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

特許第4300219号
(P4300219)

(45)発行日　平成21年7月22日(2009.7.22)　(24)登録日　平成21年4月24日(2009.4.24)

(51)Int.Cl.　　F I
F04B 39/00 (2006.01)　　F04B 39/00　107H
F04B 39/02 (2006.01)　　F04B 39/02　U

請求項の数 2　(全 13 頁)

(21)出願番号　特願2006-65021(P2006-65021)
(22)出願日　平成18年3月10日(2006.3.10)
(65)公開番号　特開2007-239670(P2007-239670A)
(43)公開日　平成19年9月20日(2007.9.20)
審査請求日　平成20年3月26日(2008.3.26)

早期審査対象出願

(73)特許権者　399048917
日立アプライアンス株式会社
東京都港区海岸一丁目１６番１号
(74)代理人　100100310
弁理士　井上　学
(72)発明者　野▲崎▼　務
茨城県ひたちなか市堀口８３２番地２
株式会社　日立製作所　機械研究所内
(72)発明者　紺野　元
栃木県下都賀郡大平町大字富田８００番地
日立ホーム・アンド・ライフ・ソリューション株式会社　冷熱事業部内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】密閉型圧縮機及びこれを用いた冷蔵庫

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
密閉容器内に圧縮要素及び電動要素を収納し、前記電動要素で駆動される駆動軸に設けられた偏心部とピストンとがコンロッドによって連結される密閉形圧縮機において、
前記ピストンに設けられる内球面と、前記内球面に包持され前記ピストンとボールジョイント機構によって連結される前記コンロッドの球体部とを備え、
前記球体部には一側と他側のそれぞれに平面部を形成し、
前記内球面には前記球体部の外径より小さく、かつ前記平面部間の寸法より大きい開口を形成し、
前記球体部の先端には、前記球体部の中心からの距離が前記球体部の半径よりも小さい部分を形成すると共に、該球体部の半径よりも小さい部分と前記平面部とを繋ぐ流通路を形成した密閉形圧縮機。
【請求項２】
請求項１に記載の密閉形圧縮機を用いた冷蔵庫。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、冷蔵庫，ルームエアコン等に用いられる密閉形圧縮機に関し、特に、往復運動するピストンを有する密閉形圧縮機に関する。
【背景技術】

【０００２】
圧縮機のピストンとコンロッドの連結構造としては、特許文献１のようにラジアル軸受により連結される構造が知られている。また、特許文献２や特許文献３のように球面軸受により連結されるボールジョイント構造が知られている。特許文献２ではピストンの内球面（球座）及びコンロッド球体部の一部をカットし、コンロッドの球体部を球座に挿入後、ピストンを回転して連結させている。また、特許文献３では、ピストンに設けられた内球面を塑性加工によって成型した構造となっている。
【０００３】
【特許文献１】特開２００４－２７９６９号公報
【特許文献２】特開２００３－１８４７５１号公報
【特許文献３】特開２００３－２１４３４３号公報
【発明の開示】
【発明が解決しようとする課題】
【０００４】
上述した従来の給油構造ではそれぞれ次のような課題があった。
【０００５】
特許文献１に記載された連結構造では、ピストンに設置される軸がロッドに設置されるラジアル軸受内部で傾くことで、摺動面が局所的になり、接触面圧が過大となってしまう可能性がある。
【０００６】
特許文献２に記載された連結構造では、ピストンの球座の奥側に設けられた凹形状部の外周部に角部が形成されているため、この角部でコンロッドの球体部と摺動する構造となっている。したがって、角部における接触面圧が高くなり、磨耗の発生・進行を招く可能性がある。
【０００７】
また、特許文献３に記載された連結構造では、ボールジョイント機構に供給される油の通路が狭いため、潤滑油が十分に流れない可能性がある。潤滑油の流れが阻害されると球面軸受の温度が上昇し、損傷する可能性がある。
【０００８】
本発明は、上記従来の課題を解決しようとするもので、摺動損失の低減を図るとともに、信頼性と能力の向上した密閉形圧縮機を提供することを目的とする。
【課題を解決するための手段】
【０００９】
上記目的を達成するために、本発明の密閉形圧縮機は、密閉容器内に圧縮要素及び電動要素を収納し、前記電動要素で駆動される駆動軸に設けられた偏心部とピストンとがコンロッドによって連結される密閉形圧縮機において、前記ピストンに設けられる内球面と、前記内球面に包持され前記ピストンとボールジョイント機構によって連結される前記コンロッドの球体部とを備え、前記球体部には一側と他側のそれぞれに平面部を形成し、前記内球面には前記球体部の外径より小さく、かつ前記平面部間の寸法より大きい開口を形成し、前記球体部の先端には、前記球体部の中心からの距離が前記球体部の半径よりも小さい部分を形成すると共に、該球体部の半径よりも小さい部分と前記平面部とを繋ぐ流通路を形成する。
【００１１】
また、本発明の冷蔵庫は、上記の密閉形圧縮機を用いる。
【発明の効果】
【００１６】
本発明によれば、ボールジョイント部の摺動損失の低減を図るとともに、信頼性と能力の向上した密閉形圧縮機を提供することができる。
【発明を実施するための最良の形態】
【００１７】

