

## 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45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44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が第114研究部会においてとりまとめたものである。

本研究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)			
幹事	植田靖夫	(船舶技術研究所)	久米宏	(日本海事協会)	
	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)	
委員	青木通	(中越ワウケシャ)	飯田耕二	(阪東調帶ゴム)	
	宇田川貞夫	(運輸省)	嗣崎英一	(日本国有鉄道)	
	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)	小林善樹	(函館ドック)	
	坂本隆男	(三井造船)	佐藤美隆	(山下新日本汽船)	
	島田昌起	(阪神内燃機工業)	清水精司	(三菱重工業)	
	下位義雄	(キーパー)	陳駒美登	(佐世保重工業)	
	栖宮勇二	(スターライト工業)	閑久男	(佐野安船渠)	
	攝待喜市	(新潟鉄工所)	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)	
	百武次郎	(三菱重工業)	広本豊	(日立造船)	
	細野正蔵	(白浜鉄工所)	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	(リダナイト)	

大型試験装置小委員会委員名簿（敬称略、五十音順）

主査	植田靖夫	(船舶技術研究所)			
委員	海津源治	(住友重機械工業)	久米宏	(日本海事協会)	
	坂本隆男	(三井造船)	高橋克彦	(石川島播磨重工業)	
	滝野宗作	(日本ピラー工業)	堤丈夫	(日本钢管)	
	中村貫一	(石川島播磨重工業)	葉山真治	(東京大学)	
	前田宗雄	(川崎汽船)	森昭男	(川崎重工業)	
	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)			

## 目 次

緒 言 .....	1
-----------	---

### 〔実用性に関する確認模型実験〕

第1編 油潤滑式船尾管軸受の性能確認模型実験 .....	2
第1章 実験の目的 .....	2
第2章 実験装置および実験方法 .....	2
第3章 実験の結果 .....	4
第4章 実験結果についての考察 .....	11
第2編 船尾管内流体のキャビテーションについての理論と実際との関連性調査実験 .....	13
第1章 実験の目的 .....	13
第2章 実験装置および実験方法 .....	13
第3章 実験の結果 .....	13
第4章 実験結果についての考察 .....	15
第3編 合成ゴム船尾管軸受材と軸スリーブ材との適合性に関する模型実験 .....	17
第1章 実験の目的 .....	17
第2章 実験装置および実験方法 .....	17
第3章 実験の結果 .....	18
第4章 実験結果についての考察 .....	29

### 〔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 .....	30
第1章 解析の目的 .....	30
第2章 解析の方法 .....	30
第3章 解析の結果および考察 .....	31
第5編 船尾管軸受の潤滑状態についての理論解析 .....	36
第1章 解析の目的 .....	36
第2章 解析の方法 .....	36
第3章 解析の結果 .....	42
第4章 解析結果についての考察 .....	47

### 〔船尾管軸受性能確認用の大型実験装置の試設計〕

第6編 船尾管軸受性能確認用の大型実験装置の試設計 .....	48
第1章 試設計の目的 .....	48
第2章 設計仕様と構造 .....	48
第3章 装置の設計 .....	53
第4章 主要機器の要目 .....	55
第5章 計測回路 .....	63

(損傷の実態調査)

第7編 油潤滑式船尾管軸受の損傷の実態調査	7 9
第1章 調査の目的	7 9
第2章 調査の結果	7 9
第3章 調査結果についての考察	8 3
結    言	8 6

## 緒 言

軸系分野の改良開発は、それが微細なものであつても、損傷を生じた場合の補修のために、船を入渠させねばならず、運航日程の混乱、不慮の入渠費とプロペラ取りはずしおよびプロペラ軸抽出に要する費用、さらに補修費など、運航管理および経理面に過大な付帯的影響を及ぼすことにおいて、危険負担が大き過ぎる宿命を担つている。これが悪循環の要因となり、ほとんど改良開発を行なわずに、軸系は旧態依然たる構造を長い間引き継いでいた。したがつて、船の巨大化、近代化に速応できず、まずは改良開発以前の問題として、基礎事項の究明から着手しなければならない実情にあつた。

このような状況において、昭和41年度から3カ年にわたつて、「船尾管部軸系に関する調査研究」が本会第93研究部会で実施され、基礎事項を定性的定理的にかなり広範囲に究明したが、まだ解明されていない問題点も残されていた。すなわち、軸系については、海水潤滑方式であれ油潤滑方式であれ、一層の研究が必要であり、技術的、経済的かつ信頼性ある構造の究明と、設計および取扱いの最適条件の把握がより以上に要求されている。また、新たな軸受材や密封装置を大型船に適用させるには、その改良開発にさきだち、大型模型装置による充実した基礎実験が必要である。

ちなみに、昭和41年頃から、英国を主体として、軸系構造を根本的に一挙に改良しようとする動向があり、その一部はすでに実船採用段階に入つてゐる。このような状況に対処し、日本においても、さらに前進的な改良開発を行なう必要があるが、基礎研究から開発研究までを同時に遂行しなければならない環境に迫まられている。一方、改良開発事項を実船に採用するには、欧米諸国にみられるような大胆さと開拓精神が要求され、前述した軸系の宿命に対して、設計者と採用者の両者に課された問題は大きい。

このような状況にかんがみ、本年度は、残された基礎事項の究明、改良開発対象構造の実用性確認基礎実験、軸系設計のための理論解析のほか、船尾管軸受部の諸性能確認のための大型船尾管軸受部試験装置の試設計を行なつた。

以下は、本研究部会が昭和44年度に行なつた諸実験研究調査結果をとりまとめたものである。

## 第1編 油潤滑式船尾管軸受の性能確認模型実験

## 第1章 実験の目的

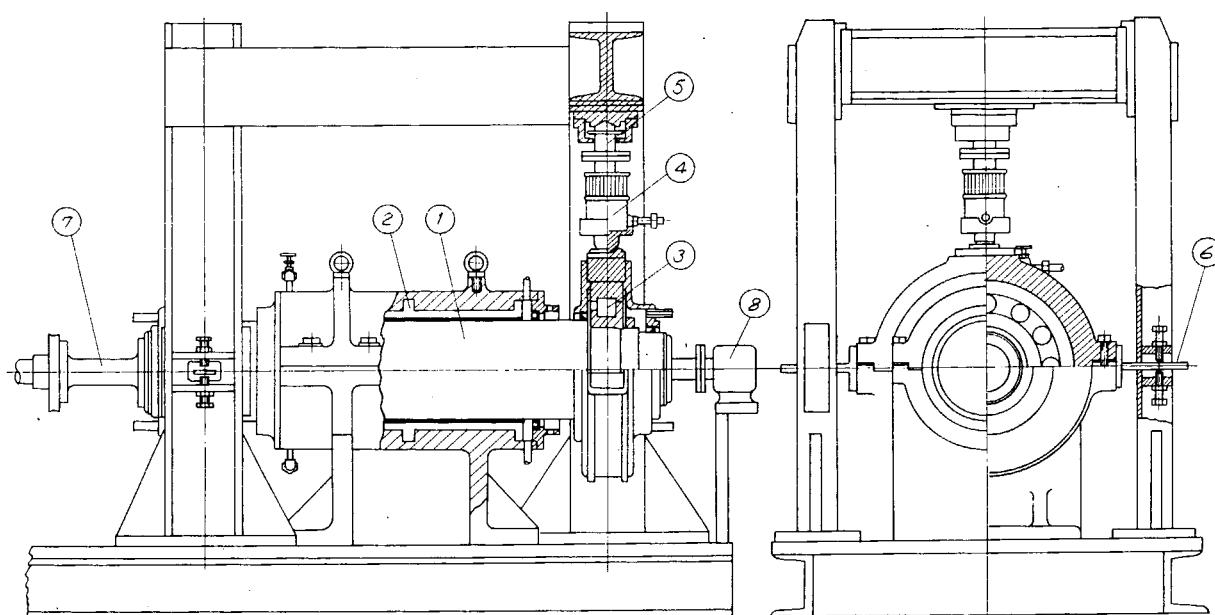
油潤滑式船尾管軸受は最近急速に一般化されつつあるが、特に大型船において船尾側軸受の最後部付近のメタルに、軸の片当たりが主因と思われる損傷の発生がしばしば経験されている。これらの損傷はその後の適切な対策により遂次改善されつつあるが、本質的にこの種の軸受メタル損傷がどのような境界条件で発生するのか、またこれを未然に防止するための対策はどこに重点を置くべきであるか等、具体的な問題に対して技術的裏付けのある定説はまだ確立されていないようである。そこでこれらの問題を実験的に解明することを主目的にして、 $200\text{ mm}$  径模型船尾管軸受試験装置によりホワイトメタル船尾管軸受の各種の性能試験を実施した。

本報告は S R 93 研究部会、昭和 43 年度報告と一連のものである。43 年度では供試模型軸受に平均軸受荷重  $0.38 \sim 1.0 \text{ Kg/cm}^2$  の均等および不均等荷重、軸回転数  $15 \sim 500 \text{ RPM}$  の各種条件で試験を行なつたが、この軸受摩擦係数はいずれの試験条件においてもゾンマフエルト数で一曲線上に整理されることが判つた。そこで今回は装置の一部を改造して船尾軸受として考えられる苛酷な条件、すなわち回転数の低いゾンマフエルト数の小さい範囲にまで試験条件を拡大して、WJ-7 軸受について同様な実験を行なつた。また今回は特に潤滑油膜状態を監視するために軸受と軸との間の電気抵抗を計測した。さらに船尾管軸受の具体的な問題として、潤滑油中に水が混入したときの影響をも調べた。

## 第2章 実験装置および実験方法

## 2.1 実験装置

実験装置は昭和 43 年度試験の装置と同様であり、図 1.1 にその概要をしめす。今回は特に低速域の試験に重点を置くため、軸駆動をウォームギヤ方式にして最低約  $3 \text{ RPM}$  までの実験を可能にさせた。その他軸と軸受の電気的絶縁の工作、潤滑油中に水混入させるための給油系の変更等装置の一部改造を行なつた。



- |              |               |
|--------------|---------------|
| 1. 主軸        | 5. ロードセル      |
| 2. ホワイトメタル軸受 | 6. コロ軸受トルク測定板 |
| 3. コロ軸受      | 7. 駆動トルク測定軸   |
| 4. 荷重用油圧ジャッキ | 8. スリップリング    |

図 1.1  $200\text{ mm}$  径模型船尾管軸受試験装置

実験装置の構造および機能の詳細は、S R 93 昭和43年度報告と同様であるのでこれを省略する。

今回の供試軸受メタルは鉛基ホワイトメタル WJ-7 であり、その形状寸法は図 1.2 のとおりである。軸受間隙は約 0.25 mm で、軸径に対して  $1.25/1000$  となる。

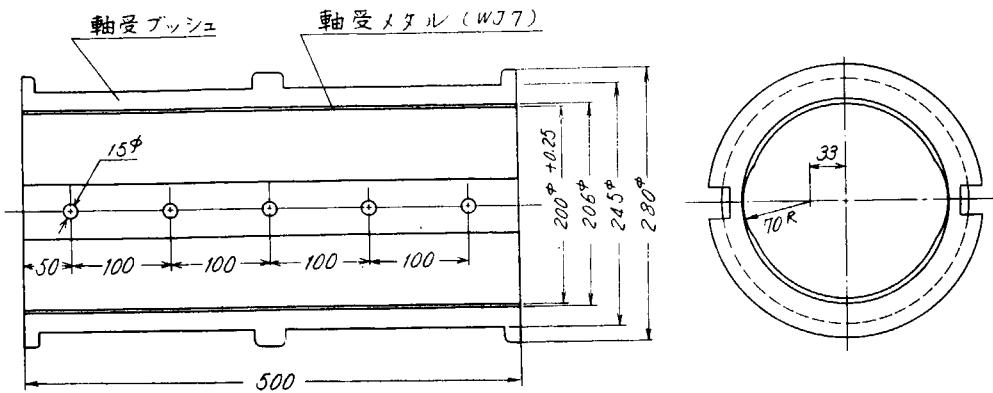


図 1.2 供試軸受ブッシュ

使用潤滑油は No. 30 マシン油(ダイヤモンドマリン 30 S)である。

## 2.2 実験方法

### 2.2.1 軸受摩擦係数の計測

各試験条件での軸駆動トルクを抵抗線ひずみ計式トルク計で測定した。

これには供試軸の摩擦トルクと荷重点コロ軸受の摩擦トルクの両者が含まれる。後者の絶対量は、事前の検定、およびコロ軸受ハウジングのトルク検出板の曲げひずみからそのトルク値を推定できるので、これを入力トルクから差引いて供試軸受の摩擦トルクを求めた。

### 2.2.2 運転条件

軸に対する荷重は、左右荷重の等しい平衡荷重の他に、船尾管軸受の特殊性を考慮して任意の不均等荷重条件を含む。実際に実験を行なつた荷重点は図 1.3 に示す諸点である。

図中の  $x = 0$  線は、不均等荷重により軸受の一端が支点となって、軸の他端が持上る点を静的釣合から求め、これを連ねた限界線である。軸受の油膜の荷重分担または軸受ブッシュの変形等により実効支持点が軸受内側に寄るときは、他端持上りの限界線は随時に示すように移動する。

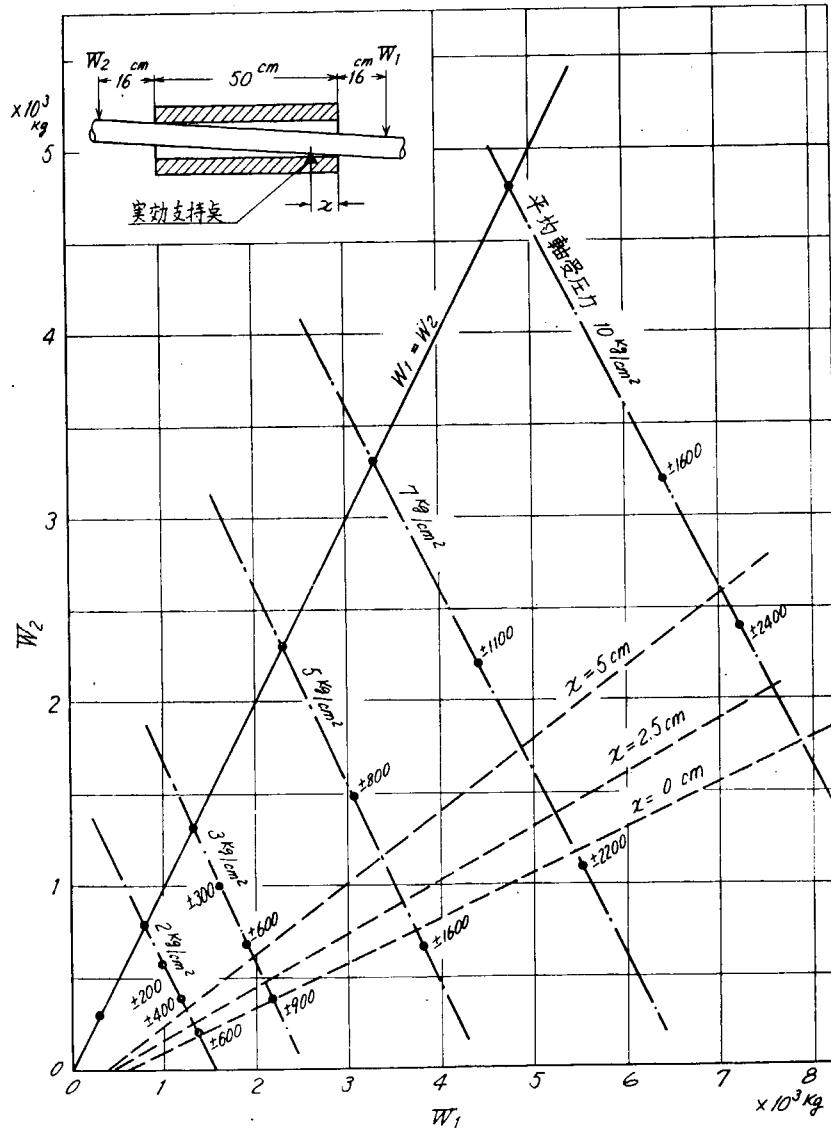


図 1.3 試験の荷重条件

軸回転数は 3 ~ 500 RPM の範囲であり、上の荷重条件との組合せで、各種の試験条件で運転した。

### 2.2.3 潤滑油膜の示す電気抵抗の計測

完全流体潤滑状態と境界潤滑状態を判別する一手法として、運転中の軸受と軸の間の電気抵抗を実測した。これは図 1.4 の簡単な回路によるものであるが、このため試験機主軸の駆動側カッブリングおよび荷重点を電気的に絶縁した。抵抗変化状態はブラン管により連続観察または撮影を行なつた。

### 2.2.4 潤滑油に水が混入したときの試験

別系統給油系により水混入潤滑油を供試軸受に送った。潤滑油に対する混入水の比率は 0.5, 1.5, 3, 10 % の各段階とし、平均軸受圧力  $3 \text{ kg/cm}^2$  の代表的運転条件との組合せで試験した。水混入の潤滑油はギヤポンプを通すことにより容易に白濁乳化させることができ、10 % 混入の場合も運転中の油タンク内の水分分離はほとんど認められなかつた。

## 第3章 実験の結果

### 3.1 摩擦トルクと軸受荷重および回転数の関係

平均軸受圧力が  $0.38 \text{ kg/cm}^2$  (軸およびコロ軸受部自重) から  $1.0 \text{ kg/cm}^2$  で、かつ図 1.3 に示す不平衡荷重を含む荷重条件に対して、3 乃至 500 RPM の回転数を組合せた場合の軸受摩擦トルクを測定した。図 1.5 にこれら荷重条件の代表例の摩擦トルクと回転数の関係を示す。ただし摩擦トルクは潤滑油粘性係数(軸受温度)に直接比例するので、各試験結果を直接比較するため、図 1.5 では特に潤滑油の粘性係数を  $27^\circ\text{C}$  に換算した値で修正したトルク値を使用した。

この結果、平衡荷重の場合は軸受の発熱条件を無視すればその摩擦トルクは荷重値の多少に関係なく、回転数のみの関数になることが判る。一方軸受の他端における軸が持上る程度の不平衡荷重条件の場合には、軸受メタルの片当たりのためその部分に一部金属接触を伴なう、いわゆる境界潤滑状態が生じて摩擦トルクは上昇する。ただしこれは軸回転数の比較的低い場合に限る。

実験結果からは、 $5 \text{ kg/cm}^2$  の土  $1,600$   $\text{kg}$  不平衡荷重の場合の摩擦トルク増加が最

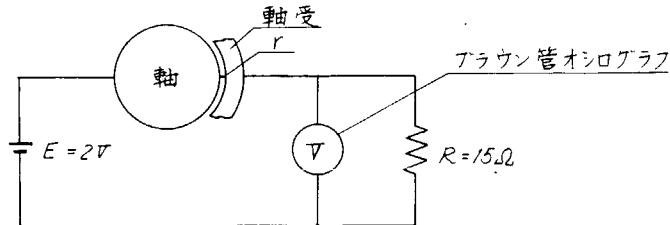


図 1.4 潤滑油膜の抵抗計測回路

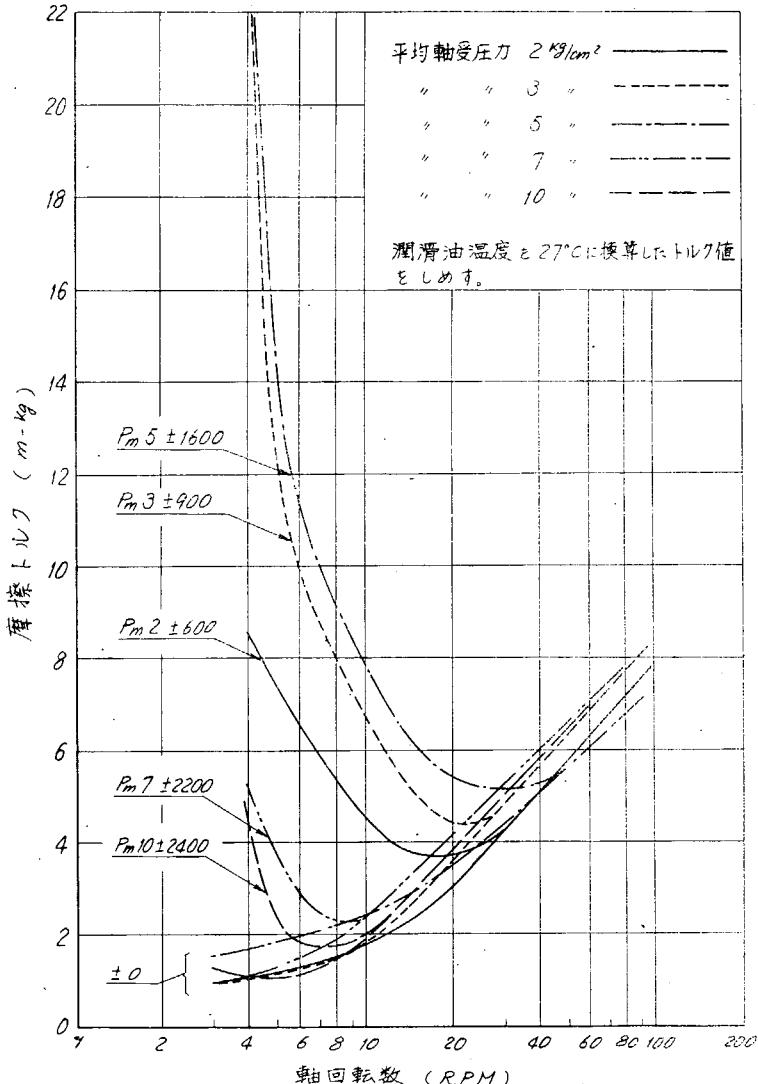


図 1.5 回転数と摩擦トルクの関係

も顕著で、それ以上の荷重の  $7 \text{ Kg/cm}^2$  ,  $1 \text{ Kg/cm}^2$  では  $5 \text{ Kg/cm}^2$  ほどの傾向は示さない。これは実験の経過に伴なつて、軸受メタル表面状態が次第に変化して油膜形成条件が若干変化したことにも多分に影響しているものと考えられる。

### 3.2 摩擦係数

各試験条件での摩擦係数を求めて、これをゾンマフェルト数  $\eta N/P$  で整理した。各平均荷重毎の結果を図 1.6 から図 1.11 に示す。この結果は昭和 43 年度の報告で述べたのと同様に各試験点はほぼ一曲線上に乗り、 $\eta N/P$  でよく整理されることが判る。ただし、今回は特に低速域の実験を行なつた結果、不平衡荷重条件の低速域運転に限つて摩擦係数の増加が認められ、境界潤滑状態の発生が確認された。摩擦係数の増加は  $\eta N/P$  の低い領域で生ずるが、平均軸受圧力が高いほどその発生限界の  $\eta N/P$  値は低くなる。また同じ平均軸受圧力条件では、不平衡荷重が大きくなるほど摩擦係数増加が大である。

### 3.3 軸受と軸との間の電気抵抗

潤滑油膜の状態を判別するため、軸と軸受間の電気抵抗をブラウン管オシロにより観察した。この結果完全に油膜により軸が遊離した抵抗無限大の状態、また完全に金属接触が存在する抵抗零の状態、およびその中間状態のそれぞれが観察された。各試験状態が示すブラウン管上のパターンの評価基準として図 1.1.2 に A から E に区分した代表的パターンをしめした。この区分に従つて全試験を評価すると表 1.2 のようになる。この表から明らかなように回転数の低いほど、また不平衡荷重の大なるほど日すなわち金属接触が生じており、図 1.6 から図 1.11 の摩擦係数

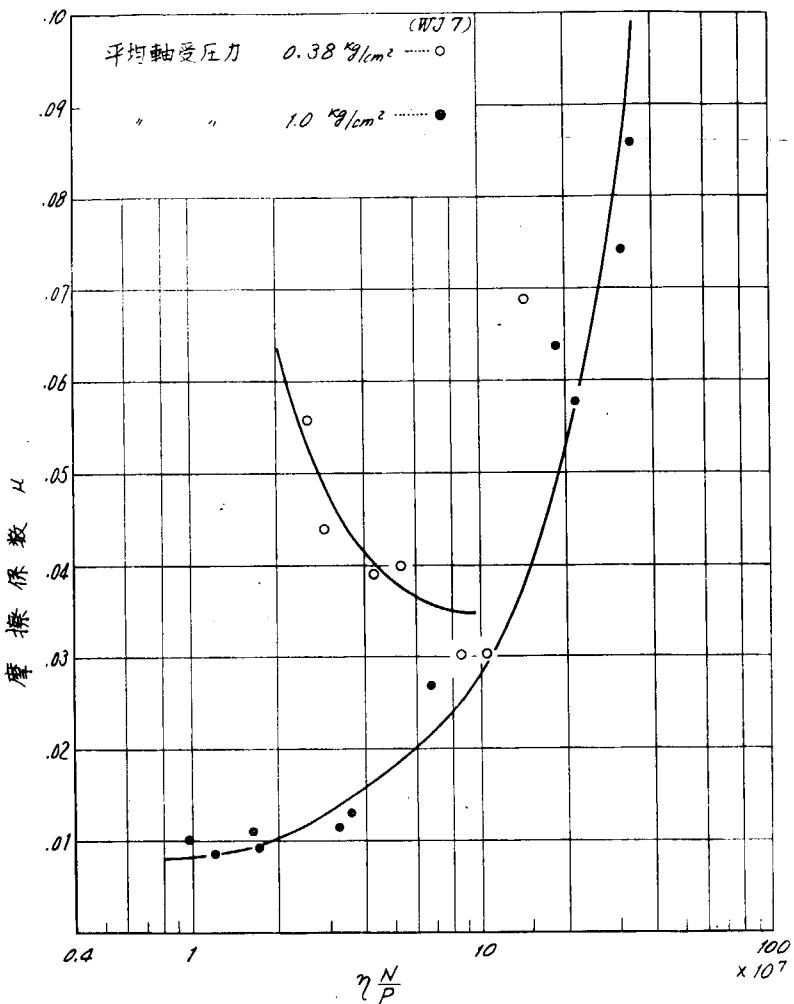
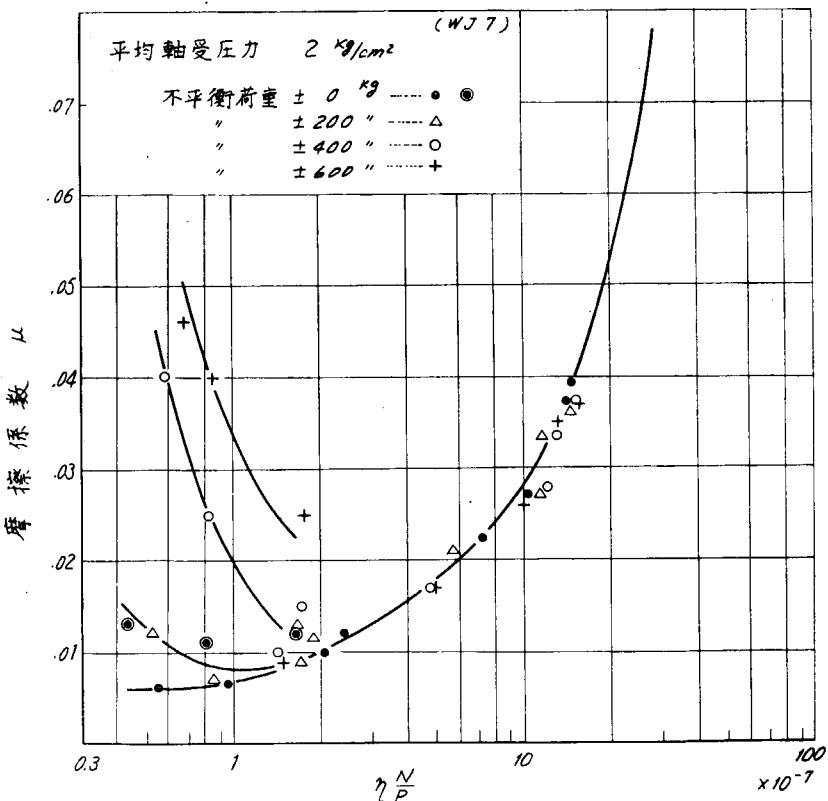


図 1.6 平均軸受圧力  $0.38$ ,  $1.0 \text{ Kg/cm}^2$



④ ならし運転なし

図 1.7 平均軸受圧力  $2 \text{ Kg/cm}^2$

増加の傾向と明らかな対応をしめす。一方回転数が上昇した場合、特に 50 RPM 以上では本実験範囲のいかなる荷重条件においても完全に油膜が形成されて軸が浮上り、完全流体潤滑にあることが実証された。

### 3.4 潤滑油に水が混入した場合の軸受性能

図 1.13 に試験の結果を示す。平衡荷重の場合、水混入のない潤滑油条件に対して若干高目の摩擦係数を示すが、実験のバラツキを考慮するならばほぼ同一曲線上に分布すると判断して支障はないであろう。一方不平衡荷重土 900 Kg の場合の摩擦係数は  $\eta N / P$  の低い領域ではこれまでと同様に上昇するが、図 1.8 の同一荷重条件の場合と極端に相違するため、本試験直後に水を混入しない条件で再試験した結果、白丸の傾向が得られた。これは各種試験の経過に伴なつて、片当たり性能を支配する軸受端部メタル表面状態が若干変化してきたためと思われる。しかしこの水混入零の白丸の傾向と較べても同一荷重条件の水混入試験の摩擦係数はなお低い値をしめした。これには水混入による冷却効果の増加がなんらかの影響を与えていいるとも考えられる。

### 3.5 連続耐久試験

明らかな境界潤滑状態で長時間運転した場合の軸受メタルの損傷状態を調べる目的で、平均軸受圧力  $5 \text{ Kg/cm}^2$ 、不平衡荷重土 1,600 Kg で 50 時間の連続運転を実施した。運転中の摩擦トルク、油膜状態、潤滑油粘度（温度）の経過を図 1.14 に示す。摩擦トルクは時間経過につれて若干低下する傾向をしめすと同時に、油膜の状態も完全メタル接触からわずかな遊離現象が見られるようになる。すなわち潤滑条件がわずかに改善される傾向をしめす。しかし軸受メタルの片当たり部は写真 1.1 および 1.2 の比較で明らかのように、軸受損傷に類する焼付摩耗状の強い当りの面積が増加した。

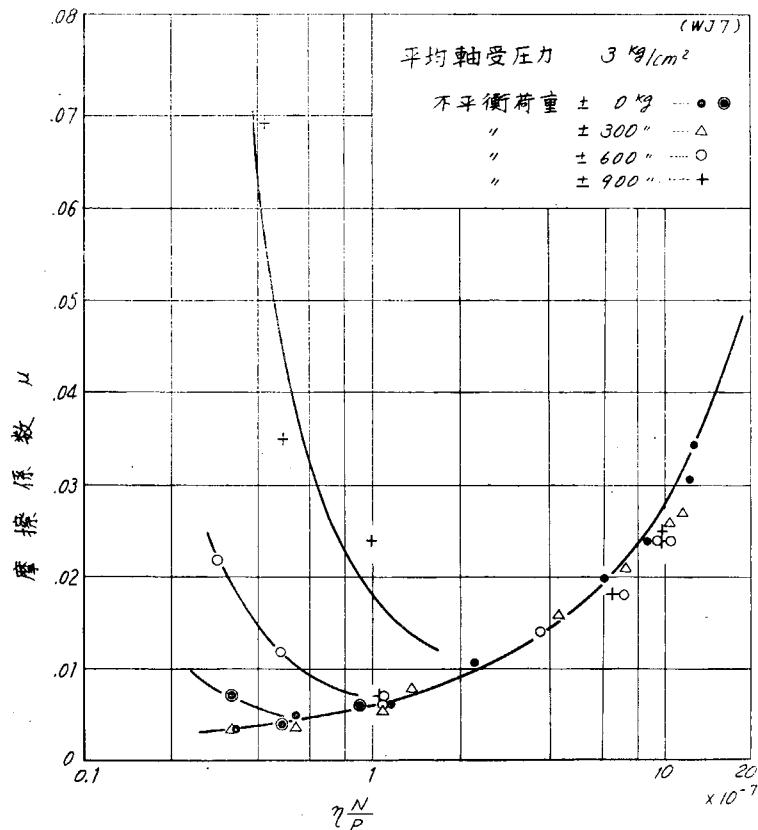
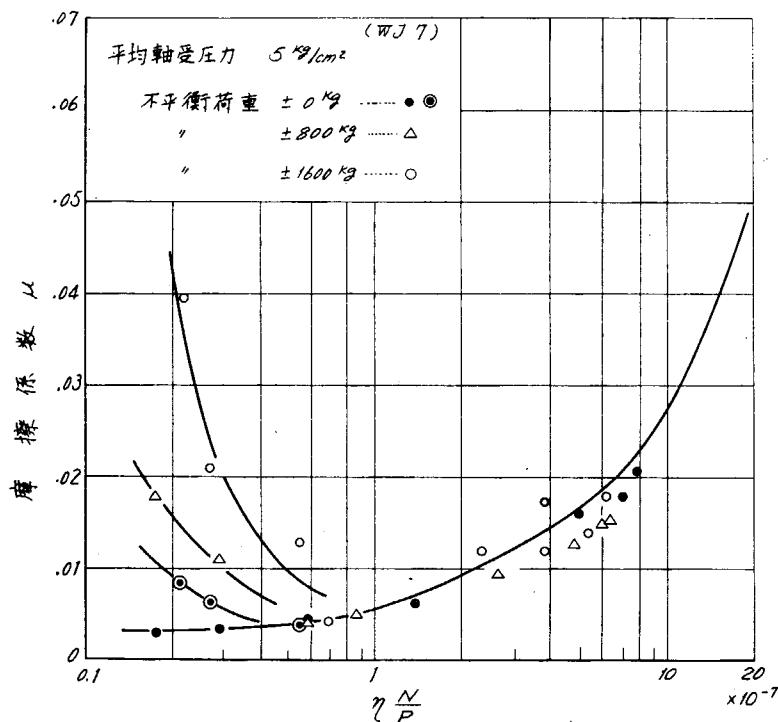


