

第143研究部会

軸系アライメントの設定基準 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143研究部会においてとりまとめたものである。

本研究部会の委員は次の通りである。

第143研究部会委員名簿（敬称略，五十音順）

部会長	井上宗一（石川島播磨重工業）		
幹事	植田靖夫（船舶技術研究所）	海津源治（住友重機械工業）	
	柿原実（三井造船）	小泉馨夫（金沢大学）	
	高本幹永（三井造船）	小松幹（日本鋼管）	
	永田勝之（石川島播磨重工業）	樋口勝彦（大阪商船三井船舶）	
	森昭男（川崎重工業）	鷲見倫一（三菱重工業）	
委員	朝鍋定生（三菱重工業）	荒井基次（日本海事協会）	
	池田和夫（日本郵船）	遠藤隆（佐野安船梁）	
	岡田勝二（川崎重工業）	加賀山晴雄（来島どっく）	
	草間毅（大阪造船所）	佐藤義一（函館ドック）	
	城戸利光（佐世保重工業）	高橋通雄（神戸製鋼所）	
	谷明（横浜ゴム）	永井将（日立造船）	
	西岡正美（日本造船工業会）	広本豊（日立造船）	
	村上久（大倉船舶工業）	矢杉正一（佐世保重工業）	

目 次

1. 軸系アライメント設定に関する計算基準の研究	1
1.1 機関室二重底の変形量の計測	1
1.1.1 三菱重工における実船計測	1
1.1.2 川崎重工における実船計測	11
1.1.3 三井造船における実船計測	20
1.2 機関室二重底の変形量の理論計算	26
1.2.1 理論計算(その1)	26
1.2.2 理論計算(その2)	37
2. 軸系アライメント設定に必要とする計算プログラムの検討	45
2.1 ベアリングフォースの計算	45
2.1.1 2軸船(CASE I)および1軸船(CASE II)のプロペラ軸に加わる力の計算	45
2.1.2 3軸船(CASE III)および2軸船(CASE IV)のプロペラ軸に加わる力の計算	50
2.2 油膜を考慮に入れた軸系アライメント計算	53
2.2.1 目 的	53
2.2.2 対 象 船	53
2.2.3 計 算 法 概 要	53
2.2.4 計 算 条 件	54
2.2.5 計 算 結 果	56
2.2.6 考 察	57
2.2.7 参 考 資 料	60
補 填 1. 多軸コンテナ船の軸系配置実績調査(続)	105
補 填 2. 48年度報告書(研究資料系204)訂正図	111

1. 軸系アライメント設定に関する計算基準の研究

1.1 機関室二重底の変形量の計測

軸系アライメント計画における最終の目標は就航後の各軸受に最適状態を与えるべく計画することである。しかしながら現在行われている主機軸系の据付けはタンカーを除いては岸壁において計画値を目指すやり方が採られており、試運転前後で荷重チェックはするものの引渡し就航後の各軸受に最適状態が与えられているかどうかは疑わしい。そこで就航後の軸系アライメントに与える影響因子を考えてみると、載荷状態の変化による吃水の変化、あるいは軸受、海水等の温度変化、波浪の影響などが挙げられるが、これら諸因子のうちでも比較的把握の容易と思われる吃水変化の軸心に及ぼす影響について引渡しまでの吃水変化の大きいタンカーを選び、二重底の変形等を計測することにより調査しようと試みた。また、2軸コンテナ船について、進水前後の軸室の変形および渠中でのドライアップ時と浮上時との機関室・軸室の変形計測を計画し、各状態が軸系アライメントに与える影響を把握しようと試みた。

1.1.1 三菱重工における実船計測

(1) 供試船主要目

Lpp × B × D	286 ^m × 53.6 ^m × 20 ^m
Dead Weight	151427 LT
Main Engine	10 RND 90 29000 PS × 122 ^{rpm}
プロペラ	7000 ^φ × 32 ^T 390 1 set
プロペラ軸	710 ^φ × 7280 ^ℓ
中間軸	630 ^φ × 6340 ^ℓ
中間軸受	強制注油式 1 set

機関室内配置は図 1.1.1 及び図 1.1.2 に示す。

(2) 計測項目及び計測方法

(a) 二重底たわみの計測

図 1.1.1, 1.1.2 に示すごとく、ピアノ線(0.6φ)を主機両側、および中間軸下部に張り、二重底との間隔の変化を計測した。測定器は $\frac{1}{100}$ 副尺付きコンパレーターを利用し、ピアノ線と、コンパレーターとの接触を発光ダイオードの点滅で確認する方法を採用した。(写真 1.1.1)

(b) 中間軸受荷重の計測

ロードセルと差動トランスを用いたジャッキアップ試験機により中間軸受荷重を計測した。(写真 1.1.2, 1.1.3, 1.1.4)

(c) クランクデフレクションの計測

デフレクションゲージ(ダイヤルゲージ)により計測

(d) Bulkhead の移動量の計測

図 1.1.3 の要領で Bulkhead casting 上部に左右方向にピアノ線を張り、一方、Bulkhead casting から二重底近くまで角度をおろして、図 1.1.3 に示す θ_1 , θ_2 を計測した。

(3) 計測時の諸状態

表 1.1.1 に各計測時における吃水状態、温度を示す。

計測 1……Ballast 状態(排水量 99,360 t)であり、#1 sea trial 前の Warming up 中で主機温度は 40°C

とやや高い。

計測2…… full load 状態(排水量 180,990t)であり、やはり Warming up 中で主機温度は 36℃である。

計測3…… full load 状態で #2 公試直後のためクランクケース温度は 46℃となっている。

計測4…… 岸壁における計測で据付受験時とほぼ同一状態であり主機は冷態である。

表 1.1.1 各計測時の状態

計測 No	吃水 (m)		温度 (℃)				
	AFT	FORE	クランクケース	エンジンルーム	中間軸受	船尾管軸受	海水
1	10.27	7.49	40	35	39	28	27
2	15.25	15.25	36	33	30	27	26
3	15.25	15.25	46	37	42	33	26
4	6.70	5.00	24	23	23	23	23

(4) 計測結果

(a) 機関室二重底のたわみ

二つの計測間の差を計算してある状態から別の状態へ移行したときの二重底の相対的たわみを表わしたのが図 1.1.4, 1.1.5 である。(図中左肩の 1~4 は 4 の状態から 1 の状態に移行したときの二重底の変形を示す)

図 1.1.4, 1.1.5 は主機両サイドにおける二重底たわみを、また図 1.1.6, 1.1.7 は主機両サイドにおけるたわみと中間軸部におけるたわみをお互いが lap している部分 2 点のたわみが等しいと仮定して一本の曲線に修正した機関室全体のたわみを表わす。

(b) ジャッキアップによる中間軸受荷重

計測 No	中間軸受荷重
1	1.4 T 200 Kg
2	3 T 200 Kg
3	1.2 T 200 Kg
4	1.4 T 200 Kg

(c) Bulkhead Casting の移動

計測結果を表 1.1.2 に示す。表中の case で 1~4……とあるのは計測 4 から計測 1 の状態に移行する際にどのように移動したかを示す。

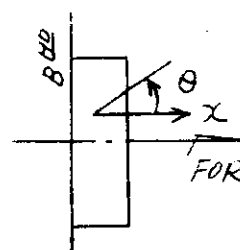
表 1.1.2

case	δ_1 mm	δ_2 mm	x mm	$\theta \times 10^{-5}$ rad
1 ~ 4	-0.297	0.195	0.253	-3.893
2 ~ 4	-0.243	0.159	0.207	-3.206
3 ~ 4	-0.113	0.121	0.117	0.305
3 ~ 2	0.130	-0.038	-0.090	3.511
2 ~ 1	0.054	-0.036	-0.046	0.687
3 ~ 1	0.184	-0.076	-0.137	4.198

ただし、 δ_1 }
 δ_2 } 図 1.1.3 参照

x……軸方向変位 (FORE を正)

θ ……角回転 (反時計回りを正)



(5) 考 察

(a) 二重底の変形について(図 1.1.4, 1.1.5, 1.1.6, 1.1.7)

図 1.1.4 は計測 4 (最も軽い吃水) をベースに計測 1, 2, 3 における変形をまとめたものであるが, (a), (b), (c) 各図で, 変形の様相が異なっている。(最大たわみの点が一定点でなく各場合で異っている), これは吃水変化による影響だけでなく, 主機温度にも大いに関係していると思われる。このことは図 1.1.5 を見ればさらに明らかとなる。

図 1.1.5 (a) は, 計測 2 と計測 3 の相対たわみであるが, この両者は同一吃水であり, 状態として異なるのは温度のみである。すなわち, 主機クランクケース内温度差 10°C に基づく変形であることがわかる。

図 1.1.5 (b) は計測 1 から 2 への二重底変形であるが, 他の変形とは少し異っている。これは, 吃水が増加したが主機温度が低下したことにより, 主機部での吃水による二重底の上に凸の変形が打ち消されて, 凸部がかなり船尾にずれる結果となったものであろう。

また, 図 1.1.5 (c) は吃水も主機温度も増加し, 上に凸のなめらかな曲線になっているが, たわみの最大点は依然として船尾にずれており二重底変形に与える吃水変化の影響が主機部では船首側へ行くに従い減少することが言えよう。この傾向は, 二重底の構造を考えれば反対の傾向のように思えるが, 主機架構が二重底変形に対して強度メンバーとして働いていると考えれば納得出来る。これはディーゼル船特有の傾向であらう。

図 1.1.6, 1.1.7 は主機両サイドにおけるたわみと, 中間軸部におけるたわみとを結合して一本に修正したものであるが, この二つの図からも前に述べたと同じことが言えよう。

図 1.1.6 (b), (c) に着目すると, 主機部のたわみは主機の温度による影響による差が出ているが, 中間軸部二重底のたわみにはほとんど差は認められず, 主機温度の影響は主機部の二重底のみに限られることが推察される。このことは図 1.1.7 (b), (c) においてもわかる。

なお主機両サイドにおける計測値で常に右舷が大きく出ているが, この原因としては L.O サンプタンク形状の二重底強度への影響, あるいは主機の構造の非対称性等が考えられる。

以上の考察から, ディーゼル船においては, 主機温度が二重底の変形に与える影響は大きく, 吃水変化による変形と重ね合わされて複雑な変形の様相を呈するようである。従ってディーゼル船のアライメント計画においても主機を含めて考える必要のあることが言えるであらう。

(b) 中間軸受荷重について

計測 1 で 14 TON あったものが計測 2 で 3 TON と約 11 TON 減少し, 計測 3 で再び 12 TON に回復しており, 軸受荷重は吃水の増加に対しては減少し, 主機温度の増加に対しては増加することが言える。

この現象を二重底の変形と関連付けて考える。

図 1.1.6 (a) では中間軸受部, スラスト軸受部, 及び主機の #7 シリンダー部と直線的に変形しており, 計測 1 と計測 4 での軸受荷重差はないことが予想出来る。

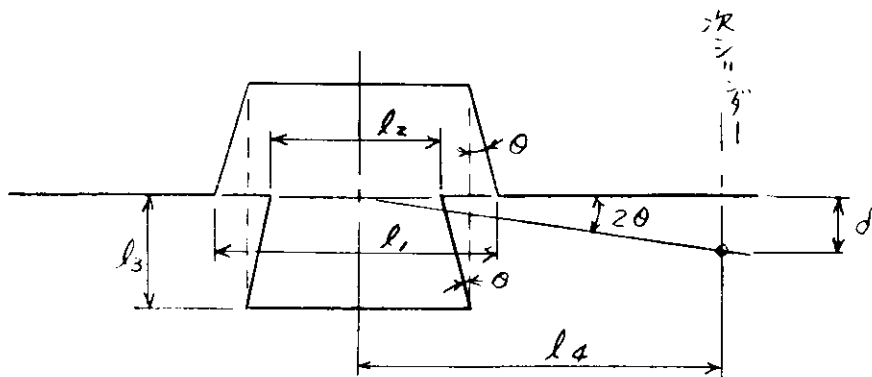
図 1.1.7 (b) では計測 2 の主機温度が低く吃水は逆に深くなっているため, スラスト軸受部のたわみが最も大きく, その他の部分は急激にたわみが減少している。従って, スラストジャーナルが軸を上方に押し上げて中間軸受荷重を減少させる要因となっていることがわかる。一方, 中間軸受温度も 39°C から 30°C へと低下し, 軸受荷重の減少に迫車をかける結果となったようである。

図 1.1.7 (c) では吃水は深くなったけれども主機温度, 中間軸受温度とも上昇し, たわみ曲線が滑らかとなり, 中間軸受荷重も 12 TON に回復したものである。

(c) クランクデフレクションについて

クランクデフレクションがクランクスローの両端の角度変化を与えるものと考えて, クランク軸たわみを計算し, 二重底変形曲線上にプロットしたのが図 1.1.4, 1.1.5 である。

クランクスローを次図のごとくモデル化して考えると,



クランクデフレクションは

$$dc = l_1 - l_2$$

クランクスローでの角変化は

$$\theta = \frac{l_1 - l_2}{4 l_3}$$

従って、次のシリンダーでのたわみは

$$\delta = 2 \cdot \theta \times l_4 = \frac{1}{2} \times \frac{l_4}{l_3} \cdot dc$$

この δ を#1シリンダから各シリンダ中心ごとに積算していけば、1本の曲線が描かれる。RND90の場合、 $\delta \approx 0.6 dc$ となるが、クランクジャーナル部のたわみを考えて、

$$\delta = k \cdot dc$$

とおき、 k を0.6, 0.7, 0.8の三種類について計算し、ピアノ線による二重底のたわみ計測結果との相関を調べたところ、 $k = 0.7$ が最も良い一致をみたので図1.1.4, 1.1.5では $k = 0.7$ の場合のみを示した。

図1.1.4, 1.1.5を見る限り、主機部の二重底たわみはクランクデフレクションを計測することにより容易に概算出来ることがわかる。

(d) Bulkhead Castingの移動について

Bulkhead Casting 下方(図1.1.3の δ_2 計測用)の角度が強度不足で採取データにバラツキが多く信頼性に乏しい結果しか得られなかったがBulkhead が船首方向に移動すれば角度は下向(時計回り)に回転することがわかる。

吃水変化及び温度変化との関連性については、明らかなことは言えないが、角回転の値は 10^{-5} radのオーダーで、三井造船における3次元F.E.M理論計算結果と同オーダーの値が計測された。

- a, b ... B部の角変化計測点 (各1点)
- c ... 中間軸下二重底層形計測点 (4点)
- d ... 中間軸移動量計測点 (3点)
- e ... 主機両サシ二重底層形計測点 (各7点, 計8点)

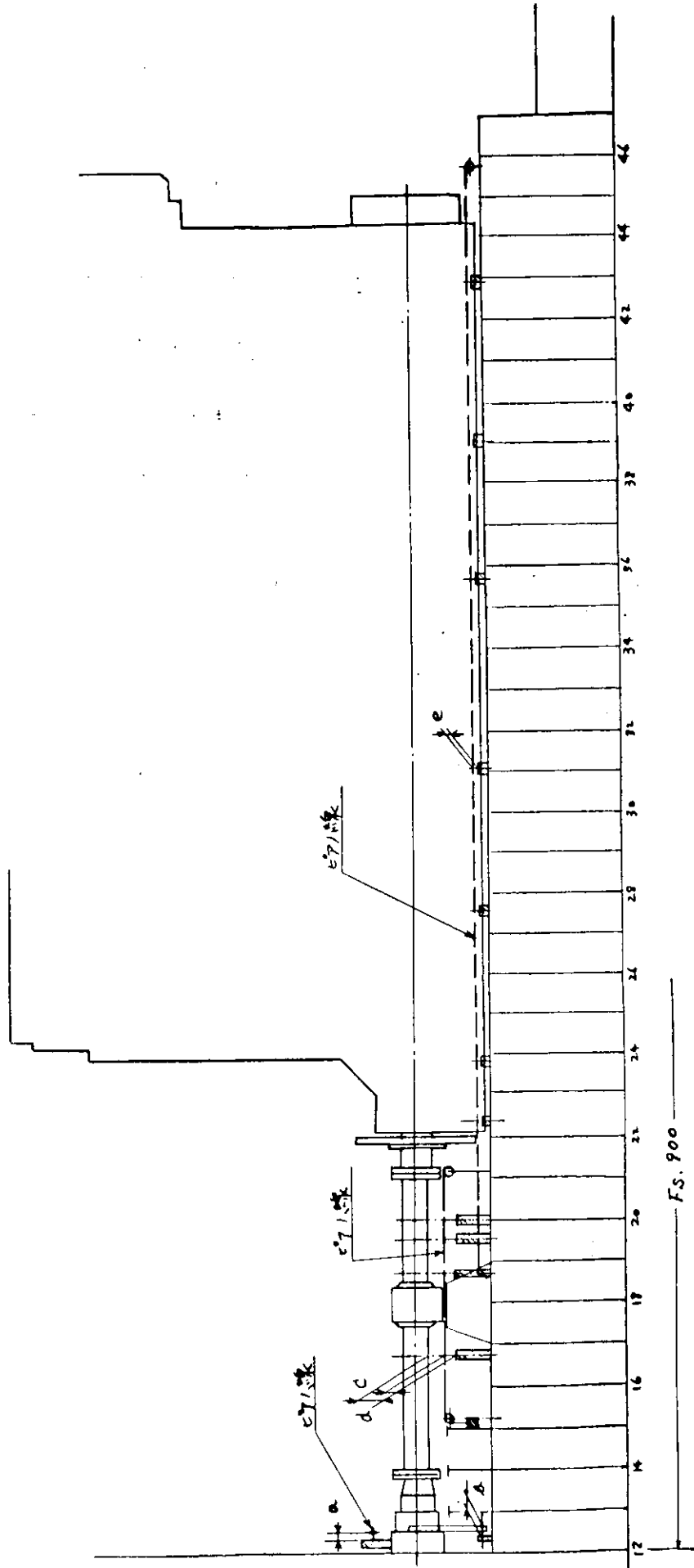


図 1. 1. 1 ピアノ線導鼓要領と計測点

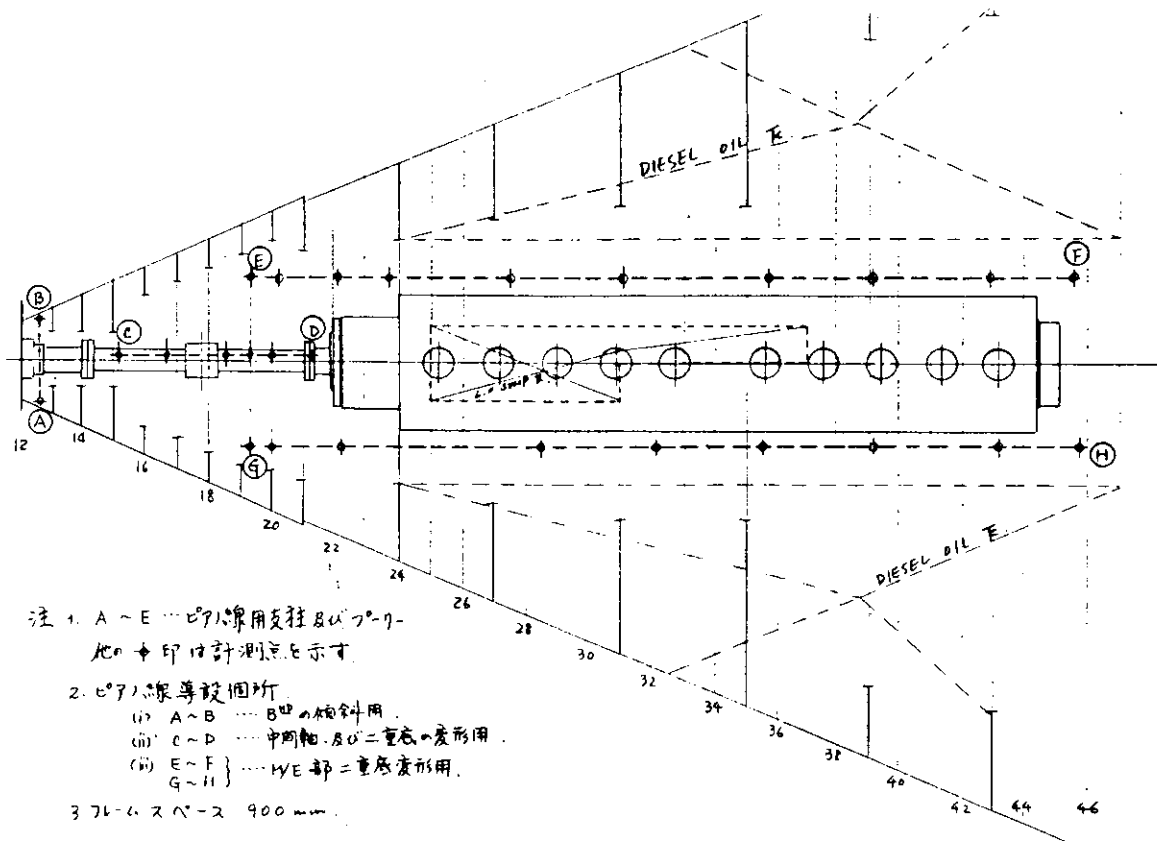


図 1. 1. 2 二重底内タンク配置と変形計測点

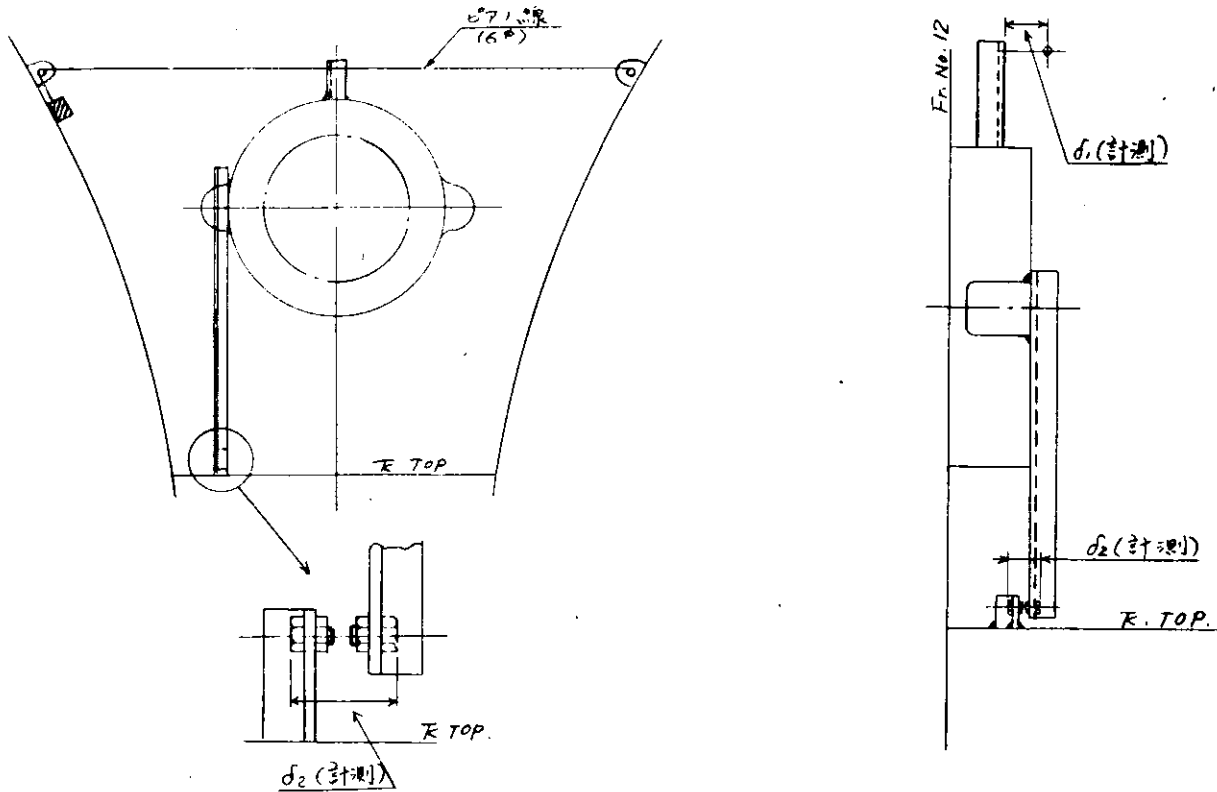


図 1. 1. 3 B^{HD} の傾斜計測要領

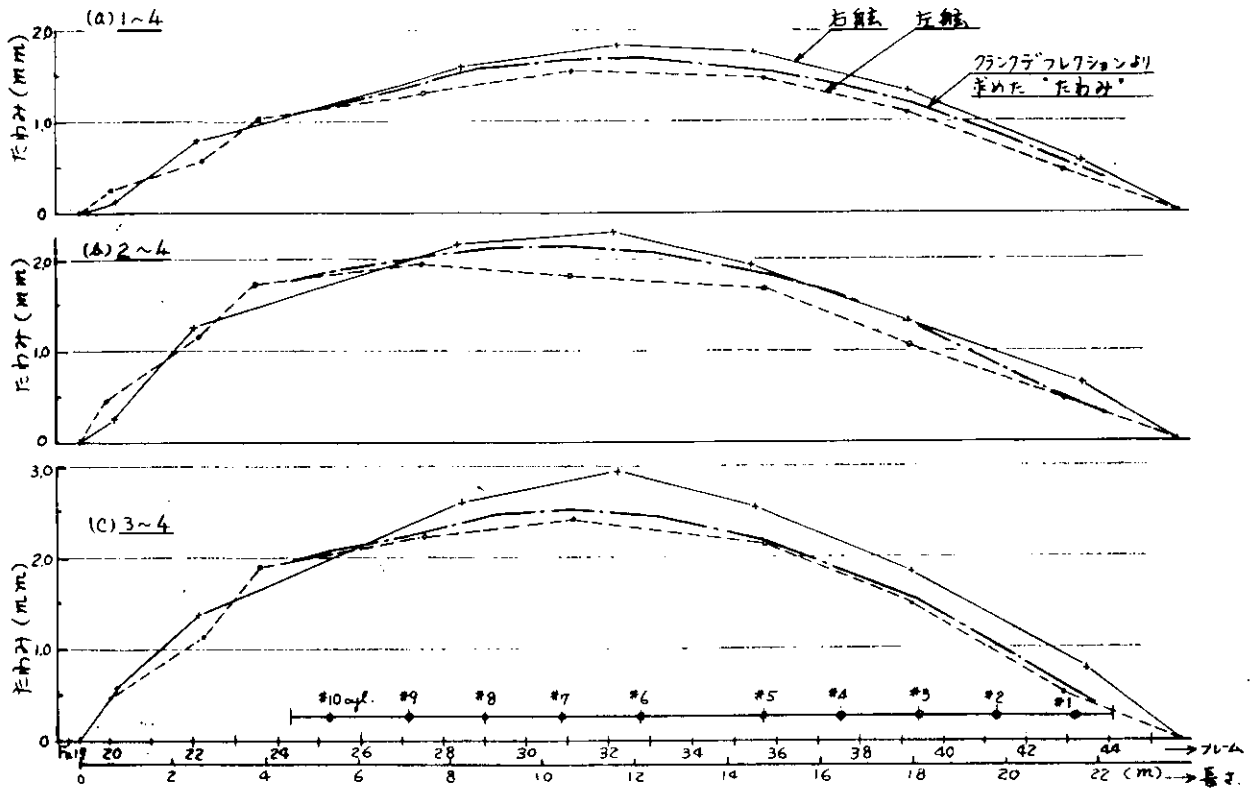


図 1.1.4 主機両サイドにおける二重底たわみとクランクデフレクション

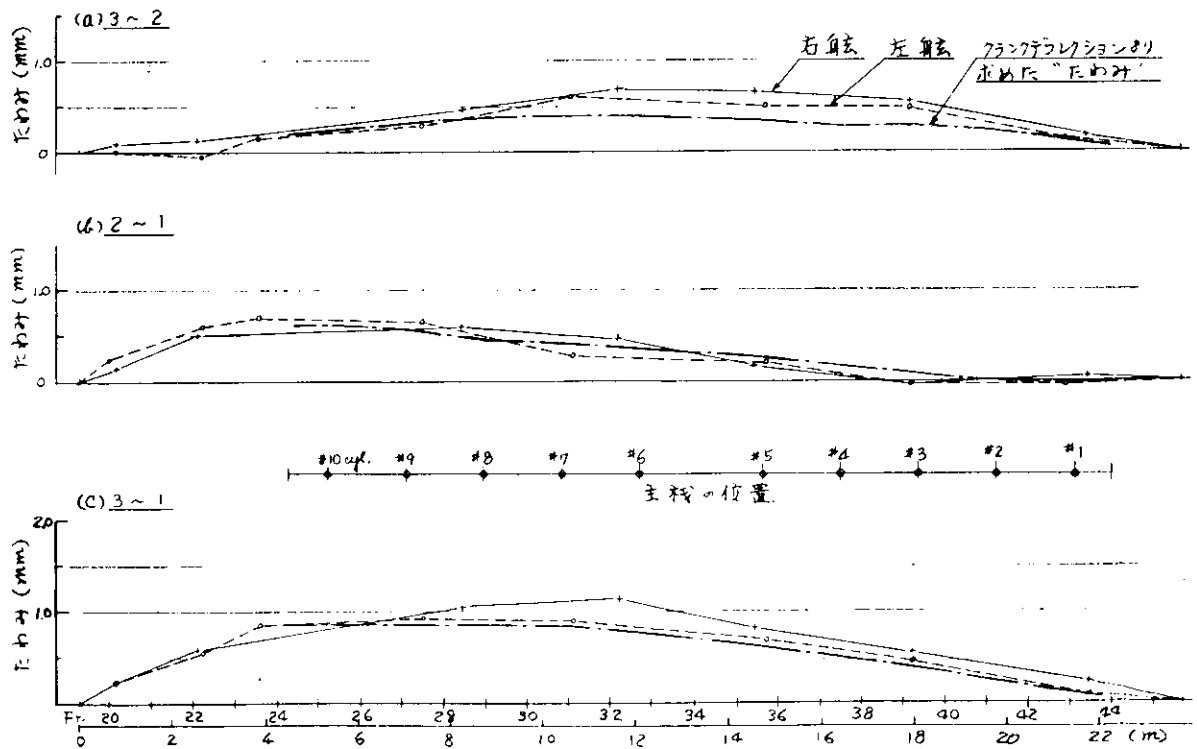


図 1.1.5 主機両サイドにおける二重底たわみとクランクデフレクション

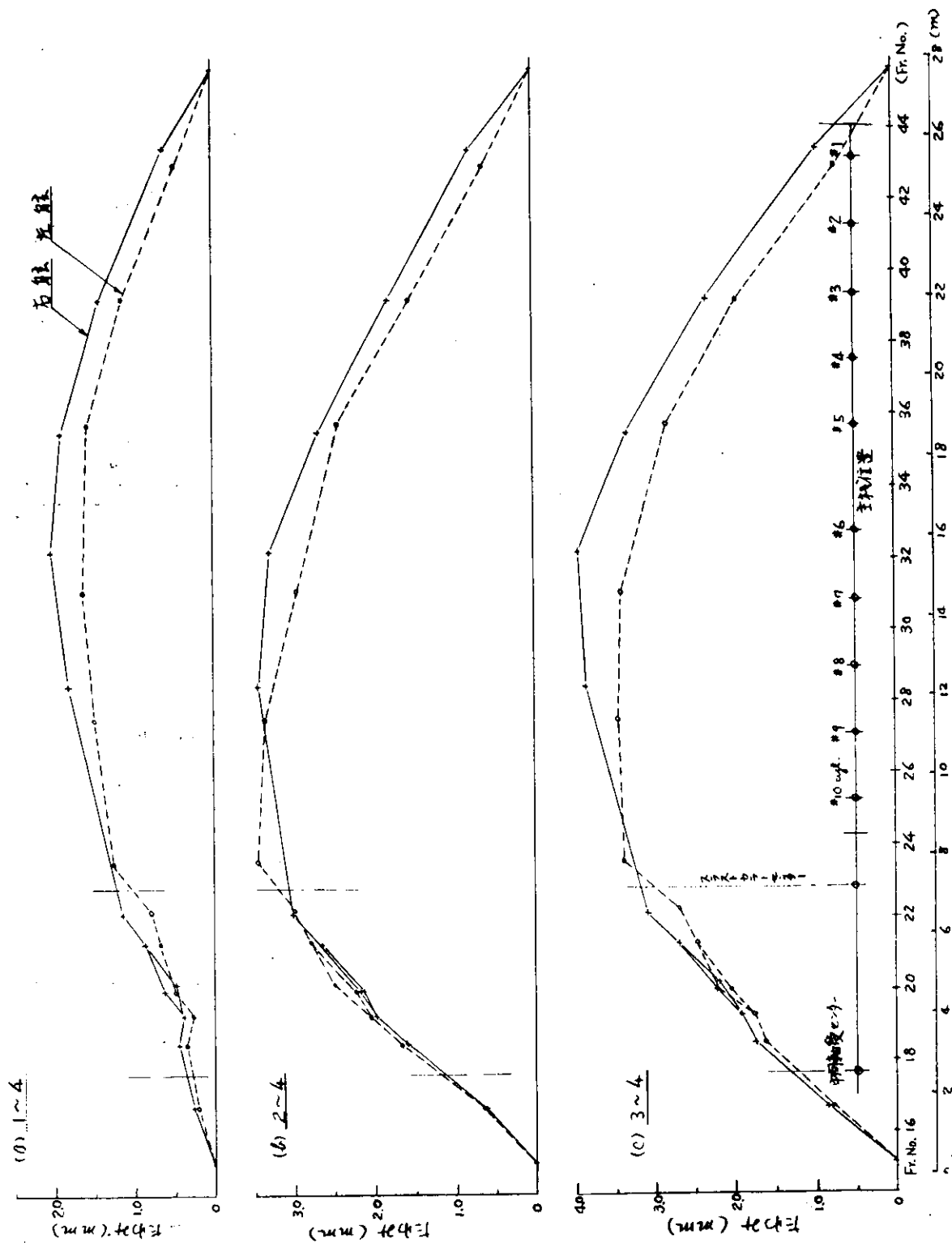
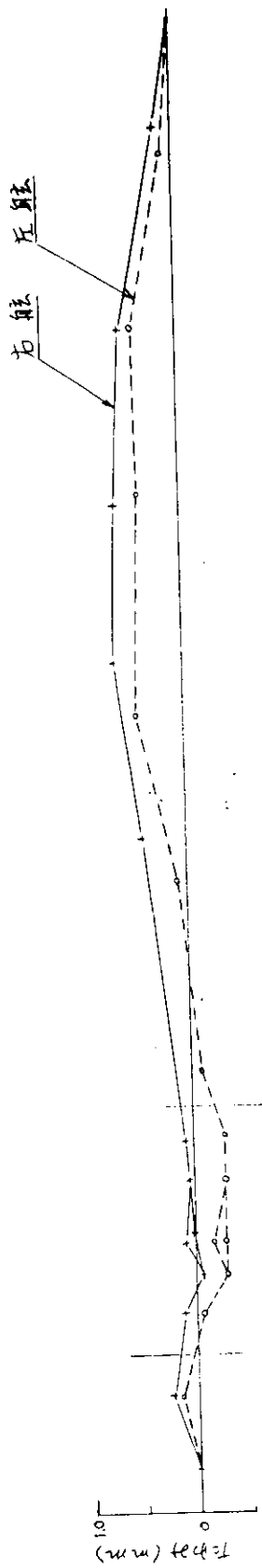
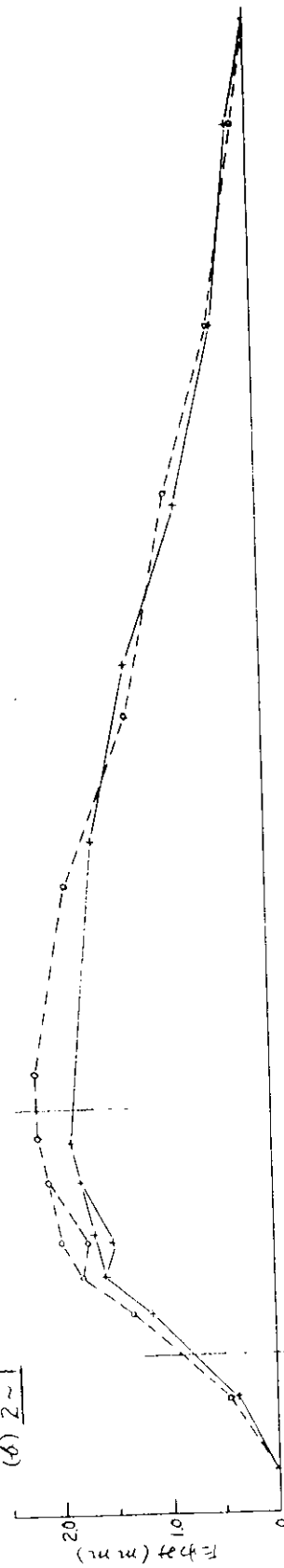


図 1.1.6 ピアノ線による機関室二重底たわみ計測結果（主機面サイドと中間軸部の計測値を結合したもの）

(a) 3~2



(b) 2~1



(c) 3~1

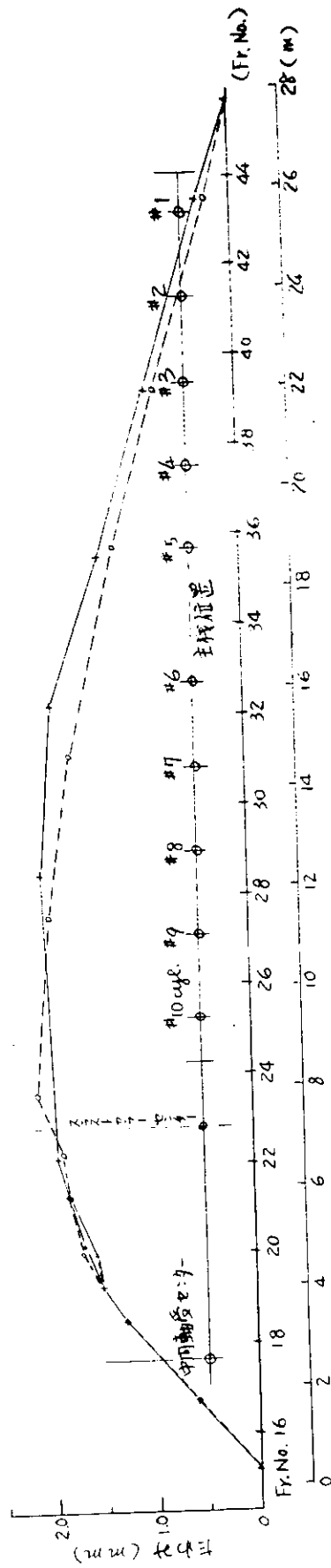


図 1.1.7 ピアノ線による機関室二重底たわみ計測結果(主機両サイドと中間軸部の計測値を結合したもの)

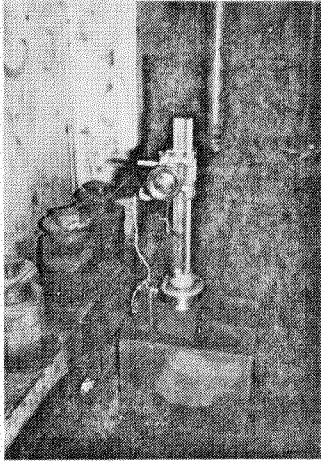


写真1.1.1 二重底たわみ計測器

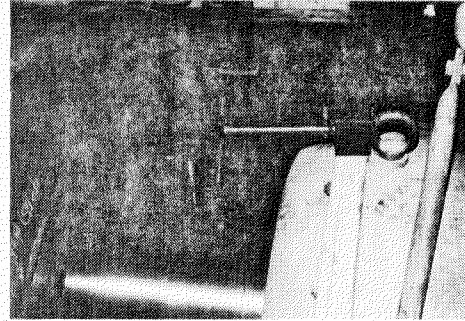


写真1.1.2 中間軸受ジャッキアップ用変位ピックアップ
(差動トランス)

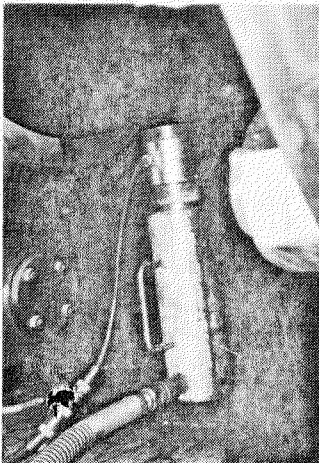


写真1.1.3 中間軸受ジャッキアップ用
ロードセル

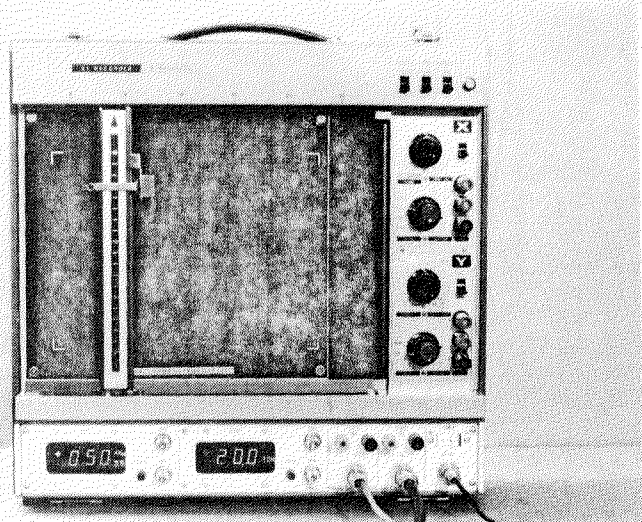


写真1.1.4 中間軸受ジャッキアップ自動記録機

1.1.2 川崎重工業における計測

(1) 計測目的

軸系アライメント計画における最終の目標は、就航後の各軸受に最適状態を与えるべく計画することである。

しかしながら、近年建造された高出力多軸コンテナ船においては、その計画時、軸系全長が長い為、進水前後の不均一な船体変形が大きく、そのため中間軸受や主機の位置が予想していたところから大きくずれて、主機軸系の据付やアライメントに不具合を生じることが考えられた。

このことに関しては、現在のコンテナ船においては、それ程問題でないことが判明したが、将来の更に大型のコンテナ船を建造する際の資料とするべく、進水前後の軸室の変形計測を行った。また、試運転前後に軸系の不具合やアライメントの状態を検査するもの、就航後の各軸受に最適状態のアライメントが与えられているかどうかは疑わしい。現実に国外の多軸コンテナ船において就航後の軸系損傷が伝えられている。

就航後の軸系アライメントに与える影響因子は種々考えられるが、もっとも影響が大きいと思われるものは載貨状態の変化等による船体変形であろう。

従って、実際の運航状態では存在しないが、船体変形が最も大きく、かつ条件の把握が比較的容易と思われる渠中における浮上時とドライアップ時との機関室軸室の変形を計測し、コンテナ船におけるアライメントの設定基準作製の一助とすることとした。なお、本船は左右舷対称なので計測は全て右舷にて行う。

(2) 計測対象船

2068個横コンテナ船

Lpp = 248.000 m

Breadth = 32.200 m

Depth = 19.900 m

Draft = 12.035 m

Gross Ton 39,153.32 ton

Net Ton 23,320.81 ton

主機 川崎・マン K10SZ 105/180 40,000 Hp × 110 R.P.M × 2

プロペラ 5翼固定ピッチ型

直径 7.000 m ピッチ 8.737 m 回転方向は外まわり

船体外形 図1.1.8に示す

軸室外形 図1.1.9及び1.1.10に示す。

(3) 進水前後の船体変形計測

(a) ピアノ線による軸室変形計測

軸室最後部と軸室最前部に図1.1.11に示すごとくピアノ線を主軸の右舷横側及び真下にはり、軸室右舷側外板のフレーム、軸室下部外板のフレームとの距離をインサイドメーターにて計測した。

計測点は、Fr 26, 32, 38, 44, 50, 56, 62, 68, 74, 81, 87である。

(b) ギャップとサグによる計測

プロペラ軸と第五中間軸との結合部を除く全ての軸フランジ部の進水前後のギャップとサグとをダイアルゲージを使用して計測した。

進水時の軸受の支持状況は図1.1.12に示す。

(c) 電子水準器による計測

図1.1.12白矢部に示す位置に電気水準器をとりつけ、進水前後の軸のダレを計測した。

電子水準器(TALYVEL)とは、通常の気泡管を原子に置きかえ、その振子に一對の変換器を接続せしめ、電気

的信号として取出し、この信号を増巾し、目盛にて読みとるものである。

(4) 渠中における船体変形計測

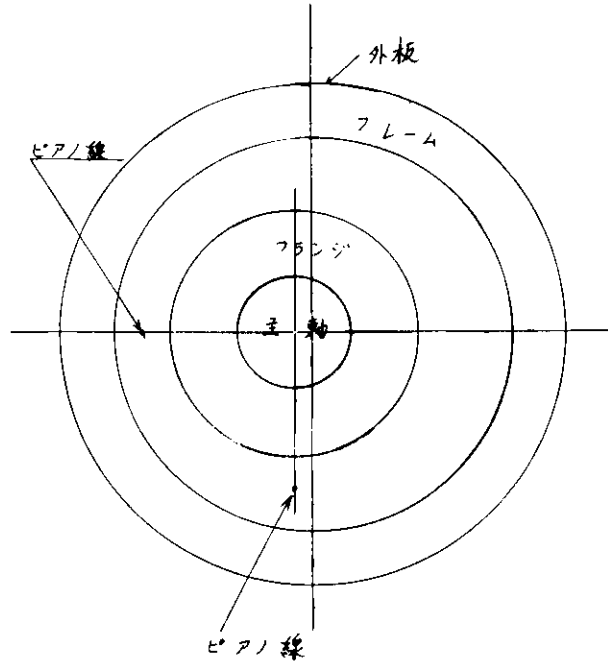
(a) ビアノ線による計測

進水前後の時と同じ要領にて行う。

(b) 電子水準器による計測

(i) 軸室の全ての軸フランジ部に電子水準器を取付け、軸フランジの傾きの変化の計測を行う。

(ii) 機関室後部隔壁の傾斜の変化を計測する。



右舷軸室を船から見る。

図 1. 1. 11

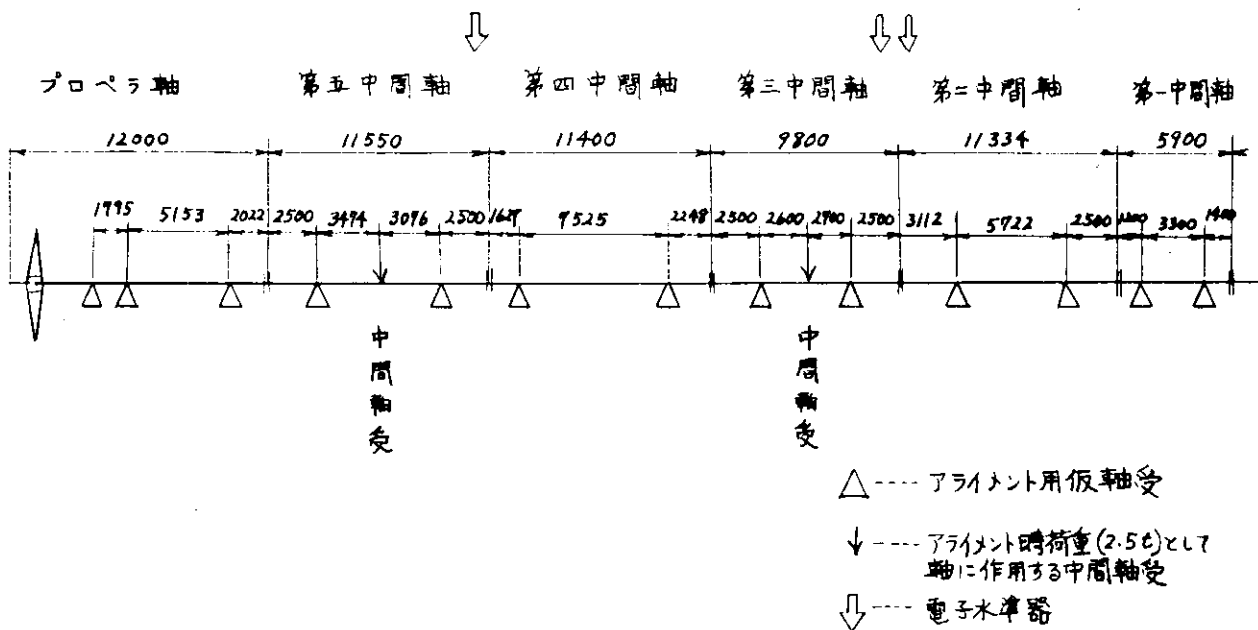


図 1. 1. 12 進水時の軸受配列

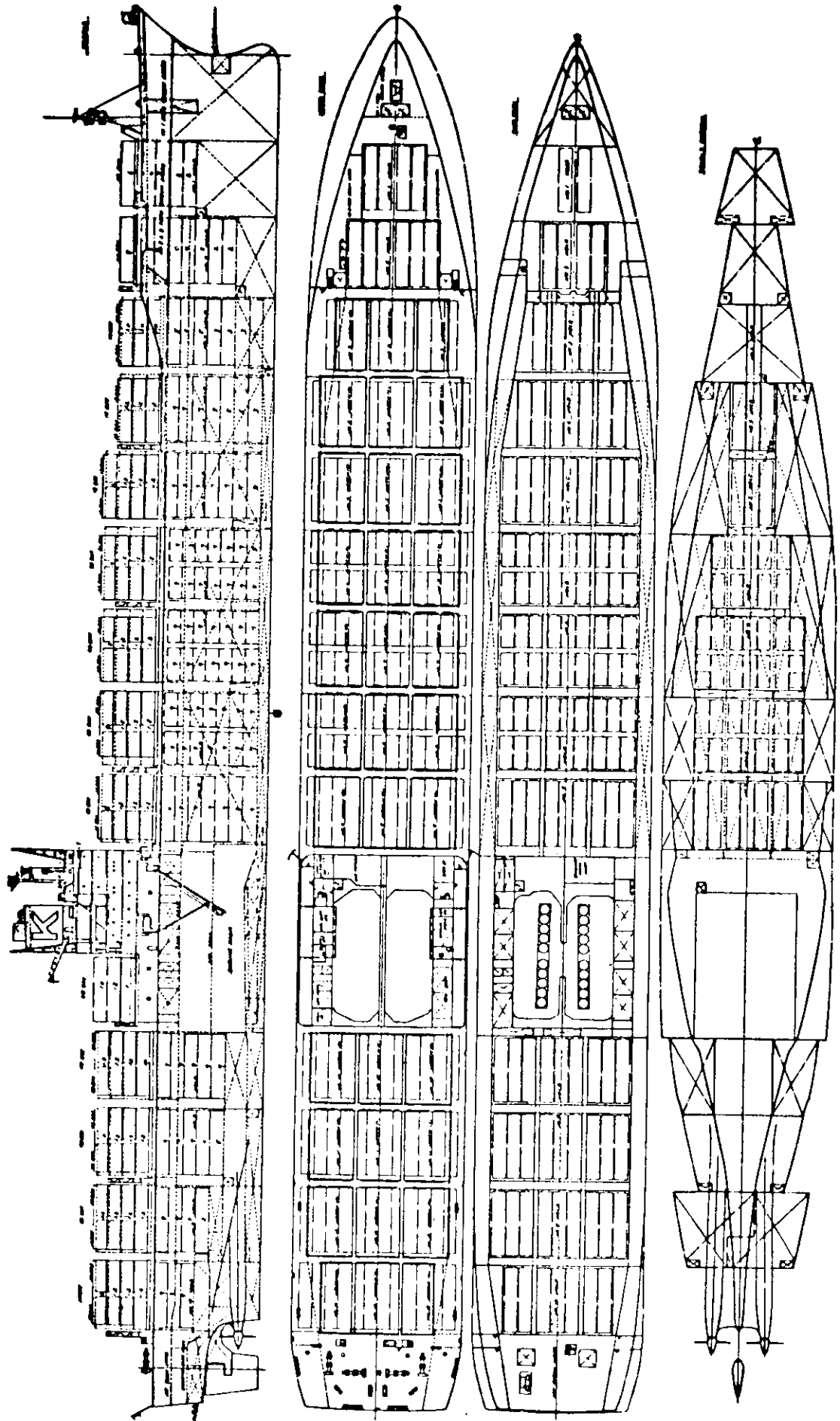
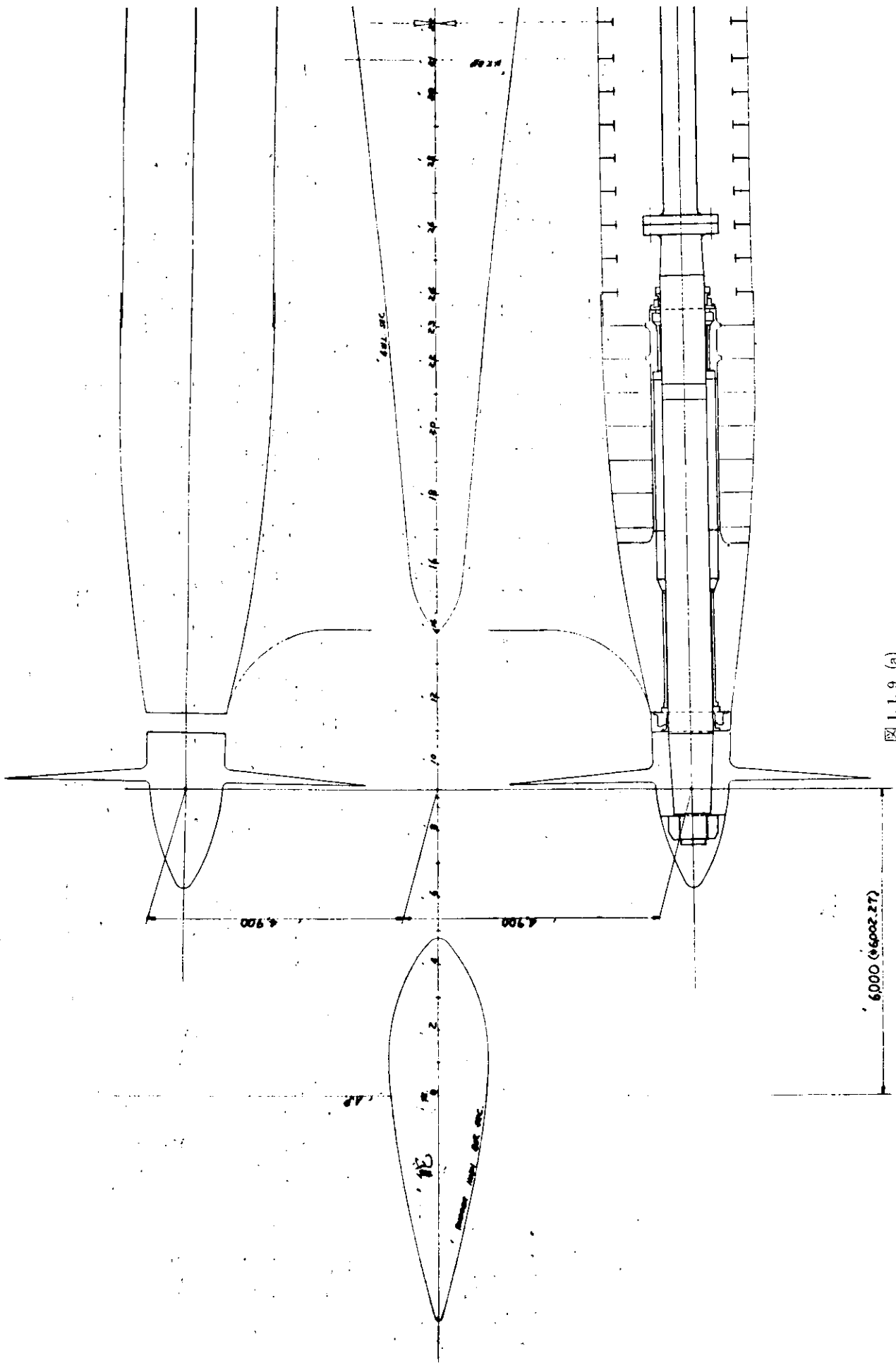


