

日本船舶振興会昭和49年度補助事業  
“大型超高速船の開発に関する研究”

研究資料 No. 224

## 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「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）	（～昭和50年1月）
	高幣哲夫（川崎重工業）	（昭和50年1月～）
幹事	植田靖夫（船舶技術研究所）	岡本洋（川崎重工業）
	越智義夫（石川島播磨重工業）	杉村泰（三井造船）
	上田隆康（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（造船技術センター）	富吉剋之（川崎重工業）
	中村公雄（大阪造船所）	藤本幸夫（日本鋼管）
	松本瓦平（日立造船）	三沢敏夫（住友重機械工業）
	太田三千雄（日立造船）	平山俊次（三菱重工業）
	松宮熙（大阪商船三井船舶）	

## 目 次

まえがき .....	1
(1) 理論計算 .....	2
1. 船尾構造の変形量の計算 .....	2
1. 1. 1 緒言 .....	2
1. 1. 2 電子計算機による船尾構造の静的変形量の計算 .....	2
1. 1. 3 軸計算用バネ定数の算定 .....	5
1. 1. 4 流体力による軸芯の概略変形 .....	7
1. 1. 5 簡易骨組計算による軸芯の船体に対する相対変形 .....	7
1. 1. 6 結言 .....	8
2. 船尾構造及びプロペラ軸系の固有振動数の計算 .....	8
2. 1. 1 緒言 .....	8
2. 1. 2 計算方法 .....	8
2. 1. 3 計算結果 .....	33
2. 1. 4 計算結果の考察 .....	35
2. 1. 5 結言 .....	40
3. プロペラ起振力の計算 .....	40
3. 1. 1 緒言 .....	40
3. 1. 2 計算方法 .....	41
3. 1. 3 計算結果 .....	41
3. 1. 4 計算結果の考察 .....	42
3. 1. 5 結言 .....	45
4. 船尾構造及びプロペラ軸系の振動応答の計算 .....	55
4. 1. 1 緒言 .....	55
4. 1. 2 計算方法 .....	55
4. 1. 3 計算結果 .....	58
4. 1. 4 計算結果の考察 .....	58
4. 1. 5 結言 .....	59
5. プロペラ翼面の応力計算 .....	61
5. 1. 1 緒言 .....	61
5. 1. 2 計算方法 .....	61
5. 1. 3 計算結果 .....	61
5. 1. 4 計算結果の考察 .....	62
5. 1. 5 結言 .....	62
(2) 実船のプロペラ応力計測(予備試験及び準備) .....	78
2. 1 緒言 .....	78
2. 2 供試船の概要 .....	78
2. 3 計測要領 .....	78
2. 4 予備試験 .....	79

2. 5 実船試験のための諸準備	8 0
2. 6 結 言	8 2
(3) 模 型 実 験	8 8
3. 1 ブロペラ起振力の計測	8 8
3. 1. 1 緒 言	8 8
3. 1. 2 模型船の概要	8 8
3. 1. 3 計測装置及び実験状態	8 8
3. 1. 4 計測結果及び考察	9 0
3. 1. 5 結 言	9 2
3. 2 ボッシングに働く流体力の計測	1 0 3
3. 2. 1 緒 言	1 0 3
3. 2. 2 模型船の概要	1 0 3
3. 2. 3 計測装置及び実験状態	1 0 3
3. 2. 4 計測結果	1 0 4
3. 2. 5 計測結果の考察	1 0 5
3. 2. 6 結 言	1 0 6
3. 3 ボッシング振動の附加水質量の計測	1 1 7
3. 3. 1 緒 言	1 1 7
3. 3. 2 実験模型の概要	1 1 7
3. 3. 3 実験の種類及び方法	1 1 7
3. 3. 4 計測結果	1 1 8
3. 3. 5 考 察	1 1 8
3. 3. 6 結 言	1 2 0
あ と が き	1 3 1

## ま　え　が　き

本部会は3か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必要な船尾構造の剛性、変形量、船尾形状についての調査研究を目的とするものであり、第1年度である48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計算が行なわれた。また実船実験として、船尾構造及び軸の相対変形、軸受温度分布、軸系及びボッキングの固有振動数、振動応答、プロペラ誘起変動水圧等が計測された。さらに模型実験としてボッキング回りの伴流分布が計測され、この結果を利用してペアリングフォースが計算された。

さて第2年度である49年度は、48年度実施項目に関連して次の研究を実施した。

### 1：理論計算

- ① 静的及び航走中の動的条件下における船尾構造の剛性変形量の計算
- ② 船尾構造及びプロペラ軸系の固有振動数及び振動応答の計算
- ③ プロペラ起振力の計算
- ④ プロペラ翼面の平均応力分布の計算

### 2：実船のプロペラ応力計測（予備試験及び準備）

### 3：模型実験

- ① プロペラ起振力の計測
- ② ボッキングに働く流体力の計測
- ③ ボッキング振動の附加水質量の計測

なお理論計算は49年度をもって全部終了した。

## [1] 理 論 計 算

### 1.1 船尾構造の変形量の計算

#### 1.1.1 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は想定した軸芯（直線）は、進水後軸系を装備した状態では軸系の自重、ボッキ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、長いボッキ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がボッキングの撓み曲線に及ぼす影響を知ることを目的として、以下に述べるごとく、一連の計算を実施した。

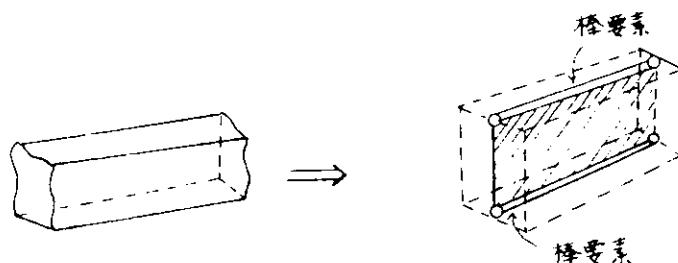
#### 1.1.2 電子計算機による船尾構造の静的変形量の計算

##### (1) 計算方法

本解析計算使用プログラムは PASSAGE の汎用を用い機関室後部隔壁より後方の構造についてモデル化を行ない解析する。

##### (a) 構造モデル化の方針

- (i) 対称性より片舷（左舷）のみを解析する。
- (ii) 要素は膜要素および棒要素のみとする。
- (iii) 横断面はウェブフレームのみとし外板、甲板等のスチフナは板の直交異方性板として取り扱う。
- (iv) ボッキング先端および船尾フレームの鋳鋼は一枚板として取り扱う。
- (v) ガーダおよびバーチカルウェブ、ビラー等は棒要素として取り扱う。
- (vi) 主軸の剛性は無視する。
- (vii) 上甲板キャンバー ( $100/14905$ ) はないものとする。
- (viii) ボックスガーダは一枚板とする。



- (ix) ハッチサイドガーダおよびハッチサイドコーミングは棒要素として取り扱う。

##### (b) 構造モデル図

解析全体構造モデルを図1.1.1に示し、典型的なウェブフレームを図1.1.2に示す。

##### (c) 荷 重

荷重ケースとして下記3ケースを行なう。

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

### (i) 荷重のモデル化の方針

- ① 熱荷重は考慮しない。
- ② 荷重はすべてウェブフレームにかける。
- ③ 水圧は外板に対し直角に作用する分布荷重とする。
- ④ 自重は等分布荷重としてウェブフレームにかける。
- ⑤ 主軸重量は軸受台近傍のウェブフレームに集中荷重としてかける。
- ⑥ プロペラ重量およびスタンチューブ重量はFr.1 2断面のウェブフレームにおけるガーダに集中荷重として分散する。
- ⑦ 機器重量、コンテナ重量およびハッチカバー重量は4隅に分散させた集中荷重とする。
- ⑧ Portable Water TankおよびCooling Water Tankの水圧は集中荷重として甲板面にかける。
- ⑨ 舵はRudder Carrierの2点に集中荷重としてかける。

### (ii) 拘束方向および拘束箇所

- ① 各ウェブフレームおよび隔壁(Fr. 8 7隔壁は除く)の中心線上節点はY方向の変位及びX軸まわりの回転を拘束する。
- ② 荷重ケース1のFr. 8 7隔壁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。
- ③ 荷重ケース2および3におけるFr. 8 7隔壁は3方向変位及び回転を拘束する。

### (iii) 荷重ケース1(船台上)

#### ① 状態

- (1) 進水前軸芯見透し時
- (2) ムアリングワインチ、ステアリングギア、プロペラ、主軸、舵は未搭載である。

#### ② 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  $E = 2.5 \text{ kN/mm}$ 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キール盤木は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1,200 mm, 高さ2,000 mm, 材質は米松およびマイアンである。

### (iv) 荷重ケース2(進水直後)

#### ① 状態

##### (1) 吃水

船尾: 8.050 m 船首: 2.100 m

##### (2) 機器重量

ムアリングワインチ = 10.0 t × 2台

ステアリングギア = 36.3 t × 1台

Hyd Oil Pump Unit = 24.0 t × 1台

(3) プロペラ = 36.0 t

(4) 主軸(軸受台含む) = 233.4 t

(5) スタンチューブ = 20.5 t

(6) 舵 = 111.0 t

舵浮力 = 43.4 t

(V) 荷重ケース3(載荷時)

① 状態

(1) 吃水

船尾: 11.000m 船首: 11.000m

(2) 機器重量

ムアリングウインチ	= 10.0 t × 2台
ステアリングギア	= 36.3 t × 1台
Hyd Oil Pump Unit	= 24.0 t × 1台
(+) プロペラ	= 36.0 t
(-) 主軸(軸受台含む)	= 233.4 t
(ホ) スタンチューブ	= 20.5 t
(ヘ) 舵	= 111.0 t
舵浮力	= 56.0 t

(ト) タンク重量

Portable Water Tank = 190.0 t

Cooling Water Tank = 83.0 t

(チ) ハッチカバー重量 139.7 t

ハッチ番号	中央部	左舷	計
10	22.6 t × ½	26.0 t	37.3 t
11	22.6 t × ½	26.0 t	37.3 t
12	22.6 t × ½	26.0 t	37.3 t
13	22.6 t × ½	16.5 t	27.8 t

(リ) コンテナ重量(すべて20'コンテナ)

ハッチ番号	コンテナ個数									
	(1)		(2)		(3)		(4)		(5)	
	甲板上	艤内	甲板上	艤内	甲板上	艤内	甲板上	艤内	甲板上	艤内
10	3 × ½	3 × ½	3	3	3	3	3	3	3	4
11	3 × ½	4 × ½	3	4	3	4	3	3	3	3
12	3 × ½	5 × ½	3	5	3	5	3	4	3	3
13	3 × ½	5 × ½	3	5	3	5	3	5	/	/

\* コンテナ総重量 9.02 t × 119.5 個 = 1077.89 t

(2) 計算結果

3ケースについてのFr.15, Fr.31, Fr.47及び中心線隔壁の変位を図1.1.8～図1.1.19に、また軸芯の上下方向の全体変形、船体との相対変形及び左右方向の全体変形を図1.1.20に示す。

(3) 計算結果の考察

(a) 軸芯の変形はmmのオーダーでは3ケースとも船体主構造の変形と一致している。すなわち軸芯の船体に対する相対変形は $10^{-1}$  mmのオーダーである。

- (b) 盤木上では軸芯は船殻構造の自重により最大 0.5 mm 下方に変形している。
- (c) 進水直後では軸芯は浮力により上方に変形し船体との相対変位は小さくなる。しかしボッキング端はプロペラ及びスタンチューブ(約 5.2 トン)が加わるためなお下方に変形している。
- (d) 進水直後と載荷時の軸芯の相対変形の差は小さい。このことにより、吃水の変化あるいはコンテナ荷重等はボッキングの相対変形に対する影響は小さいと考えられる。
- (e) 左右方向の変形はほぼ上下方向の相対変形に比例している。  
したがって軸芯の相対変形は第 1 近似的にはボッキングの付根を中心とした回転を考えればよい。
- (f) 軸芯は 3 ケースともほぼなめらかな曲線となっている。

### 1.1.3 軸計算用バネ定数の算定

#### (1) 計算方法

(a) 構造モデル 1.1.2 で実施した進水直後(荷重ケース 2)のモデルを用いた。したがって船殻重量、機器重量、吃水及び境界条件は“進水直後”(荷重ケース 2)のそれにすべて同じである。

(b) 荷重 各ベアリング位置近傍のフレームに各々単位荷重を加え、下記 8 ケースの計算をした。(図 1.1.2.1 参照)

荷重状態 1. Fr. 1.2 断面の M ガーダ、N ガーダに下方向に各々 5 トンを加える。

〃 2. Fr. 2.3 〃

〃 3. Fr. 3.6 〃

〃 4. Fr. 4.3 〃

〃 5. Fr. 1.2 断面の M ガーダ、N ガーダに水平方向中心線側に各々 5 トンを加える。

〃 6. Fr. 2.3 〃

〃 7. Fr. 3.6 〃

〃 8. Fr. 4.3 〃

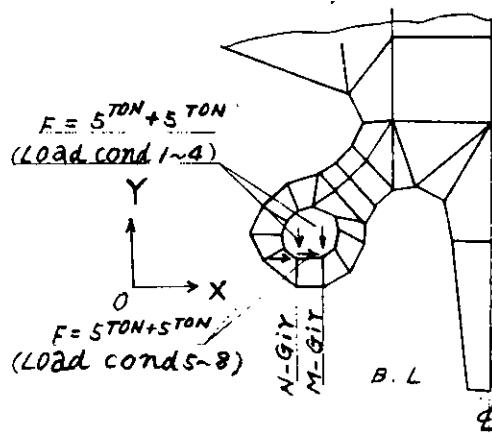


図 1.1.2.1

#### (2) 計算結果

各荷重状態における軸芯の変形を図 1.1.2.2, 図 1.1.2.3 に示す。これらにおいて実線は 1.1.2 の荷重ケース 2 の M ガーダの変位と今回の M ガーダの変位の差を示したもので船体の変形をも含んでいる。

また一点鎖線はボッキングの船体に対する相対変位のみを示している。これらの結果より得られるバネ定数を表 1.1.1 および表 1.1.2 に示す。

表 1.1.1 バネ定数 (単位 t/mm)

	荷重状態 1				荷重状態 2				荷重状態 3				荷重状態 4			
	全体変形 上 下	相対変形 上 下	左 右	全体変形 上 下	相対変形 上 下	左 右	全体変形 上 下	相対変形 上 下	左 右	全体変形 上 下	相対変形 上 下	左 右	全体変形 上 下	相対変形 上 下	左 右	
Fr. 12	14.7	76.9	90.9	20.4	500.0	500.0	28.6		↑	34.5	↑	↑				
15	15.4	90.9	111.1	20.8	333.0	333.3	28.6			34.5						
19	17.9	200.0	200.0	22.2	500.0	500.0	29.4			35.7						
23	20.4	1000.0	333.3	23.3	500.0	500.0	31.3			38.5						
27	22.2	∞	1000.0	25.0	500.0	1000.0	32.3			38.5						
31	25.0		∞	27.8	∞	∞	34.5	∞		41.7						
33	26.3			29.4			34.5	1000.0	∞	41.7						
36	28.6			31.3			33.3	333.3	1000.0	41.7	∞					
39	32.3			34.5			38.5	1000.0	∞	43.5	1000.0					
43	35.7			38.5			41.7	∞		43.5	500.0	∞				
47	41.7			43.5			50.0			50.0	∞					
51	47.6			50.0			55.6			58.8						
53	50.0			55.6			58.8			62.5						
57	62.5			66.7			71.4			76.9						
61	83.3			90.9			90.9			100.0						
65	111.1			111.1			125.0			125.0						
69	166.7			166.7			166.7			200.0						
71	200.0						250.0			250.0						
75	333.3						333.3			333.3						
79	500.0						500.0			500.0						
83	1000.0	↓	↓		↓	↓	1000.0	↓	↓	1000.0	↓	↓				

表 1.1.2 バネ定数 (単位 t/mm)

	荷重状態 5			荷重状態 6			荷重状態 7			荷重状態 8		
	上 下	左 右	上 下	左 右	上 下	左 右	上 下	左 右	上 下	左 右	上 下	左 右
Fr. 12	83.3	66.7	250.0	333.3	1000.0		↑		↑		↑	
15	100.0	100.0	250.0	333.3	500.0							
19	166.7	200.0	333.3	333.3	500.0							
23	333.7	333.3	333.3	200.0	1000.0	∞						
27	500.0	1000.0	333.3	333.3	500.0	1000.0						
31	1000.0	∞	1000.0	500.0	1000.0	500.0						
33	∞		∞	1000.0	1000.0	500.0						
36				∞	333.3	250.0	∞					
39					1000.0	1000.0	1000.0	1000.0	1000.0	1000.0	1000.0	∞
43					∞	∞	∞	∞	500.0	500.0	500.0	
47									1000.0	1000.0	1000.0	
51									∞			
53												
57												
61												
65												
69												
71												
75												
79												
83	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↓

### (3) 考 察

ボッキング端に上下方向に荷重を加えた場合  $0.068 \text{ mm}/\text{トン}$  変形する。この変形を船体とボッキングのみの変形に分けて考えると、船体は  $0.055 \text{ mm}/\text{トン}$ 、ボッキングの相対変形は  $0.013 \text{ mm}/\text{トン}$  となりボッキングのみの相対変位は全変位の 19%に過ぎない。ボッキング端より前方についてはなお一層小さくなる傾向にある。したがってボッキングの全変位については船体主構造の変形が支配的である。

したがって、ボッキングのバネ定数の算定にあたっては、船体主構造のバネ定数とボッキングのみのバネ定数とに分けて考えればよい。

#### 1.1.4 流体力による軸芯の概略変形

##### (1) 計算方法

荷重としては、模型実験による“ボッキングの各断面における静水圧から推定した水平力、垂直力”的結果をもちい、次のようにして求めた。

すなわち、図 1.1.24 に示すごとく、各ペアリング位置近傍のフレームとして、12, 23, 36, 43 の 4 点を選び、ハッチング部をそれぞれ数値積分した値を実船に換算して ( $\rho_s/\rho_f \times \alpha^3 = 1.025 / 1.000 \times 31^3 = 3053.5775$  を乗じて) 各フレームに作用する流体力とした。図 1.1.24 には垂直力のみを示しているが、水平力も同様にして求められる。求められた荷重は下表のとおりである。

フレーム	垂直力トン	水平力トン
12	10	-18
23	0	-15
36	-11	-2
43	-11	-2

垂直力：上向きを正

水平力：中心線より内向きを正

この荷重と 1.1.3 で求めた“バネ定数”とを使用して軸芯の概略変位を算出している。

なお流体力の作用位置は求められていないので、便宜上これを M ガーダの位置としている。

#### 1.1.5 簡易骨組計算による軸芯の船体に対する相対変形

##### (1) 計算方法

###### (a) 計算モデル

シャフトセンターが船体と交わる Fr. 51 より船尾をとりモデル化する。モデルを図 1.1.26 に示す。

###### (b) 計算仮定

- (i) ボッキングのシリンダ部をロンジメンバーとして Fr. 51 にて固定、他端をフリーとする。
- (ii) トランスマンバーとしては各フロアを 1 メンバーとし、有効幅は実断面とする。
- (iii) トランスマンバーの船体への連結部を固定し、ロンジメンバーとの連結部に剛体部を想定する。
- (iv) 剛体部の部材特性として Fr. 31 断面部材 ⑥ をとり、すべてこれに同一とする。
- (v) フロアの換り剛性は三菱広島の方法を用いる。

###### (c) 荷 重

ボッキング後端 (Fr. 12) に縦方向に 10 トン加える。

##### (2) 計算結果

PASSAGE による計算の結果を併記して図 1.1.27 に示す。

また、1.1.3 の荷重状態 1 と実測値及び簡易骨組計算との比較を表 1.1.3 に示す。

表 1.1.3 計算結果の比較

	方 向	P A S S A G E	実 测 値	簡易骨組計算
ボッキングの先端の荷重	上 下	0.013 mm	0.025 mm	0.015 mm
1トン当たりの変位量	左 右	0.011 mm	0.0125 mm	0.011 mm

### (3) 計算結果の考察

表 1.1.3 及び図 1.1.27 に示すごとく簡易骨組計算の結果と P A S S A G E による計算結果は、 Fr . 12 で多少差があるものの全体的にはよく一致している。Fr . 12 での差は部材①及び⑧が鋳物であり複雑な形状であるため、そのモデル化に差異があるためと考えられる。この結果よりみてボッキングと船体との相対変形ボッキングバネ定数の算定については骨組計算で十分と考えられる。なお、モデルのロング方向長さは短くしても問題はないと考えられる。

## 1.1.6. 結 言

本計算ではボッキング変形について一連の計算を行ない軸芯の撓み曲線が得られ初期の目的を達成することができた。ボッキングの撓みに対する船体主構造の影響が無視できないと考えて大型モデルによる計算を行なったが、本計算結果より判断すると、その影響はほとんど無視できるほどで、結局、ボッキングの変形は船体主構造の撓みにボッキングのみの撓みを線型的に重ねあわせて求めてよいことが明らかになった。

## 1.2 船尾構造及びプロペラ軸系の固有振動数の計算

### 1.2.1. 緒 言

船尾構造とプロペラ軸系とは相関連した振動系であって、両者を別個に議論することは妥当ではない。しかし従来船殻設備構造計算においてボッキングの振動を検討するときは、多くの場合、ボッキング構造のみの振動を考え、その際に、プロペラ、軸系などは、単にボッキングに載っている重量物と考えるのが常であった。

また、プロペラ軸系の振動は、ボッキングとは別個に、 Panagopoulos, Jasper あるいはこれらの方の修正法で計算しており、その中には、正しい船体剛性が充分に取り入れられていないかった。

そこで、本研究においては、ボッキング構造とプロペラ軸系とを併せ考えた系について振動の考察を行なった。そして、次の点を明らかにした。

- (1) ボッキング構造のみを考え、プロペラ、軸系などは単なる重量物と考えたときの振動数（以下これをボッキング振動数と呼ぶ）及び、プロペラ軸系を考えボッキング構造は単なる支持剛性であると考えたときの振動数（以下これを軸系振動数と呼ぶ）と、ボッキング構造、プロペラ軸系の両者を合せ考えたときの振動数（以下、これを連成振動数と呼ぶ）との関係。
- (2) 軸系振動数及び連成振動数に対する船尾管、舵輪受の支点位置の影響。
- (3) 軸受油膜特性やジャイロ効果が振動に及ぼす影響。

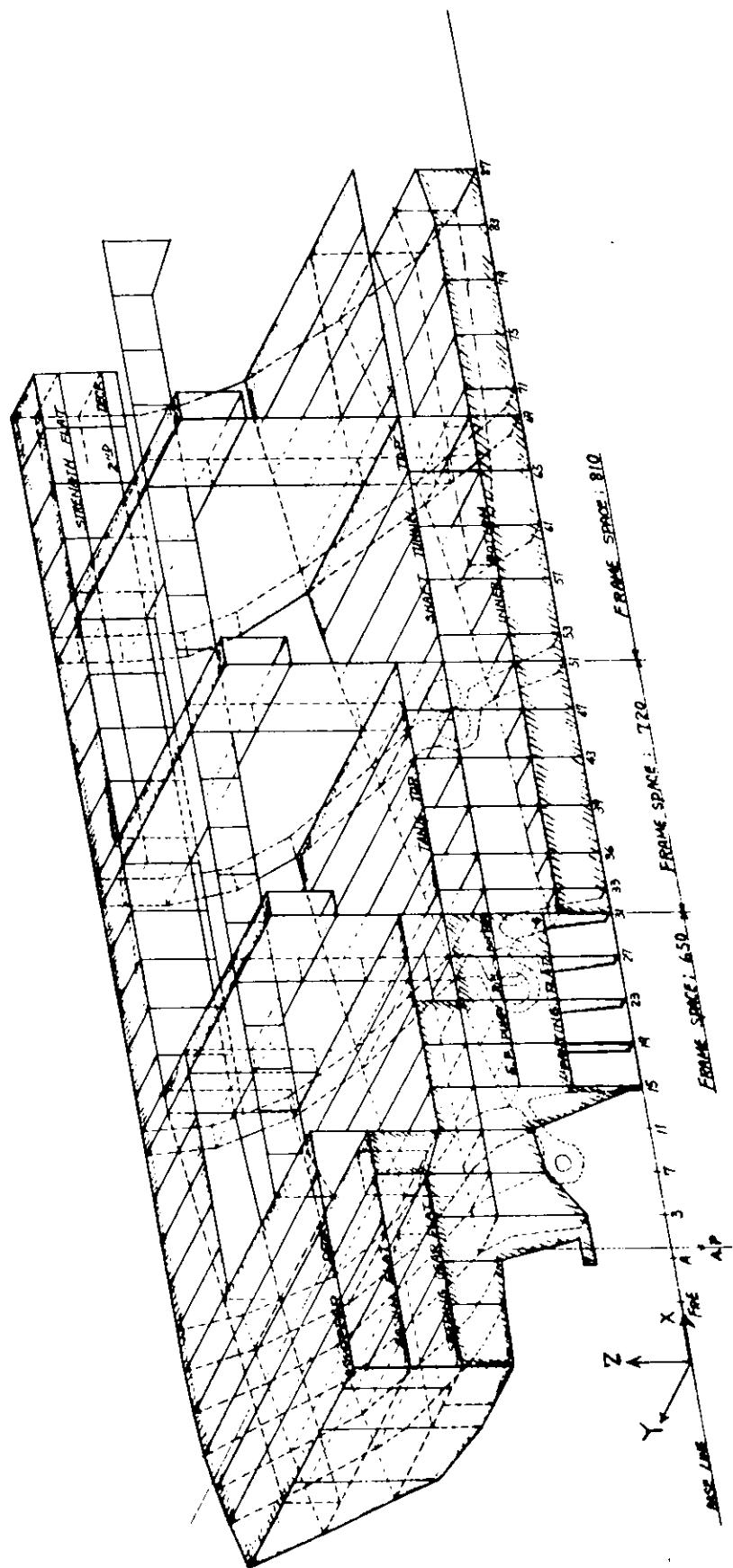
なお、現在のところ、軸系とボッキング構造系とを完全にとり入れて計算できる電算プログラムはないので、連成振動の計算にあたっては、次の 2 通りの計算を行なって比較検討した。

- (a) ボッキング構造を主体とし、軸系は、質量と梁要素におきかえ、ジャイロ効果と油膜特性は無視した計算。
- (b) 軸系を主体とし、ボッキング構造は、1 質量のバネ質量系とした計算。

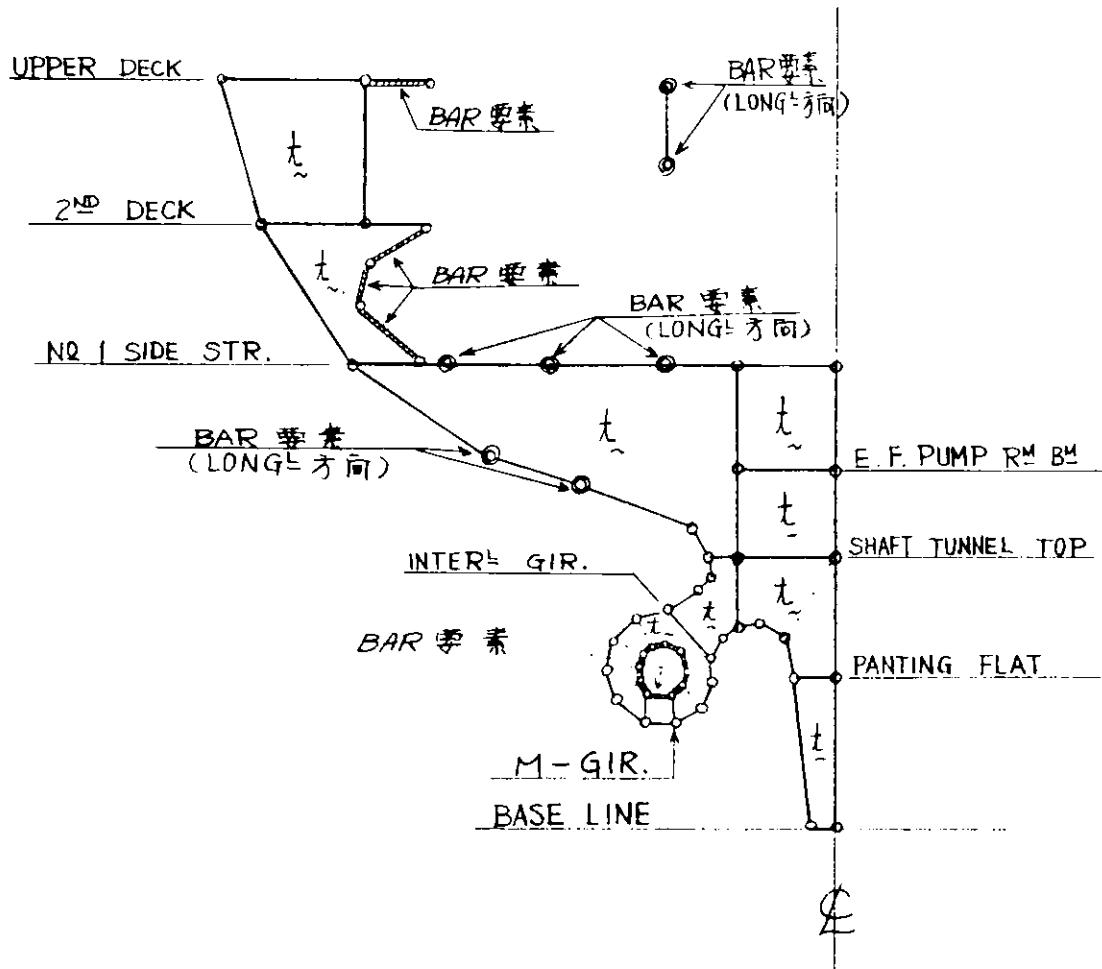
### 1.2.2. 計算方法

- (1) ボッキング構造のモデル化

図 1.2.1 に示すように、ボッキング構造及びその附近の Main hull の一部を取り出して、次のようにモデル化した。



( F.R. 23 SEC.)  
(1/200)



## NOTES ;

破線表示はGENERATED ELEMENT を示す。

図 1.1.2 典型的なウェブフレームの断面

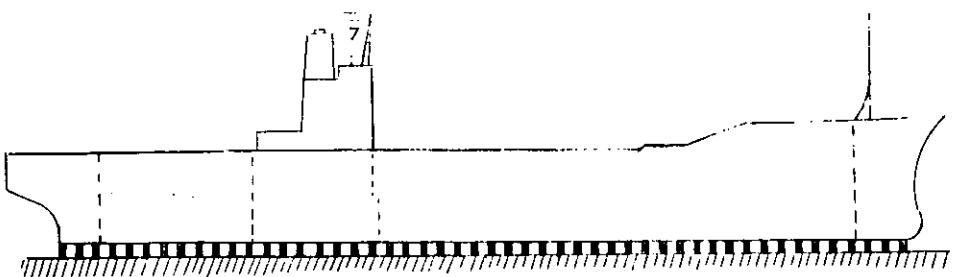


図 1.1.3 船台上 Profile

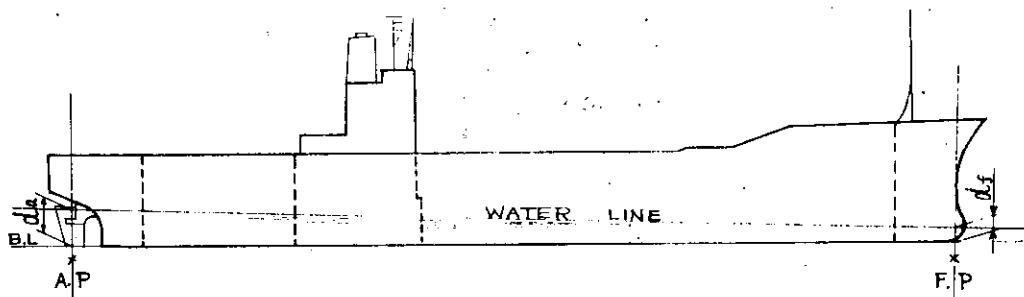


図 1.1.4 進水直後 Profile

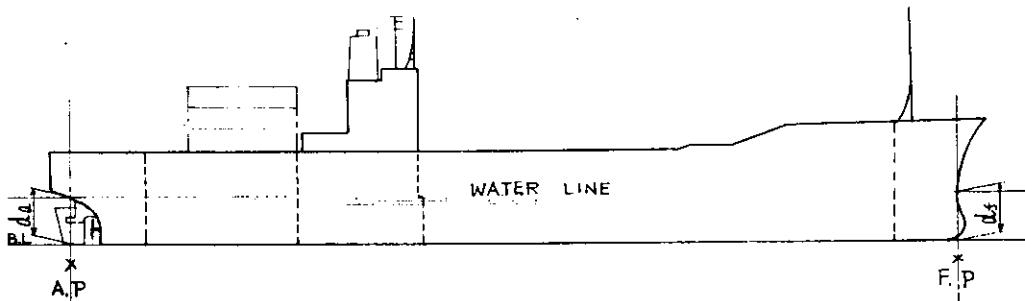


図 1.1.5 載荷時 Profile

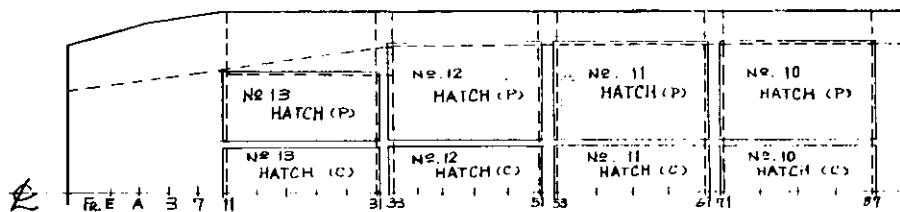


図 1.1.6 Upper Deck Plan

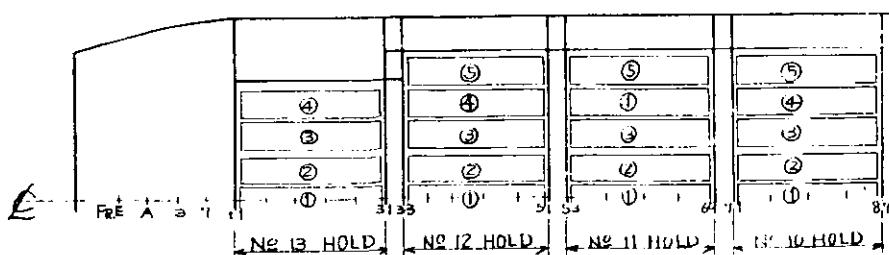


図 1.1.7 Hold plan

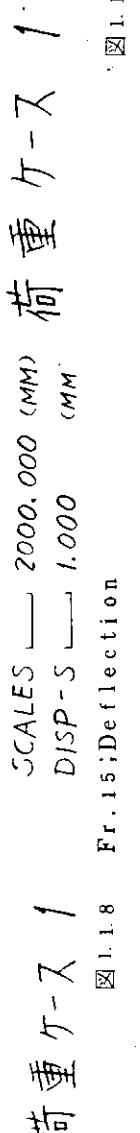




図 1.1.10 Fr. 47; Deflection

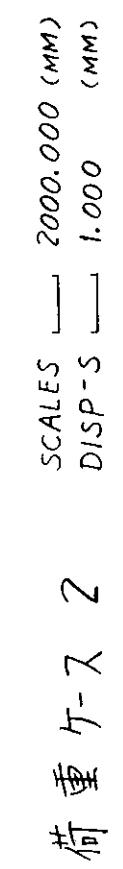
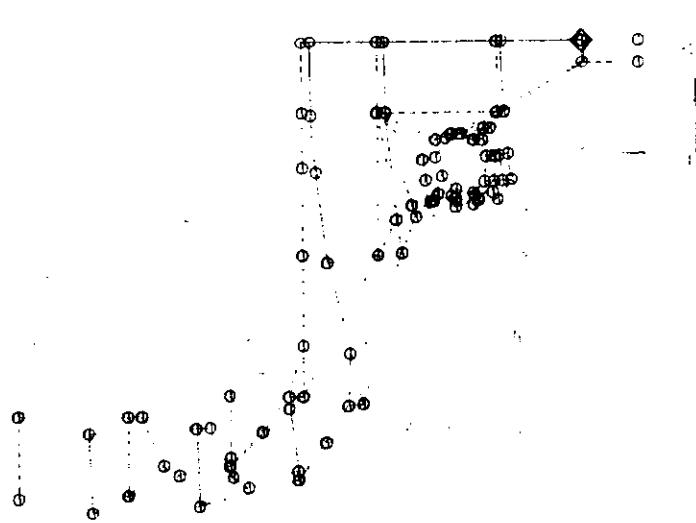


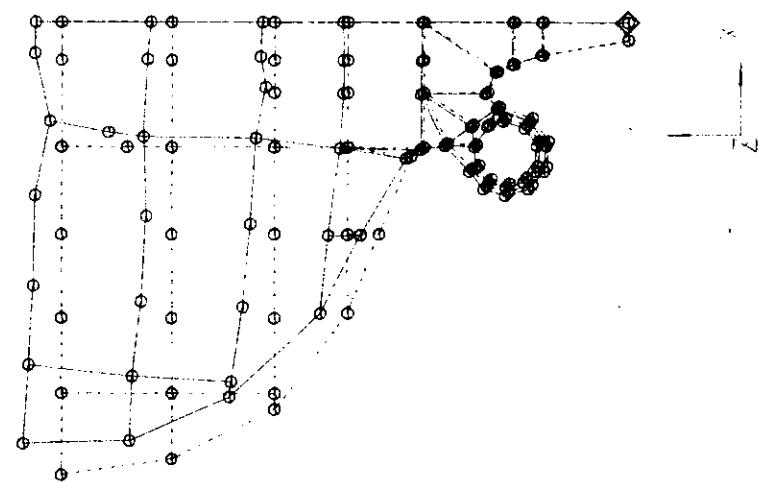
図 1.1.11 Fr. 15; Deflection



荷重フ-2

SCALE S — 2000.000 (MM)  
DISP-S — 1.000 (MM)

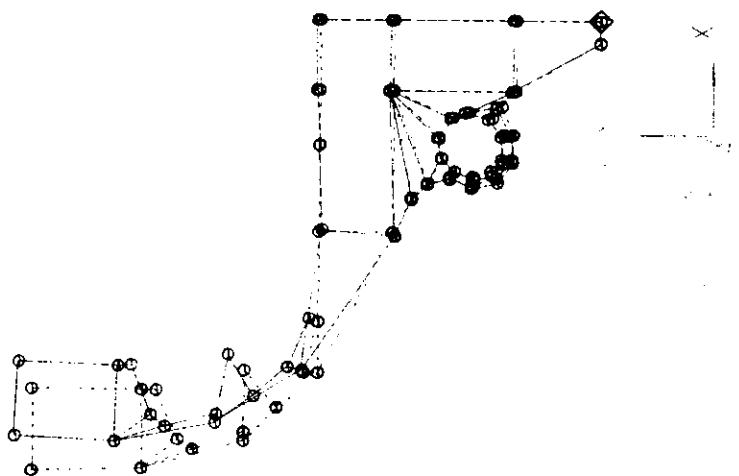
図1.1.12 Fr. 31;Deflection



荷重フ-2

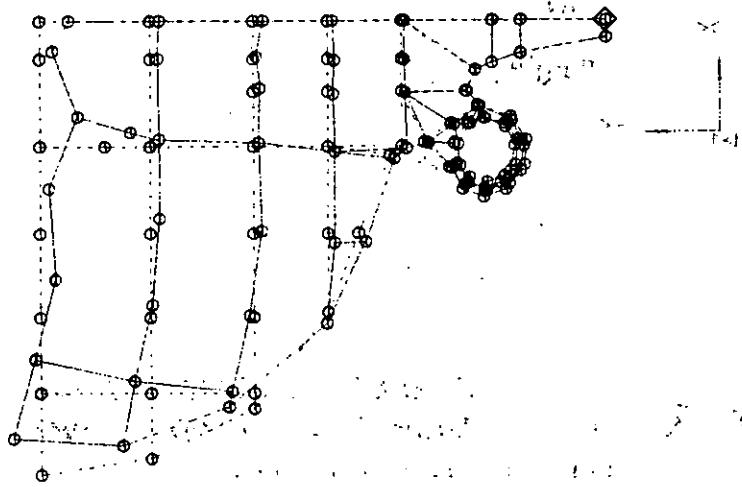
SCALE S — 2000.000 (MM)  
DISP-S — 1.000 (MM)

図1.1.13 Fr. 47;Deflection



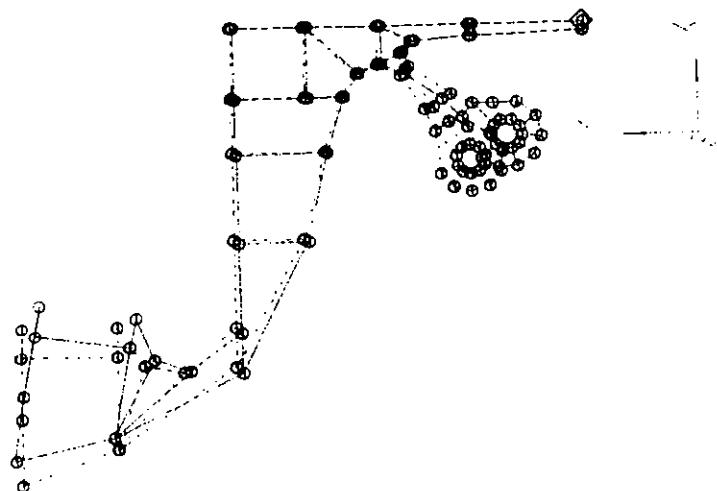
荷重  $\lambda = 3$       SCALES  $\rightarrow 2000.000 (\text{MM})$   
DISP-S  $\rightarrow 1.000 (\text{MM})$

図 1.1.15 Fr. 31; Deflection



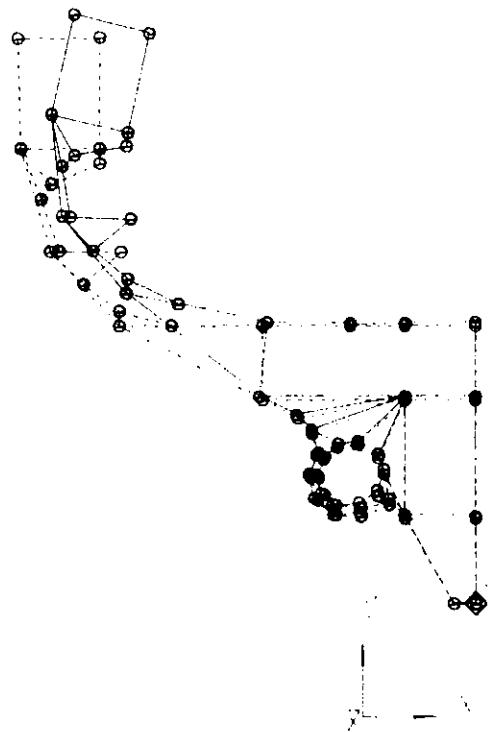
荷重  $\lambda = 3$       SCALES  $\rightarrow 2000.000 (\text{MM})$   
DISP-S  $\rightarrow 1.000 (\text{MM})$

図 1.1.15 Fr. 15; Deflection



荷重  $\lambda = 3$       SCALES  $\rightarrow 2000.000 (\text{MM})$   
DISP-S  $\rightarrow 1.000 (\text{MM})$

図 1.1.14 Fr. 15; Deflection



荷重ケース 3

SCALE S — 2000.000 (MM)  
DISP-S — 1.000 (MM)

図 1.1.16 Fr. 47; Deflection

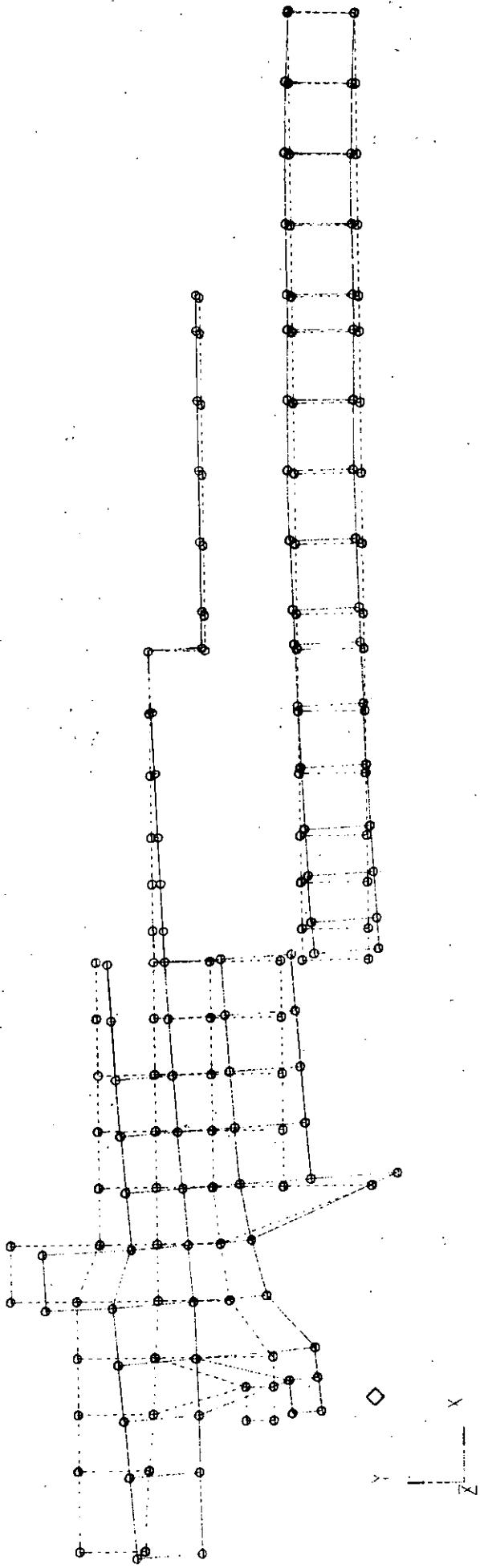


図 1.1.17 Center Line Section; Deflection

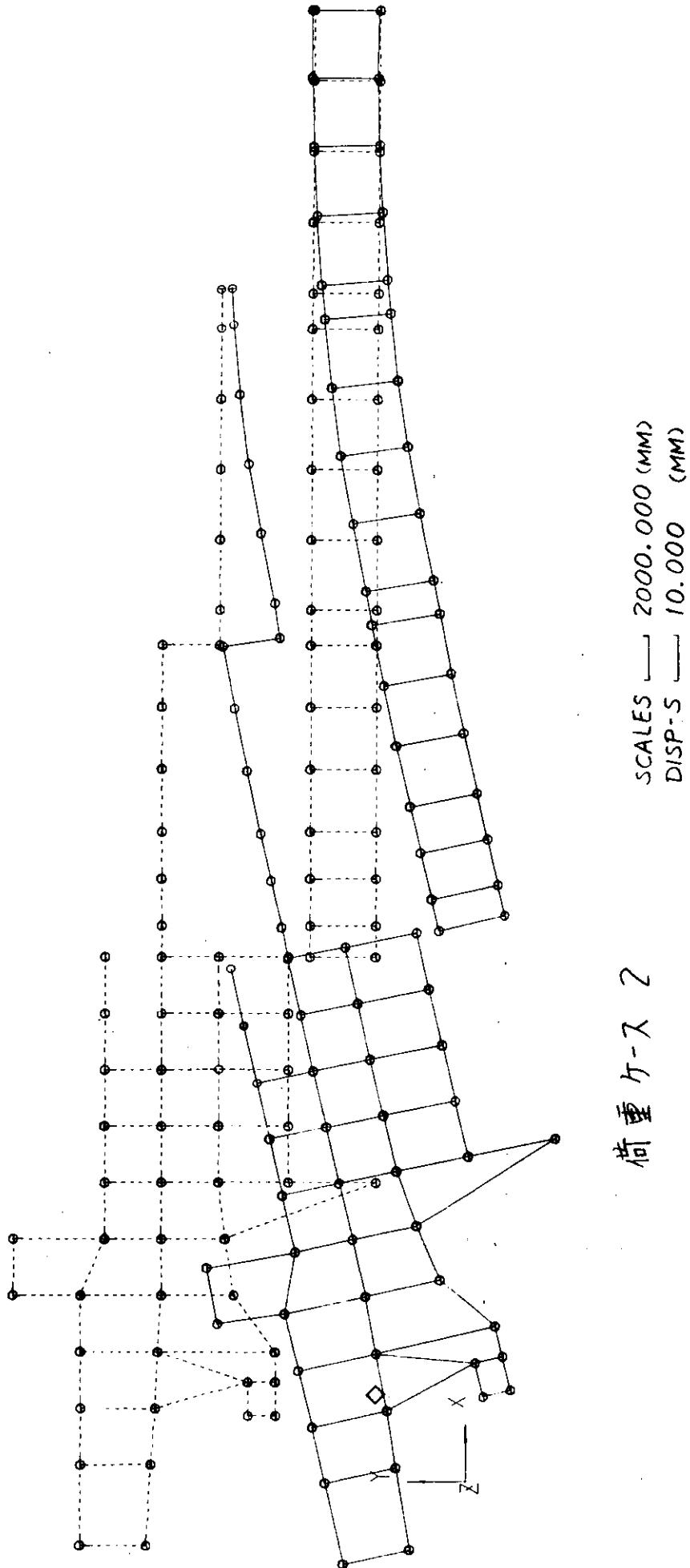
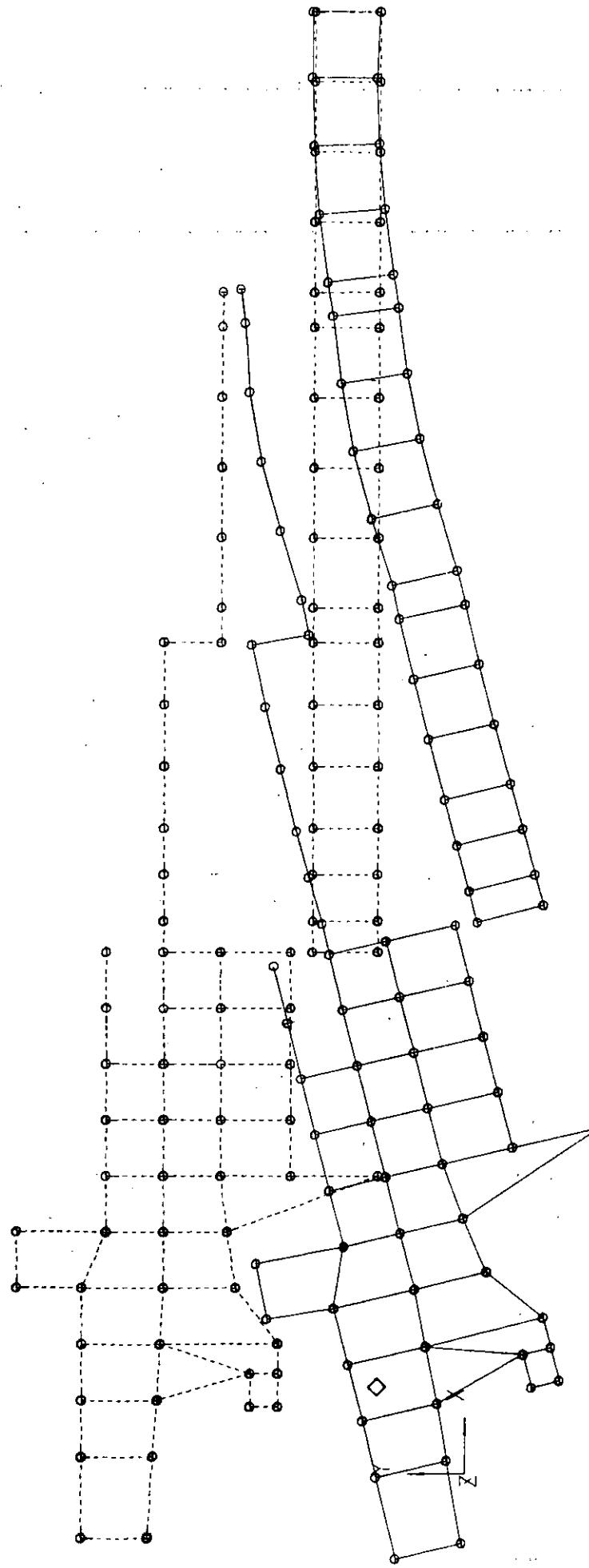


図 1.1.18 Center Line Section; Deflection

SCALE-S 2000.000 (MM)  
DISP-S 10.000 (MM)

荷重ケーブル3

図 1.1.19 Center Line Section; Deflection



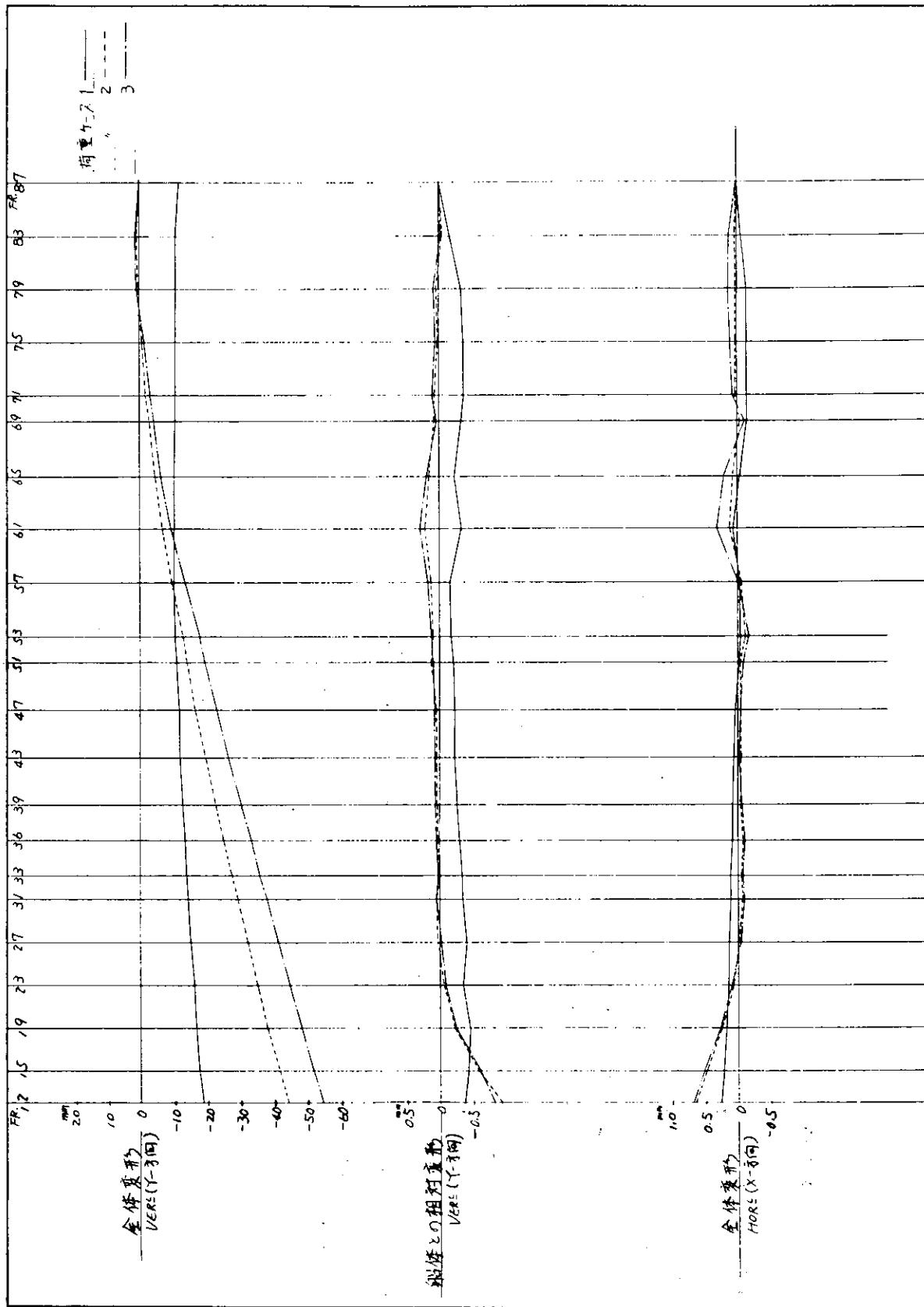


図 1.1.20 軸芯の変形

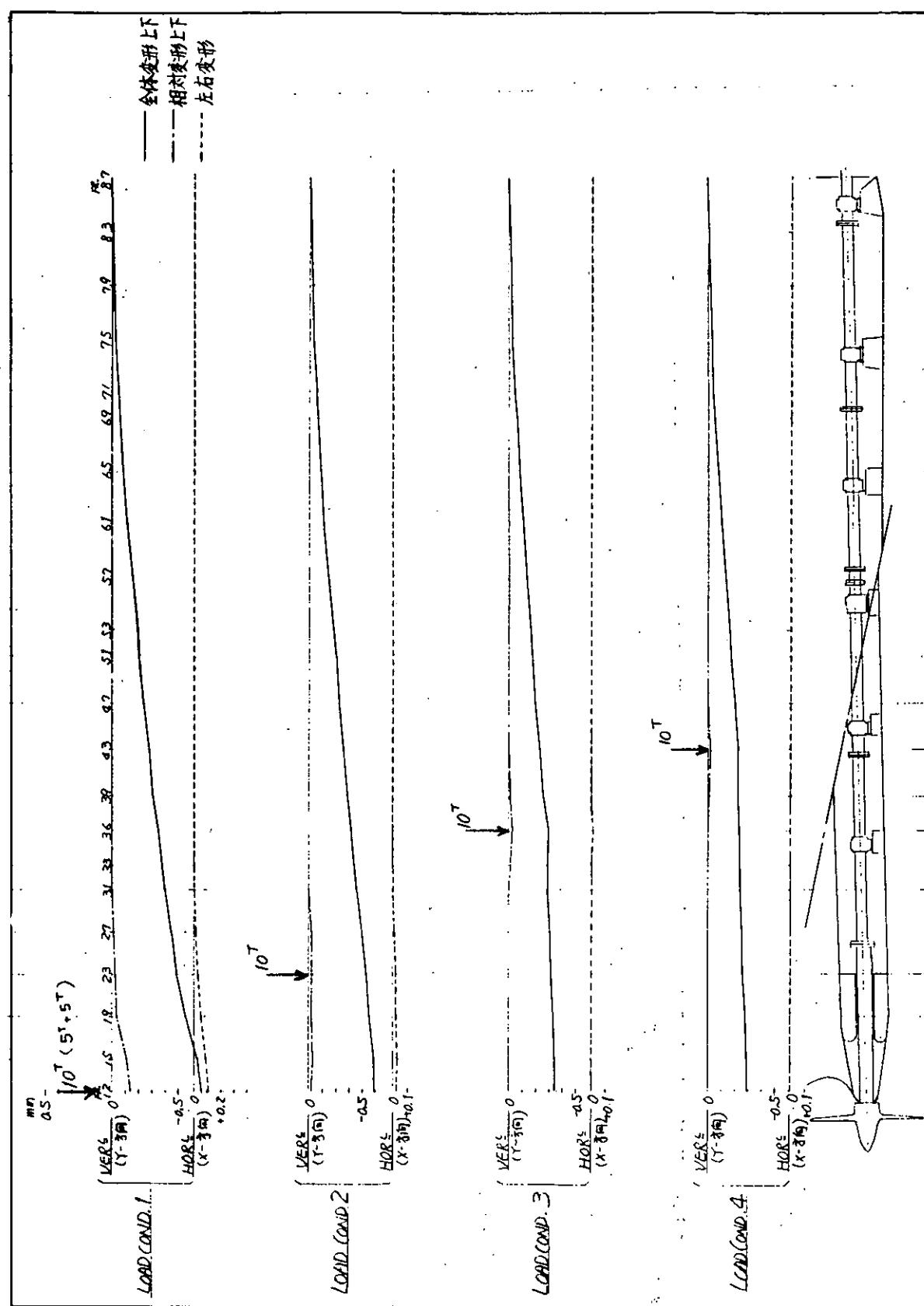


図 1.1.22 軸芯の変形

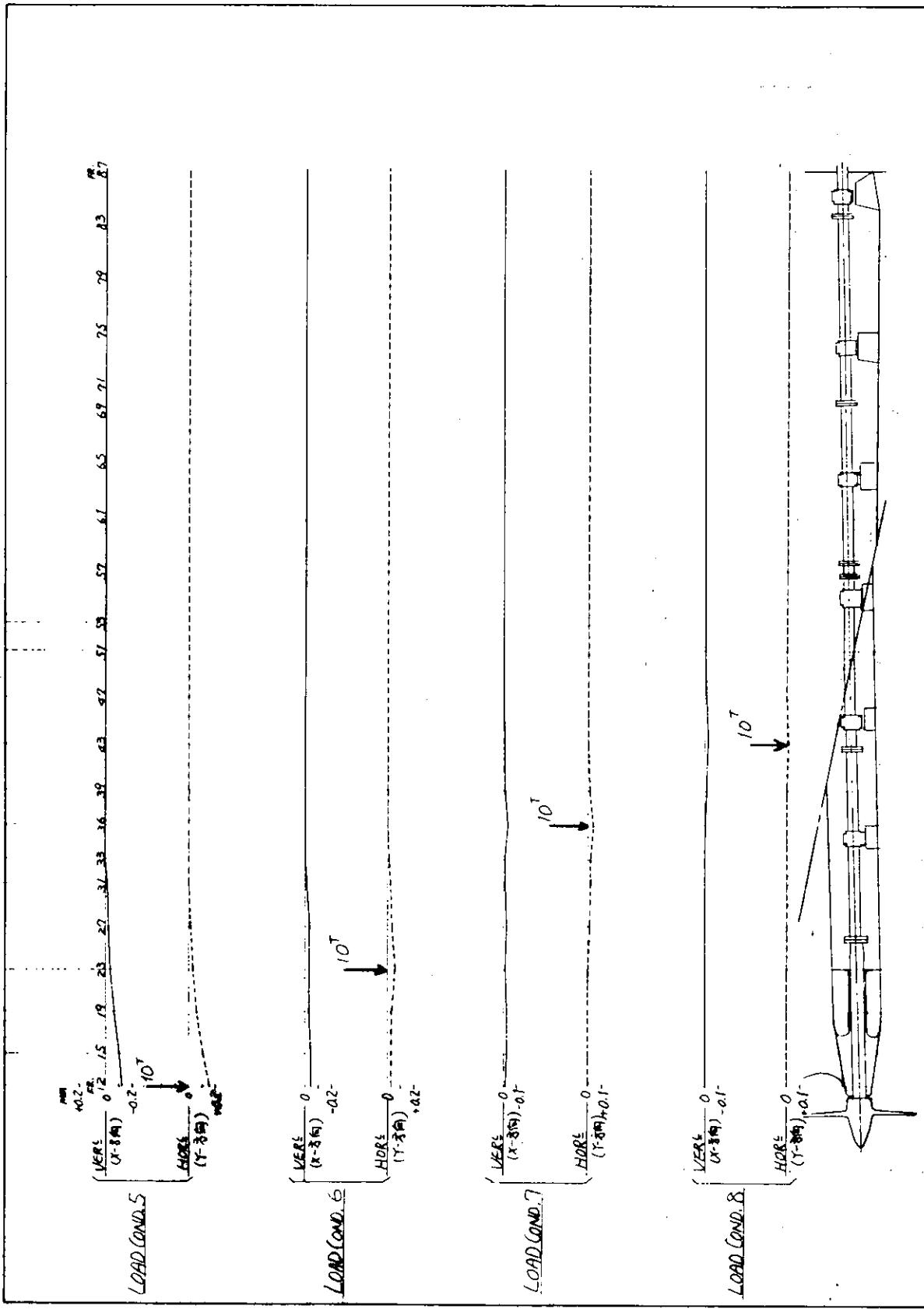


図 1.1.2.3 軸芯の変形

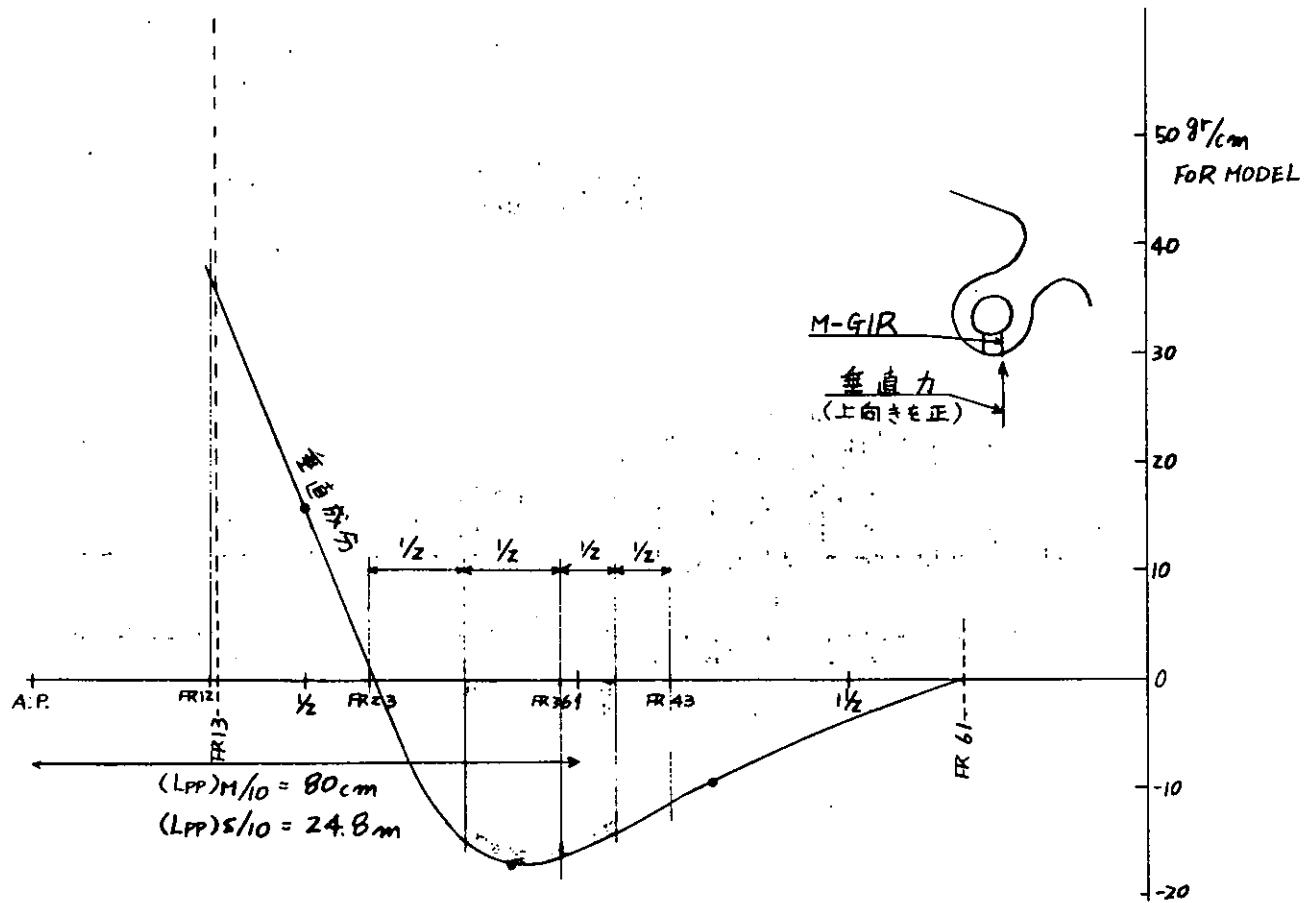


図 1.1.2.4 ボッキングの断面(1cm長さ当り)に対する  
静圧による垂直力

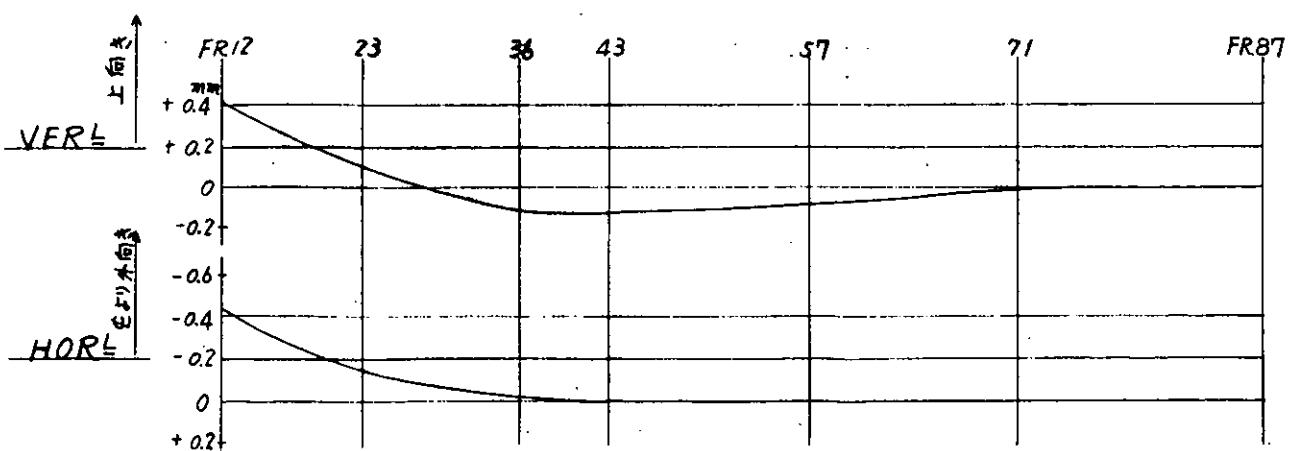


図 1.1.2.5 軸芯の変形

(例) FR 31 SEC)