図 1.8 平均軸受圧力  $3 \text{ Kg/cm}^2$



◎ ならし運転なし

図 1.9 平均軸受圧力  $5 \text{ Kg/cm}^2$

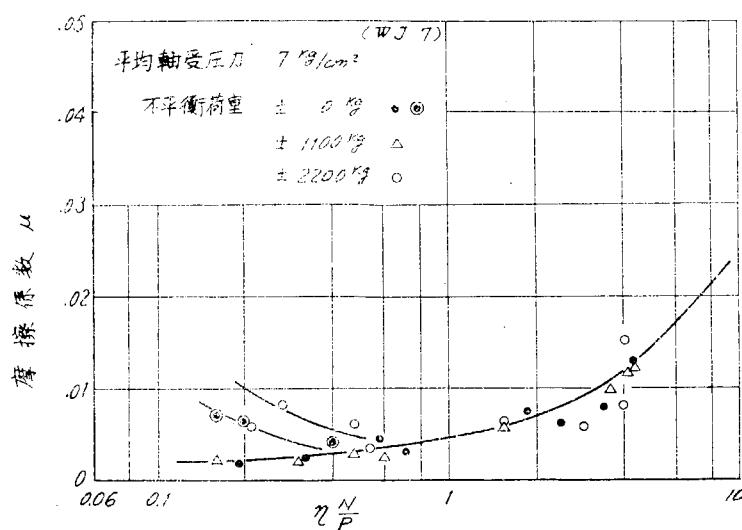


図 1.1.0 平均軸受圧力  $7 \text{kg}/\text{cm}^2$

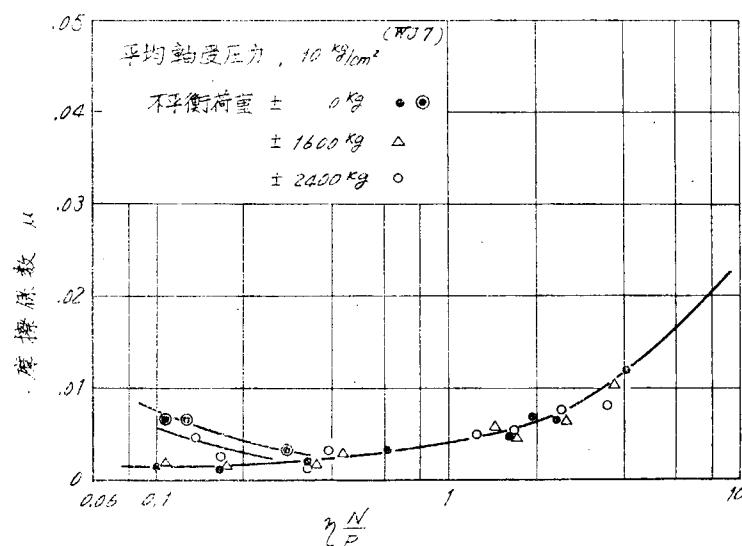


図 1.1.1 平均軸受圧力  $10 \text{kg}/\text{cm}^2$

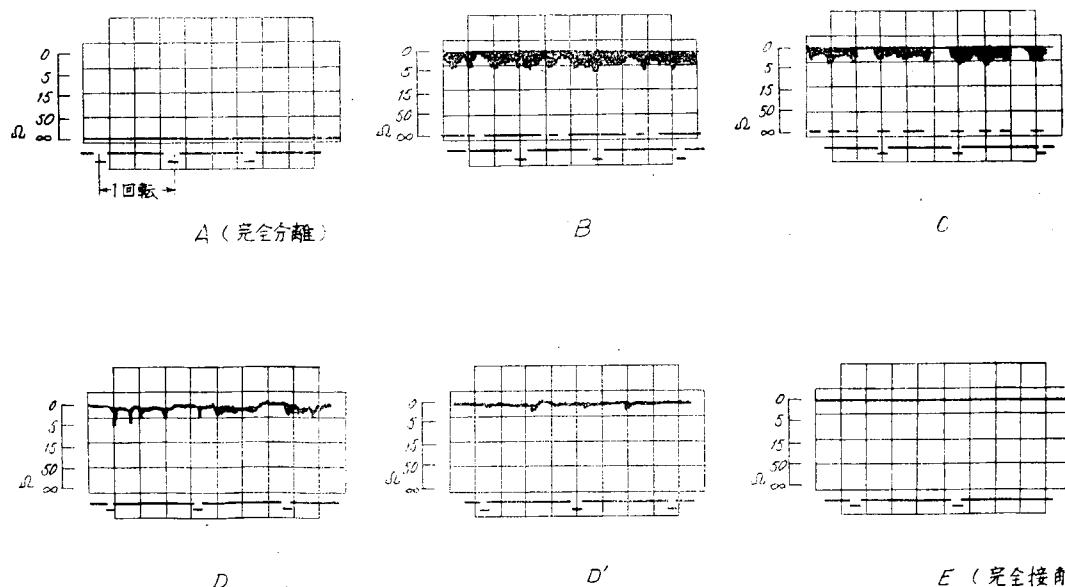


図 1.1.2 軸—軸受間の電気抵抗パターン

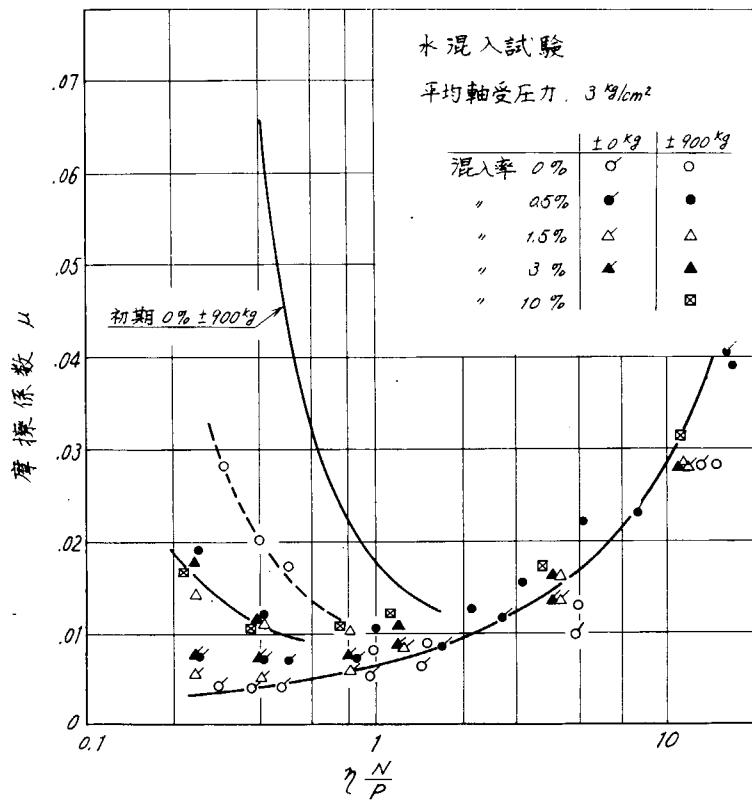


図 1.13 潤滑油に水を混入したときの軸受性能

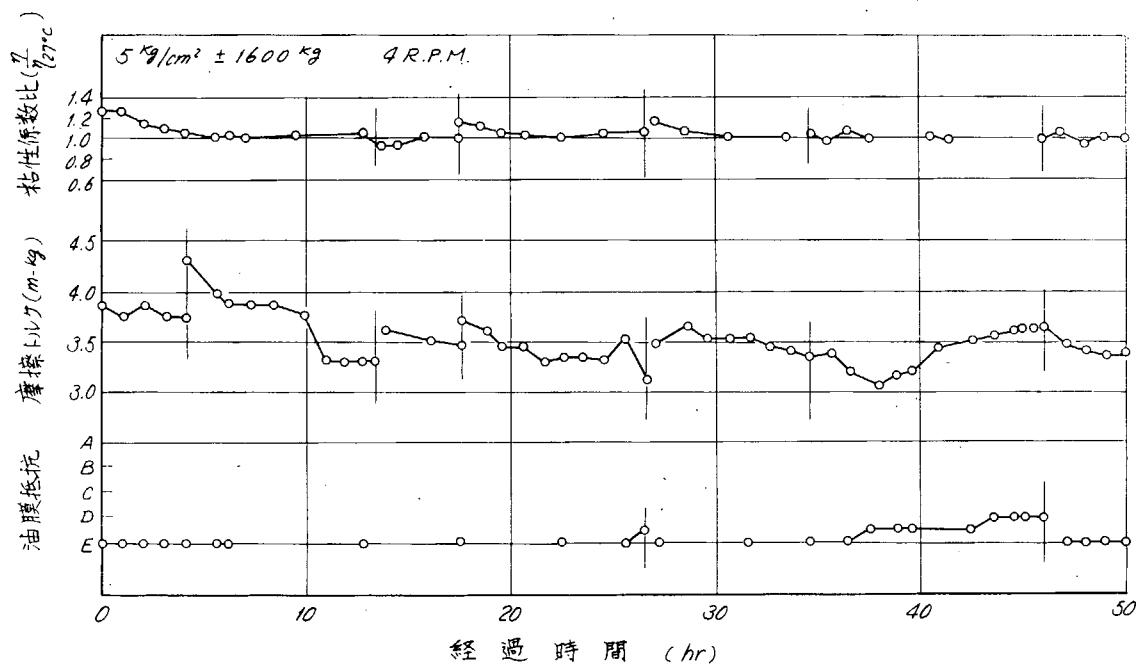


図 1.14 連続耐久運転の経過

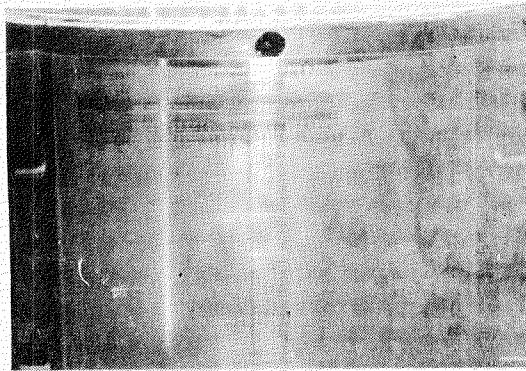


写真1.1 連続運転開始前

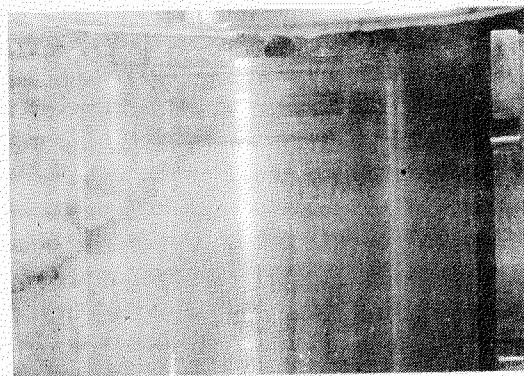


写真1.2 50時間連続運転後

表1.1 実験結果の代表例

軸受圧力 Kg/cm <sup>2</sup>	不均等荷重 Kg	R.P.M.	温 度 ℃	$\eta_p \times 10^{-4}$	トルク N·kg	$\mu$	軸変位測定点の変位 $\mu$			
							A Y	A X	B Y	B X
2	0	3	2.5	0.555	1.22	0.0061	-2.8	-1.3	-2.4	-1.3
		5	2.5	0.925	1.35	0.0068	-3.3	-8	-2.9	-6
		50	28.5	7.21	4.99	0.0250	-4.5	-3	-3.1	+1.8
		500	6.1	14.57	7.39	0.0370	-7.5	0	-4.6	+1.9
	± 400	3	2.7	0.585	7.92	0.0396	+2.6	+5	-1.10	-1.6
		5	2.7	0.809	5.07	0.0254	+2.4	-5	-1.15	-4
		50	33.5	4.83	3.45	0.0173	-3	-1.1	-10.7	+4.1
		500	6.0	15.19	7.36	0.0368	-4.0	-8	-7.6	+5.2
3	± 600	4	2.6	0.684	9.23	0.0462	+4.5	-1.0	-8.4	+1.9
		5	2.6	0.854	8.01	0.0400	+3.3	-3	-1.31	+9
		50	3.5	4.96	3.43	0.0172	+1.3	-3	-11.8	+3.3
		500	6.0	15.19	7.35	0.0368	-3.0	-1.3	-8.9	+6.5
	± 600	3	26.5	0.334	1.08	0.0036	-2.7	-1.0	-3	-5
		5	2.7	0.539	1.43	0.0048	-2.9	-8	-1.0	0
		50	2.5	6.17	6.11	0.0204	-4.5	+5	-2.8	+9
		500	5.5	12.21	9.24	0.0308	-5.8	+5	-2.9	+8
5	± 900	3	28.5	0.288	6.48	0.0216	+2.9	+3	-8.7	-3.1
		5	28.5	0.481	3.88	0.0123	+2.9	-1.3	-11.0	-2.0
		50	32.5	3.78	4.08	0.0136	+1.8	-6	-11.8	+4.0
		500	5.9	10.41	7.26	0.0242	-2.8	-1.3	-8.6	+3.8
	± 1,600	4.2	2.8	0.416	20.31	0.0376				
		5	2.8	0.494	10.04	0.0347	+6.2	-5	-1.44	+1.9
		50	3.3	3.64	4.07	0.0138	+1.8	-1.8	-1.41	+7.0
		500	6.1	9.72	7.27	0.0242	-1.0	+1.8	-8.4	+1.8

軸受圧力 Kg/cm²	不均等荷重 Kg	RPM	温度 C	$\eta \times 10^{-7}$	トルク m-Kg	$\mu$	軸変位測定点の変位 $\mu$			
							AY	AX	BY	BX
10	0	3	26.5	0.100	1.33	0.0013	+17	-10	+42	-6
		5	26.5	0.167	1.01	0.0010	+15	-13	+37	-4
		50	24.5	1.94	7.05	0.0071	-15	+8	+3	+8
		500	65.5	2.39	6.37	0.0064	-25	-3	-5	-6
	±1,600	3	26	0.106	1.78	0.0018	+38	+15	+3	-27
		5	25.5	0.177	1.46	0.0015	+43	0	-5	-20
		50	28.5	1.44	5.64	0.0056	+25	+3	-76	+8
		500	64	2.52	6.42	0.0064	+30	0	-76	+10
	±2,400	4	26.5	0.133	4.94	0.0049	+80	+23	-141	+10
		5	26.5	0.167	2.41	0.0024	+80	+21	-141	+18
		50	31	1.23	4.98	0.0050	+77	0	-120	+65
		500	64.5	2.48	7.45	0.0075	+33	-8	-105	+41

表1.2 潤滑油膜状態の評価

平均軸受圧力 Kg/cm²	不平衡荷重 Kg	軸回転数 RPM								
		3	5	10	15	50	150	300	500	
0.38	±0	E 3	E 2	D 1						
		B 75	B 74	B 73	A' 79	B' 80	A 81	A 136	A 137	
1	±0	D 6	C' 5	B 4						
		C 78	B 77	B 76	A' 82	A 83	A 84	A 138	A 139	
2	±0	E(3.2) 9	E 8	E 7						
		D 24	C 23	C 22	A 85	A 86	A 87	A 140	A 141	
	±200	E 27	E 26	D 25	A 88	A 89	A 90	A 142	A 143	
	±400	E 30	E 29	E 28	A 91	A 92	A 93	A 144	A 145	
3	±0	±600	E(4) 32	E 32	E 31	A 94	A 95	A 96	A 146	A 147
		E(3.5) 12	E 11	E 10						
	±300	36	C 35	B 34	B' 97	A' 98	A' 99	A 148	A 149	
	±600	39	38	37	B' 100	A' 101	A 102	A 150	A 151	
	±900	42	E 41	E 40	B 103	A 104	A 105	A 152	A 153	
5	±0	±1,600	E 54	E 53	E 52	D 115	B' 116	A 117	A 160	A 161
		E(3.8) 15	E 14	E 13						
	±800	D' 48	D 47	C 46	A' 109	A 110	A 111	A 156	A 157	
	±1,100	E 51	E 50	E 49	A 112	A 113	A 114	A 158	A 159	
7	±0	±2,200	E 63	E 62	E 61	D 124	B 125	A 126	A 166	A 167
		E(4) 21	E 20	E 19						
	±1,600	66	D 65	C 64	C 127	A 128	A 129	A 168	A 169	
	±2,400	E(4) 72	E 71	E 70	E 133	B 134	A 135	A 172	A 173	

E (4) 72

分離

接触

A — B — C — D — E  
A' B' C' D'実験順序  
軸回転数  
油膜状態

#### 第4章 実験結果についての考察

- (1) 本実験の試験条件のうち平衡荷重の場合のみを  $\eta^N/P$  で摩擦係数を整理すると図 1.1.5 のようになり一曲線上に乗る。しかし不平衡荷重も含めると図 1.1.6 のように  $\eta^N/P$  の低い範囲で摩擦係数は増加して、しかも平均軸受圧力の値によりその立上り場所が異なる。 $\eta^N/P$  の P に真の局部相当圧力を使用するとき、境界潤滑の摩擦係数の立上りが一曲線になるべきものと考えるならば、平均軸受圧力の大小によって片当たり部の真の圧力が異なるものと考えられる。すなわち本実験結果から推定して、平均軸受圧力の高いときはメタルブッシュまたは軸の変形が多く、片当たりの有効当たり面積が多くなるので、その局部圧力は平均軸受圧力の低い場合よりも低いものと考えられる。換言すれば平均軸受圧力が低くても片当たり状態では局部圧力が相対的に高くなり、境界潤滑になり易いと判断される。しかしこの考え方は軸受メタルブッシュおよび軸の、特にメタルブッシュの荷重による変形特性に大きく影響されるであろう。
- (2) 一般に軸受メタルはならし運転により潤滑面が良好な状態になることが知られている。本実験においても、実験の経過に従つて絶えず潤滑状態は良好になつてきた。たとえば図 1.1.5 の白丸は試験開始直後の値であり、若干の運転経過の後に黒丸の点まで摩擦係数は低下した。図 1.1.3 では  $3 \text{ Kg/cm}^2$ ,  $\pm 900 \text{ Kg}$  の傾向が大幅に異なり、また図 1.1.4 の  $5 \text{ Kg/cm}^2$ ,  $\pm 1,600 \text{ Kg}$ , 4 RPM の値は図 1.9 の同条件の場合よりもはるかに低い値を示す。これらの例から明らかなように、特に片当たりのホワイトメタルはその運転経歴により片当たり部の表面状態が大きく変化し、摩擦係数の面から見る限りでは良好な潤滑状態へ移行する。

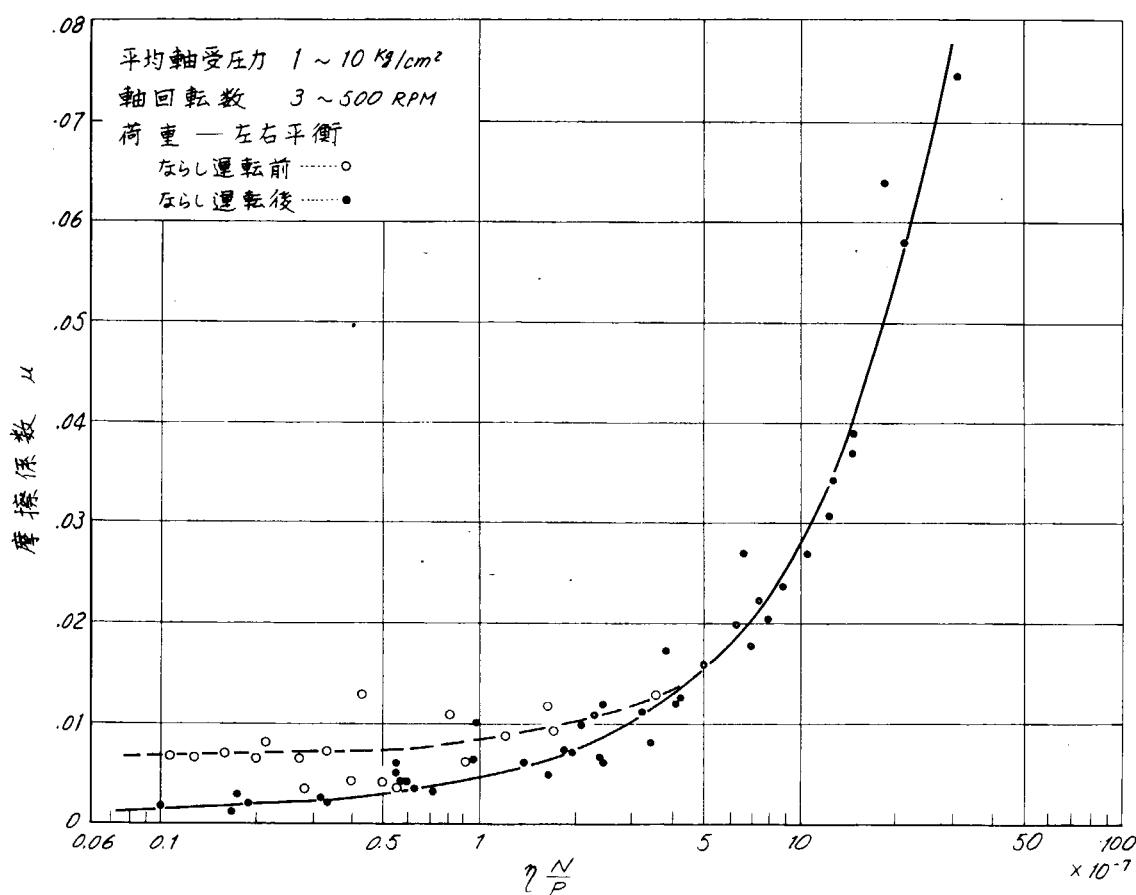


図 1.1.5 平衡荷重を受けたときの軸受性能

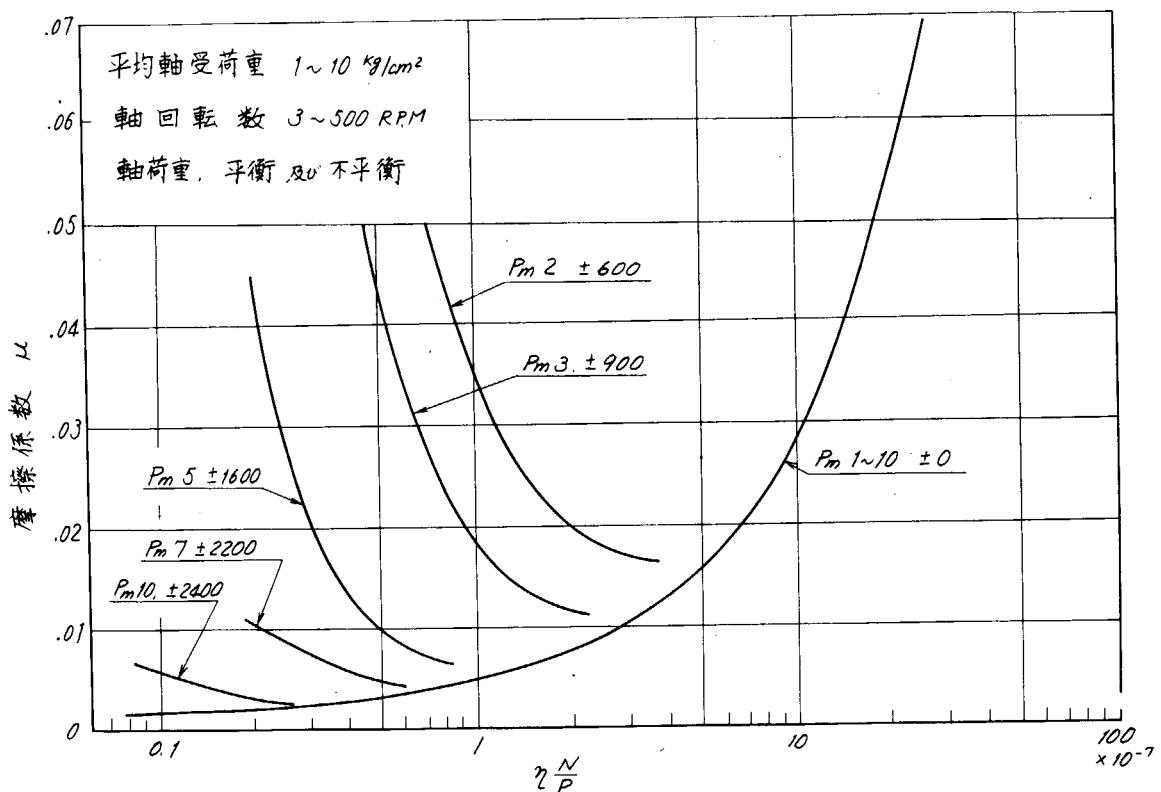


図 1.1.6 全試験の摩擦係数の傾向

- (3) 本実験条件の範囲で  $\eta^N / P$  の比較的低いところでもその摩擦係数は立上りを示すものを除いてほぼ一曲線上に載る。しかし油膜状態を軸と軸受間の電気抵抗から観察すると、これらの総てが完全流体潤滑状態にあるとは限らず、 $\eta^N / P$  の  $2 \sim 5 \times 10^{-7}$  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なつている。これは連続耐久運転の結果からも裏付けられる。すなわち連続運転時の摩擦係数は上述の一曲線に乗る低い値で、しかも連続運転中に若干低下する傾向を示したにもかかわらず、結果的には明らかにメタルの損傷が進行した。以上のことから片当たりの強い低速運転状態では、見掛け上の摩擦係数が流体潤滑の傾向を示していても、すなわち頭著な発熱を伴わなくてもメタルの局部損傷の進行があり得るものと判断される。
- (4) 潤滑油中に 10 % 程度の水分が混入しても、短期的に見た軸受性能には特に変化は認められないことが確認された。この程度の水が混入した潤滑油の見掛けの粘性係数あるいは潤滑性能は大きく変らず、これを使用しても軸受が極限状態にない限り大勢に影響ないと判断される。ただし本実験の限りではこれの長期的使用による影響については推定し難い。ただ長期使用により当然考慮される各部発錆と、これが異物として潤滑油に混入するときの悪影響は避け得ないであろう。

## 第2編 船尾管内流体のキヤビテーションについて の理論と実際との関連性調査実験

### 第1章 実験の目的

船尾管軸受のように、軸受の両端が液体で満たされている軸受では、軸受を回転する間に負圧が発生し、偏心率が非常に大きくなるといわゆるキヤビテーションが発生することが模型実験によって確かめられている。一方、水潤滑のリグナムバイタ軸受を装備した船においては、軸の偏心率は非常に大きくなり、船尾管軸受内ではいわゆるキヤビテーションが発生していることが予想されるが、実船においてこれを実験的に調べることはいまのところ非常に困難である。

そこで、まず模型実験によって偏心率が大きくキヤビテーションが発生している状態での軸受内の圧力分布を測定し、キヤビテーション発生により、圧力分布がどのように変るかを調べてみた。この結果をもとにして軸受内の圧力分布を理論的に求める場合の境界条件および船尾管軸受内の潤滑状態がいかなるものであるかを推定する場合の理論と実際との関連性について調査し、考察を行なつた。

### 第2章 実験装置および実験方法

実験装置は前年度に製作した装置を一部改良して使用した。供試軸受は  $L = 480 \text{ mm}$ ,  $D = 120 \text{ mm} \phi$ ,  $L/D = 4$  の寸法をもつ透明なアクリルパイプであり、軸とのすき間は、半径すき間で  $0.5 \text{ mm}$  である。軸受の両端は水タンク内にあり、外部から空気は入らないようになつてある。実験装置の略図を図2.1に示す。

軸受は固定されており軸の偏心率を変えるには、別の機構によつて軸を偏心させ、ある偏心率のもとに軸を固定して圧力分布を測定した。圧力分布の測定位置は、軸受の中央で円周方向に20点、および中央より左側60度の位置で円周方向に20点測定した。圧力の測定は水銀マノメータによつて測定した。圧力を測定している間は、水タンク内の水圧はある一定値に保持してある。

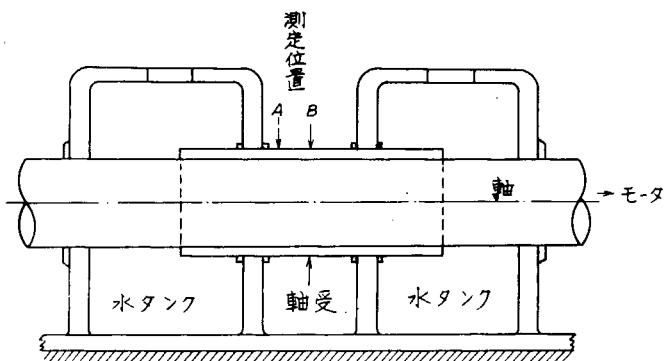


図2.1 実験装置略図

### 第3章 実験の結果

圧力分布の測定結果を図2.2から図2.7までに示す。図2.3は回転数  $N = 400 \text{ RPM}$  (周速  $V = 2.52 \text{ m/s}$ ) を一定にして偏心率をパラメータにして測定したときの圧力分布の変化の様子を示す。理論解析からも予想されるように、偏心率が大きくなるにつれて圧力分布は急峻になる。すき間の最小となる位置を境にして、正圧側から負圧側へと、圧力は急激に変化することがわかる。理論的には正圧側、負圧側で対称な圧力分布となるはずである。

この実験結果からみると、完全に対称とはいえないがほぼ対称な圧力分布といえる。偏心率が0.8以上の場合、キヤビテーションが発生しているのが観察される。キヤビテーションが起きていても図2.3に示されているように  $0.53 \text{ kg/cm}^2$  の負圧を保つていることがわかる。いいかでるとキヤビテーションが起きたからすぐ圧力が零にもどるということはいえないわけである。このことはまた船尾管軸受においては負圧の存在を考慮しなければならないことを示している。

ところで負圧は常に保たれるものかどうかを調べるために、回転数  $N = 400 \text{ RPM}$ 、偏心率  $\chi = 0.9$  にして長時間運転してみた。図2.4は、この場合の圧力分布の時間的変化を示す。正圧側の圧力分布はほとんど変わらないが、負圧側では負圧の大きさが時間とともに小さくなつていく。これは水の中に溶解している空気が次第に集まつてきて空気泡となつていく

ためである。この空気泡は軸と軸受の間にあつて、流れ去ることもなくいつまでもついている。軸受隙間内を流れる流体は、気泡と気泡の間を流れていく。この気泡は大気とは通じていないので圧力は大気圧にはもどらず一時間後でも、約1.2m水柱の負圧を保つている。

図2.4は、図2.3の条件で1時間運転した後で回転数を800 RPMに上昇させた場合の圧力分布である。回転数を高くするといわゆるキヤビテーション(気泡も含めて)の量は多くなつていて、約0.8m水柱の負圧を保つている。

図2.5, 2.6, 2.7は、軸受の中央で測つた圧力分布である。本来なら軸受の中央で測定した値のほうが高い圧力を示すはずである。しかし本実験装置では、軸受にはいわゆる裏金がなく、図2.1に示すように二点で支持されているため、軸受の中央部では軸受が変形してしまつて高い圧力になりえなかつたものとみられる。圧力分布の最大値が0.5m水柱水下程度の偏心率の小さい場合は、理論的に予想されるように中央部が最も高くなる。

以上のことから次のことがいえる。

船尾管軸受のように軸受の両端が水で満たされている軸受では、

- 1) 偏心率が小さく、いわゆるキヤビテーションが起きてい  
ない範囲(気泡を含んでいないときも含めて)では、軸受内圧力分布は正圧側、負圧側でほぼ対称なものになる。
- 2) 偏心率が大きくなるとキヤビテーションが発生するが、キヤビテーションの発生とともに、直ちに負圧がなくなるのではなく、空気泡がたまつてくるまでは、大きい負圧を維持することができる。
- 3) 空気泡がなくなれば(キヤビティの中で空気の占める分  
圧が多くなれば)負圧は小さくなるが、零にはならない。

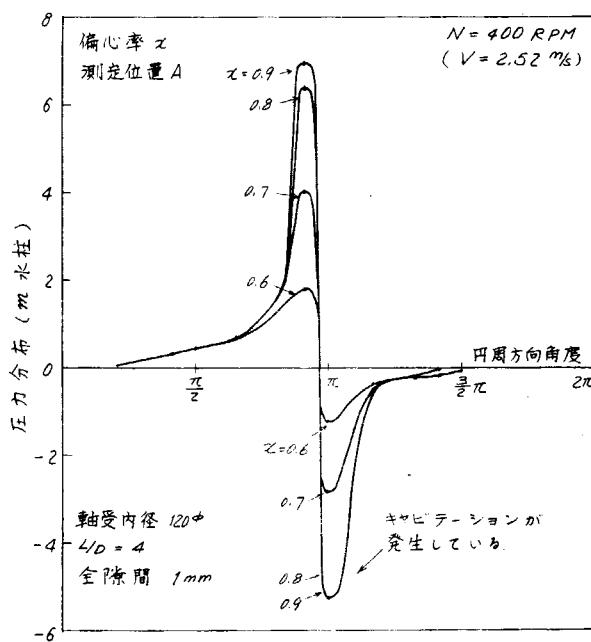


図2.2 軸受内圧力分布

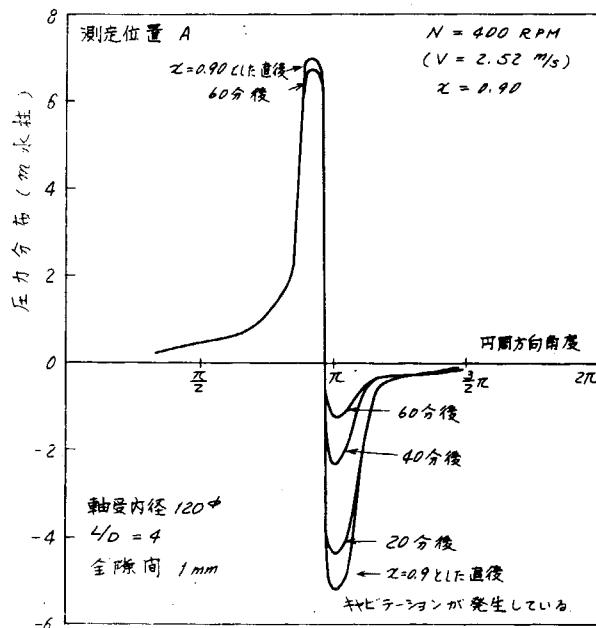


図2.3 軸受内圧力分布

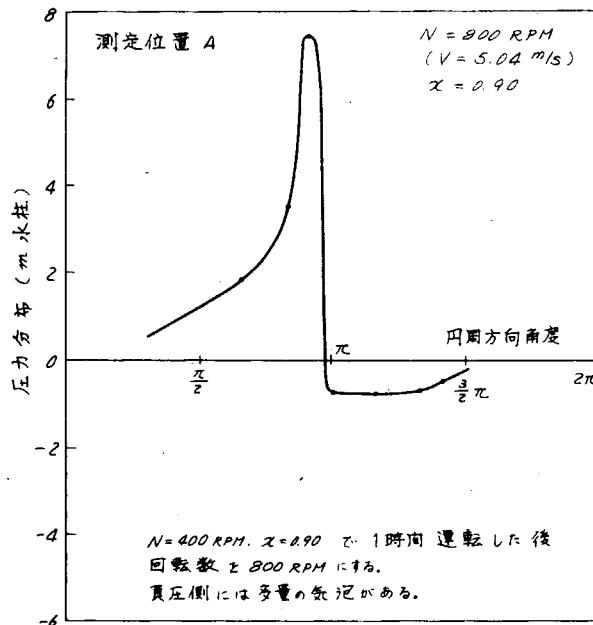


図2.4 軸受内圧力分布

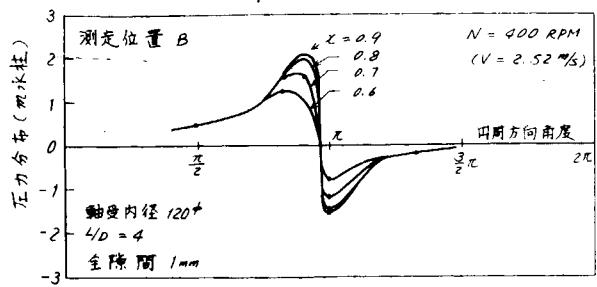


図 2.5 軸受内圧力分布

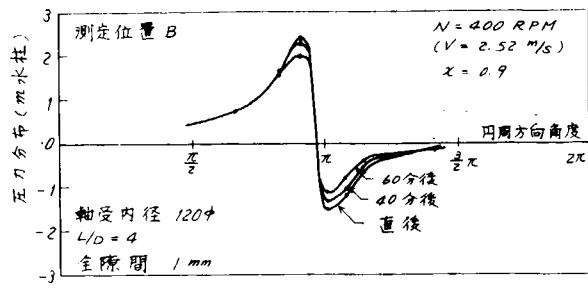


図 2.6 軸受内圧力分布

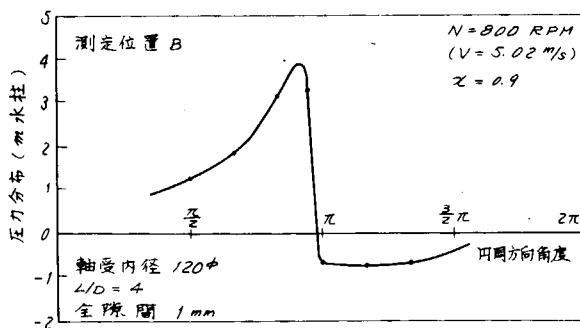


図 2.7 軸受内圧力分布

#### 第4章 実験結果についての考察

大気中で使用する軸受では、軸受内の圧力が大気圧より低くなれば、軸受の両端から空気を吸い入れてしまつて、实际上負圧は発生しないと考えられる。一方、船尾管軸受のように水中に没している軸受では、負圧になつても大気とは通じていないから軸受の両端から空気は入ることができない。

負圧がさらに大きくなると、いわゆるキャビテーションが発生する。ここで“いわゆる”キャビテーションというのは、大気から直接はいつて来る空気泡ではなく、流体の中から発生した低圧での蒸気泡（普通にいうキャビテーション）および、流体中に溶解しているガスが低圧になつて出て来たもの両方を含めていうことにする。したがつて、いわゆるキャビテーションの気泡の中はある分圧の蒸気とある分圧のガス（空気）とからできていると考える方が妥当であろう。

キャビテーションが発生したら負圧はなくなるとよくいわれるが、本実験から明らかかなように負圧は直ちになくなることはない。発生した空洞が本当のキャビテーションであれば、内部は低圧の蒸気でなければならない。したがつて低圧でなければ蒸気の状態は保ちえないから、キャビテーションが発生している所は低圧に保たれていなければならない。

空洞の中の蒸気の分圧は、その温度の蒸気圧程度でなければならない。しかし実在する流体は必ずガス（空気）を含んでいるから、空洞の中はガスと蒸気とが共存している状態である。いわゆるキャビテーションが発生したというとき、そのままわりの圧力が蒸気圧程度に低くならないのは、この溶解ガスのためであると考えられる。

キャビテーションが発生した直後は高い負圧を保つが、時間とともに負圧の大きさが小さくなつてしまう。これも流体の中に溶けていたガスが、次第に寄り集まつてえたためである。

キャビテーションの存在を考慮して軸受内の圧力分布を理論的に求めることは、いまのところは困難である。しかしこの実験からわかつたことは、キャビテーション発生直後ではほぼ対称に近い圧力分布になりうるが、時間が経つにつれて負圧の部分だけが小さくなつていき、正圧の部分はほとんど変わることである。実船においても海水潤滑の軸受では、似た特性を示すものとみられる（軸の振動のことはここではふれない）。

そこで実船における潤滑状態を推定する一つの方法として、まず Sommerfeld の境界条件で圧力分布を求めておい

て、負圧の部分だけ何割かに縮少して負圧を考慮してやることが考えられよう。そうすると負圧の存在とキヤビテーションの存在を理論的に式にとり入れることができよう。このようにすれば理論と実際との関連性がより明確になるものと思われる。この点についてはさらに第5編で述べることにする。

## 第3編 合成ゴム船尾管軸受材と軸スリーブ材との適合性に関する模型実験

### 第1章 実験の目的

第93研究部会昭和43年度研究の一部として、軸受材と軸スリーブ材の適合性に関する模型実験を実施した。この結果ゴム軸受材が従来海水潤滑方式軸受材として利用されていたもののうち、最も耐摩耗性が良好で、リグナムバイタに代わるべき軸受材として有望である結論を得たが、ゴム軸受材の構造、添加剤など複雑な因子があり不明な点が多く見受けられる。今回これらのうち摩擦に直接関係のあると考えられる添加剤を変えた軸受材を2種類試作し、これの効果を確認するために摩耗実験を行なつた。

### 第2章 実験装置および実験方法

#### 2.1 実験に用いた供試材

軸受材として使用した供試材の詳細は表3.1に示すとおりである。

スリーブ用供試材としては、BC-3, BC-2+0.5Ni, 80-20キプロニッケル(JIS CNFE 2-0)、硬質クロームメッキ(SUS 27にメッキしたもの)を用いた。これら供試材の化学成分、機械的性質は表3.2に示すとおりである。

#### 2.2 実験装置および実験条件

表3.1 軸受供試材の詳細

試料名 詳細	1	2	3-1	3-2
試料の特徴	模型実験に使用のもの (昭和43年SR-93) 報告 第10編参照	補強材 無充填のもの	自己潤滑性 添加剤併用のもの	自己潤滑性 添加剤併用のもの
基材	アクリルニトリルゴム 46	アジブレン	86.2	1) カーボンブラックの代りとして
添加剤 の詳細	カーボンブラック 37	モカ	13.8	2) カーボンブラックの代りとして
	プロセスオイル 5			3) フィラスブラック
	イオウ 0.7			4) フィラスブラックの代りとして
	加硫促進剤 0.7			5) ハイアプレジョン
	亜鉛華 2.3			6) パラフィン 7.4
	老化防止剤 0.9			
	その他 7.4			
引張強さ Kg/cm <sup>2</sup>	153	335	102	77
伸び %	295	320	285	530
硬さ Deg	83	95	80	72
摩擦係数 $\mu$			0.78	0.84

備考：基材、添加剤の混合比はwt%を示す。

表3.2 スリーブ供試材の成分と機械的性質

	Cu	Sn	Zn	Ni	Fe	Mn	Pb	引張強さ Kg/cm <sup>2</sup>	伸び %	硬さ HB
BC-3	0.1	10.22	1.10	--	--	--	0.05	27.6	17.2	78.6
BC-2+0.5Ni	"	8.31	3.02	0.426	--	--	0.002	26.8	25.3	74.1
エプロニッケル	"	--	trace	21.53	0.426	0.48	0.001	35.2	30.2	12.1

