

(19)日本国特許庁(JP)

(12)特許公報(B2)

(11)特許番号
特許第7243848号
(P7243848)

(45)発行日 令和5年3月22日(2023.3.22)

(24)登録日 令和5年3月13日(2023.3.13)

(51)国際特許分類	F I		
F 1 6 C 17/02 (2006.01)	F 1 6 C 17/02	B	
F 1 6 C 17/10 (2006.01)	F 1 6 C 17/10	Z	
F 1 6 C 33/10 (2006.01)	F 1 6 C 33/10	Z	
F 1 6 C 23/04 (2006.01)	F 1 6 C 23/04	B	
F 0 2 B 39/00 (2006.01)	F 0 2 B 39/00	J	

請求項の数 5 (全15頁)

(21)出願番号	特願2021-552125(P2021-552125)	(73)特許権者	000000099 株式会社 I H I 東京都江東区豊洲三丁目 1 番 1 号
(86)(22)出願日	令和2年8月25日(2020.8.25)	(74)代理人	110000936 弁理士法人青海国際特許事務所
(86)国際出願番号	PCT/JP2020/032066	(72)発明者	采浦 寛 東京都江東区豊洲三丁目 1 番 1 号 株式 会社 I H I 内
(87)国際公開番号	WO2021/075155	(72)発明者	西井 俊輔 東京都江東区豊洲三丁目 1 番 1 号 株式 会社 I H I 内
(87)国際公開日	令和3年4月22日(2021.4.22)	(72)発明者	望月 寛己 東京都江東区豊洲三丁目 1 番 1 号 株式 会社 I H I 内
審査請求日	令和3年12月24日(2021.12.24)	審査官	日下部 由泰
(31)優先権主張番号	特願2019-191259(P2019-191259)		
(32)優先日	令和1年10月18日(2019.10.18)		
(33)優先権主張国・地域又は機関	日本国(JP)		

最終頁に続く

(54)【発明の名称】 多円弧軸受、および、過給機

(57)【特許請求の範囲】

【請求項 1】

シャフトが挿通される環状の本体と、
前記本体の内周面に形成され、互いに異なる曲率中心を有し、前記本体の周方向に互いに隣接して配される複数の円弧面を含むラジアル軸受面と、
前記ラジアル軸受面に形成され、前記シャフトの軸方向に延在し、前記周方向の中心位置が、前記複数の円弧面の境界部から前記円弧面の前記周方向における中央位置までの範囲において、前記境界部から前記シャフトの回転方向後方側にずれた位置に配される軸方向溝と、
を備え、
前記軸方向溝は、前記シャフトの回転方向前方側に形成された前方側面と、前記回転方向後方側に形成された後方側面とを有し、
前記前方側面のうち前記円弧面と連続する端部の接線と、前記軸方向溝の内側に延在させた前記円弧面の仮想面との間の角度は、前記後方側面のうち前記円弧面と連続する端部の接線と前記仮想面との間の角度より小さい、多円弧軸受。

【請求項 2】

前記軸方向溝は、前記中央位置および前記境界部から離隔して配される請求項 1 に記載の多円弧軸受。

【請求項 3】

前記ラジアル軸受面は、4つの前記円弧面を有し、

前記軸方向溝の前記中心位置は、前記境界部に対し、前記回転方向後方側に向かって、回転角 22.5° 未満となる範囲に形成される請求項 1 または 2 に記載の多円弧軸受。

【請求項 4】

前記本体の前記軸方向における端面に形成され、前記軸方向溝が開口するスラスト軸受面を備える請求項 1 から 3 のいずれか 1 項に記載の多円弧軸受。

【請求項 5】

請求項 1 から 4 のいずれか 1 項に記載の多円弧軸受を備える過給機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本開示は、多円弧軸受、および、過給機に関する。本出願は 2019 年 10 月 18 日に提出された日本特許出願第 2019-191259 号に基づく優先権の利益を主張するものであり、その内容は本出願に援用される。

【背景技術】

【0002】

特許文献 1 には、3 つの円弧面と、3 つの軸方向溝とを有する多円弧軸受について開示がある。多円弧軸受は、シャフトを軸支する。3 つの円弧面は、多円弧軸受のラジアル軸受面となる領域に形成される。3 つの軸方向溝は、3 つの円弧面の境界部に形成される。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【文献】特許第 4937588 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

軸方向溝内には、潤滑油が流通する。軸方向溝は、潤滑油をラジアル軸受面（円弧面）に供給する。しかし、シャフトの回転が速くなるほど、軸方向溝内の潤滑油の圧力が大きくなる。軸方向溝内の潤滑油の圧力が大きくなると、潤滑油は、軸方向溝内を流通し難くなる。

【0005】

本開示の目的は、軸方向溝内を潤滑油が容易に流通することが可能な多円弧軸受、および、過給機を提供することである。

【課題を解決するための手段】

【0006】

上記課題を解決するために、本開示の多円弧軸受は、シャフトが挿通される環状の本体と、本体の内周面に形成され、互いに異なる曲率中心を有し、本体の周方向に互いに隣接して配される複数の円弧面を含むラジアル軸受面と、ラジアル軸受面に形成され、シャフトの軸方向に延在し、周方向の中心位置が、複数の円弧面の境界部から円弧面の周方向における中央位置までの範囲において、境界部からシャフトの回転方向後方側にずれた位置に配される軸方向溝と、を備え、軸方向溝は、シャフトの回転方向前方側に形成された前方側面と、回転方向後方側に形成された後方側面とを有し、前方側面のうち円弧面と連続する端部の接線と、軸方向溝の内側に延在させた円弧面の仮想面との間の角度は、後方側面のうち円弧面と連続する端部の接線と仮想面との間の角度より小さい。

【0007】

軸方向溝は、中央位置および境界部から離隔して配されてもよい。

【0008】

ラジアル軸受面は、4 つの円弧面を有し、軸方向溝の中心位置は、境界部に対し、回転方向後方側に向かって、回転角 22.5° 未満となる範囲に形成されてもよい。

【0010】

本体の軸方向における端面に形成され、軸方向溝が開口するスラスト軸受面を備えても

10

20

30

40

50

よい。

【 0 0 1 1 】

上記課題を解決するために、本開示の過給機は、上記多円弧軸受を備える。

【 発明の効果 】

【 0 0 1 2 】

本開示によれば、軸方向溝内を潤滑油が容易に流通することが可能となる。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 1 3 】

