

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2020年10月1日(01.10.2020)



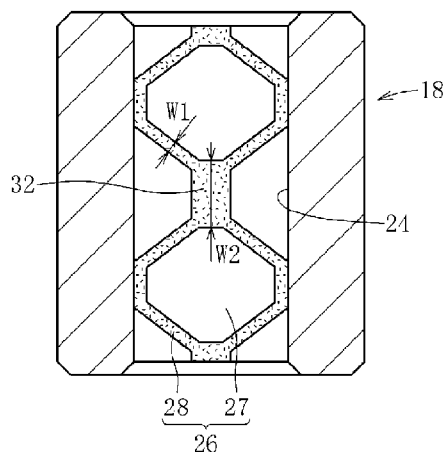
(10) 国際公開番号

WO 2020/196599 A1

- (51) 国際特許分類:
F16C 17/02 (2006.01) *F16C 33/74* (2006.01)
F16C 17/04 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2020/013255
- (22) 国際出願日: 2020年3月25日(25.03.2020)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2019-059055 2019年3月26日(26.03.2019) JP
特願 2020-050522 2020年3月23日(23.03.2020) JP
- (71) 出願人: N T N株式会社(NTN CORPORATION)
[JP/JP]; 〒5500003 大阪府大阪市西区京町堀
1丁目3番17号 Osaka (JP).
- (72) 発明者: 加藤 大智(KATO Daichi); 〒5118678 三
重県桑名市大字東方字尾弓田3066番
地 N T N株式会社内 Mie (JP).
- (74) 代理人: 城村 邦彦, 外(SHIROMURA Kunihiko
et al.); 〒5410059 大阪府大阪市中央区博労町4
丁目2番15号 江原特許事務所 Osaka (JP).
- (81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保
護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ,
BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH,
CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO,
DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT,
HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, KE, KG, KH,
KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY,
MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ,
NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT,
QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL,
ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG,
US, UZ, VC, VN, WS, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保
護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS,
MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM,
ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ,
TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ,
DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT,

(54) Title: FLUID DYNAMIC BEARING DEVICE

(54) 発明の名称: 流体動圧軸受装置



(57) Abstract: A fluid dynamic bearing device comprising a shaft member, a bearing sleeve 18 into the inner circumference of which the shaft member is inserted, and a dynamic pressure groove 26 that, by means of the pressure of an oil film generated in a radial bearing gap between the outer circumferential surface of the shaft member and the inner circumferential surface 24 of the bearing sleeve 18, supports the shaft member in a noncontact member so as to be capable of relative rotation. The dynamic pressure groove 26 is configured from a plurality of polygonal bumps 27 arranged in a pattern on the inner circumferential surface 24 of the bearing sleeve 18, and a polygonal groove part 28 formed so as to surround the polygonal bumps 27.

(57) 要約: 軸部材と、内周に軸部材が挿入された軸受スリーブ18と、軸部材の外周面と軸受スリーブ18の内周面24との間のラジアル軸受隙間に生じる油膜の圧力でもって軸部材を相対回転自在に非接触で支持する動圧溝26とを備えた流体動圧軸受装置であって、動圧溝26は、軸受スリーブ18の内周面24にパターン配置された多数の多角形丘部27と、その多角形丘部27を囲繞するように形成された多角形溝部28とで構成されている。

LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS,
SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM,
GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類：

- 一 国際調査報告（条約第21条(3)）

明 細 書

発明の名称：流体動圧軸受装置

技術分野

[0001] 本発明は、流体動圧軸受装置に関する。

背景技術

[0002] 流体動圧軸受装置は、軸部材の外周面と軸受スリーブの内周面との間のラジアル軸受隙間の流体膜（例えば、油膜）に生じる圧力により、軸部材を相対回転自在に非接触で支持するものである。

[0003] 流体動圧軸受装置は、高回転精度および静粛性から、例えば、HDD等の磁気ディスク駆動装置のスピンドルモータ、レーザビームプリンタ（LBP）のポリゴンスキャナモータ、プロジェクタのカラーホイールモータ、電気機器のファンモータなどに組み込まれて使用される。

[0004] 例えば、特許文献１で開示された流体動圧軸受装置は、軸部材と、内周に軸部材が挿入された軸受スリーブと、軸部材の外周面と軸受スリーブの内周面との間のラジアル軸受隙間に生じる油膜の圧力でもって軸部材を相対回転自在に非接触で支持するラジアル動圧発生部とを備えている。

[0005] 特許文献１の流体動圧軸受装置を構成する軸受スリーブ１を図１６に示す。軸受スリーブ１の内周面２には、図１６に示すように、軸方向に離隔した二箇所にラジアル軸受面３が形成されている。ラジアル軸受面３にはラジアル動圧発生部が形成されている。図中の白抜き矢印は、潤滑油の流れを示す。

[0006] この特許文献１の軸受スリーブ１では、ラジアル動圧発生部として、ヘリグボーン形状の動圧溝４が形成されている。動圧溝４は、丘部５（図中散点で示す領域）と、その丘部５間に位置する溝部６とで構成されている。つまり、丘部５は、溝部６から径方向内側へ隆起した構造をなす。

先行技術文献

特許文献

[0007] 特許文献1：特開2011-196544号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0008] ところで、特許文献1に記載の流体動圧軸受装置では、軸部材の回転方向（図16の実線矢印参照）が一方向に限定されている。そのため、軸受スリーブ1を組み込む際に、軸部材の回転方向と適合した向きに軸受スリーブ1を組み込まなければならず、組み込み作業が煩雑になり、作業性が低下する。

[0009] また、軸受スリーブ1の内周面2に形成された動圧溝4がヘリングボーン形状であることから、軸受面積（動圧溝4の丘部5）が小さくなっている。そのため、軸受スリーブ1のラジアル軸受面3にかかる面圧が高くなり、耐摩耗性が低下する。

[0010] さらに、軸部材の回転速度が低い領域では、十分な動圧効果を得ることが困難となり、軸部材を非接触で支持することが困難となって、軸部材が軸受スリーブ1のラジアル軸受面3と接触するおそれがある。

[0011] そこで、本発明は前述の課題に鑑みて提案されたもので、その目的とするところは、軸部材の回転方向が正逆方向のいずれにも対応でき、軸受面積の増大を図り、回転速度が低い領域でも十分な動圧効果が得られる流体動圧軸受装置を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0012] 本発明に係る流体動圧軸受装置は、軸部材と、内周に軸部材が挿入された軸受部材と、軸部材の外周面と軸受部材の内周面との間のラジアル軸受隙間に生じる流体膜の圧力でもって軸部材を相対回転自在に非接触で支持するラジアル動圧発生部とを具備する。

[0013] 前述の目的を達成するための技術的手段として、本発明におけるラジアル動圧発生部は、軸受部材の内周面および軸部材の外周面のいずれか一方にパターン配置された多数の多角形丘部と、その多角形丘部を囲繞するように形成された多角形溝部とで構成されていることを特徴とする。

- [0014] 本発明では、ラジアル動圧発生部として、多角形丘部および多角形溝部からなる動圧溝を形成したことにより、軸部材の回転方向が正逆方向のいずれであっても対応することができる。また、軸受部材の軸受面積（動圧溝の多角形丘部）を増大させることができる。さらに、軸部材の回転速度が低い領域でも、十分な動圧効果を得ることができる。
- [0015] 本発明におけるラジアル動圧発生部は、多角形丘部における表面開孔率よりも、多角形溝部における表面開孔率を大きくした構造が望ましい。
- [0016] このような構造を採用すれば、軸受部材のラジアル軸受面に潤滑油を効率よく供給することができる点で有効である。
- [0017] 本発明におけるラジアル動圧発生部は、多角形丘部の中心に、潤滑油を供給するための溝部が形成されている構造が望ましい。
- [0018] このような構造を採用すれば、軸受部材のラジアル軸受面に潤滑油が良好に供給されるので、潤滑効率の向上が図れる点で有効である。
- [0019] 本発明におけるラジアル動圧発生部は、多角形溝部からの潤滑油の流出を阻止する丘部が形成されている構造が望ましい。
- [0020] このような構造を採用すれば、多角形溝部からの潤滑油の流出を阻止することができるので、潤滑効率の向上が図れる点で有効である。
- [0021] 本発明におけるラジアル動圧発生部は、隣接する多角形溝部を連結する連結溝部を有し、連結溝部の断面積を多角形溝部の断面積よりも大きくした構造が望ましい。
- [0022] このような構造を採用すれば、多角形溝部を流れる潤滑油量よりも、連結溝部を流れる潤滑油量が多くなり、ラジアル軸受隙間に潤滑油を連続して供給することができる。
- [0023] 本発明における連結溝部は、軸方向で上下に位置する多角形溝部を連結する第一の連結溝部と、多角形溝部を周方向で連結する第二の連結溝部とからなり、第一の連結溝部の断面積を第二の連結溝部の断面積よりも大きくした構造が望ましい。
- [0024] このような構造を採用すれば、回転する軸部材の重心位置が設計点からず