実験装置は昭和43年度の軸受材と軸スリーブ材の適合性の実験に使用した回転式摩耗試験機および摩擦試験機を用いた。

摩耗実験は下記の実験条件で行なつた。

摩 擦 速 度	3.5 m/s
摩 擦 荷 重	15, 30, 45, 60 Kg/cm <sup>2</sup>
潤 滑 水	水道水
潤滑水量	500 cc/mm
潤滑水温度	10~20°C
試 験 時 間	1,000万回

### 第3章 実験の結果

#### 3.1 摩耗実験結果について

16.1とBC-3、硬質クロームメッキスリーブ材の摩耗量と試験時間との関係を図3.1、図3.2に示す。また、同様にBC-2+0.5Niスリーブ材と3種の軸受材との摩耗傾向を図3.3に示した。図に明らかなとおり、いずれの軸受材についても、摩耗量を寸法計測したものでは、摩擦の初期の段階では摩耗量が大幅に増加し、漸次摩耗量は減少する傾向にあり、特に3-1軸受材にこの傾向が著しい。供試軸受材が本来弾性体であるため、初期の段階で荷重による影響がかなり大幅に現われると思われる。

ところが図3.4に供試軸受材の荷重特性を示したように、荷重による変形の割合は、軸受材自身の硬さに関連し、硬さの高いものほど変形は少なくなる。したがつて3-1の傾向は荷重特性そのものよりも軸受材固有のなじみ性に関連するものと考えられる。いずれにしても寸法計測による摩耗量の値には荷重による永久変形量と、摩擦による真の摩損量、さらに含水による膨脹量などの加算されたもので、真の意味の摩耗量とはいひ難いが、定性的に結果を比較検討する意味で寸法計測法で取まとめることにした。

したがつて摩耗量としては実験終了時の軸受材の変形量をまず総摩耗量として表わし、これに対し200万回までを初期摩耗として削除し、200万回以後1,000万回迄の変形量を定常摩耗量として区別して取まとめることにした。

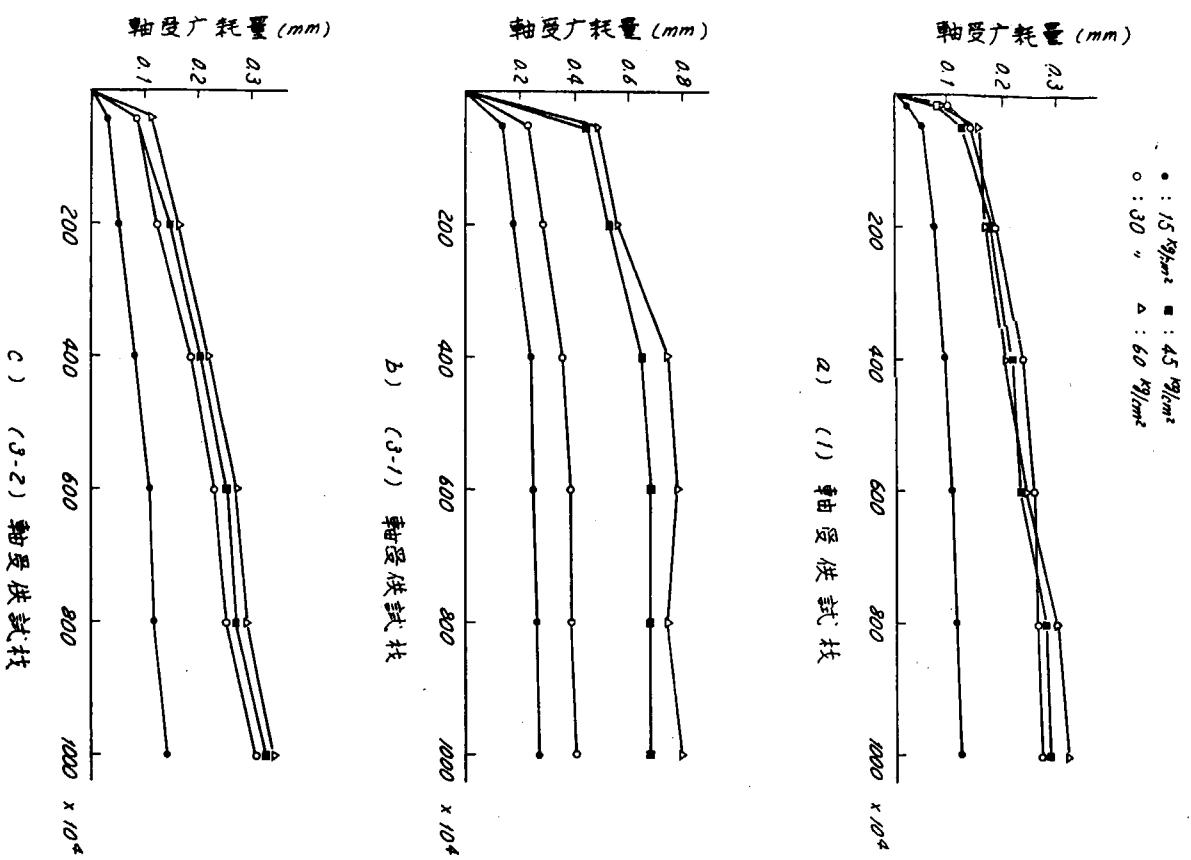
一方総摩耗量の中に時間の経過とともに回復する量も含まれている。たとえば硬質クロームメッキスリーブ材と組合せた供試軸受材の実験後の寸法の変化の状態は図3.5に示すとおりで、実験後1~2日くらいが最も変化量が大きく、数日間でほぼ一定値に平衡する。この一定値に平衡した量を総摩耗量と比較して表示し参考とした。

寸法計測に対して軸受供試材の摩耗量を重量減による方法で表示したその1例は図3.1、3.2に示すとおりで、この重量減は実験中試験中の重量計測を行ないながら、図3.6に示す含水傾向をもとに補正した値を用いた。

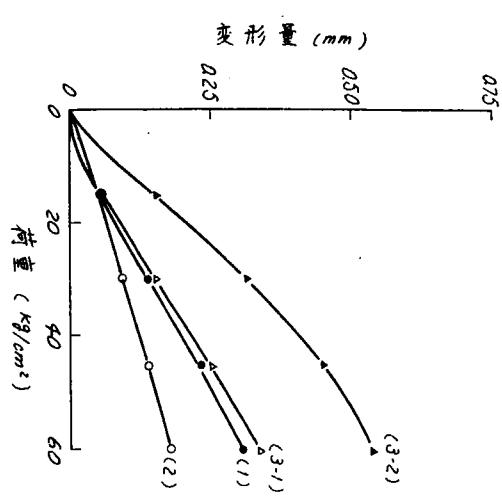
軸受供試材の含水の傾向は図3.6にも明らかとおり、水温が10~15°C程度ではそれほど顕著ではなく、水温が50°Cとなると明確に各軸受材による差が現れてくる。摩擦面の温度が実際にどの程度のものであるかは計測していないため不明ではある。しかし潤滑水の温度、摩擦状態などから見て局部的にはかなり高くなることもあるが、平均的には50°C以下であると推定し、50°Cの含水傾向から補正值を採つた。

寸法計測値と重量減が必ずしも一致せず、場合によつては逆の傾向がみられるものもある。これは寸法減の中に荷重による永久変形量と、摩擦による摩損量の双方が加わつてゐること、一方重量減には含水量の補正が確実でないこと、3-1供試材にみられたはく離などによる異常な含水量の増加などの、不確実な因子が多分に含まれているため参考程度にとどめた。

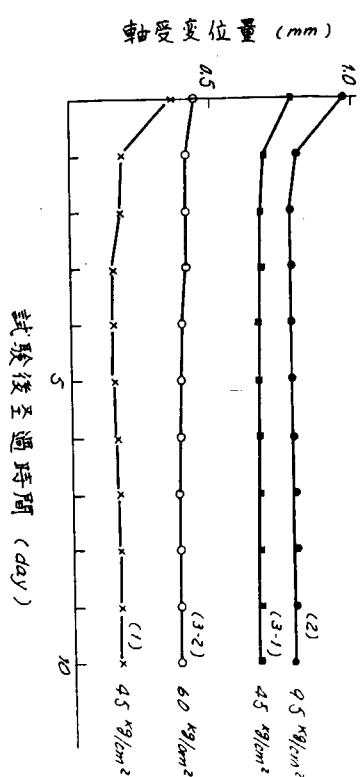
以上これらの状態を加味して、表3.3に実験結果としてそれぞれの計測によつて得られた結果を取まとめた。以下の検討は寸法計測結果をもとに行なつた。



[図 3.3] BC-2 + 0.5Ni スリーブ材との組合せによる軸受供試材の摩耗傾向



[図 3.4] 供試軸受材の荷重特性



[図 3.5] 試験後軸受試験片の寸法変化

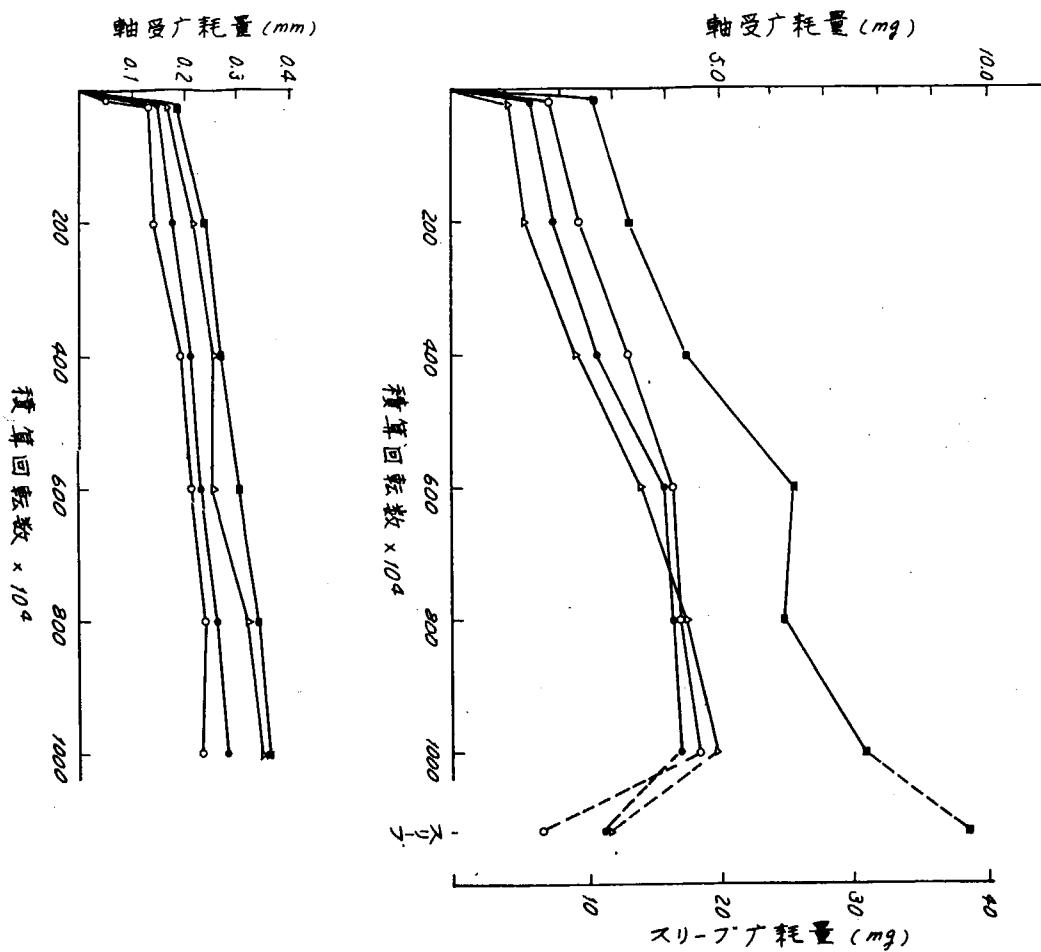


図 3.1 C : メッシュ : M6.1

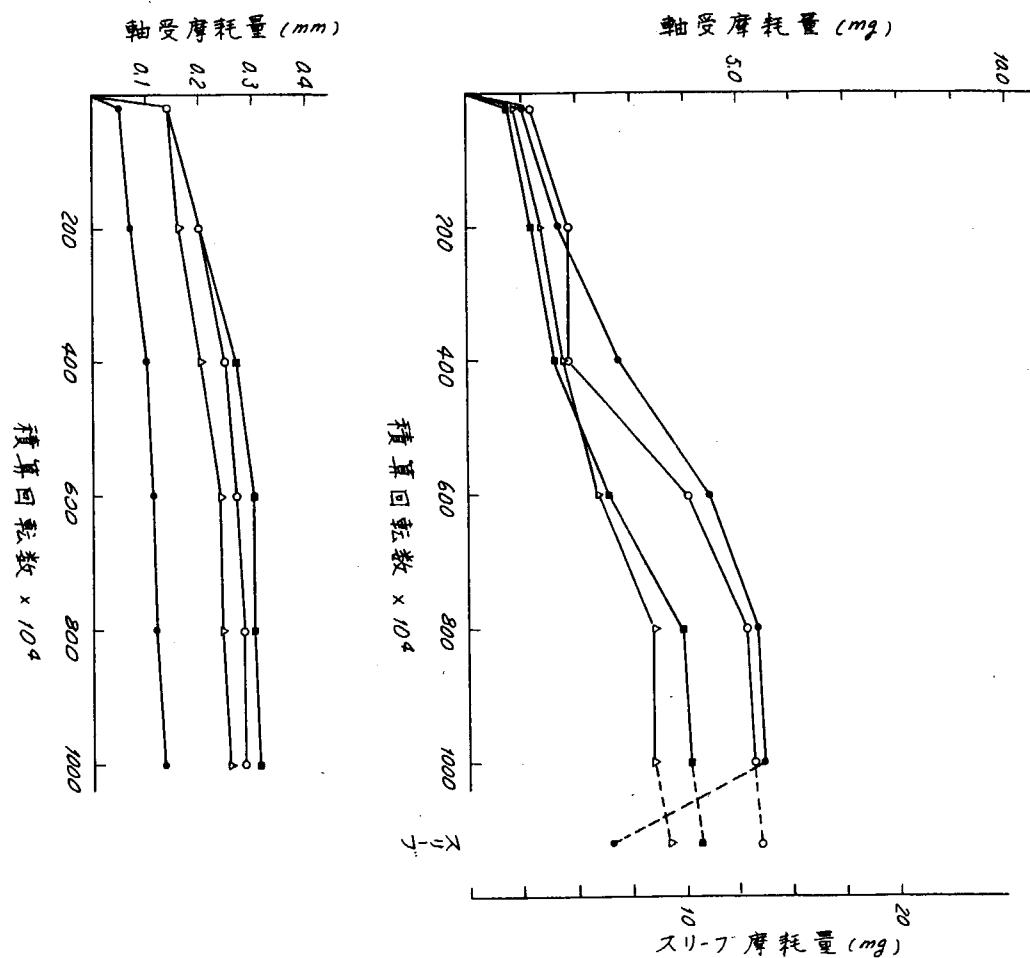


図 3.2 BC-3 : M6.1

表 3.3 実験結果

試験番号 スリーブ 直径 (mm)	BC - 3						BC - 2 + 0.5 Ni						キプロニシケル						硬質クロームメッキ											
	軸受摩耗量 (mg)			定常摩耗量 (mg)			軸受摩耗量 (mg)			定常摩耗量 (mg)			スリーブ (mm <sup>3</sup> )			軸受摩耗量 (mg)			定常摩耗量 (mg)			スリーブ (mm <sup>3</sup> )			軸受摩耗量 (mg)					
	総摩耗量 (mg)			総摩耗量 (mg)			総摩耗量 (mg)			総摩耗量 (mg)			総摩耗量 (mg)			総摩耗量 (mg)			総摩耗量 (mg)			総摩耗量 (mg)			スリーブ (mm <sup>3</sup> )					
1	(0.07)	0.13	0.05	5.5	0.74	(0.06)	0.05	9.4	0.45	(0.07)	0.06	8.6	3.87	(0.17)	0.28	0.1	1.60													
	(0.19)	0.28	0.08	5.3	1.53	(0.16)	0.20	11.0	2.92	(0.15)	0.11	4.4	5.84	(0.14)	0.23	0.09	0.85													
	(0.20)	0.31	0.11	4.1	1.22	(0.13)	0.19	0.02	7.5	1.36	0.38	0.16	6.2	6.10	(0.21)	0.36	0.12	5.35												
	(0.1)	0.23	0.10	3.4	1.06	(0.15)	0.22	0.04	6.7	0.85	(0.18)	0.16	6.6	5.84	(0.20)	0.35	0.13	1.57												
	1.5	0.09	0.05		+2.91	0.89	*	0.86			(0.02)	0.02	7.4	3.49	0.315	0.29		2.60												
	3.0	0.66	0.60		+5.34	2.01	*	1.95			(0.11)	0.03	8.5	4.01	(0.80)	0.97	0.62	2.16												
2	4.5	0.68	0.46		+3.45	1.88	*	1.56			(0.28)	0.28	0.14	2.54	3.89	(0.78)	0.94	0.70	1.35											
	6.0	1.44	1.12		+3.34	1.79	*	1.39			(1.20)	1.22	1.15	133.2	5.50	0.57	0.44	0.96												
	1.5	0.31	0.09	10.3	0.59	(0.15)	0.26	0.09	10.2	0.61	(0.18)	0.28	0.1	9.5	4.27	(0.05)	0.15	0.05	0.45											
	(0.22)	0.41	0.07	.6.7	0.90	(0.23)	0.40	0.12	11.2	0.88	(0.33)	0.51	0.16	4.1	4.54	(0.3)	0.48	0.06	0.41											
	(0.57)	0.72	0.12		0.51	0.68		0.15	6.0	1.08	(0.48)	0.64	0.15	3.5	4.54	(0.46)	0.60	0.10	0.18											
	(0.58)	0.72	0.14	4.4	0.47	0.8		0.24	6.8	0.81	(0.54)	0.75	0.12	3.1	5.20	(0.50)	0.65	0.11	0.66											
3-1	1.5	0.24	0.09	14.0	0.59	(0.09)	0.14	0.06	12.5	1.4	(0.08)	0.13	0.06	8.1	4.96	(0.06)	0.07	0.05	0.51											
	(0.17)	0.26	0.09	12.0	0.81	(0.19)	0.31	0.14	18.5	4.32	(0.17)	0.26	0.09	7.9	5.64	(0.08)	0.17	0.04	2.08											
	(0.36)	0.48	0.19	19.5	0.84	(0.18)	0.33	0.16	13.5	4.25	(0.29)	0.39	0.16	11.1	5.68	(0.18)	0.28	0.07	0.43											
	(0.33)	0.43	0.16		0.77	0.34		0.18	12.2	0.82	(0.26)	0.38	0.14	8.1	5.16	(0.36)	0.46	0.19	0.41											
	1.5	0.24	0.09																											
	3-2	4.5	0.48																											
3-1	6.0	0.43	0.16																											

備考 1) ( ) 内は試験後寸法が回復したときの計測値

2) ※ 600万回で試験は中止

3) ※ 200万回までを初期摩耗として除外し、200万～1,000万回迄の摩耗量

4) 特記以外のものは1,000万回後の計測値

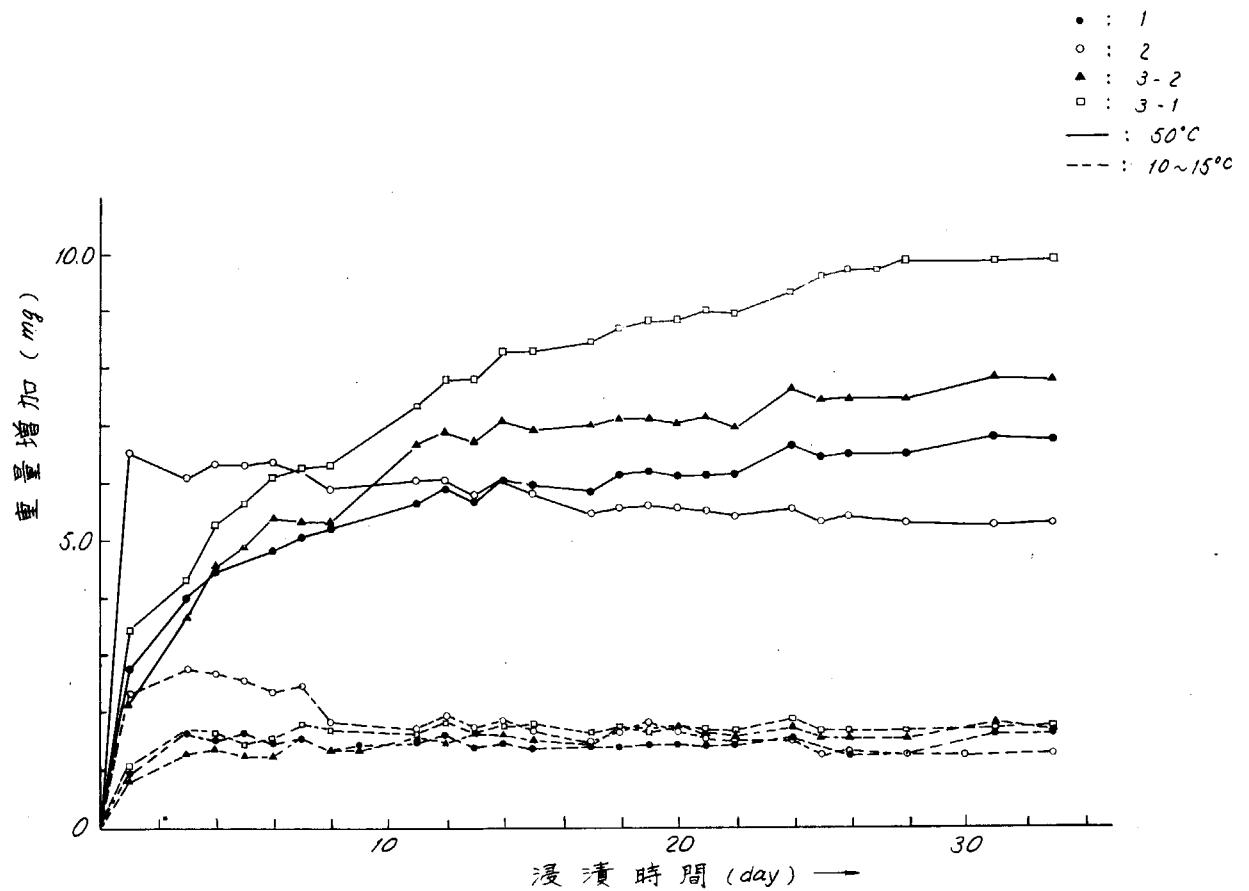


図 3.6 軸受試験片水道水浸漬による重量増加傾向

### 3.1.1 各種軸受材の比較

4種のスリーブ材について行なつた実験結果をそれぞれのスリーブ別に整理すると、図3.7～図3.10に示すとおりである。

#### (1) BC-3 スリーブ材について

実験結果は図3.7に示すとおりである。

このスリーブ材についてみるとBC-3軸受材の摩耗量が最も少なくなる傾向にあり、ついで3-2, 3-1, 2, の順で摩耗量は多くなる。しかし、定常摩耗量を対象とすると、1, 3-1, 3-2の軸受材の差はそれほど多くない。特に3-1の総摩耗量が多くみえるのは、いずれのスリーブ材と組合せた場合にも見られる傾向で、定常摩耗では明確な差が認められない。特にこのスリーブ材で著しい現象は他のスリーブに比していずれの軸受材の場合でも、スリーブの摩耗量はきわめて少ないことである。ことにこの軸受材では軸受の摩耗量は他のものに比して大幅に増加しているが、スリーブは逆に増加していることである。スリーブの摩耗量計測には溶剤洗浄後、真空脱気をしたが、軸受材の摩損したものが表面に附着してこのような傾向が現われたものと考えられる。

#### (2) BC-2 + 0.5Niについて

実験結果は図3.8に示すとおりで、BC-3の場合とほぼ同様の傾向が認められるが、スリーブ自身の摩耗量は、BC-3の場合よりも若干多くなる。この中でこれはBC-3の場合にもみられたが、3-1軸受材の相手スリーブの摩耗量が最も少なくなる。この軸受材については意外に摩耗量が多く、400～600万回ほどで完全に摩損してしまうほどであつた。試験後の試験片の表面を参考までに図3.9に示す。

#### (3) キプロニッケルについて

図3.9に明らかなどおり、前記2種のスリーブ材に対して、スリーブ材の摩耗量が大幅に増加しているのが特徴で、軸受材の摩耗量も傾向的には前記2種のスリーブ材と類似しているが、摩耗量は若干多くなるのが認められる。この

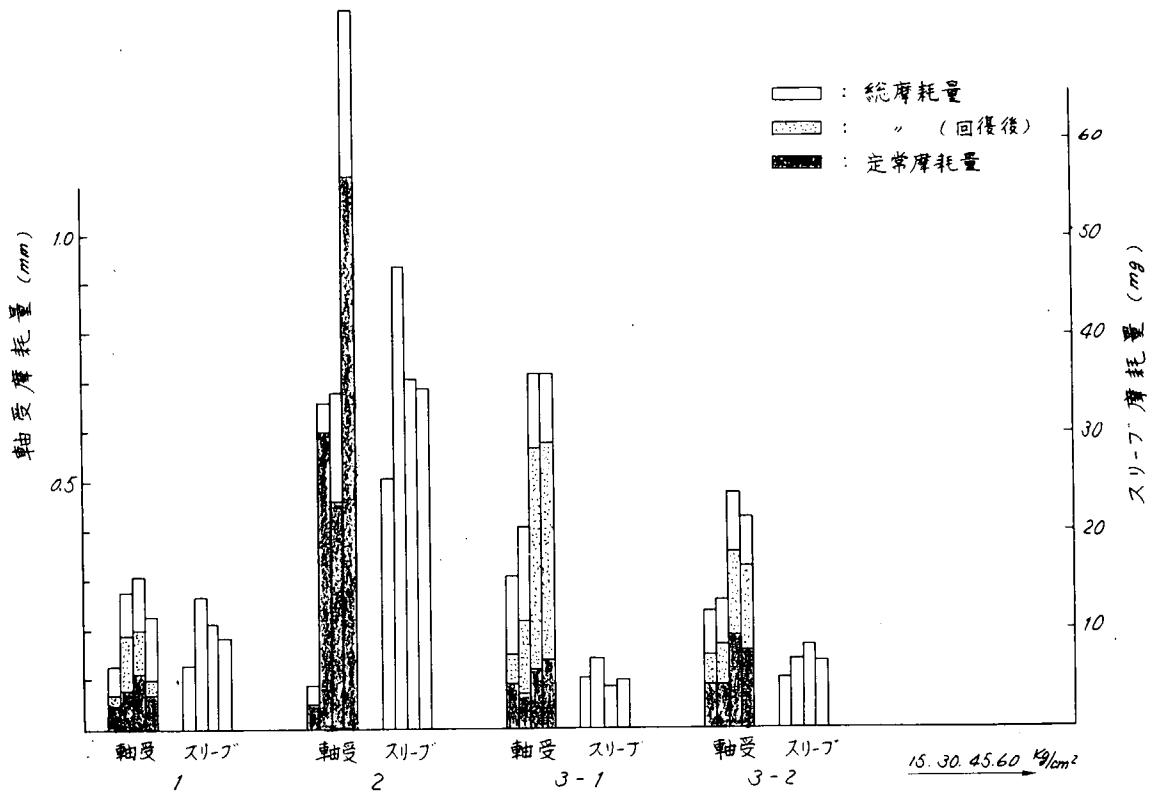


図3.7 BC-3との組合せ

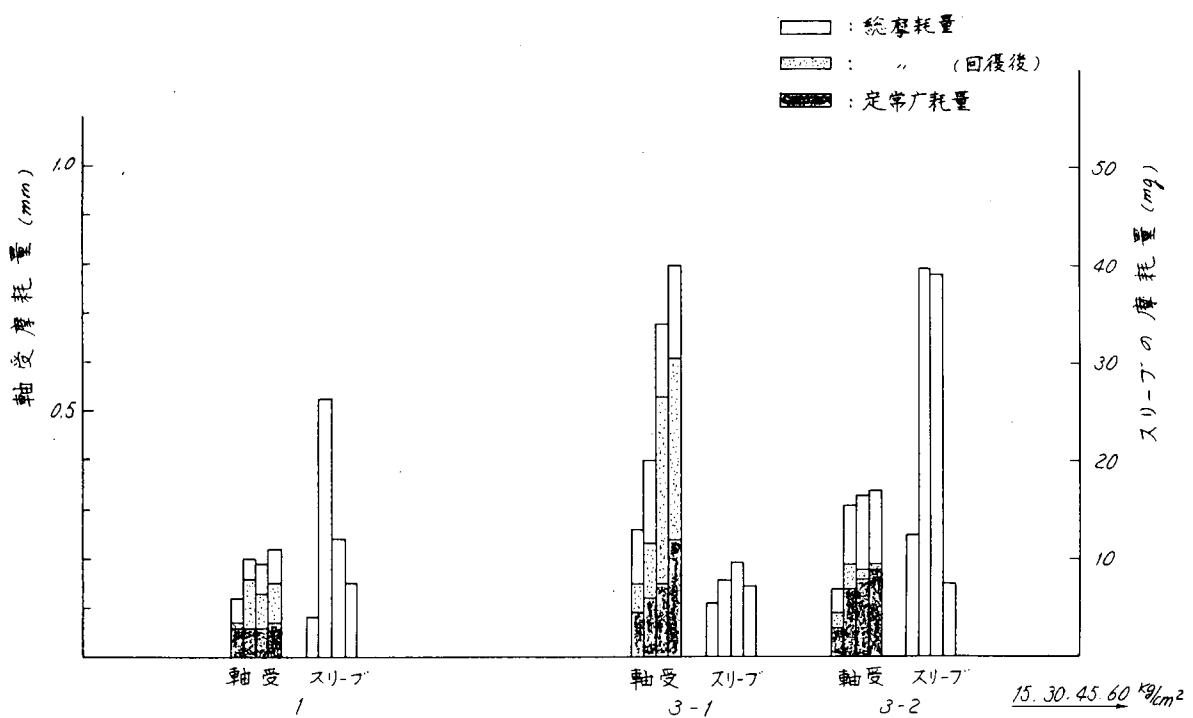


図3.8 BC-2 + 0.5Niとの組合せ

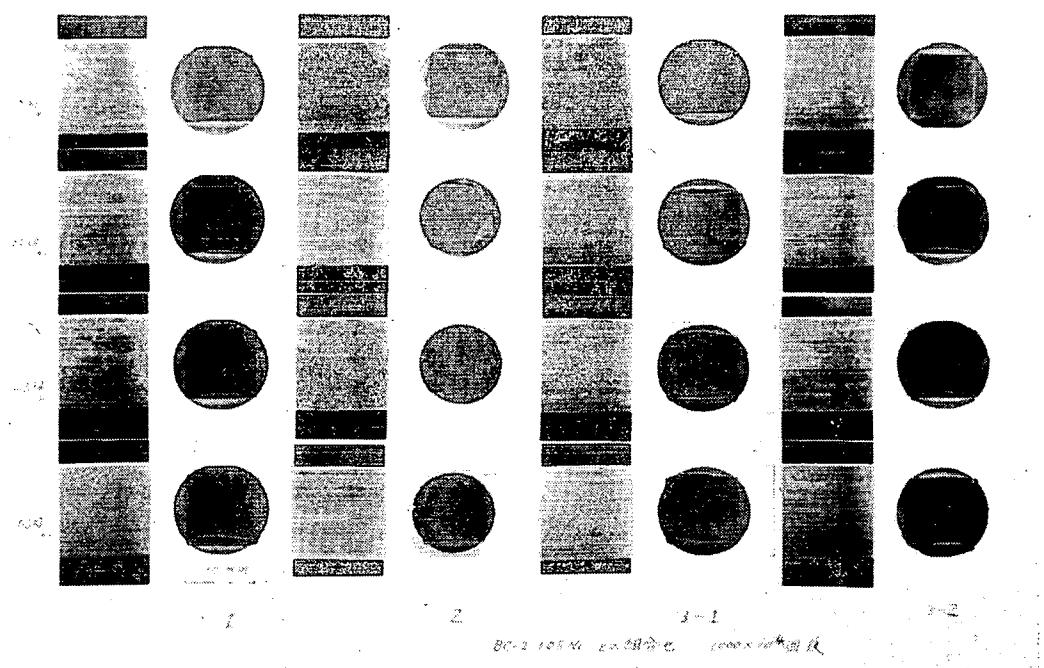


図 3.9 試験後の試験片の外観 (BC-2 + 0.5 Ni の場合)

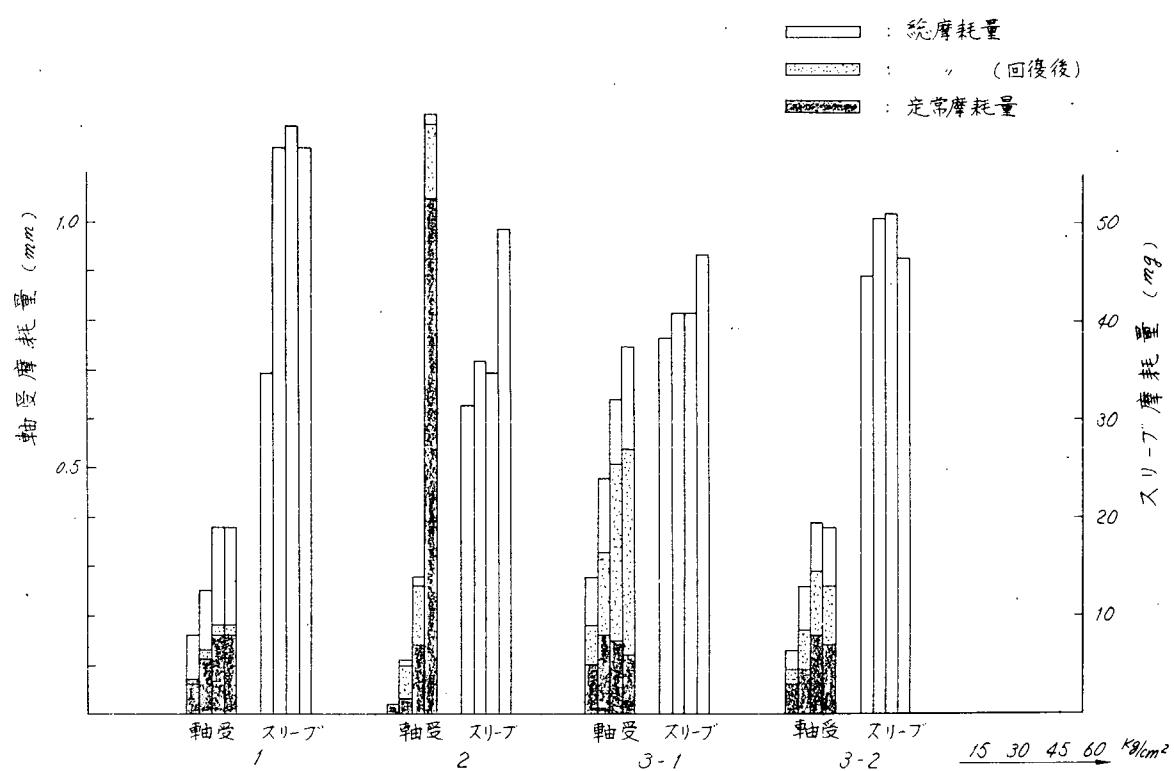


図 3.10 キプロニッケルとの組合せ

他にこのスリーブ材の特徴としては、摩擦試験後の表面が灰色に変色していることで、酸化の度合としては Ni の添加量が他の銅合金スリーブよりも多いため少なくなるものと考えられるが、原因については明らかでない。

スリーブ材の硬さは表 3.2 に示したごとく、他の銅合金スリーブ材よりも HB で約 50 程度高くなつて、軸受材、スリーブ材の摩耗が多いのは、ALBC-3 の場合に若干類似している。

#### (4) 硬質クロームメッキについて

図 3.10 に示すとおりで、軸受材の摩耗傾向としては、銅合金の場合とはほぼ同様で、1, 3-2, 3-1, 2 の順に摩耗量は多くなる。1 軸受材の  $4.5 \text{ Kg/cm}^2$  で特に摩耗量の多くなつているのは、軸受材がスリーブ材の端に片当たりを生じ、スリーブの一端面が極端に摩耗したことによるものと思われる。詳細は図 3.12 に試験後の試験片の外観を示したので参考されたい。また、この写真でも明らかに思われ、スリーブの表面にはかなり深い摩擦条痕がみられ、軸受の硬さの高いもの(1, 2)にこの傾向が顕著である。

以上それぞれのスリーブ材について供試軸受材の耐摩耗性を検討してみたが、多少の差はあるが、1 の軸受材が最も耐摩耗性が良好であり、カーボンの変りにグラファイトを添加した 3-2 がこれにつき、パラフィンを添加したものは加圧時の変形が大きく、なじみ性が非常によく、定常摩耗量においては前 2 者に劣らない耐摩耗性を示す。

しかしそれのスリーブ材の摩耗となると傾向はやや逆となり、パラフィン添加の効果が大きく作用し、3-1 の軸受材はいずれのスリーブ材に対しても最も少ない摩耗量を示した。

### 3.1.2 スリーブ材の比較

軸受材の比較の項でそれぞれのスリーブ材との組合せ結果について述べてきたが、図 3.13 に示すとおりの結果となる。

すなわち銅合金スリーブ材については軸受材の摩耗量は、BC-2 + 0.5Ni, BC-3, キプロニッケルの順となり、スリーブの摩耗量もほぼこれに順じた傾向になることが明らかである。銅合金の場合と硬質クロームメッキの場合を同様に考えることはできないが、銅合金 3 種についてみると、ゴム硬さに対して、相手スリーブ材の硬さにも適当な硬さのあることがいえる実験結果で、キプロニッケルの摩耗量が多いのはスリーブ材自身硬さが高すぎる傾向にあるように思われる。

この実験結果をもつて全体を推定することは困難であるが、現在リグナムバイタ用スリーブ材として使用されている、BC-3, BC-2 + 0.5Ni などのスリーブ材は軸受材をゴム軸受としても利用できる可能性があることを示している。

