

日本船舶振興会昭和41年度補助事業

研究資料 No. 59

“船舶の経済性向上に関する調査”

第 93 研 究 部 会

船尾管軸受に関する調査研究

昭 和 42 年 3 月

社 团 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41年度補助事業「船舶の経済性向上に関する調査」の一部として日本造船研究協会が第93研究部会においてとりまとめたものである。

第93研究部会委員名簿（五十音順、敬称略）

部会長	小泉磐夫	(東京大学)
委員(幹事)	久米宏	(日本海事協会)
(主査)	植田端夫	(船舶技術研究所)
(〃)	堤丈夫	(日本鋼管)
(〃)	鷲見倫一	(三菱重工業)
(〃)	五十嵐義人	(石川島播磨重工業)
	板橋丈太郎	(三菱重工業)
	一瀬芳雄	(舞鶴重工業)
	井手元一	(末島どつく)
	伊藤一男	(ミカドプロペラ)
	高田昌延	(スタンダードメタル工業)
	奥村克二	(名村造船所)
	小原新平	(日本ダストキーパー)
	海津源治	(浦賀重工業)
	門川三郎	(新和海運)
	木田宏	(日本シールオール)
	久津問裕良	(運輸省船舶局)
	黒沢金吾	(日立製作所)
	小林善樹	(函館ドック)
	三枝幸次郎	(日本ピラー工業)
	佐藤栄一	(神戸製鋼所)
	坂本隆男	(三井造船)
	高崎章	(中越ワウケシヤ)
	高橋通雄	(神戸製鋼所)
	葛井駿太	(スターライト工業)
	土井丈士	(三井造船)
	土井元衛	(山下新日本汽船)
	中村貫一	(石川島播磨重工業)
	西敬三	(大阪商船三井船舶)
	野村純一	(日本製鋼所)
	葉山真治	(東京大学)
	広木豊	(日立造船)
	藤井五郎	(阪東調帶ゴム)
	藤島日出夫	(金指造船所)

前	田	宗	雄	(川崎汽船)
吉	田	綏		(リグナイト)
村	上	一	郎	(藤永田造船所)
森		昭	男	(川崎重工業)
山	口	定	雄	(三菱重工業)
山	野		衛	(明星ゴム)
吉	田		真	(吳造船所)
討議参加者		秋	田	正幸 (阪東調帶ゴム)
		阿	波	博之 (日本ピラー工業)
		飯	田	精一 (三菱重工業)
		市	田	理 (スター・ライト工業)
		今	井	正義 (スタンダードメタル工業)
		岩	波	董 (日本ピラー工業)
		岡		貞和 (日本ピラー工業)
		岡	田	利昭 (名村造船所)
		沖	本	昌三 (尾道造船)
		小	笠	一郎 (舞鶴重工業)
		小	沢	新一郎 (阪東調帶ゴム)
		小	山	金路 (日本シールオール)
		坂	部	隆史 (函館ドック)
		阪	本	真男 (三菱重工業)
		沢		紀雄 (リグナイト)
		鈴	木	三郎 (三菱重工業)
		瀬	島	剛 (吳造船所)
		膳		耕造 (リグナイト)
		高	瀬	健三 (舞鶴重工業)
		鷹	津	正義 (ミカドプロペラ)
		滝	野	宗作 (日本ピラー工業)
		田	中	純四郎 (名村造船所)
		谷	岡	明 (日立造船)
		出	来	宏 (日本ピラー工業)
		富	田	幸雄 (日立造船)
		中	村	正幸 (尾道造船)
		永	田	益幸 (川崎重工業)
		鍋	島	健治郎 (舞鶴重工業)
		日	高	利雄 (神戸製鋼所)
		平	田	三千穂 (日本シールオール)
		福	田	收作 (日本ピラー工業)
		藤	尾	博之 (川崎重工業)
		藤	原	昇 (スター・ライト工業)

本 庄 隆 (阪東調帶ゴム)
道 添 良 男 (リグナイト)
南 方 潤 三 (神戸製鋼所)
向 井 正 人 (三井造船)
村 島 徳 (阪東調帶ゴム)
矢 野 美 須 夫 (来島どつく)
山 之 内 晟 (神戸製鋼所)
山 本 定 明 (浦賀重工業)
吉 岡 勝 (日立造船)

本報告第3編、第4編および第5編の調査アンケートに積極的にご協力をいただいた下記の関係会社に心から感謝の意を表します。

海運会社（五十音順）

東 海 運 船	第 1 中 央 汽 船
飯 野 海 運 船	大 光 商 船
乾 汽 船	大 和 海 運
大阪商船 三井船舶	照 国 海 運
岡 田 商 船	東 京 船 舶
川 崎 汽 船	東 京 タンカ
関 西 汽 船	中 村 汽 船
共 栄 タンカ	日 正 汽 船
協 成 汽 船	日 邦 汽 船
三 協 海 運	日 本 海 汽 船
三 光 汽 船	日 本 汽 船
昭 和 海 運	日 本 郵 船
昭 和 郵 船	八 馬 汽 船
新 東 海 運	日 之 出 汽 船
新 和 海 運	広 海 汽 船
ジャパンライン	丸 善 海 運
太平 洋 海 運	三 菱 鉱 石 油 槽
太平 洋 汽 船	明 治 海 運
太平 洋 海 運	森 田 汽 船
玉 井 商 船	山 下 新 日 本 汽 船

造船会社

石 川 島 播 磨 重 工 業	名 村 造 船 所
浦 賀 重 工 業	日 本 鋼 管
大 阪 造 船 所	函 館 ド ツ ク
笠 戸 船 渠	日 立 造 船
川 崎 重 工 業	藤 永 田 造 船 所
吳 造 船 所	舞 鶴 重 工 業
佐 世 保 重 工 業	三 井 造 船
佐 野 安 船 渠	三 菱 重 工 業

関連会社

大 野 社	日本アスベスト
神 戸 化 工	日本ピラー工業
東京スリーボンド	

目 次

緒 言	1
第 1 編 研究方針	2
第 1 章 研究方針の大綱	2
第 2 章 具体的研究方針	2
第 2 編 船尾管軸系に発生する損傷の性格と解明すべき問題点	4
第 1 章 船尾管部軸系に発生する損傷の性格	4
第 2 章 船尾管部軸系に発生する主な損傷	4
第 3 章 船尾管部軸系についての解明すべき問題点	5
第 3 編 機関室隔壁部の封水パッキン回りの設計条件および使用条件の実態ならびに使用者の意見	12
第 1 章 構造の実態	12
第 2 章 設計条件の実態	16
第 3 章 使用条件の実態	21
第 4 章 使用者の意見	27
第 5 章 パッキン製造者の見解	28
第 6 章 とりまとめ	40
第 4 編 船尾管軸受回りの設計条件の実態ならびに使用者の意見	43
第 1 章 構造の実態	43
第 2 章 設計条件の実態	64
第 3 章 軸系中心線調整の実態	77
第 4 章 使用者の意見	82
第 5 章 とりまとめ	83
第 5 編 船尾管内への海水送水配管についての設計条件ならびに使用者の意見	84
第 1 章 設計条件の実態	84
第 2 章 使用者の見解および意見	92
第 3 章 とりまとめ	96
第 6 編 海水潤滑式船尾管軸受材の軸受性能を調査することを目的とした模型実験	97
第 1 章 実験の目的	97
第 2 章 実験装置	97
第 3 章 実験の結果	99
第 4 章 実験結果についての考察	108
第 7 編 船尾管内海水のキャビテーションの発生の可能性を調査することを主目的とした 流体力学的事項究明のための模型実験	110
第 1 章 実験の目的	110
第 2 章 実験装置および計測方法	110
第 3 章 実験の結果	112
第 4 章 実験結果についての考察	113
第 8 編 船尾管軸受の設計条件を究明するための理論解析	114
第 1 章 目 的	114

第2章 計算式の設定	114
第3章 計算の結果	122
第4章 とりまとめ	124
結　　言	125

緒 言

船の船尾管部軸系の設計に関しては、これまでに基礎的および系統的研究が行なわれたことがあまりなく、たとえば軸受一般構造の合理的な設計条件とか、軸受材料の適切な使用条件などについてもほとんど究明されていないのが現状である。したがつて、長年にわたつて、船尾管部軸系構造には本質的改良が加えられておらず、第2編に記載するように、ここに発生する損傷についても解決策のないまま今日に及んでいるものが多い。

昭和37年頃から、急速に船が大型化し、30,000 G.T を越えるものが建造されるようになつたが、中小形船の場合と同様な損傷が発生し、運航管理面に及ぼす影響が大きくなつたので、軸系設計に対する信頼性が各方面の注目をあびるようになつた。なお、大形船に軸系の損傷が多いと誤解されている傾向にあるが、損傷の種類や発生頻度は中小形船と大差なく、ただ大形であるが故に重要度が増したに過ぎない。

このような状況の下に、日本造船研究協会では、昭和39年度に、日本船舶振興会補助事業「機関部主機補機の近代化に関する調査」の一部として、「船尾管軸受構造に関する調査」を行なつた。この調査では、アンケート方式と文献調査により、軸系諸問題の実態調査のほか、研究調査方針の大要を求めるなどを主目的とした。（昭和40年3月、日本造船研究協会・調査資料No.39 参照）

この調査の結果から、船尾管部軸系に関する充実した研究の必要性が認識され、具体的な調査研究方案の作成が、日本造船研究協会第77研究部会「プロペラ軸の強度に関する研究」の事業の一部として、昭和40年度から引継がれた。第77研究部会では、特に海水潤滑式の船尾管部軸系を対象にして、その「解明すべき問題点の摘出」とこれに基づく「調査研究方案の作成」までを事業として調査研究を行なつた。（第2編参照）

このようないきさつを経て、またこれまでの研究成果を骨子として、船尾管部軸系の諸問題の具体的調査ならびに実験研究を行なうこととする目的として、昭和41年度から、この第93研究部会が設置された。

以下は、この研究部会の昭和41年度の研究成果を取りまとめたものである。

第1編 研究方針

第1章 研究方針の大綱

在来の海水潤滑式船尾管部軸系には、その対策を究明しなければならない損傷があることのほかに、構造そのものについても合理的に改良しうると考えられる箇所が多々あり、さらに新たな軸受材の開発など軸系設計者に与えられた課題が多い。残念なことに、これらの問題を解明するに必要な船尾管部軸系に関する基礎事項、たとえば、船尾管内における海水の循環の様相、温度分布、圧力分布などの実態、また軸系の特に横方向の運動の様相の実態、さらに軸受荷重分布の実態などはほとんど求められていない。したがつて、船尾管部軸系の問題点の研究には、まず基礎事項の解明から始めて、広範囲な調査および実験を行なう必要がある。また、このような基礎事項の研究は、海水潤滑式のみならず最近普及し始めた油潤滑式の船尾管部軸系についても共通に必要なことである。さらに、このような基礎事項の研究を行なわざして、古き構造を捨て、新たな構造を採用することは、欠陥ひいては危険性を伴ない、船尾管部軸系の本質的改良を行なつたことにはならない。たとえば、日本商船にあつては、昭和39年7月に油潤滑方式を採用した第1船が就航して以来、昭和39年に4隻、昭和40年に22隻、昭和41年8月末までに総計47隻が就航しており、急激な増加の傾向を示しているが、満2年の使用実績を経て、多くの損傷の発生ならびに問題点が摘出された。すなわち、海水潤滑式と油潤滑式の両者について、技術的信頼性、製造費、運航管理費、取扱いの容易性などの総合的観点からの優劣の判定は時期尚早であつて、それぞれ改良すべき余地が残されている。

このようなことを勘案し、この第93研究部会は、船尾管部軸系の最適設計条件ならびに最適使用条件の摘出をはかり、構造の本質的改良を目標として、特に基礎事項の究明を主体とした広範囲な調査実験研究を開始した。なお、この部会は、広範囲の作業の分担と円滑な運営をはかつて、次の4種のワーキング・グループ（以下WGと称する）を設置し、各WGは、逐次その成果を交換し、互いに関連事項を調整し、またその時点における研究内容の是非の確認を行ないつつ作業を進めた。

第1WG：船尾管バッキン部に関する調査研究

第2WG：船尾管部軸系に関する実験研究

第3WG：船尾管部軸系構造設計（バッキン部を除く）に関する調査研究

第4WG：油潤滑式船尾管部軸系に関する調査研究

（注：第4WGの具体的活動は昭和42年度から開始する）

次章に、具体的研究方針を示すが、これら各WGの作業内容は、互いに共通性があり、また重複する部分もあるので、これら各WGの研究方針を総合した形式で、その要部を取りまとめた。

第2章 具体的研究方針

2.1 アンケート方式による実態調査

既存の船尾管軸系構造全般およびその関連事項について実態を再確認し、疑問点および改良点を摘出する資料を求ることを目的として、次の調査を行なつた。

- (1) 船尾管部軸系全般についての構造および設計条件の実態調査（昭和41年度完了）
- (2) 船尾管部軸系全般についての取扱い者（乗組員）の意見聴取（昭和41年度完了）

2.2 実船による実態調査

船尾管軸受の荷重分布条件（ひいては軸系の運動、撓みなど）を理論解析するための基礎資料となる軸受の摩耗曲線の実態、ならびに軸受、軸スリーブおよびバッキンなどの損傷の実態を知ることを目的として、既成船に対する次の調査を行なつた。

- (1) リグナムバイタ軸受材の摩耗分布曲線の実態調査

(d) リグナムバイタ軸受材および軸スリーブ材の損傷の実態調査

(e) パッキン部の損傷の実態調査

〔これらすべての調査は、昭和41年度に調査開始、昭和42年度に取りまとめ〕

2.3 船尾管軸受の設計条件を究明するための理論解析

この研究は、船尾管軸受の荷重条件を解析するための理論計算式を設定し、電子計算機に組込み、具体的計算を行ない、さらに軸受の摩耗曲線の実態調査結果を勘案して裏付けを行ない、最終的には船尾管軸受の設計条件式を誘導して構造改良をはかることを目的としたものである。(昭和41年度作業開始、一部完了、昭和42年度継続)

2.4 船尾管部軸系の基礎事項に関する模型実験

船尾管部軸系の基礎事項の究明をはかつて、次の模型実験を実施および計画した。

- (1) 船尾管模型(プロペラ軸スリーブ外径123φ)による、在来の構造のリグナムバイタ軸受およびフェノール樹脂軸受の特に熱的性能を主体とした模型実験(昭和41年度一部完了、昭和42年度継続)
- (2) 透明プラスティック管模型(軸径100φ)による、特にキャビテーションの発生の可能性を調査することを主目的とした船尾管部軸系についての流体力学的諸事項究明のための模型実験(昭和41年度実験開始、昭和42年度継続)
- (3) 船尾管パッキン部の最適な設計条件、締付力および使用条件を求めるための模型実験(軸径200φ)(昭和41年度計画、昭和42年度実験実施)

2.5 船尾管部軸系の基礎事項に関する実船実験

船尾管部軸系の基礎事項を究明することをはかつて、海水潤滑式のA丸および油潤滑式のB丸の2隻の実船による実験調査を計画した。

- (1) A丸(川崎汽船所属、川崎重工建造、貨物船、11,300GT)による船尾管内部軸受および海水の温度および圧力分布、ならびに機関室隔壁部付近における軸の横方向の振動の様相についての実船実験(昭和41年度計画、昭和42年度実験実施)
- (2) B丸(大阪商船三井船舶所属、三井造船建造、撤積貨物船、38,100GT)による船尾管内部軸受の温度分布、軸と船体間の横変位、軸の曲げおよび縦振動、船尾部船体振動などについての実船実験(昭和41年度計画、昭和42年度実験実施)

2.6 改良構造による適応性模型実験

船尾管軸受およびパッキン部について、構造改良を試み、その試案について適応性の模型試験を計画した。

- (1) 合成樹脂、ゴムおよびこれらの組合せによる船尾管軸受の改良構造についての、軸受性能の模型実験(軸径123φ)(昭和41年度計画、昭和42年度実験実施)
- (2) 船尾管パッキン部の改良構造についての適応性模型実験(軸径200φ)(昭和41年度計画、昭和42年度実験実施)

第2編 船尾管部軸系に発生する損傷の性格 と解明すべき問題点

第1章 船尾管部軸系に発生する損傷の性格

船舶機関に発生する損傷の性格を大別すると次の3種に分けられる。

- (1) 重大な損傷であるが、発生件数が単数かまたはごく少数で偶発的な性格を有し、他の船に類似の危険性のないもの
- (2) 比較的重要度が高く、すべての船に共通性があつて、類似の危険性のあるもの
- (3) 1件については、特に損傷と呼び難いが、多くの船に共通性があり、かつ発生頻度の極めて高いもの

このうち、(1)は真の意味で事故と呼べるが、(2)および(3)は、最適設計条件および最適使用条件の検討の不備が原因すると思われる性格のものであつて、船の船尾管部軸系には、この種の損傷が多い。これらの損傷の原因を究明し、回避策を案出し、ひいては根本的改良を計ることは、信頼性向上に貢献するところが大きい。しかし、このような事項の研究に着手するに先立ち、船尾管部軸系には、究明すべき基礎事項（本編第3章参照）が多く残されており、これらを、まず明らかにしなければ、与えられた課題の本質的解明は困難である。さらに、残念なことに、これらの基礎事項の究明は非常に遅れているのが現状であつて、船の大型化、近代化の要求に追従し、早急に広範囲な調査研究を必要とする状況にある。

第2章 船尾管部軸系に発生する主な損傷

前章に記載したように、船尾管部軸系には、多くの船に共通性があつて、長年にわたり高い発生頻度を持続しながら、今日なおその適切な解決策の見い出されておらない損傷がある。以下に、この種の損傷を取りまとめた。

2.1 プロペラ軸スリーブの腐食、漬食などの肌荒れ

スリーブに発生する漬食は、初期状態にあつてはざらざらした腐食肌荒れの様相を呈するものが部分的に発達し、深さ数mmに及ぶ孔の群生となつたものであり、その1例を図2.2.1に示した。この漬食孔の群生は円周方向にプロペラ羽根数と同数（ときにはその整数倍）の漬食帯を呈するのが一般である。この損傷は、船尾管軸受と接触して光沢面を呈する部分には見られない傾向があり、プロペラ軸の径の4倍の長さを有する船尾管軸受とスリーブとの偏心により、両者が接触していない部分に発生する傾向がうかがえる。

この漬食の原因としては、海水の軸受部におけるキャビテーション現象が考えられるが、船尾管内における海水の圧力、温度の分布の実態、ならびに船尾管内における軸の周期的変動の様相などの、「基礎事項」が把握されておらないので、眞の原因は不明である。

現在のところ、有効な補修策もないため、一般に旋削が行なわれるが、旋削深さも数mmを要するので、これを繰返すことはスリーブの換装を余儀なくされ、材料が銅合金であることも合わせて、経済性上から早期に解決策を見い出さなければならない性格のものである。

このプロペラ軸スリーブの腐食、漬食などの肌荒れは、日本海事協会船級船を例にとれば、年間プロペラ軸抽出検査件数約600本に対して、年間1.2%前後の発生率を示している。

2.2 プロペラ軸スリーブの機関室隔壁パッキン当り部の摩耗

この損傷は軸のたわみ変動、パッキン締付力、パッキン構造、パッキン材質など多くの因子に関連する機械的損傷と考えられるが、その偏心の深さが数mmから局部的に十数mmに及ぶ条痕状を呈するものである。この損傷の1例を図2.2.2に示した。この損傷を発生した場合には、最近、一部の船で溶射肉盛補修が行なわれているが、日が浅くて信頼性ある安定



図2.2.1 プロペラ軸スリーブの漬食の一例

した対策とはなつておらず、多くの船はそのまま使用するか、あるいは旋削して使用している。ただし旋削も不可能なほど、条痕が深いものもあり、これがスリープ換装を余儀なくさせる要因となつている。このバッキン部は、重要な機関室水密隔壁の一部でもあることから、早期に解決を計らなければならない性格のものである。なお、このバッキン当り付近のスリープには、電気化学的損傷と考えられる腐食肌荒れを生じるものが少なくないので、これについても解決策の究明が必要である。

このプロペラ軸スリープの摩耗は 2.1 の損傷と同様年間発生率を示している。

2.3 リグナムバイタ軸受の異常急速摩耗

リグナムバイタは摩耗することを前提とした軸受材であるが、その摩耗速度は年間 1 ないし 2 mm が平均であるのに対し、年間 10 mm を越えて急速摩耗するものがある。リグナムバイタの異常な摩耗は、プロペラ軸系の曲げ応力を増加させることのほかに、リグナムバイタ換装のために、プロペラ軸を短期に抽出しなければならないという運航管理上好ましくない現象であつて、大形船にあつて、これが連続発生した場合には問題が大きい。なお、この原因は明らかとされておらず、また有効な対策も見い出されていない。図 2.2.3 は、ある大形船（油送船、29,000 DWT、タービン主機）に使用されたリグナムバイタ軸受の異常急速摩耗の状況を参考に示したものである。

急速摩耗といつても、その速度を限界づける定義はないが、1 年間に 10 mm を越えて摩耗した例を対象とすると、リグナムバイタ軸受を装備する日本海事協会船級船、約 2,000 隻について、年間 10 隻前後の発生頻度を示している。なお、この損傷は、船の大きさのいかんにかかわらず発生しており、特に大形船に集中して発生しているものではない。このほか、リグナムバイタ軸受には、2.1 に示したプロペラ軸スリープの潰食と類似した潰食を発生する場合がある。その 1 例を図 2.2.4 に示した。

（注：これら 2.1 ないし 2.3 の損傷は、実船による実態調査と合わせて、昭和 42 年度に解析調査を行なう。なお、これらの損傷は海水潤滑式船尾管部軸系に発生する主な損傷であるが、日本商船について、2 年を越える使用実績を経て、種々な問題点が摘出され始めた油潤滑式船尾管部軸系についても、昭和 42 年度から研究を開始する。）

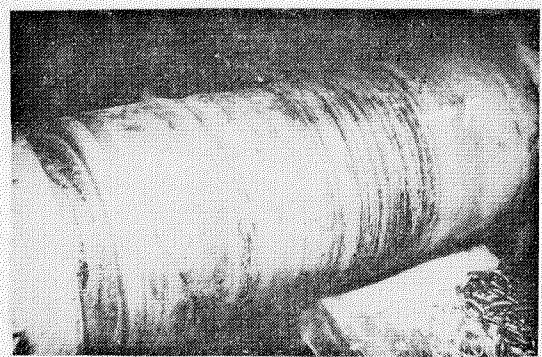


図 2.2.2 プロペラ軸スリープのバッキン当り部の摩耗の一例

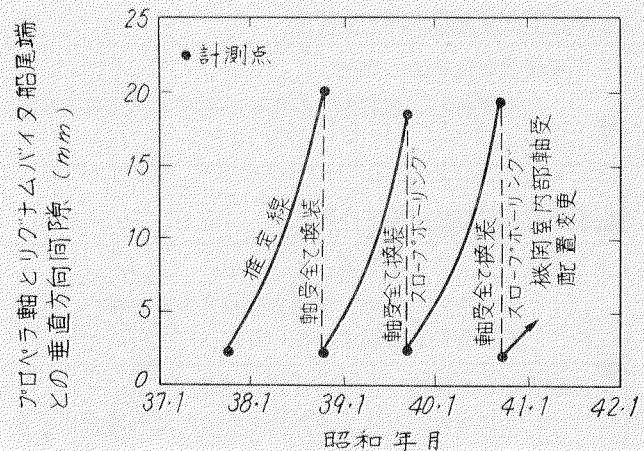


図 2.2.3 リグナムバイタ軸受の異常急速摩耗の進行の一例

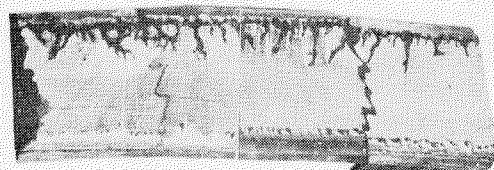


図 2.2.4 リグナムバイタ軸受に発生した潰食の一例

第 3 章 船尾管部軸系についての解明すべき問題点

これまでに記載したように、船尾管部軸系の問題点の研究には、基礎事項の解明から始めて広範囲な調査および実験を必要とする。このような事情を勘案して、先に第 7.7 研究部会では、解明すべき問題点の抽出ならびに、これに対する調査研究要領および調査研究方法などを取りまとめた。

これが、この第 9.3 研究部会の事業の骨子となつたが、第 7.7 研究部会の取りまとめた資料を、研究方針の示唆および確認の目的において、ここに再度記載する。

表 2.3.1 船尾管部軸系についての解明すべき問題点と調査研究方案

調査研究事項 (問題点)	調査研究要領
I. 船尾管内の海水に関する研究	
1. 船尾管内の海水の性状 (船尾管内で海水がどのような流路を経て流れているか。各所の海水の温度分布はどうか。また圧力分布はどうか)(海水には如何なる不純物が混じっているか)	<ul style="list-style-type: none"> a. 軸受溝形状、軸受間隙、冷却水送入口設置位置、冷却水送水量、圧力、船尾吃水などの相違による海水の運動およびその流通路の様相の把握 b. aに関連する海水の温度分布、および圧力分布の把握 c. 航路別、地域別による海水の分析
2. 軸受面における海水の微視的性状 (船尾管内の軸受面で海水がどのような循環、温度分布、圧力分布をしているかの特異な様相の把握)	<ul style="list-style-type: none"> a. 軸と軸受との接触面における海水の流れ、温度、圧力を I-1 項とは別に微視的に把握
II. 船尾管軸受構造に関する研究	
1. 船尾管軸受構造の実態 (船尾管軸受構造改良のための構造の現状の再認識)	<ul style="list-style-type: none"> a. 軸受セグメント長さ幅、溝形状寸法、軸受間隙、軸受配置、冷却水送水量、同圧力、冷却水送入口設置場所、その他設計条件の実態調査
III. 船尾管軸受材料に関する研究	
1. リグナムバイタの特質 (リグナムバイタの特質が認識されているか。最適設計条件が把握されているか)	<ul style="list-style-type: none"> a. リグナムバイタの化学成分、顕微鏡組織、機械的性質、耐摩耗性能などの調査(温度、圧力などの変化による特質の変化)
2. 軸受材料の開発 (リグナムバイタより耐摩耗性能に優れる材料はないか)	<ul style="list-style-type: none"> a. 合成樹脂(フェノール、F.R.P.、ナイロン、テフロンなど)合成ゴムなどの材料(繊維の相異も含めて)について、III-1 と同様な調査
3. 軸受材の摩耗の様相 (軸受材はどのような様相を呈して摩耗するか)	<ul style="list-style-type: none"> a. 軸受材の摩耗速度に関する実績調査 b. 軸受材の軸方向および円周方向の摩耗分布曲線の実態の調査
4. 急速異常摩耗軸受材および潰食発生軸受材の性状 (軸受材の損傷の実態はどうか)	<ul style="list-style-type: none"> a. 摩損軸受材の摩耗速度調査ならびに軸方向、円周方向の摩耗分布曲線の実態の把握 b. 潰食軸受材の潰食発生位置の把握ならびに潰食深さ、方向などの機構的特徴の摘出 c. 損傷軸受材表面層の組織の破壊および樹脂の分解流出などの化学的、顕微鏡的調査 d. 軸受に損傷を受けた船の軸系設計条件の調査 e. 軸受に損傷を受けた船の運航中における使用条件の調査
IV. プロペラ軸スリープに関する研究	
1. 軸受対応部に潰食を発生したスリープ材の性状 (スリープの損傷の実態はどうか)	<ul style="list-style-type: none"> a. 潰食発生部の軸方向および円周方向の位置の把握ならびに潰食深さ、方向などの機構的特徴の摘出 b. 潰食部の化学的、顕微鏡的組織調査 c. スリープに潰食を発生した船の軸系設計条件の調査 d. スリープに潰食を発生した船の運航中における使用条件の調査

調査研究方法	研究によつて期待される事項
a、とも船尾管模形実験 ただし温度計測のみ実船実験でも行なう。 c、実際の海水の実験室的分析	イ、有効な冷却水溝形状および冷却水送水法の設定のための基礎事項の把握 〔溝形状寸法、軸受間隙、溝の3次元的切り方、円周方向および軸方向の軸受片分布と溝分布との関連、所要冷却水量および圧力、冷却水送水口設置場所などの改良〕 ロ、軸受材およびゴムスリーブ材の使用限界温度と実際の温度との関連把握
a、船尾管模形実験および理論解析	イ、軸受下半周、特に真下付近の軸受片について、潤滑冷却に有効な軸受形状の設定 ロ、軸スリーブに漬食を発生させる海水の温度圧力条件の把握（軸受材の漬食についても同様）
a、造船所宛アンケートおよび統計的調査ならびに理論解析 改良点が摘出された場合は船尾管模形実験	イ、軸受構造の現状の把握 ロ、紙上想定による改良点の摘出（理論的裏付けを伴う）
a、リグナムバイタ実物による実験室的調査 耐摩耗性能については船尾管模形実験 a、実物による実験室的調査（Ⅲ-1と同様） 耐摩耗性能については船尾管模形実験	イ、リグナムバイタの特質の把握 ロ、現状より安定した耐摩耗性能を維持するための最適設計条件および使用条件の把握
a、使用実績に基づく統計学的調査 b、プロペラ軸抽出検査時期に、軸受内径計測、軸受両端肉厚計測を行なう。ただし、軸受材を換装する場合には廃材の肉厚実測を行なう。	イ、優れた軸受材の発見（耐摩耗性、耐漬食性） ロ、その最適設計条件および使用条件の把握
a、Ⅲ-3、b項と同一 b、プロペラ軸抽出検査時期に行なう。軸受材を廃材とする場合は実験室的調査 c、損傷軸受実物片による実験室的調査 d、造船所あてアンケートおよび理論解析 e、船主あてアンケート	イ、軸受材の軸方向および円周方向の構造の改良 〔不必要的軸受片の廃除、適切な軸受反力を得るための構造変更〕 ロ、軸受反力理論解析のための基礎資料の把握
a、プロペラ軸抽出検査時期に実態調査を行なう。 b、aにおいてスリープが廃材とされる場合に、実験室的調査を行なう。 c、造船所あてアンケートおよび理論解析 d、船主あてアンケート	イ、スリープ材の漬食の様相の把握 ロ、スリープ表面層の良態を維持するため、船尾管軸受部の設計条件および使用条件を知るための基礎事項の把握

調査研究事項 (問題点)	調査研究要領
2. 機関室隔壁パッキン当り部に摩損を発生したスリープ材の性状 (スリープの摩損の実態はどうか)	a. 摩損部の摩損溝の形状、深さなどの機構的特徴の摘出 b. 摩損進行速度に関する実績調査 c. スリープに摩損を発生した船の軸系設計条件の調査 d. スリープに摩損を発生した船の運航中における使用条件の調査

V 船尾管内の軸系の運動に関する研究

1. 軸系の作用外力 (軸系には如何なる外力が作用するか)	a. 静的外力のほか、特に偏心変動スラストに基づく外力の定性的定量的解析
2. 軸系の運動 (軸系は船尾管内で、実際にはどのような運動をしているか)	a. 軸系の曲げモーメント、撓み、軸受反力などの理論計算法の設定 b. 軸系応力実測結果から、曲げモーメント、撓み、反力などを逆導出し、aの理論計算法を修正する。 c. 軸系の撓み、軸受反力については、III-3、4の軸受材摩耗曲線調査結果を活用して、間接的裏付けを行なう。
3. 軸系の振動 (ねじり振動のほか、横振動、ワーリング振動、縦振動共振が存在するか)	a. 撓み変動振幅および変動周期の調査(機関室隔壁パッキン部付近の軸について行なう) b. 軸系のねじり、曲げ、スラスト振動の調査

VI 機関室隔壁パッキン部に関する研究

1. パッキン材の性状	a. パッキン材質、化学成分、組紐方法、硬度、寸法、締付力に対する変形量、耐油性、耐海水性、グリース保持性、耐摩耗性、耐熱性、耐圧力等の特性を把握 b. 充てん材(グリース等)の種類、成分、耐熱性、耐海水性、親和性等の特性を把握 c. 減摩材の黒鉛、鉛、二硫化モリブデン等の影響調査
2. パッキン部構造等の実態、パッキン材の取扱い方および外的要素等との関連事項	a. 軸径に対するパッキン寸法、巻数、グリース注入の有無と注入位置、共回り防止方法、冷却水の供給法、パッキン押さえおよびネックブッシュ等と軸とのスキ間等の調査 b. 航海時および停船時におけるパッキン締め方状態と海水漏洩量、グリース供給量調査 パッキン寿命、全部取替えまたは1部増締め方法とその期間、パッキン切断法、挿入法の調査 c. 軸の静止および回転時、締付力に対しパッキン箱内における個々のパッキンの圧力分布状態(締り具合)、各部温度、漏水状況、グリース脱油量の調査 グリース用ランタンリング装備有無の影響、冷却水量、圧力、温度の影響、運転時間とパッキンおよびスリープ摩損状況、パッキン寸法巻数と共回りとの関係 軸周速の影響、スリープ材質の影響、スリープ表面荒さがパッキン摩耗および共回りに及ぼす影響 d. 無注水時における温度変化、焼付き、パッキン摩損状況調査 e. 軸の振動および偏心量とパッキン摩耗との関係調査
3. スリープパッキン当り部の電気防食	a. 軸系と船体間の電位差およびその損傷について スリープ材質別(B C、ALB C、ステンレス鋼) プロペラ材質別(HBSC、ALBC、High Mn ALBC-)に調査

調査研究方法	研究によつて期待される事項
a. プロペラ軸抽出検査時期に実態調査を行なう。 b. 使用実績に基づく統計的調査 c. 造船所あてアンケートおよび理論解析 d. 船主あてアンケート	イ. スリーブ材の摩損の様相の把握 ロ. スリーブ表面層の良態を維持するため、パッキン当り部の設計条件およびパッキン使用条件を知るための基礎事項の把握

a. S R 77 軸系応力実測結果より逆解析、または模形実験と理論解析	イ. 軸系設計の根本条件の設定(軸系強度理論解析法の基礎、プロペラ翼数選定の基礎)
a. 紙上解析 b. S R 77 軸系応力実測結果から逆解析 c. Ⅲ-3、4の調査結果を活用	イ. 有効な軸受反力の分配による軸受配置構造の改良 ロ. 軸系撓み曲線に相応する軸受構造の改良 ハ. 機関室隔壁パッキン部における軸系の撓み変動量の把握と該部損傷との関連調査 ニ. 船尾管軸受面の海水の圧力変動と軸の撓み変動量との関連を調査するための基礎資料の把握 ホ. V-1と合わせて、プロペラ翼数選定の基礎資料の把握
a. 軸受材が急速摩耗した船およびスリーブが潰食または摩耗した船を対象として実船計測 b. S R 77 軸系応力実測結果を活用	イ. 軸系の振動が軸受材の急速摩耗や潰食の発生因子であるか否かの調査のための基礎資料の把握 ロ. ねじり振動以外の振動の存在の把握

a. b. c. 主要パッキンメーカーに対しアンケートを出し、また意見を直接聞く。その際研究データ、事故対策例、カタログ、仕様書等資料提出依頼、ならびに理論解析、その結果、各種材料について諸実験を行なう。	イ. 各種パッキン材特質の把握 ロ. 材料の改良点または優れた材料の摘出 ハ. パッキン部構造、設計条件および使用条件の把握
a. b. パッキンメーカーに対しては 1 と同一 a. 造船所あてアンケート調査 b. 船主あてアンケートおよび統計的調査ならびに理論解析	イ. パッキン部構造の現状の把握 ロ. 最適パッキン種類、寸法、巻数、構造等について設計条件および使用条件の把握
c. d. e. 大型パッキン部模型および船尾管模型の一部により代表的パッキン数種を使用してパッキンの寸法を特大、普通、特小とし、巻数も数種について実験を行なう。	
a. b. 造船所および船主あてアース装置設置の有無、その略図、実験または実測例等についてアンケート。実物による実験的調査および実船試験	イ. スリーブ摩損に対し電気的影響の実態および設計条件の把握

調査研究事項 (問題点)	調査研究要領
3. (続き)	<p>b. アース装置有無による実船の実状調査</p> <p>c. アース装置が必要と認められた場合、最適装置の開発</p>
4. 新パッキン材およびパッキン部構造の開発または改善策	<p>a. パッキン当り部スリーブに別体のスリーブ(材質を変えてもよい)を焼ばめ、または押込む方法</p> <p>b. パッキン当り部スリーブの表面処理(たとえば硬質クロームメッキ)</p> <p>c. 損傷部補修のための肉盛法または特殊塗装</p> <p>d. メカニカルシール形パッキン部の採用</p> <p>e. 新規パッキン材の開発</p>

VII キャビテーション発生機構に関する研究

1. 船尾管内海水によるキャビテーションの発生条件と発生機構	<p>a. 船尾管模形によりキャビテーションを実際に発生させ、海水の圧力、温度、流量ならびに軸と軸受との相対変位などの諸条件に基づく、キャビテーション発生条件および発生機構などを把握する。</p> <p>b. aで求めたキャビテーション発生条件に基づき、実船について、その発生の可能性を確かめる。</p>
--------------------------------	--

調査研究方法	研究によつて期待される事項
c. 実物による実験室的調査および実船試験	
a. 構造の研究	i. 傷れたパッキン部構造およびパッキン材の発見 ロ. スリープ更新期間の延長
b. c. 実物による実験室的調査	
d. 構造を研究後模型試験	

a. 小形透明船尾管模形による実験室的実験	i. プロペラ軸スリープおよび軸受材に発生するキャビテーションに起因すると考えられる漬食について、その発生条件の把握と防止策の究明
b. I - 1、2 および V - 2 の調査結果を活用するほか、実船計測	

第3編 機関室隔壁部の封水パツキン回りの設計条件 および使用条件の実態ならびに使用者の意見

第1章 構造の実態

1.1 プロペラ軸スリーブの材質

(イ) B C 1	33隻
(ロ) B C 2	10 "
(ハ) B C 3	102 "
(二) B C	23 "
(ア) A1 B C 1	2 "
(シ) A1 B C 2	7 "
(ス) A1 B C 3	15 "
(エ) A1 B C	2 "
(リ) B C + 0.5% Ni	10 "

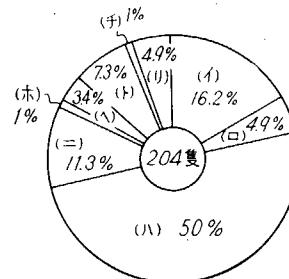


図3.1.1

1.2 使用パツキンの材質

(イ) ラミー糸製セミメタリック黒鉛付パツキン	84隻
(ロ) ラミー糸製ノンメタリック白色パツキン	34 "
(ハ) フラックス糸製ノンメタリック白色パツキン	46 "
(二) ラミー糸製ノンメタリック黒鉛付パツキン	4 "
(ア) グリース・コットン・パツキン	8 "
(シ) グリースモリブデン付パツキン	12 "
(ス) 不明	16 "

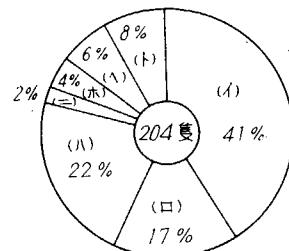


図3.1.2

注) 不明の中には、品名にて回答されているにもかかわらず、材質

が判明できなかつたものが一部含まれている。

1.3 パツキン当り部スリーブの周速

図3.1.3を参照。

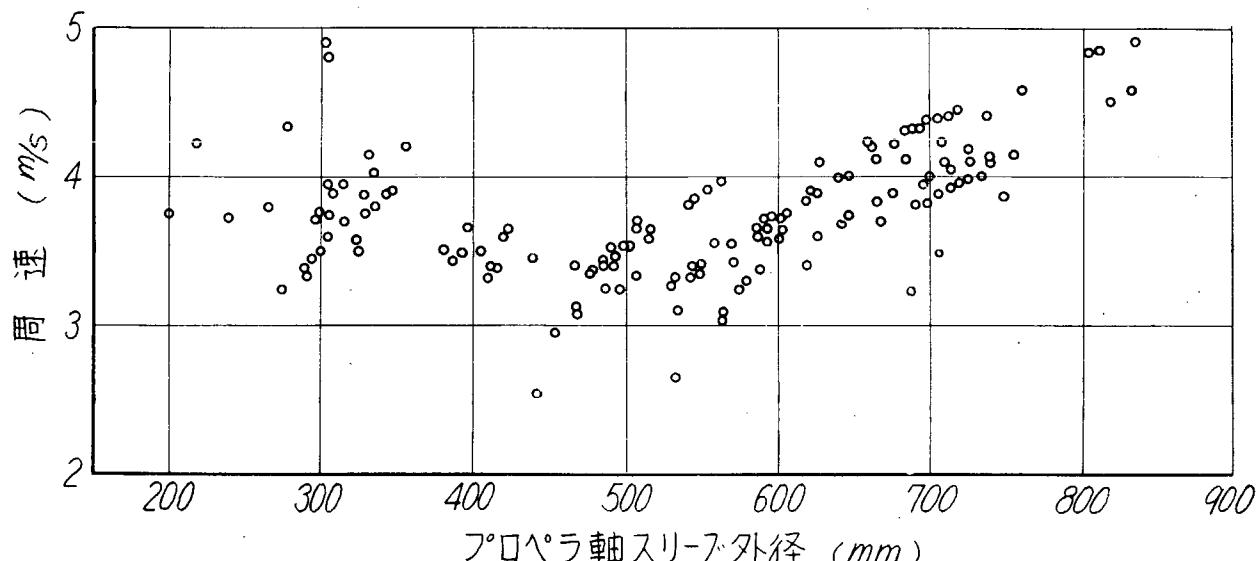


図3.1.3 パツキン当り部スリーブの周速

1.4 パツキンボックス深さ

図3.1.4を参照。

本図に示す、ボックス深さは、パツキンの巻数×厚さであつて、パツキンボックス内にある、ランタンリングは考慮されていない。

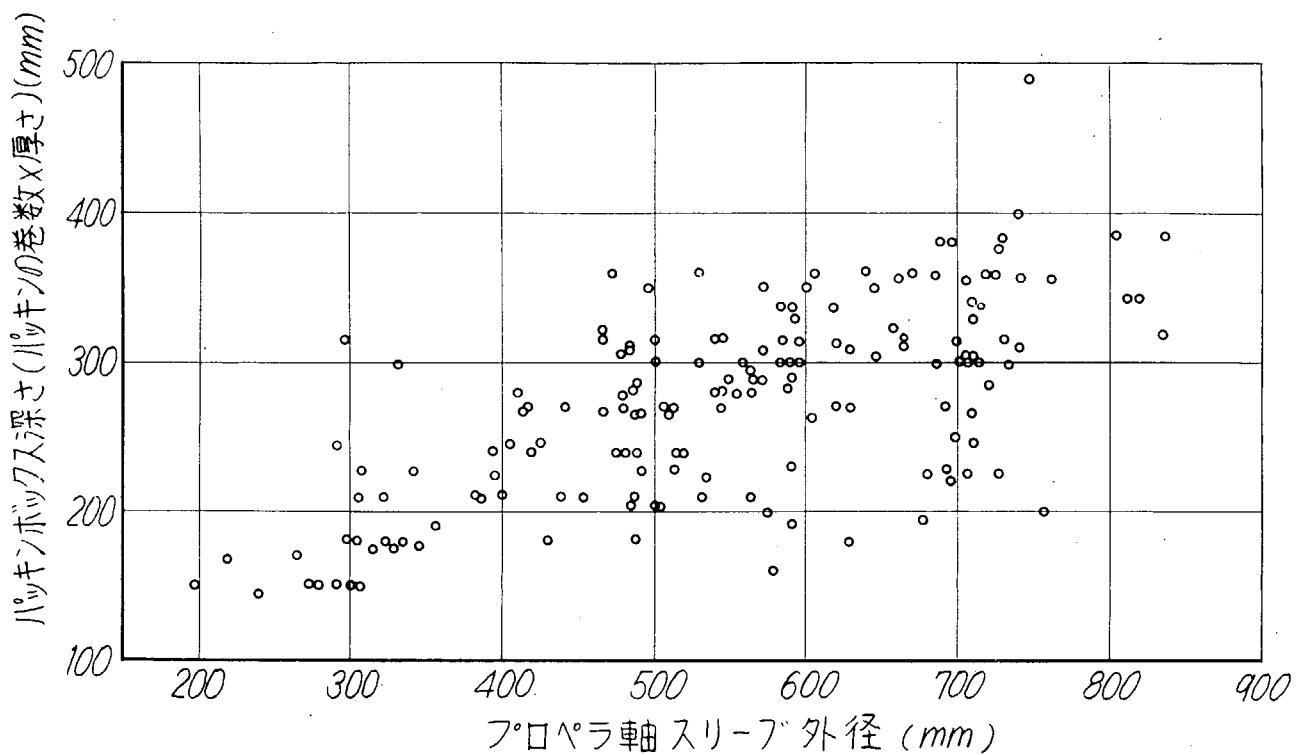


図3.1.4 パツキンボックスの深さ

1.5 パツキンの巻数

図3.1.5を参照。

パツキンの中間部にランタンリングのないもの 121隻 (59.4%)

" " " あるもの 83" (40.6%)

注) ●はパツキンの中間にランタンリングがあるもの

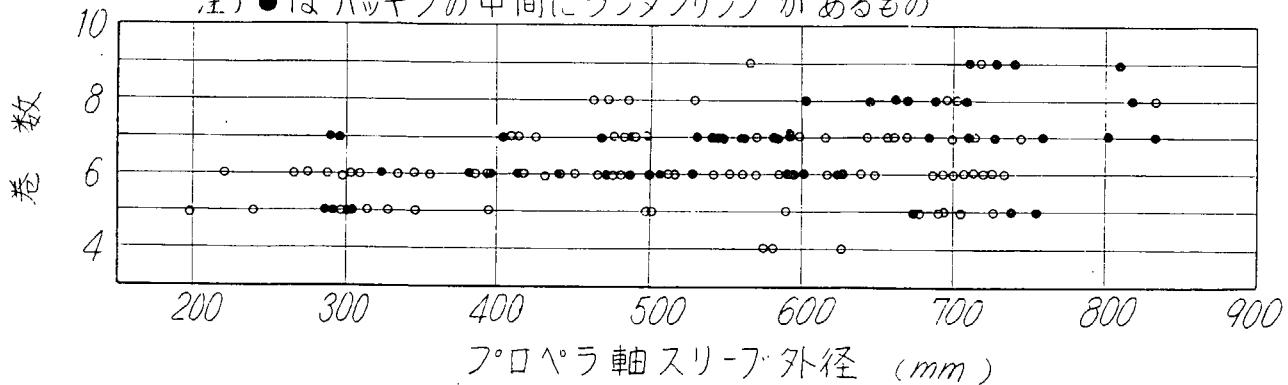


図3.1.5 パツキンの巻数

1.6 パツキンの断面角寸法

図3.1.6を参照

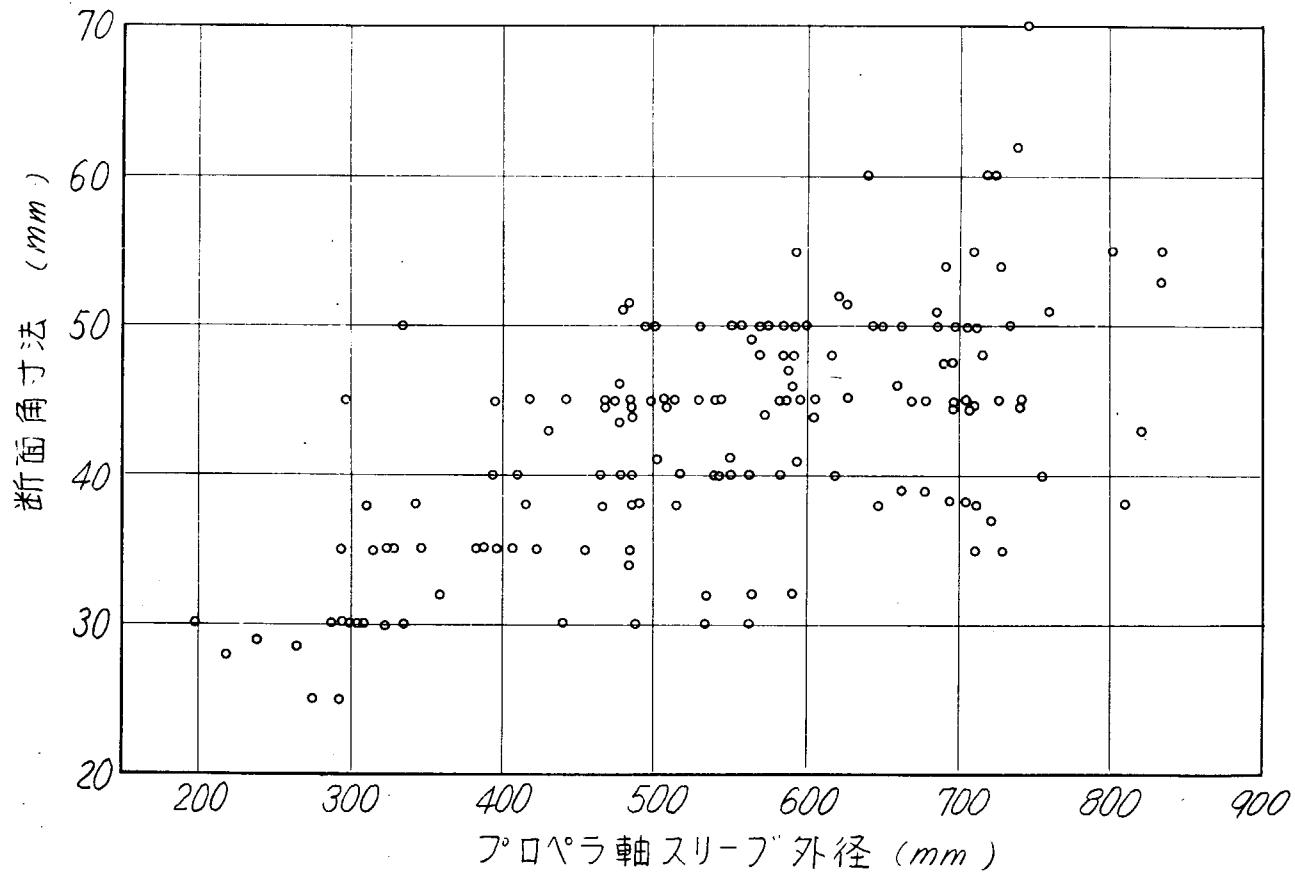


図 3.1.6 パッキンの断面角寸法

1.7 プロペラ軸スリーブ外径とネックプツシユとの隙間

図 3.1.7 を参照。

ネックプツシユを装備している船 78 隻 (38.2%)

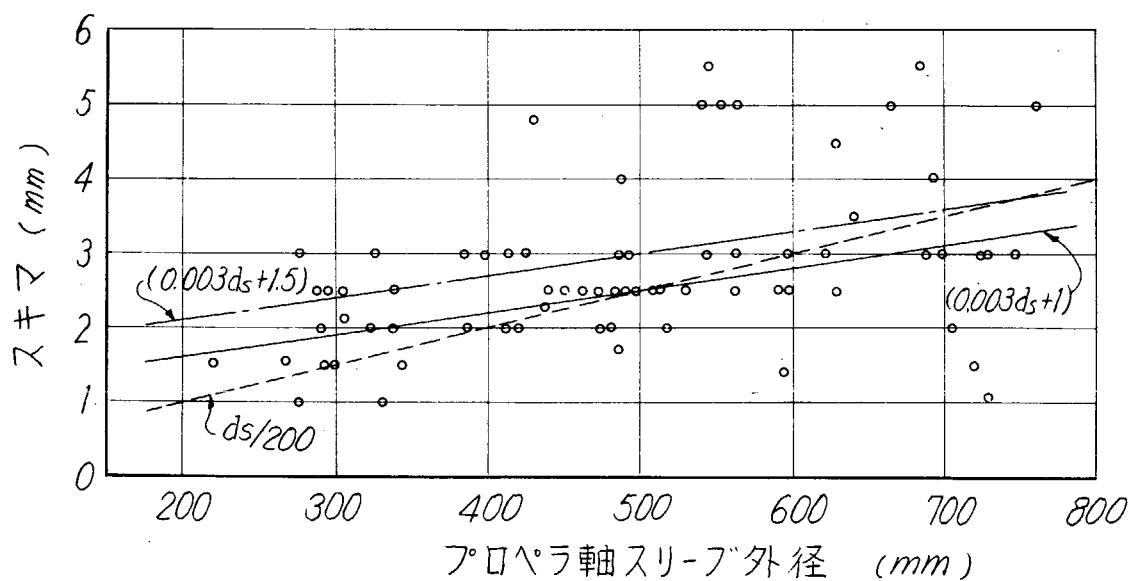


図 3.1.7 プロペラ軸スリーブ外径とネックプツシユとのスキマ

1.8 プロペラ軸スリーブ外径とランタンリングとの隙間

図 3.1.8 を参照。

グリース注入用ランタンリングを装備している船 92 隻 (45%)

海水入口に " " 112 " (55%)

(備考) 本図は海水用ランタンリングの隙を表示した 41 隻 (20.5%) も含め記載している。

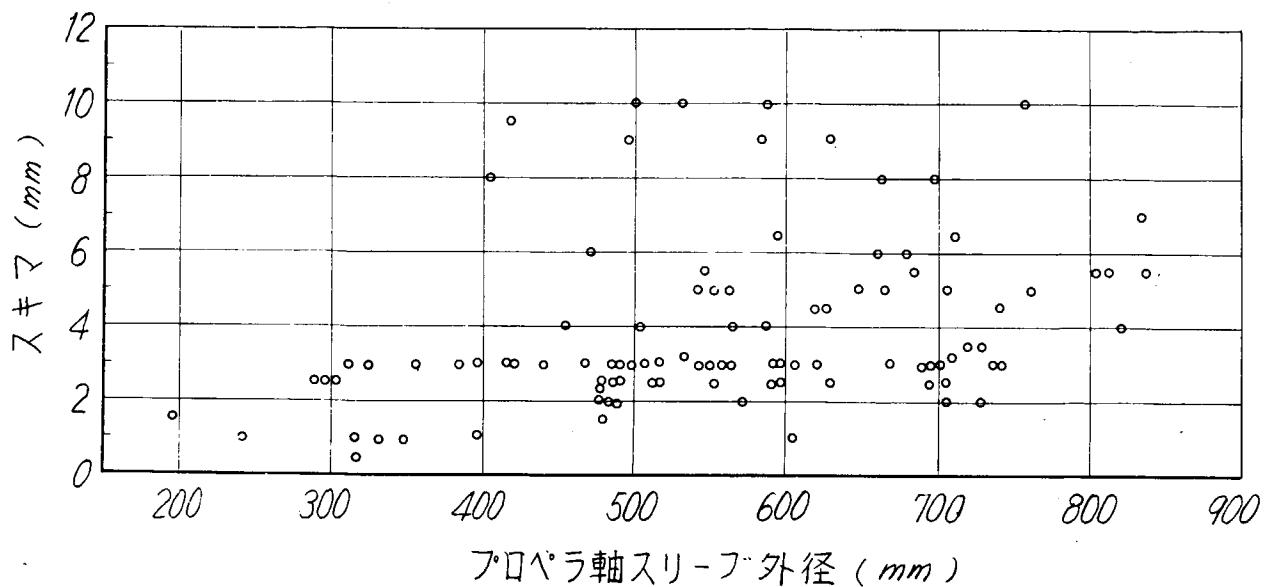


図 3.1.8 プロペラ軸スリーブ外径とランタンリングとのスキマ

1.9 プロペラ軸スリーブ外径とバッキン押えとの隙間

図 3.1.9 を参照。

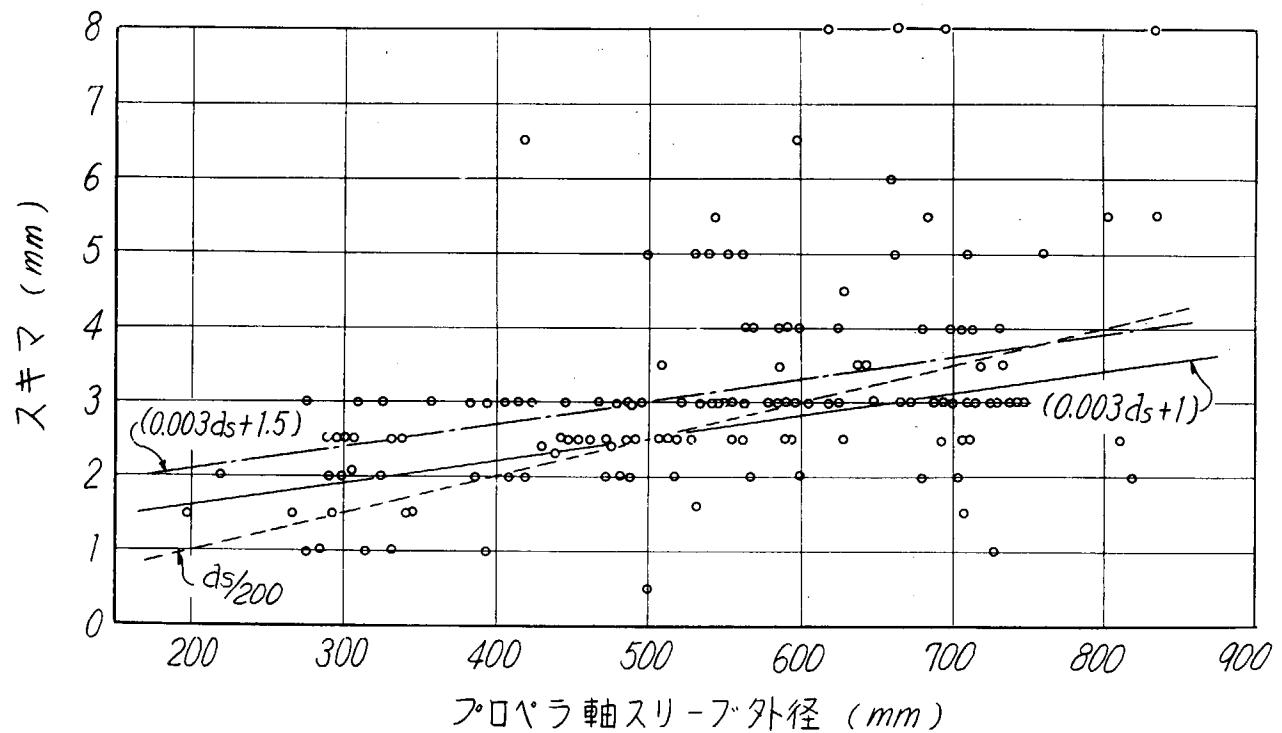


図 3.1.9 プロペラ軸スリーブ外径とバッキン押えとのスキマ

1.10 グリース注入用ランタンリングの幅

図 3.1.10 を参照。

1.11 グリース注入位置

グリース注入を採用している船は 93 隻 (45, 6%) でその注入位置は次のとおり。

- | | | |
|--------------|-------|-------|
| (1) バッキンの船首端 | | 1 隻 |
| (口) " 中間部 | | 75 // |
| (口) " 船尾端 | | 16 // |
| (二) 冷却水管に直接 | | 1 // |

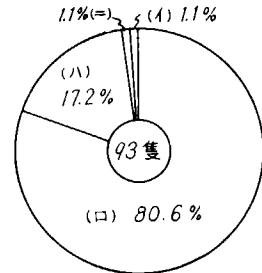


図 3.1.11

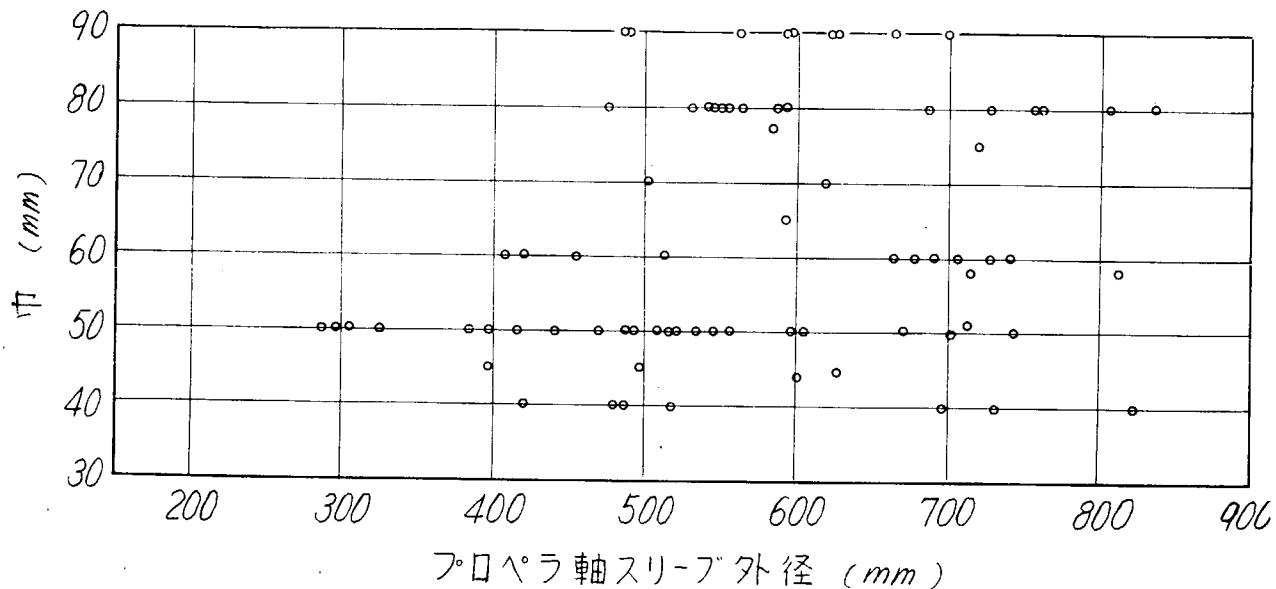


図 3.1.10 グリース注入用ランタンリングの幅

1.1.2 パッキン共回り防止対策

- (1) パッキンボックス内面に円周4か所の溝を設けている 8件
- (2) グランド、ランタンリング等のパッキン接触面にネジ込みピンを円周4～8か所取付けている 7〃
- (3) グランド、ランタンリングのパッキン接触面に円周4か所の溝を設けている 3〃
- (4) パッキンググランドのパッキン接触面はフラットにする 1〃
- (5) パッキン巻数を少なく、5巻位が適当 1〃
- (6) パッキンそう入時に、パッキンを外側に押し付けるようにする 1〃
- (7) ボックスより小さめのパッキンを入れ、奥まで十分締まるようにする 1〃

1.1.3 プロペラ軸スリーブの電食対策

電食対策のためアース装置を付けている船は38隻(18.6%)

- (1) アース用ブランの材質
 - (1) モリブメタル 26隻
 - (2) 銀粉入黒鉛 8〃
 - (3) CuB5 2〃
 - (4) カーボン 2〃

(2) 実測電位差

表 3.1.1 電位差実測例

船の大きさ	船種	電位差	材質	
			軸スリーブ	プロペラ
12,500 DWT	タンカ	約 50 mV	B C	Ni Al B C
10,470 "	ライナ	300 "	B C 3	H B s C 1
47,000 "	タンカ	120 "	A l B C 3	Ni Al B C
76,500 "	"	160 "	"	"

第2章 設計条件の実態

2.1 プロペラ軸スリーブ外径とネットクプツシユとの隙間

- (1) (0.003 ds + 1) 2件
- (2) (0.003 ds + 1.5) 2"

(イ) $ds/200$	1 件
(ロ) 3~4mm	1 "
(ハ) 2~3mm	4 "
(カ) 2~2.5mm	1 "
(ト) 1.5mm	2 "
(ケ) 最後部軸受を支点として船尾側軸受が許容限界まで摩耗したとき 軸とのスキマを0.5mm取る	1 件
(リ) 不明	8 "

(備考) ds : プロペラ軸スリーブ外径

図3.1.7に(イ) (ロ)および(ケ)を示してある。

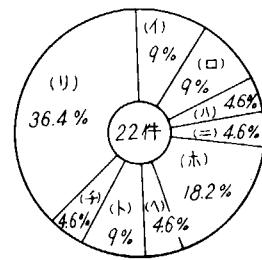


図3.2.1

2.2 ネックブツシユの長さ

(イ) ($0.3 \sim 0.6$) ds	11 件
(ロ) ($0.3 \sim 0.4$) ds	3 "
(ハ) $0.3 ds$	1 "
(カ) $0.35 ds$	1 "
(リ) 不明	3 "