れたとしても、軸部材を支持する動圧力は平滑化された範囲で一定となり、ロバスト性（堅牢性）を有することができる。

発明の効果

[0025] 本発明によれば、ラジアル動圧発生部として、多角形丘部および多角形溝部からなる動圧溝を形成したことにより、軸部材の回転方向が正逆方向のいずれであっても対応することができる。そのため、軸受部材の組み込み作業が簡易化され、作業性の向上が図れる。

[0026] また、軸受部材の軸受面積（動圧溝の多角形丘部）を増大させることができる。そのため、軸受部材のラジアル軸受面にかかる面圧が小さくなり、耐摩耗性の向上が図れる。

[0027] さらに、軸部材の回転速度が低い領域でも、十分な動圧効果を得ることができる。そのため、軸部材を確実に非接触で支持することができるので、軸部材が軸受部材のラジアル軸受面と接触することを抑制できる。

図面の簡単な説明

[0028] [図1]ファンモータの概略構成を示す断面図である。

[図2]ファンモータに組み込まれる流体動圧軸受装置を示す断面図である。

[図3]流体動圧軸受装置の軸受スリーブの一例を示す断面図である。

[図4A]図3の軸受スリーブで、正回転時の潤滑油の流れを示す断面図である。
。

[図4B]図3の軸受スリーブで、逆回転時の潤滑油の流れを示す断面図である。
。

[図5]軸受スリーブの他例を示す断面図である。

[図6]軸受スリーブの他例を示す断面図である。

[図7]軸受スリーブの他例を示す断面図である。

[図8]軸受スリーブの他例を示す断面図である。

[図9]連結溝部の断面積を説明するための表である。

[図10]動圧溝の丘部の表面積を説明するための表である。

[図11]軸部材の一例を示す断面図である。

[図12]軸部材の他例を示す断面図である。

[図13]軸部材の他例を示す断面図である。

[図14]軸部材の他例を示す断面図である。

[図15]軸部材の他例を示す断面図である。

[図16]従来の流体動圧軸受装置の軸受スリーブを示す断面図である。

発明を実施するための形態

[0029] 本発明に係る流体動圧軸受装置の実施形態を図面に基づいて以下に詳述する。なお、流体動圧軸受装置を説明する前に、流体動圧軸受装置が組み込まれるファンモータについて説明する。

[0030] 図1は、情報機器、例えば携帯電話やタブレット型端末などのモバイル機器に組み込まれる冷却用のファンモータの概略構成を示す。

[0031] ファンモータの主要部は、図1に示すように、実施形態の流体動圧軸受装置11と、その流体動圧軸受装置11のハウジング12が固定されたモータベース13と、流体動圧軸受装置11の軸部材14が固定されたロータ15とを備えている。

[0032] モータベース13には、ステータコイル16が取り付けられている。また、ロータ15には、ステータコイル16と径方向のギャップを介して対向するロータマグネット17が取り付けられている。

[0033] ステータコイル16に通電すると、ステータコイル16とロータマグネット17との間に生じる電磁力でロータ15および軸部材14が一体に回転し、ロータ15に設けられた羽根（図示せず）により軸方向あるいは径方向の気流が発生する。

[0034] 次に、前述のファンモータに組み込まれた流体動圧軸受装置11、つまり、実施形態の流体動圧軸受装置11を以下に詳述する。

[0035] 実施形態の流体動圧軸受装置11は、図2に示すように、軸部材14と、軸受部材である軸受スリーブ18と、有底筒状のハウジング12と、シール部材19とで構成されている。ハウジング12の内部空間には、所定量の潤滑油（図示せず）が充填されている。

- [0036] 軸部材 14 には、ロータ 15 が取り付けられている（図 1 参照）。軸受スリーブ 18 の内周に軸部材 14 が挿入されている。ハウジング 12 は軸方向端部に開口部を有し、内周で軸受スリーブ 18 を保持している。シール部材 19 は、ハウジング 12 の軸方向端部に取り付けられてハウジング 12 の開口部を閉塞する。
- [0037] 軸部材 14 は、例えばステンレス鋼などの金属製で円柱状をなす。軸部材 14 の外径は、軸受スリーブ 18 およびシール部材 19 の内径よりも小さく設定されている。軸部材 14 の下端には、凸部 20 が設けられている。軸部材 14 の上端には、ロータ 15 が固定されている（図 1 参照）。
- [0038] ハウジング 12 は、円筒状の側部 21 と底部 22 とを一体的に形成した金属製または樹脂製の部材である。ハウジング 12 の底部 22 に樹脂製の受け部材 23 が配置されている。受け部材 23 の上面が、軸部材 14 の凸部 20 を接触支持するスラスト軸受面として機能する。なお、受け部材 23 は省略してもよい。その場合、ハウジング 12 の底面がスラスト軸受面として機能する。
- [0039] 軸受スリーブ 18 は、円筒状をなし、ハウジング 12 の側部 21 の内周面に圧入など適宜の手段で固定される。軸受スリーブ 18 は、例えば銅および鉄を主成分とする銅鉄系の焼結金属からなる多孔質体である。軸受スリーブ 18 の内部空孔には、潤滑油が含浸されている。軸受スリーブ 18 の材質は、焼結金属以外に、例えば黄銅などの軟質金属や樹脂からなる多孔質体であってもよい。
- [0040] ラジアル軸受面となる軸受スリーブ 18 の内周面 24 にはラジアル動圧発生部が形成される。ラジアル動圧発生部は、軸部材 14 の外周面 25 と軸受スリーブ 18 の内周面 24 との間のラジアル軸受隙間に生じる流体膜（油膜）の圧力でもって軸部材 14 を相対回転自在に非接触で支持する。
- [0041] この実施形態では、ラジアル動圧発生部として、図 3 に示すように、多角形、例えば八角形の動圧溝 26 が形成されている。ここでは、八角形の動圧溝 26 を例示しているが、八角形以外の多角形の動圧溝であってもよい。

- [0042] 動圧溝 26 は、軸受スリーブ 18 の内周面 24 にパターン配置された多数の八角形丘部 27 と、その八角形丘部 27 を囲繞するように形成された八角形溝部 28 とで構成されている。八角形丘部 27 は、八角形溝部 28（図中の散点で示す領域）から径方向内側へ隆起した構造をなす。
- [0043] 図 3 に示す八角形丘部 27 および八角形溝部 28 の数および大きさは、一つの例示であり、軸部材 14 の外周面 25 と軸受スリーブ 18 の内周面 24 との間のラジアル軸受隙間に油膜を形成する上で適宜に設定すればよい。
- [0044] 動圧溝 26 は、軸受スリーブ 18 の軸中心に対して対称な形状をなしている。軸受スリーブ 18 の内周面 24 に多数の八角形丘部 27 および八角形溝部 28 をパターン配置することで、八角形溝部 28 の一部は、軸部材 14 の回転方向に対して傾斜した溝が軸中心に対して左右対称に配置されることになる。
- [0045] シール部材 19 は、例えば黄銅などの軟質金属や、その他の金属あるいは樹脂からなる環状部材である。シール部材 19 は、軸受スリーブ 18 の上端面から離隔させた状態でハウジング 12 の上端部に固定される（図 2 参照）。
- [0046] 図 2 に示すように、シール部材 19 の内周面 29 は、軸部材 14 の外周面 25 に近接して非接触シール（ラビリンスシール）を構成する。このシール部材 19 の形状や構成は、図 2 に示す構造以外でもよく、任意である。
- [0047] 以上で説明した流体動圧軸受装置 11 では、軸部材 14 が回転すると、軸受スリーブ 18 の内周面 24 と軸部材 14 の外周面 25 との間にラジアル軸受隙間が形成される。軸受スリーブ 18 の動圧溝 26 は、ラジアル軸受隙間の潤滑油に動圧作用を発生させる。
- [0048] 軸部材 14 の高速回転時、軸受スリーブ 18 の内周面 24 と軸部材 14 の外周面 25 との間のラジアル軸受隙間に、動圧溝 26 の動圧作用によって圧力を高められた油膜が形成される。この油膜により軸部材 14 を非接触で支持するラジアル軸受部が形成される。軸部材 14 に負荷されるスラスト荷重は、スラスト軸受部である受け部材 23 の上面で接触支持される。

