

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49年3月

社 団 法 人
日 本 造 船 研 究 協 会

第 1 4 3 研究部会昭和 4 8 年度報告書 (研究資料 No. 2 0 4)

正 誤 表

1 1 6 ~ 1 1 9 頁の図 2. 1. 1 2 ~ 図 2. 1. 1 9 の「SCALE」の下に各図それぞれ下記のスケールを入れる。

MM
0 162353

図 2. 1. 1 2

MM
0 162353

図 2. 1. 1 3

MM
0 162353

図 2. 1. 1 4

MM
0 162353

図 2. 1. 1 5

MM
0 162353

図 2. 1. 1 6

MM
0 162353

図 2. 1. 1 7

MM
0 162353

図 2. 1. 1 8

MM
0 162353

図 2. 1. 1 9

は し が き

本報告書は日本船舶振興会の昭和48年度補助事業「大型超高速船の開発に関する研究」の一部として日本造船研究協会が第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 岩 村 幸 祐（石川島播磨重工業）

大 橋 智（三井造船）

小 泉 磐 夫（金沢大学）

樋 口 勝 彦（大阪商船三井船舶）

森 昭 男（川崎重工業）

委 員 朝 鍋 定 生（三菱重工業）

池 田 和 夫（日本郵船）

岡 田 勝 二（川崎重工業）

草 間 毅（大阪造船所）

城 戸 利 光（佐世保重工業）

谷 明（横浜ゴム）

西 岡 正 美（日本造船工業会）

村 上 久（大倉船舶工業）

植 田 靖 夫（船舶技術研究所）

海 津 源 治（住友重機械工業）

高 本 幹 永（三井造船）

福 田 安 助（日本鋼管）

鷺 見 倫 一（三菱重工業）

荒 井 基 次（日本海事協会）

遠 藤 隆（佐野安船梁）

加賀山 晴 雄（来島どっく）

佐 藤 義 一（函館ドック）

高 橋 通 雄（神戸製鋼所）

永 井 将（日立造船）

広 本 豊（日立造船）

矢 杉 正 一（佐世保重工業）

目 次

1. 軸受アライメントに関する実情調査	1
1.1 アンケート調査	1
1.1.1 軸系アライメントの基準および計算法	3
1.1.2 軸系アライメントに関する設計出図内容	9
1.1.3 軸系据付費額	11
1.2 実船計測	17
1.2.1 石川島播磨重工業における計測	17
1.2.2 三菱重工業における計測	37
1.2.3 三井造船における計測	41
1.2.4 日立造船における計測	53
1.2.5 日本鋼管における計測	59
1.2.6 川崎重工業における計測	66
2. 軸系アライメント設定に関する計算基準の研究	102
2.1 機関室二重底変形量の実船計測および理論計算	102
2.1.1 緒 言	102
2.1.2 実船計測	102
2.1.3 理論計算	104
2.1.4 考 察	107
2.2 軸系外力の理論計算	123
2.2.1 三軸船“B丸”の両舷プロペラ軸に加わる力の計算	123
2.2.2 一軸コンテナ船“H丸”のプロペラ軸に加わる力の計算	141
3. 軸受支持方法および船尾管軸受の型式の違いによる軸系アライメントの変化の研究	148
3.1 多軸コンテナ船の軸系配置実績調査	148
3.2 三軸船について	175
3.2.1 三軸船採用の理由	175
3.2.2 一軸吸収馬力の限界	177
3.2.3 測量艦筑紫の計画	182
3.2.4 三軸船の船尾形状と推進器位置	182
3.3 旧海軍多軸船のプロペラ関係について	185

1. 軸系アライメントに関する実情調査

1.1 アンケート調査

大型超高速船の開発の一環として多軸高出力船における船尾構造および軸系に関する研究開発をすすめるにあたり、適正な建造過程における静的軸系アライメントおよび航走時における動的軸系アライメントの設定基準の確立が要求されるようになった。そこでこの研究をすすめるにあたり、まず、軸系アライメントに関する現状を把握するため下記様式によるアンケート調査を国内の主な造船会社および船主に対して行なった。

軸系アライメント実状調査アンケート

(1) 軸系アライメントに関する基準および計算法について

下記事項に関する貴社の標準的なプラクティスについて、その要点をわかり易くご説明下さい。また、基準あるいは計算法が確立していない場合は、どのような理由で確立していないかを簡単に説明下さい。

さらに、下記事項以外に軸系アライメントに関する基準あるいは計算法が貴社において確立されている場合は、その要点についてわかり易くご説明下さい。

- (イ) 軸受位置決定法（中間軸受を含む各種軸受について）
- (ロ) 軸の撓み計算法（計算式および計算精度を含む）
- (ハ) 各軸受の長さおよび軸受クリアランスの決定法
- (ニ) 機関室二重底撓みの軸系アライメントに及ぼす影響の配慮の仕方
- (ホ) 主機メーカーの軸系アライメントに関する要求事項の取扱い方法（要求事項と、もしわかれればその根拠についても記述して下さい）

(2) 軸系アライメントに関する設計出図内容について

貴社は設計出図の中で、軸系アライメントに関しどのような事項—たとえば軸据付時のSAG & GAPおよびオフセット、据付時の軸受反力、据付時の軸撓み曲線、据付時の船尾管軸受後端部のたわみ角、船尾管軸受後端部荷重の緩和方法等を規定していますか。それらの要点についてわかり易くご説明下さい。

また、これら事項の内容がよくわかる図面があれば回答に添えてご提出下さい。

(3) 軸系据付費領

下記事項を中心に軸芯見透しから軸系最終検査までの貴社の代表的な工程を示し、また各工程について貴社のプラクティスをわかり易くご説明下さい。

- (イ) 軸芯見透し
- (ロ) 船尾管軸芯決定（軸芯見透し時の船体ブロック搭載進捗度により船尾管軸芯を調整するかどうか等について）
- (ハ) 船尾管ボーリング
- (ニ) 軸系アライメント調整（中間軸受チョックライナ AND/OR 主機チョックライナの調整）
- (ホ) 軸受反力の計測（計測位置、方法がわかる概略図をお示し下さい。）
- (ヘ) 軸受反力のチェック（どのような条件の下でチェックするか—冷態、温態、吃水変化）
- (ト) アライメント再調整
- (チ) 軸受反力の許容誤差（計画値と実測値がどれくらい異なったら再調整するか）

(4) 就航後の軸系アライメント調整について

船主への設問

就航後、本船の手で行なうクランクデフレクション調整、減速歯車の歯当り調整、軸受クリアランスの調整などについてその具体的要領をわかり易くご説明下さい。

造船所への設問

本船引渡し時、貴社は前記に関し船主へ特別の指示をしていますか。

もしそうであれば、要点についてわかり易くご説明下さい。

(5) 文 献

貴社で所有しているあるいは所有してはいるが内容について知っている軸系アライメントに関する文献の表題、著者、出典について記述して下さい。

(6) 関連事項

軸系の設計計画の際、貴社は軸系の縦振動・横振動をどのような方法でチェックしていますか。

貴社の計算法、プラクティスあるいは見解について、その要点をわかり易くご説明下さい。

以上のアンケートに対する回答を 1.1.1 ～ 1.1.3 項にとりまとめた。

1.1.1 軸系アライメントの基準および計算法

	内 容
軸受位置決定法	1. 船尾管内には漏れおよび純側に軸受を配置するが、その間隔は船尾横主に決定する。 2. 中間軸受間隔 船尾横主船尾について主機と船尾管側軸受の間に1個または2個の軸受を配置するが、中央横主船尾には中間軸受の船尾では250mm (d: 軸径mm) 以下に決める。 3. 軸受間隔 (平均間隔) 中間軸受および船尾管側軸受 : 5 kg/cm^2 あるいは 6 kg/cm^2 以下 主軸車軸受 : 10 kg/cm^2 以下 4. タービン船においては特に主軸車に与える影響を少なくするため $d/4$ (d: 軸受間隔、d: 中間軸径) と $10 \sim 15$ 程度に決めている。 5. Jasper, Panagopoulos, Jasper-Rayleigh おびその他の方法にて危険回転数を計算し、常用回転域内に決める。 6. アライメントに与える熱影響を少なくするため、L.O. サンプアンプの位置を各軸受のうしろに配置する。 7. 計画段階でフロベリ軸受土スペース、ノーマル駆動能力および機軸上の制約などを考慮する。
軸のねじり計算法	1. モーメント法 2. ホルツ法 3. 伝達マトリックス法
各軸受長さおよび軸受リアランスの決定法	1. 船尾管側軸受 a) 軸受長さ i) 船 側 : $(0.5 \sim 1.1) \times \text{軸径}$ ii) 舵 側 : 各船級協会規則や要求値による。 b) 軸受リアランス : 図 1-1-1-1 参照 2. 中間軸受 a) 軸受長さ : $(0.8 \sim 1.3) \times \text{軸径}$ b) 軸受リアランス : 図 1-1-1-2 参照
機関室二重底に与える軸系アライメントにおよぼす影響の配慮は	軸系結合の時期、船種、主機諸付位置等により配慮のNEEDSが異なる。 即ち、進水前に軸系結合と終える(または、出に近いう状態)で、タービンノックや船尾横主の軽負が満載時の吃水変化に伴う船においては定量的予測の困難性があるが、同型船或いは類似船の機関室二重底に与える影響のアライメントに適用している。 (しかし、機関室二重底に与える影響は全船に及ぼすため、予測することが困難なためアライメント設定に適用してはいない場合も多い。
主機ノックの軸系アライメントに関する安全事項の取扱の方法	1. タービン船 a) 主軸車軸、船尾側軸受荷重の許容値 i) 主軸車重量の20%以内 ii) 10 t/m^2 以内 のいずれかの制限を設ける。 b) と採用する場合に次の制限を付加している工場もある 1) 常用運転状態では 5 t/m^2 以内 2) 許容荷重に付して 3 t/m^2 以内 c) 主軸車軸受間隔 : 10 kg/cm^2 d) 主軸車軸受の熱膨張 : 0.2 mm または 0.25 mm e) 主軸車軸受船尾側軸受と中間軸受の間隔と中間軸径の $10 \sim 15$ 倍とる。 2. ディーゼル船 a) 主機ノックでデフレクションの許容値が定められており、その許容値内に走行する。 b) 就航後においても一定期間ごとにランジ軸系の軸受点検を行う。 c) 主機側軸受(スラスト軸受を含む)の間隔、スラスト軸受側、カフリングやデフレクションは必ず考慮して船尾側中間軸受の位置は純側に配置し、以下に決める。 d) 主機ノックの軸力と打消す目的でフライホイールにバランスウェイトを付加する場合、適心力を考慮して軸系アライメントを行う。

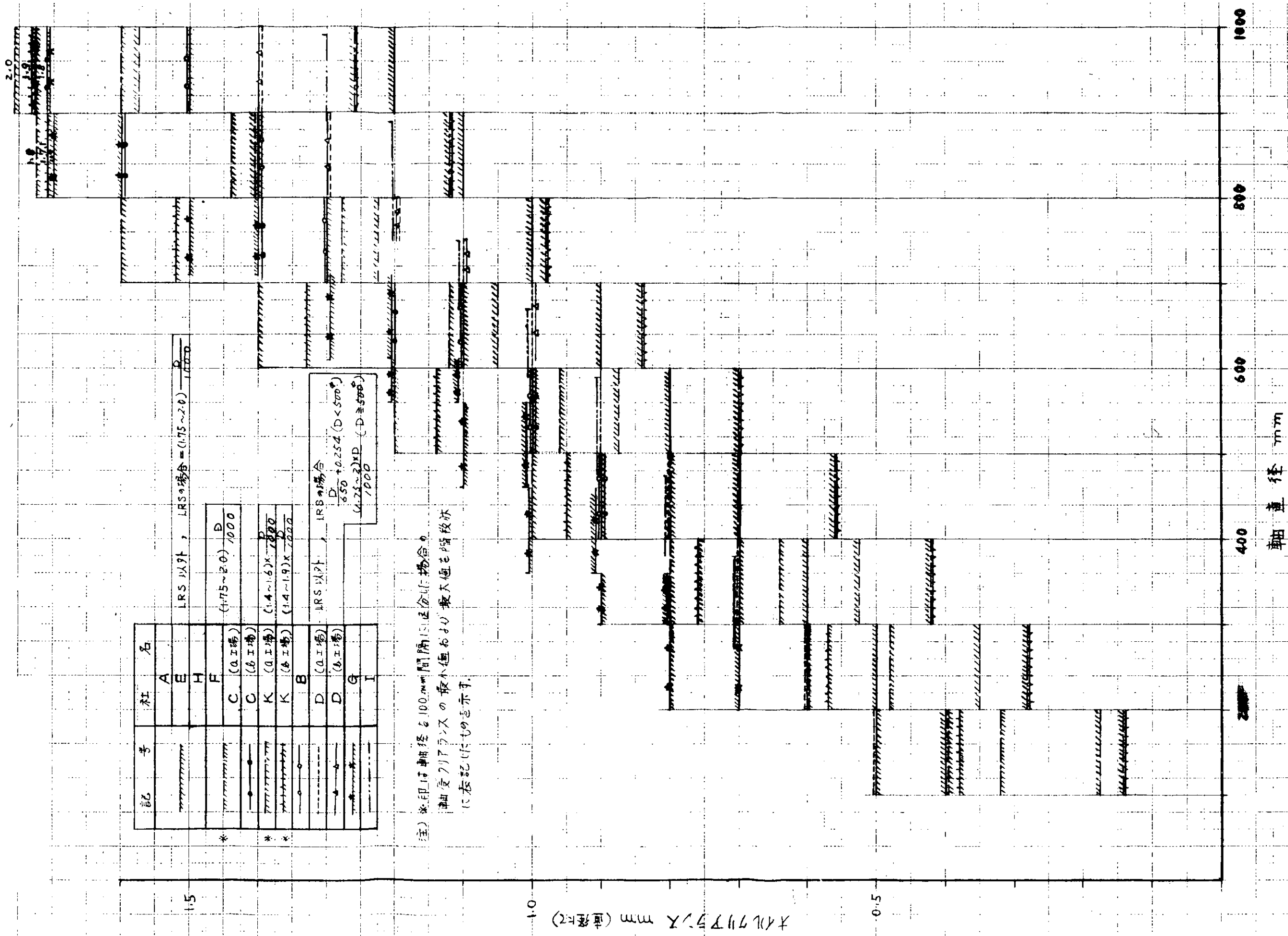


図 1.1.1 船尾管軸受オイルクリップランス

中間軸受オイルリアランス

記号	柱石	備考	D:ジャーナル径 (mm)
~~~~~	A	$0.00035 D + (0.1 \sim 0.3)$	
~~~~~	B	$D/1000 + 0.05$ (最小値); $D/1000 + 0.15$ (最大値, $D=500$ 以下); $D/1000 + 0.17$ (最大値, $D=800$ 以下)	
~~~~~	C		
~~~~~	E	$D/1000$	
~~~~~	K		
~~~~~	D		
~~~~~	F		
~~~~~	G (調心注油)		
~~~~~	G (強制注油)		
~~~~~	H		
~~~~~	I		
~~~~~	J	関西造船協会基準に従い Hg-do ハマアイ程度	

注) *印はジャーナル径を100 mm 間隔に区分した場合の軸受リアランスの最小値および最大値を階段状に表記している。

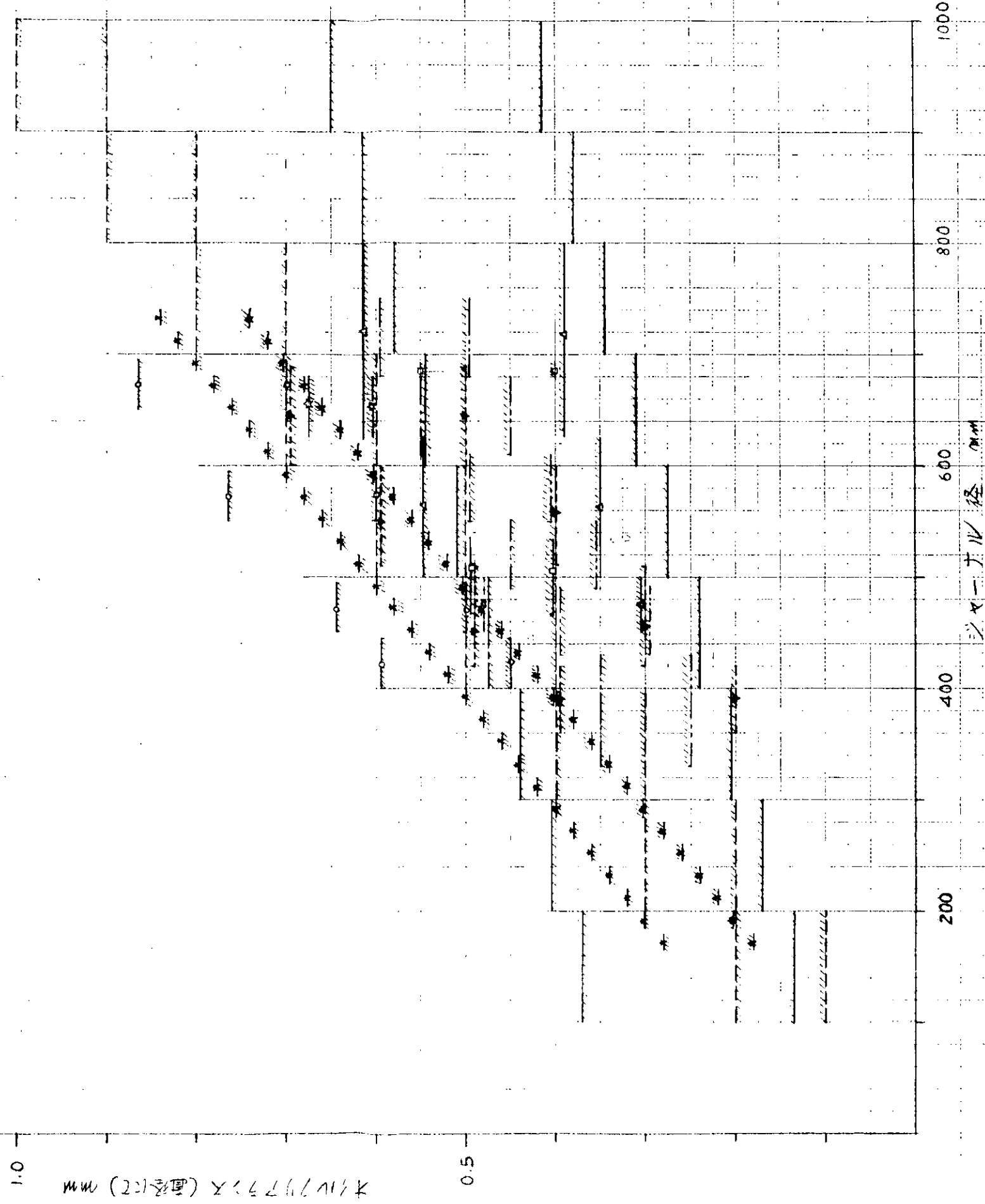


図1.1.2 中間軸受オイルリアランス

1.1.2 軸系アライメントに関する設計出図内容

軸系アライメントに関して設計は現場に対しどのような事項を図面指示しているかについて調査した。

軸系アライメントの設計とは、軸系全体のたわみ曲線、軸受反力、軸の曲げモーメント等を計算し、各部の状態が許容条件を満足するように軸受の前後方向および上下方向の位置を決定することである。したがって設計の出図内容は、実際に船内で軸受が所定の位置に据付けられるように、現場作業において注意すべき事項を指示するものである。各社で多少の差はあるが、つぎのような項目が指示されている。

1. 軸継手結合前のサグおよびギャップの値
2. 軸受のオフセットおよび反力の値
3. 軸受反力影響係数
4. ジャッキアップ法による計測値から軸受荷重を求めるための修正係数
5. 軸のたわみ曲線
6. 軸の曲げモーメント分布

アライメントについて関心の高まった最近ではこのような具体的な設計指示をしている例が多く、今回の調査でも回答 18 社中 15 社が出図して居ると回答され、一部には実際の図面例も提供された。しかし、中小形ディーゼル船では軸系装置図のみで現場の経験に従って据付けられる例もある。

現場の据付作業の実施に当り上記 6 項目はいずれもアライメントの良否を判断するのに有効な資料であるが、実際に計測が可能で目標値と許容誤差を与えて最終的に判定する項目としては、1 項のサグおよびギャップと 2 項の軸受反力が重視されている。

単純に考えればサグおよびギャップは軸受のオフセットを示す代用特性といえるので、この値を許容誤差内におさめて据付けることを立前としている例が多い。しかし計算条件の精度、温度変化による船体変形の影響等によりサグ、ギャップの値は時間とともに複雑に変化するので、目標値を参考程度とし、軸継手を結合したのち軸受荷重を計測し、この値が許容誤差内にあることを確認している例も多い。

船尾管軸受後端部荷重の緩和方法として、軸受内面を軸のたわみに沿わせるように基準線に対して軸受内面を傾斜させて加工するスロープ・ボーリングの方法と、軸受内面は基準線に平行に加工し中間軸受の据付け高さを適当に下げても同様の効果を得るスロープ・アライメントの方法が広く採用されている。この場合の現場に対する設計指示としては、前者の方法による場合は船尾管軸受の製作図に寸法を指示し、後者の方法による場合は軸受のオフセットの決定に合せて指示している。船尾管軸受をさらに軸によく沿わせるために後端付近下半部を手仕上げによって部分的に傾斜させるバーチャル・スロープを併用している例もある。このような設計をすれば軸受と軸の相対傾斜角が小さくなり軸受内の油膜圧力分布が均等化される。設計出図内容として据付時の船尾管軸受後端部での軸とのたわみ角を $(2 \sim 3) \times 10^{-4}$ rad. 以下と規定していると回答されたところがあるが、現場で実測することは困難なのでアライメントの設計計算の条件として考えられる事項というべきであろう。

以上のように第 1 回のアンケート調査で設計が現場に指示している据付要領はわかったが、そのような目標値がどのような考え方で導かれたかについて不明確であったので、アライメント設計計算条件について追加調査した。

計算方法は、軸系をプロペラおよび軸の自重が作用する連続梁とし 3 モーメント法により軸のたわみ曲線を求めている点では各社とも同じであるが、具体的な計算に対しては入力値の考え方について各社で差違がある。

まずアライメントの計算結果が実船に採用できるものかどうかを区別する制限条件は以下の通りである。

軸系の各軸受は下半部で荷重を支持することを原則とし最大許容荷重を制限している。荷重の値を直接規定している場合もあるが、ほとんどの場合平均面圧の値を規定している。回答 15 社中、船尾管軸受面圧の最大値は 6 kg/cm^2 とするものが 7 社、 5 kg/cm^2 が 7 社、 4 kg/cm^2 が 1 社ある。中間軸受の最大面圧は 5 kg/cm^2 が 13 社、 6 kg/cm^2 が 2 社あり、強制注油式軸受の場合 7 kg/cm^2 としているものが 1 社ある。面圧の最小値は特に規定していないところが大部分である。

が、軽くなり過ぎないように最小荷重 5 ton と規定しているのが 1 社ある。その他、減速歯車軸受等のように軸系担当者が設計していない軸受の荷重はメーカーの許容値によって制限している。

減速歯車の前後の軸受は荷重だけでなく、両者の荷重の差も制限値以内となるようにメーカー側から要求されることがあり、必ずアライメント計算の結果をチェックしている。蒸気タービンの減速歯車の場合、この軸受荷重差の制限値は 2 段ホイール重量の約 20% と考えられている。中間軸受相互間の荷重差も少い方がよいであろうが、そこまで注意していると回答されたのは 3 社で、大部分は重視する必要はないと考えられている。

軸受荷重のつぎに軸の曲げモーメントの最大値を制限する例が多く、11 社が必ず計算チェックする項目として回答している。船尾管軸受後端の軸の曲げモーメントは、アライメントの如何に関係なくプロペラのオーバーハングにより決定されるので、この値をプロペラ軸の曲げモーメントの最大値としているのが 6 社ある。曲げモーメントの代りに曲げ応力で規定している例もあり、 2 kg/mm^2 が 3 社、 1.5 kg/mm^2 と 2.5 kg/mm^2 が各 1 社ある。中間軸に対しては曲げ応力で規定して居り、プロペラ軸と同じ応力値を与えているところもあるが、船級協会の軸径計算式が中間軸に対しては伝達トルクのみを考慮していることから $1 \sim 1.5\text{ kg/mm}^2$ とプロペラ軸より低い応力に制限している例が多い。

軸受荷重や軸の曲げモーメント分布を適正にするため軸受の高さは自由に調整するが、つぎのような制限に注意している。プロペラ軸挿入の時に軸受面を傷つけないように船尾管軸受の船尾側と船首側の高さの差を軸受すきま以内に制限しているのが 7 社ある。減速歯車前後の軸受の高さをほぼ等しくしているのが 7 社ある。減速歯車前後の軸受に対しては満載とバラストの中間の吃水の温態で荷重が等しくなるようにオフセットに差をつけるというところが 1 社ある。

以上述べた制限条件の範囲を満足するアライメントには多くの解があるが、そのなかから最適なアライメントを選ぶとすればどのような条件で選ぶかを調査した結果はつぎの通りである。

船尾管軸受後端の局局面圧を軽減することを各社とも考えているが、具体的な最適条件として船尾管軸受後端で軸受と軸の相対傾斜角が最小となるように考えているのが 7 社、船尾管軸受内の後端と前端に荷重を配分するとしてその差を最小にすることを考えているのが 5 社、船尾管軸受の代表支点の反力最少を考えているのが 3 社ある。さらに船尾管軸受の後端付近のパーシャル・スロープした部分にばね支持点を何点か配し、その反力を均等化することもあわせて考えているのが 1 社ある。

最適アライメントの設計手順と考え方は明らかになったが、実際に設計計算を実施する上で問題となる前提条件についても調査した。計算を始めるに当たってまず問題になるのは軸受、特に船尾管軸受の支点の位置であろう。船尾管軸受を 1 個の代表支点として考えているところが 9 社あり、そのうち 2 社が中央に支点を設定しているほかはいずれも後寄りに支点を考えていて、後端から $D/3$ が 3 社、 $D/4$ 、 $L/10$ 、 100 mm 、パーシャル・スロープ部長さの $1/2$ が各 1 社となっている (D は軸径、 L は軸受長さ)。船尾管軸受内に 2 個の支点を設定しているところが 7 社あり、後側の支点の位置は後端から $D/3$ 、 $D/10$ が各 2 社、 $L/8$ 、 50 mm 、 150 mm が各 1 社、前側の支点の位置は前端から $D/10$ が 3 社、 $L/8$ 、 50 mm 、 150 mm と船首端が各 1 社となっている。その他の軸受は全て中央に支点を考えているが、船尾管船首側の軸受については中央より前よりに設けているところが 3 社ある。

据付目標指示のために軸継手部のサグとギャップを計算する場合の軸受支点の取扱いに対して、前述の連続梁の計算の時と同じ扱いとするのが 7 社、別な扱いをするのが 8 社ある。これは各軸が単独に置かれる状態では継手フランジがオーバーハングになるので仮軸受の必要な場合があるばかりでなく、軸受の当りが中央より端部に寄る傾向を考慮しているものである。

最適アライメントの検討は運転状態、すなわち温態時が基準となるのに対して、据付作業は冷態時に行なうので、温態時と冷態時で熱膨張により軸受支点の高さが変化する場合はこの高さの差を考慮する必要がある。タービン船の減速歯車の軸受高さは各社とも温態時と冷態時の差を考慮して、アライメントを計算している。また、吃水が変化すると船体の変形のために軸受支点の相対高さが変化する。この影響を考慮してアライメントを計算していると回答されたのが 2 社あるが、一般には吃水変化による船体変形の計算による予測精度は十分ではないのでやむを得ずアライメント計算

に考慮していないのが現状である。

据付時にプロペラは部分的に水面上に露出しているのでプロペラ重量に対する浮力がプロペラ全没状態と異なっている。据付時は半没として扱うのが9社、その他の部分没水状態を想定しているのが3社、ドックの中で据付を行なうので浮力を考えないのが3社となっている。船尾管の中の軸は油または水の中にあるわけだが、この浮力を考慮していると回答されたのが10社、考慮しないと回答が5社ある。

軸の断面が大きく変化する個処の断面2次モーメントの扱い方について調査した結果によると、軸継手部はフランジ外径までを考えるのが7社、継手ボルトのP.C.径まで2社、その軸径までが5社、減速歯車部については歯車内軸の外径まで扱うのが2社となっている。

今回の調査結果によって軸系アライメントの設計に関する各社の考え方は、基本的には同じであり合理的に処理されていることが明らかにされた。しかし細部の設計に対してはまだかなり考え方の差もあり、現在の技術レベルでは十分解明されていない内容のため、結論をだすことはできない。アライメントの設計基準の確立のために一層の努力が必要である。

1.1.3 軸系据付要領

軸系アライメントに関し、軸芯見透しから軸系最終検査までに至る諸工程において、各社がどのようなプラクティスをとっているかについて調査した。

まず表1.1.1に軸芯見透しから軸系最終検査に至るまでの各社の標準日程を示す。ディーゼル船については全て船台建造であるが、船種、主機台数、軸数、更に主機の搭載時期（進水前が8社中6社、うちE社の3機3軸コンテナ船についての日程は、中央機のみ進水前搭載となっている。残り2社が進水後搭載）が異なるため、又各造船所それぞれの事情によっても差が生ずる筈であり、日程を比較するわけにはいかない。

多軸コンテナ船の日程が3例あるが、軸芯見透しから最終検査までの期間は4.5～5ヶ月と云えよう。主機据付は8社とも進水後となっている。

蒸気タービン船については、全てドック建造であり、しかも対象船も全ていわゆるV.L.C.C.である。日数に可成りの差がみられるのは、分割建造におけるシフト後の日程のみの場合と、最初からの日程の場合とがあるからである。しかし同じ工程間の日数、例えば主機搭載からアライメント最終検査までの正味日数を比較してみても35日から約100日と可成りの中があるが（F社は新造ドック第1船用の日程につき除く）、これは各社の建造工程に関する事情によるもので致し方なからう。例えば主機搭載がシフト前か後かでアライメント日程に可成りの差が生ずる筈である。尚主機の渠中据付を行なっている会社は9社中5社である。

軸芯見透し、船尾管軸芯決定—ディーゼル船の最終見透しについてみると、主機搭載前にスターンフレームボス艀端中心と主機艀端にて図心を結ぶ方法（場合によっては艀にて多少持ち上げる）と、主機搭載後に主機艀側を基準にスターンフレーム艀端を見透す方法に大別される。前者が9社中5社、後者が4社である。すべての場合、レーザー等の光源を用いている。但し仮見透しにピアノ線を用いる方法を1社が採用している。最終見透し時期は、9社中5社がアフトピークタンク水圧テスト後、1社が水圧テスト前、1社がPoop deckまで固まった時点、1社が船尾構造接完了時点、1社が一定せず（しかし見透し時の船体ブロック搭載進捗度により軸芯調整）となっている。

タービン船の軸芯最終見透しは9社中7社までが主機搭載後に行なっているのに対し、2社が搭載前（厳密にはこのうち1社は主復水器のみ搭載した後）となっている。

前者の場合、スターンフレームボス艀端とスラスト軸艀側或いは大歯車艀側間で行なわれるのが一般的であるが、スラスト軸・大歯車軸に見透し用の孔をあけて大歯車艀端との間で行なうところが2社ある。その他についてはディーゼル船の場合と同様と思われる。

船尾管ボーリング—各造船所とも軸芯見し時スターンフレーム艀端に基準をマーキングしておき、これにボーリングバーを合せて据付ける。ボーリングバーのたわみについては事前に計測しておいてこれを考慮するのが一般的であるが

その場で計測するところもある。又ディーゼル船についての解答の中で、主機搭載前の見透しで荒削りボーリングを行ない、主機搭載後（船台上）再見透しをし、船体変形の有無を確認のうえ仕上げボーリングを行なうというのが1社あった。タービン船についての解答の中でも、これとは様同じく1次ボーリングのあと再見透しをし、軸芯変化がないことを確認してから2次ボーリングを行なう（但し1次の前に主機搭載完了）というのが1社あった。

軸系アライメント調整—ディーゼル船については、主機デフレクション、軸芯をジャッキボルト、油圧ジャッキ、ウェッジ等で調整後、機械仕上げされたショックライナを挿入するやり方を全ての造船所が採用している。軸芯をどのように調整するかについては1.1.2を参照のこと。

蒸気タービン船については全ての解答がSAG&GAP法にて軸並べを行ない軸結合し、そのあとジャッキアップ法にて各軸受の荷重を計測するとなっている。荷重の修正は中間軸受ライナーで行ない更に修正の必要がある場合には主機側のライナーも調整すると云うのが一般的であるが、1社のみ最近は中間軸受ショックライナでの調整のみで減速機ショックライナでの調整は行わないとの回答があった。荷重計測時期として計測回数の少ない順にあげていくと、機装中冷態時が1社、進水後、バラスト吃水状態（コールド）満載吃水状態（コールド）が1社、これと同じで、バラスト満載時にコールドの他にセミホットを加えたのが1社、残り6社は軸結合時、進水前、フラッシング時、据付け検査時、更に温態時を加える等非常に入念に行なっているのが実状と見受けられる。

軸受反力の計測—ディーゼル船の場合、9社中6社が行なっていないとの解答である。行なうと解答している場合全て冷態時に行ないジャッキアップ法によるとしている。タービン船については前述の通りであるが、そのやり方を示す資料の提出が5件にも及んでいる。

アライメント再調整—ディーゼル船の場合、温態時のクランクデフを計測し、冷態時の数値と比較して極端に差があるときは検討を行ない再調整するとの解答が9社中5社あるが、そのうち2社は再調整しなければならなかったケースはないとしている。温態時のクランクデフは計測するが確認のみが1社、要求あれば温態時のクランクデフを計測することがあるが原則として再調整しないが1社、又計測荷重より換算した軸受単純面圧に余裕があれば再調整しないが1社、軸受反力の実測値が計画と大巾に異なる場合にアライメントの再調整を行なうが1社となっている。

タービン船の場合、セミホットでの軸受反力計測の結果必要があればアライメントの再調整をするというのが9社中7社、バラスト状態（コールド）の軸受反力計測値をもとに再調整が1社、原則として再調整しないが1社となっている。

軸受反力の許容誤差—ディーゼル船の場合、計画値と実測値との差が20%以下ならよしと9社中2社、30%以下ならよしと1社、+10%以内、-20%以内ならよしと1社、他の5社は決めていない或いはそれと同等というところである。タービン船についてはいずれの造船所も何らかの規定を設けている。軸受の区別なしに計画値と実測値との差を20%以内としているのが9社中3社、3ton以内が1社、各軸受反力実測値の相対関係が計画値と近似しており、又それぞれが許容面圧内にあればよいと1社となっている。残りのうち1社は大歯車艀艀軸受の荷重差のみについて規定しており、主機メーカー要求値に入れる計算値と実測値との差を20%程度としている。他の3社は中間軸受荷重と大歯車艀艀軸受の荷重差の双方について規定している。1社は中間軸受荷重としてMIN、5ton、MAX、計画値の+30%、大歯車軸受許容荷重差としてスラスト軸と大歯車重量の20%としている。1社は前者に対して25ton以下、後者に対して10ton以下、更に他の1社は前者に対し計画値との差が5～7tonを越えないこと、後者に対しメーカー要求値以下におさまることとしている。

表 1.1.1 軸芯見透しから軸系最終検査までの各社標準日程

会社名	ディーゼル船	蒸気タービン船
A 社		
B 社		270型タンカー(正味日数) -39 -30 -25 -23 -17 -7 0 +15 +18 +23 第一回仮見透し 第二回仮見透し 軸芯本見透し 主機搭載 プロペラ取付 主機軸系据付 進水 歯当り 軸系アライメント タービンアライメント
C 社	2機2軸コンテナ船(カレンダー日数) -78 -74 -68 -60 -34 -30 -20 0 3 6 18 49 51 軸芯見透し 主機台板積込(右) ボーリング(左) ボーリング(右) プロペラ取付(左) プロペラ取付(右) 主機台板積込(左) 進水 主機架構積込(右) 主機架構積込(左) 軸系据付(左右) 据付検査	230型タンカー(カレンダー日数) -69 -40 -38 -27 -24 -21 -10 -4 0 +9 +21 起工 軸芯仮見透し 主機搭載 一次ボーリング 軸芯見透し 二次ボーリング プロペラ取付 軸並べ 荷重(軸)計測 進水 J/up(検査) 主機据付検査
D 社	1機1軸コンテナ船(正味日数) -51 -50 -30 -23 -22 -19 -14 0 35 第一回見透し 主機積込み 第二回見透し 軸管ボーリング プロペラ取付 進水 軸芯検査	255型タンカー(正味日数) -86 -61 -59 -45 -26 -22 -7 -4 -3 0 1 2 8 起工 仮軸芯見透し 主機搭載 軸芯見透し プロペラ搭載 軸系減速機配列 軸系減速機据付 軸系結合 減速機歯当り確認 軸受荷重計測 進水 軸受荷重計測 減速機歯当り確認 タービン据付 タービン芯検査
E 社	3機3軸コンテナ船(正味日数) -39 -23 -17 -10 0 20 45 70 軸芯見透し C/E積込み 中央・両舷ボーリング 中央プロペラ取付 右舷プロペラ取付 左舷プロペラ取付 進水 両舷機積込み 中央機軸系据付 両舷機軸系据付 中央機据付検査 両舷機据付検査	270型タンカー(正味日数) 約-85 -18 -17 -12 -8 -6 0 3 8 18 19 20 25 29 主機搭載 軸芯見透し ボーリング ブッシュ押し込み プロペラ取付 出渠 軸芯整合 調整 減速機車キライナ 歯当り確認 軸仮結合 歯当りチェック 軸本結合 J/upテスト 付着品取付け
F 社	65型ディーゼル船(正味日数) -57 -39 -16 0 22 主機搭載 軸芯見透し プロペラ取付 進水 主機軸系据付 主機据付検査	タンカー(正味日数、ドック第1船用) -165 -111 -97 0 13 21 34 36 軸芯仮見透し 減速機・主タービン搭載 軸芯見透し 進水 減速機・主タービンライナ検査 減速機歯当り検査 軸受荷重検査 減速機据付検査

会社名	ディーゼル船	蒸気タービン船
G 社	船尾機関ディーゼル船 (正味日数) -35 -27 -25 -15 -9 -6 -4 0 // 30 35 仮見透し 軸系搭載 主機搭載開始 軸芯見透し ボーリング プッシュ圧力 プロペラ取付 舵取付 進水 主機据付検査	230型タンカー (正味日数) -99 -89 -75 -61 -59 -35 0 7 11 軸芯仮見透し 主機積込み シフト ライナ合わせ (ギア据付ボルト締付 (歯当り部を除く)) 軸芯本見透し 船尾管ボーリング プロペラ軸挿入 軸並べ ギヤ・サク計測 出渠 歯当り確認 据付検査 (軸中間軸とプロペラ) 軸カブリング結合 ジャッキアップ
H 社	1機1軸 (正味日数) -30 -15 0 // 25 軸芯見透し 主機搭載 プロペラ取付 進水 主機据付検査	270型タンカー (正味日数) -35 -30 -25 -15 -12 -5 -4 -2 0 3 10 軸芯仮見透し 軸芯本見透し 主機搭載 プロペラ取付 軸並べ 減速機取付 歯当りチェック 軸結合 J/up テスト 進水 J/up 歯当り (第一減速機まで (第一回据付検査)) タービン据付検査 (主復水器含め) (第二回据付検査)
I 社		200型タンカー (正味日数) -55 -43 -30 -20 -16 -15 -13 -3 -1 0 1 2 7 シフト 主機搭載 軸芯見透し プロペラ取付 軸並べ 軸系結合 J/up テスト 減速機取付 歯当りチェック J/up 進水 J/up 歯当り 仮メタル取替 タービン据付 軸芯検査
J 社	1機1軸船尾機関型 -22 -20 -14 -8 0 30 40 仮芯 本芯 船尾管ボーリング 芯確認 プロペラ取付 進水 主機搭載 (主機据付完了) 軸中間軸結合 (完了)	
I. 社	1軸コンテナ船 (カレンダー日数) -51 -37 -27 -15 -14 0 // 27 59 67 仮軸芯見透し 主機台削正 #1軸芯見透し 主機積込み ボーリング荒削 #2軸芯見透し ボーリング仕上 プッシュ圧入 プロペラ取付 進水 軸系据付受検 主機起動 予行運転 2軸コンテナ船 (カレンダー日数) -76 -61 -39 -18 -13 -12 -10 0 // 50 72 80 仮軸芯見透し 主機台削正 #1軸芯見透し 右舷主機積込み ボーリング荒削 #2軸芯見透し ボーリング仕上 左舷主機積込み 左舷軸積込み 左舷プロペラ取付 右舷軸積込み 右舷プロペラ取付 進水 軸系据付受検 主機起動 予行運転	大型タンカー (カレンダー日数) -120 -105 -90 -75 -50 0 5 10 仮軸芯見透し 主機搭載 軸芯見透し プロペラ取付 軸並べ 進水 (艀ドック移動) 軸センタリングチェック 軸系据付 出渠 軸系中心検査 主機中心検査

1.2 実船計測

軸系アライメントの実状を調査把握するため、1.1節に述べたアンケート調査と併行して、実船について軸系アライメントに関する各種の計測を行なった。計測は、石川島播磨重工業、三菱重工業、三井造船、日立造船、日本鋼管および川崎重工業の6社で、コンテナ船およびタンカー等の高出力船について、建造中、浮上時あるいは航走中等種々の状態において実施した。以下に、計測の内容および結果を各社別に報告する。なお、機関室二重底の撓み等についての各社の計測結果の傾向は必ずしも同じではないが、これは各社のドック盤木の状態の違い、各船の船尾構造等の違いによるものと思われる。

1.2.1 石川島播磨重工業における計測

(1) 緒言

最近、船舶の建造期間短縮の傾向に伴ない、できるだけ早い時期に主機の位置決めをし、軸系の据付を完了し、且つ就航状態においても各軸受の荷重配分が適正であることが要求されるようになってきた。したがって、最適な軸系アライメントを得るためには機関室二重底の撓み、軸受の温度影響、主機およびプロペラ外力が軸系に与える影響など据付の段階で就航状態における軸受荷重変化を把握することが必要である。しかしながら現段階では全船に亘りすべての状態で軸の挙動或いは軸受荷重変化を正確に予想するのはむずかしいので、ここではまず同型船或いは類似船の後船の軸系アライメントに利用する資料を得ることを目的に機関室二重底の撓み、各部温度および軸受荷重の計測を行なった2船と主減速装置第2段ホイールの軸芯変位の計測を行なった2船を選定した。

(2) 供試船

表 1.2.1 供試船主要目

	A 船	B 船	C 船	D 船
DWT (ton)	218,290	268,100	372,700	483,660
L×B×D×d (m)	307.0×48.2 ×25.5×19.73	320.0×54.5 ×28.0×21.0	330.0×54.5 ×35.0×27.0	360.0×62.0 ×36.0×28.0
主機/基数	2段減速機付コンベンショナル型/1基	同左	同左	同左
出力/回転数 (MCR) (PS/RPM)	33,400×83	40,000×83	40,000×90	45,000×90
プロペラ (直径×重量) (mm×kg)	9,110×47,530	9,400×55,360	9,080×51,770	9,240×60,240
中間軸 (直径×長さ) (mm×mm)	660×9,913	710×8,962	695×8,943	710×9,800
プロペラ軸 (直径×長さ) (mm×mm)	898/450×8,500	938/450×8,500	938/450×9,300	978/450×9,800

(3) 機関室二重底の撓み、各部温度および軸受荷重計測結果

(a) 計測項目および計測位置

(i) 計測項目および計測要領

- (イ) 機関室各部の相対撓み……………トランシットまたはピアノ線
- (ロ) 機関室各部温度……………棒状温度計または表面温度計
- (ハ) 軸受荷重……………ジャッキアップ法またはモーメント法
- (ニ) 吃水……………ドラフトマーク

(ii) 計測位置

- (イ) A船の計測点：図1.2.1および図1.2.2に示す。
- (ロ) B船の計測点：図1.2.3および図1.2.4に示す。

(b) 計測結果

- (i) A船の計測結果：表1.2.2、表1.2.3および図1.2.5～1.2.7、図1.2.11、図1.2.13に示す。
- (ii) B船の計測結果：表1.2.4、表1.2.5および図1.2.8～1.2.10、図1.2.12、図1.2.14に示す。

(c) 考 察

(i) 吃水変化に対する軸受荷重の変動について

図 1.2.5 および図 1.2.8 に示すように δ_1 および δ_3 BRG. は吃水増加に伴ない軸受荷重が減少するが δ_2 および δ_4 BRG. は逆に増加の傾向にある。これは軸受影響係数の傾向と一致している。したがって各軸受の荷重がほぼ連続的に変化しているのは機関室二重底の撓みがマクロ的にみて連続性を有し且つナックルポイントが二段減速軸受前方にあるためである。

(ii) 機関室の撓みについて

図 1.2.6、図 1.2.7、図 1.2.9 および図 1.2.10 に示すように機関室の撓みはアフロートの状態から満載状態までの吃水変化に対し上側に凸の変形をするが、渠中からアフロート状態に至る変化に対しては概ね下側へ凸の変形をする。この傾向は供試船以外の数隻の実績からも明らかである。

図 1.2.11 および図 1.2.12 に機関室横断面の変化を示すが前者は歯車ケーシング部における艀および艀側の変形のため機関室二重底の撓みとは判定できないが、後者は機関室二重底の吃水変化に伴ない上側へ凸の変形を示している。

(iii) 温度変化に対する軸受部の伸縮量

図 1.2.13 および図 1.2.14 に示すように軸受部の温度変化に対する伸縮量は中間軸受部においては両船とも傾向は異なるが温度の影響があるのに対し、二段減速歯車軸受では艀、艀側ともほとんど温度の影響はない。寧ろ機関室二重底の撓みのナックルポイントを二段減速歯車軸受の前方に配することが必要である。

(iv) 航走中 (計測番号 $\diamond$) の機関室二重底の撓みおよび軸受荷重

図 1.2.8 ~ 図 1.2.10 に示すように機関室二重底の撓みおよび軸受荷重は停泊時の同一吃水状態 (計測番号 $\triangle$) と較べ殆んど同じで顕著な差異はない。

(4) 船用タービン用主減速装置第 2 段ホイールの軸芯変位

(a) まえがき

歯車の嚙合機構から歯車の軸芯の位置は軸の回転により移動しないのが理想的であるが、実際には軸を支持する軸受金属にはオイルクリアランスがあり、又第 2 段ホイール軸と推進軸系が固定接手により接続されているので船体の載荷状態による歯車前後の軸受荷重はこの推進軸系から強い影響を受け、同一出力においても変化しそれが相手ピニオンとのマルアライメントの原因となることが推測されている。

以上の観点から最近の数隻の VLCC 及び ULCC において第 2 段ホイール軸の変位を海上運転中に各種条件のもとに計測し、その挙動を調査した。

(b) 計測要領

測定は第 2 段ホイール軸の上下及び左右方向の移動を電氣的に計測した。その方法はピックアップを軸の上下左右 4 ケ所に取り付け、差動アンプを用い、電磁オシログラフ (ビジグラフ) にて記録した。尚ピックアップは第 2 段ホイール軸の首及び尾側に設置し調査した。

(i) 計測器

計測は首尾側共各 4 個計 8 個の非接触型微少変位計 (BENTLY PROBES & PROXIMITORS) と電磁オシログラフ及び電圧計を用いて行なった。

BENTLY 微少変位計は電磁誘導変換型 (インダクタンスタイプ) でその原理は次の通りである。

右図に示すような鉄心にコイルが巻いてあり、

その自己インダクタンスは
$$L = \frac{4\pi N^2 A}{\frac{l}{\mu} + 2t}$$

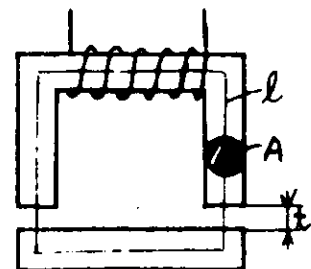
t : ギャップの距離

μ : 透磁率

N : コイルの巻線数

l : 平均長さ

A : 鉄磁路の断面積

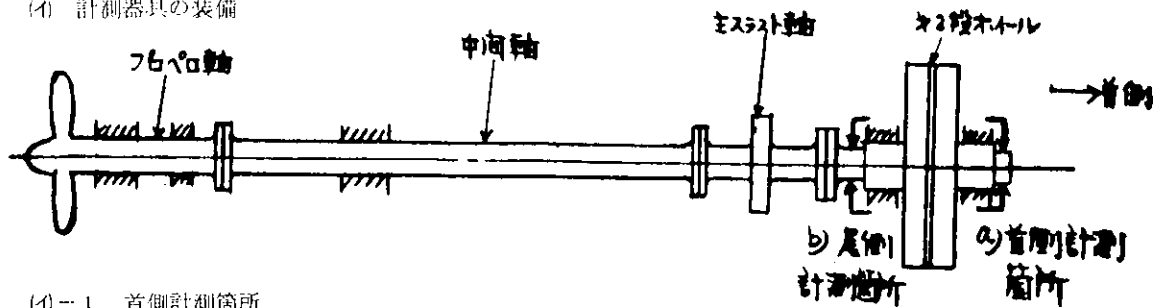


今、 $2t > \frac{l}{\mu}$ の範囲では空隙の微小変位 Δt に対する L の変化を ΔL とすれば、 $\frac{\Delta L}{L} = \frac{\Delta t}{t}$

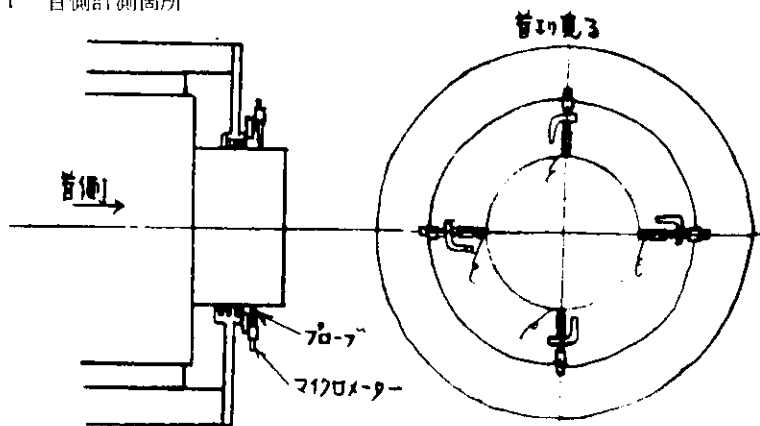
自己インダクタンスの変化は、ギャップの変化に比例し、さらに自己インダクタンスの変化は電圧変化に比例することを利用してギャップの距離変化を電圧変化としてOUT PUT している。この電圧変化と変位の関係は0.4～2.4mmの間をほぼ直線で得られ、これをビシグラフを通して電磁オシロに記録する。

(ii) 計測器具の装備と測定

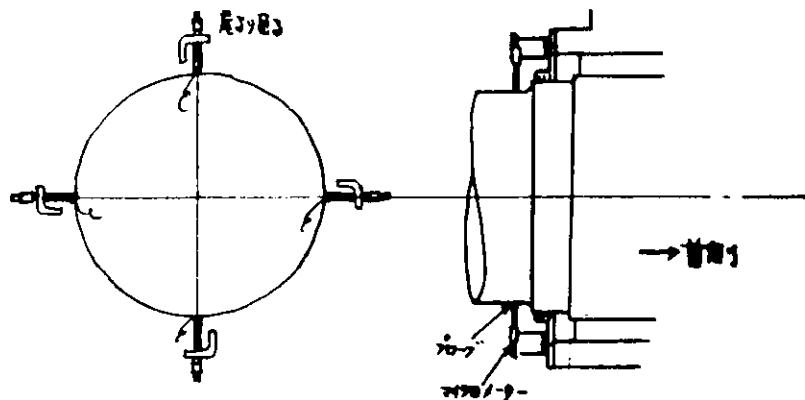
(イ) 計測器具の装備



(イ)-1 首側計測箇所



(イ)-2 尾側計測箇所



以上(イ)-1及び(イ)-2共軸の周囲4ヶ所に設けた理由は上下、左右による温度の相違即ち温度補正を考慮したものである。

尚写真1.2.1、1.2.2及び図1.2.15を参照のこと。

写真 1.2.1 首側計測箇所

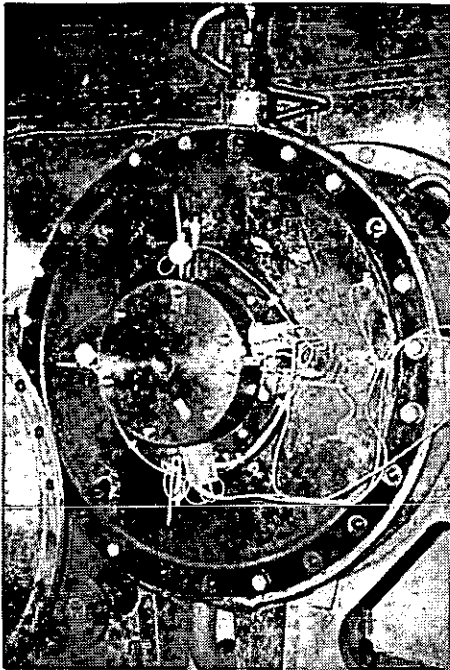


写真 1.2.2 尾側計測箇所



(ロ) 測定

(ロ) - 1 キャリブレーション

計測前後には測定器のキャリブレーション及び0点の計測を行なう。

キャリブレーションはプローブを支えているマイクロメーターにて軸よりプローブ先端までの距離を測定しビジグラフ上に記録させる。尚差動アンプを使用しているので必ず上下又は左右共に行なう。又プローブの温度も測定する。

(ロ) - 2 測定項目

主軸回転数、馬力、一段落圧力、各ダイヤルインジケーター及びプローブの温度、時刻を計測する。

(c) 計測結果

(i) C船 図 1.2.1 6

(ii) D船 図 1.2.1 7

(d) 計測結果に対する評価

(i) 軸芯の変位はC船とD船とは同一傾向を示さない。

(ii) ビジグラフの計測結果からC船においては軸芯の位置は首及び尾側共理論的に求めた位置と傾向は合っている。即ち低回転では左舷側に、高回転では右舷側に変位する。しかし実測値はボイド・レイモンディ氏のCURVEを用いた計算値よりも小さく出ている。一方D船においては理論的によって求められた傾向とほぼ直角方向になっている。

(iii) 振れ振動が発生している時は軸芯が左右に多少振動するのがビジグラフに表われている。

(iv) 油膜の厚さは計算値の方が小である。即ちプロベラ40RPM以上の回転数における実測値は100ミクロンを超えているが、計算油膜厚さは100ミクロン以下である。

(v) 船体の載貨状態即ちバラストと満載とではあきらかに第2段ホイール首及び尾の軸芯位置が相違している。これは首及び尾の軸受荷重が載貨状態により変化しており船体の歪と関連していることの証左と云える。

(e) 今後の検討事項

(i) 油膜厚さの実測値が何故計算値より大であるかを計測の精度を含め検討を要す。

又C船とD船の軸芯位置線図において90RPMの首及び尾の軸芯位置のなすインクリネーションの方向は前者の方が計算のインクリネーションの方向にほぼ一致しているが後者の場合は一致していない。これも検討の対象となる。

(ii) 縦及び横振動のリサージをとればRPMによる軸の振動モードがかなり明らかとなるので将来実施の要がある。

(5) 結 言

軸系アライメント設定の基礎資料を得るため機関室二重底の撓み、各部温度、軸受荷重および主減速歯車軸々芯変位の計測を行なった結果、次のことが判明した。

- (a) 機関室の撓みはアフロートの状態から満載状態までの吃水変化に対して上側に凸の変形をするが、渠中からアフロートの状態に至る変化に対しては下側に凸の変形をする傾向にある。
- (b) 各軸受の荷重がバラスト或いは満載状態において適正な値を得るためには渠中またはアフロートの状態で予測することが必要となるが、この場合機関室二重底の撓みのナックルポイントが二段減速歯車軸受前方となるよう機関室構造および据付位置を検討することが必要である。
- (c) 航走時と停泊時の機関室二重底のたわみおよび軸受荷重変化には顕著な差はない。
- (d) 二段減速歯車軸受部の温度変化に対する伸縮量は殆んどない。
- (e) 二段減速歯車軸の軸芯変位計測の結果

軸芯の位置は艀および艀側共低回転域では左舷側に、高回転域では右舷側に変位する。

バラスト状態と満載状態では軸芯位置が相違する。

以上のことから軸受荷重に与える影響としては機関室二重底撓みのナックルポイントの介在を軸系装置部から避けることが重要であるが、更にプロペラによる変動外力が軸系に及ぼす影響についての理論計算と実船との対比が必要となる。

- ①～⑭：鏡み計測位置
 ①～⑭：温度計測位置 (①---大気, ②---海水, ④---UPR DK ⑤---LOW ENG. F.A.T (船室上部))

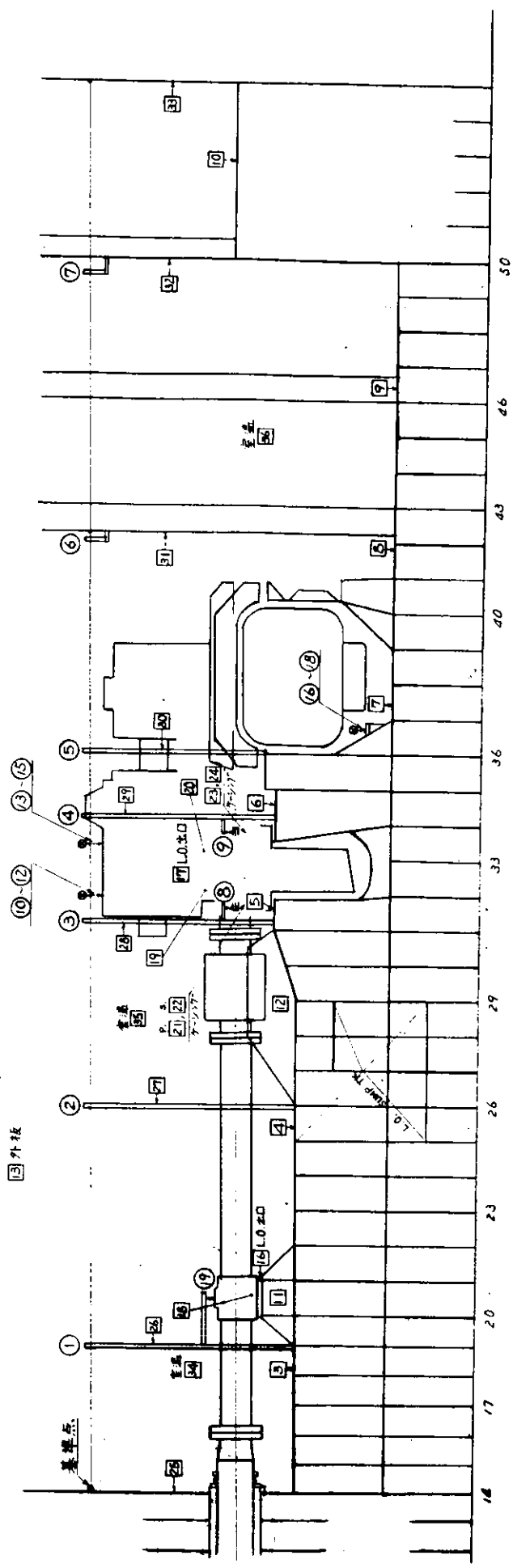


図 1.2.1 機関室撓みおよび温度計測位置 (A 船)

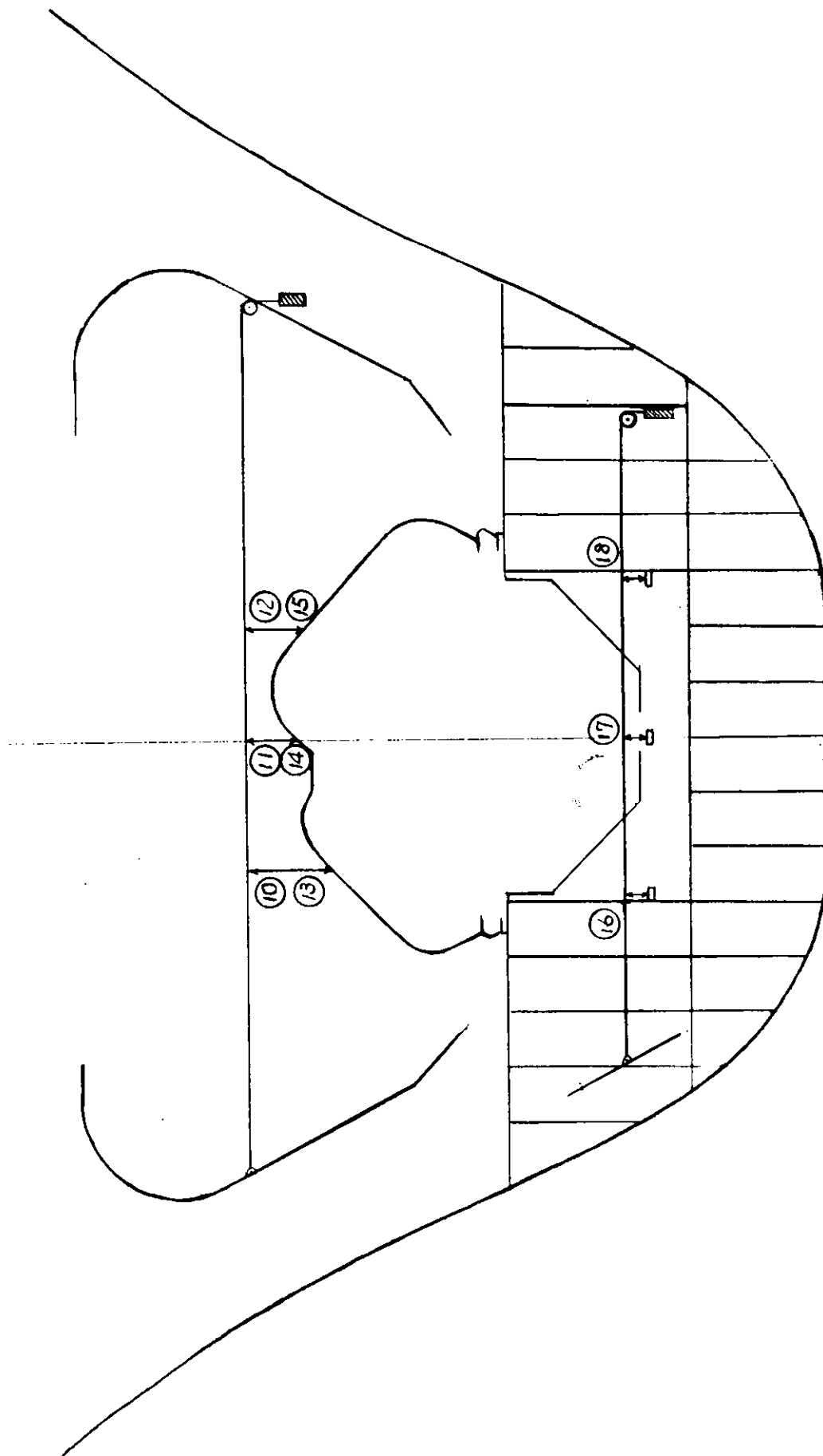


図 1.2.2 機関室撓み計測位置 (A 船)

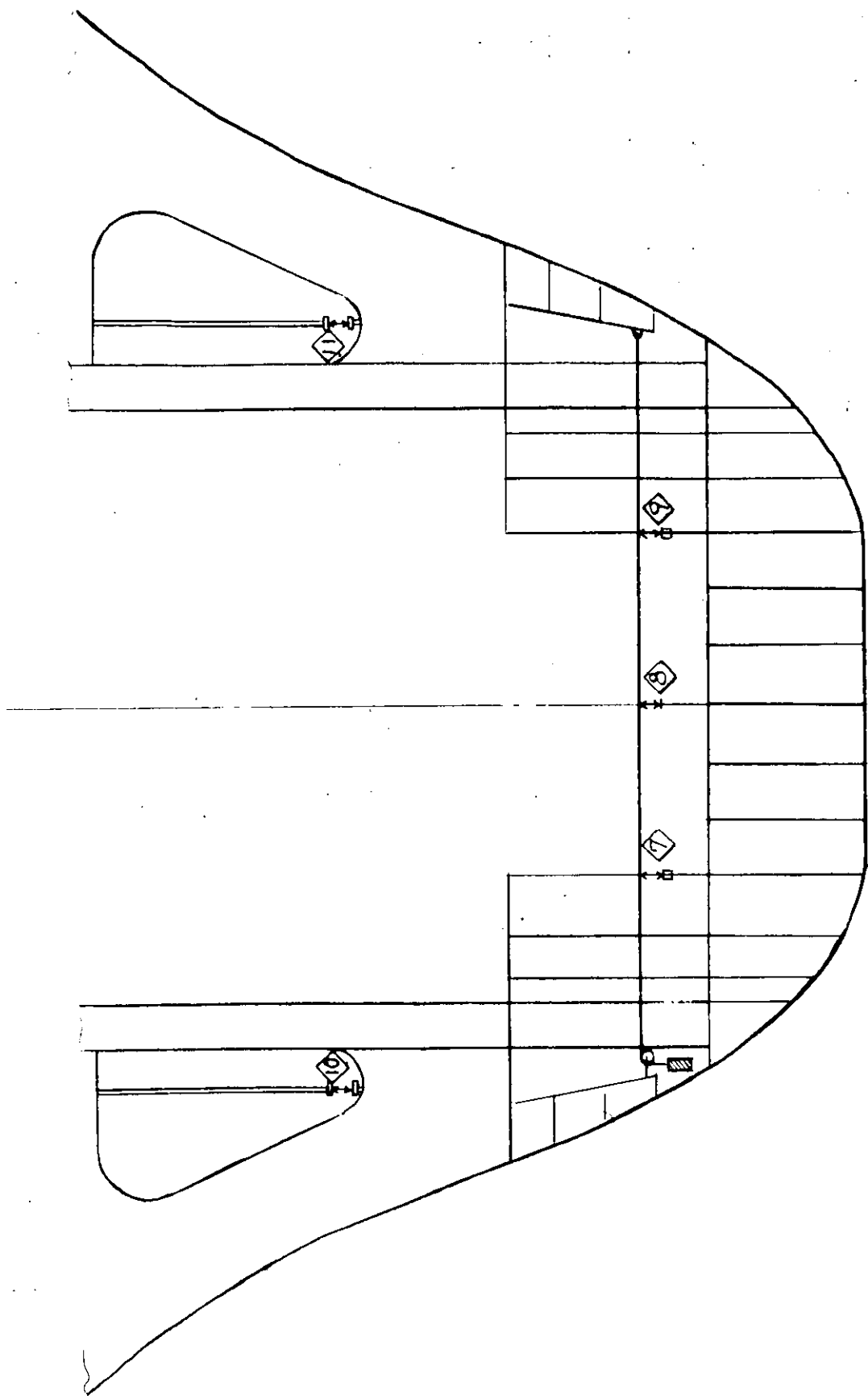


図 1.2.4 機関室撓み計測位置 (B 船)

表 1.2.2 吃水変化に対する機関室撓みおよび荷重計測結果 (A 船)

計測番号 計測日時 計測項目		(A)	(B)	(C)	(D)	(E)
		10月9日 15:00 渠 中	10月9日 18:50 アフロート	10月11日 03:00 バラスト	10月12日 18:30 満 載	10月15日 12:30 (デバラスト時)
吃 水 (m)	前部	0	5.49	6.69	19.2	14.63
	後部	0	5.49	12.19	19.2	14.63
	平均	0	5.49	9.44	19.2	14.63
機 関 室 の 撓 み (mm)	①	60.5	61.7	61.0	60.4	60.4
	②	107.2	108.4	106.0	104.3	104.4
	③	77.3	78.4	75.8	73.3	75.6
	④	73.5	74.7	71.9	69.3	71.3
	⑤	71.0	72.2	69.2	66.3	68.4
	⑥	84.1	83.9	82.0	81.4	81.9
	⑦	73.3	73.8	72.0	72.4	72.8
	⑧	380.2	379.9	380.0	380.2	380.1
	⑨	386.8	386.9	386.8	386.8	386.8
	⑩	79.1	79.9	77.8	76.9	77.7
	⑪	78.2	79.0	76.3	74.0	74.5
	⑫	71.2	70.7	67.3	63.6	65.7
	⑬	80.0	82.0	80.0	79.4	80.3
	⑭	79.1	80.0	77.1	75.2	76.5
	⑮	80.1	81.2	77.9	74.4	76.2
	⑯	897.2	—	896.9	896.9	897.0
	⑰	885.0	—	885.3	—	—
	⑱	883.7	—	883.8	—	—
	⑲	389.1	389.0	388.7	388.4	388.6
軸 受 荷 重 (ton)	No.1	42.6	40.6	31.8	31.8	30.8
	No.2	16.9	17.1	25.4	27.0	25.8
	No.3	21.3	18.5	17.2	16.3	19.3
	No.4	19.8	23.8	25.8	26.8	23.0
	No.5	—	—	—	—	—

表 1.2.3 機関室撓み計測時の各部温度計測結果 (A 船)

計測番号 計測日時 計測項目		(A)	(B)	(C)	(D)	(E)
		10月9日 15:00 渠 中	10月9日 18:50 アフロート	10月11日 03:00 バラスト	10月12日 18:30 満 載	10月15日 12:30 (デバラスト時)
各 部 温 度 (℃)	1	25	20	25	18	23
	2	—	18	22	22	22.5
	3	22.5	20	27	25	26
	4	22	20.5	35	33	33
	5	22	20.5	34	33	33
	6	22	20.5	34	33	33
	7	20.5	20	27	27	27
	8	21	19	25	25	25
	9	22	18	26	26	24
	10	11.5	22	29	28	28
	11	23	21	28.5	26.5	28
	12	22	20.5	30	30	30
	13 ^{5/6}	38/23	20.5/20.5	23.5/23	22/22	23/22.5
	14	26.5	21.5	30	23.5	28
	15	24	22.5	35	35	35
	16	—	—	30	26	29
	17	23	—	48	38	30
	18	22	20	30	40	32
	19	23	21	50	40	40
	20	23	21	51	40	40
	21	22	20.5	44	37	38
	22	23	22	47	39.5	37
	23	22	21.5	48	39	39
	24	23	21	47	39	38
	25	23.2	21	25	24	25
	26	23.5	21	28.5	27.5	28
	27	22.5	21	29.5	28	29.5
	28	23.5	21	34	30	31.5
	29	23	21	33	31	33
	30	24	21.5	33.5	33	36
	31	22	21.2	34	34	35
	32	22.5	21	31.5	30.5	30
	33	23	22	30	27	26.8
	34	23.5	20.5	27	25	26
	35	22.5	21	29.2	28	28.5
	36	23	21.2	31	31	29.5

表 1.2.4 吃水変化に対する機関室撓みおよび荷重計測結果 (B 船)

計測番号 計測日時 計測項目		A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
		9A4B 14:00 バラスト	9A5B 14:00 バラスト	9A22B — —	9A23B — —	9A27B 09:00 乗中	9A29B 14:00 770-T	9A29B 20:00 バラスト	10A2B 02:00 —	10A2B 08:00 満載	10A4B 08:00 満載
吃水 (m)	前部	—	—	—	—	0	—	—	—	—	—
	後部	13.4	13.4	—	—	0	6.5	12.75	19.0	21.0	21.0
軸受荷重 (ton)	No.1	38.9	36.1	—	—	41.6	39.1	36.6	33.1	32.7	—
	No.2	17.7	18.2	—	—	20.4	14.4	13.3	24.9	26.5	—
	No.3	22.0	18.2	—	—	16.6	17.8	15.2	19.5	18.2	—
	No.4	34.7	39.5	—	—	36.0	36.2	41.8	38.9	44.4	—
	No.5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
機関室の撓み (mm)	①	-1.2	-0.3	-0.9	0.5	-0.85	0.4	1.0	0	-2.4	-1.6
	②	-6.3	-6.0	-7.6	-4.2	-8.0	-4.7	-4.3	-7.0	-8.0	-8.5
	③	-7.5	-7.7	-8.5	-7.5	-6.3	-8.0	-8.0	-10.0	-11.0	-10.5
	④	-11.5	-11.7	-12.5	-9.0	-9.0	-9.8	-10.0	-14.5	-14.5	-14.5
	⑤	116.5	116.8	118.5	115.4	114.4	116.2	116.8	119.0	119.0	119.0
	⑥	-6.0	-6.5	-7.5	-6.0	-5.8	-7.6	-6.5	-7.2	-7.5	-8.0
	⑦	—	203.08	—	—	202.94	—	202.95	—	202.75	202.44
	⑧	—	206.75	—	—	206.48	—	206.59	—	206.21	205.96
	⑨	—	209.25	—	—	209.34	—	209.01	—	208.60	208.34
	⑩	—	0.43	—	—	0.54	0.53	0.55	—	0.05	0.10
	⑪	—	0.40	—	—	0.56	0.54	0.51	—	0.33	0.30
	⑫	—	202.92	—	—	202.90	202.89	202.90	—	202.93	202.89
	⑬	—	201.06	—	—	201.13	201.07	201.10	—	201.11	201.12
	⑭	—	200.63	—	—	201.16	201.24	200.98	—	201.54	201.24

⑤: 航行時の計測値を示す。

表 1.2.5 機関室撓み計測時の各部温度計測結果 (B 船)