【 図 1 】 図 1 は、過給機の概略断面図である。

【 図 2 】 図 2 は、図 1 の一点鎖線部分を抽出した図である。

【 図 3 】 図 3 は、本実施形態のラジアル軸受面の形状を説明するための説明図である。

【 図 4 】 図 4 は、比較例のラジアル軸受面の形状を説明するための説明図である。

【 図 5 】 図 5 は、比較例のラジアル軸受面とシャフトとの間の油膜圧力分布を示す図である。

【 図 6 】 図 6 は、本実施形態のラジアル軸受面とシャフトとの間の油膜圧力分布を示す図である。

【 図 7 】 図 7 は、変形例の軸方向溝の形状を説明するための図である。

【 図 8 】 図 8 は、図 7 中、一点鎖線部分の概略拡大図である。

【 発明を実施するための形態 】

【 0 0 1 4 】

以下に添付図面を参照しながら、本開示の一実施形態について説明する。実施形態に示す寸法、材料、その他具体的な数値等は、理解を容易とするための例示にすぎず、特に断る場合を除き、本開示を限定するものではない。なお、本明細書および図面において、実質的に同一の機能、構成を有する要素については、同一の符号を付することにより重複説明を省略し、また本開示に直接関係のない要素は図示を省略する。

【 0 0 1 5 】

図 1 は、過給機 T C の概略断面図である。以下では、図 1 に示す矢印 L 方向を過給機 T C の左側として説明する。図 1 に示す矢印 R 方向を過給機 T C の右側として説明する。図 1 に示すように、過給機 T C は、過給機本体 1 を備えて構成される。過給機本体 1 は、ベアリングハウジング 3 と、タービンハウジング 5 と、コンプレッサハウジング 7 とを含む。タービンハウジング 5 は、ベアリングハウジング 3 の左側に締結機構 9 によって連結される。コンプレッサハウジング 7 は、ベアリングハウジング 3 の右側に締結ボルト 1 1 によって連結される。

【 0 0 1 6 】

ベアリングハウジング 3 の外周面には、突起 3 a が設けられる。突起 3 a は、タービンハウジング 5 側に設けられる。突起 3 a は、ベアリングハウジング 3 の径方向に突出する。タービンハウジング 5 の外周面には、突起 5 a が設けられる。突起 5 a は、ベアリングハウジング 3 側に設けられる。突起 5 a は、タービンハウジング 5 の径方向に突出する。ベアリングハウジング 3 とタービンハウジング 5 は、締結機構 9 によってバンド締結される。締結機構 9 は、例えば、Gカップリングで構成される。締結機構 9 は、突起 3 a、5 a を挟持する。

【 0 0 1 7 】

ベアリングハウジング 3 には、軸受孔 3 b が形成される。軸受孔 3 b は、過給機 T C の左右方向に貫通する。軸受孔 3 b には、セミフローティング軸受 1 3 が配される。セミフローティング軸受 1 3 は、シャフト 1 5 を回転自在に軸支する。シャフト 1 5 の左端部には、タービンインペラ 1 7 が設けられる。タービンインペラ 1 7 は、タービンハウジング 5 に回転自在に収容される。シャフト 1 5 の右端部には、コンプレッサインペラ 1 9 が設けられる。コンプレッサインペラ 1 9 は、コンプレッサハウジング 7 に回転自在に収容される。

【 0 0 1 8 】

10

20

30

40

50

コンプレッサハウジング7には、吸気口21が形成される。吸気口21は、過給機TCの右側に開口する。吸気口21は、不図示のエアクリーナに接続される。ベアリングハウジング3とコンプレッサハウジング7の対向面によって、ディフューザ流路23が形成される。ディフューザ流路23は、空気を昇圧する。ディフューザ流路23は、環状に形成される。ディフューザ流路23は、径方向内側において、コンプレッサインペラ19を介して吸気口21に連通している。

【0019】

コンプレッサハウジング7には、コンプレッサスクロール流路25が形成される。コンプレッサスクロール流路25は、環状に形成される。コンプレッサスクロール流路25は、例えば、ディフューザ流路23よりもシャフト15の径方向外側に位置する。コンプレッサスクロール流路25は、不図示のエンジンの吸気口と、ディフューザ流路23とに連通している。コンプレッサインペラ19が回転すると、吸気口21からコンプレッサハウジング7内に空気が吸気される。吸気された空気は、コンプレッサインペラ19の翼間を流通する過程において加圧加速される。加圧加速された空気は、ディフューザ流路23およびコンプレッサスクロール流路25で昇圧される。昇圧された空気は、エンジンの吸気口に導かれる。

10

【0020】

タービンハウジング5には、吐出口27が形成される。吐出口27は、過給機TCの左側に開口する。吐出口27は、不図示の排気ガス浄化装置に接続される。タービンハウジング5には、連通路29と、タービンスクロール流路31とが形成される。タービンスクロール流路31は、環状に形成される。タービンスクロール流路31は、例えば、連通路29よりもタービンインペラ17の径方向外側に位置する。タービンスクロール流路31は、不図示のガス流入口と連通する。ガス流入口には、不図示のエンジンの排気マニホールドから排出される排気ガスが導かれる。連通路29は、タービンインペラ17を介してタービンスクロール流路31と吐出口27とを連通させる。ガス流入口からタービンスクロール流路31に導かれた排気ガスは、連通路29、タービンインペラ17を介して吐出口27に導かれる。吐出口27に導かれる排気ガスは、流通過程においてタービンインペラ17を回転させる。

20

【0021】

タービンインペラ17の回転力は、シャフト15を介してコンプレッサインペラ19に伝達される。コンプレッサインペラ19が回転すると、上記のとおり空気が昇圧される。こうして、空気がエンジンの吸気口に導かれる。

30

【0022】

図2は、図1の一点鎖線部分を抽出した図である。図2に示すように、ベアリングハウジング3の内部には軸受構造Sが設けられる。軸受構造Sは、軸受孔3bと、セミフローティング軸受13と、シャフト15とを含む。

【0023】

ベアリングハウジング3には、油路3cが形成される。油路3cには、潤滑油が供給される。油路3cは、軸受孔3bに開口(連通)する。油路3cは、潤滑油を軸受孔3bに導く。潤滑油は、油路3cから軸受孔3b内に流入する。