- [0049] つまり、動圧溝 26 の八角形溝部 28 に沿ってラジアル軸受隙間の潤滑油が八角形丘部 27 側に集められ、八角形丘部 27 と軸部材 14 の外周面 25 との間で圧力が最大となる。これにより、軸部材 14 を非接触で支持するラジアル軸受部が構成される。軸部材 14 の凸部 20 と受け部材 23 とが摺動することで、軸部材 14 を接触支持するスラスト軸受部が構成される。
- [0050] ここで、流体動圧軸受装置 11 は、動圧軸受と真円軸受に大別される。動圧軸受は、軸受スリーブ 18 の内周面 24 に、ラジアル軸受隙間の油膜に積極的に動圧を発生させる動圧溝 26 を設けたものである。真円軸受は、軸受スリーブ 18 の内周面 24 を円筒面とし、軸部材 14 の振れ回りにより動圧を発生させるものである。
- [0051] この流体動圧軸受装置 11 を有するファンモータでは、定常姿勢での使用時、動圧軸受としての動圧溝 26 による圧力向上効果により、軸部材 14、ひいてはロータ 15 および羽根が高い回転精度で回転し、軸部材 14 と軸受スリーブ 18 との接触による異音の発生などが生じ難い。
- [0052] また、このファンモータを非定常状態（例えば、軸部材 14 の振れ回りによるスイング状態）で使用し、軸部材 14 が軸受スリーブ 18 に対して大きく偏心した場合でも、動圧溝 26 の八角形溝部 28 に対して八角形丘部 27 の割合が大きいことから、真円軸受に近い支持力を発揮することができる。
- [0053] 以上で説明した実施形態の流体動圧軸受装置 11 では、ラジアル動圧発生部として、八角形丘部 27 および八角形溝部 28 からなる動圧溝 26 を形成したことにより、図 4 A および図 4 B に示すように、軸部材 14 の回転方向が正方向および逆方向（図中の実線矢印参照）のいずれであっても対応することができる。
- [0054] つまり、軸部材 14 の回転方向が正方向の場合、潤滑油の流れは、図 4 A の白抜き矢印で示す向きとなる。また、軸部材 14 の回転方向が逆方向の場合、潤滑油の流れは、図 4 B の白抜き矢印で示す向きとなる。
- [0055] これにより、軸受スリーブ 18 を組み込む際に、軸部材 14 の回転方向について制約がないので、軸受スリーブ 18 の組み込み方向を限定されること

なく組み込むことができる。また、軸部材 14 の回転方向が変化する用途でも使用可能である。その結果、軸受スリーブ 18 の組み込み作業が簡易化され、作業性の向上が図れる。

[0056] また、軸受スリーブ 18 の軸受面積（動圧溝 26 の八角形丘部 27）を増大させることができる。そのため、軸受スリーブ 18 のラジアル軸受面にかかる面圧が小さくなり、耐摩耗性の向上が図れる。その結果、流体動圧軸受装置 11 の長寿命化が図れる。

[0057] さらに、軸部材 14 の回転速度が低い領域でも、十分な動圧効果を得ることができる。特に、起動停止および低速回転時、八角形溝部 28 が油溜まりとして機能する。これにより、軸部材 14 を確実に非接触で支持することができるので、軸部材 14 が軸受スリーブ 18 のラジアル軸受面と接触することを抑制できる。

[0058] この実施形態の軸受スリーブ 18 は多孔質体であり、八角形丘部 27 における表面開孔率を 20% 以下、好ましくは 2～10% に設定する。そして、八角形丘部 27 における表面開孔率よりも、八角形溝部 28 における表面開孔率を大きく設定する。

[0059] このような構造を採用することにより、軸受スリーブ 18 のラジアル軸受面に潤滑油を効率よく供給することができる。

[0060] 軸受スリーブ 18 の内周面 24 において、図 5 に示すように、八角形丘部 27 の中心に、潤滑油を供給するための溝部 30（ポケット）を形成するようにしてもよい。図 5 の白抜き矢印は、溝部 30 からの潤滑油の流れを示す。

[0061] このような構造を採用することにより、図 5 の白抜き矢印で示すように、軸受スリーブ 18 のラジアル軸受面に潤滑油が良好に供給されるので、潤滑効率の向上が図れる。

[0062] 軸受スリーブ 18 の内周面 24 において、図 6 に示すように、軸受スリーブ 18 の内周面 24 の軸方向両端に、八角形溝部 28 からの潤滑油の流出を阻止する丘部 31 を形成するようにしてもよい。

- [0063] このような構造を採用することにより、八角形溝部 28 から軸受スリーブ 18 の外部へ潤滑油が流出することを阻止できるので、潤滑効率の向上が図れる。
- [0064] 図 3、図 5 および図 6 に示す実施形態の軸受スリーブ 18 の内周面 24 において、隣接する八角形溝部 28 を連結する連結溝部 32 が形成されている。動圧溝 26 において、連結溝部 32 の断面積を八角形溝部 28 の断面積よりも大きくする。前提条件として、連結溝部 32 の断面積を八角形溝部 28 の断面積の 2 倍よりも大きくする。
- [0065] 例えば、図 9 の溝本数 3 本で内径 $\phi 2$ の形態を例示すると、八角形溝部 28 の深さを 0.003 mm 、その幅 $W1$ を 0.1607 mm とした場合、八角形溝部 28 の断面積は、 $0.003\text{ mm} \times 0.1607\text{ mm} = 0.0004821\text{ mm}^2$ となる。これに対して、連結溝部 32 の深さを 0.003 mm 、その幅 $W2$ を 0.5315 mm とし、連結溝部 32 の断面積を、 $0.003\text{ mm} \times 0.9517\text{ mm} = 0.0028551\text{ mm}^2$ とする。
- [0066] ここで、連結溝部 32 の断面積が大きくなり過ぎると、動圧が低下してしまうため、連結溝部 32 の断面積は、 0.0028551 mm^2 以下とすることが望ましい。そのため、八角形溝部 28 の断面積を決めた上で、連結溝部 32 の断面積を設定することが好ましい。また、八角形溝部 28 および連結溝部 32 の深さは、ラジアル軸受隙間と同じ寸法にすることが望ましい。
- [0067] 以上のように、連結溝部 32 の断面積を八角形溝部 28 の断面積よりも大きくすることにより、八角形溝部 28 を流れる潤滑油量よりも、連結溝部 32 を流れる潤滑油量が多くなり、ラジアル軸受隙間に潤滑油を連続して供給することができる。その結果、動圧溝 26 において、ラジアル軸受隙間の潤滑油に動圧作用を効果的に発生させることができる。
- [0068] なお、連結溝部 32 の断面積が八角形溝部 28 の断面積よりも小さいと、八角形溝部 28 を流れる潤滑油量よりも、連結溝部 32 を流れる潤滑油量が少なくなり、八角形溝部 28 の入口付近で負圧が発生し、十分な動圧効果を得ることが困難となる。

