

日本船舶振興会昭和50年度補助事業
“大型超高速船の開発に関する研究”

研究資料 No. 241

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51年3月

社 団 法 人
日本造船研究協会

はしがき

本報告書は日本船舶振興会の昭和50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。

本研究は、軸系アライメントの設定基準を確立するため、昭和48、49両年度に実施した実船計測結果及び開発した計算プログラム等を調査して、軸系アライメントに影響を及ぼす機関室二重底の変形、プロペラによる外力、軸受支持点及び軸系各要素の許容値について検討を加え、油潤滑式船尾管軸受を有する船舶を建造する場合、軸系計画、アライメント計算及び軸系据付に関し、留意する必要のある項目について明らかにしたものである。

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 岩田 省治（三菱重工業） 植田 靖夫（船舶技術研究所）

海津 源治（住友重機械工業） 柿原 実（三井造船）

小泉 磐夫（金沢大学） 高本 幹永（三井造船）

小松 幹（日本鋼管） 坂本 芳太郎（石川島播磨重工業）

樋口 勝彦（大阪商船三井船舶） 森 昭男（川崎重工業）

鶴見 倫一（中越ワウケシヤ）

委員 朝鍋 定生（三菱重工業） 荒井 基次（日本海事協会）

池田 和夫（日本郵船） 遠藤 隆（佐野安船渠）

岡田 勝二（川崎重工業） 加賀山 晴雄（来島どく）

草間 豪（大阪造船所） 佐藤 義一（函館ドック）

城戸 利光（佐世保重工業） 高橋 通雄（神戸製鋼所）

谷 明（横浜ゴム） 永井 将（日立造船）

西岡 正美（日本造船工業会） 広本 豊（日立造船）

村上 久（大倉船舶工業） 矢杉 正一（佐世保重工業）

軸系アライメントの設定基準に関する研究

目 次

| | |
|---|----|
| 1. 軸系アライメント設計、工作上のチェックポイント | 1 |
| 1.1 設計上のチェックポイント | 1 |
| 1.1.1 軸系設計のフローチャート | 2 |
| 1.1.2. 軸受位置の決定 | 2 |
| 1.1.3 各軸受長さ、間隙、油溝などの設計条件 | 2 |
| 1.1.4 スロープアライメント | 3 |
| 1.1.5 設計出図内容 | 4 |
| 1.2 工作上のチェックポイント | 5 |
| 1.2.1 軸系据付のフローチャート | 5 |
| 1.2.2 軸管ボーリング | 5 |
| 1.2.3 軸据付工事 | 5 |
| 1.2.4 ジャッキアップテスト | 6 |
| 付表 チェックポイント | 6 |
| 2. 機関室二重底変形の影響 | 10 |
| 2.1 吃水差による機関室二重底の変形 | 10 |
| 2.1.1 機関室二重底変形の計算結果 | 11 |
| 2.1.2 機関室二重底変形の計測結果 | 12 |
| 2.2 吃水差による後部バルクヘッドの傾斜 | 13 |
| 2.3 L.O. サンプタンク、クランクケース等の温度上昇による機関室二重底の変形 | 14 |
| 2.4 ボッシングの変形 | 25 |
| 2.5 船体変形の軸系及び主機関へ及ぼす影響と評価 | 29 |
| 2.5.1 ターピン船 | 29 |
| 2.5.2 ディーゼル船 | 30 |
| 2.6 今後の課題 | 34 |
| 3. プロペラ外力の影響 | 36 |
| 3.1 プロペラ外力 | 36 |
| 3.1.1 プロペラ外力計算法の現状 | 36 |
| 3.1.2 計算例 | 36 |
| 3.1.3 プロペラ回転数とプロペラ外力 | 37 |
| 3.1.4 プロペラ外力の一般的傾向 | 37 |
| 3.2 プロペラ外力と船尾管軸受 | 37 |
| 3.3 今後の課題 | 39 |
| 4. 軸受支持点の考え方 | 53 |
| 4.1 線形計算Ⅰ(代表支点1個) | 53 |
| 4.2 線形計算Ⅱ(代表支点2個) | 54 |
| 4.3 非線形計算Ⅰ | 54 |

| | | |
|-------|-------------------------|-----|
| 4.4 | 非線形計算II | 5 4 |
| 4.5 | 今後の課題 | 5 5 |
| 5. | 軸系各要素の許容値 | 5 8 |
| 5.1 | タービン船 Bull Gear 前後軸受荷重差 | 5 8 |
| 5.2 | クランク軸デレクションの許容値 | 6 0 |
| 5.3 | 軸受面圧、軸の曲げ応力 | 6 1 |
| 5.3.1 | 軸受面圧 | 6 1 |
| 5.3.2 | 軸の曲げ応力 | 6 2 |
| 付 | 録 機関室二重底の変形量の実船計測結果 | 6 3 |

1. 軸系アライメント設計、工作上のチェックポイント

近年、特に油潤滑式船尾管軸受の普及に伴い、適正な軸系アライメントによる軸系据付の必要性が望まれ、各造船所それぞれの方法によって、設計部門から軸系アライメントに関する図面が出図され、それに従って現場で軸の据付を施行する方法が一般的に行われている。

「軸系アライメントの設定基準に関する研究」をまとめるに当り、油潤滑式船尾管軸受を有する船舶の建造に際し、軸系計画、アライメント計算及び軸系据付に関し、その個々の方法の適否は別問題とし現在の技術レベルに於て、最低限留意せねばならないと考えられる項目を示す。

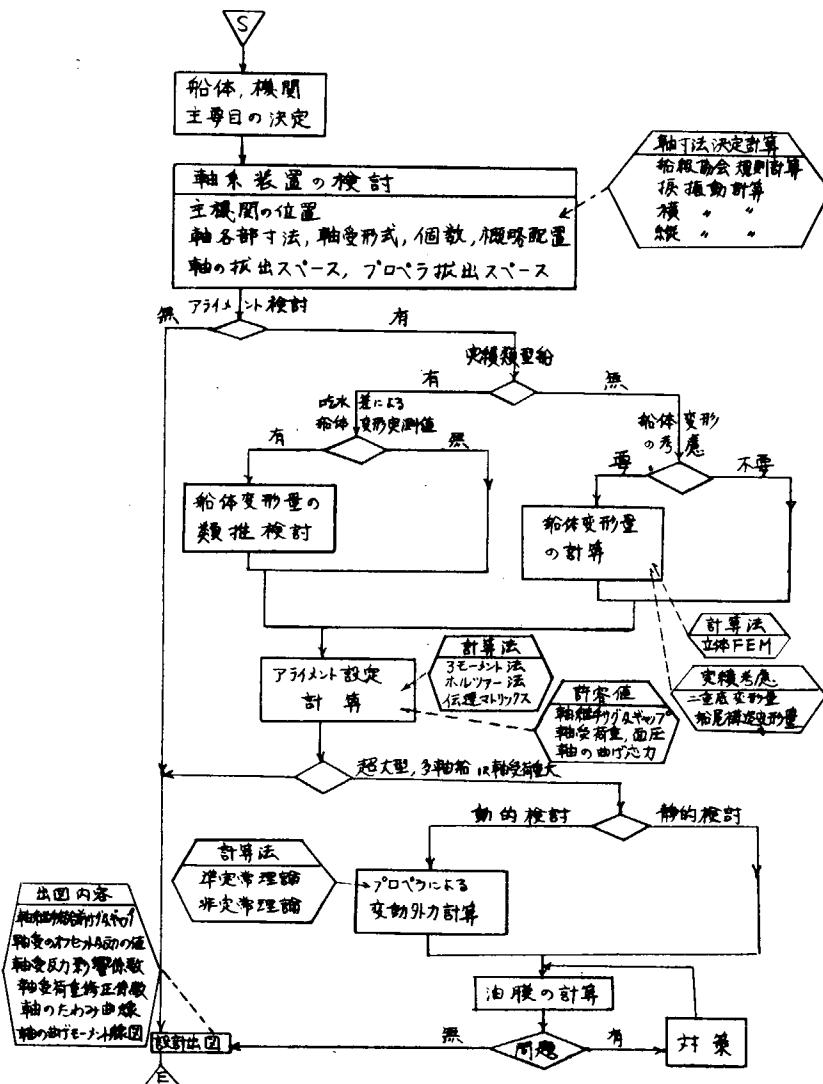
1.1 設計上のチェック ポイント

軸系アライメント設計において船種、船型、或は実績などから、どの程度まで詳細に検討すべきかを決定することは、船舶の安全性のみならずコスト及びマンパワーの観点からも重要な問題である。

一般的な船尾構造を持つ一軸船においては、主機開起動時或は、極低速運転時の船尾管船尾側軸受の船尾端下面の焼損防止及び、各軸受の適正な荷重分担を目的とした静的アライメント計算に加えて減速装置を有する主機関が採用された場合は、熱膨張に起因する軸心の移動、さらに伝達トルクは Gear Force の影響、計算によりまた実績上喫水差による船体変形、船尾管船尾側軸受のスロープ量によるプロペラ軸挿入作業時の検討、減速歯車と中間軸受との適正間隔、特に二重底の変形量、プロペラ変動外力、偏心変動スラストなどが量的に判る場合は、それらの影響などの動的要素を考慮して軸系アライメント計算を行うのが望ましい。

また、超大型船、大型多軸高速船の建造に際して安全性の高い軸系を設計するための前提条件となる船体、そしてプロペラによる軸系への影響の定性、定量的な解析手法の確立が急務とされていたが、機関室二重底、船尾構造、ボッシング等の変形量、船尾まわりの伴流の影響によるプロペラ起振力の軸系に対する変動外力の実測、計算法、或は油膜を考慮し、軸支持体を弾性体と考えた軸系アライメント計算法等が SR 142, SR 143 研究部会或はその他の研究機関による研究の結果、徐々にではあるが解明されつつある。それ等の詳細については SR 142, SR 143 研究部会報告書並に研究報告書に記載されている参考研究論文等によるが、未知の分野である超大型船、大型多軸高速船の設計に当っては、それ等の研究の成果を充分駆使して、信頼性の高い軸系とすべきであることはいうまでも無いことであろう。

1.1.1 軸系設計のフローチャート



1.1.2 軸受位置の決定

船型、船尾構造が決定され、機関室の機器の概略の配置が決まるとき、二重底構造から主機関の位置の詳細が決定され軸の抜出し、軸加工メーカーの能力等によって軸長が決定し、船級協会の規則を満足し、また捩り振動上の問題が解決されると軸部の寸法が決定される。しかる後、軸受の形式、個数寸法などが、配置、許容面圧、軸の抜出しなどを総合的に判断し選択される。その後軸受位置の決定が行われる。

大型多軸船の場合、船体構造上、船尾管船尾側軸受（または、張出軸受）と船首側軸受との軸受間隔が長くなるので、適正な軸のたわみ量、及び軸の横振動、縦振動の危険回転数が常用回転数域にならないような軸受配置を決定する。

1.1.3 各軸受長さ、間隙、油溝などの設計条件

船尾管船尾側軸受長さは船級協会の規則に規定される場合が多く、最小長さは軸径の2倍であるが一般的には(2~2.5)×軸径である。船首側軸受は、単に軸のGuideとする考え方を持つ造船所もあり、その長さは(0.5~1.1)×軸径と範囲は広い。このことは船首側軸受の支持構造の違い、または軸系アライメント上の問題などから各造船所で考え方の違いが生ずるものと考えられるが、内外の文献実績などによると船首軸受は、軸系

全般から見て必要絶対条件ではないようである。

中間軸受の長さについては、軸径に対し段階的に各標準寸法の軸受を規定している関係から（0.8～1.3）×軸径が各造船所の実情であるが、その意図しているものは、軸径と同一長さを持つ軸受と考えて差しつかえないであろう。

船尾管船尾側軸受のOil ClearanceについてはLRS船級規則のみClearanceを決めるための式を明示しており、各造船所はそれに従っているところが多いが、船首側軸受を含めて実情調査によると $\frac{1}{600} \times$ 軸径程度であり、LRS船級に示されるOil Clearanceより若干小さ目の値が採用されているようである。また、中間軸受のOil Clearanceについては船尾管軸受の1/2程度の値が採用されている。

船尾管軸受の油溝については一般的には軸受面水平方向に油溝を有する。1軸船については、伴流によるプロペラ変動外力に関して日本海事協会 星野、久米両氏の研究及び本研究部会の研究結果より、前進、右回転時には、軸と軸受の接触点は右舷の約5時の点に来ることが解明されている。

多軸船については、SR142、143両研究部会の研究の結果、プロペラ内回りの場合、伴流の影響でプロペラに船体中心に向う力が発生し、またプロペラ外回りの場合、上向きの力が発生する現象が解明されたので、この事実を考慮して油溝の位置を検討することが必要である。

1.1.4 スロープアライメント

ホワイトメタルをライニングした油潤滑方式船尾管軸受を装備する船は、現在の一般的なプロペラ取付法では、主軸の低速回転域において、後部船尾管軸受の船尾端に重荷重が集中し良好な潤滑状態を得ることは難かしい。一方、減速装置を有する軸系においては、主機側の温度状態、負荷状態そして喫水の変化による船体の変形がBull Gear前後の軸受荷重に大きな影響を与える重大な事故に発展する恐れがあるため、本船の如何なる運転状態にても許容値内に納まるよう有効な対策が施されることが望ましい。

対策法としては個々に前者に対してはパーシャルスロープ等の荷重分散法が、後者に対しては、軸受高さの変化がBull Gear前後軸受に対する影響を少なくするため、Bull Gear船尾側軸受と中間軸受との間隔を出来るだけ大きく〔通常は（10～15）×軸径〕とする方法が講ぜられているが、最近は軸系全体を捕えて、本船の様々な状態において個々の軸受或は軸受相互間の適切な荷重配分を得るために、軸系据付時、各軸受支点高さに適当な高さ差を設けるスロープアライメント法が有効な対策法として採用されるようになって来た。

(1) アライメント計算法

アライメント計算に使用する式或は考え方には、種々あるが、各軸受は純理論的にはあるバネ常数を持った弾性体であるが、そのバネ常数を量的にとらえることは非常に難かしく、かつ剛体と考えて支障のない実績が多いことから、一般には軸系をプロペラ及び軸の自重が作用する連続梁とし、3.モーメント法、ホルツァ法、伝達マトリックスなどにより計算される。

また、実績等が少なく機関室周辺の変形量をアライメント計算に取り入れるべきであると考えられる場合は、本報告書の「2.機関室二重底変形の影響」にその詳細が記されているから参照されたい。

アライメント計画上の主な検討対象としては、船尾管船尾側軸受の荷重配分及び全軸受の荷重配分、軸に作用する曲げ応力、軸心と軸受面との相対傾斜角、及び減速歯車前後の荷重影響係数等が主なものであるがそれ等の許容値等については、本報告書「5.軸系各要素の許容値」で詳細に述べられる。

(2) 軸系モデル化

軸系アライメントを計画するにあたっては軸系をモデル化する必要がある。特に問題点のみを記すと、各軸受の支点のとり方については、船尾管船尾側軸受内支点は代表支点1個（線形計算Ⅰ）、代表支点2個（線形計算Ⅱ）または全面当たりのバネ支持として取扱う（非線形計算Ⅰ及びⅡ）考え方分かれ。軸系アライメン

ト計算上軸系を静止状態として考える場合、運転状態として考える場合、油膜を考慮する場合、軸系を弾性として考慮する場合、或は、長い軸受に対する荷重配分の考え方の相違、軸受ジャッキアップテストの結果の検討、軸抜出し検査時の当り面検査結果など各々の造船所の practice によって異なる様である。

また、船尾管船首側軸受内支点は代表支点1個（線形計算Ⅰ）または全面当りのバネ支持として取扱う（非線形計算Ⅰ及びⅡ）の考え方につかれる。

その他の軸受は一般に軸受中心に代表支点1個（線形計算Ⅰ）を考えるのが普通であるが、移動不可能な船尾管船首側軸受では、軸心と軸受面の相対傾斜の大きい場合は、荷重影響係数に大きな影響を与えることから支面材の端或は端の近くに支点を考える場合もある。

また、横振動計算上は各軸受は代表支点1個として取扱う。減速装置を有する主機関採用の場合の主機関の取扱いは、Bull Gearにて、主機関と軸系が一応縁が切れると考えられるため、あまり問題はないと考えられるが、直結のディーゼル主機関採用の場合、クランク軸をどのように取扱うかの問題が生ずる。主機関の性格上、軸系のアライメントによる主機関への付加荷重が余り問題とされないため、各造船所の practice によって、スラスト軸受近くで半固定支持条件を与えたり、最終シリンダ中心まで想定されるモーメント、荷重を最終ジャーナルベアリングに付加したり、或は、ジャーナル径に代表される径の軸に置き換えて最終シリンダより2～3シリンダ前までを考える方法等が採用されている。

軸形状のモデル化上問題となる点は、極端なカップリングフランジのような軸径変化部及びBull Gearのような付着重量の取扱いである。厳密には軸系の極端な径の変化部に関しては、個々にその寸法、形状により軸のたわみ、たわみ角に影響する要素と、それ以外とに分け、付着物については、その重心位置を個々に計算して、加重位置を決定し、また、テーパ隅肉のR部分についても出来る限り、細く分割して計算を行うべきであろうが、全体のアライメントに与える影響の割合から計算上簡素化出来るのは出来るだけ簡素化して取り扱う。減速歯車前後の軸受について、最近メーカより荷重影響係数についても許容値を示されるようになって来ており、減速装置近くの軸系のモデル化には、慎重を期さないと、その影響は小さくないから注意を要する。

軸系における浮力としては、海水に対するプロペラ及び海水中の軸、船尾管内潤滑油に対する軸に作用するものであるが、その比重比は前者が材質にもよるが、12～14%，後者は約11%であり無視することは出来ないと考えられる。

「1.1.1 軸系設計のフローチャート」に示されるアライメント設定計算以降の流れについては、本報告書の「2.機関室二重底変形の影響」、「3.プロペラ外力の影響」、「5.軸受支持点の考え方」に詳しく述べられる。

1.1.5 設計出図内容

一般には、軸系アライメントの図面として出図されるが、その内容は設計思想を現場に知らしめる目的ではなく、現場組立作業の指針となるものが主眼となるのは、その性質上、当然であろう。それゆえに現場作業順序に従って述べると、

- ① 軸結合後の各状態（冷態、温態、吃水状態）における軸系たわみ線図、曲げモーメント線図、軸受反力、平均面圧、許容面圧、許容荷重、軸心の計画軸心線に対するオフセット量を記入したもの。
- ② プロペラ軸挿入時の計測可能な個所の軸受隙間
- ③ プロペラ取付後の計測可能な個所の軸受隙間
- ④ 軸継手結合前のサグ及びギャップの値
- ⑤ 各軸受の荷重影響係数
- ⑥ 各軸受荷重修正係数

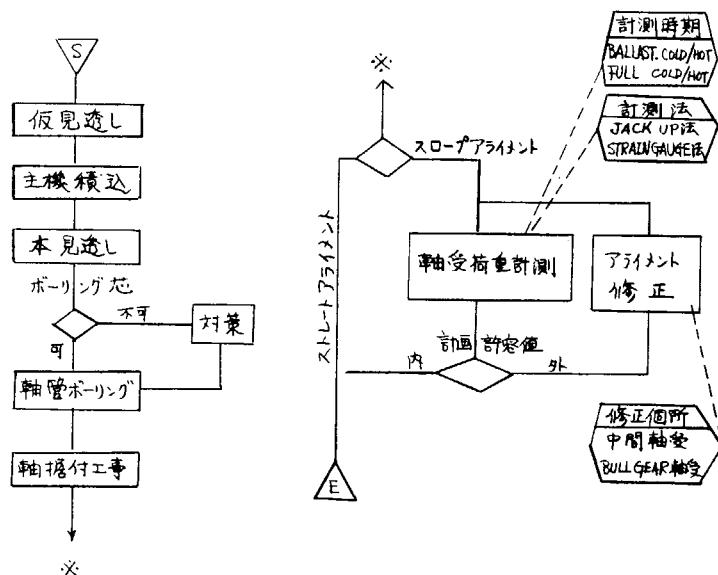
以上の①～⑥が軸系据付図内容の骨子を成すものであろうが、②及び③は調整の出来ない船尾管軸受の状態を知るために重要な要素と考えられる。

また、現時点では軸継手結合前のサグ及びギャップの値は軸系のオフセット量を示す代用特性であると考えられる。

1.2 工作上のチェックポイント

軸系アライメントに対する工作上の問題は、決して軸据付工事の開始から始まるのではなく、仮軸心見透し作業から始まるといって過言ではないであろう。なぜならば、仮軸心見透し作業において一般には、主機据付の概略が決定され、かつ最終の軸並べにより大幅な主機位置の移動は出来ないのが通常であるからである。また、主機積込時期は各造船所により異なるが、軸系据付工事上最も severe と考えられる進水前積込を例とする。

1.2.1 軸系据付のフローチャート



1.2.2 軸管ボーリング

仮軸心見透し作業においては、以後のブロック積上げによる船体の変形に起因する、主機の移動量をも推定し、主機の仮置き位置が決められる。かつ、最大の仕上げを確保すべく、船尾管の取付位置が決定され船体に本付けされ、その後主機の積込作業となるのが一般的な工程の概略であると考えられる。

本軸心見透し作業は船尾廻りの上部構造も全て固まり、なおかつアフトピークタンクの水圧試験が終了後行われるのが一般的な工程となっているようであり種々の条件から最適な時期であろうと考えられる。本軸心見透し作業の主な目的は、仮軸心見透しにて想定された主機位置が、船尾管内径加工代との関連で所期の目的を達成しているか否かの検討をすることにあるが、必要ならば種々の対策を講じなくてはならないことはいうまでもないことである。さらに軸管ボーリング加工終了後、その加工心が主機軸との相対位置に関して、間違いなく良好な加工がなされたか否かのチェックは安全性の高い軸系施工上、調整不可能な軸受を構成するためのものであるから重要な要件であろうと考えられる。

1.2.3 軸据付工事

軸据付工事の工程は、

- ① プロペラ軸挿入

- (2) プロペラ取付
- (3) 中間軸据付
- (4) 主機位置の決定
- (5) 軸結合

に示される工程が一般的であろうと考えられるが、重要な点は、i) プロペラ軸挿入時の軸受隙間の設計値との検討。すなわちこの値が、船尾管軸受圧入後の軸心と主機の関連の最終チェックとなる。ii) 軸並べにおいて、サグ及びギャップ量は許容値に入れることは当然であるが、主機の可動範囲内で出来得る限り設計値に近づけるよう努力することである。

1.2.4 ジャッキアップテスト

軸系が初期の設計思想通り据え付けられたか否かを調査する方法としては、ジャッキアップテスト、或は軸の曲げモーメントを計測する方法等が考えられるが、一般にはその作業性の優秀性及び容易性において、ジャッキアップテストが採用されているようである。その方法の詳細については本研究部会49年度報告書に述べられてるので省略するが、船の種類によっては困難な場合もあるが、出来得る限り異った、深い、複数喫水状態において計測を行い、ディーゼル主機船においては、クランク軸デフレクション調整後、また減速機を有する主機の場合は、温、冷態時ともに計測値が全て許容値内に入ることを確認することが重要である。

なお、軸系アライメント設定に際し付表のチェックポイントを各項目について検討することが望ましい。

付 表

チ ェ ッ ク ポ イ ン ト

| | | 項 目 | チ ェ ッ ク ポ イ ン ト | | |
|-----|-------------------|-----------------------|-----------------------|----------------|-------|
| | | | ストレート アライメント | スロープ アライメント | 本文参照 |
| 1 | 軸系装置の検討 | | | | |
| 1-1 | 軸寸法の決定 | | | | |
| | 中間軸の径および長さ | <input type="radio"/> | <input type="radio"/> | | 1.1.2 |
| | 船尾軸の径および長さ | <input type="radio"/> | <input type="radio"/> | | " |
| | プロペラ軸の径および長さ | <input type="radio"/> | <input type="radio"/> | | " |
| | 軸加工メーカーの能力の検討 | <input type="radio"/> | <input type="radio"/> | | " |
| 1-2 | 中間軸受 | | | | |
| | 型式、個数、長さ、面圧、間隔、間隙 | <input type="radio"/> | <input type="radio"/> | | 1.1.3 |
| 1-3 | 船尾管軸受 | | | | |
| | 型式、個数、長さ、面圧、間隙 | <input type="radio"/> | <input type="radio"/> | | 1.1.3 |
| | 油溝の位置 | <input type="radio"/> | <input type="radio"/> | | " |
| 1-4 | 主機概略位置 | | | | |
| | 主機据付ボルトと船体構造との関係 | <input type="radio"/> | <input type="radio"/> | | 1.1.2 |
| 1-5 | 各抜出手スペース | | | | |
| | 中間軸抜出手スペース | <input type="radio"/> | <input type="radio"/> | | 1.1.2 |
| | 船尾軸抜出手スペース | <input type="radio"/> | <input type="radio"/> | | " |
| | プロペラ軸抜出手スペース | <input type="radio"/> | <input type="radio"/> | | " |
| | プロペラ抜出手スペース | <input type="radio"/> | <input type="radio"/> | | " |
| 1-6 | 軸系計算 | | | | |
| | 船級協会規則計算 | <input type="radio"/> | <input type="radio"/> | | 1.1.2 |
| | 振動計算 | <input type="radio"/> | <input type="radio"/> | | " |

| | | 項 目 | チェック・ポイント | | |
|------|--------------------------------------|--------|-----------------|----------------|------|
| | | | ストレート アライメント | スロープ アライメント | 本文参照 |
| 1-7 | 横振動計算 | △ | △ | 1. 1. 2 | |
| | 縦振動計算 | △ | △ | " | |
| | 軸系静的アライメント計算 | | | | |
| | 3モーメント法 | ⊗ | ⊗ | 1. 1. 4 | |
| 1-8 | ホルツァー法 | ⊗ | ⊗ | " | |
| | 伝達マトリックス | ⊗ | ⊗ | " | |
| | 軸系動的アライメント計算 | | | | |
| 1-9 | (1) プロペラの変動外力の計算 | | | | |
| | 準定常理論 | △ | △ | 3. 1. 1 | |
| | 非定常理論 | △ | △ | " | |
| 1-10 | 軸受支持点の考え方 | | | | |
| | (1) 軸系アライメント計算 | | | | |
| | 船尾管船尾側軸受 | | | | |
| | 線形計算I(代表支点1個) | ⊗ | ⊗ | 4. 1 | |
| | 線形計算II(代表支点2個) | ⊗ | ⊗ | 4. 2 | |
| | 非線形計算I | ⊗ | ⊗ | 4. 3 | |
| | 非線形計算II | ⊗ | ⊗ | 4. 4 | |
| | 船尾管船首側軸受 | | | | |
| | 線形計算I(代表支点1個) | ⊗ | ⊗ | 4. 1 | |
| | 非線形計算I | ⊗ | ⊗ | 4. 3 | |
| | 非線形計算II | ⊗ | ⊗ | 4. 4 | |
| | 中間軸受 | | | | |
| | 線形計算I(代表支点1個) | ○ | ○ | 4. 1 | |
| | その他軸受 | | | | |
| 1-11 | 線形計算I(代表支点1個) | ○ | ○ | 4. 1 | |
| | (2) 横振動計算 | | | | |
| | 各軸受 代表支点1個 | △ | △ | 4. 1 | |
| | 軸系アライメントに考慮する事項 | | | | |
| | 船体変形量の計算(立体FEM法) | △ | △ | | |
| | 喫水差による船体変形実測値の考慮 | ○ | ○ | 2. 1. 2 | |
| | 船尾管船尾側軸受のスロープ量はプロペラ軸の挿入作業時のこととも考慮する。 | | | | |
| | 熱膨脹に起因する軸心の移動量の計算 | ○ | ○ | 2. 3. | |
| | 減速歯車と中間軸受との間隔 | ○ | | 1. 1. 4 | |
| | 伝達トルクのGear Forceの影響の検討 | △ | △ | | |
| | 偏心変動スラストによる船尾構造への考慮 | △ | △ | | |
| 1-11 | 軸系端の取扱い(ディーゼル主機の場合) | | | | |
| | スラスト軸受近くで、半固定支持条件とする場合 | ⊗ | ⊗ | 1. 1. 4 | |
| | 最終ジャーナルベアリングに荷重を付加する場合 | ⊗ | ⊗ | " | |
| | 最終シリンダ中心迄で想定されるモーメントとする場合 | ⊗ | ⊗ | " | |

| | 項 目 | チェック・ポイント | | |
|------|--|--|--|---|
| | | ストレート アライメント | スロープ アライメント | 本文参照 |
| 1-12 | ジャーナル径に代表される径の軸に置き換えて、最終シリンダより2～3シリンダ前進を考慮する場合 軸形状の取扱い カップリング部 第2段減速ボイルギヤ部 スラスト軸部 | ⊗ ○ ○ ○ | ⊗ ○ ○ ○ | 1. 1. 4 1. 1. 4 " " |
| 1-13 | 浮力の取扱い 海水中のプロペラの浮力 海水中の軸の浮力 船尾管内潤滑油に対する軸の浮力 | ○ ○ ○ | ○ ○ ○ | 1. 1. 4 " " |
| 2 | 軸系アライメントの許容値 軸継手サグおよびギャップ 軸受平均面圧 軸の曲げ応力 減速歯車前後の軸受荷重差 減速歯車前後の軸受の最大荷重 減速歯車前後の軸受荷重影響係数 船尾管船尾側軸受の最小油膜厚さ 船尾管船尾側軸受の油膜圧力の最大値 船尾管船尾側軸受とプロペラ軸との相対傾斜角度 クランク軸のデフレクション | ○ ○ ○ ○ ○ ○ △ △ ○ ○ | ○ ○ ○ ○ ○ ○ △ △ ○ ○ | 5. 3. 1 5. 3. 2 5. 1 " " " 4. 4 4. 1 5. 2 |
| 3 | 図面出図内容 軸継手結合前のサグおよびギャップの値 軸受のオフセット量の値 軸受荷重の値 軸受荷重影響係数 軸受荷重修正係数 軸のたわみ線図 軸の曲げモーメント線図(冷態および温態) プロペラ軸挿入時の計測可能な個所の軸受隙間 プロペラ取付後の計測可能な個所の軸受隙間 | ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ △ △ | ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○ △ △ | 1. 1. 5 " " " " " " " " " |
| 4 | 軸系据付工事 軸系作業工程 仮見透し 主機積込み 本見透し アフトピークタンク水圧試験終了 | ○ ○ ○ ○ | ○ ○ ○ ○ | 1. 2. 3 " " " " |

| 項 | 目 | チェック・ポイント | | |
|-----|--------------------------------|-----------------|----------------|---------|
| | | ストレート アライメント | スロープ アライメント | 本文参照 |
| | 軸管ボーリング | ○ | ○ | 1. 2. 3 |
| | 船尾管軸受圧入 | ○ | ○ | " |
| | プロペラ軸挿入 | ○ | ○ | " |
| | シーリング取付け | ○ | ○ | " |
| | プロペラ取付け | ○ | ○ | " |
| | 中間軸据付け | ○ | ○ | " |
| | 主機位置の決定 | ○ | ○ | " |
| | 軸結合 | ○ | ○ | " |
| 4-2 | 軸受荷重計測および方法 | | | |
| | B A L L A S T 状態 | | ○ | 1. 2. 4 |
| | F U L L 状態 | | ○ | " |
| | 冷 態 | | ○ | " |
| | 温 態 | | ○ | " |
| | J A C K U P 法 | | ⊗ | " |
| | S T R A I N G A U G E 法 | | ⊗ | |
| 4-3 | ディーゼル主機のクランク軸のデフレクションの計測 | ○ | | 1. 2. 4 |
| 4-4 | 軸系アライメントの修正 | | | |
| | 中間軸受オフセット量の修正 | | △ | 1. 2 |
| | 減速歯車軸受オフセット量の修正 | | △ | " |
| | クランク軸のデフレクションの修正 | △ | △ | 5. 2 |
| | 符号説明 | | | |
| | ○……必ずチェックをするもの。 | | | |
| | ⊗……必ずチェックするもので、方法については、適宜選択する。 | | | |
| | △……チェックするのが望ましいもの。 | | | |

