(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号

特許第6251536号
(P6251536)

(45)発行日　平成29年12月20日(2017.12.20)　(24)登録日　平成29年12月1日(2017.12.1)

(51)Int.Cl.　F I
F04C 18/02 (2006.01)　F04C 18/02 311W
F04C 18/02 311J

請求項の数 7　(全 24 頁)

(21)出願番号　特願2013-211138(P2013-211138)
(22)出願日　平成25年10月8日(2013.10.8)
(65)公開番号　特開2015-75021(P2015-75021A)
(43)公開日　平成27年4月20日(2015.4.20)
審査請求日　平成28年2月19日(2016.2.19)

前置審査

(73)特許権者　399048917
日立アプライアンス株式会社
東京都港区西新橋二丁目１５番１２号
(74)代理人　110001807
特許業務法人磯野国際特許商標事務所
(72)発明者　坪野　勇
東京都千代田区丸の内一丁目６番６号　株式会社日立製作所内
(72)発明者　北村　哲也
東京都港区海岸一丁目１６番１号　日立アプライアンス株式会社内
(72)発明者　津久井　和則
東京都港区海岸一丁目１６番１号　日立アプライアンス株式会社内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】圧縮機

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
作動流体を圧縮する圧縮部と、
前記圧縮部により吐出圧まで昇圧した作動流体が吐出される吐出空間と、
前記吐出空間に設ける貯油部と、
前記吐出空間と前記圧縮部を仕切る圧縮部隔壁と、
前記圧縮部隔壁を貫通して前記圧縮部へ圧縮駆動回転トルクを伝えるシャフトと、
前記シャフトが前記圧縮部隔壁を貫通する貫通部の前記圧縮部側に設ける前記吐出圧よりも低い圧力となる低圧側空間と、
前記貫通部に設けられて前記シャフトを支持する主軸受と、
前記主軸受の隙間である主軸受隙間と前記貯油部を繋いだ主軸受給油路と、を備え、
前記主軸受隙間に局部的に隙間を拡大した環状溝を有し、
前記主軸受給油路の前記主軸受側の開口部である主軸受給油口は、前記環状溝よりも前記吐出空間寄りの前記主軸受隙間に開口し、
前記主軸受給油口と前記環状溝の間を、前記主軸受隙間に臨ませつつ繋ぐ連結部を有し、
前記貯油部から前記主軸受給油路および前記連結部を介して前記環状溝への給油は、前記吐出空間の圧力と前記環状溝の圧力との差圧によって給油され、
前記環状溝よりも前記低圧側空間の側の前記主軸受は、前記環状溝の圧力と前記低圧側空間の圧力との差圧によって給油され、

前記シャフトの横断面において、前記連結部の断面積が、前記主軸受隙間の断面積よりも大きく、
前記連結部の流路抵抗は、前記低圧側空間の側の前記主軸受隙間の流路抵抗よりも小さく、
前記主軸受給油口の中心から前記環状溝までの最短距離より、前記主軸受給油口の中心から前記主軸受の前記吐出空間側端部までの距離が長い
ことを特徴とする圧縮機。
【請求項２】
作動流体を圧縮する圧縮部と、
前記圧縮部により吐出圧まで昇圧した作動流体が吐出される吐出空間と、
前記吐出空間に設ける貯油部と、
前記吐出空間と前記圧縮部を仕切る圧縮部隔壁と、
前記圧縮部隔壁を貫通して前記圧縮部へ圧縮駆動回転トルクを伝えるシャフトと、
前記シャフトが前記圧縮部隔壁を貫通する貫通部の前記圧縮部側に設ける前記吐出圧よりも低い圧力となる低圧側空間と、
前記貫通部に設けられて前記シャフトを支持する主軸受と、
前記主軸受の隙間である主軸受隙間と前記貯油部を繋いだ主軸受給油路と、を備え、
前記主軸受隙間に局部的に隙間を拡大した環状溝を有し、
前記主軸受給油路の前記主軸受側の開口部である主軸受給油口は、前記環状溝よりも前記吐出空間寄りの前記主軸受隙間に開口し、
前記主軸受給油口と前記環状溝の間を、前記主軸受隙間に臨ませつつ繋ぐ連結部を有し、
前記主軸受給油口の中心から前記環状溝までの最短距離より、前記主軸受給油口の中心から前記主軸受の前記吐出空間側端部までの距離が長い
ことを特徴とする圧縮機。
【請求項３】
前記主軸受給油路は前記シャフトに設けられ、
前記主軸受給油路の前記貯油部側の開口部の中心は、前記シャフトの回転中心に一致する
ことを特徴とする請求項１又は請求項２に記載の圧縮機。
【請求項４】
前記連結部は、前記シャフト側に設ける
ことを特徴とする請求項１乃至請求項３のいずれか１項に記載の圧縮機。
【請求項５】
前記連結部は、前記シャフト外周面が平面状に切り欠かれた平面カットとする
ことを特徴とする請求項４に記載の圧縮機。
【請求項６】
前記環状溝よりも前記低圧側空間寄りの前記主軸受隙間に、前記低圧側空間および前記環状溝と繋がる給油縦溝を有する
ことを特徴とする請求項１乃至請求項５のいずれか１項に記載の圧縮機。
【請求項７】
前記環状溝よりも前記低圧側空間寄りの前記主軸受隙間に、前記低圧側空間と繋がるが前記環状溝とは繋がらない封止給油縦溝と、
前記貯油部と前記主軸受隙間を繋ぐ前記主軸受給油路と並列に配した並列主軸受給油路と、を有し、
前記並列主軸受給油路の前記主軸受側の開口部である並列主軸受給油口は、前記封止給油縦溝に開口する
ことを特徴とする請求項１乃至請求項５のいずれか１項に記載の圧縮機。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】

【０００１】
本発明は、圧縮機に関し、特に、作動流体の圧縮に要する回転駆動トルクを圧縮部へ伝えるシャフトの軸受部が、圧力差のある２空間のシール部になるとともに圧力差で油を供給する差圧給油シール軸受を備える圧縮機に関する。
【背景技術】
【０００２】
従来の圧縮機は、例えば、特許文献１（特開昭５７－１７３５０２号公報）のスクロール圧縮機に示すように、中間圧（吐出圧と吸込圧の中間の圧力）となる中間室と、圧縮部から吐出される吐出ガスをチャンバ内に満たすことで形成される吐出圧の吐出空間と、をシールするとともに、中間圧と吐出圧の差圧で給油する差圧給油シール軸受（特許文献１では「上側のすべり軸受」と表記）を備えている。
【０００３】
そのシール性を向上させるため、軸受の吐出空間寄りに環状溝を設け、その環状溝には吐出空間の下部（貯油部）に溜まる油を供給する給油穴（特許文献１では「給油路」と表記）が全開している。これにより、吐出ガスが吐出空間から軸受隙間へ吹き込んでも、環状溝内の油が吐出圧であるために、環状溝を通過することが困難となり、吐出ガスの吐出空間から中間室への吹き抜け抑制を図っている。
【０００４】
しかし、詳細にみると、環状溝内の油は、貯油部から給油路を経由して供給されているために圧力低下が起こり、吐出圧よりも低い圧力となる。一方、吐出空間から軸受隙間へ吹き込んだ吐出ガスも、圧力低下を起こして吐出圧よりも低い圧力となる。このため、給油路や環状溝の設定状況によっては、環状溝内の油の圧力が環状溝付近まで吹き込んだ吐出ガスの圧力よりも低くなる場合が発生し、この時は、環状溝内の油が吐出ガスに押されて油内に吐出ガスが流れ込む。しかし、環状溝の場合、吐出ガスに押されて油が無くなった場所の周囲にも油が潤沢にあるため、流れ込んだ吐出ガスの後方に油がすばやく回り込み、吐出ガスを油中の泡にして閉じ込める。これより、環状溝中には、吐出ガスが吹き抜ける繋がった流路の形成を阻止する効果があるため、吐出ガスの吹き抜けをある程度抑制できる。しかし、環状溝を泡で通過する形態で、吐出ガスの吐出空間から中間室への吹き抜けは残っているため、その抑制手段が必要となる。
【０００５】
そこで、特許文献１では、環状溝の吐出空間側に端部が封止された螺旋溝を設けている。これにより、シャフトの回転に伴って螺旋溝内に環状溝内の圧力よりも高い圧力を発生させた。その結果、環状溝の吐出空間寄りに吹き込んだ吐出ガスの圧力よりも高い圧力の油膜を環状溝近くに発生させ、吐出ガスの吹き込む方向と逆向きに油の流れを起こすことで、吐出ガスの環状溝へ吹き込んだときの圧力を低下させ、吹き抜け抑制を図っている。
【０００６】
また、特許文献２の第２０図で示す実施例にも、環状溝と環状溝へ直接給油する給油穴（油孔と表記）を備えた差圧給油シール軸受が設けられている。この例では、環状溝の吐出空間寄りの軸受隙間に別の給油穴開口部を設けている。ここから油を流入させて、軸受隙間内に油膜を形成し、環状溝へ至る前に油膜を通らせて、吐出ガスの環状溝へ吹き込んだときの圧力を低下させ、吹き抜け抑制を図っている。
【先行技術文献】
【特許文献】
【０００７】
【特許文献１】特開昭５７－１７３５０２号公報
【特許文献２】特開昭５５－４６０８１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および特許文献２で開示された従来技術は、環状溝付近に形成さ

れる油膜に滞留が生じる。まず、特許文献１の場合、環状溝付近の油膜は、先端が封止された螺旋溝に油を押し込むことで発生させていることから、油の滞留が必要条件となっている。また、特許文献２の場合、環状溝内の油の圧力と、環状溝の吐出空間寄りの軸受隙間に別の給油穴で注入して発生した油膜の圧力とは、ほぼ同一となる。この結果、後者の給油穴から流入する油は、極めて微量である上に、明確な圧力勾配が無いため、油は滞留する。