- [0069] 以上で説明した連結溝部 3 2（以下、第一の連結溝部と称す）は、図 7 に示すように、軸受スリーブ 1 8 の軸方向で上下に位置して隣接する二つの八角形溝部 2 8 を連結している。また、上下に位置する八角形溝部 2 8 のそれぞれを周方向で連結する連結溝部 3 3（以下、第二の連結溝部と称す）が形成されている。
- [0070] 第一の連結溝部 3 2 は、八角形溝部 2 8 および第二の連結溝部 3 3 の潤滑油不足を抑制する油溜まり機能を有する。八角形溝部 2 8 は、動圧作用を発生させると共に、第二の連結溝部 3 3 で発生する圧力による逆流を抑制する機能を有する。
- [0071] 第二の連結溝部 3 3 は、動圧の圧力ピークを平滑化し、軸部材 1 4 の重心位置がずれることによる偏心を抑制する機能を有する。つまり、軸部材 1 4 の重心位置が設計点からずれたとしても、軸部材 1 4 を支持する動圧力は平滑化された範囲で一定となり、ロバスト性（堅牢性）を有することができる。
- [0072] ここで、第一の連結溝部 3 2 の断面積は、潤滑油を溜めることから大きい方が好ましいが、第一の連結溝部 3 2 の断面積を大きくし過ぎると、八角形溝部 2 8 の流路長が短くなり、動圧を最大限発生させることが困難となる。
- [0073] なお、八角形溝部 2 8 の流路長を短くすることなく、第一の連結溝部 3 2 の断面積を大きくする構造としては、第一の連結溝部 3 2 の軸方向長さを変更できないことから、図 8 に示すように、第一の連結溝部 3 2 を周方向に広げた窪み部 3 4 を形成することが有効である。
- [0074] 一方、八角形溝部 2 8 の流路長を長くすることにより動圧の発生を高めることができるが、八角形溝部 2 8 の流路長を長くし過ぎると、第一の連結溝部 3 2 および第二の連結溝部 3 3 の断面積を小さくすることになり、第一の連結溝部 3 2 および第二の連結溝部 3 3 の機能を低下させることになる。
- [0075] また、第二の連結溝部 3 3 は、動圧の圧力ピークを平滑化し、軸部材 1 4 の重心位置がずれることによる偏心を抑制することから、大きな断面積を有することが好ましいが、第二の連結溝部 3 3 の断面積を大きくし過ぎると、

第一の連結溝部 3 2 と同様、八角形溝部 2 8 の流路長が短くなり、動圧を最大限発生させることが困難となる。

[0076] そこで、第一の連結溝部 3 2、八角形溝部 2 8 および第二の連結溝部 3 3 の各断面積を以下のように規定する。第一の連結溝部 3 2 の断面積 A 、八角形溝部 2 8 の断面積 B 、第二の連結溝部 3 3 の断面積 C とすると、 $A > C \geq 2B$ と規定する（図 9 参照）。

[0077] 第一の連結溝部 3 2、八角形溝部 2 8 および第二の連結溝部 3 3 の深さが同一であることから、図 9 では、第一の連結溝部 3 2、八角形溝部 2 8 および第二の連結溝部 3 3 の各断面積を各断面幅で表している。なお、図中の「本数」は、軸受スリーブ 1 8 の軸方向で上下に位置する二個の八角形丘部 2 7 を一本とし、軸受スリーブ 1 8 の周方向に配置した本数を意味する。

[0078] 図 9 に示すように、第一の連結溝部 3 2 と八角形溝部 2 8 の断面積比 $A / 2B$ は、2.96 以上で、かつ、8.26 以下が好ましい。この断面積比が 2.96 よりも小さいと、八角形溝部 2 8 および第二の連結溝部 3 3 での潤滑油不足が発生し、動圧が低下する。また、断面積比が 8.26 よりも大きいと、八角形溝部 2 8 の流路長を確保することが困難となり、動圧が低下する。

[0079] また、第二の連結溝部 3 3 と八角形溝部 2 8 の断面積比 $C / 2B$ は、2.18 以上で、かつ、6.07 以下が好ましい。この断面積比が 2.18 よりも小さいと、第二の連結溝部 3 3 により動圧の最大ピークを平滑化することが困難となり、軸部材 1 4 の重心ずれによる偏心を抑制することが困難となる。また、断面積比が 6.07 よりも大きいと、八角形溝部 2 8 の流路長を確保することが困難となって動圧が低下すると共に、第一の連結溝部 3 2 への潤滑油の逆流を抑制することが困難となってトルクが高くなる。

[0080] この流体動圧軸受装置 1 1 では、ラジアル動圧発生部として、八角形丘部 2 7 および八角形溝部 2 8 からなる動圧溝 2 6 を形成したことにより、軸受スリーブ 1 8 の軸受面積、つまり、丘部総和表面積を増大させることで真円軸受に近い支持力を発揮させることができる。また、動圧溝 2 6 の八角形丘

部 27 の表面積を増大させることで、軸部材 14 の回転速度が低い領域でも、十分な動圧効果を得ることができ、真円軸受に近い支持力を発揮させることができる。さらに、八角形溝部 28 により発生する動圧効果は、軸部材 14 と軸受スリーブ 18 の隙間が円周上に偏りや傾きをもった際に、軸部材 14 と軸受スリーブ 18 間の隙間が小さい方が、軸部材 14 と軸受スリーブ 18 間の隙間が大きい方に比べ動圧が大きくなることで軸部材 14 の偏心を抑制する。

[0081] 図 10 に示すように、軸受スリーブ 18 の内周面 24 の全体表面積を D 、その全体表面積 D に占める丘部表面積の総和（丘部総和表面積）を E とすると、全体表面積 D に対する丘部総和表面積 E の比 E/D を 76～78% とする。このことから、動圧溝 26 の丘部総和表面積 E を増大させることが好ましい。

[0082] なお、軸受スリーブ 18 の内周面 24 において軸方向に沿う溝部の本数によって変化するが、一個当たりの八角形丘部 27 の表面積を F とすると、軸受スリーブ 18 と一個当たりの八角形丘部 27 の表面積比 F/D を 2～6% とする。

[0083] この表面積比 F/D が 2% より小さいと、一個当たりの八角形丘部 27 の動圧発生力が低下し、表面積比 F/D が 6% より大きいと、第一の連結溝部 32 および第二の連結溝部 33 の寸法が小さくなることで動圧が低下する。

[0084] また、この実施形態では、軸受スリーブ 18 の周方向に対する八角形溝部 28 の角度は $15^{\circ} \sim 45^{\circ}$ 程度であればよい。図 10 に示す八角形溝部 28 の角度 θ は 40° としている（図 7 参照）。

[0085] この実施形態では、図 7 に示すように、軸方向中央に位置する八角形丘部 27 の軸方向寸法 L_1 を軸方向上下に位置する八角形丘部 27 の軸方向寸法 L_2 よりも長くしている（ $L_1 > L_2$ ）。

[0086] これにより、第一の連結溝部 32 および第二の連結溝部 33 に潤滑油が流入する八角形溝部 28 の中心線と、第一の連結溝部 32 および第二の連結溝部 33 から潤滑油が流出する八角形溝部 28 の中心線とが同一直線状になく

、その中心線を延伸した際に、軸方向中央に位置する八角形丘部 27 に当接するまで、両方の中心線が交わることはない（図 7 の一点鎖線参照）。

[0087] このような構造とすることにより、第一の連結溝部 32 および第二の連結溝部 33 での潤滑油の滞留を防止することで動圧抜けを抑制することができ、八角形溝部 28 での圧力を安定化させることができる。

[0088] 以上の実施形態では、軸受スリーブ 18 の内周面 24 に動圧溝 26 を設けた場合を例示したが、図 11 ～図 15 に示すように、軸受スリーブ 18 の内周面 24 を平滑な円筒面とし、対向する軸部材 14 の外周面 25 に動圧溝 26 を形成してもよい。

[0089] なお、図 11 に示す実施形態は、図 3 に示す実施形態と対応する。図 12 に示す実施形態は、図 5 に示す実施形態と対応する。図 13 に示す実施形態は、図 6 に示す実施形態と対応する。図 14 に示す実施形態は、図 7 に示す実施形態と対応する。図 15 に示す実施形態は、図 8 に示す実施形態と対応する。

[0090] 以上の実施形態では、スラスト軸受部の受け部材 23 が軸部材 14 の凸部 20 を接触支持するものを例示したが（図 2 参照）、スラスト軸受部は、実施形態のラジアル軸受部と同様に、油膜の圧力で軸部材 14 を非接触で支持するものであってもよい。

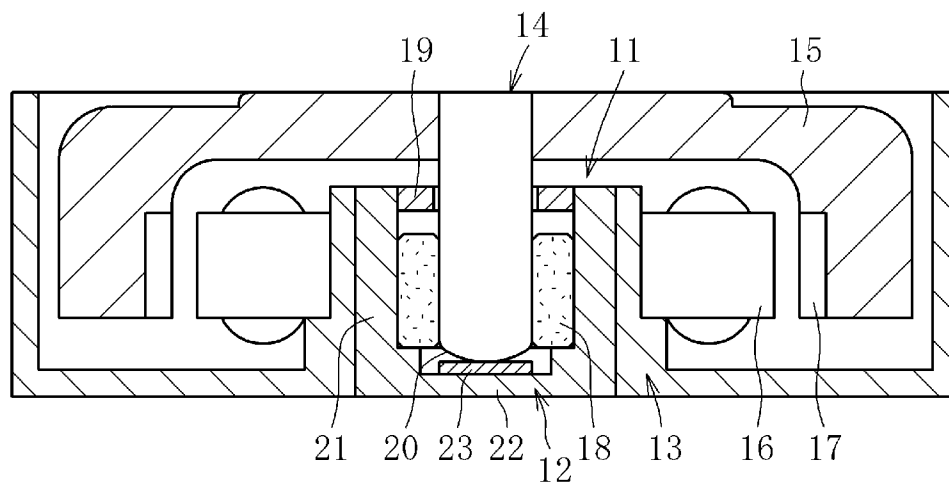
[0091] また、実施形態では、軸受スリーブ 18 を固定し軸部材 14 を回転させる、いわゆる軸回転タイプの流体動圧軸受装置 11 を例示したが、これに限らず、軸部材 14 を固定し軸受スリーブ 18 を回転させる、いわゆる軸固定タイプの流体動圧軸受装置にも本発明を適用してもよい。

