

日本船舶振興会昭和51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.281

第167研究部会
多軸船の軸系設計、工作基準に関する研究
報 告 書

昭 和 52 年 3 月

社 团 法 人
日本造船研究協会

多軸船の船尾構造と軸系に関する総合的な設計及び工作基準作成のため、軸系装置設計上、特に検討を要すると考えられる軸系横振動、軸系アライメント計算法、プロペラ外力計算法、船尾軸受内の油膜形成・軸心挙動等について調査・解析を行ったものである。

は　し　が　き

本報告書は日本船舶振興会の昭和51年度補助事業「大型超高速船の開発に関する研究」として日本造船研究協会第167研究部会においてとりまとめたものである。

第167研究部会委員名簿(敬称略、順不同)

部会長	井上宗一(石川島播磨重工業)	朝鍋定生(三菱重工業)
委員	荒井基次(日本海事協会)	岩田省治(三菱重工業)
	池田和夫(日本郵船)	内山友義(日立造船)
	植田靖夫(船舶技術研究所)	柿原実(三井造船)
	海津源治(住友重機械工業)	小泉磐夫(金沢大学)
	石上允虎(佐世保重工業)	高本幹永(三井造船)
	青木雄二郎(日本鋼管)	高橋肇(船舶技術研究所)
	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)
	高幣哲夫(川崎重工業)	森昭男(川崎重工業)
	堀幸夫(東京大学)	鷲見倫一(中越ワウケシヤ)
	矢杉正一(佐世保重工業)	

目 次

1. 緒 言.....	1
2. 軸系装置設計上の検討項目.....	2
2.1 摆 振 動.....	2
2.2 縦 振 動.....	2
2.3 横 振 動.....	3
2.4 静的アライメント.....	3
2.5 動的アライメント.....	4
3. 軸系横振動.....	6
3.1 軸系のモデル化.....	6
3.2 軸 部.....	6
3.3 プロペラ部.....	6
3.4 軸受支持部.....	7
3.5 総合計算モデルと計算法.....	7
3.6 最近の研究成果と今後の問題点.....	7
4. 軸系アライメント計算.....	11
4.1 検討結果.....	11
4.2 簡略計算法による船体変形量.....	12
4.3 船尾管軸受の回転角.....	12
5. プロペラ外力の計算.....	17
6. 船尾管軸受の軸心および油膜の計算値と実測値の比較.....	21
6.1 K 船.....	21
6.1.1 計算条件	21
6.1.2 計算結果	21
6.1.3 実測値との比較	22
6.1.4 まとめ	22
6.2 V 船.....	23
6.2.1 計算条件	23
6.2.2 計算結果	23
6.2.3 実測値との比較	24
6.3 N V 船.....	24
6.3.1 計算条件	24
6.3.2 計算結果	24
6.3.3 実測値との比較	25
6.3.4 まとめ	26
7. 結 言.....	49

1. 緒 言

S R 1 4 2 及び 1 4 3 部会の終了後、未解決事項をさらに解明し、まとめるため第 1 6 7 研究部会が発足した。目的は従来軸系アライメントの設定に際して一般に静的アライメントに限定されていたものを定格回転に至るまでの動的アライメントの設定に拡張しようとしたものである。

2. 軸系装置設計上の検討項目

一般に、船舶主推進軸系の設計は、主機要目、船型、船尾構造等が決まると、各軸の直径、長さ、その他の主要寸法を、まず、捩り強度、機関室配置、プロペラ軸抜出しスペースあるいは軸加工メーカーの能力等の条件から、実績や船級規則を考慮しつつ決定することから始められる。

ついで、その軸系が充分な信頼性や機能を有するか否か種々の項目について検討され、最終的に軸受配置、その他の条件が適正である軸系装置が決定されることになる。

各軸受や船尾管シール装置等の個々の構造について部分的な検討を行うことは勿論必要であるが、さらに軸系装置全体として捕えた場合の重要な項目として軸系の諸振動および軸系アライメントの検討がある。

軸系諸振動では、主として、捩り振動、縦振動および横振動についての検討が行われ、また、軸系アライメントの検討では目的によって静的なものと動的なものとに分けて行われる。

如何なる軸系装置に於いても、これらすべての項目について検討を行うのが原則ではあるが、それぞれ軸系装置ごとの特性により自ずと最重要検討項目は区別され、実績等に照らして問題の予想されない項目については、軸系設計作業合理化の観点から、簡便な検討によったりあるいはこれを省略したりするのが一般的である。

逆に、近年多く建造され始めた高速高出力多軸コンテナ船や大出力1軸大型タンカー等の軸系の如く、設計上問題の予想される装置については、できる限りの厳密な検討を行っておくことが必要である。

この必要性に応じて、最近では大型コンピュータを使用して詳細厳密な検討を行う種々の手法が開発され実施し得るようになってきた。

例えば、振動に関しては、軸系と船体構造物とを結合した総合的な振動系についての大がかりな計算もFEMの手法によって行い得るようになり、また、軸系アライメントについて云えば、吃水変化による船体の変形や各軸受部の船体剛性がFEMの手法によって厳密に算出されるようになり、これらを総合的に考慮したアライメント計算が行われるようになった。さらに、多軸コンテナ船等の軸系設計上の要求から、水力作用によるプロペラ外力の計算およびこれを考慮して軸受油膜の性状をシミュレーション検討する動的アライメント計算の手法が開発され、実施し得るようになった。

さて、実際の設計作業に於いて、これらの検討手法をそれぞれ何時何如なる軸系装置に適用するかは個々それぞれのケースで異り、一律に定めることは危険であるが、一応の目安として以下の如く分類しても大略間違はないであろう。

2.1 捘 振 動

直結ディーゼル機関船では、過去捩振動に起因するプロペラ軸の折損事故が多く発生したが、近年ではHolzerの方法等精度の高い計算手法が確立され事故はあまり聞かれなくなった。タービン船に於いては、捩振動による変動トルクが推進定常トルクより大きくなつた場合、減速歯車のチャタリングさらには歯面の損傷に至ることもあるが危険度はディーゼル船に比して小さい。

いずれにしても、重要な検討項目でありまた、船級協会の要求項目でも有るので、あらゆる軸系装置について詳細な検討が必要である。

2.2 縦 振 動

後部機関船等で軸系が短い場合、タービン船では一般に軸回転数が低い反面、軸系の質量に比してスラスト軸受剛性が相対的に大きく、縦振動の固有振動数が高くなるため、プロペラを起振源とする危険回転数が通常軸の定格回転数より上に表れるので問題となることは少く、また、振動系も単純なので簡略な検討を行っておけば充分であろ

う。一方、直結のディーゼル機関船では、主機が起振源となり、クランク軸主体の縦振動に起因して船体振動のトラブルが発生することもあるので詳細な検討を行う必要がある。

中央機関船等で軸系が長い場合には、相対的に振動質量が大きくなつて、軸系の固有振動数が下るので、スラスト軸受の剛性如何では、常用回転域にプロペラを起振源とする危険回転数が表れることがあるので、プロペラ翼数の選定を含めて充分な検討を行うことが必要である。

2.3 横振動

一般船舶に於ける軸系横振動のトラブルは、日本ではほとんど報告されていないが、外国では数例の報告がある。これらの例は、いずれもリグナムバイタ船尾管軸受の摩耗その他の原因で軸系アライメントが不良になつたりあるいは軸受支持部の剛性が低かったために生じたトラブルと推定される。

従つて、通常の油潤滑船尾管軸受を装備した軸系装置に於いては、適正な軸系アライメントを実施しておけば、軸系横振動によるトラブルは、まず回避出来ると考えられるので、プロペラオーバーハングによる振動を主体とした簡単な検討を行つて、プロペラを起振源とする危険回転数が軸の常用回転域に表れないことを確認しておけば充分と思われる。

ただし、高速多軸コンテナ船等で舷側軸をブラケットタイプの支持とし、この剛性が低い場合あるいは軸受スパンやプロペラオーバーハング部が長い場合、または、軸の定格回転数が大きい場合には、プロペラを起振源とする危険回転数が軸の常用回転域に表れて軸系の損傷や船体振動等のトラブルの原因となる可能性も有るので充分な検討を行つておく必要がある。

軸系横振動の計算法については、先には Panagopoulos や Jasper らの研究があり、最近では葉山により船尾管軸受支持部の剛性を考慮した計算式が発表されている。また、軸系装置と船体構造物を結合した振動系について、大型コンピュータを使用して総合的に解析する FEM の手法および解析結果が、越智、谷田あるいは G. C. Voley らによって報告されている。

さらに、日本船用機器開発協会でのモデルテストおよび伝達マトリックス法による計算解析（昭51年3月）等、最近多くの研究あるいは解説が発表されている。本報告書でも具体的な取扱いについて軸系横振動の章で詳述されているので参考されたい。

2.4 静的アライメント

軸受の荷重、軸受の高さ、軸の変形、軸の曲げモーメント等をすべて、重力方向と軸芯方向を含む平面内のみで扱い、原則として水力作用によるプロペラ外力や減速歯車のドライビングフォース等の動的因素を考慮しないものを静的アライメントの計算と呼ぶことにする。

従つて、本計算の主目的は、軸受油膜形成以前の軸の低回転域に於ける検討と云うことになる。

なお、静的アライメント計算に於いても、必要に応じて油膜厚さや動的外力を一定の常数として考慮することがある。

軸系静的アライメントの不良に起因するトラブルとしては前述の軸系横振動、過大な局部面圧による船尾管後部軸受メタルの損傷あるいは減速歯車の前部軸受と、後部軸受の荷重のアンバランスからくる歯当りの不具合および歯面の損傷等が考えられるが、過去の実績からすれば、大出力の一軸大型ターピン船に於いて後の 2 者が最も重要な検討項目となる。

従つて、通常の中小型船に於いては、軸受荷重の配分についての検討を行つておけば十分であるが、大出力の大型船やプロペラ荷重の大きい軸系装置については、船体変形を考慮したスロープアライメント（オフセットアライメント）の計算の他に、船尾管軸受の局部面圧の計算を行い、スロープボーリングやバーシャルスロープボーリング

の採否の検討を含めた詳細な検討を行っておくことが必要である。

静的軸系アライメント計算は、一般に軸系を連続梁としてモーメント法あるいはコンピュータを使用する伝達マトリックス法等により行われているが、各種許容応力や軸受支持点の考え方には設計者によって差異が見られる。SR143部会では、これに関する各社の状況を調査し、現状を取りまとめている。

SR142、143部会では、静的アライメント計算の重要な計算条件である船体変形についての実測結果や、FEMによる計算結果を報告している。

また、超大型船の静的軸系アライメント計算がSR152部会で実施され、本報告書でも軸系アライメント計算の章でその概要を述べている。

補促的に云えば、実測あるいは計算による船体変形量推定には2種類有って、1つは前述のアライメント検討上必要なもので運航条件下(満載状態～バラスト状態)での船体変形量の推定であるが、もう1つは早期舾装を行うために船台上あるいは集中で軸系を据付ける場合のSAG & GAR等の据付計算上必要とされるもので、軸系据付状態から運航吃水状態までの船体変形量の推定である。

据付計算の条件としては、この船体変形による軸受の変位の他に、温度条件の変化(主機のHOT状態～COLD状態)による変位も考慮する必要がある。

ディーゼル主機据付に関しては、クランクデフレクションの調整が重要な項目であるが、吃水変化や主機の温度変化による二重底の変形を考慮に入れ、軸系全体としてアライメントを考えておくことが重要であると報告されている(SR143)。

2.5 動的アライメント

多軸高速コンテナ船の舷側軸では、プロペラ中心から見て水の流れが左右アンバランスであるため、プロペラの回転方向やその特性によっては、水平方向に大きな成分を持つ力をプロペラから受けることがあるので、単に重力方向の力のみを扱う静的アライメントの検討だけでは不充分で、水力作用によるプロペラ外力や減速歯車のドライビングフォース等の動的な外力を考慮し、特に外力の大きくなる軸の高回転域に於ける船尾管軸受油膜形成状況のシミュレーション等軸受特性の検討を主目的とした計算が必要となる。以下これを動的アライメントの計算と呼ぶ。

動的アライメント計算についてはSR143部会のメインテーマの1つとして取上げられ、計算手法および多軸高速コンテナ船や大型船についての計算結果が報告されている。

特に、プロペラ外力による水平方向の大きな力が軸に働く場合の、船尾管軸受損傷防止対策として、高速3軸コンテナ船の舷側軸船尾管軸受に実際に採用された、水平位置の油溝の上方への移動および水平方向のバーシャルスロープボーリングの効果についての解析が詳細に行われている。

動的アライメント計算の重要な計算条件となるプロペラ外力については、各種の計算手法が発表されており結果にも差異が見られるのが現状であるが、SR142部会に於いてもこれがテーマの1つとして取上げられ、高速2軸コンテナ船での実測結果との対比に於いて、船舶技術研究所で開発された非定常計算プログラムによる計算結果がよく一致したとの研究成果が報告されている。

本報告書では、その計算結果を用いた同船の動的アライメント計算結果やNVL級船に於ける軸受性能実測値と、シミュレーション計算値との比較検討結果を報告している。(5章プロペラ外力の計算、6章船尾管軸受の軸心および油膜の計算値と実測値の比較)また、SR143部会からも大型船や多軸コンテナ船についての定常あるいは非定常の手法による各種計算結果が報告されている。

上述の如く、高速多軸船に於いては、動的アライメントの検討が最も重要な検討項目の1つとなるが、大型1軸船に於いては、SR143報告書にも見られる通りプロペラおよび軸の重力方向の力が支配的であるため、静的に適正なアライメントが実施されれば軸の高回転域に於いて良好な油膜が得られると考えられるので、通常は静

的アライメントの検討だけで充分であろう。

参 考 文 献

- | | | | |
|-----------------|----------------------|------------|---------|
| 1) 大 高 | 造船学会誌 | 567号 | (昭51.9) |
| 2) 越智、谷田 | 西部造船会会報 | 52号 | (昭51.8) |
| 3) G. C. Voley他 | HANSA | Nr 20 1974 | |
| 3) SR 142 部 会 | 造 研 資 料 | No 203 | (昭49.3) |
| 4) " | " | No 224 | (昭50.3) |
| 5) " | " | No 240 | (昭51.3) |
| 6) SR 143 部 会 | " | No 204 | (昭49.3) |
| 7) " | " | No 225 | (昭50.3) |
| 8) " | " | No 241 | (昭51.3) |
| 9) 日本船用機器開発協会 | 大形超高速船用船尾管軸受の開発事業報告書 | (昭51.3) | |

3. 軸系横振動

プロペラ軸、船尾管軸受、船尾管シールのトラブルの原因の一つとして推進軸系の横振動の問題がある。回転質量の不釣合に起因する軸系の一次の固有振動数と使用回転数との共振の問題は古くから研究され、高速艦艇等のように軸受間隔が長く、使用回転数の高い軸系では共振現象を回避するように設計上の配慮がなされていた。しかし、一般的の商船では回転数が 100 ~ 200 rpm 程度で、このようなプロペラの質量不釣合による 1 次の共振は起らないと考えてよく、余り注意が払われていなかった。

第2次大戦直後、プロペラ軸の折損事故に関連して、軸系横振動の研究が進められた結果、船尾の不均一伴流中で作動するプロペラの水力作用によって軸系には軸 1 回転当たりプロペラの翼数倍またはその整数倍（ブレード周波数とも云う）の横振動が誘起されており、その共振現象が指摘された。1950 年頃 Panagopoulos や Jasper らの研究により横振動の固有振動数の計算、ブレード周波数の共振回避についての設計的配慮も一応可能となった。この時代の計算方法は多くの仮定を含む非常に簡略化された軸系モデルに対する略算式であったが、船尾構造の剛性が十分剛であること、プロペラによる起振力もそれほど厳しくなかったことにより大きな事故もなく、その後の研究はほとんど進展しなかった。

近年、高出力船の出現に伴って船尾構造の剛性の低下によりブレード周波数の共振回転数が常用回転域より高くなるように設計することは困難になってきた。西独の Dr. Grim は船尾に細長いボッシングを突出させた「Elastic bassing」と称する柔構造を採用してボッシングの固有振動数をプロペラのブレード周波数より低くとり、プロペラ起振力による軸系及び船体の振動応答を小さくする考案を提唱し、歐州で実用化された。このようにブレード周波数が常用回転域に入ってくる場合にはプロペラ起振力の強制振動の応答も検討することが必要となり各方面で横振動の研究が急速に進められ、従来より一層詳細な研究成果が多く発表されるようになった。これらは軸系と船体構造とを結合した計算モデルとして扱っており、電子計算機を使用して理論的にも厳密な計算方法が開発されている。計算結果と実測結果を対比検討したデータはまだ少ないが、実船の設計に適用可能な精度に到達しつゝあるようである。しかし、計算に必要な構成要素の特性の推定にはなお未知な要素があり、今後の研究課題として残されている問題も多い。

以下に軸系横振動の近代的な計算方法の概要と問題点について述べる。

3.1 軸系のモデル化

理論計算を実施するに当り、まず実際の軸系をモデル化することが必要である。こゝではモデル化の概要と問題点について説明する。

回転軸系を取扱う通常の方法として回転軸を含む垂直面内と水平面内のそれぞれに対して軸系を細分して各構成要素の特性を設定する方法が用いられる。要素によっては垂直面内と水平面内の連成作用を考慮することも必要となる。

3.2 軸部

断面一様な軸部分に分割したそれについて、一様な分布質量と曲げ剛さを有するはりとして扱う方法（図 3.1 a）と、分割片の中央に集中した質量とその両側に曲げ剛さのみを有するはりが存在するものとして扱う方法（図 3.1 b）の二通りの方法がある。

3.3 プロペラ部（図 3.2 参照）

プロペラとプロペラ軸取付部の重心位置に質量、外力、減衰が集中作用するものとする。直線運動に関する質量

のほかに回転運動に関する直従まわりの慣性モーメント及び極慣性モーメントならびに各質量に対する付加水効果を与える必要がある。慣性作用は一平面内の振動による慣性力のほかに直交二平面内の振動が互いに連成して生じるジャイロ効果というモーメント作用も考慮する。外力はプロペラの水力作用により軸を曲げようとする力及びモーメントの作用を与える。減衰はやはりプロペラの水力作用にもとづくもので、変位の変化速度に比例する減衰力と、傾きの変化速度に比例する減衰モーメントを考慮する必要がある。

3.4 軸受支持部（図3.3参照）

軸受支持部では軸受油膜を平行移動及び回転に対する等価ばね及びダッシュポット（減衰）に置き換え、また軸受及び船体構造を等価質量、等価ばね、等価減衰に置き換えて考えることができる。以上の軸受油膜、軸受、船体構造の各支持特性が直列に結合した多自由度系として扱う場合と、支持部全体をさらに一自由度の等価ばねと減衰に置き換えて扱う場合がある。

これらのはね及び減衰特性は、実船の場合一般に異方性であること、二方向相互間に連成作用があること、さらに軸受油膜の場合はこの連成作用に構造のはねにおけるような相反定理が成立しないこと等のために現象が複雑で取扱いが非常に困難な問題である。

中間軸受等のように軸受長さが短い場合は軸の傾きを拘束しようとする作用は小さいので軸受中央に支点を想定して油膜の回転ばね、回転減衰を省略して近似することができる。しかし、船尾管後部軸受のように軸受長さが長く、荷重が片寄る場合には軸受の油膜によって軸の傾きを拘束するようなモーメント作用を無視することができないので、回転ばね及び回転減衰を考慮するとか、支点の位置を軸受中央とせずに荷重分布に応じて特別な考慮を払う必要があろう。

3.5 総合計算モデルと計算法

以上の各構成要素のモデル化と要素特性が求められると、これらを結合して総合計算モデルが作られる。図3.4はその一例を示す。計算には伝達マトリックス法を使用するのが便利である。各要素ごとにその特性に従って垂直面内及び水平面内それぞれのたわみ、たわみ曲線の傾斜、曲げモーメント、せん断力の8個の状態量について要素の左側から右側への伝達関係をマトリックス表示に置き換える。さらに各要素の伝達マトリックスを軸系の配列に順じて剰算を行って軸系全体の伝達マトリックスを求め、軸系の両端の境界条件（自由端、固定端、支持端等）を与えて連立方程式を解くことにより、任意の各点の状態量が求められるので軸系各部の振動応答が得られる。

図3.4に示す計算モデルは各軸受支持部のはねがそれぞれ独立に一端が固定されている。従って軸受相互間の影響はないものと考えている。しかし実際の船の場合は連続した船体構造なので、一つの軸受支点に作用する軸受荷重によって構造全体が変形し、他の軸受支持点の位置をも変化させることによってこれらの軸受反力を影響を与えることとなる。多軸船のボッシング構造のように細長く柔かい構造の場合には、このような軸受相互間の影響も考慮して図3.5に示すようなモデルとして扱うことが必要となる。このような計算モデルの扱いはさらに複雑となり、有限要素法（FEM）が適用される。

3.6 最近の研究成果と今後の問題点

以上述べたように伝達マトリックス法やFEMを用いて、軸系全体が軸受部を通じて船体と結合した計算モデルに対して理論的に厳密な計算が可能であるが、まともに取組むと多くの時間と費用を費し実用的でない。実際の設計、初期計画には簡便な略算法も必要となる。以下に最近発表された研究成果の概要と今後の問題点を要約する。

振幅が大きいのは最後部中間軸受より後方である。従って初期計画時には船尾から2～3支点までの軸系として簡略化して見当をつけることができる。

軸受部における軸と軸受の相対振幅は小さく、油膜ばね常数は相対的に剛なものと考えられる。特に船尾管後部軸受ではこの傾向がいちじるしく、この部分では船体構造のはね常数が固有振動数に与える影響が支配的である。ただし軸受荷重が非常に小さい場合は油膜ばね常数が小さくなり、船体構造のはねより影響が大きくなることが考えられる。このような現象が船尾管前部軸受に起ると固有振動数に与える影響が大きいので注意を要するが、中間軸受ではこのような現象が起っても影響は小さい。アライメントに注意して各軸受ができるだけ有効に軸を支持するようすれば、多軸船のような船体構造が柔かい場合に油膜ばねを省略して近似できるように考えられる。

ジャイロ効果は支持剛性が等方性のときに最も大きく、また回転数が高いほど大きくなる。しかし、一般商船の回転数はそれほど高くなないので、M C Rでも10%以下と思われる。支持構造の剛性が異方性になればなるほどジャイロ効果の影響は小さくなるので、多軸船のボッシング構造のように異方性の強い場合にはジャイロ効果を無視して近似できると考えられる。

軸の質量の影響は軸受間隔が大きい場合は無視することができるので、略算の場合にも軸の質量効果をプロペラの位置に換算した等価質量を求めるこにより補正を考慮する必要がある。

プロペラのオーバーハングの影響は大きいので、船尾管後部軸受の支点の位置をどこにとるかが重要な問題となる。今後の研究課題ではあるが、吃水変化やプロペラの水力作用によって支点の位置が変化することも考えられるので、ある程度の範囲に幅をもって考慮しておくことが妥当であろう。