以下に示す実施形態は、ピストンとコンロッドの連結構造を有する圧縮機において、連結構造をボールジョイント機構とし、ボールジョイント機構部の内球および外球の一部を切り欠くことによって摺動面積を減らすとともに、潤滑油の移動の容易化を図っている。さらに、ピストンとコンロッドの接触面圧を低減することによって、上記目的の達成を図った。なお、切り欠きを設けたことによる連結の解除を防ぐために、抜け止め部材を備えている。以下、図面を参照しながら説明する。

【００１８】

図１は、本発明の一実施形態に係る密閉形圧縮機の縦断面図である。本実施形態の密閉形圧縮機は、密閉容器内に設けられた軸受部１ａ及びフレーム１ｂと一体に成形されたシリンダ１内をピストン４が往復動して圧縮要素を構成するレシプロ型の圧縮機である。フレーム１ｂの下部には、電動要素として、電動機を構成するステータ５及びロータ６が備えられており、クランクシャフト７の回転中心から偏心した位置に、クランクピン（偏心部）７ａが設けられている。

【００１９】

クランクシャフト７は、フレームの軸受部１ａに貫通してフレーム１ｂの下部から上部へ延伸しており、クランクピン７ａがフレーム１ｂの上方側に位置するように設けられている。クランクシャフト７の下部はロータ６と直結しており、電動機の動力によってクランクシャフト７は回転する。クランクピン７ａとピストン４との間はコンロッド２で連結されており、クランクピン７ａ及びコンロッド２を介してピストン４が往復動する構成となっている。

【００２０】

すなわち、本実施形態の密閉形圧縮機は、密閉容器内にシリンダ１，ピストン４等の圧縮要素と、電動機等の電動要素が収納されており、クランクシャフト７によって電動要素からの回転力を伝える構成を前提としている。コンロッド２とピストン４の連結構造については後述するが、ピストン４はクランクシャフト７側に開口して、この開口内に内球面を有している。

【００２１】

そして、シリンダ１内に供給された冷媒はピストン４の往復運動によって圧縮され、圧縮されたガス冷媒がシリンダヘッド側に連通する吐出管へと送られる。冷媒は、凝縮器，減圧機構，蒸発器を経て、再び圧縮機内へと戻され、これらの各機構を有する冷凍サイクルを形成している。

【００２２】

密閉容器内には冷凍機油（潤滑油）が溜められており、クランクシャフト７の回転運動によるポンプ作用で引き上げられ、圧縮要素部へと送られる構造となっている。また、この冷凍サイクルは、プロパン（Ｒ２９０）やイソブタン（Ｒ６００ａ）などの炭化水素系の冷媒（ＨＣ冷媒）を使用している。

【００２３】

次にピストン４について図２を用いて説明する。図２は本実施形態のピストン４を示す図であり、図２（ａ）はピストン４の内側構造の詳細図でピストン４をクランクシャフト７側から見た図、図２（ｂ）は図２（ａ）のＡ－Ａ断面図、図２（ｃ）は図２（ａ）のＢ－Ｂ断面図である。

