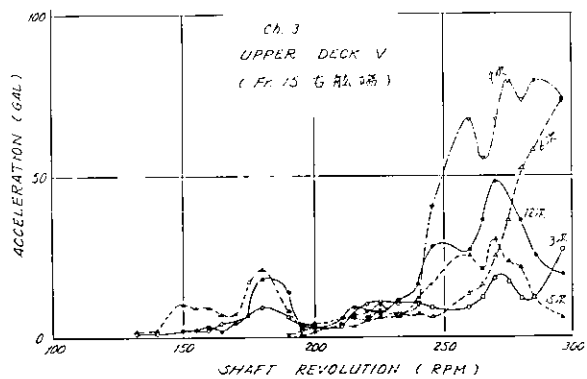
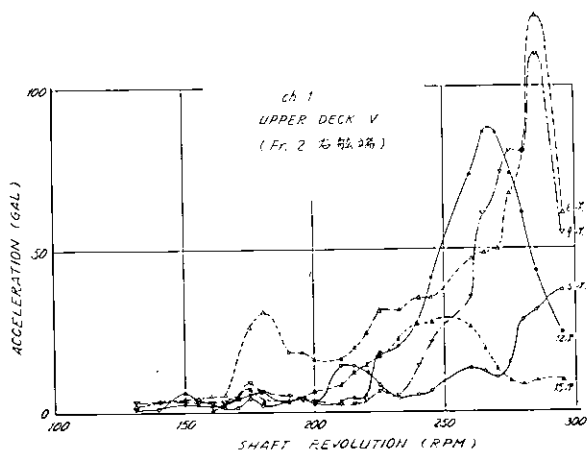


图 3.4.2 (a) 航走試験、回転数変化 (加速度)

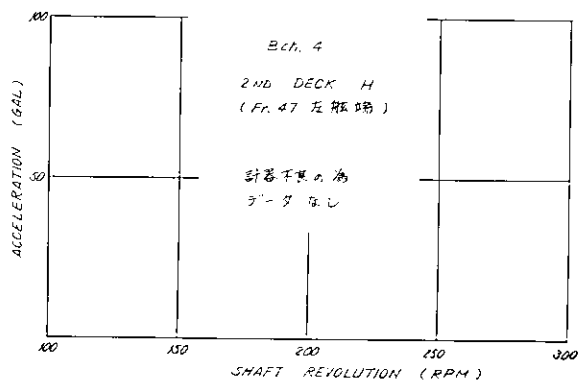
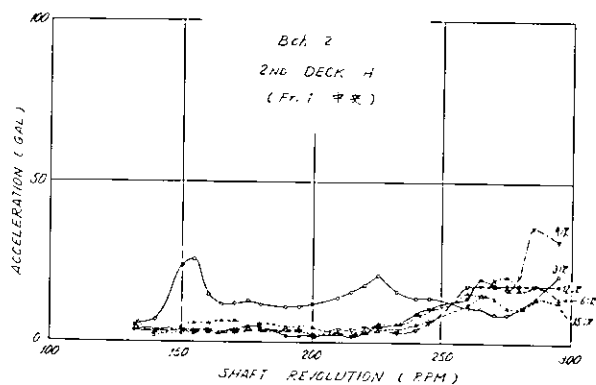
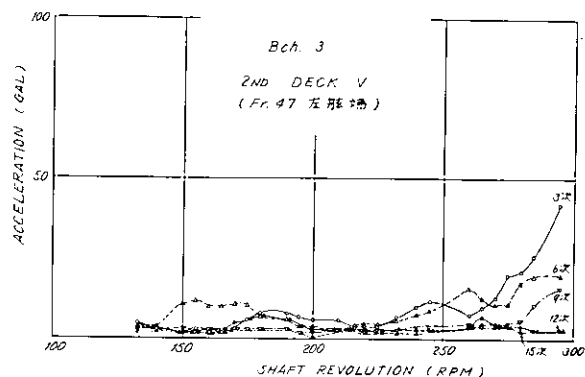
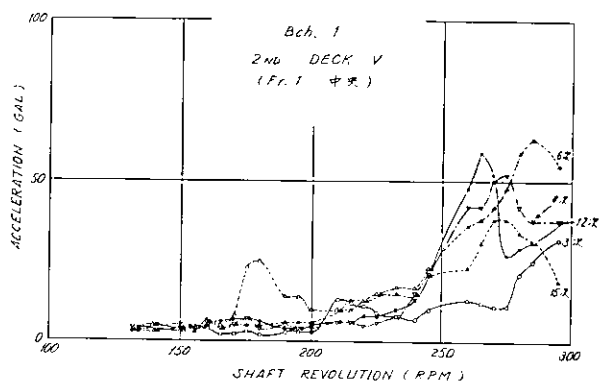
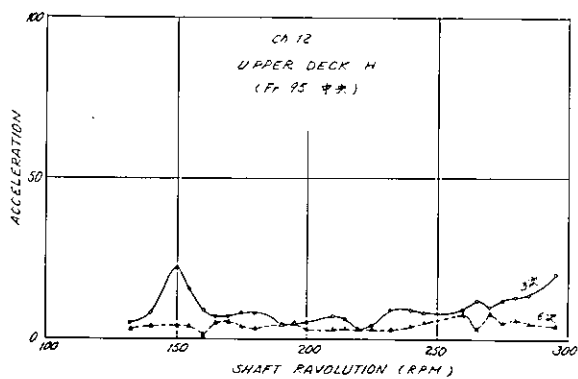
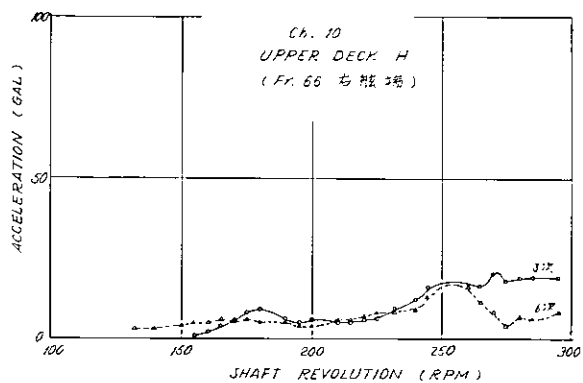
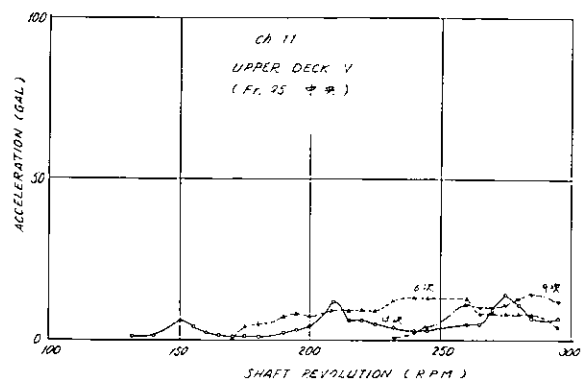
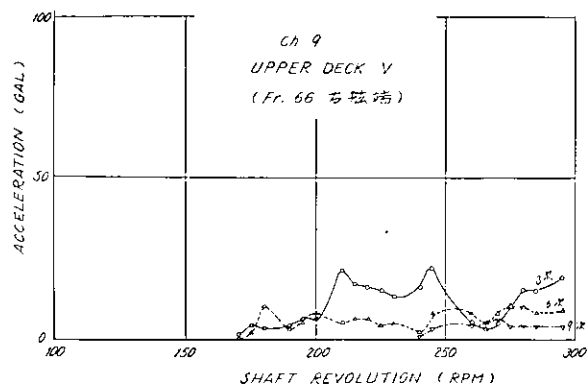


図 3. 4. 2 (b) 航走試験、回転数変化 (加速度)

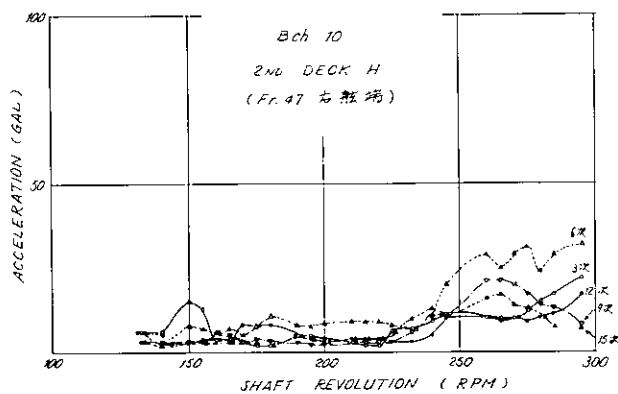
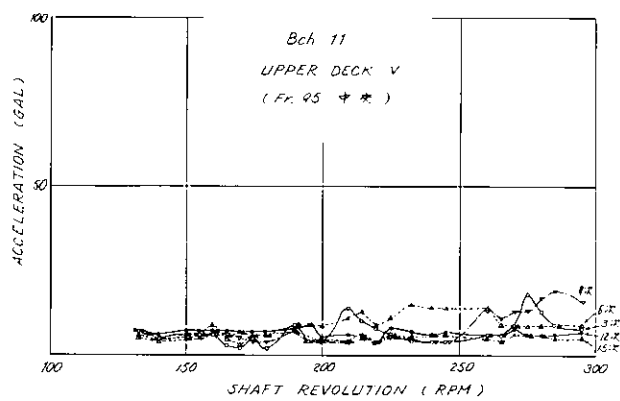
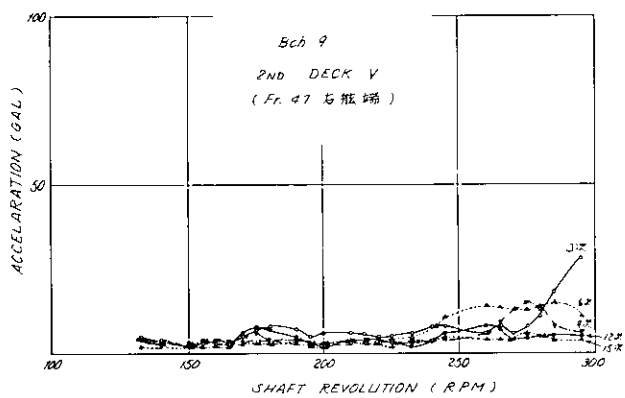


図 3. 4. 2 (c) 航走試験、回転数変化 (加速度)

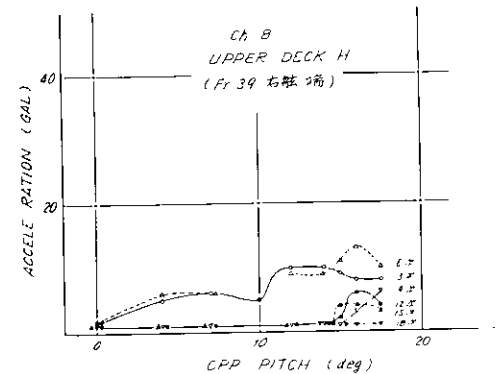
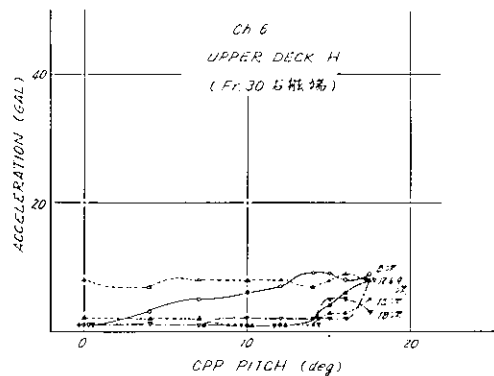
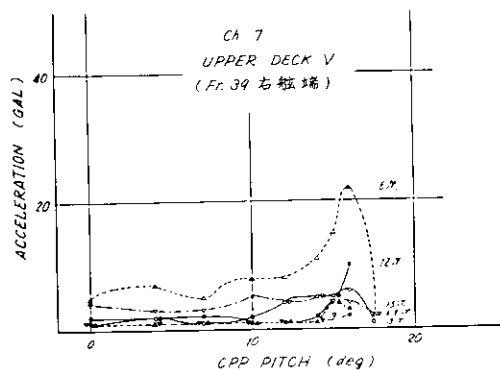
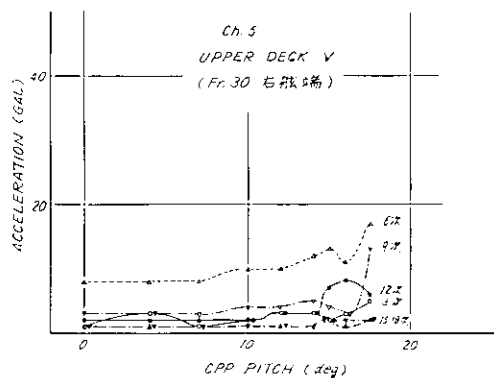
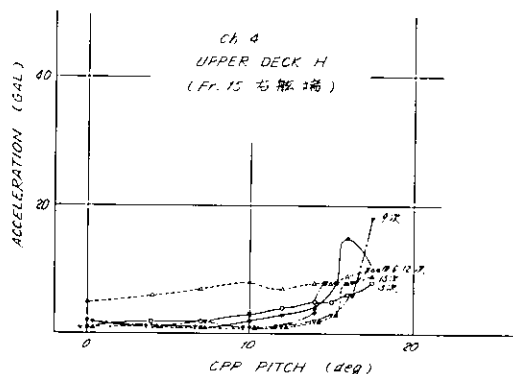
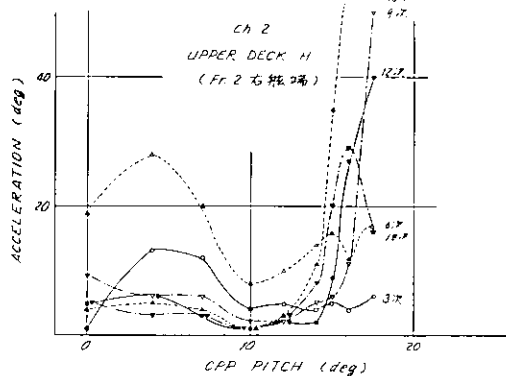
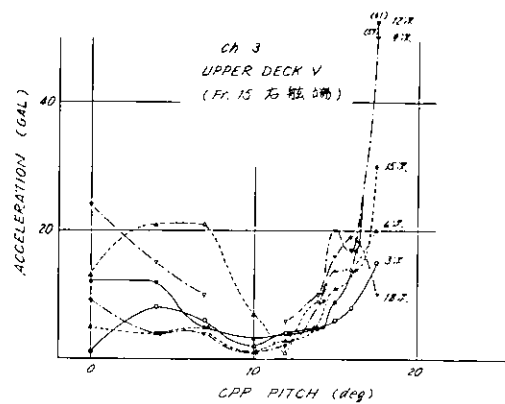


図3.4.3 (a) 航走試験C P P変化(加速度)

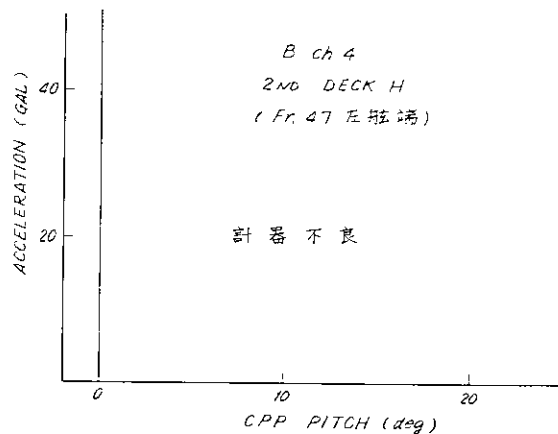
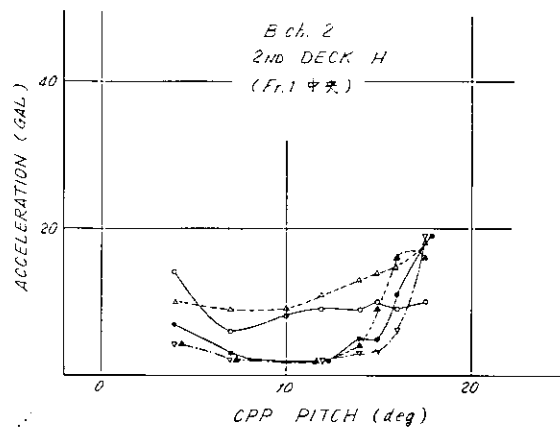
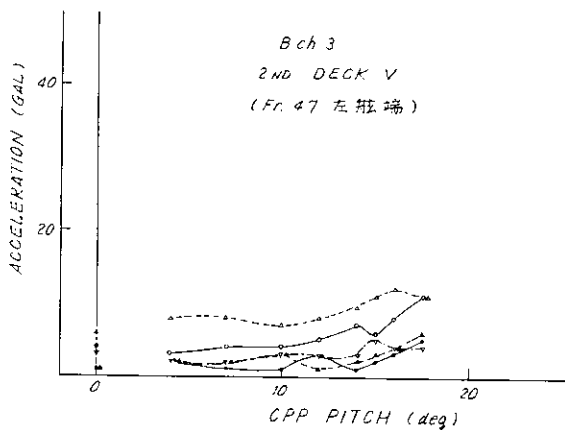
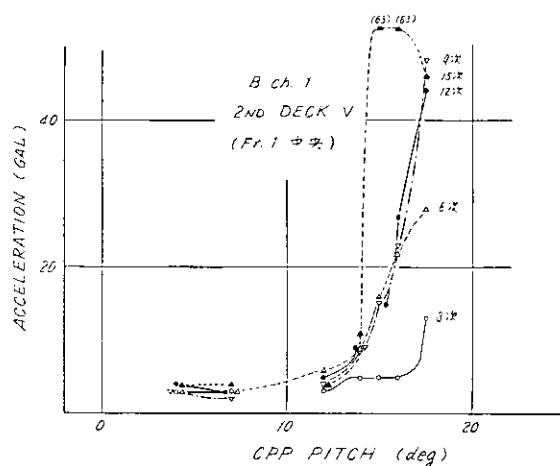
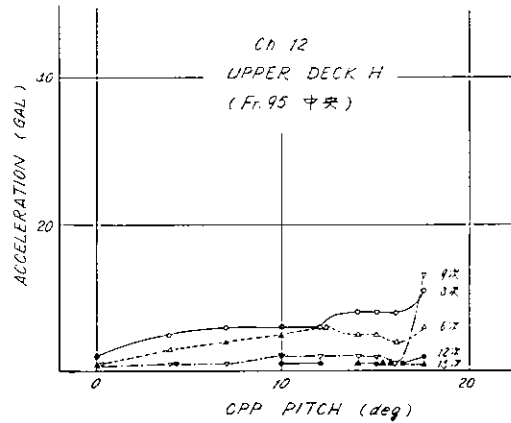
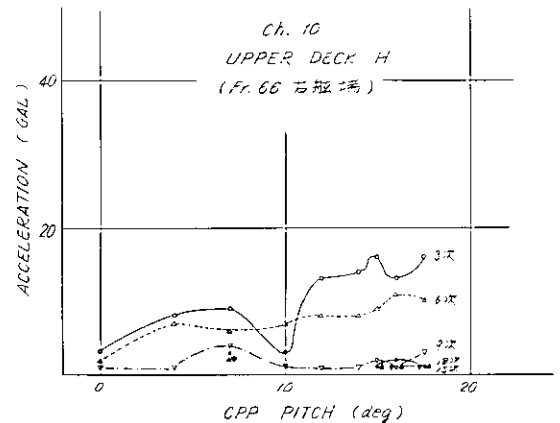
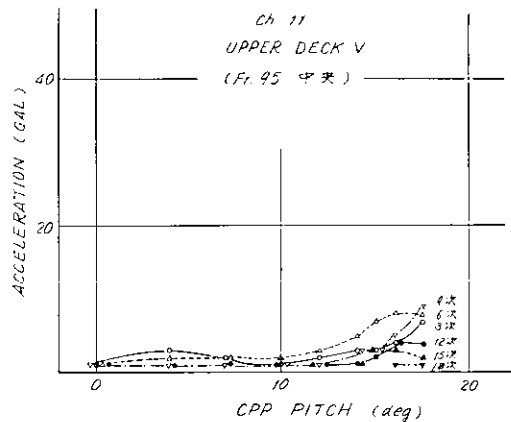
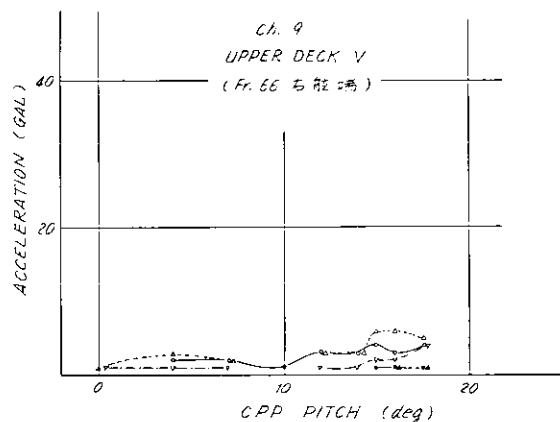