2. 機関室二重底変形の影響

船型の大形化、推進馬力の高出力化につれ、特に船尾機関船では二重底を含めた機関室構造の剛性が低下し、他方軸系の剛性は増す方向にいく。その結果、たわみ易い船体上にたわみにくい軸が据え付けられることになり、機関室二重底の変形が軸系アライメントへ与える影響も大きく、二重底の変形を考慮した軸系アライメントが望まれることになる。

二重底の変形が軸系に及ぼす影響のうち、最も顕著なものとしてターピン船の場合、減速歯車2段ホィールの前後軸受の荷重アンバランスにより2段歯車のかみ合いの不均一化が進み、ついには歯車の損傷に至る事故、ディーゼル船の場合、クランク軸のデフレクションが許容値を越えてついには主軸受の損傷に至る事故があげられる。実際に船体変形が原因と思われるこのような事故が報告されているし、またその対策が強調されている。^{1),2)}

わが国の主要ターピンメーカーは、5章に述べられているように、2段ホィール前後軸受の許容荷重アンバランスを定めており、造船所のほうでもこれまでに多くの建造実績を有するVLCC, ULCCについては、機関室二重底変形の実測、軸受荷重の直接・間接の実測結果等から、許容値内に収まる軸系アライメントの能力を身に付けているものと思われる。

大形船において機関室二重底の変形そのものを小さくすることは経済的に正当化され得ないと思われ、従って変形モード及び量を或程度正確につかんでおき、それに合った軸系アライメントを施す必要がある。与えられた変形モード及び量の下での軸系アライメントが現実的でない場合、変形を局部的にコントロールする方法は考慮の価値があるものと思われる。³⁾

2.1 吃水差による機関室二重底の変形

吃水差による機関室二重底の変形は、

- (a) 船体梁としての変形
- (b) ウェブフレームリングの剛性により二重底全体が上下する変形
- (c) 船底、船側水圧のバランスによる二重底頂板の変形

の3成分に分けて考えることが出来る。^{3),4),5)} 各成分の大きさをみるため、2隻のタンカーについての立体FEM計算結果から、機関室二重底センターインのたわみを図2.1.1及び図2.1.2に示す。^{5),6)} また関連データを表2.1.1に、一般配置図及び機関室二重底Planを図2.1.3及び図2.1.4に示す。

表2.1.1 A船, B船関連データ

| | A 船 | B 船 |
|-----------------------|---------|-------------|
| Lpp (m) | 318.0 | 365.0 |
| B (m) | 56.0 | 68.5 |
| D (m) | 26.4 | 28.65 |
| d _{full} (m) | 20.55 | 22.75 |
| D.W. (T) | 272,000 | 414,000 |
| 主機 | IHI | Mitsui-STAL |
| SHP | 36,000 | 45,000 |
| rpm | 85 | 80 |

| | A 船 | B 船 |
|-------------------|------------------------------------|---------------|
| 荷重コンディション | | |
| L1 | — | $d = 28.65 m$ |
| L2 (Full load) | $d_f = 20.57 m$ $d_a = 20.59 m$ | — |
| L3 (Ballast) | $d_f = 7.66 m$ $d_a = 11.61 m$ | $d = 11.00 m$ |
| L4 (Light) | $d = 5.4 m$ | — |
| FEM 計算 プログラム名 | ASKA | ASKA* |
| 備考 | 船体の自重およびタンク内の液体の重量は考慮していない。 | |

* 49年度 SR-143 報告書
(研究資料№225)
p26, 1行目「使用計算
プログラム NV SESAM69」
を「ASKA」に訂正

ここでB船の計算結果について簡単に考察してみる。⁵⁾

1)の成分：最大たわみは、吃水差 $17.65 m$ で $6.2 mm$ 、減速歯車付近で $6.0 mm$ である。船体梁としてのたわみは、水圧による剪断たわみ、曲げたわみの合計であるが、ここで問題としている相対たわみに関しては剪断たわみの割合が大きく、簡易計算によるチェックでは両者の大きさの割合は本船の場合ほぼ $4 : 1$ である。従って剪断たわみの二重底のたわみに与える影響は大きく、船体の剪断剛性を増すことは二重底たわみを減らすのに有効な手段である。

2)の成分：図 2.1.5 にその代表的な例として、FR32 のたわみを示す。図 2.1.2 によると、FR15～FR40 まではたわみは船首に向って次第に増加するが、FR44 より船首側ではたわみ量は減少している。これは FR44, 49付近では各甲板とも開口がなく、Part.DK～Upp.DKまで張りつめて、大きい剛性を有しているのに対し、他のフレームでは各甲板に開口があり、FR44, 49 に比べ剛性が小さい。これらの結果より、この成分のたわみは二重底に付くウェブフレームの剛性及びその上部の構造様式に大きく影響される。

3)の成分：図 2.1.6 に二重底頂板と外板との交点を基準として、そこからの二重底頂板の相対たわみの形状を代表的なウェブフレームについて示す。たわみはフロアの船底水圧によるものと、ウェブフレームに働く船側水圧によるたわみの大小により変化する。即ちたわみは二重底の幅と、二重底頂板と最下層甲板間の距離であるウェブフレームのスパンに関係し、ウェブフレームのスパンに比べ二重底の幅の狭い部分では、頂板は下方へたわみ、逆に幅の広い部分では船底水圧によるたわみが大きく、上方へたわむ。二重底のトータルなたわみに及ぼす影響は少なく、減速歯車付近で約 20% である。

A船についても大体同じことがいえる。

2.1.1 機関室二重底変形の計算結果

前述の 1), 2), 3) 各成分を総合すれば、吃水差による機関室二重底の変形が求まる。図 2.1.7 に A船、B船についての結果を示す。たわみ量は A船では吃水差 $15.1 m$ で最大 $8 mm$ 、減速歯車位置で $6.5 mm$ 、B船では吃水差 $17.65 m$ でそれぞれ $8.9 mm$, $8.0 mm$ である。

或る船についての機関室二重底変形の計算結果から、構造的に大体類似の他の船についての変形量を推定する方法として、前記 1), 2), 3) の各成分に分けて、それぞれについて簡単な修正を行い、最後に 3 成分を総合する方法を考えられる。⁶⁾ 前記 B船の計算結果から C船の変形量の推定結果、及び C船についての変形量の実測結果

果を図2.1.11(c)に示す。また、B船、C船の構造に関する比較を図2.1.8、2.1.9及び2.1.10に示す。

これらA、B、C船に対する計算結果から、計算スパンを考慮して、単位吃水変化当りの最大たわみ量、すなわち、最大たわみを計算スパンの3乗×吃水差で除したもの、について整理すると表2.1.2のようになる。

表2.1.2 機関室二重底変形の計算結果

| 船体状態 | 対象船 | DWT | 計算スパン ℓ, m | 吃水差 $\triangle d, m$ | 最大たわみ $\triangle x$ | $\triangle x / \ell^3 \times \triangle d$ | 使用計算 プログラム |
|------|-----|---------|--------------------|-------------------------|------------------------|---|---------------|
| F-L | A | 272,000 | 3.9 | 15.19 | 8 | 0.89×10^{-17} | ASKA |
| B-L | A | " | " | 6.21 | 3 | 0.81×10^{-17} | " |
| U-B | B | 414,000 | 3.4 | 17.65 | 8.9 | 1.28×10^{-17} | " |
| U-B | B | " | " | 17.65 | 5 | 0.72×10^{-17} | NV SESAM69* |
| F-B | B | " | " | 11.8 | 2.5 | 0.54×10^{-17} | " |
| F-B | C | 355,600 | 2.5 | 9.32 | 1.7 | 1.16×10^{-17} | ASKAより 推定 |

U: Upper Deck, F: Full, B: Ballast, L: Light

* NV SESAM69プログラムでは鋼材自重およびタンク内液体重量も考慮した。

2.1.2 機関室二重底変形の計測結果

参考文献6)及び8)に紹介されている機関室二重底変形の計測結果(前記のA、B、C船も含まれる)を最大たわみについてまとめたのが表2.1.3である。

表2.1.3 機関室二重底変形の計測結果

| 船体状態 | 対象船 | DWT | 計測スパン ℓ, m | 吃水差 $\triangle d, m$ | 最大たわみ $\triangle x, mm$ | $\triangle x / \ell^3 \times \triangle d$ |
|----------------|-------|---------|--------------------|-------------------------|----------------------------|---|
| ライナントから時代の変位ト | A | 272,000 | 3.04 | 6.21 | -1.70 | -0.97×10^{-17} |
| | B*** | 414,000 | 2.90 | 7.10 | 1.78 | 1.02×10^{-17} |
| | C | 355,600 | 2.10 | 7.31 | 0.81 | 1.20×10^{-17} |
| | D**** | 151,427 | 2.74 | 3.57 | 0.80 | 1.09×10^{-17} |
| | E | 218,290 | 3.60 | 6.70 | 2.94 | 0.94×10^{-17} |
| | F | 268,100 | 3.69 | 6.25 | 0.58 -1.04 | 0.19×10^{-17} -0.33 |
| ライナントからの変位フルにな | A | 272,000 | 3.04 | 15.19 | 2.16 | 0.51×10^{-17} |
| | B*** | 414,000 | 2.90 | 17.25 | 4.23 | 1.01×10^{-17} |
| | C | 355,600 | 2.10 | 16.80 | 2.08 | 1.34×10^{-17} |
| | D**** | 151,427 | 2.74 | 8.55 | 2.56 | 1.46×10^{-17} |
| | E | 218,290 | 3.60 | 13.71 | 5.85 | 0.91×10^{-17} |
| | F | 268,100 | 3.69 | 14.50 | 4.57 | 0.63×10^{-17} |
| バカラタスからの変位フルにな | A | 272,000 | 3.04 | 8.98 | 3.86 | 1.53×10^{-17} |
| | B*** | 414,000 | 2.90 | 10.15 | 2.45 | 0.99×10^{-17} |
| | C | 355,600 | 2.10 | 9.49 | 1.27 | 1.45×10^{-17} |
| | D**** | 151,427 | 2.74 | 4.98 | 1.76 | 1.72×10^{-17} |
| | E | 218,290 | 3.60 | 7.01 | 2.91 | 0.89×10^{-17} |
| | F | 268,100 | 3.69 | 8.25 | 5.61 | 1.35×10^{-17} |

* B船は船体中央部の吃水、それ以外の船は船体後部の吃水

** 三井造船にて1975年11月26日から12月5日の間に計測されたもの

*** 右舷および左舷の変位を温度差による変位で補正し、平均をとったもの（文献6）による

図2.1.11にこれら各船における計測結果をプロットしたものを示す。

表2.1.2及び表2.1.3から、計測スパンを考慮した、単位吃水変化当りの荷重差に対する最大たわみの変化をまとめたものを表2.1.4に示す。

表2.1.4 単位吃水変化当りの最大たわみ指數

| 対象船 | $\Delta x / \ell^3 \times \Delta d$ 単位(mm^{-3}) | | | |
|--------------------|--|--|--|--|
| | LIGHT→BALLAST | LIGHT→FULL | BALLAST→FULL | BALLAST→Upper DK |
| A | -0.97×10^{-17} (0.81×10^{-17}) | 0.51×10^{-17} (0.89×10^{-17}) | 1.53×10^{-17} | |
| B | 1.02×10^{-17} | 1.01×10^{-17} | 0.99×10^{-17} (0.54×10^{-17}) | (0.72×10^{-17}) (1.28×10^{-17}) |
| C | 1.20×10^{-17} | 1.34×10^{-17} | 1.45×10^{-17} (1.16×10^{-17}) | |
| D | 1.09×10^{-17} | 1.46×10^{-17} | 1.72×10^{-17} | |
| E | 0.94×10^{-17} | 0.91×10^{-17} | 0.89×10^{-17} | |
| F | 0.19×10^{-17} -0.33 | 0.63×10^{-17} | 1.35×10^{-17} | |
| 平均 但しA, Fを除く | 1.06×10^{-17} | 1.18×10^{-17} | 1.26×10^{-17} | |

()内は計算値

表2.1.4から、単位吃水変化当りの最大たわみ変化を計測スパンの3乗で除したものは、およそ 1×10^{-17} (mm^{-3})程度であり、単位吃水変化当りのたわみ量は小形船ほど大きく、また各船では吃水の絶対値が大きくなるほど大きくなることが傾向的にいえそうである。ただし、A船とF船の計測結果は他の4船と大きく異なるが、ともに同じ傾向を示していることから、他の計測例と条件の異なっている点について検討の余地が残ろう。

2.2 吃水差による後部バルクヘッドの傾斜

軸受荷重の変化に大きな影響を与える因子として、二重底の変形とともに船尾管の傾斜角の変化がある。この影響は図2.2.1(a)に示すように、二重底相対変位の計測時（ピアノ線方式、レーザ光線方式等）に基準とした、二重底上の2点A、Bを結ぶ直線と、船尾管船首・船尾軸受位置C、Dの2点を結ぶ直線とのなす角度によって判断される。ただし、実際の計測ではD点を探ることが困難なため、後部バルクヘッドより船尾側の構造を十分な剛性のあるものとして、バルクヘッド上の船尾管を代表する点Cを選び、船尾管の傾斜として、バルクヘッドの傾き∠ABCを評価する場合が多い。

さらにここでいう十分大きな剛性とは、(1)曲げ剛性及び剪断剛性のいずれに対しても適用できるという立場と、(2)主として曲げに対してのみあてはまるという立場があり、これによって意味するバルクヘッドの角度に相異をきたす。

図2.2.1(a)に(1)の立場による二重底変位のみの軸受への影響を示す。この場合はバルクヘッドの傾きにかかわらずバルクヘッドと船尾管との取付け角度は一定を保つものと考えられバルクヘッドと二重底とのなす角αが変

化しても、 $\angle ABC$ ($= \beta$) に変化がなければ、軸受荷重に対する傾斜の影響は生じない。図 2.2.1(b)はこの立場におけるバルクヘッドの傾きを示す。バルクヘッドがC'位置へ傾いたとすると $\angle ABC'$ と $\angle ABC$ との差 $\Delta\beta$ の正接にバルクヘッドから軸受位置までの距離を乗じたものが、傾きによる軸受位置の変位量となる。したがってこのときは二重底の変位とバルクヘッドの傾きによる変位との和が軸受荷重へ影響を与える。

図 2.2.1(c)には(2)の立場におけるバルクヘッドの傾きで、この場合は β が β' へと変化しても軸受位置へは相対変位を与えない。

実際の船においては、曲げによる変形と剪断による変形がミックスされたものと考えられる。したがって実際の形状は図 2.2.1(d)に示すように剪断変形をする船尾構造の中で、船尾管は剛性を保ち、したがって曲げを受けそのフランジ面がバルクヘッドと角度をもった面となることが考えられる。この場合は β を測定することによりバルクヘッドの傾きを知り、さらに γ を計測することによって $\beta + \gamma$ を作り、この変化によって軸受位置の船尾管傾きによる影響を知ることができる。

以上の意味においてバルクヘッドの傾き β や、船尾管のそれからの傾き γ を実測した例はない。しかし1つの検討としてD船において γ に相当するものが計測された。⁶⁾ これは吃水変化に対し β が変化しないと仮定をしたとき成り立つ。計測結果を表2.2.1に示す。さらに前述のA船、B船についての立体FEM計算結果を同表に示す。これは α を示し、いずれも傾きの変化は正が角度の減少する方向とする。

また吃水変化に対する船尾構造全体のCR・L.における変形をマクロに捉える意味でA船、B船の計算結果をプロットしたものが図2.2.2、図2.2.3である。計算プログラムはA船についてはASKAを、B船についてはNV SESAM69を用いている。

表2.2.1 機関室船尾側バルクヘッドの傾き

| | DWT | 吃水(aft)変化 | 傾きの変化 | 備考 |
|---|---------|-----------------|------------------------------|----------------------------|
| A | 272,000 | 5.40 → 11.61 m | 3.020×10^{-5} rad. | 計算 |
| A | " | 11.61 → 20.59 m | 1.745×10^{-5} rad. | " |
| B | 414,000 | 11.00 → 22.80 m | -4.272×10^{-4} rad. | " |
| D | 151,400 | 6.70 → 10.27 m | 3.893×10^{-5} rad. | 実測 クランクケース温度 24 → 40 °C |
| D | " | 10.27 → 15.25 m | -0.687×10^{-5} rad. | " 40 → 36 °C |
| D | " | " | -4.198×10^{-5} rad. | " 40 → 46 °C |

以上の結果からだけでは、バルクヘッドの傾きを定性的にも定量的にも断定することは難しい。

2.3 L.O. サンプタンク、クランクケース等の温度上昇による機関室二重底の変形

前述のB船のFEM立体計算の結果によると、L.O.サンプタンクの温度が周囲温度より40°C高い場合(周囲との温度勾配は考慮せず)の機関室二重底の最大変位は、タンク中央部付近に生じ、その大きさは約1mmである。⁵⁾一方D船についての計測結果によると、クランクケース温度が36°Cから46°Cに上昇した場合の二重底の最大変位は主機中央部で生じ、その大きさは約0.6mmとなっている。⁶⁾ 計測は主機両サイドで行われ、従ってセンターライン(C.R.L.)部よりは温度が低く、C.R.L.部の二重底の変位はより大きいとも思われるが、クランクデフレクションより逆算した値は約0.4mmとなっていることからあながちそうとも断定出来ないようである。

B船(タービン船)におけるL.O.サンプタンク、D船(ディーゼル船)におけるクランクケースの温度上昇による機関室二重底の変形(頂板の上昇)を比較すると、前者が約0.25mm/10°C、後者が約0.4~0.6mm/10°Cであり、いずれも軸系アライメント上無視出来ない値である。タービン船のL.O.サンプタンクは二重底頂板

に接する面積も小さく、その場所を選ぶことによって軸系アライメントへの影響を最小に出来るが（近時では一般的にそうされている）、ディーゼル船の軸系アライメントは主機クランクケースの温度上昇を含めて考慮する必要があるといえよう。

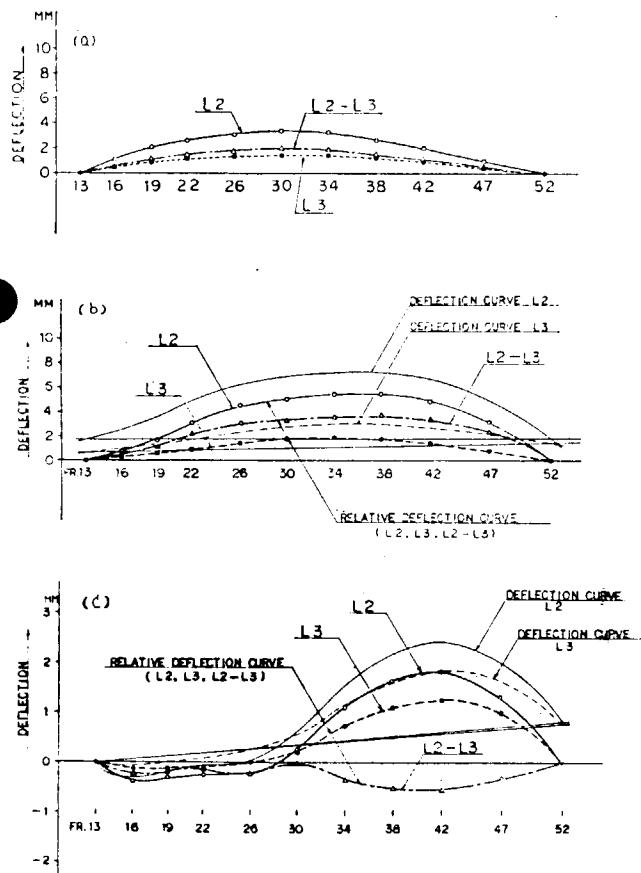


図 2.1.1 A 船の機関室二重底の撓み (a)(b)(c)

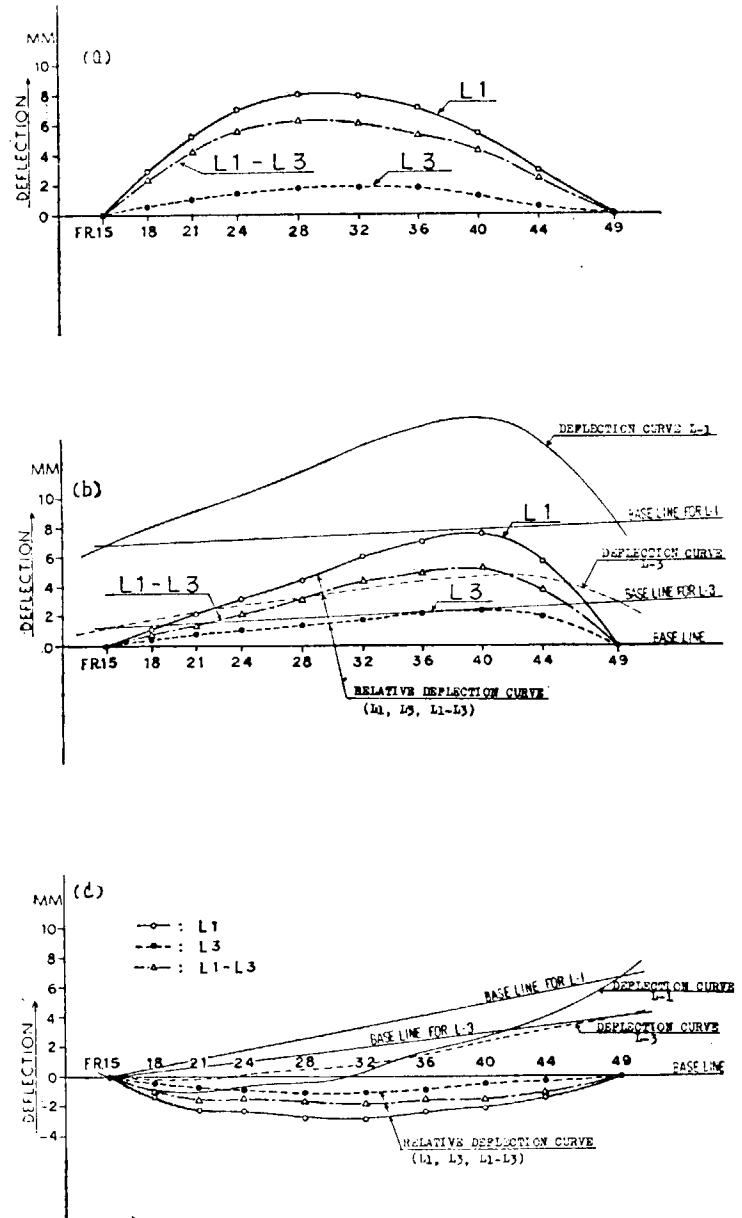
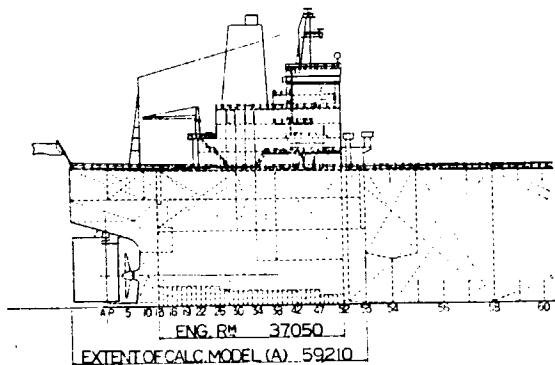
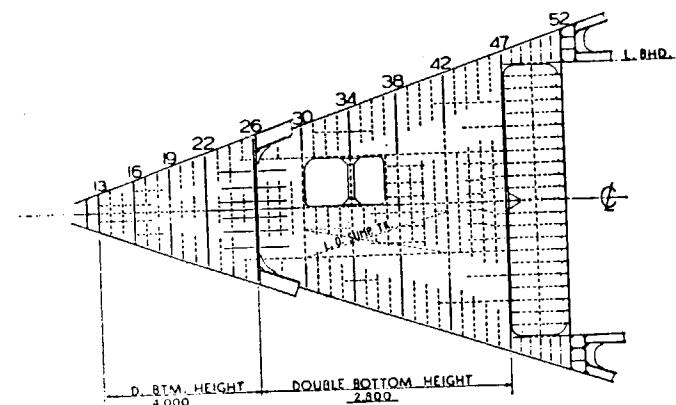


図 2.1.2 B 船の機関室二重底の撓み (a)(b)(c)

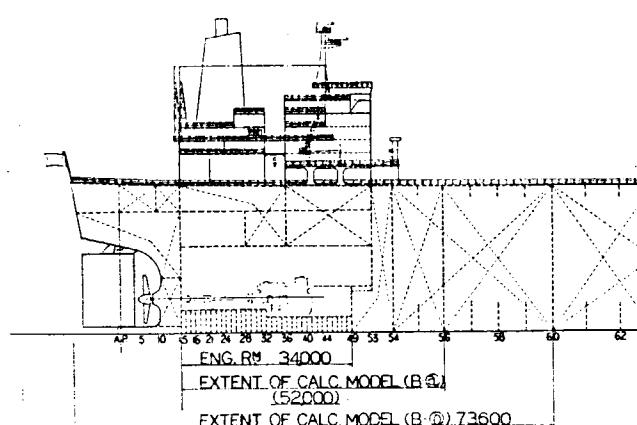


一般配置図 (A船)

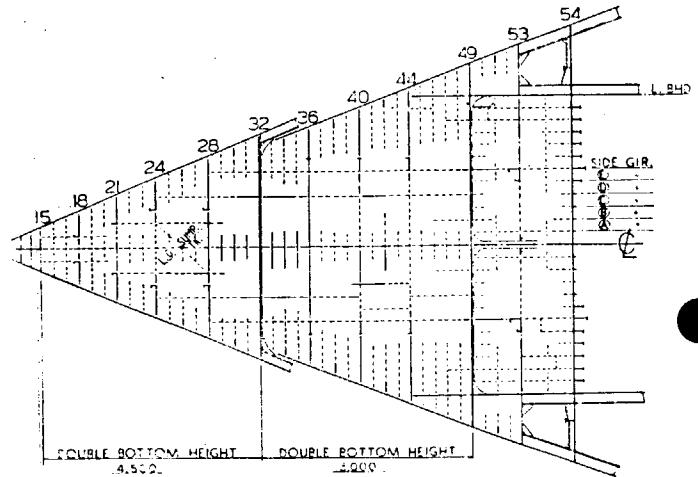


機関室二重底 PLAN (A船)

図 2.1.3 一般配置図および機関室二重底プラン (A船)



一般配置図 (B船)



機関室二重底 PLAN (B船)

図 2.1.4 一般配置図および機関室二重底 プラン (B船)

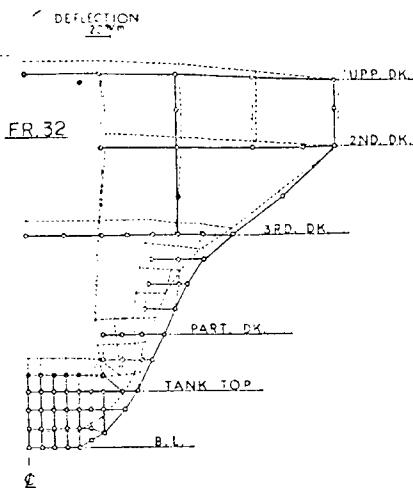


図 2.1.5 B 船のウェブフレームリングの変形の一例

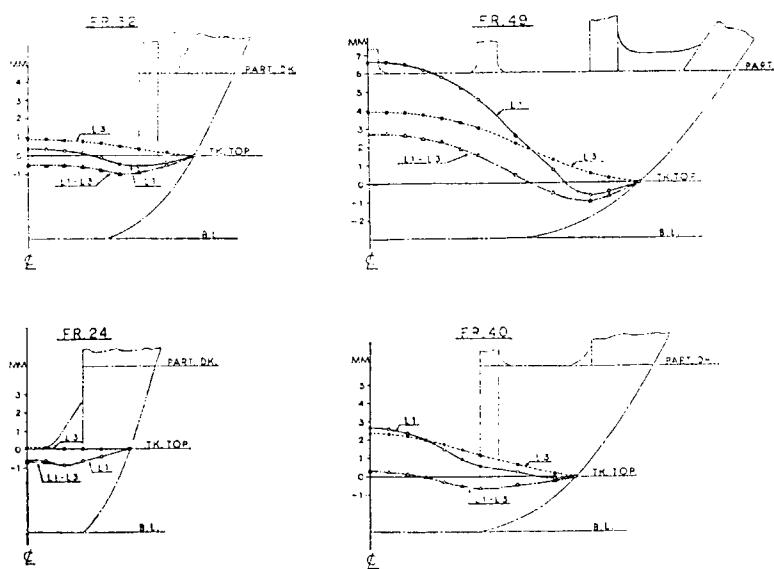


図 2.1.6 B 船のウェブフレームの二重底頂板の相対撓みの例

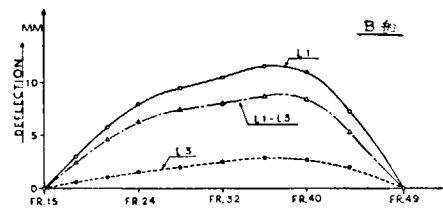
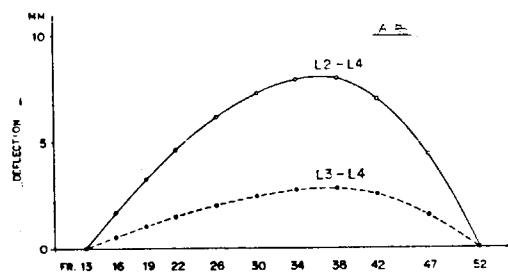


図 2.1.7 二重底頂板 (C.R. L.) の相対撓み

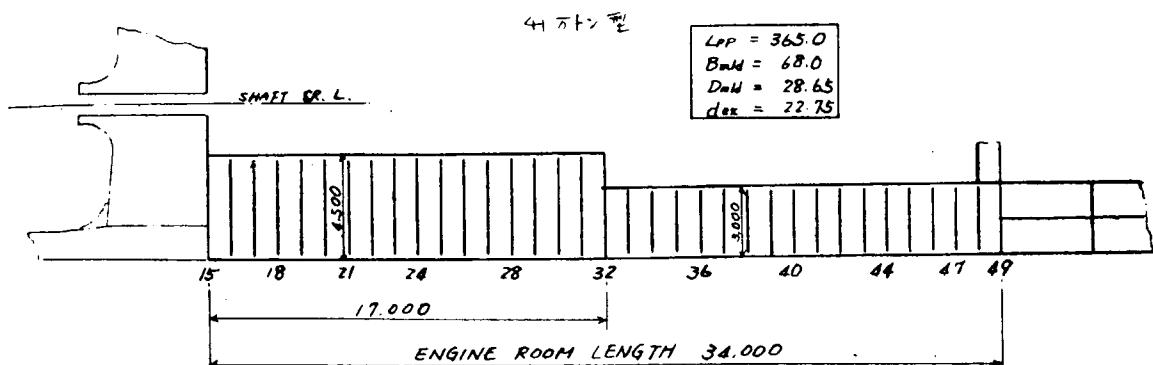
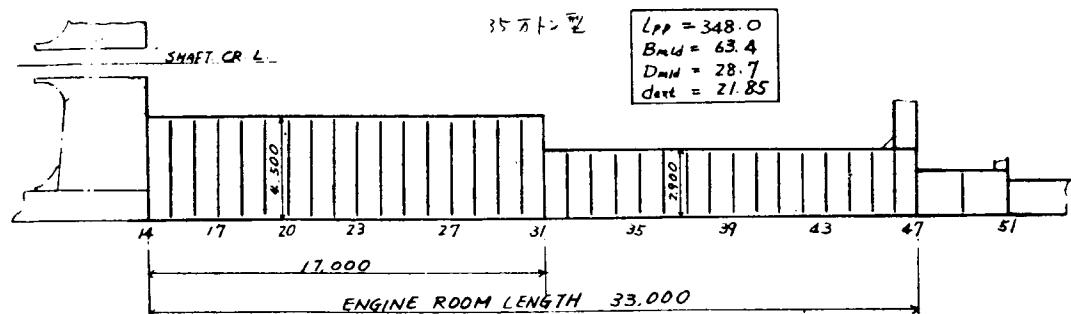