40

【0024】

軸受孔3bには、セミフローティング軸受13が配される。セミフローティング軸受13は、環状の本体13aを有する。本体13aには、挿通孔13bが形成される。挿通孔13bは、本体13aをシャフト15の軸方向(以下、単に軸方向という)に貫通する。挿通孔13bには、シャフト15が挿通される。

【0025】

本体13a(挿通孔13b)の内周面13cには、2つのラジアル軸受面13d、13eが形成される。2つのラジアル軸受面13d、13eは、軸方向に離隔して配される。本体13aには、油孔13fが形成される。油孔13fは、本体13aの内周面13cから外周面13gまで貫通する。油孔13fは、2つのラジアル軸受面13d、13eの間

50

に配される。油孔 1 3 f は、シャフト 1 5 (本体 1 3 a) の径方向 (以下、単に径方向という) において、油路 3 c の開口と対向する。

【 0 0 2 6 】

潤滑油は、本体 1 3 a の外周面 1 3 g 側から、油孔 1 3 f を通って内周面 1 3 c 側に流入する。本体 1 3 a の内周面 1 3 c 側に流入した潤滑油は、内周面 1 3 c とシャフト 1 5 との間を、シャフト 1 5 の周方向に沿って移動する。本体 1 3 a の内周面 1 3 c 側に流入した潤滑油は、内周面 1 3 c とシャフト 1 5 との間を、シャフト 1 5 の軸方向 (図 2 中、左右方向) に沿って移動する。潤滑油は、シャフト 1 5 と 2 つのラジアル軸受面 1 3 d、1 3 e との間隙に供給される。潤滑油の油膜圧力によってシャフト 1 5 が軸支される。2 つのラジアル軸受面 1 3 d、1 3 e は、シャフト 1 5 のラジアル荷重を受ける。

10

【 0 0 2 7 】

本体 1 3 a には、貫通孔 1 3 h が形成される。貫通孔 1 3 h は、本体 1 3 a の内周面 1 3 c から外周面 1 3 g まで貫通する。貫通孔 1 3 h は、2 つのラジアル軸受面 1 3 d、1 3 e の間に配される。貫通孔 1 3 h は、本体 1 3 a のうち油孔 1 3 f が形成される側とは反対側に配される。ただし、これに限定されず、貫通孔 1 3 h の位置は、本体 1 3 a の周方向において油孔 1 3 f の位置と異なっていればよい。

【 0 0 2 8 】

ベアリングハウジング 3 には、ピン孔 3 e が形成される。ピン孔 3 e は、軸受孔 3 b のうち貫通孔 1 3 h と対向する位置に形成される。ピン孔 3 e は、軸受孔 3 b を形成する壁部を貫通する。ピン孔 3 e は、軸受孔 3 b の内部空間と外部空間とを連通する。ピン孔 3 e には、位置決めピン 3 3 が挿通される。

20

【 0 0 2 9 】

本実施形態では、ピン孔 3 e には、位置決めピン 3 3 が圧入される。位置決めピン 3 3 の先端は、本体 1 3 a の貫通孔 1 3 h に挿通される。位置決めピン 3 3 は、本体 1 3 a の回転方向および軸方向の移動を規制する。

【 0 0 3 0 】

シャフト 1 5 は、大径部 1 5 a と、中径部 1 5 b と、小径部 1 5 c とを備える。大径部 1 5 a は、本体 1 3 a よりもタービンインペラ 1 7 (図 1 参照) 側に位置する。大径部 1 5 a は、円柱形状である。大径部 1 5 a の外径は、本体 1 3 a の内周面 1 3 c (ラジアル軸受面 1 3 d) の内径より大きい。大径部 1 5 a の外径は、本体 1 3 a の外周面 1 3 g の外径より大きい。ただし、大径部 1 5 a の外径は、本体 1 3 a の外周面 1 3 g の外径と等しくてもよいし、小さくてもよい。大径部 1 5 a は、本体 1 3 a と軸方向に対向する。大径部 1 5 a は、一定の外径を有する。ただし、大径部 1 5 a の外径は、一定でなくてもよい。

30

【 0 0 3 1 】

中径部 1 5 b は、大径部 1 5 a よりもコンプレッサインペラ 1 9 (図 1 参照) 側に位置する。中径部 1 5 b は、円柱形状である。中径部 1 5 b は、本体 1 3 a の挿通孔 1 3 b に挿通される。したがって、中径部 1 5 b は、径方向において挿通孔 1 3 b の内周面 1 3 c と対向する。中径部 1 5 b は、大径部 1 5 a より小さい外径を有する。中径部 1 5 b の外径は、本体 1 3 a のラジアル軸受面 1 3 d、1 3 e の内径より小さい。中径部 1 5 b は、一定の外径を有する。ただし、中径部 1 5 b の外径は、一定でなくてもよい。

40

【 0 0 3 2 】

小径部 1 5 c は、中径部 1 5 b (本体 1 3 a) よりもコンプレッサインペラ 1 9 (図 1 参照) 側に位置する。小径部 1 5 c は、円柱形状である。小径部 1 5 c は、中径部 1 5 b より小さい外径を有する。小径部 1 5 c は、一定の外径を有する。ただし、小径部 1 5 c の外径は、一定でなくてもよい。

【 0 0 3 3 】

小径部 1 5 c には、環状の油切り部材 3 5 が挿通される。油切り部材 3 5 は、シャフト 1 5 を伝ってコンプレッサインペラ 1 9 側に流れる潤滑油を径方向外側に飛散させる。つまり、油切り部材 3 5 は、コンプレッサインペラ 1 9 側への潤滑油の漏出を抑制する。

50

【 0 0 3 4 】

油切り部材 3 5 は、中径部 1 5 b より大きな外径を有する。油切り部材 3 5 の外径は、本体 1 3 a の内周面 1 3 c (ラジアル軸受面 1 3 e) の内径より大きい。油切り部材 3 5 の外径は、本体 1 3 a の外周面 1 3 g の外径より小さい。ただし、油切り部材 3 5 の外径は、本体 1 3 a の外周面 1 3 g の外径と等しくてもよいし、大きくてもよい。油切り部材 3 5 は、本体 1 3 a と軸方向に対向する。