【００２４】

図１に示すようにピストン４が密閉形圧縮機に取り付けられた状態では、図２（ａ）の上下方向が図１における密閉形圧縮機の上下方向と一致する。また、図２（ａ）の左右方向は、図１において手前側と奥側とを結ぶ水平の方向となる。したがって、図２（ａ）は、水平面の断面であるＡ－Ａ断面を、ピストン４の上側あるいは下側から見た状態を示すものであり、図２（ｃ）は鉛直方向の断面であるＢ－Ｂ断面をピストン４の左側あるいは右側から見た状態を示すものである。また、図２（ｂ）では図中の下側がピストン４の奥側となり、図２（ｃ）では図中の右側がピストン４の奥側となる。

【００２５】

ピストン４の内球面４ａは、後述するように、コンロッド２の先端部に設けられる球体部の外球面を受ける軸受構造を構成するものであり、Ａ－Ａ断面ではコンロッド２の外球面を１８０°以上の角度で包む形状としている。したがって、コンロッド２の外球面がピストン４の内球面４ａに包持され、コンロッド２とピストン４とが連結される。一方、Ｂ－Ｂ断面ではコンロッド２の外球面を１８０°以下の角度で包む形状となっており、Ｂ－Ｂ断面ではＡ－Ａ断面よりも摺動面積が少ない構造となっている。

【００２６】

このように、内球面４ａの水平方向（Ａ－Ａ断面）における円弧の中心角を、鉛直方向（Ｂ－Ｂ断面）における円弧の中心角より大きく形成する構造としたため、上下方向には摺動面積が少ない断面としたボールジョイント構造となっている。したがって、潤滑油が通りやすく、また、潤滑油の通る経路自体も短くなり、連結部に潤滑油の流入及び流出がしやすく、摺動による磨耗等を低減することができる。また、摺動部内外への潤滑油の流出入経路が確保されるため、摺動部の異常な発熱の抑制が可能である。また、内球面４ａの奥側には凹部４ａ′があるため、摺動面をより小さくすることができる。なお、潤滑油の流出入に関しては後述する。

【００２７】

密閉形圧縮機が運転している状態では、ピストン４は内部と外部に摺動部を有する。すなわち、ピストン４の外周とシリンダ１の内周面との間の摺動と、コンロッド２との連結部分における摺動である。内周面４ａは、コンロッド２との間の摺動部であり、摺動面積が小さくなると、磨耗の発生する部分は小さくなるが、接触面圧は大きくなる傾向にある。

【００２８】

図２に示すように内球面４ａの奥側には凹部４ａ′があり、また、上下方向の摺動面は局所的となっている。内球面４ａの円弧から凹部４ａ′を除いた部分を摺動部とすると、内球面４ａの半径ｒの場合、水平方向の摺動部の大きさがｒ×θ４１×２であるのに対し、上下方向ではｒ×θ４２×２となる（図２（ｂ）（ｃ）参照）。θ４１＞θ４２であるため、ピストン４の内周部の奥側に位置する内球面４ａの上方又は／及び下方には空間が存在しており、この空間には抜け止め部材１０が配設される。

【００２９】

次に、ピストン４と連結されるコンロッド２について、図３を用いて説明する。本実施形態のコンロッド２は、ピストン４の内球面４ａに接続される球体部２ａを一端とし、他端をクランクシャフト７と接続される軸受部２ｂとし、これらの両端をつなぐロッド部２ｃを有する構造であり、図３はこの構造を備えたコンロッド２の斜視図である。

【００３０】

図に示すように、コンロッド２は、ピストン４の内球面４ａに挿入される球体部２ａ，クランクピン７ａに挿入されるラジアル軸受部２ｂ、及び球体部２ａとラジアル軸受部２ｂとをつなぐロッド部２ｃを備えて構成され、球体部２ａの外球面は、球体の一部が切り欠かれて平面部２ａ′を有する構造となっている。

【００３１】

このように、球体部２ａの一側と他側に（上下に）平面部２ａ′を有する構成としているため、ピストン４とコンロッド２が連結されても潤滑油の通る経路が短く、また、潤滑油が流れやすいため、摺動部分に潤滑油が供給できる構造となる。