(備考) ds : プロペラ軸スリーブ外径

(イ)項の内、ネックブツシユではなく海水注入用スペーススリングの

実績のみ：1件

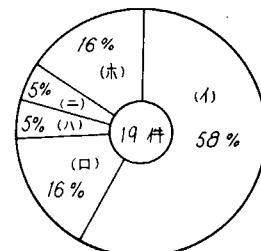


図3.2.2

(ロ)項で関西造船協会標準では($0.4 \sim 1.0$) ds となつてゐるが、軸受ではないという考え方で短かくしている：1件

図3.2.3に(イ) (ロ) (ハ)および(カ)を示す。

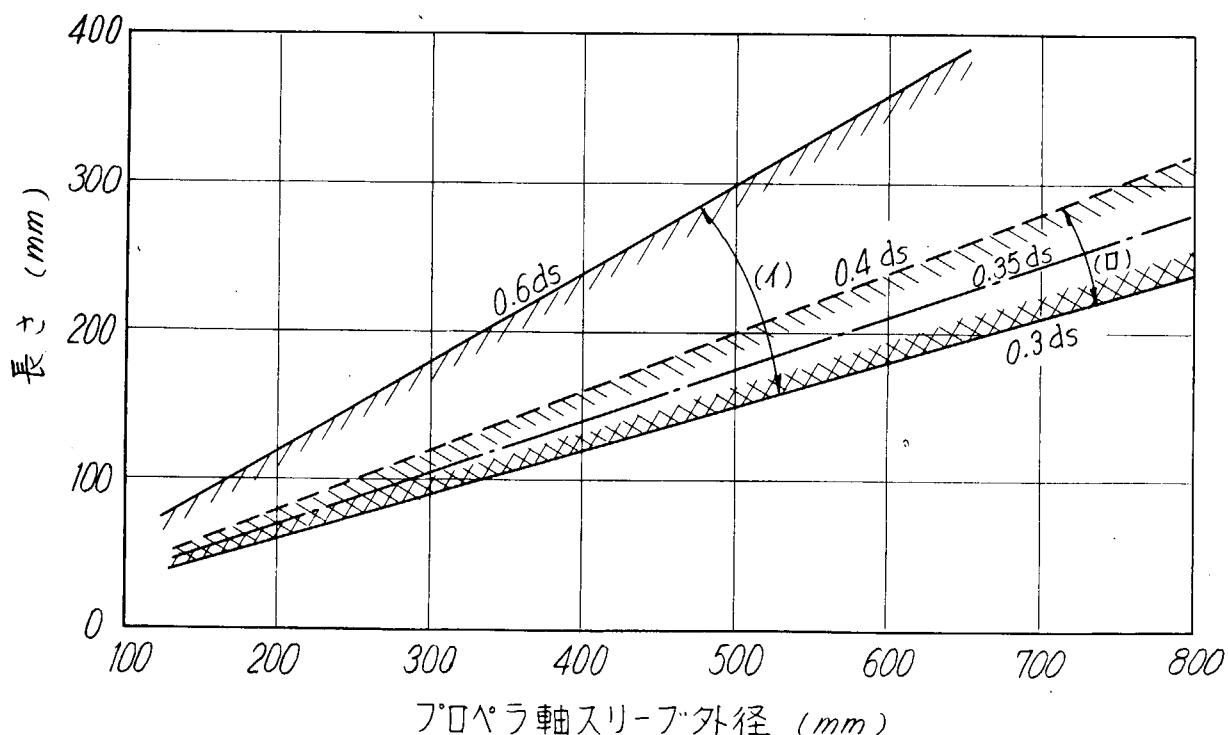


図3.2.3 ネックブツシユの長さ

2.3 パッキン押えの長さ

- (イ) $(0.5 \sim 0.8)L$ 14件
 (ロ) $(0.5L + 25)$ 33〃
 (ハ) $0.5L + 2t$ 11〃
 (ニ) $n/2 + 2t$ 11〃
 (ホ) パッキン3リング分を押し込みさらに止ナット高さを考慮して決定 1〃
 (ヘ) 不明 2〃

(備考) L:パッキンボックス深さ t:パッキン押えフランジ厚さ n:パッキンの巻数

図3.2.5に(イ)および(ロ)を示す。

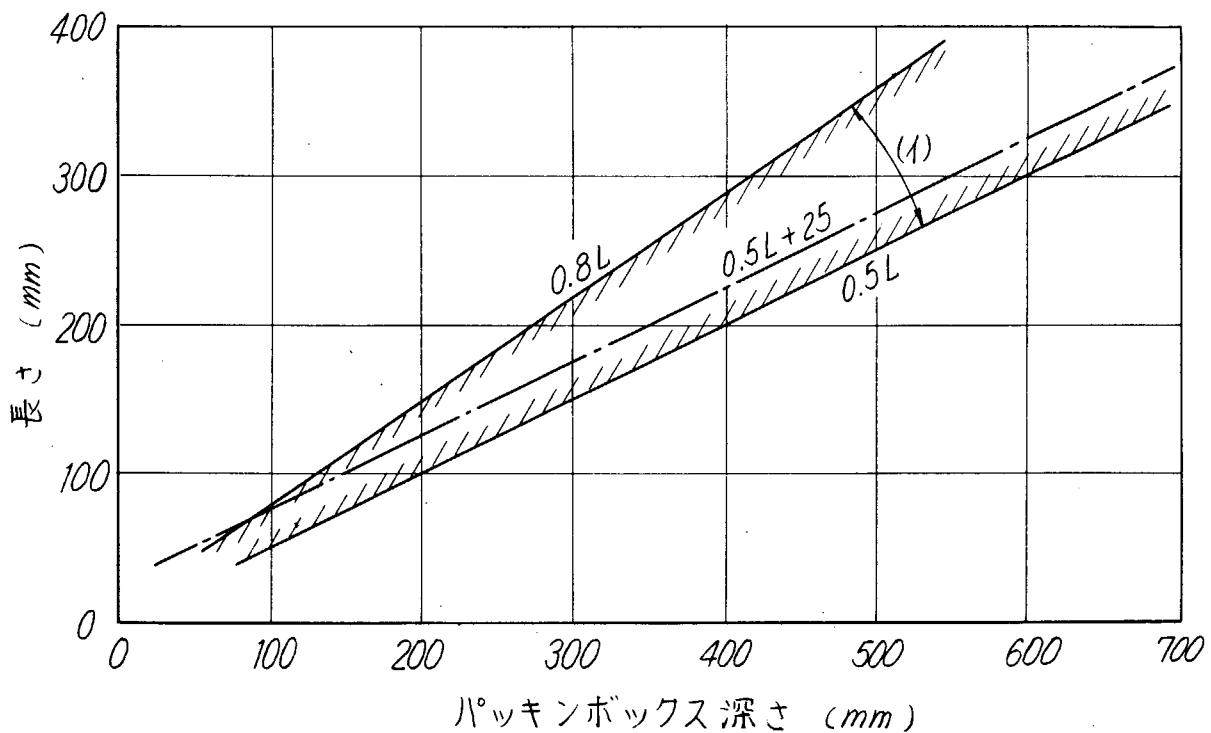


図3.2.5 パッキン押えの長さ

2.4 パッキン押えフランジ外径

- (イ) $(0.9 \sim 1.1)(1.4ds + 100)$ 12件
 (ロ) $1.4ds + 100$ 4〃
 (ハ) 案内ピッチ円径 + $(2.6 \sim 3.0)$ ポルトの径 1〃
 (ニ) 案内ピッチ円径 + $(60 \sim 80)$ 1〃
 (ホ) 案内ポルトピッチ円径に使用ナットの頭が出ないよう決める 1〃
 (ヘ) 不明 3〃

図3.2.7に(イ)および(ロ)を示す。

2.5 パッキン押えの案内ポルトピッチ円の径

- (イ) $(0.9 \sim 1.1)(1.3ds + 70)$ 10件
 (ロ) $(0.9 \sim 1.1)(1.2ds + 70)$ 1〃

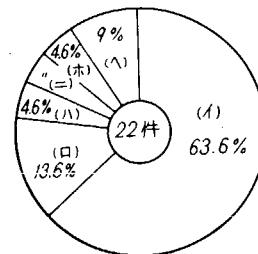


図3.2.4

- (イ) $(1.3d_s + 70)$ 3 件
 (ロ) パッキンボックス径 + (2.6~2.7) ボルト径 2 " "
 (ハ) パッキン押え外径に使用ボルト径以上の余裕をとつて適宜決定す。 1 "
 (ヘ) 実際の図面上で決定 1 "
 (ト) 不明 4 "

図 3.2.9 に(イ)、(ロ)および(ハ)を示す。

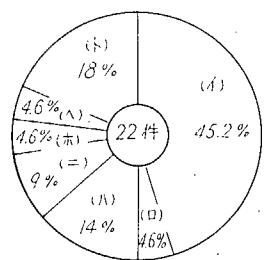


図 3.2.8

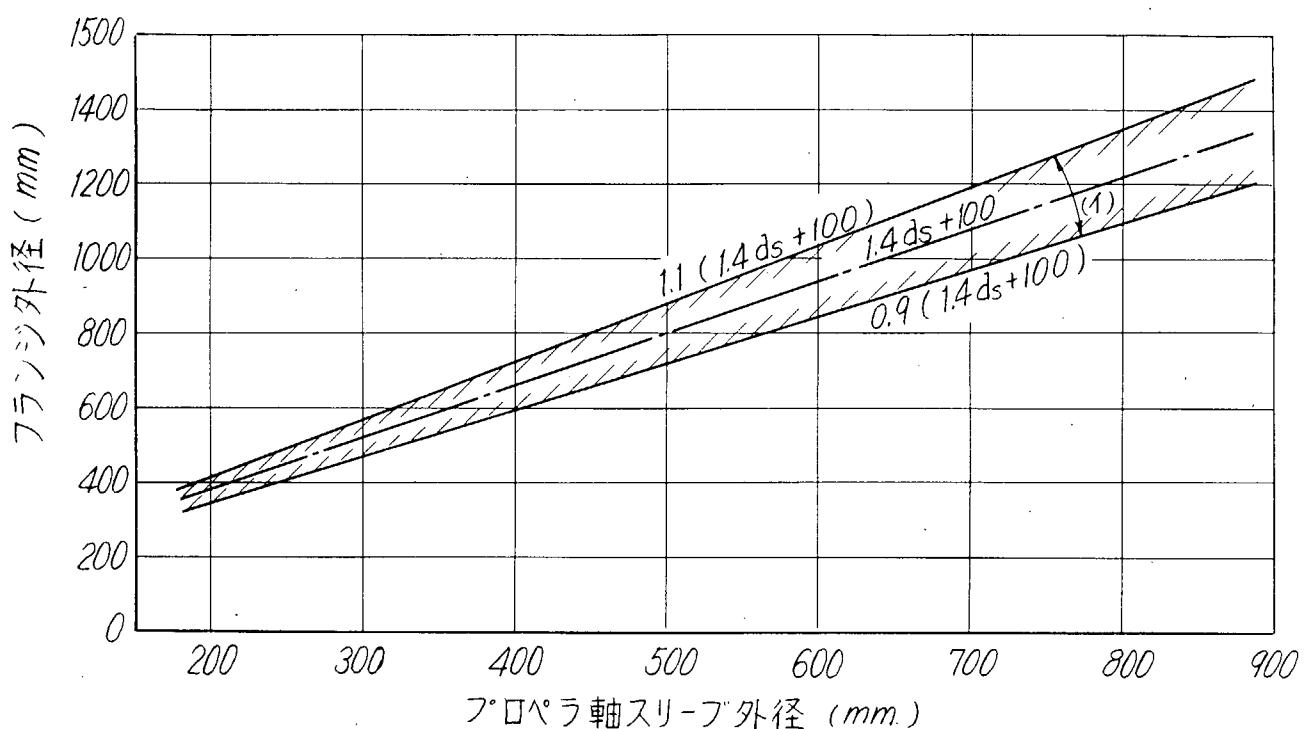


図 3.2.7 パッキン押えのフランジ外径

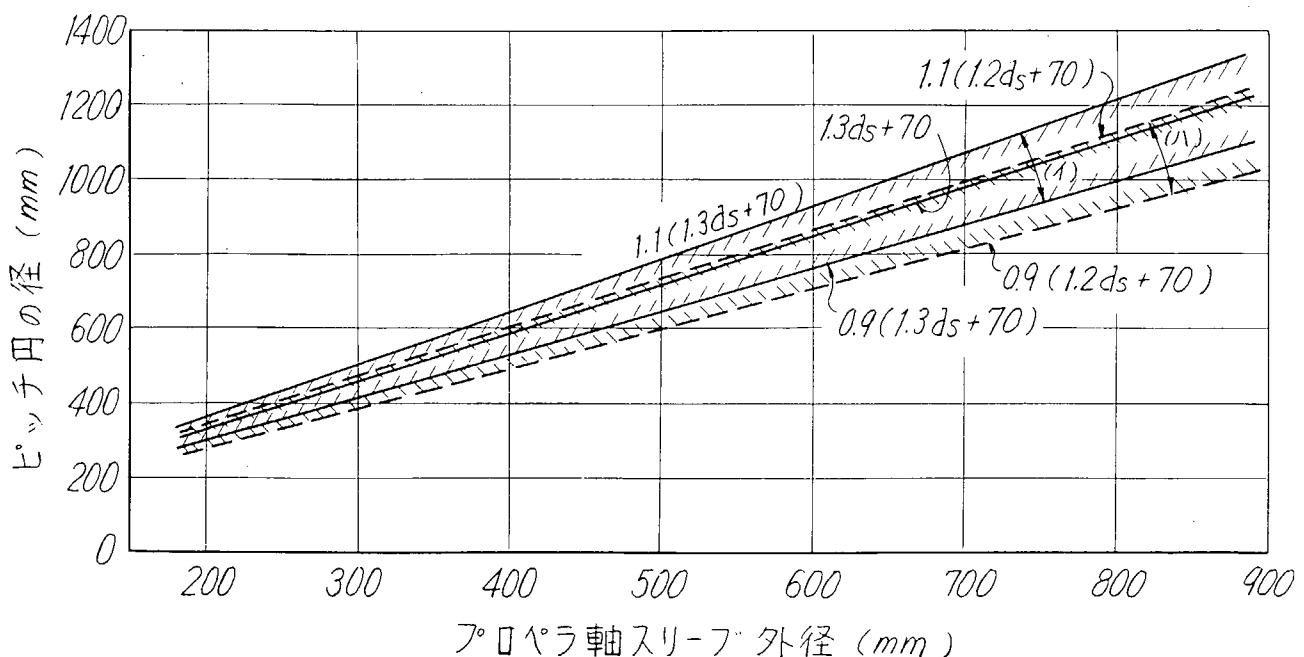


図 3.2.9 パッキン押えの案内ボルトピッチ円の径

2.6 パツキン押えフランジ厚さ

(1) (0.9~1.1) (0.05ds + 1.5)	11件
(口) (0.9~1.1) (0.04ds + 1.5)	1〃
(△) 2.0~4.0mm	1〃
(=) 3.0~4.5mm	1〃
(△) 4.2.5~5.0mm	1〃
(△) 不明	7〃

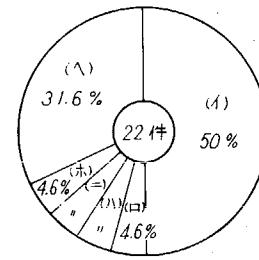


図3.2.10に(1)、(口)、(△)、(=)および(△)を示す。

図3.2.10

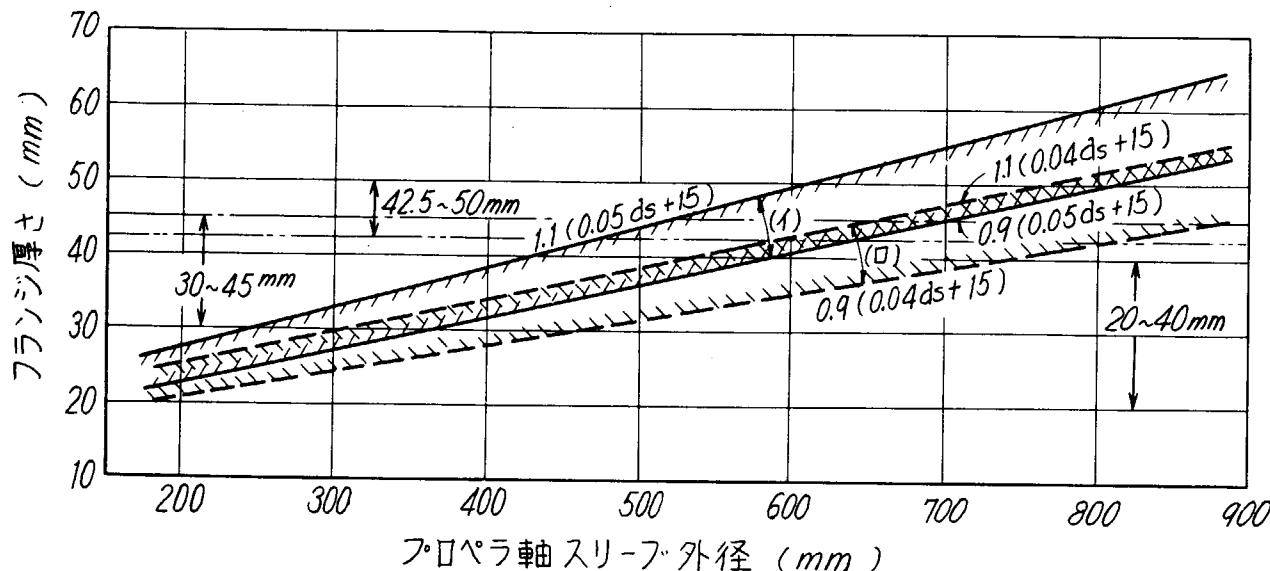


図3.2.11 パツキン押えのフランジ厚さ

2.7 パツキン押え用案内ボルトの数

(1) 6本	12件
(口) 3~6本	2〃
(△) 4~6本	1〃
(=) 4~8本	2〃
(△) 6~8本	4〃
(△) 不明	1〃

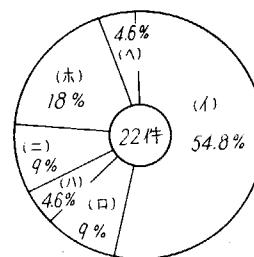


図3.2.12

2.8 パツキン押え用案内ボルトの径

(1) 0.04ds + 1.2	11件
(口) W 3/4~1 3/4	2〃
(△) W 1~1 3/8	1〃
(=) W 1 1/8~1 1/2	1〃
(△) 不明	7〃

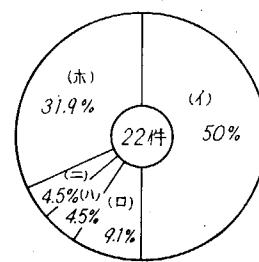


図3.2.13

図3.2.14に(1)、(口)、(△)および(△)を表す。

2.9 プロペラ軸スリーブ外径とパツキン押えとの隙間

(1) (0.003ds + 1)	2件
(口) (0.003ds + 1.5)	2〃
(△) ds / 200	1〃

- | | |
|--|------|
| (イ) 3~4 mm | 1 件 |
| (ウ) 2~4 mm | 1 // |
| (エ) 2~3 mm | 4 // |
| (オ) 2~2.5 mm | 1 // |
| (カ) > 1.5 | 1 // |
| (リ) スリーブ外径 450 mm 以下で 3~2 mm | 1 // |
| (メ) 最後部軸受を支点として船尾管軸受が許容限界まで摩耗したとき軸とのスキマを 0.5 mm 取る | 1 件 |
| (ル) 不明 | 5 // |

図 3.1.9 (イ)、(ロ)および(メ)を示してある。

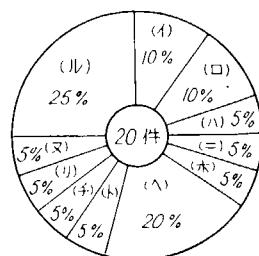


図 3.2.1.5

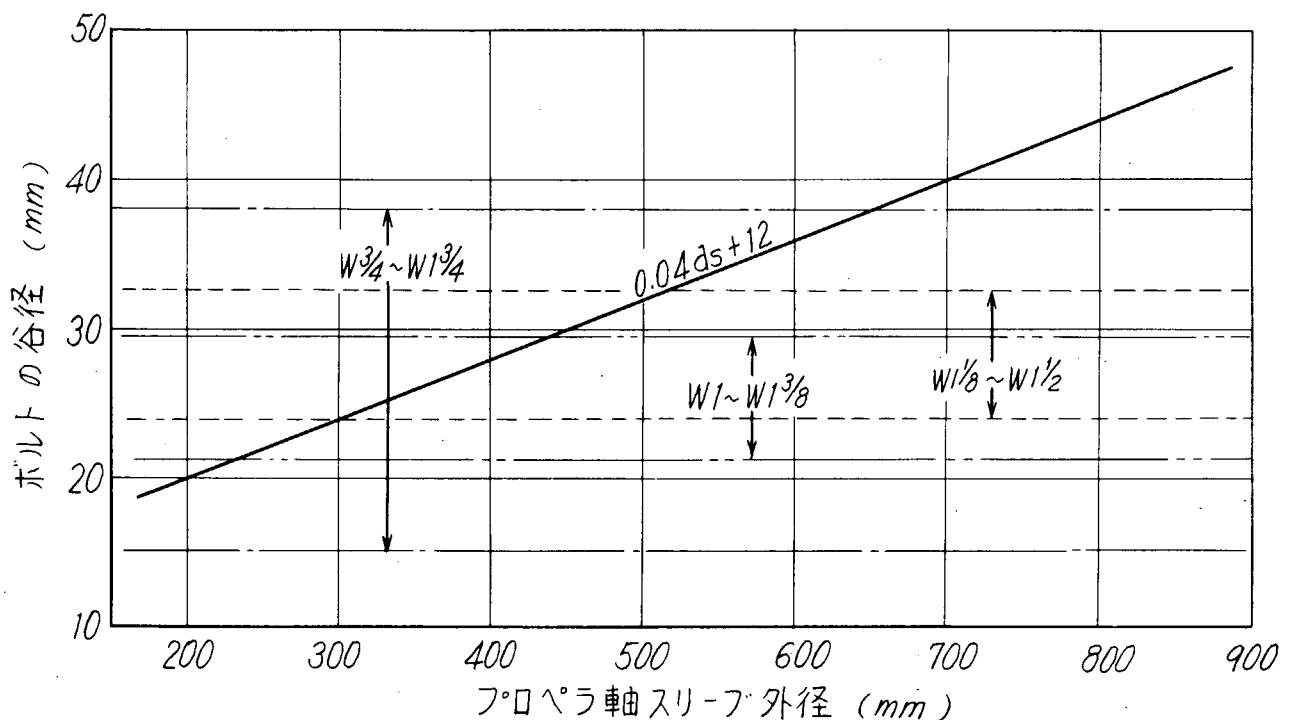


図 3.2.1.4 パッキン押えの案内ボルトの径

第 3 章 使用条件の実態

本章は標題に関して、各海運会社にアンケートを提出し、その回答を取りまとめたものである。

3.1 船尾管隔壁パッキンの使用状態等について

3.1.1 特に指定するパッキンの材質

- | | |
|---|------|
| (イ) ラミー系製ノンメタリック白色パッキンまたは
フラックス系製ノンメタリック白色パッキン | 7 社 |
| (ロ) フラックス系製ノンメタリック白色パッキン | 1 // |
| (エ) ラミー系製ノンメタリック黒鉛付パッキン | 2 // |
| (オ) ラミー系製セミメタリック黒鉛付パッキン | 2 // |
| (カ) ラミー系製セミメタリック黒鉛付または
同系製ノンメタリック白色パッキン | 2 社 |

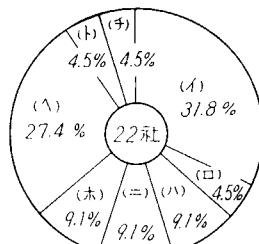


図 3.3.1

- (イ) (ホ)と思われるもの 6社
 (ト) 石綿糸製セミメタリック耐熱グリース黒鉛付パッキン 1〃
 (チ) 精製麻糸製(ラミーまたはフラックス糸)パッキン 1〃

3.1.2 特に指定するパッキン部構造

(1) パッキン巻数について

- (イ) 5本 2社
 (ロ) 6本 2〃
 (ハ) 5~6本 2〃
 (ニ) 5~7本 1〃
 (ホ) 6~7本 1〃
 (ヘ) 6本以上 1〃
 (ト) 7本 1〃

(2) パッキン断面角寸法について

- (イ) 細過ぎるより、やや太目のものを使用する 1社
 (ロ) 2"~5/8" 1〃
 (ハ) メーカ標準品を使用する 2〃

(3) パッキンの回り止め対策について

- (イ) グランドの先端にテープ部を設けた(図3.3.2参照) 1社
 (ロ) パッキン箱最奥部およびグランド端に設けた 1社
 (ハ) ピンを付けた 1〃
 (ニ) グランドとランタン・リングに設けている 1〃
 (ホ) グランド外周に回り止め溝を切る 1〃

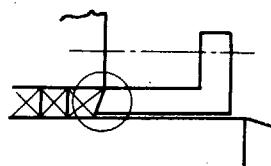


図3.3.2

(4) ランタン・リングの要否について

- (イ) パッキンの4本目と5本目の間にそう入する 1社
 (ロ) 中間ランタン・リングをやめた 1〃
 (ハ) 電食防止の目的でやめた 2〃
 (ニ) 不要と思う 1〃

3.1.3 パッキン部のグリース注入

(1) グリース注入装置の有無および要否

- (イ) 必要として、装備しているもの 6社
 (ロ) 装備しているが、不要とするもの 4〃
 (ハ) 不要として、装備していないもの 6〃
 (ニ) ラミー糸製ノンメタリック白色パッキンは不要で、ラミー糸製セミメタリック黒鉛付パッキンは必要 1社
 (ホ) 有る船、ない船がある。有るものは、注油しているが、ないものでも異状は認められない 1〃
 (ヘ) 建造々船所、各船の別により一定しない 1社

(2) グリース注入量

- (イ) 1日に付き 約1,800cc(空気加圧式連続注入ポンプによる) 1社
 (ロ) " " 200cc(1日に付き2回注入) 1〃
 (ハ) " " 100cc(1か月に付き約2回注入) 1〃
 (ニ) " " 60cc 1〃

(A) 1か月に付き 約 60cc(1か月に付き約3回注入)	1社
(B) 35日で // 1,500cc	1 //
(C) 必要の時、最小量	1 //

3.1.4 航海時および停船時における、パッキンの締め程度および海水漏洩状態

(1) 航海時の漏洩状態

(1) 僅少漏洩程度	5 社
(2) パッキン部の過熱を防止する程度	3 //
(3) 停船時より少し多い	2 //
(4) 連続滴下する程度	1 //
(5) 鉛筆1本位	1 //
(6) 潤滑に十分な程度	1 //

(2) 停船時の漏洩状態

(1) ピルジ排出不能のため、これを考慮して締める	2 社
(2) 航海中より若干締める	2 //
(3) 主機ターニング・モーターに支障のない程度	1 //
(4) 漏洩量により適当に締める	1 //
(5) 航海中と同じ状態	1 //
(6) 雨だれ程度	1 //
(7) 細い筋となる程度	1 //
(8) 特に碇泊期間の長い船は、漏洩しなくなるまで締める	1 //

(3) 航海時、停船時の区別なく漏洩状態を示したもの

(1) 僅少漏洩程度	3 社
(2) 鉛筆1本位	1 //
(3) 航海中、停船中と別に締加減はしない	1 //
(4) 每秒約3~4滴(毎分1~1.5ℓ)	1 //
(5) 異常の漏洩を認めた場合、必要に応じて増締め	1 //
(6) 本船取扱者に一任	1 //
(7) 空船時、適定量の漏洩がある程度	1 //

(4) 上記(1)、(2)、(3)に関する意見および理由

(1) 発熱の場合、通常以上の漏洩も止むを得ないが、その時は、別途に原因を確かめる	(1 社)
(2) 航海中、過熱防止のため通常以上に漏洩さし、漏洩量 1.5 TON/hr 以上の時があつた	(1)
(3) 上記(1)の(2)の理由は、グランド部摩耗よりも漏水により、船首側グランドブッシュに局部浸食がある…	(1)
(4) スリープの表面が良態で漏水の少ないものは、特に増し締めの必要はない	(1)
(5) 締程度、5日ごとに0.4%	(1)

3.1.5 パッキンの寿命

(1) スリープ表面が清浄な場合の全パッキンの取替え期間

(1) 約1年	10 社
(2) // 1~2年	1 //
(3) // 2年	4 //
(4) // 3年	4 //

(備考) 入渠時毎、また、プロペラ軸抜出し検査時に取替えるという回答が各1件ある。

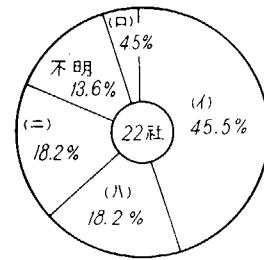


図 3.3.3

(2) スリープ表面がある程度以上摩損している状態の全パッキンの取替え期間

- | | |
|-------------------------|------|
| (イ) 約半年 | 1 社 |
| (ロ) " 1年(入渠時ごととするもの 1社) | 10 " |
| (ハ) " 1~2年 | 1 " |
| (エ) " 2年 | 1 " |
| (オ) " 3年 | 1 " |

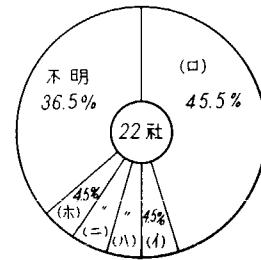


図 3.3.4

(3) スリープ表面が清浄な場合のパッキンの一部取替えまたは増締めの年間頻度

- | | |
|-----------------|-----|
| (イ) 約1本を1回 | 6 社 |
| (ロ) " 1本を2回 | 1 " |
| (ハ) " 1~2本を1~2回 | 1 " |
| (エ) " 2本を1回 | 3 " |
| (オ) 増締めのみ数回 | 1 " |
| (エ) " 1回 | 1 " |
| (ト) " 4回 | 1 " |

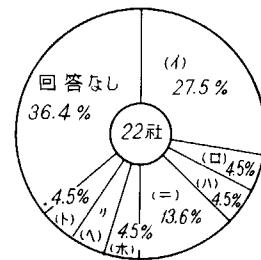


図 3.3.5

"意見" (イ)項について、約1本を取り出し2本入れることが多い 1社

(4) スリープ表面がある程度以上摩損している状態のパッキンの一部取替えまたは増締めの年間頻度

- | | |
|--------------------|-----|
| (イ) 約1本を1回 | 1 社 |
| (ロ) " を2回 | 1 " |
| (ハ) " を5回 | 1 " |
| (エ) 約1~2本を1回 | 1 " |
| (オ) " を1~2回 | 1 " |
| (エ) 約1~3本を1回 | 1 " |
| (ト) " 2本を1回 | 2 " |
| (エ) " を2回 | 1 " |
| (ロ) " を4回 | 1 " |
| (エ) 約2~3本を1回 | 1 " |
| (ロ) " 3本を1回 | 1 " |
| (オ) 約1本を船種により、回数適当 | 1 " |
| (エ) 増締めのみ1~2回 | 1 " |

(5) 上記(1)、(2)、(3)、(4)の全般に関するもの

- | | |
|--------------------|-----|
| (イ) 毎年2巻位を替える | 1 社 |
| (ロ) 締め代がなくなれば増入れする | 1 " |

(6) パッキンの寿命が短かい場合について推定される、原因および理由とその船の種類および大きさ

表 3.3.1

	推定される、原因および理由	損傷のあつた船	
		種類	大きさ
イ	スリープ面の荒れ(腐食)と、パッキン自体の繊維の短いこと、保油性のないこと、および弾力性が短時間でなくなってしまうこと		船の大小に関係なし
ロ	パッキン溶融	貨物船	D/W 10,000
ハ	新造時の使用パッキンの選定の誤り	沿岸タンカ	G/T 1,260

	推定される、原因および理由	損傷のあつた船	
		種類	大きさ
ニ	パッキンの共回り	タンカ	D/W 40,926
ホ	ラミー材パッキンであつたため		
ヘ	グリースパッキンであつたこととグリース圧入装置のないため	貨物船	G/T 3,079
ト	スリーブの摩耗、中間軸の振れ、パッキン材質の不良	貨物船(2軸)	G/T 8,000
チ	パッキン材質が重要でプロペラ軸の振動、センタの不良等	定期貨物船	
リ	最後部中間軸受焼損、グランド部発熱	貨物船	G/T 6,153
ヌ	リグナム・バイター摩耗増大	タンカ	D/W 20,000
ル	冷却水不足によるリグナム・バイタの摩耗	貨物船 およびタンカ	約4万屯以上
オ	スリーブの肌荒れ	タンカ	D/W 47,000
ワ	パッキン部構造の不適		D/W 45,000 ~70,000
カ	パッキン寸法過小	木材専用船	D/W 1万~ 1万5千屯
ヨ	ラミー系製セミメタリック黒鉛付パッキン使用	セメントタンカ	D/W 5,000 ~12,000
	グリース・コットン・パッキン使用	"	小型船
タ	初期における締過ぎ	定期貨物船	約10,000屯
レ	操作不注意による過熱損傷	貨物船	G/T 2,722
ソ	セメント粉が混入していた	セメント運搬船	D/W 5,000T
ツ	海水中の土砂による	タンカ	D/W 40,000T
ネ	船尾機関船	専用船	G/T 20,000 ~50,000
ナ	"		大小に関係なく多い

(7) 推定される、原因および理由の大要

- (イ) パッキンの材質が不良なため 7件
- (ロ) 締過ぎ等、操作の不注意のため 4〃
- (ハ) 軸心出し等、軸系装備の不良のため 3〃
- (二) リグナム・バイターの摩耗のため 2〃
- (ホ) 海水中の土砂等混入のため 2〃
- (ヘ) 船尾機関のため 2〃
- (ト) パッキン部構造不適のため 5〃

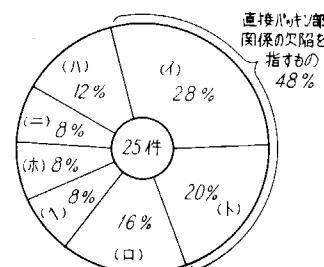


図3.3.6

3.2 就航後パッキン当り部スリーブの摩耗損傷について

3.2.1 推定されるスリーブ損傷の原因

(1) スリーブの摩耗について

- (イ) パッキン材質の不良 13件
- (ロ) パッキン部機構の不良 1〃
- (ハ) スリーブ材質の不良 1〃
- (二) 冷却不足 3〃
- (ホ) 土砂の混入による 3〃
- (ヘ) 船尾軸受が船首側にない 1〃
- (ト) 締め過ぎ 13〃

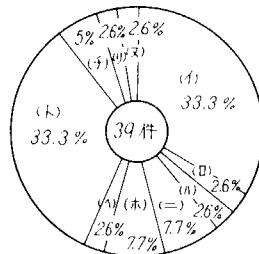


図3.3.7

- (チ) 片締め 2件
- (リ) パッキンそり入方法の不良 1〃
- (ヌ) グリース注油は効果的でなかつた、パッキンの改良と取扱法により最小限に喰い止め得る 1件
- (2) スリープの腐食について
- (イ) 電食 9件
- (ロ) スリープ材質の不良 2〃
- (ハ) キャビテーションによる 4〃
- (ニ) 汚損海水による 1〃

3.2.2 パッキン当り部スリープに対する、特殊表面処理、損傷部補修のための肉盛法、または特殊塗装等を施した例

- (イ) メタライジング 5件
- (ロ) 二硫化モリブデン粉末入りコーティング 1〃

3.2.3 スリープパッキン当り部の電食対策

- (1) アース装置の有無
- (イ) 設けていない 9社
- (ロ) 設けた船もある 1〃
- (ハ) 設けることを原則とする 5〃
- (ニ) 造船所に一任 4〃

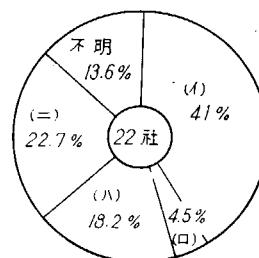


図 3.3.8

- (2) アース装置の効果
- (イ) 確かに少ない 2社
- (ロ) 少ないようである 4〃
- (ハ) 変りない 2〃
- (ニ) 不明 4〃

(3) ブラシの材料の適否

〔適当と思われるもの〕

- (イ) 二硫化モリブデン焼結銅合金 1社
- (ロ) モリブメタル 1〃
- (ハ) 銅棒 1〃

(ニ) カーボン、銅合金いづれも不具合はないが漏水のためにカーボンの摩耗著しいことがあつたので、

現在は銅合金使用 1社

〔不適当と思われるもの〕

- (イ) 銅棒 1社

(備考) アース装置設置部の環境不良という意見が1社ある。

(4) 電位差の実測記録

表 3.3.2

船の大きさ	船種	電位差	材質	
			軸スリープ	プロペラ
G/T 15,600	タンカー	160 mV 1,020 mA	K B C 1	H B s C 1
G/T 6,500	重量物船 (AFT. ENG.)	250 mV	B C	H B s C 1
D/W 41,300	タンカー (16,500 PS)	碇泊 1,020 mV 航走 700 mV	K B C 1	Mn B
G/T 約 3,000	客船	主機 250 rpm時 約 250 mV	B C 2	Mn Br
	鉱石運搬船	900 mV	B C 3	Mn Br

(5) パッキン当り部スリーブの損傷が電食のため甚しかつたと思われる例

表 3. 3. 3

	スリーブの損傷が甚しかつた個所	件数	材質	
			軸スリーブ	プロペラ
イ	ランタンリング部に局部的腐食 長さ 80 % × 巾 7.5 × 深さ 6.5 " 70 × " 5 × " 5.2 " 70 × " 5 × " 5 巾、深さは最大値を示す。位置は 4 翼プロペラの関係で右図のとおり。	1	B C	H B s C 1
ロ	パッキン部全体に著しい電食	1	B C	H B s C 1
ハ		1	A I B C 3	H B s C 1
ニ		1	B C	M n B
ホ		2	K B C 1	M n B
ヘ		3	B C 3	M n B
ト	ネックブッシュおよびグランドブッシュのスリーブ側 電食(深さ 5~10 %)	1	K B C 2	K B C 2
チ		2	K B C 3	H B s C 1

第 4 章 使用者の意見

機関部乗組員の機関室隔壁パッキン部に関する自由意見をアンケート方式によつて聴取した結果を以下に記載する。

- (1) 軸径が大きくなる程、パッキン寸法が小さい傾向があり、パッキン部からの漏水が多くなる。また軸とつれ回つた例がある。パッキン寸法を大きくすること。
- (2) 軸スリーブが浸食されて(軸受間隙増大、ピラーパッキン使用)漏水が著しいため、グランドを締めつける悪循環によつて、軸スリーブが大きく摩耗した例がある。なお、該部をメタライジング(溶射肉盛)補修して、約9か月を越えた時点での状況は良好であつた。ただし、メタライジング部は過熱焼損の危険性があるので、パッキンの締め付けには注意を要する。
- (3) 鉱石専用船は停泊期間が短かいため、停泊中にグランドを増締めしておくことは少ない。したがつて、海水とともに船尾端から侵入した鉄粉類が、船尾管内、あるいはパッキン部に沈殿し、これが航海中に、パッキン部軸スリーブの異常摩耗をひき起すようである。このため、停泊中には、送水弁を開いて送水し、異物の侵入を防止するように計つている。
- (4) 軸スリーブが段付摩耗し、新しいパッキンを入れても、短期間で漏洩が始まつる。
- (5) 超大型船ともなれば、パッキンの増入れ、あるいは新換も容易ではない。パッキンの代りに、海水送水配管の改良によつて、Water Sealing の採用は考えられないか。
- (6) 日本ペルシャ湾間航行の新造 20,000トン級油送船で、パッキンの損耗甚しく、片航海に1度、かつパッキン3本ぐらゐを増入れしなければならず、これが約6航海も統いて困却した例がある。パッキン(コットングリース、ヘンプグリースなど)は、綿くずのようになつてなくなつてしまつた。その後、ピラーパッキンに換装、グリース注入によつて、漸く落着いたが、暑いペルシャ湾で、しかも積荷前にこのパッキン増入れ作業を終えることは、容易なことではなかつた。
- (7) 本船(超大型船尾機関油送船、ディーゼル主機)においては、特にバラスト時に、海況のいかんにかかわらず、船尾管

付近の外板へ叩きつけるような振動音は全くすさまじい。現在7次航を経ているが、慣れたこととはいえ、見廻り時に驚き上ることがままある。パッキン(ピラーセミメタリック)も毎回増締めし、グリース注入によつてなんとか保たせている。

- (8) パッキン部からは機関室側へ幾分漏水させるべきで、完全に止めることは考え方である。
- (9) 停泊中、水圧のかかつた状態でパッキンの増締を、下記の方法で比較的簡単に行なつた例がある。

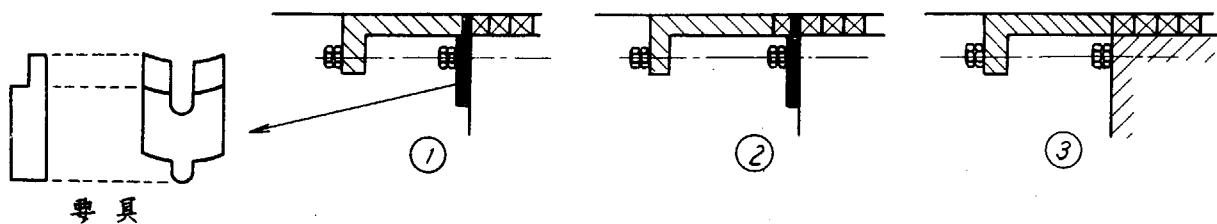


図 3. 4. 1

- (10) パッキン部からの漏水が多く、グランド増締めに手数を要することは、どの船でも同じようである。漏水增加の原因としては、(イ) パッキンの摩損、(ロ) リグナムバイタの摩耗脱落など、(ハ) リグナムバイタ当り部軸スリーブの摩耗が考えられる。
- (11) パッキン当り部の軸スリーブが荒廃し、漏水が多くて困却している。パッキンは十分使用できる状態にあり、また一部増入れした後でも漏水が多く、対策が無い。このため、プロペラ軸船首縫手付近の裸身が腐食するので、その対策に悩まされている。

第5章 パッキン製造者の意見

この章は船尾管隔壁パッキン部についてパッキン製造会社の考え方などをアンケート方式によつて取りまとめたものである。

アンケートの内容は第2編第3章記載の「船尾管部軸系についての解明すべき問題点と調査研究方案」の第VI項「機関室隔壁パッキン部に関する研究」中のパッキン製造所に関する項その他である。

アンケート依頼会社8社の内、別記5社から回答またはカタログなどが提出された。

しかし個々のアンケートについて詳細な回答があつたのは、日本ピラー工業株式会社および株式会社大野社だけであつたので、取りまとめ方としては項目別でなく会社別とした。

5.1 日本ピラー工業株式会社の回答

5.1.1 パッキン材の性状

(1) パッキン材質・化学成分

パッキン主材料は一般に次のものを用いる。

表 3. 5. 1

パッキン主材料	耐油性	耐海水性	グリース保持性	摩耗性	耐熱性	耐圧性
ラミー糸	○	◎	○	○	○	○
フラックス糸	○	○	○	○	○	○
ジユート糸	○	○	○	○	○	○
木綿糸	○	×	○	○	○	○
石綿糸	○	○	◎	×	◎	◎

注： ◎は最良、 ○は良、 ×は不良

この中で、ラミー糸は化学的にも不純物を含まず、耐海水性が最高である。この耐海水性は最も重大な問題で、それ以外の特性は他の要素を解決することにより防止できる。すなわち最も耐海水性の悪い木綿糸は結局低コストパッキンであり得ない。

石綿糸を用いたパッキンもままあるが、スリーブの摩耗のために好ましくないので広く用いられないが、グリースの保持と漏水がすぐれている。

摩耗性(軸スリーブ)は軸-パッキン接面圧 P と周速 V が決定的な因子となる。そのため軸摩耗は、麻、木綿で差がない。パッキンの摩耗は麻の場合が最も強い。

表 3.5.2

	ドライ	水潤滑
石綿糸(4A)	0.829 mm/10h	0.005 mm以下
ラミー糸	0.0042 mm/10h	同上

スリーブ B C - 2、周速 9.2 m/s 2,125 rpm
糸ヨリ合せ約 10φ、いずれも 4 と平均の値

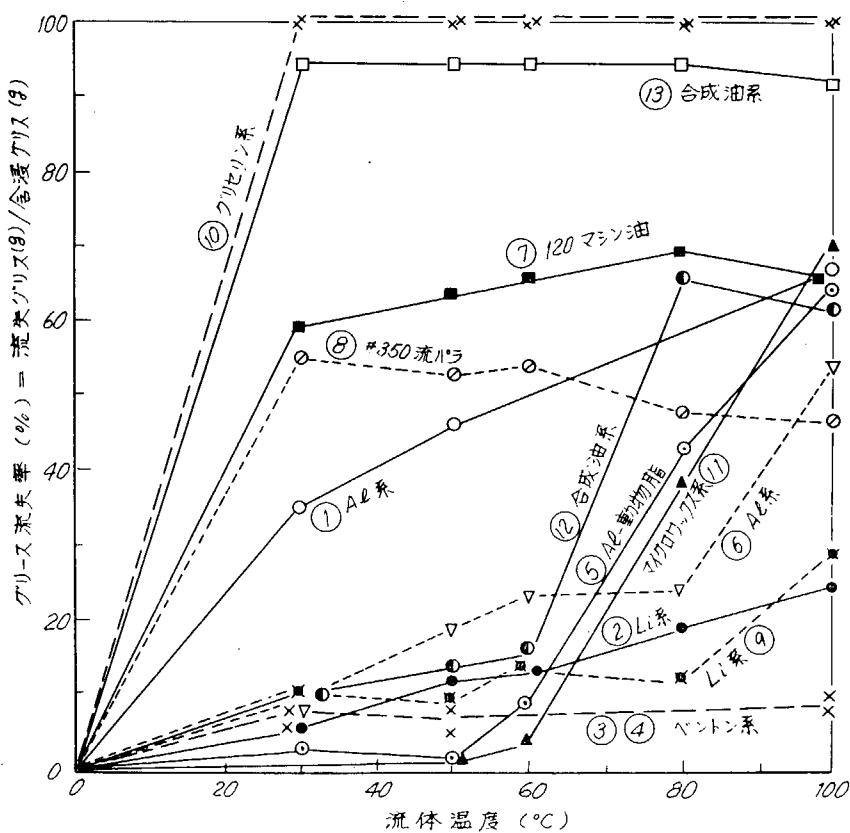
糸の太さ、ヨリ数、編み条件、グリース材質、グリース含有量、グリース保持性などが関連してパッキンの漏れ特性(締付面圧=漏れ)が決まる。それと同時に軸トルクも決まるが、これは糸材料の支配を強く受ける。実用的である標準漏水量になるまで締め込んだ場合、その締付面圧の小さいもの(流体圧一定)ほど、軸

トルクが小さいのが普通であるから、発熱、パッキンおよび軸の摩耗も同じ結果となる。

この意味で、糸材質以外に重要な要素が多い。グリースの保持性は図 3.5.1 にデータを示した。パッキンがさらされた温度と、その温度におけるそのグリースの粘性が保持性を支配するようである。

グリース流失率

グリースをラミー糸に含浸し、含浸率 50 WT % すなわち、ラミー糸と 1 対 1 グリース含浸糸をバスケットの外周に巻き、中央部にプロペラ 4.5 φ を置き 1,800 rpm で回す。水を 5 分ごとに交換し合計 3 回 15 分間テストする。乾燥後、テスト前後のグリース(%)より算出し、いずれのデーターも 5 箇の試料の平均値をプロットした。



注：○内数字は実験数を示す。

図 3.5.1 グリース流出率

(2) 組紐方法

丸打編組(袋編)、八打編組、格子編組などがあるが、流体圧、軸振れの条件から八打編組が最適、丸打編は短寿命で、格子編は硬すぎる。

(3) 尺法

当社ではパッキンを詰め込む部分のスキマに対してわずかマイナス目のものを推奨し、販売している。

これは、漏れの止まり過ぎによる過熱と、強くたたいて挿入することをさけるためである。この問題はパッキンの流

体圧 - 締付面圧 - 漏水量特性に関連するので、他社製品についてはい
ちがいにいえない。これは共廻り事故にも関連する。

(4) 締付力に対する変型量

いわゆる硬さを、金型中またはスタッフインボックスの中で測定した
値で代用すればほぼ図3.5.2のとおりである。一般に硬いものは含有
潤滑剤に固型パラフィン固型動植物油脂を用いたものが多く、融点が
高いために発熱するケースが多い。

軟いものは最初漏れが良く止まるが、増締、増入れが多く必要となる。

これ以外に航行 - 停止、空船 - 満載、ピッキングによる軸位置移動
に対する追随性(復元性)も必要となる。

(5) 充てん材(潤滑油剤)

表3.5.3

グリース分類	Ca グリース	Na 〃	Al 〃	Ba 〃	Li 〃	シリカゲル	ストロン チューム	ペントン
耐熱度℃	70	125以上	80	135	135	250	200	250
耐水性	良	不良	良	良	良	劣	良	良
機械的安定	やや良 ～良	やや良 ～最良	不良 ～やや良	不良 ～やや良	良～最良	良	良	良
外観	均一 バター状	センイ状 バター状	飴状	センイ状	バター状	バター状 センイ状	バター状	バター状

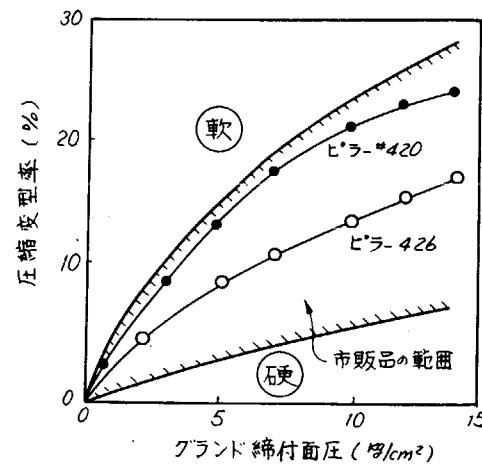


図3.5.2

グリースにおける増チョウ剤(石鹼等)による比較表を表3.5.3に示した。

この他グリースはBase Oilの粘度と増チョウ剤の量(グリースのチョウ度など)によつてパッキン寿命や漏れ、
発熱の性質が左右される。

これらは主に鉱油をBase Oilとしているが、動植物油をBaseとしたものもあり当社では食用動物脂を用いているものもある。

グリース以外には、石油系固型油(ペトロラタム、センシン、パラフィン等)、植物油脂(ヒマシ油、ロウ等)、動物油脂(牛、豚、鯨等)を用いる。

動物、植物脂は外国パッキンに多く用いられているが、温度 - 粘度の変化が急で保持性に難点があり、酸化によつて有機酸を生成し腐食を起こす欠点がある。

麻、木綿等への親和力は動植物油の方がよいと考えられる。

(6) 固型減摩剤

(1) 黒鉛：減摩効果よりもパッキンの編目をグリースと共に充てんし、目詰めによる漏水減少効果が大きいと考える。

摩擦係数は黒鉛粒子が大きいほど小さい。最近は電食の問題のため黒鉛のないものを好む傾向にある。

(2) MoS₂：水との共存状態における効果、極圧ではない状態における効果については疑問がある。酸化によつて発生するMoO₃は高摩擦係数、摩耗性で危険がある。編目充てん効果は少なく、高Costのためほとんど使用しない。

(3) 鉛：粉末、チップ状では用いらず、麻、木綿糸とともにテープ(リボン)を編み込むか、パッキン外周をラセン巻き(ヨロイ巻)としたものが多い(セシメタリック)。

この場合、ブレーンベアリング効果を期待するわけであるが、確かに高速用として効果は大きい(水中翼船、軸周速8 m/s以上)。

導電性となるので好ましくない場合も多い。軸振れの大きい軸には向かない。

5.1.2 パッキン部構造等の実態、パッキン材の取扱い方

および外的要素等との関連事項

(1) 軸径とパッキン寸法、巻数

パッキン寸法は軸径により、巻数(本数)は圧力により決めるのが一般的である。

当社では図3.5.3のような統計や調査に基づきパッキン本数は5~7本とし、パッキン寸法は表3.5.4を基準として推奨している。

表3.5.4

大型船	軸径×(0.09~0.1)
小型船	軸径×0.15

軸の移動に追随できないような小さい寸法のパッキンや、奥の方まで締付力のよばないような多本数は好ましくないと考えている。

流体圧が一定のとき、パッキン本数の増加につながつて図3.5.4のように γ の値は減少する。

つまり、あまり締め込まなくても漏れは止まるようになるので、パッキンの奥の方は締付面圧が流体圧より低くなつて共廻りする危険が生じるので、パッキン本数が多いことは好ましくない。

(2) グリース注入の有無と注入位置

過半数の船は建造当時グリース注入ができるようになつていて。しかし最近のパッキンの品質向上とパッキンメーカーがグリース注入不要というPRによつてグリース注入を中止している場合が多く、そのためトラブルを招いた例はない。

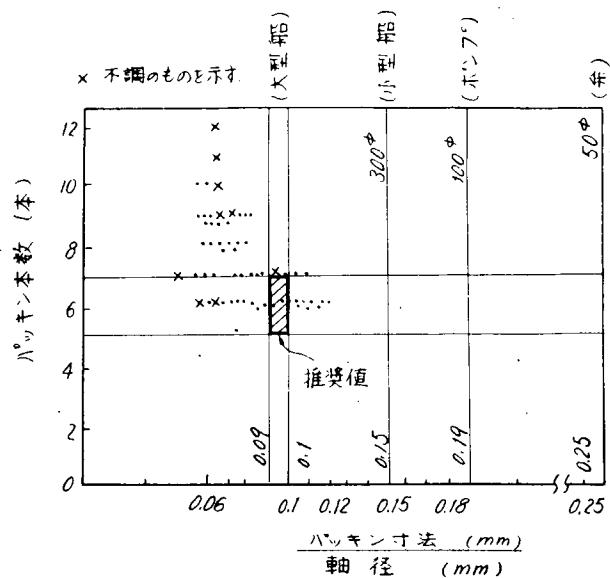


図3.5.3 パッキン不調とパッキンサイズ、本数
昭和37年短期間の調査例

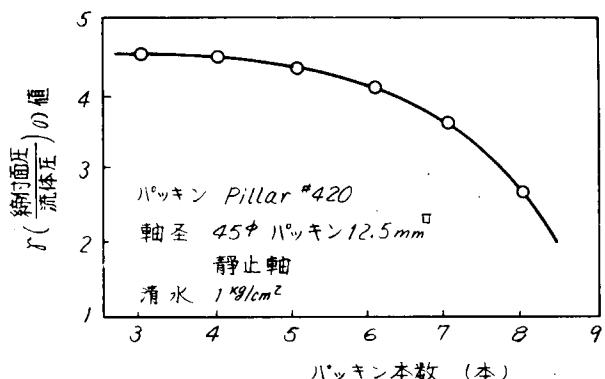


図3.5.4

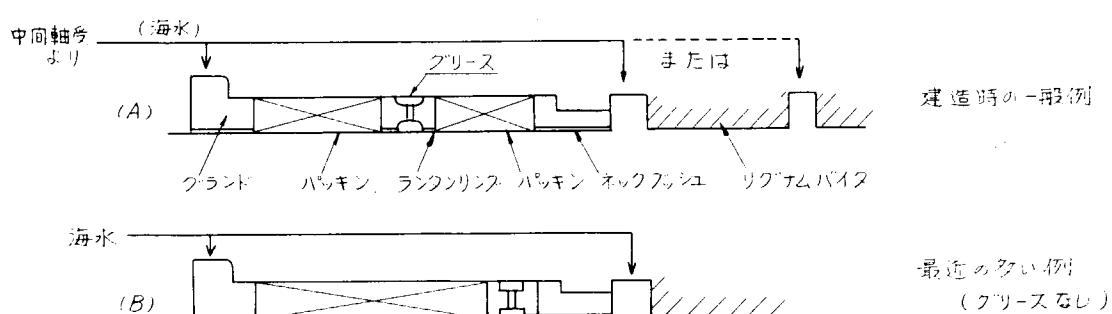


図3.5.5

グリース注入は、パッキンの立場からはパッキンの中間部にランタンリングを置いて注入するのが理想である。しかし、中央部にランタンリングを置くと傾いてランタンリングから奥が締りにくくなつたり、増締によつて位置が移動したりして不具合を生じる場合が多く、そのためグリース注入を中止して、ランタンリングを最奥部へ押し込んでしまい、パッキンを詰める(B)方法を推奨し、最近多く用いられている。最近のスタンチューブパッキンは、グリース注入が無くとも、十分使用可能である。たとえば、パッキンには普通2.5~3.5重量%のグリースが含有されているが(セミメタリックは除く。メーカや品種によりことなる)、2~3年使用後においても、1.0~1.5%に減るだけで問題ない。

しかし、供給するに越したことはないので、グリースを注入する場合は（B）のランタンリングの位置で供給するのが無難である。

(3) 共廻り防止法

ランタンリングやネックプッシュに爪を設けたものがままある。

しかし、根本的には正しいパッキンサイズとパッキン本数を選び、良い品質のパッキンを用い、たとえ好調であつても月1回ナットを $\frac{1}{4}$ ～ $\frac{1}{2}$ 回転の増締をおこなつて使用することがあくまで基本である。

つまりグランド締付によつてパッキン全部分に軸半径方向の圧力が常に生じている必要がある。

(4) 冷却水の供給法

特に必要はないが図3.5.6のごとくグランドに注入すれば理想的である。

ただし、図3.5.5のようにネックプッシュより後方への注入は、リグナムバイターを保護し、土砂の流入を防ぐ上で必要である。

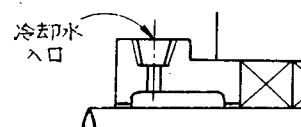


図3.5.6

(5) グランド、ネックプッシュと軸とのスキマ

可能なかぎり小さい方が良い。現実には新造当時、グランドー軸2.5mm(半径)、ネックプッシュー軸5mm(半径)、リグナムバイターー軸1.5～1.8mm(径)という調査記録がある。

(6) 航海時、停船時のパッキン締付状態、漏洩量

同じ積荷の場合、停船時より航海時の方が漏れは少なく、 $2/3$ ～ $1/2$ 程度となる。しかし、波浪の状態によつては当然増えることがある。

そのため、停泊時またはゆれのひどい場合は必要に応じて増締するのが普通である。空船と満載の場合は当然満載時に漏れが多く、そのため増締する。以上により月1回程度の増締となるのが普通である。

(7) グリース供給量

供給装置はグリースカップが大部分で、供給量は4時間ごとまたは1日ごとに行なうものが最も多い。推奨値としては1日量で約10ccである。

(8) パッキン寿命、全部取換または、増入れおよびその期間

実績実状から見て当社パッキンの寿命は2～3年、6か月～1年に1回1本を増入れし、2～3年後に全部入換えが最も平均的である。

(9) パッキン切断法

多くの場合注文寸法に切断し、切断面はバラけないように処置して納入する。現場切断は異物が付着しないように、

図3.5.7のように χ だけ長く切つて、なるべくバラけないように糸などで切口をしばることを推奨している。

(10) 挿入法

図3.5.7のように切断されたパッキンを1本ごとにていねいに奥まで詰め込む。

この際当然パッキンは外側に張られた状態である。

ボルトの締付は軽く抵抗を感じる点までレンチで締め込み、進水してから漏れの状態を見ながら締付調整する。漏れの標準値は約 $100 l/hr$ (軸径500φ) である。

挿入に当つて不適当なサイズのパッキンを強くたたくことは良くない。

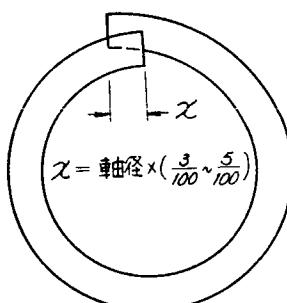


図3.5.7

(11) パッキンの圧力分布状態

ボックス内の液圧分布および軸-パッキン接面圧分布はグランドの締付いかんによつて図3.5.8のいずれをも取り得る。

グランド締付が弱いとA'線となり共廻りを起こし易く、液圧分布はA線状となる。グランドを強く締めるにしたがつてC、C'線状となり焼付を起こし易くなる。（これらについてはD.F.DENNの報告が有名）

パッキンは航海中グリース流失、摩耗等により軸接面圧が緩和されて順次 A-A' 線状に近づく。その場合も漏れはふえないことがあるので、定期的な増締が必要である。

温度、軸やパッキンの摩耗、グリースの流失も図3.5.8の軸接面圧分布に関連して発生するものと考えられる。

(12) 運転時間とパッキン、スリープの摩耗状況

スリープはグランド側手前2本位の位置の最大摩耗部で1年につき平均約2mm摩耗するのが一般的である。パッキンの摩耗はいちがいにいえないと、電食を生じたスリープの場合は極端に早い。

(13) 軸周速

高速水中翼船以外は問題とならない。当社パッキンはポンプの場合は8~10m/sでも使用できる。

(14) スリープ材質および表面状態

材質による影響は無いものと思われる。(B C系、A L-B C系)

表面状態には左右され、電食発生のスリープの場合、1か月で使用不能なまでパッキンが摩耗することもあるので極めて注意を要する。

(15) 無注水時の温度変化、焼付、摩耗

パッキン部の冷却主力は漏洩海水であるから、好調時は問題ないが、初期締込みなどに対しては無注水は安全でない。また無注水は土砂流入による摩耗を促進して良くない。

(16) 軸振動、偏心量とパッキンの摩耗

重大な関連があると思われるが(特に漏れに)振れ量の限界は不明確で、リグナムバイタの減りの多いものは一般に不調といえる。

5.1.3 スリープパッキン当り部の電気防食

(1) 軸径-船体の電位差と損傷

スリープ材による差異はわからない。電位差も個々の船についてまちまちであるが、電位差が大きいほど損傷も大きく、黒鉛の有無などパッキン材による相異はむしろあまり影響がないようであるが、電位差の大きい場合は電食の促進を予防するために黒鉛を含まない方が良い。

(2) アース装置

アース装置を設けた実例は極めて少ないようであるが、建造時から設けたものにおいても電食は起こつていた例もある。しかし当社では電食が発生するような場合には、これを推奨している。

5.1.4 新パッキン材およびパッキン部構造の開発または改善策

(1) スリープおよびパッキンの改善

スリープ材をパッキン部と軸受部と別体にすることが技術的に可能であるならば、Ni-Resistなど耐摩耗性材質の使用が可能となり、パッキン側からいえばスリープ摩耗も少なく、パッキンの寿命にも影響すると考えられ、またパッキン材そのものも相手材質によつては現在の麻基材以外に求めることも可能かもわからないが、パッキン材質の点からいつて、リグナムバイタの摩耗からくる軸振れの点からむしろ現在の材質構造等が限定されるので、軸受や船体歪の点から大きい変革は望めないと考えられる。

しかし、スリープやパッキンの交換を容易にすることは、P.M.(事前保守)の点から有利で、たとえばパッキン交換に関しては、図3.5.9のような方法も考えられる。

これはゴム製中空タイヤ状のシールをネットクッシュ端に装置し、停止中に空気を注入し、入渠なしでパッキン交換

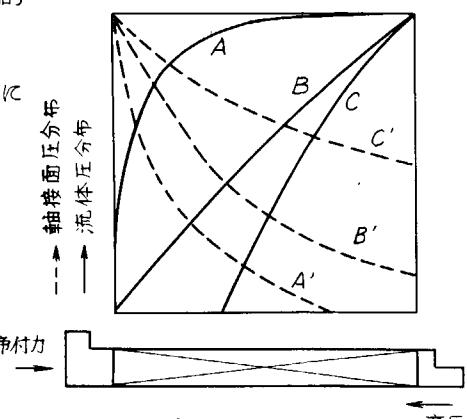


図3.5.8

を行なうものである。

注：中空タイヤ状の非常用シールは、外
国的一部分では相当古くから使用されてい
るが、日本においては、M社の特許（昭
39.3.公告）となつてるので使用に際
しては注意が必要である。

(2) メカニカルシール形式

この型式は油潤滑軸受の場合は一般に広く用いられ、Simplex Type が最も有名であるが、これはむしろリップ型に属し、厳密にいえばオイルシール型式で、メカニカルシールタイプとしては、スエーデンのF.R.CEDERVALL社のもの、米国のSYNTRON社のものなどがある。

本報告では水潤滑軸受に限定されているのでこれらゴムリップないし油潤滑のシールは用いられない。

この点では米国および英国のCRANE PACKING社の形式はいずれにも用いられる。英國CRANE社のものはQueen Elizabethその他5万トン級のタンカにも実績があつて、今後のシール型式の一つとして考えられる。いずれもベロータイプのもので、1例を

図3.5.10に示す。

これは半径方向または軸方向の軸振れをベローで吸収する形で基本は2つのシールリング間の端面摺動である。部品はすべて分割型となつてあり、現在のブランド形式のものにもただちに取付けられ

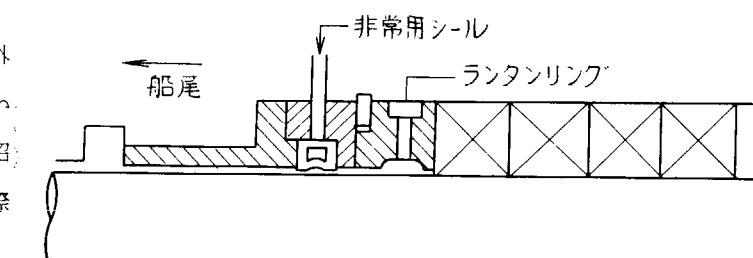


図3.5.9 非常用シール

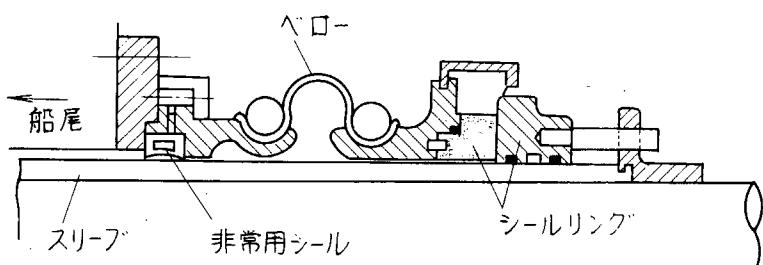


図3.5.10

る利点がある。すでにINBOARD用は、ロイドおよび米国船舶局の許可をうけている。

(3) スターンチューブパッキンおよびメカニカルシール一般について

当社としてもこの点については研究の必要を痛感しており、油潤滑用その他の形式についての試験装置を設置して研究を開始している。

その装置は軸径300φに対するもので、軸方向および半径方向の軸振れその他が変えられるものであり、諸種の考え方されるシール形式について試験が可能である。

5.2 株式会社 大野社の回答

5.2.1 パッキン材の性状

(1) パッキン材質

※1)