[0092] 本発明は前述した実施形態に何ら限定されるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲内において、さらに種々なる形態で実施し得ることは勿論のことであり、本発明の範囲は、請求の範囲によって示され、さらに請求の範囲に記載の均等の意味、および範囲内のすべての変更を含む。

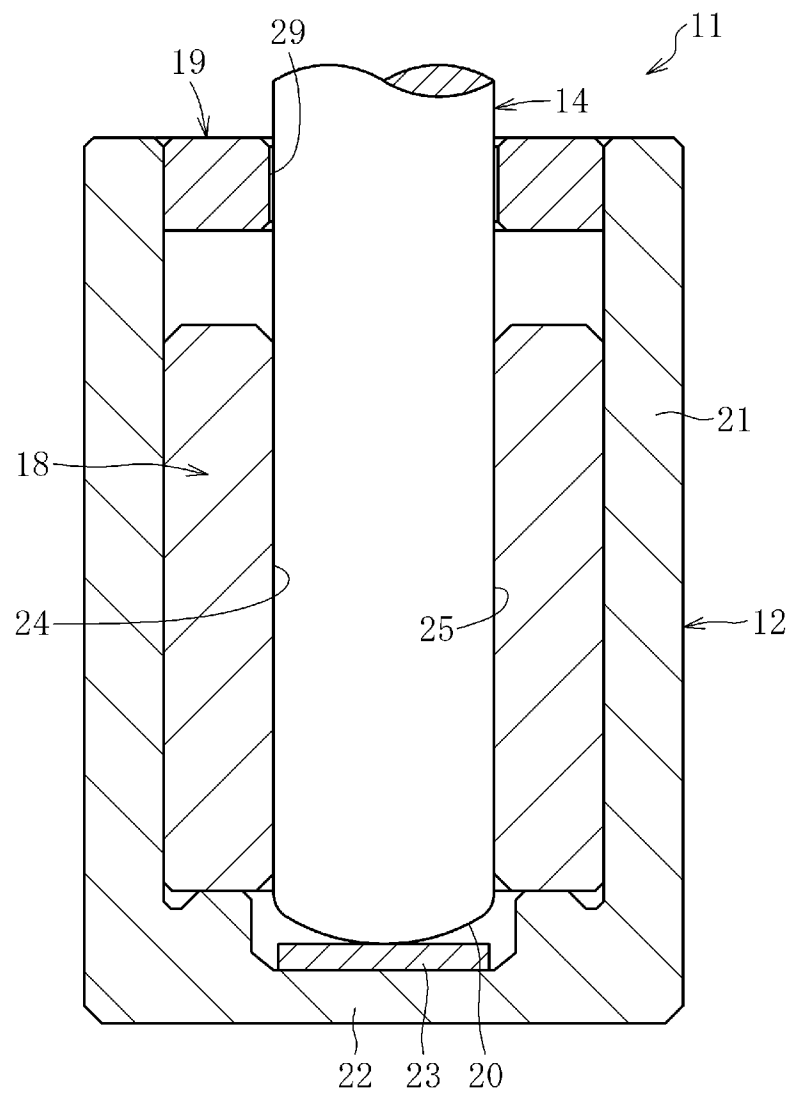
請求の範囲

- [請求項1] 軸部材と、内周に前記軸部材が挿入された軸受部材と、軸部材の外周面と前記軸受部材の内周面との間のラジアル軸受隙間に生じる流体膜の圧力でもって軸部材を相対回転自在に非接触で支持するラジアル動圧発生部とを備えた流体動圧軸受装置であって、
- 前記ラジアル動圧発生部は、前記軸受部材の内周面および前記軸部材の外周面のいずれか一方にパターン配置された多数の多角形丘部と、前記多角形丘部を囲繞するように形成された多角形溝部とで構成されていることを特徴とする流体動圧軸受装置。
- [請求項2] 前記ラジアル動圧発生部は、前記多角形丘部における表面開孔率よりも、前記多角形溝部における表面開孔率を大きくした請求項1に記載の流体動圧軸受装置。
- [請求項3] 前記ラジアル動圧発生部は、前記多角形丘部の中心に、潤滑油を供給するための溝部が形成されている請求項1又は2に記載の流体動圧軸受装置。
- [請求項4] 前記ラジアル動圧発生部は、多角形溝部からの潤滑油の流出を阻止する丘部が形成されている請求項1～3のいずれか一項に記載の流体動圧軸受装置。
- [請求項5] 前記ラジアル動圧発生部は、隣接する多角形溝部を連結する連結溝部を有し、前記連結溝部の断面積を多角形溝部の断面積よりも大きくした請求項1～4のいずれか一項に記載の流体動圧軸受装置。
- [請求項6] 前記連結溝部は、軸方向で上下に位置する多角形溝部を連結する第一の連結溝部と、前記多角形溝部を周方向で連結する第二の連結溝部とからなり、前記第一の連結溝部の断面積を前記第二の連結溝部の断面積よりも大きくした請求項5に記載の流体動圧軸受装置。

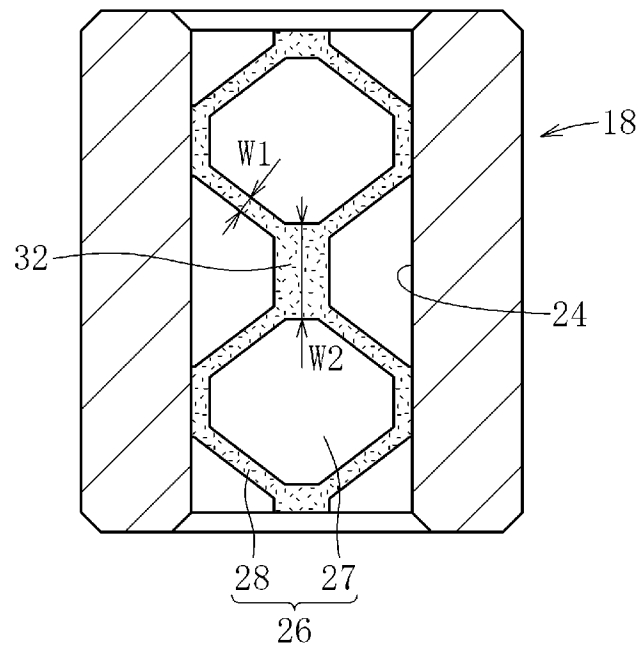
[図1]



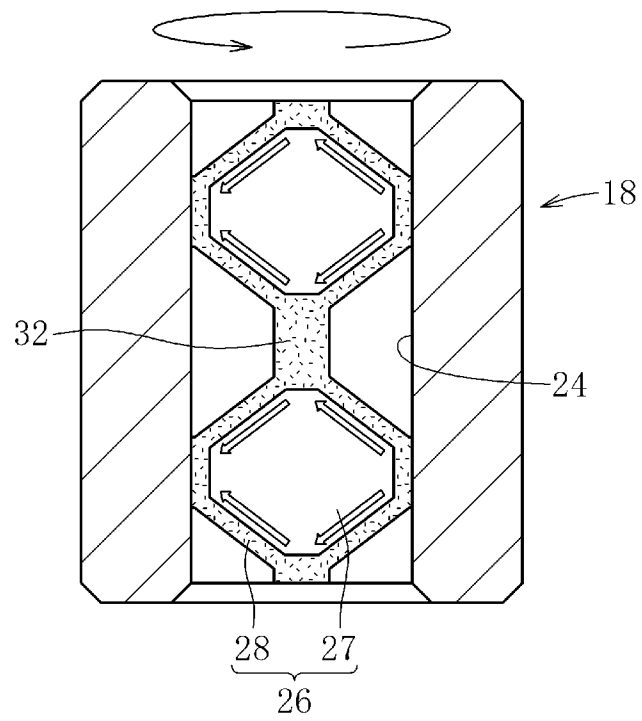
[図2]