図 3.4.3 (b) 航走試験 CPP 変化 (加速度)

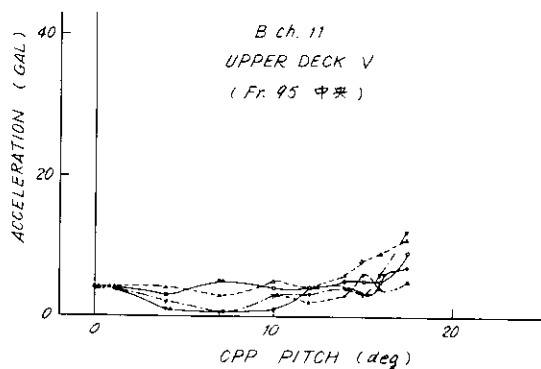
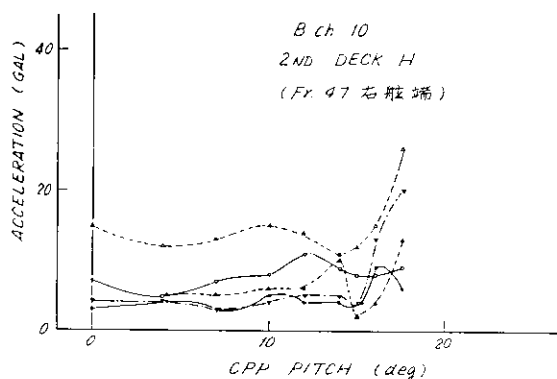
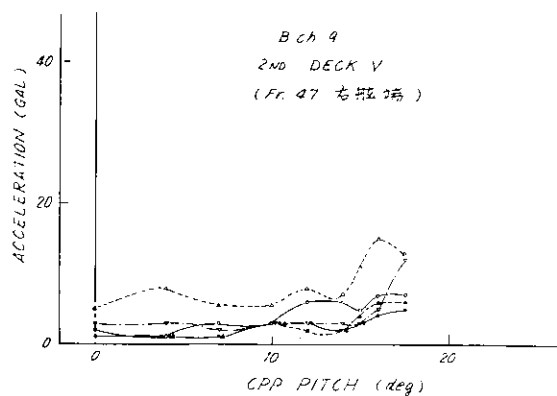


図 3. 4. 3 (c) 航走試験 CPP 変化 (加速度)

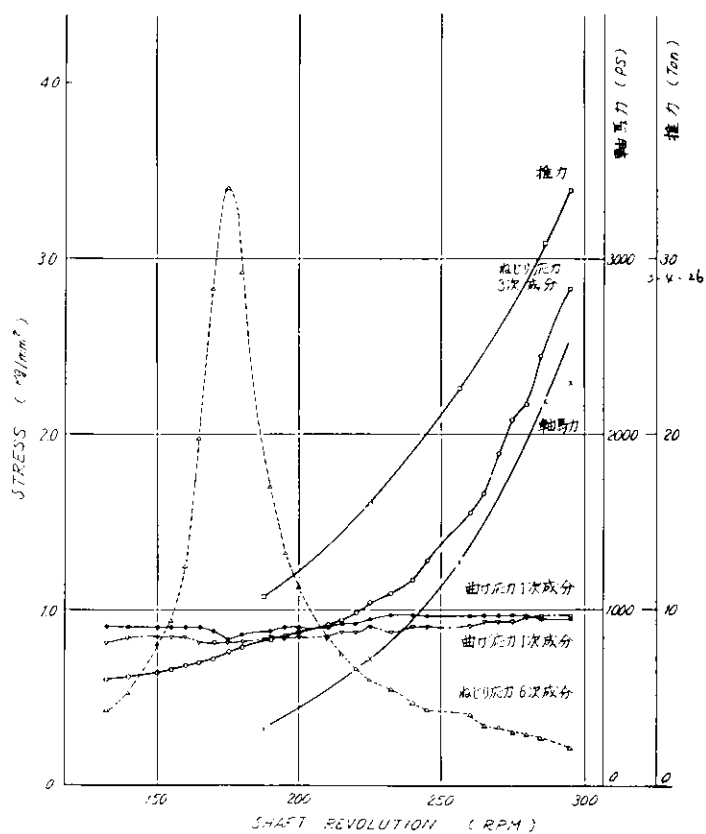


図 3. 4. 4 航走試験、回転数変化
(軸馬力、推力、曲げ、ねじり応力)

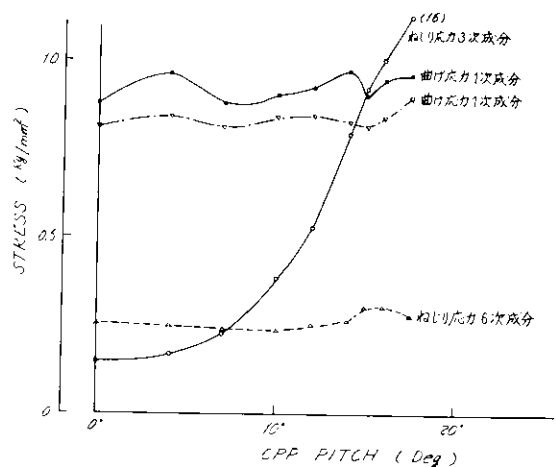
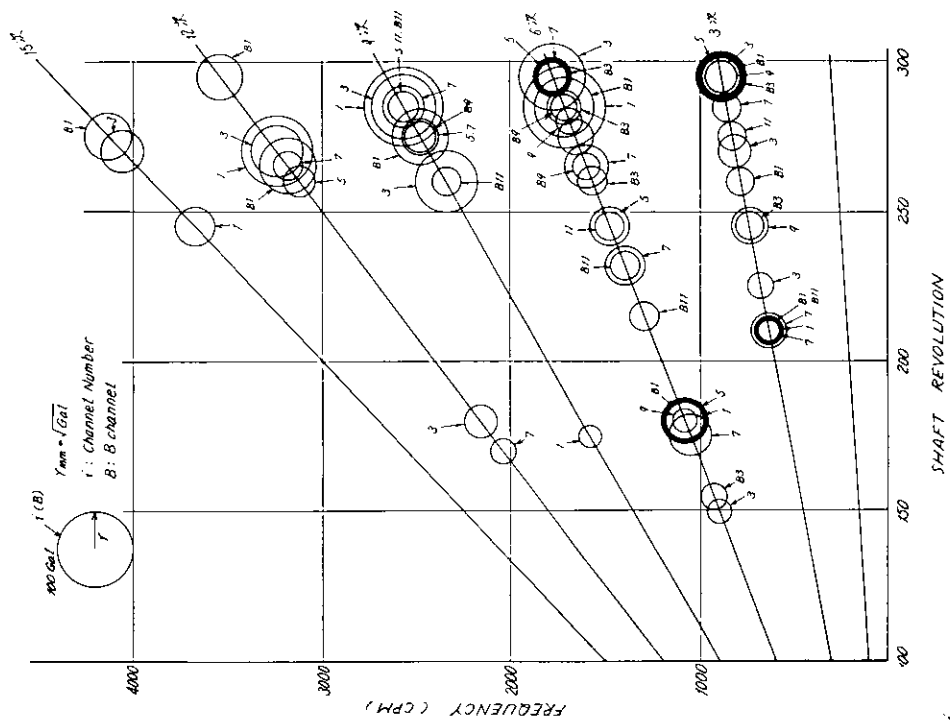
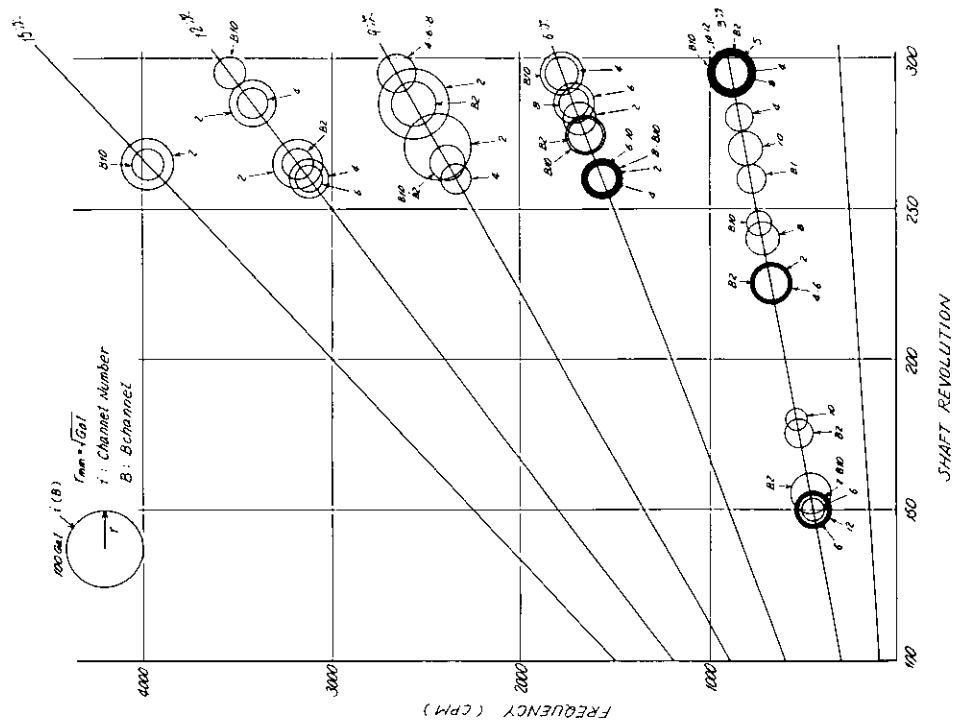


図 3. 4. 5 航走試験 CPP 変化
(曲げ、ねじり応力)



(a) 上下振動



(b) 水平振動

図 3.4.6 キャンベラルチャート

3.5 ペアリング・フォース

第2船第3海竜丸および第4船第11恵久丸においてペアリング・フォースを解析することを目的として、下記に示すような計測準備を行なつたが、第3海竜丸について発信アンテナが小さいことおよび受信アンテナ線の破断により計測不可能となり、第11恵久丸については確認試験のために出航する時点で、FMテレメータからの受信が不可能となり結局両船とも計測するまでに至らなかつた。

3.5.1 計 測 準 備

第3海竜丸についてはプロペラ軸に歪ゲージを貼りリード線をプロペラボンネット内に設けたFMテレメータ発信器に接続した。同ボンネット内には発信器の他にバッテリー、バッテリーON/OFF用の押しボタンスイッチを取り付け更に発信アンテナを図3.5.1のようにボンネットより突出させた。受信アンテナはボンネットの極く近くにあるラダーにアンテナ線を巻きつけその両端を船底、船側をはわせた後、上甲板へと導き受信器に取り付けることとした。

予行出航時にまず潜水夫によりバッテリースイッチをONにして受信アンテナ線を発信アンテナに接する程度にした所うまく受信したが、ラダーに巻き付けた時点で受信ができなくなり、更にプロペラが回転し始めた時点で受信アンテナ線が破断し受信不能となり計測を断念した。

第11恵久丸についてはプロペラ組立時に、図3.5.2に示すようにプロペラ軸のR立ち上り部に歪ゲージをはり、リード線をプロペラボス前部に新設したキャブ内のFMテレメータ発信器に接続する。同キャブ内にはFMテレメータ電源用のバッテリーを14個入れ、長時間発信可能となるよう工夫した。ゲージリード線と平行して発信器より発信アンテナに接続するリード線をはわせ、リード線端末は銅製のビスにハンダ付けし、そのビスの他端にアンテナ線をハンダ付けした。アンテナ線はリング状ベークライト板の溝にはめ込み、更に接着剤を流し込んでアンテナ線が断線しないよう工夫した。

受信アンテナは、発信アンテナと同様なベークライト製リングの溝部にはめ込み、更に接着をほどこした。その受信アンテナをロープガードが覆うように工夫した。図3.5.3に示すような位置に両アンテナを配置し、受信アンテナから受信器までのリード線は、船底より船側まで鋼製パイプの中を通し、水圧による断線を防ぐようにした。

プロペラが水没する前に零調整を行い、没水後受信可能なことを確認した。以上のように第3海竜丸の経験に基づいて大幅な改正を行ない、係留運転後の受信確認には至つたが、確認試験時には何らかの原因で受信不可能となり、本計測を断念せざるをえなかつた。

3.5.2 故 障 原 因

第11恵久丸のFMテレメータが受信不可能となる原因としては、キャブのシール不良による海水侵入によるバッテリーの電圧低下、14個のバッテリーのうちの1個の電圧が低いための長時間放置後における電圧低下、受信・発信アンテナの破断、リード線の断線、アンテナ端末処理不良によるアンテナの接地が考えられるが、次回ドックインまでプロペラ囲いを検査できないために、また検査できたとしても長時間が経過してしまうために、原因追求は全く不可能である。

なお、今回の計測の収穫として超短波の水中伝達が可能であることが確認され、従来プロペラ軸を中空としてひずみゲージのリード線を船内に導いて計測を行なつていた方法に比して、軸の穴明け作業が不要となり、実際の軸系についてそのまま計測することが可能になつた。

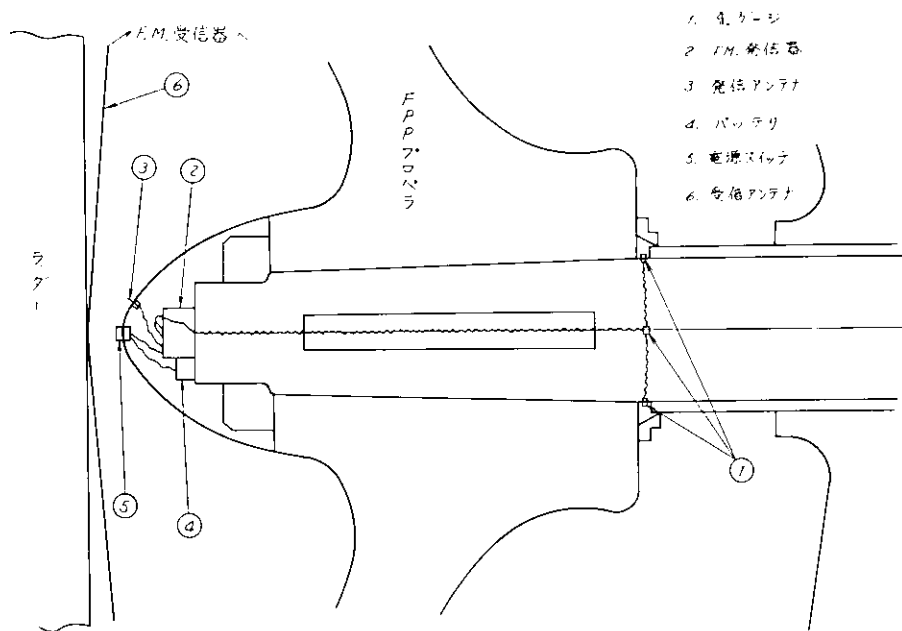


図 3. 5. 1 歪ゲージ、FMテレメータ取付位置

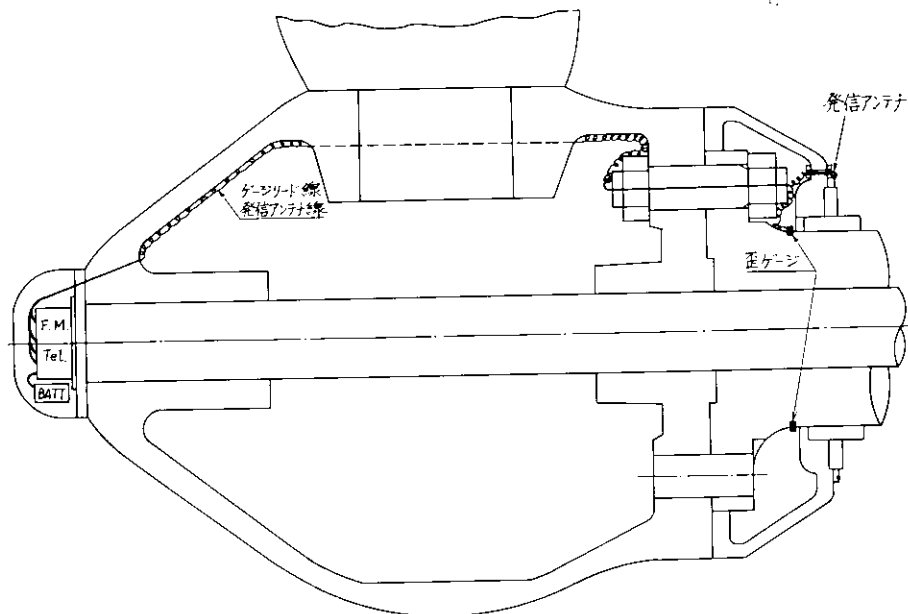


図 3. 5. 2 歪ゲージ、FM発信器配線図

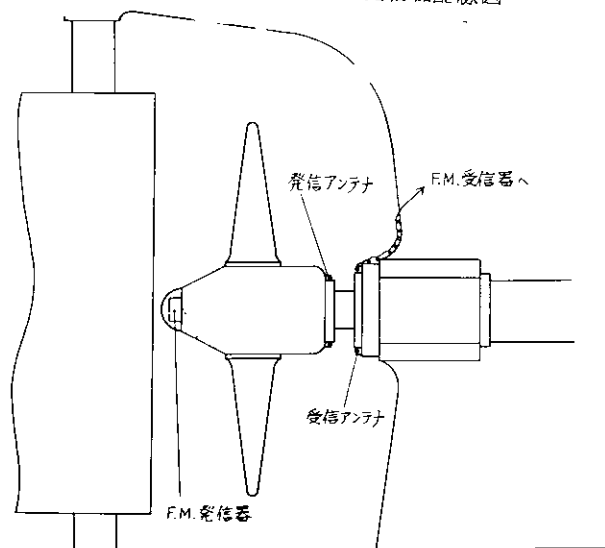


図 3. 5. 3 送受信アンテナ取付図

4 模型船による水槽試験

4.1 推進性能（水戸丸）

本試験の目的は、漁船の模型としては大型な模型船を使用して漁船船型のプロペラ位置における流れの特性を把握すると同時に、推進性能上よりみた模型と実船との相関を求めることにある。