【００３２】

コンロッド２とピストン４との連結は、コンロッド２の球体部２ａに設けられた平面部２ａ′を利用する。図２（ｂ）に示すように、ピストン４の内球面４ａは、コンロッド２の球体部２ａを１８０°以上の角度で包む形状としており、Ａ－Ａ断面における内球面４ａの開口寸法Ｌは球体部２ａの外径よりも小さい寸法となっている。一方、２つの平面部２ａ′間の寸法は、内球面４ａの開口寸法Ｌよりも小さく設定してある。この開口寸法Ｌの部分がコンロッド２の球体部２ａを挿入するための隙間となる。

【００３３】

本実施形態の平面部はほぼ平行に設けられ、両平面部２ａ′を内球面４ａの開口内へと挿入した後、コンロッド２とピストン４とを相対的に回転させ、両者は連結する。

【００３４】

このように連結されたコンロッド２とピストン４は、両者の相対的な回転がなければ内球面４ａの開口寸法が球体部２ａの外径よりも小さいために抜けることは無く、また、摺動部を小さくすることができる。

【００３５】

しかし、衝撃等の何らかの作用によって、両者が相対的に回転すると、コンロッド２とピストン４との連結が解除されてしまうため、本実施形態では連結外れ防止のために抜け止め部材１０を備えている。

【００３６】

抜け止め部材１０について、図４及び図５を用いて説明する。図４は本実施形態の抜け止め部材１０の斜視図であり、図５は抜け止め部材１０が組み込まれて連結されたピストン４とコンロッド２の状態を示す図である。抜け止め部材１０は、コンロッド２とピストン４との相対的な回転を防止する回転規制部材としての作用を併せ持つ形状としており、コンロッド２側ではなく、ピストン４側に固定されることを特徴の１つとしている。

【００３７】

図４に示すように、本実施形態の抜け止め部材（かつ回転規制部材。以下同様）１０は第１弾性部１０ａ，第２弾性部１０ｂ、これらの両弾性部をつなぐ支持部１０ｃ、及びコンロッド２の相対的な回転を規制する回転規制部１０ｄを備えて構成されている。これらの各構成のうち、第１弾性部１０ａ及び第２弾性部１０ｂはピストン４の開口内部の内周部と当接し、弾性力によって抜け止め部材１０は支持されている。

【００３８】

回転規制部１０ｄは、コンロッド２とピストン４とが相対的に回転しようとする場合に、これを規制するための壁を形成するものであり、これらの壁は互いに対向して設けられる。コンロッド２が取り付けられた状態では、コンロッド２の球体部２ａに設けられた平面部２ａ′とそれぞれの回転規制部１０ｄとが対向して配置される。

【００３９】

回転規制部１０ｄは、ほぼ平面となる部分を有し、また、互いに対向する両回転規制部１０ｄをほぼ平行となるように設けることとしている。つまり、互いに対向する両回転規制部１０ｄの間に、各回転規制部１０ｄとコンロッド２側の平面部がそれぞれ対向するように配置される。平面部２ａ′と回転規制部１０ｄとの間には隙間が設けられ、通常の運転状態で両者が接触しないようにしている。

【００４０】

また、支持部１０ｃから外側に延伸した延伸部１０ｅを備えている。延伸部１０ｅの端部は弾性部１０ａ，１０ｂと反対側に曲げられて形成されている。

【００４１】

図５は、この抜け止め部材１０が取り付けられた状態を示す図であり、図５（ａ）は斜視図、図５（ｂ）は横断面図である。抜け止め部材１０が取り付けられると、第１弾性部１０ａがピストン４の内周部４ｂを押す力を発生し、摩擦力によって抜け止め部材１０をピストン４の開口内部に固定する。同様に第２弾性部も内周部４ｂと当接させ、抜け止め部材１０がピストン４の開口内部で強固に固定される。

【００４２】

抜け止め部材１０がこのように固定されることによって、ピストン４がシリンダ１内で回転し、コンロッド２とピストン４とが相対的に回転しようとしても、コンロッド２がピストン４から抜ける位置までは至らない構成とすることができる。

