

日本船舶振興会 昭和45年度補助事業
"船舶の構造・性能に関する基礎的研究"

研究資料 No. 131

第114研究部会

推進軸系の設計条件に関する研究

報 告 書

昭和46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45年度補助事業「船舶の構造・性能に関する基礎的研究」の一部として日本造船研究協会第114研究部会においてとりまとめたものである。

本研究部会の委員は次のとおりである。

第114研究部会委員名簿（敬称略、五十音順）

部会長	小泉磐夫（東京大学）	久米宏（日本海事協会）
幹事	植田靖夫（船舶技術研究所）	葉山真治（東京大学）
	森玄三（神戸製鋼所）	鷲見倫一（三菱重工業）
	渡辺精三（日立造船）	青木通（中越ワウケシヤ）
委員	岡崎英一（鉄道技術研究所）	奥村克二（名村造船所）
	海津源治（住友重機械工業）	金崎嗣郎（日本ジョンクレーン）
	木田宏（日本シールオール）	草間毅（大阪造船所）
	桑原育雄（ジャパンライン）	小林善樹（函館ドック）
	坂本隆男（三井造船）	島田昌起（阪神内燃機工業）
	清水精司（三菱重工業）	下位義雄（キー・バー）
	陳駒美登（佐世保重工業）	関久男（佐野安船渠）
	鷹津正義（ミカドプロペラ）	滝野宗作（日本ピラー工業）
	高田昌延（スタンダードメタル工業）	高橋克彦（石川島播磨重工業）
	田中兵衛（昭和海運）	堤丈夫（日本钢管）
	中野市次（神戸製鋼所）	中村貫一（石川島播磨重工業）
	西敬三（大阪商船三井船舶）	西村悦男（スターライト工業）
	百武次郎（三菱重工業）	広本豊（日立造船）
	細野正蔵（臼杵鉄工所）	堀之北克朗（運輸省）
	前田宗雄（川崎汽船）	村松省吾（三保造船所）
	森昭男（川崎重工業）	吉沢新市（日本钢管）
	吉田綏（リグナイト）	

目 次

緒 言	1
〔実用性に関する確認模型実験〕	
第1編 変動荷重による油潤滑式船尾管軸受性能の模型実験	2
第1章 まえがき	2
第2章 試験装置	2
第3章 試験の要領	3
第4章 試験の結果	4
第5章 試験結果に対する考察	6
第6章 〔付録〕油潤滑式船尾管軸受の極低速実験	25
第2編 すべり速度が及ぼす船尾管軸受材の摩耗性能の模型実験	29
第1章 実験の目的	29
第2章 供試材	29
第3章 大越式迅速摩耗試験	29
第4章 極小型回転摩耗試験	32
第5章 考察	35
第3編 C.F.R.P. (カーボン複合材) の油潤滑式船尾管軸受への適応性確認模型実験	37
第1章 実験の目的	37
第2章 実験装置	37
第3章 実験の方法	44
第4章 実験の結果	48
第5章 実験結果についての考察	58
第6章 まとめ	59
〔軸系設計条件に関する理論解析〕	
第4編 軸系アライメントの設計条件に関する理論解析	60
第1章 解析の目的	60
第2章 解析の方法	60
第3章 解析の結果	64
第4章 解析結果についての考察	78
〔潤滑油種類の影響調査〕	
第5編 油潤滑式船尾管軸受に使用している潤滑油の実態調査と考察	80
第1章 調査の目的	80
第2章 調査の結果	80
第3章 潤滑油の特徴	81
第4章 境界潤滑領域における潤滑油の影響	81
第5章 調査結果についての考察	83
結 言	84

緒 言

本研究部会は、昭和44年度に引続いて推進軸系の設計条件を確立するための諸基礎事項の究明を行ない、模型実験あるいは理論解析にもとづいて、ここにまた、新たな事項を解明した。これらの成果は、今日の軸系設計の改善のために、また、問題の解析のために、直接に役立つものである。

昭和45年度は、造船海運界の大きな変革の時期でもあり、時代の要求の下に、船舶の巨大化がさらに進められて40万トン油送船の具体的建造設計段階に入り、また、船舶の高速化のために3機3軸高速コンテナ船も同様な設計段階に入った。これらの現状は、軸系設計の限界の究明を求めて尽きるところを知らないが、本研究部会の成果は、軸系設計者のこれらの問題の解明の完全な指針として、ある場合には、その糸口を与えることに貢献している。

諸外国においても、最近の軸系構造の変革は著しく、特に船尾構造について、Glacier Herbert Stern-gear System とか Turnbull Sterngear System が実船に採用されるに至った。これらの構造は、多くの優れた改良点を含み、また、顕著な船尾構造の改造をも求めているので、これらが日本船舶に採用される場合には、船殻設計分野との協力を要し、また、新たな課題を提示するであろう。そして、その時期も間近いものと思われる。このほか、7翼プロペラが採用されたことも一つの大きな変革であろう。さらに、船尾管封水装置についても諸外国の諸種の装置が日本船舶への採用を求めており、これに対処して、日本においても新たな装置の開発が進められ、実際に採用される段階に至っている。日本船舶に、いよいよキーレスプロペラが採用されることも、また、軸系構造の顕著な変革といえる。

日本造船研究協会の研究事業は、このような時代の変遷とあいまって、研究課題に尽きるところを知らず、いたちごっこ感があるが、船の軸系が、最近になって、特に顕著な転換期に入ったことから、このような状況は、当分の間、続かざるを得ないであろう。このような現状に対処して、少しでも多くの課題を究明しておかなければならぬが、本研究部会もその一端を担って調査研究を行なってきた。

以下は、本研究部会が昭和45年度に行なった諸実験研究調査の成果をとりまとめたものである。

[実用性に関する確認模型実験]

第1編 変動荷重による油潤滑式船尾管軸受性能の模型実験

第1章 まえがき

船尾管軸受の実船における作動状態については、例えばメタル損傷の発生というような明確な現象があらわれる場合を除いて、その実状が適確に把握されることなく使用されているといって過言ではなかろう。これは船尾管軸受の位置的条件による実測調査の困難性とともに、本来軸受とはその性能に及ぼす影響要素が極めて複雑であり、かつ、微妙な作動状態を外部から手軽に診断することが難しい機械要素であることにも、多分に影響しているであろう。そこで本研究部会は、これまで油潤滑式の船尾管模型軸受装置により、実船の作動状態を模した各種の実験を行ない、船尾管軸受の軸受性能の把握につとめてきた。すなわち、 200mm 径で、これの2.5倍の軸受長さを持つホワイトメタル軸受について、均等荷重分布条件、片当り荷重条件および極低速運転条件等における作動状態を実験的に解明した。この結果、船尾管軸受の性能には、軸受理論で単純に割切れない面もあることを実証し、この種軸受に対する認識を新たにしてきた。

これに対して本年度は同一系列試験の一環として、特に変動荷重に対する実験を行なった。実船においてプロペラが船尾不均一伴流中で回転するときに生じる起振力は、船尾軸受に変動荷重として作用するが、これが軸受性能にどのような影響をもたらすかを調べるのがその主な目的である。変動荷重を受ける軸受の理論では、特別な場合を除き、変動荷重の周期が短くなるにつれて油膜のしづく作用が大きくなるので、静荷重状態よりも偏心率が小さくなる。すなわち、軸受の荷重負担能力は増すとされている。しかし、船尾軸受のように偏荷重になる可能性が強く、かつ、比較的低速で使用されるような場合にも、教科書通りの性能が期待できるものか否か、これを精度の高い実験により確かめておくことは十分意義のあることと思われる。

第2章 試験装置

今回の試験装置は当研究部会の昭和44年度報告書（研究資料第116号）で報告した 200mm 径× 500mm 長さの油潤滑式ホワイトメタル模型船尾管軸受装置の軸受部分を流用して、他の大部分を改造したものである。図1.1および図1.2にその概要をしめす。すなわち、試験軸受の前側（駆動側）に実船の最後部中間軸受または船首側船尾管軸受に相応するコロ軸受を設け、また、試験軸受後側のプロペラ相当位置の軸上に静荷重および動荷重のための装置を設けた。

本軸受試験機の主要目をしめすと表1.1のようになる。

表1.1 模型軸受試験機の主要目

試験軸受寸法	$200\text{mm} \phi \times 500\text{mm} \ell$
軸回転数範囲	0.5～700 R.P.M.
自重による平均軸受圧力	0.95 Kg/cm ²
静荷重による平均軸受圧力	0 Kg/cm ² ～7 Kg/cm ²
動荷重による加振力	0 Kg～±1000 Kg

試験軸受の形状寸法は図1.3にしめすように、これまでのものと全く同様である。本試験機軸系の支持および荷重の条件を示す略図は図1.4のようになる。本図から明らかのように、静および動荷重装置自体の自重により、前側コ

ロ軸受部は、動荷重のないときに常に下向の反力となる。ただし、これは試験軸受内の軸が、軸受の後側から $6/3$ の個所で支持されたと公称支持条件であり、真の反力分布はまた若干異なるものと思われる。

本試験機のために考案された動荷重装置の作動原理を図 1.5 にしめしたが、これの構造作動は次のようになっている。主軸のプロペラ相当位置に中空軸②と一体になった円板ウェイト①を内側軸受③を介して取付け、主軸が回転してもこれは静止させて置く。中空軸②の外側に軸受④を介して起振歯車駆動用歯車ケース⑤を置く。ユニバーサルジョイントを介して可変速モーターで駆動される中空歯車ケース⑤は、4 個の起振用歯車⑥を矢印の方向に同時に回転させる。⑥に取付けたアンバランス・ウェイト 4 個の合成功は上下方向の繰返し力となり、主軸に作用する。この機構では加振機駆動軸の入力トルクに対する反トルクは、静荷重用スプリング⑩の変位として支持されるので、直接主軸に伝達されることがない。したがって、試験軸受の消費トルクを計測する際に加振部入力トルクを無視することができる。一方、静荷重用の腕⑨の取付位置を変更することにより、加振力の方向を任意に変えることができる。起振機回転数と加振力の関係を図 1.6 にしめす。

第3章 試験の要領

3.1 計測の要領

各運転試験を通して諸量の計測を行なったが、それぞれの詳細は次の通りである。

3.1.1 供試軸受の摩擦トルクの計測

主軸とこれの駆動部の間にトルク計測用中空軸を置き、これのねじりひずみを抵抗線ひずみ計により検出し、主軸駆動トルクを求めた。この実測値からあらかじめ検定されたコロ軸受と静および動荷重装置部内側軸受の摩擦トルクを修正して、供試軸受の摩擦トルクを求めた。

3.1.2 軸受油膜圧力の計測

図 1.7 にしめす各部の軸受メタル面に直径 1.5 mm の細孔を設け、内径 1.5 mm の細管を配管して手製の油圧計を取付けた。油圧計は薄肉シリンドラの膨脹を抵抗線ひずみ計で検出する方式であり、各ピックアップはそれあらかじめ検定を行なった。

3.1.3 軸の変位（軸受油膜の厚さ）の計測

試験軸受の前後において、軸と軸受ケーシングとの間の相対変位を非接触型可変インピーダンス型変位計で検出する。その際 X および Y 方向変位を別個に計測しており、必要に応じて両者を合成してプラウン管オシログラフ上で軸の運動軌跡を画かせた。

3.1.4 軸受温度の計測

供試軸受の図 1.7 でしめす各位置に対して、それぞれ軸受裏金の背面から 1.5 mm の小孔をあけ、その孔先端をメタル表面下 1 mm の位置に置く、これに外径 1 mm のシース型 C—C 热電対の先端が孔底に達するよう挿入した。温度記録は電子管平衡式自記記録計により連続記録させた。

3.1.5 軸回転の計測

主軸の回転数および加振機駆動モーター回転数は、それぞれデジタル回転計により測定した。

3.2 試験の要領

本軸受試験機により実験を進めるに際して、具体的な試験条件を設定する必要がある。しかし、これには非常に多くの組合せが考えられるが、主体はあくまで実船の船尾管の状態を解明することにあるので、これを想定した条件を中心にして、なお試験の時間的制約も考慮して、今回は以下のよう範囲の運転試験を行なった。

(1) 軸系アライメント

静および動荷重装置を外した状態で軸芯調整を行ない、ストレートアライメントとした。

(2) 供試軸受メタル

WJ-2の置つき鋳造品、軸受間隙は0.40mm(1/500)とした。

(3) 潤滑油および潤滑

三菱ダイヤマリン30Sストレート、(113.9Cst/37.8°C-11.5Cst/98.9°C)、給油量、ギヤポンプ送り毎分約3l、加圧約30cm/油柱。給油加熱30~35°C、ただし、外気温度の関係で軸受内で逆に油温が低下する場合がある。

(4) 主軸回転数範囲

80RPM~450RPM、ただし、一部では20RPMまで下げた実験も行なつた。

(5) 静荷重の範囲

軸系の自重による平均軸受圧力0.95kg/cm²、静荷重装置による最大平均軸受圧力6.7kg/cm²、荷重方向はいずれも下向である。

(6) 動荷重の範囲

起振機の加振力士72kg/300RPM~士692kg/600RPM、または士537kg/900RPM、ただし、この回転数は起振機回転数、すなわち、振動荷重周期をしめす。実際に試験を行なつた条件を表1.2にしめす。力の方向は上下方向のみである。

以上の範囲において主軸回転数、静荷重、動荷重の組合せで実験を行なつたが、各運転では軸受内温度がほぼ整定するまで連続運転して、その後諸計測を行なう要領をとった。

今回の試験方向としては、静荷重の諸状態で軸受性能を求め、これに動荷重が加えられた場合の軸受性能の変化の有無を調べることにその主眼に置いた。

第4章 試験の結果

各種の運転条件のもとで多くの実験が行なわれたが、代表例についての諸数値を表1.3にしめす。

4.1 静荷重を受けるときの軸受性能

4.1.1 摩擦係数

試験装置の軸系の自重のみの場合の0.95kg/cm²を最小値として、2.2、4.2、6.7kg/cm²の平均軸受圧力を受ける場合の実測摩擦係数を、各々N/Pm値ごとに求めると図1.8のようになる。図中に同一荷重条件にかかわらず、N/Pm値の異なる多くの実験点があるのは、軸回転数Nが異なる場合と、また、給油温度または気温の変化により軸受内油の粘性係数ηが異なる場合が含まれたためである。

図1.8は全体的に若干のバラツキがあるが、ほぼ一つの曲線に乗る傾向は明らかである。この曲線の傾向は、今回の試験機改造前の装置で実験した場合の成績とほとんど一致している。図中の平均軸受圧力が0.95、2.2kg/cm²の場合は、一部にその摩擦係数が比較的高めに出た。これは本条件の試験が比較的初期に行なわれたので、軸受メタルのならし効果が十分でなかったためと思われる。

4.1.2 油膜圧力

軸受内に発生する油膜圧力の測定点は図1.7にしめすように半径方向に①~⑧列、軸受長手方向にA~E点で分類される。静荷重時の各試験条件に対して各列ごとの軸方向分布を図1.9から図1.14に、また、A、B断面の周方向分布の例を図1.15と図1.16にしめす。軸受内は長手方向に偏荷重を受けているので、圧力分布も当然これに対応してAの側に高くなる傾向をしめす。この軸受圧力の分布を軸受展開面に対して等高線でしめすと図1.17のようになる。回転数が高くなると油圧最高点は軸受端から若干内側に入る傾向をしめす。周方向の圧力分布では③の列が最も高くなる傾向にある。軸の回転方向から考えて、最高圧力位置が軸受の真下より③の側

に寄ることとは理論的にも正しい。ただし、真下から20度片寄つた③列の位置で最高圧力をしめすということは、軸受孔の真円度など本供試軸受の微妙な条件が影響している可能性も考えられる。

4.1.3 油膜厚さおよび偏心率

軸受ケーシングと軸の相対変位を計測することにより、軸受中の軸の位置を、各運転条件ごとに求めた。軸系の自重のみの状態で軸が静止しているときを偏心率1、すなわち、軸が完全に軸受の下中央にあるとして整理すると図1.18が得られた。

軸受の前側端では全般的に偏心率が小さい傾向にあり、特に80RPM以上では静荷重が大きいほど軸は軸受中心に近づく。これに対して軸受の後側端では油膜による軸の浮上が、静荷重に反比例して顕著になることが明らかである。この前後端の傾向を比較するとき、偏荷重による軸の傾きの様相が明らかである。後端側の平均圧力6.7kg/cm²の場合には、回転数150RPM以下でその偏心率は1を超す結果が得られた。これは軸受メタル、および同裏金が荷重により局部変形するためで、金属接触の存在を意味するものではない。

一方、軸心の左右方向の位置の実測値は、軸受後端側から見て、前端側、後端側ともいずれも中心より右側にある。これは軸の回転方向（後端側から見て反時計回り）からして、軸受理論のしめす方向と一致する。

4.2 変動荷重を受けるときの軸受性能の比較

4.2.1 摩擦係数

図1.19に変動荷重（200kg以上）を加えた試験の全点、すなわち、主軸回転数、静荷重、変動荷重の絶対値、変動荷重の周期をそれぞれ異にした全点について、これの摩擦係数をN/Pmで整理した。この傾向は、静荷重のみで変動荷重を加えない場合の図1.8の傾向とほとんど一致している。

供試軸受の摩擦損失の変動荷重による影響の傾向をつかむために図1.20の整理を行なつた。これは横軸に変動荷重の絶対値をとり、縦軸に変動荷重を加えたときの実測トルクの変化量をとつたもので、各主軸回転数n₁、および変動荷重周期n₂ごとに図示した。この結果、個々の回転数グループには変動荷重の絶対値とトルク変化値との間に何らかの傾向らしきものを持つ場合もあるが全体的には、特に明瞭な傾向をつかむことはできなかった。

4.2.2 油膜圧力

変動荷重をかけることにより、各油膜圧力の上に変動荷重に対応したほぼ正弦波の圧力変動分が重畠してくる。この場合、各計測点の平均圧力に注目してこれの軸受長手方向の分布を求めるとき図1.21から図1.23のようになる。図中の括弧内数値は油圧変動の全振幅値をしめす。これは静荷重のみの場合の図1.10、1.12、1.14にそれぞれ対応するものである。また、A、B断面の周方向分布は図1.24のようになるが、これも前の図1.15、1.16に対応する。これらの比較から変動荷重が付加されても、軸受内平均油圧の絶対値およびその分布状態は静荷重だけのときとほとんど変わらないことがわかる。

油圧の変動成分が変動荷重の大きさ、または変動周期とどのような関係にあるかを調べるために、図1.25および図1.26に主軸回転数150RPMの場合の例を整理してみた。これによると当然ながら変動荷重大きいほど、油圧変動分も大であるが、横軸の変動荷重サイクルでみると、変動周期が短くなるほど油圧変動成分は減少する傾向をしめしている。また、図1.27に150RPMのときの平均軸受圧力と平均油膜圧力の比、および変動荷重分を軸受面圧に換算した値と変動油膜圧力の比を求めてみた。油膜圧力比の低いところでは変動荷重分が静荷重より低くなる。これらの現象は供試圧力計の変動圧力に対する追随性が悪い結果と思われる。

4.2.3 軸心の軌跡および偏心率

軸と軸受ケーシングの相対変位から運転中の軸の運動軌跡を求めた。これの代表例を図1.28にしめす。それぞれ不規則なりサーボ波形をしめし、かつ若干変動するが、軸の2乃至数回転ごとの周期性が認められる。

静荷重時にすでに微小なリサージュ軌跡をしめしているが、これに動荷重を加えることにより軌跡の大きさは若干大きくなる。しかし、理論が教えるところのだ円軌跡には必ずしもならなかった。しかも実測軌跡の大きさは軸受間隙に較べて以下でしかない。

軸のY方向（上下）変位または偏心率の振動荷重に対する関係を平均軸受圧力ごとに整理すると図1.29のようになる。各点横の数値はX方向（左右）変位量をしめす。これによると振動荷重が加わっても軸の変位または偏心率は各平均軸受圧力ごとにほとんど一定値をしめしているので、変動荷重による影響は全く認められない。

4.2.4 軸受メタル温度

軸受内のメタル温度の分布を、軸受長手方向および周方向に整理した例を図1.30、1.31にしめす。すでに述べたように、振動荷重を加えても摩擦係数にほとんど変化が認められないので、当然ながら温度条件にも変動荷重の影響は現われていない。

第5章 試験結果に対する考察

- (1) 昭和44年度の実験装置の主軸は、供試軸受自体でその位置的拘束を受ける方式であった。これに対して今回は主軸が供試軸受と同時に最後部中間軸受担当のコロ軸受でも拘束される方式、すなわち、実船により近い状態に変更した。前者の試験において偏荷重状態の \sqrt{N}/P_m の低いほうで油膜切れによる摩擦係数の増大の傾向が認められた。今回は実機に近い偏荷重状態であるが実験範囲内では上述のような摩擦係数の上昇の傾向は認められず、いずれも完全な流体潤滑にあることが確認された。厳密には軸傾斜等を基準に論じなければならないが、本実験から類推する限りでは、実船においても2.30 R.P.M.以上では如何なるアライメントでも完全流体潤滑が期待できると考えられる。したがって、昨今論じられる船尾管のアライメント問題は、極低速の \sqrt{N}/P_m の極めて低い場合の対策であるといえよう。
- (2) 昭和44年度の摩擦係数整理において \sqrt{N}/P_m の P_m は、他に支持点がないので軸にかかる全荷重を軸受投影面積で割った値を使用した。これに対して今回は軸受の後側よりに支持点を持つとしたときの反力を投影面積で割った値を P_m とした。実験の結果、両者の \sqrt{N}/P_m に対する摩擦係数の傾向はほとんど一致する。このことから船尾管軸受の軸受性能に注目した取扱においては、今回実施したように軸受の後から付近の支持点反力を軸受荷重として実用上十分であることがわかる。
- (3) 変動荷重を受ける軸受の理論では、変動周期が軸回転周期よりも高い場合、油膜のしほり膜作用が影響するので振動数が増すにつれて軸受負荷容量が増し、偏心率は低下するはずである。しかし、今回の実験では静荷重時と変動荷重時を比較した結果、油膜圧力変動が明らかな現象の差として現れた他は、軸偏心率をはじめ摩擦係数、平均油膜圧力、メタル温度とも明瞭な差は認められなかった。したがって、船尾管軸受の軸受性能面のみを取扱う場合、経常的にプロペラ側から発生する程度の振動荷重については特に考慮を払う必要はないものと思われる。

表 1.2 起振機回転数と加振力 F_d , Kg

n_1 / n_2 r.p.m.	0	1	2	3	4	5	6	7	
2 0									
4 0									
	n_2	0	8 0	1 6 0	2 4 0	3 2 0	4 0 0	4 8 0	5 6 0
							9 2	1 2 5	
	8 0					8 2	1 2 9	1 8 5	2 5 2
						1 2 0	1 8 8	2 7 1	3 6 9
						1 9 7	3 0 7	4 4 3	6 0 2
	n_2	0	1 5 0	3 0 0	4 5 0	6 0 0	7 5 0	9 0 0	
					7 2	8 1	1 4 3	2 2 4	3 2 3
	1 5 0				1 0 6	1 6 3	2 8 9	4 5 2	5 3 7
					1 7 3	2 3 8	4 2 3		
						3 8 9	6 9 2		
	n_2	0	3 0 0	6 0 0	9 0 0				
				7 2	1 4 3	3 2 3			
	3 0 0			1 0 6	2 8 9	5 3 7			
				1 7 3	4 2 3				
					6 9 2				
	n_2	0	4 5 0	9 0 0					
				8 1	3 2 3				
	4 5 0			1 6 3	5 3 7				
				2 3 8					
				3 8 9					

平均軸受压力 : $P_m = 0.95, 2.2, 4.2, 6.7 \text{ Kg/cm}^2$ 軸回転数 : $n_1 \text{ r.p.m.}$ 起振軸回転数 : $n_2 \text{ r.p.m.}$

表 1.3 (a) 実験結果の代表例

平均軸受圧力 Kg/cm ²	軸回転数 rpm	起振軸回転数 rpm	加振力 Kg	トルク Kg-m	温 度 °C	η N/Pm $\times 10^{-7}$	μ
0.95	20	0	0	3.05	26.0	7.27	0.0321
	40	0	0	4.20	26.0	14.52	0.0443
	80	0	0	4.22	34.0	17.25	0.0446
		400	307	4.31	34.0	17.25	0.0454
	150	560	602	3.96	34.0	17.25	0.0417
		0	0	6.02	34.0	32.35	0.0635
		450	389	5.12	35.0	31.32	0.0539
	300	600	692	5.42	35.5	30.51	0.0571
		0	0	7.01	43.5	40.54	0.0738
		300	173	6.67	44.0	39.50	0.0703
	450	600	692	6.32	44.0	39.50	0.0666
		0	0	7.42	45.0	56.09	0.0781
		450	238	8.82	46.5	52.03	0.0929
	2.2	900	323	6.52	48.0	48.94	0.0687
		20	0	3.55	28.0	2.70	0.0161
		40	0	4.76	28.0	5.40	0.0216
	80	0	0	4.42	34.0	7.47	0.0201
		400	307	4.38	34.0	7.47	0.0199
		560	602	4.12	34.0	7.47	0.0187
	150	0	0	5.54	37.0	12.04	0.0251
		450	389	5.77	37.0	12.04	0.0262
		600	692	5.47	37.0	12.04	0.0249
	300	0	0	5.49	49.0	13.41	0.0249
		300	173	5.49	49.0	13.41	0.0249
		600	692	6.00	49.0	13.41	0.0273
	450	0	0	8.66	46.0	22.84	0.0393
		450	238	8.34	45.0	21.13	0.0331
		900	323	8.16	47.0	16.02	0.0371

表 1.3 (b) 実験結果の代表例

平均軸受圧力 kg/cm ²	軸回転数 rpm	起振軸回転数 rpm	加振力 kg	トルク kg-m	温度 °C	$\eta N/P_m$ $\times 10^{-7}$	μ
4.2	20	0	0	3.41	34.0	0.98	0.0094
	40	0	0	3.93	34.0	1.95	0.0081
	80	0	0	4.61	34.0	3.90	0.0109
		400	307	4.08	34.0	3.90	0.0097
		560	602	3.82	34.0	3.90	0.0090
	150	0	0	6.38	36.0	6.71	0.0151
		450	389	5.94	38.0	5.95	0.0141
		600	692	5.64	38.0	5.95	0.0134
	300	0	0	6.34	49.0	7.00	0.0151
		300	173	6.25	49.0	7.00	0.0149
		600	692	7.22	49.5	6.90	0.0172
	450	0	0	8.19	50.0	10.19	0.0195
		450	238	8.62	48.0	11.04	0.0205
		900	323	7.78	51.0	9.47	0.0185
6.7	20	0	0	3.85	31.5	0.72	0.0057
	40	0	0	4.65	31.5	1.43	0.0069
	80	0	0	4.13	35.0	2.34	0.0062
		400	307	4.21	35.5	2.31	0.0063
		560	602	3.86	36.0	2.25	0.0058
	150	0	0	5.97	39.0	3.55	0.0089
		450	389	5.37	39.0	3.55	0.0080
		600	692	5.37	39.0	3.55	0.0080
	300	0	0	6.40	54.0	3.44	0.0095
		300	173	6.21	54.0	3.44	0.0093
		600	692	6.91	54.0	3.44	0.0103
	450	0	0	8.37	48.0	6.94	0.0125
		450	238	7.90	51.5	5.82	0.0118
		900	323	7.51	49.0	6.59	0.0112

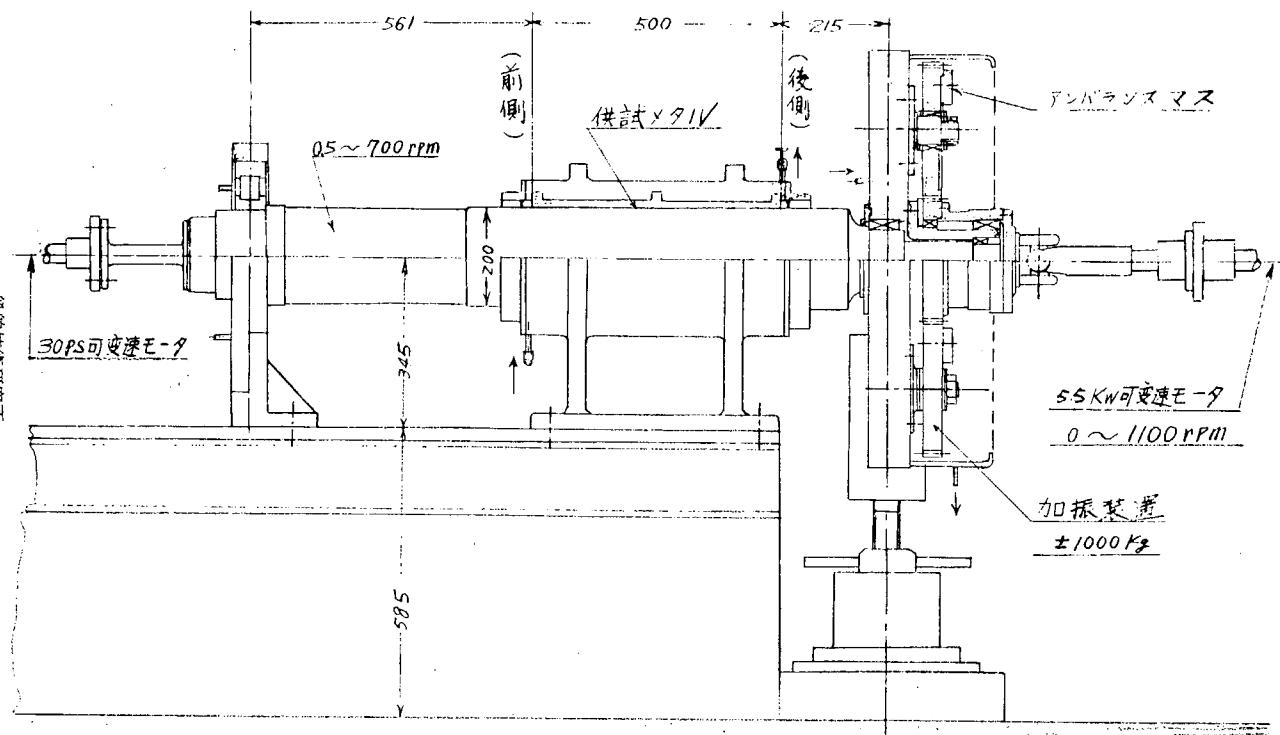


図 1.1 変動荷重による油潤滑式船尾管軸受模型実験装置

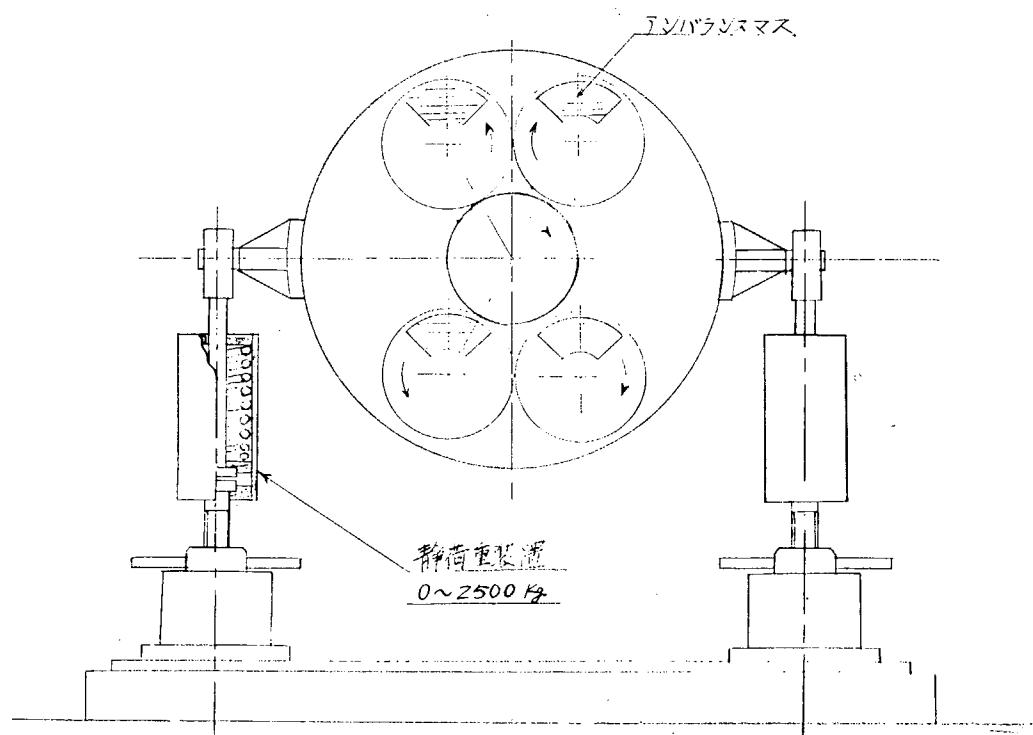


図 1.2 変動荷重による油潤滑式船尾管軸受模型実験装置(荷重負加機構)

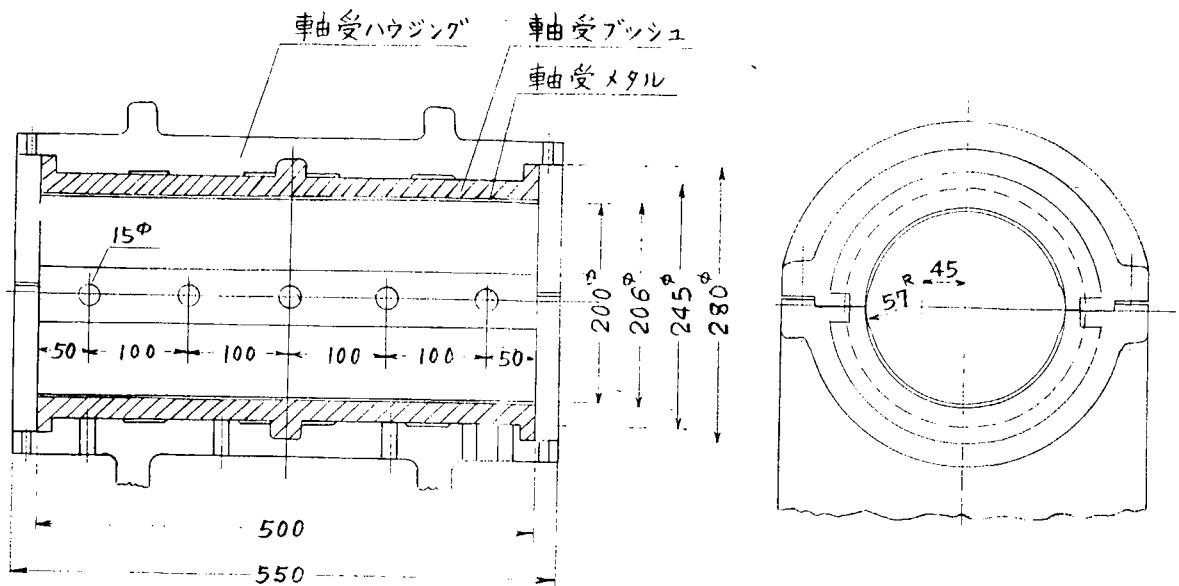
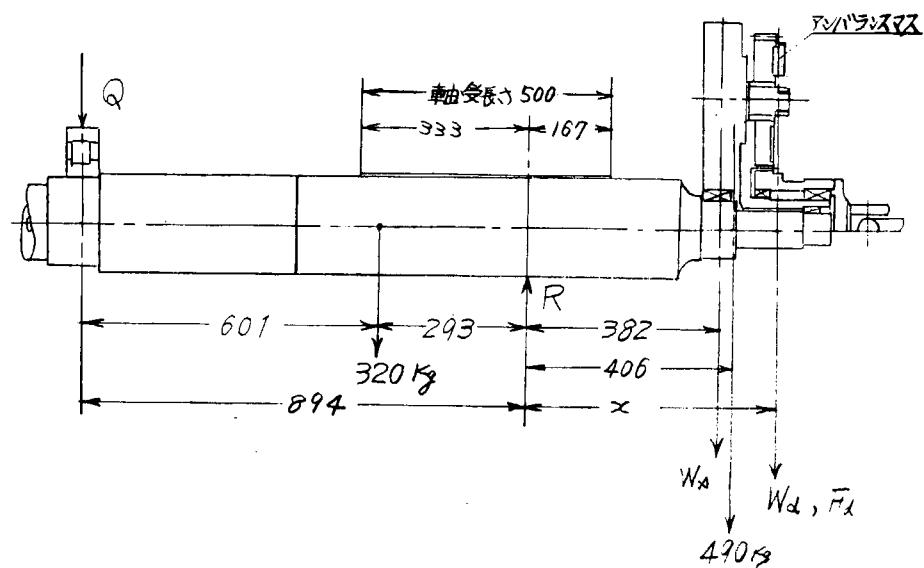


図 1.3 供試軸受の寸法形状



アンバランスマス No.	1	2	3	4	3+4
$x \text{ mm}$	491	494	494	501	509
$W_s \text{ Kg}$	4.2	6.9	9.2	13.4	22.2
$F_d = 0$	$R \text{ Kg}$	934	938	942	949
0	$Q \text{ Kg}$	120	122	123	124
$F_d = 0$	$R \text{ Kg}$	6678	6682	6686	6693
4026	$Q \text{ Kg}$	1884	1842	1843	1845
					1850

$$R = 927.6 + 1.427 W_s + \frac{(894+x)(W_d \pm F_d)}{894} \text{ Kg}$$

$$Q = 117.7 + 0.4273 W_s + \frac{x}{894} (W_d \pm F_d) \text{ Kg}$$

図 1.4 試験機の荷重および支持条件

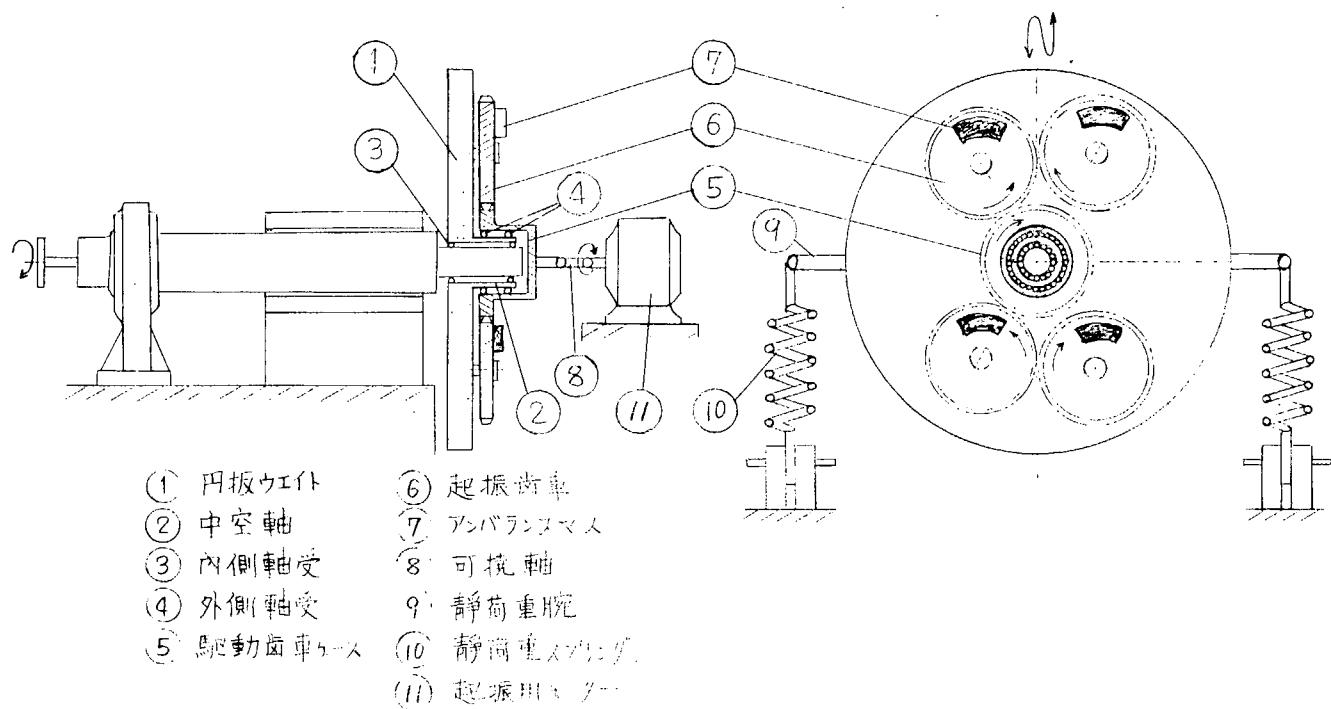


図 1.5 荷重装置作動原理の説明図

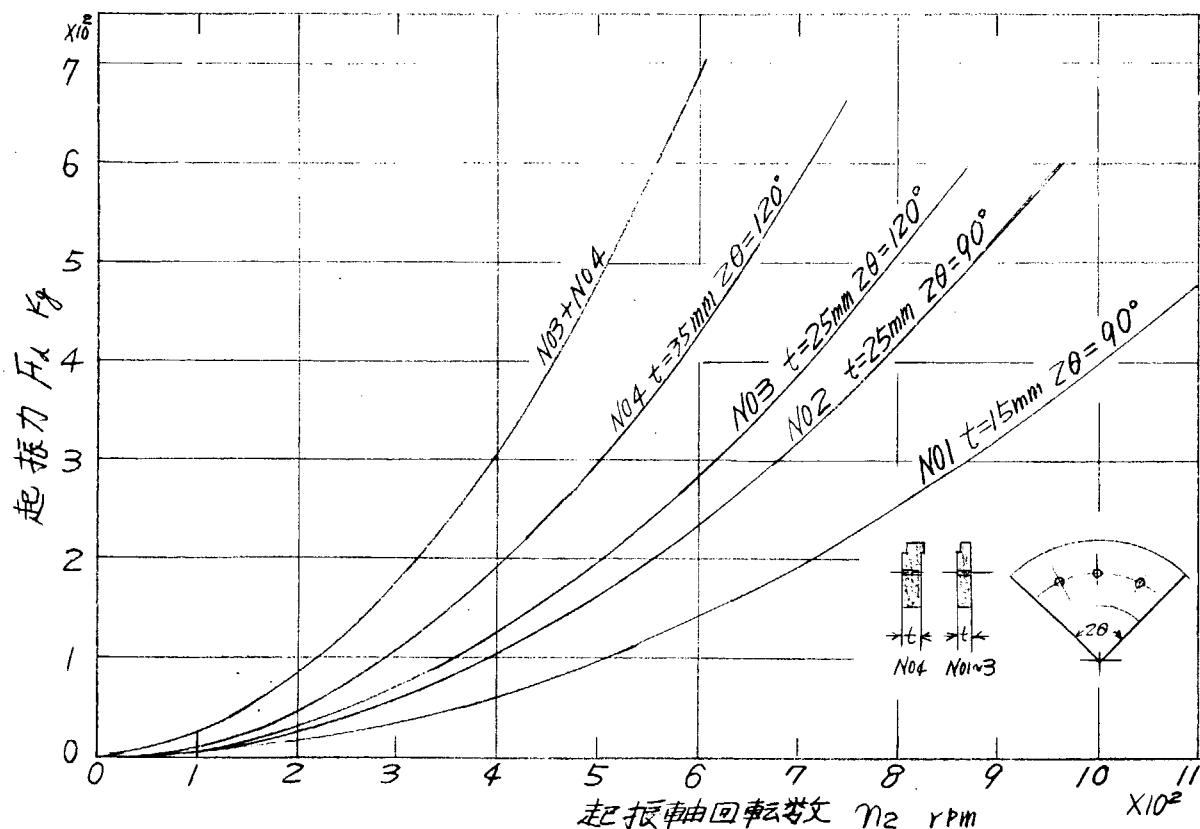


図 1.6 起振機回転数と起振力

前側

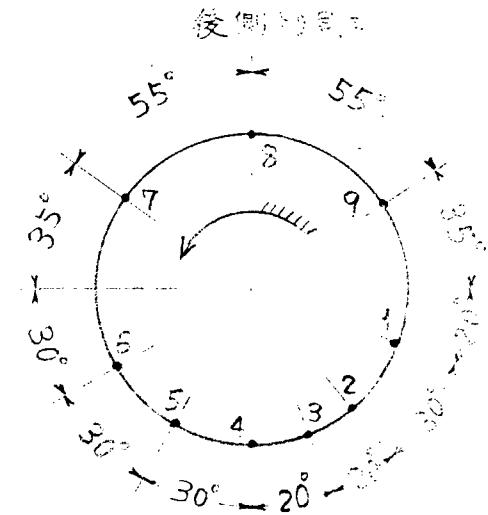
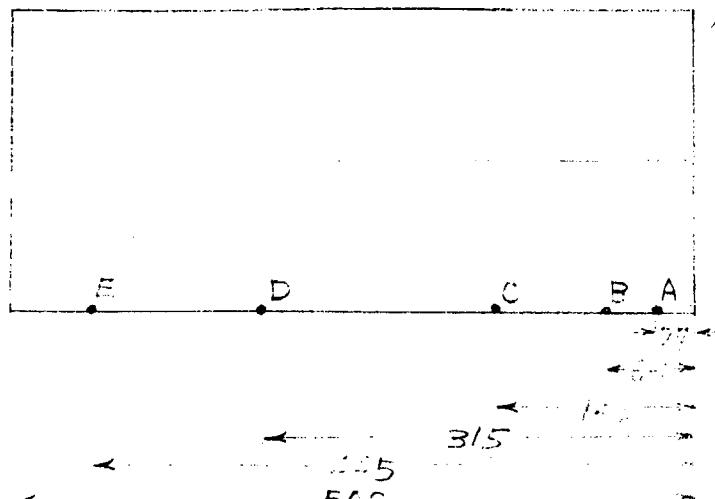


