世界知的所有権
国際事務
PCT
特許協力条約に基づいて公
WO 9607832A1

(51) 国際特許分類6
F16C 32/06, B63H 5/10
A1
(11) 国際公開番号 WO96/07832
(43) 国際公開日 1996年3月14日(14.03.96)

(21) 国際出願番号 PCT/JP95/01761
(22) 国際出願日 1995年9月4日(04.09.95)

(30) 優先権データ
特願平6/214701 1994年9月8日(08.09.94) JP
特願平7/222740 1995年8月9日(09.08.95) JP

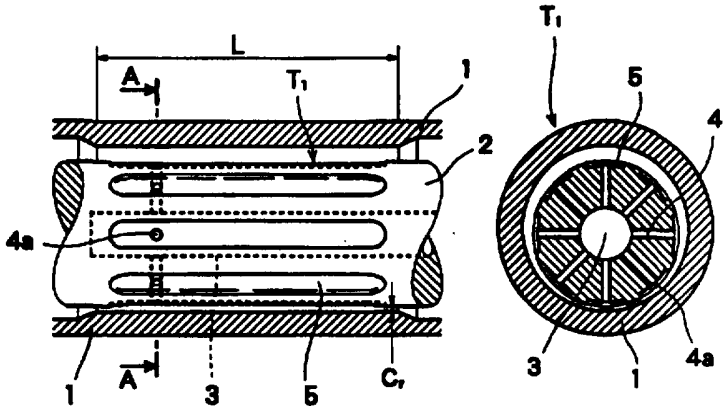
(71) 出願人（米国を除くすべての指定国について）
川崎重工業株式会社
(KAWASAKI JUKOGYO KABUSHIKI KAISHA)[JP/JP]
〒650-91 兵庫県神戸市中央区東川崎町3丁目1番1号 Hyogo, (JP)
住友重機械工業株式会社
(SUMITOMO HEAVY INDUSTRIES, LTD.)[JP/JP]
〒141 東京都品川区北品川5丁目9番11号 Tokyo, (JP)
日本鋼管株式会社(NKK CORPORATION)[JP/JP]
〒100 東京都千代田区丸の内1丁目1番2号 Tokyo, (JP)
日立造船株式会社(HITACHI ZOSEN CORPORATION)[JP/JP]
〒554 大阪府大阪市此花区西九条5丁目3番28号 Osaka, (JP)
三井造船株式会社
(MITUI ENGINEERING & SHIPBUILDING CO., LTD.)[JP/JP]
〒104 東京都中央区築地5丁目6番4号 Tokyo, (JP)
(72) 発明者；および
(75) 発明者／出願人（米国についてのみ）
中山幹彦(NAKAYAMA, Mikihiko)[JP/JP]
〒654 兵庫県神戸市須磨区高倉台7丁目8番31号 Hyogo, (JP)
大谷紳一(OHTANI, Shinichi)[JP/JP]
〒651-22 兵庫県神戸市西区竹の台4丁目9番1号 Hyogo, (JP)
太田和秀(OHTA, Kazuhide)[JP/JP]
〒655 兵庫県神戸市垂水区旭ヶ丘2丁目1番44号 Hyogo, (JP)
松田正康(MATSUDA, Masayasu)[JP/JP]
〒247 神奈川県横浜市栄区犬山町68番地10号 Kanagawa, (JP)
新田啓一(NITTA, Keiichi)[JP/JP]
〒248 神奈川県鎌倉市浄明寺6丁目3番11号 Kanagawa, (JP)
慶林坊智(KEIRIMBO, Satoshi)[JP/JP]
〒514-11 三重県久居市野村町372番地180号 Mie, (JP)
芦田吏史(ASHIDA, Satoshi)[JP/JP]
〒639-02 奈良県香芝市逢坂7丁目190番地の14 Nara, (JP)
渋谷秀樹(SHIBUYA, Hideki)[JP/JP]
〒263 千葉県千葉市稲毛区穴川1丁目8番15-517号 Chiba, (JP)
(74) 代理人
弁理士 角田嘉宏, 外(SUMIDA, Yoshihiro et al.)
〒650 兵庫県神戸市中央区東町123番地の1
貿易ビル3階 Hyogo, (JP)

(81) 指定国
KR, US, 欧州特許(AT, BE, CH, DE, DK, ES, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).

添付公開書類 国際調査報告書

(54) Title : REVERSING BEARING DEVICE FOR DOUBLE REVERSING PROPELLER

(54) 発明の名称 二重反転プロペラ用反転軸受装置



(57) Abstract

A hollow poriton is defined in the axis of an inner shaft (2) to form a center oil feed passage (3), and a plurality of oil feed ports (4) penetrating through an outer peripheral surface of the inner shaft (2) from this center oil feed passage (3) are aligned radially within the range (L) of a bearing surface of the inner shaft (2). An oil groove (5) in an axial direction, inclusive of an opening (4a) of each oil feed hole (4) on the inner shaft surface side, is disposed on the inner shaft outer peripheral surface. In this way, a reversing bearing device for double reversing propeller for driving the inner shaft (2) and the outer shaft (2) in mutually opposite directions is constituted. A plurality of concavoconvex portions are formed on the inner peripheral surface of the reversing bearing in place of the oil groove in the axial direction of the bearing, and complete circle portions are disposed at both end portions of the concavoconvex portions in the axial direction so as to constitute a reversing bearing device for double reversing propeller. In these bearing devices, a sufficient oil film is formed on the bearing face of the reversing bearing in the rotation range where the inner shaft and the outer shaft rotate in mutually opposite directions at a substantially equal speed, and a satisfactory bearing function can be obtained.

（５７）要約

内軸(2) の軸心に中空部を設けて中央給油通路(3) を形成し、この中央給油通路(3) から内軸(2) の軸受面の範囲(L) 内において内軸(2) の外周面に貫通する複数本の給油孔(4) を放射状に１列設け、この給油孔(4) の内軸表面側開口部(4a)を含む軸方向の油溝(5) を内軸外周面に設けて、内軸(2) と外軸(2) とを互いに反転駆動する二重反転プロペラ用反転軸受装置を構成する。また、前記油溝に代えて、反転軸受の内周面に複数の凹凸形状部を該軸受の軸方向に沿って形成し、この凹凸形状部の軸方向両端部に真円部を設けて、二重反転プロペラ用反転軸受装置を構成してもよい。これらにより、内軸と外軸とが反対方向にほぼ等速度で回転する回転域において、反転軸受の軸受面に十分な油膜を形成して良好な軸受機能を発揮することができる。

情報としての用途のみ
ＰＣＴに基づいて公開される国際出願をパンフレット第一頁にＰＣＴ加盟国を同定するために使用されるコード

AL	アルバニア	DK	デンマーク	LK	スリランカ	PT	ポルトガル
AM	アルメニア	EE	エストニア	LR	リベリア	RO	ルーマニア
AT	オーストリア	ES	スペイン	LS	レソト	RU	ロシア連邦
AU	オーストラリア	FI	フィンランド	LT	リトアニア	SD	スーダン
AZ	アゼルバイジャン	FR	フランス	LU	ルクセンブルグ	SE	スウェーデン
BB	バルバドス	GA	ガボン	LV	ラトヴィア	SG	シンガポール
BE	ベルギー	GB	グレートブリテン	MC	モナコ	SI	スロヴェニア
BF	ブルギナ・ファソ	GE	グルジア	MD	モルドバ	SK	スロヴァキア共和国
BG	ブルガリア	GN	ギニア	MG	マダガスカル	SN	セネガル
BJ	ベナン	GR	ギリシャ	MK	マケドニア旧ユーゴスラヴィア共和国	SZ	スワジランド
BR	ブラジル	HU	ハンガリー	ML	マリ	TD	チャード
BY	ベラルーシ	IE	アイルランド	MN	モンゴル	TG	トーゴ
CA	カナダ	IL	イスラエル	MR	モーリタニア	TJ	タジキスタン
CF	中央アフリカ共和国	IT	イタリー	MW	マラウイ	TM	トルクメニスタン
CG	コンゴー	JP	日本	MX	メキシコ	TR	トルコ
CH	スイス	KE	ケニア	NE	ニジェール	TT	トリニダード・トバゴ
CI	コート・ジボアール	KG	キルギスタン	NL	オランダ	UA	ウクライナ
CM	カメルーン	KP	朝鮮民主主義人民共和国	NO	ノルウェー	UG	ウガンダ
CN	中国	KR	大韓民国	NZ	ニュー・ジーランド	US	米国
CZ	チェッコ共和国	KZ	カザフスタン	PL	ポーランド	UZ	ウズベキスタン共和国
DE	ドイツ	LI	リヒテンシュタイン			VN	ヴィェトナム

明 細 書

『二重反転プロペラ用反転軸受装置』

〔技術分野〕

この発明は、二重反転プロペラの内軸を支持する反転軸受の軸受面に十分な油膜を形成して良好な軸受機能を発揮できる二重反転プロペラ用反転軸受装置に関し、詳しくは、内軸と外軸とが反対方向にほぼ等速度で回転する反転時に反転軸受の軸受機能を発揮できる二重反転プロペラ用反転軸受装置に関するもので、特に、船用などの大型の二重反転プロペラにおける反転軸受装置に適した二重反転プロペラ用反転軸受装置に関する。

〔背景技術〕

従来から、プロペラの推進エネルギーを有効に活用するために、前方プロペラを有する外軸と、この外軸に内嵌するとともに後方プロペラを有する内軸とを互いに反対方向に回転駆動する二重反転プロペラが知られており、近年、船用推進機の推進効率向上を目的として採用されている。

例えば第２８図は、従来の二重反転プロペラの一部切欠き側面図であり、第２９図は第２８図のＥ－Ｅ線断面図である。二重反転プロペラ100 は、前方プロペラ101 を有する中空の外軸102 と、この外軸102 内に設けられて後方プロペラ103 を有する内軸104 と、外軸102 および内軸104 をそれぞれ反対方向に回転駆動する主機関105 とを有している。外軸102 は、これを円筒状に形成したもので、船体Ｙの船尾部分106 に外側軸受107 および外側シール108 を介し

てこれを回転可能に設けている。内軸104 は、この外軸102 の内方に反転軸受109 および内側シール110 を介して反対方向に回転可能に設けている。また、船体Yには外軸102 、内軸104 、外側軸受107 および反転軸受109 部分に潤滑油を供給する潤滑油供給機構111を設けている。なお、前方プロペラ101 および後方プロペラ103 に対向してラダーホーン112 および舵板113 を設けている。

こうした構成の二重反転プロペラ100 において、外軸102 と船尾部分106 との間の外側軸受107 は通常のジャーナル軸受機構を採用することは可能であるが、特に外軸102 内で反転する内軸104 を支持する反転軸受109 は、第２９図に示すように、内軸104 が時計方向に回転し、外軸102 およびこの外軸102 の内周面に固定してある滑り軸受などの反転軸受109 が反時計方向に回転する場合に、外軸102 と内軸104 とがほぼ等速度で回転すると、内軸104 の外周面と反転軸受109 の内周面との間の潤滑油がこの間に油膜を形成することができなくなる恐れがある。このことは、反転軸受109 を外軸の内周面に設けた第３０図の断面図に示すように、内軸104 と外軸102 とが互いにほぼ等速度で逆回転すると、潤滑油供給機構111 からの潤滑油によって両軸102 , 104 間に油膜の形成による流体滑り軸受作用をさせることが困難になり、通常の軸受では軸受機能を発揮することができなくなる恐れがあることとなる。

そのため、第３１図の断面図に示すように、外軸102 と内軸104 との間に浮動ブッシュ114 を設け、この浮動ブッシュ114 を両軸間でほぼ静止させることにより、この浮動ブッシュ114 と内軸104 及び外軸102 との間に油膜を形成して反転軸受を構成するものがある。しかし、この浮動ブッシュ114 を用いた動圧軸受の場合、通常の運転時には軸受機能を発揮できるだけの油膜を形成することはできる

が、離着岸時等における低速運転時には油膜の形成が難しく、軸受面において金属接触を生じる場合がある。また、後方プロペラ103の片持支持により内軸104 が撓み易く、軸受後端部において片当りを生じることもある。

また、内軸104 を支持する反転軸受109 の内面にテーパランド（図示せず）を形成し、このテーパランドのテーパ部により動圧を発生させて油膜を形成して内軸104 を持ち上げようとする軸受もある。しかし、このテーパランドを設けた場合でも、主機関105 の始動時ないし低速回転時には動圧による負荷容量が小さいため、油膜が薄くなり、軸受面において内軸104 および反転軸受109 が金属接触してこの反転軸受109 が焼け付く恐れがある。

このような課題を解消しようとする従来の技術として、たとえば第３２図の要部断面図に示すような、静圧軸受を基本とした「二重反転プロペラ用船尾管軸受」（日本国特許出願公告平成５年第４５４７９号）がある。この軸受においては、内軸104 の同芯穴115 から放射状に給油孔116 を形成し、この給油孔116 にはオリフィス形成用のあるいは毛細管絞り用の小穴付きネジ117 をはめ込んで、内軸104 と、外軸102 ないし反転軸受109 との間に給油孔116 から反転軸受面に向かって高圧の油を噴出することにより、静圧による負荷容量を発生させて内軸104 を持ち上げて内軸104 の片当たりなどを防止しようとしている。また、第３３図の(a),(b) に示す断面図のように、内軸104 の軸心に設けた同芯穴115 から内軸104 の軸受面の範囲Ｌ内において内軸外周面に放射状に貫通する複数本の給油孔116 を設け、さらに、この給油孔116 を内軸長手方向に複数列配設した反転軸受も開示されている。

しかしながら、この反転軸受の場合には、外軸102 の反転軸受10

9 が真円軸受であるため、上述したように内軸104 および外軸102 が等速度で互いに反転した場合、理論上この真円軸受では潤滑油の動圧による負荷容量が発生しなくなるため、内軸104 と外軸102 （反転軸受109 ）とがほぼ等速度で反転する高回転数比の場合に、ブラックアウトや潤滑油供給機構111 の給油ポンプの故障などにより放射状給油孔116 からの静圧給油が失われたときには、油膜が形成されず焼付きを起こしやすくなる恐れがある。

また、上述のように高回転数比においては動圧による負荷容量が不足するため、放射状給油孔116 から比較的高い静圧をかけて潤滑油を供給する必要があり、潤滑油供給機構111 が大型化してしまう。さらに、このような静圧軸受では、内軸104 に多くの給油孔116 を設けて静圧軸受を形成するため、内軸104 の強度が低下する場合があり、このような場合には、内軸強度を維持するためには内軸径を太くする必要性が生じ、これによって重量の増加や推進装置の大型化を招いてしまうことになる。

そこで、この発明は、二重反転プロペラにおいて内軸を支持する反転軸受の軸受面に十分な油膜を形成して良好な軸受機能を発揮できる二重反転プロペラ用反転軸受装置を提供すること、を目的としてなされたものである。

その具体的な目的としては、

一つは、少ない給油孔で内軸の強度を低下させることなく反転軸受の潤滑が可能な二重反転プロペラ用反転軸受装置を提供すること、にある。

また他に、簡単な加工で内軸の軸受面の範囲内に必要な圧力の潤滑油を供給することが可能な二重反転プロペラ用反転軸受装置を提供すること、にある。

さらに他に、内軸と外軸とが反対方向にほぼ等速度で回転する等速二重反転時、あるいはこれに近い状態のときにも、特に反転軸受に負荷容量を与えることができる二重反転プロペラ用反転軸受装置を提供すること、にある。

また他に、エンジンの高回転域においては、潤滑油の動圧による負荷容量のみで内軸を支え、動圧のみでは十分な負荷容量を発生することが困難な低回転域においては給油圧力を高くして静圧を付加することによって負荷容量を確保することができる二重反転プロペラ用反転軸受装置を提供すること、にある。

さらに他に、反転軸受の非真円形状を利用し、低い給油圧力で十分な負荷容量を発生させることができる二重反転プロペラ用反転軸受装置を提供すること、にある。

〔発明の開示〕

これらの目的を達成するための、この発明の要旨とするところは、

内軸に油溝を設けること、又は、内軸外周面にテーパランドあるいは円弧部を形成すること、に着目した発明として、

後方プロペラを駆動する内軸と前方プロペラを駆動する外軸とを有し、両軸を互いに反転駆動する二重反転プロペラの反転軸受装置において、前記内軸の軸心に中空部を設けて中央給油通路を形成し、この中央給油通路から内軸の軸受面の範囲内において該内軸の外周面に貫通する複数本の給油孔を放射状に設け、この給油孔の内軸表面側開口部を含む油溝を内軸外周面に設けている。このことによって、内軸の中央給油通路から供給した潤滑油が、内軸の軸受面の範囲内において放射状に設けた内軸の外周面に貫通する複数本の給油孔から軸受面に供給され、この給油孔の内軸表面側開口部を含む内