計測番号 計測日時 計測項目		△A	△B	△C	△D	△E	△F	△G	△H	△I	△J
		9月4日 14:00 バラスト	9月5日 14:00 バラスト	9月22日 — —	9月23日 — —	9月27日 09:00 渠 中	9月29日 14:00 アプロト	9月29日 20:00 バラスト	10月2日 02:00 —	10月2日 08:00 満 載	10月4日 03:00 満 載
各部温度 (°C)	①	27.0	28.0	—	22.0	21.0	—	19.0	20.0	24.5	21.0
	②	28.0	23.0	—	—	—	—	—	21.0	22.0	22.0
	③	38.0	37.0	—	—	—	—	—	22.5	20.0	20.0
	④	27.0	27.0	—	—	—	24.0	—	28.0	24.5	24.0
	⑤	26.5	26.5	—	25.8	20.5	24.0	24.5	26.0	24.0	25.0
	⑥	26.5	26.5	—	28.0	22.0	24.0	24.0	26.5	26.0	25.0
	⑦	27.0	27.0	—	30.5	22.5	26.0	27.0	29.0	26.0	32.5
	⑧	27.0	27.0	—	33.0	22.0	28.0	29.5	31.0	25.0	33.5
	⑨	27.0	27.0	—	32.5	21.5	24.0	31.0	27.0	24.5	31.0
	⑩	27.0	27.0	—	30.3	20.5	26.0	29.8	27.0	24.5	30.5
	⑪	27.0	27.0	—	31.0	21.0	22.5	29.0	26.0	24.0	29.5
	⑫	27.0	27.0	—	26.0	21.0	23.0	25.0	28.0	25.0	27.5
	⑬	27.0	27.0	—	26.0	21.6	24.0	24.0	28.0	27.0	25.0
	⑭	27.0	27.0	—	27.0	22.7	27.7	26.5	29.0	26.0	29.5
	⑮	27.0	27.0	—	32.0	22.5	27.0	29.5	28.0	26.0	27.0
	⑯	27.0	27.0	—	26.3	21.6	24.0	25.5	28.0	24.5	26.5
	⑰	27.0	27.0	—	26.3	21.5	24.0	24.0	27.0	27.5	26.0
	⑱	27.0	27.0	—	26.3	21.9	25.1	24.3	27.5	28.5	28.0
	⑲	—	—	—	30.5	21.8	27.8	28.0	30.0	27.0	27.5
	⑳	—	—	—	30.5	22.3	29.0	28.0	30.0	27.0	38.0
	㉑	—	—	—	34.7	22.5	32.0	32.0	31.0	28.0	40.0
	㉒	—	—	—	34.0	22.3	32.0	32.0	31.0	28.0	40.0
	㉓	25.0	25.0	—	26.3	22.0	24.0	24.5	22.5	24.5	28.0
	㉔	27.0	27.8	—	26.3	21.6	25.0	24.5	26.0	24.5	25.5
	㉕	27.0	27.8	—	27.0	22.0	25.0	25.3	27.0	24.5	26.0
	㉖	27.0	28.0	—	29.7	21.6	27.0	27.5	27.0	26.5	30.5
	㉗	27.0	28.0	—	—	—	—	—	—	—	—
	㉘	29.5	30.0	—	33.8	21.8	30.0	31.5	30.0	29.0	29.0
	㉙	29.0	29.0	—	32.0	21.8	30.0	32.0	33.0	30.0	29.0
	㉚	24.0	24.0	—	25.0	18.0	23.5	24.0	23.0	22.5	23.0
	㉛	24.0	20.0	—	25.0	32.0	23.8	24.3	23.0	22.5	22.5
	㉜	—	—	—	30.0	25.0	27.0	—	31.0	27.0	36.0

△J: 航行時の計測結果を示す。

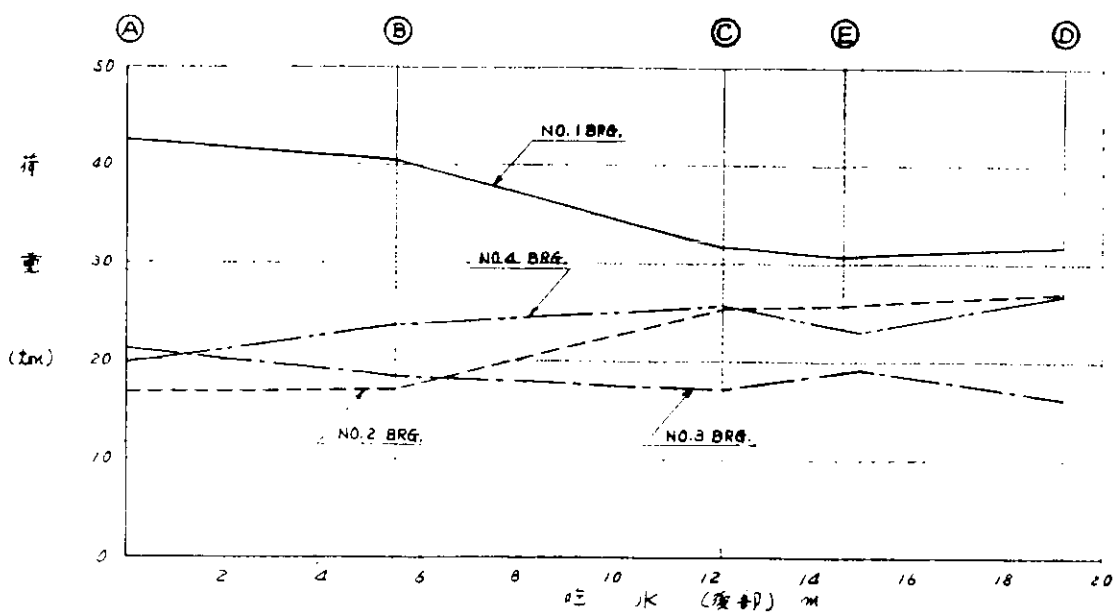


図 1.2.5 軸受荷重変化 (A 船)

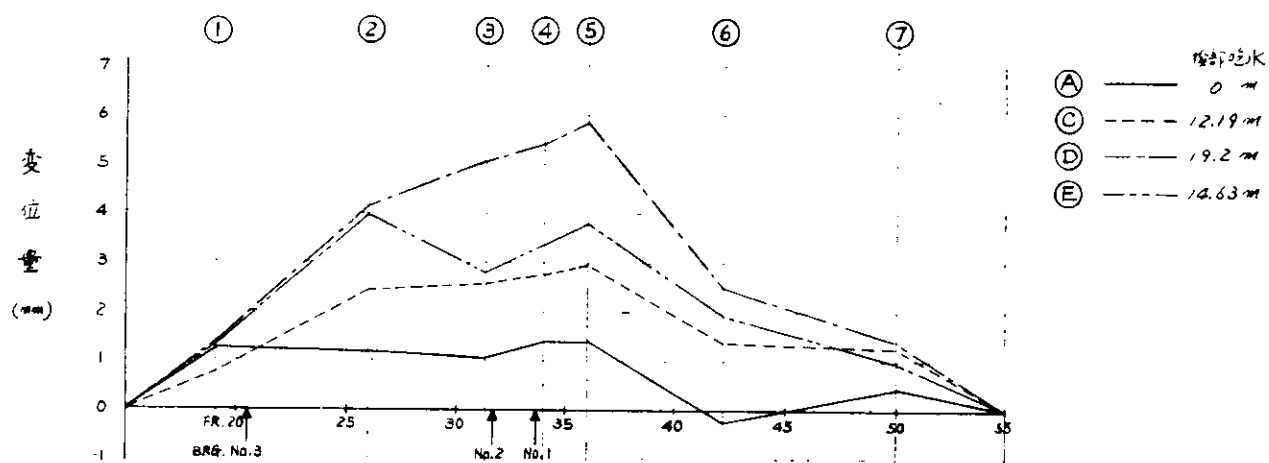


図 1.2.6 機関室二重底変位 (アフロート状態との相対変位) (A 船)

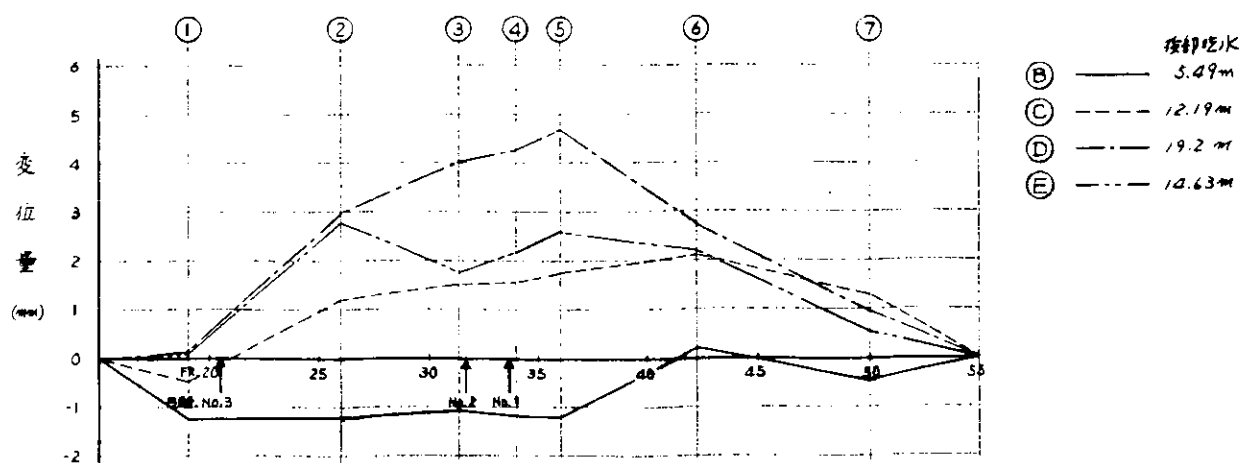


図 1.2.7 機関室二重底の変位 (入渠時との相対変位) (A 船)

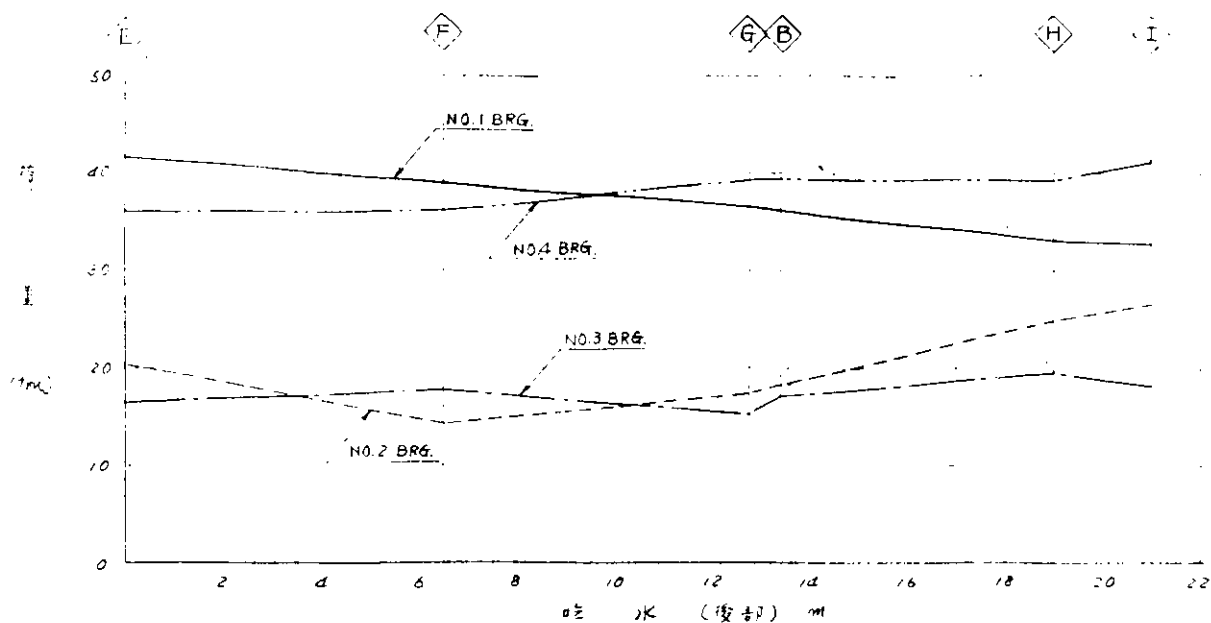


図 1.2.8 軸受荷重変化 (B 船)

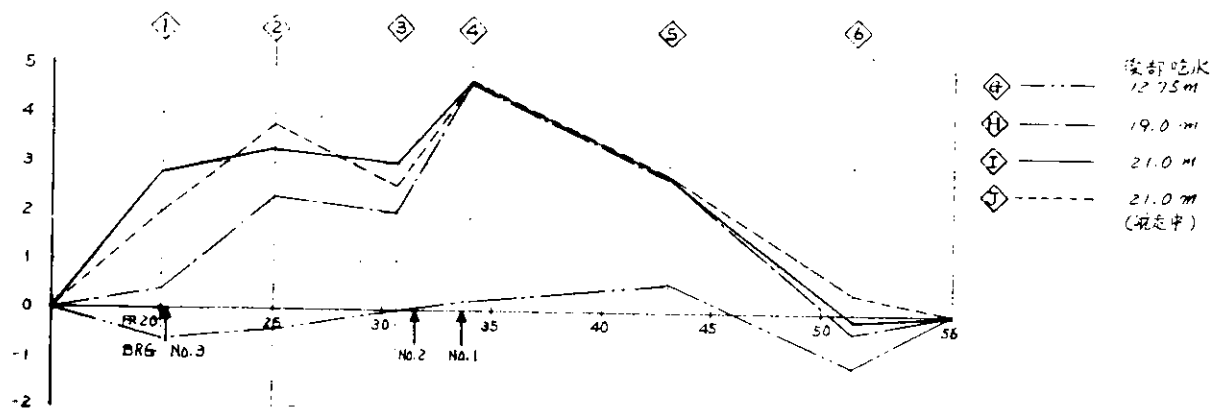


図 1.2.9 機関室二重底の変位 (アフロート状態) との相対変位 (B 船)

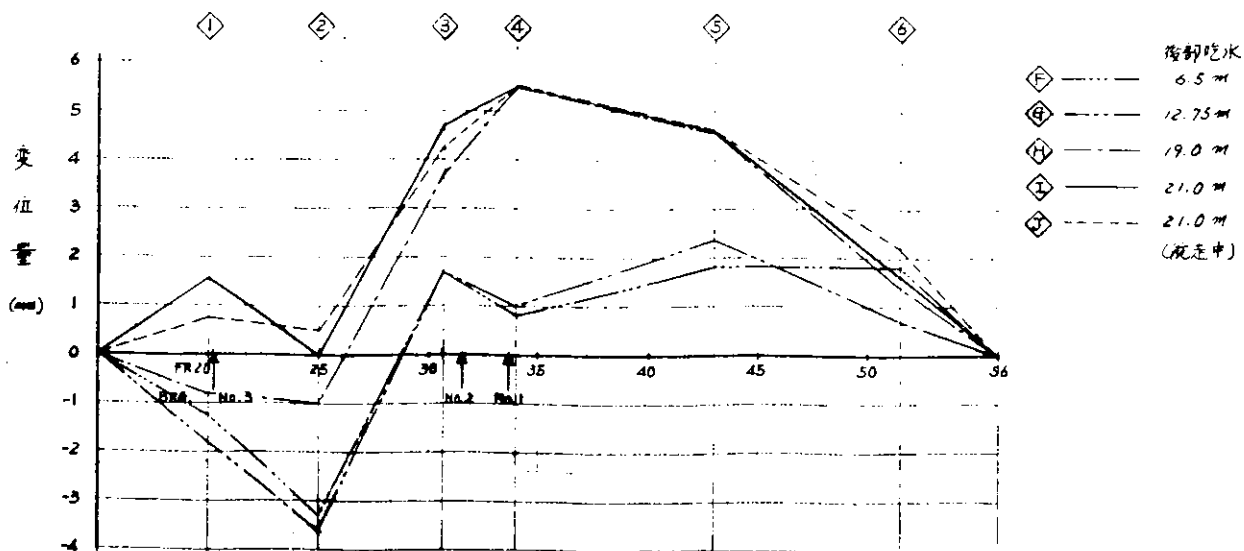


図 1.2.10 機関室二重底の変位 (入渠時) との相対変位 (B 船)

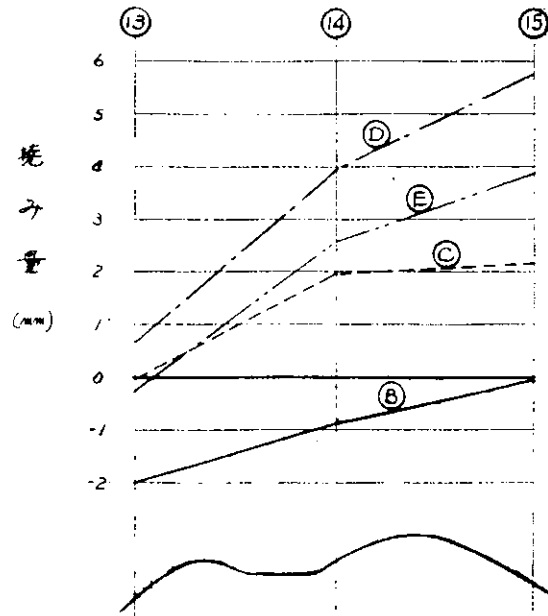
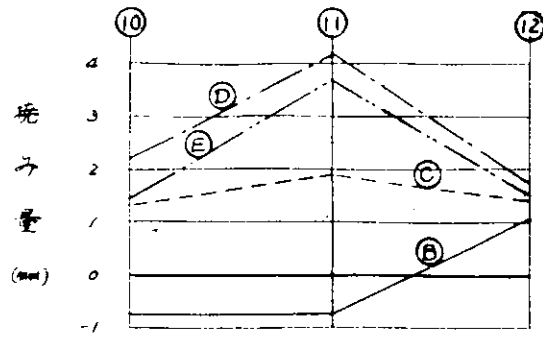


図 1.2.1.1 歯車ケーシングの変位 (A 船)

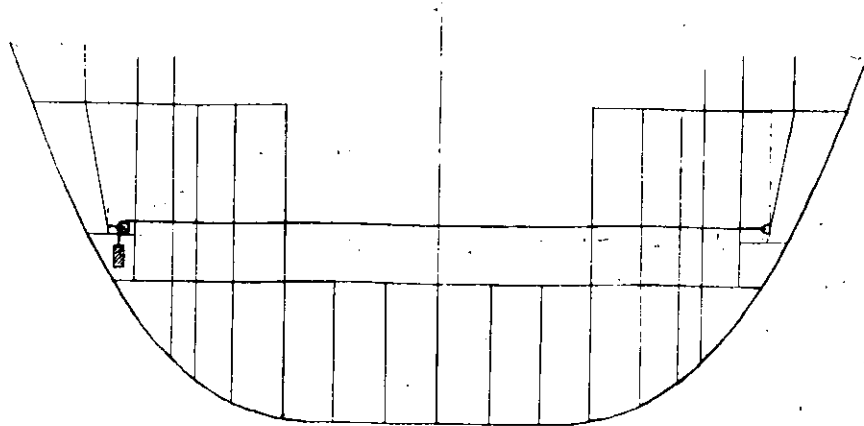
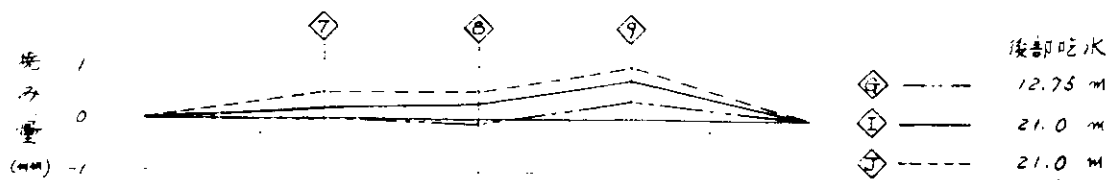


図 1.2.1.2 機関室二重底の変位 (入渠時 ⑧ との相対変位) (B 船)

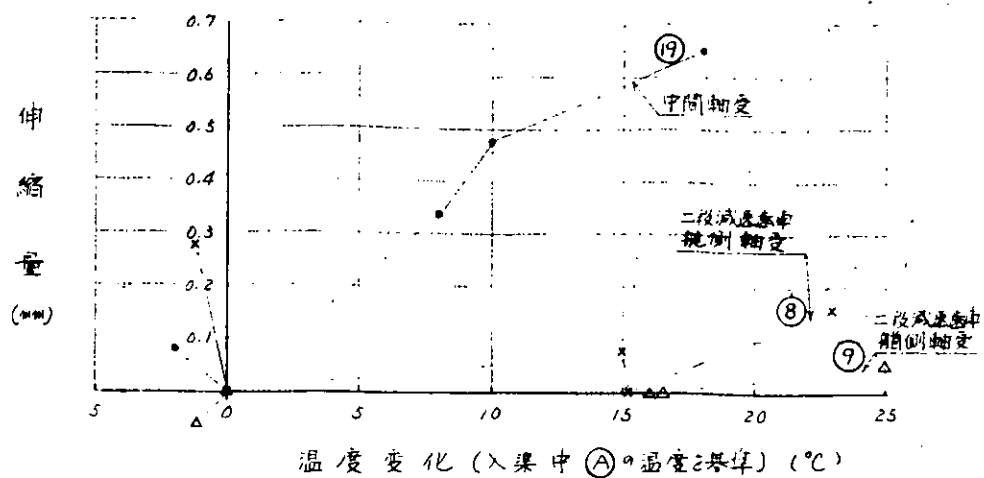


図 1.2.1.3 据付台に対する軸受部ケーシングの伸縮量 (A 船)

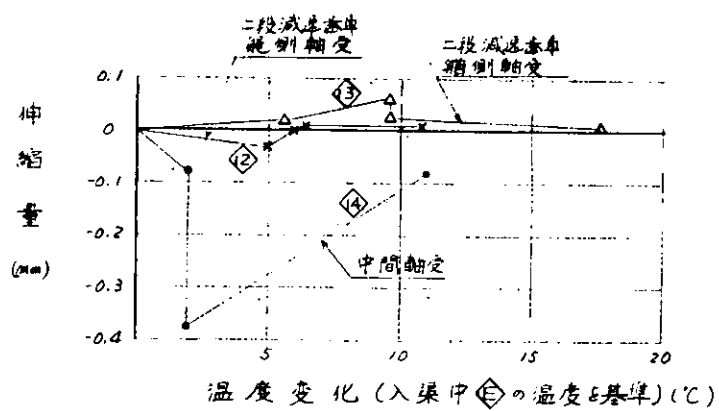


図 1.2.1.4 据付台に対する軸受部ケーシングの伸縮量 (B 船)

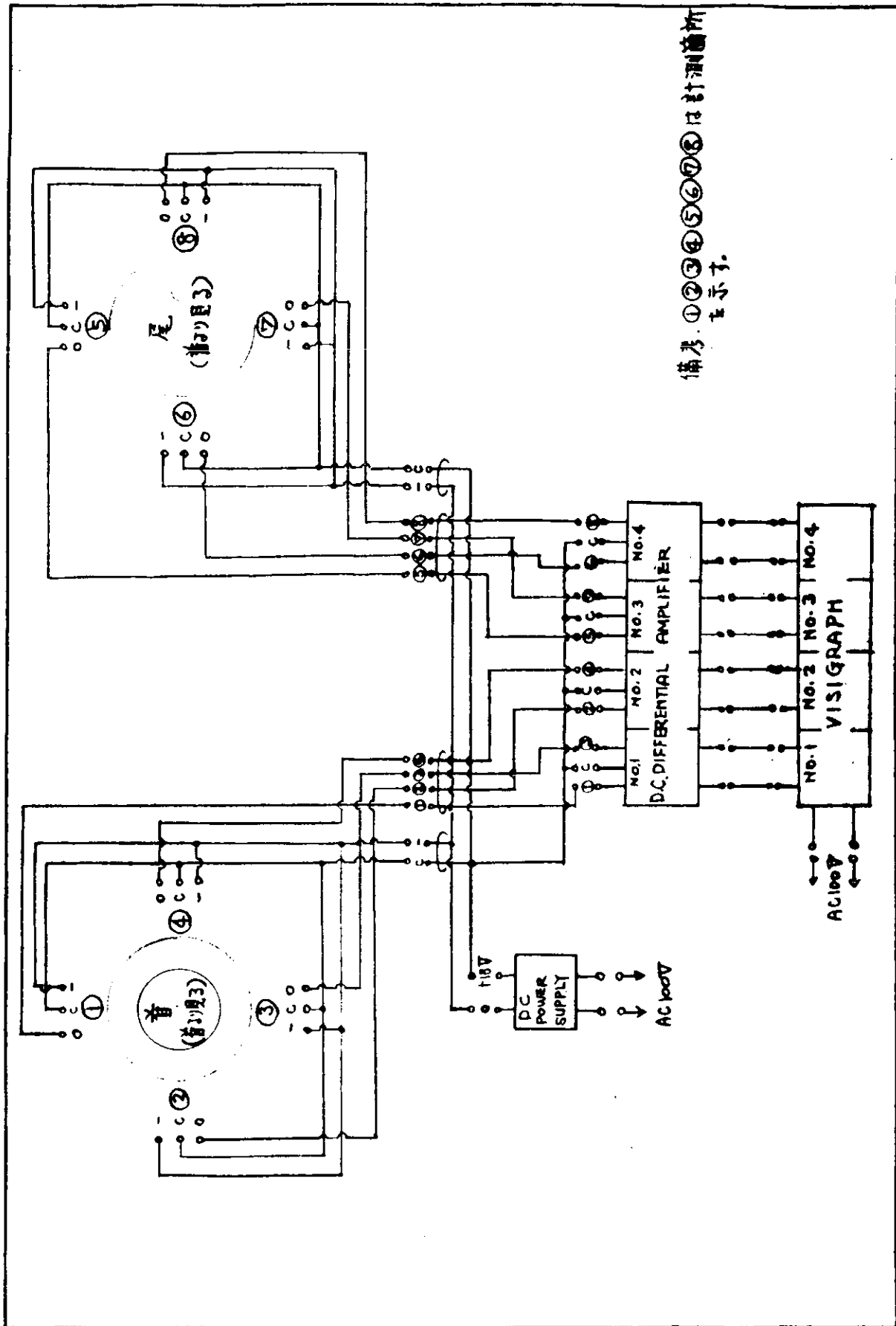


図 1.2.15 BENTLY 測定回路図

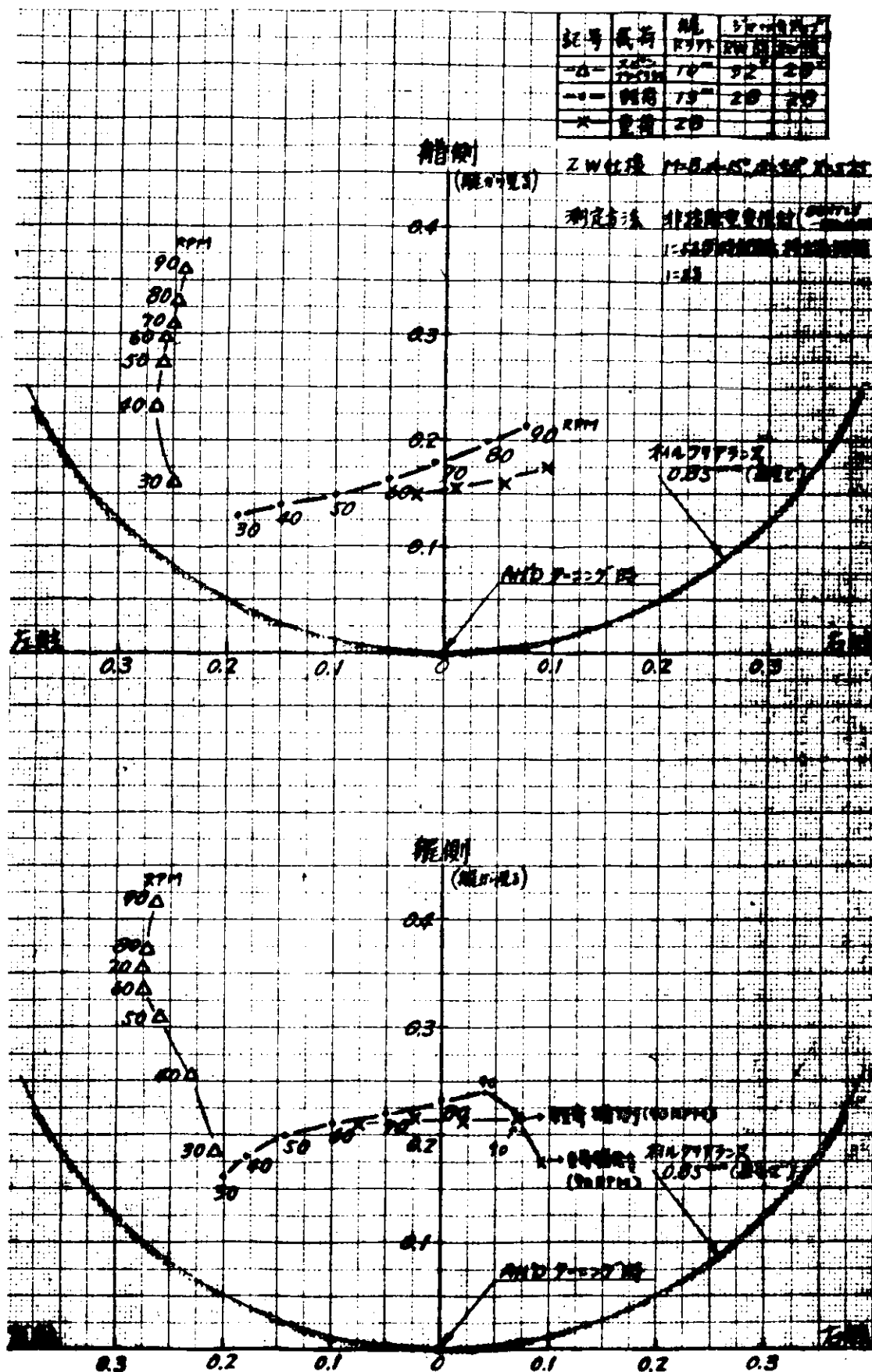


図 1.2.1.7 "D 船" 二段減速歯車軸々芯変位 (前進回転時)

1.2.2 三菱重工業における計測（ストレンゲージを使用したジャッキアップ試験例）

当所では、約一年前よりジャッキアップ試験の記録採取方法に一考を加え図 1.2.18 の様に押し上げ力をロードセルで、軸上り量を差動トランスで検出し、X-Yレコーダーで試験と同時に連続記録させる計器を作成し、数隻のデータを得ている。

図 1.2.20 は図 1.2.19 に示す軸受スパンの長い船のデータを示す。油圧ダイヤルゲージによる従来の方法で計測したものの（点線）と、ロードセル-差動トランスを用いた場合（実線）のデータを比較してあるが、予想通り UP-DOWN の差は後者の方が狭く精度よく記録されている。又、ジャッキ荷重に差があるのは圧力計の誤差と考えられる。（圧力計は 1000 kg/cm^2 を使用し最高油圧は 300 kg/cm^2 であった。）

ロードセル-差動トランスの記録で波打っているのはベンの慣性力によるものである。（速く変位するとベンが追従しないため）

図中の一点鎖線で記入された計算値は図 1.2.19 のように AFT-BUSH については二支点、他の軸受は全て軸受幅中央で代表させ、またクランク軸はジャーナル径で代表される丸棒とし船尾より三番目の軸受位置で固定端と仮定した時のものを示す。（クランクウェブの剛度をジャーナル部の 5 倍と仮定しても計算結果にはほとんど影響しなかった。）

第一中間軸受を除き、軸受浮き上り後の JACK により画かれる押し上げ力/押し上げ量の関係は、計算値にほぼ等しく記録されている。

第一中間軸受では浮き上り後の押し上げ力/押し上げ量（以下、影響係数と呼ぶ）が計算値より小さく出ているが、これは主機内の軸受のどれかが当たっていないためと推定される。

ちなみに上記計算仮定で主機内軸受を順次無効とした場合の JACK 部の影響係数を検討すると、スラスト軸受の船尾側軸受が当たっていない場合に近い傾斜となった。（図 1.2.20-a 参照）

主機据付の目安は、通常、クランクデフレクションを主眼としている事を考えると、このような状態も実際に生じ得ることと思われる。

スラスト軸受船尾側が当たってなくても第二中間軸受以降の軸受のジャッキアップ影響係数にはほとんど影響しない。

以上によりジャッキアップの影響係数を検討するには、この計算に用いた仮定は無理のないものと思われる。

図 1.2.21 は、AFT ENGINE で軸受スパンの短い部類に属する船の計測値を示す。図 1.2.22-a の丸で囲んだ部分は数回計測しても同様に記録されるため、第二中間軸受の横隙間を調査したところ、船尾側で右舷に軸芯が寄っていた。据付直し後の記録を図 1.2.22-b に示す。

第一中間軸受の計測記録において途中でナックルしていることが認められる。これは第一中間軸受が浮き上った後、他の軸受も浮き上った事を意味すると考えて良いだろう。第二中間軸受にも同様の傾向が出ている。前記の計算仮定を基に検討してみると次のことが推定される。

図 1.2.22-a （第一中間軸受ジャッキアップ）

- a ~ b 第一中間軸受が浮き上るまでの傾斜
- b ~ c 第一中間軸受が浮き上った時の傾斜
- c ~ d 第一中間軸受に続き T I A が浮き上った傾斜
- d ~ e 第一中間軸受、T I A に続き第二中間軸受が浮き上った傾斜

図 1.2.22-b （第二中間軸受ジャッキアップ）

- a ~ b 第二中間軸受が浮き上るまでの傾斜
- b ~ c 第二中間軸受が浮き上った時の傾斜
- c ~ d 第二中間軸受に続き第一中間軸受が浮き上った時の傾斜
- d ~ e 第二、第一中間軸受に続き F/C が浮き上った時の傾斜

尚参考として図 1.2.21 の軸系について、主機内軸受および船尾管内軸受が、ジャッキアップデータに与える影響を

図 1.2.2 3 に示す。図 1.2.2 3-a は、第二中間軸受浮き上り後の傾斜に与えるスラスト軸受、船尾管内軸受の影響を示し、図 1.2.2 3-b は、第一中間軸受浮き上り後の傾斜に与えるスラスト軸受、船尾管内軸受の影響を示す。

これより、ジャッキアップによるデータの解析をする場合、最前部中間軸受用ジャッキアップ試験で主機内軸受の傾向を推定し、最後部中間軸受用ジャッキアップ試験で船尾管内軸受の状態を推定できることがわかる。

この様にジャッキアップ試験で精度よい計測を行えば、その軸受荷重の推定のみならず他の軸受をも推定出来る。ただし図 1.2.2 2 で扱った様に、軸受すきま内での支点変化に対し他の軸受が浮き上ったりする様な軸系配列は避けるべきであろう。

ディーゼル主機の据付がクランクデフレクションにより行なわれている現状では、主機内軸受の支点位置は推定し難い。特に主機と中間軸とのギャップ、オフセットを決める時も、クランクデフレクションを考慮した上で決める必要がありそうである。

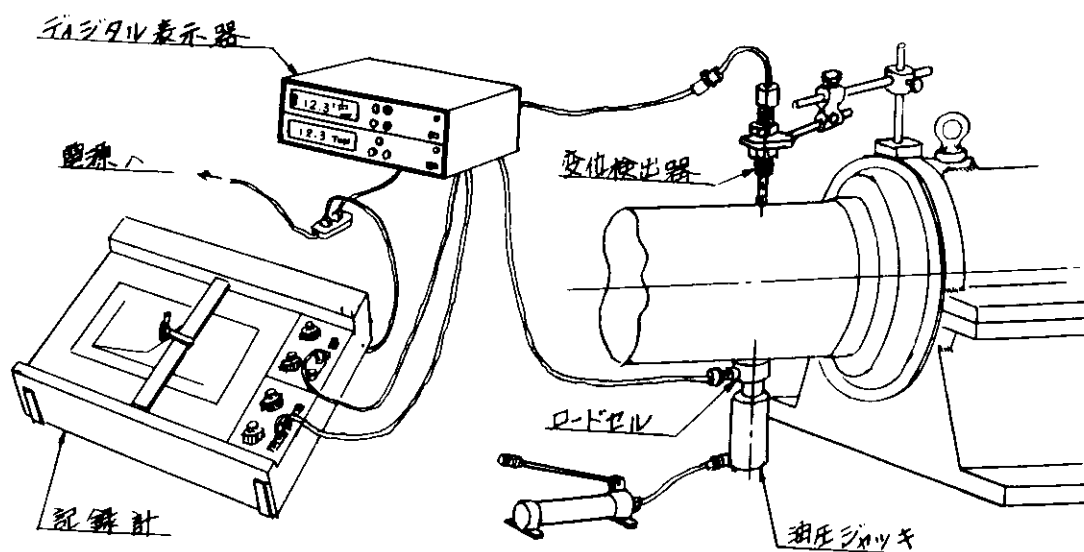


図 1.2.1 8 ジャッキアップ試験装置略図

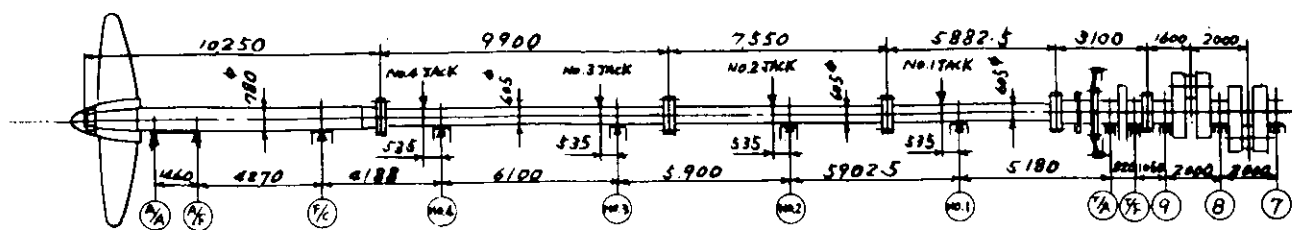
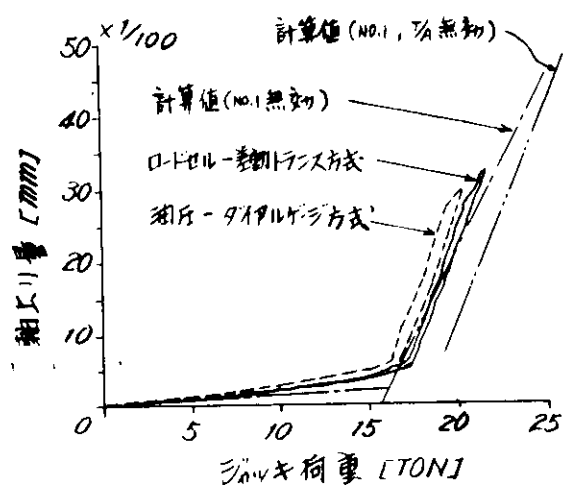
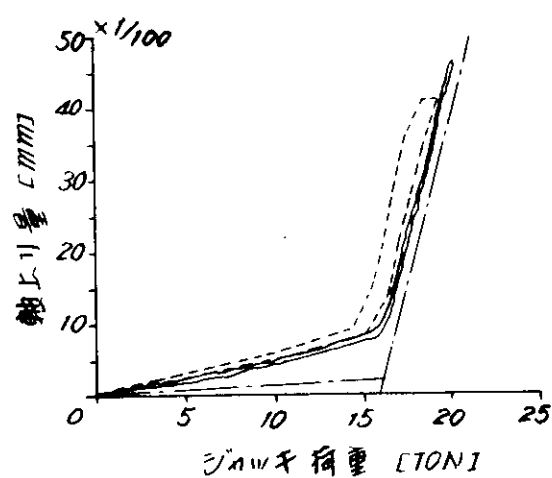


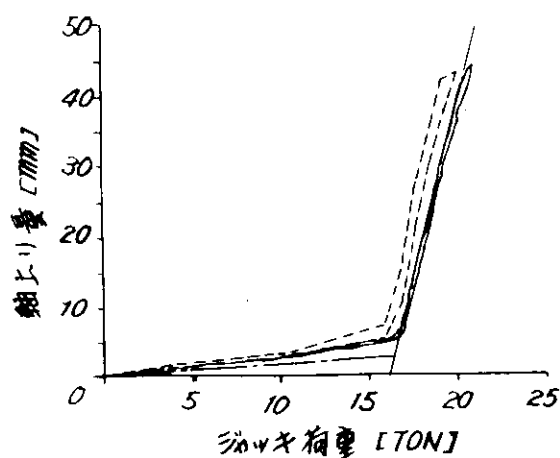
図 1.2.1 9 軸系装置概略 (コンテナ船 9 RND105 36000ps×108rpm)



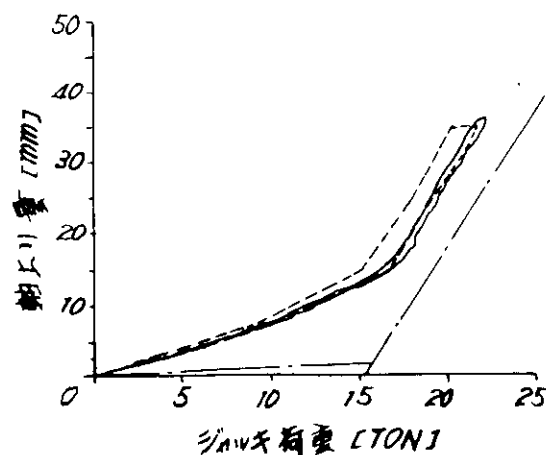
a. NO.1 JACK (NO.1 軸受)



b. NO.2 JACK (NO.2 軸受)



c. NO.3 JACK (NO.3 軸受)



d. NO.4 JACK (NO.4 軸受)

図 1.2.2 0 ジャッキアップ計画記録

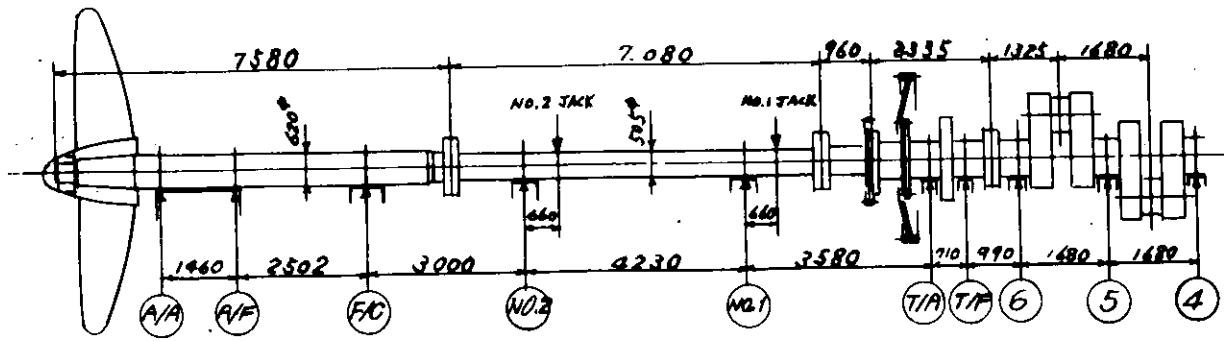


図 1.2.2.1 軸系装置概略図 (バルクキャリア 6RND90 17400ps:×122rpm)

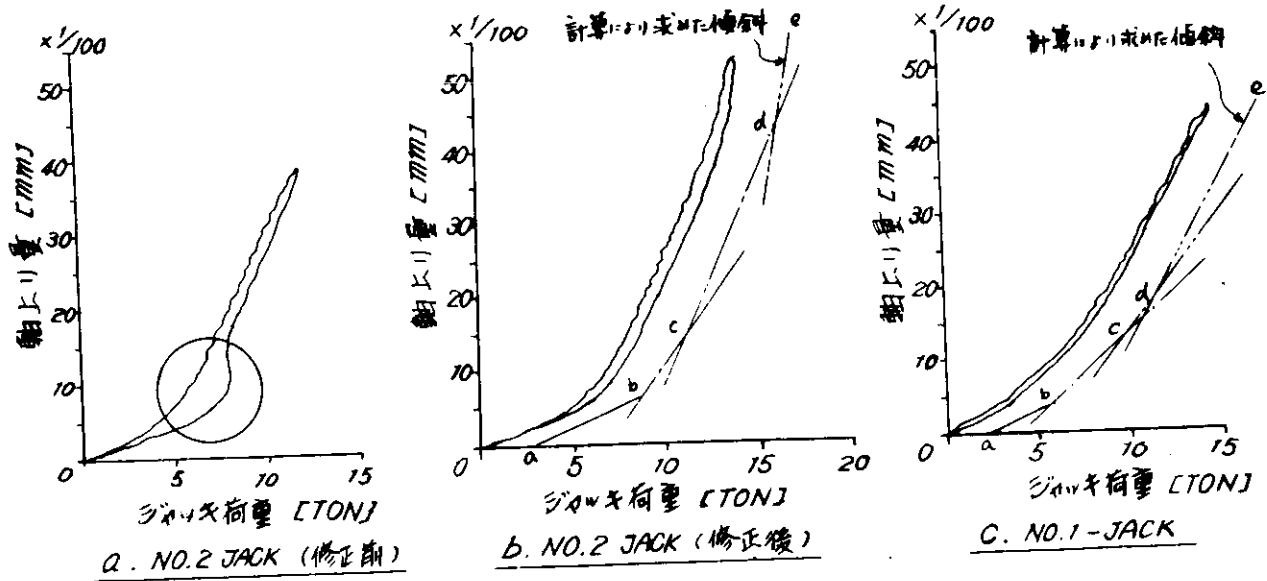


図 1.2.2.2 ジャッキアップ計測記録

符号	船尾管内軸受の状態	符号	スラスト軸受の状態
A	A/A, A/F, F/C 共に有効	1	T/A, T/F 共に有効
B	A/F のみ有効	2	T/F のみ有効
C	F/C のみ有効	3	T/A のみ有効
D	A/F, F/C のみ有効	4	T/A, T/F 共に無効

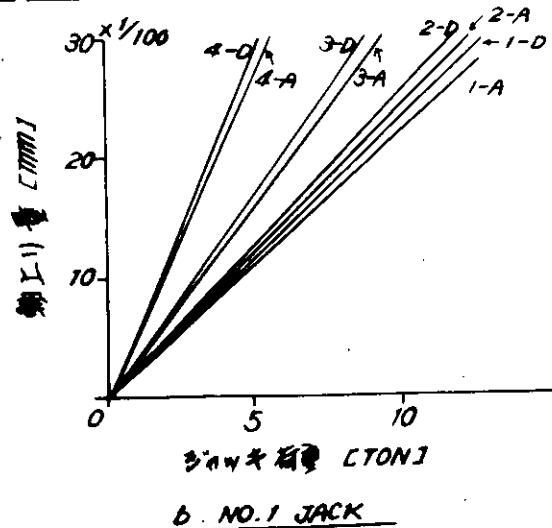
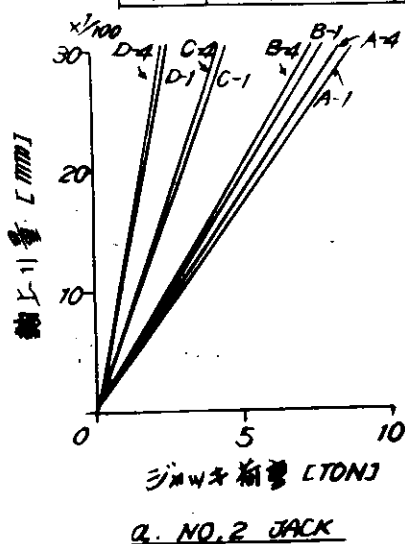


図 1.2.2.3 スラスト軸受及び船尾管内軸受の軸受荷重が零となった後のジャッキ部傾斜に及ぼす影響

1.2.3 三井造船における計測

(1) まえがき

最近の船舶の大型化、高速化の傾向は著しく、100万トンドックの建造も着々と進んでおり、34ノットという超高速コンテナ船も具体的建造段階に入っている。しかし、大型化、高速化に伴ない船尾軸系の設計条件はますます苛酷になってきており、船尾管軸受損傷、船尾軸系振動などの問題解決なしには、上記の具体計画も空論に終わる危険性がある。これらの問題は設計段階において、いろいろな角度から検討されているものの、必ずしも正確に把握されていない点がある。

そこで、ディーゼル3機3軸および2機2軸のコンテナ船の船尾まわりの挙動を明確にするとともに、後続船に対する適切な指針を見出すことを目的として、軸と船体との相対変位、船体加速度および船尾管軸受温度の計測を行なったので、これについて以下に報告する。

(2) 計測要領

(a) 3軸船の仕様

(i) 船体要目

船 名 えるべ丸 (ELBE MARU)
 L×B×D 25.2.0 m×32.2 m×2.4.4 m
 計画吃水 11 m
 総屯数 約53,500 T
 載貨重量 (計画満載吃水にて) 約27,950 K T

(ii) 主機関

2サイクル単動無気噴油、自己逆転式排気過給付

ディーゼル機関/三井B&W12K84EF1基を中央に、9K84EFを左右舷に各1基装備

型式および数	中 央 機		両 舷 機	
	三井B&W12K84EF1基		三井B&W9K84EF2基	
	連続最大	常用 (連続最大の85%)	連続最大	常用 (連続最大の85%)
図 示 馬 力	36900ps	31400ps	27700ps	23600ps
ブレーキ出力	33800ps	28800ps	25400ps	21600ps
回 転 数	119rpm	113rpm	119rpm	113rpm

(iii) 軸、船尾管およびプロペラ

		中 央 軸	両 舷 軸
中 間 軸		2 本	6 本
プロペラ軸		1 本	2 本
中 間 軸 受		4 個	12 個
尾側船尾管軸受	鈎鉄裏金にホワイトメタル盛金 (油潤滑)		
	ホワイトメタル材質	W J 2	W J 2
	軸受 クリアランス	1.2 mm	1.0 mm
	長 さ	1900 mm	1730 mm
		外 径	865 mm φ
船 尾 管 シ ール		シンプレックス	シンプレックス
プロペラ	形 式	6翼一体形	6翼一体形
	要 目	直径 6500 mm	直径 5900 mm
		材質 ニッケルアルミブロンズ (キャップ マンガンブロンズ)	

(iv) 運転条件

天 候 晴
海上模様 波静か
船首吃水 9.0 0 m
船尾吃水 6.8 0 m
排 水 量 3 4 5 6 3 K T

(v) 計測項目、計測位置および計測方法

(i) 計測項目

- 1) 軸と船体との相対変位
- 2) 船体加速度
- 3) 軸受温度
- 4) 回転数
- 5) 舵角

(ii) 計測位置

図 1.2.2.4 に計器の取付位置を示す。

(iii) 計測方法

図 1.2.2.5 に計測器のブロックダイアグラムを、また、図 1.2.2.6 に相対変位計測器の簡単な回路図を示す。

(b) 2 軸船の仕様

(i) 船体要目

船 名 にゆーじやーじ丸
L×B×D 24 7.0 m×3 2.2 m×1 9.8 m
計 画 吃 水 1 1.5 m
総 屯 数 3 7,8 0 0 T
載貨重量(計画吃水にて) 3 3,0 2 5 K T

(ii) 主機関

2 サイクル単動無気噴油、自己逆転式過給機付ディーゼル機関／三井 B & W 1 2 K 8 4 E F を左右舷に各 1 基
装備

型式および数	三井 B & W 1 2 K 8 4 E F 2 基	
	連 続 最 大	常用(連続最大の 8 5 %)
図 示 馬 力	3 8,0 0 0 p s	3 2,3 0 0 p s
ブレーキ出力	3 4,8 0 0 p s	2 9,5 8 0 p s
回 転 数	1 1 9 r p m	1 1 3 r p m

(iii) 軸、船尾管およびプロペラ

中 間 軸	数：4×2本 直径：606mm
プロペラ軸	数：1×2本 直径：740mm
中 間 軸 受	数：8×2個
船尾管軸受	軸受：鋳鉄裏面にホワイトメタル盛金（油潤滑） ホワイトメタル：WJ2 軸受クリアランス：1.2mm 長さ：1920mm（艏側）、820mm（艉側） 外径：860mm
船尾管シール	シンプレックスシール（ニトリルゴム製）
プロペラ	数：1×2個 形式：6翼一体形
	直径：6400mm ピッチ（0.7R）：8000mm
	材質：ニッケルアルミブロンズ（キャップ：マンガンブロンズ）

(iv) 運転条件

天 候 晴
海上模様 波静か

(v) 計測項目

(i) 計測項目、計測位置および計測方法

- 1) 軸と船体との相対変位
- 2) 船体加速度
- 3) 軸受温度
- 4) 回転数
- 5) 舵角

(ii) 計測位置

図 1.2.2.7 に計器の取付位置を示す。

(iii) 計測方法

図 1.2.2.8 に計測器のブロックダイアグラムを示す。

(3) 計測結果

(a) 軸心移動軌跡

3 軸船および 2 軸船における軸心移動軌跡を図 1.2.2.9、図 1.2.3.4 に示す。これらの図より、尾側船尾管軸受後部では軸は回転数の上昇に伴って船体中心側に移動する傾向を示している。一方、首側船尾管軸受前部では軸は回転数の上昇に伴い船体外側に移動する傾向を示している。

従って、軸が船体中心側へ曲っていたか、もしくはボッシングが船体外側へ曲っていたことが予想される。

(b) 軸と船体との相対変位振幅

3 軸船および 2 軸船における回転数と相対変位全振幅との関係を図 1.2.3.0、図 1.2.3.1 および図 1.2.3.5、図 1.2.3.6 に示す。これらを見ると相対変位全振幅は回転数の上昇に伴って増大する傾向を示し、2 軸船においては 90～100rpm 付近に一部ピークが見られる。

(c) 船体加速度

3 軸船および 2 軸船における回転数と船体加速度との関係をそれぞれ図 1.2.3.2、図 1.2.3.7 に示す。これらの

図より、加速度は回転数の上昇とともに急速に増大している。また、2軸船においては90rpm付近に振動のピークが見られる。

回転数113rpmでの計測点での片振幅を加速度より求めると、3軸船の場合水平方向0.24mm、垂直方向0.16mm、2軸船の場合水平方向0.03mm、垂直方向0.02mmとなる。

(d) 軸受温度

3軸船および2軸船における回転数と対海水軸受温度（軸受温度－海水温度）との関係をそれぞれ図1.2.3.3および図1.2.3.8、1.2.3.9に示す。

これらの図より、対海水軸受温度は回転数の上昇とともに増加しているが、特に船体中心側の温度上昇が著しい。これは軸心移動軌跡からもわかるように、軸が船体中心側に曲り、この位置に設置された温度計に近づくことによるものと思われる。

(4) 考 察

本計測は、前述のごとく高速船の船尾軸系の挙動を明確にすることを目的として行なわれたもので、特に「軸系アライメントに関する実船計測」を目指したものではない。しかしながら、いま好ましいアライメントを考えてみると、それは単に静的な軸系配置、荷重配置が適切であるということだけでは不十分で、どのような運転状態においても軸に許容限度以上の応力がかからないこと、また軸受荷重が適切に分配されていることが必要である。

本計測においても、運転中においては、軸が船体中心側に移動している（あるいはボッシング自体が船体外側に曲っている）ことが確認され、静的アライメントのみの議論では、軸受焼損あるいは船尾振動などの点で、不十分であることがわかった。

静的アライメントに関する実船計測には、JACK UP 法、Sag & Gap 計測、吃水あるいは温度変化による船体変位計測などがあるが、未知な分野が残っている船体変形計測を除き、各造船所で一般化され解明されているようである。

一方、動的アライメント（運転中のもの）に関する実船計測項目としては、Strain Gauge による軸応力計測、軸と船体の相対変位計測（好ましいのは、軸および船体の絶対変位計測）、プロペラにかかる応力計測、動的な船体変形計測（たとえば、Sagging および Hogging）、Wake 分布計測などが考えられる。また、動的アライメントとは直接関係ないが、多少のアライメントの狂い、あるいは動的な変動荷重にも耐え得るような「新しい軸受」の開発も考えられる。しかしながら、この分野の研究はまだその緒についたばかりで、未解決の問題が数多く残っており、理論面のみならず、着実な実船計測の積み重ねが待たれるところである。

本計測が多少なりとも今後の研究の参考になれば幸である。

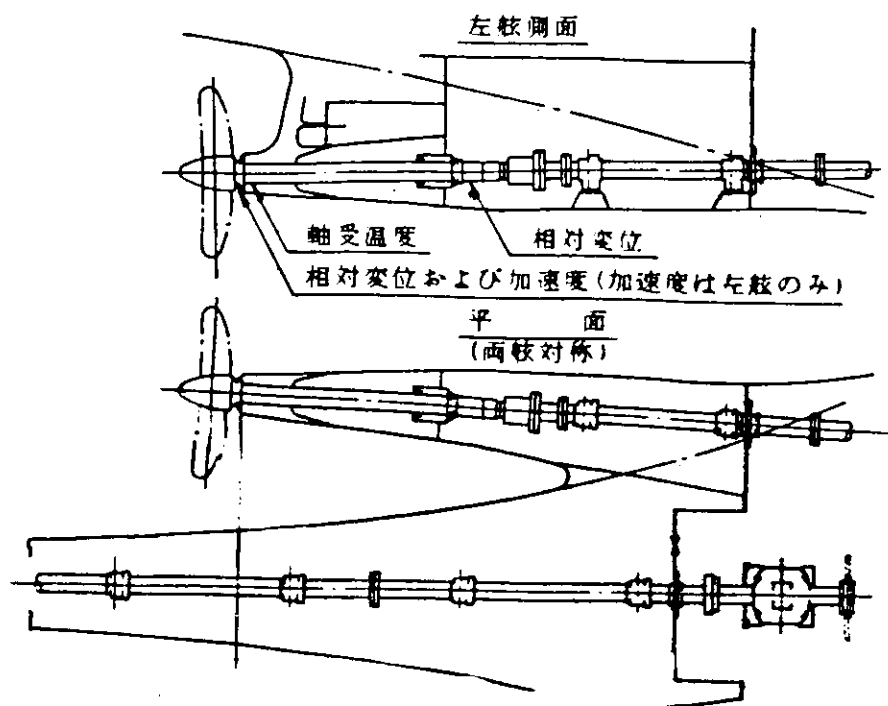


図 1.2.2.4 計測装置の取付位置 (両舷対象)

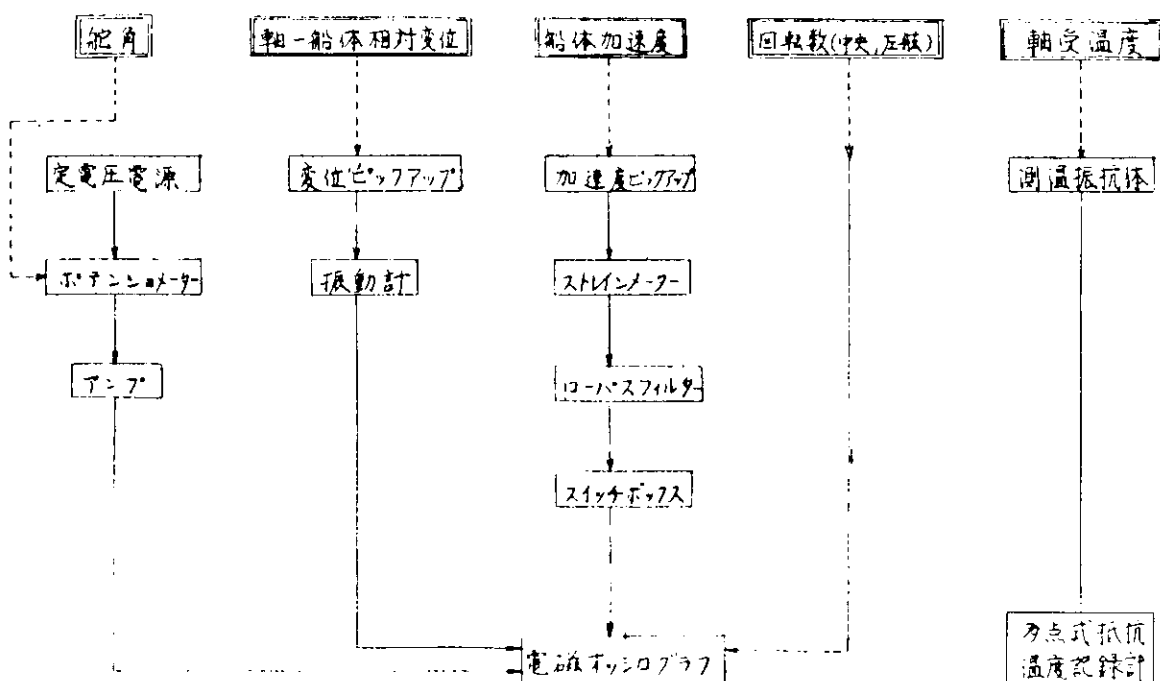


図 1.2.2.5 計測器ブロックダイアグラム

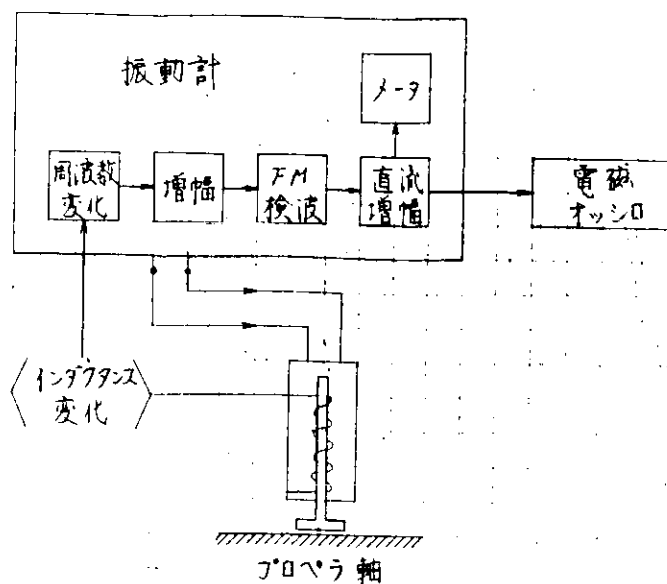


図 1.2.2.6 相対変位計測回路図

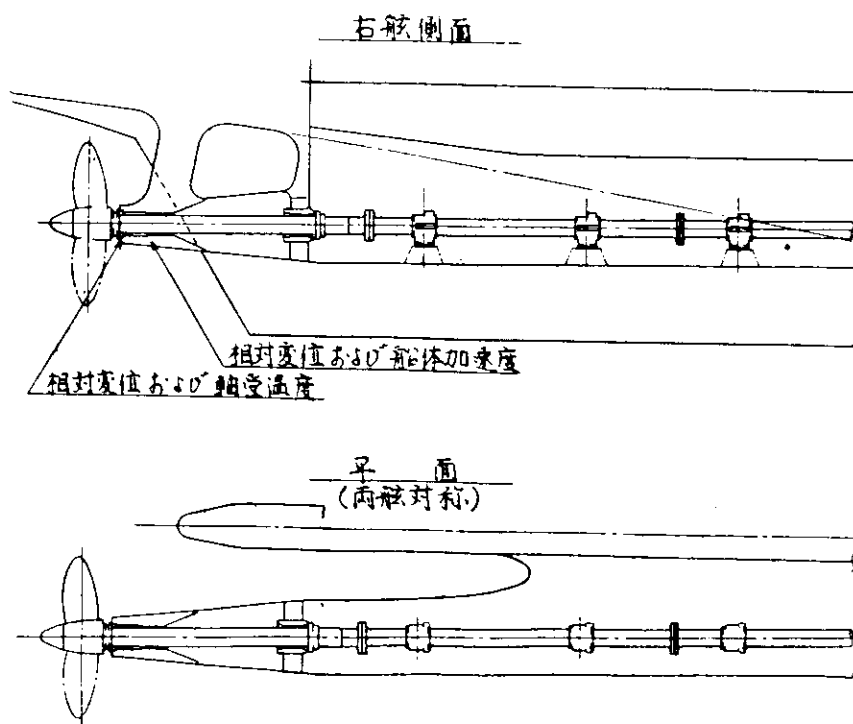


図 1.2.2.7 計測装置の取付位置 (軸受温度のみ両舷)

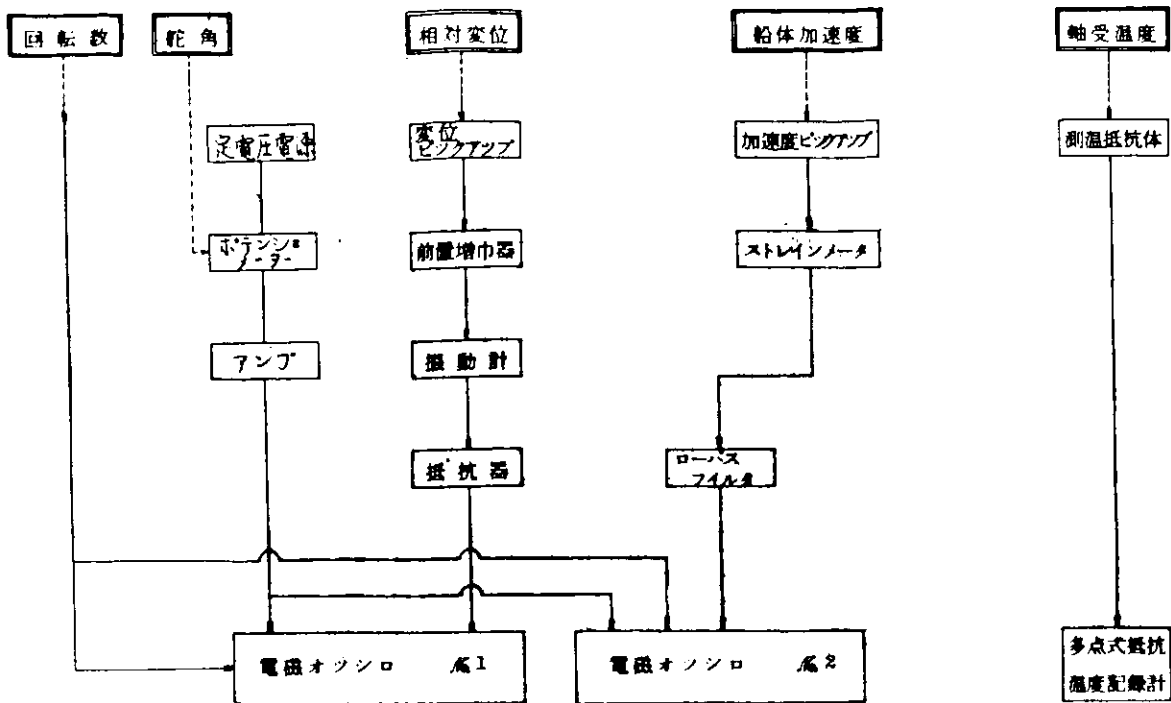


図 1.2.28 計測器ブロックダイアグラム

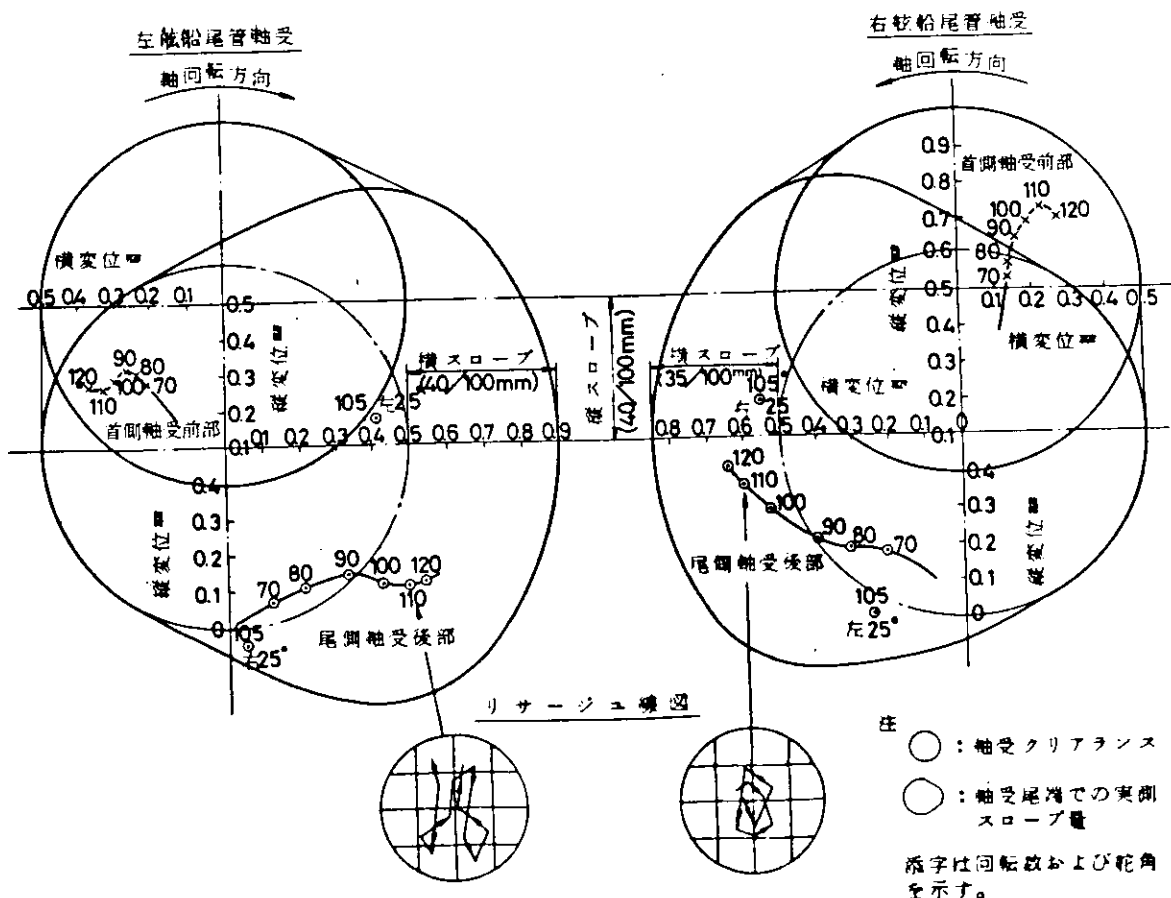


図 1.2.29 軸心移動軌跡 (3軸船)

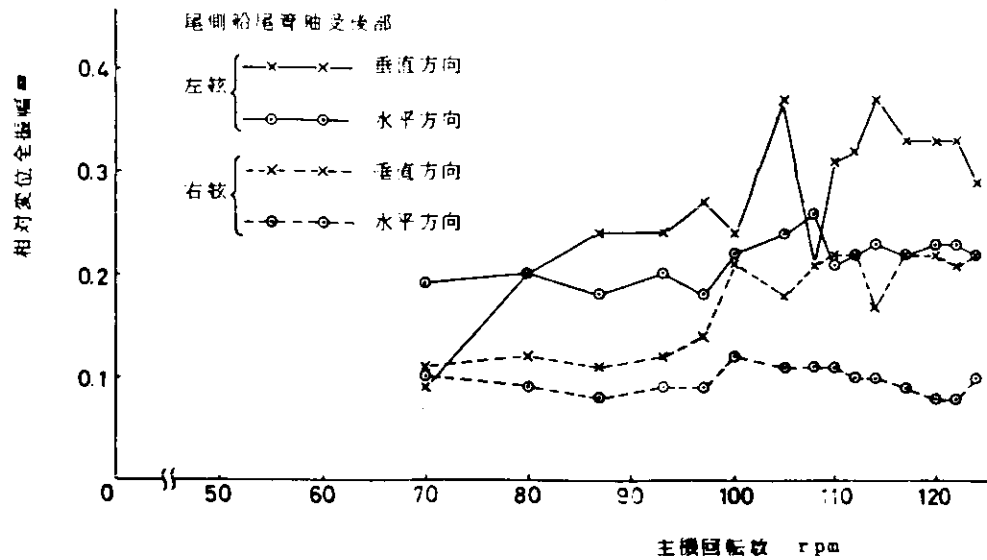


図 1.2.3.0 主機回転数と相対変位全振幅との関係 (3 軸船)

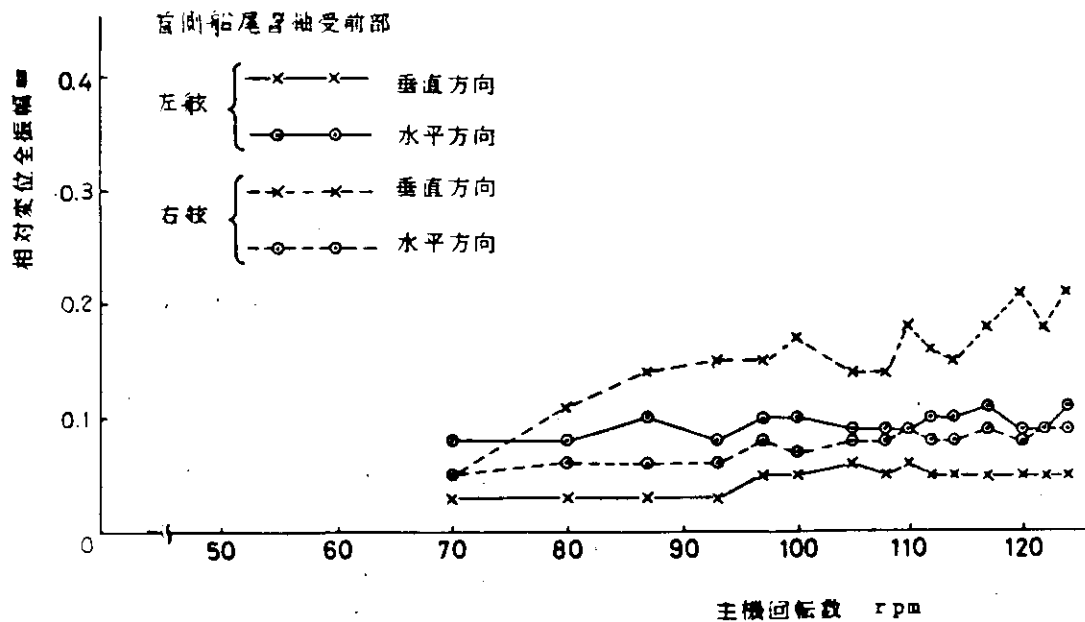


図 1.2.3.1 主機回転数と相対変位全振幅との関係 (3 軸船)