図 1.7 油膜圧力および温度計測位置

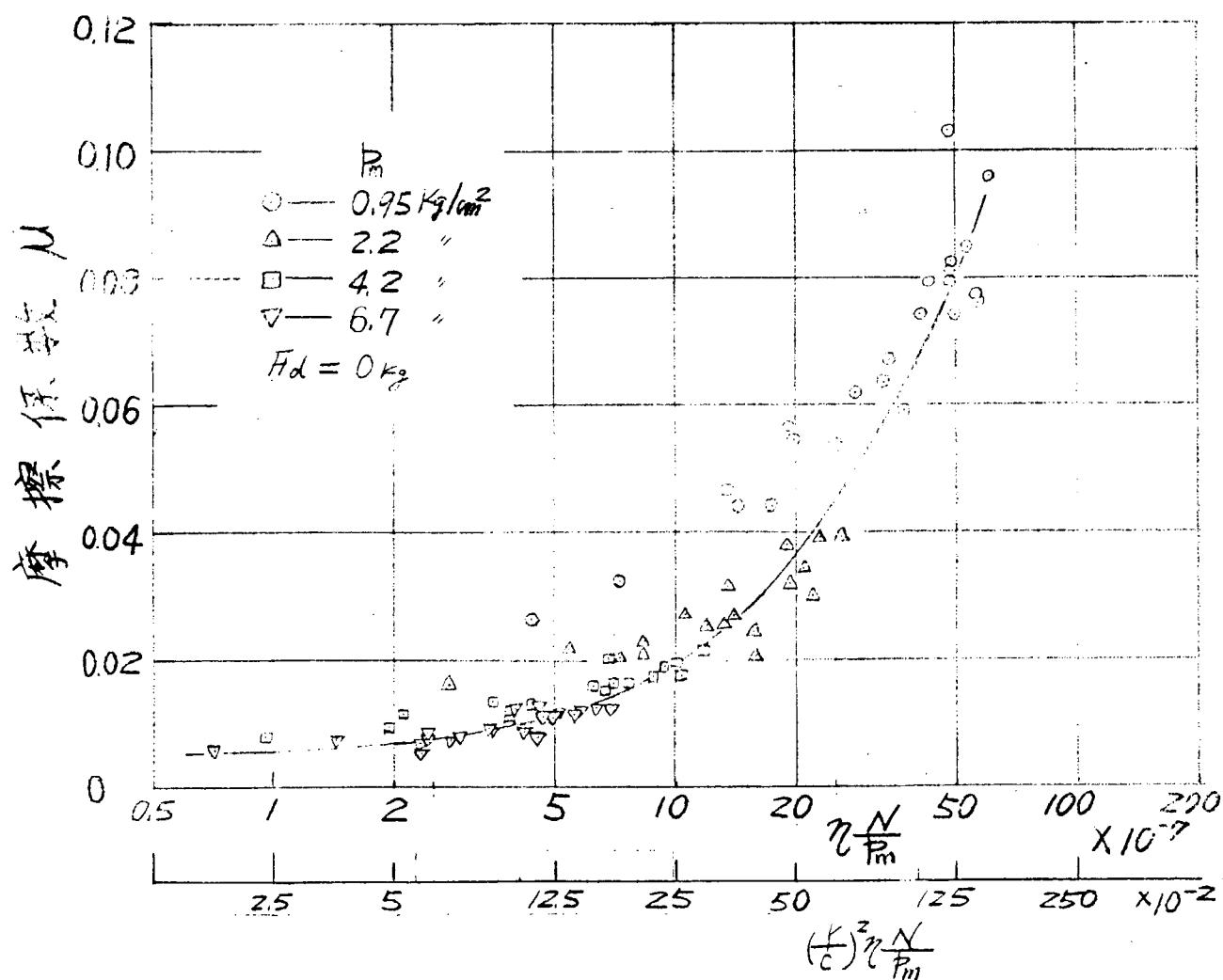
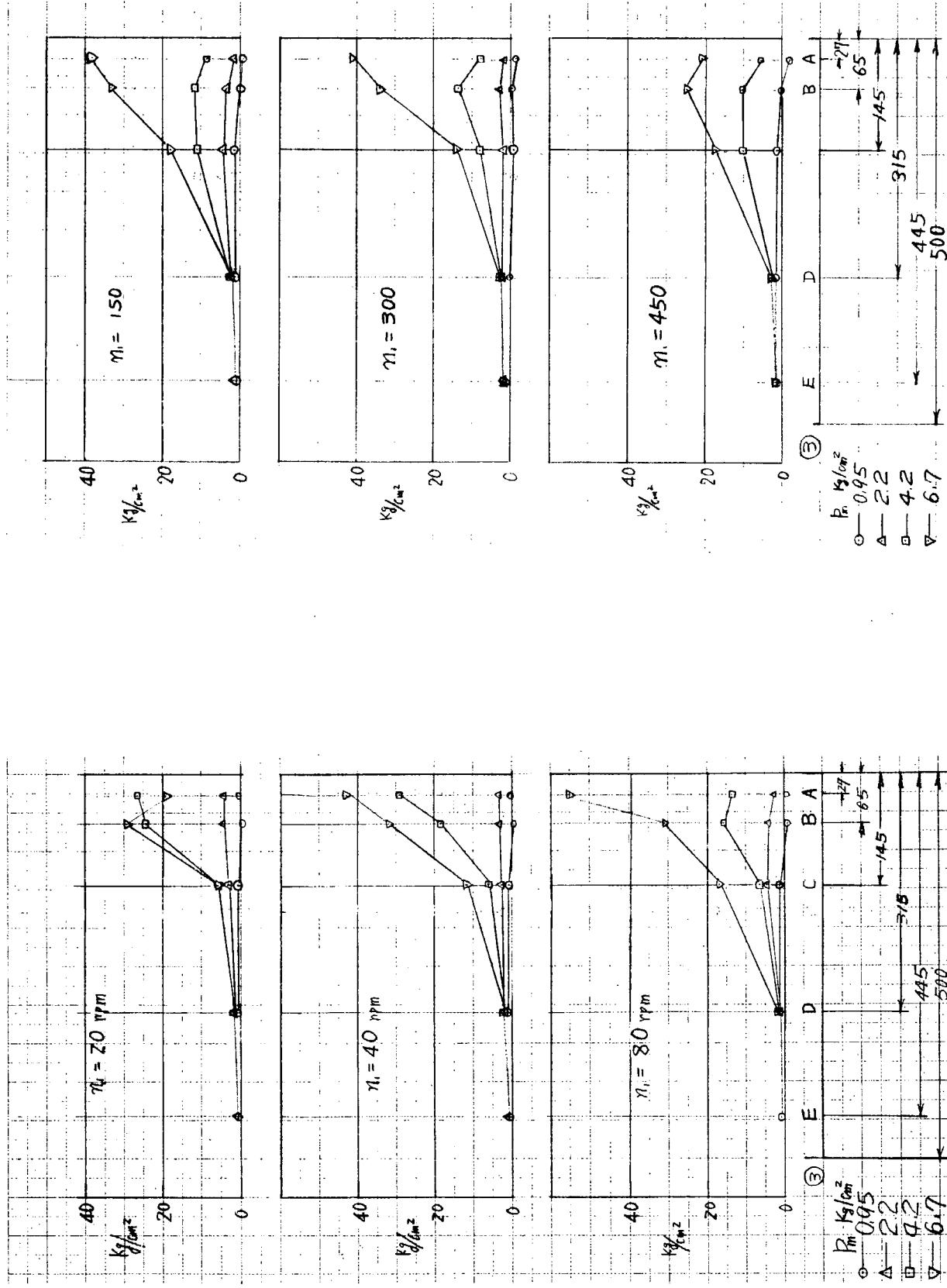


図 1.8 静荷重時の摩擦係数

図 1.10 油膜圧力分布 軸方向③列 150~450 RPM

図 1.9 油膜圧力分布 軸方向③列 20~80 RPM



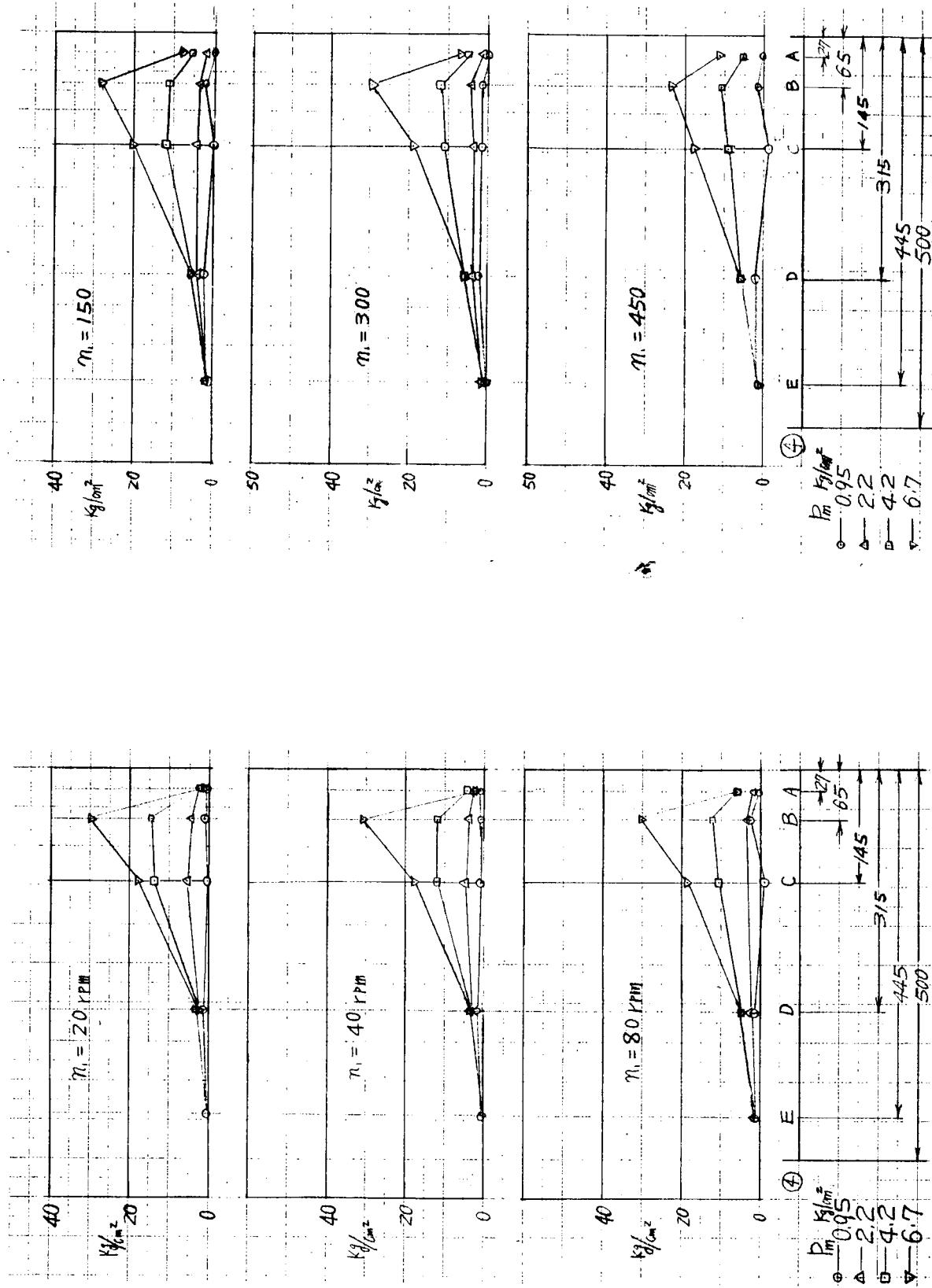


图 1.11 油膜压力分布、轴方向④列、20~80 RPM

图 1.12 油膜压力分布、轴方向④列、150~450 RPM

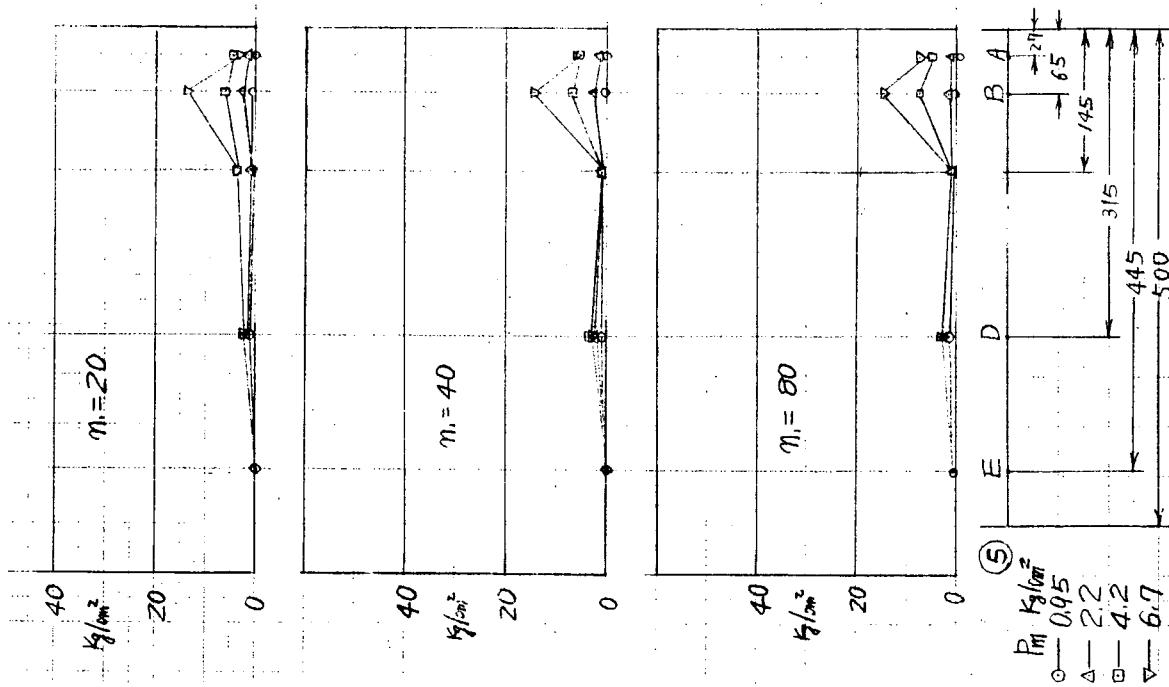


図 1.13 油膜圧力分布、軸方向 ⑤列、20~80 RPM

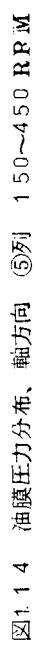


図 1.14 油膜圧力分布、軸方向 ⑤列、150~450 RPM

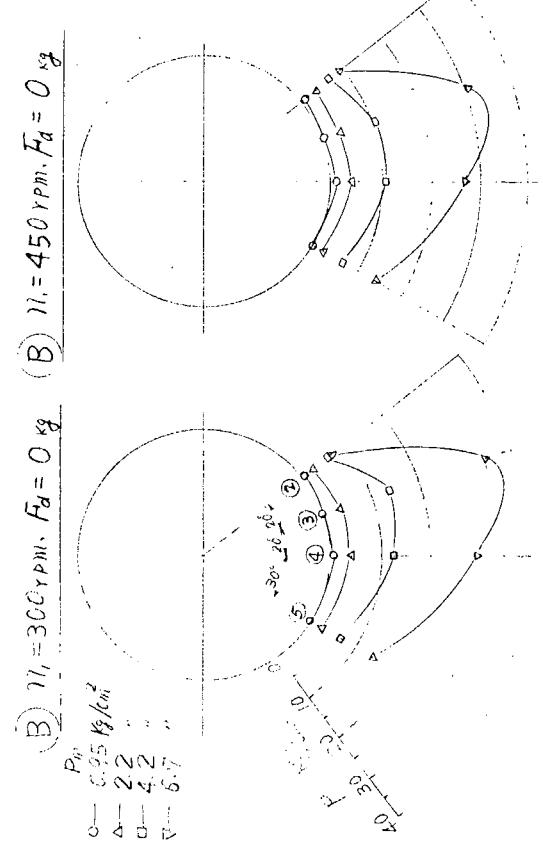
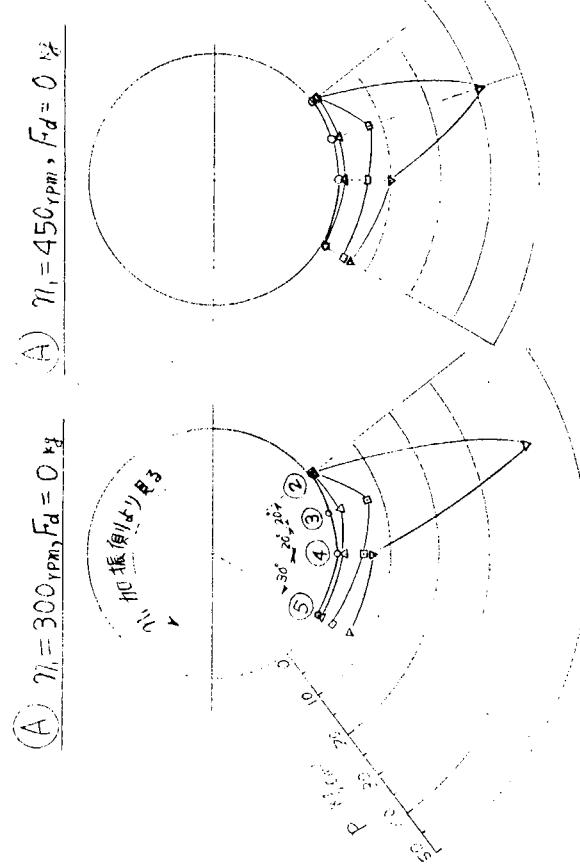
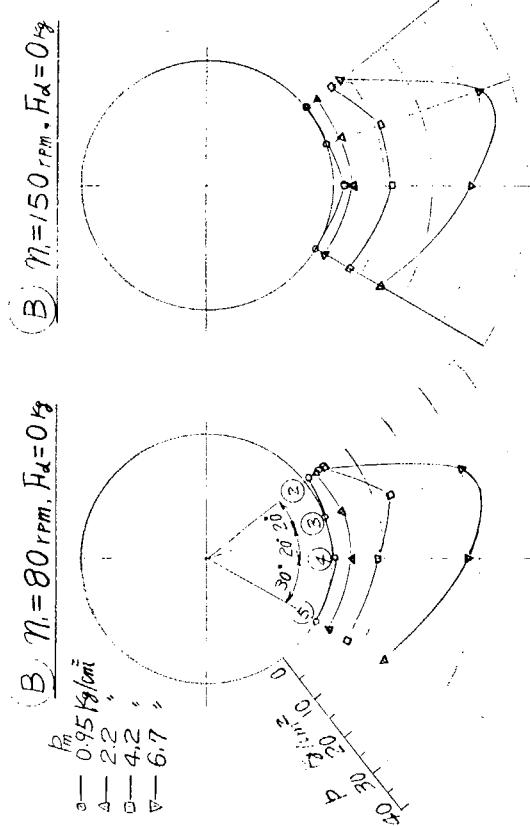
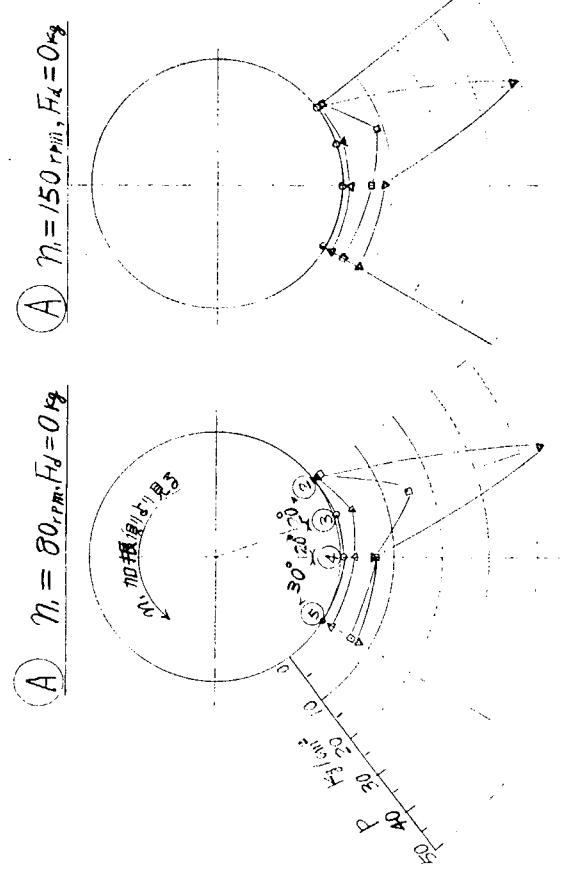


図 1.15 油膜圧力分布 80、150 RPM

図 1.16 油膜圧力分布 300、450 RPM

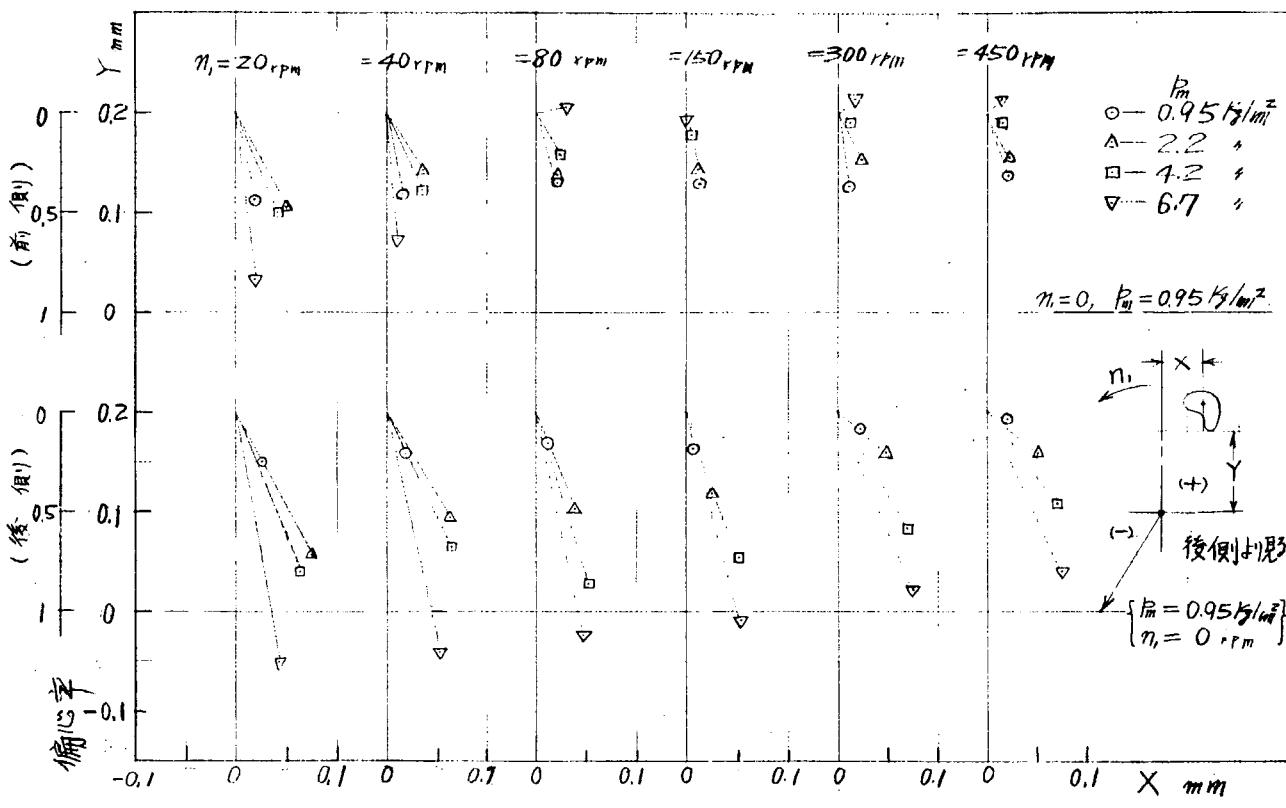


図1.18 静荷重運転時の偏心率

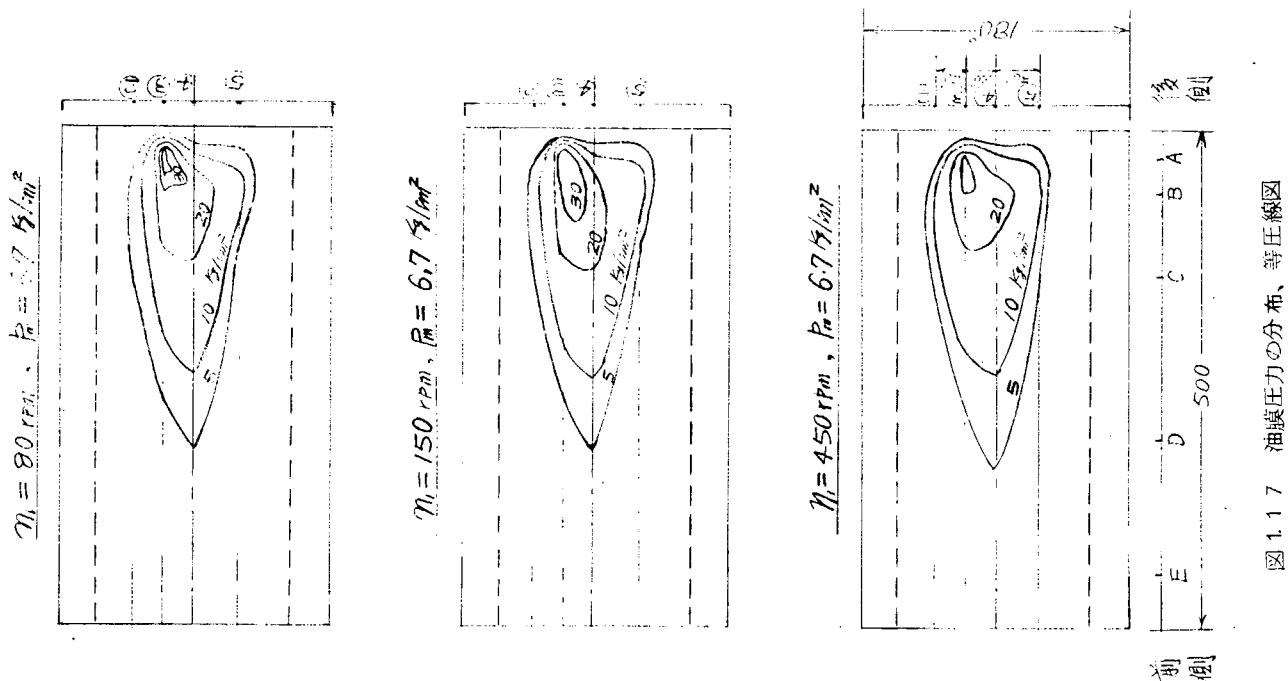


図1.17 油膜圧力の分布、等圧線図

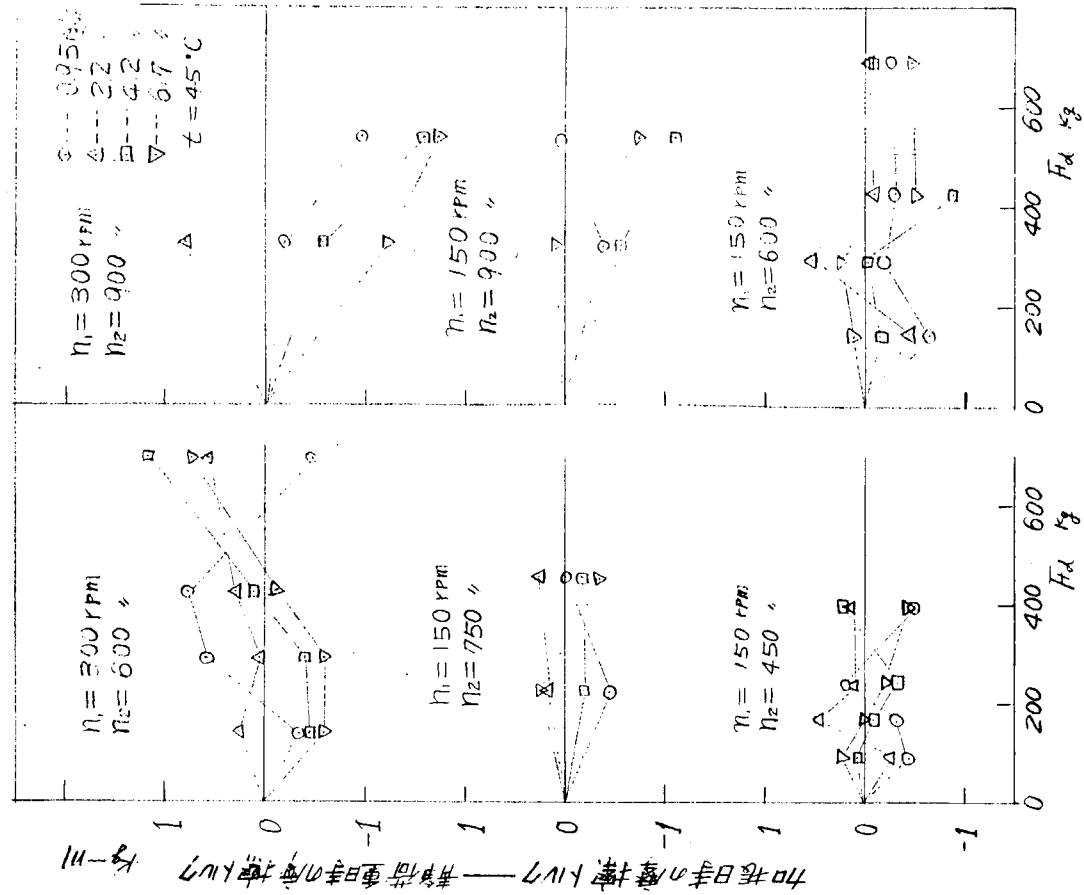


図 1.20 動荷重による摩擦係数の変化の傾向

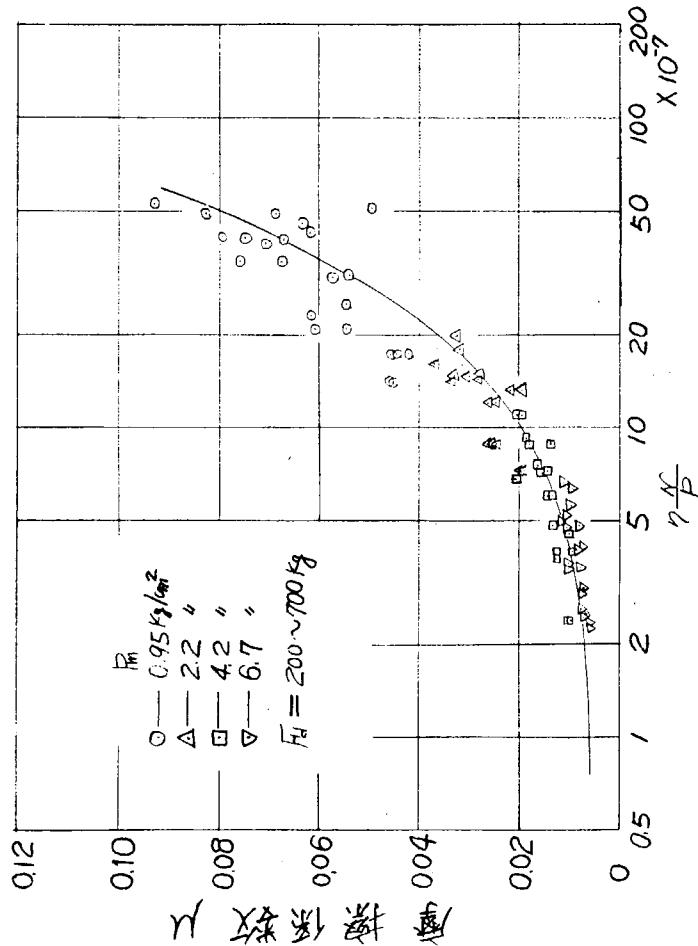
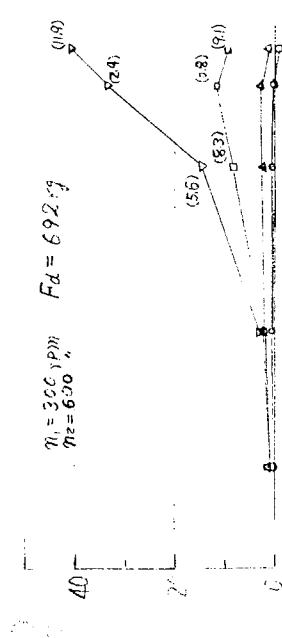
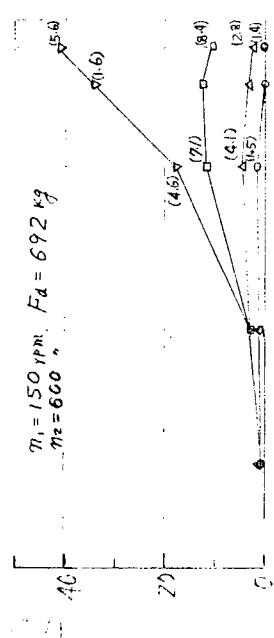


図 1.19 静荷重と動荷重を受ける場合の摩擦係数



(1) 内筒油膜圧力変動全振幅

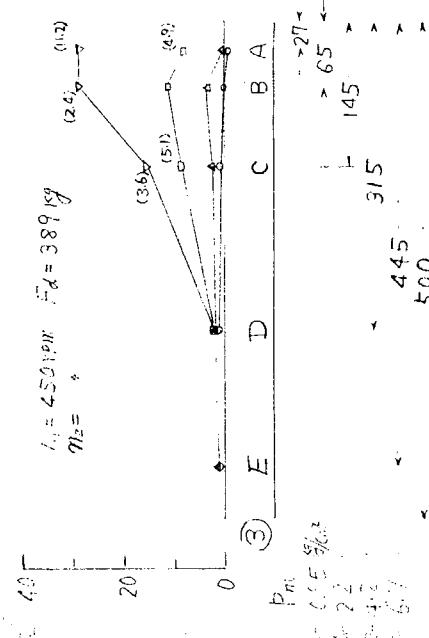
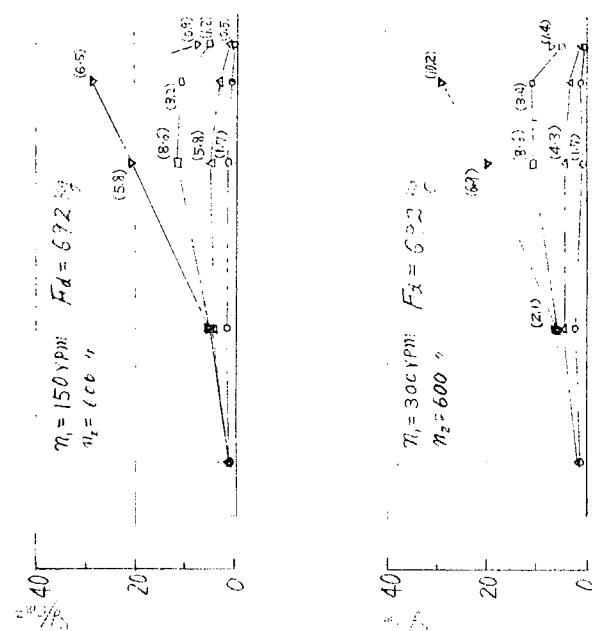