【０００９】

その結果、油は軸受内で発生する摩擦熱で加熱され続けるため、油の温度が上昇する。油の温度が上昇すると、油の粘度が低下する。粘度が低下すると、油膜が吐出ガスの圧力で膜厚に垂直な方向の力を受けたとき、油膜の剪断変形速度が大きくなって吐出ガスが油膜に吹き込む速度が増大する。

【００１０】

ここで、環状溝に吐出ガスが吹き込んだ場合、吐出ガスが吹き込んで油が押し出された場所に、周囲から油が流入して、吐出ガスを泡として油中に封じ込めることができる。

【００１１】

しかし、油膜に吐出ガスが吹き込んだ場合、環状溝の場合のように吐出ガスを泡として油中に封じ込めることが困難である。これは、吐出ガスが吹き込んで油が押し出された場所の周囲に油が少なく、油が流入する前に吐出ガスが入り込んでしまうからである。よって、油膜を貫く吐出ガスの流路が形成されるおそれがある。すなわち、油膜（シール）の破断が発生するおそれがある。

【００１２】

以上より、特許文献１および特許文献２で開示された従来技術では、環状溝の吐出空間寄りに形成した油膜が破断してしまい、環状溝へ吹き込む吐出ガスの吹き込み速度を効果的に低下させることができず、吐出ガスの低圧側空間への吹き抜けを抑制できないという課題があった。

【００１３】

そこで、本発明は、差圧給油シール軸受のシール性能が向上した圧縮機を提供することを課題とする。

【課題を解決するための手段】

【００１４】

このような課題を解決するために、本発明に係る圧縮機は、作動流体を圧縮する圧縮部と、前記圧縮部により吐出圧まで昇圧した作動流体が吐出される吐出空間と、前記吐出空間に設ける貯油部と、前記吐出空間と前記圧縮部を仕切る圧縮部隔壁と、前記圧縮部隔壁を貫通して前記圧縮部へ圧縮駆動回転トルクを伝えるシャフトと、前記シャフトが前記圧縮部隔壁を貫通する貫通部の前記圧縮部側に設ける前記吐出圧よりも低い圧力となる低圧側空間と、前記貫通部に設けられて前記シャフトを支持する主軸受と、前記主軸受の隙間である主軸受隙間と前記貯油部を繋いだ主軸受給油路と、を備え、前記主軸受隙間に局部的に隙間を拡大した環状溝を有し、前記主軸受給油路の前記主軸受側の開口部である主軸受給油口は、前記環状溝よりも前記吐出空間寄りの前記主軸受隙間に開口し、前記主軸受給油口と前記環状溝の間を、前記主軸受隙間に臨ませつつ繋ぐ連結部を有し、前記貯油部から前記主軸受給油路および前記連結部を介して前記環状溝への給油は、前記吐出空間の圧力と前記環状溝の圧力との差圧によって給油され、前記環状溝よりも前記低圧側空間の側の前記主軸受は、前記環状溝の圧力と前記低圧側空間の圧力との差圧によって給油され、前記シャフトの横断面において、前記連結部の断面積が、前記主軸受隙間の断面積よりも大きく、前記連結部の流路抵抗は、前記低圧側空間の側の前記主軸受隙間の流路抵抗よりも小さく、前記主軸受給油口の中心から前記環状溝までの最短距離より、前記主軸受給油口の中心から前記主軸受の前記吐出空間側端部までの距離が長いことを特徴とする。

【発明の効果】

【００１５】

本発明によれば、差圧給油シール軸受のシール性能が向上した圧縮機を提供することが

できる。また、差圧給油シール軸受のシール性能が向上することにより、圧縮機の効率を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【００１６】

【図１】第１実施形態に係るスクロール圧縮機の縦断面図である。

【図２】第１実施形態に係るスクロール圧縮機のバイパス弁付近（図１のＡ部付近）の部分拡大断面図である。

【図３】第１実施形態に係るスクロール圧縮機の背圧弁付近（図１のＢ部付近）の部分拡大断面図である。

【図４】第１実施形態に係るスクロール圧縮機が備えるフレーム軸受付近（図１のＣ部付近）の部分拡大断面図である。

【図５】第１実施形態に係るスクロール圧縮機が備えるフレーム軸受のフレーム軸受横給油穴付近（図４のＤ部付近）の部分拡大断面図である。

【図６】第１実施形態に係るスクロール圧縮機が備えるフレーム軸受のクランク軸のうち図１のＣ部付近の斜視図である。

【図７】第１実施形態に係るスクロール圧縮機が備えるフレーム軸受の図４のＸ１－Ｘ１線断面図である。

【図８】第１実施形態に係るスクロール圧縮機の環状溝付近（図４のＥ部付近）の部分拡大断面図である。

【図９】第２実施形態に係るスクロール圧縮機の環状溝付近（図４のＥ部付近）の部分拡大断面図である。

【図１０】第３実施形態に係るスクロール圧縮機が備えるフレーム軸受のフレーム軸受横給油穴付近（図４のＤ部付近）の部分拡大断面図である。

【図１１】第３実施形態に係るスクロール圧縮機が備えるフレーム軸受のクランク軸のうち図１のＣ部付近の斜視図である。

【図１２】第４実施形態に係るスクロール圧縮機が備えるフレーム軸受のフレーム軸受横給油穴付近（図４のＤ部付近）の部分拡大断面図である。

【図１３】第４実施形態に係るスクロール圧縮機が備えるフレーム軸受のクランク軸のうち図１のＣ部付近の斜視図である。

【図１４】第５実施形態に係るスクロール圧縮機が備えるフレーム軸受のフレーム軸受横給油穴付近（図４のＤ部付近）の部分拡大断面図である。

【図１５】第５実施形態に係るスクロール圧縮機が備えるフレーム軸受のクランク軸のうち図１のＣ部付近の斜視図である。

【図１６】第６実施形態に係るスクロール圧縮機が備えるフレーム軸受付近（図１のＣ部付近）の部分拡大断面図である。

【図１７】第６実施形態に係るスクロール圧縮機の環状溝付近（図１６のＧ部付近）の部分拡大断面図である。

【図１８】第７実施形態に係るスクロール圧縮機が備えるフレーム軸受の給油カット付近（図４のＦ部付近）の部分拡大断面図である。

【図１９】第７実施形態に係るスクロール圧縮機が備えるフレーム軸受の図１８のＸ２－Ｘ２線断面図である。

【図２０】第８実施形態に係るスクロール圧縮機が備えるフレーム軸受の給油カット付近（図１６のＨ部付近）の部分拡大断面図である。

【図２１】第９実施形態に係るスクロール圧縮機が備えるフレーム軸受の給油カット付近（図４のＦ部付近または図１６のＨ部付近）の部分拡大断面図である。

【発明を実施するための形態】

【００１７】

以下、本発明を実施するための形態（以下「実施形態」という）について、適宜図面を参照しながら詳細に説明する。なお、各図において、共通する部分には同一の符号を付し重複した説明を省略する。

【００１８】
≪第１実施形態≫
＜スクロール圧縮機Ｓ＞
まず、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓについて、図１から図３を用いて説明する。図１は、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓの縦断面図である。図２は、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのバイパス弁７付近（図１のＡ部付近）の部分拡大断面図である。図３は、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓの背圧弁８付近（図１のＢ部付近）の部分拡大断面図である。ちなみに、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓの直径は、例えば、１０ｍｍから１０００ｍｍ程度である。
【００１９】
図１から図３に示すように、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓは、チャンバ１と、固定スクロール２と、旋回スクロール３と、フレーム４と、オルダムリング５（図３参照）と、クランク軸６と、バイパス弁７（図２参照）と、背圧弁８（図３参照）と、モータ９と、逆止弁１０と、旋回軸受２０と、フレーム軸受３０と、副軸受４０と、吸込パイプ５０と、吐出パイプ５５と、シャフトバランス６０と、カウンターバランス６５と、ハーメチック端子７０と、を備えている。
【００２０】
チャンバ１は、円筒状の筒チャンバ１ａと、筒チャンバ１ａの上部に溶接される上チャンバ１ｂと、筒チャンバ１ａの下部に溶接される底チャンバ１ｃと、で構成され、その内部に密閉されたチャンバ内空間１２０を形成している。また、筒チャンバ１ａの下部には、副軸受４０を支持する下フレーム１ｄが溶接またはロウ付けされて固定配置されている。また、上チャンバ１ｂには、固定スクロール２（後述する吸込口２ｃ）に圧入する吸込パイプ５０が溶接またはロウ付けされて固定配置されている。また、筒チャンバ１ａの側面に吐出パイプ５５が溶接またはロウ付けされて固定配置される。また、上チャンバ１ｂには、チャンバ１の内部に配置されるモータ９に電力を供給するためのハーメチック端子７０が溶接またはロウ付けされて固定配置されている。
【００２１】
チャンバ１の内部には、スクロール圧縮機Ｓを構成する固定スクロール２、旋回スクロール３、フレーム４、クランク軸６、モータ９等が配置される。また、チャンバ１の内部には、組み立ての適当な段階で油を封入するようになっている。これにより、チャンバ１の底部（下フレーム１ｄと底チャンバ１ｃの間、または、後述するカウンターバランス６５と底チャンバ１ｃの間）に、貯油部１２５が形成される。
【００２２】
旋回スクロール３は、旋回鏡板３ａの上面側に渦巻状の旋回ラップ３ｂが立設されている。また、旋回鏡板３ａの背面には、クランク軸６の偏心部であるピン部６ａが挿入される軸受部３ｃが形成されており、旋回スクロール３の軸受部３ｃおよびクランク軸６のピン部６ａで、旋回軸受２０が形成されている。
【００２３】
固定スクロール２は、固定鏡板２ａの下面側に渦巻状の固定ラップ２ｂが立設されている。旋回スクロール３は、固定スクロール２と相対向して旋回自在に配置されており、これら固定ラップ２ｂおよび旋回ラップ３ｂを噛合わせて、両者間に圧縮室１００が形成されている。
【００２４】
また、固定スクロール２には、吸込口２ｃが設けられている。吸込口２ｃには、スクロール圧縮機Ｓの外部から作動流体を固定スクロール２へ導入する吸込パイプ５０が圧入されている。また、スクロール圧縮機Ｓの停止直後の作動流体の逆流を防止するために、逆止弁１０が吸込パイプ５０の下部に設けられている。
【００２５】
さらに、固定スクロール２の中央付近には、圧縮室１００で圧縮した作動流体を吐出させる吐出口２ｄが形成されている。これにより、チャンバ１の内部のチャンバ内空間１２