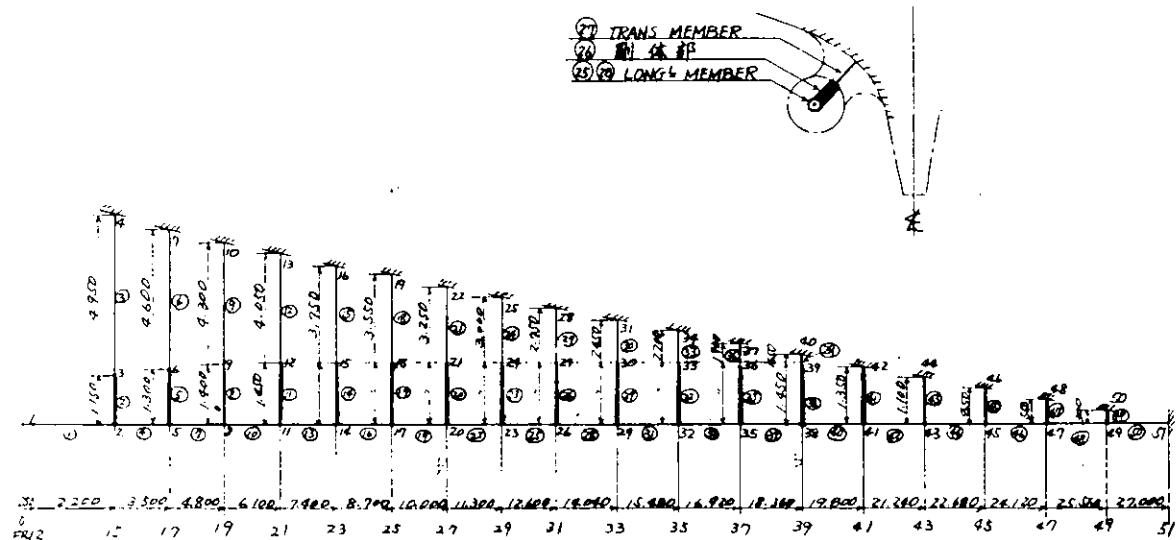


図 1.1.26 計算モデル

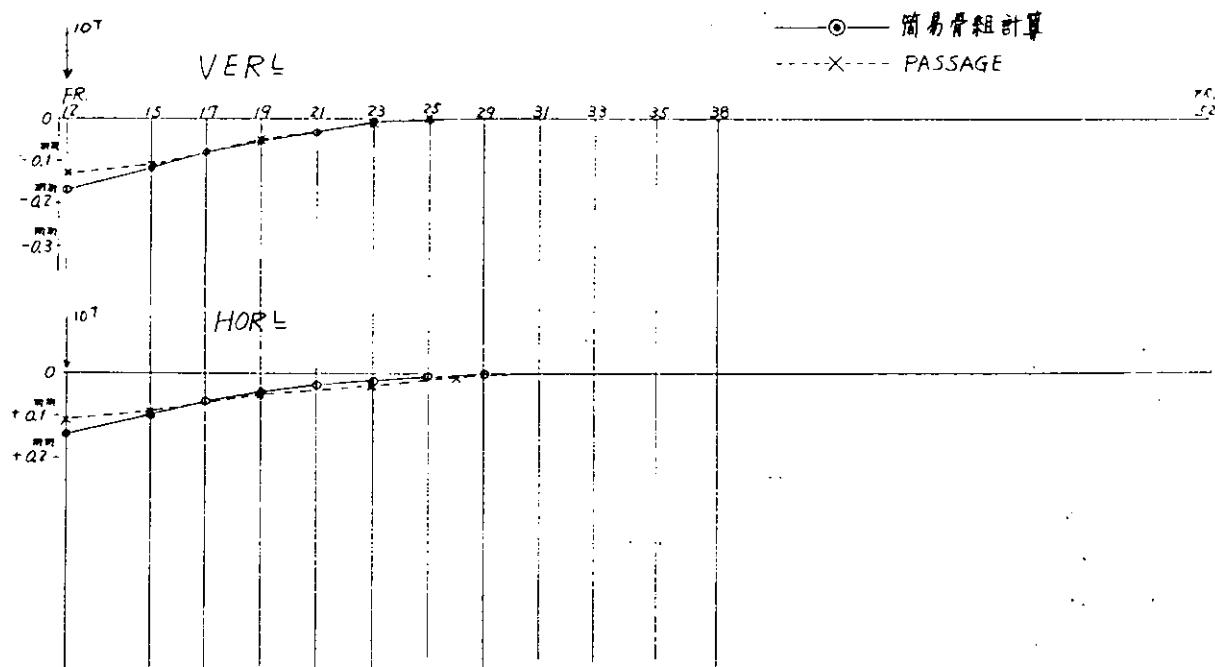


図 1.1.27 軸芯の変形

外板, Floor plate, girder 板要素(曲げ+膜)

Casting 部 剛体要素

Arm end, stiffener 梁要素

各要素の総計は次の通り。

節点数 700

板要素 1369

梁要素	137	{ Casting 部 42 Arm 11 軸 20 ボッシング防撓材 64
-----	-----	---

#### (2) ボッシング附加水質量の計算

ボッシングの附加水質量は、有限要素法のプログラムで計算した。計算モデルは、ボッシング部外形を平板で近似し、各平板上に一様な強さの source, sink が分布していると考えて、その強さを境界条件から定めて速度ポテンシャルを算出する方法である。

#### (3) 軸系の計算モデル

軸系配置図及びそのモデル化を図 1.2.2 に示す。また、軸系の振動計算に必要な軸受要目及びプロペラ慣性を表 1.2.1 及び表 1.2.2 に示す。<sup>\*)</sup> 附加水慣性については最近葉山の詳細な調査があり、これを表 1.2.3 に示すが、こゝではこのうち Jasper のものを使っている。

#### (4) ボッシング、軸系連成振動の計算モデル

緒言に述べたように、本研究での連成振動の計算は、軸系に主眼をおいた場合とボッシング構造に主眼をおいた場合との二通りで計算したが、それぞれ計算モデルは次のようにした。

##### (a) 軸系に主眼をおいた場合

図 1.2.2 にモデル化を示しているが、このとき、船体を近似した有効質量及び有効バネ常数は 1.2.4 (2) に示すボッシング構造の振動数計算結果から算出した。

##### (b) 船体に主眼を置いた場合

(1)で述べたようにモデル化した船体に、梁として軸系を取り付け、プロペラは慣性モーメントと質量として入れた。このとき、ジャイロ効果は無視し、軸受部は単純支点と考えた。

表 1.2.1 A 船軸受の要目

	軸受径 D (m)	軸受巾 L (m)	L/D	軸受荷重 W (t)	半径すきま C (m)	Sommerfeld 数(110 rpm) S <sup>*)</sup>	偏心率 (110 rpm) ε
艉管 艦軸受	0.8614	2.18	2.53	64.4	$0.7 \times 10^{-3}$	0.1394	0.35
艉管 艦軸受	0.8636	0.88	1.02	20.6	$0.8 \times 10^{-3}$	0.1358	0.56
第6中間軸受	0.6658	0.4445	0.67	25.1	$0.381 \times 10^{-3}$	0.1137	0.75
第5中間軸受	"	"	"	20.2	"	0.1413	0.69

$$*) S = \frac{\mu n LD}{W} \left( \frac{D}{2C} \right)^2 \quad \text{こゝに } \mu : \text{油粘度} \quad n : \text{rps}$$

$$\text{こゝでは } \mu = 67.5 \text{ cP} = 6.89 \times 10^{-6} \text{ t·s/m}^2 \text{ とった。}$$

\*) 軸受油膜のバネ常数及び減衰は Orcutt<sup>2)</sup> の方法で算出した。巾/径比 L/D = 2.1.1% の軸受に対する偏心率と Sommerfeld 数との関係を図 1.2.3 に示す。L/D = 2.1.1% の軸受の油膜バネ常数と減衰係数をそれぞれ図 1.2.4, 図 1.2.5, 図 1.2.6 に示し、A 船の軸受のバネ、減衰が回転数と共に変化する様子を図 1.2.8 に示す。

表 1.2.2 A 船プロペラの慣性

	プロペラ自身	附加水 (プロペラ自身の%)	プロペラ+附加水
質量	$3.725 \text{ t} \cdot \text{s}^2 / \text{m}$	10	$4.098 \text{ t} \cdot \text{s}^2 / \text{m}$
径慣性モーメント	$4.133 \text{ t} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}$	50	$6.2 \text{ t} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}$
極慣性モーメント	$8.265 \text{ t} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}$	25	$10.331 \text{ t} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}$

表 1.2.3 プロペラ附加水慣性のプロペラ慣性に対する比<sup>1)</sup>(%)

著者	附加水質量	径慣性モーメント	極慣性モーメント
Panagopoulos	30	60	
Jasper	10	50	25
Volcy & Osouf	20	67	
Toms & Martyn	15	60	25~30
Lewis & Auslaender			25
Schwanecke	17	123	27
熊井*	19	107	37

\* ) 未発表で、1) の討論時に述べられたもの。

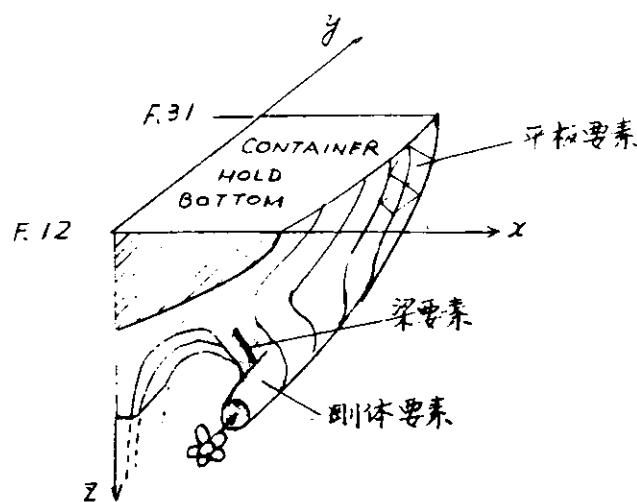


図 1.2.1 ボッシング構造計算モデル

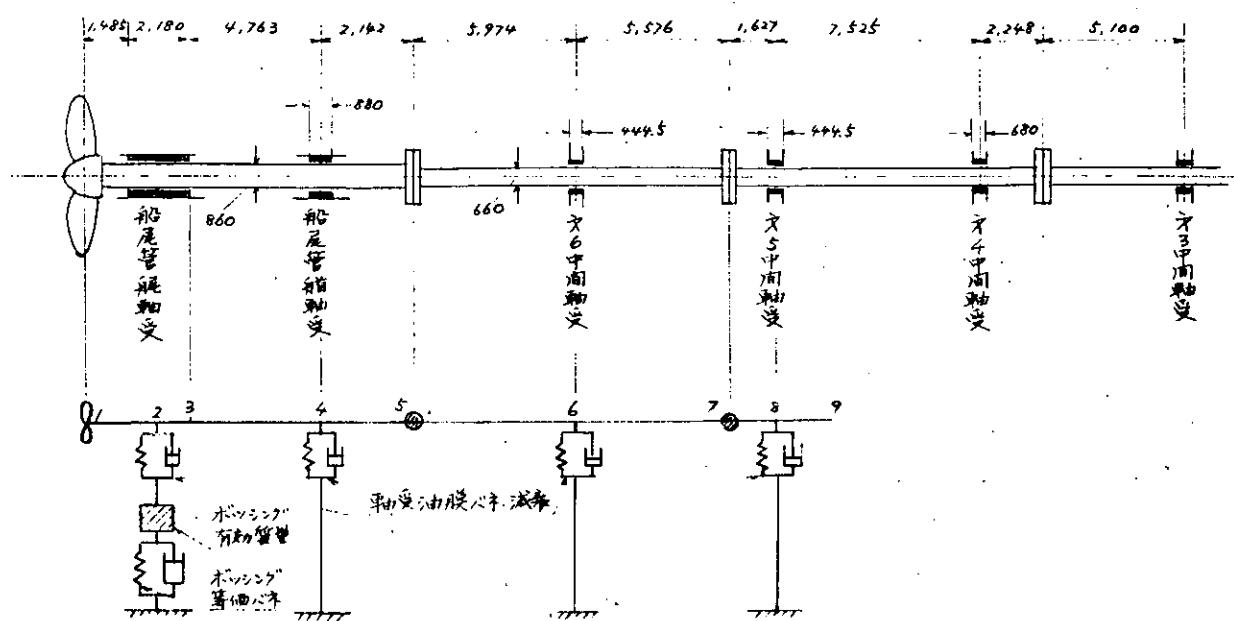


図 1.2.2 A 船軸系配置とその計算モデル

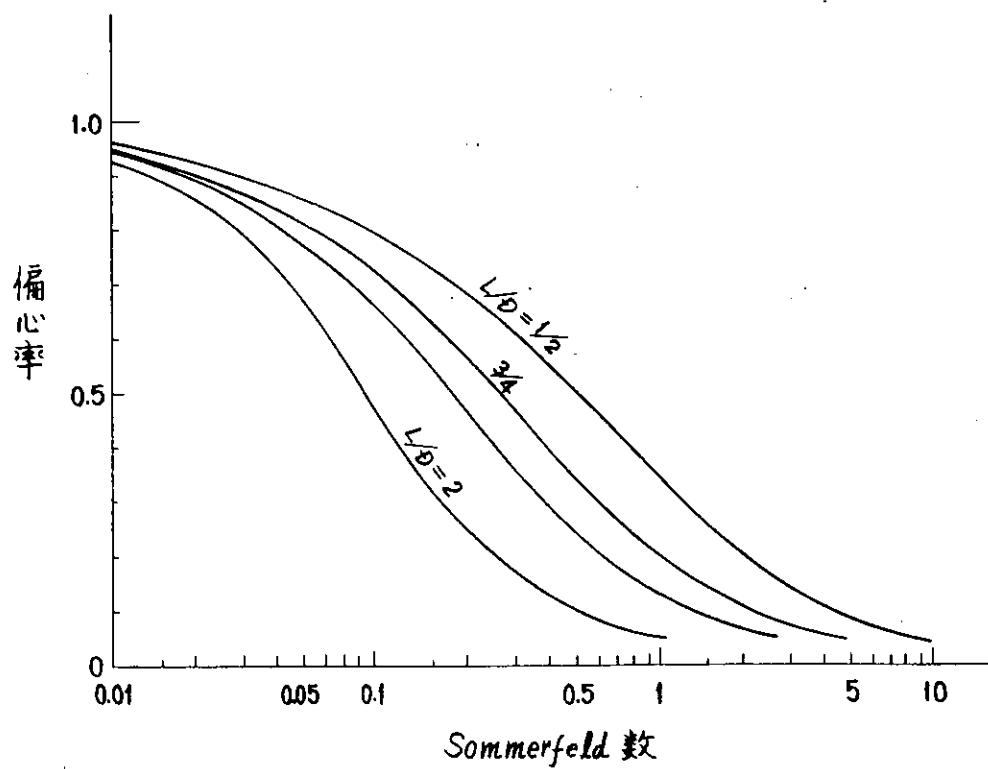


図 1.2.3 真円軸受の偏心率と Sommerfeld 数との関係

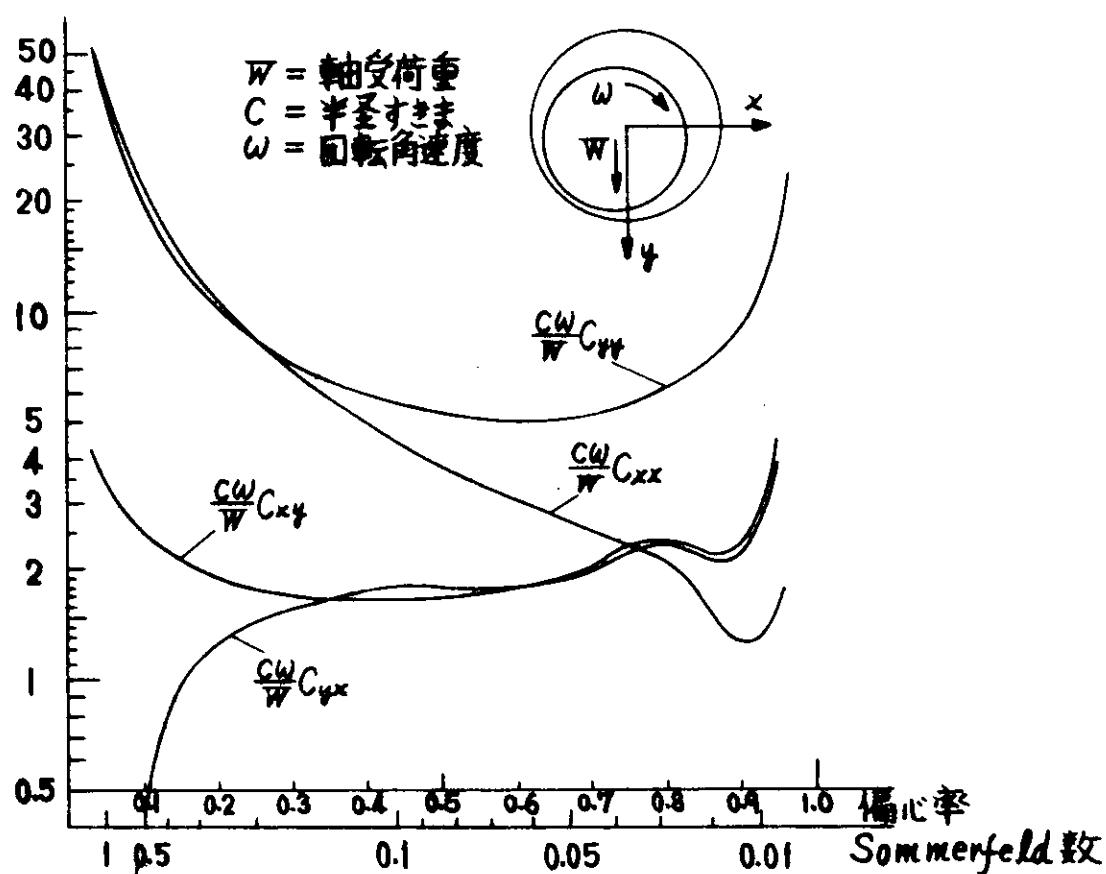
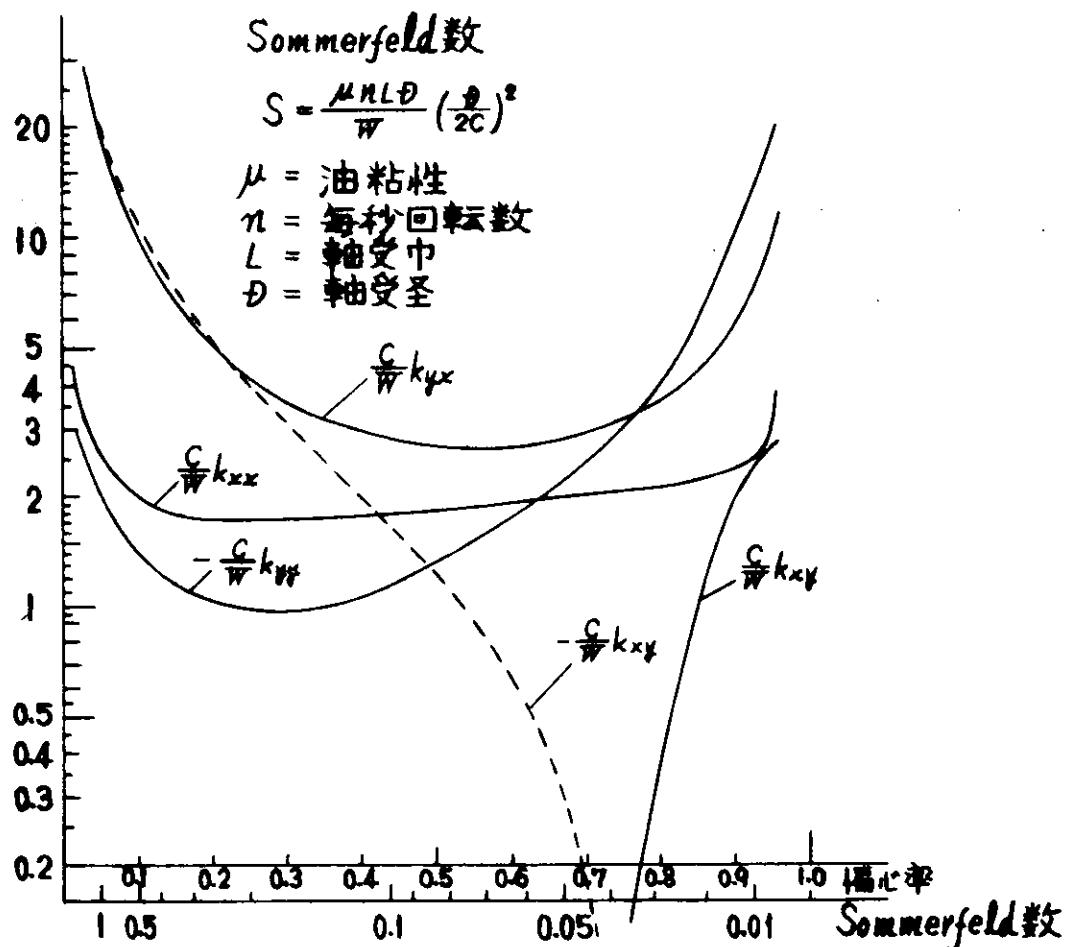


図 1.2.4 軸受油膜の無次元パネル常数、減衰係数  
(  $L/D = 2$  )

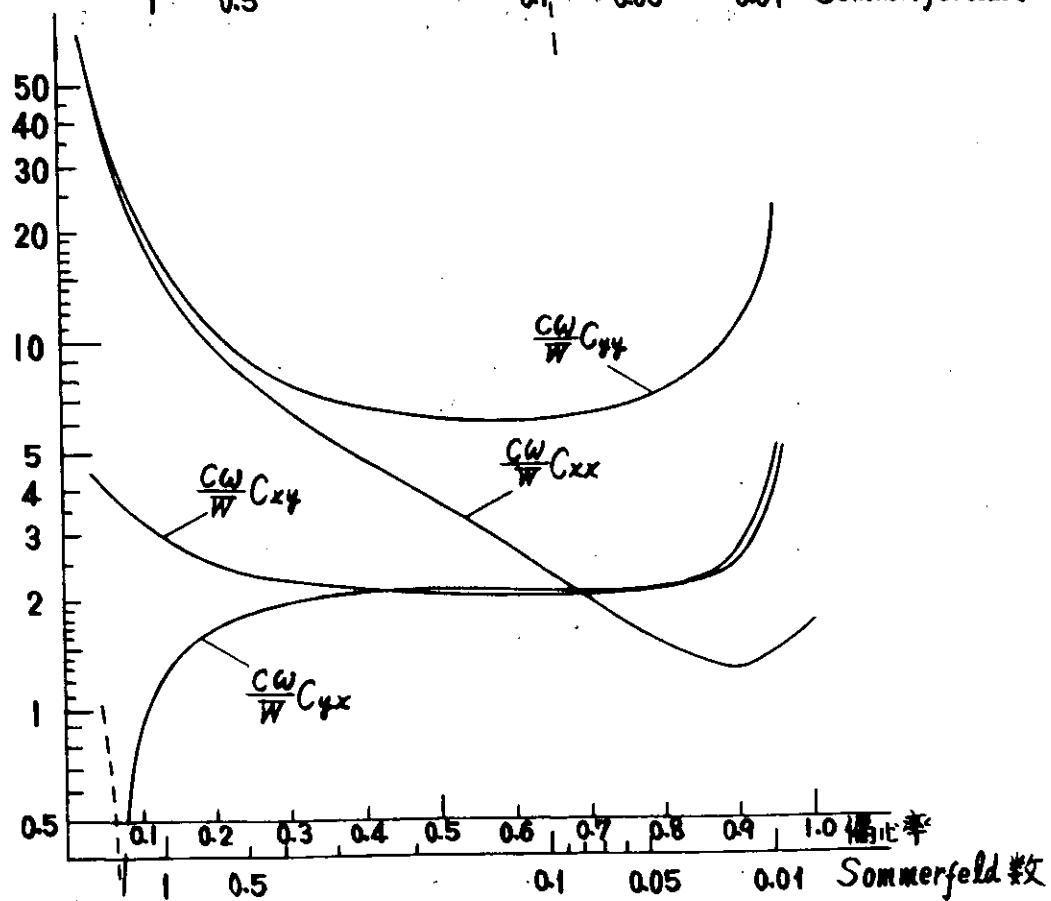
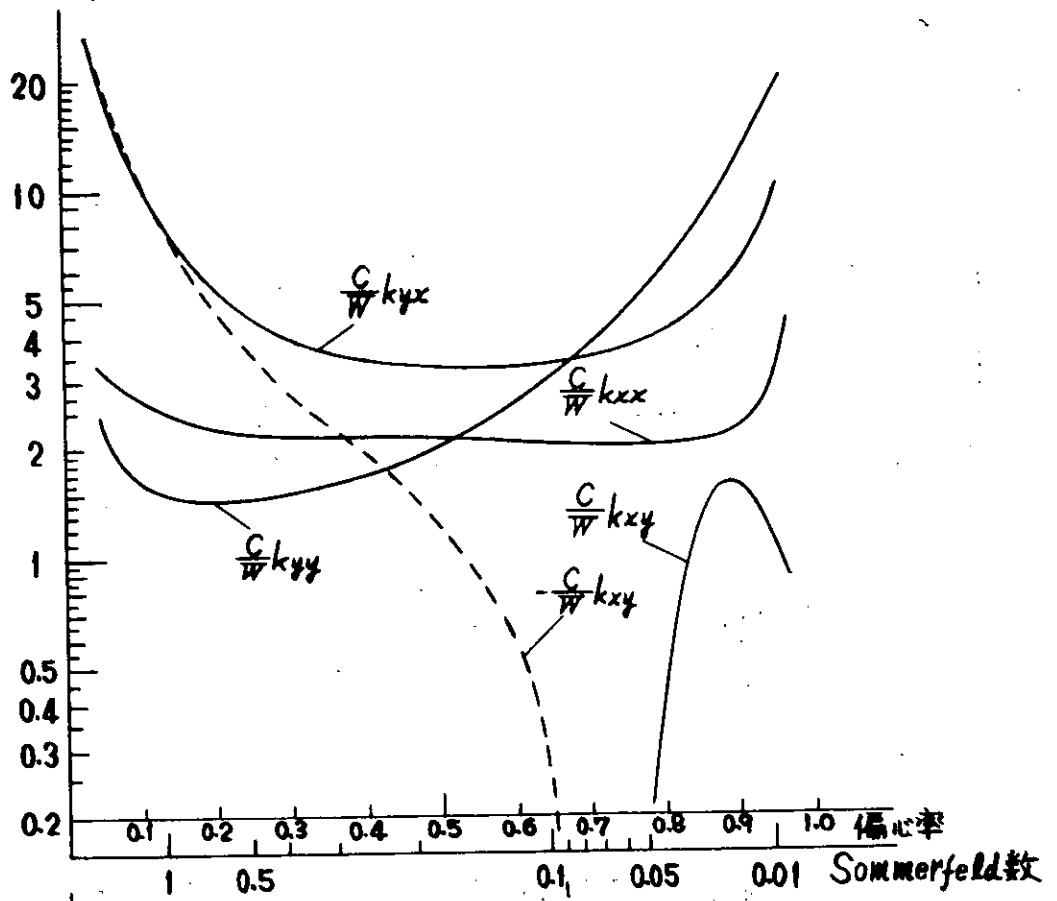


図 1.2.5 軸受油膜の無次元バネ常数、減衰係数  
( $L/D = 1$ )

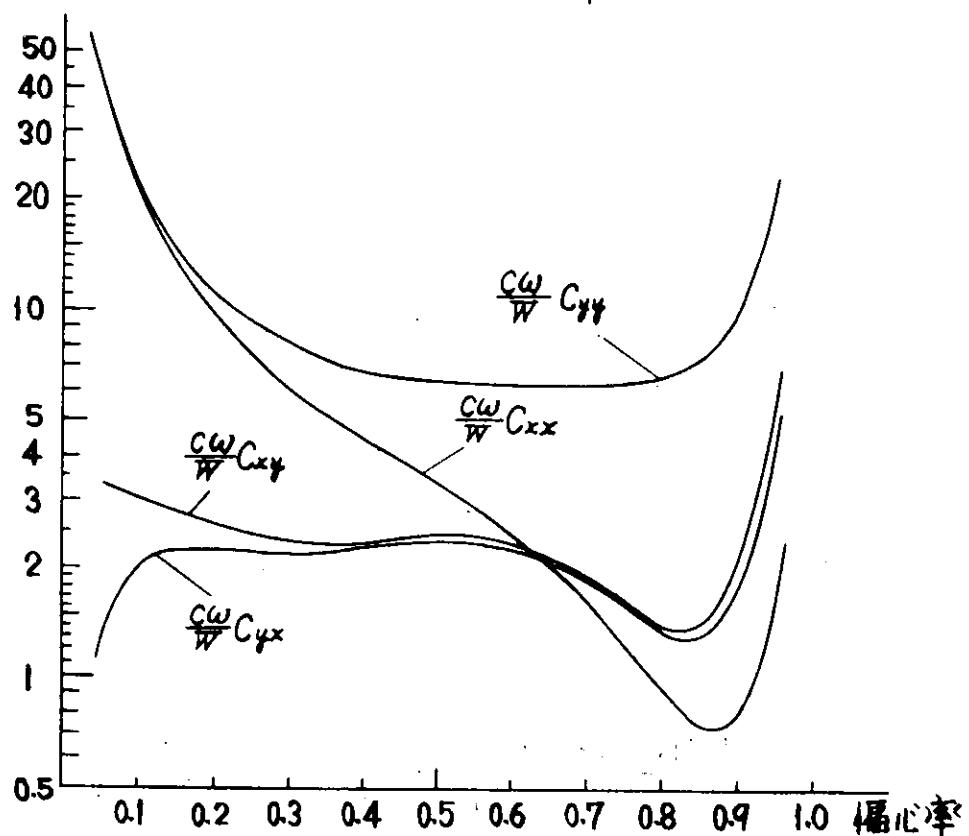
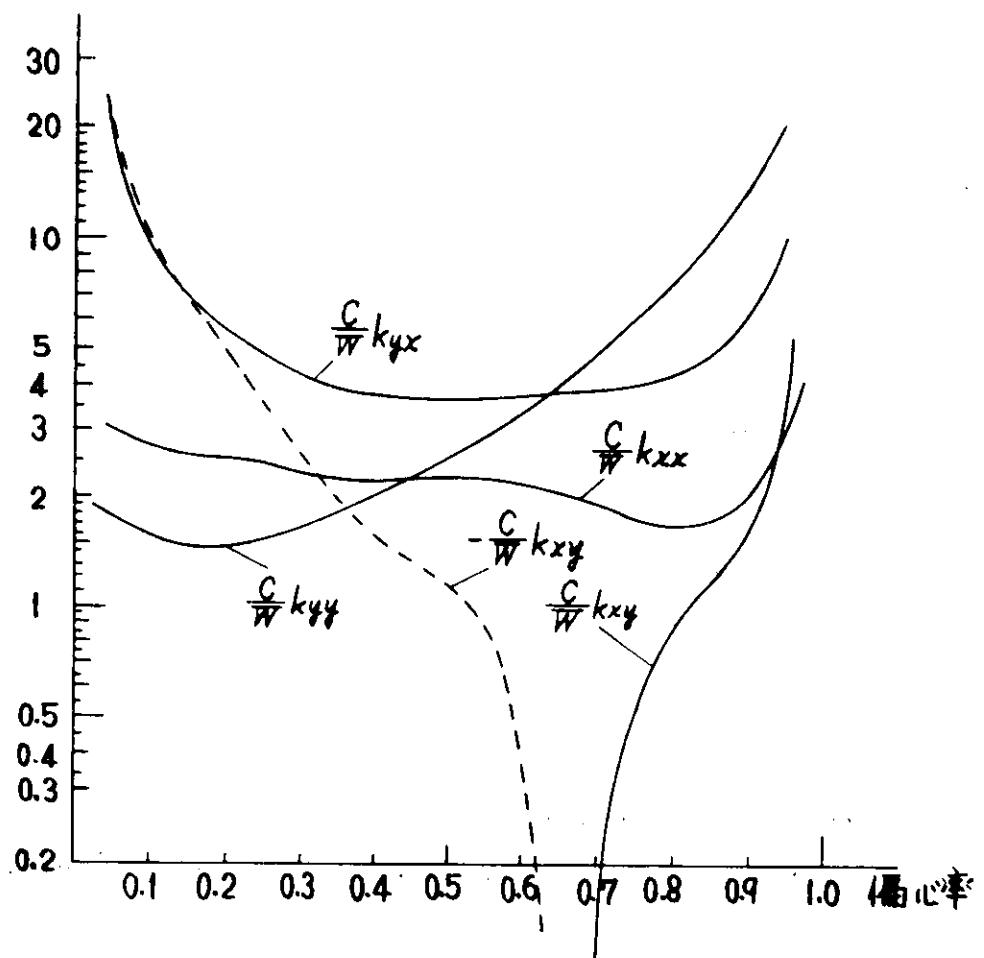


図 1.2.6 軸受油膜の無次元バネ常数、減衰係数  
( $L/D = \frac{1}{2}$ )

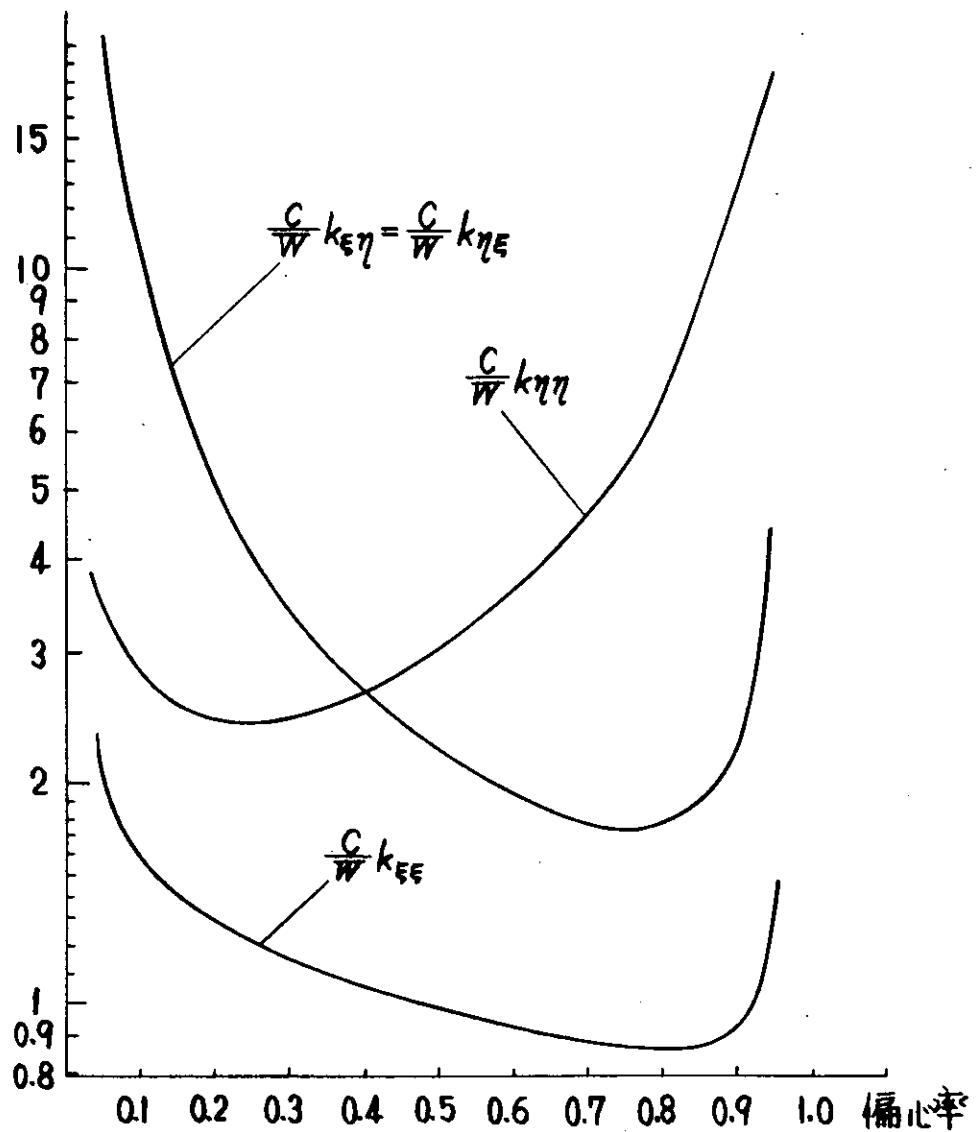


図 1.2.7 軸受油膜の主軸方向無次元バネ常数 ( $L/D = 1$ )

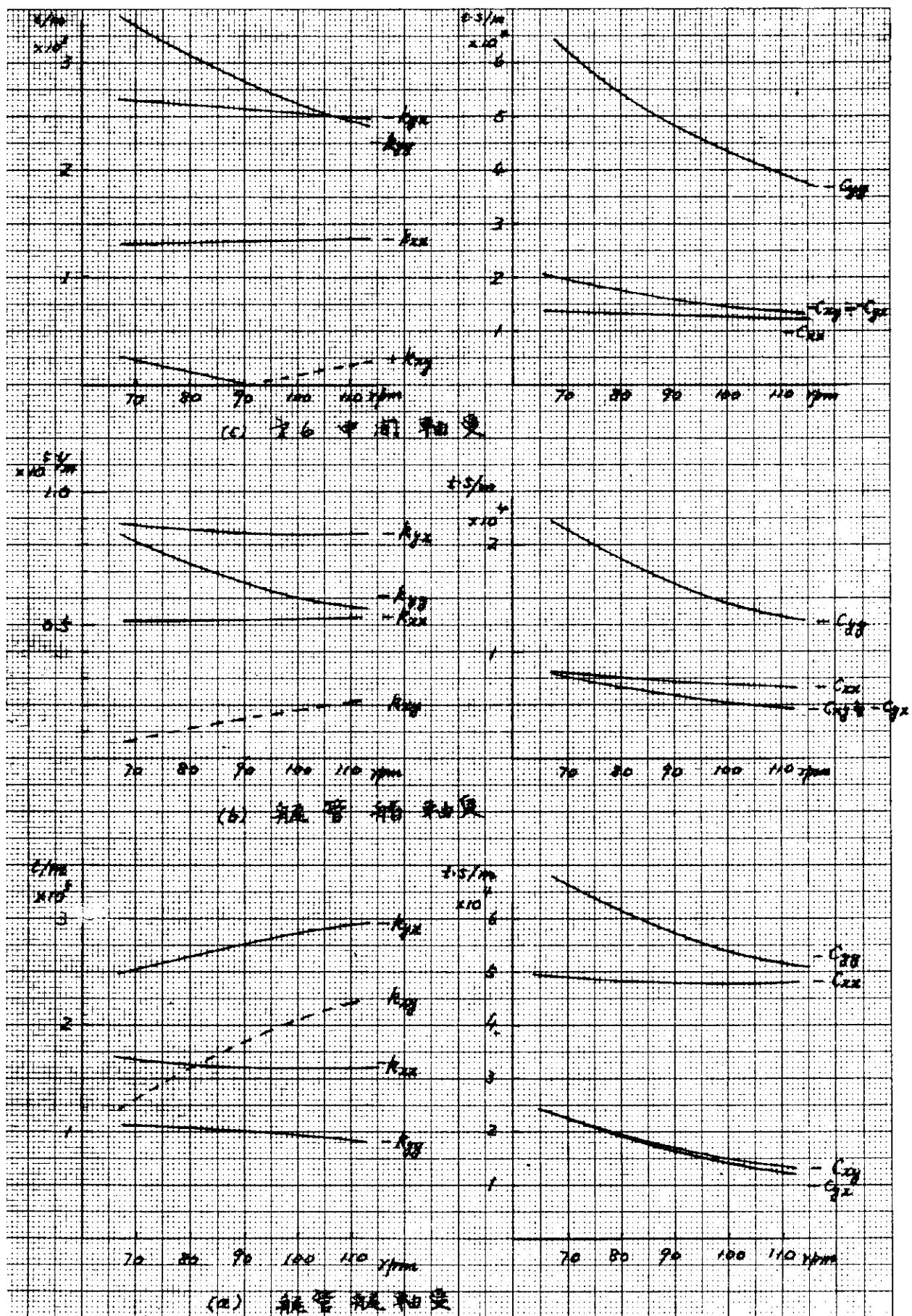


図 1.2.8 軸受油膜バネ常数、減衰係数の回転数による変化( A船 )

### 1.2.3 計算結果

表 1.2.4 に、ボッシング先端中心線上に 1ton の下向荷重を加えたときの先端のたわみを示す。

図 1.2.9 に、上記計算で得たボッシング中心線のたわみを、PASSAGE 計算によるものと比較して示した。

図 1.2.10 は、計算結果のたわみをベクトル表示したものである。

表 1.2.5 に、ボッシングの空中固有振動数計算結果を示す。

図 1.2.11、図 1.2.12 に、ボッシング構造に主眼をおいた計算の連成 1, 2 次振動のモードを示す。

図 1.2.13 に、ボッシング附加水質量の分布を示す。

表 1.2.6 に、有効重量及び水中における振動数低下率を示す。

図 1.2.14 に、ボッシングを剛としたときの軸系振動数及び減衰率の回転数による変化を示す。

表 1.2.7, 表 1.2.8 に、軸系主体の計算において軸系の支持条件を変えたときの振動数変化を示す。

図 1.2.15, 図 1.2.16 に、軸系振動のモードを示す。

図 1.2.17 に、軸系に主眼をおいた計算の連成振動モードを示す。

表 1.2.9 に、連成振動数の比較を示す。

表 1.2.4 A 船ボッシング先端に 1ton の下向荷重を加えたときの静たわみ

	本 計 算	PASSAGE	骨 組
下 向 変 位	0.01312 mm	0.013 mm	0.017 mm
水 平 変 位	0.00811	0.0105	0.014

表 1.2.5 A 船ボッシング空中振動数

		ボッシング単独		連 成	チェック計算
		プロペラ、軸系の重量無視	プロペラ、軸系の重量考慮		
1 次 振動	振 動 数 (cpm)	*) 96.9	**) 66.3	*) 51.3	91.7
	有 效 重 量 (ton)	ボッシング構造 56.6	プロペラ軸系 56.6	****) 8.1	****) 56.6
		—	—	****) 51.4	—
	計	56.6	120.9	59.5	56.6
2 次 振動	振 動 数 (cpm)	2500 以上	—	67.5	—
	有 效 重 量 (ton)	ボッシング構造 —	—	****) 0.15	—
		—	—	****) 45.3	—
	計	—	—	45.5	—

\*) FEM 計算で求めたもの。

\*\*) FEM 計算による振動数に有効重量の補正をしたもの。

\*\*\*) ボッシング後端に集中させた場合。

\*\*\*\*) プロペラ位置に集中させた場合。

表 1.2.6 A船ボッキング軸系連成振動の水中振動数の推定  
(ボッキング構造主体の計算)

		1 次	2 次
有効重量	ボッキング構造	8.1 t	0.15 t
	プロペラ、軸系	51.4 t	45.3 t
	ボッキング附加水質量	3.5 t	0.05 t
	プロペラ附加水質量	3.6 t	3.6 t
	プロペラ附加水径慣性モーメント	1.3 t	2.9 t
	空中振動有効重量 Wea	59.5 t	45.5 t
	水中振動 " Wew	67.9 t	52.0 t
	振動数低下率 = $\sqrt{Wea/Wew}$	0.926	0.936
	水中振動数	47.5 cpm	63.1 cpm

表 1.2.7 軸系主体の計算において軸系の支持条件を変えたときの振動数の変化(水中)  
(船尾管軸受内の支点位置を後端に取ったとき)

		ボッキングを剛としたとき	ボッキングの剛性は考慮し重量は無視したとき	連成振動
1 次	振動数	1000 cpm	692 cpm	589 cpm
	減衰率	0.0478	0.056	0.0307
2 次	振動数	1072 cpm	907 cpm	860 cpm
	減衰率	0.0481	0.0420	0.0364
3 次	振動数	2061.3 cpm	1442 cpm	1233 cpm
	減衰率	0.173	0.0107	0.0161
4 次	振動数	2435.3 cpm	1753 cpm	1428 cpm
	減衰率	0.220	0.0336	0.0036

表 1.2.8 軸系主体の計算において軸系の支持条件を変えたときの振動数の変化(水中)  
(船尾管軸受内の支点位置を軸受巾の中央に取ったとき)

		ボッキングを剛としたとき	ボッキングの剛性は考慮し重量は無視したとき	連成振動
1 次	振動数	693 cpm	507 cpm	472 cpm
	減衰率	0.096	0.0803	0.0590
2 次	振動数	732 cpm	626 cpm	614 cpm
	減衰率	0.105	0.0648	0.0603
3 次	振動数	2074 cpm	1581 cpm	1149 cpm
	減衰率	0.044	0.0144	0.0197
4 次	振動数	2493 cpm	1955 cpm	1492 cpm
	減衰率	0.074	0.0606	0.0024

表 1.2.9 連成振動数計算結果の比較(水中)

		ボッシング主体の計算	軸系主体の計算
計近似における	ボッシング	FEM	1個のバネ質量系
	プロペラ軸	梁要素	梁要素
	プロペラ	ジャイロ効果無視	ジャイロ効果考慮
	油膜	ヒンジ点	バネ、減衰考慮
計振動算数	1 次	475 cpm	472 cpm
	2 次	631 cpm	614 cpm
実測振動数(1次)		450 ~ 470 cpm	

#### 1.2.4 計算結果の考察

##### (1) ボッシング構造に主体をおいた計算の空中振動数とモード

前述したモデルで振動計算を行うに先立って、ボッシング先端に下向に 1 ton の荷重をかけて、先端の静たわみを求め、1.1で示した静的計算との比較を行なった結果表1.2.4に示すように下向変位は PASSAGE とよく一致し、左右変位は本計算の方が少ないが、傾向的にはほど一致していると思われる。これからボッシングの面内、面外方向の剛性を算出すると、

$$\begin{array}{ll} \text{面外変形に対するバネ常数} & 5.329 \times 10^4 \text{ t/m} \\ \text{面内 } " & 65.264 \times 10^4 \text{ t/m} \end{array}$$

となる。

静的たわみの長さ方向の分布は図1.2.9、図1.2.10に示すが、後者より明らかに長さ方向の全断面が同じ方向にたわむとは限らない。

表1.2.5に示す空中固有振動数及び図1.2.11、図1.2.12に示す連成振動モードから次のことがわかる。

(a) プロペラや軸系の重量を全く無視したボッシングの単独振動数は1次でも 969 cpm と非常に高いが、プロペラ軸系の重量を考慮すると1次 663 cpm に低下し、さらに軸の flexibility を考慮した連成振動では1次 513 cpm、  
3) 2次 675 cpm になる。この1次振動数 513 cpm は、A船の実船起振実験による振動数 530 cpm とよく一致している。

(b) 1次振動のモードは、軸がボッシング面外にたわみ、これにつられてボッシングが面外にたわんでいる(図1.2.11)。これに対して2次モードは、軸が面内にたわみ、ボッシングは僅かにたわんでいる(図1.2.12)。これは、本船のボッシング構造上面内剛性の方が面外剛性よりも大きい故である。

(c) 連成振動における有効重量をみると、1次振動でも大部分はプロペラ及び軸系が占め、ボッシング構造の占める割合は非常に少い。ボッシングの動きの少ない2次振動においてはさらにその傾向が著しくなる。したがって振動に寄与する重量はほとんどプロペラ及び軸系の重量であり、ボッシング構造は剛性としての作用が主体であることがわかる。

##### (2) ボッシング構造に主体をおいた計算の附加水質量と水中振動数

ボッシングの空中振動モードを用いて有限要素法で附加水質量の計算を行なった結果を図1.2.13に示すが、これを、ボッシングの後端の軸中心線に集中させた有効重量の形で表示すると次式に示すようになる。

\* ) 有効重量は、振動体の振動に影響する重量を、代表点に集中した等価的な重量で表わしたもので、 $i$  点の重量  $W_i$  モード  $\eta_i$  とすると、有効重量  $W_e$  は  $W_e = \sum_i W_i \eta_i^2$  で求められる。

$$W_{we} = 0.152 \gamma H^3$$

( 1.2.1 )

こゝに  $W_{we}$  : ボッシング附加水の有効重量

$\gamma$  : 水の単位体積の重さ

$H$  : ボッシングアームの附根から軸中心線までの長さ

本船の場合、 $H = 5 m$  であるから  $W_{we} = 19.5 t$  となるが、これをさらにプロペラ位置における有効重量に換算すると、図 1.2.1.1, 図 1.2.1.2 より、ボッシング後端の振巾：プロペラの振巾は 1 次振動に対して 0.425:1, 2 次振動に対して 0.05:1 であるから、ボッシング附加水のプロペラ位置に関する有効重量は 1 次振動に対して 3.5 t, 2 次振動に対して 0.05 t であり、表 1.2.6 に示すように、全体の有効重量に対して極めて小さいから、空中と水中で振動モードの相違はほとんどないと考えられ、したがって表 1.2.5 に示す空中振動数に有効重量の補正を行なえば水中振動数が表 1.2.6 に示すように求められる。こゝで求められた 1 次振動数 475 cpm は実船計測値<sup>3)</sup> 450~470 cpm によく一致している。

### (3) 軸系に主体をおいた計算の振動数とモード

軸系に主体をおいた計算は、すべて水中状態で行なった。計算モデルは図 1.2.2 に示すように取っており、ボッシング構造は同図の有効重量及び等価バネのところに近似化されて入ってくる。

また、この計算においては軸受油膜の減衰力が系に及ぼす影響を、各モード毎に対数減衰率の形で算出するようにした。軸受油膜のバネ常数及び減衰係数は図 1.2.8 に示したものを使用したが、ボッシングの等価バネ及び有効重量は次の方法で求めた。

等価バネは、(1)に述べた静的計算結果では面外方向  $5.329 \times 10^4 t/m$  であるが、表 1.2.5 に示すボッシング単独（プロペラ、軸系の重量無視）の振動数 969 cpm と有効重量 56.6 t から等価バネ常数を算出すると  $5.95 \times 10^4 t/m$  となる。軸系主体の振動においてはボッシング剛性は支持バネとして効くので、振動数にさほど敏感な影響はないものと考えられるので、こゝでは丸めた数値として面外方向のボッシング等価バネは  $6 \times 10^4 t/m$ , 面内方向は  $1.8 \times 10^4 t/m$  を用いて計算した。

有効重量は、表 1.2.5 に示すボッシング単独の場合  $56.6 t/m$  に附加水有効重量を加えたものを用いた。

計算結果の振動数と対数減衰率を表 1.2.7 及び表 1.2.8 に示し、振動モードを図 1.2.1.5 ~ 図 1.2.1.7 に示すが、これから次のことがわかる。

- (a) ボッシングを剛と考えた場合に比して、ボッシングの剛性を考えると振動数は著しく低下する。したがって、軸系振動数の略算においてもボッシング剛性は考慮する必要がある。
- (b) ボッシングの剛性を考慮した振動数よりも、連成振動数（ボッシングの剛性、重量共に考慮した振動数）はさらに低下するが、その低下率は、1 次振動が顕著で、2 次振動はさほど大きくない。
- (c) 船尾管軸受内の支点位置の取り方によって振動数は大巾に変る。実際の支点位置をどこに取るかは難しい問題であるが、SR143 の研究結果<sup>4)</sup>によれば、軸受内の油膜圧力分布は、高回転域ではほとんどフラットであるから、軸受巾の中央に支点を仮定するのが妥当のように思われる。
- (d) 1 次、2 次の振動は、ほとんど船尾管軸受より船尾側のみが振動するモードであって、前方の軸は振動していない。したがって、船内軸の計測によって 1, 2 次の振動を求めるのは非常に困難と思われる。
- (e) 軸受部における軸と軸受との相対振巾は極めて小さく、軸受部は近似的にヒンジ点と考えることができる。また、この事実から、軸と軸受との相対変位の計測で軸振動を計測することは S/N 比が下るため困難で、むしろ油膜圧力の計測の方が精度的にはらくであろう。
- (f) 本計算では油膜以外に減衰を入れていないので、計算された対数減衰率はすべて油膜減衰に基づくものである。これをみると、油膜による減衰は対数減衰率にして高々 0.06 位で、しかもモードや支持条件によって大巾に変化するので、現時点では、振動応答の計算には、油膜減衰を無視した方が安全である。

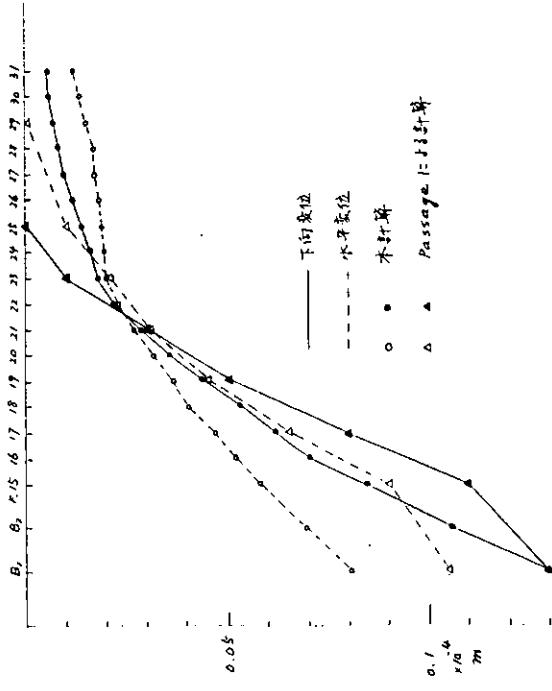


図 1.2.9 ボッシンク後端に 1 ton の下向荷重を加えたときの  
中心線の上下・左右方向のたわみ

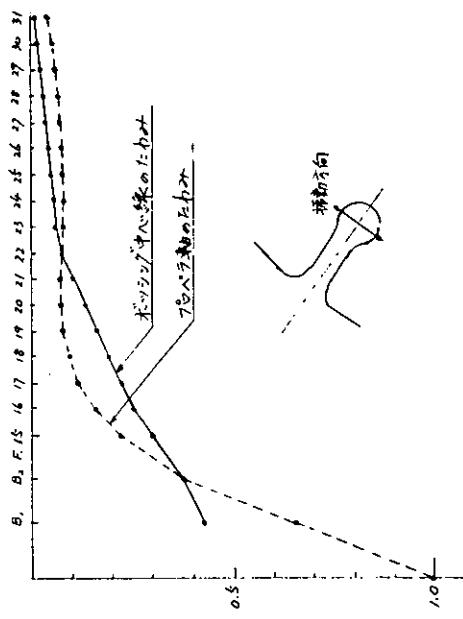


図 1.2.11 A 船連成 1 次振動のモード(ボッシンク主体の計算,  
空中, 振動数 51.3 cpm)

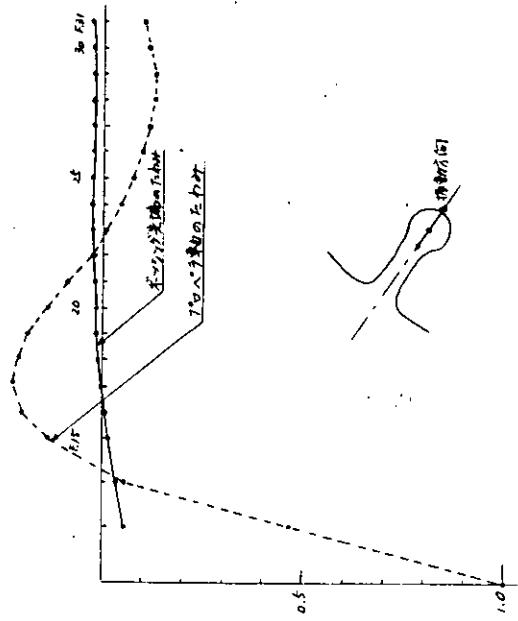


図 1.2.12 A 船連成 2 次振動モード(ボッシンク主体の計算,  
空中, 振動数 67.5 cpm)

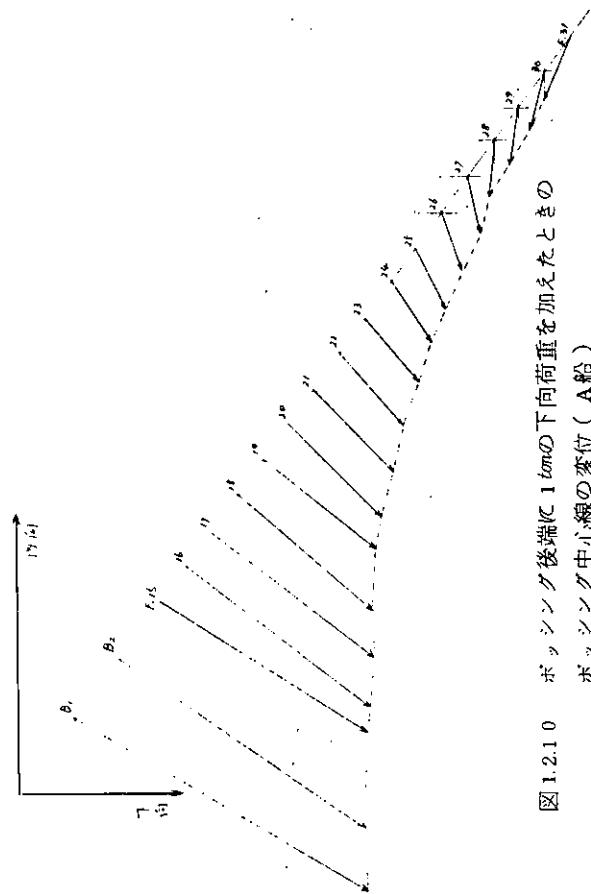


図 1.2.10 ボッシンク後端に 1 ton の下向荷重を加えたときの  
ボッシンク中心線の変位(A 船)