图 1.1.8



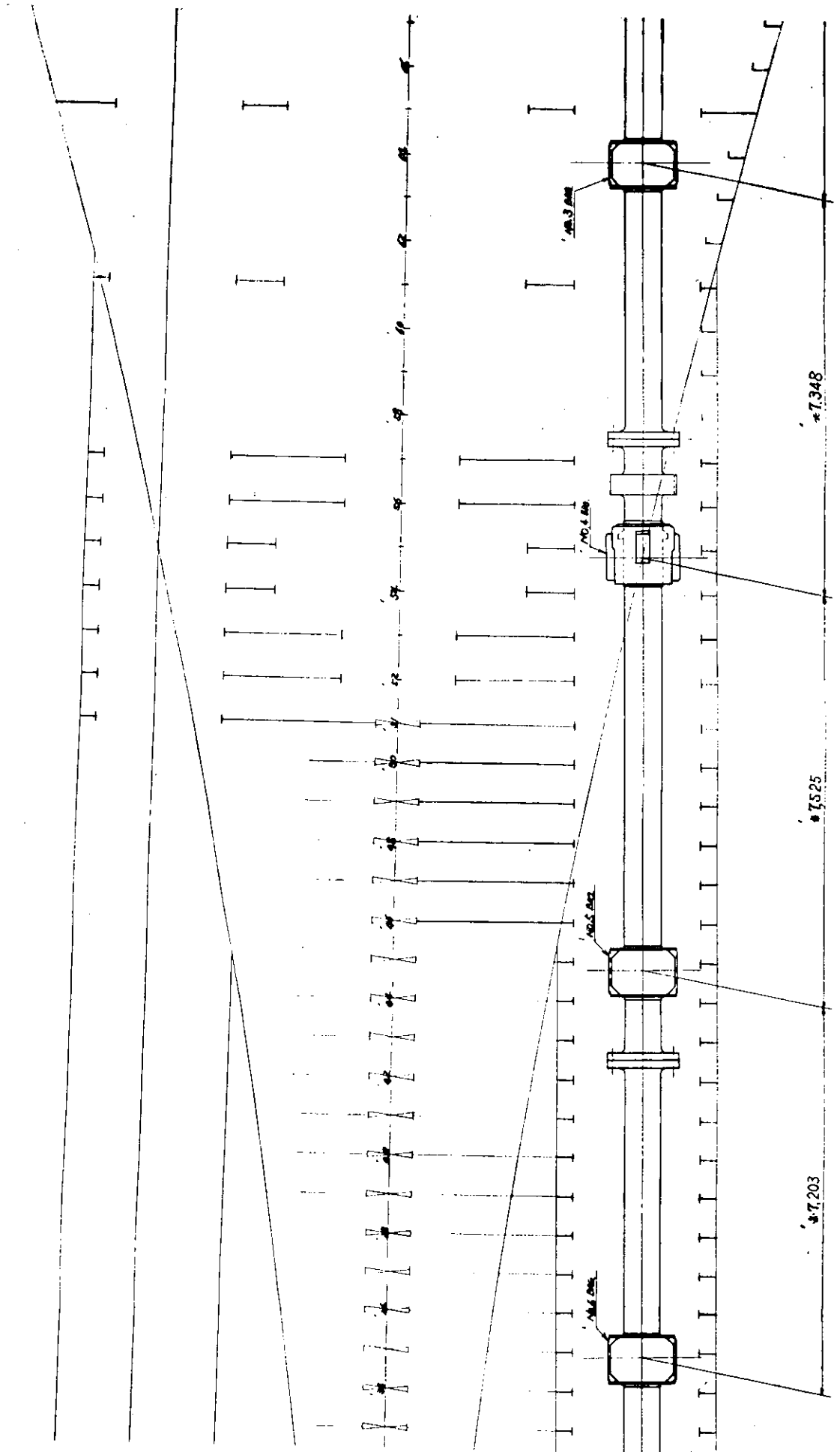


图 1.1.9 (b)

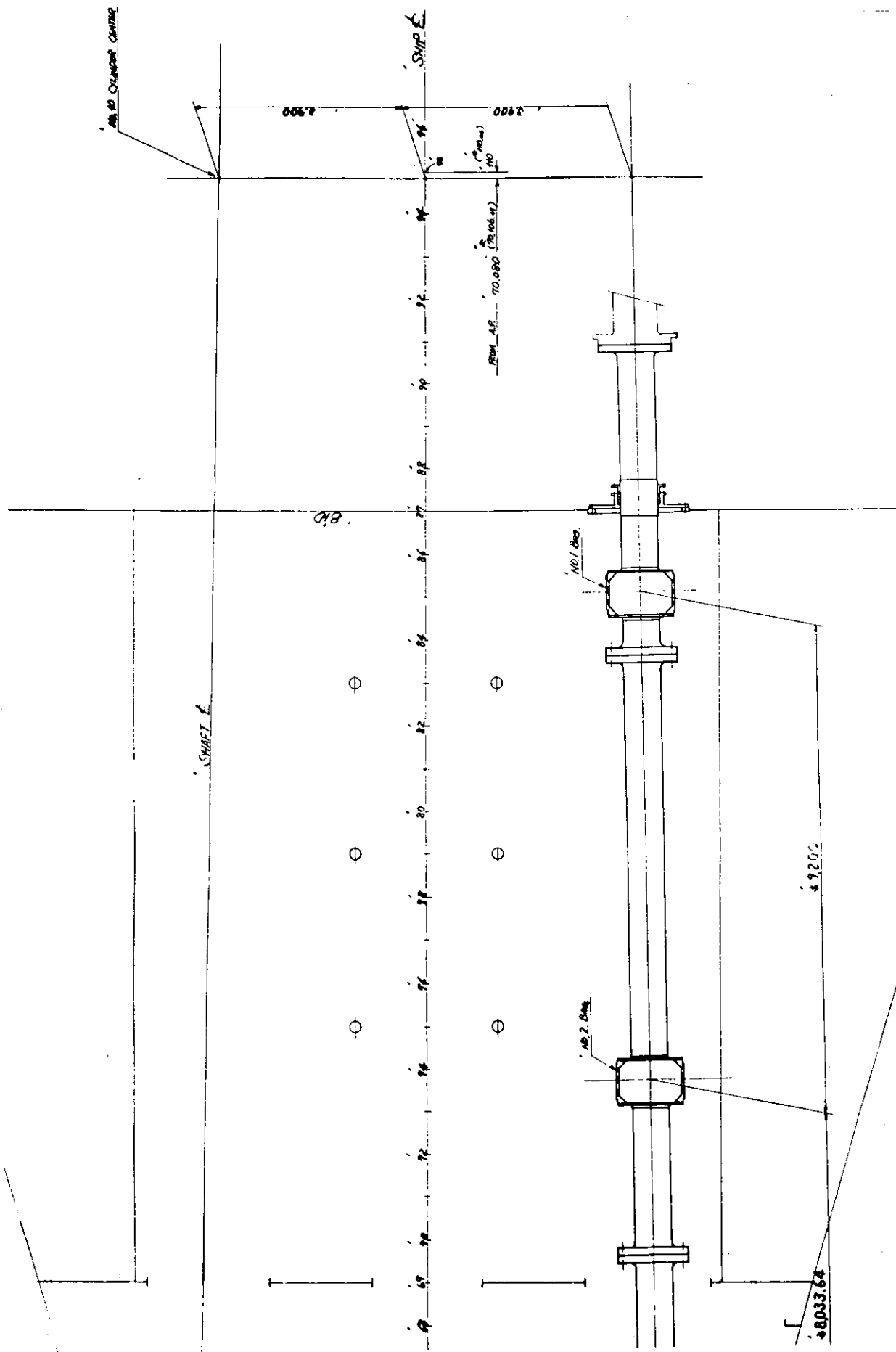
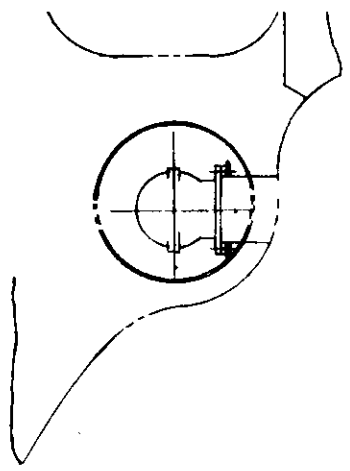
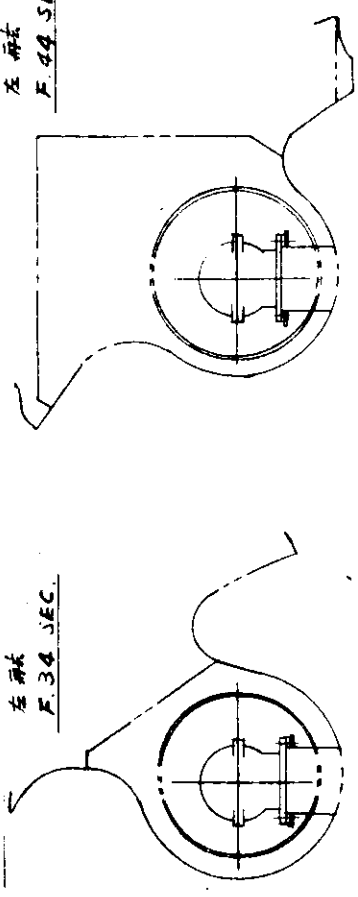


FIG. I. 1. 9 (c)

左側
F. 34 SEC.

左側
F. 44 SEC.

左側
F. 54 SEC.



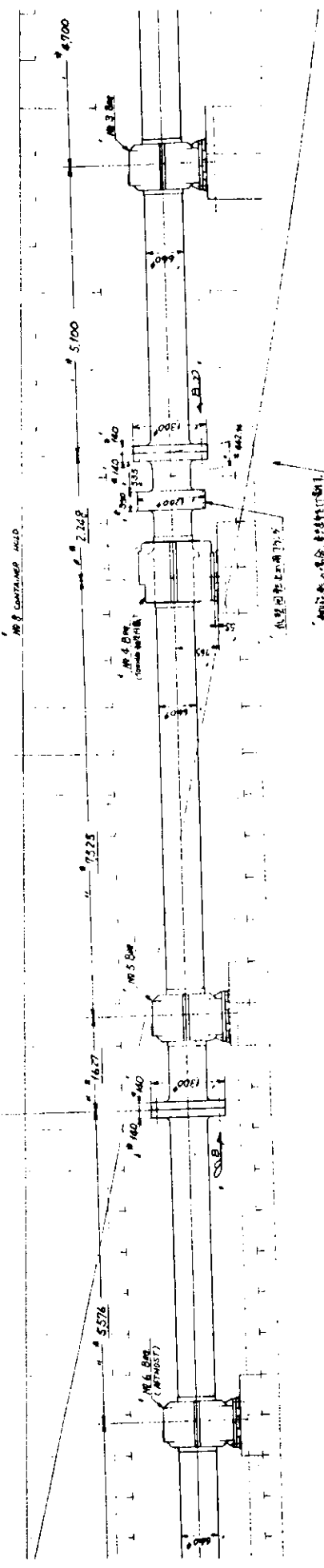
軸名	概略重量 (Ton)
第1号同軸	17.9
第2号	32.4
第3号	28.3
第4号	35.0
第5号	33.7
100kg軸	54.8
100kg軸	3.6

第5号同軸
11550

第4号同軸
11400

第3号同軸
9800

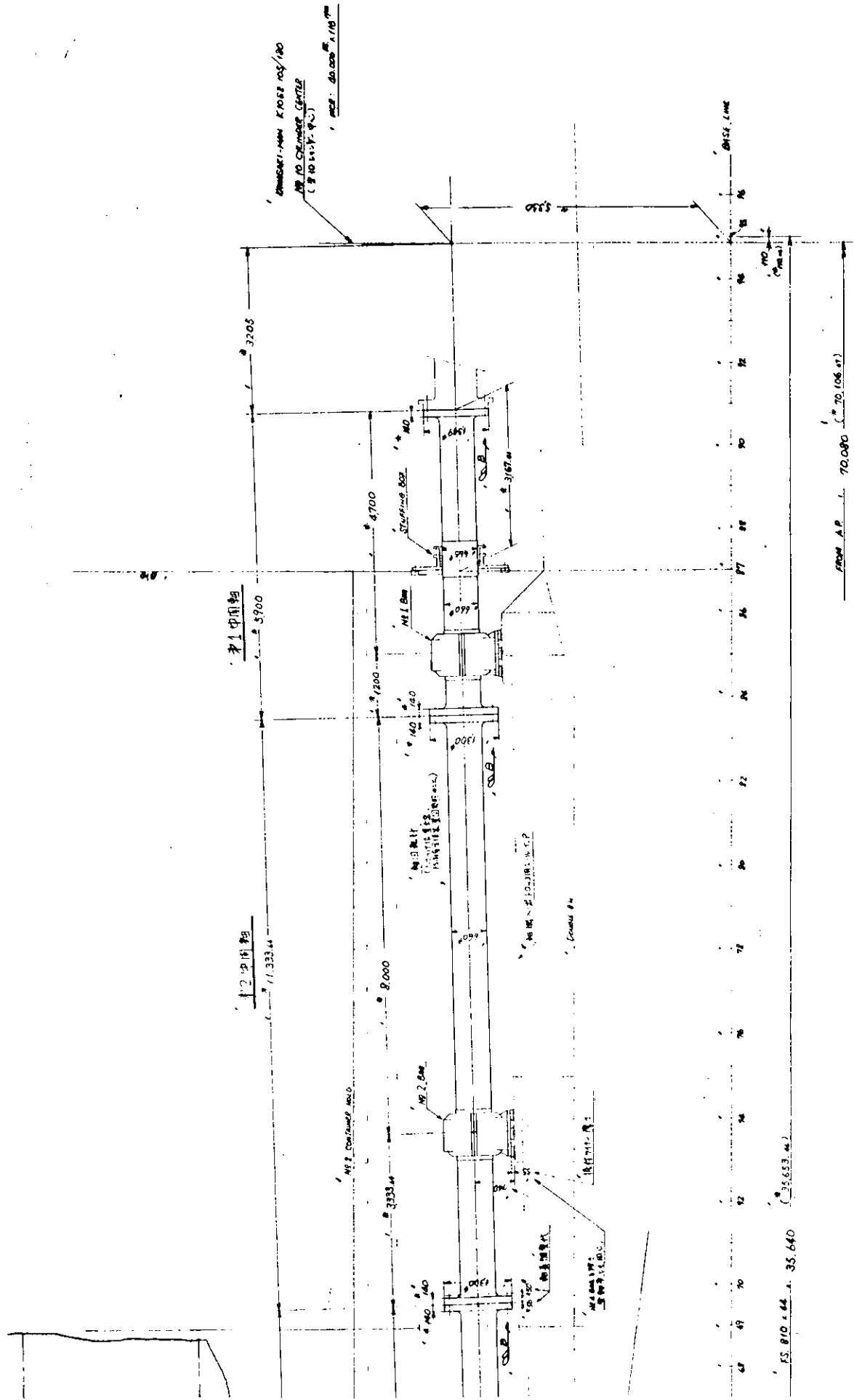
NO 9 CONTAINER WELD



FS 170 x 26 16,400 (14,405.44)

FROM A.P. 34,550 (34,563.03)

図-1.1.10 (b)



FS. 810 x 44 (35.653 m)

FROM A.P. 70,080 (3770.06 ft)

图 1.1.10 (C)

1.1.3 三井造船における実船計測

本研究部会の軸系アライメント設定に関する計算基準の研究の一環として、既に昨年度大型タンカー(27000dwt)に対して機関室二重底の変位計測が実施された。このときの計測にはレーザ直線計と中心検出器が用いられた。この装置はレーザ直線計より発せられる円形断面の平行なレーザビームの中心に対して、測定位置の変位量を中心検出器を用いて計測するものであった。この方法は計測状態が完全に静的であれば、ある程度の計測精度は期待できたが、多数の計測点に対し、レーザビーム発振器と中心検出器が1対1の組合わせであったため、計測には多大なマンパワーを要した。

今回の計測は以上の点を鑑み、各計測位置にあらかじめディテクターを配置しておき、これを扇形レーザビームで照射する方法をとった。従って多点同時計測が行えるため、計測人員の減少、計測時間の短縮とともに、船の積荷状態を変化させている間の船底の変位を連続的に記録するという大きな利点も生じている。

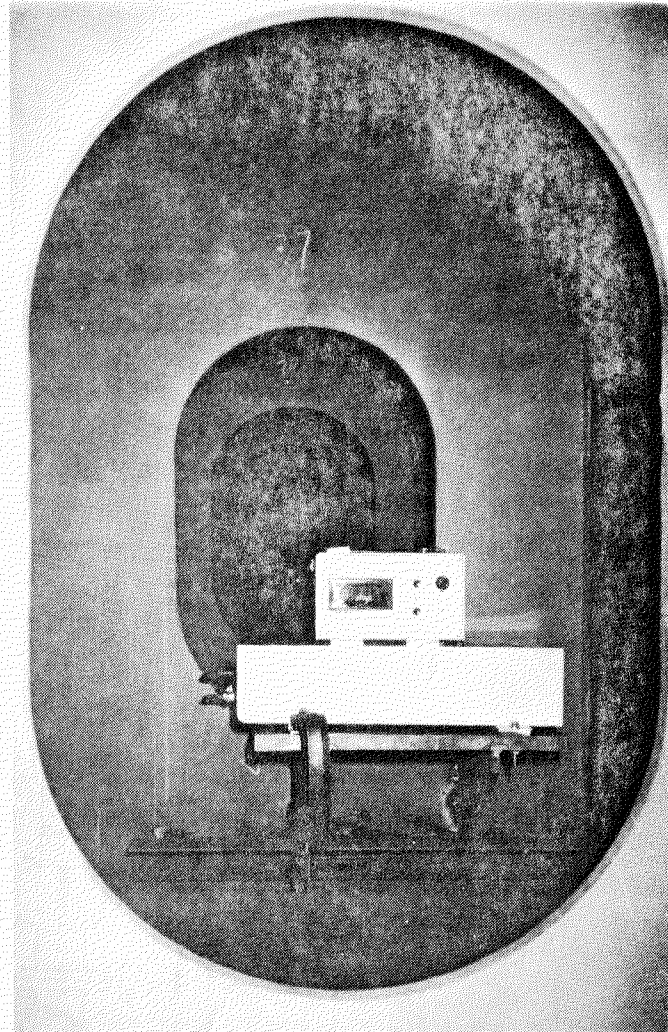


図 1.1.13 レーザ投光器、モニタおよび変位検出器

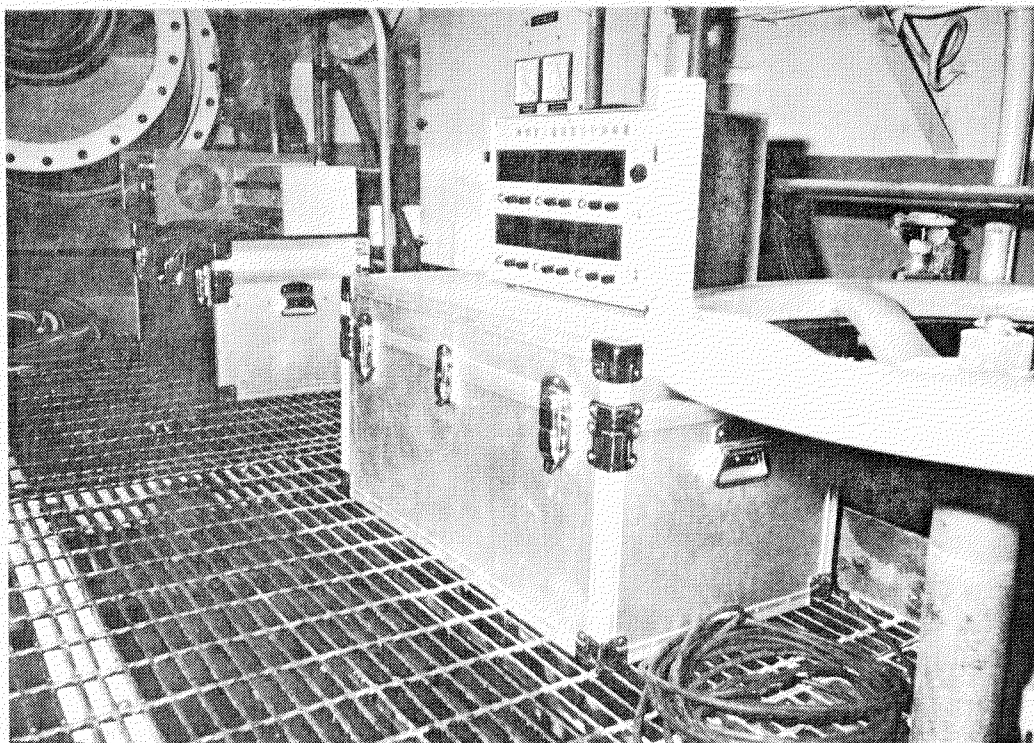


図 1.1.14 操作部(表示部)及び記録計

(1) 計測対象船

計測対象船の要目を表 1.1.3 に示す。

表 1.1.3 計測対象船要目

種 類	タ ン カ ー
型 式	船首楼付平甲板型, アフトエンジン
Loa × Lpp × B × D ~ d	363 ^M × 348 ^M × 63.4 ^M × 28.7 ^M ~ 21.85 ^M
Cb	0.825
△F	407,900 ^{KT}
D.W.	355,600 ^{KT} (350,000 ^{LT})
M.C.R.	45,000 ^{SHP} × 80 ^{RPM} 16.4 ^{KTS} (d = 21.85 ^M)
主 機	三井 STAL-LAVAL 蒸気タービン × 1
推 進 器	5 翼固定ピッチ型, 直径 9.7 M × 1

(2) 計測時期および吃水条件

昭和49年12月2日~3日 軽荷状態→脚荷状態

昭和49年12月5日~6日 脚荷状態→満載状態

(3) 計測方法

(a) 計測装置

本計測装置はレーザービームを用いた光学的なものである。レーザービームの形状は厚みが一定で水平方向に扇形に拡がっているものであり、この光束の中に互に陰にならないように6基の変位検出器が設置してある。変位検出器は投光部からのレーザービームを受けると、光の当たる位置により、それに対応した電気出力を発生するため、この電気信号を必要に応じてデジタルあるいはアナログで記録する。

(i) 投光部仕様

使用レーザー : He-Ne ガスレーザー, 2 mW, レーザービーム遮光器付
 レーザービーム上下調整範囲 : ±1°手動式
 水平方向ビーム拡り角 : 約 2.5 mrad
 電 源 : AC 100 V, 50/60 HZ, 0.4 A
 外形寸法 : 500(W) × 172(D) × 130(H) 但し突起部を含まず
 重 量 : 10.5 Kg

(ii) 検出部仕様

変位検出素子 : LSC/4 シリコンフォトトランジスタ
 計測点数 : 6点, 但しD1, D6は基準用
 測定範囲 : 上下方向 ±10 mm, 但し投光部からの最大計測距離 3.3 m
 測定精度 : 0.05 mm ± 測定値の 3%, 暗視野, 室内において
 検出器上下調整範囲 : 50 mm, マイクロメータ使用
 検出器寸法, 重量 : 60(W) × 168(D) × 320(H), 3 Kg
 検出部寸法, 重量 : 176(W) × 140(D) × 83(H), 3 Kg

(iii) 操作部仕様

表 示 : デジタル表示 6点, 最大 ±1.999 HOLD スイッチにて各表示値の保持可能
 出 力 : アナログ出力 ±1 V / ±10 mm 出力電流 ±20 mA (12点)
 出力調整器 : 0~100% 連続可変, 但しデジタル表示のみ

電 源 : AC 100 V, 50/60 Hz, 4 A

電源保護回路 : AC 120 V以上で電源遮断

寸法, 重量 : 410(W)×240(D)×265(H), 約1.4 Kg

(IV) モニタ仕様

表 示 : デジタル表示1点, 最大±1.999

(V) そ の 他

使用環境 : エンジンルーム, 暗室

使用温度範囲 : 受光部, 投光部 0°C~+30°C

操作部 0°C~+40°C

このレーザ計測装置は、共和電業株式会社製である。図1.1.1.3にレーザ投光器、モニタおよび変位検出器を示し、図1.1.1.4に操作部(表示部)及び記録計を示す。

(b) 計測位置

計測位置は機関室二重底内、復水器の下方位置より艀側6か所であり、センタラインより右舷側約500mm、ボトムより上方約675mmの位置である。これについては図1.1.1.5、図1.1.1.6に示す。

(c) 計測方法

(i) 機器の設置及び調整

- 1) 二重底変位計測位置及びレーザ光線発振器を据える位置に、上面を十分精度よく仕上げた取付台をフレームに溶接する。この上方はレーザ光線が見透せる必要がある。
- 2) レーザ光線発振器及び変位検出器を所定の位置に据付け、それぞれを電源、モニタ、操作部と接続させる。
- 3) レーザ光線を発振させ、各位置の変位の表示が、いずれも0近くになるように、レーザ光線の俯仰角及び変位検出器のマイクロメータにて調整する。この状態を船体変形計測の基準状態とするため、調整は計測期間中、原則として変えない。

(ii) 二重底変位の計測

- 1) 安定したレーザ光線を得るため、及び変位検出器の恒温装置を作動させるため、各電源はあらかじめ各計測の約30分前には入れておく。
- 2) モニタ装置を用いて、D6における変位の表示がほぼ0となるようレーザ光線の俯仰角を変える。この際正しい表示を得るために、検出器固有の暗電流(光線を受けなくても半導体に発生する電流)を0にするよう回路補正を行っておく。
- 3) 操作部において、レーザ光線をシャッターでカットし、各変位検出器の半導体の位置による暗電流および変位による暗電流がともに0となるよう、回路補正を行う。この状態でシャッターをはずし各変位検出器にレーザ光線を照射し、これによって発生する位置による電流および光量による電流を記録する。この記録は操作部におけるデジタル表示された電流でもよいし、アナログ出力を記録計に記録させてもよい。表示電流の変化が激しいときは、デジタル表示は保持することが出来るが、この間でもアナログ出力はその変動を記録することが出来る。
- 4) 変位測定時には、各計測位置の周囲温度を記録する。

(iii) 整 理

- 1) 計測結果をそれぞれの位置に関して、位置によって生じた電流を、光量によって生じた電流で除する。
- 2) この値を各半導体の特性のキャリブレーションデータによって、位置(レーザ光線と取付台との距離)の単位に換算する。
- 3) この値をD1とD6を結んだ基準線からの凹凸として、各計測状態ごとに整理する。
- 4) 各計測状態の凹凸と基準状態との凹凸との差を取り、これを基準状態からの変位とする。

(4) 計測結果

計測結果を図 1.1.17 に示す。これは重査時の軽荷状態(12月2日計測, 吃水 5.15 m) を基準とし, この時の状態からの変位を各吃水ごとに示してある。

計算結果と計測結果(1.2.1項参照)との比較を図 1.1.18 に示す。これには計算結果と比較するために, 脚荷状態を基準状態とした場合の満載状態における値との差が変位として示されている。

各計測状態における計測位置の温度を, 表 1.1.4 に示す。

表 1.1.4 各計測位置温度

計測状態	温 度 °C							
	海 水	D 1	D 2	D 3	L.O.タンク 底 面	D 4	D 5	D 6
脚荷状態	19.0	19.5	17.5	22.5	36.0	20.5	19.0	19.5
満載状態	18.0	18.0	17.5	22.5	39.5	19.5	17.0	18.0

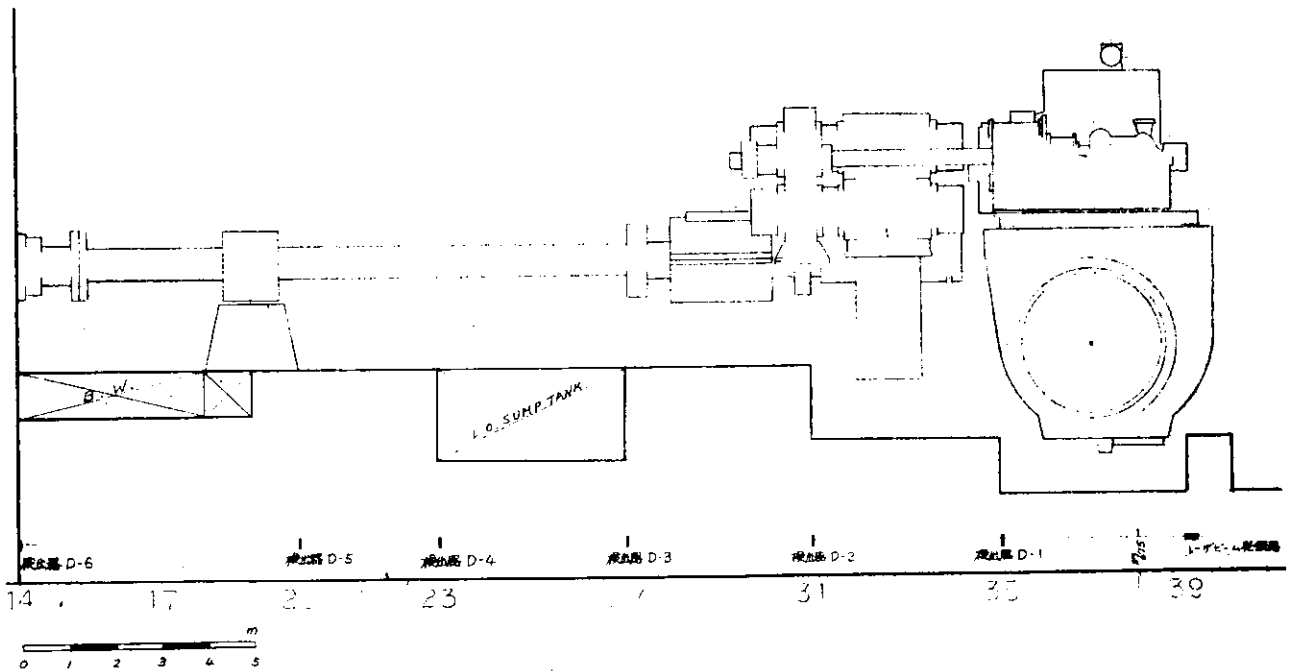


図 1.1.15 機関室二重底計測位置 (ELEVATION)

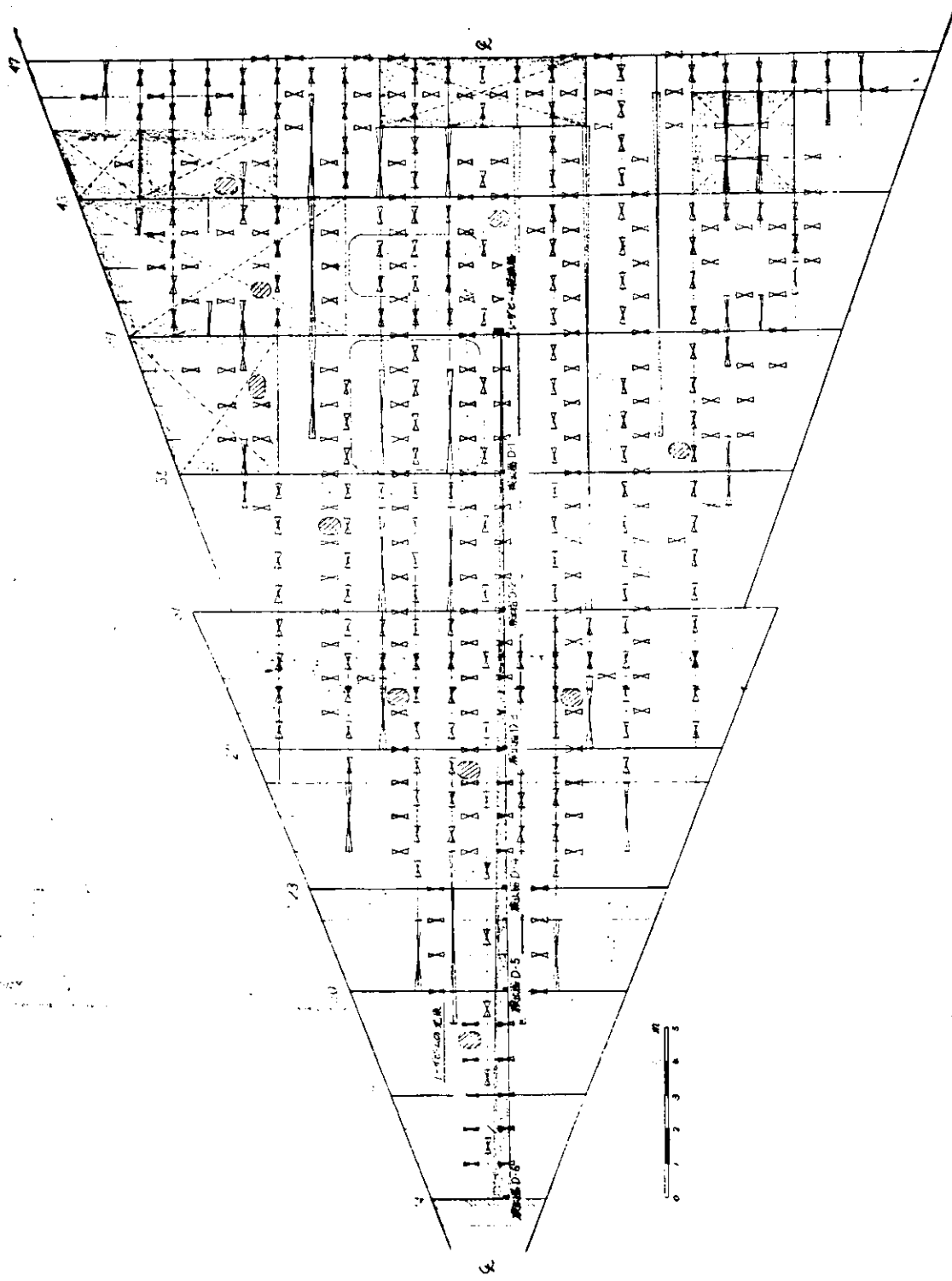


図 1.1.16 機関室二重底計測位置 (PLAN)

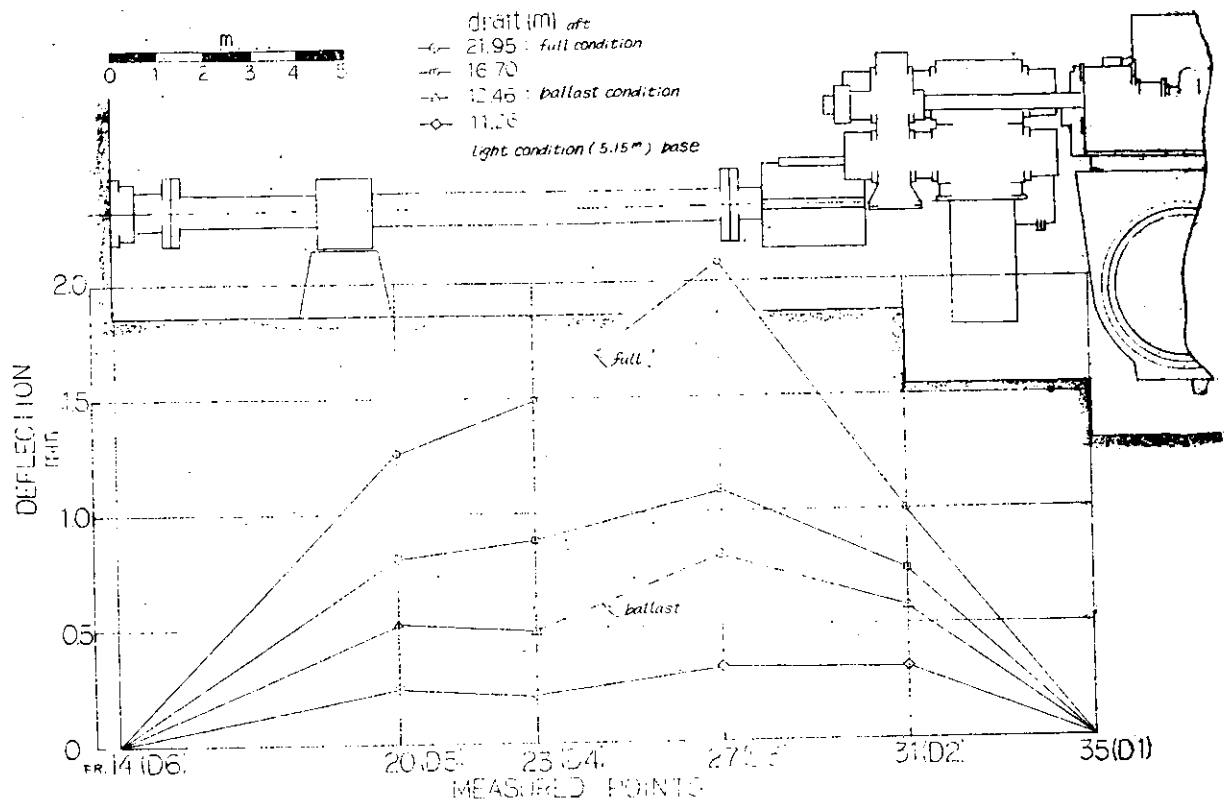


図 1.1.17 吃水変化による二重底変位 (実船計測)

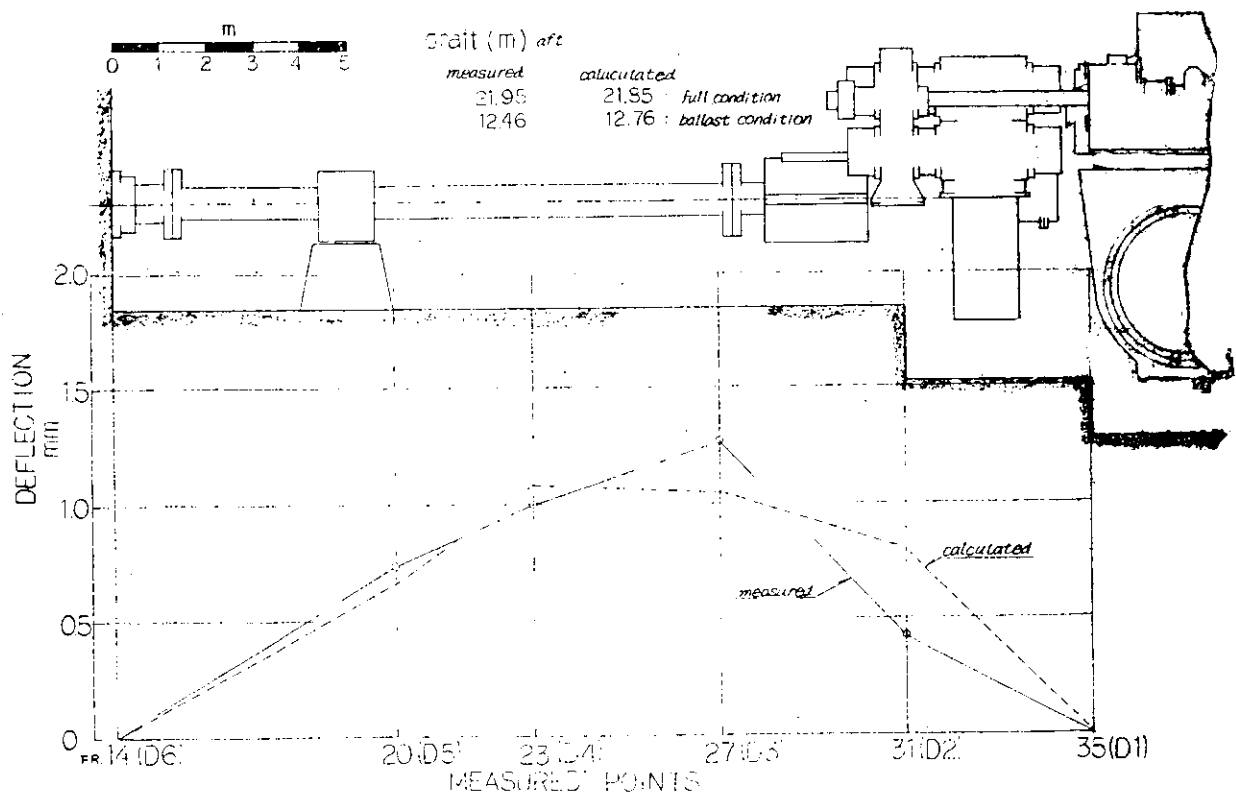


図 1.1.18 吃水変化による二重底変位 (計測値と計算値との比較)

1.2 機関室二重底の変形量の理論計算

1.2.1 理論計算(その1)

41万トン型タンカーの立体FEM計算(使用プログラムはNVのSESAM69)による機関室二重底変形量から、1.3項の計測対象船(35万トン型)の機関室二重底変形量を推定したので、以下にその結果を示す。計測値と計算値との比較については1.1.3項の図1.1.18を参照のこと。

(1) 41万トン型と35万トン型の構造上の相違

図1.2.1～図1.2.3に両船の比較を行ったが、構造様式はほとんど同じで、主な相違点は二重底の幅及び長さの違いである。従って35万トン型のたわみの推定には、41万トン型のFEM計算結果に、二重底の幅、長さ及び後述の計算条件の違いの修正を行ったものを用いる。

(2) 41万トン型と35万トン型の計算条件の相違

35万トン型の計測はFull Load cond. ↔ Ball. cond. で行ったのでそれに合わせたたわみ量を推定する。また、両cond.での燃料や水の量等はほぼ同じとみなせるので、両cond.における荷重の差は吃水の差だけでよいと思われる。

○ 35万トン型の計測条件

$$\begin{array}{l} \text{Ball. cond.} \\ \text{draft} \end{array} \quad \left. \begin{array}{l} d_a = 12.^M76 \\ d_t = 9.92 \end{array} \right\} d_e = 12.^M53$$

d_e : 機関室の中央における吃水

$$\text{Full Load cond.} \quad \text{draft} \quad d_a = d_t = 21.^M85$$

$$\text{吃水差} \quad d = 21.85 - 12.53 = 9.^M32$$

○ 41万トン型の計算条件

$$\text{吃水差} \quad d = 28.65 - 11.0 = 17.^M65$$

(3) 推定の方法

機関室二重底のたわみを便宜的に以下の3成分に分ける。

- 1) 船体梁としてのたわみ
- 2) ウェブ・フレイミングの剛性により二重底外周全体が上下するたわみ
- 3) 船底、船側水圧のバランスによる二重底のたわみ

41万トン型のFEM計算において3成分に分けた例を図1.2.4(a)(b)(c)に示す。41万トン型におけるそれぞれの成分について、しかるべき修正を行って合成して35万トン型の二重底たわみの推定量とする。

(a) 船体梁としてのたわみ

修正項目 機関室の長さ、船体梁の剛性及び吃水の違い(排水量の違い)

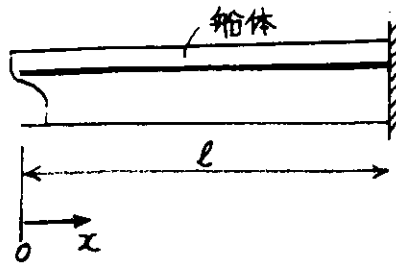
(i) 機関室長さの違いの修正(図1.2.5)

(ii) 船体梁の剛性及び吃水の違いの修正

このたわみの成分は船体を1本の梁とした梁計算により近似的に求められる。

$$y = \frac{w \ell^4}{8EI} \left(1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{x}{\ell} + \frac{x^4}{3\ell^4} \right) + \frac{w \ell^2}{2GA} \left(1 - \frac{x^3}{\ell^3} \right)$$

図1.2.6に上式で求めた結果とFEM計算結果の比較を示す。



l : 梁の長さ
 EI : 船体の曲げ剛性
 GA : 船体の剪断剛性

両船の機関室の中央附近の剛性の比較

	$I (cm^4)$	$A (cm^2)$
41万トン型	1.197×10^{10}	6.446×10^3
35万トン型	1.172×10^{10}	6.458×10^3

$I_{35万トン} / I_{41万トン} = 0.979$ $A_{35万トン} / A_{41万トン} = 1.002$ で剛性の違いは無視出来る。

w は便宜的に機関室中央附近の単位長さ当りの排水量とする。

	draft変化	w
41万トン型	$1.70 \rightarrow 2.65$ m	2.934×10^2 T/m
35万トン型	$1.253 \rightarrow 2.185$ m	1.327×10^2

$$\frac{w_{35万トン}}{w_{41万トン}} = 0.452$$

修正結果は図 1.2.5 の(c)となる。

(b) ウェブフレームリングの剛性により二重底外周全体が上下するたわみ

前述のように構造様式は両船ほとんど同じであるので修正は機関室の長さ及び吃水の違いのみで行えばよい。

(i) 機関室長さの違いの修正 図 1.2.7 (b)

(ii) 吃水の違いによる修正、ここでも便宜的に(a)の項の修正率 0.452 を用いる。修正結果を図 1.2.7 の(c)に示す。

(c) 船底船側水圧のバランスによる二重底のたわみ

修正項目 機関室の長さ、二重底の幅、吃水の違い

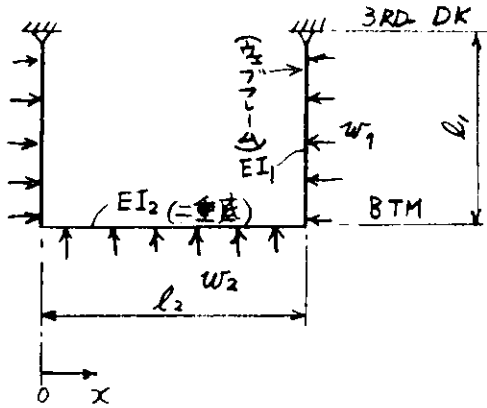
(i) 機関室長さの違いの修正 図 1.2.8 (b)

(ii) 他の2項は以下のように行う。

二重底、ウェブフレームをラーメン構造とみなし二重底頂板のたわみ量の簡易計算式を求めると以上のようになる。

$$y_B = \frac{w_1 l_1^3}{24 EI_2} \beta x (1 - \xi) \left\{ r \beta^2 \xi (\xi - 1) + \frac{\alpha (3 - 2 r \beta^2)}{3 \beta + 2 \alpha} \right\}$$

$$\alpha = \frac{I_3}{I_1} \quad \beta = \frac{l_2}{l_1} \quad r = \frac{w_2}{w_1} \quad \xi = \frac{x}{l_2}$$



- EI_1 : ウェブフレームの曲げ剛性
- EI_2 : 二重底の曲げ剛性
- w_1 : ウェブフレームに働く水圧
- w_2 : 二重底に働く水圧
- l_1 : ウェブフレームの有効スパン
- l_2 : 二重底の有効スパン

また、剪断による変形は

$$y_s = \frac{w_2 l_2}{2GA} x \left(1 - \frac{x}{l_2} \right)$$

(但し、 y_B , y_s は下向きが正)