０は、吐出圧の吐出空間となる。

【００２６】

また、固定スクロール２の吐出口２ｄよりも外周側（図１のＡ部参照）には、図２に示すように、固定鏡板２ａを貫通する複数のバイパス穴２ｅが形成され、そのバイパス穴２ｅの上部には、各々バイパス掘込み２ｆが形成されている。このバイパス掘込み２ｆには、バイパス弁７が設けられている。この結果、バイパス穴２ｅと、バイパス掘込み２ｆと、バイパス掘込み２ｆに設けられたバイパス弁７と、によって、バイパス弁流路が構成されている。

【００２７】

バイパス掘込み２ｆに設けられたバイパス弁７について、図２を用いて更に説明する。バイパス弁７は、バイパス弁板７ａと、バイパス弁座７ｂと、バイパス弁ばね７ｃと、バネ押さえ７ｄと、スペーサ７ｅと、リテーナ７ｆと、を備えている。

【００２８】

バイパス掘込み２ｆには、バイパス弁板７ａが配置されている。また、バイパス掘込み２ｆの底部には、バイパス弁板７ａと当接するバイパス弁座７ｂが設けられている。バイパス弁板７ａは、バイパス弁ばね７ｃによって、バイパス弁座７ｂへ極めて小さな荷重で押し付けられている。バイパス弁ばね７ｃは、その上端をバネ押さえ７ｄの突起へ挿入する。そして、そのバネ押さえ７ｄの上面を、スペーサ７ｅを介してリテーナ７ｆで押える。これにより、バネ押さえ７ｄを位置決めする。なお、バネ押さえ７ｄ、スペーサ７ｅおよびリテーナ７ｆには、上下を貫通する穴が設けられている。以上のようにして、バイパス弁７が構成される。以上説明した構成から明らかな通り、バイパス弁７は、圧縮室１００の圧力が吐出圧（チャンバ内空間１２０（図１参照）の圧力）以上になると開口する。

【００２９】

これより、バイパス弁７を途中にはさむバイパス弁流路は、バイパス穴２ｅが臨む圧縮室１００の圧力が吐出圧（チャンバ内空間１２０（図１参照）の圧力）を超えないように動作する。これにより、過圧縮条件下での過圧縮抑制を行い、スクロール圧縮機Ｓの効率向上を目的としている。また、運転状況によって発生する液圧縮を回避し、固定ラップ２ｂおよび旋回ラップ３ｂの損傷を防いで、スクロール圧縮機Ｓの信頼性の向上を図ることも目的としている。すなわち、液圧縮による極端な昇圧が起こらないように圧縮室１００内から液体を排出する流路の役割を担っている。

【００３０】

図１に戻り、固定スクロール２は、後述するオルダムリング５やクランク軸６をフレーム４に装着したうえで、固定スクロール２の外辺部である台板部２ｑの下面をフレーム４にねじ固定する。このとき、旋回スクロール３の旋回ラップ３ｂと固定スクロール２の固定ラップ２ｂとが噛合うように配置され、旋回スクロール３の軸受部３ｃにクランク軸６のピン部６ａが挿入されている。これによって、旋回スクロール３の背面（旋回スクロール３とフレーム４との間）には、中間圧となる背圧室１１０が形成される。

【００３１】

フレーム４は、その外周側がチャンバ１（筒チャンバ１ａ）の内壁面に溶接で固定されており、クランク軸６を回転自在に支持するフレーム軸受３０を備えている。なお、固定スクロール２の台板部２ｑの外周部には、上下方向に延びる溝が形成されており、同様にフレーム４の外周部にも上下方向に延びる溝が形成されており、固定スクロール２がフレーム４にねじ固定されると、チャンバ内空間１２０の上部空間（固定スクロール２の上側の空間）とモータ９が配置される空間（フレーム４の下側の空間）とを連通するようになっている。

【００３２】

オルダムリング５（図３参照）は、旋回スクロール３の下面側とフレーム４の間に配置されており、旋回スクロール３の下面側に形成された溝とフレーム４に形成された溝に装着されている。オルダムリング５は、旋回スクロール３を自転することなく、クランク軸６のピン部６ａの偏心回転を受けて旋回運動をさせる働きをする。

【００３３】
クランク軸６は、上側がフレーム４に設けられたフレーム軸受３０に支持され、下側が副軸受４０で支持されている。クランク軸６は、フレーム軸受３０で支持される位置よりも上側に、偏心部であるピン部６ａが形成され、旋回スクロール３の軸受部３ｃにピン部６ａが挿入され、旋回軸受２０を構成する。ピン部６ａと軸受部３ｃとの間には、旋回軸受室１１５が形成される。
【００３４】
また、クランク軸６には、中央を縦に貫通する給油穴６ｂと、下端に圧入する給油パイプ６ｘが設けられている。これにより、給油パイプ６ｘと給油穴６ｂと旋回軸受室１１５によって、貯油部１２５と旋回軸受２０を繋ぐ旋回軸受給油路が形成される。
【００３５】
また、クランク軸６には、フレーム軸受３０へ給油するために、給油穴６ｂから分かれたフレーム軸受横給油穴３０ｂが設けられる。ここで、フレーム軸受横給油穴３０ｂの軸受側端部であるフレーム軸受横給油穴開口部３０ｂ１は、フレーム軸受隙間３０ｄ（後述するフレーム４の貫通部４ａに設けられたフレーム軸受ブッシュ３０ａ（図４参照）と、クランク軸６との隙間）に臨む位置に設けられる。これより、給油パイプ６ｘと給油穴６ｂとフレーム軸受横給油穴３０ｂによって、貯油部１２５とフレーム軸受３０（フレーム軸受隙間３０ｄ）を繋ぐフレーム軸受給油路が形成される。なお、詳細は、図４等を用いて後述する。
【００３６】
副軸受４０は、ボール４０ａと、ボールホルダ４０ｂと、を備えて構成され、クランク軸６がたわんでも片当りが生じない構成となっている。副軸受４０のボール４０ａは、クランク軸６と固定されている。副軸受４０のボールホルダ４０ｂは、下フレーム１ｄへねじ止めまたは溶接により固定される。なお、詳細な説明を省略するが、給油穴６ｂから副軸受４０へ給油することができるようになっている。
【００３７】
また、クランク軸６のフレーム４よりも下部には、回転バランスを取るためのシャフトバランス６０およびカウンターバランス６５が焼き嵌めまたは圧入されている。
【００３８】
モータ９は、クランク軸６に固定されたロータ９ａと、筒チャンバ１ａに焼き嵌めまたは圧入または溶接したステータ９ｂと、を備えて構成され、モータ９に電力を供給するモータ線でハーメチック端子７０と接続されている。
【００３９】
さらに、固定スクロール２の外周側（図１のＢ部参照）には、図３に示すように、固定スクロール２には、背圧室１１０から圧縮室１００へと接続する背圧弁流路が設けられている。この背圧弁流路は、旋回軸受２０やフレーム軸受３０を潤滑またはシールして背圧室１１０へ流入した油を、圧縮室１００へ流し出す働きをする。また、背圧弁流路の途中にある背圧弁８によって、背圧室１１０の圧力（背圧）を制御する。この背圧弁流路は、周囲溝２ｐを介して背圧室１１０に臨む背圧室穴２ｇと、固定スクロール２の上面側から開ける背圧掘込み２ｈと、背圧横穴２ｉと、圧縮室１００に臨む圧縮室穴２ｊと、背圧掘込み２ｈと、背圧掘込み２ｈに設けられた背圧弁８と、によって構成される。
【００４０】
背圧掘込み２ｈに設けられた背圧弁８について、図３を用いて更に説明する。背圧弁８は、背圧弁板８ａと、背圧弁座８ｂと、背圧弁ばね８ｃと、背圧弁キャップ８ｄと、を備えている。
【００４１】
背圧掘込み２ｈには、背圧弁板８ａが配置されている。また、背圧掘込み２ｈの底部には、背圧弁板８ａと当接する背圧弁座８ｂが設けられている。背圧弁板８ａは、背圧弁ばね８ｃによって、背圧弁座８ｂへ押し付けられている。背圧弁ばね８ｃは、その上端を背圧弁キャップ８ｄの突起へ挿入する。背圧弁キャップ８ｄは、背圧掘込み２ｈに圧入され

固定されている。

【００４２】

ここで、背圧弁板８ａを背圧弁座８ｂに押し付けるこの押付荷重は、所定の値に設定する。この値を背圧弁座８ｂにおけるシール領域面積で割った値が、背圧弁８で設定する差圧となる。この差圧の最適値は、過圧縮を抑制するバイパス弁流路（図２参照）を設置すれば、広範囲な運転時でもある一定値となることが力のつり合い計算から導き出されるため、その値に設定する。その設定差圧は、背圧弁ばね８ｃの圧縮量で決まることになる。本実施形態では、その値は、背圧弁ばね８ｃの上端を挿入する背圧弁キャップ８ｄの背圧掘込み２ｈへの挿入量で決める。以上のようにして、背圧弁８が構成される。

【００４３】

この結果、背圧弁流路は、背圧弁流路が臨む圧縮室１００の平均圧力よりも、背圧弁８で設定する差圧だけ高くなるように背圧を制御する。このような背圧弁８の動作により、背圧は、吸込口２ｃにおける圧力である吸込圧よりも高く、吐出口２ｄの圧力である吐出圧よりも低い、中間圧を保持するようになっている。これにより、背圧室１１０は、後述する吐出圧となっている旋回軸受室１１５とともに、旋回スクロール３を固定スクロール２へ押付ける手段の一つとなっている。