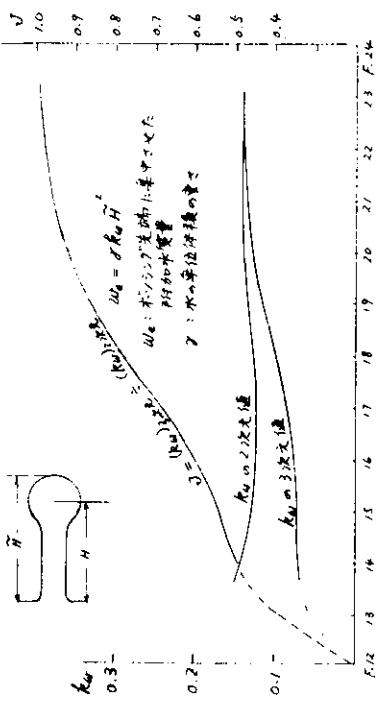


図 1.2.13 ボンシンク附加水質量の前后方向の分布

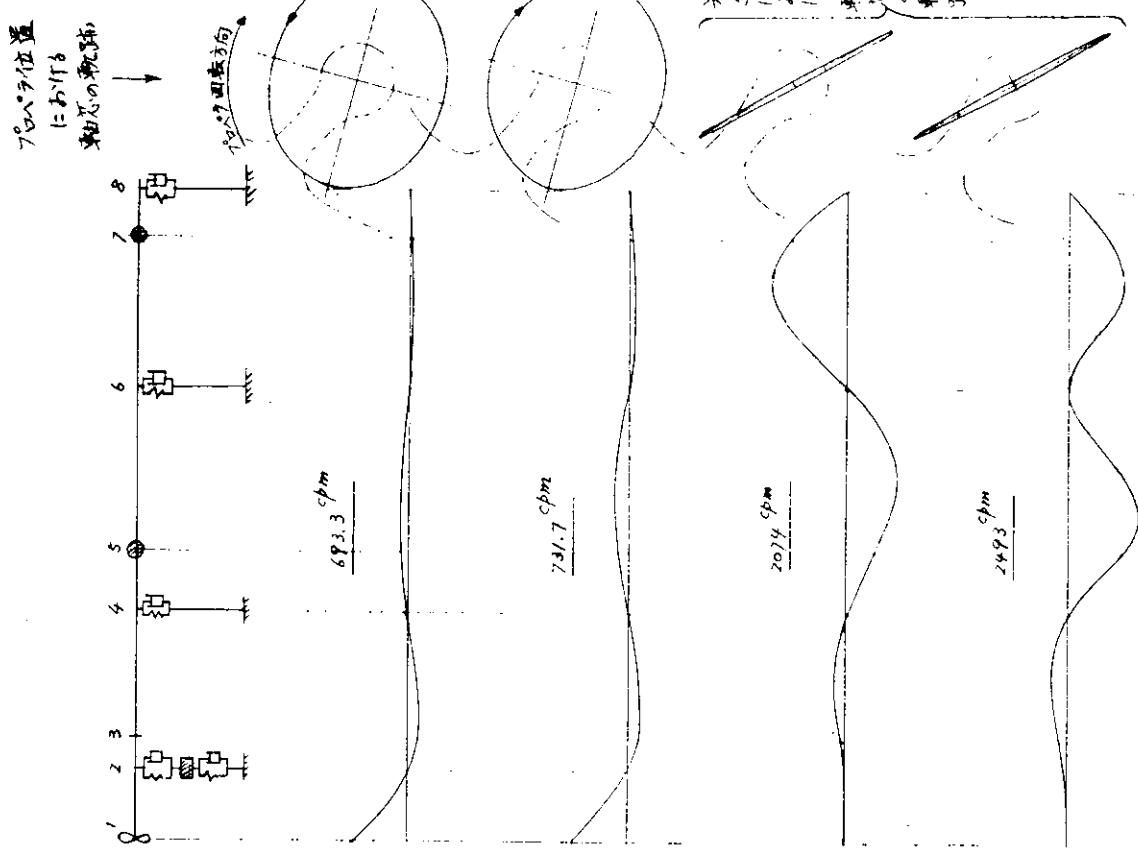


図 1.2.14 A 舶軸系振動数の回転数による変化(ボンシンクを剛とし、船尾管船尾軸受内の支点位置は後端としたとき)

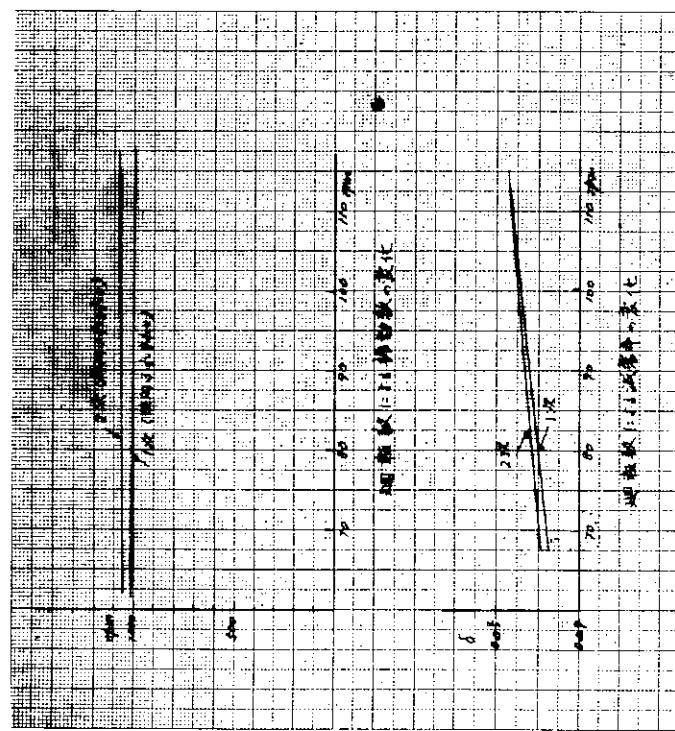


図 1.2.15 A 舶軸系振動数(ボンシンク剛性は無限大とし船尾管船尾受の剛性は中央で支持としたとき)

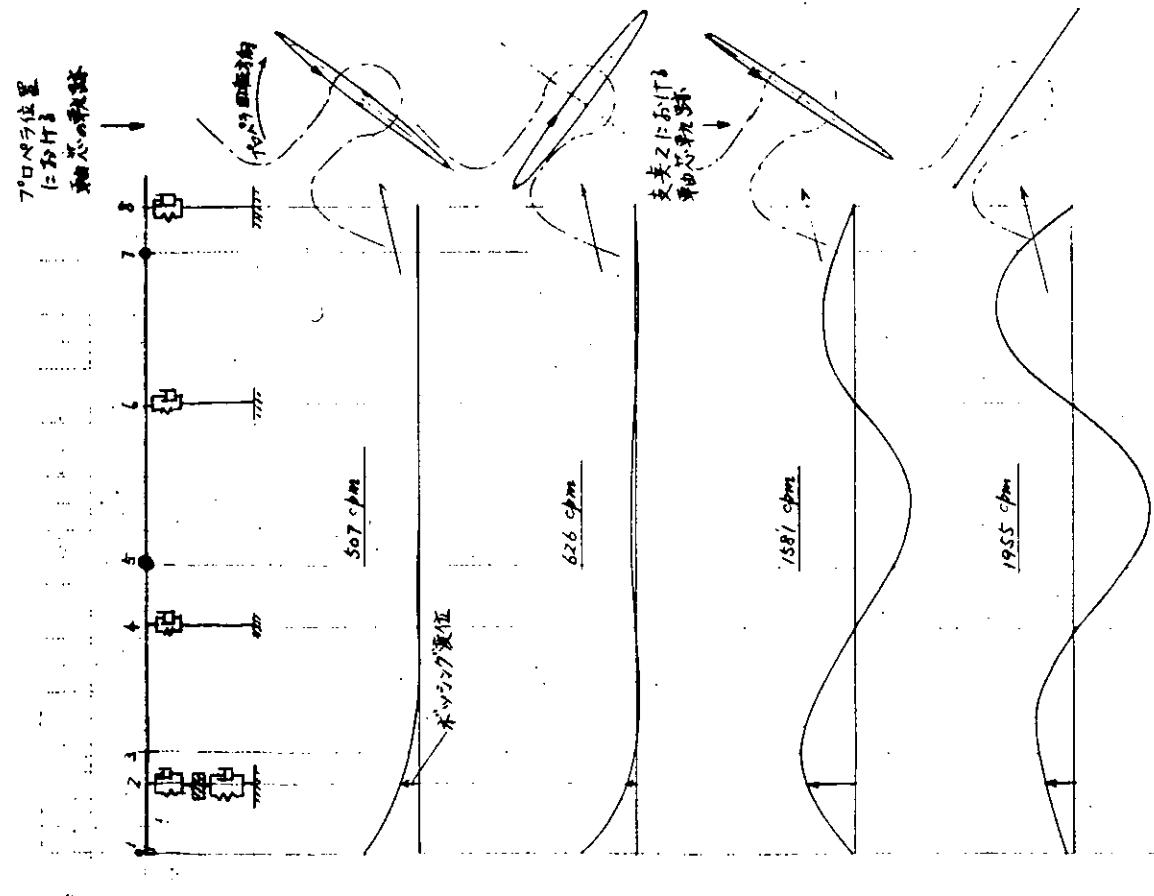


図 1.2.1.6 A船軸系振動モード（ボッシング剛性はFEM計算で求めた値を使用し船尾管錨輪受の軸受中央で支持と考えたとき）

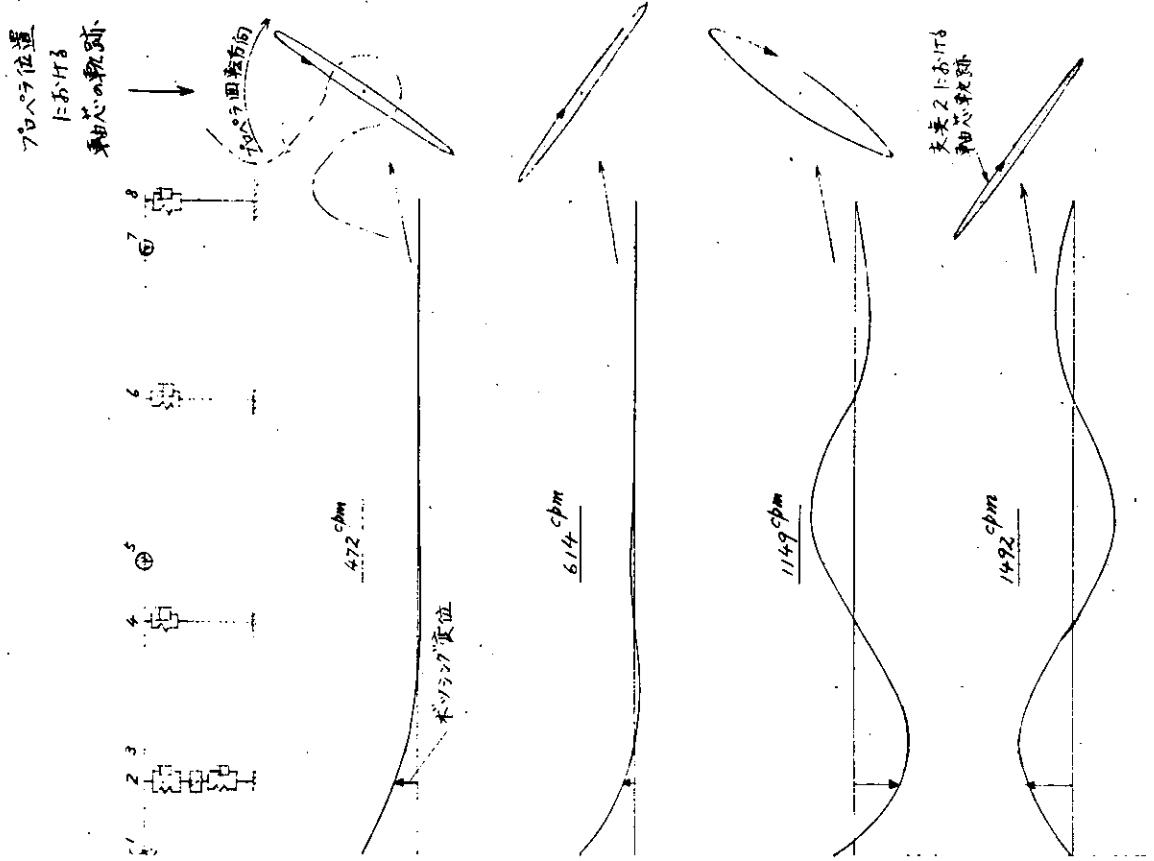


図 1.2.1.7 A船連成振動モード（軸系主体の計算、水中、船尾管錨輪受の軸受巾中央で支持とした場合）

油膜減衰力は、それ自体では大きいのに振動に及ぼす効果が少いのは、(e)に述べたように、軸受部での相対変位が小さいために、減衰力のなす仕事が少ない故であろうと考えられる。

(g) 軸芯のふれまわり軌跡は、軸受を剛に支持したときは円に近いがボッシングの剛性を考慮に入れた計算では非常に偏平な橢円となりその主軸の方向は、ボッシングの剛性の主軸方向とほぼ一致する。(図1.2.15～1.2.17に示す長さ方向のモードはふれまわり軌跡橢円の長軸を示している。)また、この軸芯の振動方向は、図1.2.11, 図1.2.12に示すボッシング主体の振動計算における軸芯の振動方向と一致している。

(h) (e), (g)に示した事実は、軸系、ボッシングの連成振動において油膜及びジャイロ効果は近似的に無視できることを示すものである。

(i) ただし、プロペラ軸系においては常に、ジャイロ効果が近似的に無視できるわけではない。理論解析の結果によれば、軸系を支持する構造剛性が、軸に垂直な面内において直交二方向にかなりちがっているときはジャイロ効果は無視できる。ボッシング構造は面外方向の剛性に比して面内方向の剛性が大きいのでジャイロ効果が無視できるのである。<sup>5)</sup>

(j) 以上の検討はすべて110rpmにおける油膜バネ、減衰を使った計算に基づくものであるが、油膜特性は図1.2.8に示すように、回転数によって変化するので、その影響を調べるために軸受を剛支持した場合について回転数を変化させて計算してみたが、その結果は図1.2.14に示すように、振動数、減衰率とも顕著な変化はなかった。

#### (4) ボッシング軸系の連成振動

緒言に述べたように、連成振動数はボッシング主体にしたものと、軸系主体にしたもの二通りを計算したが、表1.2.9に両者を比較してある。これによれば、両者の計算法による結果はほぼ一致しており、かつ実測値とも大体一致している。したがって、本報の何れの計算法でもボッシング軸系の連成振動数は推定できると思われるが、強いて優劣をつけければボッシング主体の計算の方がよいと思われる。何故なら軸系主体の計算においてボッシングを1個のバネ質量におきかえるのは、かなり大胆な近似であるが、ボッシング主体の計算において油膜、ジャイロ効果を無視する近似は(3)の(h), (i)において、その妥当性が立証されている故である。

また、実用上からも、軸系主体の振動計算に際してボッシングの等価剛性や有効重量を算出するには何等かの構造計算が必要であり、その際に軸系まで含めて計算してしまえば手数が省ける。

しかし、油膜の性質や、ふれまわり計算の検討をしようとすれば、当然単なる構造計算では求められぬ故、軸系振動の計算が必要になる。

### 1.2.5 結 言

以上で、ボッシング軸系の振動について種々の性質を解明した。本章の方法は2軸船のみでなく、4軸船などの検討にも使用できる。

なお、さらに詳細な検討を行なうには、後進時、操舵時、荒天時の振動性状の検討を行なうべきであるが、それには、このような状態における軸系アライメントの状態、特に軸受に加わる荷重の正しい推定方法の確立が必要で、それをもとに軸振動計算を行なうべきである。

## 1.3 プロペラ起振力の計算

### 1.3.1 緒 言

ボッシング構造のプロペラ起動力としては、プロペラに加わる流体力の時間的変化に基づくいわゆるペアリングフォースと、直接ボッシングに変動水圧の形で加わるサーフェスフォースとが考えられるが、後者は小さいと考えられるので、こゝでは前者について検討を行なった。

ペアリングフォースは図1.3.1に示すように、 $x$ ,  $y$ ,  $z$ 軸方向の力と $x$ ,  $y$ ,  $z$ 軸まわりのモーメントの合計6個の成分があるが、ボッシング及びプロペラ軸系の横振動を起振するのは、このうち $F_x$ ,  $F_y$ ,  $M_x$ ,  $M_y$ の4個である。これ

らのうち、 $F_x$ と $M_y$ ,  $F_y$ と $M_x$ は系に同種の振動を生ずるので、両者の位相差によって振動が変化する。

これらの起振力の計算には、いわゆる準定常理論による計算法と非定常理論による計算法とがあり、両者のちがいは、trailing vortexの取扱い方にある。また、それぞれの理論に揚力面理論と揚力線理論とがあり、前者はプロペラ翼を一枚の渦面で置きかえる方法、後者は一本の渦線でおきかえる方法である。理論的にはもちろん非定常揚力面理論が最もすぐれているが、計算の簡潔さ、よい見通しを与えることなどで、準定常理論にも実用上のメリットがあり、かなり広く使用されている。

本研究においては船研開発の非定常揚力面理論による計算を実船の起振力推定に使用し、さらに、模型船に対する準定常、非定常の両理論による計算結果を比較した。また、簡略計算法として、準定常理論による計算法を作成した。

### 1.3.2 計算方法

A船の実船起振力計算には船研開発の非定常揚力面理論による計算プログラムを川重にシフトしたものを使用した。計算に際して用いた伴流は、48年度SR142の報告書 図4.4.3～図4.4.7に示された模型船伴流を、笠島の方法により axial wake の実船推定を行なった結果を使用した。tangential wake については換算方法が確立されておらず、かつ tangential wake は起振力にはあまり影響しないので、模型船のものを用いた。

プロペラは直径 7 m, 展開面積比 0.730, ポス比 0.2, 5翼で計算に使用した船速は 28.1 knots, 回転数 109 rpm で、これらは実船試験時に対応するものである。図1.3.2には模型船の axial wake, 図1.3.3には、実船に換算したものを見ます。

### 1.3.3 計算結果

図1.3.4に推力 $F_z$ , 図1.3.5にトルク $M_z$ , 図1.3.6に上下力 $F_y$ , 図1.3.7に左右力 $F_x$ , 図1.3.8に垂直面内モーメント $M_x$ , 図1.3.9に水平面内モーメント $M_y$ の変動を示す。ボッシングアーム附近に high wake concentration があるけれども、起振力は比較的なだらかに blade frequency 主体の変動をしている。これを調和解析したときの各ハーモニックスの絶対値と位相を表1.3.1に示す。起振力の支配的成分は blade frequency であることがこの表からもわかる。

これらの起振力は上下、水平方向の座標系  $x$   $y$  に関して表示されているが、ボッシングの主振動方向はボッシング面に垂直方向であるから、この方向に関する起振力を換算した方が便利である。今、図1.3.10に示すように  $\xi$ ,  $\eta$  を取ると、 $xy$  座標系に関する起振力が次式

$$\left. \begin{aligned} F_x &= \hat{F}_x \cos(\omega t + \phi_x) \\ F_y &= \hat{F}_y \cos(\omega t + \phi_y) \end{aligned} \right\} \quad (1.3.1)$$

で与えられているとき、これと  $\alpha$  の角度をなす座標系  $\xi$ ,  $\eta$  に対しての表現は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} F_\xi &= \hat{F}_\xi \cos(\omega t + \phi_\xi) \\ F_\eta &= \hat{F}_\eta \cos(\omega t + \phi_\eta) \end{aligned} \right\} \quad (1.3.2)$$

となる

$$\left. \begin{aligned} \hat{F}_\xi &= \sqrt{\hat{F}_x^2 \cos^2 \alpha + \hat{F}_y^2 \sin^2 \alpha + \hat{F}_x \hat{F}_y \sin 2\alpha \cos(\phi_x - \phi_y)} \\ \hat{F}_\eta &= \sqrt{\hat{F}_x^2 \sin^2 \alpha + \hat{F}_y^2 \cos^2 \alpha - \hat{F}_x \hat{F}_y \sin 2\alpha \cos(\phi_x - \phi_y)} \\ \tan \phi_\xi &= \frac{\hat{F}_x \cos \alpha \sin \phi_x + \hat{F}_y \sin \alpha \sin \phi_y}{\hat{F}_x \cos \alpha \cos \phi_x + \hat{F}_y \sin \alpha \cos \phi_y} \\ \tan \phi_\eta &= \frac{-\hat{F}_x \cos \alpha \sin \phi_x + \hat{F}_y \sin \alpha \sin \phi_y}{-\hat{F}_x \sin \alpha \cos \phi_x + \hat{F}_y \cos \alpha \cos \phi_y} \end{aligned} \right\} \quad (1.3.3)$$

モーメントもこれに準じて計算できる。

上式に表 1. 3. 1 に示す値を代入して計算すると、面外(外)方向、面内(内)方向の起振力は、表 1. 3. 2 に示す様になる。

( $\alpha = 55^\circ$ )

#### 1. 3. 4 計算結果の考察

A 船の模型船伴流分布を用いた準定常理論によるプロペラ起振力の計算は、本部会において A 社、B 社、<sup>3)</sup> C 社<sup>8)</sup> で行なった結果が発表されており、さらに非定常理論による計算が船研で行なわれた。<sup>10)</sup> これらの計算の中には調和解析をしていないものもあるので、まず概略の傾向を知るために表 1. 3. 3 に各計算結果をとりまとめた。表中の片振巾は「最大値と最少値の  $\frac{1}{2}$ 」とゆう意味であって、調和成分を取り出したものではない。これらを概観すると準定常計算は非定常計算よりも過大な値を与えるとゆう従来の説が正しいようみえる。しかし、振動の場合には見掛け振巾で議論することは意味がないので、前記 4) の結果を調和解析して、これと 1) 3) の結果を比較して図 1. 3. 11 に示した。

同図には、実船推定伴流と模型船伴流との差を見るために、前節の計算結果もあわせて示した。これから次のことがわかる。

- (1) 準定常計算でも方法によって結果にかなりバラツキがあり、一概に準定常計算は過大評価を与えるとは明言できないようである。
- (2) 非定常計算でも伴流によってかなり値が変化する。したがって、伴流による相違と準定常と非定常の相違とでは必ずしも後者の方が大きいとはいえない。

準定常計算において、相互にちがいが生ずるのは主として次の点で、各計算方法がちがう故であろうと考えられる。

##### (1) 分割数と積分方法

デイジタル計算で起振力を求める際には、プロペラ面における伴流の値を、適当な回転角ごとに求めて計算するが、その際に伴流の変化が急激であると回転角の間隔を密に取らないと正しい伴流を表わさないことがある。また、積分計算法、シンプソン、チエビチエフ、梯形その他のどの方式を取るかによっても変ってくる。

##### (2) プロペラ半径方向の荷重分布

推力、トルクを発生する力が半径方向にどう分布しているかの仮定により結果が異なる可能性がある。

##### (3) 伴流の種類

longitudinal wakeのみ考えたか tangential wake も考えたかによって計算値が異なる。

そこで、上記の(2)、(3)を検討するために若干の計算を行ない、その結果の調和成分を表 1. 3. 4 に示す。これから次のことがわかる。

- (1) プロペラ半径方向の荷重分布は、 $0.7R$ に集中させたときが最も起振力が大となり、直線分布と 3 次分布とでは大差はない。
- (2) tangential wake を無視すると起振力は減少する。また起振力の位相は tangential wake の影響を強く受ける。

したがって表 1. 3. 3 に示す起振力のバラツキは、上記のような計算条件の相違によるものであろう。

このように計算法や実船、模型の伴流の差によってバラツキが大きいのであれば、近似的に簡略な計算法を作つて使用する方が便利な場合もあると考えられる。その方法としては、熊井の方法を修正して使用することにする。熊井の方法は、プロペラ荷重が  $0.7R$  に集中していると仮定し、さらに tangential wake を無視しているが、前記結論(1)、(2)<sup>11)</sup> に示すように、この両者の影響は互に cancel する方向にある。

式の誘導過程は省略して結果のみ示せば次のとおりである。

推 力

$$\left. \begin{aligned} F_z &= F_{z_0} + \sum_{m=1}^{\infty} \hat{F}_{zm} \cos(m\omega_b t - \phi_{F_{zm}}) \\ F_{z_0} &= T_0 \\ \hat{F}_{zm} &= T_0 \frac{k'_{t_0}}{k_{t_0}} \frac{J_0}{1-w_0} \sqrt{w_{mz_b,c}^2 + w_{mz_b,s}^2} \\ \phi_{F_{zm}} &= \tan^{-1} \left( \frac{-w_{mz_b,s}}{w_{mz_b,c}} \right) \end{aligned} \right\} \quad (1.3.4)$$

トルク

$$\left. \begin{aligned} M_z &= M_{z_0} + \sum_{m=1}^{\infty} \hat{M}_{zm} \cos(m\omega_b t - \phi_{M_{zm}}) \\ M_{z_0} &= Q_0 \\ \hat{M}_{zm} &= Q_0 \frac{k'_{q_0}}{k_{q_0}} \frac{J_0}{1-w_0} \sqrt{w_{mz_b,c}^2 + w_{mz_b,s}^2} \\ \phi_{M_{zm}} &= \tan^{-1} \left( \frac{-w_{mz_b,s}}{w_{mz_b,c}} \right) \end{aligned} \right\} \quad (1.3.5)$$

上下力

$$\left. \begin{aligned} F_y &= F_{y_0} + \sum_{m=1}^{\infty} \hat{F}_{ym} \cos(m\omega_b t - \phi_{F_{ym}}) \\ F_{y_0} &= -\frac{Q_0}{2\tau} \frac{k'_{q_0}}{k_{q_0}} J_0 \frac{w_{1,c}}{1-w_0} \\ \hat{F}_{ym} &= \frac{Q_0}{2\tau} \frac{k'_{q_0}}{k_{q_0}} \frac{J_0}{1-w_0} \sqrt{(w_{mz_b-1,c} - w_{mz_b+1,c})^2 + (w_{mz_b-1,s} - w_{mz_b+1,s})^2} \\ \phi_{F_{ym}} &= \tan^{-1} \left( \frac{-(w_{mz_b-1,c} - w_{mz_b+1,c})}{-(w_{mz_b-1,s} - w_{mz_b+1,s})} \right) \end{aligned} \right\} \quad (1.3.6)$$

左右力

$$\left. \begin{aligned} F_x &= F_{x_0} + \sum_{m=1}^{\infty} \hat{F}_{xm} \cos(m\omega_b t - \phi_{F_{xm}}) \\ F_{x_0} &= -\frac{Q_0}{2\tau} \frac{k'_{q_0}}{k_{q_0}} J_0 \frac{w_{1,c}}{1-w_0} \\ \hat{F}_{xm} &= \frac{Q_0}{2\tau} \frac{k'_{q_0}}{k_{q_0}} \frac{J_0}{1-w_0} \sqrt{(w_{mz_b-1,c} + w_{mz_b+1,c})^2 + (w_{mz_b-1,s} + w_{mz_b+1,s})^2} \\ \phi_{F_{xm}} &= \tan^{-1} \left( \frac{-(w_{mz_b-1,s} + w_{mz_b+1,s})}{-(w_{mz_b-1,c} + w_{mz_b+1,c})} \right) \end{aligned} \right\} \quad (1.3.7)$$

垂直面内モーメント

$$\left. \begin{aligned}
 M_x &= M_{x_0} + \sum_{m=1}^{\infty} \hat{M}_{xm} \cos(m\omega_b t - \phi_{Mxm}) \\
 M_{x_0} &= -\frac{1}{2} T_0 r \frac{k_{t_0}'}{k_{t_0}} J_0 \frac{w_{1,c}}{1-w_0} \\
 \hat{M}_{xm} &= \frac{1}{2} T_0 r \frac{k_{t_0}'}{k_{t_0}} \frac{J_0}{1-w_0} \sqrt{(w_{mz_b-1,c} + w_{mz_b+1,c})^2 + (w_{mz_b-1,s} + w_{mz_b+1,s})^2} \\
 \phi_{Mxm} &= \tan^{-1} \left\{ \frac{-(w_{mz_b-1,s} + w_{mz_b+1,s})}{-(w_{mz_b-1,c} + w_{mz_b+1,c})} \right\}
 \end{aligned} \right\} (1.3.8)$$

水平面内モーメント

$$\left. \begin{aligned}
 M_y &= M_{y_0} + \sum_{m=1}^{\infty} \hat{M}_{ym} \cos(m\omega_b t - \phi_{Mym}) \\
 M_{y_0} &= \frac{1}{2} T_0 r \frac{k_{t_0}'}{k_{t_0}} J_0 \frac{w_{1,s}}{1-w_0} \\
 \hat{M}_{ym} &= \frac{1}{2} T_0 r \frac{k_{t_0}'}{k_{t_0}} \frac{J_0}{1-w_0} \sqrt{(w_{mz_b-1,c} - w_{mz_b+1,c})^2 + (w_{mz_b-1,s} - w_{mz_b+1,s})^2} \\
 \phi_{Mym} &= \tan^{-1} \left\{ \frac{-(w_{mz_b-1,c} - w_{mz_b+1,c})}{-(w_{mz_b-1,s} - w_{mz_b+1,s})} \right\}
 \end{aligned} \right\} (1.3.9)$$

$\zeta \propto V$

$$\omega_b = 2\pi z_b n$$

$$T_0 = k_{t_0} \rho n^2 D_p^4$$

$$Q_0 = k_{q_0} \rho n^2 D_p^6$$

$$J_0 = \frac{V_s}{n D_p} (1-w_0)$$

$z_b$  : プロペラ翼数

$n$  : プロペラ毎秒回転数

$D_p$  : プロペラ直径

$\rho$  : 水の density

$w_0$  : long'1 wake の定常項

long'1 wake は次の形で表わされているとする。

$$w = w_0 + \sum_{j=1}^{\infty} (w_{j,c} \cos \theta + w_{j,s} \sin \theta)$$

$Q$  : プロペラ用方向角度 (top vertical を 0 とする)

$v_s$  : 船速 (m/s)

$k_{t_0}, k_{q_0}$  :  $J = J_0$  における推力, トルク係数

$$k_{t_0}' = -\left(\frac{dk_t}{dJ}\right)_{J=J_0}$$

$$k_{q_0}' = - \left( \frac{dk_q}{dJ} \right)_{J=J_0}$$

$r$  : プロペラ荷重を集中させる位置 (通常半径の 70 % による)

この略算式は、伴流のデータ、プロペラのオープンテスト特性、船の自航特性が与えられれば計算できるが、実際問題として起振力の推定精度をそれほど神経質に考えなくてもよい場合が多い（考え方としても準定常理論には限界がある）ので、伴流分布さえ与えれば他の要素は大体推定できるから起振力を簡略に求められる。

式中の  $k_{t_0}$ ,  $k_{q_0}$  はプロペラのオープンテスト特性を前進常数  $J$  にて微分して（符号を変え）たものであるから図式微分で求められるが、数式で計算できればなお便利である。

そのため  $k_t$ ,  $k_q$  を数式表示する必要がある。Wageningen B-series のプロペラについては Van Lammeren <sup>12)</sup> らの精密な数式表示があるが、起振力計算には概算でよいから、ここでは A 船 Troost B5.60 及び B5.45 プロペラについて <sup>13)</sup>

$$\begin{pmatrix} k_t \\ k_q \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_t \\ a_q \end{pmatrix} J^2 + \begin{pmatrix} b_t \\ b_q \end{pmatrix} J + \begin{pmatrix} c_t \\ c_q \end{pmatrix} \quad (1.3.10)$$

なる 2 次式を表わすと、係数は表 1.3.5 に示したようになる。これから  $k_{t_0}' / k_{t_0}$ ,  $k_{q_0}' / k_{q_0}$  を求めると、図 1.3.12 に示すようになり、次のことがわかる。

- (1)  $k_{t_0}' / k_{t_0}$ ,  $k_{q_0}' / k_{q_0}$  は展開面積比ではあまり変わらない。
- (2) 上記の量は前進常数  $J$  により著しく変るが、通常のプロペラの作動点はスリップ比 0.2 ~ 0.3 と思われるから、この範囲では  $k_{t_0}' / k_{t_0} = 2 \sim 4$ ,  $k_{q_0}' / k_{q_0} = 1.5 \sim 3$  である。
- (3) 図 1.3.12 を、近似計算の際に支払うことができる。

式 (1.3.1) ~ (1.3.6) を用いて、A 船のプロペラ起振力の簡略計算を行なった結果と、表 1.3.4 に示す電算の case 1, 3 との比較を図 1.3.13 に示すが、簡略式と case 1 とのちがいは、推力変動、左右力変動、トルク変動、垂直面内モーメント変動の Blade frequency 成分についてはかなり大きい。同様の喰ちがいが電算結果の case 1 と case 3 との間にもあることから、簡略式が合わない理由は、伴流のうち半径方向  $0.7R$  の位置のものののみ取っている故であることがわかる。プロペラ起振力を論ずるとき、簡便のために  $0.7R$  の位置の伴流変化のみで論することは、かなり危険であると考えるべきである。

略算式の精度向上のためには半径上の各点の伴流の周方向変化を考えに入れる要があるが、これは今後の問題としておく。

### 1.3.5 結 言

プロペラ起振力については、準定常理論による計算法は一応確立されているが、数値的には未だ検討を要する点が多い。さらに、非定常理論との比較、実験結果と理論との対応の検証など諸考査を要するが、50 年度には本部会で 2 軸船のプロペラ起振力の実船計測や 4 軸船の模型実験などが実施されるので、それらの結果をもとに、さらに考査を進めたいと考えている。

表 1.3.1 A船起振力(実船対応伴流 非定常揚力面理論)

	5次起振力		10次起振力	
	片振巾	位相	片振巾	位相
推力変動 $F_z$	8.66 $t$	-40.6°	0.1 $t$	-75.9°
トルク変動 $M_z$	11.66 $t \cdot m$	139.7°	0.08 $t \cdot m$	-171.8°
上下方向の力 $F_y$	6.36 $t$	-24.7°	0.39 $t$	7.0°
左右方向の力 $F_x$	2.67 $t$	91.9°	0.6 $t$	68.5°
上下面内モーメント $M_x$	9.61 $t \cdot m$	82.6°	2.51 $t \cdot m$	52.7°
水平面内モーメント $M_y$	20.53 $t \cdot m$	-42.2°	2.39 $t \cdot m$	-44.0°

表 1.3.2 A船の5次起振力(ボッキング面内, 面外方向)

	片振巾	位相
面外起振力 $F_\eta$	5.020 $t$	-37.8°
面内 " $F_\xi$	4.724 $t$	-7.9°
面外起振モーメント $M_\xi$	14.4 $t \cdot m$	-23.3°
面内 " $M_\eta$	11.51 $t \cdot m$	-55.8°

表 1.3.3 A船模型船プロペラ起振力計算値の比較

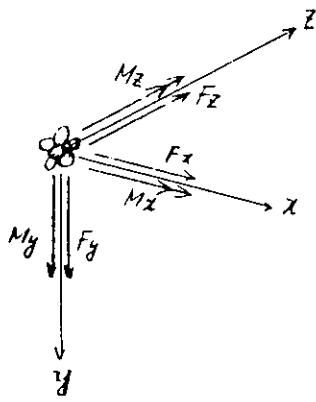
		非定常計算 (船研)	準定常計算 (C社) <sup>*)</sup>	準定常計算 (B社)	準定常2次元非 定常修正(B社)	準定常計算 (A社) <sup>*)</sup>
推 力 $F_z$	最大値	170.8 t	179.8 t	198 t	174 t	158.7 t
	最小値	160.5 "	158.7 "	158 "	166 "	141.6 "
	平均値	165.6 "	169.3 "	178 "	170 "	150.2 "
	片振巾 位 相	5.149 "	10.55 "	20 "	4 "	8.97 "
上 下 フ オ ー ス $F_y$	最大値	4.896 t	6.584 t	12 t	-1.2 t	20.86 t
	最小値	-2.195 "	-1.941 "	-1.8 "	-4.2 "	15.35 "
	平均値	1.351 "	2.321 "	5.1 "	2.7 "	18.11 "
	片振巾 位 相	3.545 "	4.263 "	6.9 "	1.5 "	2.76 "
左 右 フ オ ー ス $F_x$	最大値	-23.89 t	-15.7 t	-10 t	-2 t	-20.11 t
	最小値	-29.29 "	-21.95 "	-21 "	-5.3 "	-14.90 "
	平均値	-26.59 "	-18.83 "	-15.5 "	-3.65 "	-17.51 "
	片振巾 位 相	2.701 "	3.123 "	5.5 "	1.65 "	2.61 "
ト ル ク $M_z$	最大値	-232.8 t·m	-280.7 t·m	-282 t·m	-257 t·m	-236.2 t·m
	最小値	-219.8 "	-252.9 "	-242 "	-248 "	-215.6 "
	平均値	-226.3 "	-266.8 "	-262 "	-252.5 "	-225.9 "
	片振巾 位 相	6.5 "	13.89 "	20 "	4.5 "	10.9 "
垂 直 面 モ ー メ ント $M_x$	最大値	-76.21 t·m	-73.9 t·m	-52 t·m	-32 t·m	-57.9 t·m
	最小値	-96.90 "	-102.2 "	-111 "	-46 "	-99.1 "
	平均値	-86.56 "	-88.0 "	-81.5 "	-39 "	-78.5 "
	片振巾 位 相	10.34 "	14.18 "	29.5 "	7.0 "	20.6 "
水平 面 モ ー メ ント $M_y$	最大値	21.68 t·m	36.05 t·m	67 t·m	-80 t·m	-25.0 t·m
	最小値	-10.05 "	-4.73 "	-8 "	-21.0 "	-51.1 "
	平均値	5.82 "	15.66 "	29.5 "	-14.5 "	-38.1 "
	片振巾 位 相	15.86 "	20.39 "	37.5 "	6.5 "	13.05 "
		力及びモーメントの定義は下図による。				
		*) case 1 の計算				
		**) 軸方向及び回転方向の流速を使用したとき				
						

表 1.3.4 計算条件を変えた準定常計算による起振力の比較(下線のものは case 1 からのズレが大きいもの)

case		1		2		3		4		
プロペラ 荷重分布		$(\frac{r}{R})^2 (1 - \frac{r}{R})$		$\frac{r}{R}$ (線型分布)		0.7 Rに集中		$(\frac{r}{R})^2 (1 - \frac{r}{R})$		
考慮した伴流		longitudinal + tangential		同 左		同 左		longlのみ		
		片振巾	位 相	片振巾	位 相	片振巾	位 相	片振巾	位 相	
推力 $F_z$ (t)	5 次	5.720	110.8°	5.923	117.9°	8.937	133.6°	4.986	95.7°	
	10 次	4.315	-88.9°	4.410	-89.5°	5.022	-89.3°	3.517	-92.0°	
トルク $M_z$ (t·m)	5 次	7.368	-65.1°	7.705	-58.4°	11.640	-44.6°	6.446	-80.9°	
	10 次	5.578	91.2°	5.702	90.3°	6.517	90.3°	4.514	88.3°	
サ イ ス ト フ オ	上 下	5 次	3.334	128.2°	3.419	127.5°	3.799	134.0°	2.895	117.0°
		10 次	1.621	-97.3°	1.671	-99.2°	1.950	-95.8°	1.334	-99.6°
	左 右	5 次	1.562	-29.0°	1.849	-29.0°	3.469	-23.9°	1.325	-42.1°
		10 次	1.595	97.4°	1.621	98.4°	1.705	91.7°	1.300	94.7°
モ ー メ ン ト (t·m)	垂直面	5 次	7.091	-32.9°	8.391	-32.2°	16.131	-25.0°	5.968	-45.4°
	内 $M_x$	10 次	7.387	96.8°	7.504	98.1°	7.918	91.5°	6.027	94.7°
	水平面	5 次	15.304	126.4°	15.659	125.6°	17.431	132.6°	1.33	116.7°
	内 $M_y$	10 次	7.504	-96.5°	7.682	-98.5°	8.982	-95.4°	6.382	-99.3°

表 1.3.5 プロペラ特性の近似式

		A 船		Troost B5・60			Troost B5・45		
翼 数		5		5			5		
展開面積比		0.73		0.60			0.45		
ピッヂ比		0.1248	0.8	1.0	1.2	0.8	1.0	1.2	
$a_t$		-0.0366	-0.2222	-0.1875	-0.13	-0.2222	-0.1875	-0.19	
$b_t$		-0.4518	-0.2277	-0.225	-0.253	-0.1944	-0.175	-0.119	
$c_t$		0.6543	0.3594	0.4525	0.5408	0.3428	0.4175	0.4717	
$a_q$		-0.006	-0.02778	-0.03438	-0.029	-0.03611	-0.04219	-0.038	
$b_q$		-0.082	-0.02055	-0.01875	-0.0309	-0.00639	0.001252	-0.0038	
$c_q$		0.1267	0.04322	0.06513	0.09434	0.03872	0.05494	0.07728	
近似式の成立する J の範囲		0.6 1.1	0.2 0.8	0.2 1.0	0.2 1.2	0.2 0.8	0.2 1.0	0.2 1.2	
$\begin{pmatrix} k_t \\ k_q \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_t \\ a_q \end{pmatrix} J^2 + \begin{pmatrix} b_t \\ b_q \end{pmatrix} J + \begin{pmatrix} c_t \\ c_q \end{pmatrix}$									

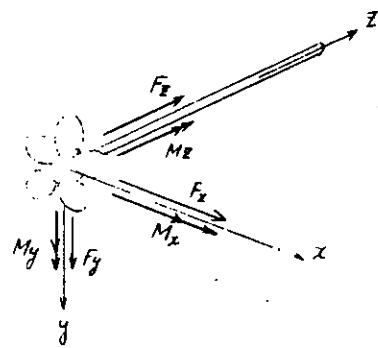


図 1.3.1 プロペラ起振力の正方向の定義

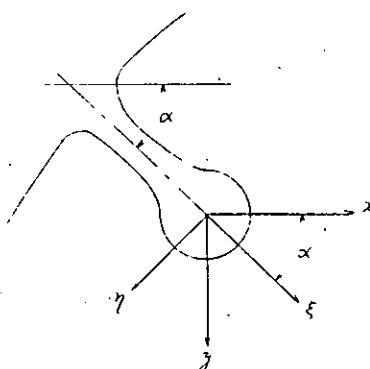


図 1.3.10  $x-y$  座標系と  $\xi-\eta$  座標系との関係

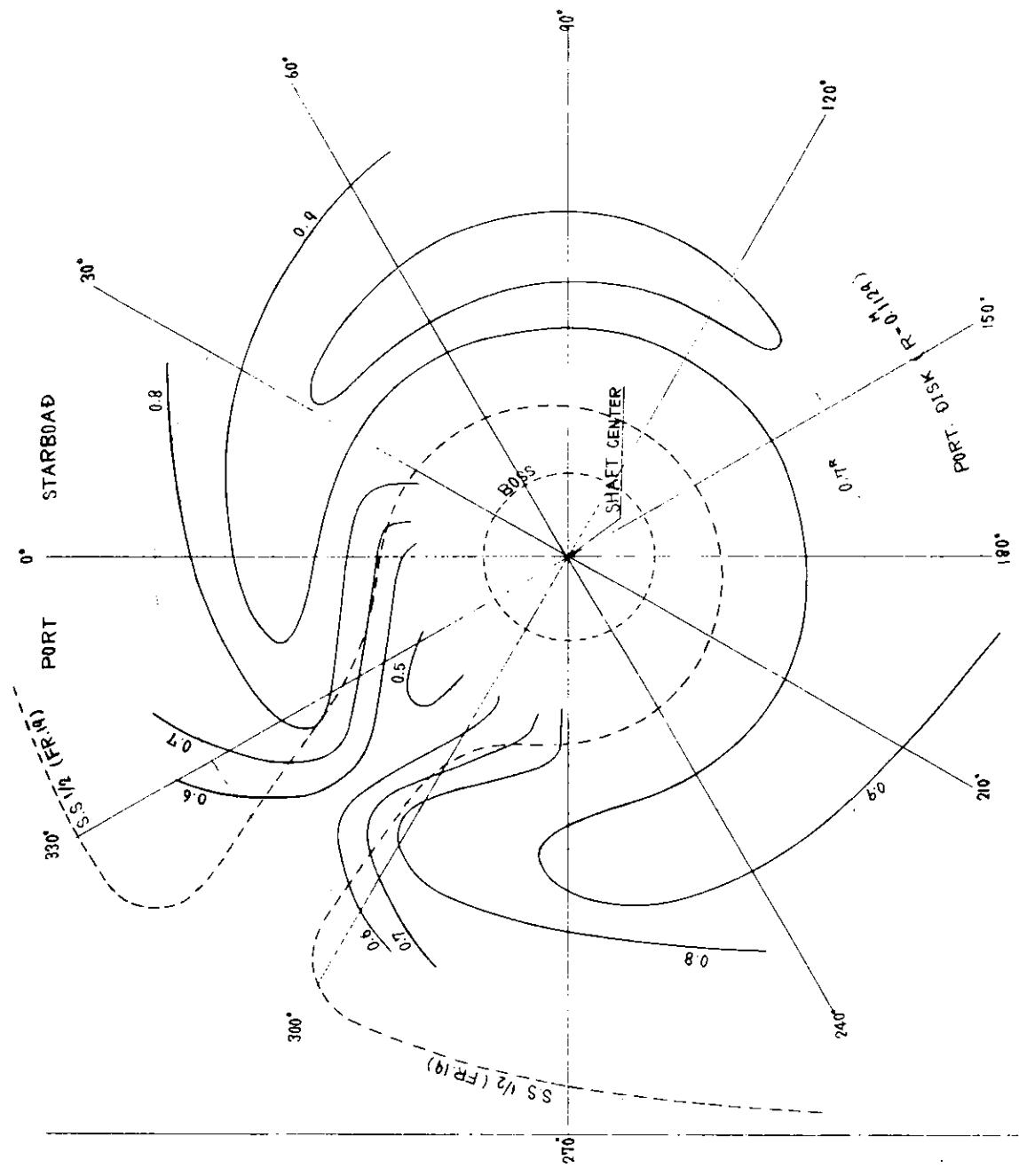


図 1.3.2 A 船模型船 axial wake ( $I \leftarrow W$ )

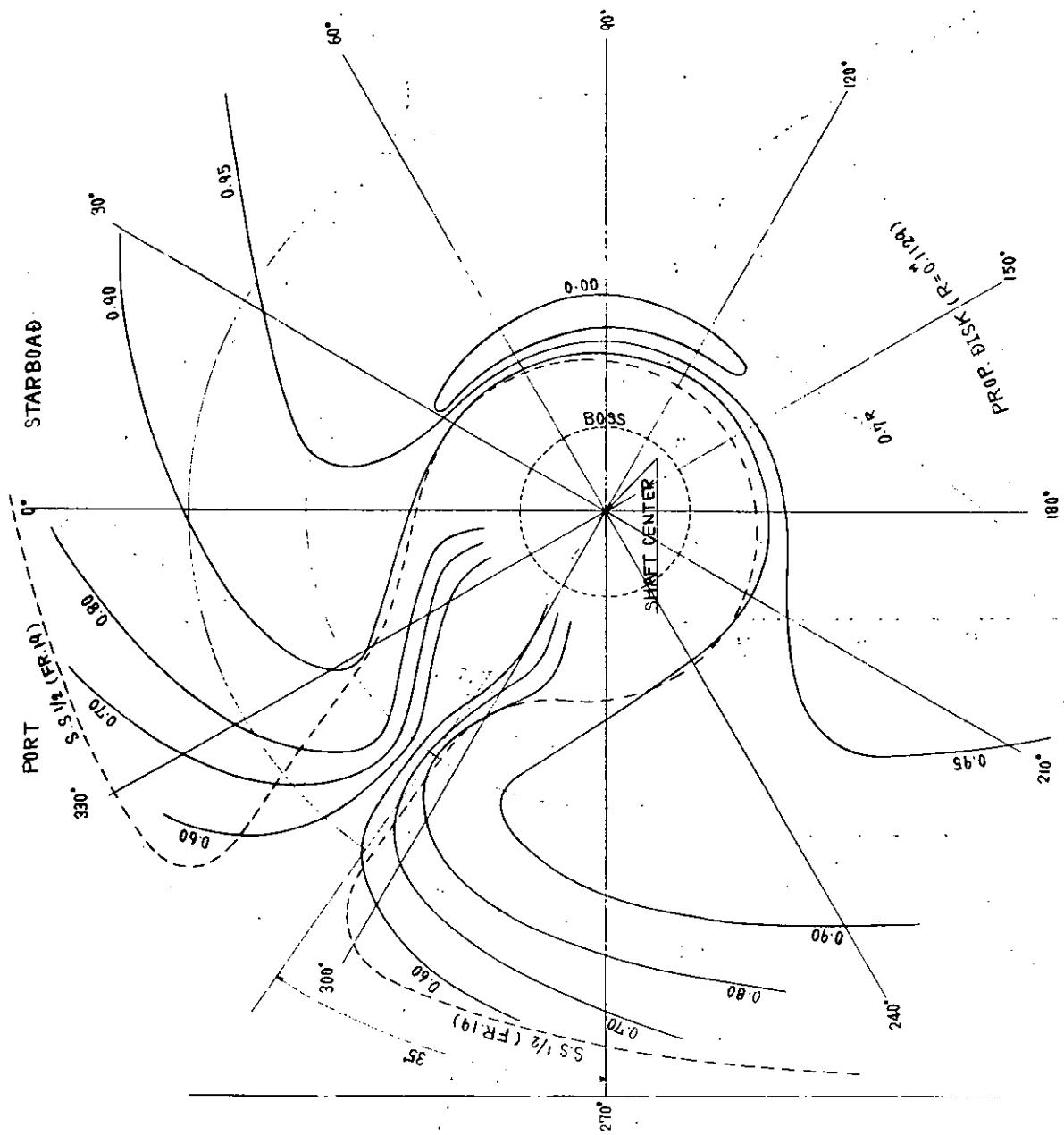


図 1.3.3 A 船舶推定 axial wake ( $1 - w$ )

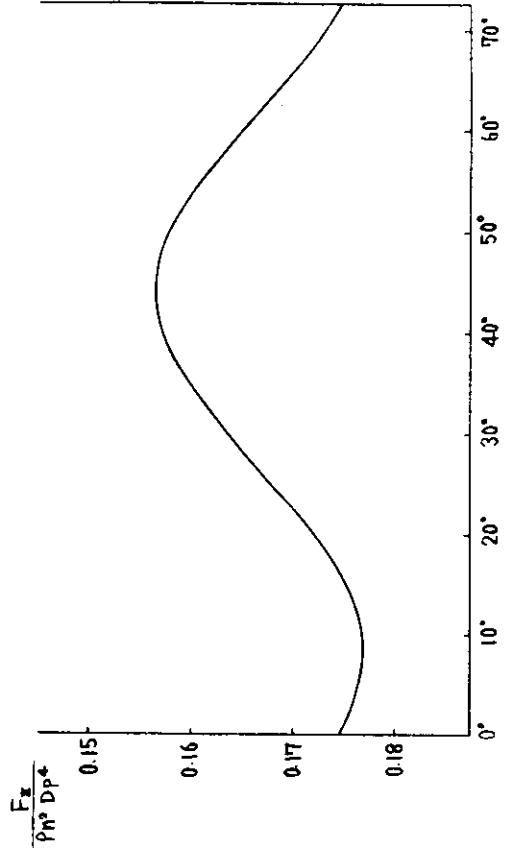


図 1.3.4 実船推力変動  $F_z$

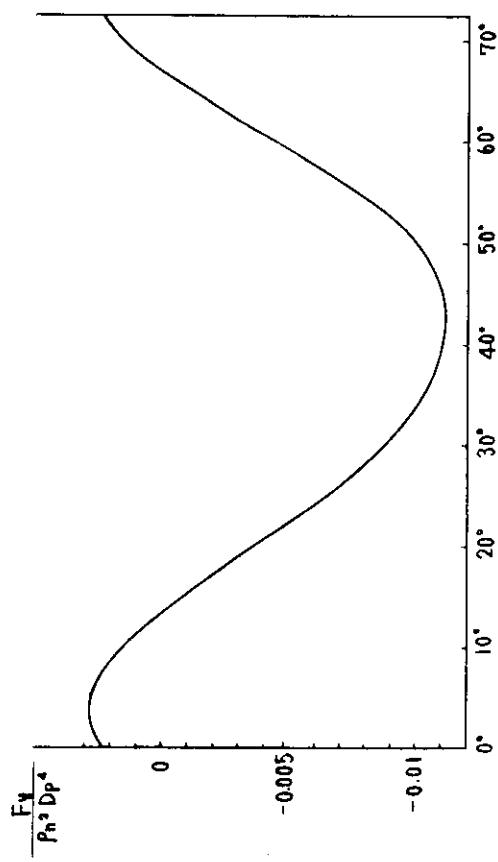


図 1.3.6 実船上下力変動  $F_y$

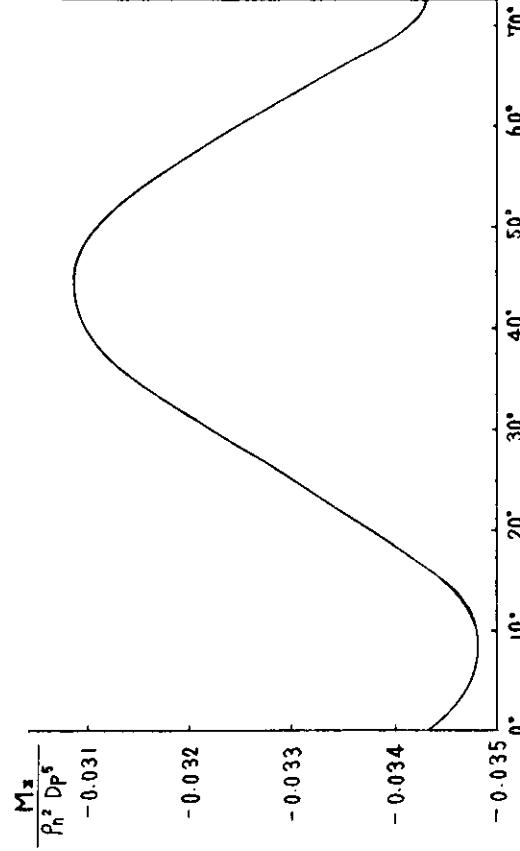


図 1.3.5 実船トルク変動  $M_x$

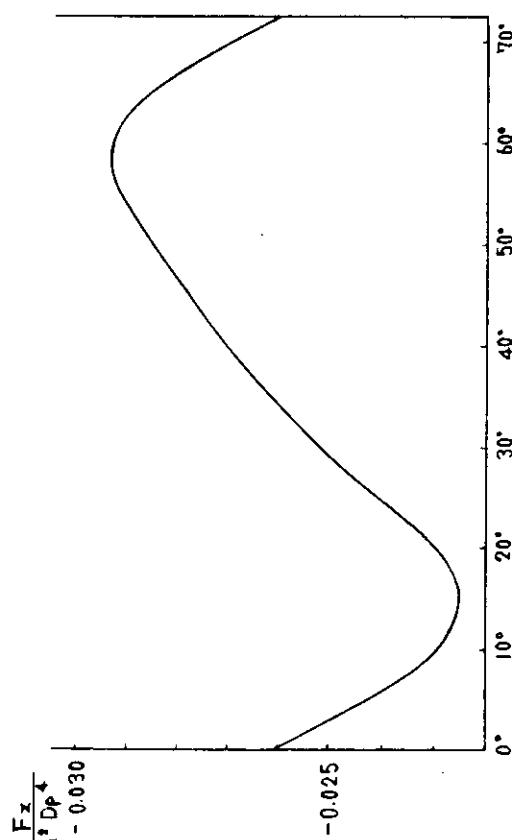


図 1.3.7 実船左右力変動  $F_x$

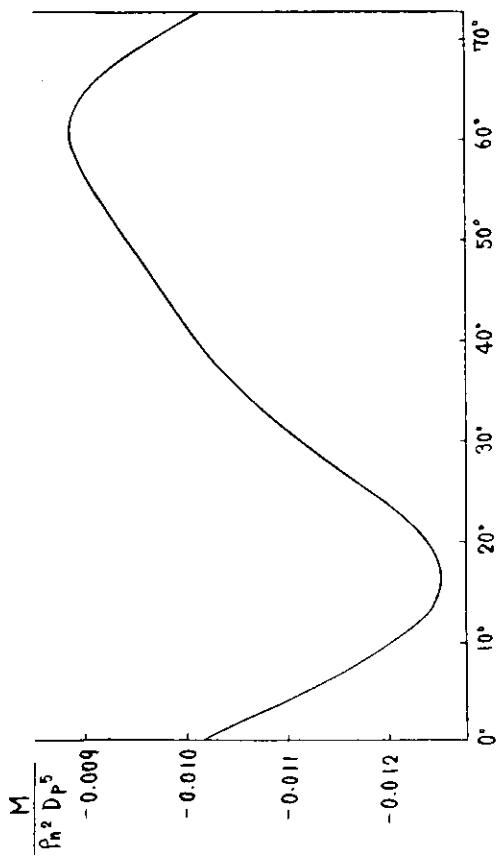


図 1.3.8 実船の垂直面内モーメント変動  $M_x$

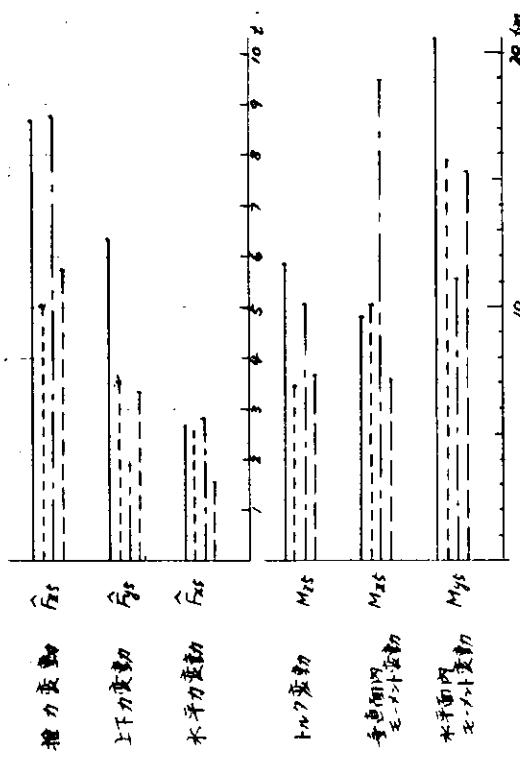


図 1.3.11 各種プロペラ起振力計算結果の Blade frequency 成分の比較

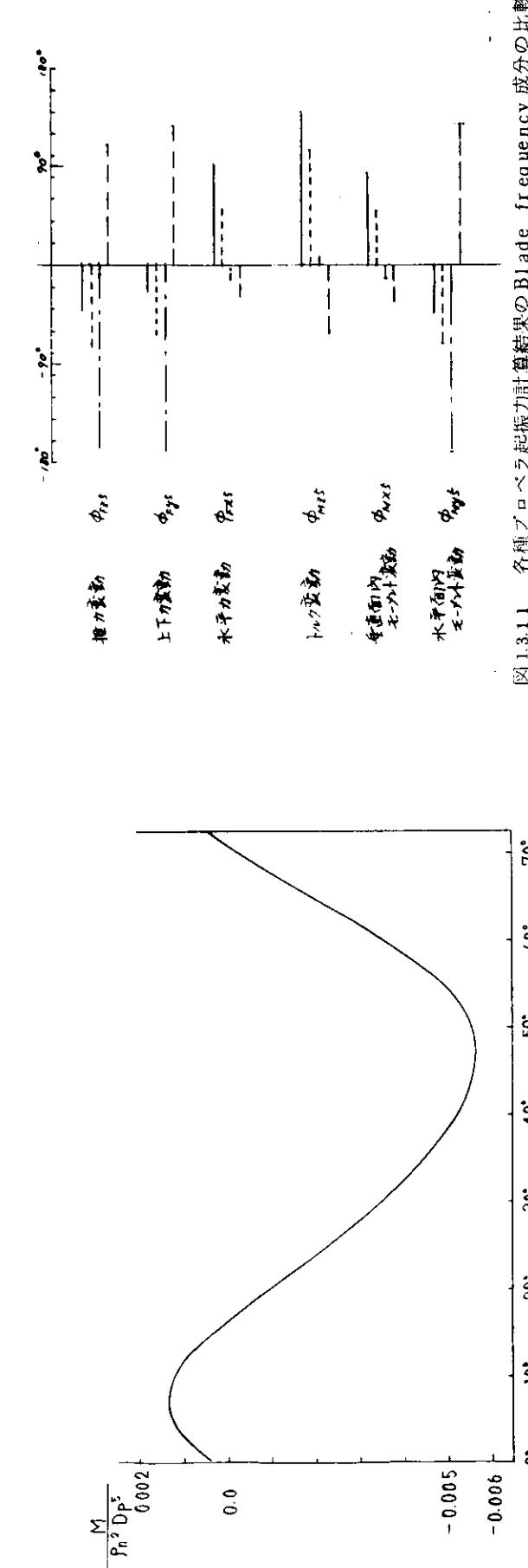


図 1.3.9 実船の水平面内モーメント変動  $M_y$

図 1.3.11 各種プロペラ起振力計算結果の Blade frequency 成分の比較  
(第 1 行：実船推定伴流を用いた非定常計算 第 2 行：模型船伴流を用いた非定常計算 第 3 行：模型船伴流を用いた準定常計算 (A 社) 第 4 行：同左 (C 社) )