簡易計算とFEM計算との比較を図1.2.9に示した。有効スパンの取り方、曲げ剛性の評価等はまだ問題があるがたわみのオーダー程度であれば十分使用に耐える。

この式を用いて修正率を求めると、

$x = l_2/2$ において

y_B の修正率

$$\frac{y_{B \text{ 35万トン}}}{y_{B \text{ 41万トン}}} = 0.47$$

y_s の修正率

$$\frac{y_{s \text{ 35万トン}}}{y_{s \text{ 41万トン}}} = 0.42$$

よって修正率を0.45として35万トン型の推定たわみを求めると、図1.2.8(c)となる。

上述の(a)(b)(c)の推定たわみの成分を合成したものが二重底の全たわみの推定値となる。

図1.2.10に機関室全長及びFR14～FR39の相対たわみの推定を示した。

図1.2.11には、FR31セクションの二重底たわみの推定曲線を示した。ここでの修正率は便宜的に前述の(c)で計算した0.45を用いた。

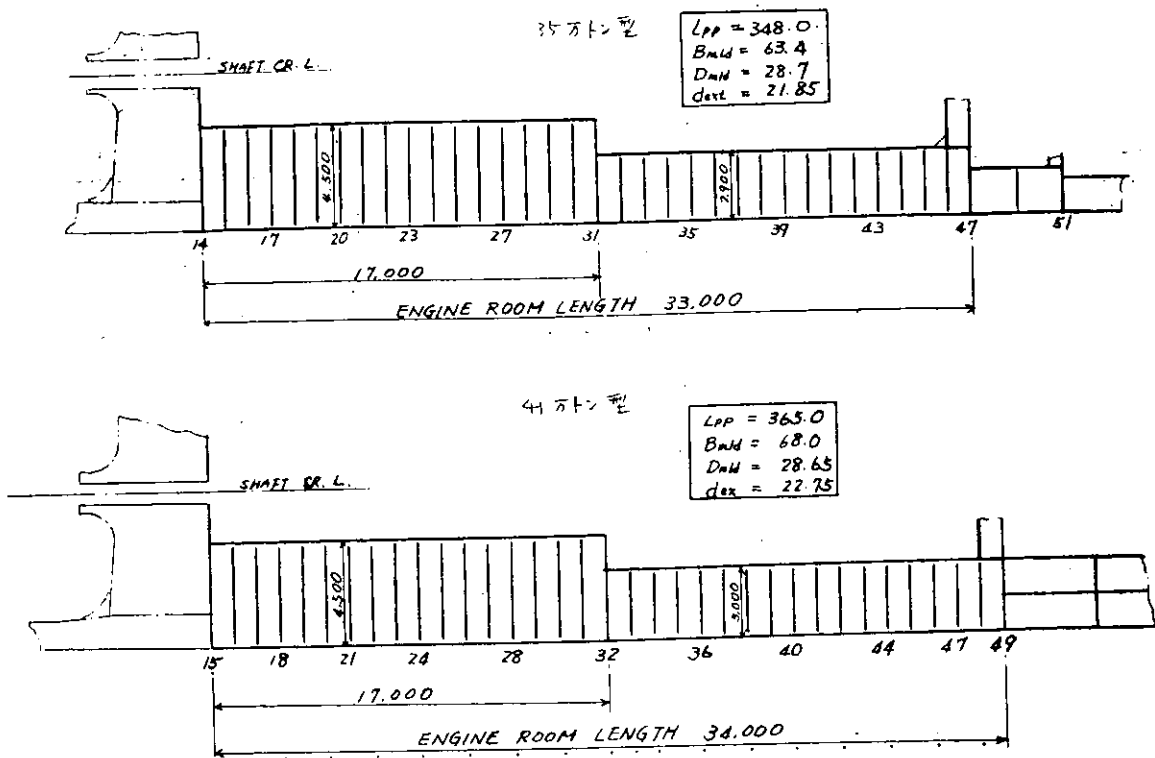


図 1.2.1 41万トン型, 35万トン型の二重底CR.L. SEC. の比較

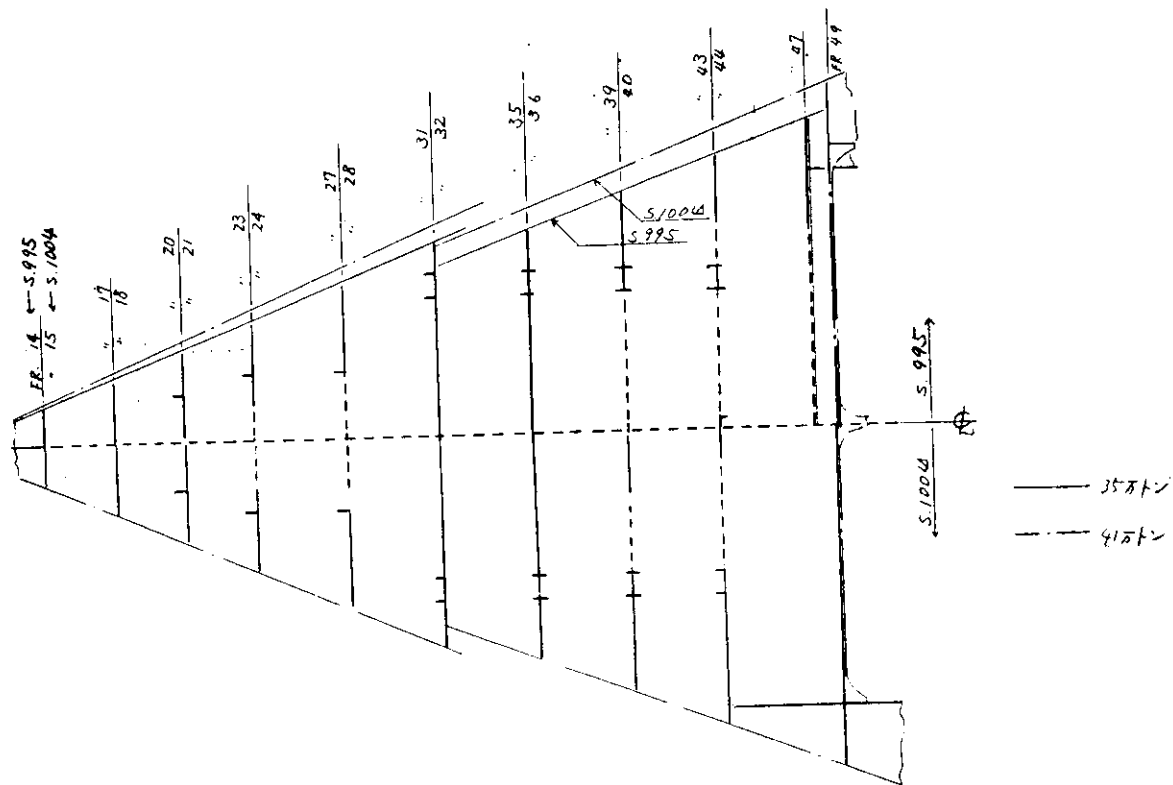


図 1.2.2 41万トン型, 35万トン型の二重底頂板 PLAN の比較

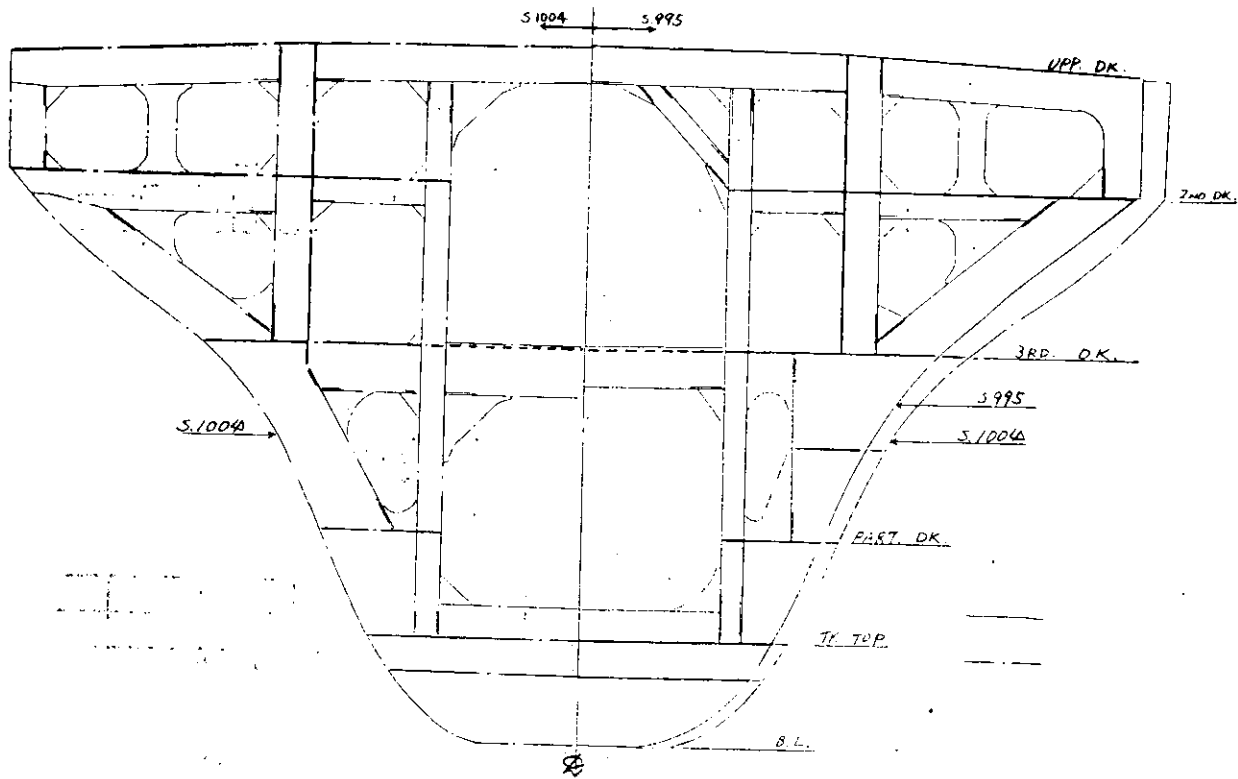
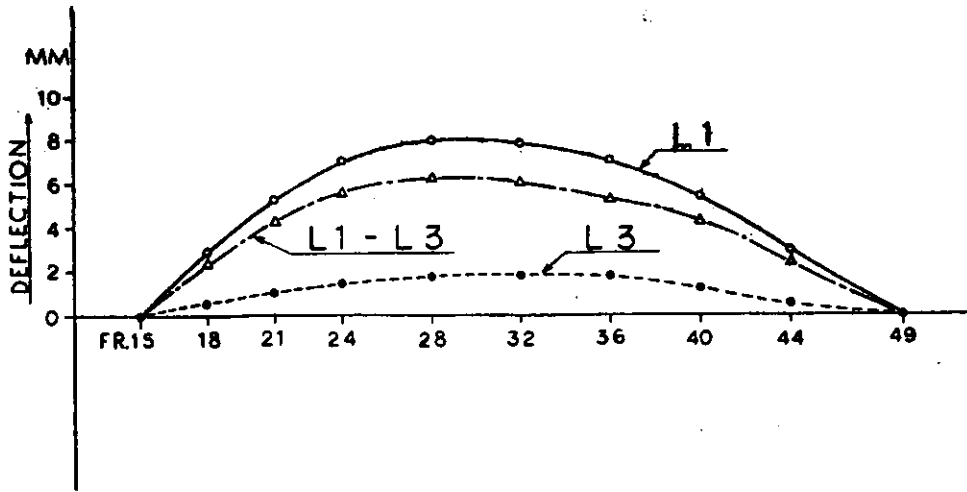
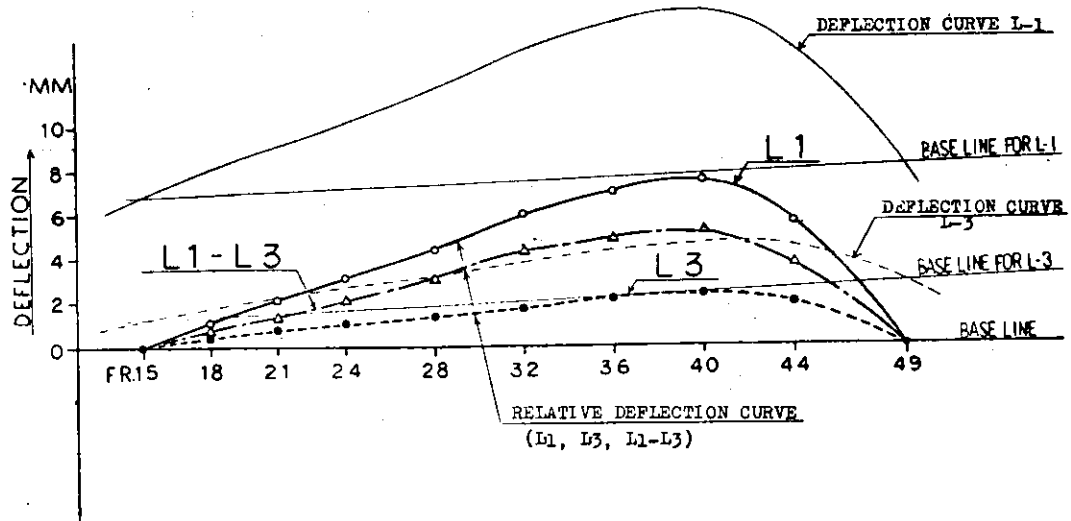


図 1.2.3 41万トン型, 35万トン型機関室中央部のウェブフレーム SEC.の比較

(a) 1)の成分のたわみ



(b) 2)の成分のたわみ



(c) 3)の成分のたわみ

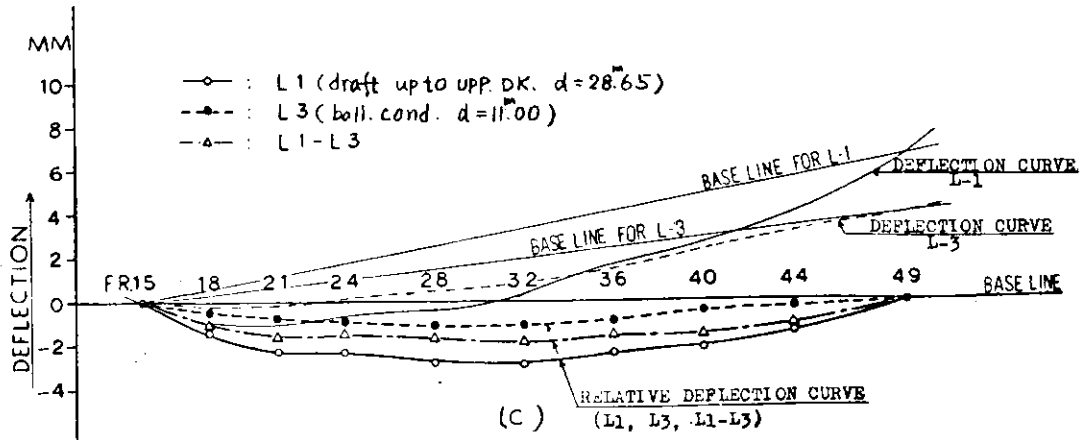
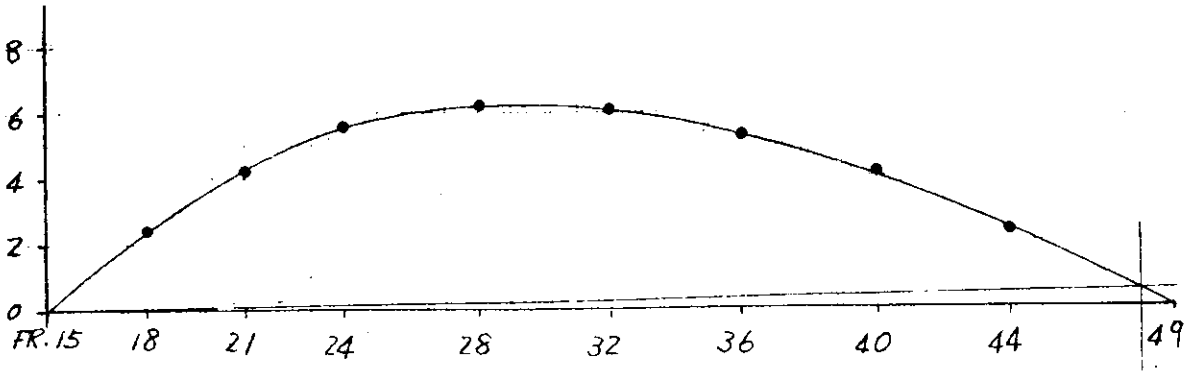
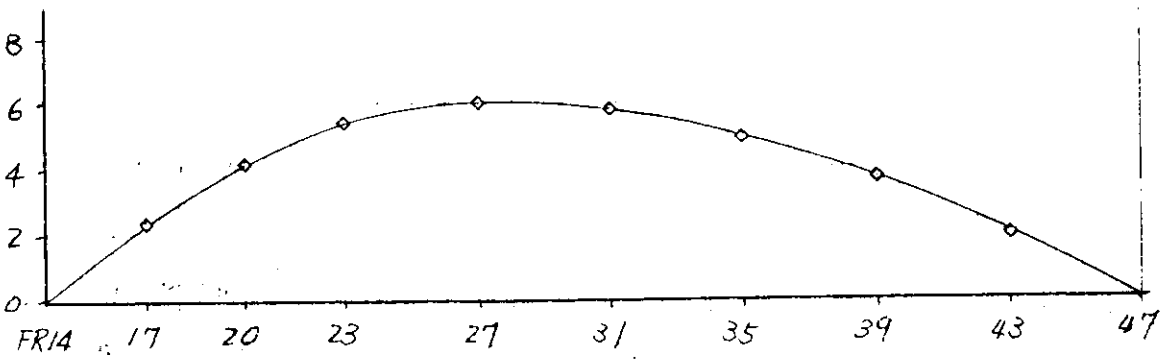


図 1.2.4 41万トン型立体FEM計算結果

(a) 41万トン型 FEM 計算結果



(b) 41万トン型の結果を機関室長さで修正



(c) 35万トン型の推定

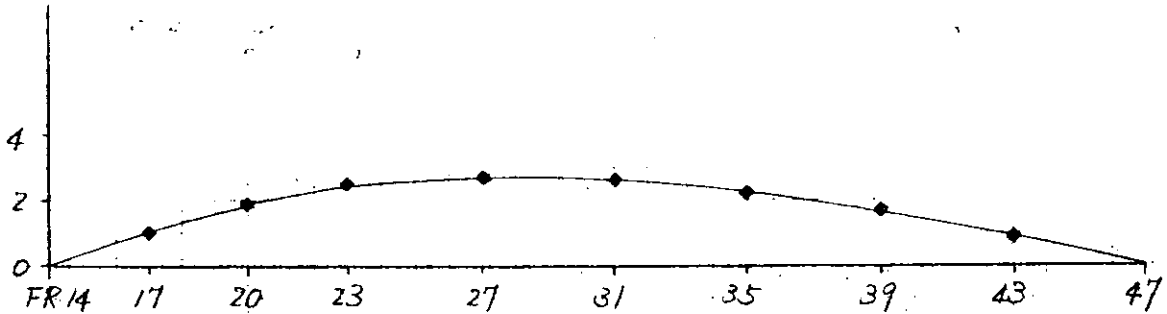


図 1.2.5 35万トン型の1)の成分の推定

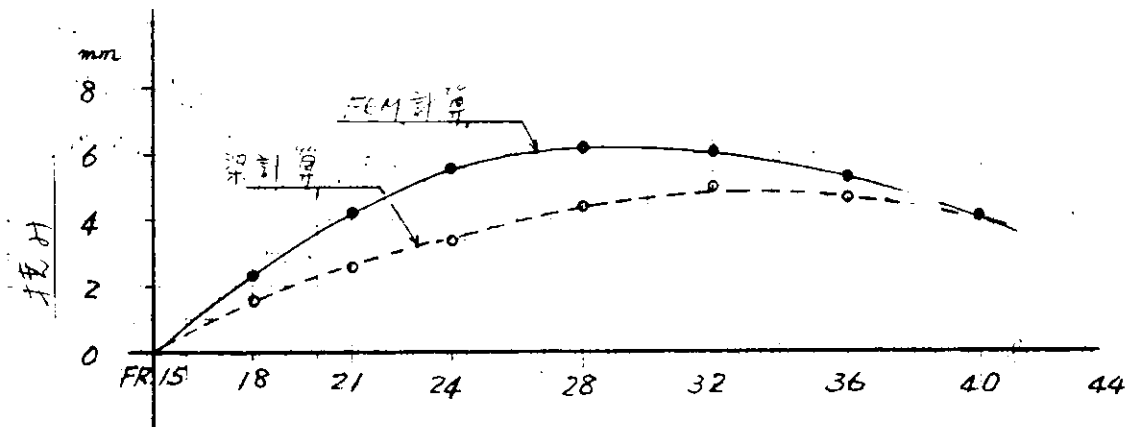
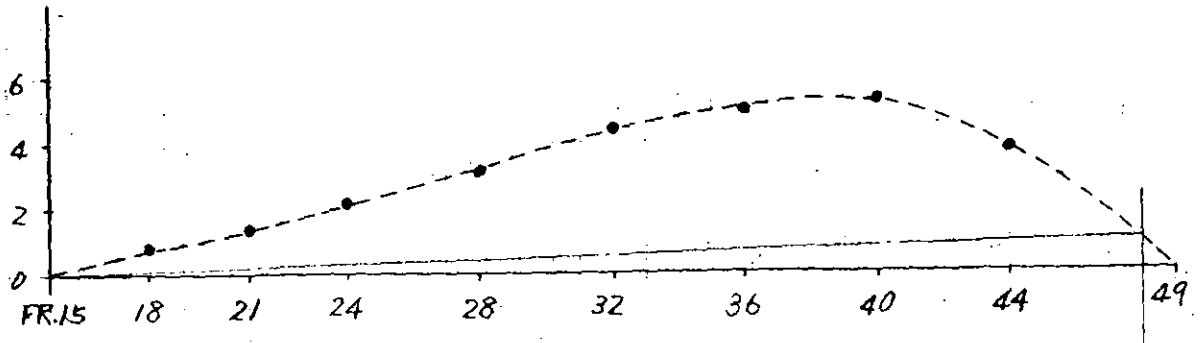
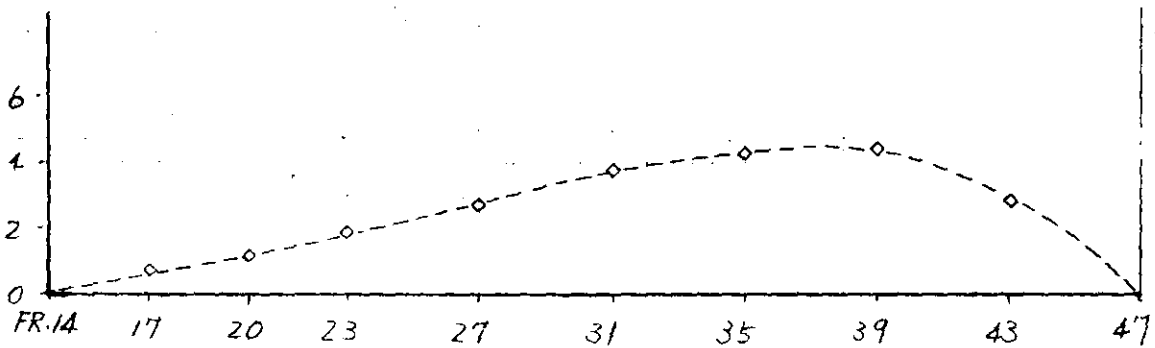


図 1.2.6 Hull girder の相対たわみの比較 (FEM 計算と梁計算)

(a) 41万トンFEM計算結果



(b) 41万トンの結果を機関室長で修正



(c) 35万トンの推定

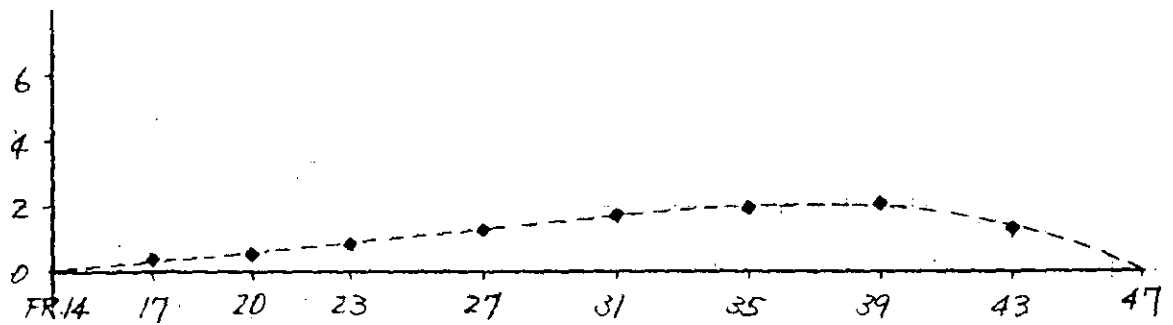
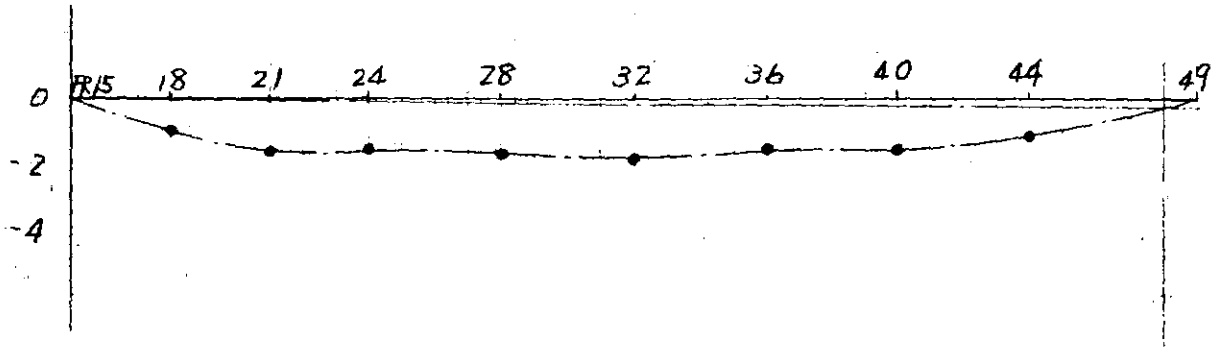
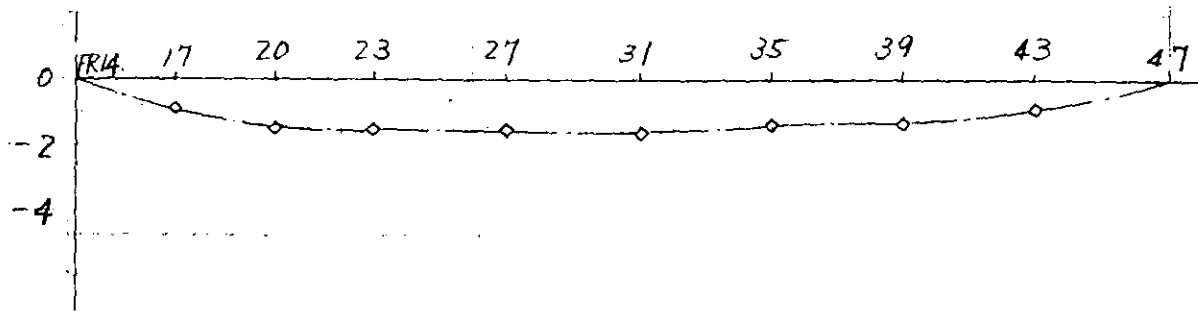


図1.2.7 35万トン型の2)の成分の推定

(a) 41万トンFEM計算結果



(b) 41万トンの結果を機関室長で修正



(c) 35万トンの推定

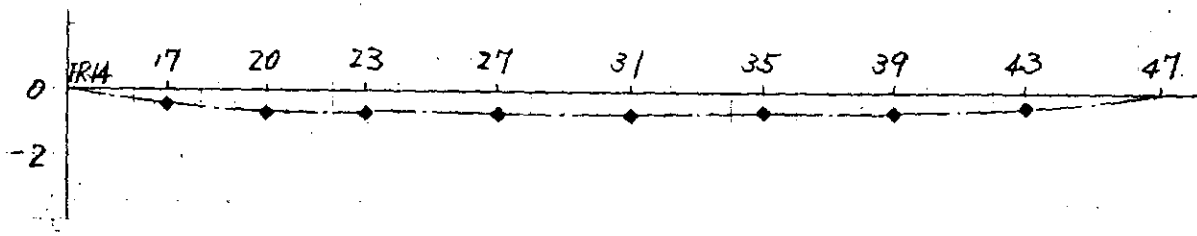


図 1.2.8 35万トン型の3)の成分の推定

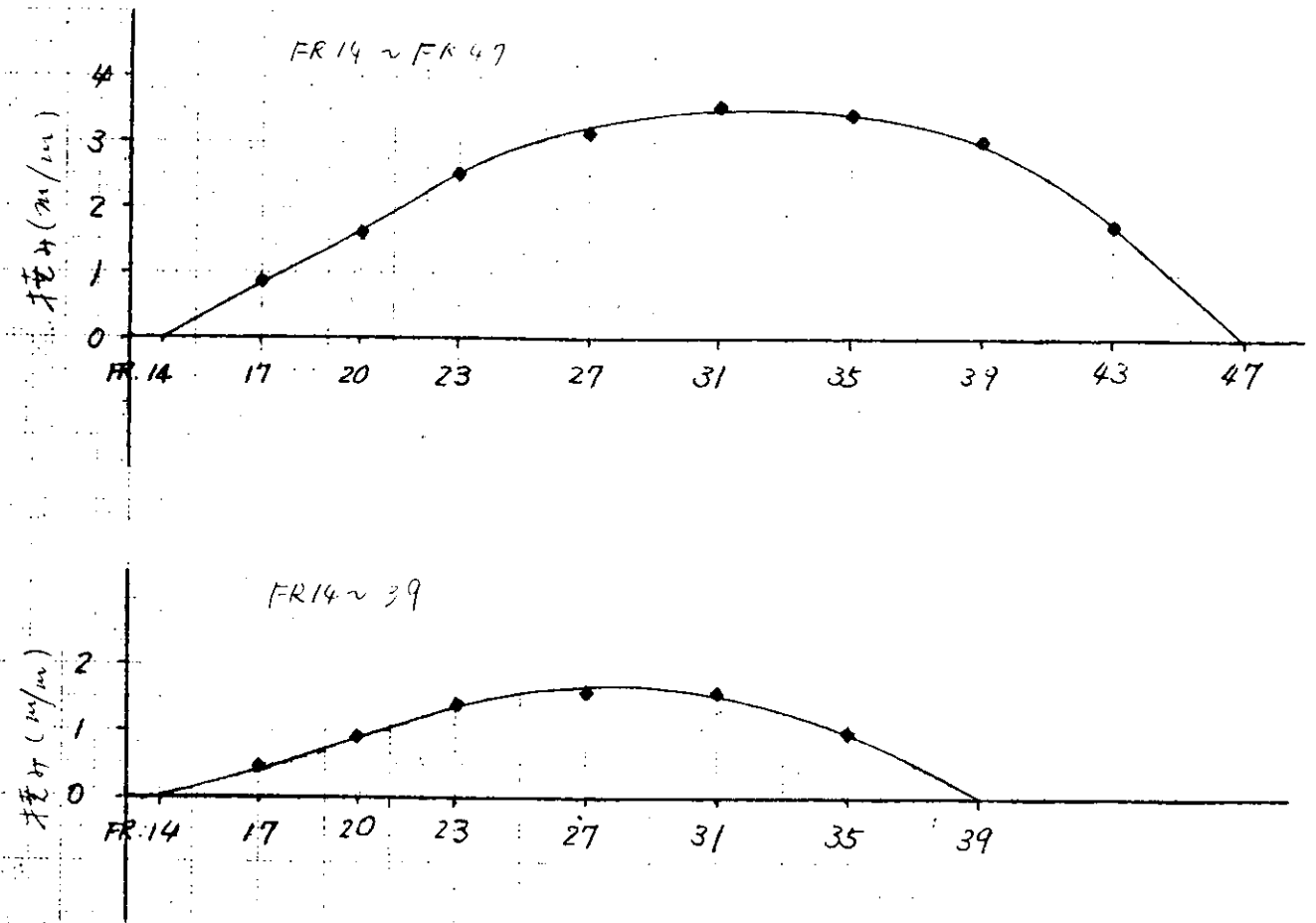


図 1.2.10 35万トン型c二重底頂板のたわみの推定

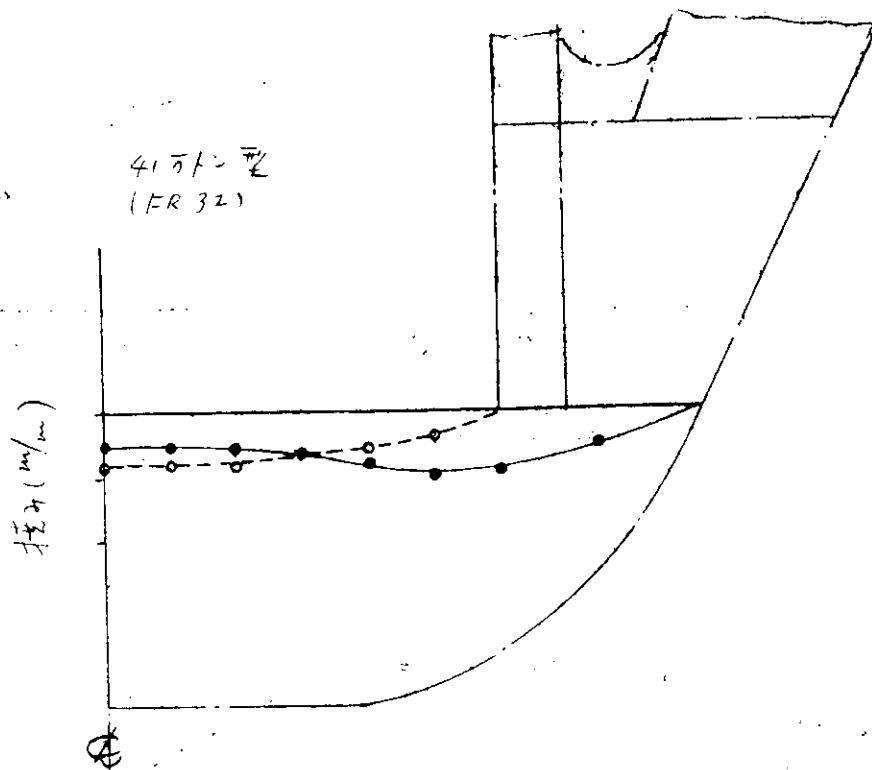


図 1.2.9 FEM計算と簡易計算の結果の比較

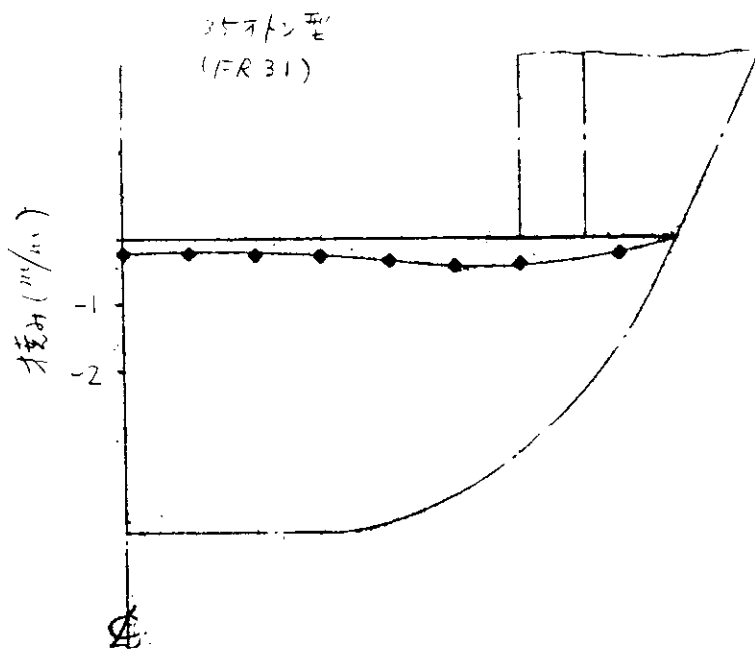


図 1.2.11 35万トン型の二重底頂板のたわみの推定

1.2.2 理論計算（その2）

前年度の報告書の「2.1 機関室二重底変形量の実船計測および理論計算」の中で、理論計算については「1) 比較的簡単な計算」の結果のみについて述べたが、今回は三次元立体F.E.M計算結果について述べる。

なお、前年度の報告書では「2) やや精度の高い計算」ということで、二重底のみを三次元F.E.M.で解き、船体全体の剛性はTank topとSide shellとの交点に入れて考え、ウェブの剛性はモデル化して（例えばパネ）取り込む方法を予定していたが、それを中止し、今回の三次元立体F.E.M.計算に代えた。

対象船は270,000 dwtタンカー（Lpp 318 m, B 56 m, D 26.4 m, d 20.55 m）で、前年度報告書の2.1でとりあげたものと同じで、一般配置を図1.2.1 2に、機関室二重底のTank top planを図1.2.1 3に示す。

(1) 計算方法

本船の計算範囲としては、ポンプルームの中間壁（FR.53）から後部をとった。ただし、ラダー及びシューピースは考慮していない。構造及び荷重は両舷対称とみなして計算は片舷についてのみ行った。

境界条件を以下に示す。

- | | | | | | | | | |
|-----------------|--|------------|------|------|--------------|------|----------|------|
| 1) FR.53の全節点 | 全方向の変位及び回転固定 | | | | | | | |
| 2) センターライン上の全節点 | <table border="0"> <tr> <td>Transverse</td> <td>方向変位</td> <td rowspan="3">} 固定</td> </tr> <tr> <td>Longitudinal</td> <td>方向回転</td> </tr> <tr> <td>Vertical</td> <td>方向回転</td> </tr> </table> | Transverse | 方向変位 | } 固定 | Longitudinal | 方向回転 | Vertical | 方向回転 |
| Transverse | 方向変位 | } 固定 | | | | | | |
| Longitudinal | 方向回転 | | | | | | | |
| Vertical | 方向回転 | | | | | | | |

表1.2.1 荷重条件

荷重ケース名称	荷重コンディション	吃 水
L 2	Full load cond.	df = 20.57m da = 20.59m
L 3	Ballast cond.	df = 7.60m da = 11.61m
L 4	Light cond.	5.40m

荷重は表1.2.1に示した各吃水の水圧によるたわみ（L2, L3, L4）を考えた。吃水差によるたわみの変化を求めることに主眼を置いたので、船体の自重及びタンク内の液体の重量は考慮していない。計算に使用した要素は、原則として以下に示すように使い分けた。

- | | |
|----------------------------|------|
| 1) 外 板 | 曲げ要素 |
| 2) 甲板, ウォール, ウェブフレーム, ガーダー | 膜要素 |
| 3) ビラー等軸力部材 | 棒要素 |

外板には曲げ要素を使用し、外力を分布力として入力出来るよう考慮した。

メッシュ分割は機関室二重底部分は細かく、二重底より上部へは次第に粗くしてある。代表的なフレームセクションのメッシュ分割図を図1.2.1 4に示す。節点の総数は3240で、使用した有限要素法プログラムはASKAである。

(2) 実船計測結果と計算結果との比較（その1）

実船計測は図1.2.1 5で示すように、船長方向のたわみは、構造や機器の配置の関係から、同一ライン上では測定されていない。そこで各系統別に実船計測結果と計算結果を比較したのが、図1.2.1 6～1.2.1 9である。各図とも、ライト状態（L4）を基準とした相対たわみで表現してある。

図1.2.1 6はセンターライン上（㊶系統：FR.13～FR.24）の相対たわみである。L2～L4は良い一致をみているが、L3～L4は、計算結果よりも計測結果が大きい値を示している。

図1.2.1 7は4mオフセンター（㊷系統：FR.22～FR.30）の相対たわみであるが、L2～L4, L3～L4とも計算と計測が逆の傾向を示している。

図1.2.1 8は4mオフセンター（㊸系統：FR.26～FR.45）の相対たわみであるが、L2～L4, L3～L4とも計算値が、計測値よりも大きな値を示している。

これら、計算値と計測値が異なった値を示している理由としては次のことが考えられよう。

- 1) 測定値の誤差
- 2) O. F. タンク, アフトピークタンクなどの各タンク内液体重量による船体のたわみ
- 3) 二重底内の潤滑油の存在による熱変形

第2項における各タンクの配置と内容重量を表1.2.2に示す。

表1.2.2 タンクコンディション

単位: kTon

タンク名称	O. F. TK	D. O. TK	F. O. SET T. TK	AFT PEAK TK	D. W. TK	DIST. W. TK	F. W. TK
タンク位置	FR. 13. ~ FR. 34	FR. 30 ~ FR. 34	FR. 34 ~ FR. 38	AFT SHELL ~ FR. 13	FR. 1 ~ FR. 10	FR. 10 ~ FR. 13	AFT SHELL ~ FR. 10
フル(L2)	900	100	760	-	260	300	390
バラスト(L3)	1100	150	760	1610	170	210	390

この表をみると、タンクの位置と、その内容重量は各測定系統にかなりの影響を与えることが十分考えられる。また第3項の潤滑油タンクはFR. 30~FR. 42に位置し、潤滑油温度は約55℃であり、これによる熱変形も無視し得ない。

第2項、第3項の各測定系統における相対たわみは、ともに下に凸の曲線となることが、簡単な梁計算によっても知れるから、有限要素法計算値にこの項を加え合わせると実験値に近づく方向に向かう。(図中の○印プロット参照)

なお、図1.2.17の⑧系統については、修正計算を行っても傾向が一致しているとはいえないが、これは、この測定系統は、二重底頂板の高さがFR. 26で船首方向に4mから2.8mに変化しており、FR. 30では二重底頂板から1.2m高い位置で計測が行われていて、計測値に大きな誤差を生じたためと考えられる。

図1.2.19は、FR. 22セクションの相対たわみであるが、これは、計測誤差の範囲内でよく一致しているといえる。

以上の比較により、計測結果と計算結果は、傾向的に一致しており、タンクコンディション、L.O. 温度条件など、計測時の条件を考慮に入れて計算すれば、数値的にも妥当な結果が得られるものと考えられる。

なお、計測上の問題点として、今回は構造、機器の配置の関係上、船長方向には3系統に分割せざるを得なかったが機関室全長にわたるたわみをより正確に把握するためには、同一ライン上で連続的に計測する必要がある。特に軸系の設計の観点からは、センターラインで測定することが望まれる。

次に参考として、

三次元FEM船体変形計算結果より、バルクヘッドの傾きを算出したので、概略説明する。

図1.2.20において

$\overline{AA'}$: 点 O_2 における接線

$\overline{BB'}$: $\overline{AA'}$ に平行な直線(バルクヘッドとタンクトップ

が直角に交叉しているときとの軸の点 O_1

における接線)

$\overline{CC'}$: 軸のたわみの O_1 における接線

α : $\overline{BB'}$ と $\overline{CC'}$ のなす角(バルクヘッドの傾き)

$\angle B'O_1C'$

$\overline{BB'}$ を基準として図に示す方向の傾きを正とする。

表1.2.3に結果を示す。

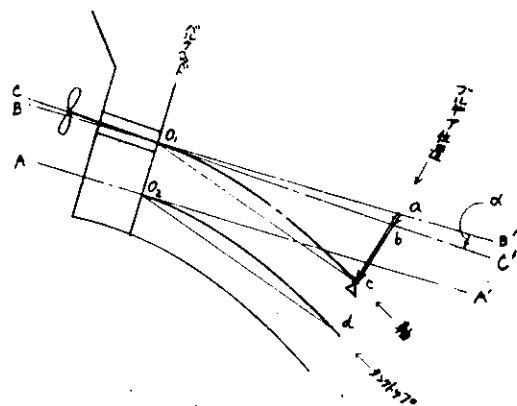


図1.2.20 軸のたわみ

表 1.2.3

Load Case	α rad	\overline{ab} mm	\overline{ac} mm	\overline{bc} mm
Light	2.094×10^{-5} (0.0012 deg)	0.4	0.26	-0.14 (押し上げ)
Ballast	5.114 (0.0029 deg)	0.98	1.08	0.1 (引き下げ)
Full	6.859 (0.0039 deg)	1.32	3.03	1.71 (引き下げ)

\overline{ab} : バルクヘッドの傾きによる軸中心線のタンクトップ方向への |) 近づき ($\alpha > 0$ のとき)

||) 遠のき ($\alpha < 0$ のとき)

\overline{ac} : バルクヘッドの傾きがない ($\alpha = 0$) と仮定したときの軸強制変位量

\overline{bc} : バルクヘッドが傾いているときの軸強制変位量

上表より $\alpha > 0$ であることより、軸中心線はタンクトップ方向へ近づき、タンクトップのたわみに追従するに要する軸のたわみ \overline{bc} は少なくてすむ。

表 1.2.3 を Light 基準にして整理すると、

Light \rightarrow Ballast でバルクヘッドの傾き変化は 3.02×10^{-5} rad (0.0017 deg)

軸強制変位量は 0.24 mm (引き下げ)

Light \rightarrow Full でバルクヘッドの傾き変化は 4.765×10^{-5} rad (0.0027 deg)

軸強制変位量は 1.85 mm (引き下げ)

(3) 実船計測結果と計算結果との比較 (その2)

前述のように、実船計測は、船体構造、搭載機器等の関係から、船体長手方向の3区間に分割して実施された。特に推力軸受より船首側においては、4 m オフセンターのラインにて計測が行われた。以上にもかかわらず、前年度の報告書の中で、計測結果と「1) 比較的簡単な計算」との比較という意味から、各計測系統をラップしている区間によってそれぞれ結び、1系統としてあらわした図(昭和49年度報告 図2.1.9)を載せた。したがって今回も前報告書との比較という意味で、同様にとりまとめをした。当然計算結果も推力軸受付近より船首側においては、計測位置にあわせて4 m オフセンターラインの値をもってつないである。その結果を図1.2.2.1に示す。

ここで、比較的簡単な計算結果と3次元 FEM 計算結果に大きく差が生じている。(2)で述べたように、計測結果と3次元立体 FEM 計算結果とが問題のあるB系統を除き、各計測系統で比較的一致することより、後者の計算の方がより実際に近いとすれば、比較的簡単な計算は、改良の余地があるといえる。

さらに3次元 FEM 計算結果と実船計測との差は、実船計測においてB系統が、1ラインに結合した際大きく影響を与えたため生じた。

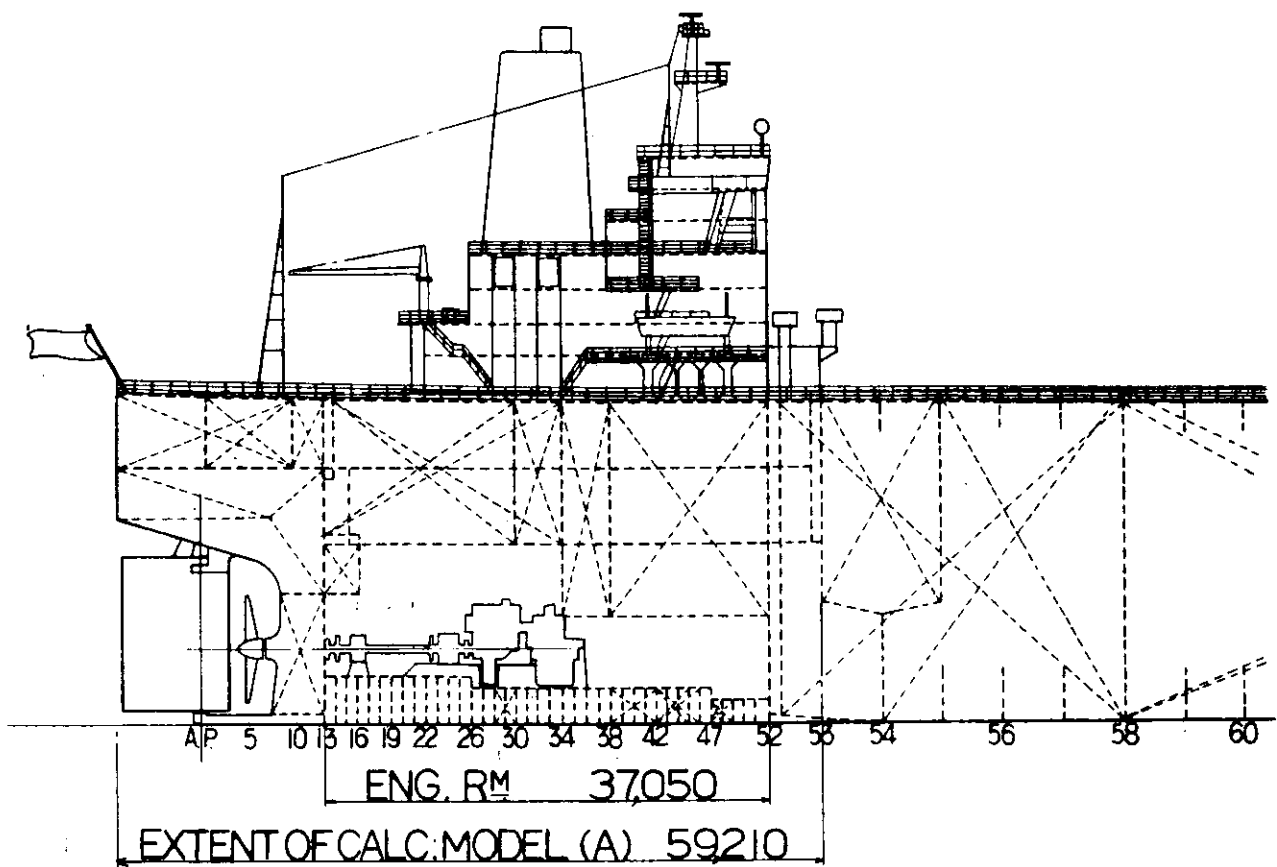


图 1.2.12 一般配置图

DBL BTM PLAN.

