

第 142 研 究 部 会

船尾構造の剛性・変形量・船尾形状 に関する研究

報 告 書

昭 和 4 9 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48年度補助事業「大型超高速船の開発に関する研究」の一部として日本造船研究協会が第142研究部会においてとりまとめたものである。

第142研究部会 委員名簿

(敬称略、順不同)

部会長	西 嶋 輝 彦 (三菱重工業)		
幹 事	植 田 靖 夫 (船舶技術研究所)	岡 本 洋 (川崎重工業)	
	熊 倉 靖 (石川島播磨重工業)	越 智 義 夫 (石川島播磨重工業)	
	杉 村 泰 (三井造船)	高 橋 肇 (船舶技術研究所)	
	森 昭 男 (川崎重工業)	渡 辺 昌 建 (三菱重工業)	
委 員	有 田 喜 久 雄 (船舶技術研究所)	石 橋 敬 男 (佐野安船渠)	
	榎 本 圭 助 (三井造船)	大 高 勝 夫 (三菱重工業)	
	加 藤 瞭 (佐世保重工業)	近 藤 忠 夫 (日本造船工業会)	
	月 野 良 久 (日本造船技術センター)	富 吉 剋 之 (川崎重工業)	
	中 村 公 雄 (大阪造船)	藤 本 幸 夫 (日本鋼管)	
	松 本 互 平 (日立造船)	三 沢 敏 夫 (住友重機械工業)	
	山 路 隆 一 (日立造船)	太 田 三 千 雄 (日立造船)	
	米 里 徹 也 (三菱重工業)	高 幣 哲 夫 (川崎重工業)	

目 次

ま え が き	1
〔1〕 供試船の概要	2
〔2〕 電子計算機による船尾構造の変形量の計算	4
2.1 緒 言	4
2.2 計算方法	4
2.3 計算結果	10
2.4 計算結果の考察	14
2.5 結 言	14
〔3〕 実船試験計測	15
3.1 軸系計測	15
3.1.1 緒 言	15
3.1.2 計測対象船軸系主要目および計測内容	15
3.1.3 計測装置および計測方法	16
3.1.4 計測結果と結果の解析	18
3.1.5 計測結果の考察	22
3.2 ボッシング振動計測	53
3.2.1 緒 言	53
3.2.2 試験の方法	53
3.2.3 試験結果	53
3.2.4 試験結果の考察	53
3.3 船尾部水圧変動および外板振動の計測	72
3.3.1 緒 言	72
3.3.2 試験の方法	72
3.3.3 計測結果	73
3.3.4 考 察	76
〔4〕 模型船の水槽実験	101
4.1 緒 言	101
4.2 模型船等の概要	101
4.3 実験状態等	101
4.4 実験結果ならびに若干の考察	101
4.5 ベアリングフォースの計算	106
あ と が き	113

ま え が き

運輸省船舶局が策定された大型超高速船開発計画の一環として船尾構造と軸系の研究開発が採り上げられた。これは過去に例のない多軸高出力船における軸系の設計および工作にあたっては大出力という点から検討すべき問題点が多く、特に船尾構造、軸受支持との関連、船尾部の剛性、振動等について検討の要があるためである。

そこで船尾まわりの流れ、プロペラフォース、軸系および船体の振動等に関する動的挙動を把握するとともに、軸系アライメントに関しても建造過程に対応する静的アライメントと航走中における動的アライメントに関する理論と実際との両面から船尾剛性、軸受支持、軸系にかかる荷重、軸心の挙動等に関する総合的な設計および工作基準を作ることが必要である。

本研究は3ヶ年計画をもって多軸船の軸系アライメントの設定基準を確立するために必要な船尾構造の剛性、変形量、船尾形状について研究するものであって、第1年度である48年度は2軸超高速コンテナ船を供試船として次の研究を実施した。

1 ; 理論計算

電子計算機プログラム(PASSAGE)を用いて船尾構造の剛性、変形量を計算した。48年度は静的荷重を受ける場合のボッシングの撓み曲線を得ることを目的とし船体構造を考慮して計算を行なった。

なお、航走中における流体力を考慮した計算は49年度に行なわれる。

2 ; 実船実験

本船の進水前から海上試運転にわたって、次に示す3種類の実船実験が行なわれ結果の解析が行なわれた。

① 軸系計測

ボッシングおよび船体の変形量、船尾管艗軸受に対する軸の相対変位、船尾管艗軸受の温度分布、軸系の固有横振動数、低速回転時の潤滑状態等の計測が行なわれ、解析が行なわれた。

② ボッシング振動計測

供試船を使用して起振機実験および海上試運転時のボッシングおよび船体の振動計測を行ない、共振カーブおよび振動モードカーブを求めた。

③ 船尾部水圧変動および外板振動の計測

試運転時、プロペラ直上近傍に装着した水圧計および加速度計により水圧変動外板振動を計測しサーフェスフォースを推定した。

3 ; 模型実験

本船の木製模型($L_{pp}=8.000\text{ m}$)を用いて、抵抗試験および5孔ピトー管によるプロペラ面内伴流計測が行なわれ、伴流分布および流向分布を求めた。

49年度は同模型船にてベアリングフォース、水圧変動等の計測が行なわれるが、この一環として上記伴流分布を用いてプロペラベアリングフォースの計算が行なわれた。

[1] 供 試 船 の 概 要

1.1 Type of Ship

1,842 個積 Container Carrier

1.2 Class

NIPPON KAIJI KYOKAI NS* & MNS*(MO)

1.3 Tonnage Particulars

Gross ; (Register) 39,153.32 ton

Net ; (") 23,320.81 ton

1.4 Principal Dimensions

Lpp = 248.000 m

Breadth (molded) = 32.200 m

Depth (molded) = 19.900 m

Draft (extreme) = 12.035 m

1.5 Main Engine

2 Sets of KAWASAKI M.A.N. K10SZ 105/180 Type 2 Cycle, Single Acting, Crosshead, Supper Charged Diesel Engine

Max Continuous Output 2×40,000 ps×110 r.p.m.

Normal Output 2×34,000 ps×ab.104 r.p.m.

1.6 Propellar

Twin Screw, 5 Blades, Solid Type, Outward Turning

Diameter 7.000 m×Pitch 8.737 m×Boss Dia. 1.400 m

1.7 General Arrangement

(図 1.7.1) 参照

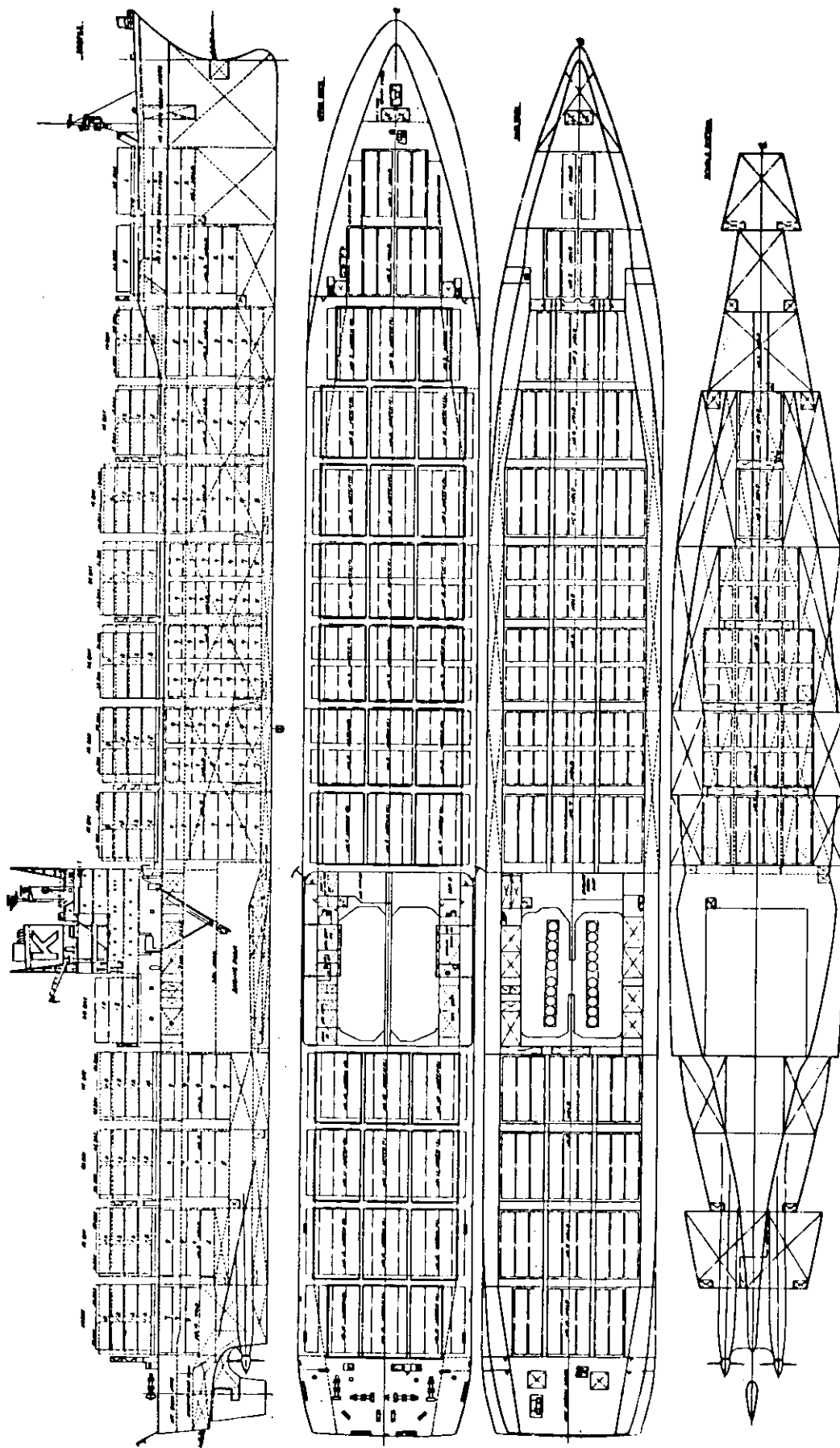


图 1.7.1

〔2〕 電子計算機による船尾構造の変形量の計算

2.1 緒 言

供試船の軸系の全長が長いので船台上での軸芯見透しの時点で想定した軸芯（直線）は進水後軸系を装備した状態では軸系の自重、ボッシングに働く浮力および船体変形により、また航走時には動的流体力も付加されるために曲線となり、しかも、長いボッシングを有するため曲率は一定でなく部分的に大きくなることが想定される。この場合、軸受に働く荷重は許容値内におさまらないことも考えられる。

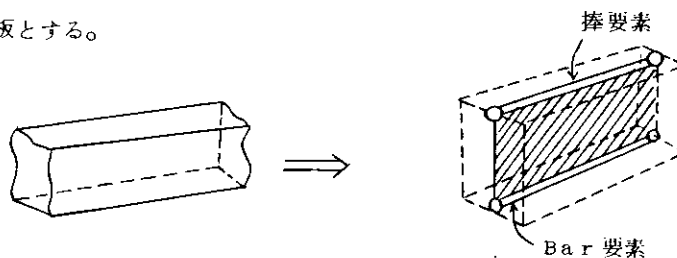
そこで、本計算では上記荷重のうち静的荷重を受ける場合のボッシングの撓み曲線を得ることを目的として船体構造をも考慮にいれて実施した。

2.2 計算方法

本解析計算使用プログラムは PASSAGE の汎用を用い Engine Room の Aft. Bulkhead より後方の構造についてモデル化を行ない解析する。

2.2.1 構造モデル化の方針

- (1) 対称性より片舷（左舷）のみを解析する。
- (2) 要素は膜要素および棒要素のみとする。
- (3) Transverse Section は Web Frame のみとし外板、Deck 等の Stiffener は Plate の直交異方性板として取り扱う。
- (4) Bossing 先端および Stern Frame の鋳鍛鋼は一枚板として取り扱う。
- (5) Girder および Vertical Web, Pillar 等は棒要素として取り扱う。
- (6) 主軸の剛性は無視する。
- (7) Upper Deck Camber (100/14,905) はないものとする。
- (8) Box Gir は 1 枚板とする。



- (9) Hatch Side Gir. および Hatch Side Coaming は棒要素として取り扱う。

2.2.2 構造モデル図

解析全体構造モデルを図 2.2.1 に示し、

Typical Web Frame を図 2.2.2 に示す。

2.2.3 荷 重

荷重ケースとして下記 3 ケースを行なう。

- (1) 船台上……………（以降荷重ケース 1 と称す）
- (2) 進水直後……………（ # 荷重ケース 2 # ）
- (3) 載荷時……………（ # 荷重ケース 3 # ）

(1) 荷重ケースモデル化の方針

- (a) 熱荷重は考慮しない。
- (b) 荷重は全て Web Frame にかける。
- (c) 水圧は外板に対し直角に作用する分布荷重とする。
- (d) 自重は等分布荷重として Web Frame にかける。

- (e) 主軸重量は軸受台近傍の Web Frame に集中荷重としてかける。
- (f) プロペラ重量および Stern Tube 重量は Fr 12 Sec. の Web Frame における Gir. に集中荷重として分散する。
- (g) 機器重量、コンテナ重量および Hatch Cover 重量は 4 隅に分散させた集中荷重とする。
- (h) Portable Water Tank および Cooling Water Tank の水圧は集中荷重として Deck 面にかける。
- (i) 舵は Rudder Carrier の 2 点に集中荷重としてかける。
- (2) 拘束方向および拘束箇所
- (a) 各 Web Frame および Bulkhead (Fr 87 B_{hd} は除く) の Center Line 上節点は Trans 方向のみ拘束する。
- (b) 荷重ケース 1 の Fr 87 B_{hd} は縦部材の連続性により切断面に働く剪断力と曲げモーメントは盤木上における縦強度計算より求め集中荷重および分布荷重の形で切断面の節点に分散する。
- (c) 荷重ケース 2, および 3 における Fr 87 B_{hd} は 3 方向拘束とする。
- (3) 荷重ケース 1 (船台上)
- (a) Ships Condition
- (i) 進水前軸芯見透し時
- (ii) Mooring Winch, Steering Gear, Propeller, Main Shaft, Rudder 未搭載である。
- (b) 盤木のモデル化
- 船体はある弾性係数を持った盤木によって弾性支持されているものとする。弾性係数の精度はそのまま船体各部のたわみ計算の精度に影響するので、実際に実験を行ない $E = 25 \text{ kg/mm}^2$ とした。
- この盤木を等価な鋼製の棒要素に置き換えて計算を行なった。
- 盤木の配置については Keel 盤木は 0.833 m ピッチで、支柱は無視する。盤木 1 個の寸法は長さ 355 mm , 幅 1200 mm , 高さ 2000 mm , 材質は米松およびマイアンである。
- (4) 荷重ケース 2 (進水直後)
- (a) Ships Condition
- (i) Draft
- $$d_a = 8.050 \text{ m} \qquad d_f = 2.100 \text{ m}$$
- (ii) 機器重量
- | | | |
|-------------------|---|-------------------------------------|
| Mooring Winch | = | $10.0 \text{ t} \times 2 \text{ 台}$ |
| Steering Gear | = | $36.3 \text{ t} \times 1 \text{ 台}$ |
| Hyd Oil Pump Unit | = | $24.0 \text{ t} \times 1 \text{ 台}$ |
- (iii) Propeller = 36.0 t
- (iv) Main Shaft (軸受台含む) = 233.4 t
- (v) Stern Tube = 20.5 t
- (vi) Rudder = 111.0 t
- " Buoyancy = 43.4 t

(5) 荷重ケース 3 (載荷時)

(a) Ships Condition

(i) Draft

$$d_a = 11.000 \text{ m} \qquad d_f = 11.000 \text{ m}$$

(ii) 機器重量

Mooring Winch = 10.0 t × 2 台

Steering Gear = 36.3 t × 1 台

Hyd Oil Pump Unit = 24.0 t × 1 台

(iii) Propeller = 36.0 t

(iv) Main Shaft (軸受台含む) = 233.4 t

(v) Stern Tube = 20.5 t

(vi) Rudder = 111.0 t

Buoyancy = 56.0 t

(vii) Tank 重量

Potable Water Tank = 190.0 t

Cooling Water Tank = 33.0 t

(viii) Hatch Cover 重量 139.7 t

Hatch No	Center	P-Side	Total
10	22.6 t × 1/2	26.0 t	37.3 t
11	22.6 t × 1/2	26.0 t	37.3 t
12	22.6 t × 1/2	26.0 t	37.3 t
13	22.6 t × 1/2	16.5 t	37.3 t

(ix) Container 重量 (すべて 20' Container)

Hold No	CONTAINER 個 数									
	(1)		(2)		(3)		(4)		(5)	
	on Deck	Hold	on Deck	Hold	on Deck	Hold	on Deck	Hold	on Deck	Hold
No 10 Hold	3 × 1/2	3 × 1/2	3	3	3	3	3	3		
No 11 Hold	3 × 1/2	4 × 1/2	3	4	3	4	3	3	3	3
No 12 Hold	3 × 1/2	5 × 1/2	3	5	3	5	3	4	3	3
No 13 Hold	3 × 1/2	5 × 1/2	3	5	3	5	3	5	3	4

※ Container 総重量 $90.2 \times 119.5 = 1077.89 \text{ t}$

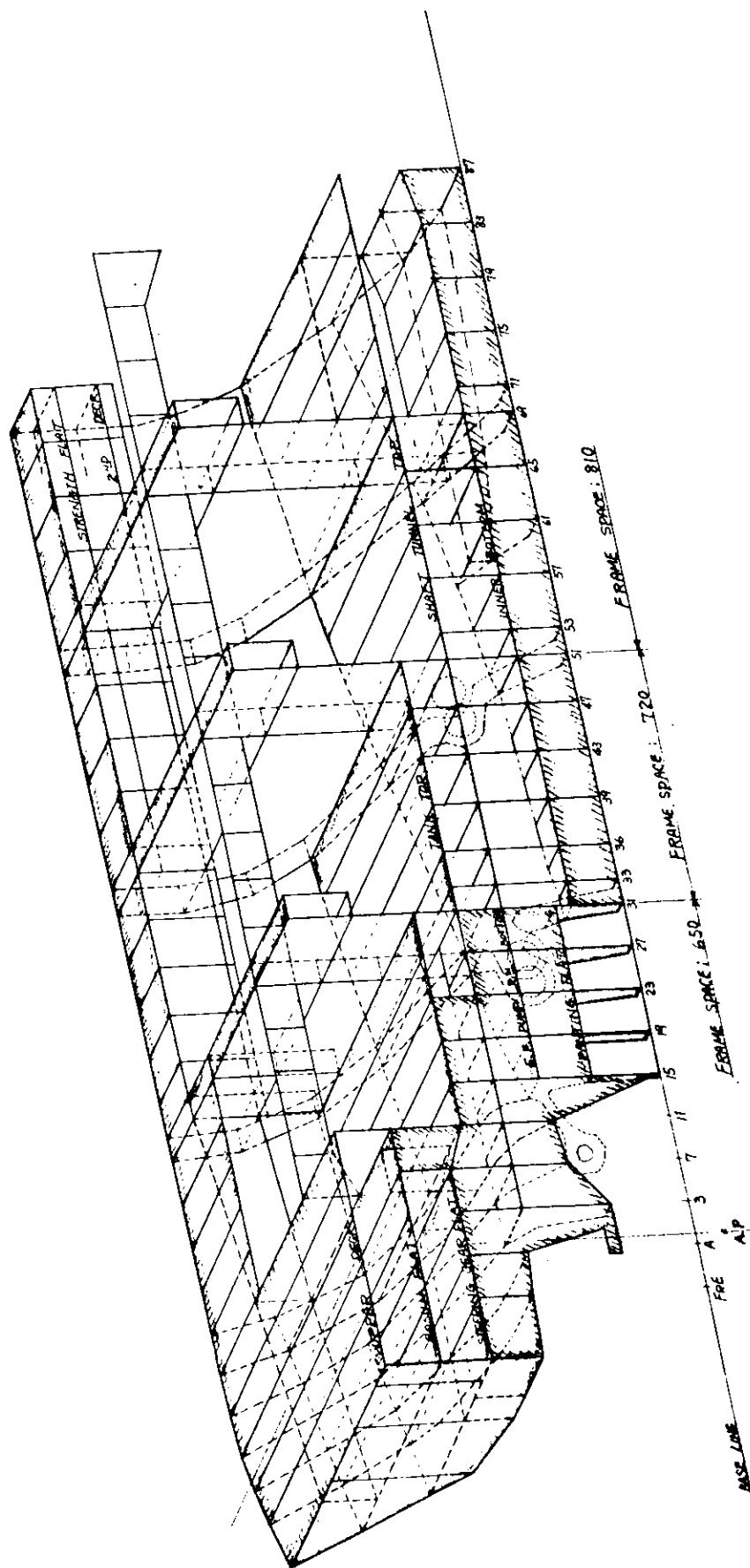
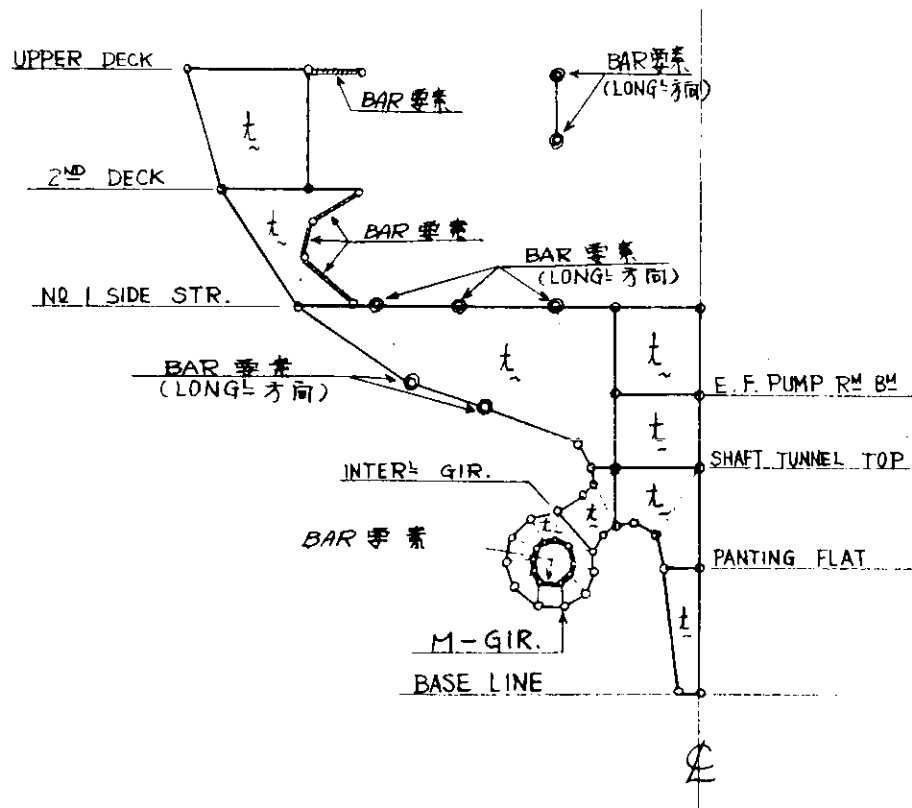


图 2.2.1 全体构造图



NOTES :

破線表示はGENERATED ELEMENT と示す。

図 2.2.2 Typical Web Frame Sec.
(Fr. 23 Sec.)

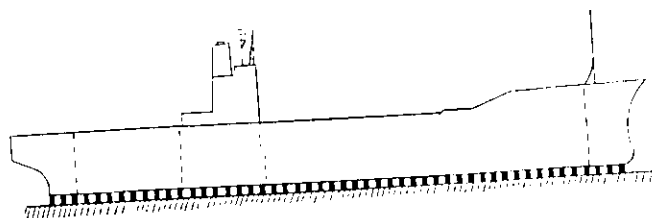


图 2.2.3 船台上Profile

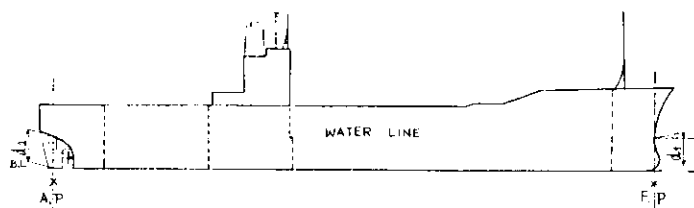


图 2.2.4 进水直後Profile

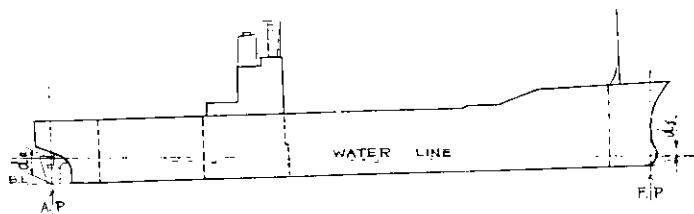


图 2.2.5 載荷時Profile

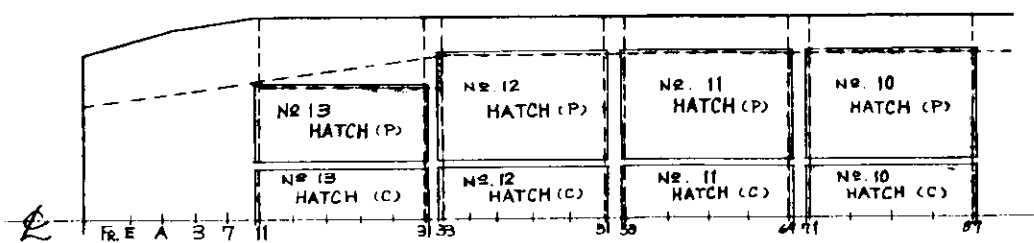


图 2.2.6 Upper Deck plan

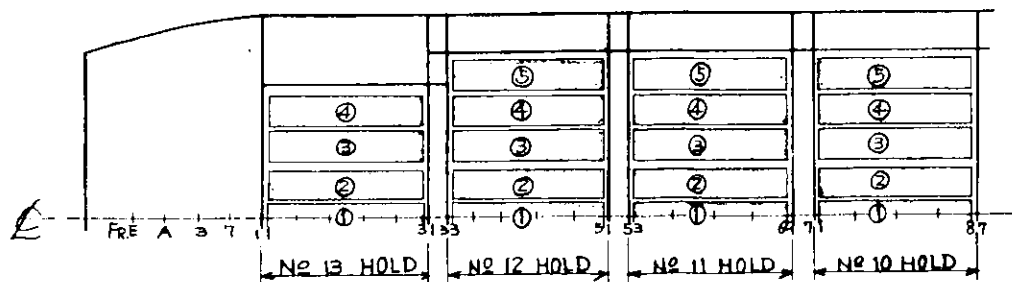


图 2.2.7 Hold plan

2.3 計算結果

2.3.1 荷重ケース1 (船台上)

Fr.23 Sec.の変位を図2.3.1に示す。本図においては Keel 面を原点とした Trans. Sec.の相対変位を示している。

2.3.2 荷重ケース2 (進水直後)

C.L. B^{hd}の変位を図2.3.2に示し、M-Gir.の上下方向の変位を図2.3.3に示す。また Fr.23 Sec.の変位を図2.3.4に示す。表示方法は荷重ケース1と同様である。

2.3.3 荷重ケース3 (載荷時)

C.L. B^{hd}の変位を図2.3.5に示し、M-Gir.の上下方向の変位を図2.3.6に示す。また Fr.23 Sec.の変位を図2.3.7に示す。

表示方法は荷重ケース1と同様である。

× TRG23 × PLOT OUT OF DEFLECTION

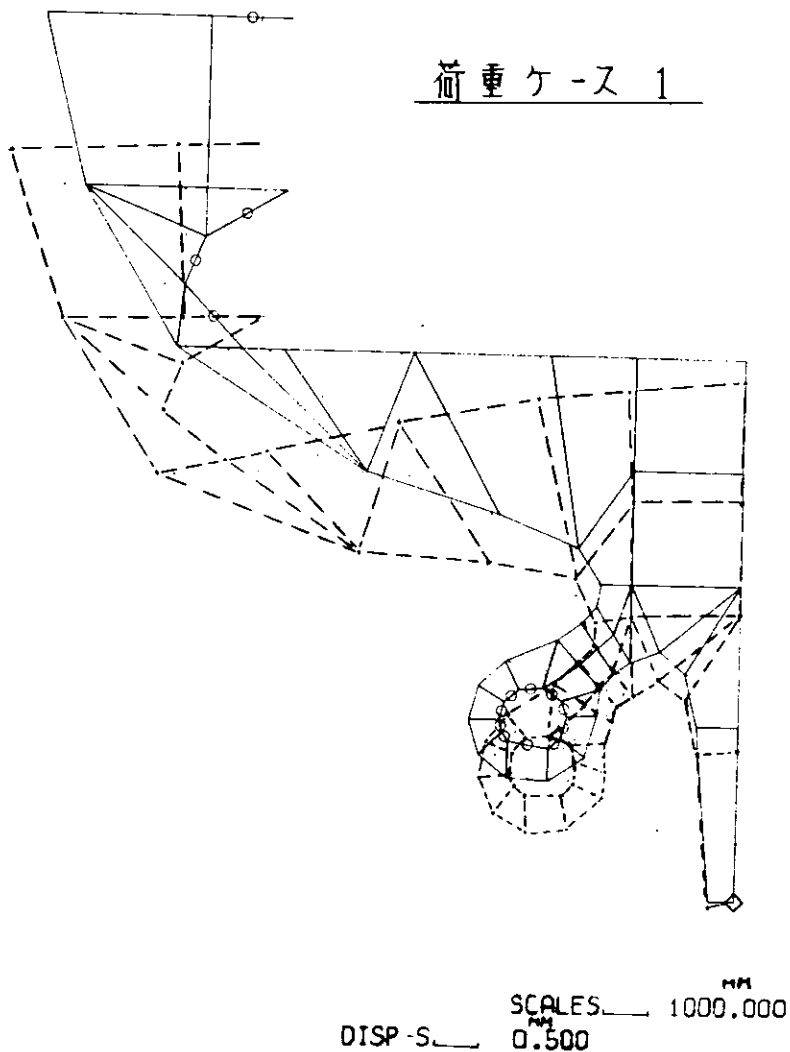
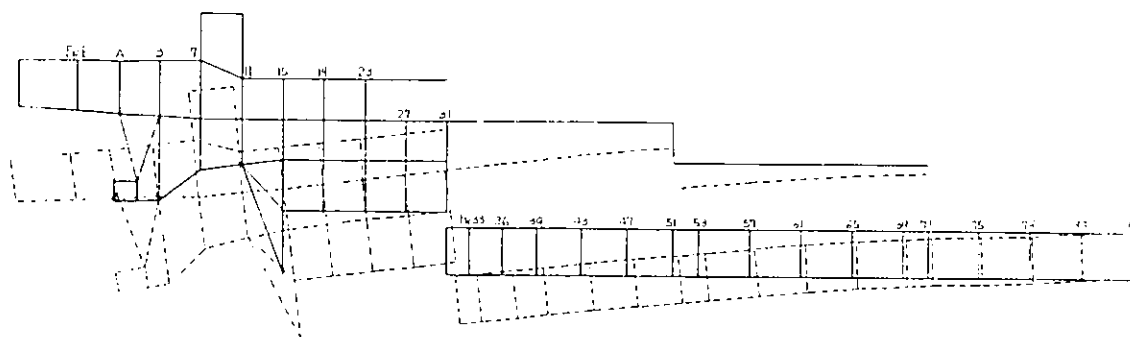


図 2.3.1

* CLBDH * PLOT OUT OF DEFLECTION

荷重ケース 2

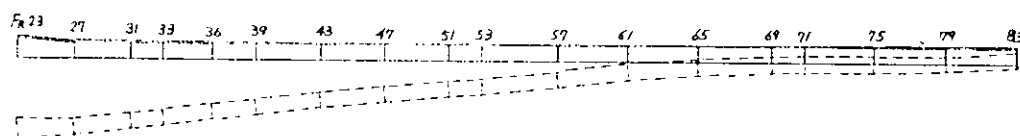


SCALES. 2000.000
DISP-S. 20.000

図 2.3.2

* M-GIR. * PLOT OUT OF DEFLECTION

荷重ケース 2



SCALES. 2000.000
DISP-S. 20.000

図 2.3.3

* TRG23 * PLOT OUT OF DEFLECTION

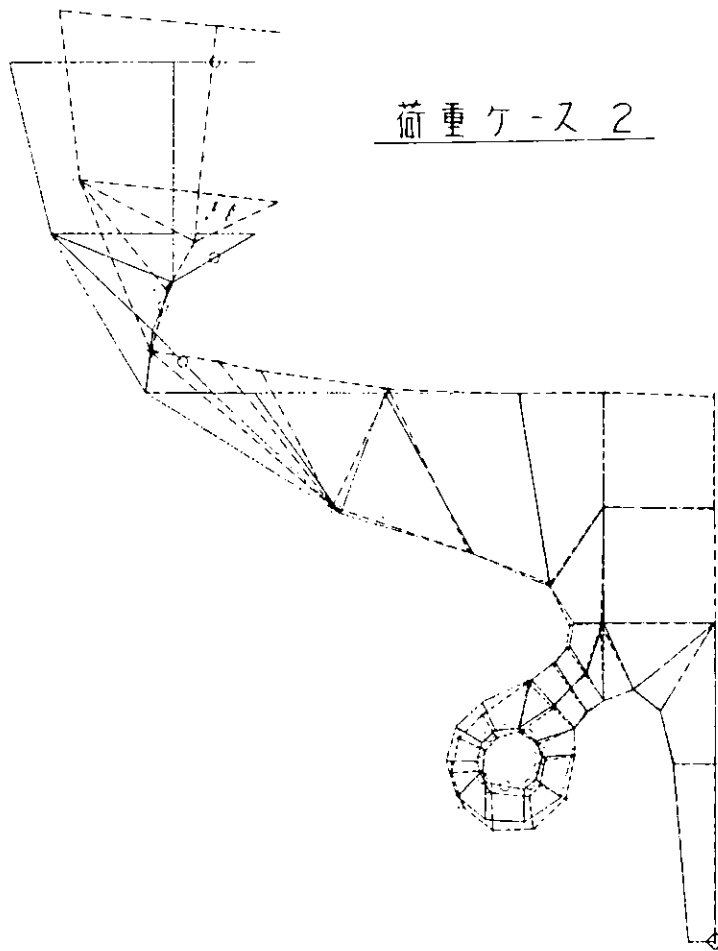


図 2.3.4 DISP-S. 0.500 SCALES. 1000.000^{MM}

CLBHD * PLOT OUT OF DEFLECTION

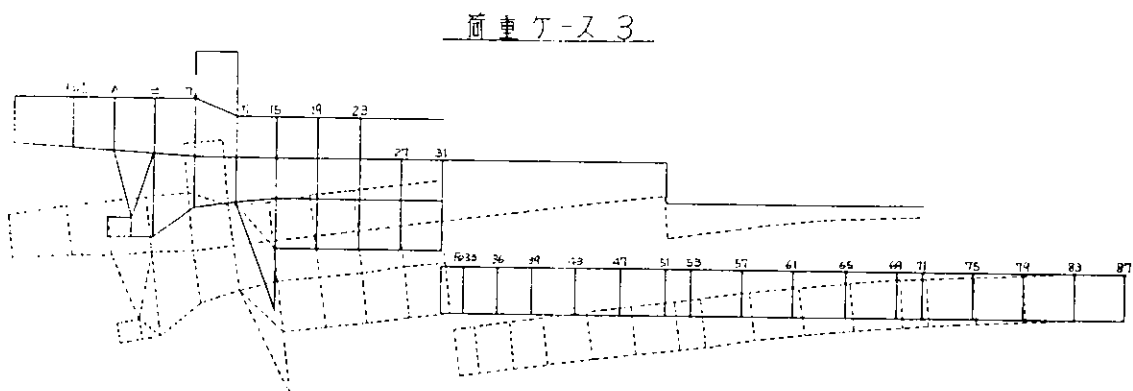
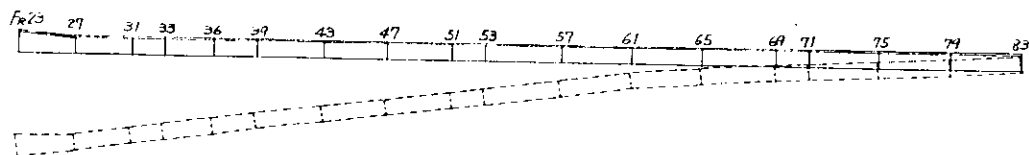


図 2.3.5

DISP-S. 20.000^{MM} SCALES. 2000.000

* M-GIR. * PLOT OUT OF DEFLECTION

荷重 ケ-ス 3

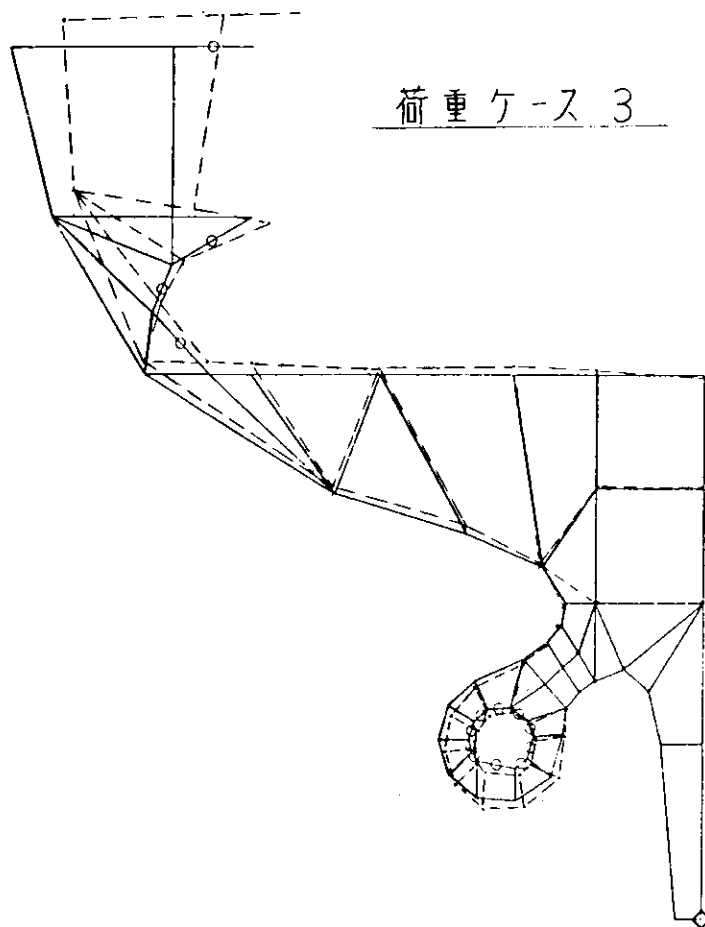


SCALES. 2000.000^{MM}
DISP-S. 20.000^{MM}

図 2.3.6

* TRG23 * PLOT OUT OF DEFLECTION

荷重 ケ-ス 3



SCALES. 1000.000^{MM}
DISP-S. 0.500^{MM}

図 2.3.7

2.4 計算結果の考察

- (1) 船体主構造の変位量およびその形状は梁理論による縦強度計算の結果とほぼ一致しており本計算は正確に行なわれたと考えられる。
- (2) ボッシングの船体主構造に対する上下方向の相対変位は Fr.23 Sec.の M-Gir 位置において自重により約 0.5 mm 下方に変形し、浮力により、この点が約 0.4 mm 上方に変形した。この数値はボッシングの骨組構造計算結果とほぼ一致する。したがって、本計算におけるボッシングのモデル化は妥当であったと考えられる。
- (3) ボッシングの船体主構造に対する相対変位は 10^{-1} mm の単位であり、その形状は船体主構造の変形にほぼ等しくなめらかな形状となっており特に大きな曲率の変化は認められない。本計算において 10^{-1} mm の単位で変形を論ずることは正確ではないが、少なくとも軸系アライメントに悪影響を及ぼす変形は生じていないと考えられる。また、供試船においても軸系の事故は発生していないことからみて本ボッシングは強度的に問題ないものと考えられる。

2.5 結 言

本計算では静的荷重による Bossing の変形について計算を行ない初期の目的を達成することができた。次年度には本計算結果に基づいて、簡易計算法およびバネ定数の算定を行なり予定である。また併せて動的荷重についても計算を行なり予定である。

〔3〕 実 船 試 験 計 測

3.1 軸系計測

3.1.1 緒 言

大型超高速船の開発にあたって解明しておかなければならないものの一つに多軸船の同舷軸系の軸受についての特異性がある。すなわち、これまでにある程度経験してきている大型一軸船の場合に比較して、つぎのようないくつかの特異性があり、少なくともその挙動につき、充分解明しておく必要がある。

- (1) 軸系全長が長く、外的条件の変化に伴う軸系全長にわたっての船体変形が必ずしも一様ではなく船尾付近などで局部的に変形の大きいところがありうる。

このため軸受荷重が変化し許容荷重を越える軸受も生じうる。

- (2) 船尾管軸受艀端支援部（ボッシングまたはストラット）は軸系の重量や支持部自体の水中における浮力や航走中の流体力などにより変形し、しかも上下方向ばかりでなく、左右方向にも変形することがありうる。

このため、軸が必ずしも軸受下部で支持されるとは限らず、軸受側面付近で支持されることも起りうる。

- (3) プロペラまわりの伴流分布が一軸船の場合とことなるのでプロペラに加わるスラストの偏心位置が変り、しかも外まわりの場合と内まわりの場合とでも様相が相違するようである。

このため、軸に大きな横方向の曲げモーメントがかかり、したがって、軸が必ずしも軸受下部で支持されるとは限らず、軸受側面付近で支持されることも起りうる。

- (4) 船尾管軸受支持部（ボッシングまたはストラット）の支持剛性が小さいので、軸系横振動の固有振動数がかなりさがり、常用回転範囲へ入ってくる懸念がありうる。

そこで、これらの特異性をいくらかでも解明すべくボッシング形式の船尾管軸受支持部を有する外まわりの二軸船にて後節にて述べる項目について実船計測を実施することにした。

3.1.2 計測対象船軸系主要目および計測内容

- (1) 計測対象船の軸系主要目

軸系は図 3.1.1 を参照されたい。

- (2) 海上運転計測状況

計 測 日	1973 年 6 月 22 日	6 月 25 日	7 月 9 日	7 月 16 日
計測場所	紀伊水道	同 左	同 左	同 左
天 候	晴	晴	晴	晴
海上状況	平 穏	平 穏	平 穏	平 穏
海水温度	24℃	24℃	23.5℃	25℃

- (3) 計測項目とその目的および計測位置

計測項目とその目的は以下に示すとおりである。

なお、計測位置は図 3.1.1 に示すとおりである。

- (a) ボッシング変形計測

上部構造や気温の変化、進水前の盤木の撤去、プロペラ軸やプロペラのごとき重量物取付け、船体の浮上などの影響でボッシングが変形し、ボッシングのボーリング時より軸心が変化することが考えられ、変形の程度によっては船尾管軸受の軸受性能に悪影響を与えることが考えられた。したがって、変形程度を把握することにした。

- (b) 主機より艀側の船体変形計測

進水前後で船体に変形するが変形の程度によっては中間軸受や、主機の位置が予想していたところから大きくずれて、据付位置に不具合を生ずることが考えられた。したがって、変形程度を把握することにした。

(c) 軸受（船尾管艤軸受艤端）に対する軸の相対変位の計測

航走中にプロペラからうけた外力によりプロペラ軸が曲げられたりボッシングに流体力が作用してボッシングが変形したりすることが考えられ、変形の程度によっては船尾管軸受の軸受性能に悪影響をおよぼすことが考えられた。したがって、この変形程度を把握してみることにした。

(d) 船尾管艤軸受艤端面下半周の温度分布の計測

前項(c)と同じ理由から軸受に対する軸の位置が変化することが考えられ、それが温度分布としてキャッチできるものと考えられた。

温度分布の様子によっては、船尾管艤軸受の軸受性能に悪影響をおよぼすことが考えられた。したがって、この温度分布を把握することにした。

(e) 軸系の固有横振動数の計測

柔軟なボッシングで支持されている軸系なので軸系横振動の共振点が常用回転範囲に入ってきて、軸系強度に不安の生ずるおそれがあったので確認する必要がある。

(f) 低速回転時の潤滑状態の計測

低速回転時に十分な油膜が形成されているかどうかを確認しておく必要がある。

(4) 使用計器

おもな使用計器を表 3.1.1 に示す。

3.1.3 計測装置および計測方法

(1) ボッシング変形

(a) ストレンゲージによる計測

図 3.1.2 に示すごとく、ボッシングと船尾底とに鋼管で保護された山形鋼を溶接し、ボッシングと船尾底との相対変位を山形鋼の伸縮としてストレンゲージにて計測した。

使用したストレンゲージは共和電業製 KFW-5-CI-L100 である。

図 3.1.3 および図 3.1.4 に示すように 2 枚をアクティブゲージに、他の 2 枚を温度補償ゲージとして計測した。

(i) 日中の変形は、気温変化、太陽の照射方向、天候などの複合した影響として 1 時間おきに計測した。

(ii) 気温変化に伴う変形は(i)の変形計測時気温も同時に計測しておき、気温ベースでデータを整理しなおすという方法をとった。

(iii) ボーリング台撤去前後の変形は、撤去前と撤去完了後との変位として計測した。

(iv) プロペラ軸搬出入前後の変形は軸室内にプロペラ軸があるときとボッシング内にプロペラ軸を挿入したときとの前後の変位として計測した。

(v) 進水後のボッシングの変形状態を船台上で想定してみるためにボッシング艤端に図 3.1.5 に示すようなダミー荷重 16 トンをつるし、つるす前後の変形を計測した。

なお、ダミー荷重 16 トンというのは（プロペラ重量）－（ボッシングに作用する浮力）に等値なものとして計算的に想定したものである。

(vi) プロペラ取付前後の変形は、A 船においては図 3.1.6 に示すごとく、プロペラ軸にプロペラ荷重をのせたときと、そのままの状態プロペラを船尾底の I ビームより 40 トンのチェンブロックにてつりあげたときとの前後の変位として計測した。B 船においては図 3.1.7 に示すごとく、プロペラが船尾底後部の I ビームにあるときと、プロペラ軸に装着したときとの相対変位として計測した。

(vii) 進水前後の変化は進水前 5 分と進水し本船が海上で停止したときとの変位として計測した。

(b) ダイアルゲージによる計測

図 3.1.8 にダイアルゲージによる船尾底とか船台底とかをボッシング先端との相対変位の計測要領を示す。

各々の計測時の状況は前項(a)ストレンゲージによる計測と同じである。

(2) 船体変形

(a) ギャップ・サグによる計測

ギャップとは図 3.1.9 に示すごとく、フランジ端面の開き具合であり、サグとは図 3.1.10 に示すごとくフランジ外周面のずれである。

軸受の相対位置が変化すると、このギャップとサグとに変化が生ずる。進水前後の変化をダイヤルゲージおよびすきみゲージとで計測し、軸受位置の相対変化をもとめた。

(b) 張出金物による計測

図 3.1.11 に示すごとく軸室内のボッシングつけ根付近の船体部より、型鋼製金物を軸系付近まで張出しその先端にダイヤルゲージをつけ、軸系との相対変位を進水前後に計測した。

(c) ジャッキアップによる計測

図 3.1.12 に示すごとく、軸受のすぐ付近で軸をジャッキにて押しあげ、軸の上昇をダイヤルゲージにて計測する。軸が軸受よりはなれると軸のスパンが長くなり軸受などの支点間の荷重影響が少なくなり、小さな荷重でも軸が大きく持ち上げられるようになる。図 3.1.13 にこの様子を示す。

ジャッキ荷重（ジャッキが軸を押しあげる力）と軸の持ちあがり量とをグラフ用紙にプロットすると図 3.1.14 のようになる。

この図 3.1.14 より軸が軸受よりはなれた瞬間のジャッキアップ位置でのジャッキ荷重（図 3.1.14 のイ）がわかる。

このジャッキ荷重よりつぎの補正をして軸受の荷重を推定した。

$$\text{すなわち} \quad R = -R_j (RIN_{bj} / RIN_{jj})$$

ここで R ; 軸受の荷重

R_j ; ジャッキ荷重

RIN_{bj} ; ジャッキ位置と軸受位置との荷重影響係数

RIN_{jj} ; ジャッキ位置での荷重影響係数

このような方法で渠中と浮上時とで軸受荷重を計測した。

(d) ストレンゲージによる計測

図 3.1.15 に示すごとく、中間軸受の艀、艀両側および船尾管艀軸受のごく近くの部分の軸に円周方向 180° へだててストレンゲージを軸方向にそわせて 2 枚はる。そして図 3.1.16 に示すようなブリッジ（アクティブゲージ 2 枚、ダミーゲージ 2 枚）をくんだ。

しかる後図 3.1.17 に示すように軸を 180° 回転させる。すると 2 枚のゲージの位置関係は上下が逆になる。軸はプロペラ重量や軸受反力や軸自身の自重により曲げモーメントを受けている。このために軸の上部は引張力または圧縮力をうけ、下部は上部と逆の力を受けている。

したがって、ストレンゲージが軸の上部にきたときと下部にきたときとは逆のひずみを生ずることになる。

軸を一回転させたときの回転角と軸表面のひずみとの関係は図 3.1.18 のようになる。

このような方法により各軸受近傍での軸表面のひずみの変化量を計測し、その位置での軸にかかっている曲げモーメントを知り、それより連続はりの三モーメント式を用いて各軸受部での軸の曲げモーメントを求めるとともに

各軸受反力を求めた。

この場合も渠中と浮上時とで計測した。

(3) 軸受に対する軸の相対変位

図 3.1.1.9 に示すように、船尾管艀軸受の艀端に軸受に対する軸の上下および左右方向の動きを検出するように 2 対の差動トランスをとりつけた。差動トランスの構造図を図 3.2.2.0 に示す。