プロペラ起振力は振動応答の振幅位相に最も支配的な影響を有しているが、起振力の推定精度は十分とは云えず今後一層の研究が必要である。

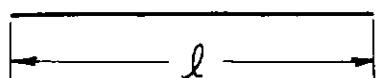
プロペラ減衰及び付加質量効果、船体構造のはね、減衰、質量効果、軸受油膜のはね及び減衰についても文献はあるが、取扱う条件によって結果に差違があり、実測との対比検討等により研究を続ける必要がある。

参考文献

葉 山	舶 機 誌	9巻 5号	(昭 49. 5)
"	"	11巻 7号	(昭 51. 7)
"	"	11巻 10号	(昭 51. 10)
"	"	11巻 11号	(昭 51. 11)
大 高	"	8巻 1号	(昭 48. 1)
"	"	11巻 5号	(昭 51. 5)
"	造船学会誌	554号	(昭 50. 8)
"	"	567号	(昭 51. 9)
古 池 ほか	舶 機 誌	11巻 5号	(昭 51. 5)
吉 田 ほか	"	7巻 8号	(昭 47. 8)
"	"	10巻 9号	(昭 50. 9)
越 智 ほか	西部造船会報	52号	(昭 51.)
"	I H I 技報	13巻 4号	(昭 48. 7)
"	"	14巻 1号	(昭 49. 1)
堺 ほ か	関西造船協会誌	144号	(昭 47. 6)
"	"	154号	(昭 49. 9)
葉 山	S R 2 0 0 - 3 幹 2 9 - 8		(昭 50. 9)
S R 1 4 2 部会	造研資料	No. 203	(昭 49. 3)
"	"	No. 224	(昭 50. 3)
"	"	No. 240	(昭 51. 3)
舶用機器開発協会	報 告 書	49-46	(昭 50. 3)
"	"	50-53	(昭 51. 3)

分布質量 : μ
曲げ剛さ : EI

質量 : $m_s = \mu l$
曲げ剛さ : EI

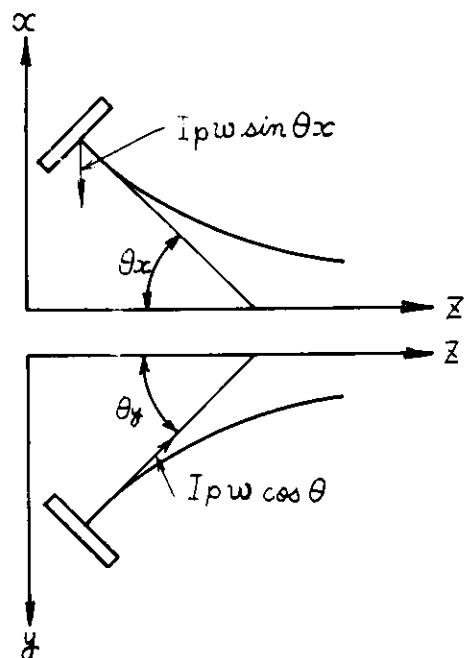
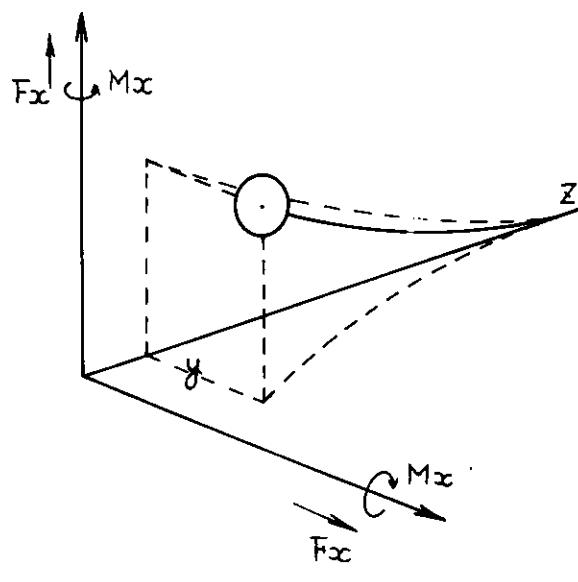


(a)



(b)

図 3.1 軸 部



質 量 : m
径 慣 性 モーメント : I_d
極 慣 性 モーメント : I_p
起 振 力 : F_x, F_y
起 振 モーメント : M_x, M_y
減 衰 力 : $C_x \dot{x}, C_y \dot{y}$
減 衰 モーメント : $\bar{C} \dot{\theta}_x, \bar{C} \dot{\theta}_y$

慣 性 力 : $m \ddot{x}, m \ddot{y}$
慣 性 モーメント : $I_p \ddot{\theta}_x, I_p \ddot{\theta}_y$
ジヤロ効果
 $M_x' = -I_d \ddot{\theta}_y - I_p w \dot{\theta}_x$
 $M_y' = -I_d \ddot{\theta}_x - I_p w \dot{\theta}_y$

図 3.2 プロペラ部

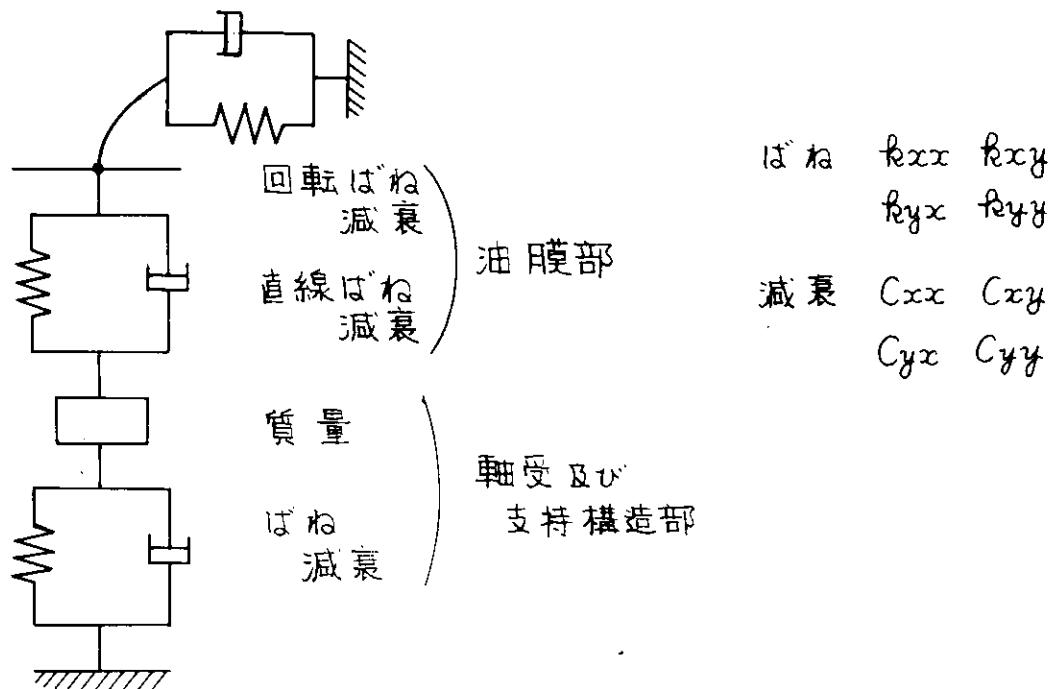


図 3.3 軸受支持部

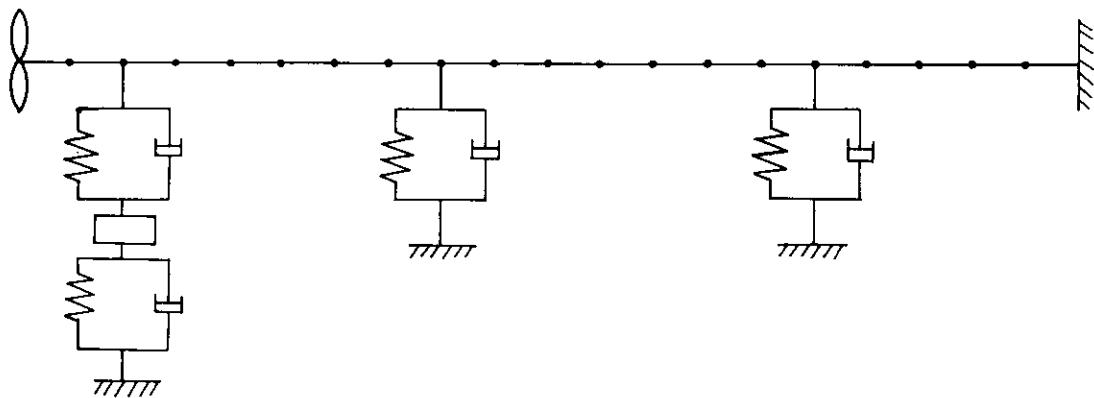


図 3.4 総合計算モデル I

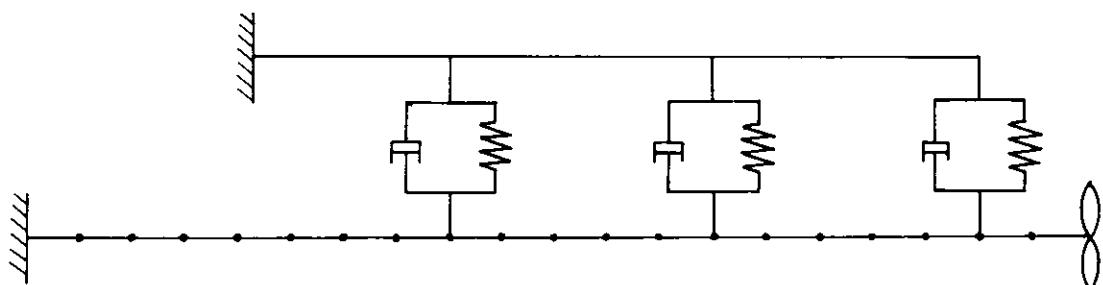


図 3.5 総合計算モデル II

4. 軸系アライメント計算

一般に、小型船の軸系に於いては、軸芯見通し線に対してオンラインに軸受高さを設定するが、大型船に於いては軸芯見通し線に対し、オフセットを持たせて軸受高さを設定する。前者はストレートアライメントまたはオンラインアライメント、後者はスロープアライメント、オフセットアライメントあるいはカーブアライメント等と呼ばれている。

大型船の軸系に於いては、各軸受の面圧が平均的に大きいこと、軸受間隔が相対的に小さいこと、またプロペラ重量が大きいこと等の理由で、ストレートアライメントでは軸受荷重の配分を適正に行うことができず、特定の軸受の面圧が許容値を越えたり、あるいは逆に静的には荷重を分担しない状態が起る。この点荷重配分を適正にすることを目的とし、同時に各応力を許容値内に納めるように行うのがスロープアライメントである。

一軸大馬力船ではタービン主機を搭載することが多いが、この種の軸系装置設計上最も留意しなければならないのは過去の実績からみて、減速歯車および船尾管後部軸受の損傷防止対策であり、この対策の根幹となるのは適正なアライメントの実施である。

吃水変化による船体変形やあるいは軸系の据付ミス等の原因で、軸系アライメントが不良になり、減速歯車の前部軸受と後部軸受の荷重に差が生するとそれぞれの軸受で形成される油膜の厚さが異ってくるため、減速歯車軸が傾斜して、これが限度以上になると、ブルギヤーとピニオンの歯当り不良からピッキングやスコーリング等歯面の損傷やあるいは歯の折損事故に到ることもある。

また船尾管軸受では、重量の大きいプロペラがオーバーハングしているため、単に軸受荷重が大きくなるだけではなく、軸の曲りによって軸と軸受の相対傾斜角が増大し、軸受後端での局部面圧が高くなり、油膜の形成が困難となるので、軸の低回転域での軸受焼付事故の可能性が大きくなる。

これらに対して、スロープアライメントの採用や船尾管軸受を傾斜させるスロープボーリングあるいはその一部を傾斜させるバーシャルスロープボーリングの採用によって軸受荷重の配分を適正にしたり、軸と軸受の相対傾斜角を小さくして局部面圧を減少させたりするのが一般的に採用されている対策である。

SR152部会に於いて70万トン型タービンタンカーの試設計が行われており、軸系アライメント計算もテーマの一つとして取上げられている。

同タンカーは一機一軸 7,000 PS × 80 RPM で計画されており、軸系装置設計上静的アライメントの検討が最も重要な項目の一つとなっている。

同装置は図4.1に示す如く、従来20万トンあるいは40万トン型タービンタンカーに採用されて来たものと同思想の設計が行われており、アライメントについてもスロープアライメントおよび船尾管軸受のバーシャルスロープボーリングが採用されている。

大型タンカーでは吃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が大きく問題となるが、試設計では、FEM計算による船体変形量を用いて、バラスト状態～満載状態の運航吃水下で軸系の諸応力その他の条件が許容値以下に納るような据付条件を求めている。

一般に、軸受支持部の船体剛性を無視（無限大とする）し、軸系の剛性のみ考慮したアライメント計算を行うのが普通であるが、試設計では同じくFEM計算による船体部剛性値が考慮されており、検討結果では系全体の剛性を下げる方向でその影響は比較的大きなものとなっている。

また軸受配置についても検討を加え、中間軸受の最適位置を求めている。

4.1 検討結果

同報告書から検討結果を引用すれば以下の如くなる。表4.1は、減速歯車後部軸受から中間軸受までの距離と、

中間軸外径との比を1.3.8倍とした場合の各軸受高さその他のアライメント状態を示すもので、これによれば軸受配置を適正に選ぶ事により一般に大型船の軸系アライメント検討時に採用されている許容値内で70万トン型タンカーの軸系アライメントが可能であることが判る。

またバーチャルスロープボーリングの採用により船尾管軸受の局部面圧を200kg/cm程度に押えている。

表4.2は軸受部船体剛性を無視した場合のアライメント状態を示しており、これを考慮した場合(表4.1)に比べし、船体変形の影響が大きく出ている。例えば、減速歯車前後部軸受荷重差は1.5倍となっている。

従って、通常の軸系では軸受部船体剛性と無視したアライメント計算で問題なければ、実際はさらにより安全な傾向にあると云える。ただし、軸受支持部がボッシングタイプ等で剛性が低い場合には、最適据付軸受高さが大幅に変る可能性もあるので注意する必要がある。

表4.3、表4.4は軸受部船体剛性を考慮した場合と無視した場合の影響係数を示している。

4.2 簡略計算法による船体変形量

同部会では、FEM計算の他に簡略計算によっても船体変形量(軽荷状態～満載状態)を求めている。これを吃水差の比例配分によりバラスト状態～満載状態の変形量に修正すると図4.2の如くなる。この値をそのまま使用して減速歯車前後部軸受荷重差を計算すると表4.5の如くなり、FEM計算値を用いた場合の結果と大幅に異ってくる。従って、軸系アライメント計算に簡略計算による船体変形量を使用する場合には、これに修正を施してやる必要がある。

なお、修正を施す場合、船体変形の絶対量よりも変形の形状の方がアライメントの変化に大きく影響することに留意しておく必要がある。

(注1) 上記計算では軸受部船体剛性は無限大としている。

(注2) 簡略計算のモデル化についてはSR152報告書(No.248)を参照されたい。

4.3 船尾管軸受の回転角

吃水変化による船体変形量を実測する場合、通常測定範囲が機関室内(A.P., BHD.～FWD., BHD.)に限定されるので、減速歯車前部軸受(No.1)、同後部軸受(No.2)、中間軸受(No.3)および船尾管前部軸受(No.4)の軸受高さの変化は計測できるが、船尾管後部軸受(No.5)については推定する必要がある。

この推定は一般に、A.P., BHD.位置(No.4位置)で船体変形カーブに接線を引き、これを船尾方向に延長して行っている。

つまり、この接線を基準としてNo.1～No.3軸受の変位量を求めていくことになる。

従って、この推定方法には、船尾管軸受見通し線と接線のなす相対角分だけ誤差が含まれる事になる。(図4.3参照)この相対角を試設計のデータから引用し、満載状態～バラスト状態に修正して表4.6、図4.4に示す。

また、接線をベースとして図4.2の船体変形カーブを引き直すと図4.5の如くなり、この値を用いて減速歯車前後部軸受荷重差を求める表4.7の如くなる。

この結果から、例えばFEMの値について云えば、接線をベースとした場合、荷重差はほとんど生じないことになり、現実のデータと比べて、絶対値そのものには疑問が残るが、相対的に見て従来の接線を基準線と見なす推定法は修正を要すると云えよう。

参考文献

- | | |
|--------------------------------|--------------------------------|
| 1) SR 143 部会 報告書 49.3 (No.204) | 4) SR 152 部会 報告書 51.3 (No.248) |
| 2) " " 50.3 (No.225) | 5) " " 52.3 (No.266) |
| 3) " " 51.3 (No.241) | |

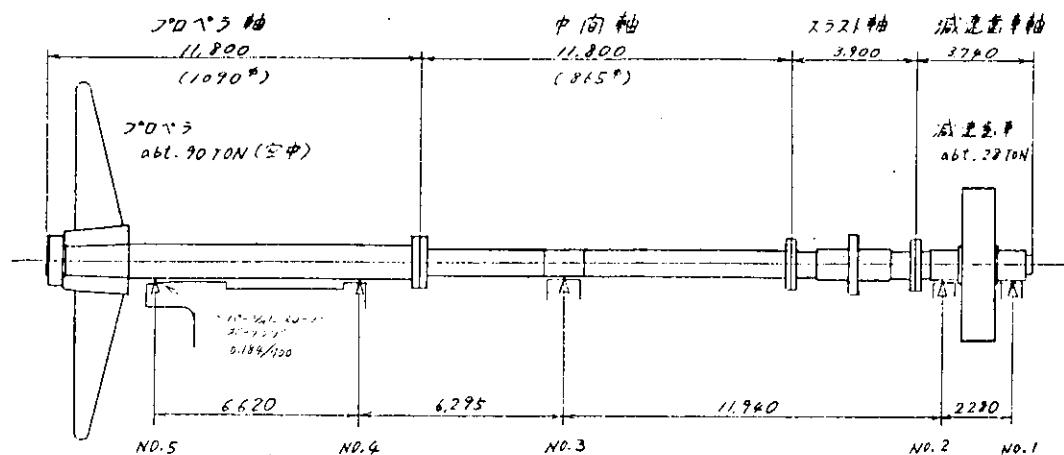


図 4.1 70万トン型タンカー軸系主要寸法図

表 4.1 70万トン型タンカーアライメント計算結果 ($L/D = 1.3.8$ 軸受部船体剛性考慮)

		満載状態		中間吃水状態		パラスト状態	
軸受高さ (mm)	No. 1	6.919	※2 (6.843)	0.078	※1 (0)	-6.762	※2 (-6.843)
	No. 2	7.498	(5.851)	1.646	(1.574)	-4.206	(-5.851)
	No. 3	3.208	(1.246)	1.970	(1.900)	0.732	(-1.246)
	No. 4	0.051	(0)	0.035	(0)	0.020	(0)
	No. 5	0.142	(0)	0.150	(0)	0.158	(0)
軸受よ り荷重 面への 圧 (ton 隻)	No. 1	3.96	(5.40)	4.0.9	(5.58)	4.2.2	(5.75)
	No. 2	4.1.6	(5.67)	2.0	4.0.9	(5.58)	6.0.3
	No. 3	4.2.9	(4.80)	4.8.4	(5.42)	5.3.9	(6.03)
	No. 4	4.5.5	(4.91)	3.1.9	(3.44)	1.8.3	(1.97)
	No. 5	12.9.7	(4.50)	13.7.1	(9.75)	14.4.6	(5.07)
中間軸受力 曲 (kg/mm)	船首側 フランジ部	1.6.6		1.7.4		1.6.4	
	中間軸受部	0.7.6.2		0.5.9.6		0.4.3	
	船尾側 フランジ部	1.1.4		0.5.4.8		0.0.4	

(注)※1 : 軸据付前の軸受高さを示す。

※2 : 船体変形による軸受変位量。

表 4.2 70万トン型タンカーアライメント計算結果 ($L/D = 1.3.8$ 、軸受部船体剛性無視)

		満載状態		中間吃水状態		バースト状態	
軸受高さ (mm)	No. 1	5.843	※2 (6.843)	-1.0	※1 (-1.000)	-7.843	※2 (-6.843)
	No. 2	6.581	(5.851)	0.7297	(0.7297)	-5.121	(-5.851)
	No. 3	3.046	(1.246)	1.8	(1.800)	0.554	(-1.246)
	No. 4	0	(0)	0	(0)	0	(0)
	No. 5	0	(0)	0	(0)	0	(0)
軸受荷重 面積 (ton) (mm)	No. 1	3.93	(5.35)	荷重差	4.1.0 (5.58)	荷重差	4.2.8 (5.82)
	No. 2	4.23	(5.76)	3.0	4.1.0 (5.58)	0	3.9.8 (5.41)
	No. 3	4.3.2	(4.84)		4.9.4 (5.53)		5.5.6 (6.23)
	No. 4	4.3.8	(4.73)		2.9.3 (3.16)		1.4.8 (1.6)
	No. 5	13.0.8	(4.54)		13.8.6 (4.81)		14.6.4 (5.08)
中間軸曲力 (kg/mm²)	船首側 フランジ部	1.6.6			1.7.6		1.8.6
	中間軸受部	0.7.0.6			0.5.5.8		0.4.0.6
	船尾側 フランジ部	1.0.4			0.4.2.8		0.1.8.6

(注)※1：軸据付前の軸受高さを示す。

※2：船体変形による軸受変位量

表 4.3 70万トン型タンカーの軸系剛性係数(軸受部船体剛性考慮)

		軸受荷重の影響係数 (TON/mm)					中間軸曲げモーメントの影響係数 (TON-m/mm)		
		No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	No. 5	船首側 フランジ部	中間軸受部	船尾側 フランジ部
軸受位置での 船体変形量 (1mm down)	No. 1	-3.5.4	4.4.1	-1.3.7	6.3	-1.3	3.7.9	-2.3.2	-1.2
	No. 2	4.4.1	-5.5.7	1.9.7	-1.0.2	2.1	-4.3.7	3.7.5	1.9
	No. 3	-1.3.7	1.9.7	-2.1.5	2.4.3	-8.7	1.9	-4.0.0	2.8.1
	No. 4	6.3	-1.0.2	2.4.3	-3.4.9	1.4.5	4.9	3.2.5	-5.6.8
	No. 5	-1.3	2.1	-8.7	1.4.5	-6.5	-1.1	-6.7	2.8.1

表 4.4 70万トン型タンカーの軸系剛性係数(軸受部船体剛性無視)

		軸受荷重の影響係数 (TON/mm)					中間軸曲げモーメントの影響係数 (TON-m/mm)		
		No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	No. 5	船首側 フランジ部	中間軸受部	船尾側 フランジ部
軸受位置での 船体変形量 (1mm down)	No. 1	-4.2.9	5.3.6	-1.7.5	8.8	-1.9	4.5.2	-3.0.0	-0.2
	No. 2	5.3.6	-6.7.8	2.4.6	-1.3.5	3.0	-5.2.8	4.6.4	0.3
	No. 3	-1.7.5	2.4.7	-2.4.5	2.7.0	-9.7	5.0	-4.5.0	3.1.0
	No. 4	8.8	-1.3.5	2.7.0	-3.7.9	1.5.6	3.4	3.6.8	-6.0.7
	No. 5	-1.9	3.0	-9.7	1.5.6	-7.0	-0.8	-8.2	2.9.7