【００４４】

次に、スクロール圧縮機Ｓの圧縮動作に伴う作動流体の一般的な流れについて、吸込パイプ５０からスクロール圧縮機Ｓに流入した作動流体が、吐出パイプ５５から吐出されるまでの流れに沿って説明する。

【００４５】

図１に示すように、モータ９でクランク軸６を回転させ、旋回スクロール３を旋回運動させる。これにより、固定スクロール２と旋回スクロール３との間に圧縮室１００が形成される。つまり、クランク軸６はシャフトの役割を担っている。これにつれて、吸込パイプ５０を経由し、吸込口２ｃから作動流体が圧縮室１００へ流入する。形成された圧縮室１００は、旋回スクロール３の旋回運動で、固定スクロール２の中央へ移送しつつ容積が縮小する。これによって、圧縮室１００内部の作動流体を圧縮し、吐出口２ｄからチャンバ内空間１２０へ流出する。これにより、チャンバ１の内部全域であるチャンバ内空間１２０が吐出圧となる。その後、作動流体は、固定スクロール２とフレーム４の外周部の溝により、チャンバ内空間１２０の上部空間（固定スクロール２の上側の空間）からモータ９が配置される空間（フレーム４の下側の空間）へ流入し、吐出パイプ５５から外部へ吐出される。

【００４６】

なお、過圧縮条件では、圧縮室１００の内部の圧力が吐出圧よりも高くなろうとする。この場合、前述のように、図２に示すバイパス弁７が開いて、圧縮室１００内の作動流体がバイパス弁流路を通り、チャンバ内空間１２０へ流出する。これによって、過圧縮を回避または低減することができる。このような構成により、過圧縮を抑制でき、スクロール圧縮機Ｓの性能が向上するという効果がある。

【００４７】

次に、スクロール圧縮機Ｓにおける油の一般的な流れを説明する。

【００４８】

貯油部１２５とフレーム軸受隙間３０ｄを繋ぐフレーム軸受給油路により、貯油部１２５からフレーム軸受隙間３０ｄへ油が流れる。ここで、フレーム軸受給油路の貯油部１２５の側端部の圧力は吐出圧であり、フレーム軸受給油路のフレーム軸受隙間３０ｄの側端部であるフレーム軸受横給油穴開口部３０ｂ１の圧力は背圧室１１０の影響を受けて吐出圧よりも低くなり、圧力差が生じる。この圧力差により、フレーム軸受給油路は差圧給油路となり、フレーム軸受３０は差圧給油が行われる。

【００４９】

同様に、貯油部１２５の吐出圧と背圧室１１０の中間圧の差圧給油路となる旋回軸受給油路により、貯油部１２５から旋回軸受２０へ油が流れる。また、副軸受４０へは給油穴

６ｂから遠心力によって給油する。なお、ピン部６ａの上部の旋回軸受室１１５の圧力は吐出圧となるため、旋回スクロール３を固定スクロール２へ押付ける手段の一つとなっている。

【００５０】

フレーム軸受３０（フレーム軸受隙間３０ｄ）と旋回軸受２０へ給油された油は、軸受を潤滑して、その後に背圧室１１０へ流入する。

【００５１】

背圧室１１０へ流入した油の圧力は、吐出圧であるため、その油の流入によって背圧室１１０の圧力が昇圧する。また、油には作動流体が溶け込んでいるため、中間圧の背圧室１１０へ流入したことによる減圧によって、作動流体が油中から急激にガス化（発泡）する。作動流体は、ガス化することで、体積が増大するため、背圧室１１０内の油は、細かい油滴がガス化した作動流体内に浮遊するミスト状態となって、背圧室１１０全域に分散する。これによって、図３に示すオルダムリング５の潤滑を行なう。

【００５２】

背圧室１１０へ流入した油は、次に、途中に背圧弁８を設けた前記背圧弁流路を通り、圧縮室１００へ流入する。この結果、圧縮室１００のシール性が向上し、圧縮機効率が向上するという効果がある。さらに、背圧弁８は、前記した動作によって、背圧を中間圧に制御し、旋回スクロール３を固定スクロール２へ適度な力で押付ける。これにより、鏡板部のスラスト損失が低減し、圧縮機効率が向上するという効果がある。

【００５３】

圧縮室１００へ供給した油は、吐出口２ｄとバイパス穴２ｅを通って、作動流体とともに固定スクロール２上部のチャンバ内空間１２０へ吐出する。その後、大部分の油は、チャンバ１の内壁やチャンバ１の内部の要素に付着して作動流体と分離される。そして、分離した油は、付着したチャンバ１の内壁や要素を伝い、スクロール圧縮機Ｓの底部にある貯油部１２５へ戻る。

【００５４】

以上説明した構成から、フレーム４とそれに固定された固定スクロール２は、吐出空間となるチャンバ内空間１２０に囲まれるとともに、その内部に圧縮部が形成されている。つまり、圧力隔壁の役割を担っていることがわかる。さらに、前述したとおり、クランク軸６はシャフトの役割を担っていることも判る。そして、フレーム軸受３０は、圧力隔壁を貫通してシャフトを支える軸受であることから、主軸受の役割を担っていることがわかる。

【００５５】

一方、背圧室１１０は、主軸受であるフレーム軸受３０の圧縮部側にあり、吐出圧よりも低い圧力（背圧、中間圧）となっていることから、低圧側空間の役割を担っていることがわかる。これより、フレーム軸受３０は、低圧側空間である背圧室１１０と、吐出空間であるチャンバ内空間１２０と、のシール部になっている。

【００５６】

さらに、前記フレーム軸受給油路は、主軸受隙間であるフレーム軸受隙間３０ｄと貯油部１２５を繋ぐ主軸受給油路となっている。また、このフレーム軸受給油路によってフレーム軸受３０へ差圧給油が行われる。さらに、フレーム軸受給油路の軸受側開口部であるフレーム軸受横給油穴開口部３０ｂ１は主軸受給油口となる。

【００５７】

以上より、主軸受であるフレーム軸受３０は、圧力差のある２空間のシール部になるとともに、圧力差で油を供給する差圧給油シール軸受となっている。

【００５８】

＜フレーム軸受３０（差圧給油シール軸受）＞

次に、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受（主軸受、差圧給油シール軸受）３０について、図４から図８を用いてさらに説明する。図４は、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓが備えるフレーム軸受３０付近（図１のＣ部付近）の部分拡大断

面図である。図５は、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓが備えるフレーム軸受３０のフレーム軸受横給油穴３０ｂ付近（図４のＤ部付近）の部分拡大断面図である。図６は、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓが備えるフレーム軸受３０のクランク軸６のうち図１のＣ部付近の斜視図である。図７は、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓが備えるフレーム軸受３０の図４のＸ１－Ｘ１線断面図である。図８は、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓの環状溝３０ｃ付近（図４のＥ部付近）の部分拡大断面図である。なお、図６において、クランク軸６をフレーム軸受３０に取り付けた際における環状溝３０ｃの位置を仮想線（二点鎖線）で示す。

【００５９】

図４に示すように、フレーム軸受３０は、フレーム軸受ブッシュ３０ａと、フレーム軸受横給油穴３０ｂと、環状溝３０ｃと、フレーム軸受隙間３０ｄと、連結部３０ｅと、を備えて構成されている。

【００６０】

フレーム軸受ブッシュ３０ａは、フレーム４の貫通部４ａに圧入されている。フレーム軸受ブッシュ３０ａと、シャフトであるクランク軸６との間は、主軸受隙間であるフレーム軸受隙間３０ｄが設けられている。

【００６１】

また、フレーム軸受隙間３０ｄには、局部的に隙間を拡大した環状溝３０ｃが設けられている。具体的には、図４および図８に示すように、フレーム軸受ブッシュ３０ａの内面に、環状溝３０ｃであるブッシュ内周溝３０ｃ１が設けられている。

【００６２】

そして、図４に示すように、この環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）を基準として、フレーム軸受隙間３０ｄのうち吐出空間（吐出圧であるチャンバ内空間１２０、図４において下側）寄りを高圧側フレーム軸受隙間３０ｄ１とし、フレーム軸受隙間３０ｄのうち低圧側空間（中間圧である背圧室１１０、図４において上側）寄りを低圧側フレーム軸受隙間３０ｄ２とする。

【００６３】

主軸受給油口であるフレーム軸受横給油穴３０ｂのフレーム軸受横給油穴開口部３０ｂ１は、吐出空間寄り主軸受隙間である高圧側フレーム軸受隙間３０ｄ１に開口するように設けられている。

【００６４】

そして、フレーム軸受横給油穴開口部３０ｂ１と、環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）と、を連結する連結部３０ｅが設けられている。具体的には、図４から図６に示すように、連結部３０ｅとして、クランク軸６の外周面に軸方向に伸びる溝形状である連結溝３０ｅ１が設けられている。

【００６５】

図４および図５に示すように、この連結部３０ｅ（連結溝３０ｅ１）は、高圧側フレーム軸受隙間３０ｄ１に開口するフレーム軸受横給油穴開口部３０ｂ１と、環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）と、を連結するため、高圧側フレーム軸受隙間３０ｄ１に臨んで設けられている。

【００６６】

また、図７に示すように、連結部３０ｅ（連結溝３０ｅ１）の断面積（図７においてクロスハッチングで示す範囲）は、フレーム軸受隙間３０ｄの断面積（クランク軸６とフレーム軸受ブッシュ３０ａとの間の白抜きで示す断面積）よりも大きくする。なお、フレーム軸受隙間３０ｄの断面積は、実際には非常に狭く視認できないため、図７においては図示の都合上、断面積を拡大して図示している。実際のフレーム軸受隙間３０ｄの断面積は、図７から読み取られる面積の１／１００００程度であり、連結部３０ｅ（連結溝３０ｅ１）の断面積は、フレーム軸受隙間３０ｄの断面積よりも十分に大きく設定されている。

【００６７】

＜作用・効果＞

第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受（主軸受、差圧給油シール軸受）３０のシール動作とその効果について説明する。