図 1.3.13 準定常プロ貝起振力の詳細計算と簡略計算の比較

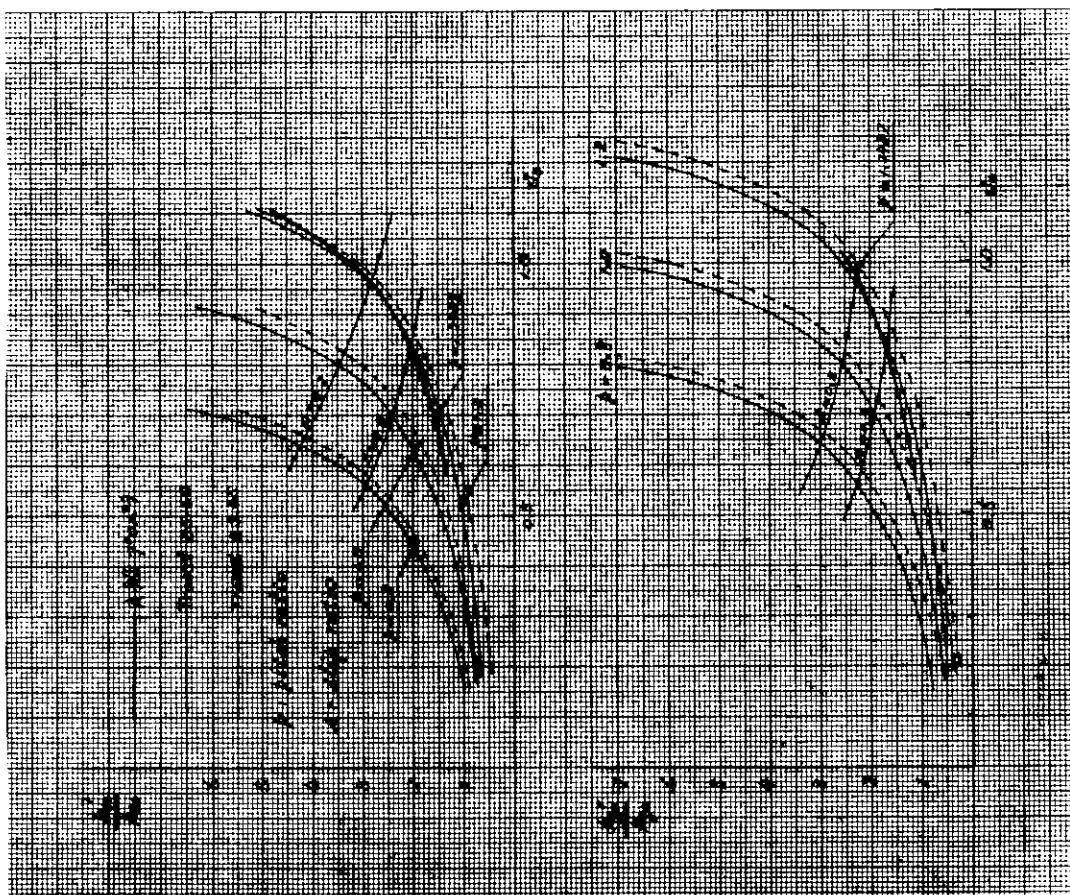


図 1.3.12 プロ貝起振力準定常計算に使用する  $k_t' / k_{t_0}$ ,  $k_q' / k_{q_0}$  の値

## 1.4 船尾構造及びプロペラ軸系の振動応答の計算

### 1.4.1 緒言

1.2で、ボッシング及びプロペラ軸系の連成振動計算を行ない、1.3でプロペラ起振力の計算を行なったので、この結果を用いて、モーダルアナリシスの方法で振動応答の計算を行なった。

### 1.4.2 計算方法

#### (1) モーダルアナリシスによる強制振動応答の計算理論

軸の前向きにZ軸、プロペラ面において水平右舷向きにx軸、垂直下向きにy軸をとると、次式が成立つ。

運動エネルギー

$$T = \frac{1}{2} \frac{W_p}{g} \dot{x}_p^2 + \frac{1}{2} \frac{I_d}{g} \dot{\varphi}_{yp}^2 + \frac{1}{2} \int_0^{L_t} \left( \frac{\partial x_t}{\partial t} \right)^2 \frac{w_t}{g} dz + \frac{1}{2} \int_0^{L_b} \frac{w_b}{g} \left( \frac{\partial x_b}{\partial t} \right)^2 dz$$

歪エネルギー

$$U = \frac{1}{2} EI_t \int_0^{L_t} \left( \frac{\partial^2 x_t}{\partial z^2} \right)^2 dz + \frac{1}{2} EI_b \int_0^{L_b} \left( \frac{\partial^2 x_b}{\partial z^2} \right)^2 dz$$

散逸函数

$$D = \frac{1}{2} C_{ez} \dot{\varphi}_{yp}^2 + \frac{1}{2} C_{eo} \dot{x}_p^2 + \frac{1}{2} C_b \dot{x}_p^2$$

$x_p$  : プロペラの横方向変位

$\varphi_{yp}$  : プロペラの直径に関する回転角

$x_t$  : 軸の横たわみ

$x_b$  : ボッシングの中心線のたわみ

$w_p$  : プロペラ重量

$I_d$  : プロペラの径慣性モーメント

$w_t$  : 軸の単位長の重さ

$w_b$  : ボッシングを前后方向の等価梁と考えたときの単位長の重さ

$I_t$  : 軸の断面2次モーメント

$I_b$  : ボッシングの等価梁の断面2次モーメント

$C_{ez}$  : プロペラが直径まわりに回転するときのプロペラ減衰係数

$C_{eo}$  : プロペラがプロペラ面内に平行変位するときの "

$C_b$  : ボッシング構造の減衰

1.2に述べた自由振動の計算から、次の値は既知である。

$$\alpha = \varphi_{yp} / x_p$$

$$x_t(z) = x_t / x_p$$

$$x_b(z) = x_b / x_p$$

これらを式(1.4.1)に代入して整理すると、次式が得られる。

$$T = \frac{1}{2} \frac{w_e}{g} \dot{x}_p^2 \quad U = \frac{1}{2} k_e x_p \quad D = \frac{1}{2} c_e \dot{x}_p^2 \quad (1.4.2)$$

こゝで

$$w_e = w_p + \alpha^2 I_d + \int_0^{L_t} w_t x_t^2(z) dz + \int_0^{L_b} w_b x_b^2(z) dz$$

$$k_e = \int_0^{L_t} EI_t \left( \frac{dx_b}{dz} \right)^2 dz + \int_0^{L_b} EI_b \left( \frac{dx_b}{dz} \right)^2 dz$$

$$C_e = \alpha^2 C_{ez} + C_{eo} + C_b$$

起振外力は、プロペラに加わる起振力を考えると、一般力として

$$F_e = F e^{i\omega t} + \alpha M e^{i(\omega t - \kappa)} \quad (1.4.3)$$

(1.4.2), (1.4.3)をLagrangeの方程式に代入し、 $x_p$ について解くと、

$$\left. \begin{aligned} x_p &= \hat{x}_p e^{i(\omega t - \psi)} \\ \hat{x}_p &= | \hat{x}_{pF} + \hat{x}_{pM} e^{i\kappa} | \\ \hat{x}_{pF} &= \left( \frac{30}{\pi} \right)^2 \frac{g}{\beta^2 W_e N_0^2} \frac{F}{\sqrt{\left( 1 - \frac{N^2}{N_0^2} \right)^2 + \left( \frac{\delta}{\pi} \frac{N}{N_0} \right)^2}} \\ \hat{x}_{pM} &= \left( \frac{30}{\pi} \right)^2 \frac{g}{\beta^2 W_e N_0^2} \frac{\alpha M}{\sqrt{\left( 1 - \frac{N^2}{N_0^2} \right)^2 + \left( \frac{\delta}{\pi} \frac{N}{N_0} \right)^2}} \\ \delta &= \frac{30g}{N_0 W_e} C_e = \frac{30g}{N_0 W_e} \alpha^2 C_{ez} + \frac{30g}{N_0 W_e} C_{eo} + \frac{30g}{N_0 W_e} C_b \end{aligned} \right\} \quad (1.4.4)$$

こゝで  $N_0$  : ポッシング、軸系の連成固有振動数 (cpm)

$N$  : 強制外力の周波数 (cpm)

$\delta$  の第一項はプロペラ面の傾きに対する対数減衰率、第2項はプロペラの面内移動に対する対数減衰率、第3項はポッシング構造の対数減衰率である。共振状態では  $N = N_0$  であるから

$$\left. \begin{aligned} \hat{x}_{pF} &= \frac{900g}{\pi} \frac{F}{W_e N_0^2 \delta} \\ \hat{x}_{pM} &= \frac{900g}{\pi} \frac{\alpha M}{W_e N_0^2 \delta} \end{aligned} \right\} \quad (1.4.5)$$

(1.4.4)の第2式は、プロペラの起振力と起振モーメントとの位相差  $\kappa$  だけ両者の応答をずらせてベクトル和を取るべきことを示している。しかし、1.3.4で述べたように現時点ではプロペラ起振力の位相関係は計算方法によってもさまざまに変わるので、安全側を考えて、 $\hat{x}_{pF}$  と  $x_{pM}$  の単純和を取るのが適当と考えられる。ポッシング後端の振巾を求めるには自由振動モードの両点の振巾比をかけてやればよい。

## (2) 減衰率の検討

ポッシング、軸系の振動減衰機構としては、プロペラ減衰、構造減衰および油膜減衰があるが、本船プロペラ軸系においては軸受部における軸と軸受との相対変位が小さいので、表1.2.7に示すように油膜で期待できる減衰は高々  $\delta = 0.05$  程度であり、これも支持条件によって変化するので、すでに述べたように油膜減衰にはあまり期待はできない。そこで、構造減衰とプロペラ減衰について若干検討を行なった。

### (a) 構造減衰

Ayling<sup>14)</sup>らは、ポッシングの振動について広汎な実験を行なっているが、これらの実験から対数減衰率を算出し

てみると  $\delta = 0.015 \sim 0.05$  位になる。これは、共振曲線の半値巾から取ったものである故、共振々巾に誤差があると結果に響いてくるから、安全のため  $\delta = 0.01$  と考えると一般の局部構造の減衰率の値から考えて、むしろ過少であるから、こゝでは一応構成減衰は  $\delta = 0.01$  であると考える。

### (b) プロペラ減衰

振動によってプロペラ面が直径まわりに  $\varphi_{yp}$  だけ傾くと、プロペラ翼は前後に動くから推力が変化する。これを計算してみる。

計算に際して次の仮定をおく。

(i) 推力は準定常理論に従って変化するものとする。

(ii) プロペラ翼の半径方向の推力分布は  $\frac{T}{Z_b R} f(r)$  ( $T$ : 全推力,  $Z_b$ : 翼数,  $R$ : ベラ半径) で表わされるものとする。

プロペラの 1 翼の角位置が top vertical から右まわりに  $\theta_i$  である瞬間を考えると回転  $\varphi_y$  によって、翼断面は次の前向き速度を持つ。

$$\Delta V_p = -r \dot{\varphi}_{yp} \sin \theta_i - r \varphi_{yp} \cos \theta_i \cdot \dot{\theta}_i$$

これにより、その断面の推力は次の値だけ変化する。

$$\Delta F_s(r) = \frac{f(r)}{Z_b R} \frac{\partial T}{\partial V_p} \Delta V_p = -2 \frac{\kappa t' \rho n D_p^2}{Z_b} f(r) r (-\dot{\varphi}_{yp} \sin \theta_i - \varphi_{yp} \cos \theta_i \cdot \dot{\theta}_i)$$

これによる直径まわりのモーメントを翼 1 本について積分し、さらに  $Z_b$  本の翼について位相を考え加え合せると最終的に、 $\Delta F_s$  によるモーメントは

$$M = - \left[ \frac{\kappa t' n \rho D_p^5}{8} \int_0^1 \left( \frac{r}{R} \right)^2 f \left( \frac{r}{R} \right) d \left( \frac{r}{R} \right) \right] \dot{\varphi}_{yp} \quad (1.4.6)$$

したがって、前節の  $C_{ez}$  は

$$C_{ez} = \frac{1}{8} C_I \kappa t' \rho n D_p^5 \quad (1.4.7)$$

$$\text{ここで } C_I = \int_0^1 \left( \frac{r}{R} \right)^2 f \left( \frac{r}{R} \right) d \left( \frac{r}{R} \right) \text{ で}$$

$$\text{推力を代表半径 } r_0 \text{ に集中させたとき } C_I = \left( \frac{r_0}{R} \right)^2$$

$$\text{推力を直線分布としたとき } C_I = 0.5$$

$$\text{推力を } \frac{r}{R} \left( 1 - \frac{r^2}{R^2} \right) \text{ の形に分布させたとき } C_I = 0.3333 \text{ となる。}$$

一方、浦木らの研究によれば<sup>15) 16)</sup>、2 次元翼が迎角  $\alpha$ 、速度  $V$  で動いているとき、これに垂直に振動速度  $V$  が加わるときには、翼の微少中  $d\gamma$  あたりに対して、減衰力  $\Delta F$  は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} \Delta F &= \frac{1}{2} \rho (2\ell) DV v d\gamma \\ D &= A + B \alpha + C \alpha^2 \end{aligned} \quad \left. \right\} \quad (1.4.8)$$

ここで  $\ell$  : 翼の半弦長

$A, B, C$  : 翼型及び reduced frequency  $\Omega = \frac{\omega \ell}{V}$  ( $\omega$  : 振動数) によって定まる定数で、同研究によれば  $D$  の最小値は 3 位である。

この結果をプロペラの場合にあてはめ、さら  $\ell$  プロペラ翼の半弦長  $\ell$  を次式で近似する。

$$\frac{\ell}{R} = 9.486 \frac{a_e}{z_b} \left( (1 - r/R)^{0.6} - 0.8663(1 - r/R) \right) \quad (1.4.9)$$

(これは、Troost B series のプロペラに対して求めた)。

ここで、 $a_e$  : 展開面積比

しかるとき、

$$C_{ez} = 0.0408 D \cdot a_e \rho n D_p^5 \quad (1.4.10)$$

A 船では、表 1.3.5 から

$$\kappa_t' = 0.0732 J + 0.4518$$

であるから作動点  $J = 0.98$  とすると、 $\kappa_t' = 0.5235$  であり、推力分布を直線とすると  $C_t = 0.5$  であるから、(1.4.7) による  $C_{ez}$  は

$$C_{ez} = 0.0327 \rho n D_p^5$$

これに対し、 $a_e = 0.73$   $D = 3$  として (1.4.10) から求めた  $C_{ez}$  は、

$$C_{ez} = 0.0894 \rho n D_p^5$$

となり、両者の開きはかなり大きいが、浦木らは、local cavitation が減衰を大きくする要因であるといつており、(1.4.10) には実験の裏付けもあるので、こゝでは (1.4.9) において  $D = 3$  とおいた

$$C_{ez} = 0.122 a_e \rho n D_p^5 \quad (1.4.11)$$

を用いることとする。これを用いたときの対数減衰率は (1.4.4) 式から

$$\delta = \frac{30g}{N_0 W_e} \alpha^2 C_{ez} = 3.752 \frac{a_e n D_p^5}{N_0 W_e} \alpha^2 \quad (1.4.12)$$

となり、本船の連成 1 次振動であてはめてみると

$$a_e = 0.73 \quad D_p = 7 \text{ m} \quad W_e = 331.7 \text{ t} \quad N_0 = 476 \text{ cpm} \quad n = 1.587 \text{ rps} \quad \alpha = 0.25 \text{ とおくと}$$

$$\underline{\delta = 0.029}$$

$C_{eo}$  も、これと同じ考え方で出るが、こゝでは簡単のため  $C_{eo} = 0$  と考えた。

### 1.4.3 計算結果

計算結果を表 1.4.1 に示す。

### 1.4.4 計算結果に対する考察

表 1.4.1 から、次のことがわかる。

計測された振巾は、A, B 両船とも計算振巾よりは小さい。今、力による応答振巾をモーメントによる応答振巾とが逆相であると仮定すれば、計算値と計算値とはほど同じオーダーになるが、計算された起振力と起振モーメントとの位相は表 1.3.2 に示すようにほど同相であり、この仮定は成立しない。

計算値が計測値よりも過大に出る原因として推定されるものは次のものである。

#### (1) 計算及び計測の誤差

図 1.2.11 からわかるように、計算と計測とを比較した Fr. 24 は、ボッシング後端よりは遙かに前方であって、プロペラまたはボッシング後端に比して振巾の小さいところであるため、計算上も実測上も誤差の生じやすい点である。正確な比較を行なうには、もっと後方、少なくとも Fr. 16 より艉側で計測を行ない比較する必要がある。

#### (2) 起振力の位相

前述した表 1.3.2 の起振力と起振モーメントとの位相は、模型船の wake から、実船 wake を推定して、それに対し計算されたものであるが、実船の wake が、この推定 wake と異なっていれば当然起振力も異なる。この点に関しては 50 年度に起振力実船計測結果が出れば、実船起振力の真の大きさ、位相が判明するものと思われる。

#### (3) 油膜減衰の影響

1.2.4 (3)(f) に述べた所論により、本計算では油膜減衰を無視したが、その分だけ減衰を少く見積ったことになる。また、さらに検討を要する点は、船尾管軸受のように長い軸受を 1 点に集中したバネと減衰でおきかえている点で

ある。このような長い軸受では、軸が軸受中心線に対して平行移動するときだけでなく、傾く場合もバネや減衰の効果を生ずる可能性があるので、今後このような点の考察が必要である。

#### (4) 構造減衰の推定

本計算では、構造減衰としては Ayling の実験から求めた値の下限値にさらに安全係数をかけたものを使っているが、これは、再考の余地がある。

#### (5) プロペラ減衰の推定

本計算に用いたプロペラ減衰は、非定常翼理論に基づくものを模型実験結果で修正した値を用い、さらにプロペラに適用するときに種々の近似を入れているが、この点に関しては、再考の必要がある。

### 1. 4. 5 結 言

本研究で計算された振動応答は実測値に比して過大な傾向にある。その原因として考えられるものは前節に挙げたが、その中には容易に検証され得ないものも多い。しかし、概括検討ができるものもあるので、その中の一部は 50 年度の研究で実施したいと考えている。

現時点で何らかの推定を行なう必要に迫られたときは、本研究の計算方法で計算すれば安全側（振動が過大に出る側）の結果を与えると思われる。

### 参 考 文 献

- 1) 葉山真治, SR 200 第 3 分科会幹事会資料 SR 200-3 幹 23-1 (1975)
- 2) Orcutt, F. K. and Arwas, E. B., The Steady-State and Dynamic Characteristics of a Full Circular Bearing and a Partial Arc Bearing in the Laminar and Turbulent Flow Regimes. Trans. of ASME, J. of Basic Engg (1966)
- 3) 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、日本造船研究協会研究資料 No 203 (1974)
- 4) SR 143 資料 14-6, 三菱重工 (1975)
- 5) 大高勝夫, プロペラ軸系の振動に対する一考察 (その 1), 造船学会船体構造委員会資料 91 32 1/1 (1974)
- 6) 葉山真治, 推進軸系横振動に関する一考察, 船機誌 9 卷 5 号 (1974)
- 7) 鶴見倫一, 船舶推進軸系の横振動について, 船機学会振動研究会資料 (1975)
- 8) 軸系外力の理論計算, SR 143 資料 14-5 (1975)
- 9) 2 軸船々尾構造振動の研究 — 準定常理論による予備計算, SR 142 資料 6-6 (1974)
- 10) 模型船におけるプロペラ起振力の計算結果, SR 142 資料 8-8 (1974)
- 11) 熊井豊二, 船体振動起振力としての Propeller Bearing Force の一推定法, 西船報 23 (1962)
- 12) Van Lammeren, W.P.A., van Manen, J.D. and Oosterveld, M.W.C., The Wageningen B-screw Series S.N.A.M. E (1969)
- 13) Troost, L., Open water test series with modern propeller forms, Trans. N.E.C.L. (1950)
- 14) Ayling, R.W. et al, Propeller bossing vibration, R.I.N.A. (1964)
- 15) 浦木侃治他, 上下振動を行なう水中翼の附加質量効果と減衰効果について (第 1 報, 実験方法及実験結果) 機論 (第 2 部) 29 卷 198 号 (1963)
- 16) 同上, (第 2 報, 考察) 同誌

表1.4.1 ポッシングのプロペラ起振力による振動応答

振動数 $\text{f}$		476 cpm
有効重量	ポッシング後端に集中したと考えた場合	331.7 t
	$\beta = (\text{プロペラ振巾}) \div (\text{ポッシング後端振巾})$	0.425
	プロペラ位置に集中したと考えた場合	59.9 t
減衰率	構造の対数減衰率 $\delta_s$	0.1
	プロペラ " $\delta_p$	0.03
	合 計	0.13
起振力	面外起振力	3.76 t *)
	面外起振モーメント	10.79 t m*)
プロペラ位置における傾斜とたわみの比 $\alpha$		0.25 1/m
プロペラ位置における振巾	起振力による応答	6.03 mm
	起振モーメントによる応答	4.29 mm
ポッシング位置における振巾	起振力による応答	2.56 mm
	起振モーメントによる応答	1.82 mm
Fr.24 における振巾	起振力による応答	0.36 mm
	起振モーメントによる応答	0.26 mm
Fr.24 における実測振巾 <sup>3)</sup>	A 船	0.05 mm
	B 船	0.15 mm

\*) プロペラ起振力は(軸回転数)<sup>2</sup>に比例するものとして表1.3.2の値を修正した。

## 1.5 プロペラ翼面の応力計算

### 1.5.1 緒言

SR 142ではコンテナ船のプロペラ起振力を算定するために49年度でその準備を、50年度で実船実験を行なう。さて、計測した変動応力からプロペラ起振力を算定するためには応力～力の関連を事前に求めておかねばならない。ここでは、この目的のためにプロペラ揚力面理論で計算された圧力分布及びこれを積分した集中荷重の計2ケースの荷重条件を与え、計測対象船べらざのぶりっじ第3番船(Seven Sea Bridge)のプロペラ翼面の応力分布をFEMにより計算した。この結果は前述の目的として使用されるとともに翼面上貼付ゲージの位置及び方向の決定にも使用された。

### 1.5.2 計算方法

#### (1) 計算方法

ASKAのFEMプログラム<sup>1)</sup>を使用して計算した。

#### (2) 計算条件

##### (a) プロペラ要目

$$Z = 5$$

$$D_p = 7.00 \text{ m}$$

$$P_{0.7R} = 1.428$$

$$a_e = 0.73$$

$$b = 0.2$$

##### (b) 作動状態

$$J = 0.9956 \quad \eta = 1.817 \text{ rps}$$

$$K_t = 0.1925 \quad p = 104.6 \text{ kg sec}^2/\text{m}^4$$

$$K_q = 0.0483$$

$$\eta_p = 0.7135$$

##### (c) 荷重条件

###### (i) Loading Condition 1: 分布荷重の場合

プロペラ要目及び作動状態を与え、船研プロペラ揚力面プログラム<sup>2)</sup>を使用して計算した結果を図1.5.1, 図1.5.2, 表1.5.1に示す。翼面上下面圧力差の無次元値  $K_\pi = \frac{\pi}{\rho n^2 D^4}$  が各  $r/R$  に与えられている。 $\pi (\text{ton}/\text{m}^2)$  は、

$$\pi = 16.92 \cdot K_\pi (\text{ton}/\text{m}^2)$$

で与えられ、計算にはこれを用いた。

###### (ii) Loading Condition Z: 集中荷重の場合

集中荷重は(b)の  $K_t$ ,  $K_q$  より  $T$ ,  $Q$  を求め力の作用点を  $0.7R$  かつ  $45.5\% R$  from Leading Edge

として計算し、これを翼ピッチ面に垂直に作用させた。

$$F = \sqrt{T^2 + \left(\frac{\theta}{0.7R}\right)^2} / Z \quad Z: 翼数 = 5$$

$$= 35.44 \text{ ton}$$

### 1.5.3 計算結果

1.5.2で述べた計算条件にて計算した結果を以下に示す。ただし  $\sigma_1$  は最大主応力  $\sigma_3$  が最小主応力である。Face面では  $\sigma_1$ , Back面では  $\sigma_3$  がほぼ翼表面に沿うと見做せる。

図1.5.3(1)～1.5.3(7) 計算モデルと変形図

図 1.5.3(8)～1.5.3(10) 主応力分布 (Face.  $\sigma_1 \sim \sigma_3$ )

図 1.5.3(11)～1.5.3(13) 主応力分布 (Back.  $\sigma_1 \sim \sigma_3$ )

#### 1.5.4 計算結果の考察

図 1.5.3(8)の主応力分布のうちMax. Thickness Line の半径方向の分布及び $r/R = 0.3$  のChord Length 方向の分布を図 1.5.4～5 に示す。以下に図 1.5.3, 1.5.4, 1.5.5 に関する考察を述べる。

- (1) 図 1.5.3(8)から分布荷重と集中荷重の場合の相違が分る。すなわち主応力の方向はあまり差がなく、大略半径方向を向いている。

主応力の大きさは図 1.5.5 に示す程度の差があり、集中荷重の方が小さい。

- (2) 図 1.5.3(13)に Back 面の応力分布が示されているが、 $r/R = 0.3$  の Max. Thickness 位置で、分布荷重が  $\ominus 6.686 \text{ Kg/mm}^2$ 、集中荷重  $\ominus 6.108 \text{ Kg/mm}^2$  となっている。一方通常のプロペラ設計で使用される梁理論によると略  $\ominus 6.0 \text{ Kg/mm}^2$  であり、近い値となっている。

- (3) 変形に関しては図 1.5.3(2), 1.5.3(4), 1.5.3(6), 1.5.3(7) に示されるように分布荷重、集中荷重の差はあまりなく、 $r/R = 0.975$  で各々約 17mm, 13mm 变位しているが換算はあまりない。

図 1.5.3(8)及び図 1.5.4, 1.5.5 には 50 年度実船応力計測が行なわれるゲージ貼付位置が示してあり、各位置の応力値と入力荷重の関係を把握することができる。

#### 1.5.5 結 言

均一流中を作動するプロペラの翼面平均応力分布を FEM を用いて計算した。計算は、分布荷重と集中荷重の 2 ケースについて行なわれたが、 $r/R < 0.7$  の応力分布状態は大略同一傾向を示した。この結果は 50 年度に計測される変動応力から外力に換算する際に使用される応力-外力の関連を近似的には集中荷重として把握できるであろうことを示している。

1) センチュリーリサーチセンター (CRC) に計算を依頼した。

2) 小山鴻一：船用プロペラ特性の計算プログラム、船舶技術研究所

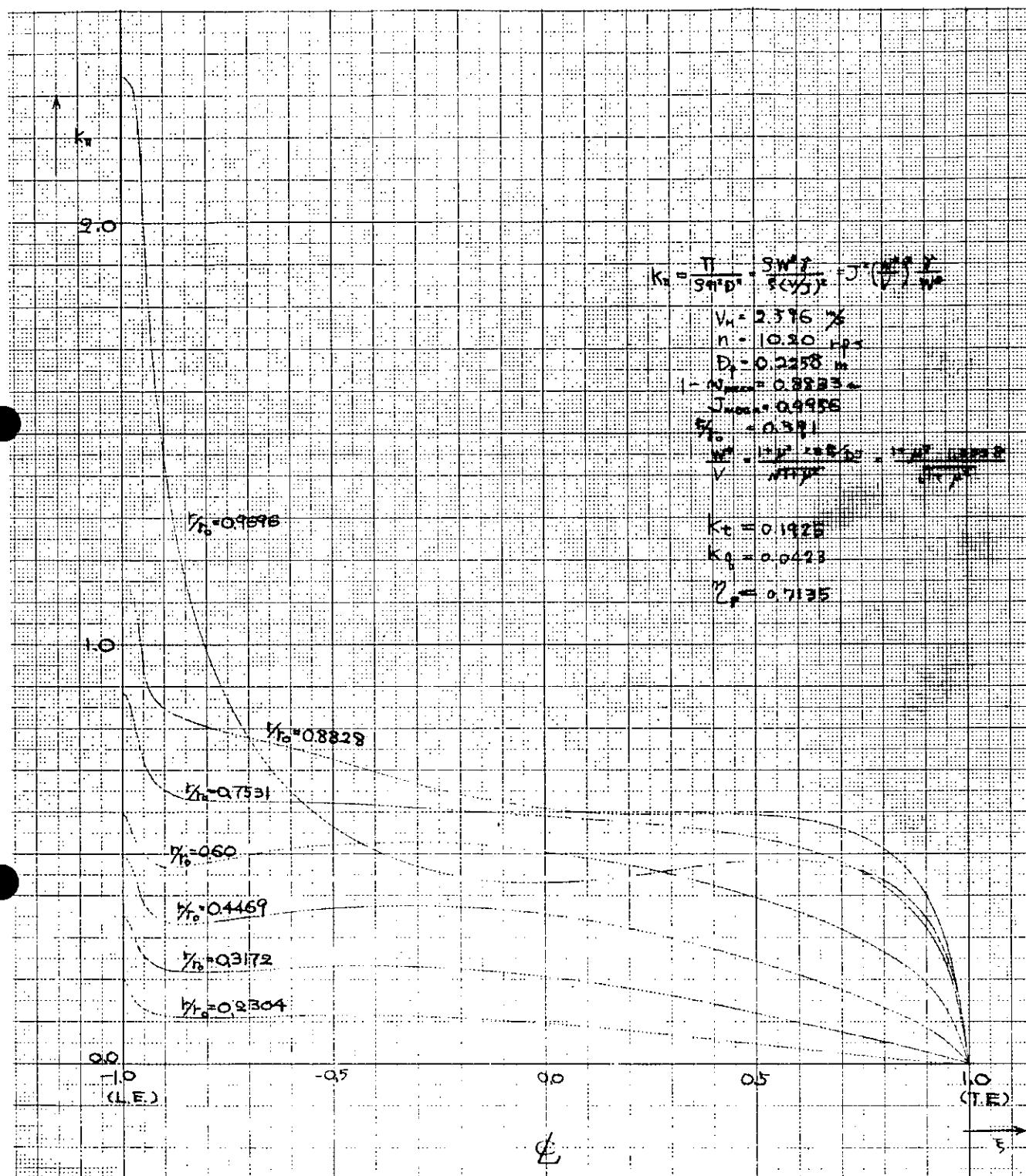


図 1.5.1 翼上下面圧力差無次元分布

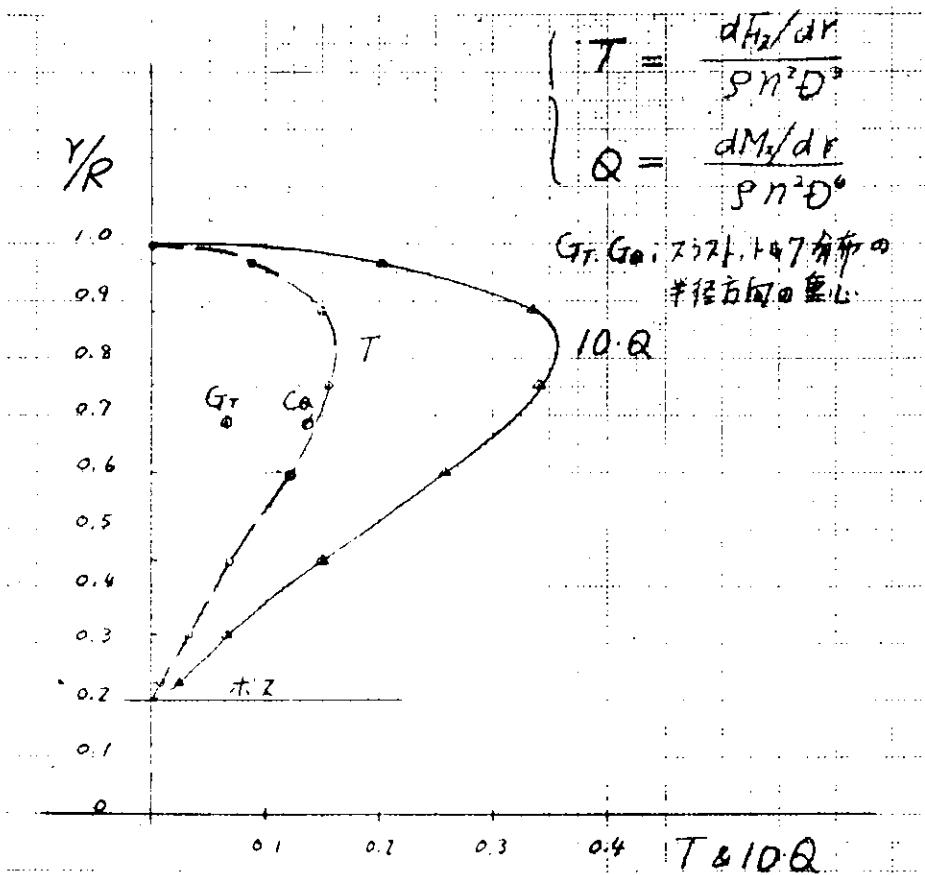


図 1.5.2 トルク スラスト分布

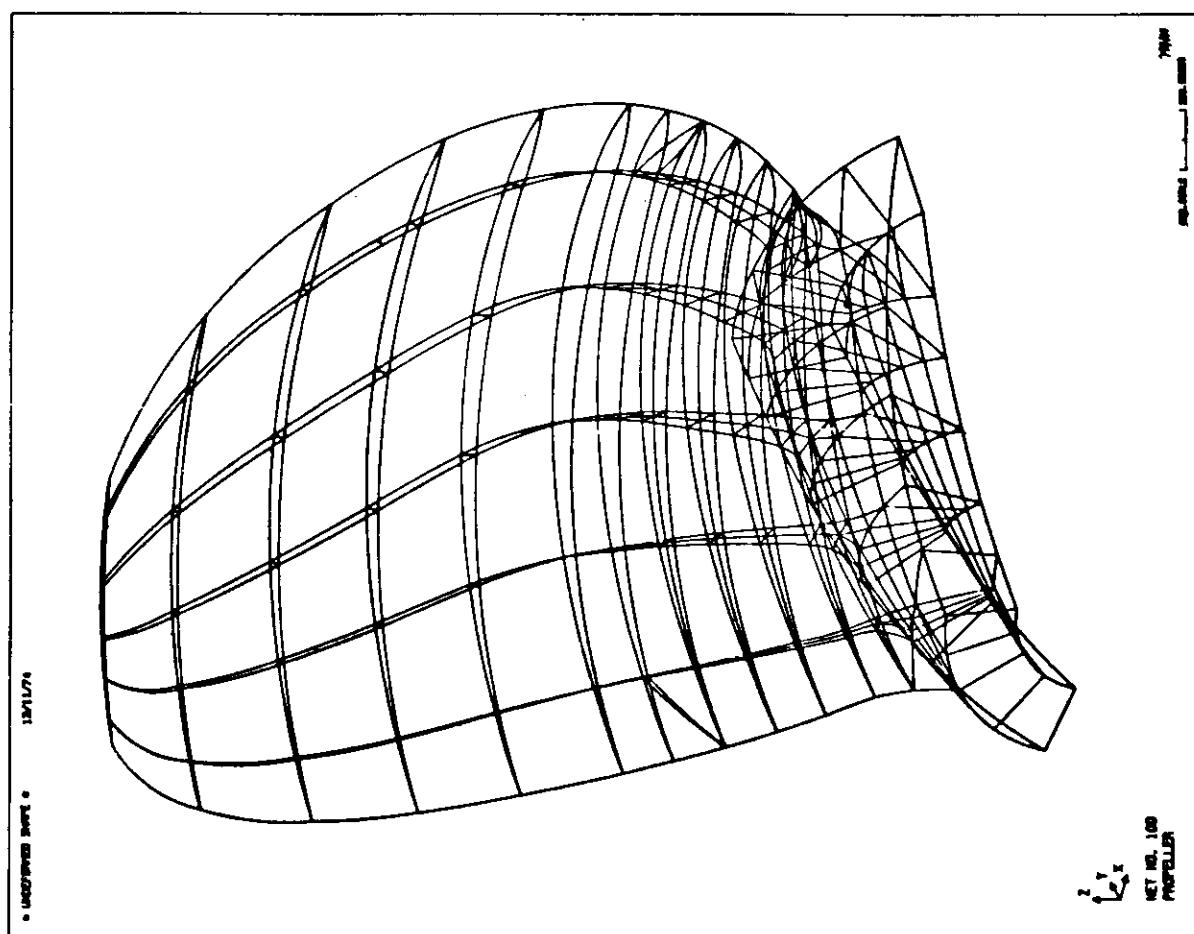


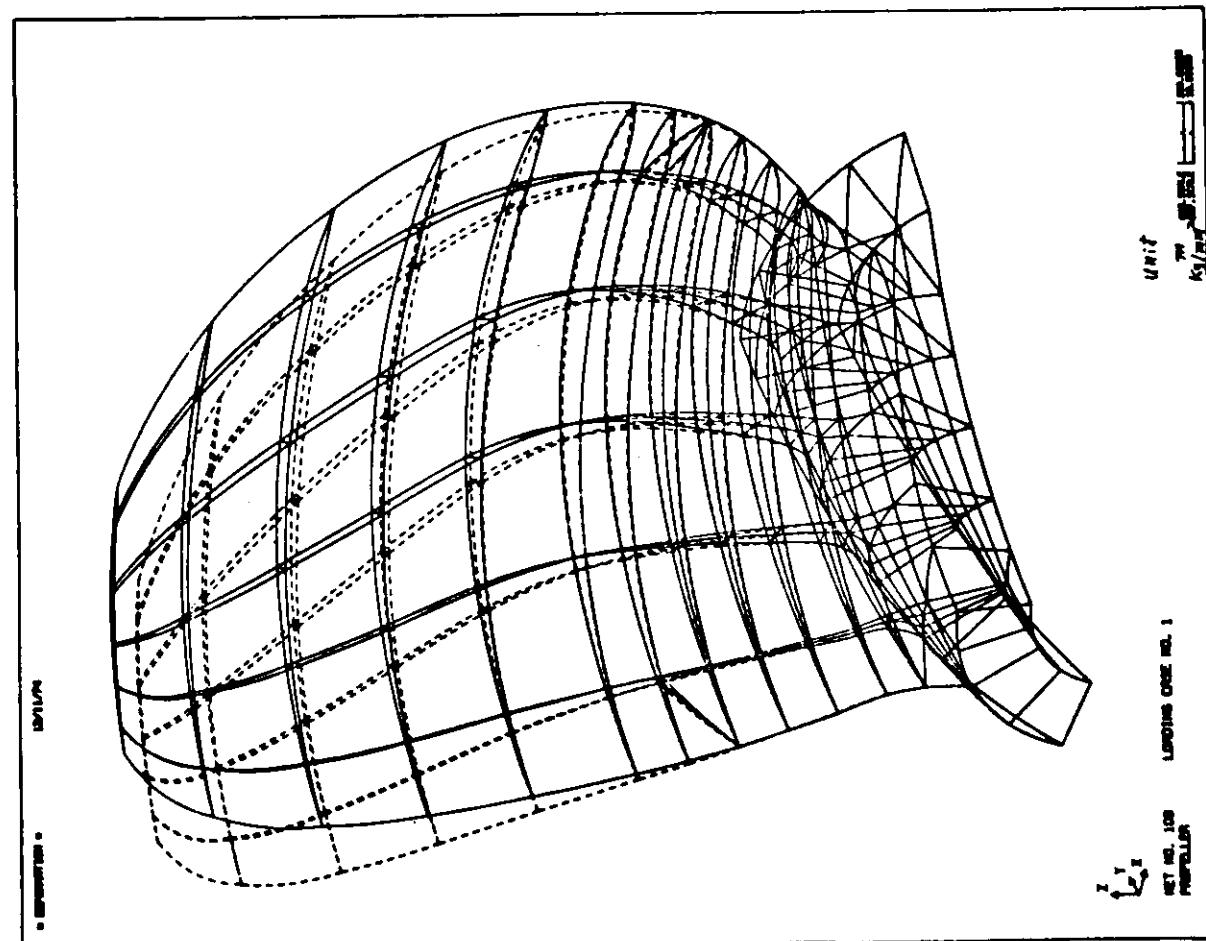
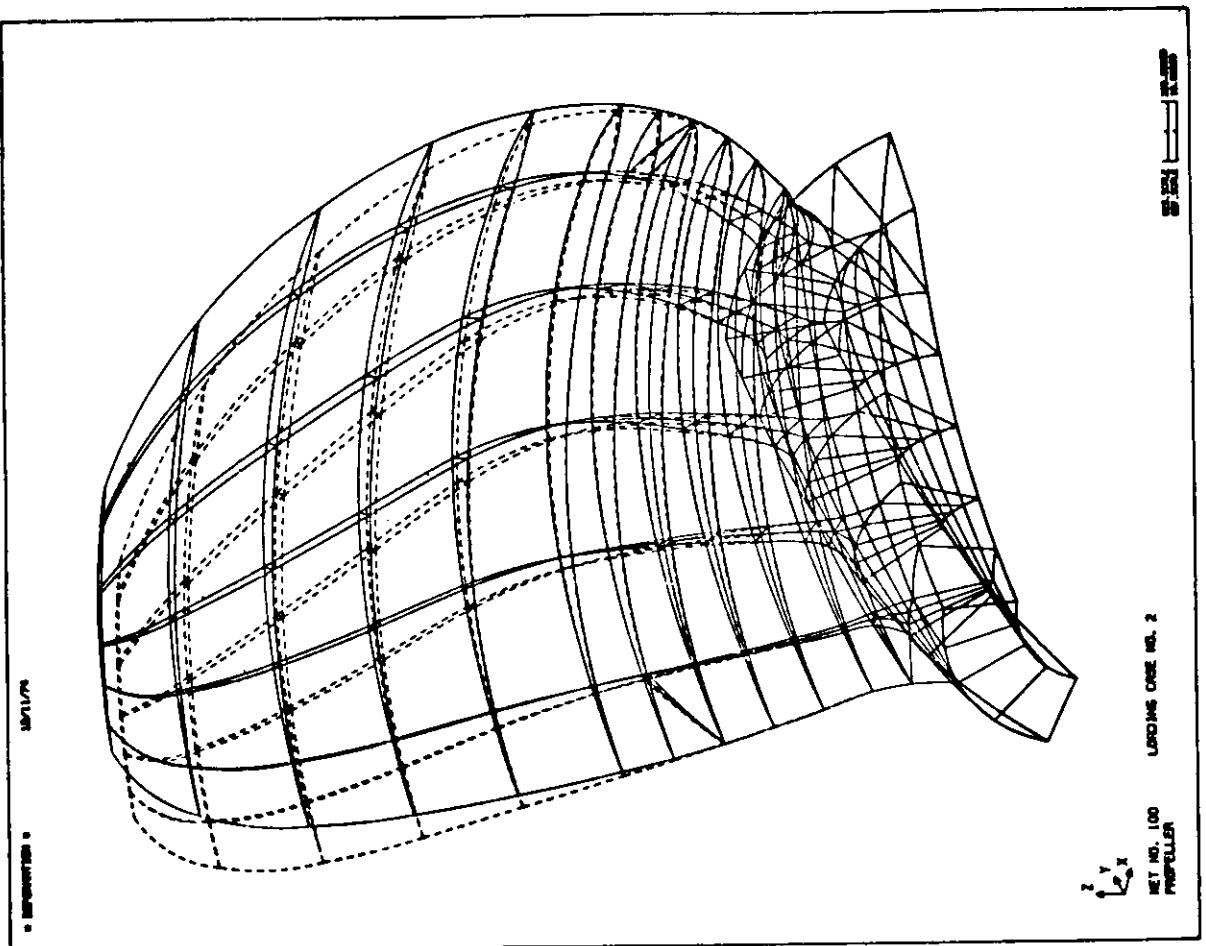
図 1.5.3 (1) 計算モデル

表 1.5.1 船上下面無次元壓力差分布

STEADY PROPELLER LIFTING SURFACE ( $\epsilon = \text{THE 21H APPROXIMATION}, M = 0.002$ )

HYDRODYNAMIC CHARACTERISTICS										
$R/R_0$	$x^*$	$U$	$\bar{U}$	$C$	$\bar{C}$	$H$	$\bar{H}$	$61$	$62$	$63$
0.9696	2.4490	3.2441	0.8097	0.3752	0.0329	0.0095	0.0049	0.0244	0.0244	0.0244
0.8828	2.2684	2.9116	0.4163	0.3887	0.0122	0.0327	0.0016	0.0016	0.0016	0.0016
0.7531	1.9332	2.5942	0.0727	0.2918	0.0126	0.0741	0.0025	0.0336	0.0336	0.0336
0.6009	1.5403	2.1507	0.0225	0.3327	0.0116	0.1011	0.0172	0.0085	0.0085	0.0085
0.4463	1.1473	1.7323	0.0162	0.3683	0.0151	0.1974	0.0218	0.0218	0.0218	0.0218
0.3172	0.8142	1.4446	0.0114	0.2832	0.0159	0.0917	0.0046	0.0360	0.0360	0.0360
0.2504	0.5916	1.2352	0.0098	0.3635	0.0101	0.0362	0.0394	0.0254	0.0254	0.0254
CIRCULATION DISTRIBUTION										
$R/R_0$	$x^*$	$-U, +U, 0$	$-C, +C, 0$	$-0, 0, 0$	$-0, 0, 0$	$-0, 0, 0$	$-0, 0, 0$	$-0, 0, 0$	$-0, 0, 0$	$-0, 0, 0$
0.9696	0.6638	0.4614	0.3142	0.4062	0.1611	0.1416	0.1314	0.1422	0.1512	0.1388
0.8828	0.5282	0.2936	0.2785	0.2617	0.2414	0.2232	0.2113	0.2066	0.2028	0.1774
0.7531	0.2903	0.2593	0.2501	0.2495	0.2460	0.2406	0.2351	0.2297	0.2220	0.2064
0.6009	0.2400	0.2247	0.2202	0.2247	0.2537	0.2516	0.2624	0.2269	0.2047	0.1739
0.4463	0.2259	0.2021	0.2006	0.2153	0.2244	0.2231	0.2122	0.1919	0.1628	0.1280
0.3172	0.1881	0.1647	0.1595	0.1670	0.1703	0.1675	0.1723	0.1315	0.1043	0.0725
0.2504	0.1670	0.1649	0.1725	0.1945	0.1938	0.0478	0.0419	0.0677	0.0503	0.0388
LIFT DISTRIBUTION ( $\pi$ (無次元压力分布))										
$R/R_0$	$x^*$	$-0.9, 0, 0$	$-0.8, 0, 0$	$-0.7, 0, 0$	$-0.6, 0, 0$	$-0.5, 0, 0$	$-0.4, 0, 0$	$-0.3, 0, 0$	$-0.2, 0, 0$	$-0.1, 0, 0$
0.9696	0.9461	0.9476	0.9481	0.9486	0.9491	0.9496	0.9501	0.9506	0.9511	0.9516
0.8828	0.7531	0.7302	0.6518	0.6046	0.5559	0.6912	0.6446	0.6105	0.5469	0.4731
0.7531	0.5202	0.4797	0.4287	0.3870	0.3170	0.4164	0.3947	0.3691	0.3581	0.3125
0.6009	0.3747	0.3592	0.3247	0.2942	0.2146	0.2681	0.2443	0.2174	0.1843	0.1403
0.4463	0.2429	0.2259	0.2021	0.2006	0.2153	0.2537	0.2516	0.2220	0.1684	0.1290
0.3172	0.2574	0.2257	0.2187	0.2187	0.2187	0.2187	0.2187	0.2122	0.1739	0.1280
0.2504	0.1721	0.1136	0.1110	0.1184	0.1184	0.1184	0.1184	0.1043	0.0725	0.0406
CORRESPONDING CURRENT LIFT										
$R/R_0$	$x^*$	$-1.0, 0, 0$	$-0.8, 0, 0$	$-0.6, 0, 0$	$-0.4, 0, 0$	$-0.2, 0, 0$	$0, 0, 0$	$0.2, 0, 0$	$0.4, 0, 0$	$0.6, 0, 0$
0.9696	0.7102	0.6774	0.6046	0.5025	0.4014	0.3016	0.2010	0.1025	0.0444	0.0000
0.8828	0.6158	0.6155	0.6155	0.6154	0.6154	0.6154	0.6154	0.6153	0.6153	0.6153
0.7531	0.5151	0.4794	0.4287	0.3733	0.3295	0.2934	0.2646	0.2294	0.1843	0.1403
0.6009	0.3292	0.3286	0.3286	0.3286	0.3286	0.3286	0.3286	0.3286	0.3286	0.3286
0.4463	0.2697	0.2697	0.2697	0.2697	0.2697	0.2697	0.2697	0.2697	0.2697	0.2697
0.3172	0.2624	0.2624	0.2624	0.2624	0.2624	0.2624	0.2624	0.2624	0.2624	0.2624
0.2504	0.1676	0.1142	0.1142	0.1142	0.1142	0.1142	0.1142	0.1142	0.1142	0.1142
THRUST AND TORQUE DISTRIBUTION										
$R/R_0$	$x^*$	$1$	$0$	$-1$	$-2$	$-3$	$-4$	$-5$	$-6$	$-7$
0.9696	0.0828	0.0863	0.0863	0.0863	0.0863	0.0863	0.0863	0.0863	0.0863	0.0863
0.8828	0.7531	0.1523	0.0335	0.0335	0.0335	0.0335	0.0335	0.0335	0.0335	0.0335
0.7531	0.6009	0.1200	0.0257	0.0257	0.0257	0.0257	0.0257	0.0257	0.0257	0.0257
0.6009	0.4463	0.0697	0.0149	0.0149	0.0149	0.0149	0.0149	0.0149	0.0149	0.0149
0.4463	0.3172	0.0524	0.0074	0.0074	0.0074	0.0074	0.0074	0.0074	0.0074	0.0074
0.3172	0.2304	0.0524	0.0112	0.0112	0.0112	0.0112	0.0112	0.0112	0.0112	0.0112
0.2504	0.2304	0.0524	0.1142	0.1142	0.1142	0.1142	0.1142	0.1142	0.1142	0.1142

図 1.5.3(2) 变形図



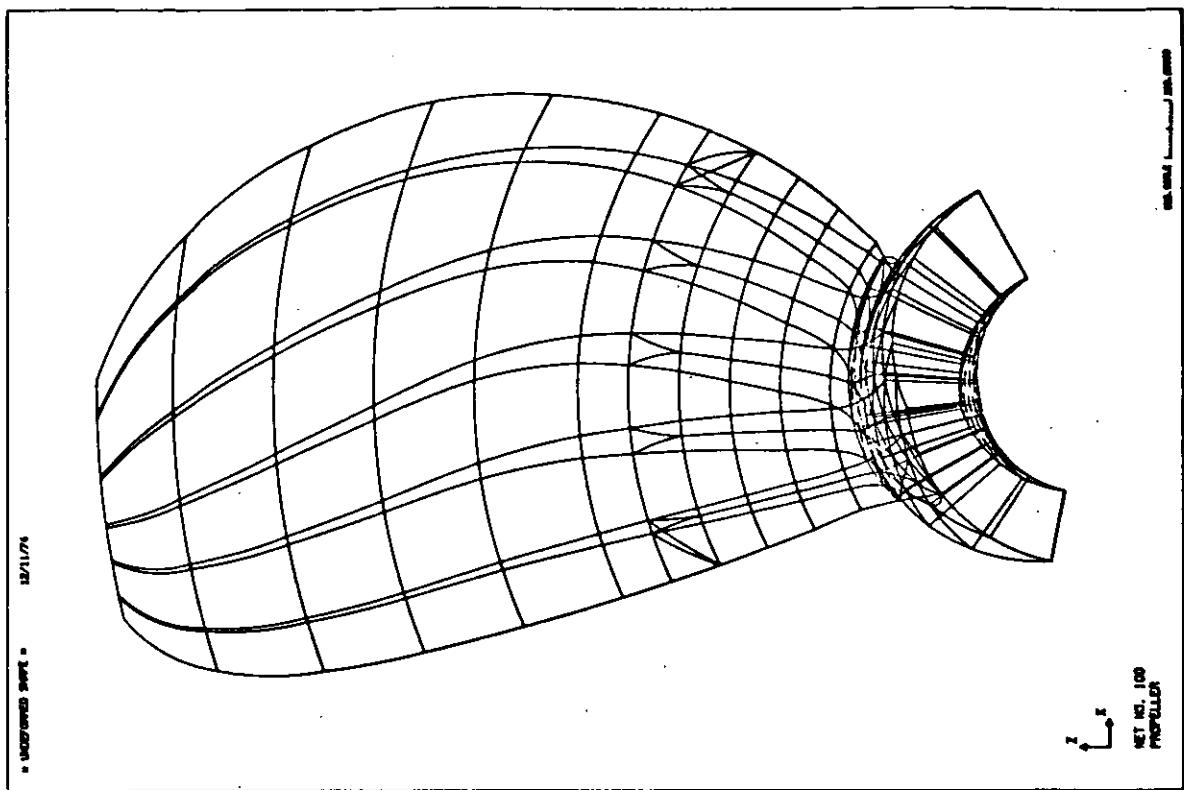


図 1.5.3(3) 計算モデル

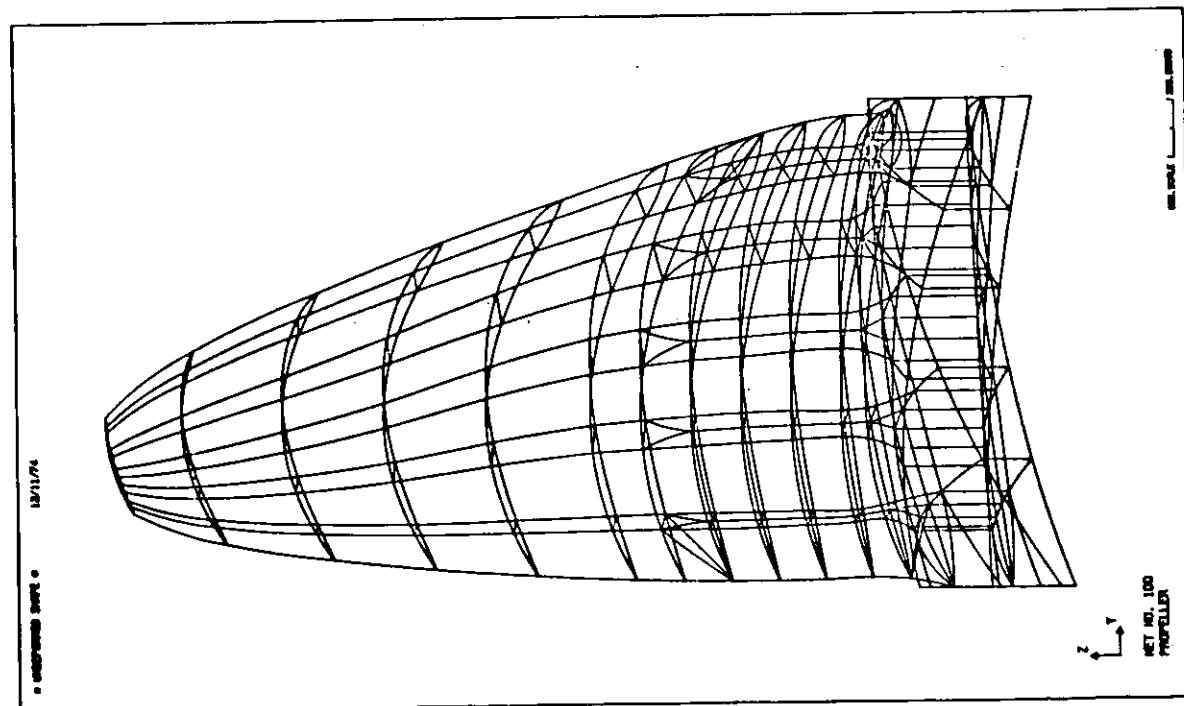
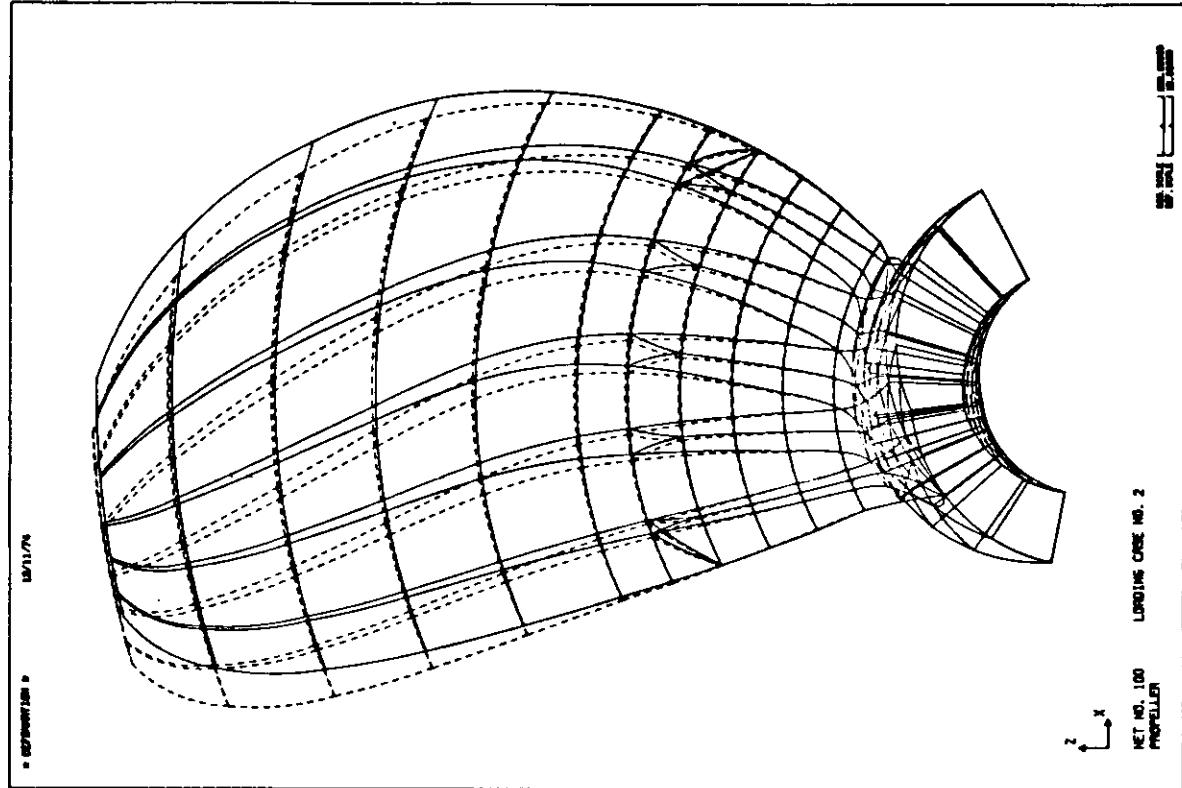
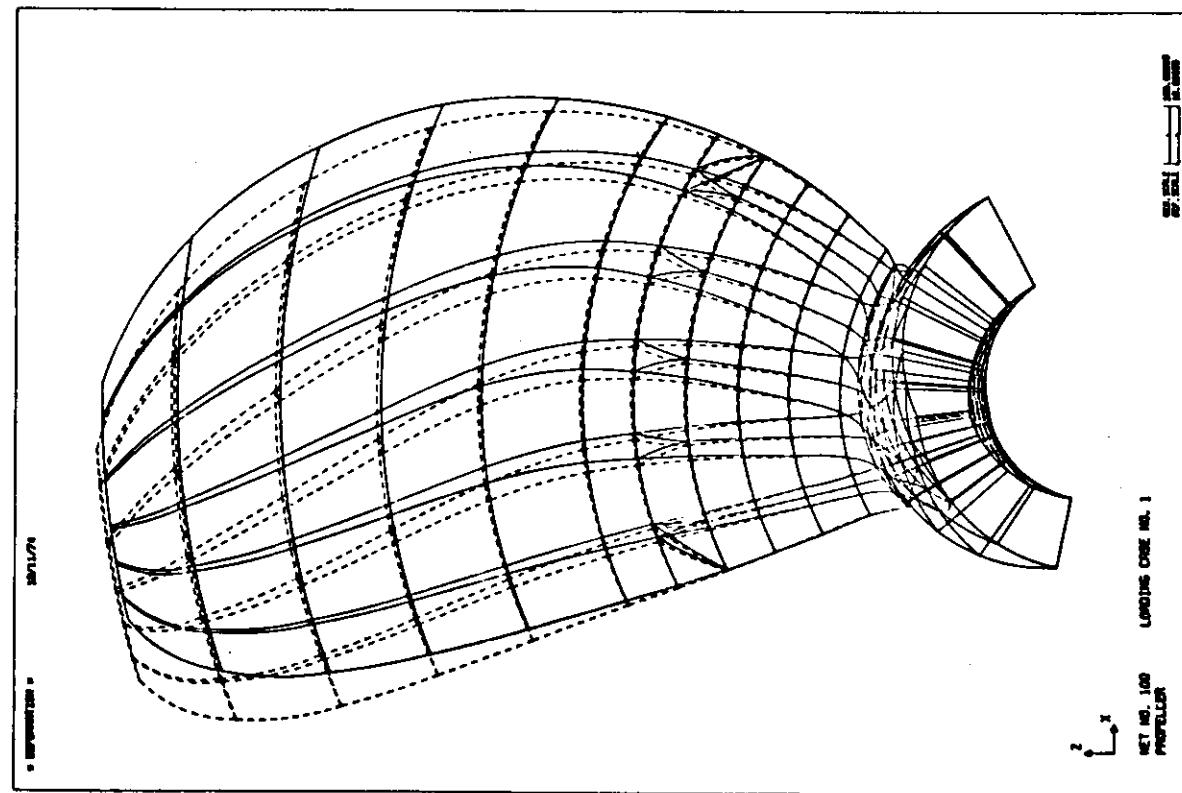


図 1.5.3(5) 計算モデル

図 1.5.3(4) 变形図



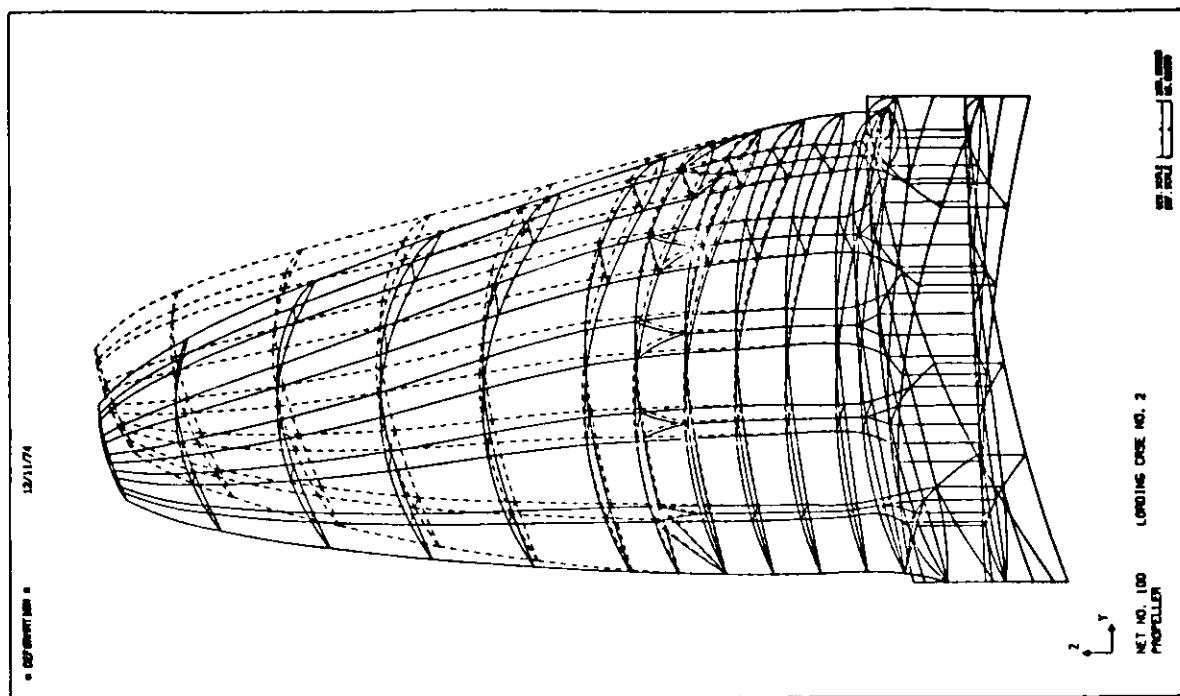
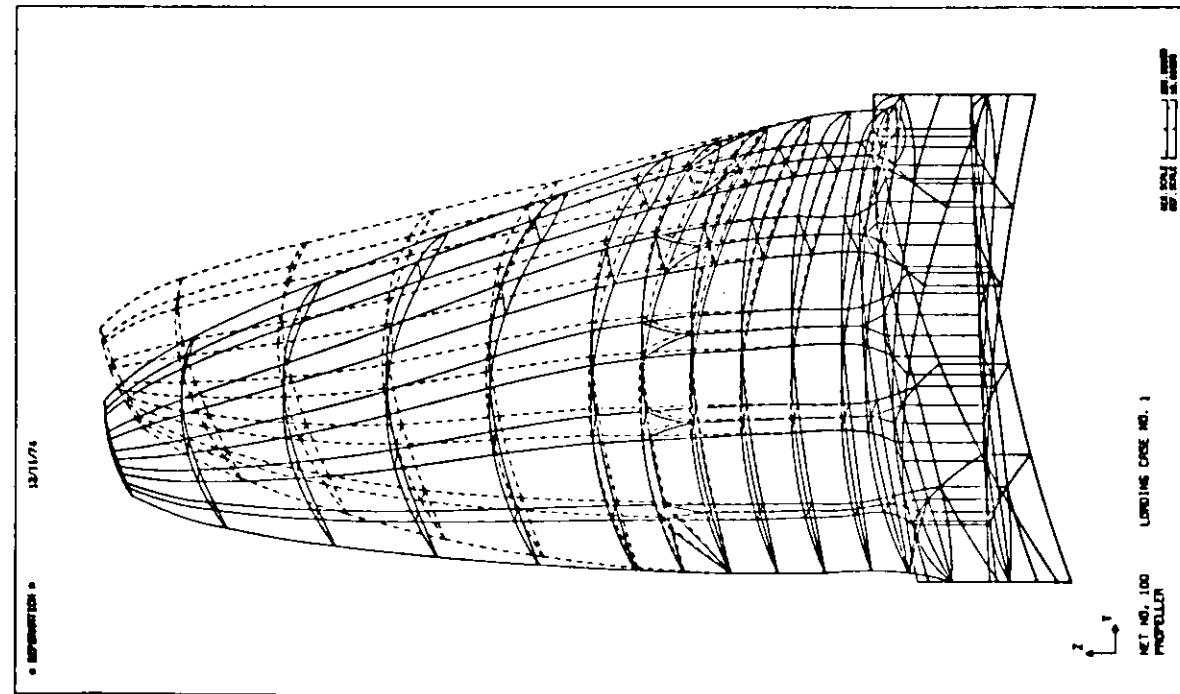