当社スタンチューブ用Nパッキンは、上等の亜麻を特殊製法により不純物を取除き、精選された長纖維を紡織法により太さ2mmのヤーン状とし、8~12本のストランドで編組し、弊社独特のスタンチューブ用潤滑油をバキューム含浸法により纖維の中孔部まで十分含浸し加圧成型されたもので、この纖維の特質である弾力性、含水強度性、柔軟性をいかしたパッキンの構成となつてゐる。

注：(※1) Nパッキンとは大野社のOR#H-100スタンチューブ用ナバロンスタイル・パッキンの略号とする。

(2) 化学成分

表3.5.5 亜麻纖維の成分 [%]

成 分	纖 維	粗 亜 麻	精 選 亜 麻
水 分		10.70	8.65
水 抽 出 物		6.02	3.65
ろ う 油 脂 物		2.37	2.39
セ ル ロ ー ズ		71.50	82.57
灰 分		1.32	0.70
そ の 他		9.41	2.74

(3) 編組方法

太さ2mmのヤーン状のものを8または12本のストランドにして編組機械にかけ、側芯は入れないで中の方まで通るように編み上げる。

(4) 硬度

編組パッキンの場合には、一般に硬度は計らず、一定サイズのものについて見掛け密度で表わすこととしている。

(5) 尺法

$\frac{1}{8}$ インチ角から $\frac{1}{16}$ インチごとに3インチ角までのサイズのものが製品として常備している。

(6) 縮付力に対する変形量

Nパッキンの圧縮率と密度はパッキン自体の編組の具合と油含有率およびスターフィングボックスに装填するときの状況等によつて多少異なるものである。

普通このパッキン製品の見掛け比重は0.9前後であり、油脂含有率は32~40%である。

スターフィングボックスに装填の場合、最初の1リング目から十分に緊密に行なわれておれば、装填後のパッキン密度は1.0前後となるが、ときには0.9ぐらいになることもある。表3.5.7中のAは、特定の金型にこの製品を3リング装填して圧縮テストを行なつた結果である。

Aに示すように圧縮によりパッキンはその体積を縮少するが、重量は不变のため、その密度は圧縮されるにしたがつて大となる。

ただし、ある限度に達したならば、もはや圧力を増しても体積がほとんど変わらないようになる。

そのときの圧力はパッキンの投影面積每cm²当り350kg/cm²であり、そのときの密度は1.28~1.285である。

すなわち、パッキンの投影面積每cm²当り350kg/cm²以上の圧力で押してもパッキンの体積はほとんど変わらない。

表中のBは別のサイズの金型を用い、別のサイズのNパッキン製品を圧縮テストしたものであるが、cm²当り308kg/cm²の圧力で押したときのパッキン密度は1.28を示し、Aのときの345kg/cm²の場合と同じ密度であつた。

なお、圧力を抜いた直後の復原率は

$$\frac{\text{圧抜直後パッキン} L - \text{圧縮時パッキン} L}{\text{圧縮時パッキン} L} \times 100 = 2.0\%$$

で、1時間放置後の復原率は5.9%であつた。

次に油脂を含浸させていない素編のNパッキンについてテストしたものを表中に記す。

表3.5.7からわかるることは、パッキン投影面積每cm²当り308kg/cm²の圧縮附近で、パッキン比重がBの含浸Nパッキンと同じぐらいになり、それよりも圧縮が大となればかえつて素編のパッキンの方が比重が大となる。

なお、圧抜直後復原率は 5.8%

1時間放置後の復原率は 10.6%

となり、油脂を含浸する場合に比べ2倍以上の復原率を示す。

スタンチューブパッキンに、Nパッキンを使用した場合、どのくらい締めつければ適當かは、締めつけの力によつても異なるが、約10%と見るのが妥当である。すなわちパッキンの密度が0.9~1.0となれば適當である。

表3.5.7中A、Bに示した圧縮率は80.7~72.1%、すなわち19.3%~27.9%が締め込む限界を示しているが、これはあくまでもテスト上の極限であり、かつパッキン投影面積每cm²当り385~690kg/cm²の圧力で締めつけたものである。

実際にはこのような強い締め込みは不可能であり、また不必要である。

(7) 耐油性

Nパッキンに使用している亜麻繊維は、大部分がセルローズから成つてゐるので、油によつて変質や腐食されること

表3.5.6 スタンチューブ用Nパッキンの見掛け密度

	見掛け密度
素編品	0.5~0.6
油含浸した製品	0.8~1.0
油含有率(%)	32~40

はない。

表3.5.7 Nパッキンの圧縮率と密度等

		ゲージ圧	NパッキンL (mm)	Nパッキン 圧縮率 (%)	Nパッキン 密度	Nパッキン 投影面積 毎cm ² 当たり圧力 (Kg/cm ²)
A	Nパッキン	常圧	34.8	100	1.04	—
		10	29.6	85.1	1.22	115
		20	28.6	82.2	1.26	230
		30	28.2	81.1	1.28	345
		40	28.1	80.8	1.286	460
		50	28.05	80.7	1.288	575
		60	28.05	80.7	1.288	690
B	Nパッキン	常圧	37.3	100	0.876	—
		10	28.6	76.8	1.14	77
		20	26.1	70.0	1.25	154
		30	25.7	68.9	1.27	231
		40	25.5	68.4	1.28	308
		50	25.4	68.2	1.285	385
		直後復原	25.9	69.5	1.26	
		放置後復原	26.9	72.1	1.212	
C	素編 Nパッキン	常圧	43.2	100	0.651	—
		10	30.7	71.1	0.917	77
		20	25.1	58.2	1.12	154
		30	22.8	52.8	1.23	231
		40	21.4	49.6	1.31	308
		50	20.7	47.9	1.36	385
		直後復原	21.9	50.7	1.28	
		放置後復元	22.9	53.0	1.23	

(8) 耐海水性

亜麻の特性として水分を多く含んだときの方が強度が強く、海水浸漬中にて永年の耐久力がある。

(9) グリース保持性

大型タンカ N丸に使用し、6～7か月航海の後、保証期間切れのため取り出した当社スタンチユーブ Nパッキンを分析した結果を表3.5.8に示す。

表3.5.8 N丸に使用後のNパッキン含油率 [%]

供試品	結果	含油率(%)	滴点(℃)	乳化	色相
奥から1本目	※2 43.3	110	ナシ	不变	
" 4本目	33.2	109	"	"	
" 5本目	23.9	109	"	"	
" 6本目	17.0	109	"	"	

注：※2は、最初挿入時のパッキン含油率と大体同じである。

(10) 耐摩耗性

各種繊維パッキンの摩耗試験結果は表3.5.9に示す。

これはアムスラー式織物摩耗試験機にてテストしたものである。

表3.5.9 パッキン摩耗試験結果

処理別	品名	切断に要するしごき回数の比
素編品パッキン	Nパッキン(亜麻)	100
	木綿	93
	ジュート	13
油含浸パッキン	Nパッキン(亜麻)	100
	木綿	85
	ジュート	10

(1) 耐熱性

一般的には亜麻繊維パッキンの使用温度範囲は100°Cまでとされている。

(2) 充てん材(グリース)

(1) 種類

スタンチューブ用Nパッキンに含浸されているグリースは動物性や植物性の油脂が全く含まれていないので、水や海水に対しても、アミーバその他の微生物細菌に対しても耐久力ははなはだ大きく、絶体に変質や腐敗することがない。

このグリースは酸性を中和させてあるので、グランドおよびスリープ等のプロンズに対しても腐食作用がない。

(2) 成分

このグリースの成分は複数の鉱物性潤滑油と特殊な亜鉛基グリースとから成り立っている。

(3) 耐海水性

このグリースは特に耐海水性が強く、海水に触れても絶体に乳化せず、したがつて耐久力が大で長年の使用によつても変質しないので、スタンチューブ用パッキンの含浸用グリースとしては最適である。このグリースの他の用途としては潜水艦の昇降舵、水揚ポンプ、水中ワイヤーロープ等の潤滑によく使用される。

(4) 耐熱性

このグリースは熱に對しても強く、滴点は比較的高く100°C以上を示し、石灰基グリースやその他グリースのように100~200°Cの熱によつて分解するようなことはない。

(5) 特性

このグリースの潤滑性は良好で、表3.5.10 John Boyd, B.P. Robertson (TRANS. A.S.M.E., Vol. 67, N.1) に示すとおり、その摩擦係数が他のグリースよりも小であることが判る。

表3.5.10 摩擦係数f比較表

	Angular displacement, deg			
	10 deg		50 deg	
	Average f	rating	Average f	rating
Stearic acid	0.022	1	0.029	1
Tungsten disulphide	0.032	2	0.037	3
Molybdenum disulphide	0.032	3	0.033	2
Graphite	0.036	4	0.058	5
Silver sulphate	0.055	5	0.054	4
Turbine oil + 1% MoS ₂	0.060	6	0.068	6
Lead iodide	0.061	7	0.071	7
Palm oil	0.063	8	0.075	8
Castor oil	0.064	9	0.081	10

	Angular displacement, deg			
	10 deg		50 deg	
	Average f	rating	Average f	rating
Grease (Zinc-oxide base)	0.071	10	0.080	9
Lard oil	0.072	11	0.084	13
Grease (Calcium base)	0.073	12	0.082	12
Residual	0.076	13	0.083	11
Sperm oil	0.077	14	0.085	14
Turbine oil + 1% graphite	0.081	15	0.105	17
Turbine oil + 1% stearic acid	0.087	16	0.096	15
Turbine oil	0.088	17	0.108	18
Capric acid	0.089	18	0.109	19
Turbine oil + 1% mica	0.091	19	0.105	16
Oleic acid	0.093	20	0.119	21
Machine oil	0.099	21	0.115	20
Soapstone (Powderd)	0.169	22	0.306	23
Mica (Powderd)	0.257	23	0.305	22

(13) 減摩剤

スタンチューブ用Nパッキンには減摩剤として黒鉛、鉛、二硫化モリブデン等は含まれていない。

5.2.2 パッキン部構造等の実態

パッキン材の取扱い方および外的要素等との関連事項

(1) 軸径に対するパッキン寸法

を図3.5.1.1に示す。パッキン巻数は6~7本とする。

(2) グリース注入の有無と注入位置

Nパッキンはグリースの必要はない。もしも是非注入したいときは、ランタンリングから注入しても差支えないが、ランタンリングの位置は、スタフイングボックス最奥部の方が多い。

中央にランタンリングがある場合は、奥のパッキンが共回りをする傾向がある。

(3) 共回り防止方法

共回り防止方法としては、パッキン押えやネックブッシュにツメを設ける方法もあるが、ランタンリングを無くすか、あるいは、最も奥側に入れるかすれば効果がある。

(4) 船尾管にランタンリングを使用したときの弊害

(1) ランタンリングは最初船尾管パッキンの中間にグリースを注油する目的でつけられたものであるが、最近では種々の弊害のためにこれを取り除く例が多くなっている。

ランタンリングはその外径と船尾管内径とのスキ間が小で、わずかな傾きによつても動かなくなるおそれがある。

また、挿入後ある期間がすぎると種々の物質(たとえばサビ、油カス、糸クズ等)が固着して、グランドの増し締

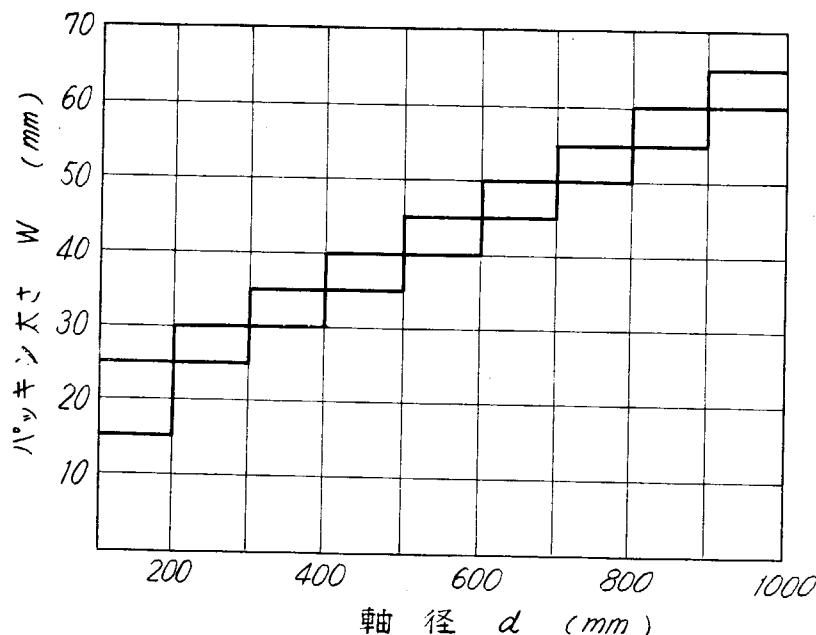


図3.5.1.1 パッキン太さと軸径との関係

めによるランタンリングの動きがスムーズに行かず、現状ではまったく動かなくなる場合がほとんどである。

したがつて奥のパッキンが締められないようになる。

このことは奥のパッキンが用をなさないばかりでなく、パッキンの取り替え時にいつも苦労をしている。

また、奥のパッキンが締つていないということは軸につれて共回りをする原因ともなり、パッキンの共回りがはげしくなれば、今まで動かなかつたランタンリングも回りはじめ、グランド内のパッキンはずたずたにされ大きな事故となる。

これは実際に現場の担当者が誰でも経験している事実である。

奥のパッキンが手前側のパッキンよりも締めがききにくいのは、ランタンリングのない場合でも若干その傾向はあるが、ランタンリングの動かない場合は全然奥のパッキンを締めることができないが、その結果は奥のパッキンの共回りの原因となり、まことに都合の悪いものである。

(a) Nパッキンは良質の潤滑油脂が十分に含浸されているので、ランタンリングによるグリース注油の必要はない。

だいたいランタンリングによる注油は、その目的がパッキンと軸との摺動面への注油であるにもかかわらず、ランタンリングの移動により注油孔がパッキンに塞がれ注油ができなくなつたり、無理に注油すれば油は摺動面に行かずパッキン背面に回り、共回りを起す原因となる。

とにかく、スタンチューブパッキンは全然漏洩を要するものではなく、鉛筆1本位の水漏れにより発熱を防止し、かつ、その漏洩による潤滑が行なわれるのが正常な状態であるから、ランタンリングは不要である。

ランタンリングの使用は害となる要素が多く、益となる要素は皆無といえる。

(b) まれには、ランタンリングの外径と船尾管内径とのクリアランスが比較的大きな場合に、ランタンリングが傾いて、リング内径と軸とがすれ、発熱の原因となつたような場合も今までにある。

(c) もしも船主あるいは機関長からランタンリングを取りはずすことはできないから、なんとかランタンリングをつけたままでパッキンを使えと指示ある場合は、当社では、いつも上記の事情をよく説明し、なおランタンリングを取りはずすことができないときは、手前の方にランタンリングをよせて、グランド押えにとめてしまうこと、すなわちグランド押えの足がランタンリングの巾だけ長くなつたようにして、パッキンを挿入したところ良い結果を得ている。

(5) パッキン押えおよびネックブッシュ等と軸とのスキ間

一例として、4 600 ton タンカの場合を示すと次のとおりである。

スタフイングボックスのサイズ 820φ × 712φ × 365L

軸径 712φ パッキン押えの内径 716φ

軸とパッキン押えとの片側スキマ 2mm

軸径 712φ ネックブッシュ内径 720φ

軸とネックブッシュとの片側スキマ 4mm

実際の例では、リグナムバイタの摩耗が各船型、種類、航路等によつてことなり、資料によると貨物船で1.1 mm/年、タンカでは2.2 mm/年とあり、リグナムバイタの摩耗状態を考慮の上、軸とネックブッシュのスキ間をきめるべきである。

(6) 航海時および停船時におけるパッキンの締め方と海水漏洩量

航海時および停船時、海水漏洩量が3 l/min (180 l/hr) より多くなれば、各スタッドナットを1/6回転ずつ対称的に締め、海水漏洩量が1~2 l/min (60~120 l hr) になるように調節する。

最良状態での洩れ具合は、頂度鉛筆1本位の太さの流下状態であり、平均して1.65 l/min (100 l hr) の漏洩量である。

(7) パッキン寿命

当社スタンチューブ用Nパッキンの寿命は船の状態によつて差があるが大体2年以上である。

(8) パッキン切断法および挿入法

- (1) 古いパッキンは全部取り出し、スターフィングボックス内をきれいに掃除し、パッキンの屑などを完全に除去する。
- (2) 挿入するパッキンの寸法は太すぎたり細すぎたりせず、ハンマーでころさずにやつと入るものが適当であつて、極端な圧縮はさけねばならない。
- (3) パッキンを切断するときは、軸の周りにパッキンをピッタリと巻きつけ、合せ目の所よりもパッキンの太さと同じ位長い目に切断する。
- (4) 挿入に際しては、切口の両端をしつかりと細糸でしばつて、最初の1本は切口を真上、次に右横へ90°、その次には左横へと交互に所定の本数だけ挿入する。

挿入は一環ごとに奥まで均一

に、特に第1環は細心の注意をもつて、その一環だけでも全圧力を塞ぎとめる程度に詰め、切口の合せ目が重ならないように注意すること。いい換えれば、奥の方ほど強く詰め締め圧力が

図3.5.12の点線カーブになるように詰め込むこと。

- (5) 最後の一環を挿入した後、スタッドナットを交互に均一に軽く締め付ける。この時極端を締付けは禁物である。パッキン箱内における個々のパッキンの圧力分布状態(締り具合)は一般的にいつて、パッキンの締り具合は、グランド押さえで押し込むとどうしても図3.5.12実線カーブのように奥になるほど締めがきかない傾向になるので、パッキンを詰めるときには、紐状パッキンの締め付け特性を考慮し、特定の木片を使って奥の方ほど強く圧縮して詰め、図中の点線のようになるくらいに注意して行なうこと。最後の一環は軽く締め、要すれば航海時に増締めすることにより、軸えの面圧をなるべく一定になるようにすること。

パッキン本数は6本位が適当である。あまり本数が多いと奥が締まりにくくて共回りの原因となる。

第6章 とりまとめ

6.1 大要

船尾管隔壁パッキン部諸問題について、昭和41年度分の調査研究方針に従つて、各造船所、海運会社、船の乗組員およびパッキン製造者に対し、アンケート方式により極めて広範囲の調査を行ない、多くの回答が得られた。本章はその内容をまとめたものである。この結果、パッキン材の性状、パッキン部構造、パッキン材の取扱い方法および外的要素との関連事項など現状における実態が詳細に把握されたものと考えられる。

当研究部会の昭和42年度事業計画の一部として、隔壁パッキン部軸スリーブ材およびパッキン材の損傷等について、最近入渠した実船についての実態調査アンケートが各造船所およびドックにて出されている。また従来のパッキン部構造に対し最適諸寸法決定のため静的および動的特性把握を目的とする模型実験が実施される。この他海水潤滑方式の場合に、メカニカルシール構造(リップ方式および端面シール方式)の諸模型実験の計画も進められている。

以上のとおりで現段階においては、従来のパッキン構造に関する諸問題のすべてが解明されたわけではなく、さらに来年度以降の諸実験およびその理論解析の結果等を待たねばならないが、本年度調査事項から主要項目の一部について判明した点および改善すべき点など、つきのことかげいえよう。

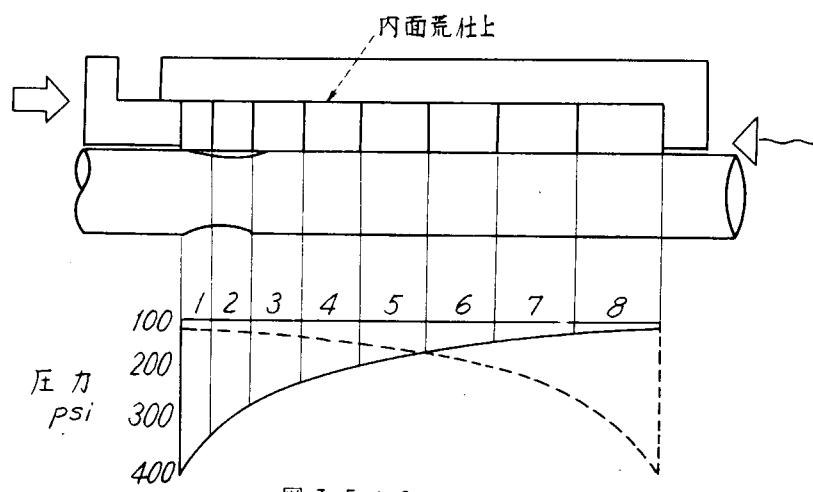


図3.5.12

6.2 パッキン材の性状

(1) パッキン材料は、精選された長繊維のラミーまたはフラックス(亜麻)が適当で、これに適性充てん材を含有させる。木綿パッキンは不適当である。

(2) パッキン断面寸法は、これまで使用者が勝手な値をメーカーに指定している例が多いので、なるべく統一して種類を減少することが望ましい。つぎに関東造機研究会(M E S K)標準寸法を参考に示す。ただしこの値は軸径約200mm以上を対象としている。

M E S K 標準パッキン断面寸法は、19、22、25、28、30、32、35、38、41、45、50、54、57、64、70、76の16種類である。

6.3 パッキン部構造および取扱い方その他

(1) 軸径に対するパッキン寸法については、昭和42年度実験の結果を待つべきであるが、アンケートによる造船所の実績およびパッキンメーカーの推奨値などを参照して、次式に示す範囲の寸法が適当かと思われる。

$$C = (0.05D + 10) \sim (0.075D + 15)$$

ここでCはパッキン断面寸法、Dはスリーブ外径を示す。

(2) パッキン巻数は5～7が現状である。

(3) パッキン箱深さLはD×(0.4～0.6)程度が現状である。パッキン箱のパッキン挿入部スキ間は、パッキン断面寸法と同じ値がよく、無理につぶしたもの挿入するのはよくない。

(4) パッキン部にグリース注入の必要性について

アンケート回答によれば、グリース用ランタンリングを設けた例は、194隻中83隻(約43%)もある。その内パッキン中間部に設けた例は、約78%である。結論的にはランタンリングの装備は利益するより害の方が多かつたようである。船主の意見では、必要と考えるもの6社、不必要と考えるもの10社、その他3社であつた。各パッキンメーカーの意見では、最近のパッキンに対しては、グリースの補給は不要としている。本研究部会としてもグリース注入装置は不要と考える。

もし特に必要とする特殊な場合があれば、ランタンリングの位置は、パッキン部最奥とすべきであろう。

(5) パッキン共回り防止対策

パッキンの材料、寸法および巻数など適切なものを選定し、取付け取扱いに十分注意するならば、特殊な対策を立てなくても共回りは防止できるであろう。

上述のごとくランタンリングをパッキン中間部に設けることはよくない。回り止め対策として、パッキン押え先端部および最奥部のランタンリングまたはネックブッシュなどに爪または円周方向にミゾを設ける方法、パッキン箱内面を荒く加工する方法、同個所に軸方向に回り止め用ミゾを設ける方法などがある。パッキン押え先端などパッキンと軸方向での接触面には傾斜をつけない方がよいようである。

(6) パッキンの寿命については、メーカー回答によれば、一般には2～3年で、6か月ないし1年に1回1本を増入れする程度が普通であるのに対し、船主回答では寿命は約1年というものの10社、2年とするもの4社、3年とするもの4社で、もしスリーブ表面が、ある程度以上肌荒れの状態では1年ぐらいで全パッキンを取り替えるといわれる。

鉱石運搬船などでは停泊時に粉じんを含んだ汚水が船尾管内に浸入しないような対策が必要である。

(7) スリーブのパッキン部摩損については、最大摩耗部で1年につき約2mm程度が普通であるとの報告がある。また第2編第2章2.2に記載したように、摩損発生例は日本商船に対し年間1.2%前後である。

摩損の原因として、船主回答によれば、パッキン材質不良のものが約 $\frac{1}{3}$ 、パッキン締過ぎが約 $\frac{1}{3}$ 、その他が約 $\frac{1}{3}$ となつている。

(8) 軸の周速は船の大小にかかわらず3～4.5m/secで大差がない。

(9) パッキン部の軸との偏心は、パッキンのため悪影響があるので、軸系の計画および据付時には十分注意する必要があ

る。

6.4 スリープバッキン当り部の電食

造船所回答によると、アース装置は 204 隻中 38 隻(約 19%)に装備されているが、電位差の計測は、その内 4 例のみで、単に装備したに過ぎない状態である。

船主回答は少例しかないが、アース装置を装備した船は、それを設けない船に比べスリープの損傷は、確かに少ないが 2 社、少ないようであるが 4 社、変りなし 2 社、不明が 4 社である。アース装置の実船に及ぼす効果は、現段階においては不明である。しかし本件についても、昭和 42 年度以降に実船実験の計画が予定されているので、その成果に期待したい。

第4編 船尾管軸受回りの設計条件の実態ならびに使用者の意見

第1章 構造の実態

1 調査の目的と方法

本章は、船尾管構造の今後の研究のための基礎資料として、その実態を取りまとめたものである。

なお調査は各造船所に対しアンケート方式で行なつたが、182隻分について回答が得られた。

2 調査結果

調査した結果はすべて以下に図表で表わした。

図表の番号と内容を次に示す。

- 図 4.1.1 プロペラ軸後部スリーブ外径 — 後部リグナムバイタ長さ
- 図 4.1.2 プロペラ軸前部スリーブ外径 — 前部リグナムバイタ長さ
- 図 4.1.3 プロペラ軸前部スリーブ外径 — 前部リグナムバイタ厚さ
- 図 4.1.4 プロペラ軸後部スリーブ外径 — 後部リグナムバイタ厚さ
- 図 4.1.5 プロペラ軸後部スリーブ外径 — 後部リグナムバイタセグメントの長さ(木口)
- 図 4.1.6 プロペラ軸後部スリーブ外径 — 後部リグナムバイタセグメントの長さ(板目)
- 図 4.1.7 プロペラ軸前部スリーブ外径 — 前部リグナムバイタセグメントの長さ(木口)
- 図 4.1.8 プロペラ軸前部スリーブ外径 — 前部リグナムバイタセグメントの長さ(板目)
- 図 4.1.9 プロペラ軸後部スリーブ外径 — 後部リグナムバイタセグメントの幅(木口)
- 図 4.1.10 プロペラ軸後部スリーブ外径 — 後部リグナムバイタセグメントの幅(板目)
- 図 4.1.11 プロペラ軸前部スリーブ外径 — 前部リグナムバイタセグメントの幅(木口)
- 図 4.1.12 プロペラ軸前部スリーブ外径 — 前部リグナムバイタセグメントの幅(板目)
- 図 4.1.13 プロペラ軸スリーブ外径 — リグナムバイタ軸受スキマ
- 図 4.1.14 プロペラ軸外径 — プロペラ軸受スキマ
- 図 4.1.15 中間軸径 — 中間軸受スキマ(その1)
- 図 4.1.16 中間軸径 — 中間軸受スキマ(その2)
- 図 4.1.17 プロペラ軸スリーブ外径 — リグナムバイタ軸受止金の数
- 図 4.1.18 プロペラ軸スリーブ外径 — リグナムバイタ軸受止金の幅
- 図 4.1.19 プロペラ軸径 — プロペラ軸スリーブ外径
- 図 4.1.20 プロペラ軸計算径 — プロペラ軸採用径
- 図 4.1.21 プロペラ軸径 — プロペラ軸径の余裕
- 図 4.1.22 プロペラ軸計算径 — スリーブの採用厚さ
- 図 4.1.23 プロペラ軸径 — スリーブ厚さの余裕
- 図 4.1.24 プロペラ直徑 — プロペラ重量(4翼1体)
- 図 4.1.25 プロペラ直徑 — プロペラ重量(4翼組立)
- 図 4.1.26 プロペラ直徑 — プロペラ重量(5翼1体マンガンブロンズ)
- 図 4.1.27 プロペラ直徑 — プロペラ重量(5翼1体ニッケルアルミブロンズ)
- 図 4.1.28 プロペラ軸スリーブ外径 — リグナムバイタU型、UV型溝の断面積
- 図 4.1.29 プロペラ軸スリーブ外径 — リグナムバイタV型溝の断面積
- 図 4.1.30 プロペラ軸径 — リグナムバイタ前後軸受間長さ(ℓ_2)

図 4.1.31 プロペラ軸径

— リグナムバイタ後部軸受後端面よりプロペラ中心までの長さ(ℓ_1)

図 4.1.32 プロペラ軸径

— ℓ_2/ℓ_1

図 4.1.33 プロペラ軸径

— L_1/ℓ_1

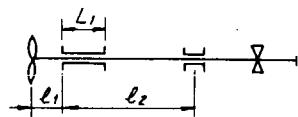
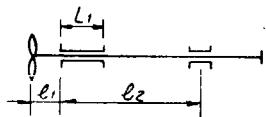


図 4.1.34 プロペラ軸径

— ℓ_2'/ℓ_1

図 4.1.35 プロペラ軸径

— ℓ_2'

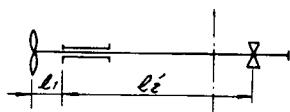


図 4.1.36 中間軸径

— 中間軸長

図 4.1.37 中間軸径

— 中間軸受間隔

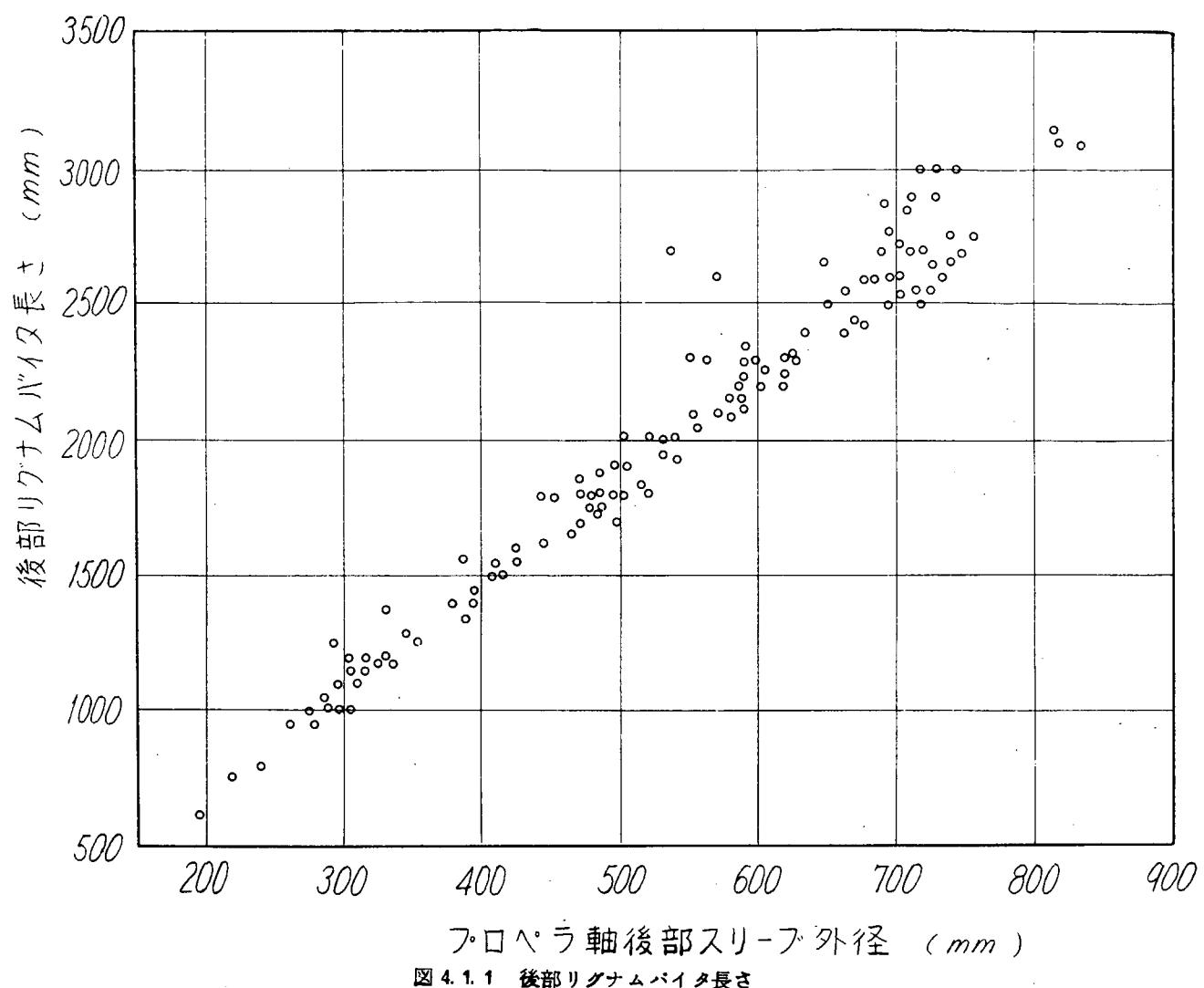


図 4.1.1 後部リグナムバイタ長さ

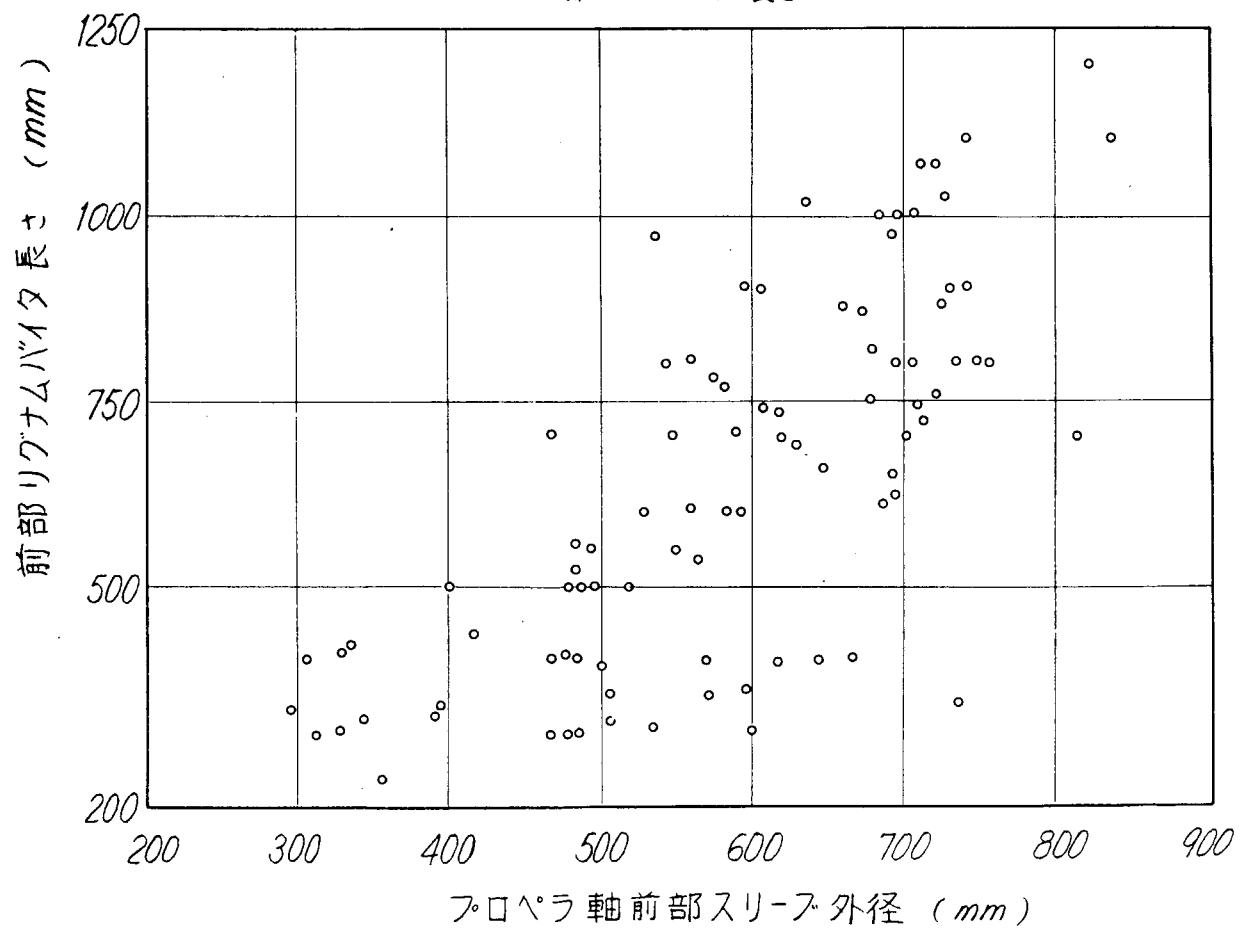


図 4.1.2 前部リグナムバイタ長さ

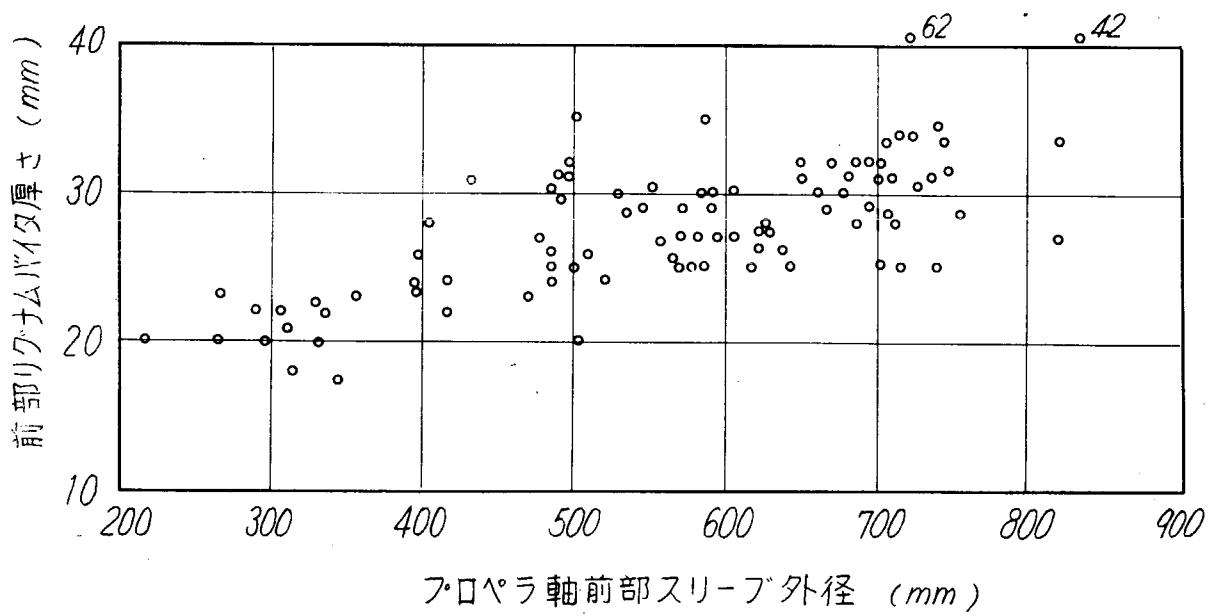


図 4.1.3 前部リグナムバイタ厚さ

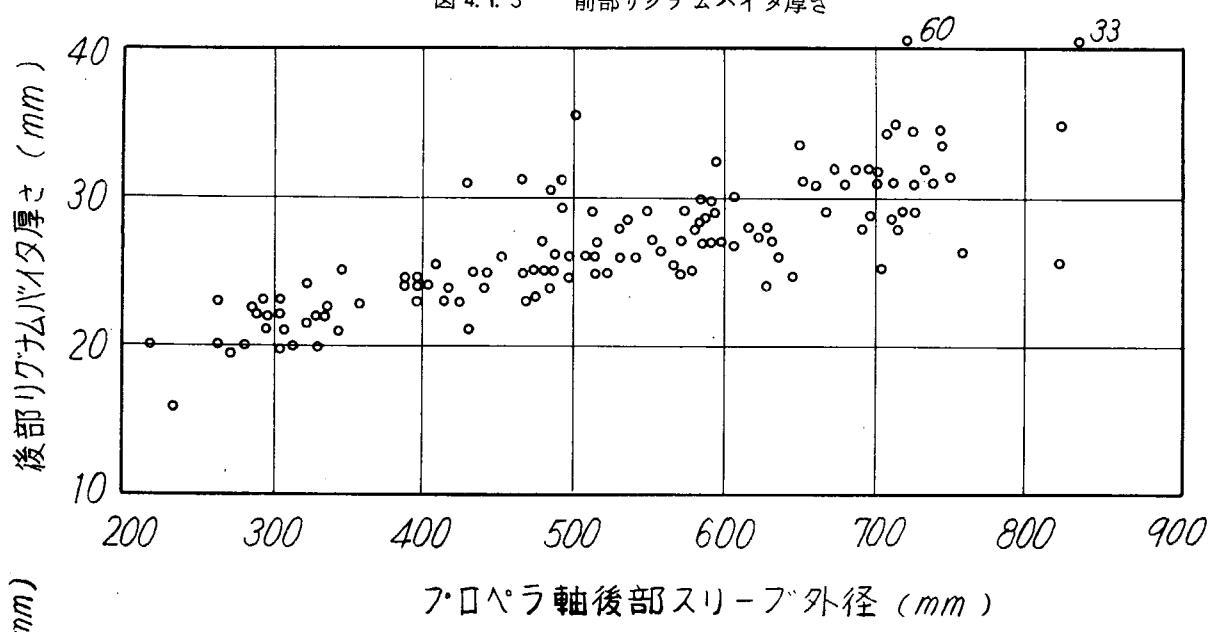


図 4.1.4 後部リグナムバイタ厚さ

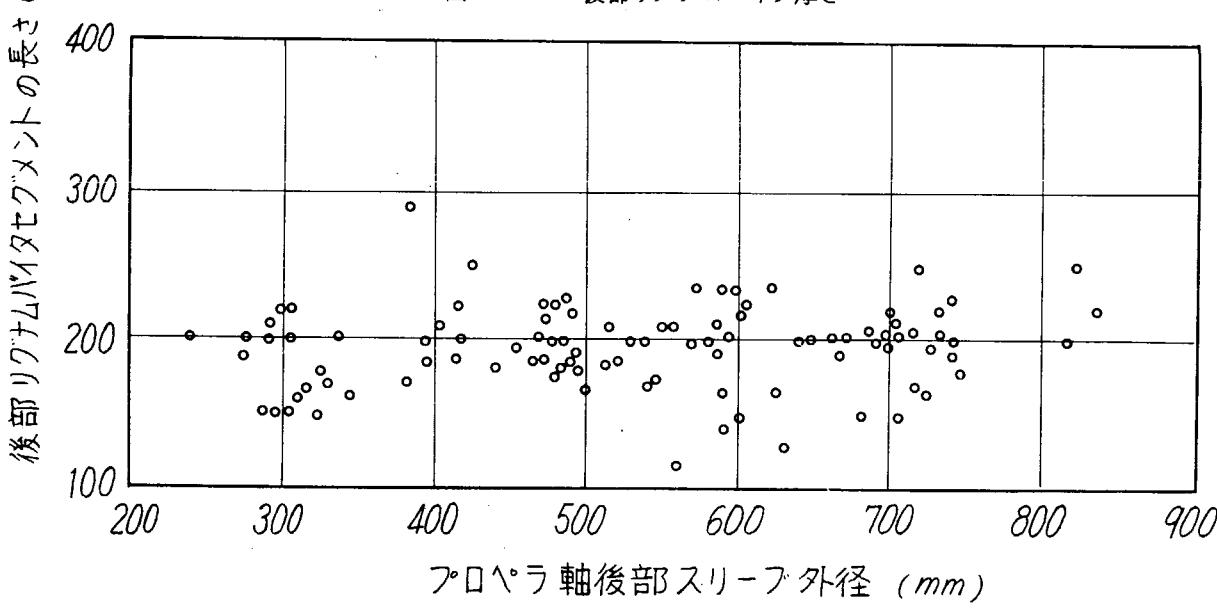


図 4.1.5 後部リグナムバイタセグメントの長さ(木口)

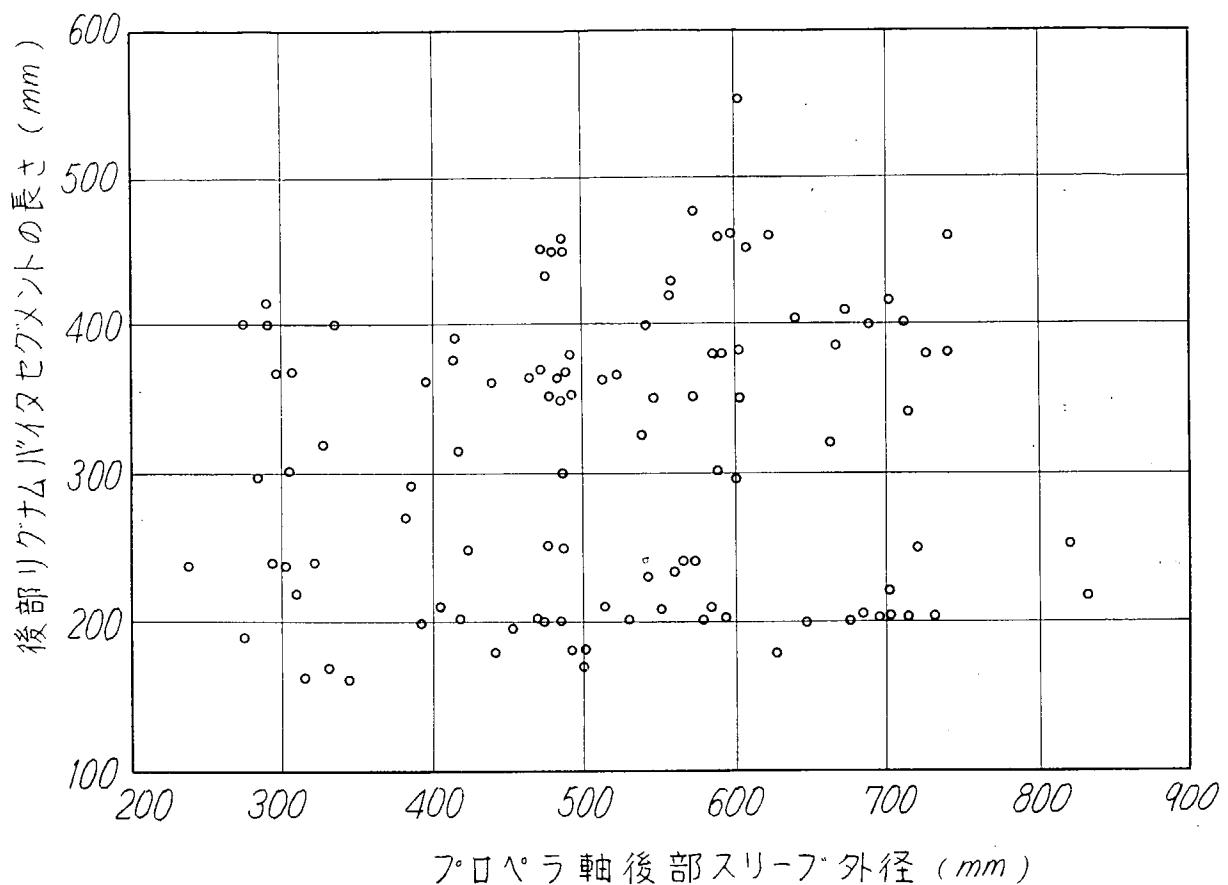


図 4.1.6 後部リグナムバイタセグメントの長さ(板目)

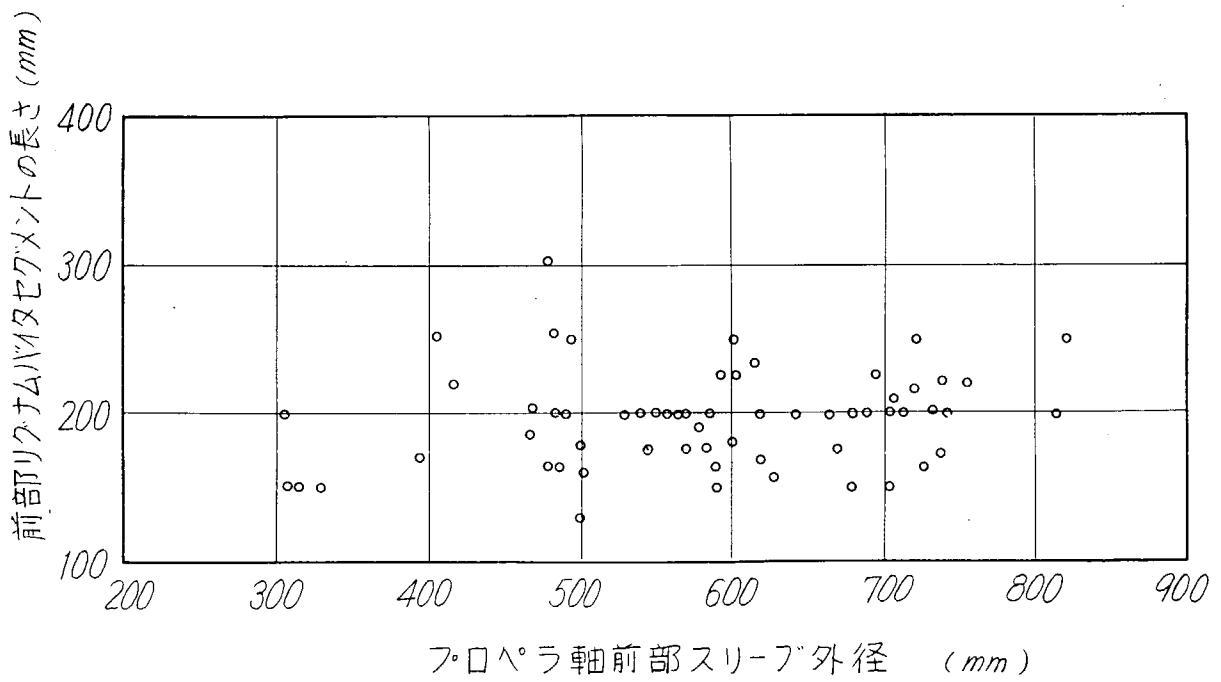


図 4.1.7 前部リグナムバイタセグメントの長さ(木口)

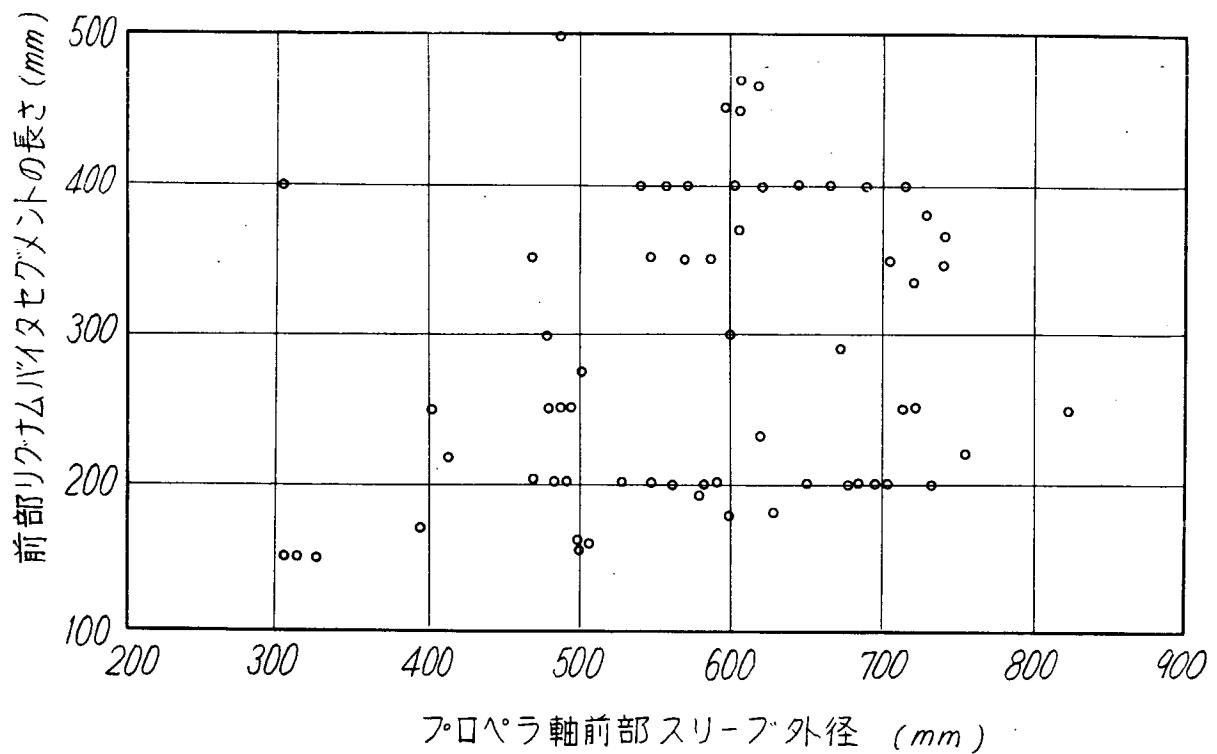


図 4.1.8 前部リグナムバイタセグメントの長さ(板目)

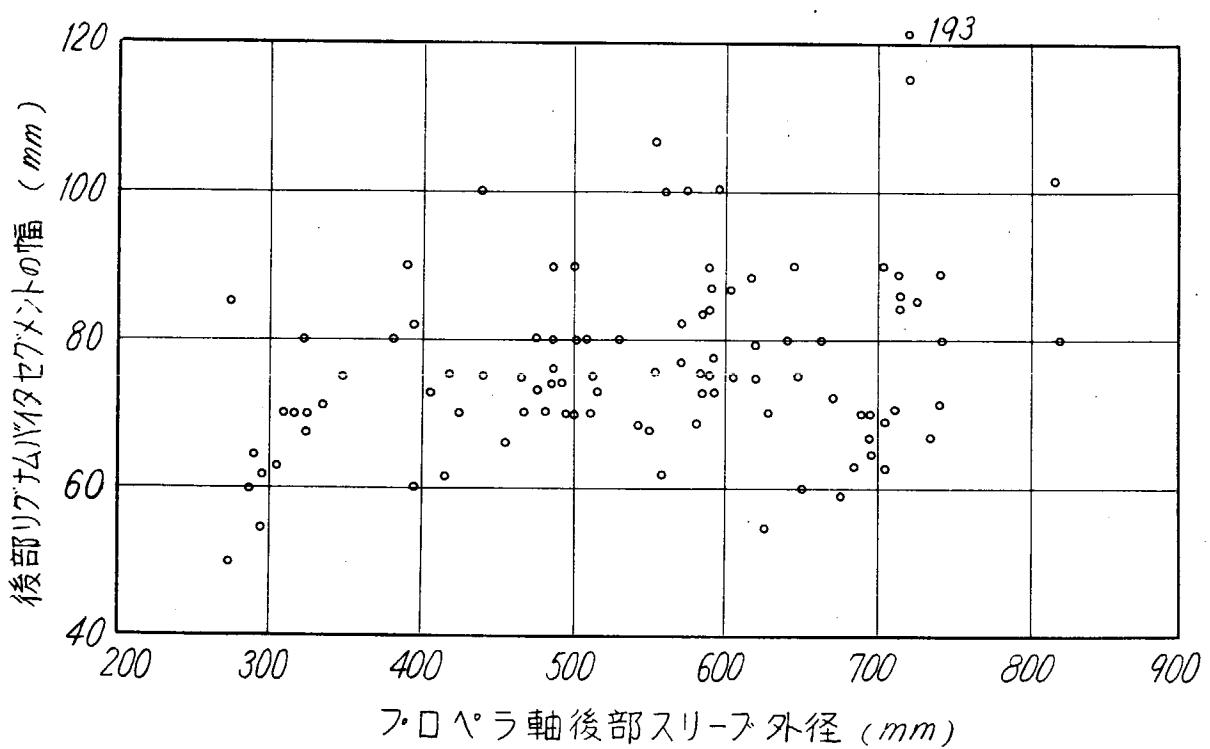


図 4.1.9 後部リグナムバイタセグメントの幅(木口)

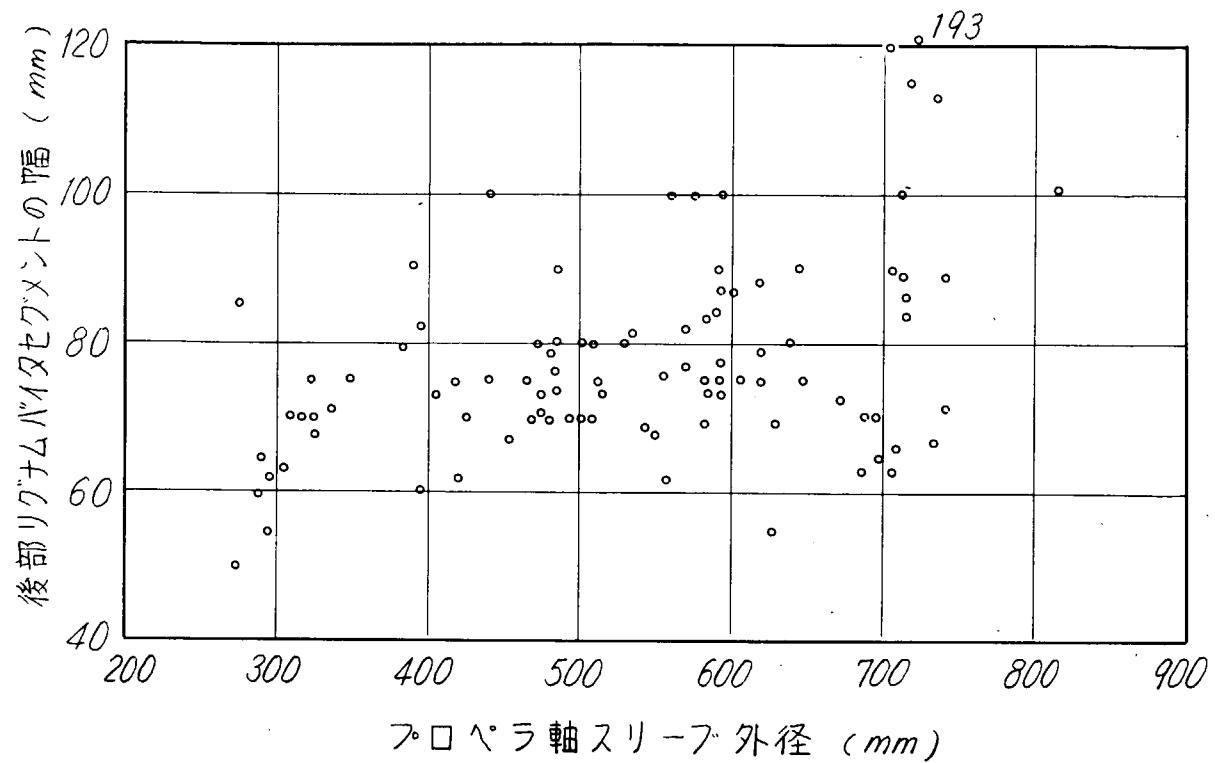


図 4.1.10 後部リグナムバイタセグメントの幅(板目)

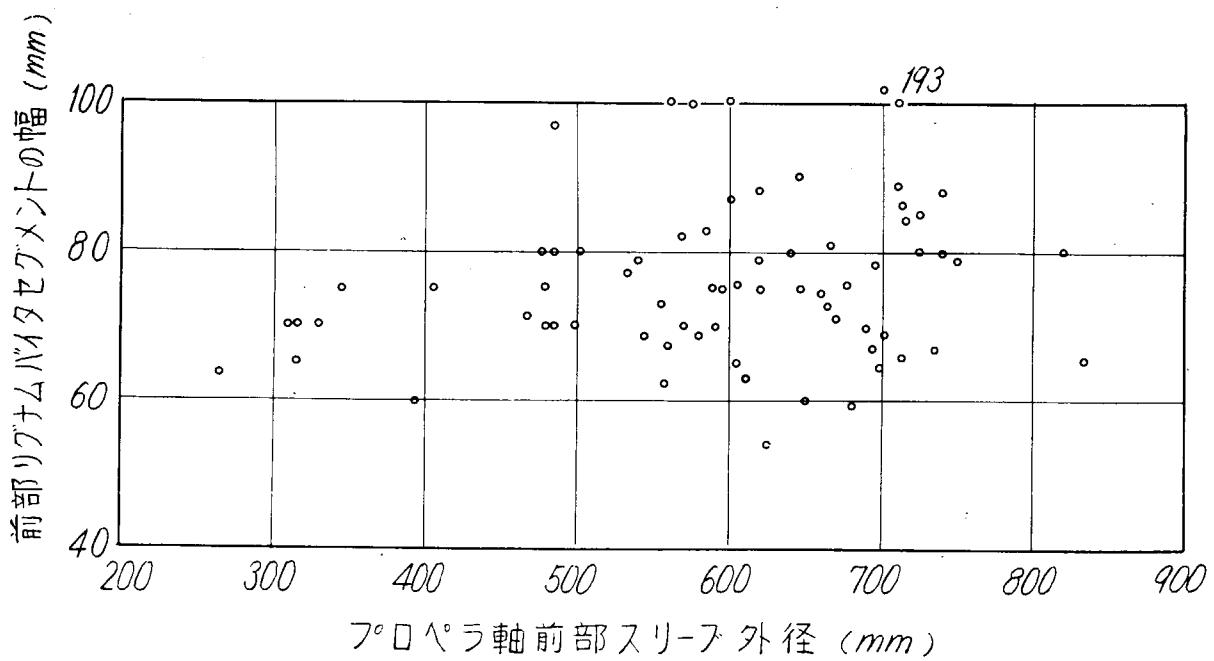


図 4.1.11 前部リグナムバイタセグメントの幅(木口)

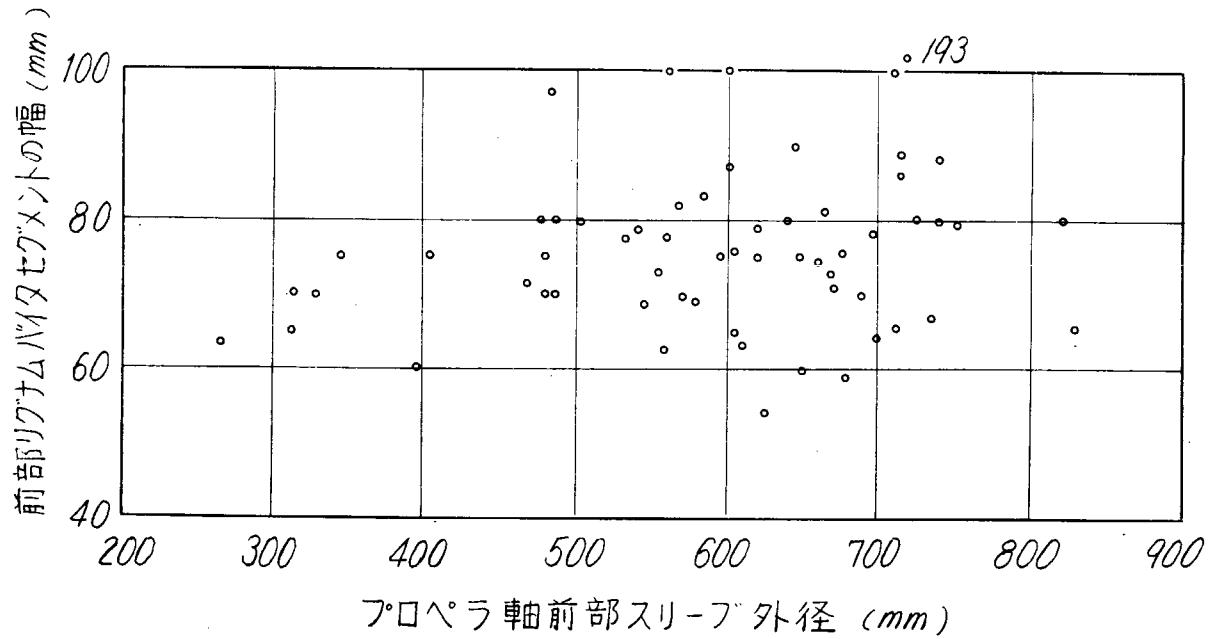


図 4.1.1.2 前部リグナムバイタセグメントの幅(板目)