図 2.1.8 41万トン型, 35万トン型の二重底C.R. L. SEC. の比較

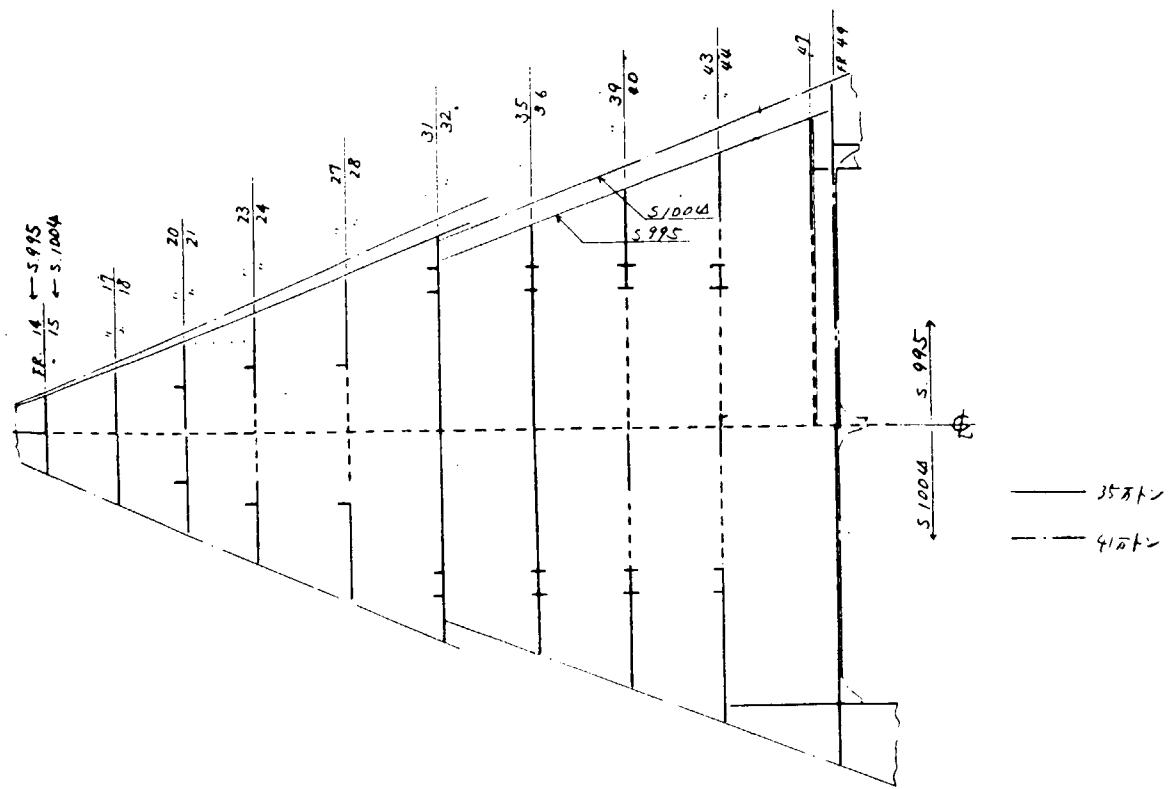


図 2.1.9 41万トン型、35万トン型の二重底頂板PLANの比較

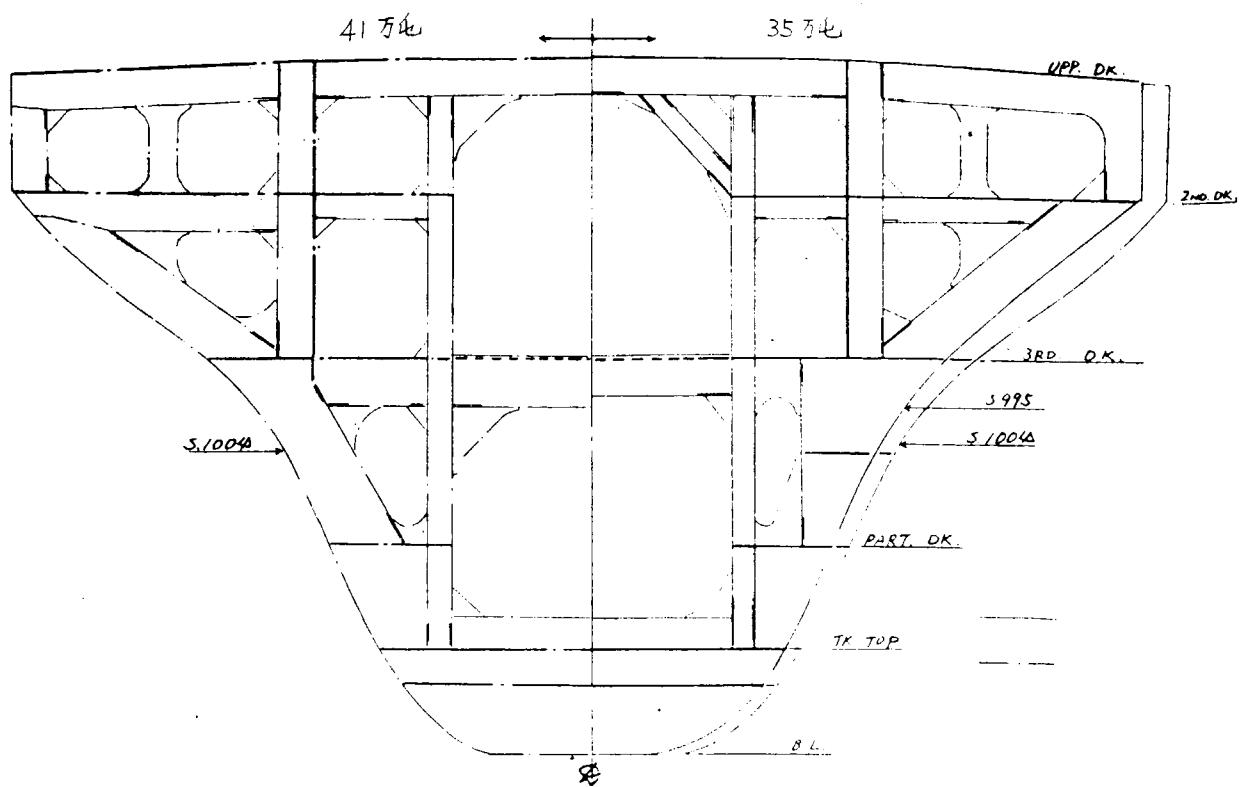


図 2.1.10 41万トン型、35万トン型機関室中央部のウェブフレームSECの比較

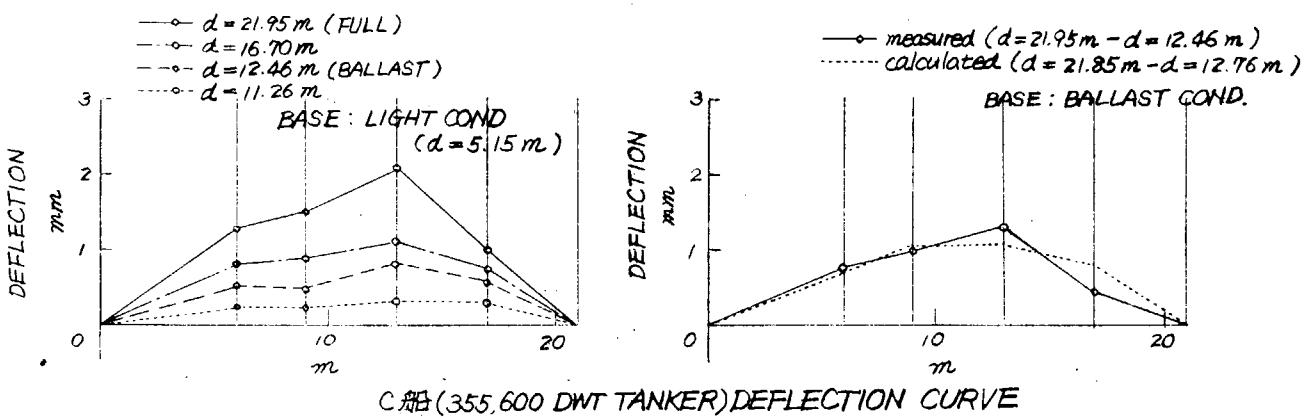
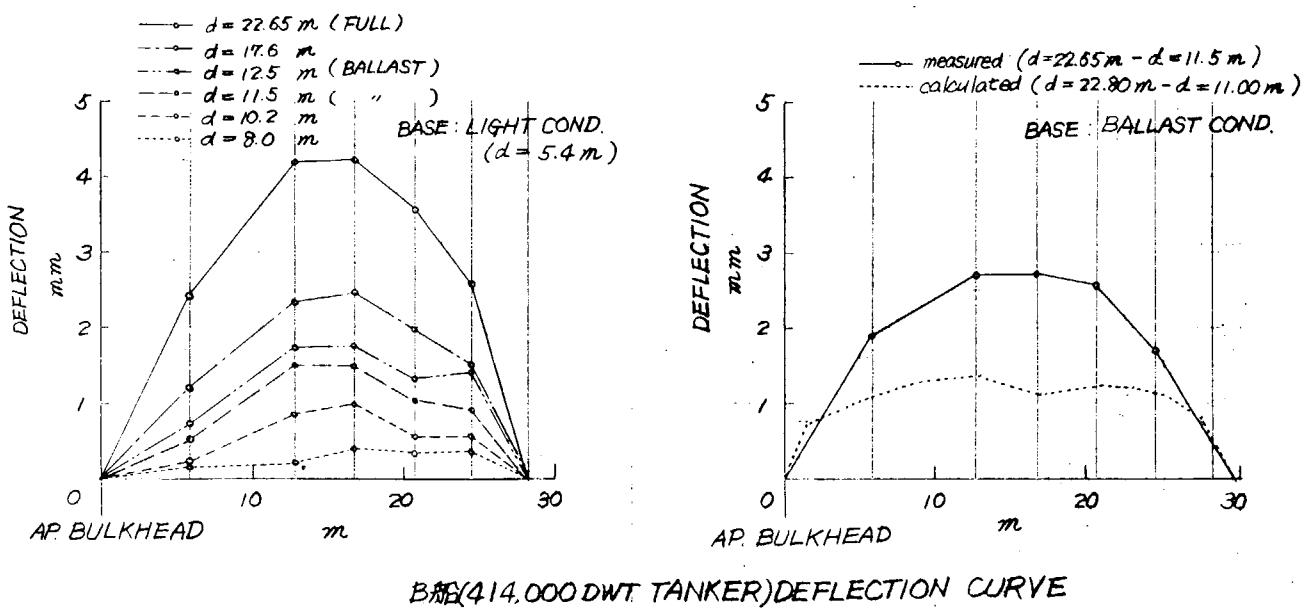
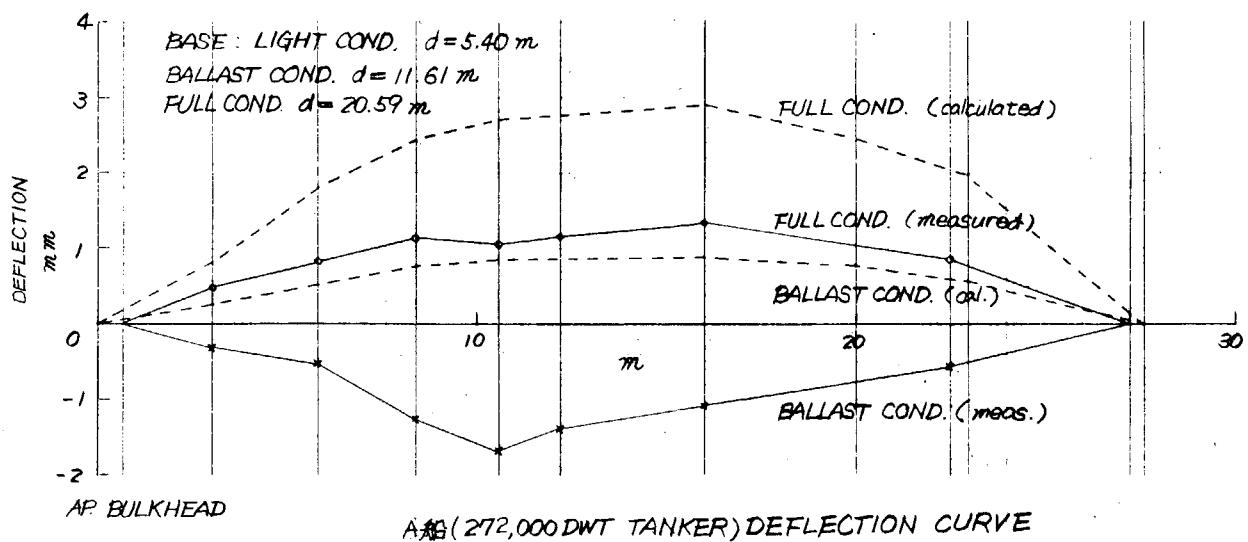
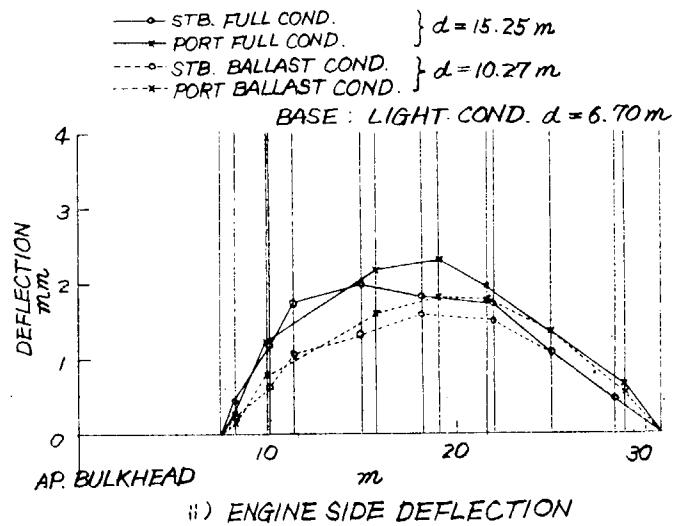
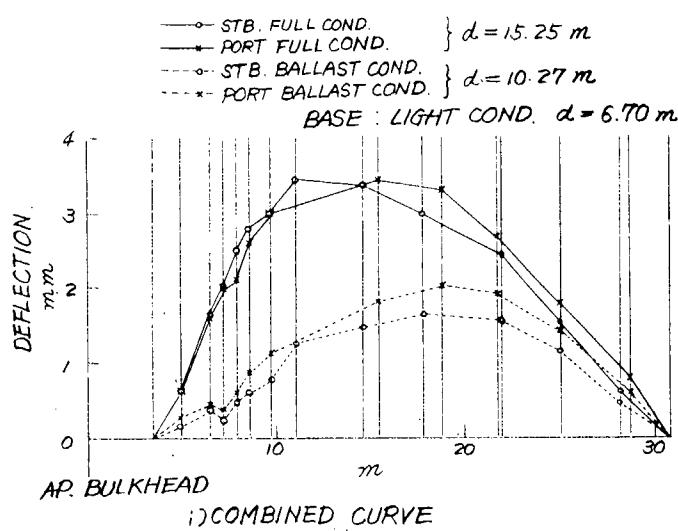
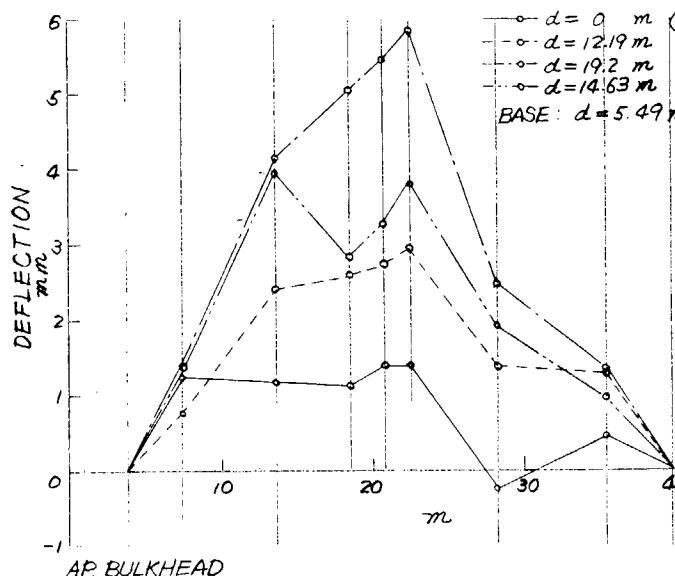


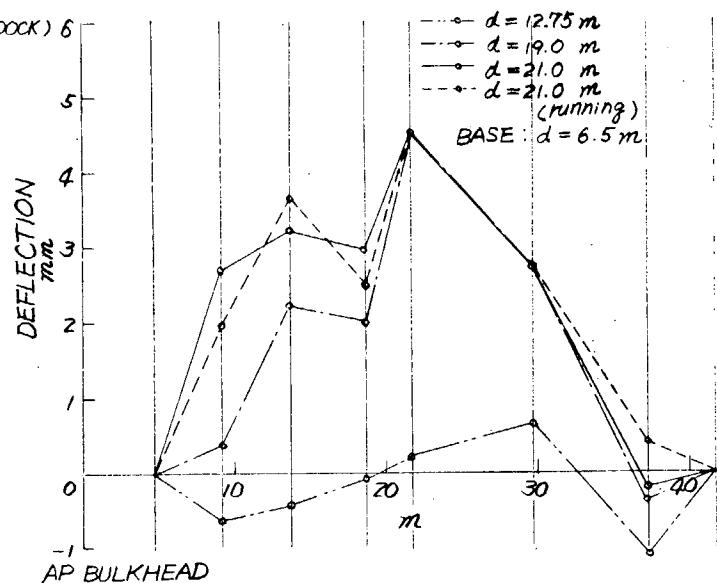
図 2.1.11 船体変形量 (その1)



D船 (151,427 DWT TANKER) DEFLECTION CURVE



E船 (218,290 DWT TANKER)
DEFLECTION CURVE



F船 (268,100 DWT TANKER)
DEFLECTION CURVE

図 2.1.11 船体変形量 (その2)

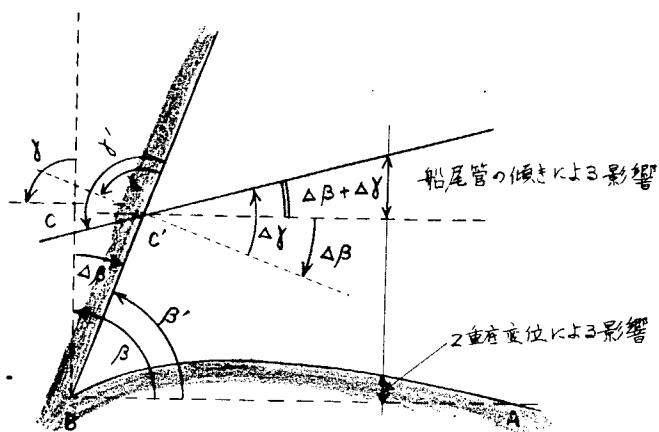
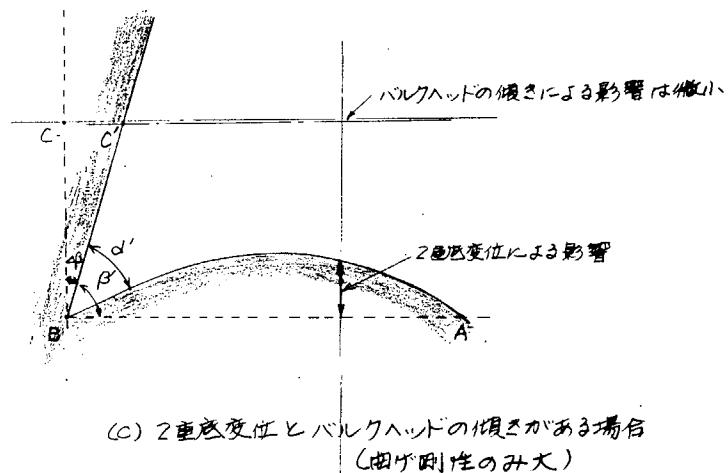
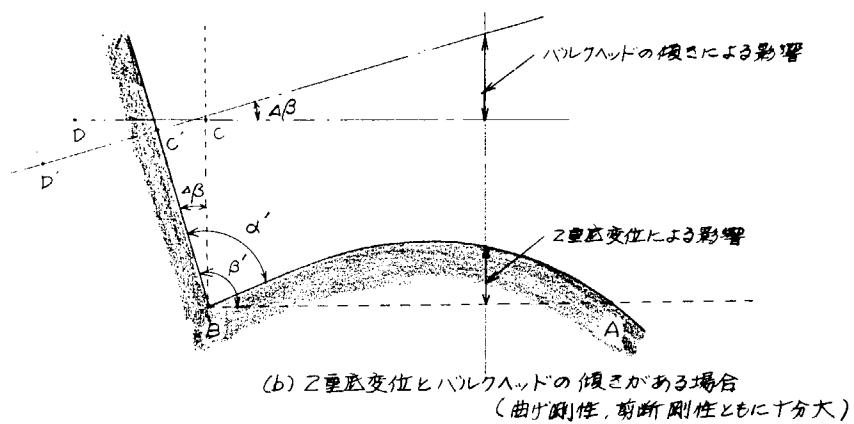
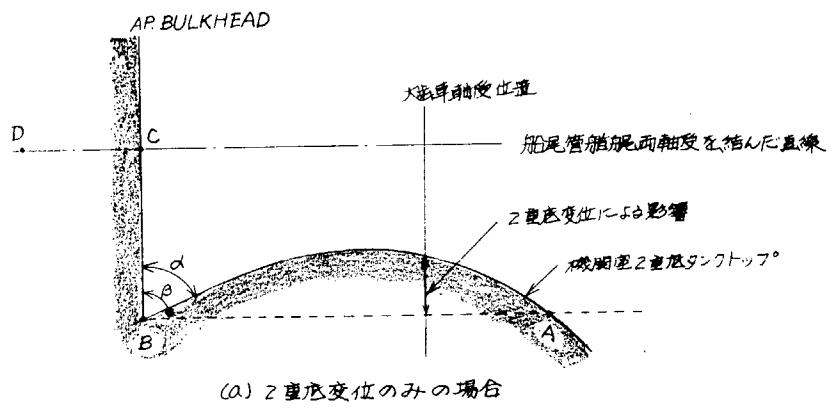


図 2.2.1 後部バルクヘッドの傾きによる影響

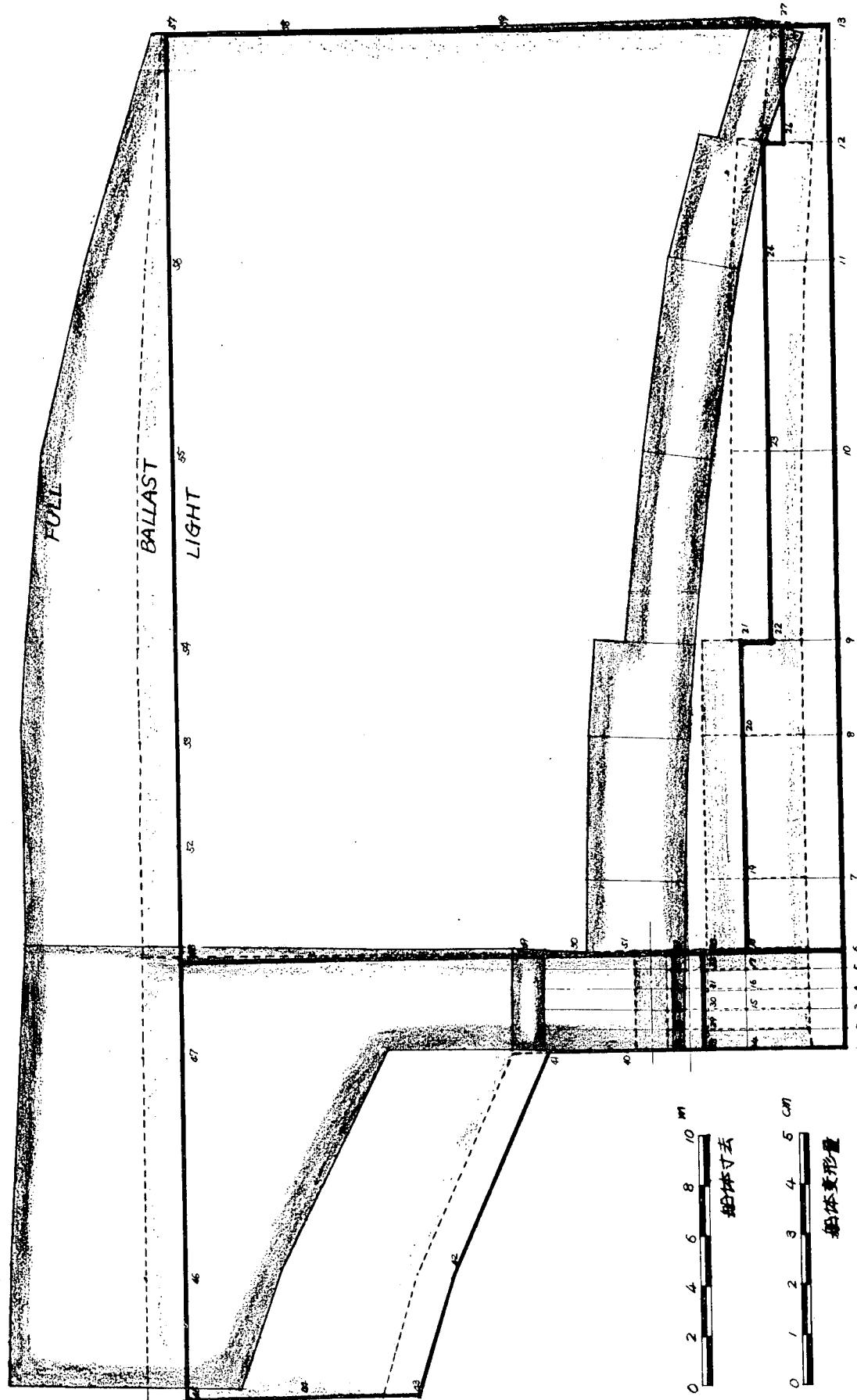


図 2.2.2 A 船 (27万トン型 VLCC) 機関室変形 (使用計算プログラム: ASKA)

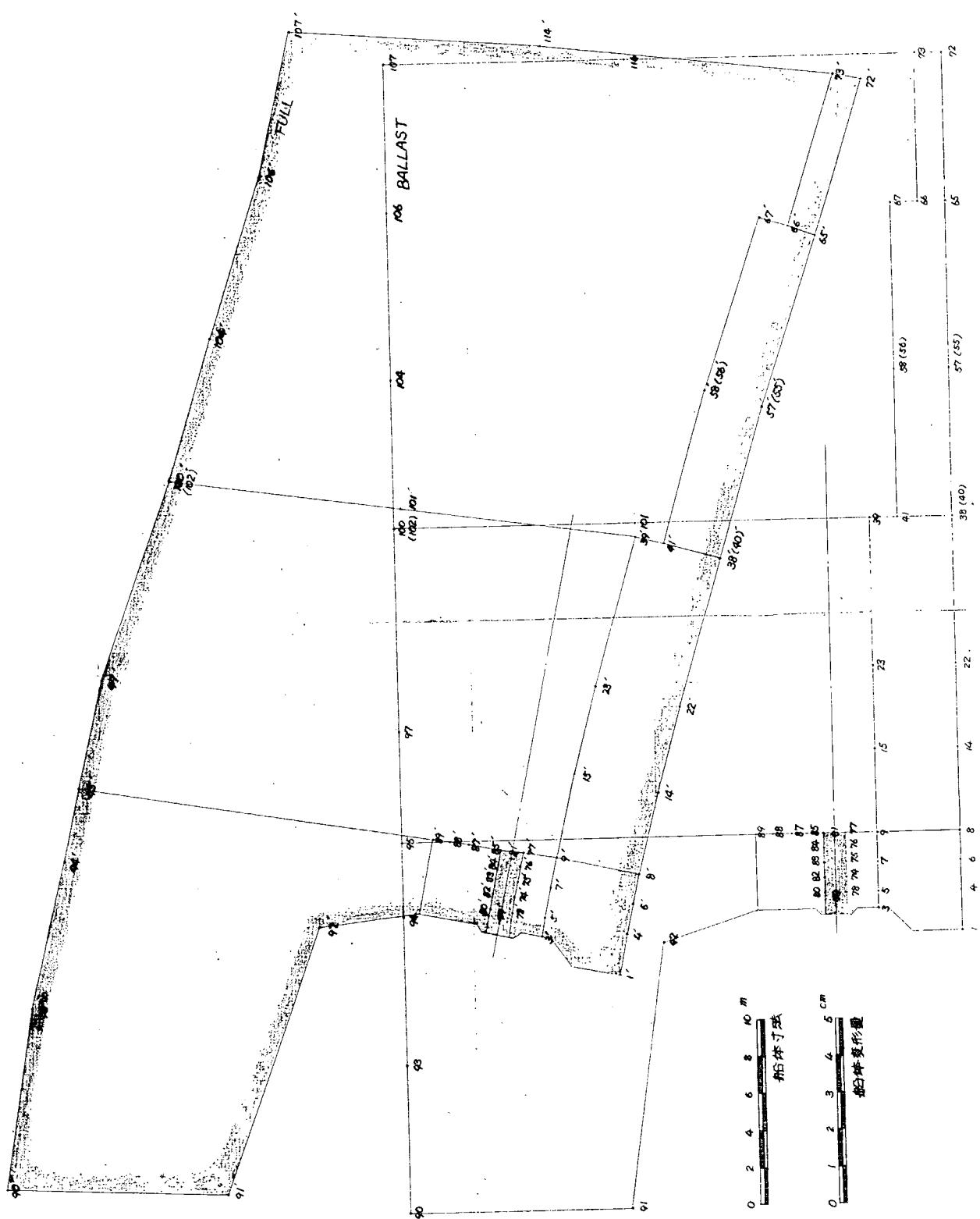


図 2.2.3 B 船(4 万トン型 ULCC)機関室変形 (使用計算プログラム: NV-SESAM 6.9)

2.4 ボッシングの変形

高速多軸船におけるボッシングはその支持剛性が小さいため、船尾管軸受船尾端支持部で、軸系の重量や支持部自体の水中における浮力や航走中の流体力等により局部的に変形が大きくなり、船尾管船尾軸受の軸受性能に悪影響を与えると考えられる。従って適正な軸系アライメントを施行する上において、船体変形とともに、このボッシング変形もある程度正確に把握しておく必要がある。

ボッシング変形の計測、計算例は少ないが、表 2.4.1 に示すボッシングタイプの 2 軸高速コンテナ船の A 船、B 船の 2 隻についての計測結果⁹⁾ 及び FEM 計算結果（プログラム名 PASSAGE）¹⁰⁾、図 2.4.1 に示す計算モデルで行った簡易骨組計算結果¹⁰⁾について述べる。

PASSAGE により求めた各荷重ケースの軸心の変形を図 2.4.2 に、またボッシングの後端に縦方向に 10 ton の荷重を加えた場合の簡易骨組計算と PASSAGE によって求めた軸心の変形を図 2.4.3 に示す。また、ボッシング変形の計測結果と簡易骨組計算結果との比較を表 2.4.2 に示す。上記計測、計算結果よりボッシング変形の傾向は要約すると次のとくとなる。