それぞれの供試軸受材で最も摩耗量の少ない組合せと、リグナムバイタの実験結果を比較すると図 3.14 に示すとおりで、ゴム軸受材の摩耗量は大幅に減少するが、スリーブの摩耗量は軸受材によつて若干異なり、BC-3 の場合はほぼ同程度、Cr メッキでは  $\frac{1}{2}$  程度に減少する。

### 3.2 摩擦実験結果

回転式摩擦試験機を利用して、摩擦実験に利用した実験条件の前後の摩擦速度、摩擦荷重で摩擦係数を計測した。実験結果の 1 例を図 3.15 に示す。図に示したのはごく 1 例で、回転数 700 rpm、スリーブ材を BC-2 + 0.5Ni とした場合のものである。摩擦係数は荷重、回転数の増加によつて減少する傾向にあるが、回転数によるよりも、荷重による影響のほうが大きい。

これら計測の結果を  $v \sqrt{P}$  で整理すると図 3.16 に示すとおりである。4 種の供試軸受材では、1, 2, 3-1, 3-2 と摩擦係数は減少する。摩擦係数にはパラフィン添加の効果は著しく現われている。しかし、カーボンとグラファイトの差はそれほど著しい差は認められない。

この他に他のスリーブ材についても同様の計測を行なつたが、スリーブ材による顕著な差は認められず、BC-2 + 0.5Ni の場合とほぼ同様で、3-2 軸受材の摩擦係数が最も低く、1 が最も高い傾向があつた。

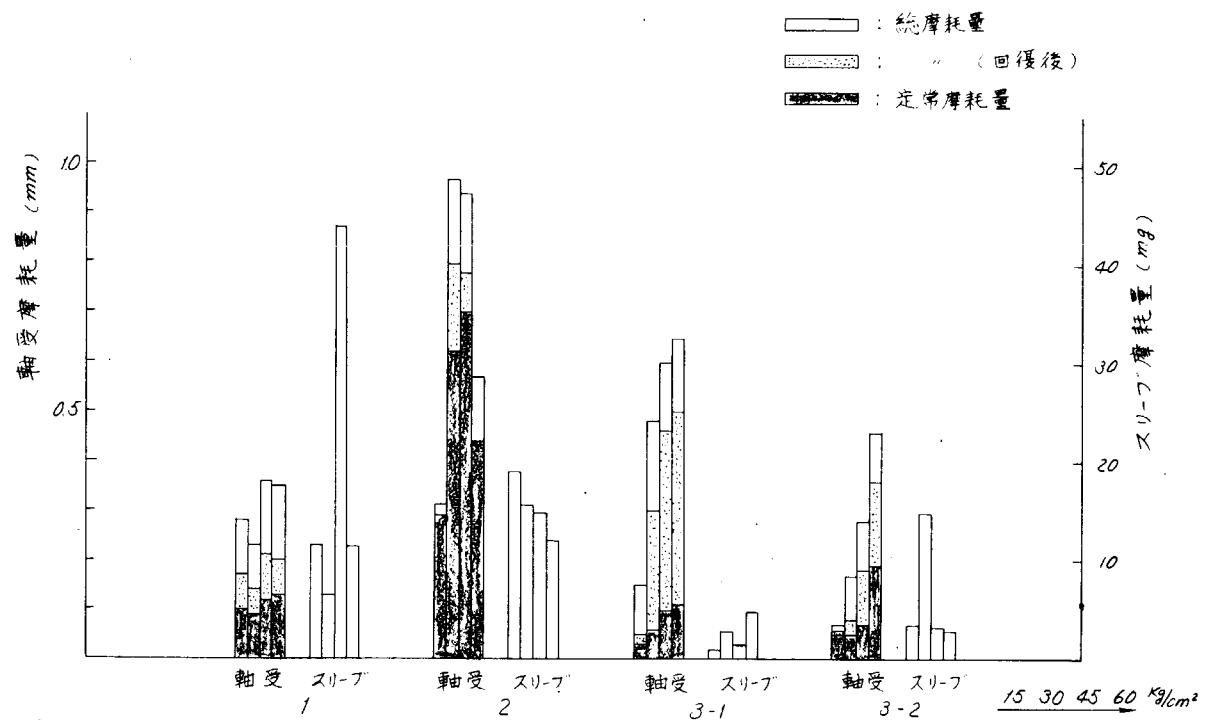


図 3.1.1 硬質クロームメッキとの組合せ

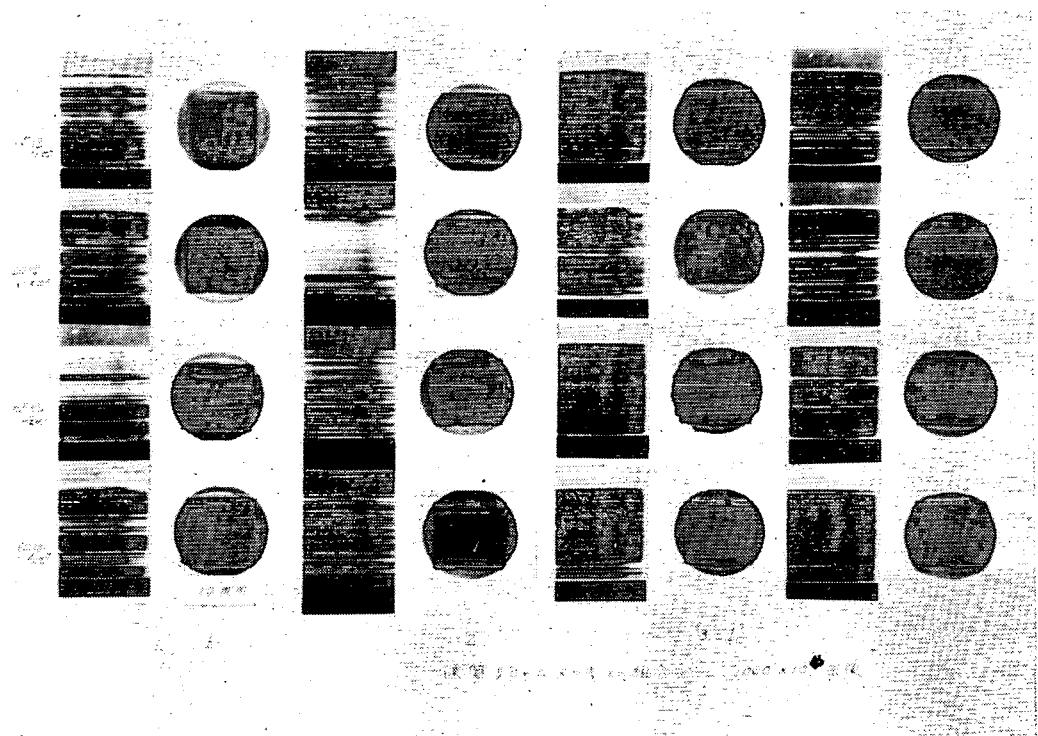


図 3.1.2 試験後の試験片の外観(硬質クロームメッキの場合)

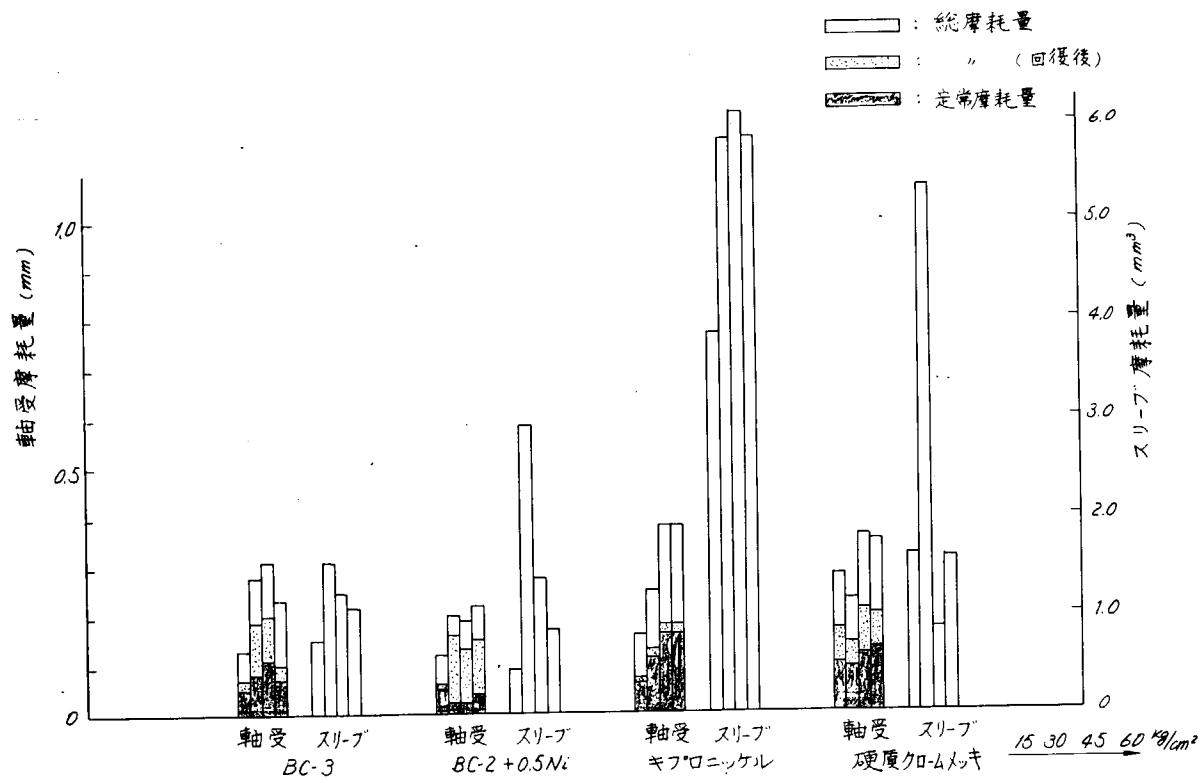


図 3.13 No.1 軸受材とスリーブ材の比較

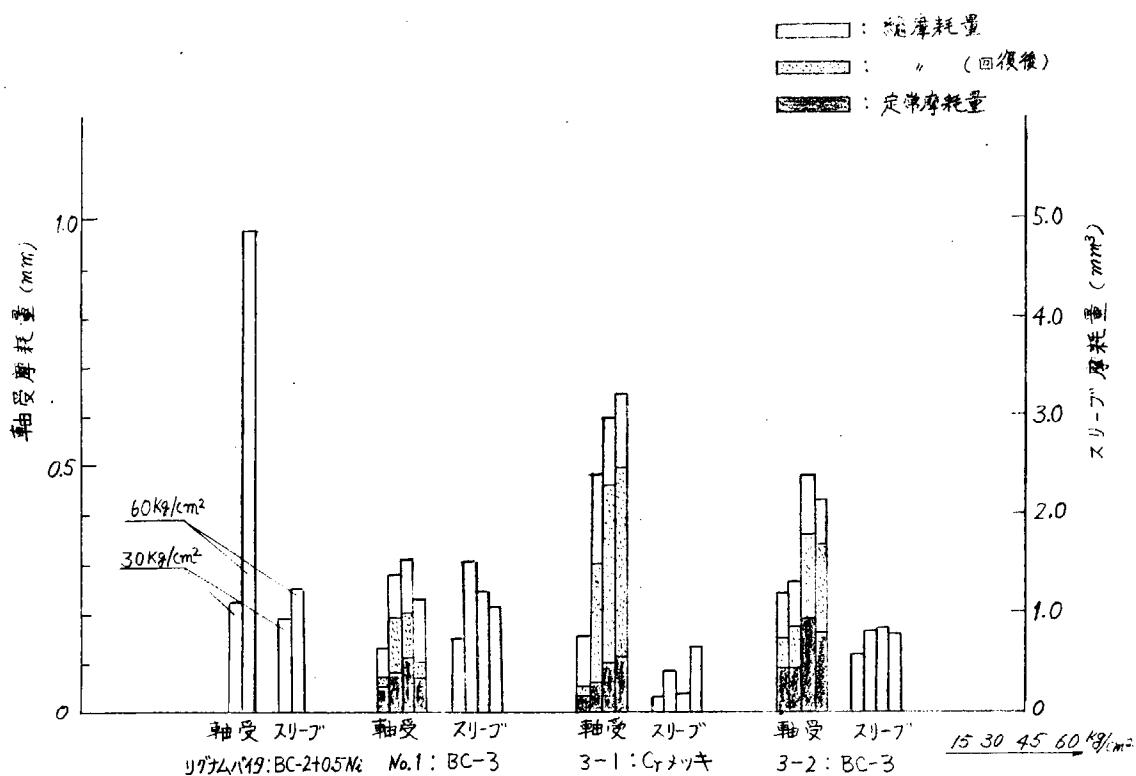


図 3.14 合成ゴム軸受材とリグナムバイタの比較

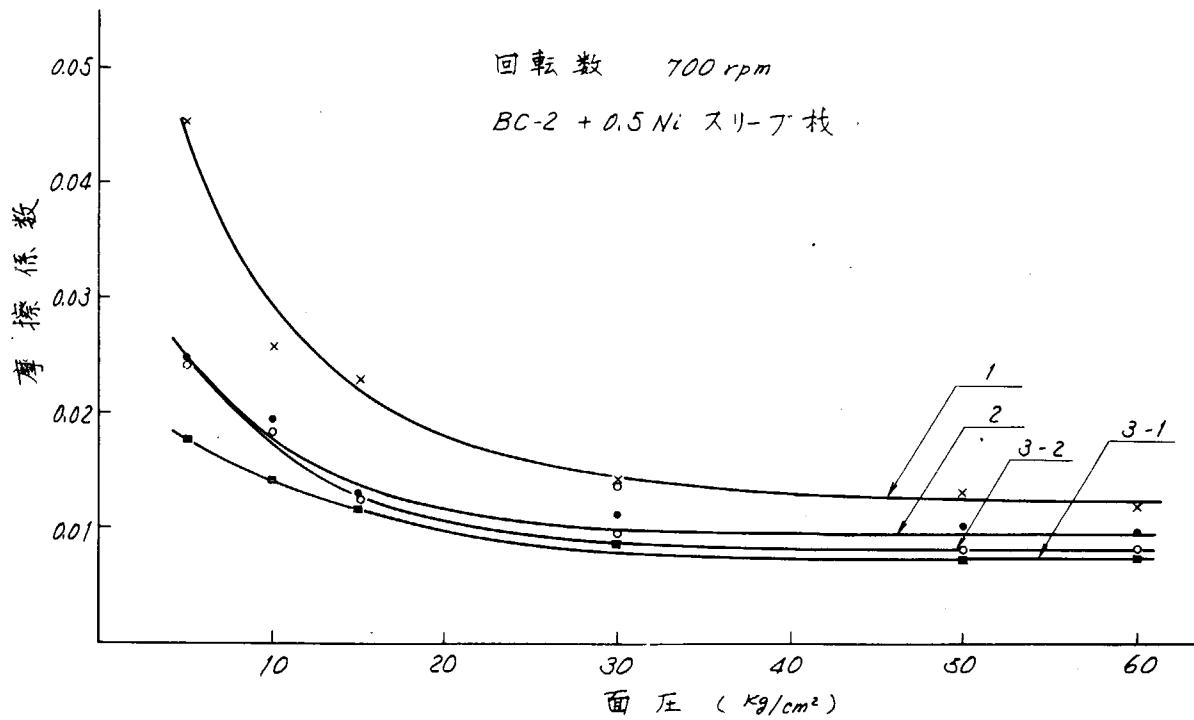


図 3.1.5 摩擦係数計測結果

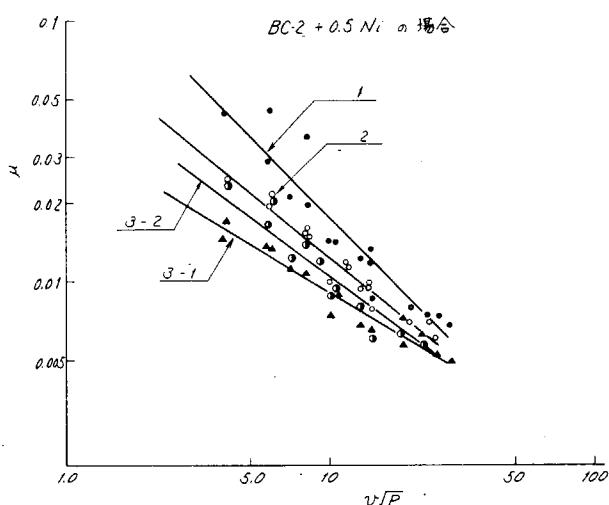


図 3.1.6  $\mu - v \sqrt{p}$  の関係

## 第4章 実験結果の考察

今回の実験に用いた軸受材の形状係数  $S = -1.25$ 、これに対してセグメント形模型軸受(昭和43年度 SRI 93報告書第10編参照)の  $S = 1.69 \sim 2.38$  で圧縮に対する変形は模型の場合よりも若干大きくなり、面圧  $60 \text{ kg/cm}^2$ ,  $h$ (厚み) = 2mm とすると永久ひずみ量は 2.8% となる。このため高荷重になるとスリープ材の端面に軸受試験片がはみ出し、実際の面圧は見掛けの面圧よりは低くなり摩耗量が面圧に比例してそれほど大きくならなかつたものと考えられる。一方、軸受材の側面はセグメント形軸受模型のように完全に拘束されていないため、加圧されても表面硬さは高くならず、試験後の表面の硬さを計測すると、荷重に逆比例して減少し模型の軸受面でみられるのとは若干様相を異にする結果となつた。

摩耗量の計測については寸法と重量の双方を併用したが、寸法では永久ひずみと摩耗量の区別が困難であること、重量では含水率の補正が非常に困難であることなど、いずれも試験時間に対して摩耗量が少ないために生じたことで、摩耗量の絶対的な計測はかなり難しい。しかし寸法計測法のうちから定常摩耗量を算出する方法を用いると定性的な比較は可能である。

スリープの摩耗量計測のうち重量増のあつたものについては、軸受供試材の摩損したものが、スリープの表面に附着したためで、特にスリープ表面硬さの低いものにこの傾向が強い。

以上今回の実験にはいくつかの問題点は含まれているが、結果を要約すると次のとおりである。

- 1) 軸受材に添加された添加剤のうち、カーボンブラックとグラファイトではいずれのスリープに対しても効果は大差ないが、ややカーボンブラックを添加したもののはうが軸受の摩耗量は少なく、逆にスリープの摩耗量は若干多くなる。
- 2) パラフィンと耐摩耗性を考慮したカーボンの添加によって、軸受材の硬さは標準のものと変わらないが、加圧時の変形量は大幅に増加する。しかし表面のなじみ性が良好で、摩擦係数は低く、定常摩耗量は他の供試材に比して減少する。パラフィンの自己潤滑性の効果は摩擦係数を低下させ、これが間接的にスリープの摩耗量を減少させる。しかし含水率が他のものに比して多く、加圧時の寸法変化が多く、軸受材としての寸法保持性には問題がある。
- 3) 軸受材自身の硬さ、引張強さ、伸びなどは添加剤の種類、量などによつて決まつて来るもので、今回使用した4種の供試材はそれぞれ添加剤も異なつてゐるため一義的にこれらと耐摩耗性を関連づけることはできないが、硬さを変えても軸受材、スリープ材の耐摩耗性には変化はない。
- 4) スリープ材の適合性については、銅合金を主体に考えると、ゴム軸受材に合つた適当な硬さがあるようで、キプロニッケルのように硬さを上げると軸受、スリープともに摩耗量は多くなる。これに対して、BC-3, BC-2 + 0.5Ni スリープ材は今回実験を行なつた3種(1, 3-1, 3-2)いずれについても良好な耐摩耗性を示し、ゴム軸受材用スリープとして十分使用できる見通しができた。
- 5) 種々添加剤を組合せたゴム軸受材を試作したが、当初に製作された標準供試材M.1は摩擦係数は若干高くなるが、耐摩耗性の点で最も安定した傾向を示し、実験に供したスリープ材のうちでBC-3との組合せが最適である。
- 6) 供試軸受材の最適組合せと、リグナムバイタとBC-2 + 0.5Ni の比較は図3.1.4に示すとおりで、ゴム軸受は圧縮時の変形が多いが、定常摩耗の状態ではリグナムバイタに比して約1/4程度に摩耗量は減少する。またスリープ材にBC-3を使用するとスリープの摩耗量も同程度となり、実験条件の範囲ではスリープの摩耗が増加する傾向はみられなかつた。ただ今後の問題としては、冷却不足に伴なうゴム軸受表面温度の上昇によつて、表面にクラックが発生することが考えられるが、実験を行なつた範囲では表面にクラックが発生するのは認められなかつたことを考えると、冷却水が十分摩擦面に浸透する軸受構造に留意する必要がある。

## [ 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

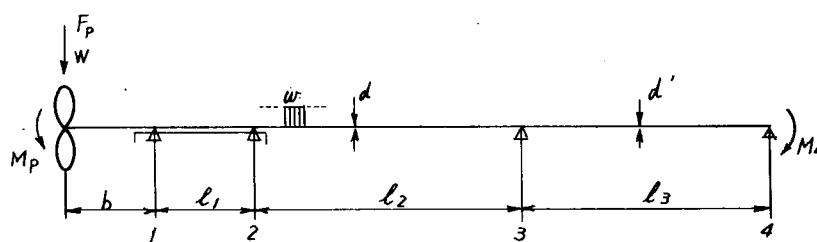
#### 第1章 解析の目的

推進軸系の設計において、軸受支点の配置、いわゆる軸系アライメントをどのように調整するかという問題は、軸系の良好な作動状態を発揮するために重要な問題である。従来は、すべての軸受支点が一直線上にならぶストレートアライメントとして設計されることが多かつた。しかし、最近では船尾管軸受内の荷重分布や、減速歯車装置の軸受の荷重配分を改善するため、特殊なアライメント設計を採用する例が多くなってきた。特殊アライメントの設計は、与える条件によつて種々の解が存在するが、どのような条件が最適であるかについて十分究明されていないので、実施例も船ごとに方針が異なり、統一されていないようである。

本文においては船尾管軸受内の荷重分布の改善に着目し、アライメント設計条件を系統的に変化させた場合について検討し、普遍的な最適設計条件を求ることを試みた。

#### 第2章 解析の方法

シリーズ計算のための供試軸系として、油潤滑式船尾管で、軸径の約2.5倍の軸受長さを有する船尾管軸受を装備した実船例に近似した系として、図4.1に示す軸系を設定した。



荷重	プロペラの自重 プロペラに作用する外力	$W = 15 \text{ t}$ $F_P = 0, 10 \text{ t}$ $M_P = 0, 11.7 \text{ t-m}$
軸	支点3より左側 $d = 57 \text{ cm}$ " 右側 $d' = 48 \text{ cm}$	分布荷重 $w$ { 曲げ剛さ $EI$ 一様な中実軸
スパン長さ	プロペラ～支点1 支点1～支点2 支点2～支点3 支点3～支点中	$b = 117 \text{ cm}$ $l_1 = 120 \text{ cm}$ $l_2 = 100 \sim 900 \text{ cm}$ (100cmステップ変化) $l_3 = 505 \text{ cm}$
支持条件	左端、プロペラ 支点1～3 右端、支点4、単純支持	自由端 単純支持 $M_4 = 2.8 \text{ t-m}$
アライメント	各支点 高さ 支点1または4を 0 0.1mm下げた場合	

図4.1 対象軸系および計算条件

図4.1において支点1と2は、それぞれ船尾管軸受内の後端付近および前端付近の代表支点に相当する。支点3は船尾管船首側軸受または最後部中間軸受を想定した。支点4は中間軸受で、通常の場合この点の右側にも軸系は連続しているが、これについては支点4の支持モーメントを計算条件として与えることにより考慮した。支点3, 4はそれぞれの軸受の中央とし、計算の簡略化のため支点3より左側の軸径はプロペラ軸相当直径、また右側の軸径は中間軸相当直径で、いずれも断面一様な中実軸とした。軸系のたわみ曲線および支点反力の計算は、プロペラおよび軸の自重の作用する系を基準とし、次

の各条件をシリーズに変化させた場合について計算し、それぞれ基準状態と比較検討した。

- (1) プロペラ外力 ; プロペラの位置に力  $F_P$ 、またはモーメント  $M_P$  が外力として作用する場合
- (2) スパン長さ ; 支点 2 と 3 の間隔  $\ell_2$  が変化した場合(ただし他のスパン長さ  $\ell_1$ ,  $\ell_3$ ,  $\ell_4$  は常に一定とする)。
- (3) アライメント ; 支点 1 または 4 の高さが変化した場合(支点 1~4 の高さがすべて任意に変化したとしても、たわみ曲線に影響するのは互の相対的な変位なので、支点 1 または 4 を任意に変化させることで、図 4.1 のような 4 支点系のアライメント変化のすべてが包含される)。

支点 4 の支持モーメントは右側の連続の条件を考えて適当な値を与えることとし、本計算では常に  $2.8 \text{ t-m}$  で一定とした。もしこの支持モーメントが変化しても検討の主眼である船尾管軸受付近、すなわち支点 3 より左側の軸系に与える影響は小さく、実用上省略し得る程度である。

以上各条件における軸系のたわみ曲線および支点反力の計算は第 9.3 研究部会の理論解析において開発された電算プログラムにより計算した。

### 第 3 章 解析の結果および考察

第 2 章に説明したシリーズ軸系についての計算結果を、最適アライメントの設計条件を求めるという目的を念頭において整理して、図 4.2 ~ 図 4.6 を作製した。また一般的な設計指針として役立てるために無次元化した尺度を併記しておいた。

図 4.2 はプロペラに外力(力またはモーメント)が作用した場合の各支点の反力変化量を示すものである。モーメントの場合、アーム  $b$  を考慮して力に換算した  $M_P/b$  の値を  $F_P$  と同じ条件で与え、同じ尺度上に図示した。外力が力として下向に作用した場合は、外力の約 2 倍の大きさだけ支点 1 の反力が増加し、外力と同じ大きさだけ支点 2 の反力は減少する。外力がモーメントとして作用した場合は、その力換算値と同じ大きさで支点 1 の反力は増加し、支点 2 の反力が減少する。支点 3, 4 の反力はいずれの場合も影響を無視し得るほど小さい。また軸受間隔  $\ell_2$  が変化しても、外力による支点反力の変化影響はあまり変わらないことがわかる。

図 4.3 は支点 1 または 4 の高さを、ストレートアライメントからそれぞれ  $0.1 \text{ mm}$  下げた場合の各支点反力の変化量を実線

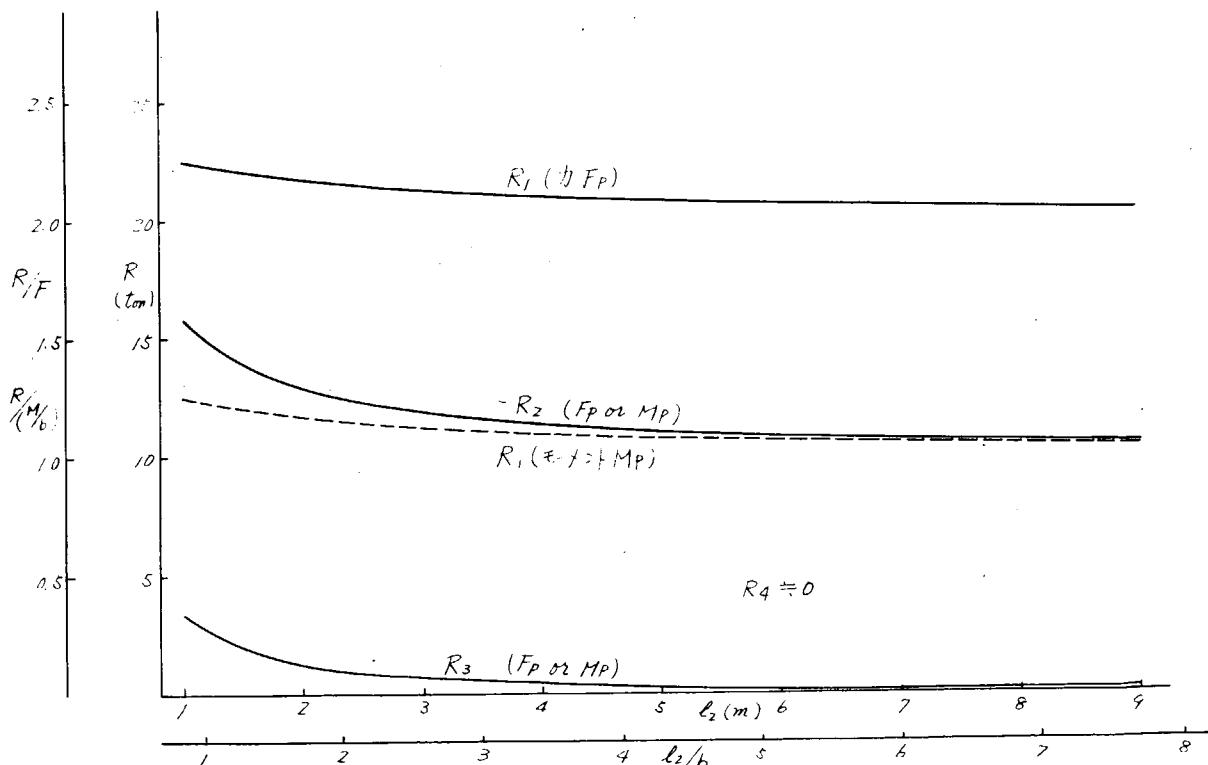


図 4.2 プロペラ外力と支点反力の関係

にて示した。これによると、支点1の高さ変化による支点反力変化に比較して、支点4の高さ変化による支点反力の影響は十分小さい。

支点1で0.1mmの高さ変化は角度にして $1/12,000$ ラディアンに相当する。支点4においてこれと同じ角度だけ下げた場合の支点反力の変化を点線にて図示した。高さあるいは角度としての軸系アライメントの変化による影響は $\ell_2$ が大きい場合には反力変化が小さく、 $\ell_2$ が小さくなると反力変化が大きいことがわかる。

つぎにアライメントの設計条件を検討するわけであるが、図4.3において、支点4の高さ変化の影響は小さいので、今回はまず支点1の高さのみ調整することとして検討を進める。プロペラおよび軸の自重が作用する系において、 $\ell_2$ の種々の値に対して、支点1の高さを変化させながら、船尾管軸受

の荷重分布の検討用として、図4.4～図4.6を作製した。与えられた $\ell_2$ に対して、支点1の高さ $\delta_1$ を決定する条件としては、次の諸条件を考慮した。

- (1) 支点1と2の反力比 $R_2/R_1$ を一定とする。
- (2) 支点3と4の反力比 $R_3/R_4$ を一定とする。
- (3) 支点1と2のモーメントを等しくする( $M_1 = M_2$ )。
- (4) 支点1と2の傾斜角を等しくする( $\theta_1 = -\theta_2$ )。
- (5) 支点2と3の反力を等しくする( $R_2 = R_3$ )。

以上の各条件による支点1の反力の値を図4.4、高さ調整値 $\delta_1$ を図4.5、各支点における軸のたわみ角 $\theta$ を図4.6に示した。ただし支点1と2のたわみ角 $\theta_1, \theta_2$ は坐標軸に対する角度ではなく、支点1と2を結ぶ軸受下面の線(坐標軸に対しては $\delta_1/\ell_1$ だけ傾斜している)に対する軸の傾斜角を示している。

図4.4において、 $R_2/R_1 = 0$ の線より上側の範囲は支点2の反力が負となる。すなわち上から軸をおさえるような状態となり、軸受として好ましくない。また $R_3/R_4 = 0$ の線より左側は支点3の反力が負となるので同様に軸受として好ましくない。船尾管軸受内の荷重分布の改善という観点からすれば、軸受前端付近すなわち支点2に適当な反力を配分することにより、軸受後端付近すなわち支点1の片当たり荷重を軽減することが有効である。プロペラには外力が作用するので、自重の作用だけを考えた系で $R_2/R_1$ の比を適切に配分してあつたとしても、下向の外力が作用すれば支点2より支点1のほうへ、また上向の外力が作用すると支点1より支点2のほうへ荷重が片寄ることになる。外力の実態について予測することは困難であるが、正負両側に同じ大きさで変動するならば、図4.2の結果から、外力がモーメントとして作用する場合

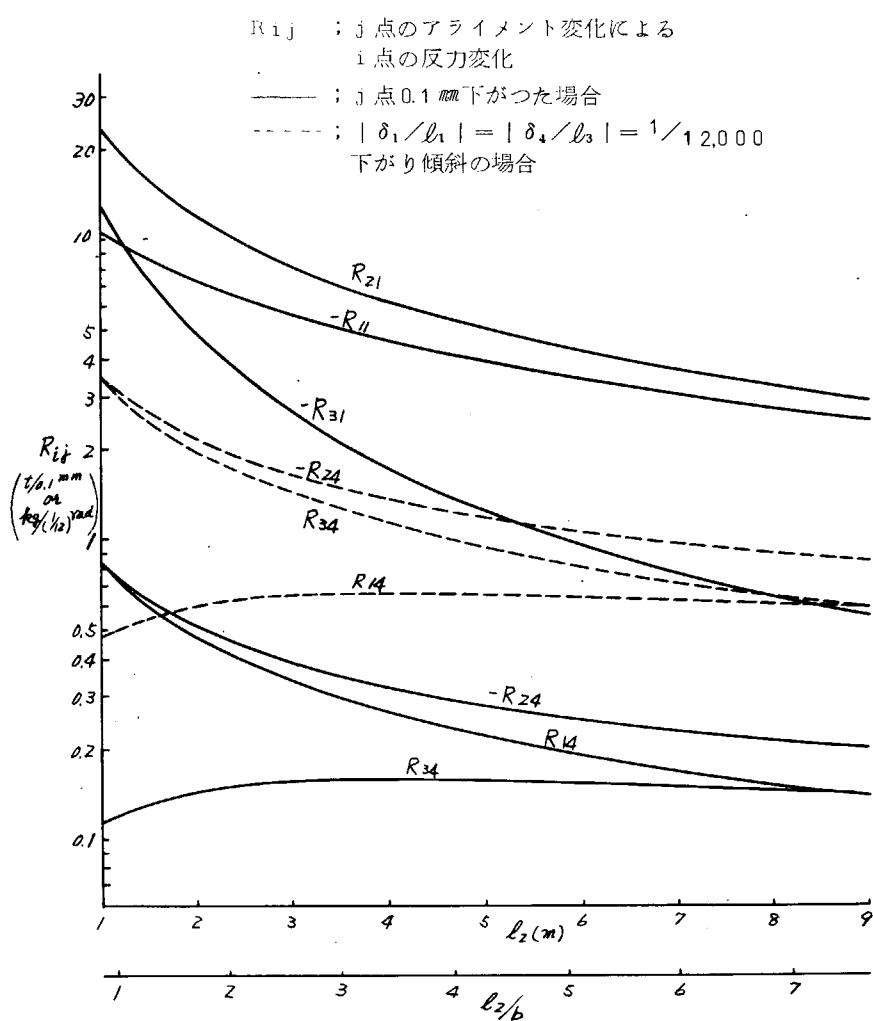


図4.3 軸系アライメントと支点反力の関係

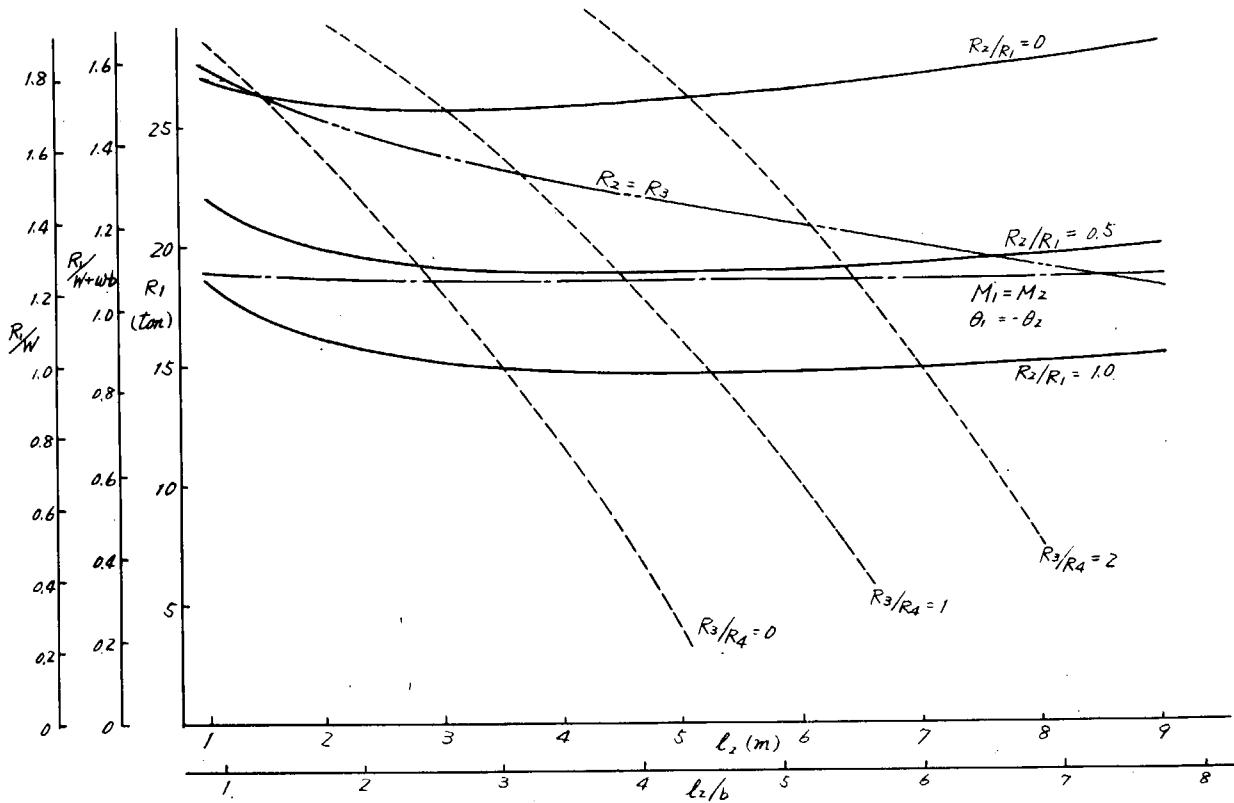


図 4.4 設計条件と支点 1 の反力の関係(支点 1 の高さ調整による)