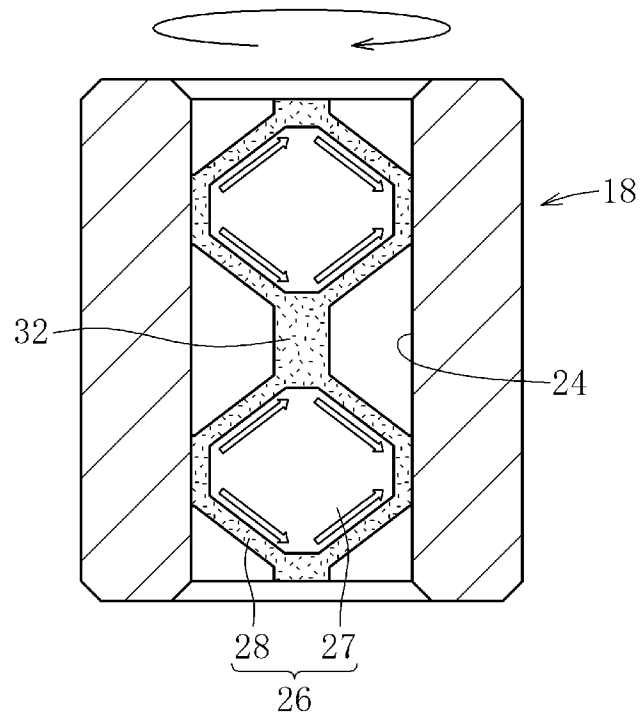
[図3]



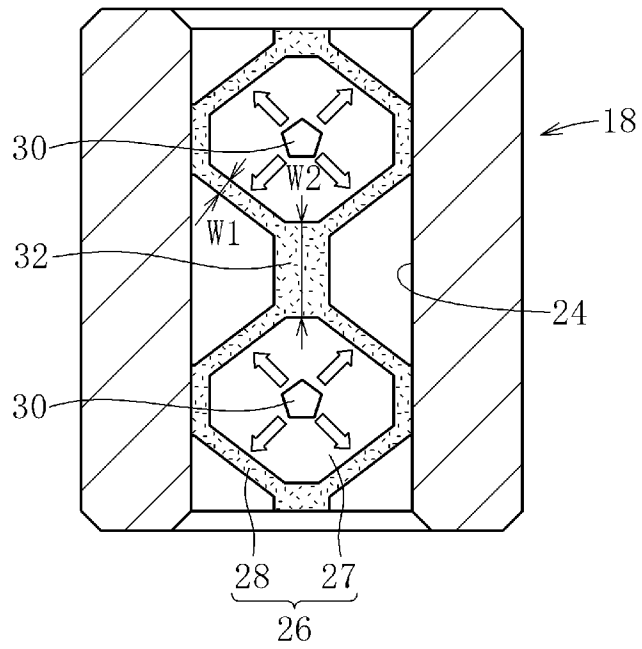
[図4A]



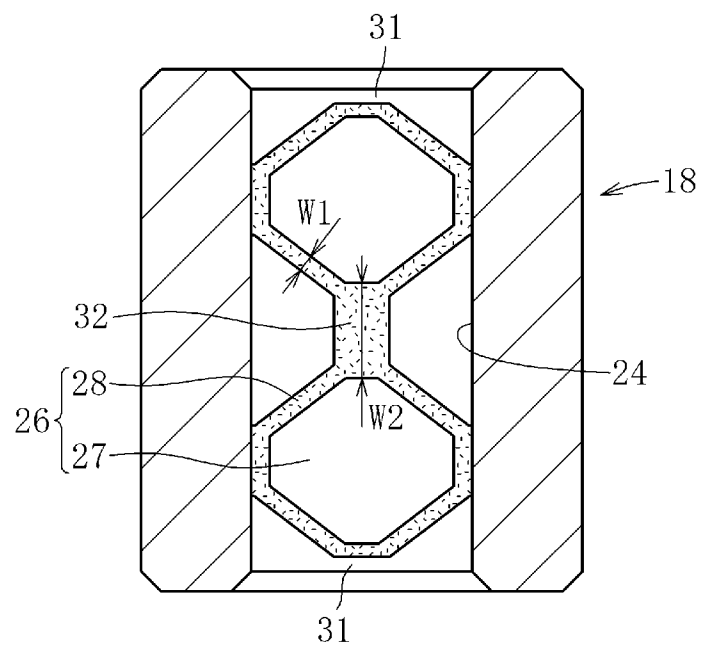
[図4B]



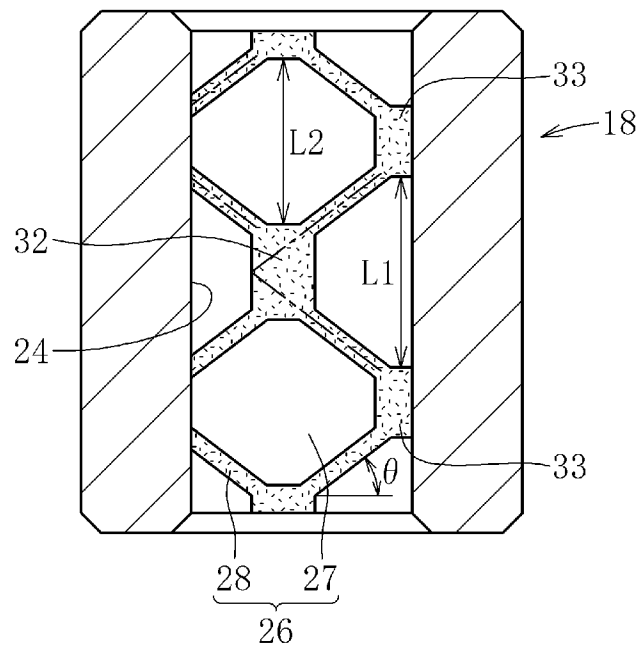
[図5]



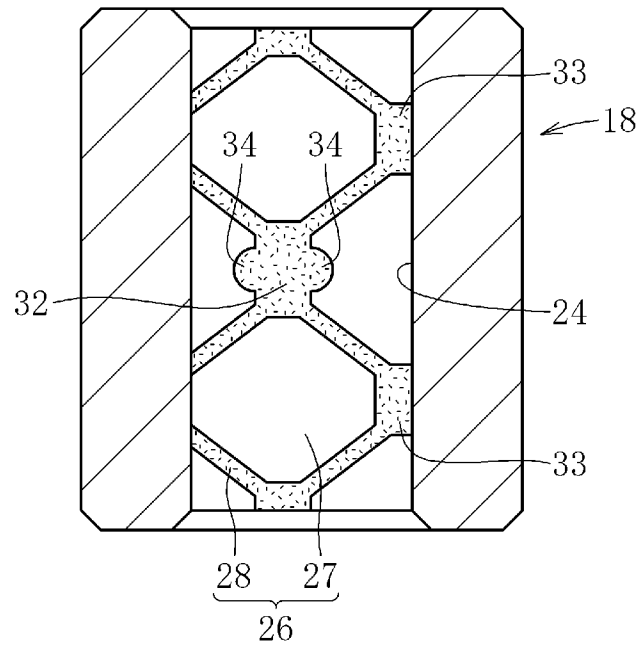
[図6]



[図7]



[図8]



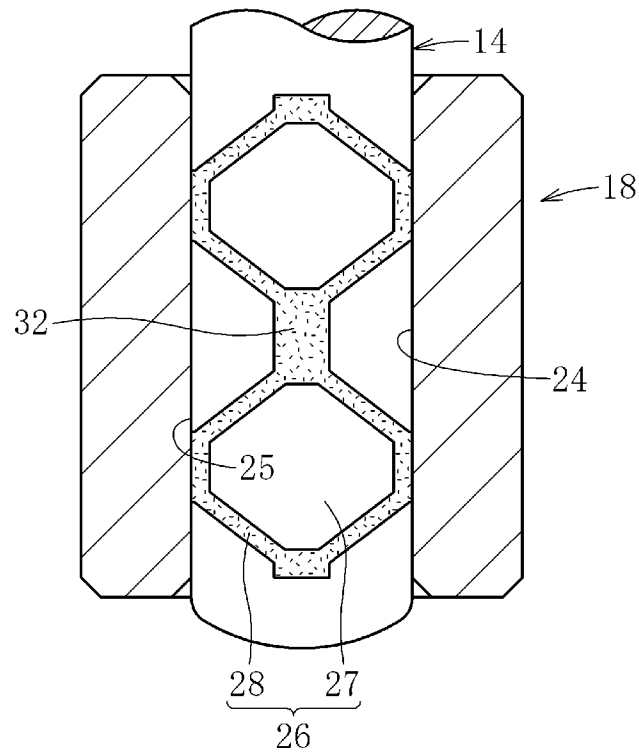
[図9]