図 2.4.2 の計算結果より、ボッシングの全変位については船体主構造の変形が支配的であり、軸心の船体に対する相対変形は 10^{-1} mm のオーダである。進水直後と載荷時の軸心の相対変形の差は小さく、従って吃水の変化、コンテナ荷重等はボッシングの相対変形に対して影響は小さいと考えられる。また、左右方向の変形はほぼ上下方向の相対変形に比例していることから軸心の相対変形は第 1 近似的にはボッシングの付根を中心とした回転を考えればよい。

図 2.4.3 の計算結果よりボッシングの撓みに対する船体主構造の影響が無視できるほどで、ボッシングの変形は船体主構造の撓みにボッシングのみの撓みを線型的に重ねあわせて求めてよく、船体とボッシングとの相対変位量は簡易計算法でも充分である。

表 2.4.2 の計測結果よりプロペラ軸取付け前を基準とした進水後のボッシング先端の変形は上下方向で 0.45 mm、左右方向で 0.15 mm となっている。また、大体の傾向として計測値は計算値より大きくなっている。その他、表 2.4.2 以外の計測結果の主な点について記すと、気温の変化や艤装工事に伴うだけで 0.22 mm 位の上下方向及び左右方向のボッシング変形があった。また、進水前後のギャップ、サグによる軸受位置の相対変化は上下、左右方向とも 0.3 mm 程度であり、渠中時と浮上時との軸受相互間の相対変位は軸受荷重計測より推定するとせいぜい 0.2 mm 程度と考えられる。

以上 2 隻の 2 軸高速コンテナ船のボッシング変形例についてその特徴を述べた。供試船の場合船体変形、ボッシング変形によって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及ぼさないことが明らかになったが、何分ボッシング変形の計測例も少なく、一般的なボッシング変形傾向について記述するには至らない。今後ボッシングタイプの高速高出力船については、主機軸系据付時ににおける静的なボッシング変形量及び航走時ににおけるボッシング部の動的変化を定量的に把握し、これらの変化量の正確な予測を行って適正アライメントを施行できるようにすることが大切であろう。

表2.4.1 A船, B船の主要目

| | A 船 | | B 船 | |
|---------------------|---|--|-----|---|
| | 20'コンテナベース 1842個積コンテナ船 | | 同 左 | |
| L _{OA} (m) | 26.4.5 | | " | " |
| L _{pp} (m) | 24.8.0 | | " | " |
| B (m) | 3.2.2 | | " | " |
| D (m) | 1.9.9 | | " | " |
| D.W. (T) | 35,021 | | " | " |
| 主 機 | 川崎MAN K10SZ 105/180 40,000BHP × 110 rpm × 2基 | | " | " |
| プロペラ 直 径 (m) | 5翼1体型 × 2基 7.000 | | " | " |
| 重 量 (TON) | 36,430 / 1基 | | " | " |
| 回転方向 | 前進時外まわり | | " | " |

表2.4.2 ボッシング先端の変形計測結果と計算結果

| | 計測法 | 計測船 | 上 下 方 向 | | 左 右 方 向 | |
|-----------------------------|-----|-----|-----------|-----------|----------|-----------|
| | | | 計測値 | 計算値 | 計測値 | 計算値 |
| プロペラ軸 取付前後 | ② | A | +0.225 mm | | +0.13 mm | |
| | | B | +0.29 | +0.146 mm | +0.11 | +0.102 mm |
| | ④ | A | +0.14 | | +0.15 | |
| プロペラ 取付前後 | ② | A | +0.72 | | +0.40 | |
| | | B | +0.50 | +0.554 | +0.24 | +0.398 |
| | ④ | A | +0.86 | | +0.72 | |
| 進 水 前 後 | ② | B | -0.34 | -0.32 | -0.20 | -0.22 |
| プロペラ軸+プロペラ 取付後 | ② | A | +0.945 | | +0.53 | |
| | | B | +0.79 | +0.70 | +0.35 | +0.50 |
| | ④ | A | +1.00 | | +0.87 | |
| プロペラ軸+プロペラ取付 進水後 | ② | B | +0.45 | | +0.15 | |
| プロペラ軸+ダミー荷重 (ボッシング先端に16ton) | ④ | A | +0.54 | +0.38 | +0.35 | +0.28 |
| ボッシング先端の荷重 1tonあたりの変位量 | ④ | A | 0.025 | 0.013 | 0.0125 | 0.011 |

注: ②はストレンゲージによる計測結果, ④はダイヤルゲージによる計測結果をあらわす。

+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。

(15) FR. 31 SEC)

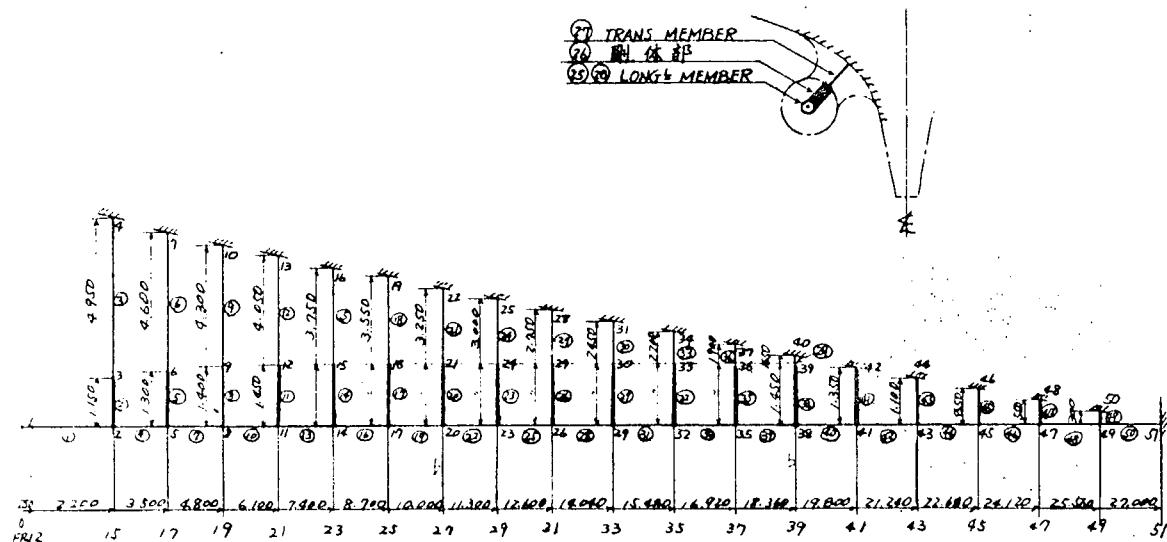


図 2.4.1 計算モデル

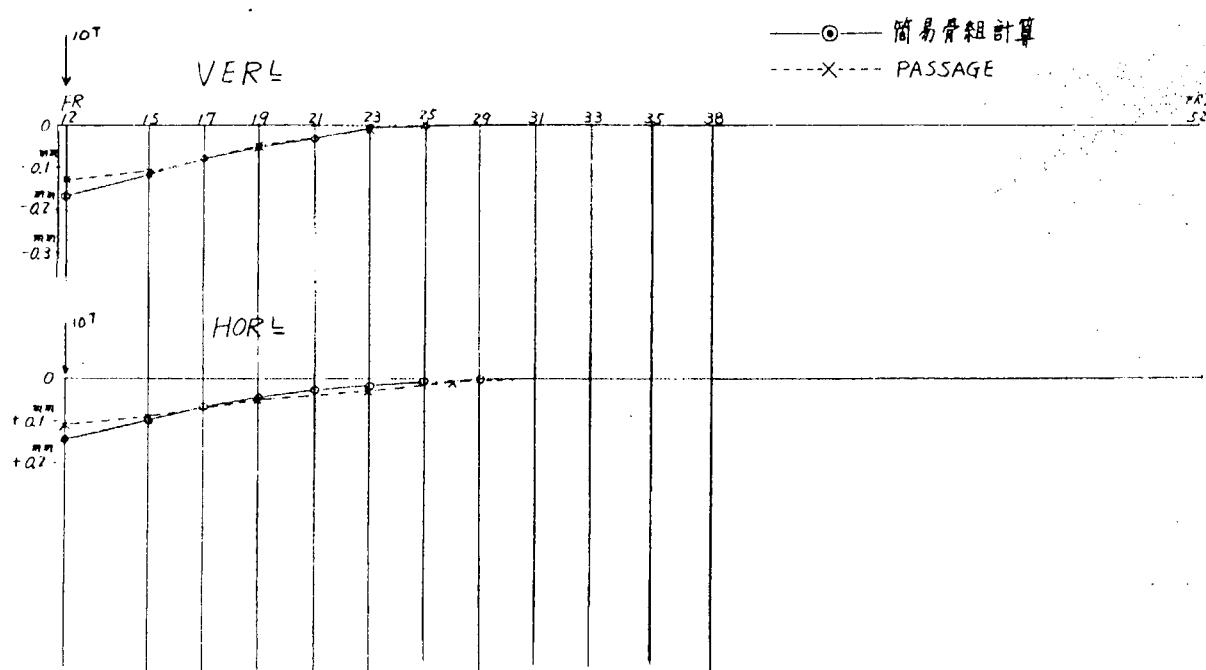


図 2.4.3 軸心の変形

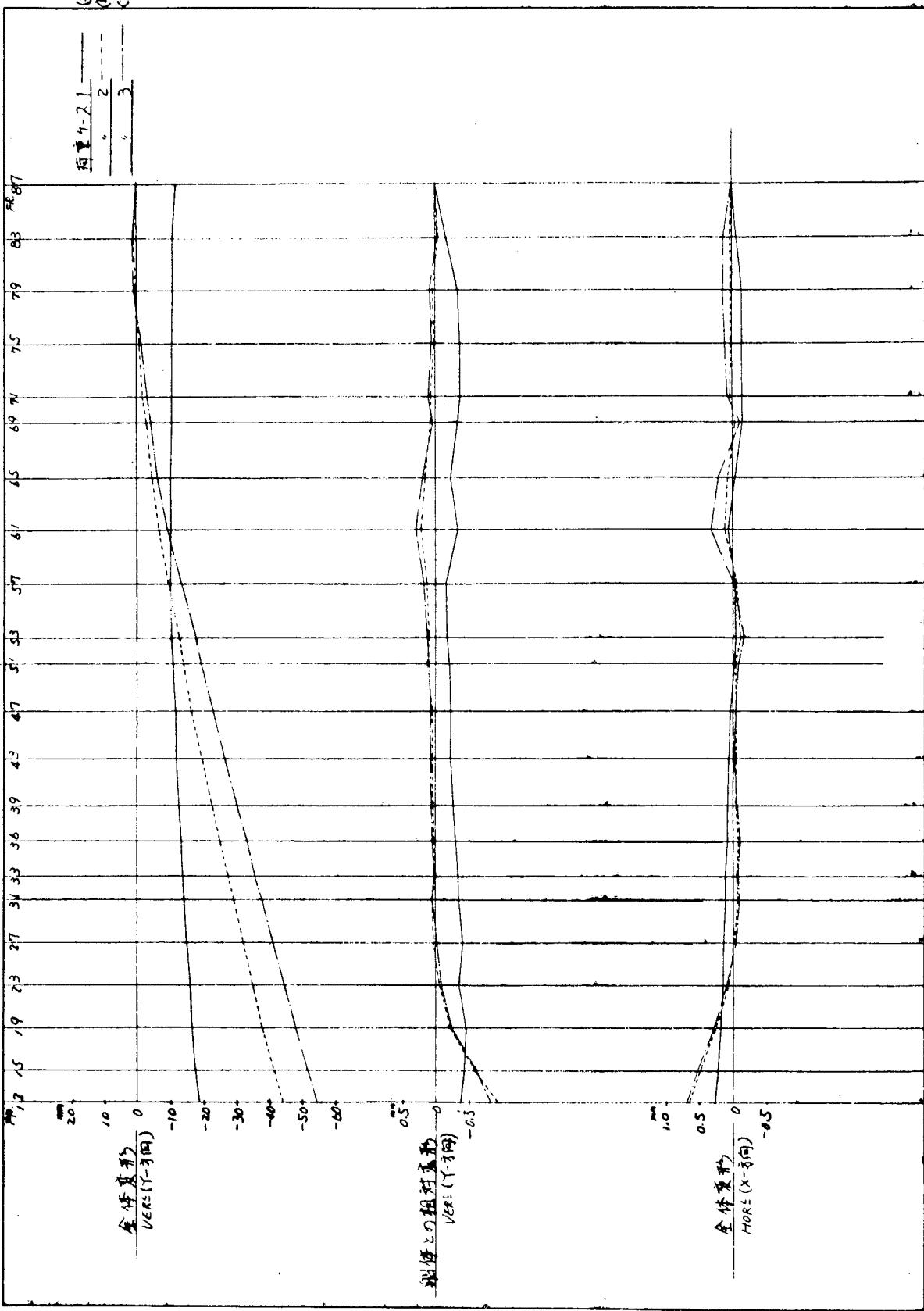


図 2.4.2 軸心の変形

2.5 船体変形の軸系及び主機関へ及ぼす影響と評価

これまでみてきたように、船体は吃水の変化につれて変形し、その結果軸系アライメントに悪影響を及ぼすが、軸系が受ける影響はタービン船とディーゼル船とでは異なる。

2.5.1 タービン船

タービン船の軸系アライメントで最も問題となるのは Bull Gear 前後軸受の荷重差である。一般にタービン船では Bull Gear と Pinion の歯当りを良好にするため、Bull Gear 前後軸受の荷重差をある値（一般には主機の温態時で約 10 ton 以下）に収まるような軸系アライメントが要求される。もちろん、この他にも船尾管軸受や中間軸受の荷重条件を考慮したものとすることは当然である。

図 2.5.1～2.5.3 はタービン船における、吃水変化に伴う各軸受の荷重変化を実測した例である。（詳細は SR 143 昭和 48 年度及び 49 年度報告書参照）

これらの結果から見ると、船の吃水がアフロート状態から増加するに伴って、Bull Gear 前部軸受の荷重は減少し、後部軸受の荷重は増大する傾向にある。その他の船尾管軸受及び中間軸受の荷重はほとんど変化しない。

Bull Gear 前後軸受の荷重変化の実測値は上記のような傾向にあるが、図 2.5.4 に示すように機関室後部バルクヘッドより船尾側構造が剛体に近く、見透軸心がバルクヘッド位置における二重底の傾きと平行を保つと仮定して、二重底変形量と軸受の影響係数とを用いて計算した軸受荷重の値と実測値をくらべると、実測値の方が変化がかなり少ない。これは、機関室後部バルクヘッドを含めた船尾構造の変形の影響が大きく作用しているものと考えられる。

2.2 によるとバルクヘッドの傾き角度の量は、バラスト状態から満載状態への変化で 10^{-5} ないし 10^{-4} ラジアンのオーダの値が得られている。これを Bull Gear 軸受位置での軸心変形量（軸受オフセット変化量）に換算すれば数 mm のオーダとなる。これは、機関室二重底の変形による Bull Gear 軸受のオフセット変化量に匹敵する値である。

したがって、機関室後部バルクヘッドがどのような方向に傾くかによって、Bull Gear 軸受の荷重変化に及ぼす影響は非常に異ったものとなるので、今後定量的な解明が望まれる。

いずれにしても、実測例から見る限り、吃水変化に伴う Bull Gear 前後軸受の荷重変化はそれほど大きくはなく、むしろ温度変化によって生じる減速機据付台の変形が軸受荷重に及ぼす影響の方が大きいと考えられる。

しかし、温度変化が軸受荷重の変化に及ぼす影響はあらかじめ温度条件を考慮して、軸系アライメントを設定することで配慮することは可能であるが、吃水の変化による軸受荷重の変化は、船が満載状態及びバラスト状態で航行すれば、かならずそれに伴って軸受荷重の変化が生じるものであるので、その影響をできるだけ少なくするような軸系配置を計画することが要求される。

船尾機関のタービン船では一般に中間軸受は 1 個とする場合が多い。前述のように、船尾部の構造を剛体に近いとして見透軸心を考えれば、このような軸系では吃水変化に伴う機関室二重底の変形によって生じる中間軸受のオフセット変化量 (δ_3) は非常に小さく、船尾管軸受のそれと同じく無視できる（図 2.5.4 参照）。したがって、吃水変化に伴う軸受のオフセット変化は Bull Gear 前後軸受のみに生じると考えた場合、吃水変化によって機関室二重底が変形しても Bull Gear 前後軸受の荷重が変化しない条件は次式で与えられる。

$$I_{11} \cdot \delta_1 + I_{12} \cdot \delta_2 = 0$$

$$I_{12} \cdot \delta_1 + I_{22} \cdot \delta_2 = 0$$

$$\therefore \left(\frac{\delta_2}{\delta_1} \right)^2 = \frac{I_{11}}{I_{22}}$$

ここに、 δ_1 : Bull Gear 前部軸受のオフセット変化量

δ_2 : Bull Gear後部軸受のオフセット変化量

I_{11} : " 前部軸受自身の影響係数

I_{22} : " 後部軸受 " "

I_{12} : " 前部軸受のBull Gear後部軸受に対する影響係数または、後部軸受の前部軸受に対する影響係数

一般のターピン主機軸系では Bull Gear後部軸受と中間軸受とのスパン(ℓ)と中間軸径(d)の比は $\ell/d = 12 \sim 15$ 程度が採用されているが、このような軸系では I_{11}/I_{22} は約 0.6 ~ 0.7 程度の値になっている。一方、吃水変化に伴う機関室二重底の変形によって生じるBull Gear前部軸受オフセットの変化量の比 δ_2/δ_1 は、実測例ではかなりばらついた値を示しているが、概略 0.7 ~ 1.0 の範囲内にあると考えられる。

したがって、現在採用されているターピン船の軸系配置は吃水変化に伴う機関室二重底の変形の影響を考えた場合、ほぼ妥当な計画がなされているといえるものと考えられる。しかし、今後さらに多くの実船計測を実施し、機関室二重底の変形の様相を定量的にかつ精度よく把握することができるようになることが望まれる。

2.5.2 ディーゼル船

ディーゼル船の場合、中間軸受荷重及びクランク軸のデフレクションの変化が問題となる。

ディーゼル船では、中間軸受とスラスト軸受または最後部主軸受とのスパンはターピン船の場合にくらべて毎く計画されることが多く、主機部の軸受オフセットの変化によって中間軸受の荷重変化に影響を受けやすいので注意すべきである。

図 2.5.5 は中間軸受が 1 個の船尾機関船における、吃水変化に伴う中間軸受荷重の変化を実測した例である。図 2.5.1 ~ 2.5.3 のターピン船の例にくらべて大きな変化を示している。(詳細は SR 143 昭和49年度報告書参照)

また、図 2.5.6 は同じ船における、クランク軸デフレクションの実測例である。吃水が増加するに伴って、機関室二重底が上に凸の変形をするために、クランク軸デフレクションもその影響を受けているが、主機の温度によっても複雑に影響を受けていることがわかる。しかし、アフロート状態から満載状態まで吃水が変化しても、クランク軸デフレクションは主機メーカーが許容している値以内に収まっており、問題ないよう思われる。

ディーゼル船の場合、吃水変化に伴う機関室二重底の変形及びクランク軸デフレクションを実測した例が少ないが、デフレクションの変化を実測すれば、主機部の二重底の変形は容易に推定することができる(SR 143 昭和49年度報告書参照) 今後さらに多くの実測が行われることが期待できるであろう。

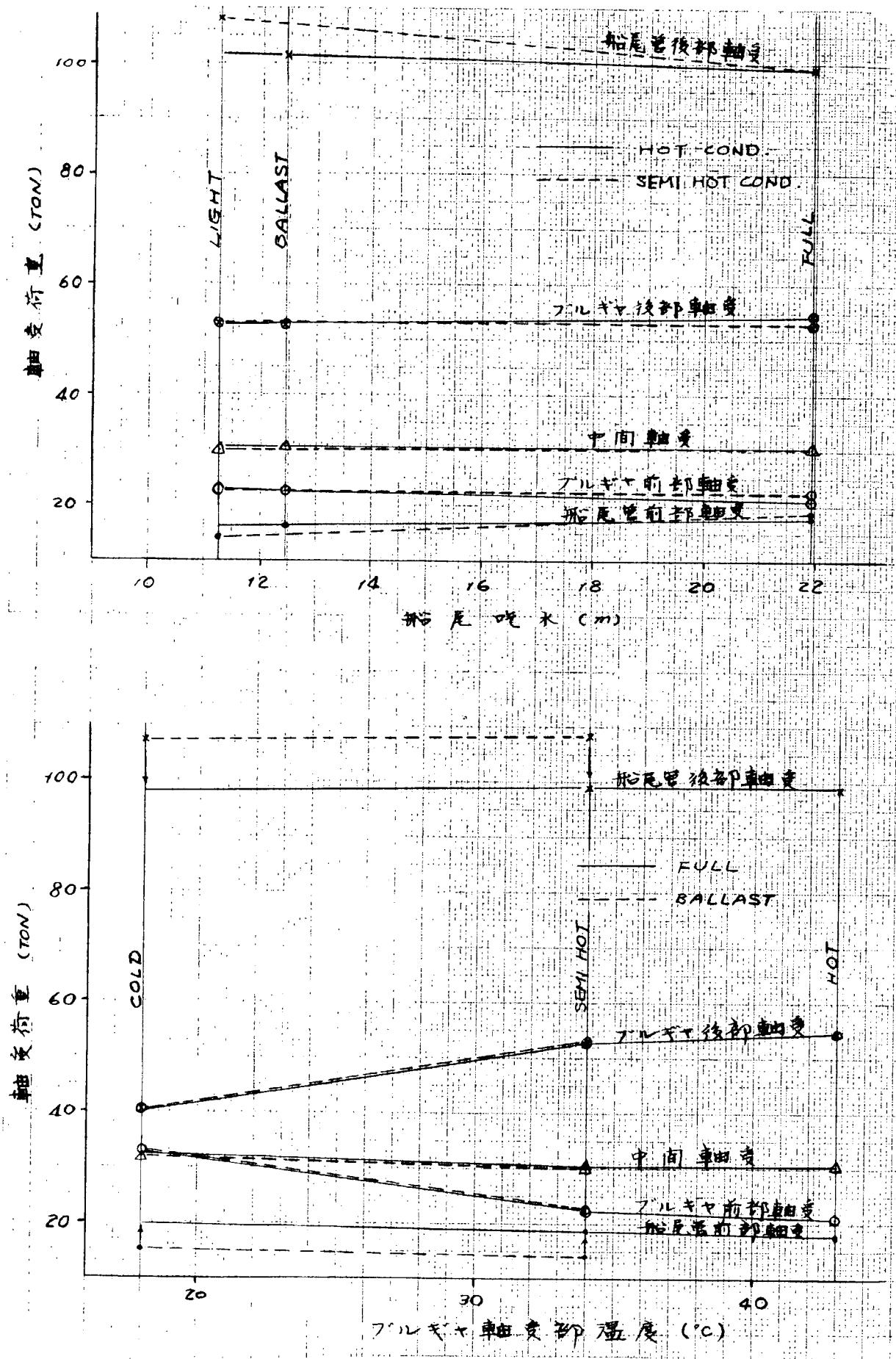


図2.5.1 吃水及び温度変化に伴う軸受荷重の変化量

(D.W. 355,600T タービンタンカ)

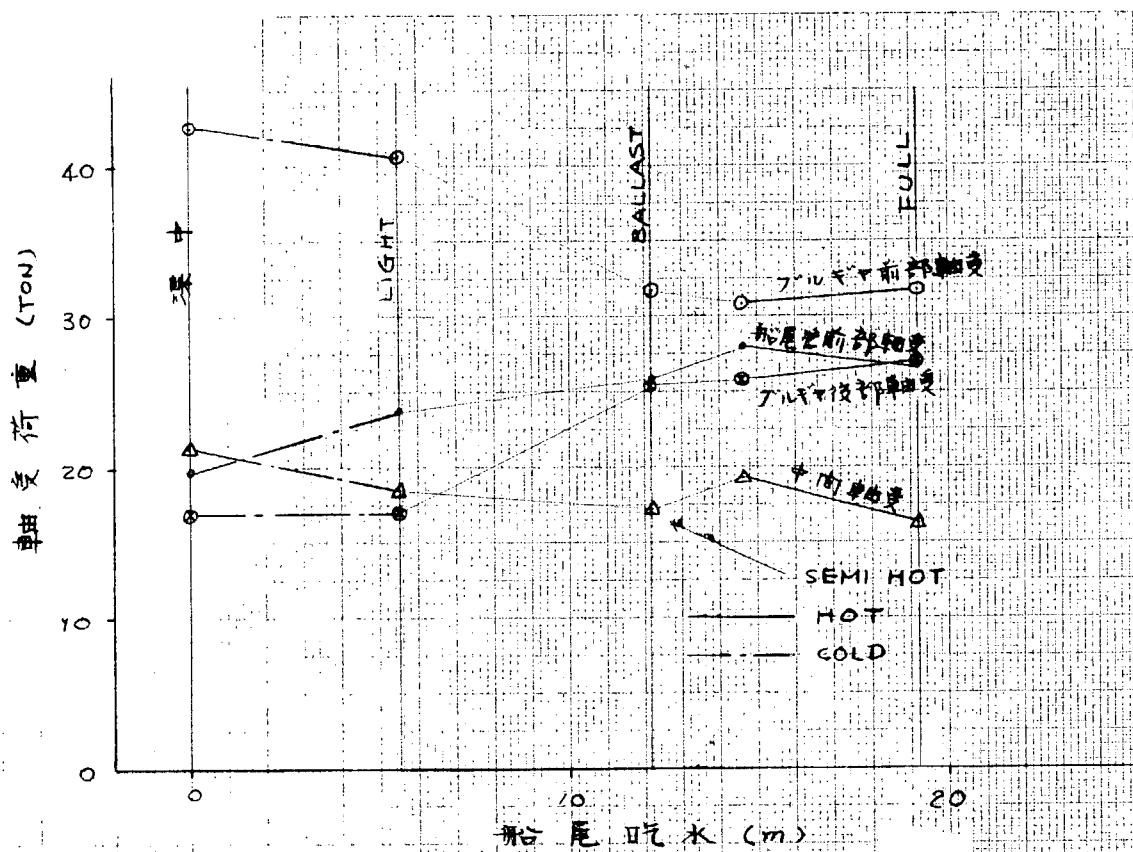


図2.5.2 吸水変化に伴う軸受荷重変化量

(D.W. 218,290 T タービンタンカー)

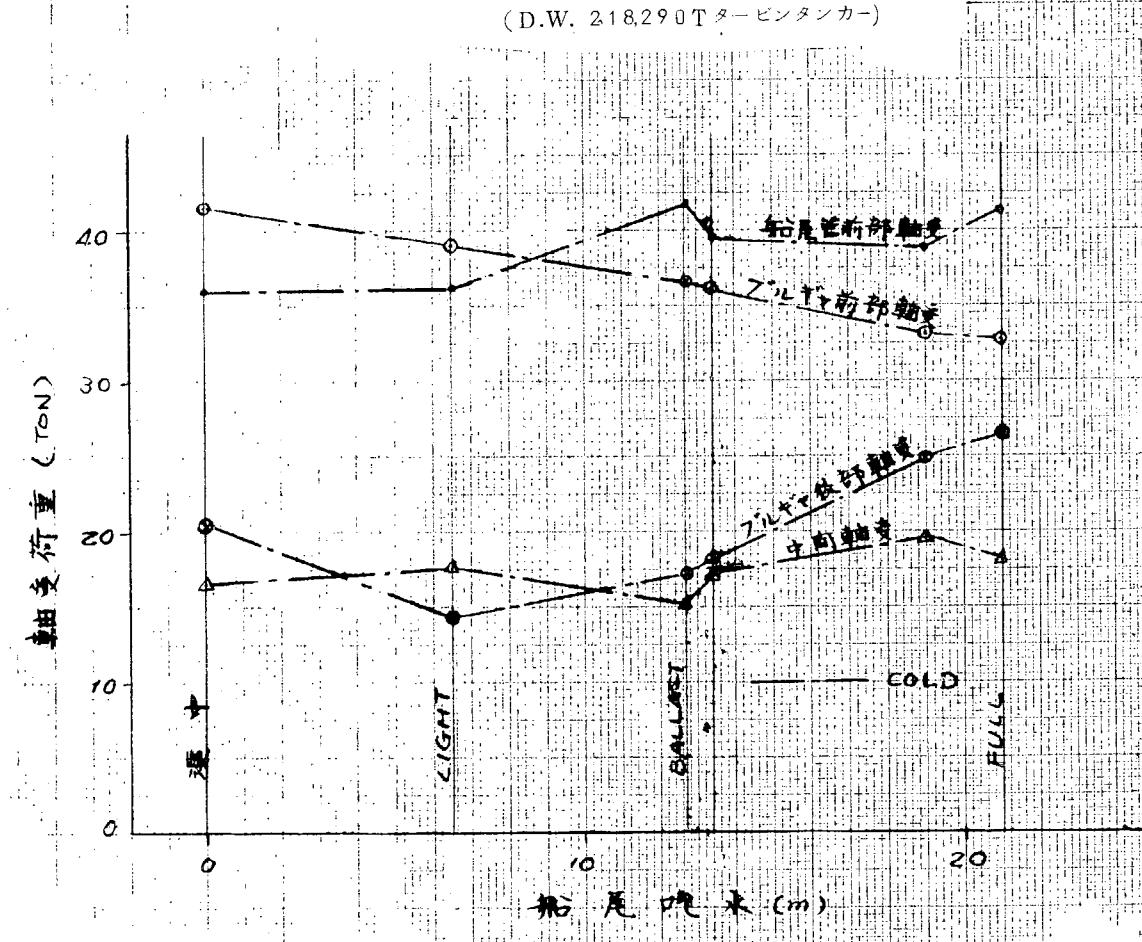


図2.5.3 吃水変化に伴う軸受荷重変化量

(D.W. 268,100 テーピングタンカー)