【００４３】

また、延伸部１０ｅの端部が溝４ｃに挿入された状態にあっては、延伸部１０ｅの曲げ形状及び抜け止め部材１０の抜ける方向の関係から、延伸部１０ｅの先端部が支えとなり、ピストン４からの脱落を抑止することができる。一方、抜け止め部材１０を取り付ける

場合には、延伸部１０ｅの端部が溝４ｃの位置まで押し込まれると両者が簡単に係合し、取付性も良好とすることができる。したがって、抜け止め部材１０がピストン４から抜ける方向に力が作用したときであってもこれを抑止し、ピストン４とコンロッド２との連結が外れることを防ぐことができる。

【００４４】

次に、摺動部へ潤滑油（冷凍機油）を供給するための構造について説明する。図５(ｂ)に示すように、コンロッド２には貫通孔２ｇが設けられている。貫通孔２ｇは、軸受部２ｂからロッド部２ｃを経て球体部２ａの端部まで貫通している。密閉容器内に溜められた潤滑油は、クランクシャフト７が回転することによって引き上げられ、一部がクランクピン７ａの上方から飛散する。飛散した潤滑油はシリンダ１とピストン４との間の摺動部へと供給され、他の一部は貫通孔２ｇを通ってピストン４とコンロッド２との間の摺動部へと導かれる。貫通孔２ｇのコンロッド２先端側の開口は、後述する小半径部２ｄに設けられている。

【００４５】

内球面４ａの奥側には前述のように凹部４ａ′が設けられている。この凹部４ａ′は、貫通孔２ｇから摺動部に供給された潤滑油、あるいは、クランクピン７ａ上部から飛散して球体部２ａの上側に設けられた平面部２ａ′へと至り、この上側の平面部２ａ′から摺動部へと供給される潤滑油を一時的に溜める作用を奏する。

【００４６】

なお、上述のように、平面部２ａ′と対向するように抜け止め部材１０が設けられているが、平面部２ａ′と抜け止め部材１０との間は隙間が設けられているため、上側の平面部２ａ′を経由した潤滑油を摺動部へと供給することができる。

【００４７】

コンロッド２の先端部の形状について、図５（ｂ）を用いて説明する。コンロッド２の球体部２ａの先端には小半径部２ｄが設けられている。ここでいう小半径部とは、球体部２ａの中心から外周までの距離が、球体部２ａの半径よりも小さい部分のことである。なお、本実施形態の小半径部２ｄは、球体部２ａの半径よりも大きな曲率を有する円弧状となっているが、形状はこれに限られない。

【００４８】

小半径部２ｄをコンロッド２の先端部に設けることによって、凹部４ａ′の周縁の角部と球体部２ａとの間に空間を確保することができる。したがって、凹部４ａ′のエッジによる局所的な面圧の増大を抑制することができる。また、小半径部２ｄは、コンロッド２の長手方向の中心軸に対して軸対称となる位置に設けられ、接触面圧の偏りを防いでいる。

【００４９】

図６は、コンロッド２を小半径部２ｄ側から示した斜視図である。小半径部２ｄは球体部２ａの外球面よりも球体中心からの距離が短いため、ピストン４側の凹部４ａ′の角部との摺動を回避することが可能になっている。また、小半径部２ｄには潤滑油の流通路２ｆが設けられている。図６に示す流通路２ｆは、小半径部２ｄと平面部２ａ′との間を繋ぐ溝２ｆａが設けられ、この溝２ｆａによって流路を形成している。該構造を有することによって、コンロッド２の先端の摺動部に潤滑油を十分に供給することができる。また、流通路２ｆは、左右方向の位置を合わせて上下に一対に設けられるため、潤滑油の流出入がしやすくなっている。

【００５０】

このように、貫通孔２ｇ，小半径部２ｄ，凹部４ａ′，流通路２ｆを設け、摺動部内外の潤滑油の流れが確保されることによって、摺動部における過剰な発熱や磨耗の進行を抑制することができる。