图 1.5.3(6) 变形图



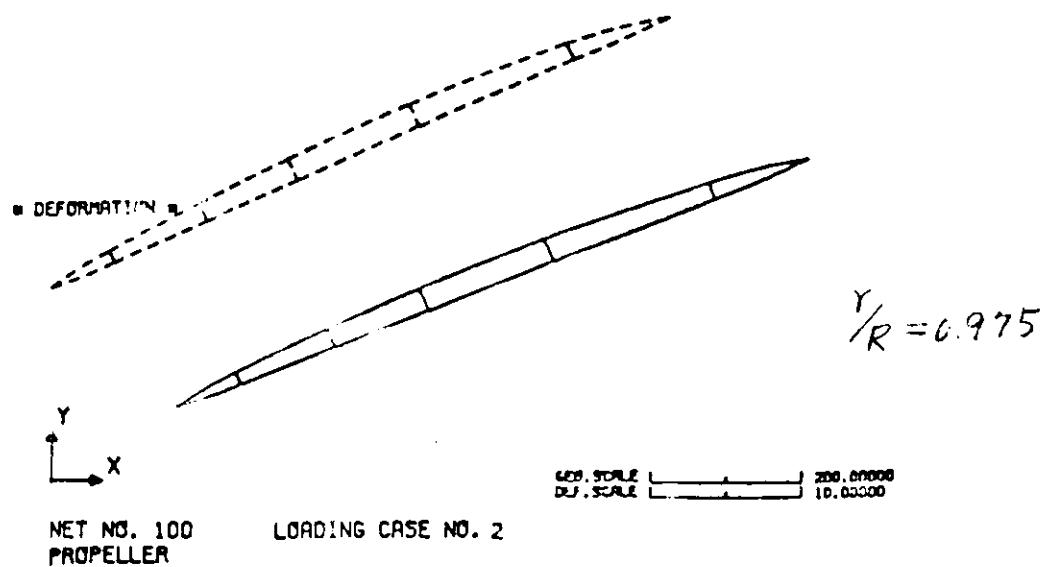
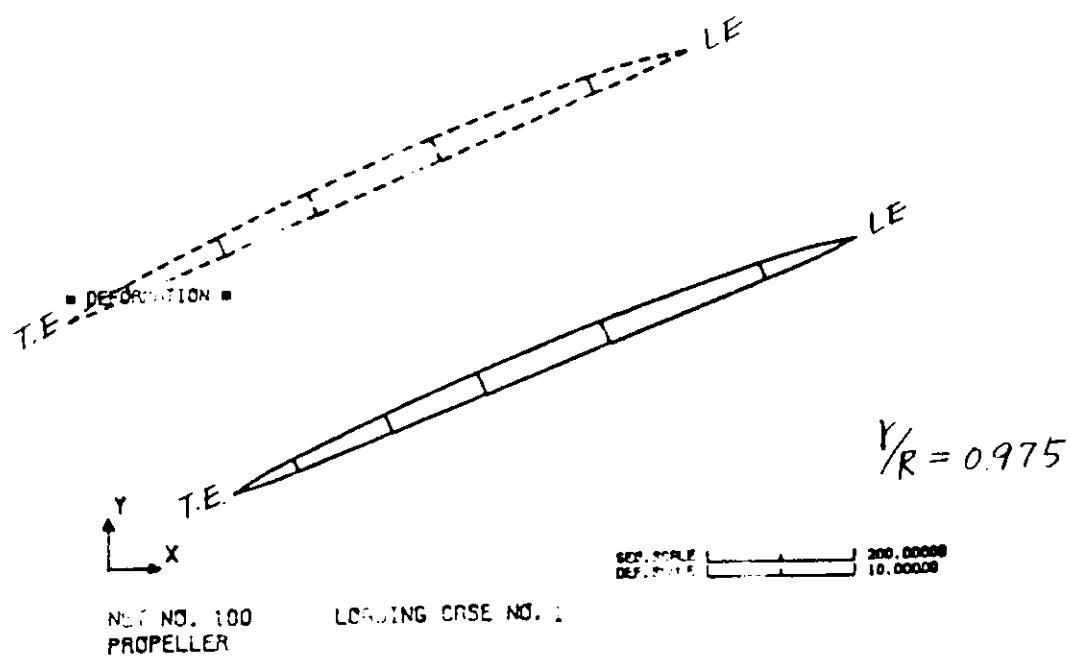


図 1.5.3(7) 脇断面の変形、変位

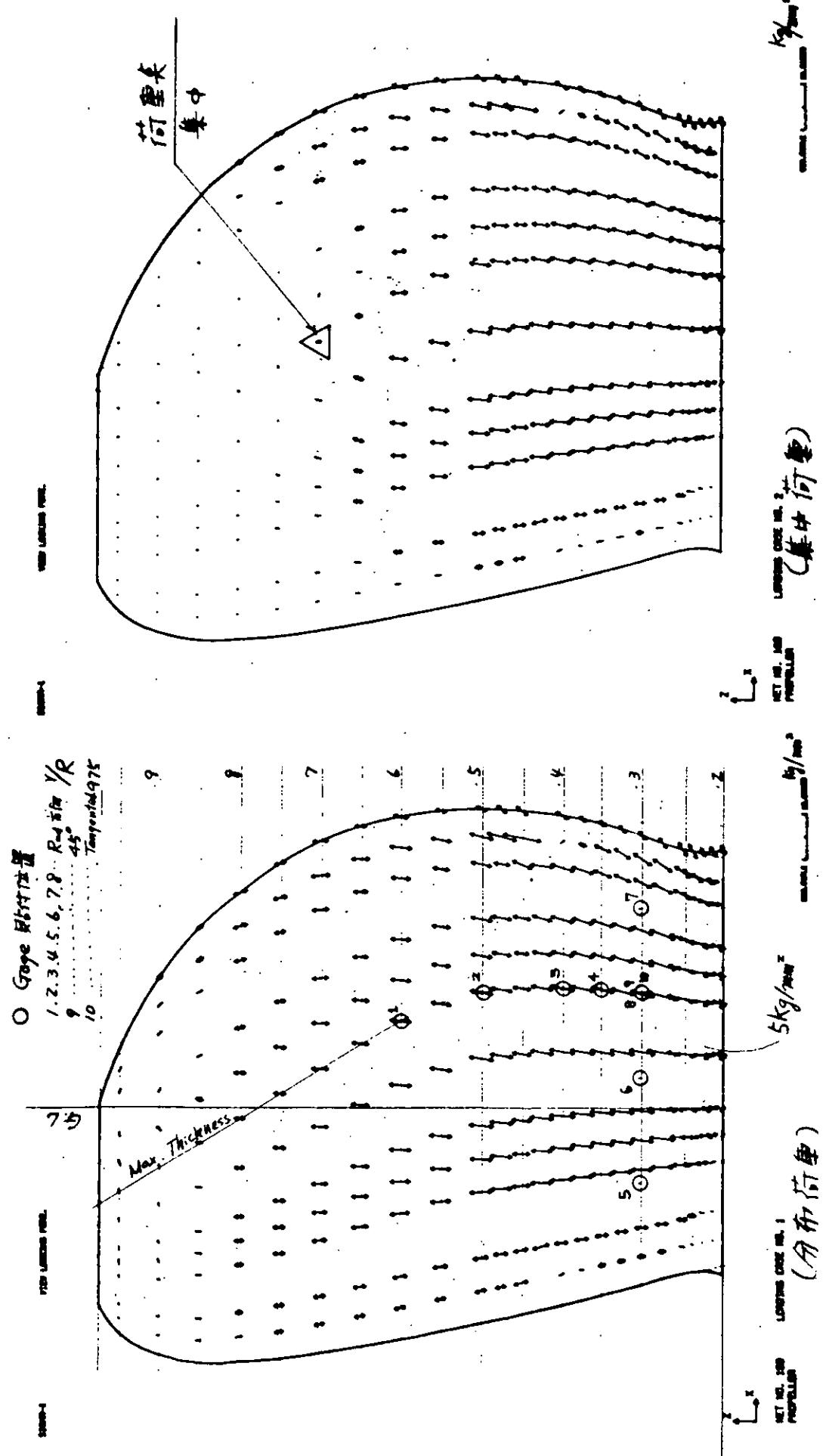
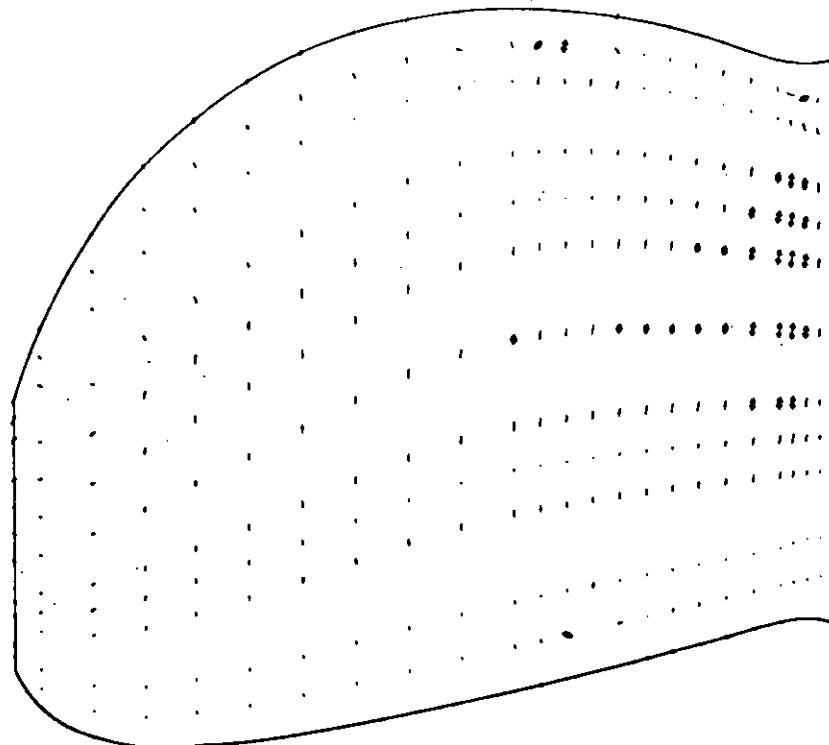


图 1.5.3(8) 主应力分布 (Face  $\sigma_1$ )

VIEW LANDING POS.

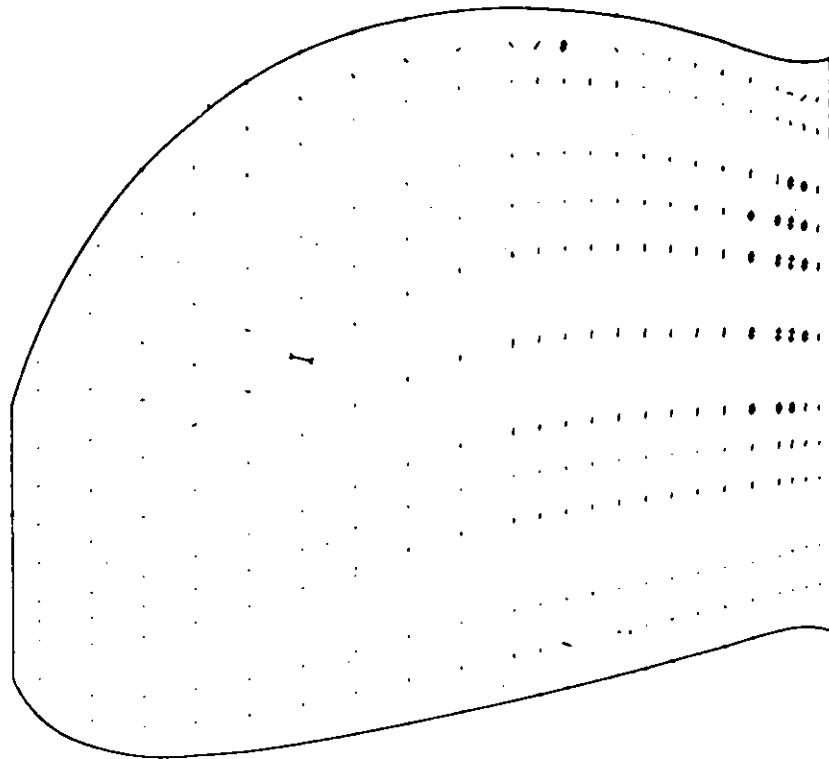
VIEW LANDING POS.



NET NO. 100  
PROPELLER

NET NO. 100  
PROPELLER

NET NO. 100  
PROPELLER



LANDING CRSE NO. 2  
PROPELLER

図 1.5.3(9) 主应力分布 (Face e.  $\sigma_2$ )

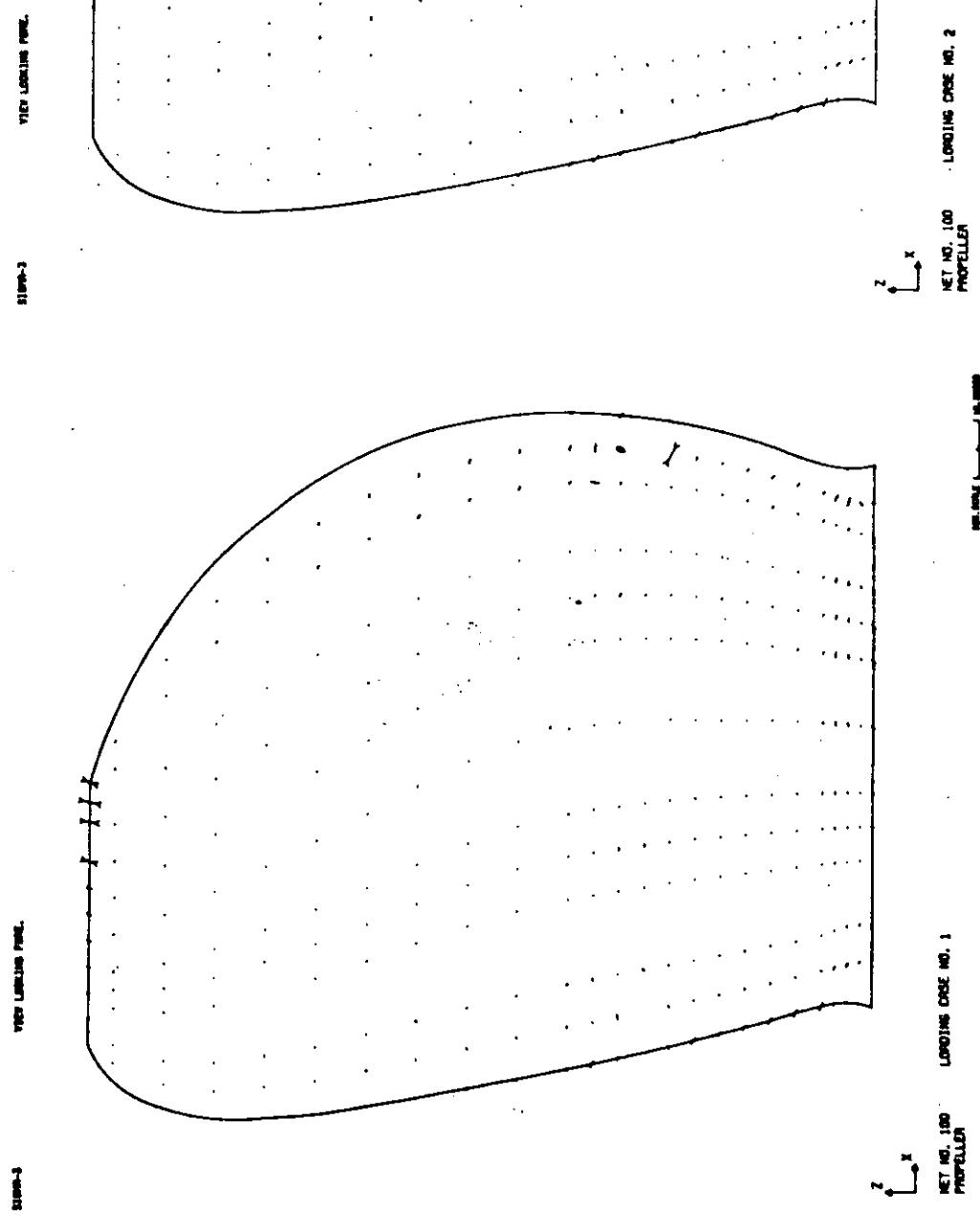


図 1.5.3 (b) 主応力分布 (Face.  $\sigma_3$ )

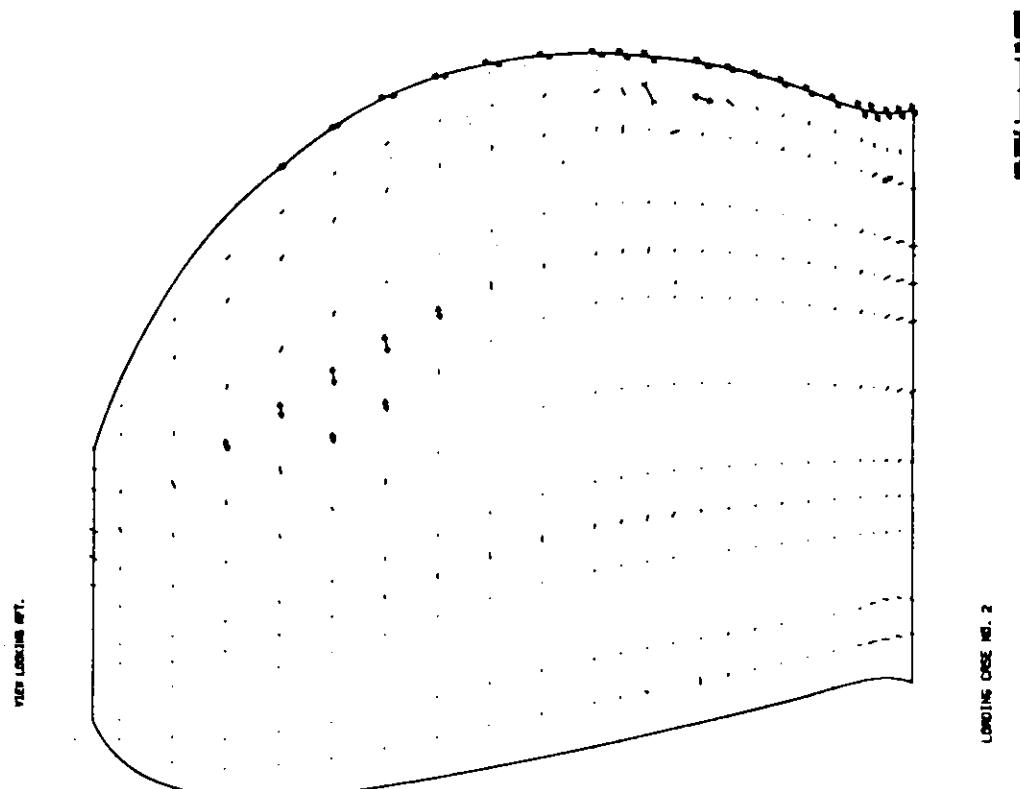
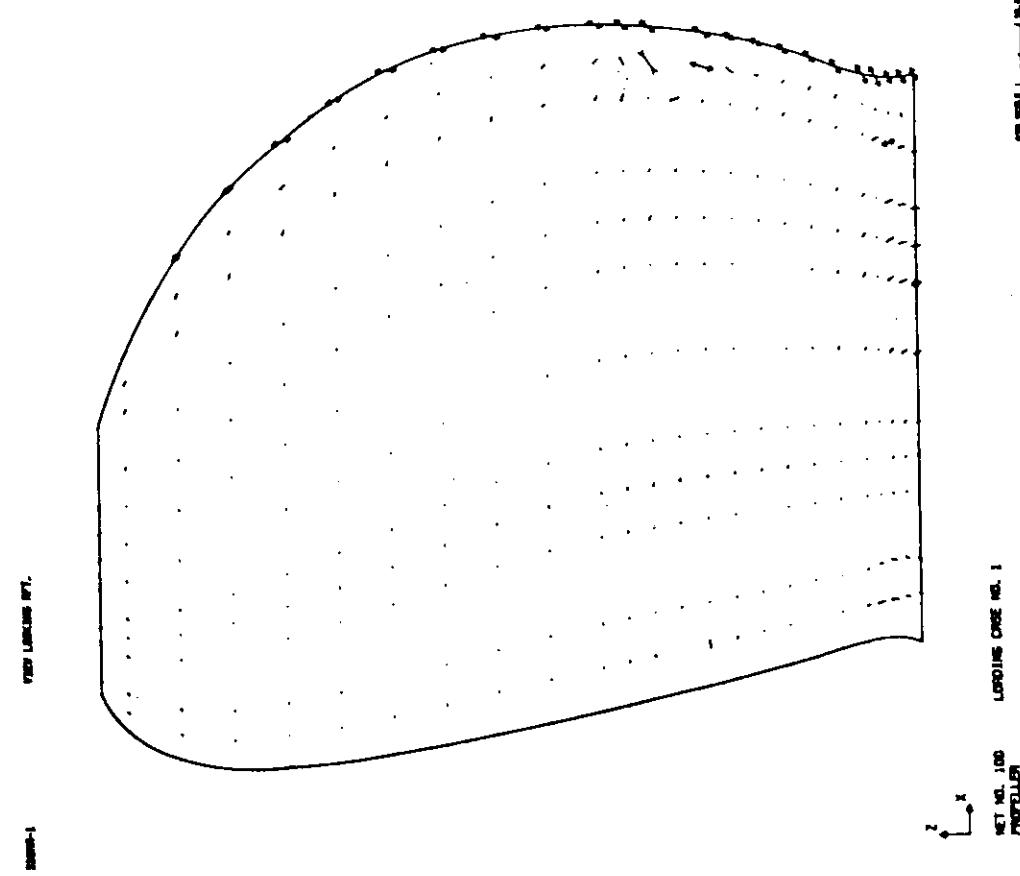


図 1.5.3(1) 主应力分布 (Back- $\sigma_i$ )



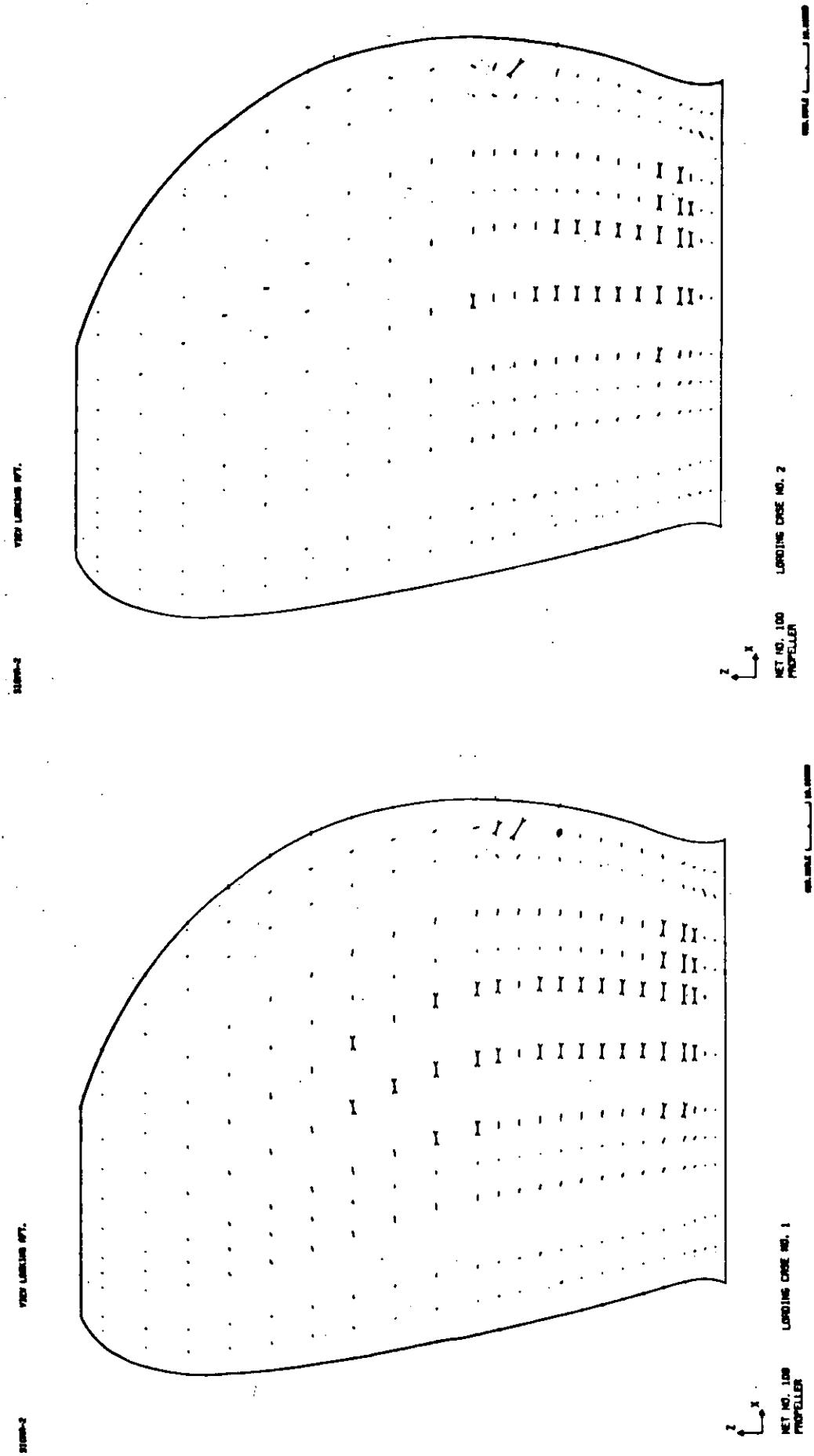


図 1.5. 3 (2) 主応力分布 (Back.  $\sigma_2$ )

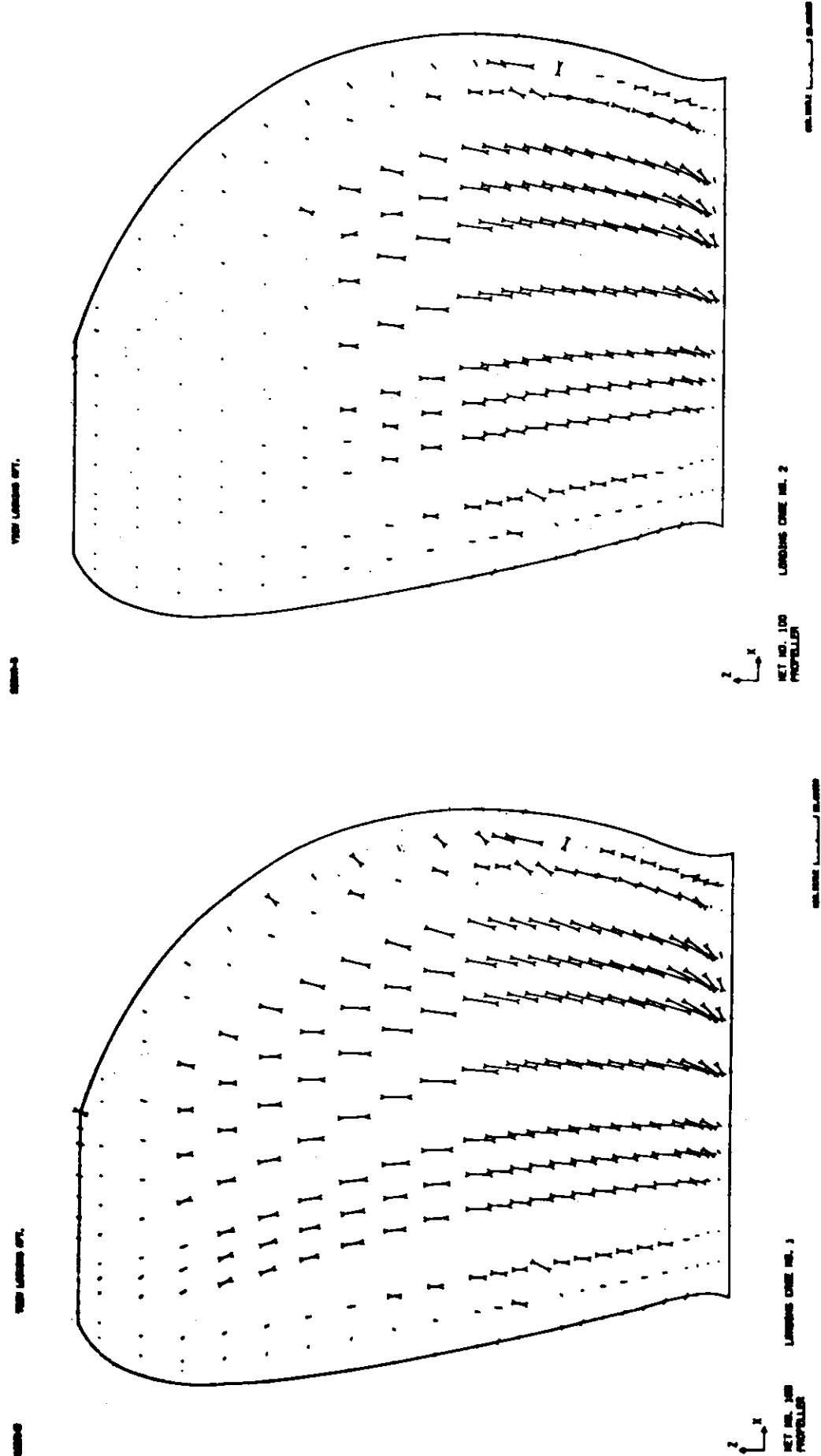


图 1.5.3(3) 主应力分布 (Back  $\sigma_3$ )

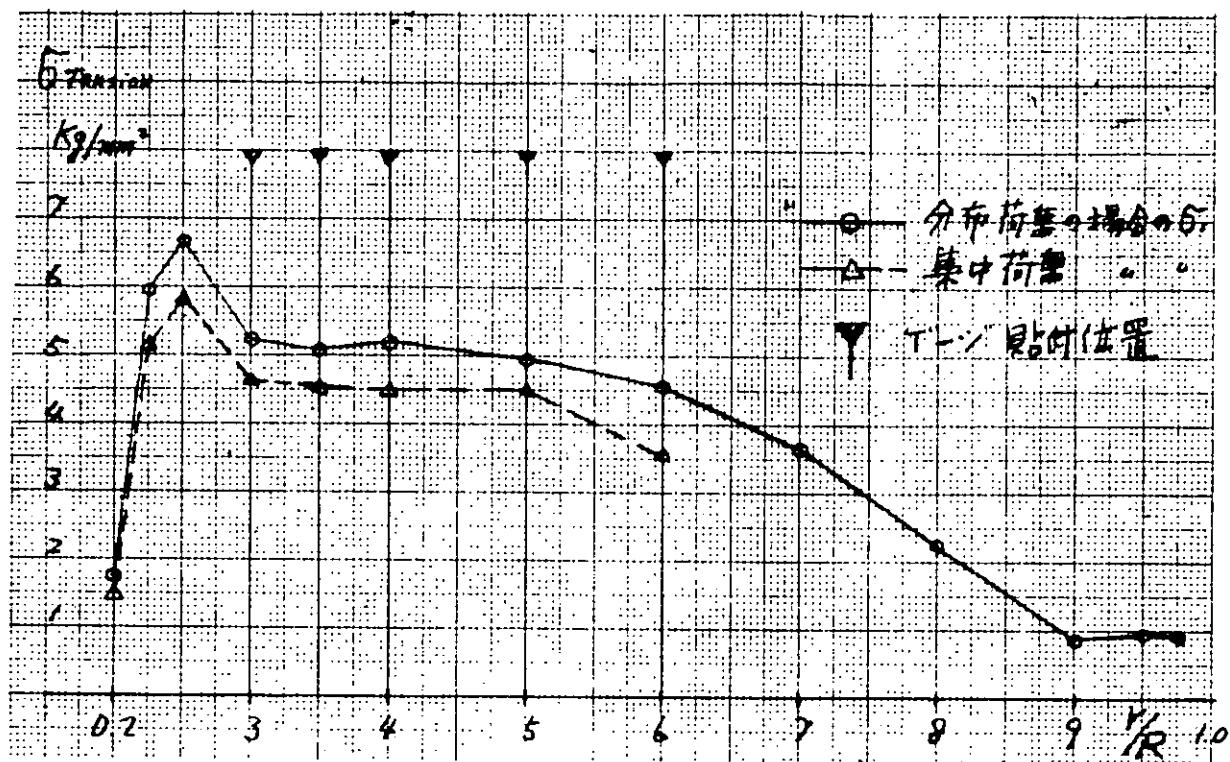


図 1.5.4 Max. Thickness Line 上の主応力分布

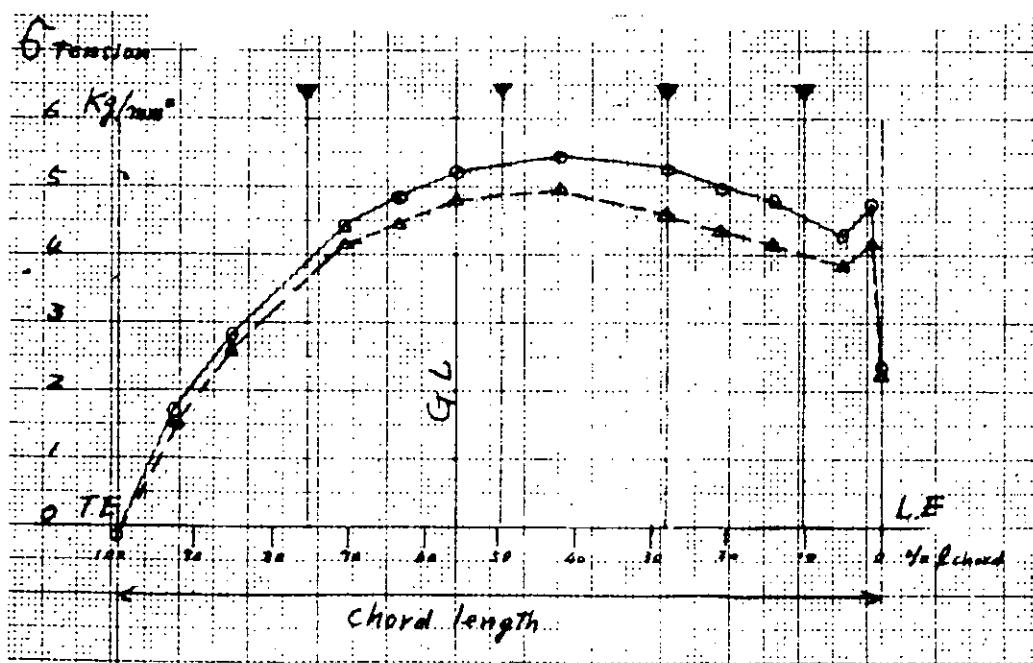


図 1.5.5 Chord Length 方向の主応力分布  $r/R = 0.3$

## [2] 実船のプロペラ応力計測（予備試験及び準備）

### 2.1 緒 言

プロペラ外力の1つであるベアリングフォース・モーメントは船体起振力として重要な要素であるが、実船においてこれを直接算定する技術はまだ確立されていない。しかし、プロペラにかかる変動力によって生ずるプロペラ翼の変動応力が計測できれば、逆にある仮定下に変動力を算定することができ、ある程度の実船のベアリングフォースモーメントの実情を知ることができる。<sup>1)～3)</sup> 本研究もこの方法を踏襲して行なうこととした。

さて本計画はSR142の48年度実船試験の供試船であるS №1185 "べらざのぶりっじ" の第3番船S №1231 "Seven Seas Bridge" で行なわれることになっており、49年度中に計測のための予備実験と準備を行ない、50年度に計測ととりまとめが行なわれることになっている。したがって本報告書では計測方法確認のための予備試験及び実船試験のための諸準備について述べる。

### 2.2 供試船の概要

(1) 実船試験供試船 : S №1231 "Seven Seas Bridge"

船 体 :  $L_{PP} \times B \times d \times A \times C_b$

$24.80m \times 32.2m \times 11.0m \times 52.370t \times 0.58$

主 機 : Kawasaki MAN K10SZ 105/180 × 2 sets MCR( $40,000^{PS} \times 110^{rpm}$ ) × 2 sets

推進器 : FPP : 5翼外回り

$D_p = 7.0m$

$p = 1.428$

$a_e = 0.73$

$b = 0.2$

(2) 予備試験供試船 : S №1203 "Australian Emblem"

船 体 :  $L_{PP} \times B \times d \times A \times C_b$

$20.50 \times 30.0 \times 10.34 \times 37,900 \times 0.58$

主 機 : Kawasaki MAN 2 × V7V + 1 × V9V 52/55

MCR :  $42,100^{PS} \times 112^{rpm}$

推進器 : CPP : 4翼

$D_p = 7.3m$

$p = 1.016$

$a_e = 0.592$

$b = 0.329$

### 2.3 計測要領

プロペラ翼面の変動応力計測法の詳細は2.5の実船試験のための諸準備の項で述べるので、ここではその概略について述べる。

#### 2.3.1 計測項目

プロペラ翼応力 : 10点, 0.3R ~ 0.6R

ゲージ貼付位置を図2.3.1に示す。

ゲージ位置及び方向の決定に関しては1.5プロペラ翼面の応力計算結果を参考とした。

プロペラ回転数

船速、その他

### 2.3.2 計測方法

プロペラ翼のFace面に図2.3.2に示す接着法でストレインゲージを貼付する。このリード線は保護パイプを通して、プロペラ翼根に導かれ、ボス表面を沿って計測用のポンネットを経て、ポンネット後端の外部シール（図2.3.3）よりポンネット内部に引き込まれる。なおダミーゲージは図2.3.4に示すようにポンネット内部の仕切板に貼付した。

リード線はここでブリッジに結線されてプロペラ中空軸を通して軸フランジにあけた孔から取りだし、スリップリングを介して計測器に接続することになる。

図2.3.5に計測方法を、また図2.3.6に計測用ポンネット内部の配線状況を示す。

ここで使用したストレインゲージ類の要目は次のとおりである。

- ゲージ : 1方向, PL-5, 東京測器
- " 3方向, PR-5, "
- 接着剤 : CN(速乾性) "
- ゲージ端子 : TS-3 "
- コーティング剤 : NP-50 "
- " スリーロンジ, スリーボンド社
- ハンダ : 特1号(上), (JIS), ニホンゲンマ
- フラックス : T-101-WF "
- リード線 : テフロン被覆0.9φ単線  
　" 4芯シールドテフロン被覆線(外径4.0φ)

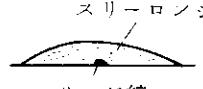
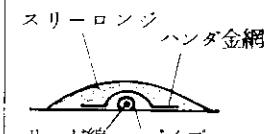
### 2.4 予備試験

#### 2.4.1 予備試験内容

実船におけるプロペラ応力計測を行なうためには、翼面ゲージの耐剥離性にすぐれた接着法及び保護法を検討する必要がある。<sup>4)</sup> SR126「大型プロペラ翼強度に関する研究」ではこれに関する諸実験が行なわれた。この結果次のような結論を得ている。すなわち図2.3.2に示すように翼面のゲージ及びリード線の保護方法は、真鍮網のプロテクターと低温ハンダを用いて固定すればよい。この方法によると加熱によるプロペラ母材の強度に及ぼす影響は比較的少なく充分な耐剥離性が得られてはいる。しかし、次のような理由から、予備試験を行なった。

- (1) ゲージの耐剥離性を得るためにには上に示した方法では、たぶんに経験による熟練を必要とする。
- (2) SR126では一航海中の耐剥離性を対象としたが今回は艤装中の3か月間海水に浸されるとしても、実際に計測する期間はたかだか試運転時の1週間であり、図2.3.2に示すほど充分にしなくとも接着剤のみのコーティングで充分ではないか。

次に予備試験内容を以下に示す。供試船としては建造工程を考慮してS/N1203を使用した。

No	リード線のコーティング法	コーティング断面	貼付時期	試運転	確認
1	接着剤(スリーロンジ)のみ		7月下旬 → 艤装	12月3日 11日, 13日	Final Dock時 12月14日
2	銅パイプに入れプロテクターをつけハンダ付、さらに接着剤でコーティング		7月下旬 → 艤装	"	12月14日

また、ハンダの融着をよくするために母材の加熱(約50°C)が必要であり、低温ハンダの外に通常のハンダの使用も

考えると、局部的に100°Cをこえる可能性がでてくる。したがってプロペラ母材の強度低下に対する懸念もあったので、プロペラ母材から採取した試験片に通常のハンダ付け加熱をしたものと、母材のままの試験片について疲れ試験を行ない疲れ強度の面から両者の比較を行なった。

#### 2.4.2 予備試験結果

##### (1) ゲージおよびリード線の耐剥離性調査結果

ゲージの確認は12月14日のFinal Docking時に実行された。すでに試運転は12月3日、11日、13日と3日間行なわれており、約25時間経過した後のリード線の状態を図2.4.1(b)に示した。図2.4.1(a)はゲージ貼付時の状態である。

この結果によると

- (a) 接着剤のみのコーティングはほとんど剥離し、3日間の試運転に耐えられなかった。
- (b) 銅パイプ、ハンダプロテクターさらに接着剤でコーティングしたものについては接着剤はほとんど剥離していなかったが、ハンダによるコーティングはほぼ完全に付着していた。

したがって、進水前にゲージ貼付等の計測の準備をし約3か月後の試運転時に計測するという条件下では、計測期間が短期間とはいえない、やはり銅パイプ、ハンダ、プロテクター接着剤でコーティングする方法を採用すべきであることが分かった。以上この予備試験を通して得られた結果及び経験は実船試験の計測方法及びその諸準備に応用した。

なおこの予備試験に使用したゲージ類の要目は次のとおりである。

ゲージ：PL-5 東京測器

ゲージ接着剤：CN(速乾性) 東京測器

リード線：テフロン被覆0.9<sup>φ</sup> 単線

ハンダ；特1号(上)(JIS), ニホンゲンマ

ハンダ液；アイオンソルダー, 広瀬化学

ハンダゴテ；500W

コーティング剤；スリーロンジ#130, スリーボンド社

##### (2) プロペラ母材の疲れ強度に及ぼすハンダ付けの影響

プロペラ材(Ni Al BC)から採取した平面曲げ試験片(図2.4.2(a))にハンダ付けしたものと、母材の2種類について疲れ試験を行ないその結果を図2.4.2(b)に示した。

図から明らかなようにハンダ付けしたものと母材の疲れ強度はほとんど等しくハンダ付けの影響は比較的少ないと考えられる。

以上の予備試験結果から2.3.2に示した計測方法にて実船試験準備を進めることにした。

### 2.5 実船試験のための諸準備

#### 2.5.1 実船試験のための準備日程

表2.5.1に示すような日程に従って実船試験の準備を行なった。(次頁参照)

表 2.5.1 実船試験日程

	S 4.9					S 5.0							
準備項目	7	8	9	10	11	12	*	1	2	3	4	5	6
プロペラ台座ケガキ						↔		○進水					
プロペラゲージ貼付						↔							
プロペラリード線貼						↔							
プロペラ、軸装着						↔							
ポンネット装着、配線						↔							
計測準備 スリップリング 結線												↔	
計測(海上運転時)												↔	
撤去												↔	
ポンネット復旧												↔	
予備試験	準備						確認						
F E M 計算						↔							

## 2.5.2 準備要領

表 2.5.1 に示す日程に従って、12月2日～12月23日にわたり川崎重工業神戸工場にて諸準備を実施した。  
以下作業手順に従って説明する。

	準備項目	説明および特記事項	
1	プロペラ軸孔加工	リード線用の孔をあける。	
2	プロペラ軸孔内パイプ配管	リード線がぶらぶらしないようにするためのパイプを入れる。パイプを発泡スチロールにて固定する。	
3	計測用のポンネット製作	計測用として別途製作した。	
4	ポンネット水圧テスト		
5	仕切板製作	翼と同質の Ni Al BC 材にて製作、ダミーゲージを貼付するためである。	
6	内、外のシールボックス製作		
7	プロペラ取付け台座組立	ハンダおよび接着剤が流れないようにすると同時に作業環境をよくするために翼根部を水平にした。	1
8	ゲージ貼付および配線位置のけがき	ゲージ貼付および配線位置に耐熱テープを貼り型取りをした。	
9	ペーパーかけおよび脱脂	ハンダの盛りをよくするため	

1 0	パネルヒーターにて翼面の加熱	溶接用パネルヒーター 1本 1KW容量のものを 13 本翼面下部から加熱する。	2
1 1	ハンダ盛り	かなりの経験と熟練を必要としハンダとフラックスの選定が問題である。	
1 2	パイプを金網バンドにてハンダ付け	リード線の被覆が溶けて絶縁が低下することがある。	3
1 3	ゲージ貼付	貼付面をよく脱脂、清掃する。	4
1 4	リード線の結線およびゲージ面コーティング	断線および絶縁に注意する。	
1 5	ゲージ面金網プロテクターハンダ付け	銅パイプを直接加熱することを避ける。	
1 6	スリーロンジコーティング	ハンダ面をよく脱脂しないと接着剤の接着力が低下する。	5
1 7	ダミーゲージを仕切板に貼付後接着剤にてコーティング	仕切板は翼材と同材質 Ni Al Br としてある。	
1 8	ミール金具組立、アラルタイトにてコーティング	水圧試験を行なった後に実施した。	6
1 9	計測用ポンネットに仕切板および内側シールの取付け		
2 0	リード線配線	ダミーゲージおよびポンネット外部のリード線を結線する。	
2 1	プロペラ取付け	ゲージを貼付したプロペラを船台上のプロペラ軸に取付けた。	7
2 2	リード線プロペラ軸内引込み	ポンネット取付前にプロペラ軸内にリード線を引き込んだ。	
2 3	ポンネット取付け	リード線が完全に船内に引き込まれたのを確認し、断線チェックを行なった後取付けた。	
2 4	翼側リード線とポンネット側リード線の接続	ポンネット取付け後プロペラ側とのリード線を接続した。できれば接続位置をトップにする。	8
2 5	接続部コーティング及びチェック最終的にゲージ抵抗、絶縁チェック		

以上作業手順に沿って完了項目を列記、説明した。

## 2.6 結 言

以上 4.9 年度中に行なり予定となっていたプロペラ応力計測の予備試験及び準備について述べた。今後 5 月までに船内軸スリップリング設置及び計測計器の準備等の作業を行ない、5 月末の試運転時に実船のプロペラ応力計測を行なり予定である。

## 参 考 文 献

- 渡辺他：可変ピッチプロペラの実働応力（応力の測定方法） 関西造船協会誌 No. 141
- 高橋他：コンテナ船のプロペラ起振力について 西部造船会会報 No. 44
- 熊井他：プロペラ Bearing 起振力の一計測法について 日本造船学会論文集 No. 128
- SR 126：大型プロペラの翼強度に関する研究報告書

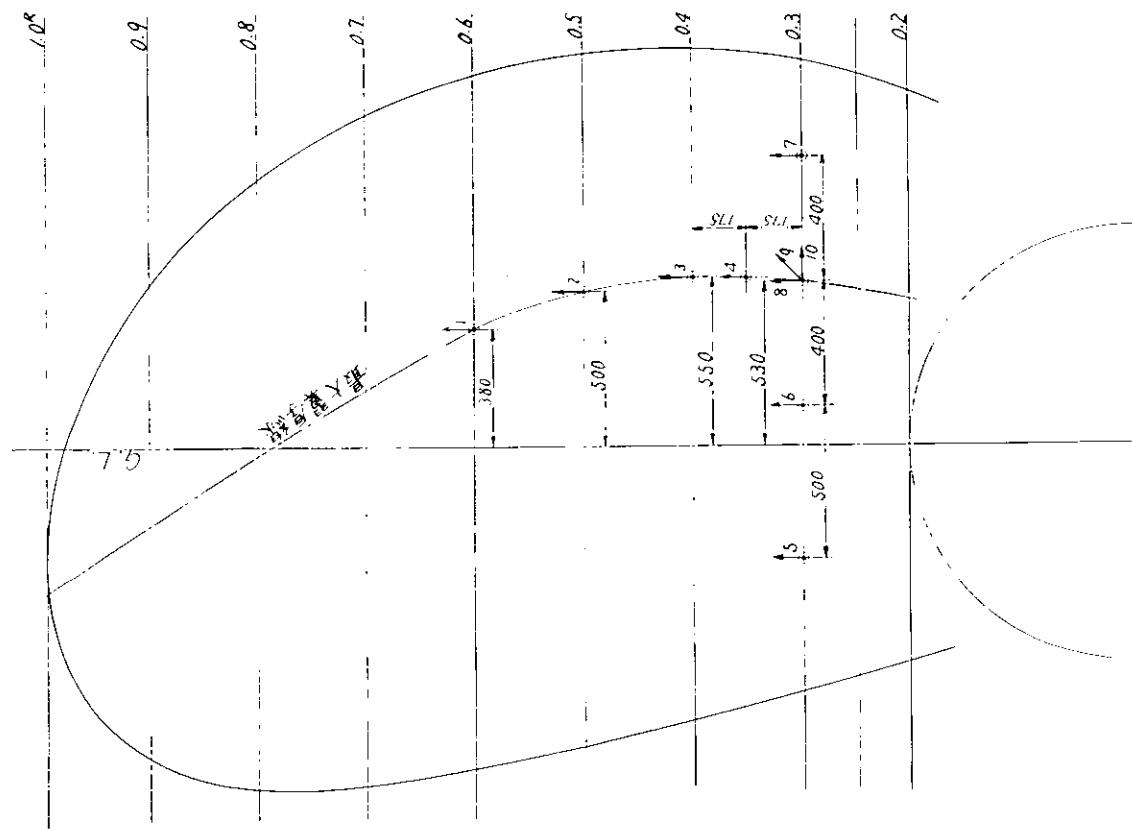


図 2.3.1 戻力計測点(3軸1点, 1軸7点)