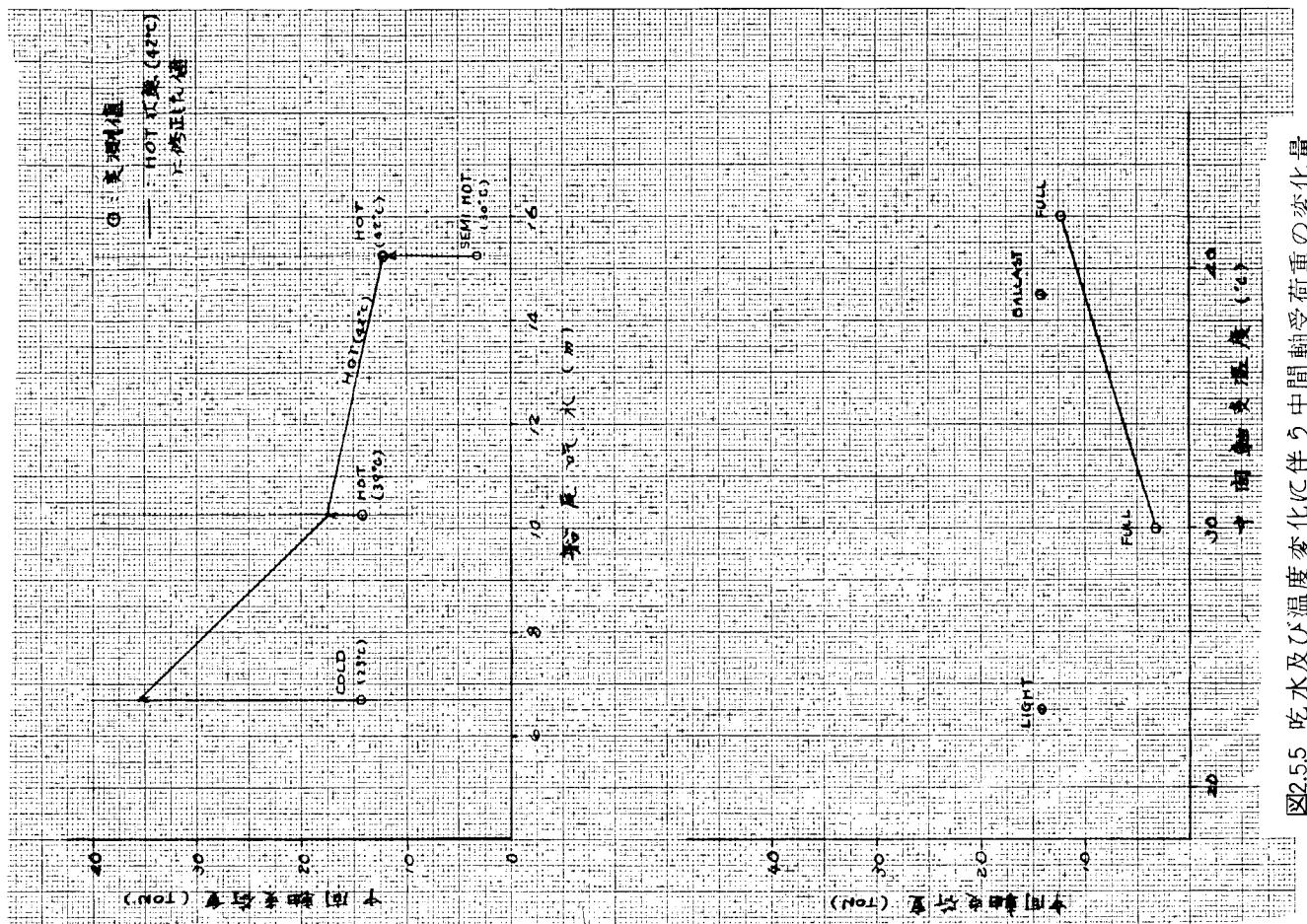


図2.5.5 吃水及び温度変化に伴う中間軸受荷重の変化量
(D.W. 151 427LT ディーゼルタンカー)

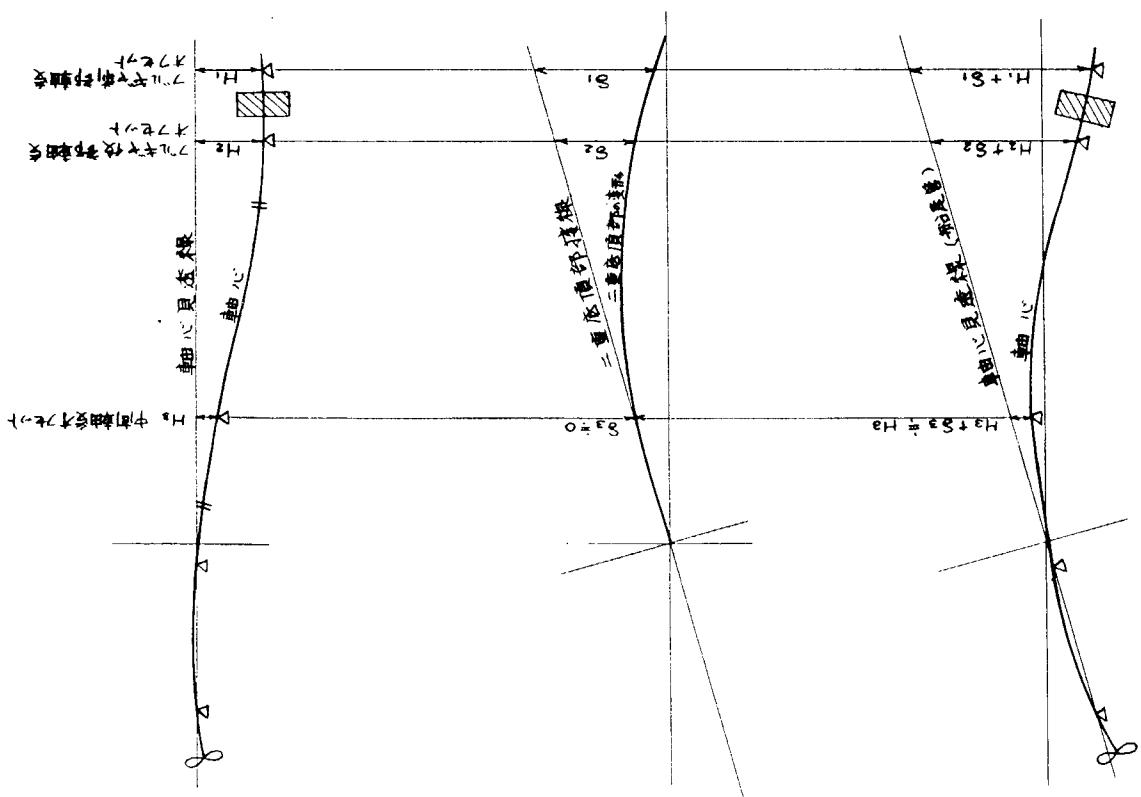


図2.5.4 機関室二重底の変形に伴う軸心の変化

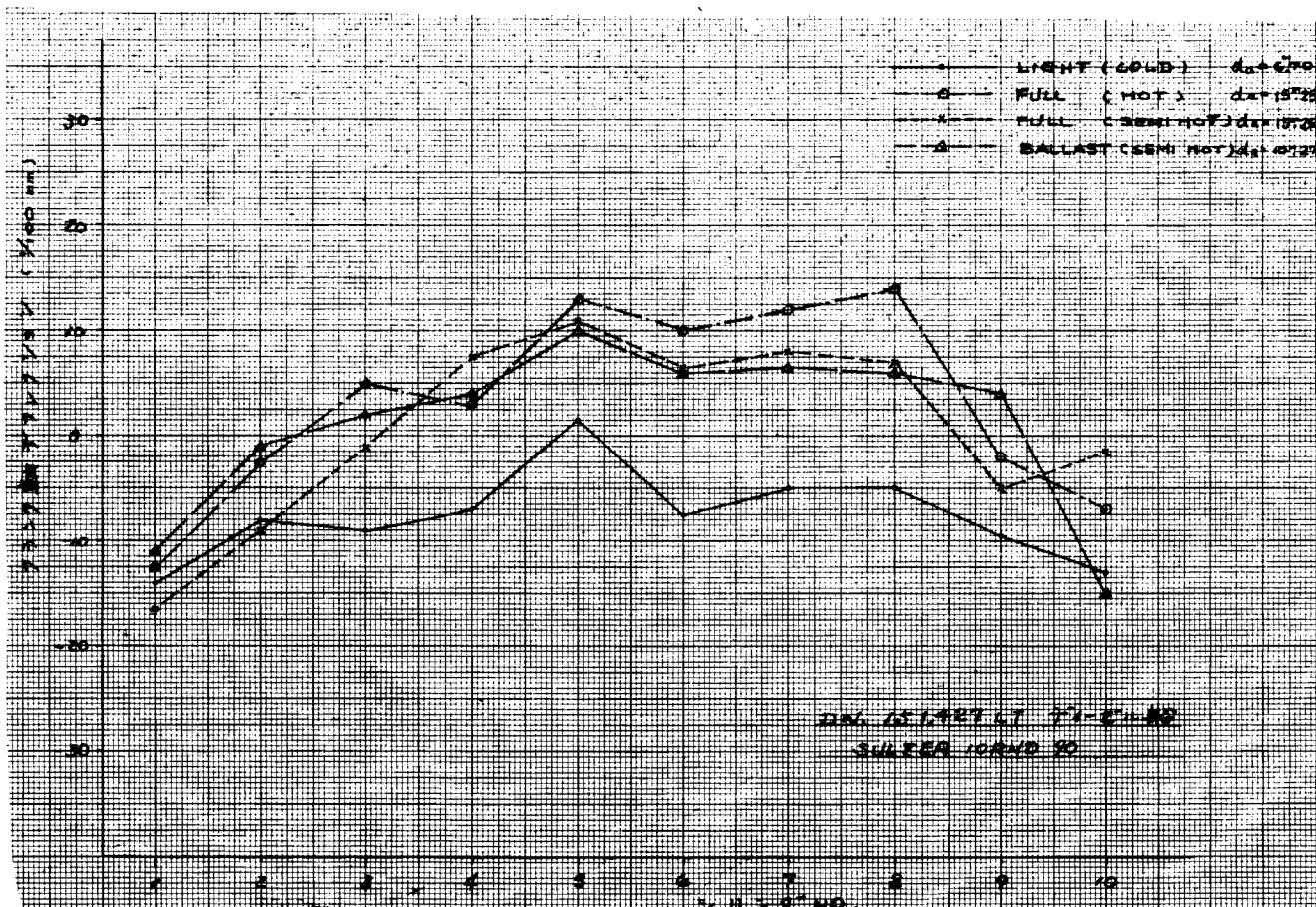


図 2.5.6 吃水及び温度変化に伴うクランク軸デフレクションの変化。

2.6 今後の課題

以上に、吃水差による機関室二重底変形、機関室船尾側バルクヘッドの傾き、また L.O.サンプタンク・クランクケースの温度上昇による機関室二重底変形及び各荷重ケースにおけるボッシングの変形についての立体 FEM 計算結果、実船における計測結果をみてきたが、何分にもケース数が少なく、軸系アライメント上必要とする精度で変形量・変形モードを云々するまでは至らない。

しかし、これまでの資料から、大形船の機関室二重底の変形量、変形モードと吃水の関係及び各荷重ケースにおけるボッシングの変形量、変形モードについてはおおよそのところはつかみ得るものと思われ、これはこれで今後の軸系アライメントに十分役立つことが期待される。変形推定の精度を上げるための作業は今後とも必要であるが、立体 FEM 計算是かなりの大作業であることから、簡略式の開発が強く望まれる。その意味から S.R. 152 船尾構造分科会で進められている 70 万トンタンカーについての立体 FEM 計算と簡略計算による船体変形計算の結果が注目される。

機関室船尾側バルクヘッドの傾きは、たとえわずかであっても減速歯車へ与える影響は大きく、吃水との関係を早急につかむ必要がある。簡略式による計算はまず不可能と思われ、正しい方法による実船での計測を重ねていく以外あるまいと思われる。

主ディーゼル機関のクランク軸の据付けはこれまでのところ例外なくストレートアライメントの下になされているが、吃水差とクランクケースの温度上昇による機関室二重底の変形がクランクデフレクションに与える影響は大形船においては無視出来なくなるものと思われる。どのあたりからクランク軸のカーブドアライメントが必要になるかあるいは必要がないのか早急に突きとめておく必要がある。

参考文献

- 1) Damage to main gearing related to shafting alignment, by G. C. Voley, Head of Special Study and Research Section, Electricity and Experimental Research Department, Bureau Veritas Maritime Services, June, 1969.
- 2) The Crankshaft and its Curved Alignment, by G. C. Voley and A. Trivouss May, 1972
- 3) 機関室二重底のたわみに関する研究
中島, 間野 石川島播磨技報 1971. №5
- 4) Deformability of the hull steel-work and deformation of the engine-room of large tankers, by G. Voley, Principal Engineer, Head of Special Study and Research Section of Bureau Veritas Marine Services and H. Garnie and J. C. Masson, respectively Principal Engineer and Engineer of the Same Section.
- 5) 大形タンカーの機関室二重底の撓み 間内, 大石他(三井造船)
日本造船学会論文集, 第136号 昭和49/10
- 6) 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(研究資料№225)昭和50年3月
- 7) Reduction Gear Damages Related to External Influences, by G. C. Voley and by W. I. H. Budd, Assistant to manager of engineering, Delaval Turbine Inc., Turbine Division, Trenton, N. J. Marine Technology, Vol.12, №4, Oct. 1975
- 8) 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(研究資料№204)昭和49年3月
- 9) 第142研究部会「船尾構造の剛性, 変形量, 船尾形状に関する研究」報告書(研究資料№203)昭和49年3月
- 10) 第142研究部会「船尾構造の剛性, 変形量, 船尾形状に関する研究」報告書(研究資料№224)昭和50年3月

3. プロペラ外力の影響

主軸系はプロペラからトルク、スラスト、曲げモーメント及び軸に垂直に働くフォースの4種類の力を受けるが、この内軸系アライメント上考慮すべきものはモーメントとフォースであり、以下この2つをプロペラ外力と呼ぶこととする。

従来、軸系アライメント計算は一般に静的に取扱われて来た。これは、一般の船舶における船尾管軸受焼付等の損傷は軸回転数が低く油膜の形成が不十分な状態で発生し、高回転時においては十分な油膜が形成されるとの理由から静的条件下で検討しておけば必要十分であると考えられ、また実績上も問題が生じなかったためである。

ところが、近年建造され始めた多軸高速船ではプロペラ外力が無視出来ない大きさと方向を持ち、高速回転時における船尾管軸受損傷の問題が生じて來た。

例えば、プロペラ外力と軸系重量の合成値の着力点が、油膜が形成され難い軸受油溝に向れば、軸受損傷の可能性があり、実際にこれが原因の1つであると推定される事故も報告されている。

従って、多軸高速船の軸系計画に際しては、高回転時の軸系——特に船尾管軸受——の状態をシミュレートするための動的アライメント計算による検討が必要である。

動的アライメント計算法の1つとしては、最近開発された「油膜を考慮に入れた軸系アライメント計算¹⁾」がある。

この計算において動的条件として与えるプロペラ外力とそれが軸系アライメントに及ぼす影響について以下に述べる。

3.1 プロペラ外力

3.1.1 プロペラ外力計算法の現状

プロペラ外力を知るには、ストレーンゲージ等を使用して実測するか或は推定計算を行う必要があるが、実測は簡単に行えずまた軸系計画時には類似船のデータが無い限り推定計算に頼らざるを得ない。

現在行われている計算法は準定常計算と非定常計算とに大別され、前者は不均一流中（伴流中）をプロペラ翼が移動する各瞬間に於いて翼に流入する流体の速度を一定として計算を行い、後者は時間的な履歴をも考慮して計算を行う方法といえよう。

具体的な計算手法については、回転伴流の取扱い方や非定常性の考慮の仕方等各研究所、造船所によって異っており、計算結果にもかなりの差異があるのが現状である。

理論的には非定常計算の方がより正確であると思われるが、その方法にも多数あって、"14TH ITTC PROPELLER COMMITTEE の計算比較"に示されるように、3割程度の差異が認められる。

準定常計算、非定常計算ともに十分なる精度で計算が行われているとはい難く、この原因の1つとして実船の伴流推定の困難さが上げられる。今後より精度の高い計算方法が実船実験等によって確立される事が望まれるが、現状の計算法でも、これを使ったシミュレートの結果軸系に無理がかかることが予想される場合に安全側に余裕を持った軸系計画を行うように配慮すれば、これらを有効に活用することが出来る。

3.1.2 計算例

現在までに公表されているプロペラ外力計算例を示す。

表3.1.1～3.1.4に、計算対象船の要目と計算方法を示す。

図3.1.1～3.1.16に、プロペラを船首に向って見る時の、プロペラフォースとプロペラモーメントの平均値を

ベクトルで、また変動値を軌跡で示す。

また、図3.1.1～3.1.5にはさらに、軸の一部とプロペラの重量を考慮した場合の合成功力をも示している。なお、本図においてプロペラモーメントを等価フォースに換算する時使用したレバーの長さについてはSR14349年度報告書(№225)の59頁を参照されたい。

3.1.3 プロペラ回転数とプロペラ外力

主機の部分負荷におけるプロペラ外力の大きさと方向を準定常的に考えれば、前者はプロペラ回転数の2乗に比例し、後者は一定である。

すなわち、モーメントはスラストの偏心により、またフォースはトルクを発生する原因となる接線力の非対称性によって生ずるから、プロペラの前進係数(J)が回転数によって変化しないものとすれば、上述のように考えられる。

しかし、実際にはこれに非定常の影響を考慮する必要があるので、回転数を変化させた場合について非定常計算を行い、その影響の程度を調べた。図3.1.17～3.1.20(注)

これによれば、プロペラ外力は回転数の2乗によく比例しているが方向にはずれが見られる。しかし軸系の検討において後者を一定として扱ってもオーダー的には不都合は無いものと考えられる。

3.1.4 プロペラ外力の一般的傾向

(1) 1軸船

船体中心線に沿ってプロペラ上側と下側に大きな軸方向伴流を持つ船について考える。

奇数翼右回りプロペラの場合、上側と下側の大きな伴流を翼が交互に通過するので、軸の船首側を沈めようとするモーメントとその逆のモーメントが交互に現われ、フォースも左右に向うものが交互に現われる。

偶数翼右回りプロペラの場合、例えば2翼プロペラで考えると上側と下側の大きな伴流を2つの翼が同時に通過するので、もし上側の伴流がより大きいとすれば、モーメントは常に軸の船首側を沈めようとする方向に働き、フォースは左向に働くことになる。

また、伴流が同じであれば、プロペラ外力は翼を偶数とした方が奇数とするよりも小さくなる。

ただし、上記は非常に単純化した考察であって、実船では水平位置にも大きな伴流があったり、回転伴流や非定常の影響のために複雑でかなり違った状況を示すことになると思われる。

(2) 多軸船の両舷軸

軸が舷側にあるため、プロペラと大きな軸方向伴流との相対位置が1軸船と違ってくる。単純には、その変化の角度だけ修正してやればあとは1軸船の場合と同様の考察となるが、実際には回転伴流等の影響が1軸船よりさらに大きいためか、プロペラ外力計算結果はかなり違った状況を示している。単純な推定は危険で、より正確な計算が要求されるところであろう。

3.2 プロペラ外力と船尾管軸受

プロペラ外力が軸系アライメントに及ぼす影響について「油膜を考慮に入れた軸系アライメント計算」¹⁾を参考に、一般的傾向を考えてみる。

プロペラ外力の影響は船尾管後部軸受で最も大きく、それよりも船首側の軸受や減速歯車ではほとんど無視出来るものと考えられるので、ここでは前者について検討する。

(注) 三井造船の非定常計算による。

なお、前記計算は振動要素を考慮せずプロペラ外力を静的に取扱っており、準動的というべき手法であるが、油膜の状況を把握するにはこの方法で十分よいと考えられる。

(1) 1軸船の場合

1軸船においてはタンカーの例(注1)で示されるように、軸の回転上昇とともに軸心が鉛直上方に移動するよう船尾管後部軸受の油膜が形成され、油膜圧力も平均化され、後端部の圧力ピーク値も低くなり、損傷に結びつくような現象は見られず、逆により安全に作動する傾向となっている。

これはプロペラ外力に比し軸系重量が大きいので常に下向の合成力が働くことになり、安定した軸受性能が得られるためと推定される。

従って、通常の1軸船については、実績上も、従来通り静的に適正なアライメントを実施しておけば、高回転時においても正常な作動が得られるものと考えられる。

(2) 多軸船の場合

2軸船、3軸船、4軸船の両舷軸におけるプロペラ外力は同様な傾向を示し、3軸船の中央軸は1軸船のそれと同様な傾向を示すと考えられる。

これは、プロペラ同志がオーバラップしていないければ、後方プロペラへの前方プロペラの影響はほとんどないとの理由によるものである。

3軸コンテナ船の例(注2)では、軸の回転上昇に伴い、プロペラ外力の影響でプロペラ軸が船尾管後部軸受中を水平方向船体側に移動する現象が見られ、その位置が油膜形成の難しい油溝付近であれば損傷発生の可能性が考えられる。

これは、プロペラを内回りとした場合に伴流の影響でプロペラ外力が上方船体側に向うために鉛直上方に向う成分と軸系重量が相殺される結果水平方向船体側に向う成分が残り、結局軸が船体側に移動したものと考えられる。

逆に、プロペラを外回りとした場合にはプロペラ外力の水平方向成分は小さいという計算結果²⁾があるので、その場合には高回転時でも正常な作動が得られるはずであり軸の回転方向と軸系アライメントの重要な関係を示唆している。

2軸コンテナ船でプロペラ内回りの例(注3)でも、計算及び実測結果によるとプロペラ軸が水平方向船体側に移動する現象がみられる。

また、3軸船の例(注4)で軸が水平方向に移動する場合の対策として横方向のバーシャルスロープボーリングを採用した場合の計算結果では、計算モデルによる差異はあるが、油膜厚さ及び圧力にかなりの改善が見られる。

いずれにしても、多軸船においては、第1ステップとして、両舷プロペラの回転を回転伴流と反対方向としてより高い効率を得るべく計画するが、第2ステップとしてプロペラ外力を考慮した動的アライメントを検討して、もし異状な現象が予想されるならば、横方向のバーシャルスロープの採用や油溝の移動等を含む対策を立て総合的見地から最終設計を定める必要がある。

(注1) SR143 49年度報告書(研究資料No.225) 図2.2.3.8, 図2.2.3.9

(注2) 同 上 図2.2.2.4, 図2.2.4.5

(注3) 同 上 図2.2.4.8, 図2.2.4.9

(注4) 同 上 図2.2.2.5, 図2.2.2.6

図2.2.4.6, 図2.2.4.7

3.3 今後の課題

プロペラ外力計算の精度向上や振動要素も考慮に入れた動的アライメント計算法の開発が今後の目標となるであろうが、別の重要な課題として、海が荒れレーシング状態となった時のプロペラ外力推定法を考えておく必要がある。

例えば、昭和40年に行われた 56,100 DWT, 13800 PS × 119 rpm のペレット運搬船の実測結果³⁾は、プロペラ軸コーンパート大端部の曲げ応力が穏海では土 2 ~ 3 Kg/mm²であるのに比し、レーシング時には土 6 Kg/mm²にもなることを示している。本船のプロペラ軸径(560φ)をもってモーメントに換算すると穏海で土 34 ~ ±52 ton-m, レーシング時土 103 ton-m となる。

本章で扱ったプロペラ外力は、あくまで穏海時のものに相当するから、レーシング状態は時間的に短いとはいえ外力は倍以上になり、油膜の状況も前述の計算結果からかなり変化する可能性があるので、この点に留意しておく必要があろう。

なお参考までに、同船の機関室内の軸の曲げ応力は穏海、荒天の如何によらず土 1 Kg/mm²前後で、プロペラ外力の影響が船尾管軸受より船首側では小さいことを示している。

参考文献

- 1) SR 143 49年度報告書(研究資料No.225)
- 2) SR 143 48年度報告書(研究資料No.204)
- 3) SR 77 報告書(造研報告第61号)
- 4) 技術開発促進委員会第3分科会報告書
- 5) 森, 片桐, 越智 プロペラ設計電算プログラムおよびその適用例 IHI 技報 13巻4号
- 6) 熊井 船体振動起振力としてのプロペラ Bearing Force の一推定法 西部造船会報 23号 1962
- 7) 湯浅 波浪中のプロペラ性能と Bearing 起振力の研究 三井造船技報第90号
- 8) 高橋, 小出, 小山 プロペラ起振力に関する研究(第8報) 船舶技術研究所研究発表会 講演集 1975. 12
- 9) SR 142 48年度報告書(研究資料No.203)
-) SR 142 49年度報告書(研究資料No.224)

表3.1.1 計算対象船と計算方法

| 船名 | 船種 | 船体要目 | プロペラ要目 | 計算方法 | 計算担当 | 出典 | 記載図番 |
|------|---------|---|---|---|------|------------------------|--------|
| E丸 | 3軸コンテナ船 | Lpp: 252.0m B : 32.2m d : 12.0m Cb : 0.579 | No. of blade: 6 Prop dia: 5.9m Pitch ratio: 1.294 Exp. area ratio: 0.785 Direction of rot: Inward | 伴流分布: 軸方向および回転方向理 論: 非定常揚力面理論 | 船研 | SR-142 説明資料 | 図3.1.1 |
| E丸 | 同 | 上 | 同 上 | 伴流分布: 軸方向および回転方向理 論: 非定常(輻射の方法と突風の理 論を組み合わせたもの) | 三井 | SR-143 報告書 №225 | 図3.1.2 |
| E丸 | 同 | 上 | 同 上 | 伴流分布: 軸方向および回転方向理 論: 準定常 | MHI | SR-143 説明資料 14-8 | 図3.1.3 |
| E丸 | 同 | 上 | 同 上 | 伴流分布: 軸方向および回転方向理 論: 準定常 | IHI | SR-143 報告書 №204 | 図3.1.4 |
| (E丸) | 同 | 上 | 同 但し、プロペラ回転方向を実船と逆(外回り)に してある。 | 同 上 | IHI | 同上 | 図3.1.5 |

表 3.1.2. 計算対象船と計算方法

| 船名 | 船種 | 船体要目 | プロペラ要目 | 計算方法 | 計算担当 | 出典 | 記載図番 |
|-----|---------|---|--|---|---|--------------------------------|---------|
| V 船 | 2軸コンテナ船 | Lpp : 24.80m B : 3.2m d : 1.20m Cb : 0.594 | No. of blade : 5 Prop. dia : 1.2482 Pitch ratio : 0.2 Boss ratio : 0.2 Exp. area ratio : 0.730 Direction of rot: Outward Ship speed : 28.1 KTS Power : (片舷当り) 400000 PS × 110 rpm | 伴流分布：軸方向および回転方向 理論：準定常 | IHI SR-142 資料 | 三井 SR-143 報告書 No. 225 | 図3.1.6 |
| V 船 | 同 | 上 | 同 上 | 上 | 伴流分布：軸方向および回転方向 理論：準定常（熊井の方法） | 三井 SR-143 報告書 No. 225 | 図3.1.7 |
| V 船 | 同 | 上 | 同 上 | 同 上 | 伴流分布：軸方向および回転方向 理論：非定常（熊井の方法と実風の理論を組み合わせたもの） | 三井 SR-143 報告書 No. 225 | 図3.1.8 |
| V 船 | 同 | 上 | 同 上 | 同 上 | 伴流分布：軸方向および回転方向 理論：非定常揚力面理論 | 船研 SR-142 報告書 No. 224 | 図3.1.9 |
| N 丸 | 2軸コンテナ船 | Lpp : 24.70m B : 3.2m d : 1.05m Cb : 0.568 | No. of blade : 6 Prop. dia : 1.250 Pitch ratio : 0.19 Boss ratio : 0.19 Exp. area ratio : 0.830 Direction of rot: Inward Ship speed : 28.0 KTS Power : (片舷当り) 348000 PS × 119 rpm | 伴流分布：軸方向および回転方向 理論：非定常（熊井の方法と実風の理論を組み合わせたもの） | 三井 SR-143 報告書 No. 225 | 三井 SR-143 報告書 No. 225 | 図3.1.10 |

表 3.1.3 計算対象船と計算方法

| 船名 | 船種 | 船体要目 | プロペラ要目 | 計算方法 | 計算担当 | 出典 | 記載図番 |
|----|---------|---|---|-----------------------------|------|-------------------------|----------|
| H丸 | 1軸コンテナ船 | Lpp : 175.0m B : 26.0m d : 9.5m Cb : 0.556 | No. of blade : 5 Prop dia : 6.7m Pitch ratio : 1.0/0.0 Exp. area ratio : 0.65/2 Direction of rot: right hand Ship speed : 2.58.6 KTS Power : 27800 PS × 116.7 rpm | 伴流分布: 軸方向および回転方向 理論: 準定常 | IHI | SR-143 報告書 No.204 | 図 3.1.11 |
| H丸 | 同 | 上 | 同 | 上 | 三井 | SR-143 報告書 No.225 | 図 3.1.12 |
| H丸 | 同 | 上 | 同 | 上 | 三井 | SR-143 報告書 No.225 | 図 3.1.13 |

表 3.1.4 計算対象船と計算方法

| 船名 | 船種 | 船体要目 | プロペラ要目 | 計算方法 | 計算担当 | 出典 | 記載図番 |
|----|--------|------------|---|-------------------------------------|-------------------------|-------------------------|----------|
| I丸 | 大型タンカー | 250000 DWT | No. of blade : 5 Prop dia : 9.4m Direction of rot: right hand Ship speed : 16.5 KTS Power : 40000 PS × 83 rpm | 伴流分布: 軸方向 理論: 準定常 (SHIP WAKE) | IHI | SR-143 報告書 No.225 | 図 3.1.14 |
| — | 大型タンカー | 250000 DWT | No. of blade : 5 Prop dia : 9.4m Direction of rot: right hand (MODEL WAKE) | | IHI | IHI技術報 第13巻 4号 | 図 3.1.15 |
| S丸 | 大型タンカー | 237000 DWT | No. of blade : 5 Prop dia : 8.5m Direction of rot: right hand Power : 36000 PS × 91.2 rpm | 伴流分布: 軸方向 理論: 準定常 | SR-143 報告書 No.225 | | 図 3.1.16 |

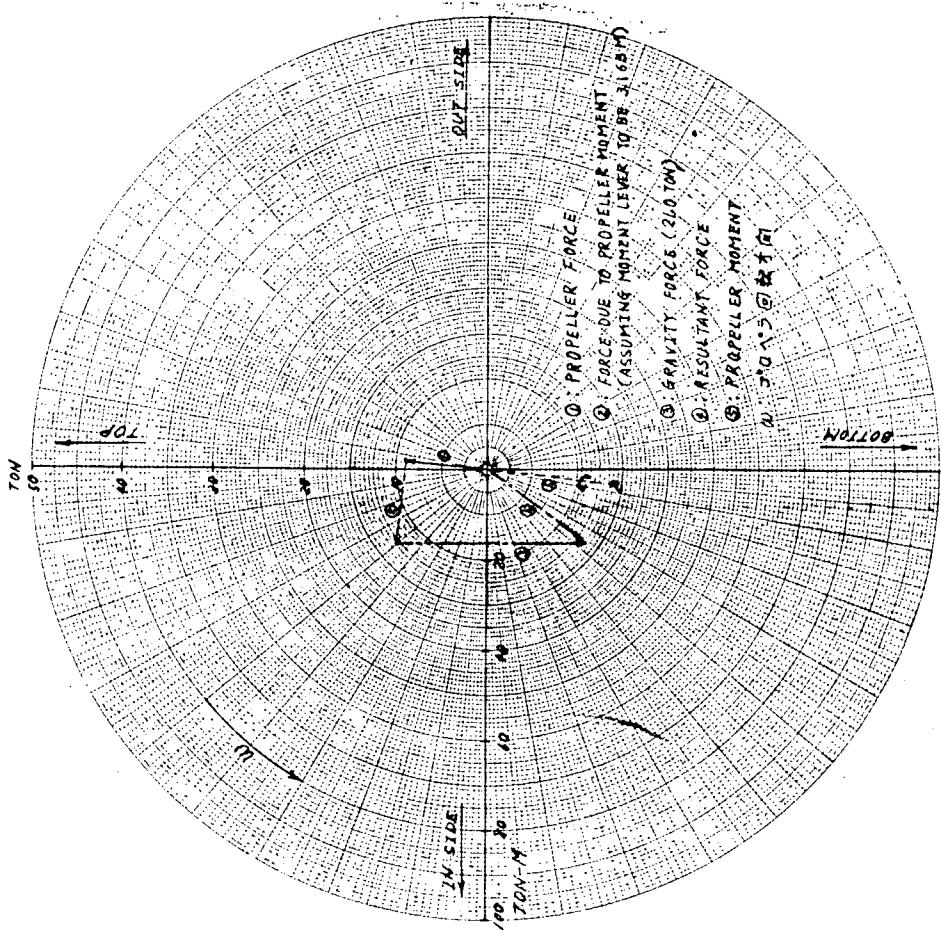


図 3.1.2 E 丸右舷(三井計算)