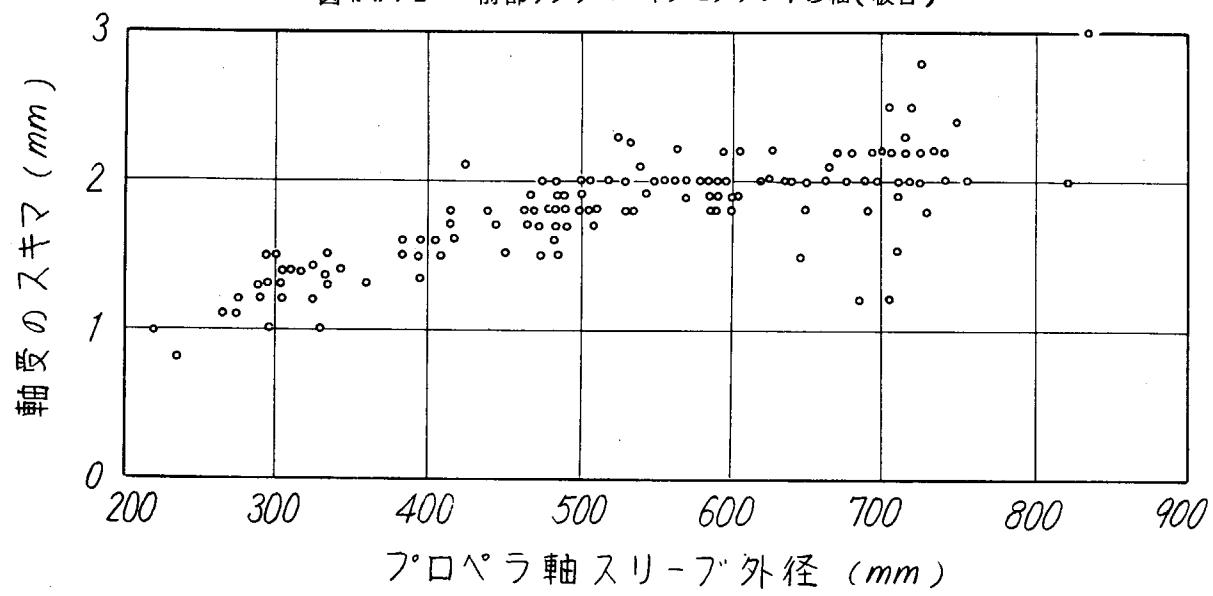


図 4.1.1.3 リグナムバイタ軸受のスキマ

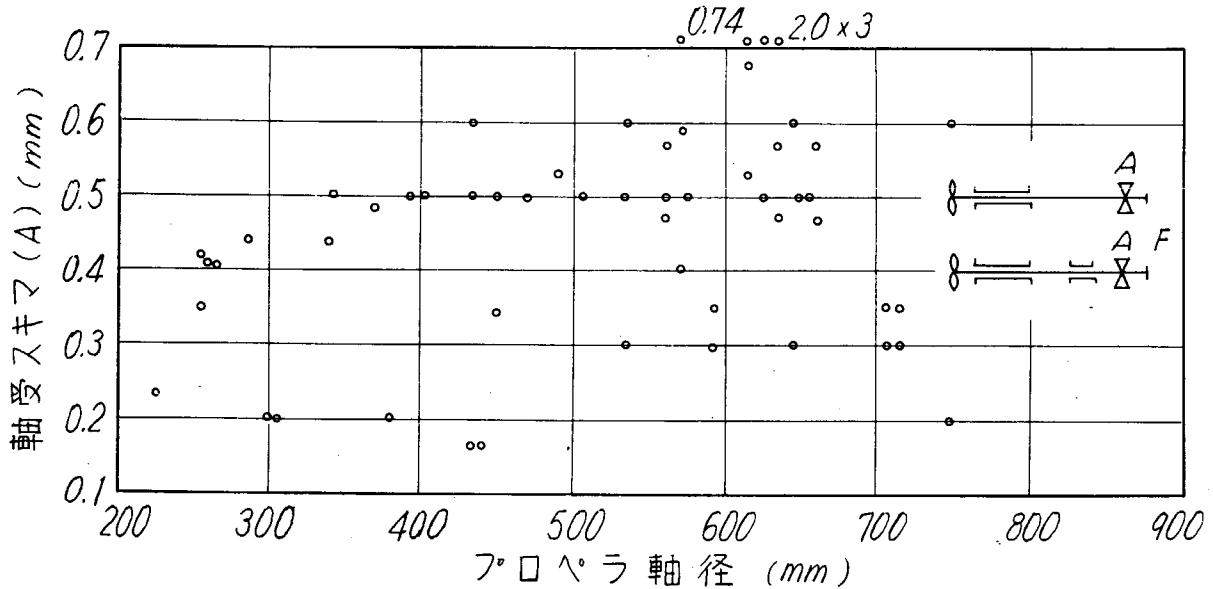


図 4.1.1.4 プロペラ軸受スキマ

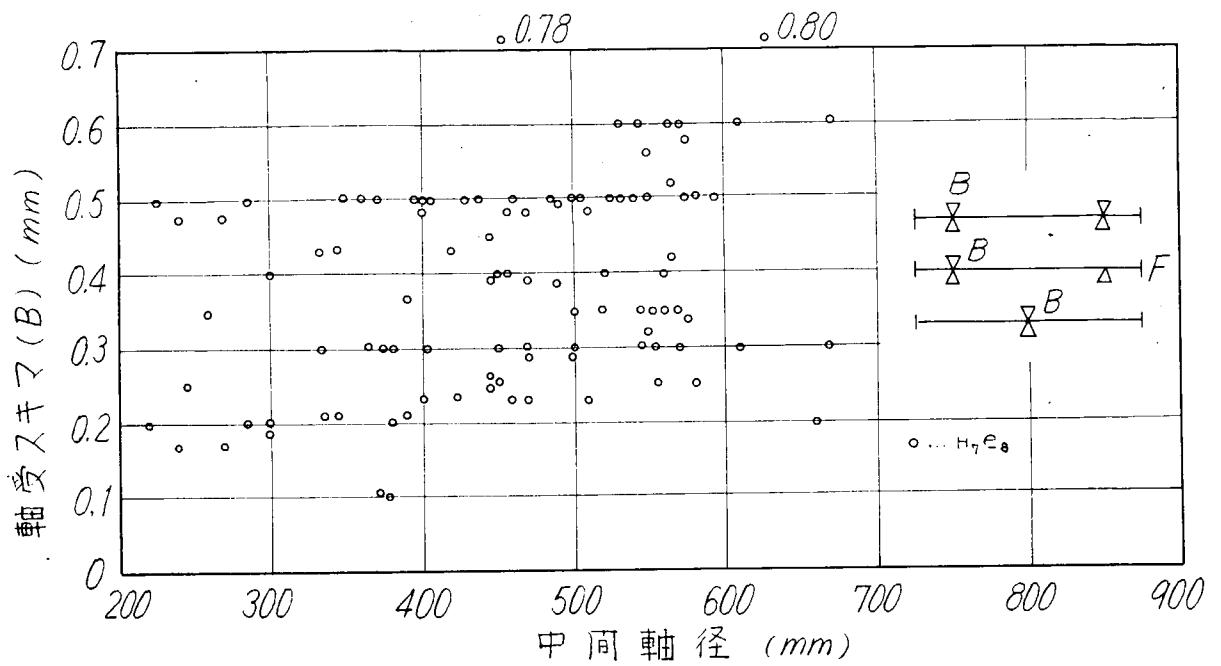


図 4.1.1.5 中間軸受スキマ(その1)

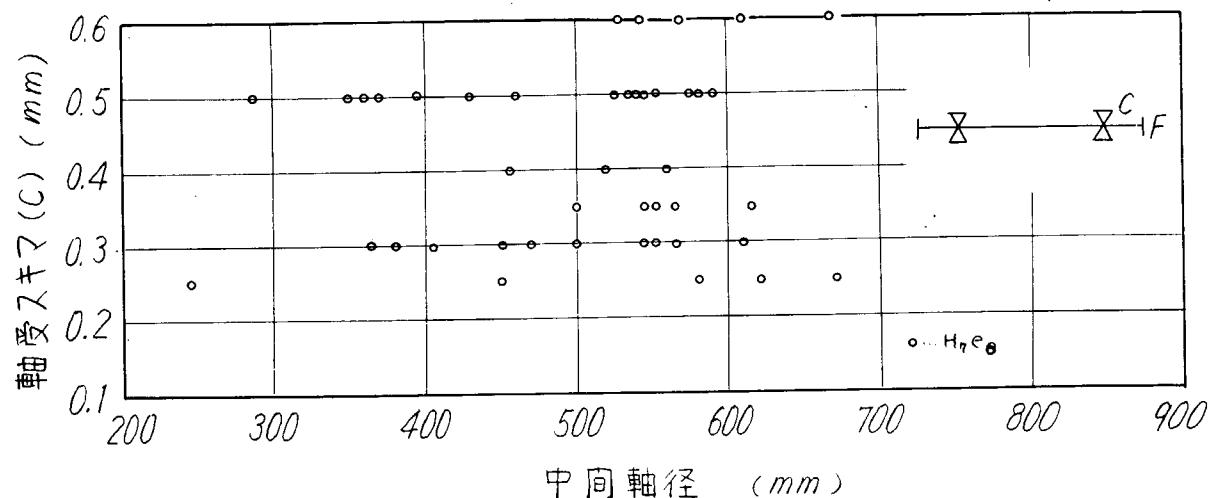


図 4.1.1.6 中間軸受スキマ(その2)

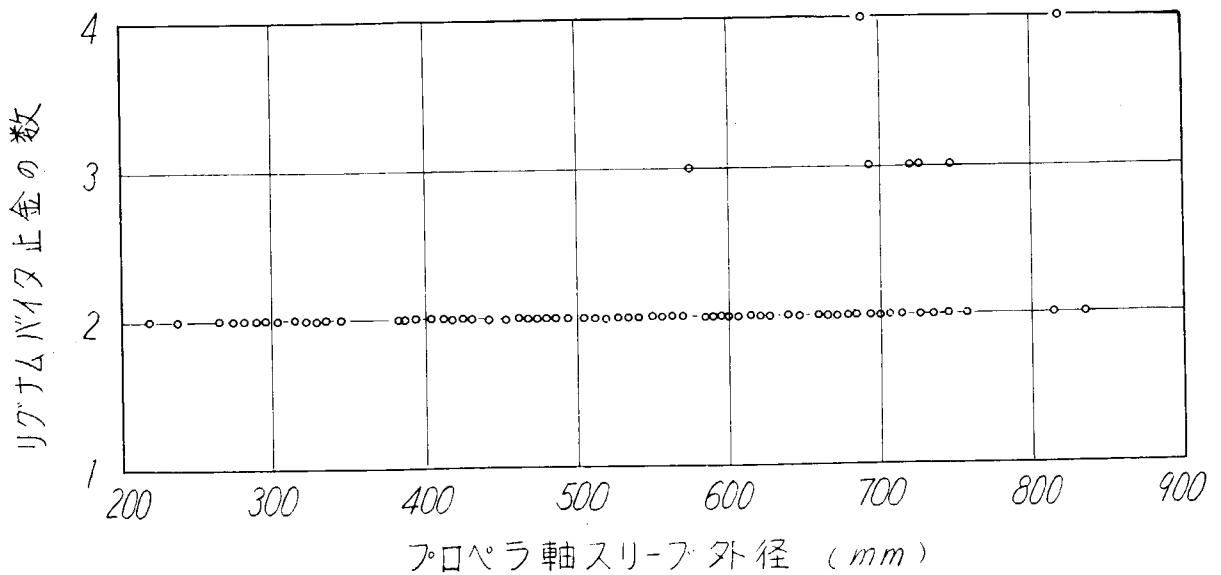


図 4.1.1.7 リグナムバイタ軸受止金の数

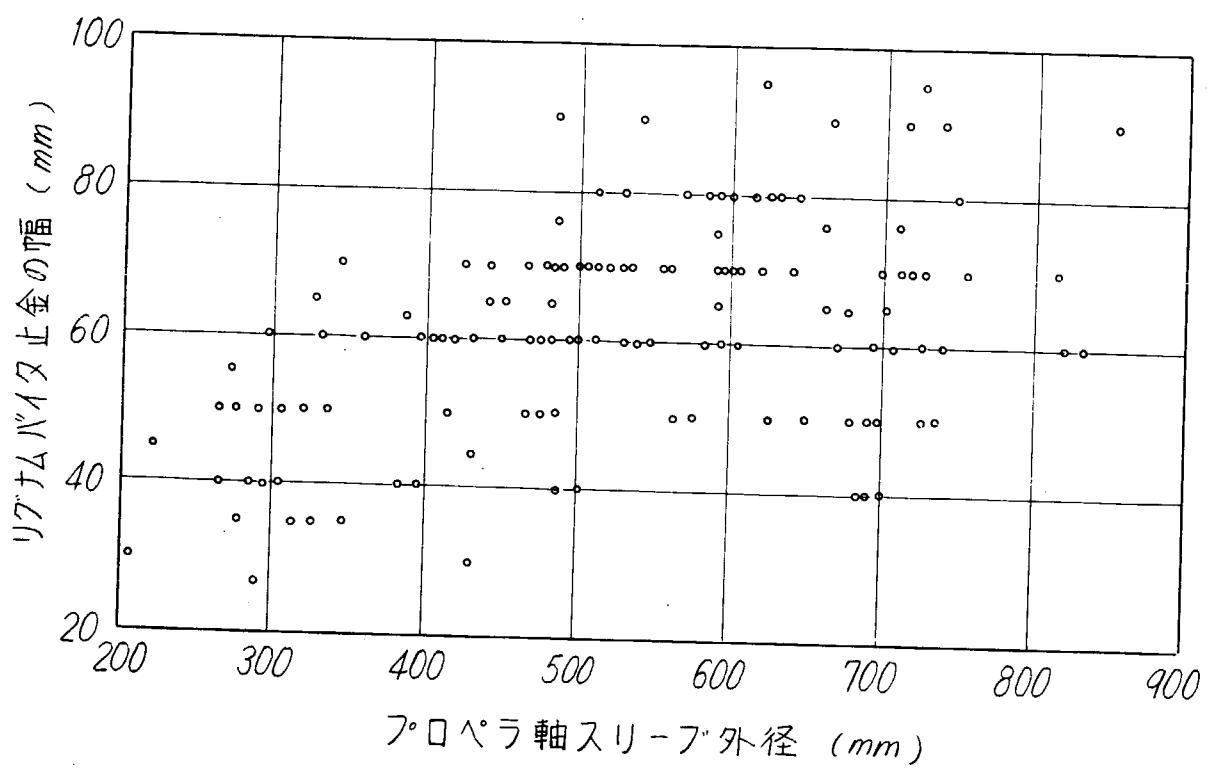


図 4.1.18 リグナムバイタ軸受止金の幅

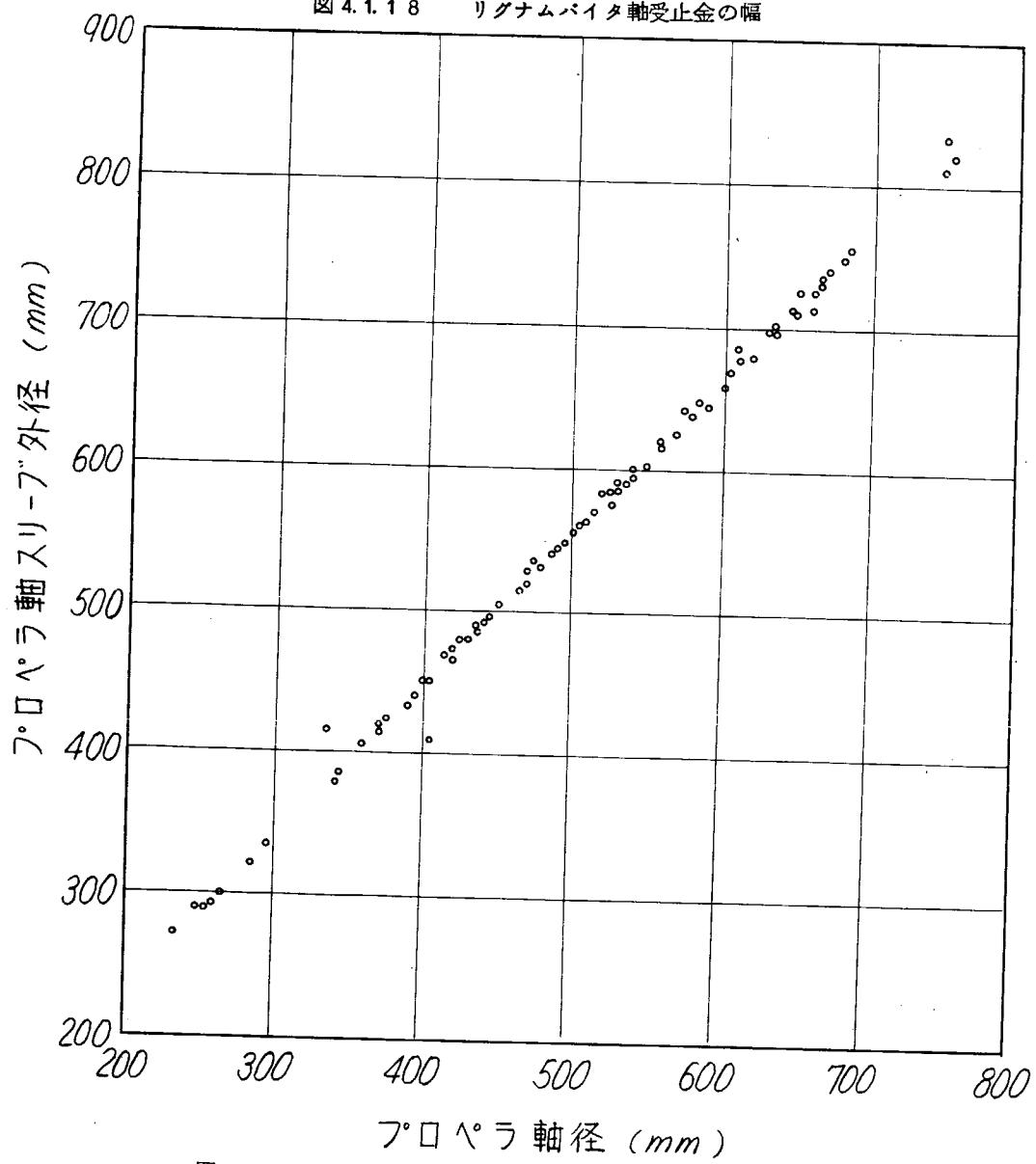


図 4.1.19 プロペラ軸径とプロペラ軸スリーブ外径の関係

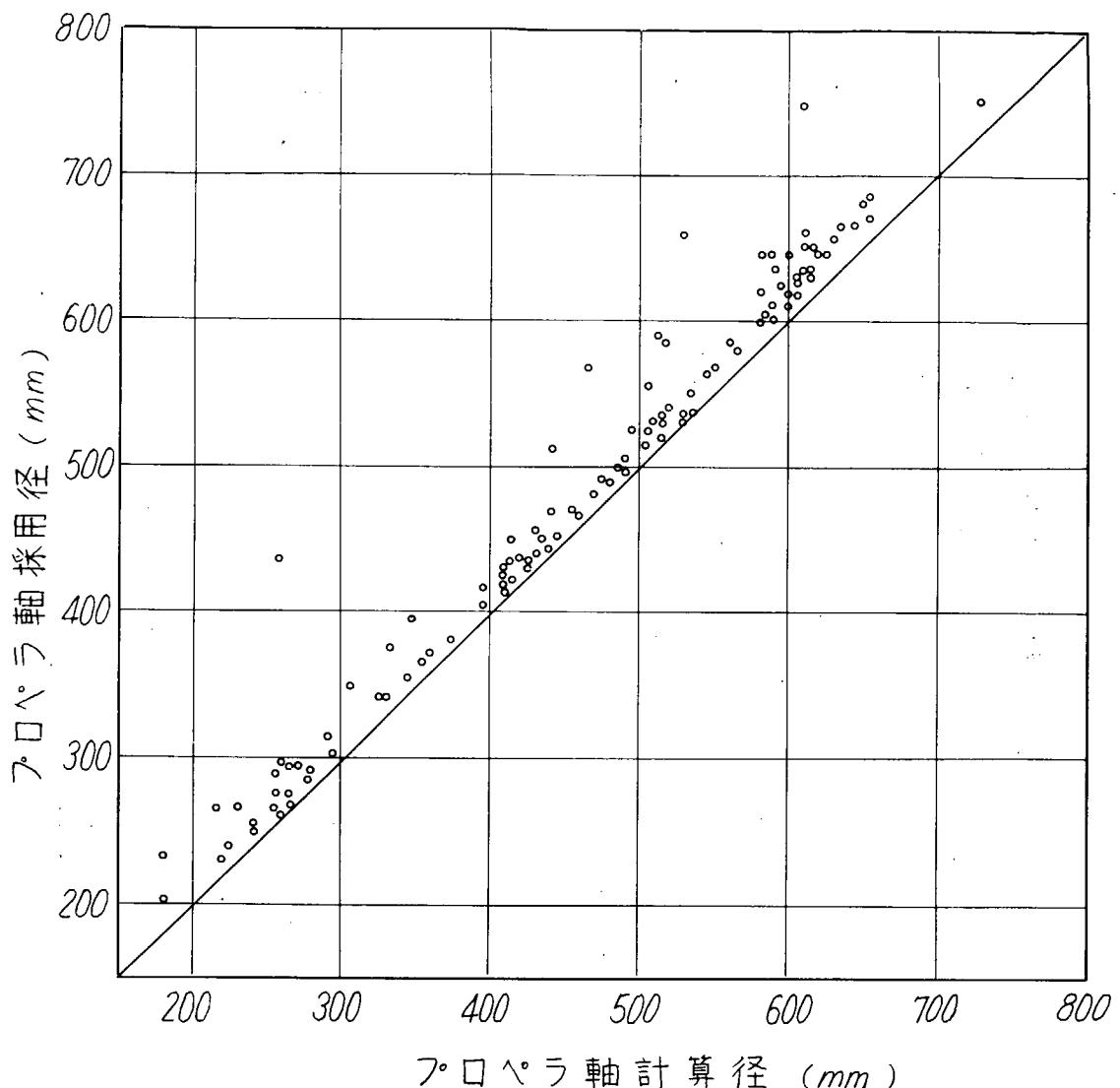


図 4.1.2.0 プロペラ軸の計算径と採用径の関係

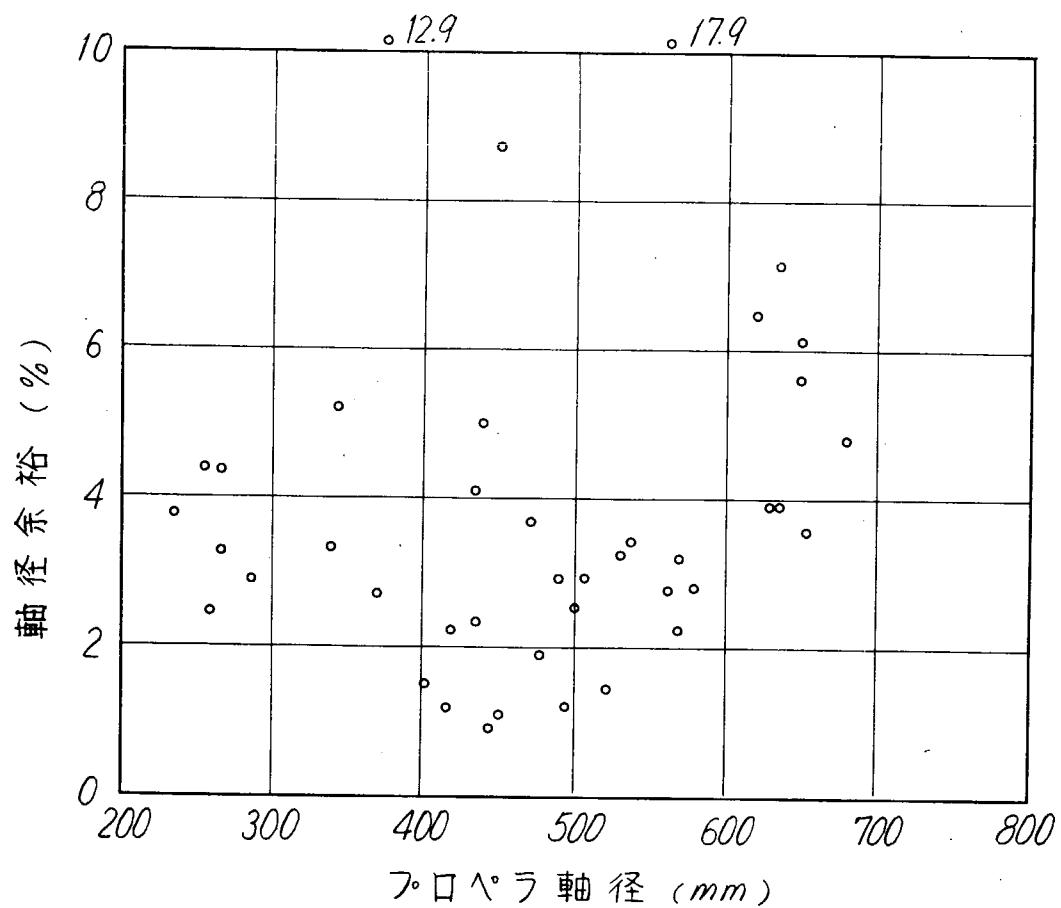


図 4.1.2.1 プロペラ軸径の余裕

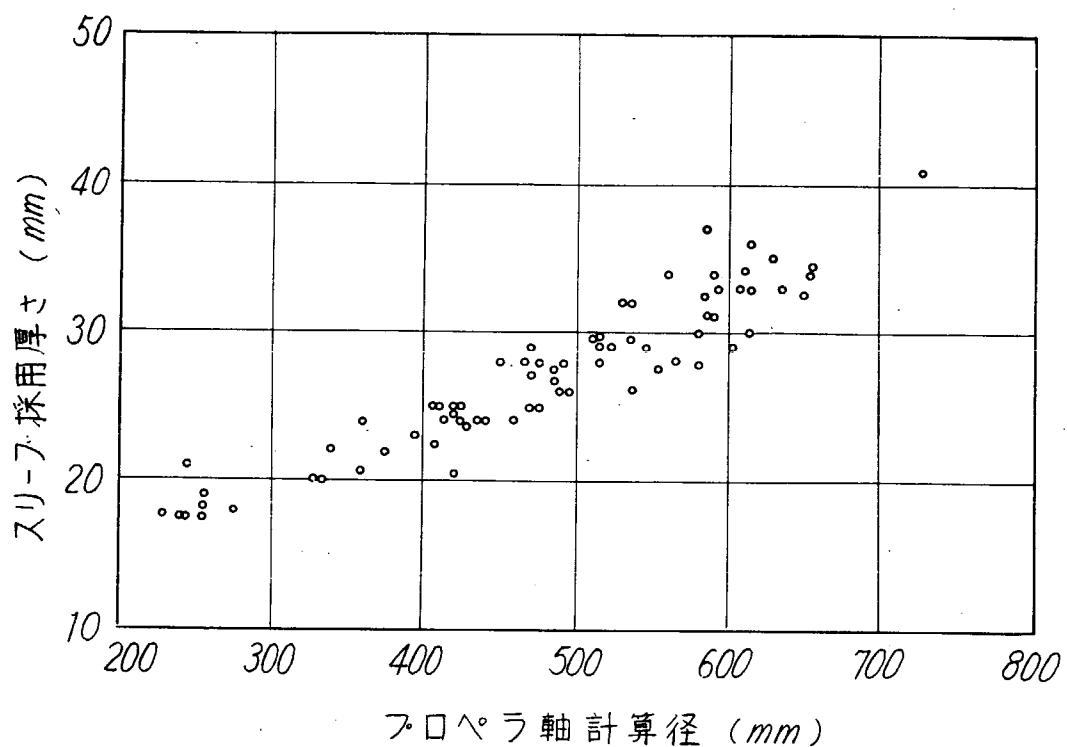


図 4.1.2.2 プロペラ軸スリーブの採用厚さ

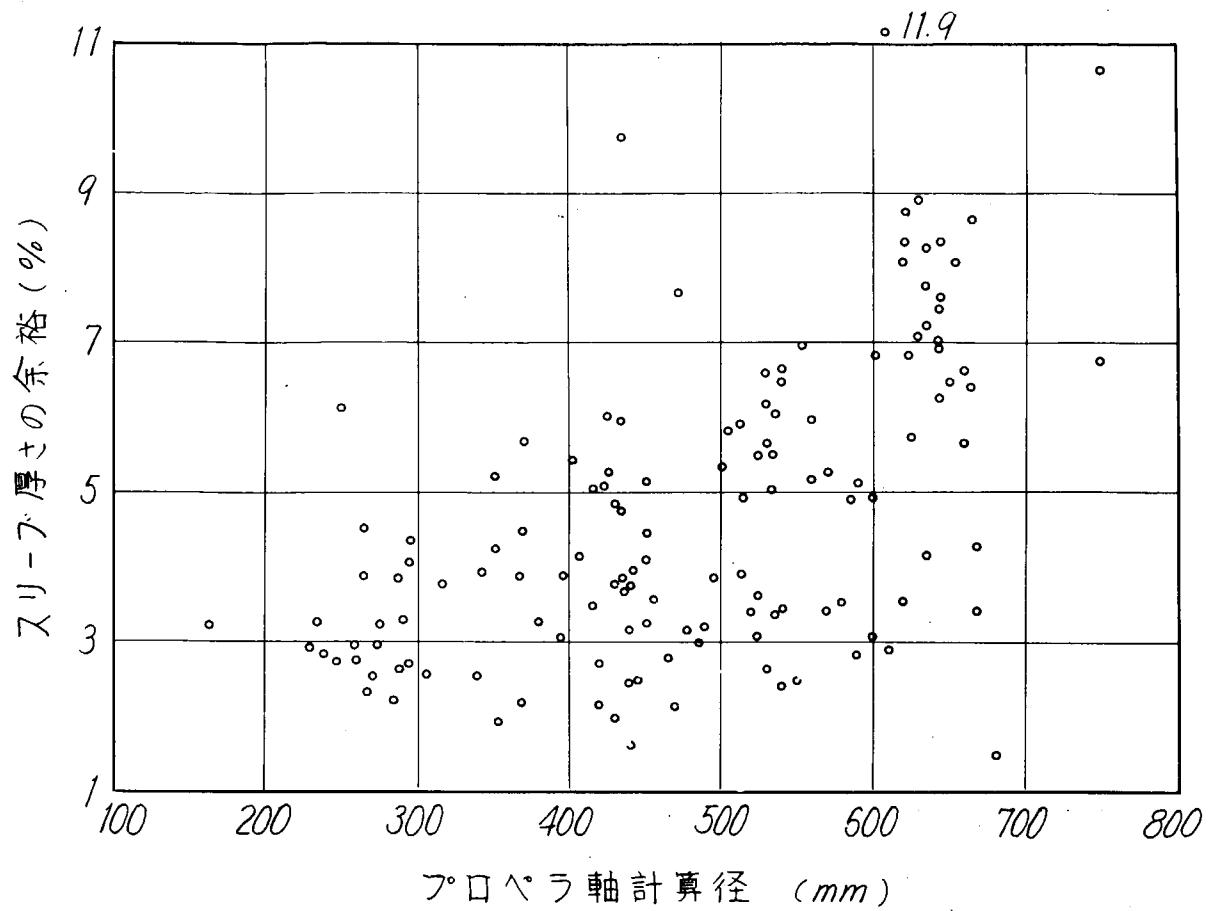


図 4.1.2.3 プロペラ軸スリーブ厚さの余裕

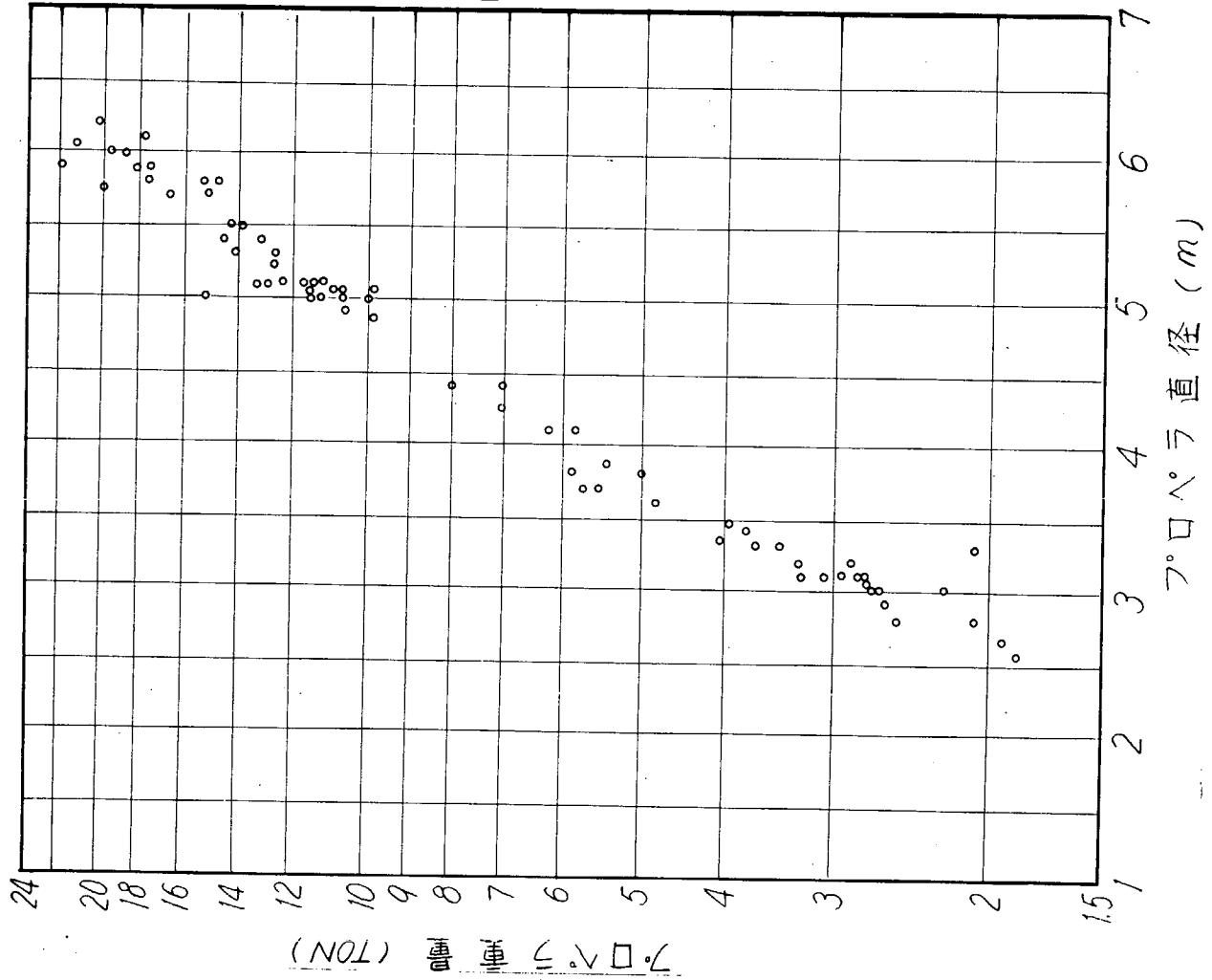
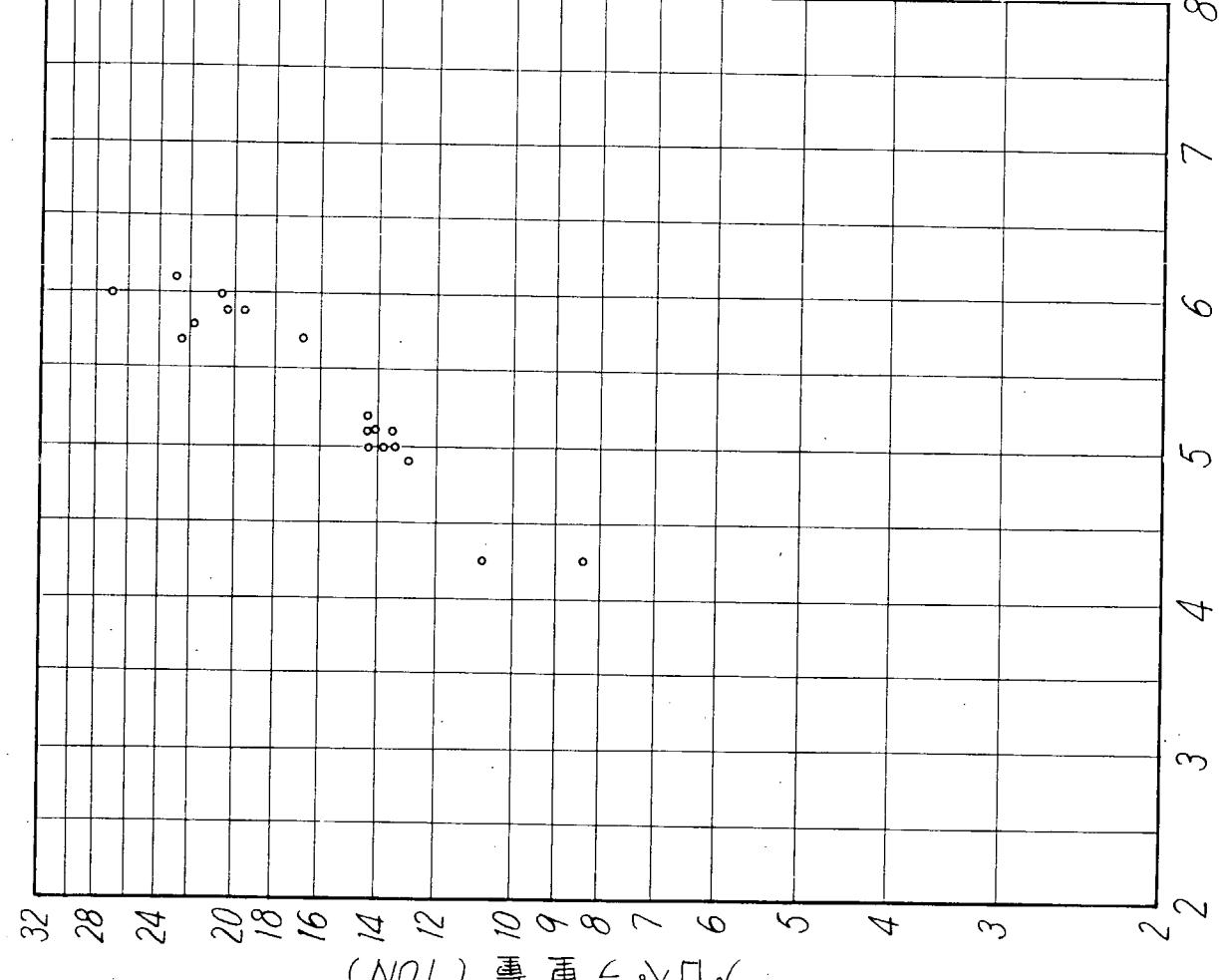


図 4.1.24 プロペラの直徑と重量との関係(4翼1体)

図 4.1.25 プロペラの直徑と重量との関係(4翼組立)

プロペラ直徑 (m)

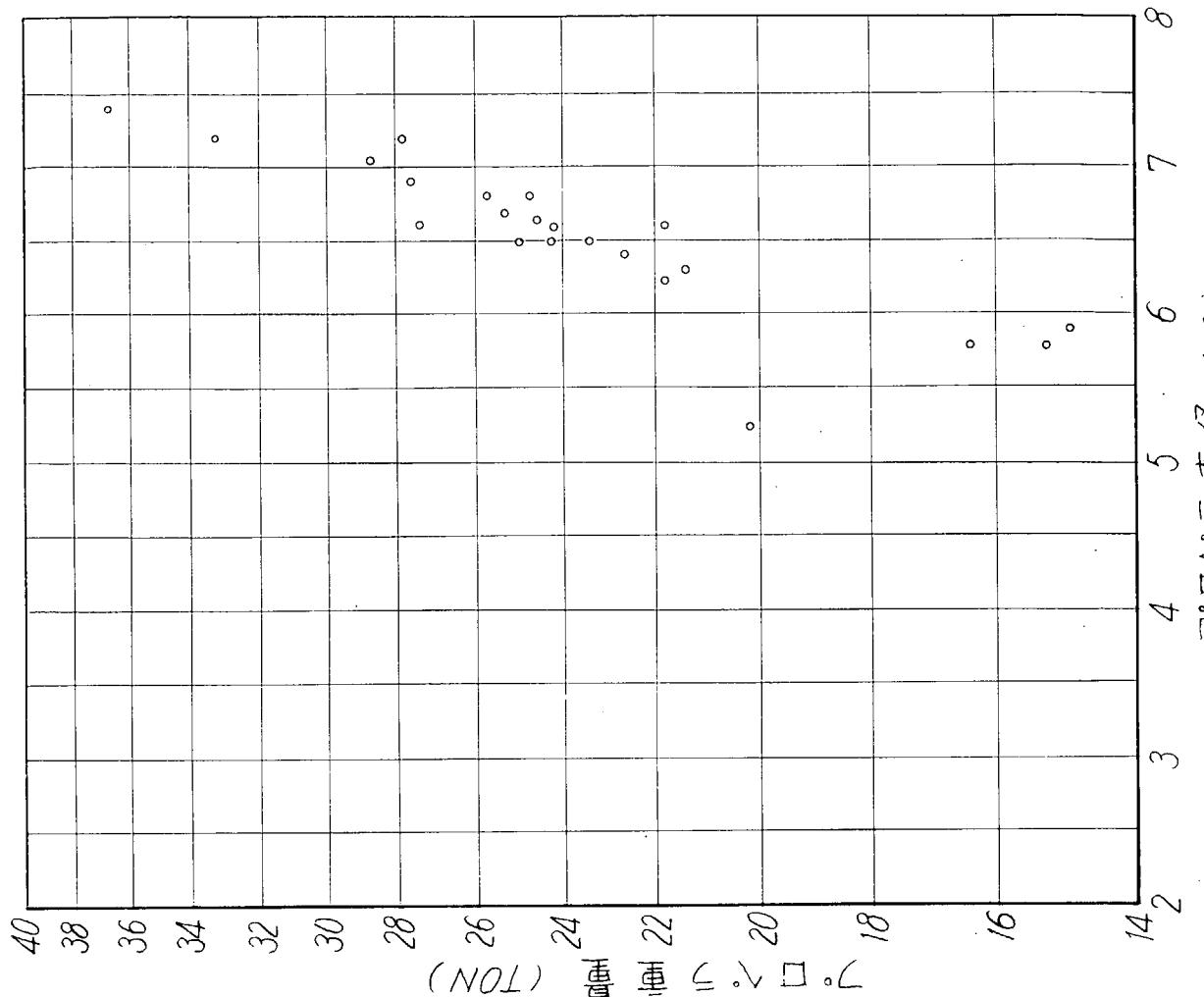
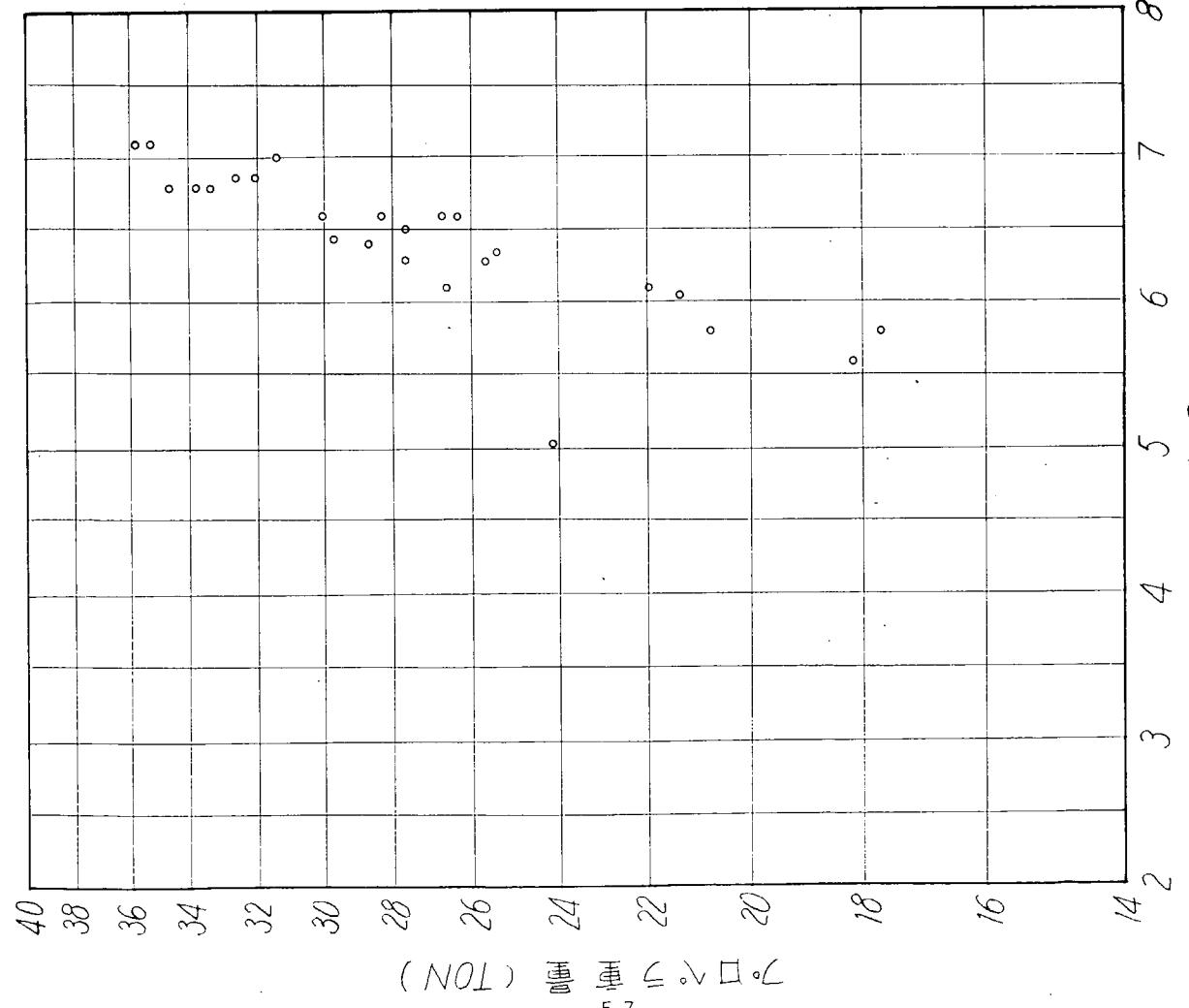


図 4.1.26 プロペラの直径と重量との関係 (5翼1体, マンガンブロンズ)

図 4.1.27 プロペラの直径と重量との関係 (5翼1体, ニッケルアルミニブロンズ)

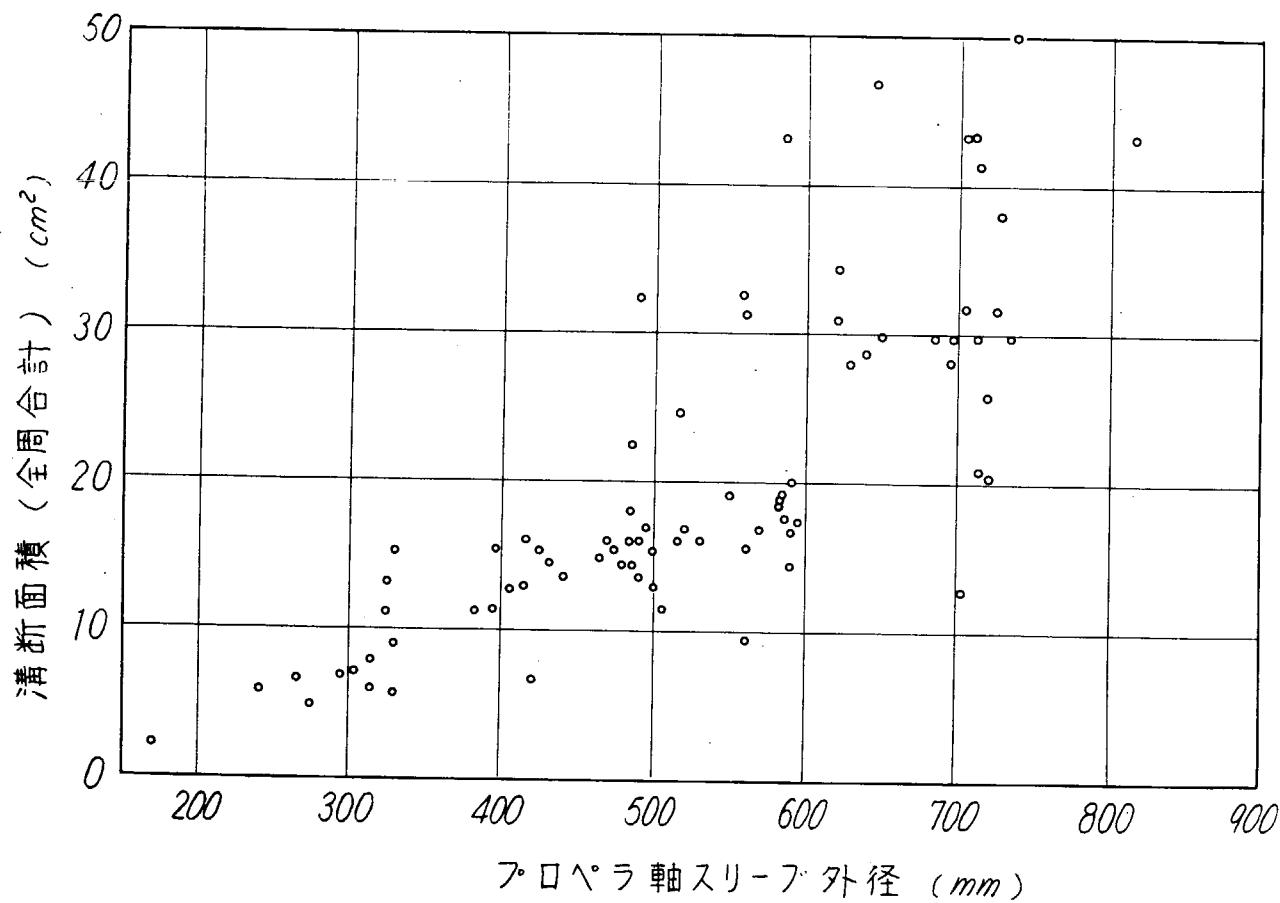


図 4.1.28 リグナムバイタのU型とUV型の溝の断面積

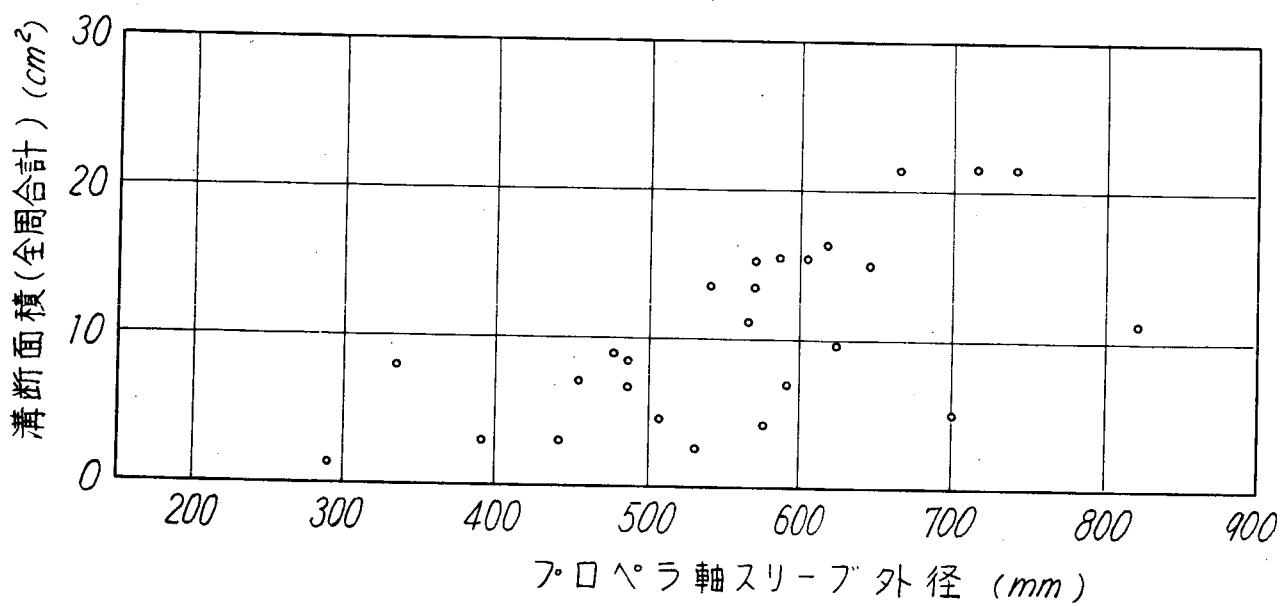
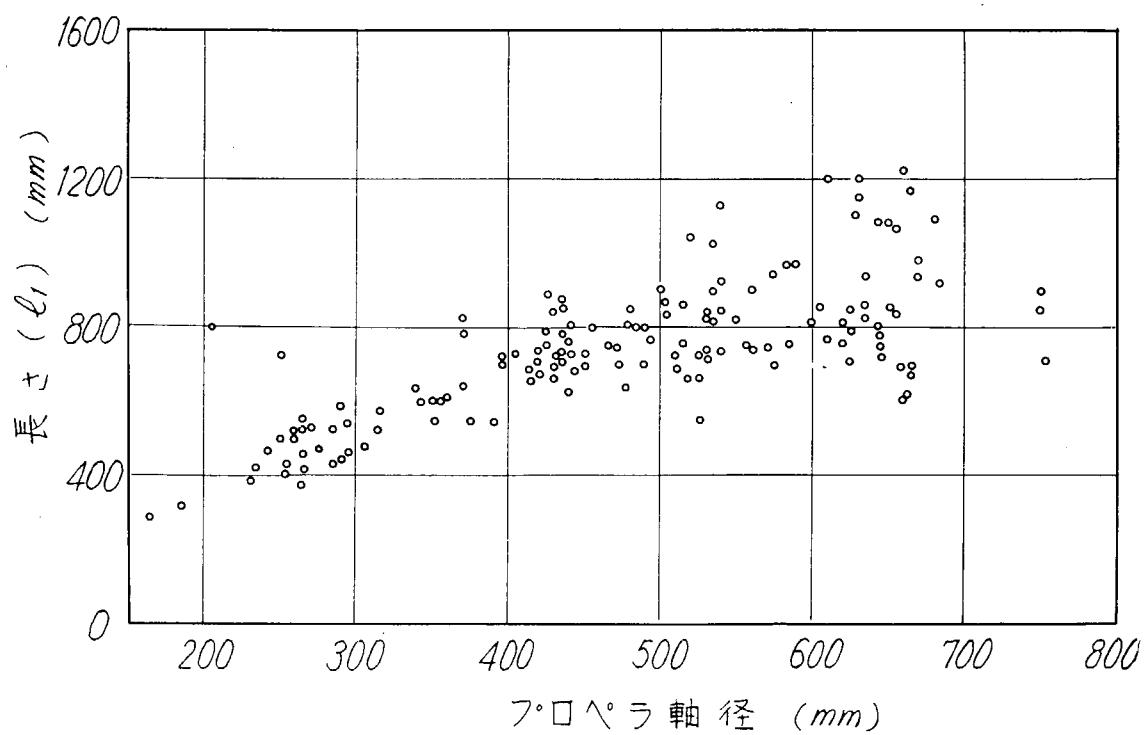
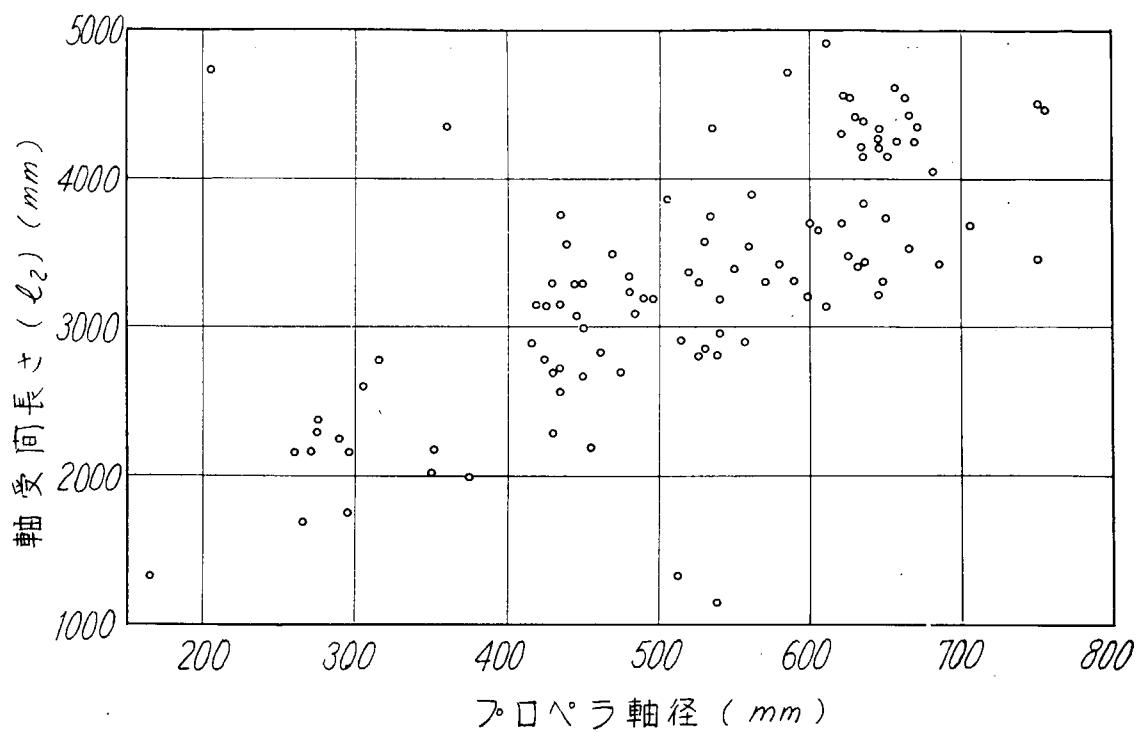