図 1.2.1 突動荷重時の油膜圧力分布、③列



(4) 油膜圧力変動全振幅

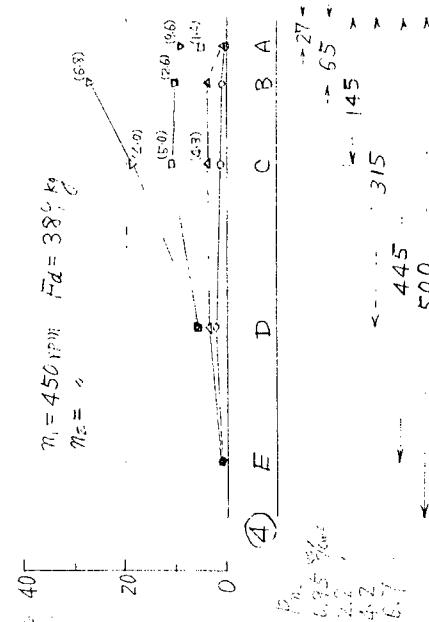


図 1.2.2 突動荷重時の油膜圧力分布、④列

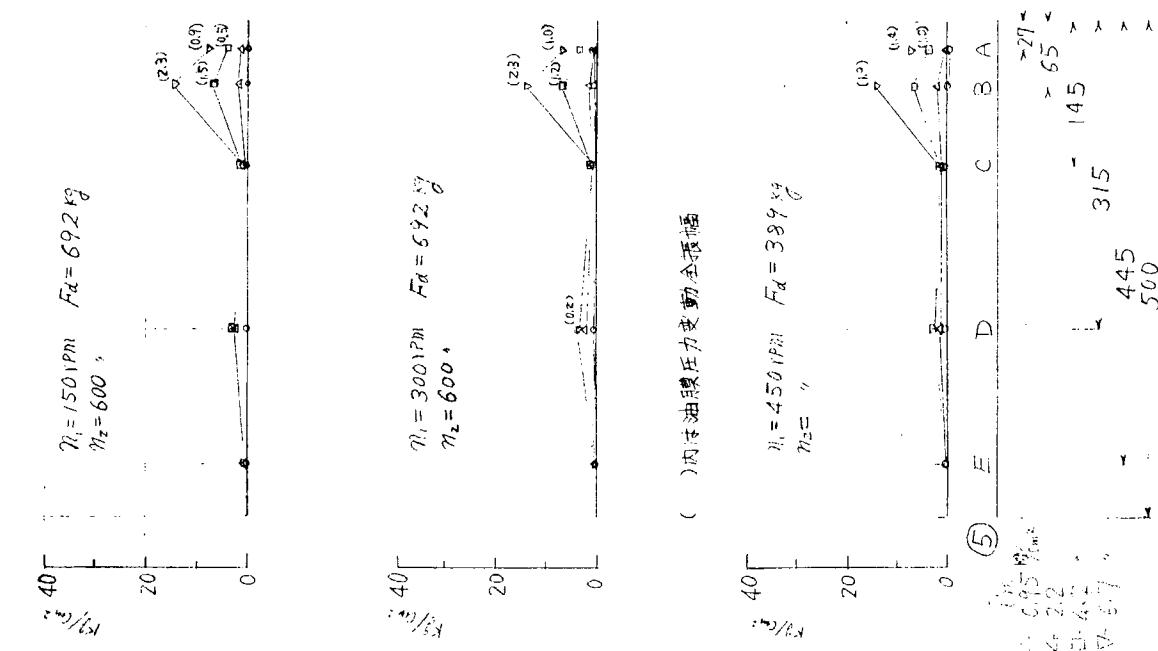


図 1.23 変動荷重時の油膜圧力分布、⑤列

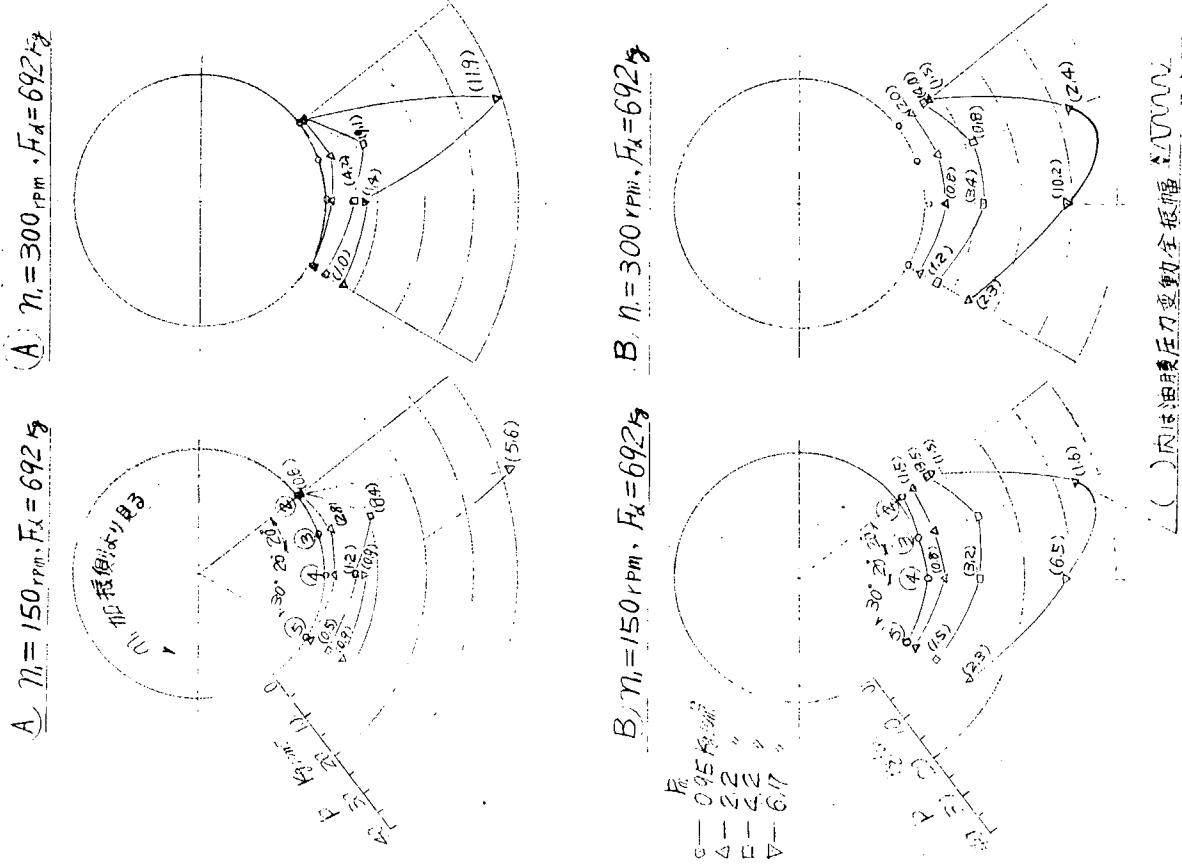


図 1.24 変動荷重時の油膜圧力分布 A、B断面

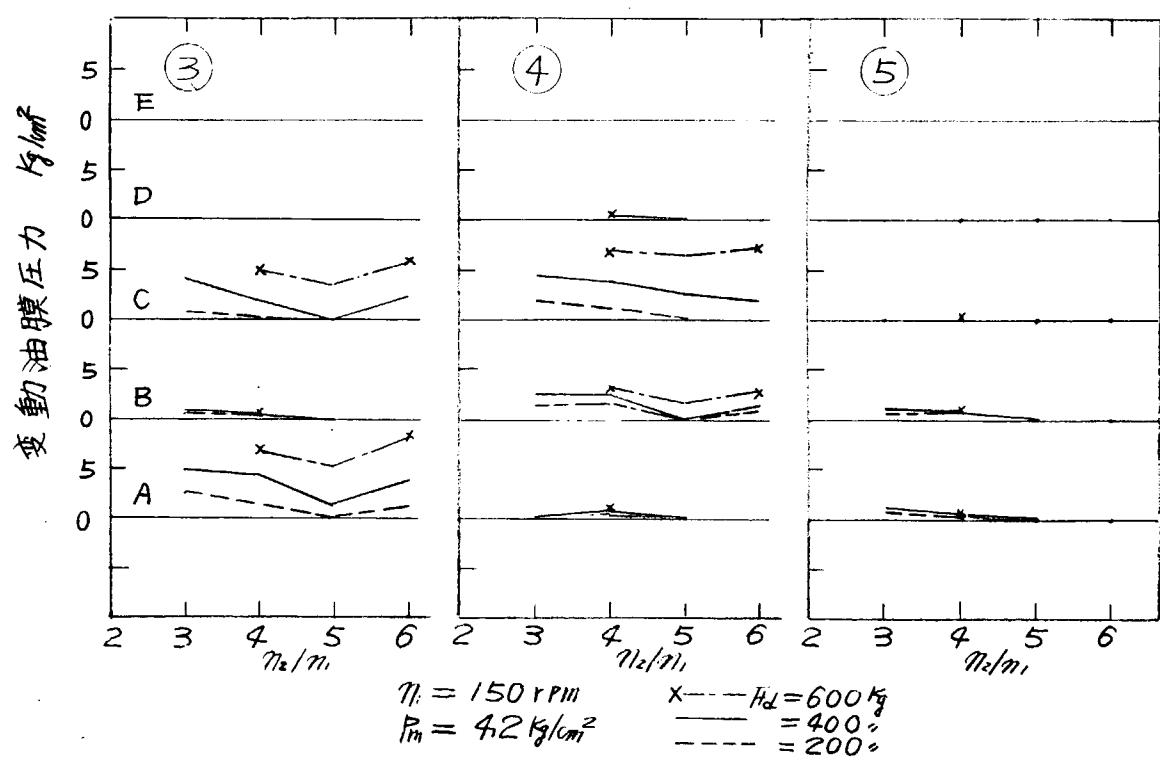


図 1.25 油膜圧力変動分の傾向 $P_m = 4.2 \text{ kg}/\text{cm}^2$

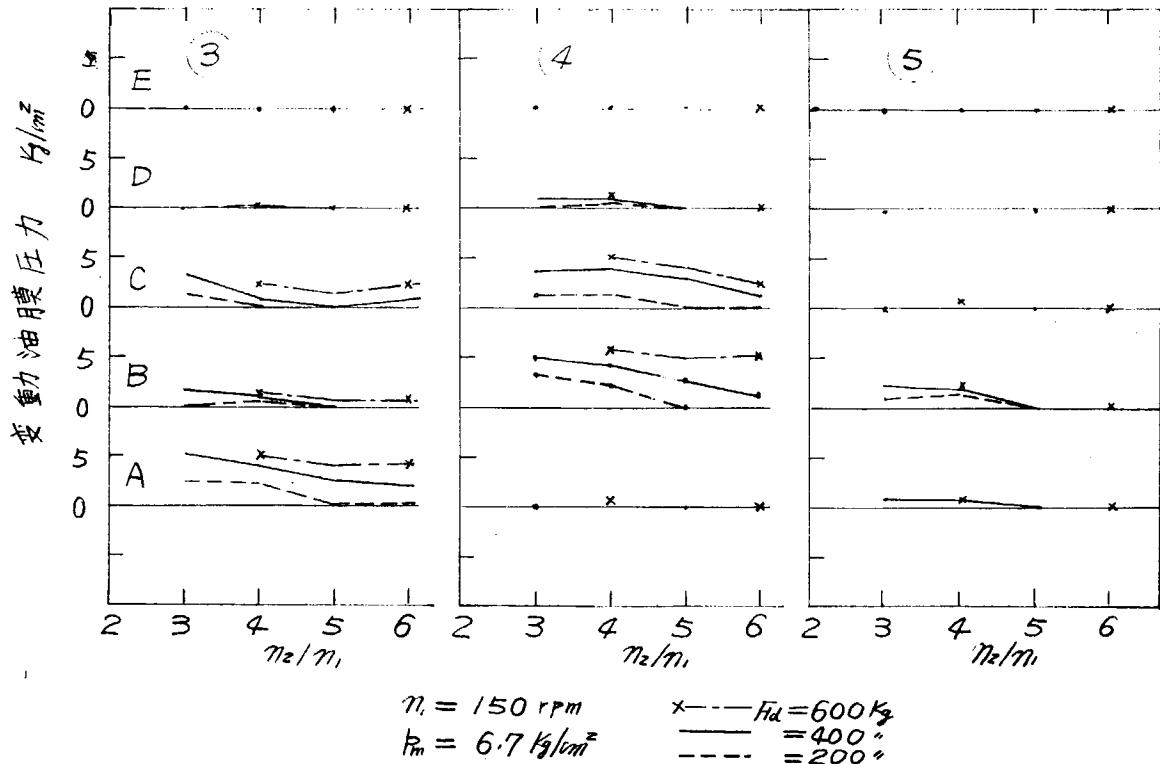


図 1.26 油膜圧力変動分の傾向 $P_m = 6.7 \text{ kg}/\text{cm}^2$

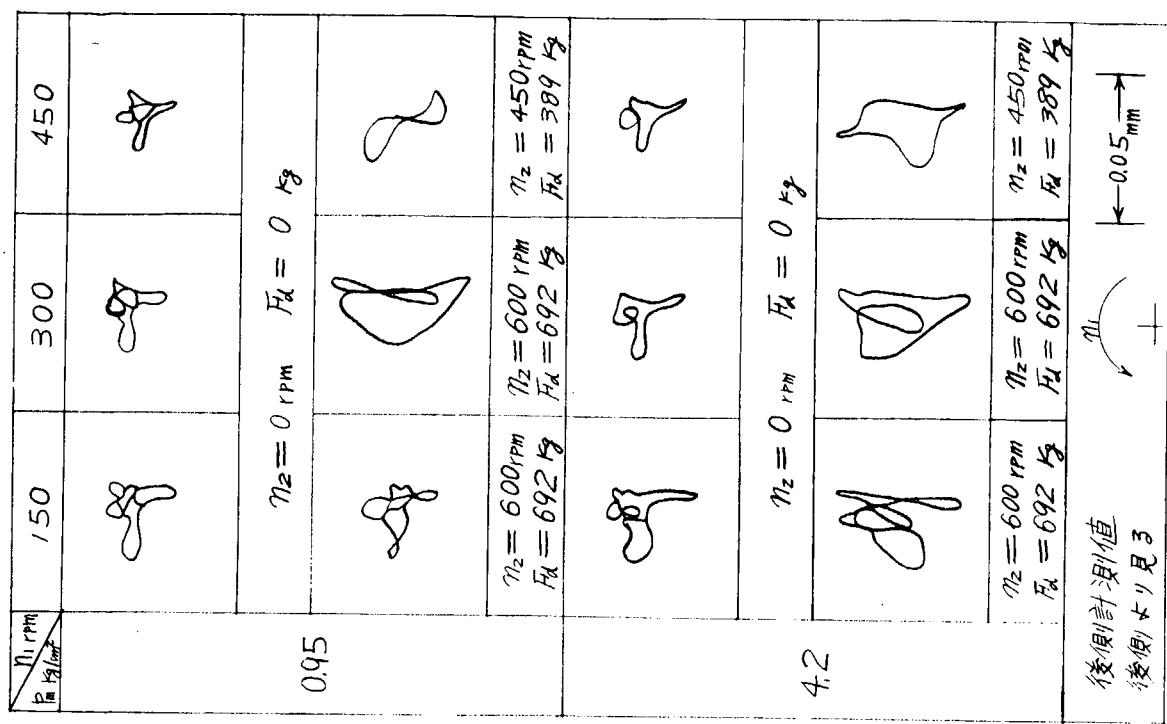


図1.2 静荷重および変動荷重時の軸心動跡

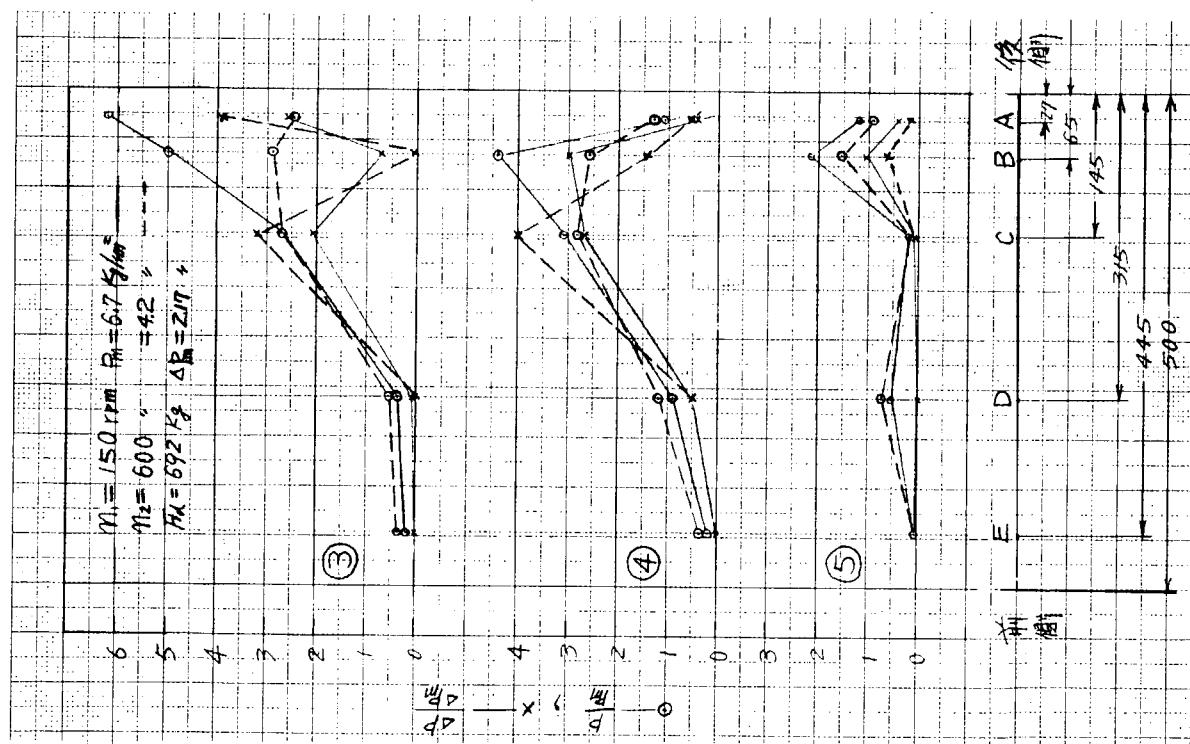


図 1.2.7 公称軸受圧力と静または重油膜圧力の比

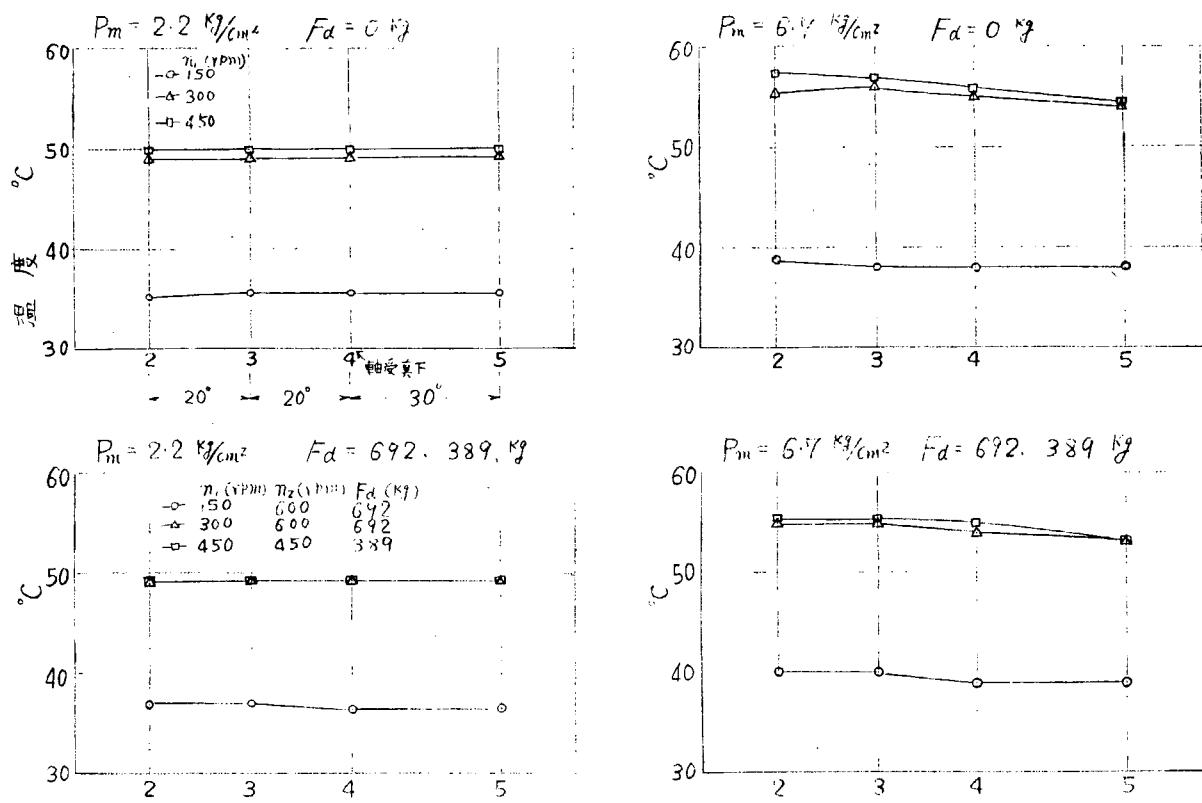


図 1.30 軸受メタルの温度分布、周方向(A断面)

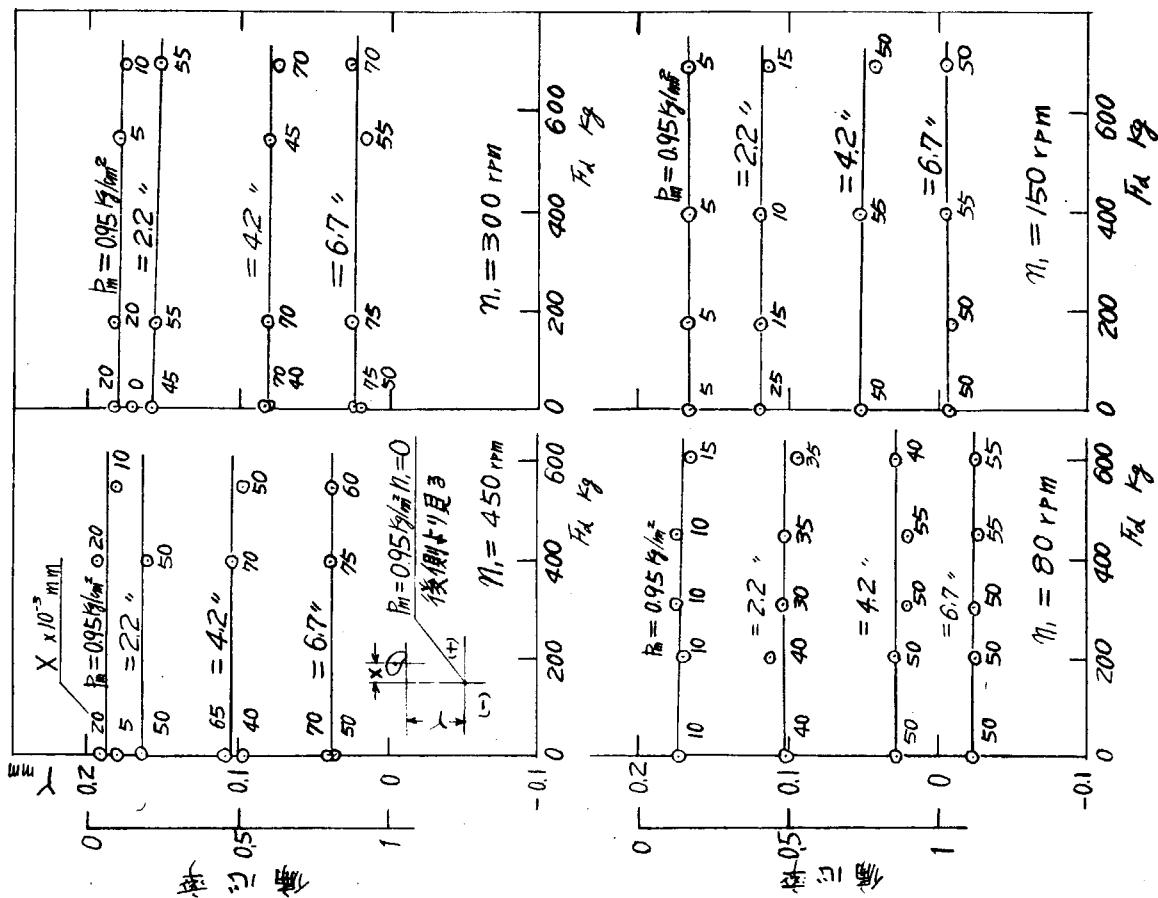


図 1.29 偏心率と振動荷重の関係

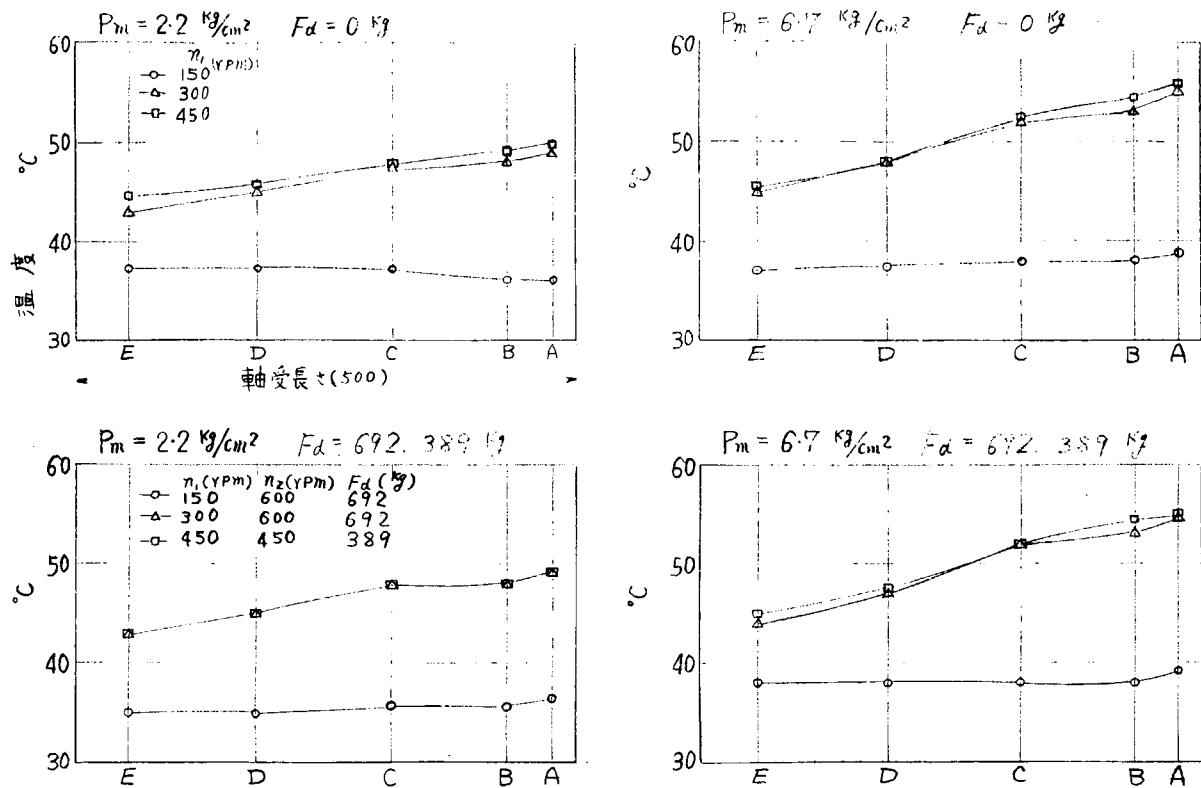


図 1.3.1 軸受メタルの温度分布、軸方向(真下)

第6章 [付録] 油潤滑式船尾管軸受の極低速実験

昭和44年までの実験において、最低回転数約3 rpmまでの計測を行ない、平衡荷重の場合、摩擦係数はゾンマフエルト数 $(\frac{r}{c})^2 \eta \frac{N}{P_m}$ で一曲線上に整理されることがわかった。しかし、 $(\frac{r}{c})^2 \eta \frac{N}{P_m} = 0.1 \sim 0.3$ 以下では同一曲線上にある場合でもなんらかの金属接触状態を伴っていることが実測の結果明らかになり、船尾管ホワイトメタル軸受は低速運転時に損傷を生ずる可能性のあることがわかった。

以上の結果、さらに確認するため、ターニング等の極低速回転に相当する領域に重点をおいた実験を行ない、主として摩擦係数の傾向について調査した。

6.1 実験装置および実験方法

極低速域を調べるために図1.3.2に示すような装置の一部を改造して、2段減速(ウォームギヤ1/50、ギヤ1/10)と可変速モータとの組合せにより0.16 rpmまでの実験を可能にした。供試軸受メタルは昭和44年度と同様、鉛基ホワイトメタルWJ-7であり、軸受間隙は約0.25mmで軸径に対して0.0125となる。

実験は平均軸受圧力 $P_m = 1, 2, 3, 5 \text{ kg/cm}^2$ の平衡荷重時と $P_m = 5 \text{ kg/cm}^2$ 、不平衡荷重士1,600 kgについて、軸回転数3 rpmから最低0.2 rpmまでについて行った。

6.2 実験結果

6.2.1 摩擦係数

各試験条件での摩擦係数を求めてこれをゾンマフエルト数で整理した結果を図1.3.3に示す。昭和44年度に

求めた曲線を一点鎖線で図中に示した。また、実験順序を示すために図中の実験点に番号を付した。

運転初期においては、ならしの効果が大きく、同一負荷条件で再度実験を繰り返すと、前回よりもかなり下まわった値となり、次第に一曲線上に近づく。ある程度ならしの進行した条件での $P_m = 5 \text{ Kg/cm}^2$ 、 $\pm 0 \text{ Kg}$ の値は、ほぼ一点鎖線の延長上にのっている。

図 1.3.4 は回転試験を行なう以前に求めた起動時の摩擦係数と軸受平均圧力との関係を示す。材質が異なるが、十分ならしの進行したメタルについて求めた値（SR-93で報告）と比べると、相当大きい値となっている。

図 1.3.5 は $P_m = 5 \text{ Kg/cm}^2$ 、 $\pm 1,600 \text{ Kg}$ 、 $n = 0.8$ 、 0.4 、 0.2 rpm における軸受摩擦トルクの変動状態を示す。

金属表面間の摩擦運動は、すべり速度が極めて遅く、すべり面の一方がある程度の弾性自由度をもつ場合、連続にならず「付着—すべり」の間欠現象を起すことが知られており、図 1.3.5 のトルク変動波形をみると明らかにこの種の運動をしていることがわかる。また、 $P_m = 5 \text{ Kg/cm}^2$ 、 $\pm 0 \text{ Kg}$ の場合においても $n = 0.2 \text{ rpm}$ でこの現象が生じている。

図 1.3.6 は単位回転数および単位時間あたりのトルク振動数と軸回転数との関係を示す。

6.2.2 メタルの当り状態

$P_m = 5 \text{ Kg/cm}^2$ 、 $\pm 1,600 \text{ Kg}$ 、 $n = 0.2 \text{ rpm}$ の条件で連続運転（200分、40回転）をしたときのメタルの当り具合を図 1.3.7 に示す。写真左は平衡荷重試験（計測番号 20まで）を終了した直後におけるものであり、メタル端部にわずかの当りが生じている。連続運転後においては軸受損傷に類する異常摩耗による強い当りの部分が船尾側端より少し内側に入った部分に生じている。この損耗の程度は前報で示したもの（ $P_m = 5 \text{ Kg/cm}^2$ 、 $\pm 1,600 \text{ Kg}$ 、 $n = 4 \text{ rpm}$ 、 50 hn ）ほどではないが、それに比べて運転時間にして約 $1/10$ 、回転履歴にして約 $1/130$ 以下であることを考慮するとその摩耗速度はかなり大きくなっているといえる。

当り部分に注目すると「付着—すべり」の間欠運動が原因と思われる横縞状の跡が摩擦トルク振動数より求めたピッチとほぼ同じ間隔でついている。連続運転時の摩擦係数は前報と同様、運転経過とともに若干低下している。

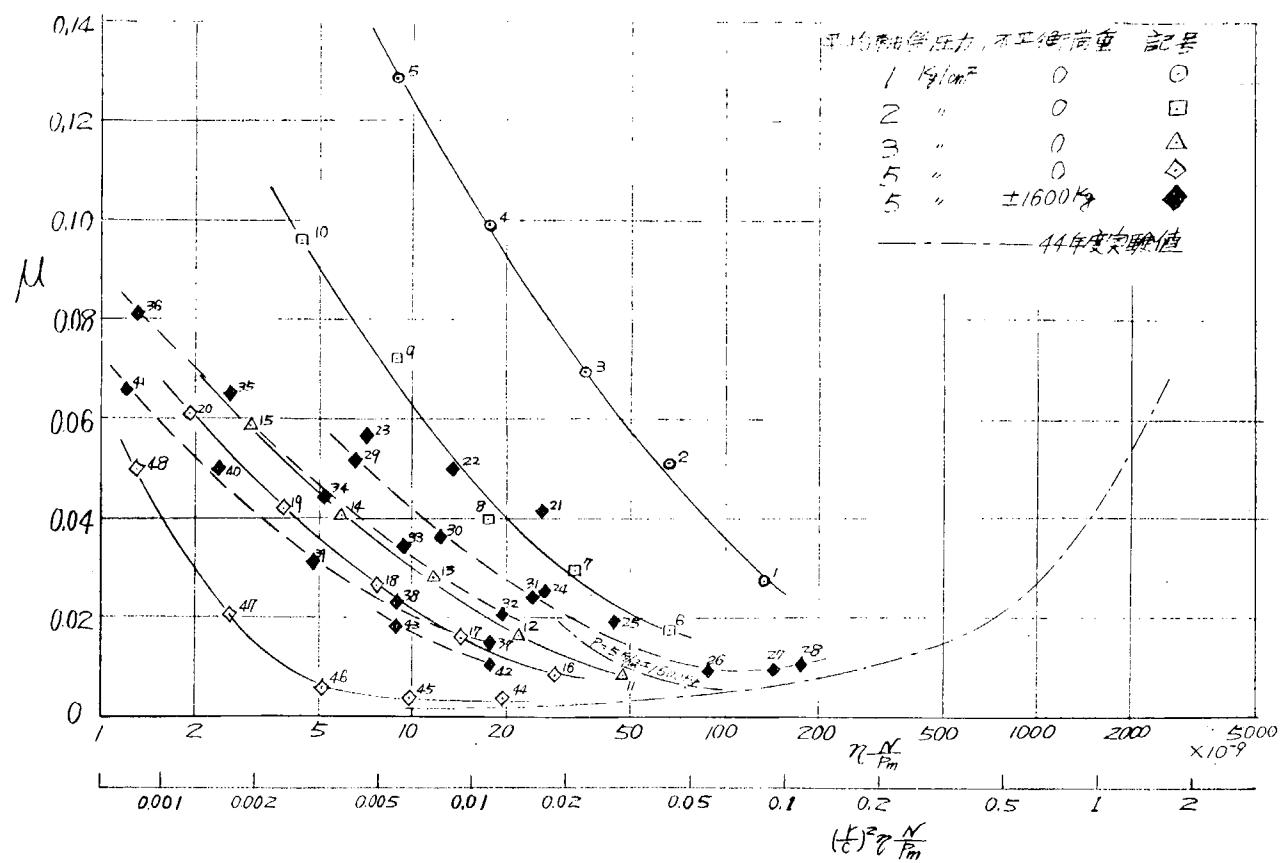


図 1.3.3 摩擦係数

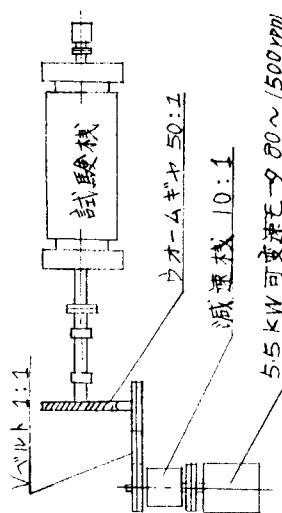


図 1.3.2 205φ船尾管冲受試験機駆動部略図

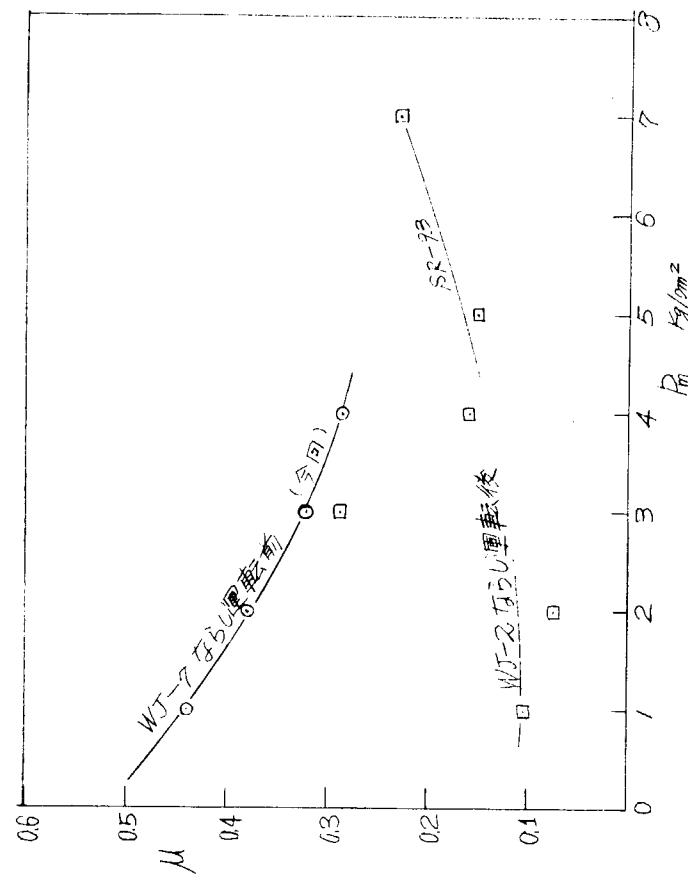


図 1.3.4 起動時の摩擦係数

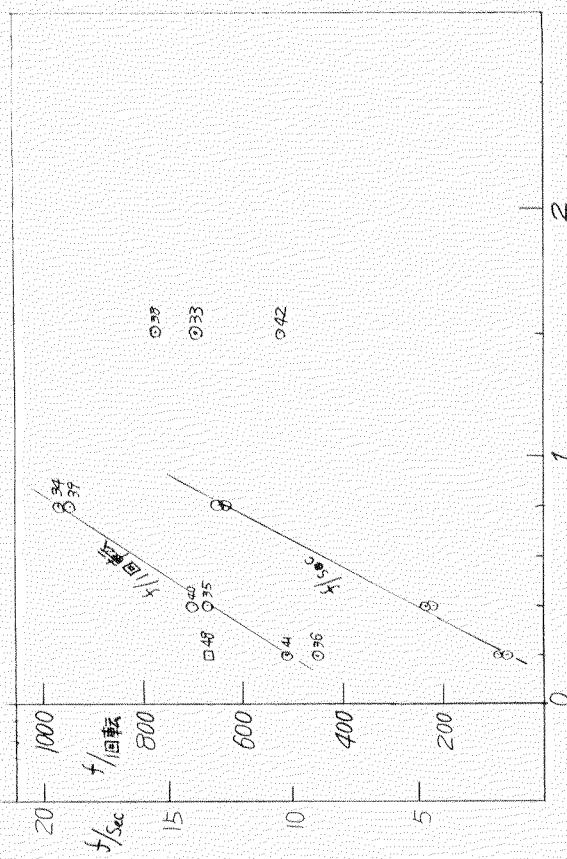
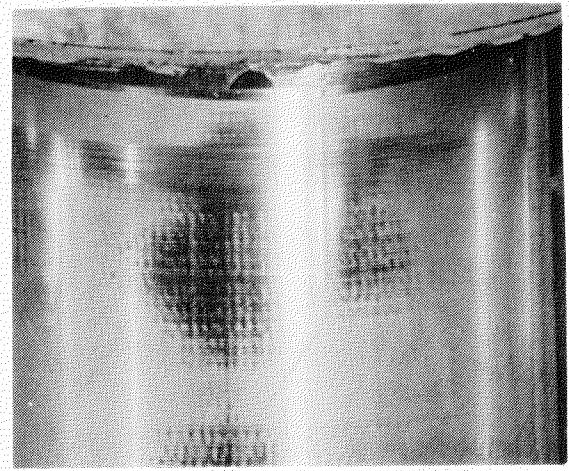


図 1.3.6 摩擦トルクの振動数(f)



後漢書

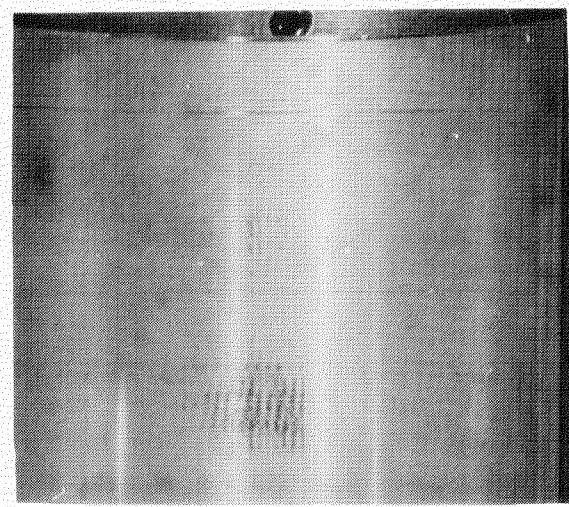


図 1.3.7 極低速時におけるメタルの当り状態
船尾側 $P_m = 5 \text{ Kg/cm}^2 \pm 1600$

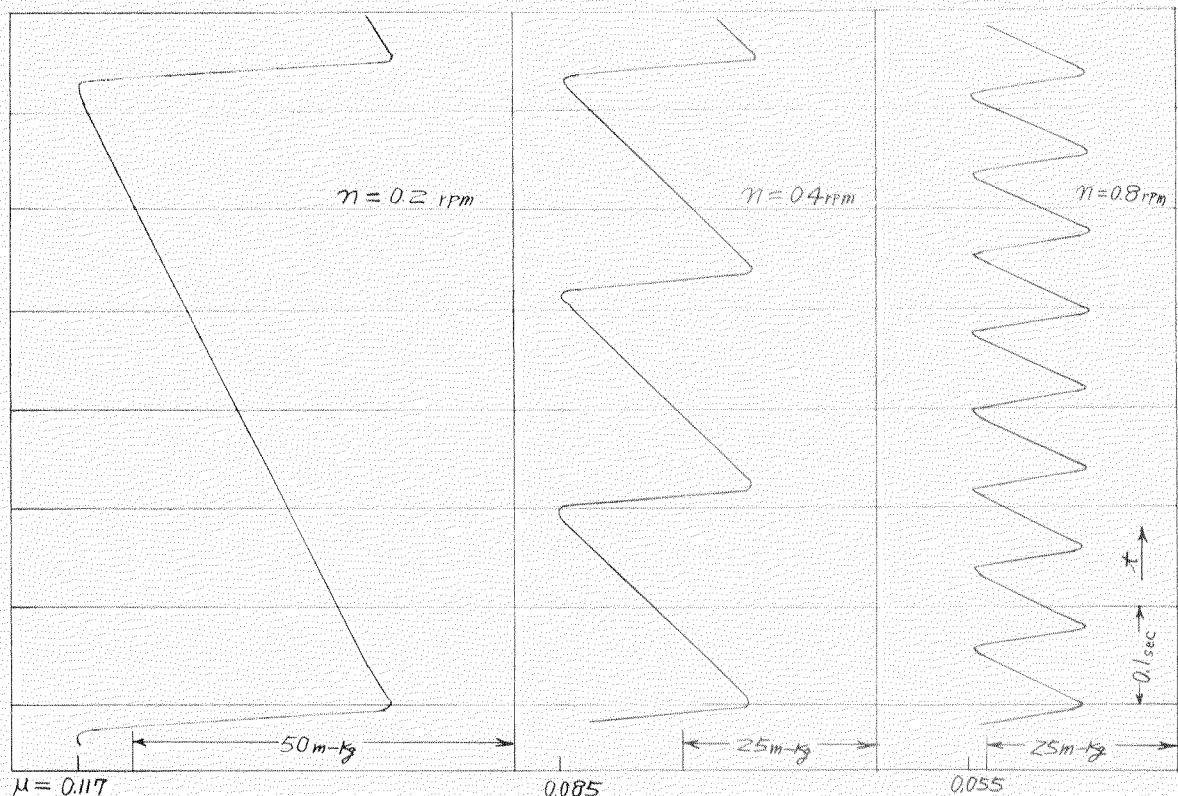


図135 摩擦トルク変動

$$P_m = 5 \text{ kg/cm}^2, \pm 1600 \text{ kg}$$

第2編 すべり速度が及ぼす船尾管軸受の 摩耗性能の模型実験

第1章 実験の目的

海水潤滑式船尾管軸受材（リグナムバイタを対象とする）の摩耗性能は相手スリーブ材の材質によって変ることを実験室的に明らかにした。しかし、これら一連の実験は摩擦速度が一定の状態で行なわれたもので、摩擦速度の因子を考慮したリグナムバイタの摩耗特性について全く検討されていない。

船尾管軸受は軸受の機構上、主機関のターニング時や起動時、また、湾内や河川、運河の運航時などには定常の場合よりもさらに低い回転数で使用される場合がある。このような状態では海水潤滑式軸受であっても、軸受内の潤滑膜の構成が非常に難しくなり、この時点に発生した軸受材およびスリーブ材の摩耗状態が定常運航時に持続して、定常運航時の過大摩耗の状況を誘起するのではないかと考えられる。

本研究はリグナムバイタと銅合金スリーブの速度摩耗特性を求めるため、大越式迅速摩耗試験機および極小型回転摩耗試験機を用いて試験を行なった。

第2章 供試材

2.1 スリーブ供試材

試験に供したスリーブ材は BC-3、BC-2+0.5Ni の2種類を選んだ、これら供試材の化学成分は表 2.1 にしめす通りである。

表 2.1 スリーブ供試材の化学成分および機械的性質

項目 材質	化 学 成 分					機械的性質		
	Cu	Sn	Zn	Pb	Ni	引張強さ Kg/mm ²	伸び %	かたさ HB
BC-3	残	1.056	1.64	0.14	—	26.0	22.5	74
BC-2+0.5Ni	"	8.43	2.84	—	0.48	28.5	26.3	70