そして各種操船時の船尾管艀軸受の艀部に対する軸の上下および左右方向の動きを計測した。

なお、艀シールケーシングにも 2 対の差動トランスをとりつけたが失敗に終わったことは残念であった。

(4) 軸受温度分布

図 3.1.2.1 に示すごとく船尾管艀軸受に 5 本の熱電対式遠隔温度計をさしこみ、各種操船時の軸受温度の変化および温度分布を計測した。

(5) 軸系の固有横振動数

(a) 船尾管内差動トランスによる計測

(3)軸受に対する軸の相対変位計測と同一の手段で計測した。

(b) 船内軸感知レバーによる計測

図 3.1.2.2 に示すような感知レバーにより軸の振動を海上運転時に計測した。

(c) 船内軸系曲げ変動による計測

図 3.1.2.3 に示すように、軸表面に円周方法 180° へだててストレンゲージを軸方向にそわせて 4 枚はり、軸の回転およびプロペラよりの振動による軸の曲げ変動を海上運転時に計測した。

ゲージの結線要領を図 3.1.2.4 に示す。

(d) 起振機による計測

後部上甲板に起振機を設置し、後部船体、軸室、ボッシング軸系を加振させ、軸系の上下、左右方向の振動を船台上および進水後の軸結合後に加速度計を用いて計測した。

(6) 低速回転時の潤滑状態

片軸運転時を利用し、船速増速中に遊転軸系の回転しはじめるときの船速および遊転回転数を記録した。また、減速中にも遊転軸系の回転停止直前の船速^{*}および遊転回転数を記録した。

(a) 船速の計測

本船の船橋にそなえつけの船速計を読んだ。

(b) 軸回転数の計測

図 3.1.2.5 に示すように軸に豆磁石をつけ、一方、軸の近くには鉄心にまきつけたコイルを固定し、そのコイルの両端を電磁オシロに接続した。軸が回転するごとに豆磁石がコイルのそばを通過し、そのたびにコイルに電流が生じ電磁オシロのガルバーがふれる。一方、電磁オシロには一定速度で感光紙を流しておき、感光紙上のガルバーのふれの記録間隔より軸回転数を求めた。

3.1.4 計測結果と結果の解析

以下に述べる計測結果は、一般に A 船にて実施した結果であるが、(1)項は A 船、B 船にて実施したものであり、また(2)項の(a)、(b)は B 船にて実施したものである。

(1) ボッシング変形計測結果とその解析

(a) ストレンゲージによる計測結果

表 3.1.2 に計測結果を示す。

* この計測は別の目的で実施し、本研究に追加したものなので船速の一部のデーターはとれていないことをことわっておく。

表 3.1.2 で単位はすべて mm, + は上方および船体中心方向の変位を示し, - はその逆方向の変位を示す。(以後表 3.1.3 ~ 表 3.1.5 も同様)

(b) ダイヤルゲージによる計測結果

表 3.1.3 に計測結果を示す。

(c) 計測結果の解析

(i) 概略計算による変形推定値

図 3.1.2.6 に示す要領でボッシング変形の推定値を計算した結果を表 3.1.4 に示す。

(ii) 計測結果と計算結果との比較および吟味

計測結果と計算結果との比較を表 3.1.5 に示す。

表 3.1.5 からわかることを以下に示す。

(イ) A 船と B 船とでプロペラをとりつけたときのボッシングの変形量が大きく異なるが、これは 3.1.3 (1)(a)(vi) のべたごとくプロペラとりはずしの想定状態が異なるためと思われる。

(ロ) 計測結果と計算結果はすべて 0.1 mm のオーダーである。

(ハ) 大体の傾向として計測値は計算値より大きい。

ボッシング先端につけたダミー荷重 1 トンあたりの変化量をみれば計測値と計算値の大小の傾向がより明確である。

(ニ) ストレンゲージによる計測とダイヤルゲージによる計測の二法を採用したが、いずれの計測法がすぐれているかは結論を出しがたいが、しいて判断すれば計算値に近い値が割合多いことからストレンゲージによる方法がややすぐれているようである。特に進水前後の計測値と計算値とはかなり似た値となっている。しかし、ストレンゲージによる計測は A 船、B 船の両方に実施したが、プロペラ軸搬出入前後の変形は同じ状態での計測なのに相違している。今後計測法についてさらに吟味していくべきであろう。

(ホ) ダミー荷重 1.6 トンをボッシング先端にかけて海水中における各種荷重(プロペラ重量、浮力)を空中で想定することを試みたが、1.6 トンはやや大きいきらいのあることがわかった。

(ヘ) 気温の変化や積装工事に伴うだけで 0.22 mm 位の左右方向および上下方向のボッシング変形がみとめられた。

(ト) ボーリングより進水後までの間の変形は、上下方向の計算予想値が + 0.38 mm であるのに対して + 0.45 ~ 0.50 mm、左右方向の計算予想値が + 0.28 mm であるのに対して + 0.15 ~ 0.16 mm 程度であることがわかった。

○表 3.1.2 でフレーム 14 ではプロペラ軸をボッシング内に搬入したとき、左右方向は他の場合とは逆に変位するがその原因は不明である。

○ボッシング先端と船尾底との相対変位は、ストレンゲージで計測してもダイヤルゲージで計測しても短時間(数分位)で 0.01 mm 程度の変化があり、表 3.1.2 および表 3.1.3 の値の有効数字二桁目は、どの程度正確か保証できないが 0.01 mm あるいは 0.001 mm のオーダーまで示した。

○表 3.1.2 で気温上昇によるボッシングの変形は、計測の性質上、他の要因による変形の入っていることも考えられ、正確は期しがたかったが一応参考のため示してみた。

(2) 船体変形計測結果とその解析

(a) ギャップ、サグによる計測結果

進水前後の軸のギャップ、サグの変化よりもとめた軸受位置の変化の計測結果を図 3.1.2.7 に示す。

(b) 張出し金物による計測結果

張出し金物を利用した進水前後の軸と船体との相対位置の変化の計測結果を表 3.1.6 に示す。

(c) ジャッキアップおよびストレンゲージによる計測結果

表 3.1.7 にジャッキアップおよびストレンゲージにより計測した軸受荷重および軸曲げモーメントの計測結果を

示す。

図 3.1.28 に浮上時（重査時）のジャッキアップによる軸受荷重計測の 1 例を示す。また図 3.1.29 に渠中にてドライアップしたときのジャッキアップによる軸受荷重計測の 1 例を示す。

(d) 計測結果の解析

- (i) ギャップ、サグによる軸受位置の相対変化は計測した範囲内では上下方向、左右方向とも 0.3 mm 程度である。
- (ii) 張出し金物による軸受と船体との相対変位はギャップ、サグによりもとめた軸受位置の相対変化量よりはるかに小さいが、船体の横断面が縦断面や水平断面に比較して相対変化が小さいからと考えられる。
- (iii) 表 3.1.8 に供試船の場合の軸受反力の影響係数を示す。

これと表 3.1.7 とから渠中時と浮上時との軸受相互間の相対変位はせいぜい 0.2 mm 程度と考えられる。

- (iv) 進水前後の軸受位置の相対変化に比較して渠中（ドライアップ）と浮上時の軸受位置の相対変化がずっと小さいが、これは進水前後の場合、盤木の状態が相違しているためと考えられる。

(3) 軸受に対する軸の相対変位計測結果とその解析

(a) 計測結果

図 3.1.30 に軸停止時より軸を前進回転（睨よりみて右まわり）させて、その後軸を再び停止させたときの軸の相対変位の経過を示す。

図 3.1.31 に軸停止時より軸を前進回転させて、その後軸を後進回転させたときの軸の相対変位の経過を示す。

図 3.1.32 に 110 rpm にて航走中、右舷へ 15° 舵をきったときの軸の相対変位の経過を示す。

図 3.1.33 に 110 rpm にて航走中、舵を右舷 15° よりもとへもどしたときの軸の相対変位の経過を示す。

図 3.1.34～3.1.36 に前進より後進に入った後の軸の動きを示す。

図 3.1.37 に 92.5 rpm のときの軸の動きを示す。

(b) 計測結果の解析

- (i) 図 3.1.30 よりあきらかなように船尾管艀軸受艀端においては、軸受に対する軸の相対位置変化は軸受潤滑理論により予想されるのと逆になっている。

ただし、船尾管艀軸受艀端は計測に失敗し、軸受に対する軸の相対変位は不明である。

- (ii) 図 3.1.31 よりわかるように軸を正転させ、しかる後逆転させる際瞬間的に軸が停止することがあるが、このとき軸の上下方向の位置は急激に低下することはない。

- (iii) 図 3.1.32 および図 3.1.33 では、舵をきると軸が相対的に 0.15 mm ほど低下し、舵をもとにもどすと軸の位置もとに復する。なお、左右方向の軸の動きはみとめられない。なお、舵角を同時に計測し、それと対比することは失敗したので、細かい点の解析はできなかった。

- (iv) 図 3.1.34 および図 3.1.35 にみられるように、本船が通常後進に入ると必ず軸回転数の半分の周期で左右方向に振動が一時的に観察されるが、原因は不明である。

- (v) 図 3.1.36 によれば、後進時は軸は不安定な動きをしている。

- (vi) 図 3.1.37 は、起振試験の結果得られた軸系横振動の固有振動数の存在する付近の回転数 92.5 rpm における軸の動きを示しているが、この図からみる限り横振動の共振はみとめられず、たとえ横振動の共振を起しているとしてもそれによる軸周速への影響により油膜厚さの変化は起っていないようである。

- (vii) 各回転数における軸受に対する軸の相対位置を計測したが、それによると 60 rpm 以上では相対位置はほぼ一定のようである。

なお、 60 rpm 以下については計測できなかったため不明である。

(4) 軸受温度分布計測結果とその解析

(a) 計測結果

図 3.1.3.8 に計測結果を示す。山積はその日の海上運転の予定であり、実際の本船の運航状態は多少異なる。

表 3.1.9 に海上運転時の右舷軸系の各軸受温度を示す。

(b) 計測結果の解析

- (i) 海上運転中大きな旋回を何度もおこなったが、コントロールルームの本船装備の遠隔温度計でも、今回の計測結果でも顕著な温度上昇はみとめられず、せいぜい 0.5℃ 以内の温度変化であった。
- (ii) 主機起動とともに軸受の温度が徐々に上昇、主機停止すれば徐々に低下する。各負荷を長期にわたって計測していないので温度安定を確認していないので、はっきりしたことはいえないが、軸受温度は主機の負荷にあまり関係ないようで温度の巾としては 6℃ 以内である。
- (iii) 船尾管内潤滑油温度、中間軸受温度も主機の負荷にあまり関係ないようである。
- (iv) 表 3.1.9 において No.4 中間軸受が他の中間軸受より若干高めであるが、これは本軸受が他の軸受と構造が若干異なる、いわゆるトーイング軸受（軸系遊転時スラストをもうけもつ軸受）であるためであろう。
- (v) 船尾管艀軸受の温度分布の傾向としては最下部でもっとも温度が高く、傾面についてはほぼ同じ温度を示しており、明確な差異はみとめられなかった。いずれにせよ温度の巾は 2.5℃ 以内である。

(5) 軸系の固有横振動数計測結果とその解析

(a) 船尾管内差動トランスによる計測結果

図 3.1.3.9 に海上運転時の軸受と軸との上下、左右相対振動の 1 次成分の振巾を示す。

図 3.1.4.0 に海上運転時の軸受と軸との上下相対振動の 5 次成分の振巾を示す。

(b) 船内軸感知レバーによる計測結果

図 3.1.4.1 に船内軸の艀側計測点での上下、左右の振動の振巾を示す。

図 3.1.4.2 に船内軸の艀側計測点での上下、左右の振動の振巾を示す。

(c) 船内軸系曲げ変動による計測結果

図 3.1.4.3 に船内軸の艀側計測点での曲げモーメントを示す。

図 3.1.4.4 に船内軸の艀側計測点での曲げモーメントを示す。

(d) 起振機による計測結果

図 3.1.4.5 にフレーム 2.4 における上下振動の加速度を示す。

図 3.1.4.6 にフレーム 2.4 における左右振動の加速度を示す。

図 3.1.4.7 にフレーム 4.0 における上下振動の加速度を示す。

図 3.1.4.8 にフレーム 4.0 における左右振動の加速度を示す。

(e) 計測結果の解析

- (i) 理論解析および起振機による計測から供試船の軸系の固有横振動数は 460 cpm (9.2 rpm) にあるが、海上運転時の船尾管内および軸室内の軸振動や軸室内の曲げ変動計測結果ではピークが見出されなかった。これは軸系長が長いことにより減衰が大きいためだろうと推定される。このことから、この程度の軸系横振動であれば船尾管軸受の油膜に悪影響をおよぼしていないものと想像される。
- (ii) 図 3.1.3.9 よりわかるとおり、船尾管艀軸受艀端では左右方向よりもむしろ上下方向の振巾が大きい。

(6) 低速回転時の潤滑状態の計測結果とその解析

(a) 計測結果

図 3.1.4.9 に左舷軸系が主機と切り離されて遊転しているときの船速と左舷軸系の遊転回転数と右舷軸系の駆動回転数の計測結果を示す。

図 3.1.5 0 に左舷軸系が主機と結合されたまま遊転しているときの計測結果を示す。

(b) 計測結果の解析

- (i) 図 3.1.4 9 の "A" 部分がわかるように船速が 4 ノットになったときに左舷軸系が遊転しだす。このときの固縛トルクは別途計測した結果および推定計算によれば 3.3~4 t-m となっている。このことから遊転しはじめるときの軸と軸受との静止摩擦係数は 0.05~0.07 程度と考えられる。

このように実船の静止摩擦係数が小さいのは、潤滑油が軸と軸受との間に充満していることと、船体が動いているため軸下面と軸受面との間にわずかではあるが潤滑油が入りこんでいくためと考えられる。このとき 15 rpm として軸受損失馬力は 6.5 HP 程度と推定される。

- (ii) 船が減速するときは遊転軸の回転数は船速とともに徐々に減少し、決して急に停止することのないことが図 3.1.4 9 の "B" でみられる。

このことより軸が一度回転しだすと、あとはごく低回転でも軸と軸受とが潤滑されているのがわかる。そして軸停止時の船速は 4 ノット以下と推定され(計測データーなし)、摩擦係数も 0.05 以下と考えられる。

- (iii) 図 3.1.5 0 においても一度軸が遊転するとかなり低速になるまで左舷軸系は遊転を続け、船速 5.5 ノットのとき 7 rpm 位から急激に停止する。この場合、主機が結合されているので(ii)に比して船速も大きいときで、しかも急停止したものと考えられる。

3.1.5 計測結果の考察

(1) ボッシング変形および船体変形の計測結果に対する考察

高速多軸船において軸心見とおしを行なった後、居住区および機関室機装、プロペラ軸やプロペラのごとき重量物のとりつけ、進水前の壁木の撤去、進水後の浮力などで船体およびボッシングが変形したが、供試船の場合、軸ならびに不都合^{*}を生じたり、航走時軸受性能に悪影響をおよぼさないことが判明した。

また、供試船の場合、航走時ボッシングまわりの伴流分布により外力をうけてボッシングが変形し、そのために船尾管軸受性能に悪影響をおよぼしているというようなことのないことが判明した。

(2) 軸受に対する軸の相対変位および軸受温度分布の計測結果に対する考察

船尾管艀軸受艀端部では軸が回転しているとき、軸受に対する軸の相対位置が軸受潤滑理論で予測されるのとは逆の位置であることが判明した。船尾管艀軸受艀端部での軸の相対位置の計測には失敗したので、何んともいえないが、仮に艀端部でも軸受潤滑理論と逆の位置になっていたとすれば、すなわち、船尾管艀軸受全長にわたって軸受潤滑理論と逆の位置になっていたとすれば、油膜が形成されず軸受は焼損していたはずである。しかし、現実には軸受焼損は発生しておらず、また、船尾管艀軸受艀端部温度分布の計測結果から軸受下部がもっとも高く、左側および右側が特に高いという傾向がないので、少なくとも船尾管艀軸受艀端で軸受潤滑理論と逆になっていたとは考えられない。

なお、プロペラに加わる外力については、50 年度に供試船の姉妹船でプロペラおよびプロペラ軸に生ずる応力を計測する計画なのでその際解析したい。

(3) 軸系の固有横振動数の計測結果に対する考察

供試船のボッシングおよび軸系の固有横振動数は起振実験よりあきらかに 460 cpm (92 rpm 相当) 付近にある。ところが海上運転時軸回転数を 2 rpm ずつ徐々にあげて計測したが、92 rpm 付近でボッシングと軸との相対位置に共振らしき現象は呈しなかった。

(4) 低速回転時の計測結果に対する考察

極低速回転時は軸と軸受との摩擦係数は大きい、周速が小さいため発熱量が少ないし、高速回転時は周速が大き

* ボッシングが局部的に変形すると、主機の据付位置が軸心見とおし線よりはずれることが考えられるが、供試船の場合、あらかじめボッシング部の変形を計算し、主機据付位置のずれを予想しそれに対処したので、この点から発生する不都合をとりのぞいていた。

いが油膜ができるため、摩擦係数が小さいので発熱もさして問題とならない。ところが、たとえば20rpm前後の低速回転時には油膜が不完全なため摩擦係数が割合大きく、しかも周速も決して小さくないので、発熱量が大きくなり軸受トラブルの発生が懸念されている。

供試船の遊転回数が15rpmぐらいのとき摩擦係数は0.07以下であり、発熱量も問題ないことがわかった。

表 3.1.1 おもな使用計器

計 器	メ ー カ	型 式
静 歪 計	共 和 電 業 社	S M 6 0 B
ス イ ッ チ ボ ッ ク ス	同 上	S S - R
動 歪 計	同 上	D P M - E D P M - N
ロ ー パ ス フ ィ ル タ ー	同 上	L F - 6 C
打 点 記 録 計	横 河 電 機 製	E R B - 1 2 - 3 0 - 2 3
熱 電 対	村 山 電 機 製	鉄コンスタンタン熱電対
差 動 ト ラ ン ス	計 測 者 自 製	
感 知 レ バ ー	同 上	
ス ト レ ン ゲ ー ジ	共 和 電 業 製	K F W - 5 - C 1 - L 1 0 0
電 磁 オ シ ロ	同 上	ラビコーダー

表 3.1.2 ストレンゲージによる計測

状 態	計測船	Fr. 12 にて		Fr. 14 にて	
		上下方向	左右方向	上下方向	左右方向
日中変化(船台上, 船体支持一定)	A	± 0.045 ^{mm}	± 0.06 ^{mm}	—	—
船台上気温上昇	A	$-0.0135/^{\circ}\text{C}$	$+0.0135/^{\circ}\text{C}$	—	—
プロペラ軸取付前(48.1.10~1.30) 上部構造が変化	A	+0.022	+0.063	—	—
プロペラ軸取付前後	A	+0.225	+0.13	+0.14 ^{mm}	-0.117 ^{mm}
	B ₂	+0.29	+0.11	—	—
ボーリング台撤去前後	B ₄	-0.17	0	—	—
プロペラ取付前後	A	+0.72	+0.40	+0.16	+0.108
	B ₃	+0.50	+0.24	—	—
進水前盤木変化(48.2.14まで)	A	+0.22	+0.22	+0.075	-0.18
	B ₁	+0.22	+0.01	—	—
進 水 前 後	B ₅	-0.34	-0.20	—	—
	$\sum_{i=1}^5 B_i$	+0.50	+0.16	—	—
	B ₁ +B ₂ +B ₅	+0.45	+0.15	—	—

注: B₅ 以外は船台上(空中)を示す。

表 3.1.3 ダイアルゲージによるボッシング変形計測結果

状 態	上下方向	左右方向	備 考
プロペラ軸取付前後	+0.14 ^{mm}	+0.15 ^{mm}	
プロペラ取付前後	+0.86	+0.72	
ボッシング先端に16tonダミー荷重取付前後	+0.40	+0.20	
プロペラ軸 + ダミー荷重 (ボッシング先端に16ton)	+0.54	+0.35	海水中における荷重 (プロペラ軸+プロペラ浮力) を想定したもの
ボッシング先端の荷重	+0.025	+0.0125	
1tonあたりの変位量	$(=\frac{0.40}{16})$	$(=\frac{0.20}{16})$	

注: すべて A 船の計測結果を示す。

表 3. 1. 4 ボッシング変形の推定計算値

状 態	上 下 方 向	左 右 方 向	備 考
プロペラ軸 取付前後	+0.146 ^{原形}	+0.102 ^{原形}	
プロペラ 取付前後	+0.554	+0.398	
進 水 前 後	-0.320	-0.220	
プロペラ軸 + プロペラ 取付後	+0.700	+0.500	
プロペラ軸 + プロペラ取付 進水後	+0.380	+0.280	
プロペラ軸 + ダミー荷重 (ボッシング先端に 16 ton)	+0.380	+0.280	海水中における荷重 (プロペラ軸 + プロペラ浮力) を 空中でダミー荷重で実現する。
ボッシング先端の荷重 1 ton あたりの変位量	+0.013 $(=\frac{-0.214}{16})$	+0.011 $(=\frac{-0.178}{16})$	

表 3. 1. 5 ボッシング変形の計測結果と計算結果

	計測法	計測船	上 下 方 向		左 右 方 向	
			計測値	計算値	計測値	計算値
プロペラ軸 取付前後	⊗	A	+0.225 ^{原形}	+0.146 ^{原形}	+0.13 ^{原形}	+0.102 ^{原形}
		B	+0.29		+0.11	
	⊗	A	+0.14		+0.15	
プロペラ 取付前後	⊗	A	+0.72	+0.554	+0.40	+0.398
		B	+0.50		+0.24	
	⊗	A	+0.86		+0.72	
進 水 前 後	⊗	B	-0.34	-0.32	-0.20	-0.22
プロペラ軸 + プロペラ 取付後	⊗	A	+0.945	+0.70	+0.53	+0.50
		B	+0.79		+0.35	
	⊗	A	+1.00		+0.87	
プロペラ軸 + プロペラ取付 進水後	⊗	$\sum_{i=1}^5 B_i$	+0.50	+0.38	+0.16	+0.28
		$B_1 + B_2 + B_5$	+0.45		+0.15	
	⊗	A	+0.54		+0.35	
プロペラ軸 + ダミー荷重 (ボッシング先端に 16 ton)	⊗	A	+0.54			
ボッシング先端の荷重 1 ton あたりの変位量	⊗	A	0.025	0.013	0.0125	0.011

注：⊗はストレンゲージによる計測結果，⊗はダイヤルゲージによる計測結果をあらわす。

表 3. 1. 6

		進 水 直 前	進 水 直 後	軸のボッシング付け根に対する動き
Fr 25	上 下	10.283 ^{mm}	10.264 ^{mm}	0.019 ^{mm} 下側へ
	左 右	9.534	9.456	0.078 外側へ
Fr 36	上 下	10.129	10.080	0.049 下側へ
	左 右	9.149	9.120	0.029 外側へ
Fr 46	上 下	10.186	10.083	0.103 下側へ
	左 右	9.962	9.967	0.005 中央へ
気温：軸室内 21.5℃ 水温：22.5℃ 吃水： $d_a = 7.885m$ 外 気 18.8℃ $d_f = 2.115m$				

注：B 船のみ

表 3. 1. 7 軸受反力と軸曲げモーメントの渠中，浮上時の変化

	渠 中			浮 上 時		
	曲げモーメント (ton-m)	軸 受 反 力 (ton)		曲げモーメント (ton-m)	軸 受 反 力 (ton)	
		ストレンゲージ による計測値	ジャッキアップ による計測値		ストレンゲージ による計測値	ジャッキアップ による計測値
船尾管艀軸受艀端	—	—	—	—	—	—
同 上 艀端	—	—	—	—	—	—
船 尾 管 艀 軸 受	18.2	23.8	24.5	21.4	26.6	26
第 6 中 間 軸 受	14.9	20.5	20	12.3	19.3	23
第 5 同 上	11.7	20.3	22	10.6	20.5	22
第 4 同 上	14.8	20.6	24	14.9	20.5	23
第 3 同 上	12.3	21.2	—	20.2	22.7	—
第 2 同 上	18.4	24.9	—	21.7	25.2	—
第 1 同 上	15.0	25.5	—	17.7	25.4	—

注：A 船のみ

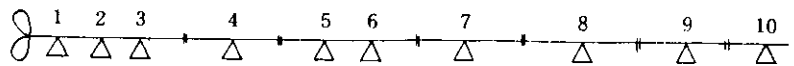


表 3. 1. 8

直線上に並べた時の反力

支 点	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
反 力	65.446^T	-	18.634^T	26.313^T	19.850^T	24.535^T	21.945^T	25.446^T	25.420^T	18.256^T

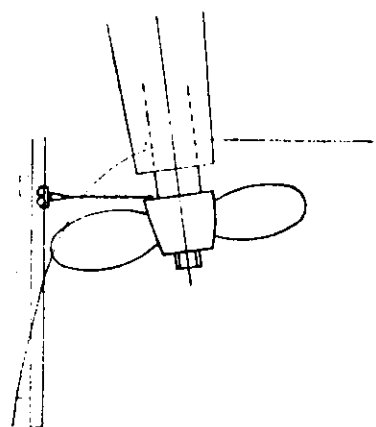
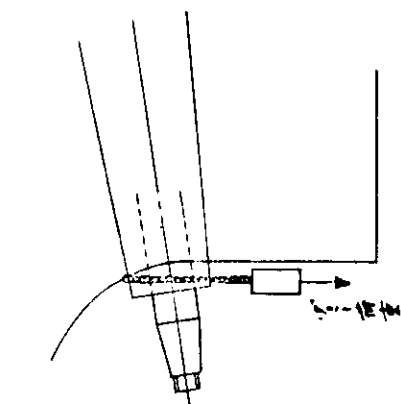
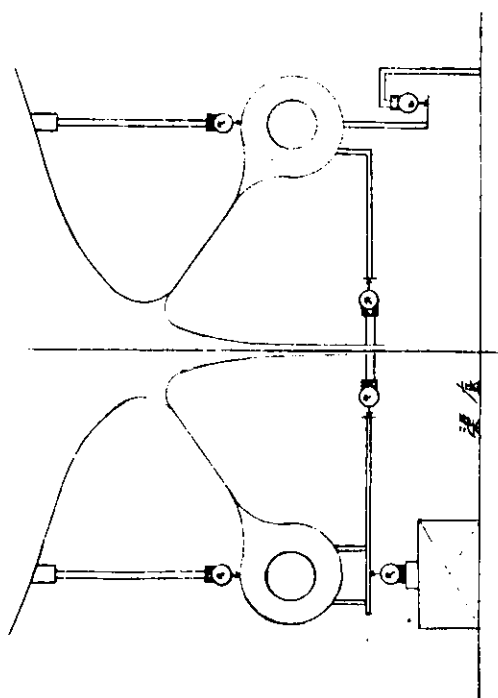
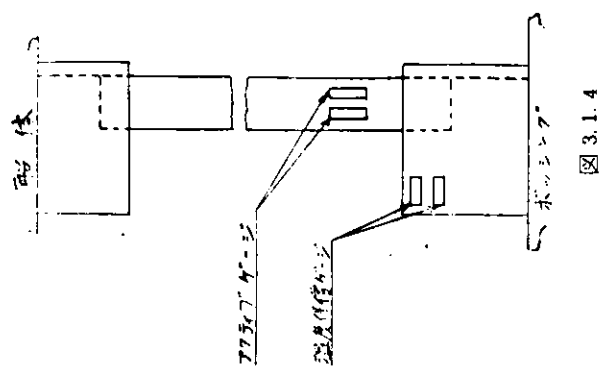
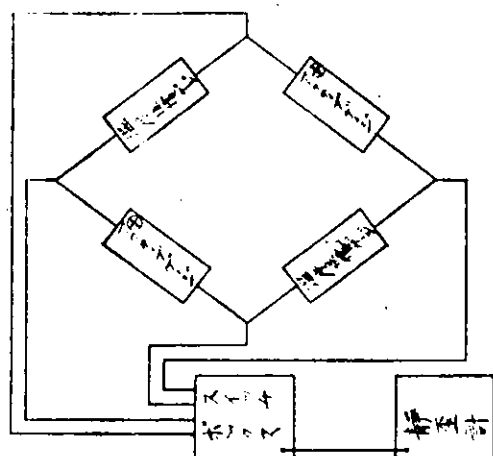
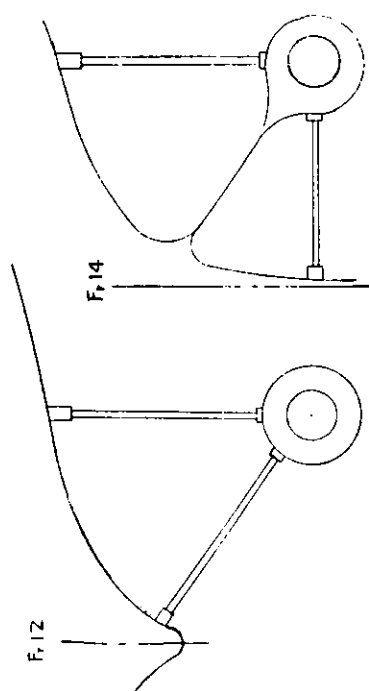
影響係数 (Kg / 0.1 m down)

支 点 支 点	1	3	4	5	6	7	8	9	10
1	-187	+368	-232	+64	-17	+4	-1	+0	-0
3	+368	-795	+630	-255	+66	-17	+4	-1	+0
4	-232	+630	-797	+580	-230	+61	-14	+4	-0
5	+64	-255	+580	-739	+521	-211	+49	-13	+4
6	-17	+66	-230	+521	-681	+491	+185	+50	-15
7	+4	-17	+61	-211	+491	-611	+404	-172	+51
8	-1	+4	-41	+49	-185	+404	-485	+356	-159
9	+0	-1	+4	-13	+50	-172	+386	-533	+279
10	-0	+0	-1	+4	-15	+51	-159	+279	-159

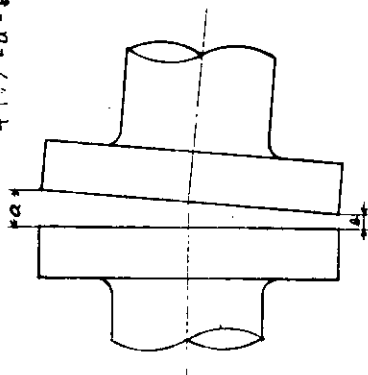
注：No2 軸受（船尾管艀軸受の艀端）は、スロープの具合で軸受荷重は0（軸と軸受とが接触していない。）である。

表 3.1.9

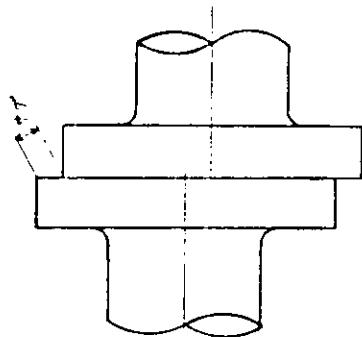
負 荷	遠 隔 温 度 計 指 示 温 度 (℃)							
	右 舷 中 間 軸 受						右 舷 船 尾 管 軸 受	
	第 1 中 間 軸 受	第 2 中 間 軸 受	第 3 中 間 軸 受	第 4 中 間 軸 受	第 5 中 間 軸 受	第 6 中 間 軸 受	艀 側	艫 側
微 速	29	28	27	27	26	26	25	25
後 進	38	37	37	37	35	36	36	36
出力 20%R1	38	37	38	39	35	38	36	35
R2	37	36	37	39	35	30	36	35
平 均	38	37	38	39	35	38	36	35
出力 50%R3	41	38	39	41	37	39	38	38
R4	41	39	40	41	37	40	38	38
平 均	41	39	40	41	37	40	38	38
出力 70%R5	42	40	40	43	38	41	40	38
R6	43	41	41	44	39	41	39	40
平 均	43	41	41	44	39	41	40	39
出力 85%R7	44	41	42	44	40	42	40	41
R8	44	41	41	45	40	42	40	42
平 均	44	41	42	45	40	42	40	42
最大出力 R9	45	42	43	46	40	43	41	42
R10	45	42	43	47	41	43	41	43
平 均	45	42	43	47	41	43	41	43
最大出力 C-1	46	42	44	48	41	44	41	44
平均 R9-C1	45	42	43	47	41	43	41	43
出力 85%T4	42	41	42	42	38	40	40	41
T5	43	42	43	39	38	42	42	42
出力 70%T6	44	43	44	48	40	42	41	45



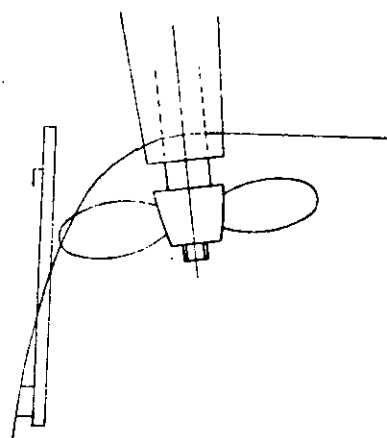
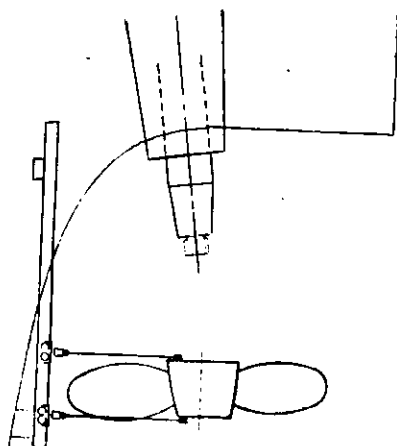
§ 17, 7° - a - e



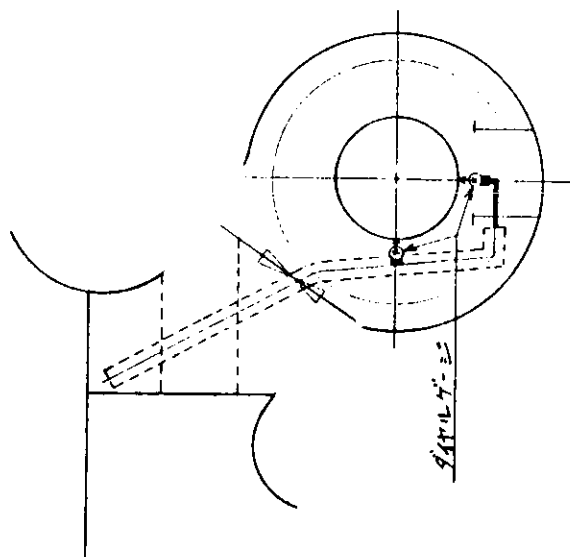
3.1.9



3.1.10



3.1.7



3.1.11

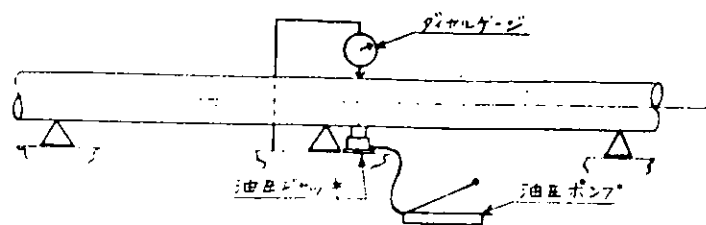


図 3.1.1 2

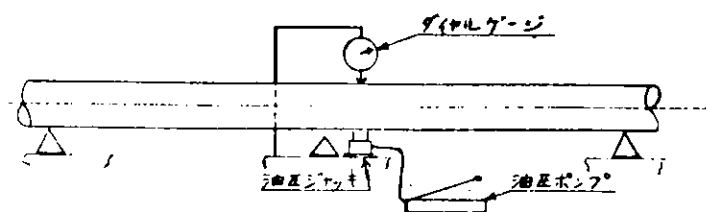


図 3.1.1 3

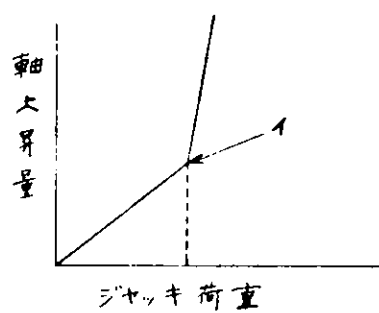


図 3.1.1 4

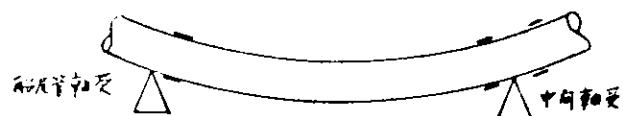


図 3.1.1 5

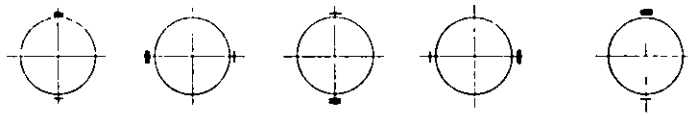


図 3.1.17

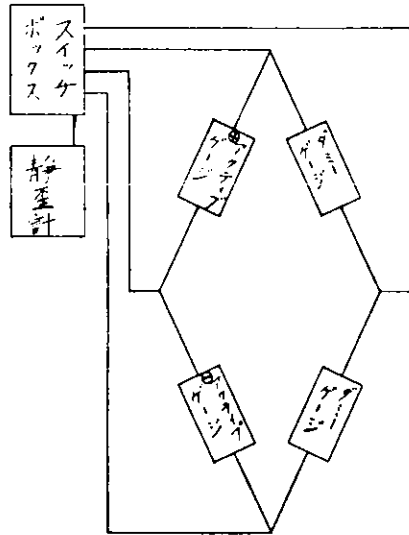


図 3.1.16

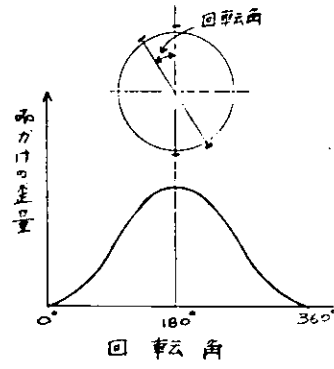


図 3.1.18

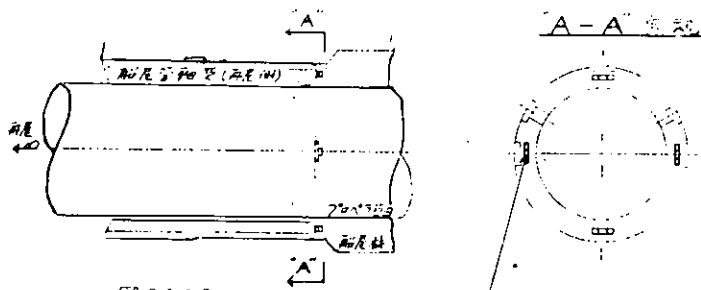


図 3.1.19

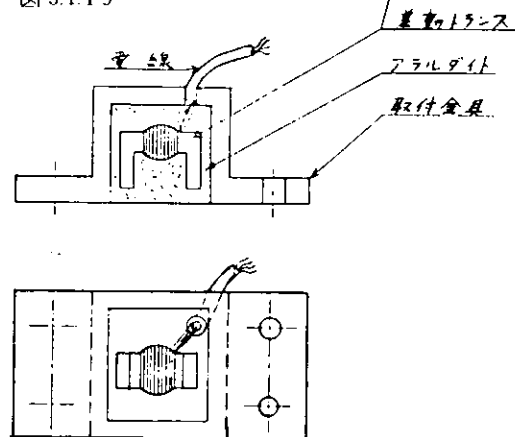
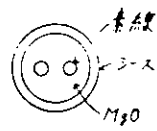
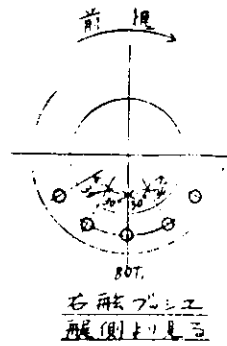


図 3.1.20

熱電対式遠隔温度計取付



村山電機製
素線
シース外径: 4.8φ
熱接点: 非接地型



船尾管熱電対式遠隔温度計取付要領

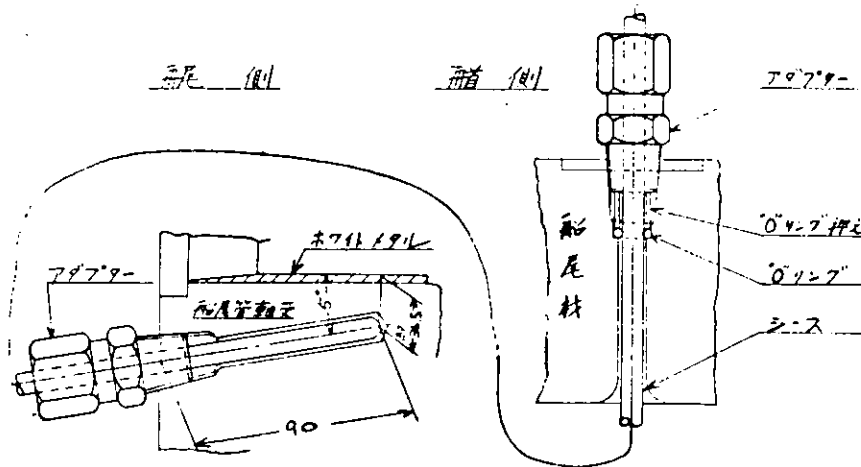


図 3.1.2.1

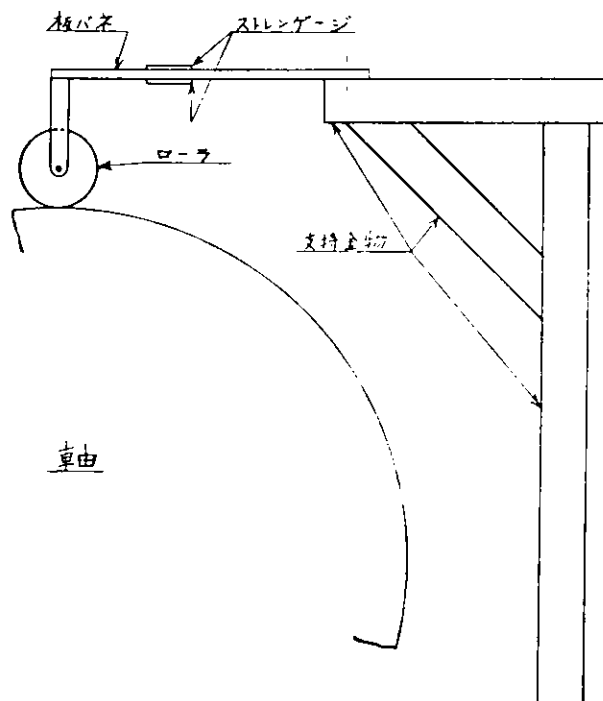


図 3.1.2.2

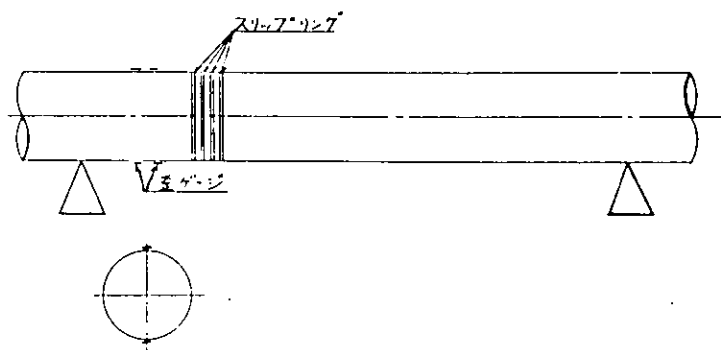


図 3.1.23

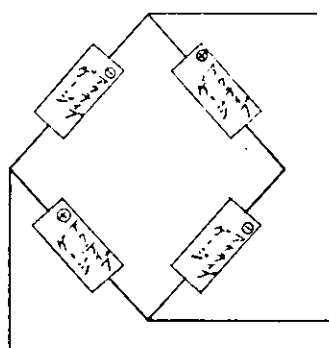


図 3.1.24

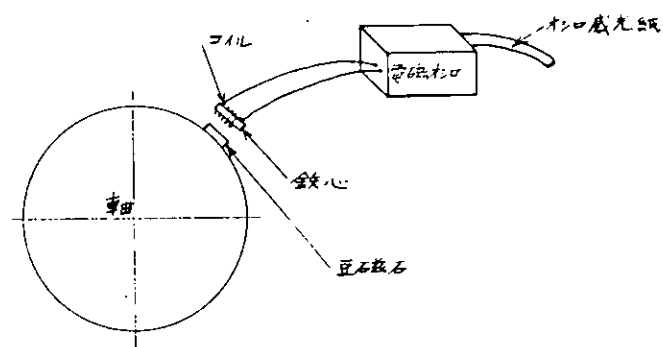
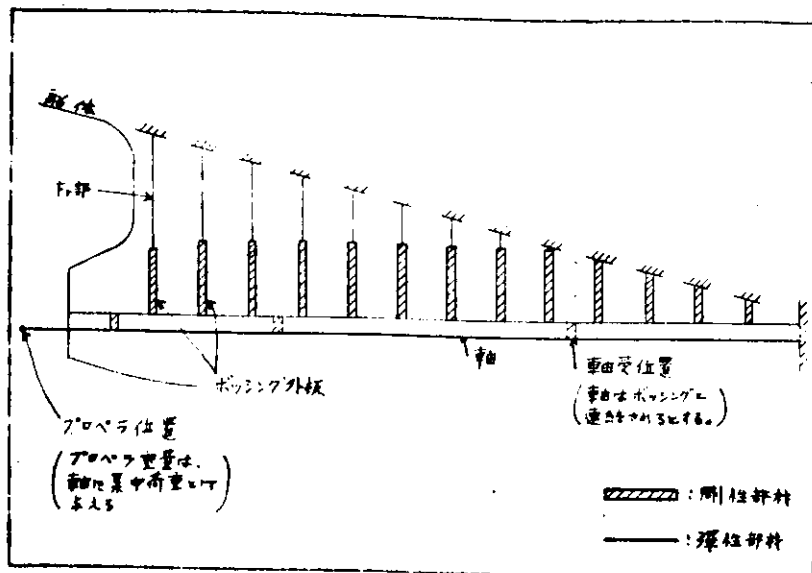