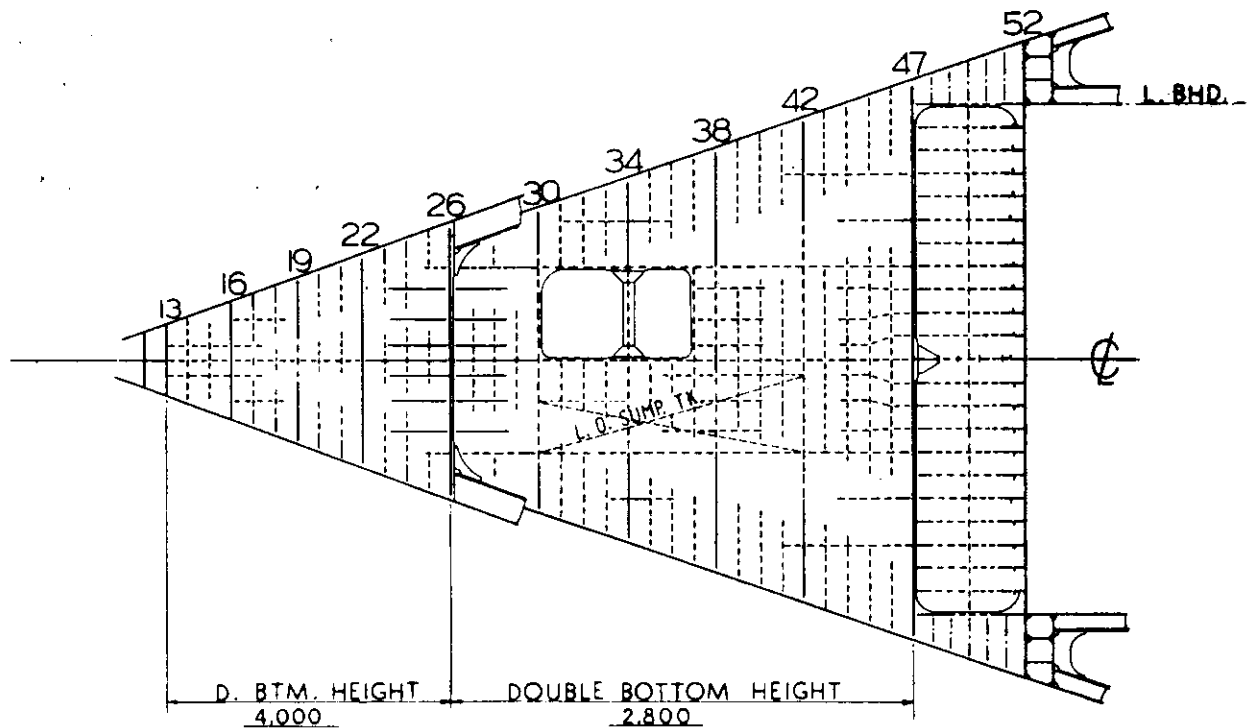
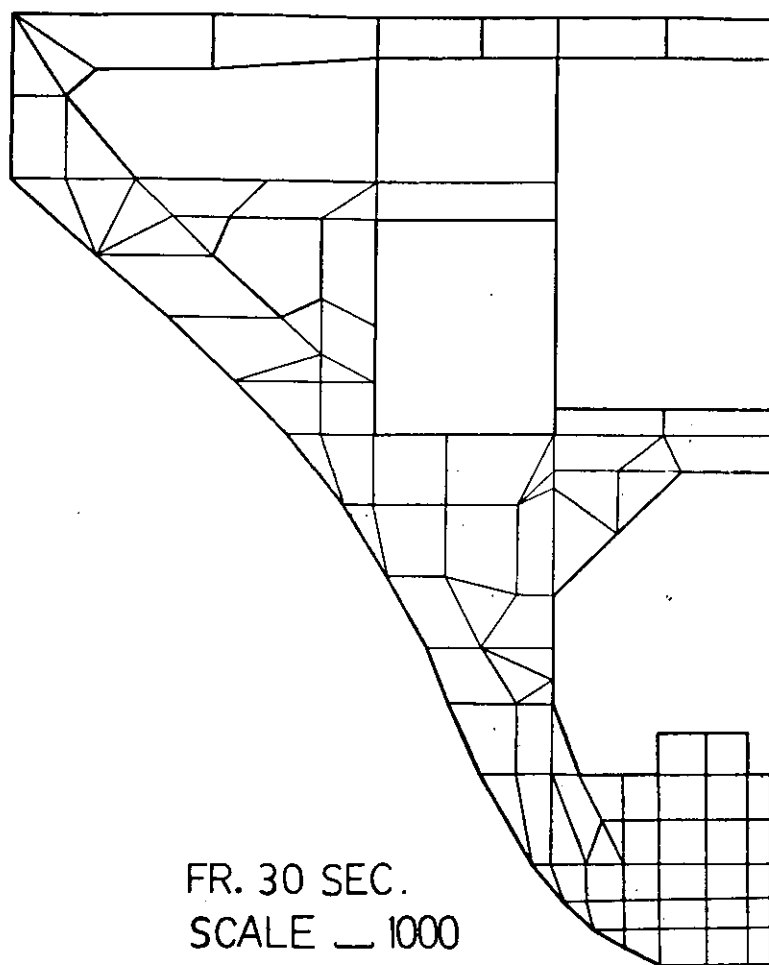


图 1.2.13 Tank Top Plan



FR. 30 SEC.
SCALE 1/1000

図 1.2.14 メッシュ分割図

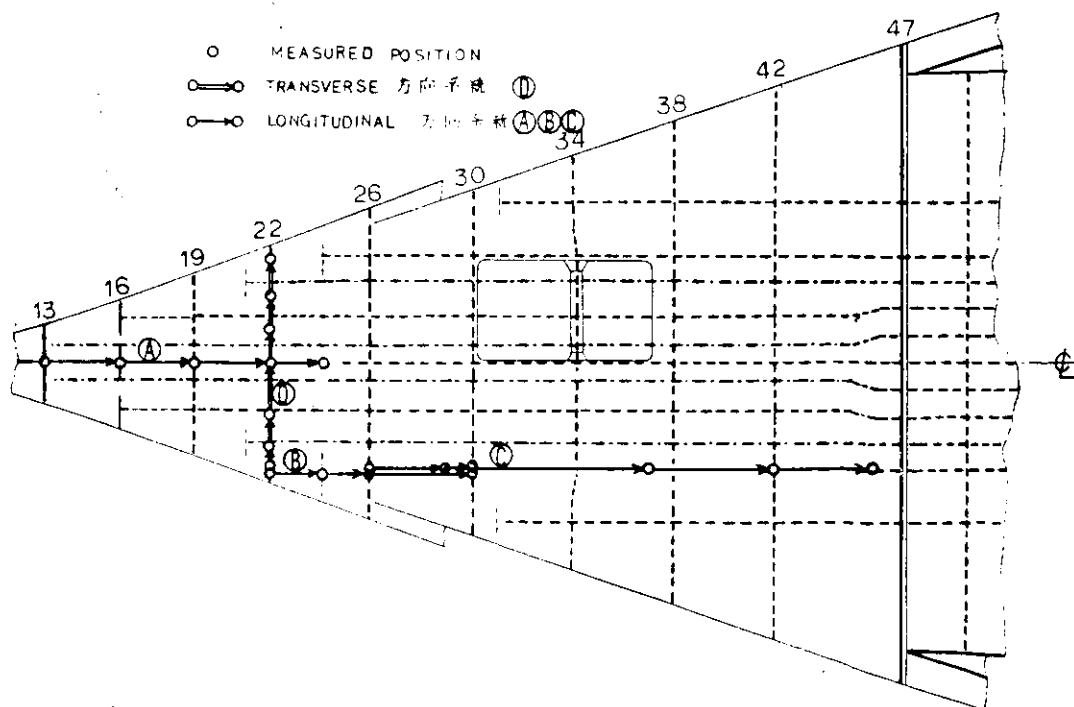


図 1.2.15 たわみ計測位置

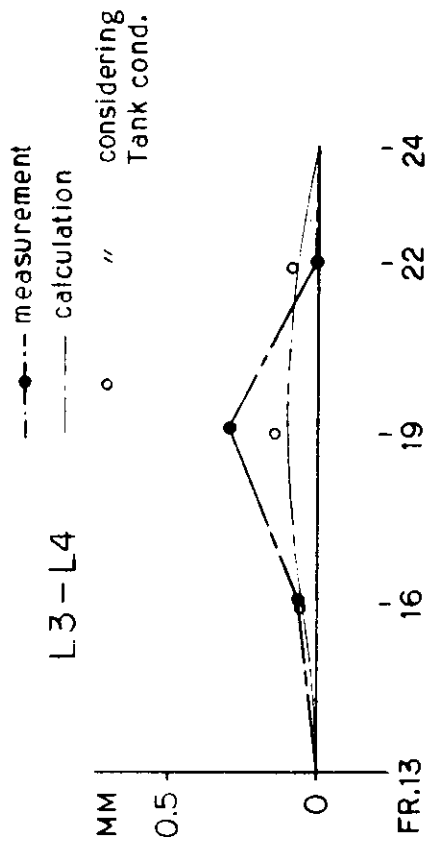
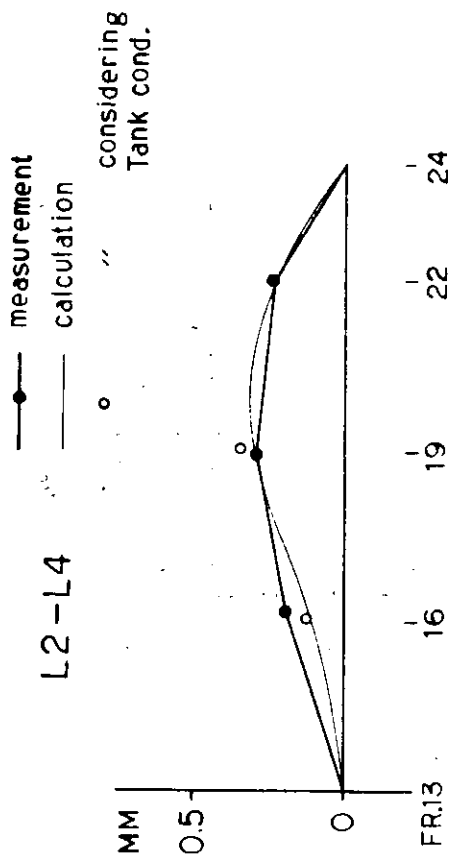
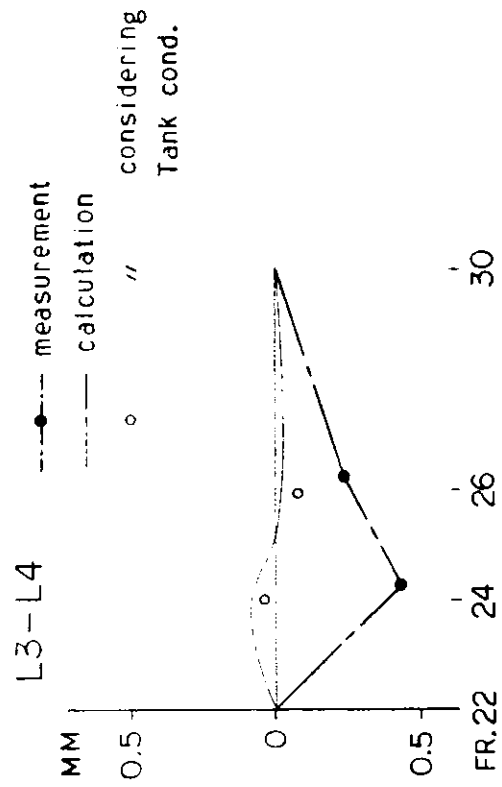
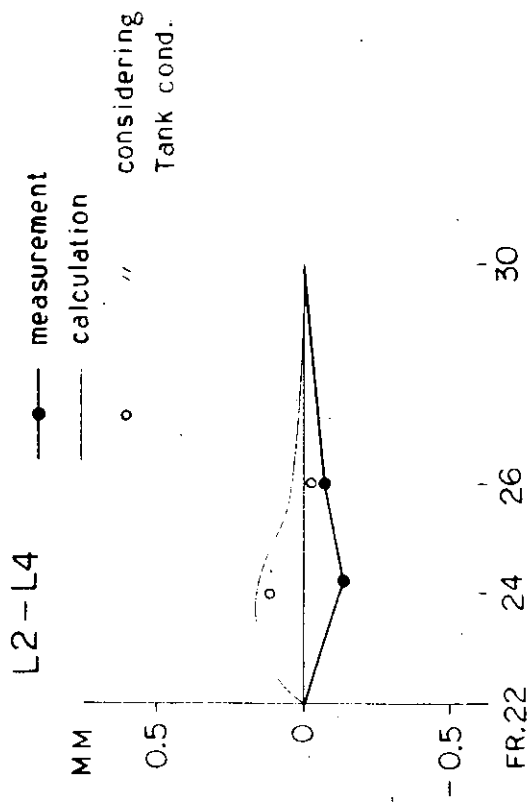


図 1.2.16 計測値と計算結果の比較 A 系統

図 1.2.17 計測値と計算結果の比較 B 系統

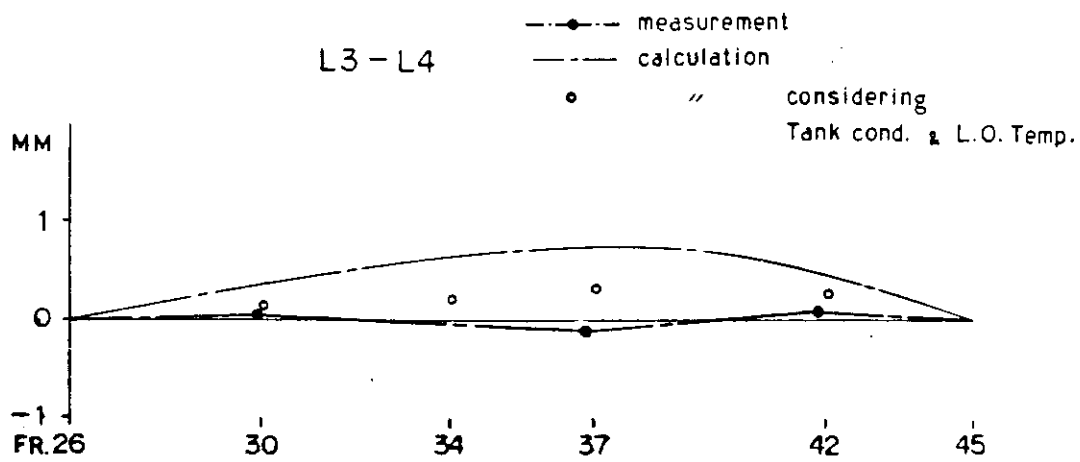
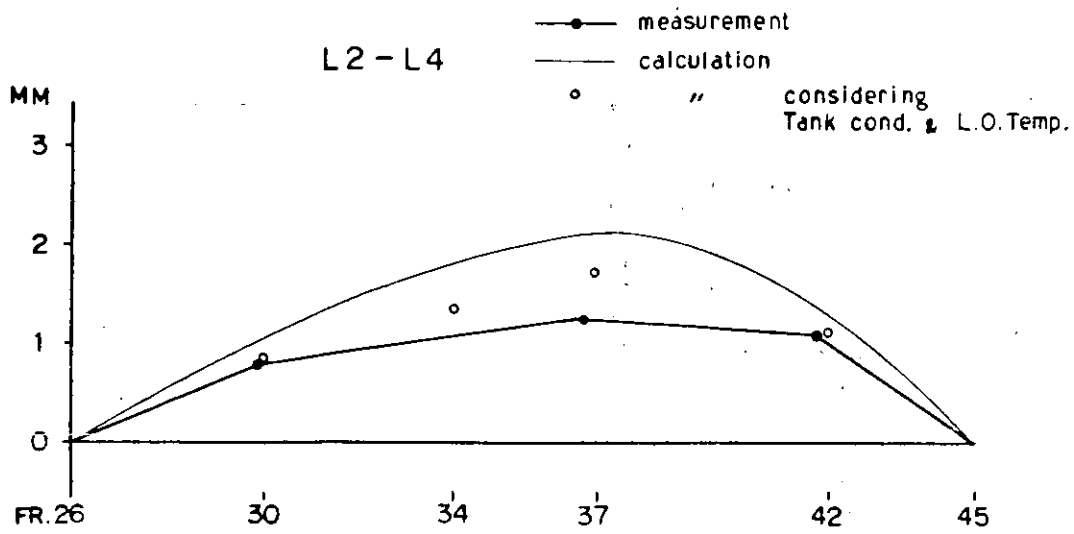


図 1.2.18 計測値と計算結果の比較 C系統

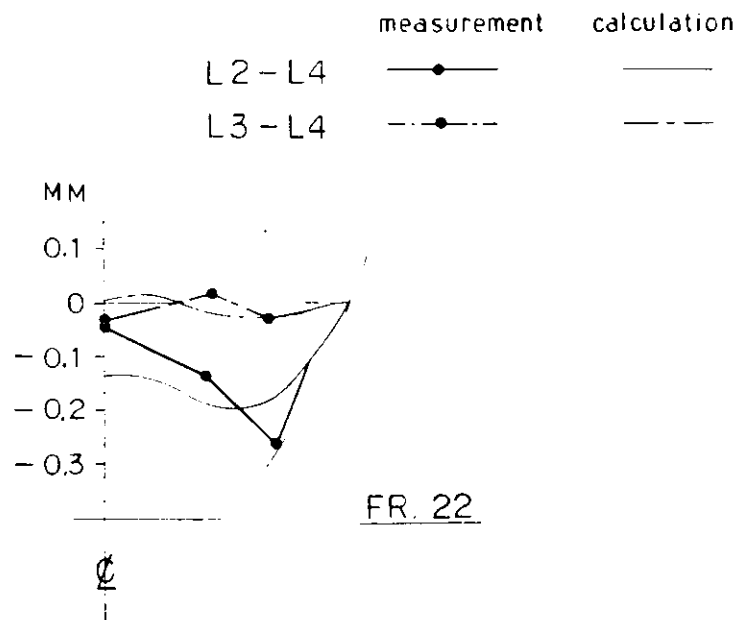


図 1.2.19 計測値と計算結果との比較 D系統

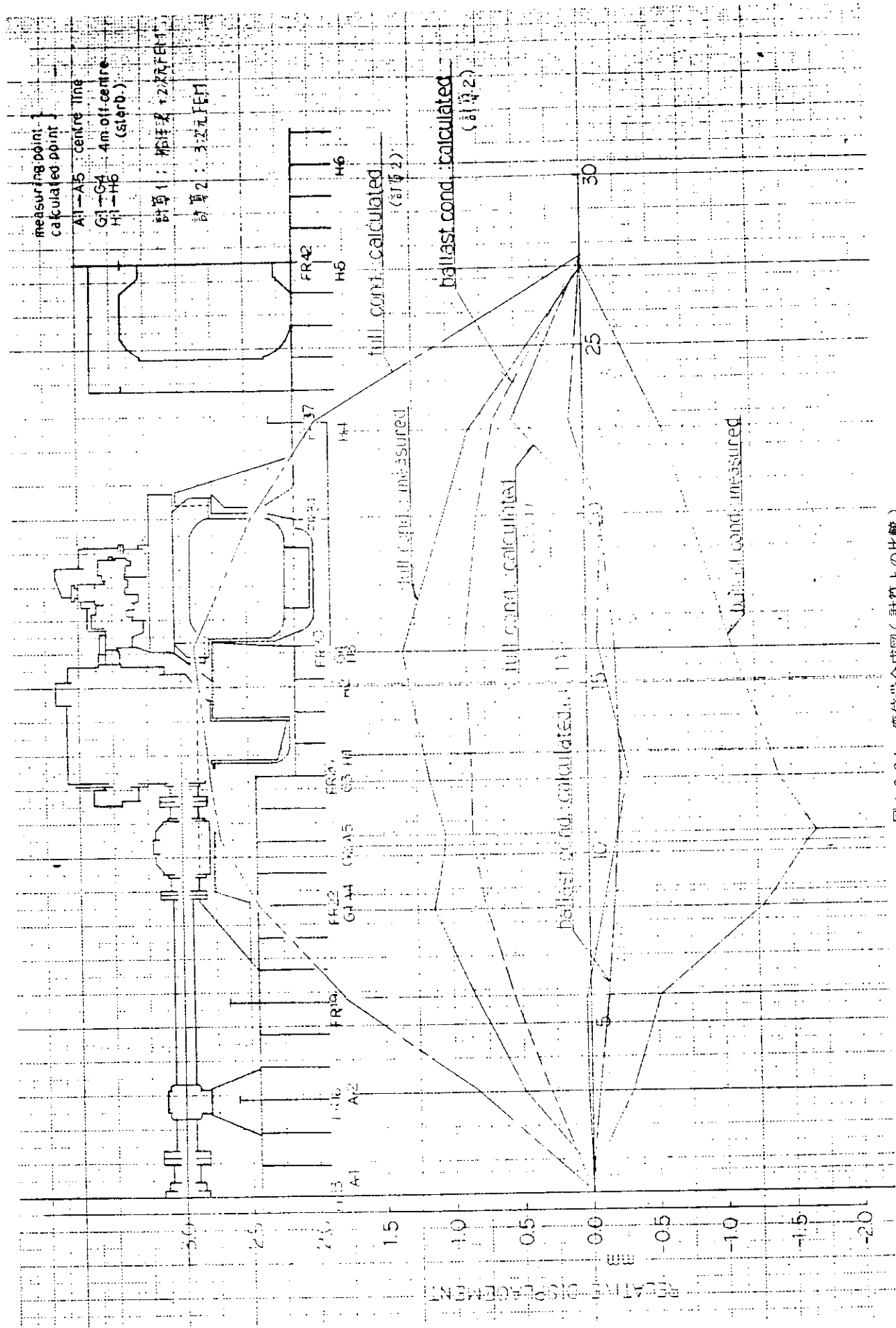


図 1.2.2.1 変位汎合成図 (計算との比較)

2. 軸系アライメント設定に必要とする計算プログラムの検討

2.1 ベアリングフォースの計算

2.1.1 2軸船(CASE I)及び1軸船(CASE II)のプロペラ軸に加わる力の計算

(1) 対象船項目

	CASE I べらざのぶりっじ	CASE II 箱根丸
Lpp (M)	248.0	175.0
B (M)	32.2	26.0
d (M)	12.0	9.5
Cb	0.594	0.556

(2) 計算方法

次の二つの方法により計算を行った。

- (a) 熊井の方法 (準定常, 西部造船会報 23号, 1962)
- (b) 熊井の方法と突風の理論を組み合わせたもの(非定常, 突風の理論については, 船舶32巻7号)

(3) 計算条件

(a) 伴流分布

- CASE I については, SR142, 昭和48年度報告(16203)の図4.4.3および図4.4.4を用いた。
- CASE II については, SR143, 昭和48年度報告(16204)の図2.2.15を用いた。

(b) プロペラ要目

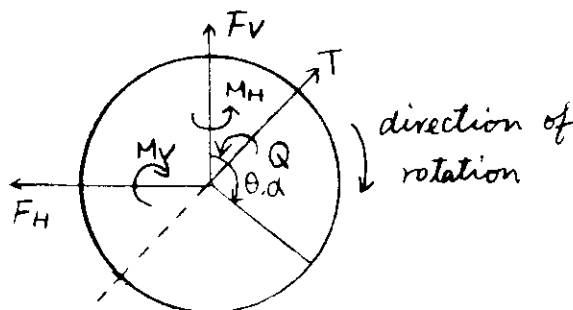
	CASE I べらざのぶりっじ	CASE II 箱根丸
TYPE	5翼一体型	5翼一体型
Diameter	7.0 M	6.7 M
Pitch ratio	1.2482 (at 0.7R)	1.043 (at 0.7R)
Boss ratio	0.2	0.191
Thickness ratio	0.04477	0.04456
Exp. area ratio	0.730	0.652
Direction of rotation	Outward	Right (single)
Ship speed	28.1 KTS	25.86 KTS
Propeller speed	110.0 RPM	115.00 RPM

(4) 座標系

図2.1.1~2.1.6の結果は右図の座標系による。

(LOOKING FORWARD)

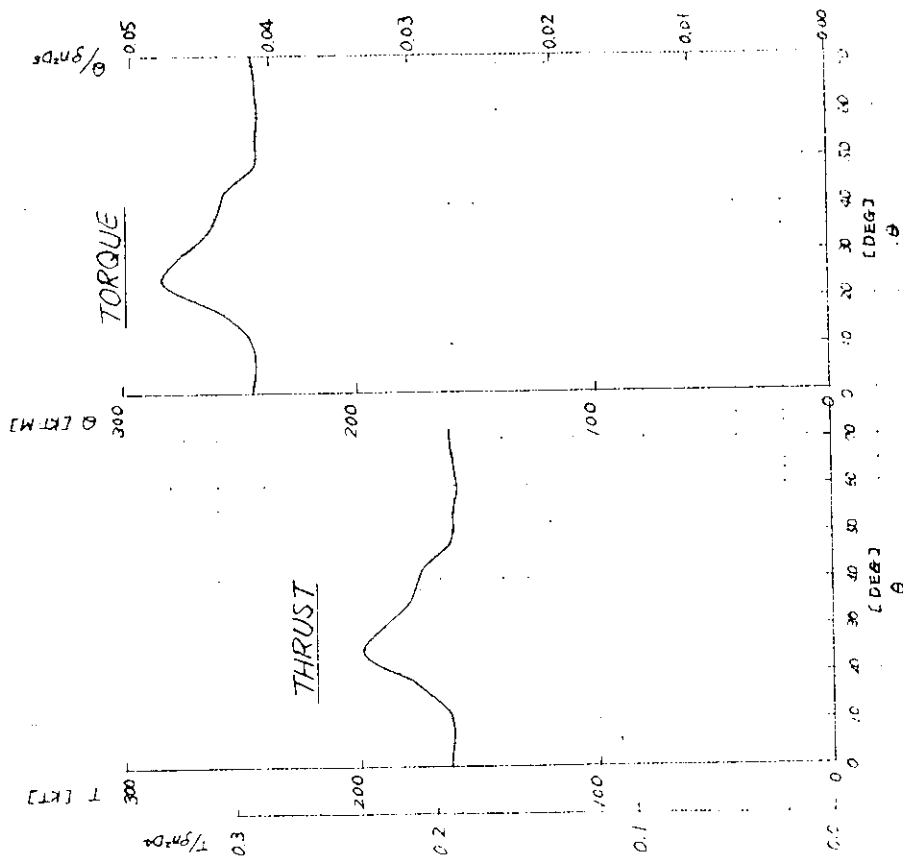
$$\vec{M} = \vec{M}_V + \vec{M}_H, \quad \vec{F} = \vec{F}_V + \vec{F}_H$$



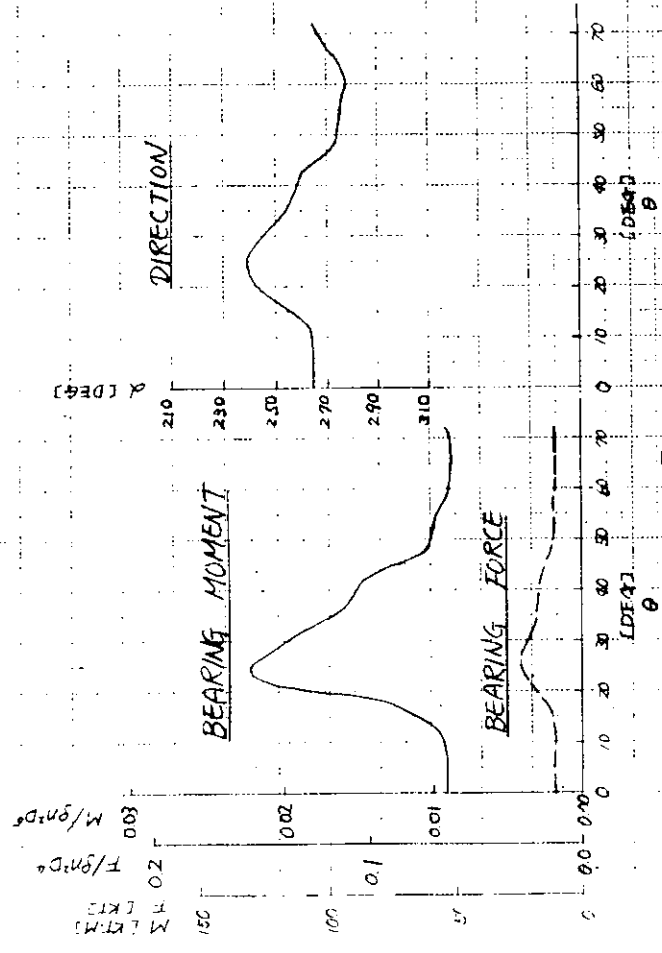
CASE I

" $\lambda = 2.0$ ", " $\beta = 1.0$ ", " $\gamma = 1.0$ "
 Quasi-steady (KUMAI'S METHOD)
 Axial wake & Tangential wake
 Outward turning

CASE I
 " $\lambda = 2.0$ ", " $\beta = 1.0$ ", " $\gamma = 1.0$ "
 Quasi-steady (KUMAI'S METHOD)
 Axial wake & Tangential wake
 Outward turning



2.1.1. (a)



2.1.1. (b)

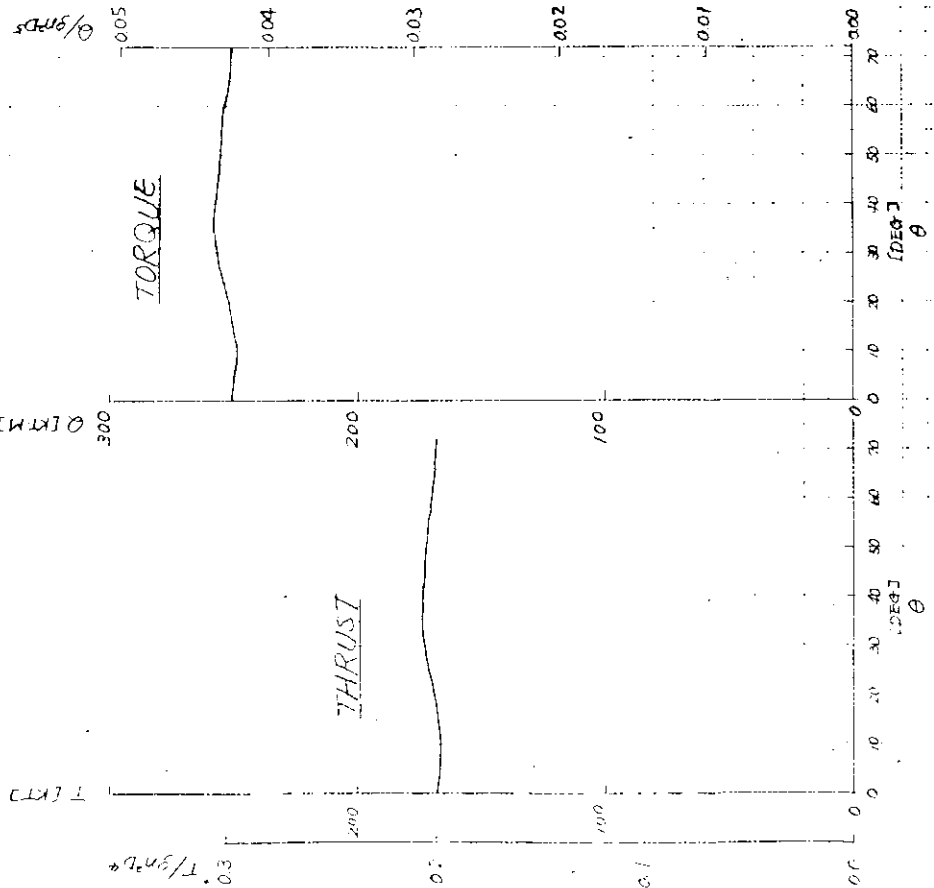
CASE I

" $\sqrt{b^2 + c^2}$ "

Unsteady (KUMAI'S METHOD & GUST THEORY)

Axial wake & Tangential wake

Outward turning



2.1.2 (a)

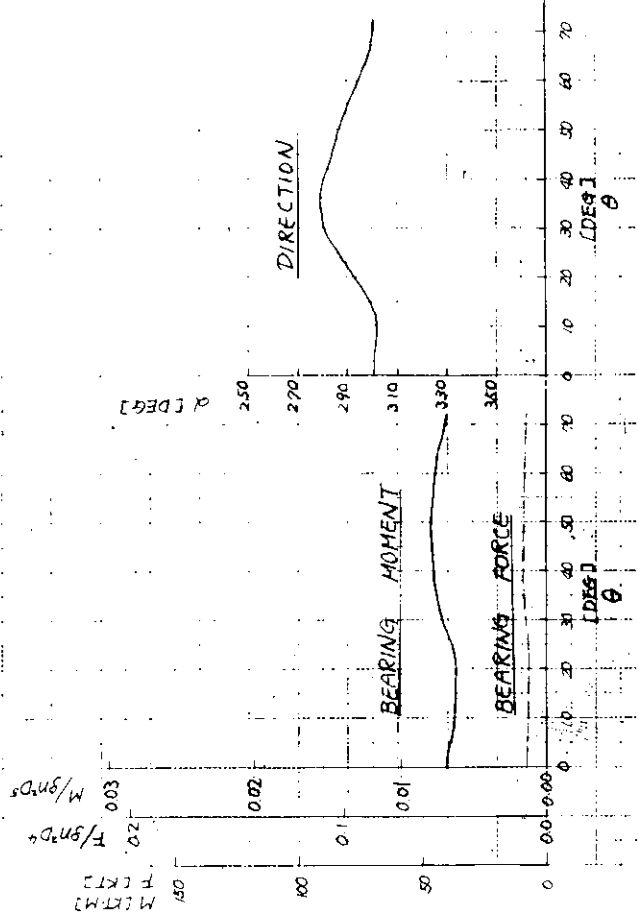
CASE I

" $\sqrt{b^2 + c^2}$ "

Unsteady (KUMAI'S METHOD & GUST THEORY)

Axial wake & Tangential wake

Outward turning



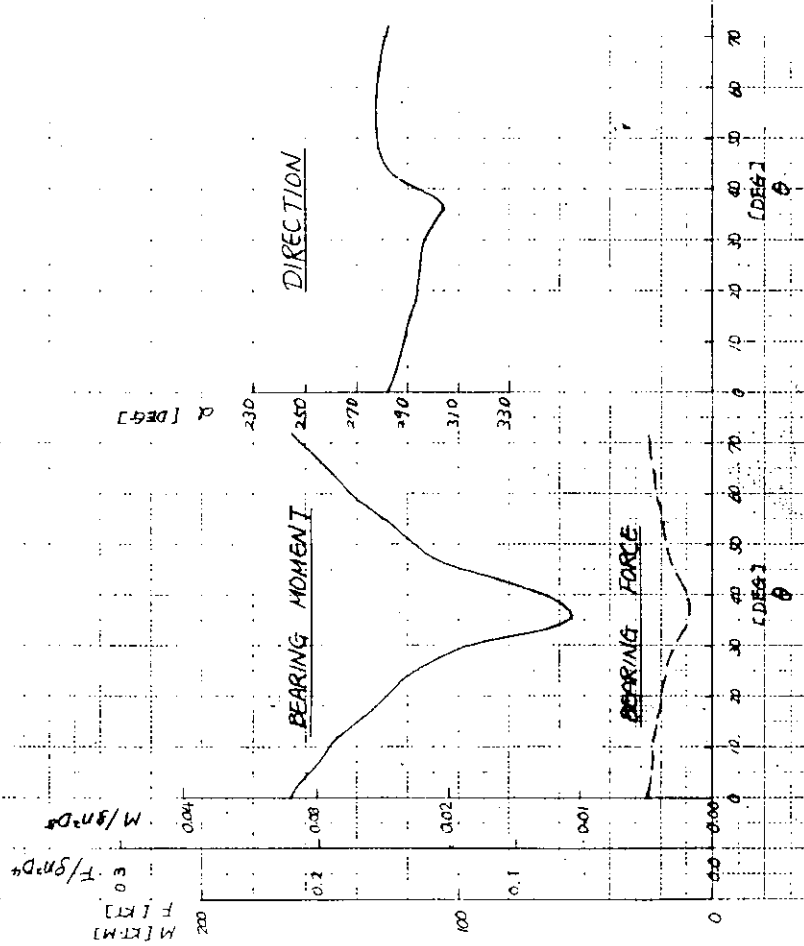
2.1.2 (b)

CASE II

箱根丸

Quasi-steady (KUMAI'S METHOD)

Axial wake & Tangential wake



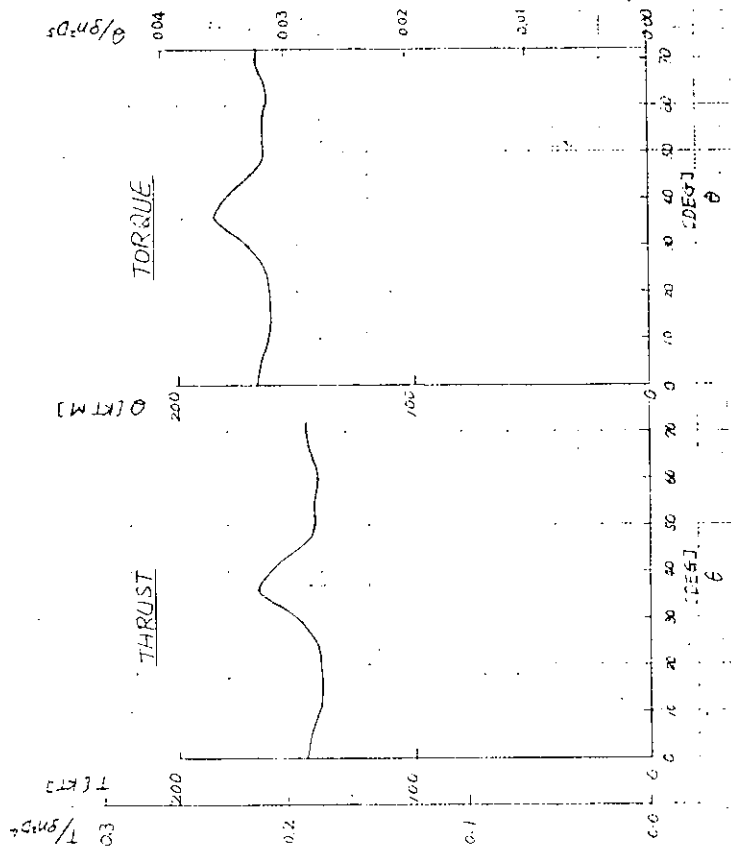
2.1.3 (b)

CASE II

箱根丸

Quasi-steady (KUMAI'S METHOD)

Axial wake & Tangential wake



2.1.3 (a)

CASE II

箱根丸

Unsteady (KUMAI'S METHOD & GUST THEORY)

Axial wake & Tangential wake

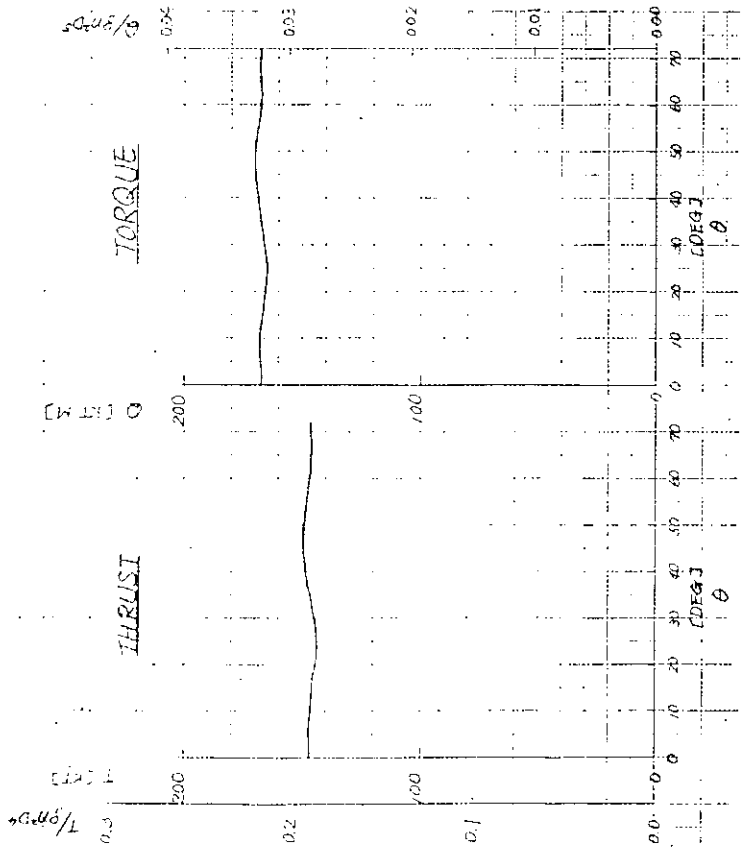


図 2.1.4. (a)

CASE II

箱根丸

Unsteady (KUMAI'S METHOD & GUST THEORY)

Axial wake & Tangential wake

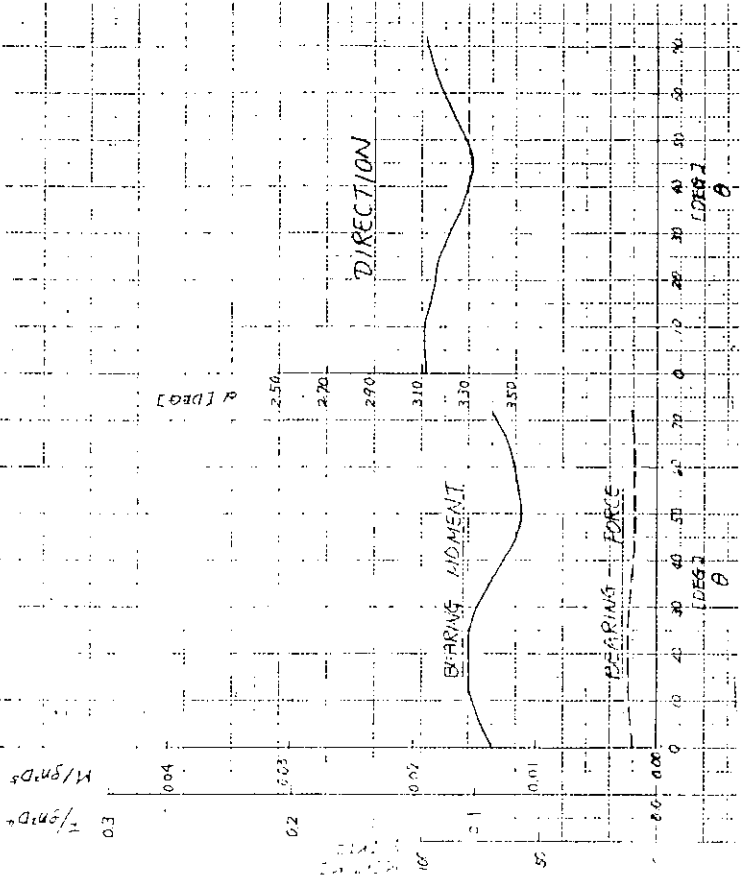


図 2.1.4. (b)

2.1.2 3軸船 (CASE III) 及び2軸船 (CASE IV) のプロペラ軸に加わる力の計算

(1) 対象船項目

	CASE III え る べ 丸	CASE IV にゅうじょじい丸
Lpp (M)	252.0	247.0
B (M)	32.2	32.2
d (M)	12.0	10.5
Cb	0.579	0.568

(2) 計算方法

熊井の方法と突風の理論を組み合わせたものを用いた。(2.1.1(2)参照)

(3) 計算条件

(a) 伴流分布

○ CASE IIIについては、「超高速3軸コンテナ船の推進性能に関する研究」(日本造船学会論文集 第133号 昭和48年6月)によった。

(b) プロペラ要目

	CASE III え る べ 丸	CASE IV にゅうじょじい丸
TYPE	6翼一体型	6翼一体型
Diameter	5.9 M	6.4 M
Pitch ratio	1.294 (at 0.7R)	1.250 (at 0.7R)
Boss ratio	0.20	0.19
Thickness ratio	0.0442	0.0478
Exp. area ratio	0.785	0.830
Direction of rotation	Inward	Inward
Ship speed	29.65 KTS	28.0 KTS
Propeller speed	119.0 RPM	119.0 RPM

CASE III

“ 旋 回 旋 転 ”

Unsteady (KUMAI'S METHOD & GUST THEORY)

Axial wake & Tangential wake

Inward turning

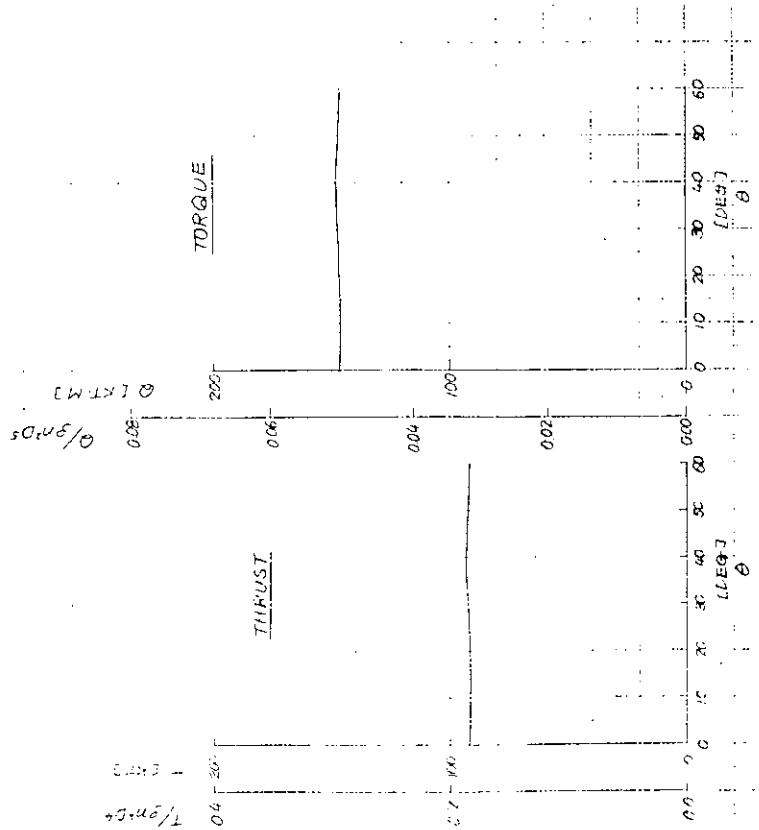


図 2.1.5 (a)

CASE III

“ 旋 回 旋 転 ”

Unsteady (KUMAI'S METHOD & GUST THEORY)

Axial wake & Tangential wake

Inward turning

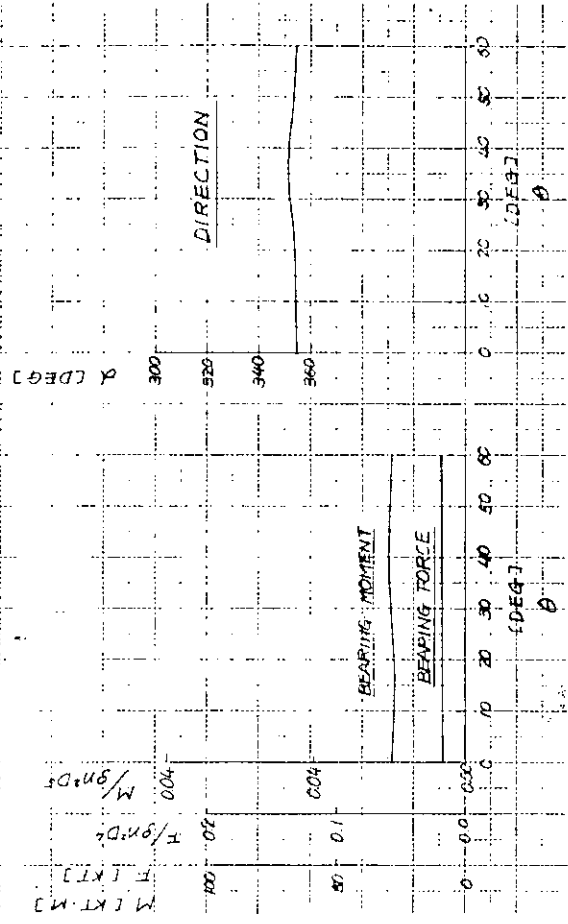


図 2.1.5 (b)

CASE IV

"にやうじふしい丸"

Unsteady (KUMAI'S METHOD & GUST THEORY)

Axial wake & Tangential wake

Inward turning

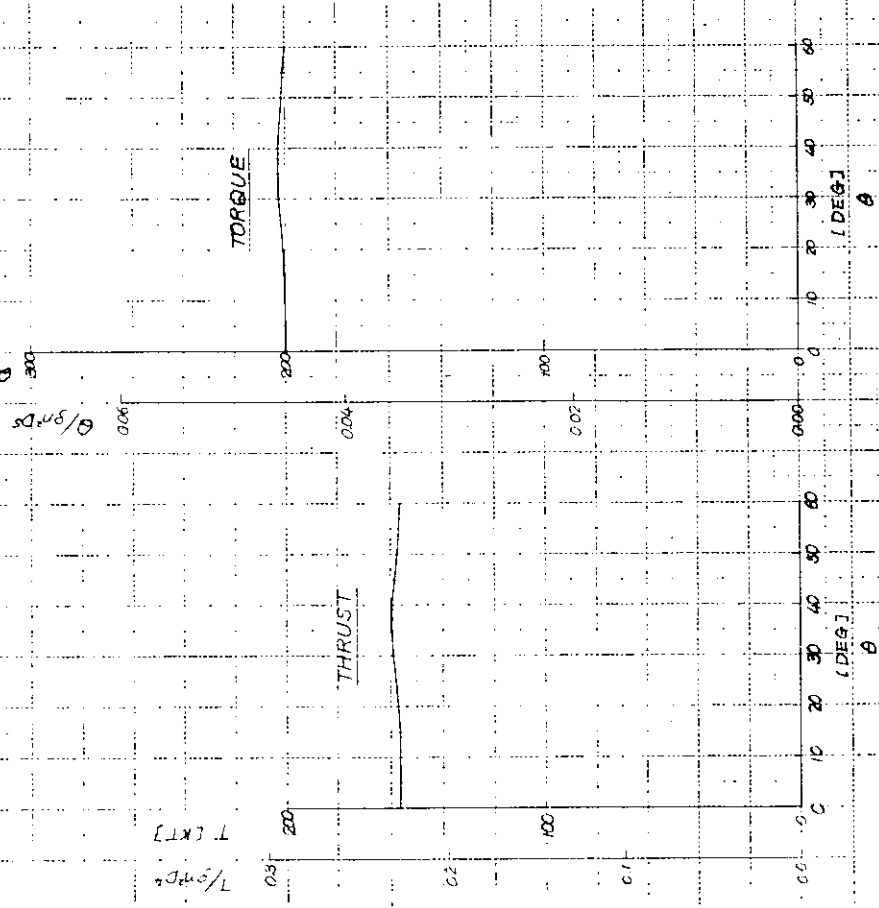


図 2.1.6 (a)

CASE IV

"にやうじふしい丸"

Unsteady (KUMAI'S METHOD & GUST THEORY)

Axial wake & Tangential wake

Inward turning

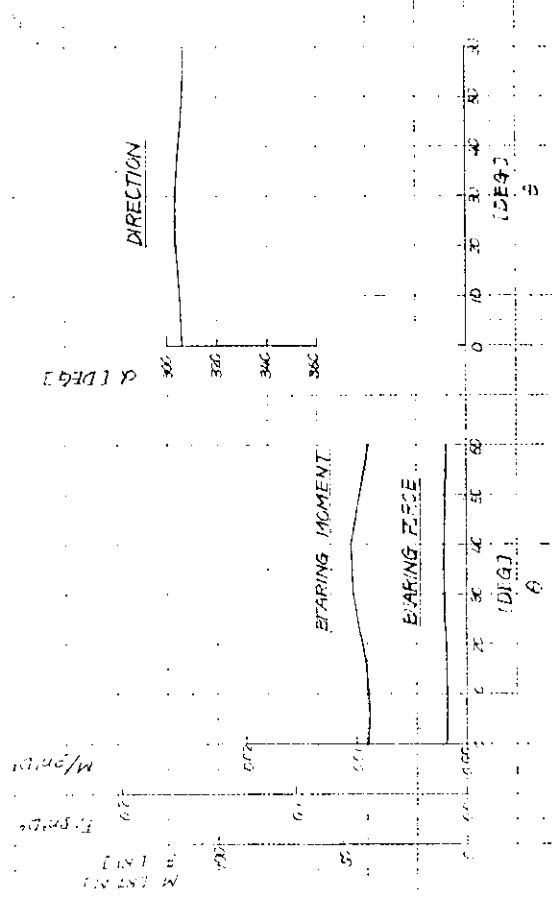


図 2.1.6 (b)

2.2 油膜を考慮に入れた軸系アライメント計算

2.2.1 目的

船尾管軸受の軸受損傷を防ぐためには、十分な油膜の確保が必要であるが、油膜形式の影響因子は多種多様であり、その実態把握は容易でない。

しかし、これまでにいくつかの油膜厚さ実測値が発表されているので、ひとつの計算手法の下で一連の実測船の油膜形成状態を求め、実測値との比較検討から軸系アライメント設定の資料を得る。

2.2.2 対象船

対象船は表 2.2.1 に示す 5 船で造船会社は次の通りである。

- A：三井造船
- B：川崎重工業
- C：石川島播磨重工業
- D：三菱重工業

表 2.2.1 対象船主要目

要 目	造船会社		A		B	C	D
	対象船		E 船	N 船	V 船	I 船	S 船
船 種	コンテナ		コンテナ	コンテナ	コンテナ	タンカ	タンカ
載 荷 重 量 (DWt)	34,673		32,503	35,021	250,000	237,000	
速 力 (knots)	25.0		26.0	25.9	16.5	15.8	
主 機 種 類	ディーゼル		ディーゼル	ディーゼル	タービン	タービン	
台 数	3		2	2	1	1	
最大出力 (PS)	1×33,800 2×25,400		2×34,800	2×40,000	40,000	34,000	
回 転 数 (rpm)	119		119	110	83	90	
プロペラ 翼 数	6 (一体型)		6 (一体型)	5 (一体型)	5 (一体型)	5 (一体型)	
直 径 (mm)	1×6,500 2×5,900		5,900	7,000	9,400	8,500	
重 量 Dry (t)	1×24.8 2×18.3		26.3	36.5	53.7	54.4	
プロペラ軸 軸 数	3		2	2	1	1	
軸 直 径 (mm)	1×745 2×678		740	860	938/450 (中空)	875/475 (中空)	
船尾から見た軸回転方向							

2.2.3 計算法概要

船尾管軸受の油膜形成は、プロペラ外力、回転数、軸受諸元、アライメント、油粘度、Bossing 剛性などの影響を受けるので、これ等の影響因子を考慮した計算法³⁾を用いた。計算法の概要を以下に述べる。

軸系を連続梁とし、船尾管軸受では多数の非線形ばねで支持されているものと見なす。油膜、軸受面のへこみ、Bossingのたわみは非線形ばねに代表されている。

油膜厚さ油膜圧力はそれぞれ、ばねたわみ、ばね反力から得られる。

軸系の座標原点は、軸がたわむ前のプロペラ軸後端に設定し外力は図 2.2.1 に示す向きで与えている。

油膜厚さと油膜反力の関係は式(2.2.1)で与えている。

$$\dot{R} = \beta (\alpha C)^{0.81} \cdot \left[\left(\frac{D}{C} \right)^2 \eta N \ell D \right] \cdot \frac{1}{\frac{\left(\frac{\ell}{D} \right)^{0.042}}{h^{0.81}}} \quad \dots\dots\dots (2.2.1)$$

- ただし R : 油膜反力 $\sqrt{R_x^2 + R_y^2}$ (Kg)
 h : 油膜厚さ (cm)
 ℓ : 分割軸受幅 (cm)
 D : 軸直径 (cm)
 C : 軸受直径すきま (cm)
 η : 油粘度 (Kg S/cm²)
 N : 回転数 (rps)
 α : 定数
 β : 定数

Bossing のたわみは図 2.2.2 の関係にあるとき式(2.2.2)から求めている。

$$\begin{pmatrix} \delta x_1 \\ \delta x_2 \\ \vdots \\ \delta x_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \\ \\ \mathbf{E}_{xx} \\ \\ \end{pmatrix} \begin{pmatrix} R_{x1} \\ R_{x2} \\ \vdots \\ R_{xn} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \\ \\ \mathbf{E}_{xy} \\ \\ \end{pmatrix} \begin{pmatrix} R_{y1} \\ R_{y2} \\ \vdots \\ R_{yn} \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} \delta y_1 \\ \delta y_2 \\ \vdots \\ \delta y_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \\ \\ \mathbf{E}_{yx} \\ \\ \end{pmatrix} \begin{pmatrix} R_{x1} \\ R_{x2} \\ \vdots \\ R_{xn} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \\ \\ \mathbf{E}_{yy} \\ \\ \end{pmatrix} \begin{pmatrix} R_{y1} \\ R_{y2} \\ \vdots \\ R_{yn} \end{pmatrix} \quad \dots\dots\dots (2.2.2)$$

Bossing の Flexibility を表わす E は実測値または別途計算からインプットとして与えられるものである。

一連の計算は電算プログラムにより処理されているが、求まる計算結果は軸心の回転方向への偏心が考慮されないままである。すなわち、図 2.2.3(a)のごとく、軸心は荷重ベクトル方向に移動するものとしているが、実際は油膜のくさび作用によって同図(b)のψなる偏角が生じ、荷重ベクトルと直角方向にεなる偏心が生じるので計算結果の整理の段階で偏角の処理を実施した。

偏角の処理は軸心は軸受半径すきまを直径とする円軌跡を描くものとしている。

なお、計算法は油溝を無視している。

2.2.4 計算条件

(1) 実施計算

実施した計算は表 2.2.2 に示す 70 ケースである。

表 2.2.2 実施計算一覧表

	実船油膜再現計算		条件変更によるテスト計算	
	油膜とrpmの関係*	油膜と変動外力との関係**	油粘度一定の条件***	力とモーメントの関係****
	回転数 (rpm)	プロペラ角 θ (deg)	回転数 (rpm)	曲げモーメント M_x (t·m)
E船 事故前 (左舷)	40 60 90 119	0 12 36 (at119rpm)	40 60 90 119	_____
事故後その1	40 60 90 119	0 12 36 (119)	_____	_____
事故後その2	40 60 90 119	0 12 36 (119)	_____	_____
N船 修正前 (右舷)	40 60 90 110 119	0 35 (119)	_____	_____
修正後	40 60 90 110 119	0 35 (119)	_____	_____
V船 (右舷)	30 60 90 110	0 36 (110)	_____	_____
I船	20 40 60 83	0 10 288 432 576 (83)		
S船	20 40 60 91.2	0 192 432 576 (91.2)	_____	0, -10, -15, -40 (at20rpm) 0, -10, -15, -40 (91.2)

* プロペラ一回転中変動力の平均値を使用

** 図 2.2.4 ~ 図 2.2.8 参照

*** E船の油粘度は rpm 毎に与えられているが粘度一定条件での計算

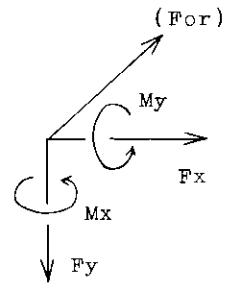
**** モーメント等価力換算時のモーメントアーム検討。Fy, My は実船条件, Fx = 5 ton で一定