2.2 リグナムバイタ供試材

リグナムバイタ供試材はガテマラ産のものを使用し、摩擦面には全て木口を使用した。

第3章 大越式迅速摩耗試験

3.1 試験方法

3.1.1 試験装置

試験装置は理化学研究所製、大越式迅速摩耗試験機を用いた。試験機の原理は図 2.1 に示す通り径 2r、厚さ B の回転円板を平面試験片に押しつけて摩擦し、表面より h の深さまで摩耗したときの摩耗痕巾を h とし、荷重 P と速度 V をそれぞれ組合せて試験を行なった。

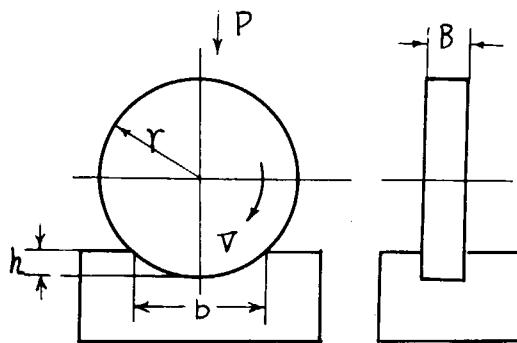


図 2.1 大越式迅速摩耗試験機の試験片

3.1.2 試験方法

図 2.1 にしめす試験装置において、回転試験片にスリープ材、固定試験片にリグナムバイタを用いて下記にしめす試験条件で試験を行なった。

試験条件	荷重 :	8.5 Kg	25.5 Kg
摩擦速度	:	0.054	0.083
(m/s)	:	0.51	0.78
回転片	BC-3, BC-2 + 0.5 Ni		
固定片	リグナムバイタ木口面		
潤滑水	水道水滴下		
摩擦距離	100 m		

試験片寸法は図 2.1 において $B = 3\text{mm}$ 、 $r = 15\text{mm}$ の標準寸法のものを用い、リグナムバイタの摩耗量は試験終了後の摩耗痕巾 δ で比較することにした。

3.2 試験結果

本試験機は摩擦距離が短くて、摩耗量の少ない表面層の摩耗傾向を求めることができる特徴を有している。試験は表面の状態を 2 種類変えて行なった。すなわち、試験前に 1 度研磨した回転試験片を 12 種類の摩擦速度の試験が終るまで使用する方法と、1 回の試験が終り次第研磨して次の試験を行なう 2 種類の方法である。前者を継続試験、後者を再研磨試験として区別した。

3.2.1 継続試験結果

試験の結果は図 2.2 に示すとおりで、図に明らかなごとく、いずれの荷重における試験結果も速度と摩耗の傾向はほぼ類似しており、摩擦速度が低下すると摩耗量は多くなる傾向をしめす。しかし、低荷重 8.5 Kg のときにこの傾向が最も顕著であるが、荷重が高くなるとこの傾向は若干少なくなる。すなわち、25.5 Kg の場合には摩擦速度が 0.173 m/s を越えると摩擦速度による摩耗量の差はそれほど現われなくなる。

これらの傾向はスリープ材 2 種について

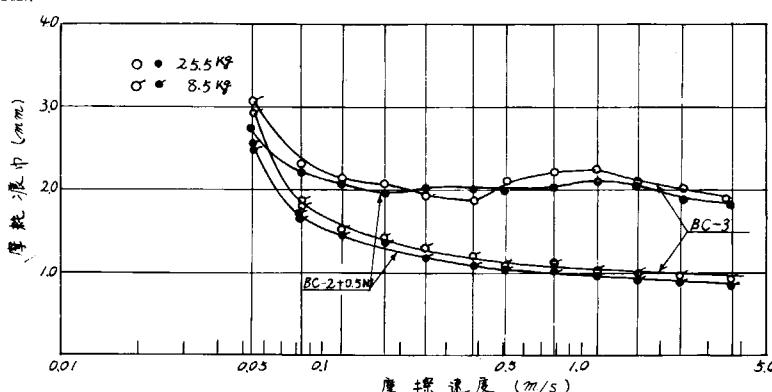


図 2.2 継続試験結果

てもほぼ同様で、BC-3に比べていずれの試験条件でもBC-2+0.5Niのほうが摩耗量は若干少なくなるのが認められる。

次いで試験の順序を逆にした場合の結果は図2.3にしめす通りで摩擦を3.6m/secの摩擦速度の点から開始し、漸次低速に移行させると、一時摩耗量は減少するが、さらに低速になると摩耗量は増加する傾向にある。この状態で0.054m/secまで試験を行ない、表面状態をそのままとして摩擦速度を増加させると、図2.2の結果とほぼ同様の傾向に落付くのがわかる。

この傾向からみて、図2.2の低速時の摩耗量の増加は摩擦の初期の状態が大きく影響しているものと思われる。

例えば図2.4に摩擦距離と摩耗量の関係の1例を示した通り、摩擦距離100mのうちで5mの摩擦距離において全体の摩耗量の約1/2が計測できる結果をうることができ、この試験機においては、摩擦の初期の状態が摩耗量に大巾に影響することが明らかとなった。

3.2.2 再研磨試験結果

回転試験片を1回ごとに研磨して、前述と全く同様の試験を行なった結果は図2.5にしめすとおりである。図に明らかなごとく、継続試験の結果と比較していずれの荷重の場合も摩擦速度と摩耗量の傾向は大巾に相違し、むしろ前回の場合とは逆で摩擦速度が増加すると摩耗量は増加する傾向にある。また、スリープによる差も一層顕著に現われている。

再研磨を行なう際の回転片のすべり速度はそれぞれの摩擦速度と同様で砥石の回転数は一定として行なったもので、回転片の表面の状態はそれぞれの

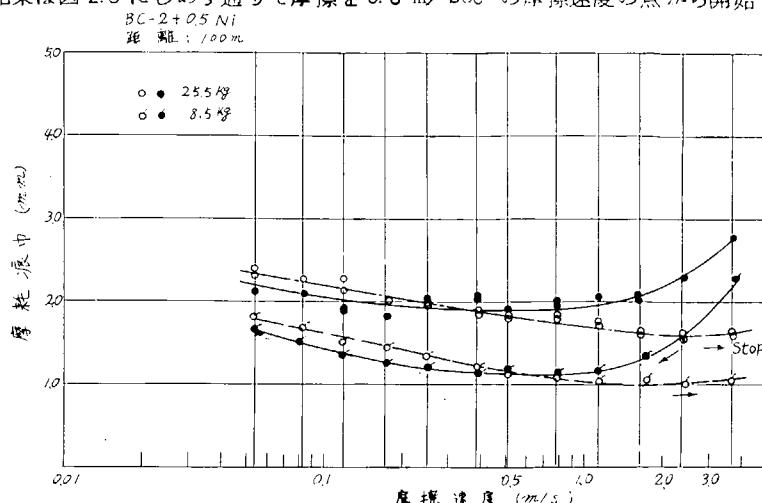


図2.3 継続摩擦の摩擦過程の影響

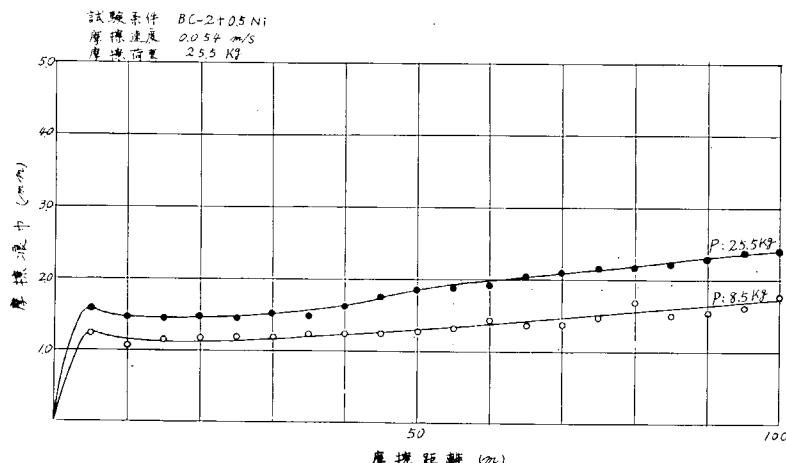


図2.4 摩擦距離と摩耗量の関係

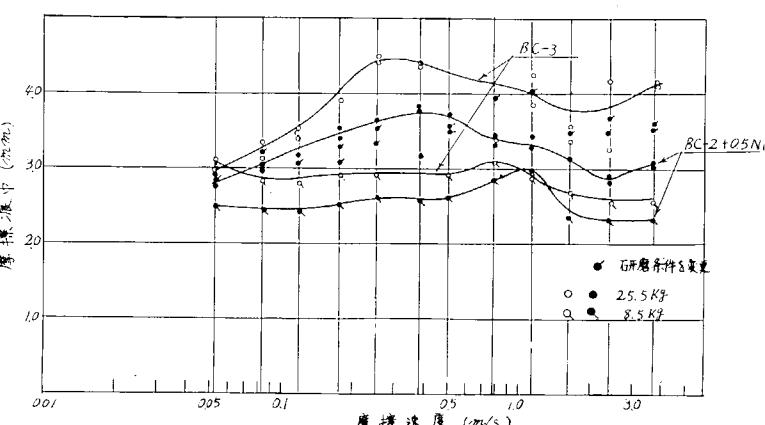


図2.5 再研磨試験結果

試験条件で異なるものと考えられた。このため回転片の表面の状態を一定として25.5kgの荷重で試験を行なった結果は図2.5の●印でしめした通りであり、回転片の表面の状態によって試験結果にはそれほど影響がなく、むしろ図2.4にみられる摩擦の初期の表面の状態の影響が大きくなり、荷重、摩擦速度が増加するとこの傾向はさらに増加するものと思われる。

3.3 まとめ

大越式迅速摩耗試験機を用いてリグナムバイタと銅合金スリープの速度摩耗特性を求めたが、試験片の表面の状態によって大巾に傾向が異なることが明らかとなった。すなわち、スリープの表面が摩擦される過程である程度なじみが生じて来ると（継続試験）摩擦速度が増加すると摩耗量は減少する傾向にある。また、スリープ材の材質にはほとんど影響はなく、BC-3に比してBC-2+0.5Niのほうが若干摩耗量は少なくなる。

第4章 極小型回転摩耗試験

4.1 試験方法

試験装置は極小型回転摩耗試験を用い、BC-3、BC-2+0.5Niスリープ材（表2.1）とリグナムバイタを組合せた場合の速度摩耗特性を求めるため、下記の試験条件で試験を行なった。

試験条件 摩擦回転数：20、50、100、200、300、400、600、800

荷重：30、60Kg/cm²

ただし、20、50、100のみ60、120Kg/cm²

試験時間：100時間

潤滑状態：水道水 30°C 500cc/min

4.2 試験結果

4.2.1 摩擦速度と摩耗の関係

軸回転数を200rpm、600rpmとした場合のリグナムバイタの摩耗傾向を図2.6にしめす。図に明らかなとおり試験軸回転数によって摩耗傾向は若干異なる。すなわち、200rpmの場合では 5×10^5 回まで初期摩耗の傾向が認められるが、600rpmの場合にはこの初期摩耗の傾向が全く認められない。また、400rpm、800rpmの場合もほぼ同様である。

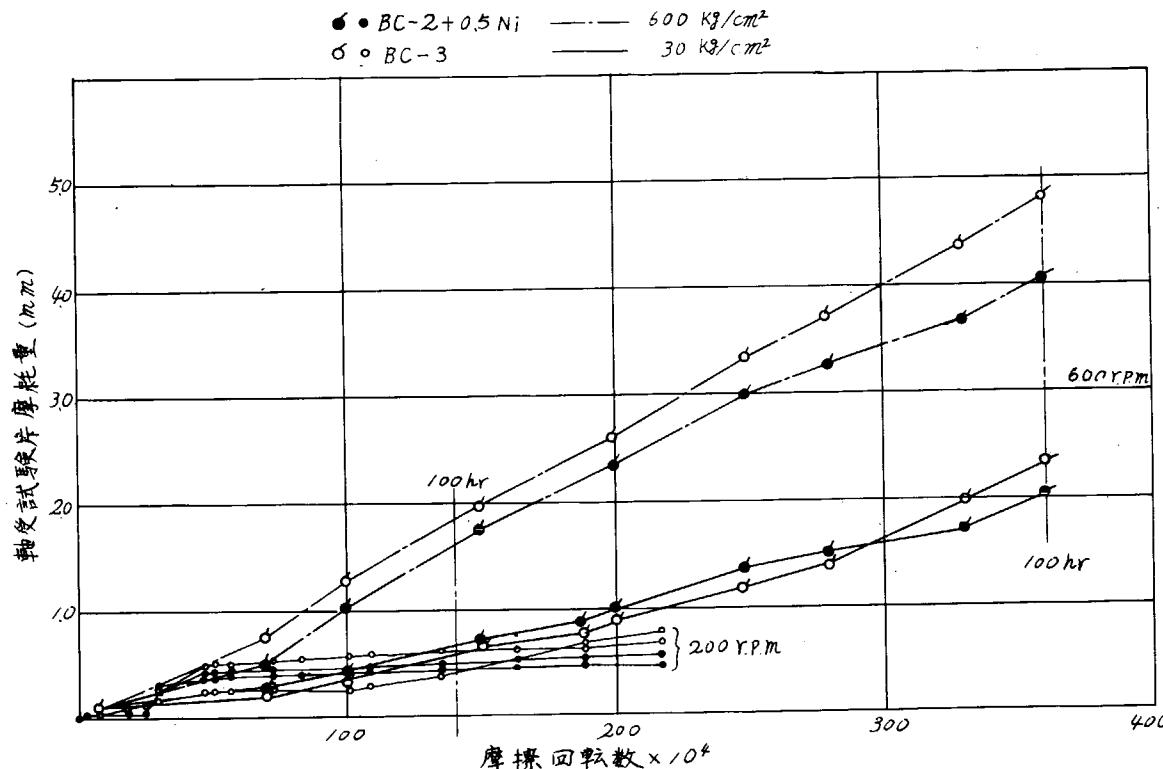


図2.6 リグナムバイタの摩耗傾向

これに対して 20 rpm、50 rpm と低回転数で試験を行なうと、リグナムバイタの摩耗量はほとんど計測できなかった。このため、20、50、100 rpm の場合に限って面圧は 6.0 Kg/cm²、1.20 Kg/cm² と今までの試験の場合の 2 倍としたが、やはり同様の結果であった。

試験条件により特に試験では摩耗量が検出できないため、試験時間を当初の 100 時間より長くなるものもあり、比較が困難となつた。そこでこれらを比較に便をよくする 100 時間を一つの尺度で整理すると表 2.2 にしめす通りの結果をえた。

表 2.2 試験結果

スリープ 荷重材 (Kg/cm ²)	軸受摩耗量 (mm)				スリープ摩耗量 (mg)			
	BC-3		BC-2+0.5Ni		BC-3		BC-2+0.5Ni	
	60	120	60	120	60	120	60	120
20	0.015	0.015	0.015	0.015	49.6	143	31.0	28.8
50	0.01	0.03	0.01	0.01	52.3	59.1	38.3	74.0
100	0.03	0.06	0.03	0.05	70.5	64.4	50.3	61.3
200	0.37	0.56	0.45	0.39	76.3	86.7	64.1	70.7
300	1.00	2.10	0.95	1.14	87.7	81.2	77.5	95.6
400	1.12	3.00	1.07	2.34	44.3	60.2	30.0	48.3
600	2.35	4.80	2.05	4.15	66.9	74.5	55.1	64.2
800	53.1	82.9	4.83	7.67	120.0	150.8	85.9	152.5
200～800 荷重 (Kg/cm ²)	30	60	30	60	30	60	30	60

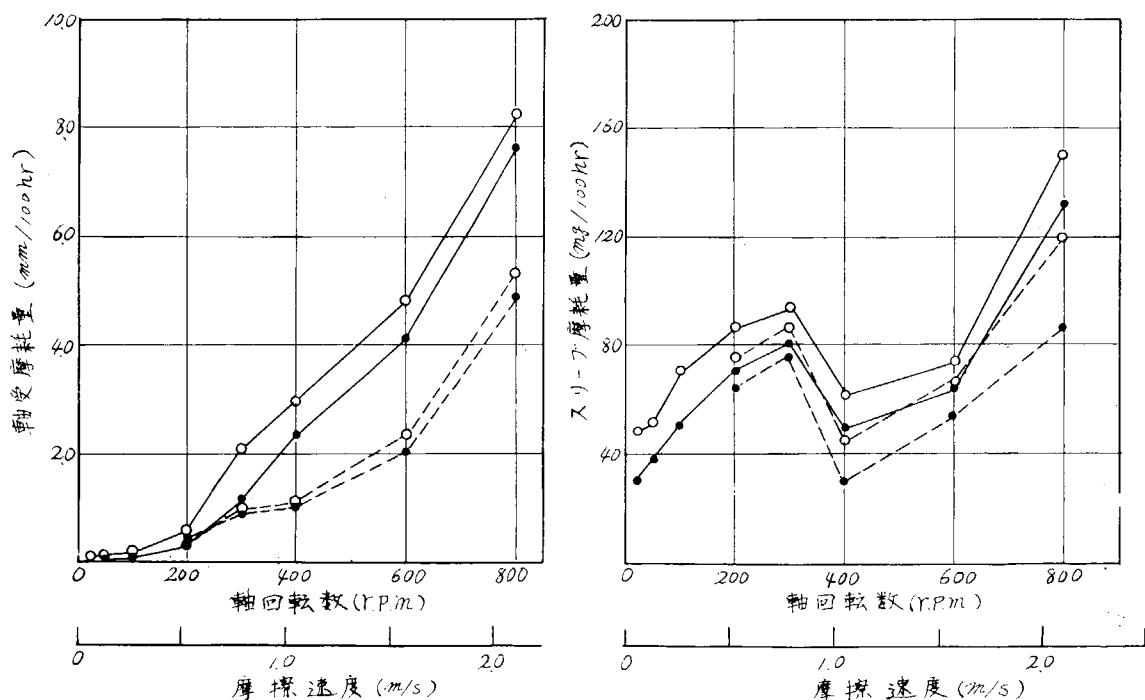


図 2.7 リグナムバイタ、銅合金スリープの速度と摩耗量の関係

これらの結果を軸回転数と摩耗量の関係で整理すると図2.7にしめす通りとなる。図に明らかな通り軸受摩耗量は軸回転数が増加すると増加の傾向をしめし、800 rpm のときが最大となる。軸スリープ材の摩耗の傾向は軸受材とは若干異なり、300 rpm と800 rpm の回転数のときに摩耗量が極大となる。

20 rpm、50 rpmの状態で試験終了後の軸受材、スリープ材の表面の状態は写真2.1にしめす通りで、摩擦速度の低いときには軸受の摩耗量はほとんど認められないが、写真2.2にしめすような軸受表面に軸スリープの摩耗粉が多量に付着しているのが認められる。この状態が持続するためには低速時の軸受摩耗量は増加しないで、逆に軸スリープの摩耗量が増加する結果となったものと推定できる。

このような傾向は試験に使用した2種類のスリープ材にもほぼ同様に認められる傾向で、BC-2+0.25Niの場合でもほぼBC-3と同様の状況であった。

4.2.2 継続試験結果

BC-2+0.5Ni、スリープ材と組合せて20 rpm の試験を行なった試験片を用いて、1360 rpm (3.62 m/sec) 30 kg/cm 2 、60 kg/cm 2 の試験を行ない、低速摩擦時に生じた軸受材およびスリープ材の表面の状態が高速 (3.62 m/sec) の摩耗に影響を及ぼす状態を確認した。

結果は図2.8にしめす通りで、最初から 3.62 m/sec で試験を行なったものに比べて摩耗量は数倍増加することが明らかとなった。これと同様の試験をBC-3についても行なってみたが、ほぼ同様の傾向であった。こ

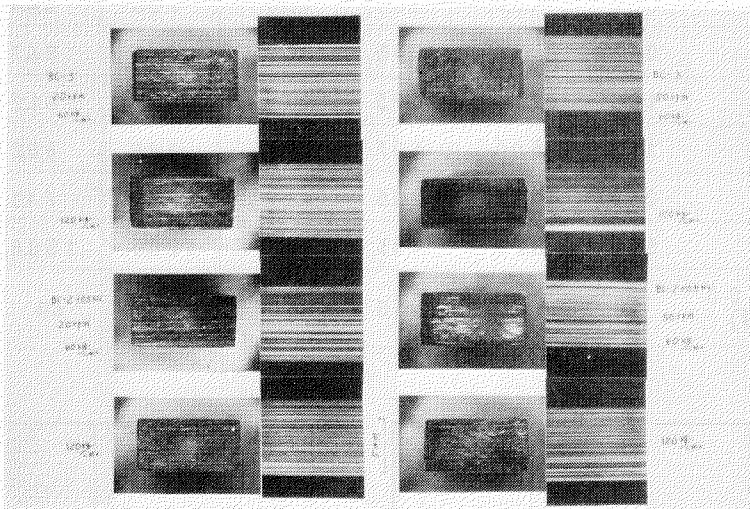
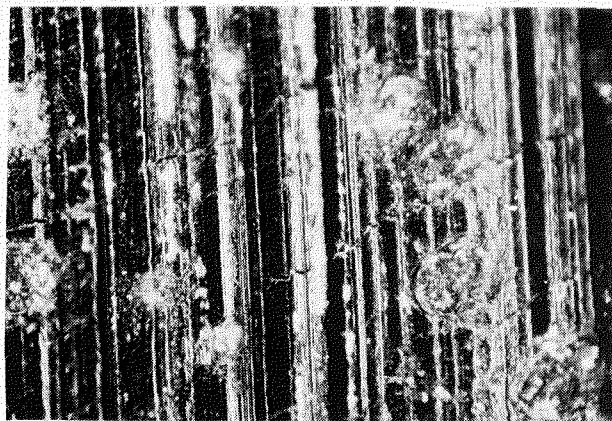
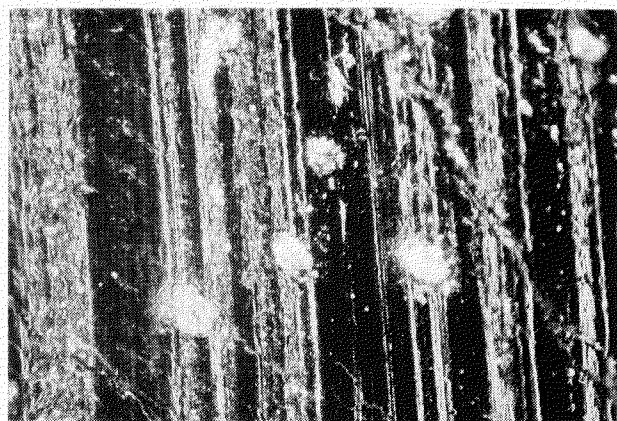


写真2.1 試験後の摩擦面



BC-2+0.5Ni
20 rpm 60 kg/cm 2



BC-3
20 rpm 60 kg/cm 2

写真2.2 リグナムバイト表面

れは 20 rpm の低速時に軸受材の表面に付着したスリーブの摩耗粉がスリーブの表面に与えた損傷がそのまま持続し、回転数の増加に伴う軸受表面の機械的摩耗の増加とが重なり、過大な摩耗量が検出される結果となったものと推定される。

この問題については、非常に少ない試験結果のため明確な結論は見出せなかつたが、リグナムバイタの過大摩耗の原因の一つとも考えられる。したがって、今後統計的な試験により明確な結論を出す必要があるものと思われる。

4.2.3 摩耗量の自動計測について

今回軸受の摩耗量を自動的に計測記録する方法を検討するため、写真 2.3 にしめす通りの変位計を試験機に取付けて試験を行なってみた。

試験に用いた変位計、増巾器は次の通りで試験中に記録した摩耗

変位計 I D S — I T 新興通信

増巾器 D S 6 — M T H "

記録計 B 6 4 1 理化電気

計測結果の一例は写真 2.4 にしめす通りである。

写真 2.4 は 800 rpm のときの記録の一部で摩耗量の比較的多いものに対するは非常に簡便な計測が可能であるが、摩耗量が少なくなると零点の位置が移動 ($0.02 \text{ mm}/1.2 \text{ hr}$) し、厳密な計測は無理なようである。

第 5 章 考 察

リグナムバイタと銅合金スリーブ材を組合せた場合の速度摩耗特性を検討するため、2種類の試験装置を用いて試験を行なった結果を要約すると次の通りである。

- 1) 大越式迅速摩耗試験機によって求めた速度摩耗特性においては試験開始時のスリーブ材の表面状態によって、軸受材の摩耗量が大きく異なるが試験を継続し表面にある程度のなじみを生じると、結果のバラツキも少なくなり、摩擦速度が低いほどリグナムバイタの摩耗量は多くなる傾向が認められた。

またスリーブ材の材質を変えてもほぼ同様の傾向が認められ、B C — 3 に比べて B C — 2 + 0.5 N I のほうが

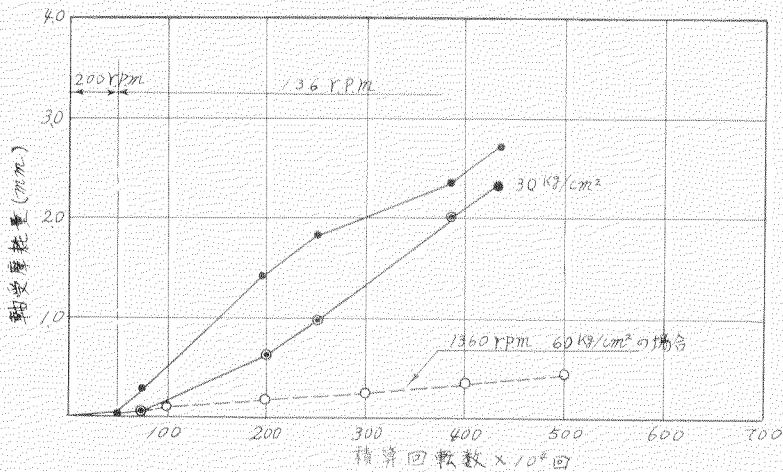


図 2.8 低速時の摩擦の影響

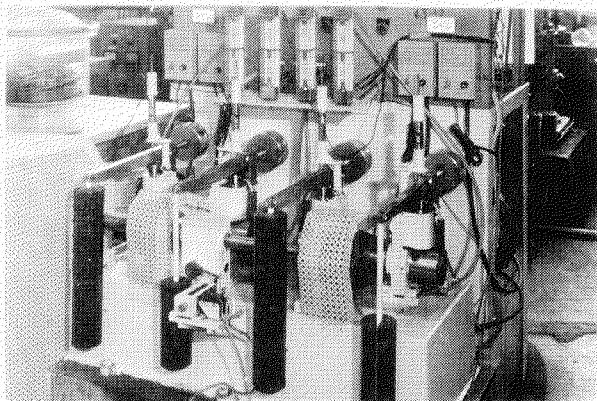


写真 2.3 记録計の取付状況

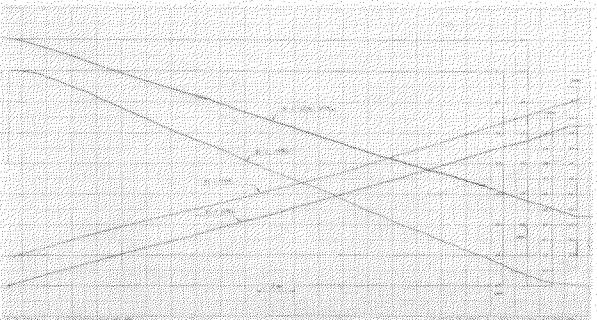


写真 2.4 摩耗量計測記録例

グナムバイタの摩耗量は若干少ないようである。

2) 極小型回転摩耗試験機を用いた同様の試験では、摩擦距離を一定とした場合と試験時間を一定とした場合とでは結果に差があり、いずれの方法で整理すべきかの結論は得ないまま、試験時間を一定とする試験方法で摩擦速度の影響を検討した結果、摩擦速度が低くなってしまっても大越式迅速摩耗試験機での結果とは逆に軸受の摩耗量は少なくなる結果を得た。このことから摩擦距離を一定とした場合には若干の差はあるが当初予想されたように、摩擦速度の低いときに摩耗量が大巾に増加する結果は推定できない。低速の状態ではリグナムバイタの摩耗にはそれほど大きな影響はないが、スリープの摩耗粉が軸受表面に嵌入され、かえってスリープの表面を損傷させる傾向にある。

3) 低速時に生じた摩擦表面の状態が、定常状態の試験に及ぼす影響について検討してみた結果、少ない試験の結果ではあるが、最初から定常状態で試験をしたものに比べてリグナムバイタの摩耗量が急激に増加する現象が認められた。この点について非常に興味ある現象であるため今後、計続的な実験により明確な結論を得ることが、リグナムバイタの過大摩耗の原因の一つの決め手となるものと思われる。

2種類の試験機を用いて摩擦速度の影響について検討したところ、結果においても一致した結果は得られなかつたが、低速時に発生する状態は軸受よりもむしろスリープ材に及ぼす影響が大きく、これが定常運航時に何らかの障害を及ぼす可能性のあることが推定できる。

第3編 C.F.R.P. (カーボン複合材)の油潤滑式 船尾管軸受への適応性確認模型実験

第1章 実験の目的

本実験はC.F.R.P.材(カーボン複合材)の有する特性のうち、特に自己潤滑性、耐摩耗性に着眼し、模型実験により、実船への適応性を確認することを目的とするもので、ホワイトメタルとC.F.R.P.軸受の平軸受特性比較およびC.F.R.P.材料のPV限界を掌握するにある。(※PV限界は平均軸受荷重×周速kg/cm²·m/sの値で摺動材料摩擦性能の目安となる。)

第2章 実験装置

2.1 実験装置

2.1.1 模型実験装置

軸受特性計測用模型実験装置の概要を図3.1に、駆動部、回転軸部を図3.2、図3.3に示す。

本装置は軸径3.0mmのプロペラ軸②と中間軸⑤を回転軸とし、その回転軸は低速ギヤードモーター⑫により、チェーン駆動され、回転軸は低速ギヤードモーターとの間に設けられた鎖車⑦⑧⑨により、3段変速できる機構となっている。

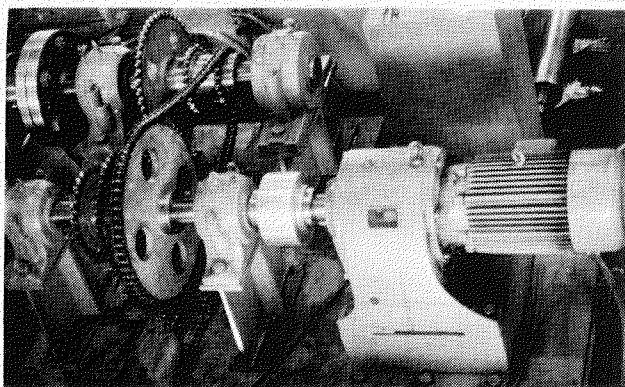


図3.2 駆動部

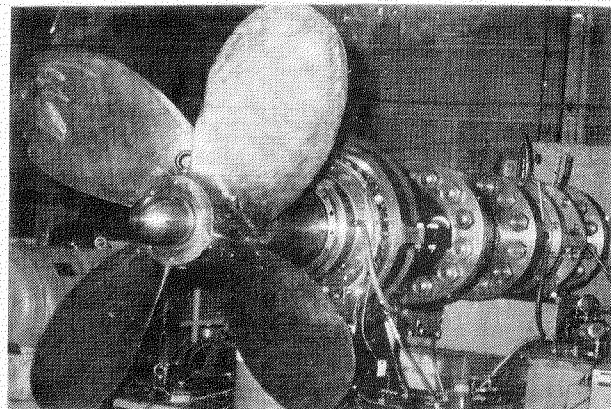
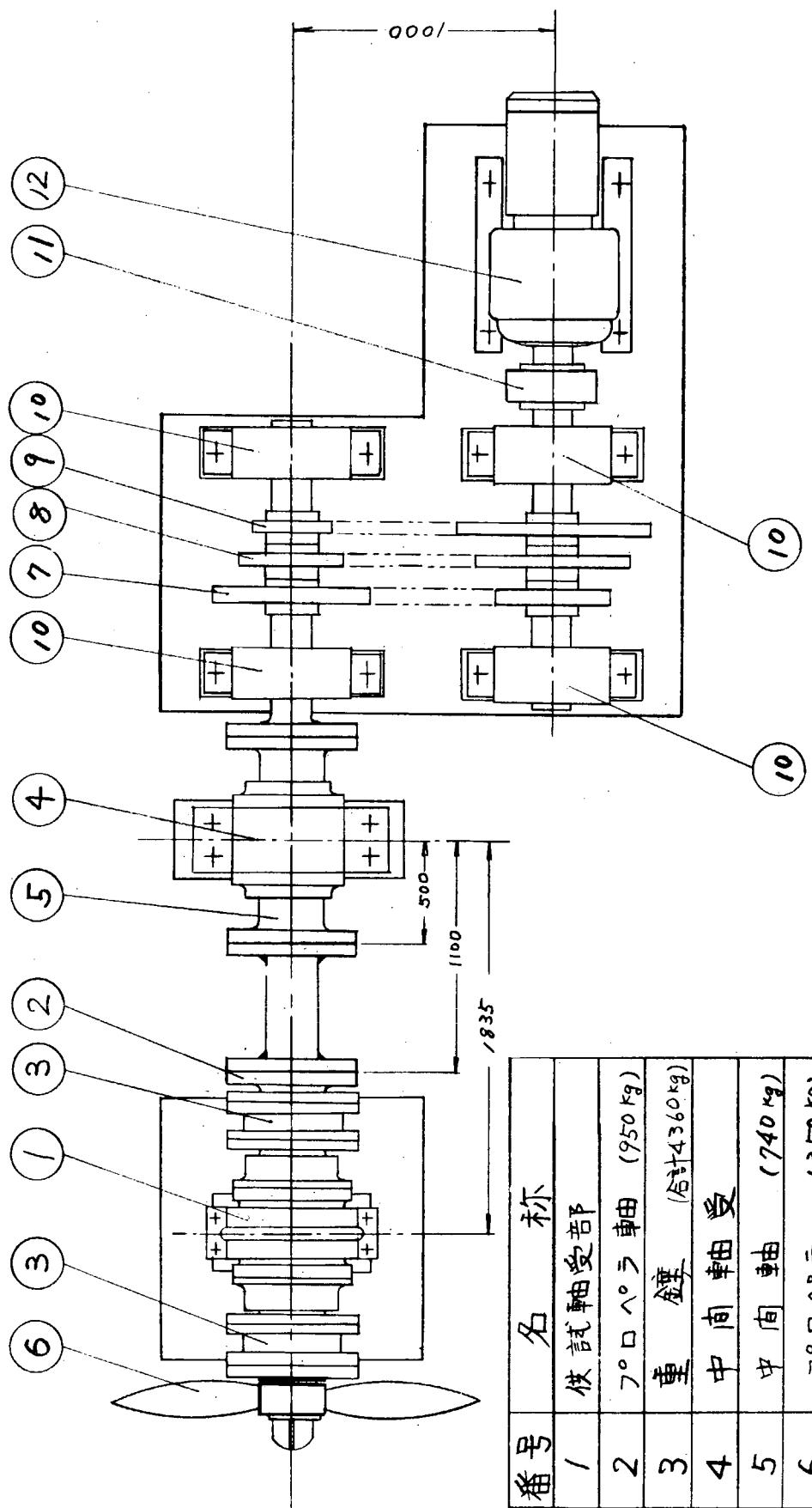


図3.3 供試軸受部

装置の主要要目は次の通りである。

駆動装置	3.0kW 50R.P.M. ギヤードモーター
プロペラ軸回転数	3.0、9.0、15.0R.P.M.(3段変速)
軸受荷重	1.280～56.60kg
軸受部移動距離	5.00mm以下(軸方向)
プロペラ軸外径	3.00mm
軸受部長さ	3.00mm
潤滑油圧力	1.5kg/cm ² 以下
潤滑油温度	0～80°C
潤滑油流量	1.2l/min以下



番号	名 称
1	供試軸受部
2	フローラ車輪 (950 kg)
3	重錘 (合計4360kg)
4	中間軸受
5	中間車輪 (740 kg)
6	フローラ (350 kg)
7	鍛車 (30 rpm)
8	" (90 rpm)
9	" (150 rpm)
10	玉軸受
11	ローラーチューンカッフル
12	伝達ヤードモーター

図 3.1 実験装置概要

2.1.2 供試軸受部詳細

供試軸受部の詳細を図3.4に示す。供試部にはプロペラ軸と0.4mmのクリアランス(直径で)を持たせたクリアランスシール(非接触式シール)を軸受の両端に固定させてあり、軸受荷重は図3.5に示す位置に2つ割の重錘を図3.6のように供試軸受に対して均等に加わるよう取り付ける。強制給油される潤滑油はJISK2213ターピン油(添加ターピン種4号相当)を使用し、油タンクに設けられた冷却器、加熱器により、温度調節され、図3.7に示す系統図にしたがって、その流量、圧力は制御される。