【００５１】

特に、本実施形態では、小半径部２ｄと平面部２ａ′とが稜線を介して隣接して設けられており、両者の間に球体部２ａの外球面が介在しないように構成されている。したがっ

て、流通路２ｆ以外の部分からも潤滑油の流出入が期待できる。加えて、該構成によれば、流通路２ｆを大きく形成する必要はなく、小さな溝２ｆａを設けるだけで潤滑油の流路が確保できる。

【００５２】

実機による試験を実施したところによれば、角部のエッジがピストン４の内球面４ａと接触・摺動すると、当該部分での磨耗が顕著となることが判明した。すなわち、流通路２ｆを設けることで、潤滑油の流出入の促進が図られるものであるが、流通路２ｆの開口部のエッジ自体が磨耗の原因となってしまうということである。

【００５３】

本実施形態では、溝２ｆａの角部を小半径部２ｄ内に設け、内球面４ａとの非接触領域内に流通路２ｆを設けているため、該角部がピストン４の内球面４ａと接触することがなく、ボールジョイント部の接触面圧が高くなることはない。したがって、角部のエッジに起因する磨耗を抑えることができる。

【００５４】

図７は、図６とは異なる流通路２ｆを設けた例を示す図である。図７（ａ）は流通路２ｆ周辺の斜視図であり、図７(ｂ)は断面図である。この例では、流通路２ｆを孔２ｆｂによって形成している。この孔２ｆｂは平面部２ａ′と小半径部２ｄとを連通する構成としており、孔２ｆｂが潤滑油の流路となっている。また、溝２ｆａと同様に、上下一対に設けられる構成としているため、同様の作用効果が得られる。他、小半径部２ｄと平面部２ａ′との関係や、孔２ｆｂの開口が小半径部２ｄ内に設けられていること、などは図６の例と同様であり、これらについても同様の作用効果が得られる。

【００５５】

次に、小半径部２ｄを設けたことによる接触面圧の変化について検討した結果について説明する。図８及び図９は、ボールジョイント部の接触面圧の分布を示す図であり、図８は小半径部２ｄの範囲θを１００度とした場合を示し、図９は小半径部２ｄの範囲θを６０度とした場合を示す。これらは、ピストン４を水平断面及び垂直断面で切断した４分の１の範囲に関し、ピストン４が受ける接触面圧の分布をシミュレーションによって算出したものである。なお、小半径部２ｄの範囲は角度範囲で示し、球体部２ａの中心からみた角度によって示す。すなわち、図６において示す角度θを小半径部２ｄの範囲と規定した。

【００５６】

先に説明したように、コンロッド２の先端部には小半径部２ｄが設けられており、この小半径部２ｄはピストン４の内球面４ａと接触しないように設けられているため、接触面圧の発生する領域は、コンロッド２の球体部２ａと接触する領域のみとなる。図８及び図９を見れば、球体部２ａの外球面と小半径部２ｄの境界部、球体部２ａの外球面と平面部２ａ′の境界部で接触面圧が高くなることがわかる。

【００５７】

図８は小半径部２ｄの範囲θを１００度とした場合であり、小半径部２ｄと平面部2a′とが稜線を介して隣接した構造となっている。また、図２（ａ）におけるＢ－Ｂ断面において、小半径部２ｄの範囲が内球面４ａの範囲よりも大きい構造になっている。したがって、球体部２ａの外球面と平面部２ａ′と小半径部２ｄとの三つの部分の境界部近傍における球体部２ａの外球面において、内球面４ａと摺動する。図８に示すように、球体部２ａの外球面と平面部２ａ′と小半径部２ｄとの三つの部分の境界部近傍における球体部２ａの外球面が接触する部分（以下、外球面端部２ａ″という。図６参照。）で接触面圧が高くなっている。

【００５８】

図９は小半径部２ｄの範囲θを６０度とした場合であり、小半径部２ｄと平面部２ａ′との間に球体部２ａの外球面を挟んだ構造となっている。つまり、図２（ａ）におけるＢ－Ｂ断面において、小半径部２ｄの範囲が内球面４ａの範囲よりも小さい構造になっている。したがって、平面部２ａ′と小半径部２ｄとの間に位置する球体部２ａの外球面にお