(2) プロペラ外力

プロペラ外力は平水航行中を対象としている。各船の最高回転数でのプロペラ外力変動を図 2.2.4 ~ 図 2.2.8 に示す。表 2.2.3 は各船の平均値の比較を示す。最高回転以下では、外力は回転数の 2 乗に比例するものとして換算の上使用しが、N船の外力は非定常計算によっているので換算に若干の問題が含まれているものと思われる。

表 2.2.3 プロペラ外力 (最高回転時平均値)

対象船 \ 外力	サイドフォース(t)		曲げモーメント (t·m)		備 考
	Fx	Fy	Mx	My	
E船 (左舷)	4.91	-2.146	7.063	-7.85	at119rpm, 準定常法によるC社の計算値, 資料2)による。
N船 (右舷)	7.05	-4.95	-24.35	-34.8	at119rpm, 非定常法によるA社の計算値, A社提供
V船 (右舷)	-17.8	-17.5	38.02	-80.74	at110rpm, 準定常法によるC社の計算値, 資料1)による。
I船	-0.35	-0.10	-0.5	1.5	at83rpm, 準定常法によるC社の計算値, C社提供
S船	-3.11	-0.23	1.96	-36.76	at91.2rpm, 準定常法によるD社の計算値, D社提供



(3) Bossing の Flexibility

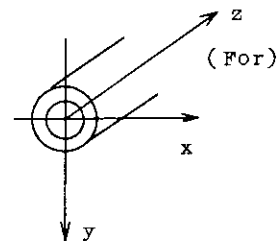
各船の Bossing 後端の Flexibility は表 2.2.4 に示す通りである。各支点の Flexibility は各社から提供されたデータから内挿法により換算して用いた。

なお、I船、S船は一軸船であるため Bossing の剛性が高く、実用上剛と見なしても支障なしとする考え³⁾にもとずき Flexibility は 0.0 とした。

表2.2.4 Bossing後端のFlexibility

単位: mm/100 ton

対象船	荷重方向 変位方向		y		備 考
	x	y	x	y	
E 船 (左舷)	1.10	0.585	0.585	0.311	A社提供資料による。 骨組近似計算
N 船 (右舷)	0.37	-0.0186	-0.0185	0.286	同 上
V 船 (右舷)	1.47	-1.19	-1.09	1.28	資料1)およびB社提供。 計算法: PASSAGE
I 船	0.0	0.0	0.0	0.0	剛体近似
S 船	0.0	0.0	0.0	0.0	剛体近似



* 後端とは設定した最後部ばね支点である。

(4) 軸受の油粘度

粘度は表2.2.5の通りで、E船、N船は回転数によって粘度を変えているが、他船は一定値をとっている。

(5) 軸系諸元・アライメント・軸系

表2.2.5 軸受の油粘度

計算模型

図2.2.9～図2.2.13に軸系諸元・アライメント及び軸系計算模型を示す。

各船とも船尾側船尾管軸受には15個のばねを設定し、船首側船尾管軸受ではその中央に1個設定。その他の軸受は単純支持とした。

予じめ単純支持点の油膜厚さを推

定し、その厚さの分だけ浮かせた状態で単純支持として本番の計算に入った。

計算は船尾側船尾管軸受の全長にわたって一定の真円すきまでなければならないので、E船、N船の軸受後端を図2.2.14、図2.2.15のような真円に近似し全長にわたって一定すきまとした。E船事故後その2及びN船修正後は、後端において予想される接触面附近の曲率と横方向半径すきま壁までの距離を実際に近くなるよう近似しており、後端では実際に近いが、前端側へ向うに従ってすきまの近似は悪くなる。

なお、I船は計算のインプット作業の手違いにより、軸受後端スローブを括弧内の数値で与えている。しかし、大きな問題ではないと考える。

(6) その他の条件

- (a) 収束計算においてばねの許容たわみ誤差は1/1000mm以下とした。
- (b) Bossingの浮力は無視した。
- (c) プロペラの浮力は考慮し、Wet重量を負荷した。

2.2.5 計算結果

○ 図2.2.16～図2.2.23に平均プロペラ外力による場合の曲げモーメント・軸たわみ・軸受反力を示す。

船尾側船尾管軸受の反力は15個の合計値を表わしている。

○ 図2.2.24～図2.2.31は軸回転数と油膜形成の関係を示す。(a)図はスローブポーリングが施してあっても15個の軸受中心を重ねて表わしている。(a),(b)図の記号FおよびAは夫々船首側、船尾側を表わしている。(c)図の油膜厚さは(a)図のすきま円から軸心までの距離と同じである。

計算模型	油粘度(センチストークス)					備 考
	E 船	N 船	V 船	I 船	S 船	
	235 (40)	205 (60)	180 (90)	75 (119)		出口油温度実測からの換 算値, A社提供
	235 (40)	220 (60)	155 (90)	120 (110)	110 (119)	同 上
			119(一定)			B社提供
			46(一定)			50°C想定 C社提供
			90(一定)			32°C想定 D社提供

()内の数値は軸回転数 rpm

(d)図の油膜圧力は、ばね反力 R_x , R_y から合力 R を $R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$ にて求め15個に分割された短軸受の投影面積で除した値である。図(a)のA点を結べば油膜偏角を考慮しない場合の軸受後端における軸心の軌跡が得られる。

- 図2.2.32～図2.2.39は最高回転時のプロペラ角 θ と油膜の関係を示すものである。(a)図のA点を結べば最高回転時のリサージュ図が得られる。
- 図2.2.40～図2.2.44は油膜圧力の軸受曲面への分布を示すもので、先の図2.2.24～図2.2.39に示した油膜反力が円周の平均値であるのと異なり真の圧力を示している。船尾管軸受は曲りのない直線で15個の軸心は軸受中心線に平行な平面内にあるとする仮定の下で計算されたものであって図の中央OJ点は図2.2.24～図2.2.31の(a)図に示す軸受後端の軸心A点と軸受中心を通る直線の延長線上にあるものと近似できる。
- 図2.2.45～図2.2.52は軸回転数に対する軸心の軌跡を表わしたもので、実測値を併記し比較した。

E船, N船の実測値は資料²⁾によった。E船右舷の事故後の整形は左舷と若干異なる(左舷横スロープ40/100mm, 左舷35/100mm)が右舷実測値も併記した。V船の実測値はB社からの提供によるもので資料¹⁾の実測波形から得られたものである。60rpm以下は計測されていないが、60rpm以上では一定であったとされている。ただし、計測値にゼロ点の移動があるため、軸心位置の絶対値は必ずしも確かではないようである。

I船の実測値は⁴⁾その上下方向及び左右方向が別々にその振幅値だけ得られているので最高回転時のリサージュ図を併記し実測の振幅と比較出来るように表わした。

S船の実測値はD社の提供によった。

- 図2.2.53～図2.2.57は軸受後端油膜厚さの回転数による変化を表わしたものでE船事故前には油粘度一定条件の計算結果を併記した。E船, N船の実測油膜厚さは軸心から軸受すきま円の壁までの距離を計った値である。
- 図2.2.58～図2.2.59は曲げモーメントを等価力に換算するとしたらモーメントアームはいか程に相当するかを検討するために、 F_y , M_y は実船条件、 F_x は5 tonの条件のもとで M_x だけを F_x による軸のたわみが相殺される方向に変化させて計算した結果を表わすものである。

2.2.6 考 察

(1) 一般的考察

(a) 軸の曲げモーメント(図2.2.16～図2.2.23)

船尾管軸受附近の曲げモーメントについて考察する。始めに重力方向($y-z$ 平面)について。低速時にはプロペラ重量による曲げモーメントのピーク値が船尾側船尾管軸受内の後方に発生するが高速になるとピーク値は低下しその発生位置は船首方向に移動する。これは主として上向きのプロペラ外力 F_y , M_y によっている。I船では F_y , M_y はほぼゼロであるにもかかわらず増大しているが、これは高速時に良好な油膜のばね作用により、片持りを想定するときの相当スパンが長くなるためである。

水平方向($x-z$ 平面)はプロペラ外力 M_x が最大値となる。

(b) 軸のたわみ(図2.2.16～図2.2.23)

重力方向について低速時にはプロペラ重量, Bossingの剛性, スロープボーリングの量によってきまり、下向きにたわむが、高速時には上向きのプロペラ外力及び油膜の作用によって上方へ持ち上げられる。一軸のI船及びS船では、プロペラ外力が比較的小さいこと及びBossingが剛体近似であるため、たわみの変化は少ない。

水平方向についても高速時には主としてプロペラ外力によって支配されるが、Bossing剛性の影響が大きいものもある。N船の修正前が負のたわみ(船体向き)であるのは、横向きモーメント $M_x = -24.35 \text{ ton}\cdot\text{m}$ が横力 $F_x = 7.05 \text{ ton}$ よりも優性であることを示しており、図2.2.27のBossing横たわみはほぼゼロであることからBossingのたわみにはよっていないことがわかる。

V船の横たわみは船体寄りで高速時の方が小さい。これはBossingの横たわみによっている。すなわち、横方向は $F_x = -17.8 \text{ ton}$, $M_x = 38.02 \text{ ton}\cdot\text{m}$ でほぼ互いに相殺されているが、重力方向には $F_y = -17.5 \text{ ton}$,

$M_y = -80.74 \text{ ton}\cdot\text{m}$ でいずれも上向きであって、船尾側船尾管軸受の反力は低速時よりもはるかに小さい(68.3→36.9), その結果図 2.2.29 に示すように Bossing の横たわみが小さくなって軸はこれに連れられてたわんでいる。

(c) 船尾側船尾管軸受反力(図 2.2.16～図 2.2.23)

重力方向についてみると、高速時は低速時より低下しているが、船首側船尾管軸受では増大しており、反力が移動していると見ることが出来る。これはプロペラ外力によっており、外力の小さい I 船ではこの傾向は少ない。

(d) Bossing のたわみ(図 2.2.24～図 2.2.31 の(b)図)

Bossing のたわみは、プロペラ重量、プロペラ外力及び Bossing の Flexibility によって決まっている。

E 船の水平方向たわみは垂直方向たわみより大である。これは式(2.2.2)に示す Bossing の Flexibility E_{xy} が大きいことによっている(表 2.2.4 参照)。

N 船は、水平方向たわみが非常に小さい。これは F_x と M_x が互いに逆向きである事および E_{xy} が非常に小さいことによっている。

V 船のたわみは、5 船中最大で、水平方向たわみは重力方向たわみよりも、僅かに小さい程度である。これは、水平方向力の影響はほとんどなく(F_x , M_x が逆向き)、重力方向力に支配され、かつ E_{xy} , E_{yy} がいずれも大である(表 2.2.4) ことによっている。

I 船, S 船のたわみは Bossing 剛体近似であるため現われない。

(e) 船尾管軸受内の軸心(図 2.2.24～図 2.2.39 の(a)図)

軸心位置は多くの因子によっているので、予測は困難であるが、軸受後端における軸心の、回転数による軌跡のターンは外力ベクトルから概略推定出来る。

すなわち、図 2.2.60 は回転数ごとの、図 2.2.61 はプロペラ回転角 θ ごとの外力ベクトル先端を結んだもので、(モーメントアーム ℓ についての考察は後述する) 例えば、図 2.2.24 (a) 図の点 A を結んで得られる軸心の軌跡は図 2.2.60 (a) 図の先端を結んだ直線に、図 2.2.29 (a) 図から得られる軌跡は図 2.2.60 (b) 図の $\ell = 3700$ の直線に近い。同様に、図 2.2.38 から得られるリサージュ図と図 2.2.61 が近い。このような傾向は各船に共通して言える。

(f) 軸受長方向油膜厚さ分布(図 2.2.24～図 2.2.39 の(c)図)

これは(a)図の表現をかえて表わしたもので、図 2.2.25 などで分布の折点が現われるのはスロープボアリングの折点の影響である。E 船の 119 rpm 時後端油膜厚さが事故後で厚くなるのは横スロープを与えた効果が現われているものである。各船の油膜形成の特徴については後述する。

(g) 軸受長方向油膜圧力分布(図 2.2.24～図 2.2.39 の(d)図)

(c) 図の油膜厚さ分布と対応しており、油膜が小さいほど圧力は大である。

(h) 軸受曲面の油膜圧力分布(図 2.2.40～図 2.2.44)

円周方向分布が一様であるほど図 2.2.24～図 2.2.31 の(d) 図の圧力に近い。圧力のピークは回転方向に現われる。

(i) モーメントの等価力換算

プロペラ外力 F_x , F_y , M_x , M_y が既知であるとき図 2.2.60 のようなベクトル図から軸心軌跡の傾向が予測出来れば都合がよいが、モーメントを等価力に換算するときのモーメントアーム ℓ のとり方に問題がある。

強引ではあるが、次図のように点 A, B で支持された模型を考え、力 F による反力 Rf_1 がモーメント M による反力 Rm によって相殺されるとき、M は F と等価であると仮定する。

このとき、

$$Rf_1 = F \left(1 + \frac{a_1}{b_1} \right)$$

$$Rm = \frac{M}{b_2}$$

$$Rf_1 - Rm = 0$$

さらに $a_1 = a_2 = a$, $b_1 = b_2 = b$ と仮定すると、

$$(a + b) = \frac{M}{F} \quad \dots\dots\dots (2.2.3)$$

または

$$b = \frac{M}{F} - a \quad \dots\dots\dots (2.2.4)$$

及び $a + b = \ell$ とすれば、等価力 F は式 (2.2.5) のようになる。

$$F = \frac{M}{\ell} \quad \dots\dots\dots (2.2.5)$$

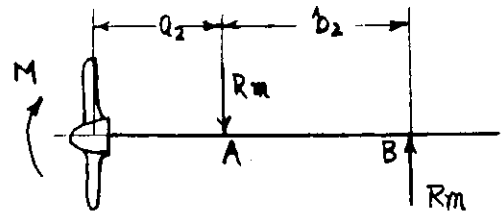
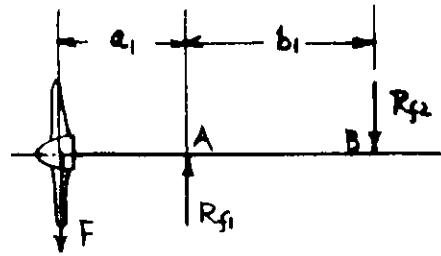


図 2.2.5 8, 図 2.2.5 9 によると軸受後端(分节点番号④)の反力が相殺されるのは 21.2 ton·m 及び 17.7 ton·m のときである。式 (2.2.3) によると、 $(a + b)$ は 3540mm 及び 4240mm に、式 (2.2.4) による b は 2175mm、及び 2875mm に相当する。 $(a + b)$ の平均値はプロペラから軸受前端までの距離 3765mm に近い値、 b は a の 1.85 倍である。

各船共通に $b = 1.85a$ とすると、等価長さ ℓ は $\ell = 2.85a$ となるが、軸受前端までの長さをとる場合と比較すると右表のようになる。

	2.85 a (mm)	軸受前端までの距離 (mm)
E 船	3,163	2,760
N 船	3,990	3,240
V 船	4,275	3,700
I 船	3,454	3,062
S 船	3,890	3,765

これによると従来便宜的に $\ell = 2000$ としているのは²⁾短かいように思われる。

図 2.2.6 0, 図 2.2.6 1 は $\ell = 2000$ の場合と前端までの距離をとる場合について示したもので、図 2.2.6 0 の V 船の場合、 $\ell = 2000$ のときは中心より右にあるが、 $\ell = 3700$ では左にあって、図 2.2.2 9 の(a)

図から得られる軌跡と同じ傾向を示す。ベクトル図では直線軌跡を示唆しているが軸心軌跡は曲線となって 110rpm ではほぼ中心にある。これは油膜の高速時における求心作用によるものではないかと思われる。

(2) 各船の油膜形成に関する考察

(a) E 船 (図 2.2.4 5 ~ 図 2.2.4 7, 図 2.2.5 3)

船尾側軸受後端の油膜厚さは回転数と共に増大し事故前は約 60 rpm で、事故後は約 90 rpm で最大となり、これより高速になると急激に低下する。

事故後の計算値は実測値と可成り良く合っており、その 2 の条件が比較的良い一致である。また、事故後の横スロープの効果も良く現われている。

低速時では計算値の方が可成り大であるが、油粘度をもっと小さく与えれば、さらに良い一致となるはずである。事実、油温は出口温度より軸受面が高いと思われるので、実際より大きく与えたことになっているのではないかとと思われる。低速時で油膜が比較的厚いのは縦スロープ及び上向き外力が小さくないことにもよるようである。

船首側軸受では実測値と一致しないが実測値自体も条件は同じと思われる左舷と右舷とで大きく違っている。しかし、左右の平均をとれば計算値に近付き高速時に油膜が出来にくい。

(b) N 船 (図 2.2.4 8, 図 2.2.4 9, 図 2.2.5 4)

本船は E 船同様、内廻り回転を採用した類似船であって修正後の船尾軸受後端油膜厚さの実測値は 85 rpm にピークがあり、これ以上では急速に低下してその傾向は E 船に類似している。

しかし、計算値はこれとは逆に回転数の増加と共に増大する傾向にあり、また、軸心位置も実測とは一致しない。これは表 2.2.3 で明らかのように、プロペラ外力が E 船とは全く違った傾向を示していることによっている。

(c) V 船(図2.2.50, 図2.2.55)

図2.2.29からも明らかなように低速時には軸受後端で片当りの傾向にあるが、回転数の増大に伴って油膜は厚くなっている。低速時の油膜厚さがE, N船に比べて小さいのは油粘度の与え方にもよっているが、スロープボーリングが与えられていない事が主因であろうと思われる。

BossingがFlexibleであることは片当り緩和に寄与しているものと思われる。

船尾側軸受前端で実測値と一致しないが、60 rpm 以上で軸心変化がない傾向は一致している。なお、計測値はゼロ点移動のため絶対値は必ずしも確かではないようなので、実際は軸受中心附近にあるのが正しいのかも知れない。外力変化が小さくなくて軸心に変化がないのは理論的にも軸受中心にあると考える方が納得は容易である。

(d) I 船(図2.2.51, 図2.2.56)

船尾側軸受後端の油膜厚さは回転数の増大に伴って良くなるが、他船に比べて全体的に小さい。これは油粘度が他船よりも小さく与えられていることに原因している。

図2.2.51のリサーチ図で計算値と実測振幅を比較すると船尾側軸受後端で、重力方向は計算値が大、水平方向は計算値が小である。しかし前端部では良い一致を示している。

(e) S 船(図2.2.51, 図2.2.57)

船尾側軸受後端で低速時に片当りの傾向が見られる(図2.2.31)が、回転数増大に伴って油膜厚さも増大する。その傾向は実測値と良く一致している。

(3) む す び

以上の計算結果及び実測値との比較によると油膜形成に対して

- (a) プロペラ外力
- (b) スロープボーリング
- (c) 油粘度(油温度)

の影響が大であり、高速時にはプロペラ外力の支配力は決定的である。低速時は一般に軸受後端で片当りの傾向があって、スロープボーリングの効果は大である。

また、油粘度の影響も大きく、油温の管理が重要であろう。式(2.2.1)によると、軸受すきまの影響度も油粘度と同等に大きく、軸受すきまは小さいほど良好と言える。

このほかBossing 剛性、軸受長さ、中間軸受すえつけ高さ、軸剛性、軸受間隔などの影響もあるが、以上の計算内では量的に表わせなかった。

2.2.7 参 考 資 料

- 1) SR 142, 48年度報告書 No203 昭49.3
- 2) SR 143, 48年度報告書 No204 昭49.3
- 3) 三菱重工技報 Vol.12, No3 昭50.1
- 4) SR 143, 第14回委員会資料 No14-3 昭50.1

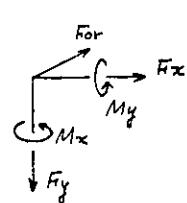
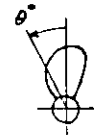
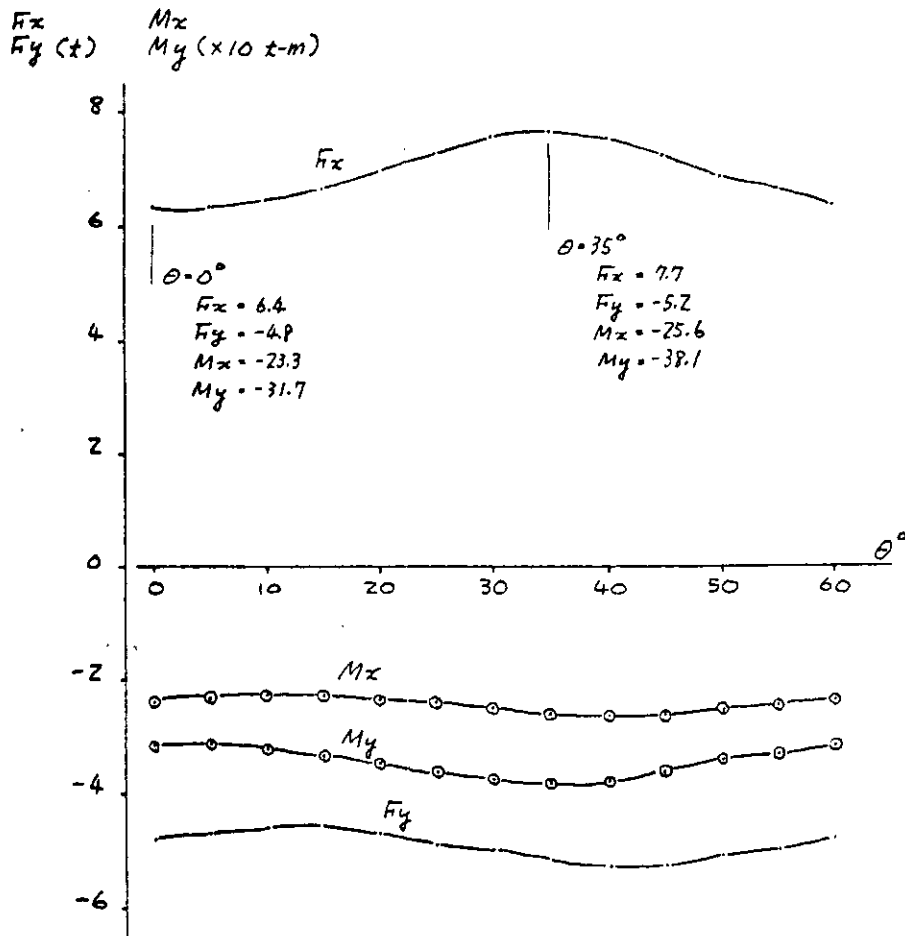


図 2.2.5 プロペラ変動外力とプロペラ回転角の関係 (N船 右舷)

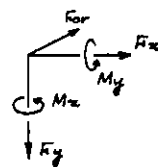
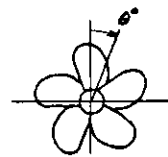
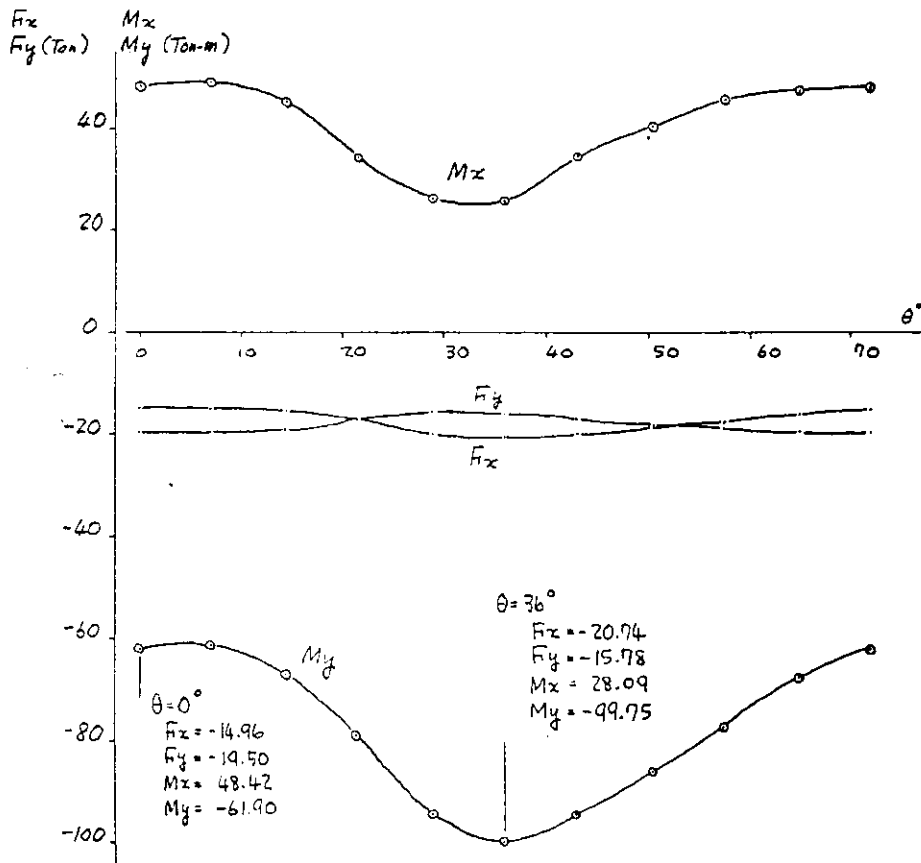


図 2.2.6 プロペラ変動外力とプロペラ回転角の関係 (V船右舷)

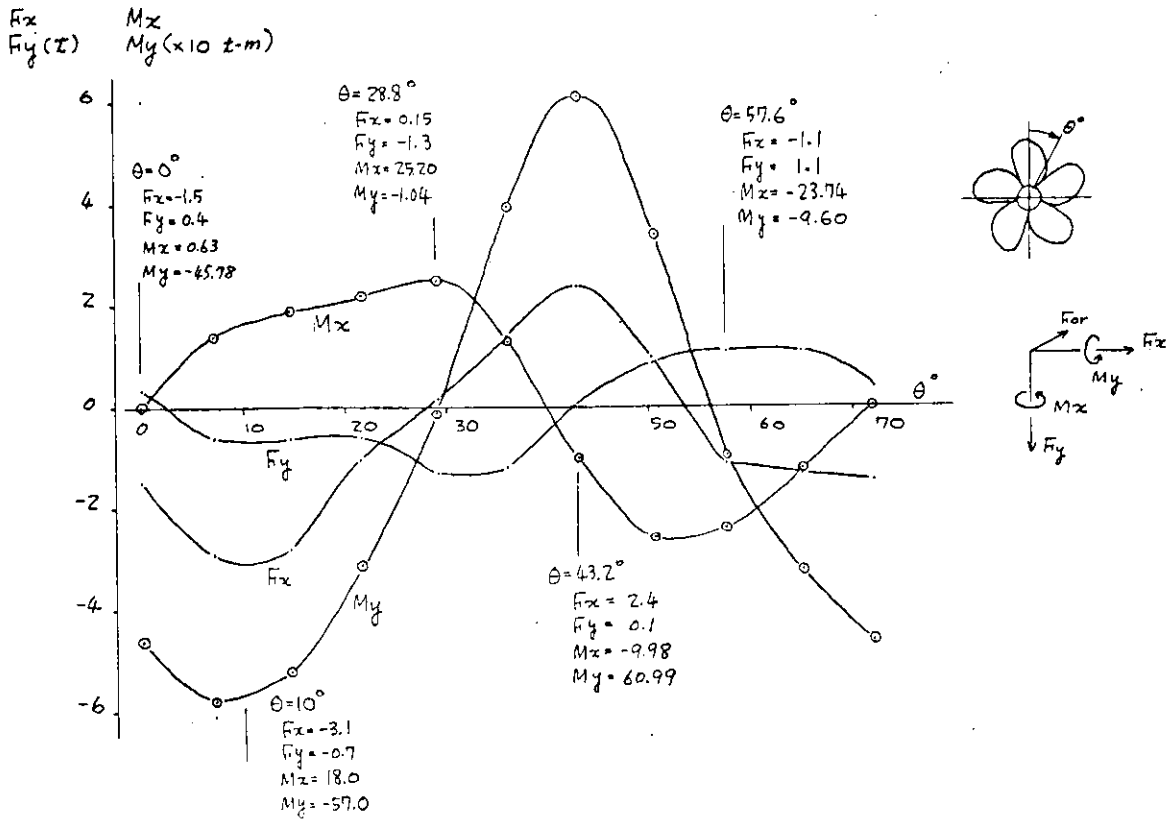


図 2.27 プロペラ変動外力とプロペラ回転角の関係 (1 船)

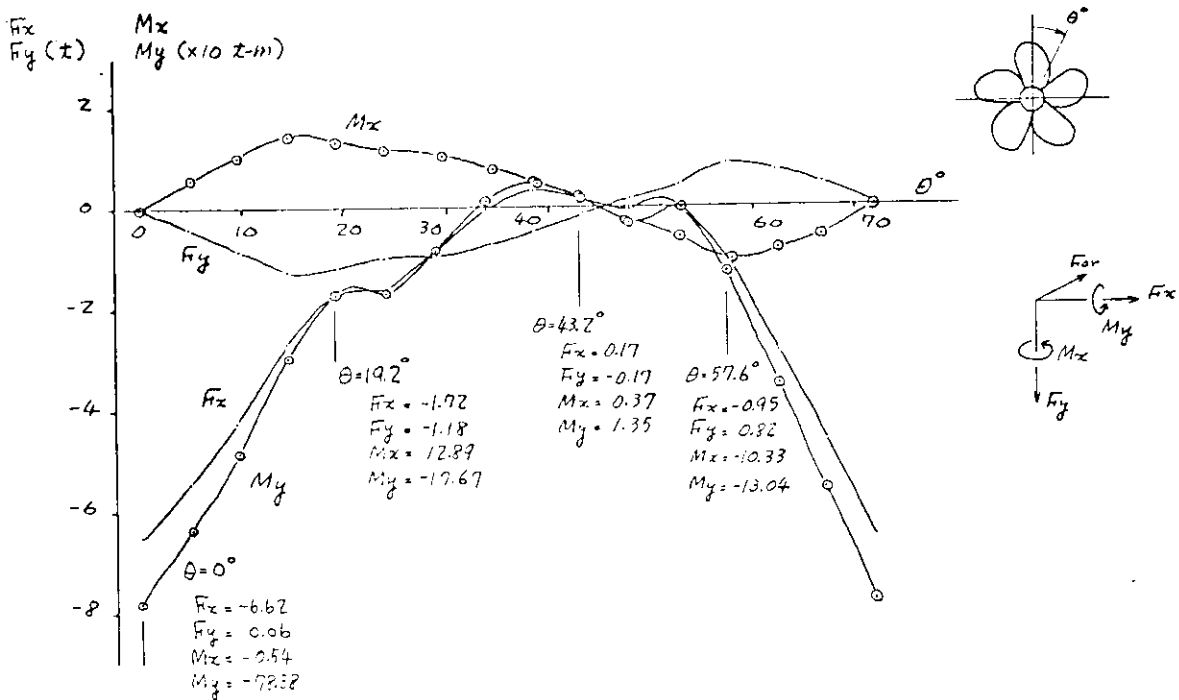
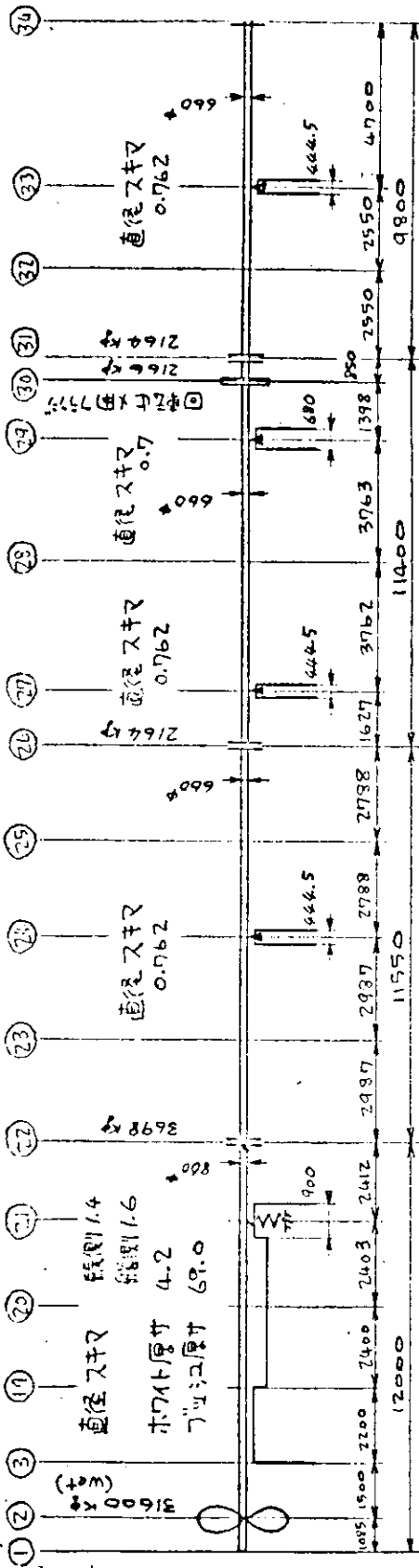
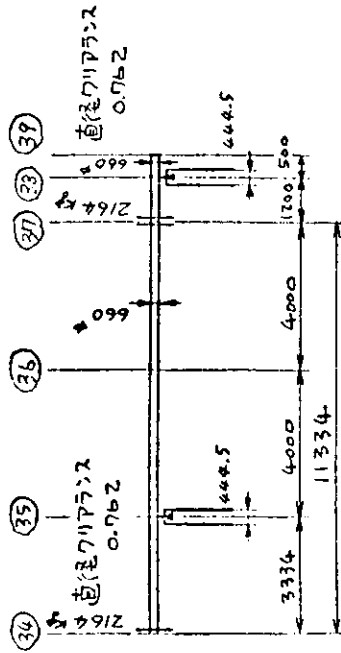


図 2.28 プロペラ変動外力とプロペラ回転角の関係 (S 船)

軸系分割点番号

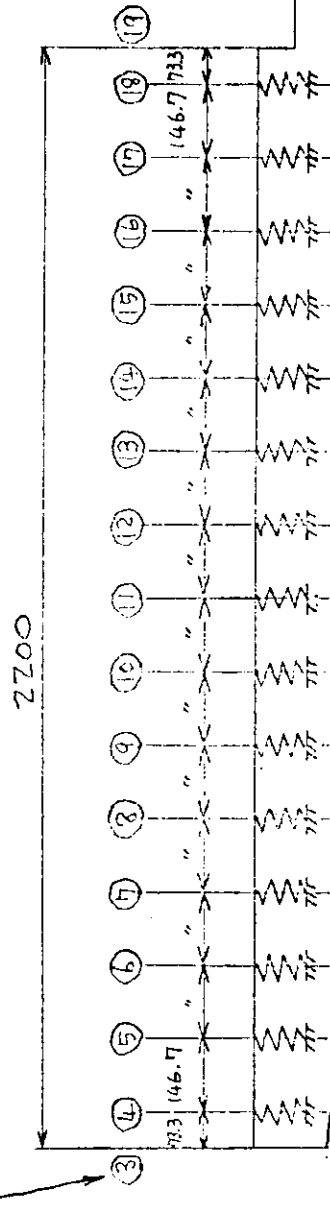


軸系分割点番号



軸系搭載

スタートアライメント



歯の位置関係の図 (詳細)

図 2.2.1.1 軸系諸元・アライメント・軸系計算模型 (V 船右舷)

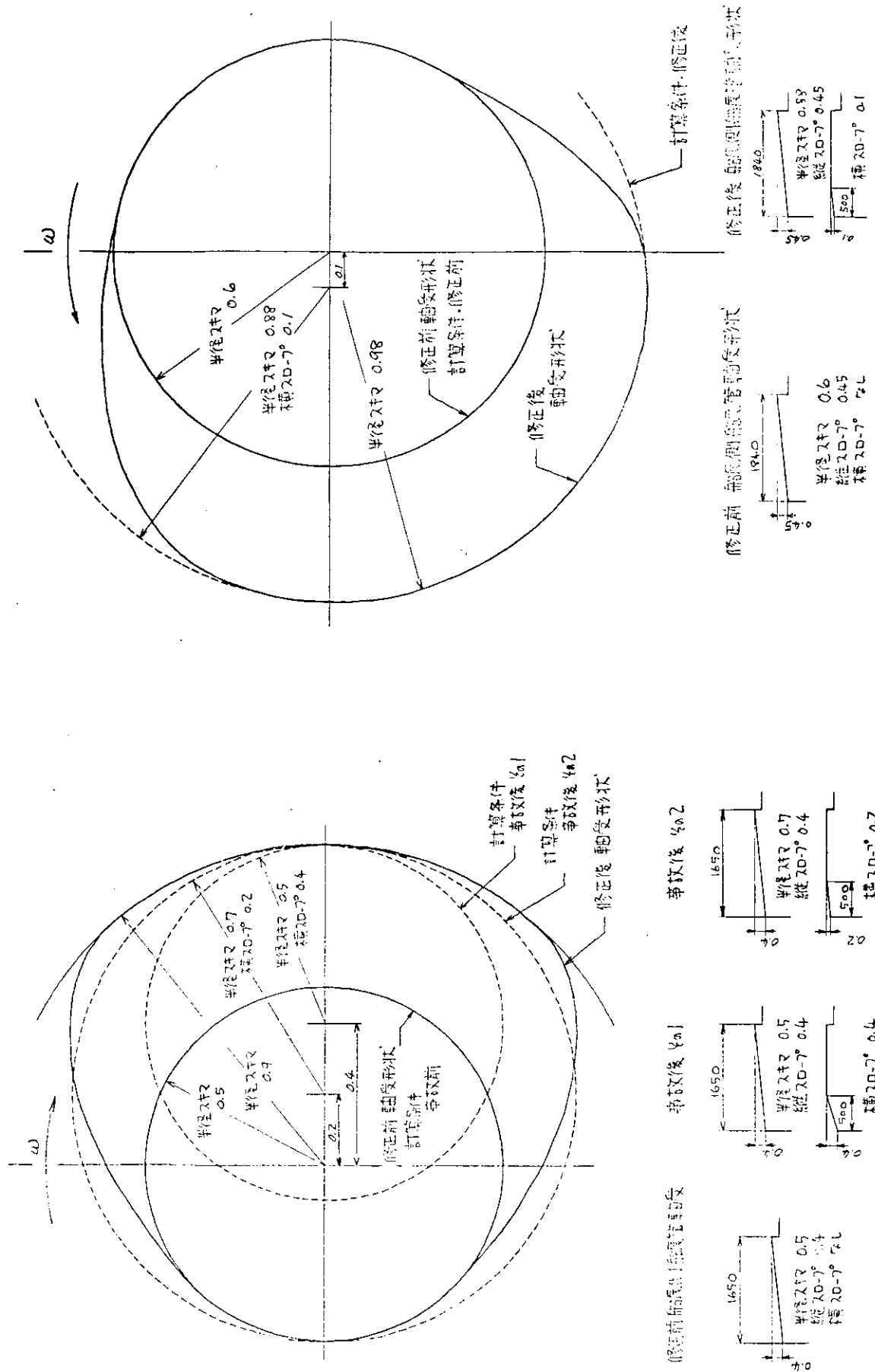


图 2.1.5 船尾管軸受後端部形状 (N 船右舷)

图 2.1.4 船尾管軸受後端部形状 (B 船左舷)

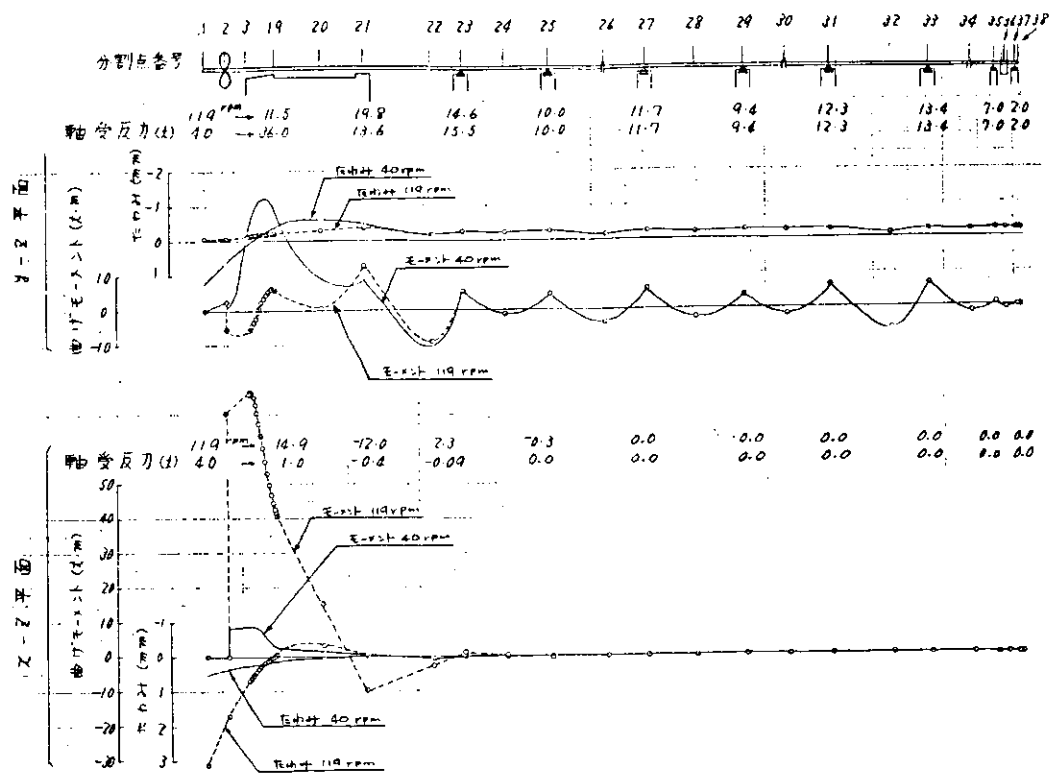


図 2.2.16 曲げモーメント・たわみ, 軸受反力 (E船左舷・事故前)

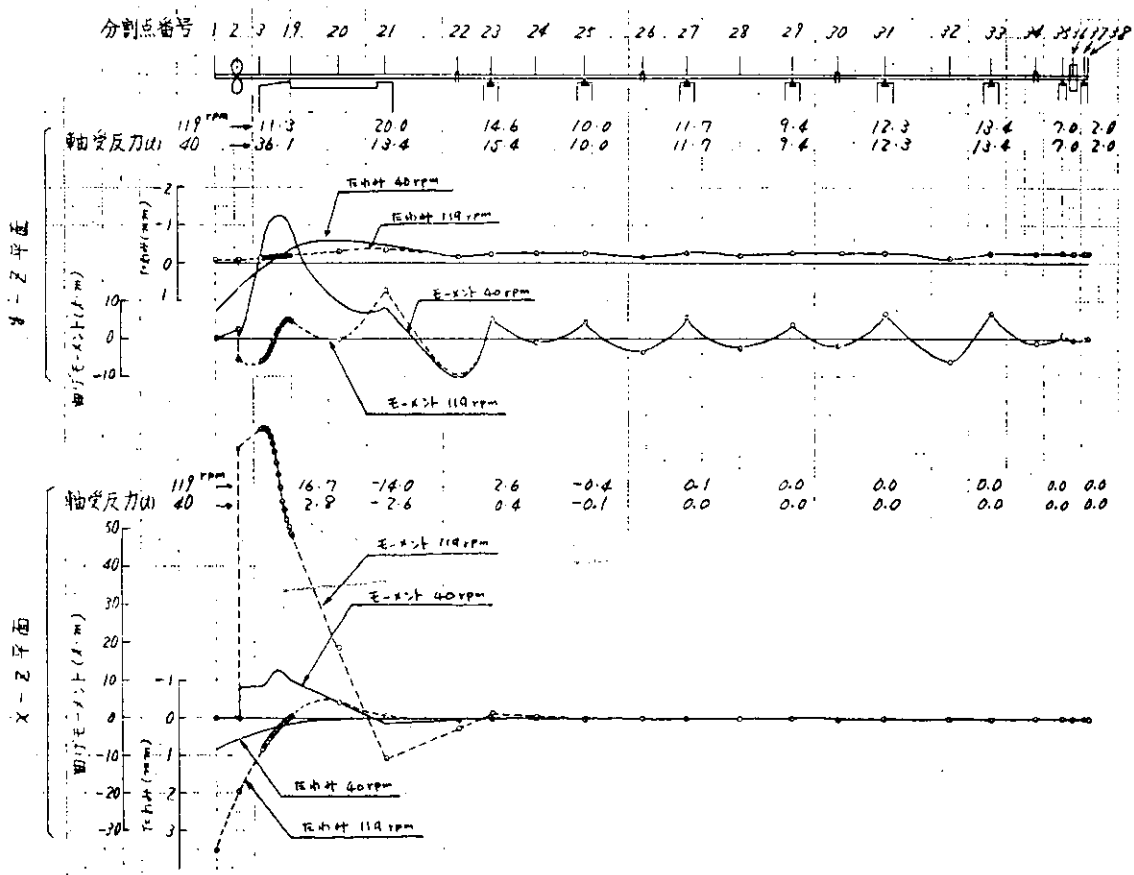


図 2.2.17 曲げモーメント・たわみ, 軸受反力 (E船左舷・事故後その1)

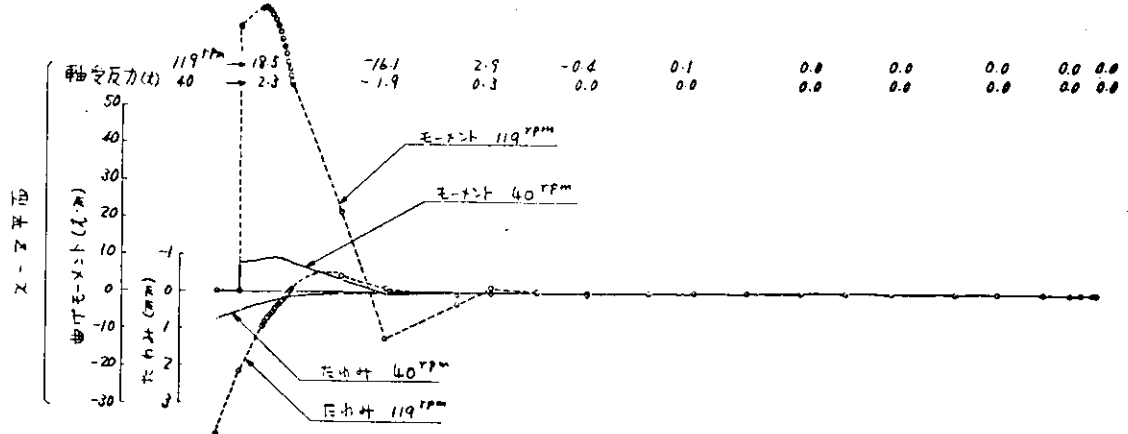
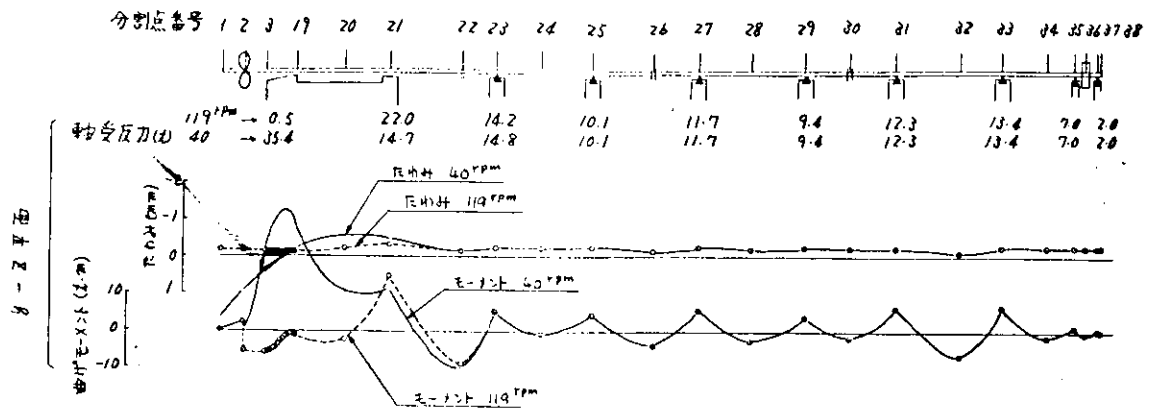


図 2.2.18 曲げモーメント, たわみ, 軸受反力 (E船左舷, 事故後その2)

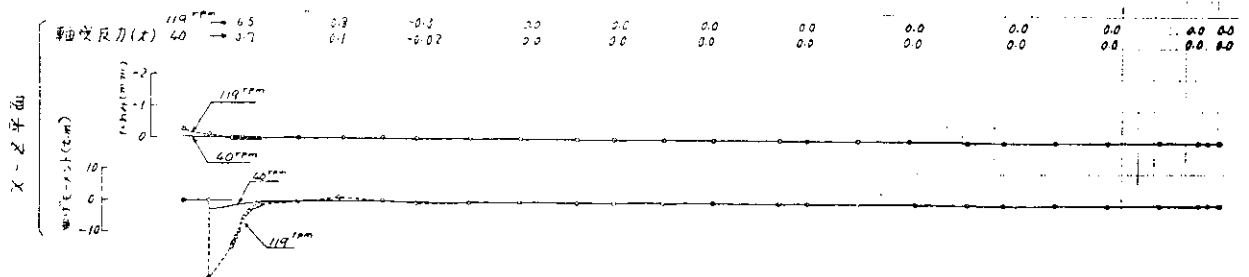
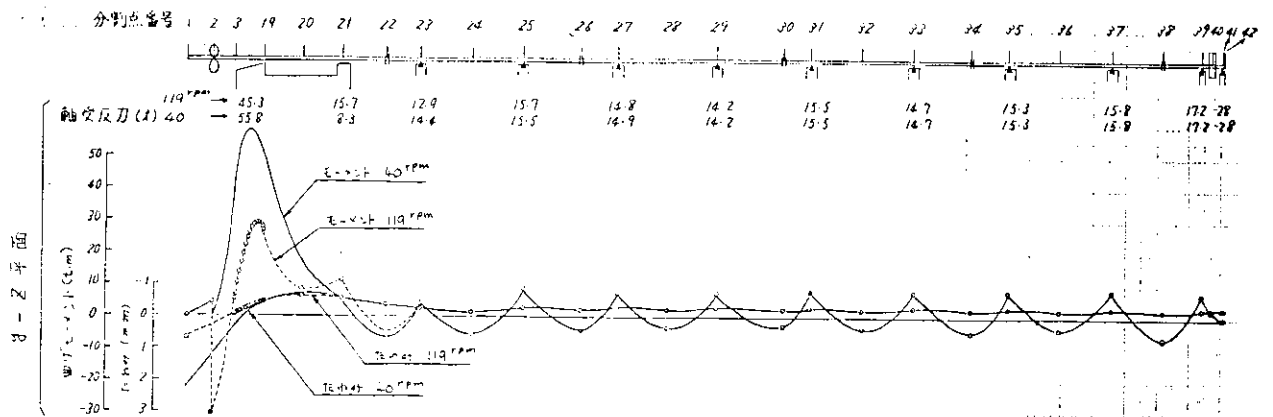


図 2.2.19 曲げモーメント, たわみ, 軸受反力 (N船右舷, 修正前)

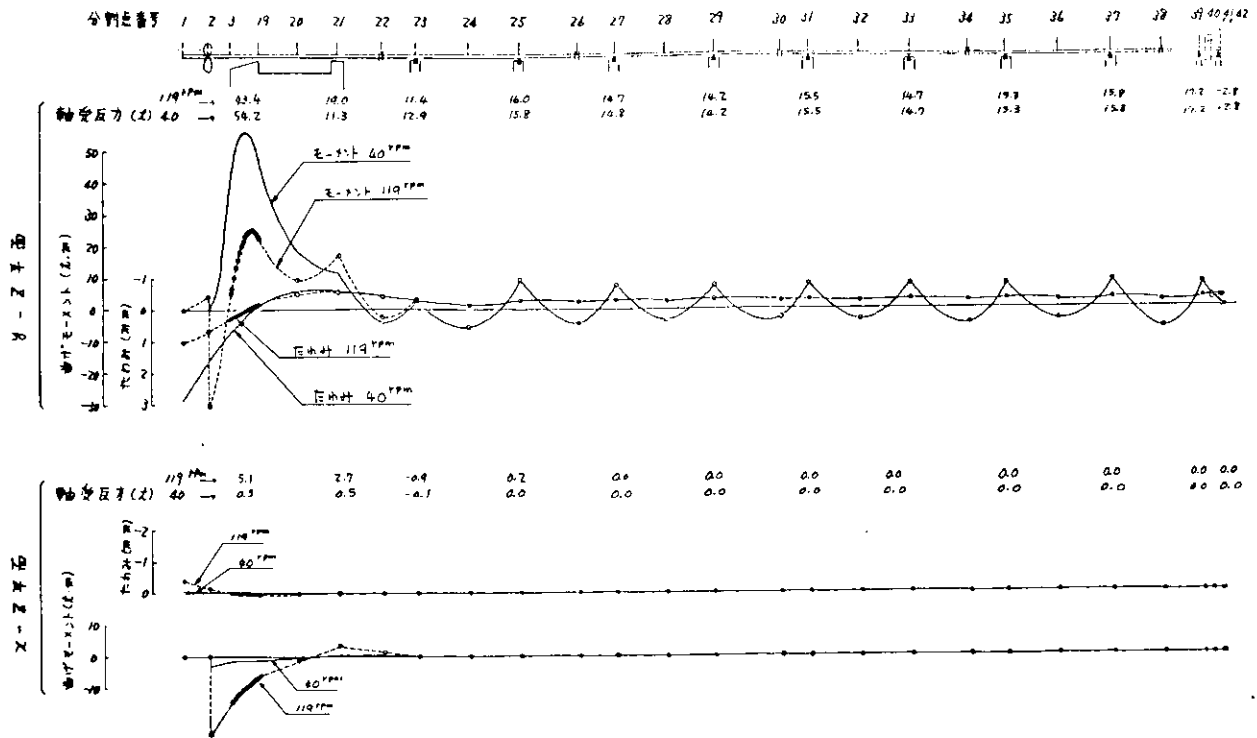


図 2.2.2 0 曲げモーメント, たわみ, 軸受反力 (N 船右舷・修正後)