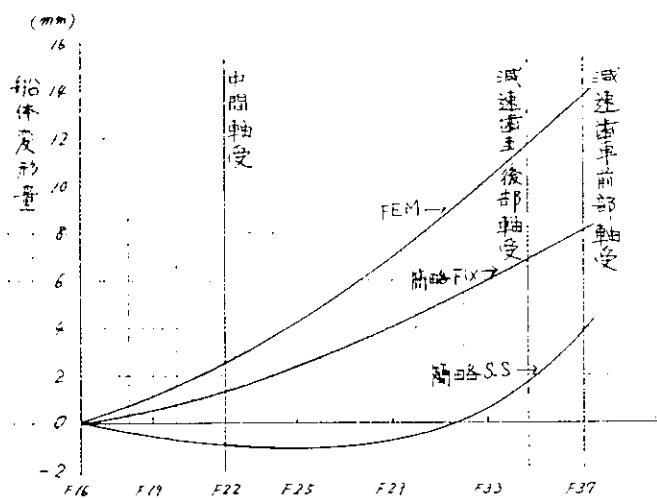


図 4.2 吃水変化による船体変形量
(船尾管軸受見通し線を基準とした時の満載状態
からバラスト状態での変形量)

表 4.5 減速歯車前後部軸受荷重差
(船尾管軸受見通し線を基準とした船体変形)

		FEM	簡略 FIX (船側固定)	簡略 SS (船側支持)
軸受変位 (mm)	減速歯車前部	13.685	8.059	3.895
	" 後部	11.693	6.783	1.679
	中間軸受	2.492	1.343	-0.873
荷重差 (TON)	3.0	5.6	7.27	

表 4.6 船尾管軸受の回転角
(満載状態からバラスト状態での回転角)

($\times 10^{-3}$ rad)

	FEM	簡略 FIX	簡略 SS
船尾管の回転角 θ_s	0.498	0.229	0.296
機関室内Tank top の回転角 θ_H	0.815	0.434	0.303
相対回転角 $\alpha = \theta_H - \theta_s$	0.327	0.205	0.007

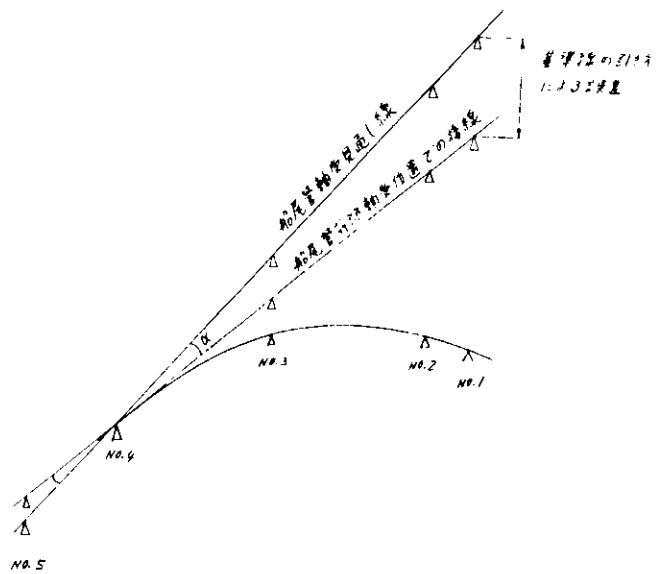


図 4.3 船体変形量と基準線

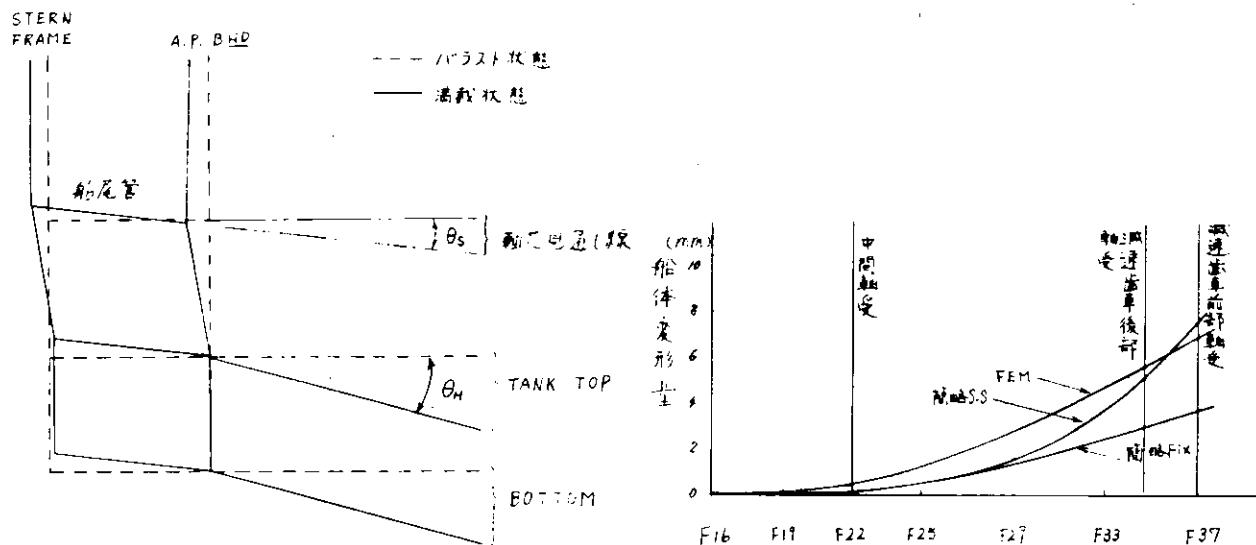


図 4.4 A. P. BHD. 近傍の変形

図 4.5 吃水変化による船体変形量

(船尾管前部軸受位置での接線を基準と

した時の満載状態からバラスト状態での変形量)

表 4.7 減速歯車前後部軸受荷重差 (船尾管前部軸受位置での接線を基準とした船体変形)

		F EM	簡略 FIX	簡略 SS
軸受姿位 (mm)	減速歯車前部	6.917	3.694	7.723
	" 後部	5.641	3.022	5.171
	中間軸受	0.403	0.201	0.134
荷重差 (TON)		0.06	0.83	6.18

5. プロペラ外力の計算

軸系は船尾端で作動するプロペラを通じてスラストおよびトルクとプロペラ面内に作用する上下、左右方向の力およびモーメントを受ける。後者は一般にプロペラ外力と呼ばれる。

スラストおよびトルクの変動は機関、減速機を含む軸系の振動の起振力となる。一方、プロペラ外力は船体構造の振動の起振力となるのみならず、軸系アライメント、特に動的軸系アライメントの計算において考慮の対象となる。すなわち、多軸高速船の軸系計画において、高回転時の軸系のシミュレーションにはプロペラ外力に呼応した軸受の油膜に支えられた軸の挙動を把握する必要がある。プロペラ外力による船尾構造の振動は特別な場合を除き軸系アライメント計算には考慮しなくてよい。

船体構造の起振力としてのプロペラ外力は、船体振動の固有振動数との同調をさけるため、翼数を基本振動数とする各次数の成分まで算定することを要求されるが、軸受内の軸の挙動については、プロペラ外力の各翼の合成功の大さおよび方向と油膜からの反力が最も重要な因子となる。また船尾管後部軸受の油溝位置の決定に必要な等価合成軸受荷重の大きさと方向については、プロペラの自重を考慮し、かつプロペラ外力のうちのモーメントについての相当荷重の作用位置の推定に正確を期す必要がある。しかし等価合成軸受荷重を正確に求めるには限界があり、軸挙動の正確な把握には「油膜を考慮に入れた軸系アライメント計算」¹⁾を利用することが望ましい。

さて、船尾の不均一な伴流中で作動するプロペラの外力の計算は、準定常計算と非定常計算に大別される。後者は前者に比べて計算が複雑ではあるが、船舶技術研究所において理論的に最も正確な取扱いを行った非定常揚力面計算のプログラムが開発され²⁾、一般にも開放されているので、計算機の普及した現在においては、特に多軸高速船の場合など慎重な計画が要求される場合には、このプログラムを利用するのがよいと思われる。本計算法の精度については、国際水槽会議（ITTC）プロペラ技術委員会による比較検定によれば³⁾、準定常および他の非定常計算法を通じて比較的満足し得る結果を与えるものといわれている。

S R 142 部会において表 5.1 に示す要目の 2 軸コンテナ船のプロペラ翼応力の実船計測を実施して、本計算法にもとづいて推定した応力が実測値と低次の変動分については、ほぼ一致することを確認している。図 5.1⁴⁾に計算推定応力と実測値の比較を示す。プロペラ外力に効く高次の変動分については若干の差異が認められる。

上記 2 軸コンテナ船について船舶技術研究所のプログラムにもとづいて計算したプロペラ外力（力とモーメント）と、船尾管後部軸受における等価合成功力をそれぞれ図 5.2、5.3 に示す。本計算においては伴流のインプットは模型船のそれから笠島の方法によって推定した実船の値を使用している。図 5.4⁵⁾ は模型船の伴流について前記と同じプログラムによって計算したものである。プロペラ外力は実船のそれが模型船のそれに比べて、大きさにおいて約 20% 小さく、また方向において約 15% 時針方向に進んでいる。実船では伴流分布が模型船に比べて境界層の厚さが相対的に薄く、プロペラ・ポッシングの後方での伴流分布の大きく変化する位置がポッシングアーム附近に集中するためであろうと推察される。

また図 5.3 の船尾管後部軸受での等価合成功力が時針の 8 時の方向を向いているが、この大きさと方向は次の仮定にもとづいて出されたものである。すなわち、等価力の合成にあたりプロペラモーメントにもとづく力の推定の際にモーメント・アームをプロペラから後部軸受後端部までの距離の 2.85 倍にとっている。¹⁾ 本部会による軸のアライメントと油膜を考慮に入れた計算によれば、後部軸受後端部の軸心は、時計の 7 ~ 8 時方向にあり、等価合成功法の荷重の方向とほぼ同じ傾向になった。従って本等価合成功法は軸心の変位方向に対して、およよその指針を与えることができると思われる。

以上、非定常揚力面理論によるプロペラ外力の例について述べたが、後述するように本部会では本例について油膜を考慮した軸心の計算をこの非定常揚力面理論計算によるプロペラ外力と、準定常計算によるプロペラ外力について行い、実験値と比較検討した。しかし、実験点が少なく、いずれの計算が実際に近いかを結論づけることができない。

かった。

プロペラ外力に関する今後の研究課題について一言する。前述の非定常揚力面理論によるプロペラ外力計算プログラムについても、今後プロペラの減衰力の計算をも組入れるなど、さらに改訂を加えてより精緻なものとする努力が続けられるであろう。また、このプログラムの精度の確認はやはり実験による検証によるべきであろう。

実船・実験については実船の伴流の測定が極めて困難であり、模型船のそれから適当な方法で推定するほかない。またプロペラ外力を実用軸系のままで精度よく測定することが困難である。こうした理由から実船・実験よりもむしろ模型船を使って試験水槽においてプロペラ外力を精度よく測定する実験技術を確立し、その結果にもとづいて非定常計算プログラムの改良を行うのがよいと考える。プロペラについては、このほか船尾船底に対するプロペラの作動による水圧変動にもとづく起振力の推定も重要な課題となっている。こうしたプロペラによる擾乱の計測技術の改良を積極的に推進することが望まれる。

参考文献

- 1) SR143部会49年度報告書(研究資料No225)P53
- 2) 船舶技術研究所「船用プロペラ特性の計算プログラム」(その2)講習会テキスト、昭和49年10月
- 3) SR142部会50年度報告書(研究資料No240)P31 Schwanecke, H ; Comparative Calculation on Unsteady Propeller Blade Forces, Appendix 4 Propeller Committee, 14 th ITTC . Sept. 1975
- 4) SR142部会 50年度報告書 (研究資料No240) P96
- 5) SR143部会 50年度報告書 (研究資料No241) P47

表 5.1

2 軸 Container	
船 体	$L_{pp} = 24.8.0 \text{ m}$ $B = 3.2.2 \text{ m}$ $d = 1.1.0 \text{ m}$ $\Delta = 52,370 \text{ ton}$
エンジン	40000 HP × 2 sets Diesel ($N_{mcr} = 110 \text{ rpm}$)
プロペラ	FPP outward rotation No of Blade = 5 $D_p = 7.0 \text{ m}$ $P = 1.248$ $a_c = 0.73$ $b = 0.2$
計算条件	船速 = 28.1 Knots 回転数 = 109 rpm

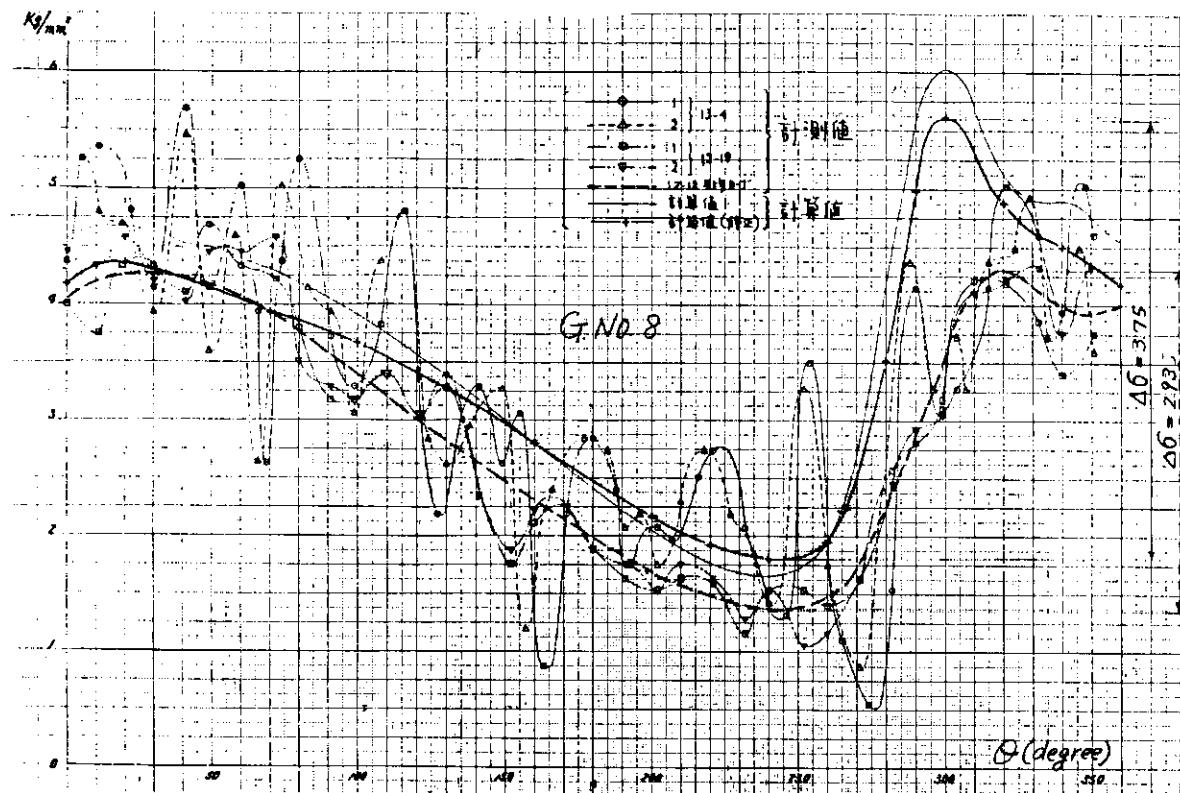


図 5.1 プロペラ翼応力
TON

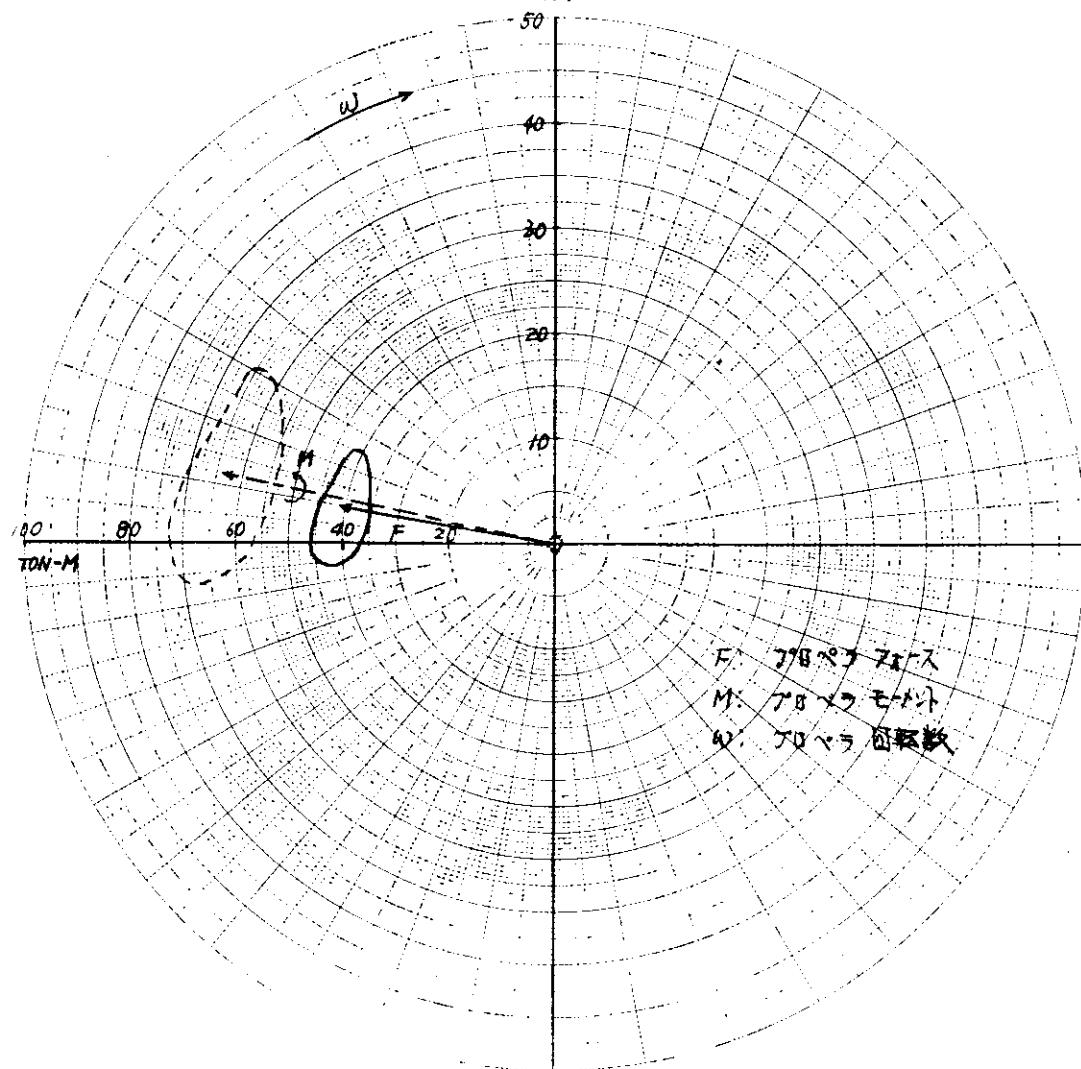


図 5.2 プロペラ外力(実船推定伴流)

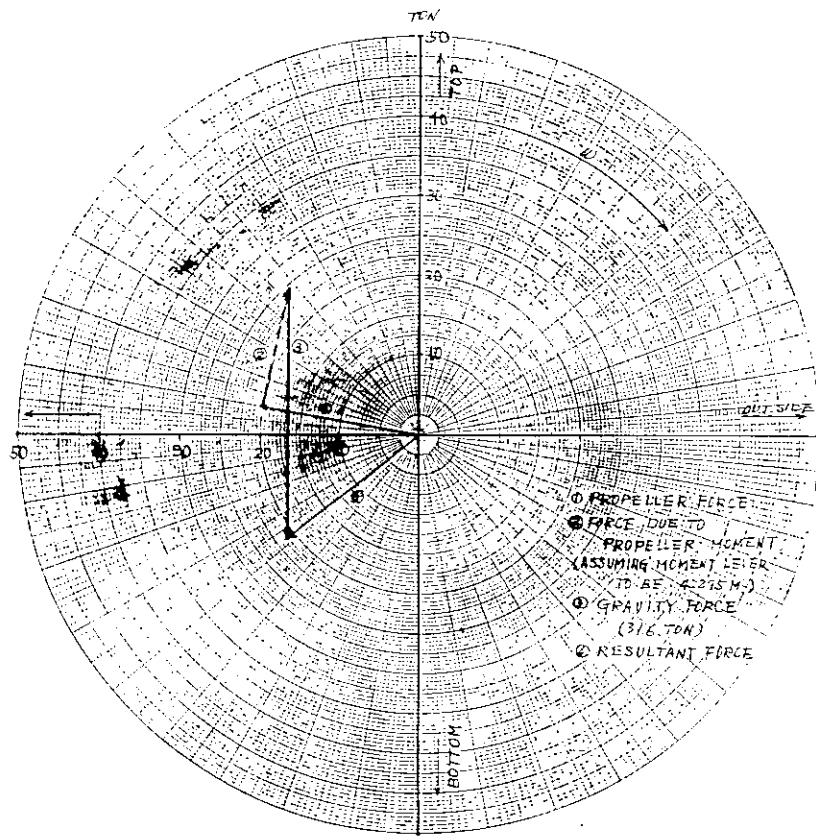


図 5.3 等価合成功

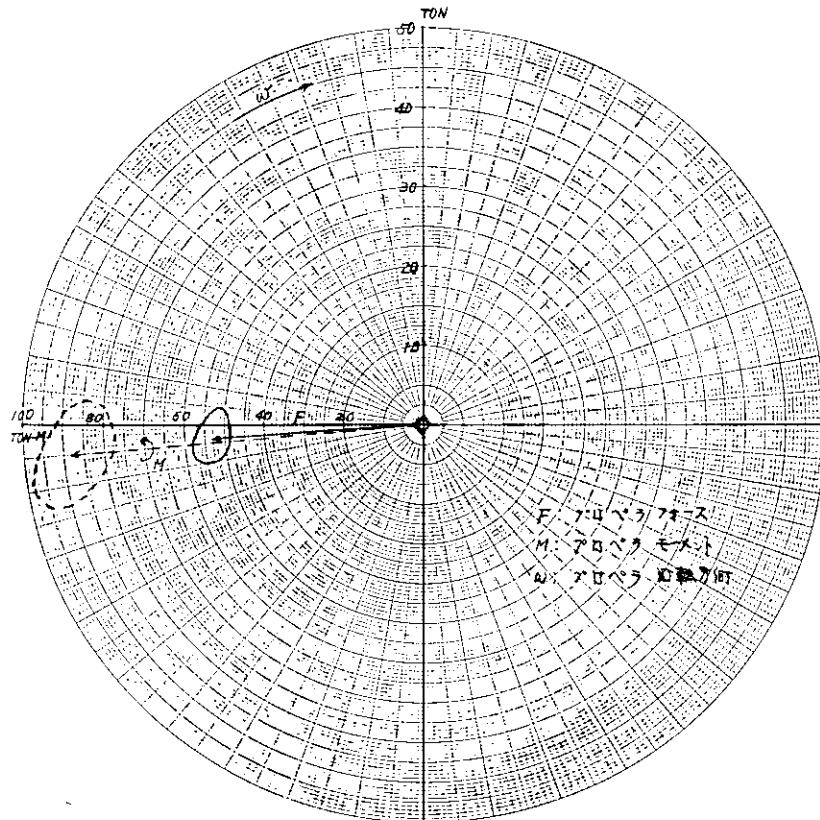


図 5.4 プロペラ外力(模型船伴流)