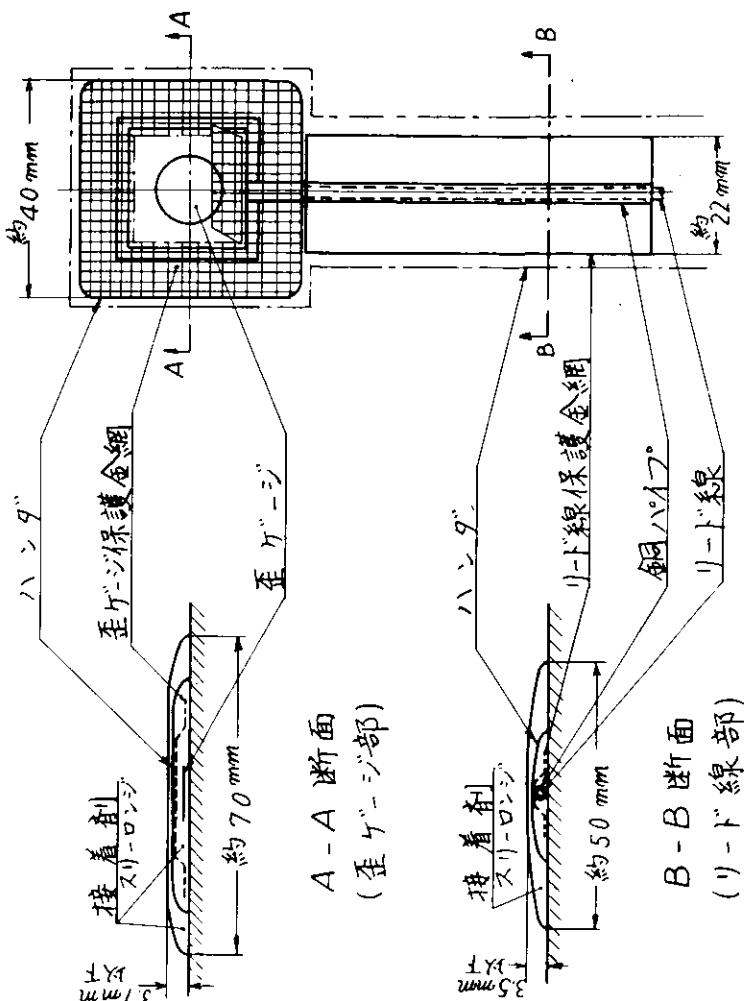


図 2.3.2 戻ヶージおよびリード線翼面接着法

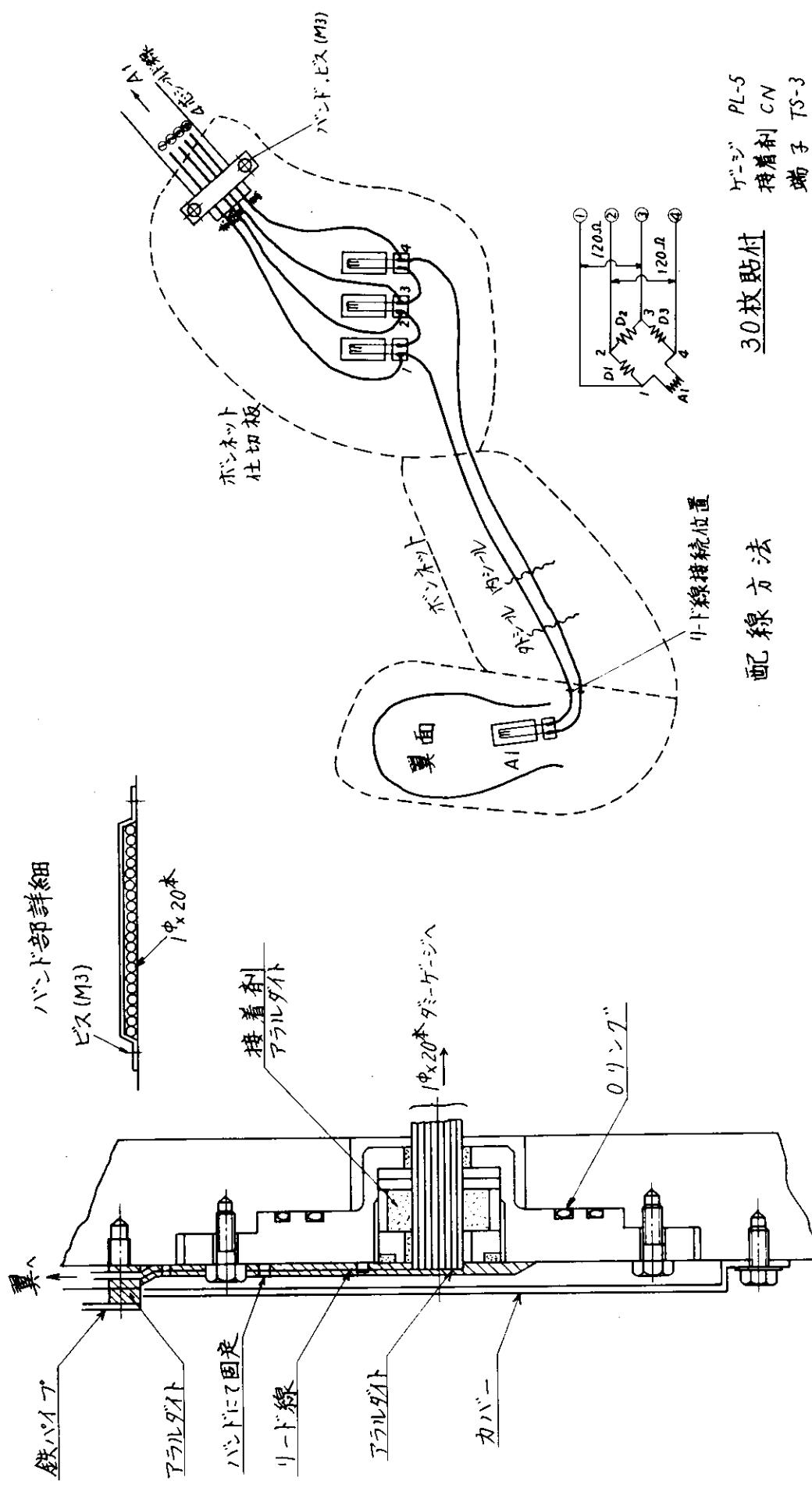


図 2.3.3 外部シール詳細図

図 2.3.4 ダミーゲージ貼付および配線方法

PL-5  
CN  
TS-3

30枚貼付

配線方法

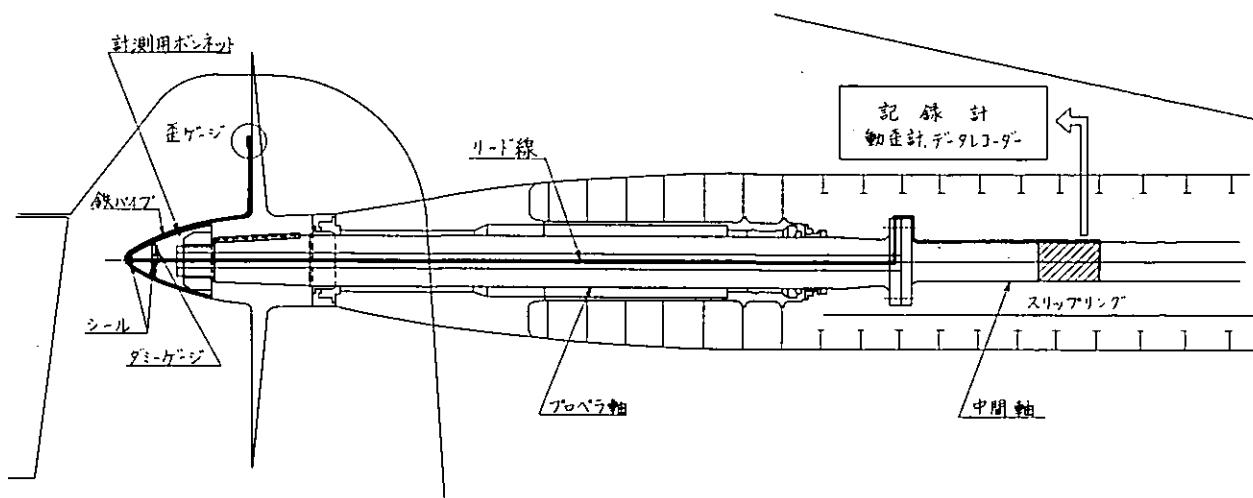


図 2.3.5 応力計測方法

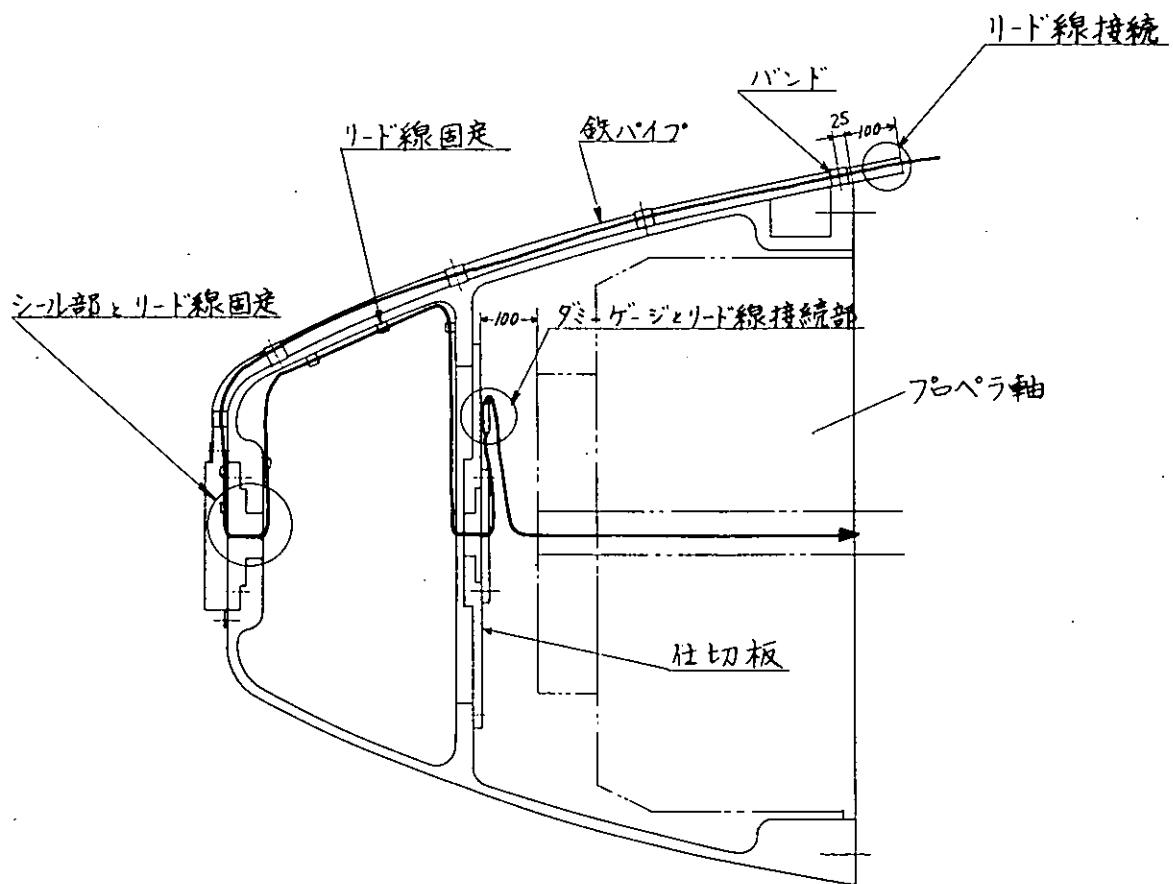


図 2.3.6 ボンネット内配線状況

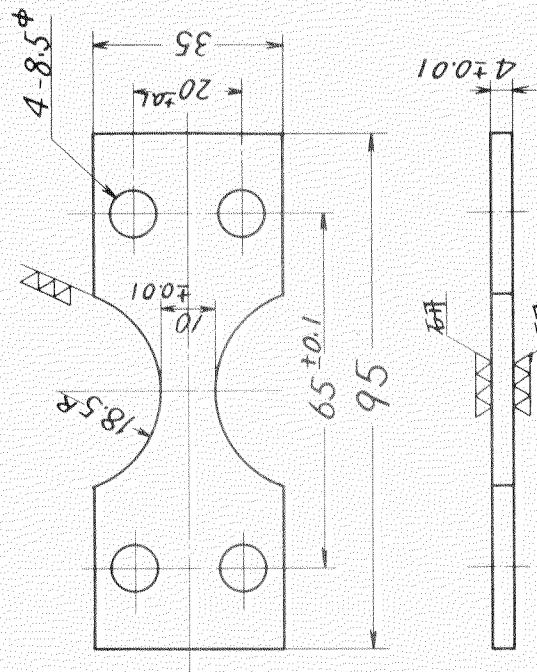


図 2.4.1 (a) 平面曲げ試験片

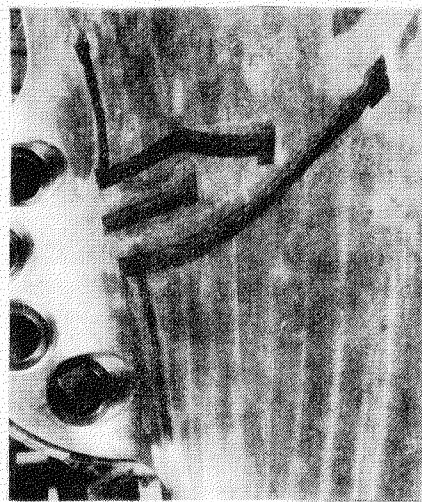


図 2.4.1 (a) 試運転前

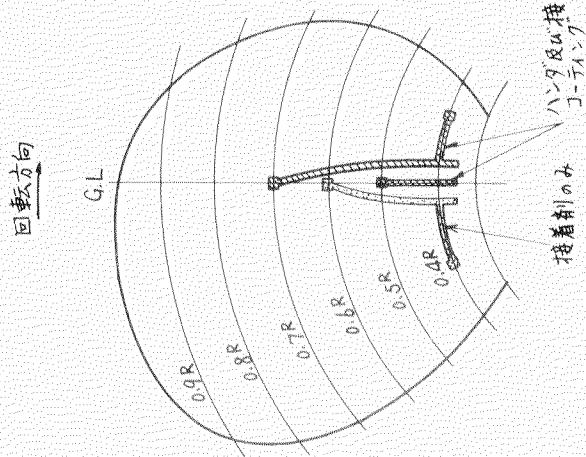


図 2.4.1 (a) 試運転前

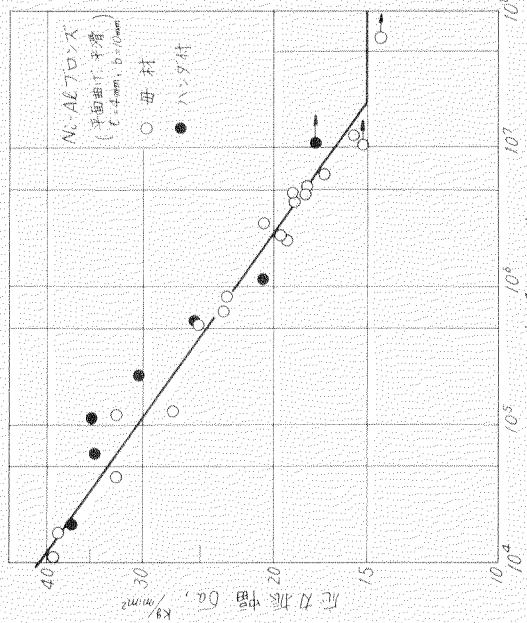


図 2.4.1 (a) 平面曲げ試験片

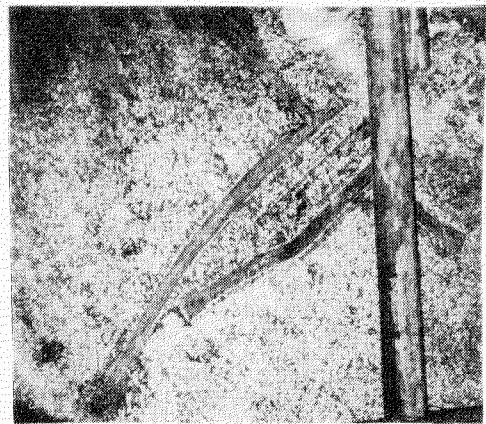


図 2.4.2 (b) 試運転後

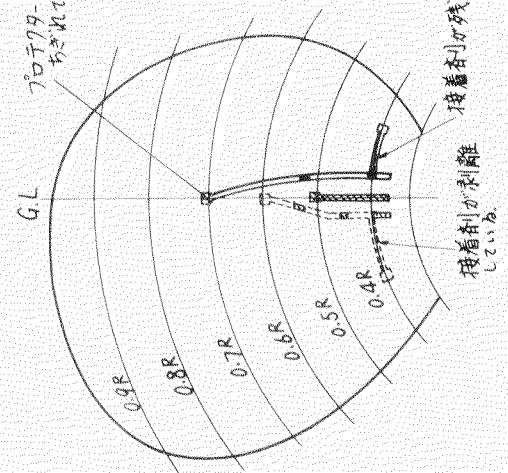


図 2.4.2 (b) 疲れ試験結果

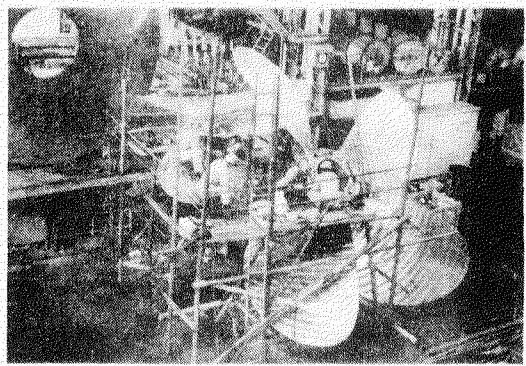


写真 2.5.1 プロペラ取付状況

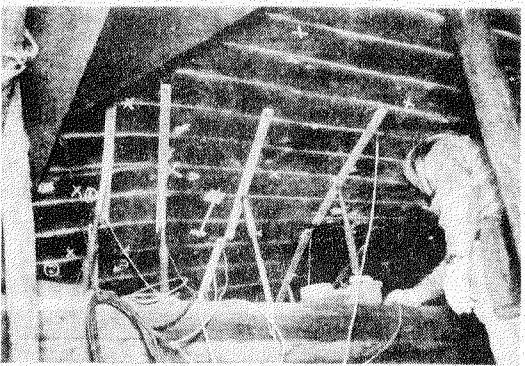


写真 2.5.2 パネルヒーター取付状況

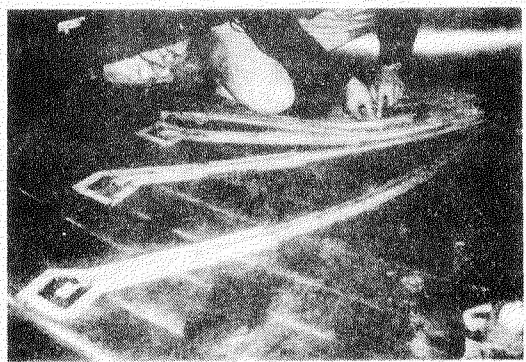


写真 2.5.3 ハンダ付けによる翼面  
パイプの取付状況



写真 2.5.4 ケージ貼付状況

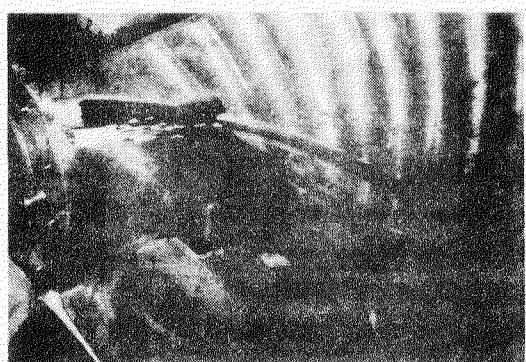


写真 2.5.5 コーティング剤貼付状況

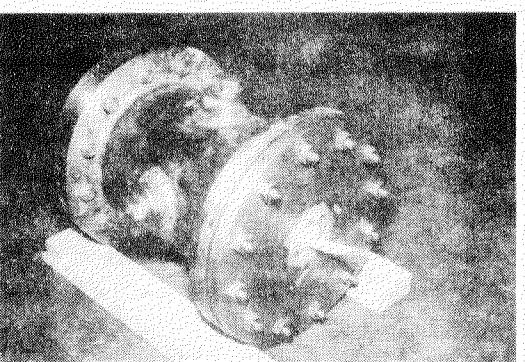


写真 2.5.6 シールボックス  
水圧試験装置

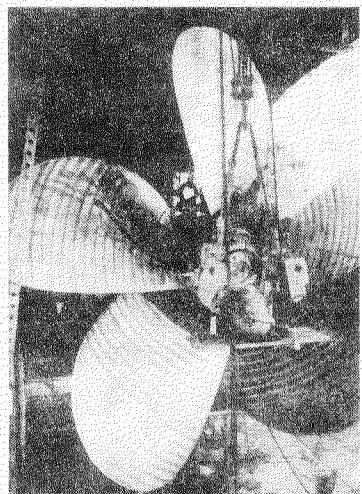


写真 2.5.7 プロペラ装着状況



写真 2.5.8 ポンネット装着及  
び配線状況

### [ 3 ] 模 型 実 験

#### 3.1 プロペラ起振力の計測

##### 3.1.1 緒 言

プロペラ起振力は船尾流場中でプロペラが回転することによって起される圧力変動にもとづくサーフェスフォースと、プロペラが船尾不均一流中で作動するために生じる翼負荷変動にもとづくベアリングフォースから成っている。サーフェスフォースは流体を介して船体（特に船尾外板）に伝えられ、ベアリングフォースは軸および軸受等に伝達されるることはよく知られている。

プロペラ起振力は、船尾構造およびプロペラ軸系の振動応答を検討する場合の入力情報であることはもちろんのこと、船尾管、軸受自体の問題に対しても重要な影響を与える要素である。

S R I 4 2 の供試実船について昭和 4 8 年度にサーフェスフォースが計測され、昭和 5 0 年度には、ベアリングフォースの計測が実施される予定となっている。

一方、これらの実船実験と平行して模型実験を行ない、両者のデータを比較検討し、相関性を把握することも重要である。

このような意味から次のような実験を実施した。

##### 3.1.2 模型船の概要

S R I 4 2 の供試実船である川崎重工業 S. No. 1 1 8 5 番船“べらぎのぶりっじ”的 1/31.0 の木製模型船および同用プロペラ 2 個、シャフト 2 本を製作した。模型船とプロペラの主要目等を表 3.1.1 に示す。

4 8 年度には、本模型船を使用して伴流計測と抵抗試験を実施した。4 8 年度報告書には本模型船等の概要とこれらの実験結果が報告されているので、本節では説明の重複を避けるため、模型船の概要については記述を省略する。ただし、以下必要な箇所には適宜説明を加えることとした。

##### 3.1.3 計測装置および実験状態

プロペラ起振力の実験に先立って、模型プロペラの単独性能試験と自航試験を実施した。これらの試験結果はいづれも、プロペラ起振力の理論計算、実験結果の解析、両者の比較および過去のデータとの比較や評価を行なうにあたって不可欠である。

プロペラ単独性能試験と自航試験を終了させた後、つづいてプロペラ起振力の実験を実施すべく、プロペラ翼の一部分を機械加工し、プロペラ翼負荷変動計測用歪ゲージを外注で貼付させた。歪ゲージを貼付したプロペラは右舷用のものである。プロペラ翼の 2 個所に歪ゲージをはり、この 2 個所の歪ゲージから出る出力を組合せることにより、一翼一回転中のスラスト、トルクフォースの変動を求める方式を採用した。<sup>1)</sup>

もう 1 翼には同様のゲージが予備用として接着された。

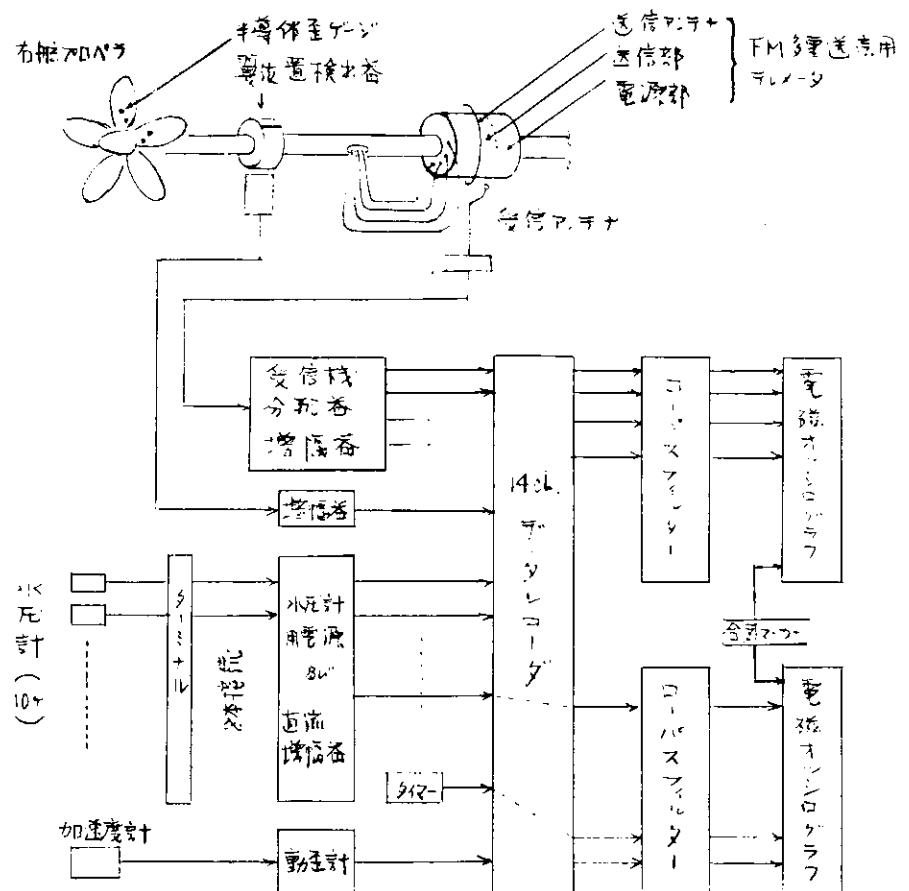
この歪ゲージの電気信号は、シャフト内（中空シャフト）に通されたリード線によって模型船内に導かれ、ここでシャフトに取付けられている F M 多重送信用テレメータによって信号は外部に取出す方式とした。翼位置の検出は無接触電磁誘導型検出器によることとし、1 翼の母線が鉛直上方にきたときにパルス信号が発生するようにした。テレメータと翼位置検出器を図 3.1.1 に示す。

一方、水圧変動を計測するための水圧計は半導体拡散型水圧計を使用したが、本水圧計は超薄小型に製作されたので船体表面に両面接着テープで直接貼付した。水圧計のリード線は薄型となっているので直接船体表面にはわせ、メタルテープでこれを固定した。この様子を図 3.1.2 に示す。

水圧計の配置を図 3.1.3、図 3.1.4 に示す。図中の・点は実船で水圧変動の計測された位置である。これらの図は右舷側における配置を示しており、右舷に 8 個を配したほか、左舷側にも 2 個取付け、計 10 個のすべて同型の水圧計を

使用した。

計測装置の概略を示すと次のとおりである。



使用した計測器等は次のとおり。

半導体歪ゲージは豊田工機製であり、その貼付も同社によってなされた。FM送・受信機は北斗理研製のTM-401-FM-1セットを使用した。水圧計は豊田工機製の半導体拡散型水圧計CT-08を10個使用した。ターミナルは中継端子であるとともに、温度保偏回路を付加した。水圧計用直流増幅器は豊田工機製AA-1161を8台使用した。加速度計は共和電業製の120A-5Hであり、模型船尾の振動を計測し、水圧変動計測におよぼす船体振動の影響をチェックするために使用した。動歪計は共和電業製のDPM-1N-1chを使用した。翼位置検出器と同用増幅器は電子工業製である。タイマーはセイコークリスタルタイマーSQCT-520である。データレコーダーはTEAC R-271 14ch可搬型データレコーダーである。ローパスフィルターは共和電業製LF-6Bを2台、電磁オシログラフは三栄測器製FR-102を2台使用した。

プロペラ起振力、水圧変動の計測以外の計測量は、すべて水槽常備機器によって計測した。

実験状態は、実船供試船について振動計測が実施された状態と等しくした。すなわち

実 船	模 型 船
$d_A = 10.6 \text{ m}$	0.3419 m
$d_F = 5.0 \text{ m}$	0.1613 m
trim = 2.26% of $L_{pp}$ by the Stern	
$\Delta = 34600 \text{ ton}$	1.133 ton (fresh water)

模型船速度とプロペラ回転数は自航試験結果にもとづいて  $V_M = 2.596 \text{ m/s}$  ( $F_n = 0.293$ ,  $V'_s = 2.81 \text{ ノット}$ )

対応)と  $n = 1.0$ ,  $2 \text{ rps}$ とした。

プロペラ起振力に先立って実施したプロペラ単独性能試験と自航試験について以下に略記する。

プロペラ単独性能試験は 4.9.4.2.2, 2.3 に三鷹第3船舶試験水槽において実施した。プロペラ没水深度  $1/D = 1.0$  ( $1$  は軸芯深度,  $D$  はプロペラ直径) 回転数  $n = 1.0$ ,  $1.5 \text{ rps}$  であった。

自航試験は 4.9.3.2.8 ~ 3.0 に三鷹第2船舶試験水槽において実施した。これは実船における振動計測と同じ状態にし、試験速度を  $V_M = 1.903 \sim 2.596 \text{ m/s}$  の範囲で、通常の方法によって自航試験を行なった。

### 3.1.4 計測結果ならびに考察

プロペラ単独性能試験結果を図 3.1.5 に示す。図中にはプロペラ揚力面理論<sup>2)</sup>で計算された結果もあわせて示した。

$K_T$  は左、右舷用ともかなりよく一致しているが、 $K_Q$  の差はやや大きい。したがって、 $\eta_0$  の差も多少現われている。この差の現われた原因はプロペラの製作精度によるものと思われる。一方、理論計算による結果は  $J$  の低い領域と高い領域で実験結果との不一致がみられるが、自航試験結果では  $V_M = 1.903 \sim 2.596 \text{ m/s}$  の範囲で  $K_T = 0.183 \sim 0.209$  の間であったから、この範囲内に限れば  $K_T$ ,  $\eta_0$  とも理論計算は実験結果とよい一致を示している。

自航試験結果を図 3.1.6 に示す。本図中の  $\Delta R$  は模型船を実船自航点で自航させるための摩擦抵抗修正量と呼ばれるものである。プロペラ単独性能における左、右舷用プロペラの差が自航試験計測量にも明瞭に現われ、特にトルクの差が大きい。

この自航試験で得られた  $V_M$ ,  $\Delta R$ ,  $n$  の関係を使ってプロペラ起振力の実験を行なうことになる。さらに、ここで得られた  $V_M$ ,  $n$  の関係と伴流分布を使ってペアリングフォースの理論計算が可能となる。また、ペアリングフォースの計測で得られるスラスト、トルクの変動値がそれぞれの平均値の何%であるかを検討するにあたっても自航試験による平均スラスト、トルクを求めておく必要があった。自航試験計測量を標準解析法によって無次元化したものおよび自航要素を参考までに図 3.1.7, 図 3.1.8 に示す。4.8 年度報告書の中に 5 孔ピトー管による伴流計測の結果が示され、プロペラ円伴流の流量平均値 (nominal wake) が  $W_N = 0.13$  となっているが、自航試験で求められた有効伴流 (effective wake) は図 3.1.8 にみられるように、 $W_E = 0.16$  であり両者はかなり近い値となっている。

プロペラ翼歪ゲージの検定結果を図 3.1.9 に示す。検定方法は文献 1) とまったく同じ方法であり、スラスト、トルクフォースとも着力点が翼の母線上  $0.7 R$  であると仮定している。このような考え方で翼に荷重 ( $W_T$ ,  $W_P$ ) をかけ、翼に貼付されている 2 つのゲージ ( $G_T$ ,  $G_P$ ) の出力と荷重の関係を調べた。自航試験結果によると一翼の平均スラスト、トルクは約  $1 \text{ kg}$  と  $0.06 \text{ kg-m}$  であり、一翼変動スラスト、トルクは平均値の  $13.0\%$  と仮定するとそれ  $1.3 \text{ kg}$ ,  $0.078 \text{ kg-m}$  (トルクフォースで  $0.078 \text{ kg-m} / 0.7 \text{ R} \approx 0.99 \text{ kg}$ ) である。翼の負荷変動が前述の範囲内と考えると歪ゲージの出力は大略直線的である。半導体歪ゲージは温度依存性が大きいという特性があるため、平均値を求めるることは困難であり、したがって、本実験法では変動を求めるに限定した。

歪ゲージからの出力記録の 1 例を図 3.1.10 に示す。記録例中に示す  $\theta$  はプロペラ翼の母線が鉛直上方に向いたときを  $\theta = 0^\circ$  とし外廻りに角度をとっている。 $\theta = 30.5^\circ$  は本船のボッシング取付け角にあたり、この付近では wake も大きく、したがって推力も大きく出る領域である。歪ゲージの出力もこの領域で大きく出ていることがわかる。

歪ゲージの出力から 1 翼 1 回転中のスラスト変動を計算したものが図 3.1.11 である。実験は数航走行なって再現性をチェックしているが、船尾流れは必ずしも定常的ではなく、コンテナ船型といえどもある程度の変動性が存在していると考えられ、航走毎にはもちろんのこと、1 航走中でもゲージ出力の再現性は必ずしも良くない。このような理由から 1 回転波形相互の差を考慮しつつ、できるだけ同形の波形を 10 回転選んで計算した。図中に非定常揚力面理論による計算結果も併記した。

ここで理論計算について簡単に触れておく。

計算の入力はプロペラの offset, 伴流分布, プロペラの作動状態であるが、今回の場合は、昨年度に計測された伴流分布と今年度実施した自航試験結果が入力として使用された。

図 3.1.1-2, 3.1.1-3 に計算に使用された伴流分布を参考として示す。ただし、この両図は 48 年度報告書中の図をもとに  $r/R$  できりなおされている。

さて図 3.1.1-1 における実験値と計算値は、 $\theta = 0^\circ \sim 180^\circ$  の間で波形が多少異なるが、変動全振幅はほとんど一致しており、しかも最低値、最高値の現われている位相もかなりよく一致している。

本実験方法は翼の歪みを計測しているため、非定常応答性を適確にとらえうるという特徴がある。理論計算では Sears function によって非定常応答が計算されるが、図の比較によると理論計算の方法はかなり妥当なものであることを示している。

全体の波形、変動全振幅、位相に関して、計算値は曳航時の伴流分布を入力とし、実験は  $0.7 R$  を着力点とする仮定によっているにもかかわらず、両者の結果はかなりよく一致している。

計算値の平均値は、 $\frac{[\bar{T}]_{z=1}}{\rho n^2 D^4} = 0.0393$  であり  $n = 10.2 \text{ rps}$  であるから  $[\bar{T}]_{z=1} = 1.084 \text{ kg}$  である。実験によると、図 3.1.6 より  $T_L + T_R \neq 1.07 \text{ kg}$  であるから  $[\bar{T}]_{z=1} = 1.07 \times \frac{1}{2} \times \frac{1}{5} = 1.07 \text{ kg}$  となり平均値についても計算値は実験値ときわめてよく一致している。本模型船の 1 翼におけるスラストの変動全振幅と平均値の比は

$$\left( \frac{\Delta T}{\bar{T}} \right)_{z=1} = 1.27\%$$

図 3.1.1-1 をもとに、推力変動を求めたものが図 3.1.1-4 の上段の図である。実験値と計算値は細部では異なっている部分もあるが、全体的にはよい一致を示す。推力変動値と推力平均値の比は

$$\left. \begin{array}{l} \text{実験では } \left( \frac{\Delta T}{\bar{T}} \right)_{z=1} = \frac{0.381 \text{ kg}}{5.35 \text{ kg}} = 7.1\% \\ \text{計算では } \quad \quad \quad = \frac{0.336 \text{ kg}}{5.41 \text{ kg}} = 6.2\% \end{array} \right\} \text{である。}$$

変動値、位相、平均値とも実験値と計算値はよい一致を示した。

以上の比較から理論計算値は実験結果によく一致することが判明したので、本模型船のペアリングフォースは理論計算による結果で示すこととした。ペアリングフォースの結果を図 3.1.1-4 ~ 3.1.1-6 に示す。

水圧変動計測用の水圧計の検定結果を図 3.1.1-7 に示す。

水圧計の検定は水圧計を水中にさし込んで行なったが、今回の場合は水圧変動を  $\pm 10 \mu\text{Pa}/\text{cm}^2$  と見なして図中に示す水深範囲で検定を行なった。1 回の検定中は水温を可能なかぎり一定に保つ必要があり、また水温を 2, 3 種変えて圧力～出力の関係を調べ、水温がある範囲内で変化しても  $\Delta E/\Delta P$  (ただし  $E$  は出力,  $P$  は圧力) があまり変化しないことを確認しておく必要がある。図示のものはある水温における検定結果の 1 例であるが、点のバラツキは多少あってもこの小圧力範囲内では直線性が保たれ、分解能も満足できると考えられる。ただし、水圧計個々に出力の差があり、特性に均一性のないことが目立つ。

水圧変動の計測結果を図 3.1.1-8, 3.1.1-9 に示す。

図 3.1.1-8 は船幅方向、図 3.1.1-9 は船の長さ方向の分布である。

プロペラチップから一番近い  $P = 3$  でもチップクリアランスレシオは約 3.3% であること、葉数 = 5 であることなどのため、模型船の水圧変動はきわめて小さく、したがって計測が困難であった。

図 3.1.1-8 に示されているように 2 軸船の船幅方向の水圧変動分布は、1 軸船のそれとはかなり様相を異にしている。図中の中段に平板実験から推定した値、模型実験から推定した値および実船実験結果を比較しているが、船底のフラットに近い 1 軸模型船では平板実験からの推定と模型実験結果とがよい一致を示す場合が多いのに対して、今回は値自体および分布形状ともに差が大きい。

模型実験から推定した値と実船実験結果の間にも差が大きく後者は前者の約 1.3~7 倍の値となっている。しかも、

P-3より船体中心寄りの方向に、両者の分布形状の差が開く傾向にある。

水圧変動の位相関係を図中の下段に示す。P-3の位置を基準にして、他の水圧計の位置をプロペラ中心からの角変位でみるとP-4～P-3は21°、P-3～P-1は24.5°あるが、模型実験で得られた位相はそれぞれ9°と9.5°であった。平板実験や、船底がフラットに近い1軸模型船では、水圧変動の位相が上述の角変位にはほとんど一致するのに対して2軸船では位相差が小さくなっている。

実船では、模型船より位相差が小さくなっているが、この事実は2軸船にかぎらずかなり広範囲の実船にみられる傾向である。水圧変動の分布形状、振幅、位相に関して、平板実験と模型船実験の間にかなりの差が現われたが、これは本船のプロペラ近傍の外板が一部プロペラ円に沿うような形状をしていることに原因があると思われる。模型船と実船の間でも、やはり上述の3項に対して差が現われたが、これは実船プロペラのみに現われるプロペラキャビテーションにその原因があると考えられる。

図3.1.1-9に示す分布は、平板実験や1軸模型船の場合に見られる分布に酷似しており典型的なコニーデ形分布である。図中の中段に模型実験からの推定値と実船実験結果を対比しているが、実船のP-6ないしはP-7点の計測値は傾向的にみてかなり異なった値を示しているようだ。

模型船にはプロペラの駆動装置が搭載されているが、この駆動装置の発生する振動が船体に伝わり、水圧変動計測に影響をおよぼすことがある。この影響を調べるために船尾に加速度計を設置したが、今回の実験では、水圧変動計測に影響をおよぼす船尾振動は見られなかった。

### 3.1.5 結 言

プロペラ起振力の実験において、精度の高いデータをとることは一般にきわめてむつかしいとされている。今回も例外にたがわずデータの精度に多少不十分と思われる点もないではなかったが、ペアリングフォースに関しては単に実験結果を提出するだけではなく、理論計算も実施して両者を比較したところ、かなり良い一致が得られた。しかしながら、実験技術の現在の水準では、まだまだ満足のできるものではない。実船のペアリングフォースとの比較という意味で来年度実施の実船実験の結果が待たれる。

水圧変動ないしはサーフェスフォースに関しては、2軸船特有の水圧変動分布が得られた。2軸船の船尾外板形状に對しては平板実験の結果の適用がむつかしいといえる。

水圧変動の実船計測結果は模型船からの推定値の数倍となる例が多いが、キャビテーション発生情況の予想とこれに伴なう修正係数<sup>3)</sup>(分布形状、振幅、位相それぞれに対して)とでもいうべき修正方法が見出される必要がある。

### 参 考 文 献

- 1) 高橋肇他、"コンテナ船のプロペラ起振力について"、西部造船会々報第4-1号 昭和47年8月
- 2) 小山鴻一、"不均一流中のプロペラ揚力面の実用計算法と計算例"
- 日本造船学会 昭和50年春季講演会において発表予定(未刊)
- 3) 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"
- 西部造船会第49回例会において発表(未刊)

表 3.1.1 模型船と模型プロペラの主要目等

模 型 船				模 型 プ ロ ペ ラ			
No.	M.	S.	0 1 7 9	No.	M.	P.	0 0 8 9 R L
$L_{PP}$ (m)	8.000			Dia. (m)	0.2258		
$B_{MLD}$ (m)	1.0387			$H/D_{0.7R}$	1.2482		
$d(ex.)$ (m)	0.3882			$a_E$	0.73		
$L/B$	7.7			Boss Ratio	0.200		
$B/d$	2.93			$(t/\ell)_{0.7R}$	0.0458		
$C_B$	0.58			Angle of Rake	0°		
$\alpha$	1/31.00			$z = 5$			

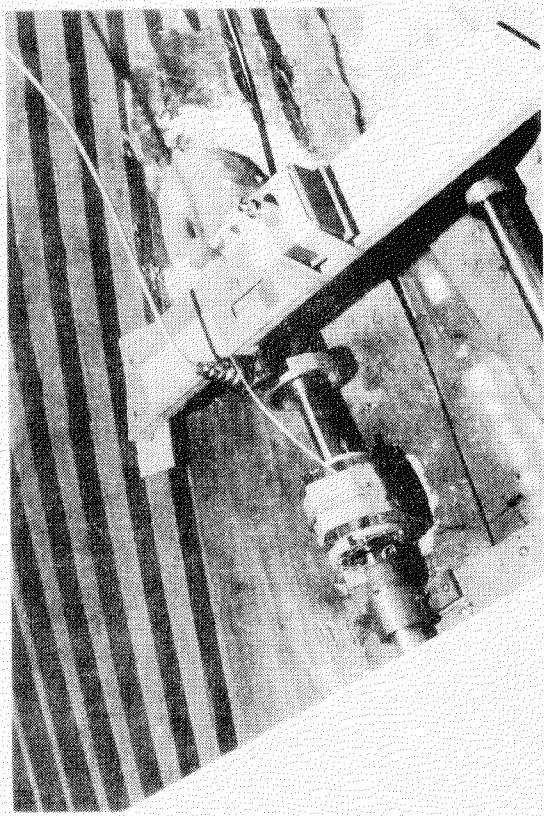


図 3.1.1 レメータと翼位置検出器

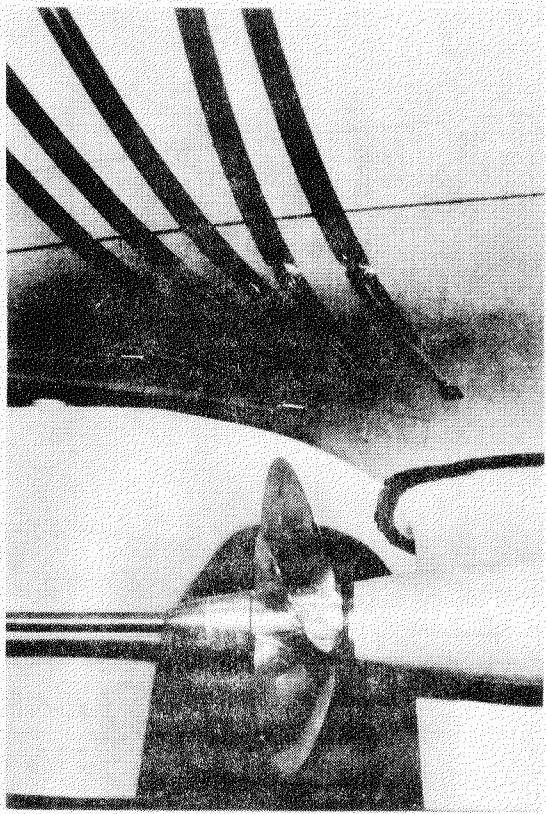


図 3.1.2 水圧計の取付け

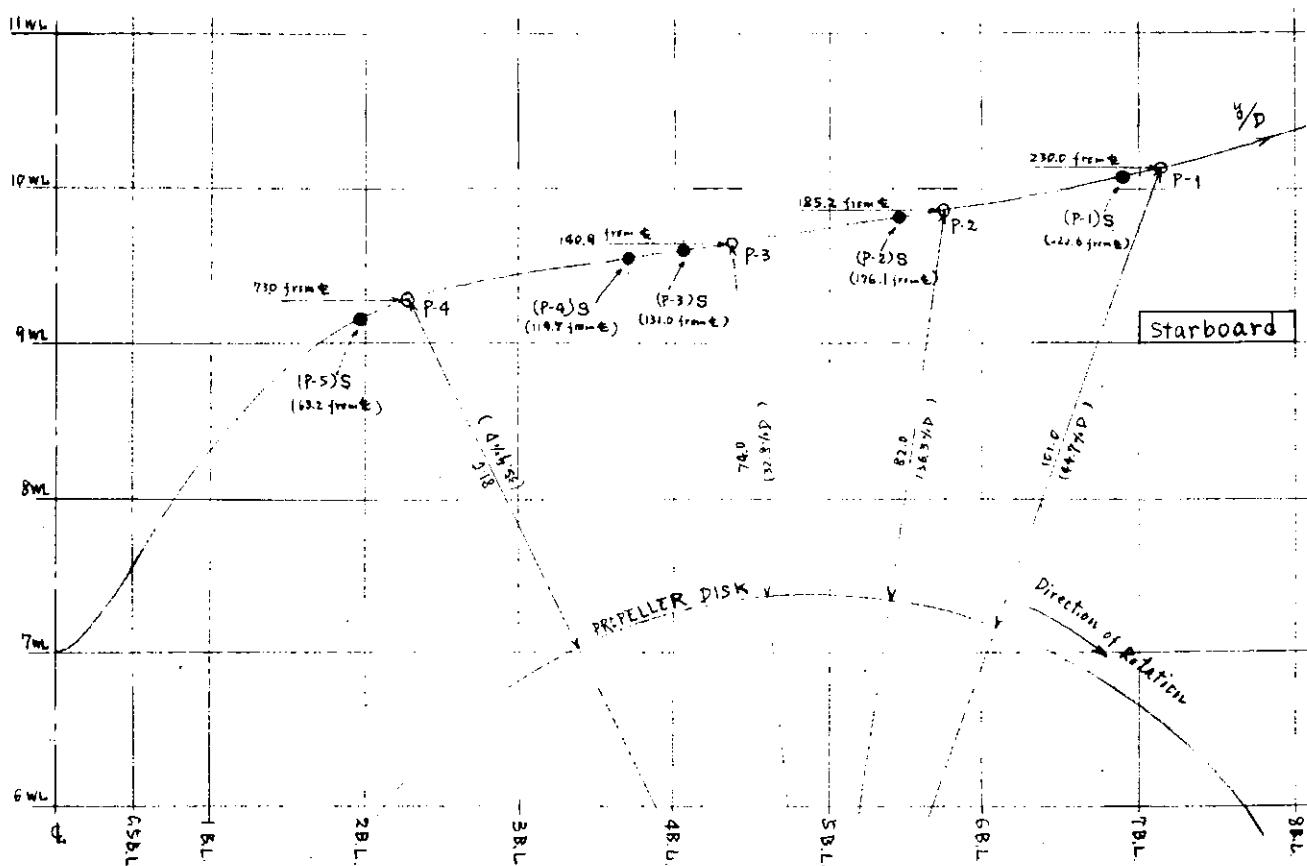


図 3.1.3 水圧計の配置

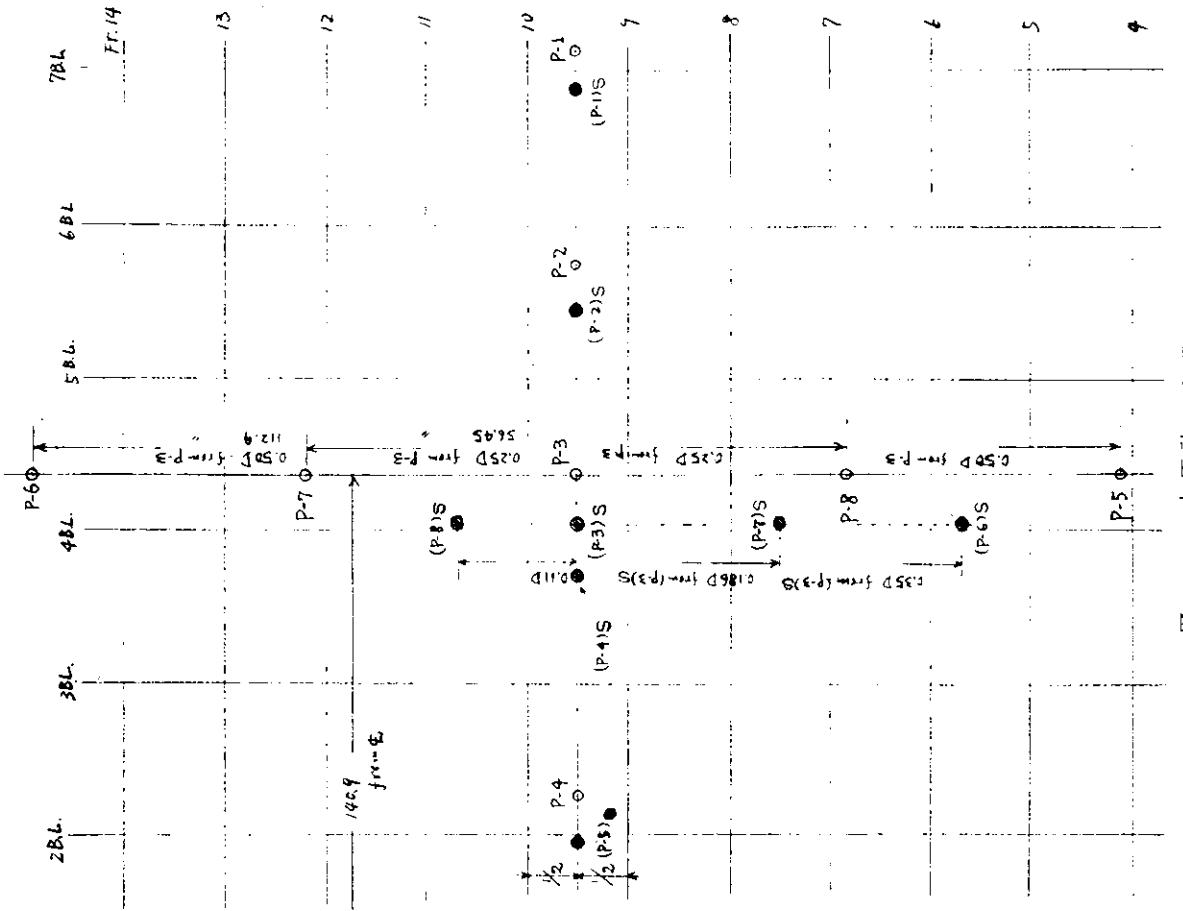


図 3.1.4 水圧計の配管

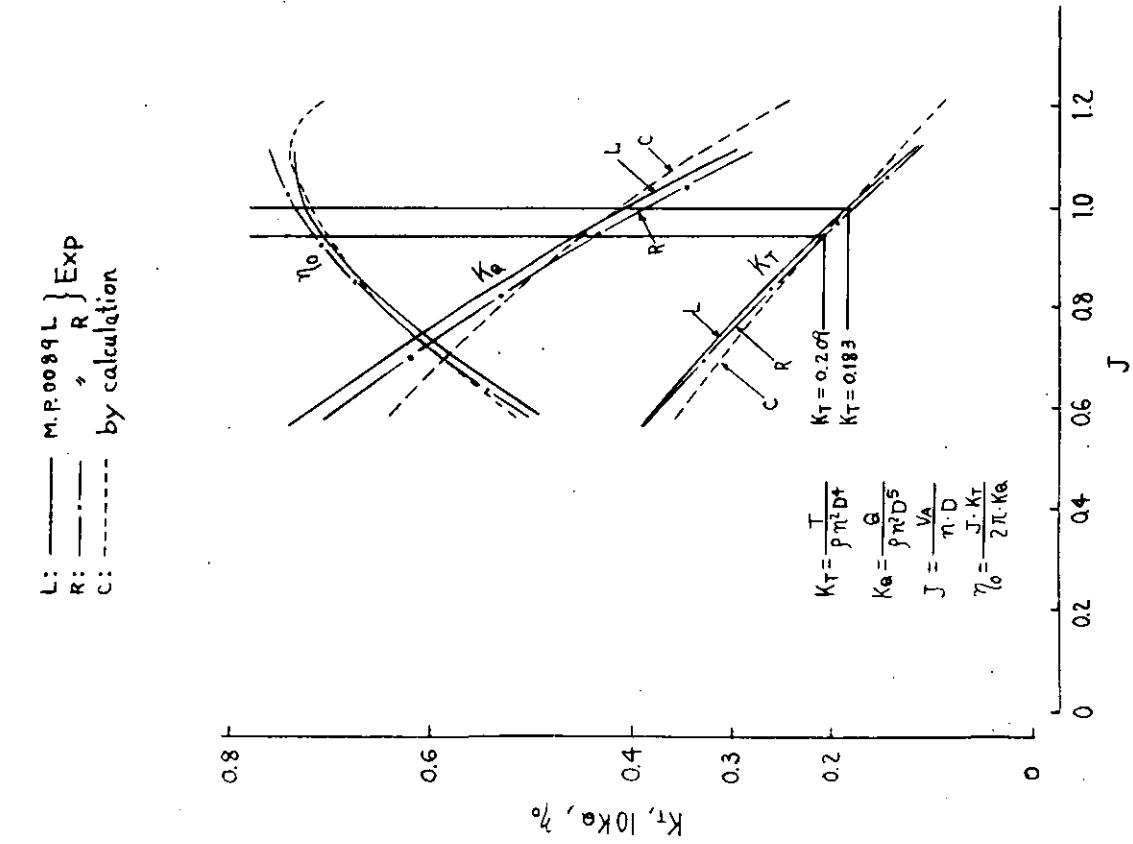


図 3.1.8 自航要素

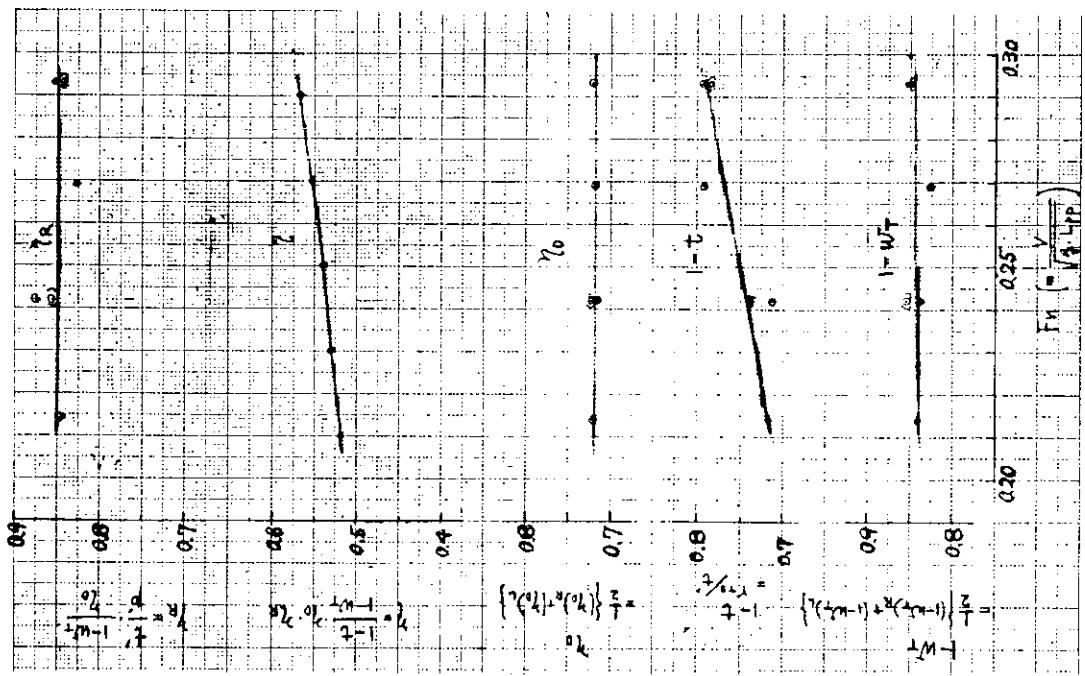
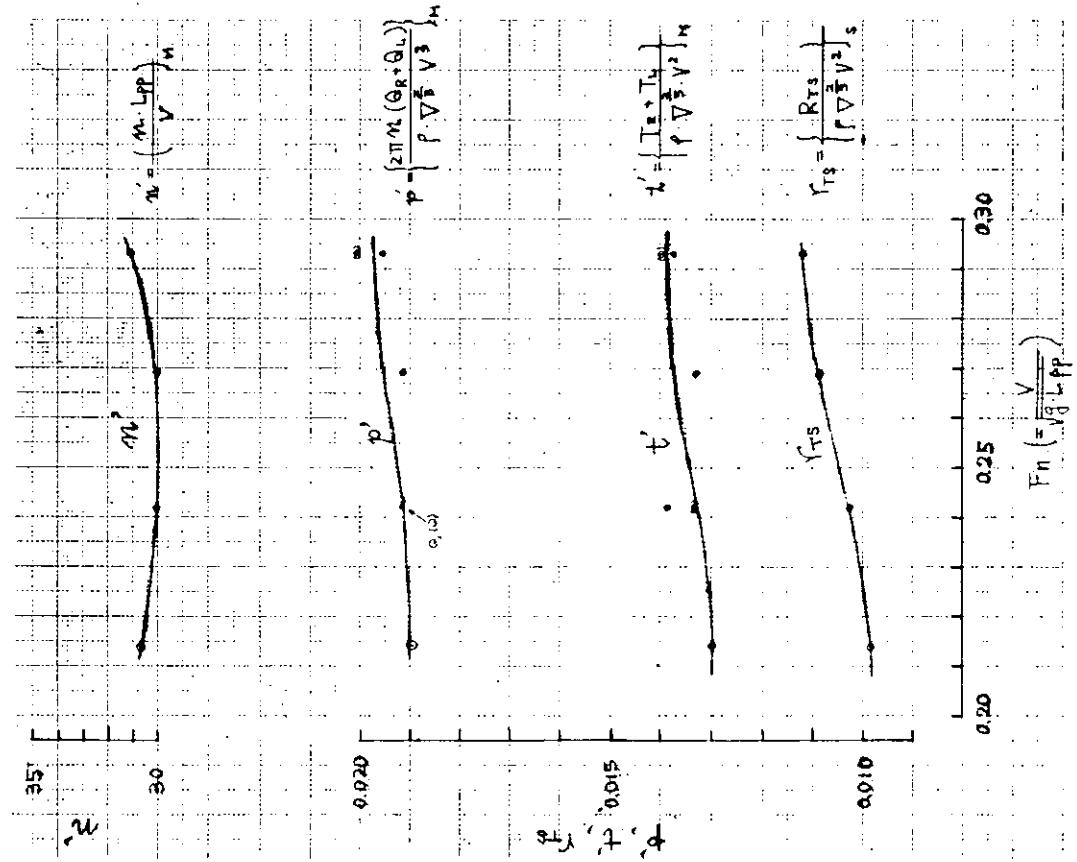


図 3.1.7 自航試験結果の無次元値



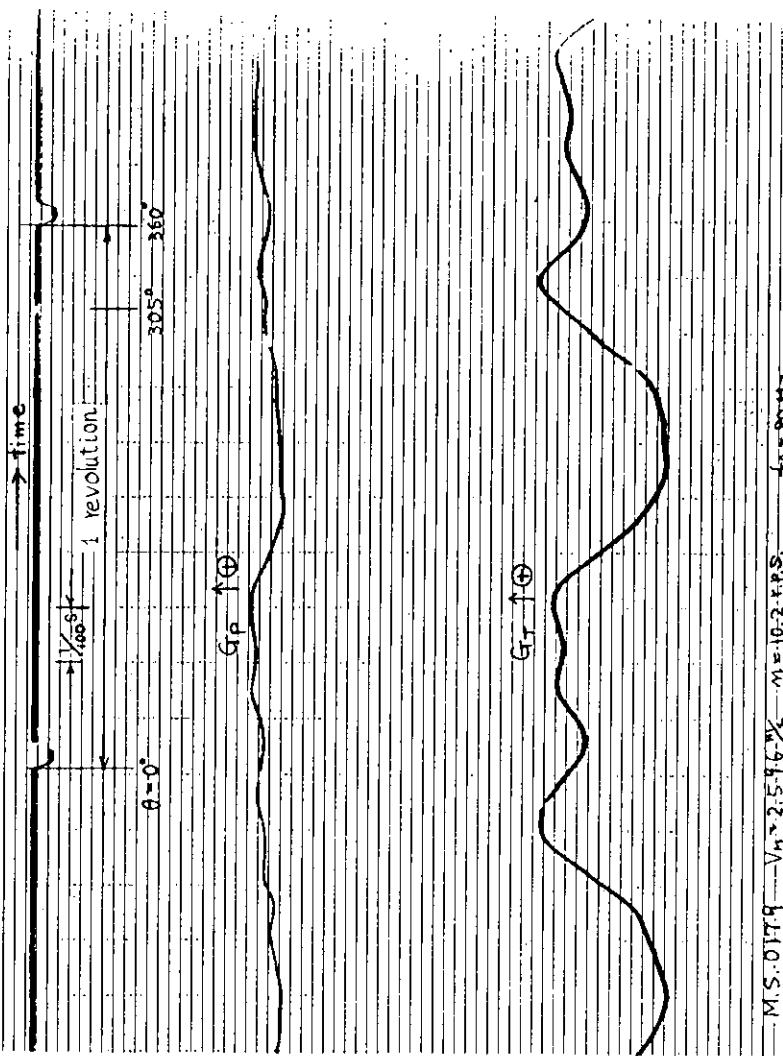


図 3.1.10 プロペラ翼在ゲージからの出力記録例

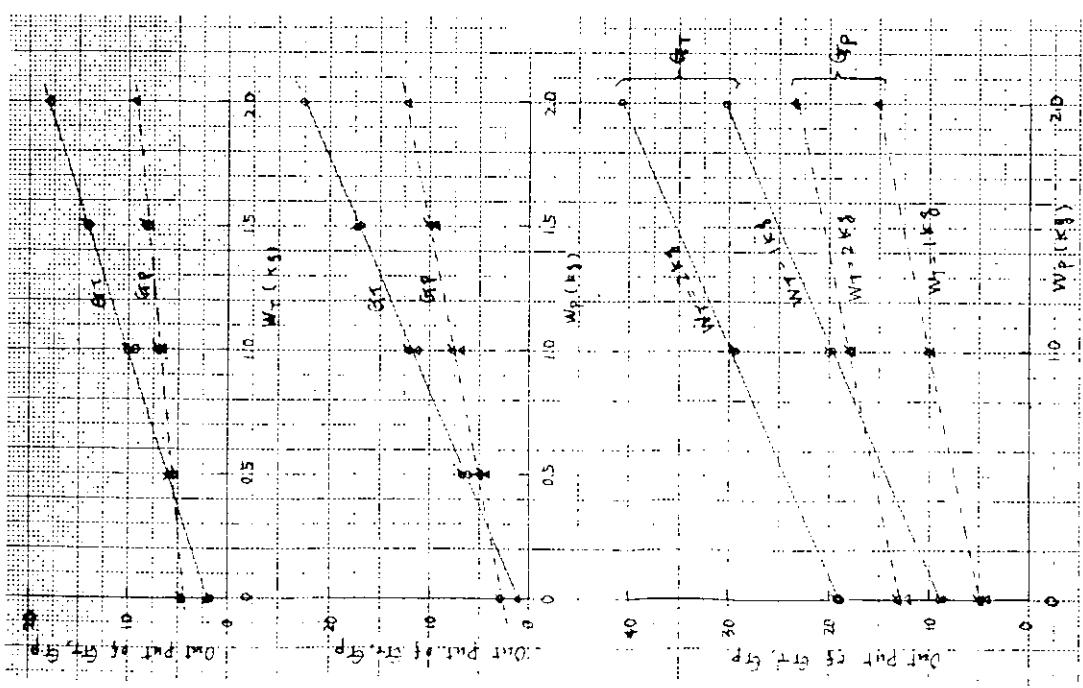


図 3.1.19 プロペラ翼在ゲージの検定結果

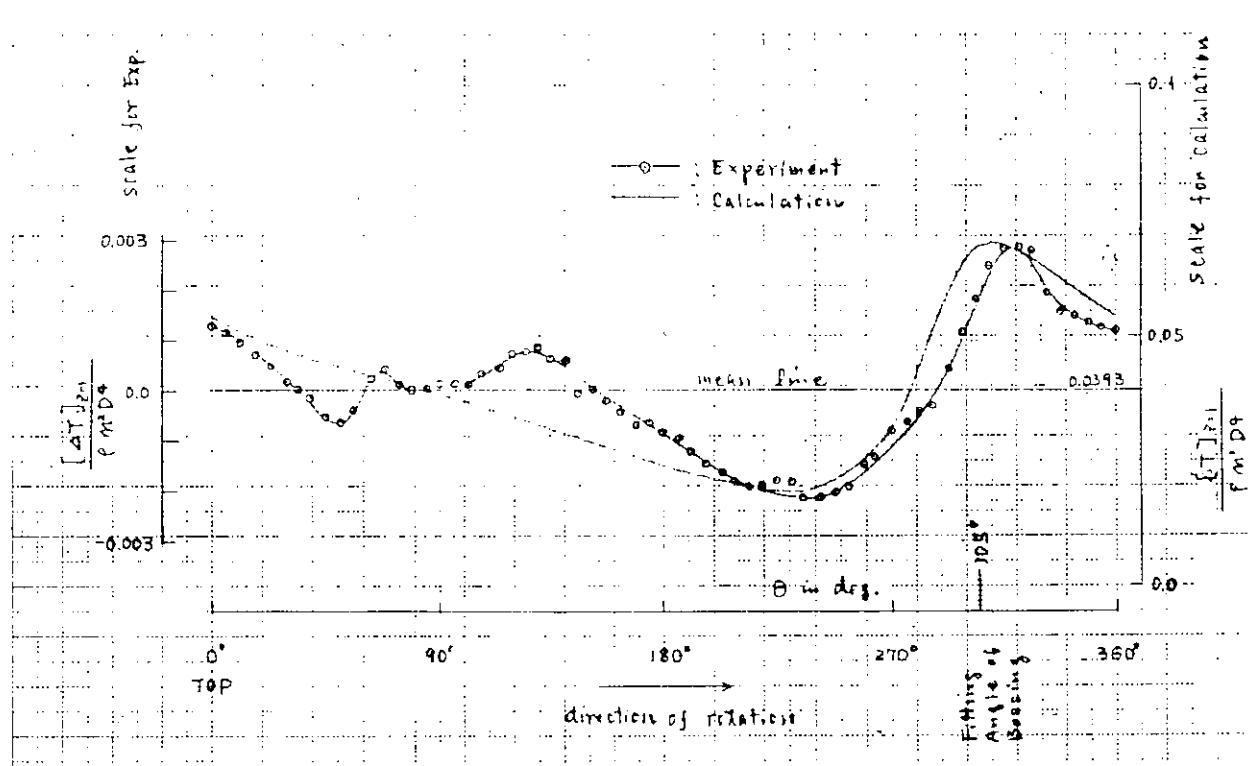


図3.1.11 1回転中のスラスト変動

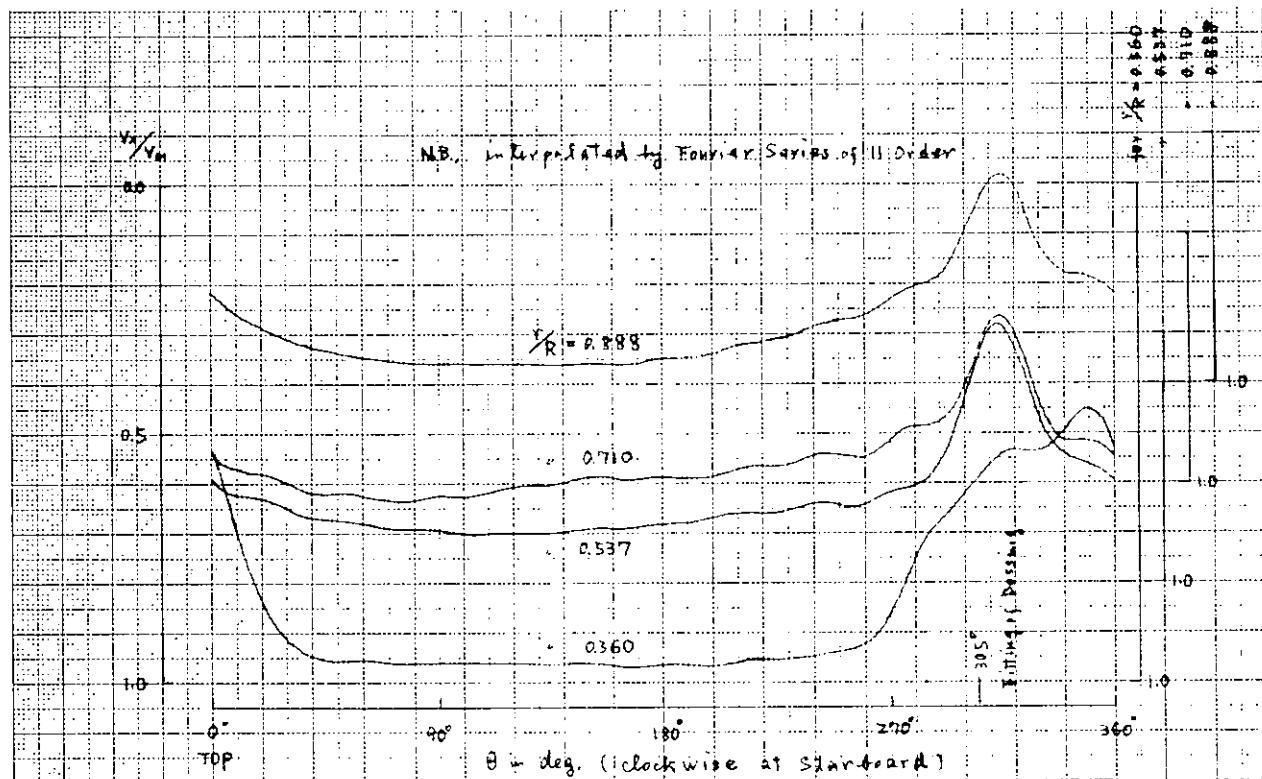


図3.1.12 伴流分布 ( $V_m = 2.596 \text{ m/s}$ )

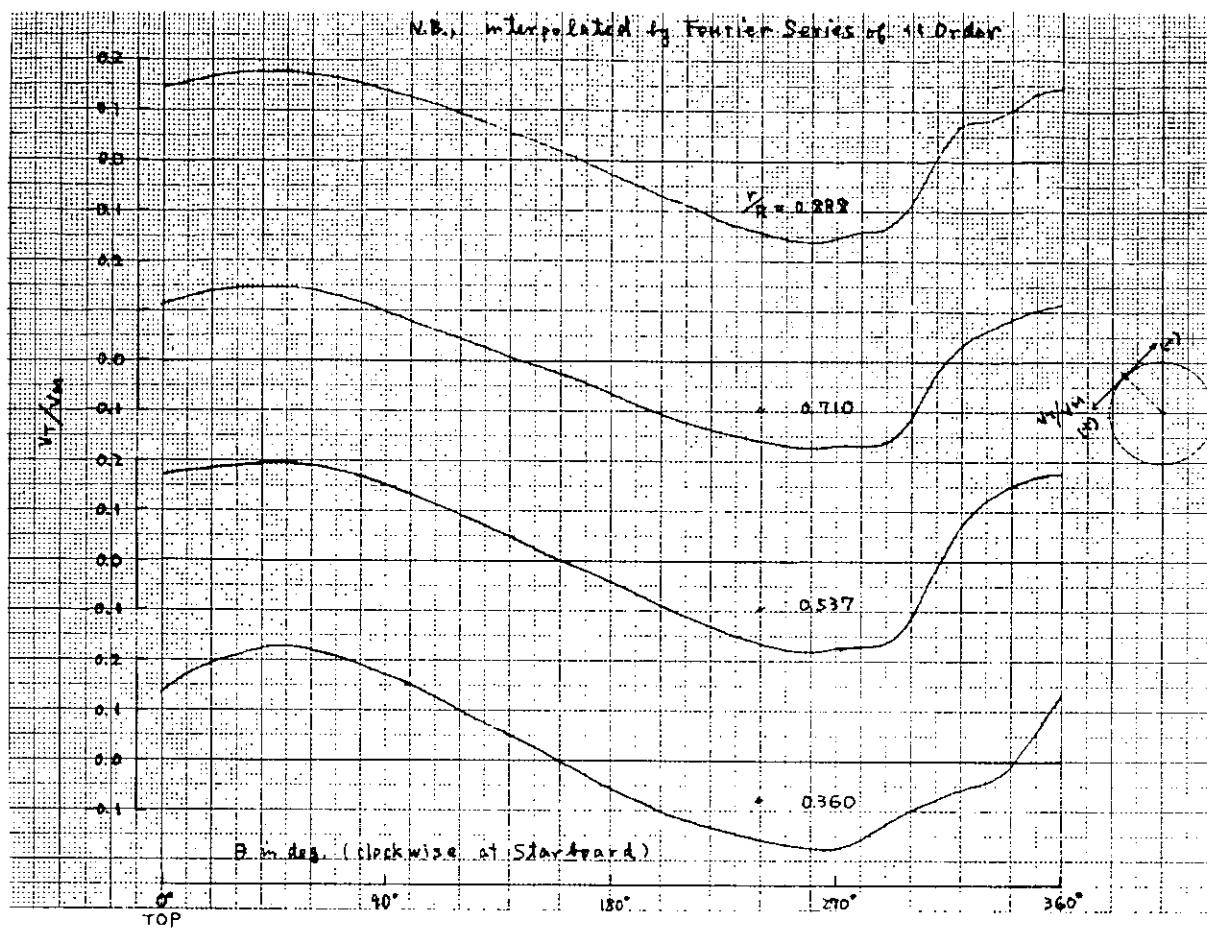


図 3.1.13 伴流分布 ( $v_M = 2.596 \text{ m/s}$ )