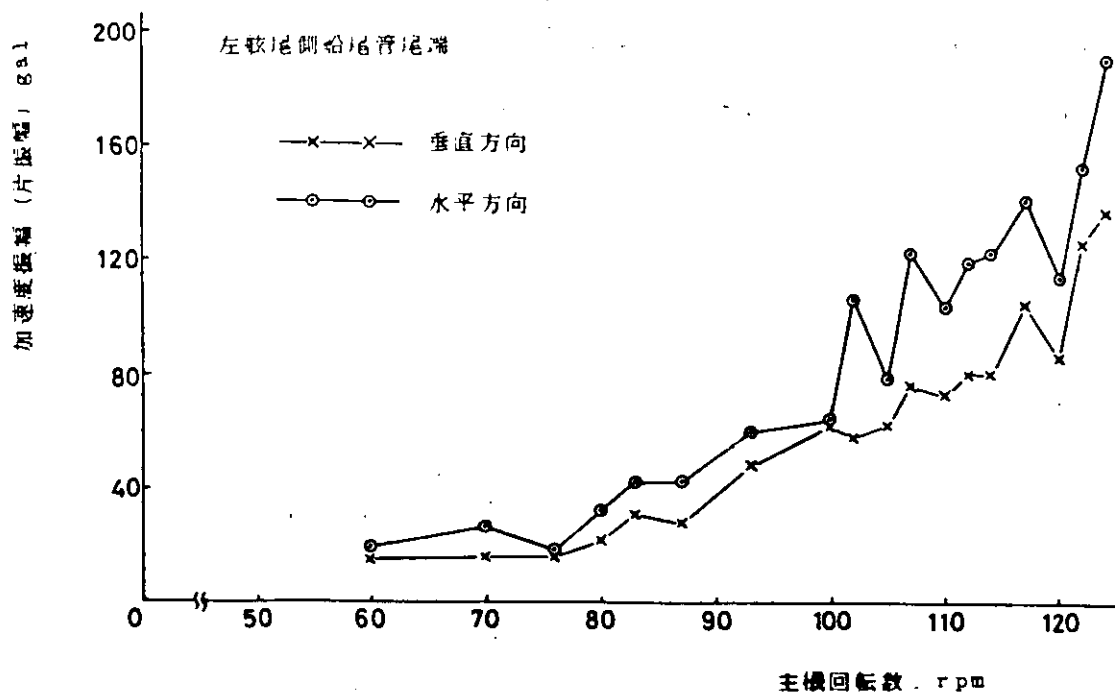


図 1.2.3.2 主機回転数と加速度振幅との関係 (3 軸船)

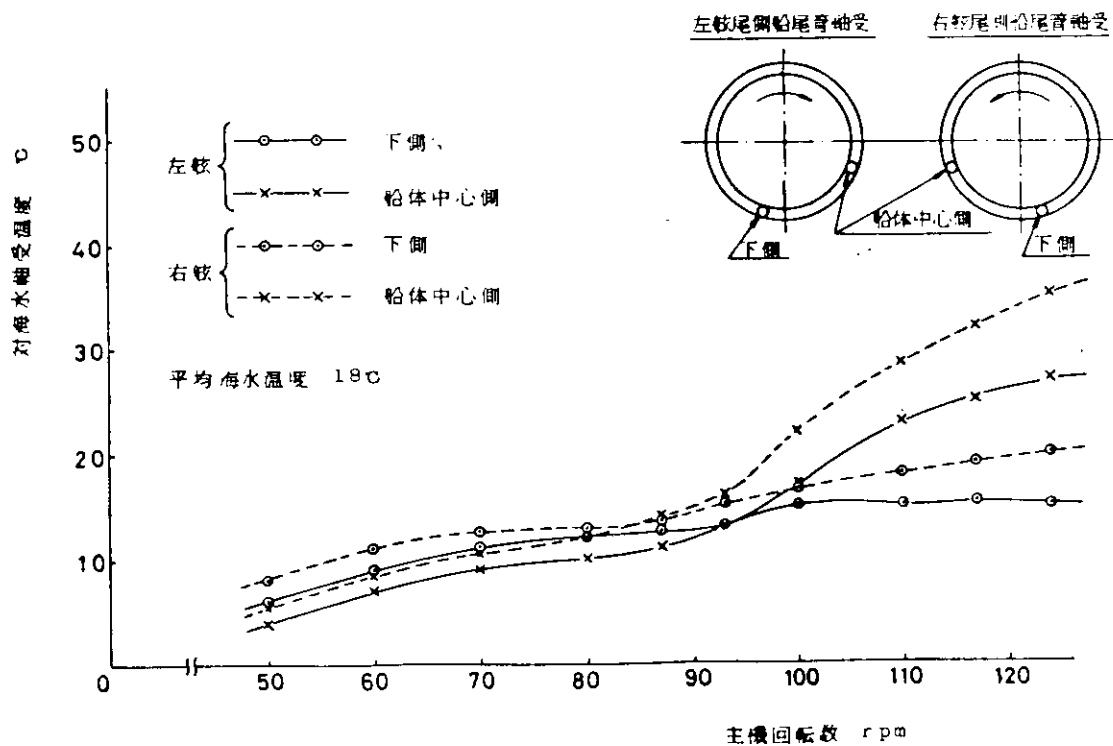


図 1.2.3.3 主機回転数と対海水軸受温度との関係 (3 軸船)

注

- : スロープのない場合の軸受クリアランス
 - : 軸受尾端での実測スロープ量
- 添字は回転数および舵角を示す。

右舷船尾管軸受

軸回転方向

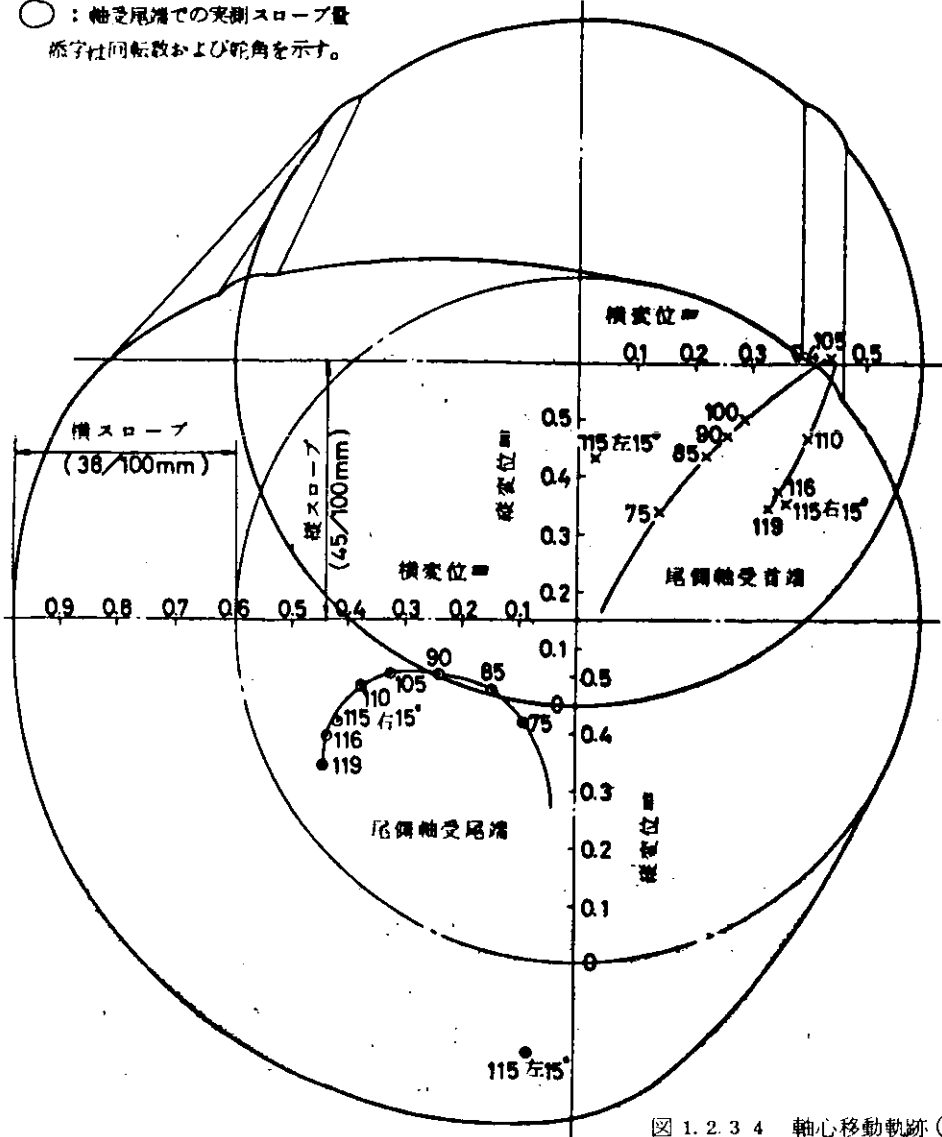


図 1.2.3.4 軸心移動軌跡 (2 軸船)

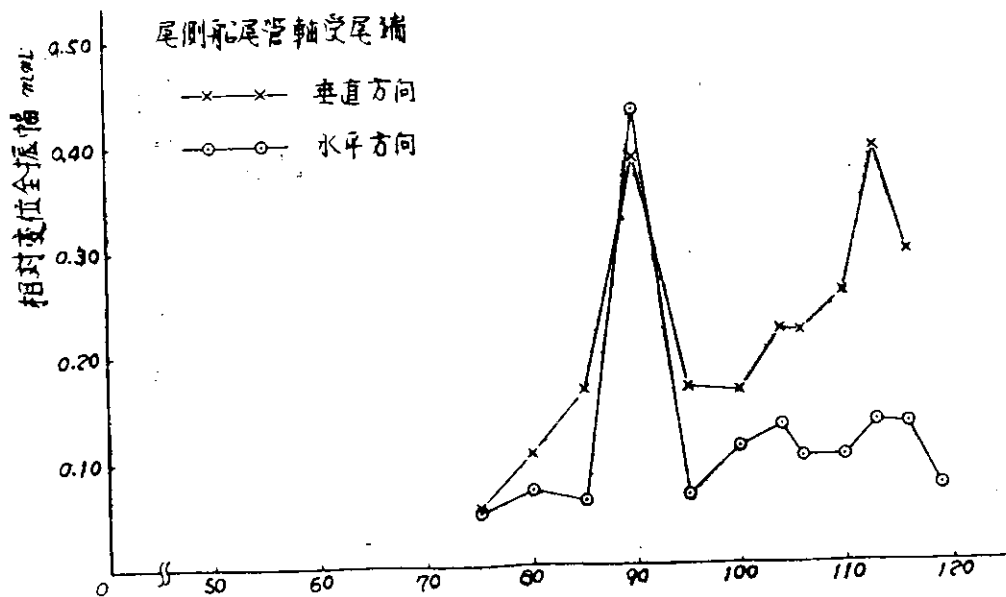


図 1.2.3.5 主機回転数と相対変位全振幅との関係 (2 軸船)

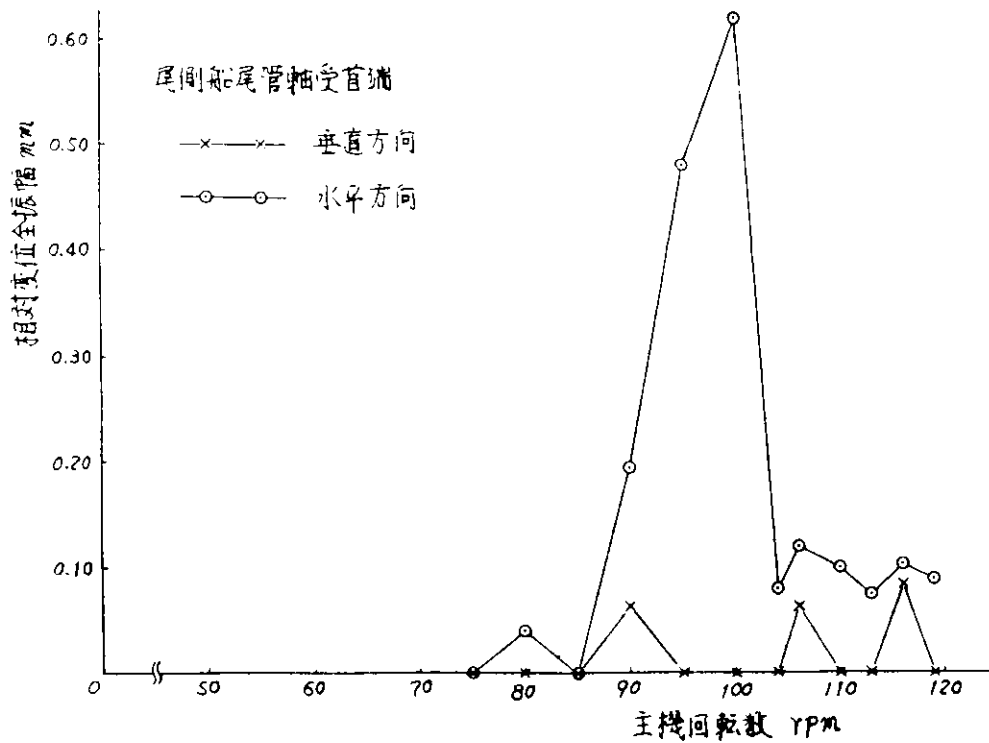


図 1.2.3.6 主機回転数と相対変位全振幅との関係 (2 軸船)

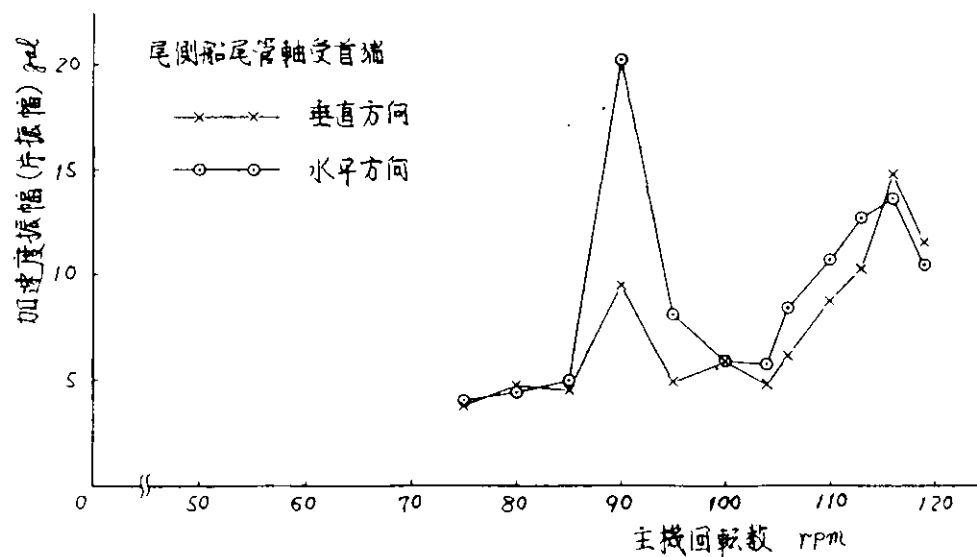


図 1.2.3.7 主機回転数と加速度振幅との関係 (2 軸船)

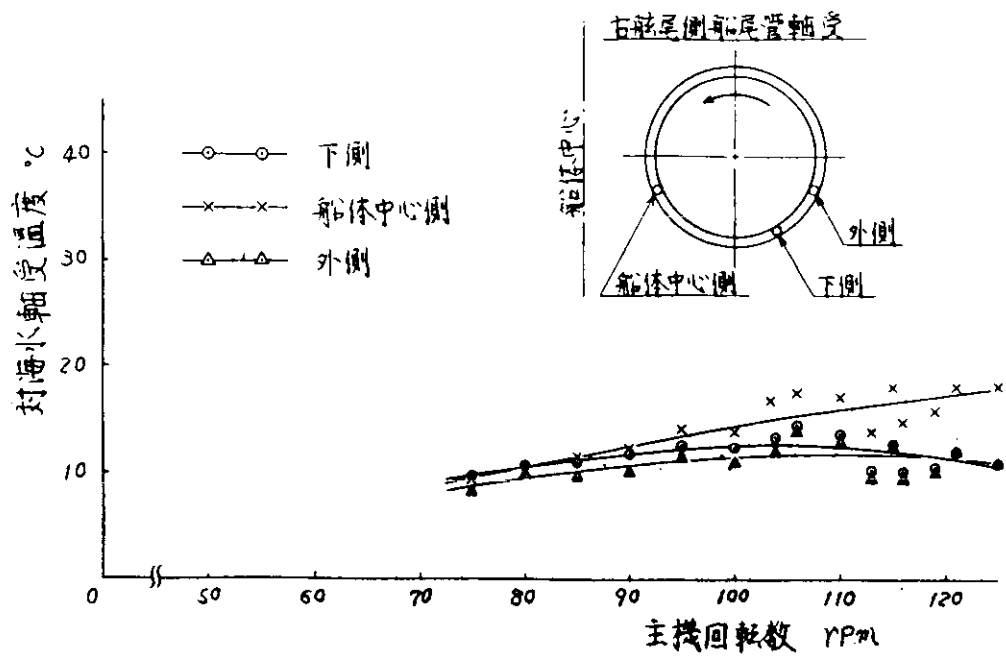


図 1. 2. 3 8 主機回転数と対海水軸受温度との関係 (2 軸船)

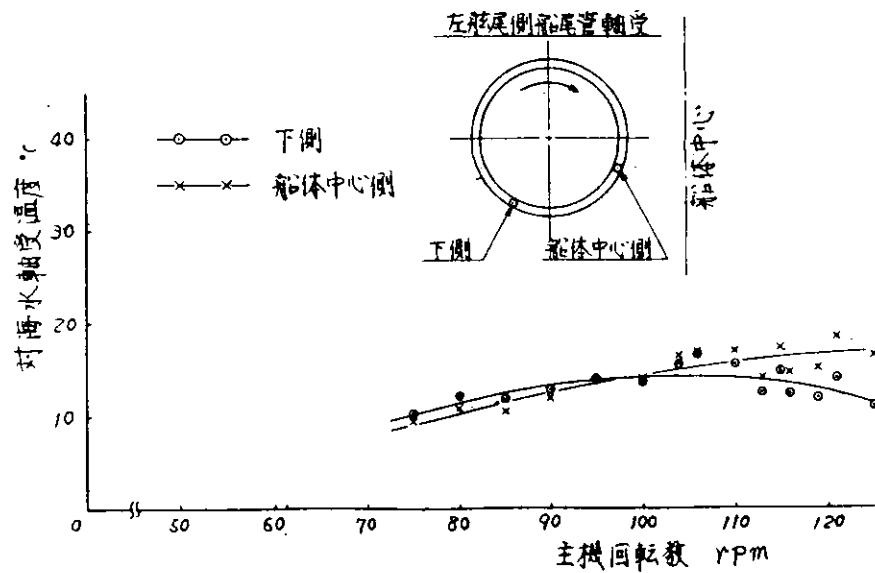


図 1. 2. 3 9 主機回転数と対海水軸受温度との関係 (2 軸船)

1.2.4 日立造船における計測

(1) 対象船の主要目

		A 船	B 船
船 種		タンカー	タンカー
D	W T	2 6 2, 2 0 0 L T	2 3 5, 0 0 0 K T
L p p × B × D (m)		3 1 6 × 5 1.2 × 2 8.3	3 1 0 × 5 3 × 2 5
主タービン	型 式	日立 UA-360	日立 UA-360
	SHP × r p m (M C O)	3 6, 0 0 0 × 9 0	3 6, 0 0 0 × 9 0
軸 系	中間軸	直径 × 長さ (mm)	6 6 0 × 9, 2 0 0
		重 量 (kg)	2 7, 1 5 0
	プロペラ軸	直径 × 長さ (mm)	8 6 5 × 8, 9 2 0
		重 量 (kg)	3 6, 7 7 0
プロペラ	翼数 × 直径 (mm)	5 × 8, 6 0 0	5 × 8, 6 0 0
	重 量 (kg)	5 0, 6 0 0	4 9, 6 0 0

なお、両船の軸系装置を図 1.2.4.0 に示す。

(2) 計測項目および計測法

(a) 初期の軸心変化

主減速装置の位置を仮に決定した後、スタンフレームボーリングのための軸心本見通しを実施するに際して、外気温度の変化による軸心の変化を再確認するため、図 1.2.4.1 に示す要領でテレスコープによる計測を実施した。

(b) 軸配置後のギャップ・サグ

プロペラ軸をそう入してプロペラを取付け、中間軸をほぼ所定の位置に配置した後、各軸継手のギャップ（面の傾き）とサグ（軸心のずれ）を従来のようにスキミゲージとダイヤルゲージで計測した。

(c) 軸受荷重

各軸継手を完全に結合した状態において、図 1.2.4.2 に示す位置に油圧ジャッキを設けジャッキアップ法によって軸受荷重を計測した。

(3) 計測結果および考察

(a) 初期の軸心変化

図 1.2.4.3 に A 船における計測結果を示す。これは、たまたま軸心見通しの立会検査が 10 時 30 分に行なわれたためその時点を基準にしたもので、各点はそれぞれのターゲットに対するテレスコープのクロスマークの左右方向の関係位置を示す。

この図からわかるように、時間の経過すなわち外気温度の変化につれて、船尾部が左舷方向に彎曲するため、テレスコープによってすえ付用ジグの船首側基準マークを見通すためには、テレスコープ自体を次第に左舷方向に移動しなければならない結果になった。この変形は船体左右舷の温度差に起因するものであり、立会検査の時点では船尾部がすでに右舷に変形していたと見るのが妥当である。当日は晴天であり、10 時 30 分における機関室左右外板の温度はそれぞれ 26.5 度および 24.5 度であったが 20 時にはその差がなくなり両舷とも 25 度であった。

この計測結果を待つまでもなく、外気温度の変化による船体変形については従来からよく認識されていたことであるが、その変形量は意外に大きく軸心見通しおよび軸系すえ付け時には、この点について細心の注意を払う必要があることが再確認された。

(b) 軸配置後の軸心変化

図 1.2.4.0 の軸系装置についてそのアライメントは図 1.2.4.4 のように設定される。

まず、各軸継手において計測されたギャップ・サグをもとに軸の自重によるたわみを考慮に入れ、プロペラ軸継手を基準に各軸受支点の位置を計算によって求めた。しかし、この計算の基礎はあくまでプロペラ軸継手の中心が見通し軸心と一致していることを条件としており、プロペラ軸自体の姿勢が考慮されていないという不合理がある。したがって、図 1.2.4.5 に示すように船尾管前部軸受②と主減速歯車後部軸受⑤は初期状態から変位しないものとしてこれら 2 点を結ぶ直線を仮想し、これと見通し軸心との関係から各軸受支点位置の変化を求めることにした。

図 1.2.4.6 および図 1.2.4.7 は上述の要領で求めた各軸受支点の上下方向の経日変化を示す。計測は毎日ほぼ一定の時刻すなわち 9.00 時、13.00 時および 16.00 時の 3 回実施したが、これらの図は 9.00 時の計測値に対するもののみを比較したものである。

これらの図を見ると、浮上の前後に一つの変化があり、その後は船尾管後部軸受を除きそれほど顕著な変化はないといえる。すなわち着底状態から浮上することによって、船尾管後部軸受①は下に、中間軸受③および仮支点④は上に、また主減速歯車前部軸受⑥は下に変位している。このことは、機関室が上に凸に変形することを意味している。

なお、左右方向についても同程度の変形が計測されたが、それは日照による船体の左右の温度差に起因するものであり、とくに問題にする必要はないと判断される。

一方減速装置の位置は建造初期すなわち軸心見通し時に決定され、その後はすべてこれを基準に工事を進めなければならない。しかし、プロペラ軸をそう入後に見通し軸心をあらためて確認することは困難であり、プロペラ軸継手の中心によって代表させる以外に手段はない。したがって、前述の軸受支点位置の変化すなわち船体変形を主体にした解析と同時に、プロペラ軸継手中心と減速装置の位置の相対変化を知ることが軸系のすえ付けにとってもとても重要である。

図 1.2.4.8 は初期の位置決定時からすえ付け検査時までの主減速歯車後部軸受支点位置 θ_5 と軸継手のプロペラ軸継手に対するギャップの変化を示したものである。この図において、各船の検査時の点が一致しているのは、途中経過の比較を容易にするため、検査時の計測値がいずれも計画値になったものと仮定してそれ以前の数値を補正したからである。この結果のみから、初期目標値を決定することは容易でないが、計画値に対して θ_5 で約 0.8 mm 上に、軸継手ギャップで約 0.2 mm 下開きになるように考慮すればよいといえる。

(c) 軸受荷重

軸系アライメントの設定に当たってもっとも重要なことは、運転中主減速歯車前後の軸受荷重がほぼ等しくなるようにすることである。それは、両者にアンバランスがあれば、第 2 段減速歯車のかみ合いに悪影響を与え事故の原因となるおそれがあるからである。

軸受荷重は主機タービンの状態すなわち運転中のような温態か、あるいは停止中の冷態か、さらに船の喫水などによって変化する。図 1.2.4.9 は海上試運転時の喫水変化を利用し、ジャッキアップ法によって計測した両船の主減速歯車後部軸受および中間軸受荷重の挙動を示したものである。なお、各計測値は、比較を容易にするため各部の熱膨張を考慮に入れすべて冷態時に換算されている。

この図から喫水の増加に伴っていずれの軸受荷重ともわずかに増大する傾向が見られるが顕著な変化はない。したがって、喫水変化による船体変形が軸系アライメントに及ぼす影響はそれほど大きくないといえる。

(4) 結 言

以上の実船計測を通じてほぼ次のことが判明した。

- (a) 建造中の軸心は外的条件によって常に変動しているが、それに影響を与えるもっとも大きな因子は、温度分布の不均一による船体の変形である。
- (b) 軸心の見通しに当たっては上記の点に留意するとともに、その時点には、アフタピーク部の工事および機関室第二

甲板までの溶接を完了し、それ以上の甲板では少なくとも片面の溶接を終了していなければならない。

- (c) 機関室は浮上することによって上に凸の変形をする。また、この変形は喫水が増加するにつれてさらに助長される傾向にある。
- (d) 喫水変化が軸系アライメントに及ぼす影響は比較的小さい。むしろ減速車室およびその台構造の熱膨張の影響が大きい。

なお、これらの計画において、船のような巨大な構造物の微小変形の計画は非常に困難であることが再認識され、この方面の計画技術開発の必要性が痛感された。

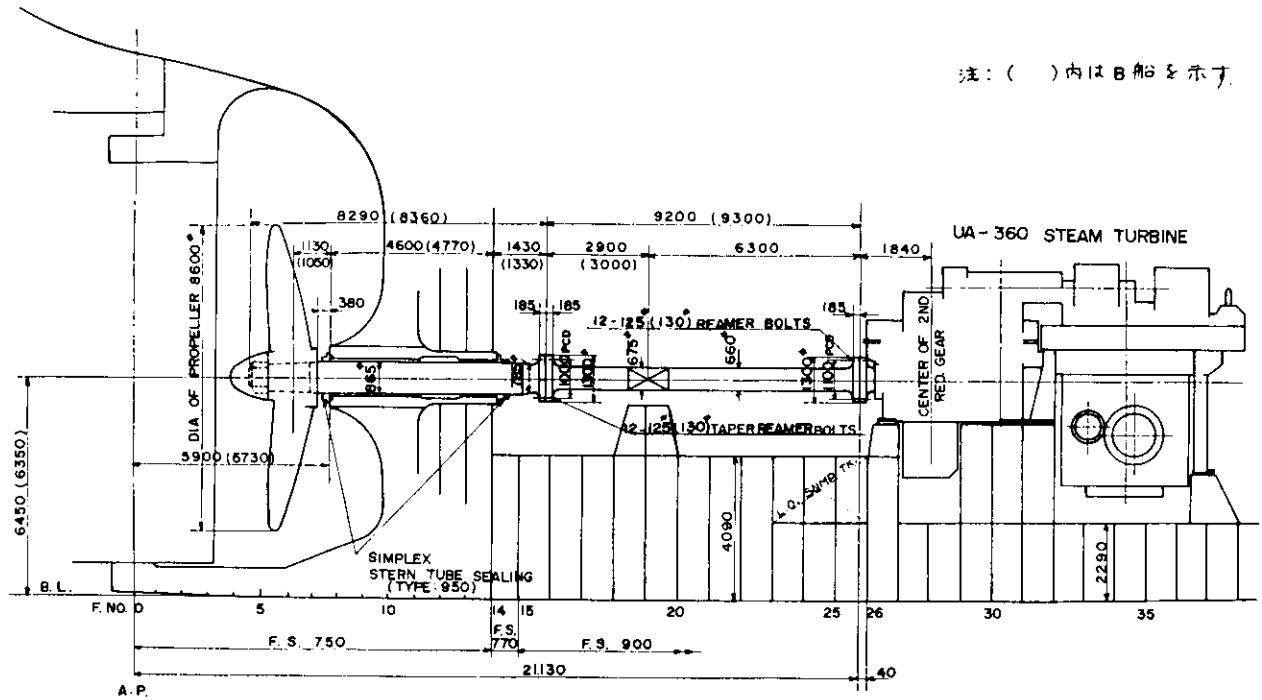


図 1.2.40 軸系装置図 (A 船および B 船)

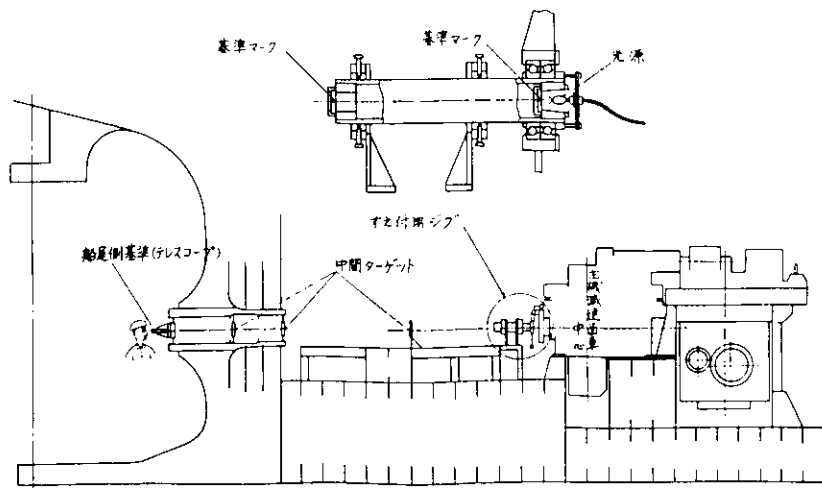


図 1.2.41 軸心見通し要領図

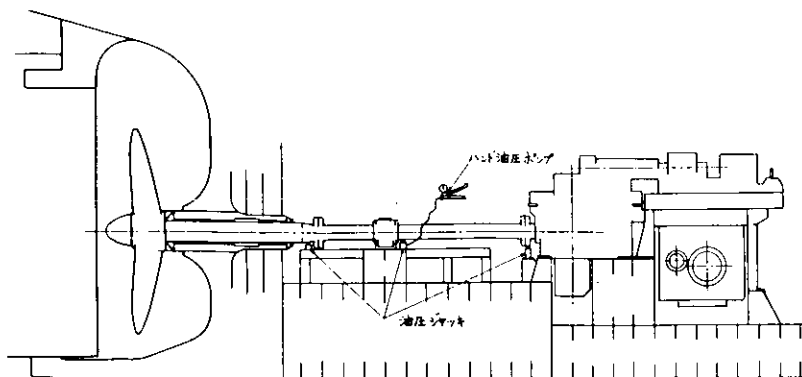


図 1. 2. 4 2 軸受荷重計測要領

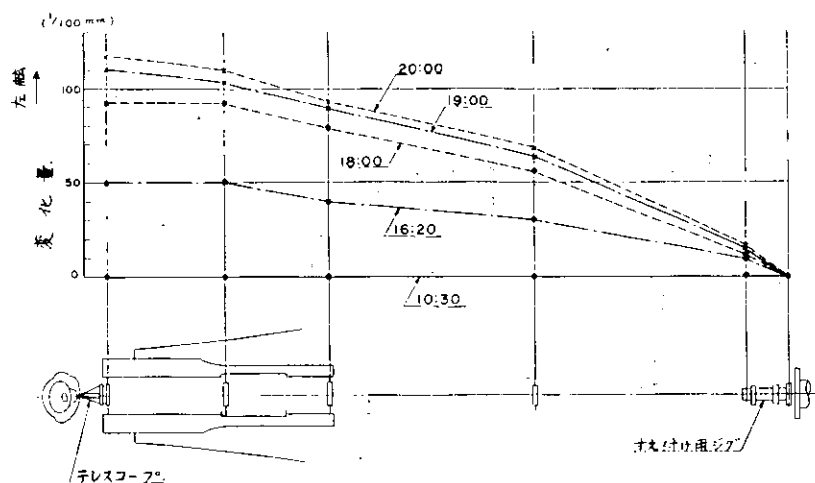


図 1. 2. 4 3 軸心見通し時の軸心変化(左右方向)

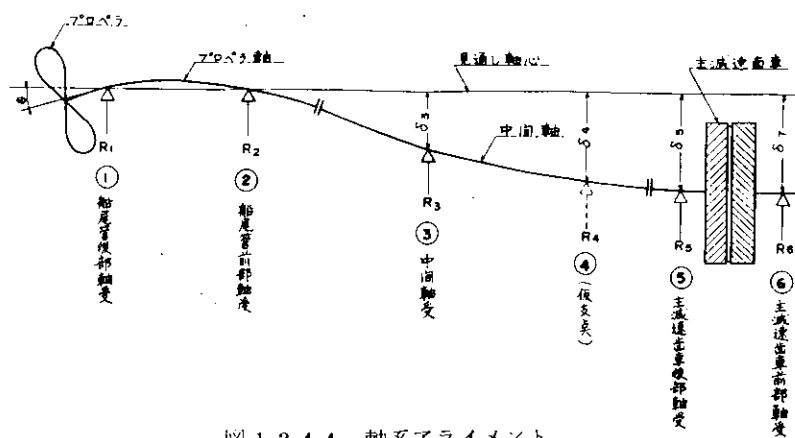


図 1. 2. 4 4 軸系アライメント

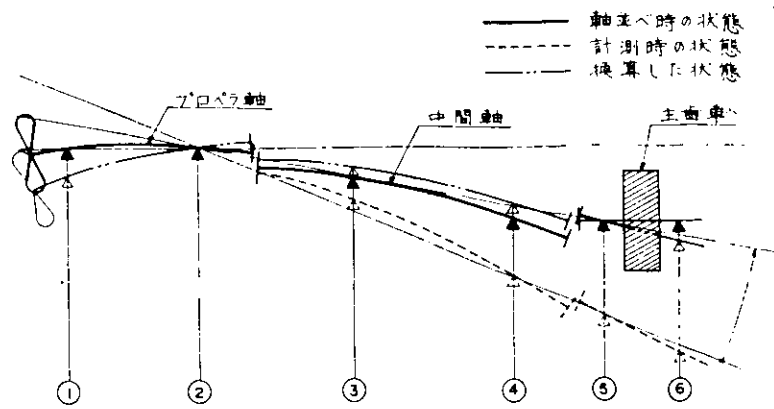


図 1.2.4 5 ギャップ・サグによる軸受支点変化(上下方向)の換算要領

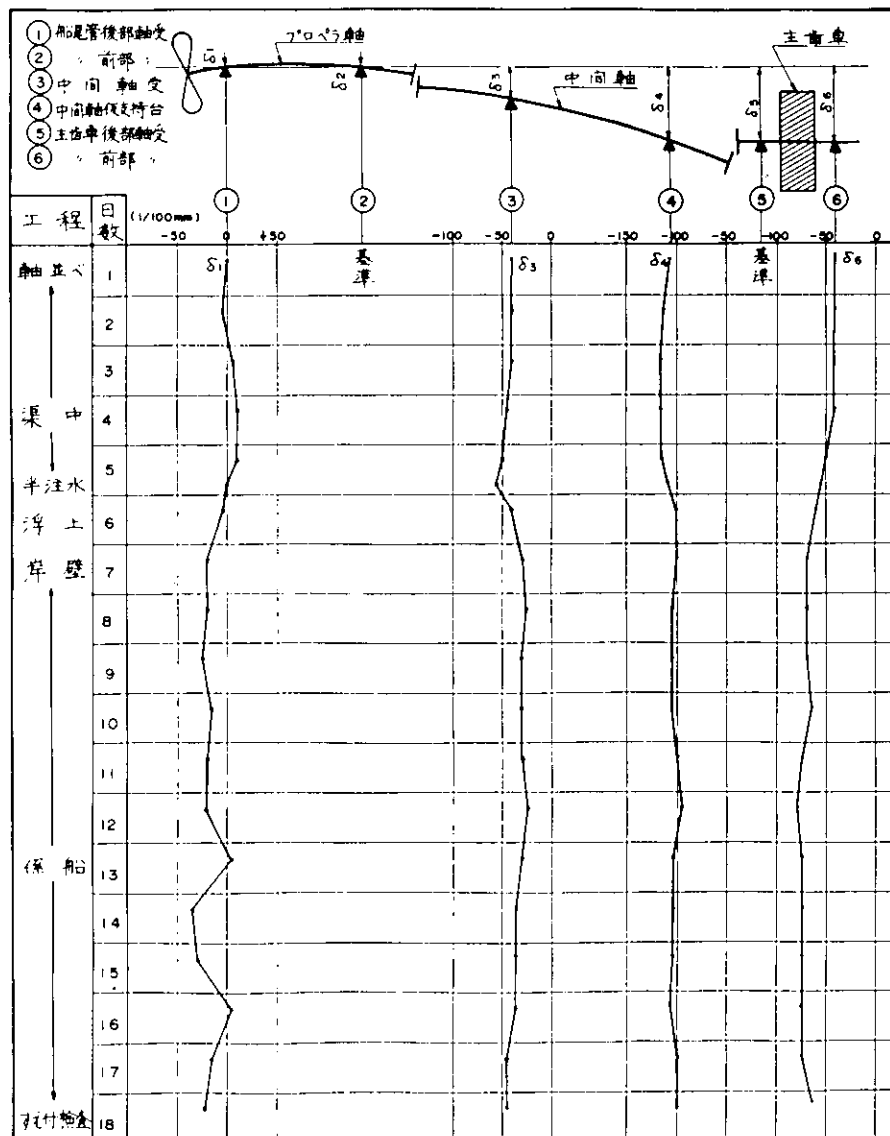


図 1.2.4 6 軸受支点(上下方向)の経日変化(A船)

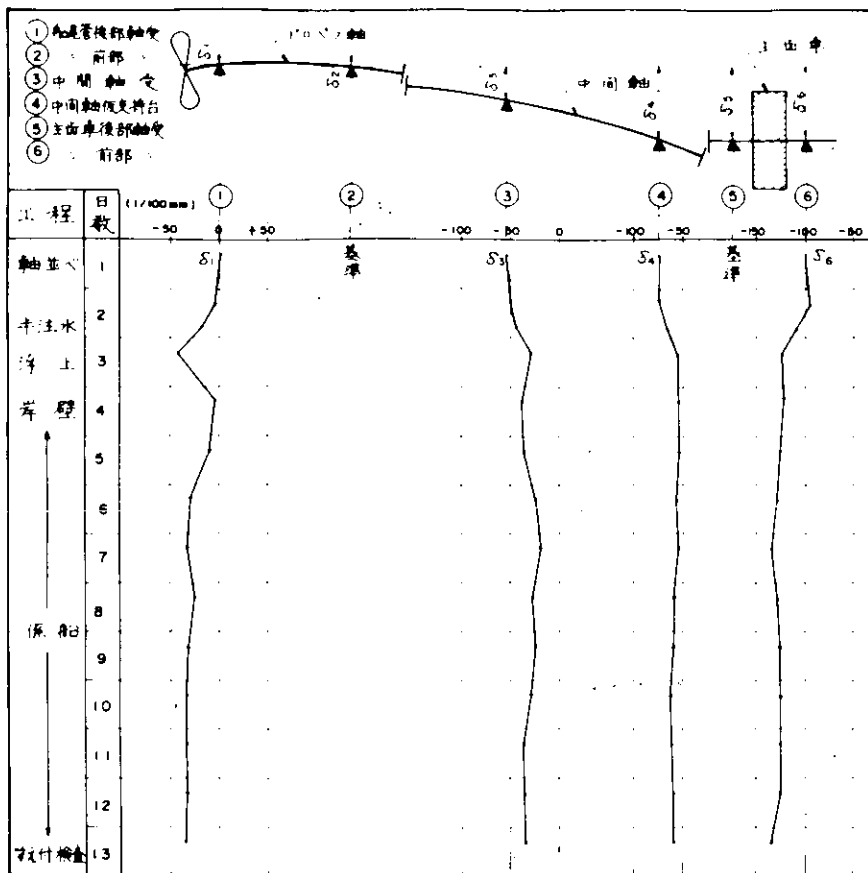


図 1.2.4.7 軸受支点(上下方向)の経日変化(B 船)

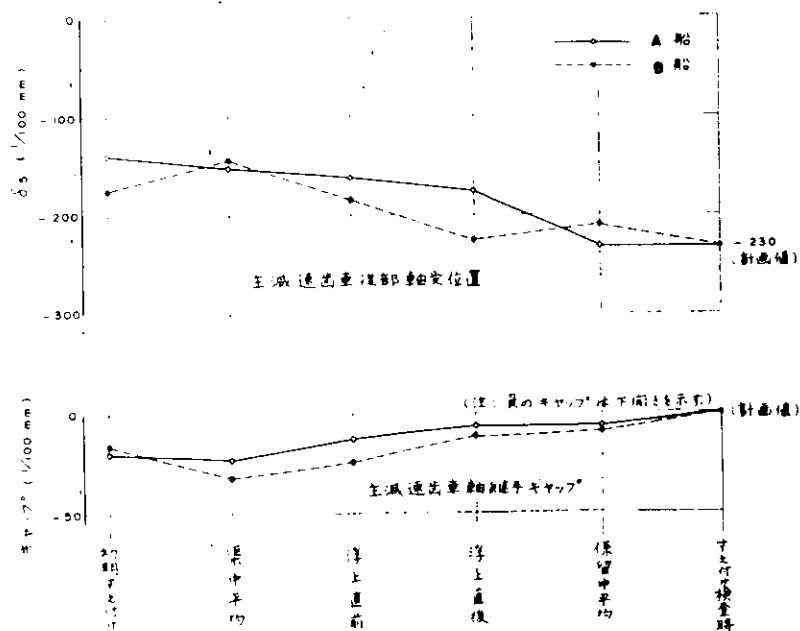


図-1.2.4.8 主減速車位置の変化(上下方向)

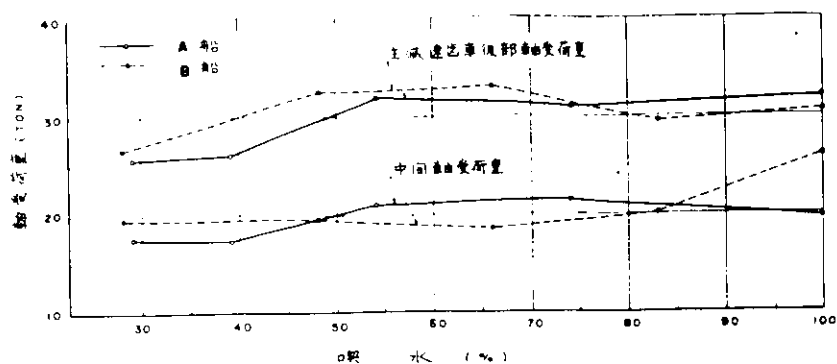


図 1.2.4.9 軸受荷重の変化(冷態時)

1.2.5 日本鋼管における計測(ストレンゲージ使用による軸系アライメントの確認方法)

(1) 計測の目的

軸系アライメントの確認、即ちオフセット量の確認には、各支点荷重を計測する方法、各支点のモーメントを計測する方法が考えられる。

現在行なわれている方法は、各軸受部に油圧ジャッキを挿入して、実際の荷重を計測し、計算値と等しくなる様に、上下の移動を行ない、オフセットの確認としているが、今回実船計測を行なったのは、軸の各点に貼ったストレンゲージで、軸の曲げモーメントを計測し、計算値と対比し、アライメントの確認方法としての可能性を検討することである。

(2) 曲げモーメントと歪の関係

軸の曲げモーメントは、一般に次式で表わされる。

$$M = \frac{I_z}{y} \sigma_x \quad \dots\dots\dots (1.2.1)$$

ここで M : 曲げモーメント
 I_z : 慣性モーメント
 y : 中立軸からの距離
 σ_x : 軸方向の応力

また軸の歪(軸方向)を ϵ とすれば $\sigma_x = E \cdot \epsilon$ であるから式(1.2.1)は次式で表わされる。

$$M = \frac{I_z}{y} \cdot \epsilon \cdot E \quad \dots\dots\dots (1.2.2)$$

ここで $E = 2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ 、 I_z 及び y は軸径が決まれば定まる値なので、軸表面上の歪 ϵ を計測することによって、曲げモーメント M が求められることになる。

ϵ の計測には、軸を半回転以上させて、軸表面上の最大引張歪 ϵ_t 、最大圧縮歪 ϵ_c を計測する必要があり、ターニングモータを使用して回転させる。

歪 ϵ の大きさは次式で表わされる。

$$\epsilon = \frac{|\epsilon_t| + |\epsilon_c|}{2} \quad \dots\dots\dots (1.2.3)$$

(3) 計測方法及び要具

計測方法の概略及び使用する要具を、図 1.2.5.0 に示す。

(4) 計画時の軸系アライメント及び歪曲線

軸系アライメントを図 1.2.5.1 に、また中間軸の歪曲線を図 1.2.5.2 に示す。

(5) 供試船

同型船2隻 名称をA船、B船とする。

(6) 計測経過

計測時のドラフト状態

(a) A船	case a	dfore=0	draft=0	COLD
	case b	dfore=20'9"	draft=31'11"	COLD
	case c	dfore=55'6"	draft=55'10"	COLD
	case c'	"	"	HOT
(b) B船	case a	dfore=0	draft=0	COLD
	case c	dfore=55'8"	draft=55'8 $\frac{1}{2}$ "	COLD
	case c'	"	"	HOT

A船においては、軸表面上7箇所にゲージを貼り、case a、b、c及びc'の各ケースについて、歪計測を行なった。

また、1点だけは無線式にして、軸回転中の歪計測を行なった。

B船においては、A船と同様に8箇所にゲージを貼り、case a、cの歪計測を行ない、また1点だけは無線式とし、回転中の歪計測を行なった。

ゲージ貼付位置詳細は、図 1.2.5 3に示す。

(7) 計測結果及び考察

(a) A船の計測結果

A船の実測歪曲線を図 1.2.5 4に示す。

この歪曲線は、図 1.2.5 2の計算上の歪曲線と非常によく似た形となっているが、モーメントの変換点がドラフト=0の場合で約500mm、他の場合で約3,000mmずれている。これは、歪計測の方法が悪いのではなく、むしろジャッキアップによる現在の方法では、この点の把握ができないためでジャッキアップの短所といえよう。

また、case cとc'とはほとんど同じ曲線にのるのに反し、case a、bは、統一性がなく異った曲線になっている。これは、軸アライメントがドラフトに大きく影響されることを示している。

図 1.2.5 5は振り振動計測時における⑥点の歪変化をみたものであるが、これによると回転数の増加（温態への変化）と共に歪が増大し、温度に対する考慮も必要であることがわかる。

図 1.2.5 6は、運転中の⑥点における歪の変化であるが、始動からある程度時間を経過したあとでは、余り変化しないことがわかる。

(b) B船の計測結果

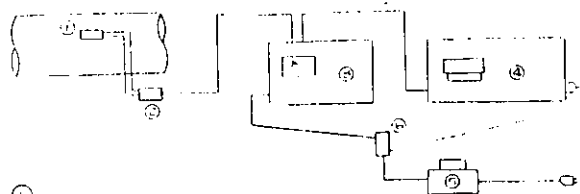
B船の実測歪曲線を図 1.2.5 7に示す。

B船の場合は、A船と比較して計算上の歪曲線に近く、ほぼ理想的なすえつけが行なわれていると思われる。

この場合も、ドラフトによる差が見られ、ドラフトの考慮が必要であることがわかる。

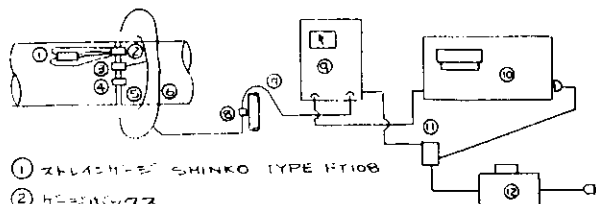
図 1.2.5 8は、運転中の⑦点における歪の変化であるが、A船の場合と同様に、始動からある程度時間がたてば歪は、あまり変化していない。

(a) 有線式



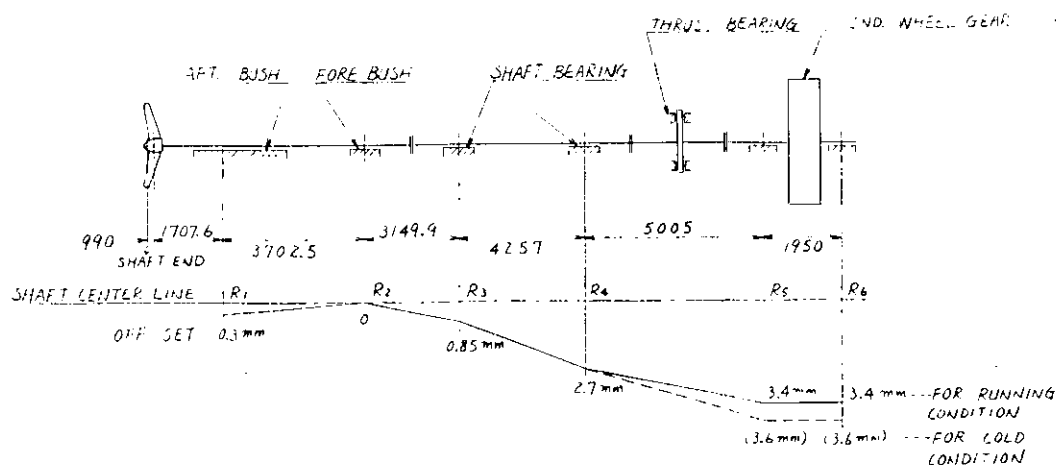
- ① 交流電動機 SHINKO TYPE F108, F116-3
- ② 制御ボックス
- ③ ストランドモーター KYOWA TYPE DPM-6E
- ④ 電磁接触器 SANEI TYPE FRI02
- ⑤ スライダック
- ⑥ テーブルタップ

(b) 無線式



- ① ストランドモーター SHINKO TYPE F108
- ② 制御ボックス
- ③ 発信器
- ④ 受信ボックス
- ⑤ 発信アンテナ
- ⑥ 受信アンテナ
- ⑦ 高周波増幅器
- ⑧ アンテナコイル
- ⑨ FM送信機 PRIMO TYPE FMR1101
- ⑩ 電磁接触器 SANEI TYPE FRI02
- ⑪ テーブルタップ
- ⑫ スライダック

図 1.2.5.0 計測方法及び要具



AT RUNNING	BEARING NO.	R ₁	R ₂	R ₃	R ₄	R ₅	R ₆
CONDITION OF	LOAD (Kg)	61433	8733	8234	8122	52168	28503
MAIN ENGINE	PRESSURE (kg/cm ²)	4.44	1.81	2.06	2.03	8.58	7.60
AT COLD	LOAD (Kg)	61312	9406	6435	12184	24191	53665
CONDITION OF	PRESSURE (kg/cm ²)	4.43	1.95	1.61	3.05	6.45	8.98
MAIN ENGINE							

図 1.2.5.1 SHAFT ALIGNMENT (A船及びB船)

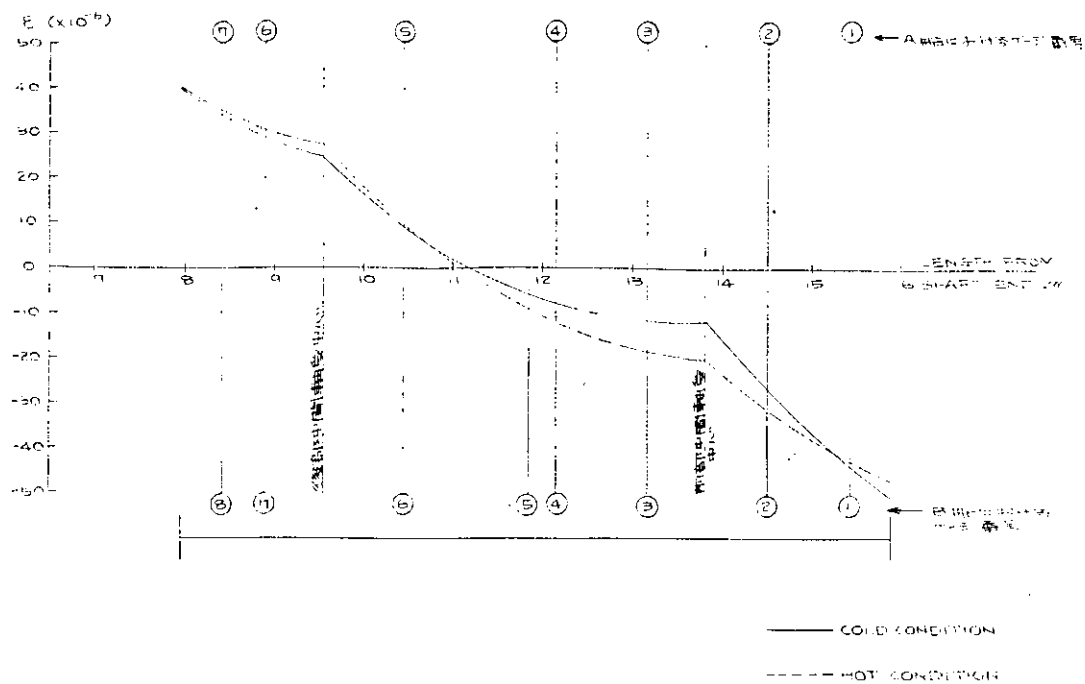


図 1.2.5.2 歪曲線(計算値)

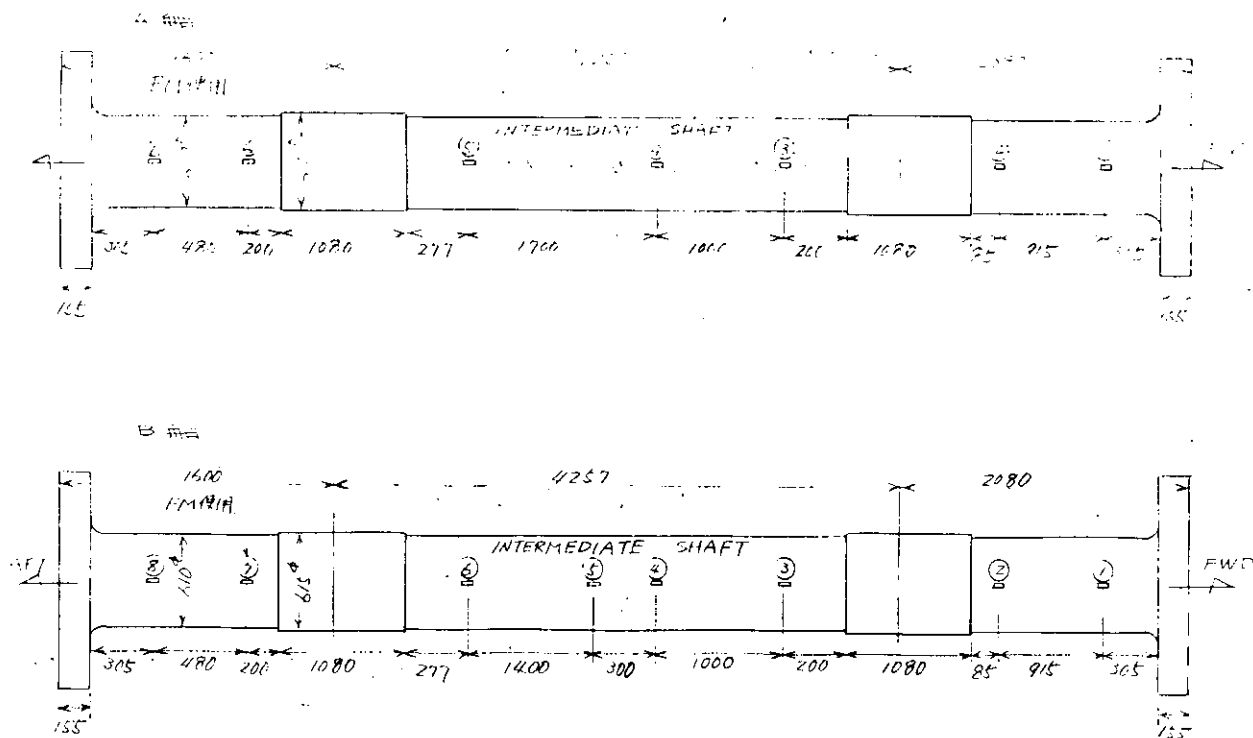


図 1.2.5.3 ゲージ貼付位置詳細

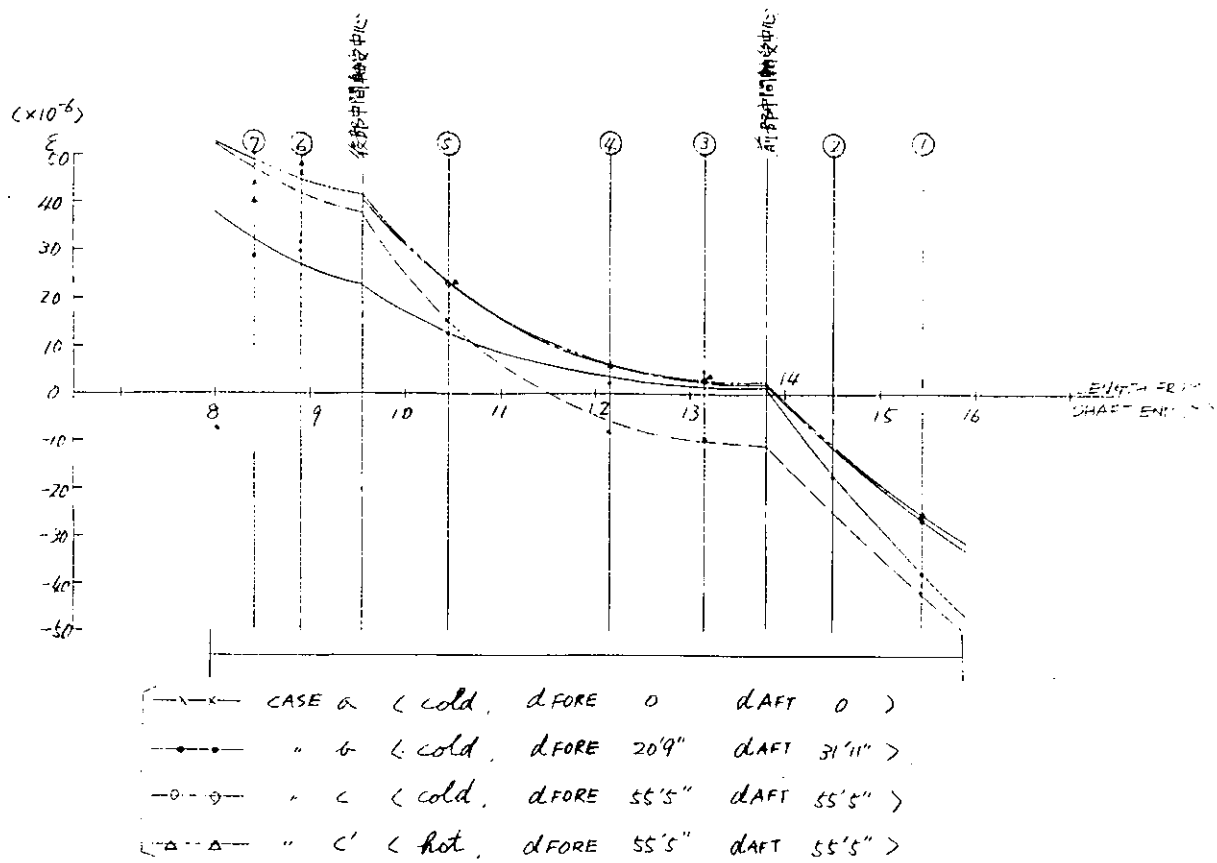


図 1.2.54 A 船歪曲線 (実測値)

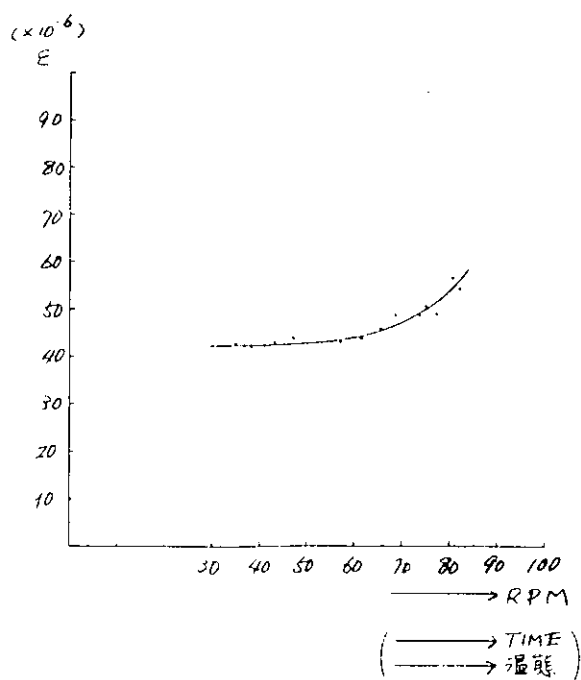


図 1.2.55 TORSIONAL VIBRATION 計測時に於ける曲げモーメントによる歪の変化

⑥ 152112A4

① 印材の時間に対する曲げモーメントに付する

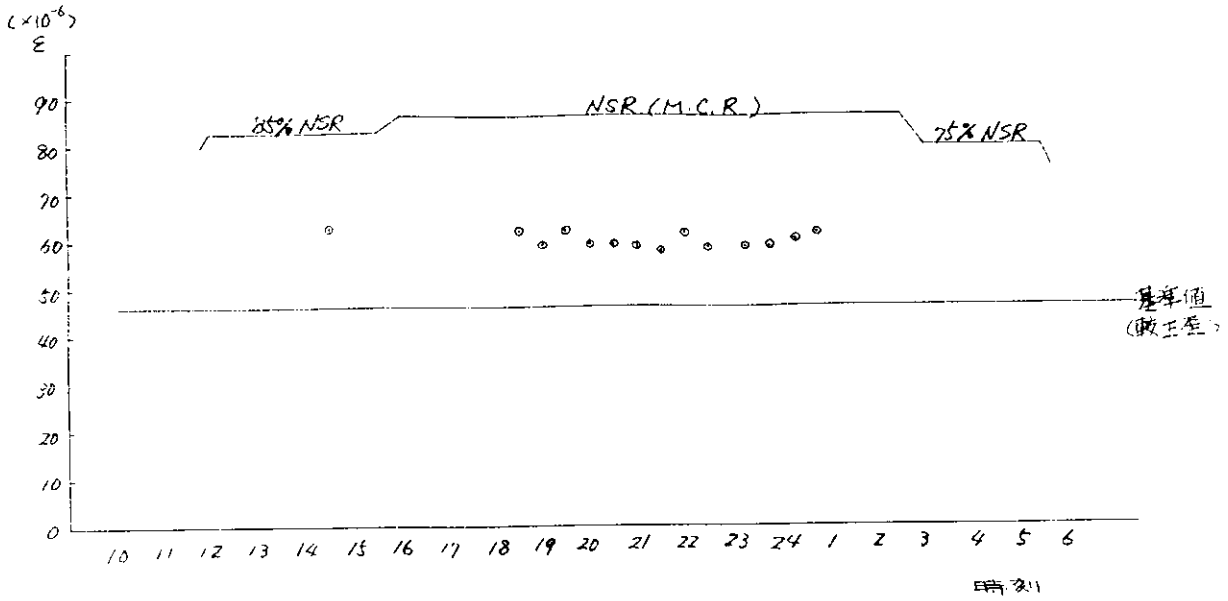


図 1.2.5 6 歪の時間変化

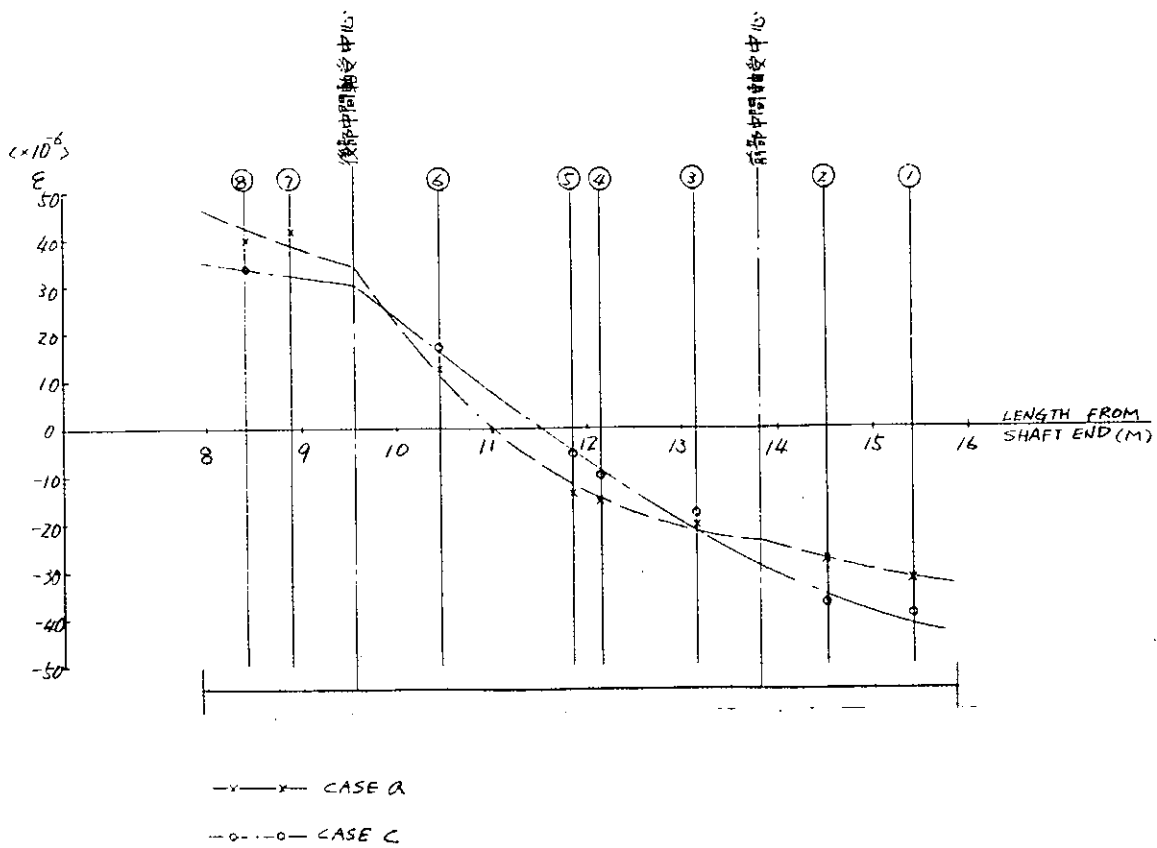


図 1.2.5 7 B 船歪曲線 (実測値)

⑦ 1571294

② 印の 時間 に対する曲のモーメントによる歪

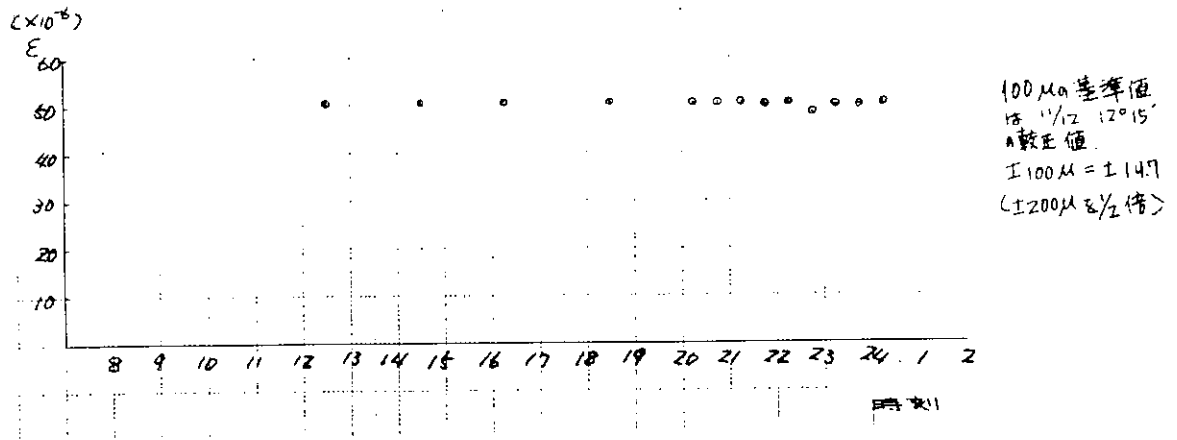


図 1.2.5.8 歪の時間変化

1.2.6 川崎重工業における計測

(1) 計測対象船および計測内容

(a) 計測対象船の主要目

船 名 A 船 (20'コンテナベース1842個積コンテナ船)

B 船 (" ")

$L_{QA} \times L_{PP} \times B \times D$ 26.45m $\times$ 24.80m $\times$ 3.22m $\times$ 1.9m

DW 35.021 LT

主 機 川崎MAN K10SZ 105/180 40,000BHP $\times$ 110rpm $\times$ 2基

プロペラ 5翼1体型 $\times$ 2基

直 径 7m000

ピッチ 8m737 (0.7^Rにて)

ボス比 0.2

材 質 NiAlBr

重 量 36^T430Kg / 1基

回転方向 前進時外まわり

軸 系 図 1.2.59 を参照 (クリアランスは直径1.7mm、スロープボ어링は施行していない)

(b) 海上運転計測状況

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

(c) 計測項目とその目的および計測位置

計測項目とその目的は以下に示すとおりである。なお、計測位置は図 1.2.59 に示すとおりである。

(i) ボッシング変形計測

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

(ii) 主機より艀側の船体変形計測

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

(iii) 軸受 (船尾管艀軸受艀端) に対する相対変位の計測

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

(iv) 船尾管艀軸受艀端面下半周の温度分布の計測

(iii)と同じ理由から軸受に対する軸の位置が変化することが考えられ、それが温度分布としてキャッチできるものと考えられた。温度分布の様子によっては船尾管艀軸受の軸受性能に悪影響をおよぼすことが考えられた。従ってこの温度分布を把握することにした。

(v) 軸系の固有横振動数の計測

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

Ⅳ 低速回転時の潤滑状態の計測

低速回転時に十分な油膜が形成されているかどうかを確認しておく必要がある。

(2) 計測装置および計測方法

(a) ボッシング変形

(i) ストレンゲージによる計測

図 1.2.6.0 に示すごとく、ボッシングと船尾底とに鋼管で保護された山形鋼を溶接し、ボッシングと船尾底との相対変化を山形鋼の伸縮としてストレンゲージにて計測した。使用したストレンゲージは共和電業製 KFW-5-C1-L100 である。2 枚をアクティブゲージに、他の 2 枚を温度補償ゲージとして計測した。

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

2) 気温変化に伴う変形は 1) の変形計測時気温も同時に計測しておき、気温ベースでデータを整理しなおすという方法をとった。

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

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

5) 進水後のボッシングの変形状態を船台上で想定してみるためにボッシング艀端にダミー荷重 1.6 トンをつるし、つるす前後の変形を計測した。

なおダミー荷重 1.6 トンというのは (プロペラ重量) - (ボッシングに作用する浮力) に等値なものとして計算的に想定したものである。

6) プロペラ取付前後の変形は A 船においてはプロペラ軸にプロペラ荷重をのせたときと、そのままの状態でプロペラを船尾底の I ビームより 4.0 トンのチェンブロックにてつりあげたときの前後の変位として計測した。B 船においてはプロペラが船尾底後部の I ビームにあるときと、プロペラ軸に装着したときとの相対変位として計測した。

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

(ii) ダイアルゲージによる計測

図 1.2.6.1 にダイアルゲージによる船尾底とか船底とかとボッシング先端との相対変位の計測要領を示す。

各々の計測時の状況は前項(i)ストレンゲージによる計測と同じである。

(b) 船体変形

(i) ギャップサグによる計測

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

(ii) 張出金物による計測

図 1.2.6.2 に示すごとく軸室内のボッシングつけ根付近の船体部より、型钢製金物を軸系付近まで張出しその先端にダイアルゲージをつけ軸系との相対変化を進水前後に計測した。

(iii) ジャッキアップによる計測

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

ジャッキ荷重 (ジャッキが軸を押しあげる力) と軸の持ちあがり量とをグラフ用紙にプロットすると図 1.2.6.3

より軸が軸受よりはなれた瞬間のジャッキアップ位置でのジャッキ荷重（図 1.2.6.3 のイ）がわかる。このジャッキ荷重よりつぎの補正をして軸受の荷重を推定した。

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

ここで R ; 軸受の荷重

R_j ; ジャッキ荷重

RIN_{bj} ; ジャッキ位置と軸受位置との荷重影響係数

RIN_{jj} ; ジャッキ位置での荷重影響係数

このような方法で渠中と浮上時とで軸受荷重を計測した。

(IV) ストレンゲージによる計測

中間軸受の艀、艀両側および船尾管艀軸受のごく近くの部分の軸に円周方向 180° へだててストレンゲージを軸方向にそわせて 2 枚はる。そしてブリッジ（アクティブゲージ 2 枚、ダミーゲージ 2 枚）をくんだ。しかる後軸を 180° 回転させる。すると 2 枚のゲージの位置関係は上下が逆になる。軸はプロペラ重量や軸受反力や軸自身の自重により曲げモーメントを受けている。このため軸の上部は圧縮力をうけ、下部は上部と逆の力を受けている。従って、ストレンゲージが軸の上部にきたときと下部にきたときとは逆のひずみを生ずることになる。このような方法により各軸受近傍での軸表面のひずみの変化量を計測し、その位置での軸にかかっている曲げモーメントを知り、それより、連続はりの三モーメント式を用いて各軸受部での軸の曲げモーメントを求めるとともに各軸受反力を求めた。この場合も渠中と浮上時とで計測した。