最小本数 (3本)	軸受スリーブ内径(mm)	$\phi 1.5$	$\phi 2$	$\phi 3$	$\phi 4$	
	A(mm)	0.9151	0.9517	1.6015	2.2695	
	B(mm)	0.1383	0.1607	0.2512	0.3560	
	C(mm)	0.6731	0.7000	1.1778	1.6692	MIN
	A/2B	3.31	2.96	3.19	3.19	2.96
	C/2B	2.43	2.18	2.34	2.34	2.18
最大本数 (内径 $\times 2 + 2$)	軸受スリーブ内径(mm)	$\phi 1.5$	$\phi 2$	$\phi 3$	$\phi 4$	
	A(mm)	0.7354	0.9517	1.3843	2.2695	
	B(mm)	0.0893	0.1033	0.1225	0.1374	
	C(mm)	0.5409	0.7000	1.0182	1.6692	MAX
	A/2B	4.12	4.61	5.65	8.26	8.26
	C/2B	3.03	3.39	4.16	6.07	6.07

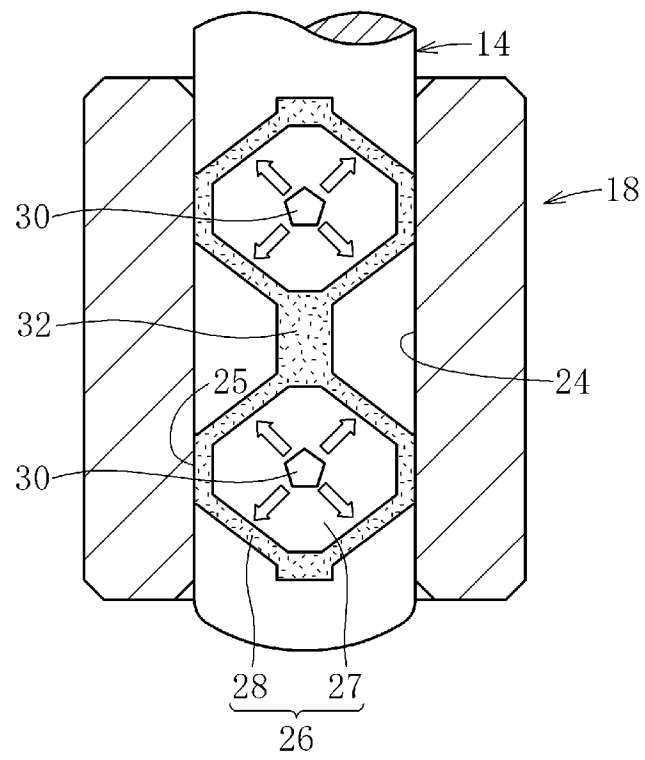
[図10]

最小本数 (3本)	軸受スリーブ内径(mm)	$\phi 1.5$	$\phi 2$	$\phi 3$	$\phi 4$
	軸受スリーブ全長(mm)	5	5.2	8.75	12.4
	D(mm ²)	23.550	32.656	82.425	155.744
	E(mm ²)	18.370	25.220	62.875	120.815
	F(mm ²)	1.4348	1.9644	4.7278	9.4947
	E/D	78%	77%	76%	78%
	F/D	6%	6%	6%	6%
最大本数 (内径 $\times 2 + 2$)	軸受スリーブ内径(mm)	$\phi 1.5$	$\phi 2$	$\phi 3$	$\phi 4$
	軸受スリーブ全長(mm)	4.71	6.28	9.42	12.56
	D(mm ²)	23.550	32.656	82.425	155.744
	E(mm ²)	18.106	24.958	62.700	118.473
	F(mm ²)	0.8465	0.9331	1.7965	2.6775
	E/D	77%	76%	76%	76%
	F/D	4%	3%	2%	2%

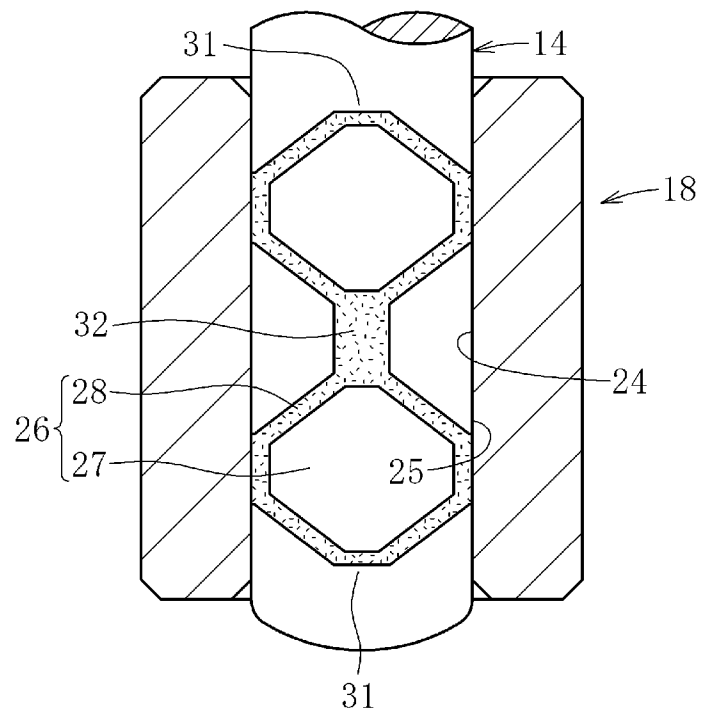
[図11]



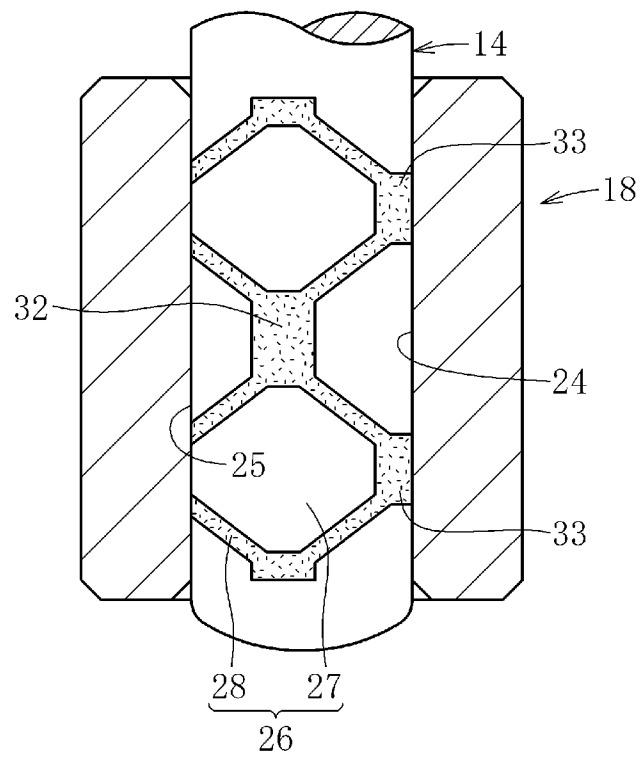
[図12]