軸外周面に設けた油溝により軸受面の範囲内のほぼ全体に必要な圧力の潤滑油が供給されて油膜を形成して内軸を支持し、両軸を互いに反転駆動する二重反転プロペラの反転軸受として機能する。したがって、少ない給油孔で軸受機能を発揮できる反転軸受を構成することができ、軸の強度低下を防止するとともに加工を容易にして工作工数を減らし、反転軸受に要する製作時間と費用を大幅に削減することができる。

上記複数本の給油孔を放射状に1列設け、この給油孔の内軸表面側開口部を含む軸方向の油溝を内軸外周面に設けることによって、中央給油通路から供給した潤滑油が、内軸の軸受面の範囲内において放射状に1列設けた内軸の外周面に貫通する複数本の給油孔から軸受面に供給され、この給油孔の内軸表面側開口部を含む内軸外周面に設けた軸方向の油溝により軸受面の範囲内のほぼ全体に必要な圧力の潤滑油が供給されて内軸を支持することができる。

上記複数本の給油孔を放射状に設けるとともに、この給油孔を軸方向に複数列設け、この給油孔の内軸表面側開口部を含む周方向又は軸方向の油溝を内軸外周面に設けることによって、中央給油通路から供給した潤滑油が、内軸の軸受面の範囲内において放射状に設け、しかも軸方向に複数列設けた内軸の外周面に貫通する複数本の給油孔から軸受面に供給され、この給油孔の内軸表面側開口部を含む内軸外周面に設けた周方向又は軸方向の油溝により軸受面の範囲内のほぼ全体に必要な圧力の潤滑油が供給されて内軸を支持することができる。

上記軸方向に複数列設けた給油孔を周方向にオフセットして設けたことによって、この給油孔で軸受面の範囲内のほぼ全体に効率良く必要な圧力の潤滑油を容易に供給して内軸を支持することができ

る。

上記油溝の幅方向断面積を、給油孔の内軸表面側開口部から端部に向けて減少するように形成したことによって、油溝の幅方向断面積を、給油孔の内軸表面側開口部から端部に向けて減少するように形成できるので、油溝の幅方向断面積を変えることにより軸受面の範囲内における潤滑油圧力を変えて最適にすることができて、軸受面の範囲内の負荷に応じた油圧を生じさせる反転軸受装置を構成することが可能となる。

後方プロペラを駆動する内軸と前方プロペラを駆動する外軸とを有し、両軸を互いに反転駆動する二重反転プロペラの反転軸受装置において、前記内軸の軸受面の範囲内の内軸外周面に複数のテーパランド部を形成したことによって、潤滑油は内軸の軸受面の範囲内の内軸外周面に形成したテーパランドで油膜を形成して内軸を支持できるので、必要な加工を容易にして工作工数を減らし、反転軸受に要する製作時間と費用を大幅に削減できる反転軸受装置を構成することが可能となる。

上記内軸の軸心に中空部を設けて中央給油通路を形成し、この中央給油通路から内軸の外周面に貫通する複数本の給油孔を放射状に設け、この給油孔の内軸表面側開口部をテーパランドのテーパ部の谷部に設けたことによって、内軸の軸心に設けた中央給油通路から潤滑油を供給すると、この中央給油通路から複数本の給油孔を介してテーパランドのテーパ部の谷部に設けた内軸表面側開口部に潤滑油が供給されるので、必要な圧力の潤滑油を常にテーパ部に供給することができる反転軸受装置を構成することが可能となる。

後方プロペラを駆動する内軸と前方プロペラを駆動する外軸とを有し、両軸を互いに反転駆動する二重反転プロペラの反転軸受装置

において、前記内軸の軸受面の範囲内の内軸外周面に複数の円弧部を形成したことによって、潤滑油で内軸の軸受面の範囲内の内軸外周面に形成した円弧部により油膜を形成して内軸を支持するので、必要な加工を容易にして工作工数を減らし、反転軸受に要する製作時間と費用を大幅に削減することが可能となる。

一方、反転軸受の内周面を非真円形状にすることにより内軸との間において動圧を発生させること、および反転軸受の非真円形状部分を真円部により囲むこと、に着目した発明として、

前方プロペラを有する外軸と、この外軸に内嵌して該外軸とは反対方向に回転駆動するとともに後方プロペラを有する内軸と、この内軸と上記外軸との間に設けた反転軸受と、を有する二重反転プロペラ用反転軸受装置であって、上記内軸に中空部を設けて形成した中央給油通路と、この中央給油通路に連通する複数本の放射状給油孔とを形成し、これら中央給油通路および放射状給油孔を通して該内軸から上記軸受の内周面に潤滑油を供給し、かつこの軸受の内周面に複数の凹凸形状部を該軸受の軸方向に沿って形成し、さらに、上記軸受の軸方向における上記凹凸形状部の両端部に真円部を設けている。このことによって、内軸の内部から放射状給油孔を通じて反転軸受の表面に潤滑油を供給すると、この反転軸受の内周面に形成した複数のテーパランドあるいは多円弧軸受面などの凹凸形状部で非真円形状により、内軸の内方から反転軸受方向に向かって供給される潤滑油による静圧で、反転軸受の軸方向にわたって全体的に均一に近づく負荷容量を発生することができる。また、凹凸形状部の両端部に形成した真円部により反転軸受の非真円形状を囲むように構成したことによって、凹凸形状部内の潤滑油が外部に洩れにく

くなって有効に内軸を軸支することが可能となり、油膜を形成して負荷容量を発生させるという動圧性能および静圧性能をさらに向上させることができる。

上記凹凸形状部を、テーパランドあるいは多円弧軸受面とすることによって、回転数比によらず内軸および反転軸受の間に動圧による負荷容量が発生し、したがって、放射状給油孔からの静圧を大きくする必要がなく、動圧による負荷容量を積極的にかつ有効に発生させることが可能となるとともに、給油圧力もこれを低く抑えることができる。

これらにより、潤滑油供給機構からの静圧給油が不要あるいは低圧ですむため、船内電力を節約することができる。また、ブラックアウト時などにおいて給油が行われずに静圧による負荷容量を発生させることができない場合でも、あるいは前方プロペラおよび後方プロペラが低速度の遊転状態となった場合にも、さらには内軸と外軸とがほぼ等速度で回転する高回転数比の場合にも、回転数比によらず動圧による負荷容量を発生することができるので、真円軸受構造の場合よりも耐焼き付き性を向上させることができる。この凹凸形状部の数は、放射状給油孔の数とは無関係に、軸受使用条件によりその最適値を選択することができる。

さらに、上記放射状給油孔を、上記軸受の軸方向における中央位置から、該軸受の長さＬに対してＬ／６～Ｌ／４だけ後方に位置させることによって、静圧給油の効果を高めることができる。

また、上記真円部の長さを、上記軸受の長さＬに対してＬ／４８～２４Ｌ／４８の範囲とすることによって、潤滑油の動圧および静圧による負荷容量をさらに向上させることができる。特に、上記真円部の長さを、上記軸受の長さＬに対して２Ｌ／４８～１０Ｌ／４

8の範囲とすると好ましい。

〔図面の簡単な説明〕

第1図は、この発明に係る二重反転プロペラ用反転軸受装置の第1実施形態を示す図面であり、(a) は側断面図，(b) は(a) のA－A線断面図である。

第2図は、(a),(b) 共に、第1図における油溝の周方向を示す断面図である。

第3図は、第1図に示す第1実施形態の寸法例を示す図面であり、(a) は側断面図，(b) は油溝の拡大図である。

第4図は、第1図における油溝の軸方向断面の他の例を示す側断面図である。

第5図は、この発明の第2実施形態を示す側断面図である。

第6図は、この発明の第3実施形態を示す図面であり、(a) は側断面図，(b) は(a) のB－B線断面図である。

第7図は、この発明の第4実施形態を示す側断面図である。

第8図は、この発明の第5実施形態を示す側断面図である。

第9図は、(a),(b) 共に、この発明の第6実施形態を示す断面図である。

第10図は、この発明の第7実施形態を示す断面図である。

第11図は、この発明の第8実施形態を示す断面図である。

第12図は、この発明の実施の形態による二重反転プロペラ用反転軸受装置を装備した二重反転プロペラ軸系の断面図である。

第13図は、この発明の第9実施形態を示す第12図のC－C線断面図である。

第14図は、第13図の曲面状テーパ面およびランド面をより具

体的に示す断面図である。

第１５図は、第１４図の反転軸受の内周面におけるテーパランドの展開図である。

第１６図は、第１４図において後方側ランド面（真円部）および前方側ランド面（真円部）を形成しない場合の反転軸受の内周面の展開図である。

第１７図は、この発明の第１０実施形態を示し、反転軸受の内周面における非真円形状の他の例として多円弧軸受面を示す断面図である。

第１８図は、第１７図の反転軸受の内周面における多円弧軸受面の展開図である。

第１９図は、第１７図において後方側ランド面（真円部）および前方側ランド面（真円部）を形成しない場合の反転軸受の内周面の展開図である。

第２０図は、この発明の第１１実施形態を示し、二重反転プロペラ用反転軸受装置部分の断面図である。

第２１図は、第２０図のＤ－Ｄ線断面図である。

第２２図は、この発明の第１２実施形態を示し、内軸および反転軸受の端部を示す要部断面図である。

第２３図は、この発明における、内軸の回転数に対する最小油膜厚さ（負荷容量）の関係を示す線図である。

第２４図は、同、回転数比に対する最小油膜厚さの関係を示す線図である。

第２５図は、同、後方側ランド面および前方側ランド面に対する油膜厚さの関係を示す図面で、(a) は反転軸受の断面図，(b) は油膜厚さの関係を示す線図である。

第２６図は、この発明において、内軸が反転軸受に対して若干偏心した場合の断面図である。

第２７図は、この発明の回転数比に対する油膜厚さの関係を示す線図である。

第２８図は、従来の二重反転プロペラの一部切欠き側面図である。

第２９図は、第２８図のＥ－Ｅ線断面図である。

第３０図は、従来の二重反転プロペラ用反転軸受装置を示す断面図である。

第３１図は、従来の他の二重反転プロペラ用反転軸受装置を示す断面図である。

第３２図は、従来の静圧真円軸受を基本とした二重反転プロペラ用船尾管軸受の要部断面図である。

第３３図は、従来の他の二重反転プロペラ用反転軸受装置を示す図面であり、(a) は側断面図，(b) は(a) のＦ－Ｆ線断面図である。

〔発明を実施するための最良の形態〕

以下、この発明の好適な実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

（Ｉ） 内軸に油溝を設けること、又は、内軸外周面にテーパランドあるいは円弧部を形成すること、に着目した発明の実施形態を説明する。

(1) 第１実施形態

第１図は第１実施形態の二重反転プロペラ用反転軸受装置T_1を示す図面であり、(a) は側断面図であり，(b) は(a) のＡ－Ａ線断

面図である。なお、以下の説明における図面は、いずれも半径隙間C，等を誇張して表現している。また、図(a) において右側が船首，左側が船尾方向である。

図示するように、二重反転プロペラの前方プロペラを駆動する外軸1と、後方プロペラを駆動する内軸2とを、互いに反転駆動するようにほぼ同心上に設けており、外軸1は船体に設けた図示しないジャーナル軸受により支持し、内軸2はこの外軸1内に形成した反転軸受装置T1により支持している。

この第1実施形態における反転軸受装置T1は、内軸2の軸心に中空部を設けて中央給油通路3を形成し、軸受面の範囲L内においてこの中央給油通路3から内軸外周面に貫通する複数の給油孔4を設けたものである。この給油孔4は、この実施形態では軸受面の範囲L内の後端側、つまりプロペラ側の負荷が大きい船尾側に1列設けており、また、この第1実施形態では放射状に8本の給油孔4を設けている。そして、この給油孔4の内軸表面側開口部4aを含む内軸外周面の軸受面の範囲L内には軸方向の油溝5を設けている。なお、この実施形態の場合、給油孔4の本数は3本以上が好ましい。

上記油溝5は、複数の給油孔4から軸方向に船首側へ向けて形成しており、給油孔4から供給した潤滑油が、この油溝5に沿って軸受面の範囲L内において必要な所定の油圧を生じさせるように構成している。また、この油溝5は、内軸2の表面に形成するため加工は容易である。さらに、この油溝5は、第2図(a),(b) の断面図に示すように、深い溝を形成した(a) のような溝であっても、浅い油溜まりを形成した(b) のような溝であってもよく、軸受面の範囲L内において所定の油圧を生じさせることができるような溝であればよい。

上記第１実施形態の反転軸受装置Ｔ１において実験した結果の寸法例を、第３図(a) の側断面図と(b) の油溝拡大図に基づいて説明する。なお、以下の寸法は軸受の負荷条件により変わり得るものであり一例を説明する。

図示するように、この例は軸受面の範囲（軸受長さ）をＬ、内軸外径をＤ、半径隙間をＣｒ、油溝軸方向長さをｖ、幅をｗとし、Ｌ／Ｄ＝２で断面８方向給油とすると、軸受面の範囲Ｌの中心から後方に所定距離Ｌ１離間した位置に１列８本の給油孔４を設け、この給油孔４の内軸表面側開口部４ａを中心にして軸方向長さｖ，幅ｗの油溝５を設ける。これらの内、上記所定距離Ｌ１はＬ／６～Ｌ／４の範囲が好ましく、油溝５の幅ｗはπＤ／３２が好ましく、軸方向長さｖは１ｗ～２ｗが好ましい。そして、油溝５の深さは半径隙間Ｃｒの３～５倍が好ましい。なお、この油溝５の深さは、一般の文献によると半径隙間Ｃｒの１０倍以上の時には圧力降下が無視できるとされているため、上記半径隙間Ｃｒの３～５倍以上深くしても油溝５内に大きな圧力変化は生じないと考えられるので、油溝５の位置を設定すれば、給油孔４の開口部４ａの位置は軸方向に変化しても油溝５内の圧力は大きく変化せず、軸受性能に大きな影響を与えることはない。

一方、上記第１実施形態における油溝５は、第４図の断面図に示すように、給油孔４を設けた位置から端部５ａに向けて徐々に浅くなるように、つまり、給油孔４の内軸表面側開口部から端部に向けて軸方向断面積が減少するようなテーパ状に形成してもよい。このように形成することにより、給油孔４の位置における油圧と油溝５端部の位置における油圧とに、圧力差を設けることができるので、軸受面の範囲Ｌ内において高油圧を必要とする位置に給油孔４を設

け、この給油孔4から離間した位置においては油圧を低くし、結果として軸受面の範囲L内全体において最適な潤滑油圧力として支持することが可能となる。なお、給油孔4の幅方向断面積を減少させるために、溝幅，溝深さ，あるいはこれらを共に減少させるように形成してもよい。

以上のように構成された第1実施形態における二重反転プロペラ用反転軸受装置T_1によれば、以下のように作用して内軸2を支持する反転軸受として機能する。

すなわち、内軸2の中央給油通路3から供給された油は、給油孔4から内軸表面に供給されて油溝5に沿って軸受面の範囲L内へ流れる。そして、この軸受面の範囲L内において所定の油圧を生じさせて油膜を形成し、内軸2を支持する反転軸受装置T_1として機能する。このように内軸2に設けた1列の給油孔4により反転軸受装置T_1を構成することができるため、内軸2には少ない給油孔4を設けるだけで軸強度を落とすことなく反転軸受装置T_1を構成することができる。

(2) 第2実施形態

第2実施形態の反転軸受装置T_2を第5図の側断面図に基づいて説明する。この第2実施形態は、上記第1実施形態における給油孔4を軸受面の範囲L内におけるほぼ中央に設けた実施形態であるため、上記第1実施形態と同一の構成には同一符号を付してその構成の説明は省略する。

図示するように、この第2実施形態における給油孔4は、軸受面の範囲L内におけるほぼ中央部に設けており、この給油孔4から軸受面の範囲L内における船首，船尾側へ油溝5をそれぞれ設けてい