【 0 0 3 5 】

本体 1 3 a は、油切り部材 3 5 および大径部 1 5 a によって軸方向に挟まれている。本体 1 3 a と油切り部材 3 5 との間隙には、潤滑油が供給される。本体 1 3 a と大径部 1 5 a との間隙には、潤滑油が供給される。

10

【 0 0 3 6 】

シャフト 1 5 が軸方向 (図 2 中、左側) に移動すると、油切り部材 3 5 は、本体 1 3 a と油切り部材 3 5 との間隙の潤滑油の油膜圧力によって軸方向の荷重が支持される。シャフト 1 5 が軸方向 (図 2 中、右側) に移動すると、大径部 1 5 a は、本体 1 3 a と大径部 1 5 a との間隙の潤滑油の油膜圧力によって軸方向の荷重が支持される。つまり、本体 1 3 a は、軸方向の両端面がスラスト荷重を受けるスラスト軸受面 1 3 i、1 3 j となっている。

【 0 0 3 7 】

本体 1 3 a の外周面 1 3 g には、ダンパ部 1 3 k、1 3 m が形成される。ダンパ部 1 3 k、1 3 m は、互いに軸方向に離隔する。ダンパ部 1 3 k、1 3 m は、外周面 1 3 g のうち軸方向の両端部に形成される。ダンパ部 1 3 k、1 3 m は、外周面 1 3 g のうち他の部位よりも径が大きい。ダンパ部 1 3 k、1 3 m と軸受孔 3 b の内周面 3 f との間隙には、潤滑油が供給される。潤滑油の油膜圧力によってシャフト 1 5 の振動が抑制される。

20

【 0 0 3 8 】

図 3 は、本実施形態のラジアル軸受面 1 3 d の形状を説明するための説明図である。図 3 は、本体 1 3 a のうちラジアル軸受面 1 3 d が形成された部位の、シャフト 1 5 の軸方向に垂直な断面図 (挿通孔 1 3 b の中心軸 O に垂直な断面図) である。ここでは、ラジアル軸受面 1 3 d の断面形状について説明する。ラジアル軸受面 1 3 e は、ラジアル軸受面 1 3 d と大凡等しい形状である。したがって、ラジアル軸受面 1 3 e の形状については、説明を省略する。

【 0 0 3 9 】

図 3 に示すように、ラジアル軸受面 1 3 d には、複数の円弧面 3 7 と、複数の軸方向溝 3 9 とが形成される。本実施形態では、ラジアル軸受面 1 3 d は、4 つの円弧面 3 7 と、4 つの軸方向溝 3 9 を有する。ただし、複数の円弧面 3 7 の数と、複数の軸方向溝 3 9 の数は、これに限定されない。例えば、複数の円弧面 3 7 の数は、2 つ、3 つ、5 つ、あるいは、6 つ以上であってもよい。複数の軸方向溝 3 9 の数は、2 つ、3 つ、5 つ、あるいは、6 つ以上であってもよい。円弧面 3 7 の数と軸方向溝 3 9 の数は、同数である。ただし、円弧面 3 7 の数と軸方向溝 3 9 の数は、異なってもよい。

30

【 0 0 4 0 】

円弧面 3 7 は、曲率中心 A がラジアル軸受面 1 3 d (挿通孔 1 3 b) の内側に位置している。円弧面 3 7 の曲率中心 A は、挿通孔 1 3 b (シャフト 1 5) の中心軸 O と異なる位置にある。複数の円弧面 3 7 の曲率中心 A は、互いに異なる位置にある。複数の円弧面 3 7 の曲率中心 A は、挿通孔 1 3 b の中心軸 O から径方向に離隔した位置にある。複数の円弧面 3 7 の曲率中心 A は、中心軸 O を中心とした同心円上に位置する。複数の円弧面 3 7 の曲率中心 A は、本体 1 3 a の周方向 (以下、単に周方向という) に等間隔に配される。

40

【 0 0 4 1 】

複数の円弧面 3 7 の曲率半径 R a は、互いに等しい。円弧面 3 7 の曲率半径 R a は、シャフト 1 5 の中径部 1 5 b の半径 L a より大きい。したがって、複数の円弧面 3 7 は、シャフト 1 5 から径方向に離隔している。ただし、複数の円弧面 3 7 の曲率半径 R a は、互いに異なってもよい。

【 0 0 4 2 】

50

円弧面 37 は、縮小部 37 a と、中間部 37 b と、拡大部 37 c とを備える。縮小部 37 a は、円弧面 37 のうち、シャフト 15 の回転方向（図 3 中、矢印方向）後方側に位置する。中間部 37 b は、円弧面 37 のうち周方向の中間（中央）に位置する。拡大部 37 c は、円弧面 37 のうち、シャフト 15 の回転方向前方側に位置する。

【0043】

つまり、縮小部 37 a は、中間部 37 b に対し、シャフト 15 の回転方向後方側に位置する。拡大部 37 c は、中間部 37 b に対し、シャフト 15 の回転方向前方側に位置する。

【0044】

中心軸 O と円弧面 37 との間隔は、中心軸 O と中間部 37 b との間隔が最も小さい。中心軸 O と縮小部 37 a との間隔は、中心軸 O と中間部 37 b との間隔より大きい。中心軸 O と縮小部 37 a との間隔は、シャフト 15 の回転方向後方側ほど大きくなる。中心軸 O と拡大部 37 c との間隔は、中心軸 O と中間部 37 b との間隔より大きい。中心軸 O と拡大部 37 c との間隔は、シャフト 15 の回転方向後方側ほど小さくなる。

10

【0045】

複数の円弧面 37 は、本体 13 a（ラジアル軸受面 13 d）の周方向に互いに隣接して配される。隣接する 2 つの円弧面 37 の間には、境界部 B P が形成される。境界部 B P は、隣接する 2 つの円弧面 37 のうち、拡大部 37 c の回転方向前方側の端部と、縮小部 37 a の回転方向後方側の端部との接続部（連続部）である。円弧面 37 のうち中心軸 O との間隔は、中心軸 O と境界部 B P との間隔が最も大きい。

【0046】

図 3 に示すように、シャフト 15 は、ラジアル軸受面 13 d のうち中間部 37 b と最も近接する。シャフト 15 と縮小部 37 a との間隔は、シャフト 15 の回転方向前方側に向かって小さくなる。