図 3.1.25



注記：車軸系を含めたボウリングを図のように骨組構造にモデル化し、条件を変えた各ケースでボウリング中心線の左右の曲線を描く。

(1) フロベラ重量のみ考慮した場合

(2) フロベラ軸へのフロベラ重量を考慮した場合

(3) 海水浮力も考慮した場合

図 3.1.2.6 ボウリング部の重量、浮力によるたわみ計算要領

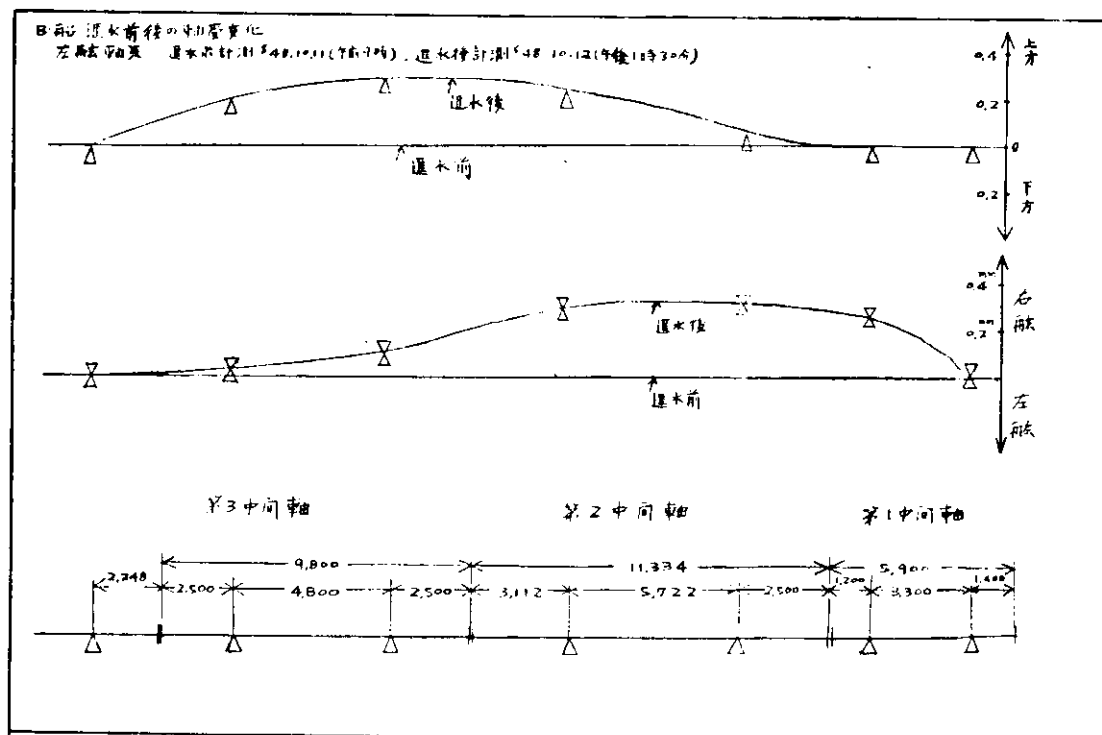


図 3.1.2.7

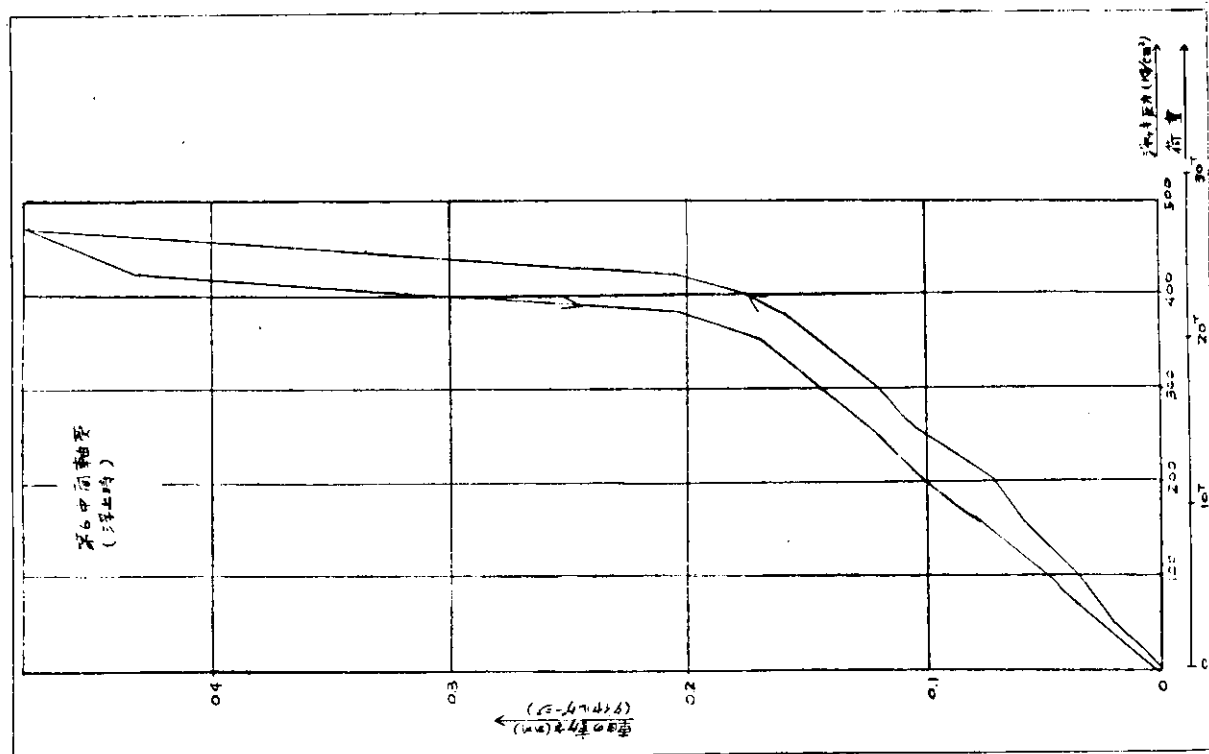


図 3.1.28

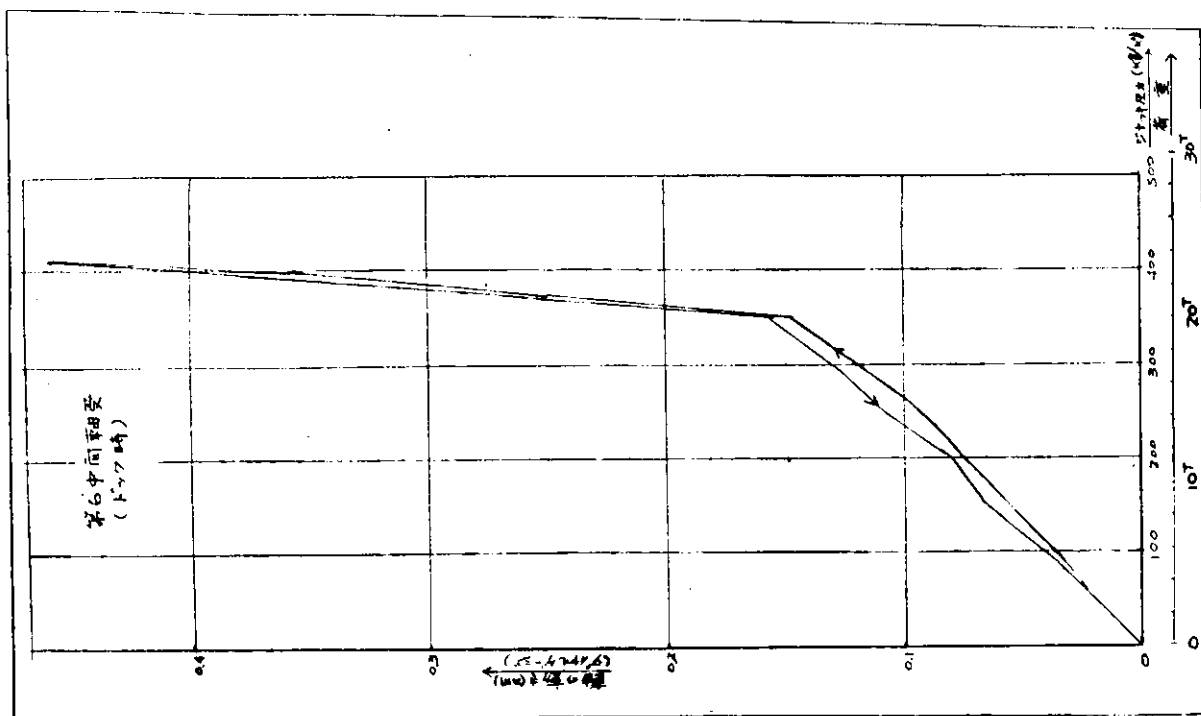


図 3.1.29

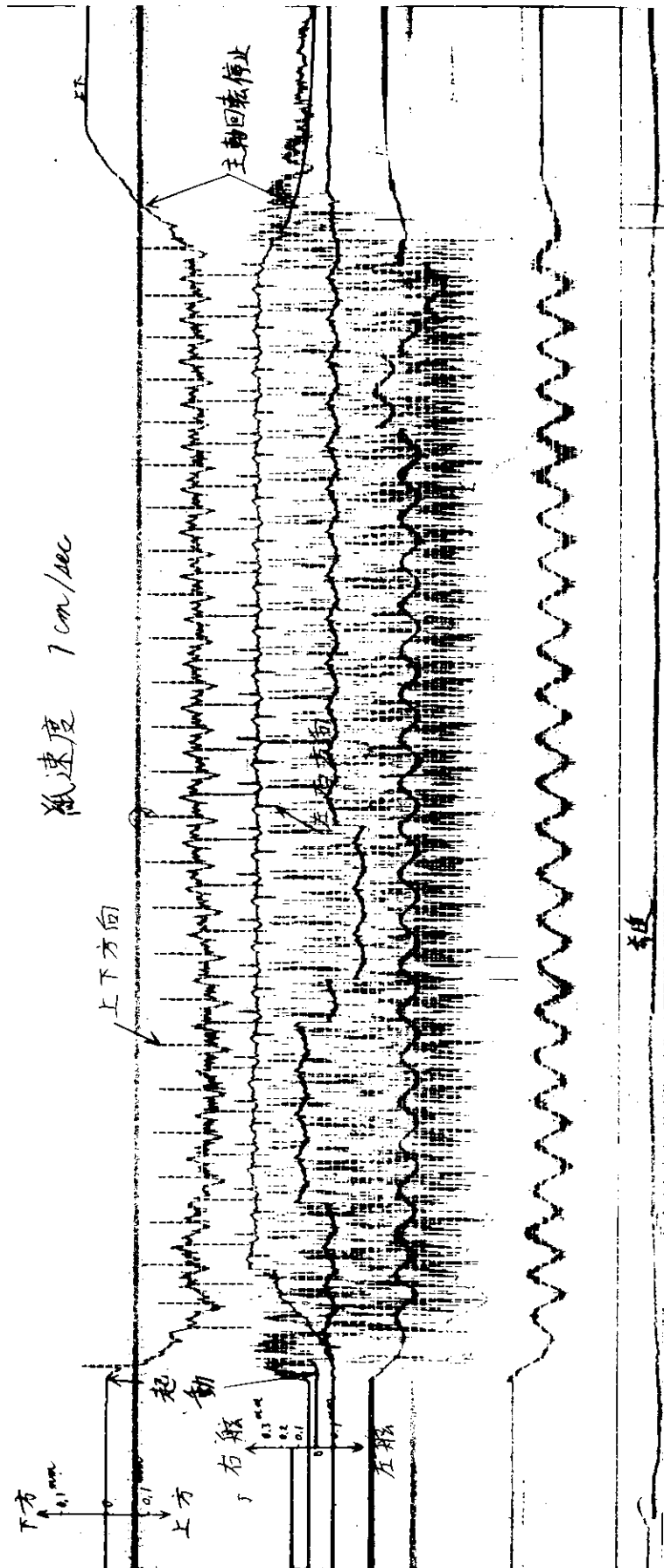


图 3.1.30

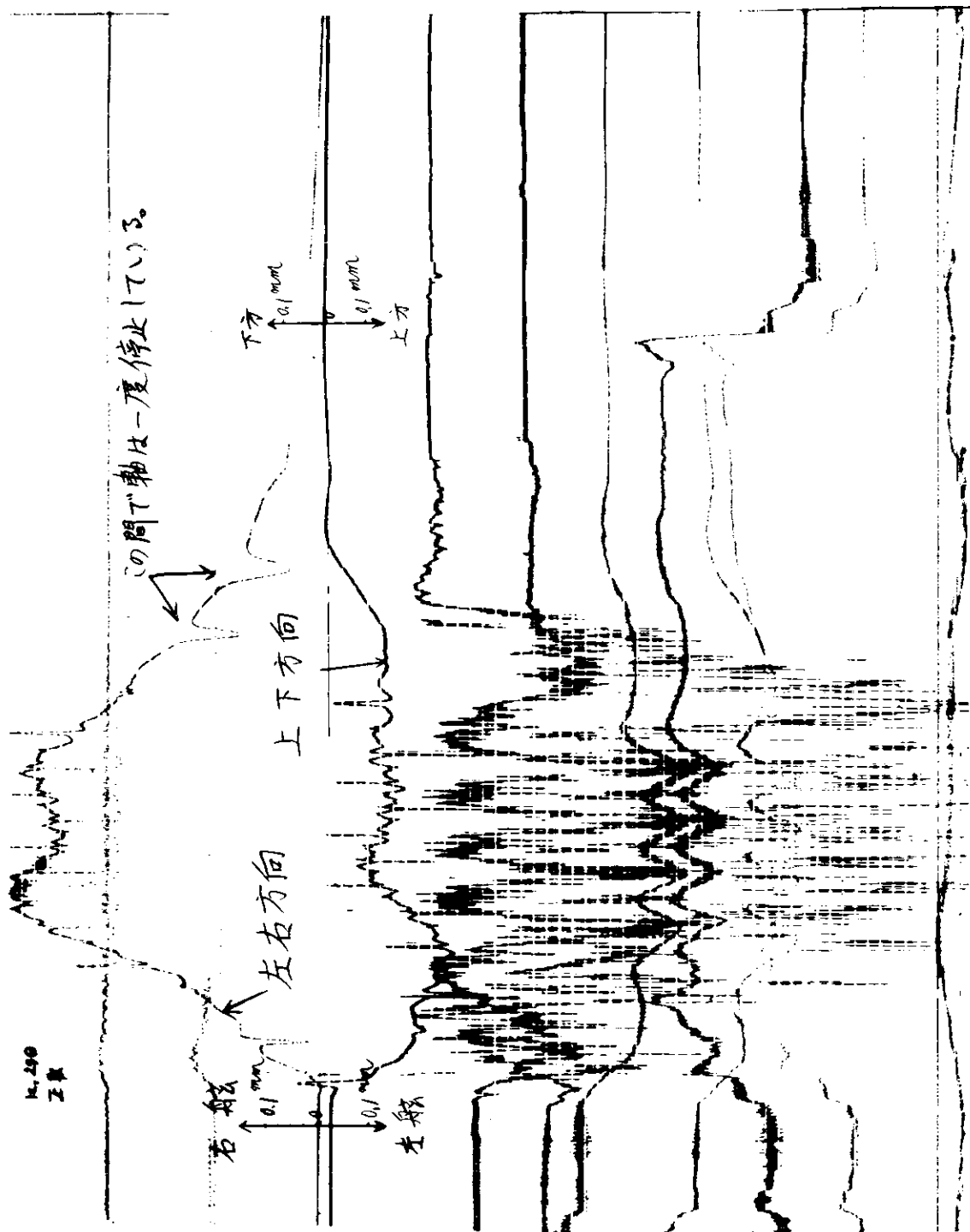


図 3.1.31

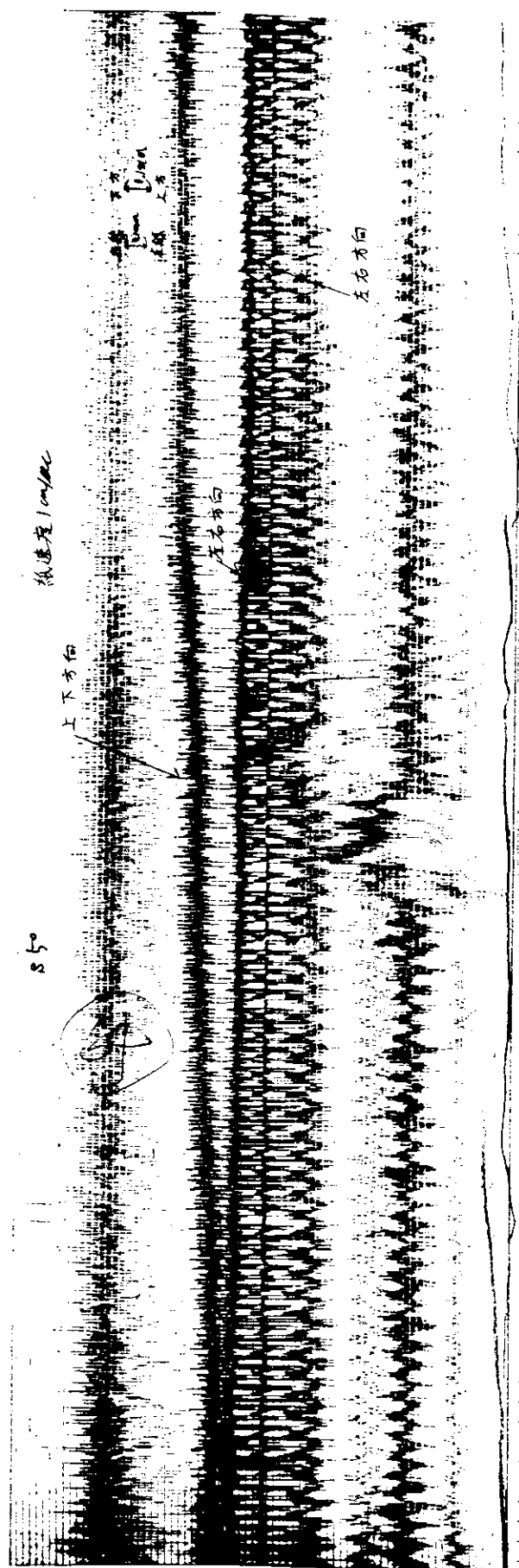


图 3.1.3.2

紙速度 1 cm/sec

下方
上方
右
左
0.1mm
0.1mm

左右方向

上下方向

3.1.3.3

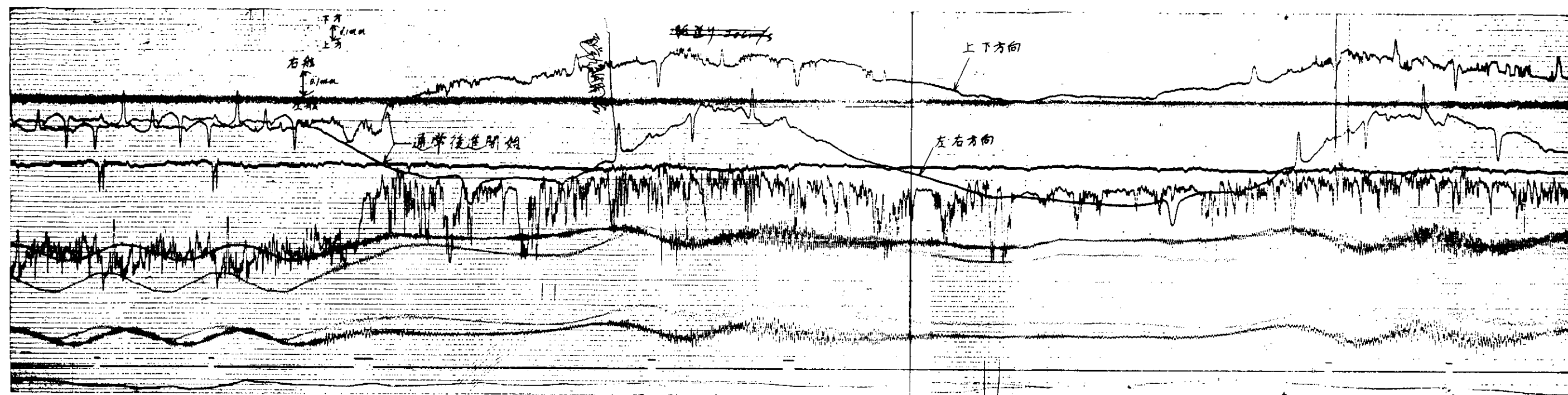
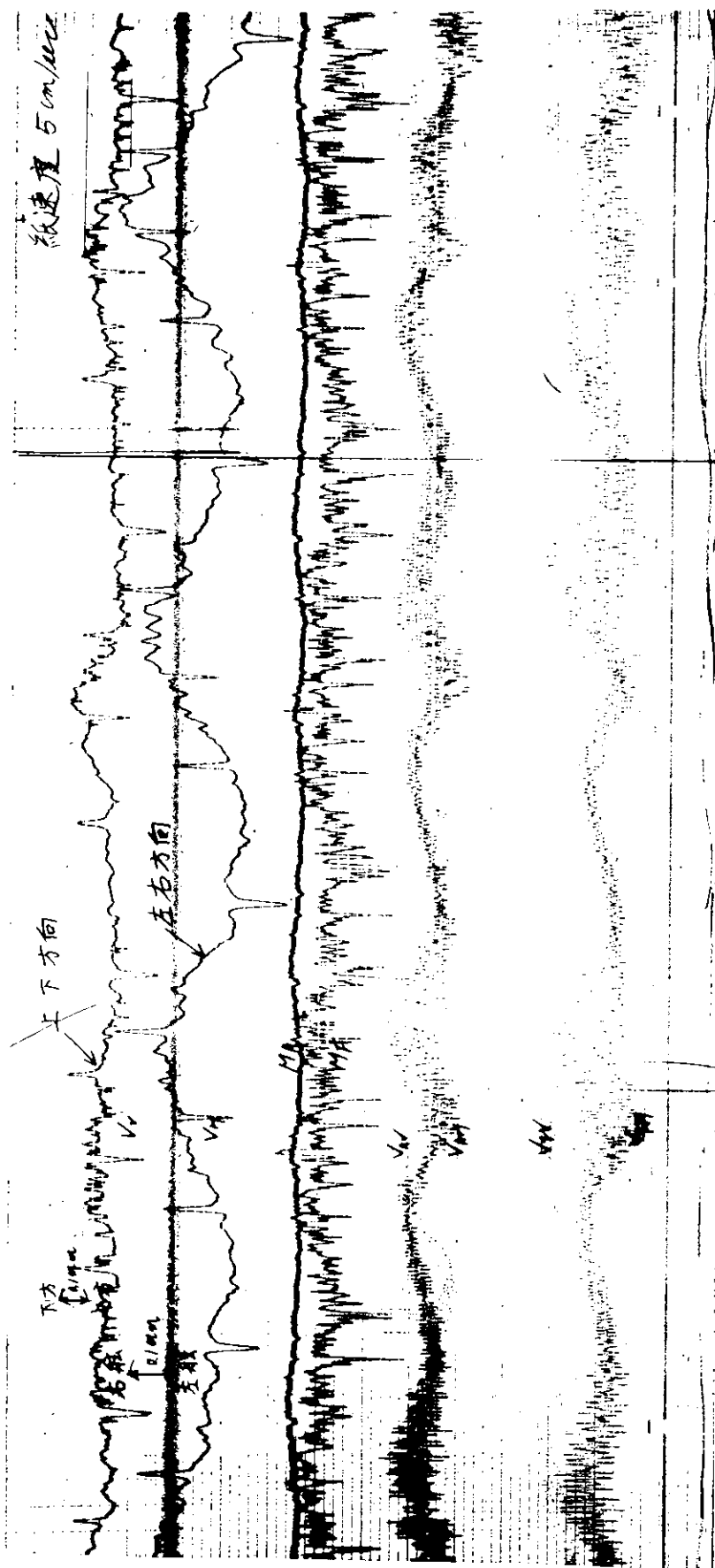


图 3.1.34



3.1.35

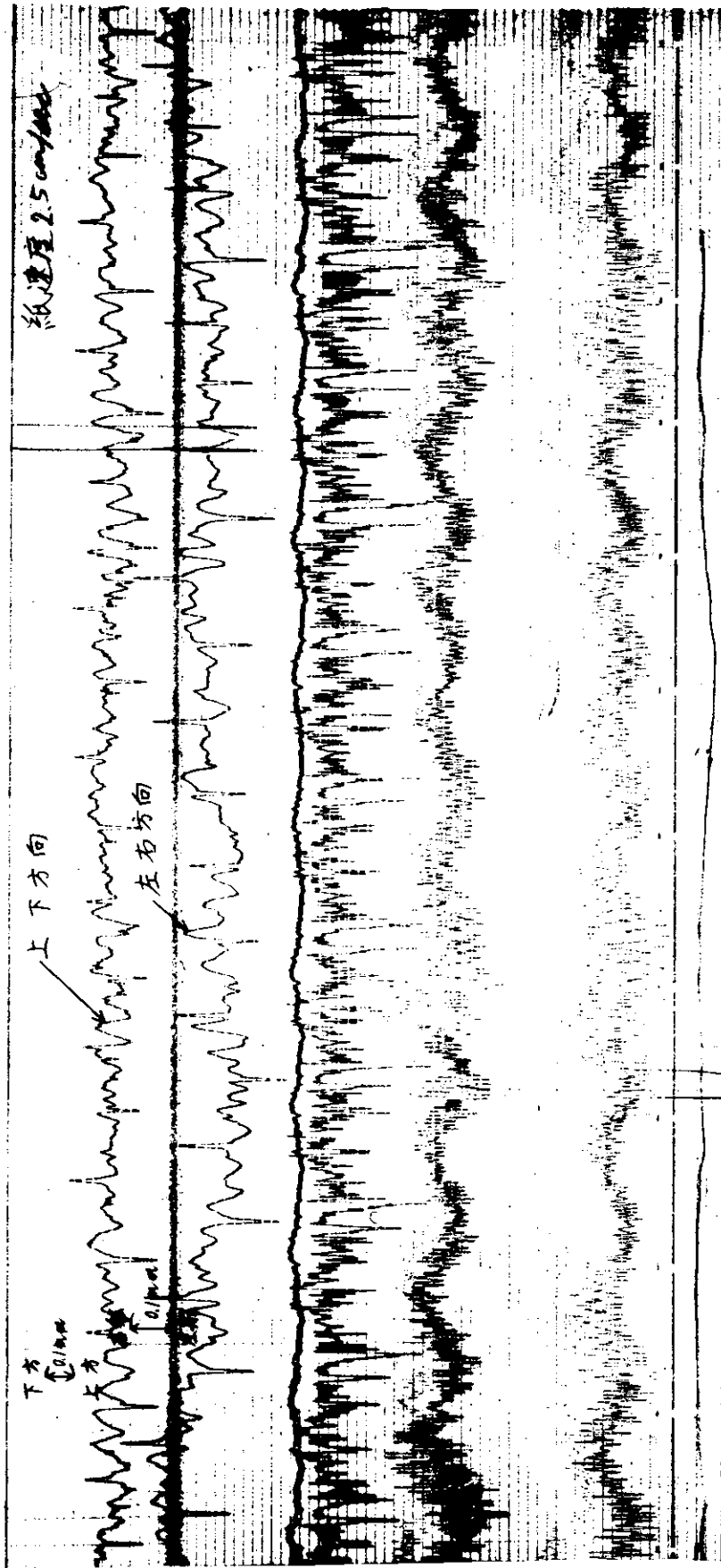


図 3.1.36

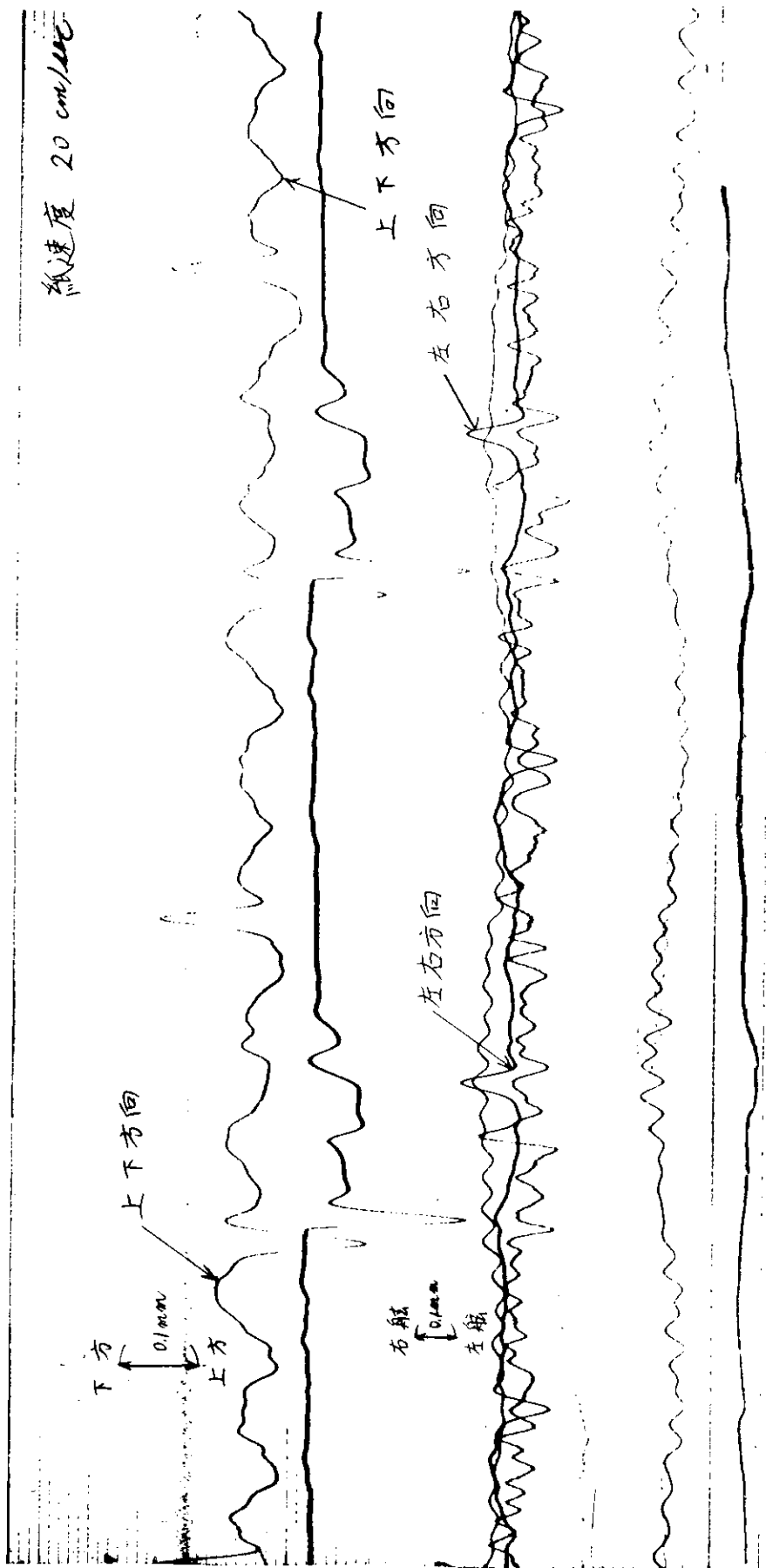


図 3.1.37

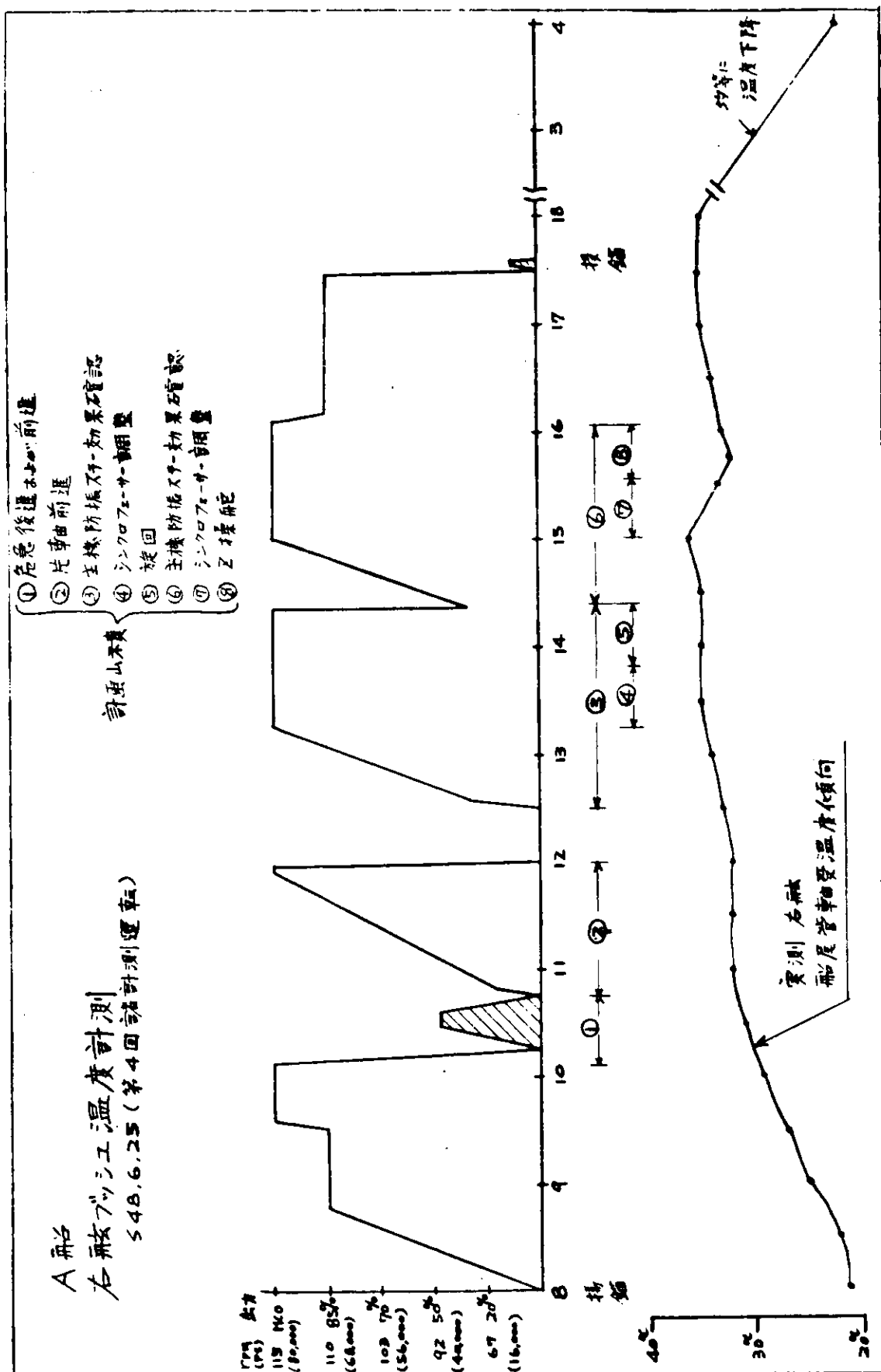


図 3.1.3 8 熱電対による計測結果

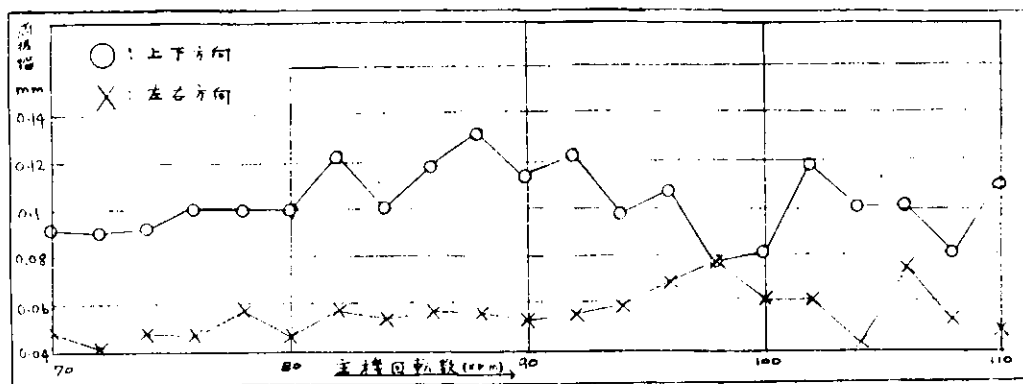


図 3.1.3.9

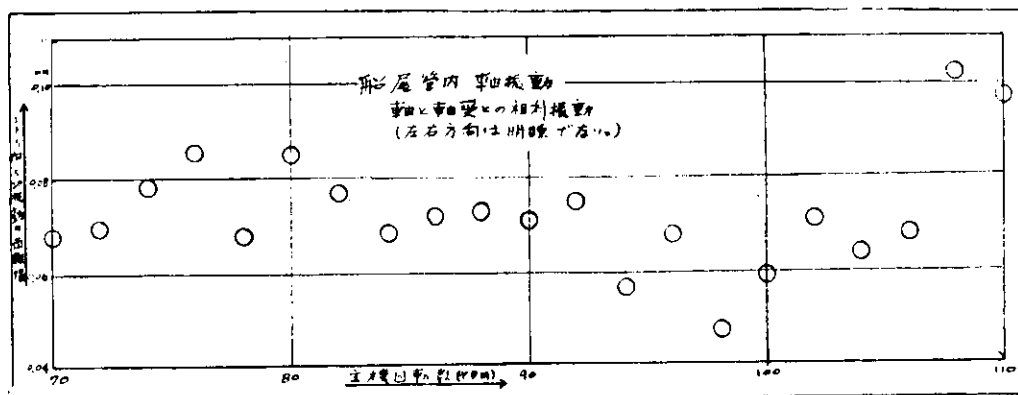


図 3.1.4.0

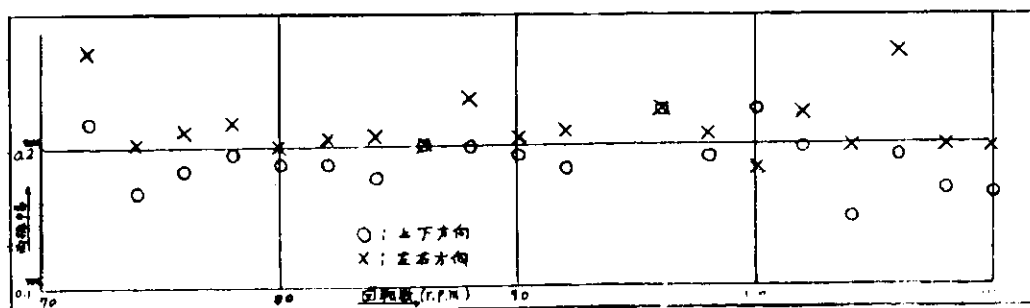


図 3.1.4.1 船内軸の曲げ振動 (艀側)

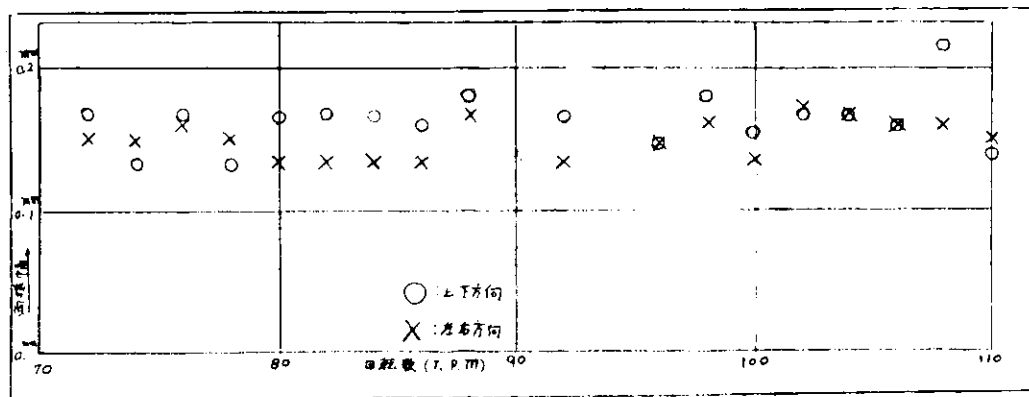


図 3.1.4.2 船内軸の曲げ振動 (艀側)

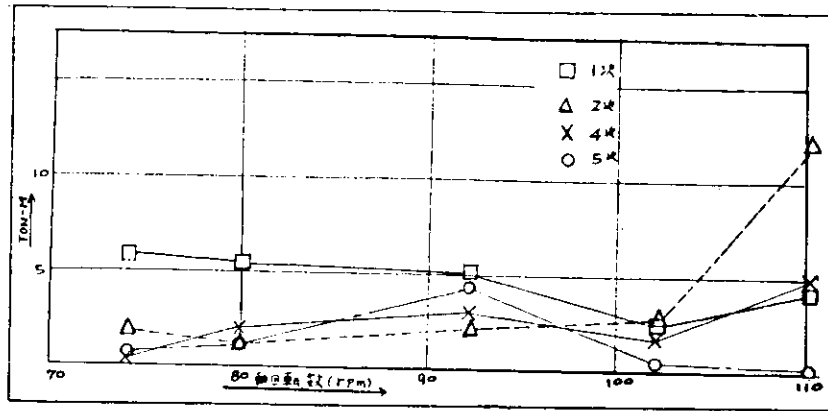


図 3.1.4 3 船内軸曲げモーメント (前部)

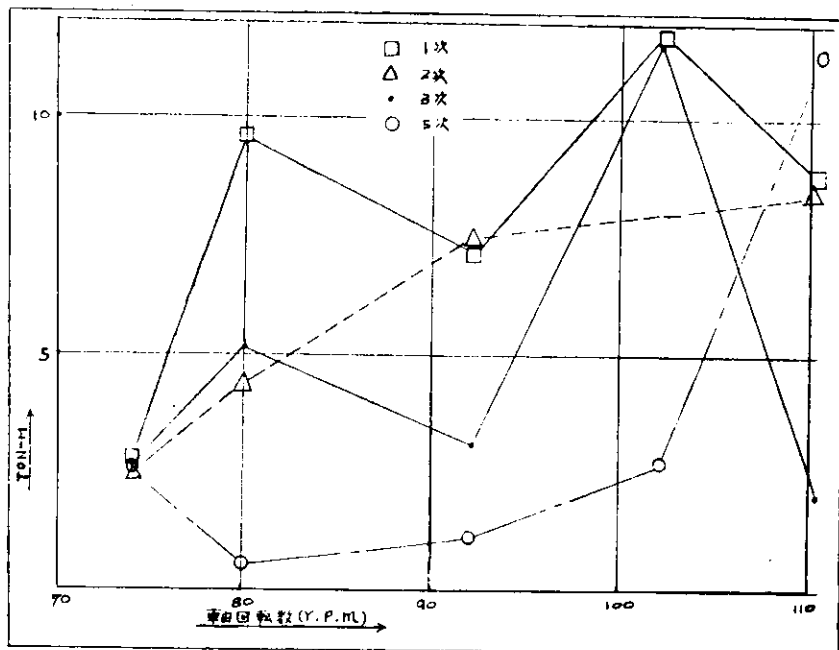


図 3.1.4 4 船内軸曲げモーメント (後部)

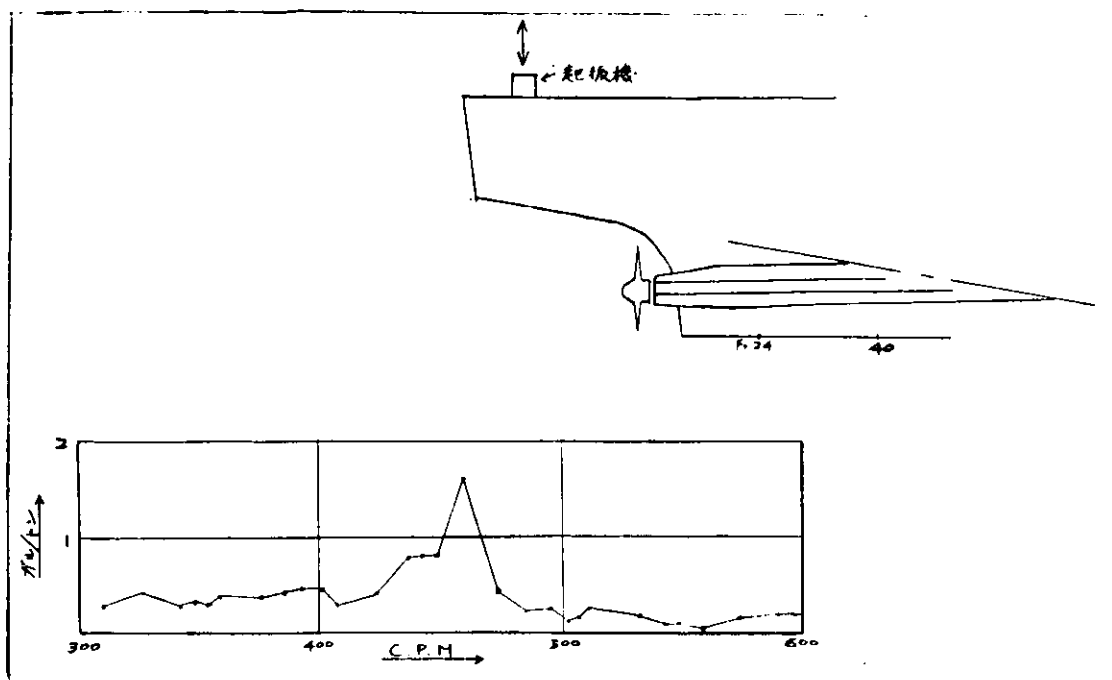


图 3.1.4 5 右舷軸共振曲線 ($F_r 24$ 上下方向)

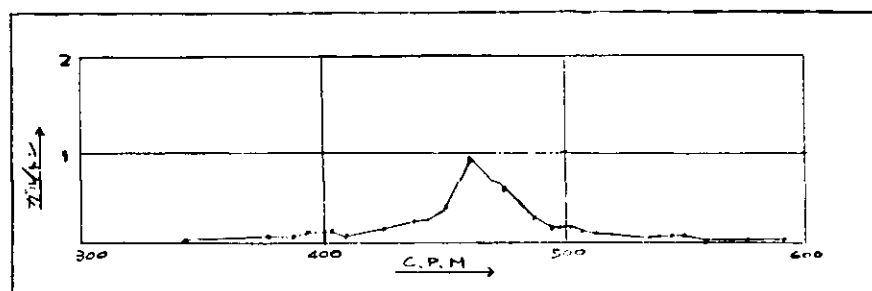


图 3.1.4 6 右舷軸共振曲線 ($F_r 24$ 左右方向)

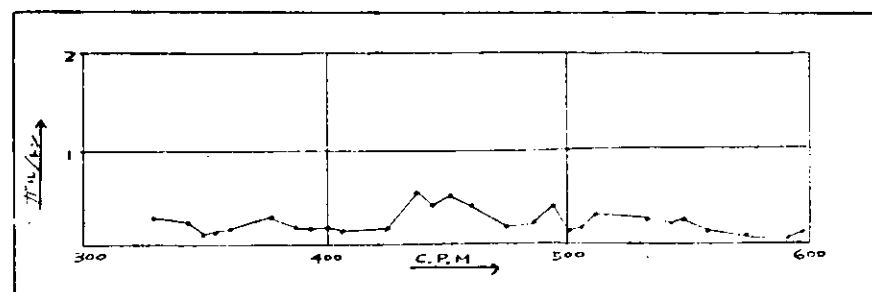


图 3.1.4 7 右舷軸共振曲線 ($F_r 40$ 上下方向)

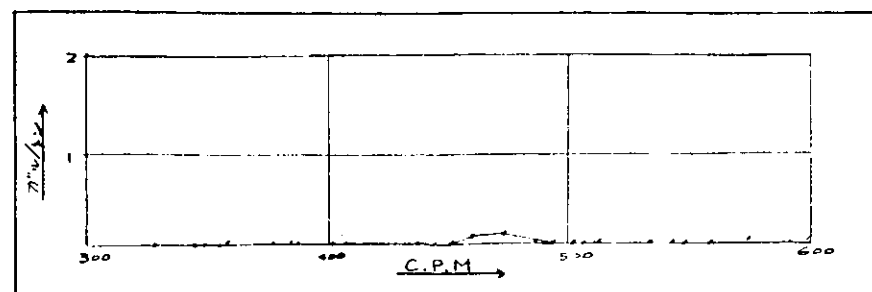


图 3.1.4 8 右舷軸共振曲線 ($F_r 40$ 左右方向)

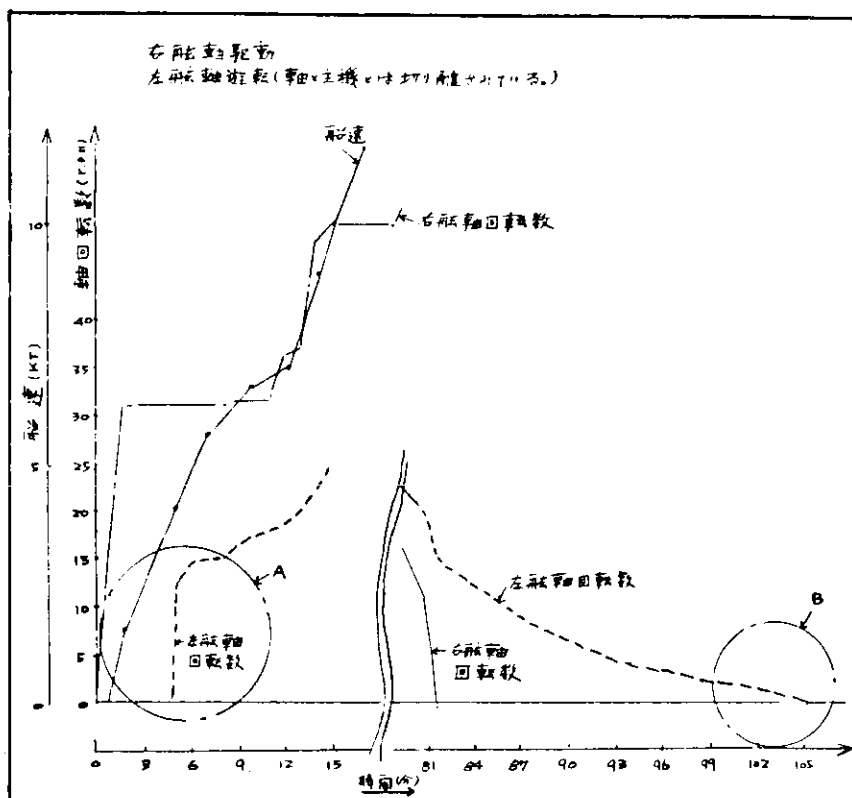


図 3.1.49

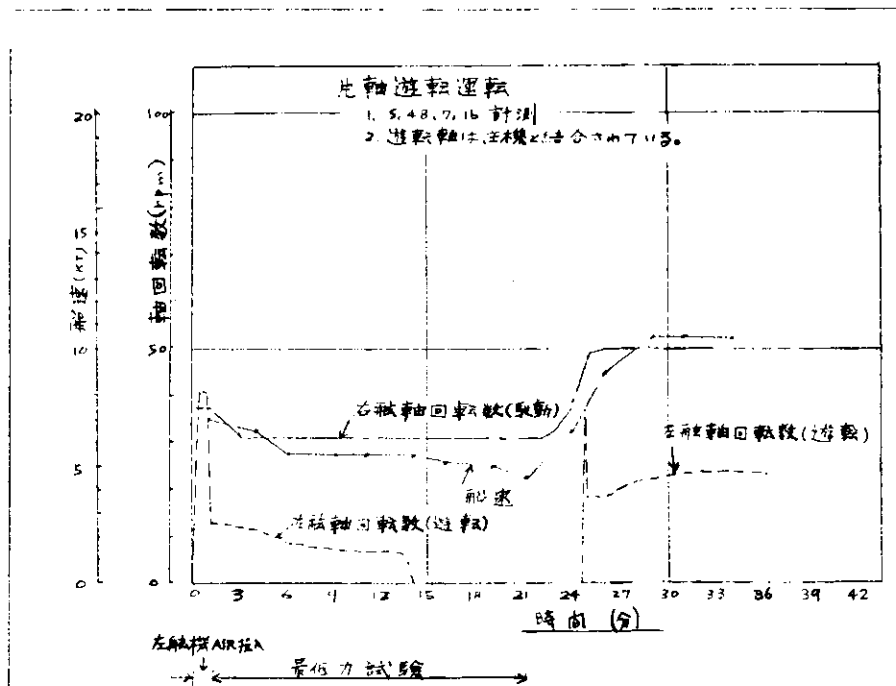


図 3.1.50

3.2 ボッシング振動計測

3.2.1 緒 言

ボッシングの振動特性調査を目的として A, B の同型船 2 隻を対象に起振実験および海上試運転時の振動計測を行った。

以下の要領で試験結果の報告を行なう。

3.2.2 試験の方法

A, B の同型船 2 隻を供試験船として起振実験および海上試運転時の振動計測を行なう。

(1) 試験条件

下記の要領で示す。

試験状態	表 3. 2. 1
計測時の水位	図 3. 2. 1
Exciter 取付位置	図 3. 2. 2

(2) 計測点の配置および使用計器

計測点配置	図 3. 2. 3
計測点配置	図 3. 2. 4
計測器系統図	図 3. 2. 5

3.2.3 試験結果

起振実験および海上試運転結果（両軸前進時）を示す。

(1) A 船起振実験結果

Resonance Curve	図 3. 2. 6 ~ 図 3.2.10
Mode Curve	図 3.2.11

(2) A 船海上試運転結果

Resonance Curve	図 3.2.12 ~ 図 3.2.22
Mode Curve	図 3.2.23

(3) B 船起振実験結果

Resonance Curve	図 3.2.24 , 図 3.2.25
Mode Curve	図 3.2.26 ~ 図 3.2.30

(4) B 船海上試運転結果

Resonance Curve	図 3.2.31 , 図 3.2.32
Mode Curve	図 3.2.33 ~ 図 3.2.35

3.2.4 試験結果の考察

(1) 起振実験結果の考察

(a) A 船起振実験

右舷ボッシング先端において上下、左右方向ともに顕著なピークが現れている振動数を下の表に示す。

Test No	Test Cond.	起振方向	ピークの振動数 (C.P.M.)
1	in air	上 下	530, 1090
2	in water	"	470, 800, 970
3	"	"	460
4	"	"	460
5	"	左 右	260, 360, 460

- (i) 水中起振時には起振方向、吃水の変化にかかわらず460CPM近傍にピークが有る。このピークの振動モードは図3.2.11から分るごとく上下起振時には左右同相、左右起振時には両舷ボッシング間に90°の位相差がある。
- (ii) Test No 5において260, 360CPMにもピークが有り、このピークの振動モードは左右逆相である。

(b) B船起振実験

ピークの振動数を下の表に示す。

Test No	Test Cond.	起振方向	ピークの振動数 (C.P.M.)
7	in water	上 下	450
7	"	左 右	351, 374, 450, 471

- (i) 起振方向の如何に関らず450CPMにピークが有る。このピークの振動モードは上下起振時には左右同相であり、しかも、ボッシングの付け根部はほとんど動いていない。また、左右起振時には両舷ボッシング間に90°の位相差があるがボッシング付け根部近傍での船体中心線の傾斜は微小であり、ボッシングの付け根部は固定に近い状態にあると考えられる。
- (ii) 351CPMのピークの振動モードは左右逆相でありボッシング付け根部より下の部分が一体となって振動している。
- (iii) 374CPMのピークの振動モードは船体中心船が傾斜したいわゆる非対称型となっている。

(c) 総 括

- (i) 1次対称振動の固有振動数は水中で450~460CPM、空中で530CPM程度と考えられる。
- (ii) 1次非対称振動を探すとすれば、対称振動の振動数との関係および振動モードから360~370CPMとなる。
- (iii) B船において左右方向起振時に351CPMで現われたピークはボッシングの付け根部より下の部分が一体となった振動モードとなっている。このことからボッシングの振動としては従来考えられていた対称型、非対称型の他に上記の型があるのではないかと考えられる。

(2) 海上試運転結果の考察

(a) A船海上試運転

- (i) ボッシング、船体ともにプロペラ軸回転に対する5次振動が主体的である。
- (ii) 75, 82, 91, 105RPMにおいてボッシング、船体ともに5次振動のピークが見られる。
- (iii) 75, 82, 105RPMにおいては船体振動が主体となっているのに対し、91RPMでは船体とボッシングは同等の振れとなっており、振動数は455CPMである。左右逆相となっているが、これはシンクロフェーサをOut of Phase (両舷プロペラ翼間位相差36°, 5次成分の上下方向プロペラ起振力は左右逆相) にセットしていたためと考えられる。

(b) B船海上試運転

- (i) 起振実験時のピークに相当するピークを探すと、シンクロフェーサをOut of Phase (両舷プロペラ翼間位相差36°, 5次成分の上下方向プロペラ起振力は左右逆相) にセットした状態で90RPM(450CPM)近傍に、また、In Phase(両舷プロペラ翼間位相差0°, 5次成分の上下方向プロペラ起振力は左右同相) にセットした状態で70RPM(350CPM), 90RPM(450CPM)近傍にある。
- (ii) 90RPM近傍のピークはIn Phase時には左右同相であり、ボッシング付け根部の動きは小である。また、Out of Phase時には左右逆相であるが、船体中心線の傾斜は微小である。
- (iii) In Phase時の70RPMのピークは左右逆相である。(シンクロフェーサはIn Phaseにセットしていたが、低回転数域では機能が十分に働かず実際には両舷プロペラ翼の位相関係はOut of Phaseになっていた。)
- (iv) Out of Phase時には70RPM近傍にはピークが存在しない。(両舷プロペラ翼の位相関係はIn Phase

となっていた。)

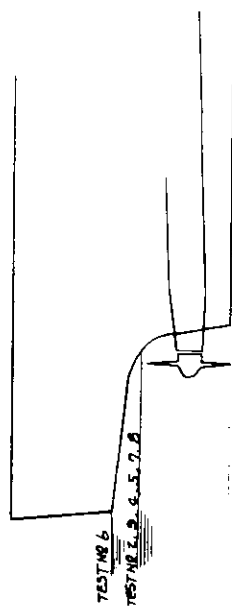
(c) 総 括

- (i) A, B両船ともに90RPM近傍に5次振動のピークがあり, ボッシングの1次対称型振動によるものと考えられる。
- (ii) 対称型振動の場合, 両舷ボッシングの位相関係は, 両舷プロペラ起振力の位相関係によって決定され, 同相, 逆相何れにもなり得るものと考えられる。
- (iii) B船において70RPMに5次振動の逆相のピークがあるが, 振動加速度が小であり非対称型の振動か否か明確ではない。
- (iv) 起振実験時の351CPMのピークに相当するピークは出現しなかった。

表3.2.1 試 験 状 態

Test No		1	2	3	4	5	6	7	8
対 象 船		A						B	
日 時		S48.2.17 進水前	S48.2.22 進水後	S48.2.22	S48.5.18	S48.5.30	S48.6.25 海上試運転	S49.1.30	S49.2.20 海上試運転
本 船 場 所		船台上	横装岸壁	同 左	同 左	同 左	大阪湾	横装岸壁	大阪湾
計 測 種 類		起振実験 (起振力 3T)	同 左	同 左 (起振力 0.3T)	同 左 (起振力 5T)	同 左	海上試運転 振動計測	起振実験 (起振力 5T)	海上運転時 振動計測
起 振 機 位 置		Hold Bottom Fr13	同 左	右舷プロペ ラ 翼 間	Upper Deck Fr 3	同 左	—	Upper Deck Fr 3	—
起 振 方 向		上 下	上 下	上 下	上 下	左 右	—	上下, 左右	—
ピックアップ位置		右舷ボス Fr13	同 左	同 左	両舷ボス および 船 体	同 左	同 左	両舷ボス および 船 体	同 左
計 測 時 の 本 船 の 状 態	吃 水	—	da 8.1 m df 2.3 m	同 左	da 7.8 m df 5.4 m	da 8.2 m df 6.1 m	da 10.6 m df 5.0 m	da 8.3 m df 5.0 m	da 8.5 m df 6.5 m
	プ ロ ペ ラ	有	同 左	同 左	同 左	同 左	同 左	有	同 左
	プ ロ ペ ラ 軸	有	同 左	同 左	同 左	同 左	同 左	有	同 左
	中 間 軸	有 未連結	同 左	同 左	有 連結済	同 左	同 左	有 連結済	同 左
	軸 受	有	同 左	同 左	同 左	同 左	同 左	有	同 左
	主 機	左右台盤 フランク軸 積載済	同 左	同 左	全て積載済	同 左	同 左	全て積載済	同 左

PROFILE



FR. 18 SEC.