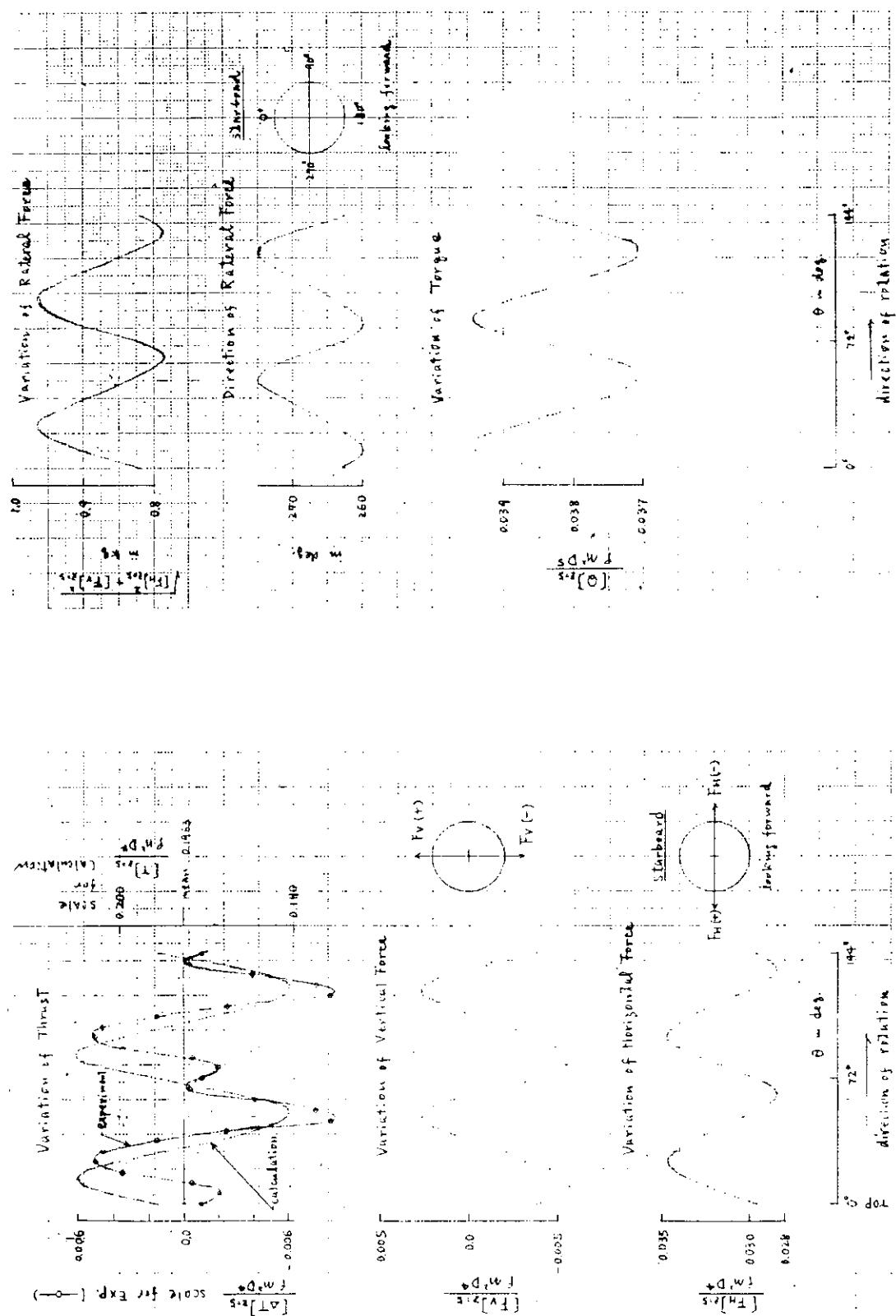


図3.1.14 ベアリングフォース

図3.1.15 ベアリングフォース

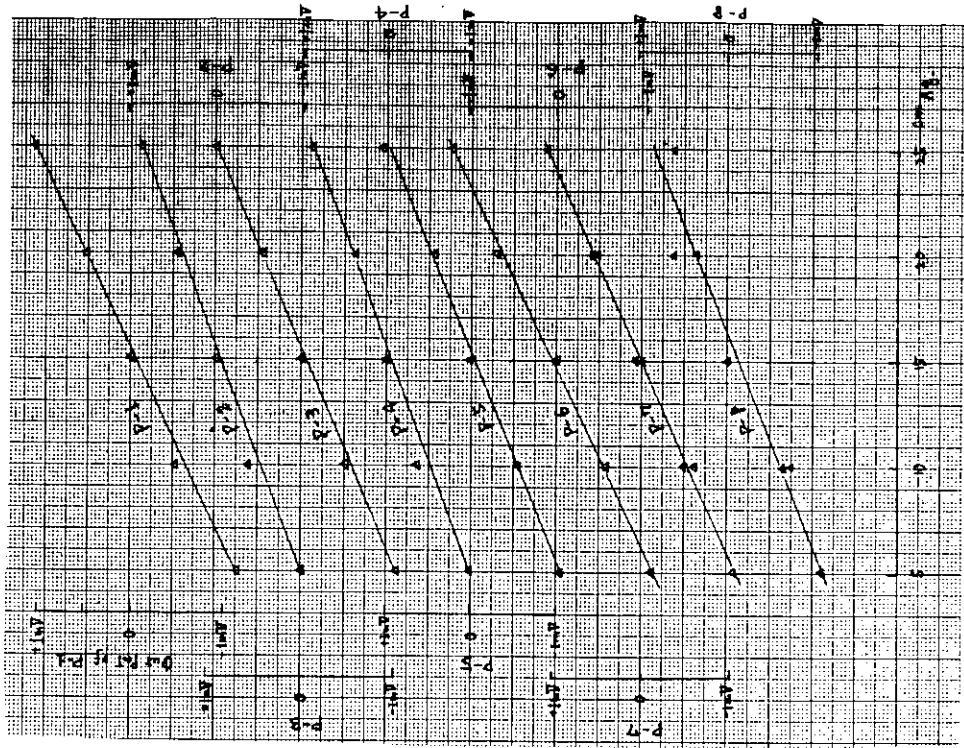


図 3.1.17 水圧計の検定結果

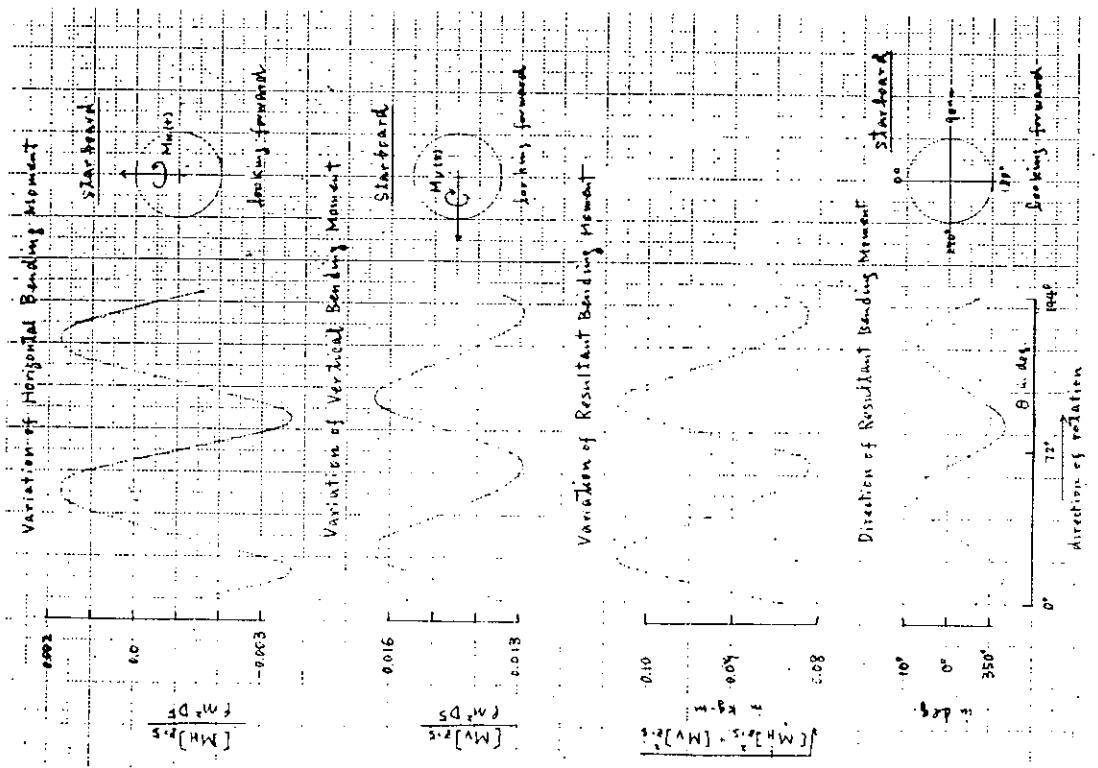


図 3.1.16 ベアリングフレーム

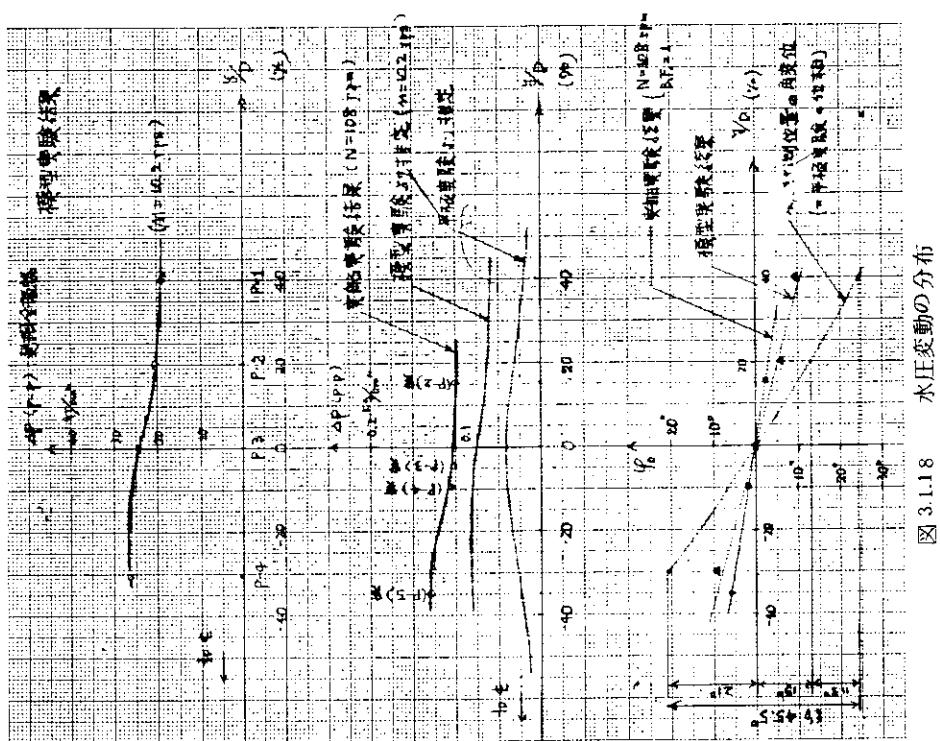


図 3.1.18 水圧変動の分布

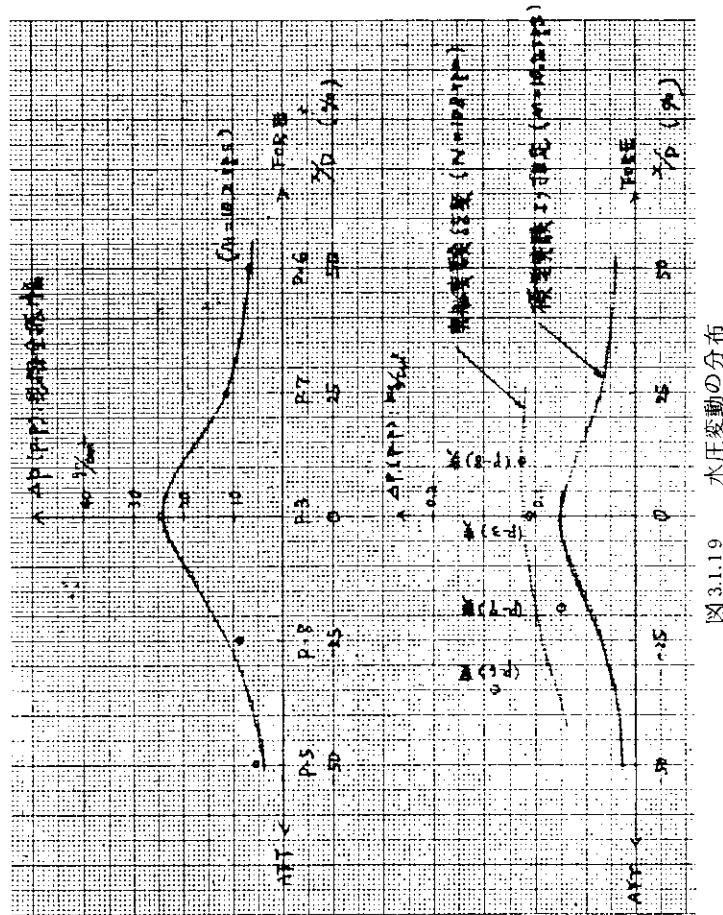


図 3.1.19 水圧変動の分布

### 3.2 ボッシングに働く流体力の計測

#### 3.2.1 緒 言

軸系のアライメントに関し、船台ないしは乾船渠内で、船の浮上時の浮力等による船体撓みや、ボッシング付き船についてはボッシングの前記同様の撓みを考慮した上で軸系のアライメントが出され、軸系のセットが行なわれている。しかしながら、航走中の流体力による構造撓みについては、流体力が十分知られていないので考慮に入れることができない現状である。

そこで、残されたこのような問題点に関する情報を得るために模型船を使用して次のような実験を実施することとした。

浮上静止時にくらべ、航走中のボッシングにいかなる流体力が作用するか----この問題に限定して実験を行なうこととしたが、計測は圧力計測のほかに、外力の直接計測も試みた。

#### 3.2.2 模型船の概要

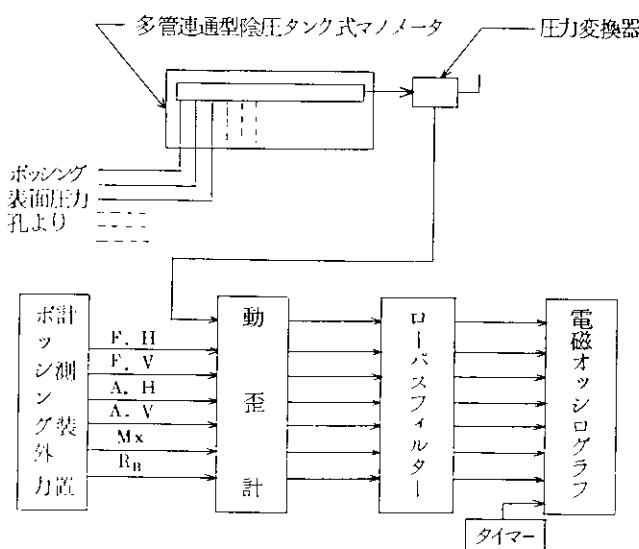
模型船の概要については、48年度報告書に記載されているほか、3.1.2中にも記したので、ここでは省略する。ボッシング外力計測に関する事項のみについて以下に示す。

ボッシングに働く流体力の計測を行なうために左舷側ボッシングの表面に計17点の静圧測定孔を配置した。圧力測定孔の配置は図3.2.1と図3.2.2に示すようにS.S. $\frac{1}{2}$ に9点、S.S. $\frac{7}{8}$ に5点、S.S. $1\frac{1}{4}$ に3点であり、圧力測定孔は内径1mmの銅パイプをボッシング表面に直角に埋込み、途中でビニール管に接続した。

一方、流体力を直接測定するために、右舷側ボッシングを船体から切り離し、ボッシング外力計測装置にこのボッシングに作用する諸種の外力を計測することにした。もちろん、主船体およびボッシング周りの流れを、ボッシングが正規の状態で取付けられている場合の流れとできるかぎり同一に保つため、船体とボッシングの間隙はおよそ1mm以内とし、さらに検力に支障をきたさないこと、流れの連続性を乱さないことを考慮しながらこの間隙に薄いカバーを施した。

#### 3.2.3

計測装置の概略を示すと次のとおりである。

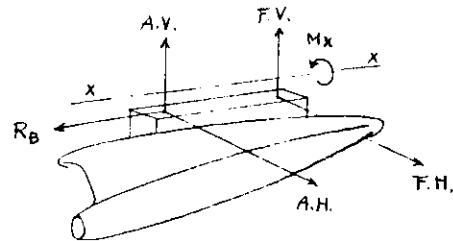


ボッシング表面に配置した圧力計測点の位置における静圧を計測するために上に示したマノメータを使用したが、マノメータのみでは計測点相互の差圧が求められるのみであるから、基準圧力としての大気圧をもとにマノメータの陰圧タンク内の圧力を計測して各計測点の静圧を求めた。陰圧タンク内の圧力計測には共和電業製の差圧変換器PD-500GAを使用した。

ボッシング外力の直接計測は図3.2.3に示す装置（電子工業製）で行なったが、この装置は次のような諸量を計測す

るものである。

- F.V. : 前部垂直分力
- F.H. : " 水平分力
- A.V. : 後部垂直分力
- A.H. : " 水平分力
- $M_x$  :  $x-x$  軸周りのモーメント
- $R_B$  : ボッシング抵抗



右舷ボッシングを前後 2 個所で本装置に取付けたが、その取付位置を図 3.2.4 に示す。本装置の写真を図 3.2.5 に、本装置のボッシングおよび船体との取合せを図 3.2.6 に示す。

右舷ボッシングは 3.2.2 の模型船の概要の中で述べたように船体とは切り離しているので、プロペラ駆動軸は図 3.2.7 に示すような仮設ブラケットで支持させた。

動歪計は共和電業製 DPM-1 N 8 ch.

ローパスフィルターは共和電業製 LF-6B 2 台

電磁オシログラフは三栄測器製 FR 102

タイマーはセイコークリスタルタイマー SQCT-520

をそれぞれ使用した。

その他の計測量としては、2 軸のトルク、スラストとプロペラ回転数、模型船対水速度、船首・尾喫水変化量などであり、これらの自航試験諸量は水槽常備の計測機器である自航動力計、対水速度計、トリム計などと、これらの制御装置によって計測された。

実験状態は次に示すとおりである。

供試実船において振動計測が実施された状態で模型試験を実施した。すなわち、

実 船	模 型 船
$d_A = 10.6 \text{ m}$	0.3419 m
$d_F = 5.0 \text{ m}$	0.1613 m
trim = 5.6 m by the Stern	0.1806 m by the Stern
$\Delta = 34,600 \text{ ton}$	1.133 ton (fresh water)

試験速度は下記の 4 種とした。

実 船 速 度(ノット)	20.6	23.2	25.8	28.1
フルード数	0.215	0.242	0.269	0.293
模型船速度(m/s)	1.903	2.144	2.394	2.596

試験は 4.9.7.11 ~ 16 の間、三鷹第 2 船舶試験水槽で実施した。

水温は 21.7 °C であった。

### 3.2.4 計測結果

ボッシング圧力分布を計測した結果を図 3.2.8, 3.2.9 に示す。

図中の—○—は自航時、—△—は曳航時であり、横軸は計測位置番号である。S.S.  $1\frac{1}{4}$  では曳航時、自航時の差はほとんど認められないが、S.S.  $1\frac{1}{8}$ , S.S.  $1\frac{1}{2}$  に移るに従って、換言すればプロペラに近づくに従って曳航時と自航時の圧力差が大きくなり、プロペラの加速作用による圧力低下が顕著に見られる。

計測位置 S.S.  $1\frac{1}{8}$  の No. 7 と S.S.  $1\frac{1}{2}$  の No. 13 はガース方向の両隣り点にくらべ圧力低下量が急激に少なく、この付

近に特異的な流れが存在したことを暗示している。

ボッシング外力計測装置の検定結果を図 3.2.1.0 に示す。

$M_x$  の検出ゲージが計測初期に絶縁不良となって計測不能となった。

自航状態における模型船速度 2.384 m/s の場合のボッシング外力計測記録の一例を図 3.2.1.1 に示す。ボッシング外力の計測値は平均値を求めることがあるので記録データの直流成分に注視すればよいが、記録データはかなり変動性状を示している。

ローパスフィルターは遮断周波数  $f_c = 4 \text{ Hz}$  に設定して記録しているが、それでもボッシングが船尾の変動流れの中に位置しているため変動流体力を受けるであろうし、ボッシングの水中重量と検出部のバネ定数とが組み合わさって振動系を構成するため、記録の変動性状は避けられなかった。ボッシングが変動しておれば付加水質量効果による影響も計測値に混入していることが考えられるが、ここでは詳細な議論は差控えて各記録波形の平均値をとることとした。計測結果を図 3.2.1.2, 3.2.1.3 に示す。

F.H., A.H., A.V. とも速度 2.2 m/s ~ 2.4 m/s の間で変化が大きくなっている。図中の、-○- は実船自航点による自航試験時の結果であり、--△-- は曳航試験時のものである。

自航時と曳航時の間には、かなりの差が現われているが、船の姿勢にはあまり差がないので、プロペラの作動によってボッシング周りの圧力が変化したためである。

$R_u$  については、曳航時にくらべ自航時の方が 70% 位増加しているが、これもプロペラの作動によって圧力抵抗の増加や、增速による摩擦抵抗の増加などによってもたらされたものと思われる。

抵抗試験における全抵抗および自航試験における回転数、トルク、推力の計測値をそれぞれ図 3.2.1.4, 3.2.1.5 に示す。曳航時の両舷ボッシング抵抗の全抵抗に対する比、および自航時のそれの { 推力 + 摩擦修正量 ( $= \Delta R$ ) } に対する比は図 3.2.1.4, 3.2.1.5 中に示されているように、それぞれ約 5%, 7% であった。

### 3.2.5 計測結果の考察

ボッシングの 3 個所の断面において静圧分布を計測したが、この静圧を水平、垂直の 2 成分に分け、これらにガース長さを乗算すればボッシングの単位長さ (1 cm 長さ) 当りの静圧力 (水平分力と垂直分力) が求められる。さらに、これらをボッシングの長さにわたって積分すればボッシング全体に作用する水平力、垂直力が求められる。

各断面のガースに対する静圧水平成分、静圧垂直成分の分布を、自航時の速度 2.596 m/s の場合の 2 断面について図 3.2.1.6, 3.2.1.7 に例示した。これらの成分値からボッシングの単位長さ当りの静圧力を求めたものが図 3.2.1.8 である。静圧の計測がボッシングの 3 断面であるため挿間、外挿の曲線は推定精度のやゝ悪いことは避けられない。ボッシング全体に作用する力をこの図をもとに計算すると、水平力で約 1.19 kg、垂直力で約 0.38 kg となり、方向としてはそれぞれ中心線より外向き、下向きの力である。

模型船で計測されたボッシング外力を実船に換算する場合の換算方法は厳密な意味では不明であるといわざるを得ないが、簡略的な取扱いを行なっても大過のない推定値が得られるものと考える。すなわち、

$$\text{圧力 (実船)} = \frac{\rho_s}{\rho_f} \cdot \alpha \cdot \text{圧力 (模型船)} : \text{gr/cm}^2$$

この関係を使用すれば、図 3.2.1.8 に示すボッシング断面当りの静圧力に対する換算率は  $(\rho_s / \rho_f) \cdot \alpha^2$  であり、ボッシング全体に作用する力に対しては同様に  $(\rho_s / \rho_f) \cdot \alpha^3$  となる。

ここで  $\rho_s$  は海水の密度 ( $= 1045.1 \text{ kg} \cdot \text{s}^2 / \text{m}^4$ )

$\rho_f$  は真水の密度 ( $= 1019.6 \text{ kg} \cdot \text{s}^2 / \text{m}^4$ )

$\alpha$  はスケール比 ( $= 31.00$ ) である。

実船のボッシングに作用する力を求めると、水平力で中心線より外向きに約 36.3 ton、垂直力で下向きに約 11.6 ton となる。

これらは、もちろん実船の浮上静止時を基準にして、静水面を28knで航走するときのボッシングに加わる流体外力である。

十分多数の圧力測定点をボッシング表面に配置し、高い精度で圧力を計測すれば、ボッシング各断面についての流体外力の作用位置（着力点）やボッシング長手方向についての着力線を求めることが原理的には可能であるが、今回は工作技術上の困難さ等のため、多数の圧力孔を配置させることができず、着力点、着力線を求めうるにはいたらなかった。したがって、図3.2.1-8に示す分布荷重は1義的に軸芯線に作用するとして取扱うこととした。

次に、静圧測定から得られたボッシング長手方向の分布荷重曲線を、2点支持の単純梁に作用する分布荷重と考え、支持点に作用する力を求める。この支持点は、ボッシング外力を直持計測するためにボッシングを外力計測装置に取付けた位置であり、それらはボッシングの前端（約F.H. 61...S.S. 1 $\frac{7}{10}$ ）から後方へ模型船で約49.2cmと79.2cmの位置であった。すなわち、支持点間は30cmである。これらの支持点の位置は図3.2.1-8中に区の記号で示した。

模型船速度  $V_M = 2.596 \text{ m/s}$  の自航状態について求めた結果は次のとおりとなった。

	静圧測定から計算	直接計測した実験値
F. H.	0.46 kg（内向き）	0.94 kg（内向き）
A. H.	1.65 kg（外向き）	1.26 kg（外向き）
F. V.	0.99 kg（下向き）	0.20 kg（上向き）
A. V.	0.61 kg（上向き）	1.28 kg（上向き）

直接計測した実験値は、A.H.については静圧測定から計算した値にかなり近い値が得られているが、F.H., A.V.については2倍、F.V.については値も方向も大幅に異なった値となった。

直接計測ではボッシングを主船体から分離させ、ボッシングを計測装置に取付たが、このように分離させて計測する方法自体は別段問題となるべき点はないと思われるが、取付け方に多少不備な点があり、そのため狙いとする計測値が得られなかつたのかも知れない。

### 3.2.6 結 言

ボッシング周りの静圧分布を計測してボッシングに働く流体力を求めるやり方はかなり確実な方法である。しかし、この方法にも実際面では工作準備や計測技術の上で多くの困難がある。模型船のボッシングは寸法的に小さいため、多数の静圧測定孔を精度よく埋込むには自ら制約がある。

さらに、静圧を十分な精度で計測することは非常にむつかしいとされている。

ここに報告した結果も、静圧孔の数の不足のため、流体外力の作用線を求めるにいたらなかった。

しかし、流体外力の大きさ、作用方向については一応把握することができ、成果は得られたと思う。

一方、外力の直接計測も行なってみたが、何しろはじめての試みであり、それだけに実験はかなり困難であった。しかし、この直接計測の実験方法なり技術は今後改善されボッシングを含む広義の船体副部に関する実験的研究に必ず生かされるであろう。

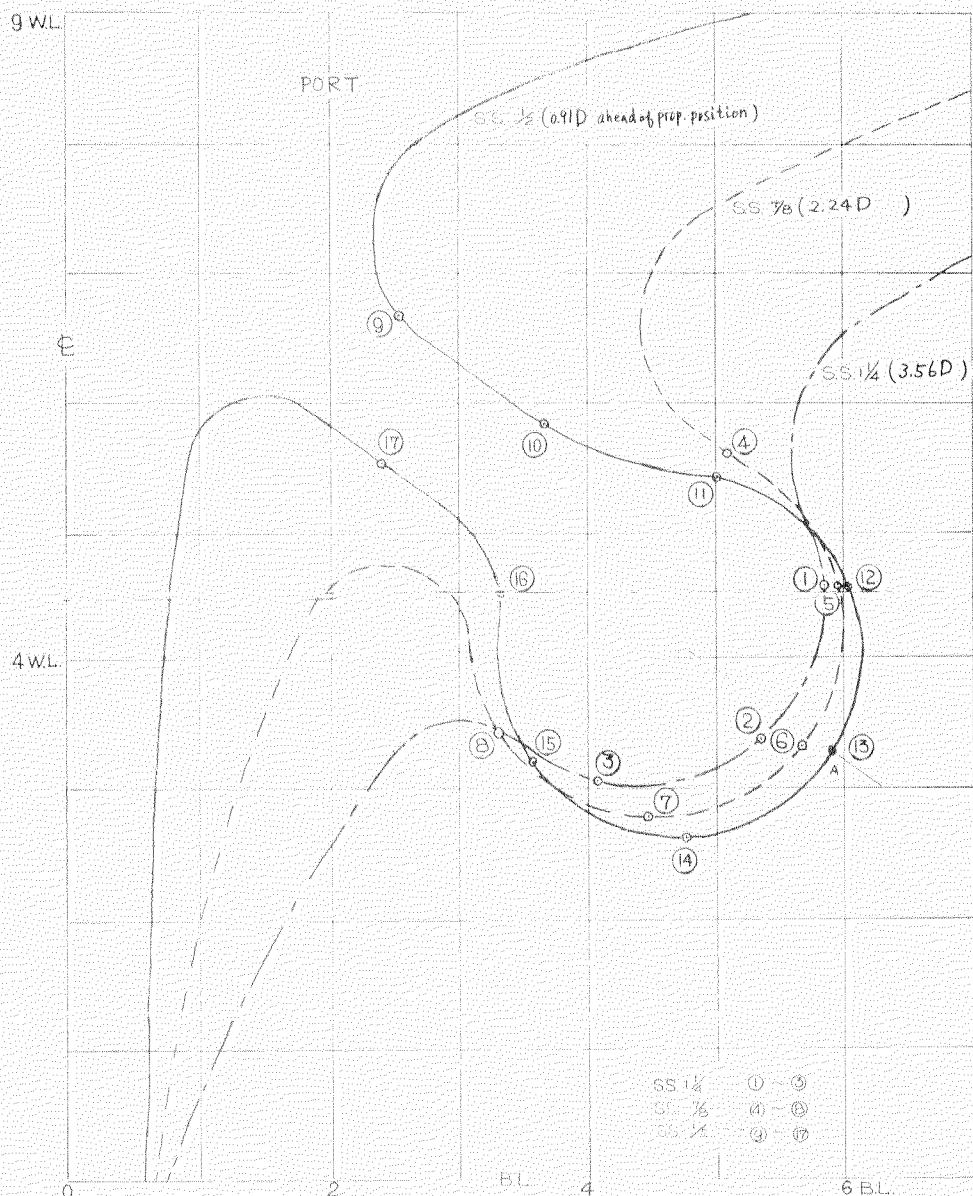


図 3.2.1 ボッシング周りの圧力測定孔の位置

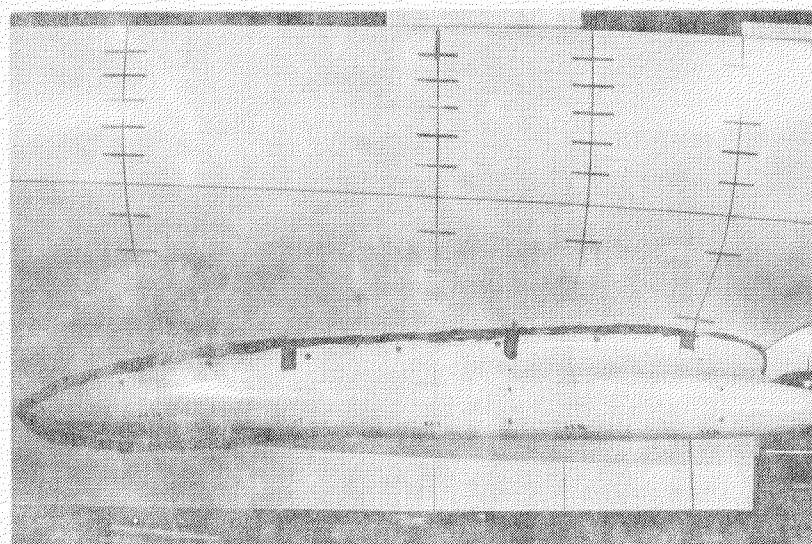


図 3.2.2 ボッシング周りの圧力測定孔

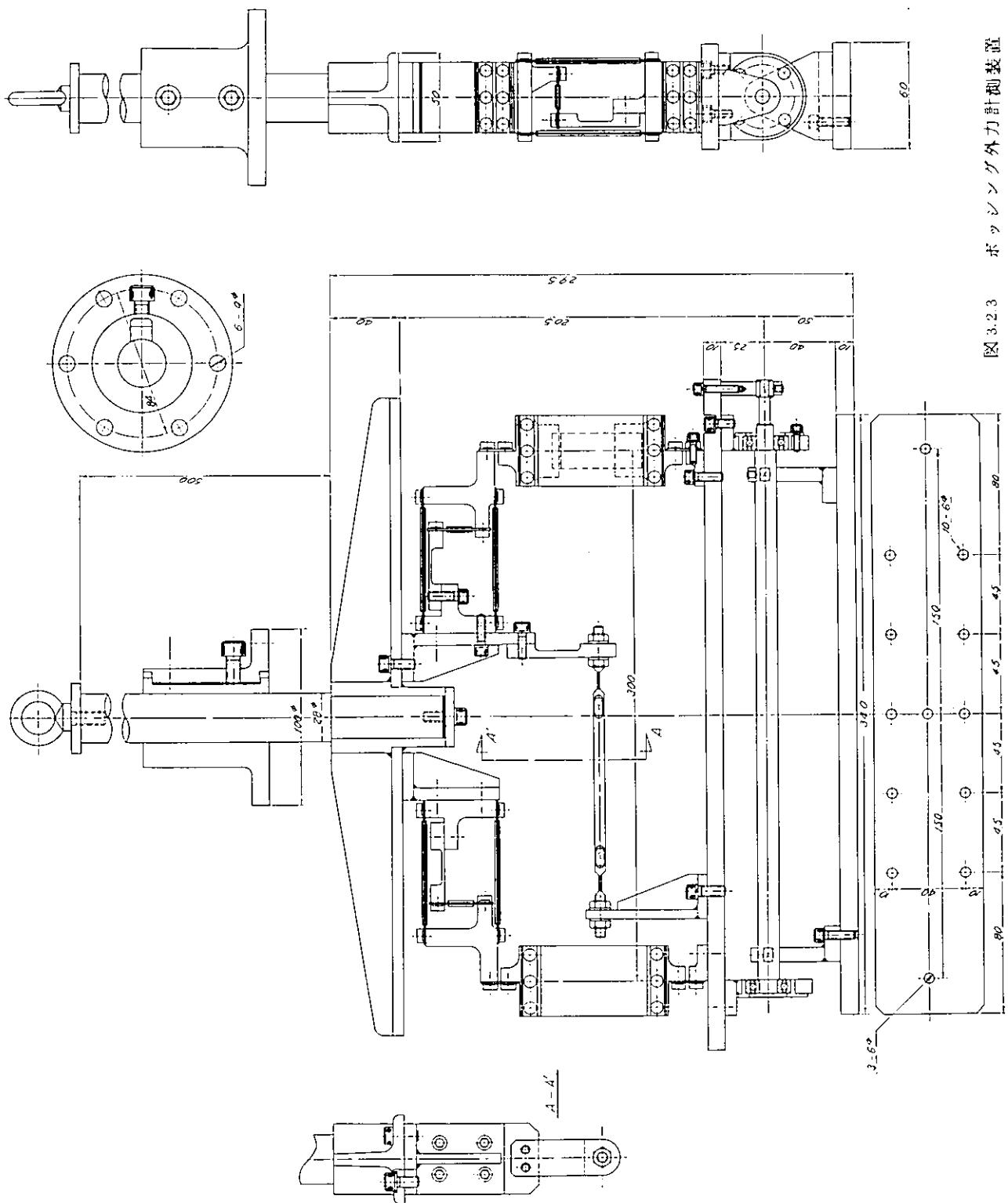


図 3.2.3 ボッシュ外力計測装置

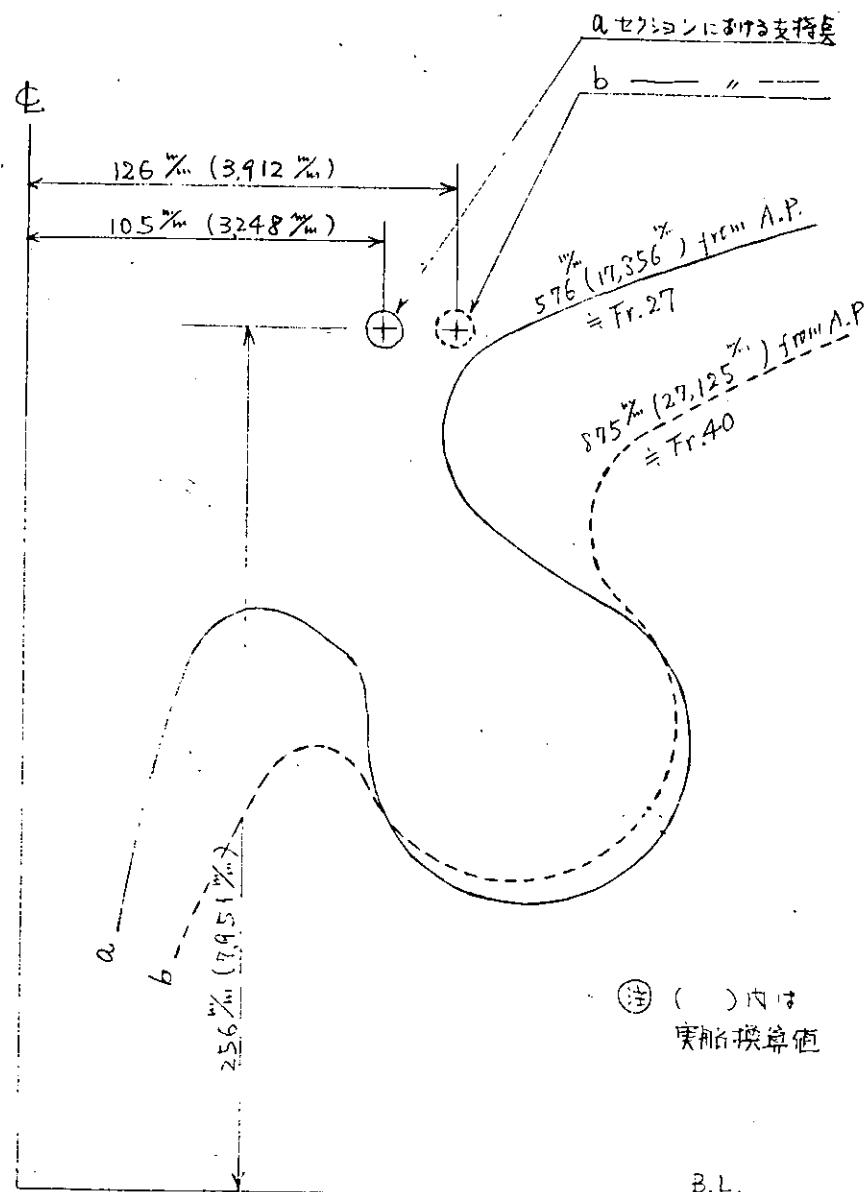


図 3.2.4 ボッシング外力計測位置

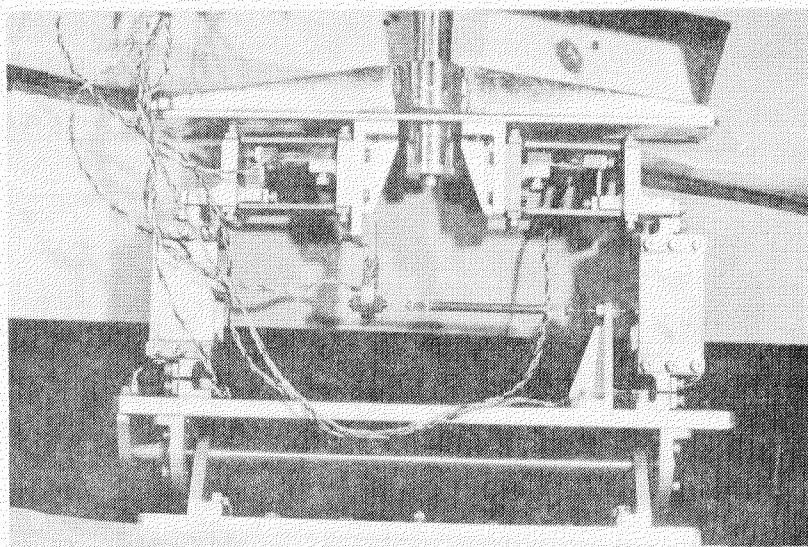


図 3.2.5 ポッシング外力計測装置

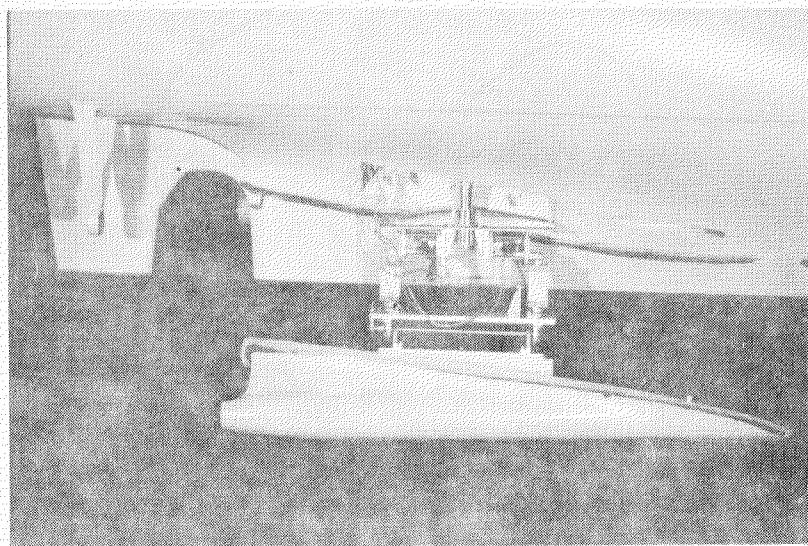


図 3.2.6 ポッシング外力計測装置, ポッシング,  
船体相互の取合せ

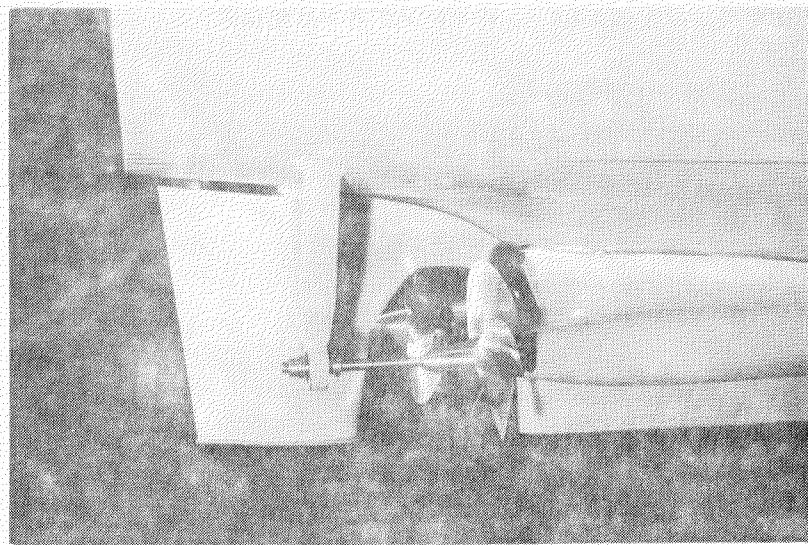


図 3.2.7 仮設ブラケットによるシャフト支持

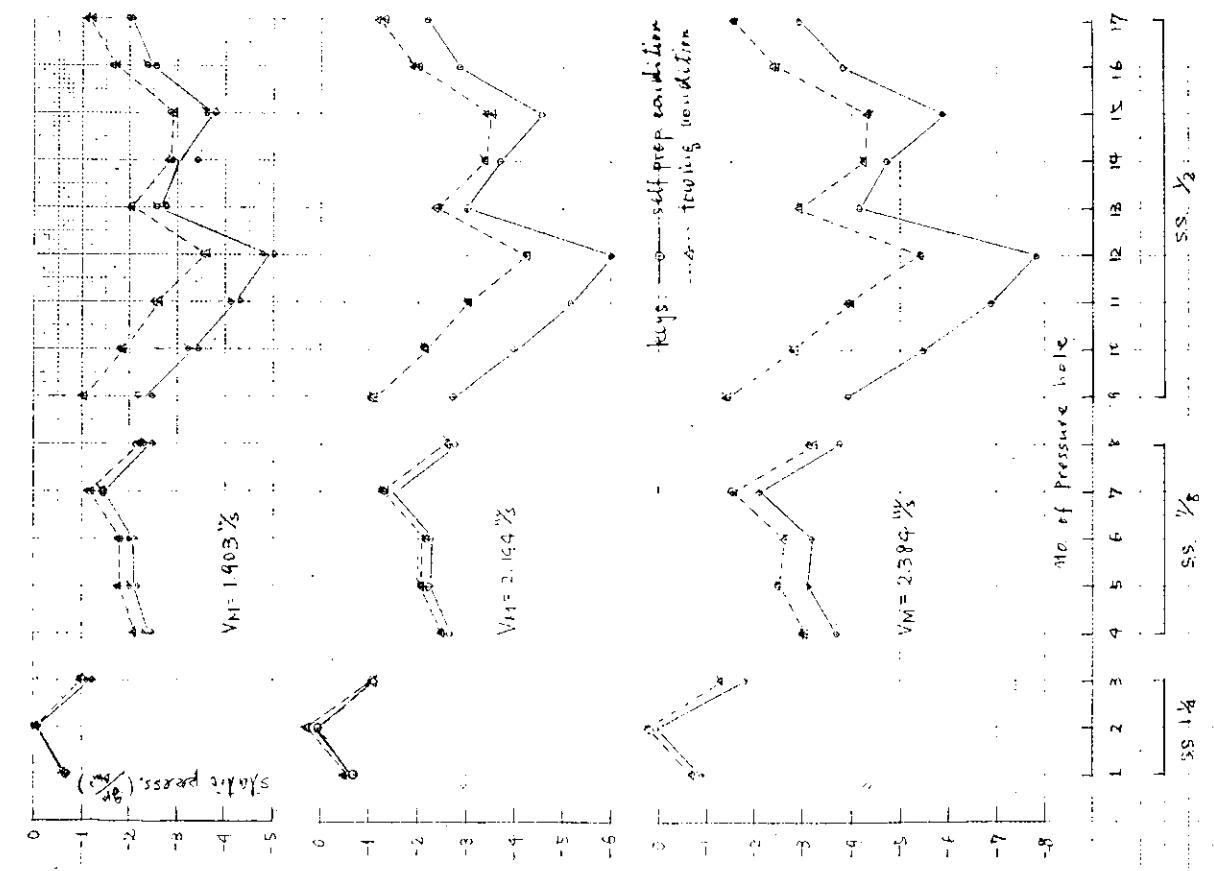


図 3.2.8 ポッシング周囲の圧力計測結果

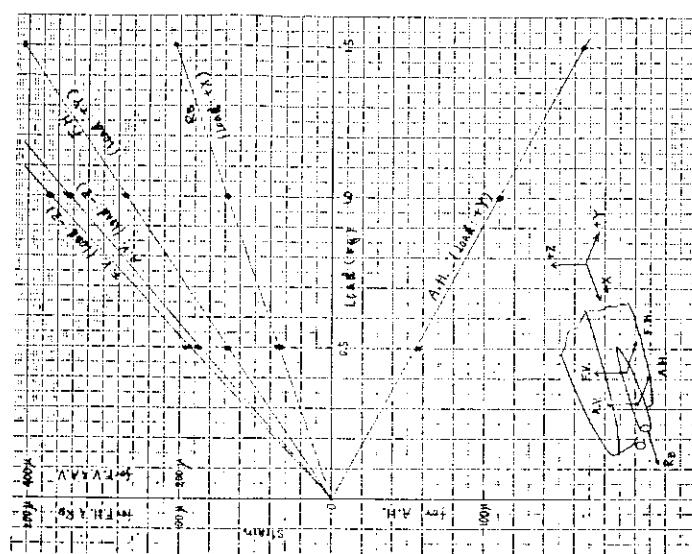


図 3.2.9 ポッシング周囲の圧力計測結果

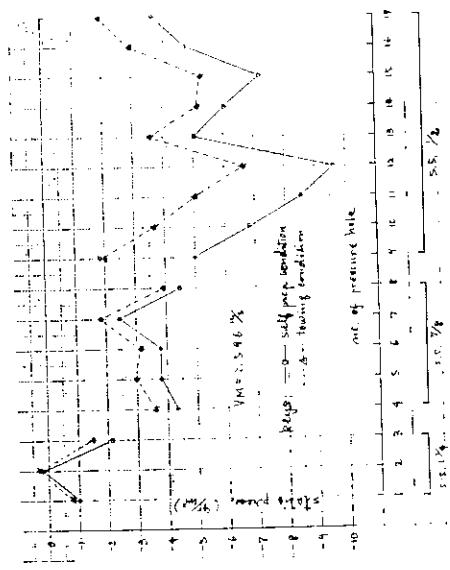


図 3.2.10 ポッシング外力計測装置の検定結果

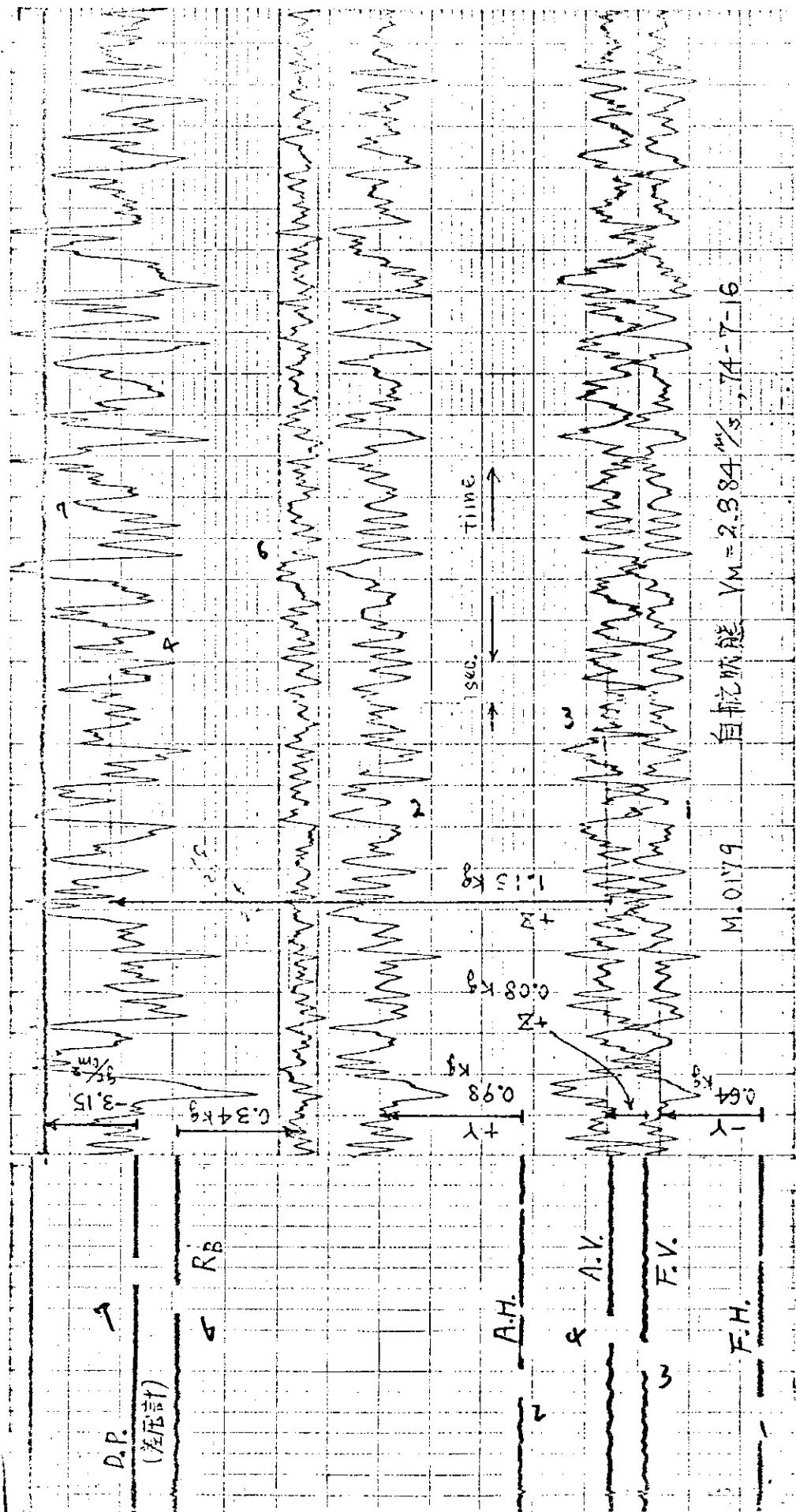


図 3.2.11 ボッシンク外力計測記録例

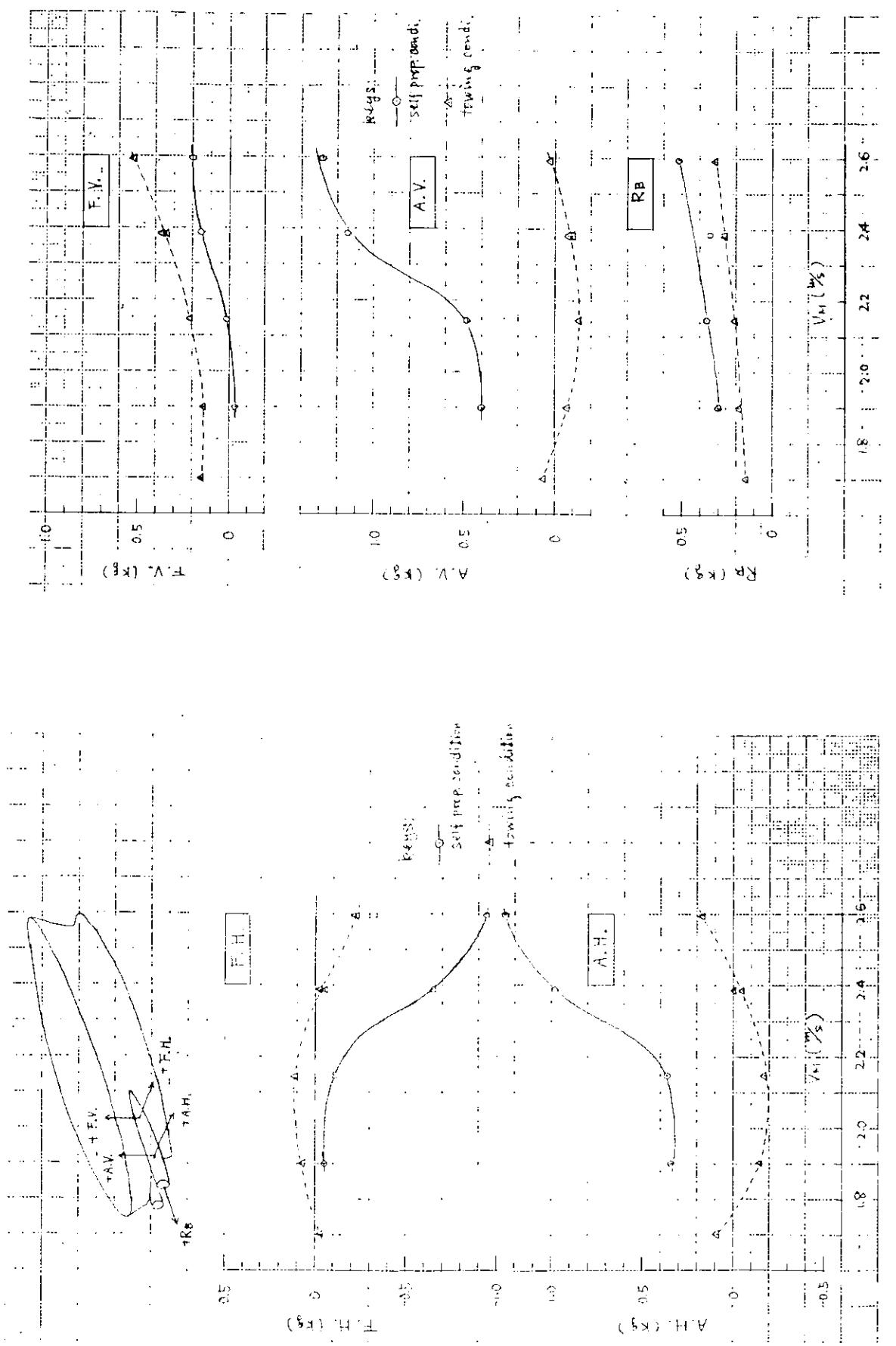


図 3.2.12 ボッシュ外力計算結果

図 3.2.13 ボッシュ外力計測結果

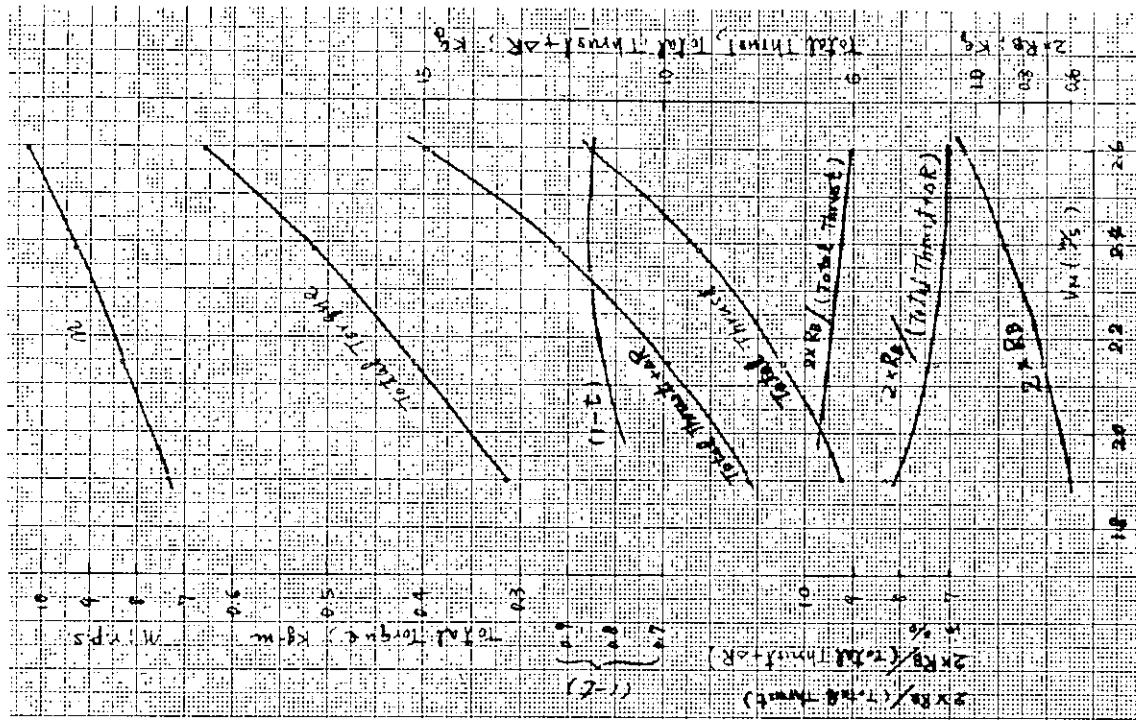


図 3.2.15 自転結果とボッシュ抵抗

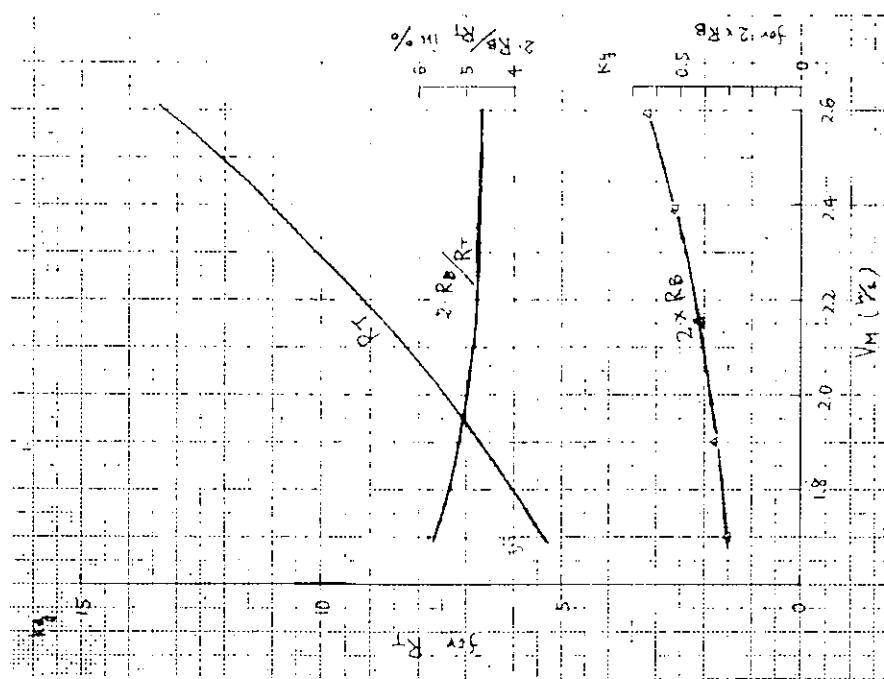


図 3.2.14 全抵抗とボッシュ抵抗

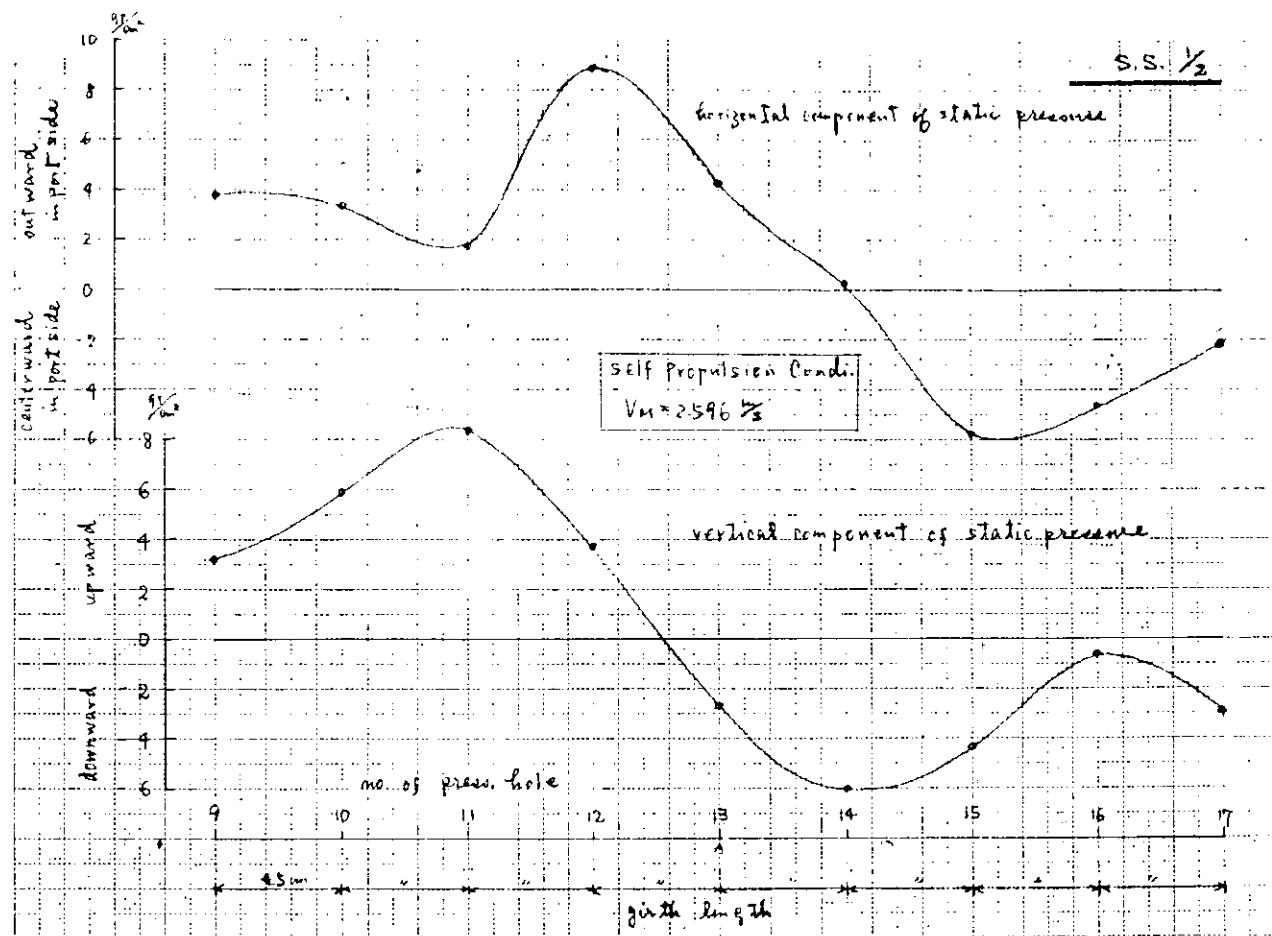


図 3.2.16 ボッシング断面周りの静圧分布

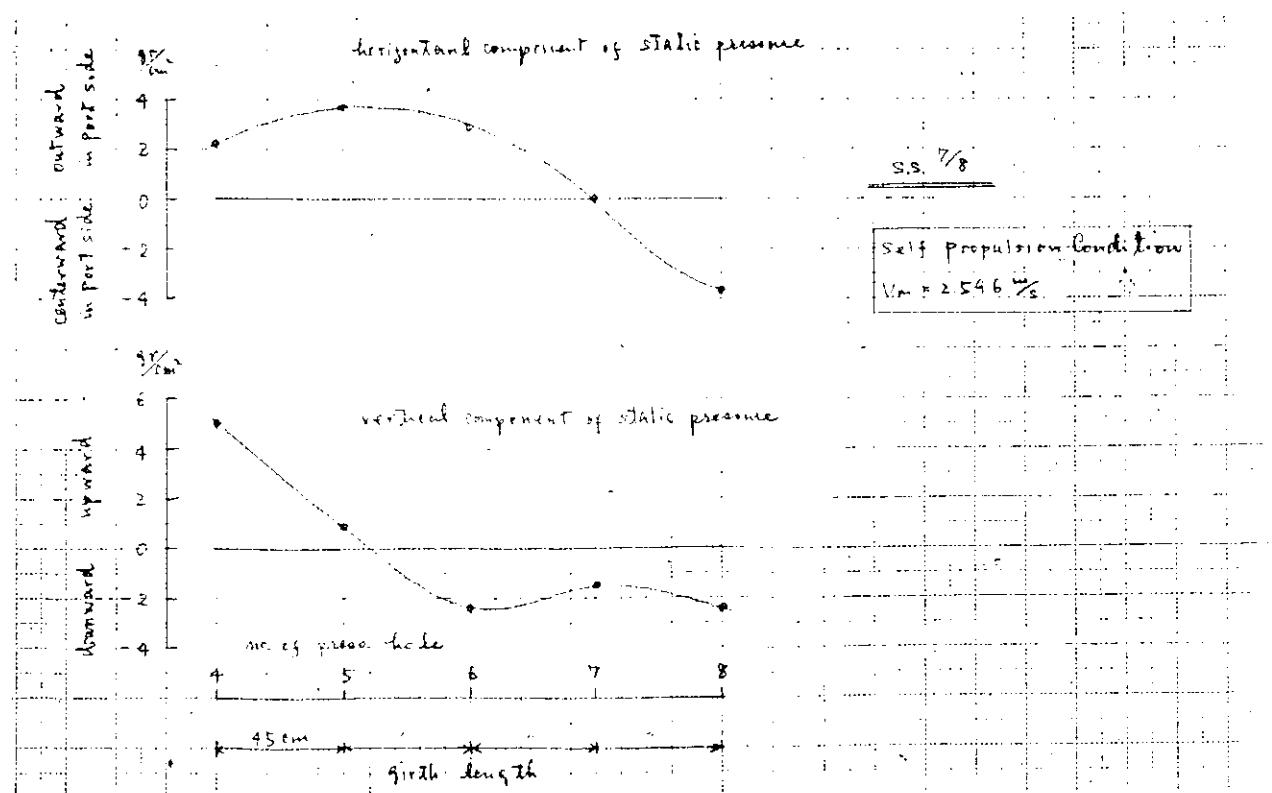


図 3.2.17 ボッシング断面周りの静圧分布

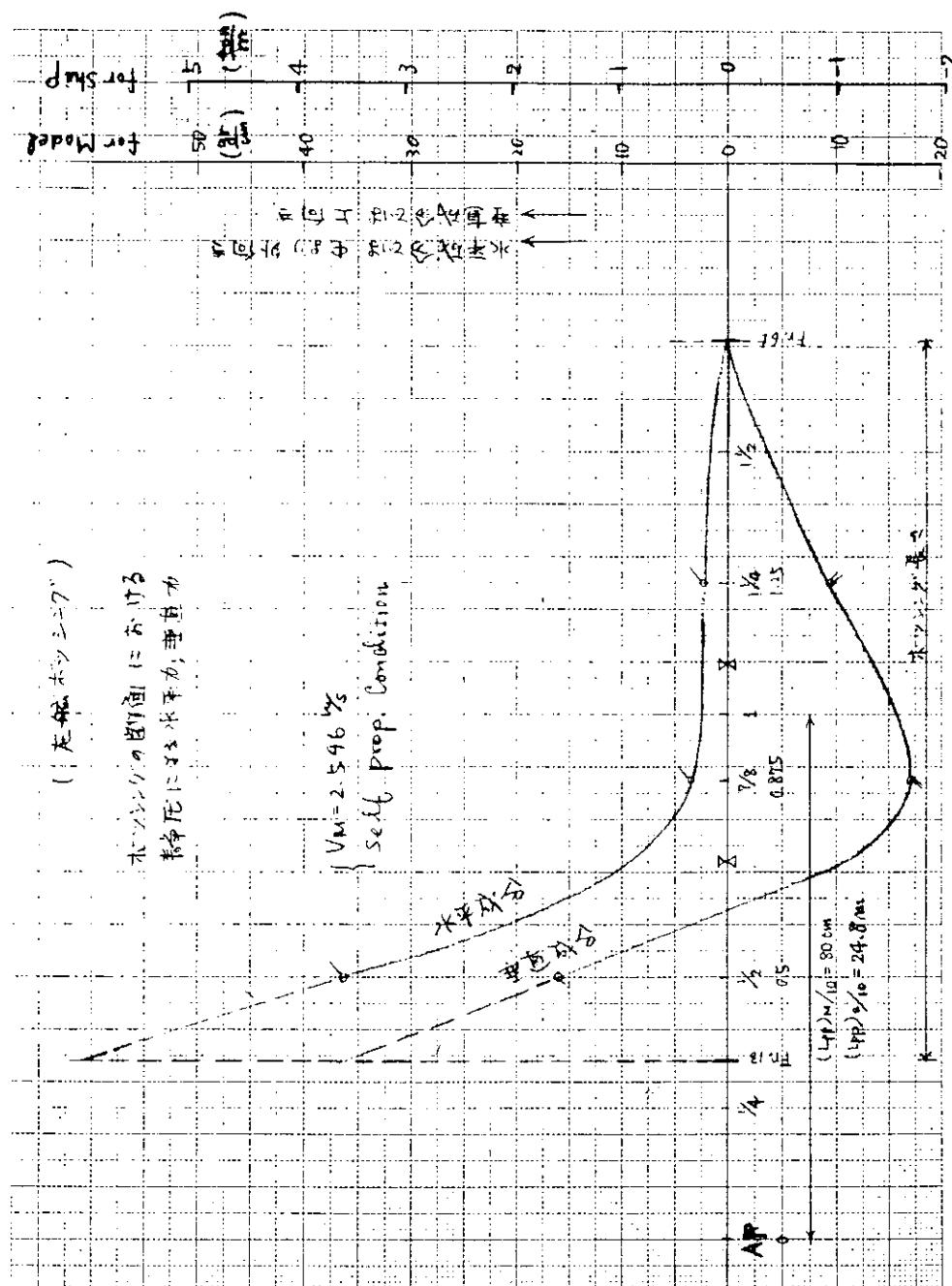


図 3.2.18 ポッシング長さ方向静圧分布

### 3.3 ボッシング振動の附加水質量の計測

#### 3.3.1 緒 言

Ayling ら<sup>1)</sup>の 2 軸あるいは 4 軸の実船におけるボッシングの振動計測結果によれば、空中におけるボッシングの固有振動数は水中における固有振動数に対し 1.1 ~ 2.1 倍高いものとなっている。この水中における固有振動数の低下の主因は、プロペラおよびボッシングの附加水であり、ボッシングの振動挙動を明らかにするためには、ボッシングの有効な剛性および重量の把握とともに、これらの附加水の適確な把握が非常に重要である。