(c) 軸受に対する軸の相対変化

図 1.2.6.4 に示すように、船尾管軸受の艀端に軸受に対する軸の上下および左右方向の動きを検出するように 2 対の差動トランスをとりつけた。そして各種操船時の船尾管艀軸受の艀部に対する軸の上下および左右方向の動きを計測した。

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

(d) 軸受温度分布

図 1.2.6.5 に示すごとく船尾管艀軸受に 5 本の熱電対式遠隔温度計をさしこみ、各種操船時の軸受温度の変化および温度分布を計測した。

(e) 軸系の固有横振動数

(i) 船尾管内差動トランスによる計測

(c) 項の軸受に対する軸の相対変位計測と同一の手段で計測した。

(ii) 船内軸感知レバーによる計測

図 1.2.6.6 に示すような感知レバーにより軸の振動を海上運転時に計測した。

(iii) 船内軸系曲げ変動による計測

図 1.2.6.7 に示すように軸表面に円周方向 180° へだててストレンゲージを軸方向にそわせて 4 枚はり、軸の回転およびプロペラよりの振動による軸の曲げ変動を海上運転時に計測した。

(IV) 起振機による計測

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

(f) 低速回転時の潤滑状態

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

(i) 船速の計測

本船の船橋にそなえての船速計を読んだ。

(ii) 軸回転数の計測

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

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

(3) 計測結果と結果の解析

以下に述べる計測結果は一般に A 船にて実施した結果であるが、(a)項は A 船 B 船にて実施したものであり、また(b)(i)および(b)(ii)は B 船にて実施したものである。

(a) ボッシング変形計測結果とその解析

(i) ストレンゲージによる計測結果

表 1.2.6 に計測結果を示す。

表 1.2.6 で単位はすべて mm、+ は下方および船体中心方向の変位を示し、- はその逆方向の変位を示す。(以後表 1.2.7 ~ 表 1.2.9 も同様)

(ii) ダイアルゲージによる計測結果

表 1.2.7 に計測結果を示す。

(iii) 計測結果の解析

(1) 概略計算による変形推定値

図 1.2.6 8 に示す要領でボッシング変形の推定値を計算した結果を表 1.2.8 に示す。

(2) 計測結果と計算結果との比較および吟味

計測結果と計算結果との比較を表 1.2.9 に示す。表 1.2.9 からわかることを以下に示す。

- 1) A 船と B 船とでプロペラをとりつけたときのボッシングの変形量が大きく異なるがこれは(2(a)(i)6) のべたごとくプロペラとりはずしの想定状態が異なるためと思われる。
- 2) 計測結果と計算結果はすべて 0.1 mm のオーダーである。
- 3) 大体の傾向として計測値は計算値より大きい。

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

- 4) ストレンゲージによる計測とダイアルゲージによる計測の二法を採用したが、いずれの計測法がすぐれているかは結論を出しがたいが、しいて判断すれば、計算値に近い値が割合多いことからストレンゲージによる方法がややすぐれているようである。特に進水前後の計測値とはかなり似た値となっている。しかし、ストレンゲージによる計測は A 船、B 船の両方に実施したが、プロペラ軸搬出入前後の変形は同じ状態での計測なのに相違している。今後計測法についてさらに吟味していくべきであろう。
- 5) ダミー荷重 1.6 トンをボッシング先端にかけて海水中における各種荷重(プロペラ重量、浮力)を空中で想定することを試みたが 1.6 トンはやや大きいきらいのあることがわかった。
- 6) 気温の変化や機装工事に伴うだけで 0.22 mm 位の左右方向および上下方向のボッシング変形がみとめられた。
- 7) ボーリングより進水後までの間の変形は上下方向の計算予想値が +0.38 mm であるのに対して +0.45 ~ 0.50 mm、左右方向の計算予想値が +0.28 mm であるのに対して +0.15 ~ 0.16 mm 程度であることがわかった。

○ 表 1.2.6 でフレーム 1.4 ではプロペラ軸をボッシング内に搬入したとき左右方向は他の場合とは逆に変

位するがその原因は不明である。

- ボッシング先端と船尾底との相対変位はストレンゲージで計測してもダイヤルゲージで計測しても短時間（数分位）で0.01mm程度の変化があり、表1.2.6および表1.2.7の値の有効数字二桁目は、どの程度正確が保証できないが0.01mmあるいは0.001mmのオーダーまで示した。
- 表1.2.6で気温上昇によるボッシングの変形は、計測の性質上、他の要因による変形の入っていることも考えられ正確な期しがたかったが一応参考のため示してみた。

(b) 船体変形計測結果とその解析

(i) ギャップ、サグによる計測結果

進水前後の軸のギャップ、サグの変化よりもとめた軸受位置の変化の計測結果を図1.2.6.9に示す。

(ii) 張出し金物による計測結果

張出し金物を利用した進水前後の軸と船体との相対位置の変化の計測結果を表1.2.1.0に示す。

(iii) ジャッキアップおよびストレンゲージによる計測結果

表1.2.1.1にジャッキアップおよびストレンゲージにより計測した軸受荷重および軸曲げモーメントの計測結果を示す。

図1.2.7.0に浮上時（重査時）のジャッキアップによる軸受荷重計測の1例を示す。また図1.2.7.1に集中にてドライアップしたときのジャッキアップによる軸受荷重計測の1例を示す。

(iv) 計測結果の解析

- 1) ギャップサグによる軸受位置の相対変化は計測した範囲内では上下方向、左右方向とも0.3mm程度である。
- 2) 張出し金物による軸受と船体との相対変位はギャップ、サグによりもとめた軸受位置の相対変化量よりはるかに小さいが船体の横断面が縦断面や水平断面と比較して相対変化が小さいからと考えられる。
- 3) 表1.2.1.2に供試船の場合の軸受反力の影響係数を示す。これと表1.2.1.1とから渠中時と浮上時との軸受相互間の相対変化はせいぜい0.2mm程度と考えられる。
- 4) 進水前後の軸受位置の相対変化に比較して渠中（ドライアップ）と浮上時の軸受位置の相対変化がずっと小さいが、これは進水前後の場合盤木の状態が相違しているためと考えられる。

(c) 軸受に対する軸の相対変位計測結果とその解析

(i) 計測結果

図1.2.7.2に軸停止時より軸を前進回転（艀よりみて右まわり）させて、その後軸を再び停止させたときの軸の相対変位の経過を示す。

図1.2.7.3に軸停止時より軸を前進回転させて、その後軸を後進回転させたときの軸の相対変位の経過を示す。

図1.2.7.4に110rpmにて航走中右舷へ15°舵をきったときの軸の相対変位の経過を示す。

図1.2.7.5に110rpmにて航走中、舵を右舷15°よりもとへもどしたときの軸の相対変位の経過を示す。

図1.2.7.6、1.2.7.7、1.2.7.8に前進より後進に入った後の軸の動きを示す。

図1.2.7.9に9.2.5rpmのときの軸の動きを示す。

(ii) 計測結果の解析

- 1) 図1.2.7.2よりあきらかなように船尾管艀軸受艀端においては軸受に対する軸の相対位置変化は軸受潤滑理論により予想されるのと逆になっている。

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

- 2) 図1.2.7.3よりわかるように軸を正転させ、しかる後逆転させる際瞬間的に軸が停止するときがあるがこのとき軸の上下方向の位置は急激に低下することはない。

- 3) 図1.2.7.4および図1.2.7.5では舵をきると軸が相対的に0.15mm程低下し、舵をもとにもどすと軸の位置も

もとに復する。なお左右方向の軸の動きはみとめられない。なお舵角を同時に計測しそれと対比することは失敗したので細かい点の解析はできなかった。

4) 図 1.2.7 6 および図 1.2.7 7 にみられるように本船が通常後進に入ると必らず軸回転数の半分の周期で左右方向に振動が一時的に観察されるが原因は不明である。

5) 図 1.2.7 8 によれば後進時は軸は不安定な動きをしている。

6) 図 1.2.7 9 は(4)(e)(V)項の結果得られた軸系横振動の固有振動の固有振動数の存在する付近の回転数 92.5 rpm における軸の動きを示しているがこの図からみる限り横振動の共振はみとめられず、たとえ横振動の共振を起しているとしてもそれによる軸周速への影響により油膜厚さの変化は起っていないようである。

7) 各回転数における軸受に対する軸の相対位置を計測したがそれによると 60 rpm 以上では相対位置はほぼ一定のようである。なお 60 rpm 以下については計測できなかったので不明である。

(d) 軸受温度分布計測結果とその解析

(i) 計測結果

図 1.2.8 0 に計測結果を示す。山積はその日の海上運転の予定であり、実際の本船の運航状態は多少異なる。表 1.2.1 3 に海上運転時の右舷軸系の各軸受温度を示す。

(ii) 計測結果の解析

- 1) 海上運転中大きな旋回を何度もおこなったがコントロールルームの本船装備の遠隔温度計でも今回の計測結果でも顕著な温度上昇はみとめられずせいぜい 0.5℃ 以内の温度変化であった。
- 2) 主機起動とともに軸受の温度が徐々に上昇、主機停止すれば徐々に低下する。各負荷を長期的にわたって計測していないので温度整定を確認していないのははっきりしたことはいえないが軸受温度は主機の負荷にあまり関係ないようで温度の巾としては 6℃ 以内である。
- 3) 船尾管内潤滑油温度、中間軸受温度も主機の負荷にあまり関係ないようである。
- 4) 表 1.2.1 3 において、4 中間軸受が他の中間軸受より若干高めであるが、これは本軸受が他の軸受と構造が若干異なるいわゆるトーイング軸受（軸系遊転時スラストをもうけもつ軸受）であるためであろう。
- 5) 船尾管艀軸受の温度分布の傾向としては最下部でもっとも温度が高く、側面についてはほぼ同じ温度を示しており明確な差異はみとめられなかった。いずれにせよ温度の巾は 2.5℃ 以内である。

(e) 軸系の固有横振動数計測結果とその解析

(i) 船尾管内差動トランスによる計測結果

図 1.2.8 1 に海上運転時の軸受と軸との上下、左右相対振動の 1 次成分の振巾を示す。

図 1.2.8 2 に海上運転時の軸受と軸との上下相対振動の 5 次成分の振巾を示す。

(ii) 船内軸系感知レバーによる計測結果

図 1.2.8 3 に船内軸の艀側計測点での上下、左右の振動の振巾を示す。

図 1.2.8 4 に船内軸の艀側計測点での上下、左右の振動の振巾を示す。

(iii) 船内軸系曲げ変動による計測結果

図 1.2.8 5 に船内軸の艀側計測点での曲げモーメントを示す。

図 1.2.8 6 に船内軸の艀側計測点での曲げモーメントを示す。

(iv) 起振機による計測結果

図 1.2.8 7 にフレーム 24 における上下振動の加速度を示す。

図 1.2.8 8 にフレーム 24 における左右振動の加速度を示す。

図 1.2.8 9 にフレーム 40 における上下振動の加速度を示す。

図 1.2.9 0 にフレーム 40 における左右振動の加速度を示す。

(V) 計測結果の解析

1) 理論解析および起振機による計測から供試船の軸系の固有横振動数は $460\text{ c}\cdot\text{p}\cdot\text{m}$ (92 rpm)にあるが海上運転時の船尾管内および軸室内の軸振動や軸室内の曲げ変動計測結果ではピークが見出されなかった。これは軸系長が長いことにより減衰が大きいためだろうと推定される。このことからこの程度の軸系横振動であれば船尾管軸受の油膜に悪影響をおよぼしていないものと想像される。

2) 図 1.2.8 1 よりわかるとおり船尾管艀軸受艀端では左右方向よりもむしろ上下方向の振巾が大きい。

(f) 低速回転時の潤滑状態の計測結果とその解析

(i) 計測結果

図 1.2.9 1 に左舷軸系が主機と切り離されて遊転しているときの船速と左舷軸系の遊転回転数と右舷軸系の駆動回転数の計測結果を示す。

図 1.2.9 2 に左舷軸系が主機と結合されたまま遊転しているときの計測結果を示す。

(ii) 計測結果の解析

1) 図 1.2.9 1 の“ A ”部分からわかるように船速が 4 ノットになったときに左舷軸系が遊転しだす。このときの固縛トルクは別途計測した結果および推定計算によれば $3.3\sim 4\text{ t}\cdot\text{m}$ となっている。このことから遊転しはじめるときの軸と軸受との静止摩擦係数は $0.05\sim 0.07$ 程度と考えられる。このように実船の静止摩擦係数が小さいのは、潤滑油が軸と軸受との間に充満していることと、船体が動いているため軸下面と軸受面との間にわずかではあるが潤滑油が入りこんでいくためと考えられる。このとき 15 rpm として軸受損失馬力は 6.5 Hp 程度と推定される。

2) 船が減速するときには遊転軸の回転数は船速とともに徐々に減少し決して急に停止することのないことが図 1.2.9 1 の“ B ”でみられる。このことにより軸が一度回転しだすとあとはごく低回転でも軸と軸受とが潤滑されているのがわかる。そして軸停止時の船速は 4 ノット以下と推定され(計測データなし)、摩擦係数も 0.05 以下と考えられる。

3) 図 1.2.9 2 においても一度軸が遊転するとかなり低速になるまで左舷軸系は遊転を続け船速 5.5 ノットのとき 7 rpm 位から急激に停止する。この場合主機が結合されているので 2) に比して船速も大きいときでしかも急停止したものと考えられる。

(4) 計測結果の考察

(a) ボッシング変形および船体変形の計測結果に対する考察

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

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

(b) 軸受に対する軸の相対変位および軸受温度分布の計測結果に対する考察

船尾管艀軸受艀端部では軸が回転しているとき、軸受に対する軸の相対位置が軸受潤滑理論で予測されるのとは逆の位置であることが判明した。船尾管艀軸受艀端部での軸の相対位置の計測には失敗したので何んともいえないが仮に艀端部でも軸受潤滑理論と逆の位置になっていたとすればすなわち船尾管艀軸受全長にわたって軸受潤滑理

× × × × ×

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

論と逆の位置になっていたとすれば、油膜が形成されず軸受は焼損していたはずである。しかし現実には軸受焼損は発生しておらず、また船尾管艀軸受艀端部温度分布の計測結果から軸受下部がもっとも高く、左側および右側が特に高いという傾向がないので少なくとも船尾管艀軸受艀端で軸受潤滑理論と逆になっていたとは考えられない。

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

(c) 軸系の固有横振動数の計測結果に対する考察

供試船のボッシングおよび軸系の固有横振動数は起振実験よりあきらかに460c.p.m(92rpm相当)付近にある。ところが海上運転時軸回転数を2rpmずつ徐々にあげて計測したが92rpm付近で共振らしき現象は呈しなかった。理由は不明である。

(d) 低速回転時の計測結果に対する考察

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

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

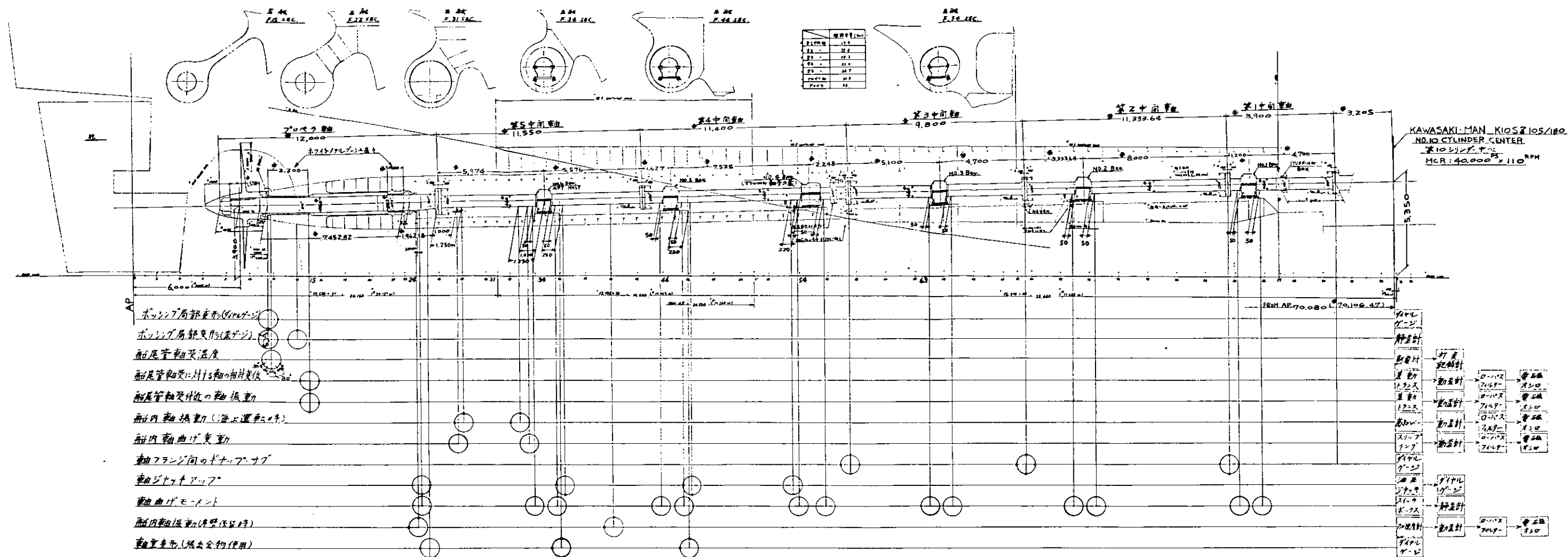


図 1.2.5.9

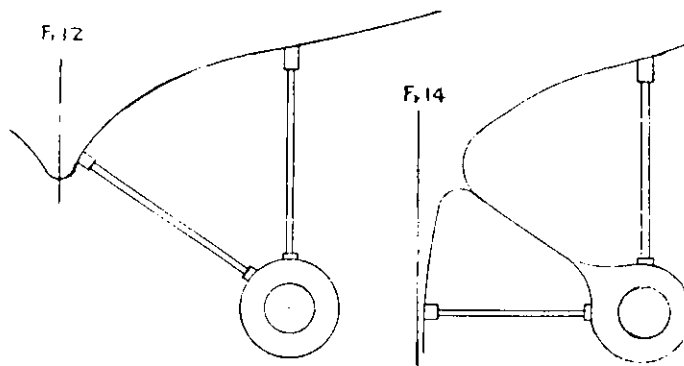


図 1.2.6 0

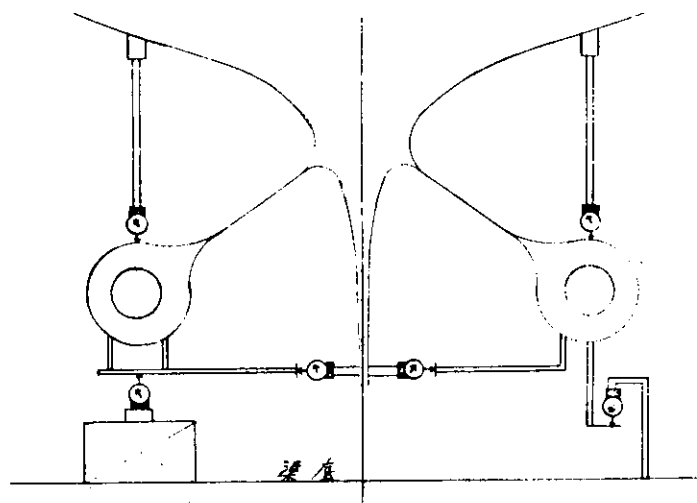


図 1.2.6 1

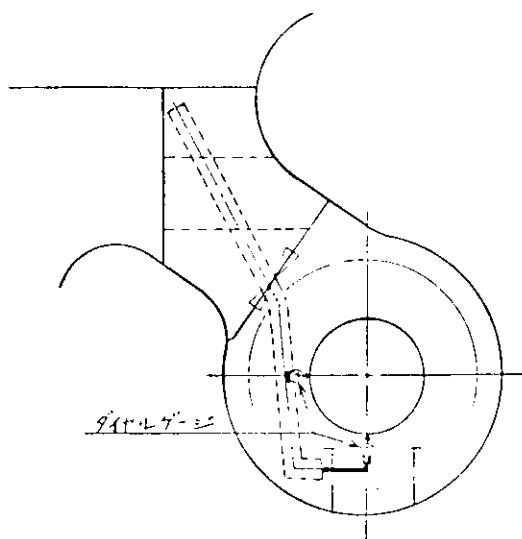


図 1.2.6 2

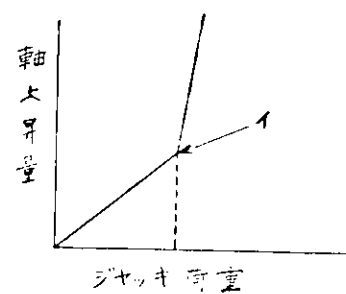


図 1.2.6 3

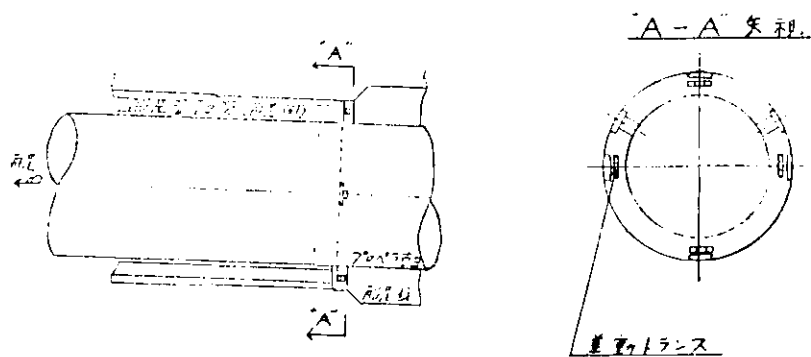
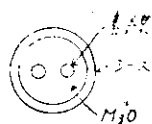
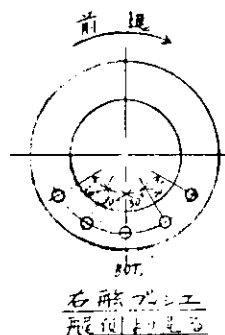


図 1.2.6 4

熱電対式遠隔温度計取付例



材料: 銅
 寸法: 1.25
 シース外径: 4.0φ
 熱接点: 非接地型



船尾管熱電対式遠隔温度計取付要領

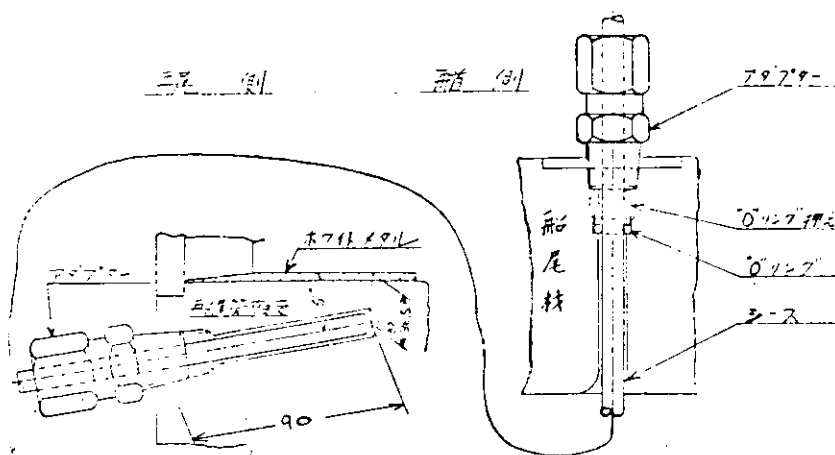


図 1.2.6 5

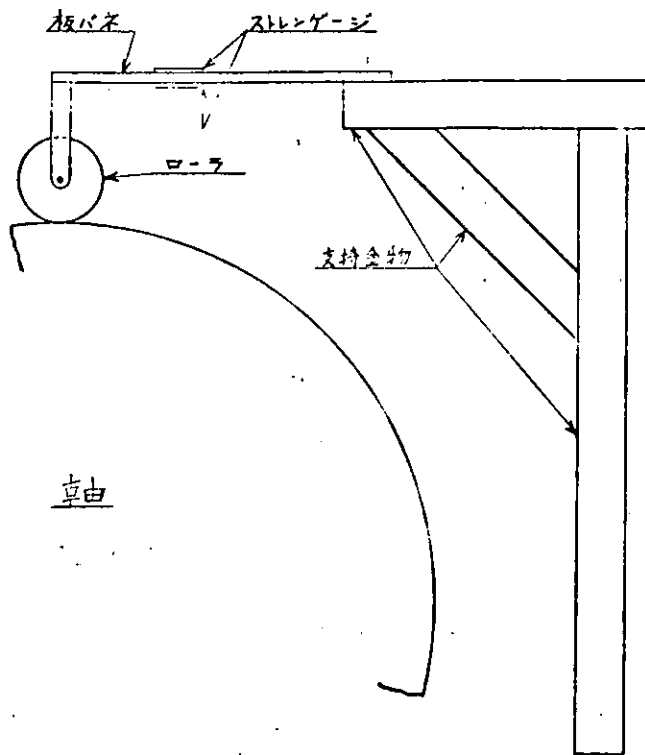


図 1. 2. 6 6

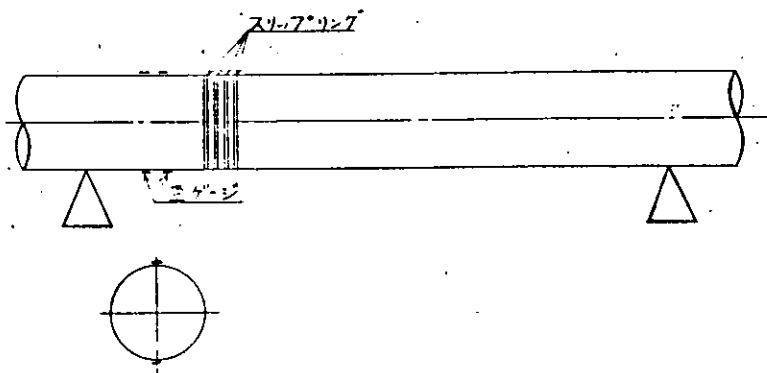


図 1. 2. 6 7

表 1.2.6 ストレンゲージによる計測

状 態	計測船	Fr12にて		Fr14にて	
		上下方向	左右方向	上下方向	左右方向
日中変化(船台上、船体支持一定)	A	+0.045	+0.06	—	—
プロペラ軸取付前(48.1.10~48.1.30)上静橋より変化	A	+0.022	+0.063	—	—
プロペラ取付後(48.1.31~48.2.20)	A	+0.22	+0.22	+0.075	-0.18
(進水前 船体変化)				(2月14日)	
" 48.4.26~48.10.12	B ₁	+0.22	+0.01	—	—
船台上分置上昇	A	-0.0135%	+0.0135%	—	—
プロペラ軸取付前後	A	+0.225	+0.13	+0.14	-0.117
	B ₂	+0.29	+0.11	—	—
プロペラ取付前後	A	+0.72	+0.40	+0.16	+0.108
	B ₃	+0.50	+0.24	—	—
ボリング台撤去前後	B ₄	-0.17	0	—	—
進水前後	B ₅	-0.34	-0.20	—	—
	$\sum B_i$	+0.50	+0.16	—	—
	$B_1+B_2+B_3$	+0.45	+0.15	—	—

注；B₅以外は船台上（空中）を示す。

表 1.2.7 ダイアルゲージによるボッシング変形計測結果

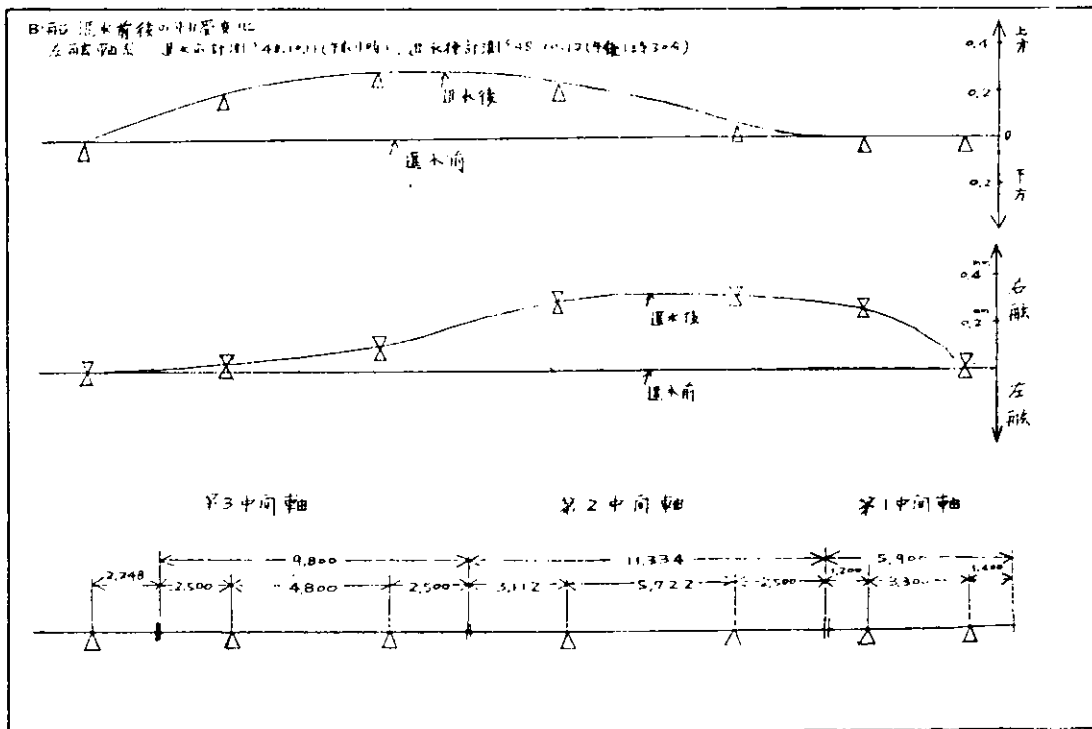
状 態	上下方向	左右方向	備 考
プロペラ軸 取付前後	+0.14	+0.15	
プロペラ 取付前後	+0.86	+0.72	
ボッシング先端に 16TON荷重取付前後	+0.40	+0.20	
プロペラ軸 + クロー荷重 (ボッシング先端に16TON)	+0.54	+0.35	海水中における荷重 (プロペラ軸+プロペラ軸) を想定した値
ボッシング先端の荷重 1TONおりの変位量	+0.025 ($=\frac{0.40}{16}$)	+0.0125 ($=\frac{0.20}{16}$)	

注：すべてA船の計測結果を示す。

表 1.2.9 ポッシング変形の計画結果と計算結果

	計測法	計測船	上下方向		左右方向	
			計測値	計算値	計測値	計算値
プロペラ軸取付前後	(2)	A	+0.225	+0.146	+0.13	+0.102
		B	+0.29		+0.11	
	(7)	A	+0.14	+0.15		
プロペラ 取付前後	(2)	A	+0.72	+0.554	+0.40	+0.398
		B	+0.50		+0.24	
	(7)	A	+0.86	+0.72		
進水 前後	(7)	B	-0.34	-0.32	-0.20	-0.22
プロペラ軸・プロペラ 取付後	(2)	A	+0.445	+0.70	+0.53	+0.50
		B	+0.79		+0.35	
	(7)	A	+1.00	+0.87		
プロペラ軸・プロペラ取付 進水後	(2)	S S.B. 1.1	+0.50	+0.38	+0.16	+0.28
		S.B. 1.1	+0.45		+0.15	
プロペラ軸・プロペラ取付 進水後(先達船116"に)	(7)	A	+0.54		+0.35	
プロペラ軸・プロペラ取付 進水後(先達船116"に)	(7)	A	0.025	0.013	0.0125	0.011

注: ⑤はストレンゲージによる計測結果 ⑦はダイヤルゲージによる計測結果と
あつた。



☒ 1. 2. 6 9

表 1.2.10

		還水直前	還水直後	寧ろのボツンブ流に注ぎ変へき
$F_r 25$	上下	10.283	10.264	0.019下側へ
	左右	9.534	9.456	0.078外側へ
$F_r 36$	上下	10.129	10.080	0.049下側へ
	左右	9.149	9.120	0.029外側へ
$F_r 46$	上下	10.186	10.083	0.103下側へ
	左右	9.962	9.967	0.005中央へ

気温：観室内 21.5℃ 水温：22.5℃ 貯水： $d_0 = 7.885m$
 外気 18.8℃ $d_t = 2.115m$

注：B 部品の甲

表 1. 2. 1 1 軸受反力と軸曲げモーメントの集中、浮上時の変化

	渠 中			浮 上 時		
	曲げモーメント (TON-M)	車由受反力 (TON)		曲げモーメント (TON-M)	車由受反力 (TON)	
		ストレンゲージ による計測値	ジャッキアップ による計測値		ストレンゲージ による計測値	ジャッキアップ による計測値
船尾管艀軸受艀端	—	—	—	—	—	—
同上 艀端	—	—	—	—	—	—
船尾管艀軸受	10.2	23.8	24.5	21.4	26.6	26
第6中間軸受	14.9	20.5	20	12.3	19.3	23
第5 同上	11.7	20.3	22	10.6	20.5	22
第4 同上	14.8	20.6	24	14.9	20.5	23
第3 同上	12.3	21.2	—	20.2	22.7	—
第2 同上	18.4	24.9	—	21.7	25.2	—
第1 同上	15.0	25.5	—	17.7	25.4	—

注：八 秘の理

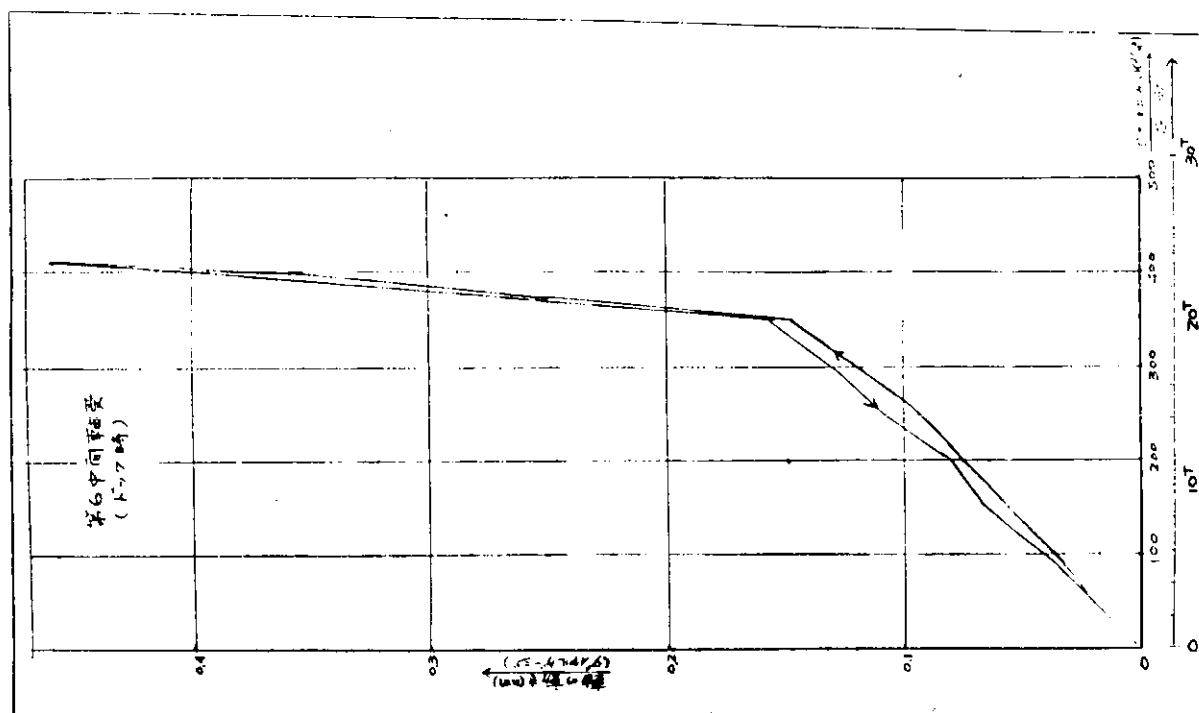


図 1.2.7.1

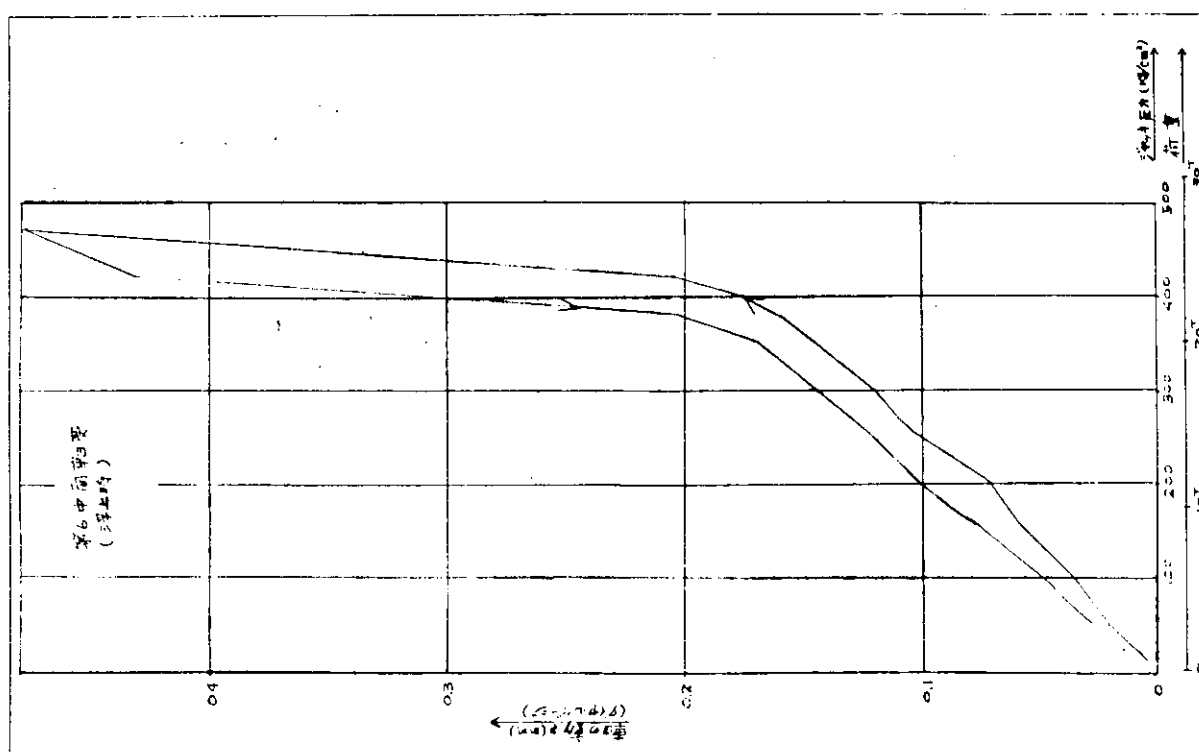
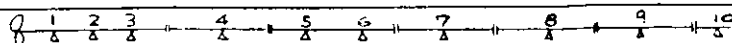


図 1.2.7.0

表 1.2.1 2



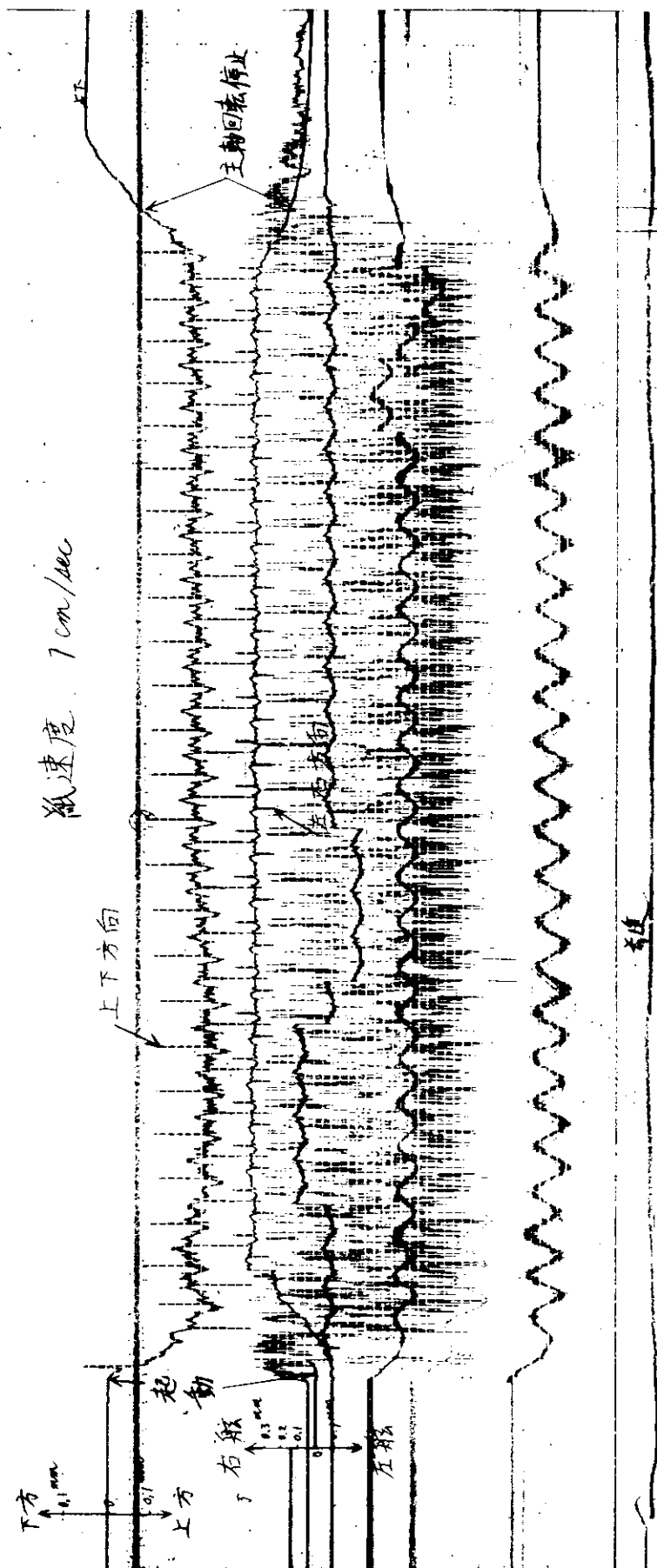
直交系上に並ぶ点の反力

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
女力	65 ^T 446	—	18 ^T 634	26 ^T 313	14 ^T 850	24 ^T 535	21 ^T 945	25 ^T 446	25 ^T 440	18 ^T 25

影響係數 ($\text{mg}/0.1\text{mm down}$)

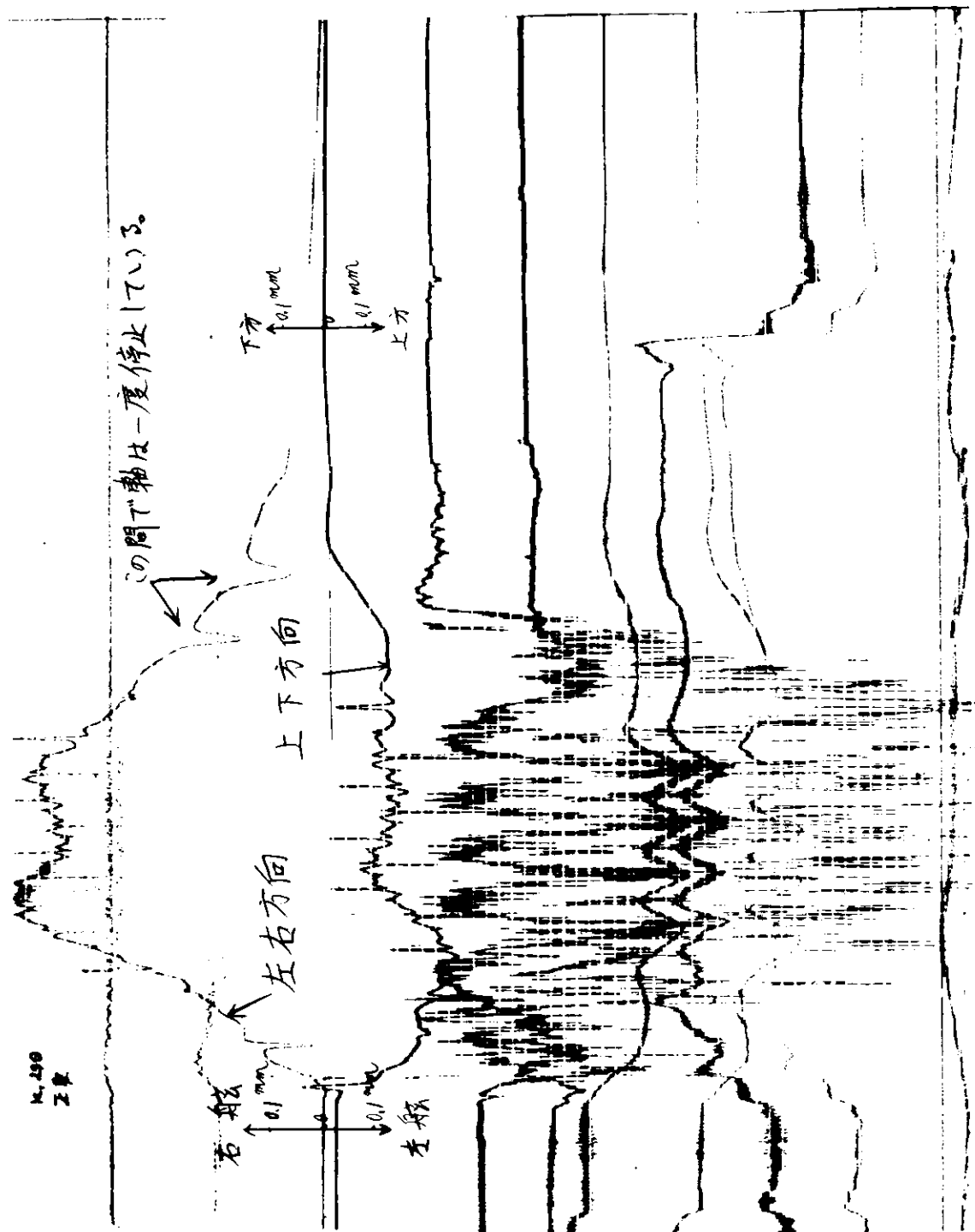
λ	1	3	4	5	6	7	8	9	10
1	-187	+368	-232	+64	-17	+4	-1	+0	-0
3	+368	-745	+630	-255	+66	-17	+4	-1	+0
4	-232	+630	-797	+580	-230	+61	-14	+4	-1
5	+64	-255	+580	-739	+521	-211	+49	-13	+4
6	-17	+66	-230	+521	-681	+491	-185	+50	-15
7	+4	-17	+61	-211	+491	-611	+404	-172	+51
8	-1	+4	-14	+49	-185	+404	-485	+356	-159
9	+0	-1	+4	-13	+50	-172	+386	-503	+279
10	-0	+0	-1	+4	-15	+51	-159	+279	-151

上: N_0, Z 中 $\mathcal{A}$ (および $\mathcal{A}$ の中 $\mathcal{A}$ の部分) は, スロープの集合 Γ 中 $\mathcal{A}$ の任意の O (中 $\mathcal{A}$ の $\mathcal{A}$ の部分) である。



紙速度 7 cm/sec

图 1.2.7 2



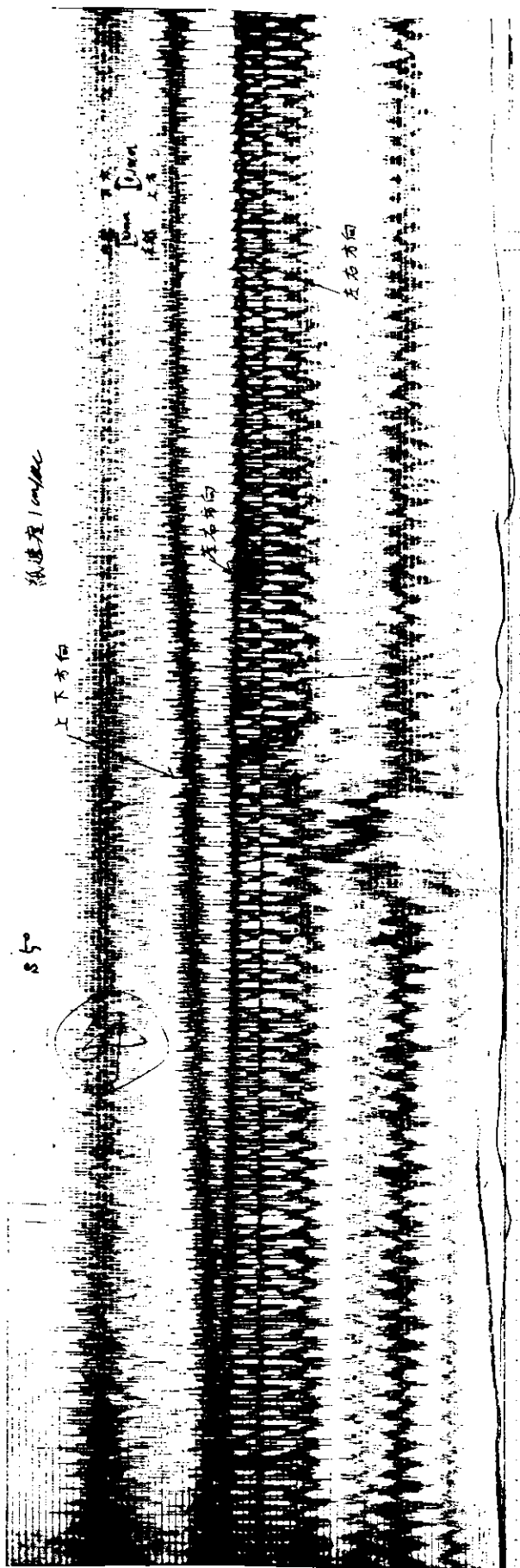


图 1.2.7.4

紙速度 1 cm/sec

下方
上方
右舷
左舷

上下方向
左右方向

1.2.7.5

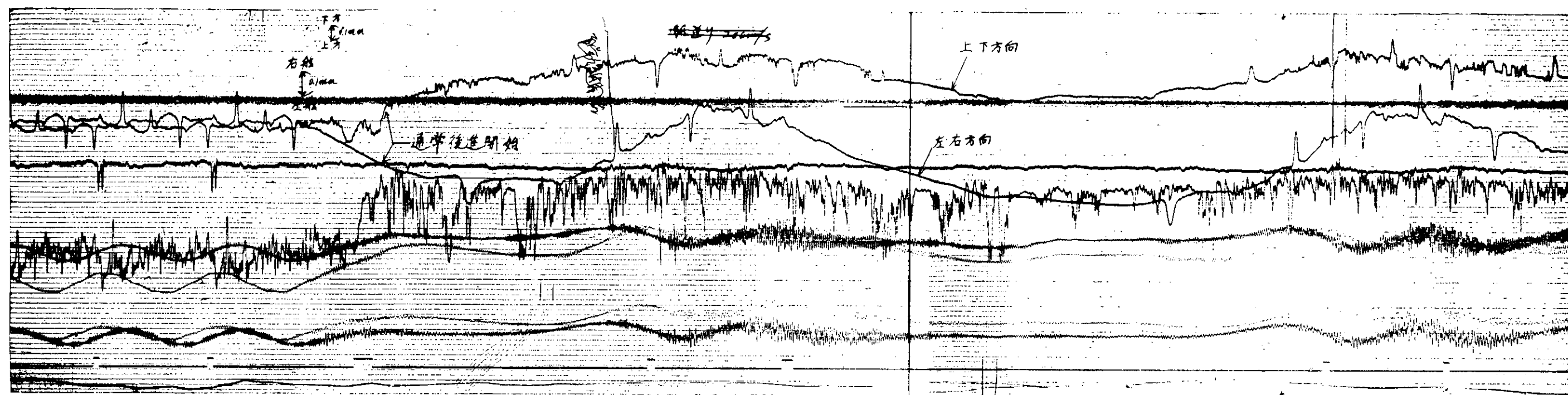


图 1.2.7.6

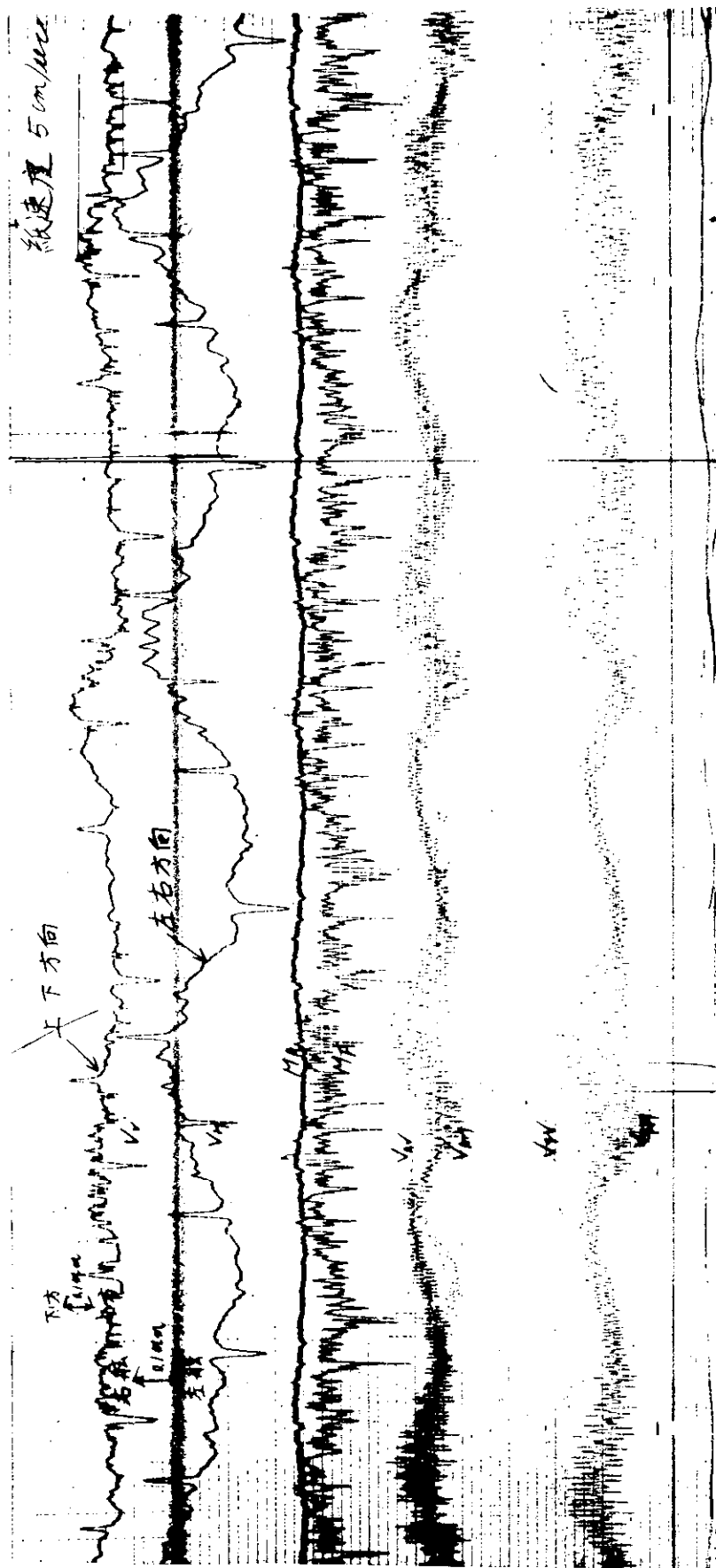


图 1.2.7.7

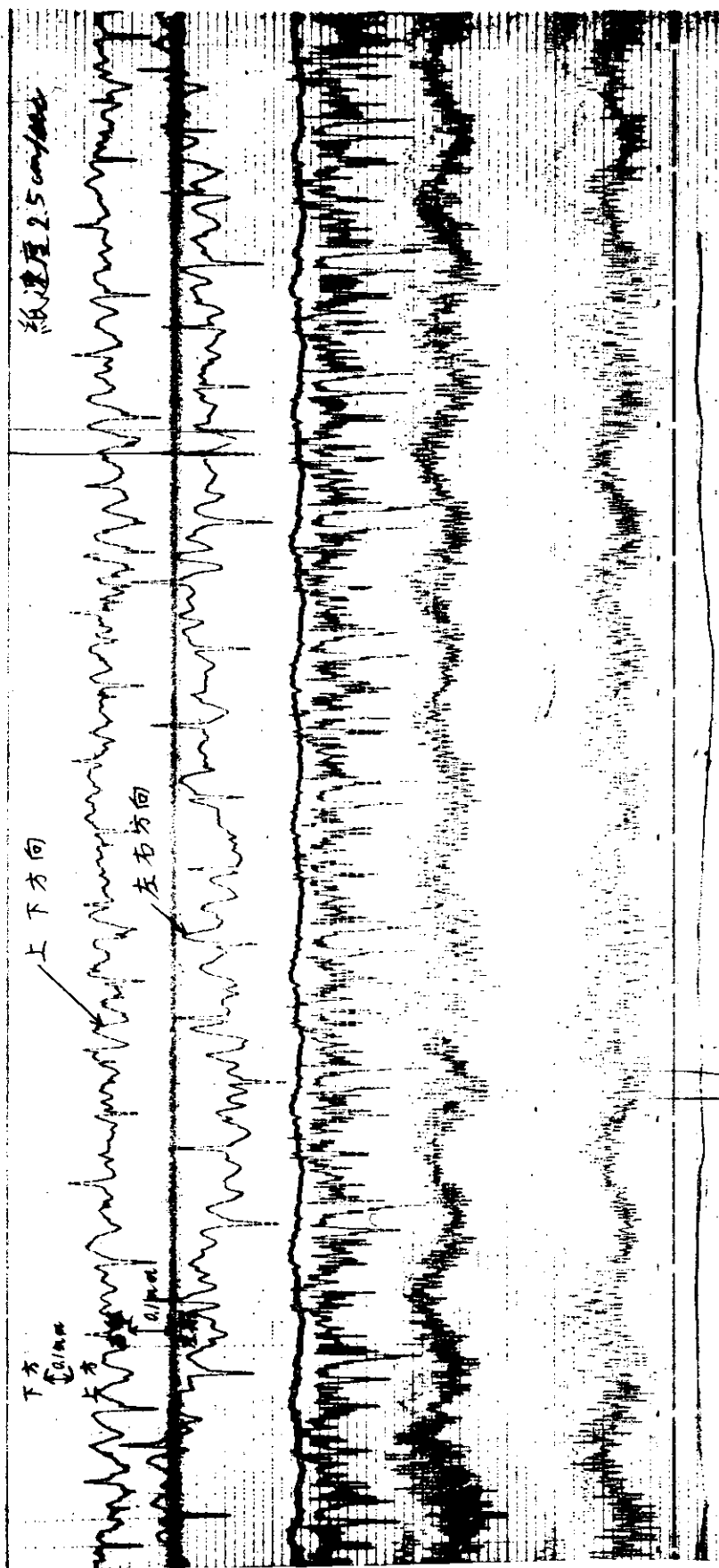


図 1.2.7 8

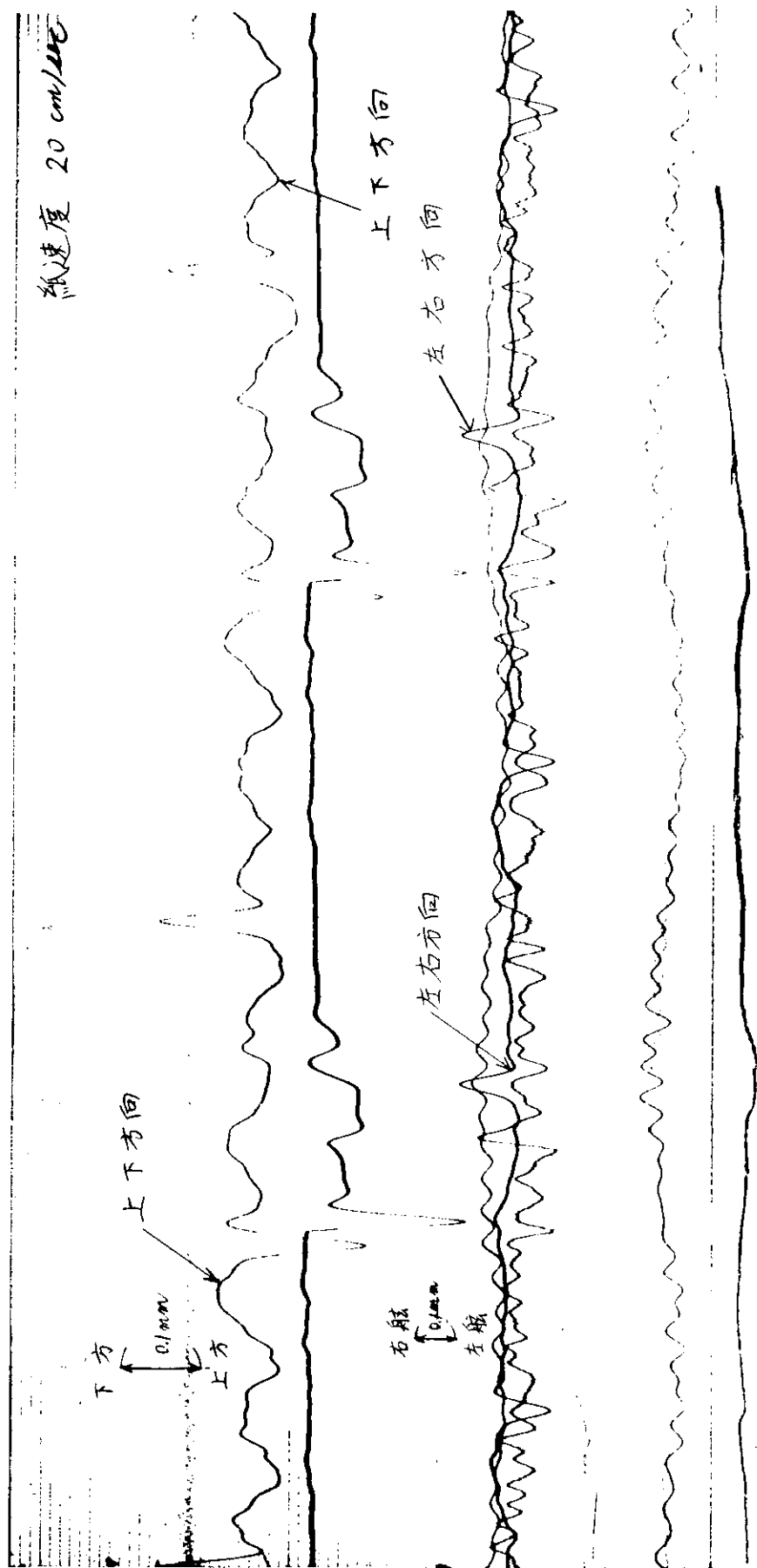


図 1.2.7 9

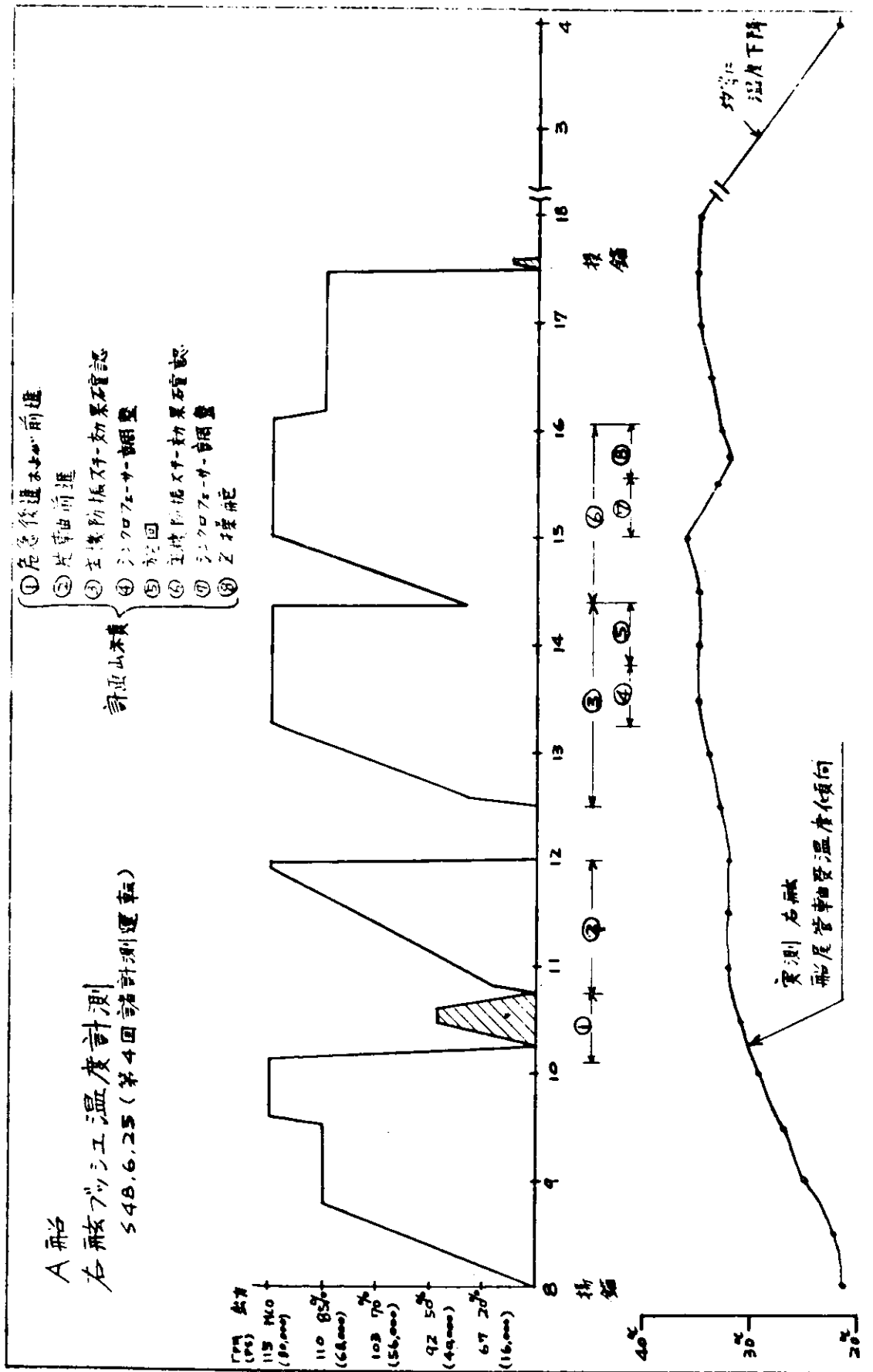


図 1.2.8.0 熱電対による計測結果

表 1.2.13

頁荷	遠隔溫度計指示溫度(℃)							
	右舷中間軸受						右舷舵尾管軸受	
	第1中間軸受	第2中間軸受	第3中間軸受	第4中間軸受	第5中間軸受	第6中間軸受	艏側	艉側
微速	29	28	27	27	26	26	25	25
低速	38	37	37	37	35	36	36	36
50% R1	38	37	38	39	35	38	36	35
R2	37	36	37	39	35	30	36	35
平均	38	37	38	39	35	38	36	35
50% R3	41	38	39	41	37	39	38	38
R4	41	39	40	41	37	40	38	38
平均	41	39	40	41	37	40	38	38
50% R5	42	40	40	43	38	41	40	38
R6	43	41	41	44	39	41	39	40
平均	43	41	41	44	39	41	40	39
50% R7	44	41	42	44	40	42	40	41
R8	44	41	41	45	40	42	40	42
平均	44	41	42	45	40	42	40	42
50% R9	45	42	43	46	40	43	41	42
R10	45	42	43	47	41	43	41	43
平均	45	42	43	47	41	43	41	43
50% C-1	46	42	44	48	41	44	41	44
50% R11-C1	45	42	43	47	41	43	41	43
50% T4	42	41	42	42	38	40	40	41
T5	43	42	43	39	38	42	42	42
50% T6	44	43	44	48	40	42	41	45

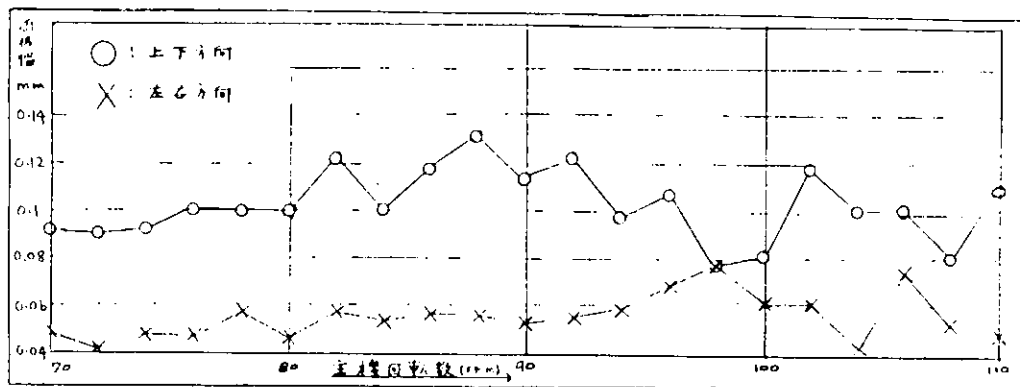


図 1.2.8.1

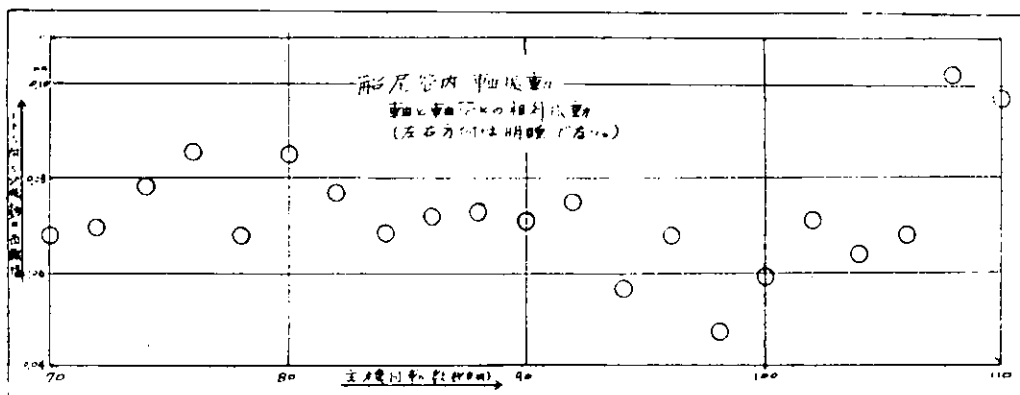


図 1.2.8.2

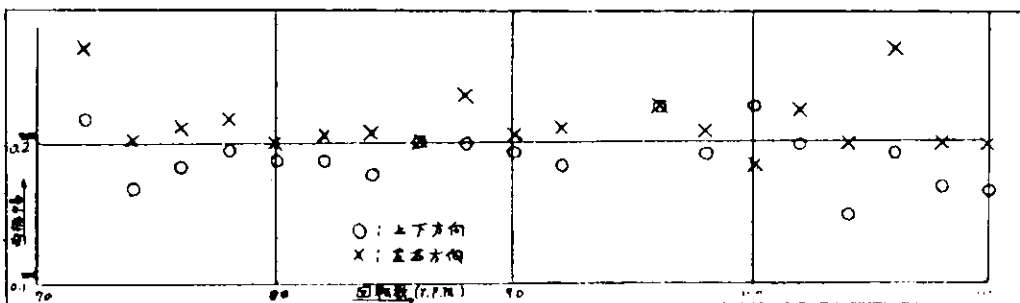


図 1.2.8.3 船内軸の曲げ振動 (艀側)

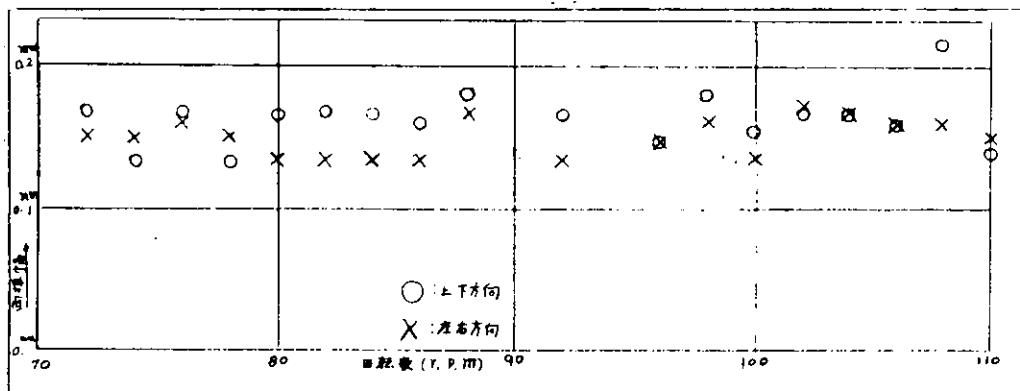


図 1.2.8.4 船内軸の曲げ振動 (艀側)

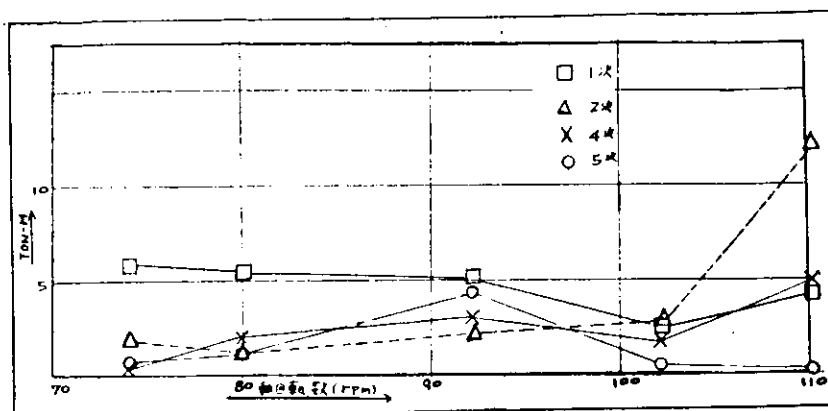


図 1. 2. 8 5 船内軸曲げモーメント (前部)