試験に使用された模型船および模型プロペラの主要目等を表4.1.1および表4.1.2に示す。

4.1.1 プロペラ位置における伴流

プロペラ位置での流速、流向分布が、模型船速度2.502 m/s（フルード数 $Fn = 0.32$ ）で表4.1.3中に示される状態について計測された。計測には5孔ピトー管を使用した。

図4.1.1に、プロペラ面内における無次元化された流速分布を示す。Vはその点における流速で、 V_M は模型船の速度である。Wは伴流係数と呼ばれる。 $1 - W$ の値が0すなわち $W = 1$ ということは、水が船にくっついて流れていることを意味し、また $1 - W$ が1ということは水が静止していることを意味している。このように考えて図4.1.1をみれば、プロペラ面の上部では船にくっついて進んでいる流れの領域が存在し、下部では静止領域あるいは船の進行方向とは逆向きの流れが存在していることが分る。このように逆向きの流れの領域が広いことは漁船船型の特有の現象と考えてよい（48年度の新栄丸においても同じである。）。

図4.1.2には、プロペラ面に投影された流向ベクトルが示されている。プロペラ面における流れの方向はほとんど下から上に向う流れとなっており、タンカー船型などでよく観察される渦状流れはあまりみられない。

図4.1.3には、半径ごとの流速分布が示されている。この図からプロペラ1回転中において、翼が真上を向いている時は無次元化された流速（すなわち $1 - W$ の値）にして0.3～0.4の流れの中で作動し、 $\theta = 90^\circ \sim 160^\circ$ では、1.0あるいはそれ以上の流れの中で作動していることになる。このようにプロペラが速度変動幅の非常に大きい流れの中で作動していることが漁船のプロペラの特長ともいえる。

図4.1.4には、半径ごとの円周方向流速分布が示されている。本供試船は一軸であるので、プロペラを右まわりにしようが、左まわりにしようが推進性能は変化しないが、2軸船の場合には一般に円周方向流速分布の様子によつて外まわりがよいかあるいは内まわりがよいかが決定される。

図4.1.5には、半径ごとの平均伴流値が示されている。全円にわたつての平均伴流値は $W_M = 0.137$ であった。

表 4.1.1 模型船主要目等（水戸丸）

番	号	M. S. 0227
長	さ	$L_{pp} = 6.000 \text{ m}$
		$L_{dwl} = 6.582 \text{ m}$
幅		$B = 1.194 \text{ m}$
計画吃水		$d = 0.482 \text{ m}$
縮	率	$3.9200 / 6.000 = 6.53 (= \alpha)$

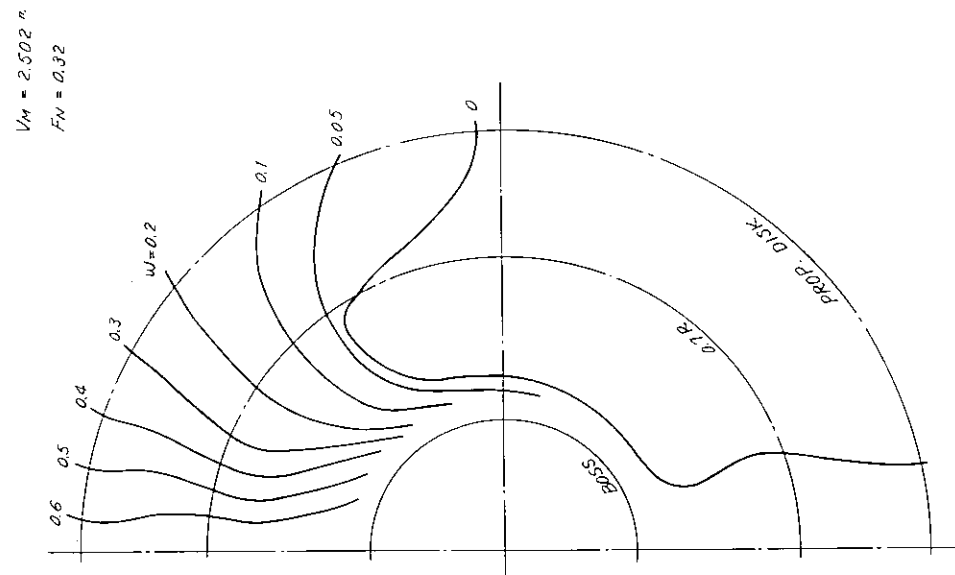


図 4.1.1 プロペラ位置における併流分布 (水戸丸)

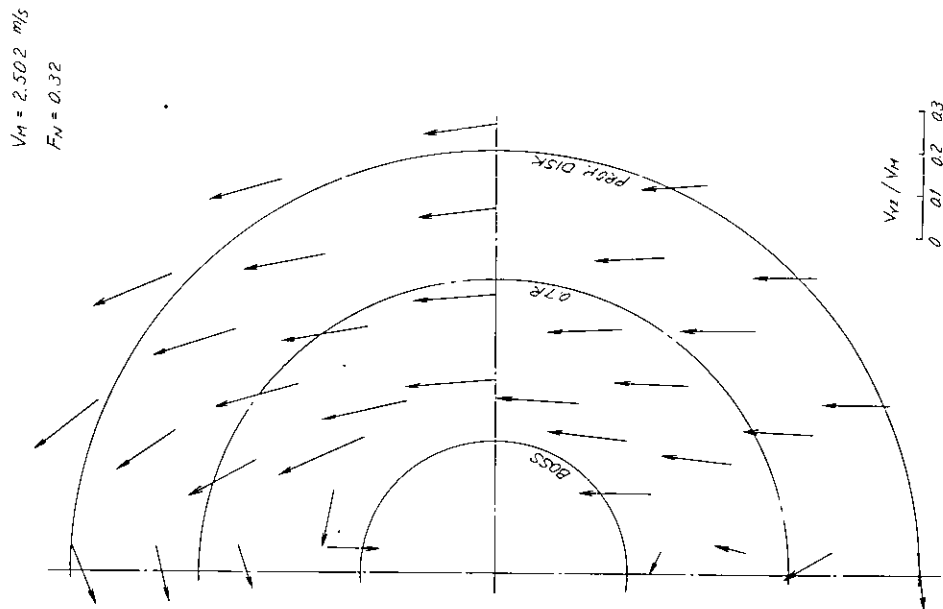


図 4.1.2 プロペラ面に投影された流向ベクトル (水戸丸)

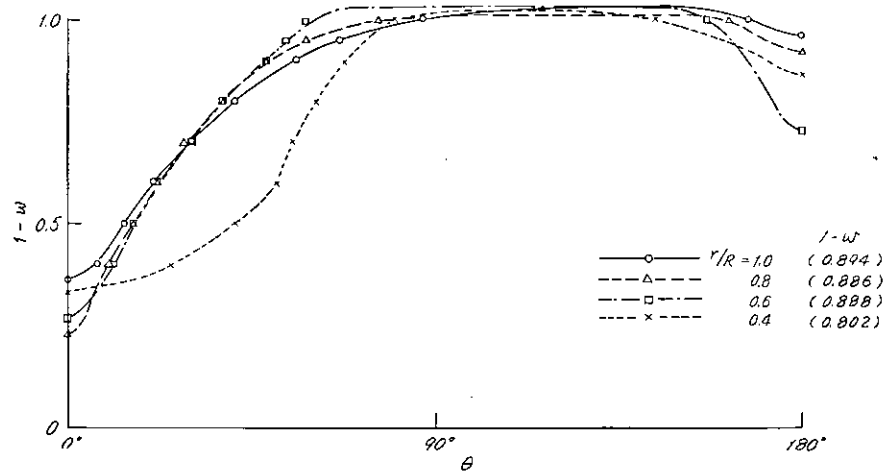


図 4.1.3 各半径ごとの速度分布

M.S. No. 0227

$V_M : 2.502 \text{ m/s}$

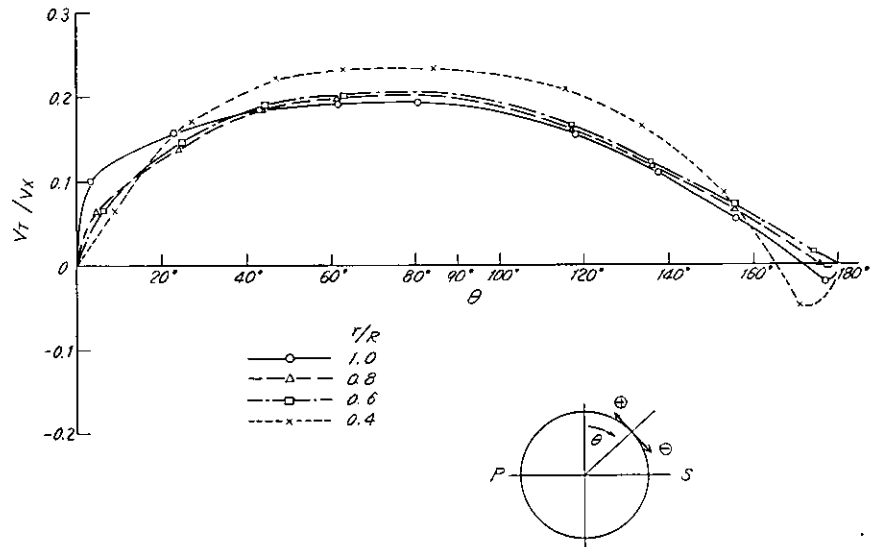


図 4.1.4 半径ごとの円周方向速度分布

M.S. NO. 0227

$V_M = 2.502 \text{ m/s}$
 $F_N = 0.32$

$W_N = 0.137$

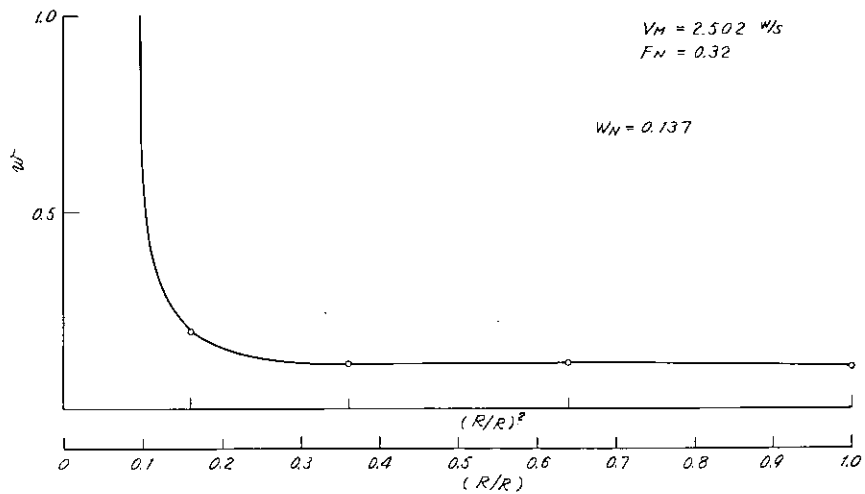


図 4.1.5 半径ごとの平均伴流分布

表 4.1.2 模型プロペラ主要目等（水戸丸）

番 号	M.P. 0108
直 径	$D = 0.297\text{ m}$
設 定 ピ ッ チ 角	$15^{\circ} 00'$
全 ピ ッ チ 角	$25^{\circ} 18'$
翼 数 z	3

4.1.2 抵抗および自航試験結果

各試験状態を表 4.1.3 に示す。

抵抗試験結果を図 4.1.6 に示す。抵抗試験結果から求められた剰余抵抗の無次元係数を図中の R_R で示した。実船の摩擦抵抗の推定にはシエンヘルの式を使用した。ただし表面粗度修正量として $\Delta C_F = +0.8 \times 10^{-3}$ を加えた。¹⁾ 推定して求められた実船の全抵抗の無次元値を図中の RTS で示した。なお、図中の C_{RP} とは平板の摩擦抵抗係数を意味する。

実船の有効馬力を推定したものが図 4.1.7 である。

自航試験結果を図 4.1.8 に示す。計測された回転数 n 、スラスト T 、トルク Q は無次元形の n' 、 t' 、 Q' で示されている。ただし使用したプロペラのピッチ角は、全ピッチ角で $25^{\circ} 18'$ に固定されている。

プロペラ単独性能曲線を図 4.1.9 に示す。

自航試験結果とプロペラ単独性能を使用して解析した自航要素を図 4.1.10 に示す。 $1 - \eta$ 、 η_R については一般に尺度影響 (scale effect) はほとんどないとされている。さらに本船模型は Scale ratio が約 6 でしかも対応実船が小さいため、 $1 - W$ についても Scale effect はほとんどないと考えてよい。したがって推進効率 η は $\eta(M) = \eta(S)$ とした。

実船の伝達馬力 DHP は、 $DHP = EHP/\eta(S)$ で求められ、更に実船の軸馬力 SHP は $SHP = DHP/\eta_D$ ($\eta_D = 0.98$ と仮定) として求めた。このようにして水槽試験から得られた実船馬力推定曲線を図 4.1.11 に示す。

表 4.1.3 各種試験状態等（水戸丸）

	伴流計測	抵抗試験	自航試験	実船対応値
吃水 $d_A(m)$	0.6153	"	"	4.020
$d_F(m)$	0.4041	"	"	2.640
トリム (m) by stern	0.2112	"	"	1.380
排水量 (m^3)	2.223	"	"	619.92
浸水表面積 (m^2)	—	10.7996	"	460.97
試験日	S 49.10	"	"	S 49.5.20
水 温	20.0℃	20.2℃	20.0℃	23.0℃
試験水槽	400m 水槽	"	"	

4.1.3 模型と実船との相関

図 4.1.11 中には ⊙ 印で実船による試験結果が示されている。模型による試験結果と実船での速力試験結果

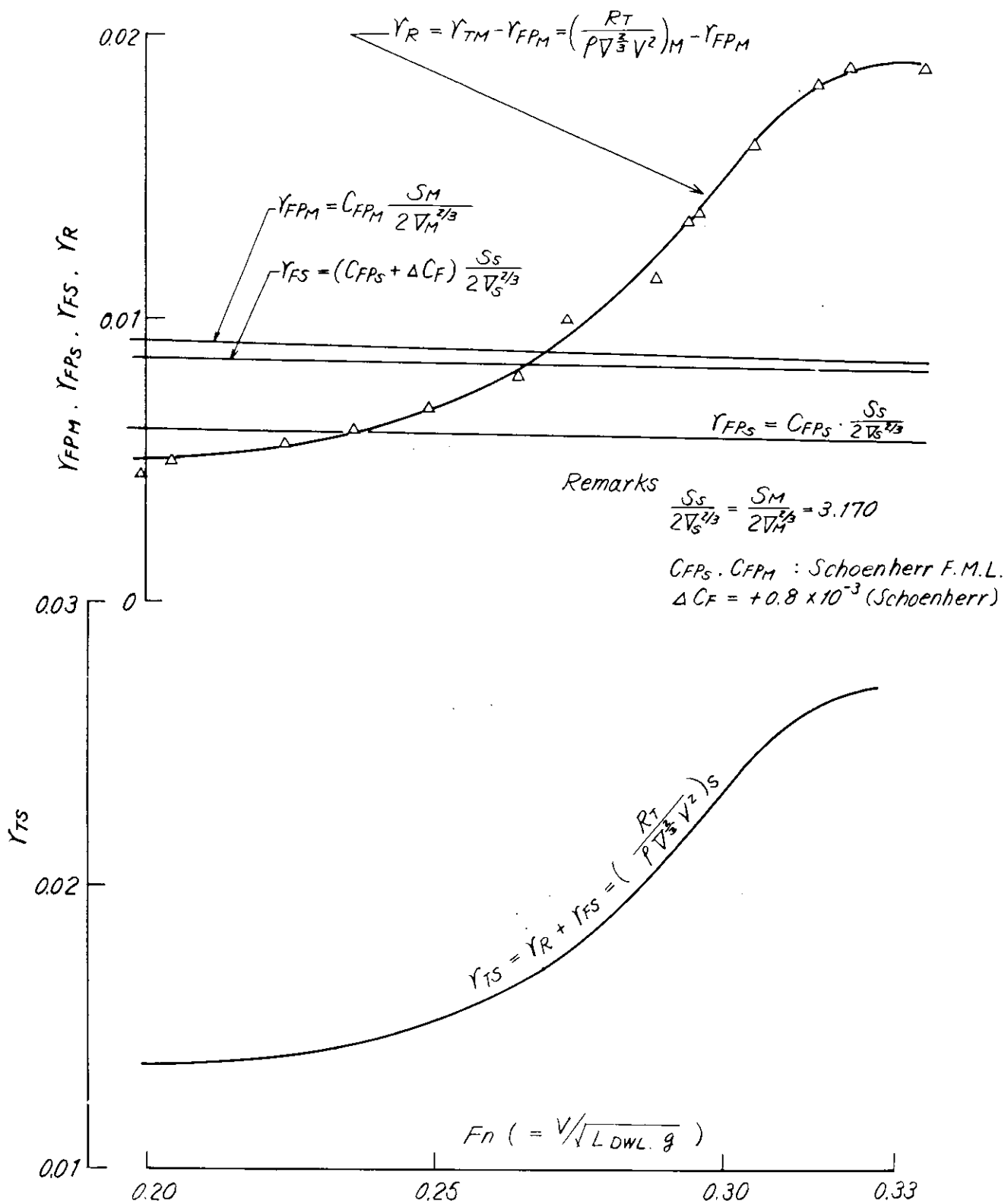


圖 4.1.6 抵抗試驗結果 (水戸丸)