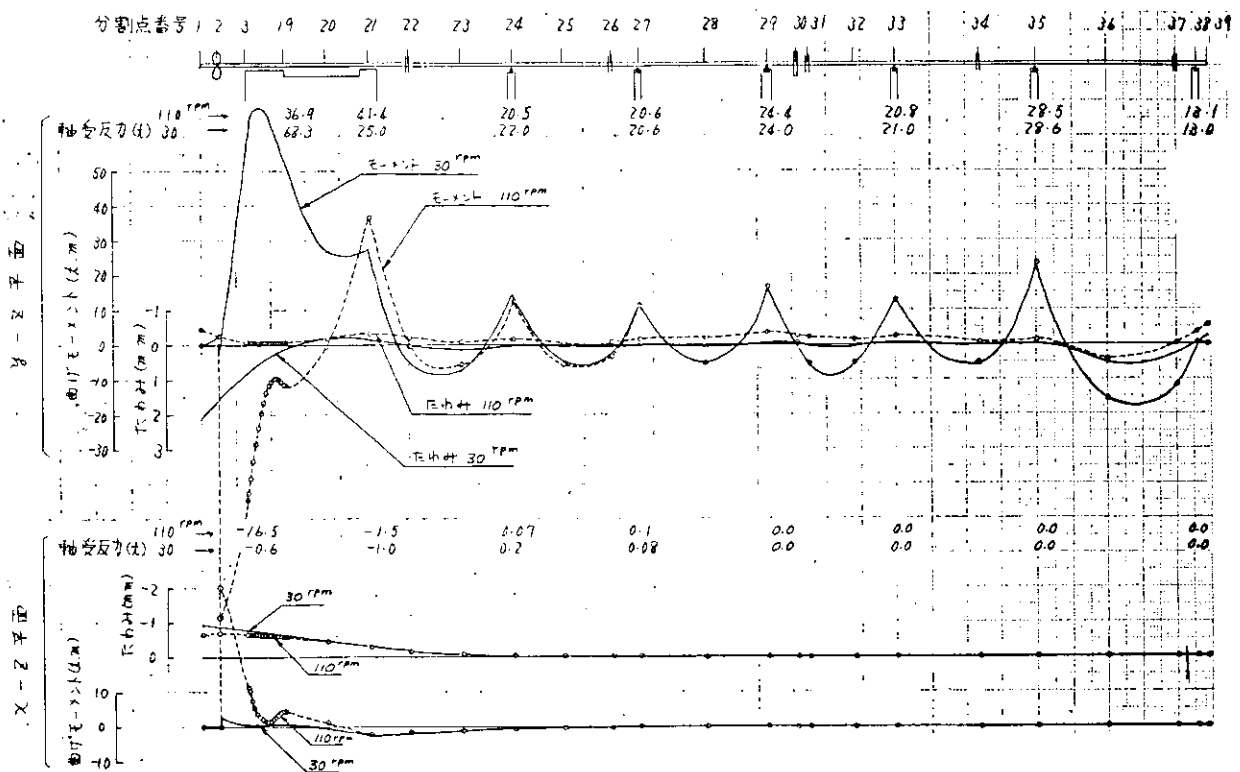


図 2.2.2 1 曲げモーメント, たわみ, 軸受反力 (V 船・右舷)

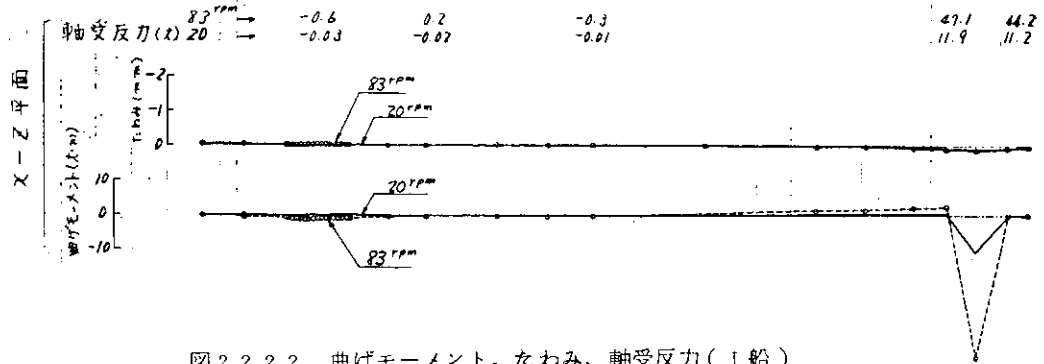
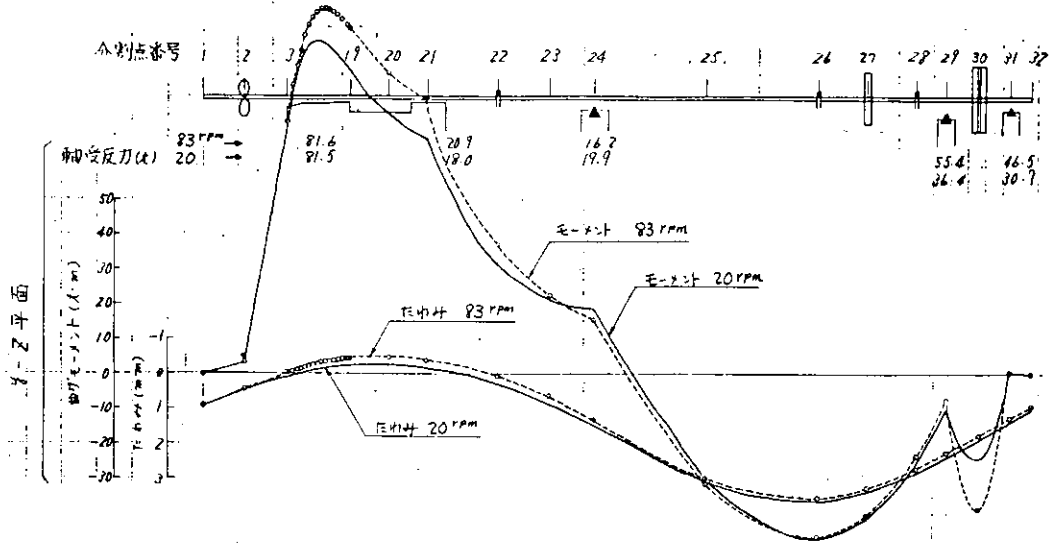


図 2.2.2.2 曲げモーメント, たわみ, 軸受反力(1船)

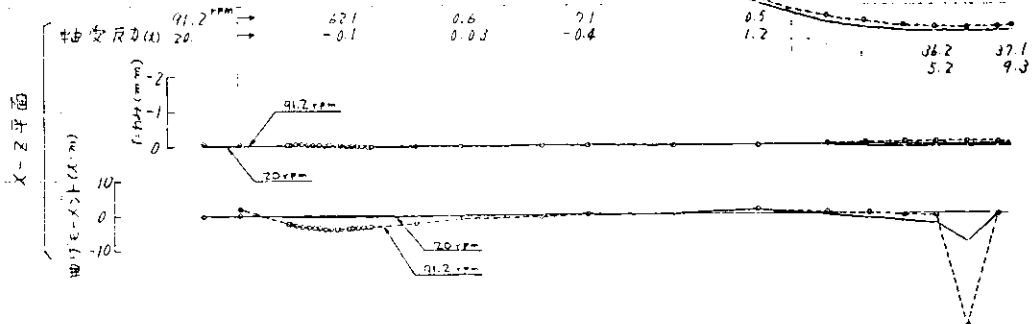
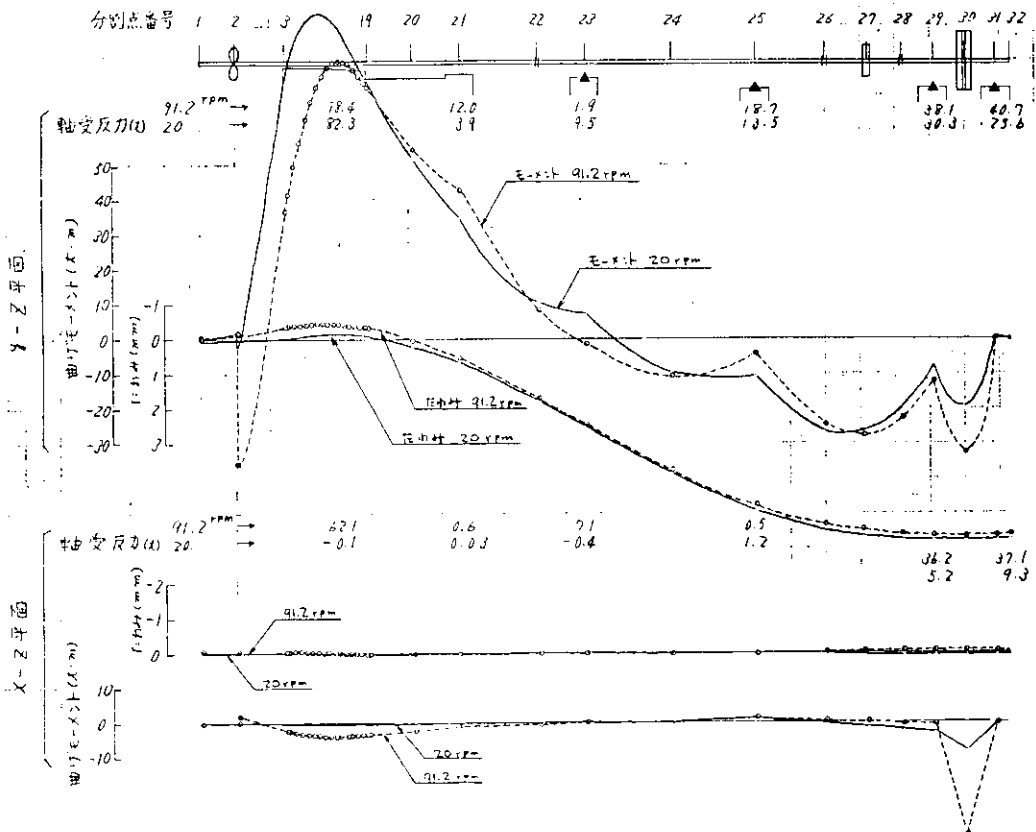
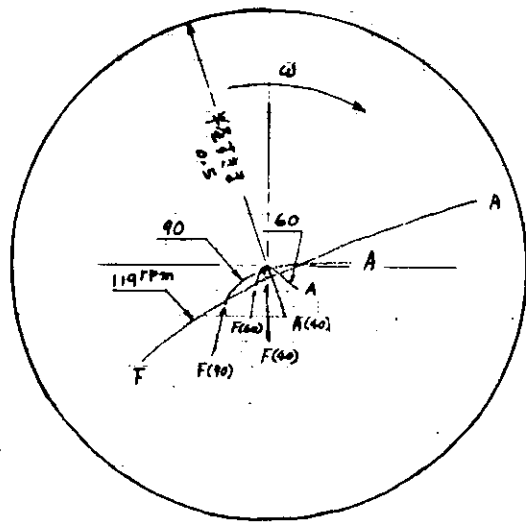
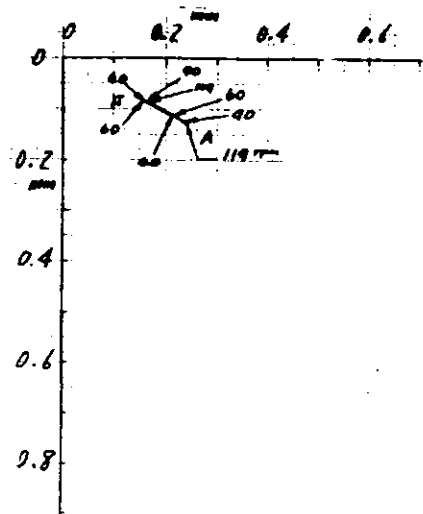


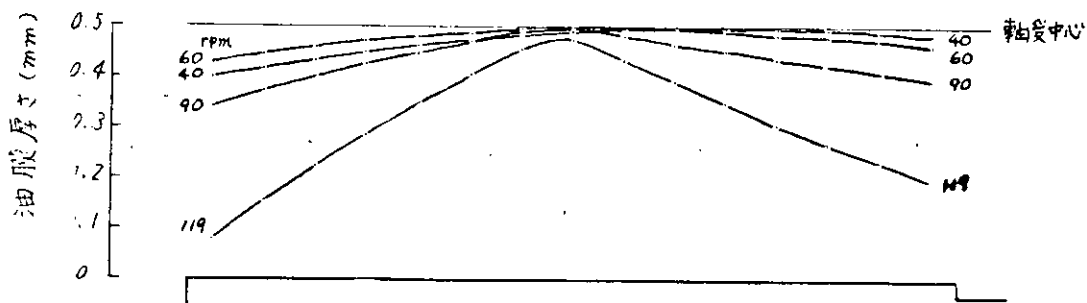
図 2.2.2.3 曲げモーメント, たわみ, 軸受反力(3船)



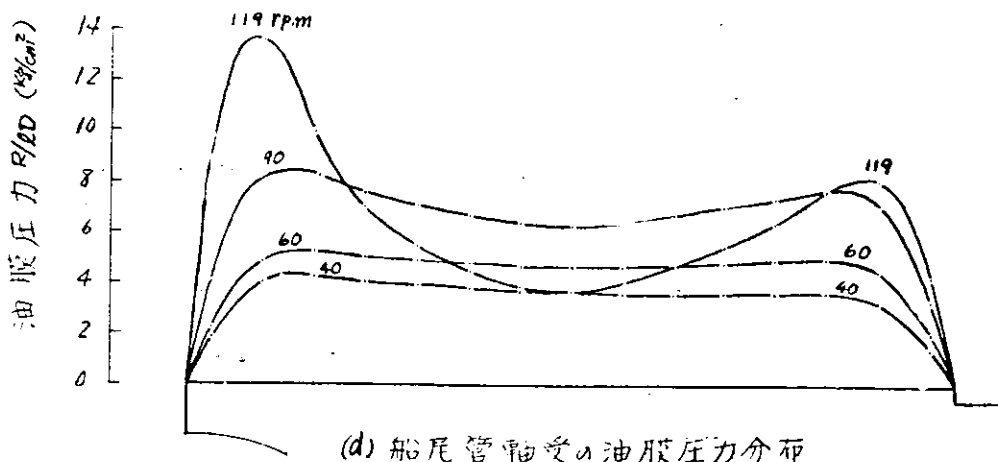
(a) 船尾管軸受内の軸心(偏角考慮せず)
艇から見る



(b) 船尾管軸受内 Bossing fitting
艇から見る

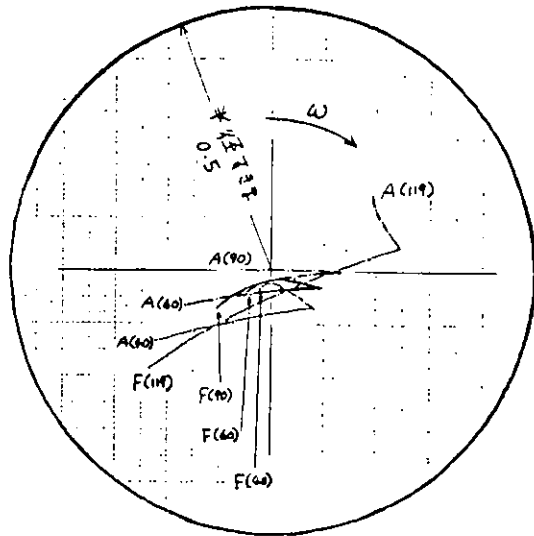


(c) 船尾管軸受の油膜厚さ分布

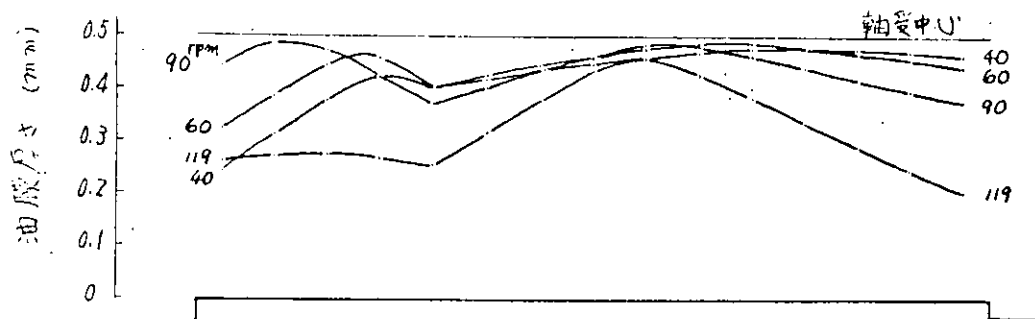


(d) 船尾管軸受の油膜圧力分布

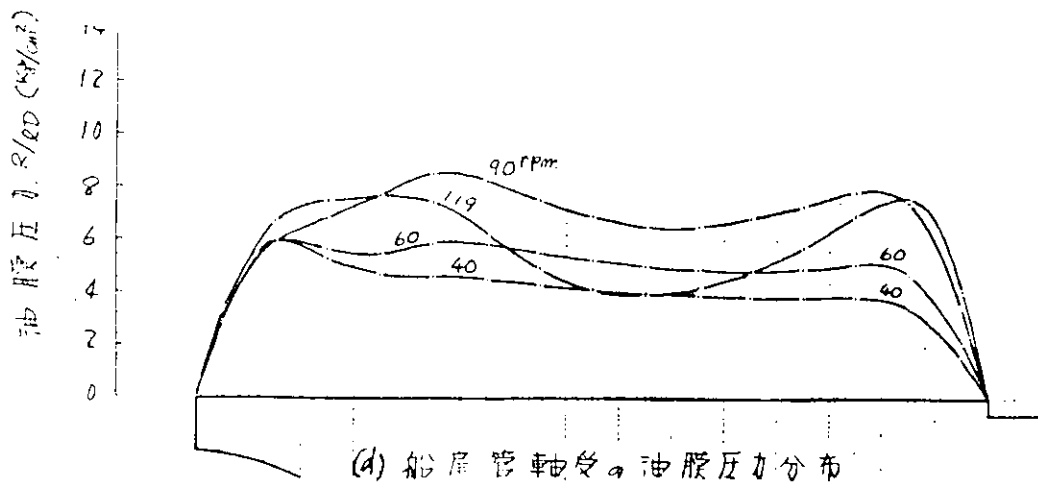
図 2.2.2.4 回転数と油膜の関係 (E船左舷・事故前)



(a) 船尾管軸受内の軸心(偏角考慮せず)
 艇から見る

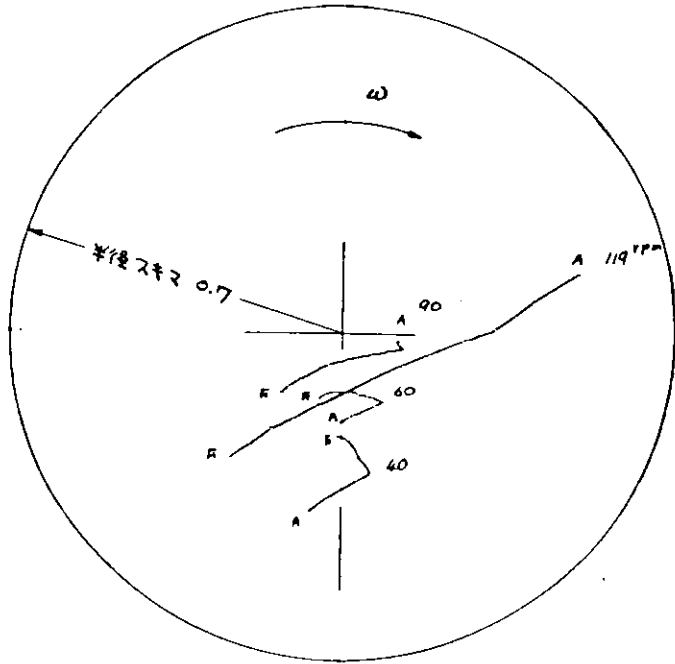


(c) 船尾管軸受の油膜厚さ分布

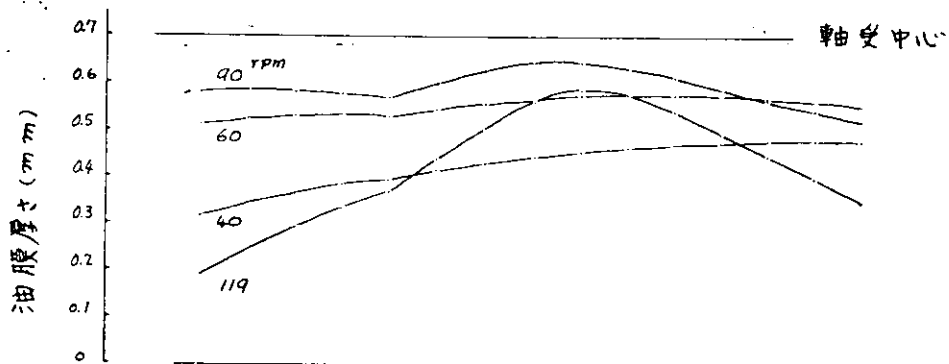


(d) 船尾管軸受の油膜圧力分布

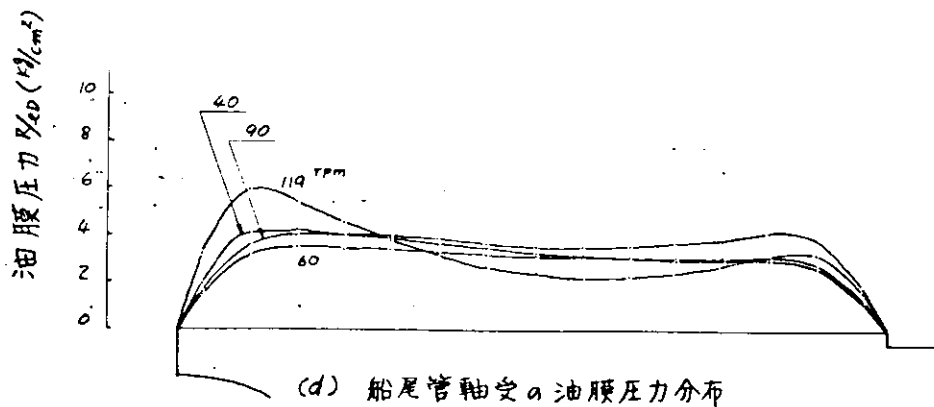
図 2.2.25 回転数と油膜の関係 (E 船左舷・事故後その 1)



(a) 船尾管軸受内の軸心(偏角考慮せず)
艇から見ろ

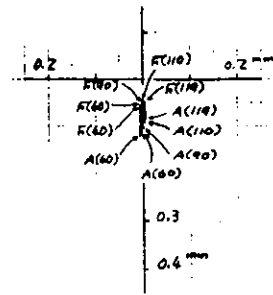
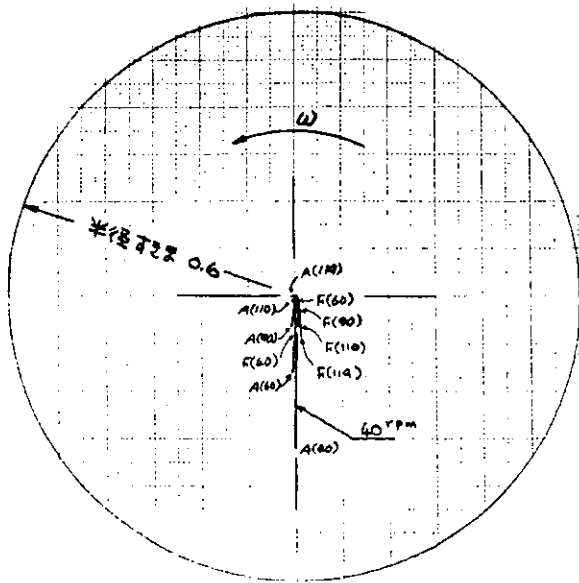


(c) 船尾管軸受の油膜厚さ分布



(d) 船尾管軸受の油膜圧力分布

図 2.2.25 回転数と油膜の関係 (E船左舷・事故後その2)

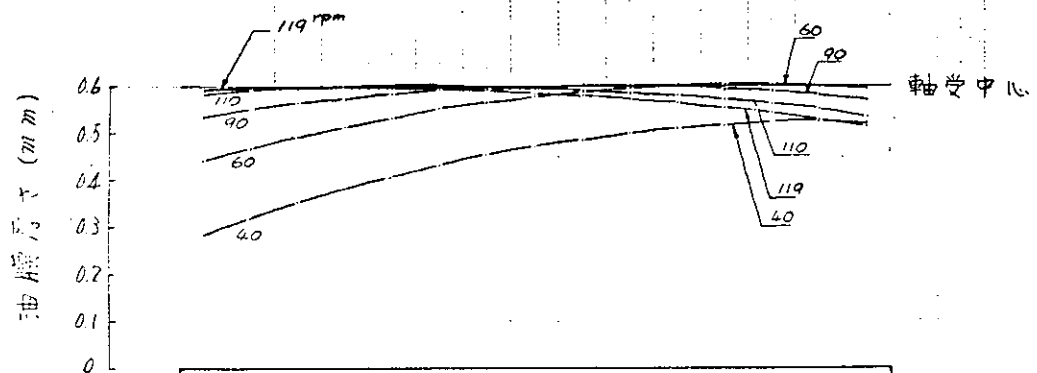


(a) 船尾管軸受内の軸心(偏角考慮せず)

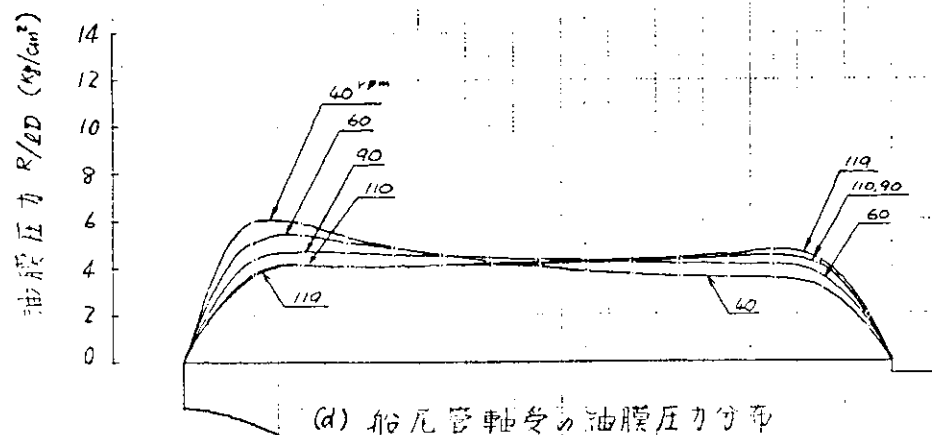
(b) 船尾管軸受内Bossing Tへの軸心

艇から見る

艇から見る

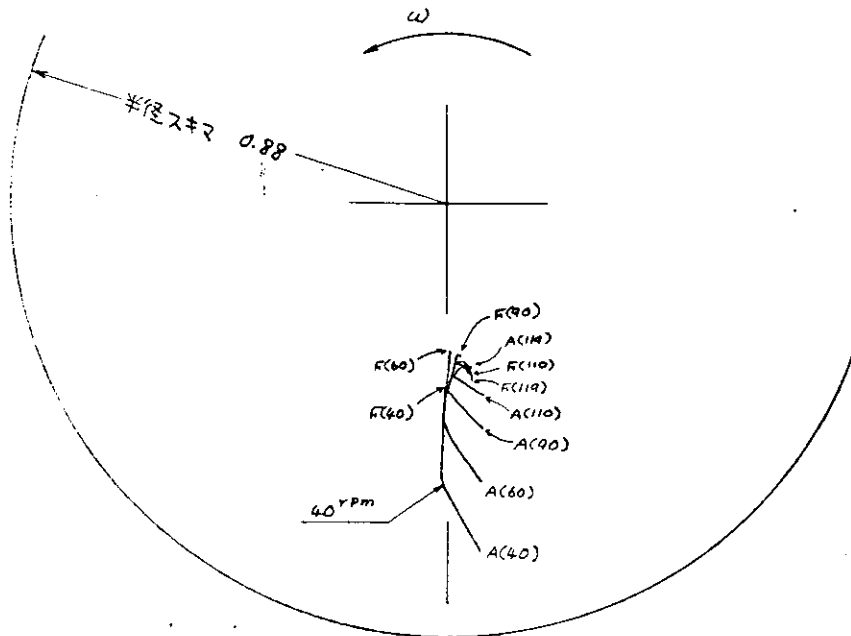


(c) 船尾管軸受の油膜厚さ分布



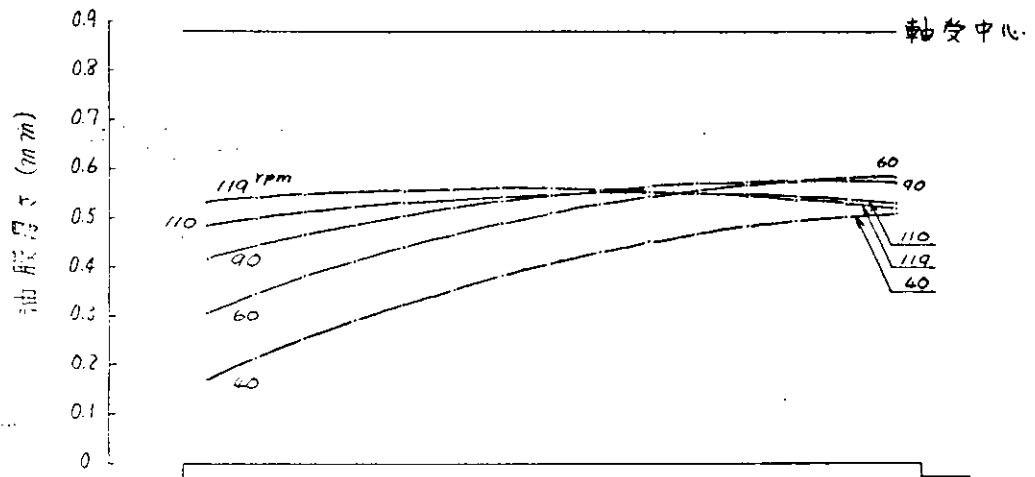
(d) 船尾管軸受の油膜圧力分布

図 2.2.2.7 回転数と油膜の関係 (N 船右舷・修正前)

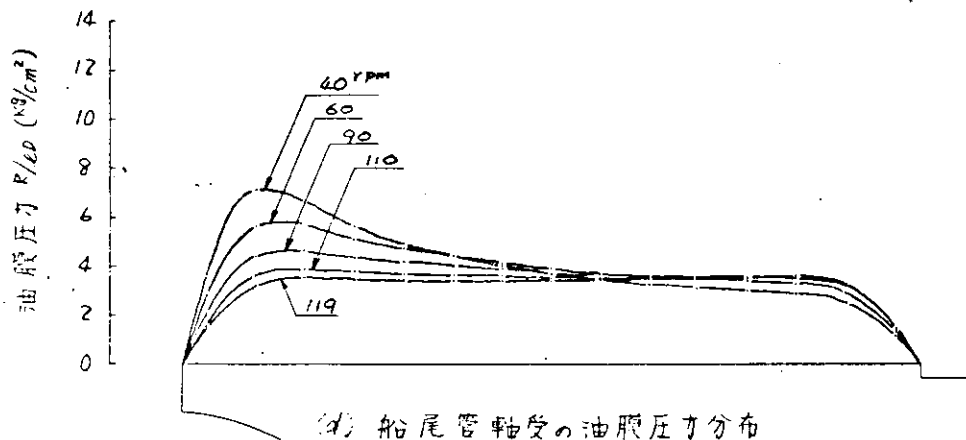


(a) 船尾管軸受内の軸心。(偏角考慮せず)

船尾から見る

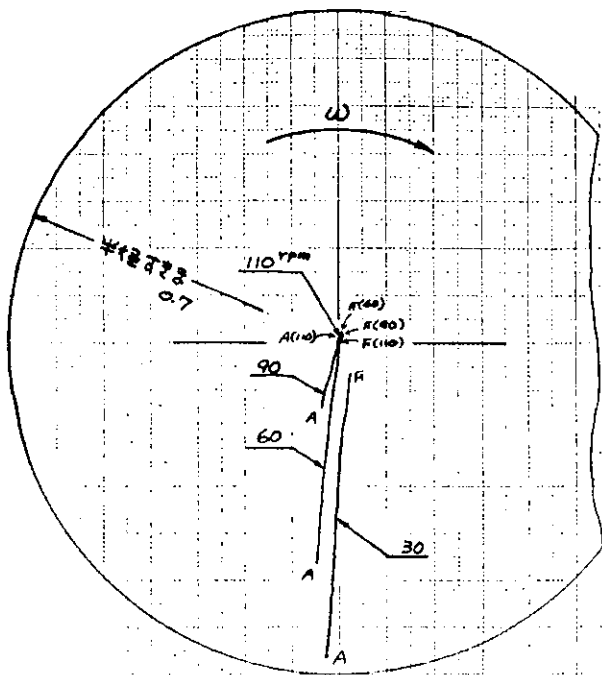


(b) 船尾管軸受の油膜厚さ分布

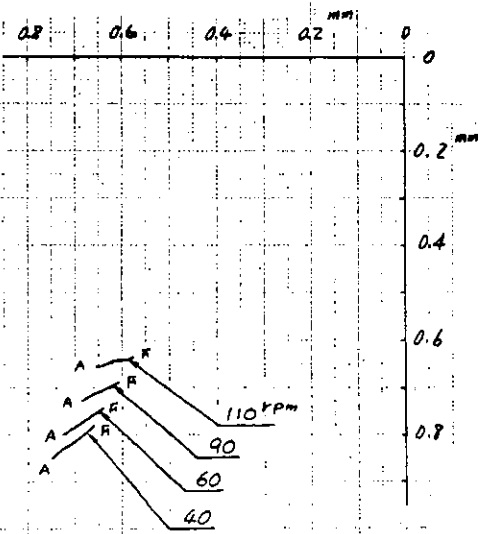


(c) 船尾管軸受の油膜圧力分布

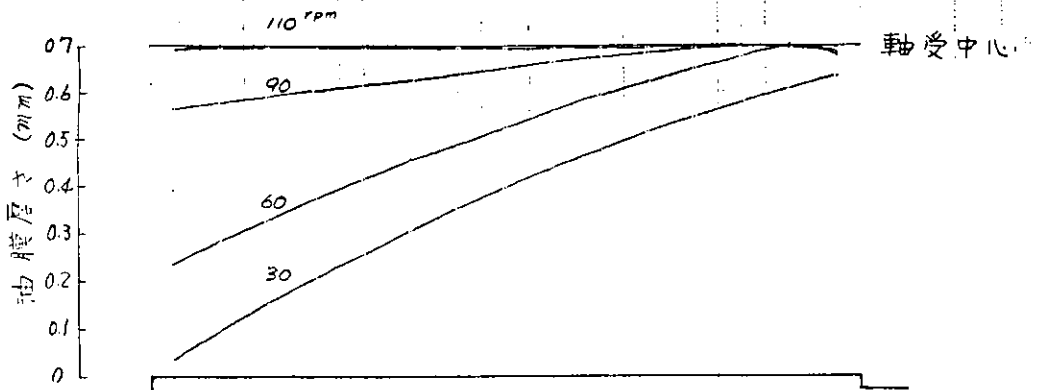
図 2.2.28 回転数と油膜の関係 (N 船右舷・修正後)



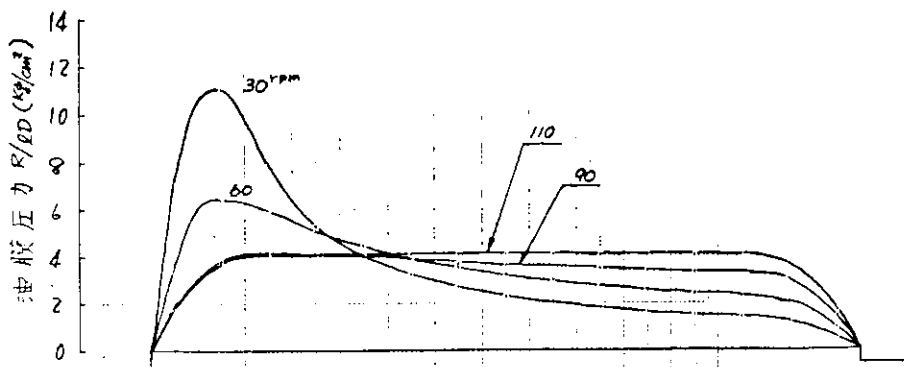
(a) 船尾管軸受内の軸心(偏角考慮せず)
艇から見る



(b) 船尾管軸受内 Bossing ため
艇から見る



(c) 船尾管軸受の油膜厚さ分布



(d) 船尾管軸受の油膜圧力分布

図 2.2.2.9 回転数と油膜の関係 (V 船・右舷)

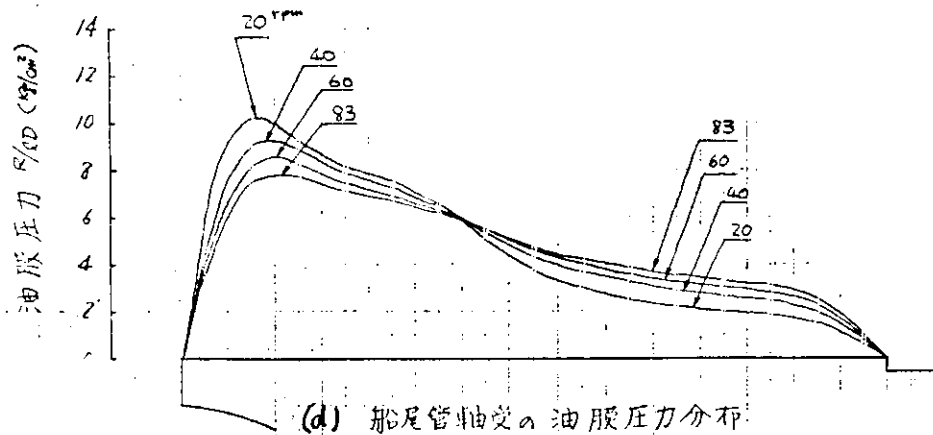
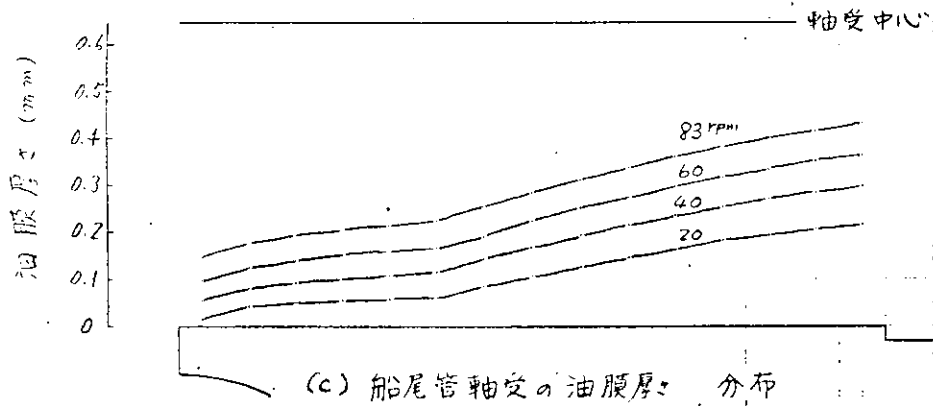
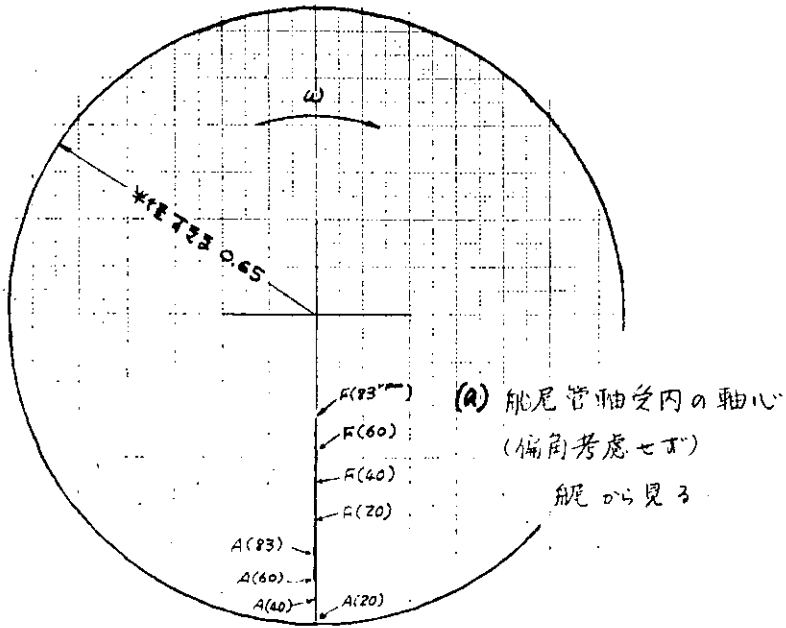


図 2.2.30 回転数と油膜の関係 (I 船)

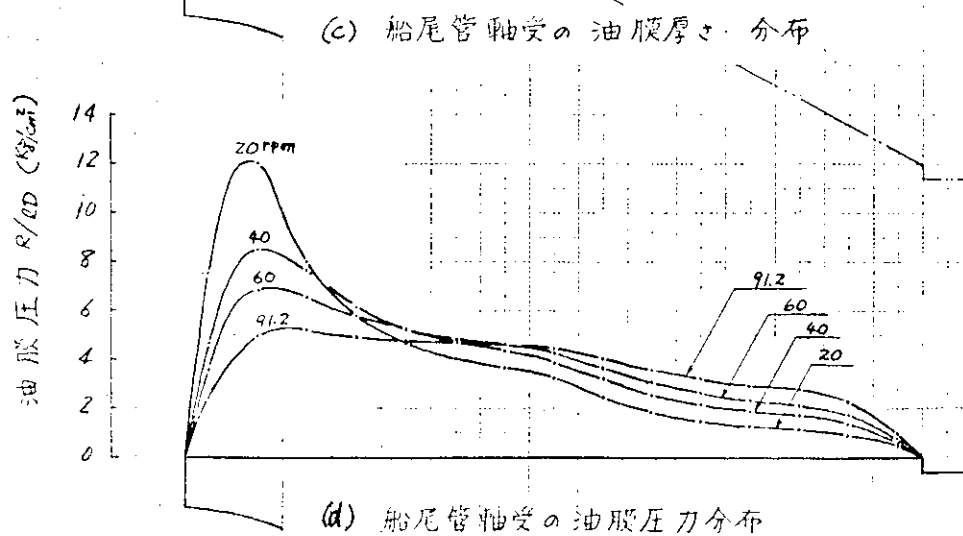
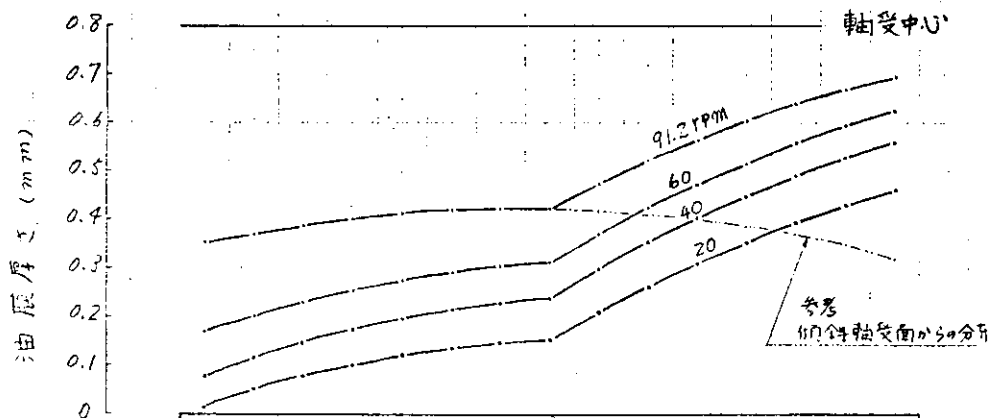
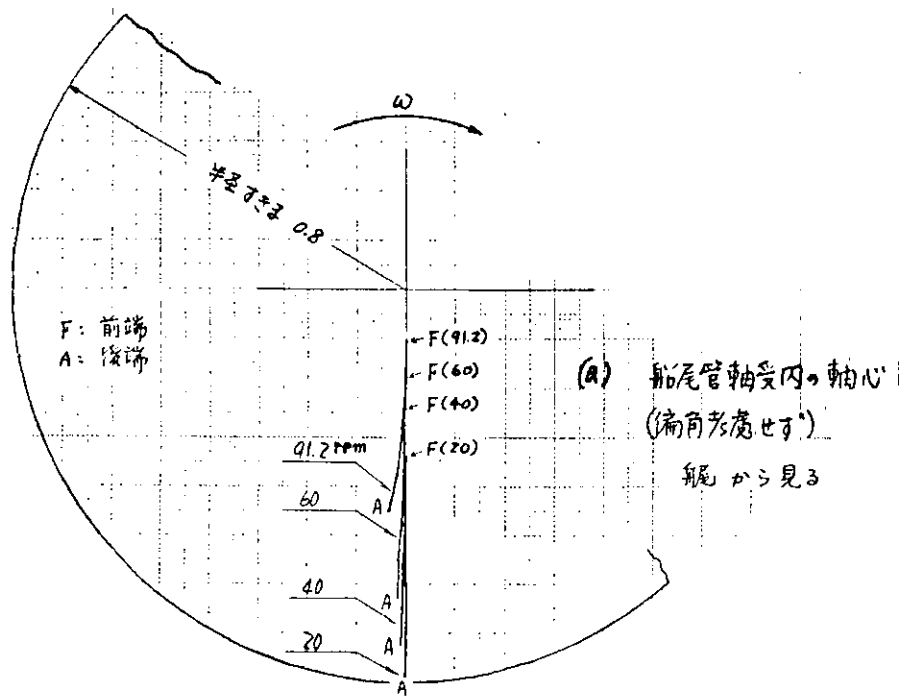
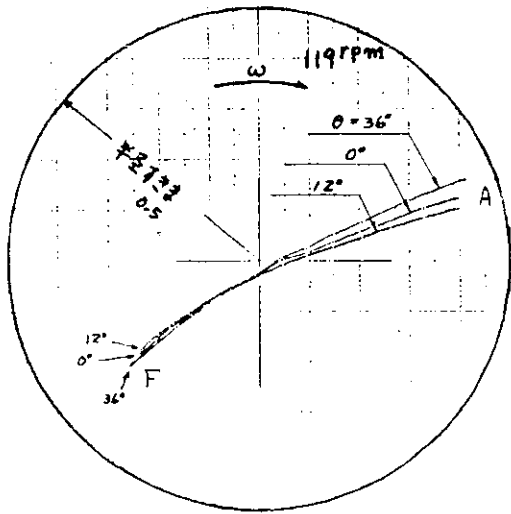
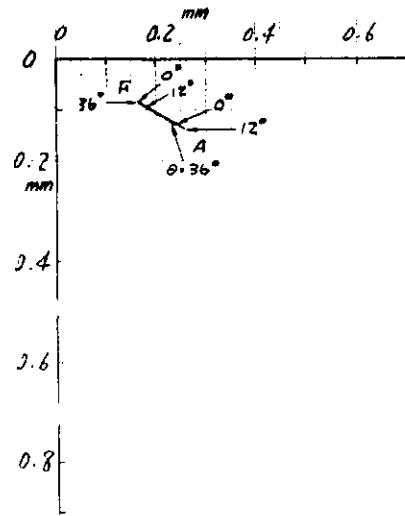


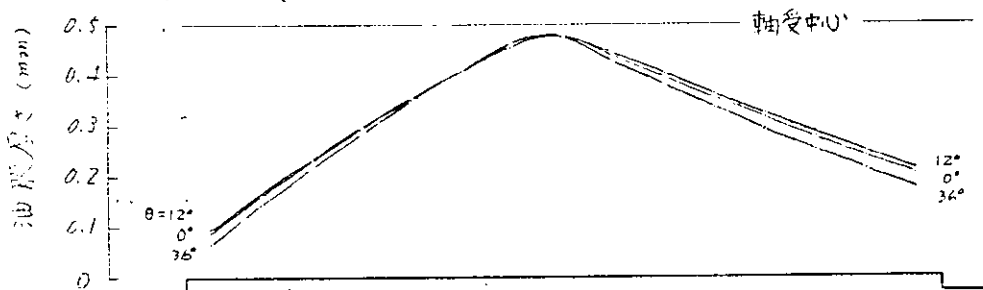
図 2.2.3.1 回転数と油膜の関係 (S 船)



(a) 船尾管軸受内の軸心 (偏角考慮せず)
艇から見る



(b) 船尾管軸受内 Bossing 下りみ
艇から見る

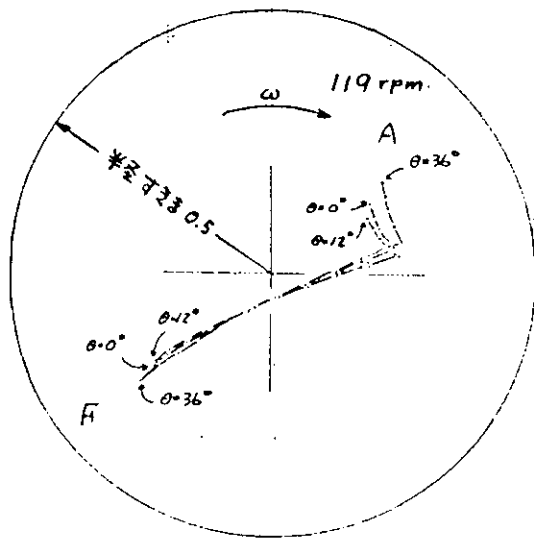


(c) 船尾管軸受の油膜厚さ分布

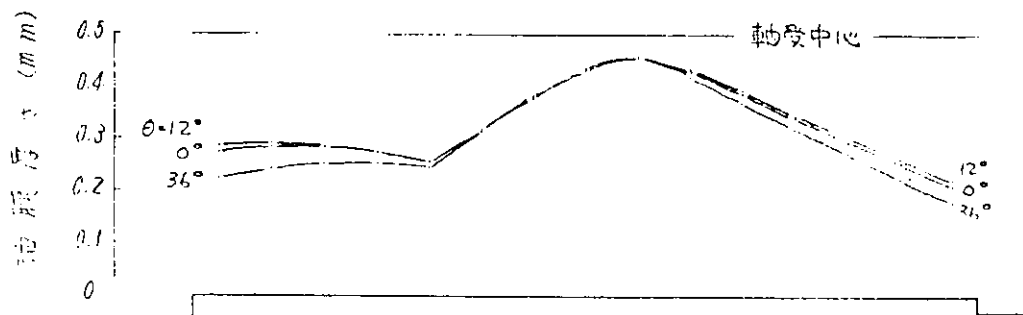


(d) 船尾管軸受の油膜圧力分布

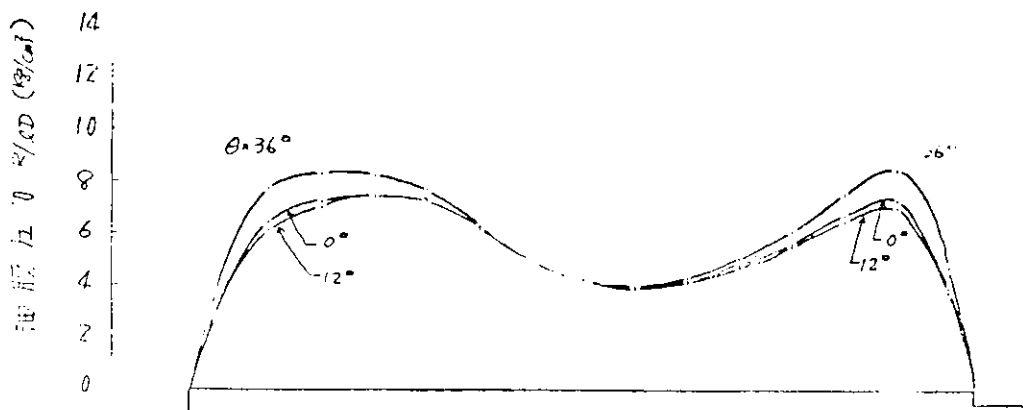
図 2.2.3.2 プロペラ角 θ と油膜の関係 (E 船左舷・事故前)