る。

この第2実施形態の場合、給油孔4の開口部4aから船首側に向けて設ける油溝5の幅あるいは深さと、船尾側に向けて設ける油溝5の幅あるいは深さとを最適に設定することにより、軸受面の範囲L内における油圧を調節して反転軸受装置T_2としての機能を最適にすることができる。また、この第2実施形態においても、上記第1実施形態と同一の作用効果を奏することができる。

(3) 第3実施形態

第3実施形態の反転軸受装置T_3を第6図(a),(b)の側断面図と同B－B線断面図に基づいて説明する。なお、上記第1実施形態と同一の構成には同一符号を付してその構成の説明は省略する。

図示するように、この第3実施形態は、1列に給油孔4を2本設けるとともに、軸受面の範囲L内において軸方向に複数列、この実施形態では3列を設けている。この給油孔4は、1列目から2列目を周方向に90度位相をずらした位置（以下、オフセットという）に設けており、2列目と3列目との間も90度オフセットした位置に設けている。そして、これら各給油孔4の内軸表面側開口部4aを含む軸受面の範囲L内には、周方向の油溝6を設けている。なお、この第3実施形態でも内軸2の表面への加工のため、第1実施形態と同様に加工は容易に可能である。

以上のように構成した、第3実施形態の二重反転プロペラ用反転軸受装置T_3は、以下のようにして内軸2を支持する反転軸受装置T_3として機能する。

すなわち、内軸2の中央給油通路3から供給した油を、軸方向に複数列設けた給油孔4から軸受面の範囲L内に供給し、内軸2表面

に所定の油圧を生じさせて油膜を形成し、反転軸受機能を発揮する。また、この軸受面の範囲Ｌ内における油圧は、船尾側にプロペラを設けているため、通常、船尾側における負荷が大きいので、船尾側と船首側の給油孔４の径や油溝６の幅、あるいは油溝６の深さ等を最適値に設定することにより、軸受面の範囲Ｌ内における負荷に応じた油圧をそれぞれ生じさせるようにすればよい。なお、他の作用効果は上述した第１実施形態と同一である。

(4) 第４実施形態

第４実施形態の反転軸受装置Ｔ$_4$を第７図の側断面図に基づいて説明する。この第４実施形態は、上記第３実施形態における軸方向に設けた給油孔４の数を増やすとともに、これらを所定量オフセットさせて設けた実施形態である。なお、上記第３実施形態と同一の構成には同一符号を付してその構成の説明は省略する。

図示するように、この第４実施形態は、１列に２本設けた給油孔４を軸受面の範囲Ｌ内において軸方向に複数列、この実施形態では５列設けており、これらの給油孔４は、１列目と２列目とは周方向に４５度ずれた位置、つまり４５度オフセットした位置に設け、この２列目と次の３列目も４５度オフセットし、順次４５度オフセットするように設けている。そして、これら各給油孔４の内軸表面側開口部４ａを含む軸受面の範囲Ｌ内に、周方向の油溝６を設けている。なお、この第４実施形態でも内軸２の表面への加工のため、加工は容易に可能である。

以上のように構成した第４実施形態の二重反転プロペラ用反転軸受装置Ｔ$_4$によれば、上述した第３実施形態における二重反転プロペラ用反転軸受装置Ｔ$_3$と同様に機能する。

すなわち、内軸２の中央給油通路３から供給した油を、軸方向に複数列設けた給油孔４から軸受面の範囲Ｌ内に供給し、内軸２表面に所定の油圧を作用させて油膜を形成し、反転軸受機能を発揮する。この時、第４実施形態によれば上記第３実施形態よりも軸方向に多数列の給油孔４を設けているため、軸受面の範囲Ｌ内における負荷に応じた油圧に調節することができる。なお、他の作用効果は上述した第３実施形態と同一である。

(5) 第５実施形態

第５実施形態の反転軸受装置Ｔ$_5$を第８図の側断面図に基づいて説明する。この第５実施形態は、上述した第３実施形態における周方向油溝を軸方向油溝に変更した実施形態であり、図示するように、第３実施形態と同様に１列に２本の給油孔４を設けるとともに、この給油孔４を軸受面の範囲Ｌ内において軸方向に複数列、この実施形態では３列を設け、１列目と２列目を周方向に９０度オフセットした位置に設け、２列目と３列目との間も９０度オフセットした位置に設けている。そして、これら各給油孔４の内軸表面側開口部４ａを含む軸受面の範囲Ｌ内には、軸方向に油溝５を設けている。

以上のように構成した第５実施形態の二重反転プロペラ用反転軸受装置Ｔ$_5$によれば、上述した第３実施形態における反転軸受装置Ｔ$_3$と同様に機能する。

すなわち、内軸２の中央給油通路３から供給した油を、軸方向に複数列設けた給油孔４から軸受面の範囲Ｌ内に供給して、内軸２の表面に所定の油圧を生じさせて油膜を形成し、反転軸受機能を発揮する。なお、この第５実施形態においても上述した第３実施形態と同様に、船尾側と船首側の給油孔４の径や油溝５の幅、あるいは油

溝５の深さ等を最適値に設定したり、第４図に示すようにテーパ状に形成することにより、軸受面の範囲Ｌ内における負荷に応じた油圧を生じさせるようにすることができる。

(6) 第６実施形態

第９図(a),(b) の断面図に示す第６実施形態の二重反転プロペラ用反転軸受装置T_6を説明する。この反転軸受装置T_6は、外軸１内で反転する内軸７の外周面側にテーパランド８を形成した実施形態であり、この実施形態では３箇所にテーパランド８を形成し、このテーパランド８は軸受面の範囲Ｌ（第１図におけるＬ参照）内に形成している。この第６実施形態におけるテーパランド８は、(a) に示すように外側に湾曲したテーパ部８ａであっても、(b) に示すように内側に湾曲したテーパ部８ｂであってもよい。なお、これらのテーパ部８ａ，８ｂは誇張して表現しているが、内軸径や負荷等に応じて動圧成分をより強く起こす形状に形成すればよい。また、この実施形態では内軸７の軸心に中央給油通路３を設けた例を示している。

このようにテーパランド８を設けた内軸７が回転すると、テーパ部８ａ，８ｂにおいて動圧が発生するため、反転する内軸７と外軸１との間に油膜を形成することが可能となり反転軸受機能を発揮することができる。

(7) 第７実施形態

第１０図の断面図に示す第７実施形態の二重反転プロペラ用反転軸受装置T_7を説明する。この反転軸受装置T_7は、上記第６実施形態の反転軸受装置T_6において、内軸７の軸心に中央給油通路３

を設けるとともに、テーパランド８のテーパ部８ｂに潤滑油の給油孔４の開口部４ａを設けた実施形態であり、内軸７に形成したテーパ部８ｂの谷部８ｃに中央給油通路３から内軸外周面に貫通する給油孔４を設けたものである。

そして、この中央給油通路３からテーパ部８ｂの谷部８ｃに潤滑油を供給することにより、動圧を発生させるテーパ部８ｂへ常に潤滑油を直接供給しながら内軸７を回転させるため、所定の油圧および油膜の形成が容易で潤滑効果の高い反転軸受装置T_7を構成することができる。なお、テーパ部８ｂに設ける給油孔４は、テーパランド８と給油孔４の開口部４ａとの関係が、潤滑効率を最適とする位置に設定すればよい。

(8) 第８実施形態

第１１図の断面図に示す第８実施形態の二重反転プロペラ用反転軸受装置T_8を説明する。この反転軸受装置T_8は、内軸９の外周面に３円弧部１０を形成した実施形態であり、これらの円弧部１０により内軸９を略三角形状の断面に形成している。なお、これらの円弧部１０は誇張して表現しているが、実際には外軸１の内周円に近い円弧で形成している。

このように３円弧部１０で形成された内軸９によれば、上記第６実施形態と同様に、回転すると円弧部１０において動圧が発生して、反転軸受機能を発揮することができる。

なお、上記第６～第８実施形態における内軸７，９の表面への加工は外周面への加工となるため、工作が容易で、しかも精度の高い加工が容易に可能となり、必要な加工時間を大幅に短縮することができる。また、上記第６～第８実施形態では、３箇所にテーパラン

ド８又は円弧部１０を設けた実施形態を説明したが、４箇所以上であってもよく内軸径や負荷等により動圧成分をより強く起こすように決定すればよい。

（Ⅱ） 反転軸受の内周面を非真円形状にすることにより内軸との間において動圧を発生させること、および反転軸受の非真円形状部分を真円部により囲むこと、に着目した発明の実施形態を以下に説明する。

ここで、この発明の二重反転プロペラ用反転軸受装置を設ける二重反転プロペラ軸系の一例について説明する。なお、上述した従来の第２８図～第３３図における構成と同様の部分には同一符号を付し、その説明は省略する。

第１２図は二重反転プロペラ軸系２１およびこの発明の反転軸受装置Ｔの断面図であり、第１３図は、第１２図のＣ－Ｃ線断面図である。第１２図に示すように、二重反転プロペラ軸系２１は、前方プロペラ101 を有する外軸２２と、後方プロペラ103 を有する内軸２３とを有する。外軸２２は、これを円筒状に形成してあるもので、前方プロペラ101 の前方プロペラボス２４および連結部材２５と一体的に、外側軸受107 を介してこれを回転可能に設けてある。内軸２３は、この外軸２２の内方に反転軸受２６を介して、後方プロペラ103 の後方プロペラボス２７と一体的に、外軸２２とは反対方向に回転可能に設けてある。そして、上記内軸２３および反転軸受２６部分に、この発明の二重反転プロペラ用反転軸受装置Ｔを設けてある。

すなわち、内軸２３の中央軸方向に中空部を設けて中央給油通路

２８を形成し、ここに潤滑油供給機構111 から所定圧力で潤滑油を供給する。第１３図にも示すように、中央給油通路２８に連通して内軸２３の反転軸受２６に対向する部分に複数本の放射状給油孔２９（この例では、第１２図に示すように軸方向に１列であって、第１３図に示すように軸方向に直角な断面部分に８本、すなわち内軸２３の一箇所に８本の放射状給油孔２９）を形成し、内軸２３の外周面と反転軸受２６の内周面との間の軸受表面に潤滑油を供給可能としてある。

この軸受表面に供給された潤滑油のうちの一部は、反転軸受２６の軸方向油路３０を通り、隔離用円筒部材３１と内軸２３との間の円筒通路３２を通り、隔離用円筒部材３１の直径方向連通孔３３、および外軸２２の排油孔３４を通って、船尾部分106 の排出口３５から潤滑油供給機構111 のタンク（図示せず）へ還流する。軸受表面に供給された潤滑油のうち円筒通路３２の方向に流れたものは、上述の一部の潤滑油と合流して、円筒通路３２、隔離用円筒部材３１の直径方向連通孔３３、外軸２２の排油孔３４、船尾部分106 の排出口３５から上記タンクへ還流する。

(9)　第９実施形態

第１３図～第１６図を参照して第９実施形態の二重反転プロペラ用反転軸受装置Ｔ９について説明する。

第１３図に示すように二重反転プロペラ用反転軸受装置Ｔ９は、反転軸受２６の内周面においてその軸方向に直角な面に、曲面状テーパ面４０およびランド面４１を交互に配置してなるテーパランド４２を等角度間隔で形成してある。曲面状テーパ面４０は、内軸２３の外周面の曲率より小さな曲率の円弧によってリセス状にこれを

形成してある。ランド面４１は、内軸２３の外周面と同心円状に、かつ真円状にこれを形成してある。

第１４図は、曲面状テーパ面４０およびランド面４１をより具体的に示す断面図であって、反転軸受２６の中心から任意の半径Ｒ１の円周上において、等中心角に分割する点（図においては８箇所）を中心として、さらに半径Ｒ２で円を描くことにより反転軸受２６の内周面にランド面４１を残しつつ曲面状テーパ面４０を形成する。半径Ｒ１，Ｒ２を任意に選択し、かつ組み合わせることにより、所定の形状および深さを有する曲面状テーパ面４０および所定長さのランド面４１を得ることができる。なお、テーパランド４２の数は放射状給油孔２９の数とは無関係に、軸受使用条件によりその最適値を選択すればよい。

内軸２３の半径をＲ、内軸２３の外周面と反転軸受２６の内周面との間の間隙（半径隙間）をC_rとすれば、曲面状テーパ面４０の最大深さＨは、Ｒ１＋Ｒ２－（Ｒ＋C_r）となる。曲面状テーパ面４０の最大深さＨは、軸受パッド数、すなわちテーパランド４２の数や運転条件などで若干変更することがあるが、〔（１．０～３．０）×反転軸受２６の径（内径）／１００００〕程度である。

第１５図は、反転軸受２６の当該内周面の展開図であり、テーパランド４２の曲面状テーパ面４０およびランド面（真円部）４１を交互に形成している。ただし、テーパランド４２の軸方向両端部側（第１５図において左右側）には、ランド面４１と同一周面上に、円周ひとまわりに、所定長さの周方向の真円部（ランド面）として、半径が（Ｒ＋C_r）程度の、後方側ランド面４１Ｂ（第１５図において左側のS_B）および前方側ランド両４１Ｆ（第１５図において右側のS_F）を形成してあり、これらの長さの合計長さをＳとして

いる。

すなわち、反転軸受２６の内周面において、曲面状テーパ面４０は、円周方向の一対のランド面４１、ならびに軸方向の後方側ランド面４１Ｂおよび前方側ランド面４１Ｆにより、その全周部分を囲まれた状態となっている（第１５図におけるハッチング部分は真円部、すなわちランド面を示す）。なお、第１６図は、第１５図と対比のために、後方側ランド面４１Ｂおよび前方側ランド面４１Ｆを形成していない状態のテーパランド４２を示す（全面テーパランドとした）反転軸受２６の内周面の展開図である（第１６図におけるハッチング部分はランド面を示す）。

(10) 第１０実施形態

第１７図は、第１０実施形態の二重反転プロペラ用反転軸受装置T_{10}を示す図面で、反転軸受２６の内周面における非真円形状の他の例を示し、第１４図と同様の断面図であるが、テーパランド４２と同様の非真円形状を形成する構成が第１４図の場合と若干異なる。反転軸受２６の内周面を等分（例えば８等分）するとともに、これら隣合う等分点の間において当該内周面に凹部を形成する。

すなわち、内軸２３の中心から任意の半径Ｒ１の円周上において、等中心角に分割する点（図においては８箇所）のうち互いに隣り合う二点を中心として、さらに半径Ｒ３で二つの円を描きこれらの円弧が上記内周面と交差するとともに、互いに隣合う等分点の間において、テーパランド４２に相当する多円弧軸受面４３（凹部）を所定の深さおよび形状に形成する。半径Ｒ１、Ｒ３を任意に選択かつ組み合わせることにより、所定の形状および深さを有する多円弧軸受面４３を得ることができる。なお、多円弧軸受面４３の数は放射

状給油孔２９の数とは無関係に、軸受使用条件によりその最適値を選択すればよい。

第１８図は、第１７図における反転軸受２６の当該内周面の展開図であり、多円弧軸受面４３を周方向に形成している。ただし、多円弧軸受面４３の軸方向両端部側（第１８図において左右側）には、上記した第１５図と同様に、ランド面４１と同一周面上に、円周ひとまわりに、所定長さの周方向の真円部（ランド面）として、半径が（$R+C_T$）程度の後方側ランド面４１Ｂ（第１８図において左側のS_B）および前方側ランド面４１Ｆ（第１８図において右側のS_F）を形成してある。

すなわち、反転軸受２６の内周面において、多円弧軸受面４３は、軸方向の後方側ランド面４１Ｂおよび前方側ランド面４１Ｆにより、その軸方向における両端部を囲まれた状態となっている（第１８図におけるハッチング部分は真円部を示す）。なお、第１９図は、第１８図と対比のために後方側ランド面４１Ｂおよび前方側ランド面４１Ｆを形成していない状態の多円弧軸受面４３を示す（全面多円弧軸受面とした）反転軸受２６の内周面の展開図である。

第１５図および第１８図に示した、反転軸受２６の内周方向における上述の後方側ランド面４１Ｂの長さS_Bおよび前方側ランド面４１Ｆの長さS_Fの合計長さＳ（反転軸受２６の軸方向）としては、潤滑油による動圧性能および静圧性能を向上させることを考慮すると、反転軸受２６の軸方向の長さＬに対して、２Ｌ／４８～１０Ｌ／４８の範囲が適当である（第２５図に基づき後述する）。