20

【0047】

シャフト 15 とラジアル軸受面 13 d との間隔は、シャフト 15 の回転に伴って、シャフト 15 の回転方向に移動する。このとき、潤滑油は、縮小部 37 a から中間部 37 b に向かうにしたがって圧縮される。圧縮された潤滑油は、シャフト 15 を径方向内側（ラジアル方向）に押圧する（くさび効果）。これにより、ラジアル方向の荷重が支持される。

【0048】

ラジアル軸受面 13 d には、複数（ここでは、4 つ）の縮小部 37 a および中間部 37 b が形成される。複数の縮小部 37 a および中間部 37 b は、ラジアル軸受面 13 d の周方向に等間隔に配される。シャフト 15 は、複数の縮小部 37 a および中間部 37 b により径方向内側に押圧される。これにより、シャフト 15 は、セミフローティング軸受 13 に安定して軸支される。

30

【0049】

このように、本実施形態のセミフローティング軸受 13 は、複数の円弧面 37 を有する多円弧軸受により構成される。多円弧軸受により、シャフト 15 を軸支する安定性を向上させることができる。

【0050】

軸方向溝 39 は、シャフト 15 の軸方向に延在する。軸方向溝 39 は、軸方向と垂直な断面が三角形である。ただし、これに限定されず、軸方向溝 39 は、軸方向と垂直な断面が、矩形、半円形、多角形であってもよい。

40

【0051】

軸方向溝 39 は、ラジアル軸受面 13 d のうち、2 つのラジアル軸受面 13 d、13 e（図 2 参照）が近接する側の端部から、2 つのラジアル軸受面 13 d、13 e が離隔する側の端部まで延在している。軸方向溝 39 は、スラスト軸受面 13 i（すなわち、本体 13 a の軸方向の端面）に開口している。軸方向溝 39 は、潤滑油を流通させる。軸方向溝 39 は、ラジアル軸受面 13 d に潤滑油を供給する。軸方向溝 39 は、スラスト軸受面 13 i に潤滑油を供給する。

50

【 0 0 5 2 】

軸方向溝 3 9 は、ラジアル軸受面 1 3 d のうち拡大部 3 7 c に形成される。つまり、軸方向溝 3 9 は、境界部 B P からシャフト 1 5 の回転方向後方側にずれた位置に形成される。軸方向溝 3 9 は、中間部 3 7 b からシャフト 1 5 の回転方向前方側にずれた位置に形成される。図 3 では、軸方向溝 3 9 の内側に延在させた円弧面 3 7 の仮想面を破線で示している。

【 0 0 5 3 】

具体的に、軸方向溝 3 9 は、周方向の中心位置 C p が、境界部 B P からシャフト 1 5 の回転方向後方側にずれた位置に配される。軸方向溝 3 9 は、周方向の中心位置 C p が、境界部 B P から中間部 (中央位置) 3 7 b までの範囲に配される。

10

【 0 0 5 4 】

本実施形態では、軸方向溝 3 9 のうち、シャフト 1 5 の回転方向前方側の端部 (円弧面 3 7 との連続部) は、境界部 B P よりも、シャフト 1 5 の回転方向後方側に位置する。換言すれば、軸方向溝 3 9 のうちシャフト 1 5 の回転方向前方側の端部と境界部 B P との間には、円弧面 3 7 が介在している。軸方向溝 3 9 のうち、シャフト 1 5 の回転方向後方側の端部 (円弧面 3 7 との連続部) は、中間部 3 7 b よりも、シャフト 1 5 の回転方向前方側に位置する。換言すれば、軸方向溝 3 9 のうちシャフト 1 5 の回転方向後方側の端部と中間部 3 7 b との間には、円弧面 3 7 が介在している。つまり、軸方向溝 3 9 は、境界部 B P および中間部 3 7 b から離隔して配される。軸方向溝 3 9 は、境界部 B P および中間部 3 7 b を避ける位置に配される。

20

【 0 0 5 5 】

ここで、挿通孔 1 3 b の中心軸 O と境界部 B P とを結ぶ線と、中心軸 O と軸方向溝 3 9 の中心位置 C p とを結ぶ線との間の角度を、回転角 とする。軸方向溝 3 9 は、周方向の中心位置 C p が、境界部 B P に対し、回転方向後方側に向かって、回転角 22.5° 未満となる範囲に形成される。好ましくは、軸方向溝 3 9 は、周方向の中心位置 C p が、境界部 B P に対し、回転方向後方側に向かって、回転角 $15^\circ \sim 20^\circ$ となる範囲に形成される。

【 0 0 5 6 】

図 4 は、比較例のラジアル軸受面 1 1 3 d の形状を説明するための説明図である。上述した構成要素と実質的に等しい構成要素については、同一符号を付して説明を省略する。比較例のラジアル軸受面 1 1 3 d は、軸方向溝 1 3 9 の位置のみが、上述したラジアル軸受面 1 3 d と異なる。

30

【 0 0 5 7 】

図 4 では、軸方向溝 1 3 9 の内側に延在させた円弧面 3 7 の仮想面を破線で示している。図 4 に示すように、軸方向溝 1 3 9 は、ラジアル軸受面 1 1 3 d のうち、境界部 B P に形成される。具体的に、軸方向溝 1 3 9 は、周方向の中心位置 C p が、境界部 B P に位置する。

【 0 0 5 8 】

図 5 は、比較例のラジアル軸受面 1 1 3 d とシャフト 1 5 との間の油膜圧力分布を示す図である。図 5 中、縦軸は潤滑油の油膜圧力を表し、横軸はラジアル軸受面 1 1 3 d の周方向における位相を表す。ここで、油膜圧力 P は、軸方向溝 1 3 9 内における油膜圧力を示す。位相 A は、ラジアル軸受面 1 1 3 d の境界部 B P の位相 (すなわち、比較例の軸方向溝 1 3 9 の位相) を示す。位相 B は、ラジアル軸受面 1 1 3 d の縮小部 3 7 a のうち所定の位相を示す。