【００６８】

環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）の内部の油は、貯油部１２５から主軸受給油路であるフレーム軸受給油路（給油パイプ６ｘ、給油穴６ｂ、フレーム軸受横給油穴３０ｂ）を経由して供給されているために、圧力低下が起こり、吐出圧よりも低い圧力となる。一方、吐出空間であるチャンバ内空間１２０から、高圧側フレーム軸受隙間３０ｄ１へ吹き込んだ吐出ガス（作動流体）も、圧力低下を起こして吐出圧よりも低い圧力となる。このため、フレーム軸受３０の設定状況によっては、環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）内の油の圧力が、環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）付近まで吹き込んだ吐出ガスの圧力よりも低くなる場合が発生する。

【００６９】

この場合、環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）内の油が、吐出ガスに押されて、油内に吐出ガスが流れ込む。しかし、環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）の場合、吐出ガスに押されて油が無くなった場所の周囲にも油が潤沢にあるため、環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）に流れ込んだ吐出ガスの後方に油がすばやく回り込み、吐出ガスを油中の泡として閉じ込めることができる。これより、環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）中には、吐出ガスが吹き抜ける繋がった流路の形成を阻止することができ、吐出空間であるチャンバ内空間１２０から低圧側空間である背圧室１１０への吐出ガスの吹き抜けをある程度抑制することができる。

【００７０】

しかし、従来のフレーム軸受（特許文献１、特許文献２参照）のように環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）だけでは、吐出ガスが泡として環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）を通過する形態の吹き抜けがあるため、吐出空間であるチャンバ内空間１２０から低圧側空間である背圧室１１０への吐出ガスの吹き抜けは残ってしまう。

【００７１】

これに対し、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受３０は、従来（特許文献１、特許文献２参照）のフレーム軸受の場合に残る前述の形態の吹き抜けを抑制することができるようになっている。

【００７２】

前述のように、吐出圧に概略等しい圧力を有する主軸受給油口であるフレーム軸受横給油穴開口部３０ｂ１まで至った油の大部分は、吐出圧に近いが吐出圧よりも低下した圧力の状態で連結部３０ｅ（連結溝３０ｅ１）を通って環状溝３０ｃへ流入する。

【００７３】

そして、環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）へ流入した油は、その後、低圧側空間寄り主軸受隙間である低圧側フレーム軸受隙間３０ｄ２へ入り、最終的に低圧側空間である背圧室１１０の圧力（背圧）となって背圧室１１０へ排出される。これより、連結部３０ｅ（連結溝３０ｅ１）を経由して、主軸受であるフレーム軸受３０を流れる油の主流は、滞留せずに流れ続けることができる。

【００７４】

また、主軸受給油口であるフレーム軸受横給油穴開口部３０ｂ１が、環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）からみて吐出空間寄り主軸受隙間である高圧側フレーム軸受隙間３０ｄ１に臨んでいるため、フレーム軸受横給油穴開口部３０ｂ１と環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）をつなぐ連結部３０ｅ（連結溝３０ｅ１）は、高圧側フレーム軸受隙間３０ｄ１に臨んでいる。

【００７５】

よって、連結部３０ｅ（連結溝３０ｅ１）を流れる油の一部は、粘性によって、連結部３０ｅ（連結溝３０ｅ１）が設けられている円周面（本実施形態では、クランク軸６の外周面）と対向する円周面（本実施形態では、フレーム軸受ブッシュ３０ａの内周面）に付着し、高圧側フレーム軸受隙間３０ｄ１に流入する。このようにして高圧側フレーム軸受

隙間３０ｄ１に流入した油は、前述したように、環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）の圧力が低いため、環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）側へと流れる。そして、高圧側フレーム軸受隙間３０ｄ１から環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）へ流れた分の油は、シャフトであるクランク軸６の回転することにより、連結部３０ｅ（連結溝３０ｅ１）の油で常時補給（粘性によって付着）される。

【００７６】

前述したように、連結部３０ｅ（連結溝３０ｅ１）を経由してフレーム軸受３０を流れる主流は、流れ続けているため、滞留による油の温度上昇を抑制することができる。これにより、高圧側フレーム軸受隙間３０ｄ１に供給する油の温度上昇を抑制することができるため、油の粘度の低下を抑制することができる。

【００７７】

以上のように、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受３０は、環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）からみて吐出空間（チャンバ内空間１２０）寄りの主軸受隙間（高圧側フレーム軸受隙間３０ｄ１）に、粘度の高い油膜を形成することができる。これにより、吐出空間（チャンバ内空間１２０）から吹き込む吐出ガスによって起こされる油膜の剪断変形の速度を低下させることができるため、油膜破断を抑制できる。この結果、吐出空間（チャンバ内空間１２０）寄りの主軸受隙間（高圧側フレーム軸受隙間３０ｄ１）に形成する油膜の流路抵抗が増大するため、環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）へ吹き込む吐出ガスの圧力が低下する。よって、吐出ガスが泡として環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）を通過する形態による吐出空間（チャンバ内空間１２０）から低圧側空間（背圧室１１０）への吹き抜けを抑制することができる。

【００７８】

さらに、前述のように、連結部３０ｅ（連結溝３０ｅ１）の断面積は、フレーム軸受隙間３０ｄの断面積に比べて大きくする（図７参照）。これにより、連結部３０ｅ（連結溝３０ｅ１）の流路抵抗は、フレーム軸受隙間３０ｄの流路抵抗よりも小さくなる。このため、低圧側空間寄り主軸受隙間である低圧側フレーム軸受隙間３０ｄ２で相対的に大きな圧力低下が生じ、連結部３０ｅ（連結溝３０ｅ１）を通過する際の圧力低下は相対的に小さくなる。よって、環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）に流入する油の圧力は、吐出圧に近いレベルを確保することができる。したがって、環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）内の油中を移動する吐出ガスの泡の移動速度を小さくできるため、さらに吹き抜けを抑制することができる。

【００７９】

また、図４に示すように、主軸受給油口であるフレーム軸受横給油穴開口部３０ｂ１の中心から環状溝３０ｃまでの最短距離Ｌ２よりも、フレーム軸受横給油穴開口部３０ｂ１の中心からフレーム軸受３０の吐出空間側端部までの距離Ｌ１を長く設定する（Ｌ１＞Ｌ２）。これにより、吹き込んだ吐出ガスが油膜へ至るまでの流路抵抗を増大できるため、圧力損失によって油膜へ至った吐出ガスの圧力を低下させることができる。したがって、環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）へ至る吐出ガスの圧力を下げることができるため、さらに吹き抜けを抑制することができる。

【００８０】

また、主軸受給油路であるフレーム軸受給油路をシャフトであるクランク軸６に設け、図１で示すように、フレーム軸受給油路の貯油部１２５側の開口部である給油パイプ６ｘの下端中心をクランク軸６の回転中心に一致させている。これにより、差圧とともに遠心力も加わってフレーム軸受３０へ給油できるため、差圧がついていない起動時などの場合でも、フレーム軸受３０へ給油することができ、油によりシールがなされ、吹き抜けを抑制することができる。

【００８１】

圧縮部が、固定スクロール２と旋回スクロール３からなる場合、クランク軸６にかかる軸に垂直な負荷荷重の方向は、クランク軸６からみると概略一定となる。このため、図７に示すように、フレーム軸受隙間３０ｄ（ここで、図７の断面であるＸ１－Ｘ１は、図４

に示すように環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１）よりも吐出空間寄りであるため、図７では、高圧側フレーム軸受隙間３０ｄ１となる。）が最大となる方向Ｍは、概略一定となる。

【００８２】

このため、図７に示すように、フレーム軸受横給油穴３０ｂは、高圧側フレーム軸受隙間３０ｄ１が最大となる方向Ｍから、前後９０度の範囲に設けることが好ましい。これにより、フレーム軸受隙間３０ｄ（高圧側フレーム軸受隙間３０ｄ１）が拡大してシール性が低下する箇所へ、集中的に油を注入することができるため、フレーム軸受３０のシール性が向上し、吹き抜けを抑制することができる。

【００８３】

吐出空間（チャンバ内空間１２０）から低圧側空間（背圧室１１０）への吐出ガス（作動流体）の吹き抜けは、吐出ガスがスクロール圧縮機Ｓから出ずに内部で循環する現象であるため、作動流体の循環量が低減し、スクロール圧縮機Ｓの効率を低下させる。これに対し、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓは、前述のように複数の構成によって吹き抜けを抑制することができるので、高効率なスクロール圧縮機を提供することができる。

【００８４】

また、連結部３０ｅは、軸方向に伸びる溝形状にする必要があり、フレーム軸受ブッシュ３０ａの内周面への加工は困難となる。これに対し、第１実施形態では、連結部３０ｅを連結溝３０ｅ１（図６参照）としてクランク軸６の外周面側に設けるため、エンドミル等による加工で連結部３０ｅ（連結溝３０ｅ１）形成することができ、加工コストを低減することができる。

【００８５】

≪第２実施形態≫

次に、第２実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓについて図９を用いて説明する。図９は、第２実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓの環状溝３０ｃ付近（図４のＥ部付近）の部分拡大断面図である。

【００８６】

第２実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓは、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓ（図１～図８参照）と比較して、フレーム軸受３０の環状溝３０ｃの構成が異なっている。その他の構成は、同様であり説明を省略する。

【００８７】

第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受３０は、図８に示すように、フレーム４の貫通部４ａに圧入するフレーム軸受ブッシュ３０ａの内周面に、環状溝３０ｃとしてブッシュ内周溝３０ｃ１が形成されている。

【００８８】

これに対し、第２実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受３０は、図９に示すように、フレーム軸受ブッシュ３０ａとして、高圧側フレーム軸受ブッシュ３０ａ１と、低圧側フレーム軸受ブッシュ３０ａ２と、を有している。そして、フレーム４の貫通部４ａの下側（チャンバ内空間１２０の側）から高圧側フレーム軸受ブッシュ３０ａ１を圧入し、フレーム４の貫通部４ａの上側（背圧室１１０の側）から低圧側フレーム軸受ブッシュ３０ａ２を圧入して、高圧側フレーム軸受ブッシュ３０ａ１と低圧側フレーム軸受ブッシュ３０ａ２とのブッシュ間隙間３０ｃ２を環状溝３０ｃとする。