6. 船尾管軸受の軸心および油膜の計算値と実測値の比較

船尾管軸受内の油膜形成・軸心挙動に関する計算値と実測値の比較をK船、V船、NV船の3船について実施した。3船の主要目は、表6.1に示す通りである。計算は座標系および外力の向を図6.1のように定め、船尾側・船尾管軸受には、油膜を考慮した多数の非線形ばねを想定し、このばねのたわみおよび反力から軸心位置、油膜厚さ、油膜圧力を求めるものである。

計算法の詳細は参考資料1または参考資料2の2.2.3項を参照のこと。

6.1 K 船

6.1.1 計算条件

(1) プロペラ外力

プロペラに作用するプロペラ外力の推定は準定常理論計算によったプロペラ¹／5回転中の外力平均値を表6.2に示す。平均値は時間平均値を用いたが、最大値と最小値の算術平均値とほぼ同じと見てよい。なお外力は回転数の2乗に比例するものとした。

(2) Bossing の Flexibility

Bossing の Flexibility は Main Hull と Bossing の固着部で完全固定とする骨組構造に近似し、有限要素法計算によって求めた。Bossing の Flexibility を代表するものとしてB-Bossing 後端の荷重100トン当たりのたわみを表6.3に示す。

(3) 軸系諸元・アライメント・軸系計算模型

軸系諸元・アライメント・軸系計算模型を図6.2に示す。船尾側船尾管軸受では0.45／1500のスロープボーリングが施してある。

(4) その他の条件

軸受の油粘度はすべての点について、90センチストークスを用い、軸の回転数によって変化しないものとした。

Bossing に作用する浮力は無視した。プロペラ重量は浮力を考慮してWet 重量を負荷した。

6.1.2 計算結果

図6.3は平水中前進時の平均外力を用いた計算結果で同図(a)は、船尾側船尾管軸受内の軸心位置を油膜偏角を考慮しないで示したものである。軸受すきま半径0.6mmの円の中で15個のはね支持点の軸心が結ばれており、記号Aは船尾端を、Fは船首端を示している。本図によると軸心は回転数の上昇と共にほぼ直線的に上方へ移動する。これは軸受の回転数上昇に伴う負荷能力増大により軸心に向う特性によるものほか、上向のプロペラ外力が大きいことによっている。すなわち表6.2によると横方向力はF_xとM_xが互いに相殺される関係にあるが、F_y、M_yは共にプロペラを上方へ押し上げる方向である。図6.3(b)は同図(a)で示した軸心と軸受すきま円との距離すなわち油膜厚さ分布を表わしている。図6.3(c)は油膜厚さに対応する油膜圧力分布を示している。図6.4は旋回中の計算結果である。

同図(a)の軸心位置も表6.2のプロペラ外力の影響が大きいことがわかる。右旋回の時は、M_xが右方へ大きく上下方向力が小さいため第4象限に現われ、左旋回のときは、M_xを上まわる(モーメントを等価フォースになおして考える)F_xと上向きのM_yによって第2象限に現われている。

図6.5は、先の図6.3(a)に示した軸心位置と、これに油膜偏角を考慮して修正を加えた軸心位置を表わしたものである。

修正方法は参考資料2の2.2.3項の場合と同じで軸方向軸心について独立に修正しているなどの問題点が含まれる。

れしており、今後改良を要するところであるが、参考値として示した。

図 6.6 は、回転数と船尾管軸受船尾端の油膜厚さの関係を示したものである。110 rpm 付近を越えると油膜厚さが低下するのは、軸心が軸受すきま円の上側の壁に接近していることを示すものである。

6.1.3 実測値との比較

実測値は参考資料 3 によった。

以上の計算を右舷について実施したのに対し、実測は左舷であるので対称条件によって右舷値を左舷値になおして比較した。

比較図は次の通りである。

図 6.7 平水前進時の船尾側船尾管軸受船尾端の軸心軌跡

図 6.8 右旋回時の " "

図 6.9 左旋回時の " "

図 6.10 平水前進時の船尾側船尾管軸受船首端の軸心軌跡

図 6.11 右旋回時の " "

図 6.12 左旋回時の " "

(1) 平水前進時、船尾端

図 6.7 によると実測値は低回転で容易に浮上し、常用の 135 rpm で軸受すきま円の上の壁に近いが計算では容易に浮上せず、常用の 135 rpm のとき、僅かに中心を越える程度である。

その軌跡は低速では偏角考慮が近く高速では偏角を考慮しない方が近い傾向を示している。

定性的には良い一致と言えるが定量的には良いとは言えない。

(2) 右旋回時、船尾端

図 6.8 によると偏角を考慮しない場合、計算、実測とも第 1 象限にあって定量的にもかなり近い値を示しており良好である。

(3) 左旋回時、船尾端

図 6.9 によると、これも偏角を考慮しない方が良く、計算、実測とも第 3 象限にある。

実測値は左下壁に接近しているが、計算値は壁に接近していない。

(4) 平水前進時、船尾端

図 6.10 によると、これも偏角を考慮しない方が良く合う。

計算、実測とも回転の上昇とともに浮上し、やがて上限に達し高速時には再び下降する傾向が良く一致している。

前述の船尾端同様、低速時の浮上は実測値が早いが、高速付近では定量的にもかなり良い一致である。

(5) 右旋回、船首端

図 6.11 によると、これも偏角を考慮しない方が良く合い定量的にも良く一致している。

(6) 左旋回、船首端

図 6.12 によると、これも偏角を考慮しない方が良く合う。

定量的にもかなり近い値を示している。

6.1.4 まとめ

軸心軌跡の計算値と実測値の比較によると平水前進時、右旋回時、左旋回時および船尾端でも船首端でも油膜の偏角を考慮しない場合が実測値に近いことが分った。その偏角を考慮しない場合についてみると定量的には、良く合っているとは言えない所もあったが、定性的には良く一致しており、プロペラ外力との関連が良く説明できることが分った。

6. 2 V 船

本船については準定常理論によるプロペラ外力を用いて既に計算し、参考資料2の2.2項に報告されているが、今回の計算は他の条件はそのままにしてプロペラ外力だけは船研の非定常理論値を与え、計算したものである。なお計算の対象は右舷軸である。

6.2.1 計算条件

(1) プロペラ外力

プロペラ外力は、船研開発の非定常場力面理論による計算プログラムを用いた参考資料4の図1.3.6～図1.3.9の値を読みとて用いた。

その平均外力は表6.4に示す通りである。平均外力としてはプロペラ1/5回転中の最大値と最小値の算術平均をとった。また、109 rpmでの変動成分は、参考資料2. page 59にならって、さしあたり $\theta = 4.275^{\circ}$ mを用い曲げモーメントを等価力に換算し合成功能ある所として、プロペラ角 θ (Top- $\theta=0$) が 0° , 10° , 37° , 50° のときをとって、計算の対象とした。合成功能を図6.1.3に、計算対象プロペラ角における外力を表6.4に示した。

また、表6.4には参考資料5の準定常理論の条件1によるプロペラ外力と参考資料2の表2.2.3の外力を参考のために併記した。なお外力は回転数の2乗に比例するものとした。

(2) Bossing の Flexibility

Bossing の Flexibilityを代表する Bossing 後端の荷重100トン当たりのたわみを表6.5に示す。これは計算法PASSAGEによる計算値である。

(3) 軸系諸元・アライメント・軸系計算模型

軸系諸元・アライメント・軸系計算模型は図6.1.4に示す通りで、ストレートアライメントが実施してある。

(4) その他の条件

軸受の油粘度はすべての点について119センチストークスを用い、軸の回転数によって変化しないものとした。

この数値は、本船造船所の提供によった。また、Bossingに使用する浮力は無視し、プロペラ重量は浮力を考慮してWeight重量を負荷した。

6.2.2 計算結果

図6.1.5は、軸心、Bossingのたわみ、油膜形成の軸回転数による変化を表わしたもので、外力は平均値によっている。

同図(a)は船尾側船尾管軸受内の軸心位置を、(b)はBossingのたわみを示し、記号Aは想定したばねの船尾端を、Fは船首端を意味している。同図(c)、(d)は同船尾管軸受内の油膜厚さおよび油膜正圧の分布を表わしている。

軸心およびBossingのたわみについて考察すると次の通りである。船尾端A点の軸心は、回転上昇に伴ない左側へ移動しているが、これはプロペラ外力Fxが左向きに大きく、右向きのモーメントMxに打ち勝っているためである。

Bossingのたわみが、外力Fxの小さい低速でも左方へ大きいのは重力方向荷重によって左側へたわむ、Bossingの特性(表6.5)のためである。

図6.1.6は、軸心、Bossingたわみ、油膜形成の109 rpm時におけるプロペラ1/5回転中の変化の様子を表わしたもので、同図(a)のA点を結べば船尾端軸心のリサージュ曲線が得られる。

船尾端軸心の動きは、外力との関係が深く、図6.1.3によると $\theta=0^{\circ}$ では左方向力最大、上方向力最小 $\theta=37^{\circ}$ ではこれと逆に左方向力最小、上方向力最大で軸心の動きを良く説明できる。

図 6.17 は、プロペラ外力計算法の相違からくる軸心位置の違いを示したものである。

図 6.18 は、先の図 6.16 (a)に示した軸心位置と、これに油膜偏角を考慮して修正を加えた軸心位置を示したものである。修正方法は参考資料 2 の 2.2.3 項の場合と同じで、軸方向軸心について独立に修正しているなどの問題点が含まれており、今後改良を要するところであるが参考値として示した。

図 6.19 は、油膜厚さと回転数の関係を表わしたもので、回転上昇に伴なって油膜厚さは上昇している。

6.2.3 実測値との比較

実測値を図 6.18 に示す。わずか 1 点だけであるが、軸心が 60 rpm から 110 rpm までの間で変化しない傾向は計算値と良く一致している。

なお計測値はゼロ点移動のため、絶対値は必ずしも確かではないということである。

このように船尾側船尾管軸受の前端で高回転域において軸心がほとんど動かない、もしくは最高回転数のとき下降する傾向は先の K 船についての図 6.10 の場合、および後述する NV 船の場合でも同様である。

6.3 NV 船

本船の計算に必要な資料は、NV から入手したが、その詳細については参考資料 6 を参照のこと。

6.3.1 計算条件

(1) プロペラ外力

NV からプロペラ外力データを入手できず、準定常計算法による値を使用した。

プロペラは標準形ではなく、ピッチも一定ではなかったが、下記条件を用い、他は適当に推定して計算したものである。

(a) 軸回転数 N、出力 BHP、船速 Vs

(b) 船尾伴流分布 (Ballast, Load)

(c) プロペラ主要寸 (直径 D、翼面積 A_e、ボス比 d/D、翼厚比 t/c、翼数 Z、およびピッチ分布)

図 6.20 に 80 rpm 時のプロペラ外力を示す。

外力変動時の計算は、Ballast 条件ではプロペラ角θを 0°、16°、50° から、Load 条件では 6°、20°、32°、50° からとした。

計算に用いた外力値を表 6.6 に示す。

なお、平均外力は最大値と最小値の算術平均値をとり、外力は回転数の 2 乗に比例するものとした。

(2) Bossing の Flexibility

NV 船は一軸船であるため、Bossing の突出部は短かく剛性が高いので剛体とみなした。

(3) 軸系諸元・アライメント・軸系計算模型

軸系諸元・アライメント・軸系計算模型は図 6.21 に示す通りで、NV からの資料によると、Ballast 条件と Load 条件で軸受の据え付高さが異っており、別々の据え付高さで計算した。

(4) その他の条件

本船の場合は、軸受の油温が計測されており、その平均温度を 24° として、油粘度は一定値 1.80 センチストークスを用いた。

プロペラ重量は浮力を考慮して Wet 重量を負荷した。

6.3.2 計算結果

図 6.22、図 6.23 は平均外力を与えたときの回転数と軸心・油膜の関係を表わしたもので、その見方は先の K 船、V 船と同様である。

ただし、同図(a)には船尾端の偏角を考慮した軸心軌跡を併記した。偏角を考慮しない軸心は、Ballast 条

件、Load 条件とともに軸受底からほぼまっすぐ上に移動し、横方向への移動がほとんどない。

これは、表6.6 のプロペラ外力を先のK船、V船のプロペラ外力と比較して分るように、上下方向、左右方向ともに大変小さく、しかしながらプロペラおよびプロペラ軸は逆に大きくて、外力の影響度が小さいためであると考えられる。

船首端では 50 rpm 以上で軸心に変化がないこと、先のK船、V船と同じ傾向である。

図6.24、図6.25は常用回転 80 rpm でプロペラ 1/6 回転中のプロペラ回転角θに対する軸心・油膜の関係を表したものである。

同図(a)(c)は、油膜偏角を考慮した船尾端のリサージュ曲線を併記した。図6.26、図27は、軸受曲面の油膜圧力分布を示す軸受すきま円の中心と軸心とを結ぶ直線が軸受すきま円と交わる点が図中、中央のOj 点である。

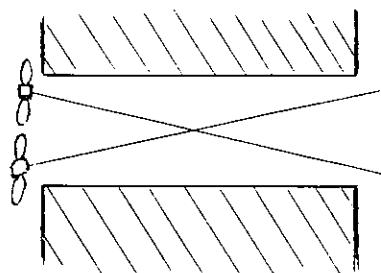
従って、油膜偏角を考慮して修正した軸心をとる場合と、考慮しない軸心をとる場合とでは、円周上の圧力分布の位置が異なる。

修正法は、参考資料2の場合と同様で、各軸心について独立に修正しているなどの問題点が含まれており、今後改良を要するところであるが、参考値と考えていただきたい。

図6.28は、NVの油膜圧力実測値⁶⁾で、プロペラ 1/6 回転中の圧力変動が大きく、圧力のピークが軸受の船尾端側と船首端側に周期的に発生している。

そして、1/6 回転中の平均圧力は船尾端が高い傾向にある。圧力ピークが船尾端、船首端で周期的に発生するのは、軸が右図のようなコニカル運動をしていることを示唆するものであろう。

図6.25(b)でもその様子が現われている。



6.3.3 実測値との比較

比較図は次の通りである。

図6.29 平均面圧の円周方向分布 (Ballast)

図6.30 軸方向分布 (Ballast)

図6.31 円周方向分布 (Load)

図6.32 軸方向分布 (Load)

図6.33 瞬間面圧の円周方向分布 (Ballast)

図6.34 軸方向分布 (Ballast)

図6.35 船尾端の油膜厚さ (Load)

平均面圧の計算値は平均外力を与えた計算から得られた面圧であり、瞬間面圧の計算値はプロペラ角θが0°と16°からとった。実測値は船首端が最大になる時(P1)と船尾端が最大になる時(P2)を表わした。

図6.29～図6.32によると、実測圧力のピークはほぼ軸受の直下にある。これに対する計算値は、偏角を考慮しないときは直下にあるが偏角を考慮すると、左側にずれて実測値から離れる傾向にあって、回転数が高ほど大である。

圧力の絶対値は、大変良く一致している。

低速時の船尾端では、実測値の方がはるかに低いが、図6.31、図6.32からわかるように、実側における圧力ピックアップの位置が悪く、最大値が計測できなかったことによるものと思われる。

図6.33、図6.34によると、瞬間面圧は計算と実測では分布の傾向が異なる。計算による圧力は、常に後端が高いが、実測値は船尾端と船首端に周期的にピークが現われる。

図6.35によると、船尾端の油膜厚さは良く一致している。

6.3.4 まとめ

平均油膜圧力を計算と実測で比較すると、油膜偏角を考慮しない場合の方が、分布の傾向、絶対値とも良く一致する。しかし、プロペラ1/6回転中の瞬間油膜圧力は、計算と実測では大変異なった傾向を示す。

高速時の瞬間圧力については、油のスクイズ作用を考えなければ計算できないことを示すものであろう。

しかし、低速時ではプロペラ外力が小さく、軸のコニカル運動も小さいので、ここで用いた静的計算法でも良いのではないかと考える。

なお、回転数に対する船尾端の油膜厚さは実測値に良く合っている。

参考資料

- 1) 小野、他 船尾管軸受の油膜形成を考慮した軸系計算法

三菱重工技報 Vol. 12 No. 1 昭和 50・1

- 2) SR143 49年度報告書 研究資料No.225 昭和 50・3

- 3) 春日丸軸系挙動に関する実船試験結果 SR167 第3回委員会資料・委3-1

- 4) SR142 49年度報告書 研究資料No.224 昭和 50・3

- 5) V船のプロペラ起振力計算 SR167 第5回委員会資料・委5-4

- 6) 船尾管軸受油膜圧力・油膜厚さの計算値と実測値の比較

(NVからの入手資料) SR167 第2回委員会資料・委2-5

表 6.1 対象船主要目

要 目	K 船	V 船	N V 船
船種	二軸コンテナ	二軸コンテナ	一軸タンカー
船体 Lpp (m)	27.3.0	24.8.0	
B (m)	3.2.3	3.2.2	
D (m)	24.3	19.9.0	
載荷 (DWT)	41,000 (57,500 GT)	35,021 (52,370 GT)	28,5000
速力 (Knots)	25.9	25.9	15.6 (Load) 17.75 (Ballast)
主機基数	タービン 2	ディーゼル 2	タービン 1
出力 (PS)	40,000 × 2	40,000 × 2	34,470
回転数 (rpm)	135	110	80
プロペラ翼数	5	5	6
直 径 (m)	6.5	7.0	9.0
重 量 Dry(t)	34.3	36.5	57.6
プロペラ軸 軸数	2	2	1
直 径 (mm)	740	860	836
船尾から見た軸の回転方向	○ ○	○ ○	○ ↓

表 6.2 プロペラ外力平均値(K船、右舷)

航 行 状 態	サイドフォース (t)		曲げモーメント (t・m)	
	Fx	Fy	Mx	My
平水中・前進(135 rpm)	-16.79	-7.10	31.80	-91.78
右35° 旋回(118 rpm)	0.98	-4.95	23.05	-1.16
左35° 旋回(118 rpm)	-21.68	-4.93	22.73	-114.08

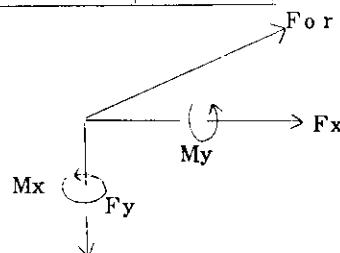


表 6.3 Bossing 後端のFlexibility (K船、右舷)

単位 : mm / 100トン

荷重方向 変位方向	x	y
x	0.723	-0.486
y	-0.486	0.723

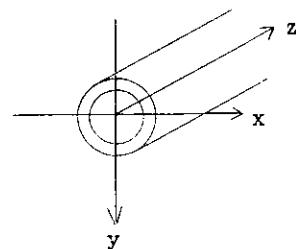


表 6.5 Bossing 後端のFlexibility (V船、右舷)

単位 : mm / 100トン

荷重方向 変位方向	x	y
x	1.47	-1.09
y	-1.19	1.28

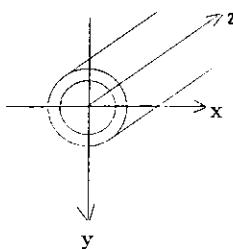


表 6.4 プロペラ外力 (V 船、右舷)

計算法	プロペラ条件	サイドフォース (t)		モーメント (t·m)	
		Fx	Fy	Mx	My
非定常	109 rpm 平均	-21.49	-3.42	11.89	-61.69
	109 rpm $\theta = 0^\circ$	-21.58	1.95	-2.90	-58.56
	" $\theta = 10^\circ$	-18.97	1.16	-7.25	-69.98
	" $\theta = 37^\circ$	-21.95	-8.78	27.54	-59.86
	" $\theta = 50^\circ$	-23.65	-8.24	31.31	-54.21
準定常 ^{※1}	109 rpm 平均	-17.86	-12.58	36.93	-62.25
準定常 ^{※2}	110 rpm 平均	-17.8	-17.5	38.02	-80.74

※1 三菱の計算

※2 石橋の計算

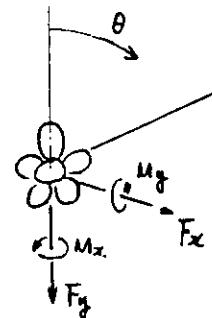
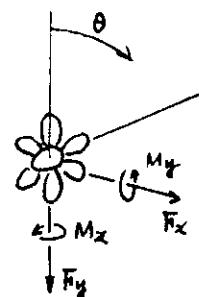


表 6.6 プロペラ外力 (NV 船)

載荷条件	プロペラ条件	サイドフォース (t)		モーメント (t·m)	
		Fx	Fy	Mx	My
Ballast	80 rpm 平均	-0.80	0.165	-1.71	-9.08
	80 rpm $\theta = 0^\circ$	-1.98	0.26	-2.62	-22.11
	" $\theta = 10^\circ$	0.15	0.46	-5.14	-2.30
	" $\theta = 50^\circ$	0.37	0.01	-0.25	-4.22
Load	80 rpm 平均	-2.85	-0.95	9.5	-35.5
	80 rpm $\theta = 6^\circ$	-1.60	-0.61	4.86	-17.29
	" $\theta = 20^\circ$	-3.47	-0.22	0.68	-41.42
	" $\theta = 32^\circ$	-4.10	-0.99	9.89	-48.80
	" $\theta = 50^\circ$	-1.89	-1.69	18.06	-21.16