40

【 0 0 5 9 】

軸方向溝 1 3 9 は、周方向の中心位置 C p が境界部 B P に位置する。そのため、軸方向溝 1 3 9 の半分は、境界部 B P よりもシャフト 1 5 の回転方向前方側に位置する (図 4 参照) 。すなわち、軸方向溝 1 3 9 の半分は、縮小部 3 7 a に重複して形成される。これにより、軸方向溝 1 3 9 内の油膜圧力は、縮小部 3 7 a の油膜圧力の影響を受けやすくなる。図 5 に示されるように、位相 A (軸方向溝 1 3 9) における油膜圧力 P は、位相 B (縮

50

小部 37a) における上昇途中の油膜圧力と連続している。縮小部 37a の油膜圧力の影響により、軸方向溝 139 内の油膜圧力が上昇しやすい状態となっている。

【0060】

軸方向溝 139 内の油膜圧力が大きくなるにつれ、潤滑油は、軸方向溝 139 内を流通し難くなる。これにより、軸方向溝 139 は、ラジアル軸受面 113d に供給する油量が制限される。軸方向溝 139 は、本体 13a のスラスト軸受面 13i に供給する油量が制限される。その結果、ラジアル軸受面 113d およびスラスト軸受面 13i に必要な油量が不足するおそれが生じる。

【0061】

図 6 は、本実施形態のラジアル軸受面 13d とシャフト 15 との間の油膜圧力分布を示す図である。図 6 中、縦軸は潤滑油の油膜圧力を表し、横軸はラジアル軸受面 13d の周方向における位相を表す。ここで、位相 C は、位相 A (すなわち、境界部 BP) からシャフト 15 の回転方向後方側の位相である。位相 C は、本実施形態の軸方向溝 39 が形成される位相を示す。図 6 では、軸方向溝 39 の周方向の中心位置 Cp が、境界部 BP に対し、回転方向後方側に向かって、回転角 15°~20° となる範囲に形成された場合の例を示す。位相 D は、ラジアル軸受面 13d の中間部 37b の位相を示す。

10

【0062】

図 6 に示されるように、位相 C (軸方向溝 39) における油膜圧力と位相 B (縮小部 37a) における油膜圧力との間には、圧力低下部 PR が形成されている。位相 C (軸方向溝 39) における油膜圧力と位相 D (中間部 37b) における油膜圧力との間には、圧力低下部 PR が形成されている。圧力低下部 PR の油膜圧力は、位相 C における油膜圧力よりも小さくなっている。

20

【0063】

ラジアル軸受面 13d に軸方向溝 39 を形成すると、シャフト 15 の回転方向に移動する潤滑油は、軸方向溝 39 の内壁 (内面) と衝突する。潤滑油が軸方向溝 39 の内壁と衝突すると、軸方向溝 39 内の油膜圧力が上昇する。そのため、図 6 の位相 C では、圧力低下部 PR よりも油膜圧力が上昇している。ここで、図 4 に示すように、軸方向溝 139 の半分が縮小部 37a に重複すると、油膜圧力が高められる縮小部 37a の影響を受け、圧力上昇の影響が大きくなる。

【0064】

一方、本実施形態では、軸方向溝 39 は、拡大部 37c に形成される (図 3 参照)。つまり、軸方向溝 39 は、境界部 BP に対し、縮小部 37a から離隔する側に位置する。軸方向溝 39 は、中間部 37b に対し、縮小部 37a から離隔する側に位置する。これにより、軸方向溝 39 内の油膜圧力は、縮小部 37a および中間部 37b の油膜圧力の影響を受け難くなる。このように、縮小部 37a および中間部 37b の油膜圧力の影響を受け難くしたことにより、軸方向溝 39 内の油膜圧力は、軸方向溝 139 内の油膜圧力 P より小さくなっている。

30

【0065】

軸方向溝 39 内の油膜圧力が小さくなるにつれ、潤滑油は、軸方向溝 39 内を流通し易くなる。すなわち、軸方向溝 39 は、ラジアル軸受面 13d に供給する油量が制限され難くなる。軸方向溝 39 は、スラスト軸受面 13i に供給する油量が制限され難くなる。これにより、軸方向溝 39 は、ラジアル軸受面 13d およびスラスト軸受面 13i に必要な油量を供給することができる。その結果、ラジアル軸受面 13d およびスラスト軸受面 13i に必要な油量が不足することを抑制できる。

40

【0066】

以上のように、本実施形態のセミフローティング軸受 13 は、軸方向溝 39 を備える。軸方向溝 39 は、周方向の中心位置 Cp が境界部 BP からシャフト 15 の回転方向後方側にずれた位置に形成される。これにより、軸方向溝 39 は、縮小部 37a の油膜圧力の影響を受け難くすることができる。したがって、軸方向溝 39 内における潤滑油の流通を容易にすることができる。その結果、ラジアル軸受面 13d およびスラスト軸受面 13i に

50

必要な油量が不足することを抑制することができる。

【0067】

ただし、軸方向溝39を境界部BPから回転方向後方側に移動させると、軸方向溝39は、中間部37bと近接する。中間部37bには、縮小部37aにより圧縮された潤滑油が導入される。そのため、中間部37bの油膜圧力は、縮小部37aの油膜圧力と近似する。

【0068】

そこで、軸方向溝39は、周方向の中心位置Cpが、境界部BPから回転方向後方側に向かって回転角 22.5° 未満の範囲に位置する。回転角 22.5° 以上になると、軸方向溝39は、境界部BPに対し中間部37bに近接する。したがって、軸方向溝39は、
10
回転角 22.5° 以上の範囲では、中間部37bの油膜圧力の影響を受けやすくなる。軸方向溝39は、回転角 22.5° 未満の範囲に位置することで、中間部37bの油膜圧力の影響を受け難くすることができる。つまり、軸方向溝39は、周方向の中心位置Cpが、境界部BPと中間部37bとの中間位置よりも境界部BP側に位置することが好ましい。

【0069】

より好ましくは、軸方向溝39は、周方向の中心位置Cpが、境界部BPから回転方向後方側に向かって、回転角 $15^\circ \sim 20^\circ$ となる範囲に位置する。これにより、軸方向溝39は、図6に示すように、縮小部37a（位相B）および中間部37b（位相D）の双方からの油膜圧力の影響を受け難くすることができる。

【0070】

軸方向溝39は、境界部BPおよび中間部37bから離隔して形成されることが好ましい。軸方向溝39は、縮小部37aおよび中間部37bの双方から離隔することで、縮小部37aおよび中間部37bの油膜圧力の影響を受け難くすることができる。
20