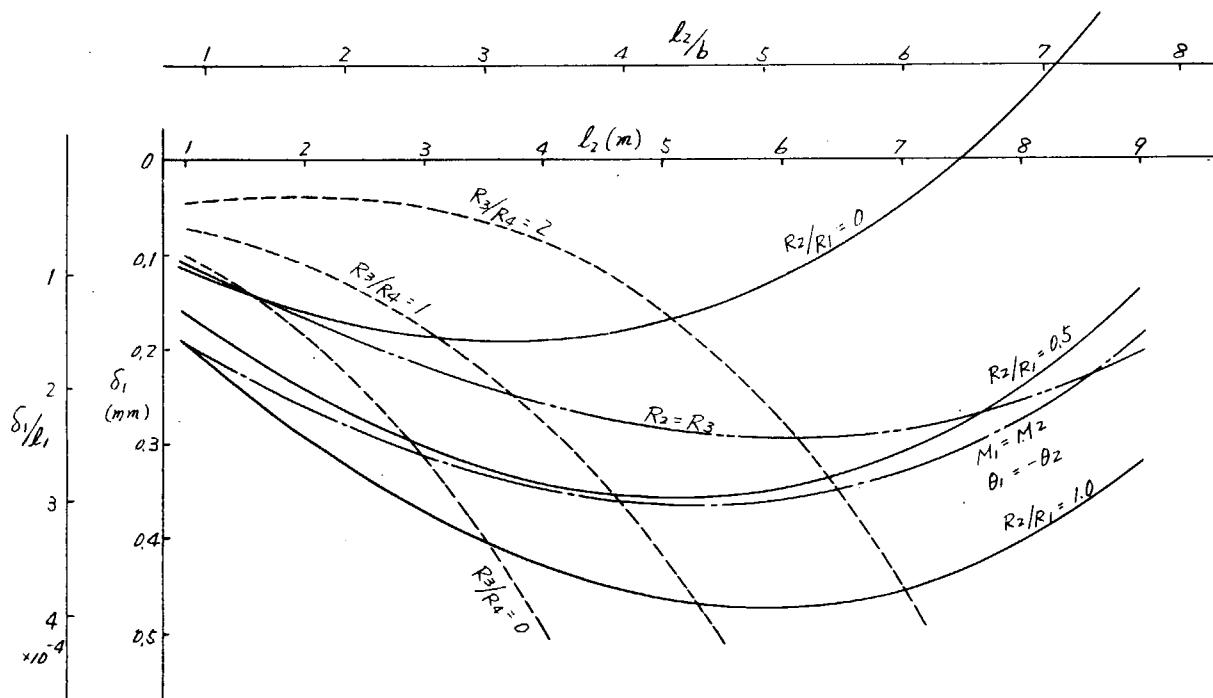


図 4.5 設計条件と支点の高さの関係

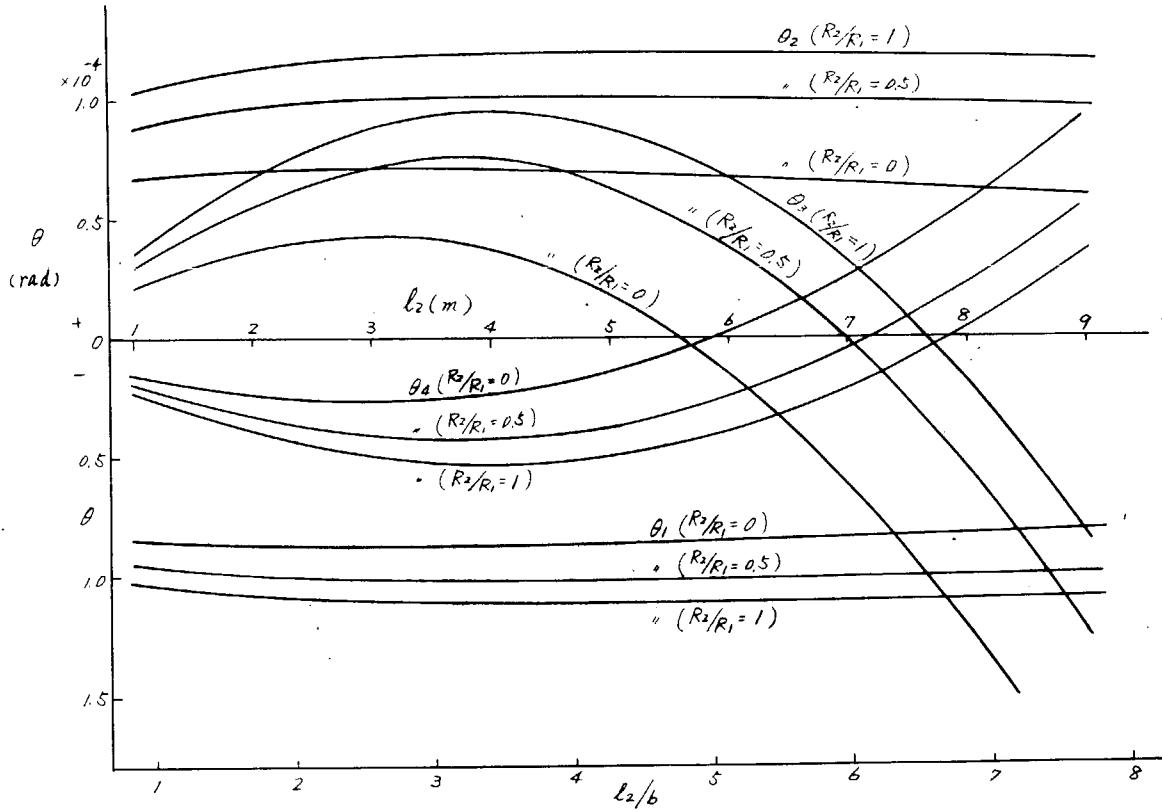


図 4.6 設計条件と支点における軸たわみの関係(支点1の高さ調整による)

は、自重の系において  $R_2/R_1 = 1$  となるように、また外力が刃として作用する場合は  $R_2/R_1 = 0.5$  となるようにアライメントを設計しておけば、外力の変動に対して広い範囲に軸受荷重分布の良好な状態が保たれるであろうことが、容易に推察される。プロペラによる外力は、モーメントとしての作用成分と、刃としての作用成分の両者が同時に存在するので、その影響比率の程度によって  $R_2/R_1 = 0.5 \sim 1$  の中間に適当な設計条件があると考えられる。

今回の計算では 4 支点系として扱っているので、支点 4 の反力  $R_4$  は支点 4 の左側のせん断力だけで求めているが、実際には支点 4 の右側のせん断力を考慮する必要がある。支点 4 の右側にスパン長さ  $\ell_3$  でいくつかの軸受がある場合、 $R_3/R_4 = 2$  とすれば支点 3 より右側の中間軸受荷重は、ほぼ均等に配分される。したがつて図 4.4 で  $R_3/R_4 = 2$  の線よりも右側によつた範囲は、軸受荷重配分上あまりよくない。

図 4.4 および図 4.5 に支点 1 と 2 のモーメントを等しくする場合を一点鎖線、支点 2 と 3 の反力を等しくする場合を二点鎖線で示した。支点 1 と 2 の傾斜角を等しくする場合は、図 4.4 ～図 4.6 からわかるように、 $M_1 = M_2$  の場合とほとんど一致している。またこの一点鎖線は  $R_3/R_4 = 0.5$  の状態に近い。図 4.4 および図 4.5 で一点鎖線より上側では  $M_1 > M_2$  、  $|\theta_1| > |\theta_2|$  、二点鎖線より上側では  $R_3 > R_2$  の状態であり、それぞれ線より下側ではその逆の状態である。

$M_1$  はアライメント設計条件とは無関係に、プロペラの自重およびプロペラに作用する外力により決まる値で、プロペラ軸の強度設計にも従来から考慮されるべき値であるが、 $M_2 > M_1$  の状態になると、これまで以上に大きな曲げモーメントを軸に与えることとなるので好ましくない。

以上の検討結果を総合すると、船尾管軸受内の荷重分布ならびに中間軸受を含む各軸受の荷重配分の点からは、アライメント設計条件として、図 4.4 および図 4.5 において  $R_2/R_1 = 0.5$  と 1 の線、および  $R_3/R_4 = 0$  と 2 の線で囲まれる範囲内におさまるように、 $\ell_2$  および  $\delta_1$  の値を選定することが望ましい。

さらに船尾管軸受とプロペラ軸の傾斜角やプロペラ軸の強度も考慮するならば、前記範囲でもむしろ  $R_2/R_1 = 0.5$  に近い  $M_1 = M_2$  の線の付近で設計する方が適当と考えられる。すなわち図 4.1 に示すような軸系で支点 2 と 3 の間隔を  $\ell_2/b = 3 \sim 5.5$  位とし、支点 1 と 2 の間で約  $3 \times 10^{-4}$  ラディアンだけ左下りに傾斜するようなスロープアライメント

を実施すればよい。このような支点1と2の反力配分によると、支点1のみで支持する場合( $R_2/R_1=0$ )と比較して、 $R_1$ すなわち船尾管軸受後端付近の局部荷重は約70%程度まで軽減される。

図4.3の支線について注目すると、支点1における左下りの傾斜角と同じ角度だけ支点4において右下りに傾斜させた場合、支点3の反力 $R_3$ はほぼ同じくらいの大きさで変化し、支点1を下げる場合は $R_3$ は減少傾向に、支点4を下げる場合は増加傾向にある。また支点1および2の反力変化は、支点1の調整の方が著しく大きい。このことから、 $\delta_1$ の調整のみを考慮する場合、図4.4の $R_3/R_4=0$ の線より左側では $R_3$ が負となるため、 $R_2/R_1$ の配分比が良好でも実用上不具合となるが、支点4を同時に下げることにより、 $R_2$ および $R_1$ にあまり影響を与えないで、 $R_3$ を正になるように調整することが可能と思われる。また $R_3/R_4=0$ の線をさらに左側へ、すなわち $\ell_2$ の短いほうまで実用上適した設計ができるかも知れない。軸系全長をできるだけ短くする要求の強い場合、支点4の調整を併用することが有効となるが、今後の検討課題としたい。

今回の検討によれば、軸系アライメントの設計条件として船尾管軸受を主に考える場合、 $M_1=M_2$ または $R_2/R_1=0.5$ で、しかも $R_3/R_4=0\sim2$ となるように設計するのが適当と考えられる。この考え方は、図4.1に示す寸法以外の一般的の船の軸系にも適用できるが、 $\ell_2$ や $\delta_1$ および $\delta_4$ の具体的な数値の決定に対しては、次のような影響を検討する必要があり、より一層普遍的な最適設計条件を究明するため、引き続き検討を進めたい。

- (1) リグナムバイタ式船尾管軸受のように長い場合、およびホワイトメタル軸受でも $\ell_1$ がさらに短い場合
- (2) 軸の曲げ剛さの影響
- (3) プロペラ重量と軸重量の比率の影響
- (4)  $\ell_3$ の変化による影響

## 第5編 船尾管軸受の潤滑状態についての理論解析

### 第1章 解析の目的

船尾管軸受は他の種々の用途に供されるジャーナル軸受に比べ、

(1) 軸受寸法比  $\alpha = L/D$  が一般に  $L/D = 4$  (海水潤滑)、 $L/D = 2.5$  (油潤滑) ときわめて大きい。

(2) 軸受の両端および全周が潤滑流体で満たされており、軸受内部に負圧が発生しうる。

(3) プロペラ軸系は片持梁の状態にあり、軸受内部での軸の傾き(片当り)が無視しえない。

等の特徴をもつている。これらの点を考慮して、今日実用されている海水潤滑軸受、油潤滑軸受の双方について Reynolds 方程式の一解法をもとに、その潤滑状態を検討してみた。

### 第2章 解析の方法

船尾管軸受に作用する軸受荷重はプロペラ軸系の材力公式と軸受の流体潤滑理論の組合せによつて知ることができる。一方このときの圧力分布、偏心率等は Reynolds 方程式の解から求められる。まず軸と軸受が平行であると仮定した場合の偏心率を求め、次に軸が片当りしている場合の軸受端最大偏心率、負荷容量の変化等について検討する。

使用する主な記号は次のとおりである。

$b$	: プロペラ中心と船尾管軸受支点との距離	[m]
$c$	: 軸受半径隙間	[m]
$D$	: 軸受直徑(プロペラ軸径)	[m]
$D_p$	: プロペラ直徑	[m]
$EI$	: プロペラ軸曲げ剛性	[Kg m <sup>2</sup> ]
$F_0$	: 軸受荷重	[Kg]
$f_0 = 1/s_0$	: 無次元油膜力( $\tau = 0$ のとき)	
$f = 1/s$	: 同 上 ( $\tau \neq 0$ のとき)	
$h$	: 無次元油膜厚さ	
$L$	: 軸受長さ	[m]
$\ell$	: 船尾管軸受と最後部中間軸受との支点間距離	[m]
$M_H, M_V$	: プロペラの偏心変動スラストに基く曲げモーメントの直流成分 [Kg · m]	
$N = \omega/2\pi$	: 軸回転数	[1/sec]
$p_m = F_0/DL$	: 軸受平均圧力	[Kg/m <sup>2</sup> ]
$p$	: 軸受圧力	[Kg/m <sup>2</sup> ]
$P = p/\mu\omega(\frac{D}{2C})^2$	: 無次元圧力	
$s_0$	: ゾンマフェルト数( $\tau = 0$ のとき)	
$s$	: 同 上 ( $\tau \neq 0$ のとき)	
$w_p$	: プロペラ重量	[Kg]
$w$	: プロペラ軸単位長さ当りの重量	[Kg/m]
$\alpha = L/D$	: 軸受寸法比	
$\delta$	: 軸受内部での軸の傾き角	[rad]
$\epsilon$	: 軸受中央偏心率 ( $\xi = 0$ において)	
$\epsilon'$	: 軸受端最大偏心率 ( $\xi = -1$ において)	

$\theta$	無次元円周方向座標
$\xi$	無次元軸方向座標 ( $-1 \leq \xi \leq 1$ )
$\kappa$	負圧係数
$\mu$	潤滑流体粘性係数
$\tau = \delta L / 2C$	軸の傾斜率
$\phi$	軸の中央偏心角 ( $\xi = 0$ において)
$\omega$	軸の回転角速度

[kg sec/m<sup>3</sup>]

[rad/sec]

## 2.1 圧力分布

静荷重を受ける有限幅ジャーナル軸受の Reynolds 方程式は無次元座標系で次のように表わされる。

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{\alpha^2} \frac{\partial}{\partial \xi} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial \xi} \right) = 6 \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad \dots \quad (2.1)$$

軸と軸受が平行であると仮定すると、無次元油膜厚さ  $h$  は  $\theta$  のみの関数で

$$h = 1 + \epsilon \cos \theta \quad \dots \quad (2.2)$$

となる。上式を解析的に求めた解はいくつか発表されているが(たとえば 1), 2))、いずれも  $L/D \leq 1.5$  程度を対象としている。ここでは船尾管軸受のように  $L/D$  の大きな場合に妥当な解を求めるため、 $P(\theta, \xi)$  を次のように置換する。

$$P(\theta, \xi) = \frac{6 F(\theta, \xi)}{(2 + \epsilon^2)(1 + \epsilon \cos \theta)^2} \quad \dots \quad (2.3)$$

$F(\theta, \xi)$  は円周方向に  $2\pi$  の周期性を持つべきことを考え、これを変数分離して

$$F(\theta, \xi) = \sum_{n=1}^{\infty} f_n(\xi) \sin n\theta \quad \dots \quad (2.4)$$

とおき、さらに  $f_n(\xi)$  を偏心率  $\epsilon$  で級数展開して

$$f_n(\xi) = \sum_{j=1}^{\infty} \epsilon^j f_{nj}(\xi) \quad \dots \quad (2.5)$$

と表わす。これらを(2.1)式に代入して、左右両軸受端  $\xi = \pm 1$  において  $f_{nj}(\xi) = 0$  なる軸方向境界条件を用いて  $f_{nj}(\xi)$  に関する連立微分方程式を順次解いていく。 $\epsilon^3$  の項、 $\sin 3\theta$  の項まで求めると圧力  $P$  は次のようになる。

$$P(\theta, \xi) = \frac{6 \epsilon}{(2 + \epsilon^2)(1 + \epsilon \cos \theta)^2} \{ (f_{11} + \epsilon^2 f_{13}) \sin \theta + \epsilon f_{22} \sin 2\theta + \epsilon^2 f_{33} \sin 3\theta \} \dots \quad (2.6)$$

ただし、 $f_{11} = 2(1 - c_1)$

$$f_{13} = \frac{3}{4} \alpha \tan h \alpha (c_1 - s_1)$$

$$f_{22} = \frac{1}{2} (1 - c_1) - \frac{1}{2} (c_1 - c_2)$$

$$f_{33} = -\frac{1}{16} (c_1 - c_2) + \frac{11}{80} (c_2 - c_3) \quad C_n = \frac{\cos h n \alpha \xi}{\cos h n \alpha}$$

$$S_1 = \xi \frac{\sin h \alpha \xi}{\sin h \alpha}$$

上式は軸受寸法比  $L/D \geq 0.4$  に対して妥当な値を与える。

## 2.2 負圧の考慮

軸受の全周および両端が潤滑流体で満たされている場合には、一般にある程度の負圧が発生しうる。この場合、キヤビテーション境界条件を用いて軸受性能を論じた例などがあるが、<sup>3)</sup> 船尾管軸受の模型実験によれば、図 5.2 に示すように正圧 ( $0 \leq \theta \leq \pi$ ) に比べ、例パーセントかの大きさの負圧 ( $\pi \leq \theta \leq 2\pi$ ) が生じていることが認められる(第2編参照)。この正圧に対する負圧の大きさを  $\kappa$  で表わし、負圧係数と呼ぶ。軸受荷重が小さい場合には正負圧対称に生じ( $\kappa = 1$ : Sommerfeld の境界条件)、荷重が大きくなるにつれて  $\kappa$  は小さくなる。また、 $\kappa = 0$  は軸受内部に負圧は生じない

とする Gumbel の境界条件に相当する。

負圧の大きさは偏心率  $\epsilon$ 、軸受寸法比  $L/D$ 、運転の履歴等によつて決るが、船尾管軸受では軸受平均圧が  $p_m = 3 \sim 5 \text{ kg/cm}^2$  とかなり大きいから、 $\kappa = 0.1 \sim 0.2$  程度であると推定される。

### 2.3 負荷容量

軸受の負荷容量は(2.6)式を正圧部( $0 \leq \theta \leq \pi$ )と負圧部( $\pi \leq \theta \leq 2\pi$ )とを別々に積分して得られる無次元油膜力およびその接線、法線方向成分をそれぞれ  $f_0$ ,  $f_t$ ,  $f_r$  とするとこれらは次のようになる。

$$f_0 = \sqrt{f_t^2 + f_r^2} \quad \dots \quad (2.7)$$

$$\left. \begin{aligned} f_t &= \frac{6(1+\kappa)\pi^2}{\epsilon(2+\epsilon^2)\sqrt{1-\epsilon^2}} (qA_1 - 2q^2A_2 + 3q^3A_3) \\ f_r &= \frac{6(1-\kappa)\pi}{\epsilon(2+\epsilon^2)} (C_1A_1 - C_2A_2 + C_3A_3) \end{aligned} \right\} \quad \dots \quad (2.8)$$

ただし、 $q = 1 - \sqrt{1 - \epsilon^2}$

$$A_1 = 2(1-T_1) - \frac{3}{4}\epsilon^2(1-T_1 - \alpha^2 T_1^2)$$

$$A_2 = \frac{1}{2}(1-T_1) - \frac{1}{2}(T_1 - T_2)$$

$$A_3 = -\frac{1}{16}(T_1 - T_2) + \frac{11}{80}(T_2 - T_3)$$

$$T_n = \frac{1}{n\alpha} \tan h n\alpha$$

$$C_1 = \frac{2\epsilon}{1-\epsilon^2} + \ell n \frac{1-\epsilon}{1+\epsilon}$$

$$C_2 = 4 \left( \frac{2\epsilon - \epsilon^3}{1-\epsilon^2} + \ell n \frac{1-\epsilon}{1+\epsilon} \right)$$

$$C_3 = \frac{6\epsilon(4-3\epsilon^2)}{1-\epsilon^2} + (12-\epsilon^2) \ell n \frac{1-\epsilon}{1+\epsilon}$$

また、偏心角  $\phi$ 、ゾンマフェルト数  $S_0$  は

$$\phi = \tan^{-1}(f_t/f_r) \quad \dots \quad (2.9)$$

$$S_0 = 1/f_0 \quad \dots \quad (2.10)$$

で与えられる。図 5.3 に  $\kappa = 0$  (Gumbel の境界条件) のときの偏心率とゾンマフェルト数の関係を青木の式<sup>1)</sup>と比較した結果を示す。

### 2.4 軸の片当りの影響

前記の結果は軸と軸受が平行であると仮定して導びかれたが、ここでは図 5.1 のように軸が荷重方向に一定の傾き角  $\delta$  を持つ場合について考える。

$\delta$  は軸の弾性変形によつて生じるものである。

図 5.1 において軸の傾斜率  $\tau = \delta L/2C$  があまり大きくないとすると、

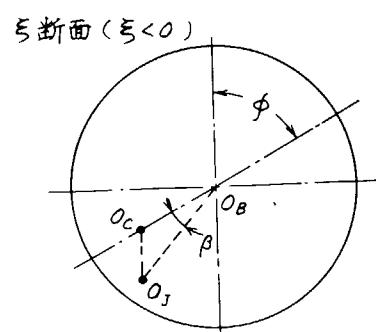
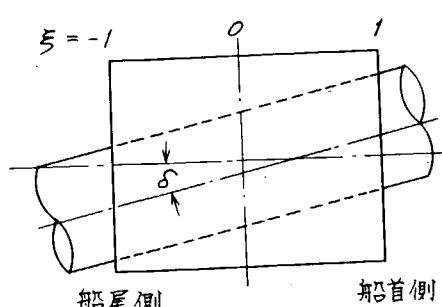


図 5.1 片当り軸受

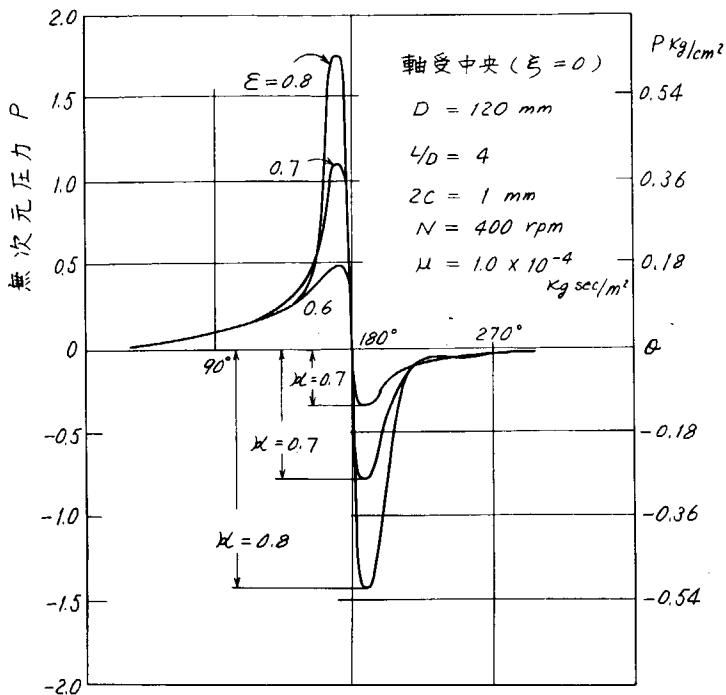


図 5.2 模型実験による負圧の確認

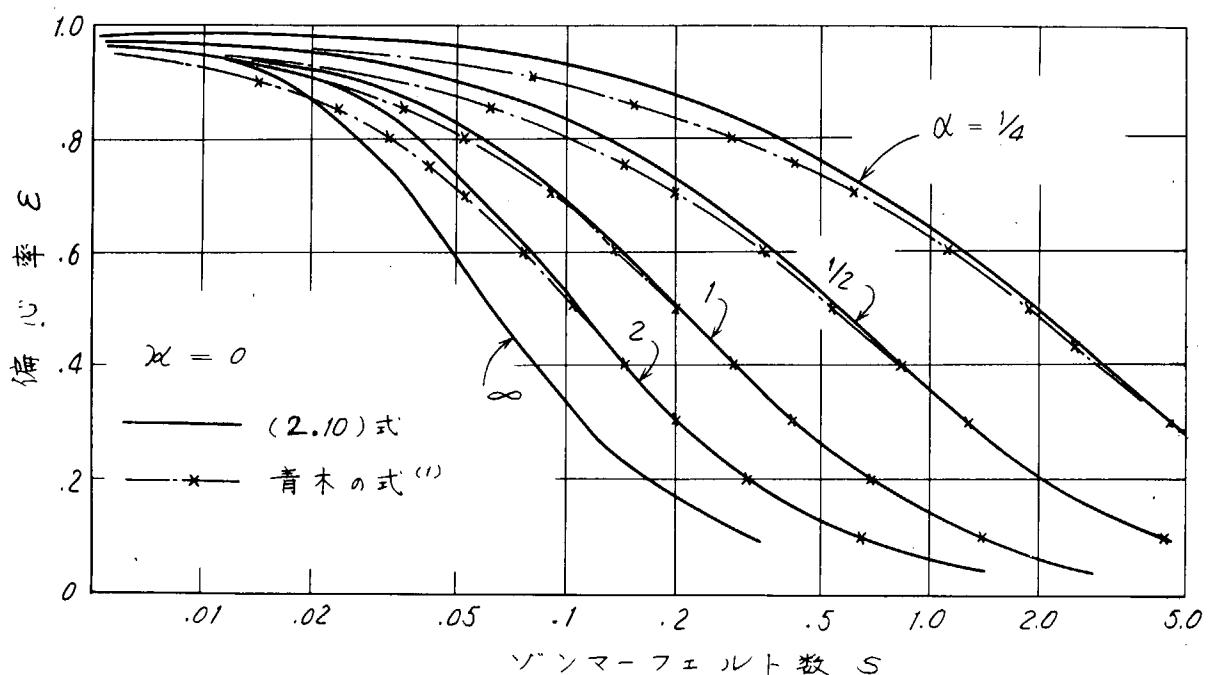


図 5.3 ジヤーナル軸受の静特性

$$\overline{O_B O_C} = C \varepsilon$$

$$\overline{O_C O_J} = -C \tau \xi \quad (\text{投影距離})$$

$$\overline{O_B O_J} = C \varepsilon \left\{ 1 - \frac{\tau}{\varepsilon} \cos \phi \xi + \frac{1}{2} \left( \frac{\tau}{\varepsilon} \right)^2 \xi^2 \right\} \quad (\text{同上})$$

と表わされる。ただし、

$O_B$  : 軸受中心

$O_C$  : 軸受中央 ( $\xi = 0$ ) での軸中心

$O_J$  :  $\xi = \xi$  断面での軸中心

また、無次元油膜厚さ  $h$  は  $\theta$  および  $\xi$  の関数で、近似的に

$$h(\theta, \xi) = 1 + \varepsilon \left\{ 1 - \frac{\tau}{\varepsilon} \cos \phi \xi + \frac{1}{2} \left( \frac{\tau}{\varepsilon} \right)^2 \xi^2 \right\} \cos(\theta + \beta) \quad (2.11)$$

と表わされる。 $\tau = 0$  とおくと (2.11) は (2.2) と一致する。(2.11) に (2.1) を代入して Reynolds 方程式を解くと圧力分布が、またそれを積分することによつて負荷容量が、それぞれ中央偏心率  $\varepsilon$  および軸の傾斜率  $\tau$  の関数として求まる。図 5.4 は軸方向圧力分布の一例である。 $\tau$  が大きくなるにつれ最大圧力点は軸受中央から船尾側にずれ、その値は大きくなる。この傾向は  $L/D$  が大きいほど顕著にみられる。また図 5.5 は片当たりによる負荷容量の変化を示したものである。中央偏心率  $\varepsilon$  が同一であれば片当たりのあるときの負荷容量  $f$  は、 $f_0$  よりも若干増大することが解る。なお、朝鍋<sup>4)</sup>の片当たり軸受モデルではこれらの傾向がよりはつきり見られる。

図 5.1 から解るように、このモデルでは船尾側軸受端  $\xi = -1$  において偏心率は最大となる。その値は

$$\varepsilon' = \varepsilon \left\{ 1 + \frac{\tau}{\varepsilon} \cos \phi + \frac{1}{2} \left( \frac{\tau}{\varepsilon} \right)^2 \right\} \quad (2.12)$$

で表わされる。したがつて片当たりのある場合  $\varepsilon' < 1$  となるように軸受荷重を加減する必要があることが解る。

## 2.5 船尾管軸受反力

プロペラ軸系に静的な外力および外力モーメントが作用したときの軸のたわみ量（軸受内部での偏心量）、たわみ角、各部の反力等は材力公式と軸受潤滑理論から求められる。ここでは問題の取扱いを簡単にするために船首側船尾管軸受を無視し、船尾側船尾管軸受では一点支持とする。また中間軸受については最後部中間軸受のみを考える。

外力および外力モーメントとして、 $w_P$ ,  $w$ ,  $M_H$ ,  $M_V$  を考えると船尾管軸受反力  $F_0$  およびその水平、垂直方向成分  $F_X$ ,  $F_Y$  は次のように表わされる。

$$F_0 = \sqrt{F_X^2 + F_Y^2} \quad (2.13)$$

$$\left. \begin{aligned} F_X &= (1 - k_1) \left\{ \lambda \frac{1}{\ell} M_H \right\} \\ F_Y &= (1 - k_2) \left\{ (1 + \lambda \frac{b}{\ell}) w_P + w (b + \nu \frac{\ell}{2}) + \lambda \frac{1}{\ell} M_V \right\} \end{aligned} \right\} \quad (2.14)$$

ただし、 $\lambda = \nu = 1$  (最後部中間軸受 単純支持のとき)

$\lambda = 3/2$ ,  $\nu = 3/4$  (同上 固定支持のとき)

(2.14) 式において  $k_1$ ,  $k_2$  は船尾管軸受内部での軸の偏心率および偏心角を考慮に入れるための修正係数であるが、これらはともに  $10^{-3}$  (油潤滑軸受) または  $10^{-2}$  (海水潤滑軸受) のオーダであり  $F_0$  を求めるにあたつては無視しうる。

ここで  $b$ ,  $\ell$  等を文献<sup>5)</sup>に従つて次のように表わす。

$$b = 0.25 D_P, \quad \ell = 1.1 D_P, \quad D_P = 10 D, \quad w_P = 10^2 D_P^3, \quad w = 0.14 D_P^{8/3}$$

これらの値を用いて (2.14) 式右辺の各項の大きさを比較すると、プロペラ軸径  $D = 40 \sim 100 \text{ cm}$  に対して大略次のようになる。

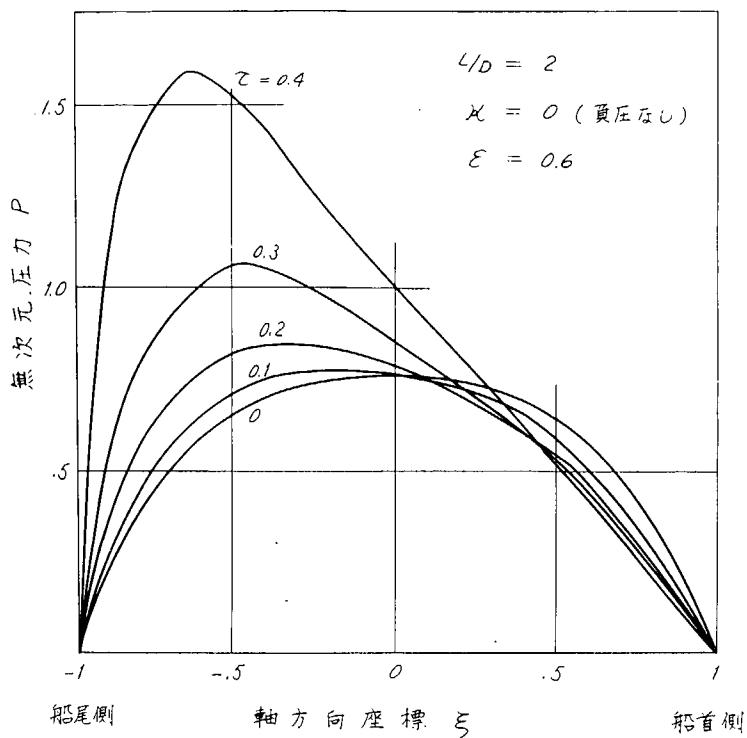


図 5.4 片当たり軸受の圧力分布(最大圧力点)

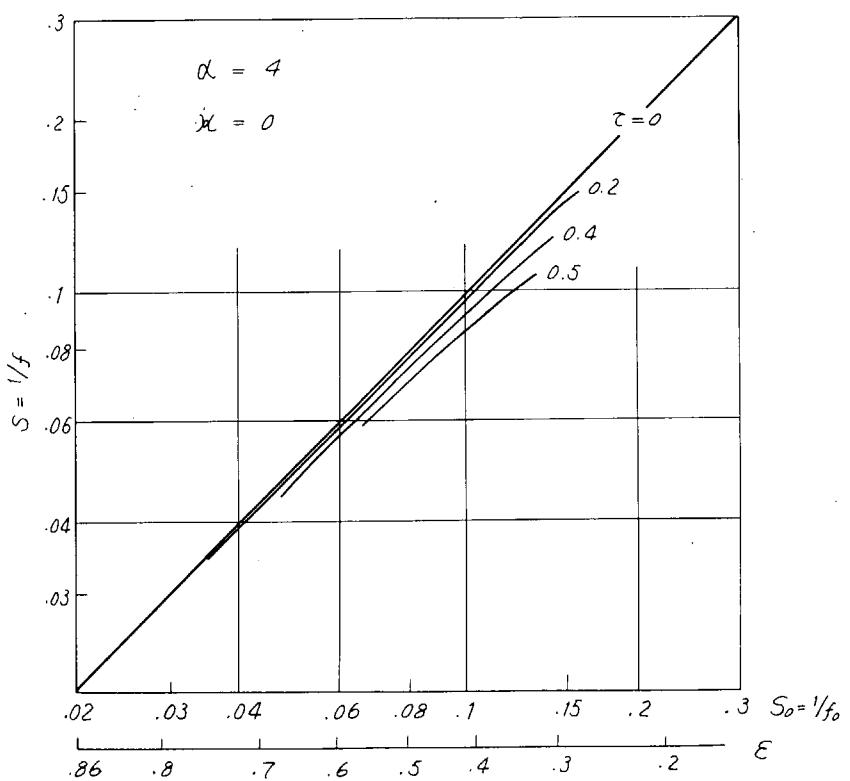


図 5.5 片当たり軸受の負荷容量( $S_0$  と  $S$  の関係)

$$\frac{w(b + \frac{1}{2}l)}{w_p} = 0.32 \sim 0.50$$

$$\frac{1/l \cdot |M_H|}{w_p} = \frac{1/l \cdot |M_V|}{w_p} = 0.34 \sim 0.42$$

したがつて軸受反力  $F_0$  の大きさは次のようになる。

$$F_0/w_p = 1.90 \sim 2.15 \quad \text{(最後部中間軸受 単純支持のとき)} \\ F_0/w_p = 2.15 \sim 2.41 \quad \text{(同 上 固定支持のとき)}$$

なお、(2.14)式において  $M_V$  は一般に  $F_y$  を軽減する方向に作用するが、ここではより苛酷な条件下での潤滑状態について検討を加えるため、 $M_V$  が  $F_y$  を増大させる方向に作用しているものとして(2.15)式の値を求めている。

### 第3章 解析の結果

第2章で示した軸受潤滑理論をもとに船尾管軸受に  $F_0$  の大きさの軸受荷重が加わったとき、これを流体のくさび膜作用による油膜力で支えるとするとどの程度の偏心率になるかを考える。また油潤滑軸受については軸の片当りが軸受性能に及ぼす影響についても検討する。

本章においては(2.15)の結果より軸受荷重を

$$F_0 = 2.3 w_p \quad \dots \quad (3.1)$$

として計算を行なう。

#### 3.1 軸受偏心率の推定

軸系の運転、荷重条件および軸受の各寸法等が定まれば

$$S_0 = \frac{\mu N}{p_m} \left( \frac{D}{2C} \right)^2 \quad \dots \quad (3.2)$$

よりゾンマフェルト数が解る。一方(2.7)～(2.10)の各式より各偏心率における  $S_0$  が計算できるから、(3.2)式と(2.10)式の  $S_0$  が一致する偏心率  $\epsilon$  を求めればよい。その計算結果を図5.6～図5.10に示す。なおここでは軸と軸受は互に平行で片当りはない( $\tau = 0$ )とする。

(海水潤滑軸受)

$$\text{軸受隙間 } 2C = (2.8D + 0.3) \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{流体粘度 } \mu = 1.0 \times 10^{-4} \text{ Kg sec/m}^3$$

図5.6は軸径  $D$  を、また図5.7は軸受寸法比  $L/D$  をパラメータとして軸回転数  $N$  と偏心率  $\epsilon$  の関係を示したものである。図から解るように海水潤滑方式では回転数  $N$  がかなり大きくなつても偏心率は  $\epsilon > 0.99$  ときわめて大きい。このときの最小油膜厚さは軸受の加工面粗さと同程度であり、したがつて軸と軸受は接触しているものとみなしうる。これは流体の粘度が非常に小さいためで、 $L/D$ 、 $2C$  等を通常の設計範囲で変えてみても結果はあまり変わらない。

(油潤滑軸受)

$$\text{軸受隙間 } 2C = (1.2D + 0.2) \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{流体粘度 } \mu = 9.0 \times 10^{-3} \text{ Kg sec/m}^3$$

図5.8および図5.9はそれぞれ  $D$ 、 $L/D$  をパラメータとして  $N$  と  $\epsilon$  の関係を示したものである。油潤滑方式ではかなり低い回転数まで良好な潤滑状態が期待できることが解る。軸受寸法比  $L/D$  を今日多用されている値  $L/D = 2.5$  より小さくしてもよいように思われる。なお図5.8において軸径  $D$  の大きいときのほうが偏心率  $\epsilon$  の大きいのはプロペラ重量を  $w_p = 10^2 D_p^3$  と仮定したためで、実際には軸径の大きな範囲 ( $D = 8.0 \sim 10.0 \text{ cm}$ ) ではプロペラ重量はもつと小さく、したがつて偏心率  $\epsilon$  も図5.8の結果よりは小さいものと推測される。