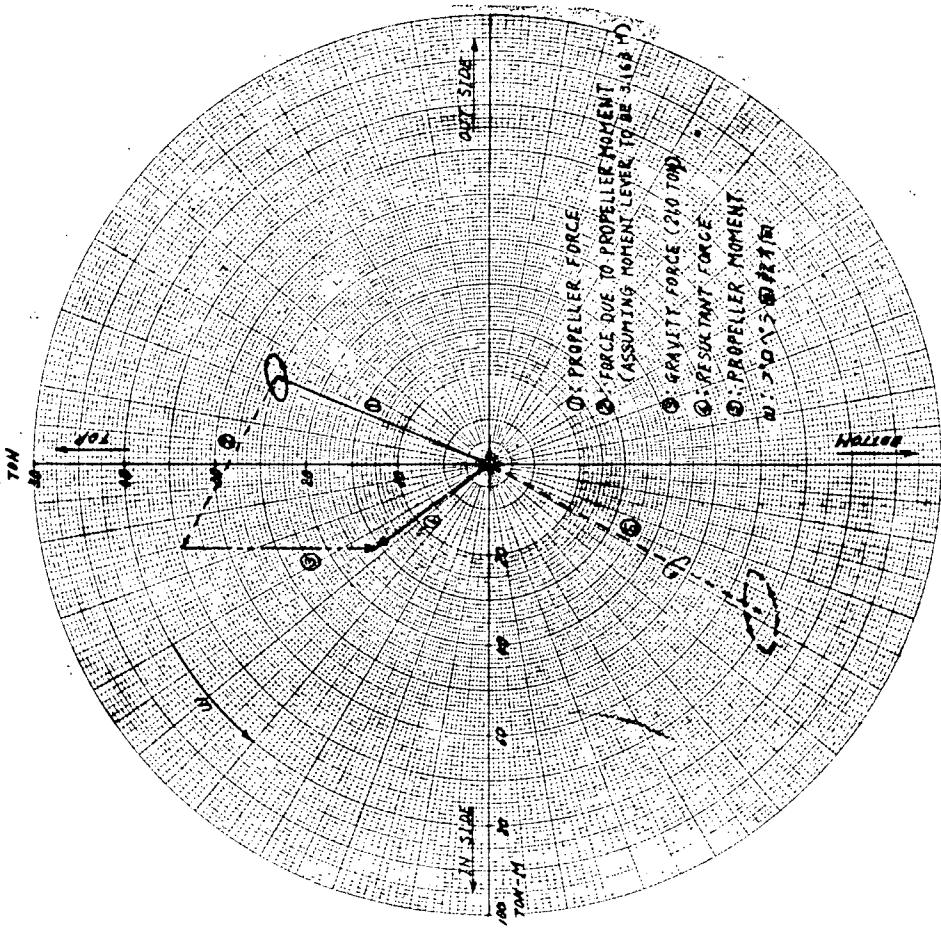


図 3.1.1 E 丸右舷(船研計算)

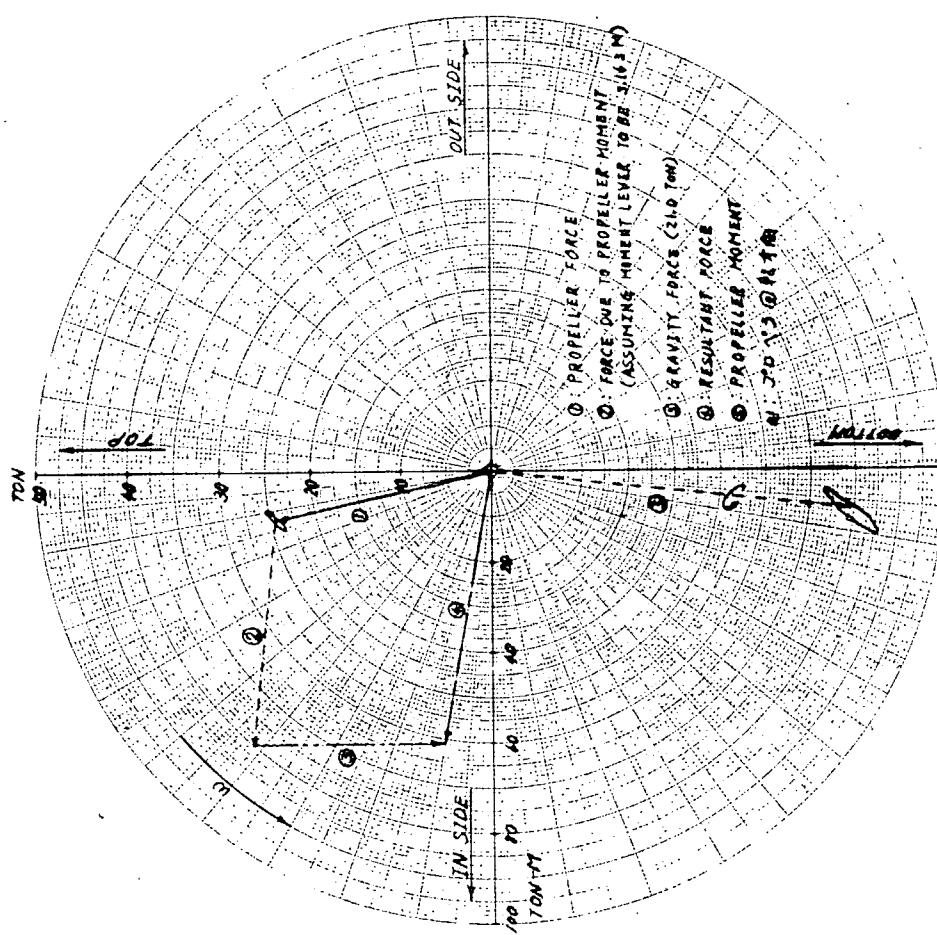


図 3.1.4 E丸右舷 (MH計算)

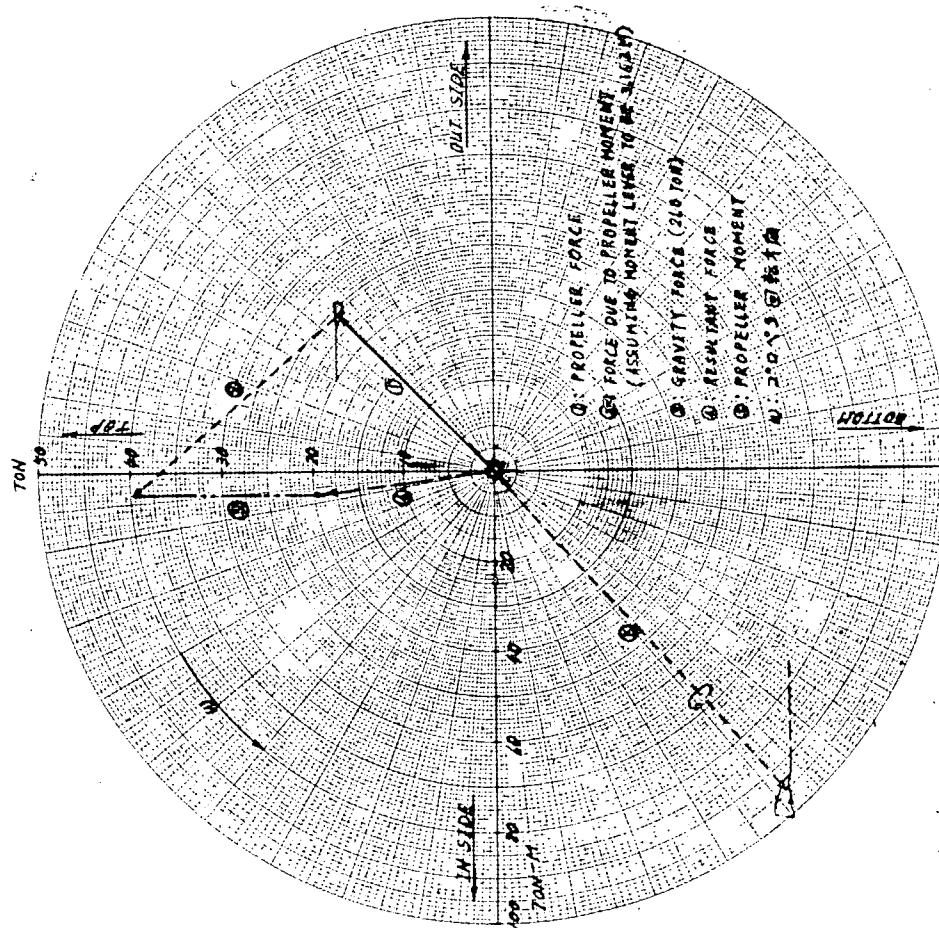


図 3.1.3 E丸右舷 (MH計算)

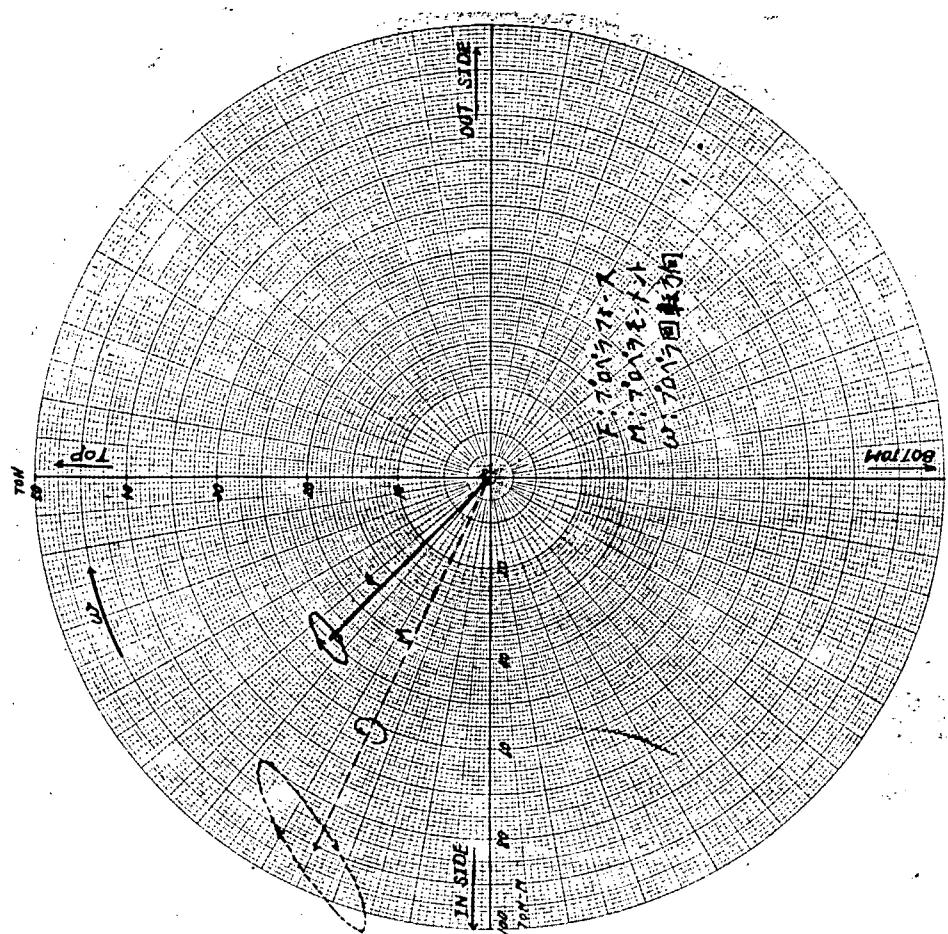


図 3.1.6 V 船右舷 (IHI 計算)

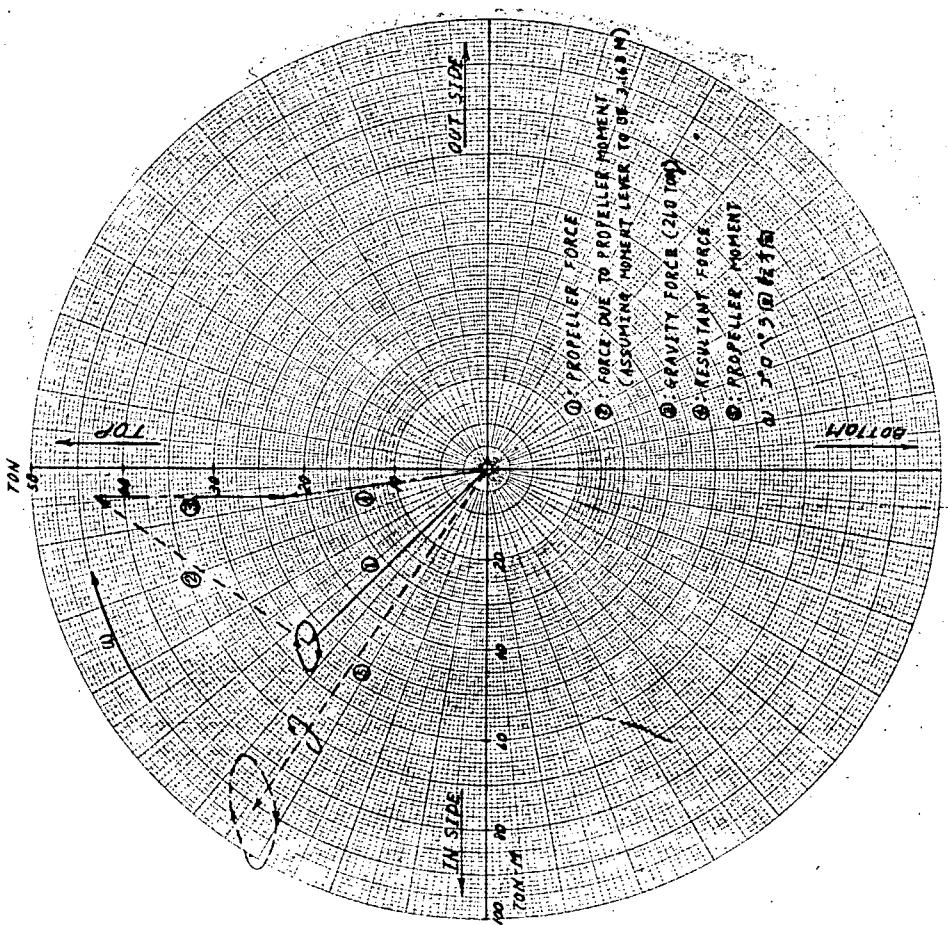


図 3.1.5 (B丸) 右舷 (IHI 計算, プロペラ外回りとした場合)

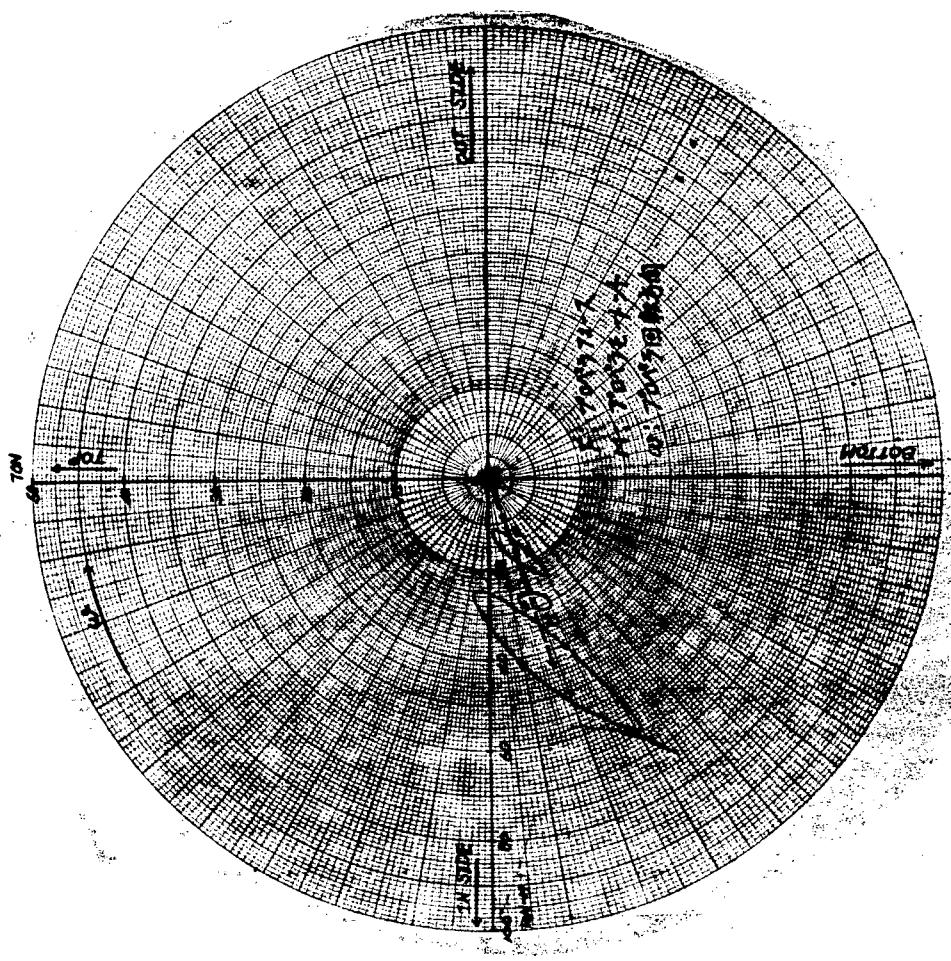


図3.1.8 V船右舷（三井計算）

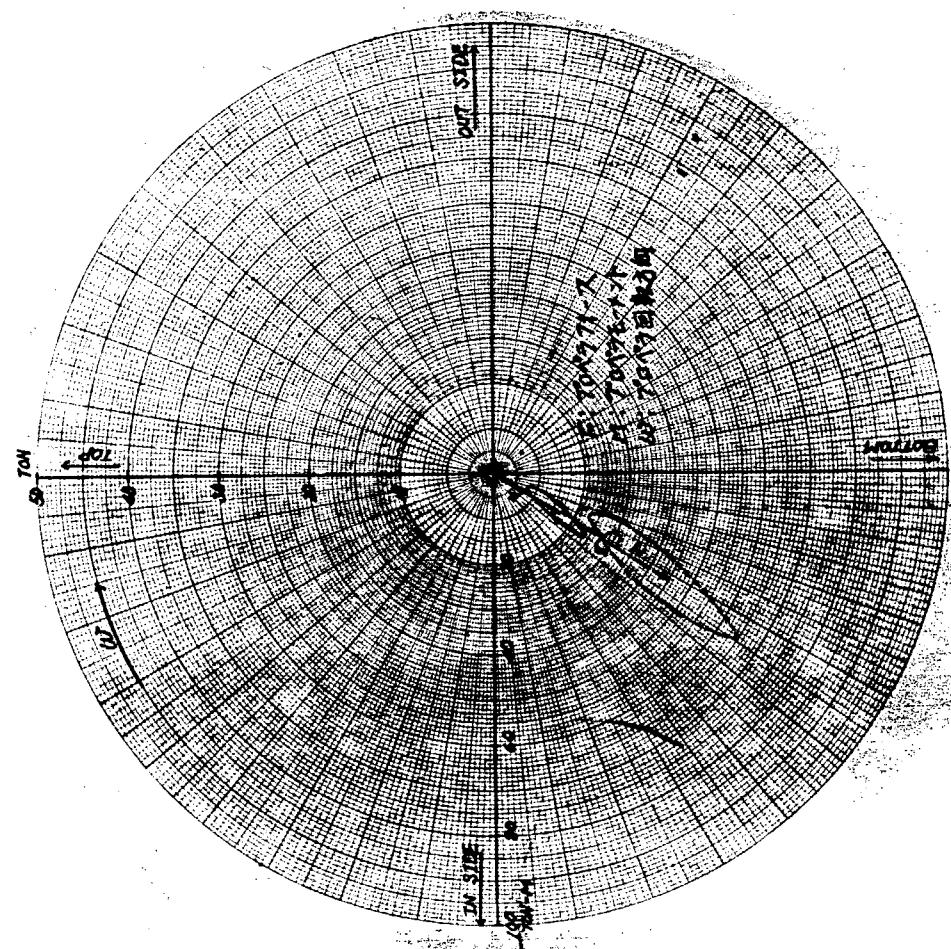


図3.1.7 V船右舷（三井計算）

図 3.1.10 N 丸左舷（三井計算）

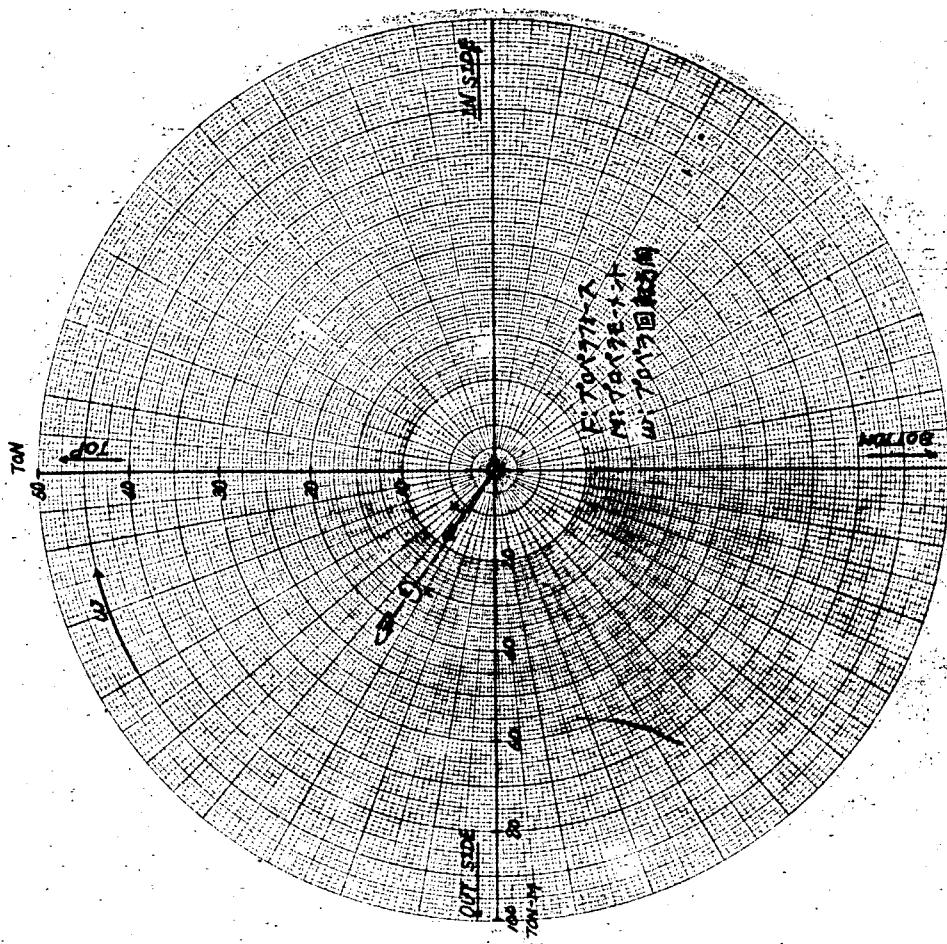
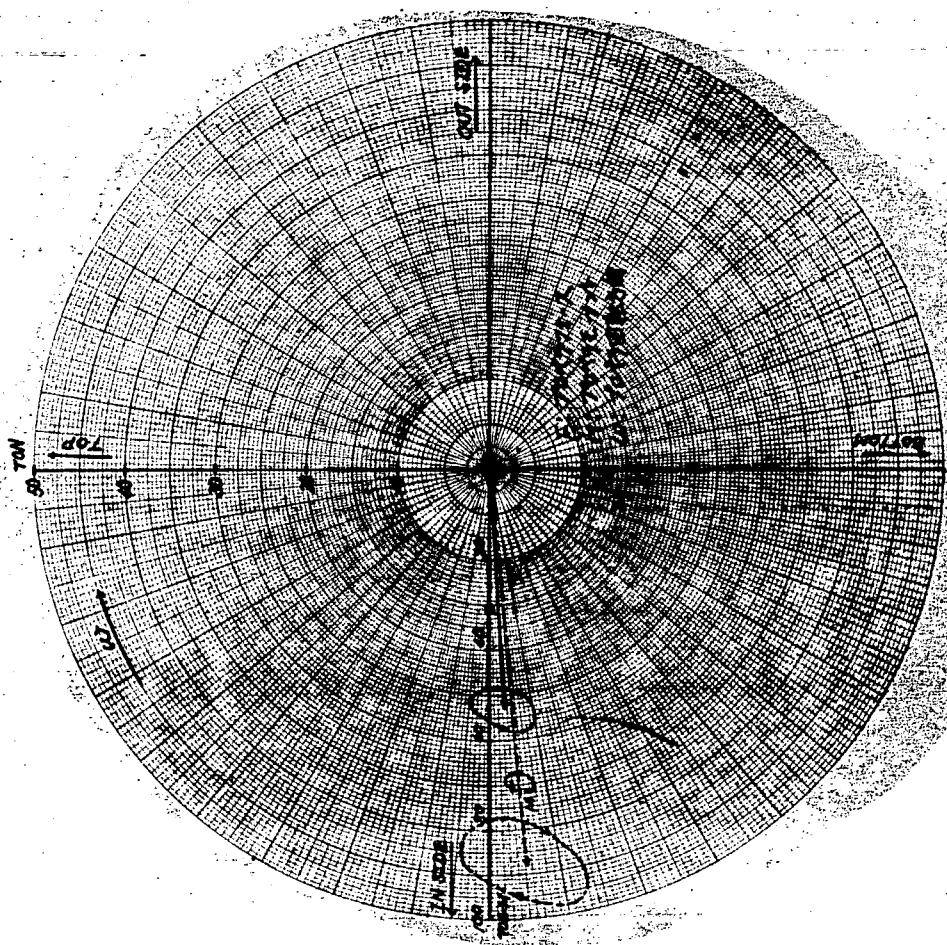


図 3.1.19 V 船右舷（船研計算）



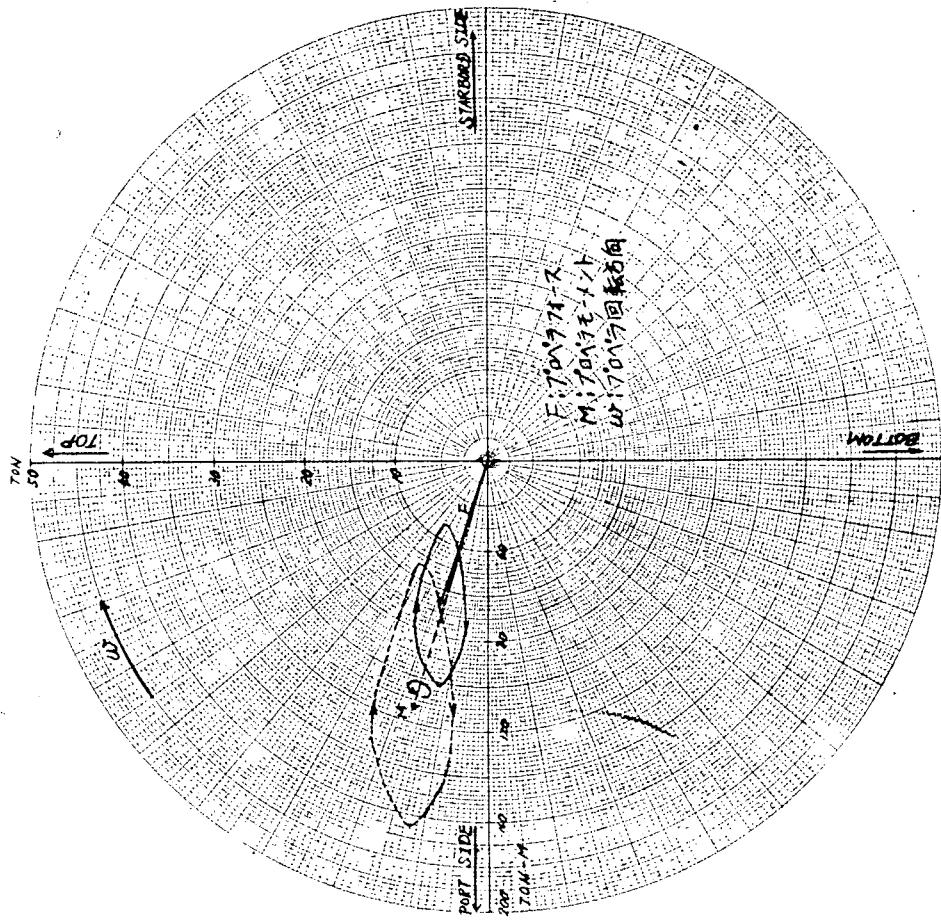


図 3.1.12 H-丸（三井計算）

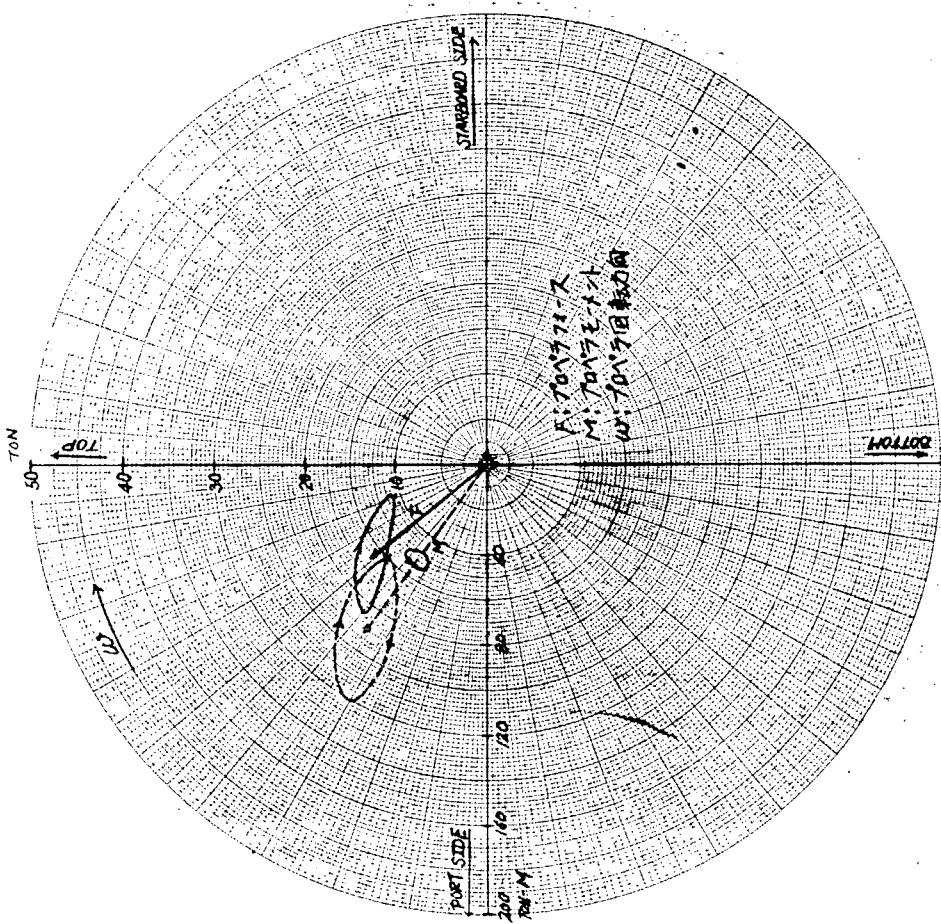


図 3.1.14 H-丸（THI 計算）

図 3.1.14 I 丸 (I H I 計算)