【0071】

図7は、変形例の軸方向溝239の形状を説明するための図である。図7は、変形例の本体13aのうちラジアル軸受面213dが形成された部位の、シャフト15の軸方向に垂直な断面図である。なお、上記実施形態と実質的に等しい構成要素については、同一符号を付して説明を省略する。変形例のラジアル軸受面213dは、上記実施形態のラジアル軸受面13dと、軸方向溝239の形状のみが異なる。

【0072】

図7に示すように、ラジアル軸受面213dには、複数の円弧面37と、複数の軸方向溝239とが形成される。本変形例では、ラジアル軸受面213dは、4つの円弧面37と、4つの軸方向溝239を有する。上記実施形態と同様に、本変形例のセミフローティング軸受13は、複数の円弧面37を有する多円弧軸受により構成される。
30

【0073】

軸方向溝239は、シャフト15の軸方向に延在する。軸方向溝239は、軸方向と垂直な断面が三角形状である。軸方向溝239は、ラジアル軸受面213dのうち、2つのラジアル軸受面13d、13e（図2参照）が近接する側の端部から、2つのラジアル軸受面13d、13eが離隔する側の端部まで延在する。軸方向溝239は、スラスト軸受面13i（図2参照）に開口している。
40

【0074】

軸方向溝239は、ラジアル軸受面213dのうち拡大部37cに形成される。つまり、軸方向溝239は、境界部BPからシャフト15の回転方向後方側にずれた位置に形成される。

【0075】

具体的に、軸方向溝239は、周方向の中心位置Cpが、境界部BPからシャフト15の回転方向後方側にずれた位置に配される。軸方向溝239は、周方向の中心位置Cpが、境界部BPから中間部（中央位置）37bまでの範囲に配される。

【0076】

本変形例では、軸方向溝239は、境界部BPおよび中間部37bから離隔して配され
50

る。つまり、軸方向溝 239 は、境界部 B P および中間部 37 b を避ける位置に配される。

【0077】

軸方向溝 239 は、周方向の中心位置 C p が、境界部 B P に対し、回転方向後方側に向かって、回転角 22.5° 未満となる範囲に形成される。好ましくは、軸方向溝 239 は、周方向の中心位置 C p が、境界部 B P に対し、回転方向後方側に向かって、回転角 $15^\circ \sim 20^\circ$ となる範囲に形成される。

【0078】

図 8 は、図 7 中、一点鎖線部分の概略拡大図である。図 8 に示すように、軸方向溝 239 は、前方側面 239 a と、後方側面 239 b とを有する。前方側面 239 a は、軸方向溝 239 のうち、シャフト 15 の回転方向（図 8 中、矢印方向）前方側に形成された側面である。後方側面 239 b は、軸方向溝 239 のうち、シャフト 15 の回転方向後方側に形成された側面である。

10

【0079】

図 8 では、軸方向溝 239 の内側に延在させた円弧面 37 の仮想面 V S を破線で示している。仮想面 V S と前方側面 239 a との間の角度 θ_1 は、仮想面 V S と後方側面 239 b との間の角度 θ_2 より小さい。本変形例では、角度 θ_1 は例えば 30° であり、角度 θ_2 は例えば 90° である。ただし、角度 θ_1 が角度 θ_2 より小さい関係にあれば、角度 θ_1 、 θ_2 の値は、これに限定されない。

【0080】

ここでは、前方側面 239 a および後方側面 239 b が平面形状である場合について説明した。しかし、これに限定されず、前方側面 239 a および後方側面 239 b は、曲面形状であってもよい。その場合、角度 θ_1 は、前方側面 239 a のうち円弧面 37 と連続（接続）する端部の接線と、仮想面 V S との間の角度となる。角度 θ_2 は、後方側面 239 b のうち円弧面 37 と連続する端部の接線と、仮想面 V S との間の角度となる。換言すれば、前方側面 239 a のうち円弧面 37 と連続する端部の接線と仮想面 V S との間の角度 θ_1 は、後方側面 239 b のうち円弧面 37 と連続する端部の接線と仮想面 V S との間の角度 θ_2 より小さい。

20

【0081】

ラジアル軸受面 213 d とシャフト 15 との間の潤滑油は、シャフト 15 の回転方向に向かって移動する。シャフト 15 の回転方向に移動する潤滑油は、軸方向溝 239 のうち、前方側面 239 a と接触する。潤滑油は、前方側面 239 a により堰き止められる。このとき、潤滑油の動圧が静圧に変換される。その結果、軸方向溝 239 内の潤滑油の圧力が上昇する。

30

【0082】

ここで、前方側面 239 a は、仮想面 V S との間の角度 θ_1 が大きくなるほど、潤滑油を堰き止めやすくなる。一方、前方側面 239 a は、仮想面 V S との間の角度 θ_1 が小さくなるほど、潤滑油を堰き止め難くなる。つまり、角度 θ_1 が大きくなるほど、軸方向溝 239 内の潤滑油の圧力が上昇し易くなる。角度 θ_1 が小さくなるほど、軸方向溝 239 内の潤滑油の圧力が上昇し難くなる。

【0083】

本変形例では、角度 θ_1 を角度 θ_2 よりも小さくしている。そのため、軸方向溝 239 は、角度 θ_1 が角度 θ_2 以上である場合に比べて、潤滑油の圧力の上昇を抑制することができる。これにより、軸方向溝 239 内における潤滑油の流通を容易にすることができる。その結果、ラジアル軸受面 13 d およびスラスト軸受面 13 i に必要な油量が不足することを抑制することができる。

40

【0084】

以上、添付図面を参照しながら本開示の実施形態について説明したが、本開示はかかる実施形態に限定されないことは言うまでもない。当業者であれば、特許請求の範囲に記載された範疇において、各種の変更例または修正例に想到し得ることは明らかであり、それらについても当然に本開示の技術的範囲に属するものと了解される。

50

【 0 0 8 5 】

上記実施形態および変形例では、軸方向溝 3 9、2 3 9 が中間部 3 7 b および境界部 B P から離隔して配される例について説明した。しかし、これに限定されず、軸方向溝 3 9、2 3 9 は、周方向の中心位置 C p が、境界部 B P から回転方向後方側にずれていれば、一部が中間部 3 7 b あるいは境界部 B P に配されてもよい。