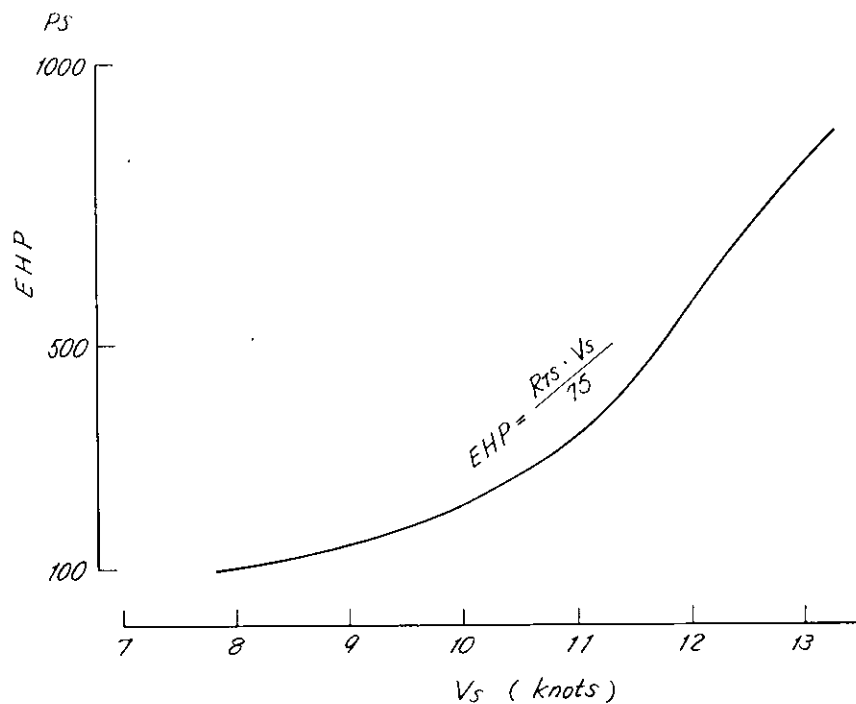


図 4. 1. 7 実船の有効馬力推定曲線 (水戸丸)

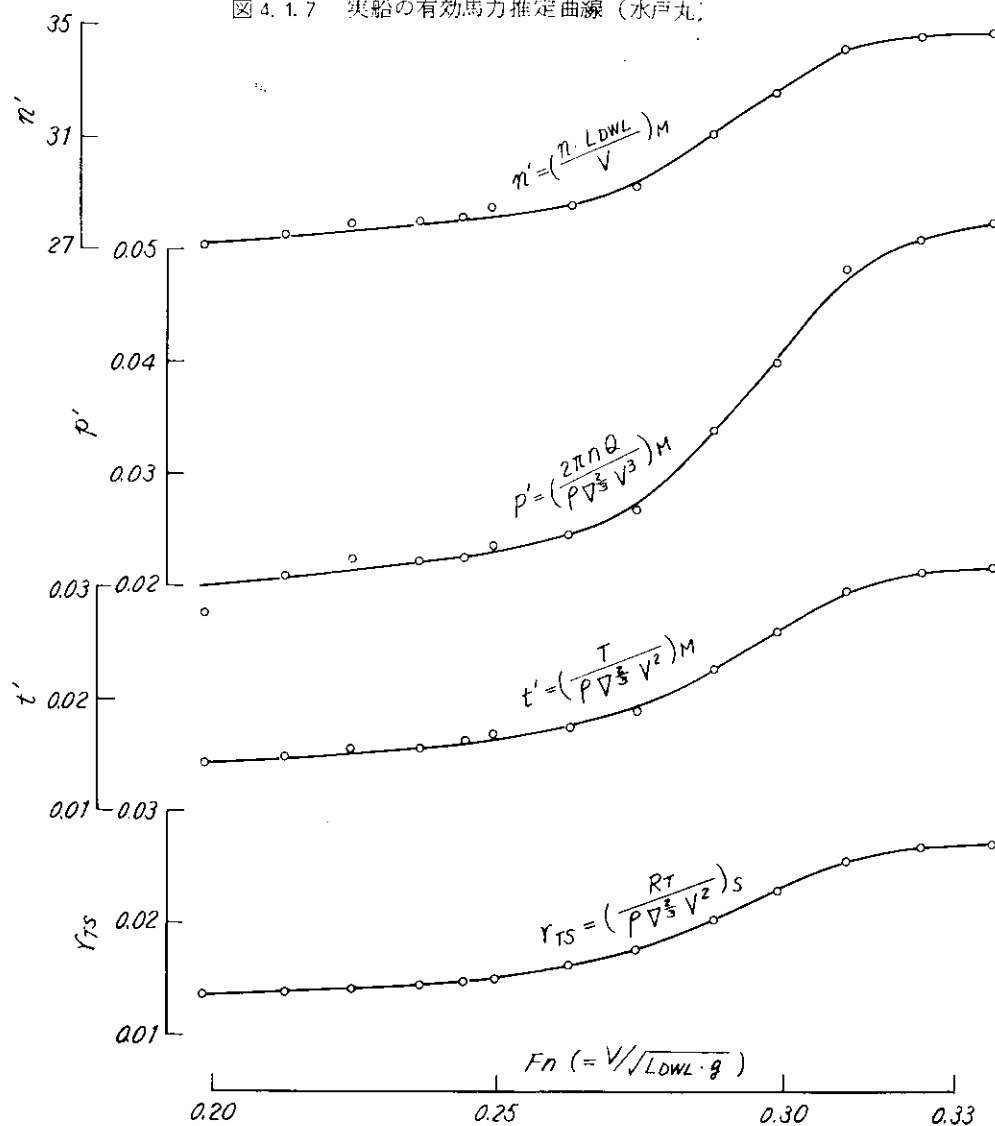


図 4. 1. 8 自航試験結果 (水戸丸)

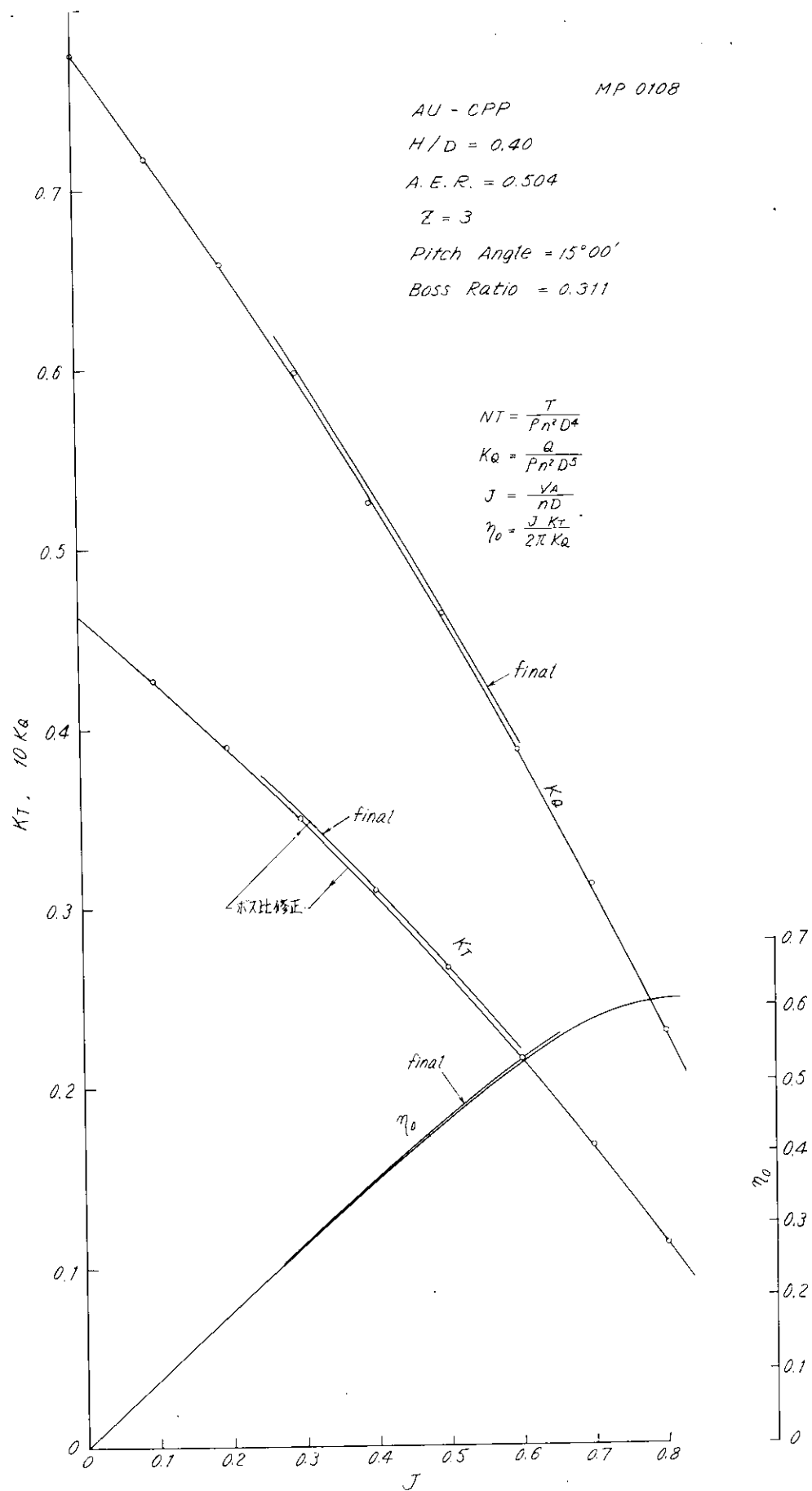


図 4.1.9 プロペラ単独性能曲線

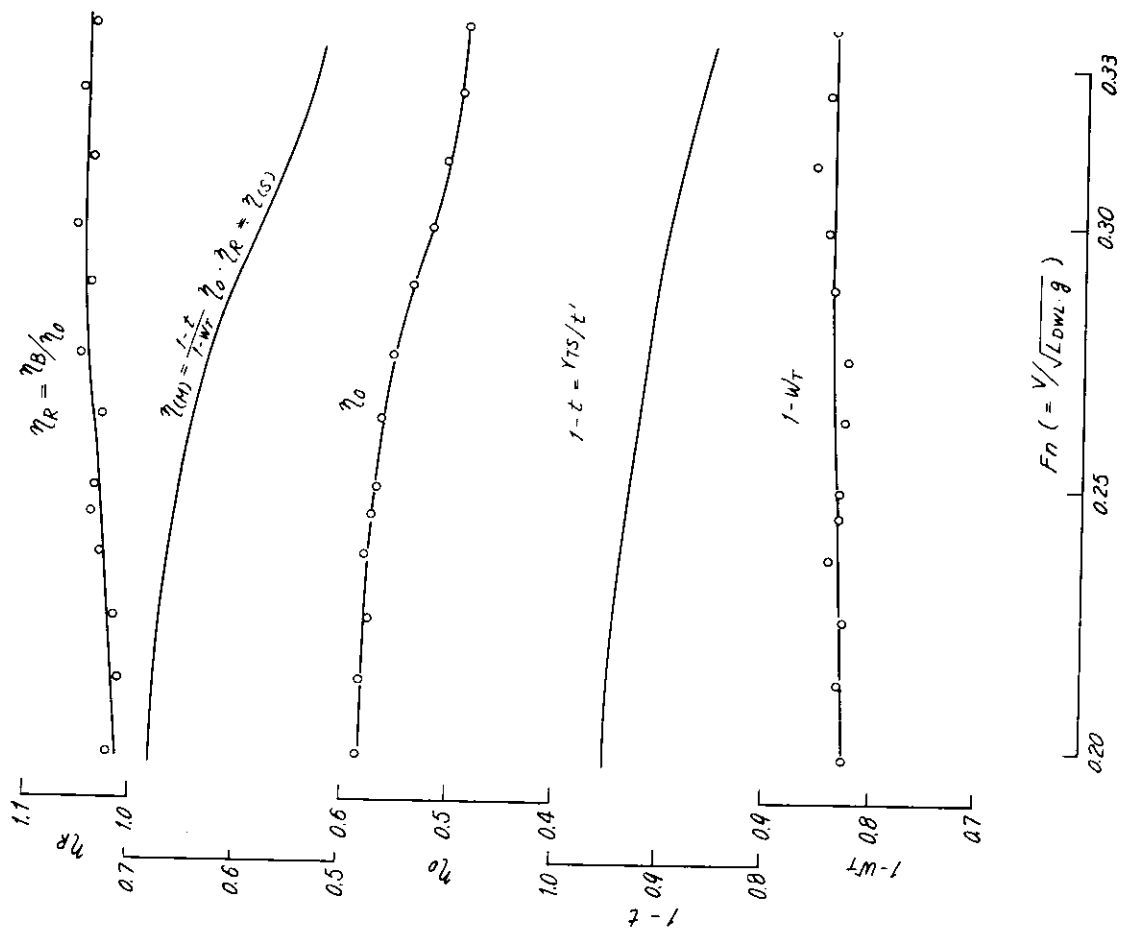


図 4.1.10 自航要素等 (水戸丸)

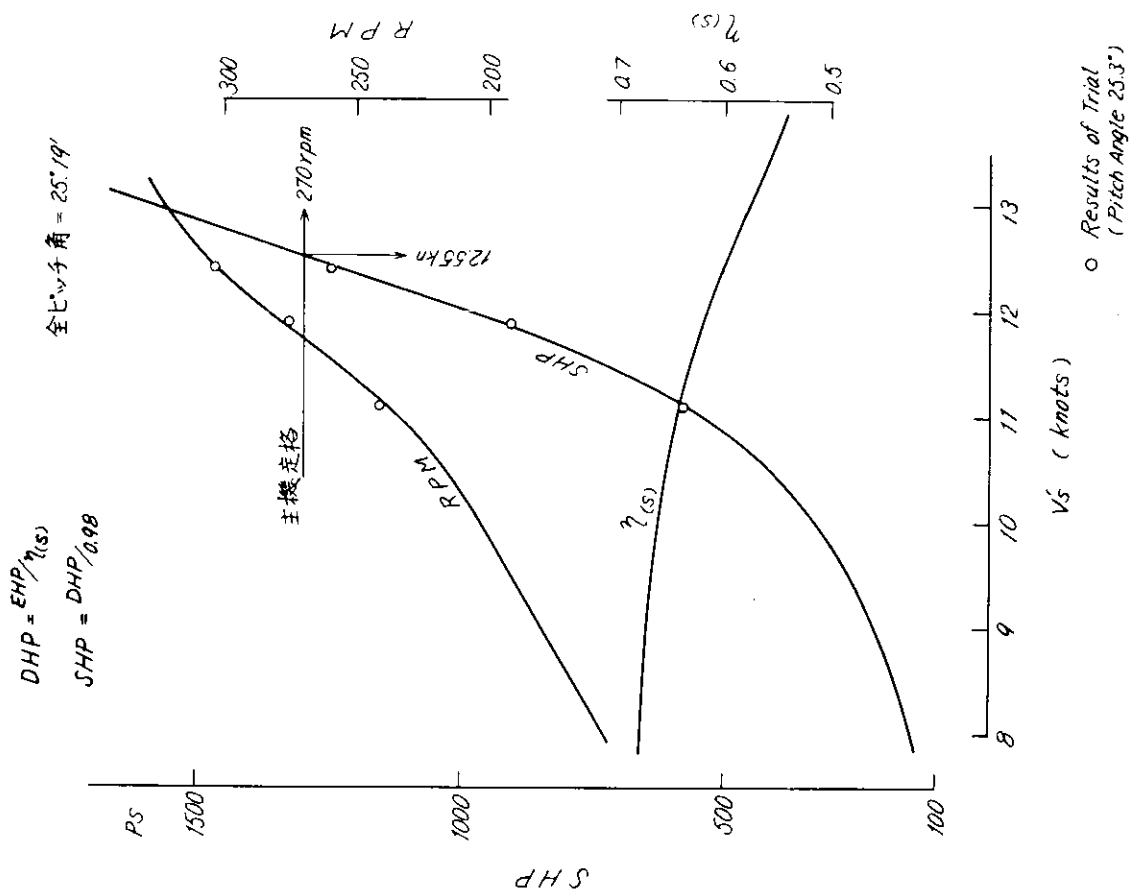


図 4.1.11 実船の馬力曲線等 (水戸丸)

とは非常によく一致している。なお、実船での試験はプロペラ回転数を一定にしてピッチ角を変化させた場合とピッチ角を一定にしてプロペラ回転数を变化させた場合について実施された。しかし両状態について模型試験を実施することは時間的に不可能であつたので、模型試験は、ピッチ角を一定にして、回転数を变化させた状態に対応した場合のみについて実施された。

4. 1. 4 結 論

以上に述べた実験結果等を要約すれば

- (1) プロペラ位置におけるプロペラ円内の流れには、伴流値 $W \leq 0$ を示す領域が $\theta = 90^\circ \sim 170^\circ$ の範囲にかなり存在する。しかも $\theta \sim 0^\circ$ では、 W の大きな値を示す領域が存在する。このためにプロペラ 1 回転中の W の変動幅が大きく、したがつてキャビテーション防止の観点からのプロペラ設計は、他の船型に比較してむずかしいと思われる。
- (2) 長さ $6m \sim 7m$ の模型船を使用した試験結果から実船の推進性能を推定する際には " $1 - \tau, \eta, 1 - W$ に尺度影響がない" という仮定の下に推定を行つても十分な精度をもつ結果が得られるようである。

4. 2 プロペラ起振力 (新栄丸、水戸丸)

4. 2. 1 静 水 中

(1) 模型と実船とのサーフェス・フォースの比較

先ず新栄丸について述べる。

模型と実船との水圧変動および位相の関係を図 4. 2. 1 に示す。両者には大きな差異が存在する。実船の水圧変動振幅は、模型あるいは平板を用いての計算結果の 7 ～ 8 倍となつている (注：大型コンテナ船については、約 3 倍程度である)。このように模型と実船とで大幅に差異の生ずる主原因は、実船においてのみ発生するプロペラ・キャビテーションによるものである。さて、漁船の水圧変動振幅が模型の 7 ～ 8 倍、一方大型コンテナ船では約 3 倍といったように船型により差異の存在するのは次のような現象によるものであろう。

通常の伴流分布中で作動するプロペラの翼面上に発生するキャビテーションの水圧変動におよぼす影響は 2 ～ 3 倍程度である (図 4. 2. 2 中の Cond. A のようなキャビテーション)。しかし漁船の場合には Cond. B のような現象が付加されて水圧が急激に増加し、その結果 7 ～ 8 倍といった値になつたものと思われる。この Cond. B の現象が実際に発生しているかどうかについては、プロペラ直上の外板がしばしば光つていることがあるという事実が間接的な裏付けになつてゐるのではないかとと思われる。

なお、Cond. A のようなキャビテーションが発生しているとして、サーフェス・フォース (片振幅トン) を計算してみると次のような値が得られる

実船における水圧変動 計算結果よりの計算値：	1.3
計 算 値 2)：	1.7

また、船体汚損により船尾振動が増加する場合もある。これは図 4. 2. 3 に示されるように⁵⁾船体汚損により伴流集中がプロペラ上方すなわち $\theta \sim 0^\circ$ 付近におこり、キャビテーションの発生が増加し、その結果船尾振動が増加したものであろう。