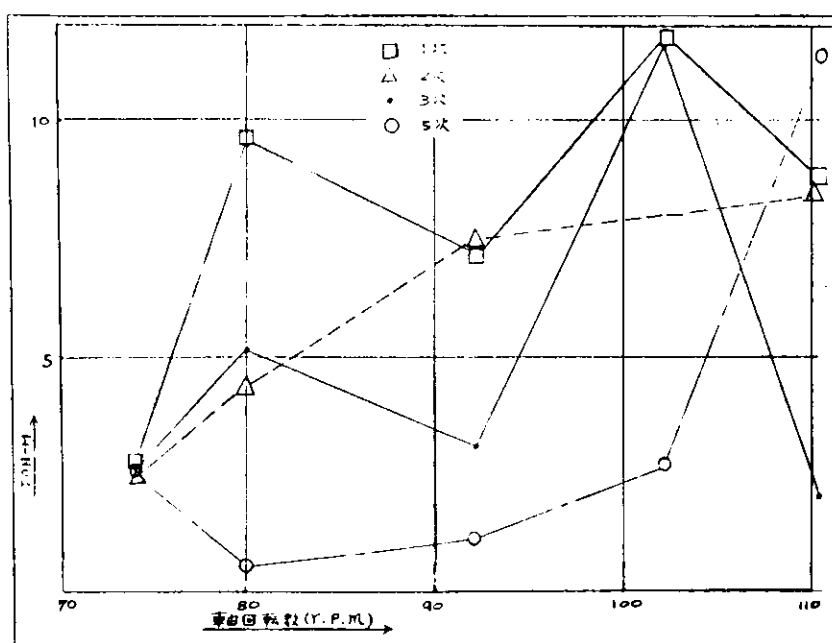


図 1. 2. 8 6 船内軸曲げモーメント (後部)

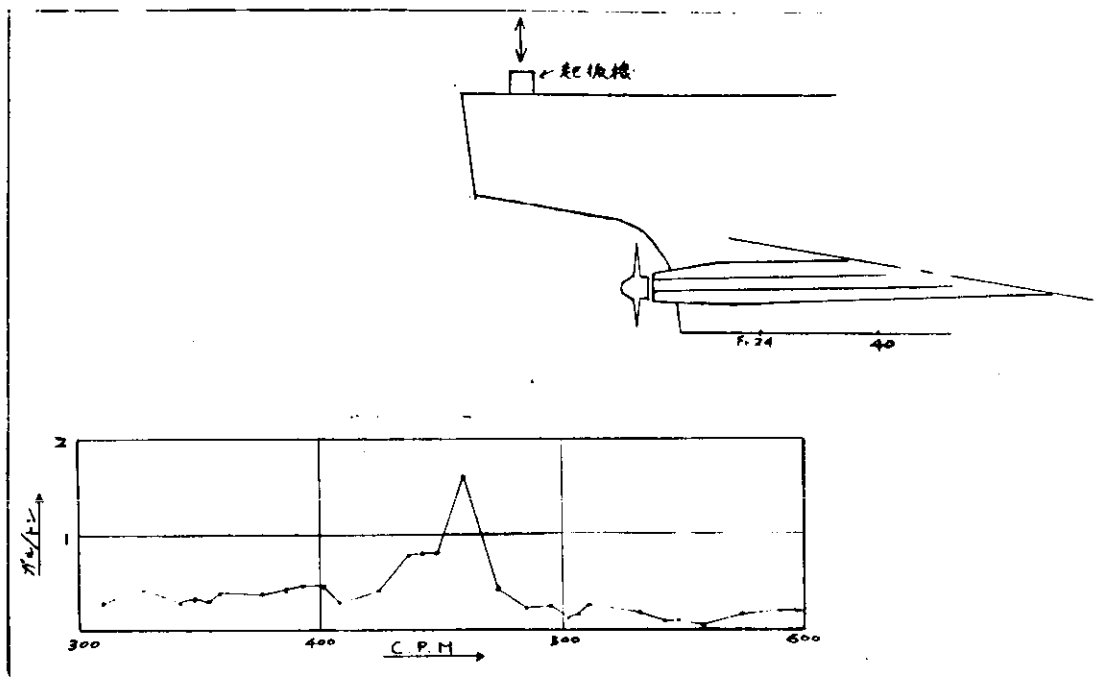


图 1.2.8 7 右舷軸共振曲線 (F_{r24} 上下方向)

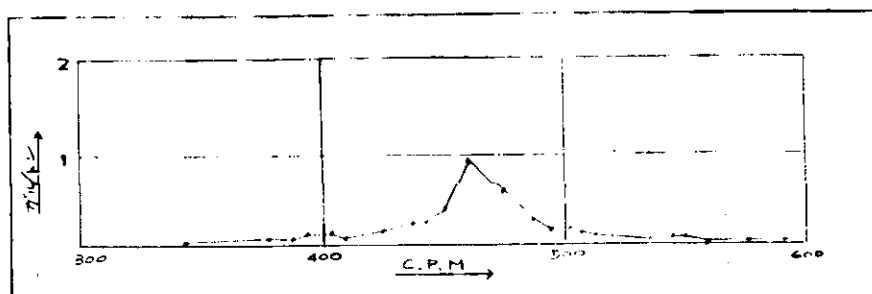


图 1.2.8 8 右舷軸共振曲線 (F_{r24} 左右方向)

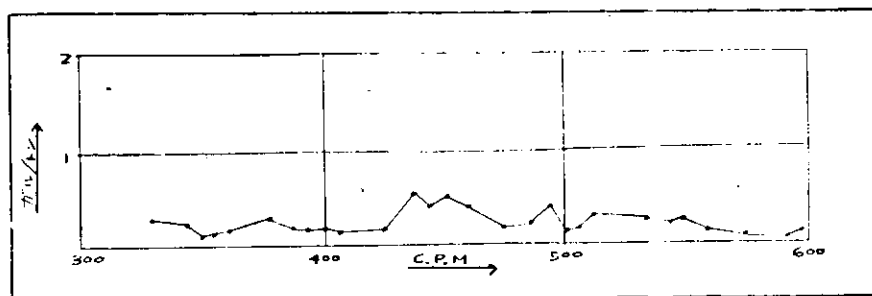


图 1.2.8 9 右舷軸共振曲線 (F_{r40} 上下方向)

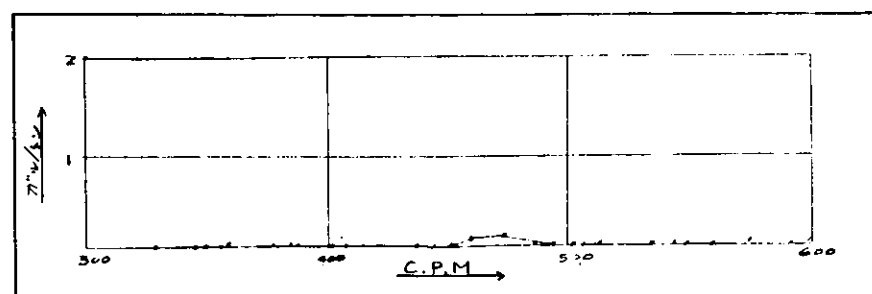


图 1.2.9 0 右舷軸共振曲線 (F_{r40} 左右方向)

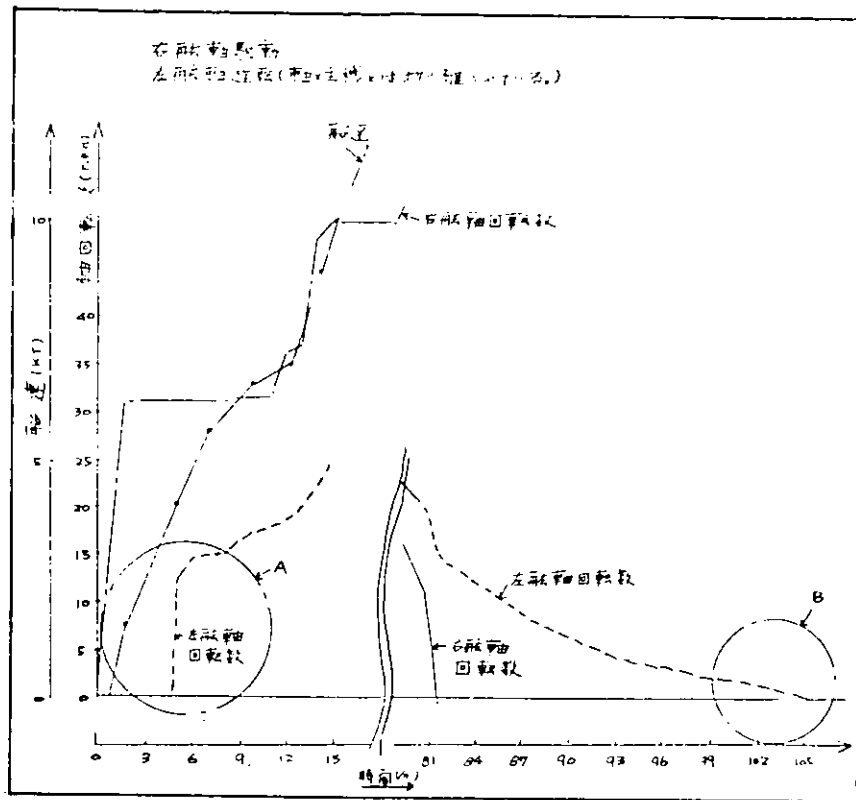


图 1.2.9.1

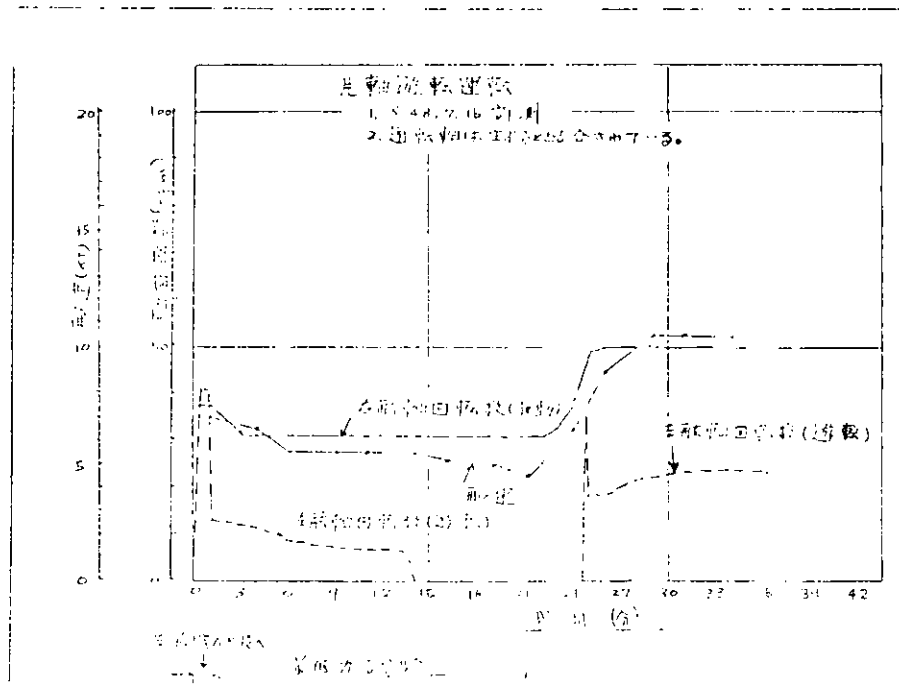


图 1.2.9.2

2. 軸系アライメント設定に関する計算基準の研究

2.1 機関室二重底変形量の実船計測および理論計算

2.1.1 緒 言

船型が大きくなるにつれて機関室二重底の変形量は大きくなる一方、推進出力の増大により軸系の直径は大きくなりしかもその長さは殆んど変らないと云うことのため、この面での軸系の環境も次第にシビアになってきている。これへの対処の仕方は種々あろうが、なによりも先ず二重底の変形量そのものをつかむことが重要と思われ、270,000dwtタンカー(Lpp318m、B56m、D26.4m、d20.55m)について作業(計測と理論計算)を行なったのでその概要について以下報告する。

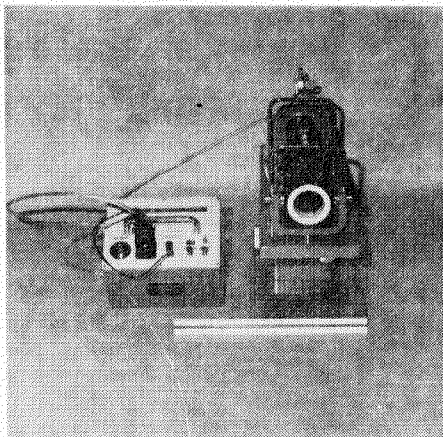
2.1.2 実船計測

(1) 計測方法

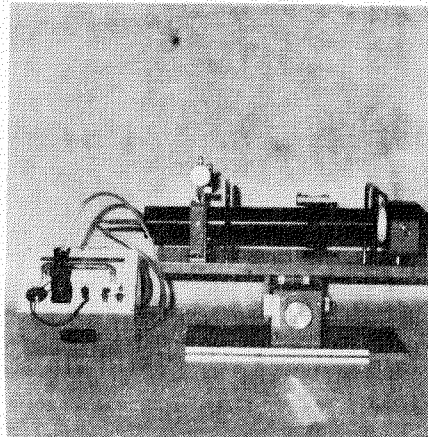
(a) 使用装置

(i) レーザ発振部

出	力	:	1mw以上
寿	命	:	2000H(保証)
モ	ー	ド	: シングルモード
ビ	ー	ム	径 : 1.0mm ϕ
ビ	ー	ム	拡り角 : 0.2mrad以下
ビ	ー	ム	中心偏位 : 外筒の中心から0.3mm以内
ビ	ー	ム	偏 角 : 外筒の中心軸に対し30"以内
電	源	:	AC100V、50/60Hz、1 ϕ 、25W
上	下	移	動 : 中心より ± 17.5 mm、角度変化用 ± 1.5 mm



(a) 正 面



(d) 側 面

図 2.1.1 レーザ発振部

(ii) レーザ光線中心検出器

指	示	:	X,Y2 方向メータ指示	
測 定 レ ン ジ	:	×1,×10,×100		
× 1 レ ン ジ	:	±10mm (フルスケール)	$\frac{0.4 \text{ mm}}{1 \text{ 目盛}}$	
× 10 レ ン ジ	:	$\pm 1 \frac{\text{mm}}{1 \text{ 目盛}}$		
× 100 レ ン ジ	:	±0.1 mm		

指示エリア領域 : $\pm 2\text{ mm}$ 以内
電 源 : 5.2 V 水銀電池 4 コ
連続 200 日 使用可能
移 動 : 上下 $\pm 125\text{ mm}$
左右 $\pm 125\text{ mm}$

レーザ装置は東京芝浦電気株式会社製である。

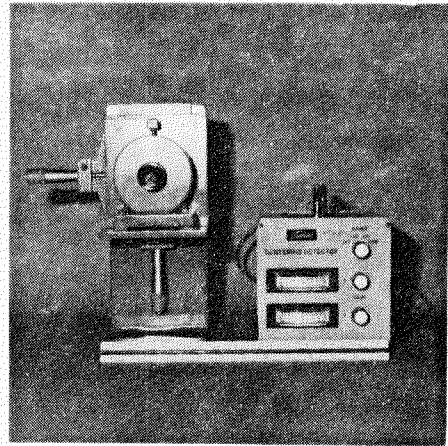


図 2.1.2 中心検出器

(b) 計測方法

- 1) 船内二重底上計測位置およびレーザ光線発振器をおく位置に、上面精度よく仕上げた座板を溶接する。その間において、レーザ光線が見透せることが必要であるから、障害物に対してはあらかじめ取除くか、あるいは孔をあけておくことが必要である。
- 2) レーザ発振器を所定の位置に据え、光線が貫通しかつ中心検出器の移動可能範囲を越えないように、上下位置および光軸の俯仰角をセットする。またレーザ光線の安定した発光を得るためには、計測の約 30 分前より発光させておく。
- 3) 所定の計測位置に中心検出器を据え、電流値をチェックしながら光量が最大になるように受光部を左右 (X 方向)、上下 (Y 方向) に移動させる。この位置が定まれば、その状態を付属のマイクロメータにより読みとり、記録する。本装置では、レーザ光線光軸からのずれがメータにより指示されるが、その直線性の問題などから、上記方法を用いた方がより高い精度が得られる。
- 4) 以上の方法による計測を同一状態のもとで 2 回以上繰返し、計測ミス、誤差などをチェックする。

(c) 計測場所

図 2.1.3 に計測位置系統図を示す。

(2) 計測結果

(a) 計測値整理方法

二重底タンクトップ上、機関室全長にわたってレーザ光線を見透すということは、実際には困難である。したがってここでは、船体に対する最小の加工により、望み得る最大スパンをとった 4 つの測定系統について、ライト、バラスト、フルの各状態におけるレーザ光線に対するタンクトップの位置を計測し、これをライト状態を基準としたときの他の各状態の相対変位としてとりまとめた。そのための作業手順を以下に示す。

- 1) どの位置の計測値が計測エラーを含んでいるかをチェックするために、同一状態における 2 回の計測値の差をとりグラフに描く、この場合 2 回の計測値に計測エラーがなければ、すべての差はほぼ 1 直線上に並ぶ。
- 2) データがこの直線よりはずれた位置については、ただちに 3 度目の計測を行ない、また従来のデータから類推することによってその正しい値を確認する。ただしその差が $5/100\text{ (mm)}$ 以内の場合は 2 回の平均値を計測データとした。
- 3) 各状態に対する計測結果を比較するには、レーザ発振器の俯仰角を同一レベルに換算すればよい。しかし実際の装置ではこの角度がレーザ光線の俯仰角を表わさないことがわかったので本計測では次の手段によった。即ちレーザ発振器とその計測系統中、発振器から最遠距離にある計測位置とを直線で結び、各位置の計測データをこの直線からの偏差として図上で求める。最終的には $1/10\text{ (mm)}$ の精度が維持できるように留意した。
- 4) 以上の整理結果を用いて、ライト状態を基準としたときの各状態の相対変位としてとりまとめた。

(b) 計測結果

- 1) (a) 項においてとりまとめた結果を、A 系統、E 系統、G 系統、H 系統についてそれぞれ図 2.1.4、図 2.1.5、

図 2.1.6、図 2.1.7 に示し、4 系統全体を図 2.1.8 に示す。

2) 最終的には、以上の各系統を軸長方向につなぎ合わせ、少なくとも減速歯車軸側から機関室舷側隔壁までの二重底相対変位を 1 系統として表示できれば、軸受への影響を考える場合、非常に望ましい。このためにはレーザー光線の俯仰角で補正するか、結合させる系統の計測区間をあらかじめラップさせてとっておく必要がある。本計測においては一応両方の手段に対して考慮したが、俯仰角については装置の関係上その値に問題があることがわかったので、後者の方法によることにした。さらに本計測では A 系統はほぼセンターライン上にとれたが、G、H 系統は右舷側によらざるを得なかったため、これを同一面として比べることは本質的に無理である上、時間の制約によりトランスヴェースのデータが十分得られなかったため、この方向の変位を一樣なものと仮定して結合させたものを図 2.1.9 に示す。

3) 計測位置の中で代表的なものに対し、その二重底タンクトップ表面の温度を計測した。結果を表 2.1.1 に示す。

表 2.1.1 計測位置温度

計測状態	計 測 位 置 温 度 °C						
	A - 1	A - 5	E - 1	H - 1	H - 2	H - 4	H - 6
LIGHT	12	14	—	15	21	15	14
BALL.	15	10	16	17.8	26.5	—	20
FULL.	19	24	20	24	26	24	22.5

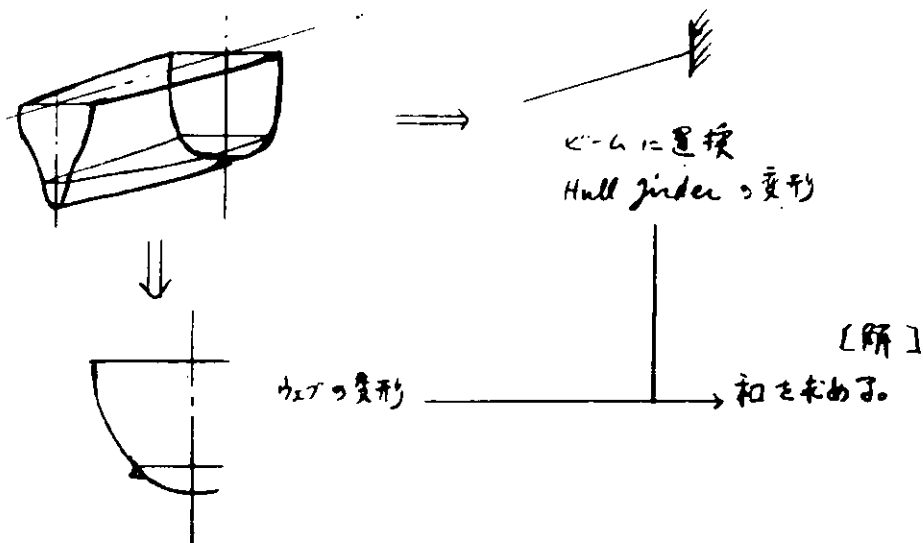
2.1.3 理論計算

(1) 計算方法

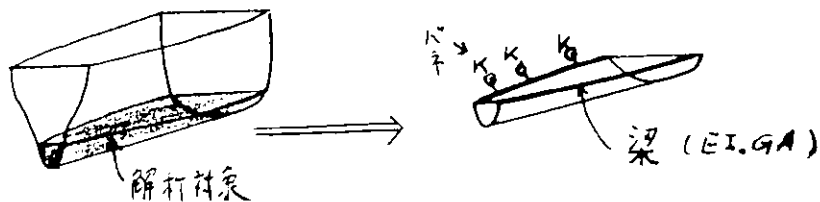
次の 2 種類の理論計算を行ない、計測値と対応させる。

- 1) 比較的簡単な計算
- 2) やや精度の高い計算

1) は船体を E/R 前壁で固定された一本のビームと考え、更に各ウェブの変形を縦部材の影響を考えず二次元に E. M. で求めるものである。



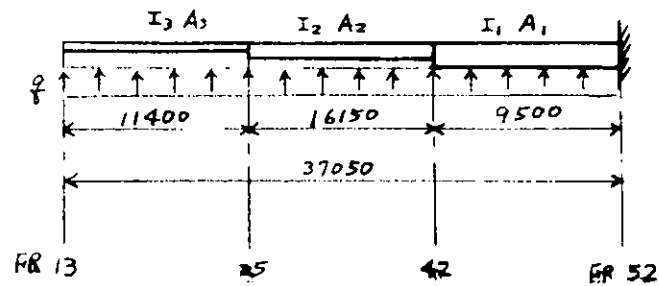
2) は、二重底のみを取り出し、三次元 F.E.M. で解くもので、船体全体の剛性（曲げ剛性 EI 及剪断剛性 GA）は Tank Top と Side Shell との交点に入れて、考え、又、ウェブの剛性はモデル化して（例えばバネ）取り込もうとするものである。



(2) 計算および計算結果

(a) E/R Hull girderの撓み(ビームとしての撓み)

(i) モデル



上図の如く、E/Rを、ほぼ3分割し、各梁では断面二次モーメント及剪断Areaは、一定とし、右端(E/R前壁)で固定と考える。

断面二次モーメントは、縦通メンバーを考え、剪断Areaは、外板の投影Areaと、 $\text{Long} \perp \text{BH}^D$ のAreaの和を考えそれぞれ、FR、47、34、19の値を代表値として選んだ。

即ち、下表の通りである。

	1	2	3
I	548 m ⁴	385 m ⁴	250 m ⁴
A	18.38 m ²	18.20 m ²	15.96 m ²

(ii) 荷重条件

荷重条件としては次の3つを考え、Light Cond¹に対する相対変位を求める。

(イ) Light Cond₁ ($d_v = 5.4\text{m}$ $d_a = 5.4\text{m}$)

(ロ) Ballast " ($" = 7.66$ $" = 11.61$)

(ハ) Full Load " ($" = 20.57$ $" = 20.59$)

但し計算では

(イ) $d = 5.4\text{m}$ (ロ) 11.3m (ハ) 20.59m とした。

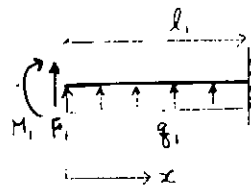
又、これらを梁に加わる分布荷重に換算すると、下表の如くなる。

TON/m	Light	Ballast	Full
q ₁	124	313	710
q ₂	80	208	519
q ₃	32	85	269

(iii) 計算式

(イ) 曲げ撓み

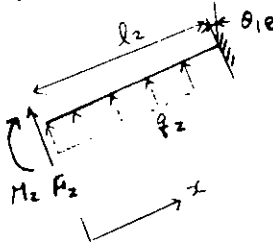
梁 1



$$W_{1b} = \frac{q_1 l_1^4}{8EI_1} \left(1 - \frac{4x}{3l_1} + \frac{x^4}{3l_1^3}\right) + \frac{F_1 l_1^3}{3EI_1} \left(1 - \frac{3x}{2l_1} + \frac{x^3}{2l_1^3}\right) + \frac{M_1 l_1^2}{2EI_1} \left(1 - \frac{x}{l_1}\right)^2$$

$$\theta_{1e} = \frac{q_1 l_1^3}{6EI_1} + \frac{F_1 l_1^2}{2EI_1} + \frac{M_1 l_1}{EI_1}$$

梁 2

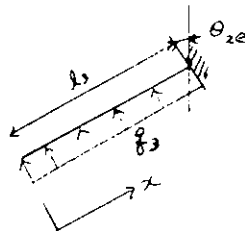


$$W_{2b} = \frac{q_2 l_2^4}{8EI_2} \left(1 - \frac{4x}{3l_2} + \frac{x^4}{3l_2^3}\right) + \frac{F_2 l_2^3}{3EI_2} \left(1 - \frac{3x}{2l_2} + \frac{x^3}{2l_2^3}\right) + \frac{M_2 l_2^2}{2EI_2} \left(1 - \frac{x}{l_2}\right)^2$$

$$+ W_{1be} + \theta_{1e} \cdot (\ell_2 - x)$$

$$\theta_{2e} = \frac{q_2 l_2^3}{6EI_2} + \frac{F_2 l_2^2}{2EI_2} + \frac{M_2 l_2}{EI_2} + \theta_{1e}$$

梁 3



$$W_{3b} = \frac{q_3 l_3^4}{8EI_3} \left(1 - \frac{4x}{3l_3} + \frac{x^4}{3l_3^3}\right) + W_{2be} + \theta_{2e} (\ell_3 - x)$$

ここで e : end を示す。

$$M_2 = \frac{q_3}{2} l_3^2$$

$$F_2 = q_3 l_3$$

$$M_1 = M_2 + F_2 l_2 + \frac{q_2}{2} l_2^2$$

$$F_1 = F_2 + q_2 l_2$$

(ロ) 剪断撓み

$$W_{1s} = \frac{q_1}{2GA_1} (\ell_1^2 - x^2) + \frac{F_1}{GA_1} (\ell_1 - x)$$

$$W_{2s} = W_{1se} + \frac{q_2}{2GA_2} (\ell_2^2 - x^2) + \frac{F_2}{GA_2} (\ell_2 - x)$$

$$W_{3s} = W_{2se} + \frac{q_3}{2GA_3} (\ell_3^2 - x^2)$$

(ハ) 総撓み

$$W_1 = W_{1b} + W_{1s}$$

$$W_2 = W_{2b} + W_{2s}$$

$$W_3 = W_{3b} + W_{3g}$$

(Ⅳ) 計算結果

図 2.1.1 0 に計算結果を、また図 2.1.1 1 に Light Cond_n に対する Ballast 及び Full 状態での相対変位を示す。

(b) Web の撓み

(i) モデル

各ウェブを、Side Shell と Tank Top plate の交点で支持された構造として解いた。

外板及 Longl B¹⁴ 等の有効巾は、Web Frame Space とした。(有効巾係数 = 1.0)

メッシュ分割の例を図 2.1.1 2 ～ 2.1.1 9 に示す。

(ii) 荷重条件

荷重は、Hull girder 撓みと同様、次の 3 つを考えた。

(イ) Light Cond_n

(ロ) Ballast "

(ハ) Full "

荷重分担巾は、Web Frame Space とした。

(iii) 計算結果

図 2.1.2 0 ～ 2.1.2 2 に FR2.2, 2.6, 3.0, 3.4, 3.8, 4.2 の変位曲線を、図 2.1.2 3 に Ⅲ の変位曲線を示す

(いずれの場合も Light Condition との相対的変位)。

また表 2.1.2, 2.1.3 は Ⅲ と 4 m off Ⅲ における変位量を示したものである。

尚計算には三井造船で開発した平面応力解析プログラム " CAPELLA " を使用した。

(c) 総撓み

(a) および (b) 項で求めた変位を足し合せることによって各点の総変位が求まる。Light Cond_n に対する Ⅲ の変位を図 2.1.2 5 に示す。

2.1.4 考 察

本項では、計測値と計算値との差について検討し、今後の計測方法および計算方法の改良に役だてたい。

図 2.1.4、図 2.1.5、図 2.1.6、図 2.1.7 を見るとすべてが必ずしも一致しているとはいえず、逆の傾向ででてゐるものもある。この不一致の原因として、次のことが考えられる。

計測ミス

計算モデル上の問題点

外力条件設定上の問題点

これらについて以下簡単に検討してみる。

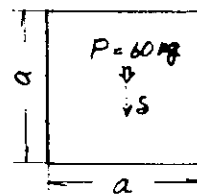
(1) 計測ミスについて

計測機器の精度、整理方法などにより一応 0.1 [mm] の精度を維持するよう努めたが、この精度が維持できなければ、計測位置の計測員の体重による変位の問題が考えられる。即ち計測位置は計算では、あくまでフレーム上にとっているが、実際の計測においては、この上で行なうことは事実上不可能で、レーザ発振器は 640 [mm]、中心検出器は 150 [mm]、フレームより離れている場合が多い。この量はフレームスペースが 950 [mm]、であることを考えたとき、決して小さいものではない。したがって計測員体重による計測位置の一時的、局部的たわみも考えられる。

この量はフレーム間の二重底タンクトップを次図のような周辺支持の正方形板と考え、その中央に荷重(計測員 60 [kg]) がかかるとすると、その位置でのたわみは

$$\delta = \alpha \frac{Pa^2}{D} = \alpha \frac{Pa^2}{\frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}}$$

$$= 0.01160 \times \frac{60 \times 1000^2}{\frac{2.1 \times 10^4 \times 21^3}{12(1-0.3^2)}} = 0.04 [\text{mm}]$$



であり、無視しうる量と考えられる。

(2) 計算モデル上の問題点

計算モデル上の問題点としては、次の3つが考えられる。

- 1) Hull Girderを梁として撓みを求める際の剛性の取り方
- 2) Trans. Ringの撓みを求める際の2次元F.E.M.で解く上での問題
- 3) Floor, Girderを無視したことの影響である。

1) については、機関室の断面変化が大きいことにより、本来は変断面梁とすべきであること、また剛性を求める際、有効とみなす部材の決定にも難しい問題があるが、今回の計算では剛性(断面2次モーメントIおよび剪断面積A)は、3つの断面のみで代表させ、荷重も同じ断面で一樣なものと考えた。

以上による梁の撓みはスムーズな曲線を描き、剛性を多少変えても傾向が変わることは考えられず、また機関室前壁と後壁とを結んだ直線との相対変位はせいぜい0.7[mm]程度であるのに対し、Trans. Ringとしての相対変位は2.7[mm]であるので問題はないといえる。

2) については、F.E.Mの宿命としてエレメントの大きさを変えることにより構造物の剛性が変化してしまうということ、また2次元で解いているため、板の有効幅のとり方に関する問題がある。

エレメントの大きさについては各断面(Trans. Ring)はほぼ同じ大きさにしてあり、有効幅のとり方も各断面同じとり方をしているため、相対的変位については、問題はないと思われる。

3)については、船底にかかった荷重のうちFloorに伝わったものの一部は、Side Shellで受けとめ、残りは、Girderに伝わり、直接Girderで受けとめる荷重とともにTrans. Ringに伝達されるものと考えられる。

即ち全荷重のうち大部分はTrans. Ringに伝わると思われるので、荷重の点からはFloor, Girderを無視した影響は少ないと思われる。

一方2つのTrans. Ringで相対的変位が生じると、それを妨げる力がGirderに生じるので、Girderを無視したことにより、本計算ではTrans. Ringの相対変位が大きめにでていると思われる。しかし傾向的には問題はないであろう。

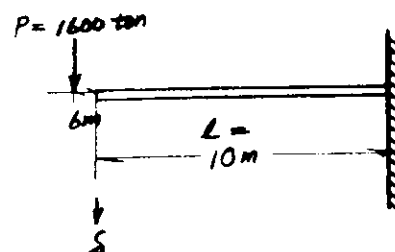
(3) 外力条件設定の不適正について

このための差ということは、大いに考えられる。その1つとしてバラストタンクへの水のはり方によるものがあり、他の1つとして船体各部の温度差による熱ひずみが考えられる。

実際のバラストタンクの水のはり方については、バラスト時、アフトピークタンクに約1600[ton]の水をはったことが確認されている。計算ではこのようなことについては、考慮に入れていないため、その影響をチェックしてみる。

いまA系統について検討する。これを長さ10[m]の片持梁と考えると、自由端での変位 δ は

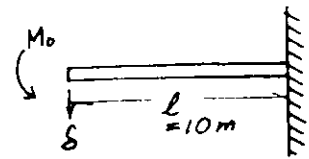
$$\delta = \frac{M\ell^2}{2EI} + \frac{P\ell^3}{3EI} = \frac{1600 \times 6 \times 10^3 \times (10 \times 10^3)^2}{2 \times 2.1 \times 10 \times 250 \times 10^{12}} + \frac{1600 \times (10 \times 10^3)^3}{3 \times 2.1 \times 10 \times 250 \times 10^{12}} \div 0.2 [\text{mm}]$$



$x = \frac{\ell}{2} = 5000 [\text{mm}]$ でのたわみを、梁両端を結んだ直線からの差の形で考えると、 $0.045 [\text{mm}]$ となる。

この量は無視し得ない場合もありうる。

更に機関室上部と船底の温度差によるたわみについては、右図について、その温度差を $30 [^{\circ}\text{C}]$ とした場合



$$M_0 = \frac{\alpha \Delta T \cdot EI}{2 \cdot h}$$

ここで h を船底から機関室上部までの距離 $25 [\text{m}]$ とすると

$$\delta = \frac{M \ell^2}{2EI} = \frac{\ell^2}{2EI} \cdot \frac{\alpha \Delta T \cdot EI}{2h} = \frac{\ell^2 \alpha \Delta T}{4h} = \frac{10^2 \times 10^8 \times 1 \times 10^{-5} \times 30}{4 \cdot 25 \times 10^3} = 0.3 [\text{mm}]$$

よって梁中央付近でもある程度無視しえないことがわかる。また今回は直接考慮に入れられなかった、温熱、冷熱の影響もゆくゆくは、検討していく必要がある。

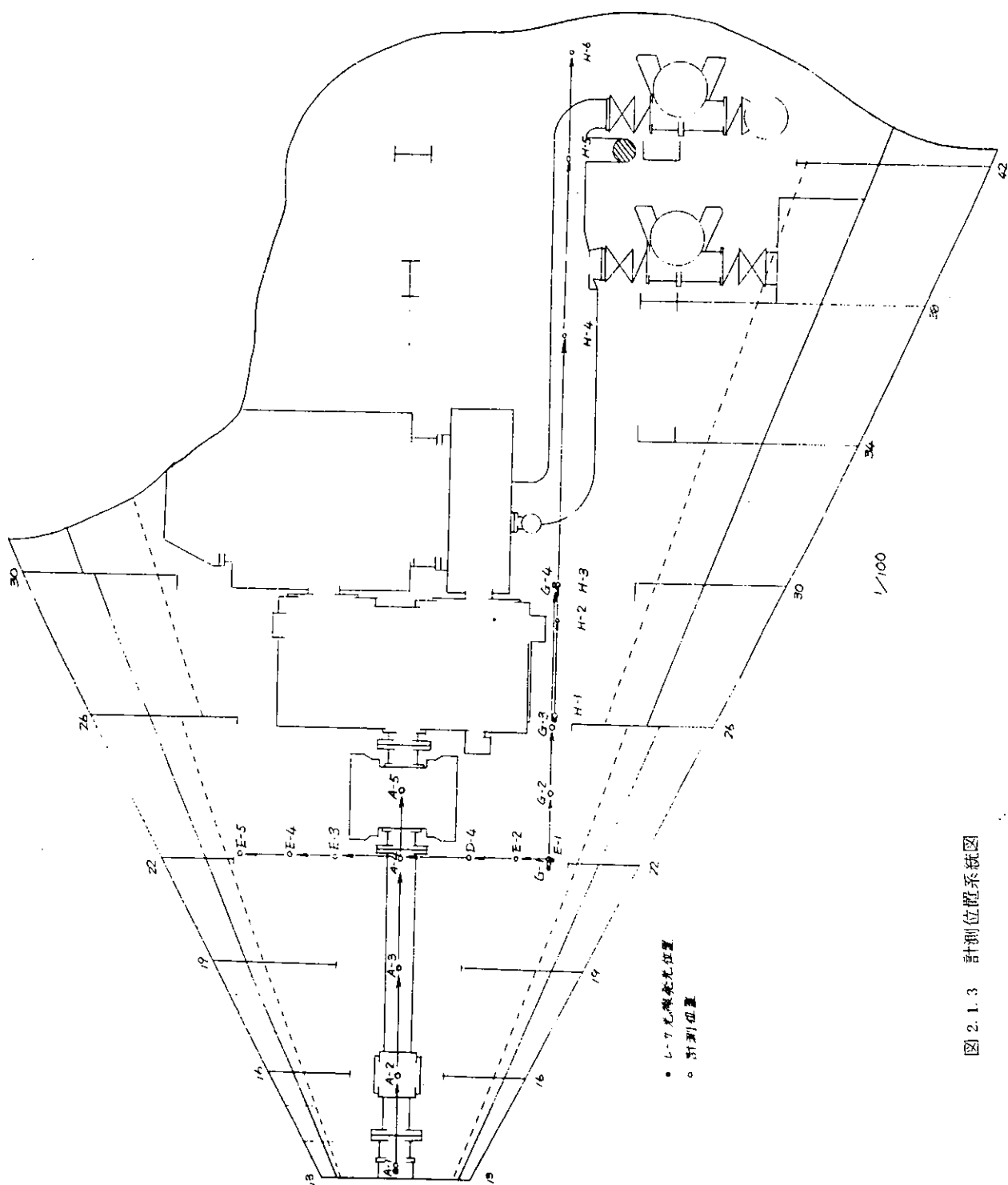
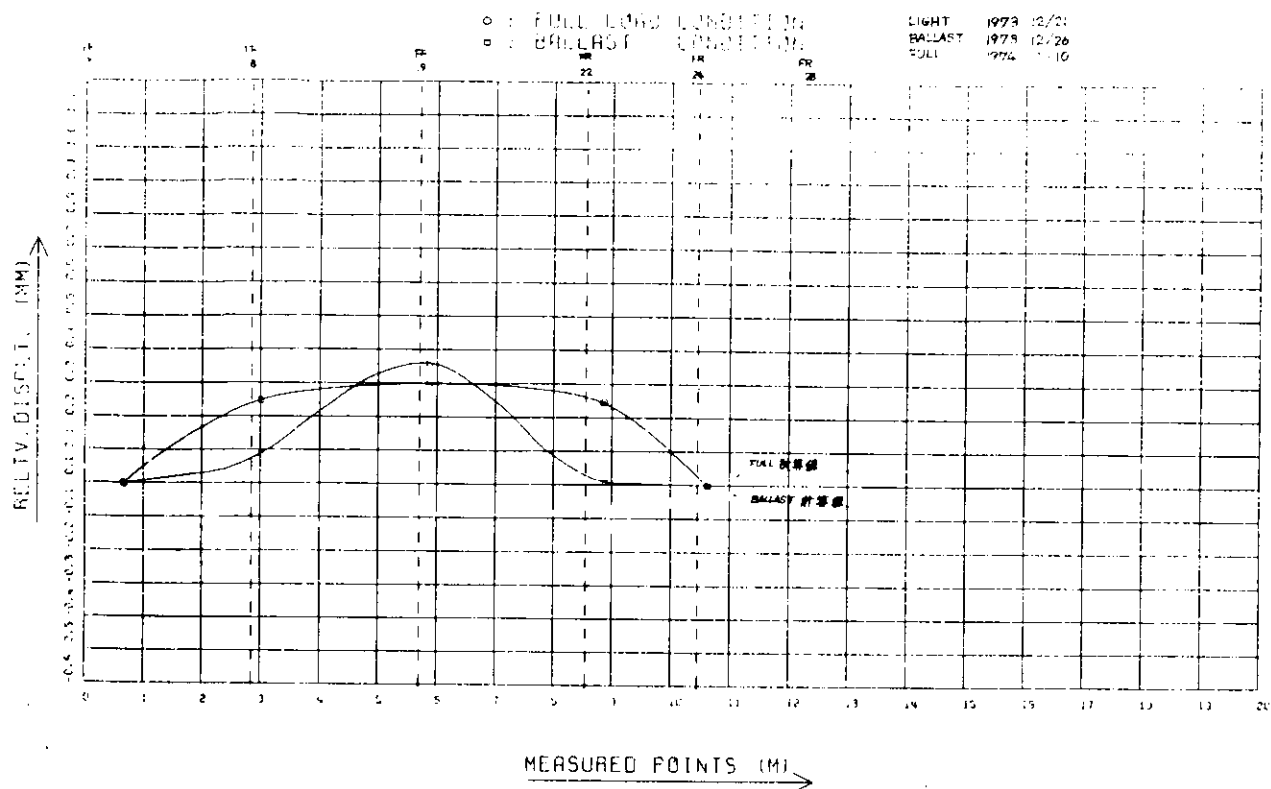
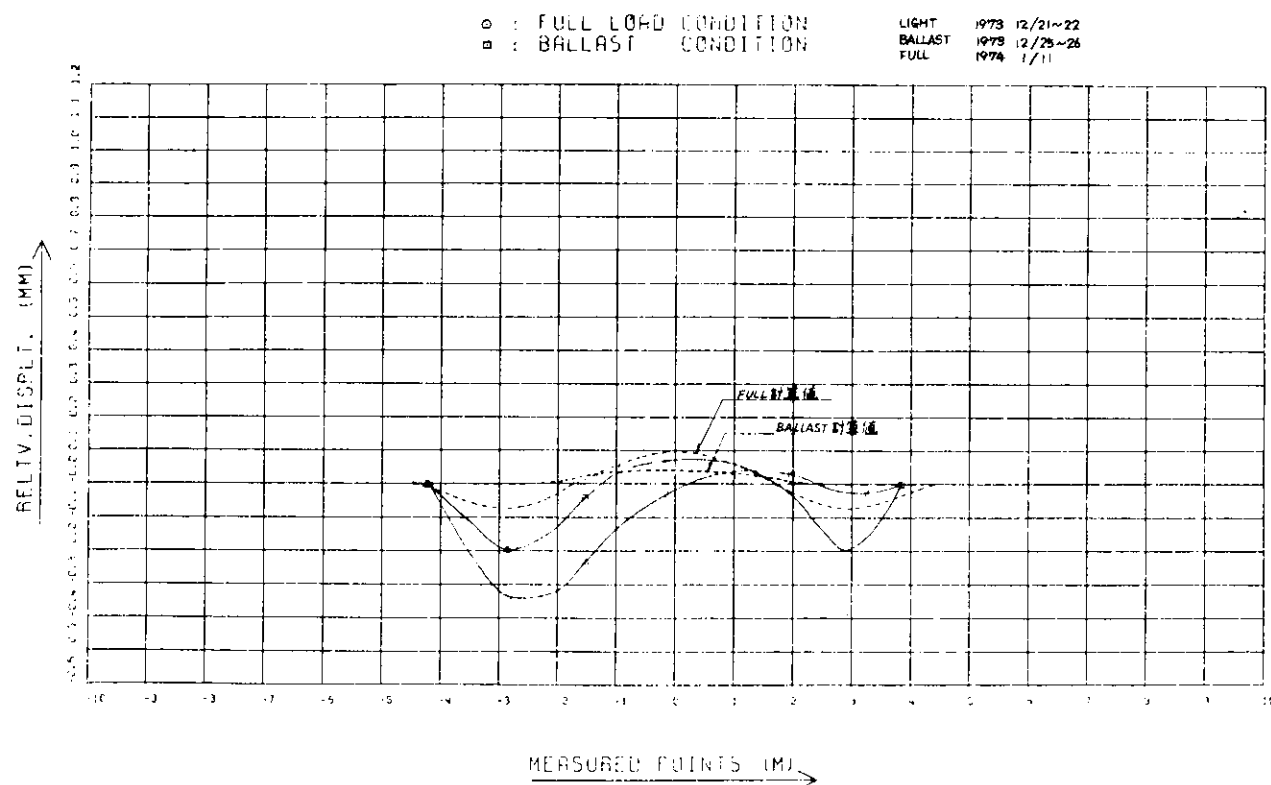


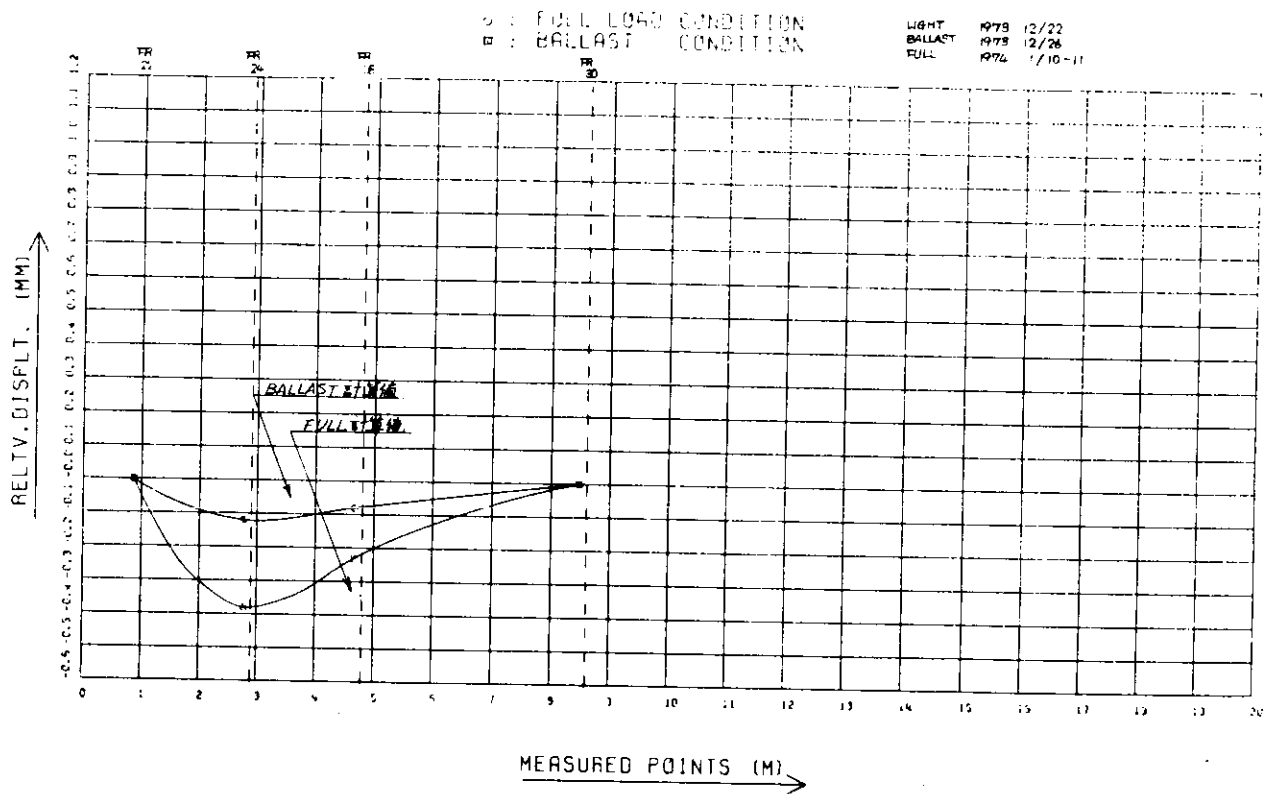
图 2.1.3 計測位置系統圖



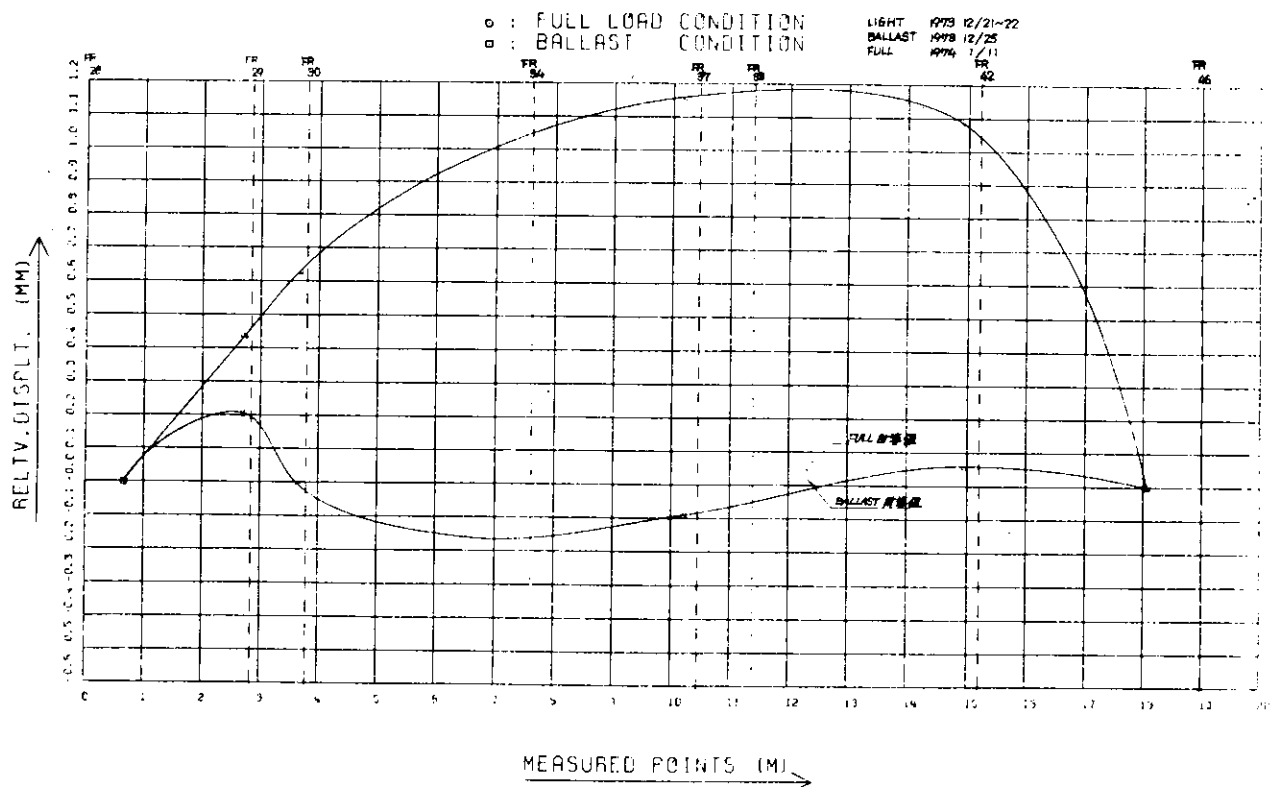
☒ 2.1.4 RELATIVE DISPLACEMENT ON E/R TANK TOP



☒ 2.1.5 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

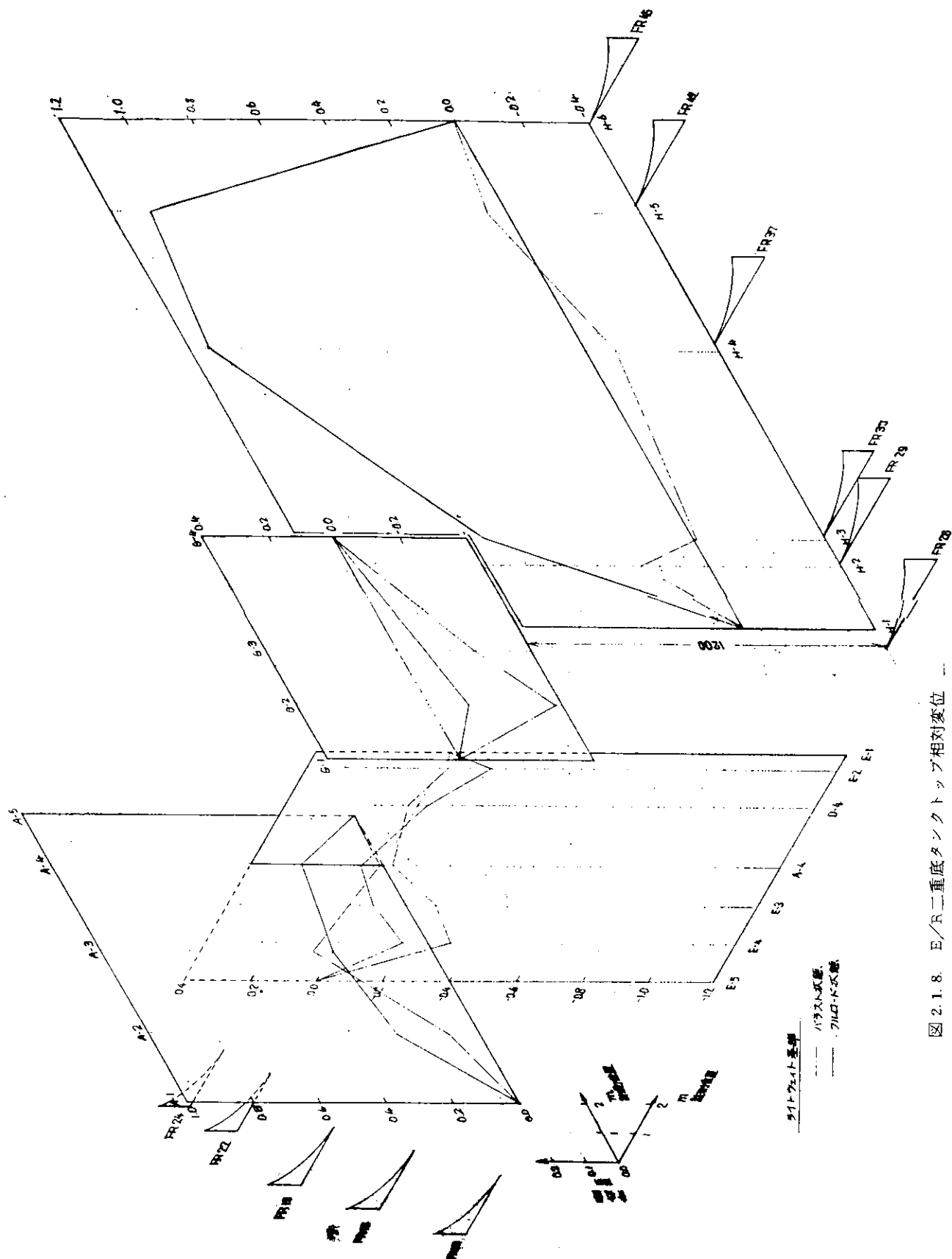


図 2.1.8 E/R二重底タンクトッップ相対変位

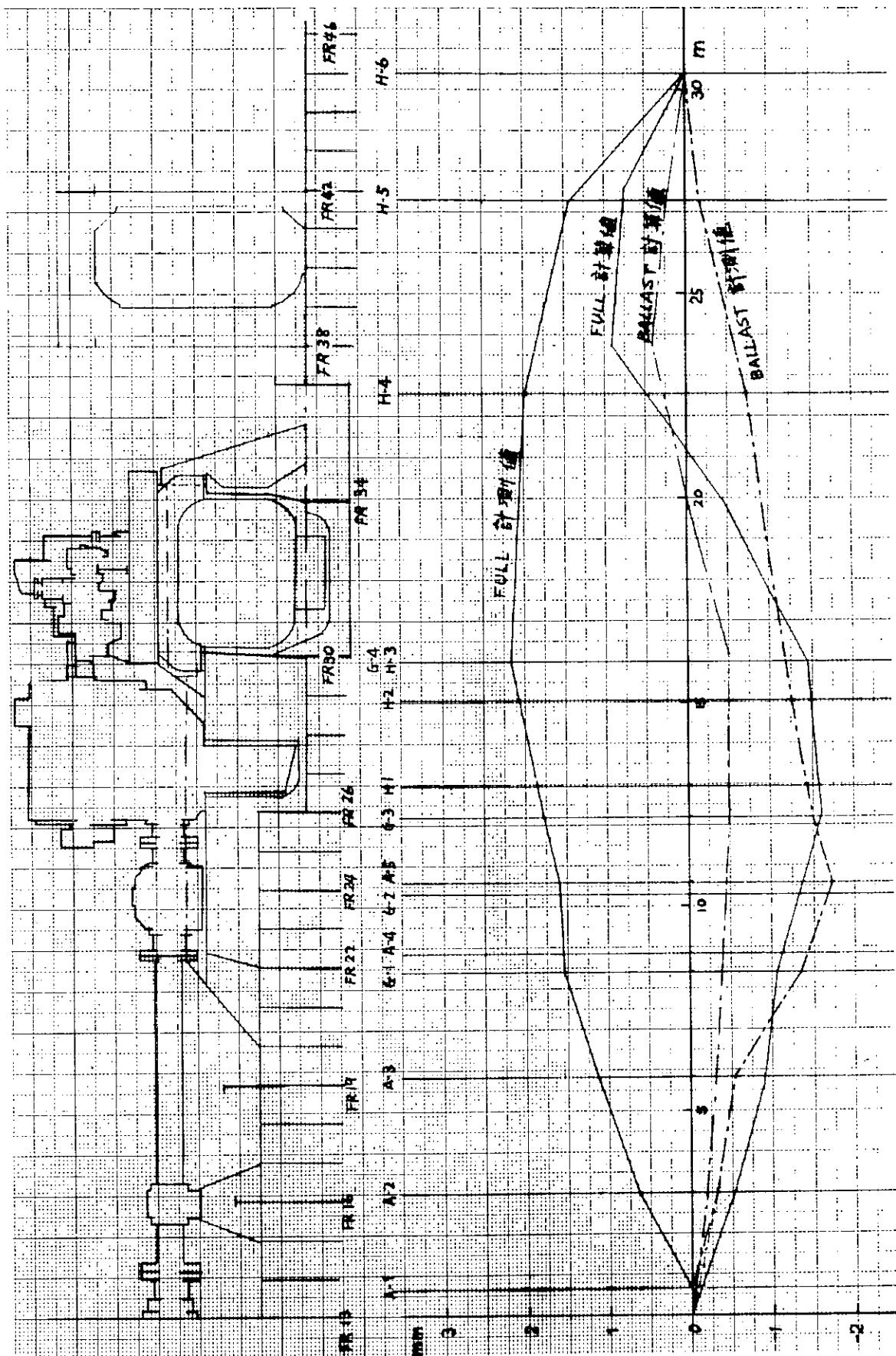


図 2.1.9 変位量計測値合成図

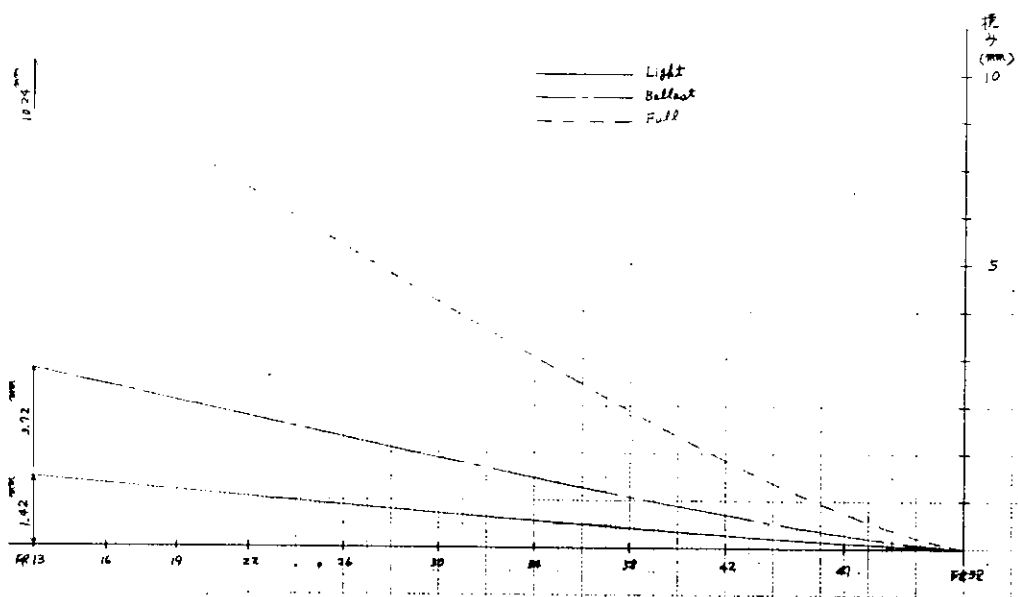


図 2.1.1.0 Hull Girder 撓み

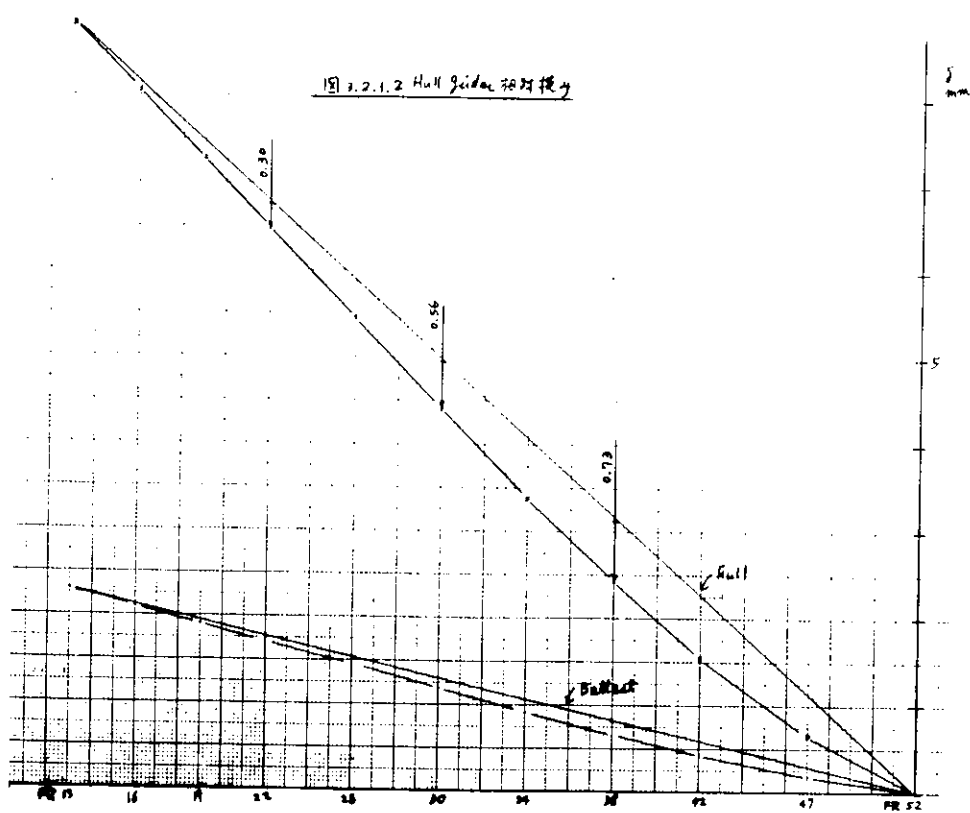
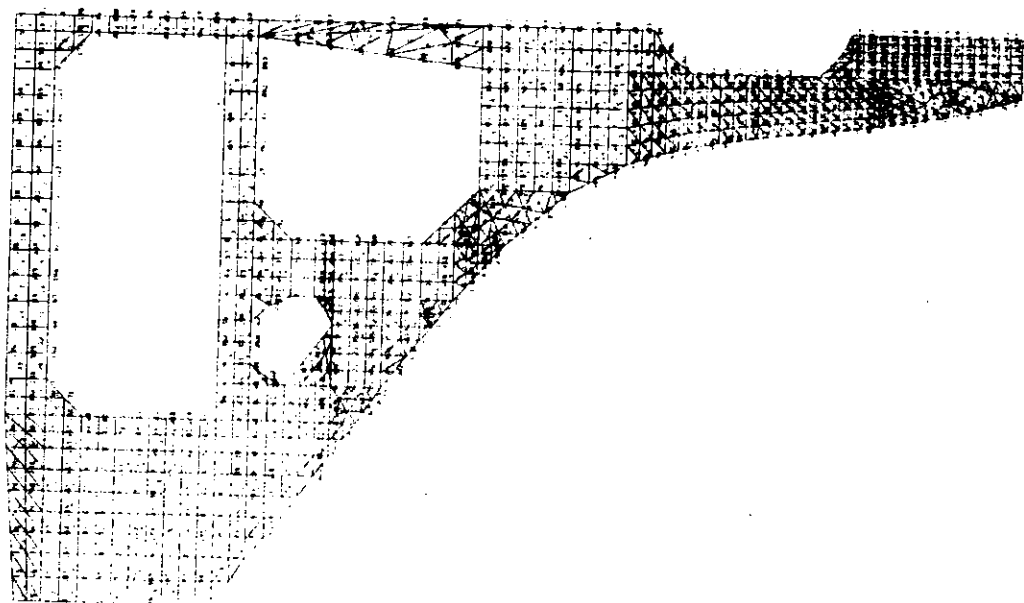


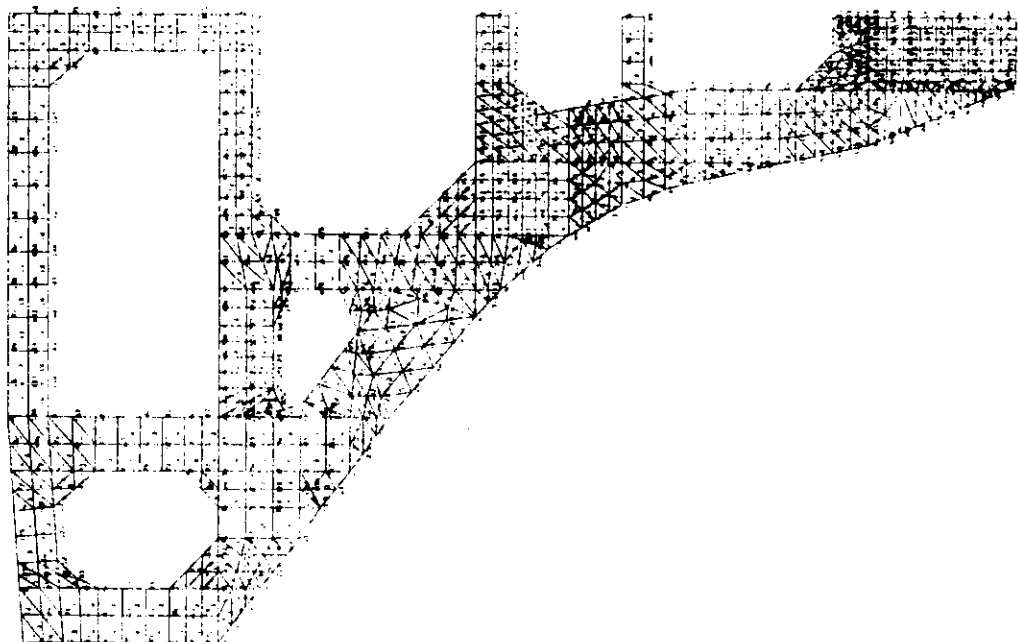
図 2.1.1.1 Hull girder 相对撓み

SCALE



2.1.1.2 MESH PATTERN[GENERATED]
S.970 ENGINE ROOM CALC.[FR.16]

SCALE



2.1.1.3 MESH PATTERN [GENERATED]
S.970 ENGINE ROOM CALC.[FR.19]

SCALE

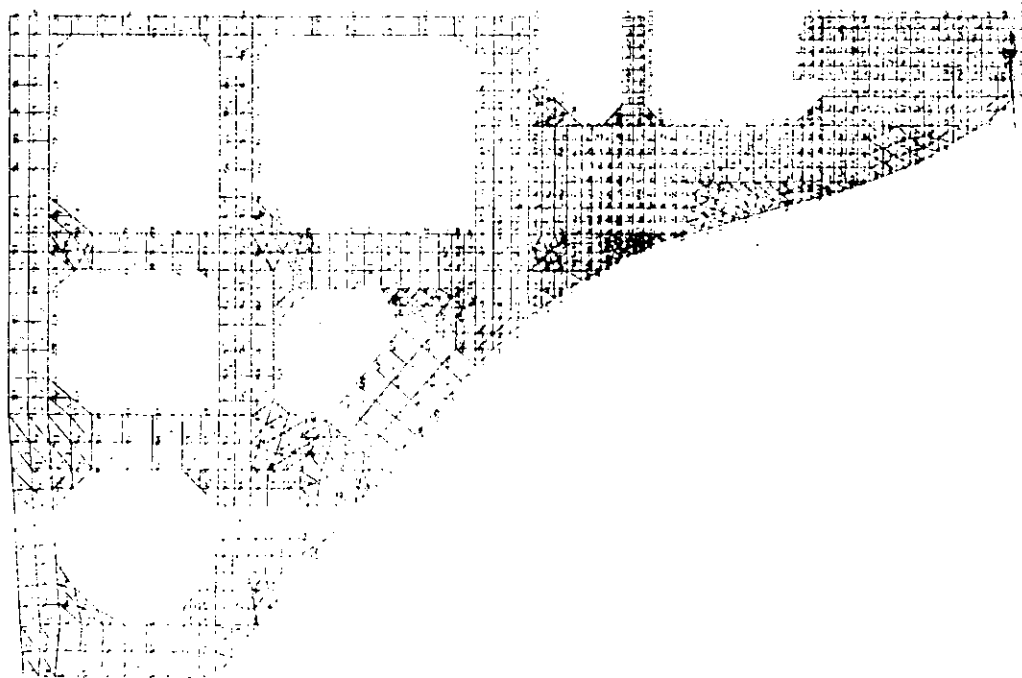


图 2.1.1.4 MESH PATTERN[GENERATED]
S.970 ENGINE ROOM CALC.[FR.22]

SCALE

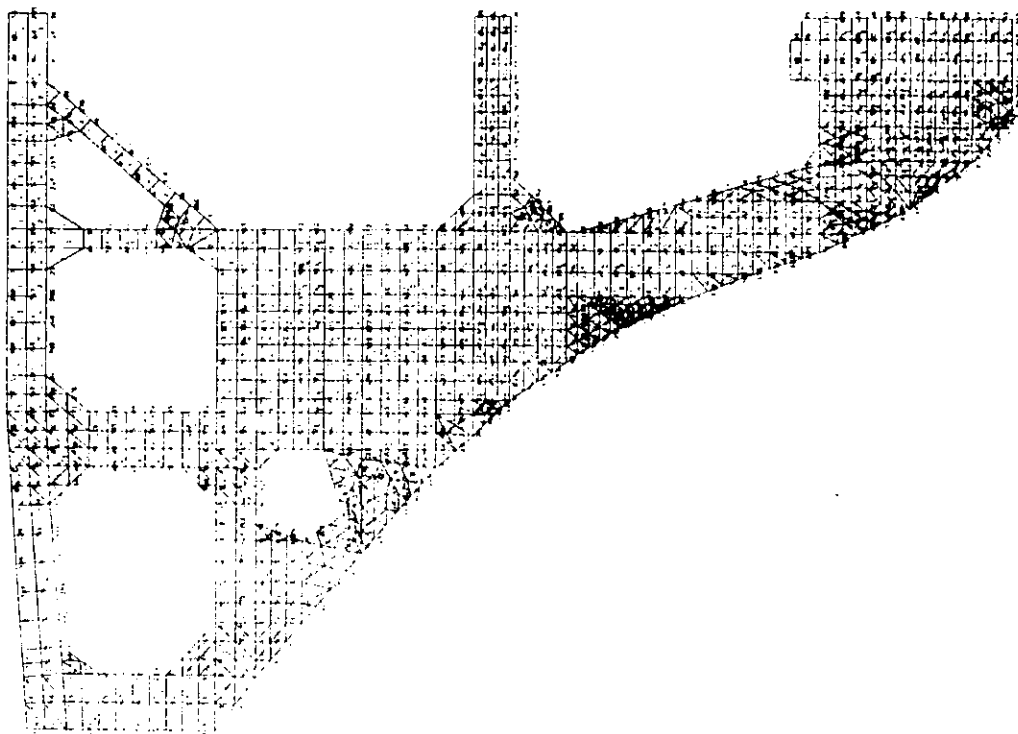


图 2.1.1.5 MESH PATTERN[GENERATED]
S.970 ENGINE ROOM CALC.[FR.26]