図5.10は軸受内部に負圧が生じている場合 ( $\kappa \neq 0$ )、軸心の軌跡が  $\kappa = 0$  の場合と比較してどのように変るか

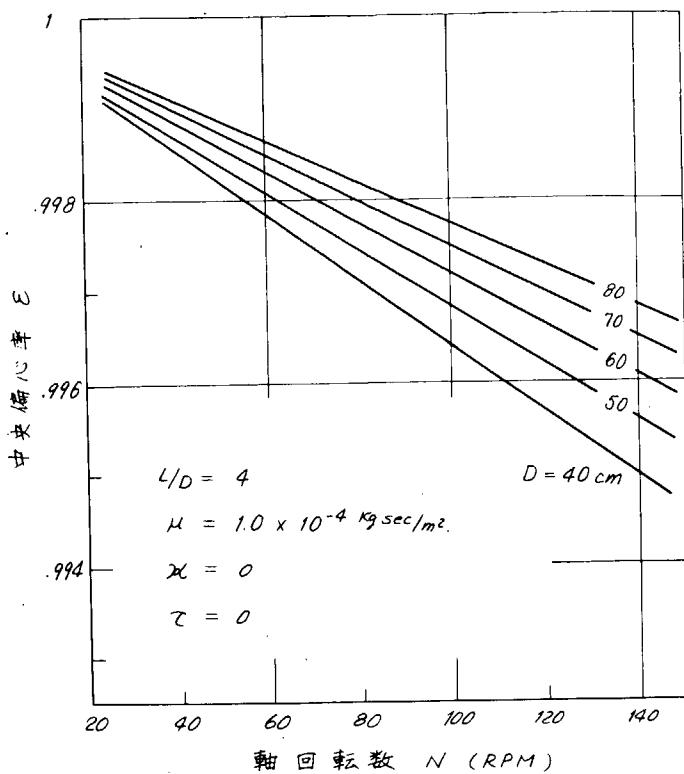


図 5.6 船尾管軸受の中央偏心率(海水潤滑)

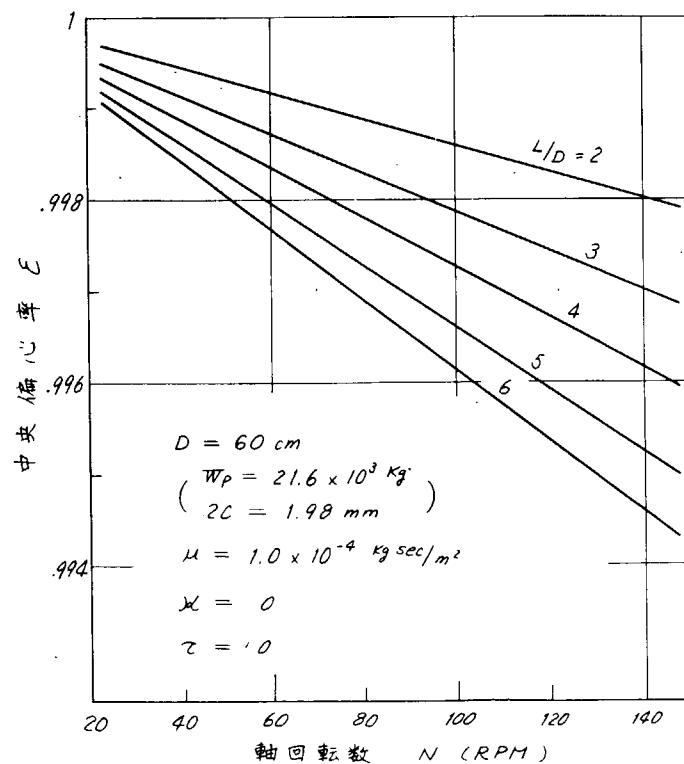


図 5.7 船尾管軸受の中央偏心率(海水潤滑)  
(軸受寸法比の影響)

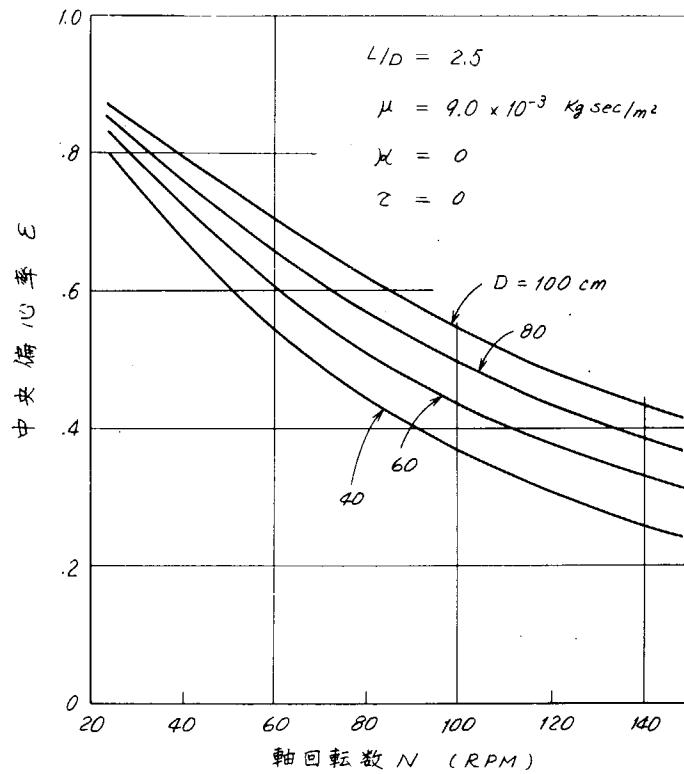


図 5.8 船尾管軸受の中央偏心率(油潤滑)

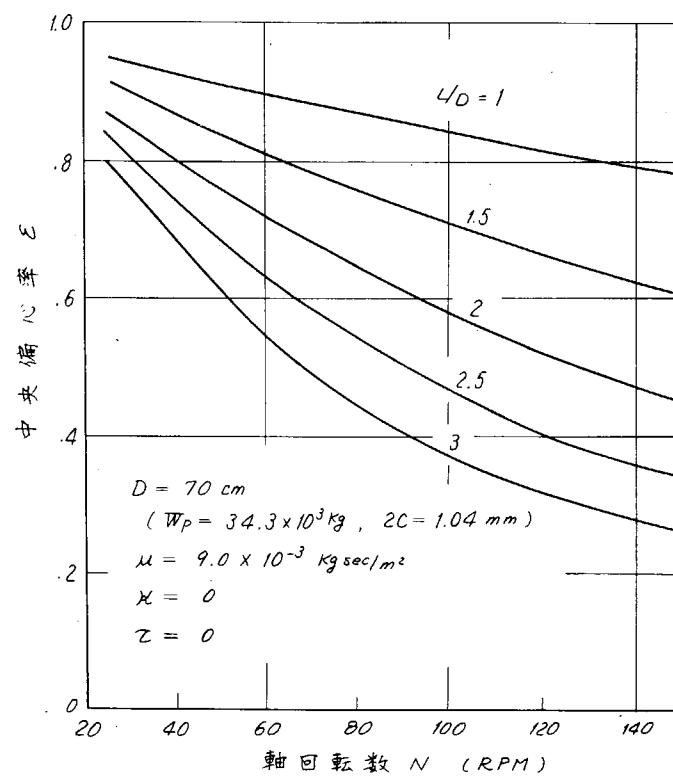


図 5.9 船尾管軸受の中央偏心率(油潤滑)  
(軸受寸法比の影響)

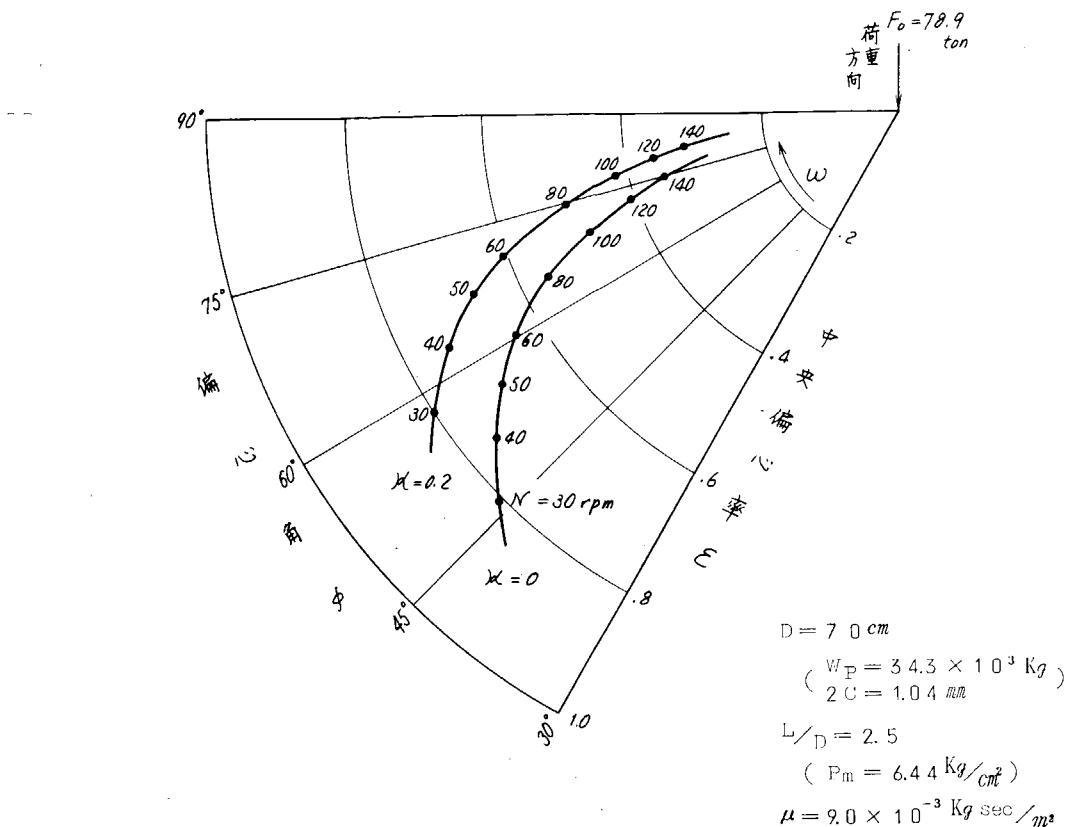


図 5.10 軸心の軌跡(油潤滑)  
(負圧の存在による影響)

を示している。一般に負圧が存在すると軸の偏心率は小さく、偏心角は大きくなつて  $\kappa = 0$  の場合より軸は浮き上がる。このことは 3.2 節で述べる軸の片当りの影響を小さくする効果を持つ。

### 3.2 軸の片当りの軸受性能に及ぼす影響

船尾管軸受内部において一般に軸は弾性変形により傾き角を持つ。軸受支点での軸の傾き角を  $\delta$  とすると  $\delta$  はプロペラ軸系の材力公式から次のように求められる。

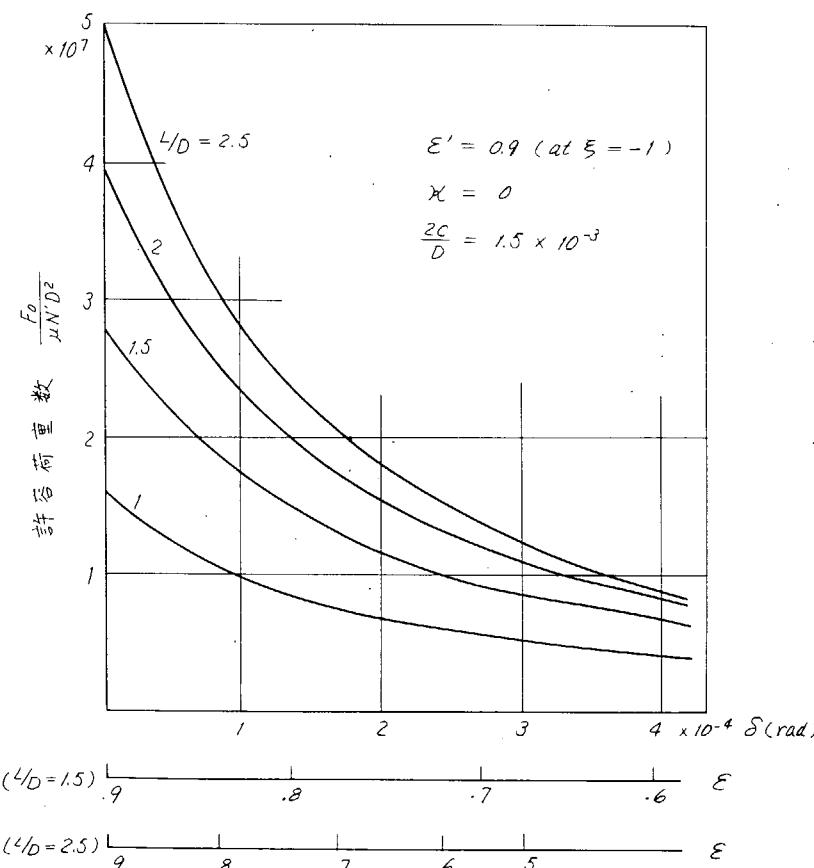
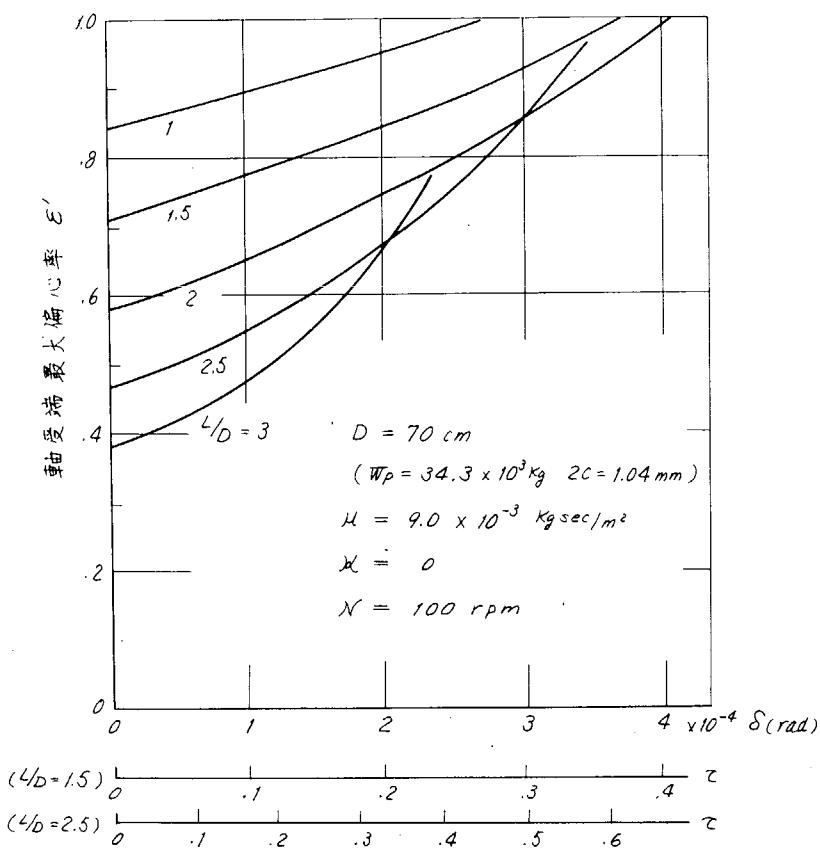
$$\left. \begin{aligned} \delta &= \frac{\ell}{3EI} \left\{ bW_P + M_V + \frac{3}{4}w \left( b^2 - \frac{1}{6}\ell^2 \right) \right\} \\ &\quad (\text{最後部中間軸受 単純支持のとき}) \\ \delta &= \frac{\ell}{4EI} \left\{ bW_P + M_V + 2w \left( b^2 - \frac{1}{24}\ell^2 \right) \right\} \\ &\quad (\text{同 上 固定支持のとき}) \end{aligned} \right\} \quad (3.3)$$

図 5.1 に示したように軸は軸受内部において (3.3) 式で与えられる一定の傾き角  $\delta$  を持つものと仮定する。このときの軸の傾斜率  $\tau$  は、 $\tau = \delta L / 2C$  で表わされ、船尾側軸受端 ( $\xi = -1$ ) での最大偏心率  $\epsilon'$  は (2.12) 式で与えられる。また (3.3) 式の値は、

$$\delta = (2 \sim 5) \times 10^{-4} \text{ rad} \quad (3.4)$$

程度になる。したがつて軸受にスロープアライメント等を施さない場合、3.1 節で解析した中央偏心率  $\epsilon$  が適当な値であつても船尾側軸受端付近において軸と軸受が接触する危険が生じる。この傾向は図 5.1 のように傾き角  $\delta$  が一定であると仮定した片当りモデルでは軸受寸法比  $L/D$  の大きいほど著しい。

図 5.1 は軸径  $D = 70 \text{ cm}$  の油潤滑軸受について  $L/D$  をパラメータとして傾き角  $\delta$  と最大偏心率  $\epsilon'$  の関係を示



したものである。 $\delta = 0$  のときは  $L/D$  の大きいほうが当然偏心率は小さいが、 $\delta$  の増加とともに  $L/D$  の大きいほうがより急速に  $\epsilon'$  の大きくなることが解る。また図 5.1.2 は船尾側軸受端偏心率を  $\epsilon' = 0.9$  にした場合、軸受にどの程度の荷重を加えうるかを傾き角  $\delta$  と無次元許容荷重  $F_0 / \mu N D^2$  の関係で表わしたものである。 $L/D$  の大きいほうが  $\delta$  の増加に伴なつて許容荷重は急速に減少し、 $\delta = 4 \times 10^{-4}$  rad 附近では  $L/D = 2.5$  でも  $L/D = 1.5$  でもあまり差がなくなることがわかる。

軸受内部に負圧が生じている場合 ( $\kappa \neq 0$ )、図 5.1.0 に見られるように軸は  $\kappa = 0$  のときよりも浮き上がるから、軸受端最大偏心率はかなり小さくなり、軸と軸受の接触の危険性、片当りによる許容荷重の度合等も小さくなる。

#### 第 4 章 解析結果についての考察

本編では有限幅ジャーナル軸受の一解析法をもとに静荷重下での船尾管軸受の潤滑状態について軸の片当りの影響をも含めて検討してみた。その結果、

- (1) 海水潤滑軸受では通常の運転状態下においても軸と軸受は接触し、いわゆる油膜力による流体潤滑は期待しがたい。
- (2) 油潤滑軸受では軸受寸法比  $L/D$  を今日多用されている値よりも小さくしても  $N = 30 \text{ rpm}$  程度の低速域まで偏心率  $\epsilon = 0.9$  以下の良好な流体潤滑状態が期待できる。

等のことが解つた。また軸の片当りの軸受性能に及ぼす影響については、

- (3) 中央偏心率  $\epsilon$  が同一の場合、軸に傾きのあるほうが軸受の負荷容量はわずかに大きくなるが、軸受端での最大偏心率をある値以下に押えようすると軸受荷重はかなり小さくしなくてはならない。
- (4) 図 5.1.6 に示したような傾き角一定と仮定した片当り軸受モデルでは軸受寸法比  $L/D$  の小さいほうが片当りの影響をより小さくすることができる。

等のことがいえる。

以上の解析結果から油潤滑軸受では軸受系に適当なスロープアライメント、スロープボーリング等を施こし片当りの影響を小さくするとともに軸受寸法比  $L/D$  をもつと小さくしてもよいようと思われる。本解析においては軸受内部での傾き角一定と仮定しており、実際の使用状態とは必ずしも同一条件ではないが、本編での解析から見る限りでは  $L/D = 1.5$  程度にしてもよいようである。

#### 参考文献

- 1) 青木 : 潤滑 3-6 PP 285 (1958)
- 2) 中川、青木 : 潤滑 13-3 PP 117 (1968)
- 3) 森、矢部他 : JSME 講演論文集 No. 199 PP 45 (1968)
- 4) 朝鍋 : 潤滑学会第 14 期秋季研究発表会前刷 (1969)
- 5) 久米 : 日本海事協会 昭和 40 年 1 月

## (船尾管軸受性能確認用の大型実験装置の試設計)

# 第6編 船尾管軸受性能確認用の大型実験装置の試設計

## 第1章 試設計の目的

昭和41年度より3カ年にわたつて「船尾管部軸系に関する調査研究」が第93研究部会において実施された。そして軸受材と軸受性能を含めて船尾管部軸系に関する基礎的研究が定性的および定量的に究明された。

その中において船尾管軸受材に関しては小型実験装置により現用軸受材および新規軸受材の適応性確立に努力がはらわれてきた。しかし油潤滑方式、海水潤滑方式を問わず小型実験装置による成果を大型船舶に適用する場合、まず実船に近い大きさと構造および外力条件を備えた大型模型実験装置による適応性確認実験を行なう必要のあることが確認された。

そこで将来の大型船尾管模型による適応性確認実験に備えて今回大型実験装置の試設計を行なつた。なお、この大型実験装置を「大型軸受試験機」と称する。

## 第2章 設計仕様と構造

### 2.1 設計仕様

大型軸受試験機は大型船の船尾軸受性能を究明するためのものである。主軸径は800mmで軸受長さは1,600mmであるが必要に応じて軸受長さ800mmの実験も可能とする。主荷重は0~100tonで静荷重または振動荷重のいずれでも可能である。偏心荷重は0~20tonの静荷重で2カ所より与える。主軸の回転は0.095~0.158RPMと20~200RPMのいずれでも選択できる。そして油潤滑方式と海水潤滑方式について、おののの性能確認実験が可能である。その構造を図6.8~6.11に示す。

(1) 主 軸 径	800 mm
(2) 軸 受 長 さ	$L/D = 1$ 800 mm
	$L/D = 2$ 1,600 mm
(3) 主 軸 回 転 数	ターニング回転数 0.094~0.158 RPM
	通常回転数 20~200 RPM
(4) 主 荷 重	静 荷 重 0~100 ton
	振動荷重 0~100 ton
(5) 偏 心 荷 重	(0~20ton) × 2カ所
(6) 直流電動機出力	500 KW
(7) 油圧モータ出力	4.2 KW

### 2.2 主要計測点

大型軸受試験機は次の計測が可能な構造とした。

(1) 伝達トルク	1カ所
(2) 主荷重	1カ所
(3) 偏心荷重	2カ所
(4) 摩擦係数	2カ所
(5) 軸受内の油(水)圧力	12カ所
(6) 軸受内の油(水)温度	12カ所
(7) 軸受内の油(水)膜厚さ	4カ所
(8) 潤滑油(水)の流量	1カ所

(9) 主軸の積算回転数

1カ所

## 2.3 大型軸受試験機の構造

### (1) 主モータと制御

主モータは可逆サイリスタレオナードで速度制御される直流電動機を使用する。ただし、ここでいう速度制御とは任意の回転数を選択することにある。

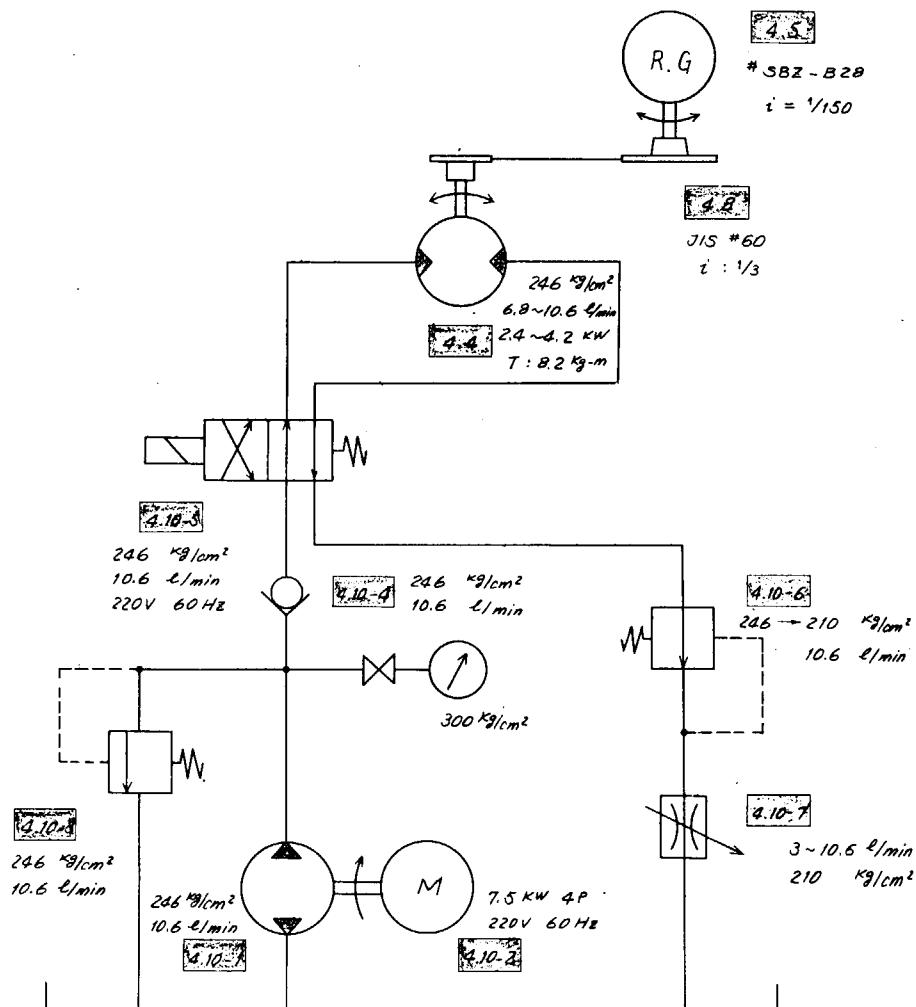
主モータは定格出力 500 kW で回転数は 124 ~ 1,240 RPM の間で任意の回転数を選択できる。ただし、トルク一定形なので常に  $2.43 \times 10^3 \text{ Kg}\cdot\text{m}$  のトルクを出すが回転数を下げるとき出力も 500 → 50 kW に低下する。

可逆サイリスタレオナードを採用しているので主モータは正逆転できる。

### (2) ターニング用モータ

ターニング用モータは油圧モータを使用する。その油圧回路を図 6.1 に示す。このモータは常用圧力が  $246 \text{ kg/cm}^2$  でトルクは常時  $8.2 \text{ Kg}\cdot\text{m}$  を出すことができる。回転数は油の流量を制御することにより 300 ~ 500 RPM の間で任意の回転数が選択できる。ただし、油圧モータはトルク一定形なので回転数を下げるとき出力も  $4.2 \rightarrow 2.4 \text{ kW}$  に低下する。

回転方向の正逆は電磁切換弁の ON・OFF によって容易に行なえる。



内 の 数 字 は 「 第 4 章 主 要 機 器 の 要 目 」 に お け る 符 号 を 示 す。

図 6.1 ターニング用油圧モータ油圧回路図

### (3) 通常運転機構

大型船舶が通常使用する回転数を再現するため本機構では主軸が 20 ~ 200 RPM の間で任意の回転数が選択できる。つまり主モータと主軸の間に減速比 1 / 6.2 の 1段歯車減速機を挿入し、モータの回転数を制御することによりそれを可能とした。

### (4) ターニング運転機構

大型船のテールシャフトはときおり 5 ~ 10 分間に 1 回転という極低速回転を行なうが、本機構はそれを再現したままで、主軸は 0.094 ~ 0.158 RPM、換言すると約 6.3 ~ 10.6 分間で 1 回転する。したがつて 0.094 ~ 0.158 RPM の間であれば任意の回転数が選択できるわけである。つまりターニング用モータの回転数は 1 / 3 のチエーン減速装置を経て、1 / 150 の 3段歯車減速機、そして 1 / 6.2 の 1段歯車減速機によつて合計 1 / 2,790 に減速され、油圧モータの回転数を制御することによりそれを可能とした。

### (5) ギヤークラッチ

1段歯車減速機 ( $i = 1 / 6.2$ ) の主モータ側入力軸とターニング用モータ側入力軸のおののおのに取り付けている、ギヤークラッチは通常のギヤーカップリングをハンドル操作によつて脱着できるように改造したものである。そして主モータとターニング用モータの出力が同時に 1段歯車減速機に伝達されることのないように、おののおののギヤークラッチにはリミットスイッチを取り付けて、主モータおよび油圧モータ用電動機との間にインターロック回路を構成している。したがつてどちらかのギヤークラッチが切れていないとどちらのモータも起動できない。

### (6) 試験機本体

主軸の外径は 800 mm でその両端は円筒コロ軸受で支持され、その片側より主軸に回転力が伝達される。実験する軸受材は内径 800 mm で、その長さは 1,600 mm と 800 mm のものが使用でき、かつ油潤滑方式と海水潤滑方式のいずれでも可能である。

軸受潤滑用油・水回路を図 6.2 に示す。実験用軸受材は一体物を使用するが、それを保持するケーシングは取付、分解に便利なように 2つ割構造とする。軸受材に与える荷重は主荷重と偏心荷重に分けられる。主荷重は静圧浮遊軸受を介してケーシングの下部より上向に 0 ~ 100 ton 加える。偏心荷重はケーシング中央より左右それぞれ 650 mm の位置において、ナイフエッジを介して下向および上向におののおの 0 ~ 20 ton 加える。

### (7) 静圧浮遊軸受と横振れ防止機

軸受材の摩擦係数を測定するには、主荷重用油圧サーボアクチュエータと軸受ケーシングの間に摩擦が存在しないようにする必要がある。そこでケーシング下面と油圧サーボアクチュエータの間に常時 0.2 mm の油膜が介在するような静圧浮遊軸受を組込んだ。

静圧浮遊軸受用油圧回路図を図 6.3 に示す。また運転時における軸受ケーシングのオドリを緩和するために、軸受ケーシングの中央より前・後それぞれ 650 mm の位置における円周上の 4カ所、つまり合計 8 個の横振れ防止機を取り付けた。

### (8) 主荷重と偏心荷重

主荷重発生装置は基本的には発信器、油圧サーボアクチュエータ、フィードバック回路および油圧装置から構成される。図 6.4 にその基本構成図を示す。本装置により 0 ~ 100 ton の静荷重と 0 ~ 100 ton の振動荷重とがいずれでも選択できる。振動荷重を必要とする場合、発信器は入力信号を発生し試験波形と試験周波数を定める。荷重振幅と振動振幅は設定器により、サーボ増幅器は入力信号とフィードバック信号の差を増幅しサーボ弁を駆動する。

サーボ弁には常時油圧装置より一定圧の作動油が供給されており、増幅された信号に従つてアクチュエータを振動させる。偏心荷重は単動型油圧ラムにより与えられる。そして 0 ~ 20 ton の静荷重を発生させる。

## 2.4 大型軸受試験機の設備費

大型軸受試験機の設備費(概算)を表 6.1 に示す。ただし、実験用軸受材費は含まない。

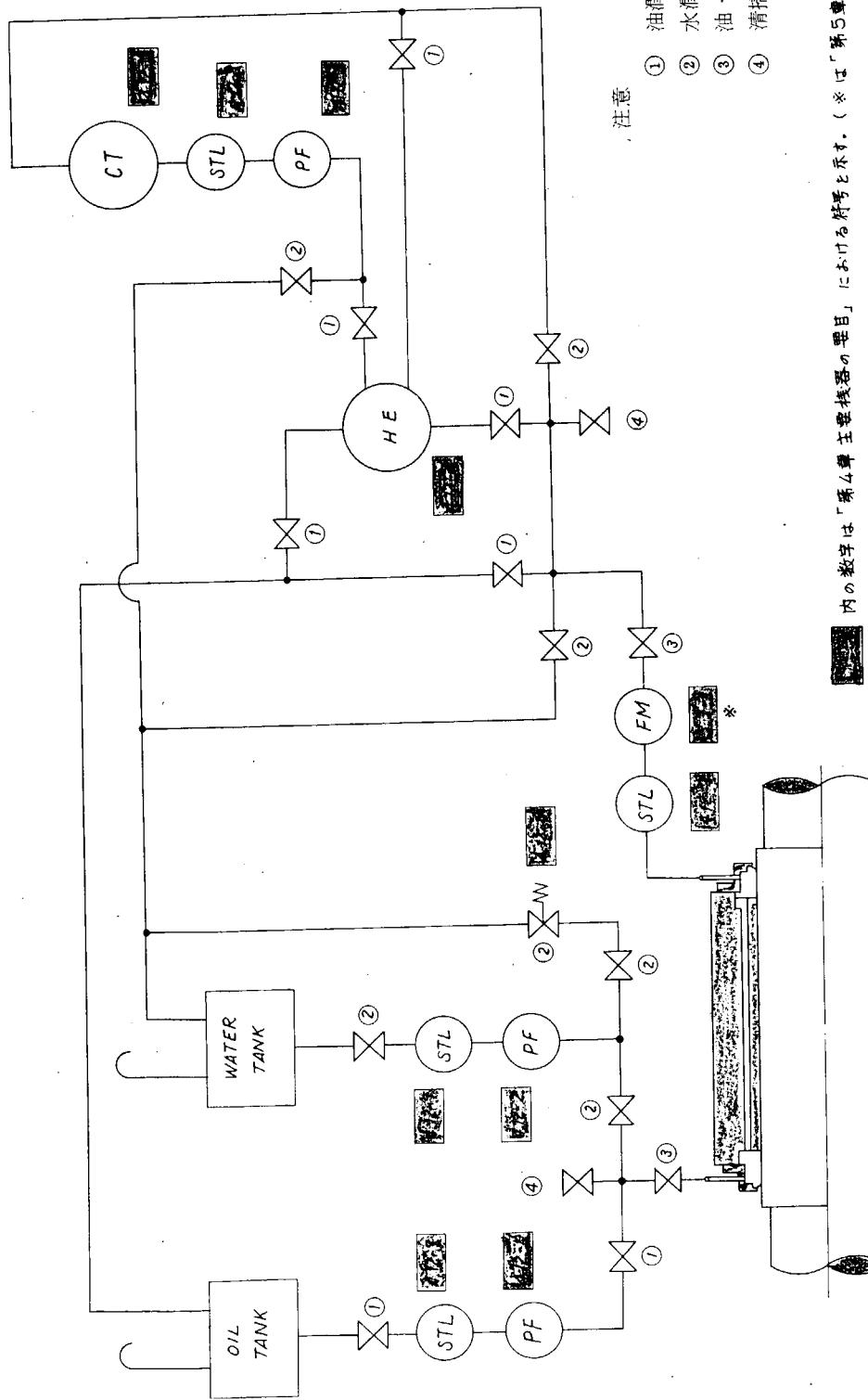
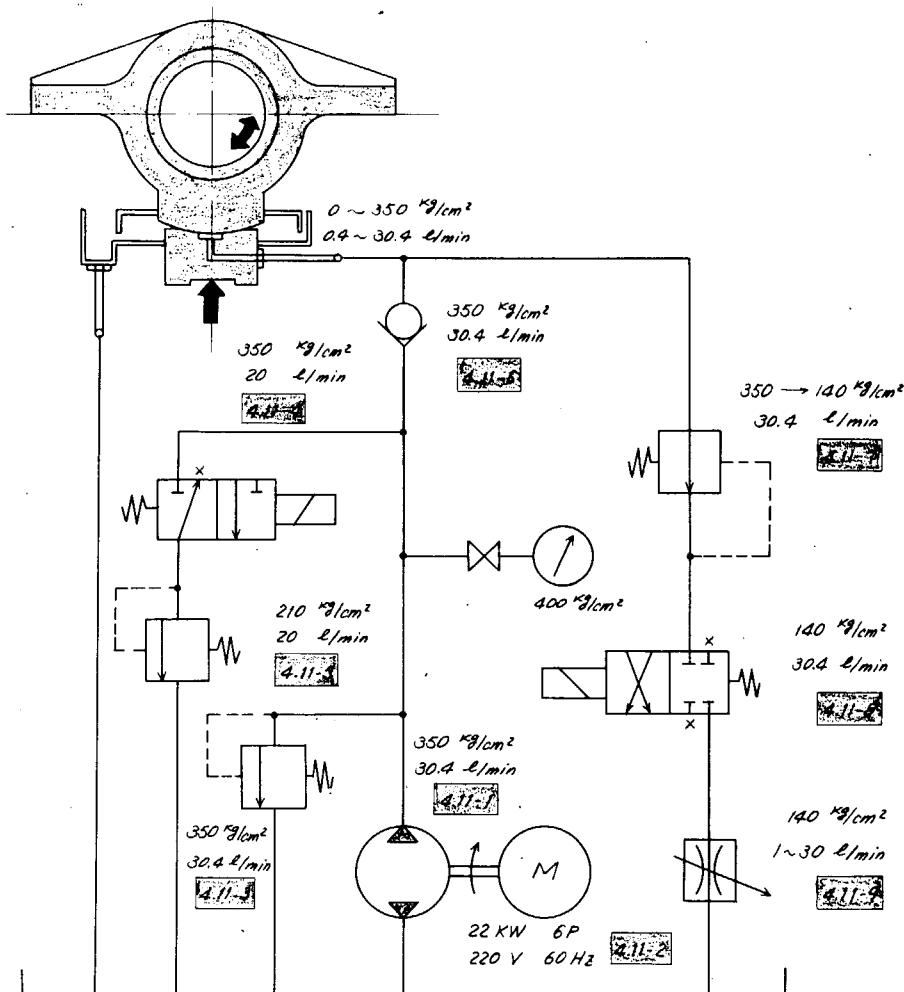