(11) 第１１実施形態

第２０図は、第１１実施形態を示す二重反転プロペラ用反転軸受

装置T_{11}の断面図、第２１図は第２０図のＤ－Ｄ線断面図であって、放射状給油孔２９の形成位置つまり給油断面の最適位置は、プロペラ（後方プロペラ103 ）の重量および内軸２３の径にもよるが、一般的には、反転軸受２６の中央位置から、Ｌ／６～Ｌ／４だけ後方（第２０図中左方向）にすると、静圧給油の効果が高くなる。

(12) 第１２実施形態

第２２図は、第１２実施形態を示す二重反転プロペラ用反転軸受装置T_{12}の内軸２３および反転軸受２６の端部を示す要部断面図であり、反転軸受２６の端部において内軸２３との相対傾斜角度が大きい場合には、局部的な当たりが大きくなるので、反転軸受２６の端部にラッパ状の傾斜部２６Ａを加工することにより、この相対傾斜状態を緩和することができる。

ここで、前記（Ⅱ）における二重反転プロペラ用反転軸受装置による軸受機能について説明する。

(a) 内軸回転数と最小油膜厚さの関係

第２３図は、内軸２３の回転数に対する最小油膜厚さ（負荷容量）の関係を示す線図である。図において、ａ線は「許容油膜厚さ」を示し、ｂ線は「動圧負荷容量による最小油膜厚さ」を示し、ｃ線は「（動圧＋静圧）負荷容量による最小油膜厚さ」を示し、ｄ線は「動圧負荷容量不足域」を示している。内軸２３および反転軸受２６が高速度で回転している場合（例えばＥ点）には、動圧による負荷容量が十分に発生するため、必要な油膜の厚さを得ることができ、潤滑油の温度上昇が許容される限界まで給油圧力を下げるこ

とができる。なお、図において、Max は「最大回転数」であり、この「最大回転数」とは、連続最大出力回転数、いわば定格出力時の回転数である。

また、動圧による負荷容量が不足する低回転域の動圧負荷容量不足域ｄで運転するときには、静圧による負荷容量を増加するように制御する。ただし、潤滑油供給機構111 の給油ポンプ（図示せず）が「ＯＮ／ＯＦＦ」される回転数付近で長い時間運転すると、海象（海上の気象条件）により回転数がわずかに変動するたびに絶えず給油ポンプを「ＯＮ／ＯＦＦ」することになるので、第２３図に示すように、軸回転数が上昇時はＡ－Ｂ－Ｃ－Ｄ－Ｅの経路を通って軸回転数下降時はＥ－Ｄ－Ｆ－Ｂ－Ａのようなヒステリシスを描く運転制御を行うことにより、一度給油ポンプを「ＯＮ」としたら多少回転数が上昇しても「ＯＦＦ」としないように設計する。

(b) 回転数比と最小油膜厚さの関係

第２４図は、回転数比（外軸の回転数／内軸の回転数×１００）に対する最小油膜厚さ（負荷容量）の関係を示す線図であって、動圧負荷容量による最小油膜厚さを示している。この線図において、ｅ線は「従来の真円軸受（第３２図）」、ｆ線は「両端部に真円部なしの軸受（第１６図，第１９図）」を示し、ｇ線は「この発明（両端部に真円部あり）」を示している。従来例として示した第３２図のように、内軸104 および反転軸受が共に真円の場合、互いに反転する内軸104 および反転軸受がそれぞれ潤滑油を運び込む作用が相殺されるため、互いに全くの等速度で反転して回転数比が１００％となった場合には、負荷容量はゼロとなる。

しかしながら、この発明の第１４図や第１７図に示したように、

反転軸受２６にテーパランド４２あるいは多円弧軸受面４３のような凹凸部ないし非真円形状部を複数個形成することにより、内軸２３および反転軸受２６の回転方向が反対であっても、内軸２３と反転軸受２６との間における新たな隙間によって、軸回転に伴う動圧による負荷容量を新たに発生させることができる。したがって第２４図に点線ｇで図示するように、回転数比が低い領域では真円軸受の方が動圧による負荷容量が高いが、二重反転プロペラ軸系２１においてプロペラ推進効率の高くなる高回転数比の領域ではテーパランド４２あるいは多円弧軸受面４３を形成した反転軸受２６の方が動圧による負荷容量が高くなることがわかる。

しかも、第１６図および第１９図に示した後方側ランド面４１Ｂおよび前方側ランド面４１Ｆを形成しない場合の実線ｆより、第１５図および第１８図のように、後方側ランド面４１Ｂおよび前方側ランド面４１Ｆを形成したこの発明の場合の点線ｇの方が最小油膜厚さを多く形成することができる。

すなわち、テーパランド４２（第１５図）あるいは多円弧軸受面４３（第１８図）などの凹凸形状部が、後方側ランド面４１Ｂおよび前方側ランド面４１Ｆにより反転軸受２６の軸方向を閉塞された状態となるため、潤滑油はこの凹凸形状部内に有効に溜められ、動圧および静圧による負荷容量の発生効率が向上することとなる。

(c) 真円部の合計長さと油膜厚さの関係

第２５図は、後方側ランド面４１Ｂの長さS_Bおよび前方側ランド面４１Ｆの長さS_Fの合計長さＳに対する油膜厚さの関係を示す図面であって、(a) は反転軸受の断面図であり、図において、ｕは「凹凸形状部長さ」であり、Ｌは「軸受長さ」である。(b) は真円

部の合計長さと油膜厚さの関係を示す線図であり、この線図において、ｈ線は「動圧のみの場合」、ｉ線は「動圧に静圧を加えた場合」を示し、油膜厚さの向上分を範囲ｊによって示している。また、合計長さＳにおいて「０」は両ランド面４１Ｂ，４１Ｆなしの全面テーパランドを示し、「１＝４８／４８」は全面真円を示している。なお、反転軸受２６（外軸）と内軸２３との回転数比（外軸回転数／内軸回転数×１００）は６５～９０％である。

この(b) の線図から、動圧のみによる負荷容量の場合に、油膜厚さの最大値が現れる範囲は、反転軸受２６の軸方向の軸受長さＬに対して、合計長さＳがＬ／４８～８Ｌ／４８（船尾側，船首側の合計）の範囲である。また静圧を加えた場合には、油膜厚さの最大値が現れる範囲は、合計長さＳが４Ｌ／４８～２４Ｌ／４８（船尾側，船首側の合計）の範囲である。したがって、好ましい範囲としては、Ｌ／４８（動圧のみの場合の最小値に対応する長さ）～２４Ｌ／４８（静圧を加えた場合の最大値に対応する長さ）とすることができる。ただし図示のように、動圧のみになった場合には、油膜厚さが薄くなり、また最大値を外れた場合にはさらに薄くなってしまう。

そのため、後方側ランド面４１Ｂおよび前方側ランド面４１Ｆの合計長さＳのさらに好ましい範囲としては、通常であれば、動圧のみと静圧を加えたときの中間値を取って、２．５Ｌ／４８～１６Ｌ／４８とすることができるが、動圧のみになった場合であっても、ある程度の油膜厚さを確保するために、上記範囲のうち、動圧側の影響度を大きくして考慮すると、さらに好ましい範囲は、２Ｌ／４８～１０Ｌ／４８とすることができる。

(d)　負荷容量と潤滑油の給油圧との関係

第２６図および第２７図に基づき、静圧による負荷容量および潤滑油の給油圧について説明する。第２６図は、第１３図ないし第１４図と同様の、ただし内軸２３の軸心が反転軸受２６に対して若干偏心した場合の断面図であり、第２７図は、回転数比に対する油膜厚さの関係を示す線図であって、動圧および静圧による負荷容量を示す。第２７図において、ｍ線は「この発明における給油圧５０kg/cm²」、ｎ線は「従来の真円軸受け（図３２）における給油圧５０kg/cm²」を示し、ｑ線は「この発明における給油圧２５kg/cm²」、ｒ線は「従来の真円軸受け（図３２）における給油圧２５kg/cm²」を示している。

第２６図に示すように、潤滑油の供給圧ＰＳに対して反転軸受２６の圧力はオリフィス形成用の、あるいは毛細管形成用の小穴付きネジ１７を通り内軸２３の下面でＰ１、内軸２３の上面でＰ２に低下する。内軸２３の外周面と反転軸受２６のランド面４１部分の内周面との間の間隔を下面でＨ１、上面でＨ２とすると、内軸２３と反転軸受２６の中心がそれぞれ一致するときにはＨ１＝Ｈ２となり、小穴付きネジ１７による絞りと軸受隙間の絞りの抵抗とが同等となってＰ１＝Ｐ２となるため負荷容量はゼロとなる。また内軸２３が偏心して偏心距離ｋだけ図中下方に沈むと、Ｈ１＜Ｈ２、かつＰ２＜Ｐ１となり、この差圧（Ｐ１－Ｐ２）によって負荷容量が発生する。

したがって、第２７図に示すように、この発明におけるテーパランド４２あるいは多円弧軸受面４３のような非真円形状を有する内軸２３の方が動圧による負荷容量が高いために、より低い給油圧で同等の負荷容量を得て油膜厚さを確保することができ、第３２図に示した従来の真円軸受に比較して給油圧力を下げることができる。

〔産業上の利用の可能性〕

この発明は、以上説明したように構成しているので、内軸と外軸とが互いに反対方向に回転する二重反転プロペラにおける内軸を支持する反転軸受として良好な軸受機能を発揮できるので、二重反転プロペラの内軸を支持する反転軸受装置全般において有用な発明であり、特に負荷容量の大きい大型の二重反転プロペラを装備する船用の二重反転プロペラ用反転軸受装置として適している。

請 求 の 範 囲

1．後方プロペラを駆動する内軸と前方プロペラを駆動する外軸とを有し、両軸を互いに反転駆動する二重反転プロペラの反転軸受装置において、

前記内軸の軸心に中空部を設けて中央給油通路を形成し、この中央給油通路から内軸の軸受面の範囲内において該内軸の外周面に貫通する複数本の給油孔を放射状に設け、この給油孔の内軸表面側開口部を含む油溝を内軸外周面に設けたことを特徴とする二重反転プロペラ用反転軸受装置。

2．複数本の給油孔を放射状に1列設け、この給油孔の内軸表面側開口部を含む軸方向の油溝を内軸外周面に設けたことを特徴とする請求項1記載の二重反転プロペラ用反転軸受装置。

3．複数本の給油孔を放射状に設けるとともに、この給油孔を軸方向に複数列設け、この給油孔の内軸表面側開口部を含む周方向又は軸方向の油溝を内軸外周面に設けたことを特徴とする請求項1記載の二重反転プロペラ用反転軸受装置。

4．軸方向に複数列設けた給油孔を周方向にオフセットして設けたことを特徴とする請求項3記載の二重反転プロペラ用反転軸受装置。

5．油溝の幅方向断面積を、給油孔の内軸表面側開口部から端部に向けて減少するように形成したことを特徴とする請求項1～4のいずれか1項に記載の二重反転プロペラ用反転軸受装置。

6．後方プロペラを駆動する内軸と前方プロペラを駆動する外軸とを有し、両軸を互いに反転駆動する二重反転プロペラの反転軸受装置において、

前記内軸の軸受面の範囲内の内軸外周面に複数のテーパランドを形成したことを特徴とする二重反転プロペラ用反転軸受装置。

7．内軸の軸心に中空部を設けて中央給油通路を形成し、この中央給油通路から内軸の外周面に貫通する複数本の給油孔を放射状に設け、この給油孔の内軸表面側開口部をテーパランドのテーパ部の谷部に設けたことを特徴とする請求項6記載の二重反転プロペラ用反転軸受装置。

8．後方プロペラを駆動する内軸と前方プロペラを駆動する外軸とを有し、両軸を互いに反転駆動する二重反転プロペラの反転軸受装置において、

前記内軸の軸受面の範囲内の内軸外周面に複数の円弧部を形成したことを特徴とする二重反転プロペラ用反転軸受装置。

9．前方プロペラを有する外軸と、この外軸に内嵌して該外軸とは反対方向に回転駆動するとともに後方プロペラを有する内軸と、この内軸と前記外軸との間に設けた反転軸受とを有する二重反転プロペラ用反転軸受装置であって、

前記内軸に中空部を設けて形成した中央給油通路と、この中央給油通路に連通する複数本の放射状給油孔とを形成し、これら中央給油通路および放射状給油孔を通して該内軸から前記軸受の内周面に潤滑油を供給し、かつ、この軸受の内周面に複数の凹凸形状部を該軸受の軸方向に沿って形成し、さらに、前記軸受の軸方向における前記凹凸形状部の両端部に真円部を設けたことを特徴とする二重反転プロペラ用反転軸受装置。

10．前記凹凸形状部をテーパランドあるいは多円弧軸受面としたことを特徴とする請求項9記載の二重反転プロペラ用反転軸受装置。

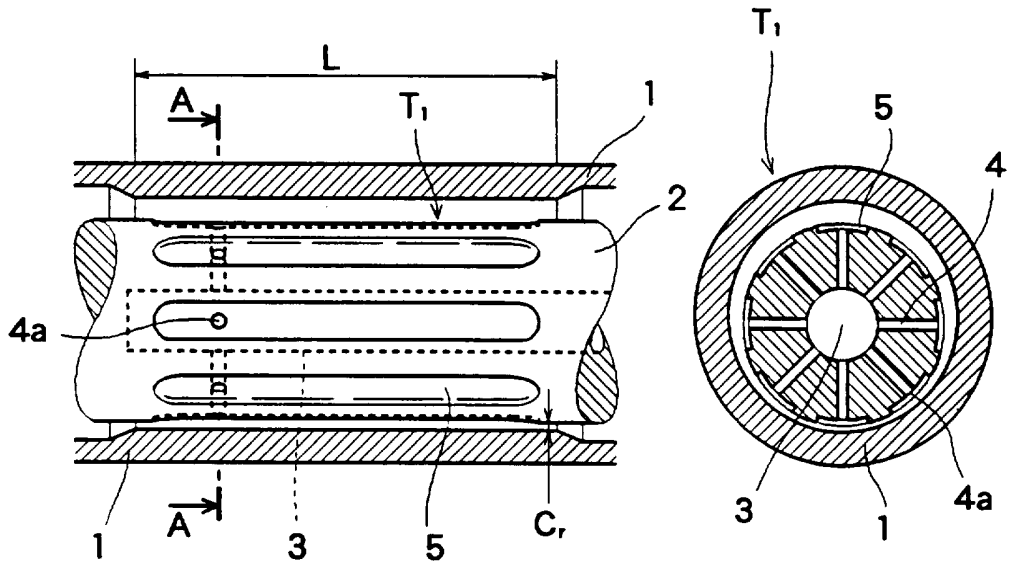
11．前記放射状給油孔を、前記軸受の軸方向における中央位置から、

該軸受の長さＬに対してＬ／６～Ｌ／４だけ後方に位置させたことを特徴とする請求項９記載の二重反転プロペラ用反転軸受装置。

12. 前記真円部の合計長さを、前記軸受の長さＬに対してＬ／４８～２４Ｌ／４８の範囲としたことを特徴とする請求項９記載の二重反転プロペラ用反転軸受装置。

13. 前記真円部の合計長さを、前記軸受の長さＬに対して２Ｌ／４８～１０Ｌ／４８の範囲としたことを特徴とする請求項９記載の二重反転プロペラ用反転軸受装置。

第 1図



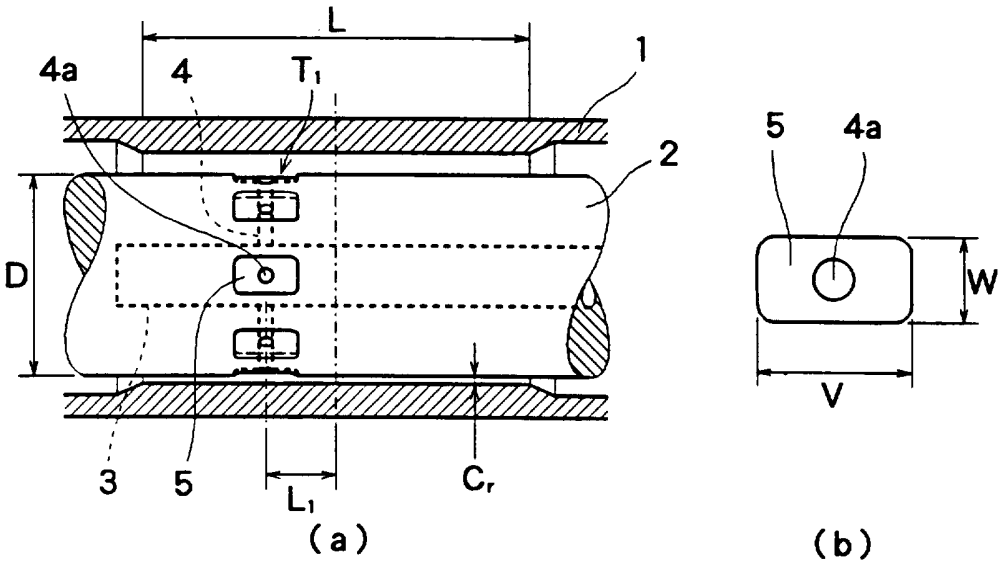
(a) (b)