(a) 船尾管軸受内の軸心 (偏角考慮せず)
 船尾から見る

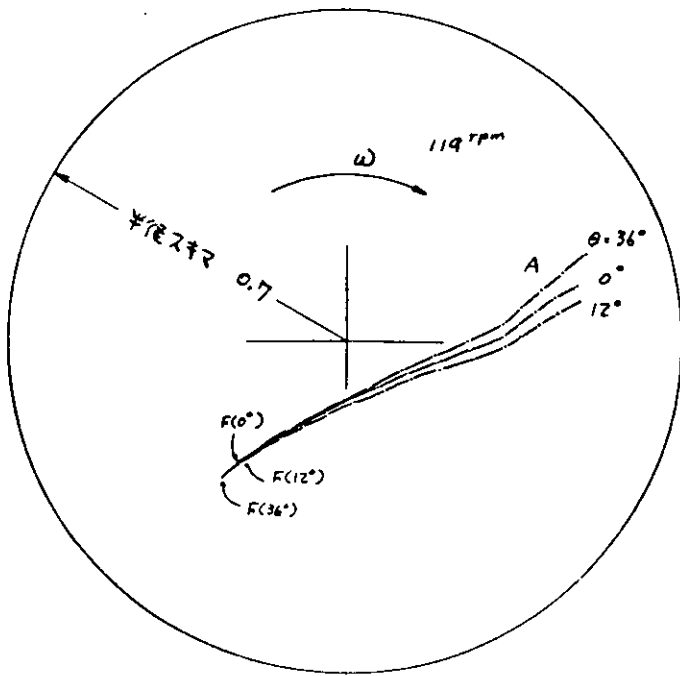


(c) 船尾管軸受の油膜厚さ分布

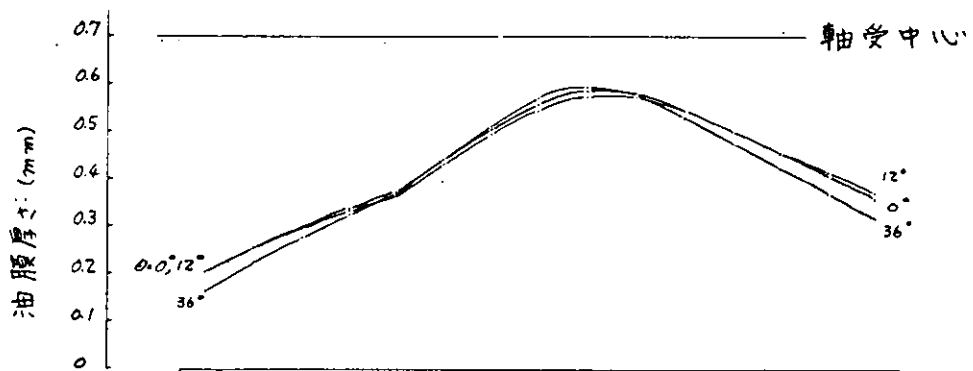


(d) 船尾管軸受の油膜圧力分布

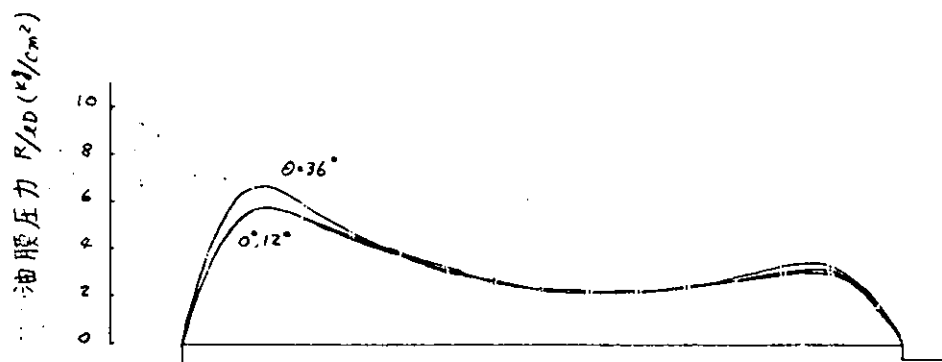
図 2.2.3.3 プロペラ角 θ と油膜の関係 (E 船左舷・事故後その 1)



(a) 船尾管軸受内の軸心(偏角考慮せず)
縦から見る

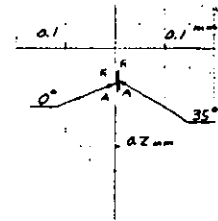
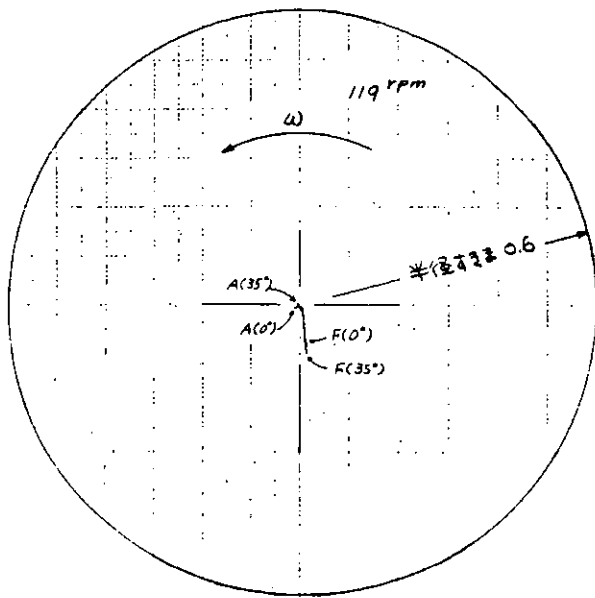


(c) 船尾管軸受の油膜厚さ分布



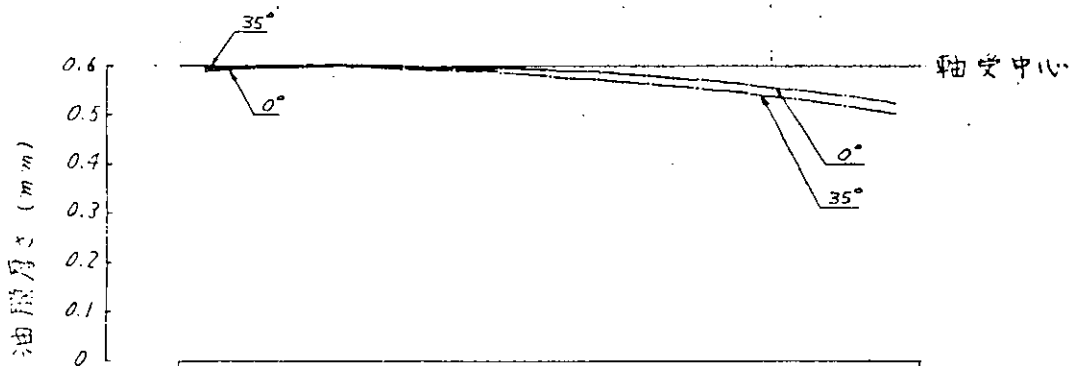
(d) 船尾管軸受の油膜圧力分布

図 2.2.3.4 プロペラ角 θ と油膜の関係 (E 船左舷・事故後その 2)

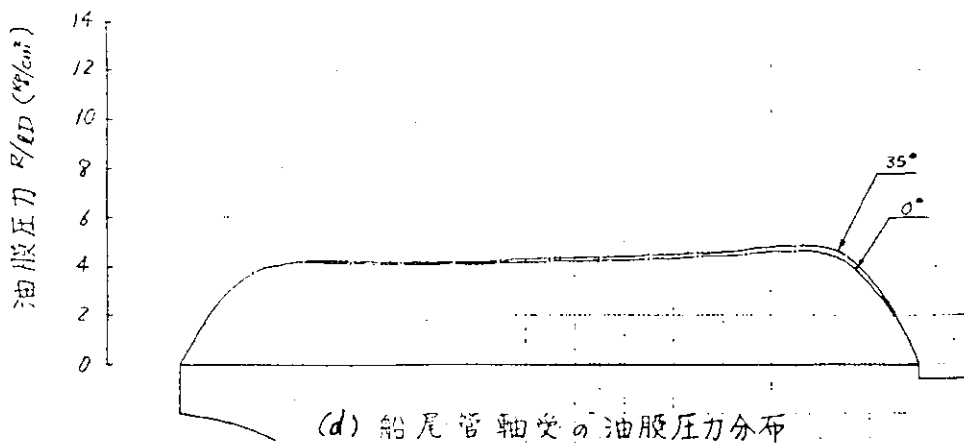


(a) 船尾管軸受内の軸心 (偏角考慮せず)
艇から見る

(b) 船尾管軸受内 Bossing について
艇から見る

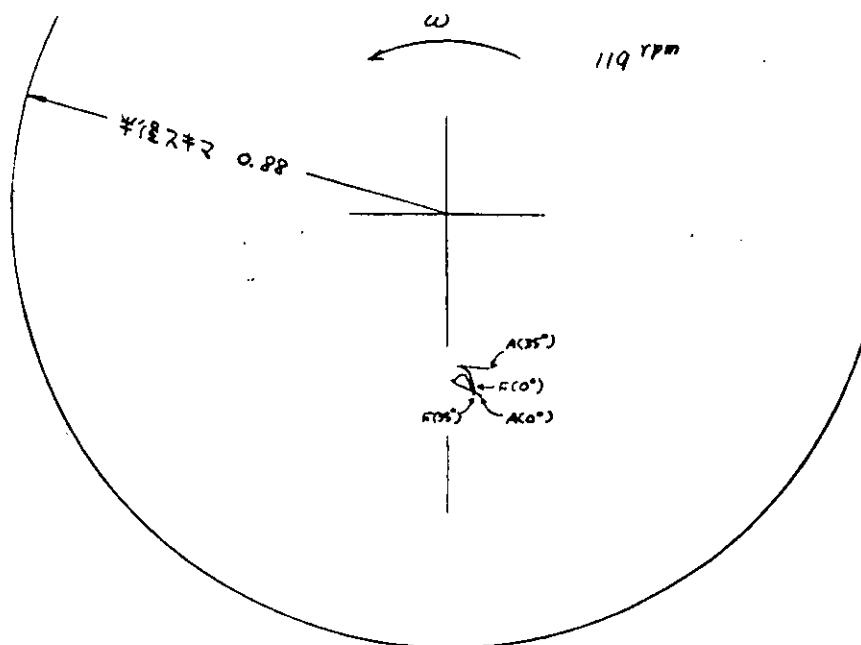


(c) 船尾管軸受の油膜厚さ分布

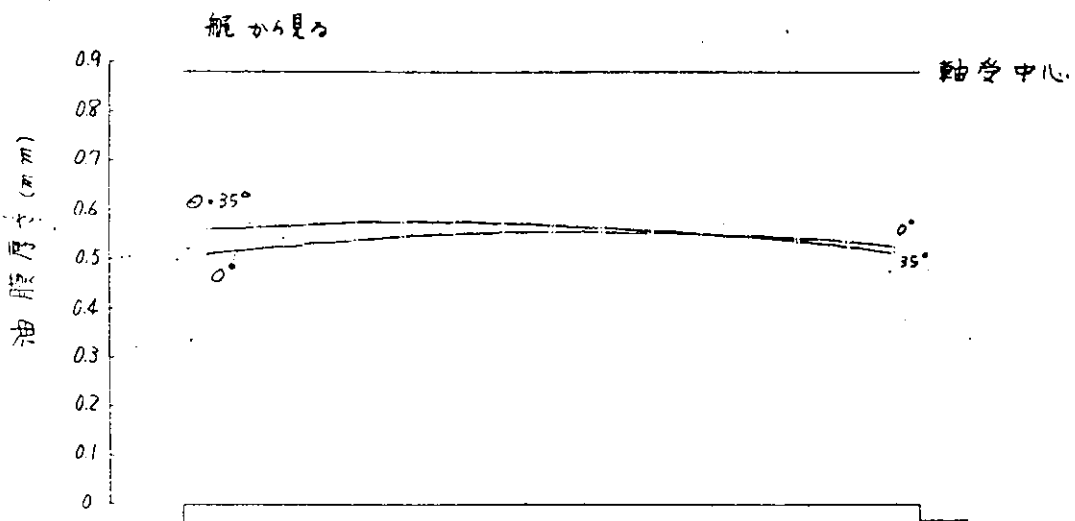


(d) 船尾管軸受の油膜圧力分布

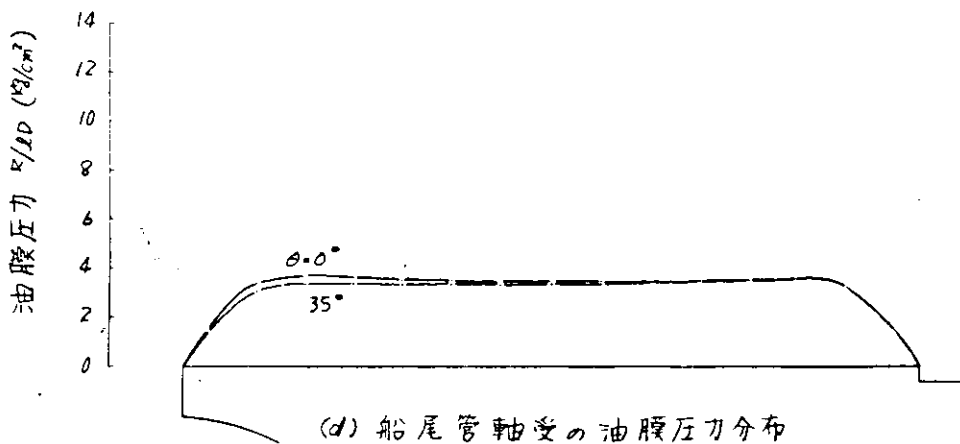
図 2.2.35 プロベシ角 θ と油膜の関係 (N 船右舷・修正前)



(a) 船尾管軸受内の軸心 (偏角考慮せず)

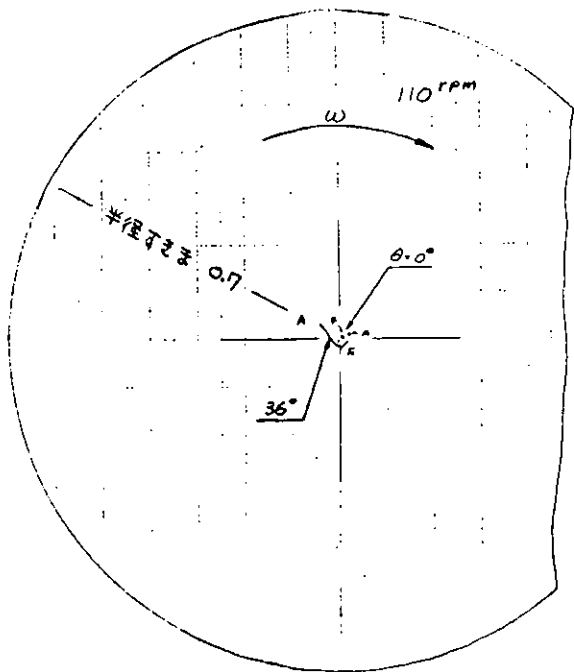


(b) 船尾管軸受の油膜厚さ分布

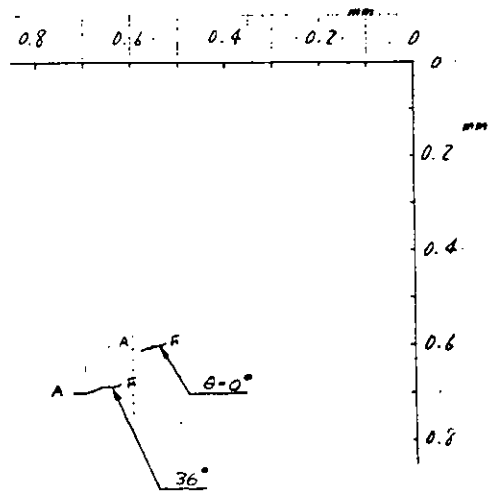


(c) 船尾管軸受の油膜圧力分布

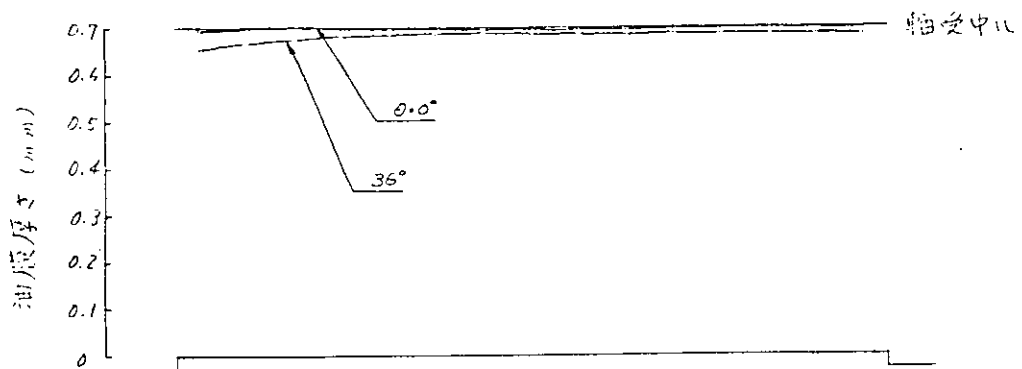
図 2.2.3.6 プロペラ角 θ と油膜の関係 (N 船右舷・修正後)



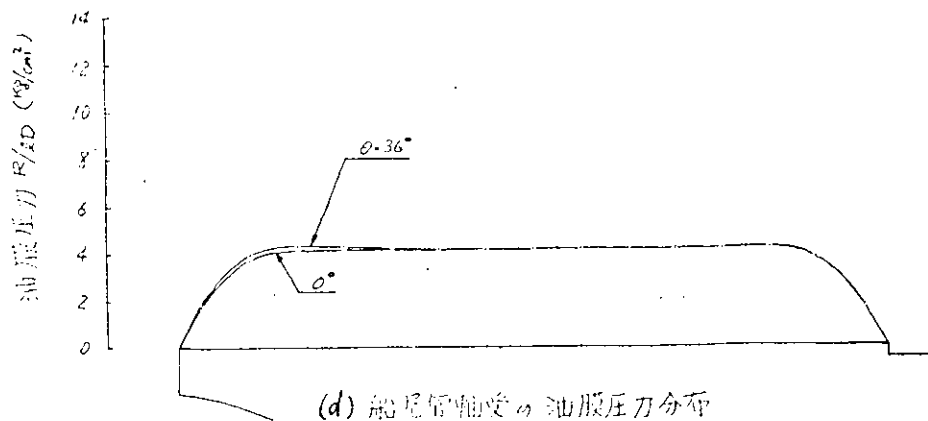
(a) 船尾管軸受内の中心(傾角 $\theta=0.0^\circ$)
艇から見る。



(b) 船尾管軸受内 Bossing $r=0.7$
艇から見る。

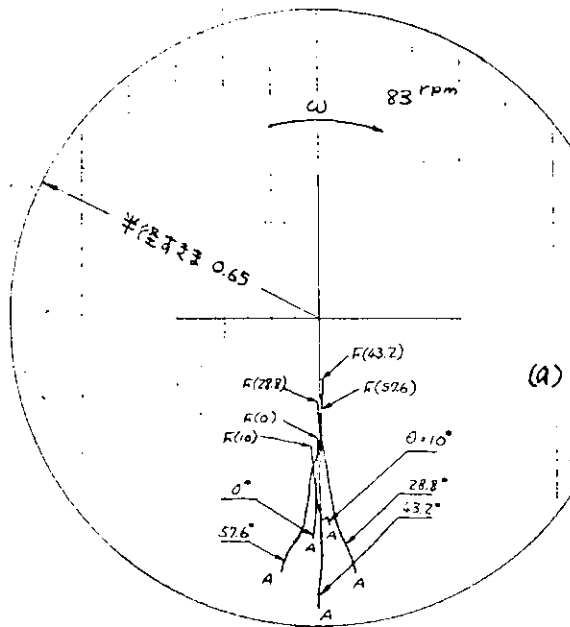


(c) 船尾管軸受の油膜厚さ分布

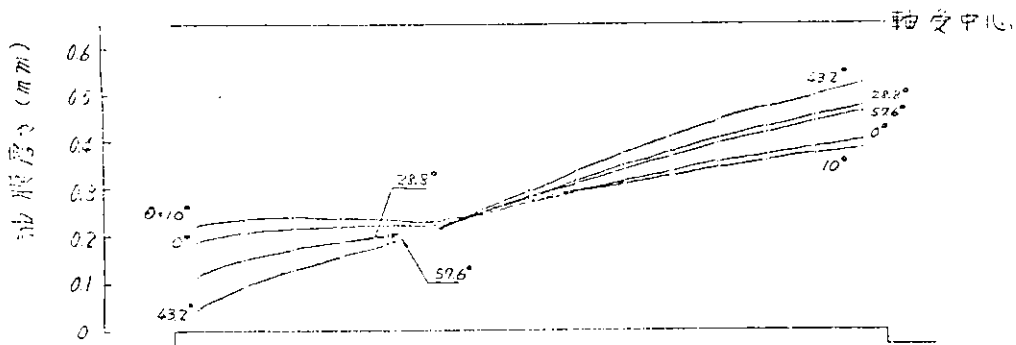


(d) 船尾管軸受の油膜圧力分布

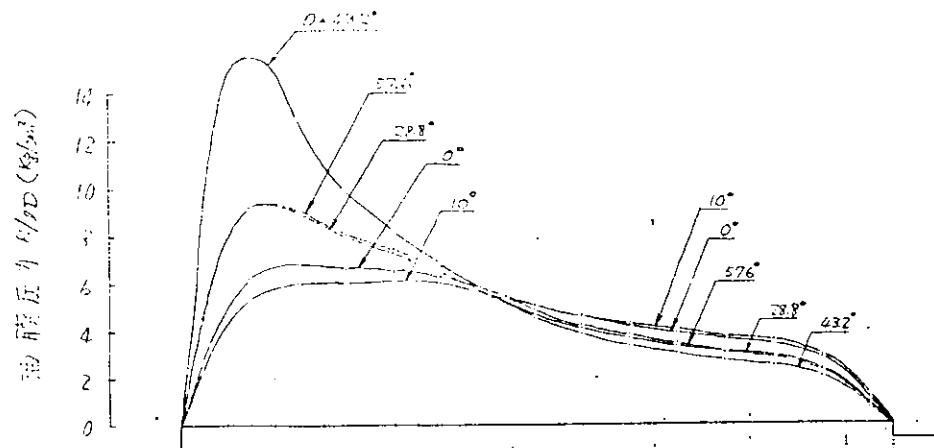
図 2.2.3.7 プロペラ角 θ と油膜の関係(▽船・右舷)



(a) 船尾管軸受内の軸心
(偏角考慮せず)
艇から見る



(c) 船尾管軸受の油膜厚さ分布



(d) 船尾管軸受の油膜圧力分布

図 2.2.3.8 プロペラ角 θ と油膜の関係(1船)

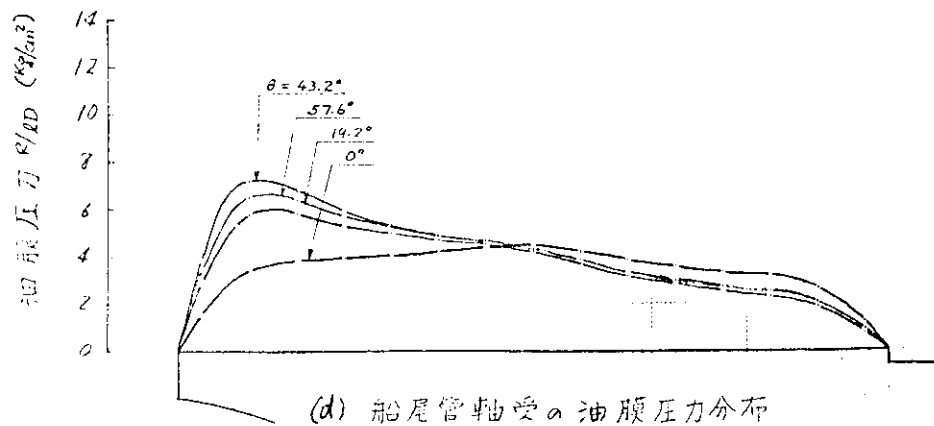
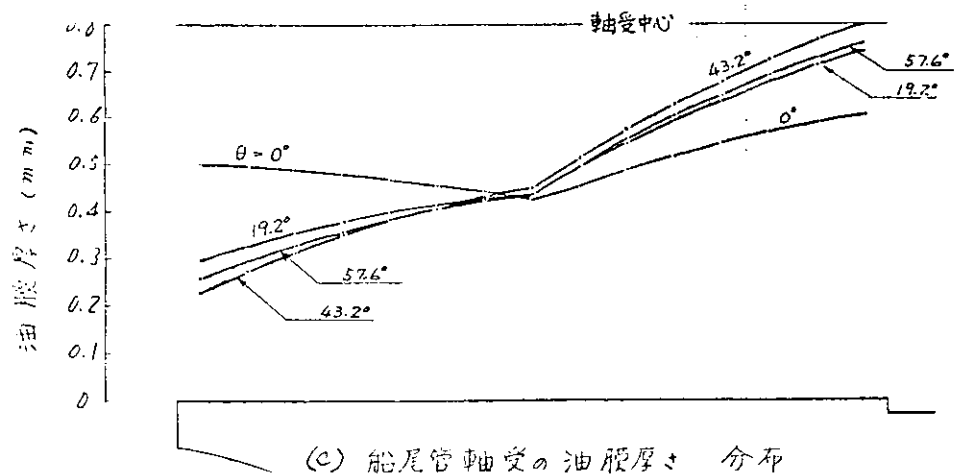
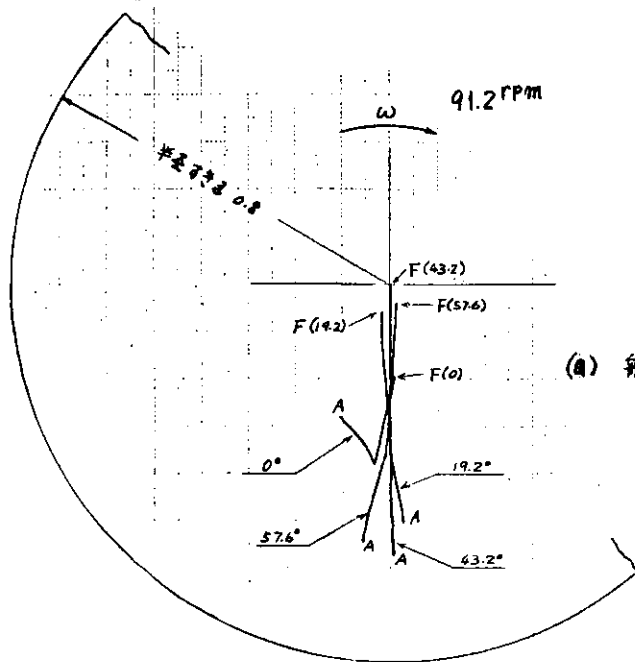
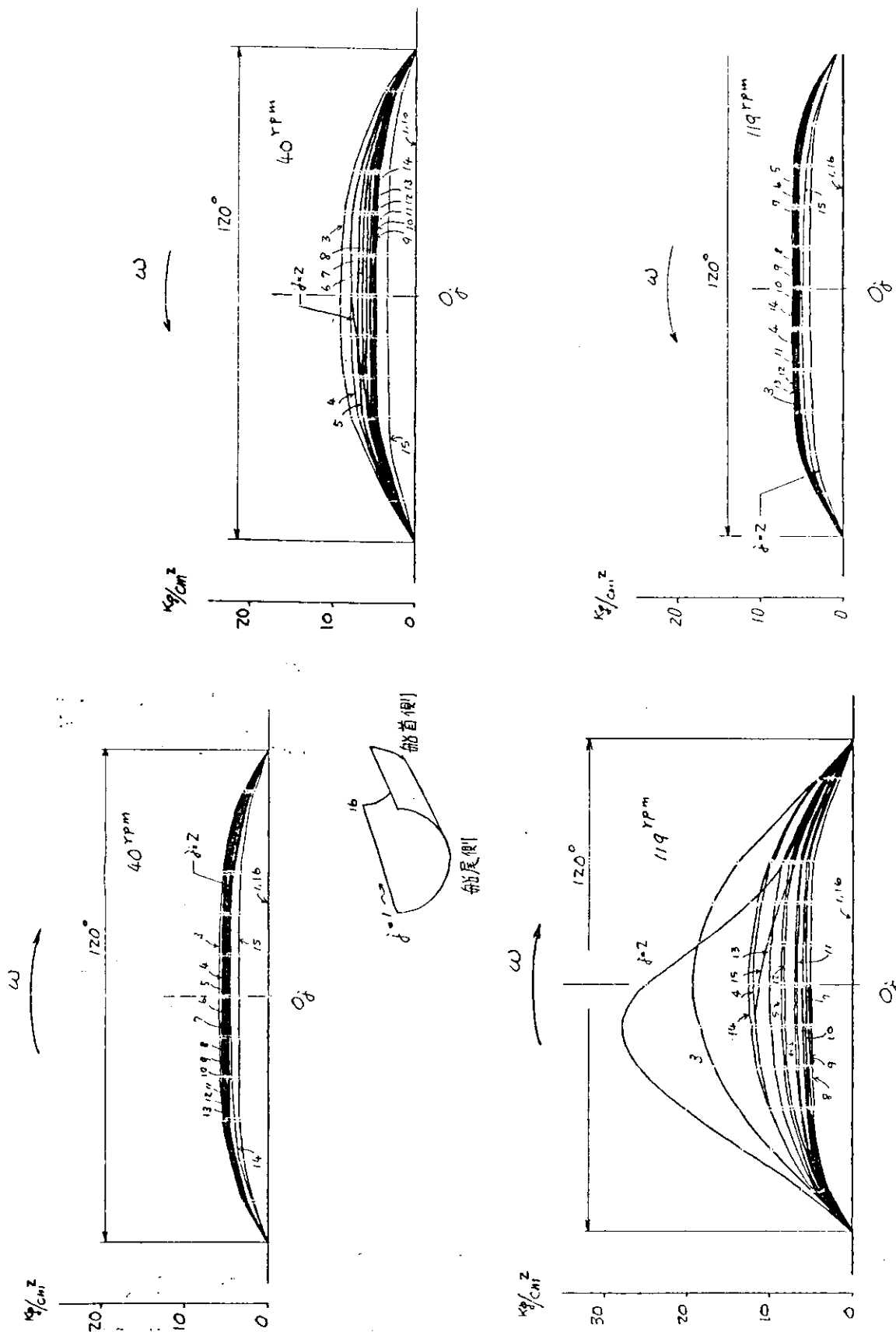


図 2. 2. 3 9 プロペラ角 θ と油膜の関係 (S 船)



軸受曲面の油膜圧力分布 (N 船, 右舷, 修正前)

図 2.2.40 軸受曲面の油膜圧力分布 (E 船, 左舷, 事故前)

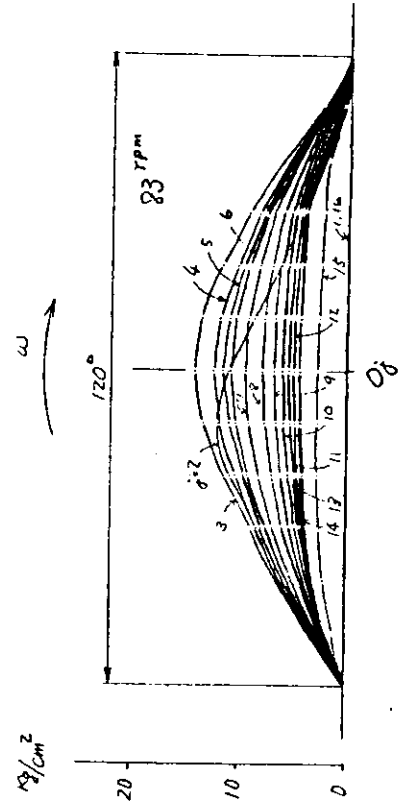
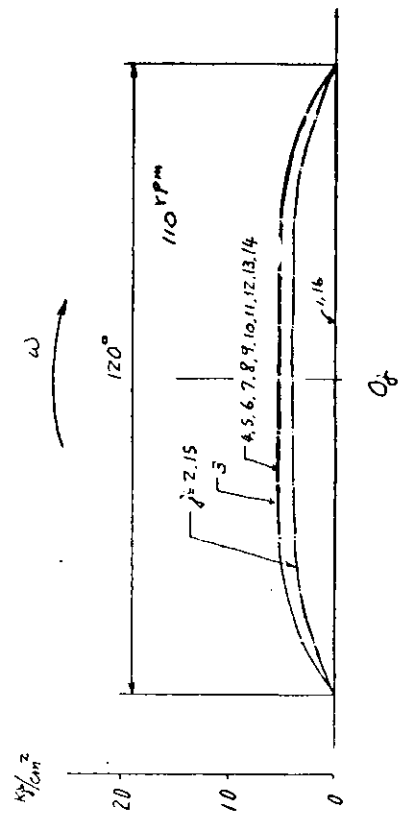
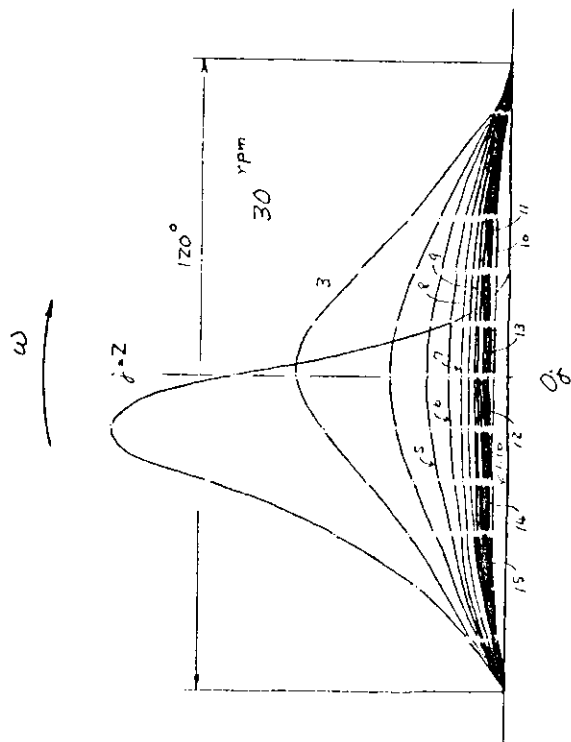
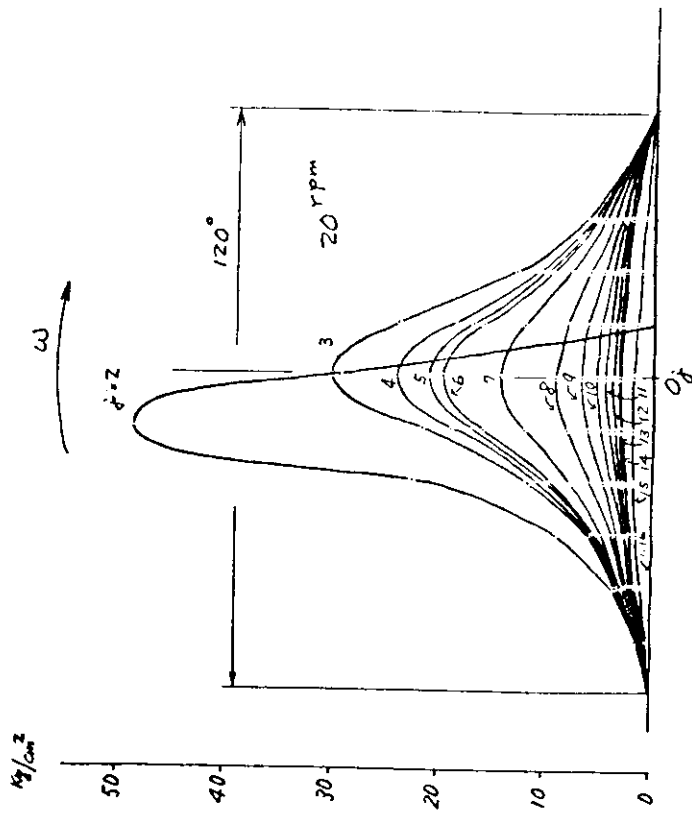


図 2. 2. 4 2 軸受曲面の油膜圧力分布 (V 船右舷)

図 2. 2. 4 3 軸受曲面の油膜圧力分布 (I 船)

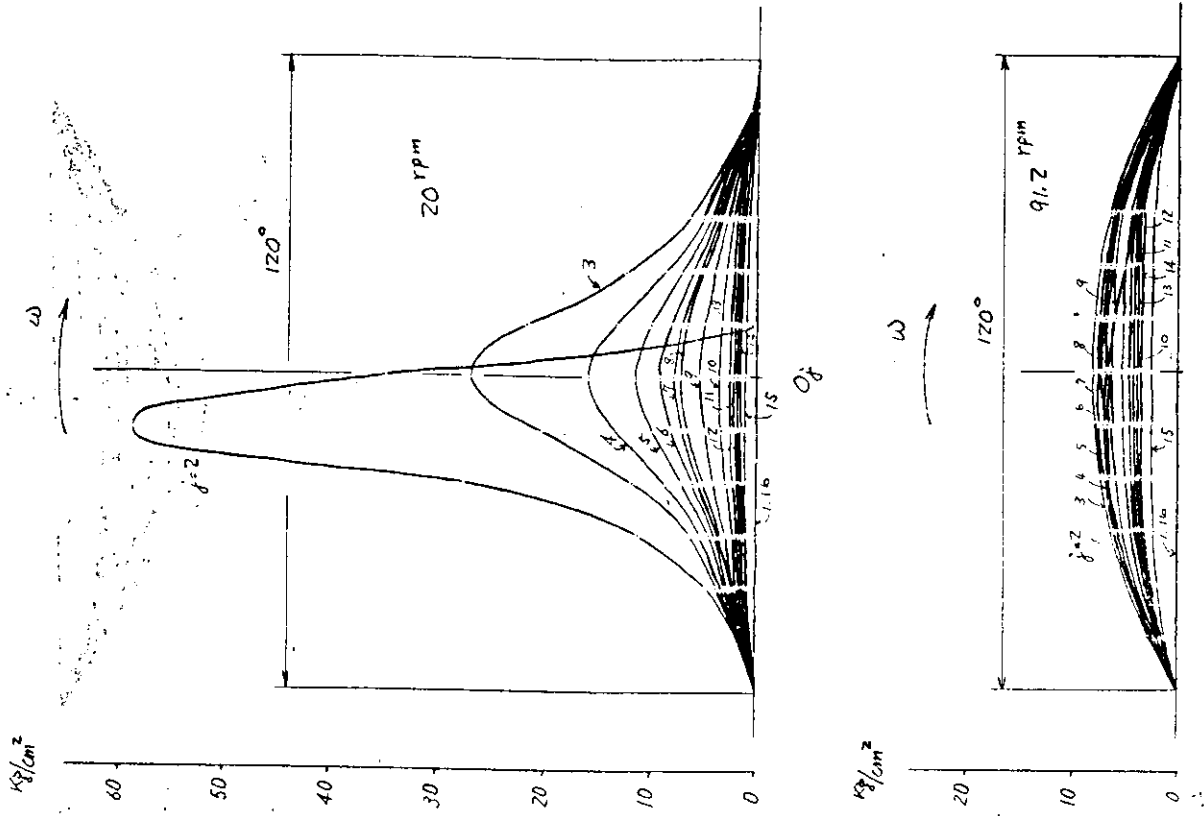
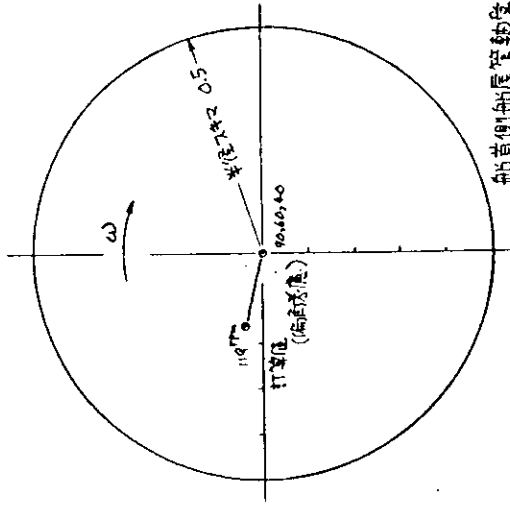
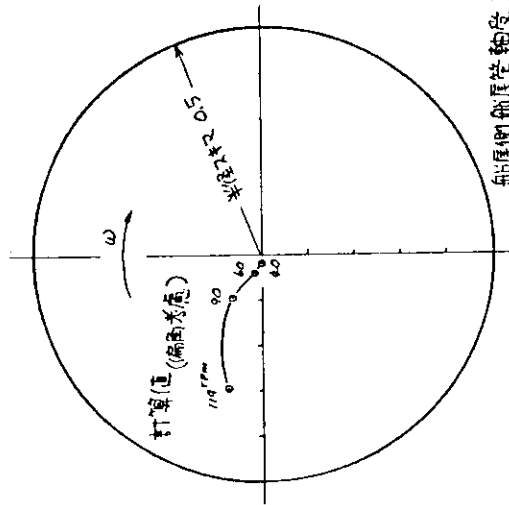


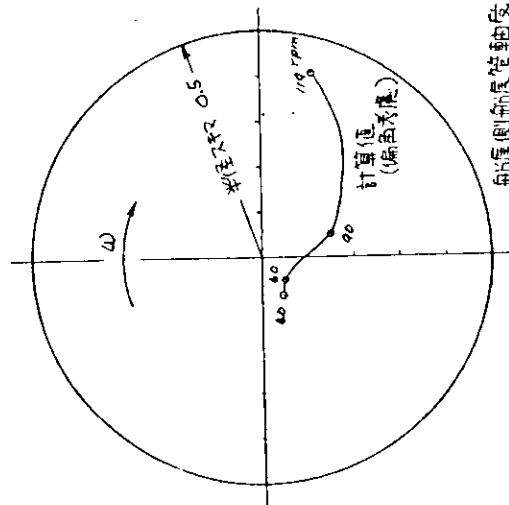
図 2.2.4.4 軸受曲面の油膜圧力分布 (S 給)



船首側船尾管軸受 中央部

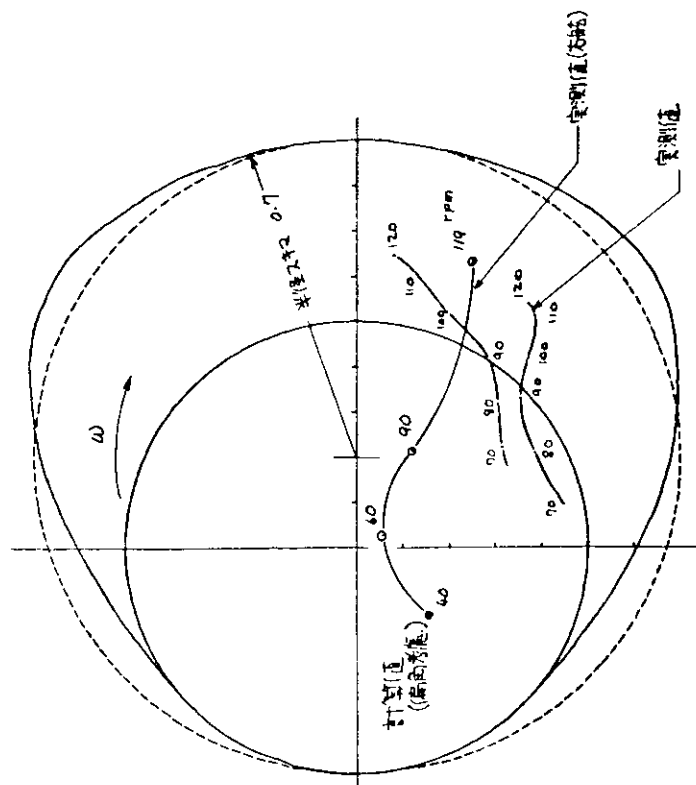


船首側船尾管軸受 前部部

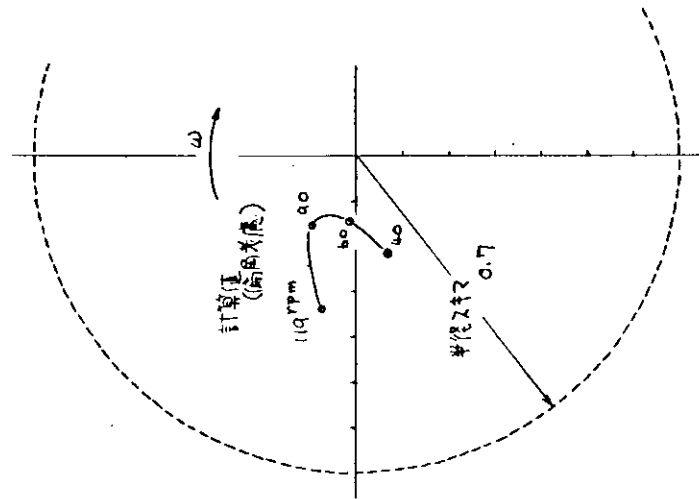


船首側船尾管軸受 後部部

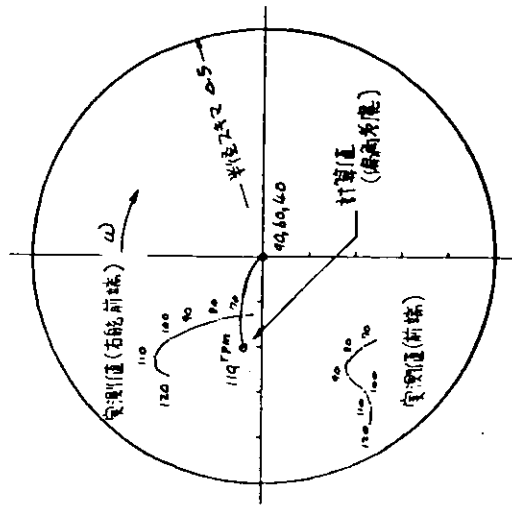
図 2. 4. 5 軸心の軌跡 (B 船, 左舷, 事故前)



船尾側船定管軸後端部

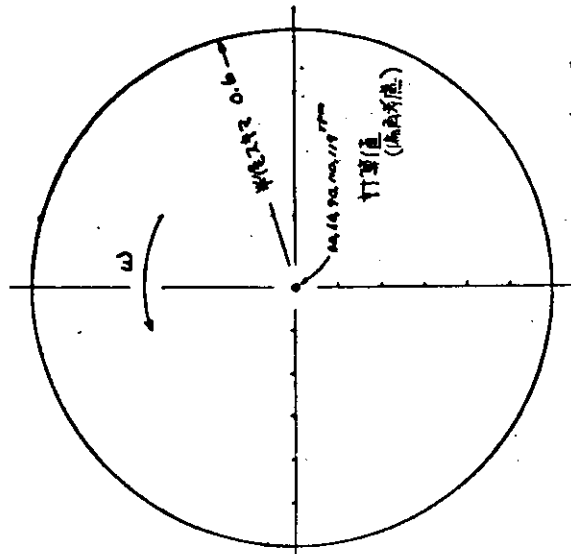


船頭側船定管軸前端部

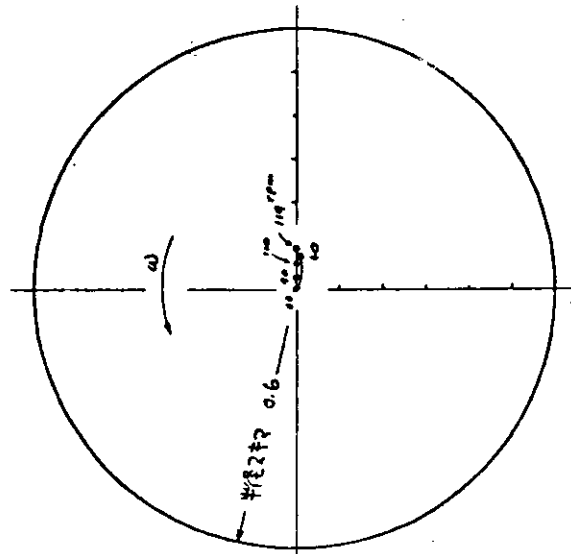


船首側船定管軸受中部

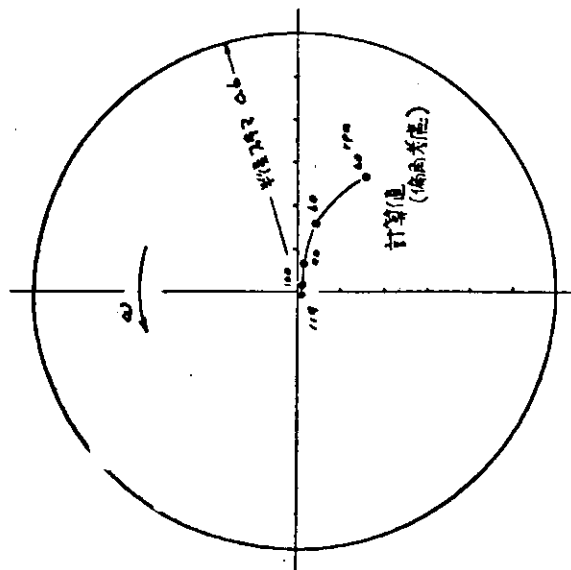
図 2.2.4.7 軸心の軌跡 (B 船, 左舷, 事故後その 2)



船尾側船尾管軸受 中央部

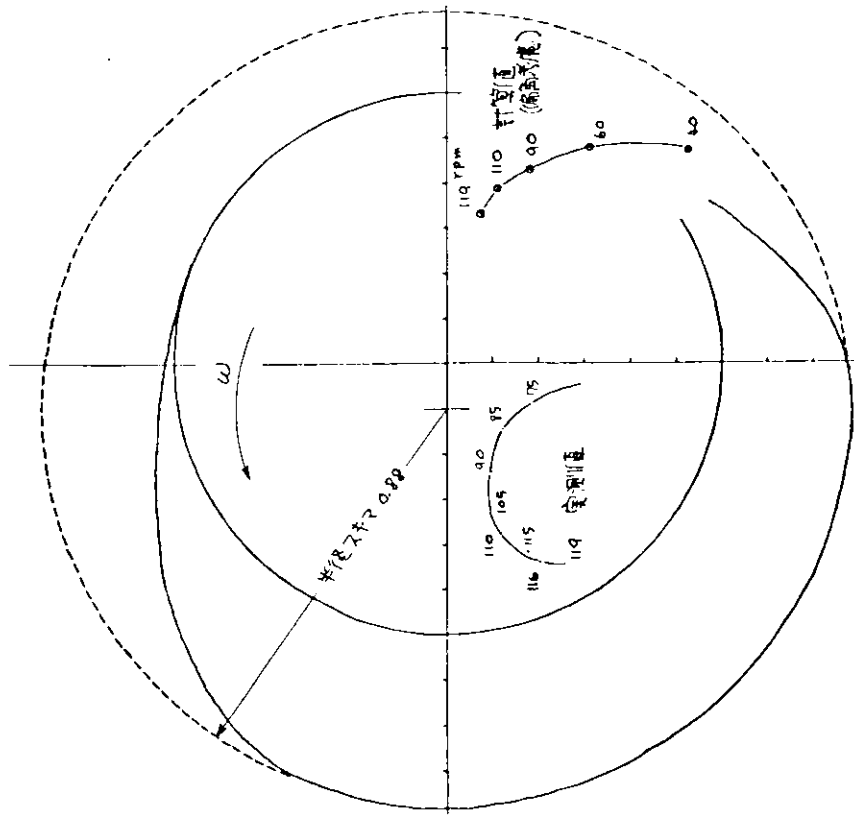


船頭側船尾管軸受 前端部

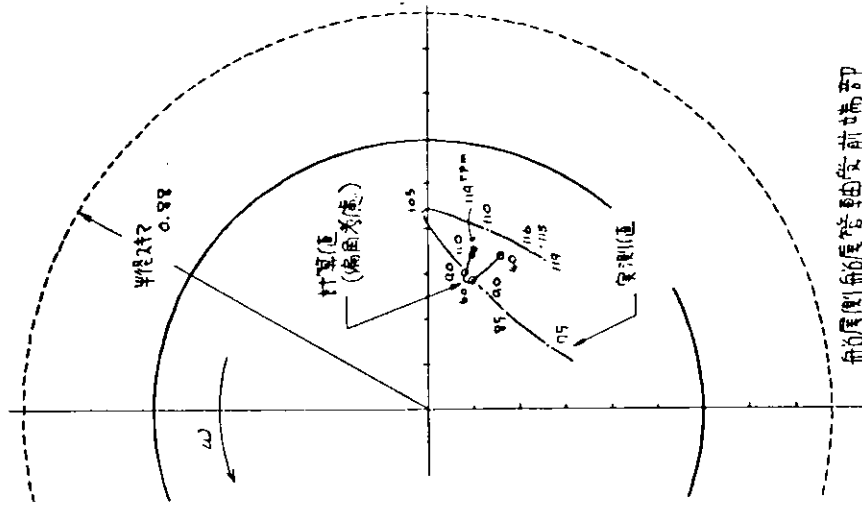


船尾側船尾管軸受 後端部

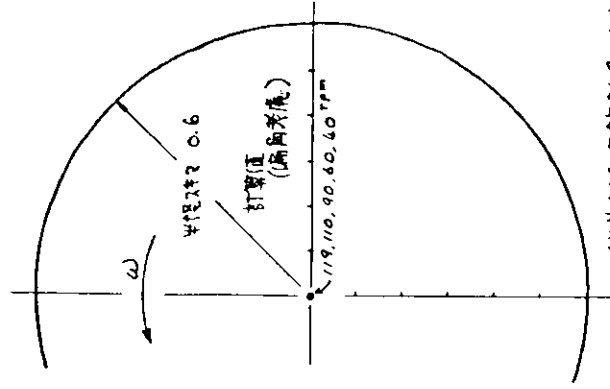
図 2.2.4.8 軸心の軌跡 (N 船, 右舷, 修正前)