図 4.1.29 リグナムバイタのV型の溝断面積



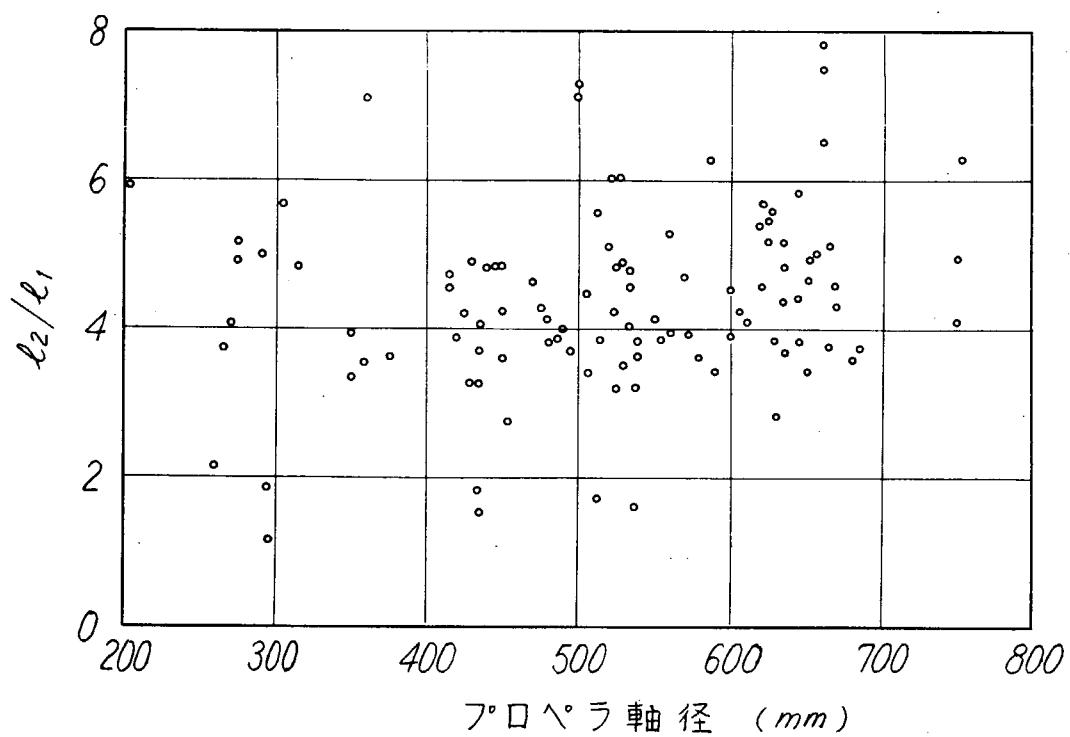


図 4.1.3.2 プロペラ軸径と l_2/l_1 との関係

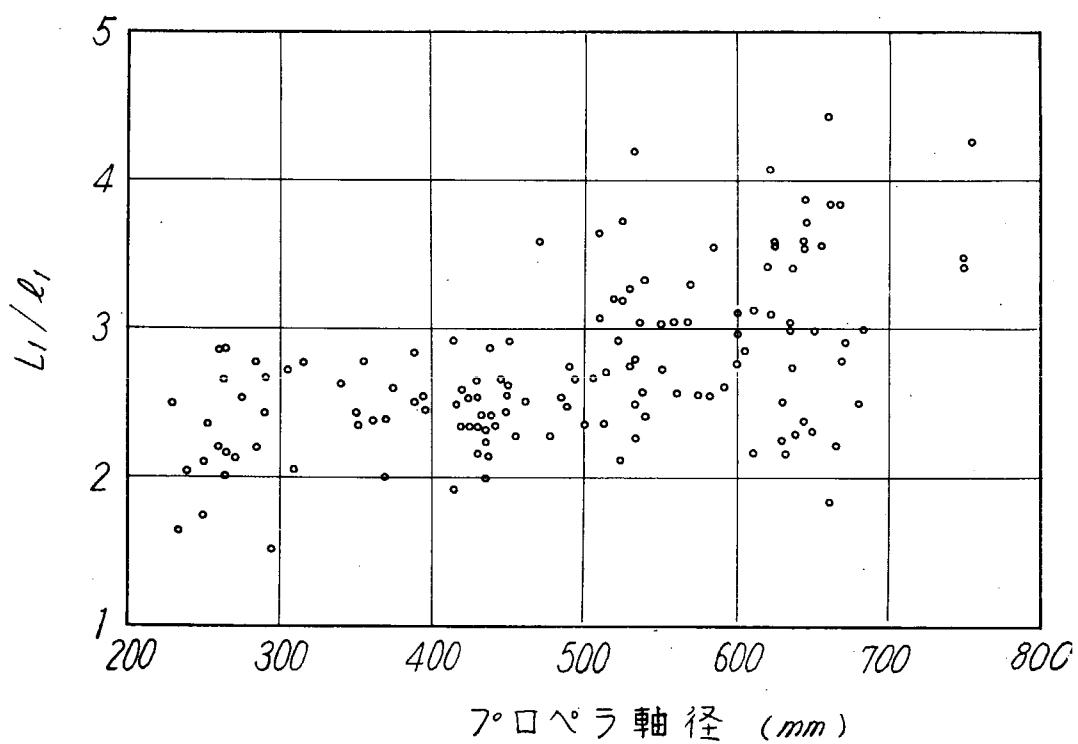


図 4.1.3.3 プロペラ軸径と L_1/l_1 との関係

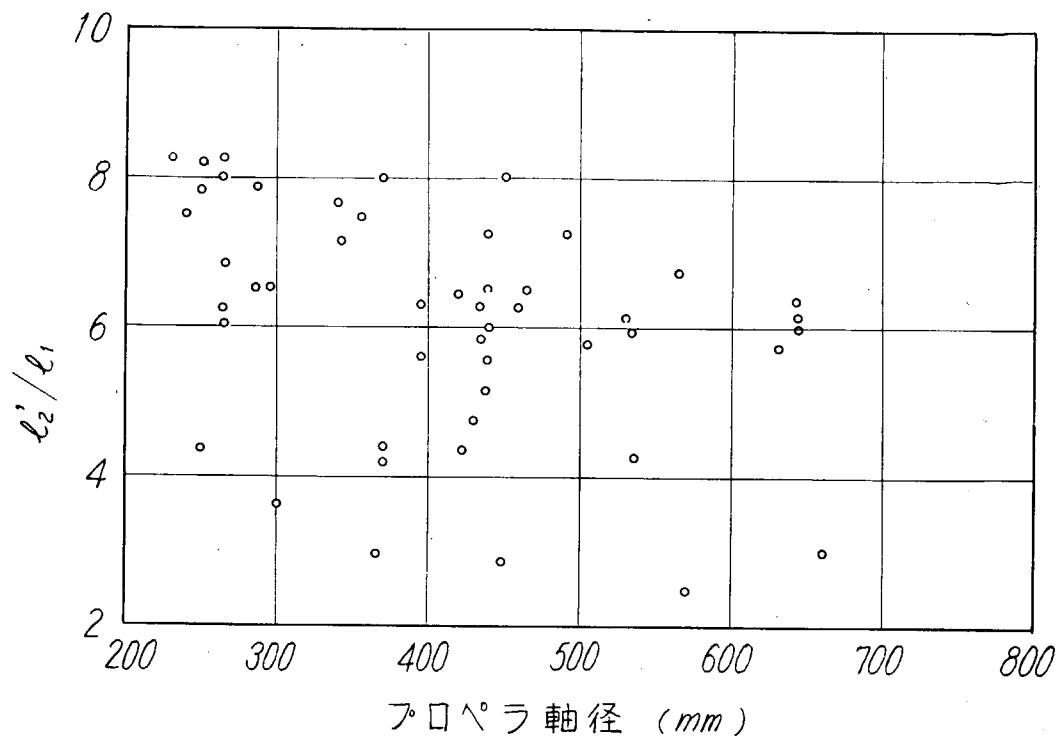


図 4.1.3.4 プロペラ軸径と l_2'/l_1 との関係

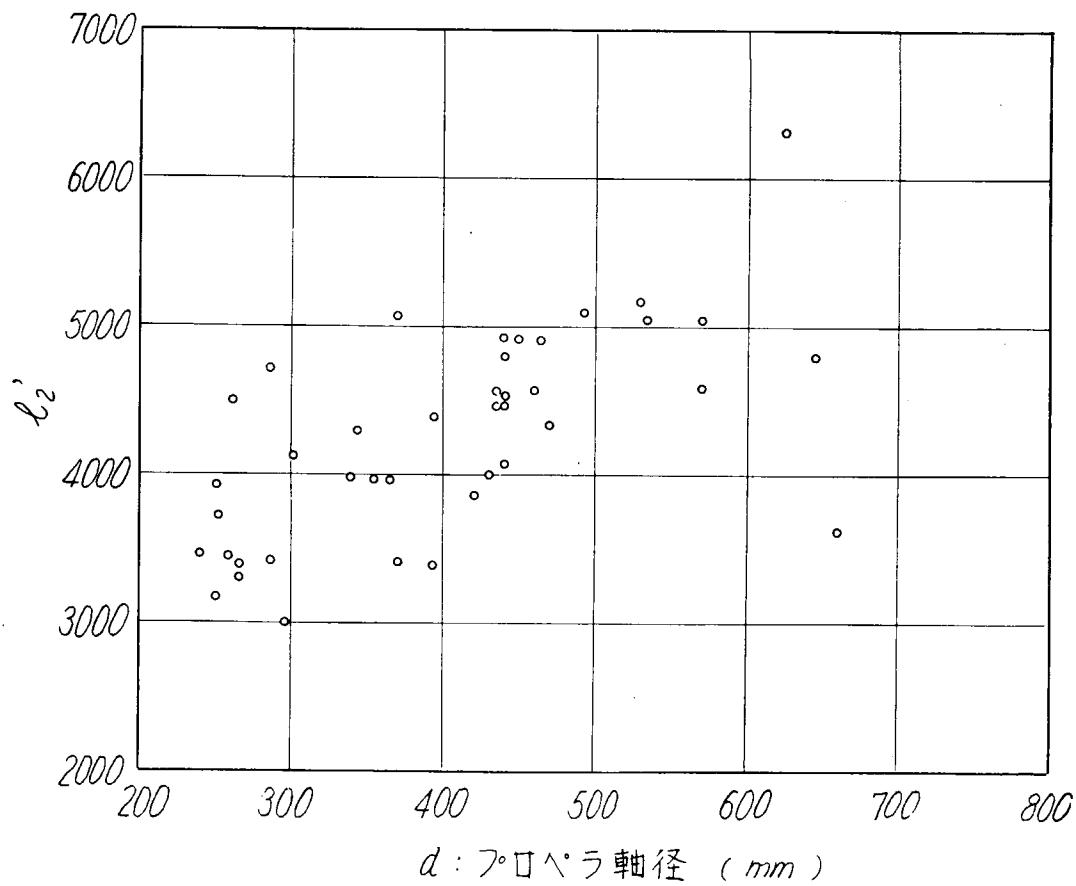


図 4.1.3.5 プロペラ軸径と l_2 との関係

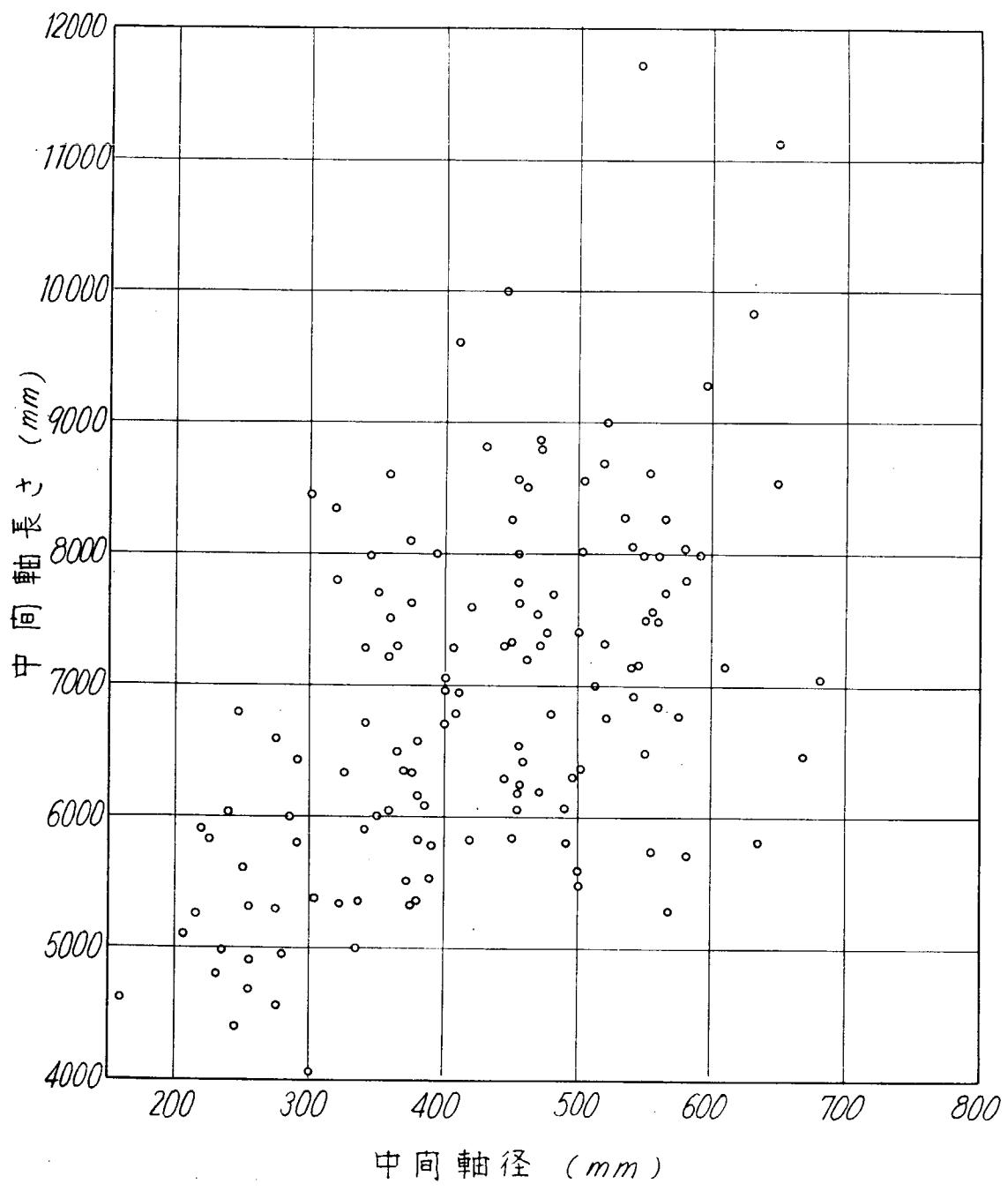


図 4.1.3.6 中間軸径と中間軸長との関係

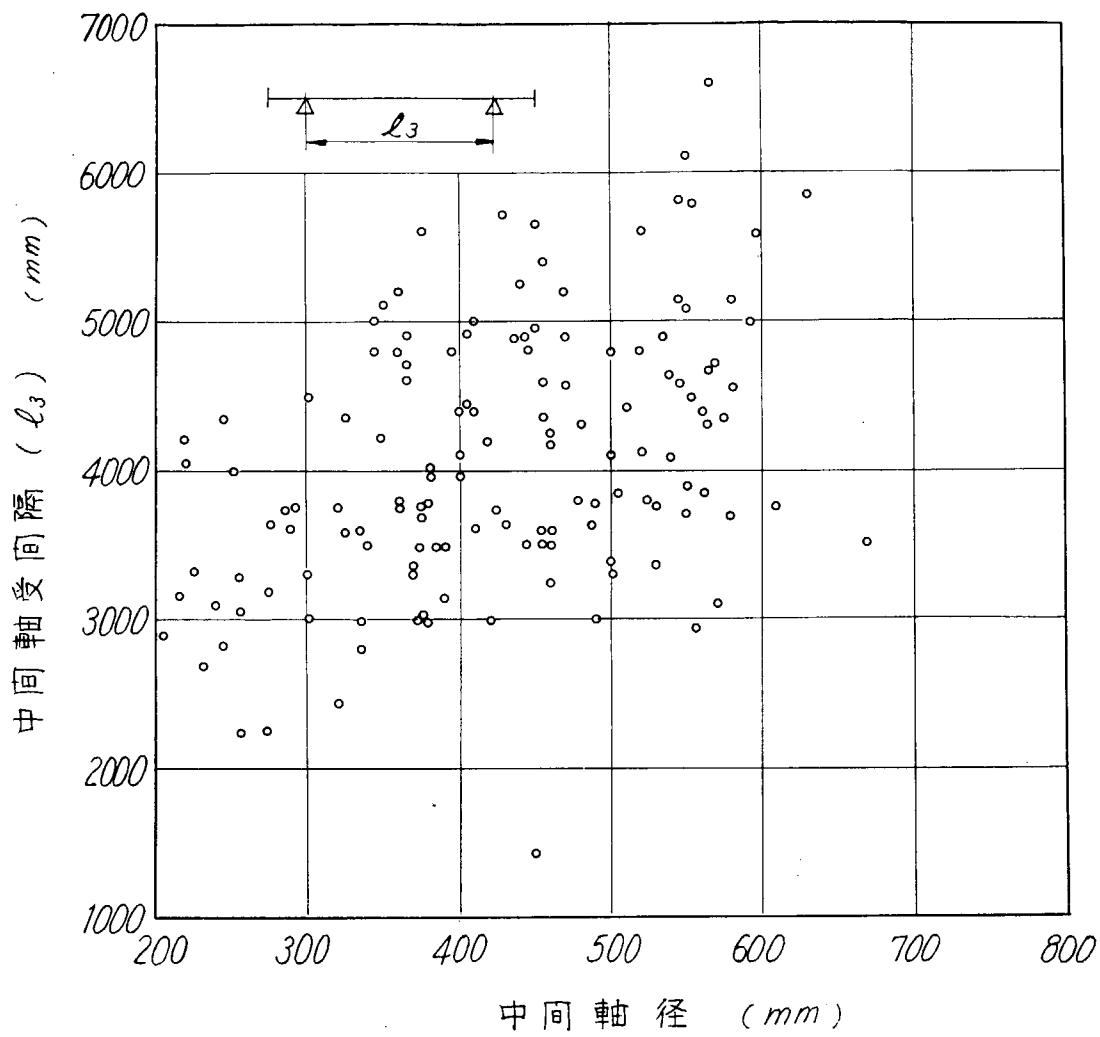


図 4.1.3.7 中間軸径と中間軸受間隔との関係

第2章 設計条件の実態

2.1 調査目的

船舶の大型化、専用化にともない船尾管構造の問題が大きく取りあげられており、関東造船研究会（以下Aという）および関西造船協会（以下Bという）においても船尾管の標準が作成されているが、現在の設計方式でも支面材の異常急速摩耗など問題が多い。本調査は船尾管軸受の設計条件に関して関係各社の考え方、とくにAおよびB標準以外に考慮している点を調査把握し、あわせて第1章「構造の実態」との関連を求めるために実施したものである。

2.2 アンケート回答状況

本アンケート14社22工場の回答を得た。また本章で使用した実績（以下実績という）は第1章よりの抜萃である。

2.3 調査結果

2.3.1 船尾支面材

(1) 軸受長さの決定方法

回答内容	回答件数
(1) $\geq 4dr$	10
(2) $(1.02 \sim 1.1) \ell_r$	10
(3) その他 $1.5\ell_r$	1
(4) 適宜決定	1

備考： dr ：プロペラ軸規定径

ℓ_r ：規定軸受長さ

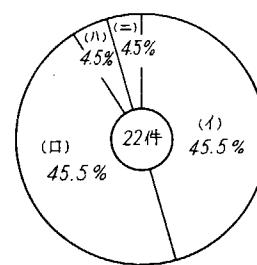


図 4.2.1

回答内容は(1)、(2)が圧倒的に多く全体の約91%をしめている。なお(3)と答えて「 $\ell_r + (10 \sim 30) \text{mm}$ とする」という回答が1件あつたが、これは(4)に含めた。また(4)と答えたものの中で「採用軸径の4倍とする。」「 $\ell_r + 50 \sim 100$ 」

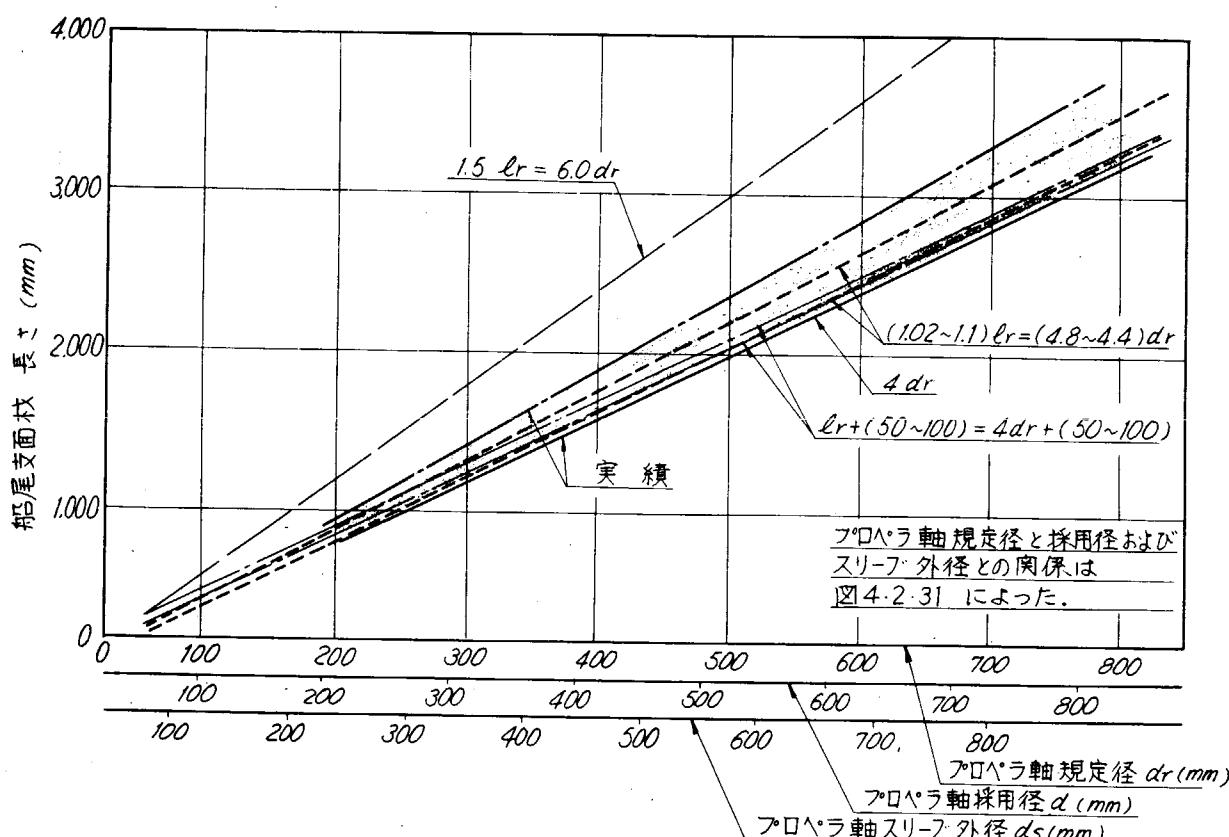


図 4.2.2 船尾支面材の長さ

「mmとする」という回答がそれぞれ1件あつた。実績は(イ)、(ロ)が示す値とよく一致している。また(イ)はプロペラ軸規定径の4倍ないしそれ以上ということから、事実上(ロ)の示す値とほとんど同じになるものと考えられ、各社とも後部支面材の決定に対する考え方は一致しているといえる。ただし、「支面材の長さは採用軸径の4倍とする」という回答説明をしているものもあり振り振動対策上プロペラ軸径を太くするような場合には採用軸径を考慮して決定すべきであろう。支面材長さとプロペラ軸規定径との関係を図4.2.2に示す。

(2) 支面材配列の型式

回答内容	回答件数
(イ) 格子型	7
(ロ) 千鳥型	15

格子型と回答したのは全体の約1/3であるが、その中には「原則として格子型とする」「格子型で十分と考えられ工数も少なくてよい」という回答説明もあり、千鳥型が悪いということでなく千鳥型にする必要があるかどうかということが問題になるものと考えられる。一方千鳥型と回答した中にはその理由として「海水流通溝のずれ防止」、「格子型になると長期にわたって使用するうち軸スリーブにスジがつく恐れがある」という説明もあり工数の増加をのぞけば千鳥型が好ましいように考えられる。

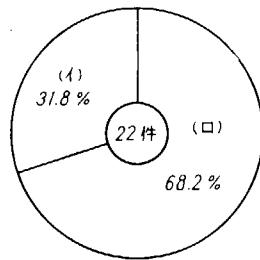


図4.2.3

(3) プロペラ軸径などにより支面材配列選定に払う考慮

回答内容	回答件数
(イ) ある	0
(ロ) なし	21
(ハ) 回答なし	1

回答中どちらとも判断できない回答が1件あつたので(ハ)に入れたが、その他はすべて支面材配列選定時にプロペラ軸径などの考慮を払っていないと回答している。理由として「支面材の配列がとくに性能に影響があるとは考えない」という説明が1件あつたがここでいわれる性能とは狭義の性能であろうと考えられる。したがつて大部分は配列選定の基準についての決めてがないために考慮していないのではないかと考えられる。

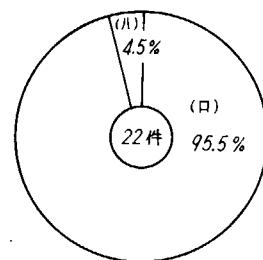


図4.2.4

(4) プロペラ軸スリーブと支面材の間隙の決定方法

回答内容	回答件数
(イ) $(0.8 \sim 1.2)(0.0028 ds + 0.3)$	11
(ロ) 朝永研一郎氏標準	3
(ハ) その他	3
a) $0.0013 ds + 0.2$	3
b) $d < 75 : 0.4$	2
75 $< d < 550 : 0.0036 ds + 0.2$	2
d $> 550 : 2.2$	2
c) 朝永研一氏の標準に準じた社内標準	1
d) $d / 200$	1
e) $0.0025 ds + 0.55$	1

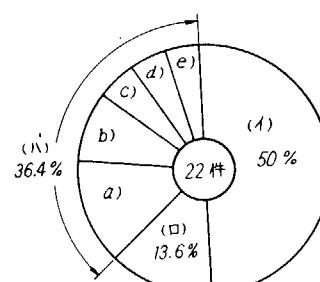


図4.2.5

備考: ds : 船尾側スリーブ外径 d : 採用プロペラ軸径

回答中(イ)と答えたのは全体の1/2であるがその他にも相当決定式の種類が多い。また図4.2.6に示すように、各式はスリーブ外径に対して直線的または階段的に変化しているのに対し、実績は曲線で変化している。この点疑問があるが、スリーブ外径200～800mmの範囲における値そのものはほぼ一致しており、実績のバラツキをも考えるとかならず

しもおかしいとはいえないと考えられる。

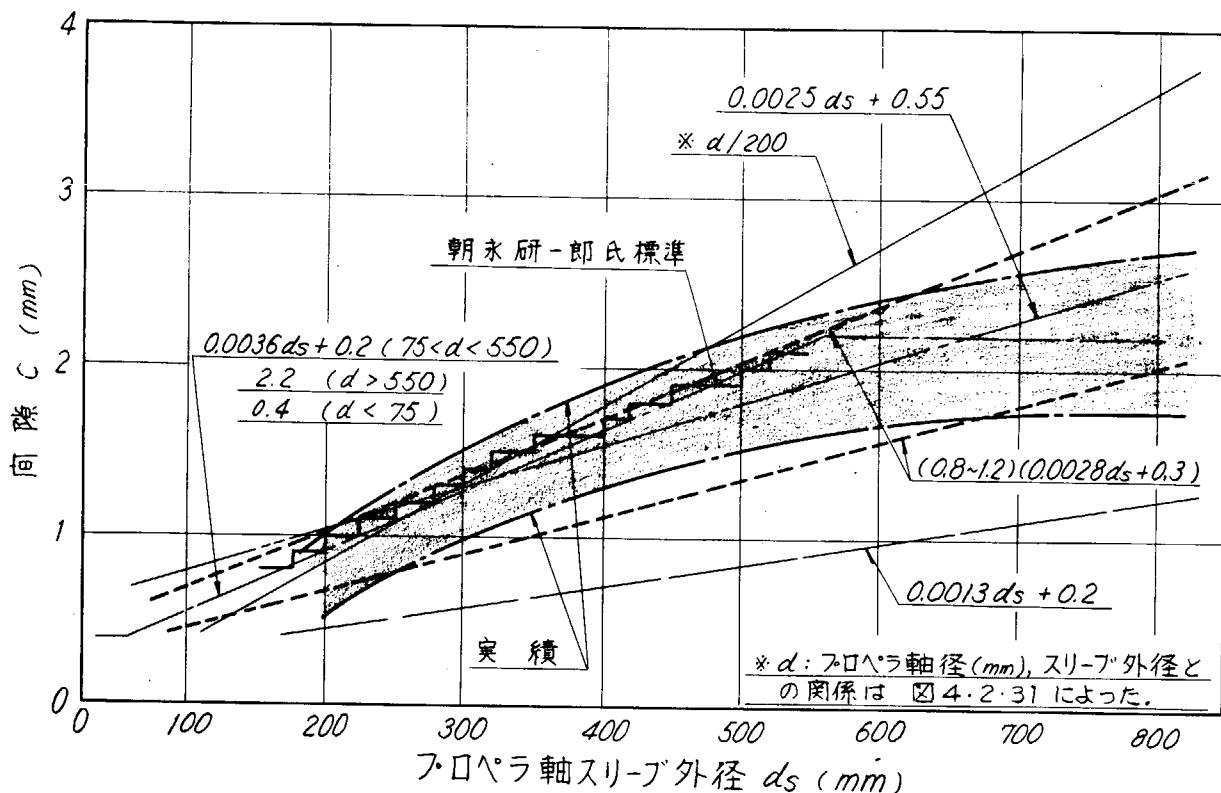


図 4.2.6 プロペラ軸スリーブと支面材の間隙

(5) 海水流通溝の採用形状

回答内容	回答件数
(1) V型	2
(口) U型	7
(△) UV型	14
(=) その他	0

備考：全回答数が 23 件あるのは同時に

V型 U型を回答したのが 1 件あつ

たためである。

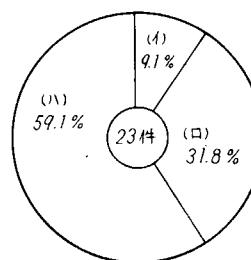


図 4.2.7

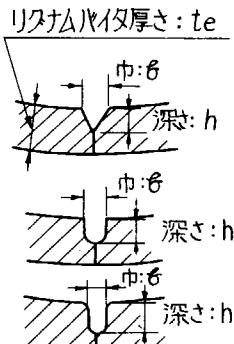


図 4.2.8

(6) プロペラ軸径などにより溝形状選定に払う考慮

回答内容	回答件数
(1) ある	2
(口) なし	19
(△) 回答なし	1

プロペラ軸径などにより考慮を払っていると回答したのは 2 件であるが、

そのうち 1 件はその理由として「プロペラ軸径が小さな時（約 250mm 以下）は溝加工を容易にするため、また軸径が小さな時は摩耗量も少ないので V 型

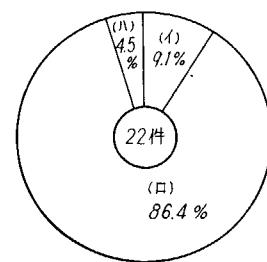


図 4.2.9

溝を採用している」と回答している。本項目も(3)と同様選定の基準が判然としないので「考慮を払っていない」という場合と「考慮を払う必要はない」という2つの思想が考えられるが、今後検討する必要があろう。

(7) 海水流通溝寸法の決定方法

回答内容	回答件数
<u>幅</u>	
(イ) $(0.4 \sim 0.5) t\ell$	15
(ロ) $(0.4 \sim 0.6) t\ell$	4
(ハ) その他	
a) 8 mm	1
b) 4 ~ 8 mm	1
c) 記載なし	1
	3

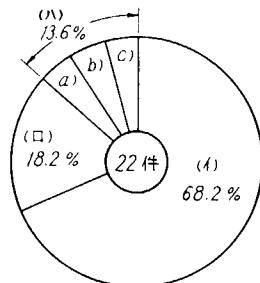


図 4.2.10

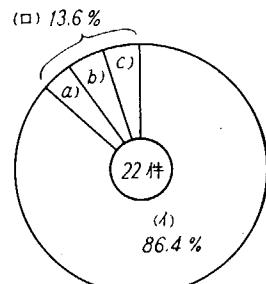
備考： 1) $t\ell$: 支面材厚さ

2) (1)項中1件はB標準として(1)に○印をつけているが、そのまま(1)に入れた。

3) (ハ)として $0.5 t\ell$ という回答が1件あつたが(ロ)に入れた。

深さ

(イ) $(0.3 \sim 0.4) t\ell$	19
(ロ) その他	
a) 10 mm	1
b) 6 ~ 10 mm	1
c) 記載なし	1
	3



備考：(ハ)として $0.4 t\ell$ という回答が1件あつたが(1)に入れた。

海水流通溝寸法は寸法そのものよりも、その寸法によつて得られる海水流通面積が問題になる。すなわち支面材の摩耗が進んでも十分な流通面積が残るようになつて決定されるべきである。幅および深さともAまたはB標準が多く採用されており全体の約86%をしめている。深さは両標準とも同じ式で表されており幅についてもほぼ同じである。したがつて幅と深さの寸法を回答件数の一番多い(1)の式を使用して計算し、下半分の流通溝面積を計算した結果、図4.2.12のようになつた。計算方法は下記に示すとおりである。実船の値とくらべるとV型に対してもよく合つているが、U型、U-V型は実績の方がわずかに面積が多くなつてゐる。これは実績の計算方法が判明しないので何ともいえないが、ある程度の計算誤差も含まれていると考えられる。

断面積の計算要領

$$V型溝………面積 = \frac{1}{2} b \cdot h \cdot n = (0.06 \sim 0.1) t\ell^2 \cdot n$$

$$U型 U-V型溝………面積 = \left\{ \left(h - \frac{b}{2} \right) b + \frac{n b^2}{8} \right\} n = (0.1028 \sim 0.1732) t\ell^2 \cdot n$$

支面材厚さ $t\ell$ とプロペラ軸スリーブ外径 ds の関係を

$$t\ell = (0.9 \sim 1.1) (0.023 ds + 14) \text{ とすれば}$$

$$V型溝面積 = (0.0486 \sim 0.1210) c \cdot n \quad (\text{mm}^2)$$

$$U型, U-V型溝面積 = (0.0833 \sim 0.2095) c \cdot n \quad (\text{mm}^2)$$

ここで n : 下半分における支面材の枚数

(支面材の両端に溝を切るとして)

$$c = 0.000529 ds^2 + 0.644 ds + 196$$

支面材の下半分の数は(13)で述べるが、1片の幅は各社とも60~90mmが多くその数は奇数としている。したがつて支面材押えの幅を支面材の幅と同じと仮定して(水平2か所)枚数を次のように推定し各プロペラ軸スリーブ外径に

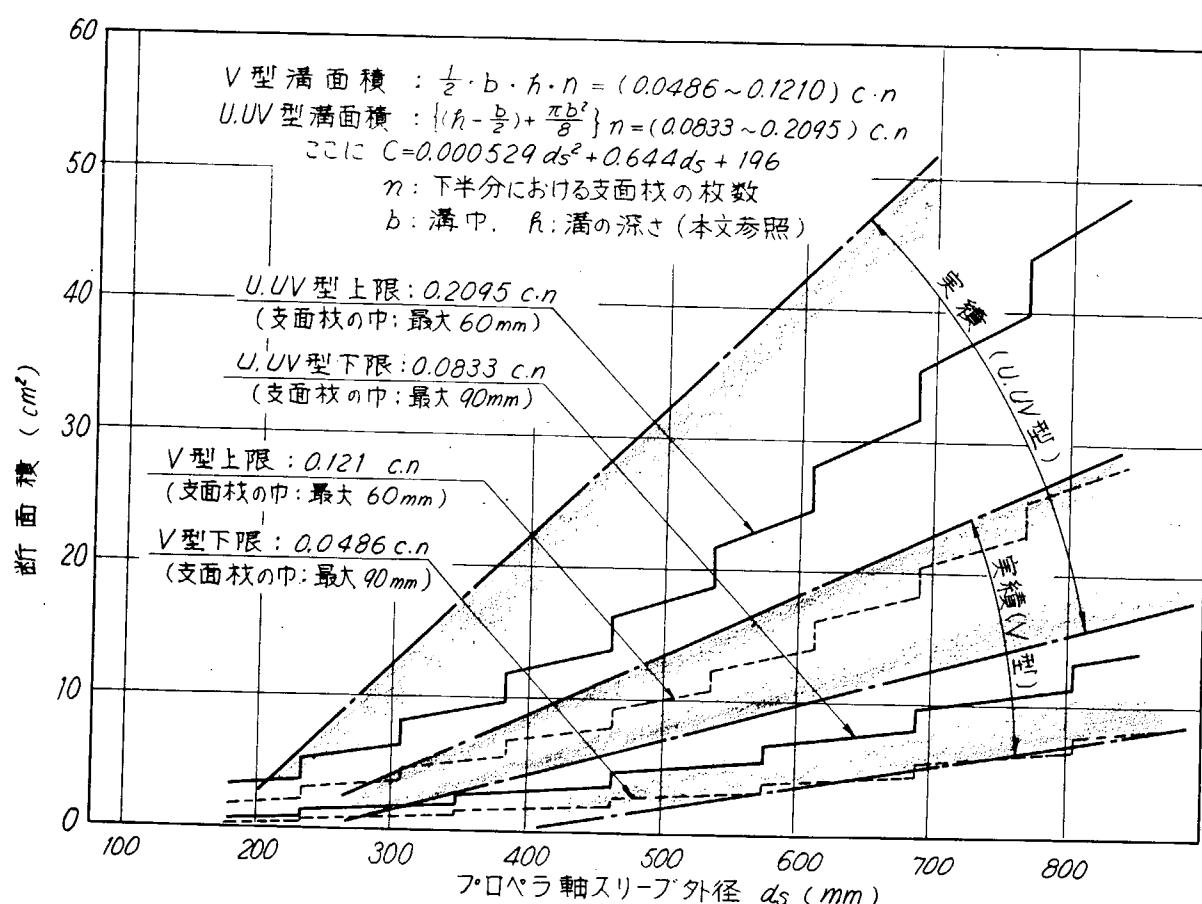


図 4.2.12 下半周の海水流通溝断面積

に対する海水流通溝の断面積を計算した。

表 4.2.1

下半分における支面材の 枚数: n	プロペラ軸スリーブ外径範囲 (mm)	
	1片の巾最大 $60mm$	1片の巾最大 $90mm$
3	153まで	229まで
5	153～229	229～344
7	229～305	344～459
9	305～382	459～573
11	382～459	573～688
13	459～535	688～802
15	535～611	802～917
17	611～688	—
19	688～764	—
21	764～840	—

(8) 海水流通溝の切り方(円周方向等)

回答内容

回答件数

(1) 支面材片両端に軸方向の溝をそれぞれ1本づつ切る

19

- | | |
|--------------------------|---|
| (イ) 支面材片 1枚おきに軸方向の溝を切る。 | 0 |
| (ロ) 円周方向に溝(スパイラル形など)を切る。 | 0 |
| (ハ) その他特殊な形状の溝を切る。 | 0 |
| (リ) 特別に考慮したことはない。 | 3 |

海水流通溝の切り方は支面材の両端に軸方向の溝を切るというのが圧倒的に特別な考慮をしないというのを合せると 100%になる。なお(1)と回答したうち「円周方向に溝を切つた例は 1 個のみである」「海水流通量をできるだけ多くするために(1)の方式を採用している」という説明が各 1 件あつた。

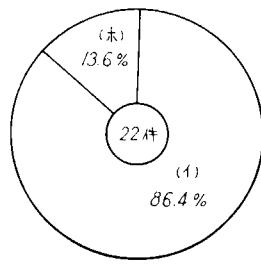


図 4.2.13

- (9) 海水流通溝寸法決定にさいし、支面材(リグナムバイタ)の摩耗をどのように考慮に入れるか。

回答内容(要約)	回答件数
(イ) 許容摩耗量になつても流通面積を十分保つように 決定している。	13
(ロ) 溝を切ることによる面圧の増大を防ぐため最下部 2列の合せ目の溝をやめたものがある。	1
(ハ) 考慮していない。	2
(ニ) 摩耗に対し溝断面積の減少が少ない、U型または UV型を使用する。	4
(リ) 許容摩耗量になつても流通溝面積が冷却水管面積 の約 $\frac{1}{2}$ になるようにしている。	1
(ハ) 支面材下半分が 5 mm 摩耗しても U型溝が 5 mm 以上 残るよう考慮	1
(リ) 回答なし	2

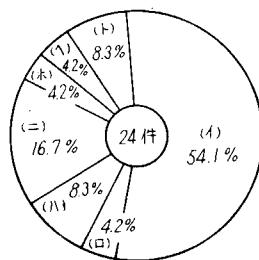


図 4.2.14

備考：1) (1)項中には溝跡が残る程度と回答したものも含んでいる。

2) 回答件数の中には同時に 2 件回答されたものも含んでいる。

回答内容からわかるようにリグナムバイタの摩耗が進んでも海水の流量を確保すべきであるという点では「回答なし」「考慮しない」をのぞいて一致している。

その方法として「溝形状を U型、UV型にする」、「溝寸法を大きくする」の 2 点が回答されているが摩耗が進んだ状態でもいくらかの流量を確保すべきかという問題を今後検討する必要があろう。

- (10) 支面材(リグナムバイタ)の決定方法

回答内容	回答件数
(1) $(0.9 \sim 1.1)(0.23ds + 14)$	13
(ロ) その他の	
a) MESKによる	1
b) 海水流通溝深さ + d	1
c) $0.025 ds + 15$	1
d) $0.02 ds + 15$	1
e) $0.033 ds + 10$	1
f) $0.04 ds + 10$	1
g) $1.5 \sim 3.0 \text{ mm}$	1
h) 社内標準	2

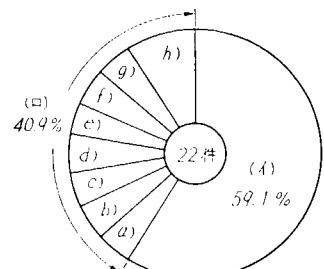


図 4.2.15

支面材厚さの計算式は(1)が過半数をしめているが、その他多種の回答があつた。しかしこれらの式によつて与えられる値は図4.2.16からわかるようにほとんどがA標準の範囲内に含まれておりこの両標準がもとになつてゐるようにも考えられる。実績も同じ傾向を示している。

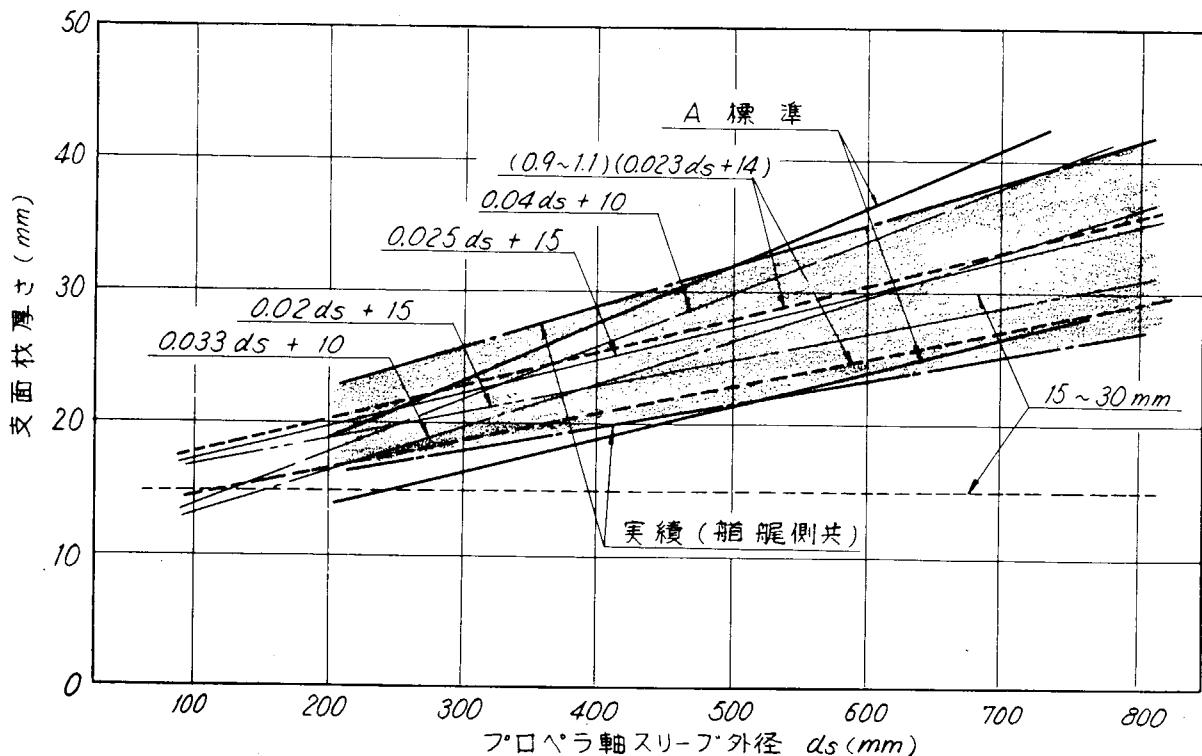


図4.2.16 支面材の厚さ

(11) 支面材(リグナムバイタ)の軸方向の伸び代の決定方法

回答内容	回答件数
(1) $(0.005 \sim 0.015) \ell$	17
(2) その他	
a) 15~20mm	1
b) 5~15mm	2
c) 約3mm	1
d) $\ell = 500 \sim 1000 \text{mm} : 5 \text{mm}$	1
$1000 \sim 1500 \text{mm} : 10 \text{mm}$	5
$1500 \sim 2000 \text{mm} : 15 \text{mm}$	1
$2000 \sim 2500 \text{mm} : 20 \text{mm}$	
$2500 \sim 3000 \text{mm} : 25 \text{mm}$	

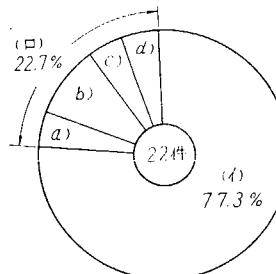


図4.2.17

(1)が約77%をしめているが(1)と回答した中には「 $1/100\ell$ としている」、「15mmとしているが実績の範囲に入っている」、「プロペラ軸径により5~15mm」という説明がされているのが各1件ある。これらから考えて(1)の範囲は非常に広く各社においてこの範囲内で適当な基準を設けているのではないかと考えられる。支面材長さとの関係を図4.2.18に示す。

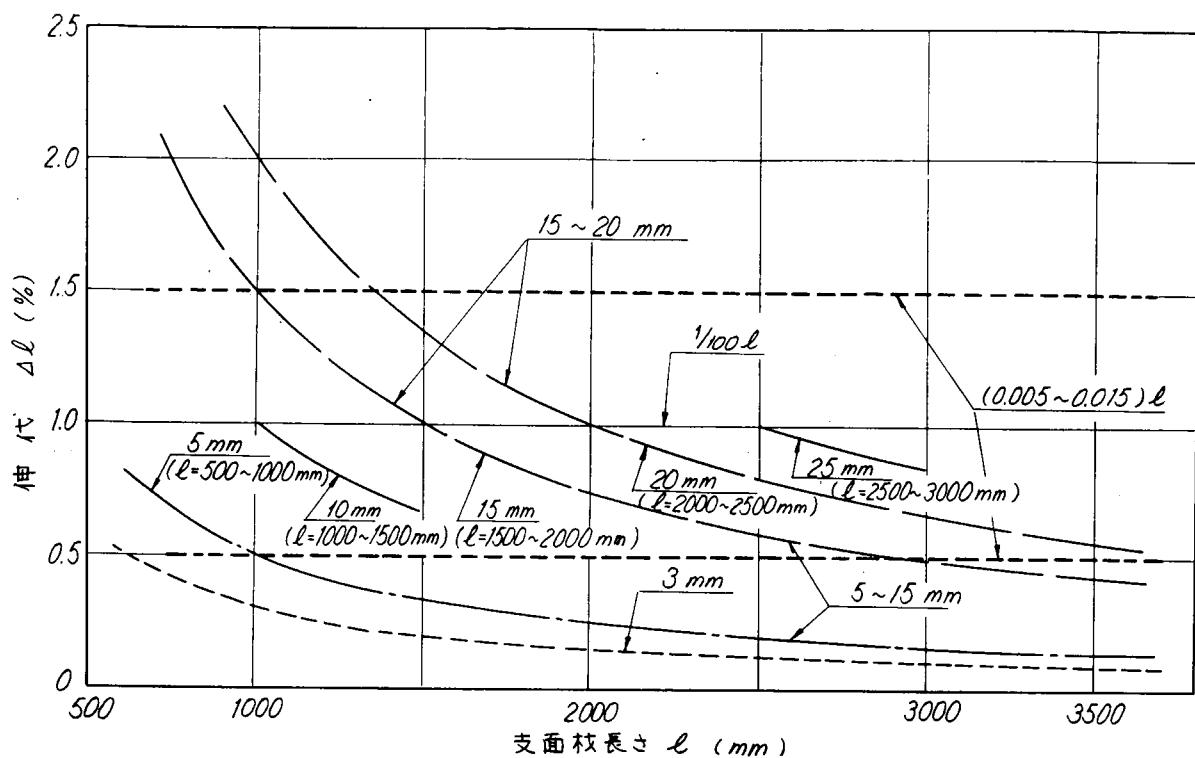


図 4.2.18 支面材の伸び代

(12) プロペラ軸径が大きくなり軸受長さが長くなるとリグナムバイタの膨潤により軸当りが不良となり異常急速摩耗の原因となると考えられるか。

考えられる場合どのような対策があるか、また実績の有無

回答内容	回答件数
(1) 考えられる	5
(口) 考えられない	13
(△) 回答なし	4

「考えられる」と回答したのは5件であるが、その場合の対策として
次のような回答があつた。

- 1) 十分膨潤処理をした後使用する。(実績有) : 3件
- 2) 伸び代を十分見込んでおく。(実績無) : 1件

また「考えられない」理由として次のような説明があつた。

- 1) 支面材片の長さは変わること、軸方向の膨脹代を軸受長さに比例して大きく探ること、もし膨潤が全体的に行なわれず継合部にその影響がでたとしても局部的であり異常急速摩耗まではいかないと考える。: 1件
- 2) リグナムバイタの場合膨潤などにより部分的に強い当りが出てもその部分はすぐに摩耗するので全体として当りがそこなわれることはない。これが異常急速摩耗の原因とは考えられない。: 1件
- 3) プロペラ軸径がある値以下なので大軸径なるが故の問題はない。: 2件

なお「原因はつかめないが異常急速摩耗した船に対してスロープボーリングや他の方法によりリアライメントを変えたがあまり効果も上らず、オイルバスタイプに改造の傾向にある。(実績有)」という回答が1件あつた。

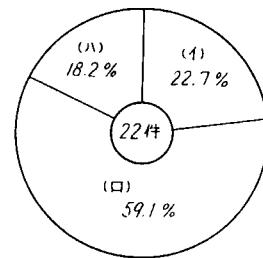


図 4.2.19

(13) 支面材 1 片の幅長さおよび枚数の決定方法

幅および長さに対する各社の回答を図 4.2.20、図 4.2.21 に示す。A および B 標準は両者とも次のような値になつている。

幅: 60 ~ 90 mm

長さ 木口材: 150 ~ 300 mm、板目材: 250 ~ 500 mm

これはリグナムバイタが天然の材木であるために、それから作られる 1 片の大きさがほぼ決められてしまい、各回答および実績における値もその範囲内にある。ただ板目材の長さは両標準より幾分短かくなっている。現在、原木の数が減少しているといわれており、これらの寸法もできるだけ統一しコスト低下につとめる必要があろう。

枚数については種々の回答が寄せられここにそれらを一つ一つ記しても意味がないので省略するが大部分の意見が半周に対して奇数割にし、垂直線上に継目がこないようにしており、その数は上記の幅をもとにして決定している。

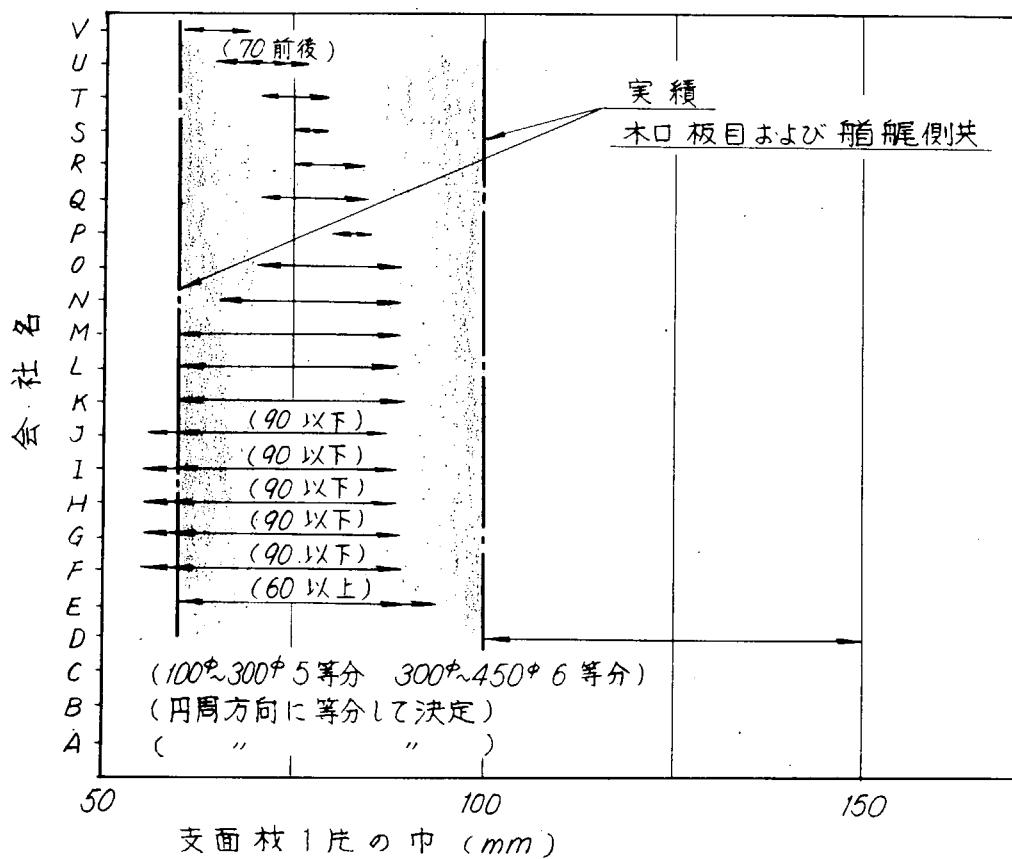


図 4.2.20 支面材 1 片の幅

(14) 支面材止め金の数の決定方法、プロペラ軸径との関連の有無

回答内容 回答件数

- | | |
|---------------------------------|----|
| (1) 水平 2 個所のみ | 19 |
| (2) 水平 2 個所および | |
| a) $d = 650 \text{ mm}$ 以上 3 個所 | 1 |
| b) $20,000 \text{ ps}$ 以上 " | 1 |
| 2 | |
| (3) 回答なし | 1 |

止め金の数は水平 2 個所が多いが、中には「軸径、機関出力により 3 個所」、「小さい軸径の場合は 1 個所のものもある」という回答もあつたが、とくに軸

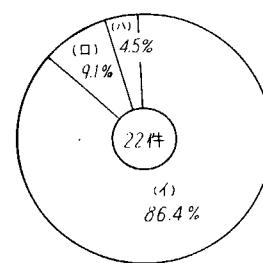


図 4.2.22

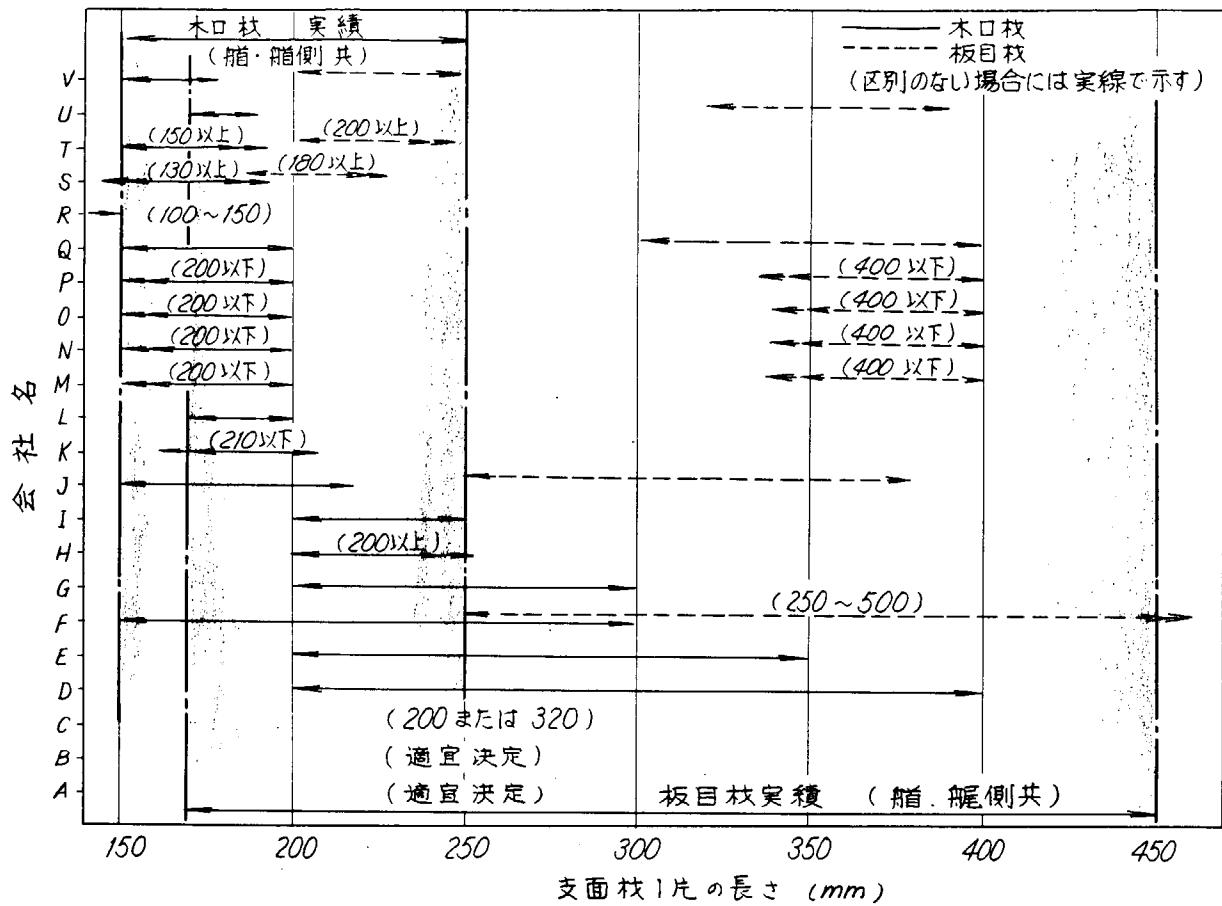


図 4.2.21 支面材 1 片の長さ

径等により考慮していない」という回答が多かつた。

(15) その他特に考慮している事項

回答内容

(1) 下半分は Cross-Cut したものを使用：1件

(2) 軸挿入時の抜け割れ防止対策の 1つとして船尾端のリグナムバイタ 1 片の長さを 150 mm 以上としている。：1件

2.3.2 船首支面材

(1) 採用軸受長さの決定方法

回答内容

回答件数

(1) (0.8~1.5) ds 16

(2) 適宜決定

a) $d = 320 \sim 345 \text{ mm}$: 250 mm	1
$350 \sim 445 \text{ mm}$: 300 mm	
$450 \sim 545 \text{ mm}$: 350 mm	
550 mm 以上 : 400 mm	

b) $\geq 1.0 d$ 2	6
-------------------	---

c) その他 3	
----------	--

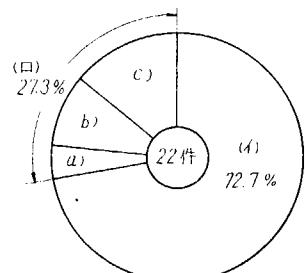


図 4.2.23

回答中 1.3 ds、1.5 ds というのが各 1 件あつたが(1)に含めた。

図 4.2.24 にてプロペラ軸スリーブ外径との関係を示したが、実績の範囲と(1)で示される範囲はスリーブ外径 500 mm 以

上ではよく一致しており、それ以下では実績の方が短かい値を示している。これは軸径の小さな場合には船首支面材の装備目的を軸の抜き出し台のみと考えて幾分短い値を採用しているのではないかとも考えられる。また「その他」の中には「軸受を装備しない場合が多い」、「…………場合もある」といつた回答もあつた。

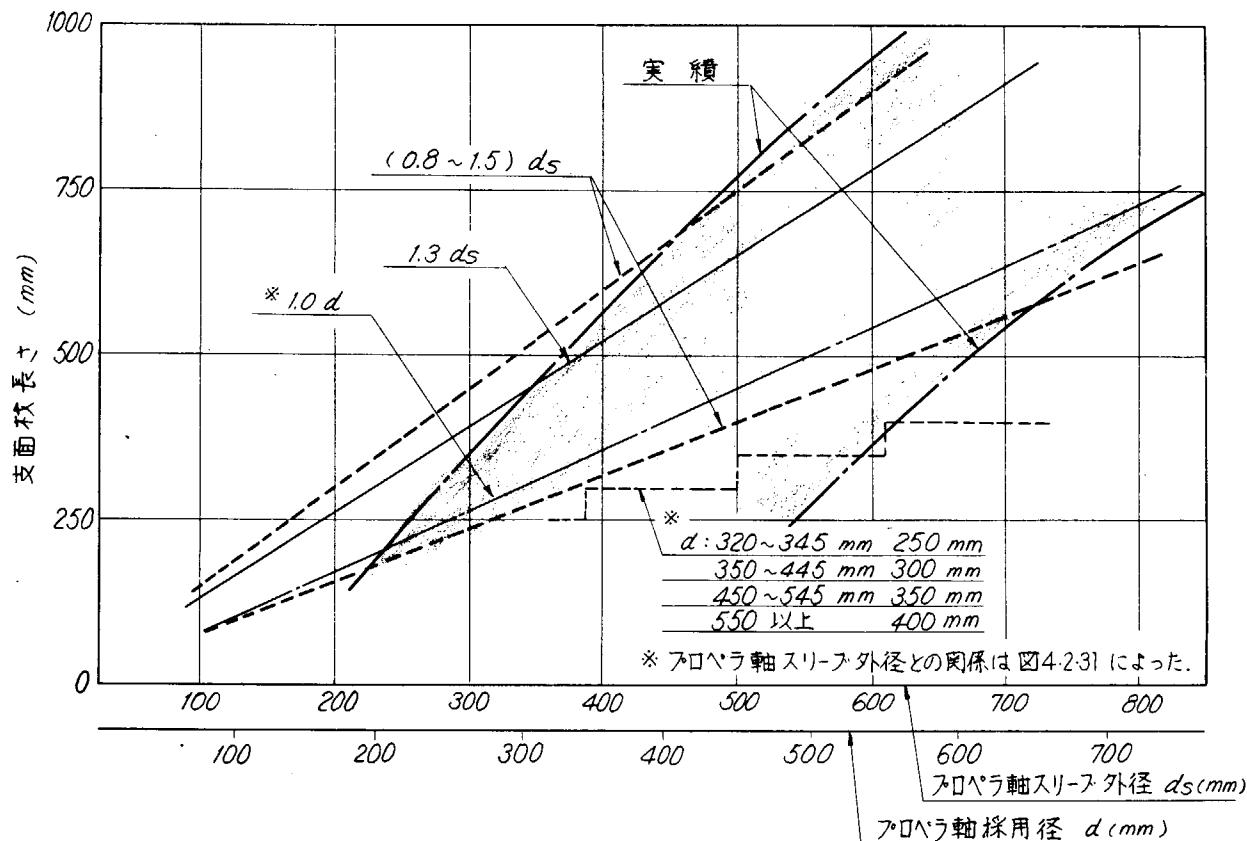


図 4.2.24 船首支面材の長さ

- (2) プロペラ軸スリーブと支面材の間隙、海水流通溝形状および寸法について船尾支面材に対する考え方と相違している所があるか

回答内容	回答件数
(1) 同じ	22
(口) 相違する	0

本項目に対しては全回答が「同じ」と回答した。ただし「船主の要求により船尾支面材と変えた実績もある」という回答説明も1件あつた。

- (3) 船首軸受の装備目的

回答内容	回答件数
(1) 軸の抜き出し台と考える。	9
(口) 軸受として考える。	8
(イ) (1)、(口)の両方と考える。	4
(=) 回答なし	1

回答内容は相当バラツキがあるが(1)と回答した中でも「中間軸受の配置などにより一概にはいえないが船尾管の短いものでは(1)と考えてよいと思う」、「原則として軸受としては考えていない」、「軸の抜き出し、

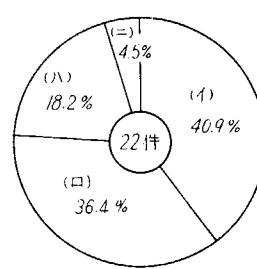


図 4.2.25

芯出しを主とし、軸受は副と考える」、「軸受としてはあまり有効ではないが、グランド・ツッキン偏心当り防止に役立つと考える」という意見が各1件、また(口)と回答した中で「Aft Engine船のみ設け Aftmost Bearingの単なる補助軸受と考える。ただし荷重計算には加えていない」、「初期には軸受として働いていない場合もあるが船尾側軸受の摩耗により有効に働いてくる」という意見が各1件あつた。したがつてこれらから考えて各社とも純粹に軸受のみ、抜き出し台のみと考えているのは、わずかではほ両方の目的を持つているのではないかと考えられる。

(4) 軸スリーブと支面材の間隙または海水流通溝寸法を船尾支面材より大きくして船尾支面材に海水がまわりやすくすることは軸受性能の維持に効果があると考えるか。またこの場合技術的な問題の有無

回答内容	回答件数
(イ) 考える、ある	0
(ロ) 考える、ない	8
(ハ) 考える	1
(ニ) 考えない、ある	1
(ホ) 考えない、ない	7
(ヘ) 考えない	5

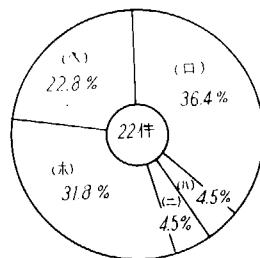


図 4.2.26

「考える」と回答したのは9件、「考えない」と回答したのは13件

で後者の方がやや多い。「技術的な問題がある」と回答したのは1件あり「船首側支面材のボーリング中止と軸心とを変える必要がある」という説明があつた。また「考えない」という理由に「船尾支面材と同じ間隙、溝で十分流通する」という説明が1件あり、その他に「直接船尾側リグナムバイタへも冷却水を供給しているので必要としない」という意見もあつた。

(5) その他特に考慮している事項

- (1) プロペラ軸径 315mm以下は船首側支面材は設けずネックブッシュをしている。：1件
- (ロ) 船首船尾両支面材間にも海水ラインを設けている。：1件
- (ハ) " " " 設けたことがある。：1件

2.3.3 船尾管

(1) 船尾管寸法の決定方法

回答内容	回答件数
(イ) 関東標準による	7
(ロ) 関西標準による	5
(ハ) 社内標準による	10

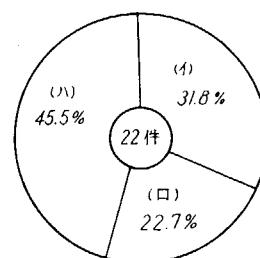


図 4.2.27

(2) 鋳鉄(又は鋳鋼)製船尾管の場合、運転中に生ずるひずみ(熱膨張などによる)を自然に逃がすために隔壁と船尾管を固定せずに自由支持とすることについてどのように考えるか。

回答内容	回答件数
(イ) 必要なし、実績なし	17
(ロ) " 実績あり	1
(ハ) 良案である、実績なし	1
(ニ) " 実績あり	2
(ホ) 実績あり	1

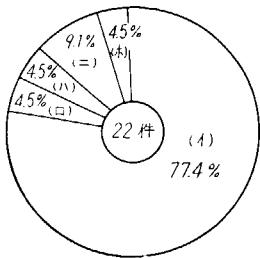


図 4.2.28

本型式の船尾管はDEUTSCHE WERFT社が採用している型式であ

るが、欧州系の船主はこの型式を好むようで、船主要求で採用した例もあるようである。回答中「実績あり」と回答したのは4件あつた。しかし「この型式は必要なし」と回答したのは18件で多数をしめている。これら「必要なし」という理由として「隔壁と船尾管の間のガタツキから船体の局部振動を誘発しなければ良案と思うがコストの面から考えると一般溶接構造船尾管に比し著しく劣ると考える」、「隔壁は前後方向の移動に若干のゆう通性があるので必要なし」、「熱膨張によつて問題となつた例がない」、「冷却水を十分供給すれば船尾管の熱膨張は少なく、その要なしと考える。むしろ軸受を固定するためには船尾管は固定した方が良いと考える」という説明が各1件あつた。

(3) 船尾管締付ナットと船尾骨材の間に海水浸入防止用のOーリングを装備することについてどのように考えるか

<u>回答内容</u>	<u>回答件数</u>
(1) 必要なし	14
(口) つけた方が良い	7
(ハ) 必要、実績あり	1

Oーリング装備の目的は海水浸入防止であるが「必要なし」という回答が多く、全体の約63%あつた。しかしこれらの回答の大半は「船尾材との当り面のコーティングにより十分海水浸入を防げると考える」、「防錆塗料のみでよいと考える。ただし船尾骨材船首側にOーリングを装備する」、

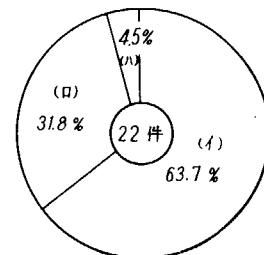


図4.2.29

「海水浸入防止は船尾管本体と船尾骨材との嵌合部も効果あるものと考える」などの意見に代表されるようにOーリングは必要としないが何らかの海水浸入防止策は必要と考えているものと思われる。また「つけた方がよい」、「必要」と回答した中でも「Oーリングはナット締付けの際、ねじれの生じぬよう若干の注意をする」、「Red Leadを塗布している」、「Oーリングに限らず海水浸入防止策は必要」という意見が各1件あつた。

(4) その他特に考慮している事項

<u>回答内容</u>
(1) ナットネジ部にシール材使用。またナット外周面とスタンフレームとをシール溶接することもある。：1件
(口) スタンフレーム前端にOーリング挿入：1件