第 2図

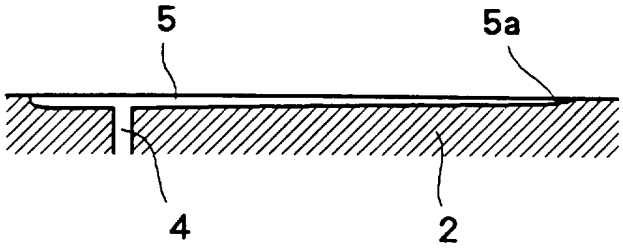


(a) (b)

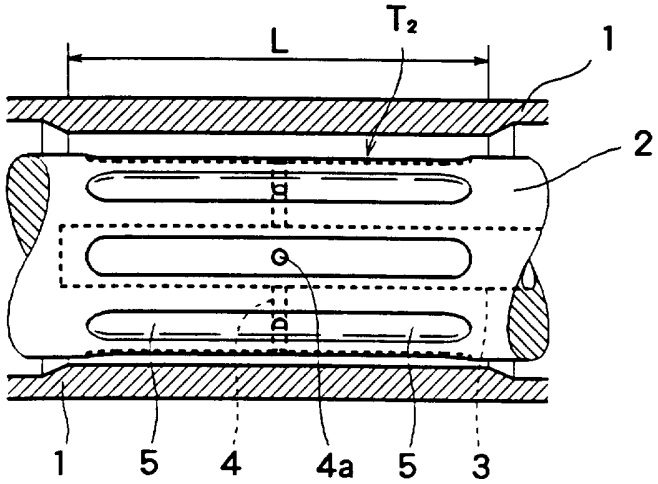
第 3図



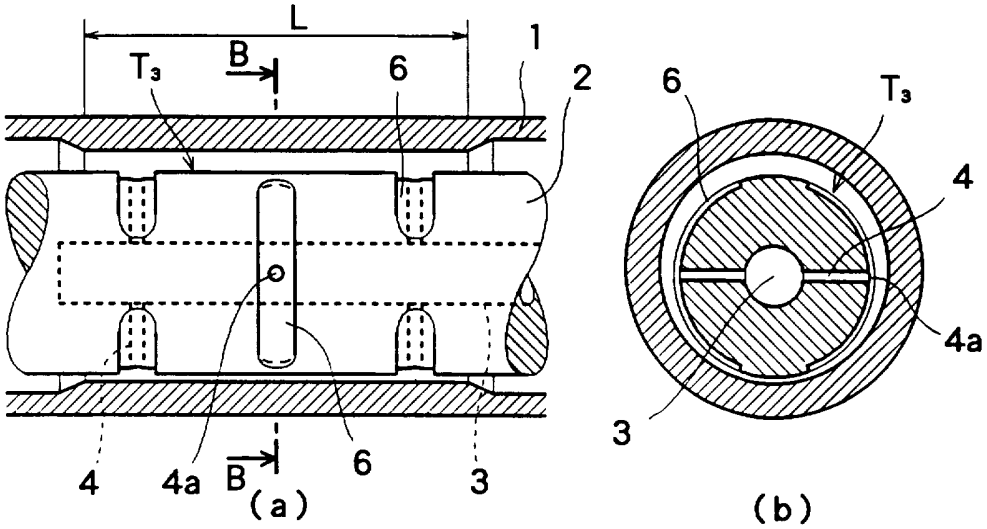
第 4図



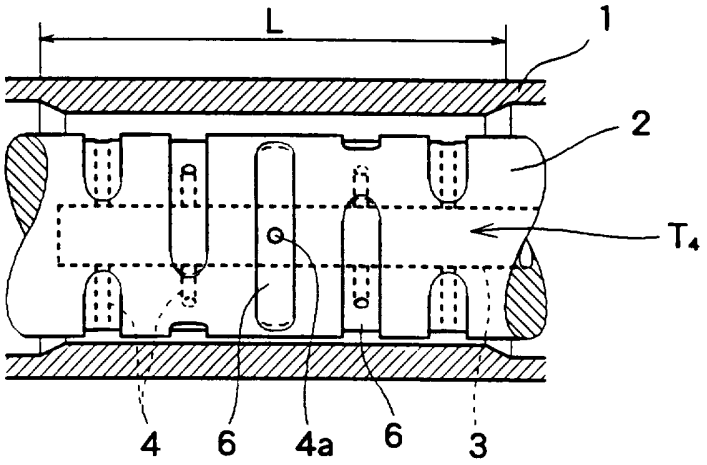
第 5図



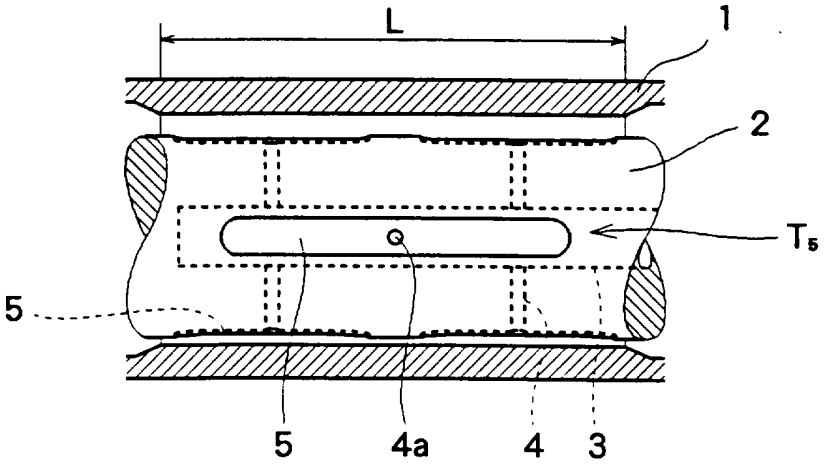
第 6図



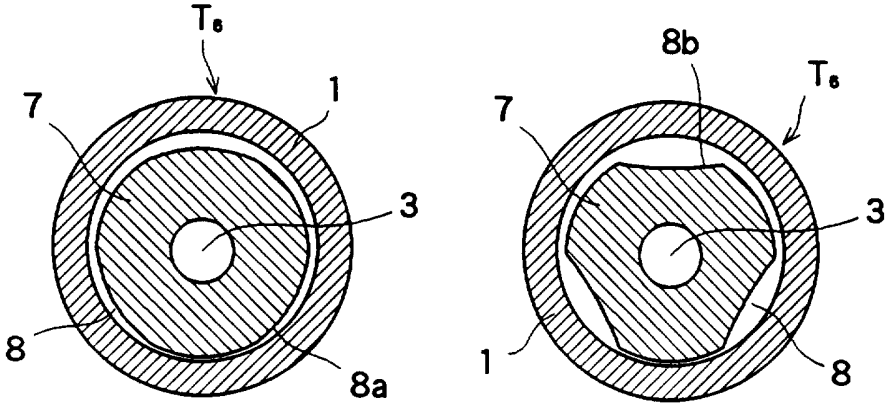
第 7図



第 8図

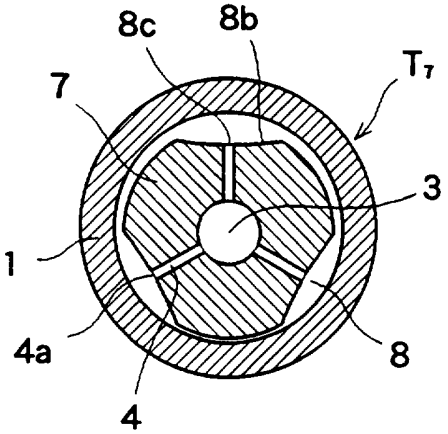


第９図

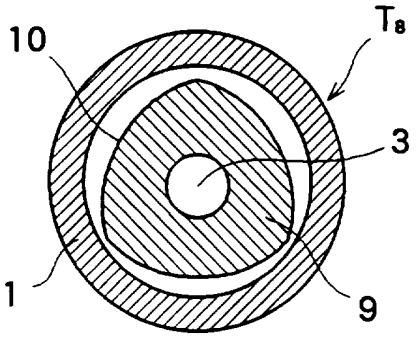


（a） （b）

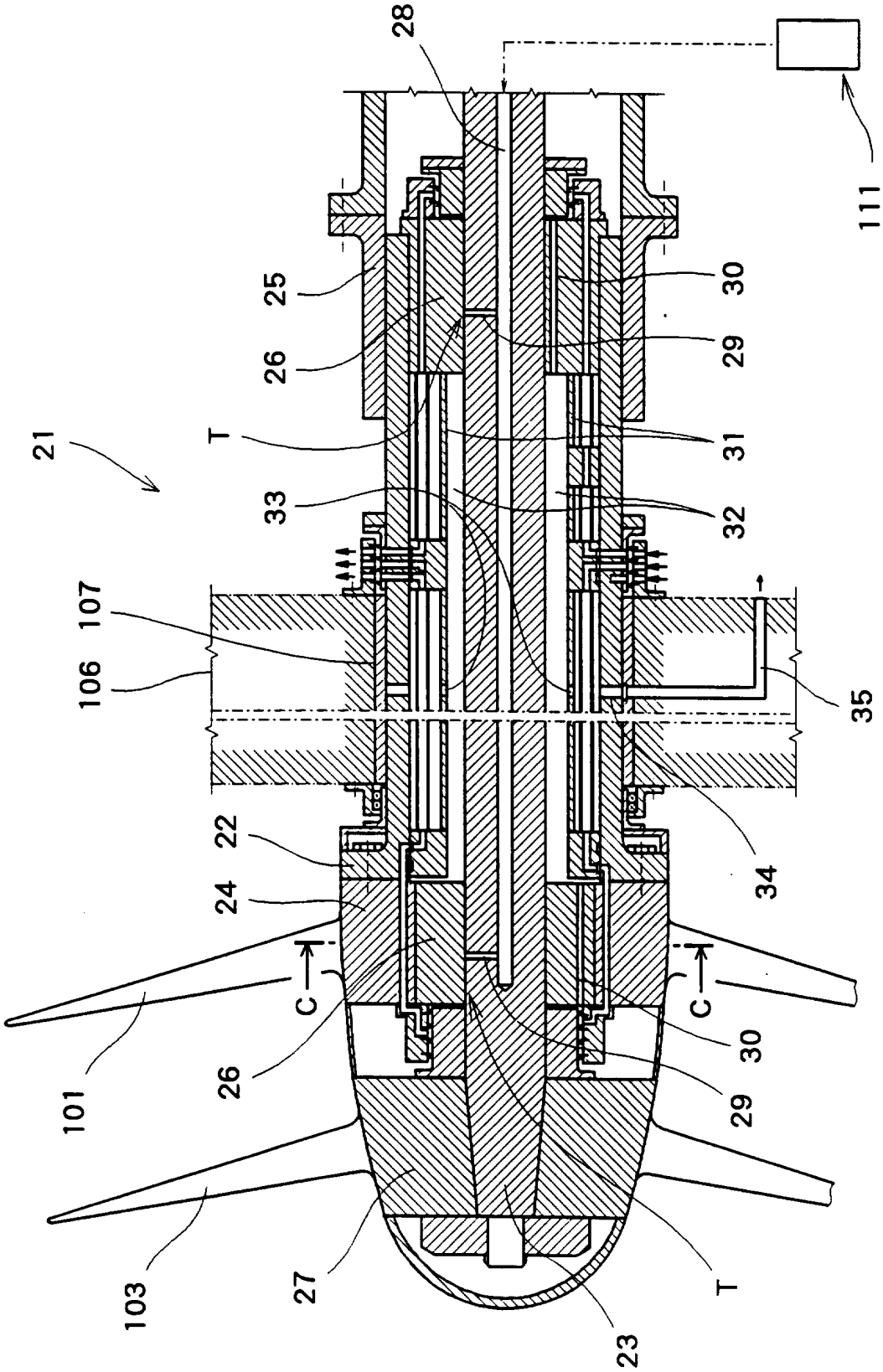
第10図



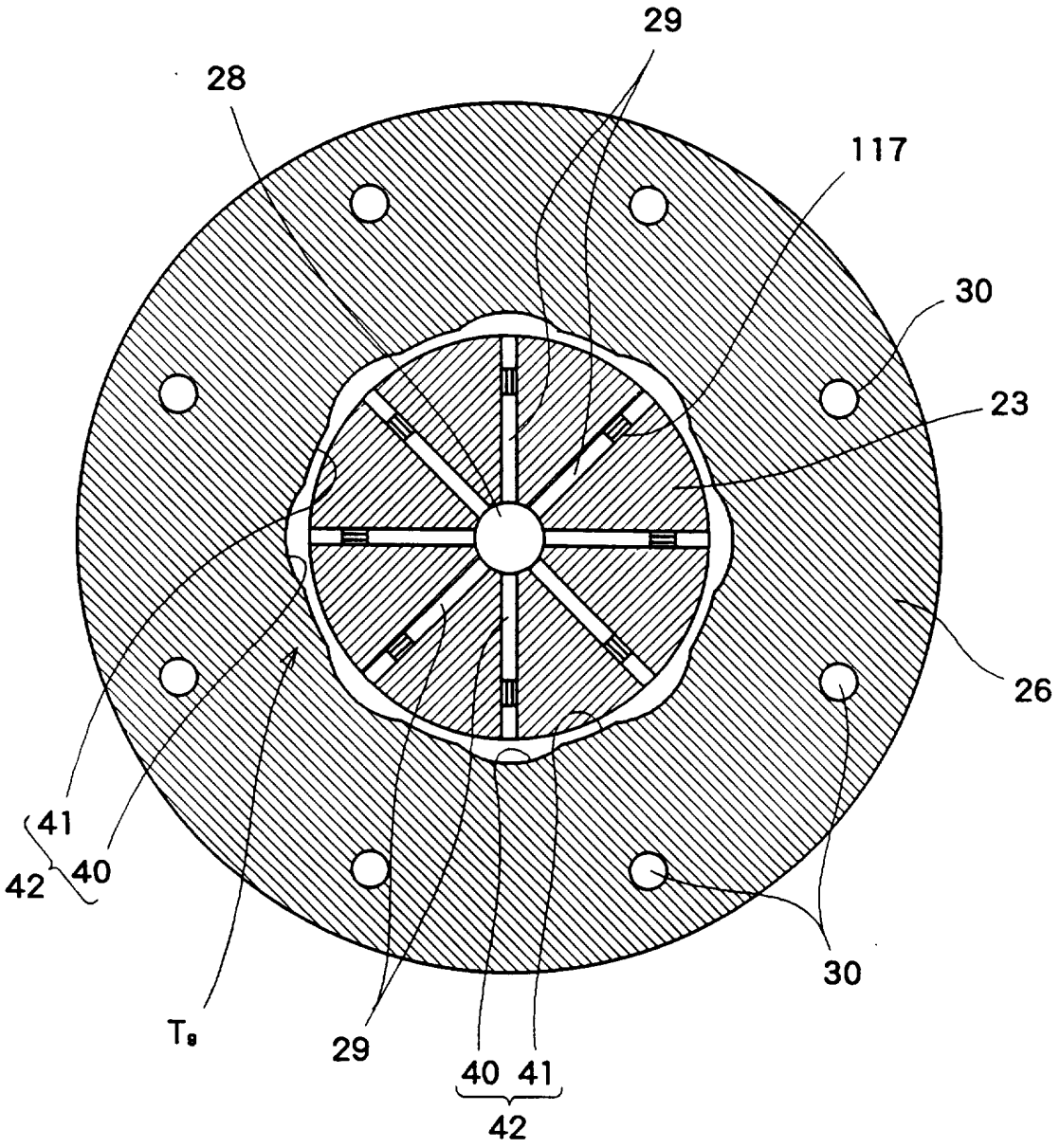
第11図



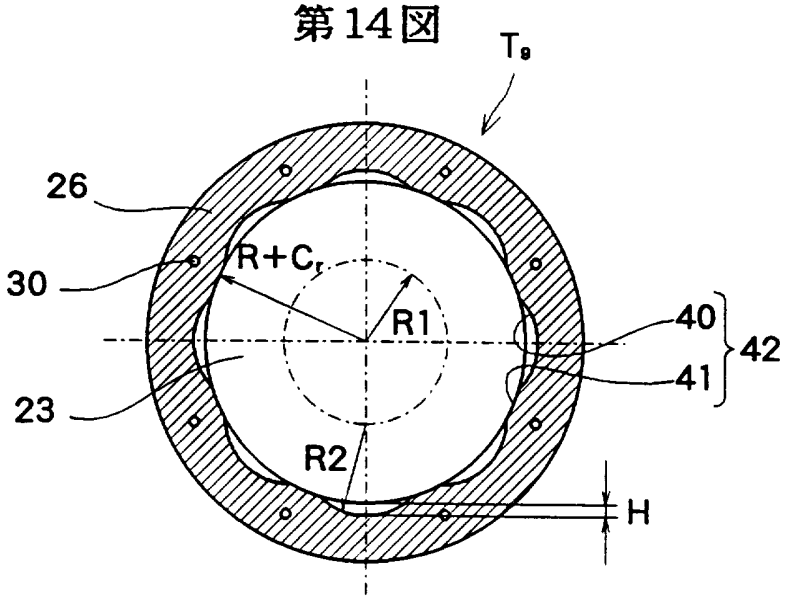