次に翼数を $Z = 3$ から $Z = 4$ に変化させた場合の水圧変動振幅の変化状況を図 4. 2. 4 および図 4. 2. 5 に示

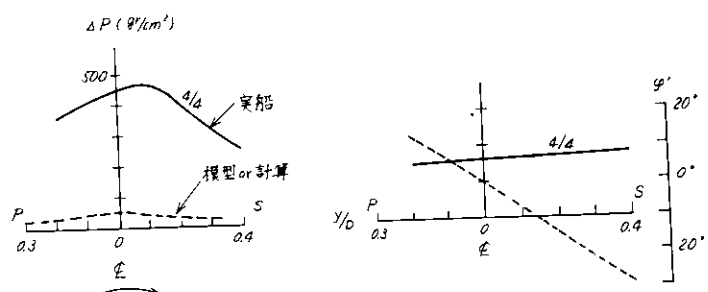


図 4.2.1 船尾まわりの水圧変動振幅
ならびに水圧変動位相
(実船と模型との比較)(新栄丸)

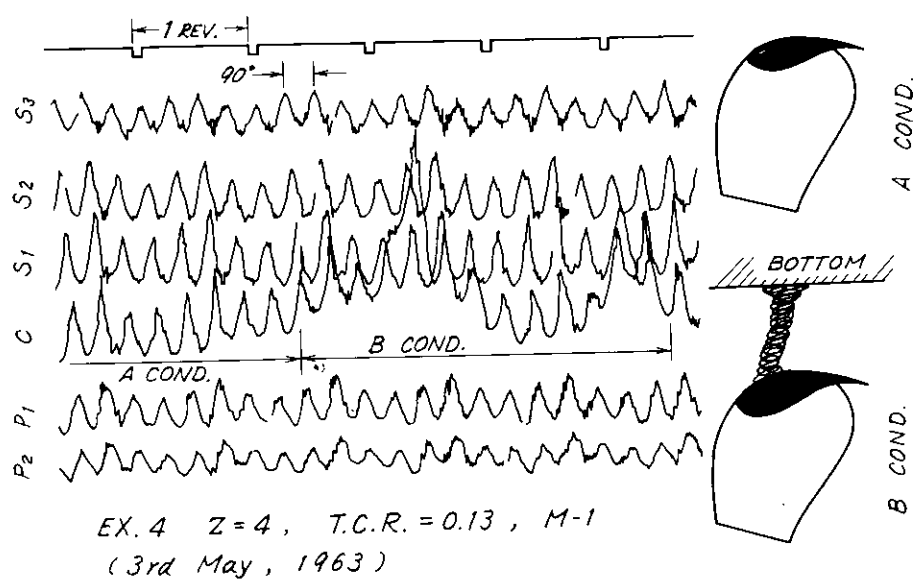


図 4.2.2 プロペラ・キャビテーションが外板と
連結された際の水圧変動

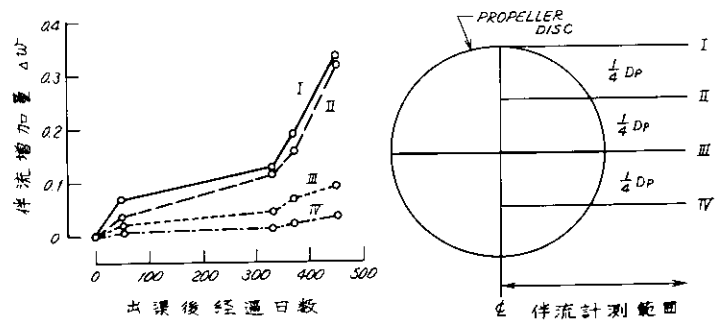


図 4.2.3 船体汚損と伴流分布との関係

す。模型試験結果によれば、 $Z=3$ を $Z=4$ に変更することにより約30～40%水圧変動振幅が小さくなる。

次に水戸丸の船尾まわりの水圧変動振幅の分布状態を図4.2.6に示す。

〔注〕詳細については参考文献2)を参照のこと。

(2) ベアリング・フォース（新栄丸、水戸丸）

一般にベアリング・フォースとは次の6成分を指している。すなわち、スラスト変動、トルク変動、スラスト変動によるベアリング・モーメント（水平、垂直）およびトルク変動によるベアリング・フォース（水平、垂直）である。しかし以下本項中で述べる場合には、それぞれの成分について呼ぶことにする。

(a) 計測結果（新栄丸）

一翼あたりのスラスト変動計測結果を図4.2.7に示す。得られた一翼あたりのスラスト変動計測結果よりベアリング・モーメントが計算できる。一翼あたりのトルク変動計測結果も同時に得られている。一翼あたりのトルク変動よりベアリング・フォースが計算できる。

(b) 理論計算⁴⁾結果

理論による一翼あたりのスラスト変動計算結果も図4.2.7に示されている。周辺条件を考えれば、現在問題にしているようなスラスト変動およびベアリング・モーメントのオーダを求める場合には、理論計算を採用しても十分役立つものと思われる（位相については、実験と理論との不一致が目立つ。SR142部会で実施された研究では、位相関係も理論と実験とはよく一致した）。またトルク変動についても、実験値と計算値とはスラスト変動の場合と同程度の精度で一致している。さらに $Z=4$ についても同じ結果が得られている。

このような理由から、6成分を計算するにあたっては、すべて理論計算により処理することにした。

$Z=3$ および $Z=4$ についての計算結果を図4.2.8および図4.2.9に示す。スラスト変動率およびトルク変動率に関しては、3翼と4翼とではほぼ同じ値を示すが、ベアリング・フォースおよびベアリング・モーメントは3翼の方が4翼の場合よりかなり大きい値を示す。この事実は、プロペラ円内の船尾流速の調和解析結果において、3次成分と4次成分とがほとんど同じであることから容易に想像しうる。

$Z=4$ を採用した場合の優位性は図4.2.8および図4.2.9から明らかである。

水戸丸についての理論計算結果を図4.2.10および図4.2.11に示す。水戸丸の結果と直接新栄丸のそれと比較することの是非はさておき、水戸丸の方がいく分低い値を示しているようである。

(3) 結 論

(a) 実船における船尾水圧変動は、模型のそのの（4～7）倍程度となるが、この主原因はプロペラ翼面上に発生するキャビテーションおよびこれと外板とを連結するVortexによる影響とが相加されたものと考えられる。またキャビテーション判定図表上（通常バリのチャートと呼ばれている）において、大型コンテナ船型の場合と比較して σ の値が大きいことにもよるのかもしれない。

これらの現象は、船尾伴流分布状態によつて大きく作用されることは勿論である。

(b) $Z=3$ を $Z=4$ に変更すれば、スラスト変動およびトルク変動を増加させることなく、ベアリング・モーメントおよびベアリング・フォースを減少させ得る。

また同時に水圧変動減少の観点からも有利である。

(c) 船体汚損による船尾振動発生の原因が類推し得た。

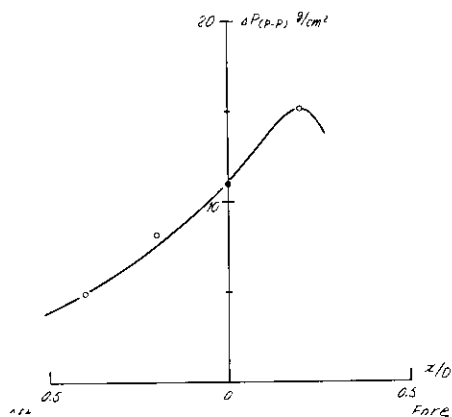
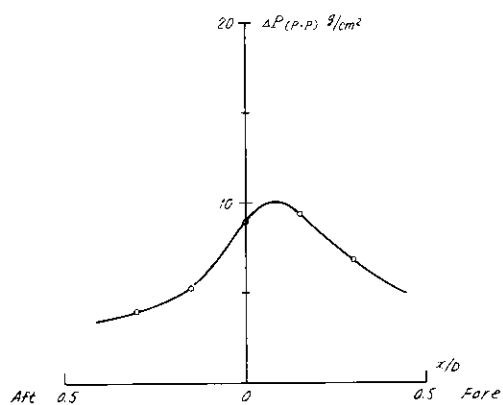
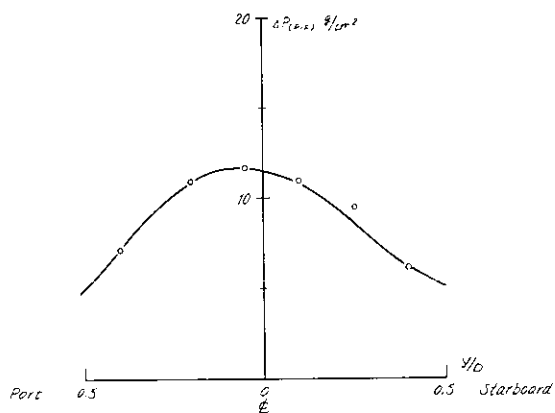
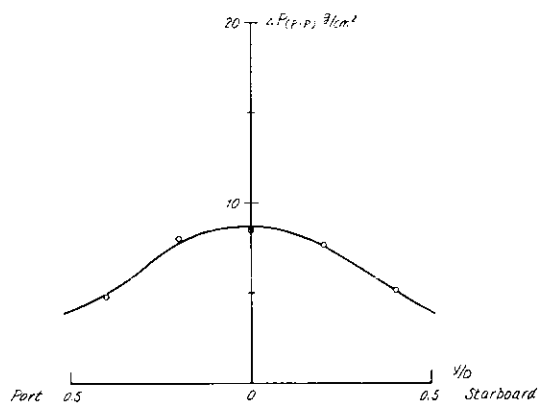


図 4. 2. 4 船尾まわり水圧変動振幅の分布
($Z = 3$, 新栄丸)

図 4. 2. 5 船尾まわり水圧変動振幅の分布
($Z = 4$, 新栄丸)

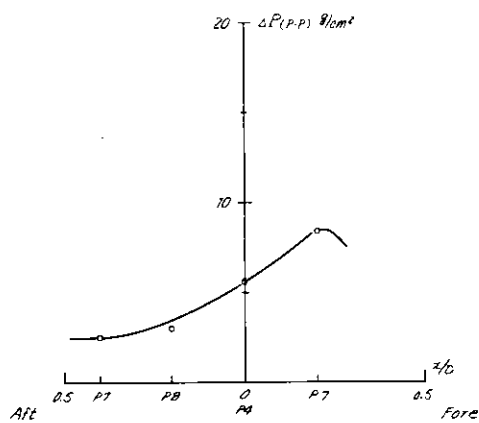
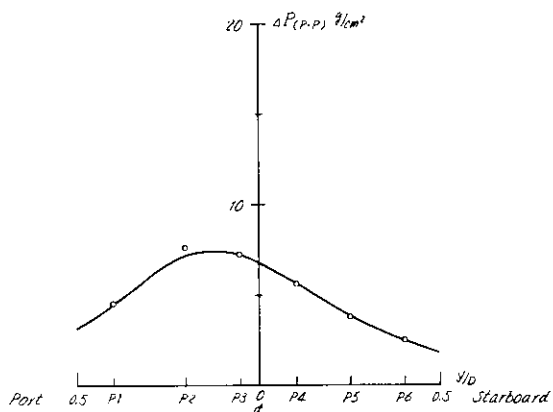


図 4. 2. 6 船尾まわり水圧変動振幅の分布
($Z = 3$, 水戸丸)

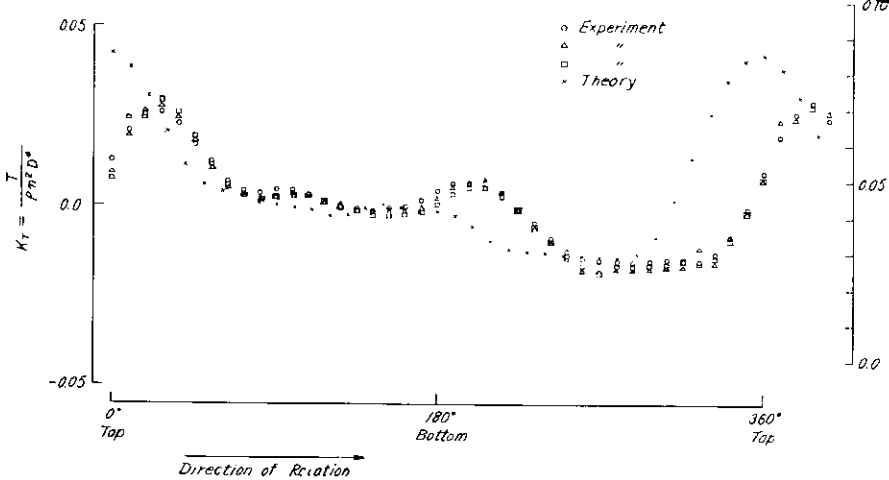


図 4. 2. 7 一翼あたりのスラスト変動 (新栄丸)

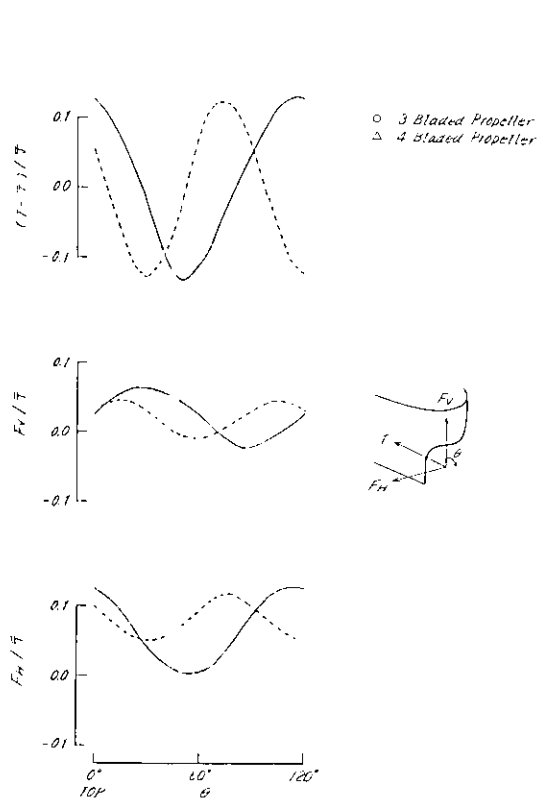


図 4. 2. 8 スラスト変動およびベアリング・フォース (新栄丸)

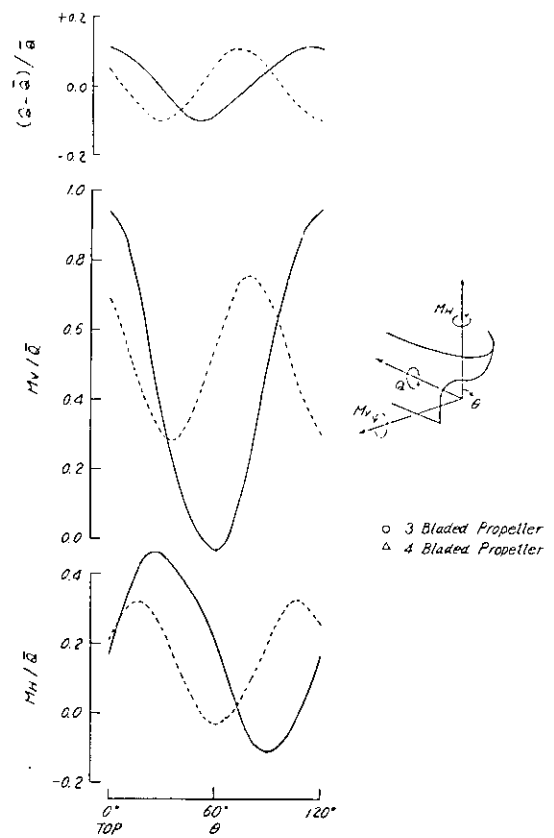


図 4. 2. 9 トルク変動およびベアリング・モーメント (新栄丸)

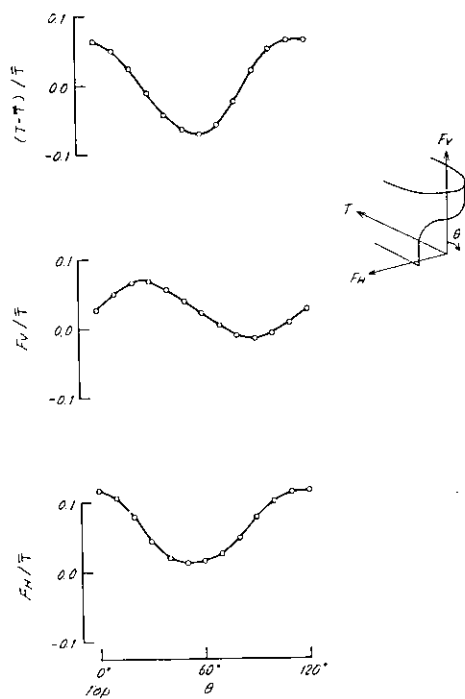


図 4. 2. 10 スラスト変動およびベアリング・フォース (水戸丸)

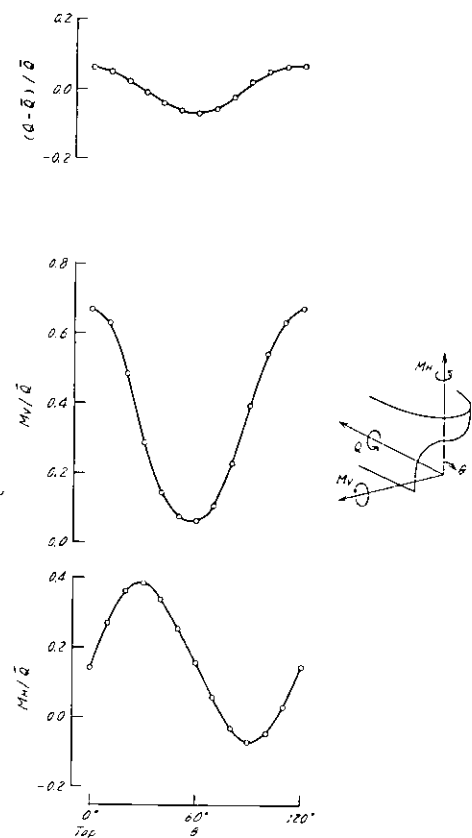


図 4. 2. 11 トルク変動およびベアリング・モーメント (水戸丸)

4.2.2 波 浪 中 (新栄丸)

遠洋底曳漁船において、追波をうけての操業中船尾振動が増加するという報告を受けている。この現象を解明するために、船研第3水槽で波浪中における一連の試験が実施された。なお、操業中におけるプロペラ荷重度 τ とキャビテーション係数 σ との概略関係を図4.2.12に示す。

プロペラ直上の模型船外板をくりぬき、代りにアクリル板を取り付けた。模型船は水槽両側壁に固定された2本の綱を底曳網の曳航綱と見たてて船尾部に結びつけた。したがって、追波中においても船体は比較的自由な運動を行っている。プロペラピッチ角は $15^{\circ}18'$ にセットした。