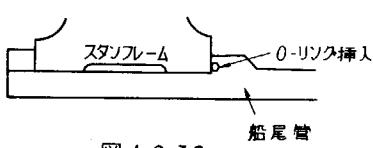
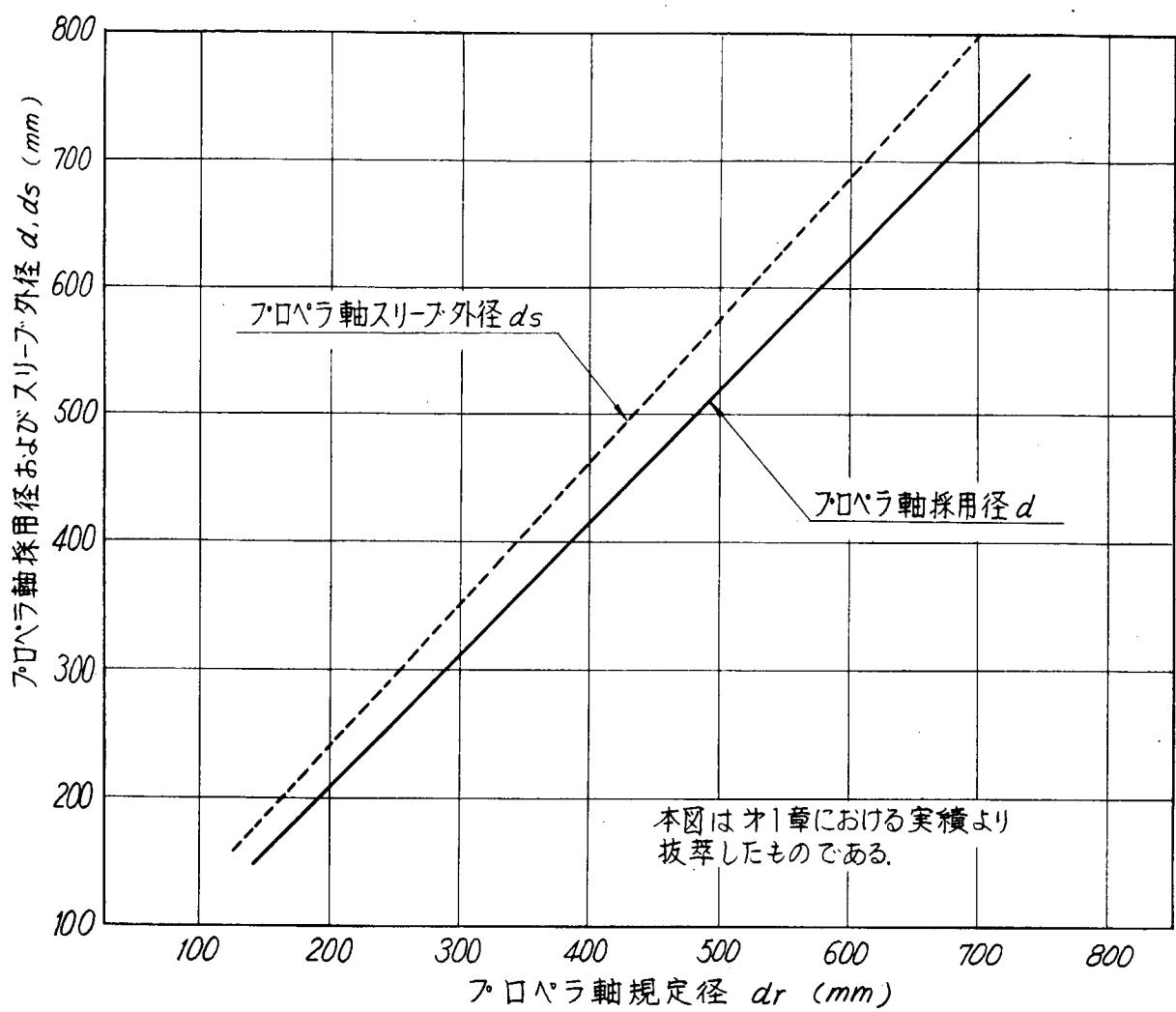


図4.2.30



第3章 軸中心線の調整の実態

3.1 調査の目的

船管損傷事故防止対策として、最近船尾管内の軸中心線をプロペラ軸のたわみ曲線にほぼ近づけるように軸受内面を傾斜させてボーリングする方法、いわゆるスロープボーリングや、中間軸受の据付高さを加減してアライメントを調整する方法などが用いられているが、いままであまり詳細に調査されていなかつたのでその実態を把握し今後の研究資料とするために行なつたものである。

3.2 調査方法および回答状況

本調査はアンケート方式によつた。アンケート回答数は14社22造船所である。

3.3 調査内容および調査結果

(1) スロープボーリングの実績

(イ) 実績を有するもの

- ・リグナムバイタ軸受 6造船所 20隻
- ・ホワイトメタル軸受 4造船所 5隻

(ロ) 計画中のもの 2造船所

(ハ) 実績のないもの 11造船所

全体で9造船所25隻の実績があり、計画中のものを含めると半数が実績を有することになる。(イ)の回答件数が両方で10となつてるのは両方に実績ありと回答した造船所があるので総数は9造船所となる)

(2) スロープボーリングにより期待した効果およびその実績

(イ) 軸受のあたりをよくする	9造船所
(ロ) 軸受の摩耗減少	6 "
(ハ) キヤビテーションの発生防止	1 "
(ニ) 軸系振動およびスリープ(バッキン部)の摩耗の減少	1 "

(イ) (ロ)に回答が集中しており軸受のあたりをよくすることにより軸受の摩耗減少を期待している。(回答件数が多いのは(イ) (ロ)の両方へ回答した造船所があるためである。)

なお(イ) (ロ)回答の詳細はつきのとおりである。

(イ) 回答として取扱つたもの

- 軸受あたり長さの増加
- 軸受面圧の軽減
- 軸受荷重分布の均等化
- すり合せ時間の減少

(ロ) 回答として取扱つたもの

- 軸受の初期摩耗の減少
- リグナムバイタの異常摩耗防止

また効果の実績については一部にリグナムバイタの摩耗減少を認めたとの報告もあるが(3件)、一般に詳細不明である。

(3) スロープの量のきめかた

(イ) 計算による方法	9造船所
(ロ) 異常摩耗をおこした実船の摩耗曲線から決定する方法	1 "
(ハ) その他の	1 "

回答件数多いのは「現在計画中」の1件を含めたことと、(イ) (ロ)両方の回答をした造船所があるためである。

(イ)と答えたものはすべて、軸系を軸およびプロペラの静荷重をうける連続はりとして3モーメント法によりたわみ曲線を求めておりその実例をつぎに示す。

[例1]

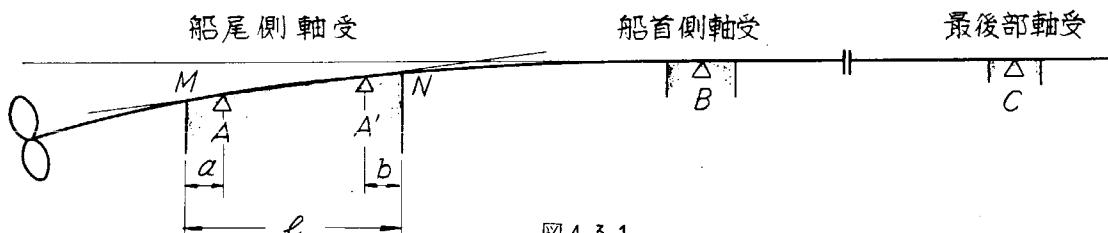


図4.3.1

全支点反力が上向きになるよう考慮しプロペラ重量は浮力を考慮する。リグナムバイタの場合は図4.3.1においてa寸法を $l/3$ または $l/4$ とし(A'支点は考えない)B支点反力が0となるようなA点のたわみ量を求めそのときのたわみ曲線に沿つたM, Nの2点を直線で結びこれを軸心とする。

ホワイトメタルの場合は船尾側軸受内に図4.3.1に示すようにA, A'の2支点を考え($a = b = l/8$)B支点反力が0となるようなA, A'点のたわみを求めそのときのたわみ曲線に沿つたA, A'の2点を直線で結びこれを軸心とする。

[例2] (ホワイトメタル)

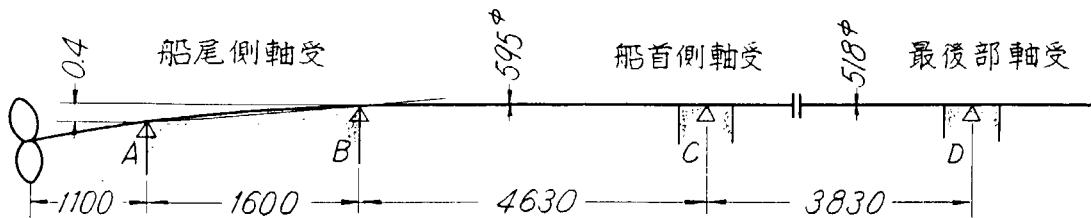


図4.3.2

図4.3.2に示すように船尾側軸受の両端にA、Bの2支点を考え全支点反力が上向きとなるように考慮し、しかもA、Bの支点反力がほぼ2:1の割合となるようなA点のたわみを求め、A、B間を直線で結びこれを軸心とした。
(プロペラの重量は浮力を考慮した)

[例3] (ホワイトメタル)

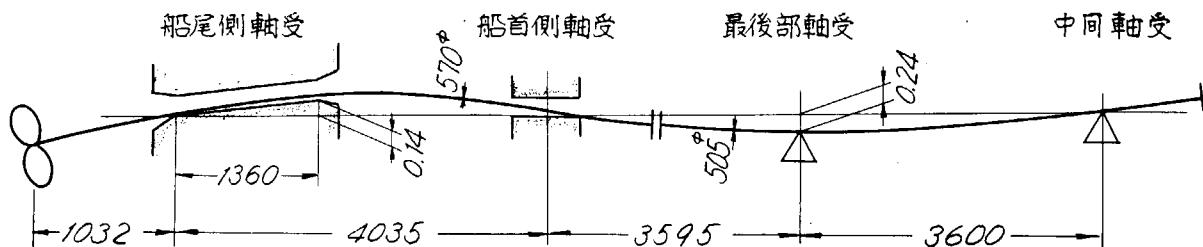


図4.3.3

図4.3.3に示すように、最後部軸受の高さを加減して最後部軸受面圧と船首側軸受面圧をほぼ等しくし、そのたわみ曲線に近似したスロープを船尾側軸受につける。

[例4] (ホワイトメタル)

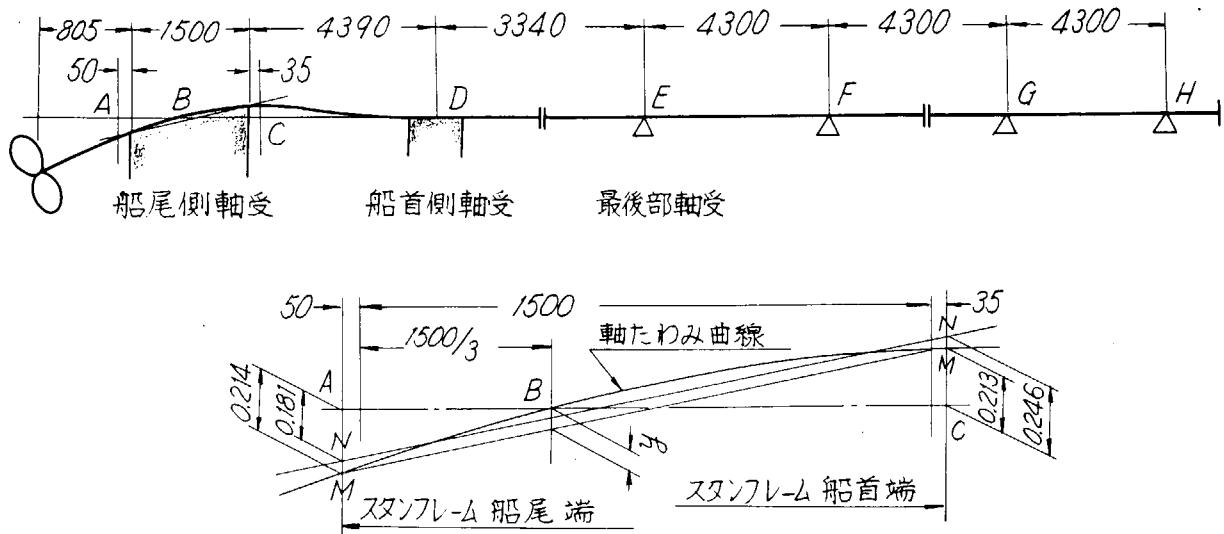


図4.3.4

図4.3.4で船尾側軸受の支点は後端から $\frac{1}{3}$ の長さのところにとり、船首側軸受の中心点Dにおける反力が0となるようにA、B、C点のたわみ量を計算し、図の要領でスロープの量をきめる。同図の実績ではB、D間が特に長いので船尾側軸受の支点Bにおけるたわみ量を0とするよう計画した。

(yは計算上0.066mmである、NN線はスロープボーリング線でありMM線よりy/2上げたものである)

[例5] (ホワイトメタル)

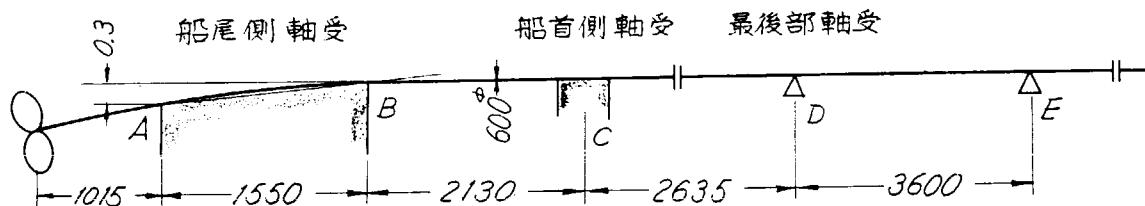


図4.3.5

図4.3.5において船尾側軸受の両端にA、Bの2支点を考え、全支点反力が上向きとなるよう考慮し、船尾側軸受が0.1~0.2mm摩耗したときA、Bの支点反力がほぼ等しくなるようなA点のたわみを求めA、B間を直線で結びこれを軸心とする。

ただし、同図の実績ではC点の反力は下向きとなりC点のたわみは0.05mmとなつた。

[例6] (リグナムバイタ)

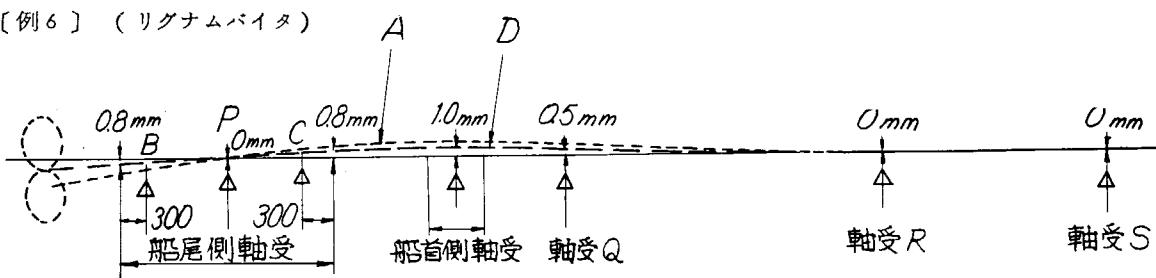


図4.3.6

図4.3.6において

- 船尾側軸受中央P、軸受Rおよび軸受Sの3点支持の弾性曲線Aを求める。
- つぎにこの弾性曲線AのP点における接線を求め、この接線上に船尾側軸受の前端および後端よりそれぞれ300mmの2点BおよびCを求める。
- BおよびCの2点と軸受RおよびSの4点支持の弾性曲線Dを求める。
- 弾性曲線Dと原軸中心線間の距離、すなわち船尾側軸受の両端において±0.8mm、船首側軸受+1.0mmをそれぞれの軸中心としたボーリングを行ない、軸受Qは+0.5mmだけ軸中心を下げるここととする。

[例7] (リグナムバイタ)

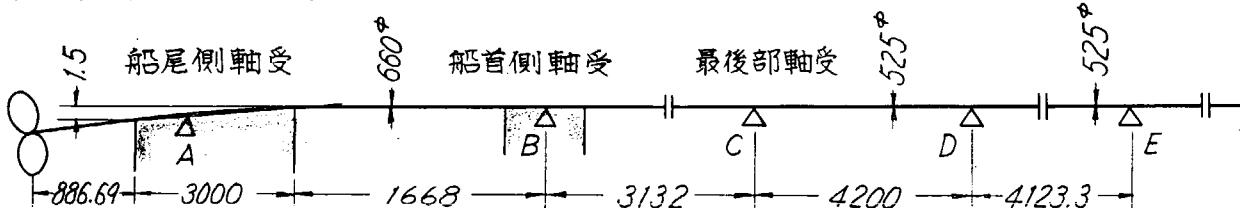


図4.3.7

図4.3.7において船尾側軸受の支点を後端より1/3の長さのところに仮定し軸系のたわみ曲線を求めその曲線に近い直線を考慮してスロープ量をきめる。

(船尾管軸受スキマが2mmであるのでスロープ量を2mm以上になるとプロペラ軸の挿入が不可能となるのでそれも加味した。)

[例8] (リグナムバイタ)

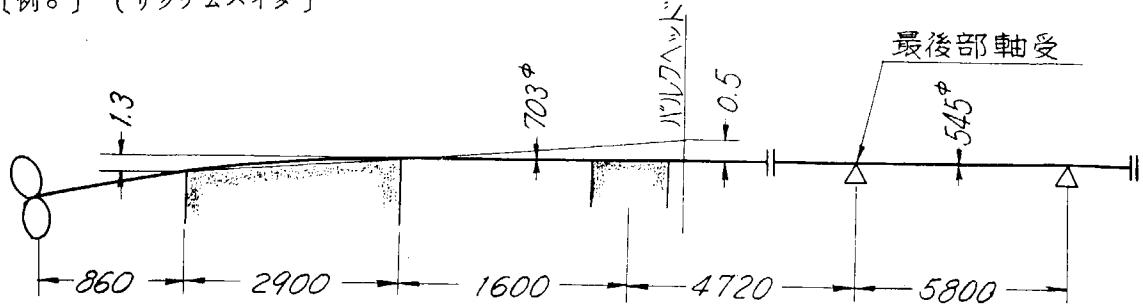


図 4.3.8

図 4.3.8において支点反力が最後部軸受上ではほぼ一様となるようにしたたわみ角を求めて決定する。

[例9] (リグナムバイタ)

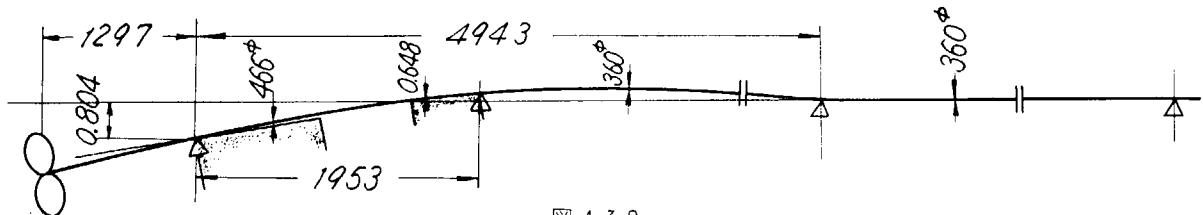


図 4.3.9

図 4.3.9に示す連続はりとして計算されているが設計条件等は不明である。

(甲)の回答はリグナムバイタに対するものであり船尾管の船尾側軸受後端を 2.0 ~ 2.5 mm 下げてスロープボーリングする方法である。

(乙)の回答は船主の指示により行なつたものであり計算条件などは不明である。

(4) スロープボーリング以外に何らかの方法によりアライメントを考慮した実績

(イ) 実績を有するもの 4 造船所

(ロ) 実績のないもの 18 "

(イ)の実績中ターピン船が圧倒的に多く、船尾管損傷事故防止対策を主目的として行なつたものでないと判断されるものがほとんどであり、アライメントの調整法も主機運転による熱影響を考慮して行なわれており、いずれもターピンメーカーの指示により行なつているのが実情である。図 4.3.10 および図 4.3.11 にその実例を示す。

[例1] (ターピン船)

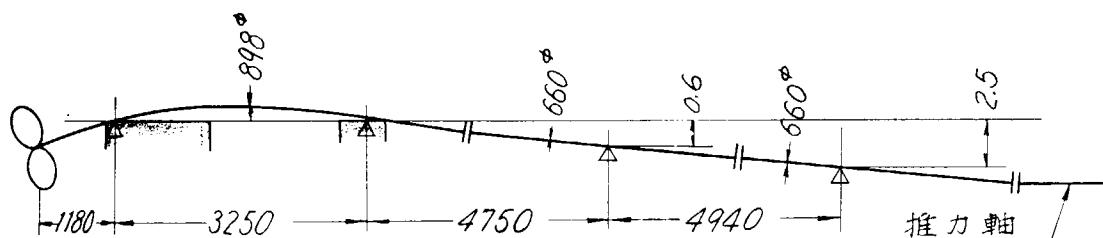


図 4.3.10

[例2] (ディーゼル船)

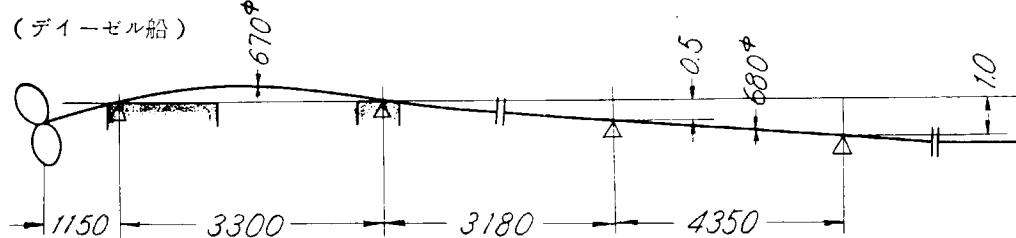


図 4.3.11

第4章 使用者の意見

アンケート方式によつて取りまとめた船尾管部軸系に関する機関部乗組員の自由意見を以下に示す。

4.1 船尾管軸受に関する事項についての意見

- (1) 船舶の大型化により、リグナムバイタに代つてホワイトメタルを使用する船が多くなりつつある。今後は、この種の軸受に研究の主力をそそぎ、十分信頼して使用できる軸受部の開発を望む。この種の軸受の採用は、現在のところ、大型船に限られているようであるが、将来これを広範囲に普及すれば、軸スリーブの腐食やパッキン取替えの問題などもなくなるのではないかと考える。
- (2) 京浜運河中の油泥、木、塵埃の甚しいのは既知のとおりであるが、合成溶解性の薬品が、たとえ軸受木材の化学的変質を与えるくとも、潤滑の円滑性を妨げることが考えられる。
このため、潤滑および冷却のための送水が、適切な圧力で供給されるべきだと考える。なお、泥土の分離も簡単な沈澱槽形式でできると思う。
- (3) リグナムバイタ式では、現状の損傷は避けられない。油潤滑式の早急の普及および在来船についてもその改良を希望する。
- (4) (1) 軸受材としてのリグナムバイタは、強度が高く、かつ膨張することのないものを厳選し、初期軸受間隙を小さくして軸微動を拘束する。
 - (a) 軸方向の受圧面積をできる限り減じる。
 - (b) 軸受の均一荷重分布を計つて、軸心勾配を決定する。
 - (c) 軸受上半周は、荒天時を除けば、下半周と同一面積とする必要はないと考えられることから、最小必要面積に止める。
 - (d) 軸受に溝を設け、潤滑海水の流入を容易にして摩擦係数を減じるようにする。
- (5) 本船(鉱石専用船、29,604GT)は、パッキン部からの漏水が多く、またリグナムバイタ軸受の摩耗も速いが、両者は相関連するように思われる。軸受の摩耗は、船尾管内の海水のあり方を改善する程度のことでは改善できないのではないか。リグナムバイタを使用しない、信頼性ある油潤滑式の船尾管軸受の開発を望む。

4.2 船尾管部軸系に関する一般事項についての意見

- (1) スタンプシユの船尾端下面にき裂の入つた例がある(このとき、船尾軸受間隙5mm)、チエツクリング取付けボルト穴を深過ぎないように注意する必要がある。
- (2) 古い船では軸が磁化している場合がある。プロペラ軸回転中、船尾管(船体)との間には、リグナムバイタを通して放射状に磁力線が流れていることが推察される。この磁力線を切つてBC製のスリーブが回転しているのであるから、スリーブは一種の発電装置となつて、内部に渦電流が流れていることが予想されるが、これがスリーブ腐食の一原因となつているのではないか。対策として、船尾管船尾部で、プロペラ軸に、磁力線を短絡させる装置を設ければよいと思う。
- (3) ガードリングにホーザやワイヤを巻き込んで、同リングが損傷し、また内部のプロペラパッキングランドの取付けボルトまで破損したことがある。損傷を最小限に止める対策が必要と考える。
- (4) 大型船尾機関船における船尾軸受台およびボルトなどは余裕のある寸法のものが必要である。
- (5) アフトピークタンクには常にある程度の水を入れて、空にしないことが大事と考える。
- (6) プロペラ本体のプラスティック化を希望する。プロペラをプラスティックにすれば、重量が軽くなつてリグナムバイタの摩耗も減少するであろうし、また軸スリーブの電食も減ると思われる。
- (7) 船尾機関船について、軸系の振動を減少させるよう、特に設計的配慮が必要である。
- (8) 本船のように軸スリーブの凹凸条痕損耗の多い船では、もしこれを新換することになれば、相当な費用と日数を要す

るので心配である。まず原因の究明が大切であるが、造船所側も明確な解答をしてくれないのが現状である。については軸の撓み振動、軸受部の構造、材質、海水の流動状態、空気の停滞、軸芯調整の統計的比較などの研究を望みたい。

第5章 とりまとめ

5.1 船尾管構造と設計条件の実態

リグナムバイタを装備する船尾管に関する構造と設計条件について関係各社の考え方を調査すると同時に、別に行なつた設計実績調査を取りまとめた結果、実船における実態、各社の考え方、A、B標準採用の度合などを把握することができた。これらは船尾管構造のあるべき姿を究明するにあたり貴重な資料となるものであり、本調査研究の目的をほぼ達成したものと考えられる。

本調査研究の結果を通して次のことがいえる。

- (1) 実船における実態は各社の考え方と一致している。

またA、B標準以外に特別に考慮されている点はほとんどない。

- (2) 各社ともA、B標準を基準としているのが一般的傾向であり、両標準にもとづいて社内標準を作製しているものが多い。

- (3) したがつてA、B標準に明確に決定されていない事項、すなわち支面材配列、支面材海水流通溝形状選定の基準、支面材摩耗時における海水流通溝面積の必要量、支面材片寸法などについては実船における実態および各社の考え方ともに相当ばらついており今後一層の検討が必要であると考えられる。

- (4) 本調査研究の結果からは支面材の異常急速摩耗の原因および防止対策について具体的な見解を得ることはできなかつた。この点については今後行なわれる各種実験の結果を持つて究明することになるがその成果を期待したい。

(※： Aは関東機械研究会標準、Bは関西造船協会標準)

5.2 軸系全般の軸受配置

船尾管軸受のスロープボーリングを含めて、据付時の軸中心線を調整して各軸受の作動状態を改善する試みについて設計の実態を調査した結果では実績が少なく、また設計条件もまちまちであり結論を得ることはできなかつた。軸受間隔と共に軸中心線の調整に対しても後述の理論解析を通じて、軸系全般の軸受配置の最適設計条件を今後研究する必要がある。

第5編 船尾管内への海水送水配管についての 設計条件ならびに使用者の意見

第1章 設計条件の実態

本章は造船所あてに行なつたアンケートの回答をとりまとめたものである。

1.1 船尾管冷却水用専用ポンプ装備の有無

船尾管冷却水用専用ポンプ装備 1 隻

全上専用ポンプ装備なし 21 隻

(1) 船尾管冷却水用専用ポンプ装備の場合

表 5.1.1 冷却水専用ポンプ使用例

主機出力 × 回転数	プロペラ軸径	ポンプ容量	ポンプ揚程
12,800 BHP × 122 rpm	535 mm	30 m ³ /hr	30 m

(2) 船尾管冷却水用専用ポンプを装備しない場合

専用ポンプを設けない場合には、船尾管冷却水は、冷却海水ポンプ、海水サービスポンプ、サニタリ兼冷却水ポンプ等によつて他の補機器と共に使用をしている。

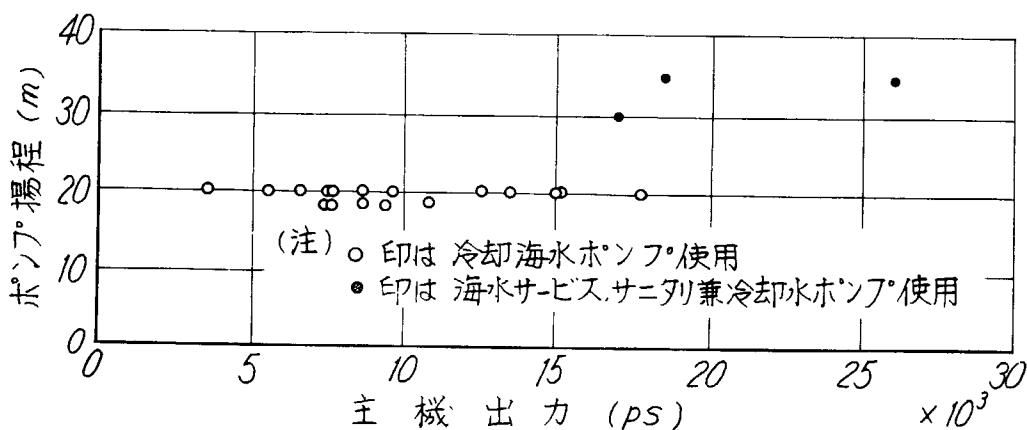


図 5.1.1 冷却水専用ポンプの揚程と主機出力の関係

1.2 共用冷却水ポンプによつて送水する場合の流水確認装置の有無と種類

表 5.1.2 海水流通確認装置の有無と種類

流水確認装置	回答数	種類
有	2	圧力計：1 オリフィス：1
無	20	

1.3 共用冷却水ポンプ流量配分

(1) ポンプ容量に対する船尾管冷却水(計画)配分率

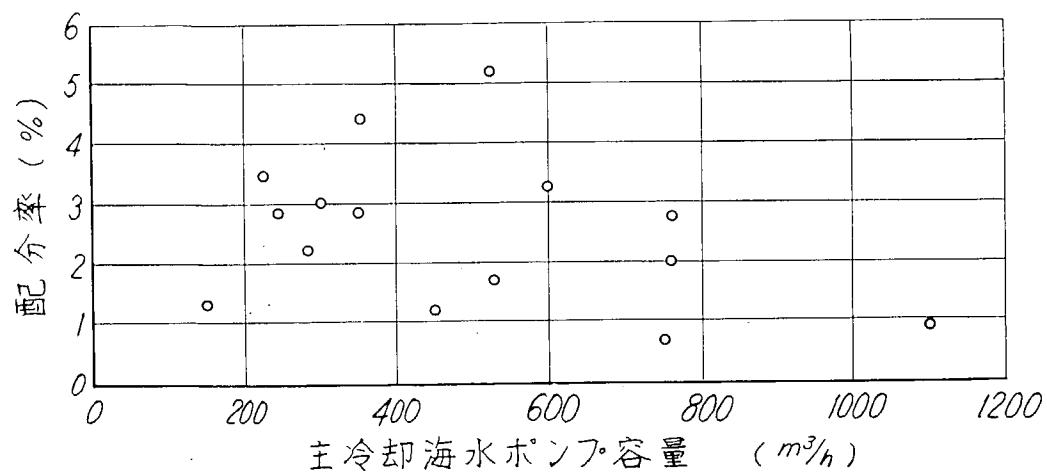


図 5.1.2 船尾管への送水配分率

④ プロペラ軸径と船尾管冷却水計画水量の関係

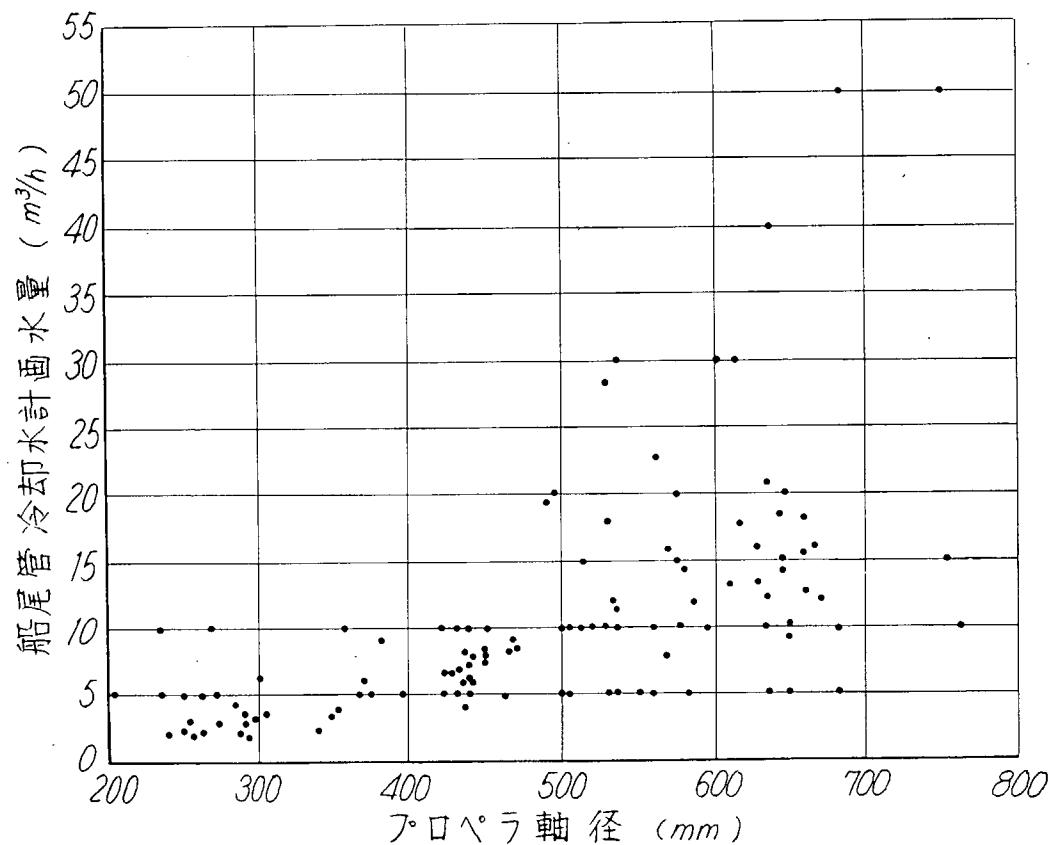


図 5.1.3 計画冷却水量とプロペラ軸径との関係

1.4 計画時における船尾管冷却水流量および圧力の基準

表 5.1.3 送水量および圧力の基準

関連要素	流量		圧力		備考
	回答数	%	回答数	%	
主機出力	8	36.3	3	13.6	(例) $1 \text{m}^3/\text{hr}/1,000 \text{hp}$回答数 2 2 " " " 1
プロペラ軸径	5	13.6	2	9.1	船の大きさを含む
摩擦損失馬力	5	22.7	0	0	主機出力をベースにして発生熱除去に必要冷却水量
機関室装備位置	1	4.6	0	0	
一定値	4	18.2	5	22.7	(例) 圧力 $\rightarrow 0.8 \sim 1.0 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$
ポンプ容量	0	0	2	9.1	
その他	1	4.6	10	45.5	特に基準がない場合を含む
合計	22	100.0	22	100.0	

1.5 送水配管の意義および意見

(1) 送水配管の意義

表 5.1.4 配管の意義

海水配管の意義	回答数	%
冷却	4	18.2
潤滑	2	9.1
冷却および潤滑	16	72.7
合計	22	100.0

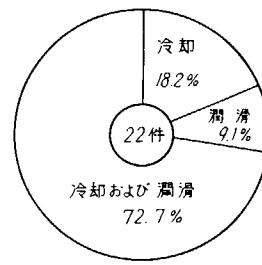


図 5.1.4

(2) 冷却海水流量および冷却海水圧力に関する意見

表 5.1.5 送水量および圧力に関する意見

事項	回答数	%
冷却海水流量	多い方が良いと考える	17 77.3
	" 考えない	5 22.7
冷却海水圧力	高い方が良いと考える	11 50.0
	" 考えない	11 50.0

1.6 船尾管冷却水管配管

(1) 船尾管冷却水管径

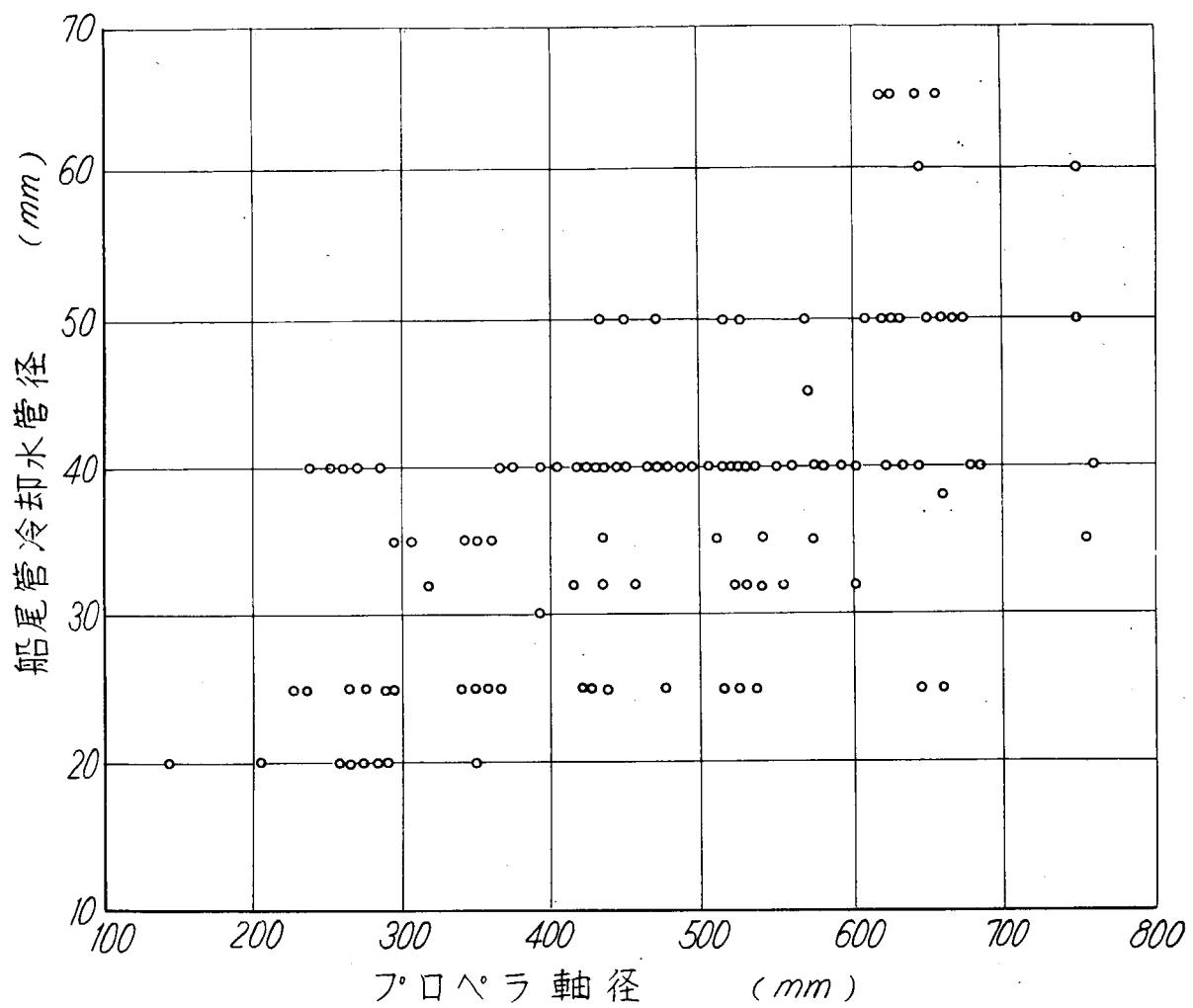


図 5.1.5 船尾管冷却水管径とプロペラ軸径との関係

(2) 船尾管冷却水配管系統

船尾管冷却水配管には、数多くの方法があるが、それらの大要は下記の4種類に分けられる。

表 5.1.6 冷却水配管系統

船尾管冷却水配管系統		回答数	備考
1	 1ヶ所および2ヶ所	11	
2		2	
3	 船外吐出	4	中間軸受冷却水系ポンプと船尾管冷却水系ポンプとが異なる場合も含む
4	 船外吐出	5	全上

1.7 調査対象船以外で、前記1.6(2)につき船主等より特別な配管の要求の有無

- 特別配管の要求無し 18件
- 要求により特別配管施行 4件

また船主要求等により特別配管の施行例の大要は表 5.1.6に記載の4種類に該当する。このなかに流水確認用圧力計装備の例が2件あつた。

1.8 船尾管冷却水入口元弁の有無

すべて入口元弁（3方弁等も含む）を有している。

1.9 入口元弁の必要性

表 5.1.7 船尾管入口元弁の必要性

船尾管冷却水入口元弁の必要性		回答数	%
1	停泊および軸系解放等の場合、冷却水系統に数種の枝管を使用し他に送水する必要のため	8	36.4
2	非常時および停泊中等の場合、海水の逆流を防止するため	5	22.7
3	流量調整用	3	13.6
4	船体付弁の1種と考える	6	27.3
	合 計	22	100.0

1.10 入口元弁の完全閉止の場合の送水対策

1件のみが船尾管入口元弁閉止のときでも幾分かの冷却水が流水可能なように施工し、他の全回答は完全閉止であつた。

1.11 小型船に対して、所要冷却水量は船尾流入海水でまかなえるとみなし、別に送水配管を必要としない場合の限界

- 大型船小型船を問わず、冷却水配管は行なう 14件
- 主機出力約 600ps、軸径約 160φの小型船の実績あり 1件
- 軸径 160φの2軸船(ストラット)の場合、又 240~280φでも可能 1件
- 主機出力 2,700ps 軸径 262φの実績あり(船主要求) 1件

1.12 中間軸受冷却後、直接船外へ吐捨する吐捨弁および船尾管冷却水入口元弁の操作要領につき船主に方案の提示の有無

全回答が特に船主に方案を提示しない。ただし、“注意銘板”を取り付けた例が2件ある。

1.13 船首側リグナムバイタ軸受の有無ならびに冷却水入口座の個数および位置

図 5.1.8 軸受の有無と入口座の個数

項目	件 数	%
船首部リグナムバイタベアリング無し	7	43.7
船首部リグナムバイ	5	31.3
タベアーリング有り	4	25.0

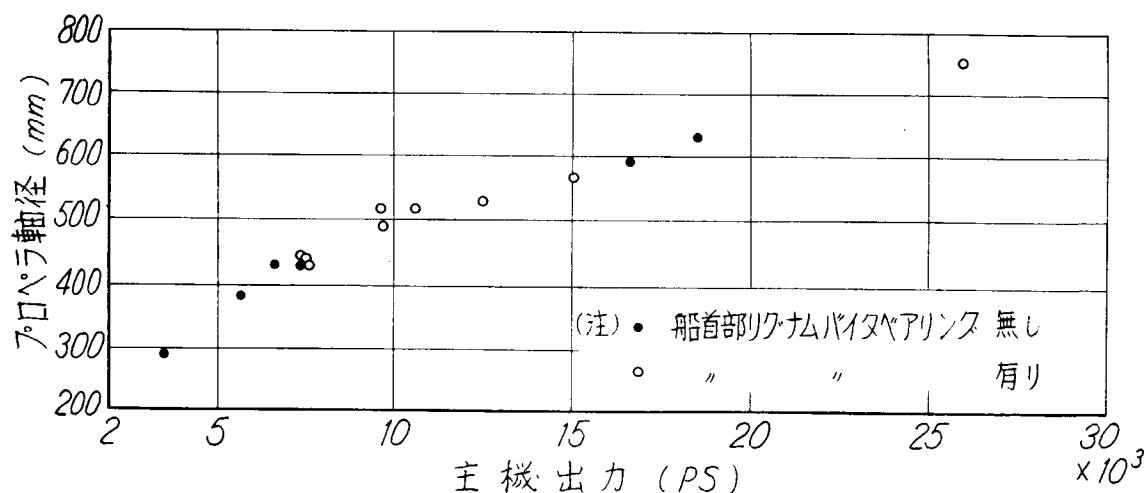


図 5.1.6 船首側リグナムバイタ軸受の有無と軸径、出力との関係

表 5.1.9 海水入口座の位置

角度(θ)	回答数
0°	10
$0^\circ < \theta \leq 10^\circ$	1
$10^\circ < \theta \leq 20^\circ$	2
$20^\circ < \theta \leq 30^\circ$	3
$30^\circ < \theta \leq 40^\circ$	1
180°	1

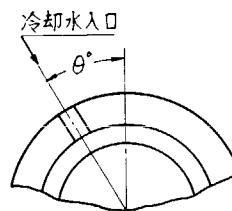


図 5.1.7

1.1.4 リグナムバイタ軸受温度計測装置の有無

全回答が温度計測装置無し。

1.1.5 船尾管リグナムバイタ冷却水通路に関する船尾管内諸寸法

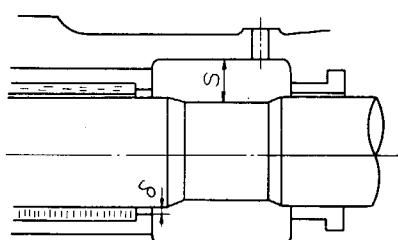


図 5.1.8

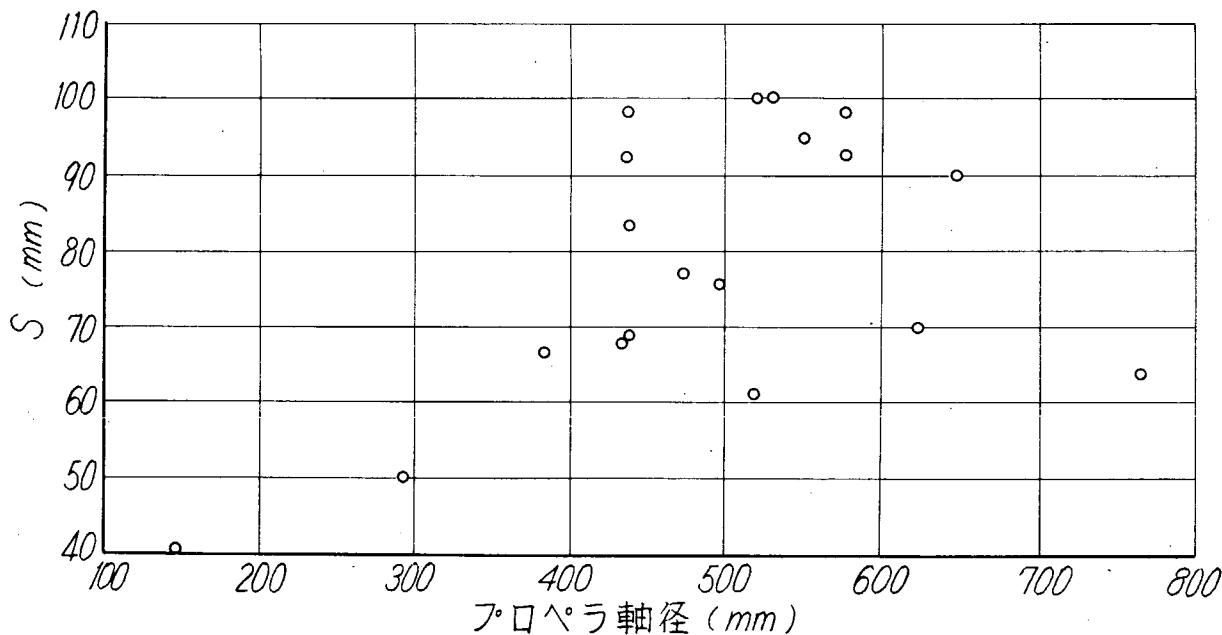


図 5.1.9 寸法 S とプロペラ軸径との関係

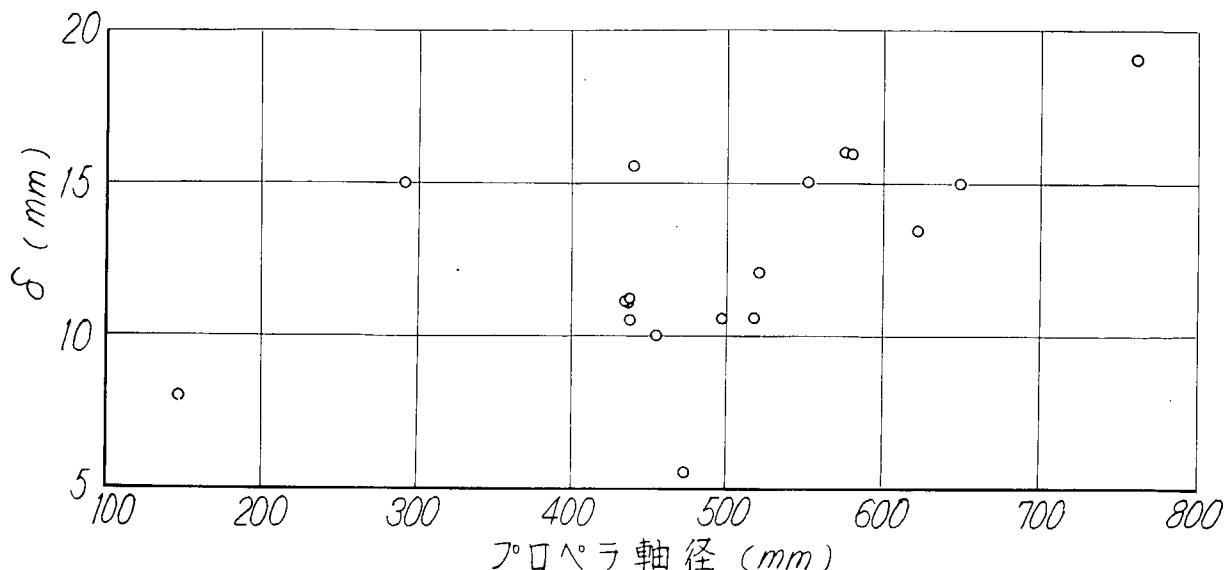


図 5.1.10 寸法 δ とプロペラ軸径との関係

1.1.6 船尾管冷却水の空気抜座の有無

図 5.1.10 空気抜座の有無

空気抜装置	回答数	%
有	6	27.3
無	16	72.7
計	22	100.0

1.1.7 上記空気抜装置有りの場合

(1) 空気管口径

30 \varnothing : 1 件
 40 : 3 " }
 50 : 1 "
 60 : 1 "

} 計 6 件

(2) 取り付け個数

すべて 1 個所

(3) 取付位置および配管要領

空気抜座取付位置は船尾管中央部真上であるが、2、3の例は真上方向から 5° ~ 10° の位置に取り付けられている。

また配管は船尾隔壁を通り抜け Upper Deck 以上にまで行なつている。

1.1.8 主機出力に対する船尾管冷却水流量の基準

MESK標準に該当するような主機出力に対する船尾管冷却水流量の基準は、ほとんどの造船所に無い。

表 5.1.1.1 送水量基準の有無

標準	回答数	%
1 m ³ /hr / 1,000 bhp	2	9.1
2 " "	1	4.6
無し	19	86.3

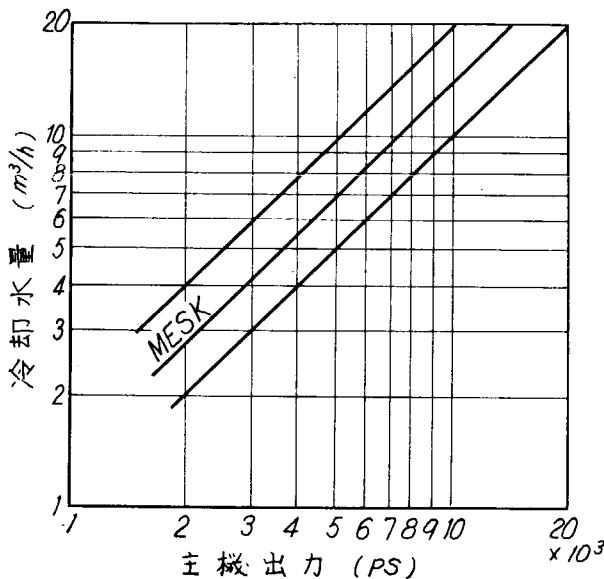


図 5.1.1 冷却水量と主機出力の関係

1.1.9 船尾管冷却水送水を有効ならしめるための特別な考慮

- (例) (1) ポンプ吐出圧力の高いものを使用し送水を有効ならしめている。
- (2) ロープガードに冷却水通過孔を設けて、船尾管からの水の流出をよくしている。
- (3) 船首側軸受の前端にランタシリングを入れて、船首側軸受へも船尾側軸受と同様に冷却水を通している。

第 2 章 使用者の見解および意見

2.1 船尾管内への海水送水に関する意義、目的などについての使用者の見解

2.1.1 調査の目的

特に小形の船を除いて、船尾管内への海水送水配管を行なつているのが一般であるが、単に慣習に従つてこれを設けているものが多い。したがつて、配管の真の目的に疑問があるばかりでなく、適切な配管が行なわれているか、また設計者の意図する使用条件の下で使用者が、これを取扱つているかについても疑問がある。

この送水配管の設計条件については 3.1 に記載したとおりであるが、使用者が、いかなる意義および目的をもつて、これを取扱つているかの実情を知るために、機関部乗組員に対し、直接アンケート方式による調査を行なつた。

以下は、この調査の結果を取りまとめたものである。

2.1.2 アンケートの内容

このアンケートは、リグナムバイタを船尾管軸受材とする船について行なつた。船尾管内への海水送水配管はされていても、その存在意義および利用価値は定説化されていない。たとえば、リグナムバイタ軸受について潤滑水ならびに冷却水を必要とするかどうか、また必要とする場合、その必要量をいかにして供給するかなどについて、無関心な場合が多い。特に供給方法については「船尾管の船尾端から入る海水の自然流通でおきない得る」と考える意見と「十分な設計に基づく海水送水配管が必要である」と考える意見に大きく分かれることが予想された。

そこで、次の(イ)～(ト)の 7 項目について、○×式による賛成ないし反対の意見聴取を行なつた。

(イ)～(ホ)は、海水送水配管の意義を特に認めない場合、(ニ)～(ホ)は認める場合の意見、(ヘ)は配管の設計条件について疑義を持っているか否か、また(ト)は取扱いの現状を知るための項目である。