そこで、ボッシングの附加水質量の計測の目的でコンテナ船のボッシングの模型を製作し、空中および水中で起振実験を行なった。また、この附加水については、熊井が実用的な研究結果を公表しているので<sup>2)</sup>、これを参照して本実験結果について若干の考察を試みた。

#### 3.3.2 実験模型の概要

コンテナ船のボッシングの鋼板製模型を溶接により製作した。模型はボッシング基部の船体構造の一部を含むものとしボッシング、船体ともに板厚、剛性、重量がほぼ実船と相似となるよう配慮した。寸法縮尺比は実船の約  $1/125$  である。ただし、ウェブスペースは、模型製作の都合から  $600\text{mm}$  とした。シャフトは鋼板および鋼製丸棒で重量分布を合わせ溶接により固定し、プロペラ重量も鋼製丸棒でボッシング後端にボルトで固定するようにした（重量は実船の約  $1/125$ ）。なお、プロペラの附加水質量は鋼製丸棒の附加水質量と異なるので、その差を文献 2) の推定式を利用して求め、鋼製重量で補なうよう考えた。模型の製作図および概観図を図 3.3.1 および 3.3.2 に、附加重量の配置を図 3.3.3 に示す。模型および加振台に局部振動が生じないようパネルなどに予め補強を行なったが、さらに予備実験を行なって局部振動の生じた箇所には補強を追加した。

#### 3.3.3 実験の種類および方法

模型は角水槽 ( $L \times B \times D = 12.8\text{m} \times 7.6\text{m} \times 3.3\text{m}$ ) の底にボルトにより固定し、以下の加振実験、自由振動実験、静的荷重実験を行なった。

なお、振動実験において模型は実船と上下逆転した形で据えられたが、自由表面の影響を除去するため十分な吃水（水槽基部より  $3\text{m}$ ）をとり、また、加振機台もそれによる側壁影響を考慮して十分に離した。（図 3.3.4 参照）

注）自由表面の影響については予備実験において吃水  $2.2\text{m}$ 、 $2.6\text{m}$ 、 $3.0\text{m}$  で加振実験を行なったが、いずれも顕著な差がみられなかった。また、側壁影響は文献 3) などより判断して十分小さいものと認められる。

##### (1) 加振実験

ボッシング後端（プロペラ基部）を動電型加振機によって、水平に加振した（図 3.3.4）。計測対象はボッシングの 1 次および 2 次振動とし、次の 4 ケースについて実験を行なった。

- ケース 1 水中 プロペラ付
- ケース 2 水中 プロペラ無
- ケース 3 空中 プロペラ付
- ケース 4 空中 プロペラ無

計測項目は、ボッシング各点の加速度と水圧であり図 3.3.5 にその配置を示し、また計測器系統図を図 3.3.6 に示す。

##### (2) 自由振動実験

加振実験によって求めた固有振動数を確認するため、自由振動実験を 1 次振動を対象に行なった。その方法は、ボッシング後端をワイヤで横に引張りボッシング構造を静的に変形させた後、そのワイヤを切断して自由振動を生じさせ、その振動数と振動モード（加速度）を計測するものである。これも(1)で述べた 4 ケースについて行なった。

##### (3) 静的荷重実験

ボッシング構造の剛性確認のため、ボッシング後端に静的荷重を加え、変形計測を行なった。

### 3.3.4 計測結果

#### (1) 加振実験

各状態における実験で、代表的な計測点において得られた加速度の共振曲線を図3.3.7に示す。また水圧計にあらわれた共振曲線の例を図3.3.8に示す。これらにみられるようにいずれの共振曲線においても1次のピークは顕著であり、また水圧はその位置の加速度とほぼ比例的な変動を示している。2次についてはプロペラ付の実験においてはピークが明確でない。またプロペラ無の実験においては2次付近に多数のピークがみられ共振点が必ずしも明確でない。これらの共振曲線の乱れの原因は今のところ定かでない。この共振曲線の1次および2次のピーク位置(2次についてはモード、位相などを考慮して選定)の振動数における振動モードを図3.3.9に示す。この振動モード曲線の図には、実験結果とともに後述の簡略化した骨組モデルによる振動計算結果をあわせて示す。振動モードを見ると基部外板の振巾は小さく、模型周辺のボルト固定部には振動は見られない。図3.3.10には実験によって求められた変動水圧の分布を示す。

実験によって得られた1次、2次の固有振動数を簡略骨組計算の結果とともにまとめて表3.3.1に示す。

#### (2) 自由振動実験

自由振動実験の結果得られた固有振動数、振動モードは、いずれも加振実験の結果とよく一致した。この固有振動数および対数減衰率を表3.3.2に示す。図3.3.11に振動記録の一例を示す。

#### (3) 静的荷重実験

ボッシング先端に静的荷重10tonを加えたときの変形モードを図3.3.12に示す。基部外板の変位は小さく、周辺ボルト付近の変位は見られない。

### 3.3.5 考 察

上記の計測結果を、簡略骨組計算結果、Aylingらの研究結果、熊井の研究結果などと比較し考察した。

(1) 実験と平行して模型を簡単な骨組構造にモデル化し、固有振動数計算と静的荷重に対する変形計算を行なった。振動数計算は実験状態に対応して、水中、空気中のそれぞれに対しプロペラの有無を考え、計4ケースについて1次および2次を対象に行なった。

#### (a) 計算モデル

図3.3.13に示すようにボッシング基部を含む模型を立体骨組構造にモデル化した。すなわち、ボス、ウェブは軸力、曲げ、捩り、および剪断剛性をもつ梁要素とし、フロアは上記のうち捩り剛性をのぞいた剛性をもつ梁要素とした。ウェブとフロアの交叉部は模型のフロアに設けた開口による剛性の低下があるので計算モデルにもその点を考慮した。また各要素の剛性は各節点間で一様とした。

拘束条件は図3.3.13に示すように底部のボルト固定部をピン結合とし、他のすべての節点は、Z軸方向(ボスの軸方向)の変位は拘束し、X-Y平面内の変位、回転を自由とした。

#### (b) 振動質量

模型の自重は、ボス、ウェブ、フロアの各部材の各節点間に一様に分布させた。またボス部の各節点にはシャフトおよびプロペラの質量と水中振動に対しては、以下のように熊井の研究<sup>2)</sup>をもとに推定した附加水質量とを集中荷重として付加した。

熊井<sup>2)</sup>は、まずボッシング断面を近似的にProhaska Formで表わし、その振動モードを3次式に仮定して2次元の附加水質量を

$$m_e = C_H \cdot \frac{\rho \pi H^2}{2} \quad (3.3.1)$$

で表わしたときの附加水質量係数C<sub>H</sub>を

$$C_H = 0.1220 \quad (3.3.2)$$

と得た。ついで、ボッシングの深さとプロペラ軸に沿ったボッシングの振動モードを図 3.3.1-4 にしたがって

$$\left. \begin{aligned} \frac{H}{H_1} &= \zeta \\ \xi_c &= \zeta^2 \end{aligned} \right\} \quad (3.3.3)$$

と仮定し、ボッシング全体の附加水質量を 3 次元修正値  $J$  を用いて

$$m_e = J C_H \frac{\rho \pi}{2} \int_0^L H^2 \xi_c^2 dz \quad (3.3.4)$$

と表わした。そして、この 3 次元修正値を Ayling らの実船計測結果から平均値として、 $J = 0.652$  と求めた。

今回の振動数計算においては、この熊井によって求められた値を使って本模型の各断面の附加水質量を次式によつて求めた。 $(\Delta L = \text{各断面の長さ})$

$$m_e = J C_H \cdot \frac{\rho \pi H^2}{2} \cdot \Delta L \quad (3.3.5)$$

### (c) 計算結果と計測結果との比較

振動計算結果として固有振動数と振動モード曲線を実験結果と対応させて表 3.3.1 および図 3.3.9 に示した。

固有振動数は計算値の方が若干高めであるが比較的よく一致している。一方振動モードも 1 次、2 次とも比較的よく一致している。

振動計算と同一モデルについて、実験状態と同じ荷重下で行なった静的荷重による変形モードの計算結果を図 3.3.1-2 に示したが、これも実験結果とよく一致した。

- (2) ボッシングの振動を最も簡略化して扱う方法として Ayling にならって先端に集中質量をもち、自身は無質量で剛性一様な片持梁の振動を考える。このとき、この梁の 1 次の固有振動数は実験を行なった各ケースに対して次のように与えられる。

空気中プロペラ無(ケース 4)に対して

$$f_{ap} = k_B^a / \sqrt{W_B} \quad (3.3.6)$$

空気中プロペラ付(ケース 3)に対して

$$f_{ap} = k_{B+p}^a / \sqrt{W_B + W_p} \quad (3.3.7)$$

水中プロペラ無(ケース 2)に対して

$$f_{wp} = k_B^w / \sqrt{W_B + W_{Ba}} \quad (3.3.8)$$

水中プロペラ付(ケース 1)に対して

$$f_{wp} = k_{B+p}^w / \sqrt{W_B + W_{Ba} + W_p + W_{Pa}} \quad (3.3.9)$$

ただし、ここで  $f$  は各状態での固有振動数、 $k$  は比例定数(梁の長さ、剛性を含む)、 $w_B$ 、 $w_{Ba}$  はボッシングの有効振動重量および附加水重量、 $w_p$ 、 $w_{Pa}$  はプロペラの重量と附加水重量である。

ここで、近似的に  $k_B^a = k_{B+p}^a = k_B^w = k_{B+p}^w$  と仮定し、 $w = W_p / W_B$ 、 $\varepsilon_B = W_{Ba} / W_B$ 、 $\varepsilon_p = W_{Pa} / W_p$  とおくと

$$\left. \begin{aligned} (f_{ap} / f_{ap})^2 &= 1 + w \\ (f_{ap} / f_{wp})^2 &= 1 + \varepsilon_B \\ (f_{ap} / f_{wp})^2 &= 1 + w + \varepsilon_B + \varepsilon_p \cdot w \end{aligned} \right\} \quad (3.3.10)$$

となる。実験の結果から  $f_{a_B} = 8.2.3 \text{ Hz}$ ,  $f_{a_P} = 5.9.3 \text{ Hz}$ ,  $f_{w_B} = 6.5.2 \text{ Hz}$ ,  $f_{w_P} = 5.0.2 \text{ Hz}$  を用いて、これらの重量比(質量比)を求める

$$w = 0.926$$

$$\varepsilon_B = 0.593$$

$$\varepsilon_P = 0.182$$

となる。この  $w = 0.926$  と  $W_P = 14.6 \text{ kg}$  より  $W_B = 15.8 \text{ kg}$  となり、これは簡略骨組モデルにおける後端のウェブより後部の円筒形ボス部の自重と、その範囲にあるシャフト重量の和に相当する。

また、ボッシングの附加水質量比は本実験では、 $\varepsilon_B = 0.593$  であり、これに対して Ayling の行なった実船実験結果より、熊井の求めたこの値は  $0.300 \sim 0.895$  (平均  $0.611$ ) で本実験の値は、この平均値に近い。

(3) 熊井は (3.3.4) 式よりボッシングの 1 次振動に対する 3 次元附加水重量として

$$W_{B_A} = 0.0274 J H_1^2 \ell \quad (3.3.11)$$

を与えており。本実験結果から、この式を使って 3 次元修正値  $J$  を求めてみると

$$J = 0.707$$

となり、熊井の求めた平均値  $J = 0.652$  と比較的近いものとなった。

(4) 簡略骨組計算においては、熊井の求めた 3 次元修正値  $J = 0.652$  をボッシングの各断面の 2 次元附加水質量に乗することにより各断面の有効振動質量を決定したが、得られた振動数の傾向からいって、この方法が実用的であることが判明した。

### 3.3.6 結 言

ボッシング振動の附加水質量の計測の目的で模型実験を行ない、その結果について若干の考察を試み、ボッシング附加水推定法確立のための見通しを得た。今後さらに、下記の観点より検討を加えていく予定である。

- (i) 空気中の固有振動数における実験値と計算値の不一致の補正
- (ii) 水圧と附加水質量の対応
- (iii) 2 次振動における附加水質量
- (iv) プロペラの附加水質量
- (v) 実船のボッシングの固有振動数計算に用いる附加水質量の推定法の確立

### 参 考 文 献

- 1) Ayling, P. W. and P. W. Knaggs, Propeller Bossing Vibration, Trans. R. I. N. A., 1964.
- 2) 熊井豊二, プロペラボッシングの振動付加質量に就いて  
西部造船会会報 第48号 昭和49年8月
- 3) 吉識雅夫他, 船体振動に於ける付加質量に関する一考察  
造船協会論文集 第84号

表 3.3.1 固有振動数一覧表

単位: Hz

ケース	実験状態	1次振動数			2次振動数	
		加振機実験値	自由振動実験値	計算値	加振機実験値	計算値
1	水中	プロペラ付	50.2	(50.0)	55.2	—
2		〃 無	65.2	(64.5)	73.0	152.0
3	空中	〃 付	59.3	(59.5)	61.6	—
4		〃 無	82.3	(80.5)	86.9	175.8
						186.5

注) 自由振動実験値の詳細は表 3.3.2 に示す。

表 3.3.2 自由振動実験における固有振動数と対数減衰率

実験状態		加振棒をつけた状態		加振棒をはずした状態	
		固有振動数	対数減衰率	固有振動数	対数減衰率
水中	プロペラ付	50.0	0.059	—	—
	〃 無	64.5	0.081	—	—
空中	〃 付	59.5	0.039	60.5	0.037
	〃 無	80.5	0.087	82.5	0.076

注) 加振棒の重量及び加振機可動部重量は 9 kg である。

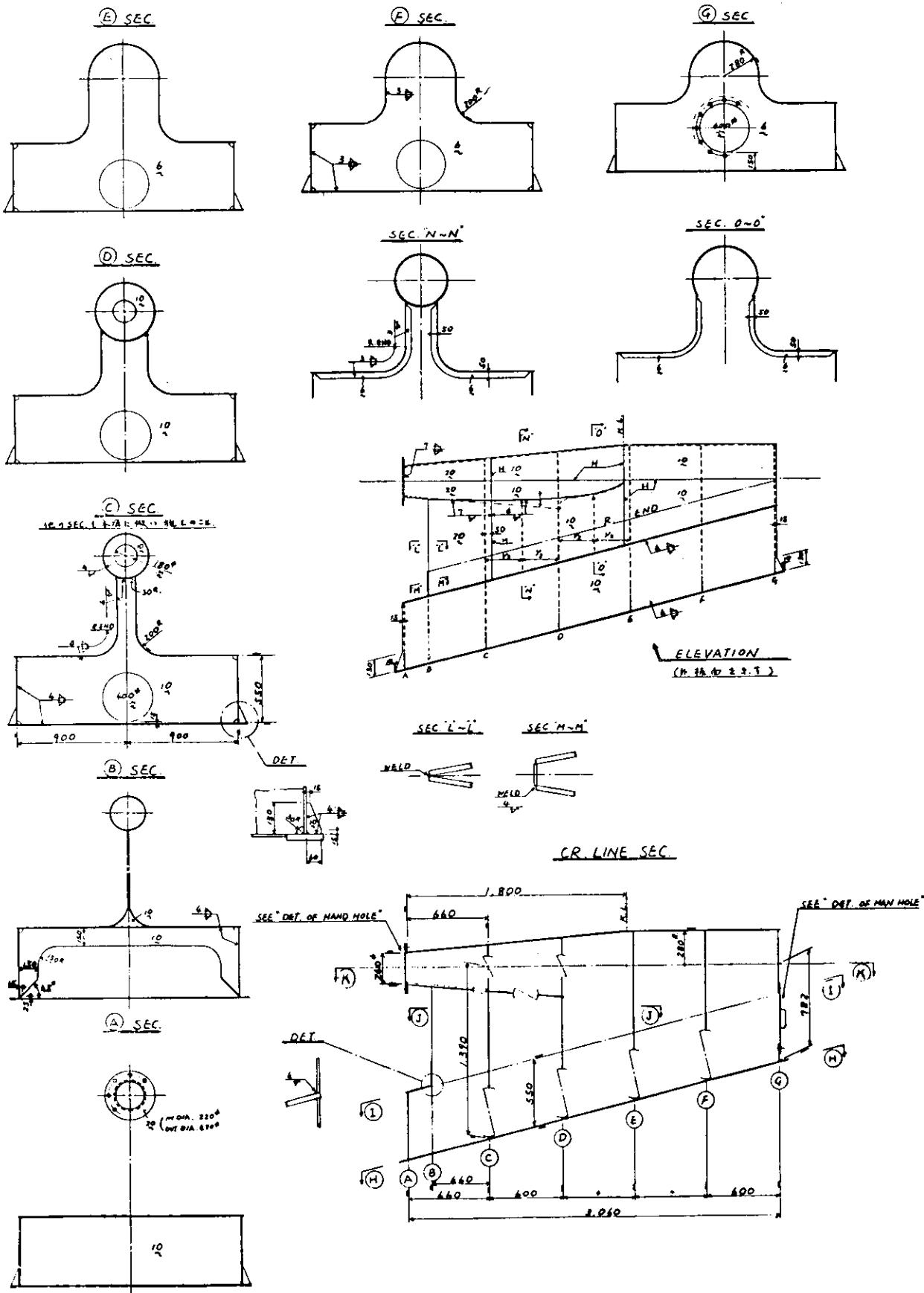
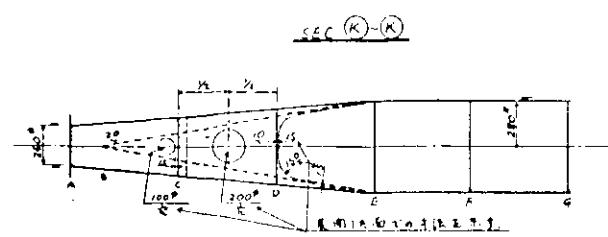
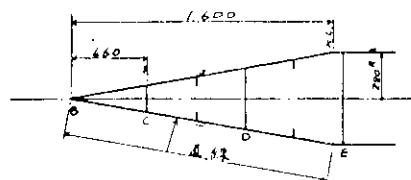


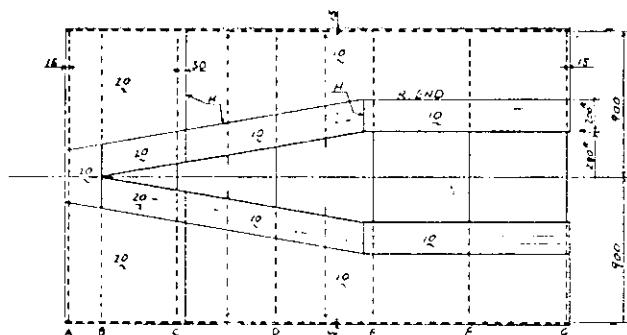
图 3.3.1(1) Structure of Bossing Model



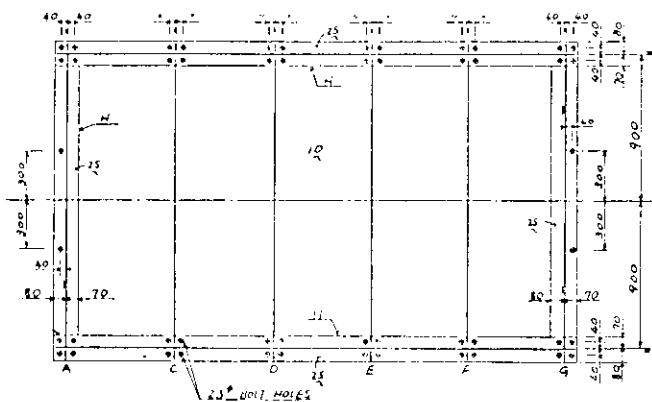
SEC. (5) (J)



$s \in \zeta$ ,  $i \sim l$

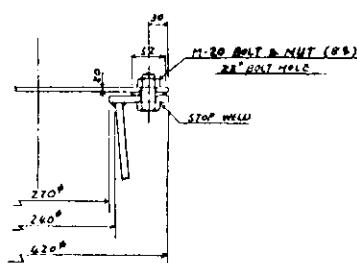


SAC 2010



### FIG 3.3.1 (2) Structure of Bossing Model

DET. OF HAND HOLE



DET. OF MAN HOLE

1. 我们对全文数据 (SS61) 进行了。  
2. 我们用的是什么方法？  
3. 我们的数据来自哪里？“P”代表的是什么？  
4. SS61 由谁提出？提出的背景是什么？  
5. SS61 与 SS60 相比，有什么样的变化？  
6. SS61 的主要特征是什么？

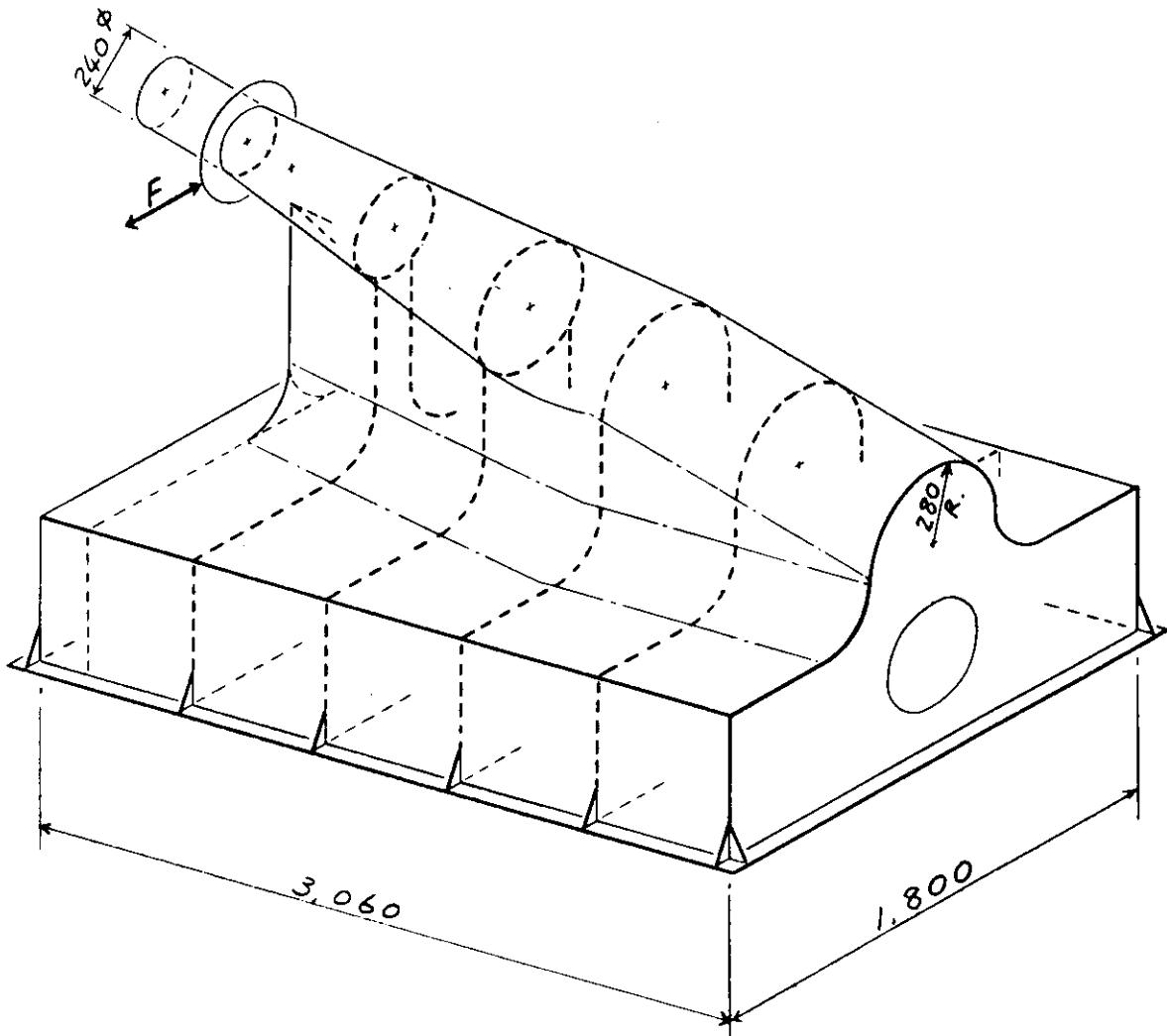


図 3.3.2 Schematic View of Bossing Model

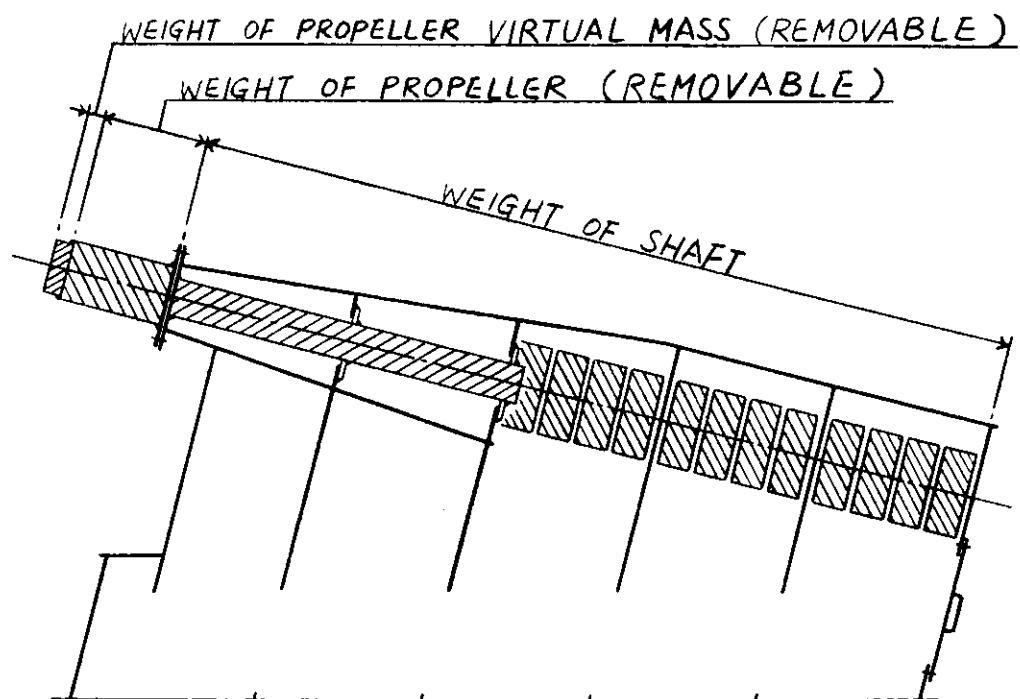


図 3.3.3 Weight Arrangement

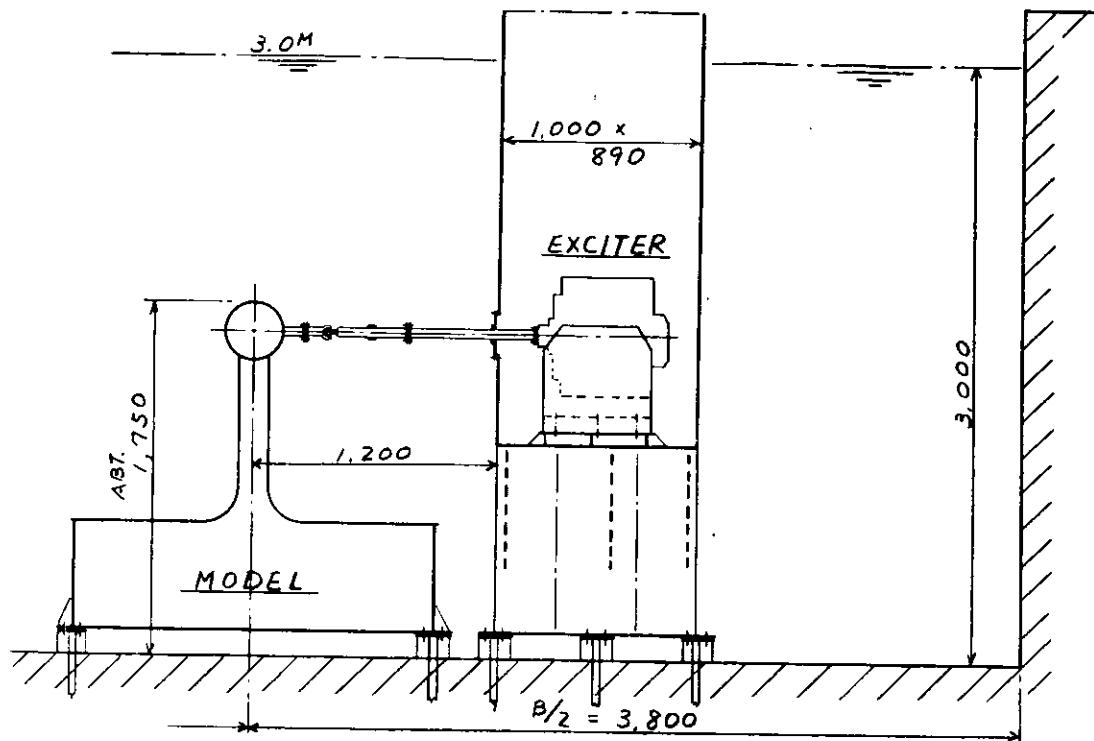


図 3.3.4 Exciting Vibration Test

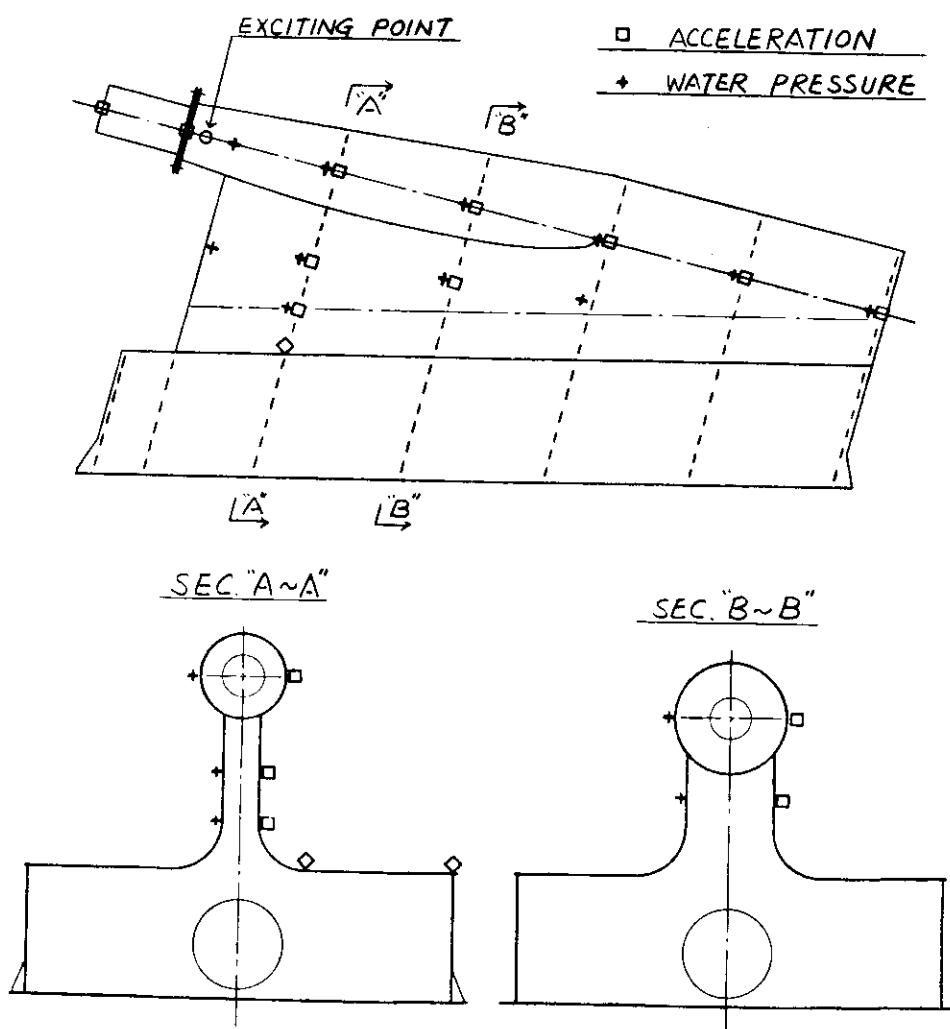


図 3.3.5 Arrangement of Measuring Points

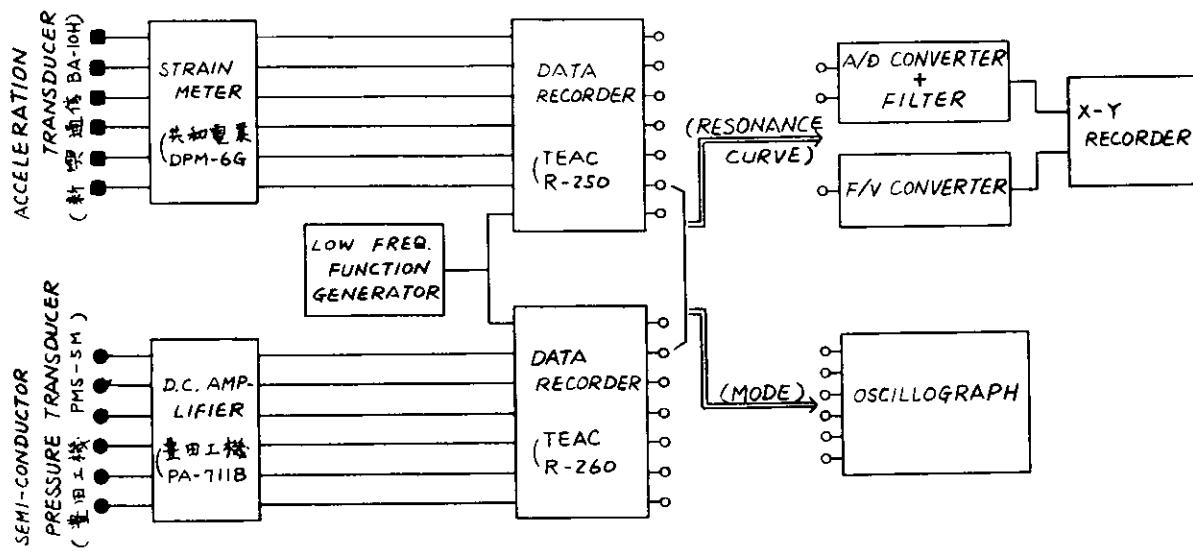


図 3.3.6 System Flow of Measuring Instruments

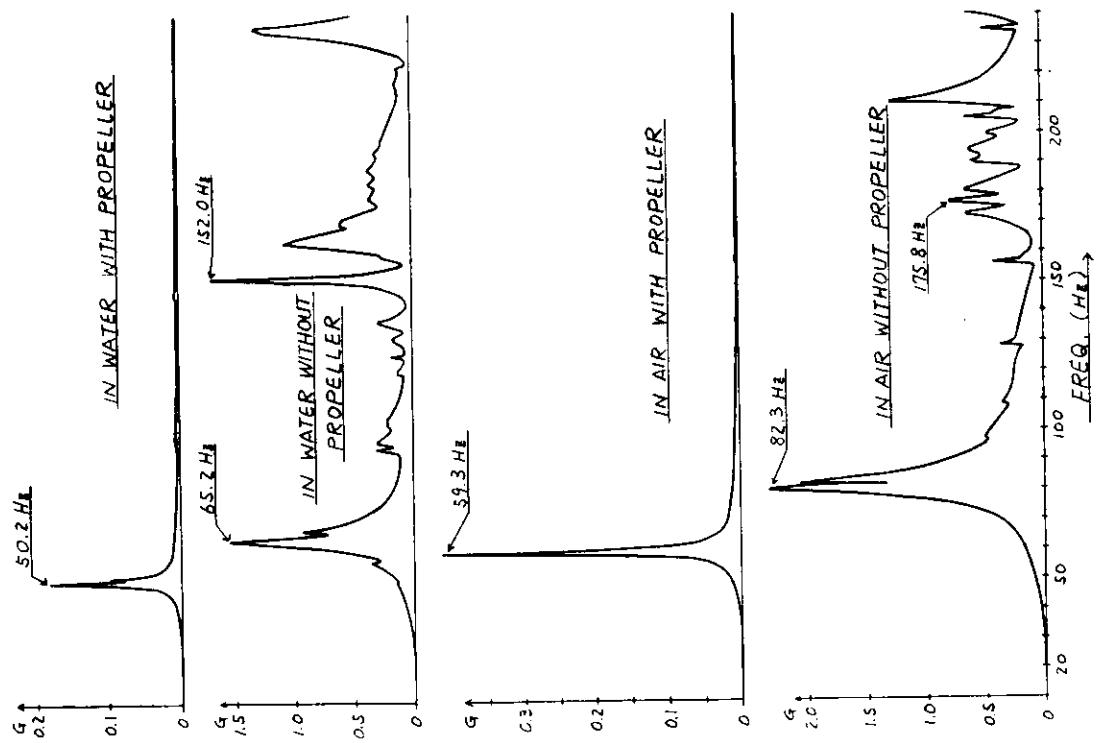


図 3.3.7 Resonance Curve at Aft End of Bossing

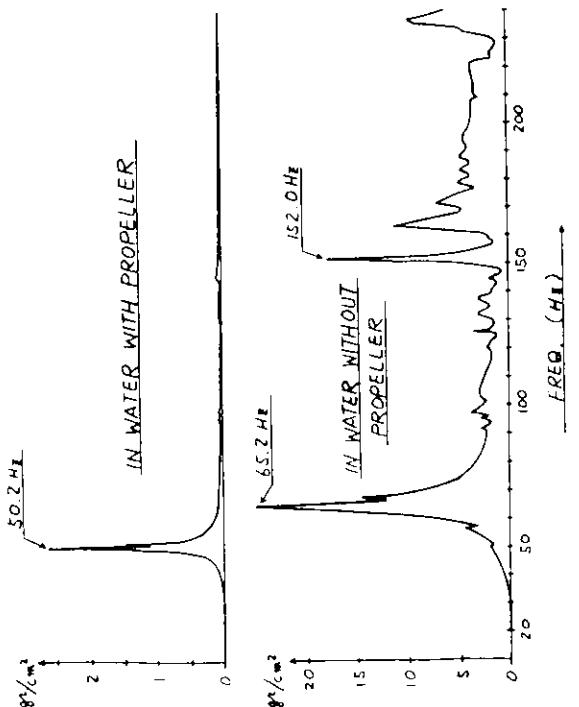


FIG 3.3.8 Resonance Curve of Water Pressure  
at Air End of Bossing

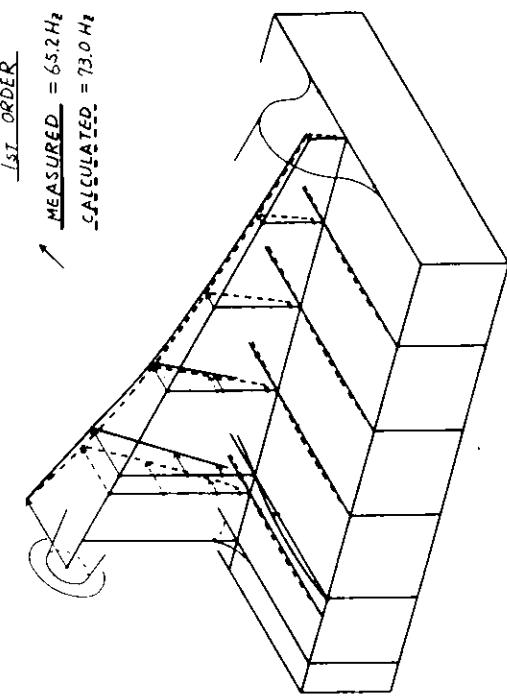


FIG 3.3.9(2) Vibration Mode (in Water without Propeller)

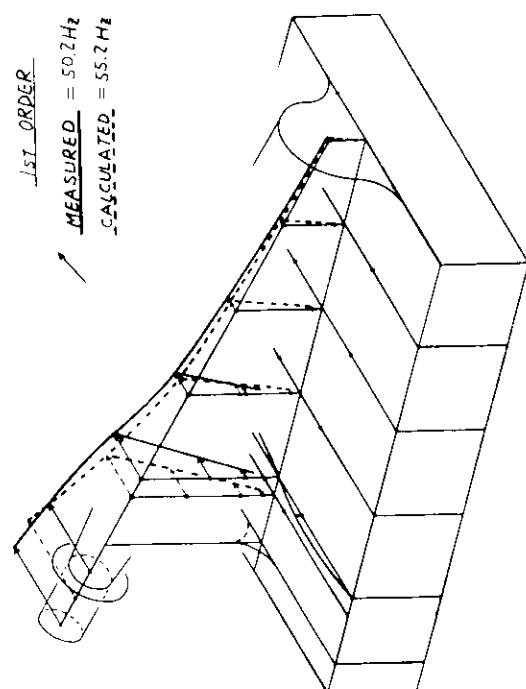


FIG 3.3.9(1) Vibration Mode (in Water with Propeller)

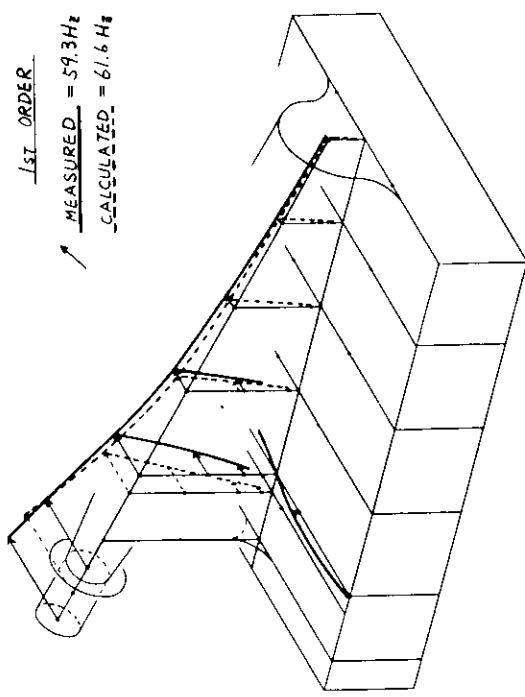


FIG 3.3.9(3) Vibration Mode (in Air with Propeller)

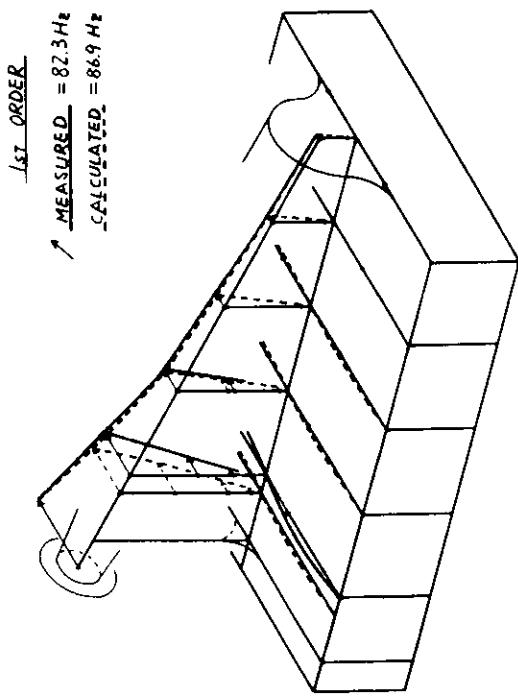


图 3.3.9(4) 振动模式(在空气中无螺旋桨)

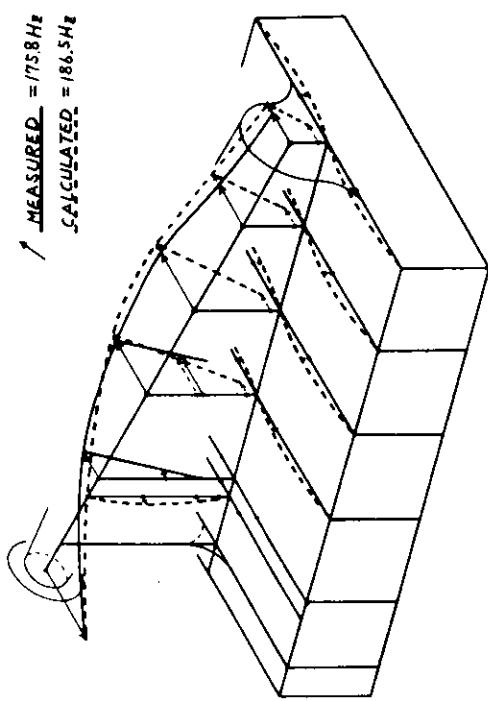


图 3.3.9(6) 振动模式(在空气中无螺旋桨)

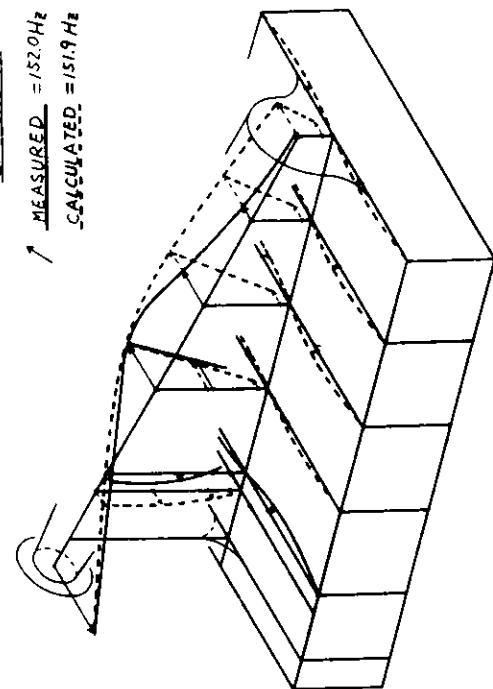
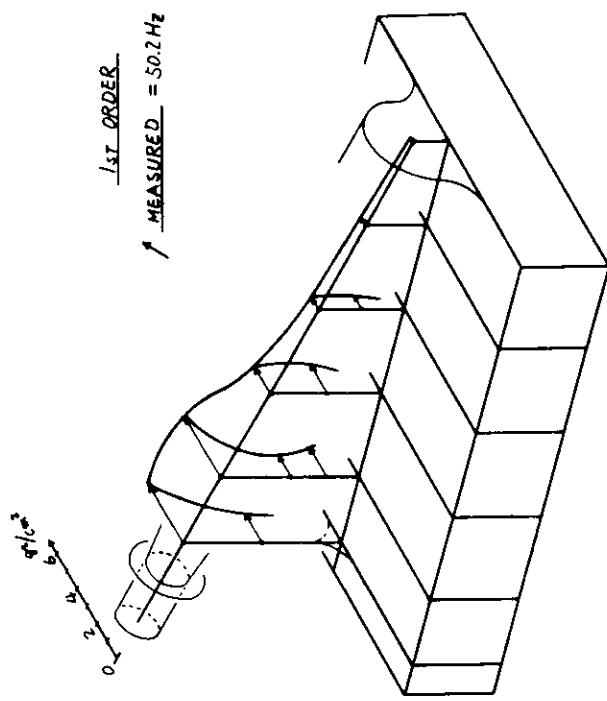


图 3.3.9(5) 振动模式(在水中无螺旋桨)

图 3.3.10(1) 水压分布(在水中带螺旋桨)



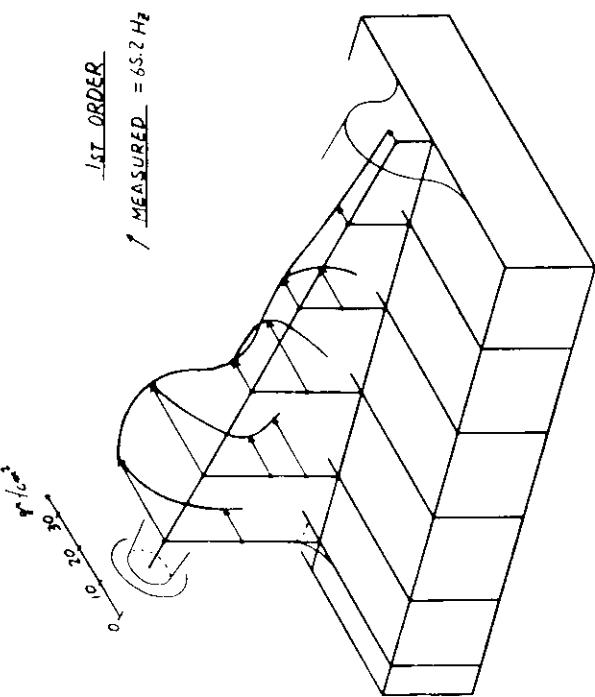


FIG. 3.3.10(2) Water Pressure Distribution (in Water without Propeller)

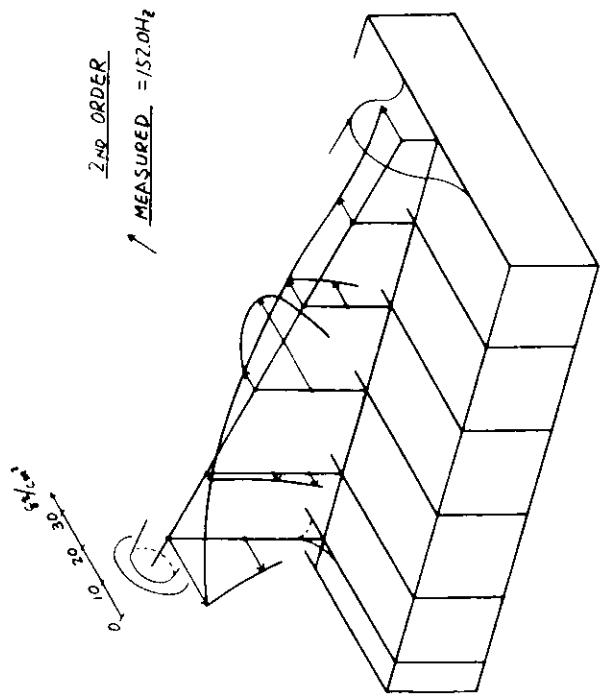


FIG. 3.3.10(3) Water Pressure Distribution (in Water without Propeller)

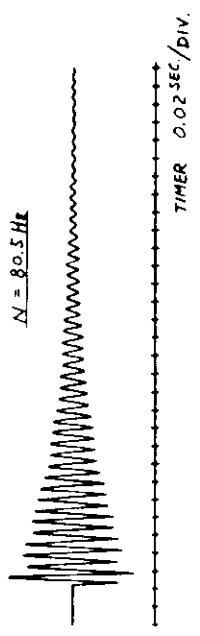


FIG. 3.3.11 Free Vibration Record Aft End of Bossing  
(in Air without Propeller)

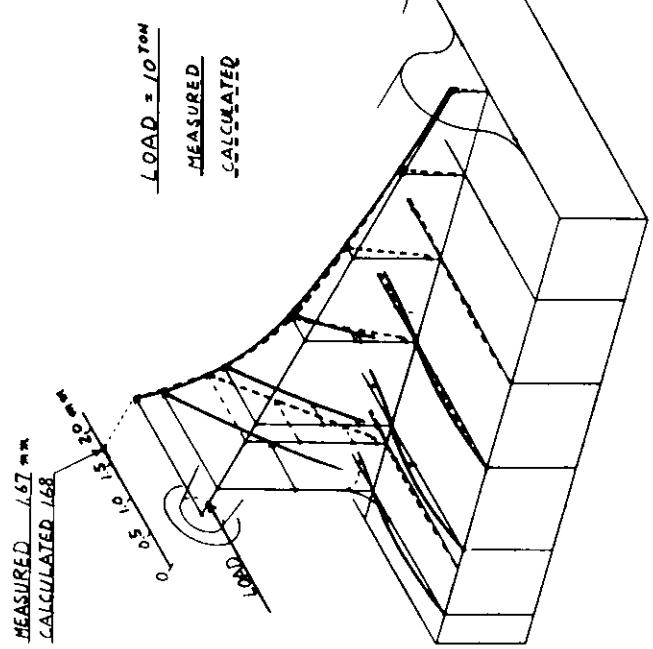


FIG. 3.3.12 Deflection due to Statical Load

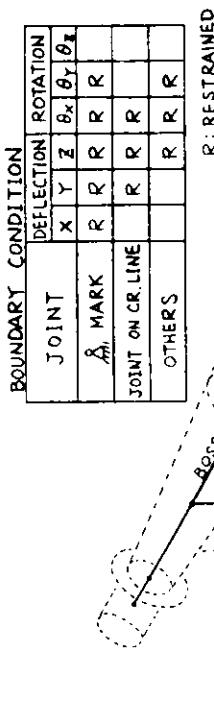


図 3.3.13 Calculation Model

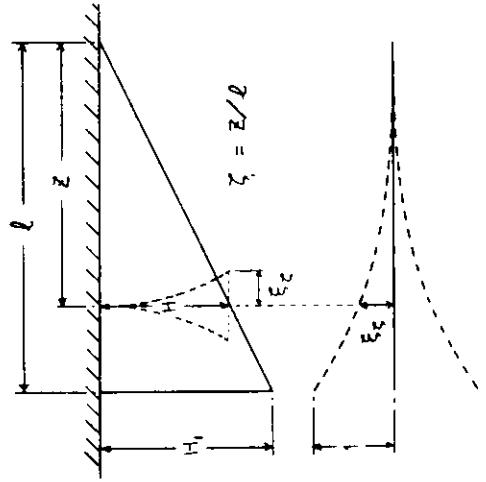


図 3.3.14 Vibration Mode

## あ　と　が　き

3か年計画の第2年度である49年度では、48年度供試船と同型の2軸コンテナ船を使用して、静的および航走中の動的条件下における船尾構造の剛性変形量の計算が行なわれた。また、プロペラ起振力を計算して船尾構造およびプロペラ軸系の固有振動数および振動応答を計算した。一方、50年度に行なわれる実船のプロペラ応力計測のための予備試験と準備が行なわれ、この時に計測される変動応力から変動外力に換算するために必要な応力と力の関連を把握するためにプロペラ翼応力計算が行なわれた。また、模型実験として供試船の模型を用いてプロペラ起振力の計測およびボッシングに働く流体力の計測が行なわれた。また、ボッシング模型(1/6スケール)による付加水質量の計測が行なわれた。

第3年度である50年度では供試実船のプロペラ変動応力計測および4軸模型船のプロペラ起振力の計測が行なわれるとともに3か年間に得られた研究結果の総合的取纏めが行なわれる予定となっている。