【００８９】

このように、第２実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受３０は、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受３０と比較して、フレーム軸受ブッシュ３０ａの内周面への溝加工が不要になるとともに、圧入距離が短くなり圧入が容易になるため、加工コストを低減することができる。

【００９０】

また、油が溜まる環状溝３０ｃが、フレーム軸受ブッシュ３０ａの外周側（フレーム軸受ブッシュ３０ａとクランク軸６の貫通部４ａとの間）にも臨むため、わずかではあるが

吹き抜けが生じるおそれのあるフレーム軸受ブッシュ３０ａの圧入部のシールもシールすることができる。これにより、吐出空間（チャンバ内空間１２０）から低圧側空間（背圧室１１０）への吹き抜けを抑制して、スクロール圧縮機Ｓを一層高効率化することができる。

【００９１】

≪第３実施形態≫

次に、第３実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓについて図１０および図１１を用いて説明する。図１０は、第３実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓが備えるフレーム軸受３０のフレーム軸受横給油穴３０ｂ付近（図４のＤ部付近）の部分拡大断面図である。図１１は、第３実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓが備えるフレーム軸受３０のクランク軸６のうち図１のＣ部付近の斜視図である。

【００９２】

第３実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓは、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓ（図１～図８参照）と比較して、フレーム軸受３０の連結部３０ｅの構成が異なっている。その他の構成は、同様であり説明を省略する。なお、第３実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受３０において、環状溝３０ｃの形状は、第１実施形態のブッシュ内周溝３０ｃ１としてもよく、第２実施形態のブッシュ間隙間３０ｃ２としてもよい。

【００９３】

第３実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受３０は、図１０および図１１に示すように、連結部３０ｅとして、クランク軸６の外周面に平面カット面である連結カット３０ｅ３が設けられている。

【００９４】

連結カット３０ｅ３の溝形状は、クランク軸６の周方向にみて、中心部が深く、外縁側にいくにつれて浅くなり、最終的に深さが０となる。このため、連結カット３０ｅ３を軸方向に流れる油のうちフレーム軸受ブッシュ３０ａの内周面近傍の油は、粘性によってフレーム軸受ブッシュ３０ａに付着し、高圧側フレーム軸受隙間３０ｄ１に容易に流入する。

【００９５】

このようにして、高圧側フレーム軸受隙間３０ｄ１に油が潤沢に流入するため、欠損部も無く完成度の高い油膜が形成される。さらに、環状溝３０ｃへ流れた分は、クランク軸６の回転によって即時補給される。この結果、高圧側フレーム軸受隙間３０ｄ１に形成する油膜の流路抵抗が一層増大するため、環状溝３０ｃへ吹き込む吐出ガスの圧力が一層低下する。これにより、吐出空間（チャンバ内空間１２０）から低圧側空間（背圧室１１０）への吹き抜けを抑制して、スクロール圧縮機Ｓを一層高効率化することができる。

【００９６】

また、連結カット３０ｅ３の平面カット形状は、軸方向長さの幅を持つ円盤のカッターで加工が可能となるため、加工コストを低減することができる。

【００９７】

≪第４実施形態≫

次に、第４実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓについて図１２および図１３を用いて説明する。図１２は、第４実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓが備えるフレーム軸受３０のフレーム軸受横給油穴３０ｂ付近（図４のＤ部付近）の部分拡大断面図である。図１３は、第４実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓが備えるフレーム軸受３０のクランク軸６のうち図１のＣ部付近の斜視図である。

【００９８】

第４実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓは、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓ（図１～図８参照）と比較して、フレーム軸受３０の連結部３０ｅの構成が異なっている。その他の構成は、同様であり説明を省略する。なお、第４実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受３０において、環状溝３０ｃの形状は、第１実施形態のブッシュ内周溝３０ｃ１としてもよく、第２実施形態のブッシュ間隙間３０ｃ２としてもよい。

【００９９】
第４実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受３０は、図１２および図１３に示すように、連結部３０ｅとして、クランク軸６の外周面に連結拡大穴３０ｅ４が設けられている。
【０１００】
連結拡大穴３０ｅ４は、フレーム軸受横給油穴３０ｂと同一位置で径が拡大したドリル刃で加工が可能となるため、加工コストを低減することができる。また、径を拡大するとともに、角度もつけたため、フレーム軸受横給油穴３０ｂの外周面側のバリ取りも兼ねることができ、加工コストを一層低減することができる。
【０１０１】
≪第５実施形態≫
次に、第５実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓについて図１４および図１５を用いて説明する。図１４は、第５実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓが備えるフレーム軸受３０のフレーム軸受横給油穴３０ｂ付近（図４のＤ部付近）の部分拡大断面図である。図１５は、第５実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓが備えるフレーム軸受３０のクランク軸６のうち図１のＣ部付近の斜視図である。
【０１０２】
第５実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓは、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓ（図１～図８参照）と比較して、フレーム軸受３０の連結部３０ｅの構成が異なっている。その他の構成は、同様であり説明を省略する。なお、第５実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受３０において、環状溝３０ｃの形状は、第１実施形態のブッシュ内周溝３０ｃ１としてもよく、第２実施形態のブッシュ間隙間３０ｃ２としてもよい。
【０１０３】
第５実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受３０は、図１４および図１５に示すように、連結部３０ｅとして、一部が環状溝３０ｃに臨む連結干渉穴３０ｅ５が設けられている。
【０１０４】
連結干渉穴３０ｅ５は、フレーム軸受横給油穴３０ｂの位置を環状溝３０ｃに一部干渉するまでずらしたものである。これにより、フレーム軸受横給油穴３０ｂと連結干渉穴３０ｅ５の加工を同時にすることができ、加工コストを低減することができる。
【０１０５】
≪第６実施形態≫
次に、第６実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓについて図１６および図１７を用いて説明する。図１６は、第６実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓが備えるフレーム軸受３０付近（図１のＣ部付近）の部分拡大断面図である。図１７は、第６実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓの環状溝３０ｃ付近（図４のＧ部付近）の部分拡大断面図である。
【０１０６】
第６実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓは、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓ（図１～図８参照）と比較して、フレーム軸受３０の環状溝３０ｃの構成が異なっている。その他の構成は、同様であり説明を省略する。なお、第６実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受３０において、連結部３０ｅの形状は、第１実施形態の連結溝３０ｅ１としてもよく、第３実施形態の連結カット３０ｅ３としてもよく、第４実施形態の連結拡大穴３０ｅ４としてもよく、第５実施形態の連結干渉穴３０ｅ５としてもよい。
【０１０７】
第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受３０は、図８に示すように、環状溝３０ｃとして、フレーム軸受ブッシュ３０ａの内周面にブッシュ内周溝３０ｃ１が形成されている。
【０１０８】
これに対し、第６実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受３０は、図１６および図１７に示すように、環状溝３０ｃとして、クランク軸６の外周面にシャフト外周溝

３０ｃ６が形成されている。
【０１０９】
シャフト外周溝３０ｃ６がクランク軸６の側に形成されているため、シャフト外周溝３０ｃ６に溜まっている油もクランク軸６とともに回転する。このため、その内部を通過する吐出ガスの泡は、軸方向への移動が阻害され、泡がシャフト外周溝３０ｃ６内に入る速度が低下する。これにより、吐出空間（チャンバ内空間１２０）から低圧側空間（背圧室１１０）への吹き抜けを抑制して、スクロール圧縮機Ｓを一層高効率化することができる。
【０１１０】
また、シャフト外周溝３０ｃ６は、クランク軸６の外周面を加工して形成するため、旋盤によるバイト加工が可能となり、フレーム軸受ブッシュ３０ａの内周面を加工するよりも加工コストを低減することができる。
【０１１１】
≪第７実施形態≫
次に、第７実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓについて図１８および図１９を用いて説明する。図１８は、第７実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓが備えるフレーム軸受３０の給油カット３０ｆ付近（図４のＦ部付近）の部分拡大断面図である。図１９は、第７実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓが備えるフレーム軸受３０の図１８のＸ２－Ｘ２線断面図である。
【０１１２】
第７実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓは、第１実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓ（図１～図８参照）と比較して、フレーム軸受３０の構成が異なっている。具体的には、給油カット３０ｆが形成されている。その他の構成は、同様であり説明を省略する。なお、第７実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受３０において、環状溝３０ｃの形状は、第１実施形態のブッシュ内周溝３０ｃ１としてもよく、第２実施形態のブッシュ間隙間３０ｃ２としてもよい。また、連結部３０ｅの形状は、第１実施形態の連結溝３０ｅ１としてもよく、第３実施形態の連結カット３０ｅ３としてもよく、第４実施形態の連結拡大穴３０ｅ４としてもよく、第５実施形態の連結干渉穴３０ｅ５としてもよい。
【０１１３】
給油カット３０ｆは、低圧側フレーム軸受隙間３０ｄ２に臨むクランク軸６の外周面に設けられ、低圧側フレーム軸受隙間３０ｄ２に軸方向に局部的な隙間拡大を行ったものである。
【０１１４】
具体的には、給油カット３０ｆとして、図１８に示すように、フレーム軸受ブッシュ３０ａの環状溝３０ｃ（ブッシュ内周溝３０ｃ１、ブッシュ間隙間３０ｃ２）と、背圧室１１０（低圧側空間）と、を繋ぐ箇所に、平面カット面である平面カット３０ｆ１が設けられている。
【０１１５】
図７で前述したように、フレーム軸受隙間３０ｄ（ここで、図１９の断面であるＸ２－Ｘ２は、図１８に示すように環状溝３０ｃよりも低圧側空間寄りであるため、図１９では、低圧側フレーム軸受隙間３０ｄ２となる。）が最大となる方向Ｍは、概略一定となる。
【０１１６】
給油カット３０ｆ（平面カット３０ｆ１）を設ける位置は、図１９に示すように、フレーム軸受横給油穴３０ｂは、低圧側フレーム軸受隙間３０ｄ２が最大となる方向Ｍから、クランク軸６の回転方向（図１９において矢印で示す）とは反対方向に１７０°までの位置とする。換言すれば、低圧側フレーム軸受隙間３０ｄ２が最小となる位置（方向Ｍとは反対の方向）から、クランク軸６の回転方向（図１９において矢印で示す）に、１０°進んだ位置から１８０°の間とする。
【０１１７】
給油カット３０ｆ（平面カット３０ｆ１）を形成することにより、低圧側フレーム軸受