アンケート内容
~~~~~

(1)～(ト)までの各意見について、賛成の場合は○を、反対の場合は×を記入下さい。

- (1) 船尾管内に海水を送水する必要は特にない。したがつて、海水送水用配管を行なう必要は特にない。
- (ロ) 船尾管内の清浄などのために、海水を送水しなければならないことがあるが、通常航海中は特に送水を必要としないので、海水送水用配管は設けられておればよく、送水量、圧力などは特に問題としない。
- (ハ) 船尾管内の軸受の潤滑冷却水は必要であるが、これは船尾管の船尾端から入つて、バッキン部から機関室へ漏れる海水の自然流通でおきない得るから、別に海水送水配管に対する問題は特にない。
- (ニ) 船尾管内の軸受の潤滑冷却は必要であつて、これは別途送水管からの送水を、船尾管内を通し、船尾端から流出させることによつて行なうべきものである。したがつて、送水量、圧力なども重要であつて、設計の際、十分な検討を要する。
- (ホ) 船尾管内の軸受の潤滑冷却は必要であつて、送水は通常航海中も行なわなければならないから、送水管に設けられた弁は、航海中常に開いておかなければならない。
- (ヘ) 船尾管内への送水配管はされていても、一般に冷却海水ポンプなどからの分岐管となつてゐるので、たとえ船尾管への送水弁を用いても適切な送水が行なわれているか疑問がある。
- (ト) 船尾管への送水配管はされていても、熱帯海域航行中などに復水器への冷却海水の增量をはかつて、船尾管内への送水弁を閉めなければならないことがある。

#### 2. 1. 3 回答者の乗船する船の内訳

アンケートに回答した乗組員の乗船する船の内訳を表5.2.1にまとめた。

表5.2.1 回答者の乗船する船の内訳

| 総トン数範囲        | 船の種類                           | 隻 数                  | 記号 |
|---------------|--------------------------------|----------------------|----|
| 2,001～10,000  | 貨物船<br>木材運搬船<br>セメント運搬船        | 13<br>3<br>1 } 17    | A  |
| 10,001～20,000 | 油送船<br>鉱石運搬船<br>石炭運搬船<br>小麦運搬船 | 3<br>4<br>1<br>1 } 9 | B  |
| 20,001～30,000 | 油送船<br>鉱石運搬船                   | 7<br>2 } 9           | C  |
| 30,001～50,000 | 油送船                            | 3                    | D  |
| 50,001～80,000 | 油送船                            | 1                    | E  |
| 合 計           | 隻 数                            | 39                   |    |

#### 2. 1. 4 回答結果のとりまとめ

回答結果をとりまとめたものを表5.2.2ないし表5.2.4に示した。

表5.2.2 質問(1)～(ト)に対する回答とりまとめ

| 回答内容 |     |     |     |     | 乗船する船別に見た回答数 |   |   |   |   | 回答数 |       |
|------|-----|-----|-----|-----|--------------|---|---|---|---|-----|-------|
| (1)  | (ロ) | (ハ) | (ニ) | (ホ) | A            | B | C | D | E |     |       |
| X    | X   | X   | ○   | ○   | 5            | 3 | 5 | 2 | 1 | 16  | 18    |
| X    | -   | X   | ○   | ○   |              |   | 1 |   |   | 1   |       |
| X    | -   | -   | ○   | ○   | 1            |   |   |   |   | 1   | (46%) |
| ○    | ○   | ○   | X   | X   | 3            | 1 | 1 | 2 |   | 6   |       |
| ○    | X   | ○   | X   | X   | 2            |   |   |   |   | 2   |       |
| X    | ○   | ○   | X   | X   | 4            | 3 | 1 |   |   | 8   |       |
| X    | ○   | X   | X   | X   | 1            |   |   |   |   | 1   | (54%) |
| X    | X   | ○   | X   | X   |              |   | 1 | 1 |   | 2   |       |
| -    | -   | ○   | -   | -   | 1            | 1 |   |   |   | 2   |       |

表 5.2.3 質問(ヘ)に対する回答とりまとめ

| 回答内容 | 乗船する船別に見た回答数 |   |   |   |   | 回答数      |
|------|--------------|---|---|---|---|----------|
|      | A            | B | C | D | E |          |
| (ヘ)  |              |   |   |   |   |          |
| ○    | 12           | 5 | 6 | 3 | 1 | 27 (69%) |
| ×    | 4            | 3 | 1 | 1 |   | 9 (23%)  |
| 回答なし | 1            | 1 | 1 |   |   | 3 (8%)   |

表 5.2.4 質問(ト)に対する回答とりまとめ

| 回答内容 | 乗船する船別に見た回答数 |   |   |   |   | 回答数      |
|------|--------------|---|---|---|---|----------|
|      | A            | B | C | D | E |          |
| (ト)  |              |   |   |   |   |          |
| ○    | 4            | 1 | 1 |   |   | 6 (15%)  |
| ×    | 11           | 6 | 6 | 4 | 1 | 28 (72%) |
| 回答なし | 2            | 2 | 1 |   |   | 5 (13%)  |

これらの回答結果から次のことがいえる。

- (1) (イ)と(ヘ)に関連し、船尾管軸受の潤滑冷却のために海水を必要とする考え方には1名を除くすべてが同意しているが、その手段として「船尾から入る海水の自然流通でおきないうる」という意見と、「十分な設計に基づく強制送水が必要である」という意見が半数に分かれた。この互いに反する意見の回答者の乗船する船の種類や大きさから、顕著な傾向はみられないが、どちらかといえば大型船の乗組員は後者の意見に賛同している傾向がうかがえる。
- (2) (イ)に賛同した8名は、強制送水の必要性を本質的に認めていないが、大型船の乗組員にも、これに賛同した者がある。
- (3) (ロ)と(ホ)は強制送入される海水の用途に関する対称的な意見であるが、互いに約半数を占めている。(ロ)は清浄などの目的で使用し、(ホ)は軸受の潤滑冷却に使用するという意見であるが、(ロ)に賛同したものは(イ)にも賛同している顕著な傾向がある。また当然のことながら(ニ)に賛同したものは(ホ)も賛同している。
- (4) (ヘ)に賛同したものが70%を占めることは、現在の送水配管について乗組員の多くが疑問を持つていることを示唆している。特に(ホ)に賛同する乗組員が約半数を占める状況において、(ヘ)のような問題が存在することは配管について検討が必要であることを示している。
- (5) (ト)に賛同したものは15%であるが、実際にこのような操作を行なう必要性が生じることを示唆している。なお小形船の乗組員の回答に、その数の多い傾向がある。

## 2.2 船尾管内の海水および送水管に関する事項についての意見

- (1) 船尾管内の海水の圧力を計る圧力計を設け、どの程度の圧力にしたら、リグナムバイタの摩耗が最も少ないか、あるいは軸スリーブの腐食が少ないかを研究する要がある。
- (2) 船尾管内のビルジ排水管の径を十分に太くする要がある。
- (3) 送水圧力を高くすると、バッキン部からの漏水の増加に問題がある。出入港時とか水深の浅いところで後進する場合などに、圧力水を通して、砂などが侵入しないようにすればよい。
- (4) 汚染海水または泥土海水を判定できる装置を、海水送水管にフィルターやストレーナなどと共に設けること。
- (5) 送水管に圧力計を設けることは、吃水状態もわからることから必要と考える。
- (6) 送水管は、鉄の腐食または泥土により寒がることから、定期的に清浄および新換の要がある。また内外とも亜鉛メッキの要がある。
- (7) 船尾管内に錆や砂が堆積し、排水管がつまつた例がある。
- (8) 軸受冷却水管の内部には多量の貝が繁殖成長しているので定期的に取はずして清除をしている。この貝の繁殖を考え

るとき、その一部は船尾管軸受に送られ、軸や軸受の摩耗の原因となるのではないかと思われる。これを防ぐために、管の船尾管入口部にストレーナを設けることが望まれる。

- (9) 理想的な送水条件はあるかもしれないが、軸受や軸スリーブの損傷は避けられないと思う。
- (10) 本船の場合、バッキンおよび船首船尾のリグナムバイタ当り部の軸スリーブに浸食が発生した。（新造後3年、軸径 $660\phi$ mm、軸スリーブ浸食深さ $2\sim 5mm$ 、リグナムバイタ摩耗、船尾軸受間隙 $5.2mm$ 、スリーブ削正）、その原因は明らかではないが、機械的損傷のみとは考えられず、バッキンの材質や船尾管内部の海水温度などに基づく電気的または化学的原因があるのかもしれない。
- 機械的損傷の原因の一例としてキャビテーションが考えられるが、送水に脈流などがあれば、空気が入らないとは限らないので、送水は高所に設けた重力タンクから行なうようにし、またタンクは常時サニタリーワード満たしておくことが考えられる。
- (11) 現在の海水送水配管は主冷却水ポンプからの分岐管までに合わせているものが多く見受けられるが、低圧のため満船時には、水圧が不足して流れないように思われる。また高圧の補助ポンプなどから送水されても、通水量を確め難い。理想としては、船尾管内における摩擦損失馬力を計算し、その熱損失に見合った冷却水量を送水できるポンプを設け、単独配管とすることが望まれる。
- (12) 本船においては、中間軸受および船尾管用の冷却水管系に原因不明のハンマリングが起り、一部配管替えましたが、破孔およびバンドの折損が発生した。水力を計測したところ、 $1.5\sim 2\%$ を平均として最高 $5\%$ に達する脈動があつた。その後、冷却水を若干絞つたところ、ハンマリングは軽減したが、これとの関係の有無は別として、リグナムバイタの異常摩耗のほか、プロペラ軸スリーブの船首部に浅いき裂を発生した。管系に空気槽を設ける必要があると思われる。
- (13) 本船ではサニタリーポンプから船尾管内への海水送水分岐配管を行なつてある。したがつて、ポンプの吐出圧力低下によつて送水量はおよそ見当がつくので、特に改善すべき問題はない。
- (14) 船尾管部軸系各部の摩擦熱の除去のために、船尾管の船尾端からの流入海水をバッキン部で調整することは、やや多量の漏水を見込まねばならず、軸室のビルジが増加する不都合を生じる。また、空船時には流水が不足する傾向になる。したがつて、冷却用配管は必要であつて、航海中も常時送水すべきである。
- (15) 海水中に不純物を含まない洋上航行時（荒天時を除く）におけるリグナムバイタの摩耗率はある一定値であろうと思う。しかし、泥、砂などを含む浅海、港内などにおいては、水中に多量の不純物が混入しているため、摩耗が著しく促進されると考える。したがつて、このような海域において、清浄な海水を注入するように配慮するならば、摩耗率は著しく低下すると考えられる。このために、
- (イ) 専用の海水槽またはサニタリータンクなどを利用し、泥砂などを沈殿させ、さらに濾器を通して圧入する。
- (ロ) 洋上においては、中間軸受用冷却水管と連絡し、圧力計を設け、注水量、注水圧を調整できるようにする。
- (16) 現在装備されている配管は主冷却海水系統からの分岐管となつてゐるが、吃水差による海水送水量の変化を定量に保つ方法はとられていない。（容量不足のため弁は常に全開）定量送水を必要と認めながらも、いかんともいたし方ないのが現情である。
- (17) アフトピークタンクを貫通する管(ST)が建造3年半で腐食破孔(約 $10\phi$ )した。漏水の水圧、水流が激しいため、応急処置として、ウエスを巻き、マーネンで固くしばつて帰航した。
- (18) 本船(鉱石専用船、29,604GT)の船尾管内への海水送水は中間軸受冷却海水を送入する配管となつてゐる。バッキン部からの漏水の温度計測を行なつたところ次の結果が得られた。

海水温度  $27.5^{\circ}\text{C}$

送水弁開閉 全 上(変化なし)

バッキン増縮め  $29.5^{\circ}\text{C}$

本船はバッキン部からの漏水が非常に多いが、このような船では、船尾管軸受の送入海水不足による温度上昇は認め

られないように考えられる。ともあれ、船尾管軸受部での発熱はバッキン部のそれより少ないとと思われるが、船尾管への送水は独立配管とし、バッキン部からの漏水温度の計測値によつて、その放水量を加減するような方法が良いと考えられる。

### 第3章 とりまとめ

#### 3.1 強制送水の意義

船尾管内への海水送水配管は、特に小形の船を除いて、ほとんどの船に設けられている。しかし、その目的については、設計者にあつては「潤滑および冷却(73%)」「冷却(18%)」または「潤滑(9%)」と回答しているのに反し、使用者にあつては「潤滑および冷却(46%)」または「清浄などのため(40%)」となつてゐる。すなわち、設計者の意とする「潤滑冷却」のための配管に対し、取扱い者の半数が意に反する解釈の下でこれを使用していることになる。

リグナムバイタは、最適軸受性能を維持するための設計条件や使用条件を知らずに採用しました使用しても、信頼性が問題となるなかつたほど優れた軸受材である。しかし軸受材であることから、潤滑冷却剤として海水を供給することが、軸摩耗速度の減少とか摩擦係数の低下に役立つと定性的に考えて、潤滑冷却のための海水送水配管が設けられてきたものと思われる。ただし、その必要海水量については究明されておらず、乗組員の半数は、船尾から入る海水の自然流通でおきないうると考えているのに反し、設計者の方は送水量は多い方が良いとは考えているが、流量を確認するとか、連続送水のために弁を常に開いておくように取扱い者に指示を与えるような措置を講じていない。また、専用送水ポンプがほとんど設けられていないこと、および中間軸受冷却後の海水を送入するものも多いことから、船尾管内への海水送水の重要性は、高く評価されていないことが裏付けられる。

このようなことから、海水送水の真の必要性についての定性的、定量的な見解は明らかとされないまま今日に至つているとみなすことができる。したがつて強制送水の必要性について、まず再検討する必要があると考えられる。

#### 3.2 強制送水の設計条件

強制送水の必要性について再検討の要があることは前述したとおりであるが、乗組員の半数が十分な設計に基づく配管を望んでいる。したがつて、設計者は送水の必要性について検討すると同時に、配管するかぎりは、目的を明らかとし、その目的にかなつた設計を行ない、また取扱い条件を使用者に指示する必要がある。しかし、リグナムバイタはあまりにも優れた軸受材であるがために、組織や強度に関する系統的基礎調査がほとんど行なわれていないので、最適軸受性能を維持するための設計条件や使用条件を求めるためには、広範囲な調査実験研究を行なわなければならないのが現状である。したがつて、船尾管内の海水のあり方について広範囲な研究を開始し、強制送水の必要性があると求められた場合には、その最適設計条件および使用条件を究明する必要があると考えられる。

## 第6編 海水潤滑式船尾管軸受材の軸受性能を 調査することを目的とした模型実験

### 第1章 実験の目的

水潤滑式船尾管軸受材にはこれまで主としてリグナムバイタ材が使用されてきたが、これに代る新規軸受材を実用化するためには、リグナムバイタ材のしめす軸受性能を一応の基準として、新規軸受材またはこれに対する新規設計条件のしめす軸受性能を解明して比較検討する必要があろう。しかし水潤滑式船尾管軸受は、これまでリグナムバイタ材を使用して特に大きな問題がなかつたので、軸受性能の面であまり詳細な解明がなされていないようである。このため  $100\phi$ mm プロペラ軸用の船尾管装置を改装した軸受試験機を利用して、なるべく実際に近い条件のもとでの軸受性能を試験することにした。昭和41年度においてはリゲナムバイタ材と、フェノール樹脂布積層材を使用した在来型の設計形状を持つ船尾管軸受の性能試験を実施した。

### 第2章 実験装置

試験装置は実物の  $100\phi$ mm 船尾管軸受装置を改装したもので図 6.2.1、6.2.2 および写真 6.2.1 にその概要をしめす。軸受内径は  $123\text{mm}$  で船首側に  $70\text{mm}$ 、船尾側に  $400\text{mm}$  長さの軸受け部を持つ。この軸の両端に重錘とレバーにより任意の下向き静荷重をかけるとともに可変速モータにより軸を回転駆動する装置を備えている。駆動装置と軸との間にはトルク検出用トーションバーがあり、これの振り歪を抵抗線歪計で検出して試験中の摩擦トルクの状態を計測する。

潤滑用水として海水を使用すべきであるが、取扱容易な清水を利用している。これは約  $800\ell$  入ヘッドタンクにより温度調節を行ない、約  $20^{\circ}\text{C}$  の清水をヘッドまたはポンプにより船尾管内に導いた。給水箇所は船首側軸受の前側である。船尾管の船首側はグランドバッキンにより、また船尾側はリップシールにより封水して、軸受内は常に給水で満たされた状態とし、排水は船尾側よりパイプで取出し、約  $1\text{m}$  の水頭管を経て排出される。

船尾管内の温度状況を測定するため、 $0.3\text{mm}^{\circ}\text{C}-\text{C}$  热電対を軸受材、軸受通水溝内その他に挿入して直流電位差計により切換て読み取つた。計測点は図 6.2.3 にしめす。

本装置の要目は次のようになる。

|         |                                                       |
|---------|-------------------------------------------------------|
| 軸受内径    | $123\text{mm}$                                        |
| 軸受長さ    | 船首側 $70\text{mm}$ 船尾側 $400\text{mm}$                  |
| 軸回転数    | $90 \sim 900\text{rpm}$ (無段变速ブーリー)                    |
| 荷重      | $0 \sim 2,000\text{kg}$ (両端)                          |
| 軸受圧力    | 最大 $4.5\%$ (船尾側軸受)                                    |
| 給水量     | $0 \sim 10\ell/\text{min}$ ( $20^{\circ}\text{C}$ 制御) |
| 最大駆動トルク | $20\text{m-Kg}$                                       |

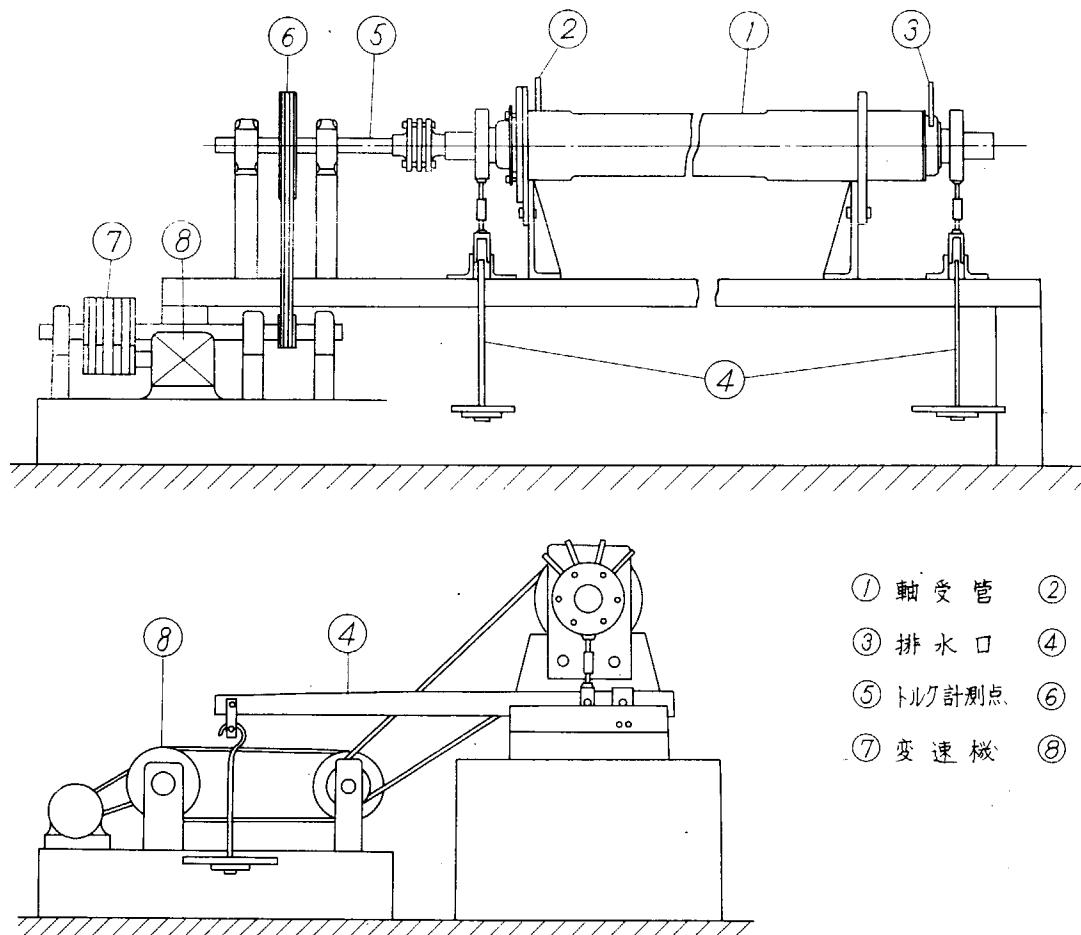


図 6.2.1 試験装置

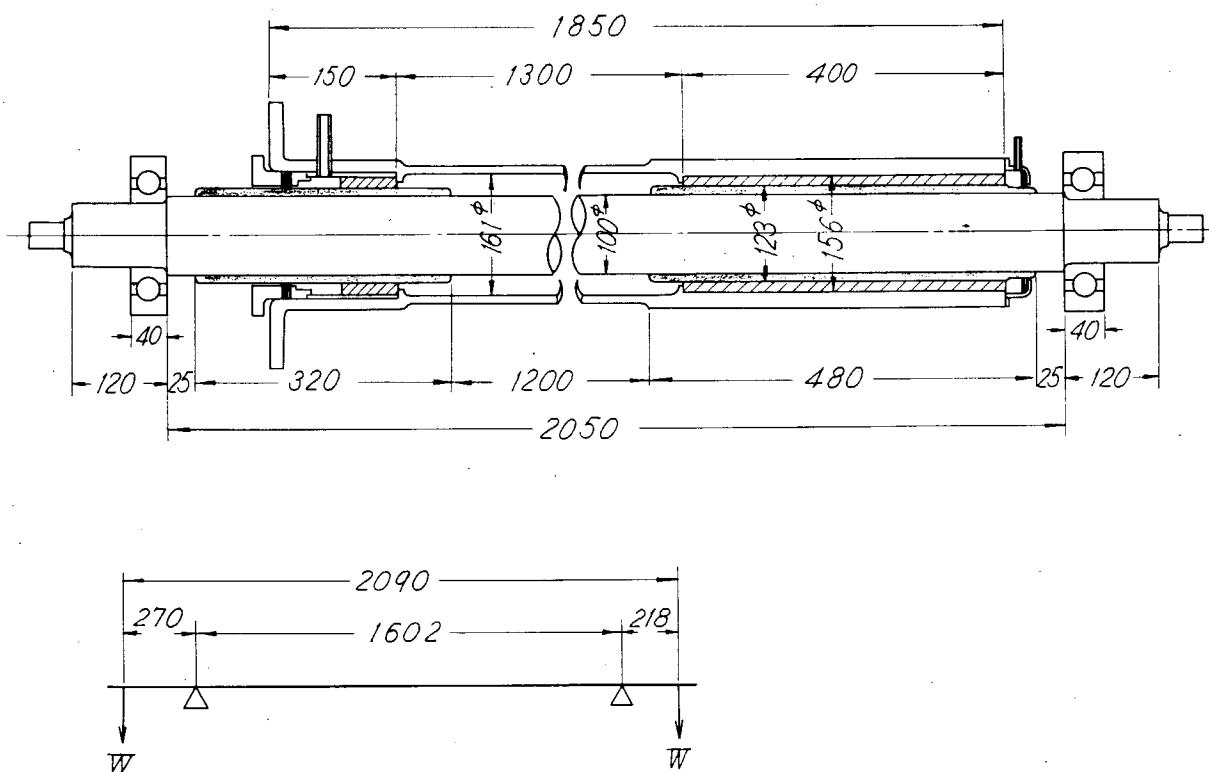


図 6.2.2 試験装置の寸法

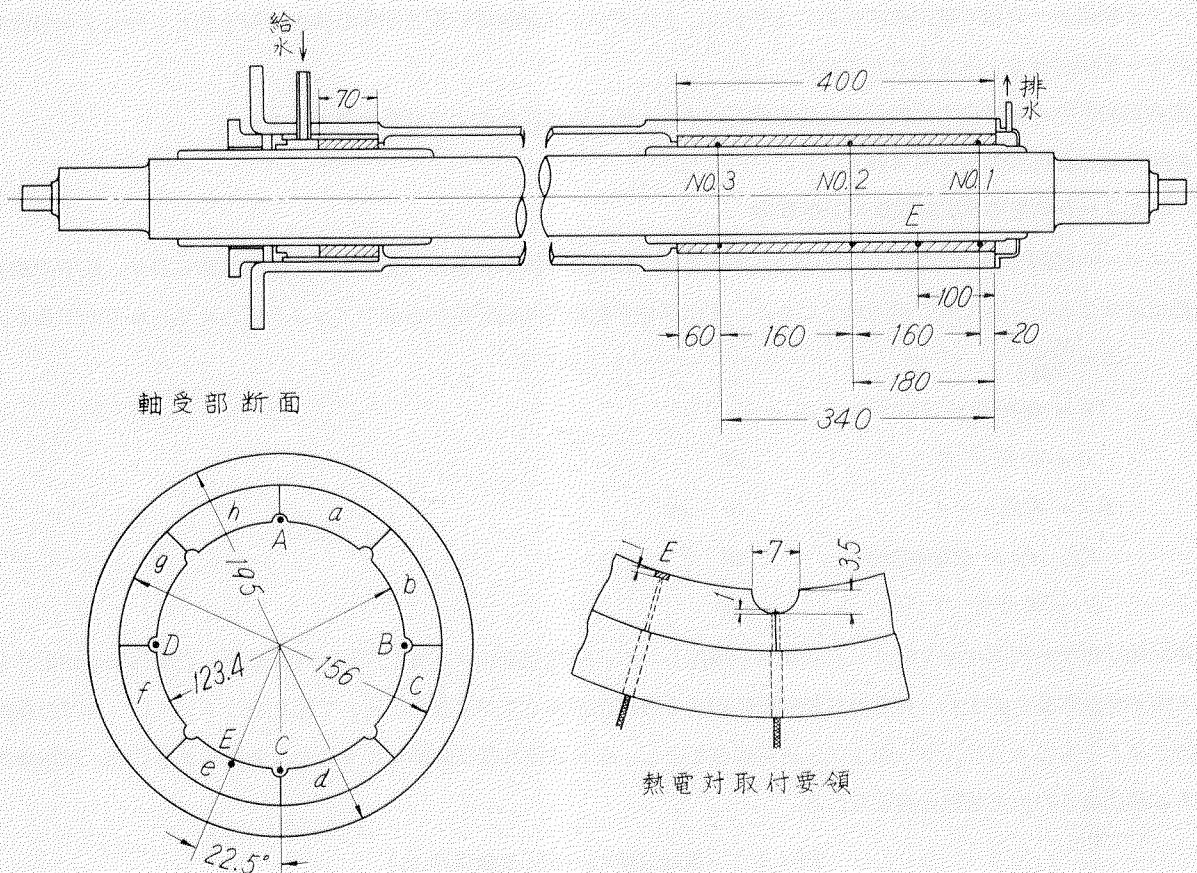


図 6.2.3 温度計測点及び軸受断面形状

### 第3章 実験の結果

#### 3.1 実験要領

船尾管軸受の性能を考える時、外的条件としては軸受圧力、軸回転数、給水量、給水温度等があり、これに対して軸受性能として駆動トルク（摩擦係数）、軸受温度、軸受摩耗量が検出される。これらの諸量は相互に関連を持つてるので試験条件が非常に多くなる。そこで軸受圧力、軸回転数、給水量の3つの量を組合せた条件の運転を行ない、駆動トルク、各部温度の測定を実施した。

今回の試験の軸受圧力とは次のように定義したものである。本装置のプロペラ軸を、船首側軸受中央および船尾側軸受の後から $\frac{1}{3}$ の点の2点で支持され、両端に荷重を持つ梁と考える。この時の船尾側支持点の反力を軸受投影面積で割った値を船尾側軸受圧力とした。しかし実際の支持は不等分布反力になるはずであり、またその中心が必ずしも後から $\frac{1}{3}$ の点にあるとは限らないので、公称平均軸受圧力としての前記圧力を使用する。

実測の摩擦トルクにはグランドパッキン、リップシールおよび荷重点のボールベアリング軸受の摩擦トルクを含む。このため事前にこれらの量を実測して計測摩擦トルクより差引いた。

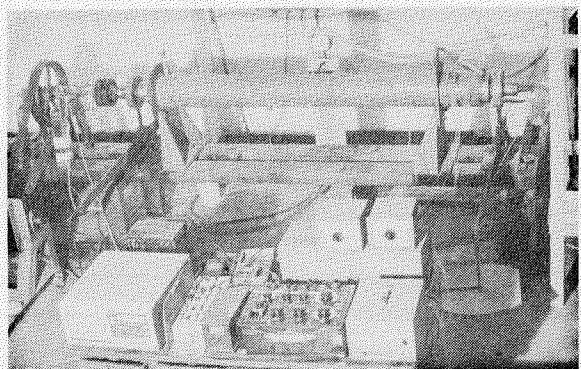


写真 6.2.1 試験装置

試験は各試験条件毎に30分ないし1時間連続運転して、その間のトルク、温度分布の経過を記録する要領によつた。試験終了後、給水を続けることにより軸受内温度分布を均一にし、次の試験に移る。特定の試験条件においては試験中のトルクと温度が一定値に整定せず次第に上昇して、トルクが本試験装置の能力限界の20m-Kgを超えて停止する場合あり、これを一応焼付現象とみなすことにした。

尙各試験系列の軸受圧力は船首側と船尾側がいずれも等しい値になるよう荷重を調節した。

軸受間隙は最初の状態で0.4mmとした。

### 3.2 フエノール樹脂布積層材軸受の試験結果

フエノール樹脂布積層材の図6.2.3の軸受形状を持つた場合の試験成績の一覧を表6.3.1～2にしめす。表中の軸受内水温は図6.2.3のC點1点の溝内水温である。また摩擦係数は平均軸受摩擦係数で下のようにしめされるものである。

$$\mu = \frac{Wd}{2M_f} \quad \dots \quad (6.3.1)$$

$$W = \text{軸荷重} = P \times d \times (\ell_1 + \ell_2)$$

$$d = \text{軸受内径} \quad \text{cm}$$

$$M_f = \text{摩擦トルク} \quad \text{kg-cm}$$

$$\ell_1, \ell_2 = \text{前後軸受長さ} \quad \text{cm}$$

$$P = \text{軸受圧力} \quad \text{kg}$$

本試験は軸受を内面ボーリングした状態から開始したが、各種荷重により軸を回転させた結果、次第に当たりが出てきたので摩擦係数に変化が生じ、初期の試験結果に対する再現性が無くなつてきた。そこで極初期の $6 \times 10^4$ までの結果を除外するとともに $6.3 \times 10^5$ 回までを試験条件Iとし、それ以後に再び試験したものと試験条件IIとした。試験条件IIはある程度当たりの出た状態と考えられる。

表6.3.1 試験成績の一覧(試験条件I)

| 試験No | 軸受圧力<br>kg | 軸回転数<br>(N) rpm | 給水量<br>ℓ/min | トルク<br>cm-Kg | 軸受温度<br>℃ | 軸受内<br>水温 ℃ | 摩擦係数<br>$\mu$ | 焼付 |
|------|------------|-----------------|--------------|--------------|-----------|-------------|---------------|----|
| 18   | 4.5        | 250             | 2.0          | 1,676        | 29.0      | —           | 0.1048        | ○  |
| 9    | "          | "               | 3.0          | 1,491        | 28.9      | 39.8        | 0.0932        |    |
| "    | "          | 450             | "            | 230          | 26.1      | 24.2        | 0.0144        |    |
| "    | "          | 650             | "            | 173          | 23.8      | 22.9        | 0.0108        |    |
| "    | "          | 850             | "            | 157          | 23.7      | 22.9        | 0.0098        |    |
| 10   | "          | 250             | 10.0         | 551          | 22.3      | 20.0        | 0.0344        |    |
| "    | "          | 450             | "            | 186          | 20.5      | 19.4        | 0.0116        |    |
| "    | "          | 650             | "            | 157          | 19.7      | 19.1        | 0.0098        |    |
| "    | "          | 850             | "            | 145          | 19.6      | 18.9        | 0.0906        |    |
| 11   | 3.0        | 250             | 3.0          | 284          | 24.5      | 22.2        | 0.0266        |    |
| "    | "          | 450             | "            | 105          | 22.0      | 21.3        | 0.0098        |    |
| "    | "          | 650             | "            | 73           | 21.8      | 21.2        | 0.0068        |    |
| "    | "          | 850             | "            | 51           | 22.0      | 21.7        | 0.0048        |    |
| 12   | "          | 250             | 0.5          | 700          | 37.6      | 44.0        | 0.0656        | ○  |
| 17   | "          | "               | 1.4          | 1,301        | 36.6      | —           | 0.1220        | ○  |
| 23   | "          | 450             | 2.0          | 192          | 22.8      | 24.0        | 0.0180        |    |
| 24   | "          | "               | 1.5          | 209          | 22.3      | 23.7        | 0.0196        |    |
| 25   | "          | "               | 1.0          | 144          | 23.3      | 24.4        | 0.0135        |    |
| 26   | "          | "               | 0.5          | 199          | 27.0      | 29.4        | 0.0187        |    |
| 27   | "          | 250             | 1.5          | 2,230        | 39.5      | —           | 0.2091        | ○  |
| 14   | 2.0        | "               | 0.5          | 848          | 67.7      | 85.2        | 0.1193        |    |
| 15   | "          | "               | 1.6          | 159          | 23.0      | 22.6        | 0.0224        |    |
| 16   | "          | "               | 0.8          | 269          | 27.9      | 27.2        | 0.0378        |    |
| 4    | 1.5        | "               | 3.0          | 341          | 24.7      | 23.5        | 0.0639        |    |
| "    | "          | 450             | "            | 108          | 23.8      | 22.9        | 0.0203        |    |

| 試験 No | 軸受圧力<br>%<br>N | 軸回転数<br>(N) rpm | 給水量<br>ℓ/min | トルク<br>cm-Kg | 軸受温度<br>℃ | 軸受内<br>水温 ℃ | 摩擦係数<br>$\mu$ | 焼付 |
|-------|----------------|-----------------|--------------|--------------|-----------|-------------|---------------|----|
| 4     | 1.5            | 650             | 3.0          | 55           | 22.3      | 21.4        | 0.0103        |    |
| "     | "              | 850             | "            | 36           | 21.7      | 21.2        | 0.0068        |    |
| 8     | "              | 250             | 0.5          | 254          | 32.2      | 33.9        | 0.0476        |    |
| 3     | 0.5            | 250             | "            | 123          | 23.4      | 24.0        | 0.0692        |    |
| "     | "              | 450             | "            | 16           | 23.2      | 23.5        | 0.0090        |    |
| "     | "              | 650             | "            | 12           | 23.8      | 24.3        | 0.0068        |    |
| "     | "              | 850             | "            | 11           | 25.3      | 26.2        | 0.0062        |    |

表 6.3.2 試験成績の一覧(試験条件Ⅱ)

| 試験 No | 軸受圧力<br>%<br>N | 軸回転数<br>(N) rpm | 給水量<br>ℓ/min | トルク<br>cm-Kg | 軸受温度<br>℃ | 軸受内<br>水温 ℃ | 摩擦係数<br>$\mu$ | 焼付 |
|-------|----------------|-----------------|--------------|--------------|-----------|-------------|---------------|----|
| 41    | 4.5            | 130             | 2.5          | 1,783        | 22.8      |             | 0.1145        | ○  |
| 42    | "              | "               | 5.0          | 1,804        | 22.4      |             | 0.1140        | ○  |
| 43    | "              | "               | 9.0          | 1,515        | 21.9      |             | 0.0947        | ○  |
| 35    | "              | 250             | 0.5          | 1,953        | 31.5      |             | 0.1221        | ○  |
| 37    | "              | "               | 1.0          | 1,995        | 28.2      |             | 0.1247        | ○  |
| 49    | "              | "               | 1.5          | 2,040        | 23.8      |             | 0.1275        | ○  |
| 34    | "              | "               | 2.5          | 271          | 24.5      | 26.2        | 0.0169        |    |
| 36    | "              | 320             | 0.5          | 2,021        | 29.5      |             | 0.1263        | ○  |
| 48    | "              | "               | 1.0          | 96           | 25.5      | 28.4        | 0.0060        |    |
| 52    | "              | 400             | 0.5          | 2,090        | 36.1      |             | 0.1306        | ○  |
| 53    | "              | 500             | 0.5          | 1,917        | 34.1      |             | 0.1198        | ○  |
| 39    | 3.0            | 130             | 1.5          | 2,012        | 36.4      |             | 0.1886        | ○  |
| 40    | "              | "               | 2.0          | 442          | 23.8      | 24.1        | 0.0396        |    |
| 51    | "              | 155             | 1.5          | 220          | 24.4      | 26.4        | 0.0206        |    |
| 50    | "              | 158             | 0.5          | 2,177        | 30.0      |             | 0.2041        | ○  |
| 47    | "              | 200             | "            | 210          | 24.5      | 26.2        | 0.0197        |    |
| 46    | "              | 250             | "            | 168          | 22.8      | 24.6        | 0.0158        |    |
| 38    | "              | "               | 0.8          | 115          | 23.1      | 23.8        | 0.0108        |    |
| 33    | "              | "               | 1.5          | 84           | 22.2      | 23.0        | 0.0079        |    |
| 32    | "              | 320             | 0.5          | 121          | 25.2      | 27.2        | 0.0113        |    |
| 31    | "              | "               | "            | 164          | 22.6      | 24.4        | 0.0154        |    |
| 29    | "              | "               | 0.8          | 121          | 24.2      | 25.5        | 0.0113        |    |
| 28    | "              | "               | 1.5          | 73           | 22.4      | 23.2        | 0.0068        |    |
| 45    | 2.0            | 130             | 0.5          | 164          | 25.3      | 26.8        | 0.0231        |    |
| 44    | 1.5            | "               | "            | 226          | 26.3      | 26.8        | 0.0424        |    |
|       | 4.5            | 220             | 3.0          |              |           |             | 0.1131        | ○  |
|       | "              | 350             | "            |              |           |             | 0.0082        |    |
|       | "              | 500             | "            |              |           |             | 0.0048        |    |
|       | 3.0            | 130             | "            |              |           |             | 0.0189        |    |
|       | "              | 220             | "            |              |           |             | 0.0067        |    |
|       | "              | 350             | "            |              |           |             | 0.0053        |    |
|       | "              | 500             | "            |              |           |             | 0.0043        |    |
|       | 1.5            | 130             | "            |              |           |             | 0.0208        |    |
|       | "              | 220             | "            |              |           |             | 0.0109        |    |
|       | "              | 350             | "            |              |           |             | 0.0086        |    |
|       | "              | 500             | "            |              |           |             | 0.0080        |    |
|       | 0.5            | 130             | "            |              |           |             | 0.0682        |    |
|       | "              | 220             | "            |              |           |             | 0.0254        |    |
|       | "              | 350             | "            |              |           |             | 0.0183        |    |
|       | "              | 500             | "            |              |           |             | 0.0136        |    |

### 3.2.1 温度分布

軸受材および軸受内溝水温の分布の測定例を図6.3.1に、また各試験条件に対する軸受材温度の状況を図6.3.2にしめす。同一回転数に対して水量の低いほどまた軸受圧力の高いほど当然軸受温度は上昇する傾向をしめす。軸回転数に関する傾向は図6.3.3の例で明らかのように軸回転数の増加に対して軸受温度は減少する傾向と増加する傾向の両者を含み、各試験条件によりその傾向を異にしている。

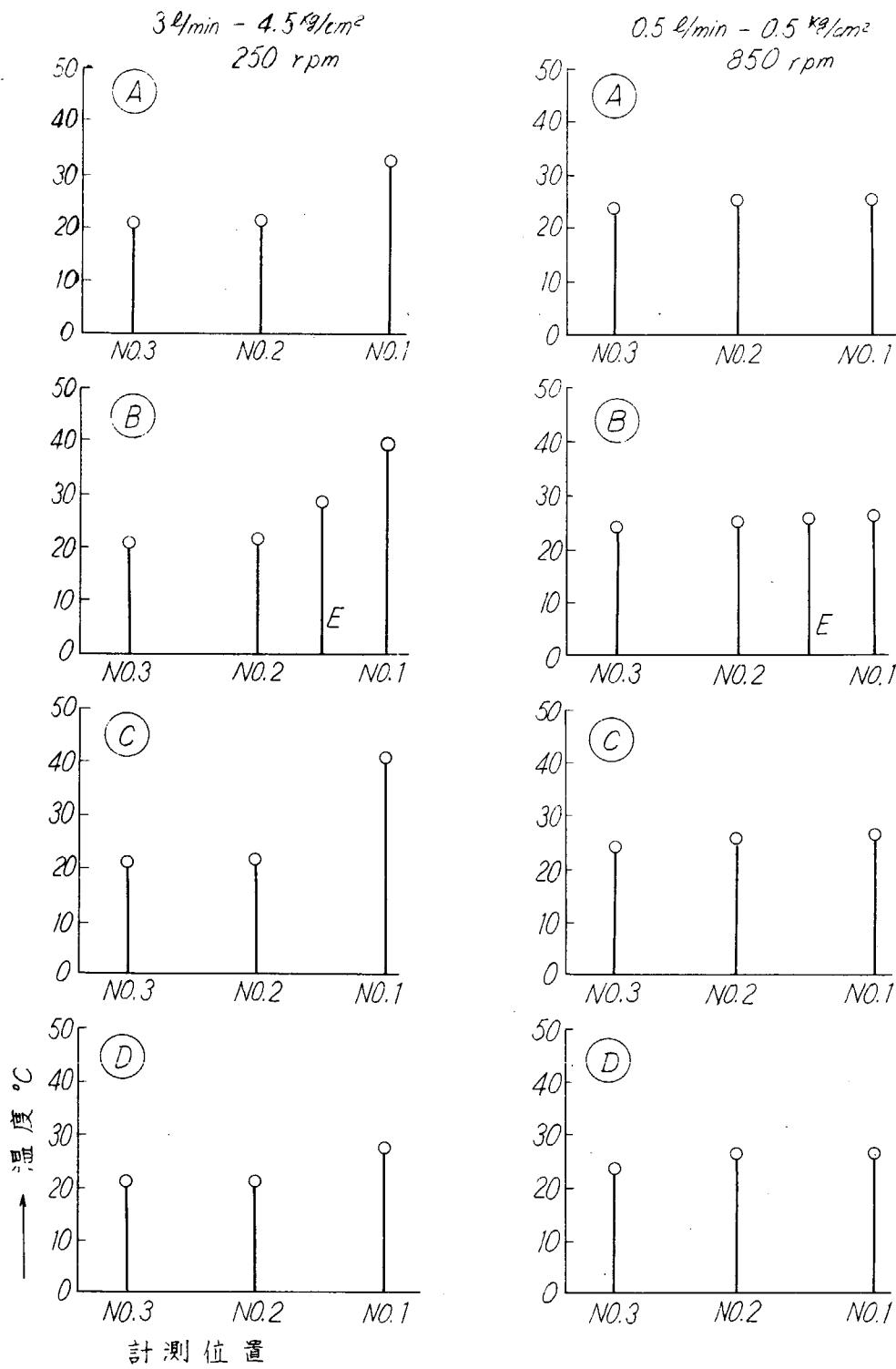


図6.3.1 軸受内温度分布の例

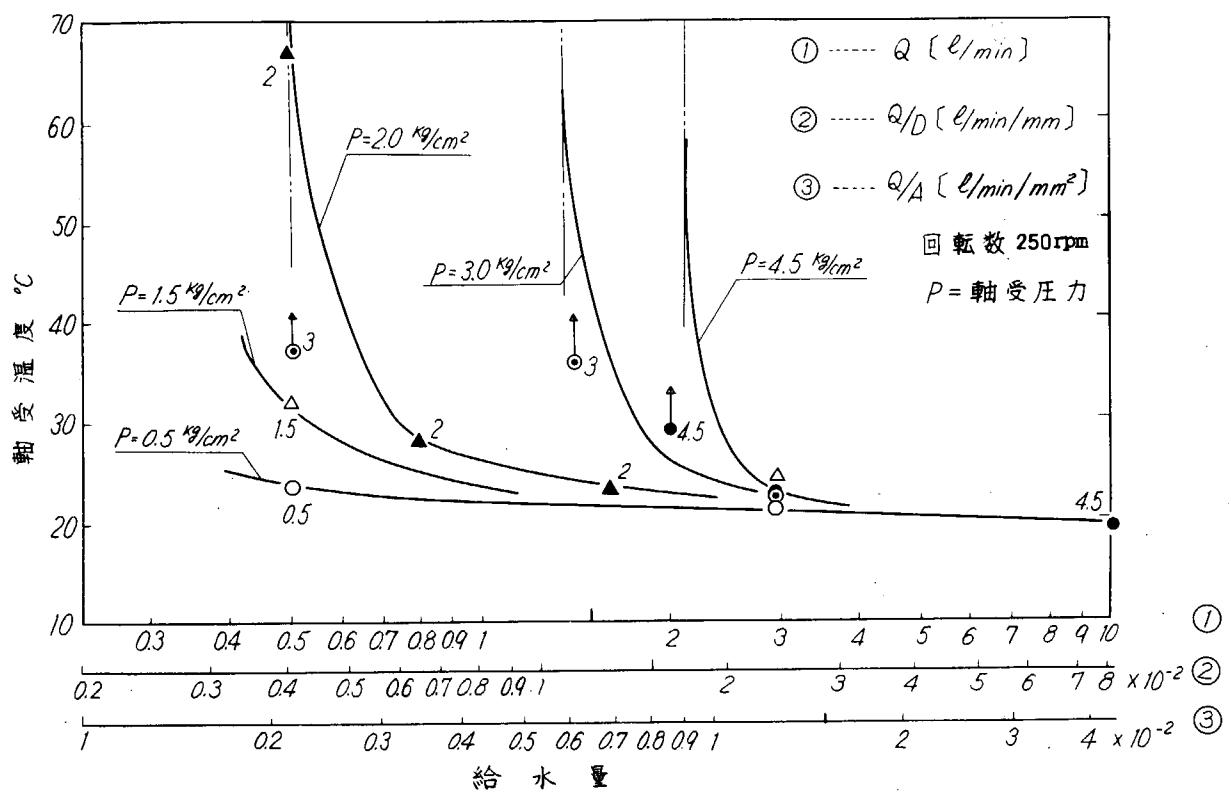


図 6.3.2 給水量と軸受温度

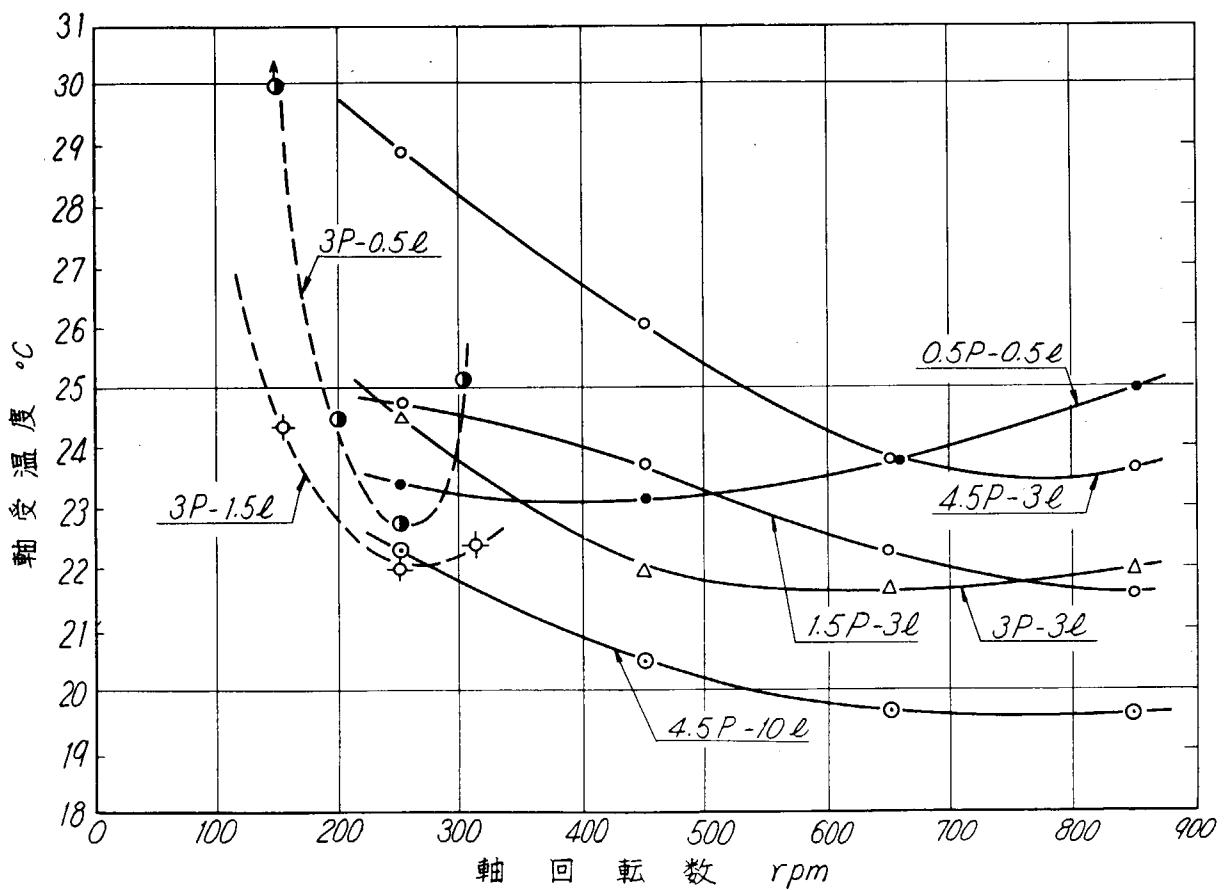


図 6.3.3 軸回転数と軸受温度(フェノール樹脂)

### 3.2.2 トルクおよび摩擦係数

軸回転数に対する摩擦トルクの傾向は図 6.3.4 のようになり回転数の増加するほどトルクが低下する。図中の実線は試験条件 I の結果を、また点線は試験条件 II の結果をしめす。軸受材表面のなじみによりトルクに両条件で明らかな差のあることがわかる。トルクと軸受圧力から 6.3.1 式で摩擦係数を求め、回転数との関連をみると図 6.3.5 となる。回転数の低い方で急激な立ち上りをしめすのは焼付現象を伴う場合である。

摩擦係数と給水量および軸受圧力の関係は図 6.3.6 と図 6.3.7 にしめす。給水量の少ないほど当然ながら摩擦係数は増加する。しかし、図 6.3.7 は軸受圧力の増加に対して摩擦係数は減少するが特定条件において急激に上昇することをしめしている。これは荷重の上昇により焼付現象が起るためである。焼付の生ずる時のトルク、温度の経過の例を図 6.3.8 にしめす。

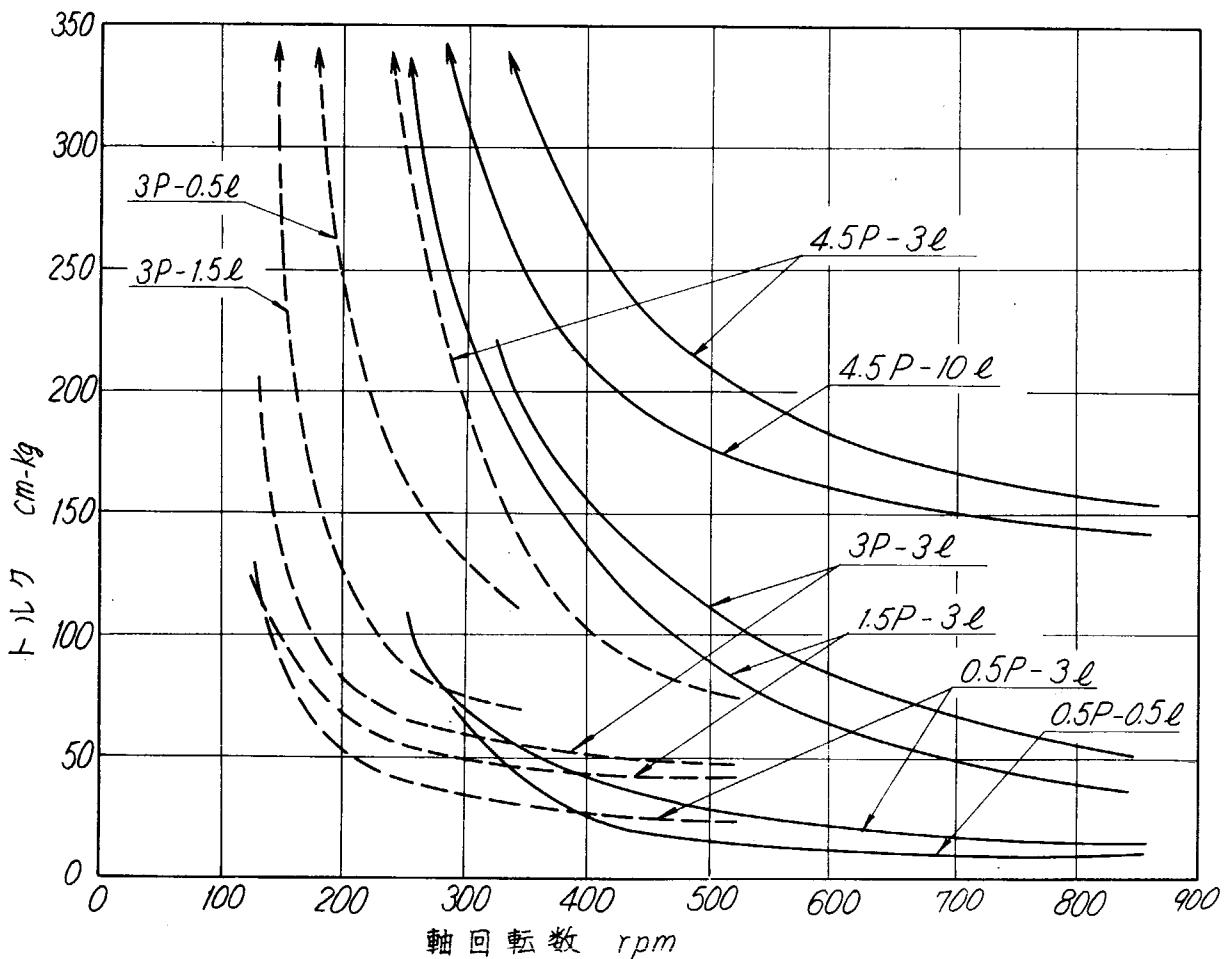


図 6.3.4 フエノール樹脂軸受の回転数とトルクの関係

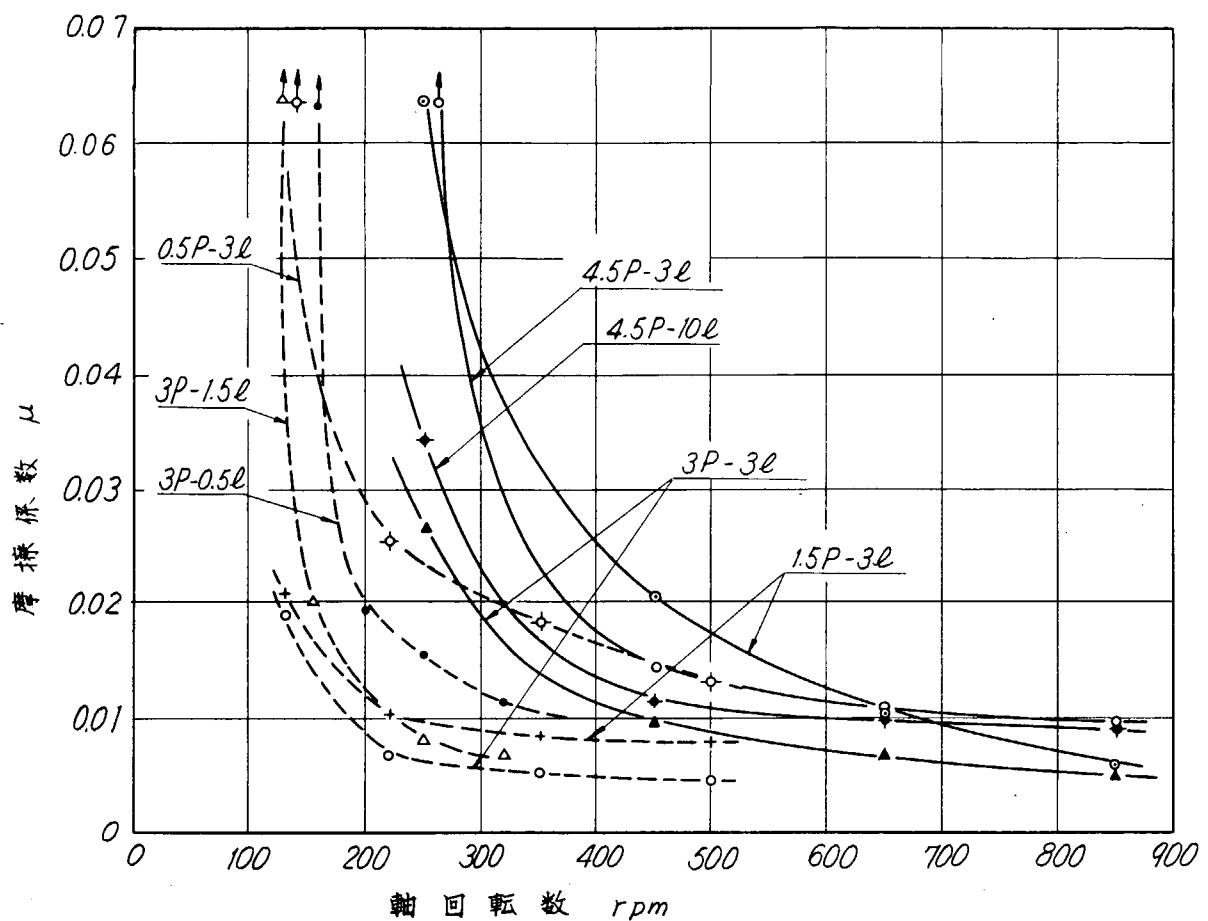


図 6.3.5 軸回転数と摩擦係数の関係(フェノール樹脂)

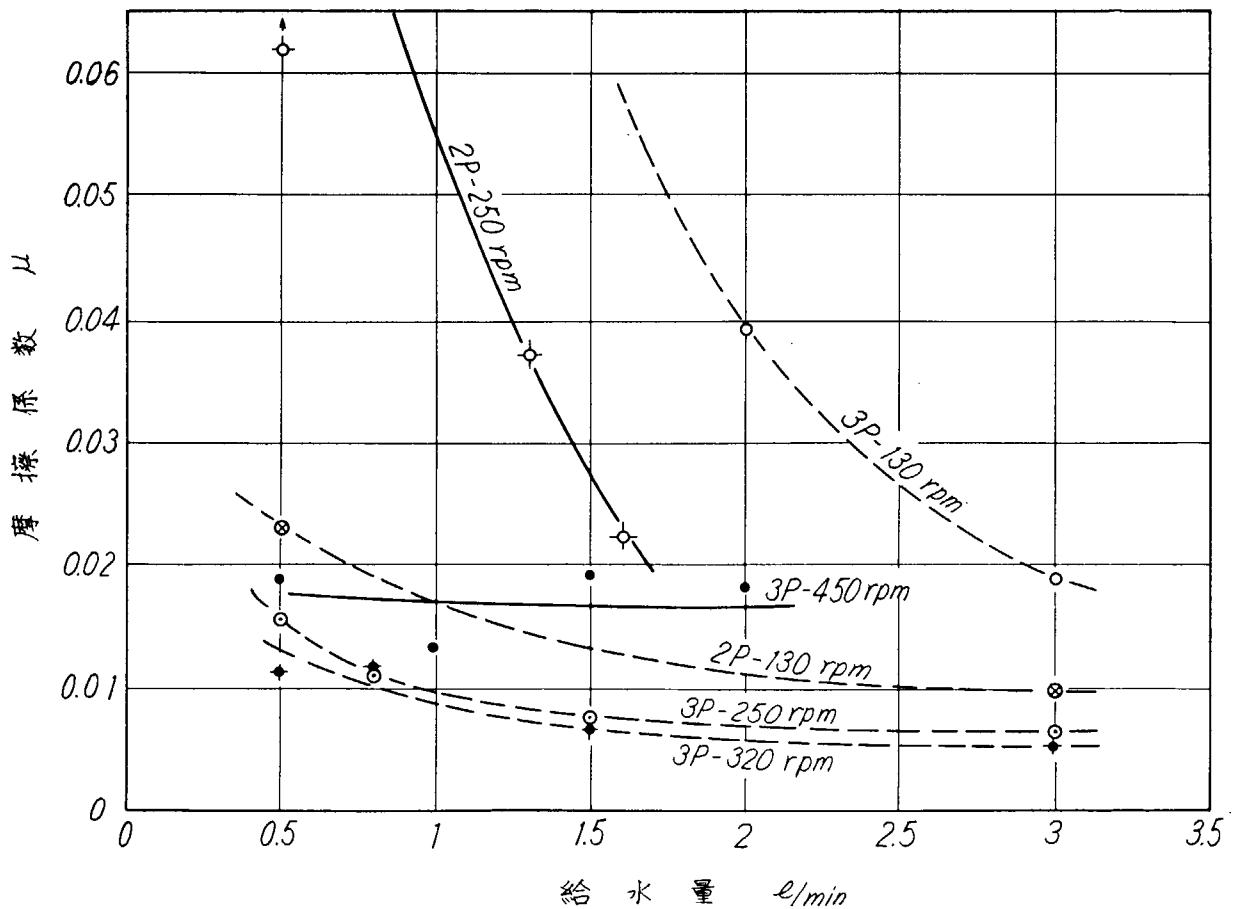


図 6.3.6 給水量と摩擦係数の関係(フェノール樹脂)

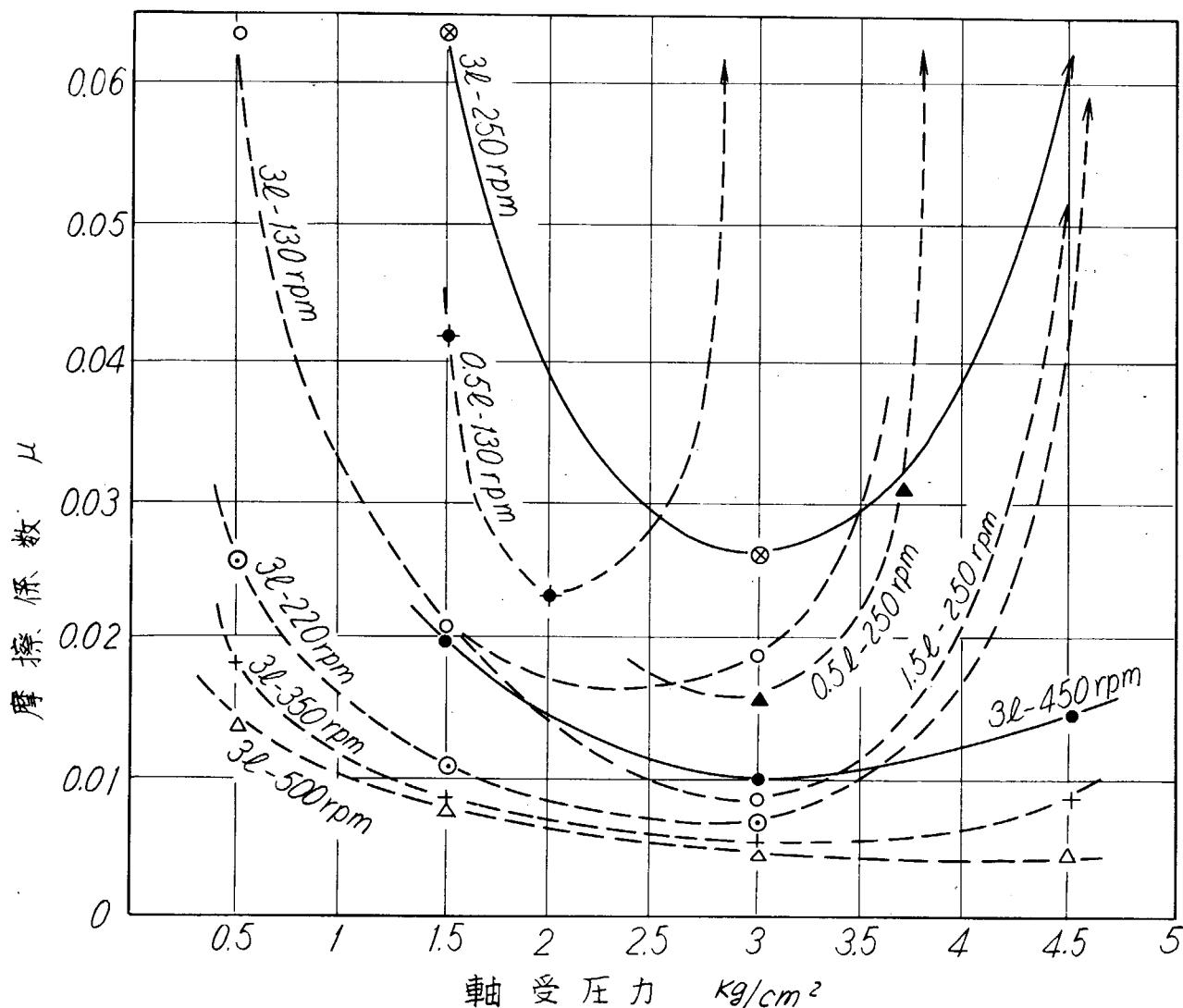


図 6.3.7 軸受圧力と摩擦係数の関係(フェノール樹脂)

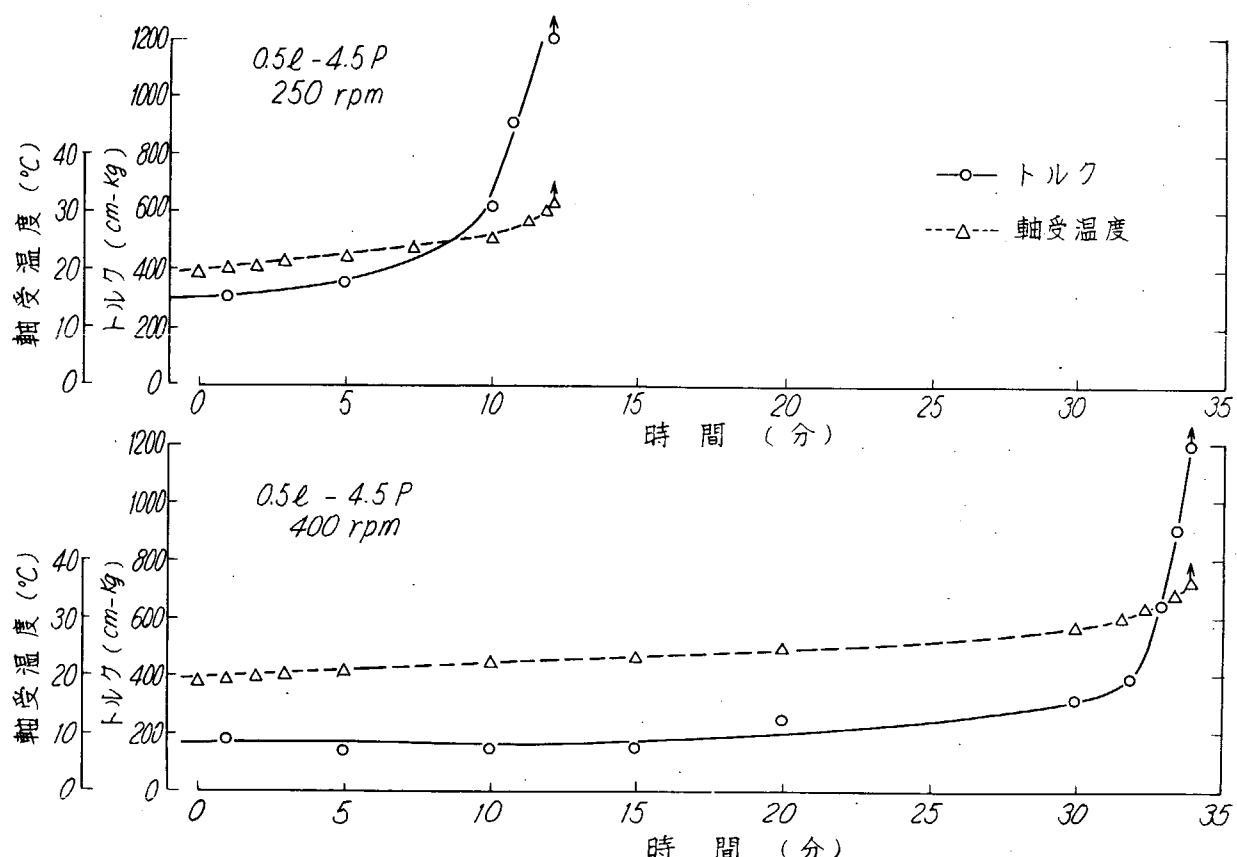


図 6.3.8 焼付現象の生ずる時のトルク温度の経過

### 3.2.3 軸受材の状態

試験に先立ち船尾管内に水を満たして軸受材の膨潤を測定した。その結果、7日間で内径は約4／100mm減少した。すなわち軸受材の厚さで約0.1%の増加に相当する。その後約120日間の試験経過による軸受材の摩耗量を調べるため、軸受内径を測定したところ、その間の膨潤による内径の減少が0.1～0.2mmあり、したがつて摩耗量を定量的に検出することができなかつた。試験後の軸受面は写真6.3.1にしめすように船尾側の下部に明らかな当りがみられる。この部分は極めてなめらかな表面状態をしめすが、当りのない上側面と表面粗さを比較すると図6.3.9のようになる。

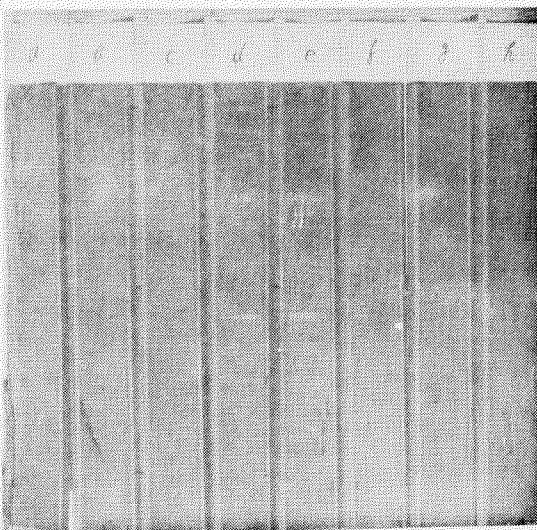
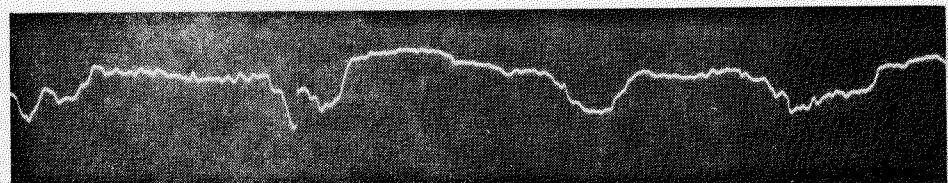
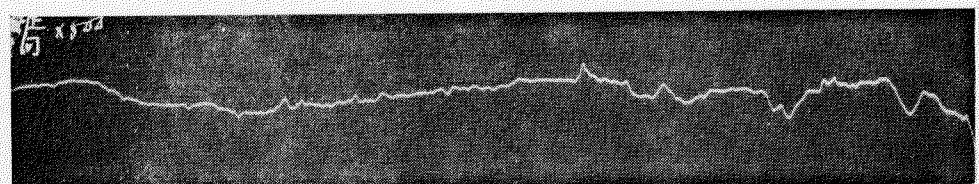


写真6.3.1 試験後の軸受材面(フェノール樹脂布積層材)



a 軸当りのない部分の表面



b  $8.5 \times 10^5$ 回試験後の表面(後部下側)

縦軸×5.00 横軸×5.0

図6.3.9 フェノール樹脂布積層軸受材の表面粗さ

## 第4章 実験結果についての考察

### 4.1 フェノール樹脂布積層材軸受

今回の実験範囲において計測された摩擦係数 $\mu$ と軸の回転数 $N$ の関係、または $\mu$ と軸受圧力 $P$ の関係が図6.3.5と図6.3.7に示されるが、これらの傾向を検討すれば船尾管軸受を流体潤滑理論で一義的に取扱うことが困難であることが明らかである。これは船尾管軸受は幅径比 $\ell/d$ が極端に大きいが、プロペラを片持支持する関係で軸受圧力の分布が片寄つており、軸受内に境界潤滑と流体潤滑が共存するためと考えられる。

試験中の軸受摩擦抵抗が急増して約 $20\text{ m-Kg}$ のトルクに達したものを焼付き現象を定義したが、この現象の発生した軸受圧力と回転数の関係をみると図6.4.1のようになり、 $N = C_1 P^2$ がその発生限界となることが推定される。そこで $N$ を軸表面速度 $U$ に置き換えて焼付現象の生じた近辺の試験点を $U/P^2$ でプロットすると図6.4.2となり給水量ごとに焼付点を整理することができる。そこで給水量を軸径で割った値 $V$  [ $\ell/\text{min}/\text{mm}$ ]と焼付を生じた $U/P^2$ の関連をみると図6.4.3になる。試験条件Iでは試験点が少なく、明瞭な関係をつけ難いが試験条件IIでは図上の直線に載っている。したがつて焼付限界の給水量は $V$ は次のようにあらわされる。