図 6.2 軸受潤滑用油・水回路図



内の中の数字は「第4章 主要機器の要目」における符号を示す。

図 6.3 静圧浮遊軸受用油圧回路図

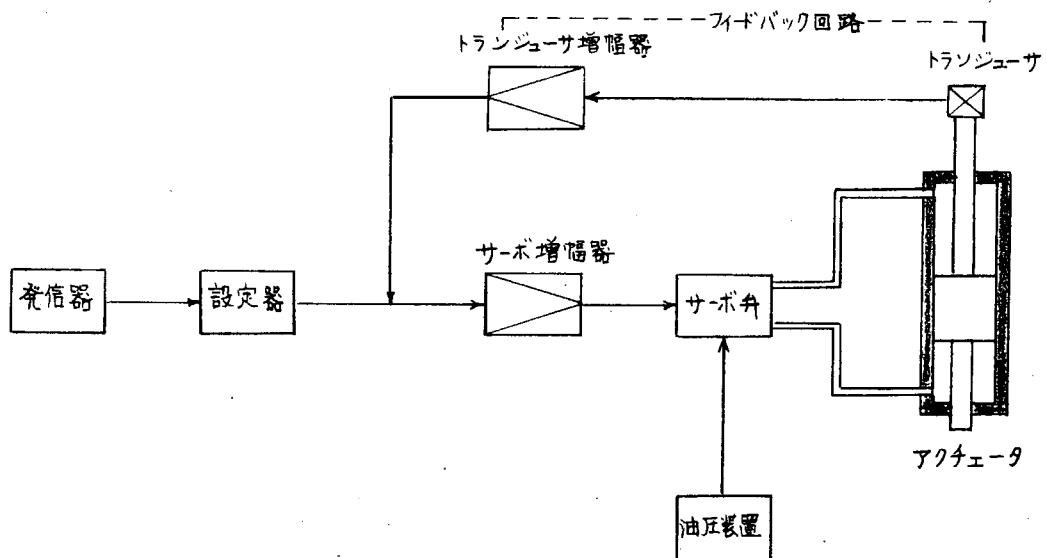


図 6.4 主荷重発生装置基本構成図

表 6.1 大型軸受試験機の設備費(概算)

	費 目	数 量	費 用
試験機	直 流 電 動 機 〔含・サイリスタ変換盤 制 御 盤 受 電 盤 操 作 盤〕	1 set	18,000,000.-
	歯 車 減 速 機	1 set	3,200,000.-
	カッブリング 〔含・ギヤークラッチ〕	1 set	700,000.-
	試 験 機 本 体	1 set	25,000,000.-
	油 圧 機 構 〔含・振動発生機構〕	1 set	26,000,000.-
	油・水循環機構	1 set	4,500,000.-
	計 測 機 器	1 set	6,600,000.-
	小 計		84,000,000.-
建 屋	建 屋 〔含・20ton天井クレーン 基 礎 工 事〕	1 set	30,000,000.-
経 費	経 費 (24カ月分) 〔含・人 件 費 水 油 代 電 気 代 雜 消 耗 品 代〕	1 set	9,000,000.-
	合 計		123,000,000.-

(ただし、実験用軸受材費は含まない。)

## 第3章 装置の設計

## 3.1 主軸の駆動

駆動装置の外力条件を図 6.5 に示す。

したがつて主軸に作用する最大荷重は、

$$F = W_1 + W_2 + W_3 = (1 \times 10^5) + (0) + (2 \times 10^4) = 1.2 \times 10^5 \text{ Kg}$$

となる。

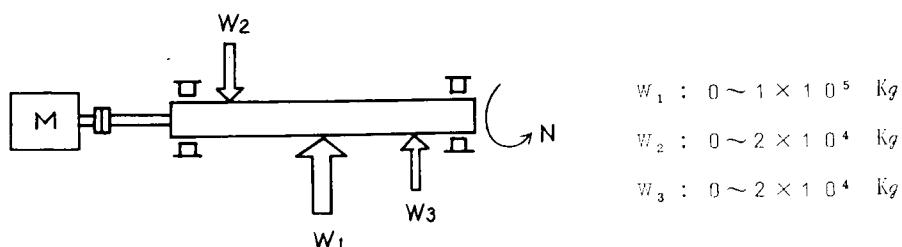


図 6.5 駆動装置の外的条件

駆動装置の出力を決定するには、まず主軸を回転させるに必要なトルクを算出する必要がある。現在発表されている各軸受材の摩擦係数を表 6.2 に示す。それによつて、本試験機の平均摩擦係数を 0.034 と仮定し主軸を回転させるに必要なトルクを求める。

$$T : \text{トルク} \quad \text{Kg} \cdot m$$

$$F : \text{軸荷重} \quad \text{max. } 1.2 \times 10^5 \text{ Kg}$$

$$\mu : \text{摩擦係数} \quad 3.4 \times 10^{-2}$$

$$R : \text{主軸半径} \quad 4 \times 10^{-1} \quad m$$

$$T = F R \mu$$

$$= 1.2 \times 10^5 \times 4 \times 10^{-1} \times 3.4 \times 10^{-2} = 1.63 \times 10^3 \text{ Kg} \cdot m$$

表 6.2 軸受材の摩擦係数

	軸受材		$\mu$
油潤滑軸受	ホワイトメタル		0.002～0.03
海水潤滑軸受	リグナムバイタ	木口面	0.09
		板目面	0.08
	ナイロン		0.10～0.20
	フェノール樹脂		0.11

各軸受材における荷重とトルクの関係を図 6.6 に示す。装置の機械効率を表 6.3 に示す。

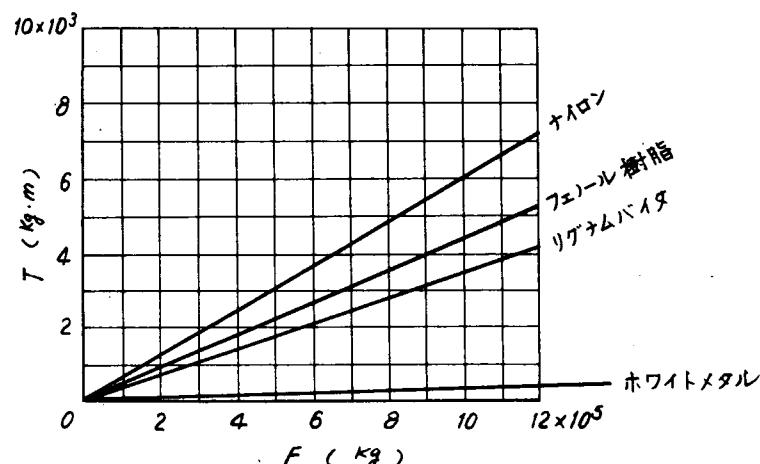


表 6.3 機械効率

機器	$\gamma$
主電動機	0.91
ギヤクラッチ	0.95
1段歯車減速機	0.90
ギヤカップリング	0.95
油圧モータ	0.85
ローラチエーン	0.95
3段歯車減速機	0.75

図 6.6 荷重とトルク

通常運転機構における全機械効率は

$$\gamma = \gamma_1 \times \gamma_2 \dots$$

$$= (\text{主電動機}) \times (\text{ギヤクラッチ}) \times (\text{1段歯車減速機}) \times (\text{ギヤカップリング})^2 \times (\text{ローラベアリング})^2 \\ = 0.91 \times 0.95 \times 0.90 \times (0.95)^2 \times (0.98)^2 = 0.675$$

となる。

主軸の回転数 200 RPM における主モータの出力を求める。

$$P_1 : \text{主モータの馬力} \quad \text{kW}$$

$$T : \text{トルク} \quad 1.63 \times 10^3 \quad \text{Kg} \cdot m$$

$$N : \text{回転数} \quad \text{max. } 2 \times 10^2 \quad \text{RPM}$$

$$\gamma : \text{全機械効率} \quad 6.75 \times 10^{-1}$$

$$P_1 = \frac{T N}{9.73 \times 10^2 y}$$

$$= \frac{1.63 \times 10^3 \times 2 \times 10^2}{9.73 \times 10^2 \times 6.75 \times 10^{-1}} = 497 \text{ KW}$$

次にターニング用モータの出力を求める。

ターニング運転機構における全機械効率は

$$y = y_1 \times y_2 \dots$$

$$= (\text{油圧モータ}) \times (\text{ローラチエーン}) \times (\text{3段歯車減速機}) \times (\text{ギヤクラッチ}) \times (\text{1段歯車減速機}) \times$$

$$(\text{ギヤカツブリング})^2 \times (\text{ローラペアリング})^2$$

$$= 0.85 \times 0.95 \times 0.75 \times 0.95 \times 0.90 \times (0.95)^2 \times (0.98)^2 = 0.448$$

主軸の回転数 0.158 RPM におけるターニング用モータの出力を求める。

$P_2$	: ターニング用モータの馬力	KW
T	: トルク	$1.63 \times 10^3$
N	: 回転数	max. $1.58 \times 10^{-1}$ RPM
y	: 全機械効率	$4.48 \times 10^{-1}$
S	: 作用係数	3

$$P_2 = \frac{T N S}{9.73 \times 10^2 y}$$

$$= \frac{1.63 \times 10^3 \times 1.58 \times 10^{-3} \times 3}{9.73 \times 10^2 \times 4.48 \times 10^{-1}} = 1.8 \text{ KW}$$

#### 第4章 主要機器の要目

##### 4.1 主モータ

(1) 品名	直流電動機	
(2) 数量	1 台	
(3) 形式	開放管通風スペリ軸受式、他励磁方式	
(4) 仕様	(a) 定格出力	500 KW
	(b) 定格電圧	450 DVC
	(c) 回転数	124～1,240 rpm
	(d) 定格時間	連続
	(e) 絶縁階級	B 種
(5) 主要付属品	(a) 高精度速度制御用発電機	
	(b) デジタル回転計用パルスピックアップ	
	(c) 軸受温度計(警報接点付)	
	(d) 強制給油ユニット	
	(e) 電動送風機	
(6) その他	サイリスタレオナードによる速度制御 トルク一定型	

##### 4.2 直流電動機制御装置

###### 4.2.1 サイリスタ変換盤

(1) 品 名	可逆サイリスタ変換盤		
(2) 数 量	1 面		
(3) 形 式	屋内鋼板製閉鎖自立形		
(4) 構 造	強制通風冷却式(送風機内蔵) サイリスタユニットおよび必要部品、トレイ構造式		
(5) 仕 様	(a) 出 力	550 KW	
	(b) 定 格	100%出力連続、A種定格	
	(c) 過負荷耐量	150%出力 - 1分	
	(d) 結線方式	三相混合ブリッジ	
(6) そ の 他	盤外に直流回路用流リクトルを設置する。		

#### 4.2.2 制御盤

(1) 品 名	制御盤
(2) 数 量	1 面
(3) 形 式	屋内鋼板製閉鎖自立形

#### 4.2.3 受電盤

(1) 品 名	受電盤
(2) 数 量	1 面
(3) 形 式	屋内メタルプラット形 JEM-1, 114F級

#### 4.2.4 操作盤

(1) 品 名	操作盤
(2) 数 量	1 面
(3) 形 式	屋内鋼板製閉鎖机形

#### 4.3 主減速機

(1) 品 名	歯車減速機
(2) 数 量	1 台
(3) 仕 様	(a) 伝達動力 500 KW (b) 出力軸トルク 1,800 Kg·m (c) 入力軸回転数 124～1,240 RPM (d) 出力軸回転数 20～200 RPM (e) 減速比 1/6.2 (f) サービスフアクタ 1.25 (g) 歯 車 ヤマハ歯車、1段減速
(4) 主要付属品	(a) 冷却用ファン (b) オイルパン

#### 4.4 ターニング用モータ

(1) 品 名	油圧モータ
(2) 数 量	1 台
(3) 仕 様	(a) 出 力 2.4～4.2 KW (b) 伝達トルク 8.2 Kg·m (c) 回 転 数 300～500 RPM

- (d) 定格圧力 246 Kg/cm<sup>2</sup>  
 (e) 吸込油量 6.8 ~ 10.6 l/min  
 (4) 主要付属品 ブラケット

#### 4.5 ターニング用減速機

- (1) 品名 齒車減速機  
 (2) 数量 1台  
 (3) 仕様  
 (a) 伝達馬力 4.1 KW  
 (b) 出力軸トルク  $2.18 \times 10^3$  Kg·m  
 (c) 入力軸回転数 166.6 ~ 100 RPM  
 (d) 出力軸回転数 0.66 ~ 1.11 RPM  
 (e) 減速比 1 / 150  
 (f) サービスファクタ 1.2  
 (g) 齒車 パスバ歯車、3段減速

#### 4.6 主モータ側クラッチ

- (1) 品名 ギヤクラッチ  
 (2) 数量 1個  
 (3) 仕様  
 (a) 伝達馬力 500 KW  
 (b) 回転数 124 ~ 1,240 RPM  
 (c) 作用係数 1.35  
 (d) 脱着方式 手動レバー式

#### 4.7 伝導カツプリング (No.1)

- (1) 品名 ギヤカツプリング  
 (2) 数量 1個  
 (3) 仕様  
 (a) 伝達馬力 430 KW  
 (b) 回転数 20 ~ 200 RPM  
 (c) 作用係数 1.35  
 (4) 主要付属品 安全カバー

#### 4.8 ターニング用チェーン減速装置

- (1) 品名 チェーン減速装置  
 (2) 数量 1式  
 (3) 仕様  
 (a) 伝達馬力 2.4 ~ 4.2 KW  
 (b) 入力軸回転数 300 ~ 500 RPM  
 (c) 出力軸回転数 100 ~ 166.6 RPM  
 (d) 減速比 1 / 3  
 (e) サービスファクタ 1.3  
 (f) ローラーチェーン JIS - 60、単列  
 (g) 小鎖車 D型 NT20  
 (h) 大鎖車 E型 NT60

#### 4.9 ターニング側クラッチ

- (1) 品名 ギヤクラッチ

(2) 数量	1 個
(3) 仕様	(a) 伝達馬力 3.2 KW
	(b) 回転数 0.66 ~ 1.11 RPM
	(c) 作用係数 1.35
	(d) 脱着方式 手動レバー式

#### 4.1.0 ターニング油圧モータ駆動用油圧ユニット

##### 4.1.0.1 油圧ポンプ

(1) 品名	一定吐出型油圧ポンプ
(2) 数量	1 台
(3) 形式	アキシヤルピストン方式
(4) 仕様	(a) 定格圧力 max. 246 Kg/cm <sup>2</sup> (b) 回転数 1,800 RPM (c) 入力軸馬力 6.9 KW (d) 吐出量 10.6 l/min
(5) 主要付属品	プラケット

##### 4.1.0.2 油圧ポンプ用モータ

(1) 品名	三相誘導電動機
(2) 数量	1 台
(3) 形式	カゴ形
(4) 仕様	(a) 定格出力 7.5 KW (b) 定格回転数 1,800 RPM (c) 極数 4 P (d) 電源 220V、60Hz (e) 保護形式 全閉外扇 (f) 定格 連続 (g) 絶縁階級 E 種

##### 4.1.0.3 リリーフバルブ

(1) 品名	リリーフバルブ
(2) 数量	1 個
(3) 仕様	(a) 圧力範囲 246 Kg/cm <sup>2</sup> (b) 最大流量 10.6 l/min

##### 4.1.0.4 逆止弁

(1) 品名	チェックバルブ
(2) 数量	1 個
(3) 仕様	(a) 最大作動圧 246 Kg/cm <sup>2</sup> (b) 最大流量 10.6 l/min

##### 4.1.0.5 方向切換弁

(1) 品名	電磁切換弁
(2) 数量	1 個
(3) 形式	4ウェイ、2ポジション、シングルソレノイド

(4) 仕 様	(a) 最大作動圧	2 4 6 Kg/cm <sup>2</sup>
	(b) 最大流量	1 0 . 6 ℥ / min
	(c) 電 源	2 2 0 V、 6 0 Hz

#### 4.1.0.6 減圧弁

(1) 品 名	減 圧 弁
(2) 数 量	1 個
(3) 仕 様	(a) 圧力範囲 0 ~ 2 4 6 Kg/cm <sup>2</sup>
	(b) 最大流量 1 0 . 6 ℥ / min

#### 4.1.0.7 流量調整弁

(1) 品 名	フローコントロールバルブ
(2) 数 量	1 個
(3) 仕 様	(a) 流量範囲 0 ~ 1 0 . 6 ℥ / min

(b) 最大圧力 2 1 0 Kg/cm<sup>2</sup>

### 4.1.1 静圧浮遊軸受用給油ユニット

#### 4.1.1.1 油圧ポンプ

(1) 品 名	一定吐出型油圧ポンプ
(2) 数 量	1 台
(3) 形 式	アキシャルピストン方式
(4) 仕 様	(a) 定格圧力 max. 3 5 0 Kg/cm <sup>2</sup>
	(b) 吐 出 量 3 0 . 4 ℥ / min
	(c) 回 転 数 1, 2 0 0 RPM
	(d) 入力軸馬力 2 2 KW
(5) 主要付属品	ブ ラ ケ ツ ト

#### 4.1.1.2 油圧ポンプ用モータ

(1) 品 名	三相誘導電動機
(2) 数 量	1 台
(3) 形 式	カ ゴ 形
(4) 仕 様	(a) 定格出力 2 2 KW
	(b) 定格回転数 1, 2 0 0 RPM
	(c) 極 数 6 P
	(d) 電 源 2 2 0 V、 6 0 Hz
	(e) 保護形式 全閉外扇
	(f) 定 格 連 続
	(g) 絶縁階級 E 種

#### 4.1.1.3 リリーフバルブ

(1) 品 名	リリーフバルブ
(2) 数 量	1 個
(3) 仕 様	(a) 圧力範囲 1 7 5 ~ 3 5 0 Kg/cm <sup>2</sup>

(b) 最大流量 3 0 . 4 ℥ / min

#### 4.1.1.4 方向切換弁

(1) 品名	電磁切換弁	
(2) 数量	1 個	
(3) 形式	3ウェイ、2ポジション、シングルソレノイド	
(4) 仕様	(a) 最大作動圧	350 Kg/cm <sup>2</sup>
	(b) 最大流量	20 ℥/min
	(c) 電源	220V、60Hz

#### 4.1.1.5 減圧弁

(1) 品名	減圧弁	
(2) 数量	1 個	
(3) 仕様	(a) 圧力範囲 7 ~ 350 Kg/cm <sup>2</sup>	
	(b) 最大流量	20 ℥/min

#### 4.1.1.6 逆止弁

(1) 品名	チェックバルブ	
(2) 数量	1 個	
(3) 仕様	(a) 最大作動圧 350 Kg/cm <sup>2</sup>	
	(b) 最大流量	30.4 ℥/min

#### 4.1.1.7 減圧弁

(1) 品名	減圧弁	
(2) 数量	1 個	
(3) 仕様	(a) 圧力範囲 7 ~ 350 Kg/cm <sup>2</sup>	
	(b) 最大流量	30.4 ℥/min

#### 4.1.1.8 方向切換弁

(1) 品名	電磁切換弁	
(2) 数量	1 個	
(3) 形式	3ウェイ、2ポジション、シングルソレノイド	
(4) 仕様	(a) 最大作動圧	140 Kg/cm <sup>2</sup>
	(b) 最大流量	30.4 ℥/min
	(c) 電源	220V、60Hz

#### 4.1.1.9 流量調整弁

(1) 品名	フローコントロールバルブ	
(2) 数量	1 個	
(3) 仕様	(a) 流量範囲 1 ~ 30 ℥/min	
	(b) 最大圧力	140 Kg/cm <sup>2</sup>

#### 4.1.1.10 リリーフバルブ

(1) 品名	リリーフバルブ	
(2) 数量	1 個	
(3) 仕様	(a) 圧力調整範囲 7 ~ 210 Kg/cm <sup>2</sup>	
	(b) 最大流量	20 ℥/min

### 4.1.2 軸受潤滑用機器

#### 4.1.2.1 ギヤポンプ

(1) 品 名	ギヤポンプ
(2) 数 量	1 台
(3) 仕 様	(a) 吐出量 180 ℥/min (b) 吐出圧 5 Kg/cm <sup>2</sup> (c) 電動機 5.5 kW、6P、220V、60Hz

#### 4.1.2.2 涡巻ポンプ

(1) 品 名	渦巻ポンプ
(2) 数 量	1 台
(3) 仕 様	(a) 吐出量 180 ℥/min (b) 吐出圧 5 Kg/cm <sup>2</sup> (c) 電動機 2.2 kW、2P、220V、60Hz

#### 4.1.2.3 涡巻ポンプ

(1) 品 名	渦巻ポンプ
(2) 数 量	1 台
(3) 仕 様	(a) 吐出量 400 ℥/min (b) 吐出圧 3 Kg/cm <sup>2</sup> (c) 電動機 3 kW、2P、220V、60Hz

#### 4.1.2.4 热交換器

(1) 品 名	热交換器
(2) 数 量	1 台
(3) 形 式	プレート式
(4) 仕 様	(a) 交換熱量 50,000 Kcal/H (b) 油流量 max. 180 ℥/min (処理液) (c) 水流量 max. 400 ℥/min (媒液)

#### 4.1.2.5 クーリングタワー

(1) 品 名	クーリングタワー
(2) 数 量	1 台
(3) 仕 様	(a) 交換熱量 60,000 Kcal/H (b) 処理水量 400 ℥/min (c) 電動機 0.6 kW、6P、220V、60Hz

#### 4.1.2.6 圧力調整弁

(1) 品 名	リリーフバルブ
(2) 数 量	1 台
(3) 仕 様	(a) 口 径 40 A (b) 圧力調整範囲 0 ~ 5 Kg/cm <sup>2</sup>

#### 4.1.2.7 ストレーナ

(1) 品 名	複式ストレーナ
(2) 数 量	3 台
(3) 仕 様	(a) 口 径 50 A (b) 流 体 油、水

(c) 流量 180 ℥/min

#### 4.1.2.8 ストレーナ

(1) 品名	複式ストレーナ
(2) 数量	1 台
(3) 仕様	(a) 口 径 80 A (b) 流体 水 (c) 流量 400 ℥/min

#### 4.1.3 伝導カッピング (No.2)

(1) 品名	ギヤカッピング
(2) 数量	1 個
(3) 仕様	(a) 伝達馬力 430 KW (b) 回転数 20~200 RPM (c) 作用係数 1.35
(4) 主要付属品	安全カバー

#### 4.1.4 主荷重装置

##### 4.1.4.1 油圧アクチュエータ

(1) 品名	油圧サーボアクチュエータ
(2) 数量	1 台
(3) 仕様	(a) 静荷重 0~100 ton (b) 振動荷重 0~100 ton (c) 振幅 max. ± 0.6 mm

##### 4.1.4.2 油圧発生装置

(1) 品名	油圧ユニット
(2) 数量	1 台
(3) 仕様	(a) 最大作動圧 210 Kg/cm² (b) 吐出量 90 ℥/min (c) 電動機 37.5 KW、220 V、60 Hz

##### 4.1.4.3 制御盤

(1) 品名	制御盤
(2) 数量	1 台
(3) 形式	屋内鋼板製閉鎖自立形

#### 4.1.5 偏心荷重装置

##### 4.1.5.1 油圧ラム

(1) 品名	单動油圧ラム
(2) 数量	2 台
(3) 仕様	(a) 出力 0~20 ton (b) ストローク 10 mm (c) 最大作動圧 700 Kg/cm² (d) 復帰機構 スプリングリターン

##### 4.1.5.2 油圧発生装置

(1) 品 名	油圧ユニット	
(2) 数 量	1 台	
(3) 仕 様	(a) 最大作動圧	700 kg/cm <sup>2</sup>
	(b) 吐出量	0.4 ℥/min
	(c) 電動機	0.4 kW, 2P, 220V, 60Hz

#### 4.1.6 主軸の積算回転用減速機

(1) 品 名	ウォーム減速機	
(2) 数 量	1 台	
(3) 仕 様	(a) 伝達馬力	0.75 kW
	(b) 入力軸回転数	{ 0.094 ~ 0.158 RPM 20 ~ 200 RPM
	(c) 減速比	1 / 15.5
	(d) サービスファクタ	1.25

## 第 5 章 計測回路

長時間の連続記録と高精度を期待するため、電気量の変化による計測を主体とした計測回路を構成した。本実験装置の計測回路を図 6.7 に示す。そしてその計測機器の主要目を 5.2 以降に述べる。

#### 5.1 計測回路の構成

- (1) 伝達トルクはトルクメータにより測定する。これは回転するシャフト表面にプリッジを構成するようストレンゲージを接着し、あらかじめ電圧を加えて平衡をとつておいたものである。これに回転力が加わると、それに比例した表面せん断力が生じてひずみゲージに抵抗変化を起し、それがプリッジに不平衡電圧を発生させる。この不平衡電圧を、スリップリングとブラシによつて取り出し動ひずみ測定器で増幅してペン書きレコーダに記録させる。
- (2) 主荷重と偏心荷重は、油圧アクチュエータおよび油圧ラムと軸受ケーシングとの間に圧縮型ロードセルを直接挿入して測定する。この場合油圧の圧力から換算する方法と異なり軸受ケーシングに加えられる荷重が直接測定できる。この圧縮型ロードセルは、ロードセル内部の円柱に 4 ゲージ法によつてプリッジを構成するようひずみゲージを接着し、あらかじめ電圧を加えて平衡をとつてある。圧縮型ロードセルに外力が加えられると、それに比例したひずみが円柱に生じて、不平衡電圧を発生させる。この不平衡電圧を動ひずみ測定器で増幅してペン書きレコーダに記録させる。
- (3) 摩擦係数は軸受ケーシングの左右に伸びた腕により与えられる力を圧縮型ロードセルで検知し、その力をトルクメータによつて測定された値との換算で算出する。圧縮型ロードセルとその記録方法は 5.1 (2)と同じである。
- (4) 軸受内部の潤滑油(水)の圧力は軸受ケーシングにあけた細い穴を通じて、ひずみゲージ式圧力計に導びかれる。この圧力計は内部のダイヤフラムにフォイルゲージ(圧力計専用のひずみゲージ)を接着したもので、このダイヤフラムに圧力が加わると表面ひずみが発生し、フォイルゲージに抵抗変化が生じる。それを動ひずみ測定器で増幅して、ペン書きオシログラフに記録させる。
- (5) 軸受内部の潤滑油(水)温度は軸受ケーシングにあけた細い穴に熱電対を挿入して測定する。潤滑油(水)の温度変化は熱電対の起電力を変換され、それを打点式記録計により記録させる。
- (6) 軸受内部の潤滑油(水)膜厚さは軸受ケーシングの前後端に取り付けた振動計ピックアップにより検出する。つまり軸受ケーシングに取り付けたピックアップ(高周波コイル)に主軸が接近すると、そのインダクタンスが渦流損によつて減少することを利用してピックアップと主軸との距離を測定するものである。ピックアップの出力電圧を本体で増幅して、ペン書きオシログラフにより記録させる。
- (7) 潤滑油(水)の流量は軸受の出口において精密流量計により測定する。この流量計はロータリピストン型で流量計内

部にある計量室のロータリピストンが流体により回転し発電機を作動させる。その電気量を電圧調整器で増幅し、ペン書オシログラフに記録される。

(8) 主軸の積算回転数計測は機械式で行なう。主軸の回転はローラチェーンを経てウォーム減速機により $1/15.5$ に減速される。そして積算カウンタは6桁のものを使用するので最低1,000時間の連続計測ができる。

## 5.2 伝達トルクの測定

(1) 品名	トルクメータ
(2) 数量	1台
(3) 形式	ひずみゲージ式
(4) 仕様	(a) 測定範囲 $0 \sim 3,000 \text{ Kg} \cdot \text{m}$ (b) 回転数 $0.094 \sim 0.158 \text{ RPM}$ $2.0 \sim 200 \text{ RPM}$ (c) 出力ひずみ量 $3,000 \times 10^{-6}$ (d) 定格出力電圧 $1.5 \text{ mV/V} \pm 1\%$ (e) 許容過負荷 $120\%$

## 5.3 主荷重の測定

(1) 品名	圧縮型ロードセル
(2) 数量	1台
(3) 形式	ひずみゲージ式
(4) 仕様	(a) 測定範囲 $0 \sim 100 \text{ ton}$ (b) 出力ひずみ量 $3,000 \times 10^{-6} \pm 1\%$ (c) 定格出力電圧 $1.5 \text{ mV/V} \pm 1\%$ (d) 許容過負荷 $120\%$

## 5.4 偏心荷重の測定

(1) 品名	圧縮型ロードセル
(2) 数量	2台
(3) 形式	ひずみゲージ式
(4) 仕様	(a) 測定範囲 $0 \sim 20 \text{ ton}$ (b) 出力ひずみ量 $3,000 \times 10^{-6} \pm 1\%$ (c) 定格出力電圧 $1.5 \text{ mV/V} \pm 1\%$ (d) 許容過負荷 $120\%$

## 5.5 摩擦係数の測定

(1) 品名	圧縮型ロードセル
(2) 数量	2台
(3) 形式	ひずみゲージ式
(4) 仕様	(a) 測定範囲 $0 \sim 20 \text{ ton}$ (b) 出力ひずみ量 $3,000 \times 10^{-6} \pm 1\%$ (c) 定格出力電圧 $1.5 \text{ mV/V} \pm 1\%$ (d) 許容過負荷 $120\%$

## 5.6 軸受内の油(水)圧の測定

(1) 品名	圧力計
--------	-----

(2) 数量	12 個
(3) 形式	ひずみゲージ式
(4) 仕様	<p>(a) 測定範囲 <math>-1 \sim 10 \text{ Kg/cm}^2</math></p> <p>(b) 出力ひずみ量 <math>3,000 \times 10^{-6}</math></p> <p>(c) 定格出力電圧 <math>1.5 \text{ mV/V} \pm 1\%</math></p> <p>(d) 許容過負荷 120%</p>

#### 5.7 軸受内の油（水）膜厚さの測定

##### 5.7.1 ピックアップ

(1) 品名	振動計ピックアップ
(2) 数量	4 個
(3) 形式	可変インダクタンス FM 方式
(4) 仕様	<p>(a) 用途 非接触型変位用</p> <p>(b) 周波数範囲 <math>0 \sim 20 \text{ KHz}</math></p> <p>(c) 測定範囲 <math>100 \sim 500 \mu</math> (または <math>0.5 \sim 4 \text{ mm}</math>)</p>

##### 5.7.2 本体

(1) 品名	多用途振動計
(2) 数量	4 台
(3) 形式	可変インダクタンス FM 方式
(4) 仕様	<p>(a) 発振周波数 <math>2 \text{ MHz}</math></p> <p>(b) FM 変調帯域 <math>\pm 30 \text{ KHz}</math></p> <p>(c) 総合直線性 <math>1\%</math></p> <p>(d) 出力電圧 <math>\pm 1 \text{ V}</math></p> <p>(e) 電源 A C <math>100 \text{ V}, 60\%</math></p>

#### 5.8 潤滑油（水）量の測定

##### 5.8.1 精密流量計

(1) 品名	電子計器用流量計
(2) 数量	1 台
(3) 形式	ロータリピストン式
(4) 仕様	<p>(a) 測定範囲 <math>0 \sim 200 \text{ l/min}</math></p> <p>(b) 流体 { Mobil Dte Oil 工业水</p> <p>(c) 口 径 <math>50 \text{ A}</math></p> <p>(d) 常用圧力 <math>5 \text{ Kg/cm}^2</math></p>

##### 5.8.2 調整器

(1) 品名	電圧調整器
(2) 数量	1 台
(3) 仕様	(a) 定格出力電圧 $0 \sim 10 \text{ mV}$

#### 5.9 軸受内の油（水）温の測定

(1) 品名	熱電対
(2) 数量	12 個

- (3) 仕 様 (a) 種 類 鉄一コンスタンタン  
 (b) 測定範囲 0 ~ 150°C

### 5.1.0 増幅器

- 增幅対象物 (a) ツルク 1点  
 (b) 主荷重 1点  
 (c) 偏心荷重 2点  
 (d) 摩擦係数 2点  
 (e) 軸受内の油(水)圧 12点

- (1) 品 名 動ひずみ測定器

- (2) 数 量 3台

- (3) 仕 様 (a) 測 定 法 偏位法  
 (b) 搬送周波数 5,500 Hz ± 10%  
 (c) 低インピーダンス出力  $100 \times 10^{-6}$  ± 4 mA  
 (d) 高インピーダンス出力  $100 \times 10^{-6}$  ± 2.5 V  
 (e) 電 源 A C 100 V, 60 Hz  
 (f) チャンネル数 6

### 5.1.1 データの記録

#### 5.1.1.1 記録対象物

- (a) ツルク 1点  
 (b) 主荷重 1点  
 (c) 偏心荷重 2点  
 (d) 摩擦係数 2点

- (1) 品 名 ユニコード

- (2) 数 量 1台

- (3) 形 式 卓上形電子管式ペン書き記録計

- (4) 仕 様 (a) ペン数 6本  
 (b) 測定範囲 10 ~ 500 mV (6レンジ)  
 (c) 記録幅 250 mm  
 (d) 入力抵抗  $1 K\Omega / mV$   
 (e) 精 度 フルスケールの ± 0.5%  
 (f) 不感帶 フルスケールの ± 0.2%  
 (g) ペン走行時間 0.34 sec (60 Hz)  
 (h) 零点調整範囲 全域  
 (i) 記録紙速度 15 ~ 600 mm/min (6段)  
 (j) 使用記録式 チャート 251  
 (k) インベトマーカ 可  
 (l) サーボ増幅器 ブラジスタ  
 (m) 電 源 A C 100 V, 60 Hz

#### 5.1.1.2 記録対象物

- (a) 軸受内の油(水)圧 12点  
 (b) " の油(水)膜厚さ 4点  
 (c) 潤滑油(水)量 1点

- (1) 品 名 レクチグラフ

- (2) 数 量 3台

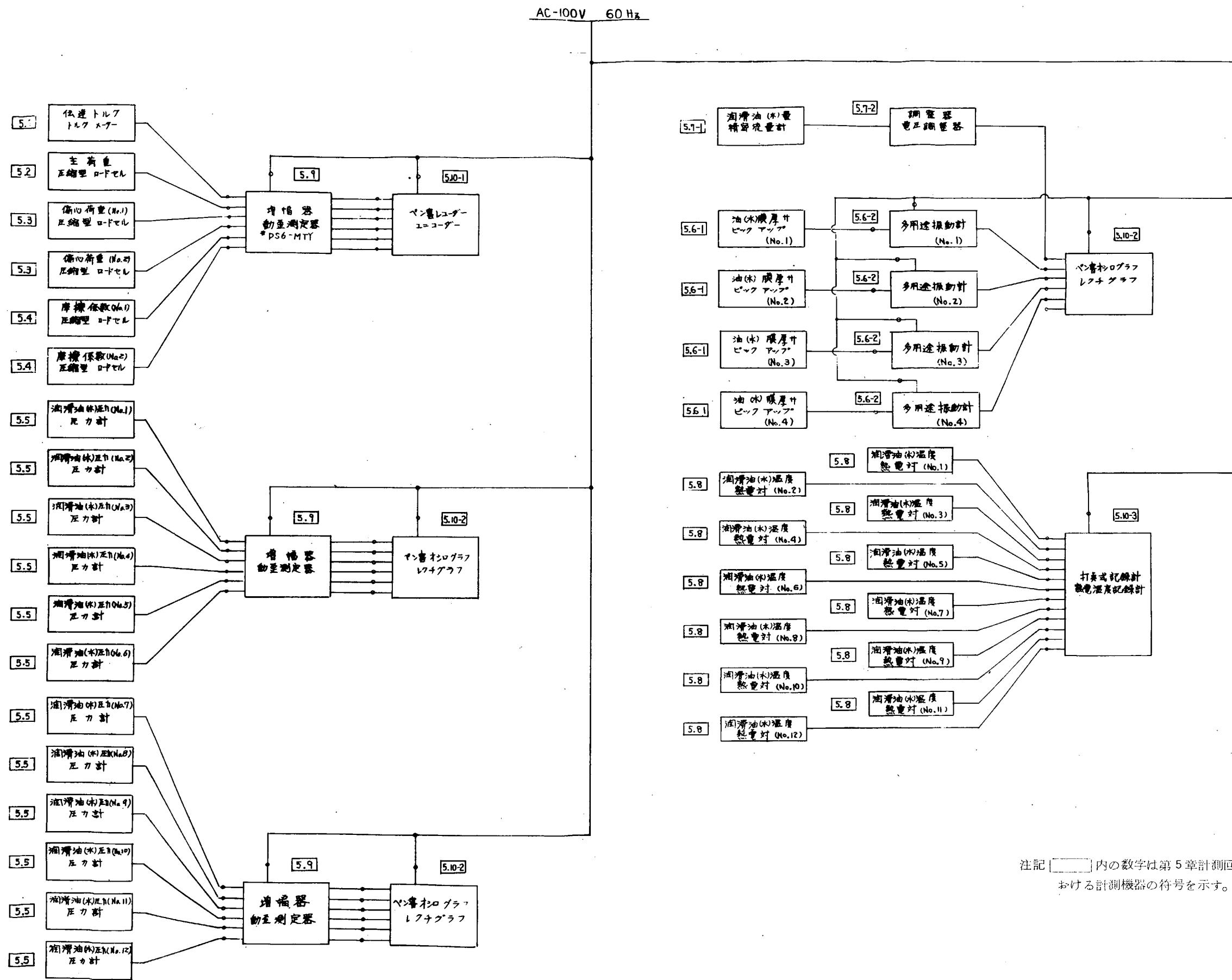
(3) 形 式	卓上形直線ペン書オシログラフ	
(4) 仕 様	(a) ペン数	6本
	(b) 測定範囲	2.5 mv (9レンジ)
	(c) 記録幅	紙 幅 380 mm ガルバノメータ 40 mm/個
	(d) 絶縁抵抗	10 MΩ / 500 V メガー
	(e) 入力インピーダンス	100 KΩ
	(f) 直 線 性	フルスケールの±1%
	(g) ヒステリシス	フルスケールの±1%
	(h) ドリフト	フルスケールの±1%
	(i) 電 源	100 V、60 Hz
(5) 主要付属品	(a) プリアンプ	
	(b) 記録紙巻取器	

#### 5.1.1.3 記録対象物

(1) 品 名	熱電温度記録計	
(2) 数 量	1 台	
(3) 形 式	電子式自動平衡型	
(4) 仕 様	(a) 測定範囲	D C 3 mv / 100 deg
	(b) 組合せ熱電対	I C
	(c) 目盛長	180 mm
	(d) ペン数	12打点
	(e) 打点間隔	5 sec
	(f) 平衡時間	2.5 sec
	(g) 記録速度	2.5 mm/h
	(h) 許容差	±0.5%
	(i) 電 源	A C 100 V、60 Hz