第12図


28
111
25
30
26
29
T
31
21
33
32
107
106
35
22
34
24
C
C
101
26
30
29
103
27
T
23

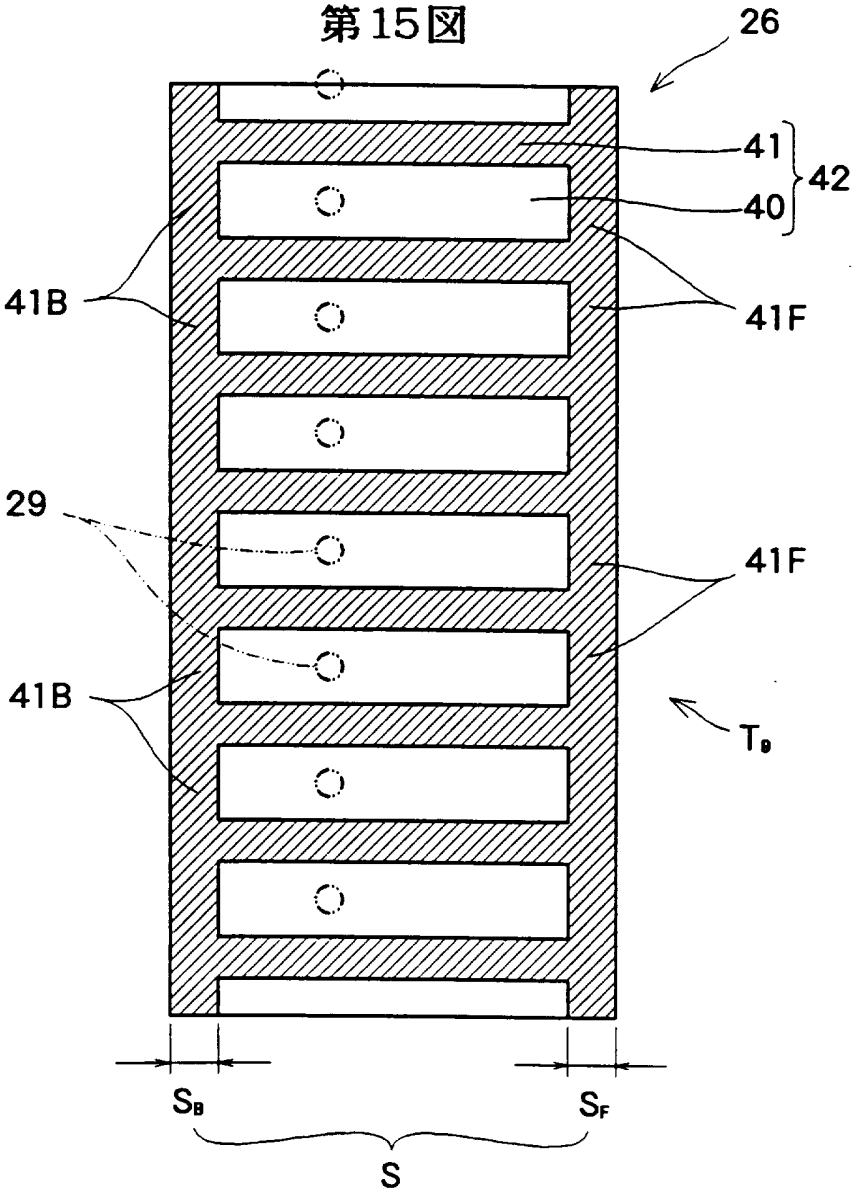
第13図



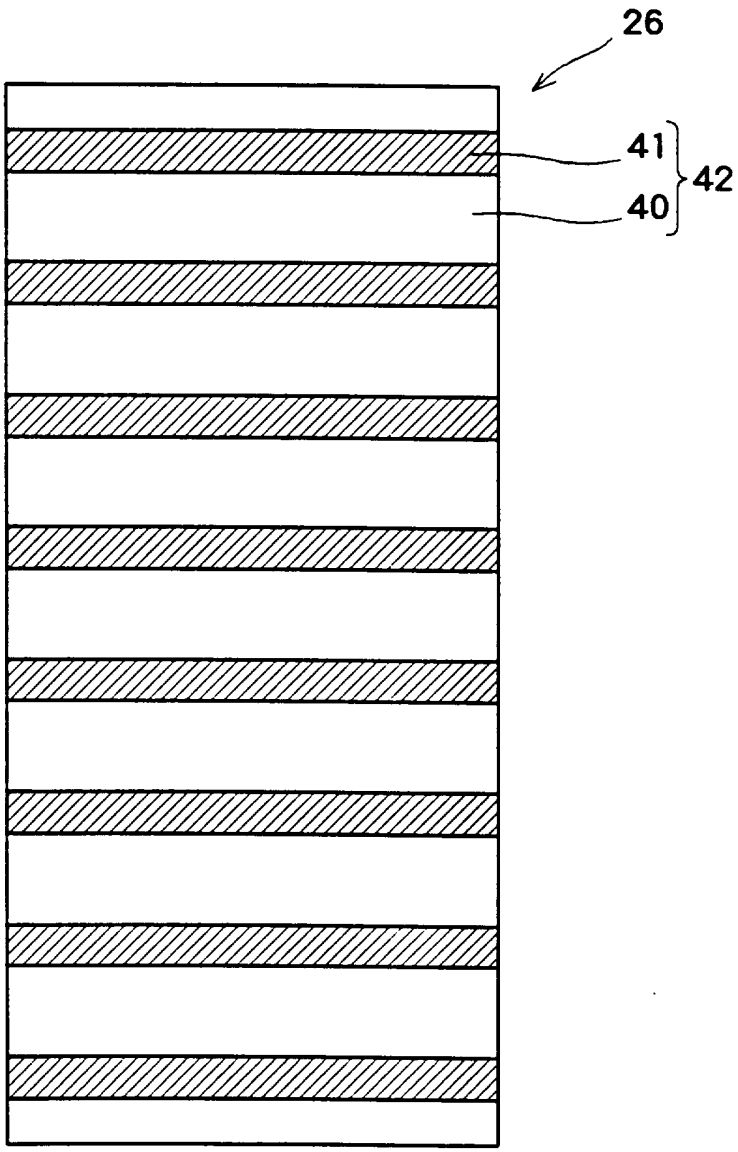
第14図


T₀
26
30
R+Cr
R1
40
42
41
23
R2
H

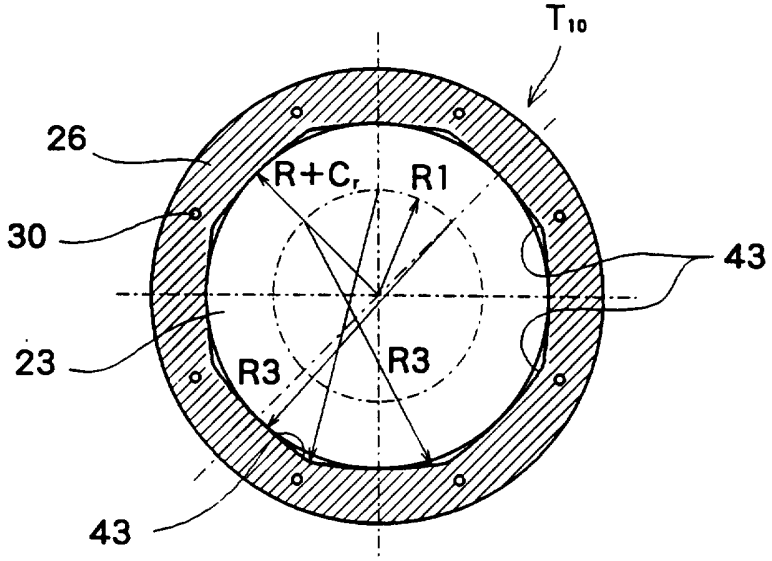
第15図


26
41
42
40
41B
41F
29
41F
41B
T₀
SB
SF
S

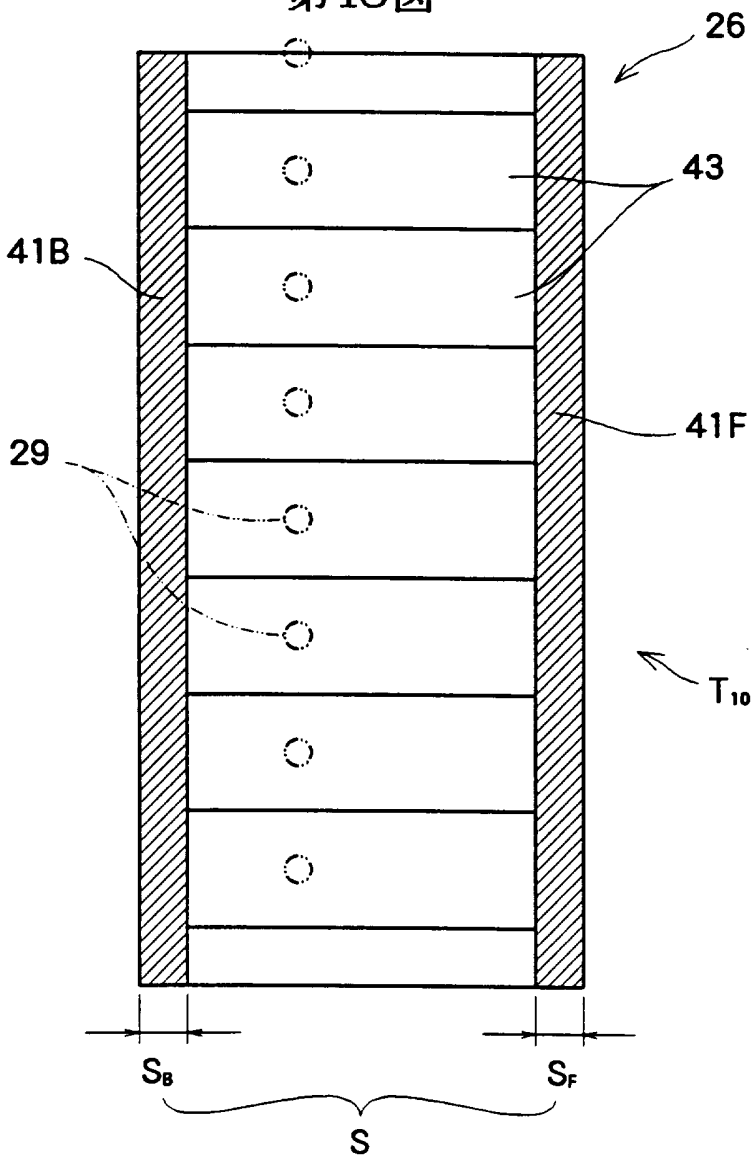
第16図



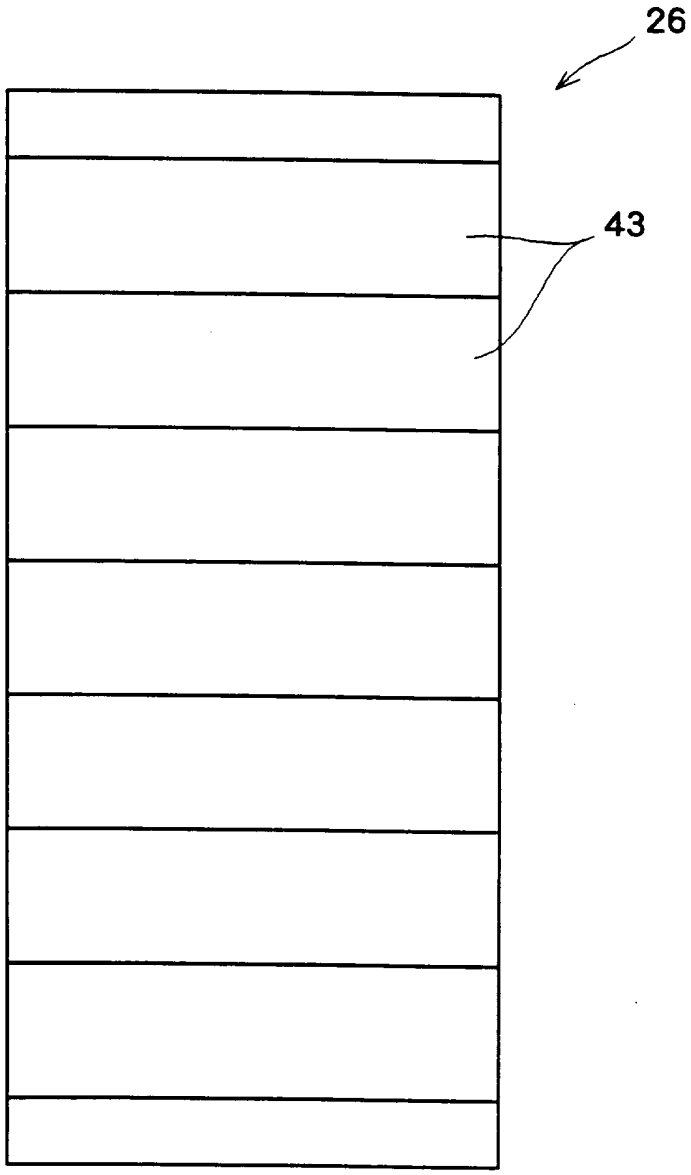
第17図



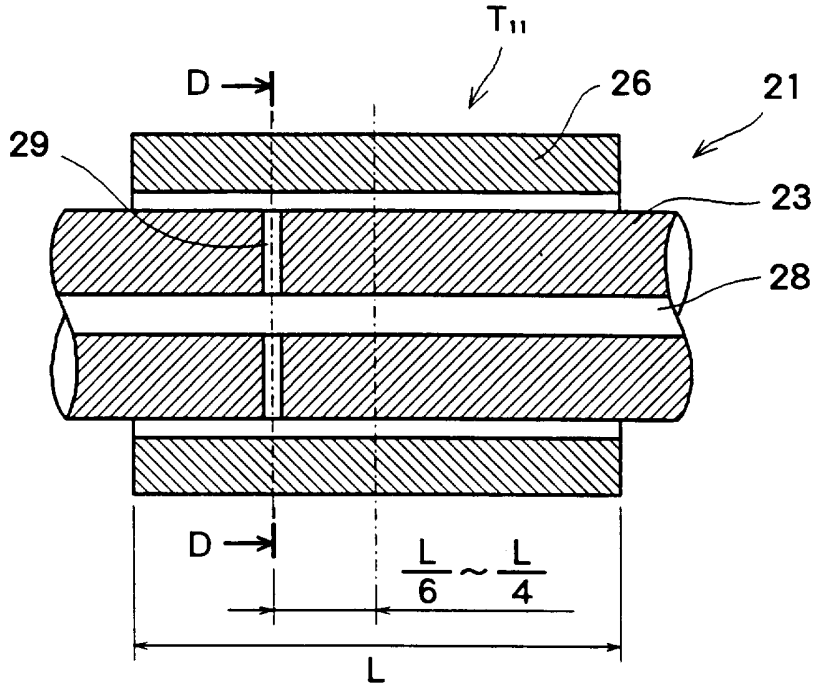
第18図



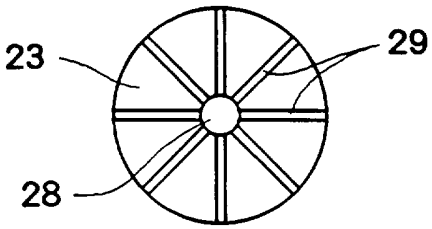
第19図



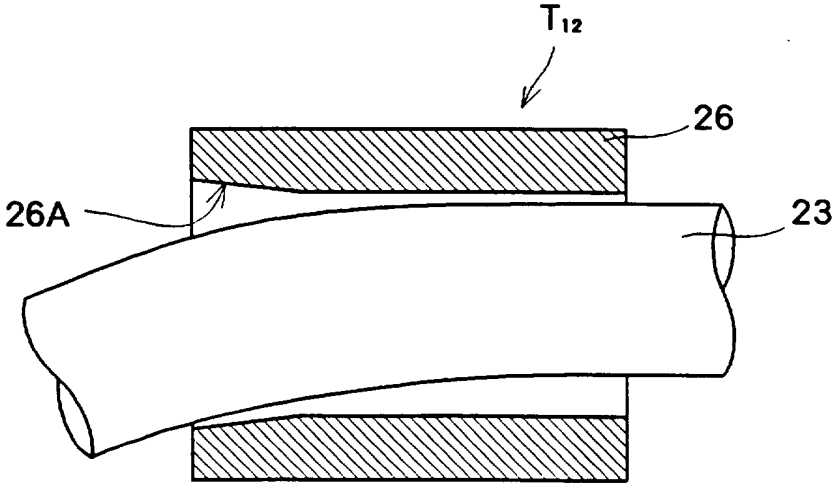