【 0 0 8 6 】

上記実施形態および変形例では、軸方向溝 3 9、2 3 9 の中心位置 C p が境界部 B P から回転方向後方側に 22.5° 未満の範囲に位置する例について説明した。しかし、これに限定されず、上記範囲は、ラジアル軸受面 1 3 d、2 1 3 d に形成される複数の円弧面 3 7 の数に応じて変更されてもよい。例えば、円弧面 3 7 の数が 2 つである場合、上記範囲は、 45° 未満の範囲であってもよい。円弧面 3 7 の数が 3 つである場合、上記範囲は、 30° 未満の範囲であってもよい。円弧面 3 7 の数が 5 つである場合、上記範囲は、 18° 未満の範囲であってもよい。円弧面 3 7 の数が 6 つである場合、上記範囲は、 15° の範囲であってもよい。

10

【 0 0 8 7 】

上記実施形態および変形例では、軸方向溝 3 9、2 3 9 の中心位置 C p が境界部 B P から回転方向後方側に $15^\circ \sim 20^\circ$ の範囲に位置する例について説明した。しかし、これに限定されず、上記範囲は、ラジアル軸受面 1 3 d、2 1 3 d に形成される複数の円弧面 3 7 の数に応じて変更されてもよい。例えば、円弧面 3 7 の数が 2 つである場合、上記範囲は、 $30^\circ \sim 40^\circ$ の範囲であってもよい。円弧面 3 7 の数が 3 つである場合、上記範囲は、 $20^\circ \sim 26.6^\circ$ の範囲であってもよい。円弧面 3 7 の数が 5 つである場合、上記範囲は、 $12^\circ \sim 16^\circ$ の範囲であってもよい。円弧面 3 7 の数が 6 つである場合、上記範囲は、 $10^\circ \sim 13.3^\circ$ の範囲であってもよい。

20

【 0 0 8 8 】

上記実施形態および変形例では、多円弧軸受がセミフローティング軸受 1 3 である例について説明した。しかし、これに限定されず、多円弧軸受は、フルフローティング軸受であってもよい。

【 産業上の利用可能性 】

【 0 0 8 9 】

本開示は、多円弧軸受、および、これを備えた過給機に利用することができる。

30

【 符号の説明 】

【 0 0 9 0 】

A : 曲率中心 B P : 境界部 T C : 過給機 V S : 仮想面 : 角度 : 角度 1 3 : セミフローティング軸受 (多円弧軸受) 1 3 a : 本体 1 3 c : 内周面 1 3 d : ラジアル軸受面 1 3 e : ラジアル軸受面 1 3 i : スラスト軸受面 1 3 j : スラスト軸受面 1 5 : シャフト 3 7 : 円弧面 3 9 : 軸方向溝 2 3 9 : 軸方向溝 2 3 9 a : 前方側面 2 3 9 b : 後方側面

40

50

【図面】

【図 1】

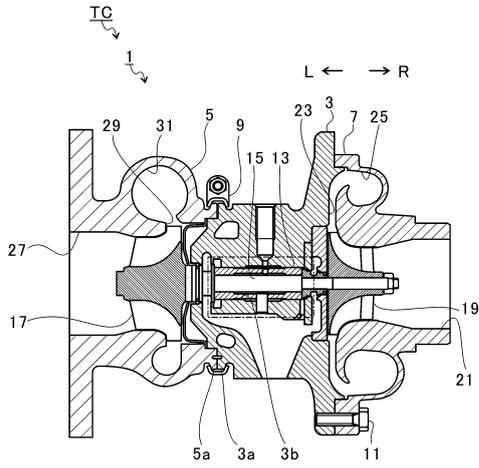


FIG. 1

【図 2】

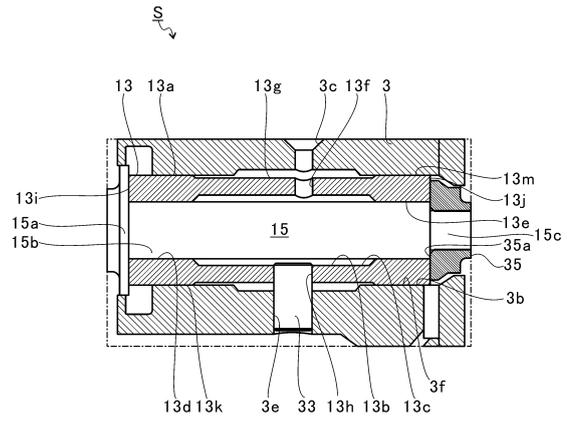


FIG. 2

【図 3】

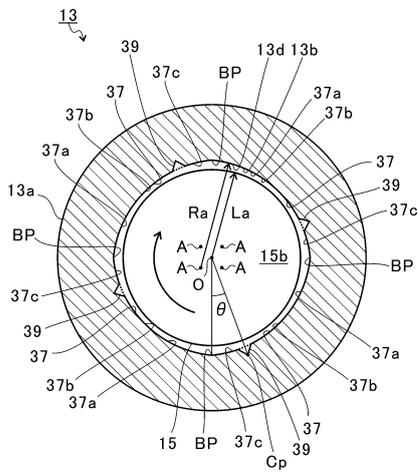


FIG. 3

【図 4】

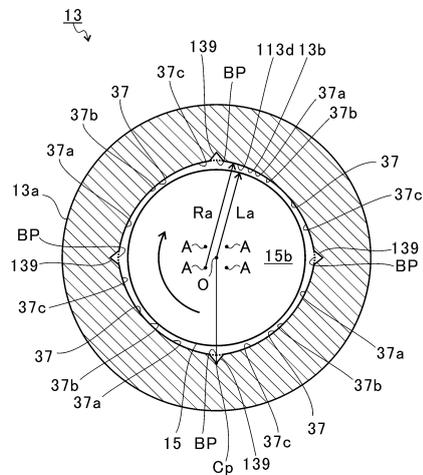


FIG. 4

10

20

30

40

50

フロントページの続き

- (56)参考文献 国際公開第2017/010450(WO,A1)
特開2019-65934(JP,A)
国際公開第2017/203880(WO,A1)
- (58)調査した分野 (Int.Cl., DB名)
F16C 17/02, 17/10, 33/10, 23/04
F02B 39/00