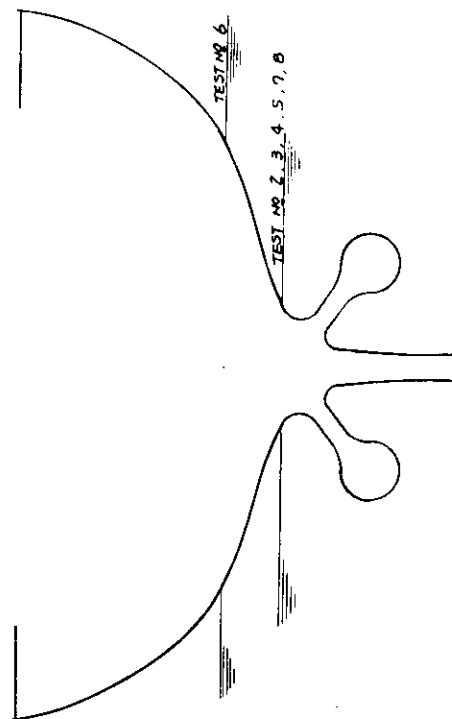
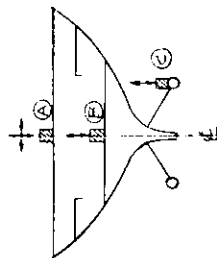
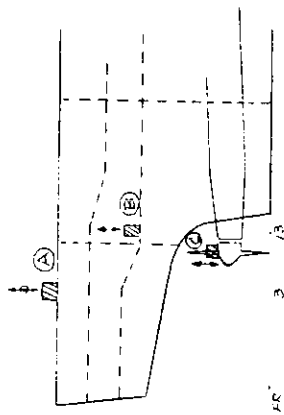
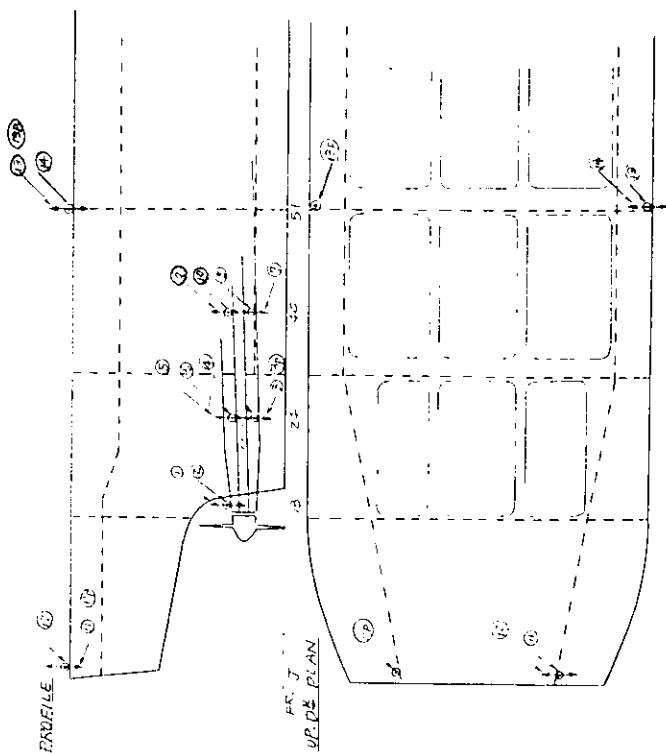


図 3.2.1 計測時の水位



TEST NO	EXCITER POSITION
1	(B)
2	(D)
3	(C)
4	(A)
5	(A)
7	(A)

図 3.2.2 Exciter 取付位置



注
1. ① ② ③ ④ ⑤ ⑥ ⑦ ⑧ ⑨ ⑩ ⑪ ⑫ ⑬ ⑭ ⑮ ⑯ ⑰ ⑱ ⑲ ⑳ ㉑ ㉒ ㉓ ㉔ ㉕ ㉖ ㉗ ㉘ ㉙ ㉚ ㉛ ㉜ ㉝ ㉞ ㉟ ㊱ ㊲ ㊳ ㊴ ㊵ ㊶ ㊷ ㊸ ㊹ ㊺ ㊻ ㊼ ㊽ ㊾ ㊿
2. ㉑ ㉒ ㉓ ㉔ ㉕ ㉖ ㉗ ㉘ ㉙ ㉚ ㉛ ㉜ ㉝ ㉞ ㉟ ㊱ ㊲ ㊳ ㊴ ㊵ ㊶ ㊷ ㊸ ㊹ ㊺ ㊻ ㊼ ㊽ ㊾ ㊿ は
P-SIDE 側壁 S-SIDE

TESTING	計測点配置
1	①, ②
2	③, ④
3	⑤, ⑥
4	⑦, ⑧, ⑨, ⑩, ⑪, ⑫, ⑬, ⑭, ⑮, ⑯, ⑰, ⑱, ⑲, ⑳, ㉑, ㉒, ㉓, ㉔, ㉕, ㉖, ㉗, ㉘, ㉙, ㉚, ㉛, ㉜, ㉝, ㉞, ㉟, ㊱, ㊲, ㊳, ㊴, ㊵, ㊶, ㊷, ㊸, ㊹, ㊺, ㊻, ㊼, ㊽, ㊾, ㊿
5	㉑, ㉒, ㉓, ㉔, ㉕, ㉖, ㉗, ㉘, ㉙, ㉚, ㉛, ㉜, ㉝, ㉞, ㉟, ㊱, ㊲, ㊳, ㊴, ㊵, ㊶, ㊷, ㊸, ㊹, ㊺, ㊻, ㊼, ㊽, ㊾, ㊿
6	㉑, ㉒, ㉓, ㉔, ㉕, ㉖, ㉗, ㉘, ㉙, ㉚, ㉛, ㉜, ㉝, ㉞, ㉟, ㊱, ㊲, ㊳, ㊴, ㊵, ㊶, ㊷, ㊸, ㊹, ㊺, ㊻, ㊼, ㊽, ㊾, ㊿

図 3.2.3 計測点配置 (Test No. 1~6)

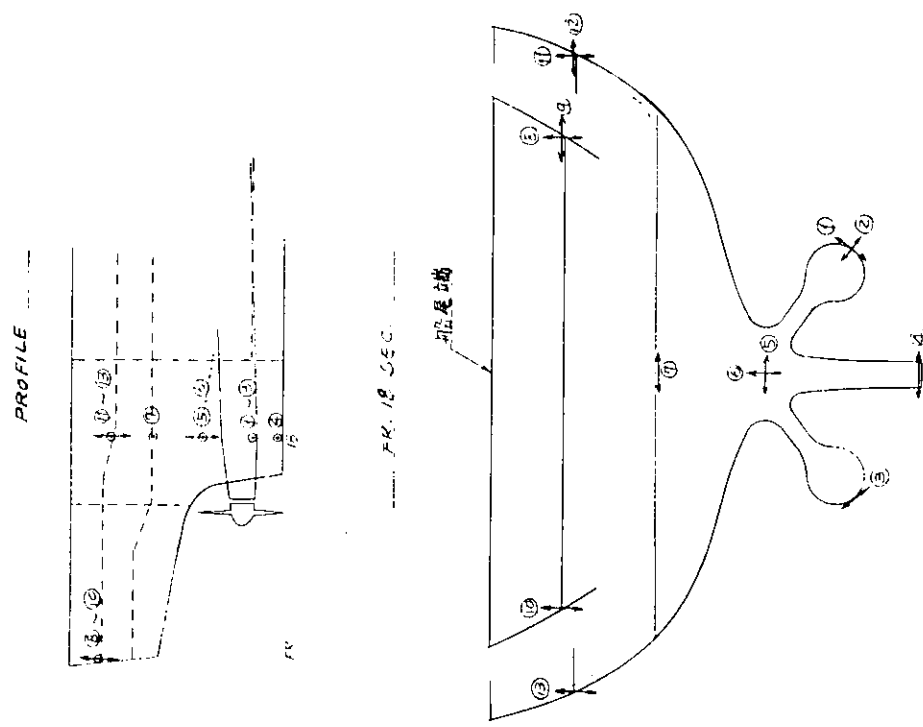


図 3.2.4 計測点配置 (Test No. 7, 8)

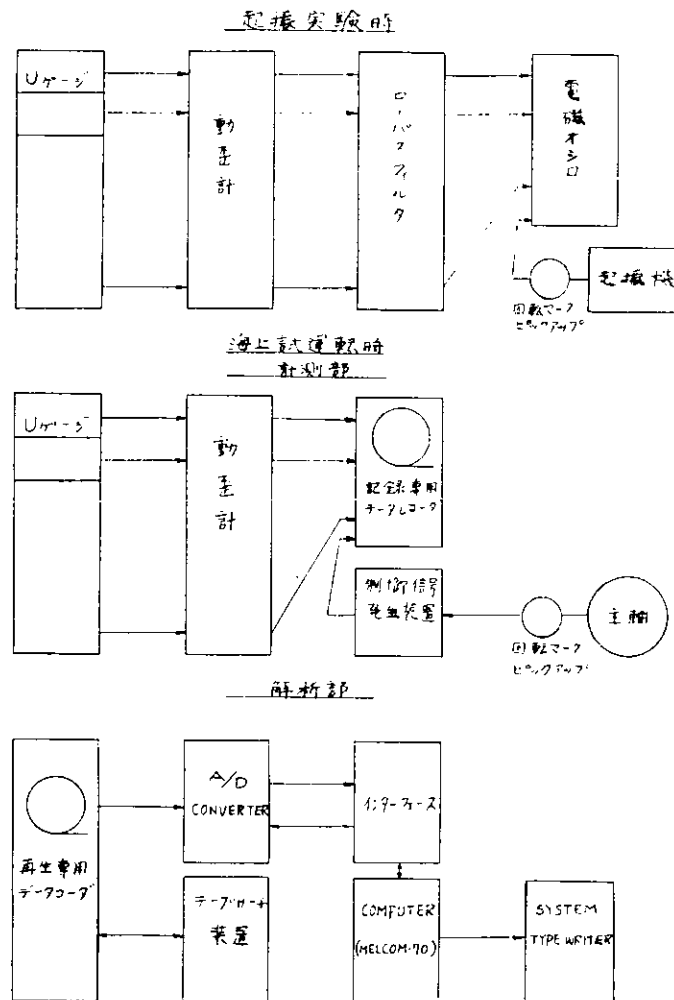


図 3.2.5 計測器系統図

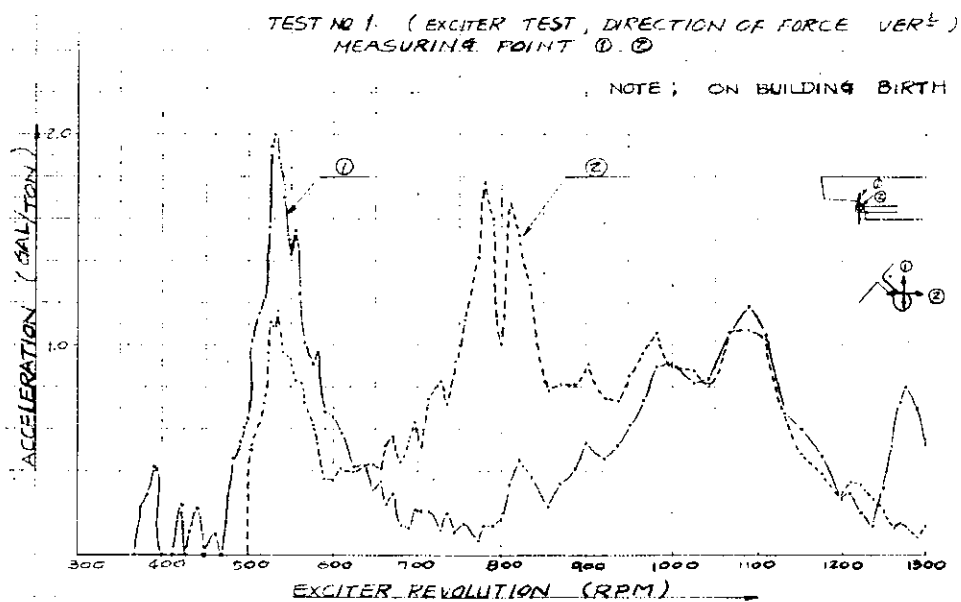


図 3.2.6 Resonance Curve

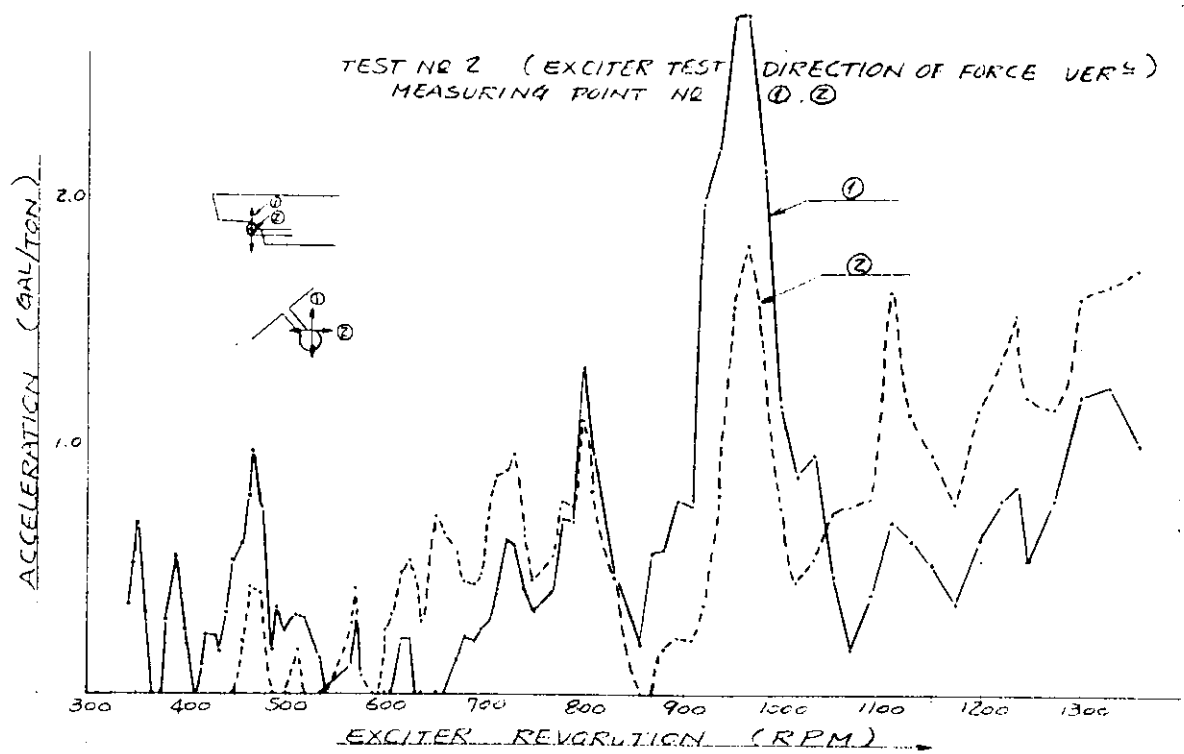


图 3.2.7 Resonance Curve

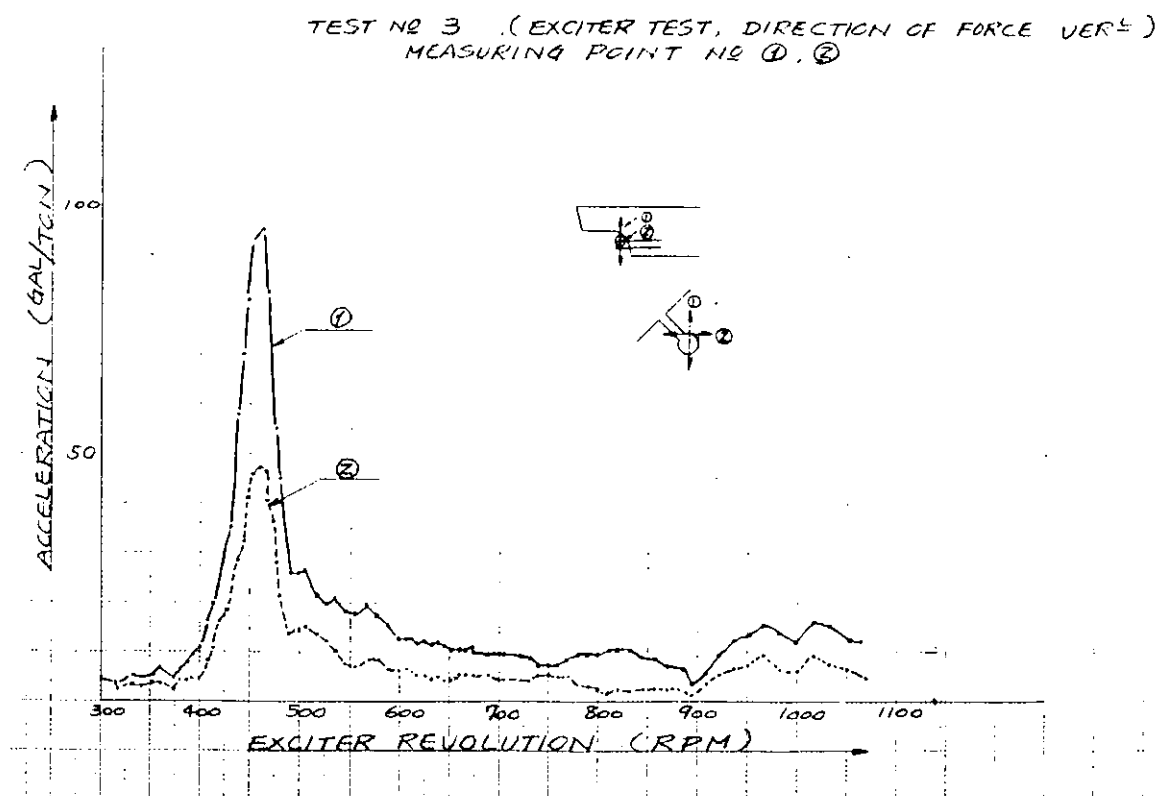
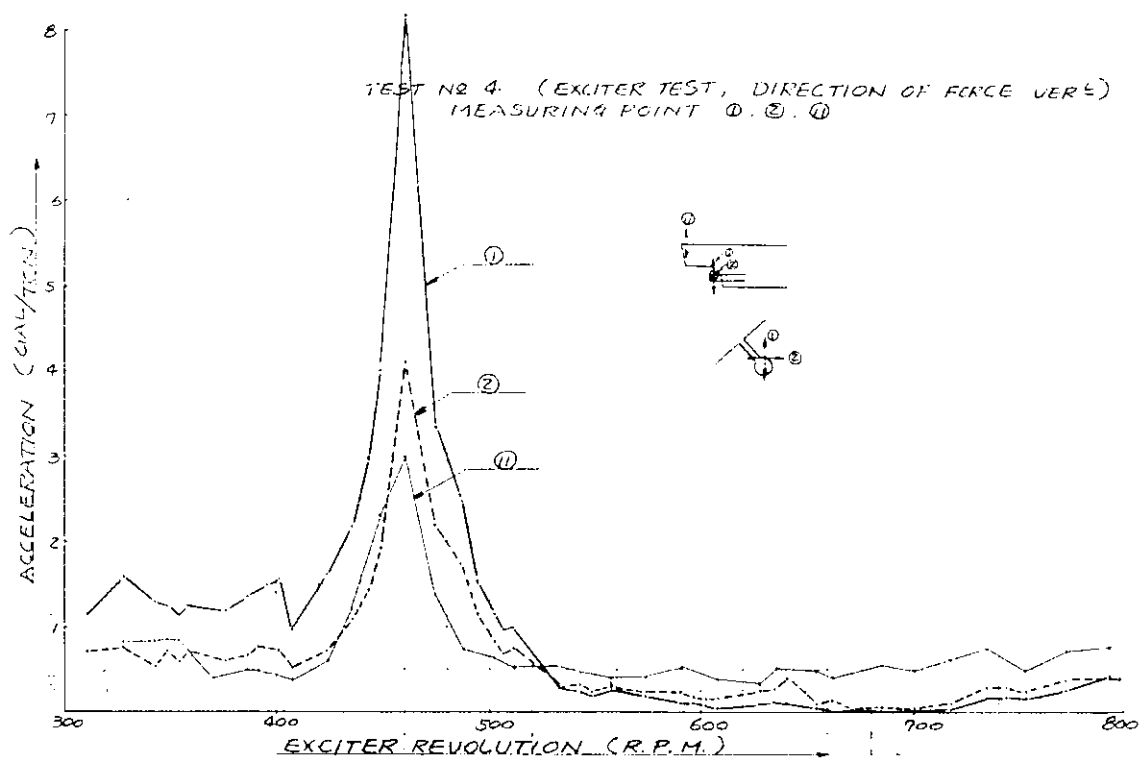
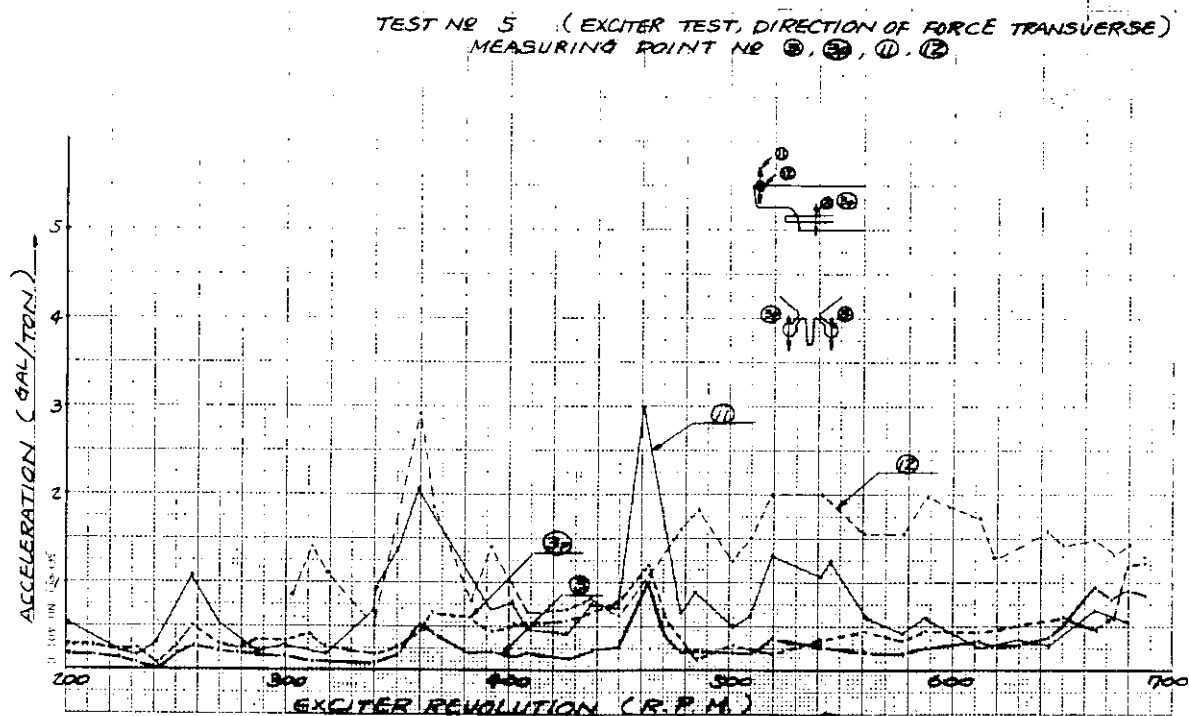