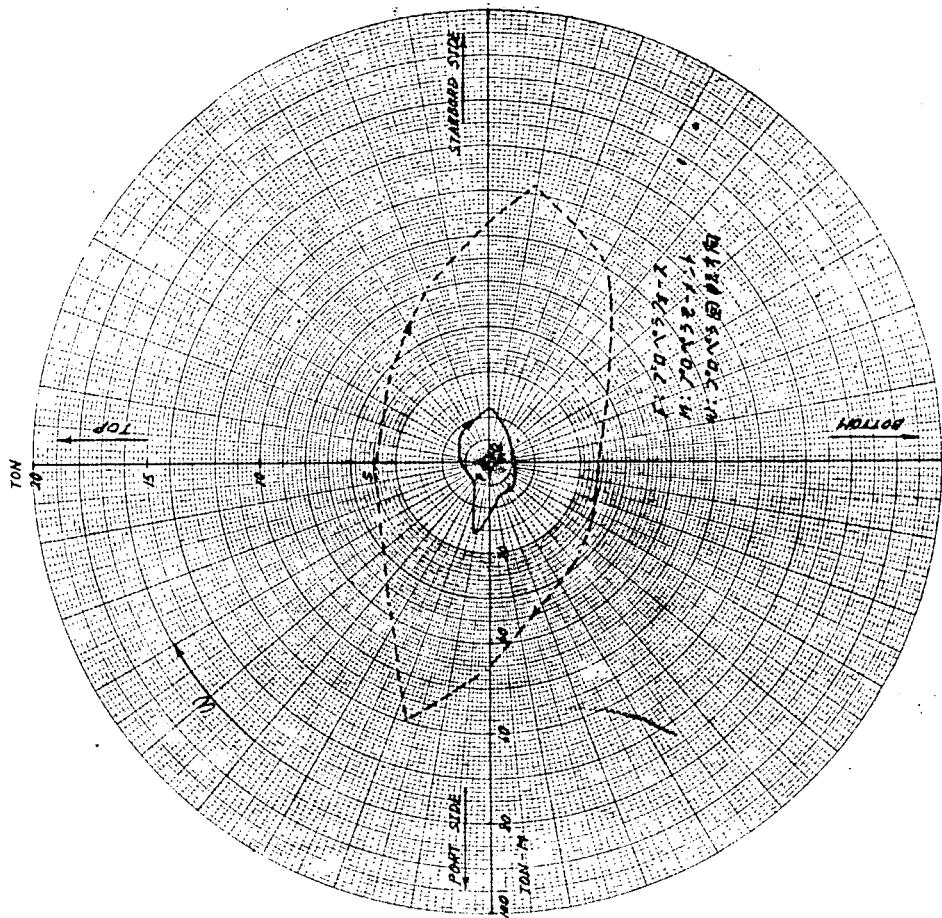
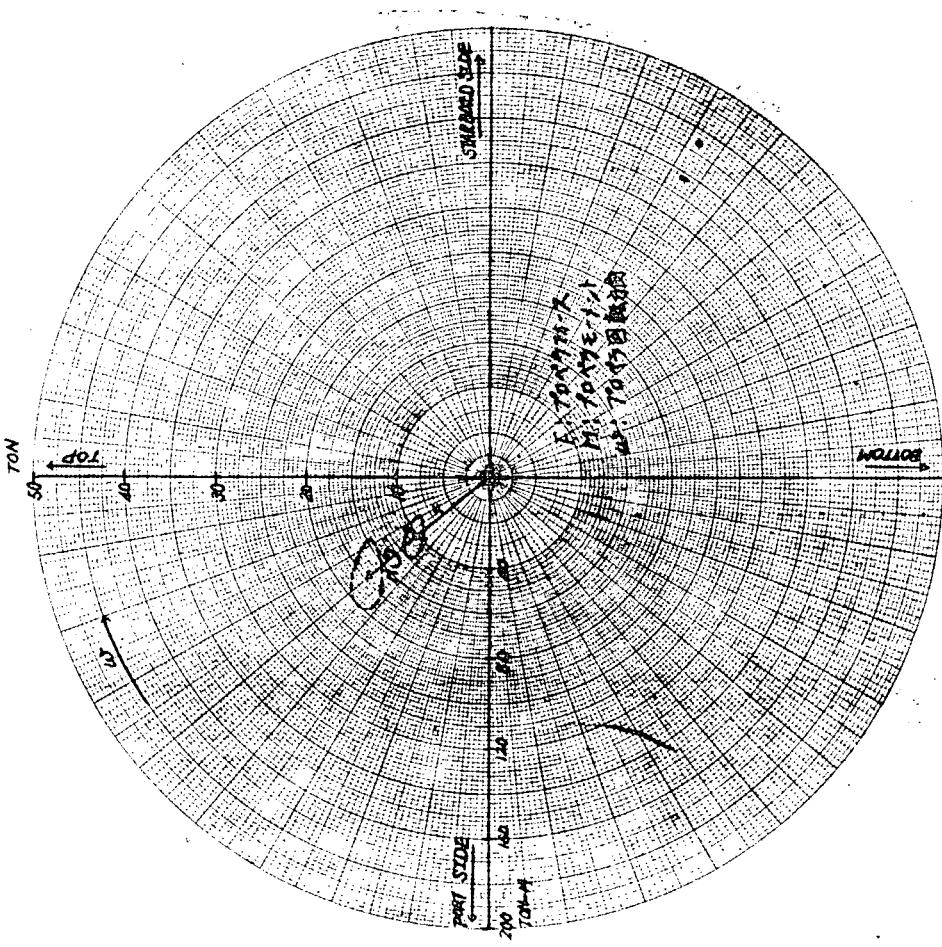


図 3.1.13 H 丸 (三井計算)



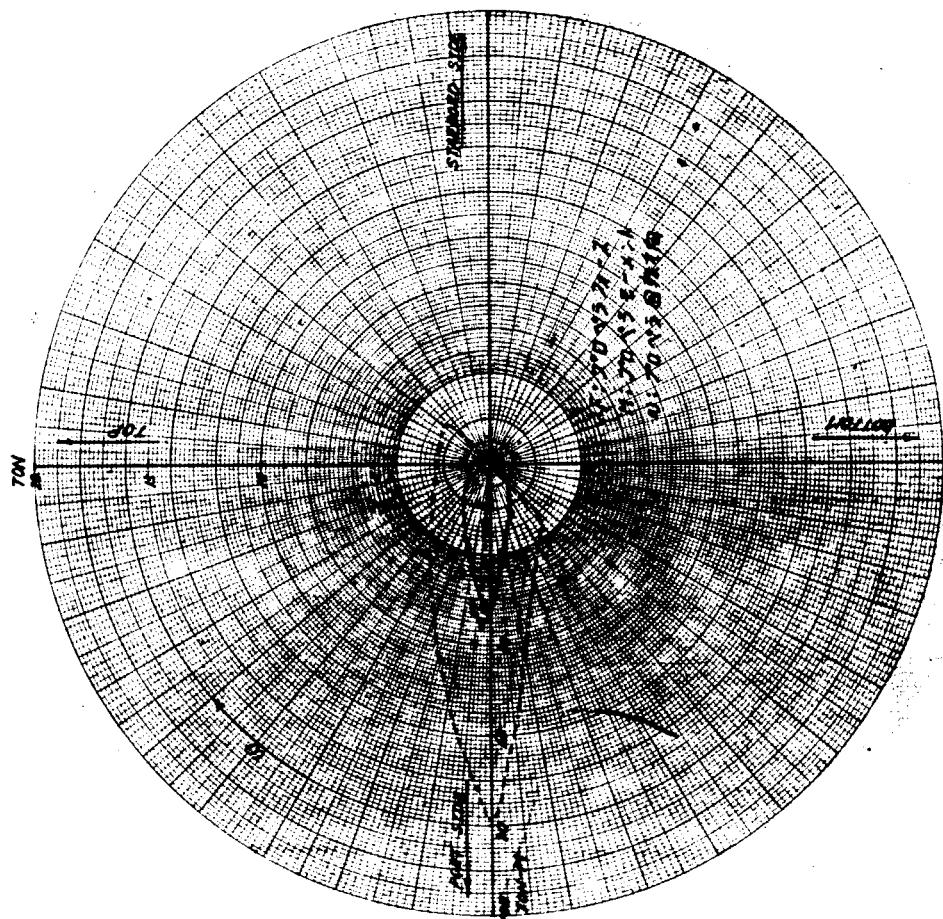


图 3.1.16 8 丸 (MHI 計算)

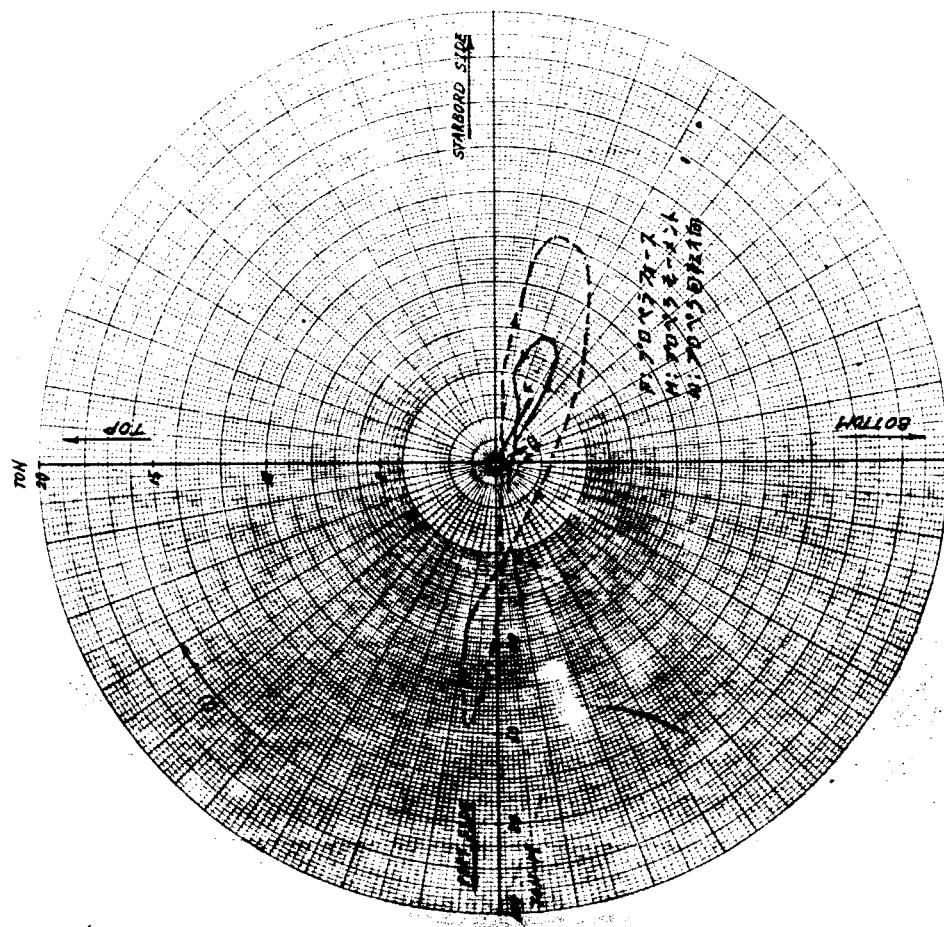


図 3-15 250000DWT タンカー(THI 計算)

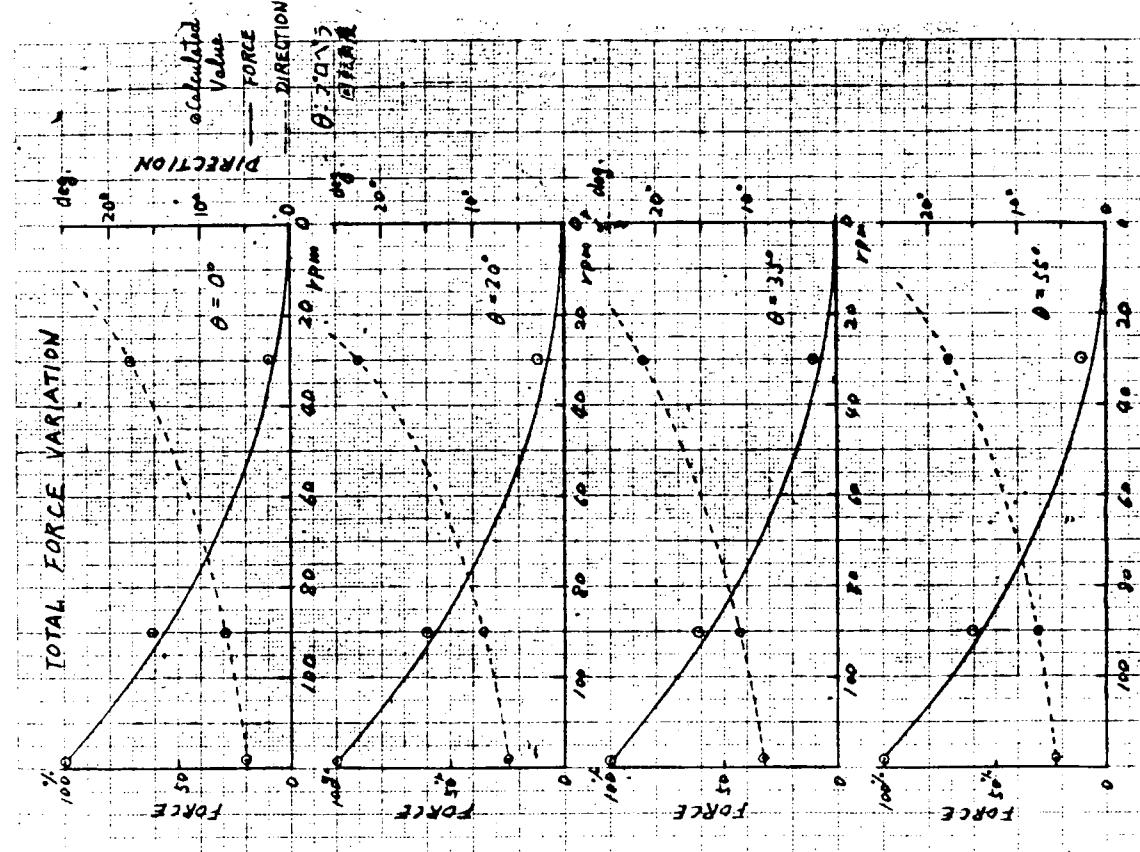


図 3.1.17 E丸左舷プロペラの回転数とフォース

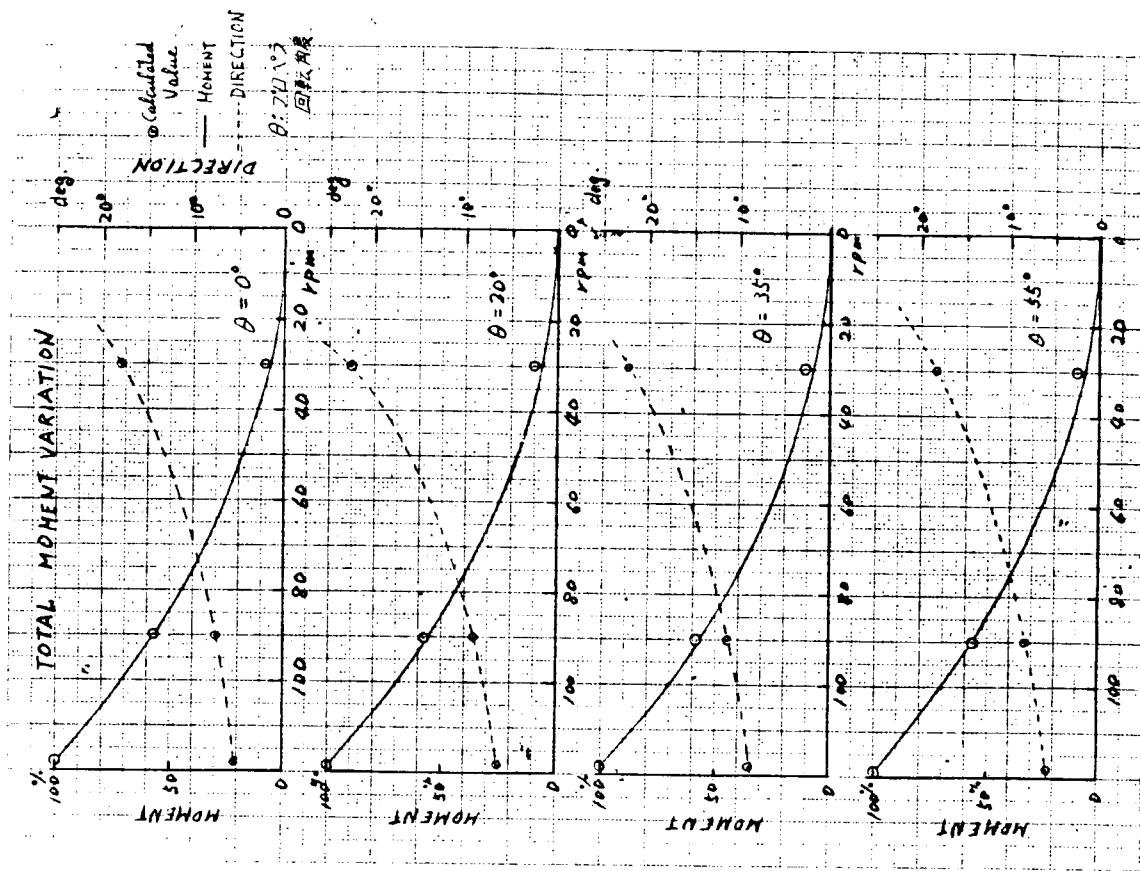


図 3.1.18 E丸左舷プロペラの回転数とモーメント

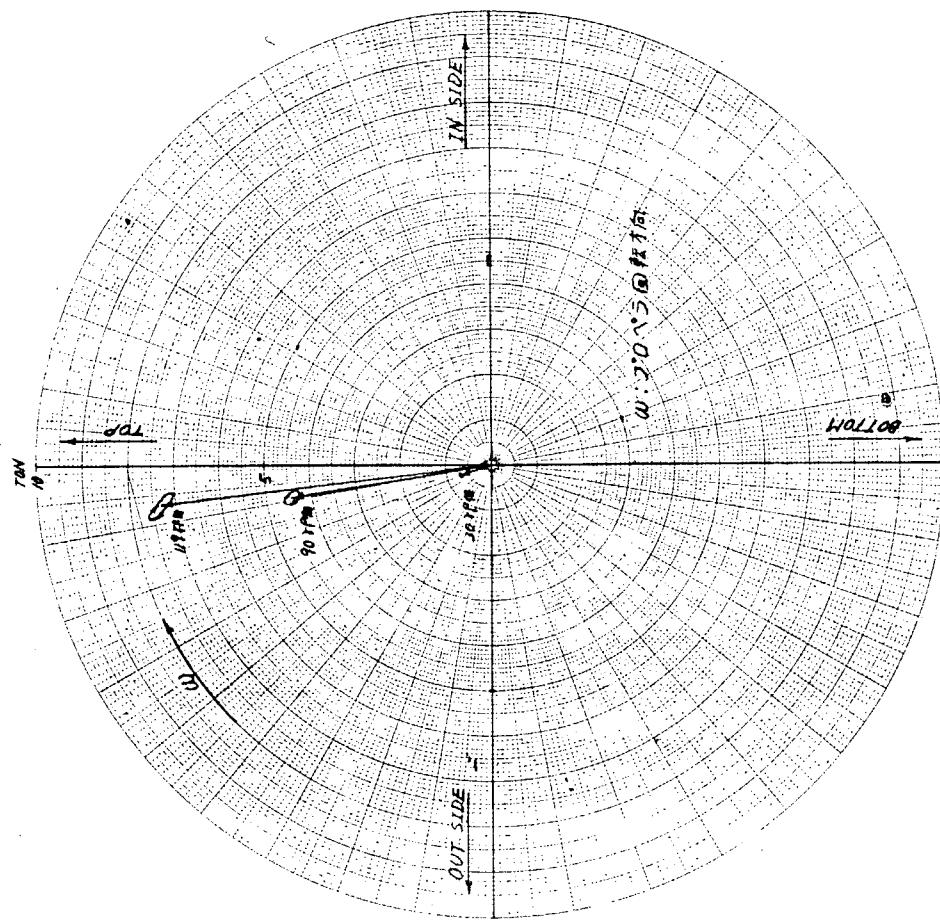


図 3.1.19 左丸左ねじプロペラの回転数とモーメントの関係(三井計算)

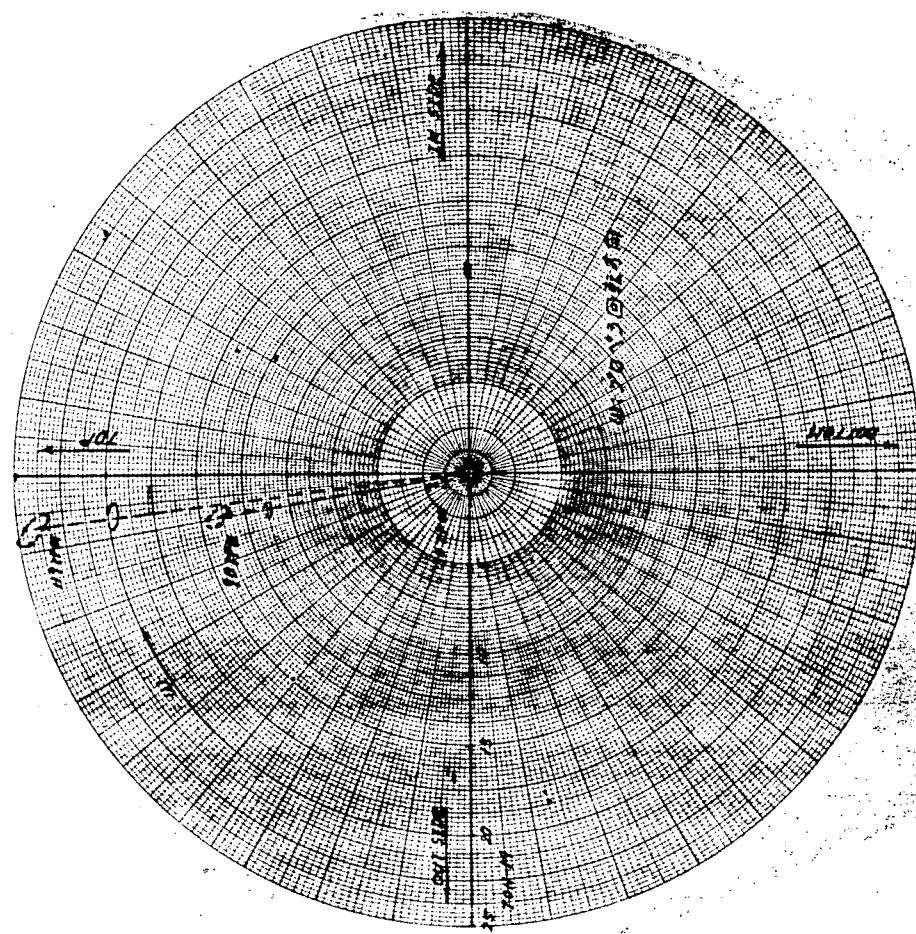


図 3.1.20 左丸左ねじプロペラの回転数とモーメントの関係(三井計算)

4. 軸受支持点の考え方

適切な軸系アライメントを行うことの目的は、軸の強度に無理な影響を与えることなく減速歯車や船尾管軸受が安全に作動できるように、軸系の各軸受の荷重配分ならびに据付位置を決定することである。アライメントの設計において、一般に軸系は軸受内に想定した代表支点により支持される連續はりとしてモデル化される。船尾管軸受を除く各軸受は、軸受メタルの中央に代表支点を設定しているが、船尾管軸受においては重量物であるプロペラを片持支持するので軸と軸受は片当たりの傾向があり、代表支点の考え方についていろいろな工夫がなされている。代表支点の支持条件についても剛支持と仮定した簡単な方法から、軸受材の接触面の圧縮変形、軸受を支持する船殻構造の変形、潤滑油膜の形成などのばね特性を考慮した高度な方法に至るまで各種の計算方法が開発されている。

軸受が安全に作動する条件としては塑性変形しないこと、焼付がないこと、過大摩耗しないことなどがあげられる。そのためには、アライメント計算の結果得られた軸受面圧と周速、油膜の厚さ及び圧力等が許容範囲におさまっているかどうか評価検討する必要がある。これらの許容値は理論的に決定できるものではなく、模型実験や実船計測の結果等を導入して経験的に抑えられるものであり、また計算方法の粗粗に応じて評価の方法と基準も異なるであろう。いろいろな影響因子について詳細な計算検討を行うことは結構であるが、多くの時間と費用を要するので、対象軸系の重要度を考えながらできるだけ簡単な手法と経験を有効活用することも大切であろう。

ここでは軸受支持点のなかでも最も重要な部分であり、解明の困難な船尾管軸受に対する計算取扱いと評価の方法について当部会で調査研究した結果を説明する。

4.1 線形計算 I（代表支点 1 個）

図 4.1 の軸系モデルに示すように船尾管後部軸受のなかに単純支持の支点を 1 個設定する最も簡単な計算方法である。この方法による場合、適切なアライメントを与える条件として軸受後端における軸受面と軸の相対傾斜角（図 4.2 の θ ）ができるだけ小さくなるように、軸心見透し基準線に対して軸受内径の中心線を後下りに傾斜させてボーリングしたり（スロープボーリングと称す）、軸受中心線は基準線に平行にボーリングしておいて中间軸受の据付高さを下げる設計（スロープアライメント）が実施されている。設計の指針として相対傾斜角 θ が $(2 \sim 3) \times 10^{-4} \text{ rad}$ 以下となるように規定している例がある。¹⁰⁾ 軸受後端の片当たり緩和を目的として軸受面をできるだけ軸に沿わせて油膜を均一に保持することを考えているので、図 4.3 に示すように軸受の後端から約 1 D の範囲の軸受面を手仕上げまたは機械仕上により前側の面より後下りに削正するバーシャルスロープ（ダブルスロープともいう）を実施している例もある。¹⁰⁾

軸受機能の評価基準としては前述の軸と軸受の相対傾斜角のほかに、支点反力を軸受の投影面積でわった平均面圧 P_m に対する許容値も考えられている。 $P_m = 5 \sim 6 \text{ kg/cm}^2$ 以下となるように設計されている所が多い。¹⁰⁾ ロイド船級規則ではプロペラ及びプロペラ軸の重量による公称軸受面圧が 6.3 kg/cm^2 を超えてはならないと規定している。

代表支点の位置については各社でいろいろ異なるが、軸受後端から $(0.2 \sim 0.5) \times D$ (プロペラ軸径) の範囲に設定されることが多い。軸受中央よりかなり後方に代表支点を設けているのは軸受の片当たり傾向を考慮しているためである。適切なスロープアライメントが施された場合の船尾管軸受の油膜形成状態は、後述するように低回転においては後端の方に片当たりを示すが、常用回転では軸受全長にわたってかなり均等に油膜が保持されているので、このような場合は代表支点を軸受中央に近く設定してもよい。代表支点の位置を 1 点に限定して決めるこ

とは困難であり、低速回転域の問題と、高速回転域の問題と検討の対象に応じてある巾を持った範囲に代表支点を考えざるを得ないであろう。

4.2 線形計算Ⅱ（代表支点2個）

図4.4の軸系モデルに示すように船尾管軸受のなかに後端付近と前端付近との2個の支点を想定し、後端付近に片当りする荷重をスロープアライメントを施すことによって前端付近にも分担させて片当りの緩和をはからうとする計算方法である。この場合、支点2の分担荷重を増すほど支点1の荷重は軽減されるが支点2における軸の曲げモーメントが増加するので、軸の強度上の見地から支点2における曲げモーメントが支点1の曲げモーメントを超えることのないように制限条件を考えておく必要がある。

この方法により適切なアライメントを求める条件として二つの考え方ができる。一つは支点1における軸受と軸の相対傾斜角を最小にする条件(θ_{1min})と、もう一つは支点1の荷重を最小にする条件(R_{1min})とである。表4.1にこの両者の条件による計算結果の一例を示す。^{3),5)} 船尾管後部軸受の後端の反力 R_1 は R_{1min} の条件下でストレートアライメントの場合より約15t軽減されたが軸受後端の傾斜角 θ_1 は若干大きくなり、一見して片当り緩和に不都合なように見える。 θ_{1min} の条件下では傾斜角は小さくなるが、後端反力 R_1 は余り小さくならない。図4.5は同じ対象軸系について後述する非線形計算Ⅱの方法で船尾管後部軸受内の油膜形成状態を計算した結果を示している。図からわかるように R_{1min} の条件によるアライメントを施した場合に船尾管軸受後端付近の油膜のピーク圧力が低く、油膜も十分保持されて片当り緩和の効果が良いことを示している。

線形計算Ⅰよりも、線形計算Ⅱにより支点2の軸の曲げモーメントが支点1の曲げモーメントより大きくならないという制限のもとに R_{1min} の条件によって最適アライメントを選択することが、片当り緩和に有効と考えられる。ただし同じ軸受のなかに2個の支点が同時に存在すると想定することは、軸受が静荷重を支持する場合について近似的に許容されるが、動荷重を受けて軸受内で軸の変位も傾斜角も変動する場合にはむしろ代表支点1点を想定する方が妥当である。従って検討の対象となる問題によって取扱いに注意が必要である。

4.3 非線形計算Ⅰ

この方法では図4.6の軸系モデルに示すように船尾管軸受をいくつかの軸受片に分割し、各分割片の中央にはね支持点を設定する。^{1),2)} 軸受のがた及び軸受材の接触面の圧縮変形を考慮した非線形なばね支持特性を与えて計算するので、線形計算ⅠあるいはⅡの場合よりも船尾管軸受内の荷重分布、片当りの程度を具体的に示すデータが得られる。ただし潤滑油膜の特性は考慮されていない。

図4.7はこの方法で計算した船尾管軸受内の接触面の面圧分布のパターンを示すもので、¹⁾ ストレートアライメントに比較してスロープアライメントを施せば軸受端部の面圧が軽減されるばかりでなく、接触面も軸系全長を有効に活用して面圧分布を平坦化している状況が良くわかる。

本計算結果によって軸受機能を評価する場合には軸受端部の局部面圧 p_{max} 、あるいは周速 v との積 $p_{max}v$ の値が問題となる。模型軸受による片当り試験及びアライメント試験の結果を整理して、流体潤滑から境界潤滑領域の摩擦係数及び発熱量等と p_{max} 及び $p_{max}v$ との関係として発表されたデータがあり、設計の指針となる。^{6),7)}

4.4 非線形計算Ⅱ

船尾管軸受を非線形計算Ⅰと同様に分割し、各分割片に潤滑油膜のはね、軸受材の圧縮変形によるばね、軸受を支持する船殻構造の変形によるばねの3種のはねが直列に連結された非線形支持特性を与えて計算する方法である。外力、軸受支持条件はいずれも垂直方向、水平方向それぞれの成分を与えて計算しているので、軸受内の

軸心位置、油膜の厚さ及び圧力の分布が求められる。この計算方法は軸受機能を評価するに当って、現時点では最も技術的に高度な計算方法であろう。^{4),5)}

本計算方法によって実船の船尾管軸受の油膜形成状態を計算し、軸心に関する実船計測と比較した結果が当部会の49年度報告書に掲載されているので参考願いたい。¹⁰⁾ 回転数と油膜形の関係、スロープアライメントの効果、プロペラ外力の変動と軸心の挙動についても具体的なデータが提示されている。図4.8は1軸タンカーの船尾管軸受の油膜圧力分布と回転数の関係を計算した例である。⁵⁾ スロープアライメントを施した本船では、常用回転においては油膜圧力分布が平坦になっていて、スロープアライメントの効果が良くあらわされている。

本計算結果により軸受機能を評価する基準としてはつきにあげる項目が考えられる。

最小油膜厚さ h_{min} が許容値以上に保持されていること。許容値として軸及び軸受の表面あらさの3倍の油膜厚さを目安とする考え方がある。^{8),9)}

油膜圧力の最大値 p_{max} 及び外力の変動による油膜圧力の変動巾 Δp が許容値以下であること。ホワイトメタル軸受の場合、塑性流動圧力以下とすることを考えて $p_{max} \leq 600 \text{ Kg/cm}^2$ という目安を与えた文献もあるが、油膜圧力変動と軸受メタルの疲労破壊の関係等今後の検討を要するところである。⁹⁾ また油膜圧力の分布がなるべく平坦になるようにアライメントを調整することも必要である。