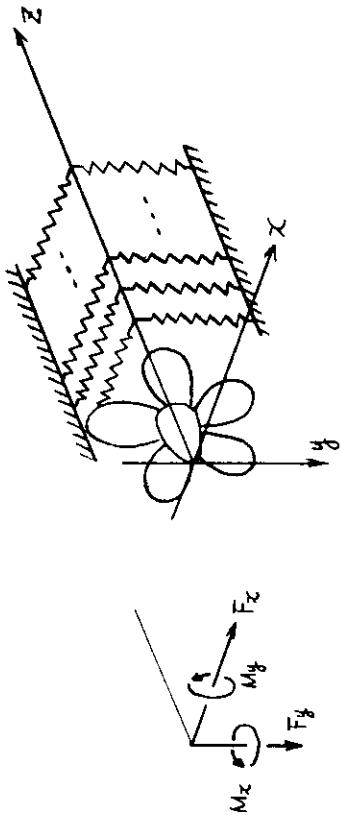


図 6.1 座標系および外力の向き

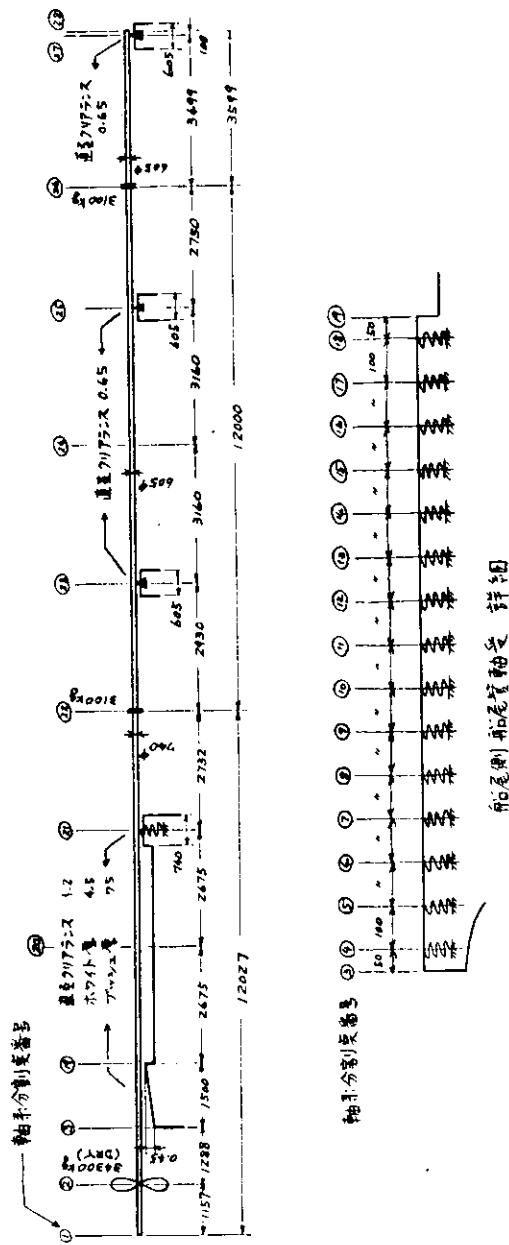


圖 6.2 軸系 (K 船、右舷)

軸系傳動：ストレートアライメント
ZD-74ホーリング D-0.45 / 1500

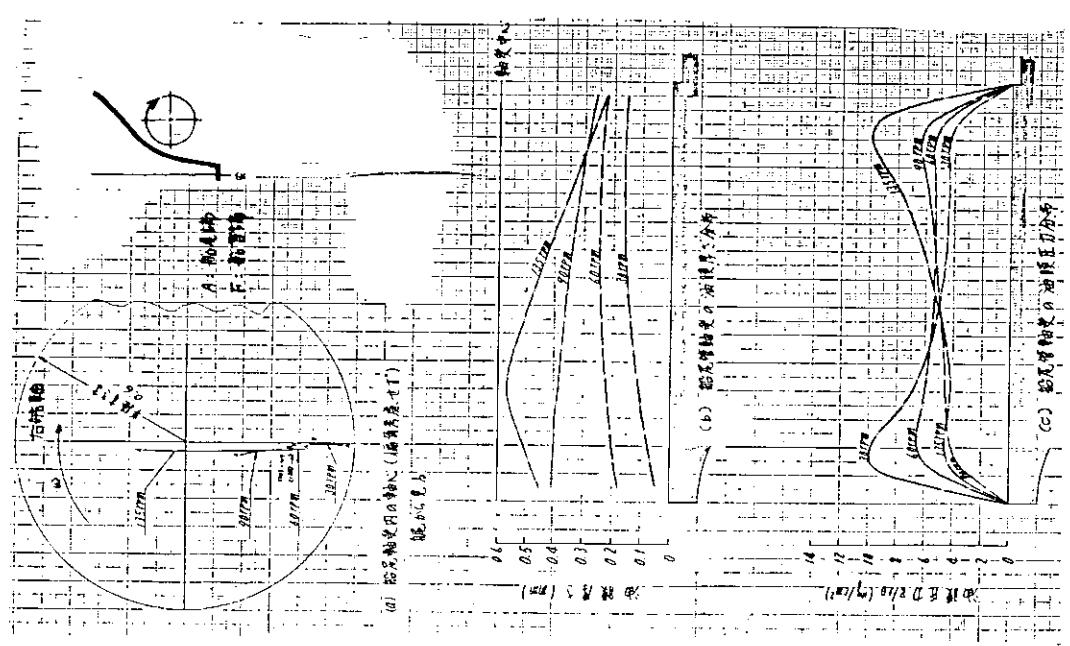


図 6.3 平水前進時の軸心および油膜 (K船、右舷)

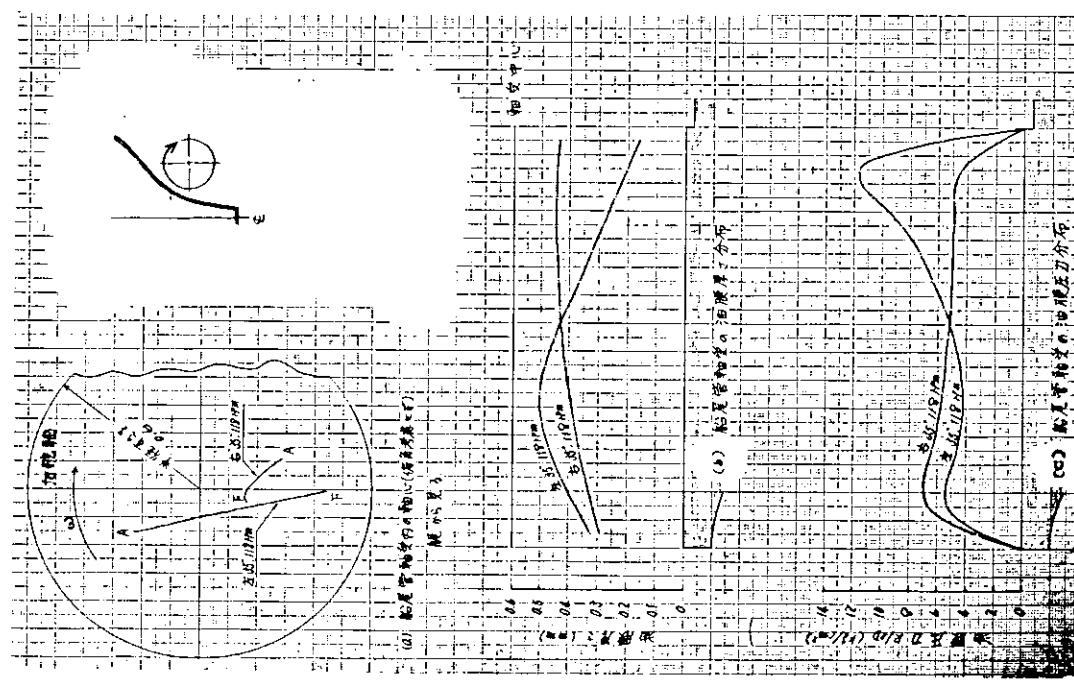


図 6.4 旋回時の軸心および油膜 (K船、右舷)

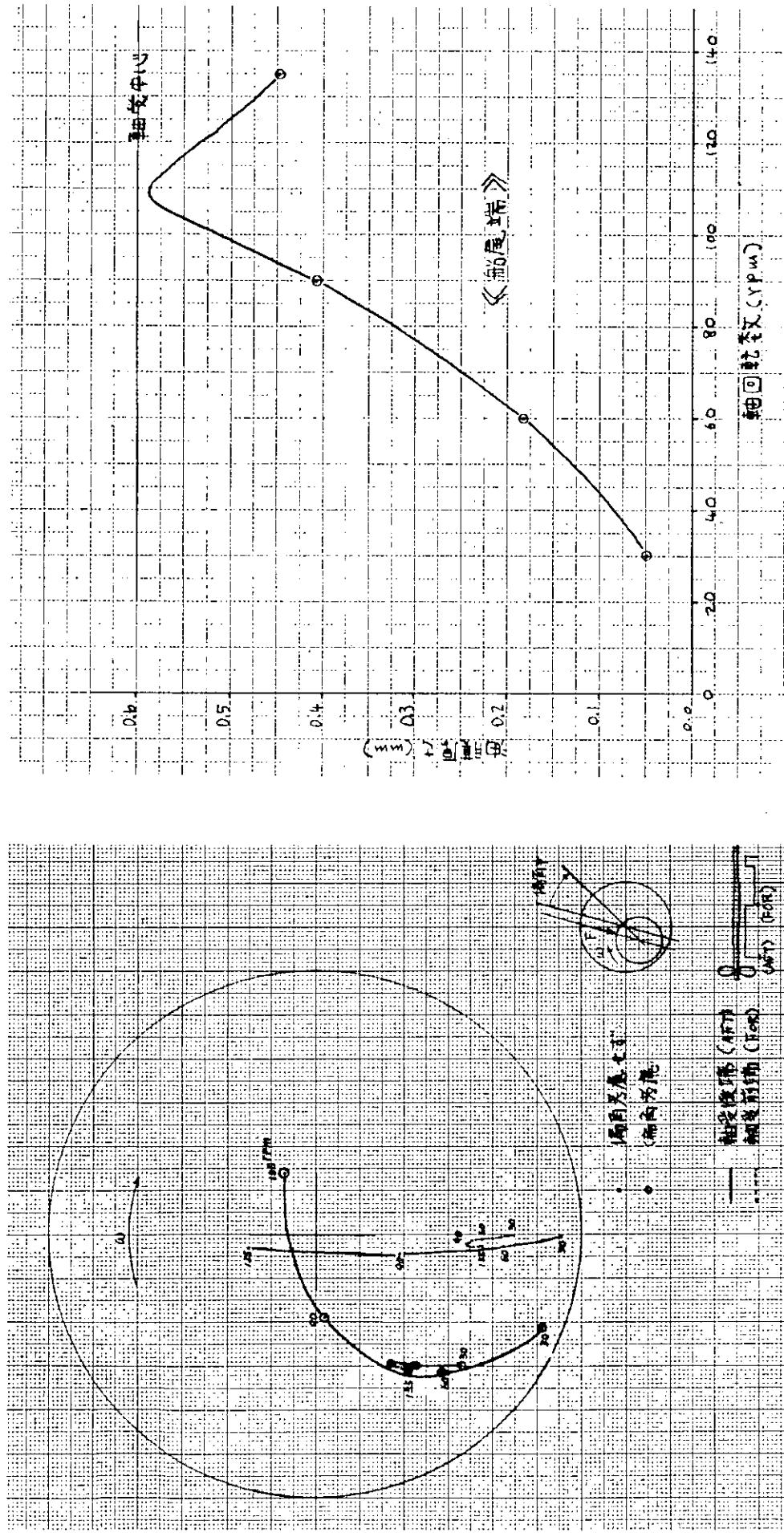


図 6.5 平水前進時の油膜厚さと純回転数の関係 (K船、右舷)

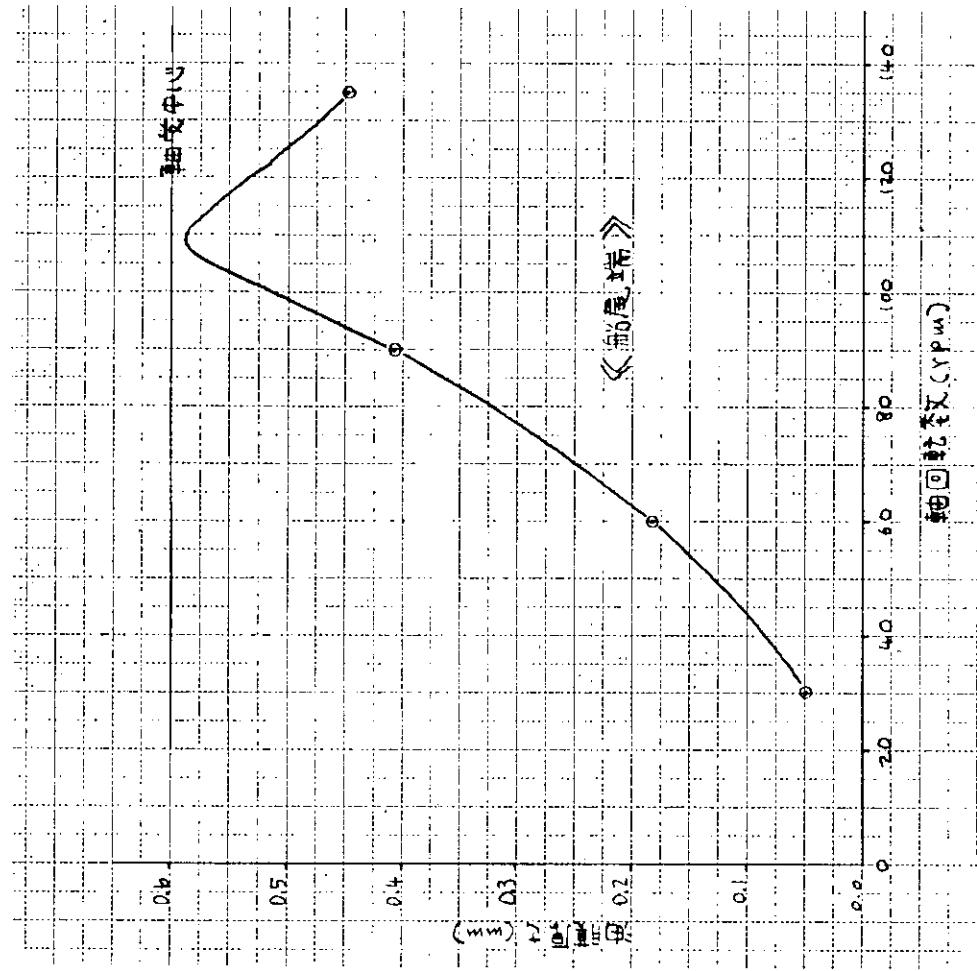
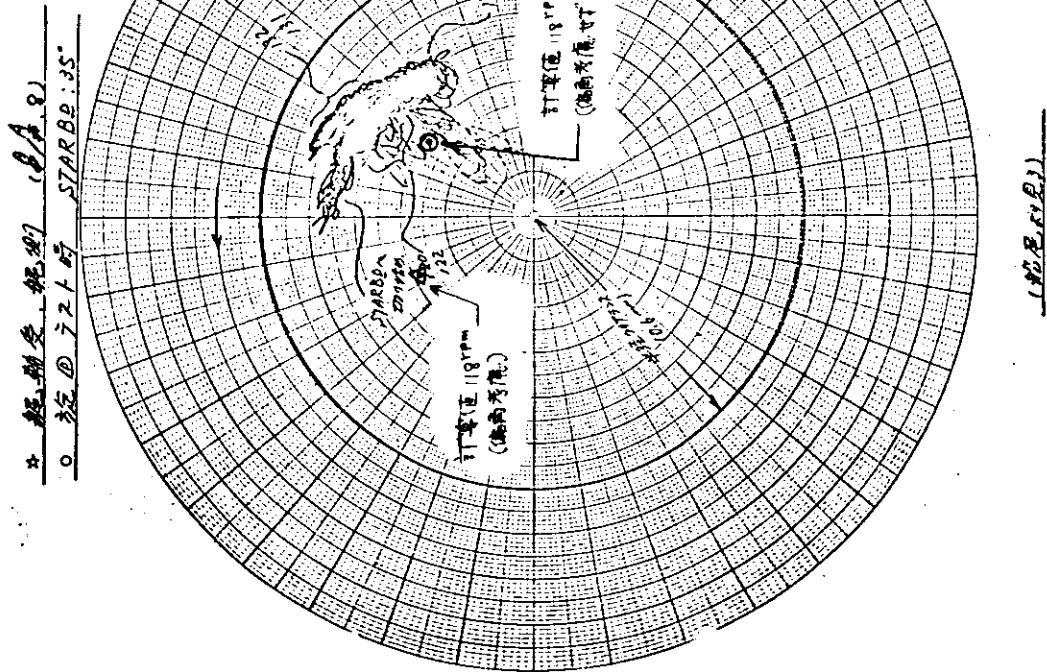
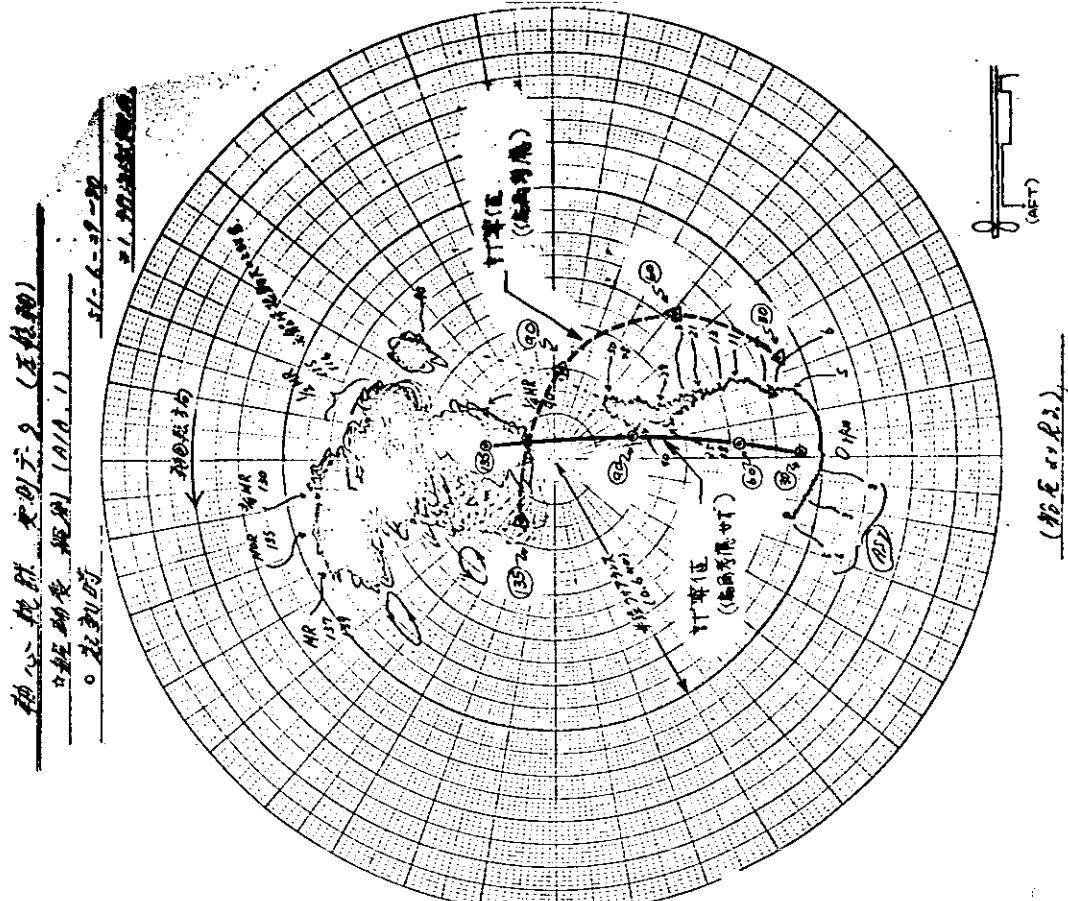


図 6.6 平水前進時の油膜厚さと純回転数の関係 (K船)



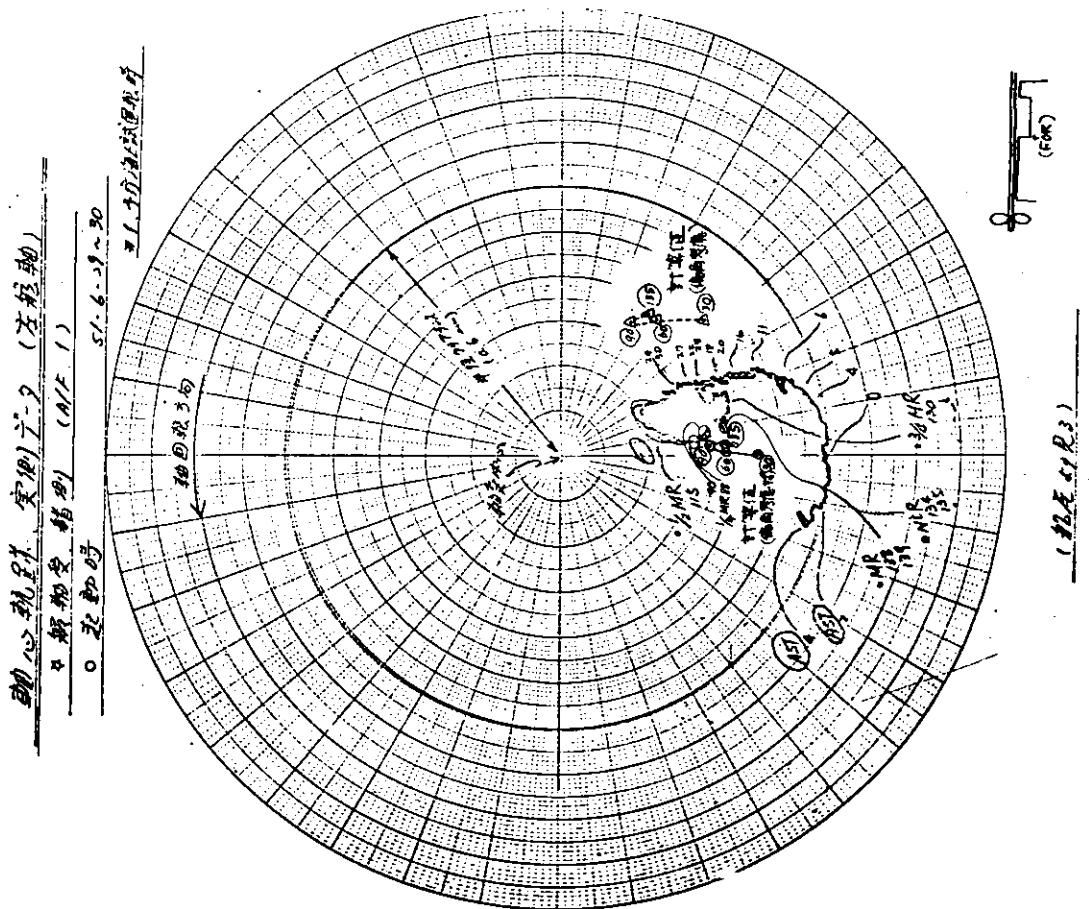


図 6.10 平水前進時の実側面軸心軌跡との比較 FOR (K 船、左舷)