第20図



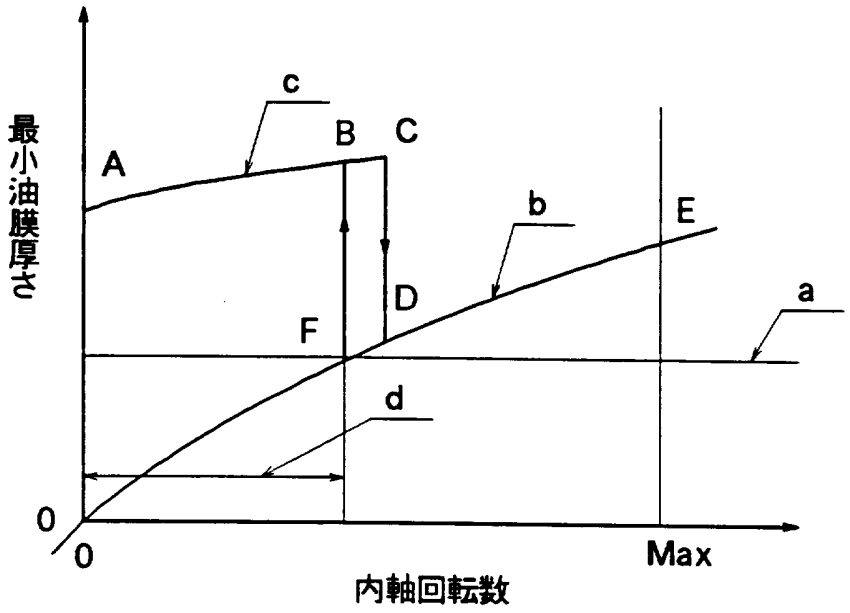
第21図



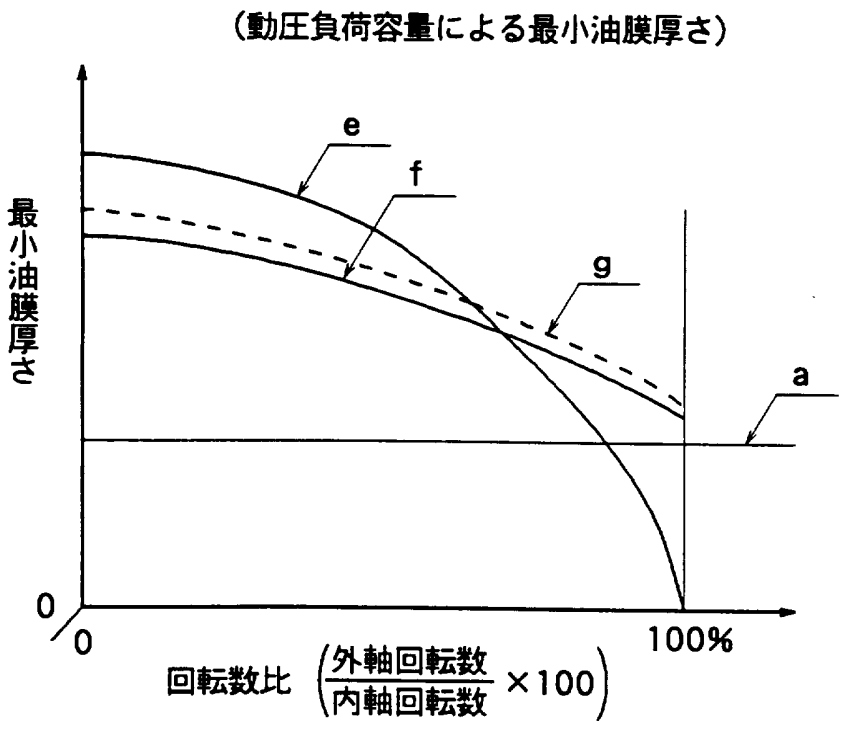
第22図



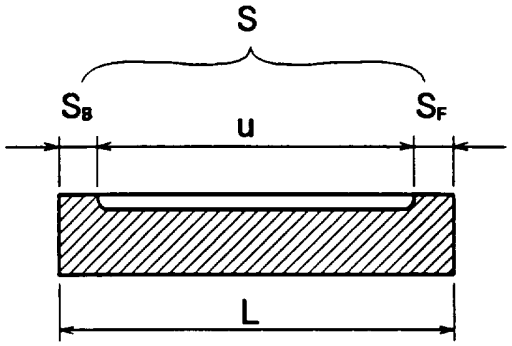
第23図


最小油膜厚さ
c
A
B
C
b
E
D
a
F
d
0
0
Max
内軸回転数

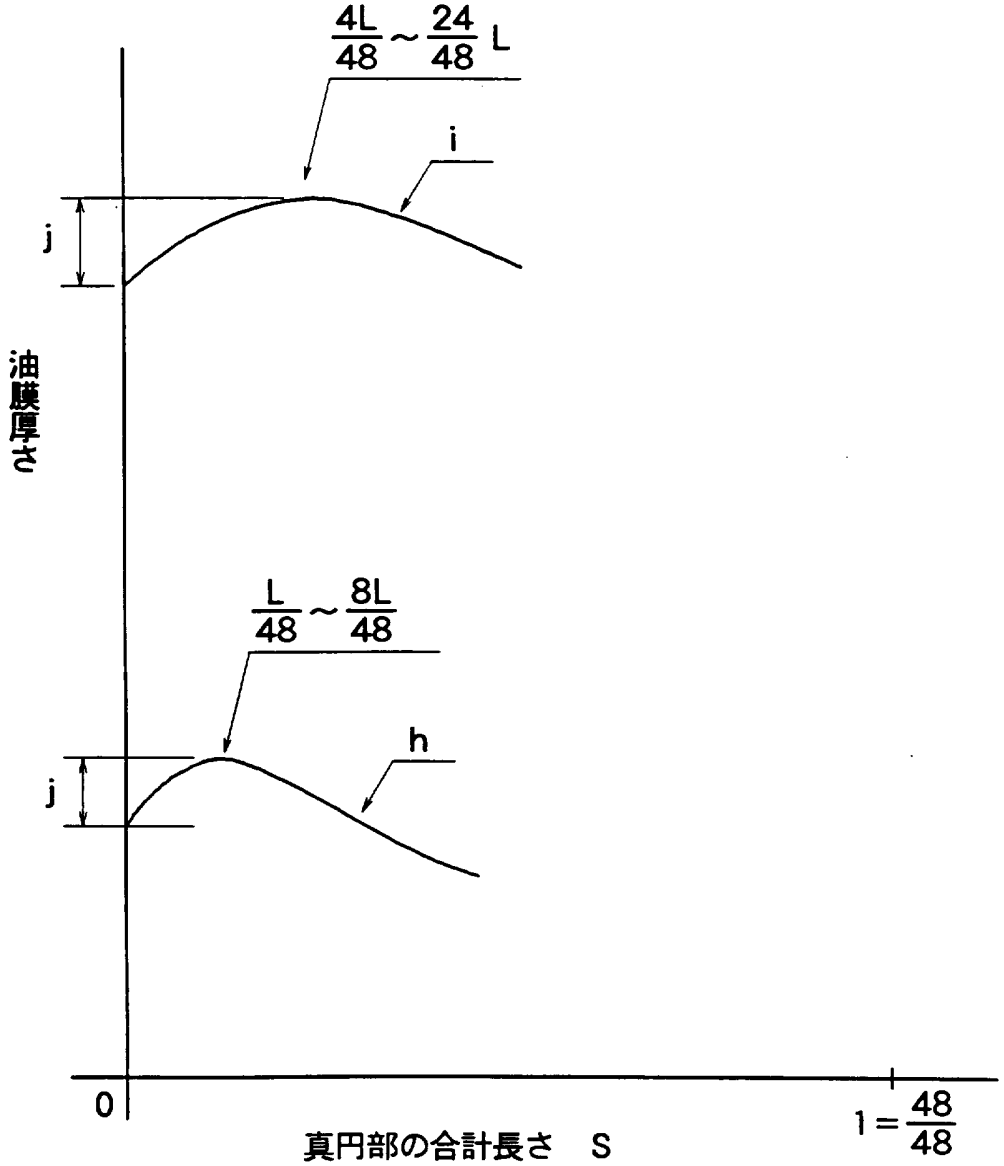
第24図


(動圧負荷容量による最小油膜厚さ)
最小油膜厚さ
e
f
g
a
0
0
100%
回転数比 (外軸回転数/内軸回転数 ×100)

第25図

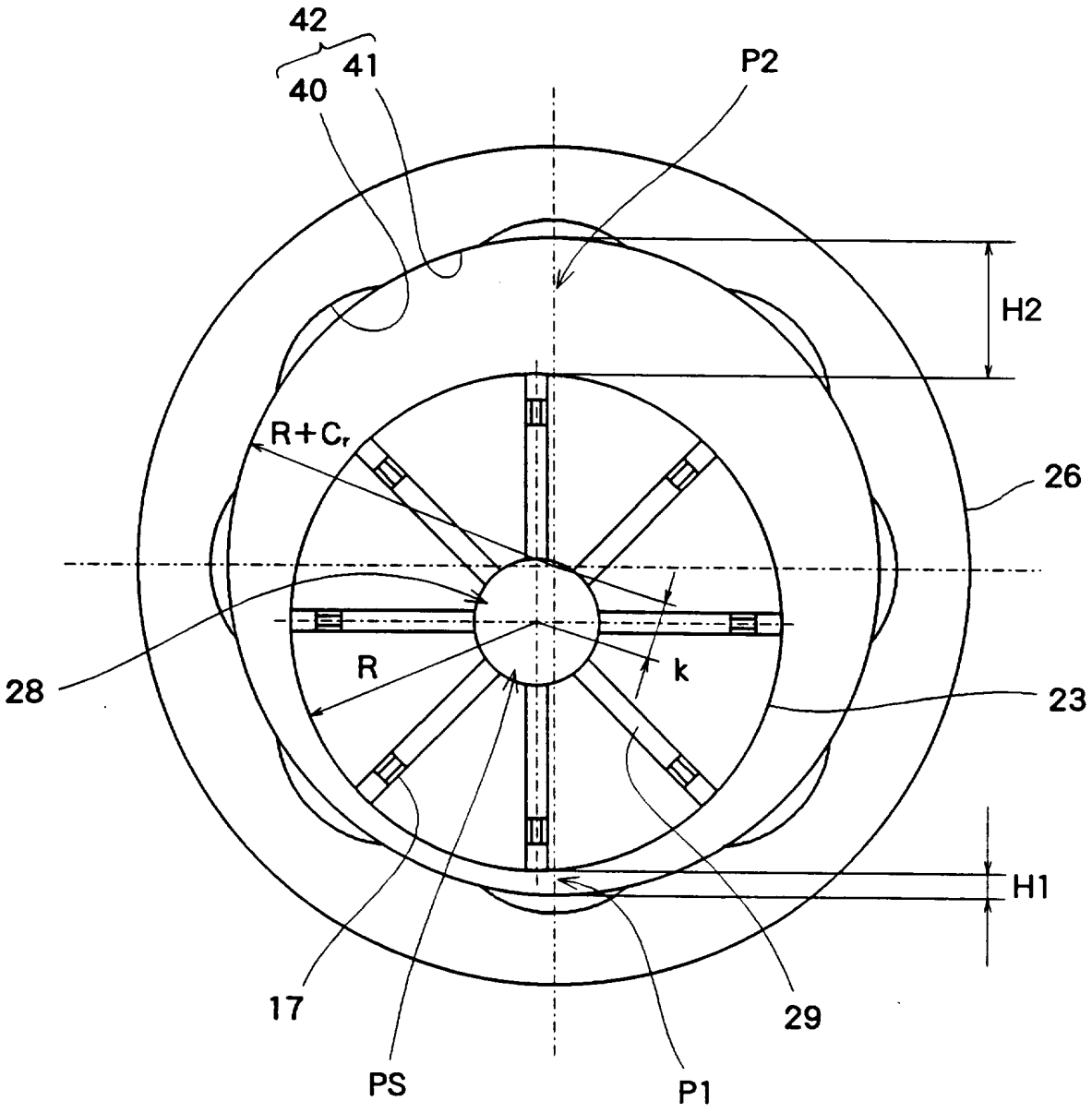

S
S_B
S_F
u
L

(a)

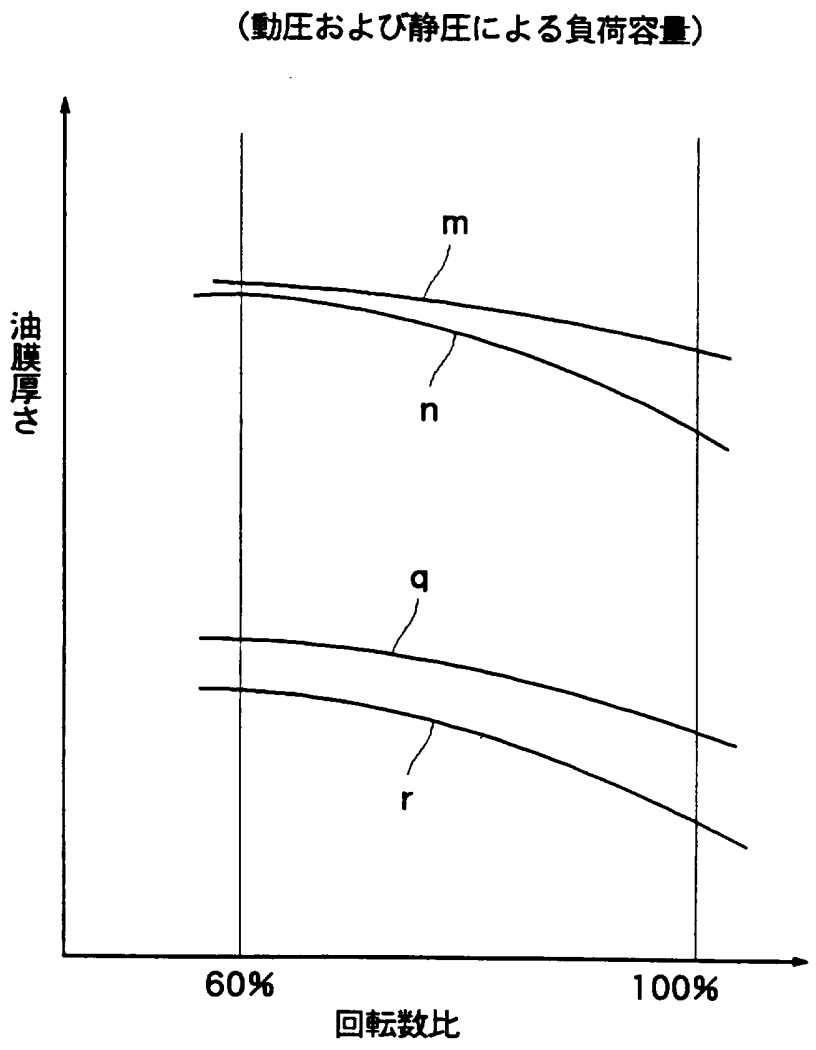

$\frac{4L}{48} \sim \frac{24}{48} L$
i
j
油膜厚さ
$\frac{L}{48} \sim \frac{8L}{48}$
h
j
0
$1 = \frac{48}{48}$
真円部の合計長さ S