計測項目は次のとおりである。

波長 $\Rightarrow$ 5.5 m 一定

波高 $\Rightarrow$ 21 cm 一定

船尾水圧変動

一翼あたりのスラスト

プロペラ回転数 n

アクリル板を通してのプロペラ近傍の現象の観察

水中よりプロペラ近傍の現象の観察

プロペラ翼面上の観察には、ストロボ・ライトをも使用した。

模型船における吃水 $d_A = 0.4830$ 、 $d_F = 0.5775$ 、 $n = 12$ rpsにおける一翼あたりのスラスト変動を図4.2.13(静水中)および図4.2.14(波浪中)に示す。静水中では比較のスラスト変動は少ないが、追波中においては或る状態(船尾が浮上しはじめるときからと思われるが断定はできない。)からスラストの変動が目立つようになる。また船尾水圧変動は静水中と波浪中ではほとんど変化らしいものは見られない。

以上は記録上に示された結果である。

次に目視等による結果を述べる。

図4.2.15および図4.2.16に示すようにわずかではあるが、プロペラ背面尖端上にキャビテーションが(特に浮上時に強く)観察された。このことは実船においては相当厳しいキャビテーションが発生していると考ええてよいであろう。また時々ではあるが、プロペラとアクリル板とを結ぶようなVortexが発生している。さらに船尾浮上時には時々船体がウナリひびくといった現象をとまなう。

上記の諸現象は、 $d_A = 0.6842$ (m)、 $d_F = 0.3756$ (m) および $d_A = 0.7085$ (m)、 $d_F = 0.3141$ (m) の2状態に対してはほとんど現われなかった。

(2) 結 論

(1)で述べたように、操業時を想定しての模型試験結果は、あらゆる結果が船体振動源となりうるような現象を示した。勿論これらの現象には相関性が存在するものと思われるが、現在のところその因果関係は明確ではない。しかし結論としていえることは操業時における状態が振動面から考えて悪条件を満たしすぎていることは確からしい。

模型試験結果だけについて結論を要約してみると：

- (a) 追波中においては、リゾナンス的なスラストの変動現象が発生する。
- (b) 水圧変動は、静水中と追波中とでは差異がない。しかし(c)の項と併せ考えると、実船では追波中の場合にサーフエス・フォースが増加することは間違いのないであろう。
- (c) 模型でもキャビテーションが発生した。

□ 通常航走

■ 底曳網曳航中

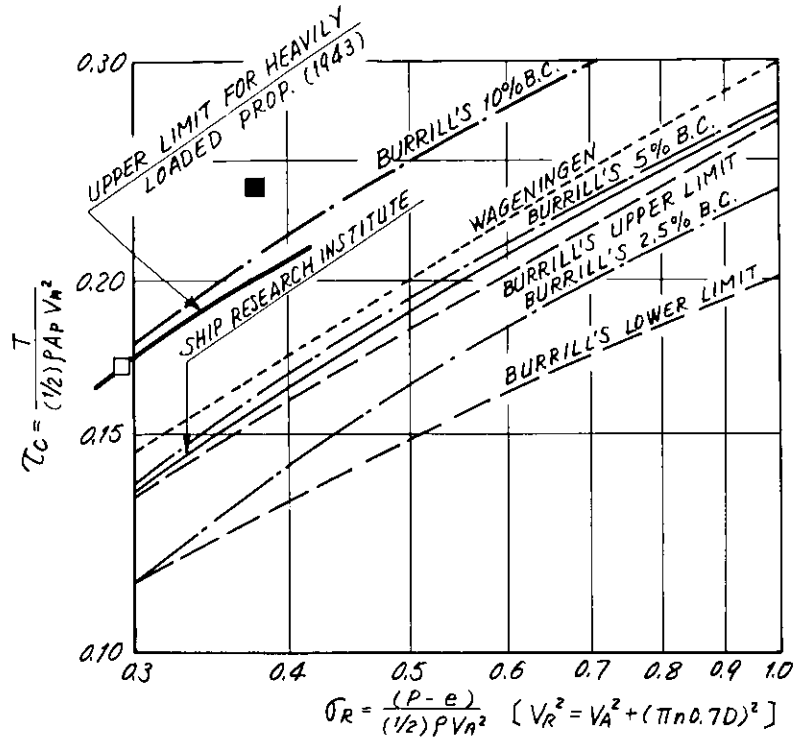


図 4. 2. 12 通常航走および底曳網曳航中における
($\tau \sim \sigma$) の関係 (新栄丸)

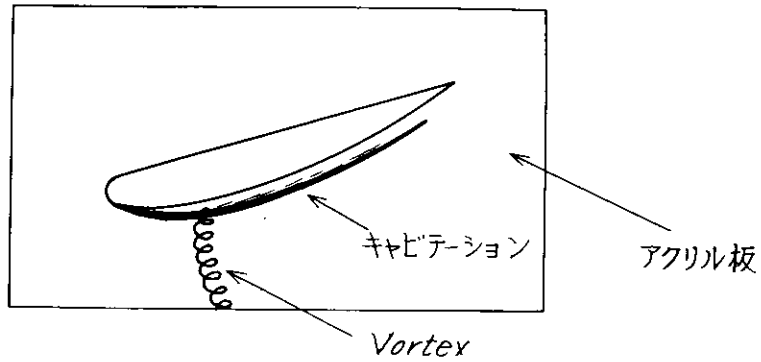


図 4. 2. 15 アクリル板よりプロペラ近傍の
現象を観察 (新栄丸)

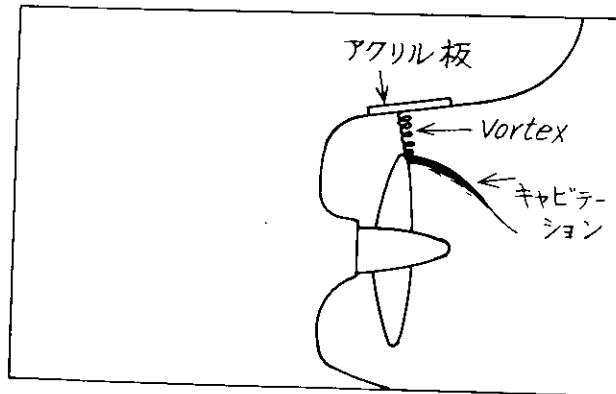


図 4. 2. 16 水中観測窓よりプロペラ近傍の
現象を観察 (新栄丸)

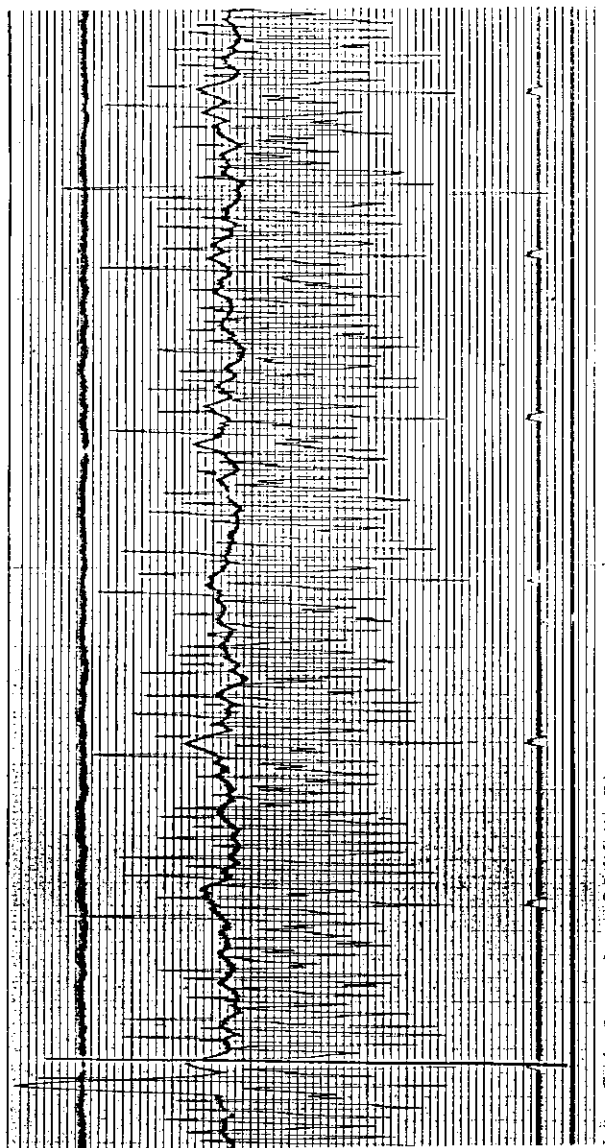


図 4.2.13 底曳網操業中 (波なし、新栄丸)

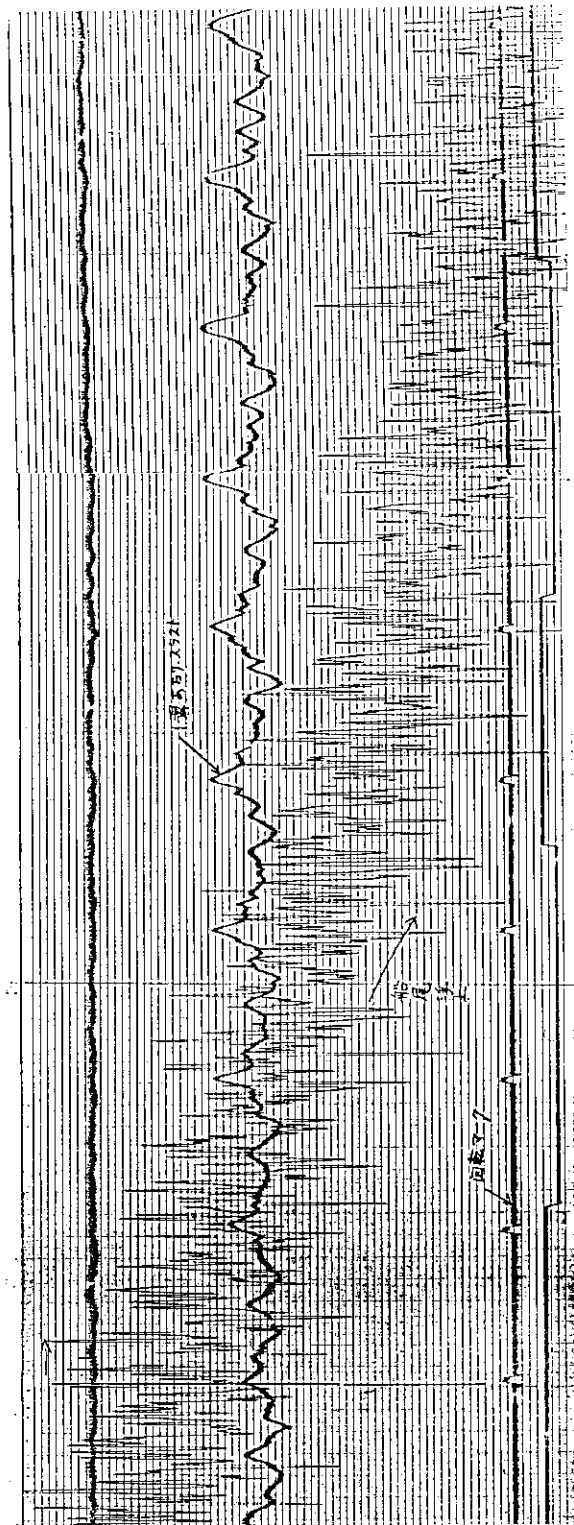


図 4.2.14 底曳網操業中 (波中、新栄丸)

- (d) 時々ではあるが、プロペラと外板とを結ぶと思われる Vortex が発生した。
- (e) 船全体のウナリ現象が発生した。
- (f) 船尾吃水を深くすると、(a)、(c)、(d)および(e)の諸現象は消滅する傾向にある。

4.3 模型試験結果に対する総合結論

模型試験結果に対する結論は各章ごとに述べられている。

ここでは各章ごとの結論を集約して総合結論という形で述べる。

4.3.1 プロペラ翼数について

漁船の場合には、 $Z = 3$ より $Z = 4$ への変更は、スラスト変動およびトルク変動を増加させることなくベアリング・フォースおよびベアリング・モーメントを減少させる上において非常に有効である。同時に $Z = 3$ を $Z = 4$ に変化させれば、船尾水圧変動が減少ひいてはサーフエス・フォースが減少する(図 4.2.4 および 4.2.5 参照)

$Z = 4$ より $Z = 5$ に変化させた場合には、実験的うづけはないが、伴流の調和成分から考えると、ベアリング・フォースおよびベアリング・モーメントを増加させることなくスラスト変動およびトルク変動を減少させうると思われる。

4.3.2 プロペラ設計にあつての注意事項

一般に漁船におけるプロペラ円内の流速変動幅は、一般の商船に比して非常に大きい。従来プロペラの設計にあつては、平均伴流値が採用されている(キャビテーションを判定する場合にも同様である)。

近年プロペラ理論の発達にもない、不均一流中で作動するプロペラ面上の圧力分布がかなりの精度で求められるようになったし、その結果キャビテーション発生 の判定についての研究も急速の進歩をとげつつある。

漁船の船尾流れのように変動幅の大きい場合については、理論を根拠とした設計法の採用が検討されなければならないであろう。幸なことに漁船の船の長さは短いので、大型模型により得られる伴流分布は即実船の場合と考えても大きな誤りはないので、好都合である。

4.3.3 曳網時の振動の問題

模型について実施された波長、波高は、実海面については時化がくれば数時間で発生することが予想される波浪に相当し、操業中ではかなりの頻度で遭遇しうる海象と思われる。

試験方法特に曳網方法は、実船の場合を必ずしもシミュレートしているとは思われない。しかし振動源となりうる種々の要素が見出された。今後さらに操業者側からの詳細な報告をうけて、再度検討を行えば何らかの具体的結論が得られるものと思われる。

4.3.4 新栄丸と水戸丸との比較

漁船はその使用状況から考えて、A 船と B 船との優劣を簡単に判断することは困難である。

水戸丸は現在の漁船船型を大巾に改良できる実証をうることを一つの目的として建造された遠洋漁業調査船で、満載航行時に約 3 割の所要推進馬力の節減が得られたが、その船尾形状が無理のない船型のため、プロペラによる起振力が在来型漁船に比べて小さくなると予想され、今回の実験対象船の一つに選ばれたものである。

船尾伴流分布のみについての優劣を比較すれば(新栄丸の伴流分布は 48 年度報告中にある)、 $W \leq 0$ の領域は両者ともほとんど差異はないが、 W の最大値について比較すれば、新栄丸では $W \approx 0.8$ に対して水戸丸では $W \approx 0.6$ となつている。この結果水戸丸のベアリング・フォースおよびベアリング・モーメントが新栄丸よりいくぶん小さかつたものと思われる。また、伴流変動幅が水戸丸の方が少いので水戸丸のプロペラ設計の方が新栄丸の場合よりいくぶん容易であろう。

4.4 漁船船型に対する船型改良および振動対策等

4.4.1 漁船の船型改良

漁船には $L \times B \times D$ 値に制約があり、このために船型的には、プロペラ直前までフルな船型を採用し、しか

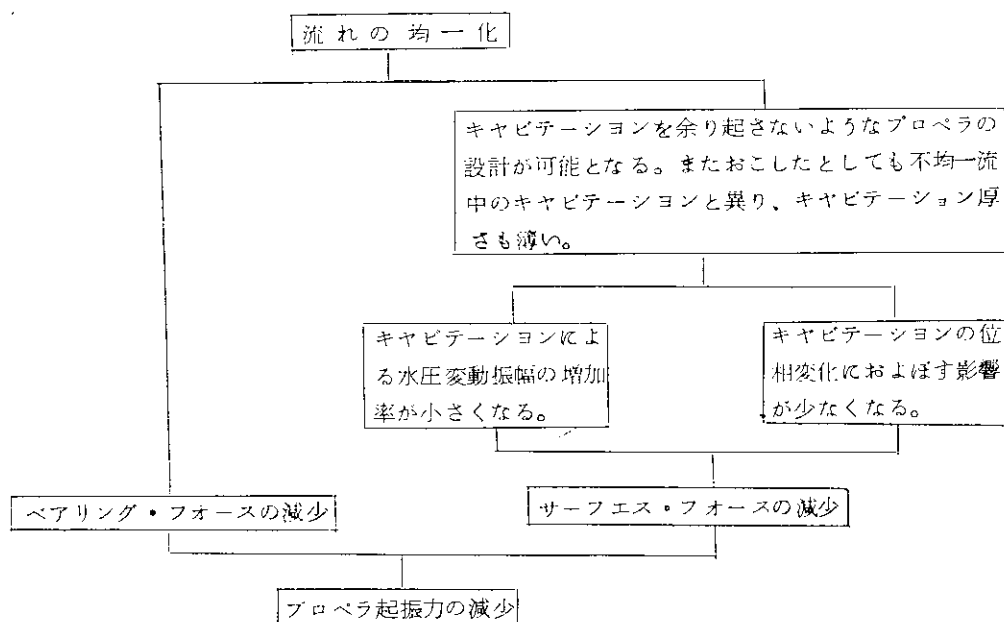
もプロペラ直径が一般の船舶に比して非常に大きいためもあつて、プロペラ直前からプロペラ位置迄は急にカット・アップされている。これらの船尾形状の特殊性が推進性能上ならびにプロペラ起振力の問題にどのような影響をおよぼしているかを明確にする目的としては、模型試験が実施された隻数が余りにも少い。ただ概念的にいえることは、船尾付近のバトック・ラインにかなり無理があるようにみえる。

また低速抵抗試験を実施しなかつたので、形状影響係数 K を適確に求めることは不可能であつたが、 $Fn \approx 0.20$ 付近の抵抗曲線（図 4.1.6 参照）をもとにして考えてみると、 $K \approx 0.3$ 程度の値となるであろう。この K の値をもとにして実船の $Fn \approx 0.33$ における抵抗成分を考えると、全抵抗のうち約70%以上が造波抵抗である（全抵抗中造波抵抗の占める割合は、高速コンテナ船、タンカーとも約70%程度である）。このような現状を考えると、船首バルブ採用の可能性も当然考慮されるべきであろう。しかし、船首バルブの採用は船型のある程度のやせ型化と極端なトリムをつけず、また比較的一定吃水で船が航走するという条件が満足されなければならない。この他、荒天航走時のスラミングについても考慮を要する。

4.4.2 プロペラ作動面における流れ均一化

(1) 流れ均一化に伴う利得

流れの均一化をはかつた場合に、プロペラ起振力の観点よりどのような利得があるか。利得をフローチャートとして次に示す。



上図のフローチャートにより、プロペラ起振力と伴流分布との関係が明確に捉えうる。

(2) 流れ均一化の方法

(a) ダクテイド・プロペラの採用

Huse（ノールウエー）は、ダクテイド・プロペラを漁船に採用し、しかも進行方向に対して下向きに取付けることにより振動を大幅に減らした。下向きに取付けた理由は、図 4.1.2 に示すように、下から上に向う流れに対して有効となるように考えたためであろう。