SCALE

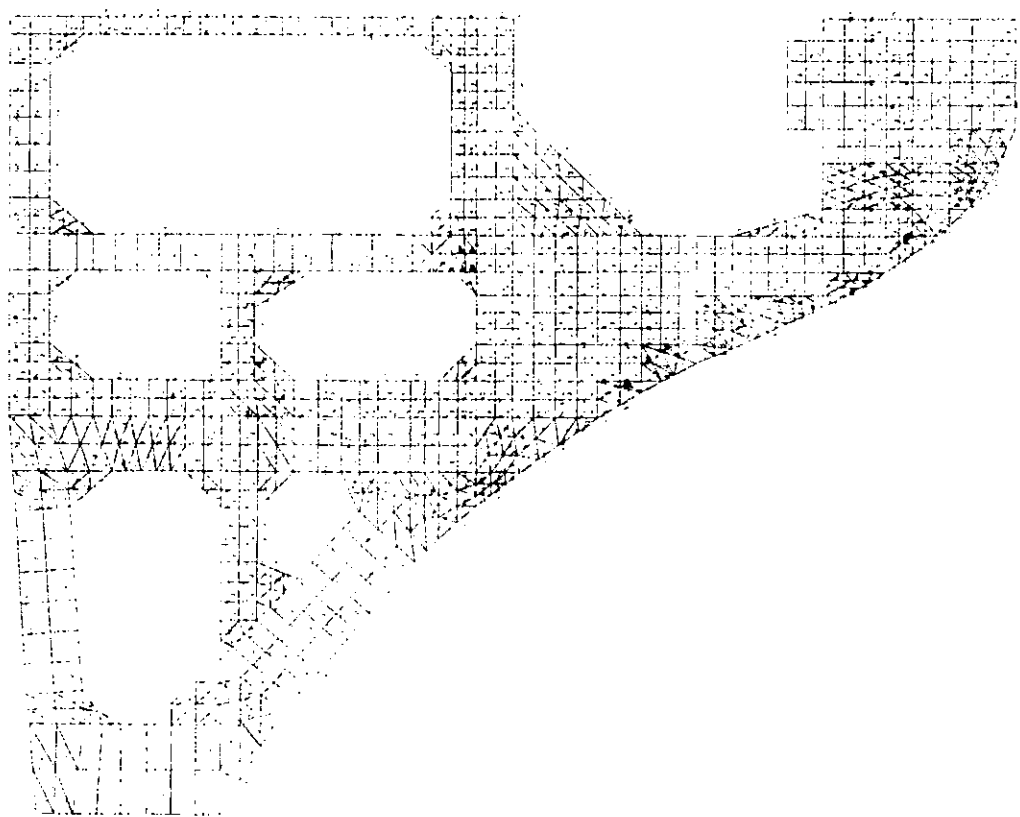


图 2.1.16 MESH PATTERN [GENERATED]
S.970 ENGINE ROOM CALC. [FR.30]

SCALE

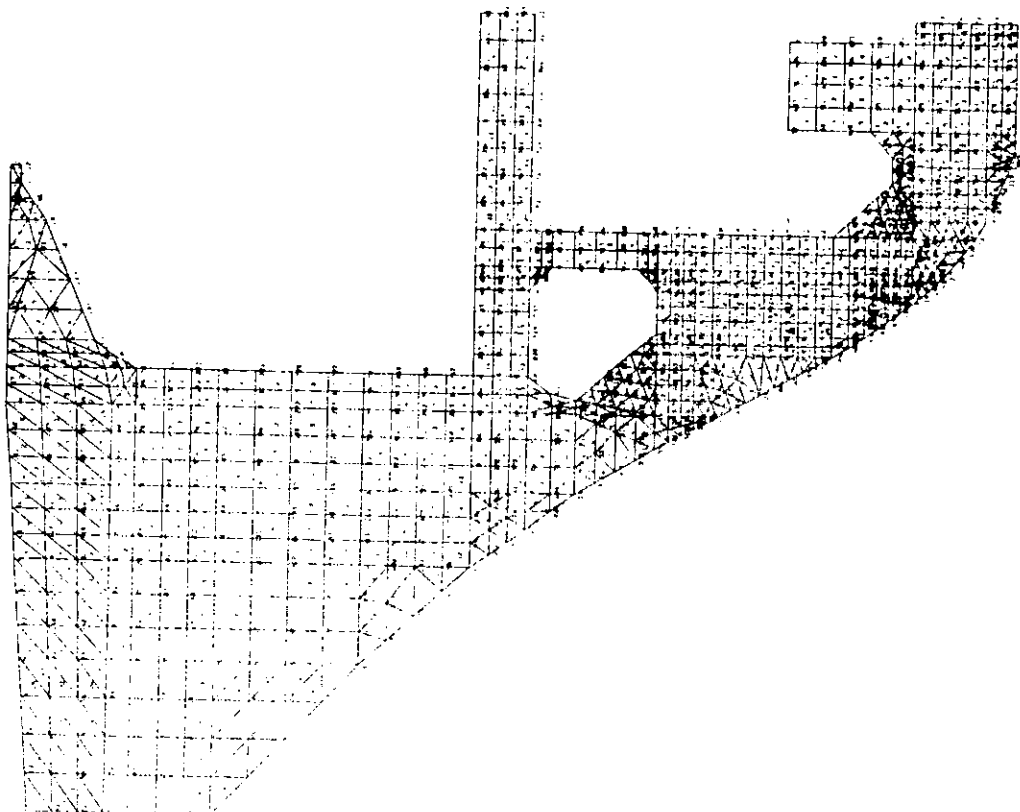
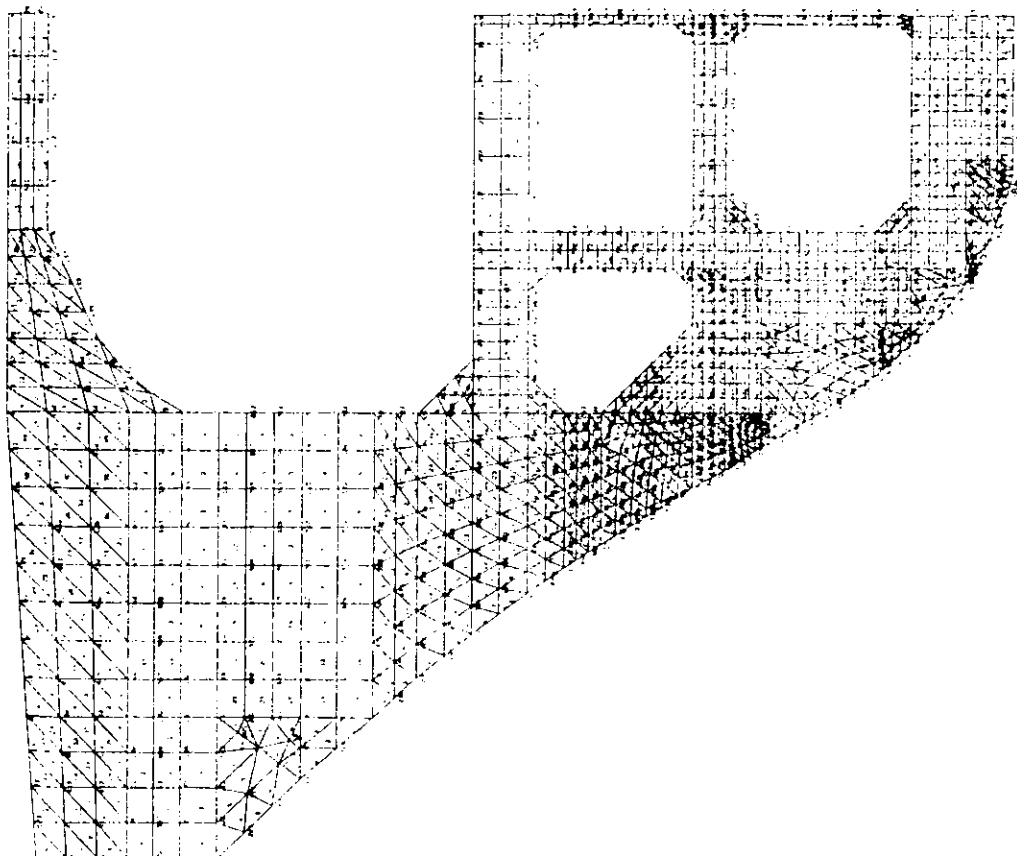


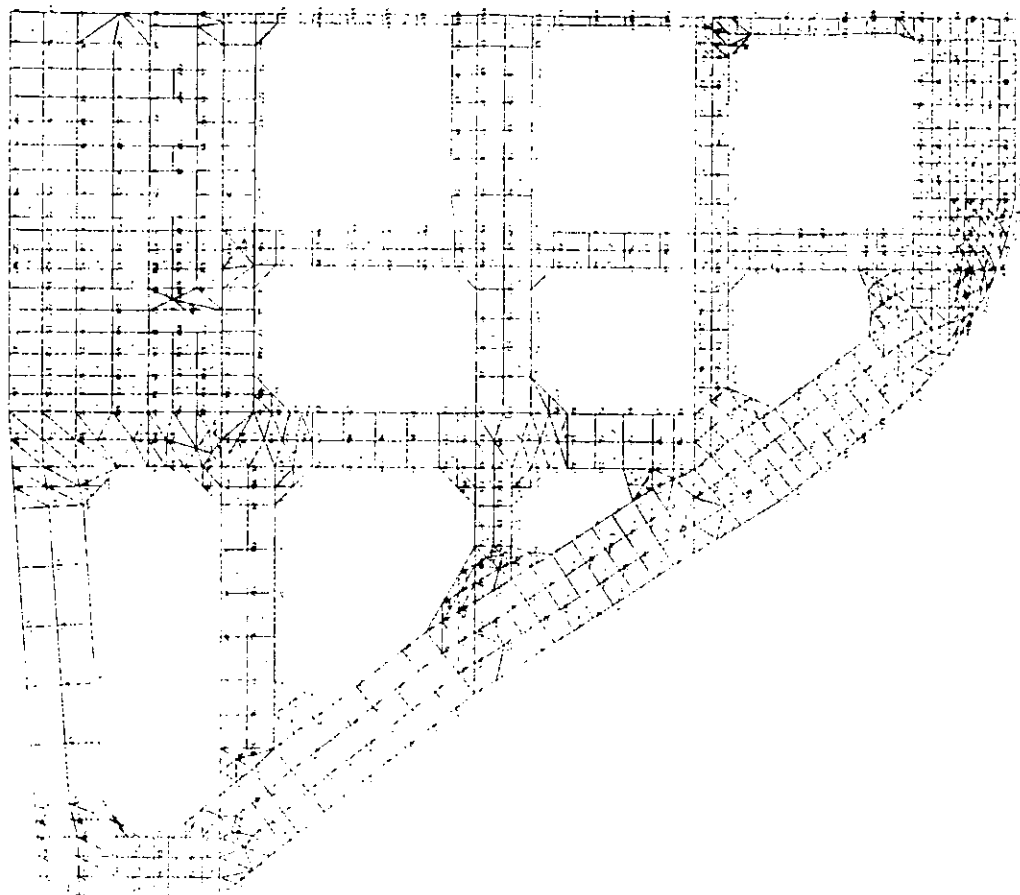
图 2.1.17 MESH PATTERN [GENERATED]
S.970 ENGINE ROOM CALC. [FR.34]

SCALE



2.1.1.8 MESH PATTERN [GENERATED]
S.970 ENGINE ROOM CALC.[FR.38]

SCALE



2.1.1.9 MESH PATTERN [GENERATED]
S.970 ENGINE ROOM CALC.[FR.42]

表 2.1.2 面变位 (平面、FEM) (mm)

	Fr. 13	16	19	22	26	30	34	38	42	Fr. 52
Light	0.00	0.04	0.10	0.17	0.34	0.52	1.39	1.67	2.01	0.83
Ballast	0.01	0.03	0.09	0.21	0.51	0.86	2.40	2.28	3.69	1.58
Full	0.02	-0.05	-0.02	0.27	0.36	1.16	3.48	5.55	6.05	2.58
Ballast - Light	0.01	-0.01	-0.01	0.04	0.17	0.34	1.02	1.61	1.68	0.75
Full - " "	0.02	-0.09	-0.12	0.10	0.02	0.64	2.10	3.88	4.04	1.75

表 2.1.3 4^m OFF面变位 (mm)

	Fr. 13	16	19	22	26	30	34	38	42	Fr. 52
Light				0.02	0.12	0.27	0.79	1.18	1.69	0.83
Ballast				0.02	0.12	0.43	1.30	2.27	3.08	1.56
Full				0.00	-0.20	0.53	1.71	3.76	5.04	2.55
Ballast - Light				0.00	0.00	0.16	0.51	1.09	1.39	0.73
Full - " "				-0.02	-0.32	0.26	0.91	2.58	3.32	1.72

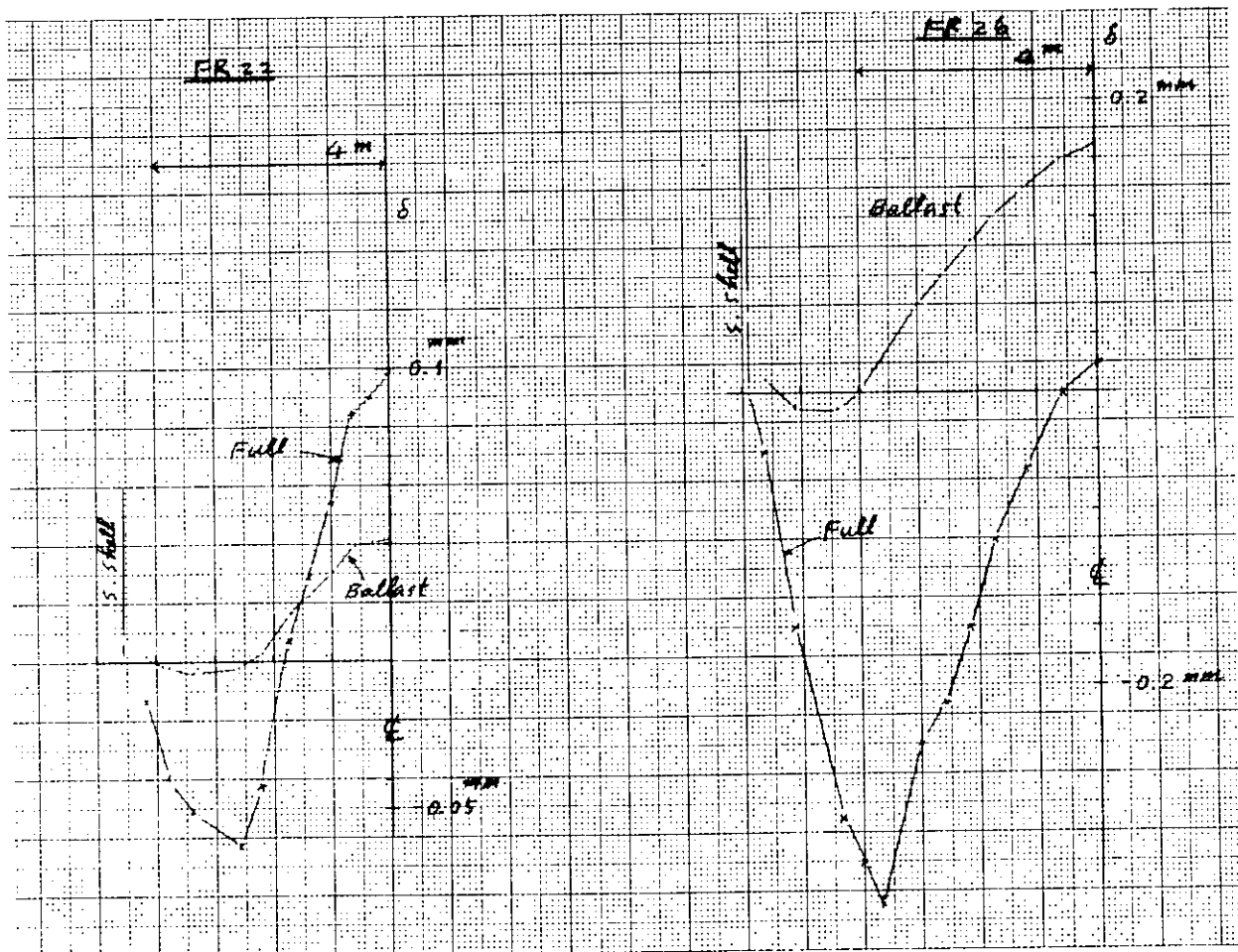


图 2.1.20 变位分布 (二次元 FEM)

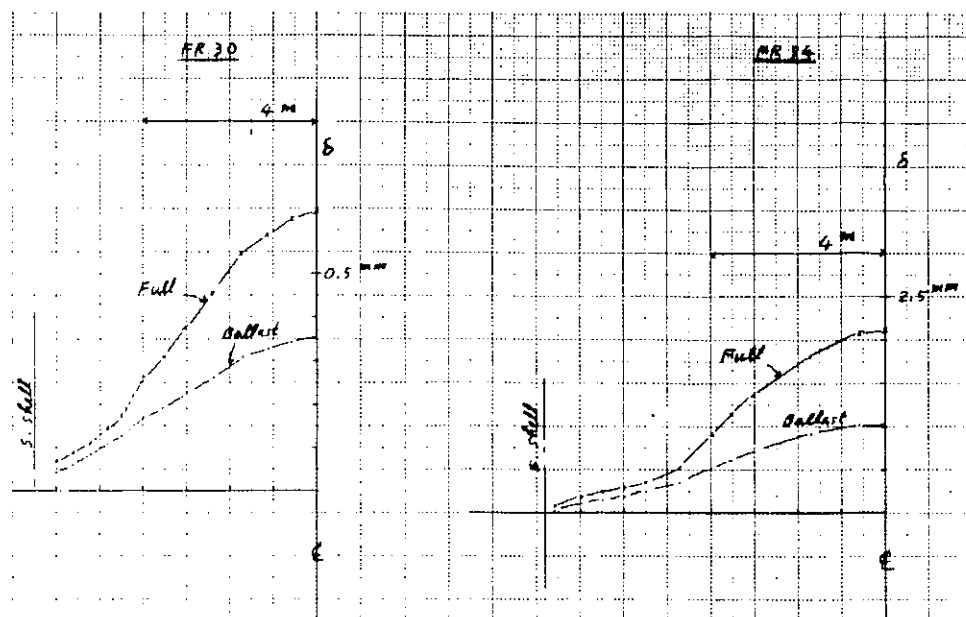


图 2.1.2.1 变位分布 (二次元 FEM)

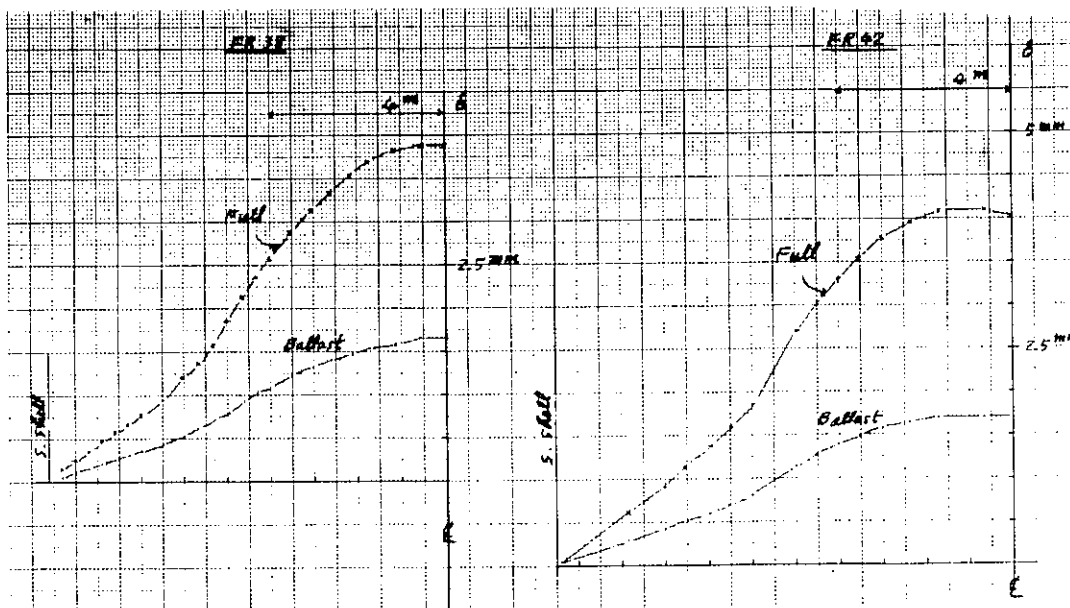


图 2.1.2.2 变位分布 (二次元 FEM)

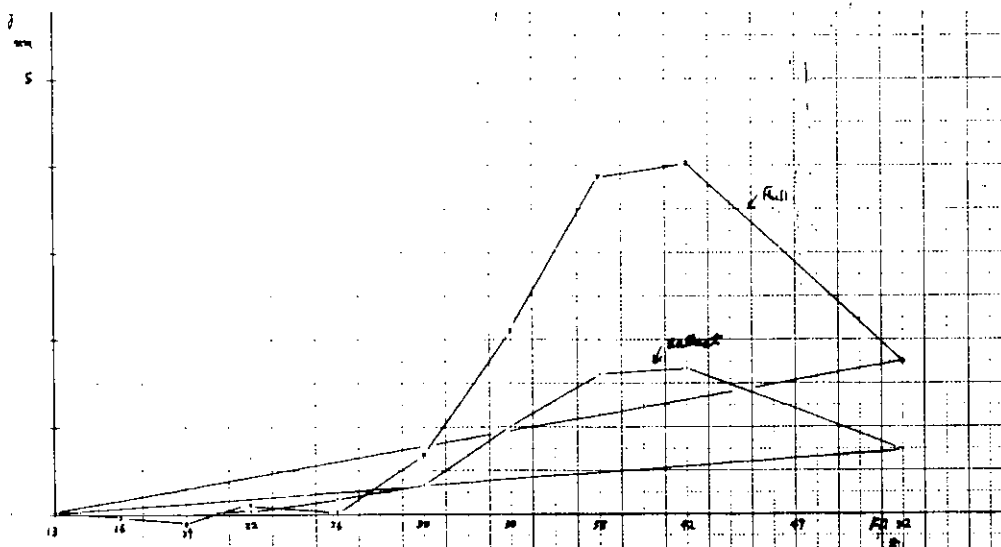


图 2.1.2.3 δ 变位曲线 (2 次元 FEM)

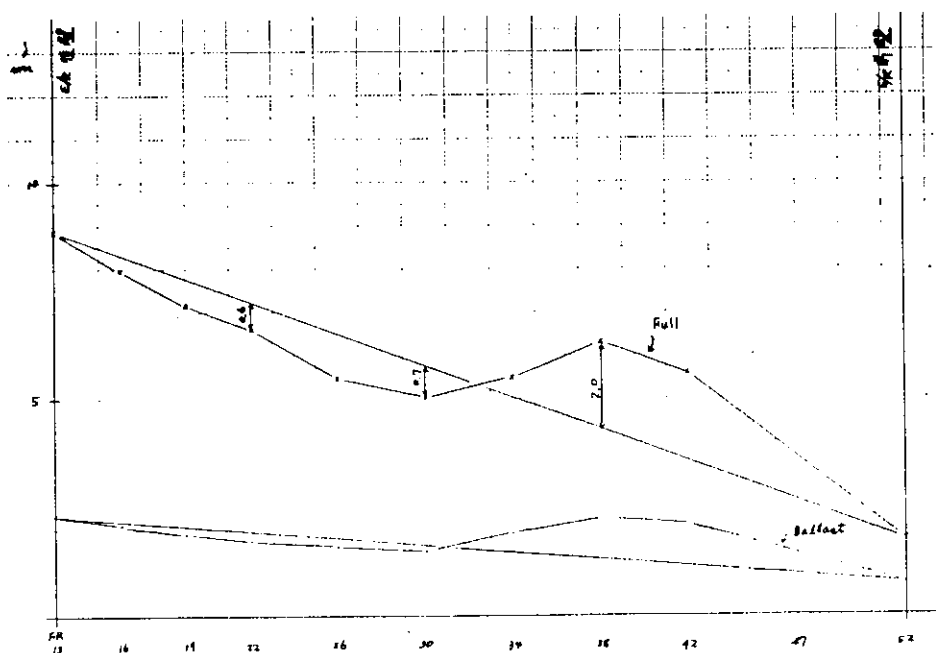


图 2.1.4 δ 变位曲线 (Hullgirder + 2 次元 FEM)

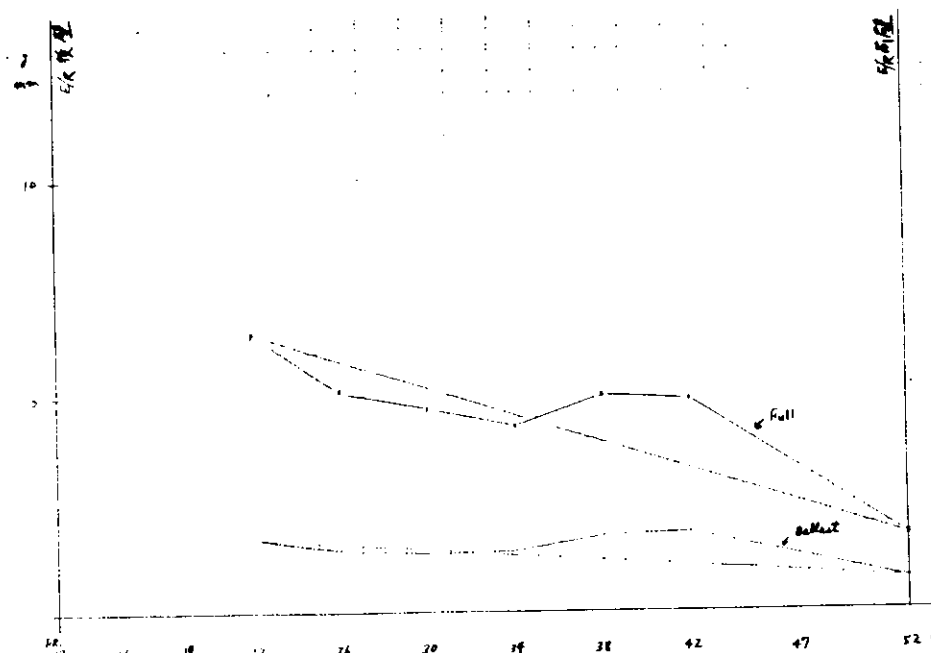


図 2.1.25 4^m offset 変位曲線 (Hull girder+二次元 FEM)

2.2 軸系外力の理論計算

2.2.1 三軸船 "E 丸" の両舷プロペラ軸に加わる力の計算

(1) 目的

多軸船の両舷プロペラが伴流中で作動する場合の BEARING FORCE を計算し、軸系アライメント設定の参考に資す。

(2) 参考資料

- 1) 超高速三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)
- 2) "E 丸" 要目表
関西造船協会誌 第 144 号 (昭和 47 年 6 月)
- 3) プロペラ設計電算プログラムおよびその適用例
石川島播磨技報第 13 巻第 4 号 (昭和 48 年 7 月)

(3) 計算概要

模型船により計測された伴流分布 (参考資料 1) を用い "E 丸" (三軸船) の両舷プロペラを対象にプロペラ軸に加わる力の計算を行なう。

同船の両舷プロペラは共に内廻り回転であるのでこの方向の場合の BEARING FORCES と更に同一プロペラを仮に外廻りとした場合の BEARING FORCES をも計算し両者を比較する。

計算方法は参考資料 3) に示す電算プログラムによる。

(4) 計算条件

プロペラが内廻り回転、外廻り回転の場合共、すべて同一とする。

(a) プロペラ主要目

直径	5.900 mm	………参考資料 2) による
ピッチ	7.635 mm	} 参考資料 2) の左舷プロペラ 7.624.8 mm 右舷プロペラ 7.644.8 mm の平均値
ピッチ比	1.294	

展開面積比 0.785

翼数 6 } ……参考資料2) による

空中重量 17.5927

(b) プロペラ詳細要目

翼型 参考資料1) に示されるC型翼に類似したAU修正翼型

翼輪郭 AU型

SKREW AU型

ピッチ分布 一定分布

翼レーキ角 0°

ボス比 0.20

詳細数値不明の為仮定する。

(c) プロペラ出力条件(片舷プロペラ1個当り)

主機馬力 25400 BHP (定格MCR)

プロペラ回転数 $N = 125.0 \text{ RPM}$ (試運転時の左舷プロペラの最高回転数: 参考資料2) による)

船速 $V_s = 30.96 \text{ KTS}$ (試運転最高速力: 参考資料2) による)

(d) 両舷プロペラ近傍の伴流分布

中央プロペラ及び両舷プロペラ共に装備しない状態での模型船伴流分布(参考資料1) に示される軸方向伴流分布図及び回転方向伴流分布)を使用。(但し満載状態)

(e) 中央プロペラと両舷プロペラとの相互干渉の問題

影響少く無視する。(対象船は三軸船であるが中央プロペラと両舷プロペラとの前後距離は中央プロペラの直径(6500 mm)の約2.68倍あり、この距離では両者の相互干渉は計算上考慮に入れなくてもよい。参考1) に示される種々の模型実験でもこの事が確められている。)従って両舷プロペラのみに着目した二軸船型と同様に取扱う。

(f) プロペラ軸に加わる各力の算出

(i) プロペラ及びプロペラ軸の水中重量

プロペラ軸直径 678 mm (参考資料2) による)

プロペラ水中重量 16 t

プロペラ軸重量 5 t

合計 21 t

(ii) BEARING MOMENTによる力

プロペラ軸はプロペラ中心より2 m船首側に入った位置にて軸受に接すると仮定し、電算プログラムにより計算されたBEARING MOMENT($M_H, M_V, \text{t-m}$)を2.0 mで除した力とし、ここでは運転時における平均スラスト(97.4 ton)における値として求めた。

(iii) BEARING FORCE

電算プログラムにより計算されたHORIZONTAL FORCE(F_H)及びVERTICAL FORCE(F_V)とし、ここでは運転時におけるスラスト(97.4 ton)における値として求めた。

(iv) BEARING MOMENT及びBEARING FORCEの正負等

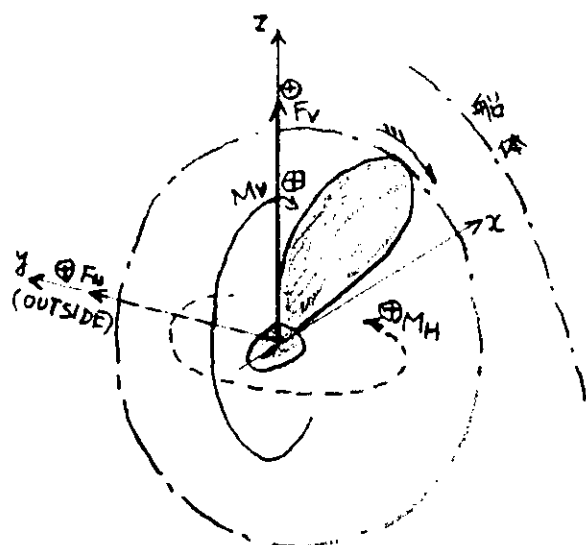
計算結果を示す座標系: プロペラ軸の中心線を船尾側から船首側に向つてX軸正方向とした右手系の直交座標系

系

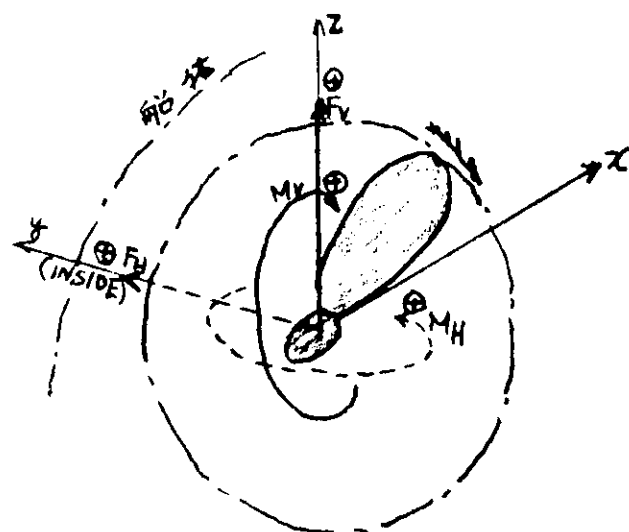
計算上のプロペラ回転方向: 船尾側から見て時計廻り

従つて内廻りプロペラの場合は左舷側プロペラ

外 " " 右 " " が計算対象となる。



〔内廻りプロペラの場合〕



〔外廻りプロペラの場合〕

(5) 計算結果及び考察：

- 1) プロペラ・プロペラ軸の合計重力、BEARING MOMENTによる力及びBEARING FORCEの三力のベクトル合成結果を図 2.2.1、図 2.2.2、図 2.2.3(A)～(E)及び図 2.2.4(A)～(E)に示す。

図 2.2.1：軸方向伴流と回転方向伴流を加えた伴流分布（以下三次元伴流分布と仮称）中でプロペラを内廻り回転及び外廻り回転とした場合のプロペラ軸に加わる力の平均値

図 2.2.2：上記の力の羽根回転角に対する変動状況

図 2.2.3(A)～(E)：プロペラを内廻り回転とした場合のプロペラ軸に加わる力（三次元伴流中と軸方向伴流中での計算結果の比較）

図 2.2.4(A)～(E)：プロペラを外廻り回転とした場合のプロペラ軸に加わる力（三次元伴流中と軸方向伴流中での計算結果の比較）

- 2) BEARING MOMENT 及び BEARING FORCE の計算結果を図 2.2.5(A),(B)及び図 2.2.6(A),(B)に示す。

図 2.2.5(A) 三次元伴流中、プロペラを内廻り回転とした場合

図 2.2.5(B) 軸方向伴流中、 " " "

図 2.2.6(A) 三次元伴流中、 " 外廻り回転 "

図 2.2.6(B) 軸方向伴流中 " " "

- 3) 図 2.2.3(A)～(E)及び図 2.2.4(A)～(E)からみて、プロペラ起振力に対する回転方向の伴流は無視出来ない。プロペラが内廻り回転の場合及び外廻り回転の場合共に三次元伴流分布を用いた場合の計算結果は軸方向のみの伴流分布を用いた結果と大きく相違する。これは、特にボッシング裏側に存在する外廻り方向の比較的大きな回転伴流による影響と考えられる。

- 4) 三次元伴流分布を用いた結果ではプロペラが内廻り回転の場合は軸横方向、即ち船体内側に向って力が働き、プロペラが外廻り回転の場合は上方向に向って力が働く。

プロペラが内廻り回転の場合は軸を内側（船体側）に曲げようとする HORIZONTAL BEARING MOMENT による力に HORIZONTAL BEARING FORCE が重量している為であり、プロペラが外廻り回転の場合は軸を上側に持ち上げようとする VERTICAL BEARING MOMENT による力と VERTICAL BEARING FORCE が共に大きい為である。

- 5) プロペラが外廻り回転の場合の上向きの力は大きい為、この力によってプロペラ軸は持ち上げられその結果軸受面上の支点は船首側に寄って行く。この為、プロペラ中心と軸支点間の距離（計算上は 2.0 m と仮定）は更に長く

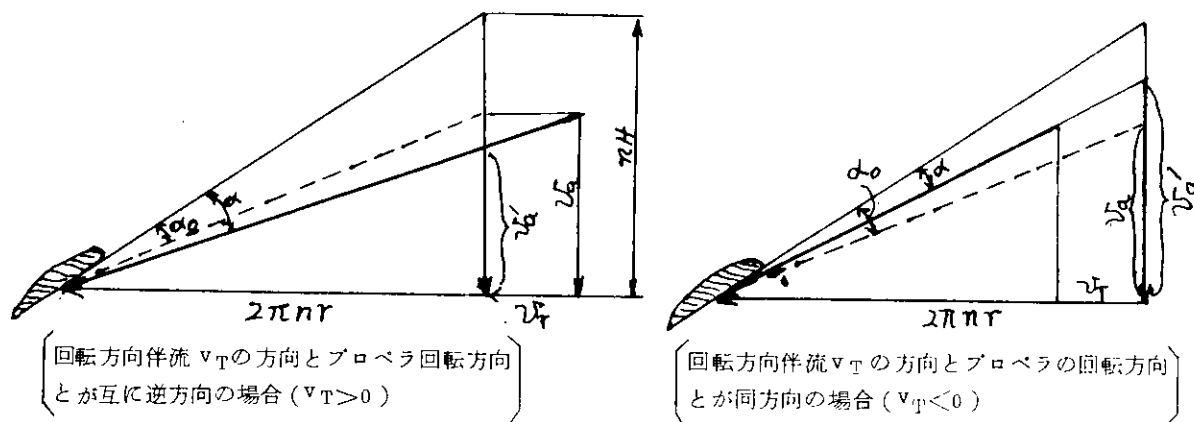
なり VERTICAL BEARING MOMENT による上向きの力は減少する反面、軸重量増加により下向きの自重は増加するので上下方向の力の合成結果は適当に釣合つて軸受に左程大きな力を与えない筈である。

- 6) 起振力計算に用いたプロペラの出力条件は主機馬力ベースにして定格 MCR 25,400 BHP としている。これは試運転時の各主機関の出力が不明の為に採用した値である。

しかし $N=125.0 \text{ RPM}$ での各舷主機出力が上記の値以下であれば BEARING MOMENT による力及び BEARING FORCE は主機出力にほぼ比例して減少し、プロペラが内廻り回転の場合は横方向内向きの力が、プロペラが外廻り回転の場合は上向きの力が夫々本計算結果により小さくなる。特にプロペラが内廻り回転の場合、本計算結果では約 30 t の力が船体内側へ向つて真横方向よりやや上向きに働いているが、起振力の減少と共に合力の作用方向は真横方向更には真横方向よりもやや下向きの傾向に変化して来る。

(6) 伴流分布図からの考察

1) 回転方向伴流の軸方向への見掛換算



$$v'_a = \frac{2\pi n r}{2\pi n r + v_T} \cdot v_a$$

$$\left. \begin{aligned} v_a &= V_S (1-w) \\ v'_a &= V_S (1-w') \\ v_T &= V_S (1-w_T) \end{aligned} \right\} \text{とおく}$$

$$1-w' = \frac{1-w}{1 + \frac{J}{\pi \left(\frac{r}{R}\right)} \cdot \frac{T-w_T}{1-w}}$$

$$\text{但し; } J = \frac{v_a}{n D_p} = \frac{V_S (1-w)}{n D_p}$$

V_S : 船速

n : プロペラ回転数

D_p : プロペラ直径

H : プロペラピッチ

r : プロペラ中心より任意の翼断面迄の半径

w : プロペラ面内の任意の位置における軸方向伴流係数

w' : プロペラ面内の任意の位置における回転方向伴流を軸方向に見掛換算した場合の軸方向伴流係数

- 2) 参考資料 1) に示された伴流分布図より求めた w 、及び同分布図とプロペラ出力条件とで以てプロペラが内廻り回転の場合と外廻り回転の場合とについて求めた w' の回転方向の変化状況を図 2.2.7 に示す。

但し、対象位置は $0.7R$ (R :プロペラ半径)

- 3) 各断面位置における w および w' の分布を巨視的に解析した結果を図 2.2.8 に示す。
- 4) 図 2.2.7 及び図 2.2.8 より推察されるプロペラの BEARING FORCES の大小関係及びその作用方向について定性的にまとめた結果を下表に示す。

		プロペラが内廻り回転の場合		プロペラが外廻り回転の場合	
伴流平均値	内外半円面について	内側(船体側)にて w' 大		外側(反船体側)にて w' 若干大	
	上下半円面について	上側にて w' 大		上側にて w' 大	
	プロペラ全面について	内側、上方部にて w' 大		やゝ外側、上方部にて w' 大	
	力の方向 軸に働く力	横 方 向	上 下 方 向	横 方 向	上 下 方 向
BEARING MOMENT による力		内向き 大	上向き 大	外向き やゝ大	上向き 大
BEARING FORCE による力		僅 小	上向き 大	内向き やゝ大	上向き やゝ大
合 成 結 果		内向き 大	上向き 大	僅 小	上向き 大

以上のごとく船丸における両舷プロペラ軸に加わる起振力の大きさおよび方向を定性的に把握することが出来たが、起振力については計算方法により大きさおよび方向も異なるので今後実験あるいは実測との対比が望まれる。

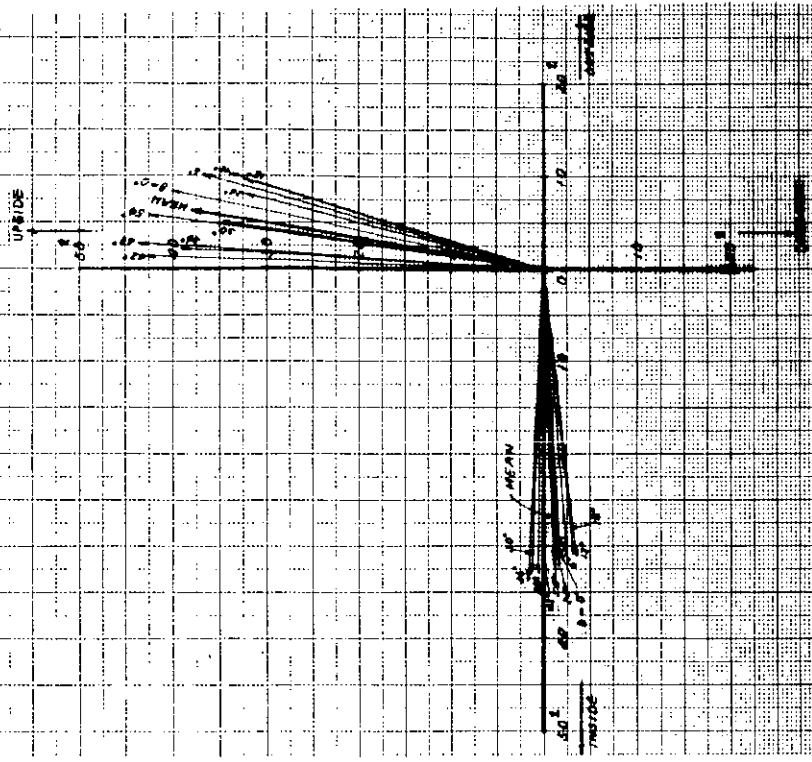
RESULTANT FORCE ACTING ON BEARING

CALCULATED IN AXIAL & TANGENTIAL WAKE

FORCE ① : GRAVITY FORCE : 21^t
 (WEIGHT OF PROPELLER (IN SEA WATER) : 16^t
 (WEIGHT OF SHAFT (IN SEA WATER) : 5^t)

FORCE ② : FORCE DUE TO BEARING MOMENT
 (ASSUMING MOMENT LEVER TO BE 2.0 m)

FORCE ③ : BEARING FORCE (HORIZONTAL & VERTICAL)



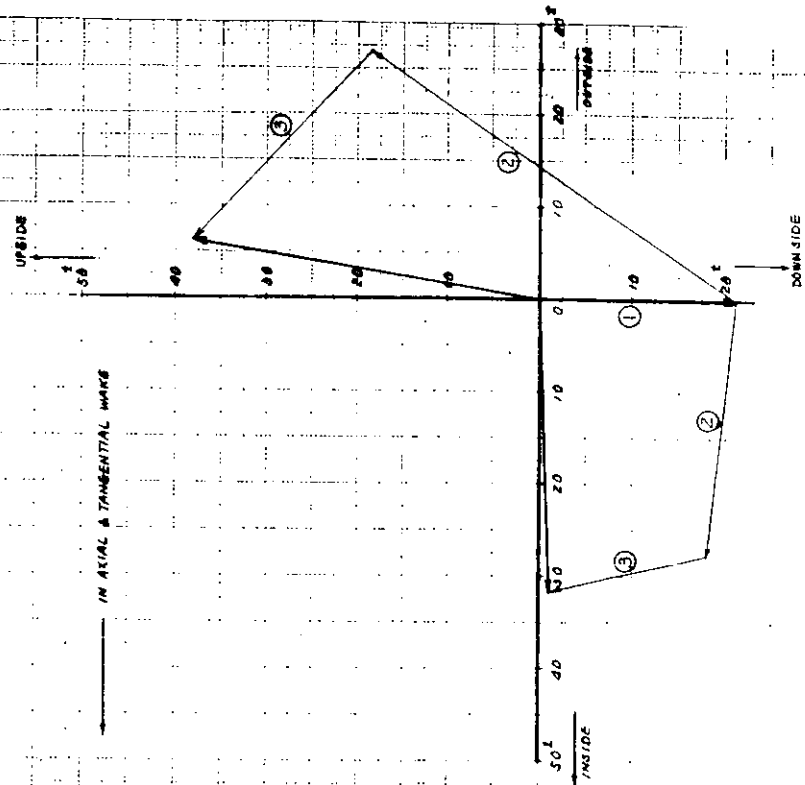
2.2.2 WING PROPELLER (COMPARISON BETWEEN INWARD TURNING AND OUTWARD TURNING)

RESULTANT FORCE ACTING ON BEARING
 (MEAN VALUE)

FORCE ① : GRAVITY FORCE : 21^t
 (WEIGHT OF PROPELLER (IN SEA WATER) : 16^t
 (WEIGHT OF SHAFT (IN SEA WATER) : 5^t)

FORCE ② : FORCE DUE TO BEARING MOMENT
 (ASSUMING MOMENT LEVER TO BE 2.0 m)

FORCE ③ : BEARING FORCE (HORIZONTAL & VERTICAL)



2.2.1 WING PROPELLER (COMPARISON BETWEEN INWARD TURNING AND OUTWARD TURNING)

RESULTANT FORCE ACTING ON BEARING (MEAN VALUE)

- FORCE ① : GRAVITY FORCE : 21 t
(WEIGHT OF PROPELLER (IN SEA WATER) : 16 t)
(WEIGHT OF SHAFT (IN SEA WATER) : 5 t)
- FORCE ② : FORCE DUE TO BEARING MOMENT
(ASSUMING MOMENT LEVER TO BE 2.0 m)
- FORCE ③ : BEARING FORCE (HORIZONTAL & VERTICAL)

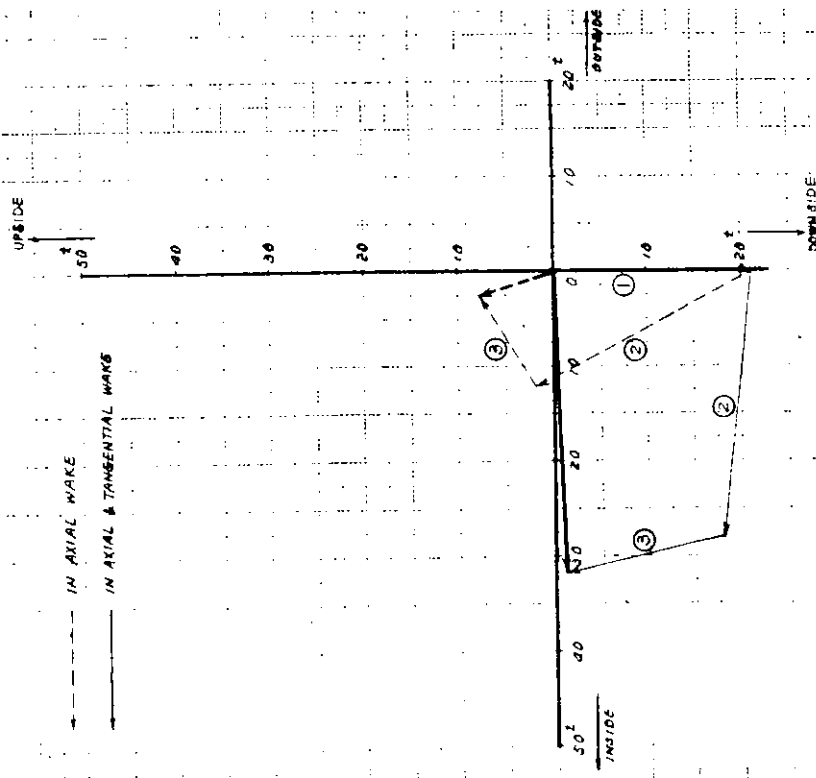


図 2.2.3 (A) WING PROPELLER(INWARD TURNING)

RESULTANT FORCE ACTING ON BEARING AT ROTATING ANGLE $\theta = 0^\circ$

- FORCE ① : GRAVITY FORCE : 21 t
(WEIGHT OF PROPELLER (IN SEA WATER) : 16 t)
(WEIGHT OF SHAFT (IN SEA WATER) : 5 t)
- FORCE ② : FORCE DUE TO BEARING MOMENT
(ASSUMING MOMENT LEVER TO BE 2.0 m)
- FORCE ③ : BEARING FORCE (HORIZONTAL & VERTICAL)

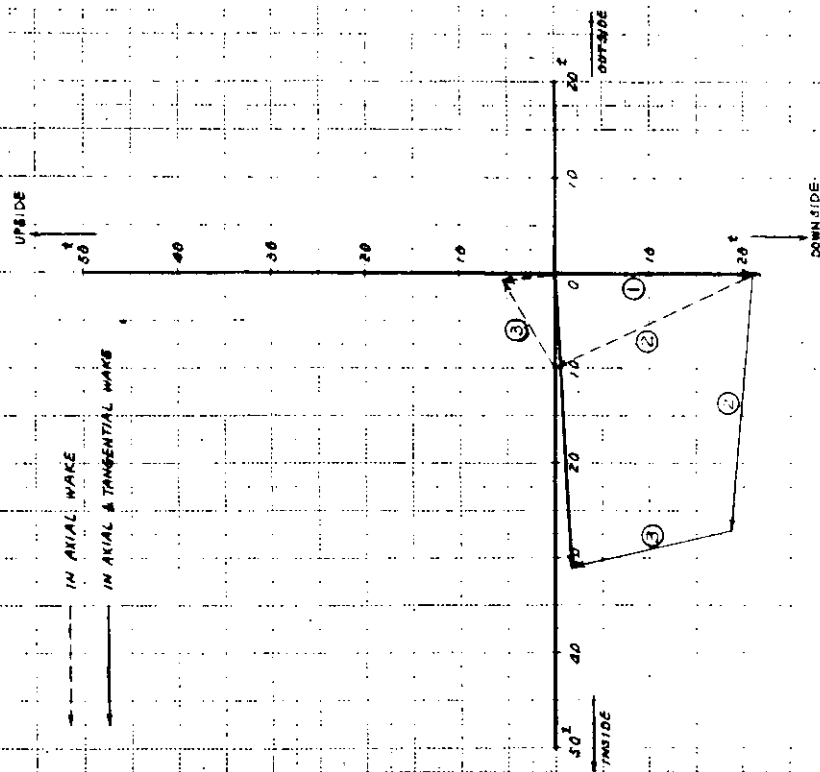


図 2.2.3 (B) WING PROPELLER(INWARD TURNING)

RESULTANT FORCE ACTING ON BEARING

AT ROTATING ANGLE $\theta = 18^\circ$

- FORCE ① : GRAVITY FORCE : 21^t
(WEIGHT OF PROPELLER (IN SEA WATER) : 16^t
(WEIGHT OF SHAFT (IN SEA WATER) : 5^t)
- FORCE ② : FORCE DUE TO BEARING MOMENT
(ASSUMING MOMENT LEVER TO BE 2.0^m)
- FORCE ③ : BEARING FORCE (HORIZONTAL & VERTICAL)

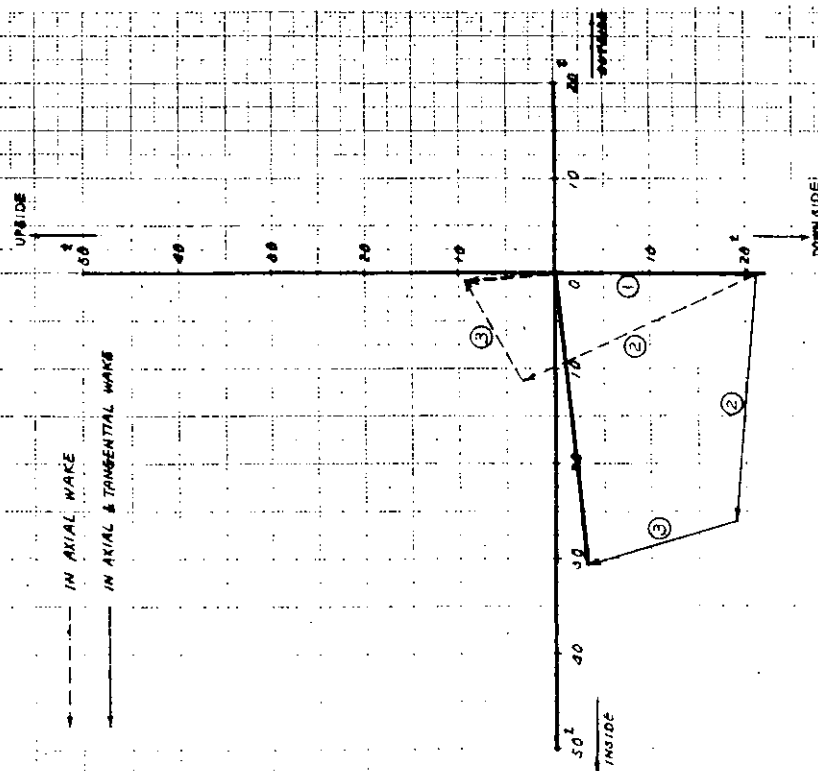


FIG 2.2.3 (C) WING PROPELLER (INWARD TURNING)

RESULTANT FORCE ACTING ON BEARING

AT ROTATING ANGLE $\theta = 36^\circ$

- FORCE ① : GRAVITY FORCE : 21^t
(WEIGHT OF PROPELLER (IN SEA WATER) : 16^t
(WEIGHT OF SHAFT (IN SEA WATER) : 5^t)
- FORCE ② : FORCE DUE TO BEARING MOMENT
(ASSUMING MOMENT LEVER TO BE 2.0^m)
- FORCE ③ : BEARING FORCE (HORIZONTAL & VERTICAL)

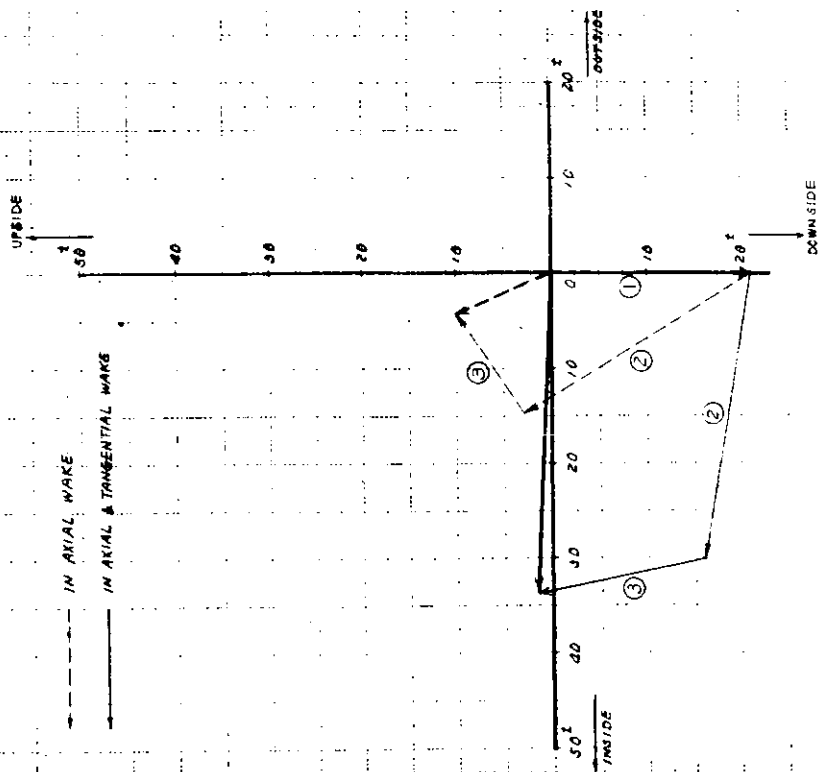
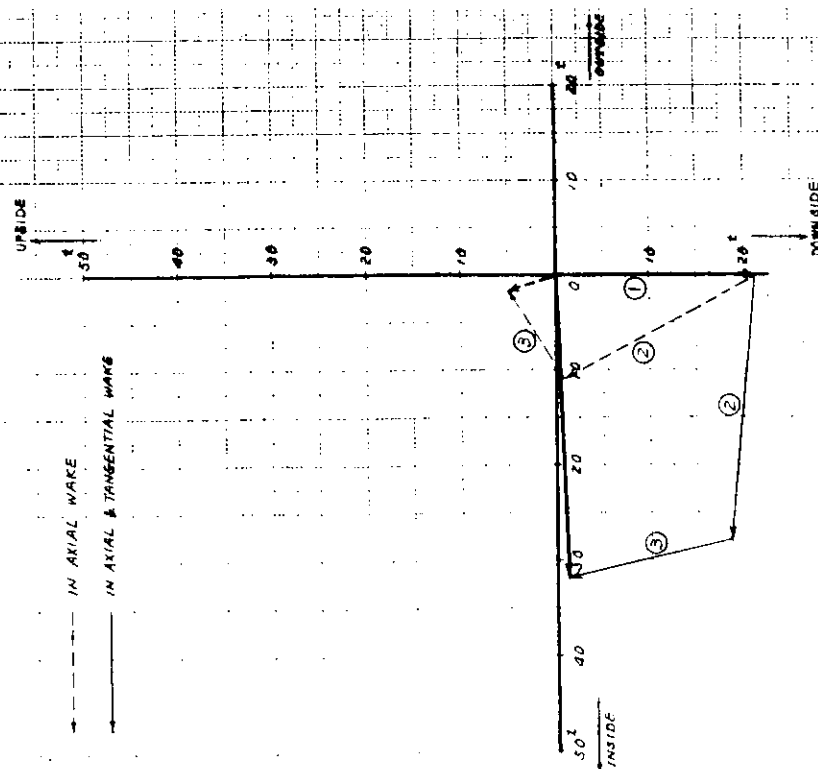


FIG 2.2.3 (D) WING PROPELLER (INWARD TURNING)

RESULTANT FORCE ACTING ON BEARING

AT ROTATING ANGLE $\theta = 52^\circ$

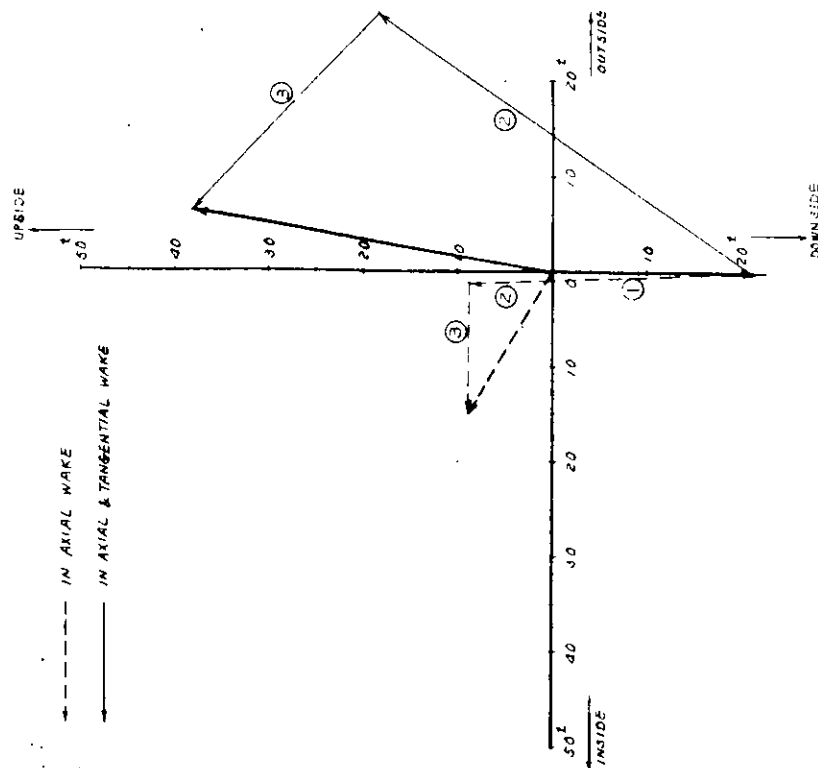
- FORCE ① : GRAVITY FORCE : 21^t
(WEIGHT OF PROPELLER (IN SEA WATER) : 16^t
(WEIGHT OF SHAFT (IN SEA WATER) : 5^t)
- FORCE ② : FORCE DUE TO BEARING MOMENT
(ASSUMING MOMENT LEVER TO BE 2.0m)
- FORCE ③ : BEARING FORCE (HORIZONTAL & VERTICAL)



2.2.3 (E) WING PROPELLER (INWARD TURNING)

RESULTANT FORCE ACTING ON BEARING (MEAN VALUE)

- FORCE ① : GRAVITY FORCE : 21^t
(WEIGHT OF PROPELLER (IN SEA WATER) : 16^t
(WEIGHT OF SHAFT (IN SEA WATER) : 5^t)
- FORCE ② : FORCE DUE TO BEARING MOMENT
(ASSUMING MOMENT LEVER TO BE 2.0m)
- FORCE ③ : BEARING FORCE (HORIZONTAL & VERTICAL)

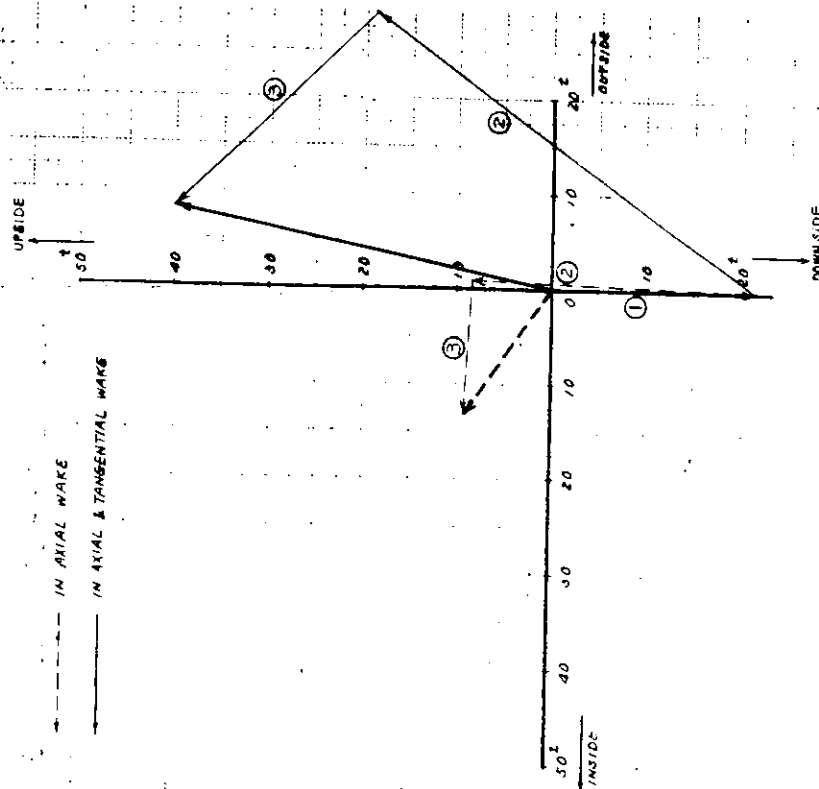


2.2.4 (A) WING PROPELLER (OUTWARD TURNING)

RESULTANT FORCE ACTING ON BEARING

AT ROTATING ANGLE $\theta = 0^\circ$

- FORCE ① : GRAVITY FORCE : 21^t
(WEIGHT OF PROPELLER (IN SEA WATER) : 16^t
(WEIGHT OF SHAFT (IN SEA WATER) : 5^t)
- FORCE ② : FORCE DUE TO BEARING MOMENT
(ASSUMING MOMENT LEVER TO BE 2.0m)
- FORCE ③ : BEARING FORCE (HORIZONTAL & VERTICAL)

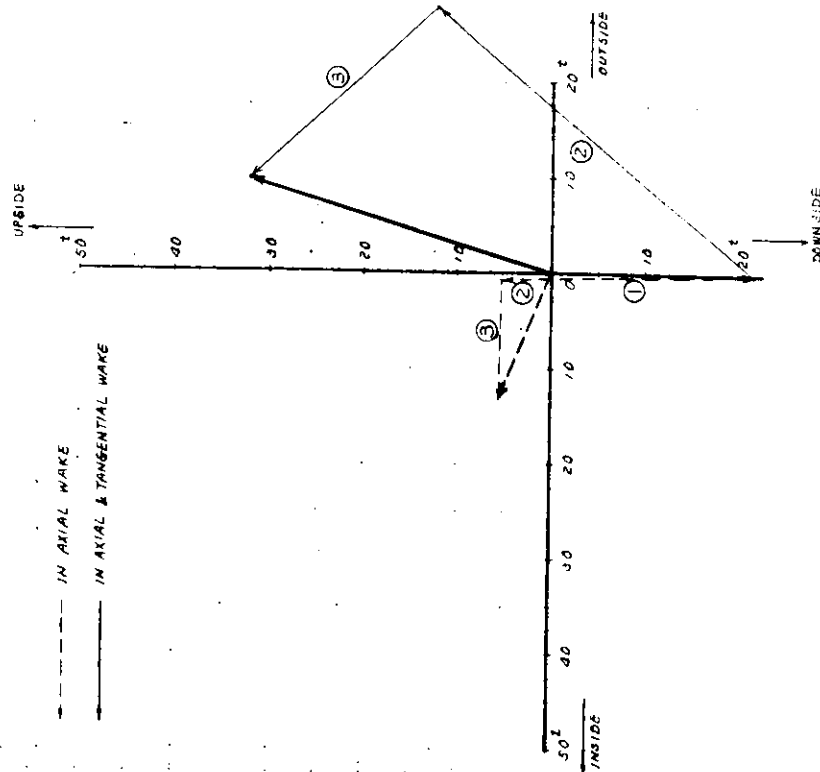


2.2.4 (B) WING PROPELLER(OUTWARD TURNING)

RESULTANT FORCE ACTING ON BEARING

AT ROTATING ANGLE $\theta = 18^\circ$

- FORCE ① : GRAVITY FORCE : 21^t
(WEIGHT OF PROPELLER (IN SEA WATER) : 16^t
(WEIGHT OF SHAFT (IN SEA WATER) : 5^t)
- FORCE ② : FORCE DUE TO BEARING MOMENT
(ASSUMING MOMENT LEVER TO BE 2.0m)
- FORCE ③ : BEARING FORCE (HORIZONTAL & VERTICAL)

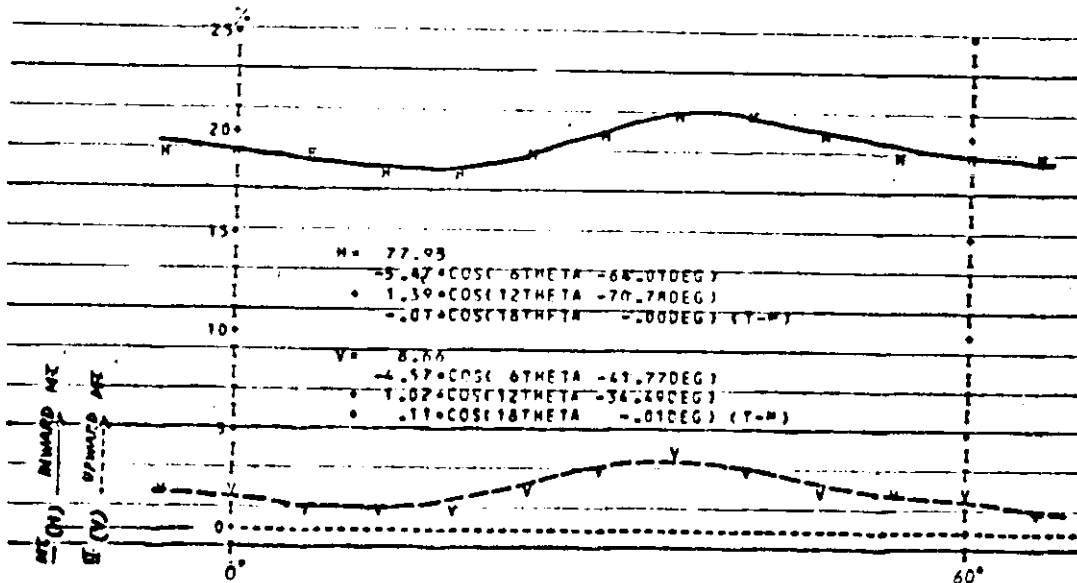


2.2.4 (C) WING PROPELLER(OUTWARD TURNING)

(INWARD)

- IN AXIAL ROT. WAKE FLOW -

THETA	HORIZONTAL MOMENT		VERTICAL MOMENT	
	MH (T-M)	MH/MO (%)	MV (T-M)	MV/MO (%)
0.000	75.975	18.933	6.210	1.547
6.000	74.487	18.542	4.891	1.219
12.000	72.919	18.171	4.283	1.067
18.000	72.841	18.152	5.320	1.348
24.000	75.869	18.905	9.374	2.315
30.000	80.793	20.135	12.797	3.187
36.000	94.144	20.949	14.052	3.502
42.000	83.741	20.843	12.559	3.180
48.000	80.759	20.120	9.589	2.340
54.000	77.750	19.383	7.568	1.856
60.000	75.975	18.933	6.210	1.547



THETA	HORIZONTAL FORCE		THETA	VERTICAL FORCE	
	PH (T)	PH/PO (%)		PV (T)	PV/PO (%)
0.000	-5.167	-3.946	0.000	23.535	17.559
6.000	-5.272	-4.396	6.000	23.455	17.751
12.000	-6.555	-4.519	12.000	22.821	16.776
18.000	-6.454	-4.892	18.000	22.176	16.450
24.000	-6.173	-4.518	24.000	22.645	16.647
30.000	-5.283	-3.784	30.000	23.506	17.339
36.000	-4.445	-3.267	36.000	24.526	18.030
42.000	-4.214	-3.044	42.000	24.825	18.250
48.000	-4.554	-3.348	48.000	24.514	18.016
54.000	-4.963	-3.648	54.000	24.157	17.759
60.000	-5.167	-3.946	60.000	23.885	17.559

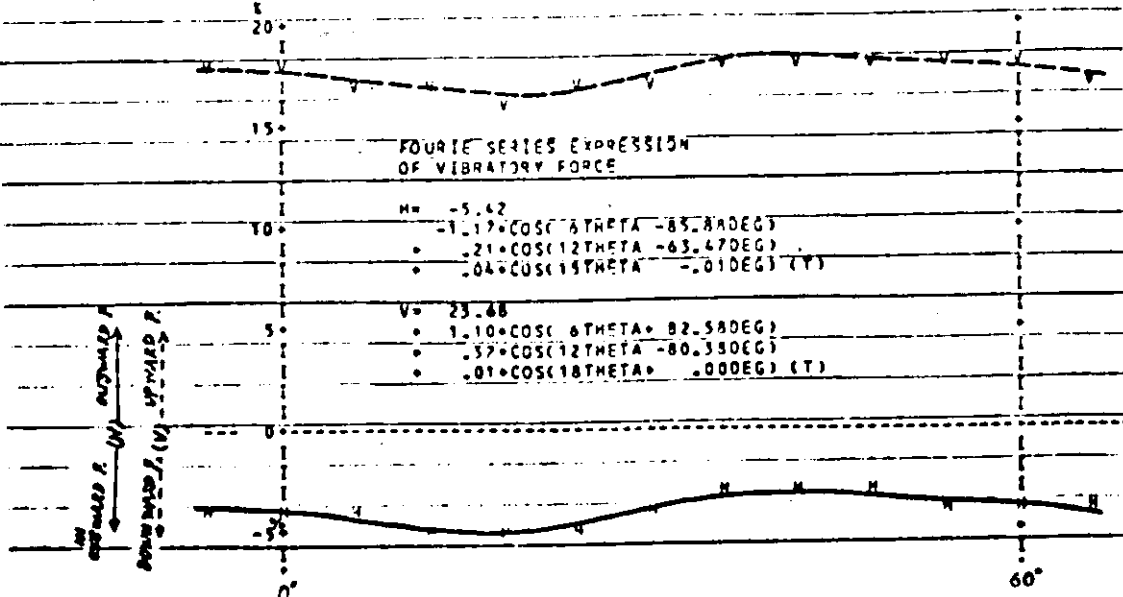


図 2.2.5 (A) 三次元伴流における起振力(内廻りプロペラ)

(INWARD)

IN AXIAL WAKE FLOW

(FOR REFERENCE)