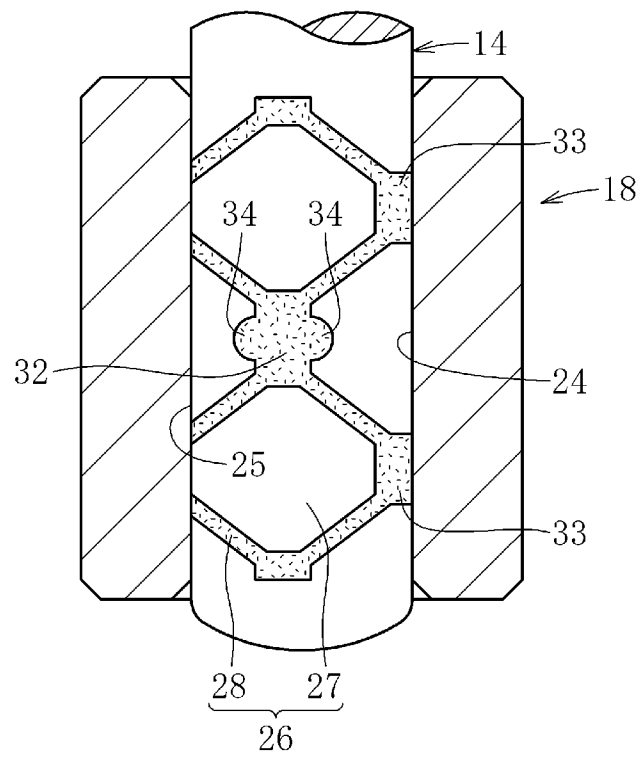
[図13]



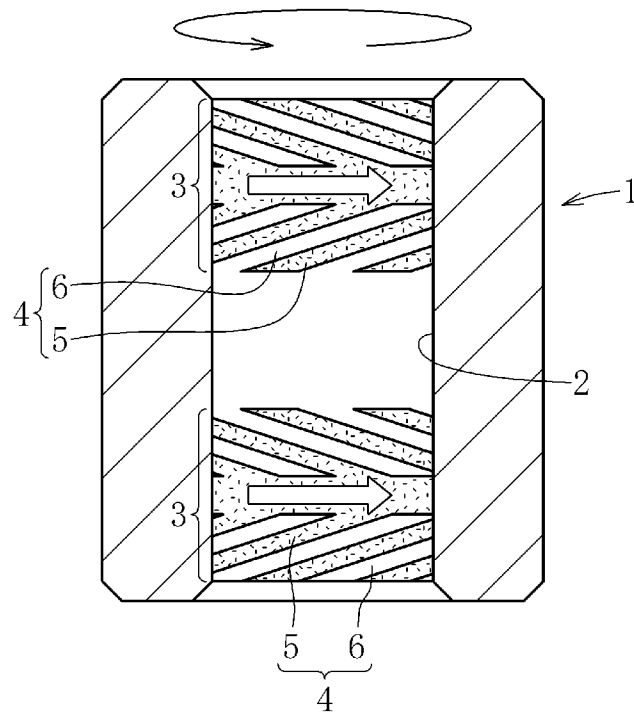
[図14]



[図15]



[図16]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2020/013255

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16C 17/02 (2006.01) i; F16C 17/04 (2006.01) i; F16C 33/74 (2006.01) i

FI: F16C17/02 A; F16C17/04 Z; F16C33/74 Z

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)

F16C17/02; F16C17/04; F16C33/74

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

Published examined utility model applications of Japan	1922-1996
Published unexamined utility model applications of Japan	1971-2020
Registered utility model specifications of Japan	1996-2020
Published registered utility model applications of Japan	1994-2020

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.
X	JP 50-72045 A (TOYODA MACHINE WORKS LTD.)	1, 4
Y	14.06.1975 (1975-06-14) page 1, lower right	3-4
A	column, lines 11-18, page 2, upper right column, line 18 to page 3, upper right column, line 9, fig. 1-3	2, 5-6
Y	JP 52-14160 A (AKASHI SEISAKUSHO KK) 02.02.1977	3-4
A	(1977-02-02) page 1, lower left column, lines 15-17, page 2, lower left column, line 18 to lower right column, line 4, page 2, lower right column, line 20 to page 3, lower right column, line 6, fig. 1, 4-5	1-2, 5-6
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 173624/1987 (Laid-open No. 96321/1988) (NSK LTD.) 22.06.1988 (1988-06-22)	1-6
A	JP 3-69813 A (NSK LTD.) 26.03.1991 (1991-03-26)	1-6



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 application or patent 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
08 June 2020 (08.06.2020)

Date of mailing of the international search report
16 June 2020 (16.06.2020)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2020/013255

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2015-17692 A (MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD.) 29.01.2015 (2015-01-29)	1-6
A	JP 2008-157330 A (KOBE STEEL, LTD.) 10.07.2008 (2008-07-10)	1-6

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No.

PCT/JP2020/013255

Patent Documents referred in the Report	Publication Date	Patent Family	Publication Date
JP 50-72045 A	14 Jun. 1975	US 3945692 A column 1, lines 6-9, column 1, lines 58- 60, column 3, line 26 to column 4, line 65, fig. 1-3 GB 1485033 A DE 2445849 A1 FR 2249260 A1 AU 7311774 A ES 430378 A1 AU 477070 B2	
JP 52-14160 A	02 Feb. 1977	(Family: none)	
JP 63-96321 U1	22 Jun. 1988	(Family: none)	
JP 3-69813 A	26 Mar. 1991	US 5129739 A GB 2235736 A	
JP 2015-17692 A	29 Jan. 2015	US 2015/0369278 A1 US 2016/0061255 A1 US 2016/0069387 A1 WO 2014/119652 A1 EP 2952757 A1 EP 3001049 A1 CN 104903601 A KR 10-2015-0092297 A KR 10-2015-0100961 A KR 10-2015-0103311 A CN 105156463 A	
JP 2008-157330 A	10 Jul. 2008	US 2008/0152529 A1 GB 2445063 A DE 102007055698 A1 CN 101205947 A	

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC）） F16C 17/02(2006.01)i; F16C 17/04(2006.01)i; F16C 33/74(2006.01)i FI: F16C17/02 A; F16C17/04 Z; F16C33/74 Z		
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）） F16C17/02; F16C17/04; F16C33/74		
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 1922-1996年 日本国公開実用新案公報 1971-2020年 日本国実用新案登録公報 1996-2020年 日本国登録実用新案公報 1994-2020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 請求項の番号
X	JP 50-72045 A（豊田工機株式会社）14.06.1975（1975-06-14） 第1ページ右下欄第11-18行、第2ページ右上欄第18行-第3ページ右上欄第9行、図1-3	1, 4
Y		3-4
A		2, 5-6
Y	JP 52-14160 A（株式会社明石製作所）02.02.1977（1977-02-02） 第1ページ左下欄第15-17行、第2ページ左下欄第18行-右下欄第4行、第2ページ右下欄第20行-第3ページ右下欄第6行、図1, 4-5	3-4
A		1-2, 5-6
A	日本国実用新案登録出願62-173624号（日本国実用新案登録公開63-96321号）の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム（日本精工株式会社）22.06.1988（1988-06-22）	1-6
A	JP 3-69813 A（日本精工株式会社）26.03.1991（1991-03-26）	1-6
A	JP 2015-17692 A（三菱重工業株式会社）29.01.2015（2015-01-29）	1-6
A	JP 2008-157330 A（株式会社神戸製鋼所）10.07.2008（2008-07-10）	1-6
☐ 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” 国際出願日前の出願または特許であるが、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抵触するものではなく、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 08.06.2020		国際調査報告の発送日 16.06.2020
名称及びあて先 日本国特許庁(ISA/JP) 〒100-8915 日本国 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号		権限のある職員（特許庁審査官） 渡邊 義之 3J 5789 電話番号 03-3581-1101 内線 3328

国際調査報告
 パテントファミリーに関する情報

国際出願番号

PCT/JP2020/013255

引用文献			公表日	パテントファミリー文献			公表日
JP	50-72045	A	14.06.1975	US	3945692	A	
				第1欄第6-9行, 第1欄第58-60 行, 第3欄第26行-第4欄第65 行, 図1-3			
				GB	1485033	A	
				DE	2445849	A1	
				FR	2249260	A1	
				AU	7311774	A	
				ES	430378	A1	
				AU	477070	B2	
JP	52-14160	A	02.02.1977	(ファミリーなし)			
JP	63-96321	U1	22.06.1988	(ファミリーなし)			
JP	3-69813	A	26.03.1991	US	5129739	A	
				GB	2235736	A	
JP	2015-17692	A	29.01.2015	US	2015/0369278	A1	
				US	2016/0061255	A1	
				US	2016/0069387	A1	
				WO	2014/119652	A1	
				EP	2952757	A1	
				EP	3001049	A1	
				CN	104903601	A	
				KR	10-2015-0092297	A	
				KR	10-2015-0100961	A	
				KR	10-2015-0103311	A	
				CN	105156463	A	
JP	2008-157330	A	10.07.2008	US	2008/0152529	A1	
				GB	2445063	A	
				DE	102007055698	A1	
				CN	101205947	A	