いて、内球面４ａと摺動する。図９に示すように、平面部２ａ′と小半径部２ｄとの間に位置する球体部２ａの外球面が接触する部分で接触面圧が高くなっている。

【００５９】

図８と図９の例を比較すると、局部的な面圧は図８の方が高く、この面圧が集中する部分における磨耗が懸念される。図９の場合においては、潤滑油の流通路２ｆを溝２ｆａによって設けると、必然的に溝の開口がピストン４の内球面４ａと接触する構造であるため、磨耗が進行してしまうという問題がある。

【００６０】

図１０は小半径部２ｄの範囲とボールジョイント部の接触面圧の関係を示す図である。図に示すように、平均面圧では、小半径部２ｄの角度θの範囲が大きいほど、接触面圧が高くなる傾向があることがわかる。そこで、長期信頼性を保障できる平均接触面圧よりも低い接触面圧となるように小半径部２ｄの範囲を決定すれば信頼性の高い圧縮機を得ることができる。

【００６１】

以下、より具体的な形態に関して長期信頼性について実機試験を実施し、その結果について説明する。

【実施例１】

【００６２】

上記の結果より、流通路２ｆの角部による磨耗を抑制するために、小半径部２ｄを大きくして流通路２ｆ角部とピストン４の内球面４ａとの接触を回避することが有効であるが、その際、面圧の局所集中及び平均面圧の増大を考慮する必要があることがわかった。

【００６３】

本実施形態では、外球面端部２ａ″と内球面４ａとの間の面圧を抑えるため、外球面端部２ａ″の角部を鈍角とするか、あるいは、エッジとならないようにＲを設けることとした。当該構成によれば、流通路２ｆと内球面４ａとの接触を回避できるとともに、面圧が集中しやすい外球面端部２ａ″による磨耗を小さく抑えることができた。

【００６４】

また、上述のように、抜け止め部材１０を用いているため、ピストン４とコンロッド２の相対的な回転が規制され、流通路２ｆが内球面４ａと接触する部位まで回転することはない。

【００６５】

上述した実施形態におけるさらなる一例（実施例１）として、ボールジョイント構造の球体部２ａの半径を６．４９５㎜、内球面４ａの半径を６．５０５㎜とし、図２（ｂ）に示す断面における内球面４ａの角度を、ピストン４の軸心からの角度θ４１を９７度、図２（ｃ）に示す角度θ４２を３４度とした密閉形圧縮機を製作した。

【００６６】

また、図２（ａ）のＢ－Ｂ断面における潤滑油の通る経路はＡ－Ａ断面と比べて約１／３短縮し、ボールジョイント構造の球体部２ａの小半径部２ｄの範囲を９０度とした。この実施例１では潤滑油の流通路２ｆとして溝２ｆａを用い、この溝２ｆａの大きさは、幅１㎜，深さ０．３㎜とした。

【００６７】

該構造の密閉形圧縮機で実機試験を実施したところ、ボールジョイント構造が外れることなく、かつ、外球面端部２ａ″においても過剰な磨耗の進行が認められず、良好な摺動性を維持できる結果を得た。

【実施例２】

【００６８】

次に、球体部２ａ及び内球面４ａの大きさを実施例１と同様とし、潤滑油の流通路２ｆの異なる例についても試験を行った。実施例２では、流通路２ｆとして、孔２ｆｂを用いた。

【００６９】

なお、球体部２ａの外球面によって小半径部２ｄが全て囲まれている場合には、小半径部２ｄと平面部２ａ′との間に溝によって流通路を設けることが困難となる。このような場合には、孔２ｆｂによって流通路２ｆを設置すれば、潤滑油の流出入経路を確保することができる。

【００７０】

本実施例では、直径１㎜の円状の孔２ｆｂを設けた密閉形圧縮機を製作し、実機試験を実施したところ、ボールジョイント構造が外れることなく、かつ、外球面端部２ａ″においても磨耗の過剰進行が認められず、良好な摺動性を維持できる結果を得た。