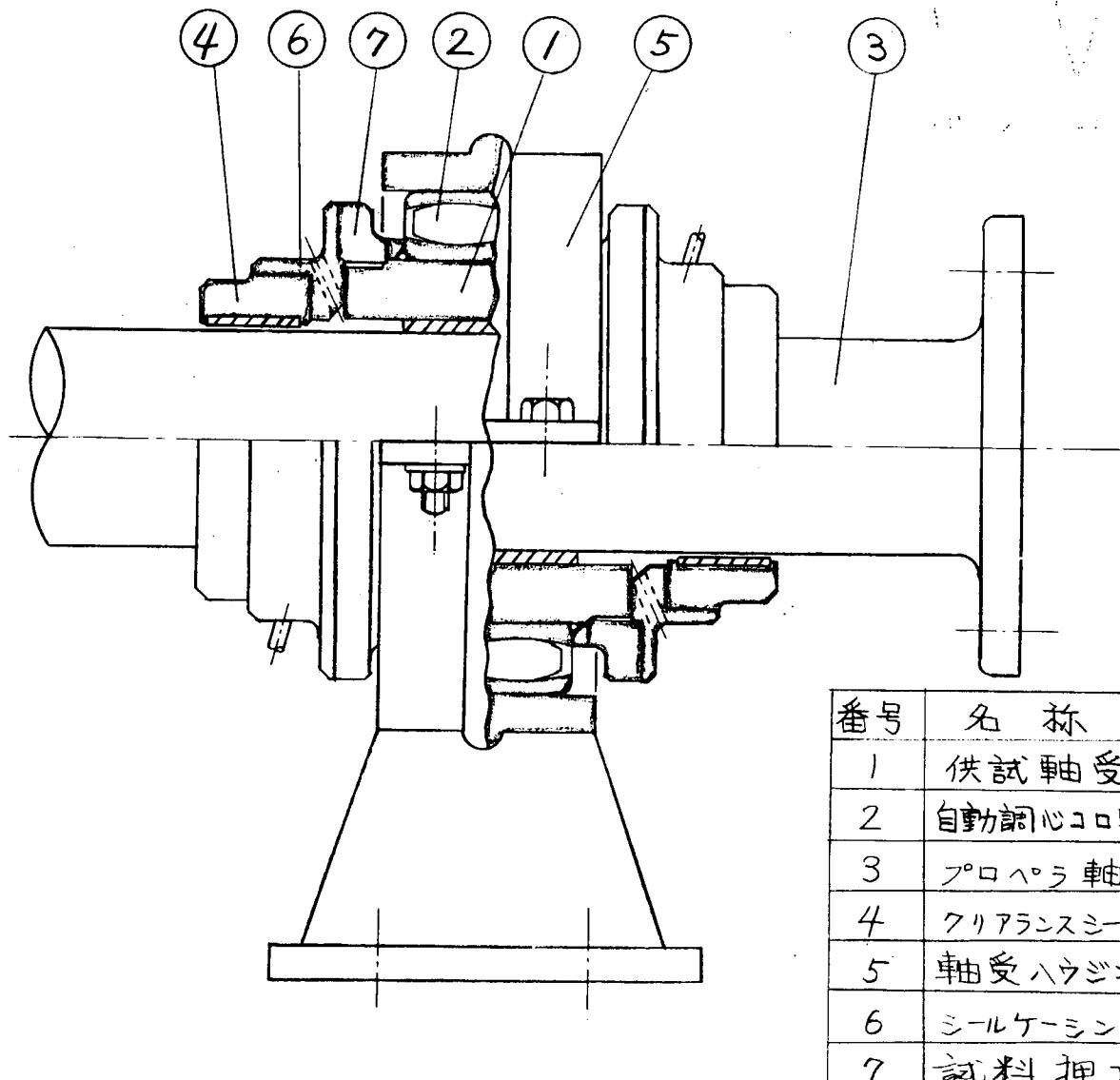


図3.4 供 試 部 詳 細

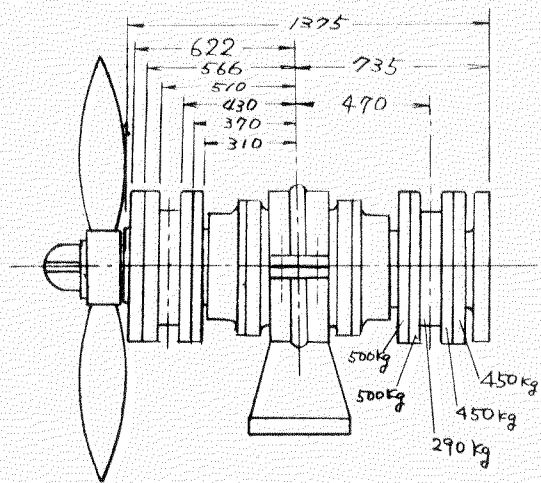


図 3.5 重錐取付位置図

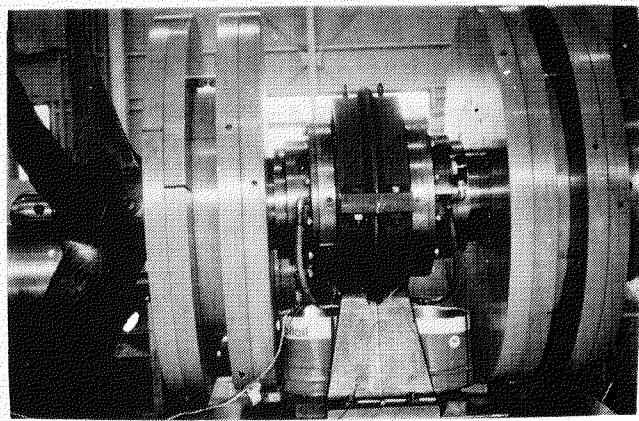


図 3.6 軸受荷重取付状態

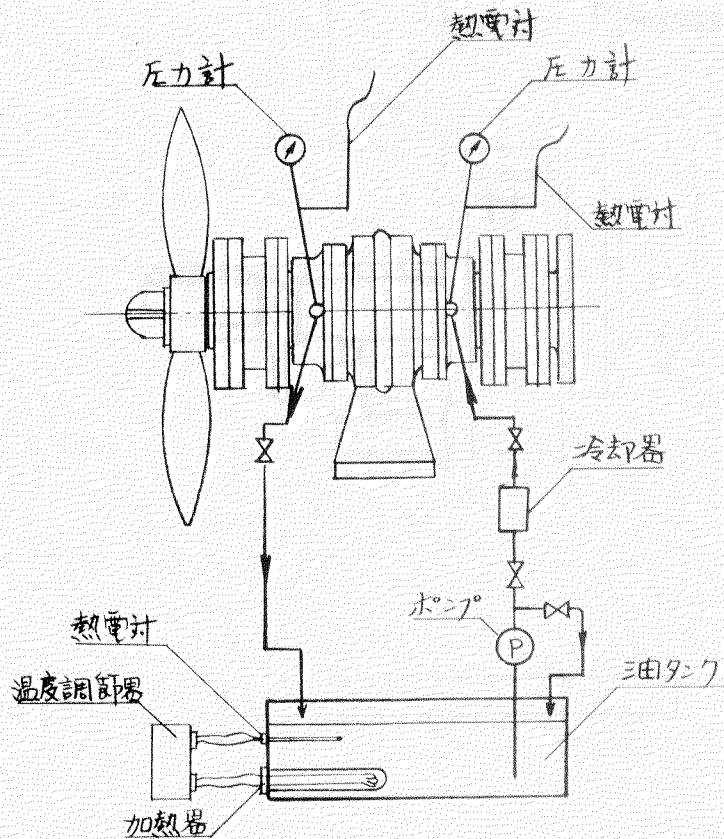


図 3.7 潤滑油系統図

潤滑油は駆動側クリアランスシールの両側面より注入され、供試部を通りプロペラ側クリアランスシールの両側面から油タンクに回収される。

2.2 供試軸受

供試軸受の形状寸法を図3.8に、G.F.R.P.軸受とホワイトメタル(JIS H 5401第2種)軸受の外観図を図3.9、図3.10に示す。

また、各軸受材の諸性質を表3.1に、WJ-2の化学成分を表3.2に示す。

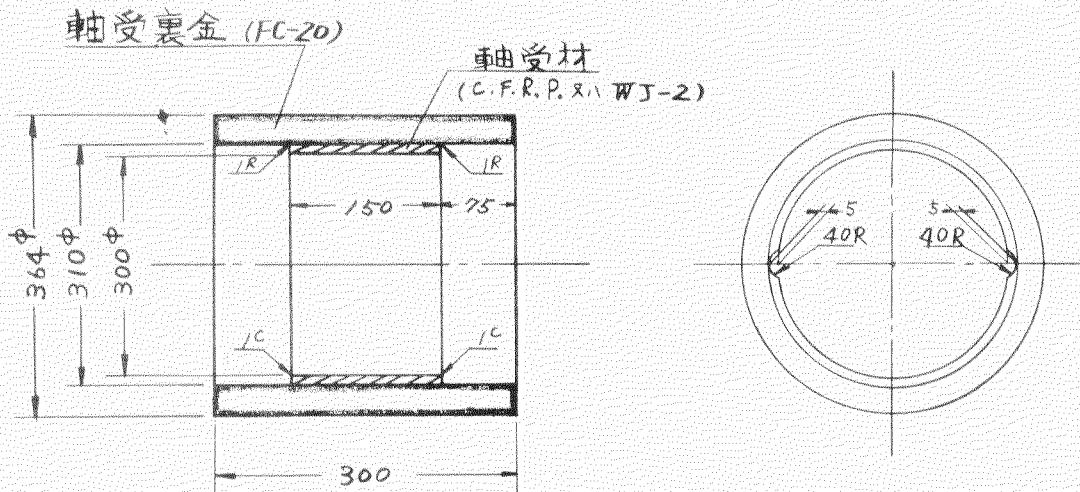


図3.8 供試軸受の形状寸法

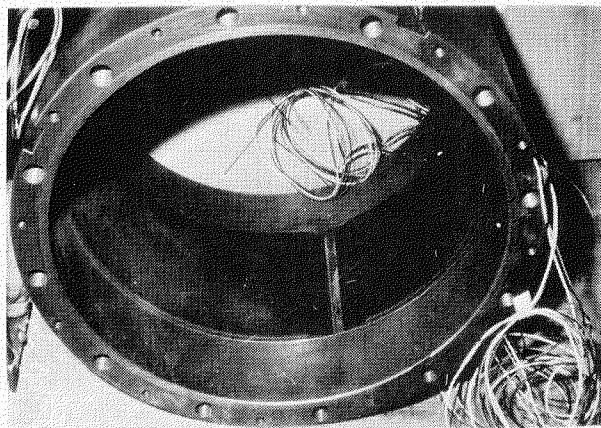


図3.9 G.F.R.P.軸受

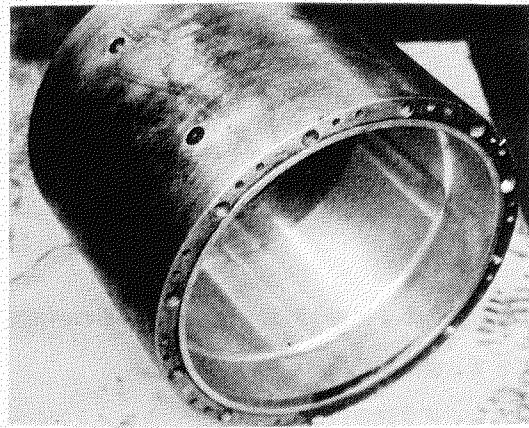


図3.10 ホワイトメタル軸受

表3.1 軸受材の諸性質

測定項目	軸受材	C.F.R.P. ⁽¹⁾		WJ-2 ⁽²⁾
		常態値	老化値 ⁽³⁾	
物性	比重	1.44	1.43	7.33
	硬度(HB)	37	38	28
	熱伝導度(Kcal/mh°C)	0.94	—	54.0
	熱膨張係数 1/°C	17 × 10 ⁻⁶	—	20 × 10 ⁻⁶
	吸水率%	1.22	—	—
	吸油率%	0.02	0.05	—
	使用限界温度 °C	190	—	110
	ヤング率 Kg/cm ²	164 × 10 ²	167 × 10 ²	6,000 × 10 ²
強度	圧縮永久ひずみ %	0.10	0.12	—
	繰り返し曲げ応力	図3.13参照	—	—
	圧縮強さ Kg/cm ²	2,080	2,120	430
	曲げ強さ Kg/cm ²	710	700	700
	引張強さ Kg/cm ²	610	590	830
	せん断強さ Kg/cm ²	750	790	—
	衝撃強さ Kg·cm/cm ²	2.5	2.8	8.5

1) JIS K 6911熱硬化性プラスチックの試験方法に準ず。

2) JIS H 5401第2種相当

3) 80°Cの油温にて1,000 hrs. 浸漬後の測定値

表3.2 WJ-2の化学成分(%)

スズ	アンチモン	銅	鉛	鉄	亜鉛	アルミ	ビスマス	ヒ素
85.01	9.09	5.79	0.07	0.005	0.002	0.001	0.010	0.019

また、図3.11に示す試料を油浸漬し、その内径変化率を膨潤と定義すると、C.F.R.P. 軸受材は図3.12のごとき、膨潤変化を示す。

ただし、グラフの内径変化率は

$$\text{内径変化率} = \frac{\text{油浸漬後の内径} - \text{油浸漬前の内径}}{\text{油浸漬前の内径}} \times 100 (\%)$$

で表わす。

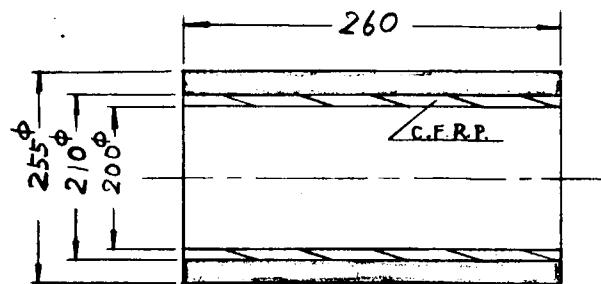


図3.1.1 膨潤試験試料の形状寸法

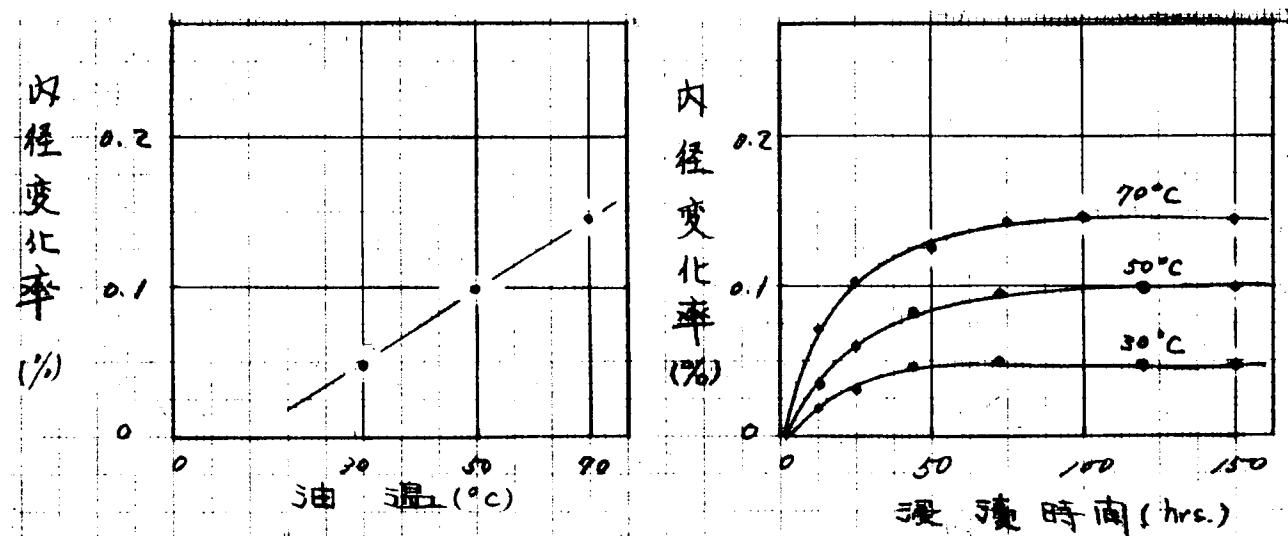


図3.1.2 油浸漬によるC.F.R.P.軸受材の内径変化

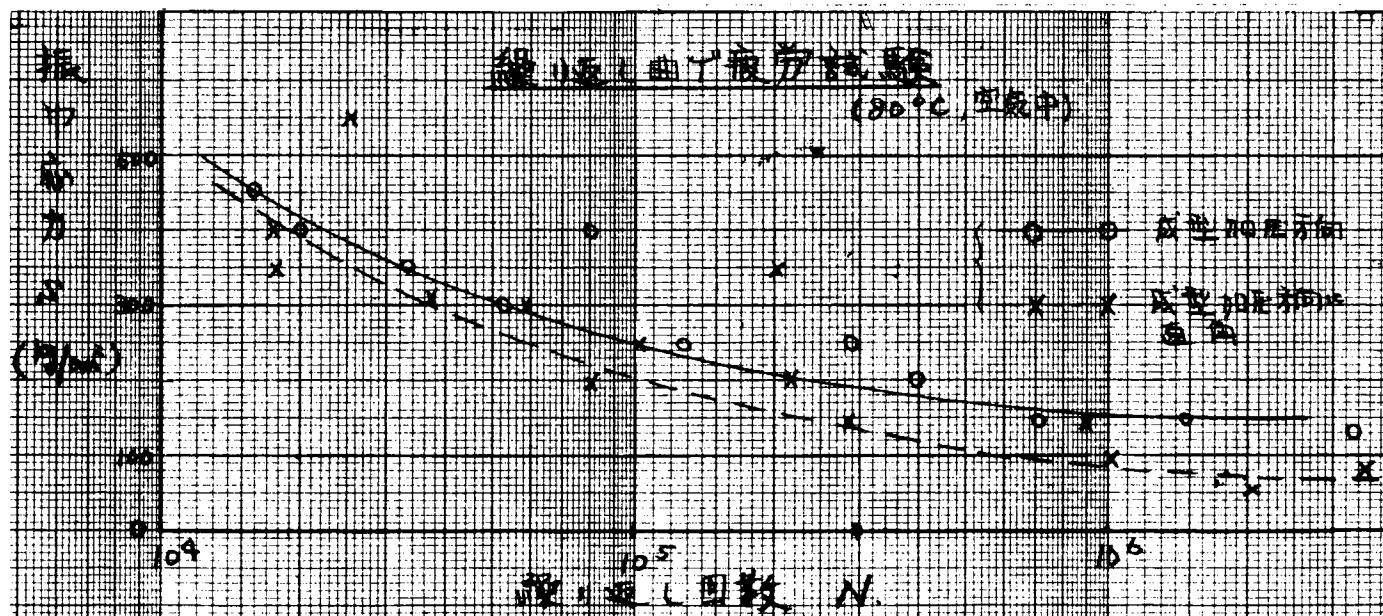


図3.1.3 繰り返し曲げ疲労試験

2.3 PV限界の実験装置と供試軸受

PV限界の実験装置を図3.1.4に、供試軸受の形状寸法を図3.1.5に示す。

本装置は無潤滑摩擦の場合の回転実験による軸受温度、摩擦トルクの計測が可能となっている。また、供試軸受のC.F.R.P.材は軸受特性実験用軸受材と同材質である。

表3.3は実験装置の主要目を示す。

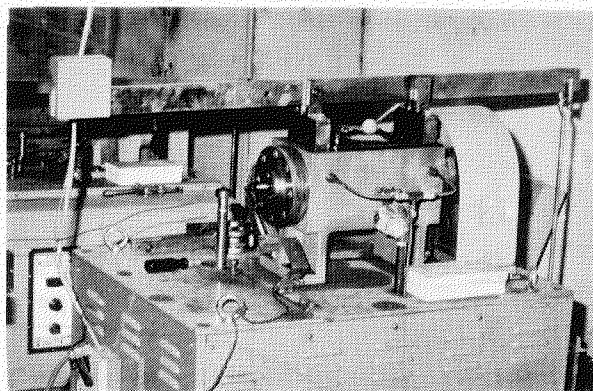


図3.1.4 PV限界の実験装置

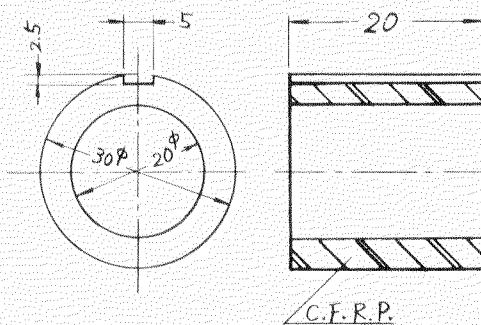


図3.1.5 供試軸受の形状寸法

表3.3 実験装置の主要目

要 目	潤滑方法	無潤滑摩擦
軸 回 転 数		200~4,000 r.p.m.
軸 受 総 荷 重		1.0~3.00 Kg
平均 軸 受 荷 重		2.5~7.5 Kg/cm
軸 材 質		S 45 C
軸 外 径		2.0 mm ϕ
駆動装 置 出 力		3.7 K.W
軸 受 幅 / 軸 外 径		1.0
荷 重 の 方 法		分銅荷重

第3章 実験の方法

3.1 軸受特性実験

3.1.1 なじみ実験

供試軸受のなじみ実験は表3.4に示す条件で行ない、なじみ終了の判定は供試軸受の摩擦トルクおよび軸受温度が安定したときとし、運転時間に対する摩擦トルクの変化、軸受温度、軸受部入口、出口の潤滑油温度を計測した。

表3.4 なじみ実験の条件

プロペラ軸回転数	150 r.p.m.
軸受総荷重	1280 Kg
平均軸受荷重	2.85 Kg/cm
軸受クリアランス	0.3
軸受表面あらさ	12 μ Rz
プロペラ軸材質	S F 60
プロペラ軸表面あらさ	12 μ Rz
潤滑油入口圧力	0.5 Kg
潤滑油入口温度	30 °C
潤滑油流量	10 l/min

3.1.2 本実験

今回の実験での軸受荷重は模型実験装置の供試プロペラ軸以降のプロペラ側に負荷する荷重が軸受に加わるものとし、軸受荷重の調整は軸受に対称重錘を取り付け、均等荷重となるよう設定し、軸受総荷重／軸受投影断面積を平均軸受荷重とした。

潤滑油は温度調節器により設定温度に調整し、供試軸受に給油されるが潤滑油の流量は常に 10 l/min を保持するよう給油油圧で調整し、強制給油した。

ただし、潤滑油流量はバイパスを通る流量とクリアランスシールの両端より漏れる流量の合計とする。

軸受特性実験は各運転条件について同一供試軸受を使用し、供試軸受の摩擦トルク、軸受温度、潤滑油の出入口温度、室温を計測した。

本実験の条件を表3.5に示す。

表3.5 本実験の条件

プロペラ軸回転数	30, 90, 150 r.p.m.
軸受総荷重	1860 ~ 5660 Kg
平均軸受荷重	4.13 ~ 12.75 Kg/cm
軸受クリアランス	0.3 mm
軸受表面あらさ	10 μ Rz
プロペラ軸材質	S F 60
プロペラ軸表面あらさ	12 μ Rz
潤滑油入口圧力	0.1 ~ 0.5 Kg/cm
潤滑油入口温度	30, 50, 70 °C
潤滑油流量	10 l/min

C.F.R.P. 材の油浸漬による膨潤(内径変化率)は図3.1.2より最大 0.15% と小さいため、供試軸受の膨潤の影響は無視した。すなわち、軸受クリアランスはプロペラ軸外径 × $\frac{1}{1000}$ とし、供試軸受は油浸漬の膨潤処理を行なわずに試験を行なった。

実験順序は次の通りである。

実験順序	平均軸受荷重	軸回転数	設定油温
1.	4.13 Kg/cm ²	150 r.p.m	→ 30°C, 50°C, 70°C
		90 r.p.m	→ 30°C, 50°C, 70°C
		30 r.p.m	→ 30°C, 50°C, 70°C
2.	6.13 Kg/cm ²	同上	
3.	8.13 Kg/cm ²	同上	
4.	10.35 Kg/cm ²	同上	
5.	12.75 Kg/cm ²	同上	

3.2 計算方法

3.2.1 温度計測

供試軸受材の温度計測はC.F.R.P.の場合図3.18に示す取り付け位置18個所に銅一コンスタンタン熱電対を摺動面より2mm、4mmのところに埋め込み、一方、WJ-2については図3.18のNo.7～No.12の6点に埋め込み、それぞれ軸受裏金部を通して電子管式自動平衡形、記録形で計測する。

潤滑油の温度は軸受への入口、出口に同種の熱電対を張付することにより計測する。

3.2.2 軸受荷重分布計測

軸受荷重分布は図3.18に示す各交点(9個所)の摺動面より5mm(C.F.R.P.と軸受裏金の境界面)に2軸90°交差型箔エポキシゲージをその2軸の一方が輻方向と平行となるように接着剤にて接着し、その上よりゲージ表面をエポキシ樹脂にて防湿コーティングを行なった後、計測する。

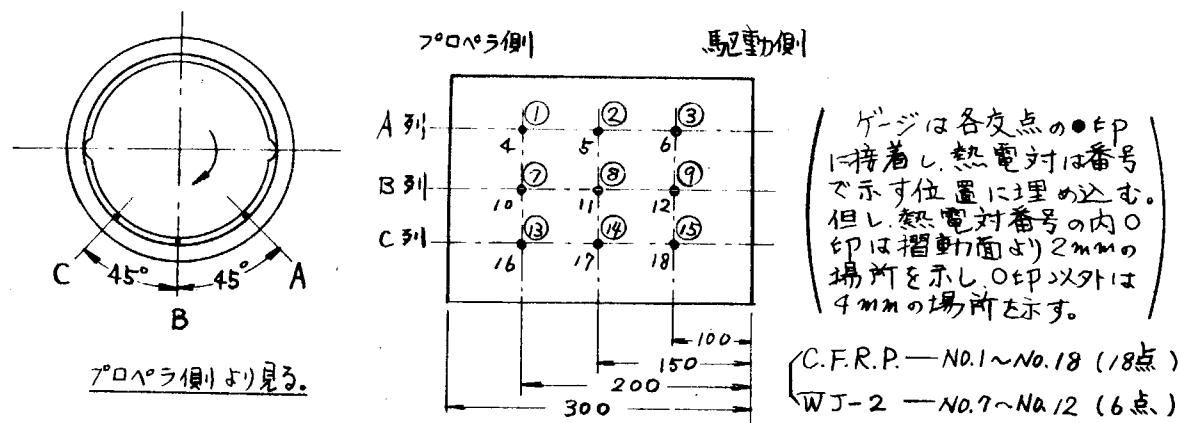


図3.16 热電対ストレンジ取付位置

3.2.3 摩擦トルクの計測

供試軸受の摩擦トルクは供試軸受裏金の外周に水平軸心方向に取り付けた計測用感知レバーと垂直にバネ秤りを垂下させ、そのバネに加わる引張荷重によるモーメントを求ることにより検知される。なお、この際計測されるモーメントは(1)コロ軸受の摩擦モーメント、(2)クリアランスシールならびに軸受内両端とプロペラ軸との潤滑油の摩擦モーメントの影響を受けている。これを考慮に入れ、次式により真の摩擦トルクと摩擦係数を算出したが、軸受内両端とプロペラ軸との影響はクリアランスシールとプロペラ軸との影響に比して小さいので無視した。

T = 供試軸受の真の摩擦トルク (Kg-m)

T_1 = 計測した供試軸受のみかけの摩擦トルク (Kg-m)

*1 μ' = 自動調心コロ軸受の静止摩擦係数

W' = 自動調心コロ軸受に加わる総荷重 (Kg)

R' = 自動調心コロ軸受の回転半径 (m)

*2 T=クリアランスシールとプロペラ軸の間に働く摩擦トルク(Kg-m)

W = 供試軸受の摆動部に加わる総荷重 (Kg)

R = 供試軸心の振動部半径 (m)

$\mu =$ 供試軸受の真の摩擦係数

ただし、※1の μ' はコロ軸受の内輪に実験の種々の軸受荷重に相当する荷重を与えて、そのそれぞれの条件で計測された μ' を用いるのが最良であるが、実験と同一の荷重を与えたときの μ' は計測が困難であるため、コロ軸受の外輪を軸受ハウジングに固定し、その内輪に310kgの荷重を加えて求めた静摩擦係数の平均値を計算式に用いた。	静摩擦係数測定値
※2のクリアランスシールとプロペラ軸との間に働く摩擦モーメントは半径すき間0.2mmを持つ完全流体膜を介して潤滑油相互のせん断による粘性流体膜の摩擦力のみが働くとして、ペトロフの式(3.3式)によりその摩擦力を求め、3.4式にて摩擦トルクを算出し、供試軸受の摩擦トルクの補正を行なった。	① 0.0121 ② 0.0129 ③ 0.0133 ④ 0.0128 ⑤ 0.0140 ⑥ 0.0143 平均値 0.0132

静摩擦係数測定値	
①	0.0121
②	0.0129
③	0.0133
④	0.0128
⑤	0.0140
⑥	0.0143
平均値	0.0132

$$F_0 = 2 \pi Z U L r/c \dots \dots \dots \quad 3.3$$

$$T_2 = F_0(r + c) \dots \dots \dots \quad 3.4$$

Z : 潤滑油の粘性係数 ($\text{Kg} \cdot \text{s} / \text{m}^2$)

U : 周速 (m / s)

L : クリアランスシールの幅 (mm)

r : 回転軸半径 (m)

c : 半 径 す き 間 (m)

F_0 : 摩擦力 (Kg)

T₂ : 摩擦トルク (kg-

3.3 PV限界の実験方法

無潤滑摩擦の P-V 限界実験は下記実験順序で行なった。すなわち、一定軸回転数に対し、設定平均軸受荷重の最小荷重で 10 分間回転し、軸受温度を記録した。最初の 10 分間で軸受温度は非線形曲線で記録され、極大値が得られるとき（温度上昇率（△温度／△時間）が極大値を過ぎて負になる場合）には平均軸受荷重を 2.5 Kg/cm² 増加し、さらに 10 分間運転した。平均軸受荷重増加後の軸受温度曲線が極大値を示すときは再び同じ方法で荷重、時間を増加し、極大値が得られないとき（温度上昇率が常に正となる場合）を燃き付き状態と見なし、このときの平

均軸受荷重から 2.5 Kg/cm^2 を差し引いた荷重に周速を乗じた値を許容 P V 限界とした。

なお、許容 P V 限界を超えた軸、軸受はその都度取り替えて実験した。

実験順序	軸回転数(周速)	設定平均軸受荷重
1.	200 r.p.m. (0.21 m/s)	$4.5 \rightarrow 6.5 \text{ Kg/cm}^2$
2.	300 r.p.m. (0.31 m/s)	$3.0 \rightarrow 7.0 \text{ Kg/cm}^2$
3.	700 r.p.m. (0.73 m/s)	$1.0 \rightarrow 2.0 \text{ Kg/cm}^2$
4.	2,000 r.p.m. (2.09 m/s)	$7.5 \rightarrow 1.0 \text{ Kg/cm}^2$
5.	3,000 r.p.m. (3.14 m/s)	$2.5 \rightarrow 5 \text{ Kg/cm}^2$
6.	4,000 r.p.m. (4.19 m/s)	2.5 Kg/cm^2

第4章 実験の結果

4.1 軸受特性実験

4.1.1 なじみ実験

供試軸受のなじみ実験結果を表3.6および表3.7に示し、その関係図を図3.17に示す。

なじみ時間は摩擦係数ならびに軸受温度の安定するまでの回転時間で表わした。C.F.R.P.軸は約20 hrs. WJ-2軸受は約15 hrs. のなじみ時間で摩擦係数と軸受温度の安定が見られ、C.F.R.P.軸受はWJ-2軸受に比べて摩擦係数も軸受温度も小さい値を示した。

4.1.2 本実験

本実験はなじみ実験を終えた供試軸受について回転実験を行ない、軸受特性を計測した。

実験結果を表3.8～表3.10に示し、図3.18～図3.25には各実験条件と摩擦係数、摩擦トルクの関係を示す。

潤滑油の粘性係数 η は潤滑油温度によって変化するため、油温の基準が重要となる。今回の実験で実測の軸受温度は潤滑油の平均油温(軸受部入口、出口油温の平均値)よりも低い値を示した。すなわち、軸と軸受より放散される熱量が軸受の摩擦による発生熱量よりも大きく、軸受部出口の潤滑油温度は入口の潤滑油温度よりも低くなつたので平均油温を摺動面温度に使用した。

なじみ実験より明らかに軸受温度が安定したときに安定した摩擦トルクが得られるので、実験値は軸受温度が安定したときに計測、整理した。

ただし、軸受温度の安定とは設定油温に対して軸受部入口、出口の潤滑油の温度差が一定となつたときである。

供試軸受の摩擦係数は軸回転数の低下、軸受荷重の増加、潤滑油温度の上昇により小さくなる傾向を示しているが、軸回転数30 r.p.m.、潤滑油温度70°Cの実験条件では、軸受荷重の増加とともに摩擦係数は逆に上昇の傾向を示した。

実験条件の摩擦係数に対する影響は高速回転域では軸受荷重が、低速回転域では潤滑油温度が顕著である。

4.1.3 軸受温度

軸受温度は軸回転数、平均軸受荷重の影響よりも潤滑油温度の影響が大きく現われている。軸受温度は潤滑油の平均油温よりも若干低く、潤滑油の出口油温は入口油温よりも0～3°C低くなつた。これは室温が2～10°Cで低かったこと、軸受の発生熱量よりも放散される熱量が多いことを示す。

表3.6 なじみ実験結果 (C.F.R.P.軸受)

項目 回転時間	室温	給油温	軸受温度		摩擦係数
			プロペラ側	駆動側	
1 hrs.	12°C	27°C	18°C	18°C	0.0597
2	10	28	20	20	0.0472
3	12	29	20	20	0.0435
5	12	29	25	26	0.0429
20	10	29	28	28	0.0332
47	12	29	28	29	0.0317

表3.7 なじみ実験結果 (WJ-2 軸受)

項目 回転時間	室温	給油温	軸受温度		摩擦係数
			プロペラ側	駆動側	
1 hrs.	12°C	32°C	35°C	35°C	0.0552
2	12	32	38	38	0.0528
3	10	32	39	40	0.0511
5	9	32	39	40	0.0509
23	13	32	39	40	0.0496
45	12	32	39	40	0.0505

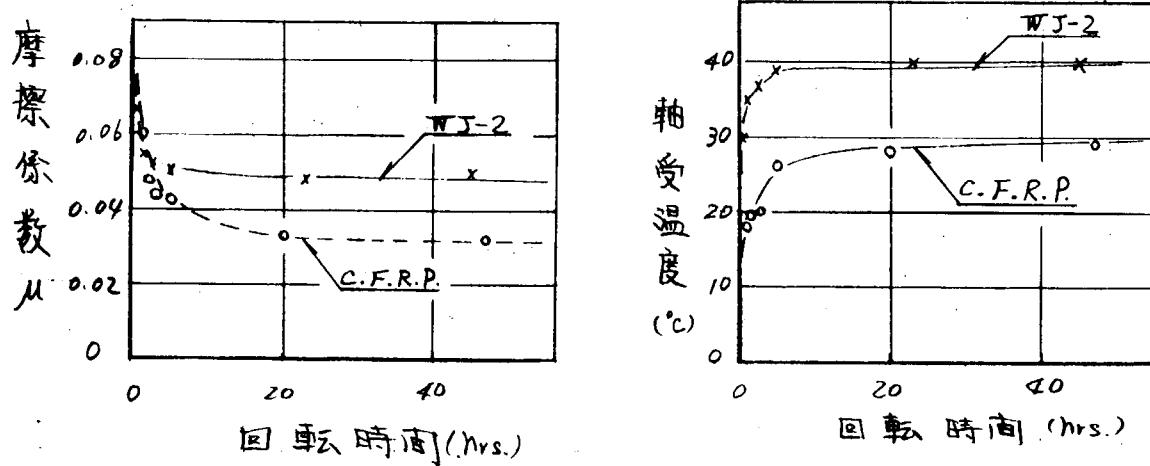


図3.17 なじみ実験時の回転時間と軸受温度、摩擦係数の関係

軸受温度の分布状態はほぼ均一で、各計測点の温度に変化は見られなかった。

4.1.4 軸受荷重分布

軸受荷重分布はストレンゲージ法によって静止時の静的荷重のひずみ量ならびに回転時の動的荷重のひずみ量を計測し、あらかじめ測定したひずみー荷重曲線より軸受荷重を求めたが、いずれの場合にも計測したひずみ量と軸

受荷重の関連性は得られなかった。この原因として 1) ストレンゲージの接着不良、2) ストレンゲージの接着場所の選定ミス、3) 接着剤のクリープ現象、4) ストレンゲージ、軸受材、コーティング剤相互の密着不良、など考えられるが、結果として軸受荷重分布検出は失敗した。

4.1.5 供試軸受およびプロペラ軸の摩耗

積算摺動回転回数 7×10^4 回（積算摺動距離 4,000 Km）に対する C, F, R, P. 供試軸受の回転実験後の内径変化は $0.02 \sim 0.04 \text{ mm}$ 外径側に大きくなかった。プロペラ軸は $0.01 \sim 0.02 \text{ mm}$ 外径が小さくなかった。供試軸受、プロペラ軸とも今回の実験範囲内ではほとんど摩耗は認められなかった。

図 3.2.6、図 3.2.7 に軸受摺動面、軸の表面あらさ変化を示す。表面あらさの変化は供試軸受が $10 \mu \text{Rz} \rightarrow 6 \mu \text{Rz}$ で、プロペラ軸が $12 \mu \text{Rz} \rightarrow 6 \mu \text{Rz}$ と小さくなった。供試軸受の A 列はプロペラ軸との接触が見られず、あらさ変化が少なかった。（ただし、図 3.2.6 の A, B, C 列は図 3.1.6 を参照のこと。）

表 3.8 回転実験結果(その1)(C.F.R.P.軸受)

回転数 (r.p.m.)	軸受荷重 (Kg/cm²)	平均温度 (°C)	軸受温度 (°C)	ゾンマーフエルト数 $(\frac{r}{c})^2 \cdot \frac{Z_N}{P}$	摩擦トルク (Kg-m)	摩擦係数 (μ)
30	4.13 (1860Kg)	31.5	30.0	0.1165	7.90	0.0282
		47.5	48.0	0.0448	6.50	0.0234
		59.0	58.0	0.0197	5.23	0.0172
	6.13 (2760Kg)	32.0	31.0	0.0785	9.76	0.0236
		49.0	48.0	0.0302	8.94	0.0216
		69.0	69.0	0.0133	7.49	0.0182
	8.13 (3660Kg)	29.5	29.0	0.0592	11.79	0.0233
		50.5	43.0	0.0228	11.06	0.0201
		70.5	65.0	0.0100	9.95	0.0183
	10.35 (4660Kg)	31.0	30.0	0.0465	16.65	0.0239
		50.5	45.0	0.0179	14.16	0.0203
		70.0	65.0	0.0079	13.41	0.0192
	12.75 (5660Kg)	32.5	30.0	0.0383	16.58	0.0190
		50.0	44.0	0.0147	15.53	0.0182
		70.5	68.0	0.0065	15.59	0.0184
90	4.13 (1860Kg)	32.0	32.0	0.3498	10.70	0.0384
		48.0	49.0	0.1345	8.19	0.0295
		58.5	58.0	0.0592	6.91	0.0249
	6.13 (2760Kg)	31.5	32.0	0.2356	12.91	0.0313
		48.5	48.5	0.0906	10.85	0.0262
		67.5	67.0	0.0399	8.70	0.0210
	8.13 (3660Kg)	33.5	32.0	0.1777	15.78	0.0285
		50.5	49.0	0.0683	12.36	0.0226
		70.5	69.0	0.0301	11.07	0.0201
	10.35 (4660Kg)	30.0	29.0	0.1396	18.96	0.0272
		51.5	49.0	0.0537	15.12	0.0217
		70.5	70.0	0.0236	13.80	0.0198

表3.9 回転実験結果(その2)(C.F.R.P.軸受)

回転数 (r.p.m.)	軸受荷重 (Kg/cm²)	平均油温 (°C)	軸受温度 (°C)	ゾンマーフエルト数 ($\frac{r^2}{c} \cdot Z^N / P$)	摩擦トルク (Kg-m)	摩擦係数 (μ)
90	12.75 (5660Kg)	33.0	32.0	0.1149	20.72	0.0245
		50.0	50.0	0.0442	16.12	0.0190
		69.0	69.5	0.0195	17.23	0.0202
150	4.13 (1860Kg)	32.0	31.0	0.5829	13.51	0.0490
		48.0	47.0	0.2242	9.81	0.0353
		60.5	61.0	0.0987	8.03	0.0289
	6.13 (2760Kg)	31.5	31.0	0.3927	15.21	0.0368
		51.0	51.5	0.1511	12.00	0.0297
		70.0	70.0	0.0665	9.41	0.0224
	8.13 (3660Kg)	31.5	30.0	0.2961	17.50	0.0320
		48.5	49.0	0.1139	13.88	0.0252
		70.0	71.0	0.0501	12.04	0.0219
	10.35 (4660Kg)	31.5	31.0	0.2326	20.10	0.0289
		50.0	48.0	0.0895	16.41	0.0232
		70.0	68.5	0.0394	14.12	0.0203
	12.75 (5660Kg)	31.0	30.0	0.1915	23.47	0.0277
		50.5	49.0	0.0737	19.35	0.0229
		69.5	70.0	0.0324	16.86	0.0199

表3.10 回転実験結果(その3)(WJ-2軸受)

回転数 (r.p.m.)	軸受荷重 (Kg/cm ²)	平均油温 (°C)	軸受温度 (°C)	ゾンマーフエルト数 ($\frac{r}{c}$) ² · Z_N / P	摩擦トルク (Kg-m)	摩擦係数 (μ)
30	4.13 (1860Kg)	32.0	35.0	0.1165	7.53	0.0271
		50.5	51.0	0.0448	5.80	0.0208
		68.5	67.0	0.0197	4.77	0.0172
	8.13 (3660Kg)	32.0	33.0	0.0592	12.95	0.0236
		49.5	43.0	0.0228	9.66	0.0176
		69.0	64.0	0.0100	9.91	0.0181
	12.75 (5660Kg)	31.5	30.0	0.0383	18.15	0.0212
		50.5	46.0	0.0147	14.42	0.0171
		69.5	64.0	0.0065	15.93	0.0186
90	4.13 (1860Kg)	31.5	36.0	0.3498	10.16	0.0365
		50.5	50.0	0.1345	7.86	0.0282
		59.5	73.0	0.0592	5.49	0.0233
	8.13 (3660Kg)	31.5	34.5	0.1777	15.57	0.0285
		51.0	50.5	0.0683	12.91	0.0236
		69.0	72.0	0.0301	10.41	0.0189
	12.75 (5660Kg)	33.0	39.0	0.1149	20.36	0.0240
		51.0	50.0	0.0442	18.40	0.0217
		68.0	58.0	0.0195	14.48	0.0172
150	4.13 (1860Kg)	31.5	39.0	0.5829	11.83	0.0425
		50.0	52.0	0.2242	8.97	0.0322
		68.0	73.0	0.0987	5.82	0.0209
	8.13 (3660Kg)	33.5	40.0	0.2961	15.81	0.0289
		50.5	56.0	0.1139	14.67	0.0268
		69.0	76.0	0.0501	11.40	0.0204
	12.75 (5660Kg)	36.0	43.0	0.1915	22.45	0.0265
		51.0	56.0	0.0737	22.09	0.0261
		67.5	73.0	0.0324	17.64	0.0208