隙間３０ｄ２の流路抵抗が低減するため、フレーム軸受３０へ供給する油量を増大できる。よって、高圧側フレーム軸受隙間３０ｄ１に形成する油膜および環状溝３０ｃ内の油温を低く抑えることができ、粘度を高くできる。これにより、吐出空間（チャンバ内空間１２０）から低圧側空間（背圧室１１０）への吹き抜けを抑制して、スクロール圧縮機Ｓを高効率化することができる。

【０１１８】

また、図１９で示した給油カット３０ｆ（平面カット３０ｆ１）の設置位置は、隙間が拡大するために圧力が低い領域である。よって、流路抵抗が特に小さくなるという特徴があり、フレーム軸受３０へ供給する油量を一層増大できる。よって、高圧側フレーム軸受隙間３０ｄ１に形成する油膜および環状溝３０ｃ内の油温を一層低く抑えることができ、粘度を一層高くできる。これにより、吐出空間（チャンバ内空間１２０）から低圧側空間（背圧室１１０）への吹き抜けを一層抑制して、スクロール圧縮機Ｓを一層高効率化することができる。

【０１１９】

≪第８実施形態≫

次に、第８実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓについて図２０を用いて説明する。図２０は、第８実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓが備えるフレーム軸受３０の給油カット３０ｆ付近（図１６のＨ部付近）の部分拡大断面図である。

【０１２０】

第７実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受３０において、環状溝３０ｃは、フレーム軸受ブッシュ３０ａの内周面（ブッシュ内周溝３０ｃ１、ブッシュ間隙間３０ｃ２）に設けられていた。これに対し、第８実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受３０において、環状溝３０ｃは、クランク軸６の外周面にシャフト外周溝３０ｃ６として設けられている（第６実施形態参照）。その他の構成は、同様であり説明を省略する。なお、第７実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受３０において、連結部３０ｅの形状は、第１実施形態の連結溝３０ｅ１としてもよく、第３実施形態の連結カット３０ｅ３としてもよく、第４実施形態の連結拡大穴３０ｅ４としてもよく、第５実施形態の連結干渉穴３０ｅ５としてもよい。

【０１２１】

給油カット３０ｆとして、図２０に示すように、クランク軸６のシャフト外周溝３０ｃ６と、背圧室１１０（低圧側空間）と、を繋ぐ箇所に、平面カット面である貫通平面カット３０ｆ２が設けられている。

【０１２２】

貫通平面カット３０ｆ２は、下端部がシャフト外周溝３０ｃ６と貫通しているため、端部のバリを除去する必要が無く、加工性が向上し、加工コストを低減することができる。その他の作用効果は、同様であり、説明を省略する。

【０１２３】

≪第９実施形態≫

次に、第９実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓについて図２１を用いて説明する。図２１は、第９実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓが備えるフレーム軸受３０の給油カット３０ｆ付近（図４のＦ部付近または図１６のＨ部付近）の部分拡大断面図である。

【０１２４】

第９実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓは、給油カット３０ｆとして、環状溝３０ｃと通じない封止平面カット３０ｆ３が形成されている。また、クランク軸６の給油穴６ｂと、封止平面カット３０ｆ３とを繋ぐ並列フレーム軸受横給油穴３０ｇが設けられている。その他の構成は、同様であり説明を省略する。なお、第９実施形態に係るスクロール圧縮機Ｓのフレーム軸受３０において、環状溝３０ｃの形状は、第１実施形態のブッシュ内周溝３０ｃ１としてもよく、第２実施形態のブッシュ間隙間３０ｃ２としてもよく、第６実施形態のシャフト外周溝３０ｃ６としてもよい。また、連結部３０ｅの形状は、第１実施形態の連結溝３０ｅ１としてもよく、第３実施形態の連結カット３０ｅ３としてもよく、

第４実施形態の連結拡大穴３０ｅ４としてもよく、第５実施形態の連結干渉穴３０ｅ５としてもよい。

【０１２５】

並列フレーム軸受横給油穴３０ｇは、低圧側空間寄り主軸受隙間である低圧側フレーム軸受隙間３０ｄ２に開口するように設けられている。そして、並列フレーム軸受横給油穴３０ｇと、背圧室１１０（低圧側空間）と、を繋ぐ箇所に、給油カット３０ｆとして平面カット面である封止平面カット３０ｆ３が設けられている。

【０１２６】

並列フレーム軸受横給油穴３０ｇが設けられていることにより、低圧側フレーム軸受隙間３０ｄ２に独立して給油することができるため、低圧側フレーム軸受隙間３０ｄ２における油温を一層低く抑えることができ、粘度を一層高くできる。これにより、吐出空間（チャンバ内空間１２０）から低圧側空間（背圧室１１０）への吹き抜けを一層抑制して、スクロール圧縮機Ｓを一層高効率化することができる。

【０１２７】

≪変形例≫

なお、本実施形態（第１～第９実施形態）に係る圧縮機（スクロール圧縮機Ｓ）は、上記実施形態の構成に限定されるものではなく、発明の趣旨を逸脱しない範囲内で種々の変更が可能である。

【０１２８】

本実施形態に係る圧縮機は、スクロール圧縮機Ｓであるものとして説明したが、これに限られるものではなく、差圧給油シール軸受を有する圧縮機であれば、本実施形態に係る圧縮機のフレーム軸受３０（主軸受、差圧給油シール軸受）を適用することができる。例えば、ローリングピストンタイプの圧縮機や、スクリュー圧縮機にも適用することができる。

【０１２９】

また、本実施形態に係る圧縮機は、軸受部の潤滑流体として油を用いるものとして説明したが、これに限られるものではなく、他の流体でもよい。例えば、吐出ガス中に油が混入することを極力避けるような空気圧縮機の場合、潤滑流体として油の代わりに水を用いており、このような圧縮機の場合には、油と記載した箇所を水として読み替えればよい。例えば、水潤滑スクリュー圧縮機などに適用することができる。

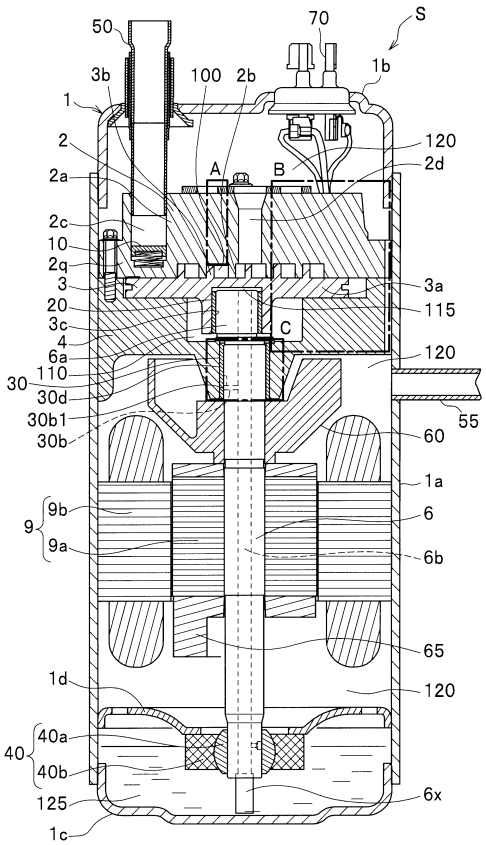
【符号の説明】

【０１３０】

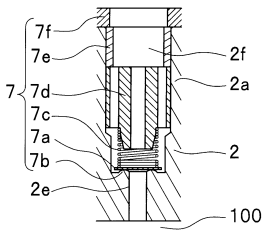
Ｓ　スクロール圧縮機（圧縮機）
１　チャンバ
２　固定スクロール
３　旋回スクロール
４　フレーム（圧縮部隔壁）
４ａ　貫通部
５　オルダムリング
６　クランク軸（シャフト）
６ｂ　給油穴（主軸受給油路）
６ｘ　給油パイプ（主軸受給油路）
７　バイパス弁
８　背圧弁
９　モータ
３０　フレーム軸受（主軸受）
３０ａ　フレーム軸受ブッシュ
３０ａ１　高圧側フレーム軸受ブッシュ
３０ａ２　低圧側フレーム軸受ブッシュ
３０ｂ　フレーム軸受横給油穴３０ｂ（主軸受給油路）

３０ｂ１　フレーム軸受横給油穴開口部（主軸受給油口）
３０ｃ　　環状溝
３０ｃ１　ブッシュ内周溝
３０ｃ２　ブッシュ間隙間
３０ｃ６　シャフト外周溝
３０ｄ　　フレーム軸受隙間（主軸受隙間）
３０ｄ１　高圧側フレーム軸受隙間（吐出空間寄りの主軸受隙間）
３０ｄ２　低圧側フレーム軸受隙間（低圧側空間寄りの主軸受隙間）
３０ｅ　　連結部
３０ｅ１　連結溝
３０ｅ３　連結カット
３０ｅ４　連結拡大穴
３０ｅ５　連結干渉穴
３０ｆ　　給油カット
３０ｆ１　平面カット（給油縦溝）
３０ｆ２　貫通平面カット（給油縦溝）
３０ｆ３　封止平面カット（封止給油縦溝）
３０ｇ　　並列フレーム軸受横給油穴（並列主軸受給油路）
１００　　圧縮室（圧縮部）
１１０　　背圧室（低圧側空間）
１１５　　旋回軸受室
１２０　　チャンバ内空間（吐出空間）
１２５　　貯油部