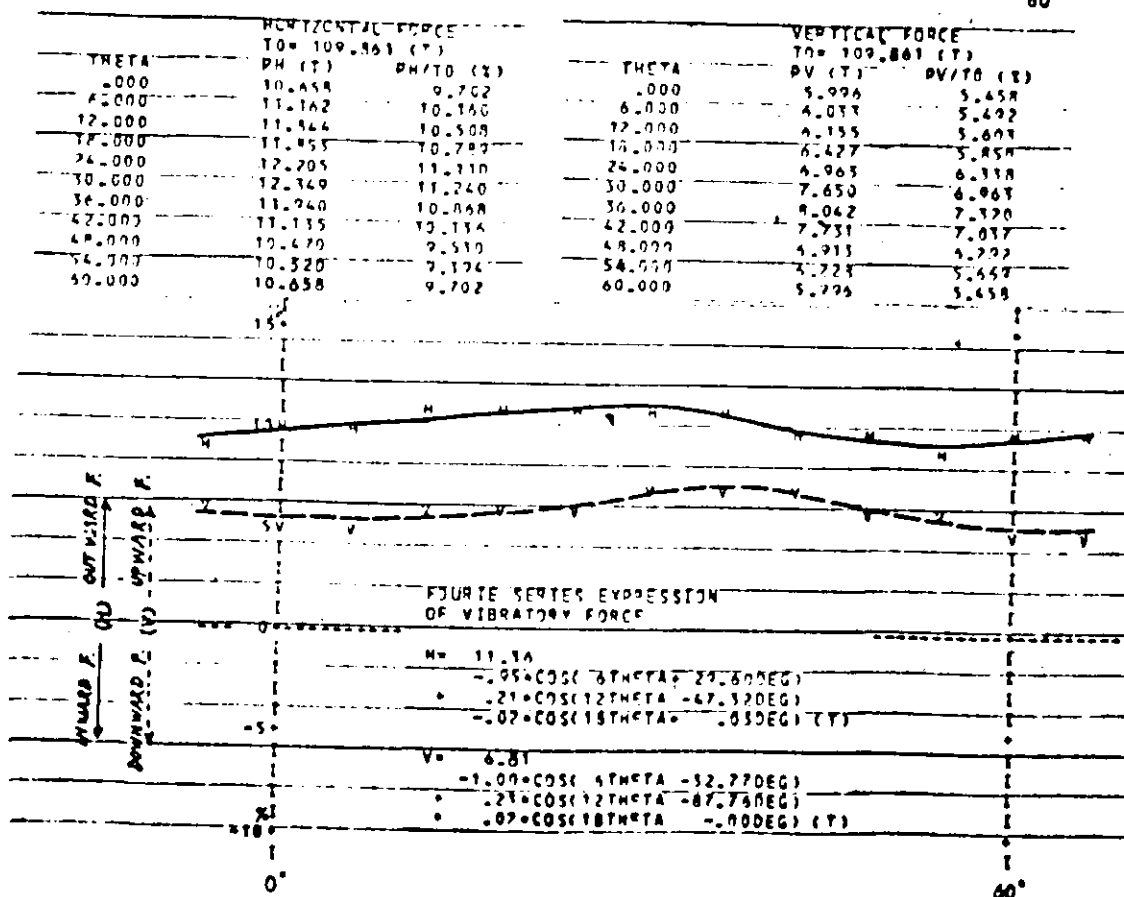
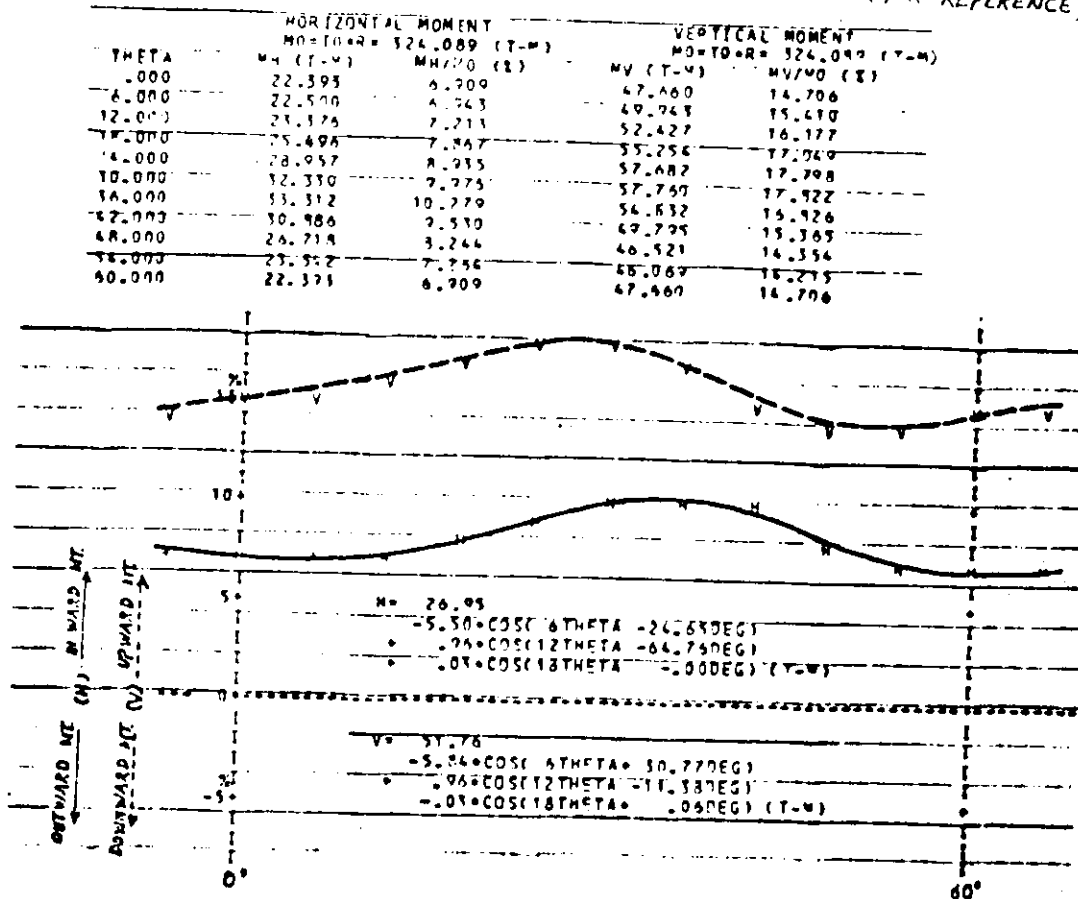
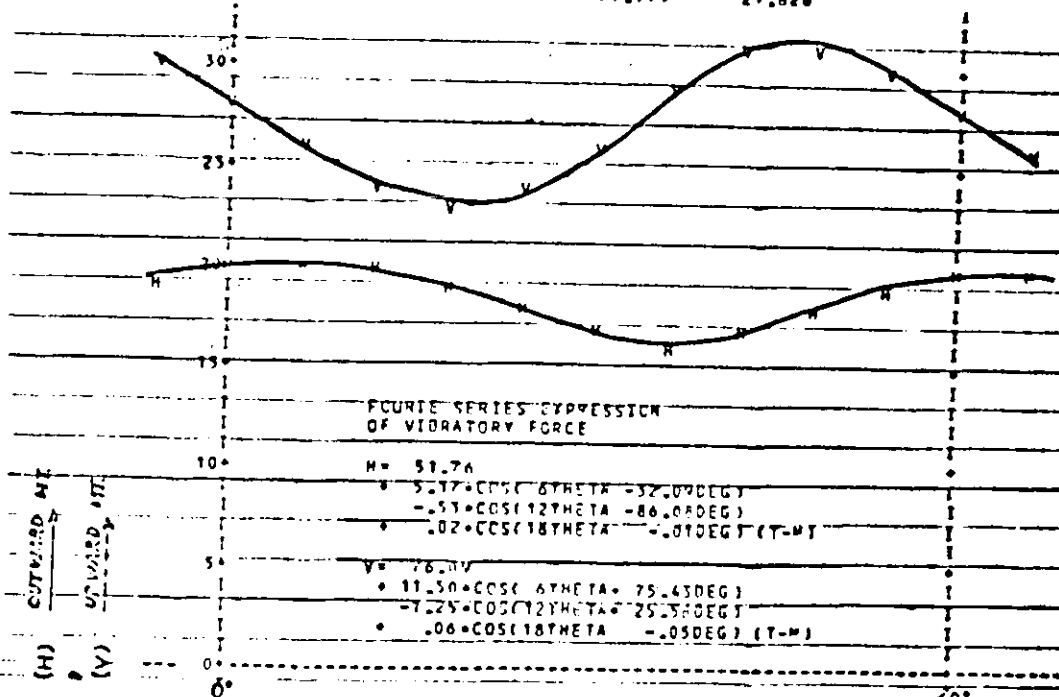


図 2.2.5 (B) 軸方向伴流中における起振力 (内廻りプロペラ)

OUTWARD

IN AXIAL FLOW

THETA	HORIZONTAL FORCE		VERTICAL FORCE	
	MO=TO+R= 289.021 (T-M)	MO=TO+R= 290.021 (T-M)	MO=TO+R= 290.021 (T-M)	MO=TO+R= 290.021 (T-M)
	MM (T-M)	MM/MO (%)	MM (T-M)	MM/MO (%)
0.000	56.127	20.044	77.919	27.926
6.000	56.325	20.140	72.037	25.728
12.000	55.423	19.794	67.582	24.135
18.000	53.591	19.061	65.255	23.304
24.000	50.315	17.976	66.371	23.702
30.000	47.325	16.901	72.020	25.720
36.000	46.024	16.461	80.479	29.769
42.000	47.511	15.976	87.057	31.089
48.000	50.810	18.152	88.119	31.469
54.000	56.790	20.369	84.098	30.033
60.000	56.127	20.044	77.919	27.826



VERTICAL FORCE			HORIZONTAL FORCE		
TO = 94.922 (T)			TO = 94.922 (T)		
THETA	PV (T)	PV/TO (%)	THETA	PH (T)	PH/TO (%)
0.000	20.446	21.750	0.000	20.345	21.117
6.000	20.403	21.759	6.000	18.556	19.544
12.000	20.351	21.440	12.000	17.543	18.492
18.000	19.743	20.500	18.000	17.137	18.054
24.000	19.016	20.031	24.000	17.482	18.417
30.000	18.455	19.442	30.000	18.778	19.745
36.000	18.351	19.332	36.000	20.722	21.831
42.000	18.761	19.764	42.000	22.290	23.483
48.000	19.403	20.526	48.000	22.585	23.793
54.000	20.704	21.715	54.000	21.816	22.772
60.000	20.846	21.750	60.000	20.345	21.117

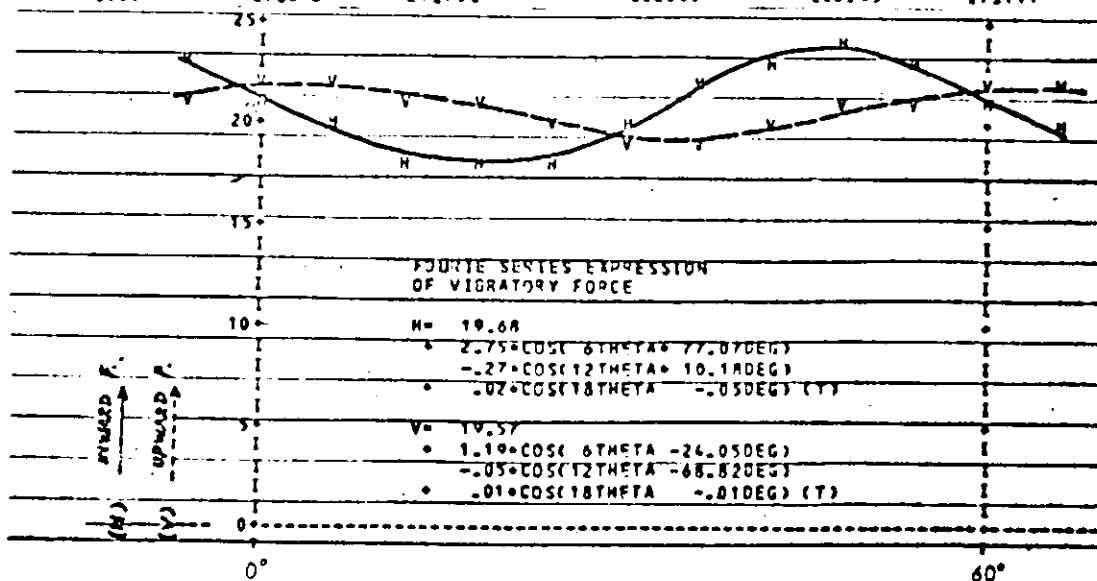


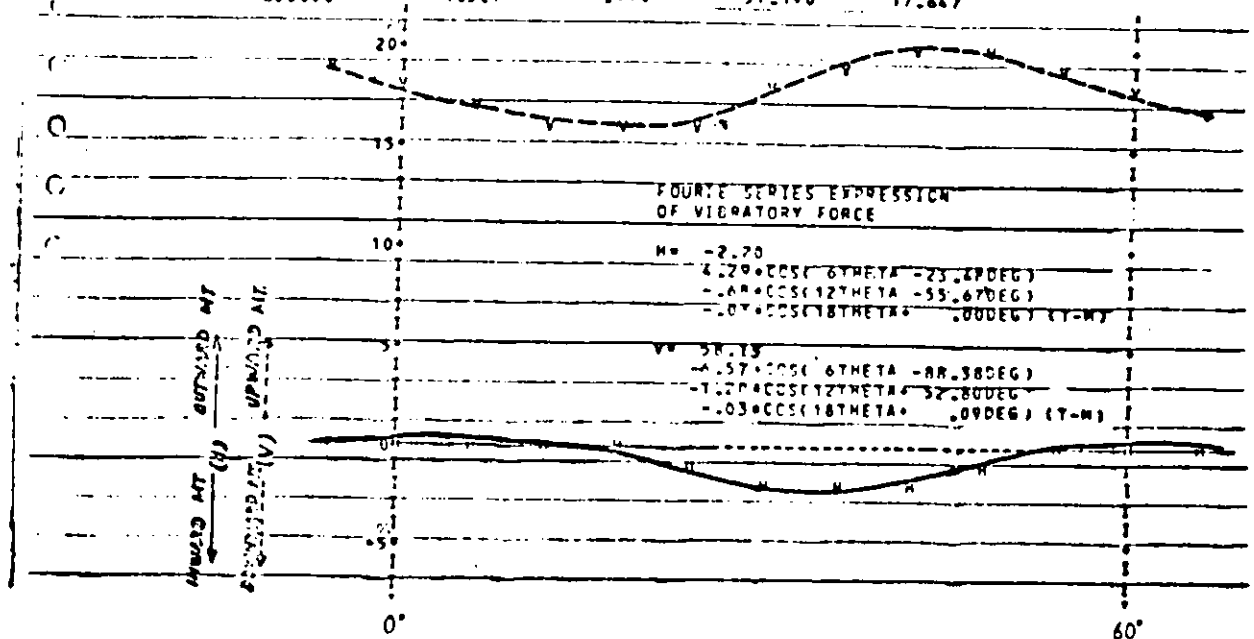
図 2.2.6 (A) 三次元伴流中における起振力 (外廻りプロペラ)

(CLTWARD)

IN AXIAL WAKE FLOW

(FOR REFERENCE)

THETA	HORIZONTAL MOMENT		VERTICAL MOMENT	
	MO=TO+R= 324.091 (T-M)		MO=TO+R= 324.091 (T-M)	
	MM (T-M)	MM/MO (%)	MV (T-M)	MV/MO (%)
0.000	1.327	.410	57.190	17.647
6.000	1.349	.416	54.812	16.913
12.000	1.446	.449	52.996	16.353
18.000	-1.175	-.363	51.924	16.028
24.000	-3.973	-1.226	53.276	16.419
30.000	-6.436	-2.001	57.614	17.770
36.000	-7.043	-2.173	62.814	19.383
42.000	-5.092	-1.568	65.569	20.229
48.000	-1.949	-.601	64.363	19.860
54.000	1.402	.424	60.712	18.754
60.000	1.327	.410	57.190	17.647



THETA	HORIZONTAL FORCE	
	FO=TO+R= 109.858 (T)	
	PH (T)	PH/TO (%)
0.000	13.261	12.071
6.000	12.898	11.741
12.000	12.416	11.302
18.000	12.170	11.126
24.000	12.169	11.259
30.000	12.913	11.754
36.000	13.810	12.571
42.000	14.467	13.169
48.000	14.442	13.146
54.000	13.870	12.625
60.000	13.261	12.071

THETA	VERTICAL FORCE	
	FO=TO+R= 109.858 (T)	
	PV (T)	PV/TO (%)
0.000	.749	.682
6.000	.765	.715
12.000	.655	.596
18.000	.300	.273
24.000	-.192	-.174
30.000	-.833	-.756
36.000	-.733	-.673
42.000	-.478	-.435
48.000	-.098	-.089
54.000	.552	.503
60.000	.749	.682

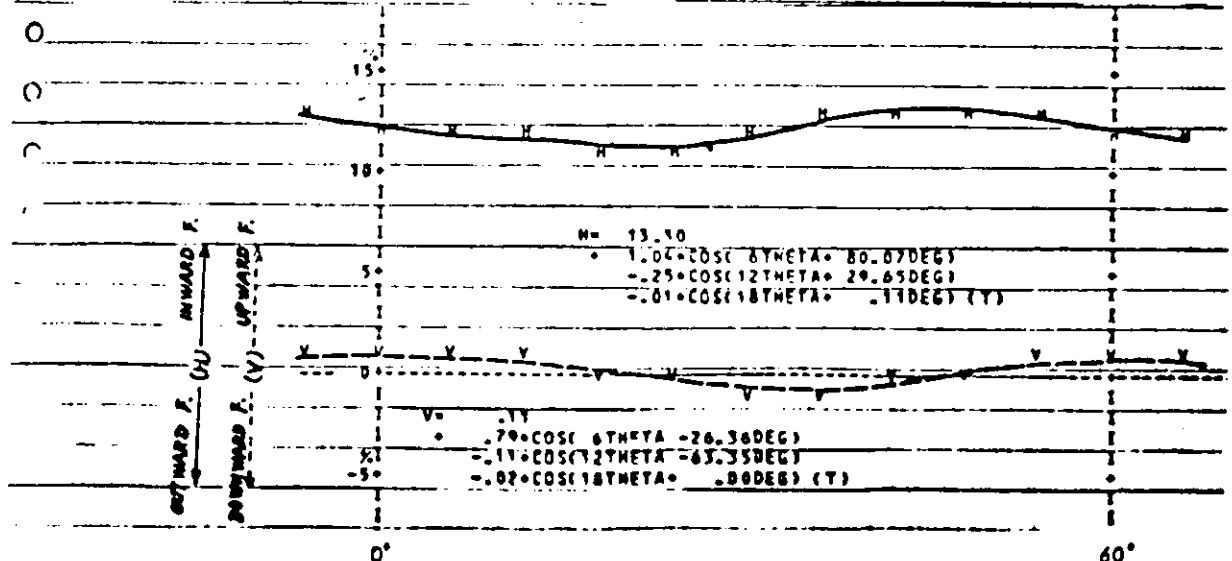


図 2.2.6 (3) 軸方向伴流中における起振力 (外廻りプロペラ)

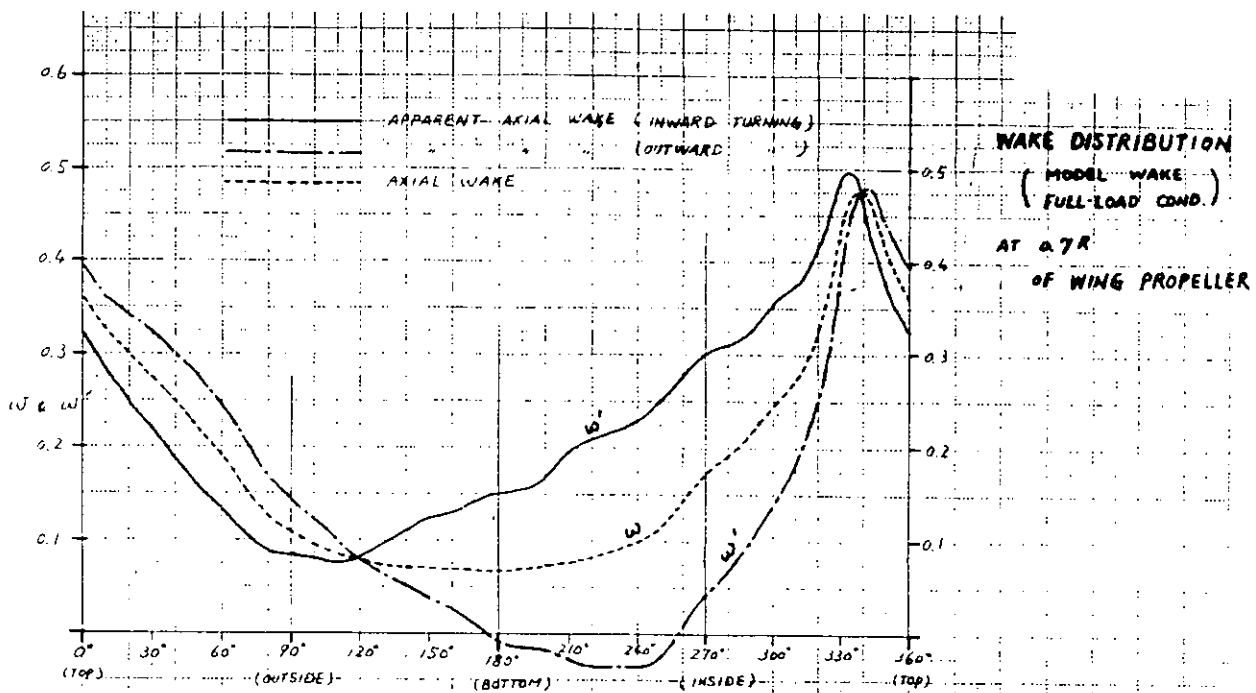
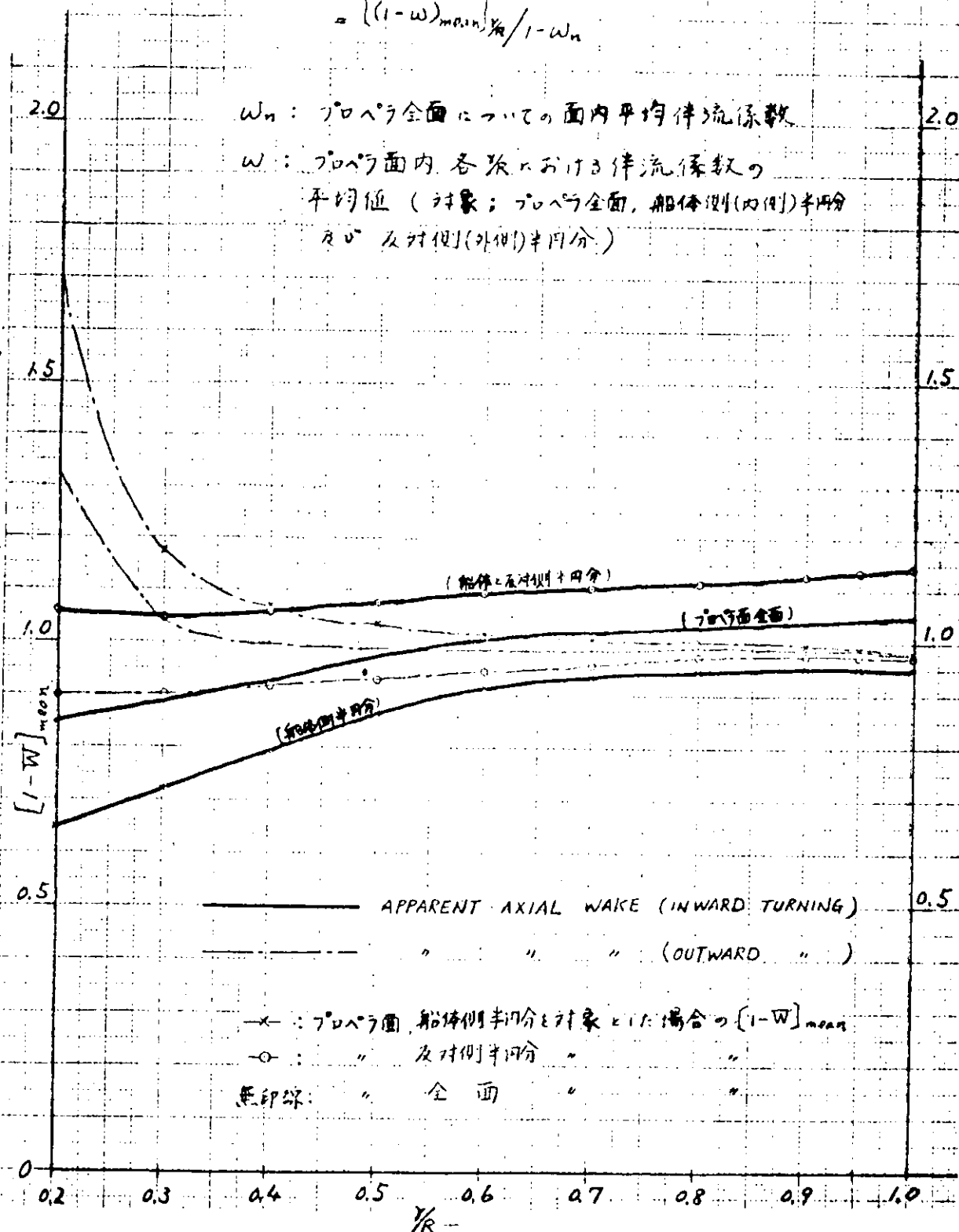


图 2.2.7

平均伴流図： $\gamma_R \sim [1-W]_{mean}$

$$[1-W]_{mean} = [V_{mean}]_{\gamma_R} / V_a$$

$$= [(1-w)_{mean}]_{\gamma_R} / (1-w_n)$$



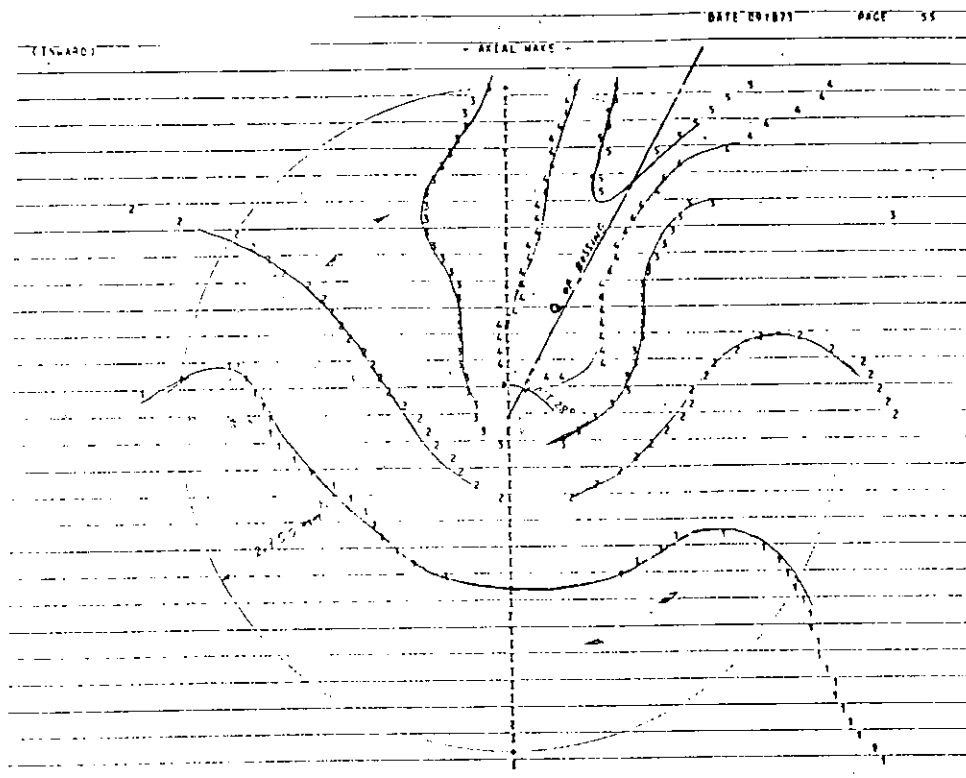


图 2.2.9 (A)

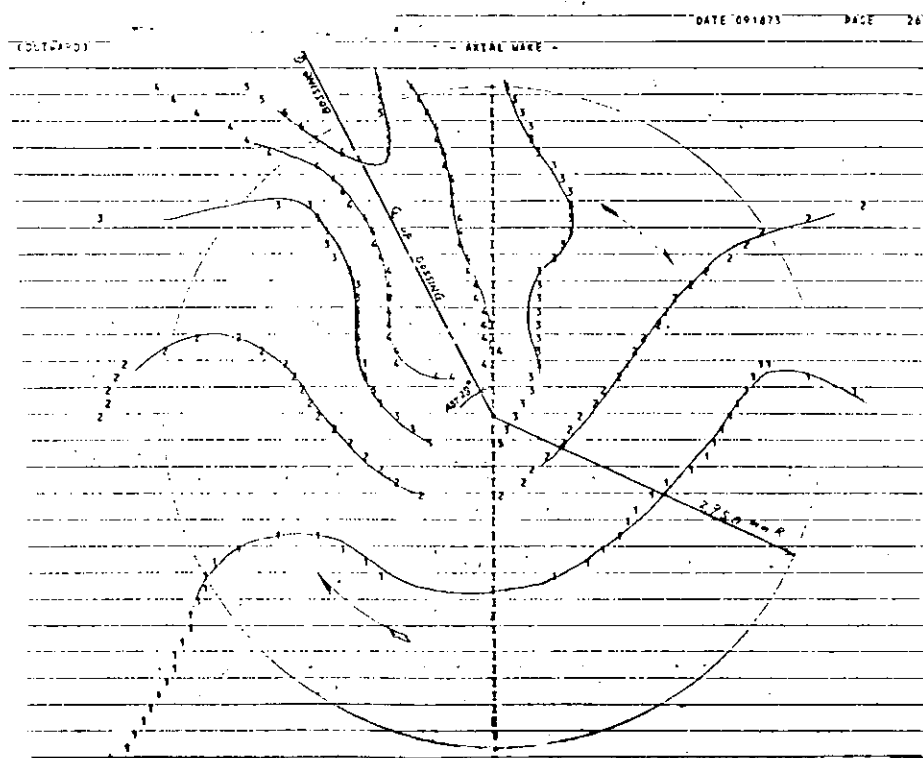


图 2.2.9 (B)

2.2.2. 一軸コンテナ船“H丸”のプロペラ軸に加わる力の計算

(1) 主機要目

ディーゼル 1基

MCR 27,800 BHP × 115 RPM

(2) プロペラ主要目 (SR126 研究部会報告書による)

直 径 6,700 mm

ピ ッ チ 6,700 mm

ピッチ比 1.000

展開面積比 0.652

ボ ス 比 0.191

翼 数 5

プロペラ回転方向 右舷まわり

(3) 計算条件

出 力 27,800 BHP

プロペラ回転数 $N = 116.7$ RPM

プロペラ形状

プロペラ翼断面 SR126 研究部会報告書による

“ 翼輪郭 “

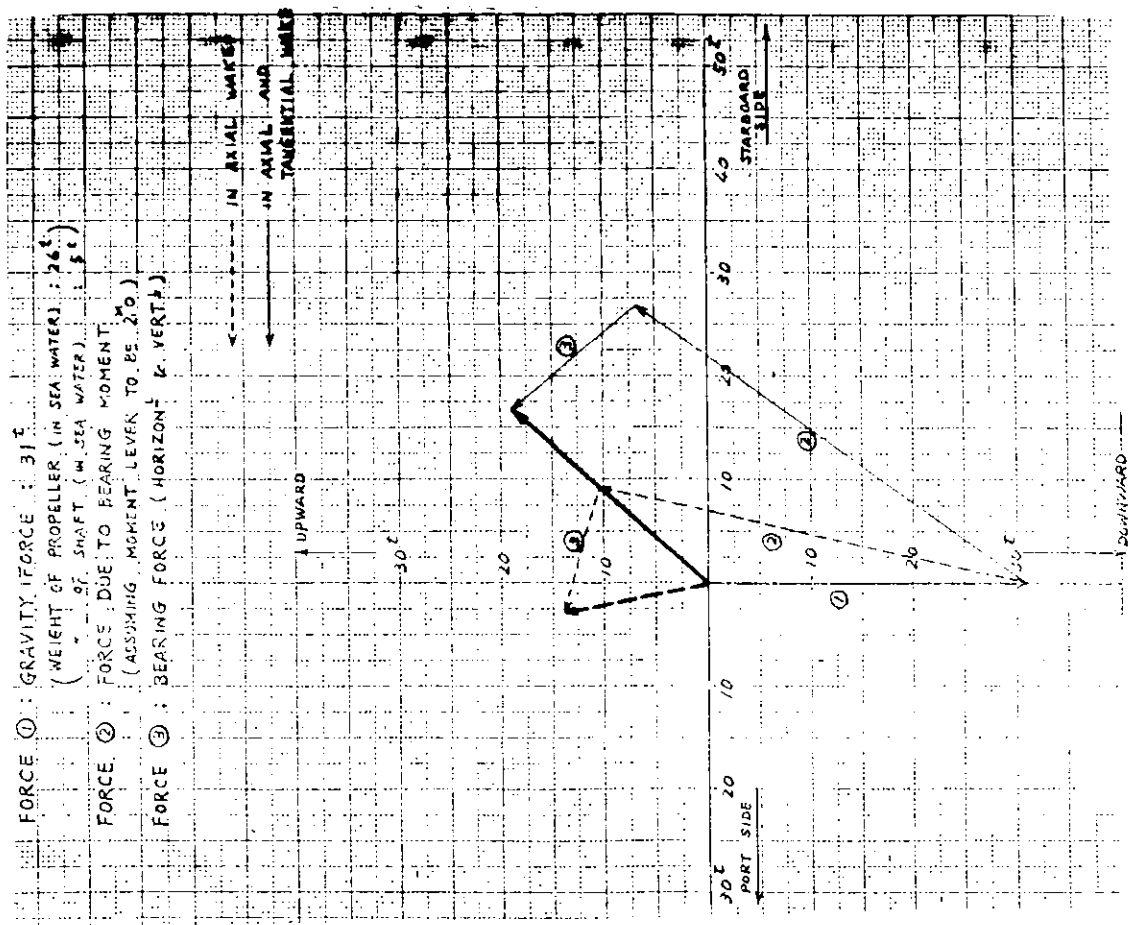
“ 最大翼厚分布 “

(4) 計算方法

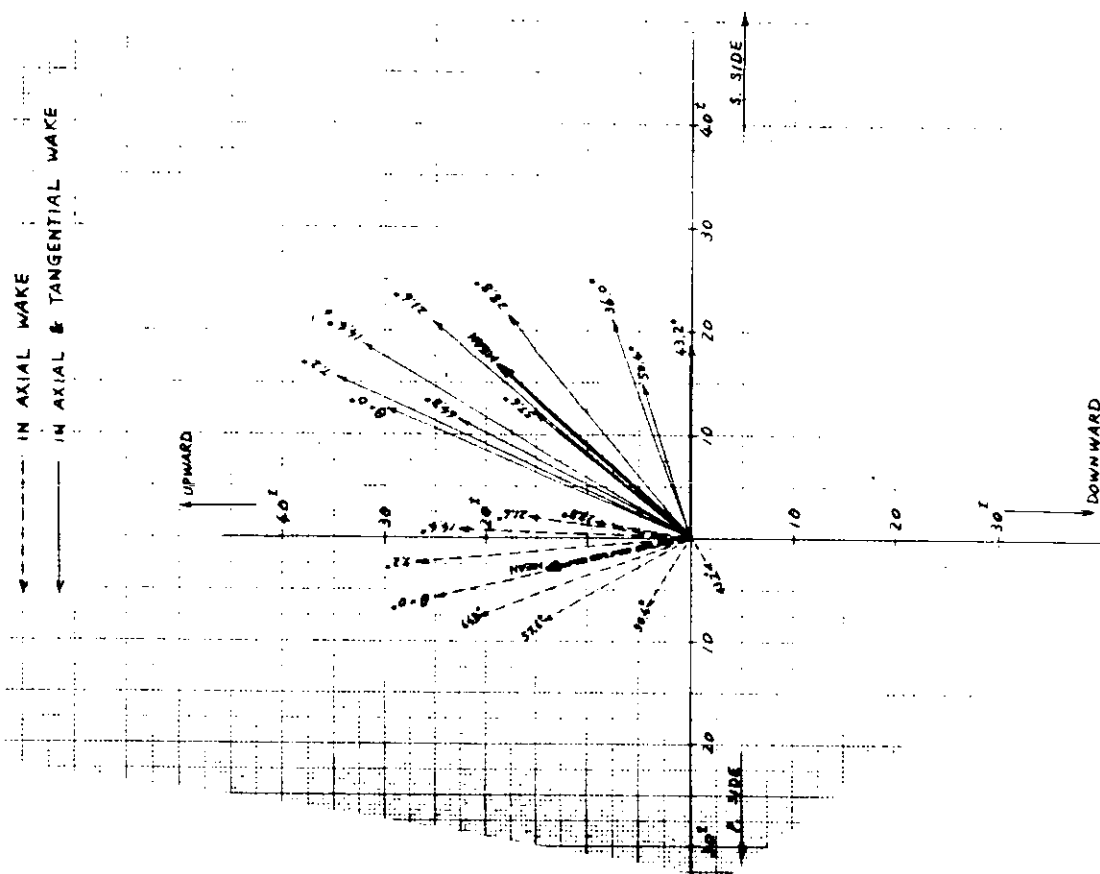
“E丸”の両舷プロペラ軸に加わる力の計算(2.2.1項)に記載の方法に準ずる。

(5) 計算結果及び考察

- 1) プロペラとプロペラ軸との合計重力、BEARING MOMENTによる力及びBEARING FORCEの三力のベクトル合成結果を図2.2.10、2.2.11、2.2.12(A)~(D)に示す。BEARING MOMENT及びBEARING FORCEの計算結果を図2.2.13(A)、(B)及び図2.2.14(A)(B)に示す。
- 2) 伴流分布図は軸方向のみの伴流分布図を図2.2.15(A)に、三次元伴流分布を軸方向に換算した状態のものを図2.2.15(B)に示す。換算方法は2.2.1項記載の方法に準ずる。
- 3) 伴流分布図からみて上方部の伴流係数が大きい為軸を上方に持ち上げようとする力が大きいのが2.2.1項にて記した様に重力と適当に釣り合うであろうと考えられる。
- 4) 三次元伴流分布を用いて計算した場合は回転方向の伴流の影響によつて右舷側にてプロペラ翼に働くスラストは増加し軸を右舷側に曲げようとする傾向があらわれる。



2.2.10 RESULTANT FORCE ACTING ON BEARING
 (MEAN VALUE)



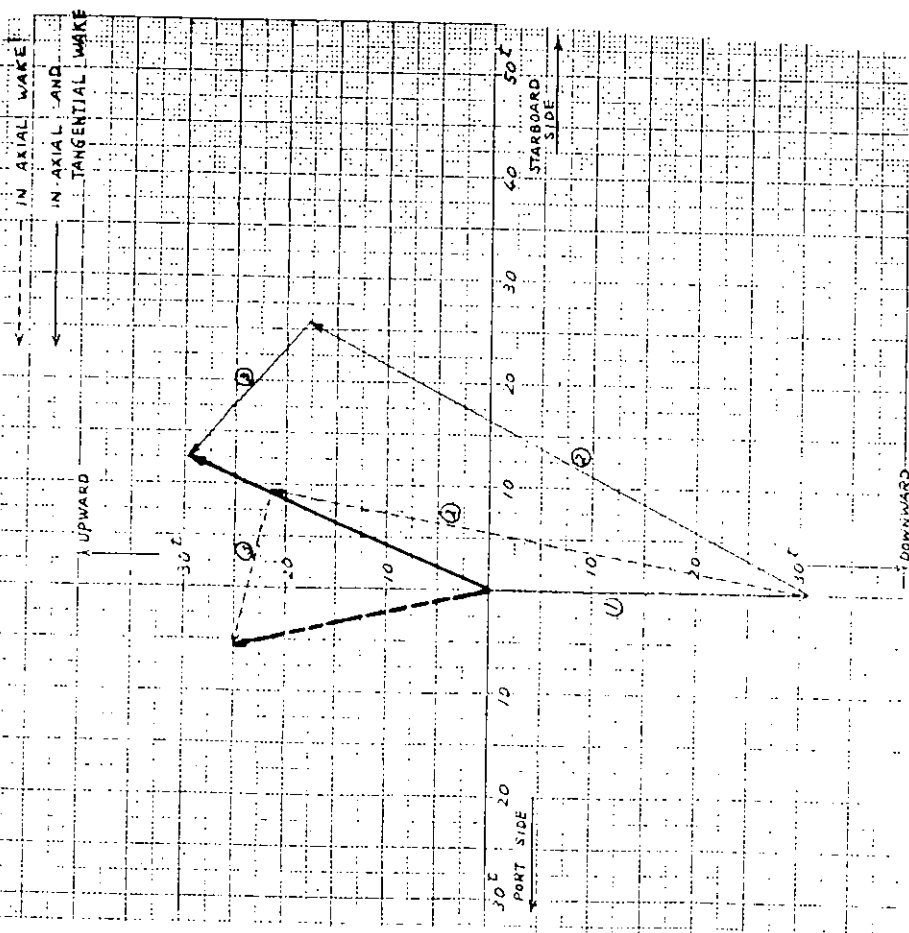
2.2.11 RESULTANT FORCE ACTING ON BEARING

FORCE ① : GRAVITY FORCE : 31²

(WEIGHT OF PROPELLER (IN SEA WATER) : 26¹
OF SHAFT (IN SEA WATER) : 5¹)

FORCE ② : FORCE DUE TO BEARING MOMENT
(ASSUMING MOMENT LEVER TO BE 2.0.)

FORCE ③ : BEARING FORCE (HORIZONTAL & VERTICAL)



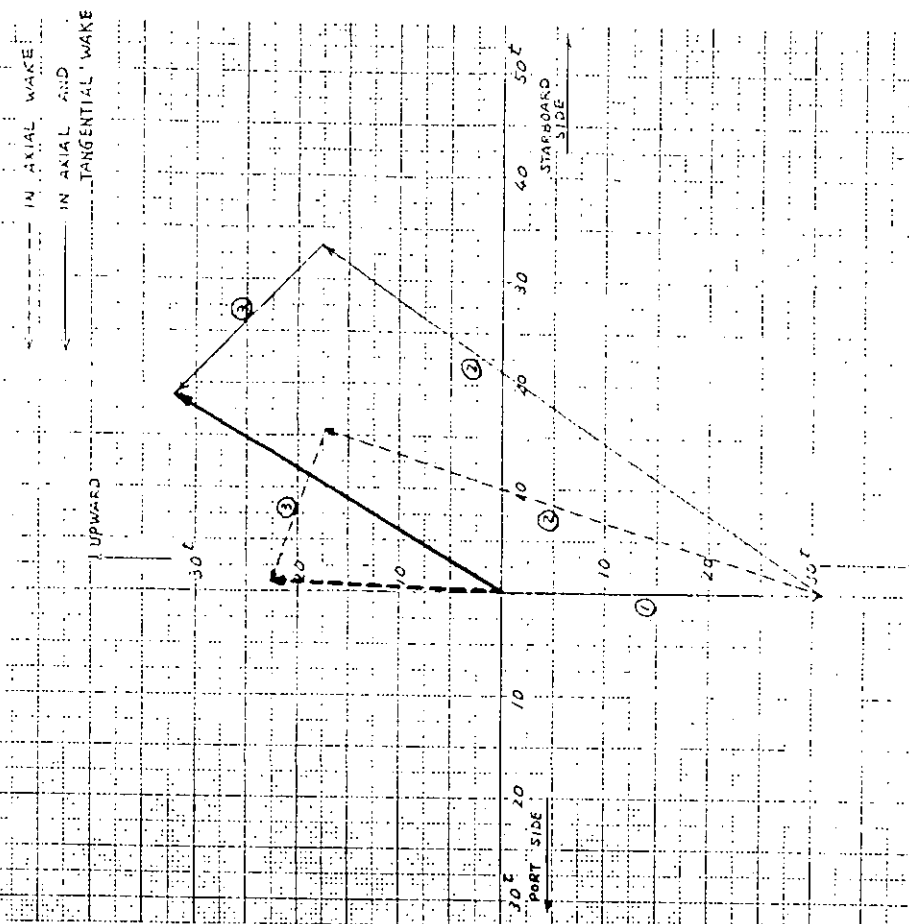
2.2.1.2 (A) RESULTANT FORCE ACTING ON BEARING
AT ROTATING ANGLE $\theta = 0^\circ$

FORCE ① : GRAVITY FORCE : 31²

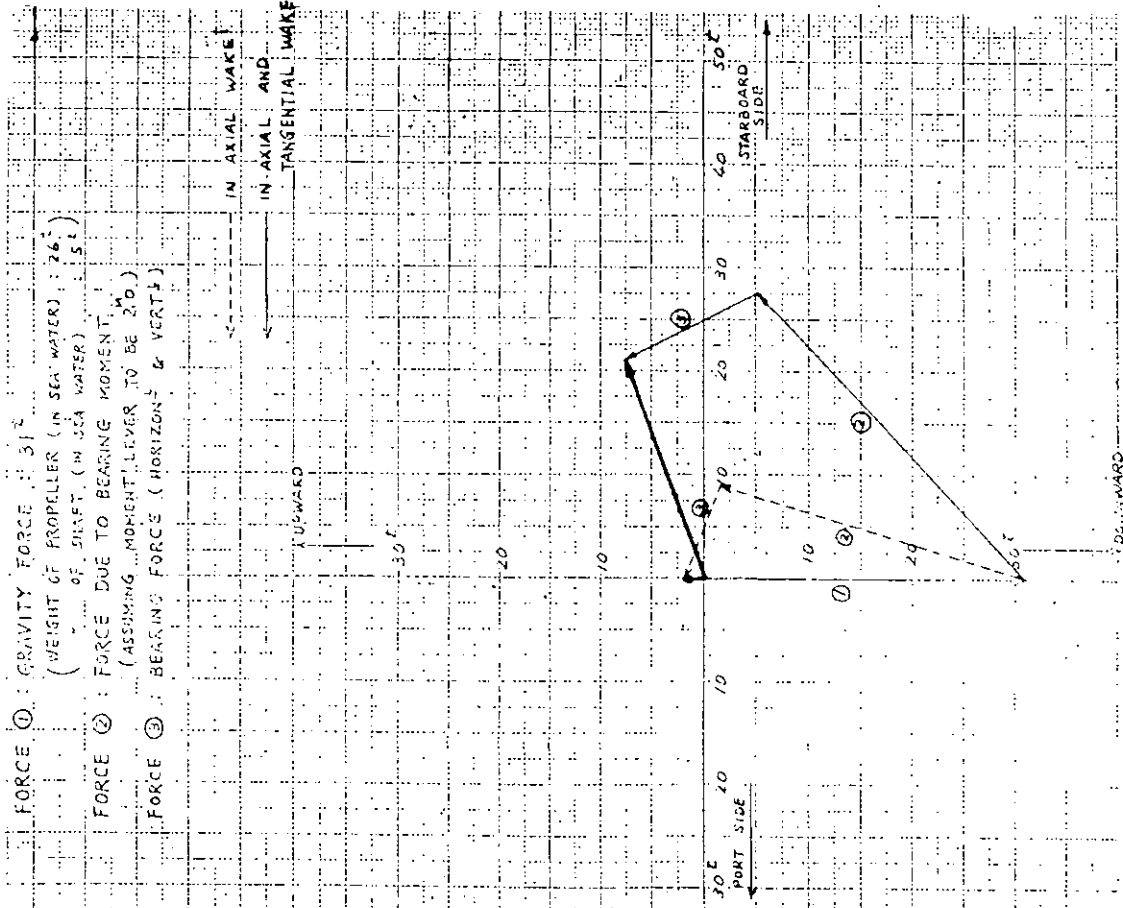
(WEIGHT OF PROPELLER (IN SEA WATER) : 26¹
OF SHAFT (IN SEA WATER) : 5¹)

FORCE ② : FORCE DUE TO BEARING MOMENT
(ASSUMING MOMENT LEVER TO BE 2.0.)

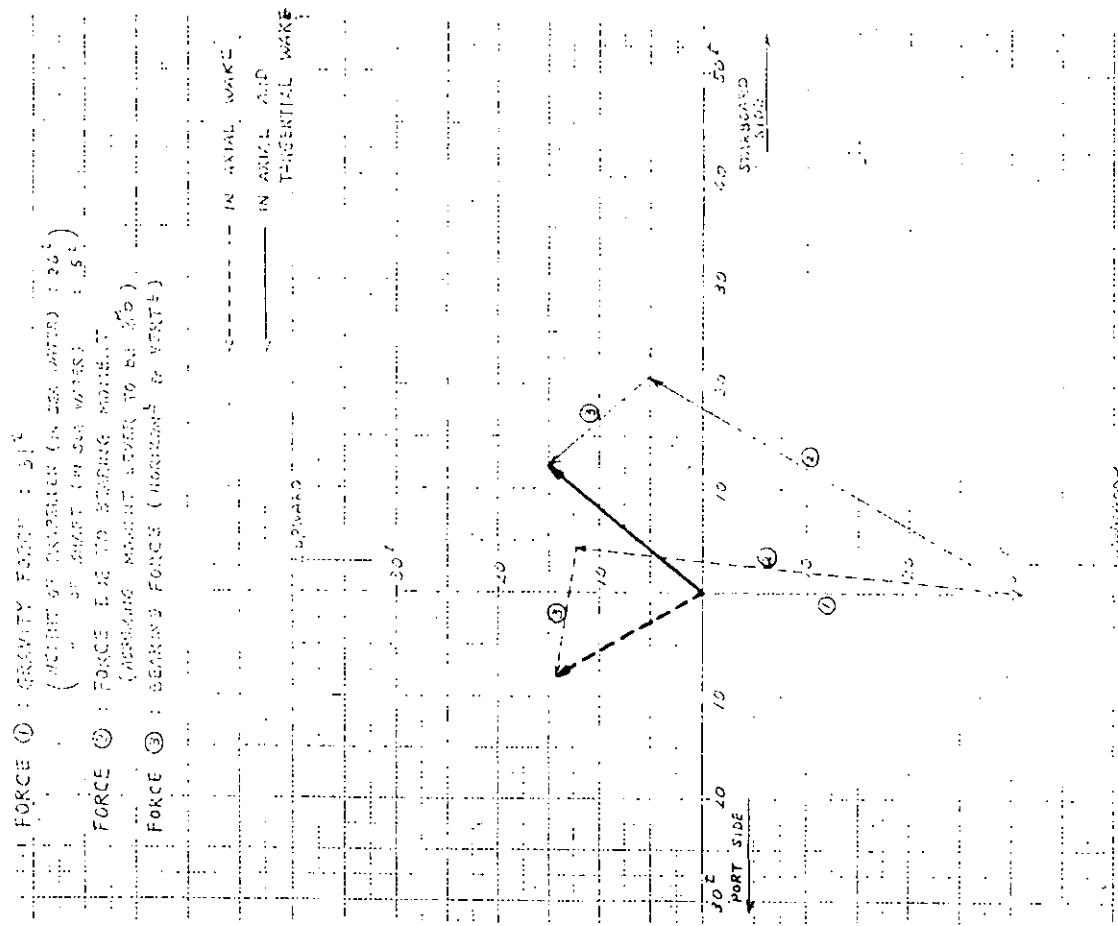
FORCE ③ : BEARING FORCE (HORIZONTAL & VERTICAL)



2.2.1.2 (B) RESULTANT FORCE ACTING ON BEARING
AT ROTATING ANGLE $\theta = 14.4^\circ$



2.2.1.2 (C) RESULTANT FORCE ACTING ON BEARING
 AT ROTATING ANGLE $\theta = 360^\circ$



2.2.1.2 (D) RESULTANT FORCE ACTING ON BEARING
 AT ROTATING ANGLE $\theta = 57.6^\circ$

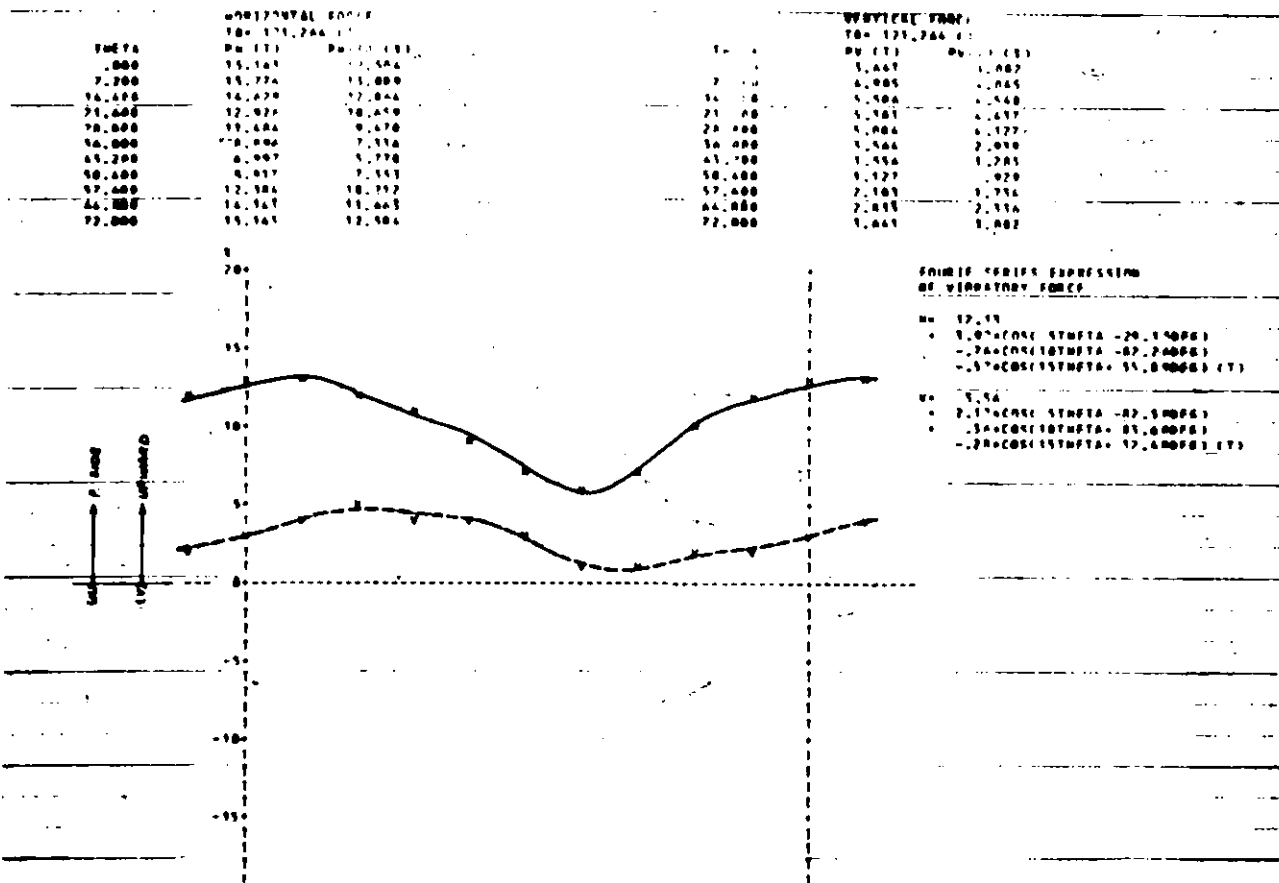


图 2.2.1.4 (A)

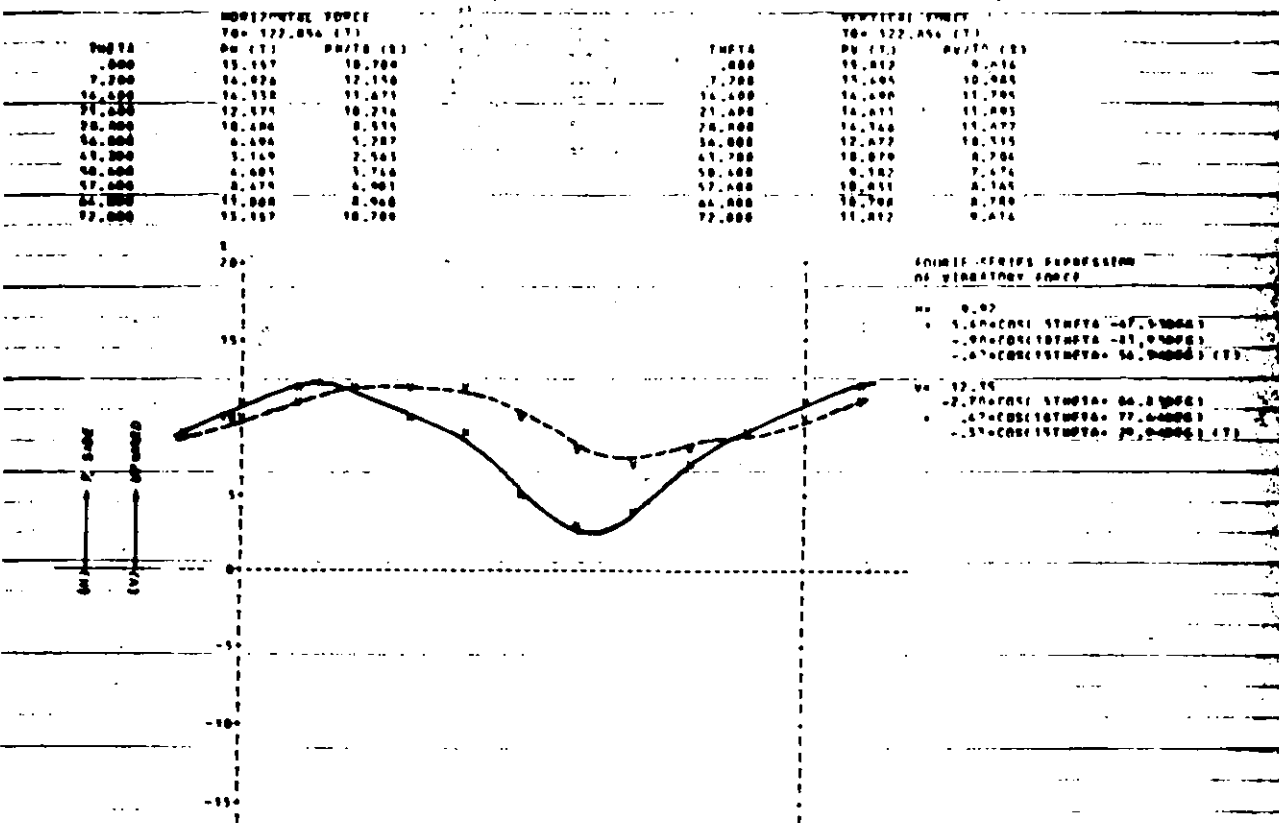


图 2.2.1.4 (B)

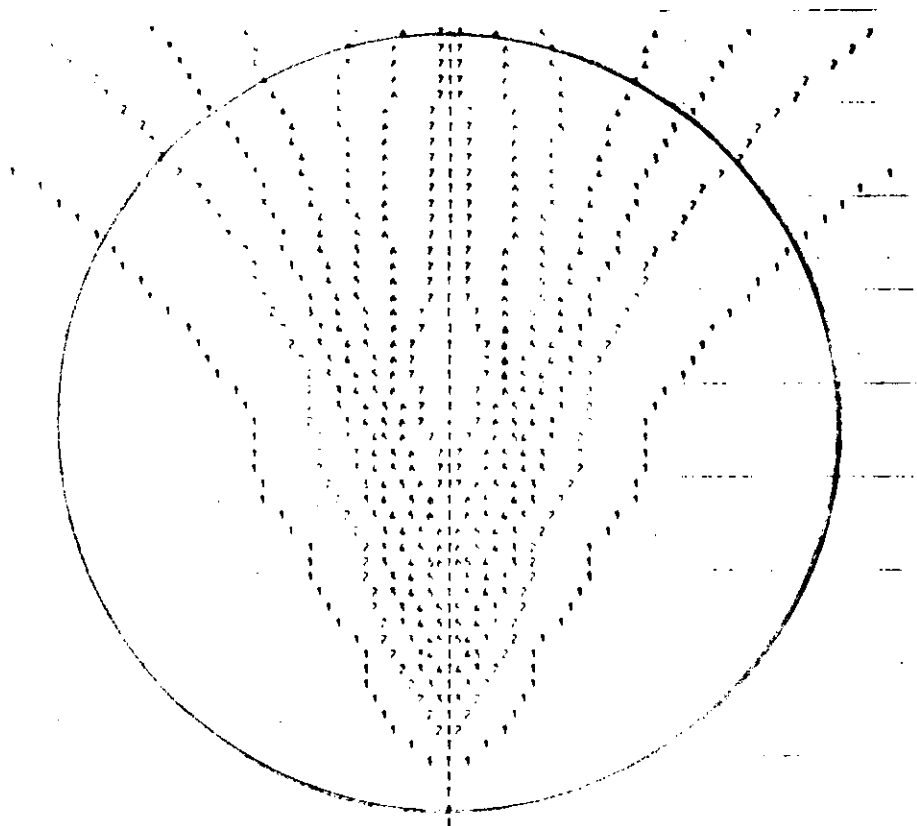


図 2.2.1.5 (A)

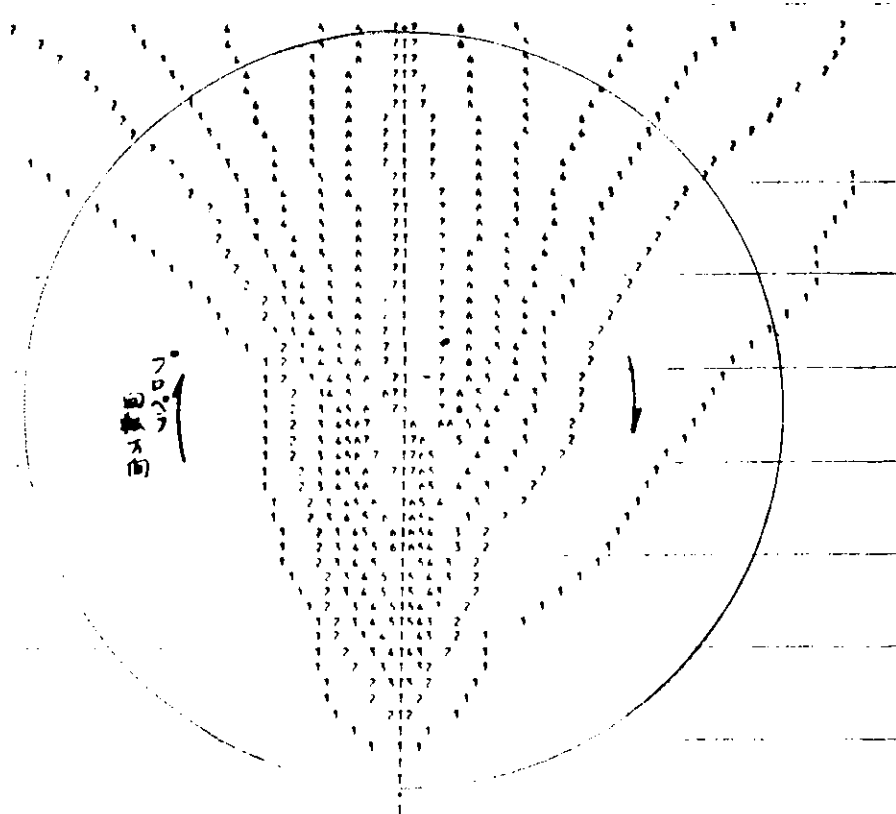


図 2.2.1.5 (B)

3. 軸受支持方法および船尾管軸受の型式の 違いによるアライメントの変化の研究

3.1 多軸コンテナ船の軸系配置実績調査

多軸コンテナ船の軸系配置について、就航中および建造中の20,000 DWT以上のコンテナ船の実績を調査するため、モーターシップ誌1973年9月号に掲載された多軸コンテナ船のリスト(表3.1.1(A)、(B))をもとに、各国船主および造船所(国内船に関しては造船所)あて48年12月中旬アンケートを依頼した。49年2月現在、外国船主および造船所からは5件、(内、同一船に対する回答が2件)、国内造船所からは全て回答を入手したので、これを表3.1.2(A)~(D)にとりまとめた。また、各船の軸系配置を付図Fig.1~Fig.10に示した。

上記文献によれば、過去3年間に少なくとも38隻、計1,227,368 DWTにのぼる大型高出力多軸コンテナ船(20,000 DWT以上)が就航し、さらに、6隻計174,250 DWTの同種の船が1974年末までにしゅん工する予定である。

表 3.1.1. (A) 就航中の多軸コンテナ船(20,000 DWT 以上)

船名	船主	造船所	竣工年	DWT	速力 (knots)	主機メーカー	主機 種類	出力(BHP)	コンテナ 積載数 (20ft換算)	就航 航路
Asiaticfreighter	Scarsdale Shipping	Rheinstahl	1972	28 400	26.0	Pratt and Whitney	GT	2×30 000	1 632	A
Asialiner	Scarsdale Shipping	Rheinstahl	1971	28 400	26.0	Pratt and Whitney	GT	2×30 000	1 632	A
Benalder	Ben Line Containers	HDW	1972	35 000	26.5	A.E.I.	ST	2×44 000*	2 213	B
Benavon	Ben Line Containers	HDW	1973	35 000	26.5	A.E.I.	ST	2×44 000*	2 213	B
Bremen Express	Hapag-Lloyd A.G.	Bremer Vulkan	1972	43 800	26.0	Stal-Laval	ST	2×40 000*	2 300	B
Cardigan Bay	OCL	HDW	1973	35 000	26.0	Stal-Laval	ST	2×40 000*	2 200	B
City of Edinburgh	Ben Line Containers	HDW	1973	35 000	26.5	A.E.I.	ST	2×44 000*	2 213	B
Elbe Maru	Mitsui O.S.K. Lines	Mitsui S.B. and E.	1972	34 550	25.0	B. and W.	LSD	1×33 800	1 842	B
Eurofreighter	Scarsdale Shipping	Rheinstahl	1971	27 984	26.0	Pratt and Whitney	GT	2×30 000	1 632	A
Euroliner	Scarsdale Shipping	Rheinstahl	1971	27 984	26.0	Pratt and Whitney	GT	2×30 000	1 632	A
Hamburg Express	Hapag-Lloyd A.G.	Blohm + Voss	1972	42 100	26.0	Stal-Laval	ST	2×40 000*	2 300	B
Hong Kong Express	Hapag-Lloyd A.G.	Bremer Vulkan	1973	43 800	26.0	Stal-Laval	ST	2×40 000*	2 300	B
Jutlandia	East Asiatic Co.	B. and W.	1972	32 200	26.0	B. and W.	LSD	1×30 000	1 924	B
Kamakura Maru	NYK Line	Mitsubishi H.I.	1971	29 200	26.0	Mitsubishi	ST	2×40 000*	1 840	B
Kiso Maru	NYK Line	IHI	1973	32 300	25.3	Sulzer	LSD	2×34 800	1 752	D
Kitano Maru	NYK Line	Nippon Kokan K.K.	1972	29 150	26.0	Mitsubishi	ST	2×40 000*	1 840	B
Korrigan	Messageries Maritimes	HDW	1973	35 000	26.5	A.E.I.	ST	2×44 000*	2 156	B
Kurobe Maru	NYK Line	Mitsubishi H.I.	1973	32 300	25.3	Sulzer	LSD	2×34 800	1 752	D
Kurama Maru	NYK Line	Mitsubishi H.I.	1972	29 200	26.0	Mitsubishi	ST	2×40 000*	1 840	B
Kowloon Bay	OCL	HDW	1972	35 000	26.0	Stal-Laval	ST	2×40 000*	2 200	B
Liverpool Bay	OCL	HDW	1972	35 000	26.0	Stal-Laval	ST	2×40 000*	2 200	B
Nedlloyd Dajima	Kon. Nedlloyd N.V.	Bremer Vulkan	1973	34 000	26.0	Stal-Laval	ST	2×40 000*	2 300	B
New Jersey Maru	Mitsui O.S.K. Lines	Mitsui S.B. and E.	1973	32 850	26.0	B. and W.	LSD	2×34 800	1 891	D
New York Maru	Mitsui O.S.K. Lines	Mitsubishi H.I.	1973	32 850	25.3	Sulzer	LSD	2×34 800	1 840	D
Nihon	Swed. East Asiatic Co.	A/B Oresundsværket	1972	26 500	26.0	Götaverken	LSD	1×28 200	2 024	B
Remuers	OCL	Swan Hunter S.B.	1973	26 500	23.0	A.E.I.	ST	2×24 000*	1 420	C
Osaka Bay	OCL	HDW	1973	35 000	26.0	Stal-Laval	ST	2×40 000*	1 476	B
Rhine Maru	Mitsui O.S.K. Lines	Mitsubishi H.I.	1971	29 300	26.1	Mitsubishi	ST	2×40 000*	1 838	B
Selandia	East Asiatic Co.	B. and W.	1972	32 200	26.0	B. and W.	LSD	1×30 000	1 924	B
Sea-Land Commerce	Sea-Land Service Inc.	A.G. "Weser"	1973	25 700	30.0	G.E.	ST	2×60 000*	1 968	E
Sea-Land Exchange	Sea-Land Service Inc.	Rotterdamsche D.D.	1973	26 500	30.0	G.E.	ST	2×60 000*	1 968	E
Sea-Land Galloway	Sea-Land Service Inc.	A.G. "Weser"	1972	25 700	30.0	G.E.	ST	2×60 000*	1 968	A
Sea-Land Maclean	Sea-Land Service Inc.	Rotterdamsche D.D.	1972	26 500	30.0	G.E.	ST	2×60 000*	1 968	A
Sea-Land Trade	Sea-Land Service Inc.	Rheinstahl	1973	26 500	30.0	G.E.	ST	2×60 000*	1 568	E
Tokyo Bay	OCL	HDW	1971	35 000	26.0	Stal-Laval	ST	2×40 000*	2 200	B
Tokyo Express	Hapag-Lloyd A.G.	Blohm + Voss	1973	43 800	26.0	Stal-Laval	ST	2×40 000*	2 300	B
Toyama	Wilh. Wilhelmsen	Mitsui S.B. and E.	1973	27 200	26.0	B. and W.	LSD	1×30 000	2 080	B
Verrazano Bridge	Kawasaki K.K. Ltd.	Kawasaki H.I.	1973	34 900	25.9	M.A.N.	LSD	2×40 000	1 908	D

表 3.1.1. (B) 建造中の多軸コンテナ船(20,000 DWT 以上)

船名または船番	船主	造船所	竣工年	DWT	速力 (knots)	主機メーカー	主機 種類	出力(BHP)	コンテナ 積載数 (20ft換算)	就航 航路
Sea-Land Finance	Sea-Land Service Inc.	Rheinstahl	1973	26 500	30.0	G.E.	ST	2×60 000*	1 968	E
Sea-Land Market	Sea-Land Service Inc.	A.G. "Weser"	1973	25 700	30.0	G.E.	ST	2×60 000*	1 968	E
332	Sea-Land Service Inc.	Rotterdamsche D.D.	1973	26 500	30.0	G.E.	ST	2×60 000*	1 968	E
2323	A/S D/S Svendborg	IHI	1973	26 650	27.5	Sulzer	LSD	2×34 800	1 800	B
Nedlloyd Delft	Kon. Nedlloyd N.V.	Bremer Vulkan	1973	34 000	26.0	Stal-Laval	ST	2×40 000*	2 300	B
1186	Orient Overseas Containers Inc.	Kawasaki H.I.	1974	34 900	25.9	M.A.N.	LSD	2×40 000	1 908	---

ST—蒸気タービン

LSD—低速ディーゼル

GT—ガスタービン

* SHP

A—欧州～米東海岸

B—欧州～極東

C—欧州～豪州・ニュージーランド

D—日本～米東海岸

E—日本～米西海岸

SEPTEMBER, 1973

表 3.1.2 (A) 多軸船軸系配置一覽表

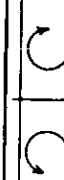
NAME of the ship	REMUERA	S-L COMMERCE S-L EXCHANGE S-L GALLOWAY S-L MACLEAN S-L TRADE S-L FINANCE S-L MARKET	Tokyo Bay Liverpool Bay Kowloon Bay	Cardigan Bay Osaka Bay	NIHON
Date of delivery	DEC. 1973	1972~1973	Mar. 1972~Mar. 1973		May 1972
Owner	P & O	REYNOLDS LEASING CORP. (SEA-LAND)	Ocean Transport & Trading Ltd. P & O. (Osaka Bay)	Svedish East Asiatic Co.	
Shipbuilder	SWAN HUNTER	RDM, AGWeser, Rhein Stahl	Howaldtswerke-Deutsche Werft	Oresundsvarvet A/B	
Hull dimension (m)	252 x 236 x 32.08 x 20.75~11.027	288.38 x 268.376 x 32.160 x 19.150~10.60	289.55 x 274.32 x 32.26 x 24.60~13.028	275.27 x 257.60 x 32.21 x 23.9~11.61	
Dead weight (LT)	33,170	25,000	47,777	34,450	
No. of container	1,151 x 40FT Refrig. 308 x 40FT Gen.		3,000 x 20FT	1,476 x 20FT 364 x 40FT	
Type of main engine Output/Shaft, RPM	Steamturbine 24,000SHP 108RPM x 2 shafts	Steamturbine 60,000SHP 135RPM x 2 shafts	Stal-Laval Steam Turbine 40,560 SHP 136RPM x 2 shafts	Gotaverken IM 850/1700 VGS-12U IM 850/1700VGS-10U Center 29,500BHP Wing 117RPM x 1 117RPM x 2 shafts	
Direction of prop. rotation seen from aft.					
Type of shaft support	Bossing	Bracket type	Bossing	Bracket type	
Type of stern bearings	Oil lubricated, white metal lined, L-2D Oil supply grooves at 3 & 9 o'clock	Oil bearing (WAUKESHA)	White metal lined oil lubricated	White metal lined Deutsche Werft	
Type of intermediate shaft bearings	Michell type plunger bearings white metal lined tilting pads.	Oil bearing	H.D.W. Oil lubricated	Tunnel bearing with water cooling type Deutsche Werft	
Type of shaft coupling	No outboard couplings Solid flanged	FLANGE(outside) Flange and hydraulic coupling (inside)	No outboard coupling Flanged Muff for aftermost coupling	No outboard coupling SKP for aftermost coupling	
Type of outboard shaft protection	Stern tube bossings filled with oil.	Epoxy Resin & Glassfiber (PHILLY CLAD)		Welded steel tube for wing shafting	
Type & make of shaft seals	Oil lubricated of SIMPLEX type	WAUKESHA Type	Simplex H.D.W. size 850	Deutsche Werft Simplex Compact	
No. of Reference drawing	FIG. 1	FIG. 2	FIG. 3	FIG. 4	

表 3.1.2 (B) 多軸船軸系配置一覽表

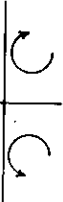
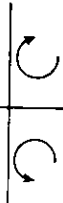
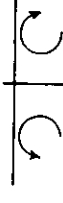
NAME of the ship	KISO MARU	VERRAZANO BRIDGE	KITANO MARU
Date of delivery	APRIL 1973	JULY 1973	MAY 1972
Owner	NYK	KAWASAKI LINE	NYK
Shipbuilder	IHI (AIOI)	KAWASAKI H.I. (KOBÉ)	NIPPON KOKAN (TSURUMI)
Hull dimension LOA x Lpp x B x D ~ d (m)	261.2 x 242.0 x 32.2 x 19.5 ~ 10.62/11.70	264.5 x 278.0 x 32.2 x 19.9 ~ 12.0	261 x 245 x 32.2 x 24 ~ 11
Dead weight (LT) No. of container	31,771 1,826 x 20FT	35,021 2,068 x 20FT	35,761 1,800 x 20FT
Type of main engine Output/Shaft, RPM	IHI SULZER 12RND90 34,800PS 122RPM x 2 shafts	KAWASAKI MAN K10S2105/180 40,000PS 110RPM x 2 shafts	MITSUBISHI Steam Turbine 40,000SHP 155RPM x 2 shafts
Direction of prop. rotation seen from aft			
Type of shaft support	Hossing	Hossing	Hossing
Type of stern bearings	FCD lined with tine based babbitt metal	White metal lined bush	Oil-lubricated, White metal lined
Type of intermediate shaft bearings	Forced lubricated type	Conventional journal bearings and Michell bearing with pivotted pad	Oil disc type
Type of shaft coupling	Integrated flange coupling	No outboard coupling	No outboard coupling
Type of outboard shaft protection	-	-	-
Type & make of shaft seals	Chuetsu Waukesha Simplex 800 43C	Chuetsu Waukesha Simplex 4 3C	Chuetsu Waukesha Simplex 800 43C
No. of reference drawing	FIG. 5	FIG. 6	-

表 3.1.2 (c) 多軸船舶系配置一覽表

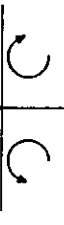
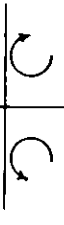
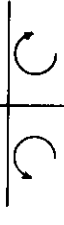
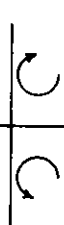
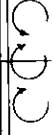
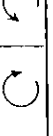
NAME of the ship	KAMAKURA MARU KURAMA MARU	RHINE MARU	NEW-YORK MARU	KUROBE MARU
Date of delivery	NOV. 1971, MAR. 1972	JAN. 1972	SEP. 1972	NOV. 1972
Owner	NYK	MOL	MOL	NYK
Shipbuilder	MITSUBISHI H.I. (KORE)	MITSUBISHI H.I. (KORE)	MITSUBISHI H.I. (KORE)	MITSUBISHI H.I. (KORE)
Hull dimension (m) LOA x LPP x B x D ~ d	261.0 x 245.0 x 32.2 x 24.0 ~ 12.0	261.0 x 245.0 x 32.2 x 24 ~ 12.0	263.0 x 247.0 x 32.2 x 19.6 ~ 11.50	260.045 x 242.0 x 32.2 x 19.6 ~ 11.5
Dead weight No. of container	34,848, 34,839 1,838 x 20FT	34,984 1,836 x 20FT	32,763 1,884 x 20FT	31,834 1,826 x 20FT
Type of main engine Output/Shaft, RPM	Mitsubishi Westing House Turbine 40,000PS 155RPM x 2 shafts	Mitsubishi Westing House Turbine 40,000PS 155RPM x 2 shafts	Mitsubishi Sulzer 12RND90 34,800PS 122RPM x 2 shafts	Mitsubishi Sulzer 12RND90 34,800PS 122RPM x 2 shafts
Direction of prop. rotation seen from aft				
Type of shaft support	Bossing	Bossing	Bossing	Bossing
Type of stern bearings	Oil lubricated type	Oil lubricated type	Oil lubricated type	Oil lubricated type
Type of intermediate shaft bearings	Self lubricated removable type	Self lubricated removable type	Self lubricated removable type	Self lubricated removable type
Type of shaft coupling	Flange type	Flange type	Flange type	Flange type
Type of outboard shaft protection	-	-	-	-
Type & make of shaft seals	Chuetsu Waukesha Simplex 800 45C	Chuetsu Waukesha Simplex 800 3BC	Chuetsu Waukesha Simplex 800 3BC	Chuetsu Waukesha Simplex 800 45C
No. of reference drawing	FIG. 7	-	-	-

表 3.1.2 (D) 多軸船軸系配置一覽表

NAME OF THE SHIP	SHIP NAME	LAUNCH	SEA TRIAL DATE
Date of delivery	MAR. 1972	NOV. 1972	MAR. 1973
Owner	MOI	WILL. WILHELMSEN	MOI
Shipbuilder	MITSUBI SHIP B.	MITSUBI SHIP B.	MITSUBI SHIP B.
Hull dimension (m) LOA x LPP x B x D x d	269.0 x 252.0 x 32.2 x 24.4 x 12.0	276.093 x 259.0 x 32.2 x 24.4 x 11.58	269.067 x 267.0 x 32.2 x 19.8 x 11.5
Dead weight (17) No. of container	34,673 1842 x 20FT	33,469 2208 x 20FT	32,413 1887 x 20FT
Type of main engine Output/shaft, RPM	MITSUBI B&W 12K84EP x 2 9K84EP x 2 CENT. 33,800RPS 119RPM x 1 WING 25,400RPS 119RPM x 2shafts	MITSUBI B&W 12K84EP x 1 9K84EP x 2 CENT. 33,400RPS 119RPM x 1 WING 22,580RPS 119RPM x 2shafts	MITSUBI B&W 12K84EP x 2 34,800RPS 119RPM x 2 shafts
Direction of prop. rotation seen from aft			
Type of shaft support	Bossing	Bossing	Bossing
Type of stern bearings	Oil lubricated, white metal lined	Oil lubricated, white metal lined	Oil lubricated, white metal lined
Type of intermediate shaft bearings	Conventional oil bearing	Conventional oil bearing	Conventional oil bearing
Type of shaft coupling	Planged Muff for aftermost coupling	Planged Muff for aftermost coupling	
Type of outboard shaft protection			
Type & make of shaft seals	KOBE STEEL D.W. Simplex	KOBE STEEL D.W. Simplex	KOBE STEEL D.W. Simplex
No. of Reference drawing	FIG. 8	FIG. 9	FIG. 10

SHALL BRACKET BOSS AND FACE
TO PROPELLER BOSS FROM AFT
WATER-LOG SPIGOT IS REQUIRED
ON THE BRACKET BOSS AND FACE
TO SUIT THE AFT SHAW-WALKER

TUNNEL PORTABLE CHECKED PLATE
PLATE FROM TUNNEL APPROX. 1000. LEO
AFT TO AFT PEAK BAND & RAISED
INFO W/FR FRAME OPENINGS AS PER

GLAND & PORTABLE PLATE
FITTED ON B'ND

TORSIONMETER

NO JOURNAL BRGS. ON THRUST SHAFT

AFT MAIN GEAR WHEEL BEARING

HEIGHT OF SHAFT CENTRE AT
MAIN GEARWHEEL COUPLING PLANE
FAIR 300 H.M. END OF FR. 100
46.25 A.B.