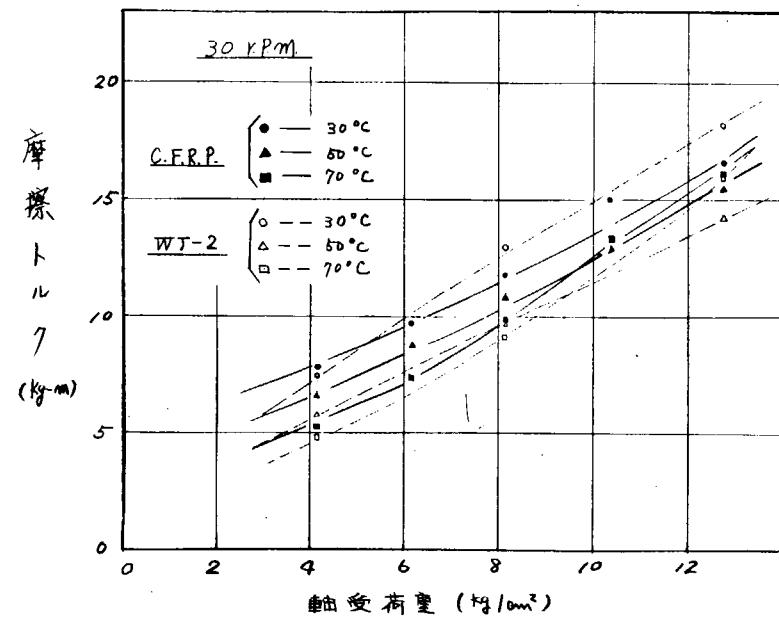


図 3.18 摩擦トルクー軸受荷重の関係

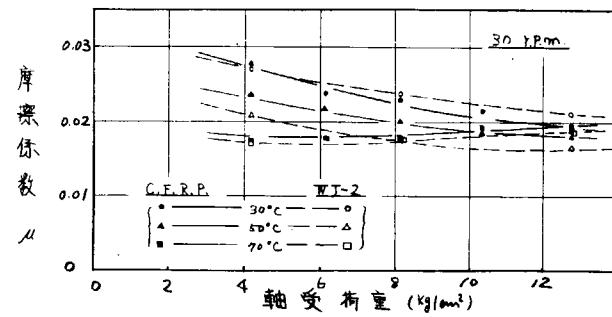


図 3.19 摩擦係数ー軸受荷重の関係

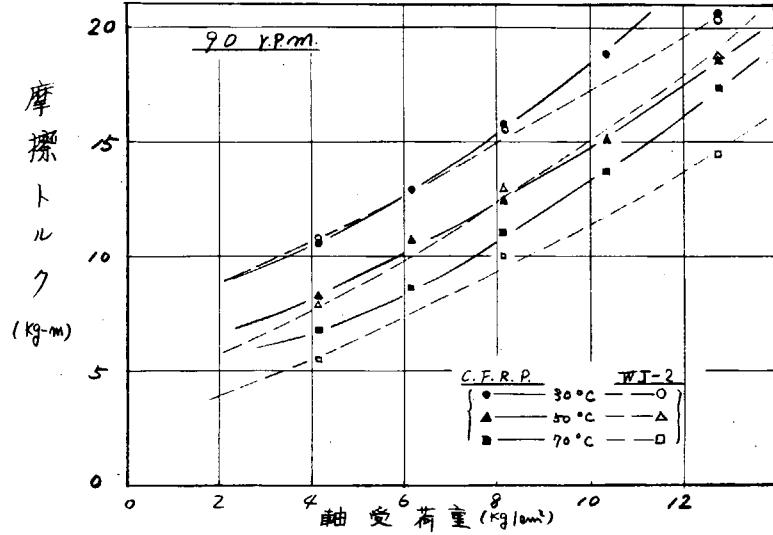


図 3.20 摩擦トルクー軸受荷重の関係

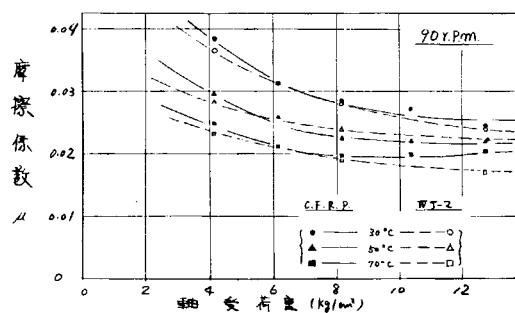


図 3.21 摩擦係数ー軸受荷重の関係

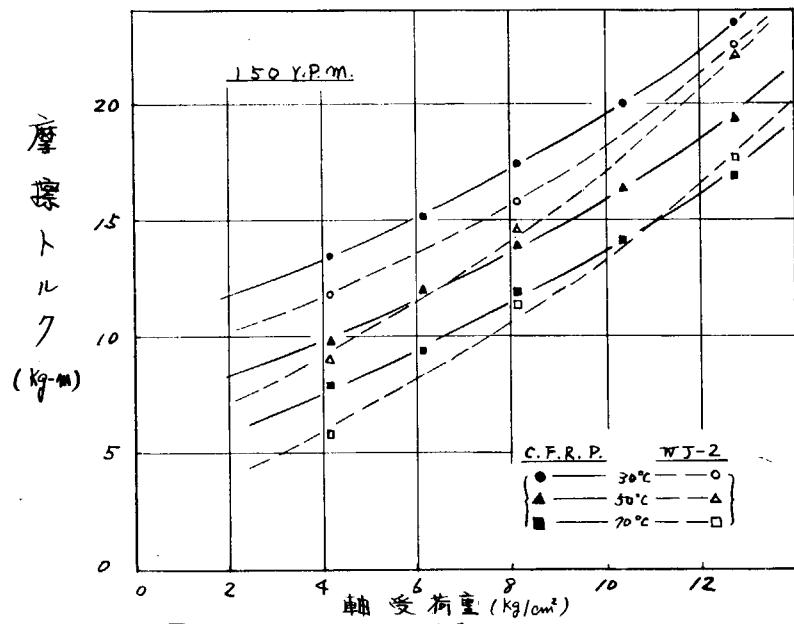


図 3.22 摩擦トルクー軸受荷重の関係

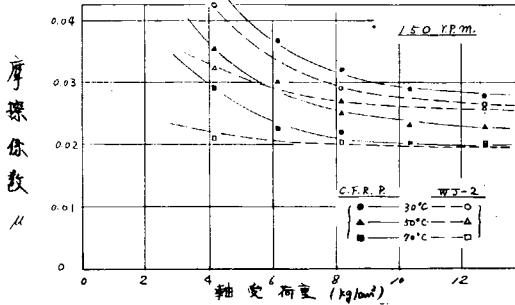


図 3.23 摩擦係数ー軸受荷重の関係

C. F. R. P. 軸受

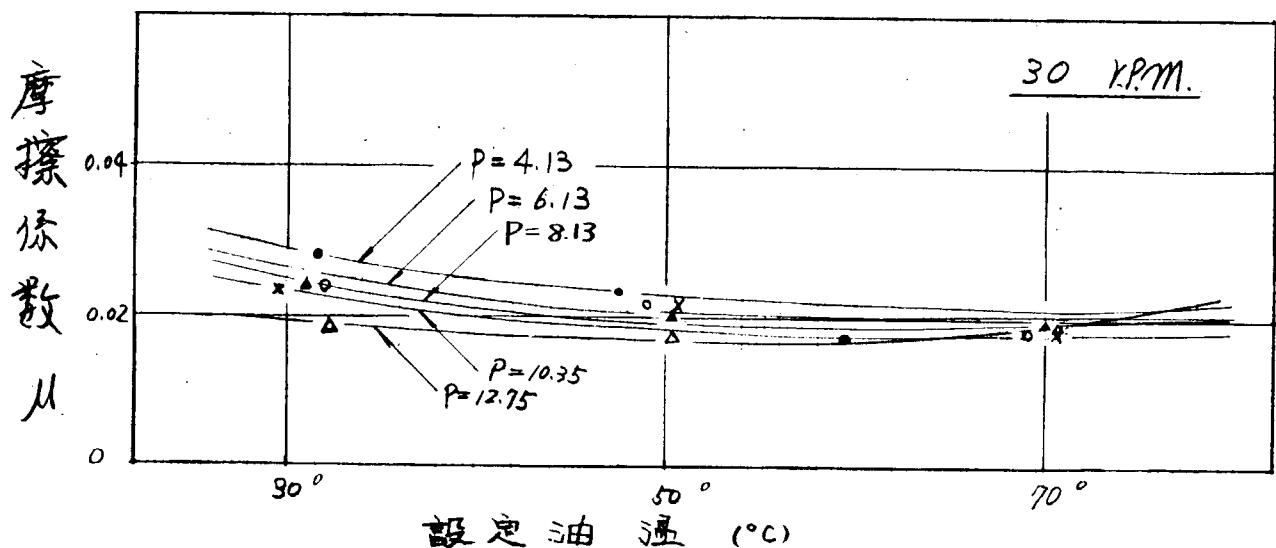
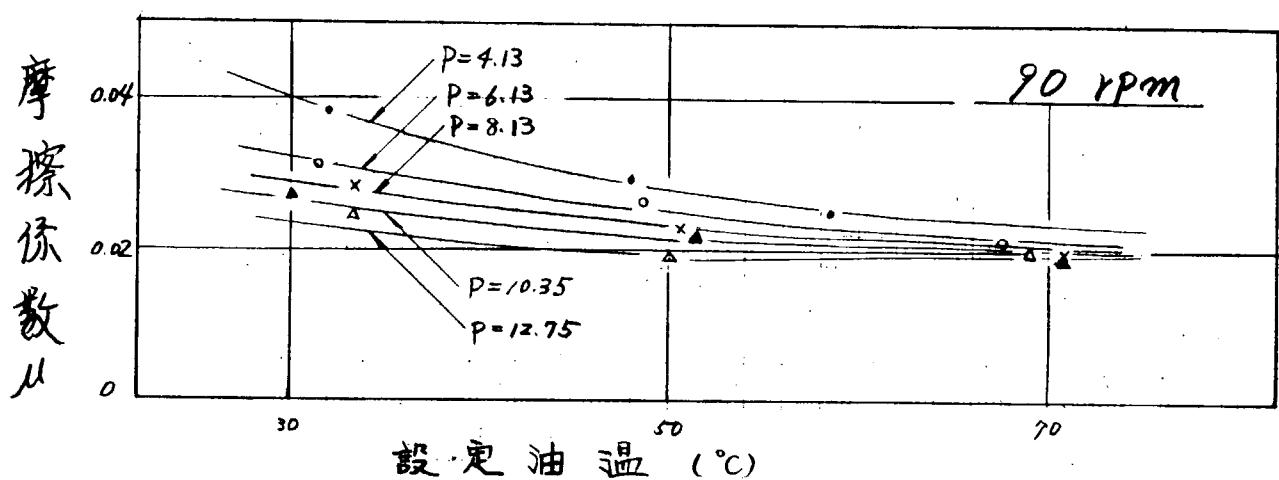
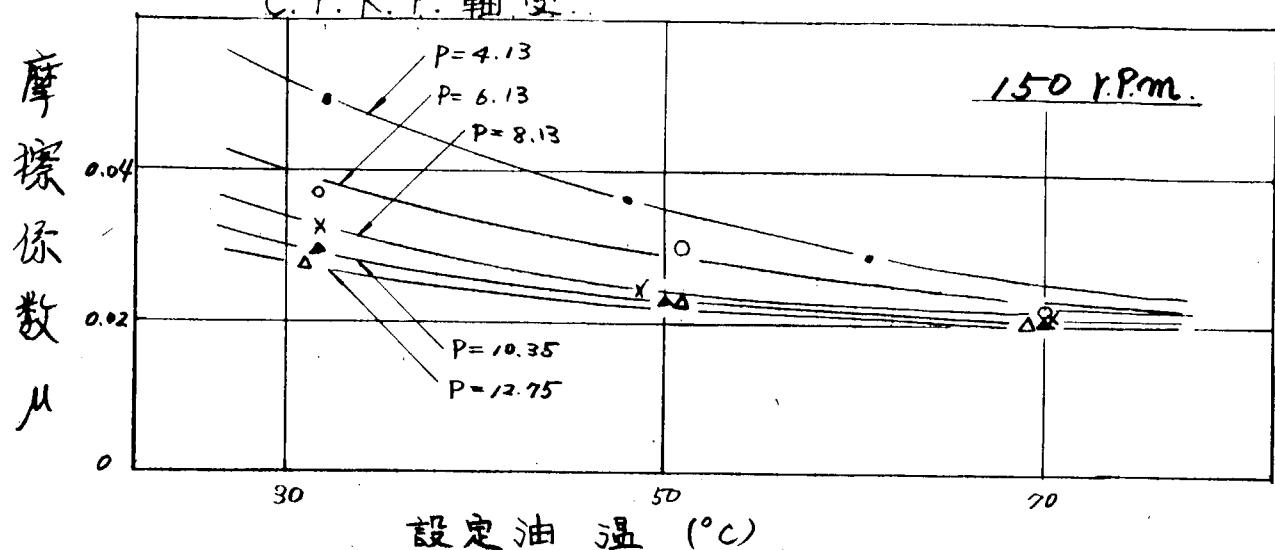


図 3.2.4 設定油温一摩擦係数の関係

WJ-2 軸受

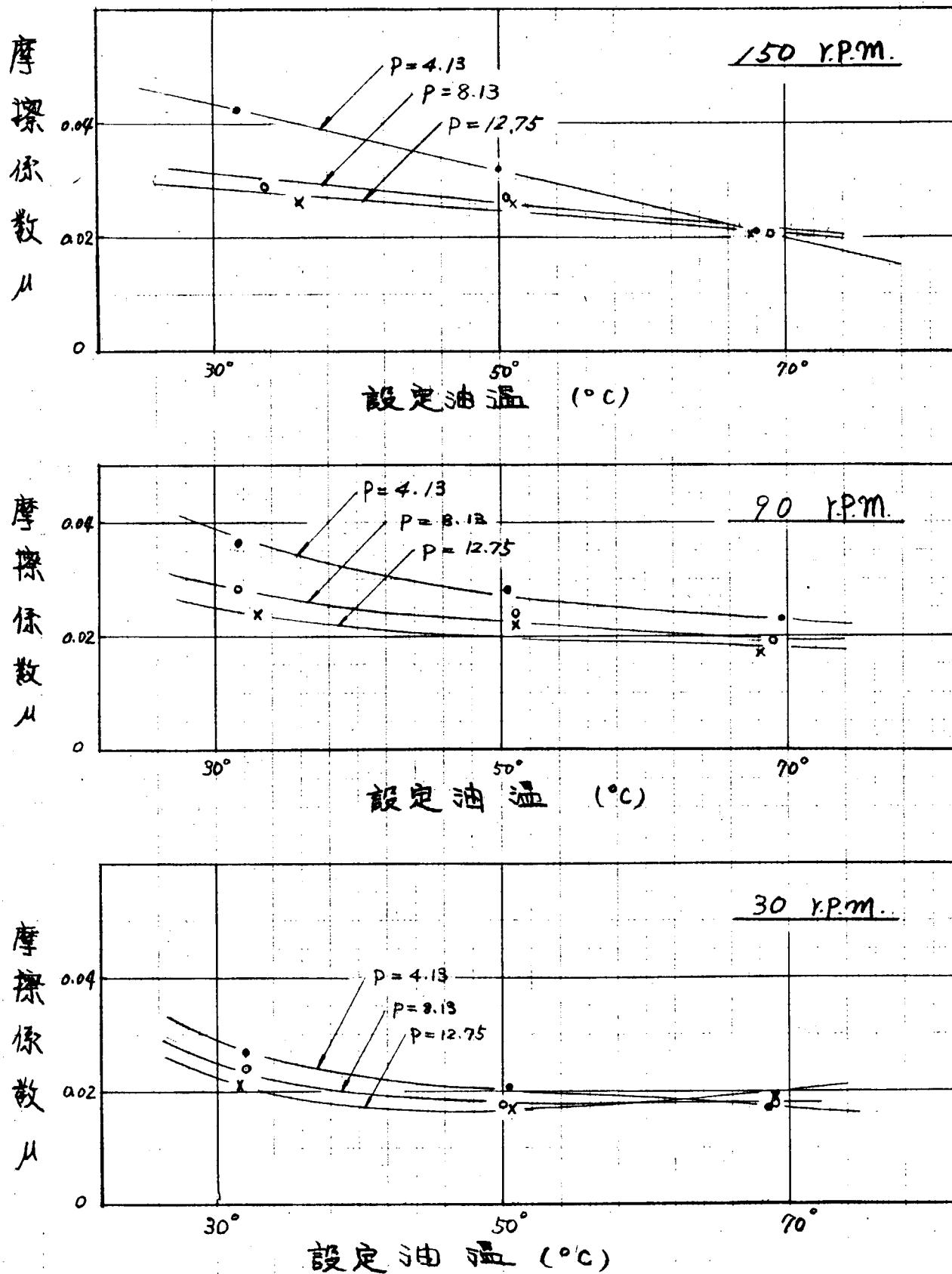


図3.25 設定油温—摩擦係数の関係

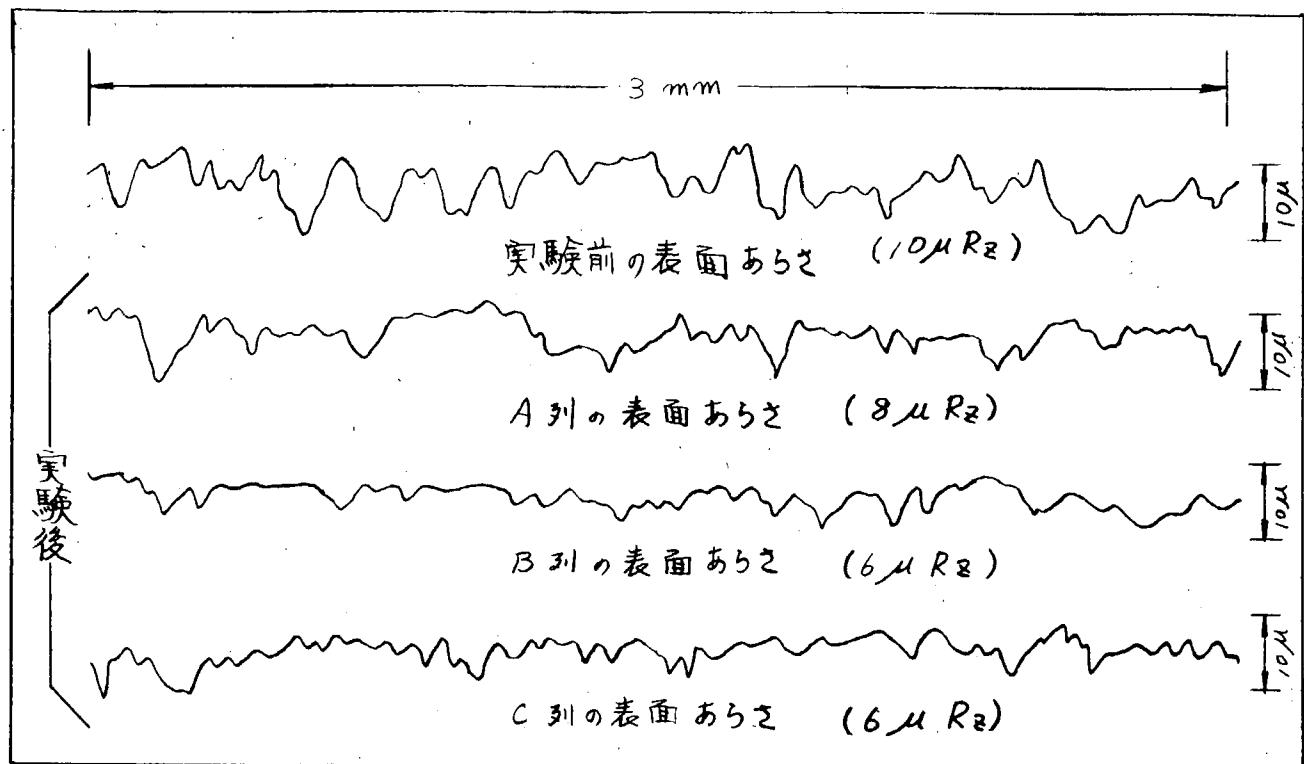


図3.26 供試軸受の表面あらさ変化

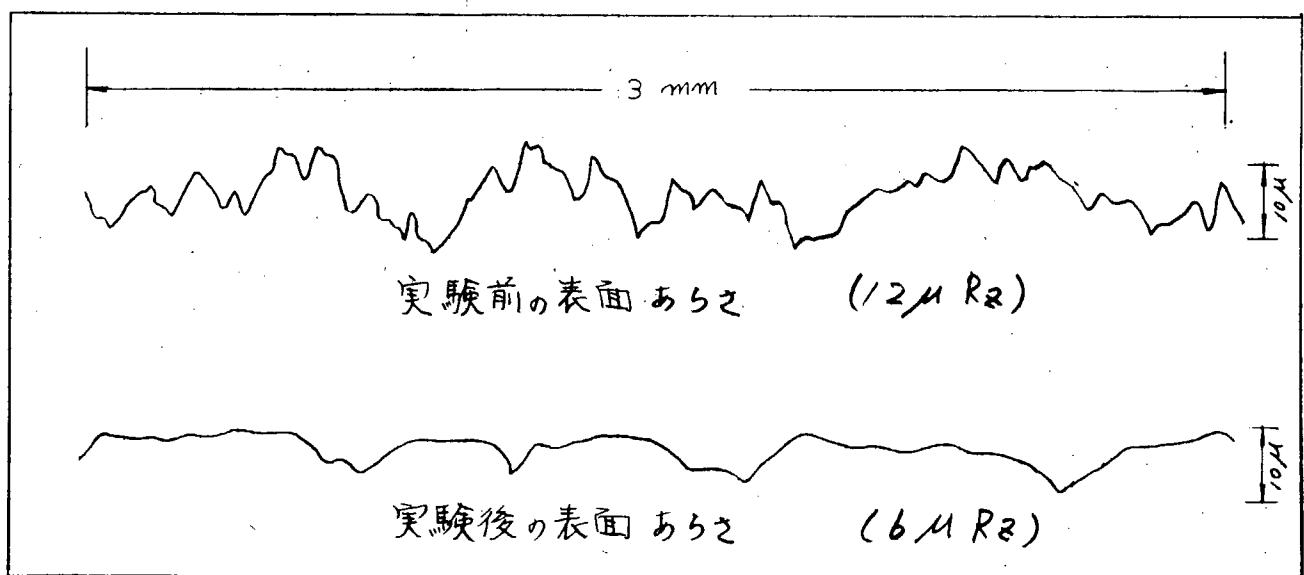


図3.27 プロペラ軸の表面あらさ変化

4.2 PV限界実験

無潤滑摩擦の実験結果は表3.1.1に示し、図3.2.8に平均軸受荷重と周速の関係を示す。

表3.1.1は最高許容PV限界の実験結果で、平均軸受荷重と周速の一方、または、両方が表3.1.1の数値より大きくなつたとき焼き付きを発生した。

表3.1.1 無潤滑摩擦のPV限界

周速 m/s	平均軸受荷重 kg/cm ²	摩擦係数 (μ)	軸受温度 °C	許容PV限界 kg/cm ² ·m/s
0.21	5.75	0.090	90	12.0
0.31	6.50	0.070	90	20.4
0.73	17.5	0.051	113	12.8
2.09	7.5	—	—	15.8
3.14	2.5	0.181	58	7.9
4.19	2.5	0.360	70	1.05

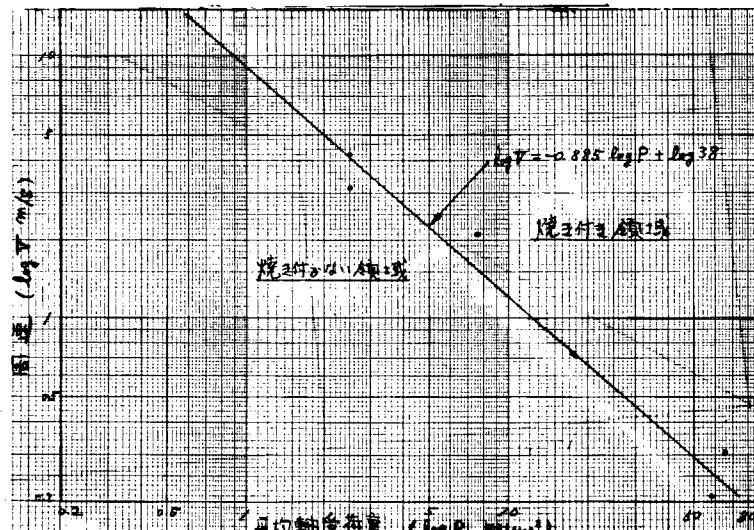


図3.2.8 無潤滑摩擦のPV限界

第5章 実験結果についての考察

5.1 軸受特性についての考察

供試軸受の摩擦係数は自動調心コロ軸受の静止摩擦係数(μ')による補正を加えて求めたが、3.1式に示すようにコロ軸受の μ' の影響が大きく現われている。今回の実験結果は $\mu' = 0.0132$ を用いて算出したが、コロ軸受の μ' は一般的傾向として低荷重領域よりも高荷重領域のほうが小さくなるので供試軸受の摩擦係数は本実験で得られた値よりも多少小さくなると考えられる。

無次元ゾンマーフエルト数と供試軸受摩擦係数との関係を図3.2.9に示す。C.F.R.P.軸受、WJ-2軸受はいづれも $(\frac{r}{c})^2 Z_N / P = 1.5 \times 10^{-2}$ 近傍で極小点を示しているが、C.F.R.P.軸受はWJ-2軸受に比べてゾンマーフエルト数の低い所でも摩擦係数の上昇割合が小さい。

今回の実験範囲では両供試軸受の軸受特性に大きな有意差は認められなかった。これは実験条件が流体潤滑領域であり、境界潤滑領域での実験が2~3条件と少なかったためと考えられる。しかしながらC.F.R.P.軸受はWJ-2軸受に比べて軸受温度の上昇ならびに摩擦係数が小さく、特に高速回転領域における摩擦係数が小さい。

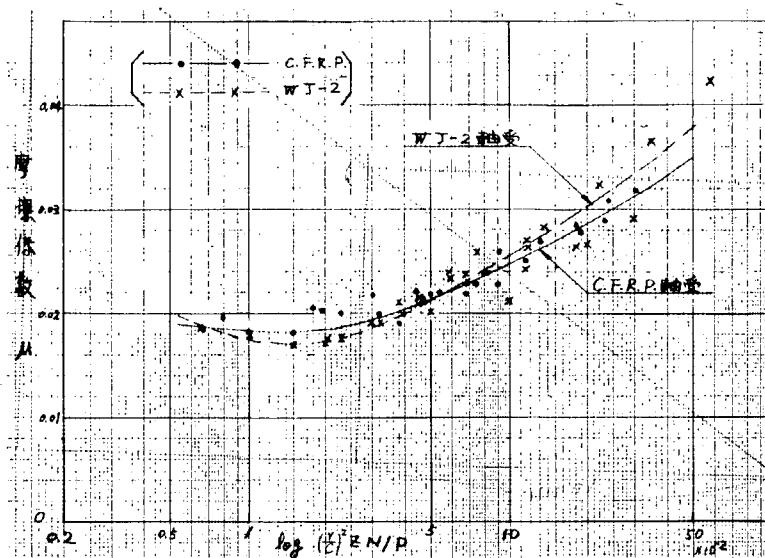


図 3.29 ゾンマーフエルト数と摩擦係数の関係

C.F.R.P.複合材の自己潤滑性の確認は $(\frac{r}{c})^2 \frac{Z_N}{P} = 1.0 \times 10^{-2}$ 以下の領域で更なる実験が必要と考える。

無潤滑摩擦での軸受材固有の摩擦特性 (PV 特性) は図 3.28 に示すように軸回転速度の変化に対して軸受荷重の変化の影響が大きくなっている、変速域が比較的小さく、変荷重域が比較的大きい軸受材として優れている。

C.F.R.P.複合材の PV 特性は $P^\alpha \cdot V^\beta = \text{定数}$ とすると $\alpha < \beta$ となった。

第 6 章 ま と め

今回の実験結果から C.F.R.P. 複合材は油潤滑式船尾管軸受材として実用に供し得ると確認された。

今後軸受の耐久性能、ならびに境界潤滑領域における軸受特性実験を補足すれば有望な軸受材料となるであろう。

[軸系の設計条件に関する理論解析]

第4編 軸系アライメントの設計条件に関する理論解析

第1章 解析の目的

推進軸系のアライメントをどのように調整すれば、船尾管軸受内の荷重分布に対して適当であるかについて、油潤滑式船尾管軸受を有する実船例によって検討した結果を昭和44年度の報告書に発表した。今年度は同様の解析手法により、特定の実船例に対してではなく、一般的な計画設計に適用できる指針として誘導した。

第2章 解析の方法

まず、シリーズ計算の対象として図4.1に示すように簡略化した軸系を設定した。

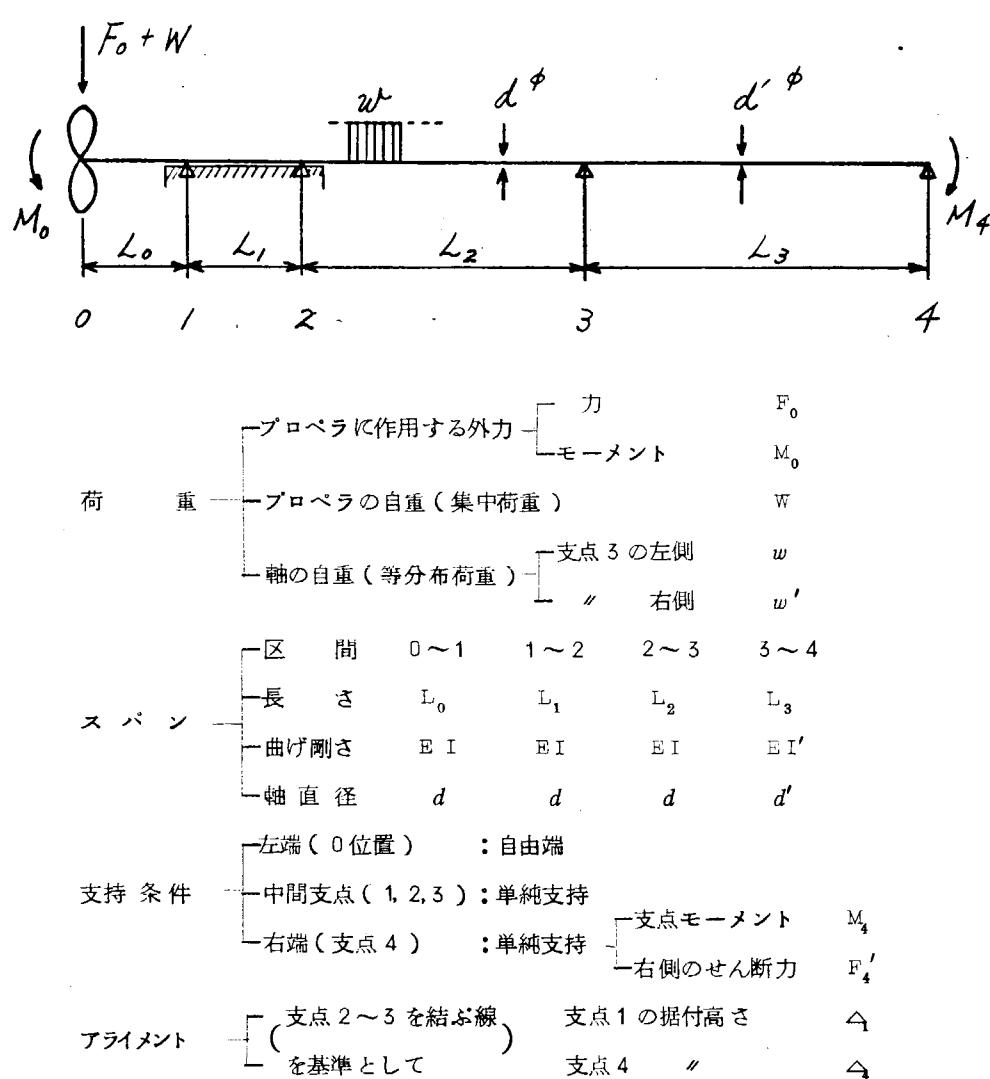


図4.1 対象軸系および計算条件

荷重およびアライメントに関する条件を同時に適用せず、各要因別に分離して影響を調査するために、下記シリーズを別個に計算することとした。

F シリーズ： プロペラに作用する外力 F_0 、またはプロペラの自重 W に相当する力のみが作用する軸系で、 $M_4 = 0$ 、 $F'_4 = 0$ として計算する。

W シリーズ： 軸の分布荷重 W_S および $W_{S'}$ のみが作用する軸系で、支点 4 の支持条件として、 $M_4 = 0.1 W_S' L_3^2$ 、 $F'_4 = -0.5 W_S' L_3$ を与えて計算する。

A シリーズ： 荷重はなしで、支点 1 の据付高さの調整量 A_1 のみを与えた軸系で、 $\varphi_A = A_1 / L_1$ を条件として与えて計算する。 $M_1 = M_4 = 0$ 、 $F'_4 = 0$ とする。

B シリーズ： 支点 4 の据付高さの調整量として $\varphi_B = A_4 / L_3$ のみを与えて計算する。 $M_1 = M_4 = 0$ 、 $F'_4 = 0$ とする。

M シリーズ： プロペラの位置に外力としてモーメント M_0 のみが作用する軸系で、 $M_4 = 0$ 、 $F'_4 = 0$ とする。

以上各シリーズについて、スパンの長さ L_b 、 L_i は一定とし、 L_2 については 8 種類、 L_3 については 3 種類に変化させた組合せ条件で計算する。

計算の結果は一般的な設計計画に活用するため、表 4.1 の定義により無次元化する。

表 4.1 無次元化の方針

シリーズ条件 j	状態量 X	せん断力 F 、支点反力 R	曲げモーメント M	たわみ角 θ	たわみ A
F シリーズ F_0	$F(R) / F_0$	$M / F_0 L_b$	$E I \theta / F_0 L_b^2$	$E I A / F_0 L_b^3$	
M シリーズ M_0	$F(R) / (M_0 / L_0)$	M / M_0	$E I \theta / M_0 L_0$	$E I A / M_0 L_0^2$	
W シリーズ W_S	$F(R) / W_S L_0$	$M / W_S L_0^2$	$E I \theta / W_S L_0^3$	$E I A / W_S L_0^4$	
A シリーズ φ_A	$F(R) / (E I \varphi_A / L_0^2)$	$M / (E I \varphi_A / L_b)$	θ / φ_A	$A / \varphi_A L_b$	
B シリーズ φ_B	$F(R) / (E I \varphi_B / L_0^2)$	$M / (E I \varphi_B / L_0)$	θ / φ_B	$A / \varphi_B L_0$	
X _{ij} : シリーズ条件 j による点 i の状態量(X)に関する無次元影響係数(上記)					
$\ell_i = L_i / L_0$; スパン長さ L_i の無次元係数					

数値計算は SR 9.3 部会で作成した電算プログラムを使用し、表 4.1 の無次元化の方針を考慮して適当な単位量を IN PUT すれば、OUT PUT がそのまま無次元影響係数 \bar{X}_{ij} を示すことになる。

F シリーズと M シリーズの影響係数の間には、次の関係があるので、F シリーズの計算結果から M シリーズの影響係数は簡単に求められる。

区間 0 ~ 1 において

$$\text{せん断力} \quad \bar{F}_{iF} = 1 \quad \bar{F}_{iM} = 0$$

$$\text{曲げモーメント} \quad \bar{M}_{iF} = x / L_b \quad \bar{M}_{iM} = 1$$

$$\text{たわみ角} \quad \bar{\theta}_{iM} = \bar{\theta}_{1F} \quad (\text{F シリーズの支点 1 のたわみ角影響係数})$$

$$\text{たわみ} \quad \bar{A}_{iM} = (1 - \frac{x}{L_b}) \bar{\theta}_{1F}$$

ただし、 x は点 0 (プロペラ位置) からの軸方向座標

支点 1 において

$$\text{反 力} : \bar{R}_{1F} = \bar{R}_{1M} + 1 \quad , \quad \text{たわみ角} : \bar{\theta}_{1F} = \bar{\theta}_{1M}$$

支点 1 より右側の区間すべてについて

$$\bar{x}_{1F} = \bar{x}_{1M}$$

以上の要因別の影響を重ね合せれば、実際の軸系の各点の状態が求められる。この状態量についても、プロペラ重量 W を基準に無次元化すれば、要因別影響係数を用いて次式により総合の影響係数が求められる。

$$\bar{x}_i = x_i / K_x = f \underbrace{\bar{x}_{iF}}_{\text{外力の項}} + m \underbrace{\bar{x}_{iM}}_{\text{自重の項}} + \underbrace{\bar{x}_{iW}}_{\text{アライメントの項}} + a (\varphi_A \bar{x}_{iA} + \varphi_B \bar{x}_{iB})$$

ただし、せん断力 $x \equiv F$ $K_F = W$

支点反力 $x \equiv R$ $K_R = W$

曲げモーメント $x \equiv M$ $K_M = W L_0$

たわみ角 $x \equiv \theta$ $K_\theta = W L_0^2 / EI$

たわみ $x \equiv A$ $K_A = W L_0^3 / EI$

$f = F_0 / W$ プロペラ外力係数(力)

$m = M_0 / W L_0$ プロペラ外力係数(モーメント)

$w = w_s L_0 / g_w$ 軸自重係数

$a = EI / WL_0^2$ 曲げ剛性係数

各シリーズの数値計算を具体的に進めるために実船例を統計的に調査して、さらに次のような仮定を設定した。

支点 3 の左側の軸の径はプロペラ軸、右側の軸の径は中間軸に相当する直徑を考えることとする。中実軸に対して NK 規則による d と d' の関係は次式で示される。

$$d = 1.13 d' + \frac{P}{144}$$

P はプロペラ直徑で、実績統計によると $P = 1.0 d$ と考えてよい。したがって、次の仮定がなりたつ。

$$d'/d = 0.824$$

$$w_s' / w_s = (d'/d)^2 = 0.7 \quad I/I_0 = (d'/d)^4 = 0.49$$

次に、マンガンブロンズ製プロペラ 13 例、ニッケルアルミブロンズ製プロペラ 22 例について重量および重心の位置を調査した。船の種類としては、専用船 15 例、貨物船 13 例、コンテナ船 6 例、客船 1 例と広範囲にわたっている。調査の結果は図 4.2 および図 4.3 に示す通りで、図より次の関係を考慮しておけばよいことがわかる。

$$I_0 = (1.8 \sim 2.2) d$$

$$W = (90 \sim 120) d^3 \quad \text{マンガンブロンズ製プロペラの場合}$$

$$= (65 \sim 85) d^3 \quad \text{ニッケルアルミブロンズ製プロペラの場合}$$

(ただし、図 4.3 の実績重量は空气中重要であり、軸系たわみ曲線の検討には
水中重量を使用するので浮力の影響を修正した。)

一方、油潤滑式船尾管軸受の場合には、メタル長さは一般に約 2.5 d 程度となっている。支点 1 と 2 はこの船尾管軸受内に考えているので、両端から若干内側に入った所に支点をとるとすれば、 I_0 は約 $2d$ と考えてよい。 I_0 の実績

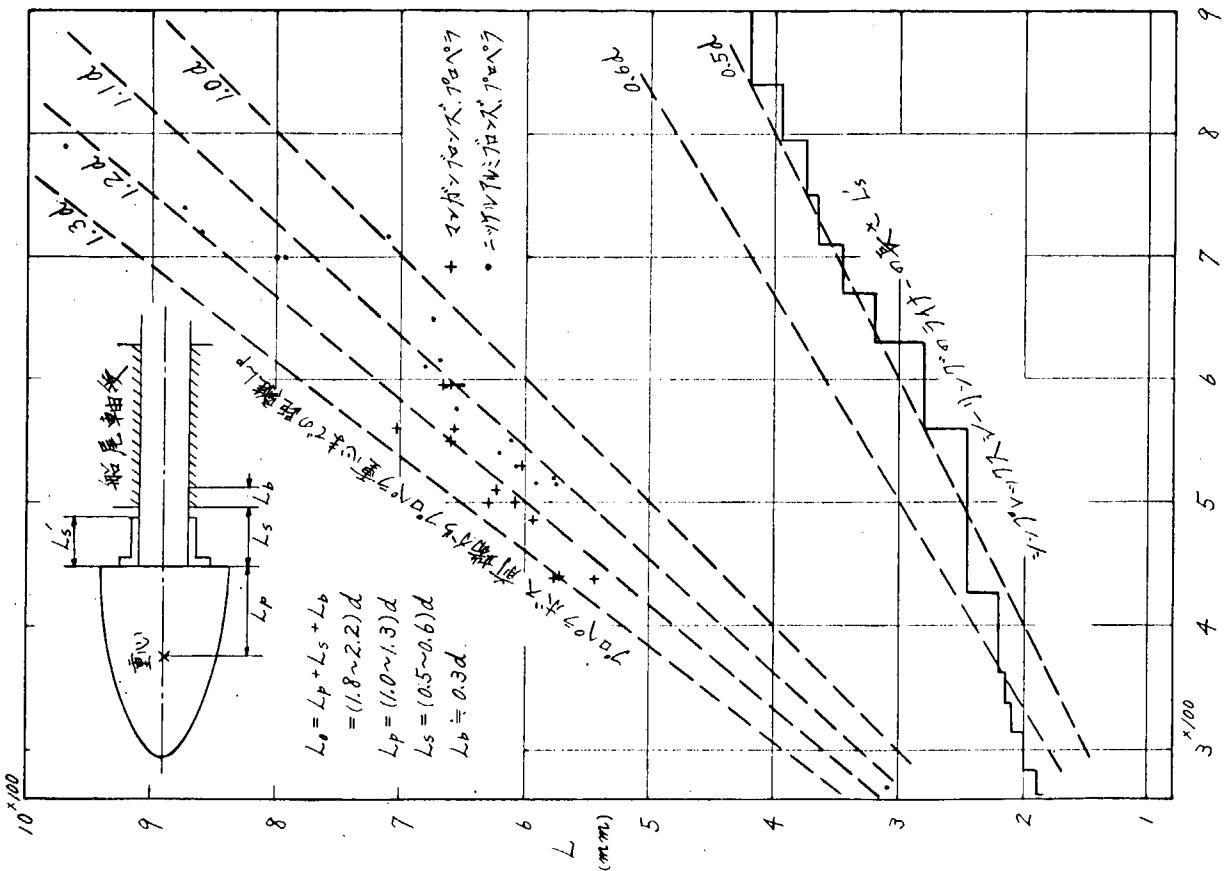


図 4.2 プロペラ重心位置実績

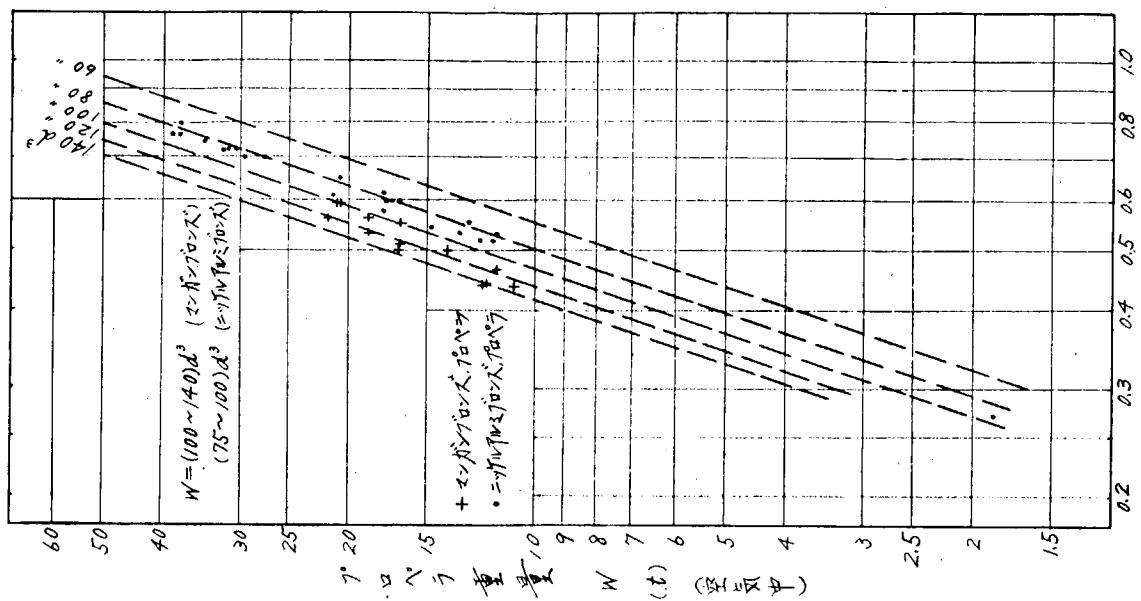


図 4.3 プロペラ重量実績

範囲の平均は $2 d$ となっているので、 $b_3 = \frac{L_3}{L_0}$ としては 1.0 と仮定した。

L_2 については一軸専用船の短い例から、高速船や二軸船の長い例に至るまで広い範囲が考えられるので、各シリーズに対する基本のパラメータとして、 $b_2 = \frac{L_2}{L_0} = 1, 2, 3, \dots, 8$ の 8 種類を仮定した。

L_3 については中間軸受間隔として考えればよい。関西造船協会造機研究委員会の標準によると

$$L_3 = 250 \sqrt{d'} \quad (\text{ただし、 } L_3, d' \text{ は } \text{mm})$$

$$\therefore b_3 = \frac{L_3}{2d} = 125 \times \sqrt{0.824} / \sqrt{d}$$

$d = 500 \text{ mm}$ とすると $b_3 = 5.08$ 、 $d = 800$ ならば $b_3 = 4.01$ となるので、 $b_3 = 4, 5, 6$ の 3 種類とした。