(b)

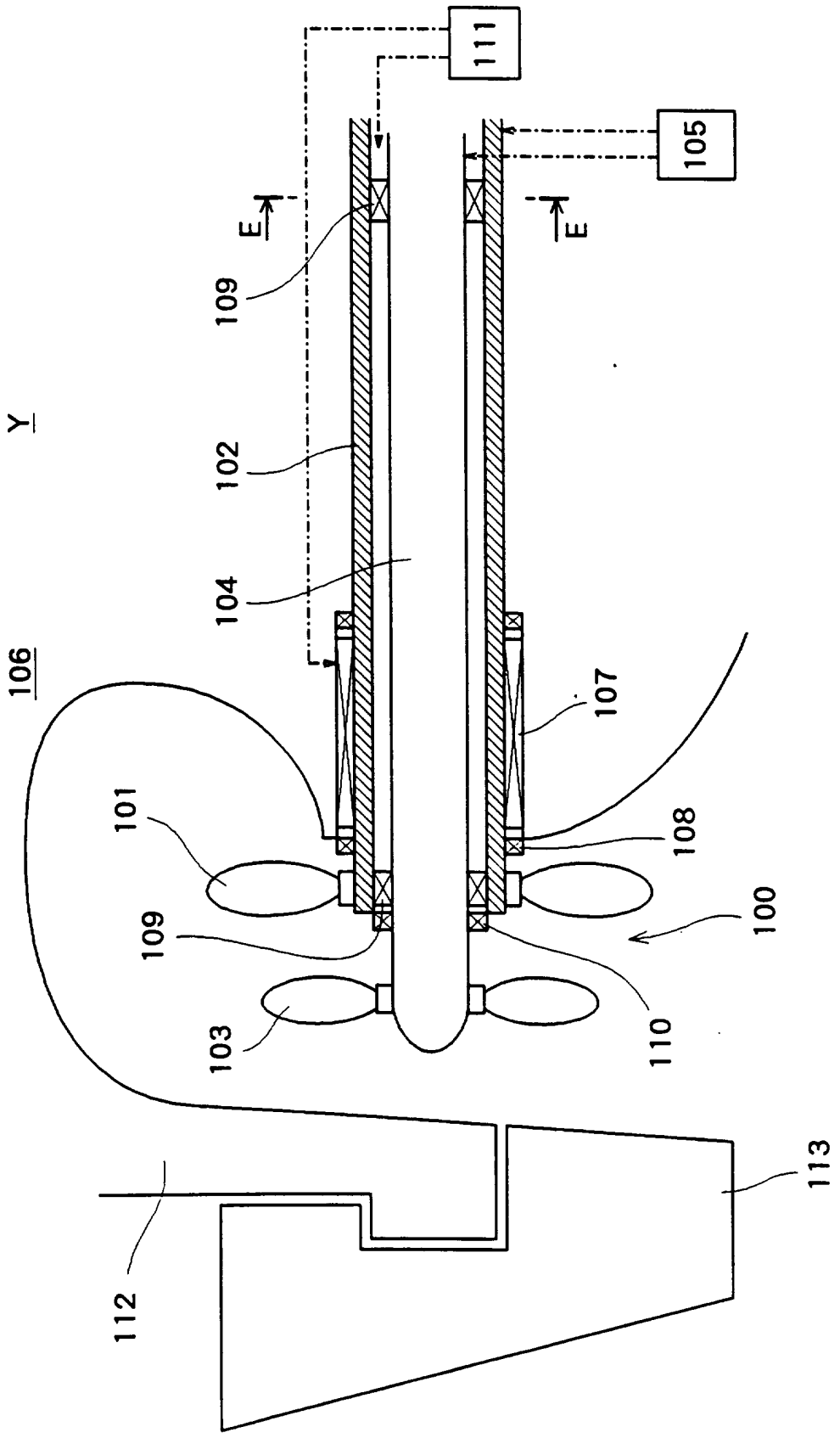
第26図



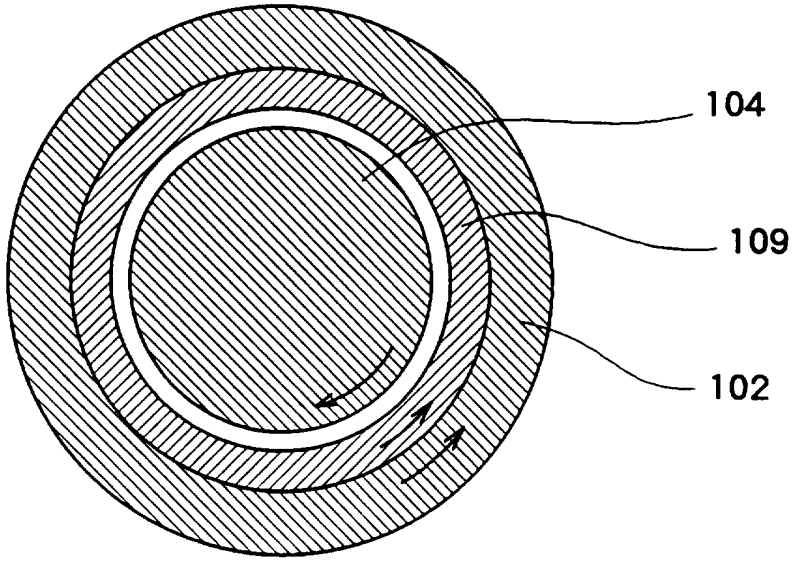
第27図



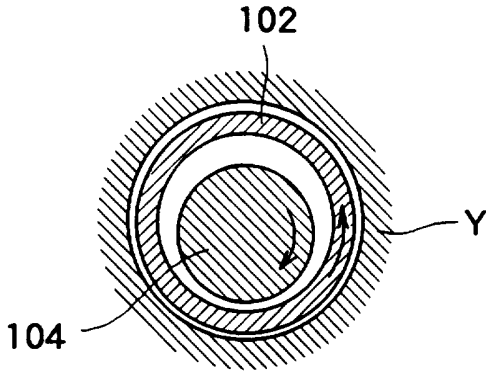
第28図



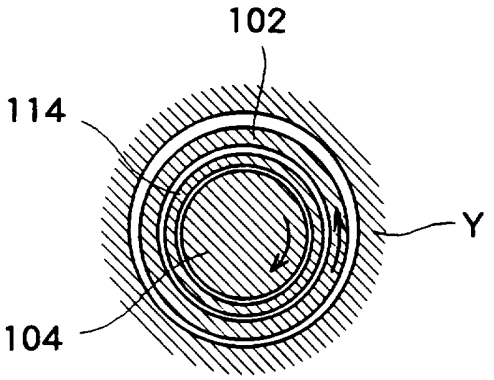
第29図



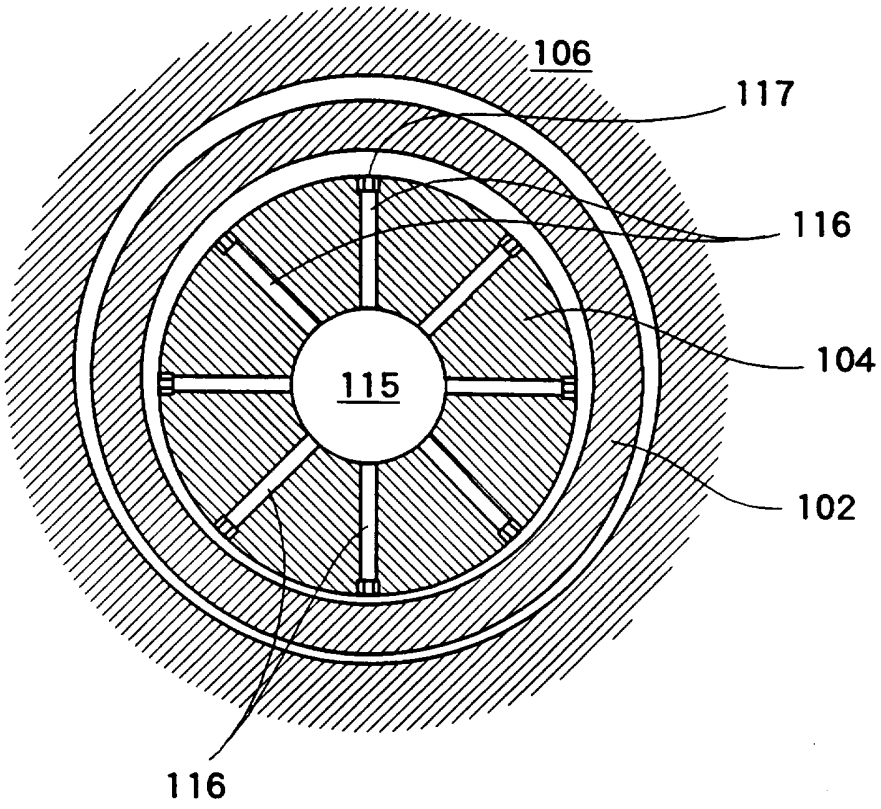
第30図



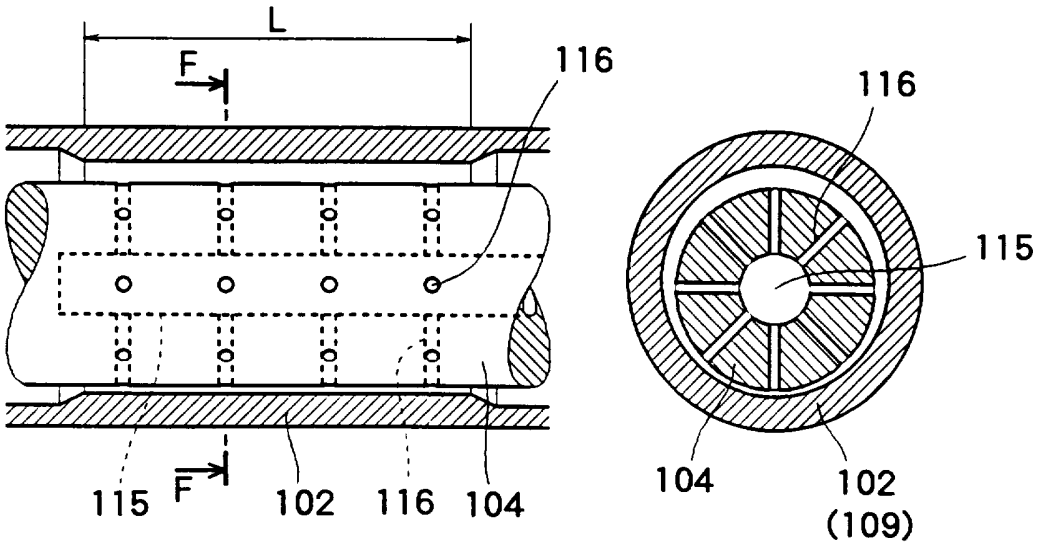
第31図



第32図


106
117
116
104
115
102
116

第33図


L
F
116
115
F
102
116
104
116
115
104
102
(109)

(a) (b)

〔別　紙〕

１…外軸、２…内軸、３…中央給油通路、４…給油孔、４ａ…内軸表面側開口部、５，６…油溝、７…内軸、８…テーパランド、８ａ，８ｂ…テーパ部、９…内軸、１０…円弧部、Ｙ…船体、Ｌ…軸受面の範囲、L_1…所定寸法、C_r…半径隙間、Ｄ…内軸外径、ｖ…油溝軸方向長さ、ｗ…油溝幅、２１…二重反転プロペラ軸系、２２…外軸、２３…内軸、２４…前方プロペラボス、２５…連結部材、２６…反転軸受、２６Ａ…ラッパ状の傾斜部、２７…後方プロペラボス、２８…中央給油通路、２９…給油孔、３０…軸方向油路、３１…隔離用円筒部材、３２…円筒通路、３３…直径方向連通孔、３４…排油孔、３５…排出口、４０…曲面状テーパ面、４１…ランド面、４１Ｂ…後方側ランド面（周方向の真円部）、４１Ｆ…前方側ランド面（周方向の真円部）、４２…テーパランド、４３…多円弧軸受面、Ｈ…曲面状テーパ面の深さ、Ｒ…内軸の半径、Ｒ１…曲面状テーパ面を形成するための内軸の中心からの任意の半径、Ｒ２…曲面状テーパ面を形成するための半径の円周上の点からの任意の半径、Ｒ３…多円弧軸受面を形成するための半径の円周上の点からの任意の半径、Ｓ…後方側ランド面および前方側ランド面の合計長さ、ＰＳ…潤滑油の供給圧、Ｐ１…内軸の下面での圧力、Ｐ２…内軸の上面での圧力、Ｈ１…内軸の外周面と反転軸受のランド面部分の内周面との間の下面での間隔、Ｈ２…内軸の外周面と反転軸受のランド面部分の内周面との間の上面での間隔、ｋ…内軸が反転軸受に対して偏心した偏心距離、Ｔ，T_1～T_{12}…二重反転プロペラ用反転軸受装置。

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP95/01761

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int. Cl^6 F16C32/06, B63H5/10

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int. Cl^6 F16C32/06, B63H5/10

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho 1926 - 1995
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971 - 1995

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP, 5-45479, B2 (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), July 9, 1993 (09. 07. 93) & EP, 221536, A3 & US, 4786264, A	1 - 13
Y	JP, 47-37919, B1 (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), September 25, 1972 (25. 09. 72) Figs. 1 to 2 (Family: none)	1 - 3
Y	JP, 61-236921, A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), October 22, 1986 (22. 10. 86), Figs. 3, 4 (Family: none)	1 - 4
Y	JP, 46-6926, B1 (Toyoda Machine Works, Ltd.), February 22, 1971 (22. 02. 71) (Family: none)	9-10, 12-13
Y	JP, 48-4500, B1 (Toyoda Machine Works, Ltd.), February 8, 1973 (08. 02. 73) (Family: none)	9 - 10

[X] Further documents are listed in the continuation of Box C. [ ] See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier document but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
November 17, 1995 (17. 11. 95)	December 5, 1995 (05. 12. 95)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office	Authorized officer
Facsimile No.	Telephone No.

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (July 1992)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP95/01761

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP, 64-55418, A (Matsushita Electric Ind. Co., Ltd.), March 2, 1989 (02. 03. 89)(Family: none)	12 - 13

国 際 調 査 報 告

国際出願番号 PCT／JP 95／01761

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int. Cl⁶ F16C32／06, B63H5／10

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC））

Int. Cl⁶ F16C32／06, B63H5／10

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926－1995年
日本国公開実用新案公報 1971－1995年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求の範囲の番号
Y	JP, 5－45479, B2（三菱重工業株式会社）, 9. 7月. 1993（09. 07. 93） &EP, 221536, A3&US, 4786264, A	1－13
Y	JP, 47－37919, B1（三菱重工業株式会社）, 25. 9月. 1972（25. 09. 72）, 第1－2図（ファミリーなし）	1－3
Y	JP, 61－236921, A（三菱重工業株式会社）,	1－4

☑ C欄の続きにも文献が列挙されている。 ☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

＊ 引用文献のカテゴリー
「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」先行文献ではあるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献
「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日
17. 11. 95

国際調査報告の発送日
05.12.95

名称及びあて先
日本国特許庁（ISA／JP）
郵便番号100
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）
一ノ瀬 覚 印
3J 9329

電話番号 03－3581－1101 内線 3328

様式PCT／ISA／210（第2ページ）（1992年7月）

C（続き）．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー*	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求の範囲の番号
	22. 10月. 1986（22. 10. 86）， 第3，4図（ファミリーなし）	
Y	JP，46－6926，B1（豊田工機株式会社）， 22. 2月. 1971（22. 02. 71）（ファミリーなし）	9－10，12－13
Y	JP，48－4500，B1（豊田工機株式会社）， 8. 2月. 1973（08. 02. 73）（ファミリーなし）	9－10
Y	JP，64－55418，A（松下電器産業株式会社）， 2. 3月. 1989（02. 03. 89）（ファミリーなし）	12－13