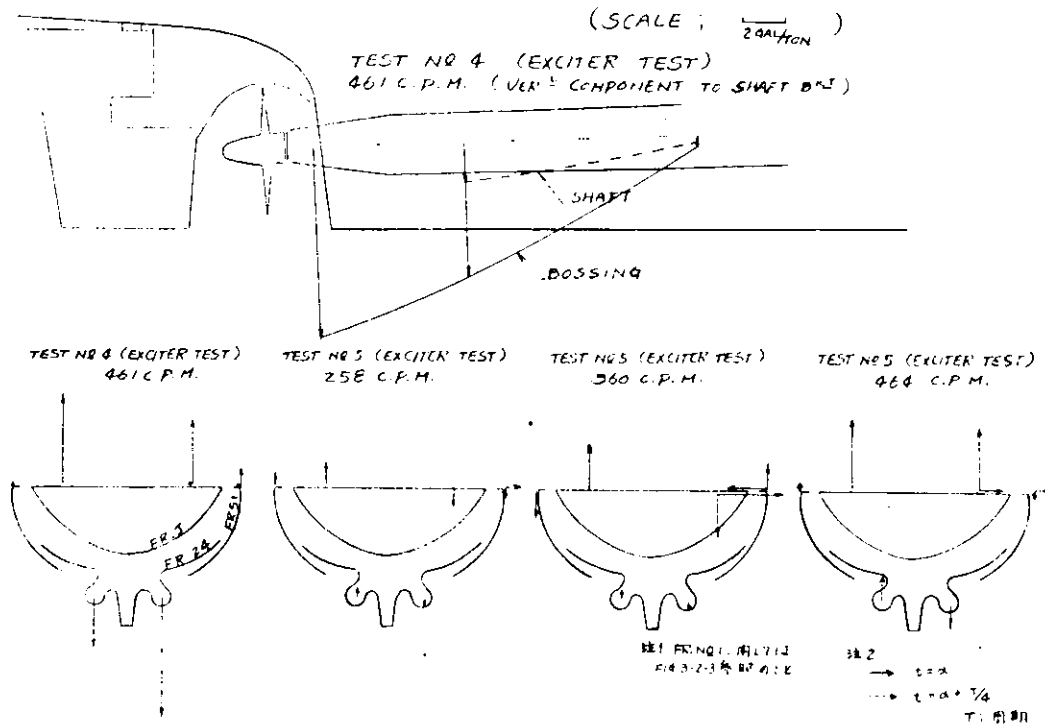
图 3.2.8 Resonance Curve



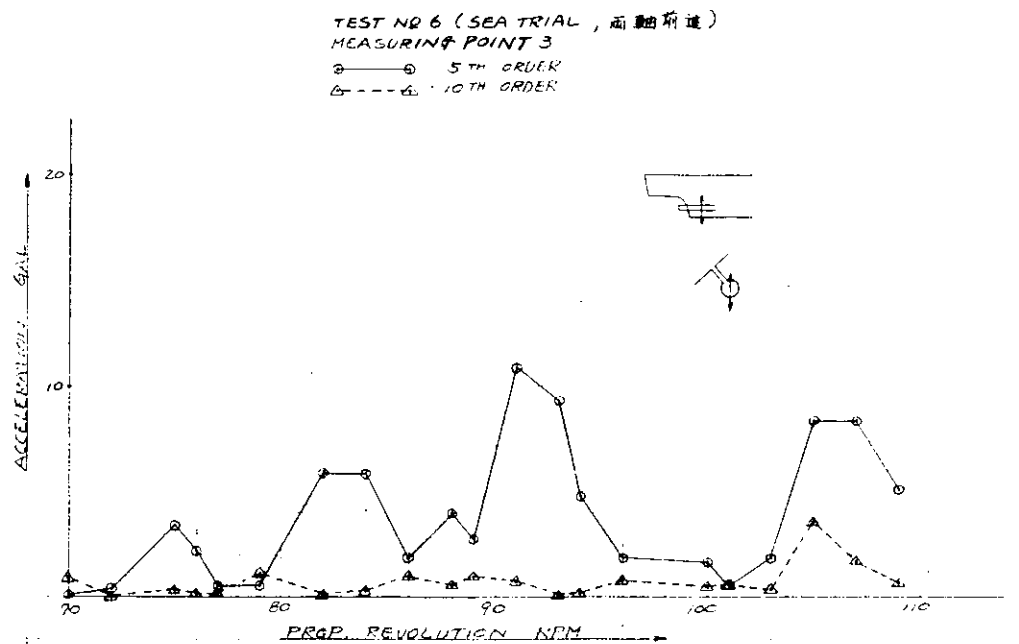
☒ 3.2.9 Resonance Curve



☒ 3.2.10 Resonance Curve



3.2.11 Mode Curve



3.2.12 Resonance Curve on Sea Trial

TEST NO 6 (SEA TRIAL, 兩軸前進)
MEASURING POINT 3P

●—● 5TH ORDER
△—△ 10TH ORDER

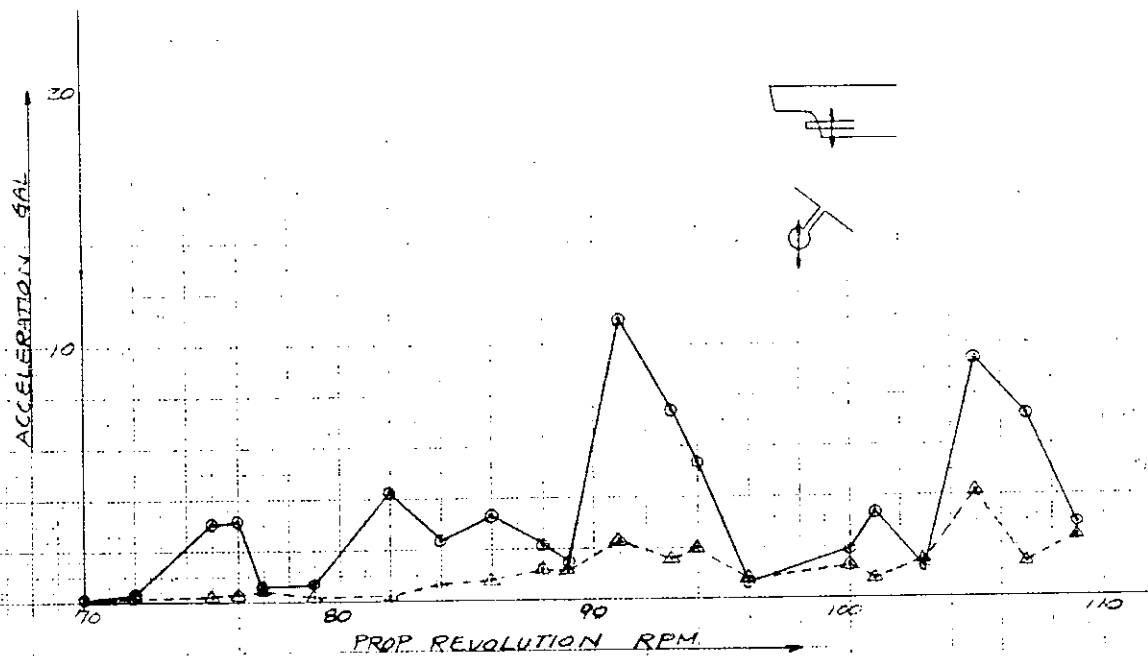


图 3.2.13 Resonance Curve on Sea Trial

TEST NO 6 (SEA TRIAL, 兩軸前進)
MEASURING POINT 4

●—● 5TH ORDER

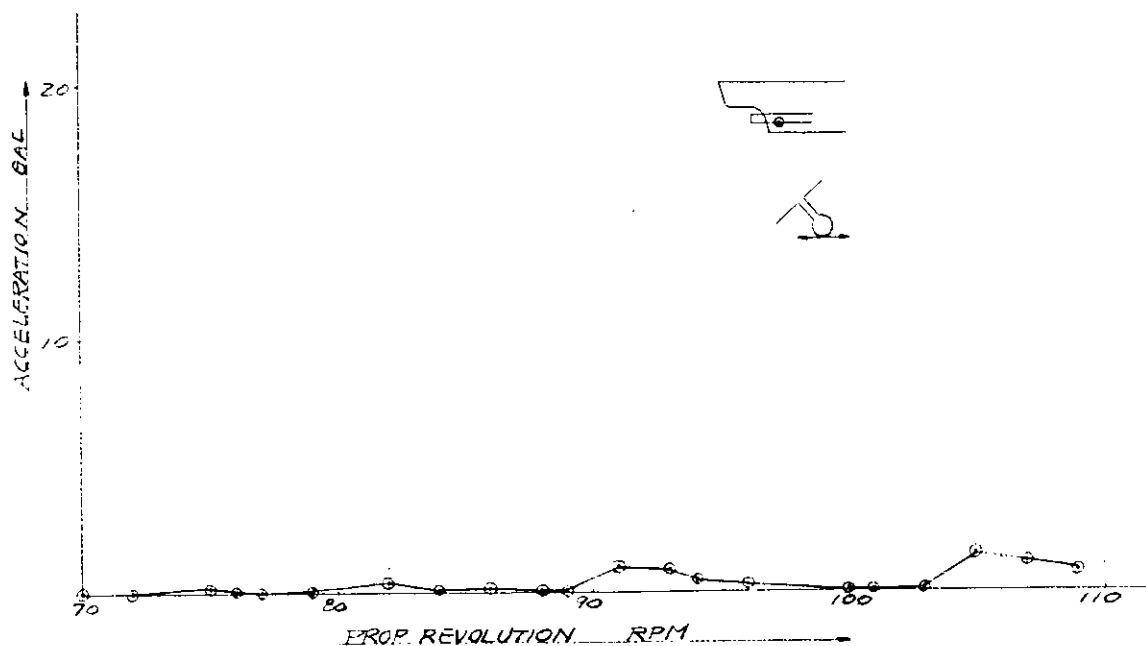


图 3.2.14 Resonance Curve on Sea Trial

TEST NR 6 (SEA TRIAL, 兩軸前進)
MEASURING POINT 7

○—○ 5TH ORDER
△---△ 10TH ORDER

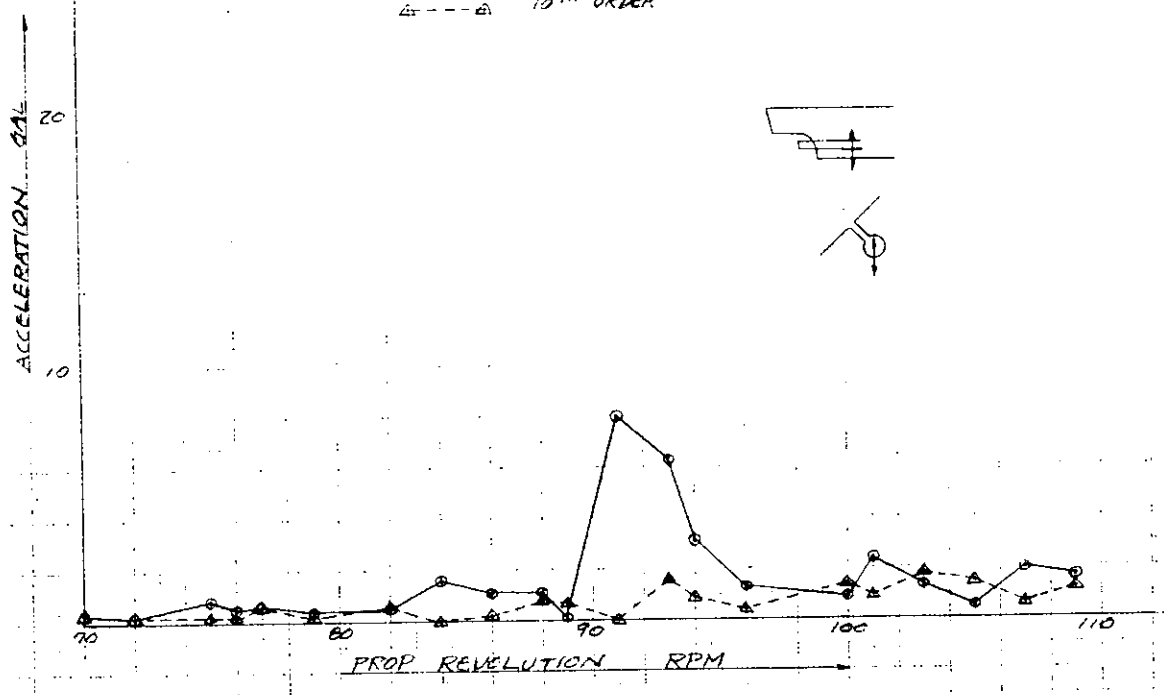


图 3.2.15 Resonance Curve on Sea Trial

TEST NR 6 (SEA TRIAL, 兩軸前進)
MEASURING POINT 8

○—○ 5TH ORDER
△---△ 10TH ORDER

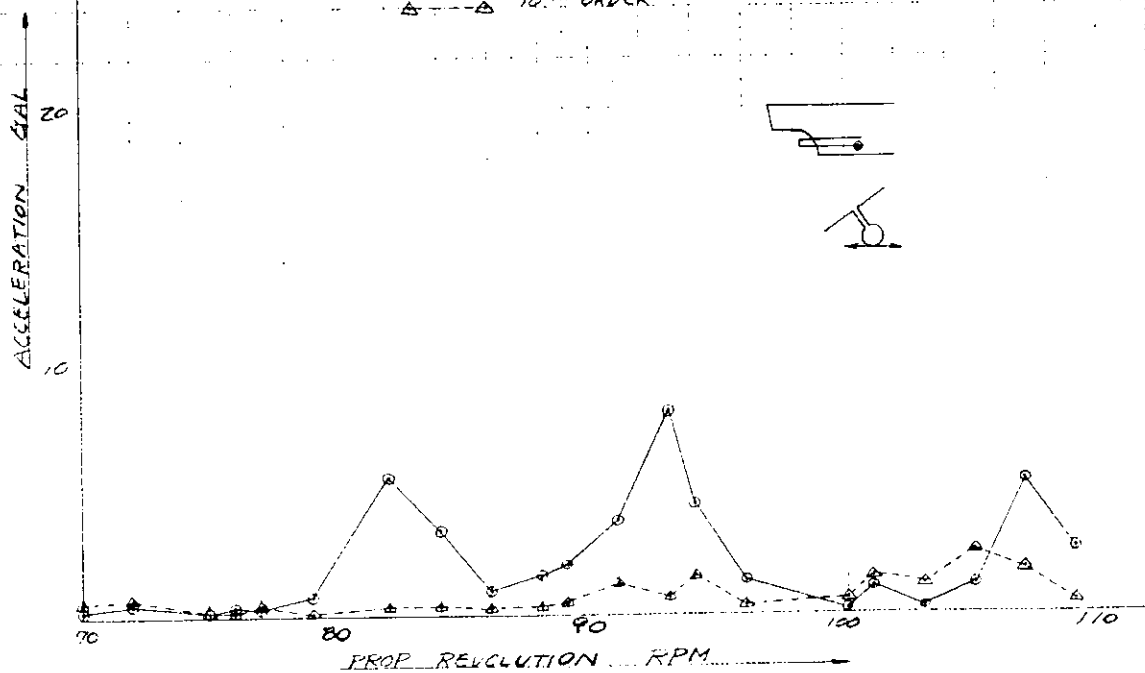


图 3.2.16 Resonance Curve on Sea Trial

TEST NO 6 (SEA TRIAL, 前軸前進)
MEASURING POINT 11

○—○ 5TH ORDER
△---△ 10TH ORDER

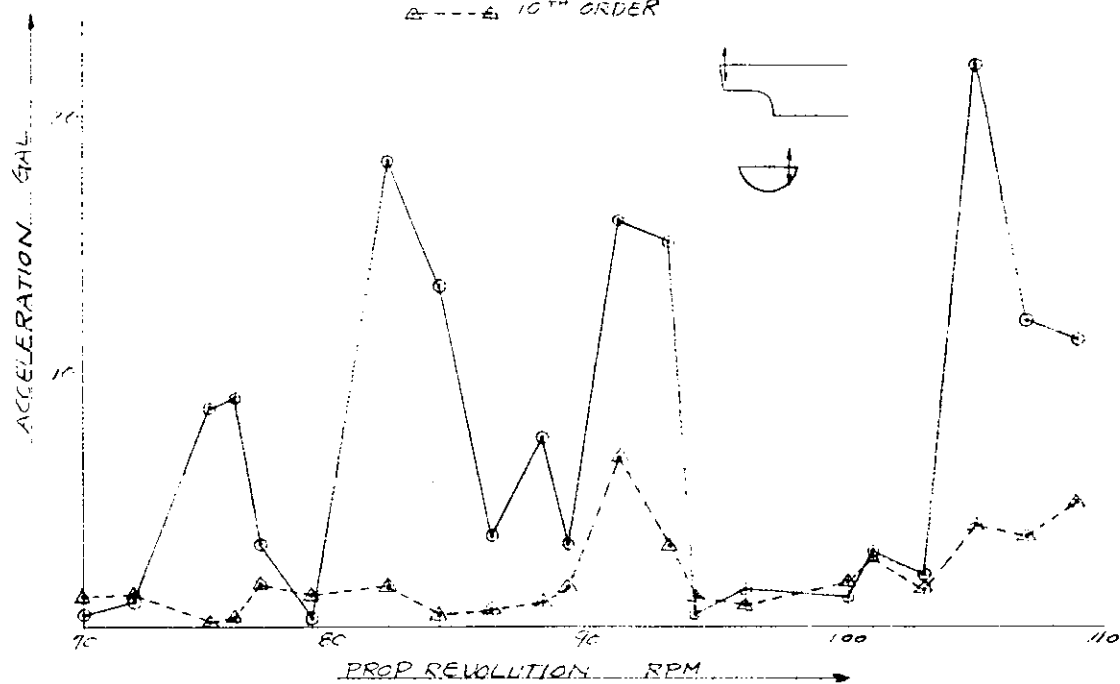


图 3.2.17 Resonance Curve on Sea Trial

TEST NO 6 (SEA TRIAL, 前軸前進)
MEASURING POINT 11p

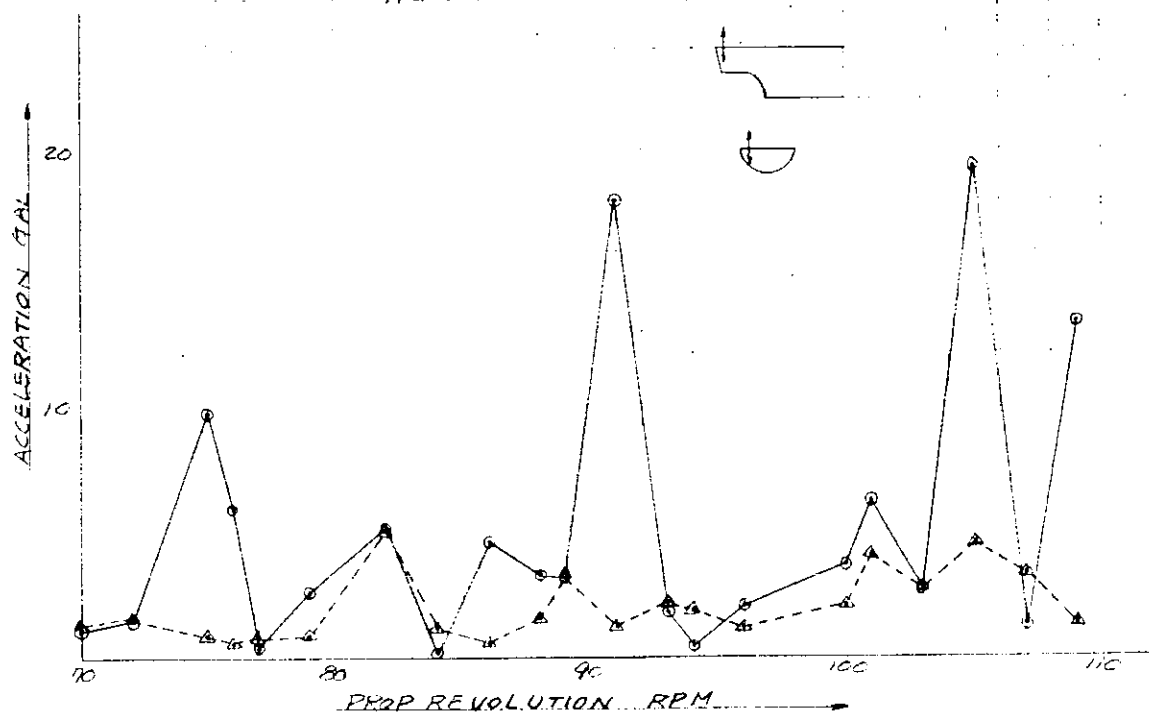


图 3.2.18 Resonance Curve on Sea Trial

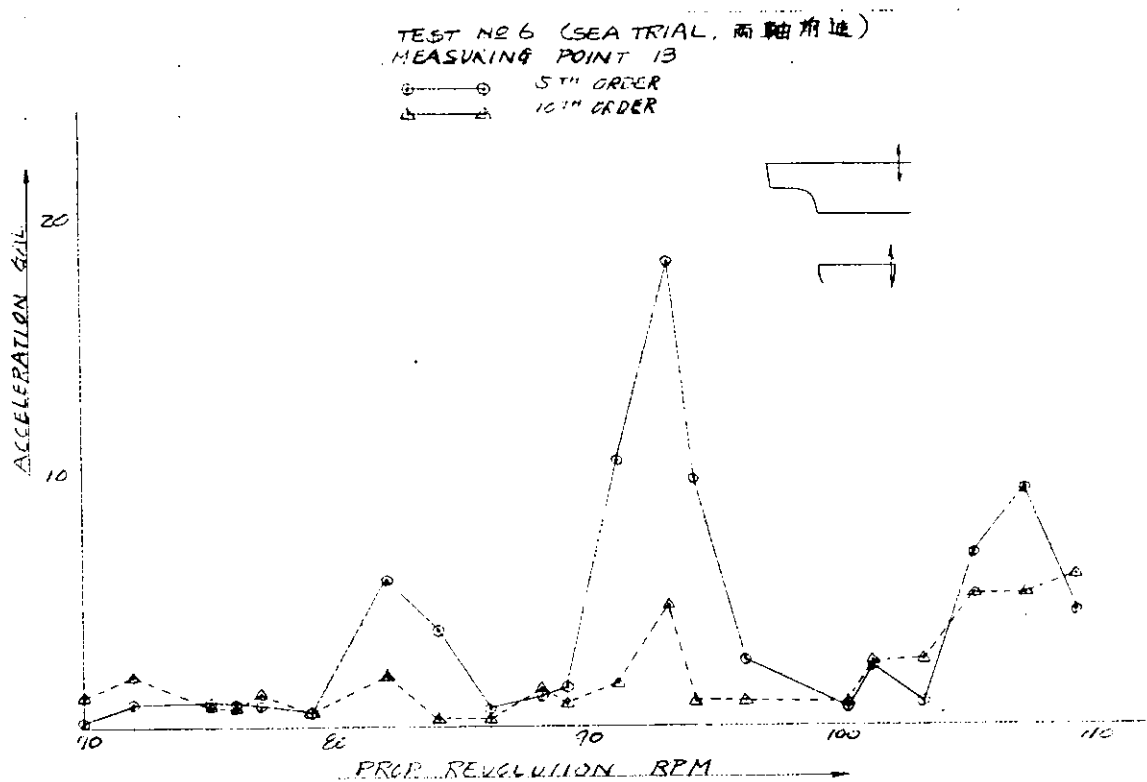


图 3.2.19 Resonance Curve on Sea Trial

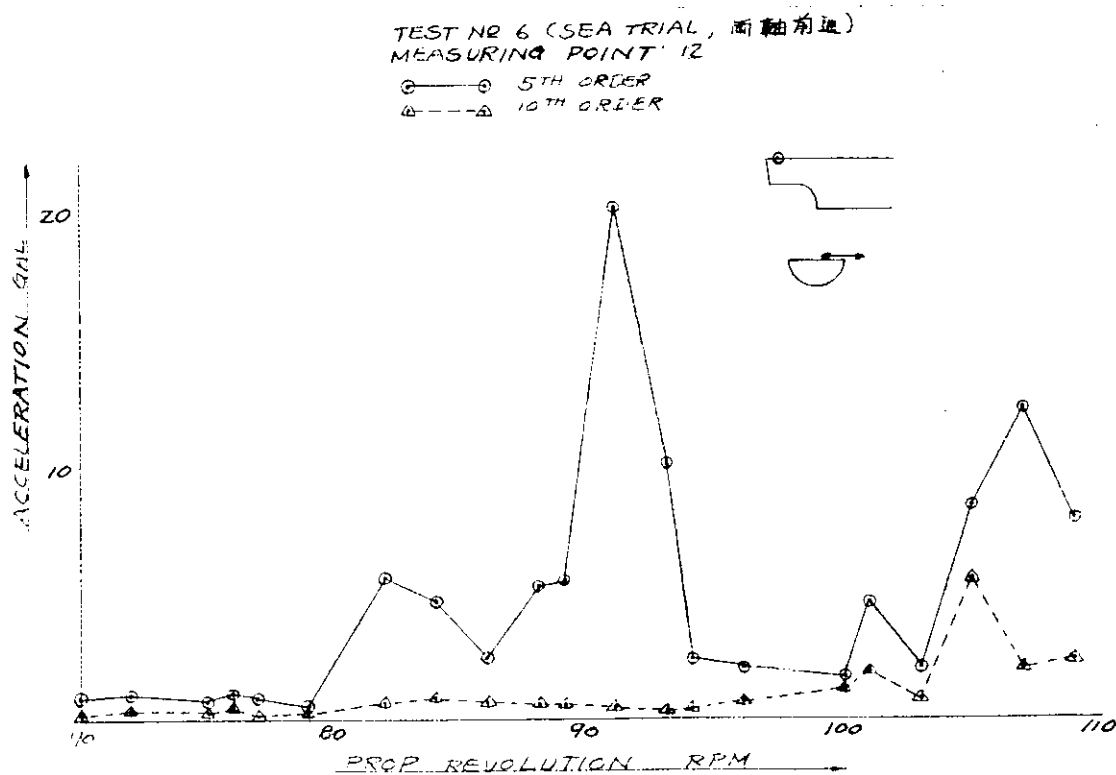


图 3.2.20 Resonance Curve on Sea Trial

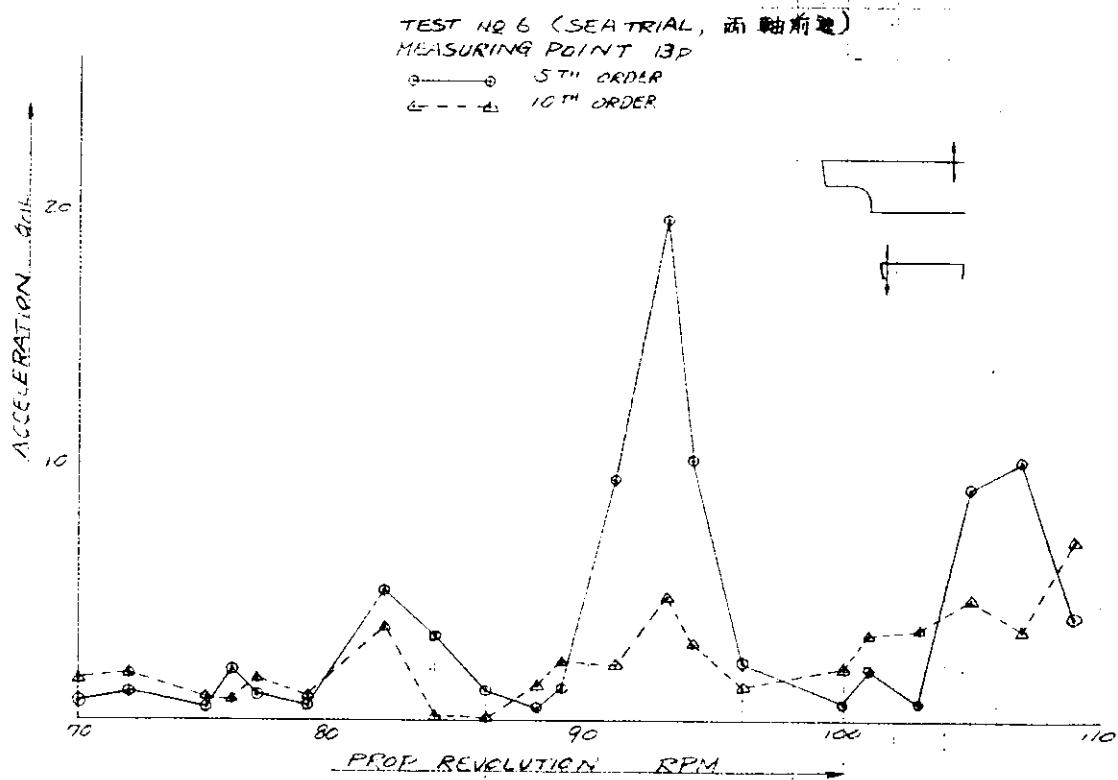


图 3.2.21 Resonance Curve on Ser Trial

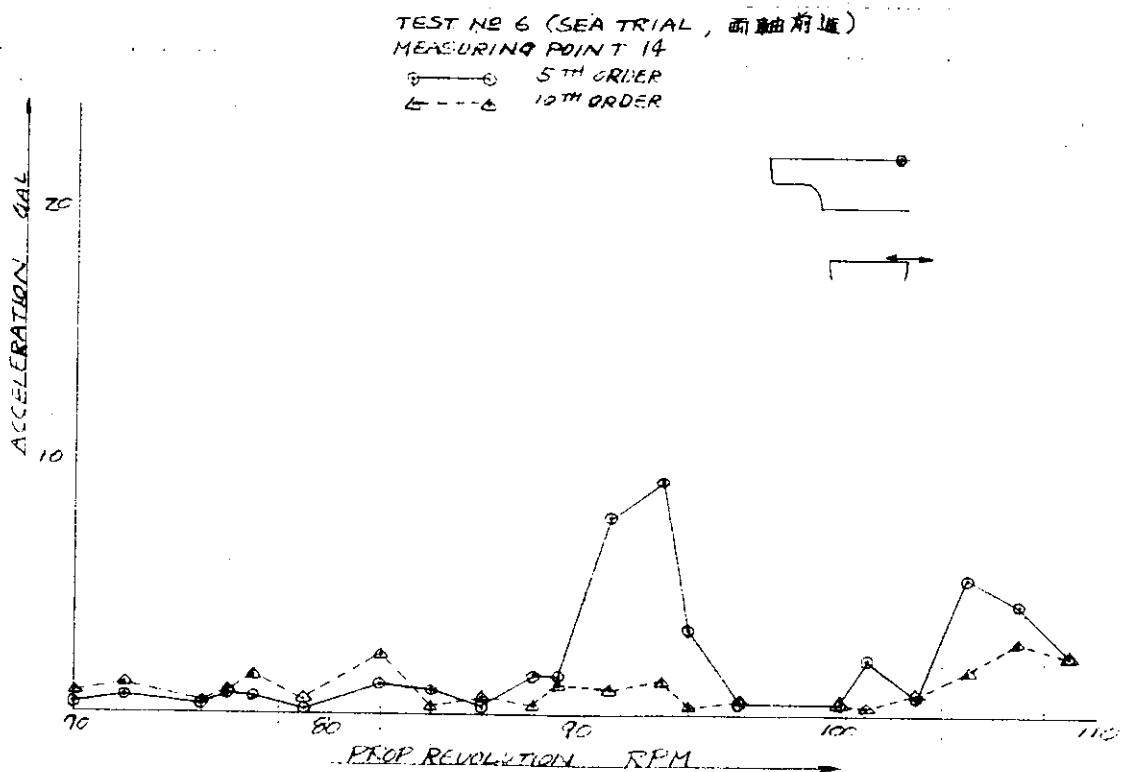
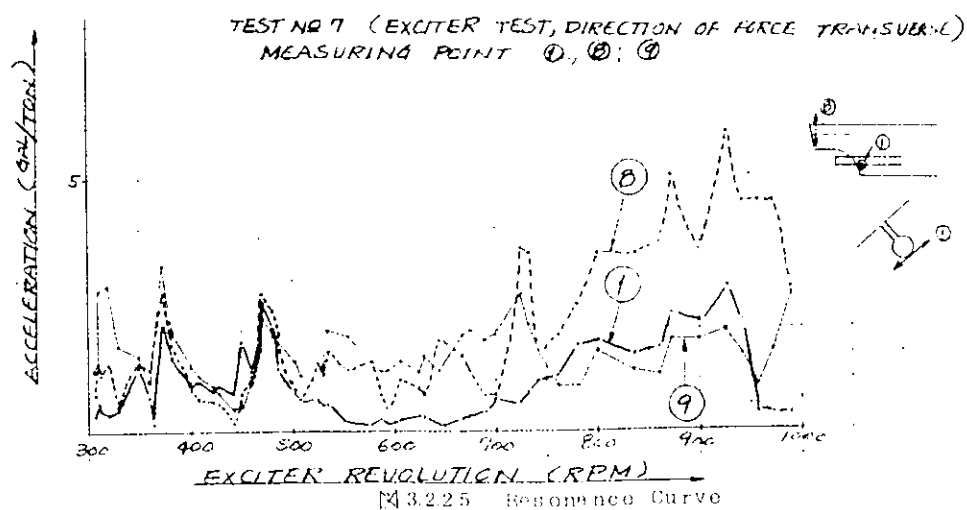
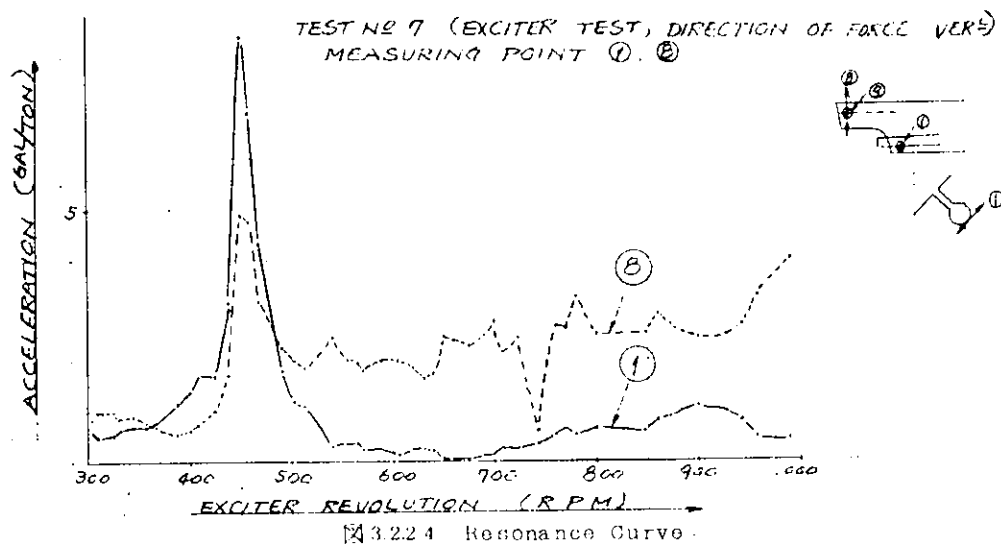
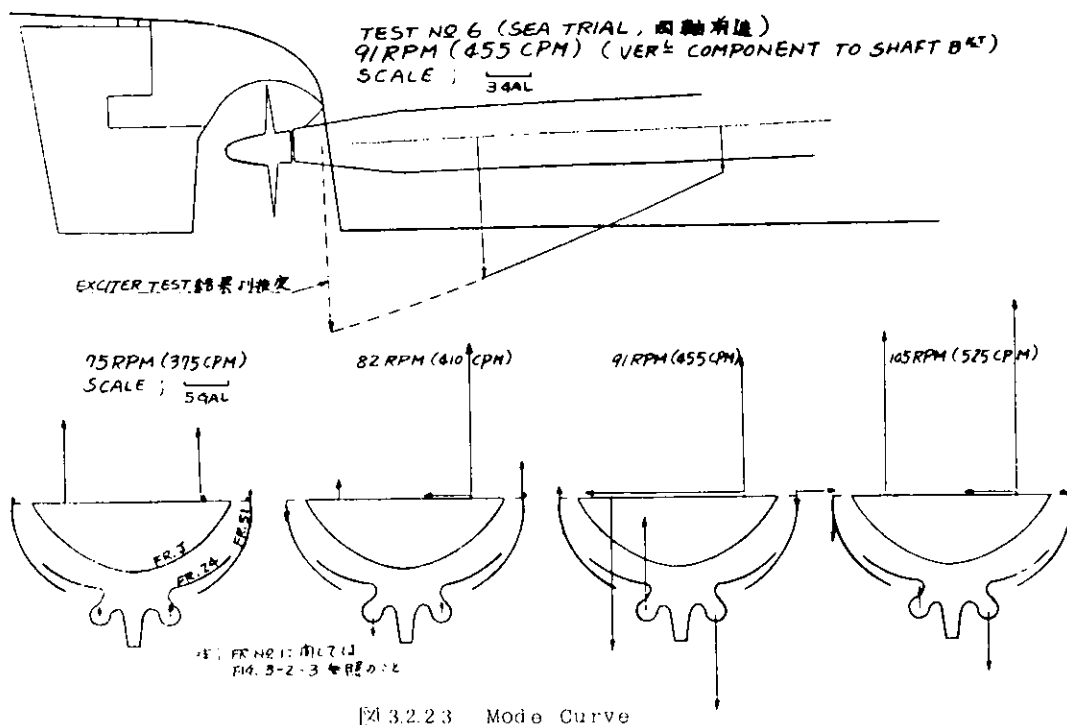
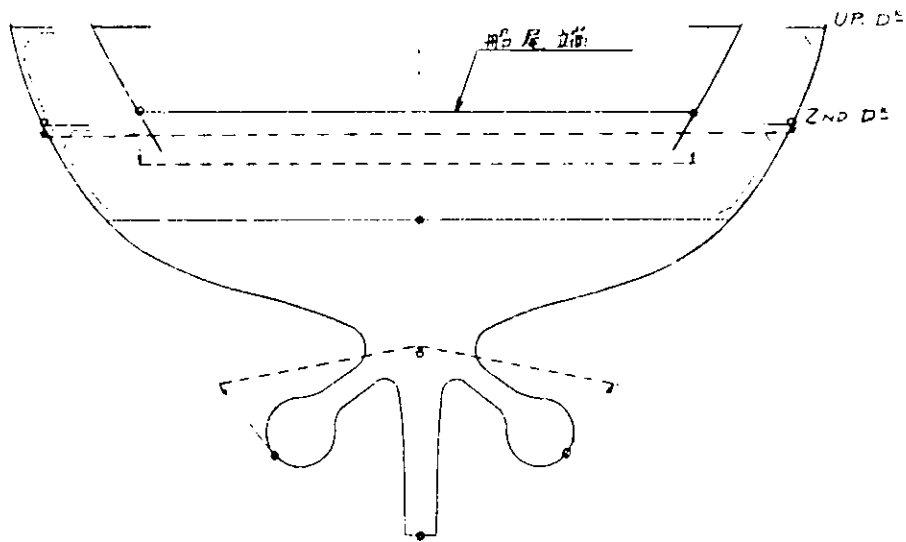


图 3.2.22 Resonance Curve on Ser Trial



TEST NO. 7 (EXCITER TEST, DIRECTION OF FORCE VER $\frac{1}{2}$)

4.50 C.P.M. SCALE; 5 GAL/TON

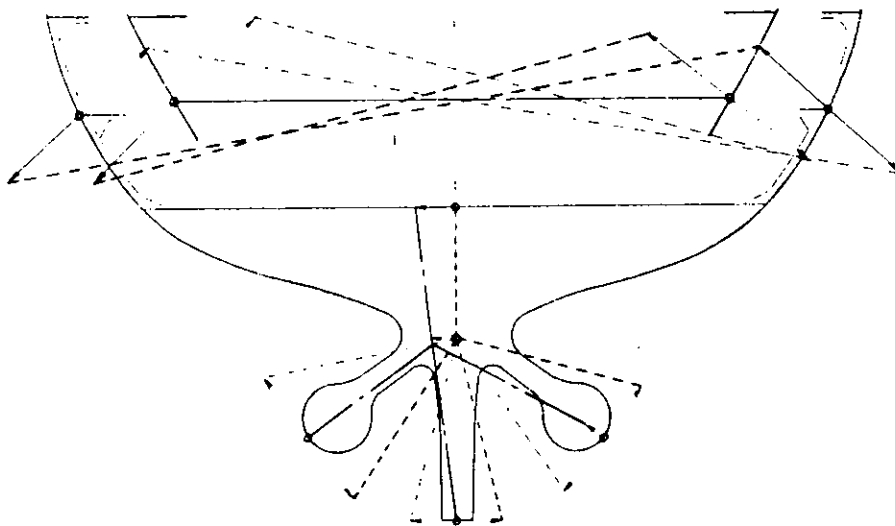


3.2.26 Mode Curve at Fr. 18

TEST NO. 7 (EXCITER TEST, DIRECTION OF FORCE TRANSVERSE)

3.51 C.P.M. SCALE 1 GAL/TON

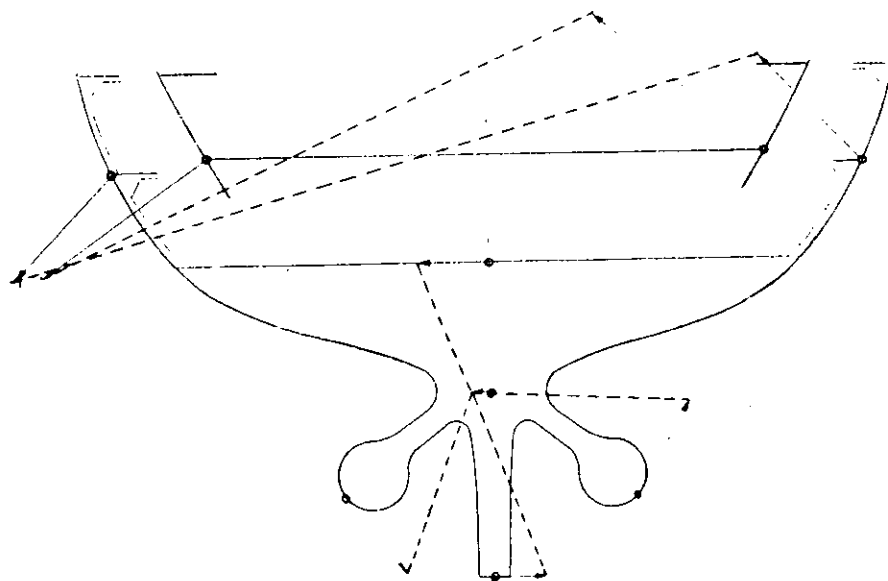
$t = d$
 $t = d + T/4$
 $t = d + T/2$
 T ; 周期



3.2.27 Mode Curve at Fr. 18

TEST NO 7 (EXCITER TEST , DIRECTION OF FORCE TRANSVERSE)

374 C.P.M. SCALE : 1 GAL/TON

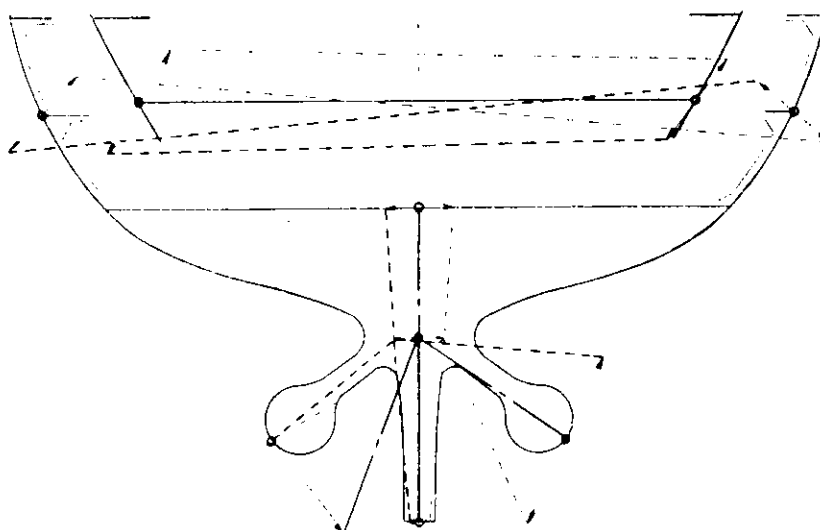


3.2.28 Mode Curve at Fr. 18

TEST NO 7 (EXCITER TEST , DIRECTION OF FORCE TRANSVERSE)

450 C.P.M. SCALE : 1 GAL/TON

$t = d$
 $t = d + T/4$
 $t = d + T/2$
 T ; 周期



3.2.29 Mode Curve at Fr. 18

TEST NO. 7 (EXCITER TEST, DIRECTION OF FORCE TRANSVERSE)
 4.7.1. C.P.M. SCALE: 1 GAL/TON

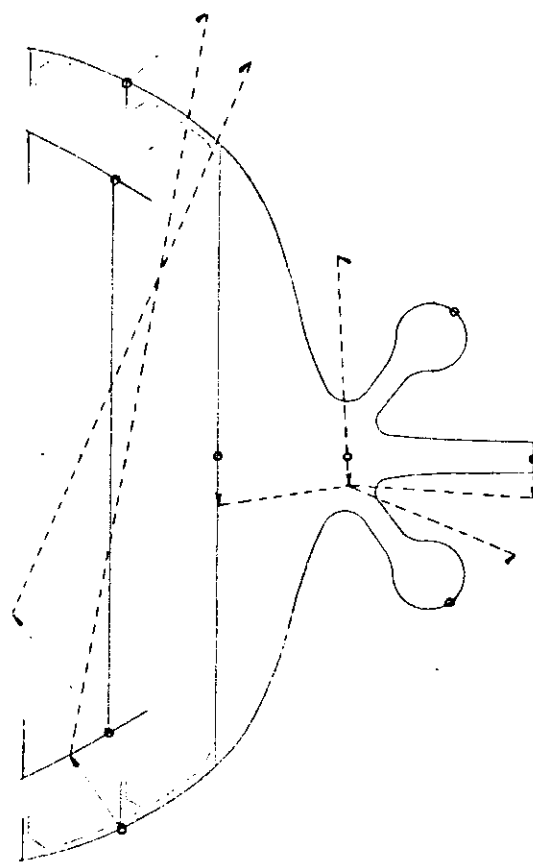
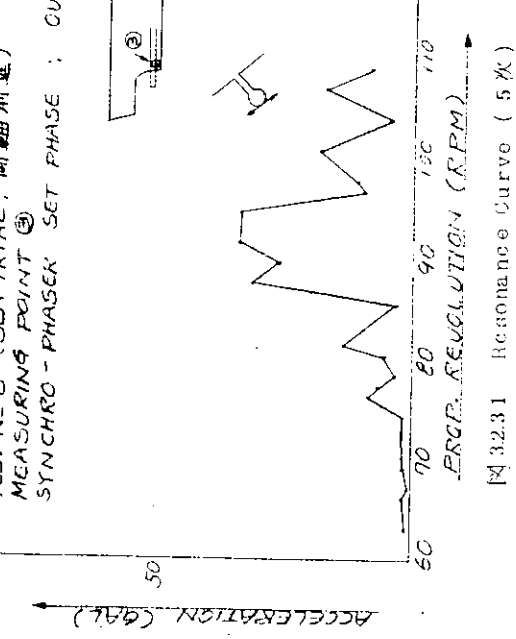
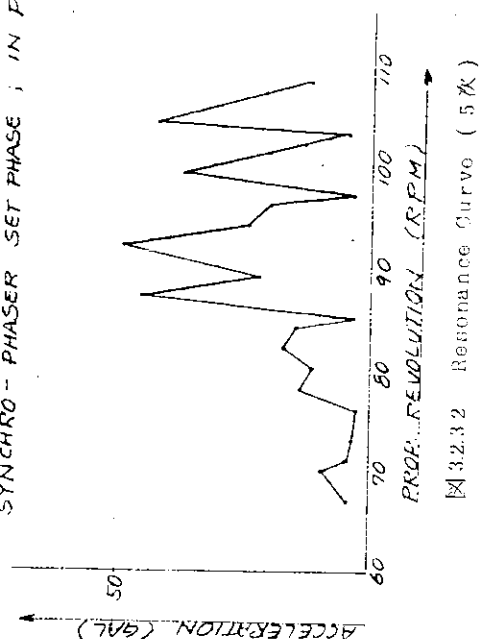


Fig. 32.30 Mode Curve at Fig. 18

TEST NO. 8 (SEA TRIAL, 兩軸前進)
 MEASURING POINT ③
 SYNCHRO-PHASE SET PHASE: OUT OF PHASE



TEST NO. 8 (SEA TRIAL, 兩軸前進)
 MEASURING POINT ③
 SYNCHRO-PHASE SET PHASE: IN PHASE



TEST NO 8 (SEA TRIAL 兩軸前進)
 70 RPM (350 GPM)
 SYNCHRO-PHASE SET PHASE : IN PHASE
 REAL PHASE : OUT OF PHASE

SCALE : 10 GAL

船尾端

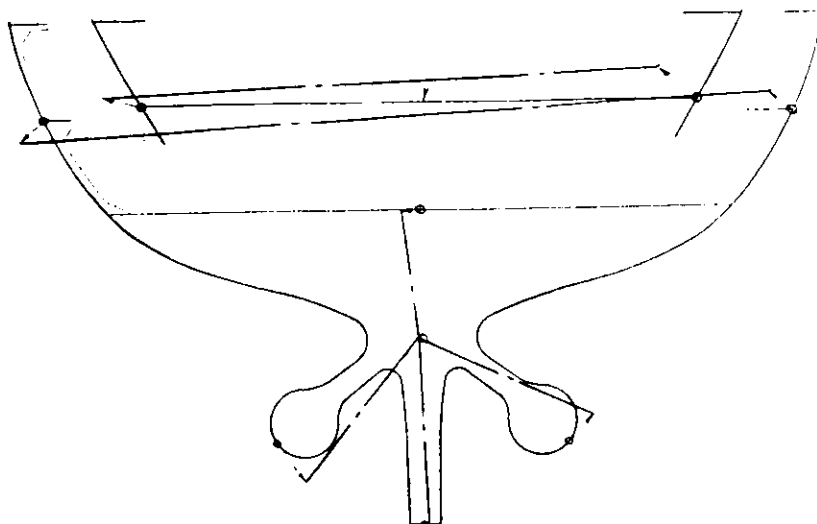


図3.2.33 Mode Curve at Fr. 18

TEST NO 8 (SEA TRIAL 兩軸前進)
 92 RPM (460 GPM)
 SYNCHRO-PHASE SET PHASE : IN PHASE
 REAL PHASE : IN PHASE

SCALE : 10 GAL

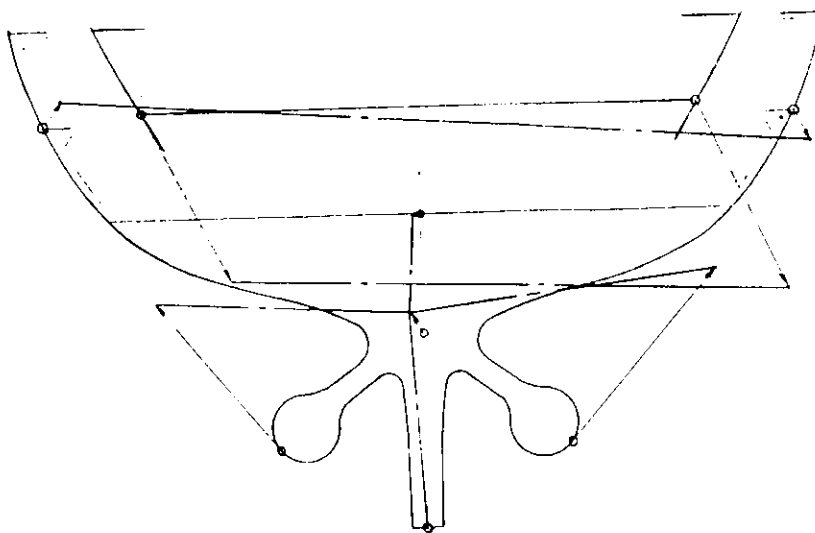


図3.2.34 Mode Curve at Fr. 18

TEST NO 8 (SEA TRIAL, 兩軸前進)
 91 RPM (155 CPM)
 SYNCHRO PHASE SET PHASE ... OUT OF PHASE
 REAL PHASE ... OUT OF PHASE
 SCALE : 1 GAL

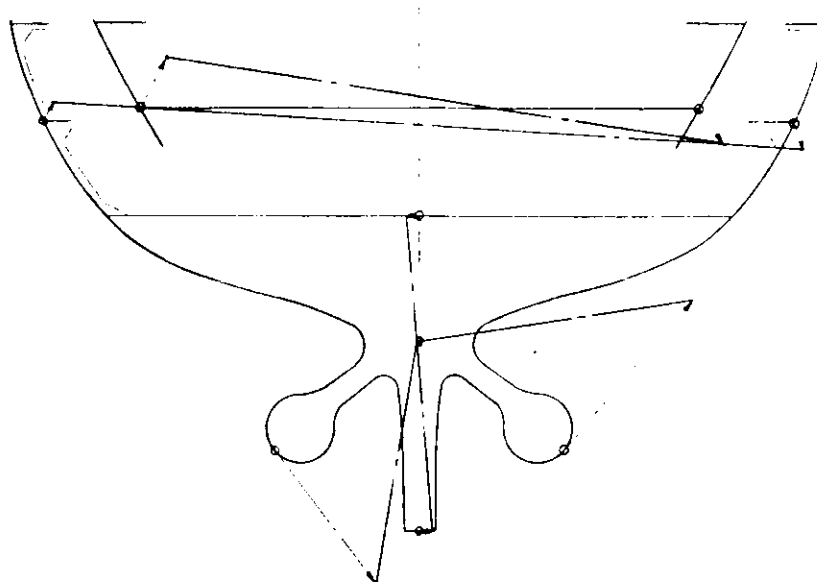


図3.2.35 Mode Curve at Fr 18

3.3 船尾部水圧変動および外板振動の計測

3.3.1 緒言

3.2節において船体振動の様相が示されたが、これと同時に船体起振外力を調査することが重要である。
 ここでは、船体起振外力の一つである、プロペラ誘起水圧変動を計測し、サーフェスフォースを計算した。
 また、同時に水圧計近傍の外板振動をも計測した。

3.3.2 試験の方法

計測は下記の試験条件および方法にて行なわれた。

(1) 試験条件

水圧計はBase Lineより約9.2~10.3 mの高さに装着されており、水圧計没水を考慮して次のような船体状態で試験を行った。

$d_a = 10.6 \text{ m}$
 $d_m = 7.8 \text{ m}$
 $d_f = 5.0 \text{ m}$
 $\text{trim} = 5.6 \text{ m}$
 $\Delta = 34,600 \text{ ton}$

(2) 測定点の配置および使用計器

計測項目は次に示すとおりであり、その一般配置図を図3.3.1に示す。

変動水圧(以下水圧計名称P) -①, ②, ③, ④, ⑤, ⑥, ⑦, ⑧ 計8点

外板振動(以下加速度計名称V) -①, ② 計2点

水圧計はほぼプロペラ直上点に装着したP-③を中心として船長方向にP-⑥, ⑦, ③, ⑧, 回転方向にP-⑤,

④, ②, ①のようにCrosswiseに配置した。これはプロペラ直上点および船体中心線に近い点P③, ⑤を峯とする変動水圧分布が予想されたからである。また, P-③, ⑤の近傍の船底に加速度計V-①, ②を置き外板の上下振動を計測した。

次に使用計器について概略を述べる。

(a) 圧力変換器

図 3. 3. 2 に使用した圧力変換器の構造を示す。これは共和電業製の圧力変換器 PGM-2 KC (許容最大圧力約 2 kg/cm²) を外板に装着可能なカプセルに組み込んだものである。図 3. 3. 3 に成績表の 1 例を示す。

(b) 計測計器

水圧計および加速度計の出力は動歪計を通してデータレコーダおよび電磁オシロに記録した。

また, 磁気テープから再生しローパスフィルタを通し電磁オシロに記録してフィルタの影響を調べた。

動歪計	共和電業製	DPN IN および DPN-200A	12 channel
ローパスフィルタ	#	LF-1E	12 channel
データレコーダ	TEAC	R-400	14 channel
電磁オシロ	共和電業製	RMV-300F	12 channel

3. 3. 3 計測結果

計測値の解析にあたっては, 次の 2 つの方法を採用した。

- (1) ローパスフィルタを通さずに比較する。
- (2) ローパスフィルタを通して高次成分を遮断し比較する。

この理由として, 実船の変動水圧には, プロペラ誘起による周期変動圧力の他に, 外板の振動 (水圧計装着箇所) の影響が混入し, ローパスフィルタのカット周波数をいくつに設定するかが問題となるからである。

(1) ローパスフィルタを使用しない場合

(a) 波形

図 3. 3. 4 (a)~(c)に N = 90, 96, 108 RPM 時に計測した水圧変動および外板振動の計測結果を示す。図中には水圧変動 P-①~P-⑦ 外板振動 V-①, V-②につき 0.1 kg/cm², 50 gal のスケールが記入されている。水圧変動波形の特徴として, 波形が高次成分 (Blade Frequency × 4 程度) をもっていること, 外板振動 V①, V②により誘起されたとされる高次成分波形となっていることが分る。

(b) 左右プロペラの異位相の変動水圧に対する影響

図 3. 3. 5 に本船 シンクロフェーサテスト時に計測した P⑤の圧力変動を示す。右舷プロペラトップマークに対して左舷プロペラトップマークが 0°~72° 間で変化するとき, 波形形状は若干異っているが, 振巾および位相は余り変わらない。

この結果から左右プロペラの異位相の影響は余りないと見なせる。

(c) 水圧変動, 外板振動と回転数の関係

ボッシングの共振カーブ調査のため, 回転数を変化させた実験を行なったが, この時計測した, 水圧変動, 外板振動を横軸 Nrpm に対してプロットしたものが図 3. 3. 6 である。

見掛け double ΔP (kg/cm²), 外板振動 αgal およびボッシングの加速度がほぼ同傾向を保持して変化していることがわかる。この理由としては次のように考えられる。

無限流体中に固定されたプロペラの稼動による固定点 P の水圧変動はほぼ次式で示される。

$$\Delta P_p \propto AN^2$$

しかし、船体外板に装着された水圧計により計測される圧力は

$$\Delta P = \Delta P_F + \Delta P_V + \Delta P_B + \Delta P_{SM} + \Delta P_C$$

ΔP_F : 固定プロペラが固定外板に誘起する圧力変動

ΔP_V : 船体及び外板振動により誘起される圧力変動

ΔP_B : プロペラ・ボッシング振動により誘起される圧力変動

ΔP_{SM} : 波、船体運動により誘起される圧力変動

ΔP_C : プロペラキャビテーションの生成、崩壊による変圧変動

このうち ΔP_V 、 ΔP_B はプロペラ回転数 N とともに変動巾が変化し、これが ΔP_F に重畳された、 ΔP が hump, hollow をもつものと考えられる。換言すれば計測された ΔP の中にはプロペラ外力の他に応答（船体、プロペラボッシング）も含まれていることになり、プロペラ外力としての変動圧力のみを求めるのは非常にむづかしくなる。図 3.3.6 に示されるように平均的には $\Delta P_F \propto AN^2$ が成り立ち、本船の場合は $A = 10^{-4} (\text{kg} \cdot \text{min}^2 / \text{cm}^4)$ 程度となっている。

また、外板振動による誘起圧力変動の大きさは形状によって大巾に変わるが、大略 100 gal で 0.08 kg/cm^2 程度と考えられる。

(b) 変動水圧の分布

図 3.3.7 に船長方向およびプロペラ回転方向の変動水圧のピーク (double) 分布を示した。図中に $N = 108, 90, 80 \text{ rpm}$ 時の分布を示した。しかし、高次成分が含まれているため、Blade Frequency のみの ΔP の分布はさらに小さくなる。

(2) ローパスフィルタを用いた場合

データレコーダに記録した変動波形を再生しローパスフィルタの遮断周波数をかえて記録したものであり、図 3.3.8 (a)~(j), 図 3.3.9 (a)~(j), 図 3.3.10 (a)~(j) に各々 $N = 108, 106, 104$ につき、周波数を Free, 160 Hz, 40 Hz, 20 Hz, 10 Hz と変化させた時の波形を示した。また、 $0.1 \text{ kg/cm}^2, 100 \text{ gal}$ の単位を各回転数の周波数 Free の図面に記入してある。

Free とは遮断周波数無限大のことを示す。

(a) ローパスフィルタの影響

変動水圧波形は P-②, ③, ④, ⑤, ⑥, ⑦, ⑧ の 7 点であり、外板振動波形 V①, V② は各々 P③, P⑤ の極く近傍に装着した加速度計より計測したものである。ただし、Free は Low Pass の遮断周波数無限大、40 Hz 等は 40 Hz 以上を遮断する意味である。図 3.3.8~3.3.10 の 30 枚のグラフより次のことがわかる。

(i) Free では高次成分が支配的でかつ波形が不規則である。

(ii) 図 3.3.8 (f), 図 3.3.9 (f), 図 3.3.10 (f), P③, V① および P⑤, V② からわかるように、変動水圧波形は外板振動誘起変動水圧の影響を受け、高次成分が生じている。

(iii) 40 Hz, 20 Hz 遮断周波数にすると P⑤, P⑥ のように (図 3.3.11 (a), (b)) Blade Frequency が大分明確となってくるが、波形の不規則性が残っている。

(iv) 10 Hz になると、周波数遮断しすぎて P⑤, P⑥ を除いてかえって波形が不規則になるようである。

(v) フーリエ解析を行なうには、40 Hz, 20 Hz 以上遮断波形を使用するのが適当と思われる。(40 Hz で B.F. $\times 4.4$ 程度)

(3) フーリエ解析結果

(a) 変動振巾

ローパスフィルタの遮断周波数を変えた変動水圧波形図 3.3.8 ~ 図 3.3.10 から波形に高次成分が含まれ、かつ不

規則な波形が含まれていることがわかったが、ここで2, 3のフーリエ解析を行ない($\Delta\theta = 1.8^\circ$ 1回転を200等分) B.F. $\times 1 \sim$ B.F. $\times 4$ の変動振巾の比較を行なう。

図3.3.12~13に $N=108\text{rpm}$ の変動振巾を、図3.3.14に 106rpm 時の変動振巾を示した。フーリエ解析を行なった波形はローパスフィルタ40Hzの波形であり、適当と思われる2回転分の波形につき実行した。(○, △で示す)

これによると次のことがわかる。

- (i) P⑤, P②, P⑧は割合 B.F. $\times 1$ が顕著で B.F. $\times 2, 3, 4$ の順に小さい。
- (ii) P③, ④, ⑥, ⑦は B.F. $\times 1, 2$ が同程度で大きく相対的に高次成分が大きい。
- (iii) P③はプロペラ略直上であるのに変動振巾が小さい。
- (iv) P③, P⑤の各々近傍の垂直外板加速度は B.F. $\times 1, 2, 3, 4$ の順で小さくなっている。
- (v) $N=106\text{rpm}$ の結果もほぼ同傾向であるが、1回転目(○印)と2回転目(△印)の値に差があり、波形が稍不規則となっている。

図3.3.15はP⑤とV②につき $N=104, 106, 108$ につき変動のHarmonicsを示したもので、各B.F. $\times N$ にピークがでているが、他の周波数にもかなりの変動振巾が分布している。

したがって、B.F. $\times 1$ の振巾が見かけの振巾よりも大分小さくなっていることがわかる。

(b) 変動水圧の分布形状

$N=108\text{rpm}$ のB.F. $\times 1, 2$ の変動振巾、位相角より、水圧分を作ったものが図3.3.16~17に示されている。この図をみると1回転目、2回転目の解析値の相違、また、P③の値が小さいため滑らかな分布形状となっていない。これはB.F. $\times 1, 2$ に共通して云えよう。これらを船体形状の上にプロットしたものが、図3.3.18である。ここでは外板に直角方向に変動水圧の大きさがプロットされている。

さて変動水圧を位相を考慮して分布面上に積分して力を求めるため、船長方向(x)に $|x/D_F| \leq 0.5$ プロペラ回転方向に $|y/D_F| \leq 0.7$ と分布面を仮定して、仮想分布形を示したものが図3.3.16~18中の実線で示してある。これは

- (i) 計測点については平均値
 - (ii) 計測点領域外についてはプロペラチップクリアランス伴流分布の形状、平板または1軸船の水圧分布形状等を考慮しつつ、決めたものである。また、P③についてはP④を考慮して高めとした。また、位相角についても図中のようにとった。
- (c) サーフェスフォース

上に示した仮定より求めた水圧分布形状にさらに次の仮定を考える。

- (i) 圧力の積分範囲を $|x/D_F| \leq 0.5$ $|y/D_F| \leq 0.7$ の長方形とする。
- (ii) 水圧分布の形状を $\Delta P(x, y) = \Delta P(x) \cdot P(y)$ の分離形とする。

するとサーフェスフォースは次の簡単な算式で与えられる。

$$F_{Sx} = D_F^2 \int_{-0.5}^{0.5} \Delta P(x) dx \int_{-0.7}^{0.7} P(y) dy \cdot n \cdot \sin N(\theta + \psi(y/D_F)) d(y/D_F)$$

n 船体外板の $(x/D_F, y/D_F)$ 点の法線ベクトル

シンブソン公式より

$$F_{Sx} = D_F^2 \left(\frac{h}{3}\right)^2 \sum (\Delta P_{xN} \cdot S) \sum \left\{ (\Delta P_{yN} n \cos N\psi_{yN} \cdot S) \sin N\theta \right. \\ \left. + (\Delta P_{yN} n \sin N\psi_{yN} \cdot S) \cos N\theta \right\}$$

ここで、 $D_P = 7.0$, $h = 0.1$, ΔP_{xN} , ΔP_{yN} , ψ_{yN} …… B.F. $\times$ N 成分として $N = 1, 2$ につき計算した結果を示す。

B.F. $\times$ N	F_s	船体右舷側のうける力 (ton)
5	F_x (前後)	$0.81 \cos 5 (\theta - 4.2^\circ)$
	F_y (左右)	$5.09 \cos 5 (\theta - 3.7^\circ)$
	F_z (上下)	$7.50 \cos 5 (\theta - 4.2^\circ)$
10	F_x (前後)	$0.29 \cos 10 (\theta + 7.3^\circ)$
	F_y (左右)	$3.23 \cos 10 (\theta + 4.9^\circ)$
	F_z (上下)	$2.74 \cos 10 (\theta + 7.3^\circ)$

θ : プロペラ回転角垂直上方 0° , 外回り $\oplus$

3.3.4 考 察

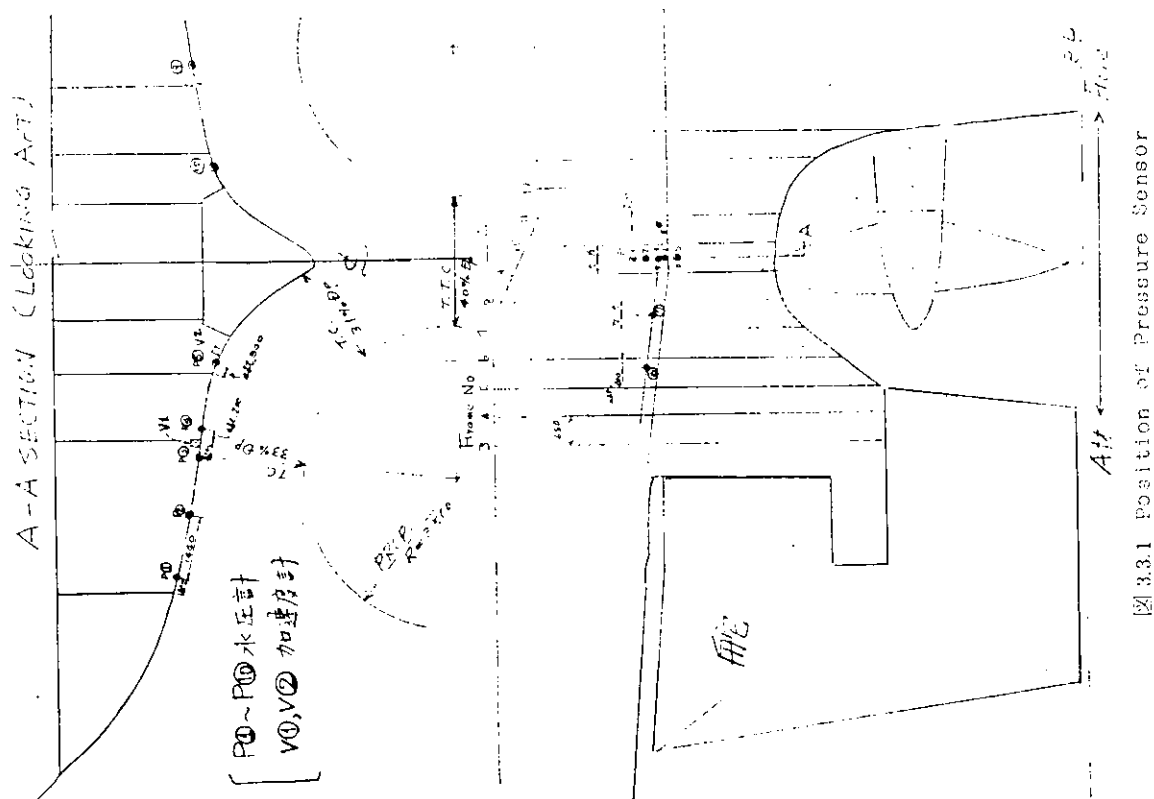
2 軸の高速コンテナ船にてプロペラ直上付近の水圧変動および外板振動を計測し若干の解析を行なった。