船尾側船尾管軸後端部

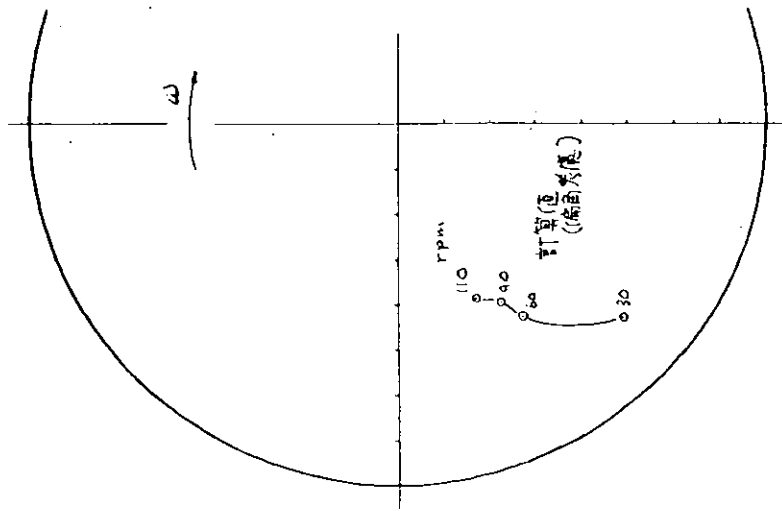


船首側船尾管軸前端部

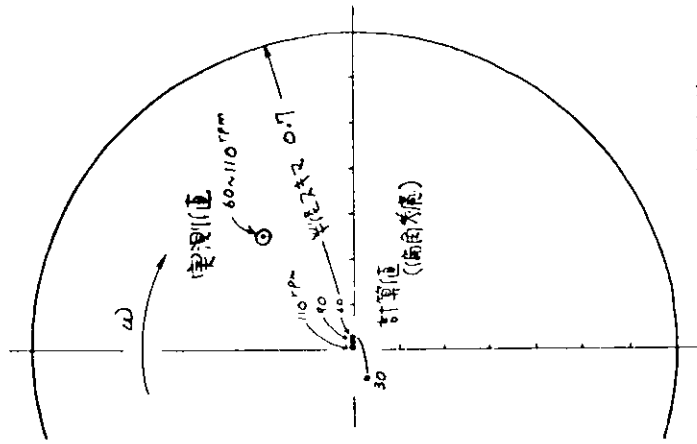


船首側船尾管軸中央部

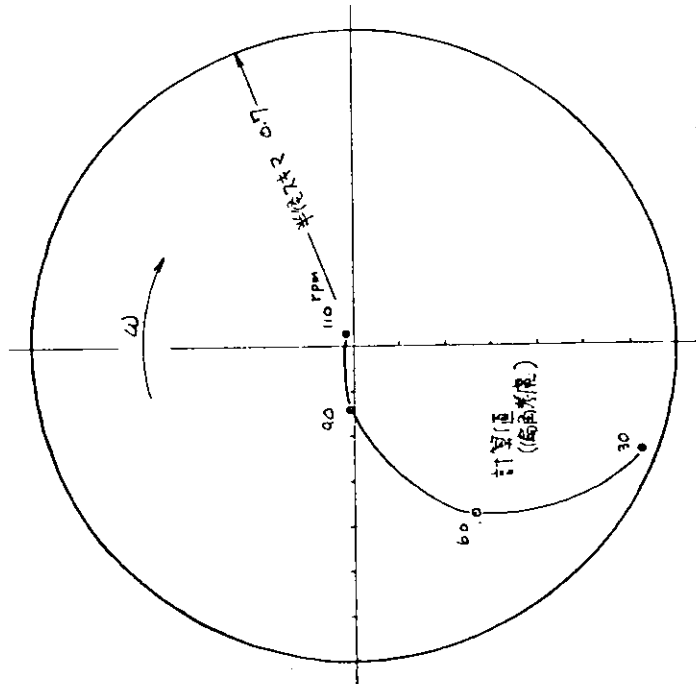
図 2.2.4.9 軸心の軌跡 (N 船, 右舷, 修正後)



船尾側船尾管軸受中央部

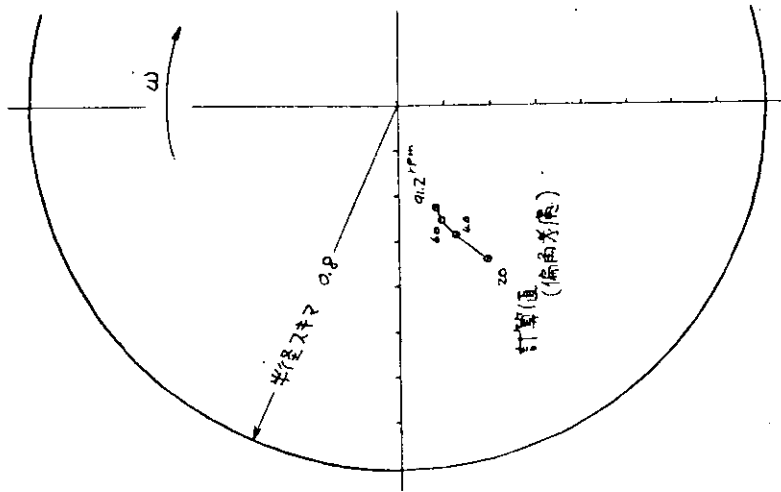


船尾側船尾管軸受前端部

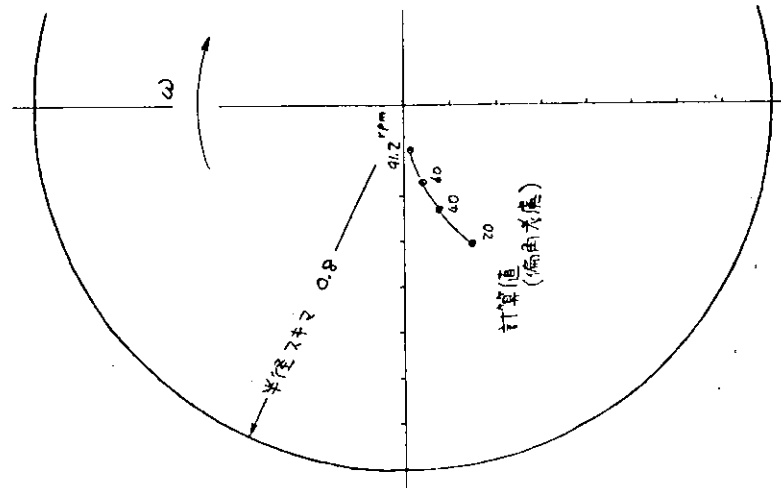


船尾側船尾管軸受後部

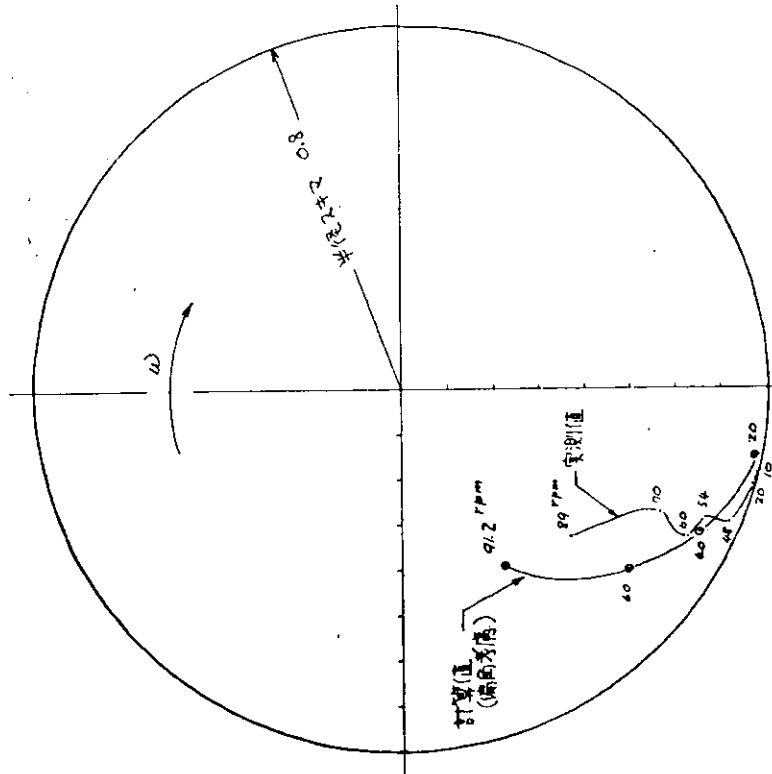
図 2.2.5 0 軸心の軌跡 (V 船, 右舷)



船首側船尾管軸受中央部



船尾側船尾管軸受前部部



船尾側船尾管軸受後部部

図 2.2.5.2 軸心の軌跡 (S 船)

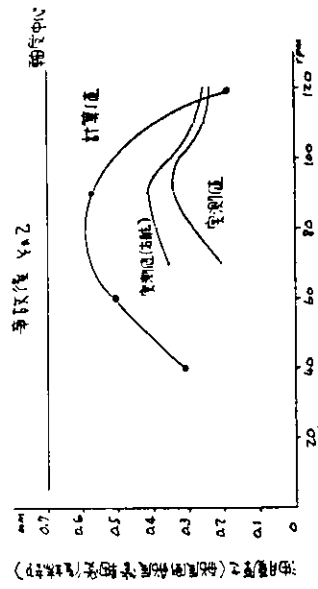
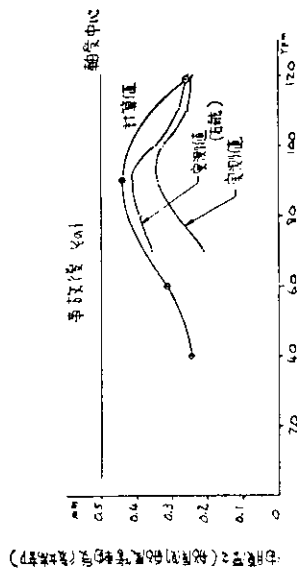
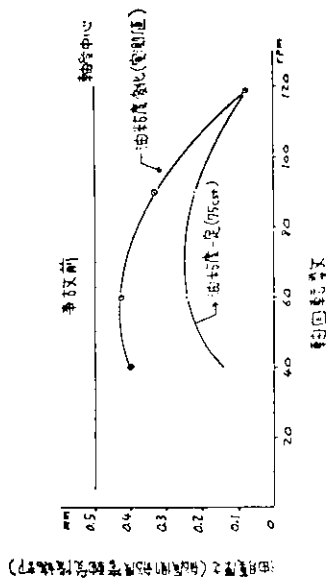


図 2.2.5.3 油膜厚さと軸回転数 (B 船左舷)

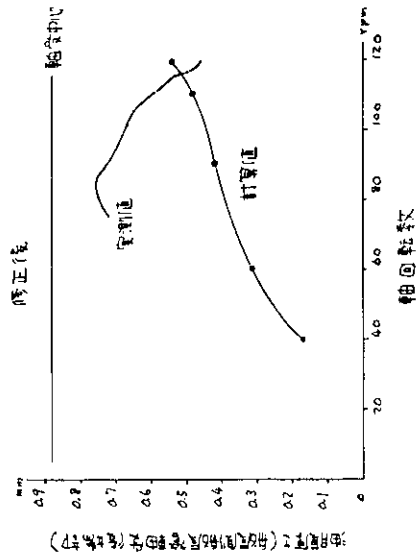
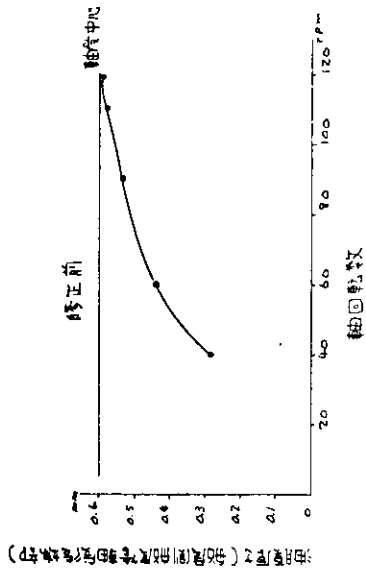


図 2.2.5.4 油膜厚さと軸回転数 (N 船右舷)

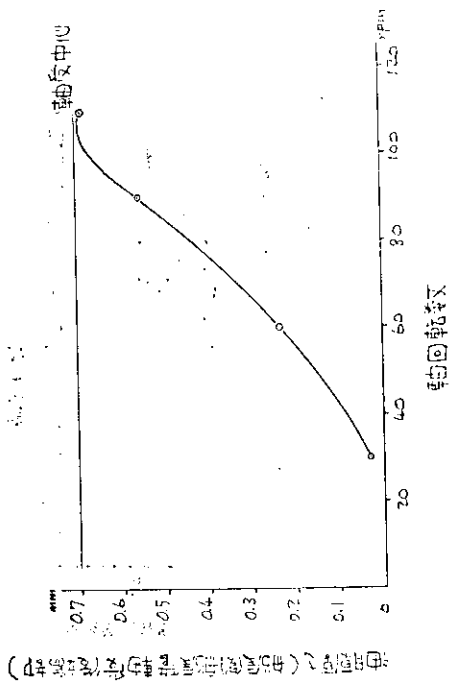


図 2.2.5.5 油膜厚さと軸回転数 (V 船右舷)

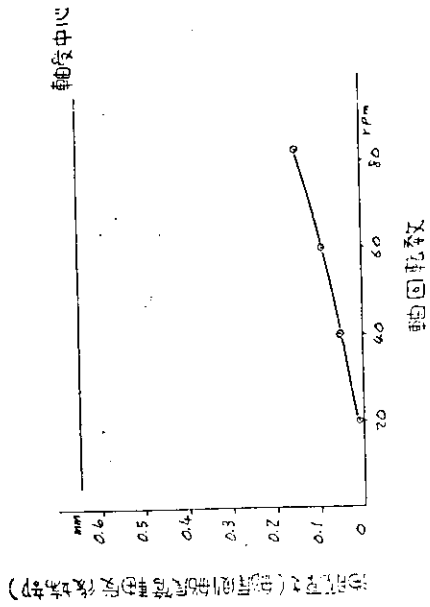


図 2.2.5.6 油膜厚さと軸回転数 (1 船)

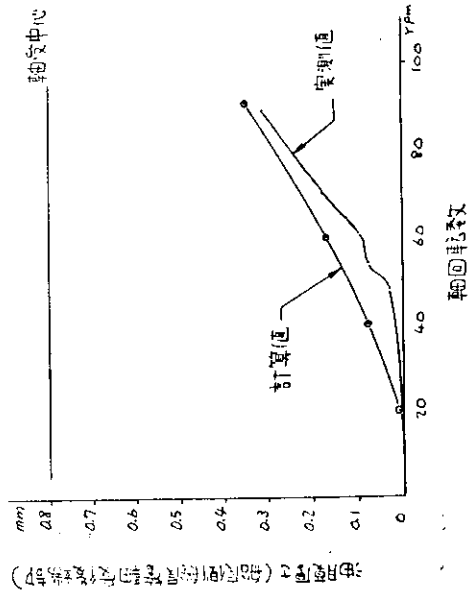


図 2.2.5.7 油膜厚さと軸回転数 (S 船)

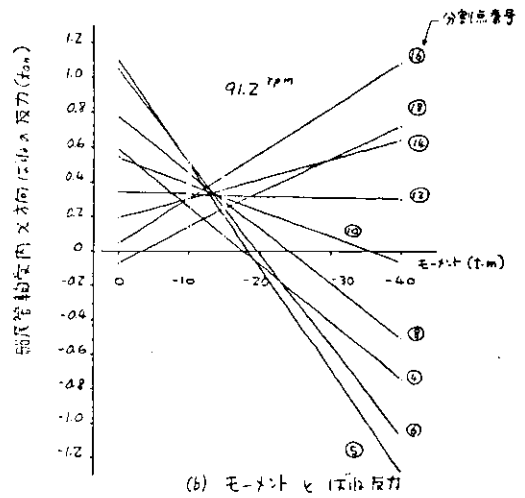
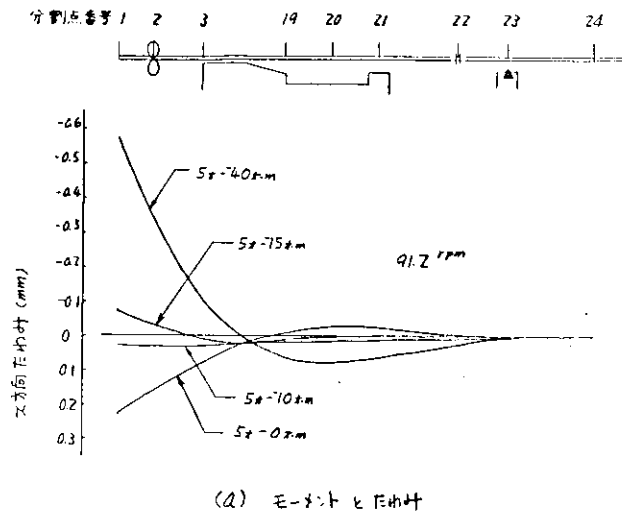


図 2.2.58 外力のモーメントと軸のたわみ及びばね反力の関係 (S 船・91.2 rpm)

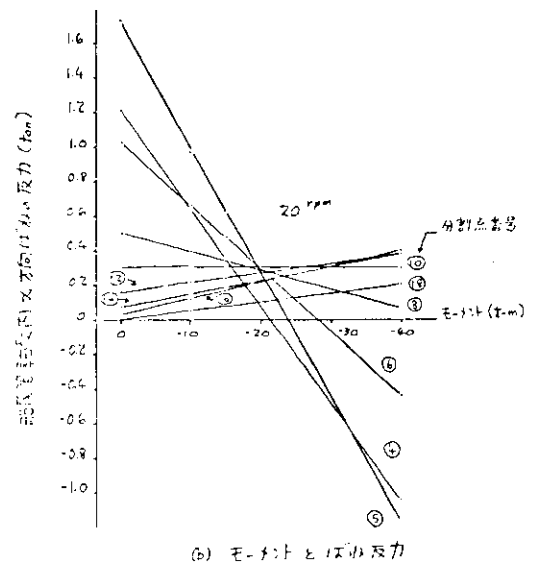
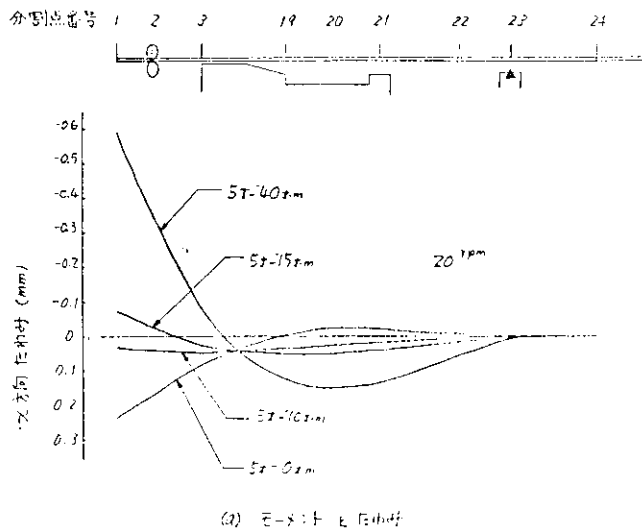
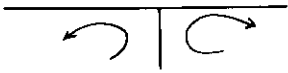



図 2.2.59 外力のモーメントと軸のたわみ及びばね反力の関係 (S 船・20 rpm)

補填1. 多軸コンテナ船の軸系配置実績調査(続)

20000DWT以上の多軸コンテナ船の軸系配置について、各船主および造船所に対し、アンケート調査を行い、その結果を48年度報告書(研究資料第204)3.1節に記載したが、その後さらに2隻のコンテナ船についての回答を得たので追加報告する。

LIST OF MULTI-SCREW SHAFTING ARRANGEMENT

NAME of the ship	HAMBURG EXPRESS	ASIALINER
Date of delivery	JULY 1972	FEB. 1972
Owner	HAPAG-LLOYD AG	Scarsdale Shipping Co., Ltd.
Shipbuilder	Blohm + Voss AG	Rheinstahl Nordsee werke G.M.B.H. Emden
Hull dimension (m) LOA × L _{pp} × B × D~d	287.70 × 273.00 × 32.2 × 25.00 12.82	243.3 × 224.05 × 30.50 × 19.20 10.66
Dead weight (LT) NO. of container	48,750 3010 × 20FT	27,984 943 × 40FT
Type of main engine Output/shaft, RPM	STAL-LAVAL AP40 40,000PS 136RPM × 2 shafts	GASTURBINE P&W FT4A-12 29,300PS 135RPM × 2 shafts
Direction of prop. rotation seen from aft		
Type of shaft support	Grim Type Elastic Stern Tube	A Bracket Type
Type of stern bearings	White metal bush	White metal Lined Stern tube
Type of intermediate shaft bearings	White metal Plummer Block Bearings	Mitchell
Type of shaft coupling	Propeller shaft SKF OK Type Intermediate shaft Flange couplings	SKF
Type of outboard shaft protection		ANODIC
Type & make of shaft seals	Simplex Seal	LIP TYPE
No. of Reference drawing	FIG. 11	FIG. 12

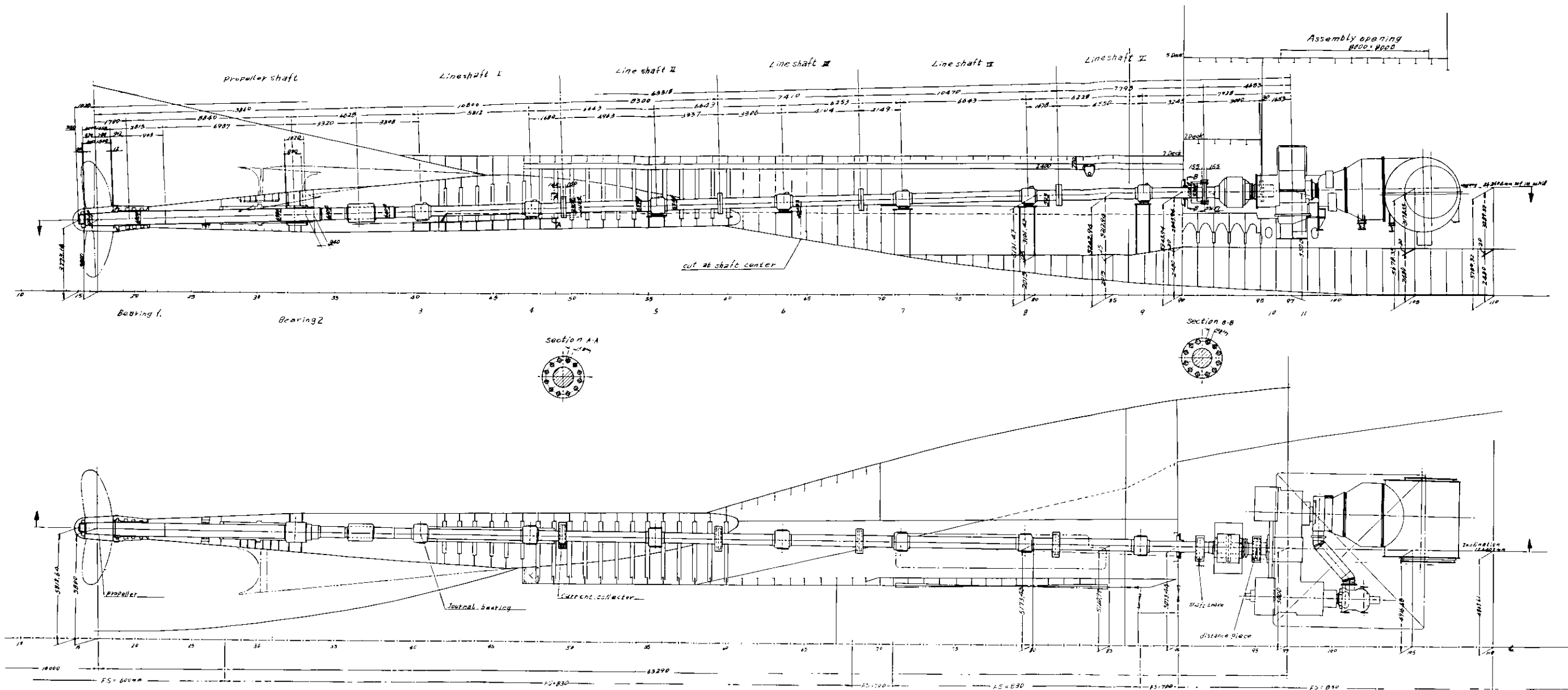


Fig. 11 HAMBURG EXPRESS

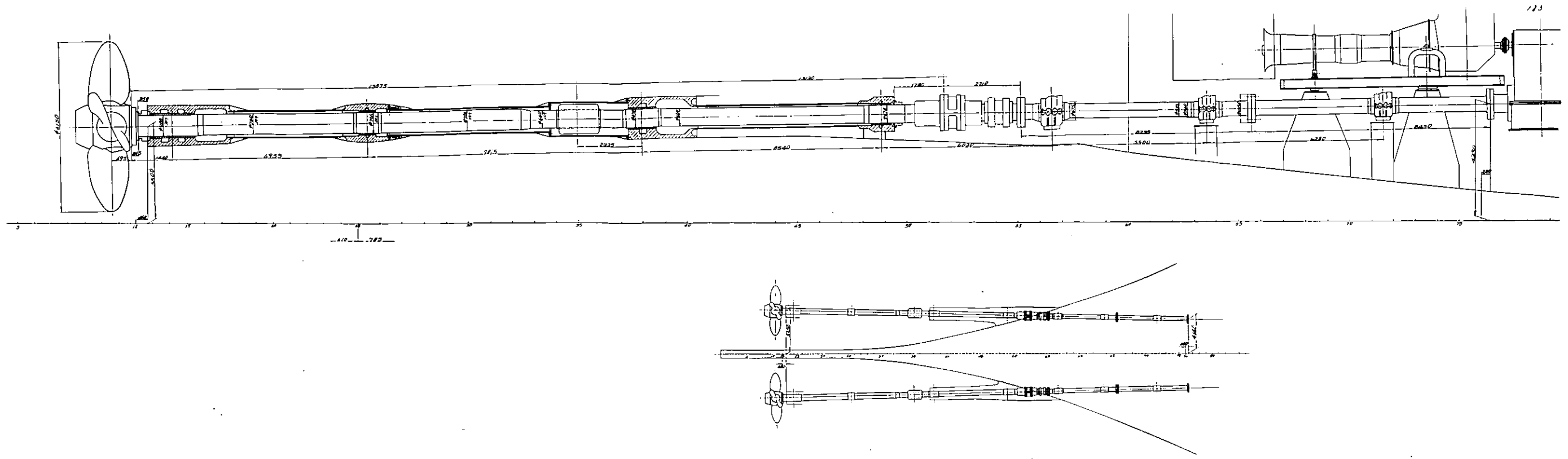


Fig.12 ASIALINER

補填2. 48年度報告書(研究資料No204)訂正図

48年度報告書(研究資料No204)「2.1機関室二重底変形量の実船計測および理論計算」記載の図のうち、図2.1.4、2.1.6、2.1.7、2.1.9、2.1.10、2.1.11、2.1.24、および2.1.25に誤りを見出したので、次にあげる図に訂正する。

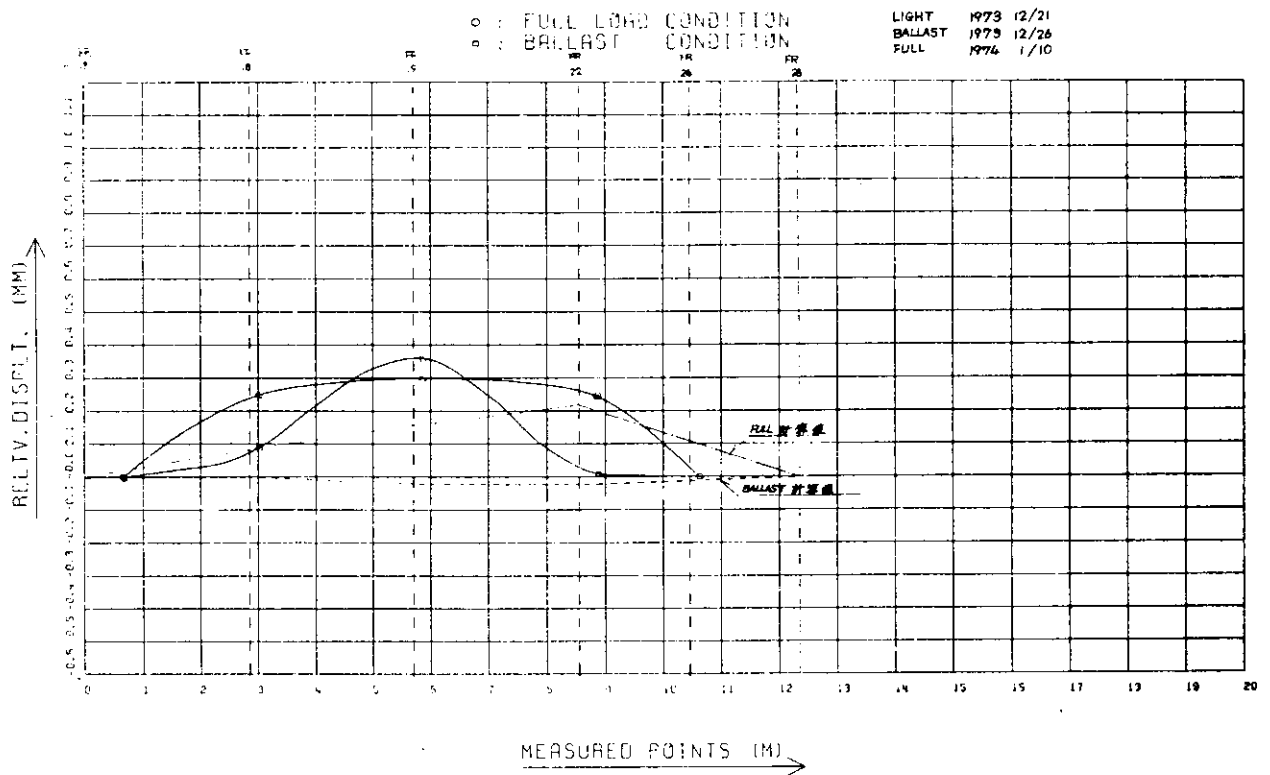
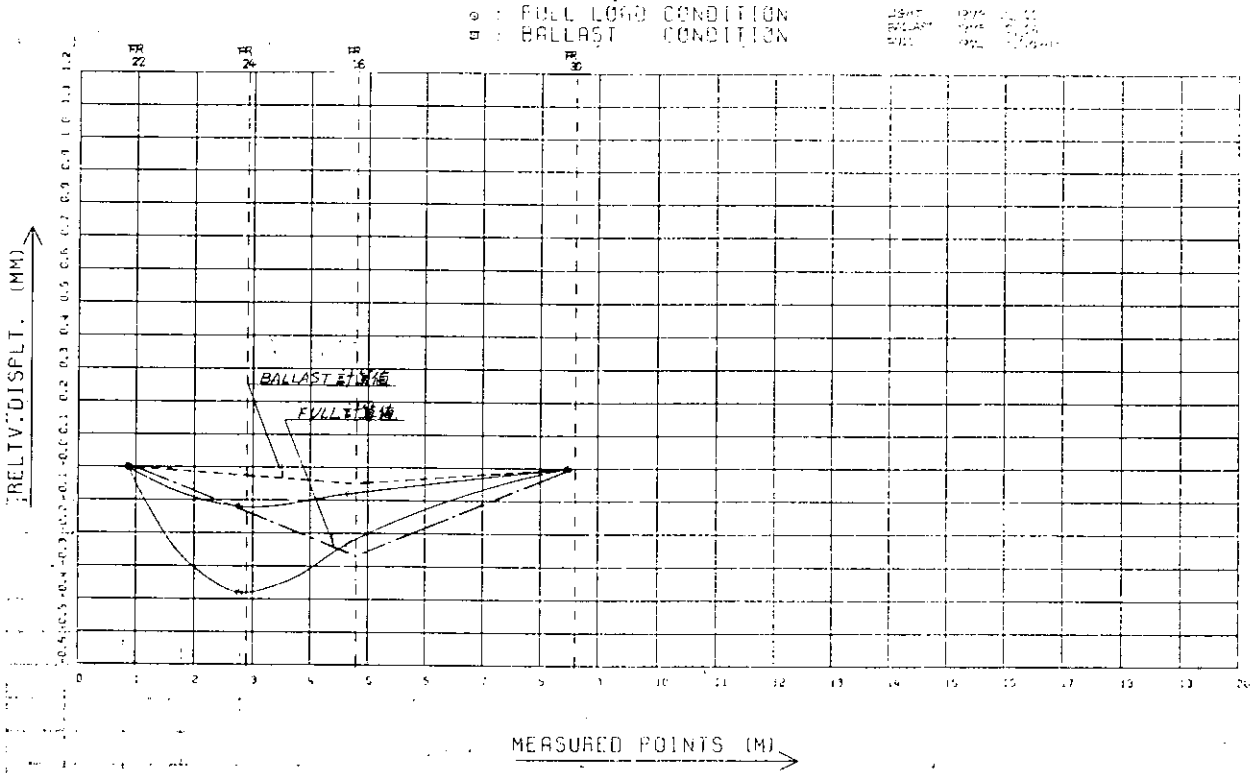
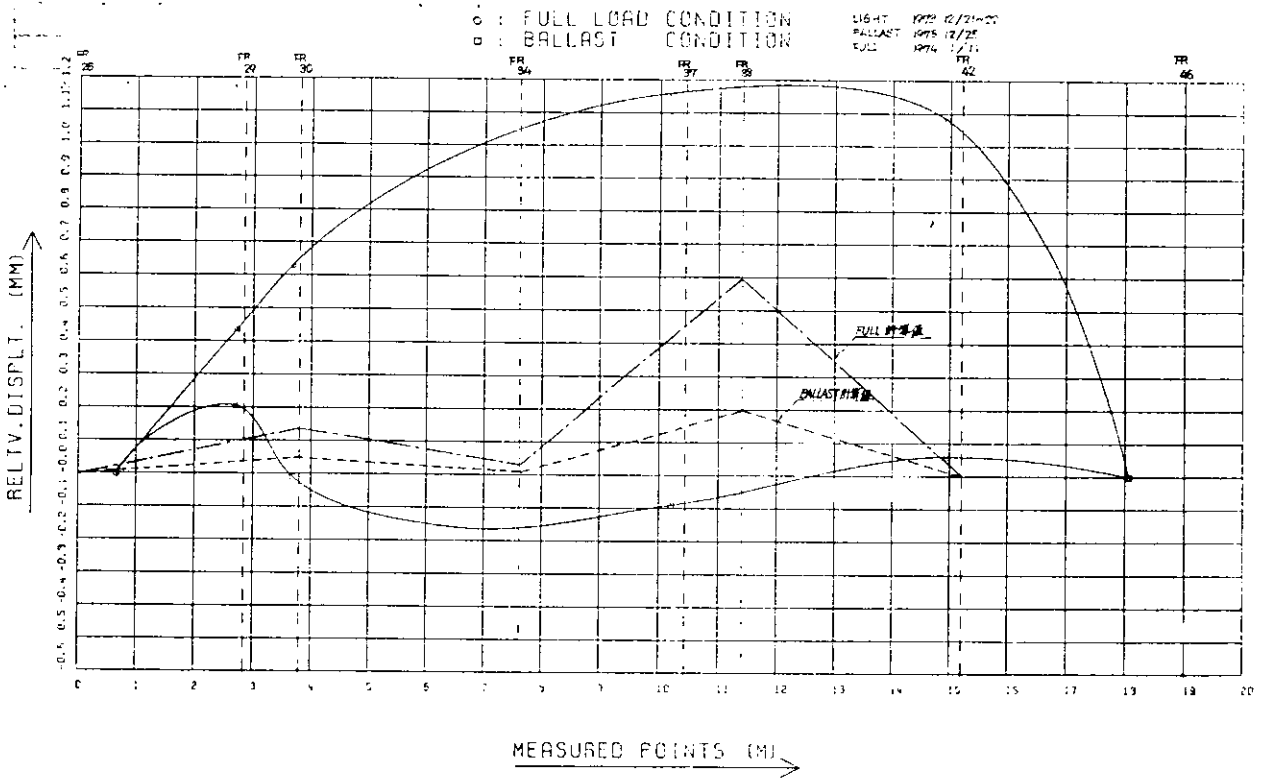


図2.1.4 Relative displacement on E/R tank top



2.1.6 Relative displacement on E/R tank top



2.1.7 Relative displacement on E/R tank top

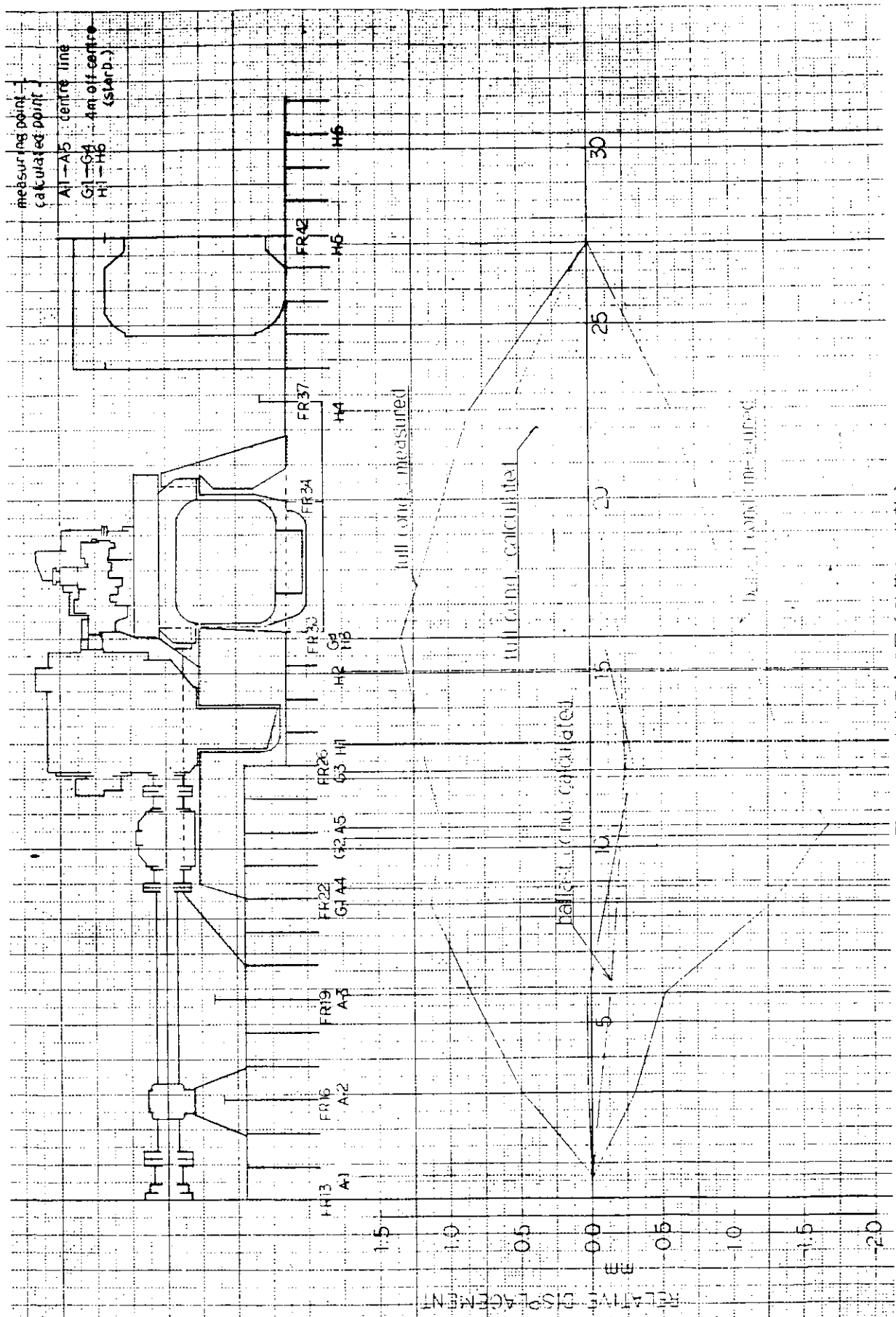


図 2.1.9 変位量合成図 (計算との比較)

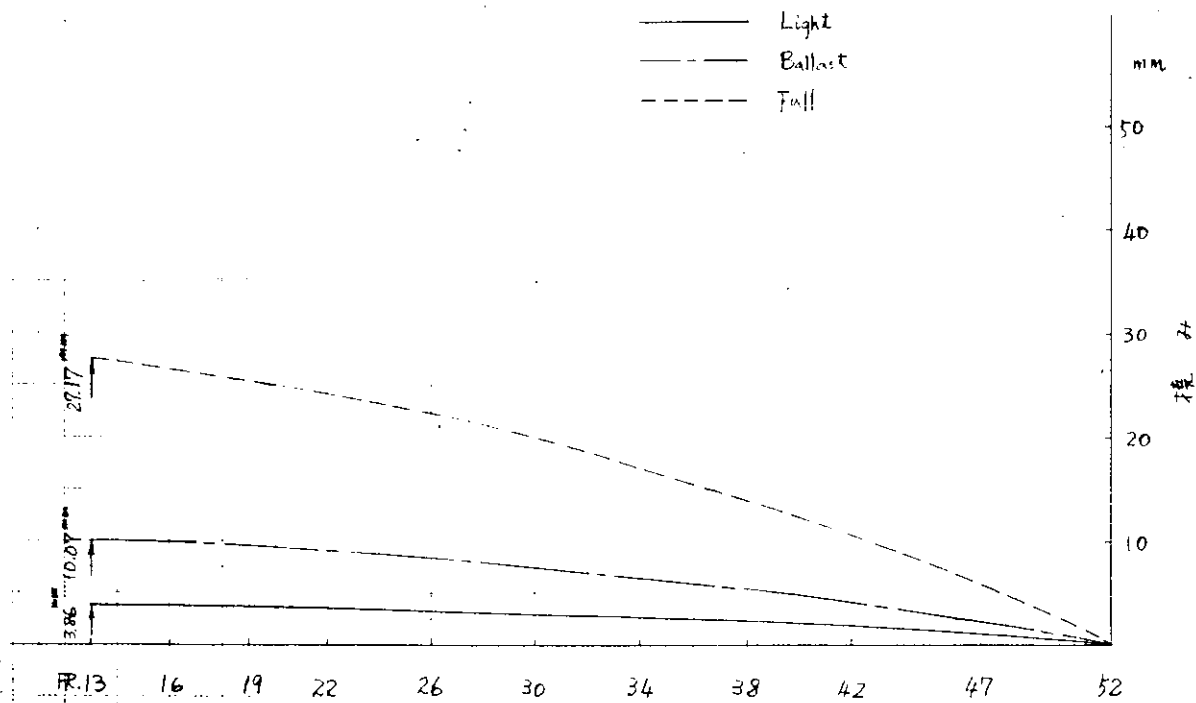


図 2.1.10 Hull Girder 挠み

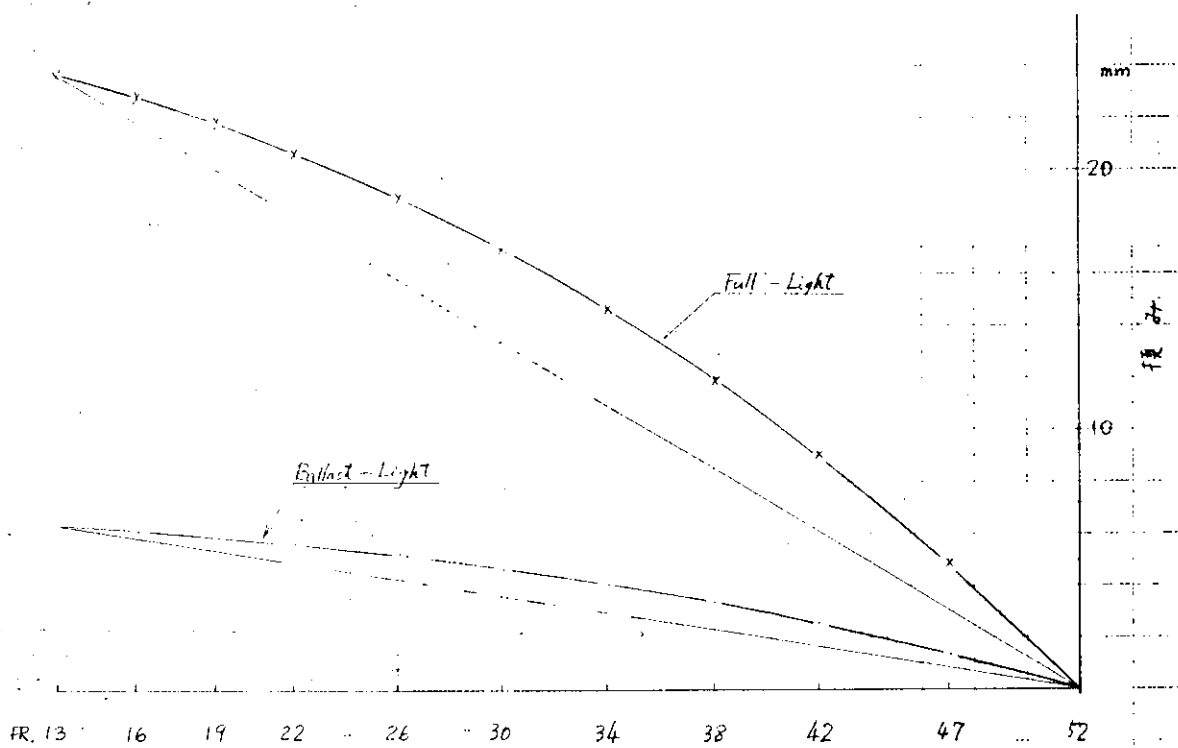


図 2.1.11 Hull Girder 相对挠み

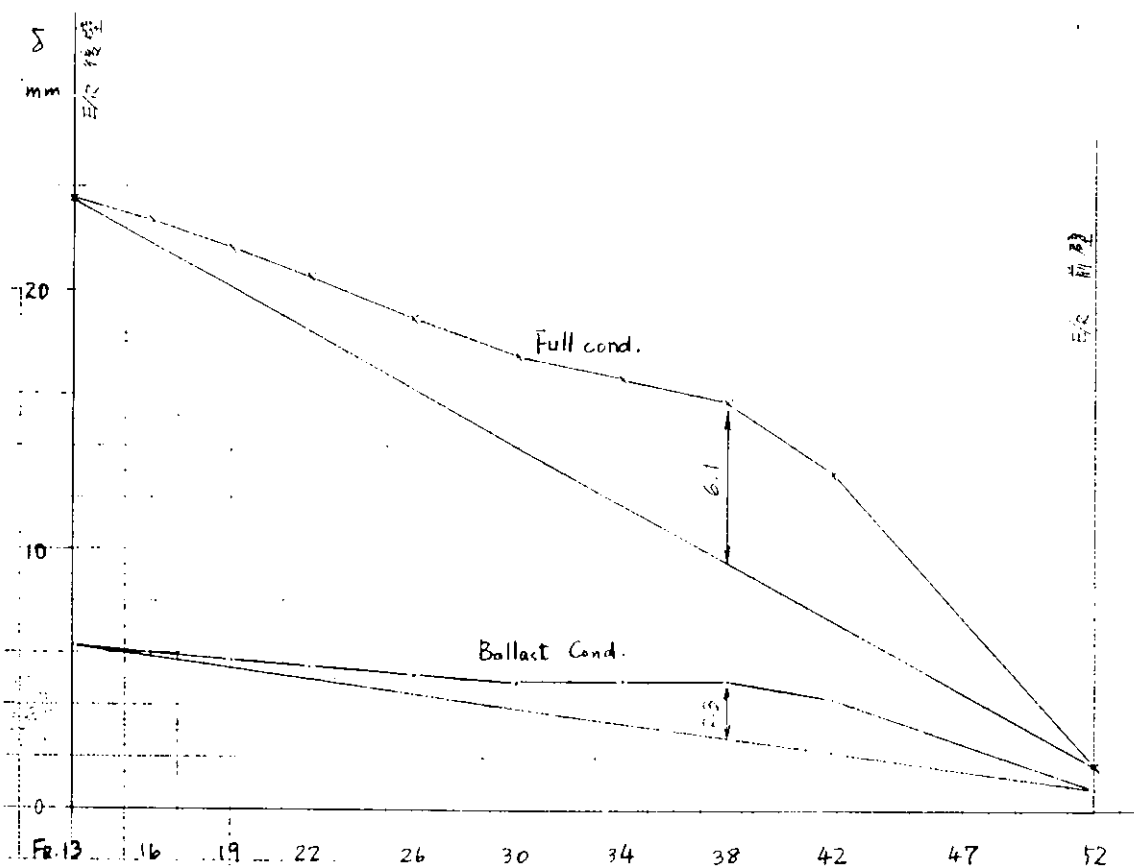


图 2.1.2.4 δ 变位曲线 (Hull girder + 2 次元 F.E.M.)

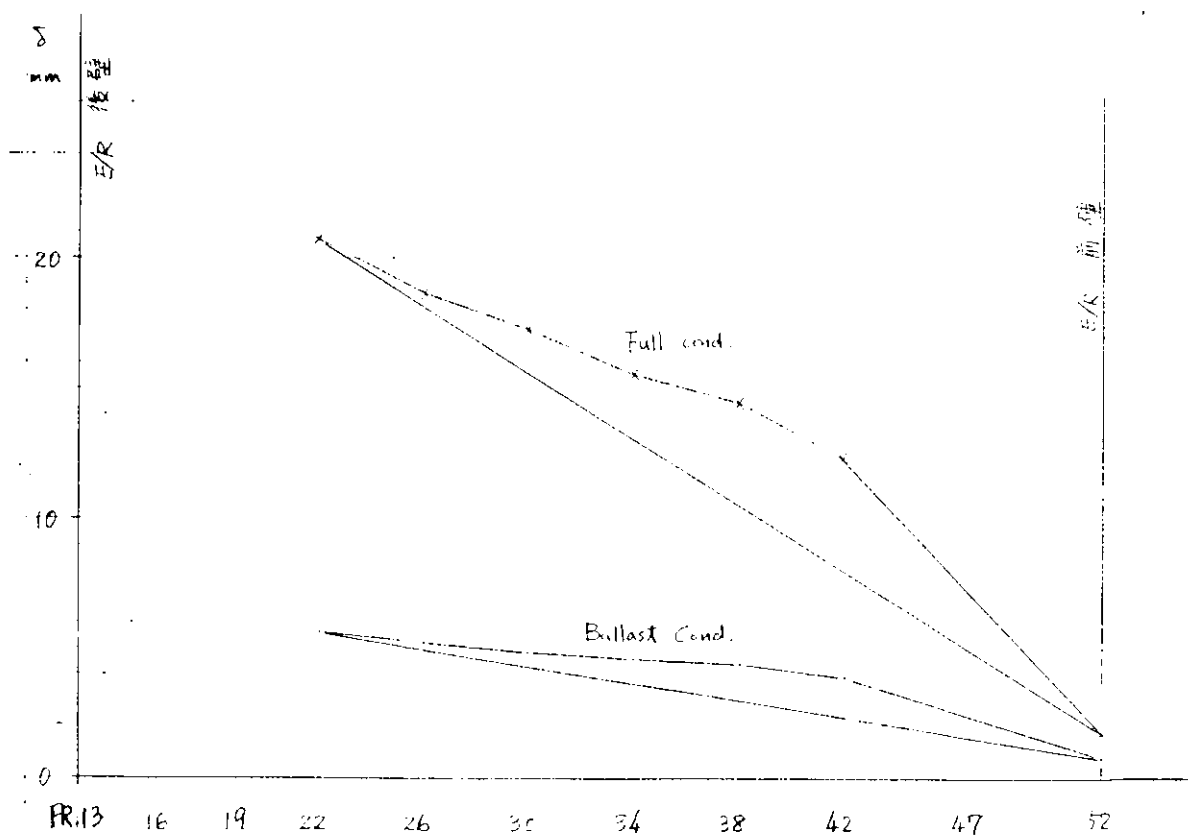


图 2.1.2.5 δ 变位曲线 (Hull girder + 2 次元 F.E.M.)