次に 鋼製中実軸として W_s を d の関数として求め、先に示した W 、 L_0 の実績統計の結果を使用すると

$$w = \frac{W_s L_0}{W} = 0.1 \sim 0.14 \quad \text{マンガン、ブロンズ製プロペラの場合}$$

$$= 0.14 \sim 0.19 \quad \text{ニッケル、アルミ、ブロンズ製プロペラの場合}$$

となり、銅合金一般の場合、 $w = 0.1 \sim 0.2$ の範囲を考えておけばよいことがわかる。

以上の計算条件によって無次元の影響係数をシリーズ計算し、軸系の各点の状態が使用上最も適した状態となるようなアライメント設計条件を調査することとした。

第3章 解析の結果

表 4.1 に示す各要因別シリーズ (F、M、W、A、B シリーズ) の無次元影響係数の計算結果を表 4.2 ~ 表 4.5 に示す。

アライメント設計条件の検討のために、プロペラおよび軸の自重のみを考慮した系の影響係数を求めた。すなわち、

$$\bar{x}_{iD} = \bar{x}_{iF} + w \bar{x}_{iW}$$

銅合金プロペラ一般の範囲を考えて、 $w = 0.1$ の場合を D_1 シリーズ、 $w = 0.2$ の場合を D_2 シリーズとし、計算結果を表 4.6 および表 4.7 と図 4.6 および図 4.7 に示す。

次にアライメントの形式によって図 4.4 に示すように、支点 1 のみの調整によるものを L アライメント、支点 1 と 4 を同時に図の方向に調整するものを U アライメントと呼ぶことにする。L アライメントの場合の各点の状態は \bar{x}_{iA} で求められている。U アライメントのうち $\varphi_A = \varphi_B$ となるような条件の場合を C シリーズとすると、C シリーズの各点の状態は次式により求めることができる。

$$\bar{x}_{iC} = \bar{x}_{iA} + \bar{x}_{iB}$$

計算結果を表 4.8 と図 4.7 に示す。

D_1 および D_2 シリーズと A および C シリーズを組合せて、自重を考慮した軸系の実用化シリーズが考えられる。

$$\begin{aligned} \bar{x}_{i1} &= \bar{x}_{iD1} + a \varphi_1 \bar{x}_{iA} && \text{シリーズ 1} \\ \bar{x}_{i2} &= \bar{x}_{iD2} + a \varphi_2 \bar{x}_{iA} && \text{シリーズ 2} \\ \bar{x}_{i3} &= \bar{x}_{iD1} + a \varphi_3 \bar{x}_{iC} && \text{シリーズ 3} \\ \bar{x}_{i4} &= \bar{x}_{iD2} + a \varphi_4 \bar{x}_{iC} && \text{シリーズ 4} \end{aligned}$$

L アライメント
U アライメント

次に アライメント調整量 φ を決定する条件として下記のように 5 種類を考えれば、それぞれの場合について φ の値および各点の影響係数が決定される。

表 4.2 F シリーズ(M シリーズ)無次元影響係数

$$\begin{array}{ll}
 \text{F シリーズ} & \overline{M}_{1F} = 1.0 \quad \overline{M}_{4F} = 0 \\
 (\text{M シリーズ}) & \overline{R}_{1M} = \overline{R}_{1F} - 1.0 \quad \overline{A}_{0M} = -\overline{\theta}_{1F} \quad \text{その他 } \overline{x}_{iM} = \overline{x}_{1F}
 \end{array}$$

\overline{x}_{1F}	$\overline{\theta}_2$	1	2	3	4	5	6	7	8
\overline{R}_{1F}	4	2.253458	2.172318	2.131633	2.107040	2.090495	2.078560	2.069520	2.062421
	5	2.252821	2.171347	2.130562	2.105968	2.089463	2.077585	2.068606	2.061568
	6	2.252382	2.170660	2.129789	2.105180	2.088691	2.076844	2.067903	2.060904
\overline{R}_{2F}	4	-1.520745	-1.266955	-1.181406	-1.138200	-1.112031	-1.094427	-1.081744	-1.072155
	5	-1.516924	-1.264040	-1.179027	-1.136191	-1.110297	-1.092909	-1.080401	-1.070955
	6	-1.514291	-1.261980	-1.177309	-1.134712	-1.109000	-1.091757	-1.079367	-1.070021
\overline{R}_{3F}	4	0.270745	0.098875	0.054195	0.035560	0.025833	0.020027	0.016236	0.013596
	5	0.266360	0.095501	0.051431	0.033206	0.023777	0.018200	0.014586	0.012093
	6	0.263497	0.093317	0.049648	0.031690	0.022453	0.017019	0.013523	0.011123
\overline{R}_{4F}	4	-0.003458	-0.004239	-0.004422	-0.004400	-0.004297	-0.004160	-0.004012	-0.003862
	5	-0.002257	-0.002808	-0.002966	-0.002984	-0.002942	-0.002873	-0.002791	-0.002706
	6	-0.001588	-0.001997	-0.002128	-0.002158	-0.002143	-0.002106	-0.002058	-0.002006
\overline{M}_{2F}	4	-0.253458	-0.172318	-0.131633	-0.107040	-0.090495	-0.078560	-0.069520	-0.062422
	5	-0.252821	-0.171347	-0.130562	-0.105968	-0.089463	-0.077585	-0.068606	-0.061568
	6	-0.252382	-0.170660	-0.129789	-0.105180	-0.088691	-0.076844	-0.067903	-0.060904
\overline{M}_{3F}	4	0.013830	0.016955	0.017687	0.017601	0.017187	0.016640	0.016047	0.015448
	5	0.011283	0.014040	0.014832	0.014921	0.014710	0.014364	0.013957	0.013528
	6	0.009528	0.011980	0.012770	0.012949	0.012858	0.012635	0.012349	0.012033
$\overline{\theta}_{1F}$	4	-0.291090	-0.304614	-0.311395	-0.315493	-0.318251	-0.320240	-0.321747	-0.322930
	5	-0.291197	-0.304776	-0.311573	-0.315672	-0.318423	-0.320403	-0.321899	-0.323072
	6	-0.291270	-0.304890	-0.311702	-0.315803	-0.318552	-0.320526	-0.322016	-0.323183
$\overline{\theta}_{2F}$	4	0.082181	0.109227	0.122789	0.130987	0.136502	0.140480	0.143493	0.145860
	5	0.082393	0.109551	0.123146	0.131344	0.136846	0.140805	0.143798	0.146144
	6	0.082539	0.109780	0.123404	0.131607	0.137103	0.141052	0.144032	0.146365
$\overline{\theta}_{3F}$	4	-0.037633	-0.046136	-0.048129	-0.047893	-0.046767	-0.045280	-0.043665	-0.042034
	5	-0.038376	-0.047755	-0.050449	-0.050751	-0.050035	-0.048857	-0.047474	-0.046015
	6	-0.038888	-0.048900	-0.052124	-0.052854	-0.052480	-0.051573	-0.050405	-0.049116
$\overline{\theta}_{4F}$	4	0.018816	0.023068	0.024064	0.023946	0.023384	0.022640	0.021832	0.021017
	5	0.019188	0.023878	0.025225	0.025376	0.025018	0.024428	0.023737	0.023008
	6	0.019444	0.024450	0.026062	0.026427	0.026240	0.025786	0.025203	0.024558
\overline{A}_{0P}	4	0.624424	0.637947	0.644728	0.648827	0.651584	0.653573	0.655080	0.656263
	5	0.624530	0.638109	0.644906	0.649005	0.651756	0.653736	0.655232	0.656405
	6	0.624603	0.638223	0.645035	0.649137	0.651885	0.653859	0.655350	0.656516

表 4.3 W シリーズ 無次元影響係数

$\bar{M}_{1w} = 0.5$		b_3	4.0	5.0	6.0				
		$W_s L_s / W_b L_0$	2.8	3.5	4.2				
		M_{4w}	1.12	1.75	2.52				
\bar{X}_{iw}	$b_2 \backslash b_3$	1	2	3	4	5	6	7	8
\bar{R}_{1w}	4	2.193141	1.964401	1.503865	0.831426	-0.042475	-1.111032	-2.369359	-3.813761
	5	2.305983	2.105002	1.647501	0.964914	0.071537	-1.024023	-2.315806	-3.799362
	6	2.445479	2.282010	1.833987	1.147064	0.240174	-0.876050	-2.194543	-3.710142
\bar{R}_{2w}	4	-0.665096	0.665546	1.875995	3.201389	4.684908	6.338689	8.166532	10.169430
	5	-1.342151	0.243744	1.556804	2.951099	4.493367	6.203341	8.087842	10.149180
	6	-2.179124	-0.287314	1.142391	2.609568	4.210057	5.973160	7.909661	10.023720
\bar{R}_{3w}	4	2.786659	2.683979	2.954279	3.346514	3.810144	4.328616	4.895113	5.506435
	5	3.682204	3.290756	3.443613	3.758194	4.155883	4.610305	5.110274	5.650344
	6	4.711673	3.973358	3.993103	4.227770	4.564546	4.965120	5.413003	5.900019
\bar{R}_{4w}	4	2.885296	2.886074	2.865861	2.820671	2.747423	2.643727	2.507714	2.337897
	5	3.603963	3.610499	3.602083	3.575793	3.529212	3.460377	3.367690	3.249838
	6	4.321972	4.331912	4.330520	4.315598	4.285222	4.237769	4.171880	4.086408
\bar{M}_{2w}	4	-0.193141	0.032039	0.496135	1.168574	2.042475	3.111032	4.369359	5.813761
	5	-0.305984	-0.105002	0.352499	1.035086	1.928463	3.024023	4.315806	5.799362
	6	-0.445479	-0.282010	0.166014	0.852936	1.759826	2.876050	4.194543	5.710142
\bar{M}_{3w}	4	0.778814	0.775704	0.856556	1.037315	1.330310	1.745091	2.289145	2.968413
	5	1.230184	1.197506	1.239586	1.371035	1.603940	1.948114	2.411551	3.000812
	6	1.788166	1.728529	1.736881	1.826410	2.008668	2.293384	2.688722	3.201555
$\bar{\theta}_{1w}$	4	-0.091976	-0.130100	-0.206856	-0.318929	-0.464579	-0.642672	-0.852393	-1.093127
	5	-0.073169	-0.106666	-0.182917	-0.296681	-0.445577	-0.628170	-0.843468	-1.090727
	6	-0.049920	-0.077165	-0.151836	-0.266323	-0.417471	-0.603508	-0.823257	-1.075857
$\bar{\theta}_{2w}$	4	-0.023547	0.052700	0.206212	0.430358	0.721658	1.077844	1.497286	1.978754
	5	-0.061161	0.005833	0.158333	0.385862	0.683654	1.048841	1.479435	1.973954
	6	-0.107660	-0.053170	0.096171	0.325145	0.627442	0.999517	1.439014	1.944214
$\bar{\theta}_{3w}$	4	0.185540	0.194002	-0.026002	-0.517864	-1.315129	-2.443785	-3.924203	-5.772551
	5	0.317189	0.428337	0.285210	-0.161896	-0.954090	-2.124750	-3.701066	-5.705354
	6	0.479934	0.723350	0.689262	0.323837	-0.420074	-1.582182	-3.195806	-5.288998
$\bar{\theta}_{4w}$	4	0.278659	0.274427	0.384429	0.630361	1.028993	1.593321	2.333530	3.257704
	5	0.566852	0.511278	0.582841	0.806395	1.202491	1.787821	2.575979	3.578123
	6	1.013604	0.891897	0.908940	1.091653	1.463608	2.044662	2.851474	3.898070
\bar{d}_{ow}	4	0.216143	0.254266	0.331023	0.443096	0.588746	0.766839	0.976560	1.217294
	5	0.197336	0.230833	0.307083	0.420848	0.569744	0.752337	0.967634	1.214894
	6	0.174087	0.201332	0.276002	0.390489	0.541638	0.727675	0.947424	1.200024

表 4.4 A シリーズ無次元影響係数

$$\bar{M}_{1A} = \bar{M}_{4A} = 0$$

\bar{x}_{1A}	b_2	1	2	3	4	5	6	7	8
\bar{R}_{1A}	4	-1.520745	-1.033910	-0.789797	-0.642241	-0.542967	-0.471361	-0.417123	-0.374527
	5	-1.516924	-1.028080	-0.783372	-0.635810	-0.536776	-0.465507	-0.411638	-0.369409
	6	-1.514291	-1.023961	-0.778733	-0.631078	-0.532144	-0.461062	-0.407417	-0.365422
\bar{R}_{2A}	4	3.124471	1.601730	1.088437	0.829203	0.672185	0.566561	0.490466	0.432929
	5	3.101543	1.584241	1.074160	0.817144	0.661783	0.557456	0.482407	0.425732
	6	3.085748	1.571883	1.063852	0.808272	0.654002	0.550542	0.476204	0.420125
\bar{R}_{3A}	4	-1.624471	-0.593253	-0.325172	-0.213362	-0.154998	-0.120161	-0.097414	-0.081573
	5	-1.598158	-0.573009	-0.308586	-0.199239	-0.142660	-0.109185	-0.087518	-0.072557
	6	-1.580984	-0.559902	-0.297889	-0.190143	-0.134715	-0.102115	-0.081137	-0.066736
\bar{R}_{4A}	4	0.020745	0.025433	0.026531	0.026401	0.025780	0.024960	0.024070	0.023172
	5	0.013539	0.016848	0.017798	0.017905	0.017652	0.017237	0.016749	0.016234
	6	0.009528	0.011980	0.012770	0.012949	0.012858	0.012635	0.012349	0.012033
\bar{M}_{2A}	4	1.520745	1.033910	0.789797	0.642241	0.542967	0.471361	0.417123	0.374527
	5	1.516924	1.028080	0.783372	0.635810	0.536776	0.465507	0.411638	0.369409
	6	1.514291	1.023961	0.778733	0.631078	0.532144	0.461062	0.407417	0.365422
\bar{M}_{3A}	4	-0.082981	-0.101730	-0.106124	-0.105603	-0.103122	-0.099842	-0.096281	-0.092686
	5	-0.067695	-0.084241	-0.088992	-0.089525	-0.088262	-0.086183	-0.083744	-0.081171
	6	-0.057165	-0.071883	-0.076622	-0.077696	-0.077145	-0.075812	-0.074095	-0.072200
$\bar{\theta}_{1A}$	4	-0.253458	-0.172318	-0.131633	-0.107040	-0.090495	-0.078560	-0.069520	-0.062421
	5	-0.252821	-0.171347	-0.130562	-0.105968	-0.089463	-0.077585	-0.068606	-0.061568
	6	-0.252382	-0.170660	-0.129789	-0.105180	-0.088691	-0.076844	-0.067903	-0.060904
$\bar{\theta}_{2A}$	4	0.506915	0.344637	0.263266	0.214081	0.180989	0.157120	0.139041	0.124842
	5	0.505641	0.342693	0.261124	0.211937	0.178925	0.155169	0.137213	0.123136
	6	0.495236	0.341320	0.259578	0.210369	0.177381	0.153688	0.135806	0.121808
$\bar{\theta}_{3A}$	4	0.225797	0.276817	0.288774	0.287356	0.280603	0.271678	0.261988	0.252207
	5	0.230256	0.286533	0.302694	0.304507	0.300210	0.293141	0.284842	0.276091
	6	0.233327	0.293399	0.312744	0.317125	0.314878	0.309438	0.302430	0.294696
$\bar{\theta}_{4A}$	4	-0.112899	-0.138408	-0.144387	-0.143678	-0.140302	-0.135839	-0.130994	-0.126103
	5	-0.115128	-0.143267	-0.151347	-0.152253	-0.150105	-0.146570	-0.142421	-0.138045
	6	-0.116663	-0.146699	-0.156372	-0.158562	-0.157439	-0.154719	-0.151215	-0.147348
\bar{d}_{0A}	4	0.253458	0.172318	0.131633	0.107040	0.090495	0.078560	0.069520	0.062421
	5	0.252821	0.171347	0.130562	0.105968	0.089463	0.077585	0.068606	0.061568
	6	0.252382	0.170660	0.129789	0.105180	0.088691	0.076844	0.067903	0.060904

表4.5 B シリーズ 無次元影響係数

$$\bar{M}_{1B} = \bar{M}_{4B} = 0$$

\bar{x}_{1B}	$\bar{\theta}_2$	1	2	3	4	5	6	7	8
	$\bar{\theta}_3$								
\bar{R}_{1B}	4	0.082981	0.101730	0.106124	0.105603	0.103122	0.099842	0.096281	0.092686
	5	0.067695	0.084241	0.088992	0.089525	0.088262	0.086183	0.083744	0.081171
	6	0.057165	0.071883	0.076622	0.077696	0.077145	0.075812	0.074095	0.072200
\bar{R}_{2B}	4	-0.497883	-0.305190	-0.235832	-0.198007	-0.173245	-0.155309	-0.141474	-0.130340
	5	-0.406171	-0.252722	-0.197760	-0.167859	-0.148280	-0.134063	-0.123052	-0.114146
	6	-0.342991	-0.215648	-0.170272	-0.145679	-0.129604	-0.117930	-0.108875	-0.101532
\bar{R}_{3B}	4	0.497883	0.279758	0.200457	0.158405	0.131996	0.113708	0.100211	0.089790
	5	0.392632	0.219026	0.156231	0.123097	0.102384	0.088099	0.077591	0.069502
	6	0.323935	0.179707	0.127704	0.100357	0.083317	0.071600	0.063006	0.056407
\bar{R}_{4B}	4	-0.082981	-0.076298	-0.070750	-0.066002	-0.061873	-0.058241	-0.055018	-0.052136
	5	-0.054156	-0.050544	-0.047462	-0.044762	-0.042366	-0.040219	-0.038283	-0.036527
	6	-0.038110	-0.035941	-0.034054	-0.032373	-0.030858	-0.029483	-0.028227	-0.027075
\bar{M}_{2B}	4	-0.082981	-0.101730	-0.106124	-0.105603	-0.103122	-0.099842	-0.096281	-0.092686
	5	-0.067695	-0.084241	-0.088992	-0.089525	-0.088262	-0.086183	-0.083744	-0.081171
	6	-0.057165	-0.071883	-0.076622	-0.077696	-0.077145	-0.075812	-0.074095	-0.072200
\bar{M}_{3B}	4	0.331922	0.305190	0.282998	0.264009	0.247492	0.232964	0.220070	0.208544
	5	0.270781	0.252722	0.237312	0.223812	0.211828	0.201094	0.191414	0.182634
	6	0.228660	0.215648	0.204326	0.194239	0.185148	0.176895	0.169361	0.162451
$\bar{\theta}_{1B}$	4	0.013830	0.016955	0.017687	0.017601	0.017187	0.016640	0.016047	0.015448
	5	0.011283	0.014040	0.014832	0.014921	0.014710	0.014364	0.013957	0.013528
	6	0.009528	0.011980	0.012770	0.012949	0.012858	0.012635	0.012349	0.012033
$\bar{\theta}_{2B}$	4	-0.027660	-0.039100	-0.035375	-0.035201	-0.034374	-0.033281	-0.032094	-0.030895
	5	-0.022565	-0.028080	-0.029664	-0.029842	-0.029421	-0.028728	-0.027915	-0.027057
	6	-0.019055	-0.023961	-0.025541	-0.025899	-0.025715	-0.025271	-0.024698	-0.024067
$\bar{\theta}_{3B}$	4	-0.903189	-0.830450	-0.770064	-0.718391	-0.673448	-0.633914	-0.598830	-0.567465
	5	-0.921033	-0.859599	-0.807184	-0.761267	-0.720504	-0.683995	-0.651068	-0.621204
	6	-0.933308	-0.880196	-0.833985	-0.792812	-0.755707	-0.722022	-0.691269	-0.663065
$\bar{\theta}_{4B}$	4	0.451515	0.415225	0.385032	0.359195	0.336724	0.316957	0.299415	0.283733
	5	0.460511	0.429799	0.403592	0.380633	0.360252	0.341997	0.325534	0.310602
	6	0.466654	0.440098	0.416992	0.396406	0.377854	0.361011	0.345635	0.331532
\bar{A}_{4B}	4	-0.013830	-0.016955	-0.017687	-0.017601	-0.017187	-0.016640	-0.016047	-0.015448
	5	-0.011283	-0.014040	-0.014832	-0.014921	-0.014710	-0.014364	-0.013957	-0.013528
	6	-0.009528	-0.011980	-0.012770	-0.012949	-0.012858	-0.012635	-0.012349	-0.012033

表4.6 D₁シリーズ無次元影響係数 $M_1 = 1.05$

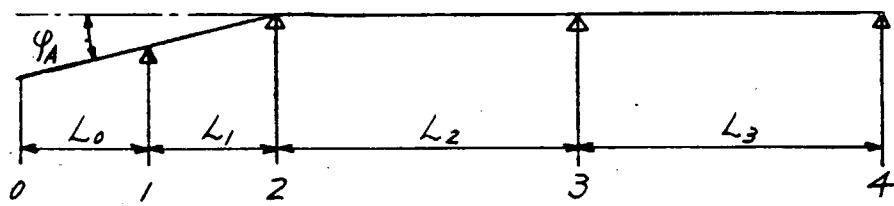
\bar{X}_1	$\bar{\ell}_2$	1	2	3	4	5	6	7	8
\bar{R}_1	4	2.472772	2.368758	22.82020	2.190183	20.86248	1.967457	1.832581	1.681045
	5	2.483419	2.381847	2.295312	2.202459	2.096617	1.975183	1.837025	1.681632
	6	2.496930	2.398861	2.313188	2.219886	2.102708	1.989239	1.848449	1.689890
\bar{R}_2	4	-1.587255	-1.200400	-0.993806	-0.818061	-0.643540	-0.460558	-0.265091	-0.055212
	5	-1.651139	-1.239666	-1.023347	-0.841081	-0.660960	-0.472575	-0.271617	-0.056037
	6	-1.732203	-1.290711	-1.063070	-0.873755	-0.687994	-0.494441	-0.288401	-0.067649
\bar{R}_3	4	0.549411	0.367273	0.349623	0.370211	0.406847	0.452889	0.505747	0.564240
	5	0.634580	0.424577	0.395792	0.409025	0.439365	0.478231	0.525613	0.577127
	6	0.734664	0.490653	0.448958	0.454467	0.478908	0.513531	0.554823	0.601125
\bar{R}_4	4	0.285072	0.284368	0.282164	0.276667	0.270445	0.260213	0.246770	0.229928
	5	0.358139	0.358242	0.357242	0.354595	0.349979	0.343164	0.333978	0.322277
	6	0.430609	0.431194	0.430924	0.429402	0.426379	0.421671	0.415130	0.406635
\bar{M}_2	4	-0.272772	-0.169114	-0.082019	0.009817	0.113753	0.232543	0.367416	0.518954
	5	-0.283419	-0.181847	-0.096383	-0.003531	0.103383	0.234817	0.362975	0.518368
	6	-0.296930	-0.198861	-0.113188	-0.019886	0.087292	0.210761	0.351551	0.510110
\bar{M}_3	4	0.091711	0.094525	0.103343	0.121333	0.150218	0.191149	0.244962	0.312289
	5	0.134301	0.133791	0.138791	0.152025	0.175104	0.209175	0.255112	0.313609
	6	0.188345	0.184833	0.186458	0.195590	0.213725	0.241973	0.281221	0.332189
$\bar{\theta}_1$	4	-0.300288	-0.317624	-0.332081	-0.347386	-0.364709	-0.384507	-0.406986	-0.432243
	5	-0.298514	-0.315443	-0.329865	-0.345340	-0.362981	-0.383220	-0.406246	-0.432145
	6	-0.296262	-0.312607	-0.326886	-0.342435	-0.360299	-0.380877	-0.404342	-0.430769
$\bar{\theta}_2$	4	0.079826	0.114497	0.143410	0.174023	0.208668	0.248264	0.293222	0.343735
	5	0.076277	0.110134	0.138979	0.169930	0.205211	0.245689	0.291742	0.343539
	6	0.071773	0.104463	0.133021	0.164122	0.199847	0.241004	0.287933	0.340786
$\bar{\theta}_3$	4	-0.019079	-0.026736	-0.050729	-0.099679	-0.178280	-0.289659	-0.436085	-0.619289
	5	-0.006659	-0.004921	-0.021928	-0.066941	-0.145444	-0.261332	-0.417581	-0.616550
	6	0.011105	0.023435	0.016802	-0.020470	-0.094487	-0.209791	-0.369986	-0.578016
$\bar{\theta}_4$	4	0.046682	0.050511	0.062507	0.086982	0.126283	0.181972	0.255185	0.346787
	5	0.075873	0.075006	0.083509	0.106016	0.145267	0.203210	0.281335	0.380820
	6	0.120804	0.113640	0.116956	0.135592	0.172601	0.230252	0.310350	0.414365
\bar{A}_0	4	0.646038	0.663374	0.677830	0.693137	0.710459	0.730257	0.752736	0.777992
	5	0.644264	0.661192	0.675614	0.691090	0.708730	0.728970	0.751995	0.777894
	6	0.642012	0.658356	0.672635	0.688186	0.706050	0.726627	0.750092	0.776518

表4.7 D₂シリーズ無次元影響係数 $\bar{M}_1 = 1.1$

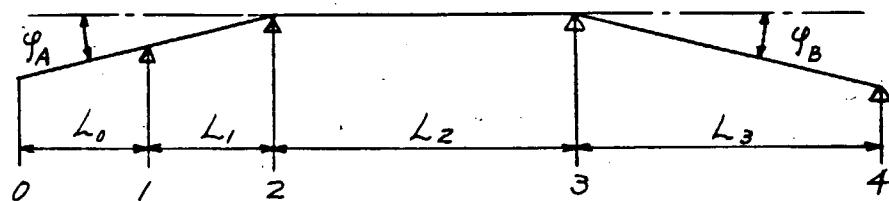
\bar{x}_1	b_2	1	2	3	4	5	6	7	8
	b_3								
\bar{R}_1	4	2.792086	2.565198	2.432407	2.273326	2.082000	1.856354	1.595645	1.299669
	5	2.714017	2.592347	2.460062	2.298950	2.103771	1.872781	1.605444	1.301696
	6	2.741478	2.627062	2.496587	2.334592	2.146725	1.901634	1.628995	1.318876
\bar{R}_2	4	-1.653765	-1.133845	-0.806207	-0.497922	-0.175049	0.173311	0.551562	0.961731
	5	-1.785354	-1.215292	-0.867666	-0.545971	-0.211623	0.147759	0.537167	0.958881
	6	-1.950115	-1.261980	-0.448831	-0.612798	-0.266988	0.102875	0.502565	0.934723
\bar{R}_3	4	0.828077	0.635671	0.645051	0.704862	0.787861	0.885751	0.995258	1.114884
	5	1.002800	0.753653	0.740153	0.784844	0.854953	0.939262	1.036640	1.142161
	6	1.205831	0.887989	0.848268	0.877244	0.935363	1.010043	1.096123	1.191127
\bar{R}_4	4	0.573602	0.572975	0.568750	0.558734	0.545187	0.524586	0.497541	0.463718
	5	0.718535	0.719292	0.717450	0.712174	0.702900	0.689202	0.670747	0.647261
	6	0.862806	0.864385	0.863976	0.860962	0.854901	0.845448	0.832318	0.815275
\bar{M}_2	4	-0.292086	-0.165910	-0.032405	0.126674	0.318001	0.543646	0.804352	1.100330
	5	-0.314017	-0.192347	-0.061133	0.099978	0.296229	0.537219	0.794556	1.098304
	6	-0.341498	-0.227062	-0.096587	0.105180	0.263275	0.498366	0.771005	1.081124
\bar{M}_3	4	0.169592	0.172095	0.188999	0.225065	0.283249	0.365658	0.473877	0.609130
	5	0.257319	0.253542	0.262750	0.289129	0.335498	0.403986	0.496267	0.613690
	6	0.367162	0.357686	0.360146	0.378231	0.414592	0.471311	0.550093	0.652345
$\bar{\theta}_1$	4	-0.309486	-0.330634	-0.352767	-0.379279	-0.411167	-0.448774	-0.492225	-0.541556
	5	-0.305831	-0.326110	-0.348157	-0.375008	-0.407539	-0.446037	-0.490593	-0.541218
	6	-0.301254	-0.320324	-0.342070	-0.369067	-0.402046	-0.441228	-0.486668	-0.538355
$\bar{\theta}_2$	4	0.077471	0.119767	0.164031	0.217059	0.280834	0.356048	0.442951	0.541610
	5	0.070161	0.110717	0.154812	0.208516	0.273576	0.350573	0.439686	0.540934
	6	0.061007	0.099046	0.142638	0.196637	0.262591	0.340956	0.431834	0.535207
$\bar{\theta}_3$	4	-0.000525	-0.007336	-0.053329	-0.151465	-0.309793	-0.534038	-0.828505	-1.196544
	5	0.025060	0.037913	0.006593	-0.083131	-0.240853	-0.473807	-0.787688	-1.187085
	6	0.059098	0.095770	0.085728	0.011914	-0.136494	-0.368009	-0.689567	-1.106916
$\bar{\theta}_4$	4	0.074548	0.077954	0.100950	0.150018	0.229182	0.341304	0.488538	0.672557
	5	0.132558	0.126134	0.141793	0.186656	0.265516	0.381992	0.538933	0.738632
	6	0.222164	0.202830	0.207850	0.244757	0.318962	0.434718	0.595497	0.804172
\bar{d}	4	0.667652	0.688801	0.710932	0.737447	0.769334	0.806941	0.850392	0.899721
	5	0.663998	0.684275	0.706322	0.733175	0.765704	0.804204	0.848758	0.899383
	6	0.659421	0.678489	0.700235	0.727235	0.760214	0.799395	0.844834	0.896520

表4.8 Cシリーズ無次元影響係数

\bar{x}_{ic}	$\frac{\ell_2}{\ell_3}$	1	2	3	4	5	6	7	8
\bar{R}_{1c}	4	-1.437764	-0.932180	-0.683673	-0.536638	-0.439845	-0.371519	-0.320842	-0.281841
	5	-1.449229	-0.943839	-0.694380	-0.546285	-0.448514	-0.379324	-0.327894	-0.288238
	6	-1.457126	-0.952078	-0.702111	-0.553382	-0.454999	-0.385250	-0.333322	-0.293222
\bar{R}_{2c}	4	2.625588	1.296540	0.852605	0.631196	0.498940	0.411252	0.348992	0.302589
	5	2.695372	1.331519	0.876400	0.649285	0.513503	0.423393	0.359355	0.311586
	6	2.742757	1.356135	0.893580	0.662593	0.524398	0.432612	0.365329	0.318593
\bar{R}_{3c}	4	-1.126588	-0.313495	-0.124715	-0.054957	-0.023002	-0.006453	0.002797	0.008217
	5	-1.205526	-0.353983	-0.152355	-0.076142	-0.040376	-0.021086	-0.009927	-0.003055
	6	-1.257049	-0.380195	-0.170185	-0.089786	-0.051398	-0.030515	-0.018131	-0.010329
\bar{R}_{4c}	4	-0.060236	-0.050865	-0.044219	-0.039601	-0.036093	-0.033281	-0.030948	-0.028964
	5	-0.040617	-0.033696	-0.029664	-0.026857	-0.024714	-0.022882	-0.021534	-0.020293
	6	-0.028582	-0.023961	-0.021284	-0.019424	-0.018000	-0.016838	-0.015878	-0.015042
\bar{M}_{2c}	4	1.437764	0.932180	0.683673	0.536638	0.439845	0.371519	0.320842	0.281841
	5	1.449229	0.943839	0.694380	0.546285	0.448514	0.379324	0.327894	0.288238
	6	1.457126	0.952078	0.702111	0.553382	0.454999	0.385250	0.333322	0.293222
\bar{M}_{3c}	4	0.248941	0.203460	0.176874	0.158406	0.144370	0.133122	0.123789	0.115858
	5	0.203086	0.168481	0.148320	0.134287	0.123566	0.114911	0.107670	0.101463
	6	0.171495	0.143765	0.127704	0.116543	0.108003	0.101073	0.095266	0.090251
$\bar{\theta}_{1c}$	4	-0.239628	-0.155363	-0.113946	-0.089439	-0.073308	-0.061920	-0.053473	-0.046973
	5	-0.241538	-0.157307	-0.115730	-0.091047	-0.074753	-0.063221	-0.054649	-0.048040
	6	-0.242854	-0.158680	-0.117019	-0.092231	-0.075833	-0.064209	-0.055554	-0.048871
$\bar{\theta}_{2c}$	4	0.479255	0.305537	0.227891	0.178870	0.146615	0.123839	0.106947	0.093947
	5	0.483076	0.314613	0.231460	0.182095	0.147504	0.126441	0.109298	0.096079
	6	0.476181	0.317359	0.234037	0.184470	0.151666	0.128417	0.111108	0.097741
$\bar{\theta}_{3c}$	4	-0.677392	-0.553633	-0.481290	-0.431035	-0.392845	-0.362236	-0.336842	-0.315258
	5	-0.690777	-0.573066	-0.504490	-0.456760	-0.420294	-0.390854	-0.366226	-0.345113
	6	-0.699725	-0.586797	-0.521241	-0.475687	-0.440829	-0.412584	-0.388839	-0.368369
$\bar{\theta}_{4c}$	4	0.338696	0.276817	0.240645	0.215517	0.196422	0.181118	0.168421	0.157631
	5	0.345383	0.286532	0.252245	0.228380	0.210147	0.195427	0.183113	0.172557
	6	0.343848	0.283100	0.247220	0.222071	0.202813	0.187278	0.174219	0.163254
\bar{A}_{0c}	4	0.239628	0.155363	0.113946	0.089439	0.073308	0.061920	0.053473	0.046973
	5	0.241538	0.157307	0.115730	0.091047	0.074753	0.063221	0.054649	0.048040
	6	0.242854	0.158680	0.117019	0.092231	0.075833	0.064209	0.055554	0.048871



(a) L アライメント



(b) U アライメント

図4.4 アライメントの形式

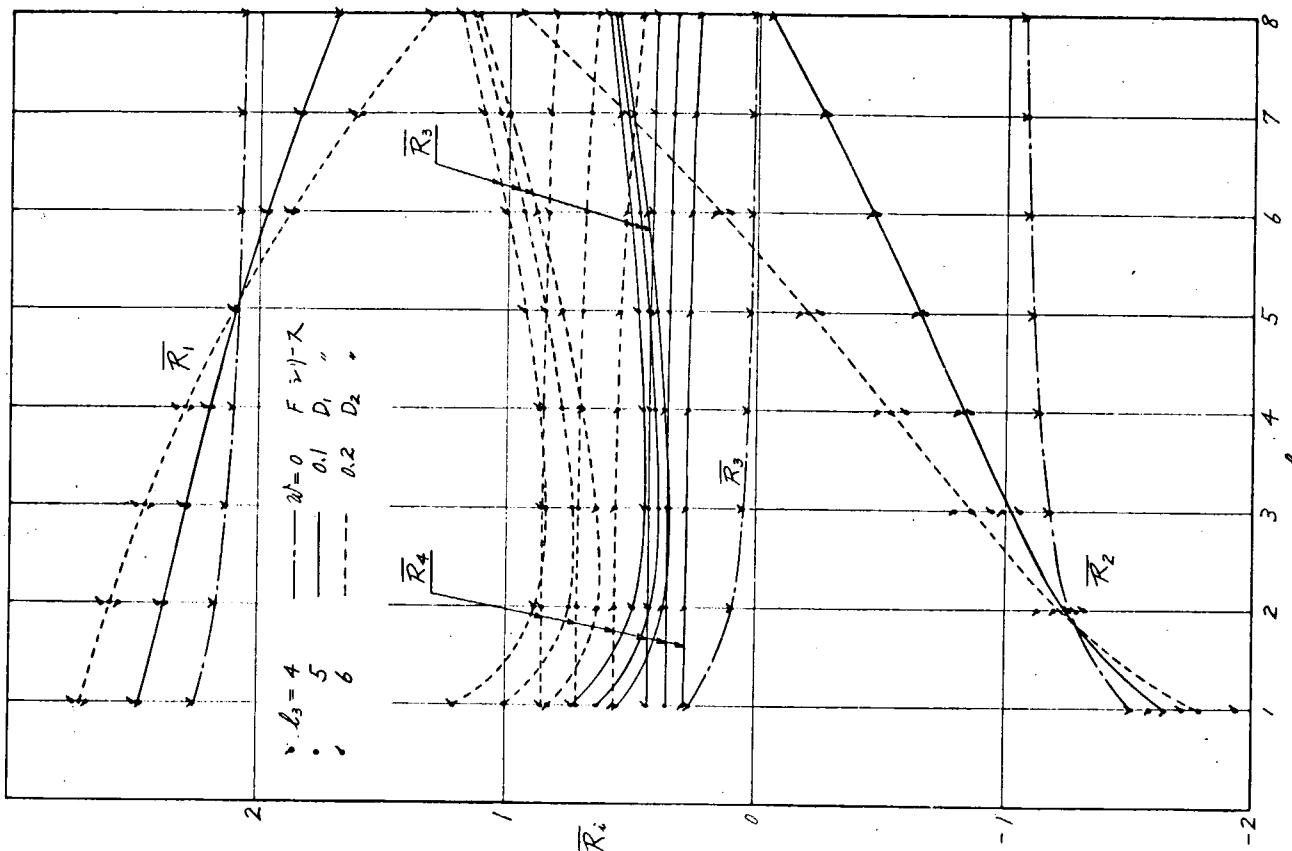


図4.5 反力影響係数（自重の率）

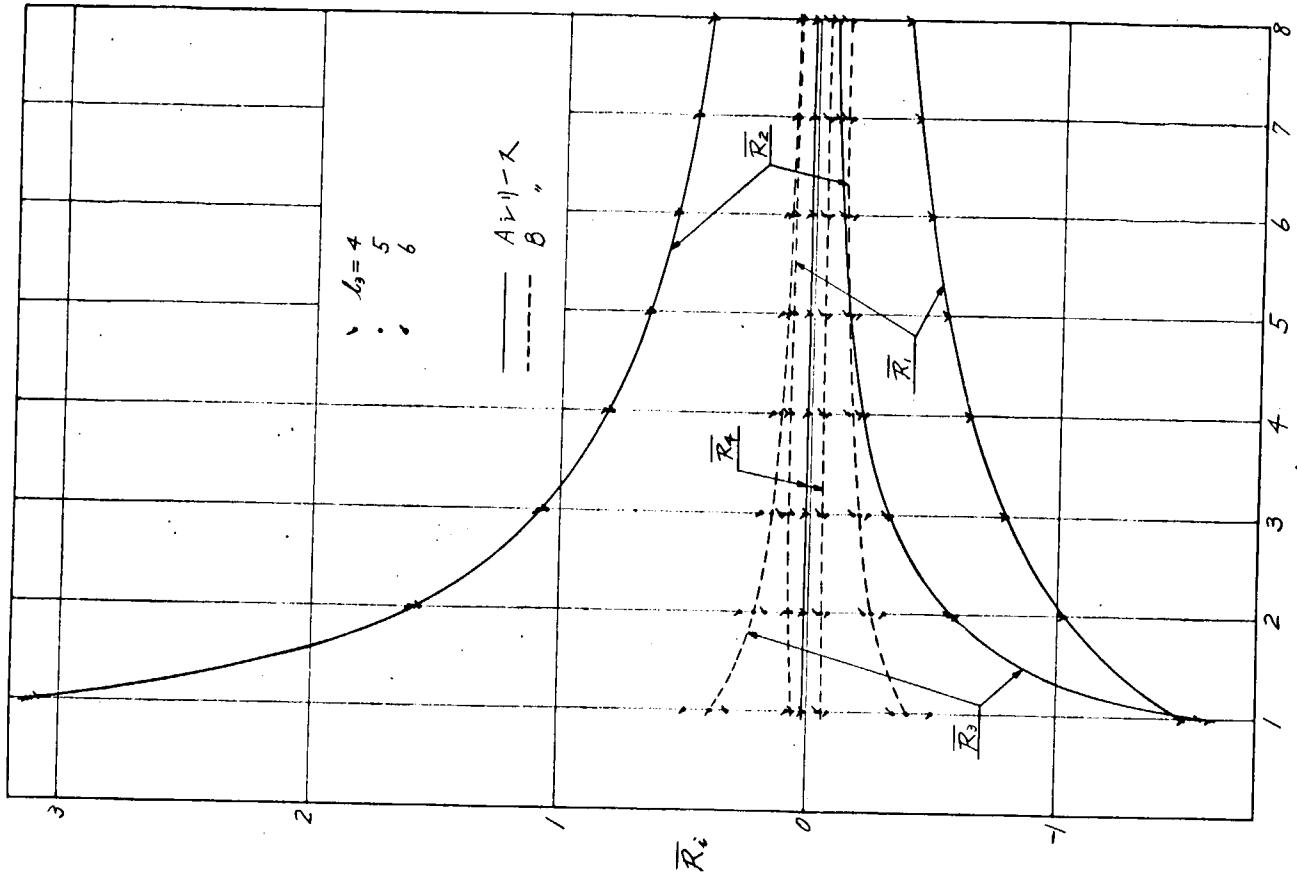


図 4.7 反力影響係数(アライメントの系)