ダクテイド・プロペラを採用した場合には、ダクトの内面に発生するキャビテーション・エロージョンを如何にして防止するかあるいは流木等による損傷対策はどうなるかといった問題が残される。

(b) 整流板（フロー・コントロール・フィン）を取付けることによる方法

船尾振動が大きくて困っている実船に対して整流板を取付けて流れを整流し（伴流のピーク値を下げる）船尾振動を減少させる方法である。

プロペラ上方に整流板を取付けることは、ティップ・クリアランスの値としては当然小さくなり、模型試験の場合には当然船尾水圧変動は大きくなる。しかし実船の場合には、前述のフローチャートの示すようなプロセスを経て、プロペラ起振力が減少する。

(c) 船尾バルブの採用

一般に船尾バルブの採用は、推進係数 η の向上を目的としたものである。しかし抵抗値が大きくなるので馬力としては通常船尾の場合とバルブ船尾の場合との間には大きな差異はない。しかし漁船のようにプロペラ起振力が重大な問題の一つと考えられるような船舶に対しては、船尾バルブの採用を真剣に考えてもよいであろう。この場合に $L \times B \times D$ の制約等とどのようにからみ合はさつてくるかは今後当然検討されねばならない。

(d) ジェットを吹出す方法

漁船は一般に十分な容量を有するポンプ動力源を有するので、これを利用してプロペラの上端附近にジェット噴流を吹き出させ、伴流値のピークを下げようとする方法が考えられる。これは今後の研究課題として興味深いと思われる。

参 考 文 献

1. 船研、金指造船所、“漁船の模型試験結果について”未発表
2. 高橋肇、“プロペラ・キャビテーションの Surface Force に及ぼす影響に関する一考察”、西部造船会会報、No. 49, March, 1975
3. 高橋肇、“実船まわりの流れの計画”、粘性抵抗シンポジウム、日本造船学会、1973
4. 船舶技術研究所、“船用プロペラ特性の計算プログラム（其の2）”、10月、1974
5. 熊井豊三、“漁船の船尾管 Lignum vitae 磨耗の原因について”SR 112 第5小委員会第1回委員会資料 5月、1972

5 実船実験についてのとりまとめ

本年度は漁業指導船1隻、かつをまぐろ竿釣漁船2隻、北洋トロール漁船1隻の計4隻について、航走中の振動応答を主体として実船実験を行なった。これらの結果と前年度及び前々年度に実施したカーフェリ2隻漁船8隻の実船実験結果とをあわせ、高馬力船の振動応答に関して解明された事項を次に述べる。

5.1 船体固有振動数の推定

船体の上下方向及び水平方向の固有振動数は、大型の貨物船及び油槽船についての多くの実験結果に基づいて次の近似式^(*)が得られている。

(1) 上下方向固有振動数

$$N_2 v = 3.07 \times 10^3 \times \{ L v / (\Delta v L^3) \}^{1/2} \quad (1)$$

* 日本造船研究協会、SR94、船体機関の振動防止対策に関する
実験研究 No. 91 昭和44年3月

ここに

$N_2 v$: 船体2節上下振動の固有振動数、cpm

I_v : 船体中央断面の垂直方向の2次モーメント、 $m^2 \times mm^2$

L : 船の長さ m

Δv : 付加物、付加水などを考慮した吃水に対する排水量、ton $\Delta v = \{1.2 + (B/3d)\} \Delta$

B : 船の幅 m

d : 吃水 m

Δ : 吃水に対応する排水量 ton

$$N_{nv} = (n-1)^{\mu v} N_2 v \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここに

N_{nv} : 船体n節上下振動の固有振動数 cpm

$\mu v = 1$ (油槽船に対し), $\mu v = 0$ (遮浪甲板型貨物船に対し), $\mu v = 0.812$ (三島型貨物船に対し)

(2) 水平方向固有振動数

$$N_2 H = 2.5 \times 10 \times \{I_H / (\Delta H \cdot L^3)\}^{1/2} + 32 \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここに

$N_2 H$: 船体2節水平振動の固有振動数 cpm

I_H : 船体中央断面の水平方向2次モーメント $m^2 \times mm^2$

ΔH : 付加物、付加水などを考慮した吃水に対する排水量 $\Delta H = \{1 + (1.1 d/B)\} \Delta$

$$N_{nH} = (n-1)^{\mu H} N_2 H \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここに

N_{nH} : 船体n節水平振動固有振動数 cpm

$\mu H = 0.853$ (油槽船に対し)

これらの近似式を今回の実験船に適用するため $N_{nv}/N_2 v$ 及び $N_{nH}/N_2 H$ の関係を求め図 5. 1. 1 (a), (b)に示す。

図には貨物船、油槽船に対する従来の実験結果がそれぞれ実線で示されている。図から今回の実験結果に対しては $\mu v = 1$, $\mu H = 0.853$ として (2) 式及び (4) 式を用いることとする。図 5. 1. 2 (a), (b) はそれぞれ上下振動及び水平振動について、実測された固有振動数と上の各式で推定された値との比を示し、上下2節振動は実測値がやや高目になっており、上下3節振動以上もかなりばらつきが大きい。水平振動については各節とも比較的ばらつきの少ない結果になっている。

今回の実験データを従来の実験式と比較した結果としては必ずしも良好な近似は得られていないが、これは、カーフェリ、船尾式底びき網漁船のように上甲板が平坦で油槽船に近い外観ではあるが、縦通甲板が多層であつて均一分布の多質点系に近いものもあり、一方ではまぐろはえ縄漁船のように縦通甲板が少なく船楼が著しく大きい2質点系に近い形状のものも含まれており、高馬力船の船型の多様性によるものと考えられる。

5. 2 船の長さと固有振動数の関係

今回の実験データを整理する方法の一つとして、船の長さ L_{pp} と上下及び水平振動の固有振動数との関係を図 5. 2. 1 (a), (b)に示す。これらの図から上下振動、水平振動とも2節及び3節は小型の貨物船及び油槽船についての従来の実験データとよく合致し、図中の実線に示すような近似を得ることができる。ただし、4節以上の固有振動数についてはばらつきが大きく、近似線を示すことは困難であり、これは高次振動に関しては船型の差異に

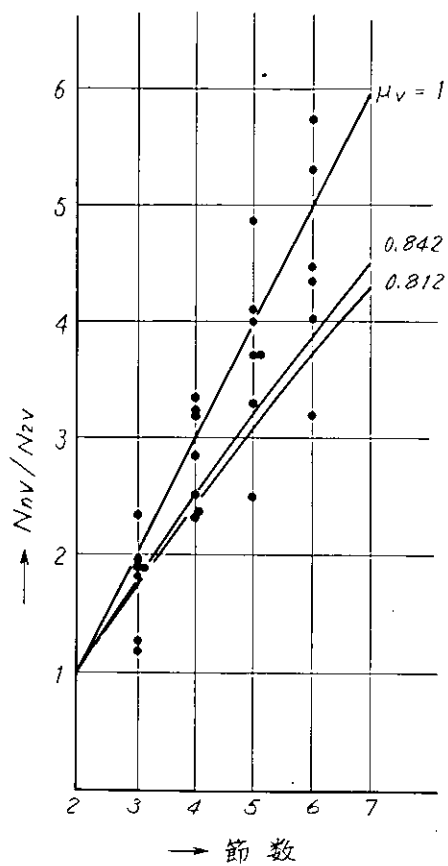


図 5.1.1 (a) 垂直高次の振動

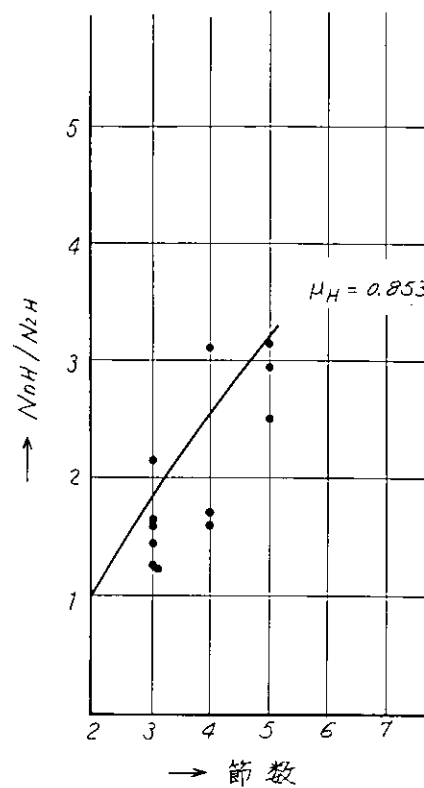


図 5.1.1 (b) 水平高次の振動

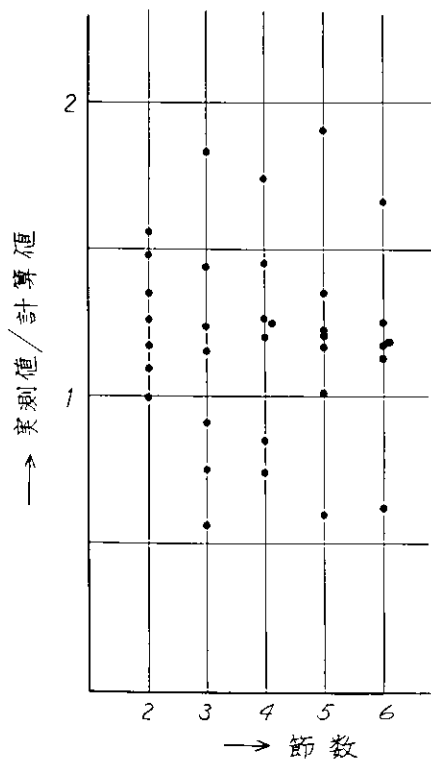


図 5.1.2 (a) 上下実測値と計算値の比較

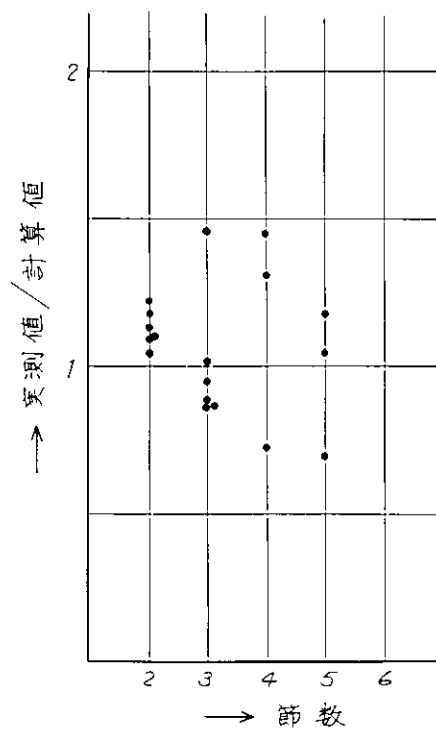


図 5.1.2 (b) 水平実測値と計算値の比較

よる影響が顕著に現われるためと考えられる。また、定性的な傾向ではあるが上下振動に比べて水平振動は船体の長さが短くなるにつれて急激に固有振動数が上昇している。

5.3 船体振動のモード

船体を一つの弾性はりと考えた場合に現われる振動モードは2節を最低次として無限に存在し、実測値として求められるものとそれぞれ一致する筈である。しかし、実際には上下振動、水平振動、ねじれ振動がそれぞれ相互に連成し複雑なモードが現われる。すなわち、各測定点の振幅と位相から節数を数えると、同一の節数でも違ったモードが現われ、上下振動では3節以上に、水平振動では2節振動にそれぞれ異形のものが見られている。したがって、漁船等のように3節以上の振動応答が問題になる場合には、設計段階に固有振動数を予知することは困難であり、船体振動の共振を防止するために、共振周波数の近傍に起振周波数がないような処理、すなわち共振回避をすることは不可能と考えなければならない。

5.4 起振力

(1) サーフエス・フォース

漁船5隻について測定した船尾水圧変動から、変動値が最大の測定点（船尾から見て時計廻りプロペラの場台プロペラ外周の直上で、船体中心線より僅かに右舷側の船底部）の定格出力時における水圧変動の全振幅（P-P値）、翼数の1倍、2倍及び3倍の次数についての調和成分振幅を図5.4.1に示す。図から従来一般に知られているように、4翼、5翼、3翼の順に水圧変動は増加しており、とくに船尾が大きく張出した船尾式トロール漁船（第21新栄丸）の場合には、載荷条件が満載に近いこともあつて、著しくサーフエスフォースが大きくなっている。

また、水圧変動を無次元化してチップクリアランスレシオ（ C/D_p 、ここに、 C はチップクリアランス、 D_p はプロペラの直径）で整理する方法^(*)にならつてデータを整理すると図5.4.2に示すように従来の実験値よりも若干大きくなつており、漁船の船体形状の特異性によるものと思われる。図5.4.2において

$$G = p / (K_Q \cdot \rho \cdot n^2 \cdot D_p^3) \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここに

G : 水圧無次元数

p : 水圧計測値（Blade Frequencyにおける片振幅）

n : 毎秒のプロペラ回転数

K_Q : トルク係数 = $Q / (\rho \cdot n^2 \cdot D_p^5)$

ρ : 流体の密度（ $1.046 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{sec}^2/\text{cm}^4$ ）

Q : 軸トルク

(2) ベアリング・フォース

船尾の不均一水流中で回転するプロペラは一回転中にそれぞれ変動する流体力を受け、これらを全ての翼について加算した値、すなわちトルク、スラスト、曲げモーメントもそれぞれ独自な変動を示す。これらのうちスラストの偏心によつて生ずる曲げモーメントは船尾軸受を介して船体に伝達されて船体振動の起振力となる。

ベアリング・フォースを求める方法としては、船尾伴流分布を模型船について実測し、この中で廻るプロペラの流体力をコンピュータを用いて算定し、曲げモーメントを求める方法とプロペラ軸の後端で軸の曲げ応力を測定し曲げモーメントを求める方法とがある。今回の実験においては、2隻の試験船について、プロペラ軸後端部の曲げ応力計測を試みたが、テレメータの送受信アンテナの絶縁低下等によつて、データを得ることができなかつた。しかし、FM変調された超短波を水中で伝達しうることが確認され、プロペラ軸を中空にして

* 日本造船研究協会 SR112 部会機関及びプロペラ起振力と船体振動応答に関する研究
Na 167-1 Na 167-3 昭和48年3月

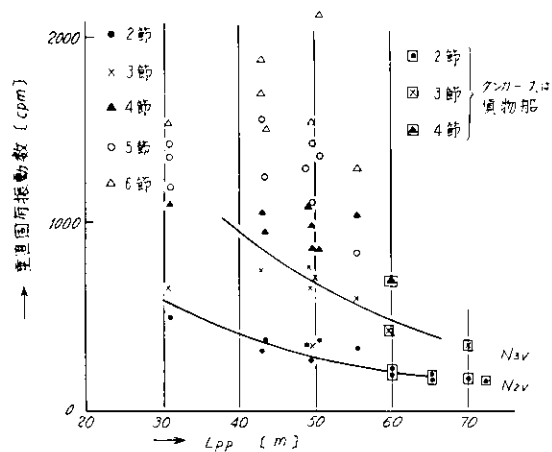


図 5.2.1 (a) 漁船の垂直固有振動数

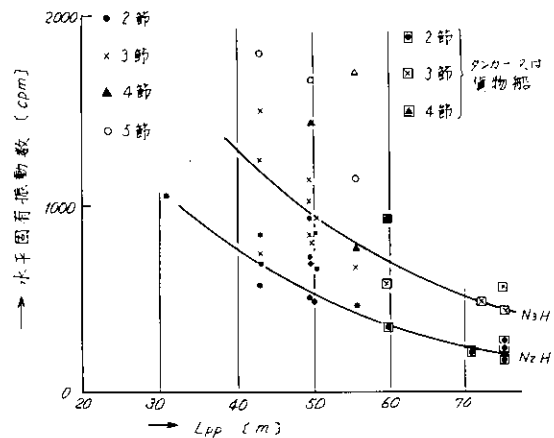


図 5.2.1 (b) 漁船の水平固有振動数

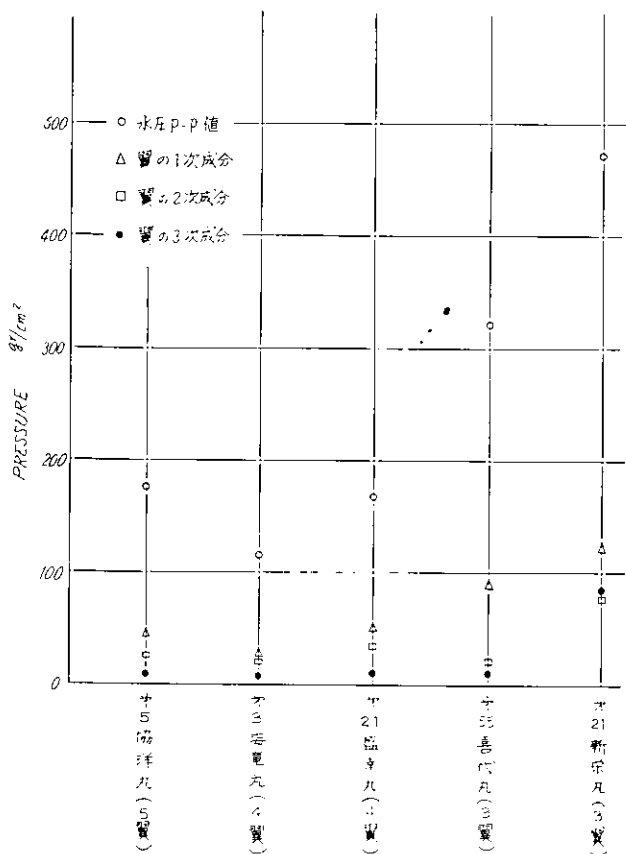


図 5.4.1 水圧 P-P 値と翼の 1 ~ 3 次成分

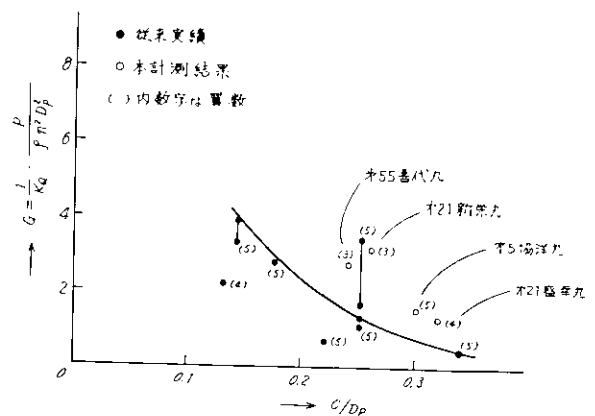


図 5.4.2 水圧無次元数

船内部にひずみゲージを導入する、という従来の計測方法において致命的な障害になつていたプロペラ軸に計測のための機械加工を行なうことは不必要となり、自由に試験船を選ぶことが可能となつた。