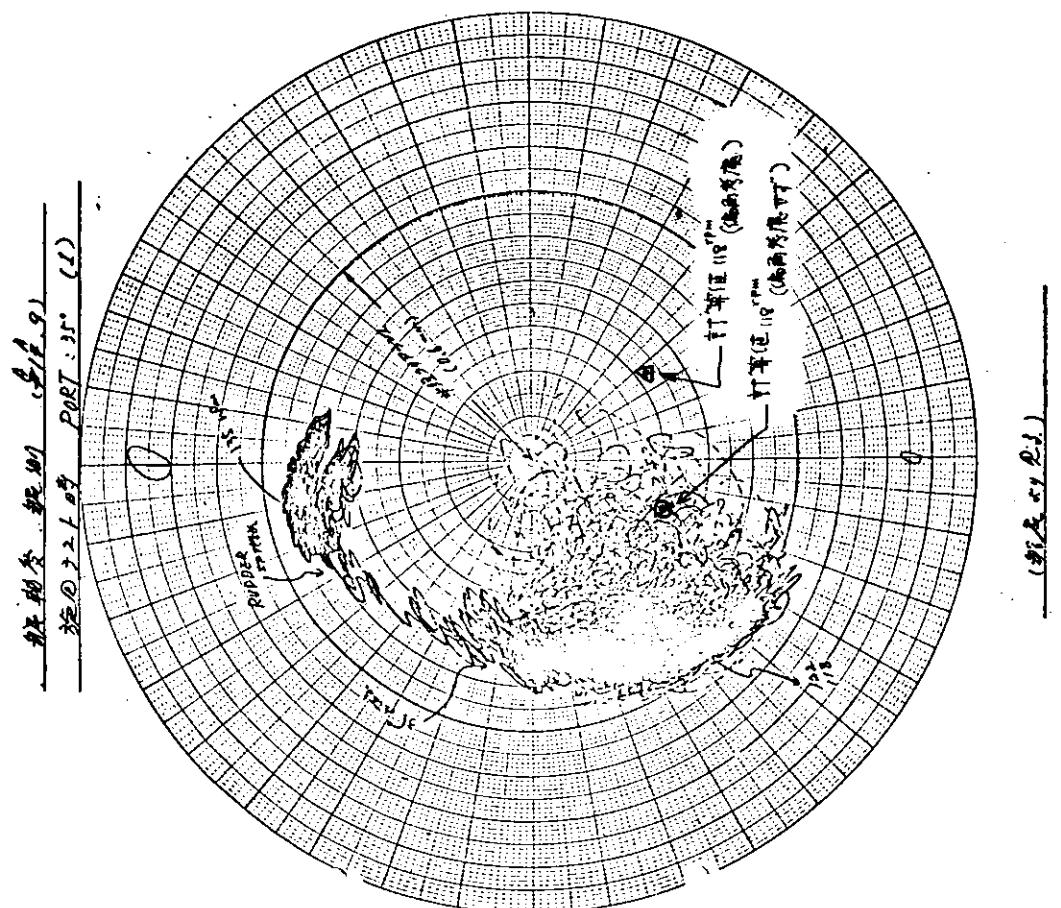


図 6.9 左 35° 旋回時の実側面軸心軌跡との比較 AFT (K 船、左舷)

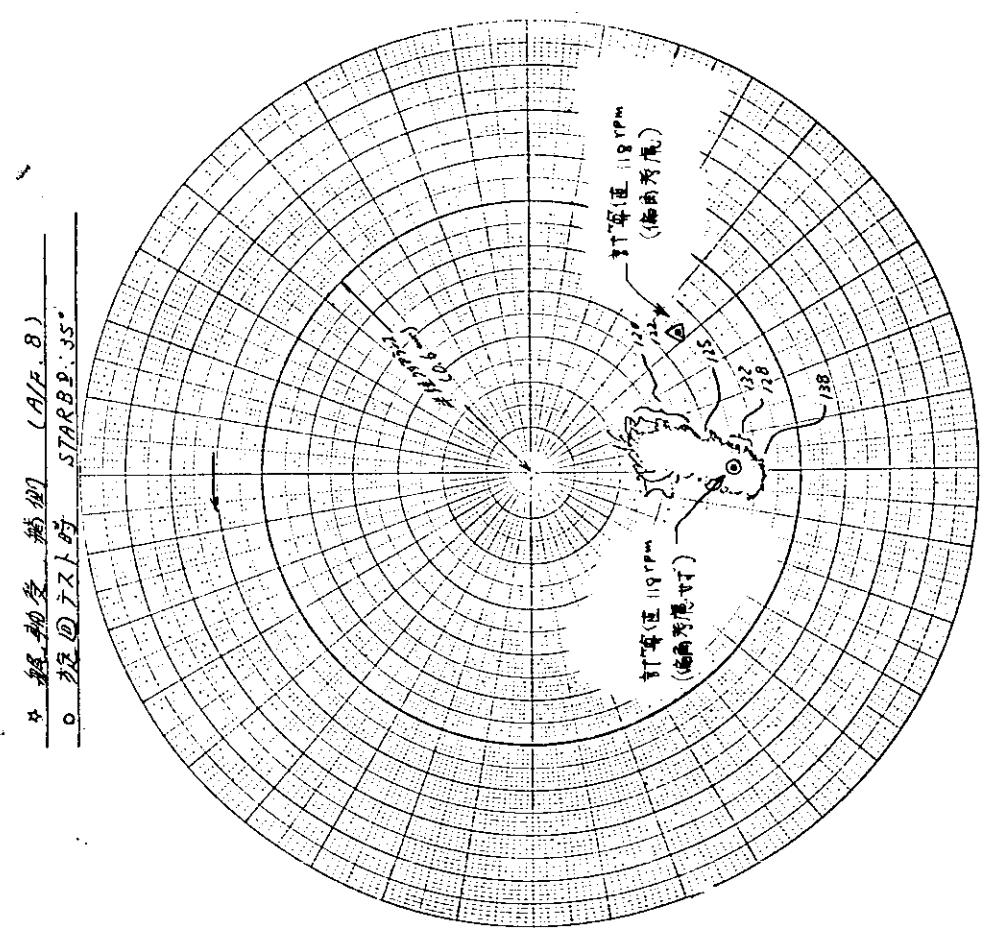


図 6.1 1 右 35° 旋回時の実測軸心軌跡との比較FOR (K船、右舷)

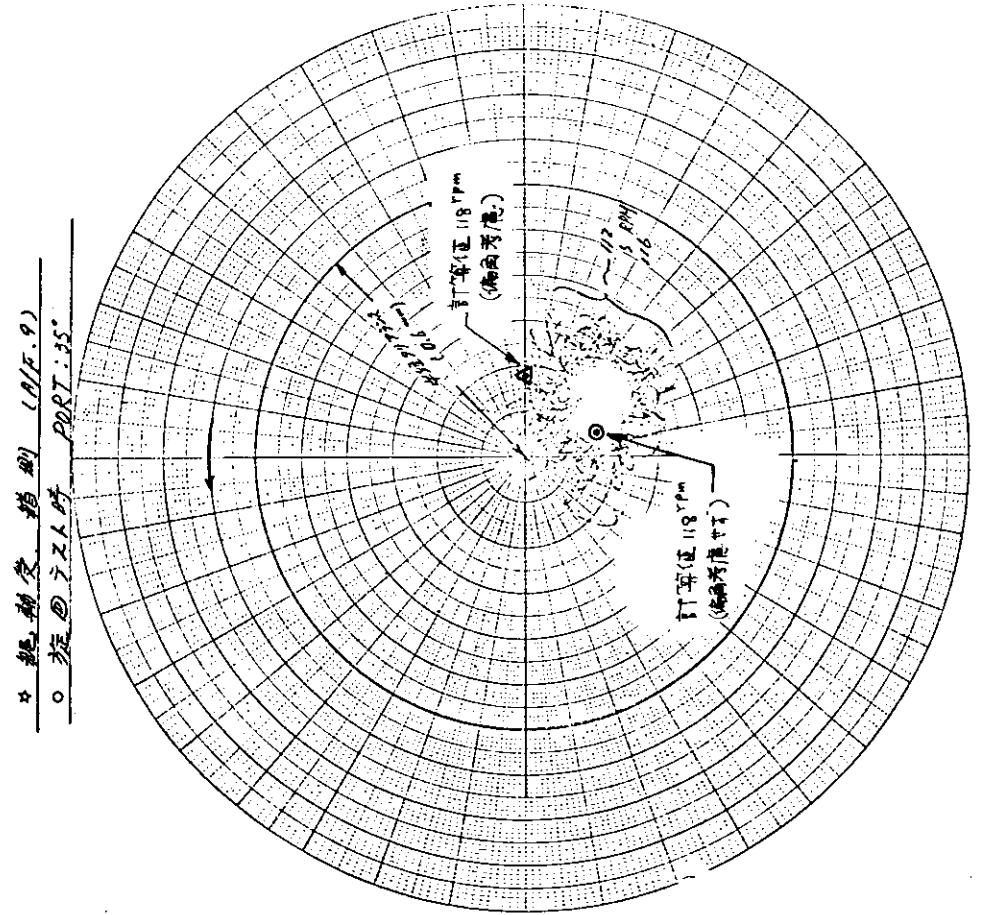


図 6.1 2 左 35° 旋回時の実測軸心軌跡との比較FOR (K船、左舷)

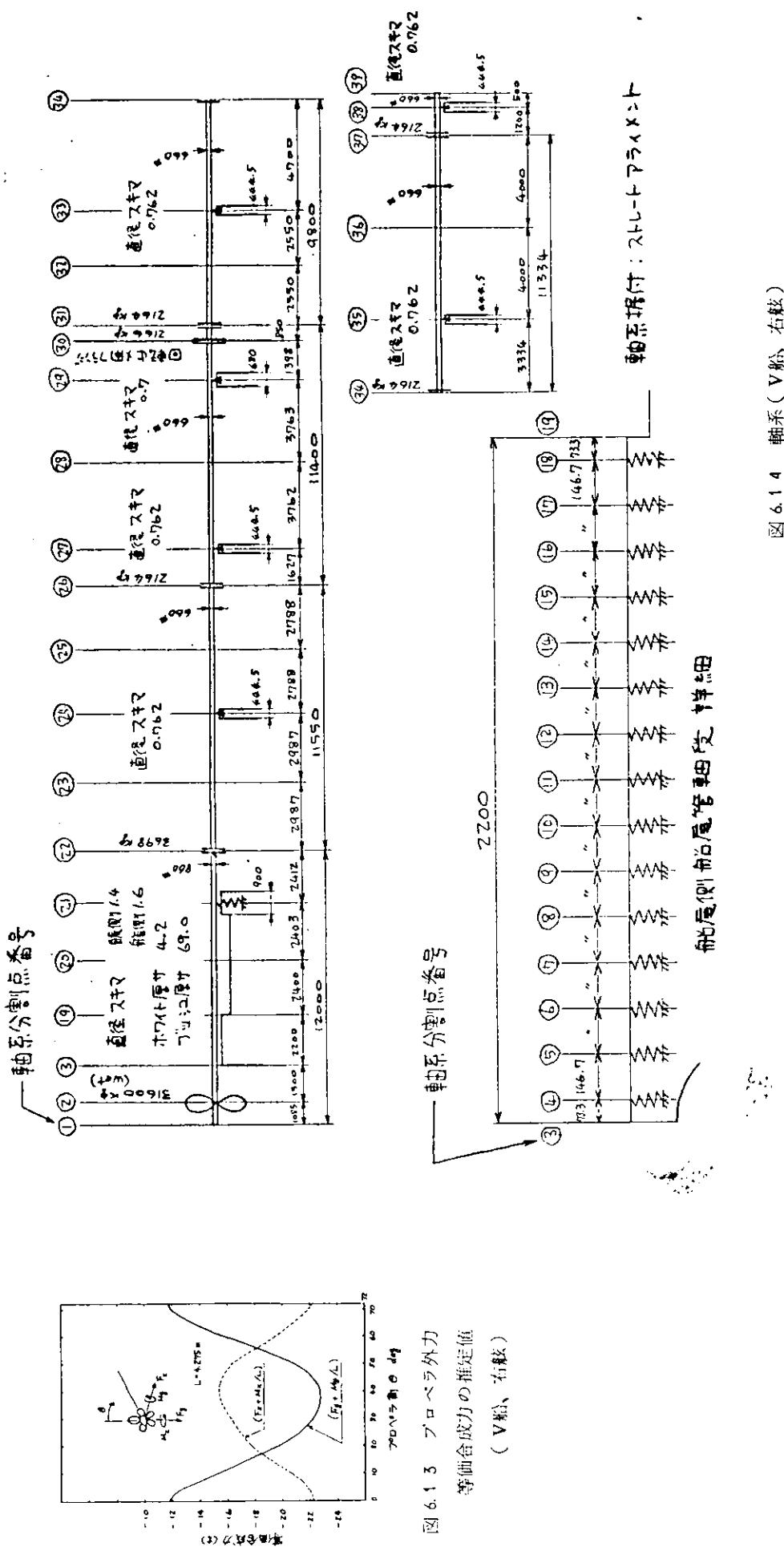


図 6.13 プロペラ外力
等価合成力の推定値
(V 構、右舷)

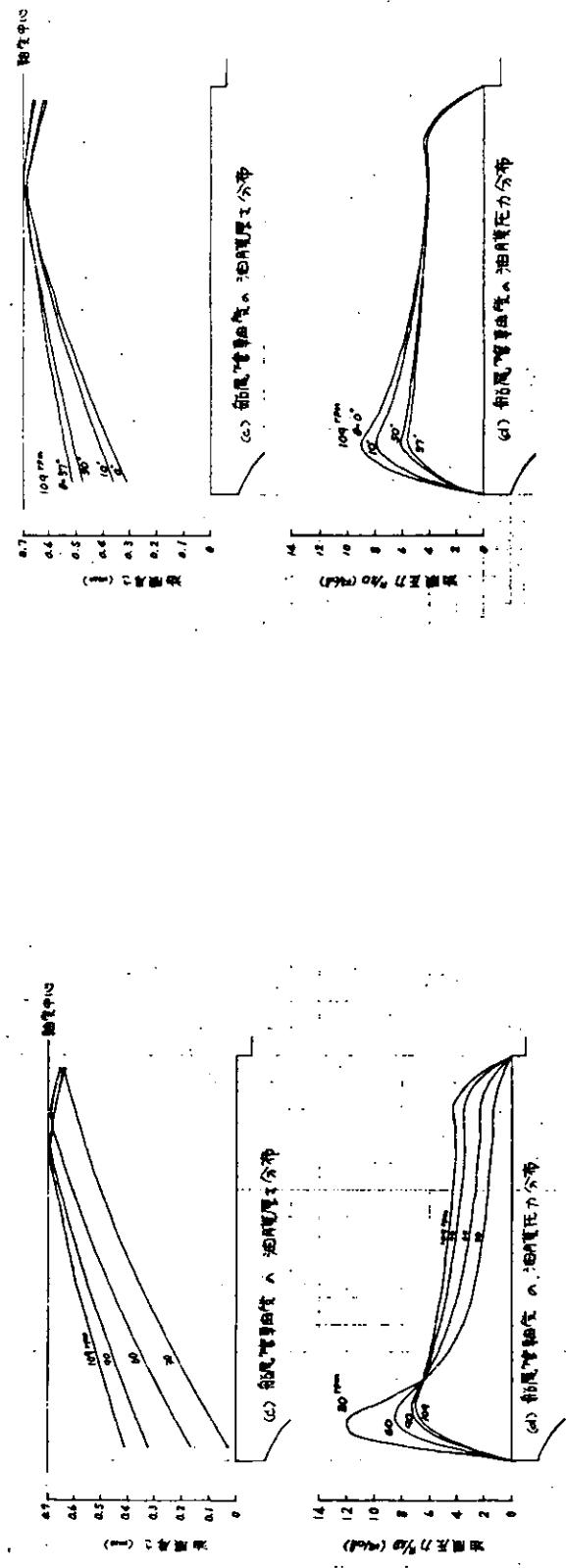
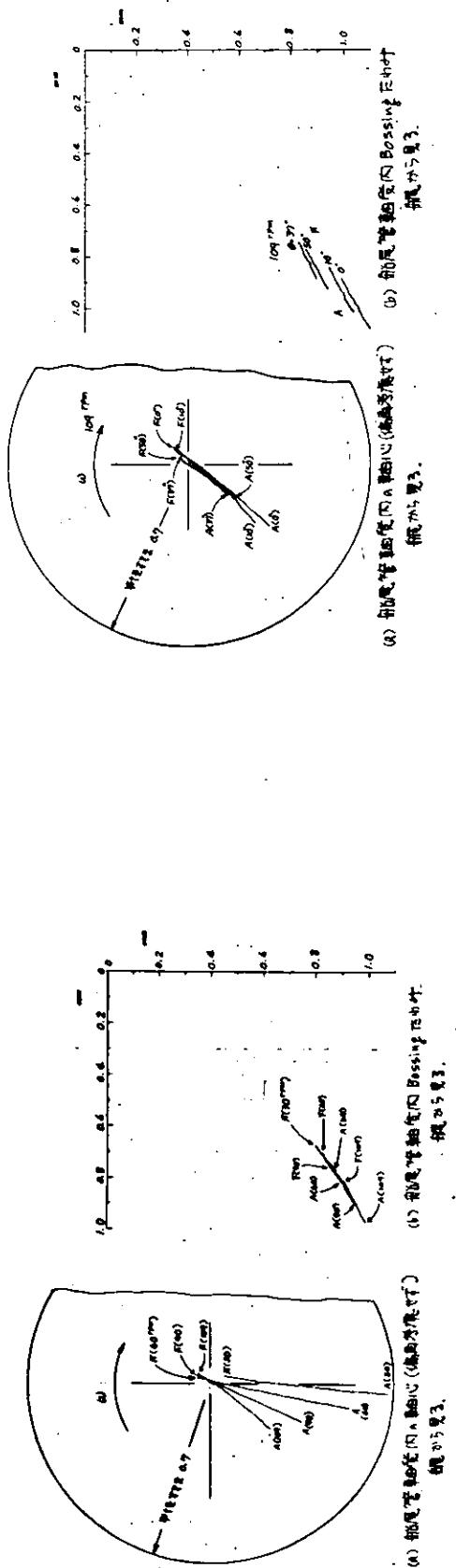


図 6.15 軸心・油膜の回転数との関係 (V字、右角)

図 6.16 軸心・油膜のアロペラ角θとの関係 (V字、右角)

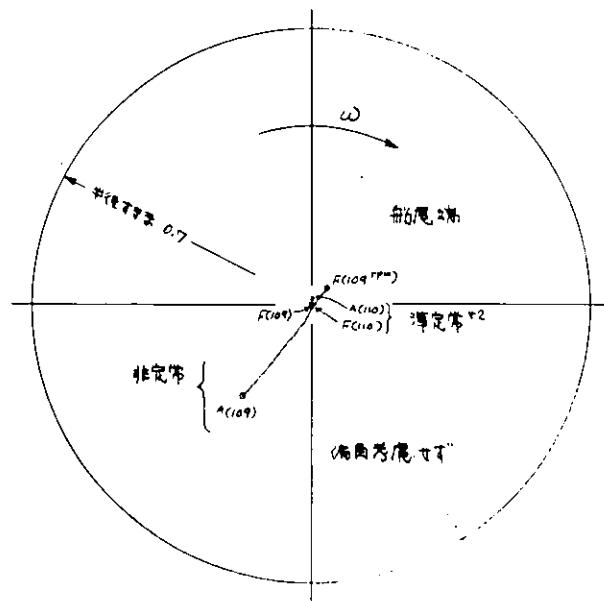


図 6.1.7 プロペラ外力計算法の相違による軸心(V船、右舷)

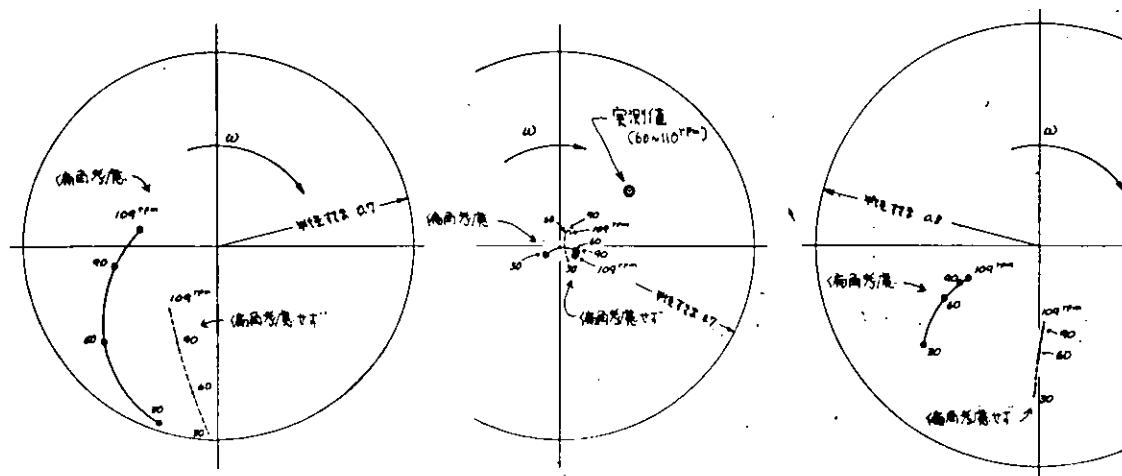


図 6.1.8 軸心軌跡(V船、右舷)

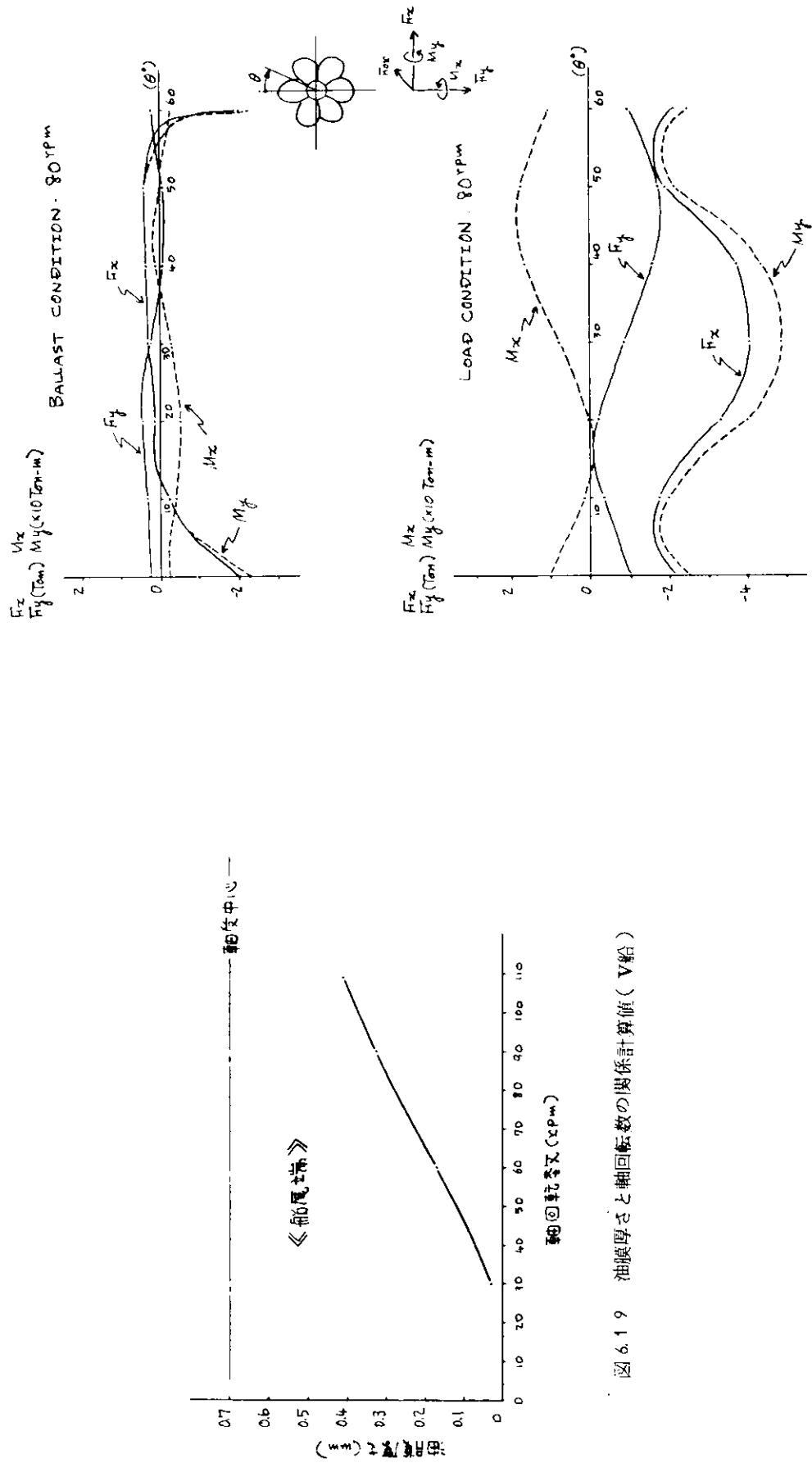


図 6.20 プロペラ外力 80 rpm (NW船)