試験条件Iでは

$$V_1 = 1.5 \times 10^{-3} (U/P^2)^{-1.24}$$

試験条件IIでは

$$V_2 = 4.95 \times 10^{-5} (U/P^2)^{-2.33}$$

のことから軸受圧力の高く、軸回転数の低い場合には焼付の生ずる可能性があるので給水量を増す必要のあることがわかる。

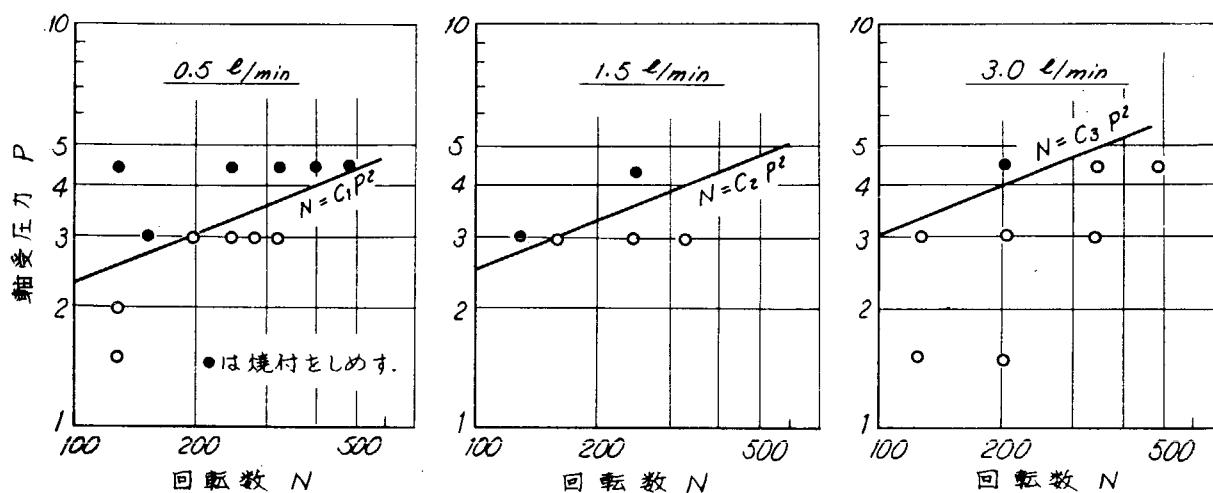


図6.4.1 フェノール樹脂軸受の焼付限界に対する軸受圧力と回転数の関係

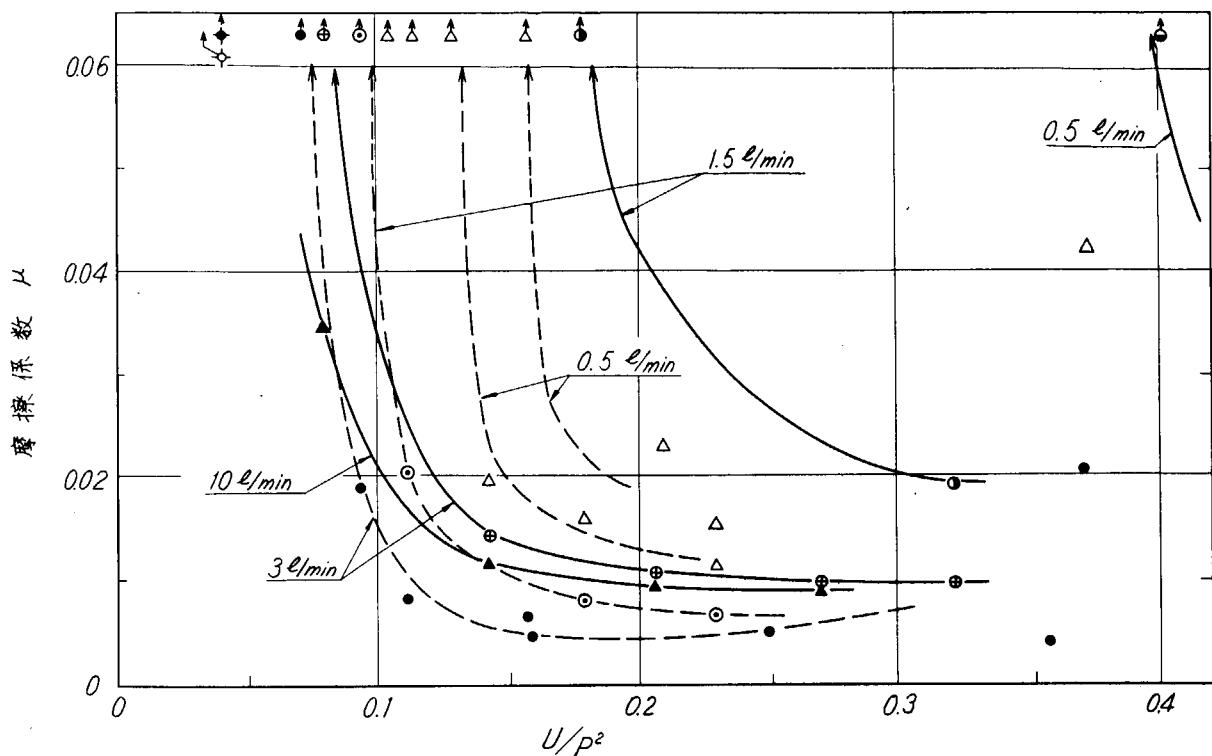


図 6.4.2  $U/P^2$  と  $\mu$  の関係 (フェノール樹脂)

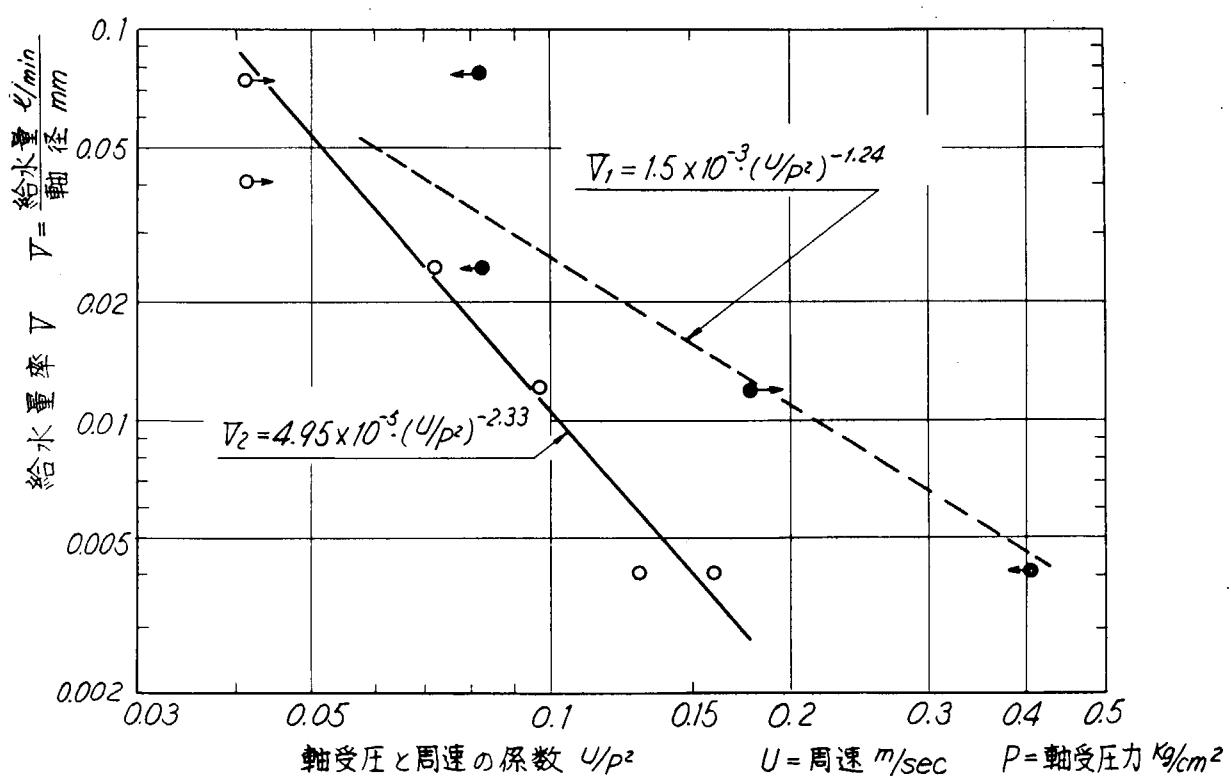


図 6.4.3 フェノール樹脂軸受の焼付限界

## 第7編 船尾管内海水のキヤビテーション発生の可能性を調査することを主目的とした流体力学的事項究明のための模型実験

### 第1章 実験目的

船尾管内のプロペラ軸スリーブの潰食やリグナムバイタの異常急速摩耗をひき起す原因の一つとして、海水潤滑軸受内でのキヤビテーションの発生が考えられる。しかし、どのような条件の時船尾管軸受内でキヤビテーションが発生するかといふことはいまだ明らかでない。この実験は、透明管軸受（アクリルパイプ）によつて軸と軸受とのすき間が変動する場合の流体の流動特性を定量的にまた視覚的に把握し、船尾管軸受内での冷却水の冷却および潤滑の様子ならびにキヤビテーション発生の可能性を調べることを目的としたものである。

### 第2章 実験装置および計測方法

実験装置の写真を図7.2.1に、また内部構造の略図を図7.2.2に示す。

(1) 本実験装置を製作するに当つて特に考慮した点は次のとおりである。

- (イ) 軸受は透明なプラスチックパイプ（アクリルパイプ）で作り、軸受内の流体の挙動を観察できるようにし、キヤビテーションが発生した場合写真撮影ができること。
- (ロ) プラスチックパイプであるため荷重負担はできないので、供試軸受と中心軸との相対位置（偏心）は、中心軸の軸受を移動させることにより与える。
- (ハ) 軸と軸受とのすき間を周期的に変動させること。
- (ホ) 軸受長さを変えうるようとする（ $L/D$ をかえる）こと。
- (ヘ) 冷却水の流量および圧力は使用範囲で変えられること。
- (ヘ) 軸受内の圧力分布、温度分布および軸と軸受との相対変位が測定できること。

(2) 実験装置の仕様

軸 径  $120\phi\text{ mm}$  (クロム渡金鋼管)

軸受すき間(全すき間)  $1\text{ mm}$

供試軸受 外径  $150\phi\text{ mm}$  内径  $121\phi\text{ mm}$  (アクリルパイプ)

軸受長さ  $L/D$  2～6の間で可変

最大長さ  $720\text{ mm}$ 、最小長さ  $250\text{ mm}$

軸回転数  $90\text{ rpm} \sim 1080\text{ rpm}$  連続可変

軸周速  $0.56\text{ m/s} \sim 6.82\text{ m/s}$

冷却水供給圧力  $0 \sim \text{最大 } 2\text{ kg/cm}^2$

Sommerfeld 数で実船との比較を行なうことが許されるとすれば、この装置により、回転数  $1000\text{ rpm}$  程度までの間で実船との相似関係をうることが出来る。

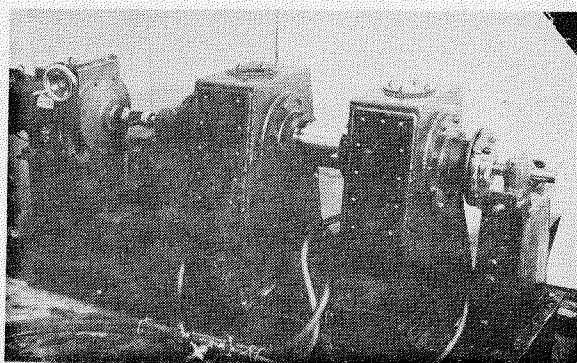


図7.2.1 実験装置

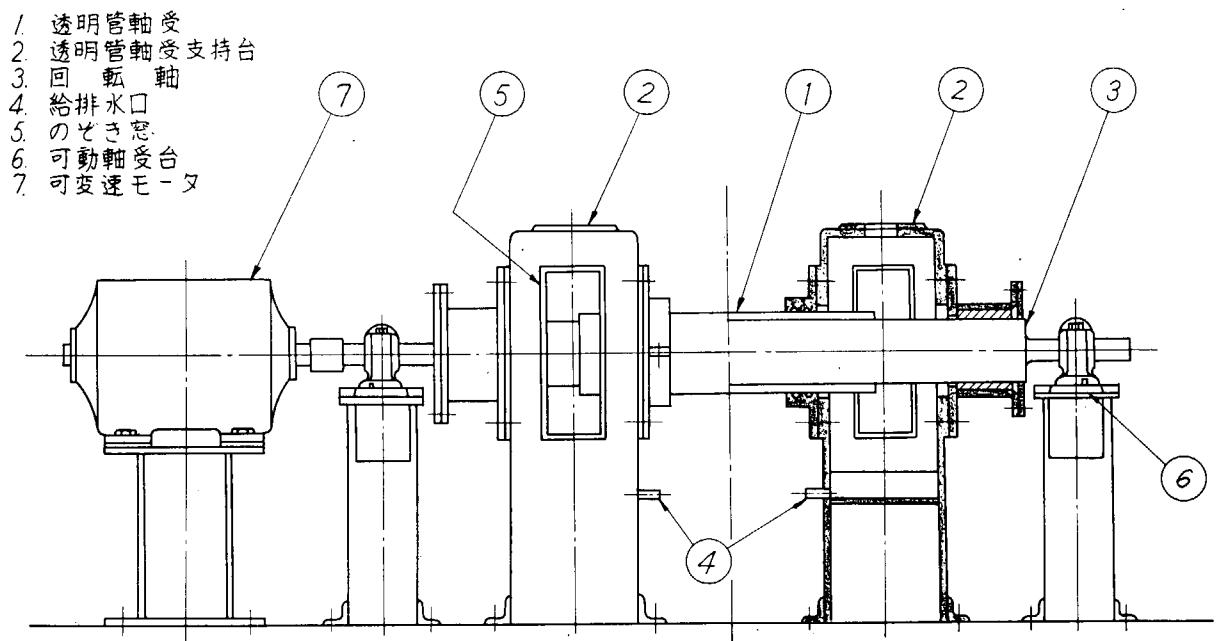


図 7.2.2 実験装置略図

### (3) 計測方法

#### (1) 軸と軸受とのすき間の測定

軸と軸受とのすき間を正確に測定する必要があり、しかも軸に接触しないことが要求されるので、インピーダンスプリッジ法を用いた。原理と取付位置は次のとおりである。

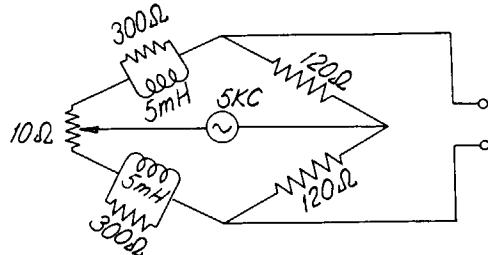


図 7.2.3 インピーダンスブリッジ

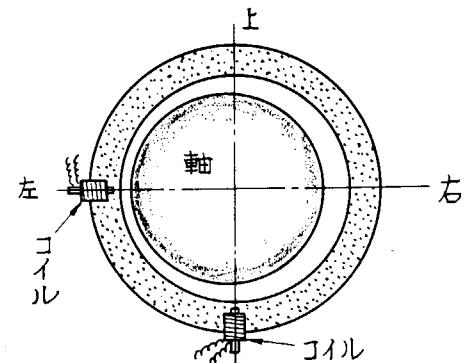


図 7.2.4 すき間測定位置

5 KC はストレインアンプより得る。ブリッジの一辺のコイルはダミー用である。コイルはプラスチック軸受に埋込み、上下方向、左右方向を同時に計測する。精度としては、 $1/100\text{mm}$  の測定が容易である。

#### (2) 圧力分布の測定

圧力分布はすき間が一番狭くなる所を中心図 7.2.5 に示す位置で測定する。

圧力検出素子は  $10\phi\text{mm}$  のダイヤフラムとプラスチック軸受に取りつけ圧力検出用特殊ゲージをはりつけたものである。ストレインアンプで増幅し同時記録を行なう。

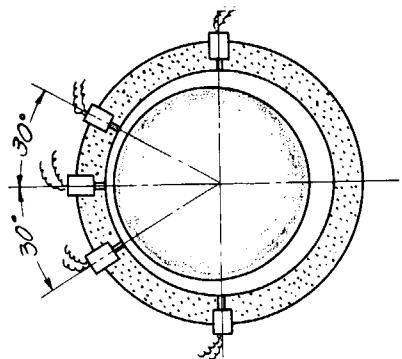


図 7.2.5 圧力測定位置

軸受の長手方向にも同じように取付け、長手方向の変化も調べることができるようになっている。

#### (イ) 流量測定

流速分布を定量的に測定するのは非常に困難なので、流線の方向をインク等を流して定性的に調べることにする。全体の流量は一方のタンクから出していく量で測定する。

#### (ロ) 温度分布の測定

温度の上昇がどの程度起るかは、予測はできいか、軸受に設けた小さくほみ内の流体の温度を熱伝導で測つてみる。

### 第3章 実験の結果

本年度は今後の実験の基礎となる定常回転時の軸受すき間内の流体力学的特性を把握する実験を行なつた。

先ず回転軸にはあらかじめ相対変位を与え、適当な偏心のもとに一定の回転を行なわせ、その時の軸受内の圧力分布を求めた。偏心率をパラメータとして軸受すき間内の圧力を示すと図7.3.1のようになる。ここで $P_0$ は偏心率0の時の圧力である。ここで特記すべきことは軸の回転数を高くしなくとも、また軸に横振動を与えないなくても、偏心率がある程度大きくなると負圧が生じキャビテーションの発生が確認されたことである。

キャビテーションの発生している時の写真を図7.3.2に示す。

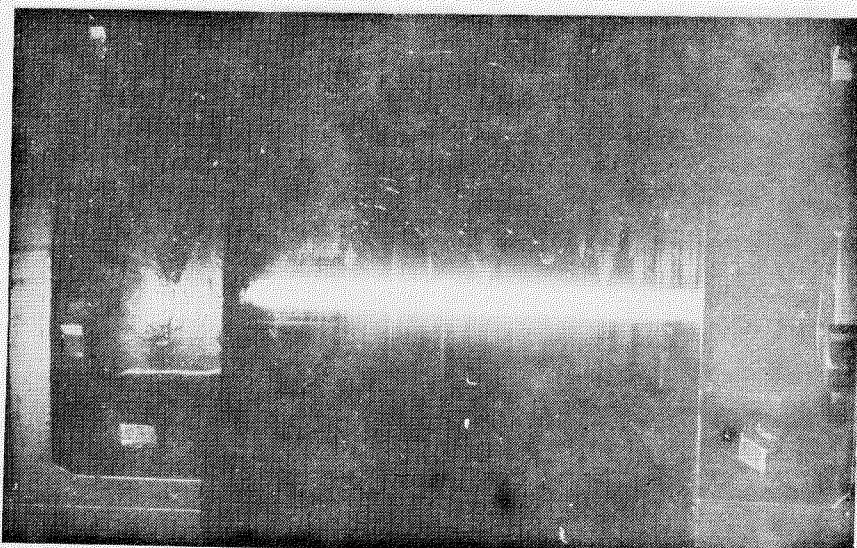


図7.3.2 キャビテーション

本実験装置では軸は水平方向に移動するようになつてある。軸の回転方向とキャビテーションの生ずる位置は図7.3.3に示すように、軸の回転にそつてすき間が広くなる所でありここでは負圧が生じている。

キャビテーションが発生し始める位置は軸の回転数によつて変り、回転数が高くなるにつれて上方(最小すき間から上方)へ移動する。

偏心率が0.9~0.95程度になると、軸受内で1か所または2、3か所に細い木の葉状のキャビテーションが生じる。生じたキャビティは上方の広い部分へ行くと球状のキャビティとなり一部は消滅し一部は下流へ流れていく。冷却水が流れていないう時は上方に小さい気泡がたまるが、飽和沸騰の場合の気泡とは異なり、一部では常に消滅しているので上部が蒸気だけになることはない。一度キャビテーションが生じてしまうと冷却水の流量を増してもキャビテーションはなかなか消えない。キャビテーションを消すには中の圧力を全体として高めるか、または偏心率を小さくするかしなければならない。偏心率をさらに大きくすると軸受内全面にキャビテーションが生ずるようになる。

軸に荷重がかかつていないせいもあるが、軸受内の冷却水の温度上昇はほとんどみられなかつた。

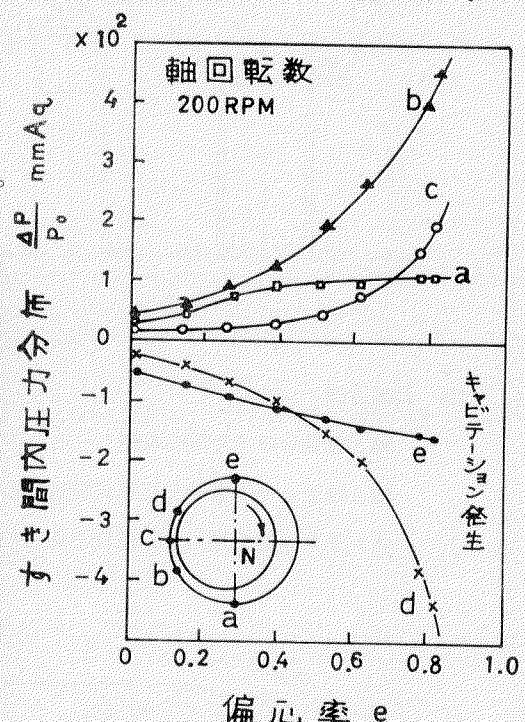


図7.3.1 圧力分布

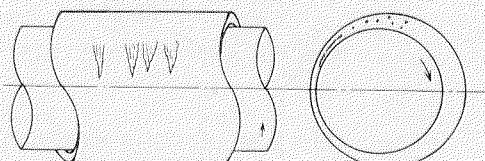


図7.3.3 キャビテーション発生位置

キャビテーションの発生には冷却水の流量の大小はあまり関係しないようである。これは本実験では摩擦による発熱が少ないので冷却の意味があまりないためと思われる。

#### 第4章 実験結果についての考察

本年度は定常回転時の軸受内の流体力学的な特性についての実験を行なつた。その結果、軸に横振動を与えるなくても、偏心率が大きくなると定常回転時においてもキャビテーションが生じうることが明らかとなつた。圧力分布の測定からも負圧の発生が認められた。空気中で使用する軸受では負圧の発生はほとんど認められないが、本実験のように両端が水中に没していて空気が自由に入り出しきれない軸受では負圧は容易に生じる。同じように水中で使う船尾管軸受内でも、負圧の発生、したがつてキャビテーションの発生は十分ありうることがこの実験によつて明らかとなつた。しかしこれだけの実験ではまだ不十分であり、軸が横振動を行なう場合など重要な実験は昭和42年において、ひき続き実施する計画である。

# 第8編 船尾管軸受の設計条件を究明するための理論解析

## 第1章 目的

軸系全般の軸受配置ならびに船尾管軸受の構造などに対する最適設計条件を探求するには、実船による経験や模型による試験結果などを採り入れることが有効な方法であるが、その適用にあたつて適切な理論解析による裏付けがなければ、重大な誤りをおかすおそれがある。

軸系の曲げモーメント、たわみ、軸受反力などの理論計算は、従来一般にプロペラおよび軸の自重による静的な荷重を受ける連続梁として扱われている。しかしこれだけでは実船の状態を十分表現することはできない。静的な荷重のほかにプロペラの作動による動的な外力、軸受の支持剛性、軸受内部の荷重分布、軸受据付け高さの調整など、考えられるあらゆる因子を関数とした基礎理論式を設定しておく必要がある。そして各因子の特性について理論と実験の比較によつて解明されれば、最終的に軸系の最適設計条件を理論的に導くことができる。

動的外力については、当会第77研究部会で実施された、実船のプロペラ軸コーンパート大端部における応力計測結果から逆解析して推定することができるが、その他の因子についてはまだ十分明らかにされていない事項が多い。しかしこれらの研究は昭和42年度以降の調査研究によることとして、今年度は各影響因子の特性は条件として与えられるものとした基礎理論式を設定し、電子計算機のためのプログラミングを行なつた。

## 第2章 計算式の設定

### 2.1 基礎条件

船の軸系の計算において、最も重要な問題で、しかもいまだに解明されていないのは、船尾管軸受の支持条件である。船尾管軸受の長さはリグナムバイタの場合で軸径の約4倍、ホワイトメタルの場合でも約2.5倍であり、一般的の軸受にくらべると非常に長い。従来はこの軸受長さ全体で一様に荷重を受けるものとして計算した面圧によつて、許容荷重が論議されている。一方就航船のプロペラ軸抽出検査時に軸と軸受の状態を観察すると、当たり面は全長の一部分にすぎず、まつたく當つていない、すなわち軸受としては無効ではないかと想像される部分があることも良く知られている。したがつて局部的には従来考えられているよりも面圧の高い部分がある。したがつて船尾管軸受の損傷の解決のためには、船尾管軸受内の荷重分布を究明し、これを改善することが重要である。

そこで軸方向に軸受をいくつかに分割して考え、そのおののを非線形バネで置きかえて、それぞれのバネの反力を計算することにより上記荷重分布を推定することにした。さらに将来の計算を予想してできるだけ一般的な計算式を設定した。本計算法では次の条件によつて回転軸の静的たわみ曲線を求めることができる。

- (1) 軸はEI=一定の分割片有限個より成り立つ。EIが連続的に変化する軸はEIが階段状に変化する軸におきかえて計算するものとする。
- (2) 外力は回転軸に垂直な平面内に作用する有限個の力(重力を含む)およびモーメントとする。実際の軸系には振動外力が作用するが、その振巾値を静的に扱い得るものとし、共振現象は考えない。分布荷重(軸の自重を含む)は分割して有限個の集中荷重におきかえるものとする。
- (3) 軸受の支持条件は次の3種類のものが有限個あるものとする。
  - (1) 単純支持：支持点においてXおよび(または)Y方向に軸の変位を許さない支持。ただしX、Y方向の位置 $x_0, y_0$ は与えられる。
  - (2) 線形なバネ支持；X、Y各方向について次の形で与えられる特性をもつものとする。

$$\left. \begin{array}{l} M = \kappa_{11}(\theta - \theta_0) + \kappa_{12}(x - x_0) \\ S = \kappa_{21}(\theta - \theta_0) + \kappa_{22}(x - x_0) \end{array} \right\} \quad \dots \quad (8.2-1.1)$$

たゞし  $M$  ; バネの反力モーメント

$S$  ; バネの反力

$x, \theta$  ; バネのたわみ、たわみ角

$x_0, \theta_0$  ; バネの自由状態における先端の位置および角度

$\kappa_{22}, \kappa_{11}$  ; たわみ、たわみ角それぞれに対するバネ定数

$\kappa_{12} = \kappa_{21}$  ; たわみとたわみ角の連成バネ定数

- (イ) 非線形なバネ支持；軸受すきま分のガタ、Hertzの接触の近接特性からなるバネ、Hydrodynamicなバネなどの非線形なバネ支持で、次の形で与えられるものとする。

$$\left. \begin{array}{l} M_x = f_{1x} (\theta_x, \theta_y, x, y) \\ M_y = f_{1y} (\theta_x, \theta_y, x, y) \\ S_x = f_{2x} (\theta_x, \theta_y, x, y) \\ S_y = f_{2y} (\theta_x, \theta_y, x, y) \end{array} \right\} \quad \dots \quad (8.2-1.2)$$

たゞし  $M_x, M_y$  ; Y-Z面、Z-X面内の反力モーメント

$S_x, S_y$  ; X方向、Y方向の反力

$\theta_x, \theta_y$  ; Y-Z面、Z-X面内のたわみ角

$x, y$  ; X方向、Y方向のたわみ

実際の計算には関数の形をサブプログラムで与えるものとする。

- (4) 両端の境界条件は次のいずれかの条件を取り得るものとする。

(イ) 固定端

(ロ) 単純支持(端でたわみ角だけに対するバネが存在する場合を含む)

(ハ) 案内支持(端でたわみに対するバネが存在する場合を含む)

(二) 自由端(端にバネまたは非線形支持が存在する場合を含む)

## 2.2 計算の方針

非線形支持の場合と同じ解を与える様な等価線形バネ常数 $\kappa$ をまず適当に仮定する。たとえば $\kappa = 1$ とおく。

次に仮定された $\kappa$ を用いて回転軸の変形(たわみおよびたわみ角) $x$ および反力(力およびモーメント) $F$ を計算する。

この計算は線形計算である。

計算によつて求められた $F$ または $x$ と、別に与えた非線形支持特性をあらわす函数 $f$ とを用いて、近似等価線形バネ定数 $\kappa'$ を求める。 $\kappa'$ は次式により求める。

$$\left. \begin{array}{l} x' = f^{-1}(F) \\ \kappa' = \frac{F}{x' - x_0'} \end{array} \right\} \quad \dots \quad (8.2-2.1)$$

もし $\kappa' = \kappa$ であれば $F$ 、 $x$ は求める解であるが、 $\kappa \neq \kappa'$ ならば次のように $\kappa$ を仮定しなおして計算を繰返す。

$$\kappa' = (1-\nu) \kappa' + \nu \kappa \quad \dots \quad (8.2-2.2)$$

ここで $\nu$ は計算結果が発散することを防止するためのダンピングである。 $0 < \nu < 1$ にてあらかじめ与えることとする。

以上の計算手順の流れを図8.2.1に示す。

## 2.3 回転軸系に対する計算

### 2.3.1 取扱い系および構成要素

非線形支持を等価線形バネとおきかえた系に対して梁のたわみ曲線、曲げモーメント、支持の反力を計算する。系は線形であるのでX方向(中心線を含む水平面内)とY方向(中心線を含む垂直面内)に対し別々に計算することができる。以下には一方向についての計算手順のみ説明する。

計算の方法は振動計算のHolzer法を梁の問題に適用した方法を用い、各種の境界条件に対して統一的に計算するためmatrixを用いた。

取扱い系は図8.2.2に例示するような各条件が与えられた構成要素が一列に並んでいる。

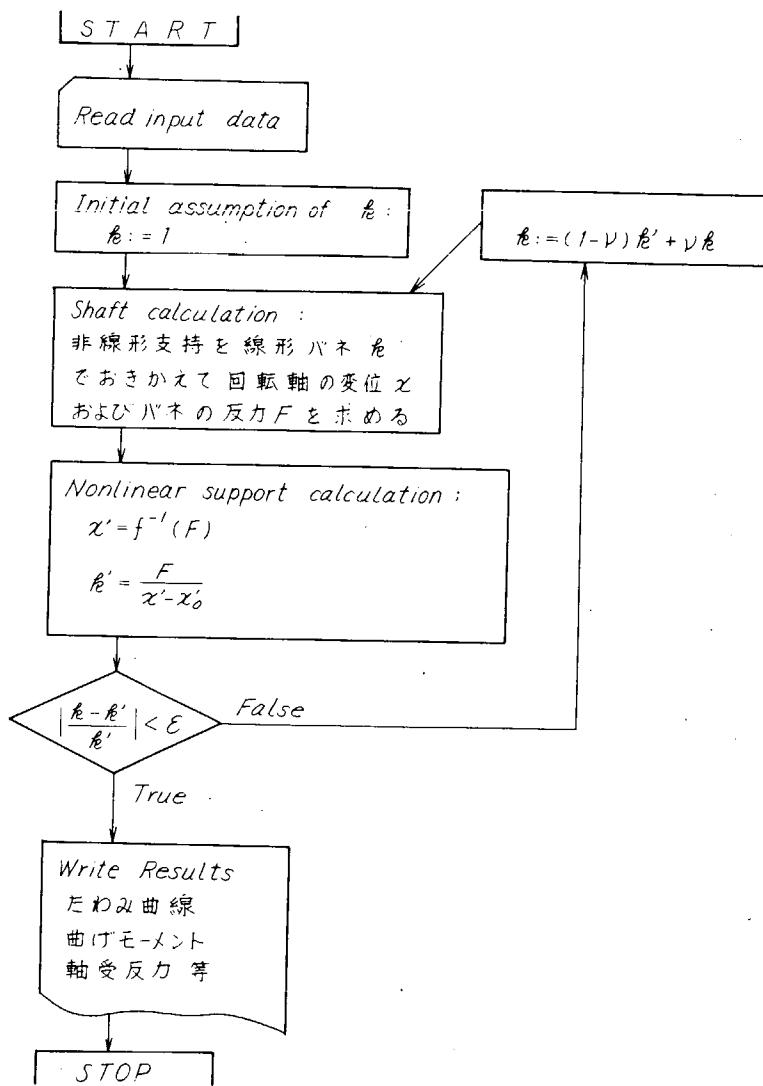


図8.2.1 計算手順流れ図(1)

| 要素番号 i    | 1     | 2        | 3     | 4        | 5        | 6        | 7     | 8        | 9        | 10          | 11 | 12                | .....         | n                |
|-----------|-------|----------|-------|----------|----------|----------|-------|----------|----------|-------------|----|-------------------|---------------|------------------|
| 外力 { 力    | $w_1$ | $w_3$    |       | $w_5$    |          | $w_7$    |       | $w_9$    | $w_{10}$ |             |    |                   |               |                  |
| モーメント     | $T_1$ |          | $T_3$ |          | $T_5$    |          | $T_7$ |          | $T_9$    | $T_{10}$    |    |                   |               |                  |
| 回転軸 { 長さ  |       | $\ell_2$ |       | $\ell_4$ |          | $\ell_6$ |       | $\ell_8$ |          | $\ell_{10}$ |    | $\ell_{12}$       |               |                  |
| 剛性        |       | $EI_2$   |       | $EI_4$   |          | $EI_6$   |       | $EI_8$   |          | $EI_{10}$   |    | $EI_{12}$         |               |                  |
| 支持 { バネ定数 |       |          |       |          | $k_6$    |          |       |          |          |             |    | $k_{12} = \infty$ |               |                  |
| 初期高さ      |       |          |       |          | $x_{06}$ |          |       |          |          |             |    | $x_{012}$         | { $x_{0,n+1}$ | $\theta_{0,n+1}$ |

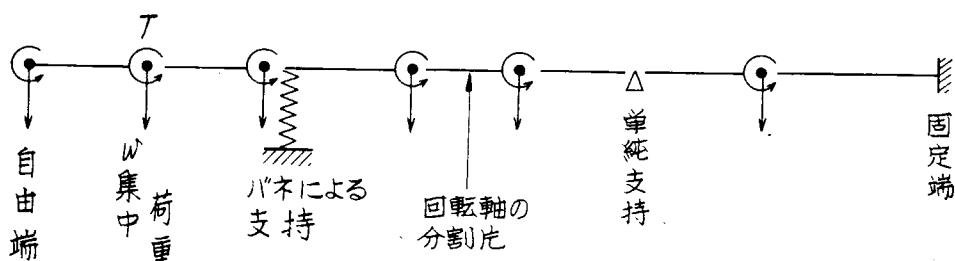


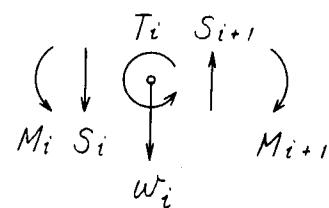
図8.2.2 回転軸系の構成例

### 2.3.2 構成要素の特性

梁のたわみの問題であるから回転軸の軸方向の各点の状態はせん断力  $S$ 、曲げモーメント  $M$ 、たわみ角  $\theta$ 、たわみ  $x$  の 4 つの量によつて表現される。以下に各構成要素の左右でこれらの状態量がどう変るかを示す。

(1) 外力(力  $w_i$ 、およびモーメント  $T_i$ )

$$\left. \begin{array}{l} S_{i+1} = S_i + w_i \\ M_{i+1} = M_i + T_i \\ \theta_{i+1} = \theta_i \\ x_{i+1} = x_i \end{array} \right\} \quad (8.2-3.1)$$



(2) 回転軸の 1 分割片

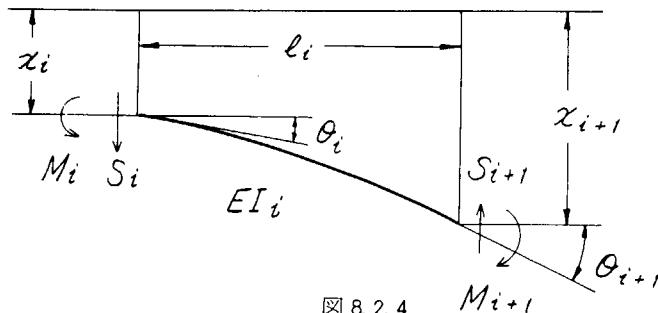


図 8.2.4

図 8.2.3

$$\left. \begin{array}{l} S_{i+1} = S_i \\ M_{i+1} = l_i S_i + M_i \\ \theta_{i+1} = \frac{l_i^2}{2EI_i} S_i + \frac{l_i}{EI_i} M_i + \theta_i \\ x_{i+1} = \frac{l_i^3}{6EI_i} S_i + \frac{l_i^2}{2EI_i} M_i + l_i \theta_i + x_i \end{array} \right\} \quad (8.2-3.2)$$

(3) 線形バネによる支持

図 8.2.5(a) はバネの自由状態、図 8.2.5(b) はバネが変形した時の状態を示す。バネの反力(モーメントと力)を  $M$ 、 $S$  とし(8.2-1.1)式が成り立つとすると、バネの左右の状態を結び付ける次式が成り立つ。

$$\left. \begin{array}{l} S_{i+1} = S_i - S = S_i - \kappa_{21i} \theta_i - \kappa_{22i} x_i + \kappa_{21i} \theta_{0i} + \kappa_{22i} x_{0i} \\ M_{i+1} = M_i + M = M_i + \kappa_{11i} \theta_i + \kappa_{12i} x_i - \kappa_{11i} \theta_{0i} - \kappa_{12i} x_{0i} \\ \theta_{i+1} = \theta_i \\ x_{i+1} = x_i \end{array} \right\} \quad (8.2-3.3)$$

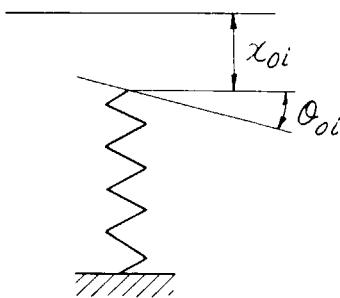


図 8.2.5 (a)

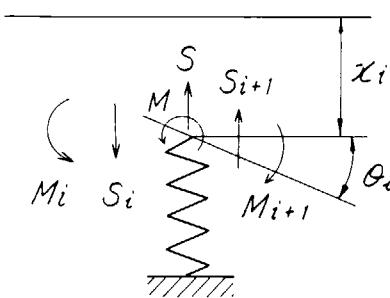


図 8.2.5 (b)

#### (4) 单 纯 支 持

$$\left. \begin{array}{l} S_{t+1} = S_t - R_t \\ M_{t+1} = M_t \\ \theta_{t+1} = \theta_t \\ x_{t+1} = x_t = x_0 \end{array} \right\} \dots \dots \dots \quad (8.2-3.4)$$

ただし  $R_1$  は反力

(5) 境界条件 ( $i = 1$  または  $n + 1$ )

(1) 固定端  $S_1$ ; 未知

$$\left. \begin{array}{l} M_i : \text{未知} \\ \theta_i = \theta_{0i} \\ x_i = x_{0i} \end{array} \right\} \cdots \cdots \cdots \quad (8.2-3.5)$$

(口) 单純支持 S<sub>1</sub> : 未知

$$\left. \begin{array}{l} M_1 = 0 \\ \theta_1 : \text{未知} \\ x_1 = x_{01} \end{array} \right\} \cdots \cdots \cdots \quad (8.2 - 3.6)$$

(4) 案内支持  $S_1 = 0$

$$\left. \begin{array}{l} M_i; \text{未知} \\ \theta_i = \theta_{0i} \\ x_i; \text{未知} \end{array} \right\} \dots\dots\dots (8.2-3.7)$$

(二) 自由端  $S_1 = 0$

$$\left. \begin{array}{l} M_1 = 0 \\ \theta_1; \text{ 未知} \\ x_1; \text{ 未知} \end{array} \right\} \cdots \cdots \cdots (8.2 - 3.8)$$

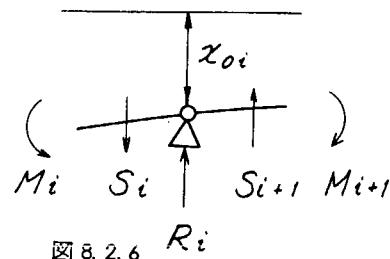
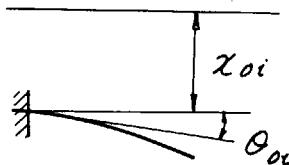


図 8.2.6  $R_i$



### 图 8.2.7

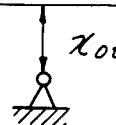


图 8.2.8



図 8.2.9

上記(8.2-3.1)………(8.2-3.8)式をそれぞれMatrixを用いて表現する。たとえば(8.2-3.3)式は次式であらわされる。

$$\begin{pmatrix} S_{t+1} \\ M_{t+1} \\ \theta_{t+1} \\ x_{t+1} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & -\kappa_{211} & -\kappa_{221} & \kappa_{211}\theta_{01} + \kappa_{221}x_{01} \\ 0 & 1 & \kappa_{111} & \kappa_{121} & -\kappa_{111}\theta_{01} - \kappa_{121}x_{01} \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} S_t \\ M_t \\ \theta_t \\ x_t \\ 1 \end{pmatrix} \quad \dots \quad (8.2 - 3.9)$$

表現を簡略化するために次の定義を導入する。

i 番目の構成要素の左側の状態をあらわす状態ベクトルを

$$(X)_i \equiv \left\{ \begin{array}{l} X_{1i} \\ X_{2i} \\ X_{3i} \\ X_{4i} \\ 1 \end{array} \right. \quad \text{ただし} \quad \left. \begin{array}{l} X_{1i} \equiv s_i \\ X_{2i} \equiv M_i \\ X_{3i} \equiv \theta_i \\ X_{4i} \equiv x_i \\ (X_{5i} \equiv 1) \end{array} \right\} \quad \dots \dots \dots (8.2 - 3.10)$$

i 番目の構成要素の特性を示すMatrixを

$$(CuV)_i \equiv \begin{pmatrix} 1 & C_{12i} & C_{13i} & C_{14i} & C_{15i} \\ C_{21i} & 1 & C_{23i} & C_{24i} & C_{25i} \\ C_{31i} & C_{32i} & 1 & C_{34i} & C_{35i} \\ C_{41i} & C_{42i} & C_{43i} & 1 & C_{45i} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad \dots \quad (8.2-3.11)$$

とすると構成要素の結び付きは次式であらわされる。

$$(X)_{i+1} = (CuV)_i (X)_i \quad \dots \quad (8.2-3.12)$$

連続した構成要素のいくつかが集つて1つのスパンを形成し、各スパンが1列に並んでいると考える。左から $k$ 番目のスパンの右端の構成要素番号を $p_k$  左端の構成要素番号を $p'_k$  すると、次の関係式が成り立つ。

$$(X)_{p_k} = (\bar{C}uv)_{p_k} (X)_{p'_k} \quad \dots \quad (8.2-3.13)$$

ただし  $(\bar{C}uv)_{p_k} \equiv (CuV)_{p_k-1} (CuV)_{p_k-2} \dots (CuV)_{p'_k}$

### 2.3.3 計算式の誘導

系の左端 ( $i = 1$ ) の境界条件を

$$\left. \begin{array}{llll} (1) \text{ 固定端} & r = 3 & s = 4 & t = 2 \\ (2) \text{ 単純支持} & r = 2 & s = 4 & t = 3 \\ (3) \text{ 案内支持} & r = 1 & s = 3 & t = 4 \\ (4) \text{ 自由端} & r = 1 & s = 2 & t = 4 \end{array} \right\} \quad \dots \quad (8.2-3.14)$$

とおくと状態量 $X_{r_1}, X_{s_1}$ は既知で $X_{t_1}, X_{u_1}$ は未知である。

系の右端 ( $i = n + 1$ ) の境界条件を

$$\left. \begin{array}{llll} (1) \text{ 固定端} & \ell = 3 & m = 4 \\ (2) \text{ 単純支持} & \ell = 2 & m = 4 \\ (3) \text{ 案内支持} & \ell = 1 & m = 3 \\ (4) \text{ 自由端} & \ell = 1 & m = 2 \end{array} \right\} \quad \dots \quad (8.2-3.15)$$

とおくと $X_{\ell}, X_{m}$ は既知である。

系の中間ではスパンは単純支持の所で分割することにすれば、 $i = p_k$  の単純支持点のすぐ左と、すぐ右の状態量の関係として次式が成り立つ。

$$R_{p_k} = X_{p_k} - X_{p'_{k+1}} \quad \dots \quad (8.2-3.16)$$

$$\left. \begin{array}{l} X_{j p_k} = X_{j p'_{k+1}} \quad ; \quad j = 2, 3 \\ X_{4 p_k} = X_{4 p'_{k+1}} = x_{op_k} \quad ; \quad \text{既知量} \end{array} \right\} \quad \dots \quad (8.2-3.16)$$

まず第1スパン(左端 $i = 1$ 、右端 $i = p_1$ )について考えると(8.2-3.13)式より

$$\left. \begin{array}{l} (X)_{p_1} = (\bar{C}uv)_1 (X)_1 \\ X_{j p_1} = \bar{C}_{j r_1} X_{r_1} + \bar{C}_{j s_1} X_{s_1} + \bar{C}_{j t_1} X_{t_1} + \bar{C}_{j u_1} X_{u_1} + \bar{C}_{j s_1} \end{array} \right\} \quad \dots \quad (8.2-3.17)$$

であり、 $X_{r_1}, X_{s_1}$ は既知である。また右端において

$$\left. \begin{array}{l} \text{スパン総数 } K = 1 \text{ のとき } j = \ell \\ K \neq 1 \text{ のとき } j = 4 \end{array} \right\} \quad \dots \quad (8.2-3.18)$$

とおけば $X_{j p_1}$ も既知である。したがつて次式のようにあらわすことができる。

$$X_{u_1} = \alpha_1 X_{t_1} + \beta_1 \quad \dots \quad (8.2-3.19)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{ここで } \alpha_1 \equiv \frac{\bar{C}_{j t_1}}{\bar{C}_{j u_1}} \\ \beta_1 \equiv \frac{X_{j p_1} - (\bar{C}_{j r_1} X_{r_1} + \bar{C}_{j s_1} X_{s_1} + \bar{C}_{j s_1})}{\bar{C}_{j u_1}} \end{array} \right\} \quad \dots \quad (8.2-3.20)$$

ただし $j$ は(8.2-3.18)式で与えられる

(8.2-3.19)式を(8.2-3.17)式に代入して  $X_{u_1}$  を消去すれば

$$X_{j p_1} = \bar{\alpha}_{j_1} X_{t_1} + \bar{\beta}_{j_1} \quad \dots \quad (8.2-3.21)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{ここで } \bar{\alpha}_{j_1} &\equiv C_j u_1 \alpha_1 + C_j t_1 \\ \bar{\beta}_{j_1} &\equiv C_j u_1 \beta_1 + \sum_{i=r, s, 5} \bar{C}_{j r_1} X_{i_1} \end{aligned} \right\} \quad \dots \quad (8.2-3.22)$$

もし  $K=1$  であれば  $X_{m p_1}$  が既知であるので  $j=m$  とおいた式から  $X_{t_1}$  が決定され、軸系全体の解が求められる。

$$X_{t_1} = \frac{X_{m p_1} - \bar{\beta}_{m_1}}{\bar{\alpha}_{m_1}} \quad \dots \quad (8.2-3.23)$$

$K \neq 1$  の場合を以下に考える。第  $\kappa$  スパン (左端  $i=p'_\kappa$ 、右端  $i=p_\kappa$ ) に注目する。さらに計算を統一化するために次の記号を導入する。

$\kappa=1$  のとき  $r, s, t, u$  は (8.2-3.14) 式で与える

$$\kappa=2, 3, 4, \dots, K \text{ のとき } t=2, u=1, r=3, s=4 \quad \dots \quad (8.2-3.24)$$

$$\left. \begin{aligned} X_0 &\equiv X_{u_1} \\ X_1 &\equiv X_{t_1} \\ X_\kappa &\equiv X_{i p'_\kappa} \quad ; \kappa=2, 3, \dots, K \\ \bar{\alpha}_{u_0} &\equiv 1 \\ \bar{\beta}_{u_0} &\equiv 0 \\ \bar{\alpha}_{r_0} &\equiv 0 \\ \bar{\beta}_{r_0} &\equiv X_{r_1} \end{aligned} \right\} \quad \dots \quad (8.2-3.25)$$

さて第  $\kappa$  スパンの左側の単純支持点では

$$\left. \begin{aligned} X_{t p'_\kappa} &\text{: 未知} \\ X_{j p'_\kappa} &= X_{j p_{\kappa-1}} = \bar{\alpha}_{j, \kappa-1} X_{t p'_{\kappa-1}} + \bar{\beta}_{j, \kappa-1} \quad ; j=u, r \\ X_{s p'_\kappa} &= X_{s p_{\kappa-1}} \quad ; \text{既知} \end{aligned} \right\} \quad \dots \quad (8.2-3.27)$$

である。これを (8.2-3.13) 式に代入すると

$$\begin{aligned} X_{j p_\kappa} &= \bar{C}_{j t \kappa} X_\kappa + \bar{C}_{j u \kappa} (\bar{\alpha}_{u, \kappa-1} X_{\kappa-1} + \bar{\beta}_{u, \kappa-1}) \\ &\quad + \bar{C}_{j r \kappa} (\bar{\alpha}_{r, \kappa-1} X_{\kappa-1} + \bar{\beta}_{r, \kappa-1}) + \bar{C}_{j s \kappa} X_{s p'_\kappa} + C_{j 5 \kappa} \end{aligned} \quad \dots \quad (8.2-3.17)$$

$$\left. \begin{aligned} \kappa=K \text{ のとき} \quad j=\ell \\ \kappa \neq K \text{ のとき} \quad j=4 \end{aligned} \right\} \quad \dots \quad (8.2-3.18)$$

とおけば  $X_{j p_\kappa}$  は既知であることにより

$$X_{\kappa-1} = \alpha_\kappa X_\kappa + \beta_\kappa \quad \dots \quad (8.2-3.19)$$

$$\left. \begin{aligned} \alpha_\kappa &\equiv -\frac{\bar{C}_{j t \kappa}}{\Delta} \\ \beta_\kappa &\equiv \frac{X_{j p_\kappa} - (\bar{C}_{j u \kappa} \bar{\beta}_{u, \kappa-1} + \bar{C}_{j r \kappa} \bar{\beta}_{r, \kappa-1} + \bar{C}_{j s \kappa} X_{s p'_\kappa} + \bar{C}_{j 5 \kappa})}{\Delta} \end{aligned} \right\} \quad \dots \quad (8.2-3.20)$$

$$\Delta \equiv \bar{C}_{j u \kappa} \bar{\alpha}_{u, \kappa-1} + \bar{C}_{j r \kappa} \bar{\alpha}_{r, \kappa-1}$$

ただし  $j$  は (8.2-3.18) 式で与えられる

(8.2-3.19)' 式を (8.2-3.17)' 式に代入して  $X_{\kappa-1}$  を消去すれば、

$$X_{j p_\kappa} = \bar{\alpha}_{j \kappa} X_\kappa + \bar{\beta}_{j \kappa} \quad \dots \quad (8.2-3.21)'$$

$$\left. \begin{aligned} \bar{\alpha}_{jk\kappa} &\equiv \bar{\alpha}_{jtk\kappa} + (\bar{\alpha}_{ju\kappa} \bar{\alpha}_{u,\kappa-1} + \bar{\alpha}_{jr\kappa} \bar{\alpha}_{r,\kappa-1}) \alpha_\kappa \\ \bar{\beta}_{jk\kappa} &\equiv \bar{\alpha}_{ju\kappa} (\bar{\alpha}_{u,\kappa-1} \beta_\kappa + \bar{\beta}_{u,\kappa-1}) \\ &\quad + \bar{\alpha}_{jr\kappa} (\bar{\alpha}_{r,\kappa-1} \beta_\kappa + \bar{\beta}_{r,\kappa-1}) + \bar{\alpha}_{js\kappa} X_{sp'_\kappa} + \bar{\alpha}_{is5\kappa} \end{aligned} \right\} \dots\dots (8.2-3.22) \\ \text{もし } \kappa = K \text{ のとき } j = m \\ \kappa \neq K \text{ のとき } j = 2, 3 \end{cases} \quad \dots\dots (8.2-3.28)$$

最終スパン ( $k=K$ ) では  $X_{mp_k}$  が既知であるから (8.2-3.21) 式で  $j=m$  とおいた式から  $X_K$  が決定される。

$$X_{\kappa} = \frac{X_{mp} \kappa - \bar{\beta}_{m\kappa}}{\bar{\alpha}_{m\kappa}} \quad \dots \dots \dots \quad (8.2-3.23),$$

(8.2-3.24).....(8.2-3.26)式の定義に従えば(8.2-3.17).....(8.2-3.23)式は(8.2-3.17)'.....(B・2-3.23)'式に統一して含まれる。

$X_K$  が決まると (8.2-3.19) 式により  $X_{1P'K}, X_{1P'K-1}, X_{2P'K-2}, \dots, X_{t-1}, X_t$  が求まるので (8.2-3.12) 式によつて軸系の左側から順番に各点の状態が決まり、単純支持の反力は (8.2-3.16) 式によつて求められる。

以上の計算手順を流れ図に示すと図 8.2.10 となる。非線形支持パネを含む系では 2.2 に説明した方針により解が求まるまで計算を繰返す。

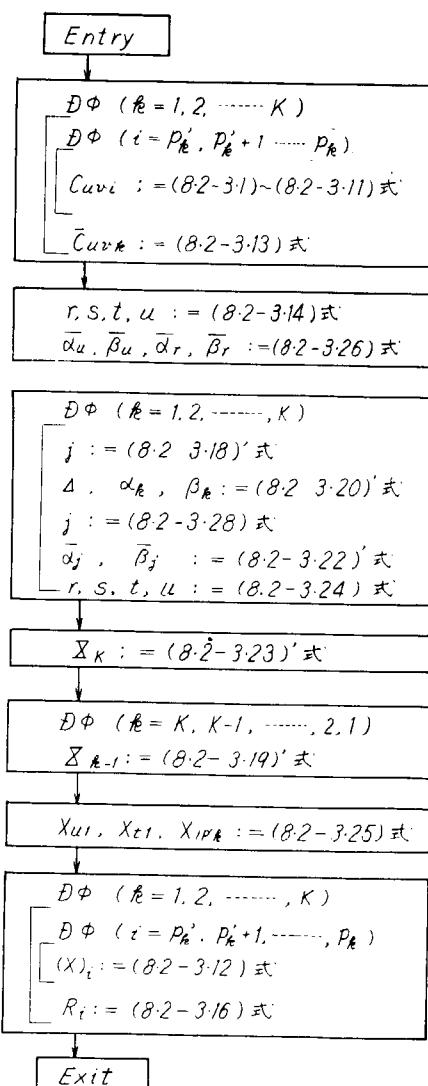


図8.2.10 計算手順流れ図(2)

### 第3章 計算の結果

第2章に船の軸系に対する基礎理論式と、電子計算機による計算手順を説明した。しかしサブプログラムで与えるべき軸受支持特性、特に非線形支持バネの特性関数については、今後の理論的研究と実験による裏付けを待たねばならないので、最終目的とする設計条件究明のための解析計算は今年度は実施できなかつた。計算条件は単純であるが、解がすでに求まつてゐる系についてメインプログラムのテストをかねて計算を試みたのでその結果を以下に示す。

対象とした船の軸系配置を図8.3.1に示す。支点としては船尾管後部軸受の後端から $\ell$ だけ船首側によつた点(1)と前端(1')、船尾管前部軸受の中央(2)、および中間軸受の中央(3)、(4)の5点支持で、支点(4)を固定、他の支点はすべて単純支持とした。荷重はプロペラおよび軸の自重のみとした。

まず図8.3.2は全支点が同じ高さにあるとして支点(1)の位置を軸受後端から $\ell = L/3$ まで変化させた場合の各支点の反

プロペラ  
重量 9670t<sup>2</sup>

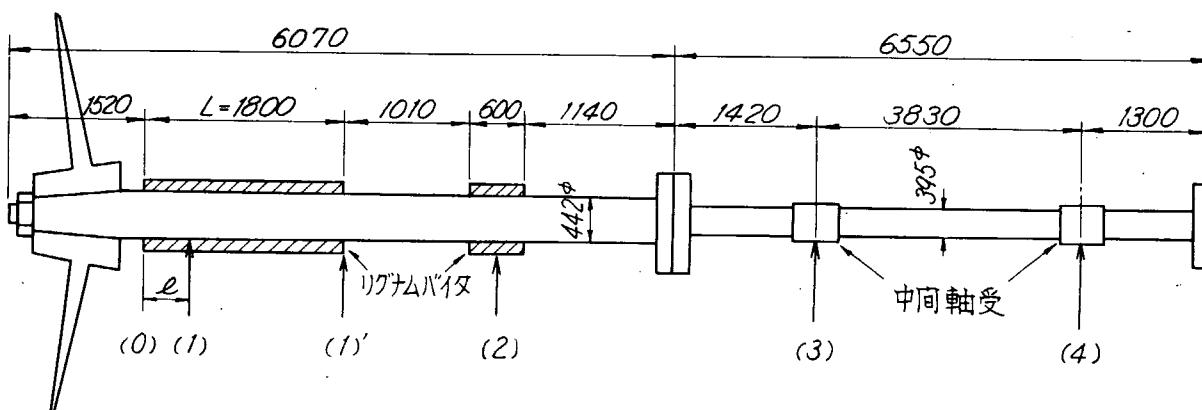
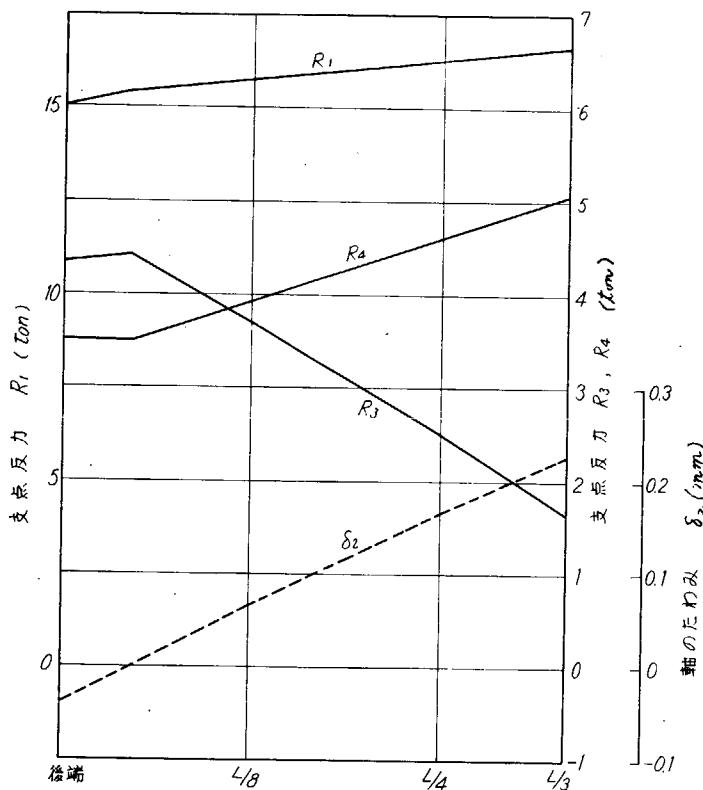
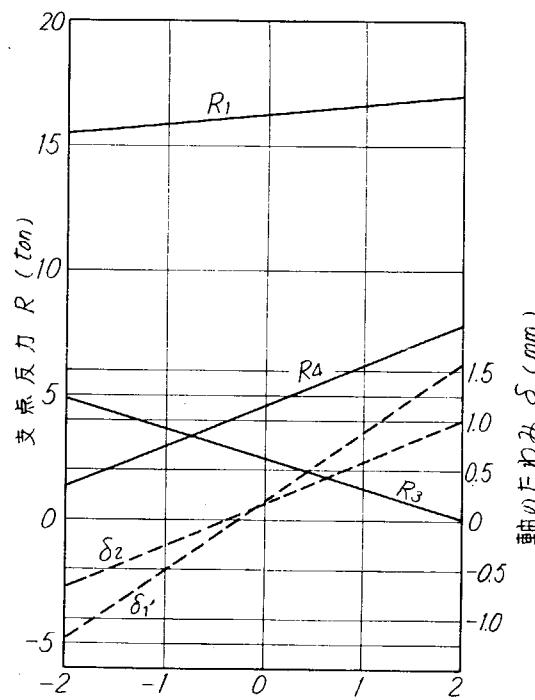


図8.3.1 軸系配置図



船尾側船尾管軸受支点の位置  
図8.3.2 支点の位置と反力の関係



支点(1)の高さ (mm)  
図8.3.3 支点(1)の高さと支点反力の関係  
支点(1)' と (2)が無効の場合

力を示す。支点(1)'は軸受すきま内で軸が浮上がる状態なので軸受として無効、すなわち反力=0としている。支点(2)は支点(1)が後端のときは軸受として有効であるが、 $L/8$ より前にあるときは軸受としては無効である。また支点(1)が後端から前によるほど支点(3)の反力は減少する。 $\ell = L/2$ では支点(3)は軸受として無効となるかも知れない。支点(1)の反力  $R_1$ は  $\ell$  が変化しても余り変わらない。このことは従来のように船尾管後部軸受を1個の単純支持点で代表させるだけで、その支点位置は軸受内のどこにおいて計算しても軸受反力は実用上無視できる程度の誤差内にあることを示している。しかし支点(2)、(3)が軸受として有効か無効かの問題については支点(1)の位置の影響が大きい。このことから船尾管後部軸受内での軸のたわみ曲線、いいかえると軸と軸受の当り長さが  $R_2$ 、 $R_3$  に影響していると考えられる。この当り長さはまた支点反力  $R_1$  が  $\ell$  にほとんど無関係としても、軸受面圧を考える時には大きな影響因子となってくる。したがつて船尾管軸受の荷重分布を追究しようとしている今後の研究の意義が非常に大きい。

次に  $\ell = L/4$  として船尾管軸受の据付高さによって各支点反力がいかに変化するかを図8.3.3、図8.3.4に示した。全支点が同じ高さに据付けられた時は支点(1)の高さが0の状態である。この時は支点(1)、(2)がいずれも軸受として無効なので図8.3.3に属する。この状態から軸受が摩耗して支点(1)の高さが0.25mm下ると支点(1)'が軸と接触する。しかし軸受は支点(1)で代表され、支点(1)'は反力0の状態を続けながら摩耗して高さが下り得るものと仮定すると、支点(1)がさらに摩耗して約0.4mm下ると支点(2)が軸と接触し軸受として有効になるので、図8.3.4に示す状態に移行する。さらに摩耗が進行すると支点反力  $R_2$  は急速に増加する。船尾管の前部軸受は後部軸受に比し長さが約 $1/4$ 程度なので、 $R_2 = 4 \text{ ton}$ に達すると後部軸受と同等の荷重

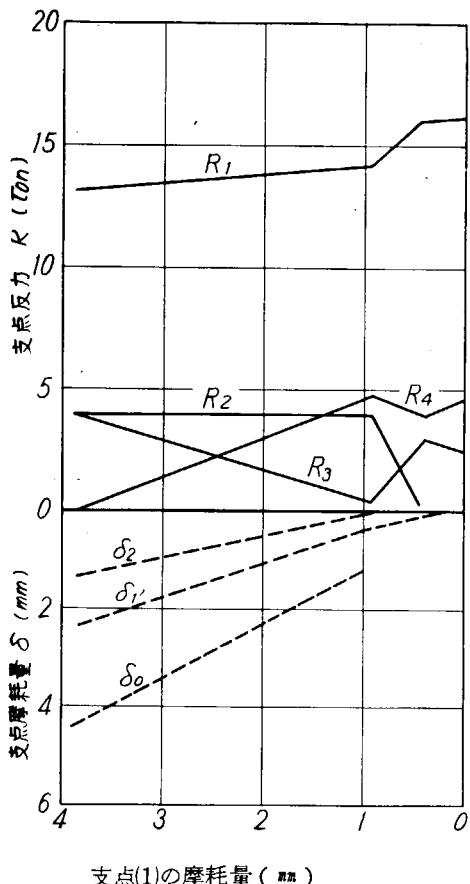


図8.3.5 支点の摩耗と反力の関係

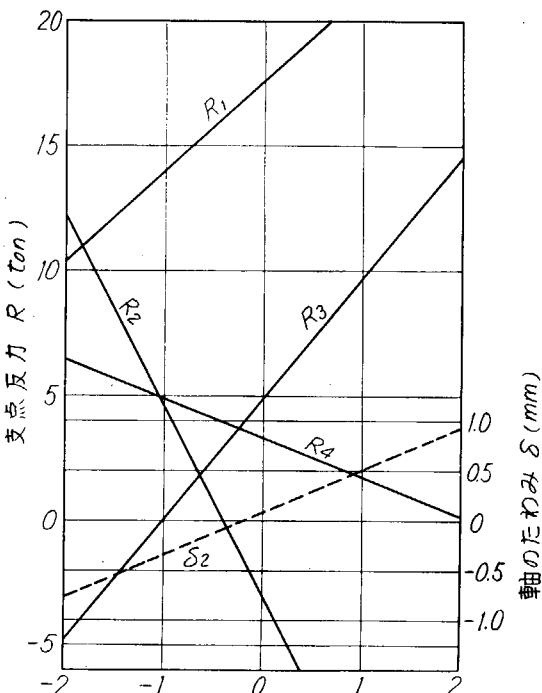


図8.3.4 支点(1)の高さと支点反力の関係  
支点(1)'が無効の場合

度となつて支点(2)も摩耗して下ることが考えられる。この場合は図8.3.3と図8.3.4の中間の状態となる。支点の高さの変化による各支点反力の変化は直線的であることに注目し、 $R_2 = 4 \text{ ton}$ として支点(2)の下り量  $\delta_2$  をおさえて各支点反力を修正すると図8.3.5に示すとおりとなる。これは船尾管軸受の摩耗による各軸受荷重の変化状態を表現している。支点(1)'および(2)の高さ変化、ならびに支点(1)と(1)'から直線的に延長して求めた軸受後端すなわち点(0)の高さの変化を同時に図示した。

船尾管後部軸受の摩耗に伴なつて、船尾管後部軸受の荷重

はゆつくり減少してゆく。船尾管前部軸受は最初は荷重0であるが、軸と接触すると急速に荷重が増加し、許容荷重に達して摩耗し始める。最後部中間軸受の荷重は船尾管前部軸受が軸と接触すると一度減少するが、船尾管前部軸受が摩耗し始めるとまたゆつくり増加する。

リグナムバイタ軸受の場合は摩耗に伴なつて自然に軸と軸受の当り面積の増加が期待できるが、ホワイトメタル軸受の場合、支点(1)を下げるスロープボーリングをすることは、軸受の当り面積を増すと同時に軸受荷重を少しでも減少させる効果があるので、軸受間隔および据付高さの調整について理論的調査を続ける必要がある。

#### 第4章 とりまとめ

船尾管軸受の設計条件を究明するために、軸系のあらゆる影響因子を考慮して、軸の曲げモーメント、たわみ曲線、支点反力を求める基礎理論式を設定し、電子計算機のためのプログラミングを完成した。

今年度は軸受の支持剛性は無視し単純支持点として、実船例について簡単な計算と考察を行なつた。船尾管後部軸受全体としての荷重の大きさは軸受の支持条件にあまり影響されないようであるが、この軸受の面圧ならびに船尾管前部軸受、最後部中間軸受の荷重を検討するためには、船尾管後部軸受内部の軸のたわみ、軸受の荷重分布を解明することが必要であることがわかつた。そのためには今回の計算プログラムのサブプログラムとして、非線形バネ支持としての軸受支持特性を引き続き研究していく方針である。

船尾管軸受の摩耗による各支点反力の変化についても1例について簡単に検討したが、これについても軸受間隔ならびに据付高さの条件を種々系統的に変化させて検討を続けてゆきたい。

## 結 言

第2章に記載したように、船尾管部軸系には、いまだに解明されていない基礎事項が多くあり、したがつて、ここに発生する損傷についても、その原因の究明、対策の摘出、ひいては本質的構造改良も困難を現状にある。しかし、長年にわたつて、これらの基礎事項の系統的研究が行なわれたことがなく、取り残された感があるので反して、船の巨大化は急速に進められ、船尾管部軸系の損傷の運航管理面に及ぼす影響が大きくなつてきた。

このような状況に鑑み、この研究部会は、基礎事項の究明を主体として広範囲を調査実験研究を開始した。

昭和41年度は、昭和42年度以降に行なう事業、すなわち、各種の実船実験、模型実験ならびに実船による実態調査などの事業の計画を主体として、このほか、設計実績の実態の確認および基礎事項の実験研究の一部を行なつた。すなわち、事業内容としては、昭和42年度以降の研究成果に期待するところが多い。さらに昭和42年度からは、最近普及し始めた油潤滑式船尾管部軸系についても、「問題点の摘出および調査研究事項の検討」から調査研究を開始するので、これらの研究の成果を期して、関係各位の今後の御協力ををお願いする次第である。