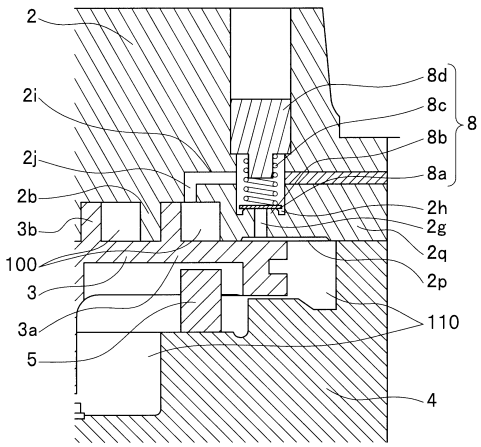
【図１】



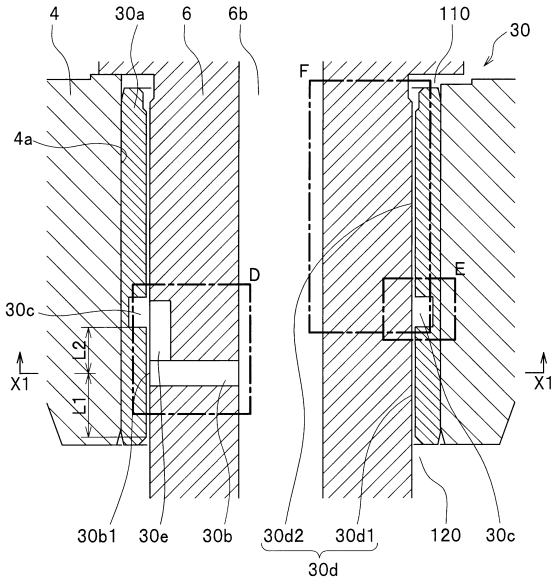
【図２】



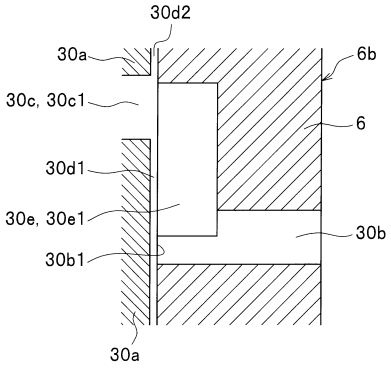
【図３】



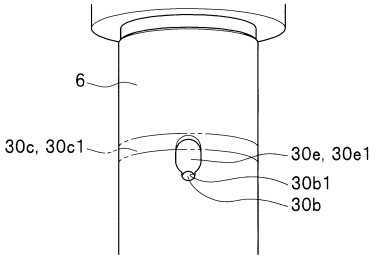
【図４】



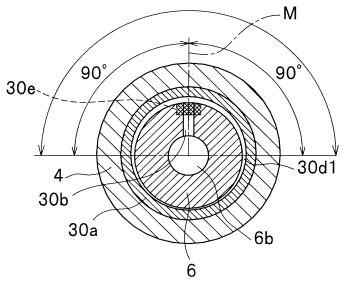
【図５】



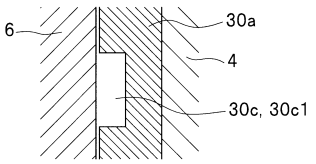
【図６】



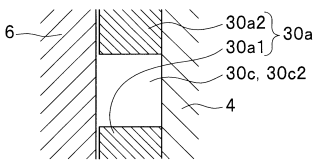
【図７】



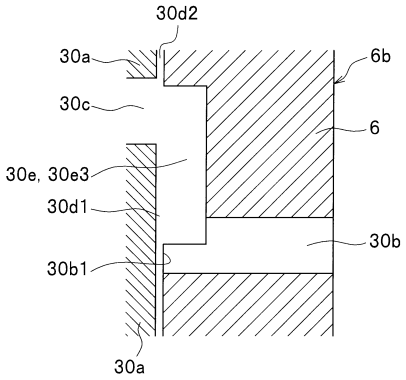
【図８】



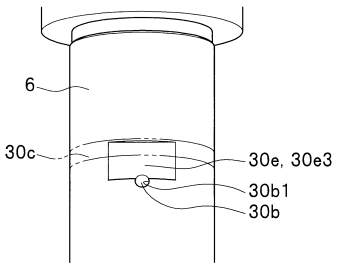
【図９】



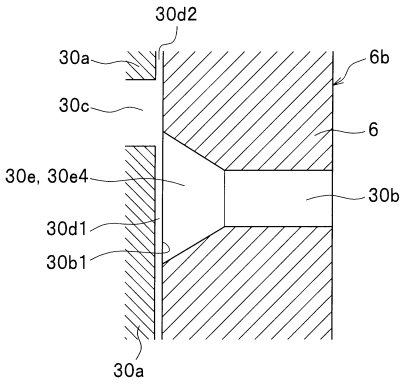
【図１０】



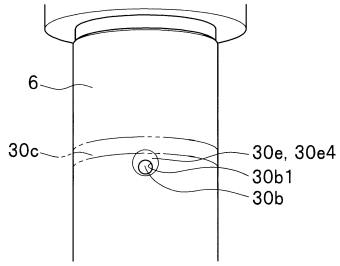
【図１１】



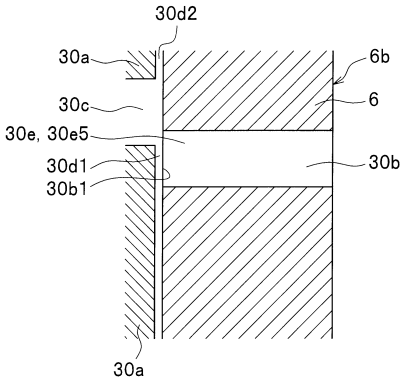
【図１２】



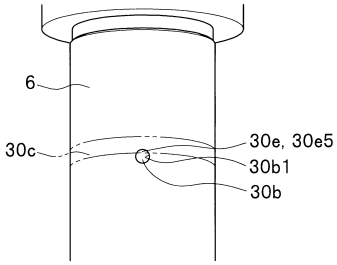
【図１３】



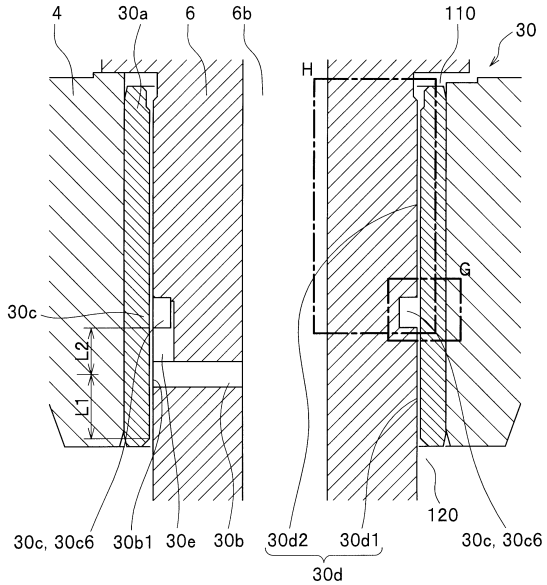
【図１４】



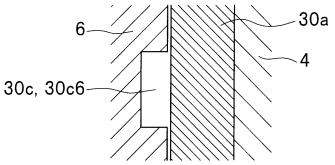
【図１５】



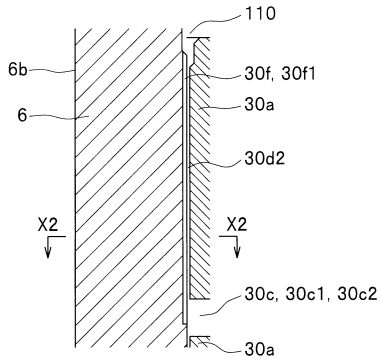
【図１６】



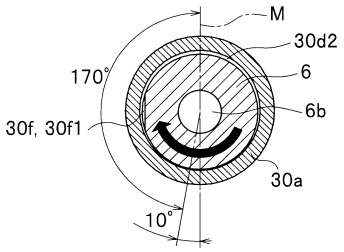
【図１７】



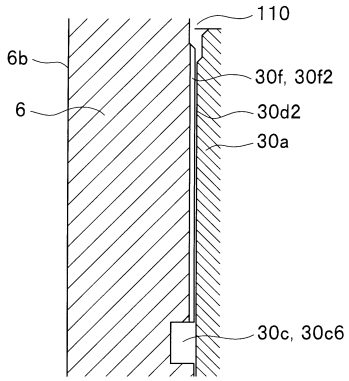
【図１８】



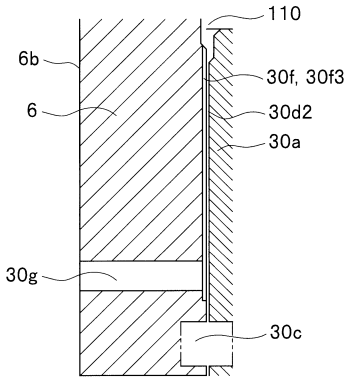
【図１９】


M
30d2
170°
6
6b
30f, 30f1
30a
10°

【図２０】


110
6b
30f, 30f2
6
30d2
30a
30c, 30c6

【図２１】


110
6b
30f, 30f3
6
30d2
30a
30g
30c

フロントページの続き

(72)発明者　向井　有吾
東京都港区海岸一丁目１６番１号　日立アプライアンス株式会社内
(72)発明者　大沼　敦
東京都港区海岸一丁目１６番１号　日立アプライアンス株式会社内
(72)発明者　居山　和生
東京都港区海岸一丁目１６番１号　日立アプライアンス株式会社内

審査官　北川　大地

(56)参考文献　特開平０９－２２８９７１（ＪＰ，Ａ）
米国特許第０５０１３２２５（ＵＳ，Ａ）
特開昭５７－１７３５０２（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
Ｆ０４Ｃ　１８／０２
Ｆ０４Ｃ　２９／０２