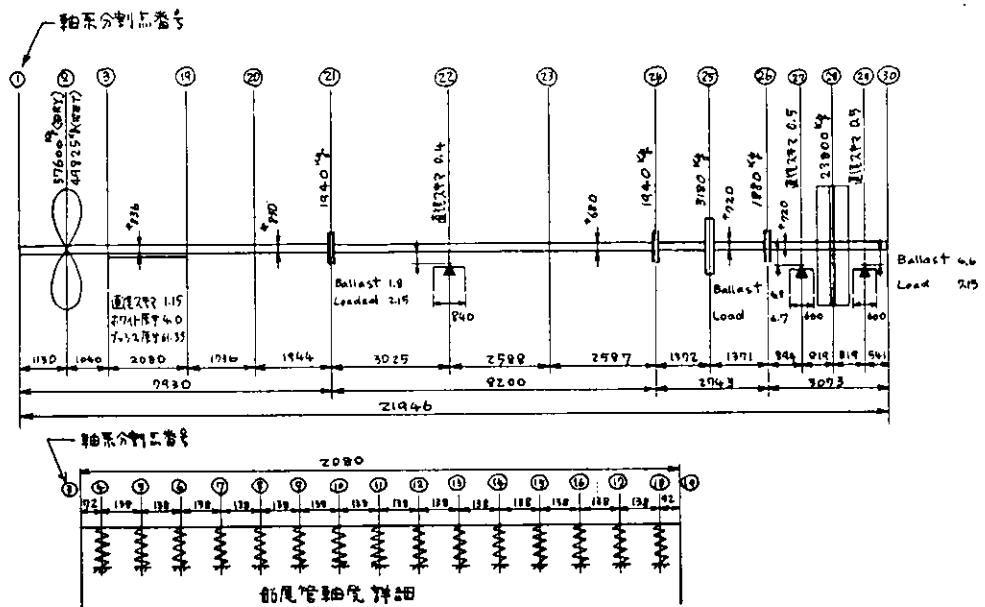


図 6.2.1 軸系 (NV 船)

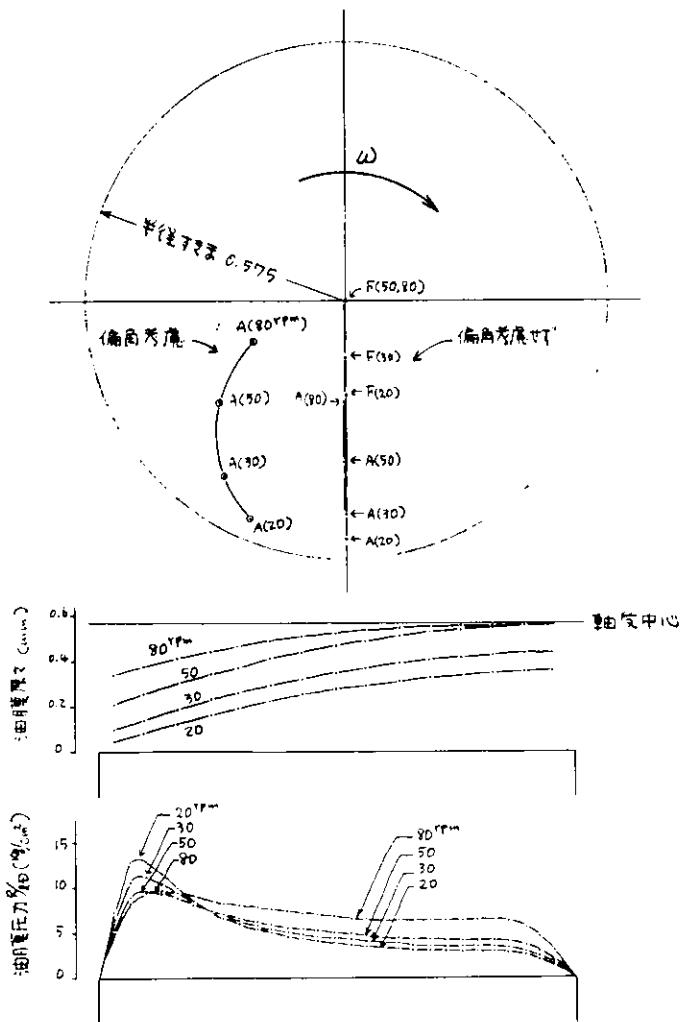


図 6.2.2 軸心・油膜の軸回転数との関係 Ballast (NV 船)

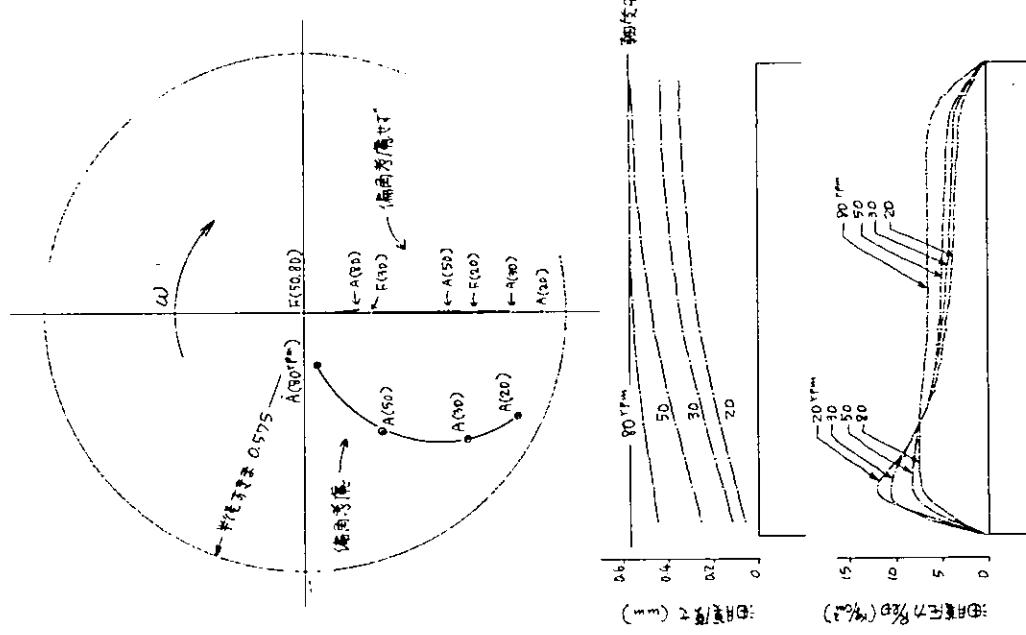


図 6.2.3 軸心・油膜の軸回転数との関係 Load (NV船)

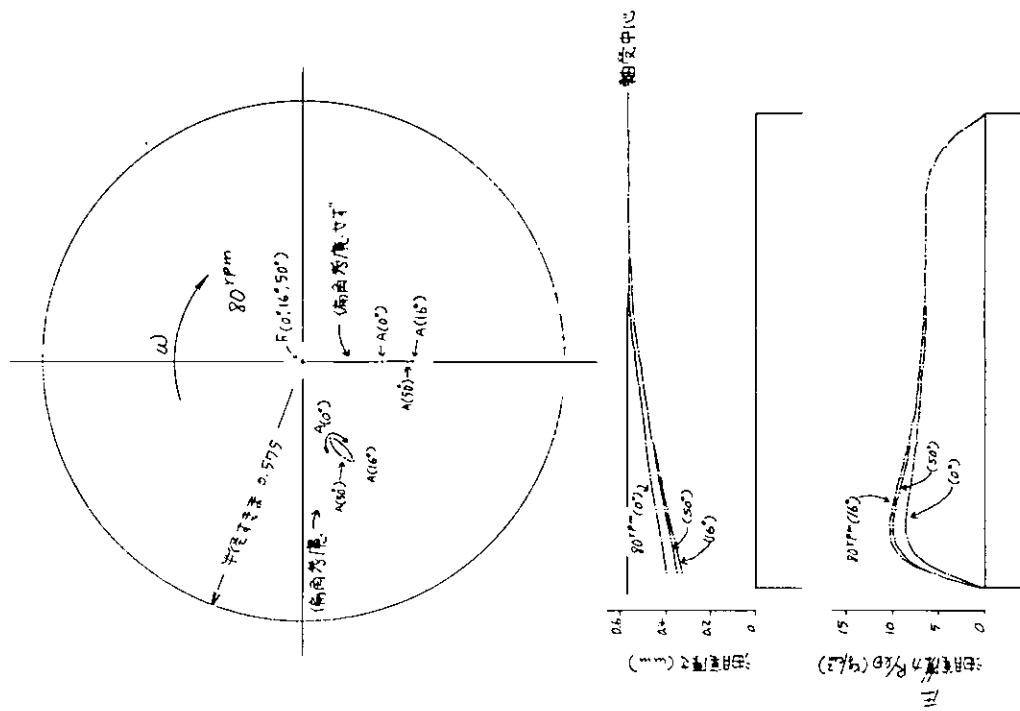


図 6.2.4 軸心・油膜のプロペラ角 θ との関係 Ballast (NV船)

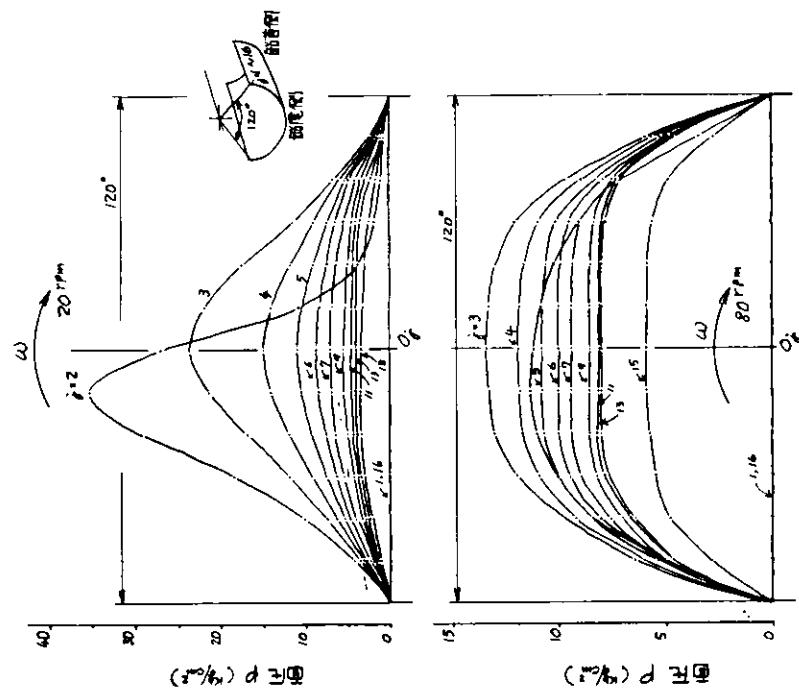
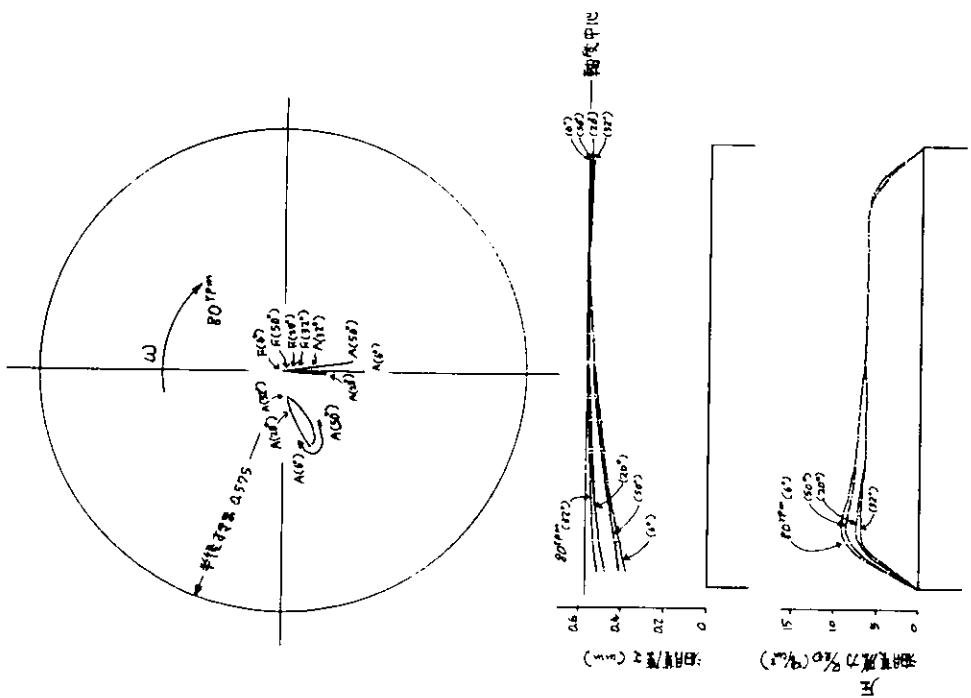


図 6.2-6 軸受曲面の油膜圧力分布 Ballast 平均外力(NV給)



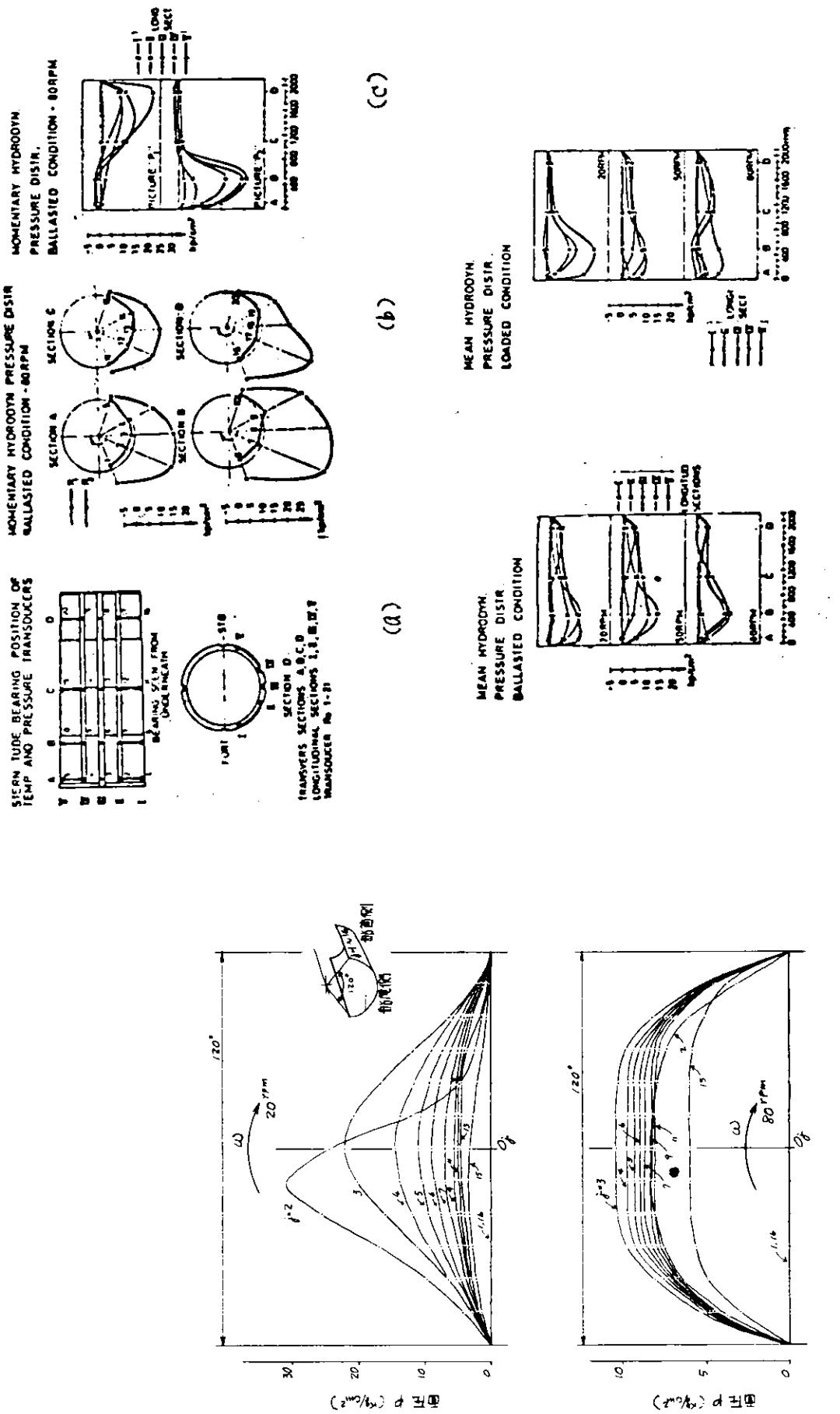


図 6.2.7 軸受曲面の油膜圧力分布 Load 平均外力 (NV 組)

図 6.2.8 油膜圧力の実測値 (NV 組)

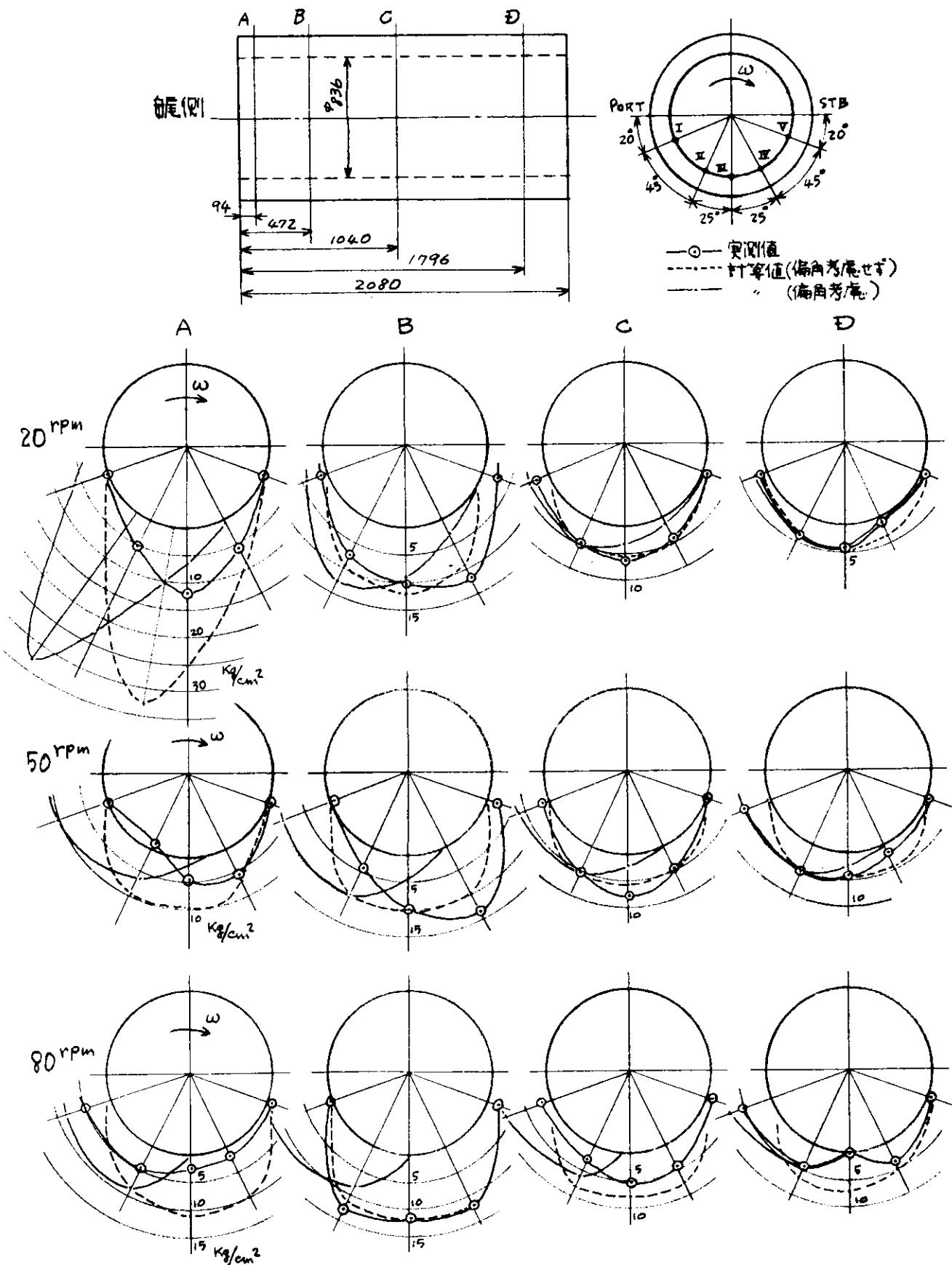


図 6.29 実測油膜圧力との比較 周方向分布 Ballast 平均値 (N.V.船)