最小油膜厚さ（最大油膜圧力）を生じる位置と油溝の位置との関係が適当であること。

4.5 今後の課題

以上に船尾管軸受の支持点の考え方を通じてスロープアライメントの設計及び船尾管軸受の機能の評価の方法を説明した。非線形計算によると結果の判定にきめの細かいデータが得られるが、多くの時間と費用を要するので各軸受の位置決めなどには線形計算を活用するのが得策である。

今後研究を要する課題としてつきの項目があげられる。

現在のアライメント設計は一般に軸及びプロペラの自重のみによる静荷重であり低回転時に対応している。高回転時にはプロペラ外力を考慮する必要がある。アライメントの電算プログラムとしてはプロペラ外力を扱うことができるが、第3章にも述べられているようにプロペラ外力の推定計算の精度は十分とは言えない。軸受機能の評価の上でプロペラ外力の推定精度向上が最も望まれる点である。

軸受メタルの焼付き、割れなどに対する安全を考えた使用限界、許容値の適切な設計指針を明確にすること。

実船計測技術の向上と共に実測結果と計算との対比により推定精度、信頼性の向上をはかること。

船尾管軸受の片当たりを考慮した油膜の動的ばね及び減衰作用を解明し、これらを導入した軸系横振動の計算法を開発して軸受の疲労破壊に関する評価基準を検討すること。

参 考 文 献

- 1) SR93部会報告書（研究資料No.70），昭和43年3月
- 2) 鶴見，飯田 船用機関学会誌 3巻，5号，昭和43年9月
- 3) 小野，浅井 三菱重工技報 11巻，5号，昭和49年9月
- 4) 小野ほか 三菱重工技報 12巻，1号，昭和50年1月
- 5) 小野ほか 船用機関学会誌 10巻，3号，昭和50年3月
- 6) 鈴木ほか 川崎技報 56号，昭和50年1月
- 7) 永田ほか 船用機関学会誌 10巻，11号，昭和50年11月
- 8) 朝鍋ほか 三菱重工技報 9巻，2号，昭和47年3月
- 9) 小路，朝鍋 機械設計 15巻，10号
- 10) SR143部会報告書（研究資料No.225），昭和50年3月

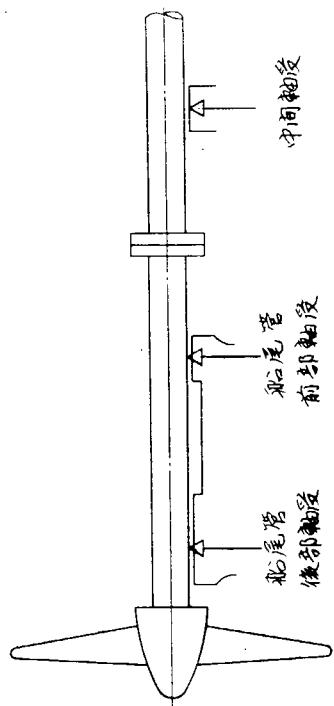


図 4.1 軸系計算モデル 1

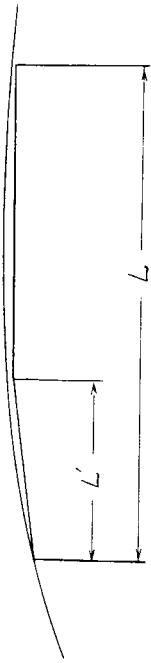


図 4.3 ハーフシップモデル

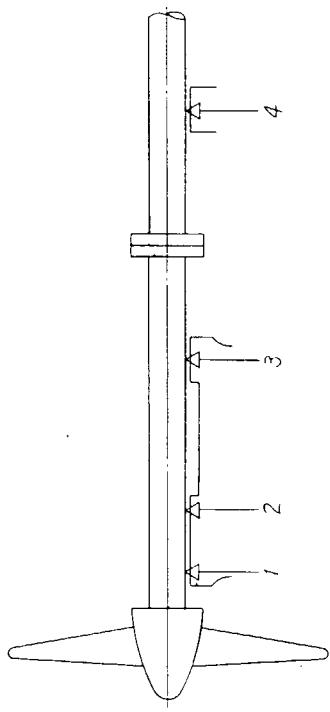


図 4.2 組合せ管後部軸受



図 4.4 軸系計算モデル 1

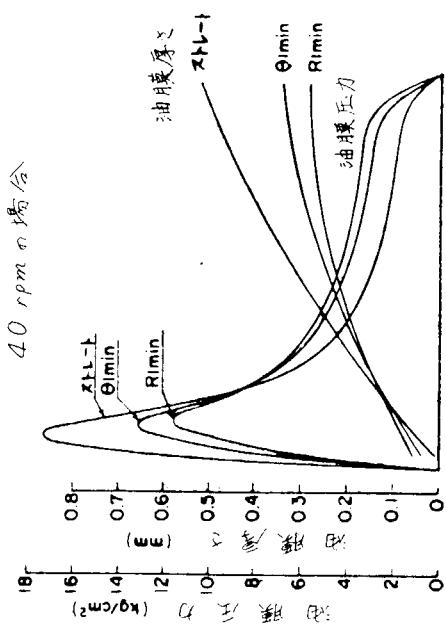


図 4.5 油膜計算例

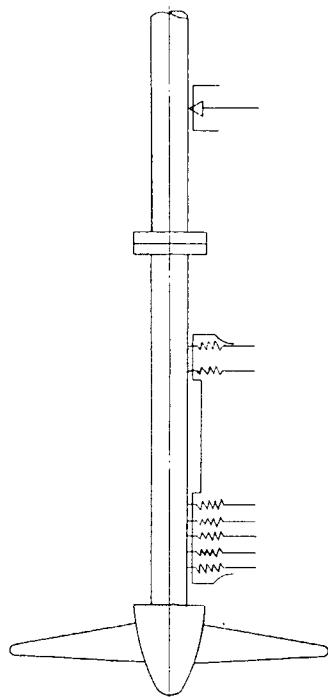


図 4.6 船系計算モデル

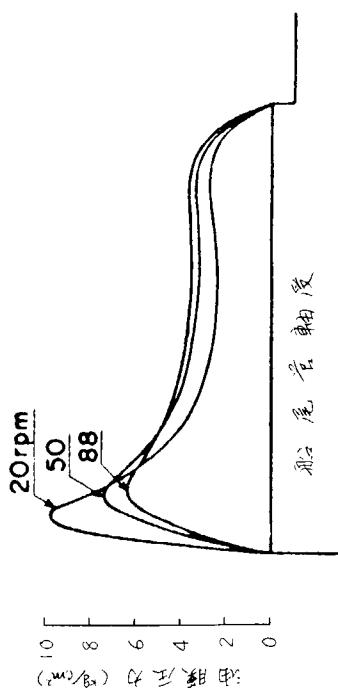


図 4.8 回転数変化と油膜圧力分布の関係

表 4.1 最適アライメント計算結果

対象船: $D/W = 209.800^{\circ}$ タンカー
主機: 液気タービン $36,000 \text{PS} \times 90 \text{rpm}$
プロペラ: 互換一体型 $8,600 \text{d} \times 52.5 \text{t}$
プロペラ軸: $875 \text{mm} / 475 \text{mm}$ (中空) $\times 9,750 \text{mm} \ell$
舵: 尾部舵面長さ: $2,375 \text{mm}$, $L/D = 2.7$

| 航速条件 | 船後端角 $\theta_1 \times 10^{-3} \text{rad.}$ | 船後端角 $\theta_2 \times 10^{-3} \text{rad.}$ | 反力 $R_1 \text{ (t)}$ | 反力 $R_2 \text{ (t)}$ |
|------------------------|--|--|----------------------|----------------------|
| $\theta_1: \text{min}$ | 1.46 | 75.8 | 2.0 | |
| $R_1: \text{min}$ | 1.63 | | 62.4 | 19.3 |
| スルトライメント | 1.54 | 77.8 | | 0 |

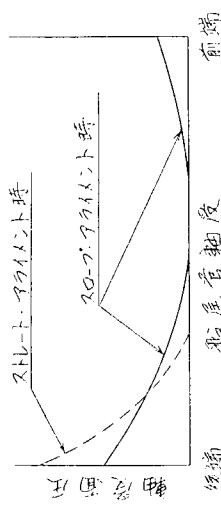


図 4.7 船尾管軸受面圧分布

5. 軸系各要素の許容値

軸系アライメント計画時及び軸据付時の制限条件となる各種許容値としては、軸受面圧、軸受の最大最小荷重、軸受相互間の荷重差、軸受の相対高さ、軸の応力、軸の傾斜角あるいはクランク軸のデフレクション等があり、各造船所は船級協会の規定値や主機メーカーの推奨値あるいは各社独自の基準値や目安値に従っている。

ここでは、一般的に基準値または目安値として採用されておりかつ重要と思われる、ターピン船 Bull Gear 前後軸受荷重差、ディーゼル機関クランク軸デフレクション、軸受面圧および軸の曲げ応力について以下に述べる。

5.1 ターピン船 Bull Gear 前後軸受荷重差

Bull Gear は推進軸系と固定フランジで連結されているために、アライメントの不良によって、あるいは船体変形や各軸受下部の熱膨脹に伴う推進軸系アライメントの変化によって、Bull Gear の船首側と船尾側の軸受荷重が変化し、荷重差が出来た場合に減速歯車の歯当りに影響を及ぼす。Bull Gear の船首側と船尾側の軸受に荷重差があると図 5.1.1 のように運転中軸受に加わる荷重の方向が異なり、図 5.1.2 のように軸受の最小油膜の位置が船首側と船尾側の軸受内で異なって軸受中心に対する大歯車中心が平行でなくなり、歯車の片当たりの原因となる。¹⁾

図 5.1.3 は船首側と船尾側軸受荷重差と歯面の開きの関係、図 5.1.4 は歯面の開きと歯筋方向の荷重分布の関係を示した一例である。¹⁾

片当たりの原因としては、この他に歯の加工不良や歯車ケーシングの剛性不足及び支持構造等の減速歯車装置内部の要素もあるが、要するに大歯車と小歯車が歯幅全体で当らずに片当たりすることにより、歯面の局部面圧が材料の許容値を超えて損傷を受けることがある。従って軸系アライメント上減速歯車装置の損傷防止のために、この Bull Gear の船首側と船尾側軸受荷重差を許容限度内に収める必要がある。歯車メーカー各社のこれらの許容限度についての見解及び推進軸系アライメント設計条件についての考え方を以下にまとめてみた。

許容限度について

- Bull Gear 前後軸受荷重差を Hot Cond. で 10 ton 以下、あるいは Bull Gear 総重量の 20% 以下にする。
- 歯面荷重倍加率を 1.2 以下にする。
- Bull Gear 前後軸受の Influence Number I_{11} , I_{22} の差を 50 ton/mm 以下にする。

等種々な許容限度値が設けられており、各メーカー ブラクティスによらなければならないが、平均的にみると Bull Gear 前後軸受荷重差の許容限度は 10~15 ton 程度となる。

軸系アライメント設定について

- Bull Gear 前後軸受荷重を運転状態で出来るだけ均等にする。
- 吃水変化の影響をよく把握し、航海におけるいずれの吃水に対しても制限値内に入るようとする。
- Hot と Cold Cond. との変化を実船による実測等で十分把握し、据付けは Cold で施行しても、Hot Cond. において制限値内に入るようとする。
- Bull Gear 前後軸受の Influence Number をなるべく小さくする。つまり Bull Gear 船尾側軸受と第 1 中間軸受のスパンをなるべく大きくとる。
- 潤滑油タンク配置に注意し、減速車室の機械台及び中間軸受台が油タンクの温度の影響を受ける度合をで

きるだけ軽減する。

- スラスト軸受台の剛性の相違によるたわみや、アライメント変化によるスラストカラーの傾斜等によるスラスト軸受の片当たりによって生じる付加モーメントのブルギヤ軸受への影響も考慮する必要がある。
等があげられる。

参考文献

1) 船用減速歯車装置の船内すえ付 田中、船用機関学会誌 Vol. 10. No. 8 (1975)

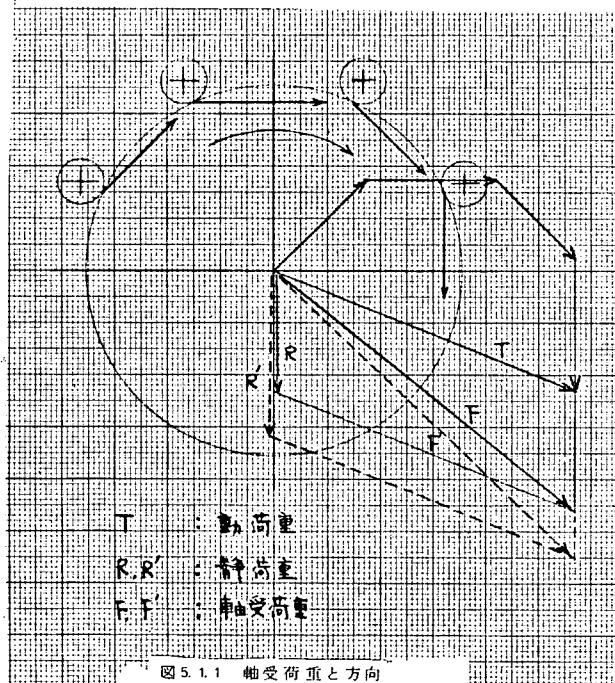


図 5.1.1 軸受荷重と方向

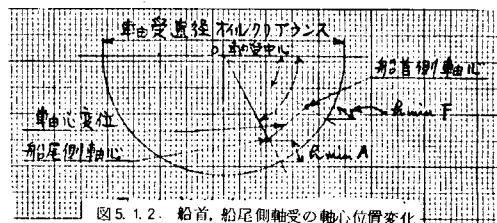


図 5.1.2 船首、船尾側軸受の軸心位置変化

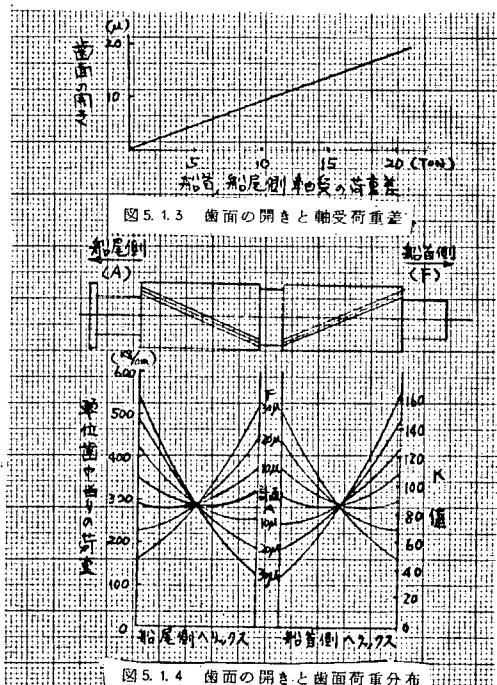


図 5.1.3 齒面の開きと軸受荷重差

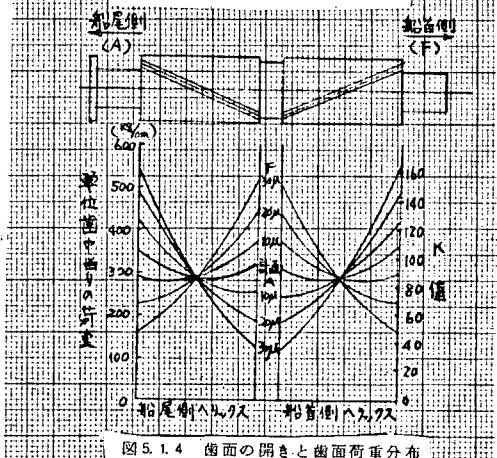


図 5.1.4 齒面の開きと歯面荷重分布

5.2 クランク軸デフレクションの許容値

ディーゼル機関のクランク軸系は多くの軸受で支持されており、比較的剛性が高い。このような軸系では、据付時のミスマライメントや吃水変化に伴う機関室二重底の変形などによる軸心のずれによって、静止状態においても軸系に曲げモーメントが発生しやすい。このような状態で機関を運転すると、クランク軸に繰返し応力が附加されるので、クランク軸の強度上から、この付加応力をある値以下にするようなアライメントが要求される。

クランク軸に生じる曲げ応力とクランク軸ウェブの変形量（クランク軸デフレクション）との間には、機関によって定まった関係があるので、一般にクランク軸系のアライメントに対する許容値は、クランク軸デフレクションで与えられる。

各機関メーカ及び船級協会が推奨するクランク軸デフレクションの許容値を表5.2.1及び表5.2.2に示す。これらの許容値はクランクピンの公称付加応力（ピン平行部）を50~80Kg/cm程度におさえて求められたものと考えられる。¹⁾

なお、これら表5.2.1及び表5.2.2の許容値は図5.2.1に示すような位置で計測された値に対するものである。計測位置が図5.2.1と異なる場合は、計測値を修正して比較する必要があるが、一般には単純にデフレクションの値はクランクピン中心から計測点までの距離に比例すると仮定して修正することが多い。

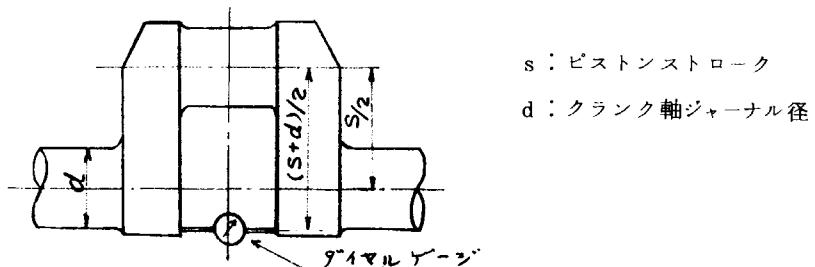


図5.2.1 クランク軸デフレクション計測位置

表5.2.1 クランク軸デフレクションの機関メーカ推奨値^{2),3),4)}

| メー カ | 機種 | 組立時目標値 | | 修正すべき限界値 | | 限界許容値 | |
|----------------------------|------------|-----------|--------------|-------------|-------------|-----------|-------------|
| | | デフレクション | デフ/ストローク | デフレクション | デフ/ストローク | デフレクション | デフ/ストローク |
| M A N | KSZ 70/125 | 0.07 (mm) | | (0.31) (mm) | | 0.45 (mm) | |
| | KSZ 78/155 | — | | (0.39) | | 0.55 | |
| | KSZ 90/160 | 0.09 | | (0.40) | | 0.58 | (3.6/10000) |
| | KSZ105/180 | 0.10 | | (0.45) | | 0.65 | |
| B & W | K 67 G F | 0.12 | (0.86/10000) | 0.31 | (22/10000) | 0.47 | (3.4/10000) |
| | K 80 G F | 0.14 | (0.88/10000) | 0.38 | (2.4/10000) | 0.57 | (3.6/10000) |
| | K 90 G F | 0.15 | (0.83/10000) | 0.42 | (23/10000) | 0.64 | (3.6/10000) |
| | K 98 G F | 0.17 | (0.85/10000) | 0.48 | (24/10000) | 0.73 | (3.7/10000) |
| S U L Z E R | RND 68 | ※ 0.12 | | 0.25 | | | |
| | RND 76 | ※ 0.15 | | 0.31 | | | |
| | RND 90 | ※ 0.15 | | 0.31 | | | |
| | RND 105 | ※ 0.175 | | 0.36 | | | |

備考： (1) ()内数値は換算値を示す。メーカの推奨は()外の数値で与えられている。

(2) SULZERの※印数値は "Good Values" として与えられているものである。

表 5.2.2 クランク軸デフレクション許容値に対する船級協会の規定^{5),6)}

| | L R A B | J G | N K |
|-------------|--|---|--|
| 最 良 の 状 態 | $\leq \frac{S}{13000}$ | $\leq \frac{S}{20000}$ | — |
| 許 容 範 囲 | $\leq \frac{S}{8000}$ | $\leq \frac{S}{10000}$ | $\leq \frac{S}{5000}$ |
| 修正した方がよい限界 | $\frac{S}{8000} < D \leq \frac{S}{3000}$ | $\frac{S}{10000} < D \leq \frac{S}{3600}$ | (但し、クランク軸中心線が上に凸にわん曲している場合は許容限度を設ける必要なし) |
| 絶対に修正を要する限界 | $> \frac{S}{3000}$ | $> \frac{S}{3600}$ | |

備考： (1) S : ピストンストローク
(2) D : クランク軸デフレクション

参 考 文 献

- 1) 明石源一郎ほか, "船用ディーゼル機関のクランクデフレクション"内燃機関, Vol. 3 №28, 1964.10
 - 2) 川崎重工技術資料 "クランク軸デフレクション"
 - 3) 日立造船技術資料 "DEFLECTIONS IN CRANKSHAFTS"
 - 4) SULZER機関取扱説明書
 - 5) 船用機関研究グループ編, 船用機関データブック
 - 6) NK内規

5.3 軸受面圧、軸の曲げ応力

5.3.1 軸受面圧

軸受面圧の表わし方としては次の3通りが考えられる。

a) 平均面压

一般に使用されているもので、軸受荷重を軸受投影面積（軸受長さ×巾）で除したもの。

b) 局部投影面压

軸受の軸方向各位置における面圧を表示するためのもので、軸受の軸方向各位置に加わる荷重を単位長さ当たりの投影面積（軸受巾×単位長さ）で除したもの。

c) 局部面压

軸受の軸方向及び巾方向各位置における面圧を表示するためのもので、軸受各点の圧力として示す。

次に、平均面圧の許容値として船級協会ではLRが $6.3\text{kg}/\text{cm}^2$ を定めている。また、造船各社が基準値または目安値として採用している平均面圧の許容値はアンケート結果によると次のとくである。

| | |
|-----------|---|
| ○ 減速歯車用軸受 | $\left\{ \begin{array}{ll} 10 \text{ Kg/cm}^2 & \dots\dots\dots 1 \text{ 社} \\ 15 \text{ " } & \dots\dots\dots 1 \text{ " } \\ \text{他はメーカ値使用} & \end{array} \right.$ |
|-----------|---|

その他、油膜を考えない場合の船尾管軸受局部及び局部投影面圧の目安値をそれぞれ 300 Kg/cm^2 と 100 Kg/cm^2 としているところが 1 社あった。

油膜を考慮に入れた動的状態における局部面圧の許容値はまだ確立されておらず今後の研究が待たれるところである。

5.3.2 軸の曲げ応力

造船各社が基準値または目安値として採用している曲げ応力の許容値はアンケート結果によると次のとくである。

| | |
|---------|---|
| ○ プロペラ軸 | $\left\{ \begin{array}{ll} 1.5 \text{ Kg/mm}^2 & \dots\dots\dots 1 \text{ 社} \\ 2.0 \text{ " } & \dots\dots\dots 1 \text{ " } \\ 2.5 \text{ " } & \dots\dots\dots 2 \text{ " } \end{array} \right.$ |
|---------|---|

| | |
|-------|--|
| ○ 中間軸 | $\left\{ \begin{array}{ll} 1.0 \text{ Kg/mm}^2 & \dots\dots\dots 3 \text{ 社} \\ 1.5 \text{ " } & \dots\dots\dots 3 \text{ " } \\ 2.0 \text{ " } & \dots\dots\dots 1 \text{ " } \\ 2.5 \text{ " } & \dots\dots\dots 1 \text{ " } \end{array} \right.$ |
|-------|--|

| | |
|---------|---|
| ○ スラスト軸 | $2.0 \text{ Kg/mm}^2 \dots\dots\dots 1 \text{ 社}$ |
|---------|---|

また、SR77 報告書（造研報告第 61 号）から引用すれば、プロペラ軸圧入端部の曲げ疲労に対する許容応力振幅は次のとくである。

平水航行時 $\pm 3 \text{ Kg/mm}^2$

レーシング時 $\pm 7 \text{ Kg/mm}^2$

付録 機関室二重底の変形量の実船計測結果

川崎重工で行われた機関室二重底変形量の実船計測については S R 143 昭和 49 年度報告書（研究資料 No. 225）に「1. 1.2 川崎重工における実船計測」として(1)計測目的、(2)計測対象船、(3)進水前後の船体変形計測、(4)渠中における船体変形計測を報告したが、その補足として(5)計測結果を以下に示す。

(5) 計測結果

(a) ピアノ線による軸室変形計測

進水前後及び渠中におけるドライアップ、アフロートの上下方向の相対変形を図 1.1.12(a)、左右方向の相対変形を図 1.1.12(b)に示す。進水前を基準とした進水後の相対変形は上下方向では上に凸、左右方向では船体中心側に凸の変形となり、いずれもボッシングの始まる FR 62 近傍がたわみの最大点となっている。

渠中におけるドライアップを基準としたアフロート時の相対変形は、上下方向では進水前後と異なり下に凸の変形、左右方向では船体中心側に凸の変形となっている。また相対変形量は進水前後に比べドライアップ、アフロート時のほうが上下、左右方向とも少なくなっている。上記進水前後とドライアップ、アフロートの相対変形傾向及び変形量の相違は、進水前ではボッシング部がサイド盤木で支えられているが、ドライアップ時ではキール盤木のみであり、この盤木の状態の相違によるものと思われる。

(b) ギャップ、サグによる計測

ギャップ、サグによる進水前後の計測結果より、軸受位置の上下方向の相対変化をまとめたものを図 1.1.12(c)に示す。これと図 1.1.12(a)のピアノ線による進水前後の計測結果と比較するとほぼ変形傾向が一致している。

(c) ジャッキアップによる計測

ドライアップ、アフロート時のそれぞれの軸受反力の計測結果を表 1.1.2 に示す。この計測結果より、軸受荷重変化量は最大値で 4.1 ton であった。

(d) 電子水準器による計測

電子水準器によるドライアップ、アフロート時の FR 23 B_{HD} の相対傾斜計測要領を図 1.1.12(d)に、計測結果を表 1.1.2" に示す。

計測結果よりドライアップを基準にしたアフロート時の B_{HD} の相対傾斜角は反時計方向回りに 8×10^{-5} Rad. であった。

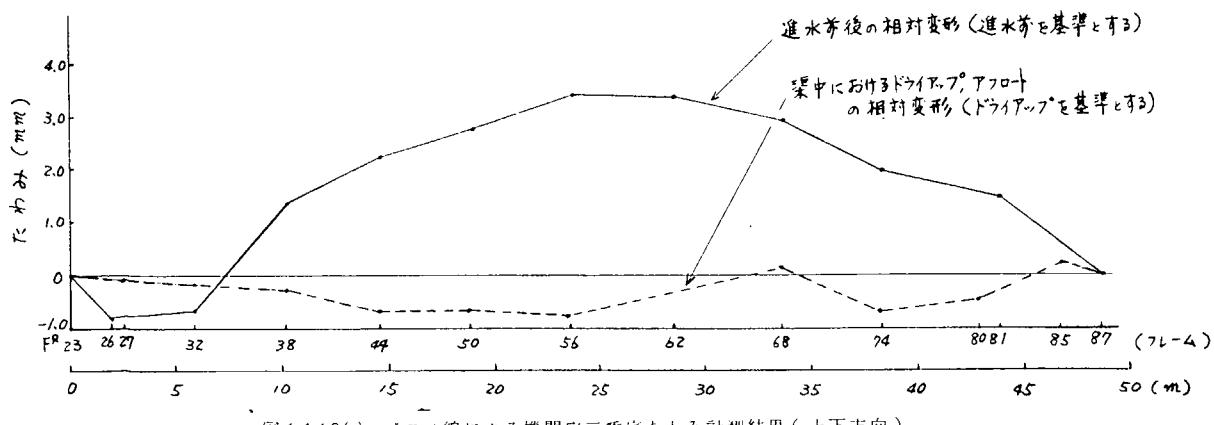


図 1.1.12(a) ピアノ線による機関室二重底たわみ計測結果（上下方向）

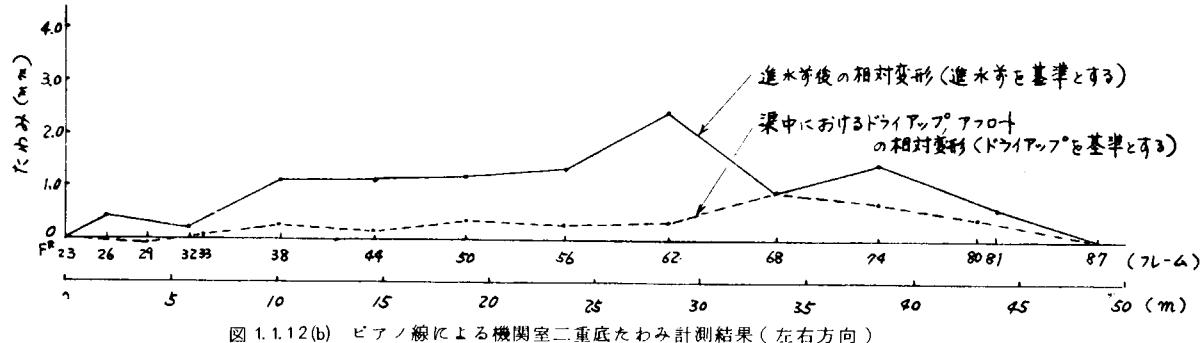


図 1.1.12(b) ピアノ線による機関室二重底たわみ計測結果(左右方向)

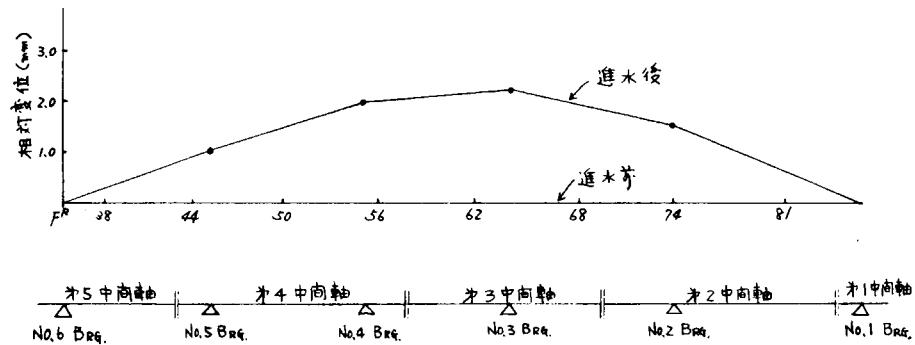


図 1.1.12(c) ギャップ、サグによる進水前後の軸受位置の相対変化(上下方向)

表 1.1.2' ドライアップ、アフロート時の軸受反力の変化(ジャッキアップによる計測)

| | 船尾管船首軸受 | No. 6 軸受 | No. 5 軸受 | No. 4 軸受 | No. 3 軸受 | No. 2 軸受 | No. 1 軸受 |
|-------------------|---------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| ドライアップ時の軸受反力(ton) | 28.6 | 22.9 | 21.3 | 23.1 | 16.9 | 27.2 | 24.2 |
| アフロート時の軸受反力(ton) | 28.3 | 22.4 | 18.6 | 25.1 | 21.0 | 29.5 | 26.4 |

表 1.1.2'' ドライアップ、アフロート時の B_{HD} 傾斜計測結果

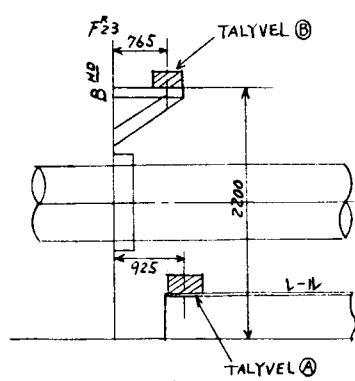


図 1.1.12(d) B_{HD} の傾斜計測要領

| | ドライアップを基準としたアフロートの相対変化 |
|---------------------------|------------------------------------|
| レール TALYVEL (A) | 0.34 mm/m 船尾上り |
| B_{HD} TALYVEL (B) | 0.26 " " |
| B_{HD} の相対傾斜 (B)-(A) | 0.08 " 船首上り |
| B_{HD} の相対傾斜角 | 8×10^{-5} Rad. (反時計回り) |