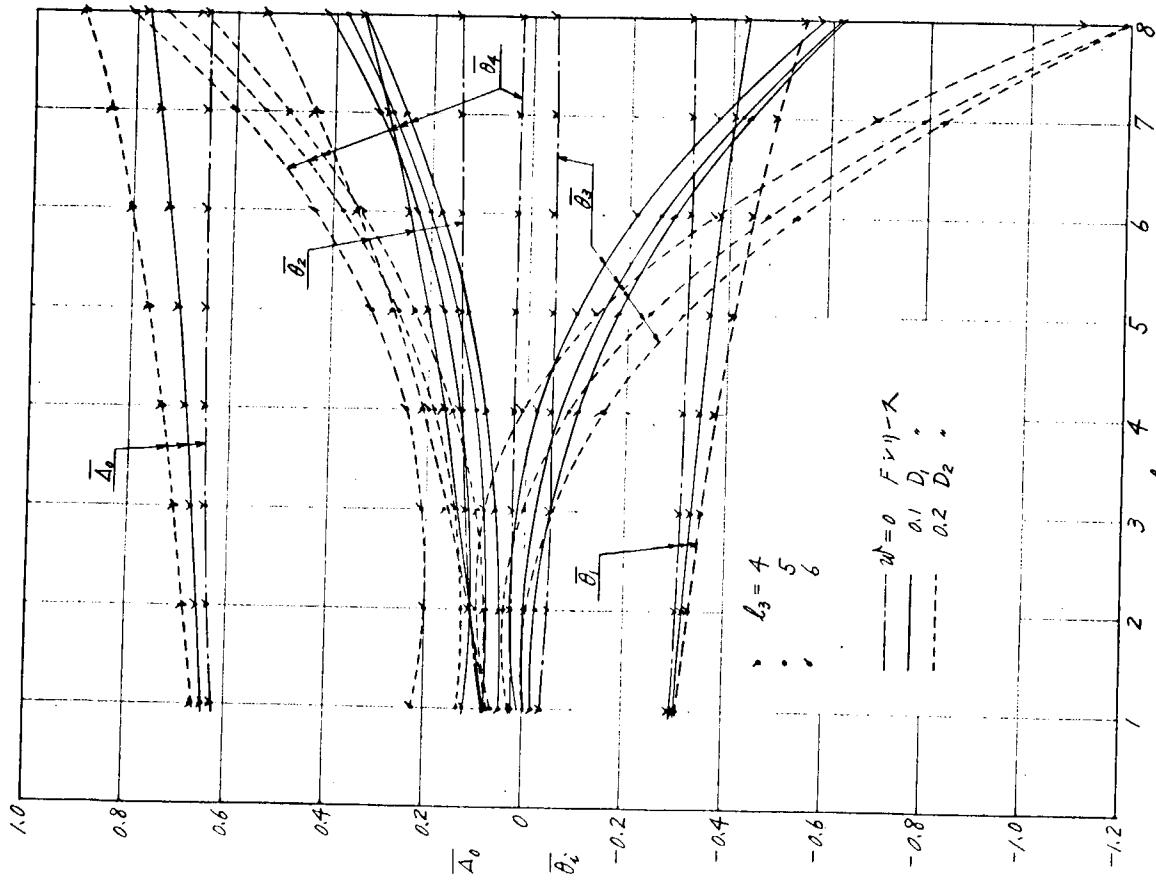


図 4.6 たわみ、たわみ角影響係数(自重の系)

$$\begin{aligned}
 R_2 = 0 \text{ とする場合} & \quad a\varphi_j = -\bar{R}_{2\ell} / \bar{R}_{2m} \\
 R_2 = R_1 \text{ とする場合} & \quad a\varphi_j = (\bar{R}_{2\ell} - \bar{R}_{1\ell}) / (\bar{R}_{1m} - \bar{R}_{2m}) \\
 M_2 = M_1 \text{ とする場合} & \quad a\varphi_j = -(\bar{M}_{2\ell} - \bar{M}_{1\ell}) / \bar{M}_{2m} \\
 R_3 = 0 \text{ とする場合} & \quad a\varphi_j = -\bar{R}_{3\ell} / \bar{R}_{3m} \\
 R_3 = R_4 \text{ とする場合} & \quad a\varphi_j = (\bar{R}_{4c} - \bar{R}_{3\ell}) / (\bar{R}_{3m} - \bar{R}_{4m}) \\
 \text{上記各条件について } \bar{x}_{ij} &= \bar{x}_{i\ell} + a\varphi_j \bar{x}_{im}
 \end{aligned}$$

ただし、 $j = 1, 2, 3, 4$

$\ell = D_1, D_2, D_1, D_2$

$m = A, A, C, C$

計算結果を図 4.8～図 4.13 に示す。

なお、支点 1 や 2 のたわみ角 θ は座標軸に対する角度ではなく、支点 1 と 2 を結ぶ線に対する角度 $\theta \equiv \theta - (-\varphi_A)$ 、すなわち、軸と軸受との相対角度として修正して示してある。

図 4.5 および図 4.6 は F シリーズ、ならびに D_1, D_2 シリーズの場合の各点の反力、たわみ角などを示している。自重の系である D_1, D_2 シリーズについて見ると、各支点を一直線上に配置したストレートアライメントの場合は、支点 2 の反力が負となり、軸を上からおさえる必要があることを示している。しかし、後に述べるようなアライメントの調整によって R_2 を正とすることができるが、ストレートアライメントで据付ける場合は支点 2 を軸受としては無効とした系 D'_1, D'_2 シリーズを考慮し、この場合の支点 1 の反力とたわみ角を特に図 4.10～図 4.12 に示した。支点 1 や 2 の反力、たわみ角は支点 3 と 4 の間隔 ℓ_3 が変化しても余り影響を受けない。プロペラの外力による反力の変化は支点 1 と 2 では大きいが、支点 3, 4 にはほとんど影響がない。

図 4.7 は支点 1 または 4 の据付高さを調整した場合の各支点の反力変化を示す図である。支点 2 と 3 の間隔 ℓ_3 が小さくなると反力変化が激しくなっている。反力変化が大きいということは据付高さを少し変化させることによって、反力を適切に調整することができるが、その反面、据付作業のわずかな誤差によって反力が大きく狂ってしまうことになるので、むしろ ℓ_3 を大きくとり反力変化の小さい範囲で適当なアライメントを調整するほうが機器上望ましい。

図 4.8～図 4.13 は、支点 1 や 4 の据付高さを調整して、L アライメントまたは U アライメントを実施した場合の調整量と各支点の状態を示すものである。実船に適用する場合の制約条件として、全ての軸受は下半周で荷重を支持し、各支点反力の負担の差が過大とならないこと、軸の強度上曲げモーメントが過大とならないことを考慮して

$$R_1 \geq R_2 > 0, \quad M_2 \leq M_1, \quad R_4 \geq R_3 > 0$$

の条件を同時に満足する範囲を求めるとき、図 4.8 および図 4.9 において $R_3 = 0, R_2 = 0, R_3 = R_4, M_2 = M_1$ の 4 本の曲線で囲まれた範囲（例としてシリーズ 1、 $\ell_3 = 5$ の場合について  印で図示した）におさまるように φ と ℓ_3 の関係を選ぶことが望ましい。（この範囲を実施許容範囲と呼ぶこととする）

図 4.10 および図 4.11 より R_2 が正の範囲で大きくなるほど R_1 は小さくなることがわかる。これは支点 1 の反力の一部が支点 2 に移される結果によるものである。図 4.12 によると、 $R_2 = 0 \sim R_1$ の範囲では、 R_2 が大きくなるほどたわみ角 θ_1 は大きくなっている。しかし、 R_2 の減少割合に比較して、 θ_1 の増加割合のほうが小さいので、支点 1 すなわち、船尾軸受後端部の軸受の当り状況は、 $R_2 = R_1$ となるまでは R_2 を大きくなるほど良好になると推測される。ただし、軸の強度上 M_2 が M_1 をこえることは不具合となるので、 $M_2 = M_1$ がアライメント調整による船尾管軸受の荷重分布改善に対する限界を示すものと考えられる。 $M_2 = M_1$ とすると R_1 も θ_1 も ℓ_3 に関係なく一定値となるばかりでなく、L アライメント

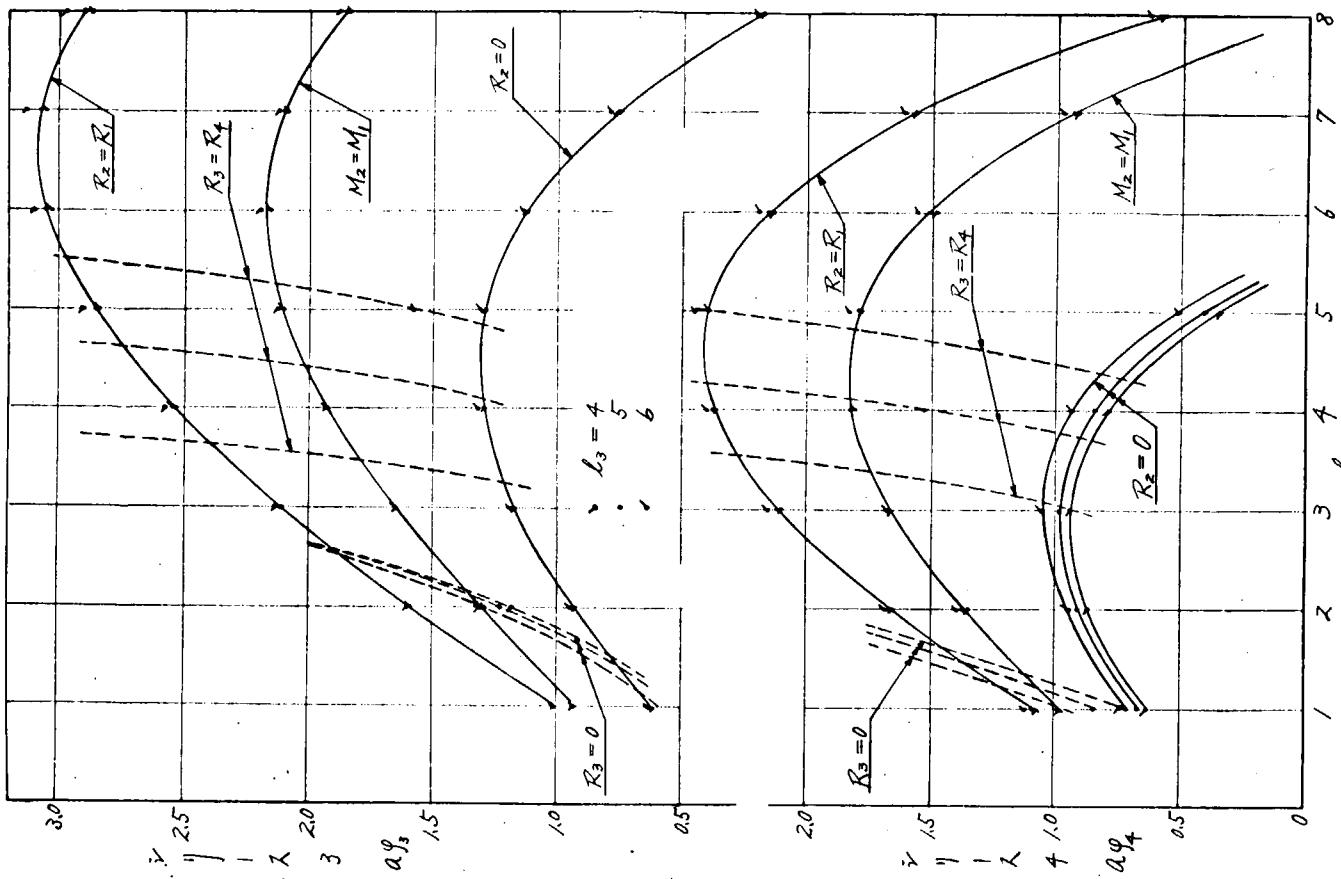


図 4.9 スロープ所要量 (Uアライメントの場合)

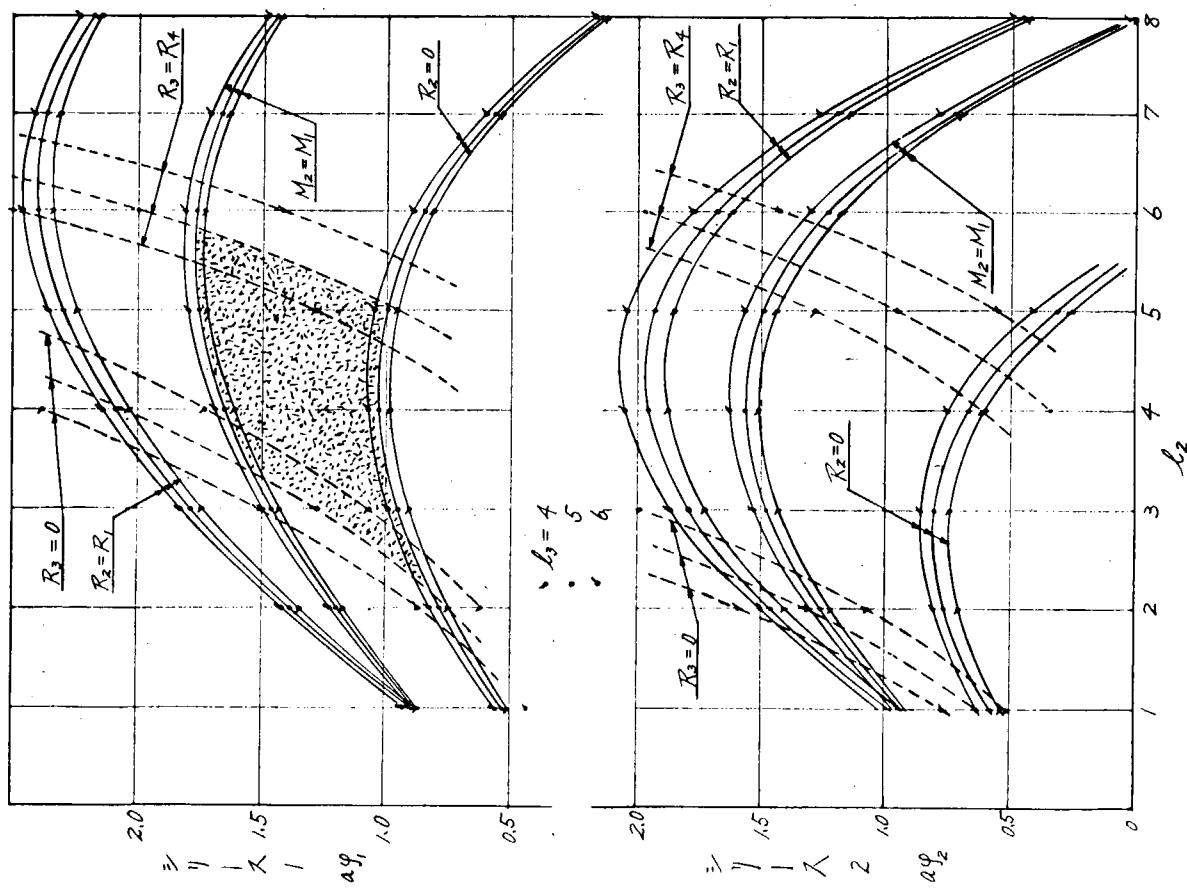


図 4.8 スロープ所要量 (Lアライメントの場合)

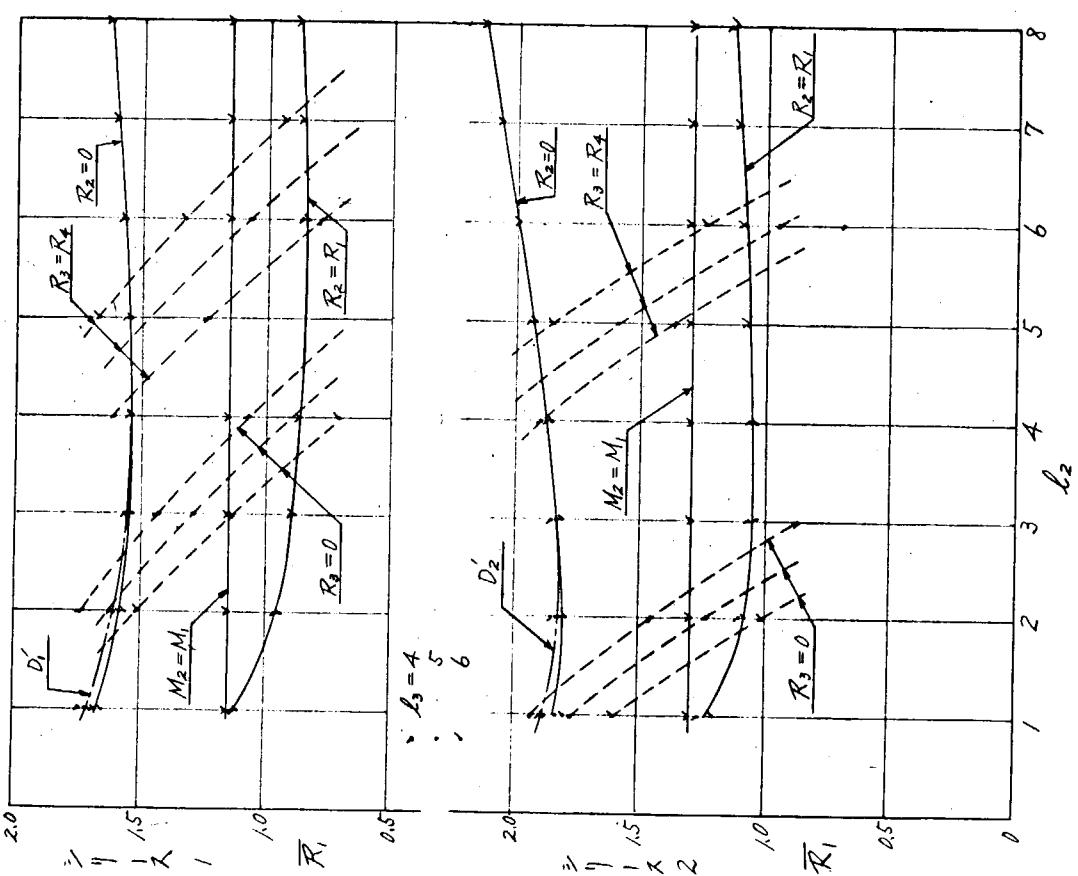


図 4.10 支点 1 の反力 (ラグランジアンメッシュの場合)

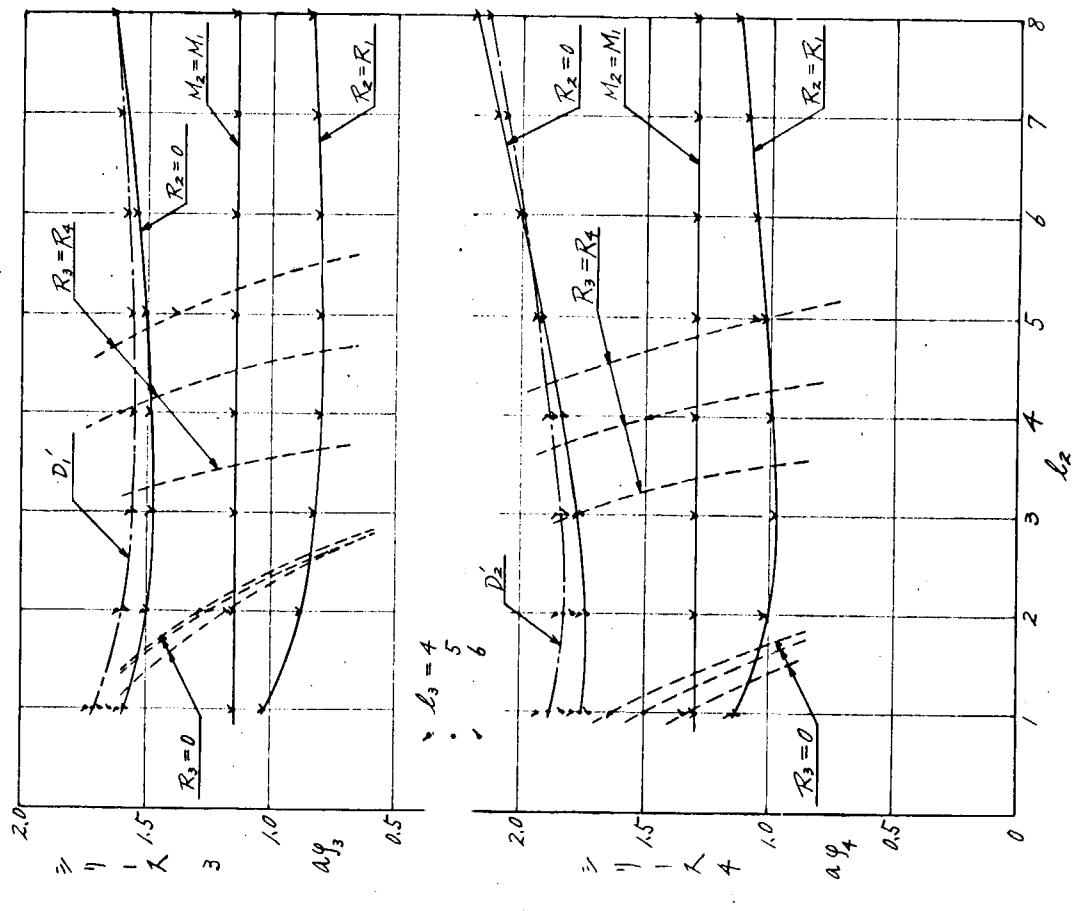


図 4.11 支点の反力 (U-ラグランジアンメッシュの場合)

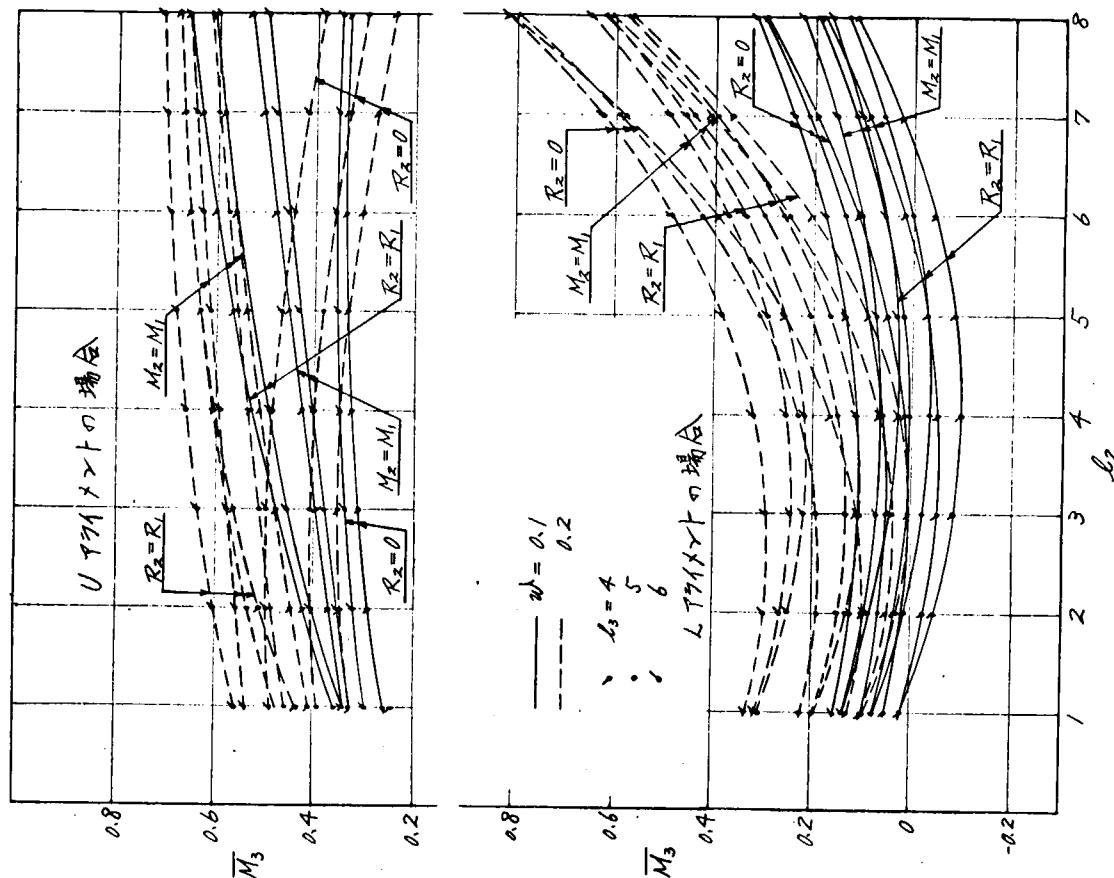
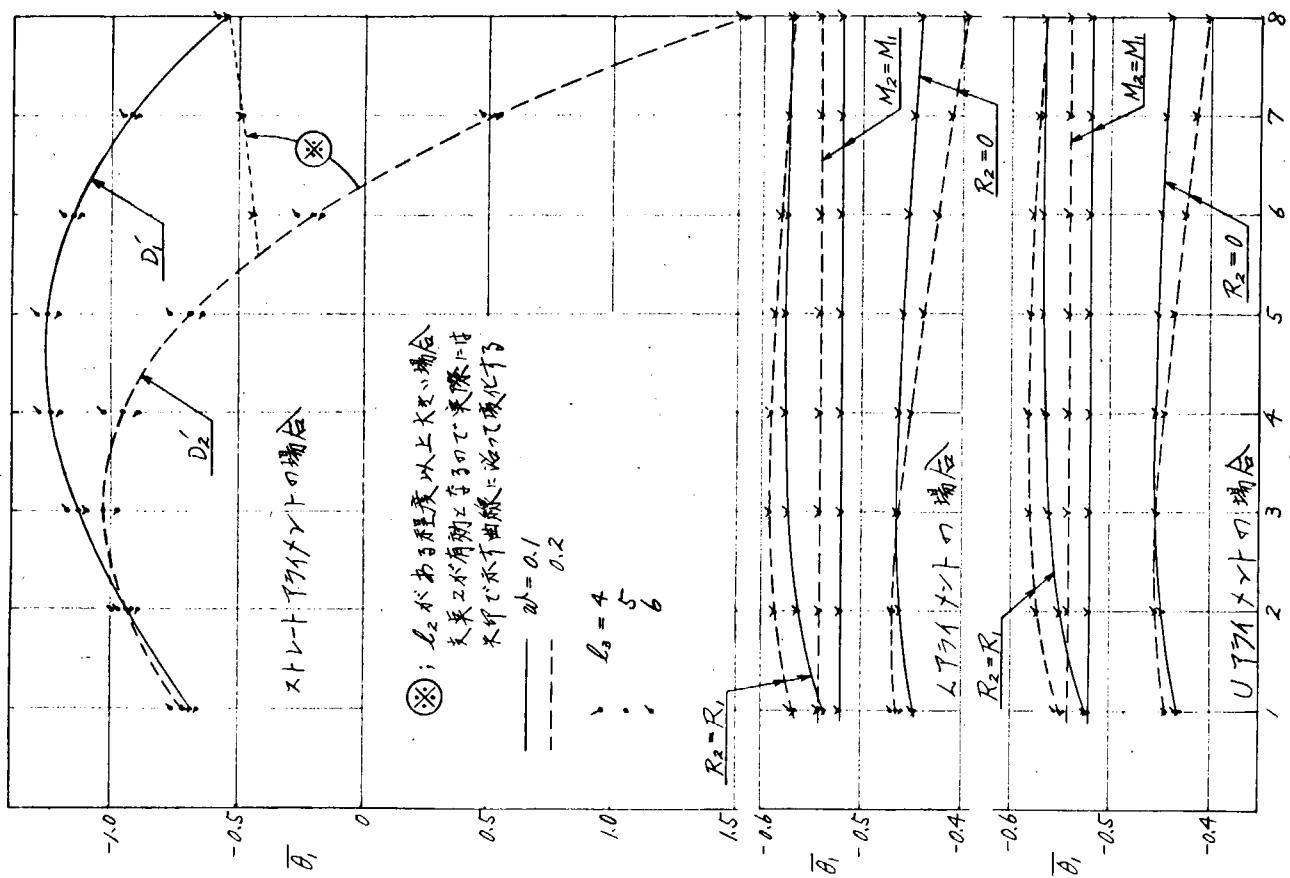


図 4.12 支点 1 のたわみ角(軸と軸受の相対傾斜)

図 4.13 支点 3 の曲げモーメント

やUアライメントのようなアライメントの形式にも関係がない。このことは図4.1.0～図4.1.2に示す通りであるが、実は連続はりの基本公式によっても証明される。プロペラと軸の重量を考慮した系については次式の関係がある。

$$M_1 = w L_0 + \frac{w_s L_0^2}{2}$$

$$R = w + w_s L_0 + \frac{w_s L_1}{2} + \frac{M_1 - M_2}{L_1}$$

$$EI \theta_1 = \frac{2M_1 + M_2 L_1}{6} + \frac{w_s L_1^3}{24}$$

$$EI \theta_2 = \frac{M_1 + 2M_2}{6} L_1 - \frac{w_s L_1^3}{24}$$

無次元化すると

$$\bar{R}_1 = 1 + \left(1 + \frac{\ell_1}{2} \right) w + \left(1 + \frac{w}{2} \right) \frac{(1-c)}{\ell_1}$$

$$\bar{\theta}_1 = - \left(1 + \frac{w}{2} \right) \frac{(2+c)}{6} \ell_1 + \frac{w \ell_1^3}{24}$$

$$\bar{\theta}_2 = \left(1 + \frac{w}{2} \right) \frac{(1+2c)}{6} \ell_1 - \frac{w \ell_1^3}{24}$$

ただし、 $c = M_2 / M_1$

c を一定値として与えると、 \bar{R}_1 、 $\bar{\theta}_1$ 、 $\bar{\theta}_2$ は w および ℓ_1 のみによって決定される。すなわち、支点2に許容される曲げモーメントを一定とすると、支点1の反力、ならびに支点1と2のたわみ角は支点2の左側の条件で決定され、右側のアライメントには関係がないことがわかる。 $c=1$ すなわち、 $M_2=M_1$ の場合は $\bar{\theta}_1=-\bar{\theta}_2$ となり、支点1と2の軸と軸受の相対傾斜が等しくなる。 $c=1$ 、 $\ell_1=1$ とすると

$$\bar{R}_1 = (2+3w)/2$$

$$-\bar{\theta}_1 = \bar{\theta}_2 = (12+5w)/24$$

となる。

次にストレートアライメントの場合と、LまたはUアライメントの場合を比較すると、ストレートアライメントで支点2が軸受として有効でない場合は、概して支点1のたわみ角 θ_1 が大きいが、アライメントを調整して支点2が正の反力を持ち始めるまでは θ_1 が減少する。この間 R_1 はほとんど変らないが、 θ_1 の減少により軸受の当り状況は、ストレートアライメントよりLまたはUアライメントのほうが良好と考えられる。

図4.8～図4.1.1を見ると、反力および曲げモーメントの制約条件による実施許容範囲は、LアライメントよりUアライメントのほうが ℓ_1 の小さいほうに存在している。船体との関係で ℓ_1 がどうしても小さくなる場合は、支点1だけでなく支点4の調整を併用して、Uアライメントを採用することにより適当な荷重配分が得られることになるが、図4.1.3からわかるようにLアライメントに比較して、Uアライメントの場合は支点3のモーメントが大きくなるので、支点4の調整量を大きくとり過ぎないように注意を要する。

第4章 解析結果についての考察

油潤滑式船尾管軸受を有する船の軸系アライメントについて、設計条件をシリーズに変化させた場合の計算結果を無次元係数として整理し、曲げモーメントや支点反力などの制約条件を考慮して検討すると、実船に適したアライメントの計画設計の指針として次のことがいえる。

船尾軸受の荷重を良くすることを目的としたアライメントを設計するには、まず、軸の強度上支点2に許容できる曲げモーメント M_2 の値を決定することが必要である。自重を考慮した静的な荷重を受ける軸系において、 M_2 の許容値

は大きいほど支点 1 の軸受当り状況に対しては良いが、 M_1 をこえる値となることは好ましくないので、 $M_2 = M_1$ とすることが適當と考えられる。

次に、この決められた曲げモーメント M_2 が実現されるようなアライメント、すなわち、各支点の位置を決定する。その際に支点 2～3 間の距離 μ_2 に応じて、支点 2 および 3 の反力が適當な値となるように、L アライメントまたは U アライメントの形式を選択することが必要である。このためには図 4.8 および図 4.9 を活用すると便利である。 μ_2 が 3.5～5 程度ならば L アライメントとして、スロープ所要量 φ を図 4.8 の $M_2 = M_1$ の曲線により約 1.5 程度とすればよい。 μ_2 がこれより小さい場合は U アライメントを採用することが望ましく $\varphi_A = \varphi_B$ とすると μ_2 は約 2 位でもよい。しかし、 μ_2 が 2 以下の場合はアライメント変化による反力影響係数が大きいことと、 φ_B をさらに大きくすることによって支点 3 の曲げモーメントが大きくなることのために実用上避けるべきと考えられる。U アライメントにおいて $\varphi_A > \varphi_B > 0$ の範囲で採用する場合は、 $\varphi_B = 0$ に対する図 4.8 と、 $\varphi_A = \varphi_B$ に対する図 4.9 によって求めたスロープ所要量から内挿して、 φ_A および φ_B を求めることができる。 μ_2 がどうしても 6 以上となる場合は、L アライメントあるいはストレートアライメントとして設計することができるが、8 以上になると支点 3 の反力および支点 3、4 のたわみ角が大きくなるので、このような状態は避けるべきである。

以上は、一般的な指針として傾向を考察したもので、具体的な計画設計に当っては図 4.5～図 4.13 を使用すれば各支点の状態量が容易に求められるので、それぞれに対する実際の制約条件と比較吟味して、 μ_2 と所要スロープ量 φ およびアライメントの形式を検討することが望ましい。図はすべて無次元係数の形で示してあるので、あらゆる船の船尾軸系の設計に広く利用することができる。

なお、本文においては $\mu_2 = 1$ の場合を扱ってきたが、船尾軸受のメタル長さは現在一般に採用されている 2.5 d よりも短かくなる傾向にあるので、 $\mu_2 < 1$ に対して今後検討しておく必要がある。

[潤滑油種類の影響調査]

第5編 油潤滑式船尾管軸受に使用している潤滑油の 実態調査と考察

第1章 調査の目的

昭和39年7月に油潤滑式船尾管軸受が日本の船舶に始めて採用されてから、その普及度は著しく、昭和45年8月までに約250隻を越えている。

この方式では、軸と軸受との間に油膜が形成され、直接、金属接触をしないため摩耗せず、半永久的に使用できることが、前提となっている。

しかし、実際には、ホワイトメタルの焼損や剥離が散見されており、信頼性の向上および改善の余地がある。

ここでは、各船の油潤滑式船尾管軸受に使用している潤滑油の銘柄と性能の概略をのべ、潤滑油を採用するときの参考に資したい。

第2章 調査の結果

船尾管軸受に使用している潤滑油の銘柄としてはSR93研究部会第3分科会で集約した125隻を参考とした。

その銘柄とそれぞれの油が保持する特徴を区別して挙げたものを表5.1に示す。

この分類で知られるように、油潤滑式船尾管軸受に性能の相当異なった潤滑油が使用されている。

表5.1 潤滑油の銘柄と特徴別の分類表

種類	銘柄	隻数	種類	銘柄	隻数
1. 無添加潤滑油	Mobil DTE oil No.3	30	4. 内用シ燃エン機ン油	Shell Melina 30	23
	Shell Talpha oil 30	1		Mobilgard 312	1
	大協パイオマリンH30	3	5. 工業用ギヤ油	Shell Macoma 31	1
	三菱ダイヤモンドマリン30S	6		Caltex Marine diesel engine oil (R&O)	3
2. 添加ターピン油	Caltex Regal PE (R&O)	5	6. サイクルディーゼルエンジン用システム油	Castrol MH DR/MO	3
	Gulf Harmony 61	1		Esso Tro-Mar 65	26
	Shell Turbo oil 37	3	7. 日石ターピン油	B.P. OE 175	2
	出光ダフニーターピンオイル60	1		Gulf Veritas V9	1
	日石FBK200Lターピン油	1		出光ダフニーマリンオイルSM-30	3
3. 極圧ターピン油	Mobil DTE Heavy K	1	8. 日石、MDL油	日石、MDL oil 30	1
	Essomar 56 EP	5		三菱ダイヤモンドマリン30P	3
				共石、オーストリツチマリン30P	1
				合計	125隻

第3章 潤滑油の特徴

表5.1で分類した各種の潤滑油は油潤滑式船尾管軸受の専用油として製造されたものでなく、他の機器に使用する潤滑油を転用したものである。

これらの潤滑油の特性は分類別によって異なるのは当然であるが、同一分類に属する潤滑油といえども、潤滑油の製造者によって基油の性状および添加剤の種類と配合などの相違によって、その性能が異なってくるので、画一的には論ぜられない。

したがって、各分類に属する潤滑油の主な特徴の概略を次に述べる。

3.1 無添加潤滑油

特に使用目的を考えた添加剤が加えられていない潤滑油で、その特性は、油自体が保持する性質によって異なる。くる。

3.2 添加ターピン油

主として減速歯車式ターピン装置の潤滑目的のために作られた油で、使用条件における潤滑油の長期間の酸化安定性と、錆止性を向上させるための添加剤を主体として加えられている。

3.3. 極圧ターピン油

添加ターピン油と同様な目的の添加剤とともに摺動面の焼付けを防止する目的の添加剤が加えられている。

3.4 内燃機用エンジン油

主として中高速の内燃機関の潤滑に使用される油で、燃料の燃焼によって生ずる酸生成物の中和、炭化物の清浄分散性を図る添加剤および使用条件を考慮した油の酸化安定性、その他の添加剤が加えられている。

3.5 工業用ギヤ油

主として工業用歯車のうち苛酷な衝撃荷重、重荷重などの焼付けを生じ易い場所に使用される油で、焼付防止用の各種添加剤を主体として、酸化安定性の向上、その他の添加剤が加えられている。

3.6 2サイクル・ディーゼルエンジン用システム油

主として2サイクルディーゼルエンジンのシステム部の潤滑に用いる油で、使用条件に応じた酸化安定性を向上させる添加剤が主として加えられるが、錆止性その他の添加剤を加えた潤滑油もある。

第4章 境界潤滑領域における潤滑油の影響

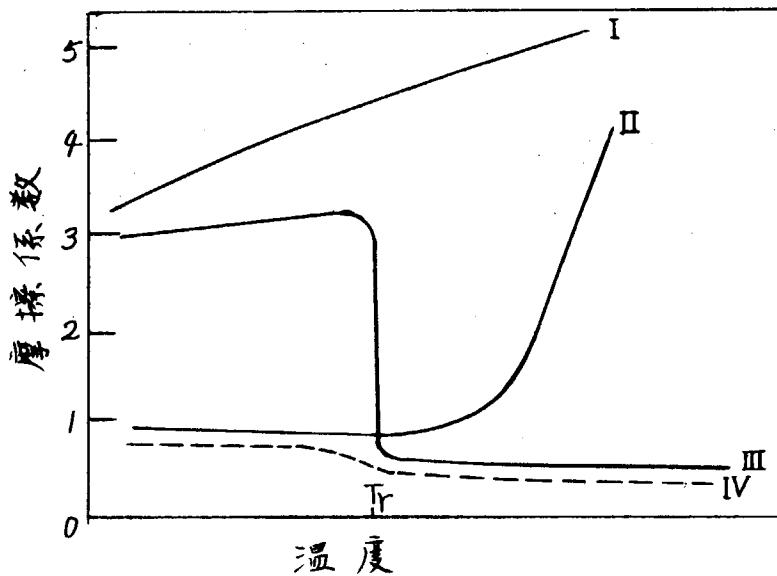
潤滑油が存在する境界潤滑領域における摺動部の金属接触面はわずかな油膜と表面に吸着している吸着物質を介して接触しているので、両面間が直接に接触する機会が非常に多くなっている。

したがって、摩擦係数は一般に流体潤滑領域より高く、金属が摩耗する機会も多くなり、焼付けなどを発生する危険性が増加している。

添加剤のうち、油性向上剤、極圧性添加剤などは境界潤滑領域における潤滑条件を良好ならしめるために添加するものである。この油性向上剤および極圧性添加剤の性能は両者とも種類が多く、その性能も広範囲であり使用

目的によって種々選択されており、また、他の目的で加えた添加剤がこの両者に類似した性能を副生的に示すものがあるなど、非常に複雑である。

油性向上剤、極圧性添加剤の効果を、パラフィン油に少量添加して境界潤滑領域における作用を摩擦係数の測定で象徴的に評価した一例を図5.1¹⁾に示す。



- I . パラフィン油
- II . 脂肪酸（油性向上剤の一種）
- III . 極圧性添加剤
- IV . 極圧性添加剤と脂肪酸の混合物
- Tr . 転位温度（油性向上剤および極圧性添加剤の性質によって移動する）

図 5.1 油性向上剤、極圧性添加剤の境界潤滑領域における
効果の一例

また、一般に市販している各種機械用別潤滑油の試験機による摩擦係数および焼付荷重の概略値を表5.2に示す。

表 5.2 石油系各種潤滑油の摩擦係数および焼付荷重

試験機名称 種類別潤滑油名	曾田振子式 摩擦試験機 (μ)	曾田四球式潤滑油試験機 (荷重漸増法) 燃付油圧 (kg/cm^2)		ティムケン 潤滑油試験機 (OK 1b)
		軸回転数 200 rpm	軸回転数 750 rpm	
無添加潤滑油	0.180 ~ 0.260	4.0 ~ 6.5	1.5 ~ 3.0	5.0 ~ 20.0
添加ターピン油	0.155 ~ 0.260	4.5 ~ 6.5	1.5 ~ 2.5	3.0 ~ 15.0
極圧ターピン油	0.150 ~ 0.180	5.0 ~ 6.5	3.0 ~ 9.0	15.0 ~ 40.0
内燃機関用エンジン油	0.165 ~ 0.240	4.5 ~ 13.0	4.5 ~ 13.0	15.0 ~ 60.0
工業用ギヤ油	0.155 ~ 0.176	6.0 ~ 15.0以上	10.0 ~ 15.0以上	4.00 ~ 9.00
極圧ギヤ油	0.180 ~ 0.210	6.0 ~ 15.0以上	12.0 ~ 15.0以上	4.00 ~ 10.0以上

(注) 各類別した何れの潤滑油とも、非常に銘柄が多いので全面的な調査が困難であり、ここに示した数値に限定することはできないが、大体の値を示すものである。

第5章 調査結果についての考察

国内船の油潤滑式船尾管軸受用潤滑油として性能の異なった油を個々に使用しているので、それらの潤滑油が境界潤滑領域で焼損問題に多く関係すると考えられる性能について若干の考察を試みた。

むろん、焼損事故は潤滑油の性能のみに起因するとは考えられないが、潤滑油の性能がこの問題に対して如何に関連しているか、未調査の段階であり、焼損事故対策の指針として重視する要がある。

したがって、現在使用している潤滑油の性能を考察すると同時に、今後使用する潤滑油の性能を確認して、事故調査の要因の対象として多くの集計した結果より潤滑油に対する関連性が得られるものと思われる。

参考文献

- 1) F.P.Bowden and D.Tabor : Friction and Lubrication of Solids.
P.293 (1954)

結 言

本研究部会は、ここに第2年度を終了し、1年を残すのみとなった。緒言にも述べたように、船の軸系は顕著な転換期にあって、日に日に新たな研究課題に追われる現状におかれているが、本研究部会の研究の成果が、その課題の解明の骨子として、少なからず貢献することを期待してやまない。

本年度は、基礎事項の究明のための模型による実験研究として、油潤滑ホワイトメタル船尾管軸受の性能について変動荷重の影響の一部を確認し、また、海水潤滑リグナムバイタ船尾管軸受の性能についてすべり速度の影響を確認した。また、理論解析においては、推進軸系の全体の最適アライメントの設計条件を究明し、普遍的な設計条件式を誘導したが、昭和46年度において、これらをさらに補足充実して、軸系設計分野の改善変革に寄与しようとしている。さらに、将来の開発のための基礎事項の確認のために、カーボン複合材の油潤滑船尾管軸受への適用性模型実験も行ない、その将来性の指針を得た。

残る昭和46年度には、本年度から引継いで、さらに実験調査研究を追加し、その成果とともに本研究部会の総括報告を行なって、技術資料として供するよう計画している。