#### 5.1.2 主軸の積算回転数

(1) 品 名	積算カウンタ	
(2) 数 量	1 台	
(3) 形 式	レボリューション式	
(4) 仕 様	(a) 柄 数	6柄



注記 [ ] 内の数字は第 5 章計測回路における計測機器の符号を示す。

図 6.7 大型軸受試験機計測回路図

部品番号		部品名	材料	寸法	計算値	備考	主要機器No.	試験機No.	部品名	材料	寸法	計算値	備考
PART No.	TEST No.	ITEM	NAME OF PART	MATERIAL	DESIGNATION	REMARKS	MAIN EQUIPMENT No.	TEST EQUIPMENT No.	NAME OF PART	MATERIAL	DESIGNATION	REMARKS	
85	支台	(3)	SS41	8	4				29	深溝球軸受		8	26
84	支台	(2)	SS41	8	10				28	防振ゴム		2	
83	スリリンク	7"	SUP 8	8	2				27	ロードセル		4	
82	ローラー		S35C	8	28				26	ロードセル		1	
81	ツイショントラクション		SF45	8	26				4.15-1	油圧タム		2	416
80	エッジ受		SK2	2	4				4.14-1	油圧サボアダプター		1	734
79	ナット	エッジ	SK2	2	2				5.12	積算カウンター		1	
78	荷重座	(4)	S35C	2	10				4.16	ウオーム減速機		1	
77	荷重座	(3)	S35C	2	5				21	車両用ナット		1	
76	荷重座	(2)	S35C	2	23				20	ロードセンサー		1	
75	荷重座	(1)	S35C	2	24				19	金具車		1	23
74	ベース	(3)	SS41	1	3500				18	金具車		1	34
73	油圧タム		SS41	1	10				17	振動計ピッケアップ		8	
72	荷重管	(2)	SC45	1	800				16	オイルソール		2	
71	荷重管	(1)	SC45	1	615				15	オイルシール		4	
70	下部ケーブル	7"	SC45	1	5500				14	円筒コロ軸受		1	
69	上部ケーブル	7"	SC45	1	5700				13	円筒コロ軸受		1	
68	トルク	(2)	SS41	2	100				12	齒車減速機		1	
67	フレーム	(1)	SS41	2	2000				11	ロードセンサー		1	
66	カウンタ軸		SS41	1	2				10	金具車		1	92
65	架台	(1)	SS41	1	50				9	金具車		1	24
64	下部軸受		SC46	2	1400				4.4	油圧タム		1	
63	上部軸受		SC46	2	1500				5.2	トルクセンサー		1	
62	離手軸		SS41	1	16				4.13	ギヤーカップリング		1	175
61	ケーブル蓋	7"	SS41	2	280				4.7	ギヤーカップリング		1	310
60	軸受蓋		SS41	4	150				4.3	齒車減速機		1	
59	ローラー		SC46	2	15				4.6	3.1ミットスイッチ		2	
58	ナット		SC46	2	150				4.9	2.ギヤーフラッシュ		2	100
57	音式駆動材								4.1	直流電動機		1	6000
56	主軸		SF45	1	12500								
55	支台	(2)	SS41	1	23								
54	ベース	(2)	SS41	1	300								
53	ベース	(1)	SS41	1	13								
52	支台	(1)	SS41	2	20								
51	レバー		SS41	2	30								
製作部品													購入部品
													大型軸受試験機
													1 43000 (製作部品/)

図 6.8 大型軸受試験機部品表

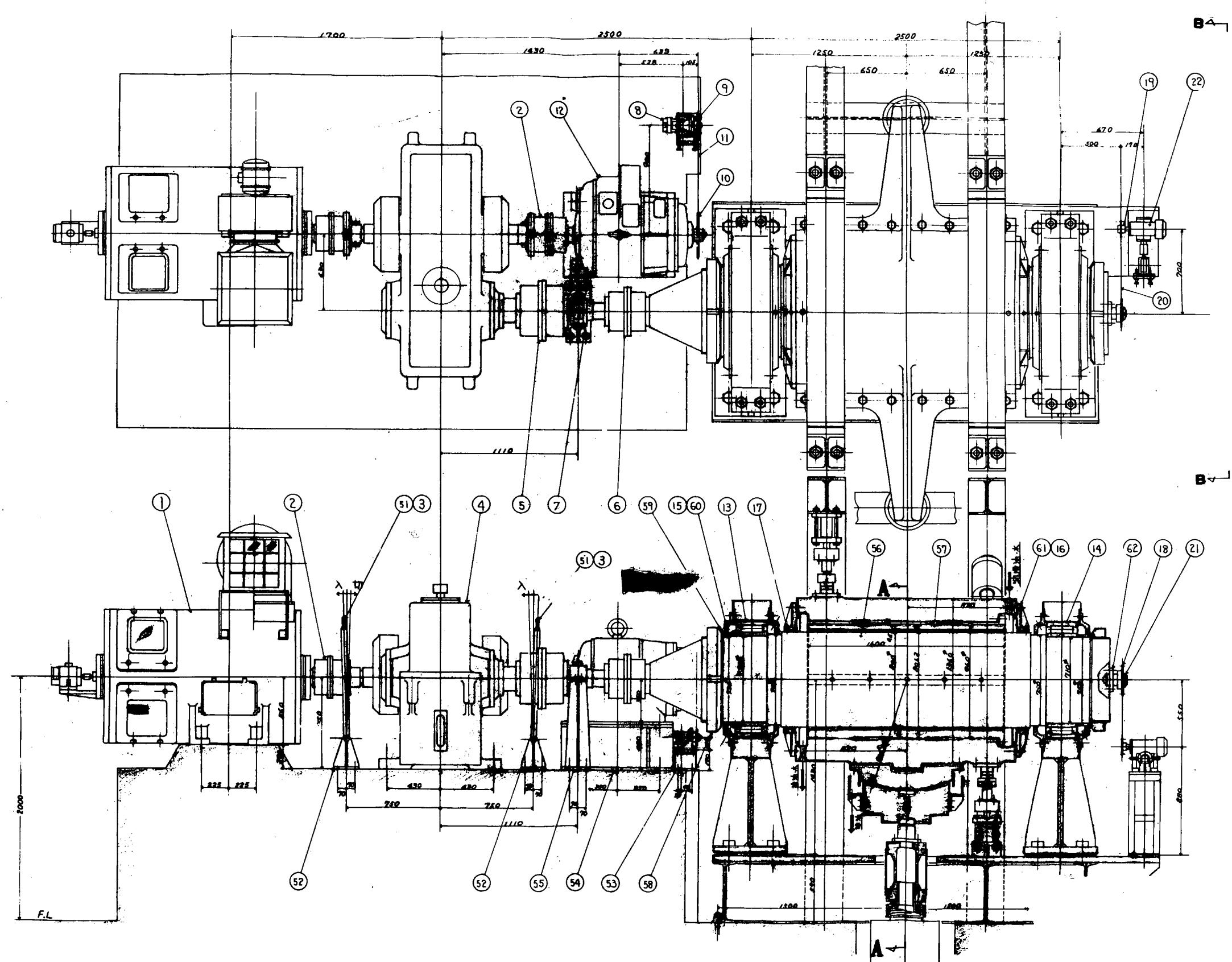


図6.9 大型軸受試験機

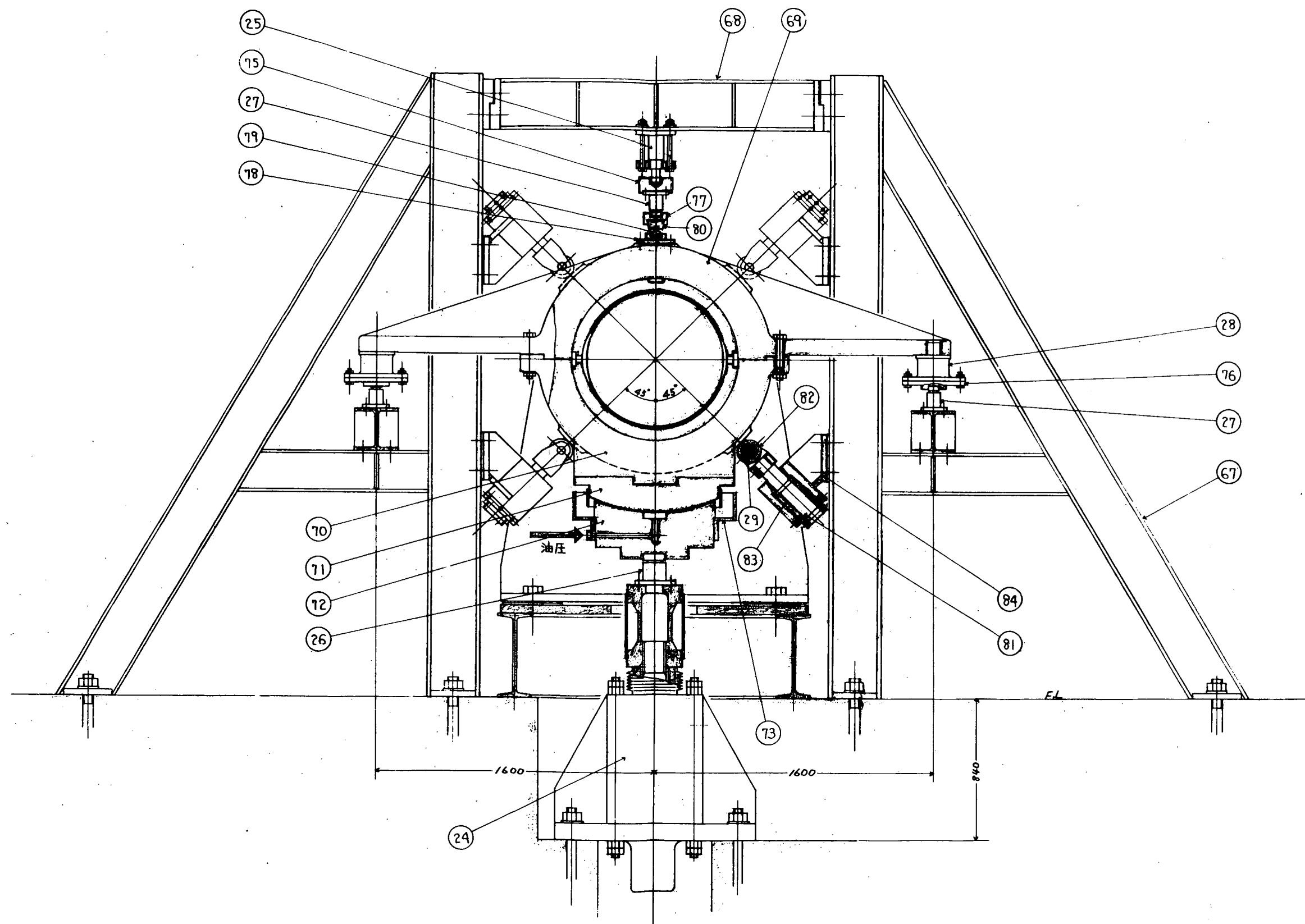


図6.10 大型軸受試験機(A-A断面)

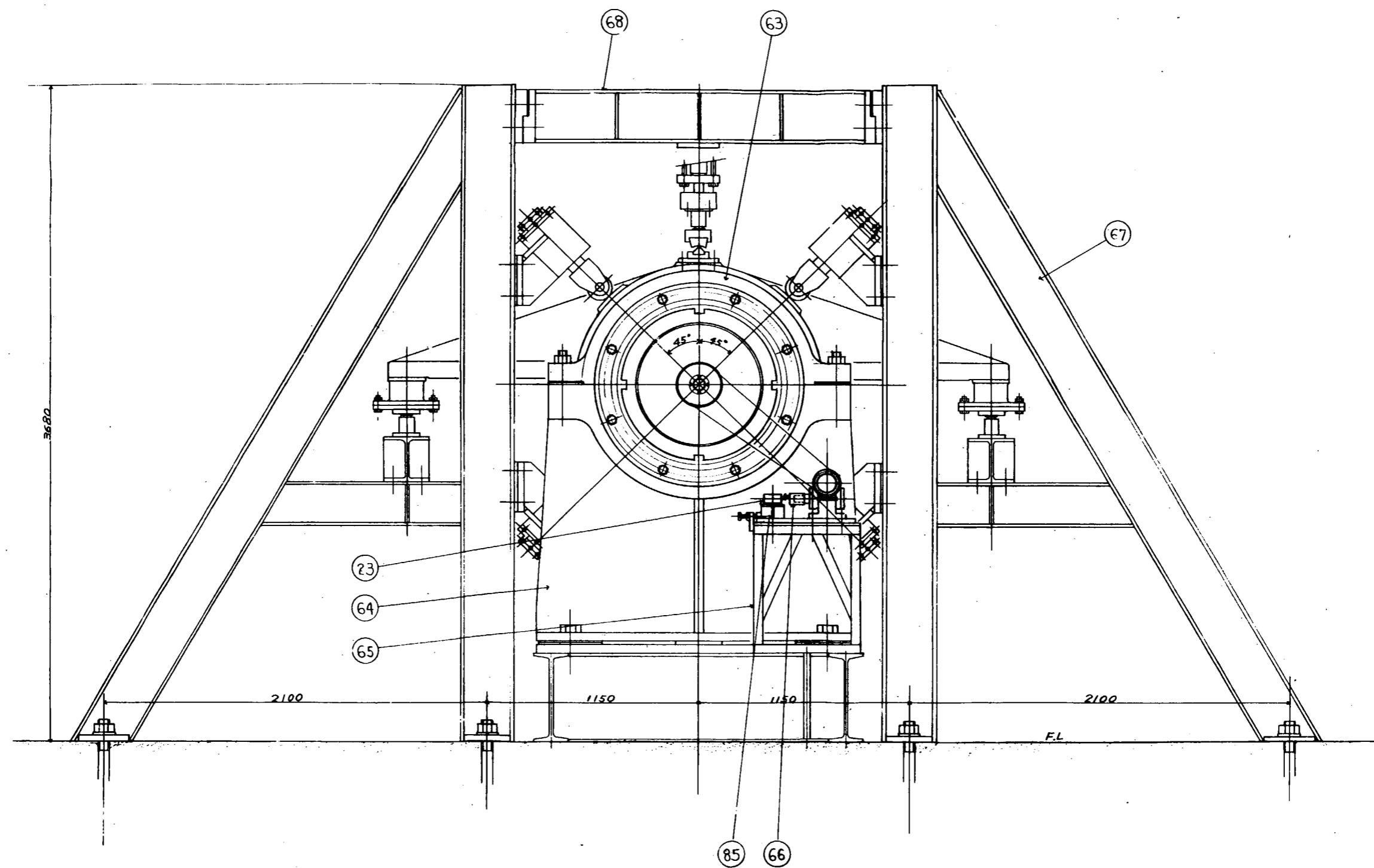


図 6.1.1 大型軸受試験機 (B-B 矢の方向に見る)

## 〔損傷の実態調査〕

### 第7編 油潤滑式船尾管軸受の損傷の実態調査

#### 第1章 調査の目的

昭和39年7月に、日本商船に初めて油潤滑式船尾管軸受が採用されてから、その普及は速く、昭和44年末には200隻を越えている。その普及は、欧米諸国とは逆に大型船のほうから採用され初め、次第に中小型船に向っている。

この方式の船尾管軸受に採用されている材料はホワイトメタルであるが、海水潤滑の船尾管軸受材としてのリグナムバイタと異なり、軸との間に油膜が形成され、直接に接触しないために摩耗せず、半永久的に使用できることを前提としている。

しかし、実際には、ホワイトメタルの焼損や剥離が散発しており、理論的性能を維持するために、すなわち信頼性向上のために、技術的検討および改善の余地が残されている。

そこで、第1編および第6編の調査研究の関連において、日本海事協会船級船について、船尾管軸受ホワイトメタルの損傷の実態を調査し、これについて考察を試みた。

#### 第2章 調査の結果

船尾管軸受材として使用されているホワイトメタルは錫基準のJIS・WJ1, 2相当品か、鉛基準のWJ7相当品であるので、参考として、その化学成分を表7.1に示す。

表7.1 船尾管軸受用ホワイトメタルの化学成分(JIS・H5401)

記号	化 学 成 分 (%)								
	Sn	Sb	Cu	Pb	Fe	Zn	Al	Bi	As
WJ1	残	5.0~7.0	3.0~5.0	0.50以下	0.08以下	0.01以下	0.01以下	0.08以下	0.10以下
WJ2	残	8.0~10.0	5.0~6.0	0.50以下	0.08以下	0.01以下	0.01以下	0.08以下	0.10以下
WJ7	11.0~13.0	13.0~15.0	1.0以下	残	0.10以下	0.05以下	0.01以下	—	0.20以下

JISによれば、WJ1, 2は高速高荷重用、またWJ7は中速中荷重用と記載されているが、船尾管軸受部は、概略的に、周速が5m/sec、平均荷重が5kg/cm<sup>2</sup>であるので、設計的に見て、後者に対応する条件を備えていると考えられる。実際には、WJ1, 2あるいはWJ7が、ほぼ半数ずつ使用されている。

前述したように、昭和44年末現在において、油潤滑式船尾管軸受を装備する船は200隻強であるが、これらの船について、軸受ホワイトメタルの損傷の実態をとりまとめて表7.2に示した。

この表に示すように、ホワイトメタルの材質のいかんと損傷とは特に関係がなく、焼損による剥離を生じたものは、WJ1が2件、WJ7が1件で、のことから、錫基準の材料を特に使用する必要性は認められない。また製造所については記載していないが、少なくとも各社1件の損傷を生じて、ばらついており、これについても特に関係は認められない。

表7.2において、ホワイトメタルが広範囲にわたって裏金まで完全に剥離したものは、A, CおよびI丸の3隻であるので、これらの船について、軸系アライメント、温度計測などの設計条件と損傷発見時の状況などを次に示す。

A丸：この船の軸系は直線設計であり、船尾管軸受船尾端における軸受荷重の分散を柱かる設計はとり入れられていない。メタルの温湿度計測は、船尾側船尾管軸受の船首側真下の位置でメタル裏金内部に熱電対が設けられていたが、温湿度計は設置されていなかった。

建造後約1年を経た時点で、入港直前の自航中に、船尾管内油の消費が増加したため、入港の上、開放した結果、この損傷が確認されたものである。なお、温度としては最高約60°C近くを検出したが、軸系を開放して始めて大損傷の発生が確認されたものである。

表7.2 船尾管軸受ホワイトメタルの焼損状況（昭和44年1月末現在）

船名	船種	総トン数	主機	出力 (PS)	回転数 (RPM)	プロペラ軸 直径 (mm)	船の建造年月 (昭和) 発見年月 (昭和)	ホワイトメタル材質 状況
A 油槽船	4,1,5,9,6	ディーゼル	1,8,4,0,0	1,1,9	6,2,8	4,0,1,0	4,1,1,0	W,J,7 ほぼ全面焼損剥離。
B 鉱石運搬船	3,5,2,8,9	ディーゼル	1,5,0,0,0	1,2,5	5,8,5	4,0,1,2	4,2,7	W,J,7 下半周船尾表面層(0.2mm)流れ。
C 油槽船	7,3,2,0,0	タービン	2,8,0,0,0	1,0,5	7,4,8 4,0,5 (中空)	4,1,6	4,2,7	W,J,1 下半周船尾側にき裂剥離。 船頭部から船首側が流れ。
D 鉱石運搬船	3,6,9,7,7	ディーゼル	1,5,0,0,0	1,2,2	5,7,0	4,1,1,1	4,2,9	W,J,7 下半周船尾側にき裂剥離。 (50×40程度)
E 貨物船	1,1,6,1,9	ディーゼル	1,8,4,0,0	1,2,2	6,1,5	4,2,1	4,3,3	W,J,1 下半周船尾側(右舷寄)EC、ほぼ円形 (25φ)のき裂剥離。
F 散穀貨物船	3,8,7,2,1	ディーゼル	1,5,0,0,0	1,2,2	5,7,0	4,1,1,1	4,3,3	W,J,2 下半周船尾側EC、ほぼ円形(50φ)の き裂剥離。き裂1条(45mm)。一部流れ。
G 油槽船	4,4,2,6,3	ディーゼル	2,0,7,0,0	1,1,9	6,2,8	4,1,9	4,2,1,1	W,J,7 下半周船尾表面層流れ。
H 石炭運搬船	2,4,6,5,5	ディーゼル	1,4,4,0,0	1,1,9	5,5,8	4,0,7	4,3,5	W,J,7 下半周船尾表面層流れ。一部剥離。 き裂2条(60mm)。
I 油槽兼貨船	5,7,0,7,6	ディーゼル	2,0,7,0,0	1,1,5	6,9,0	4,3,1,1	4,4,1,0	W,J,1 下半周船尾側焼損剥離。



図 7.1 船尾管軸受損傷例(左舷壁を見る)(A丸)

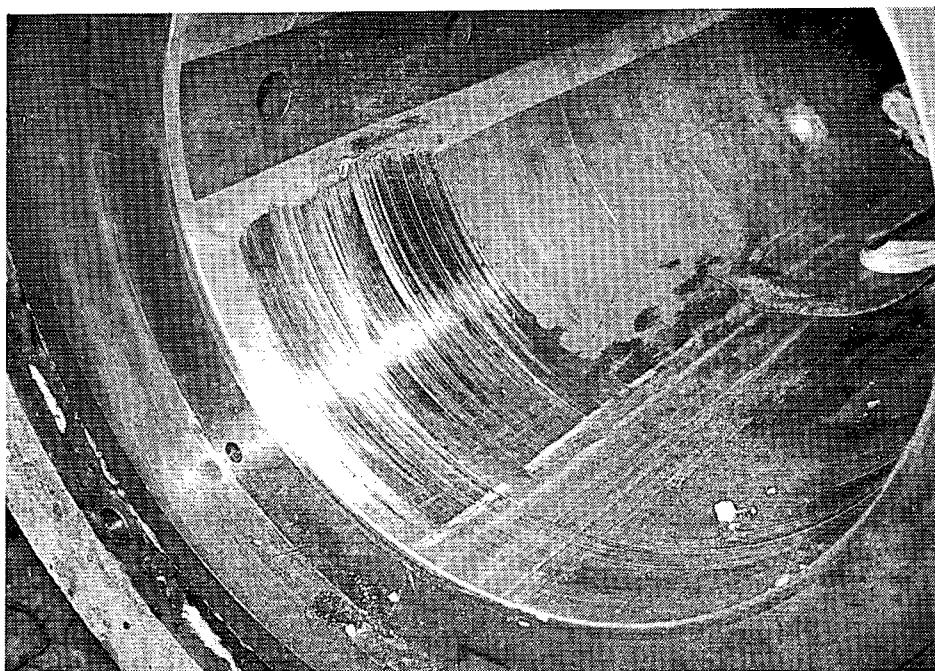


図 7.2 船尾管軸受損傷例(右舷壁を見る)(B丸)

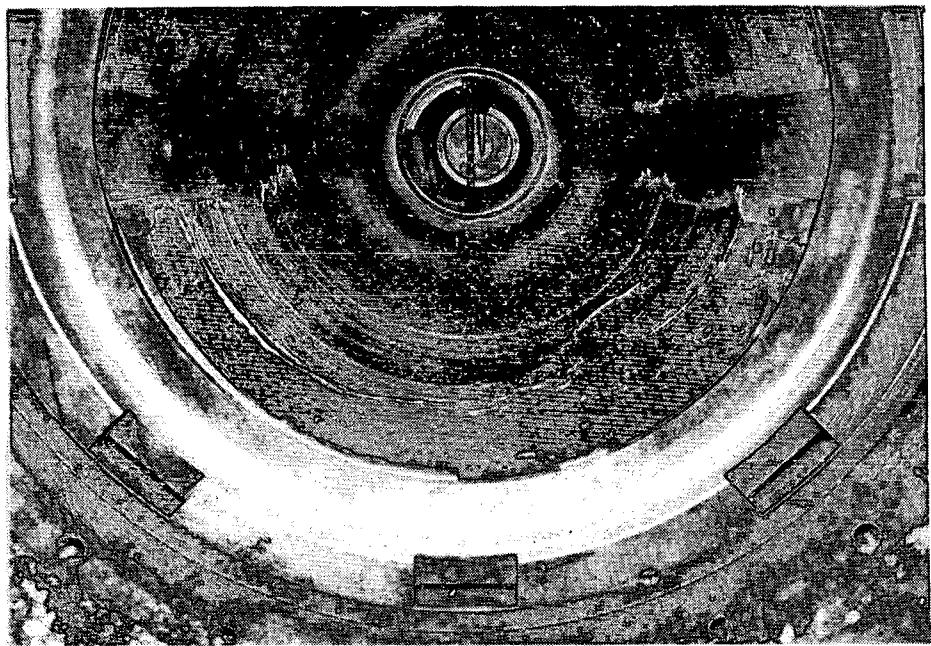


図 7.3 船尾管軸受損傷例( C 丸 )

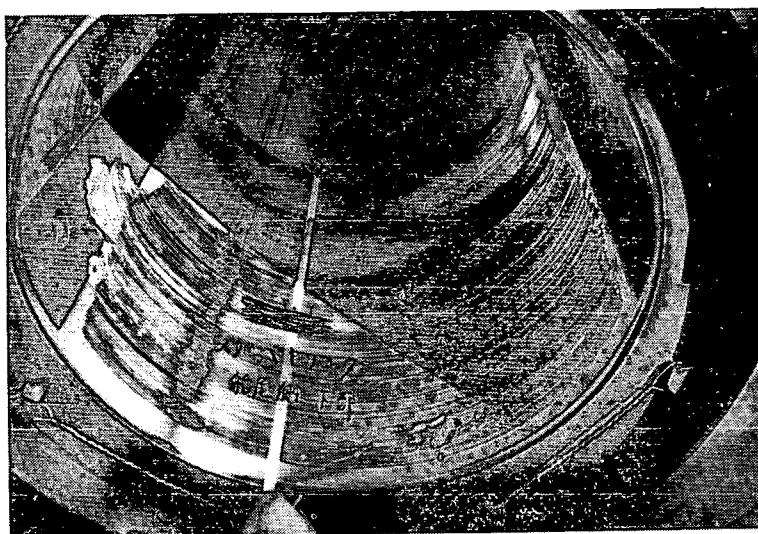


図 7.4 船尾管軸受損傷例( F 丸 )

ちなみに船尾管内油の注入口は船尾管船尾下側に、出口は船尾管船首下側にある。

C丸：この船の軸系も直線設計である。また温度計測は船尾管内油出口で行なわれており、温度警報は60°Cに設定されていた。この船はかつてリグナムバイタ軸受を採用していたが、ホワイトメタル軸受に換装して約1年を経てから、入渠し開放した際に損傷が発見されたもので、温度警報は鳴らなかつたほか、このような大損傷を生じているとは、全く予知できなかつたものである。

ちなみに、船尾管内油の注入口は船尾管船首上側に、出口は船尾管船首下側にある。

I丸：この船の軸系も直線設計である。温度計測は船尾側船尾管軸受の船尾下側のメタル裏金の背面に熱電対を取付ける方法で行なわれており、温度警報は設置されていなかつた。

この船も建造後約1年を経てから、入渠し開放した際に大損傷が発見されたが、就航中に油ドレンタンク内にホワイトメタルの破片が検出されており、なんらかの異常が生じていることは予知されていた。しかし、特に温度の異常が感知されていなかった訳ではなく、また開放するまで大損傷を予想できなかつたことは、A、C丸と同様である。

ちなみに、船尾管内油の注入口は船尾側軸受の船首上側で、出口は船尾管船首下側である。

### 第3章 調査結果についての考察

この調査により次のことが考えられる。

- (1) ある小範囲について、き裂や剥離を生じたものは、軸受荷重の変動あるいは船体振動に起因し、部分的な接着強度の不足、接着不良あるいは鋳造欠陥部にき裂があり、場合によつては、剥離に進展したものと考えられる。これは機械的損傷に属し、軸受変動荷重の大きい高速回転ならびに浅吃水（荒天中のレーシングを含む）時が対象となる損傷とみなしうる。この種の損傷の対策としては、メタル鋳造技術の改善、船体船尾の補強のほか、船尾管軸受船尾に損傷が集中して発生していることから、後述するように、軸受船尾の荷重分散をはかる設計の採用も有効であろう。
- (2) メタルの表面層に流れを生じ、かつ機械的な円周方向の条痕を生じたものは、極低速回転中あるいはターニング中に油膜切れが生じ、軸身との機械的摺動によつて流れたものと考えられる。この場合、溶着による熱的損傷も当然考えられるが、回転数がきわめて低く発熱量が少ないので、熱的損傷よりも機械的損傷が要素であるとみなしうる性格のものであろう。この損傷も船尾管軸受の船尾下半周に集中して発生していること、およびここに油膜切れを生じたとみなしうることから、その対策として、軸受船尾の荷重の分散をはかつた設計の採用とか、耐焼付性の油の採用などが考えられる。なお、船尾管内への海水の侵入も、損傷の一因と考えられるが、これについては後述する。
- (3) メタルが広範囲にわたつて剥離したものは、(1)または(2)の損傷が単独にあるいは併発的に発展して大損傷に至つたとみなしうる。ただし(1)の損傷が高速回転中にそのまま発展したか、極低速運転に入つてから発展したかは明らかでない。一方、(2)の損傷が極低速回転中にそのまま発展したか、高速運転に入つてから発展したかも明らかでない。(1)と(2)の損傷がからんだ場合についても同様である。ともあれ、この損傷も船尾管軸受船尾側下半周に集中している。（注、A丸は剥離が上半周にも及んでいる）

なお、この損傷が高速回転中に生じたとすれば、高速回転に入つても油膜切れが生じる条件が存在したことになり、油性の問題（海水あるいは異物侵入）とか、局部集中荷重の問題が対象となる。この場合の損傷の性格は、(1)がそのまま発展したものであれば、摩擦熱をほとんど発生せずに機械的損傷の発展したものとみなしうるが、(2)が高速運転に入つてから発展したとすれば、発熱量の増大により、機械的摺動損傷が熱的溶流損傷として発展したものとみなしうる。

以上述べたように、すべての損傷が軸受船尾下半周に生じている共通性はあるが、損傷の性格には相異点があると考えられる。ともあれ、すべての損傷の発生位置に共通性のあることは、ホワイトメタルのように、軸と接触せず摩耗もしないことを前提とした軸受では、設計時に、軸系のたわみ曲線に沿つた軸受傾斜を求め、軸受荷重を分散させて、油膜切れによる損傷を少しでも防止する対策が必要であることを示唆している。なお、このときの設計の対象は、低速回転時の油膜切れを防止するため、静的たわみ曲線を考慮すればよい。ちなみに、高速回転中は、油膜切れが生じ難いことに加えて、プロペ

ラのスラスト変動に基づき軸系船尾に上向きのモーメントが作用する傾向にあり、軸受下半周船尾の荷重条件は緩和される。しかし、この場合も支点はやはり下半周船尾側にあるので、上述した軸受傾斜を採用しておけば、動的および平均荷重の分散に有効であり、したがつてこの種の設計は、(1)ないし(3)の損傷のすべてについて効果があるであろう。

実際の軸受の製造技術を考慮すると、軸受面を軸のたわみに合わせて、曲線的に仕上げることは困難であり、軸受面を平面で数段に落して、少しでも設計値に近づけることも一案であろう。一方、軸系全般について、軸受を上下変位させたり、軸方向に移動させたりして、船尾側船尾管軸受の荷重を他の軸受に分散させたり、船尾管軸受の両端を支点として荷重を分散させかつ軸受下半周の隙間の不均衡を小さくするなどの対策も、設計改善として有効であろう。なお、中空軸を採用し剛性を増して、たわみを減少させることも、この種の対策に順ずる設計改善であるが、軸受面の仕上げ調整とか、軸系アライメントの改善のほうが、単に中空軸を採用することのみよりは、この損傷の対策として経済的に有効であろう。

ちなみに、表7.2のすべての船の軸系について、この種の軸受荷重の分散のための設計が取入れられておらず、また、その他のほとんどの実船について、船尾側船尾管軸受の船尾下半周が片当りしている実態を考慮すると、上述した設計改良を採用することによつて、軸受長さを現状よりも短くし得るとみなされる。また定性的にみて、軸受長さは現行より短いほうが性能面からも有利であるとみなされるが、その最適条件を定量的に求めるためには、今後の研究が必要である。

船尾管軸受ホワイトメタル面の油膜切れの原因として、このほかに、船尾管密封装置からの海水の侵入が考えられる。もし海水が侵入すれば、それは軸受下半周に溜まる傾向を有するが、高速回転中であれば、油と混合乳化して、必ずしも油膜切れによるメタルの溶着の原因とはならないと考えられる。一方、停止中あるいは低速回転中の密封性能は良く、またこのような操船は港湾内であつて、船尾管内油圧のほうが船外海水圧より常に高いとみなしうるので、海水侵入は生じ難いと想定される。したがつて、高速回転中に侵入した海水による乳化混合油が、停止中あるいは低速回転中に分離し軸受下半周に海水が溜った場合に、油膜切れを生じる可能性が高いと思われる。しかし、実績によれば、船尾管内に海水の侵入したことが確認されたものは多いが、メタルに損傷を招いたものは皆無に近い。

次に、ホワイトメタルに大損傷を招く以前に、これをいかに速く探知するかの問題について、次のとく考えられる。

もし、メタルの剥離が、(1)で述べた機械的損傷に起因するならば、温度的に検知できずに、油ドレンタンク内にホワイトメタルの破片が検出されるとか、密封装置のゴムシール部に入つて油の漏洩などによって間接的に感知できる場合があるが、あるいは、損傷を全く感知できないかもしれない。メタルの大損傷を感知できないことは、前述したようにA, CおよびI丸の実績が示している。なお、このことは、船尾管内の軸受が長くて、軸受の一部に剥離(厚さは約4mm)を生じても、残された部分で軸が支えられ、軸と裏金が直接に接触せず、軸系全般について、大きな類発損傷を招かないために、特に異常を察知できないものと予想される。

次に、メタルの剥離が(2)で述べた機械的摺動損傷の発展に起因する場合でも、それが極低速回転中であれば、やはり温度的には検知できないことが考えられる。一方、高速運転に入つて熱的損傷として発展し溶着焼損に至るならば、温度的に検知できるかもしれない。C丸の例は、メタルの流れが広範囲でまた剥離も著しいが、60°Cに設定した温度警報が鳴っていない。ただし、温度計測は油出口で行なわれていた。

ホワイトメタルの溶融開始温度は約240°Cで、WJ 1, 2, 7の順に少しく高くなつてゐるが、いずれにせよ、メタルがいつたん溶着すれば、この熱の蓄積も伝導もきわめて速いと考えられるので、軸の回転を早期に停止しないと、蓄熱が放熱に侵つた場合、広範囲を焼損に進展することが予想される。

船尾管内の油の流速はきわめて遅いこと、また油の熱伝導率が低いことのために、軸受下半周船尾から遠く離れた位置で油の温度計測を行なつても、メタルの溶融が進展する時間と比較して、計測の時間遅れが大き過ぎるか、あるいは、ほとんど反応を示さないかもしれない。したがつて、メタルの溶着が生じた場合に、温度警報を速応させ、大損傷への進展を未然に防止するために、あるいは、未然の防止が不可能でも大損傷の発生を探知するために、溶着個所のごく近くで温度計測を行なう必要があろうと考えられる。実際には、軸受船尾真下のメタル背面付近に温度計測点を設ける必要があろう。なお、この種の温度計測は、ホワイトメタルの熱的損傷の対策として有効であり、警報と同時に主機を停止する連動操作の必要性

が感じられる。この温度計測の問題については、メタルの溶融速度と温度計測器の時間的反応の関係を確認するために、今後に実験調査が必要であり、これによつて適切な温度計測位置や警報設定温度が求められるであろう。ただし、これらの事項は、ホワイトメタルの熱的損傷に対しての課題であり、もしメタルが機械的損傷を主体として、ほとんど熱を発生しないで大損傷に至るならば、いかなる手段によつて、それを検知すべきかは、別途の今後の研究課題である。

以上をとりまとめれば、ホワイトメタルの損傷の対策として、軸受の変動荷重であれ静的荷重であれ、その分散をはかつた設計がまず必要であり、このほか、耐燃付性の良い油を使用するとか、海水侵入の早期検出とその分離除去設備を設けるとか、さらに船尾管への油の入口を船尾管船尾下側に設けるなどの方法が考えられる。また、メタルの鋳造技術についても、接着強度の不足や不均一性の改善などが当然必要であり、特に動的荷重に対する接着部の疲労強度の把握が今後の研究課題であろう。

このような対策を講じても、なお損傷が発生した場合、それが熱的損傷であれば、上述したような、温度計測手段によつて、温度警報を速応させ、大損傷への発展を、できる限り未然に防止することが必要であろう。

以上のように、油潤滑式船尾管軸受については、信頼性をより向上させるために研究の余地が多分に残されている。この種のホワイトメタ軸受は、船尾管軸受とは異なる広い分野で、より苛酷な条件で使用されているにもかかわらず、船尾管軸受に使用した場合に、特に損傷が大きい傾向を示している。これは、次のような条件によるのではないかと考えられる。

- 1) 平均荷重は小さいが、軸と軸受の傾斜が大きく、結果として荷重が部分的に集中する。
- 2) 1) に関連して、軸受の油膜が均一厚さに保持されず、軸受性能が低下する。
- 3) 船尾管軸受は特に径が大きいので、メタル鋳造技術に問題がある。
- 4) 軸受潤滑油が停留式であり、強制循環させていない。
- 5) 軸受部の冷却条件が十分でない。

すなわち、これらの条件を満足できれば、優れた軸受性能を發揮できると想定され、将来は、軸受部に冷却潤滑油を多量に強制循環させるとともに、最適な軸系アライメントを採用することによつて、軸受をより短くできるものと考えられる。

ただし、このために、船尾管内の圧力油の循環に対して、強度的にも性能的にも信頼性ある船尾管封油装置の確立が必要であり、このために、現行のリップシールについての改良とか、新たにメカニカルシールの採用などが考えられる。

## 結 言

本研究部会の3年間にわたる諸調査研究事項につき、成功のうちに、まず第1年度を完了した。ここに究明された成果だけでも、軸系設計の革新の一助として貢献することを確信してやまないが、昭和45年度には、さらに充実した諸種の調査研究を行ない、将来の改良開発の糸口を大きく聞くことを計画している。

なお、本年度は、大型船尾管軸受実験装置の試設計を行なつたが、これは昭和45年度に、この装置を製作して、船尾管軸受の諸性能確認実験を行なうためのものであつた。残念なことに、その製作には多大な費用を要し、実現不可能となつたが、将来において、いずれかの機関において、その製作と実験研究の実現されることが期待され、このために関係各位のご協力をお願いする次第である。