一方、船尾伴流からベアリング・フォースを計算によつて求める方法において問題となる船尾軸受荷重の不安定性は、船内部のプロペラ軸について行なつた曲げモーメント計測の結果から、今回の試験船においては船尾軸受のグランドブッシュ側の軸身と軸受の叩き合い（Hammering）が生じていないことが確認されているため、前に述べた船尾伴流分布から十分に精度の高いベアリング・フォースが得られるものと考えられる。

(3) 軸系ねじり振動による機関起振力

内燃機関を主機とする船舶の主軸系にねじり振動の共振が生じた場合には機関から共振次数の不均衡力、不均衡偶力を発生し、船体に対する起振力となる。漁船に最も多く用いられる4サイクル6シリンダ機関の場合一般に1節6次の共振点を定格回転数の60～65%に、1節3次の共振点を定格回転数の120～130%に設計されており、共振点においては顕著な船体振動が現われる。しかし共振点以外においても1節3次振動のように起振力が大きい場合には定格回転数の近傍においてもプロペラの翼数に関係なく3次の船体振動が現われる。とくに、荒天時にプロペラがレーシングを生じた場合、回転数の上昇とプロペラ減衰の低下によつて著しい共振を生ずることがある。

5.5 船体振動応答

船体振動応答は起振機を船体の一定位置に取付け、起振力も一定とした場合の応答と実際に航行している条件でサーフエス・フォース、ベアリング・フォースを起振力とした場合の応答の2種が定義される。

(1) 起振試験の振動応答

起振試験の応答は起振力1000kgに対する加速度として表示し（加速度）／（起振力）、（ダイナミックイナータンスと呼ぶ）によつて各船の応答を比較することができる。

図5.5.1(a), (b), (c)は横軸に固有振動数を取り、縦軸に起振力1000kgに対する起振力をとつて、船尾部、船首部および船全体の最大値をそれぞれ示している。

図5.5.1(a)の船尾部について、水平振動は500～2,400cpmの範囲で振動数が上昇するにつれて、ダイナミックイナータンスも増す傾向があるが、あまり顕著ではない。一方、上下振動は500～2,000cpmの範囲でのダイナミックイナータンスが水平振動より一般に少ないが、第5協洋丸の4節振動、第21盛幸丸の3節、4節、7節振動、第8竜昌丸の7節振動などが顕著な応答を示している。

図5.5.1(b)の船首部については、水平振動、上下振動ともに低周波数域（1,000cpm以下）の応答は船尾部と同程度であるが、1,000cpm以上では船尾部に比して著しく応答が小さく、接水部の減衰による効果が現われている。

図5.5.1(c)のダイナミックイナータンスの最大値は、(a)の船尾部のそれとほぼ完全に一致しており、船尾部を起振した場合その近傍に大きな加速度振幅が現われることは当然である。

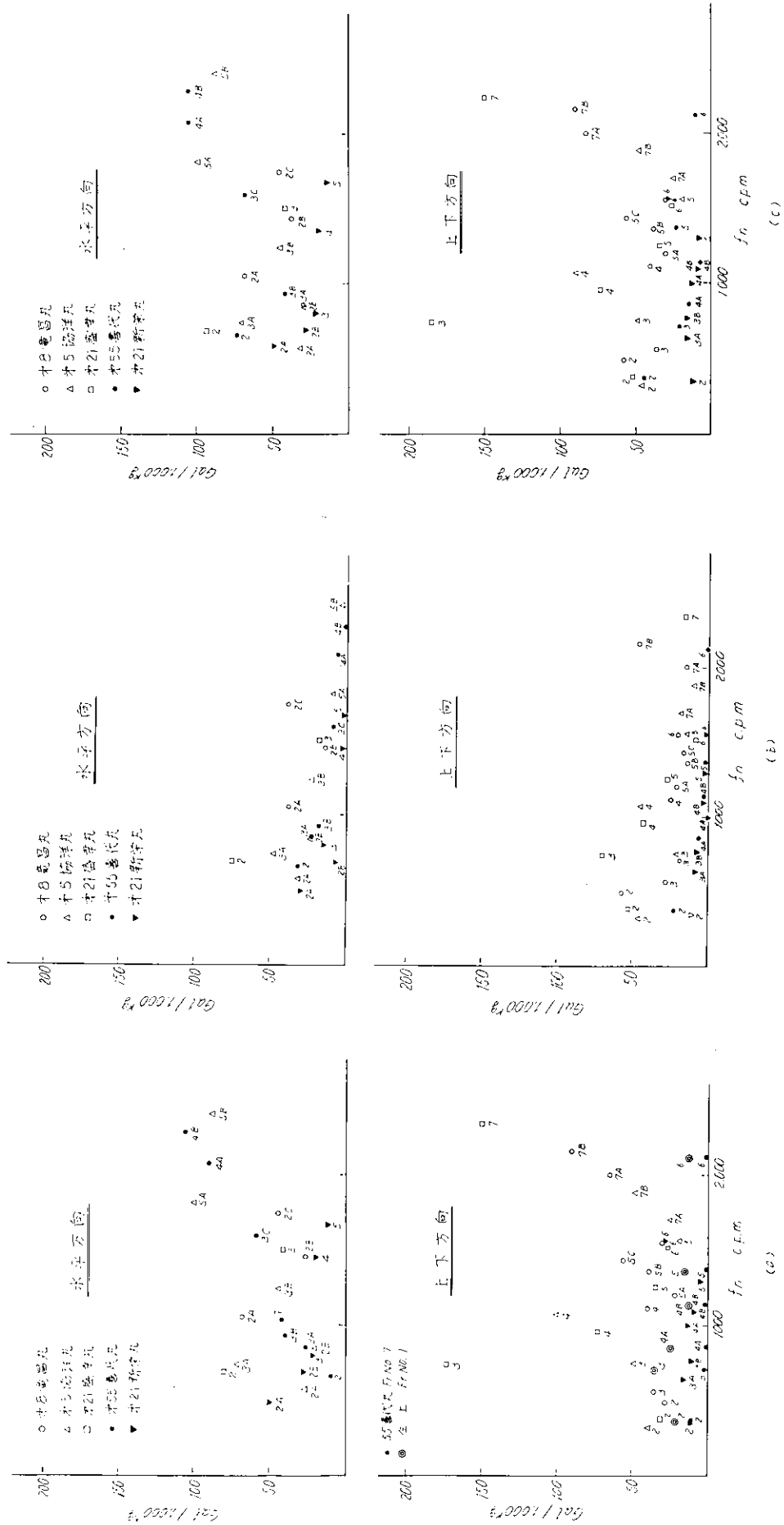
(2) 航走時の船体振動応答

図5.5.2(a), (b), (c)は供試船の連続最大出力航走時の船尾部、ブリッジ及び船首部の振動応答をプロペラ翼数の1次、2次及び3次成分について示す。

(a) 上下振動

上下振動は第55喜代丸の船尾部と船首部が極めて大きく、いずれも4節A、Bモードと1n次（ $n=3$ ）および局部振動モードと2n次が共振しているためと思われる。

ただしこれらのモードは起振時のダイナミックイナータンスが小さいにもかかわらず航走時の振幅が著し



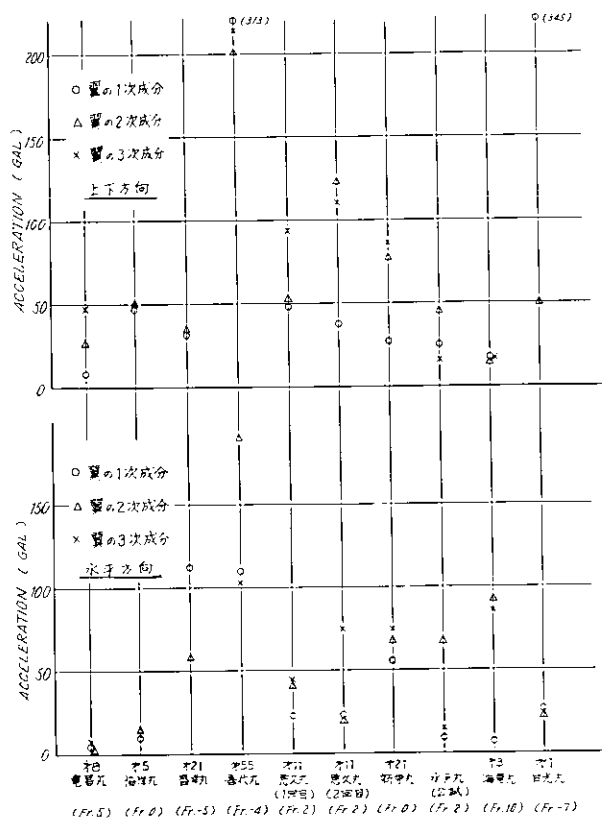


図 5.5.2 (a) 各船の A.P. 附近の振動応答

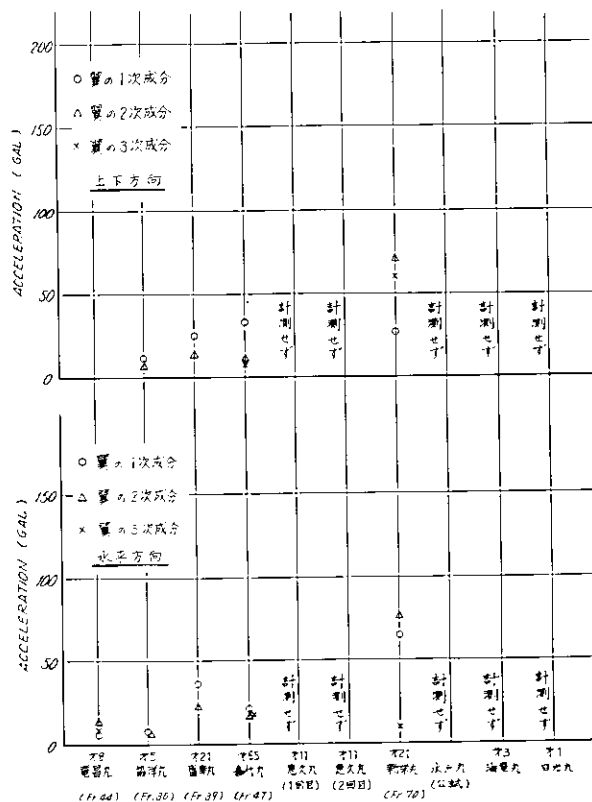


図 5.5.2 (b) 各船のブリッジの振動応答

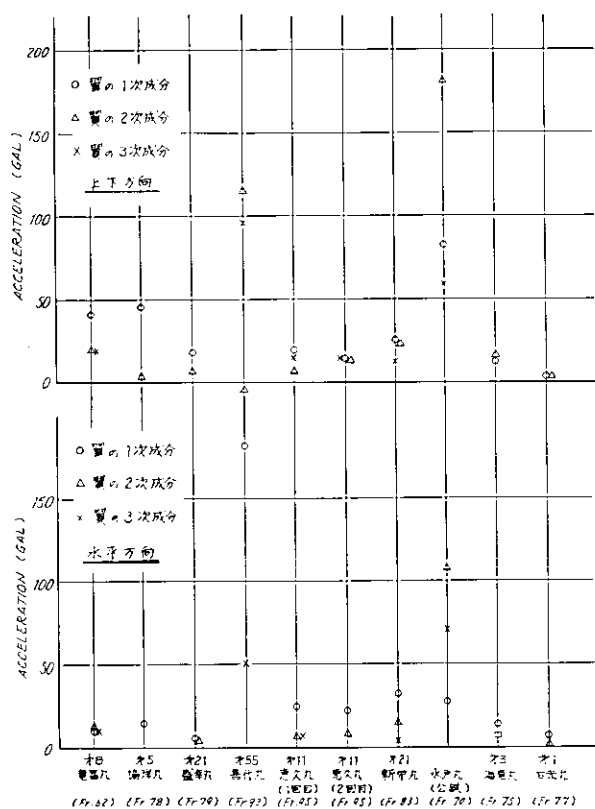


図 5.5.2 (c) 各船の F.P. 附近の振動応答

く大きく、3,000 cpm 以上の振動応答が大きいと考え併せ、ベアリング・フォースが他船と比較して著しく大きいものと想像される。

第21盛幸丸の場合には船尾部の1 n 次と2 n 次 ($n = 4$) がやや大きく、これはそれぞれ6 節モードおよび7 節モードと共振している。ただし、振動数が1,500 cpm を超える共振は、接水部の減衰が顕著となり船首部の応答は小さくなる。

第5協洋丸の場合には5 翼のプロペラを使っているため、起振時のダイナミックイナータンスが大きい3 節、4 節モードと1 n 次 ($n = 5$) の共振は回避されているが、不規則な起振力としての3 次と4 節モード、5 次と5 節および7 節モードの共振が現われている。

一方、サーフェスフォースが大きい第21新栄丸の場合には、操業状態の載貨条件であつて各タンクが満たされているため、上下振動の応答はあまり大きくなっていない。また、水戸丸の場合船尾部は各次数とも50 gal 以下であるが、船首部は2 次が150 gal を超え1 次、3 次とも50 gal を超えており他船とは異なつた傾向を示している。水戸丸は漁業指導船として建造され船型も流力的に改良されており、振動応答の状態が注目されたものであつたが、このように従来の漁船とまったく違つた様相を示しており、今後の検討課題として検討を要する問題が提起されている。

(b) 水 平 振 動

水平振動は、第55喜代丸の船尾部と船首部がもつとも著しく、第21盛幸丸の船尾部がこれに続いている。しかしブリッジの振動は他船と同程度である。水平振動の起振力としてサーフェスフォースはほとんど無関係であり、ベアリングフォースと舵に作用する変動水圧が主体となるものと考えられる。第21盛幸丸の船尾部の水平振動1 n 次、2 n 次 ($n = 4$) が大きい理由はダイナミックイナータンスが40 gal/ton の3 節振動の共振が生じていることによるものと思われる。

第55喜代丸の船尾部および船首部の水平振動が極めて大きい理由は、3 節A、B モードが1 n 次 ($n = 3$) と、4 節A モードが2 n 次と共振しているためと考えられ、本船の場合には、上下振動についても述べるように、起振試験の応答（ダイナミックイナータンス）が小さいにもかかわらず、航走時の振幅が大であり、ベアリングフォースがとくに大きいものと考えられる。なお、水戸丸の場合には水平振動についても船首部の方が船尾部よりも振動応答が顕著になつている。

5.6 今後の問題点

(1) 起振力の減少

漁船は船型に対する種々の制約がある反面、漁獲を増すために船体とのバランスを無視した大出力の機関をとう載している場合が多い、その結果として船の全長は短く船尾が肥大し船尾伴流が極めて強く、この中を回転するプロペラから大きなサーフェスフォース、ベアリングフォースが生じている。それ故、船体振動の減少を図るには、まず第一に船型をスリムに変えて伴流分布を改善することが必要である。

(2) 船体上部構造の剛性

カーフェリー、漁船とも著しい共振は4 節以上の船体ビーム振動あるいは局部振動として発生している。特にカーフェリーについては軽車両甲板及び船室等の船尾部、漁船については船尾の漁具倉、漁獲物倉等がそれぞれ激しく振動する。これらの部分はフリーボード甲板より上にあり船楼として扱われ、船体縦強度部材ではあるが、ピラー、ステイフナ、ガーダ等の部材はフリーボード以下に比較して一般に弱く、部分構造として振動しやすい状態に置かれている。高出力船の場合前項(1)に述べた改善策を行つても、起振力は一般の船舶より大きくかつ高い周波数成分を含むため、高次の船体ビーム振動及び船楼の局部振動を防止するには、上層甲板

の支持部材を強化し、部分構造の剛性を高めることが必要である。

(3) プロペラ及び軸系アラインメント

カーフエリーについては接岸、離岸時の操船の容易さを、漁船については漁撈作業時の操船の容易さを、それぞれ目的として可変ピッチプロペラを用いる場合が多い。可変ピッチプロペラは構造上翼数を少なくする方が有利であるため、3翼が最も多く用いられている。しかし、船体振動に対する起振力は3翼の方が4翼よりも大であるとともに、ブレードフリクンシイを考えた場合、3翼では3次、6次、9次、12次、15次が船体振動の起振源になるのに対して、4翼では4次、8次、12次、16次が起振源となり、船体の固有振動数との共振の可能性が少なくなり、両者を総合して4翼は著しく有利になる。

軸系のアラインメントについては、航走時にスラストの偏心によつて、プロペラを持上げる方向の曲げモーメントがプロペラに作用することを考慮して適正值を選ぶ必要がある。特に、グラントブツシユ直後の船尾管前部軸受はスラスト偏心による曲げモーメントが作用しても、軸受荷重の方向が反転しないように配慮しなければならない。また、船尾管軸受の異常摩耗を防止するには、常に清浄な海水を豊富に軸受部に注入する必要がある。特に漁船に対しては、漁網、ロープ等がプロペラ軸に巻き付いた場合でも軸受部の注水が阻害されないような配慮が必要である。

(4) 軸系ねじり振動

プロペラと直結される機関としては4サイクルの6シリンダ機関が用いられる場合が多く、1節6次及び1節3次のねじり振動が問題になる。

現状では1節6次の共振点を定格回転数の60～65%に置き、1節3次の共振点を定格回転数の1.2～1.3倍とする設計が多いが、外洋における航走ないしは漁撈において、プロペラがレーシングを生ずることを考えると、1節3次の共振が懸念される。可変ピッチプロペラの場合には翼角の変化により任意の負荷条件を選ぶため1節6次は確実に回避することができ、この共振点を定格回転数の70～75%に高めることが必要と思われる。そのためにはねじり振動に関する規則を可変ピッチプロペラを装備する船舶に対して改正する必要がある。

(5) 船型およびプロペラ設計上の問題

模型について、漁船の船尾振動の原因調査が実施され、共通的問題はある程度明らかにされたことと思う。しかし、これらにより問題点がすべて解明されたわけではないことは勿論である。漁船は他の船型と比較し、その使用状況からみて1～2隻の模型試験結果より簡単に確定的結論を引き出すことは困難である。余りにも振動原因が多すぎるといつてよいであろう。

今後は漁船の振動問題を総合的に解決するというよりも、振動が大きかつた船型に対してあらゆる角度からの調査（例えばキャビテーションの実船観測もその一手段と考えてよいであろう）を行ない、振動の減少をはかるといった研究方法の方がより能率的、合理的であると思われる。

一方、船型改良という観点からは、現在の漁船船型は、 $L \times B \times D$ / 総トン数の比の上限がおさえられる行政上の制約の下で船の排水量をできるだけ大きくとろうとする漁業者の要求にこたえるために、経験に基づいた工夫・改良を加えた比較的良い船型といえよう。しかし、防振対策も含めて今後飛躍的な漁船船型の改良を図るためには、これらの制約による歪みを排除してより合理的な漁船の技術開発をしてゆくべきものと思われる。