KEYLESS PROPELLER

PROPELLER DIA. 6350MM

VERTICAL TAKE-UP OF SHAFT:- 18.32068 MM/METRE RISING EWD.

HORIZONTAL " " " " = ZERO

INCREASE IN SHAFT LENGTH DUE TO VERTICAL RAKE = 0.16782 mm/mm IN

COUPLINGS A'H C'D E'F'G:-

QUISIDE DIA _____ 1100A

P.C.D. _____ 900A

NO. OF BOLTS _____ 10.
BOLT DIA. _____ 1/4"

1. *Journal of the American Medical Association*, 1997; 277: 1001-1005.

COUPLING H:-

COMPLETE NLIN BOLTS FILTED BY A.E.I.

SHAFTING MATERIAL: FORGED INGOT STEEL OF 44 KG/CM² MIN TENSILE STRENGTH

ELEVATION ON PORT SHAFT & LOOKING TO PORT

TUNNEL BK' HD

SHAWT c (GGG4113 / 421m 5m/2 d)

PLANT ON STARTING 1

NOTE- AS DRAWN FOR ROOST STAPD TO QRR HAND.

VERBENZENE DYES -

DOI: 10.1002/eqe.2418

ACCG: OF INTERMEDIATE HART HORN AT KILMER 2128

94142 8 BCE-BASED ON FRAMES INDICATED PAGE 4529

DEFINITIONS OF ALLIANCE

Fig. 1 REMUERA

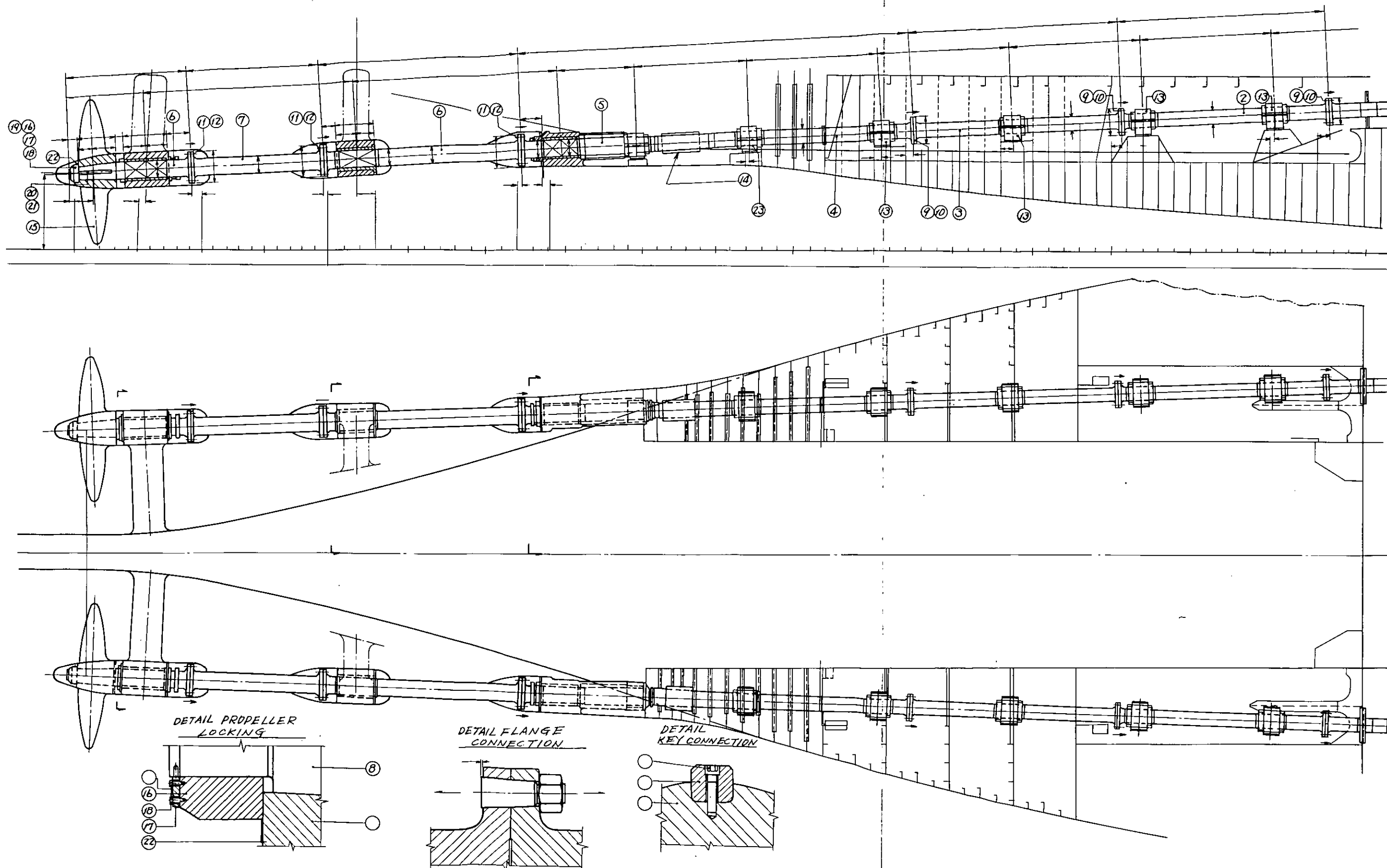


Fig. 2 S-L Commerce

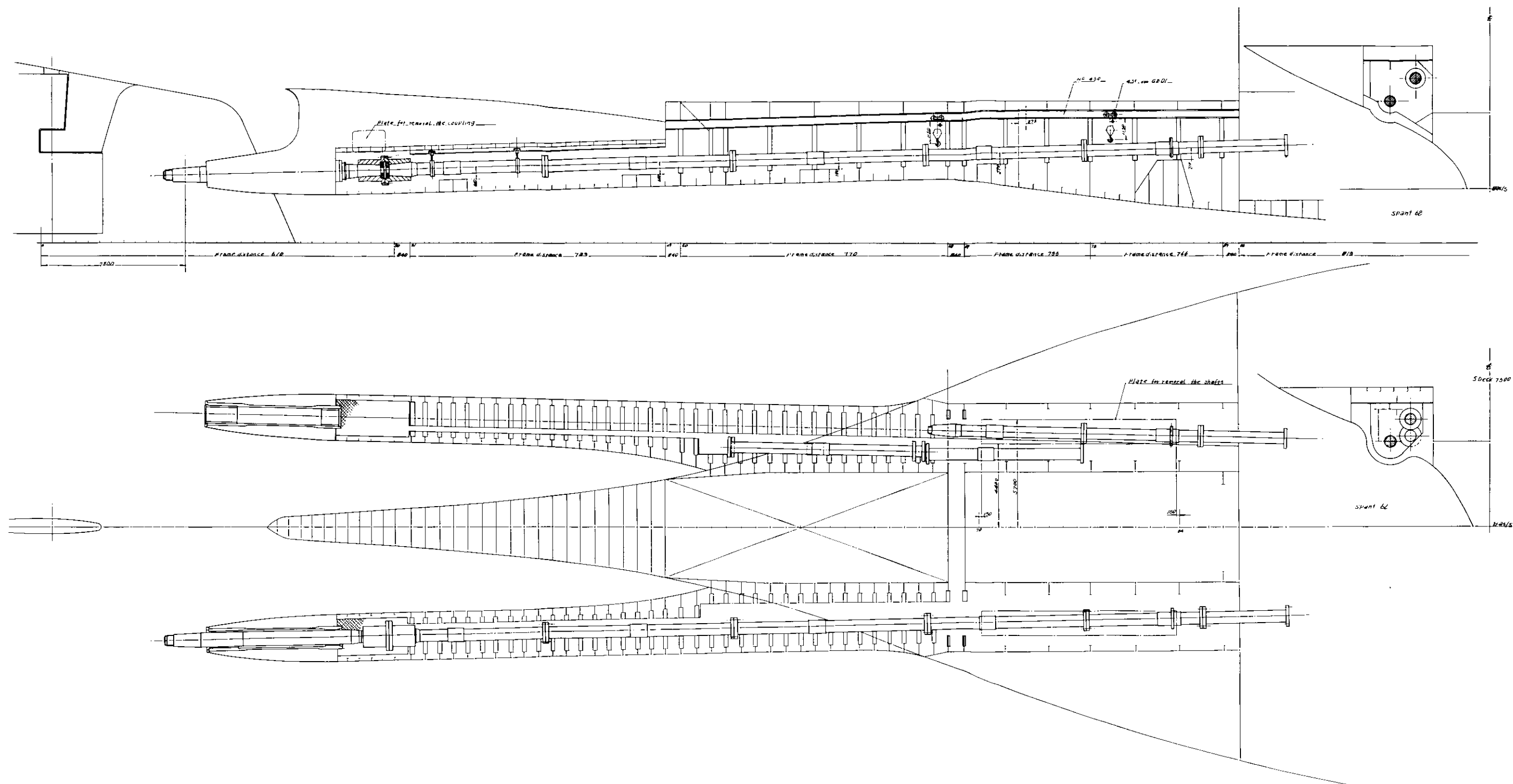


Fig. 3 TOKYO BAY

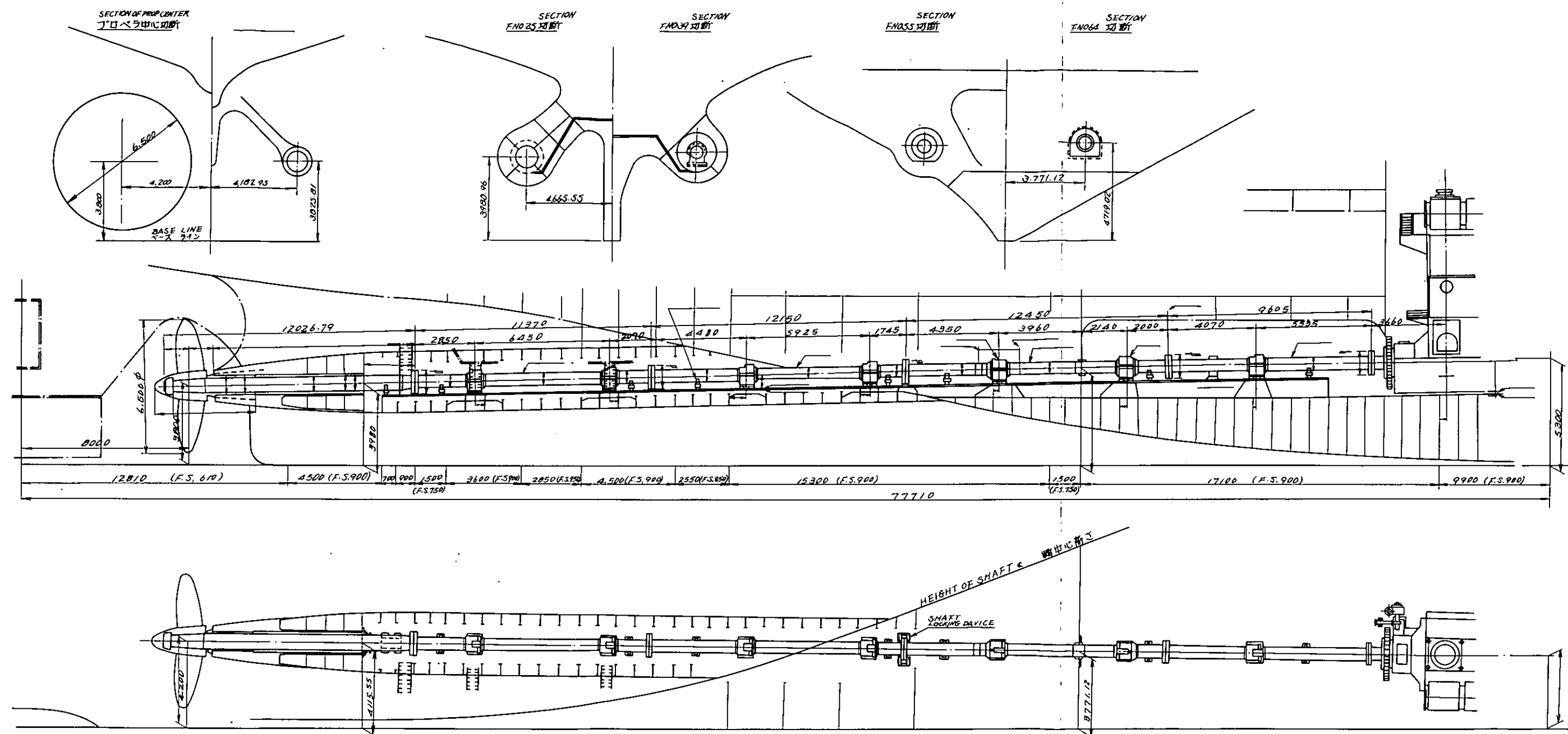
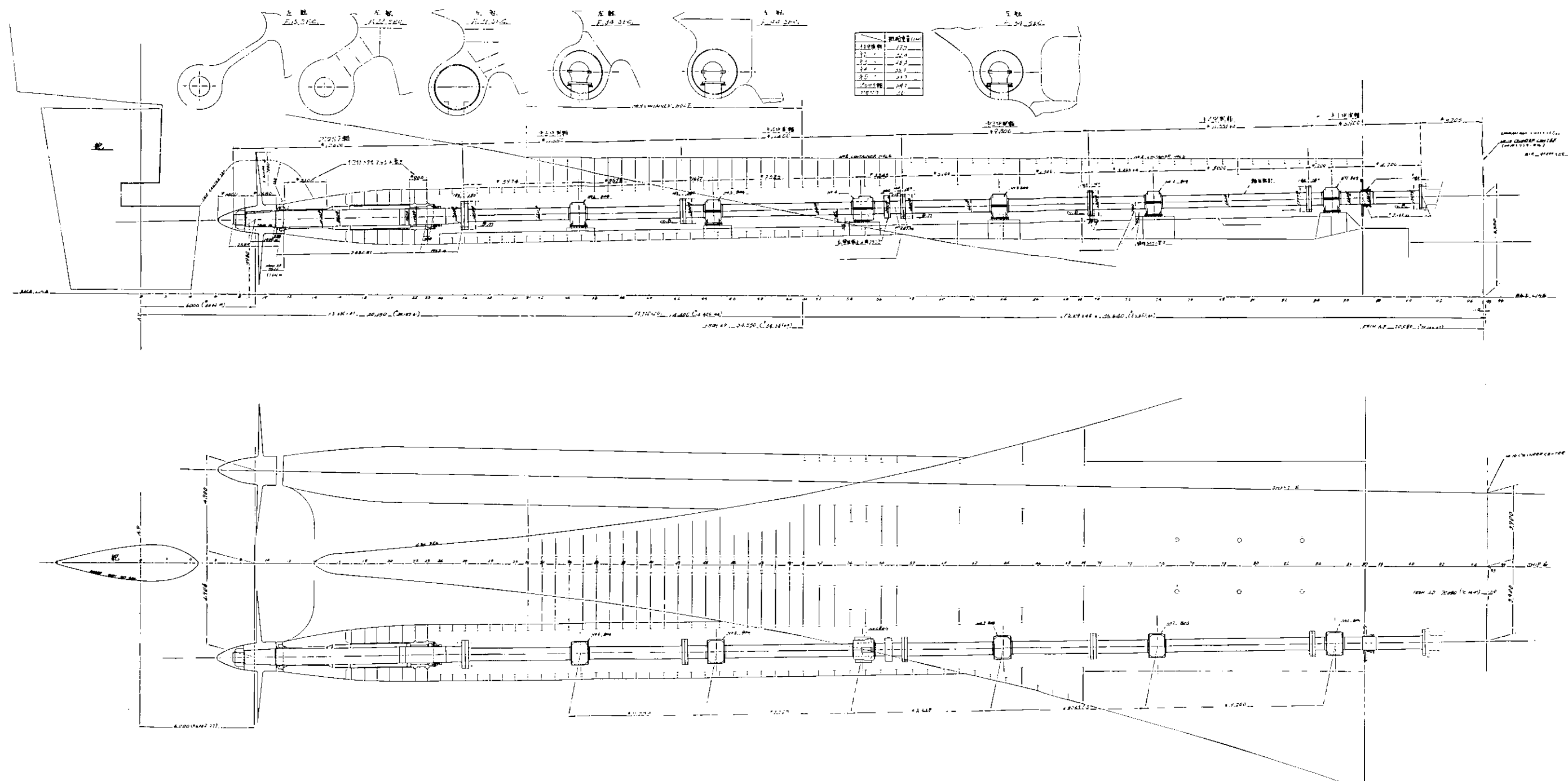
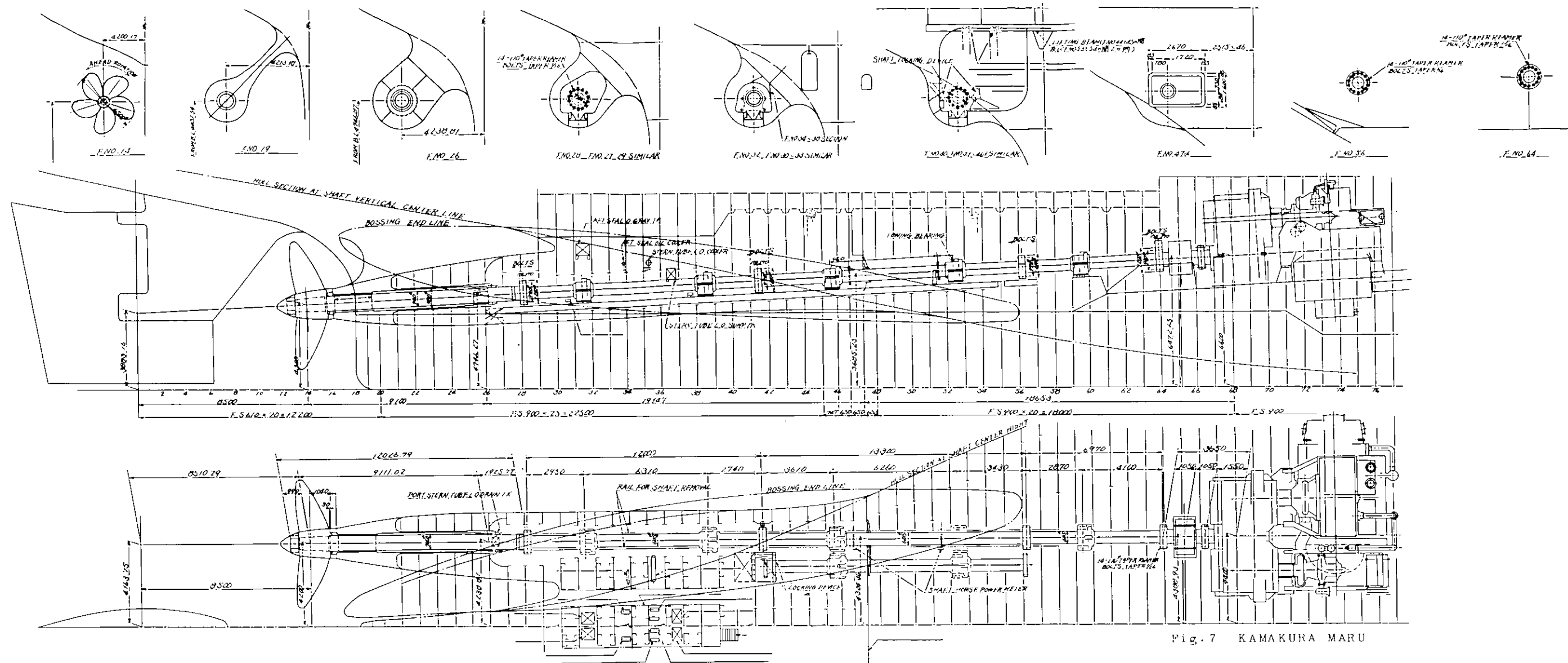


Fig. 5 KISO MARU





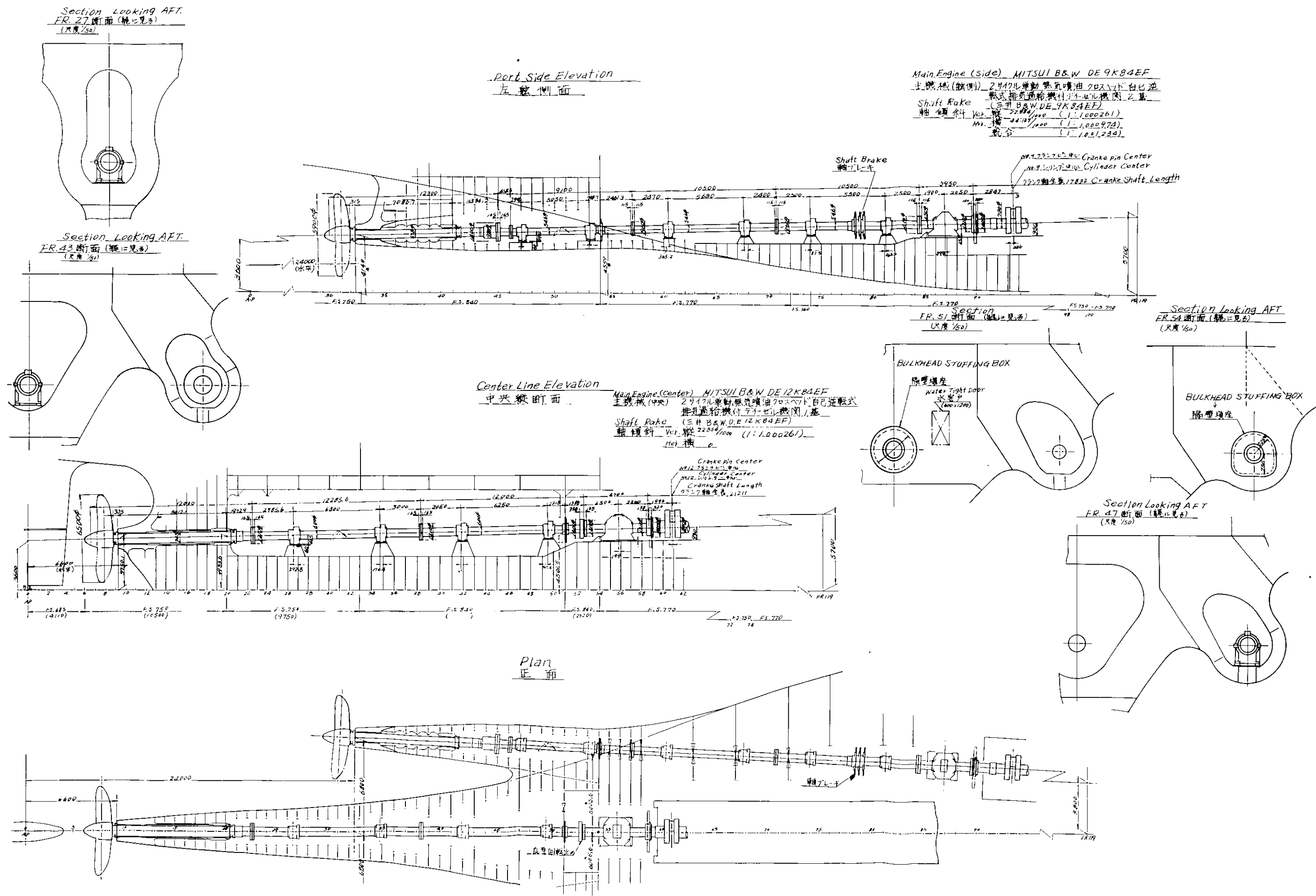
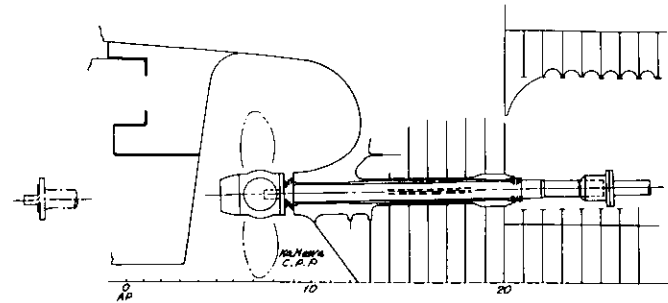


Fig. 8 ELBE MARU

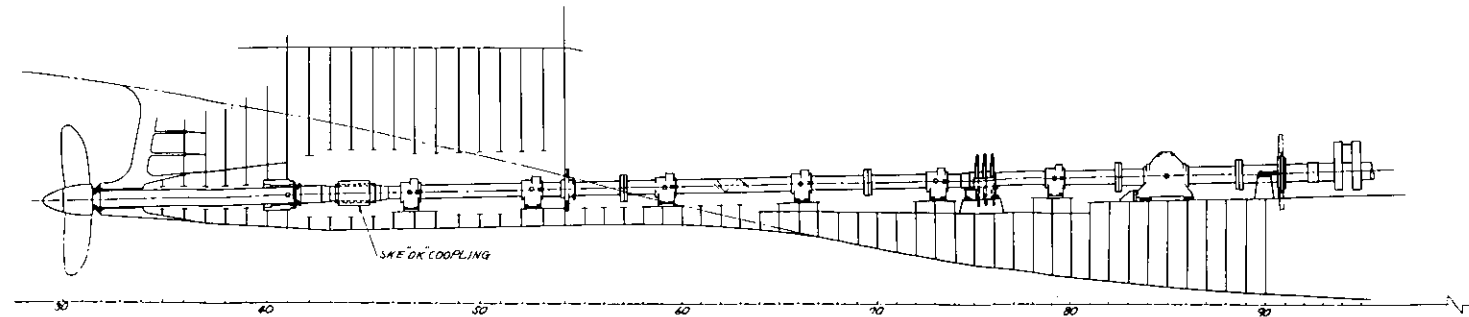
SHAFTING ARRANGEMENT

MAIN ENGINE TWO-STROKE-CYCLE, SINGLE ACTING, SOLID INJECTION,
CROSSHEAD, DIRECT-REVERSIBLE, TURBOCHARGED TYPE,
MARINE DIESEL ENGINE WITH SEPARATE THRUST BEARING
(MITSUBISHI B&W 12K 900 E.F.)
SHAFT RAKE VERTICAL 25° 47' (1:1,000 337)
HORIZONTAL 0°

ELEVATION (CENTER)

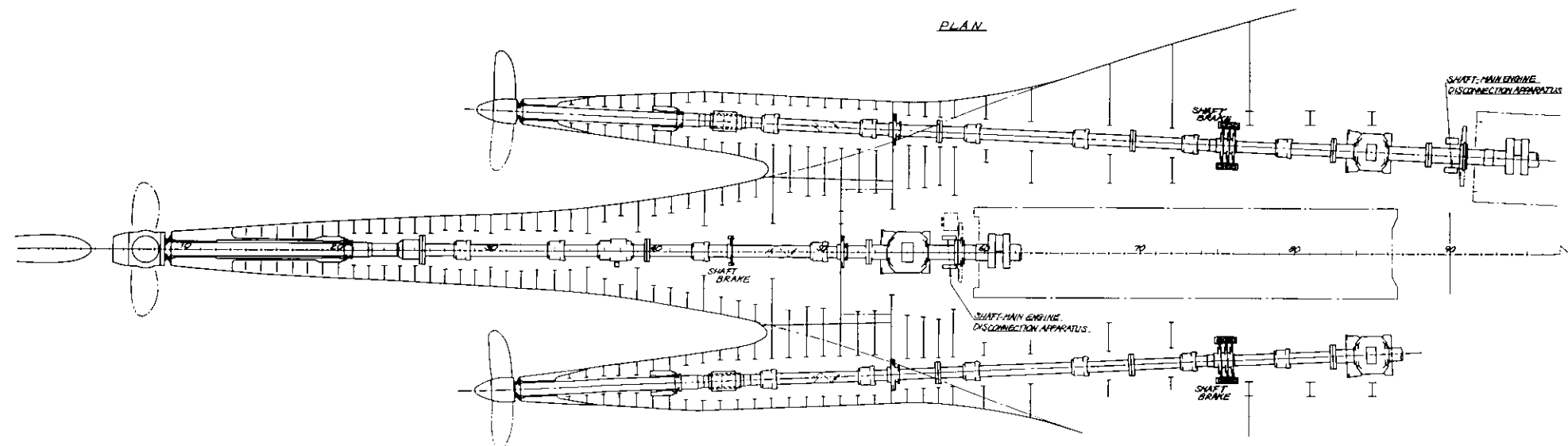


ELEVATION (PORT SIDE)

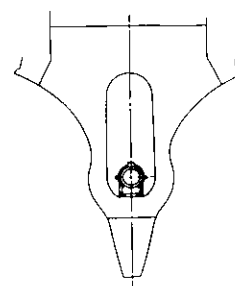


MAIN ENGINE TWO-STROKE-CYCLE, SINGLE ACTING, SOLID INJECTION,
CROSSHEAD, DIRECT-REVERSIBLE, TURBOCHARGED TYPE,
MARINE DIESEL ENGINE WITH SEPARATE THRUST BEARING
(MITSUBISHI B&W 12K 900 E.F.)
SHAFT RAKE VERTICAL 25° 47' (1:1,000 337)
HORIZONTAL 0° (1:1,000 337)
TOTAL (1:1,000 337)

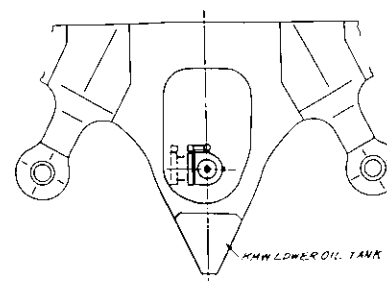
PLAN



FR 28 LOOKING AFT



FR 39 LOOKING AFT



FR 54 LOOKING AFT

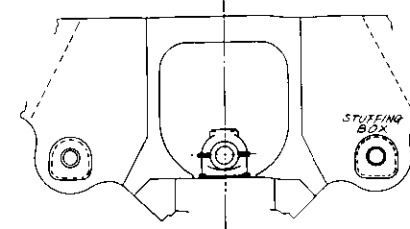


Fig. 9 TOYAMA

3.2 三軸船について

わが国においては3軸船の建造実績が少いが、外国においてはそれ程特異なものではなく、独、英の艦艇、仏の客船、特に独逸においては戦艦、巡洋艦などに好んで3螺旋方式が採用された。

実績が少いといっても戦前では3隻の軽巡、28隻の駆逐艦、3隻の特務艦、計34隻の艦艇と戦後2隻の商船の建造実績がある。

しかしながらこれら戦前の資料は殆んど逸散しているのでその実態が把握しにくいので、こゝに手許にあるものをまとめて参考とする。

3.2.1 三軸船採用の理由

各艦船に3基3軸を採用する理由は種々あるが、

1) 主機械の出力による。

特に船用機関の発達初期の段階ではこの理由によるものが多く、次いで内燃機関を搭載するに至つて所要総馬力と機関出力との組合せによるものが多いように思われる。

2) 一軸吸収馬力の限界による。

特に吃水の浅い高速小型艦艇においては一軸吸収馬力は回転数を高くしても限度があり、2軸では吸収出来ないの
で3軸にする。

3) 低速時の操船性能のために

2軸2舵は操船性能上は問題ないが、直進時の副部抵抗が大きく、2軸1舵船では副部抵抗は小さいが低速時の操
船性能は悪い。

4) 配置上の問題

独、英などで3軸船を採用された理由は前記の他に

(i) 危険分散

(ii) 区画浸水との関連で配置がし易いなどがあつたと聞くが具体的に検討する資料がない。

以上のように3軸船の効用が考えられるが、わが国で建造された艦船について述べると表3.2.1の通りであり、殆ん
どが主機関都合によるものであり、次いで1軸吸収馬力の限度、低速時操船性となる。

INAGUA SHIPPERの場合は就航地域の特殊性により、主機関を点検整備することを廃止して手軽に交換する方
式を採用したものでいわば使い捨てEngine方式ともいえる。

表 3.2.1. 本邦建造の3軸船

艦名	天竜	竜田	夕張	海風	磯風	桜	樺	巖島	筑紫		INAGUA SHIPPER	えるべ丸
艦種	軽巡	軽巡	駆逐艦	駆逐艦	駆逐艦	駆逐艦	駆逐艦	敷設艦	測量艦		油送船	コンテナ
竣工年	T-8	T-12	M-44	T-6	M-44	T-4	S-4	S-6			S-27	S-47
LWL	139.56	137.16	97.84	96.68	82.29	82.29	104.00	83.00				
Lpp					79.25	79.25						
B	12.34	12.04	8.56	8.52	7.32	7.32	11.83	10.60				
d	3.96	3.58	2.74	2.83	2.21	2.36	3.22	3.60				
△	3.948	3.141	1.150	1.227	6.00	6.65	2.080	1.600				
V	33.0	35.5	33.0	34.0	30.0	30.0	17.0	19.7			11.70	
主機	51.000	57.900	20.500	27.000	9.500	9.500	3.000	5.700			1.200	84.600
隻数	2	1	2	2	2	10	1	1			1	1
3軸採用の理由	駆逐艦谷風Classの主機を1基増し3機3軸とした我国初のオールギヤードタービン艦 本艦を3軸とした理由は定かではないがSIP/2軸では高すぎSIP/4軸では少しく低いといった理由ではなからうか。 英国のTribal classをType shipとし「パーソンズタービン」を英国より輸入、中央軸は巡航用〔Turbineで決定されたものと思われる〕 本艦は海風型を原型とし主機を国産化する目的をもっていたもので「ブラウンカーナース」「パーソンズ」タービンを忠実に模倣したものと思われる。 本艦は海風型を小型にしたもので海風に採用されたタービンの実績をみるまでのつなぎとし浦波（3等駆）の主機を1基増し3軸としたものである。（レンジプロ×3基） 大正3年8月第1次欧州大戦によりこのClass10隻の急速建造を行った。舷型の実績は十分出ていたが、設計変更の時間はなく舷型の図面をそのまま使用して建造したという。引続き12隻フランス向輸出している。 独逸潜水艦用Diesel主機の活用を目的とし、我国初のDiesel艦、他に操縦性能上の利点も認められた形跡あり。 Diesel主機 本艦では計画当初から3軸船の低速時の操縦性の優れていることが挙げられている。 本船は輸出先がブラジルであり、低速Dieselの補修ができないので原型1軸をギヤードエンジン3機3軸とした。 主機をDieselに決定したため											

3.2.2 1 軸吸収馬力の限界

1 軸吸収馬力の限界は

- 1) 推進器の回転数、直径
- 2) 軸系特に艀管軸受

によって決定される。

推進器直径は回転数のみならず吃水と密接な関係がある。

戦前でも航空母艦などでは1 軸40,000馬力のものがあり、最近のコンテナ船でも1 軸40,000馬力を実現している。今代表的な艦船についてこれらの傾向を調査したものを表3.2.2に掲げた。

表は回転数をとるかわりに吃水をとる

馬力／軸数／吃水

の係数で表わしたものである。

この係数は機関、推進器設計技術の時代的な変化をも示しているが、昭和年代に建造されたものについては1 軸吸収馬力の限界をよくあらわしている。

例えば「夕張」については

2 軸とすると 馬力／軸数／吃水 : 8.086

4 軸とすると " : 4.043

となり、当時までに建造された艦船では8.000もの高い係数はなく、4 軸として係数4.000程度では既成駆逐艦の係数より低くなる。

3 軸として係数5.391に駆逐艦の6.000より若干低く、巡洋艦の4.000台より高い値である。

独逸3 軸巡洋艦の5.000～7.500（昭和10年前後）も可成り高い数字を示している。

最近の超高速コンテナ船鎌倉丸 $40,000 \times 2 / 2$ 軸 / 12.0 = 3.333

油送船 $45,000 / 1$ 軸 / 28.0 = 1.607

$50,000 / 1$ 軸 / 22.4 = 2.232

表 3.2.2 馬 力、

艦 名	艦 種	竣工年	排 水 量	$L_{WL} \times B \times d$	C_b	速 力
金 剛	巡 戰	T-2	2 7.9 4 0	211.836×28.04 × 8.382	0.547	27.5
扶 桑	戰	T-4	3 1.0 9 0	202.692×28.651× 8.687	0.600	22.5
伊 勢	"	T-6	3 1.7 6 0	205.74 ×28.651× 8.738	0.602	23.0
長 門	"	T-9	3 4.3 4 1	213.36 ×28.956× 9.144	0.593	26.5
大 和	"	S-16	6 9.1 0 0	256.0 ×36.90 ×10.40	0.686	27.0
鳳 翔	空 母	T-11	9.4 9 4	165.0 ×18.00 × 6.17	0.505	25.0
赤 城	"	S-2	3 4.3 6 4	249.0 ×29.00 × 8.07	0.575	31.0
加 賀	"	S-3	3 3.6 9 3	230.0 ×29.60 × 7.93	0.609	27.5
龍 驤	"	S-8	1 0.1 5 0	175.39 ×20.32 × 5.56	0.500	29.0
蒼 龍	"	S-12	1 8.8 0 0	220.0 ×21.30 × 7.62	0.514	34.5
飛 龍	"	S-14	2 0.2 5 0	220.0 ×22.32 × 7.74	0.520	34.3
翔 鶴	"	S-16	2 9.8 0 0	250.0 ×26.00 × 8.87	0.504	34.2
信 濃	"	S-19	6 8.0 6 0	256.0 ×36.30 ×10.31	0.687	27.0
大 鳳	"	S-19	3 4.2 0 0	253.0 ×27.70 × 9.67	0.492	33.3
雲 龍	"	S-19	2 0.4 0 0	223.0 ×22.0 × 7.76	0.523	34.0
葛 城	"	S-19	2 0.2 0 0	223.0 ×22.0 × 7.76	0.518	32.0
龍 鳳	改 空	S-17	1 5.3 0 0	210.0 ×19.58 × 6.67	0.544	26.5
祥 鳳	"	S-17	1 3.1 0 0	201.43 ×18.00 × 6.64	0.531	28.0
千 歲	"	S-19	1 3.6 0 0	185.93 ×20.80 × 7.51	0.457	29.0
飛 鷹	"	S-17	2 7.5 0 0	215.3 ×26.70 × 8.15	0.573	25.5
大 鷹	"	S-16	2 0.0 0 0	173.7 ×22.50 × 8.00	0.624	21.0
神 鷹	"	S-18	2 0.9 0 0	189.36 ×25.60 × 8.18	0.514	21.0
海 鷹	"	S-18	1 6.7 0 0	159.59 ×21.90 × 8.25	0.565	23.0
天 龍	輕 巡	T-8	3.9 4 8	139.56 ×12.34 × 3.96	0.565	33.0
球 磨	"	T-9	5.5 0 0	158.53 ×14.17 × 4.80	0.498	36.0
長 良	"	T-11	5.5 7 0	" × " × "	0.504	36.0
那 珂	"	T-14	5.5 9 5	" × " × 4.91	0.495	35.25
夕 張	"	T-12	3.1 4 1	137.16 ×12.04 × 3.58	0.518	35.50
古 鷹	重 巡	T-15	8.5 8 6	183.53 ×15.77 × 5.56	0.521	34.50
青 葉	"	S-2	8.9 0 0	183.58 ×15.83 × 5.71	0.523	34.50
那 智	"	S-3	1 2.3 7 4	201.50 ×17.34 × 5.90	0.586	35.50
愛 宕	"	S-7	1 2.9 8 6	201.67 ×18.03 × 6.11	0.570	35.50
最 上	輕 巡	S-10	1 1.1 6 9	197.00 ×18.00 × 5.50	0.559	37.00
鈴 谷	"	S-12	1 3.4 4 0	198.06 ×19.20 × 5.90	0.584	35.00
利 根	"	S-13	1 3.3 2 0	198.00 ×18.50 × 6.23	0.569	35.00
阿 賀 野	"	S-17	7.7 1 0	172.00 ×15.20 × 5.63	0.511	35.00
大 淀	"	S-18	9.9 8 0	189.00 ×16.60 × 5.95	0.522	35.00
海 風	驅 逐 艦	M-44	1.1 5 0	97.84 × 8.56 × 2.74	0.489	33.00
磯 風	"	T-6	1.2 2 7	96.68 × 8.52 × 2.83	0.514	34.00
峯 風	"	T-9	1.3 4 5	99.53 × 8.92 × 2.90	0.510	39.00
神 風	"	T-11	1.4 0 0	99.67 × 9.16 × 2.92	0.512	37.25
睦 月	"	T-15	1.4 4 5	100.20 × 9.16 × 2.96	0.519	37.25

軸 数 と 吃 水

Vkts /Lm	合 計 馬 力	軸 数	馬 力 / 軸 数	馬 力 / 軸 数 / 吃 水	馬 力 / 軸 数 / 排 水 量	MACH-SPACE AM	BOILER SPACE AB
1.889	640000	4	16100	1.921	0.57		
1.580	400000	4	100000	1.151	0.32	460	770
1.604	450000	4	11250	1.287	0.35	511.1	775.9
1.814	800000	4	200000	2.187	0.58	516.2	825.3
1.688	1500000	4	375000	3.606	0.54	764	814.5
1.946	300000	2	150000	2.431	1.58	178.4	178.4
1.965	1312000	4	328000	4.064	0.95	653.0	830.6
1.813	910000	4	22750	2.869	0.68	527.2	546.5
2.190	650000	2	325000	5.845	3.20	264.5	352.8
2.326	1520000	4	380000	4.987	2.020	543.0	573.0
2.313	1520000	4	380000	4.910	1.880		
2.163	1600000	4	400000	4.510	1.340	581.0	608.0
1.688	1500000	4	375000	3.637	0.550		
2.094	1600000	4	400000	4.137	1.170		
2.277	1520000	4	380000	4.897	1.860		
2.143	1040000	4	260000	3.351	1.290		
1.829	520000	2	260000	3.898	1.700		
1.973	520000	2	260000	3.916	1.98		
2.127	568000	2	284000	3.782	2.09		
1.738	562500	2	281250	3.451	1.02		
1.593	252000	2	126000	1.575	0.63		
1.526	260000	2	130000	1.589	0.62		
1.821	520000	2	260000	3.152	1.56		
2.793	510000	3	170000	4.293	4.36	250.1	348.1
2.859	900000	4	225000	4.688	4.09	345.1	474.7
2.859	900000	4	225000	4.688	4.04		
2.800	900000	4	225000	4.582	4.02		
3.031	579000	3	193000	5.391	6.14	259.6	286.1
2.547	1020000	4	255000	4.586	2.97		
2.546	1020000	4	255000	4.466	2.87		
2.501	1300000	4	325000	5.508	2.63		
2.500	1300000	4	325000	5.319	2.50		
2.636	1520000	4	380000	6.909	3.40	499	614
2.487	1520000	4	380000	6.441	2.83	499	563
2.487	1520000	4	380000	6.100	2.85	499.74	564.5
2.669	1000000	4	250000	4.440	3.24		
2.546	1100000	4	275000	4.620	2.76		
3.337	205000	3	68333	2.494	5.94		
3.458	270000	3	90000	3.180	7.33		
3.909	385000	2	192500	6.638	14.31		
3.731	385000	2	192500	6.592	13.75		
3.721	385000	2	192500	6.503	13.32		

表 3. 2. 2 (つづき)

艦 名	艦 種	竣工年	排 水 量	$L_{wl} \times B \times d$	C_b	速 力
吹 雪	駆 逐 艦	S-3	1,980	115.30×103.6×3.20	0.505	38.0
暁	"	S-7	"	" " "	"	"
初 春	"	S-8	1,680	105.50×100.0×3.03	0.513	36.5
白 露	"	S-11	1,980	107.50×99.0×3.50	0.519	34.0
朝 潮	"	S-12	2,370	115.00×103.5×3.69	0.526	35.0
陽 炎	"	S-14	2,500	116.20×108.0×3.76	0.517	35.0
夕 雲	"	S-16	2,520	117.00×108.0×3.76	0.517	35.0
秋 月	"	S-17	3,470	132.00×116.0×4.15	0.533	33.0
島 風	"	S-18	3,048	126.00×112.0×4.14	0.509	39.0
松	"	S-19	1,530	98.00×93.5×3.30	0.494	27.8
橘	"	S-20	1,580	98.00×93.5×3.37	0.499	27.8
日 進	水 母	S-17	12,500	188.00×19.70×7.00	0.470	28.0
剣 崎	潜 水 母	S-14	13,000	201.60×18.18×6.73	0.514	29.0
嚴 島	敷 設	S-4	2,080	104.00×118.3×3.22	0.512	17.0
筑 紫	測 量	S-6	1,600	83.00×106.0×3.60	0.493	19.7
大 浜	標 的	S-20	2,950	118.00×115.5×4.10	0.515	33.0
DEUTSCHLAND	独 殊	S-36	4,850	LPP 138.00×15.47×4.29		20.0
				× ×		
TIRPITZ	独 戦	S-16	42,900	LOA 251.00×36.00×10.90 ^{Max}		29.0
ILLUSTRIOS	英 空	S-15	23,000	LOA 229.50×29.00×8.80 ^{Max}		31.0
LEIPZIG	独 巡	S-6	6,710 (FULL 8290)	LOA 177.00×16.20×5.20		32.0
NÜRNBERG	独 巡	S-10	6,980 (FULL 8380)	LOA 181.00×16.40×5.00		32.0
AD.HIPPER	独 巡	S-14	13,900 (FULL 18600)	LOA 206.00×21.30×5.80		32.5
PRINZ EUGEN	独 巡	S-15	14,800 (FULL 19800)	LOA 210.00×21.80×5.80		32.0
SUFFREN	仏 巡	S-3	10,000	LOA 196.00×20.00×7.30		32.0
				×		
はるかぜ	護 衛 艦	S-31	1,700	LOA 106.00×10.50×3.65		30.0
あけぼの	"	S-31	1,060	LOA 89.50×8.70×3.15		28.0
あやなみ	"	S-33	1,700	LOA 109.00×10.70×3.60		32.0
むらさめ	"	S-34	1,800	LOA 108.00×11.00×3.70		30.0
あきづき	"	S-35	2,350	LOA 118.00×12.00×4.00		32.0
いすず	"	S-36	1,490	LOA 94.00×10.40×3.50		25.0
あまつかぜ	"	S-40	3,050	LOA 131.00×13.40×4.20		33.0
やまぐも	"	S-40	2,050	LOA 114.00×11.80×3.80		27.0
たかつき	"	S-41	3,050	LOA 136.00×13.40×4.40		32.0
INAGUA SHIPPER	油 送 船	S-26	3,515	81.88×12.50×4.642	0.722	11.7
えるべ丸	コンテナ船	S-47		252.00×32.20×12.00		

Vkts/√Lm	合計馬力	軸数	馬力/軸数	馬力/軸数/吃水	馬力/軸数/排水量	MACH SPACE A B	BOILER SPACE A B
3.539	50,000	2	25,000	7.812	12.63	2320	2660
"	"	2	"	"		2320	2120
3.554	42,000	2	21,000	6.931	12.50	1860	1870
3.279	42,000	2	21,000	6.000	10.61	1880	1850
3.264	50,000	2	25,000	6.775	10.55	2260	2030
3.247	52,000	2	26,000	6.915	10.40		
3.236	52,000	2	26,000	6.915	10.32		
2.872	52,000	2	26,000	6.265	7.49		
3.474	75,000	2	37,500	9.058	12.30		
2.808	19,000	2	9,500	2.879	6.21		
2.808	19,000	2	9,500	2.819	6.01		
2.042	47,000	2	23,500	3.357	1.88		
1.947	56,000	2	28,000	4.160	2.15		
1.667	3,000	3	1,000	3.11	0.48	157	
2.162	5,700	3	1,900	5.28	1.19		
3.038	52,000	2	26,000	6.341	8.81		
1.70	T 8,000 D 3,340×2	3	4,900	1.142	1.01		
1.83	138,000	3	46,000	4.120	1.07		
1.98	110,000	3	36,700	4.170	1.60		
2.41	T 66,000 D 12,400	3	26,100	5.020	3.89		
2.38	"	3	26,100	5.220	3.74		
2.26	132,000	3	44,000	7.590	3.16		
2.21	132,000	3	44,000	7.590	2.97		
2.28	90,000	3	30,000	4.110	3.00		
2.913	30,000	2	15,000	4.110	8.82		
2.960	18,000	2	9,000	2.857	8.49		
3.065	35,000	2	17,500	4.861	10.29		
2.887	30,000	2	15,000	4.054	8.33		
2.946	45,000	2	22,500	5.625	9.57		
2.579	D 16,000	2	8,000	2.286	5.37		
2.883	D 60,000	2	30,000	7.143	9.84		
2.529	D 26,500	2	13,250	3.487	6.46		
2.744	60,000	2	30,000	6.818	9.84		
1.295	1,200	3	400	8.6	0.11		
	84,600	3					

3.2.3 測量艦構築の計画

日本海軍は膠州、駒橋、勝力などの測量艦を保有していたが、何れも中古艦を改造したもので本格的な測量艦はなかった。昭和11年初頭軍令部から基準排水量1400t、速力20ktsの測量艦の案が出され、昭和13年1月27日下記の艦型が決定されたときく。

(a) 計画要目

△Trial : 1600KT, △N : 1399KT
LWL : 83.0^M, B : 10.6^M, D : 6.6^M, d : 3.6^M
V : 19.7kts, Cruising Range 8000 sm (16.0ktsにて)
Main Eng. : 3-Diesel single acting 4 cycle
SHP : 5700, Number of screw : 3
12cm A.A 連装2基
25^{mm} AMG. # 2基、小型水上飛行機1機
シ式測深儀 : 2基、電動測深儀2基、
F式音響測深儀2基、九一式測深儀1基
測程儀1基、測量艇4隻
人員 : 本艦側 128名

水路部側 65名 (測量班39名 観測班4名 製図班11名)

作業室 : 製図室、測量作業室、気象作業室、海象作業室、

(b) 主機、軸数選定の経緯 :

- 1) 測量作業のため静かなことが要求され、この点でDiesel 船は不適とされたが、大航続力を満足するためDieselとした。
- 2) 測量任務上最低速力4kts位を保つことを要求されたので計画としては

最低速力	{	中央軸のみで約2.2kts
		中央軸遊転左右軸で5.7kts
		3軸で 6.5kts
最大速力	{	中央軸遊転左右軸で17.1kts
		中央軸のみで 12.5kts

の3軸船として決定された。

(c) 振 動

本艦完成公試運転の際一般に振動が大、特に艦橋の振動がきわめて大きいことが問題となった。機関の「バランス」商船式構造としたため縦横強度材の結合が不念でなかった等の原因があげられているが、3軸プロペラによる原因が大きかったのではないかと推察される。

(d) 計画時の討議

昭和13年3月3日の本艦基本計画概案に関する技術会議においては復原性が大きな話題となったが、直接関係ないので推進、抵抗関係だけ抜き書きすると、

徳川委員 : 計画推進効率48%となるも過多ならずや。

福田委員 : 3軸の既成艦は少く、且既成艦の推進効率も良否ありて判定に苦しむ所なれど本艦の推進効率は45%とし19.5ktsの速力を出し得るものと思ふ。

3.2.4 三軸船の船尾形状と推進器位置

3軸船の推進器配置は船尾形状と無関係ではない

(a) 商船型船尾

単螺旋船の船尾形状をそのまま踏襲したもので、更に

i) Mariner 型船尾：えるべ丸

ii) 普通型 : INAGUA SHIPPER

(b) 軍艦型船尾：

双螺旋船の船尾形状に対し、中心軸はシャフトブラケットで支持したもの、

これらの何れに対しても推進器位置は

Normal type : Centre と side の propeller が同位置

Aft type : Side の propeller が Centre より前方であるがそれ程前でないもの

Forward type : Side の propeller が Centre より可成り前方のもの

また Centre, side の高低の異なるものなどがある。図 3.2.1 に船尾形状及びプロペラ位置の比較を示す。

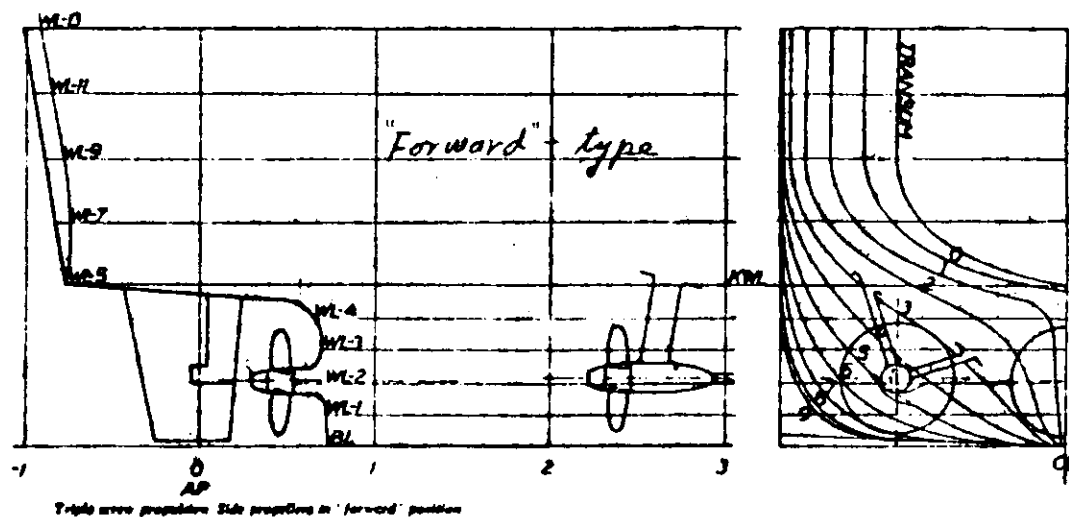
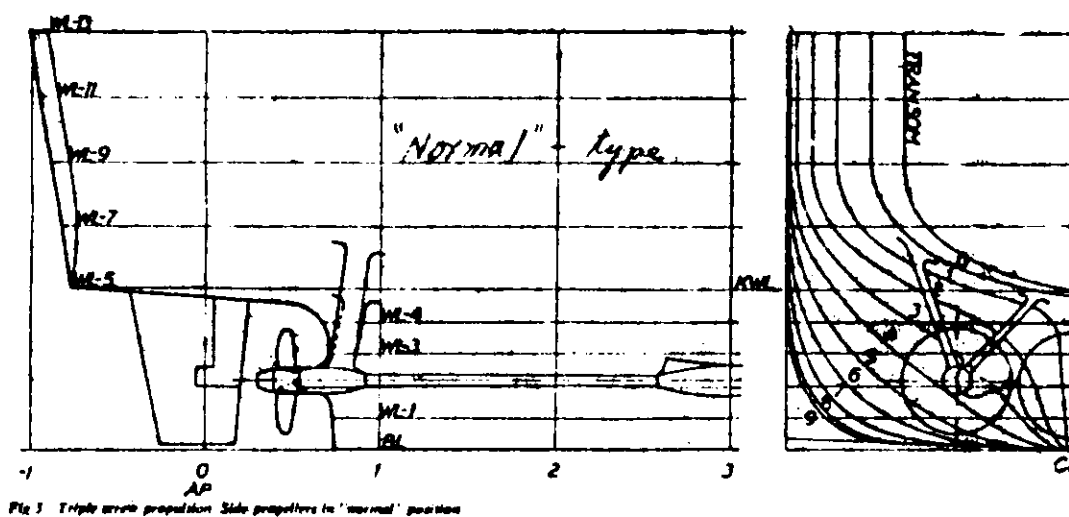
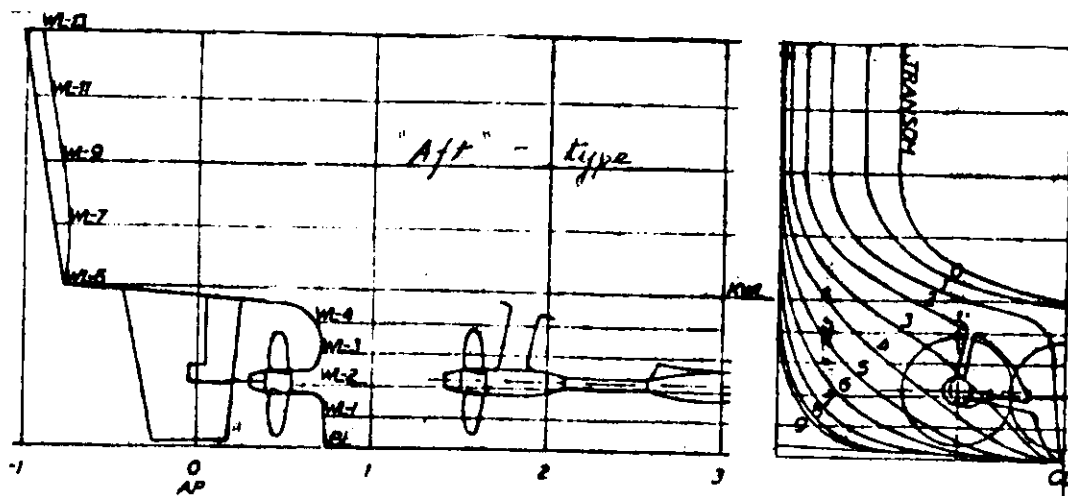


図 3.2.1 3 軸船の船尾形状及びプロペラ位置の比較

3.3 旧海軍多軸船のプロペラ関係について

- (1) 明治時代に建造の蒸気レシプロ主機艦の例は表 3.3.1 のようであり、プロペラの回転方向は内廻りと外廻りとがある。
- (2) 蒸気タービン主機の最初の採用は明治 38 年、戦艦安芸と装甲巡洋艦伊吹に米国製カーチス・タービン (Single casing turbine) 各 2 基の採用、通報艦最上に英国製パーソンズ・タービン (高圧 1 個 低圧 2 個) 1 基の採用である。前 2 艦は 2 軸船後者は 3 軸船いづれも主軸に直結のタービンである (後者は中央軸高圧、両舷軸低圧)。
- (3) 大正 5 年度計画戦艦長門、巡洋艦天龍、龍田、駆逐艦谷風、江風に初めて歯車減速装置付タービン主機を採用するまでのタービン主機は直結である。
- (4) 表 3.3.2 は直結時代から前(3)項の歯車減速装置付タービン主機初採用までのタービン艦の例を示す。

本表中矢矧 (4 軸船) が内軸外廻り、外軸内廻りである以外は次の 5 項の昭和年代の機関計画内規の規定に合致している。

- (5) 機関計画内規 (昭和 8 年 1 月制定) には次の項がある。
 - 1) プロペラ回転方向は外廻りとする。但し、1 軸の場合は右廻りとする。
 - 2) 船尾軸及びプロペラ軸の張出軸受及び船尾管内の部分には青銅製被金を焼きばめするを例とする。
- (6) 前項の場合船尾管及び張出軸受にはリグナムバイターを使用する。

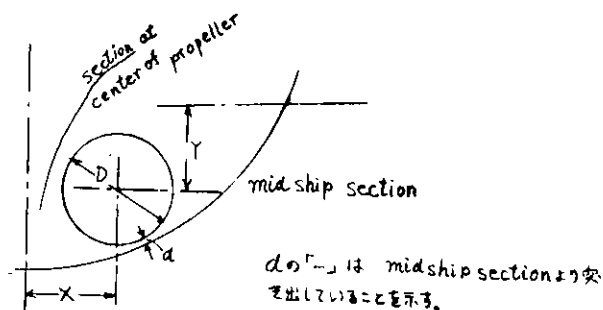


表 3.3.1 付図

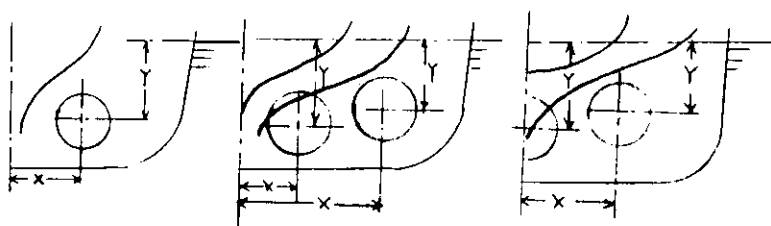


表 3.3.2 付図

表 3.3.1 レジプロ主機艦の例 (明治時代建造)

艦種	艦名	垂線間長	最大幅	平均喫水	排水量(噸)	軸数	速力 ノット	I H P	R P M	プロペラ直径	プロペラ位置			回転方向	竣工	建造
											X	Y	α			
戦艦	三笠	400-0"	76'-2 $\frac{1}{2}$ "	27'-2"	15120	2	1800 (1854)	15000 (16431)	120 (1245)	17'-0"	13'-0"	18'-5 $\frac{5}{8}$ "	+5"	内	明治35-3-1	英国
"	鹿島	425-0	78-1 $\frac{1}{2}$	26'-7 $\frac{1}{2}$ " (26-8 $\frac{1}{2}$)	16385 (16486)	2	1850 (1924)	15600 (17066)	120 (1227)	17'-0	14'-6	17-10 $\frac{1}{2}$	+3	内	39-5-23	英国
一等巡洋艦	浅間	408-0	68-2	24'-4 $\frac{1}{2}$ " (24-5 $\frac{1}{2}$)	9750 (9714)	2	2125 (2207)	18000 (18227)	155 (1545)	15-5	10-3	15-10 $\frac{1}{2}$	+9	外	32-3-18	英国
"	筑波	440-0	75-0	26-0 (25-4 $\frac{1}{2}$)	13750 (13396)	2	2050 (2101)	19500 (23260)	150 (1477)	16-6	11-0	17-0	+4	外	40-1-14	呉
"	日進	344-8	59-9 $\frac{1}{2}$	23-2 $\frac{3}{4}$	7398	2	2000	13500	106	16-9	9-10 $\frac{1}{8}$	14-6 $\frac{1}{2}$	-4	外	37-1-7	伊国
二等巡洋艦	笠置	374-6	48-9	17-9	4900	2	2250 (2275)	17000 (13492)	165 (1608)	14-0	8-10	10-2	+4	外	31-10-24	米国
"	千歳	377-1	49-2	17-7 $\frac{1}{2}$	4760	2	2250 (2256)	15500 (11900)	153 (1529)	13-0	8-3	10-3	+7	外	32-3-1	米国
三等巡洋艦	音羽	321-6	41-4 $\frac{1}{2}$	15-9 (15-8 $\frac{1}{2}$)	3000 (2997)	2	2100 (2111)	10000 (8477)	200 (1935)	11-6	7-10	9-5	-1 $\frac{1}{2}$	外	37-9-6	横須賀
"	明石	295-3 $\frac{3}{4}$	41-8	15-9 (16-3 $\frac{1}{2}$)	2807 (2942)	2	1950 (1953)	8000 (7396)	160 (1511)	12-5	9-6 $\frac{3}{16}$	8-8 $\frac{3}{8}$	-4 $\frac{3}{4}$	外	32-3-3	横須賀
報知艦	淀	280-0	32-0	9-9	1250	2	2200	6500	235	9-0	6-10	5-10	-15 $\frac{1}{2}$	外	41-4-8	川崎
"	龍田	240-0	27-6	9-6 (9-11)	864 (920)	2	2100 (2050)	5069 (4689)	240 (2270)	8-6	6-0	6-1	-23	内	27-7-31	英国
駆逐艦	吹雪	227-0	21-0	6-0 (6-2 $\frac{1}{4}$)	375 (391)	2	2900 (2746)	6000 (6008)	380 (3691)	7-0	4-7 $\frac{1}{8}$	4-6 $\frac{5}{8}$	-34	外	38-2-28	呉
"	東雲	210-0	19-6	5-8 (6-5 $\frac{3}{4}$)	279 (286)	2	3000 (3032)	5400 (5273)	400 (3790)	6-4	3-5 $\frac{1}{2}$	3-8	-21	外	32-2-1	英国

注 1. 各プロペラ翼数 3

注 2. () 外-計画値、() 内-実績値

表 3.3.2 タービン主機艦の例 (明治大正時代建造)

	船名	垂線間長	最大幅	平均喫水	排水量(噸)	軸数	速力	SHP	RPM	連結方法	プロペラ直径	プロペラ位置			回転方向	船尾軸管内軸径 外径・内径	竣工	建造
												前後プロペラ距離	X	Y				
戦艦	安芸	460-0"	83-7 $\frac{1}{2}$ "	27-6	19800	2	200	24000 (28740)	225 (2607)	直結	13-6"	-	11-6"	18-11 $\frac{1}{16}$ "	外		明治 44. 311	呉
	"	500-0	84-3	27-0	20823	2	200	25000	245	"	13-4	-	12-6	18-6	外		" 45. 331	横須賀
	"	630-0	94-0	28-6	30600	4	225	40000	280	"	{11-0 11-3	26-0"	23-6 10-0	19-3 20-11 $\frac{1}{2}$	W 外 C 外	17 $\frac{1}{2}$ ×12 $\frac{1}{2}$	大正 41. 8	呉
	"	640-0	94-0	23-8	31260	4	230	45000	300	"	{11-3 11-3	32-0	24-1 9-0	19-3 21-1 $\frac{1}{2}$	W 外 C 外	17×12 $\frac{1}{2}$	" 61.215	川崎
装 甲 巡洋艦	伊勢	660-7	95-0	30-0	33800	4	265	80000	230	歯車減速	{13-9 13-9	27-6	30-10 15-3	16-0 22-3	W 外 C 外	19 $\frac{3}{4}$ ×12	" 91.125	呉
	伊吹	450-0	75-4 $\frac{1}{2}$	26-18	14636	2	225 (2116)	24000 (28977)	255 (265)	直結	12-9	-	11-0	17-3	外		明治 42.11.1	呉
巡洋艦	金剛	653-6	92-0	27-6	27500	4	275	64000 (78275)	290 (300)	"	{12-0 12-0	25-3 $\frac{1}{2}$	22-1 $\frac{1}{2}$ 11-4 $\frac{1}{2}$	15-8 $\frac{1}{2}$ 19-3	W 外 C 外	18 $\frac{1}{2}$ ×10 $\frac{3}{8}$	大正 2. 816	英 国
	"	"	"	"	"	4	"	64000 (76127)	290 (296)	"	{12-0 12-3	25-3 $\frac{1}{2}$	22-1 $\frac{1}{2}$ 11-4 $\frac{1}{2}$	15-8 $\frac{1}{2}$ 19-3	W 外 C 外	18 $\frac{1}{2}$ ×10 $\frac{3}{8}$	" 3. 8. 4	横須賀
	矢矧	13411 (m)	14.20 (m)	5.11 (m)	5000	4	260	22500	470	"	{7-3 $\frac{1}{2}$ 7-3 $\frac{1}{2}$	33-0	13-0 6-0	10-4 11-6	W 内 C 外	10 $\frac{1}{2}$ ×6	明治 45. 727	佐世保
通 報 艦	天龍	13411 (m)	12.34 (m)	3.96 (m)	3948	3	330	51000	400	歯車減速	{10-0 10-0	31-9	14-0 0	8-9 11-0	W 外 C 右	W13×9 $\frac{1}{4}$ C13×9	大正 8.120	横須賀
	最上	"	"	"	"	3	"	8000	620	直結	{5-2 $\frac{1}{2}$ 5-2 $\frac{1}{2}$	3-5 $\frac{1}{8}$	5-8 0	6-4 $\frac{1}{2}$ 7-4 $\frac{1}{2}$	W 外 C 右	9 $\frac{3}{16}$ ×5 $\frac{1}{4}$	明治 41. 916	長 崎
駆 逐 艦	桃	8382 (m)	7.74 (m)	2.36 (m)	755	2	315 (3214)	16000 (18146)	700 (735)	"	{6-6 6-6	-	5-6 5-6	5-6 5-7 $\frac{1}{2}$	W 外 C 右		大正 51.223	佐世保
	海風	9449 (m)	8.56 (m)	2.74 (m)	1,030	3	330	22500	700	"	{6-2 6-0	12-0	5-6 5-6	5-6 5-0	W 外 C 右		明治 44. 928	舞 鶴
	山風	"	"	"	"	3	"	22500	700	"	{6-3 6-3	12-0	5-6 5-5 $\frac{1}{2}$	5-10 5-6 $\frac{1}{2}$	W 外 C 右	8 $\frac{3}{4}$ ×5	" 44.1021	長 崎
	浦風	839 (m)	8.41 (m)	2.44 (m)	810	2	300	22000	650	"	{7-8 7-8	-	5-5 $\frac{1}{2}$ 5-5 $\frac{1}{2}$	5-5 $\frac{1}{2}$ 5-5 $\frac{1}{2}$	W 外 C 右		大正 4. 914	英 国
" "	天津風	9449 (m)	8.52 (m)	2.83 (m)	1,227	3	340 (3510)	27000 (33014)	750 (814)	"	{6-6 6-6	10-6	6-0 0	6-6 $\frac{1}{2}$ 6-3 $\frac{1}{2}$	W 外 C 右	9×5 $\frac{1}{2}$	" 6. 414	呉
	谷風	9754 (m)	8.84 (m)	2.83 (m)	1,300	2	375	34000	400	歯車減速	{9-6 9-6	-	7-0 7-0	7-3 7-3	W 外 C 右	12 $\frac{1}{2}$ ×9	" 8. 130	舞 鶴

注 1. 各プロペラ翼数 注 2. () 外-計画値、() 内実測値 注 3. W は外軸、C は内軸を示す。