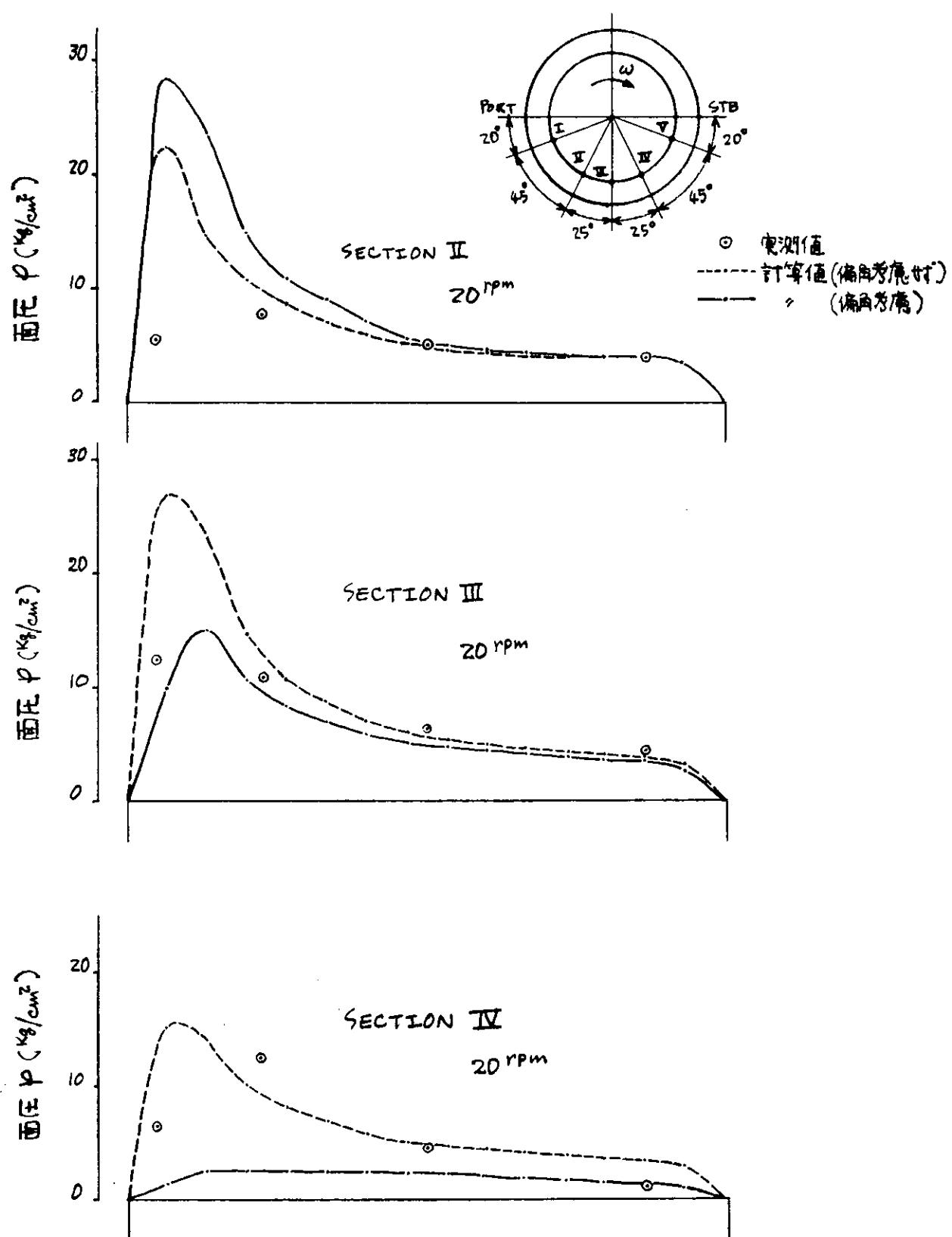


図 6.30 實測油膜圧力との比較 軸方向分布 Ballast 平均値 (NV船)

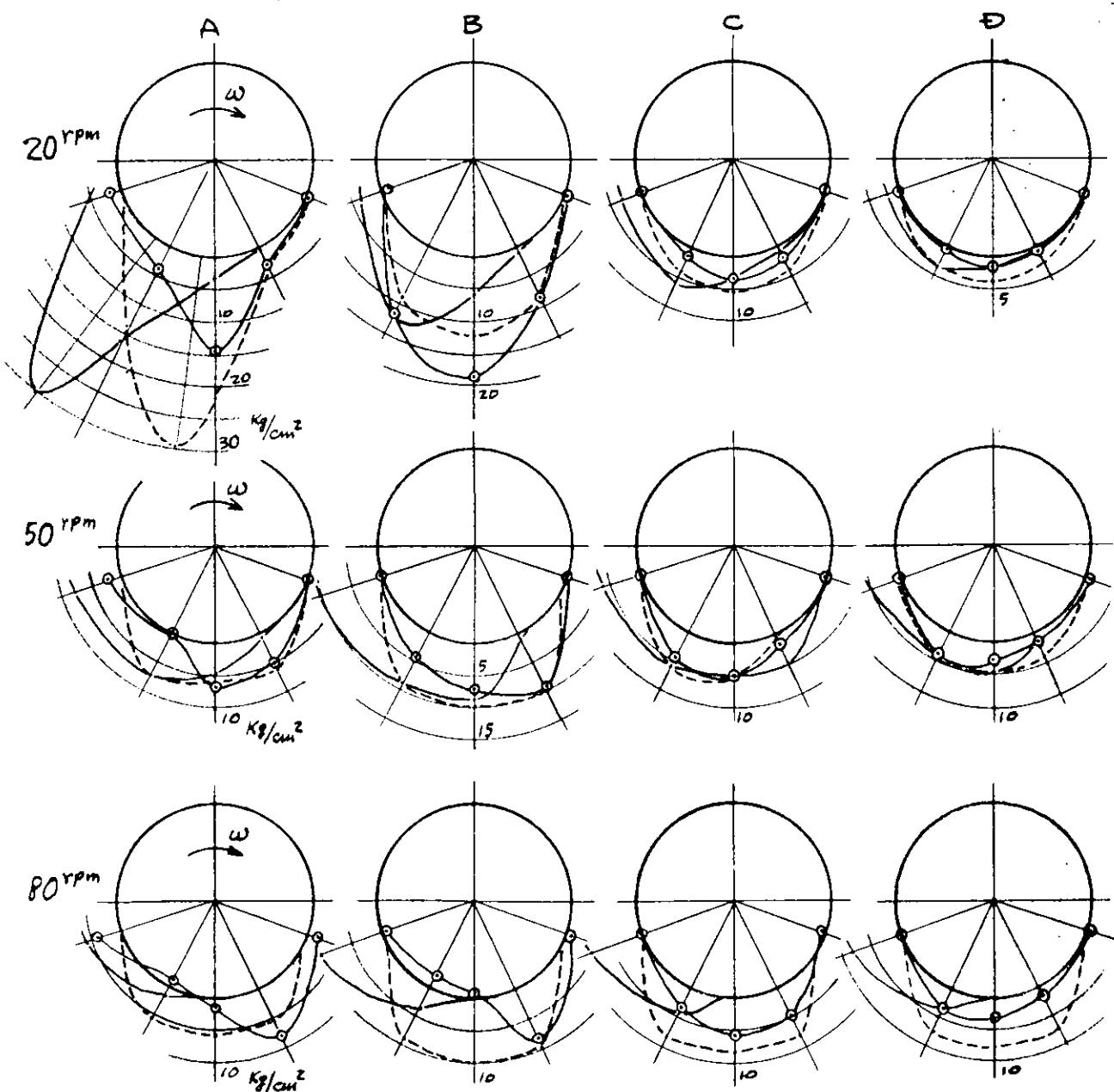
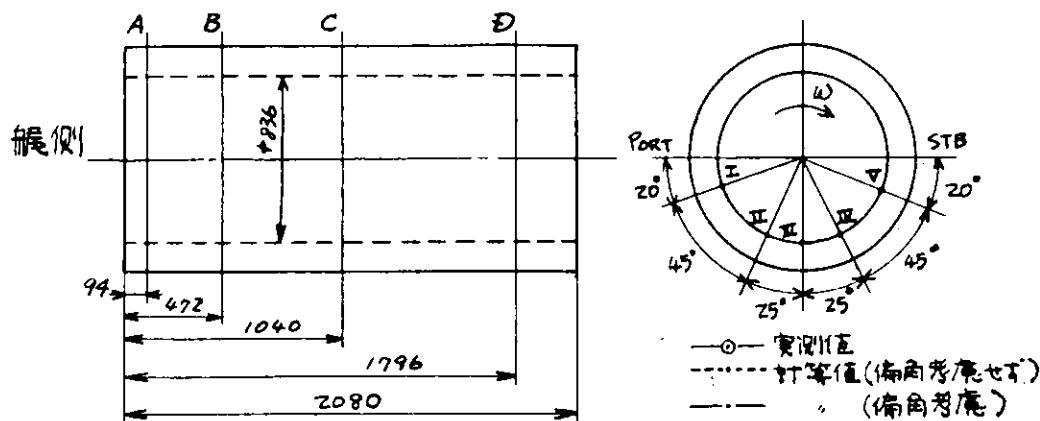


図 6.3.1 実測油膜圧力との比較 周方向分布 Load 平均値 (NV船)

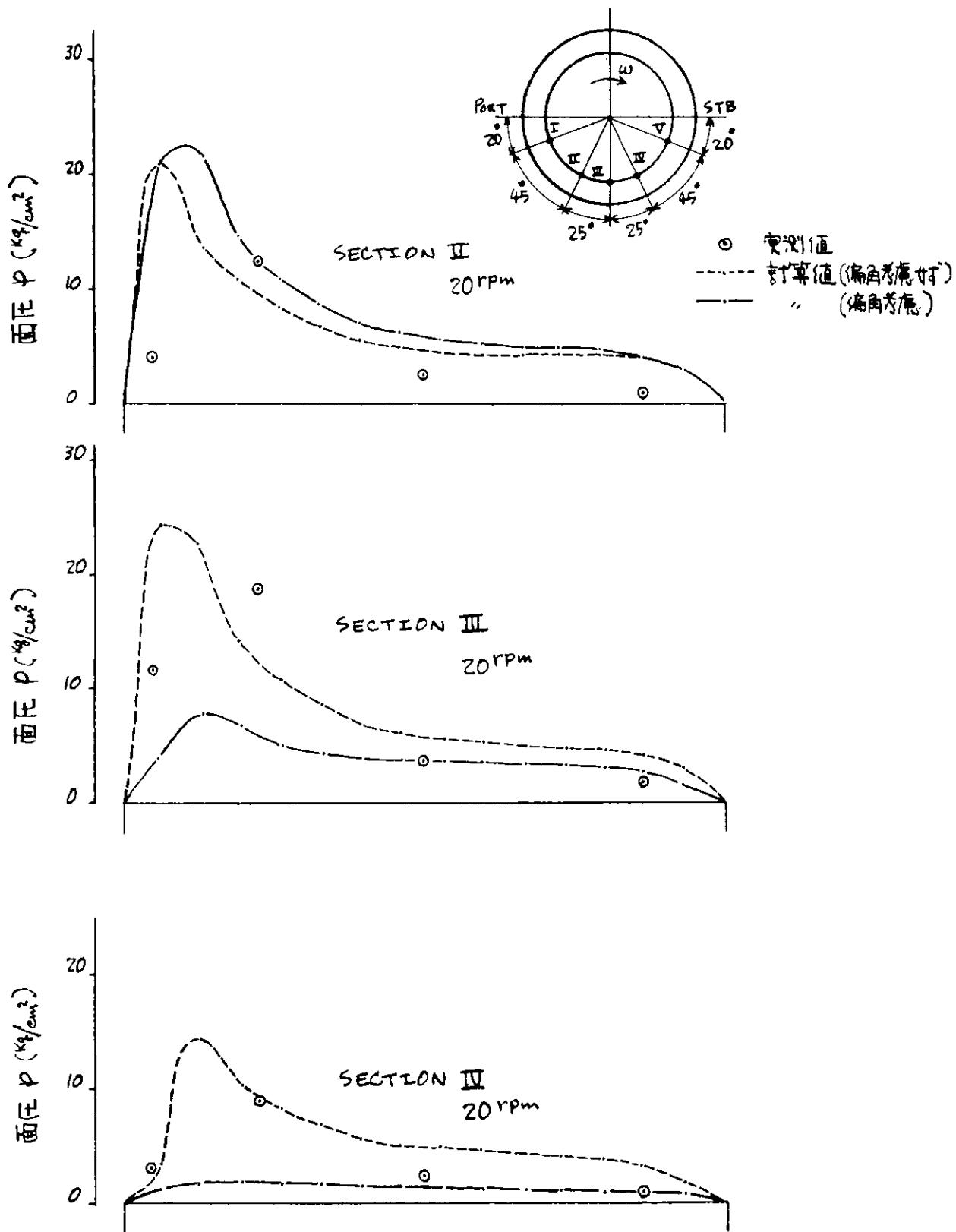


図 6-3.2 実測油膜圧力との比較 油方向分布 Load (N V船)

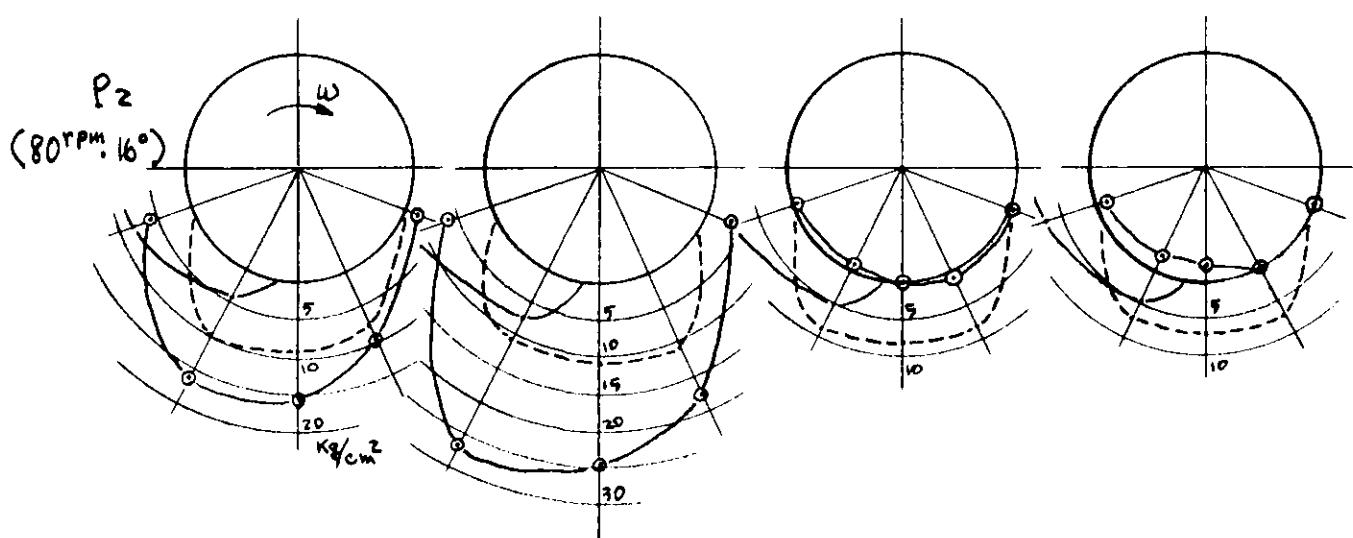
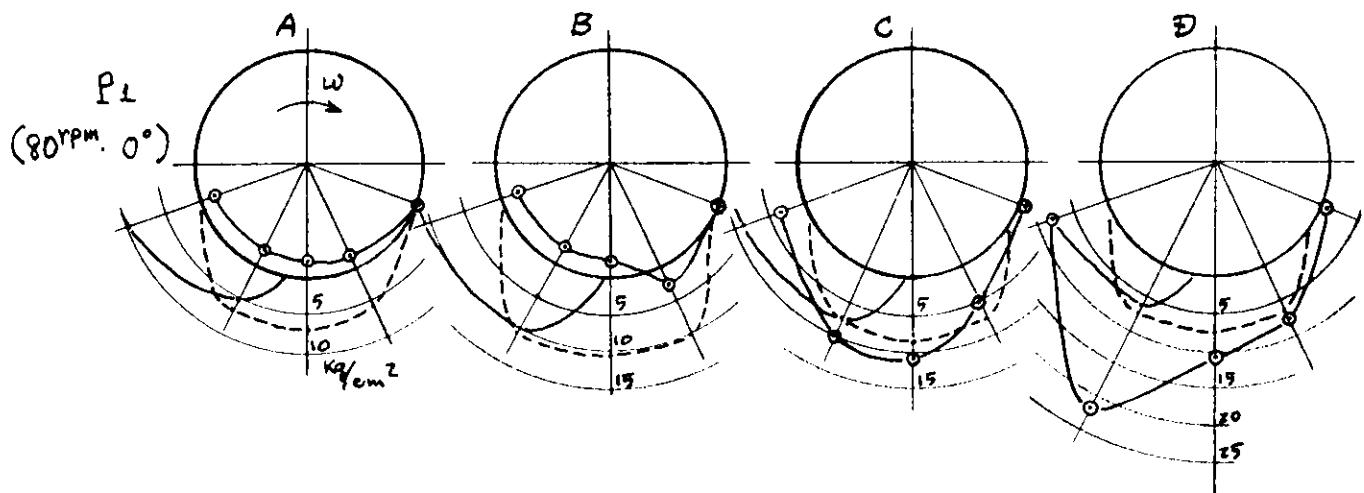
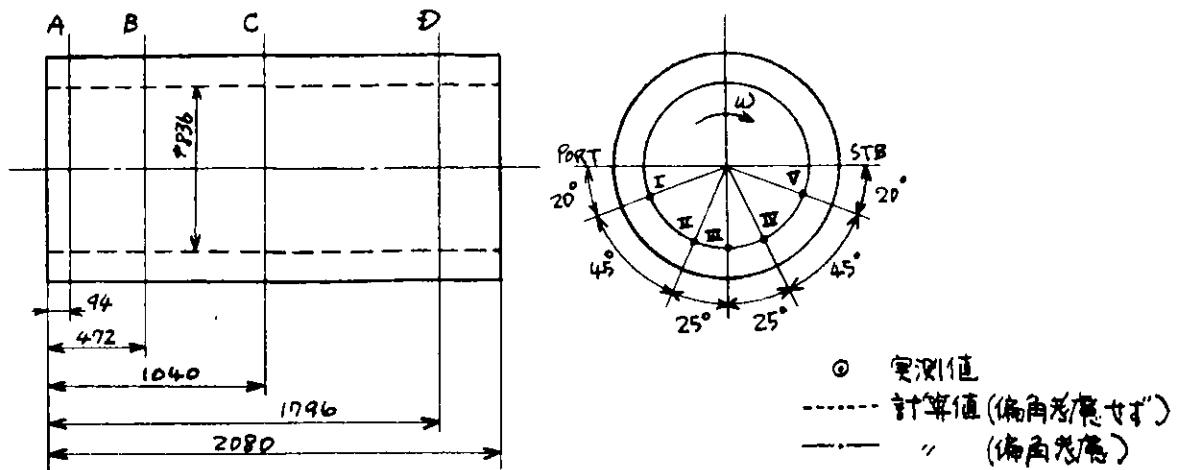


図 6.3.5 実測油膜圧力との比較 周方向分布 Ballast 瞬間値 (NV船)

図 6.3.5 油膜厚さと軸回転数の関係(NV船)

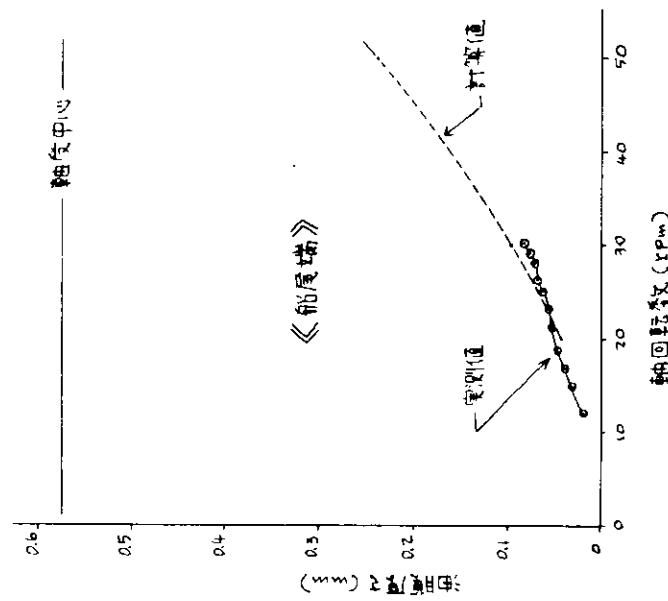
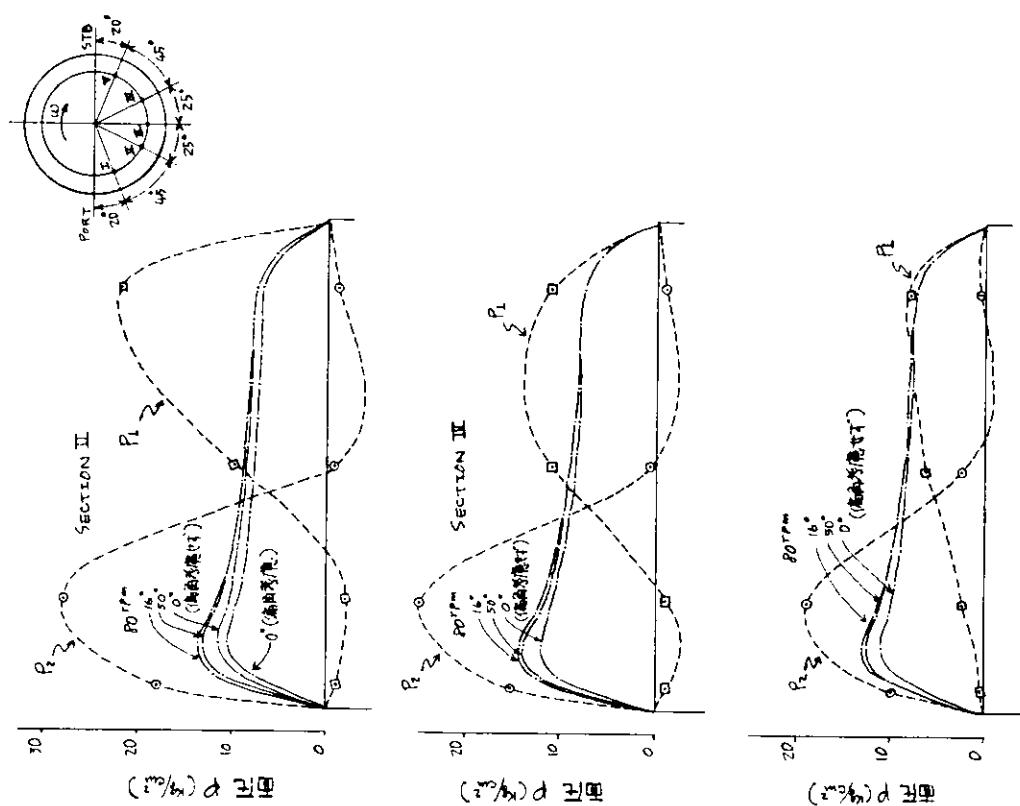


図 6.3.4 実測油膜圧力との比較 軸方向分布 (NV船) 開口値 (NV船)



7. 結 言

本研究にさきだつ S R 143 部会において懸案となっていた 2 件の内、船尾隔壁の船体ドラフトによる撓みの静的軸系アライメントに対する影響は、F E Mによって解析した結果によると、充分考慮すべき程度に発生することが判明した。

他の一件である、動的軸系アライメントに重大なる影響を及ぼすプロペラ外力の計算方法の確立は実船による計測例の不足と研究所、各会社による解析結果の不一致によって、解明できたという段階までは行かなかったが、ある程度の指針を与えることができるようになつた。

今後さらに実船による実測が進められ確実なる解析方法が確立されることが望まれる。

本研究は、完全に軸系アライメントの問題を解決するに至ったとは言えないまでも大型タンカー、高速コンテナばかりでなく軸系アライメントの問題が発生すると予期されるすべての船型に対して相当程度有効な参考となるであろう。