これによると概略次のことが云える。

- (1) 水圧変動の波形は高次成分を含み (B.F. $\times$ 2~4) ローパスフィルタを通した結果、また、フーリエ解析を行なった結果 B.F. $\times$ 1 の成分は見掛全振巾に比してかなり小さくなる。
また、波形が幾分不規則である。
- (2) 特に P③はプロペラ略直上であるのに、高次成分が多く B.F. $\times$ 1 , B.F. $\times$ 2 が同じオーダであり、変動水圧分布の形にすると小さすぎる。
- (3) B.F. $\times$ 1 ($= 5$) の変動水圧分布をある仮定の基に画くと High Wake Zone ($\theta = 50^\circ$, ほぼボッシングの付根の方向) に近い P⑤をほぼピークとして、釣鐘形に分布していると考えられる。
- (4) (3) の変動水圧分布を基に圧力を積分してサーフェスフォースを計算すると、B.F. $\times$ 1 で上下片振巾 15.0 ton
B.F. $\times$ 2 で 5.5 ton となる。

(1) , (2) については高次成分に対して船体、外板およびボッシングの振動誘起水圧の他に、High Wake Zone が $\theta \div 50^\circ$ にあるため、変動水圧波形のピークが、1 翼間 7.2° 内で 2 つ生じる可能性があること、また、不規則性についてはトリム (5.6m) をつけたために船尾の流れが不規則になったためではないかと考えているが、詳細は不明である。

(3) については P⑤の計測値を妥当と見なすと、P⑤から Bottom 最下端の間の分布は、チップクリアランスがほぼ一定および $\theta \div 50$ が High Wake Zone であることを考えると、ほぼ一定と見なせよう。



検査成績表
CALIBRATION SHEET
圧力変換器
PRESSURE TRANSDUCER

MODEL 式	PGM-ZKC	CAPACITY	2kg/cm ²	SERIAL NO.	AB2384
検査年月日 DATE OF INSPECTION	1973.5.20	室 温 ROOM TEMP.	24℃	湿度 H. MOIST.	34%

1. 入出力抵抗
INPUT & OUTPUT RESISTANCE. 入力 INPUT 12.5 Ω
出力 OUTPUT 12.5 Ω
2. 出力電圧感度
SENSITIVITY, F.S. 26.5 mV/V STRAIN
(G.F.=2.0) 1.525 × 10⁻⁴
3. 非直線性
NON-LINEARITY. 0.69 % F.S.
4. ヒステリシス
HYSTERESIS. 0.52 % F.S.
5. 零点の温度影響
THERMAL ZERO SHIFT. 0.05 % F.S./°C
6. 出力の温度影響
THERMAL EFFECT ON SENSITIVITY. 0 % F.S./°C
7. 校正係数
CALIBRATION CONSTANT. 0.002625 kg / 1.0 mV 0.001311
(1.0 μV/V) (1.0 × 10⁻⁴)
8. 検定ブリッジ電圧
TEST BRIDGE VOLTAGE → V. ACDC

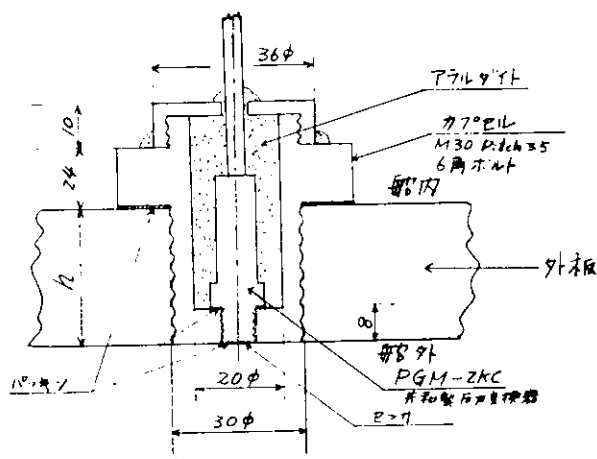


図 3.3.2 水圧計

図 3.3.3 水圧計成績表

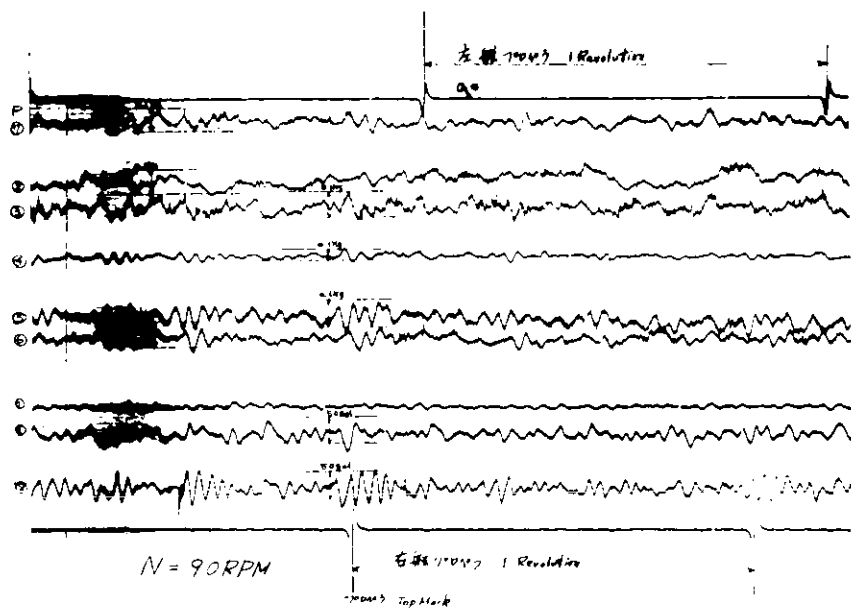


图 3.3.4 (a)

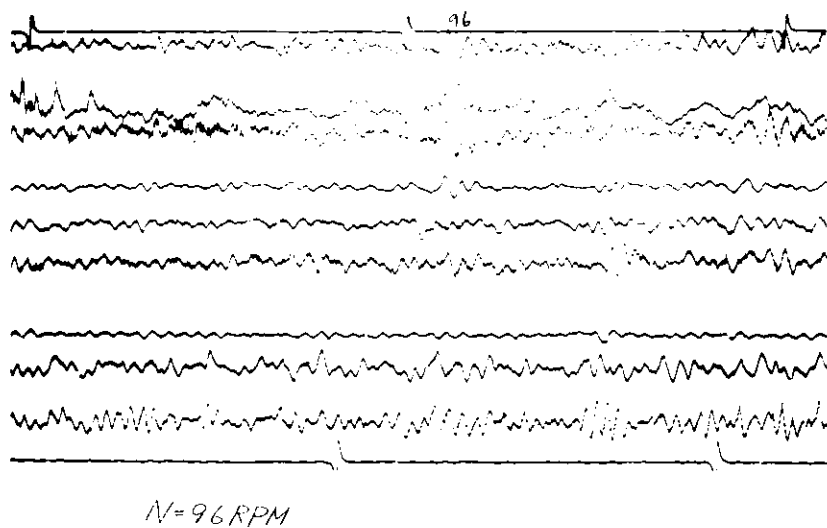


图 3.3.4 (b)

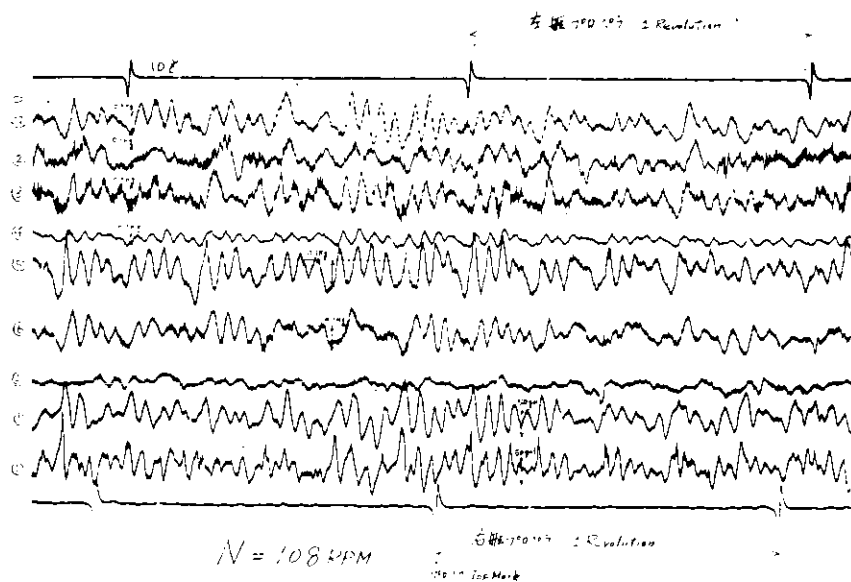


图 3.3.4 (c)

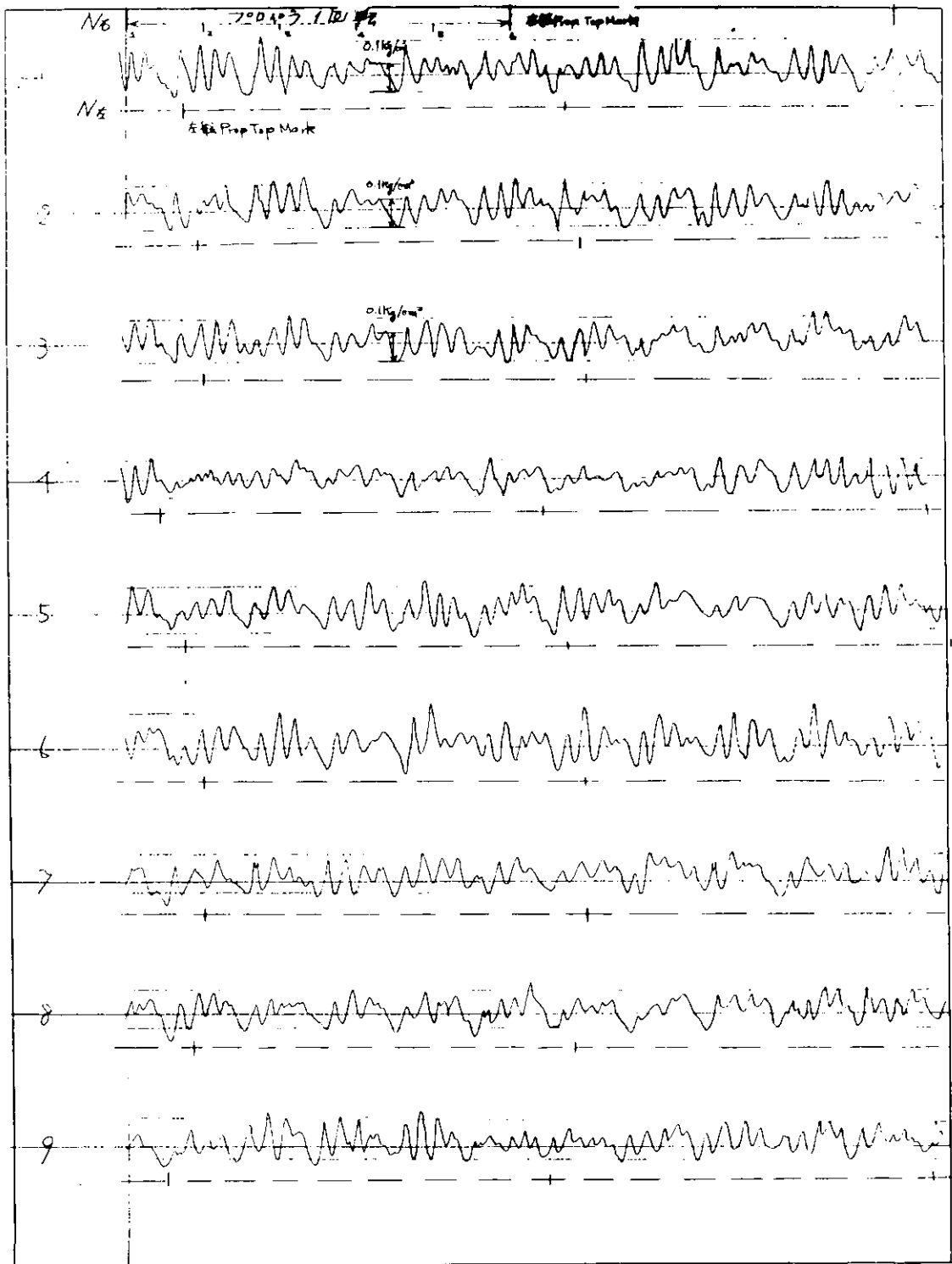
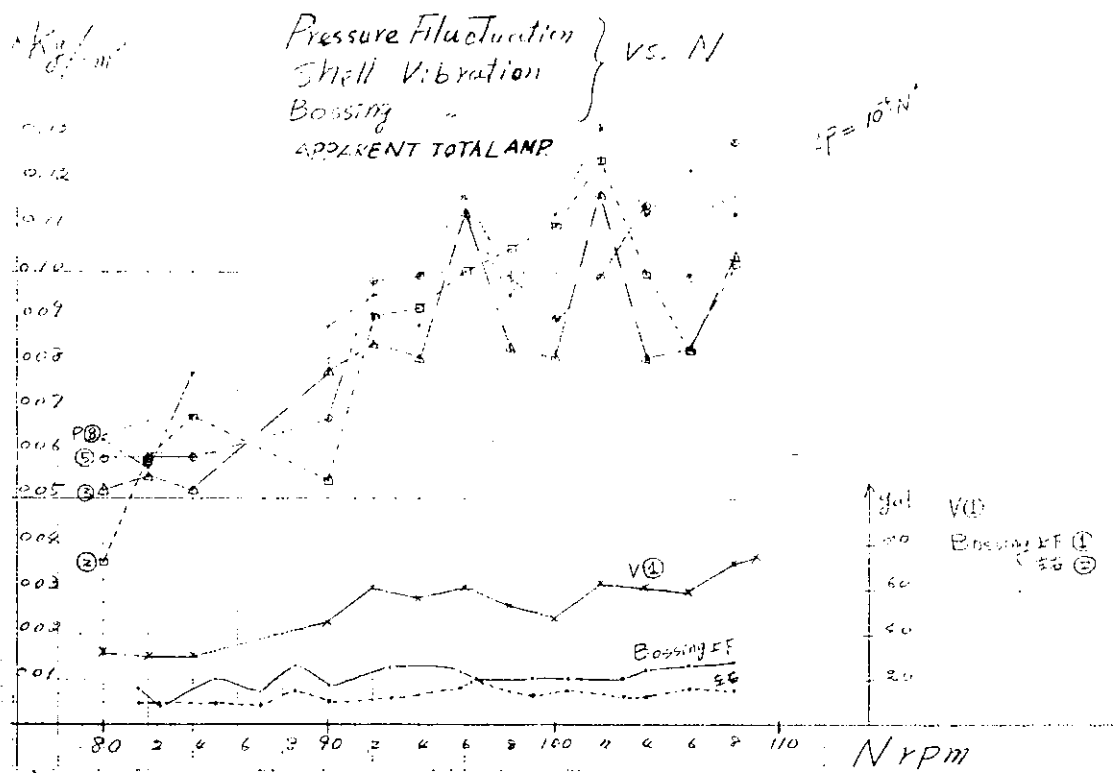


図 3.3.5 シンクロフェーザーテスト時の ΔP $N=108\text{RPM}$



3.3.6

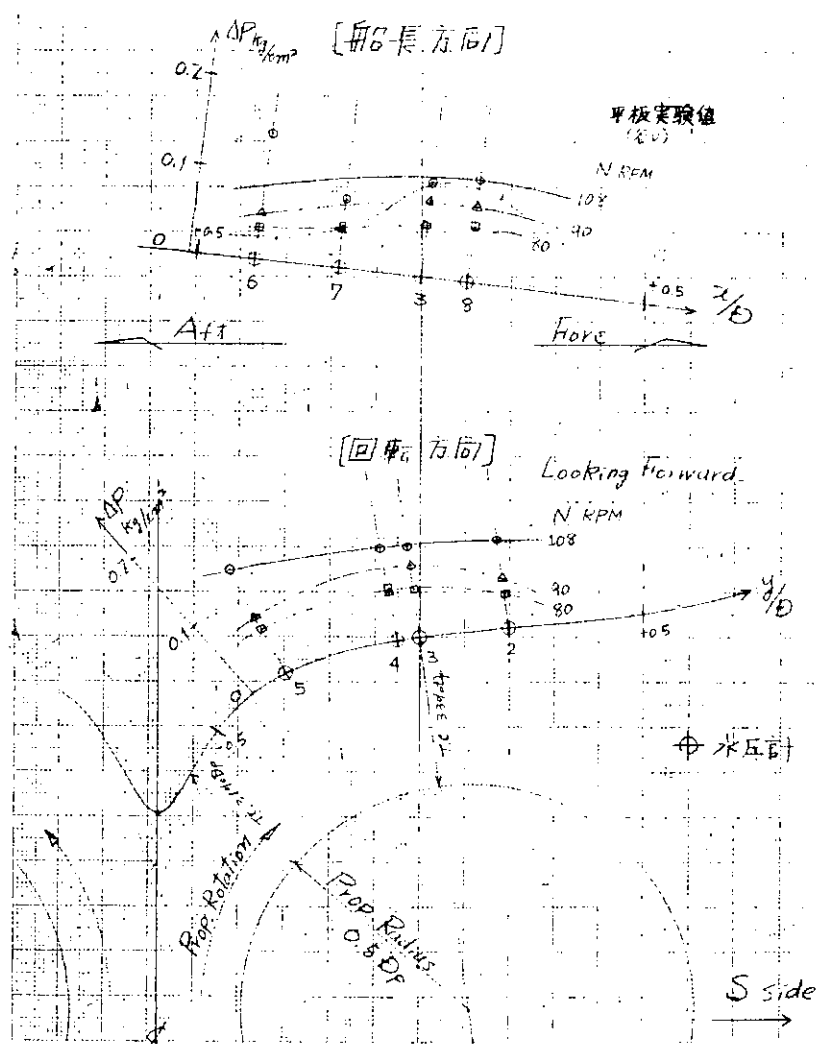


図 3.3.7 ΔP 分秒 (見掛全振巾)

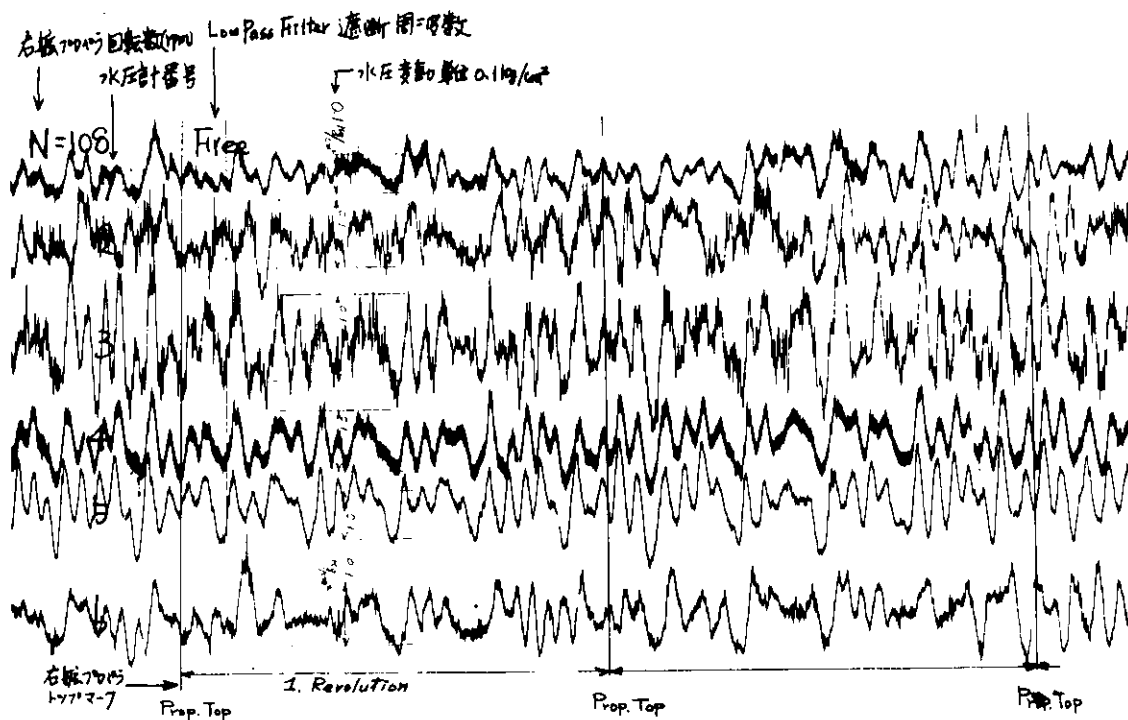


図 3.3.8 (a) 変動水压波形 N=108rpm Low Pass Filter:Free

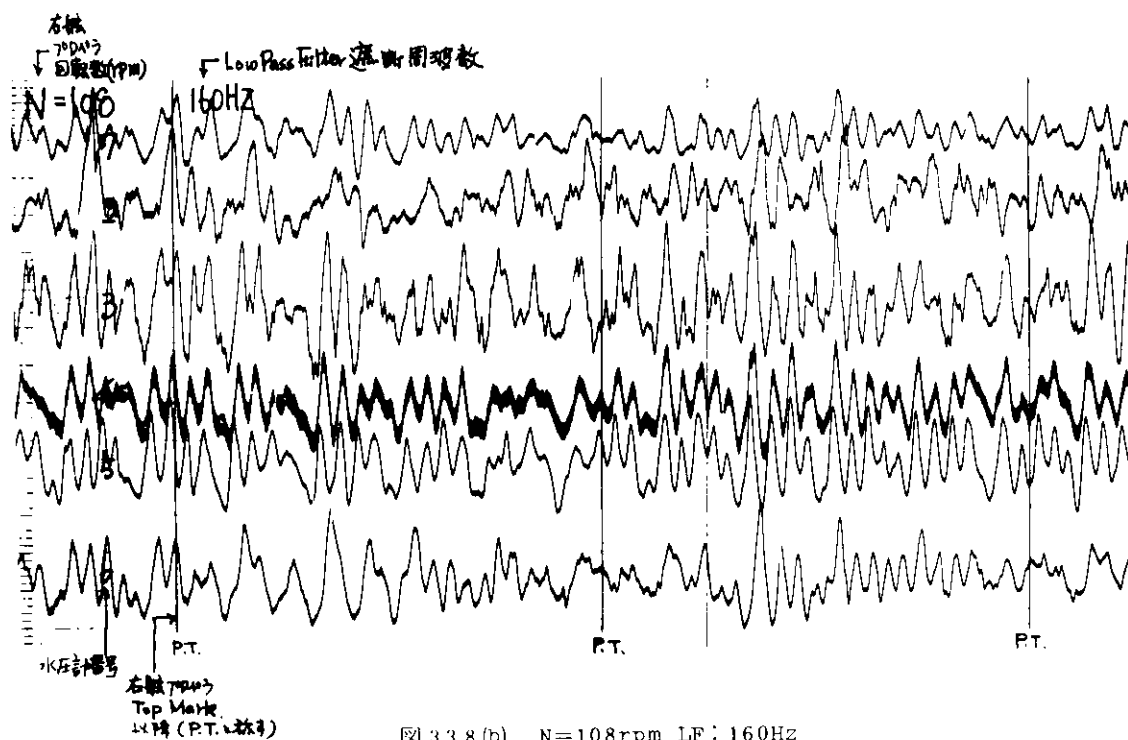


図 3.3.8 (b) N=108rpm LF: 160Hz

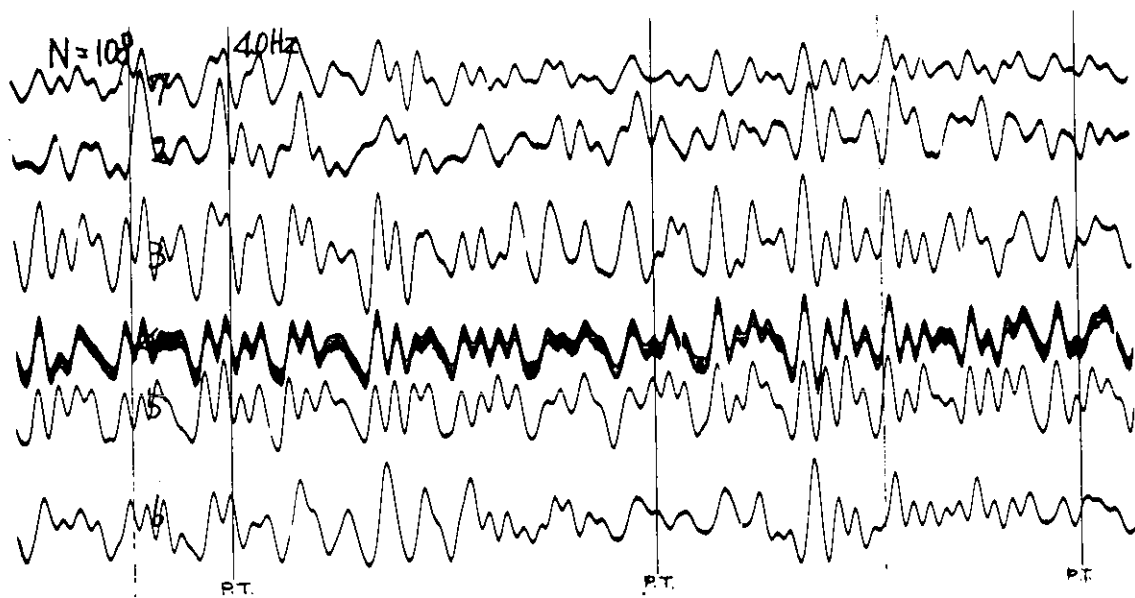


图 3.3.8 (c) $N=108\text{rpm}$ $LF: 40\text{Hz}$

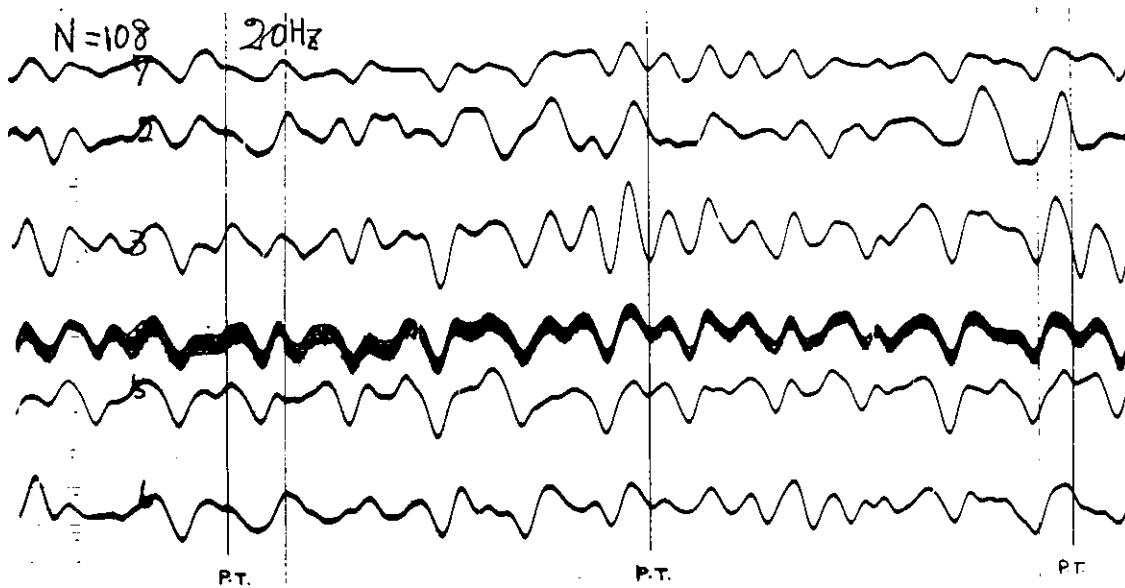


图 3.3.8 (d) $N=108\text{rpm}$ $LF: 20\text{Hz}$

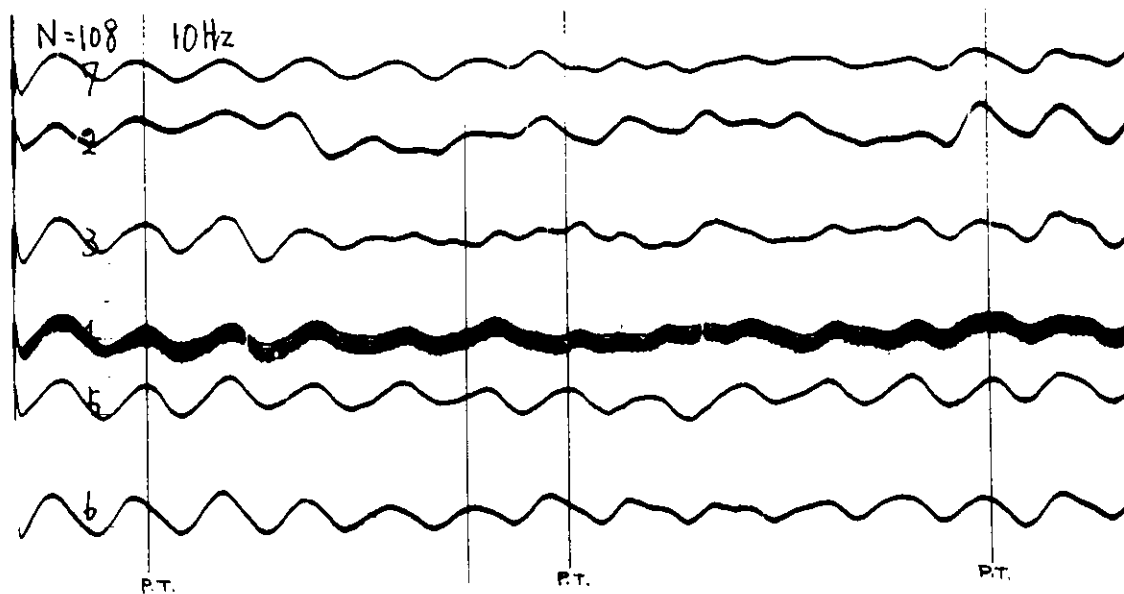


图 3.3.8 (e) $N=108\text{rpm}$ $LF:10\text{Hz}$

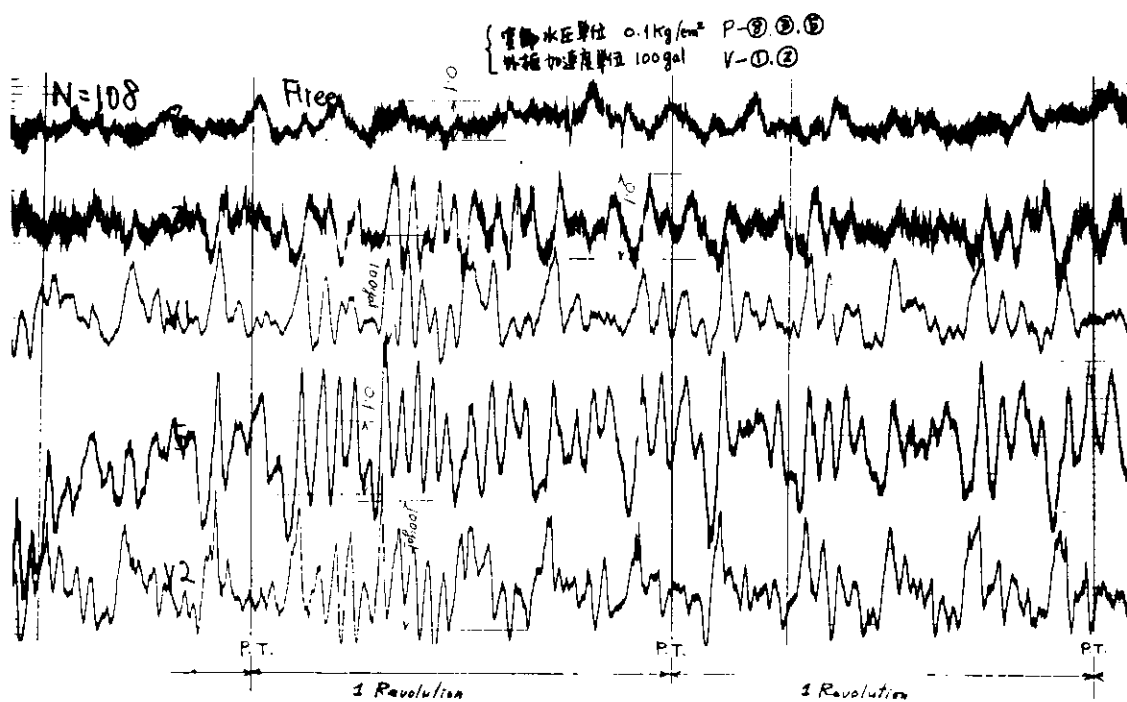
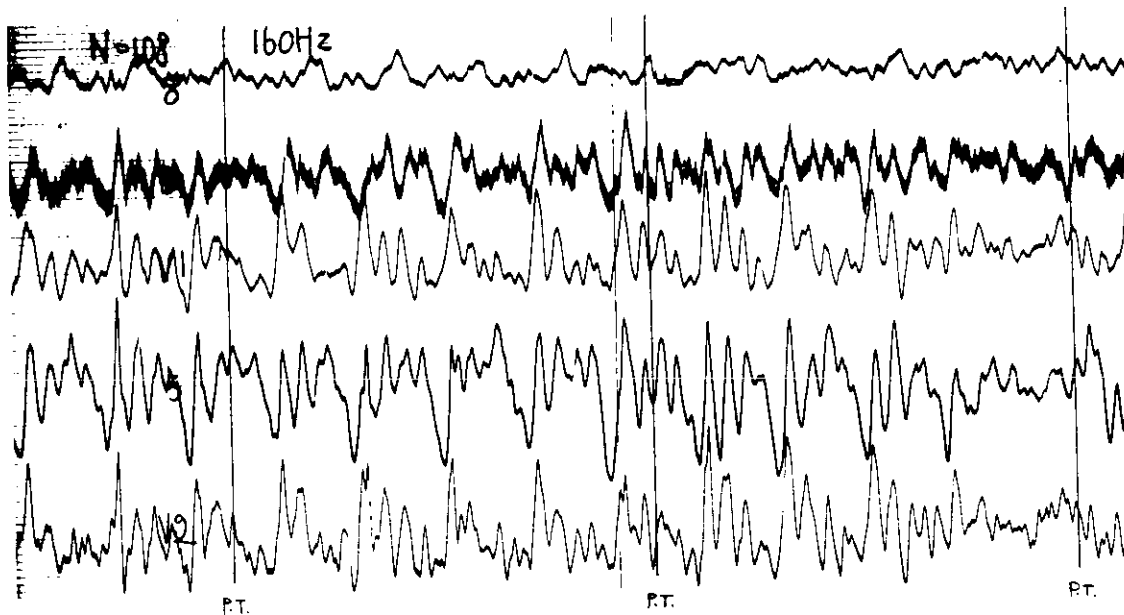
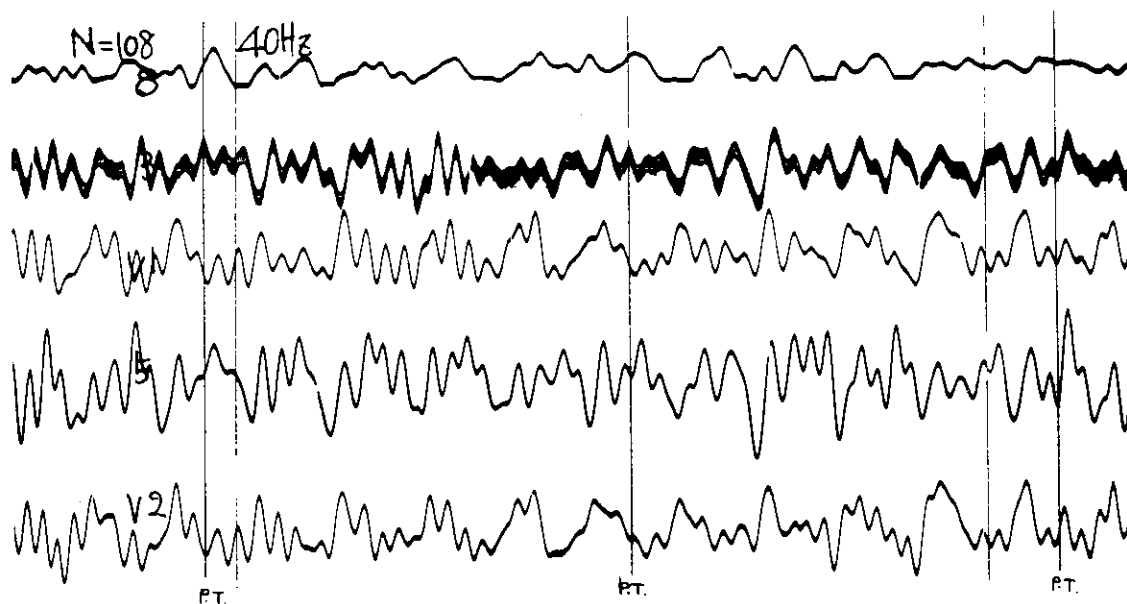


图 3.3.8 (f) $N=108$ $LF:\text{Free}$



☒ 3.3.8 (g) $N=108$ $LF: 160\text{Hz}$



☒ 3.3.8 (h) $N=108$ $LF: 40\text{Hz}$

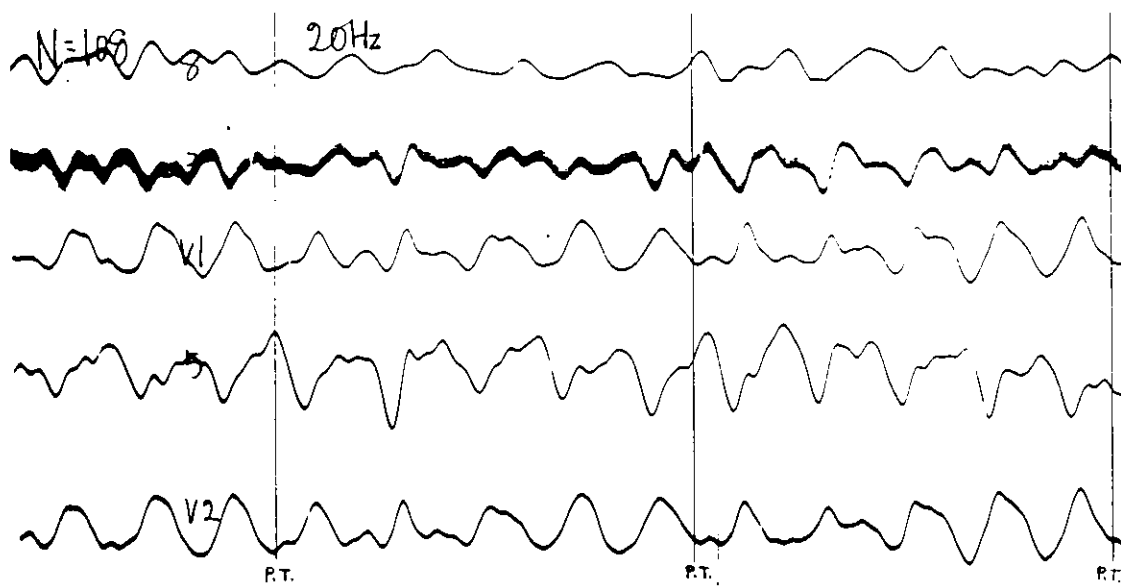


图 3.3.8(i) $N=108\text{rpm}$ $LF: 20\text{Hz}$

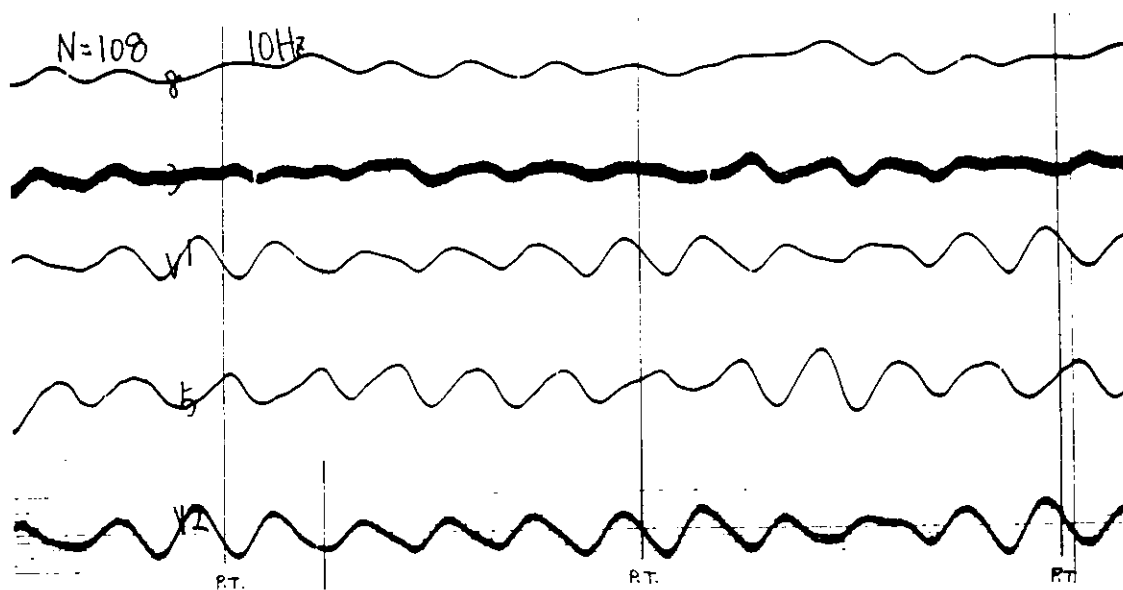


图 3.3.8(j) $N=108\text{rpm}$ $LF: 10\text{Hz}$

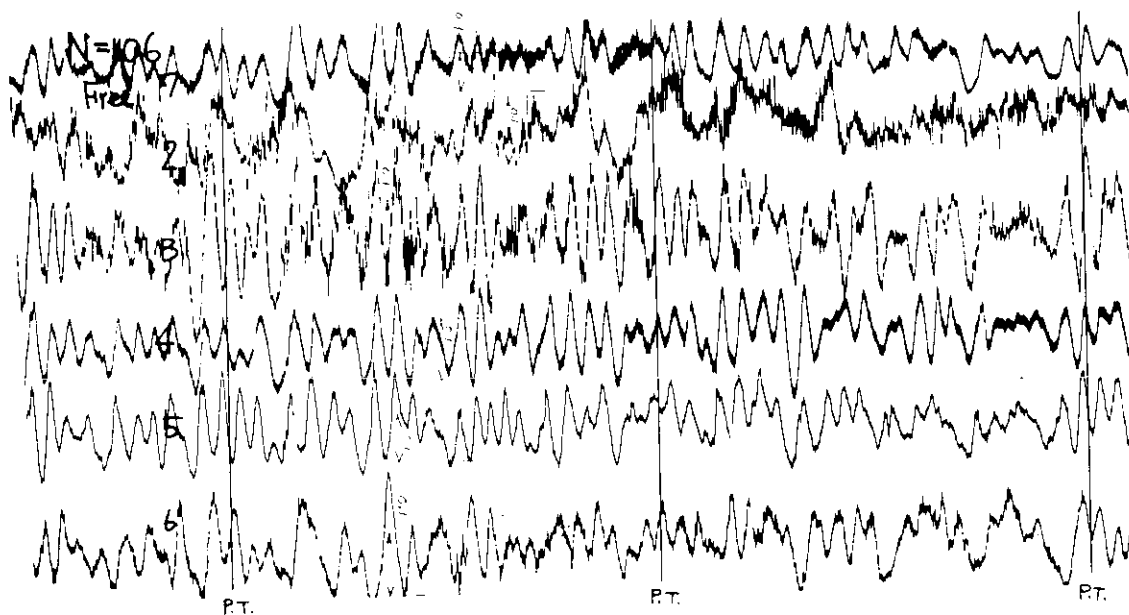


图 3.3.9(a) $N=106\text{rpm}$ $LF: \text{Free}$

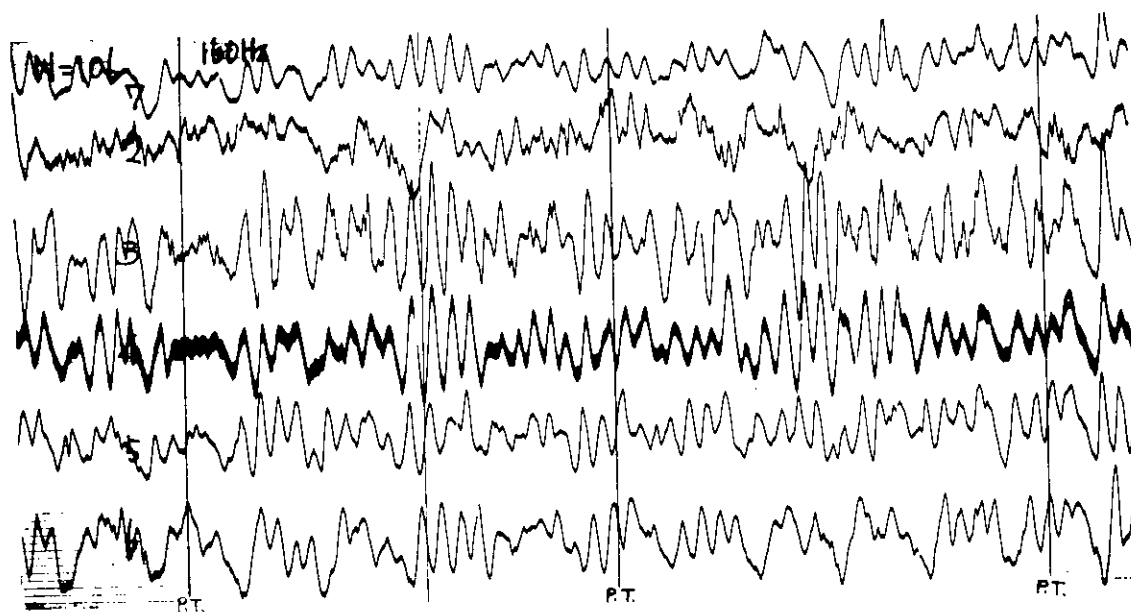


图 3.3.9(b) $N=106\text{rpm}$ $LF: 160\text{Hz}$

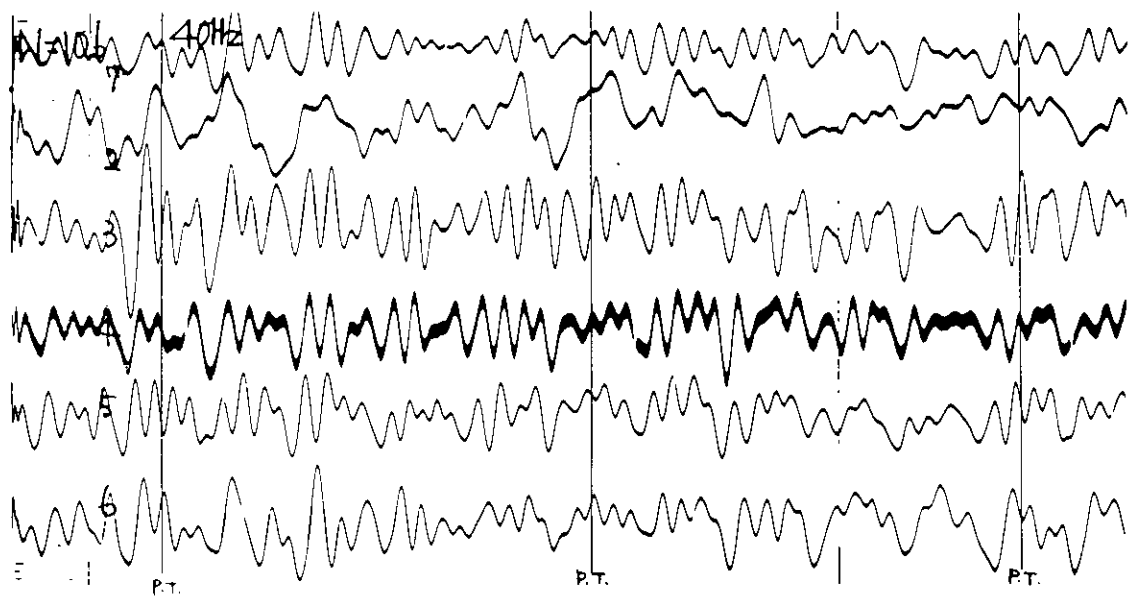


图 3.3.9 (c) $N=106$ $LF=40\text{Hz}$

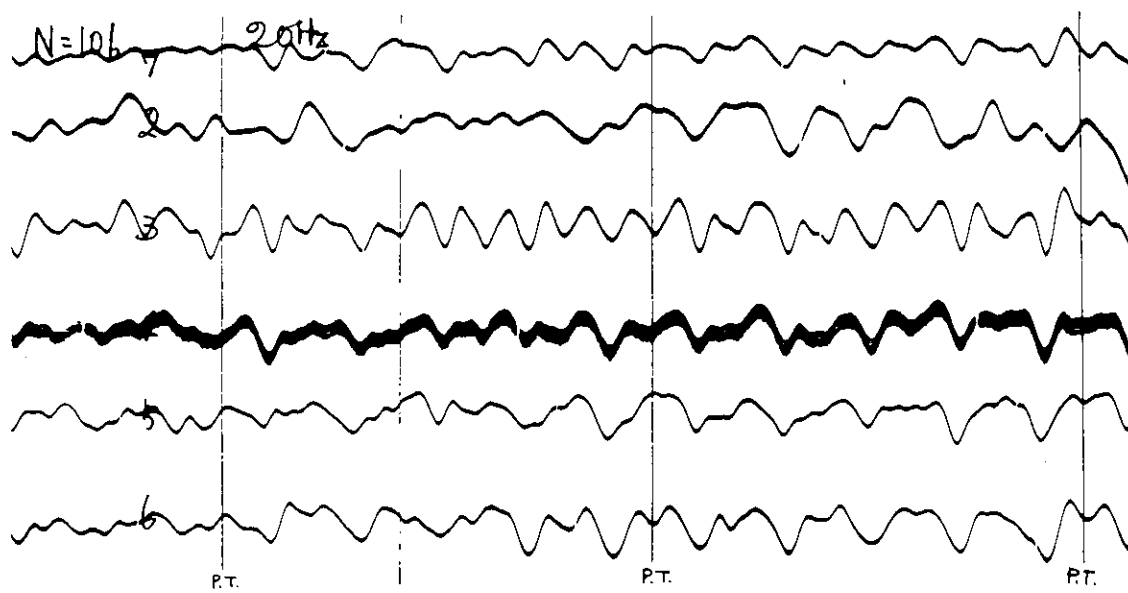


图 3.3.9 (d) $N=106$ $LF=20\text{Hz}$

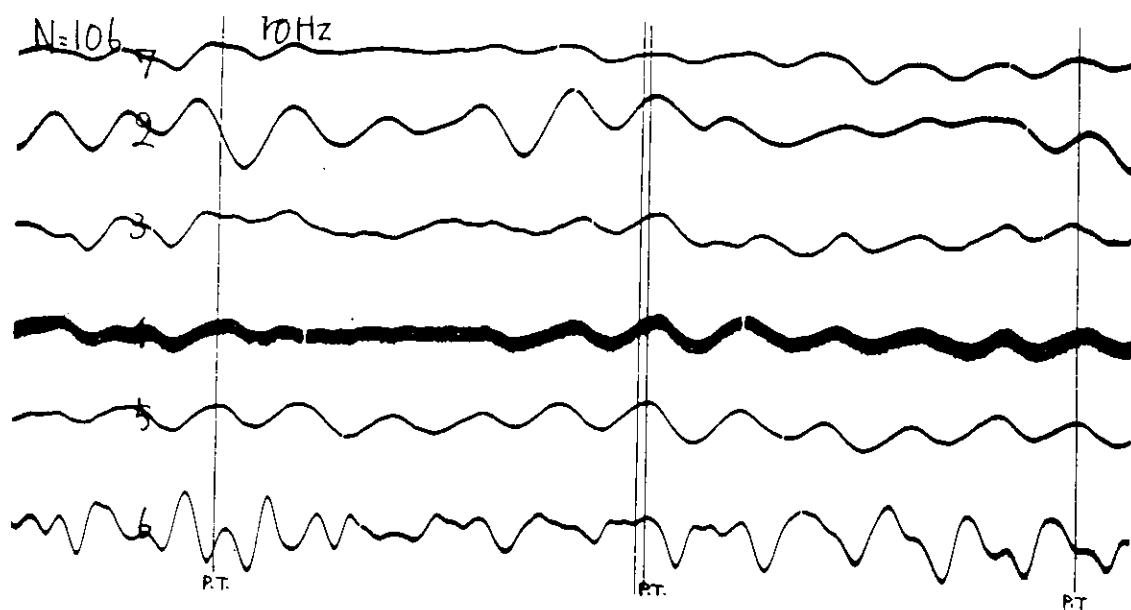


图 3.3.9 (e) $N=106$ $1\text{P} : 10\text{Hz}$

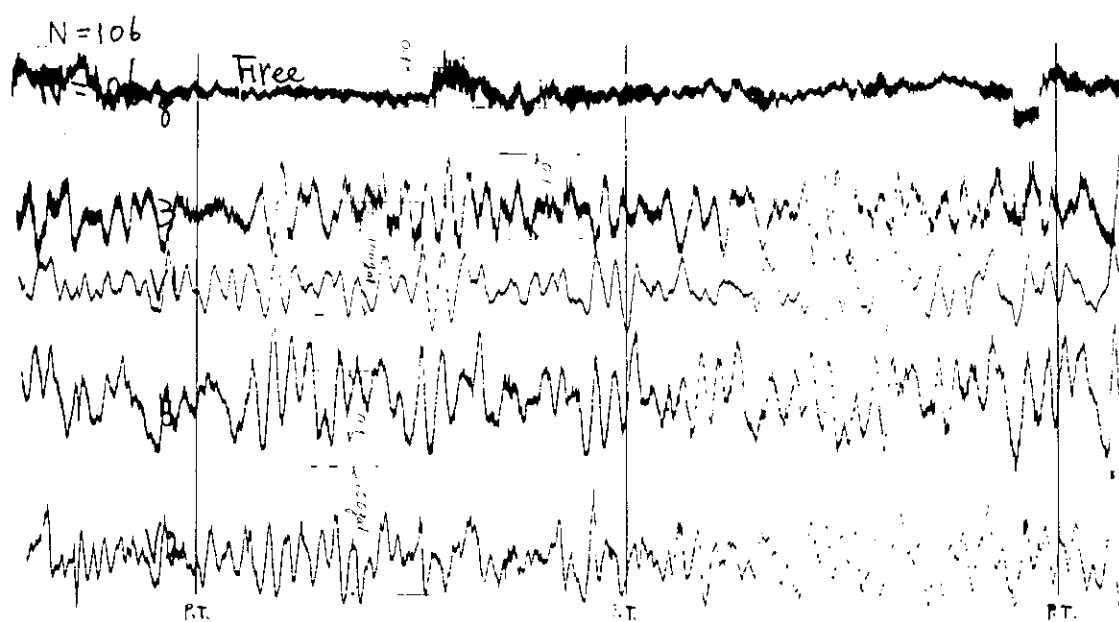


图 3.3.9 (f) $N=106$ $1\text{P} : \text{Free}$

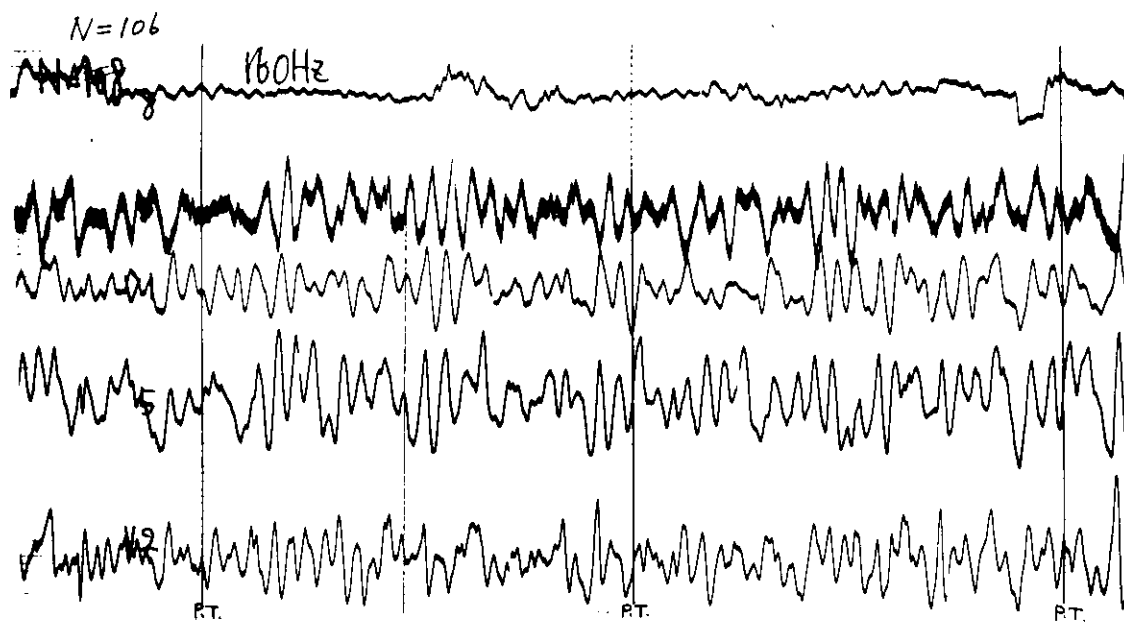


图 3.3.9 (g) $N=106\text{rpm}$ $LF: 160\text{Hz}$

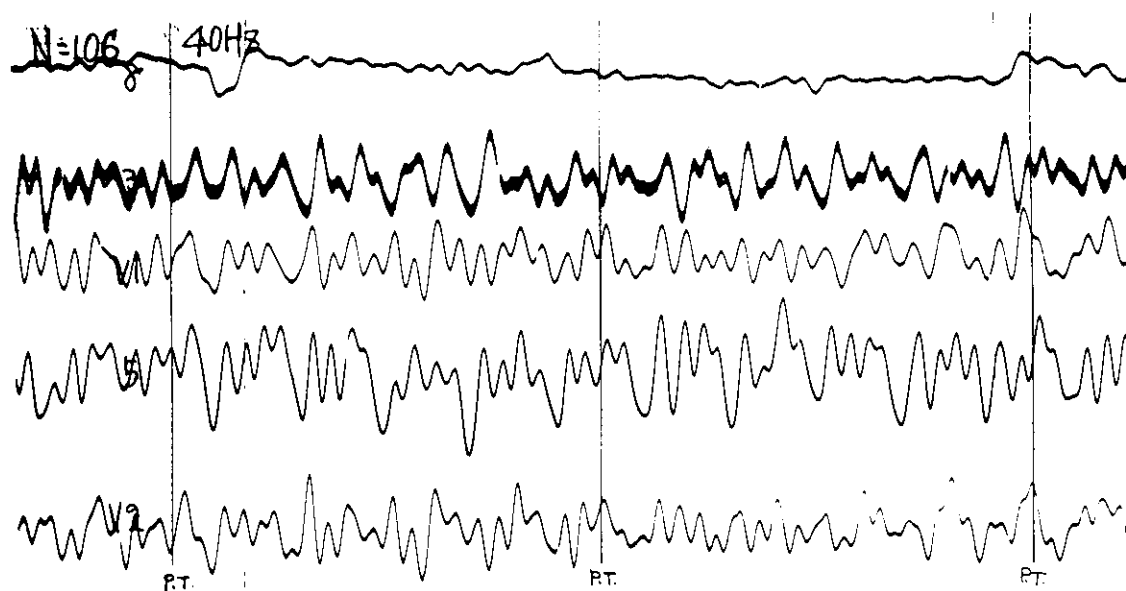


图 3.3.9 (h) $N=108$ $LF: 40\text{Hz}$

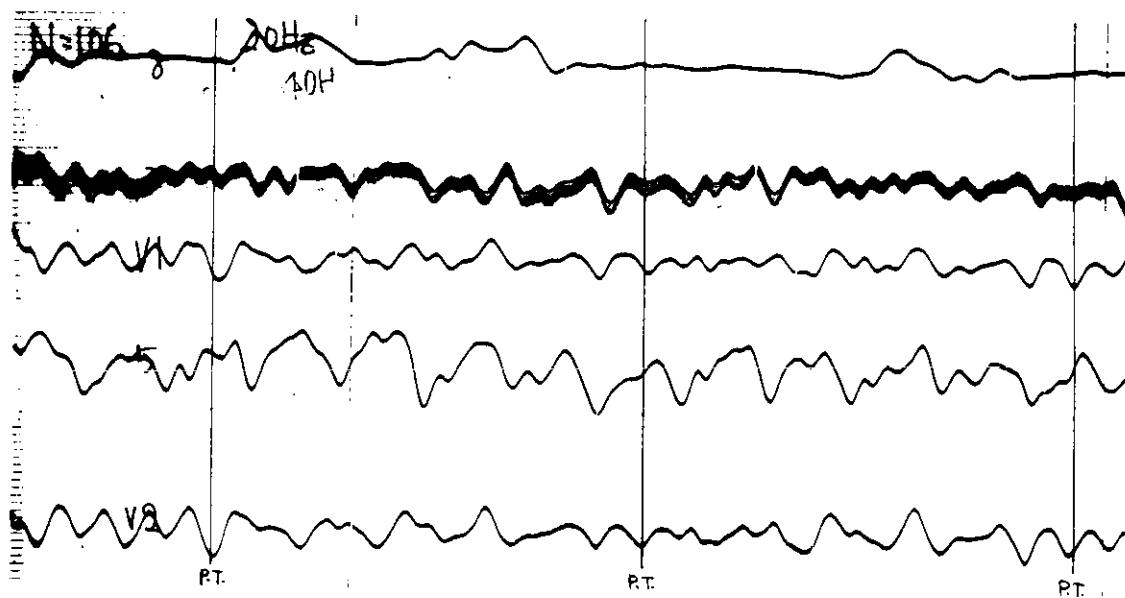


图 3.3.9 (i) $N=106$ $LF: 20\text{Hz}$

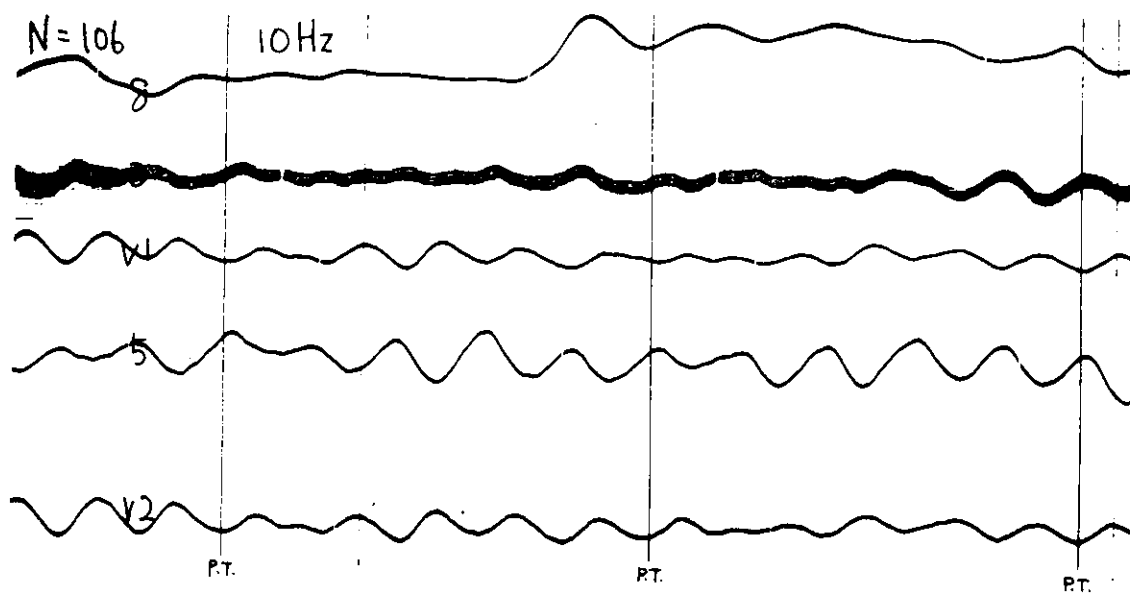


图 3.3.9 (j) $N=106$ $LF: 10\text{Hz}$

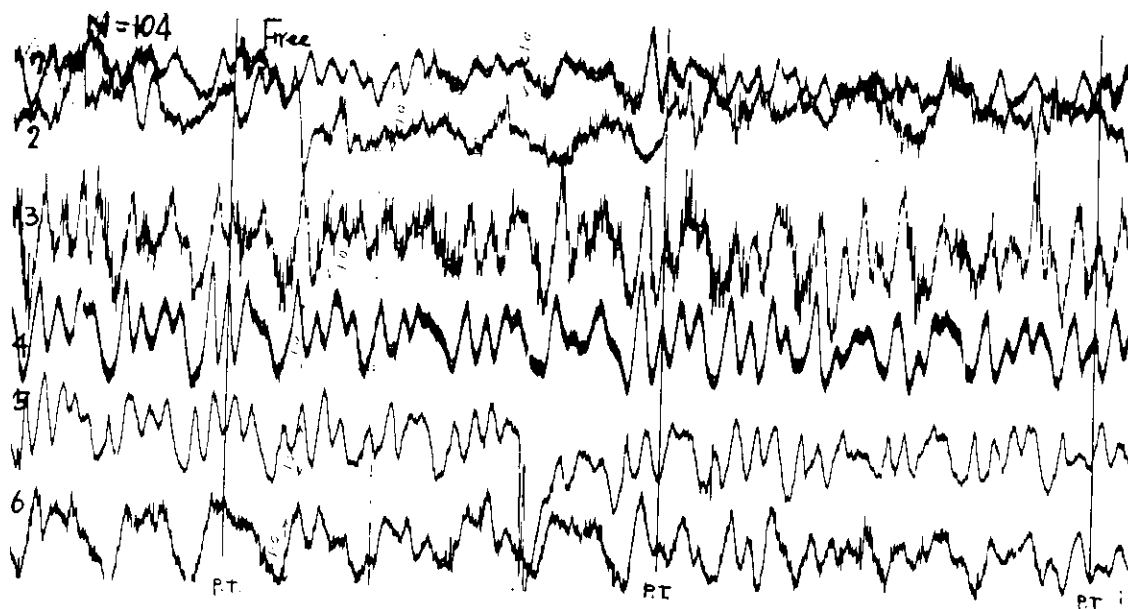


図 3.3.10(a) $N=104$ LF: Free

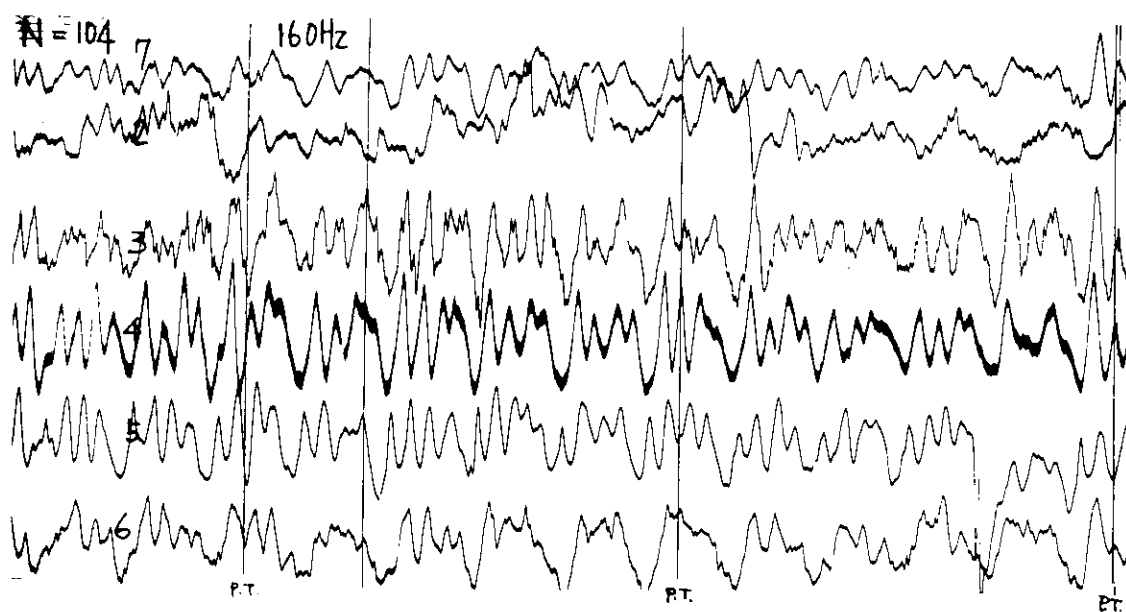


図 3.3.10(b) $N=104$ rpm LF: 160Hz

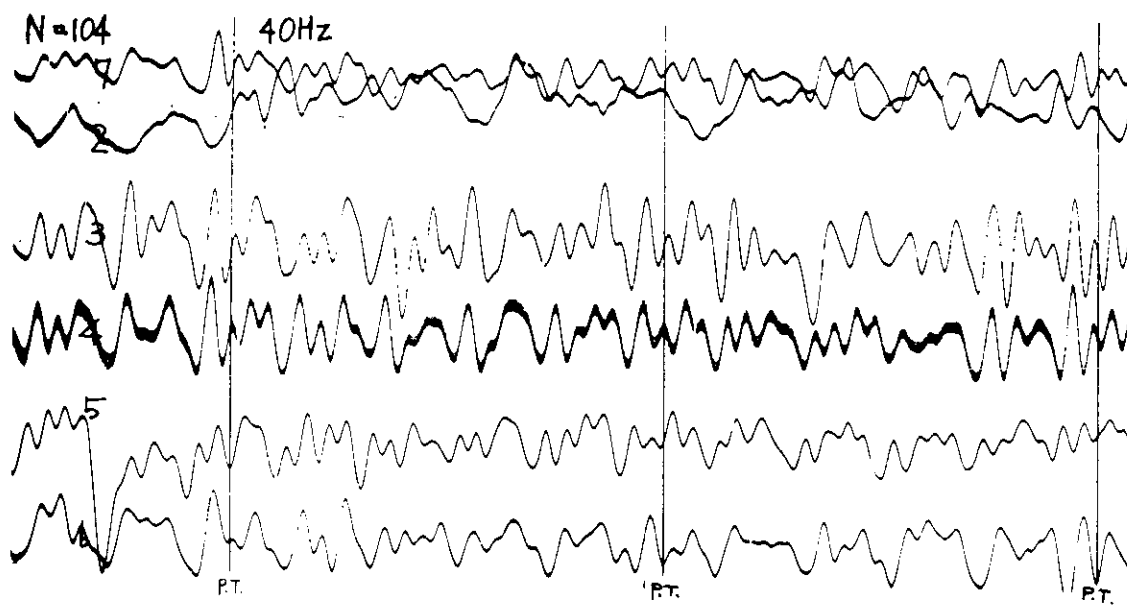


图 3.3.10(c) $N=104$ rpm $LF: 40\text{Hz}$

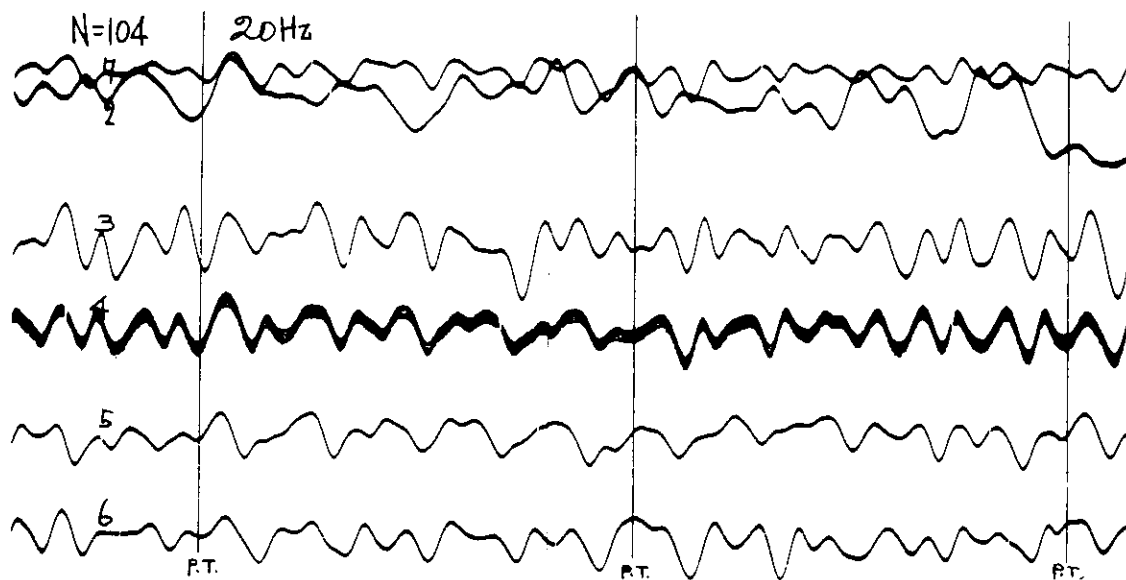


图 3.3.10(d) $N=104$ $LF: 20\text{Hz}$

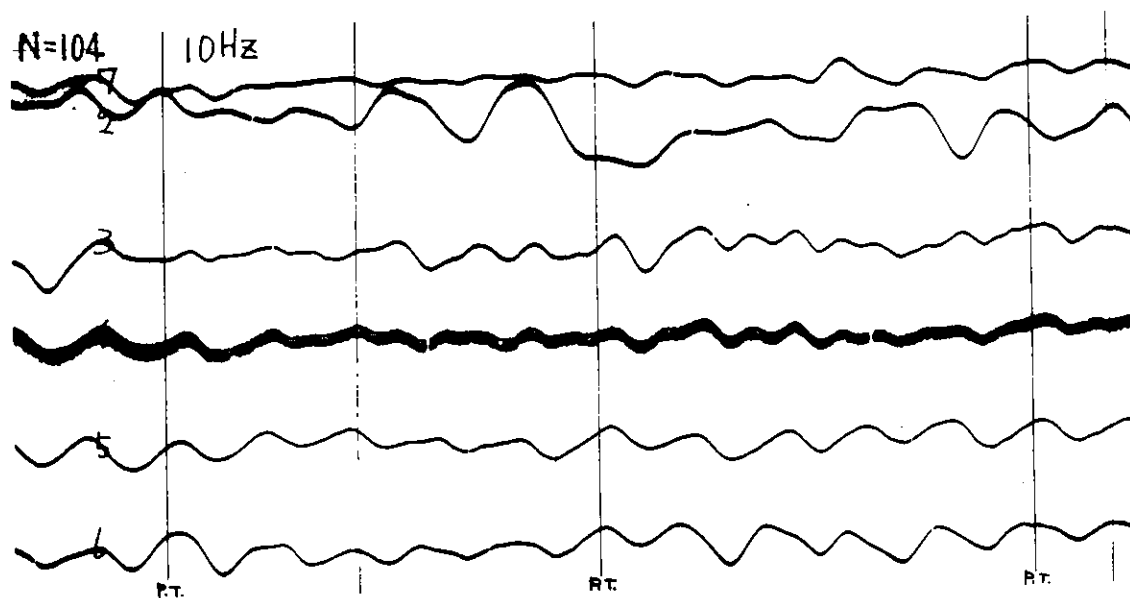


图 3.3.10(e) $N=104$ $LF: 10\text{Hz}$

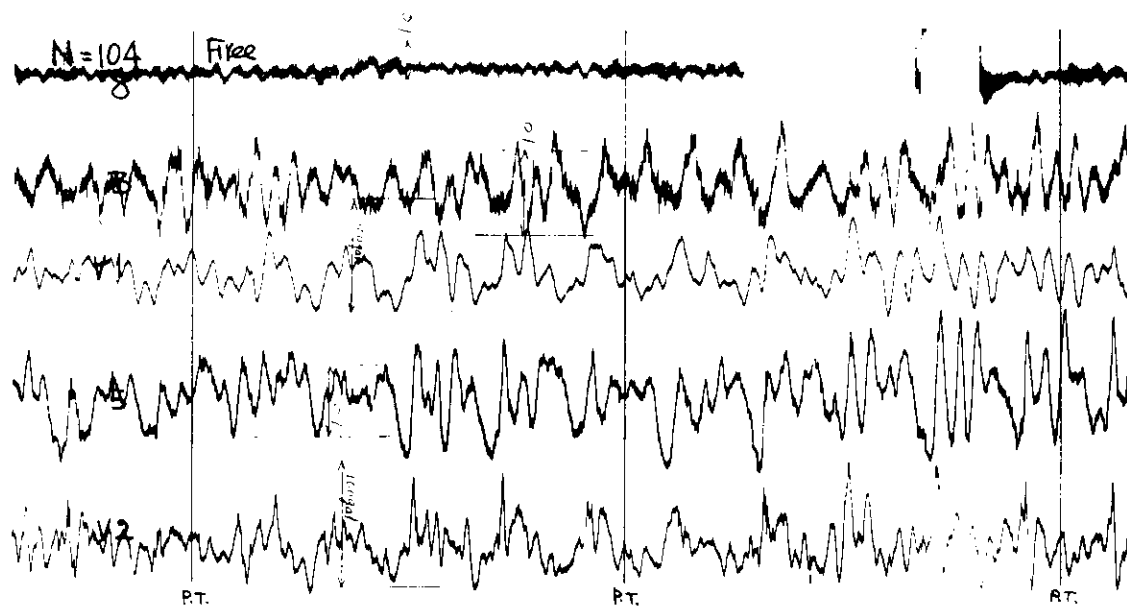


图 3.3.10(f) $N=104$ $LF: Free$

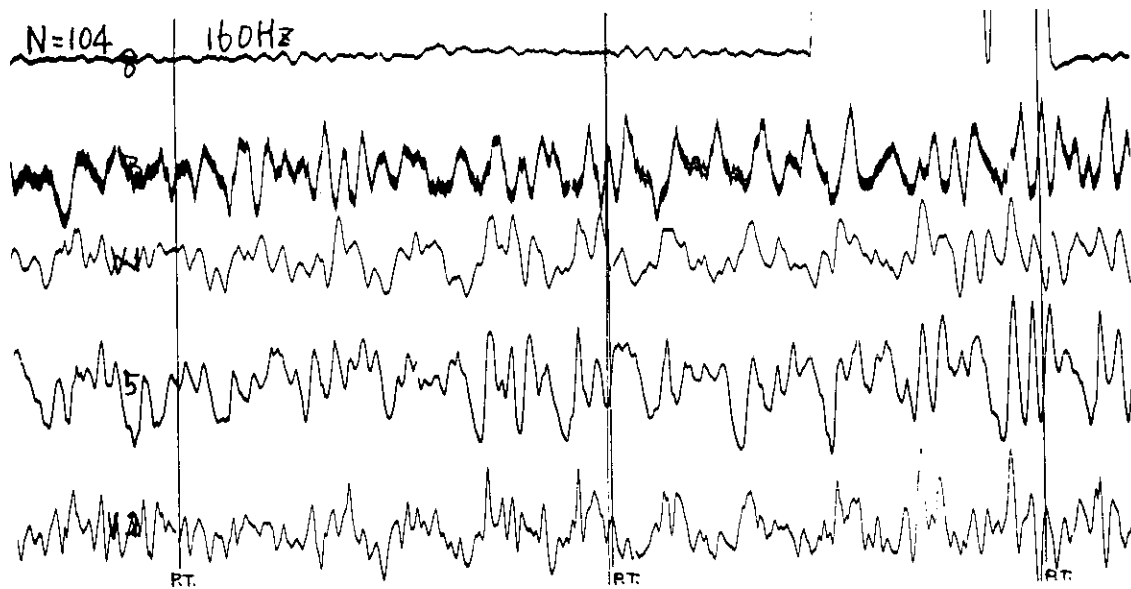


图 3.3.10(g) $N=104$ $LF: 160\text{Hz}$

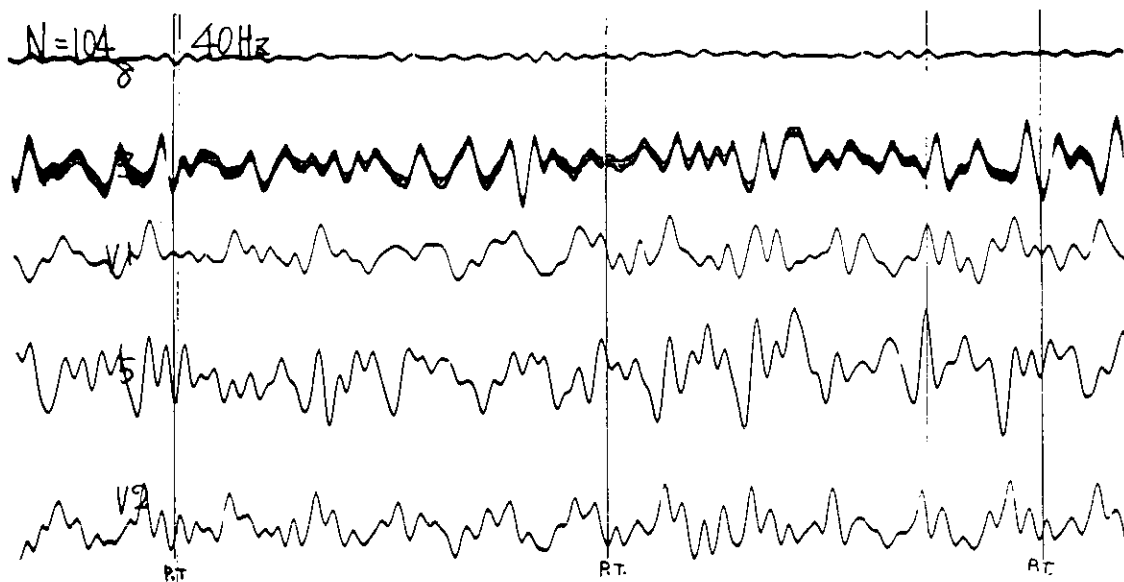


图 3.3.10(h) $N=104$ $LF: 40\text{Hz}$

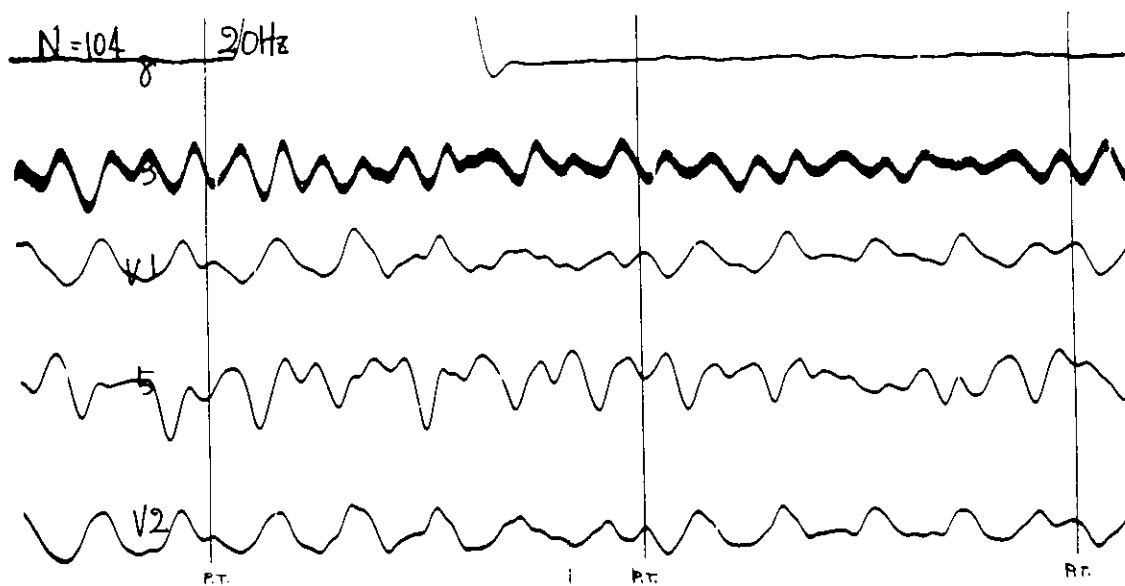


图 3.3.10(i) $N=104$ $LF: 20\text{Hz}$

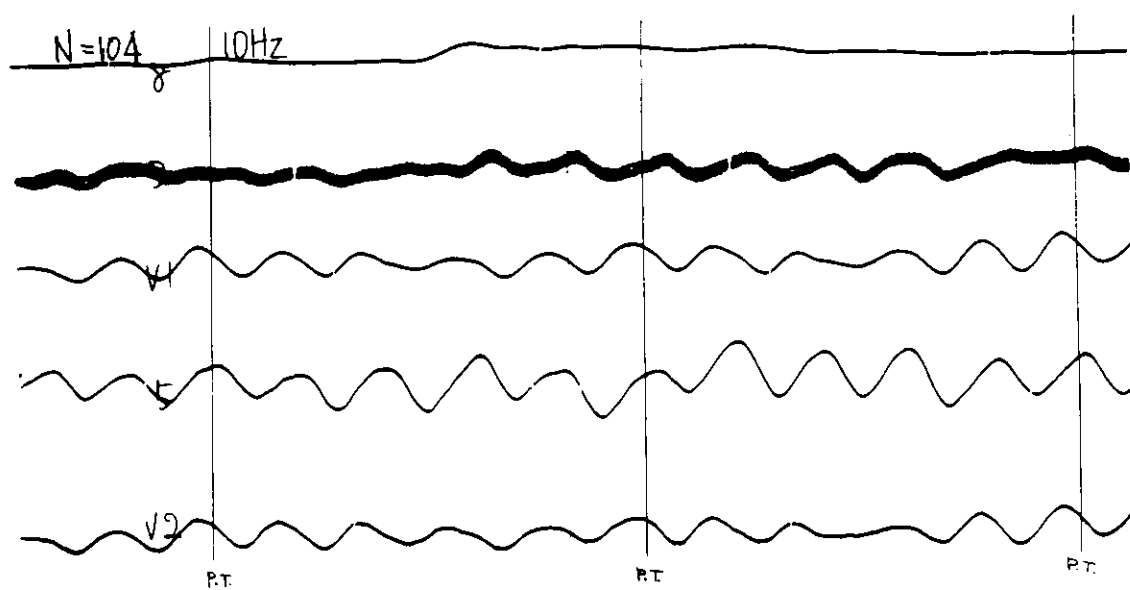
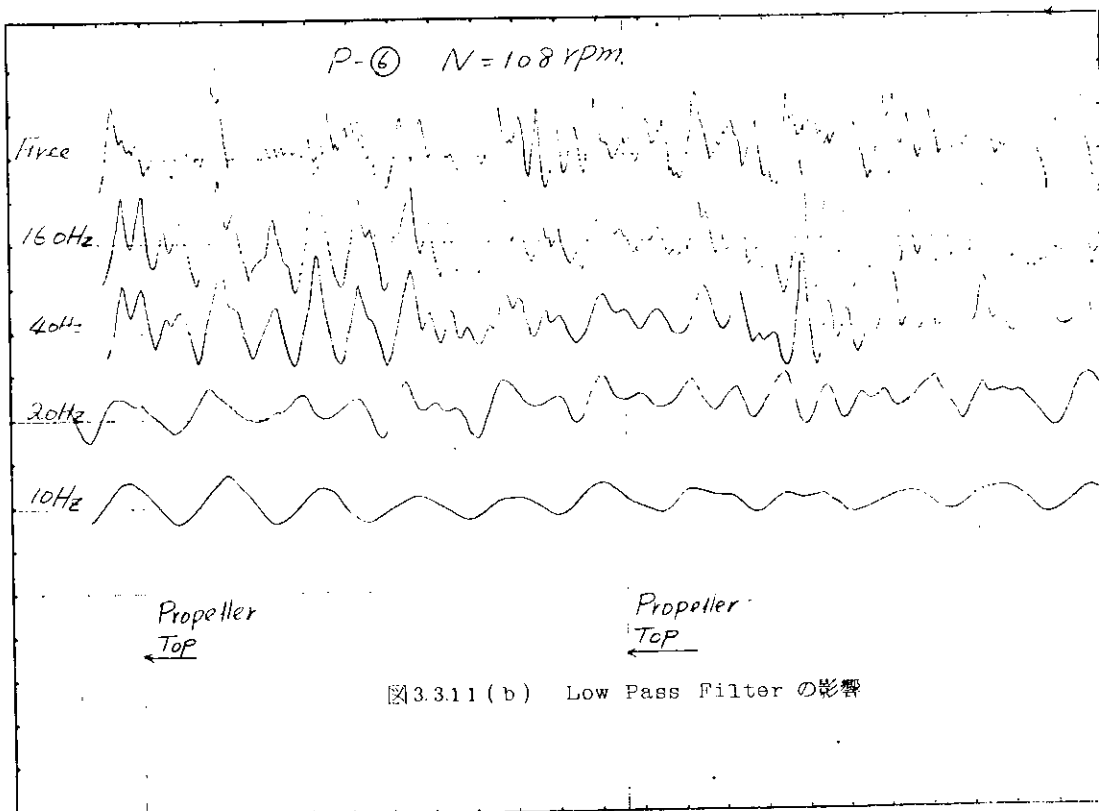
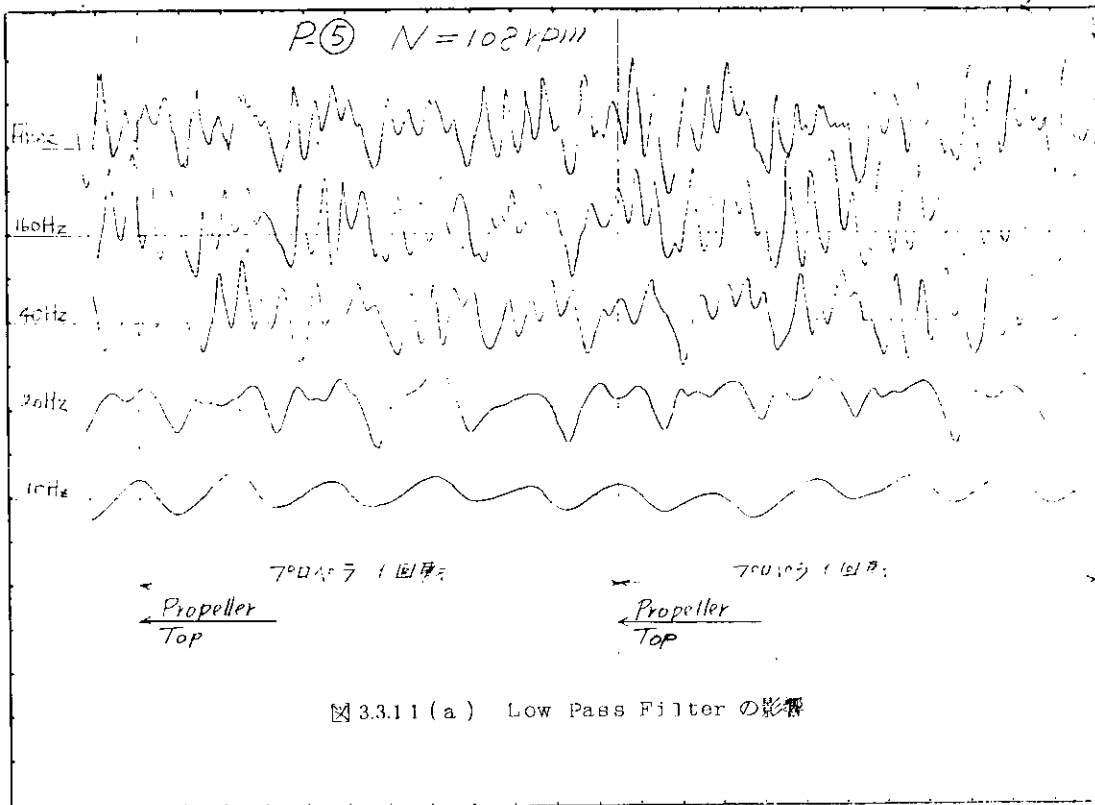


图 3.3.10(j) $N=104$ $LF: 10\text{Hz}$



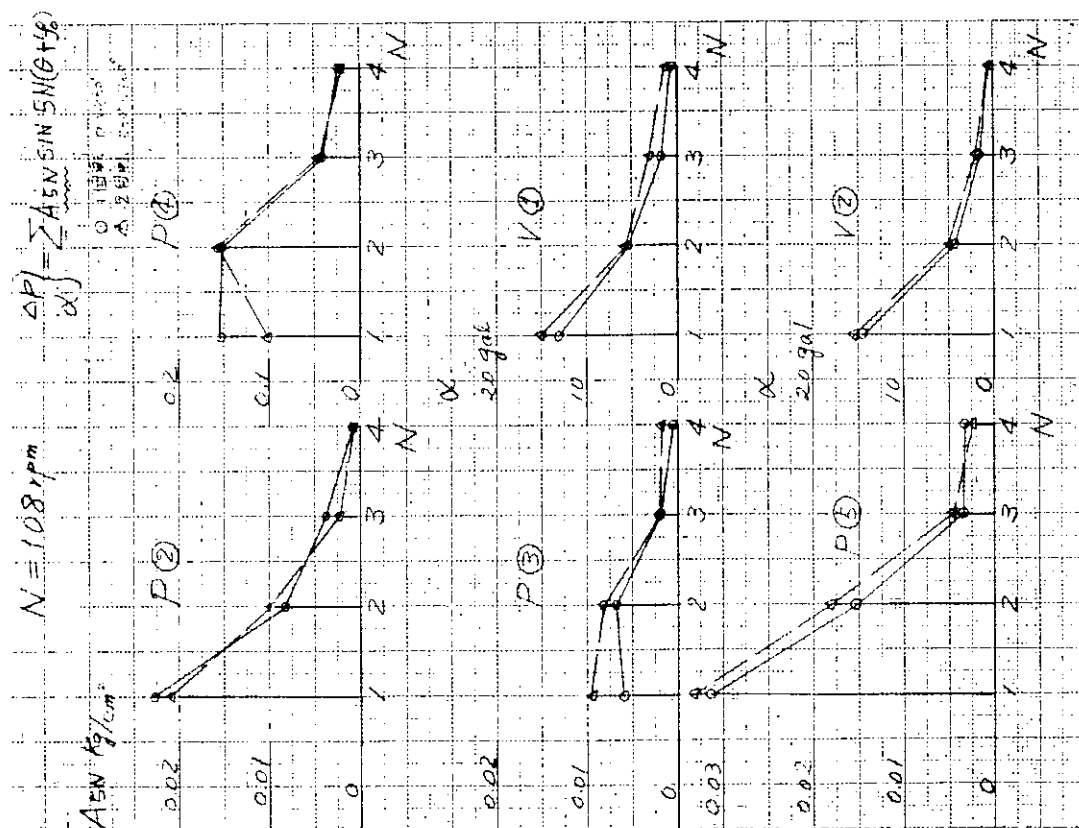


図 3.3.12 変動水圧振巾と外板振動振巾

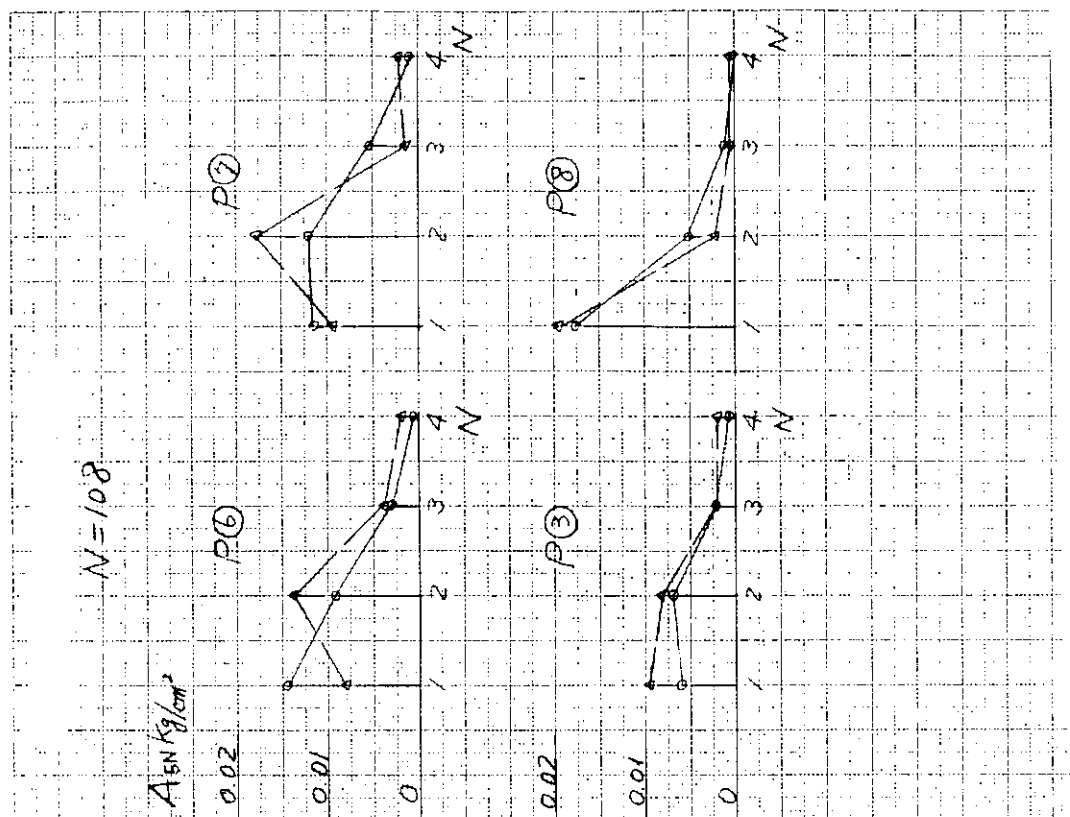


図 3.3.13 変動水圧振巾

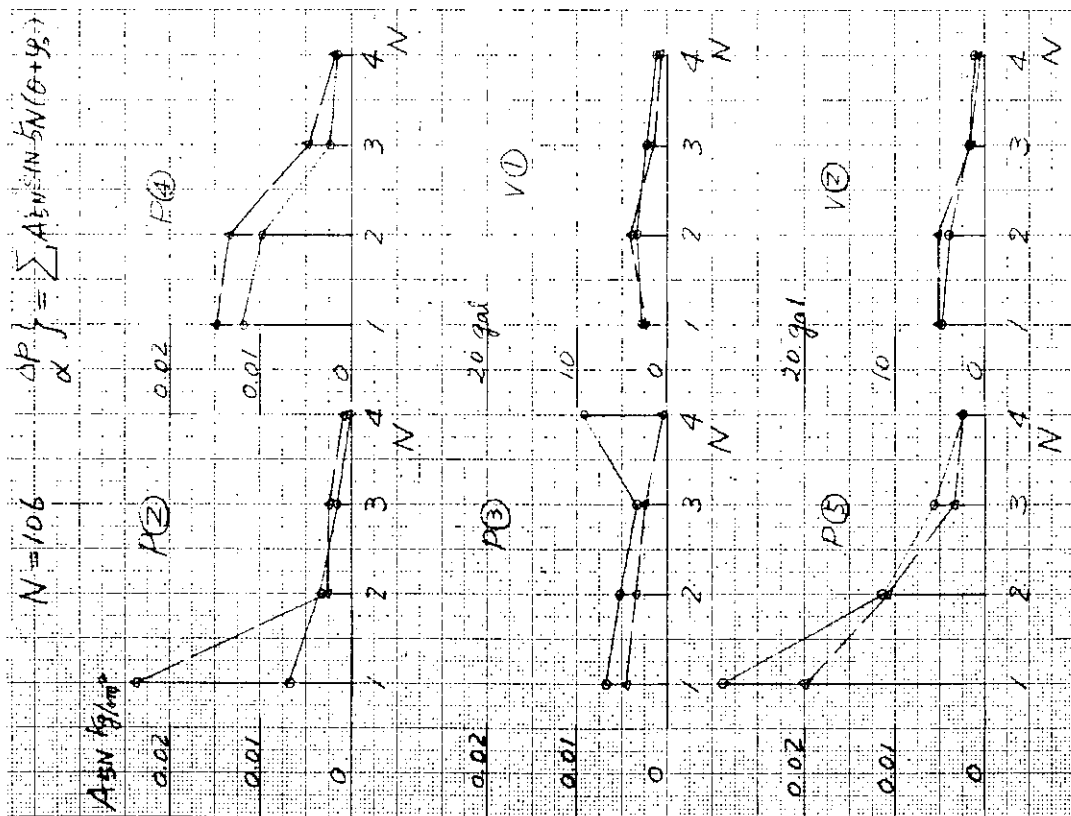


図 3.3.14 変動水圧振巾と外板振動振巾

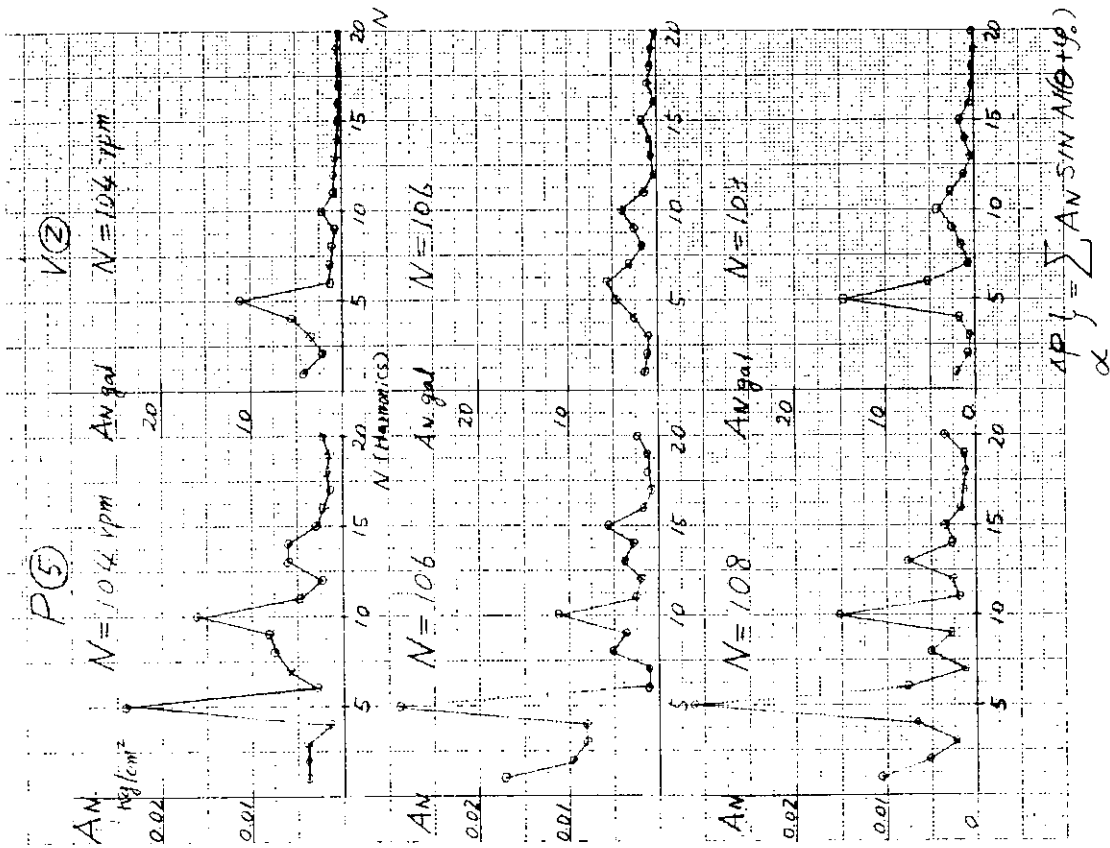


図 3.3.15 変動水圧、外板振動のHarmonics

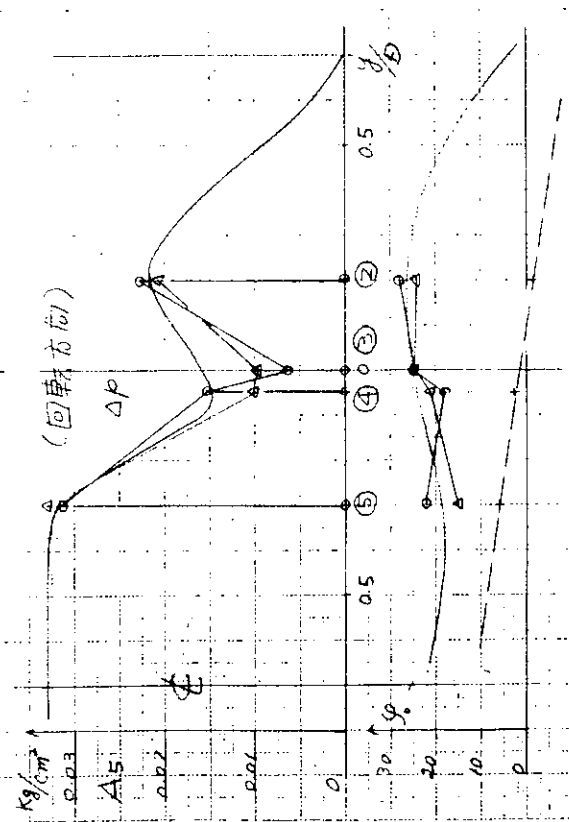
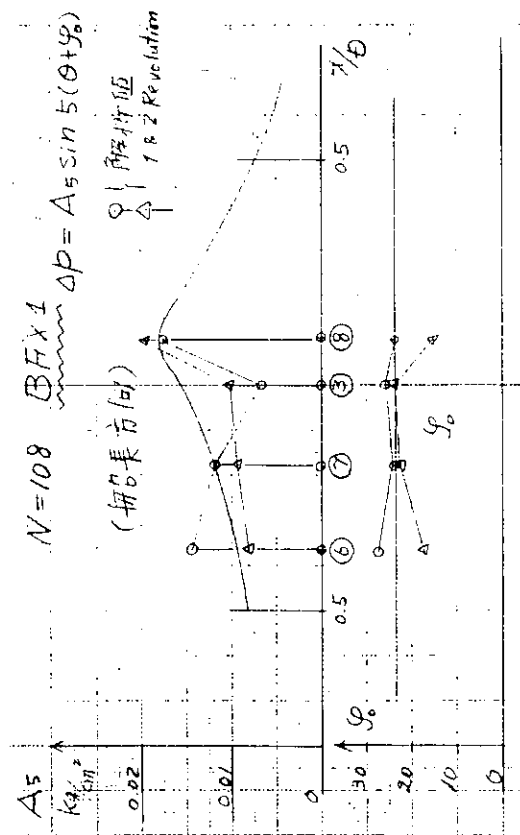


図 3.3.16 変動水圧分布と位相角

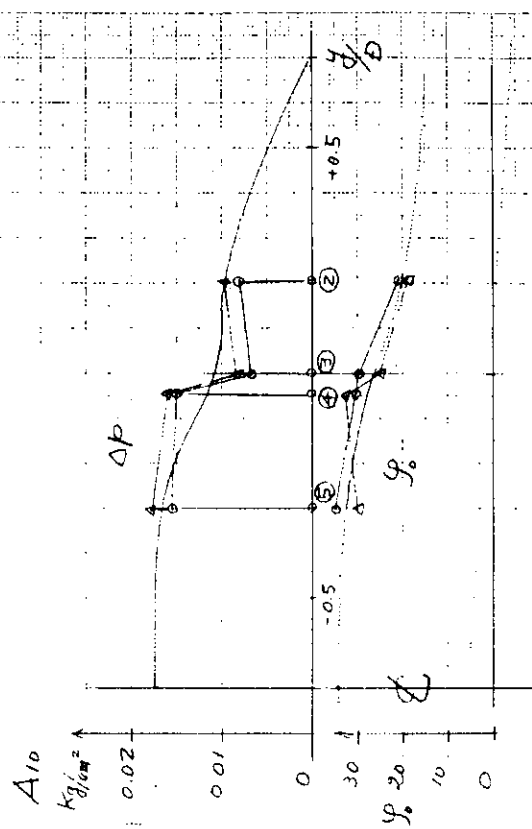
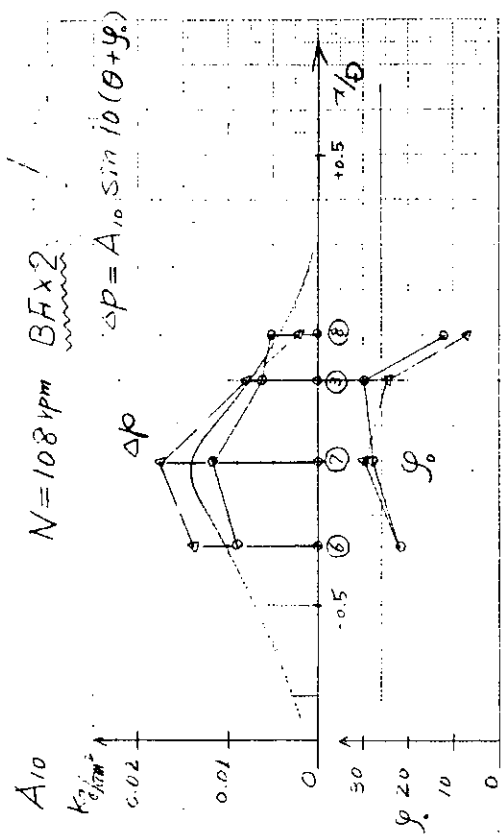


図 3.3.17 変動水圧分布と位相角

[4] 模 型 船 の 水 槽 試 験

4.1 緒 言

本研究課題に対し、模型船を使用し水槽試験を行なう役割は、直接実船計測から得られた結果を模型船におけるそれと比較し検討を加えること、および実船についての種々の強度計算を行なうための入力データを求めることの2点に集約されることが考えられる。

したがって、水槽試験の種類として、プロペラ起振力、ボッシング外力の計測のほか通常、船型試験としての分野に含まれる種類の計測についても実施する必要があった。

4.2 模型船等の概要

模型船は、 $L_{pp}=8.000m$ の木製模型船であり、実船とのスケール比(α)は、 $\alpha=\frac{8}{248}=\frac{1}{31.00}$ である。9½ S.S. ならびに船首バルブまわりには、乱流促進装置として、ピンが植込まれている。

右舷ボッシングは、ボッシング外力を計測するために、流場を変更しない条件のもとに主船体と分離できる構造とされている。ボッシングを主船体と分離してボッシング外力を計測する場合には、シャフトもボッシングと分離することが望ましいので、シャフトの支持方法としてボッシング内から軸受を取除き、プロペラ後方に仮設したブラケットと主船体内の軸受によってシャフトを支持する方法をとった。したがって右舷シャフトは、プロペラキャップを貫通して仮設ブラケットに達する長さを有している。

また、右舷プロペラには、その2翼に翼負荷変動力計測用の歪ゲージ(1翼のものはスベア・ゲージ)が接着されている。この歪ゲージの電気信号は、シャフト内(中空シャフト)に通されたケーブルによって模型船内に導かれ、ここでシャフトに取付けられているテレメータによって信号は外部に取出す方式としている。

4.3 実験状態等

4.3.1 抵抗試験

抵抗試験時の模型船の吃水は、実船における振動計測時の状態と相似な吃水である。すなわち $(d_F)_M=0.1613m$ 、 $(d_A)_M=0.3419m$ であり、初期トリムは約2.3% L_{pp} by the Sternとなっている。したがってこの振動計測時の状態は、通常の運航では考えられない位の過大なトリム状態であるといえよう。

4.3.2 伴流計測

伴流試験時の模型船の吃水は抵抗試験時の場合と同一である。

伴流計測は、右舷側プロペラ面においてアローヘッド型のN.P.L.型5孔ビート管を4本組合せた装置により、模型船速度 $V_M=2.596m/s$ (実船対応約2.81ノット)で行なわれた。この装置はプロペラ軸用の孔を利用してさし込まれ、圧力導入管(ビニール管)は、装置支持管の内部から模型船内へ導かれ、次いで陰圧タンク、ガラスゲージ管からなる水引上式マノメータに接続されている。調査半径は、 $r/R=0.360, 0.537, 0.710$ および 0.888 (ただし R はプロペラの半径)の4種である。ゲージ管内の水柱の読取りは、一般に行なわれている電磁オシログラフ用紙に感光させ、これを読取る方式である。計算は検定曲線も組込まれたプログラムに従って電算機処理を施した。

4.4 実験結果ならびに若干の考察

4.4.1 抵抗試験

シェンヘル・ベースの剰余抵抗係数(r_R)曲線を図4.4.1に示す。図4.4.1中で r_{FM} はシェンヘル摩擦式をもとに計算された模型船の摩擦抵抗係数であり、 r_R は $r_R=r_{TM}-r_{FM}$ として求められている。

ここで r_{TM} は水槽実験により得られた模型船の全抵抗係数である。この抵抗曲線は、本研究課題に対して間接的に必

要となるものである。すなわち、模型船による伴流計測結果をもとに、実船の伴流分布を推定する際にこの抵抗曲線を間接的に使用することになる。

図 4.4.2 には抵抗試験時に計測された模型船における航走中の船首、船尾における吃水変化等を示す。これらの曲線によれば、船速が増加するにつれて船尾沈下量の方が船首のそれより大きくなり、その結果初期船尾トリムを一層増大させる傾向を示している。この主原因は、初期トリムが過大であったためと思われる。

4.4.2 伴流計測

各半径における円周にそった伴流分布を図 4.4.3 に、プロペラ円に投影された Tangential Velocity を図 4.4.4 に、平均伴流値を図 4.4.5 に、伴流 Contour Curve を図 4.4.6 に、プロペラ円に投影された流速成分の分布を図 4.4.7 にそれぞれ示す。図 4.4.3 において $\theta = 0$ の位置とは、上方鉛直線を起点としてとられている（図 4.4.5 参照）。伴流値のピークは、 $r/R = 0.360$ の場合を除いて、 $\theta = 300^\circ \sim 320^\circ$ の間にあらわれているが、このピーク値は 2 軸船特有のプロペラ前方に存在するボッシングの影響によるものである。ピーク付近の伴流分布幅は比較的せまく、翼の負荷変動の応答性からみれば、伴流分布曲線に見られる急上昇ほどには応答しないと考えられる。図 4.4.4 の Tangential Velocity に示されているように、本船の場合には Anticlockwise 領域の方が、Clockwise 領域よりも優勢である。このために、本船の場合には Outerward Turning の方が、Innerwards の場合よりも効果的であると考えられる。

V_T/V_M の大きさは 0.2 程度であり一般的な大きさである。図 4.4.5 より平均伴流値として 0.13 が求められているが、本船が Fine 船型であり、しかも 2 軸船であるため、値としてはかなり小さい。図 4.4.6 をみれば、図 4.4.3 中にて説明された事項はさらに明確に理解しうる。すなわちプロペラ前方にあるボッシングの影響のため、約 310° の位置に伴流の集中箇所がみられる。

図 4.4.7 には、船底よりの上向きの流れが、水面に近づくにしたがって、その方向を次第に変化し、ボッシング後方において、ボッシング両面よりの流れが衝突するとき状態をへて、下向きの流れへと変化している模様が明確に示されている。さて上記図 4.4.3 および図 4.4.4（伴流の尺度影響を考慮する必要がある場合には、図 4.4.1 が必要となるが）をもとにして、プロペラ・ベアリングフォースを計算することが可能である。この場合伴流分布曲線を使用することになるが、伴流の尺度影響を考慮する必要がある場合には V_x/V が主として粘性による尺度影響を受けるのであり、 V_T/V は模型船・実船間の差異はほとんどないと考えられている。

M.S. NO. 0179 (wooden) $(L_{pp})_M = 8,000m$, $\alpha = \frac{8}{248} = \frac{1}{31.00}$

RESISTANCE TEST

TEST COND 振動計測時状態
 $(d_F)_M = 0.1613^m$ ($d_{FS} = 5.0^m$)
 $(d_A)_M = 0.3419^m$ ($d_{AS} = 10.6^m$)

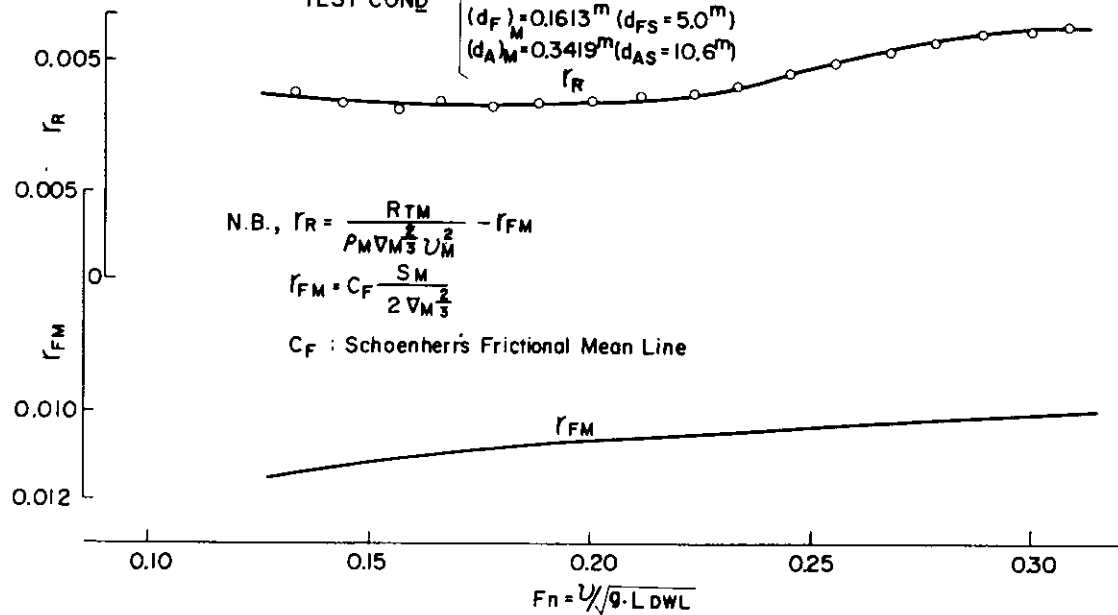


図 4.4.1 抵抗係数曲線

M.S. NO. 0179
 TRIM & DIPPING CURVES
 ON RESISTANCE TEST $\begin{cases} d_F = 0.1613 \\ d_A = 0.3419 \end{cases}$

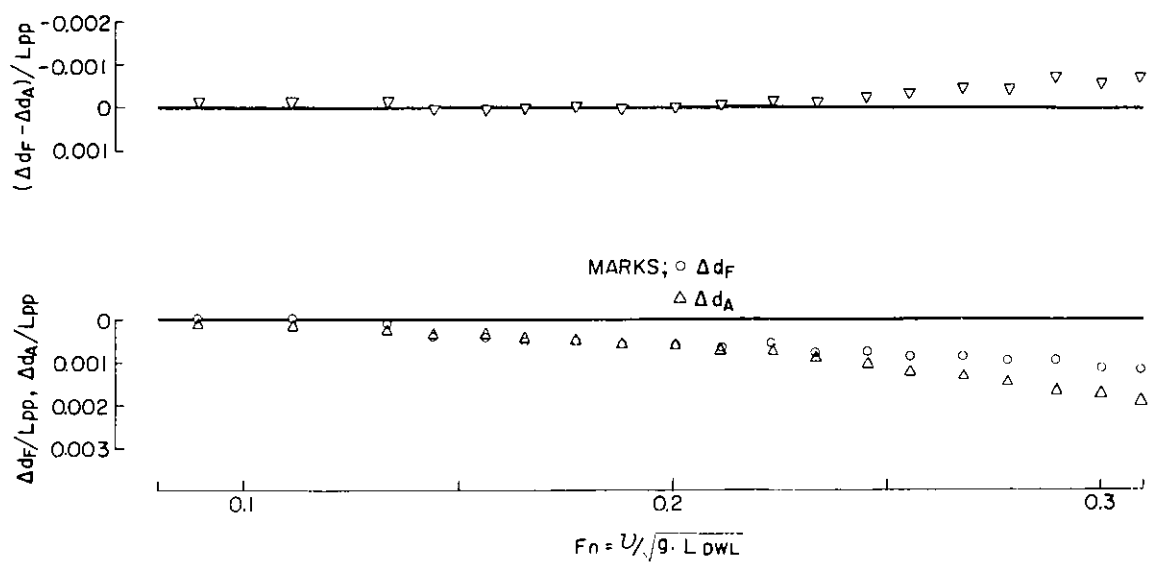


図 4.4.2 トリムおよび沈下量曲線

M.S. NO. 0179
WAKE TEST (at the Disk of Starboard Prop.)

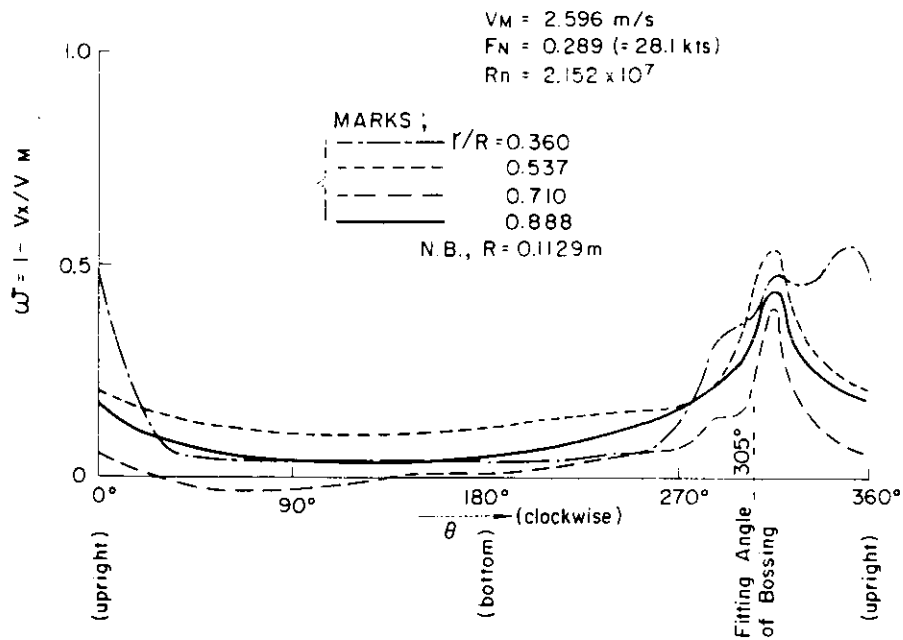


図 4.4.3 半径ごとの伴流分布

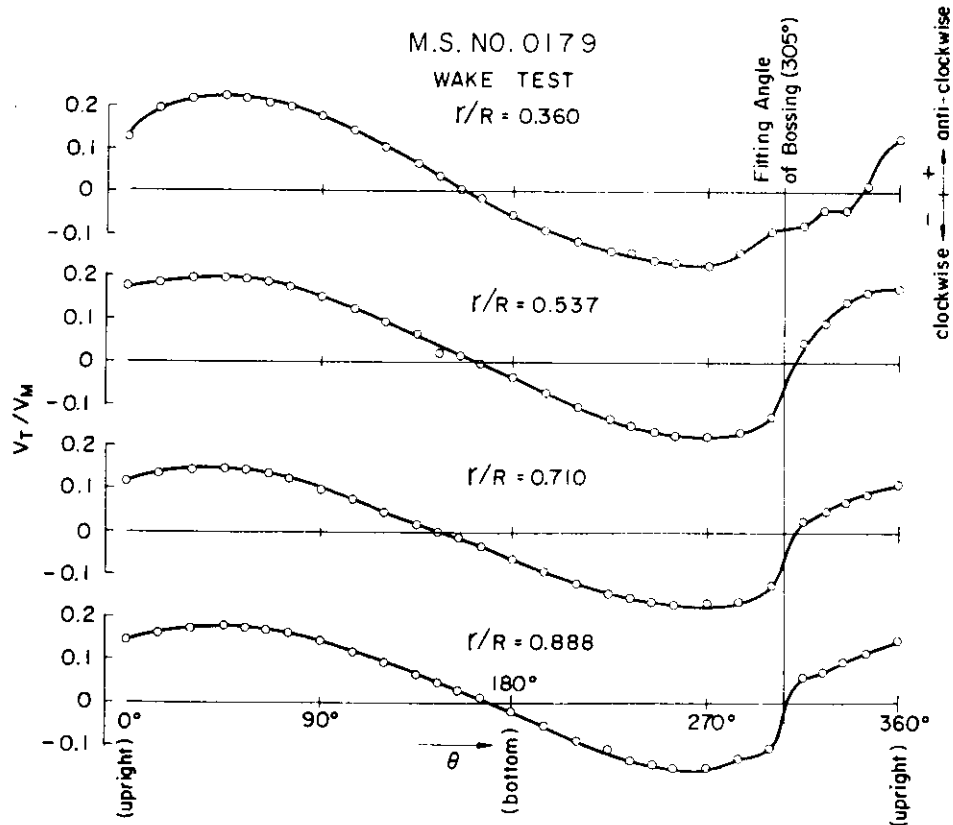


図 4.4.4 半径ごとの円周方向速度成分

M. S. NO. 0179

WAKE TEST

$V_M = 2.596 \text{ m/s}$

$FN = 0.289$

MEAN WAKE = 0.13
(volumetric mean)

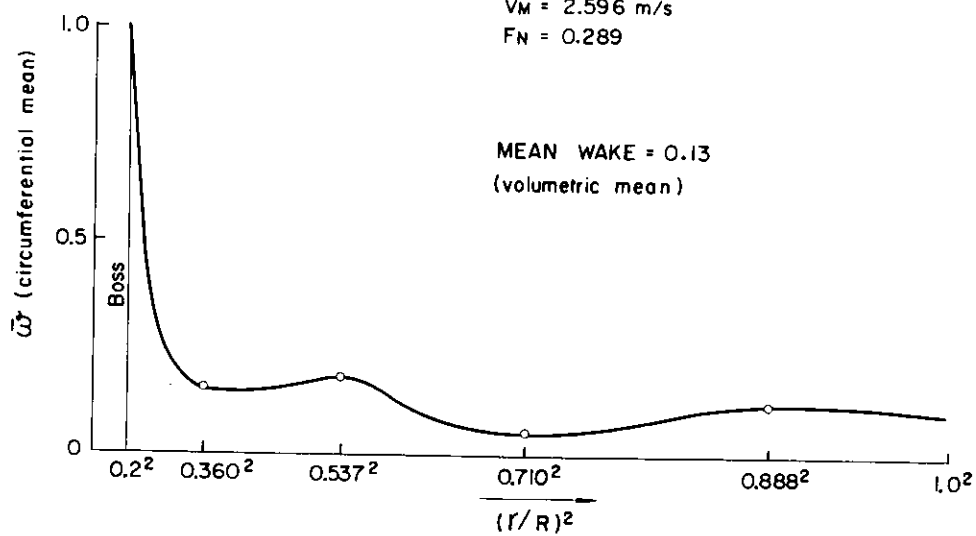


图 4.4.5 半径方向平均伴流分布

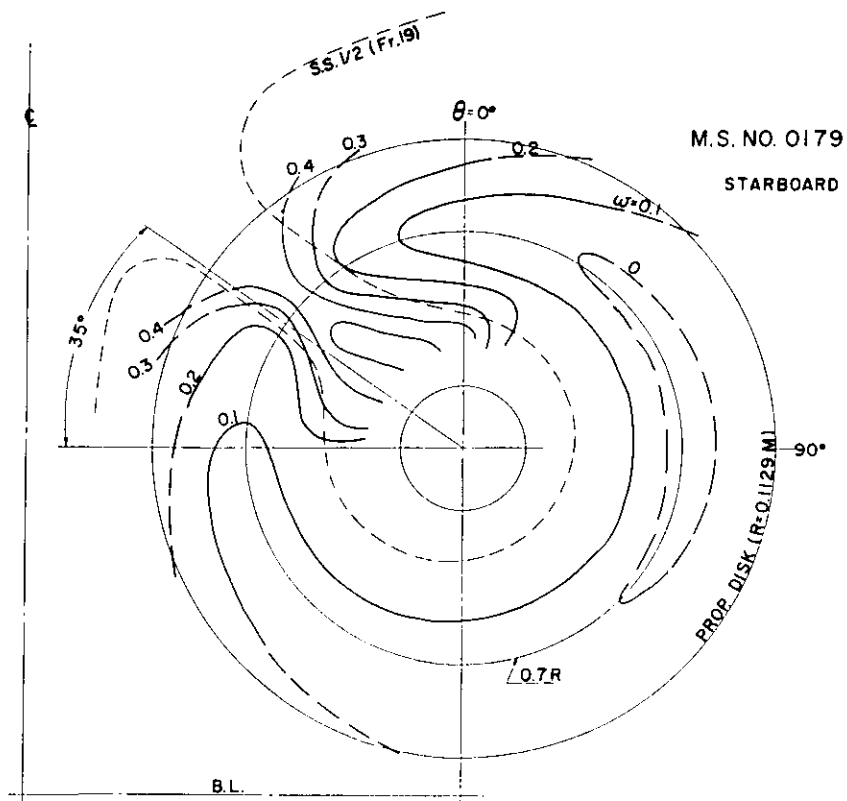


图 4.4.6 伴流 Contour 曲线

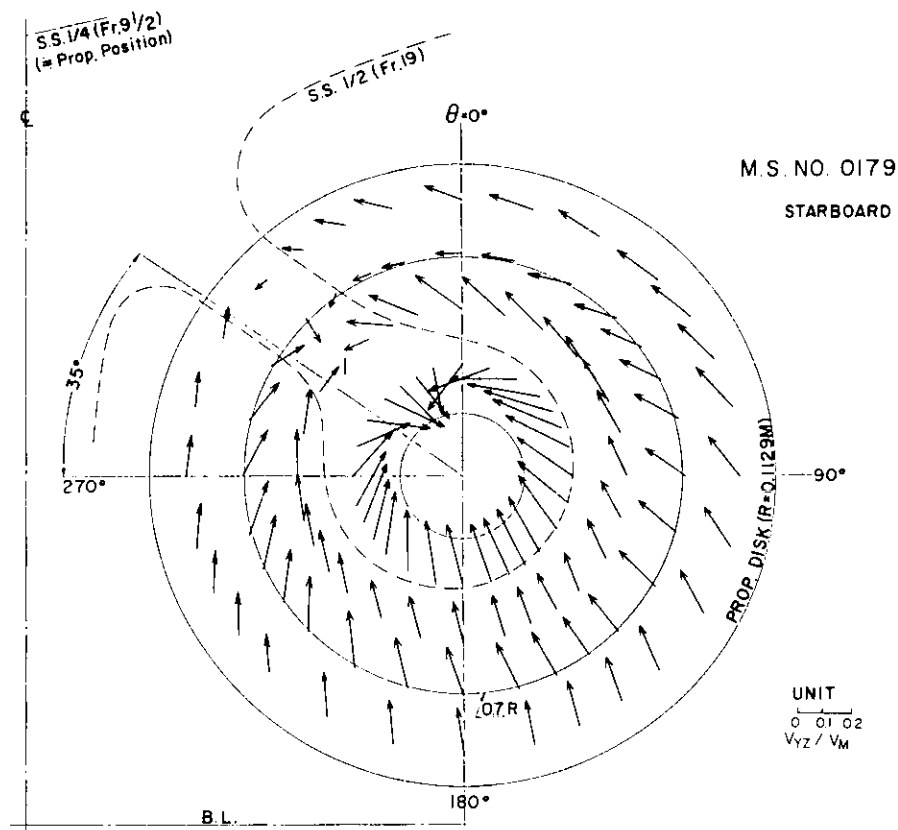
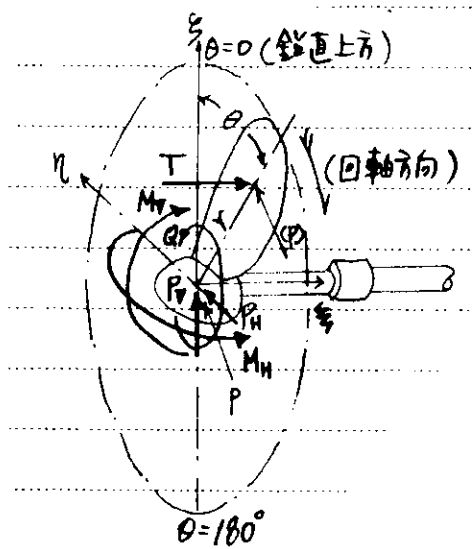


図4.4.7 プロペラ面に投影された流速成分

4.5 ベアリング・フォースの計算

4.4において示された伴流分布を用いて、ベアリング・フォースを計算することができる。今回は、IHIのプロペラ性能のシミュレーション・プログラム^{*}により計算を行った。なお、伴流の尺度については考慮しなかった。

計算結果を図4.5.1～4.5.6に示す。図中の記号は、下記に示す方向を示した。



翼間角度は $360^\circ / 5 \text{ 翼} = 72^\circ$ であるので、 $0^\circ \sim 72^\circ$ を10等分して計算値を表示した。

* 森正彦, 片桐徳二, 越智正雄: プロペラ設計電算プログラムおよびその適用例 石川島播磨技報 第13巻第4号 昭和48年7月 P415～431

- 1. AVIAL WAVE FIG-

THRUST VARIATION		TORQUE VARIATION	
THETA	T (T)	C (T-M)	P (T-M)
132.518	-5.274	214.079	-5.907
134.667	-2.866	214.874	-7.058
136.196	-7.04	210.402	-6.111
137.665	4.663	214.874	4.400
139.800	7.353	212.736	7.855
141.076	6.524	217.510	7.648
142.754	2.262	212.703	2.327
144.000	-2.135	207.334	-1.237
145.438	-5.064	204.391	-5.490
147.218	-8.027	202.391	-6.484
149.000	-5.234	214.079	-5.907
150.000			
151.000			
152.000			
153.000			
154.000			
155.000			
156.000			
157.000			
158.000			
159.000			
160.000			
161.000			
162.000			
163.000			
164.000			
165.000			
166.000			
167.000			
168.000			
169.000			
170.000			
171.000			
172.000			
173.000			
174.000			
175.000			
176.000			
177.000			
178.000			
179.000			
180.000			
181.000			
182.000			
183.000			
184.000			
185.000			
186.000			
187.000			
188.000			
189.000			
190.000			
191.000			
192.000			
193.000			
194.000			
195.000			
196.000			
197.000			
198.000			
199.000			
200.000			

THETA SERIES EXPRESSION
OF VISUALLY FORCE

$$T = 137.60$$

$$-6.68 \cdot \cos(\theta - \theta_{\text{THETA}} + 10.52 \text{ DEG})$$

$$+ 8.54 \cdot \cos(10 \theta_{\text{THETA}} + 10.19 \text{ DEG})$$

$$- 1.17 \cdot \cos(15 \theta_{\text{THETA}} + 10.97 \text{ DEG}) (T)$$

$$- 0.00298$$

$$- 7.22 \cdot \cos(\theta - \theta_{\text{THETA}} + 25.74 \text{ DEG})$$

$$+ 1.04 \cdot \cos(10 \theta_{\text{THETA}} + 24.40 \text{ DEG})$$

$$- 2.34 \cdot \cos(15 \theta_{\text{THETA}} + 9.64 \text{ DEG}) (T-M)$$

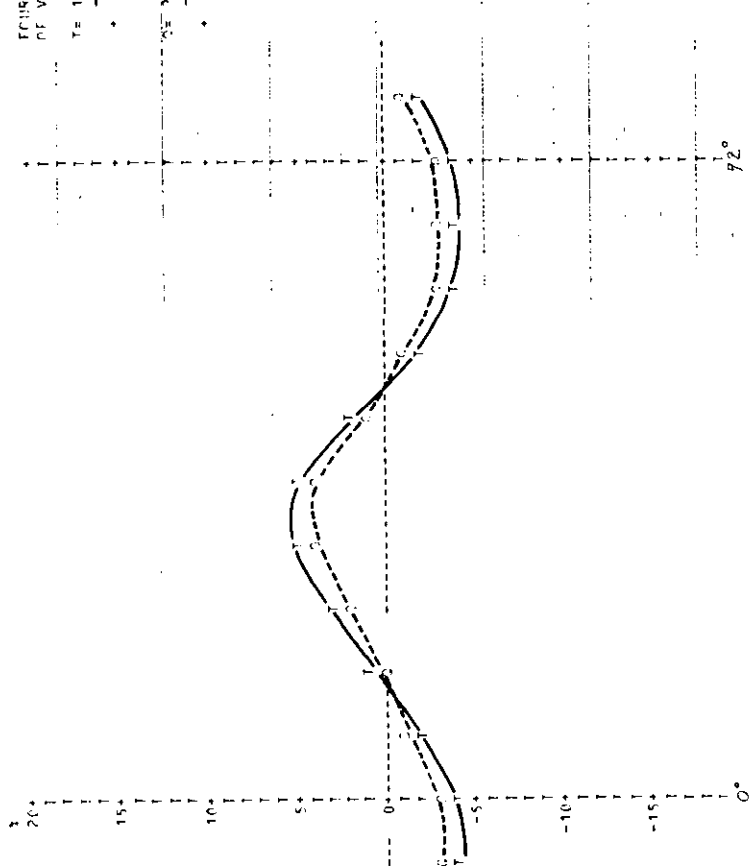


図 4.5.1 スラストおよびトルク変動 (軸方向の流速を使用)

- IN AVERAGE POSITION -

THERMAL VARIATION:				TORSION VARIATION:			
T0 = 149.078 (°C)				T0 = 224.551 (°C)			
THETA	T (°C)	DT (°C)	DT/T (°C)	THETA	T (°C)	DT (°C)	DT/T (°C)
-9000	141.440	-7.563	-5.075	.000	215.777	-8.774	-4.066
-7200	142.939	-6.064	-4.069	7.200	217.430	-7.071	-3.149
-6400	144.778	-2.245	-1.507	14.400	221.743	-2.908	-1.250
-51600	153.149	4.127	2.743	21.600	229.756	4.205	1.973
-38800	158.692	9.659	6.491	28.800	235.452	10.201	4.355
-36000	158.631	9.603	6.443	36.000	235.962	11.411	5.082
-45200	153.484	4.661	3.178	43.200	230.217	5.744	2.527
-50400	148.346	-4.70	-3.154	50.400	223.084	-2.647	-1.783
-57600	144.512	-4.511	-3.027	57.600	216.616	-2.036	-1.304
-64800	142.051	-6.972	-4.873	64.800	214.284	-2.807	-1.812
-72000	141.440	-7.563	-5.075	72.000	215.777	-8.774	-4.066

EQUIP. POINTS EXPRESSION	
T	T = 149.07
T	-8.774 * COS(THETA + 13.400 DEG)
T	+ 1.42 * COS(10 * THETA + 46.570 DEG)
T	- 5.30 * COS(15 * THETA + 72.410 DEG) (T)
T	
T	T = 224.55
T	-10.04 * COS(THETA + 11.700 DEG)
T	+ 1.76 * COS(10 * THETA + 41.870 DEG)
T	- 2.47 * COS(15 * THETA + 50.970 DEG) (T-W)

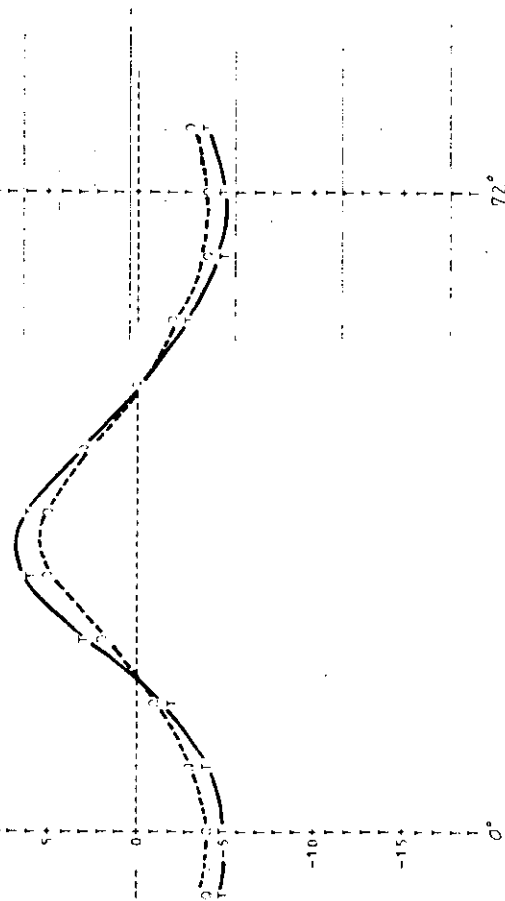


図 4.5.2 スラストおよびトルク変動 (軸方向および回転方向の流速を使用)

- 10 AXIAL WAVE FIGURE -

HORIZONTAL MOMENT		VERTICAL MOMENT	
THETA	MOMENT (T-M)	THETA	MOMENT (T-M)
-0.00	-20.602	-0.00	34.202
7.200	-31.113	7.200	36.017
14.400	-34.603	14.400	40.040
21.600	-40.018	21.600	51.062
28.800	-43.227	28.800	62.746
36.000	-40.026	36.000	76.000
43.200	-35.753	43.200	89.847
50.400	-31.366	50.400	99.270
57.600	-29.078	57.600	104.167
64.800	-28.762	64.800	104.347
72.000	-20.602	72.000	34.202

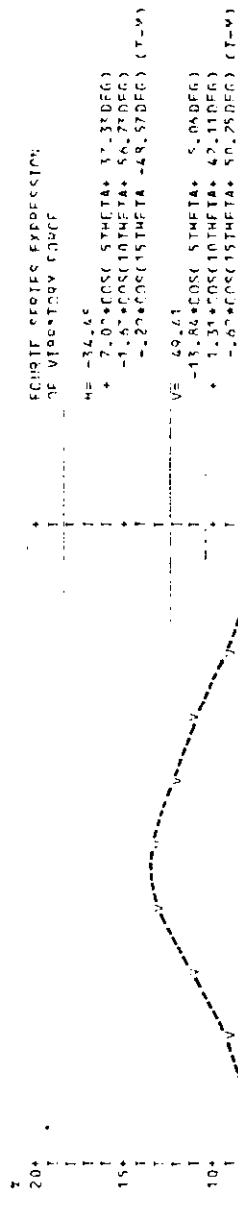


図 4.5.3 水平および上下モード変動（軸方向の流速を使用）

- 10. AV. K. OPT. VAKE FLOW -

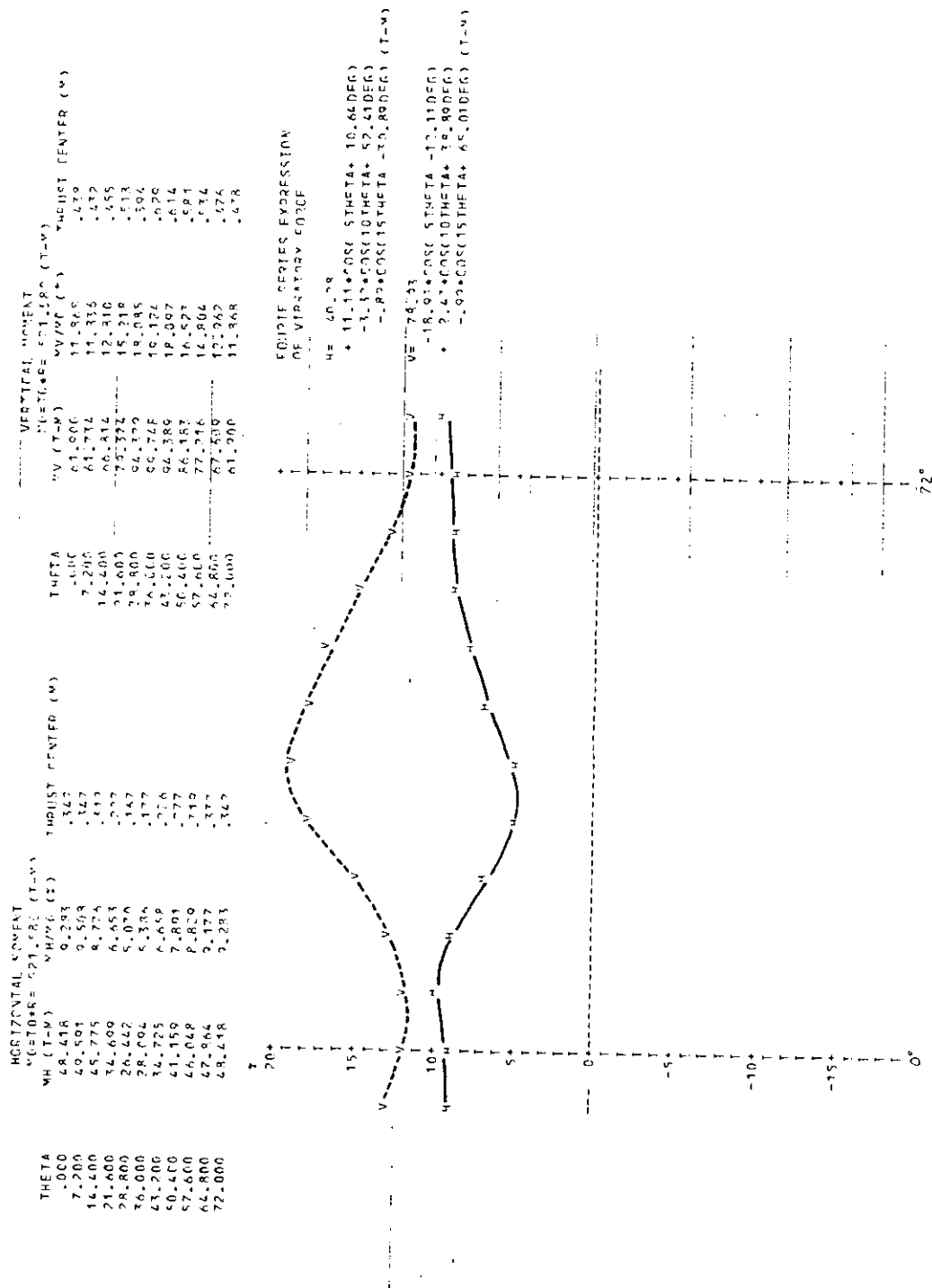


図 4.5.4 水平および上下センサー変動（軸方向および回転方向の流速を使用）

- IN AVERAGE PLANE FLOW -

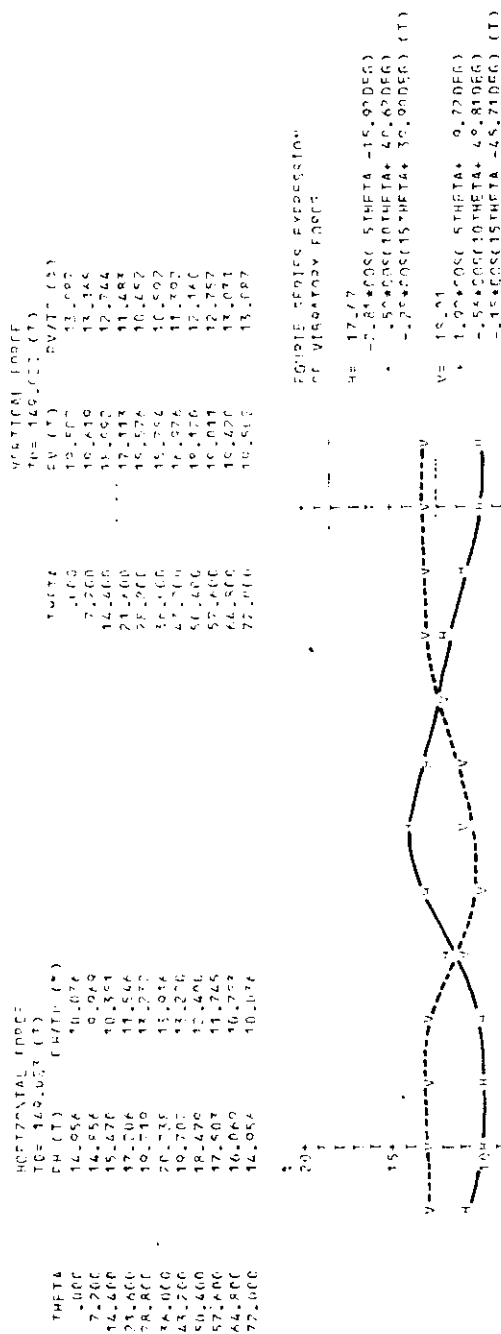


図 4.56 水平および上下フォース変動（軸方向および回転方向の流速を使用）

あ と が き

3ケ年計画の第1年度は、2軸コンテナ船を供試船として船尾構造の船体変形量の理論計算が立体有限要素法により行なわれた。また供試船の進水前後の船尾構造の変形、海上試運転を利用して軸の軸受に対する相対変形、軸受内の温度分布と潤滑状態、軸系固有振動数、プロペラ誘起水圧変動の大きさと分布が、さらに起振機実験によりボッシング部の振動応答などが計測され、船尾部構造と軸系の挙動が把握できた。一方供試船の模型船(1/31スケール)についてボッシング周りの伴流分布が計測され、この結果を利用してベアリングフォースも計算された。

第2年度以降はこの流体力を用いたボッシング部の静的ならびに動的応答の理論計算、ボッシング部の模型(1/3スケール)による付加水質量の実験、および実船のプロペラ翼の変動応力などの計測が実施される予定である。