【００７１】

このように、小半径部θの角度範囲が９０度以内であれば、信頼性に問題のない高効率の密閉形圧縮機を得ることが確認できた。

【００７２】

以上述べたように、実施例１～２を含む本実施形態の構造を採用することによって、ボールジョイント構造の内球面と外球面の接触面圧を許容面圧以下とすることができ、圧縮機動作時の摺動損失が低減され、密閉形圧縮機の効率向上が図れる。また、摺動部の磨耗の抑制にも効果があり、信頼性が向上した密閉形圧縮機を提供することができる。

【図面の簡単な説明】

【００７３】

【図１】本発明の一実施形態に係る密閉形圧縮機の縦断面図。

【図２】本実施例のピストンを示す図。

【図３】コンロッドの斜視図。

【図４】抜け止め部材の斜視図。

【図５】ピストンとコンロッドの組立状態を示す図。

【図６】コンロッドを小半径部側から示した斜視図。

【図７】図６とは異なる例を示す図。

【図８】ボールジョイント部の接触面圧分布図。

【図９】ボールジョイント部の接触面圧分布図。

【図１０】小半径部の範囲とボールジョイント部の接触面圧の関係を示す図。

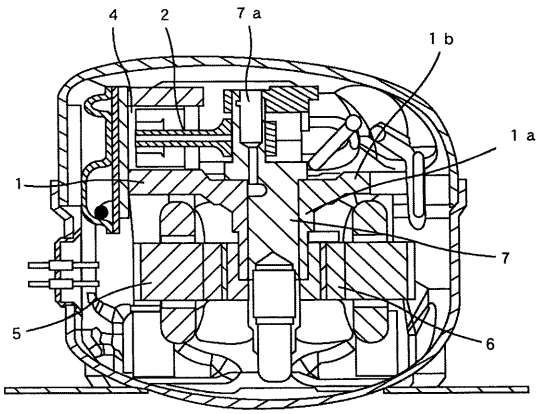
【符号の説明】

【００７４】

１…シリンダ、２…コンロッド、２ａ…球体部、２ａ′…平面部、２ａ″…外球面端部、２ｄ…小半径部、２ｆ…流通路、２ｆａ，４ｃ…溝、２ｆｂ…孔、２ｇ…貫通孔、４…ピストン、４ａ…内球面、４ａ′…凹部、４ｂ…内周部、７…クランクシャフト、７ａ…クランクピン、１０…抜け止め部材、１０ａ…第１弾性部、１０ｂ…第２弾性部、１０ｃ…支持部、１０ｄ…回転規制部、１０ｅ…延伸部。

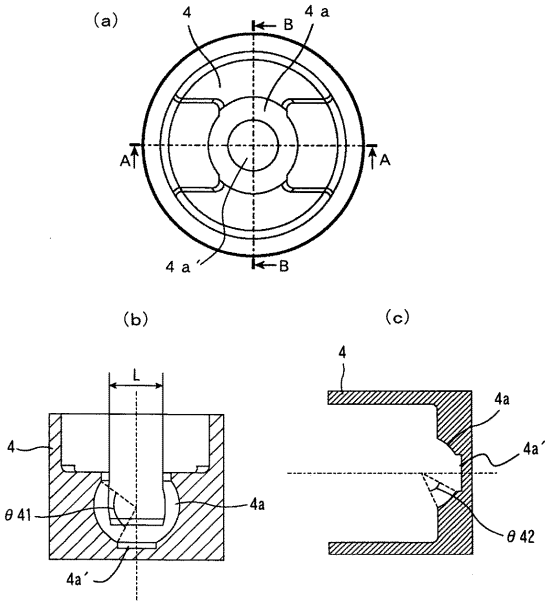
【図１】

図 1



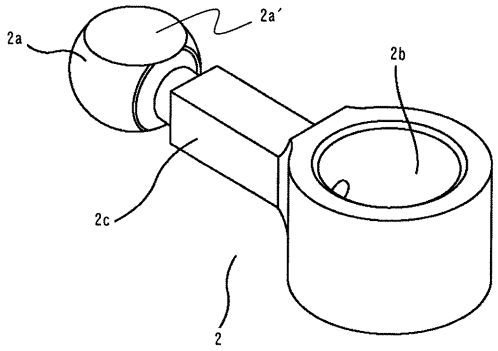
【図２】

図 2



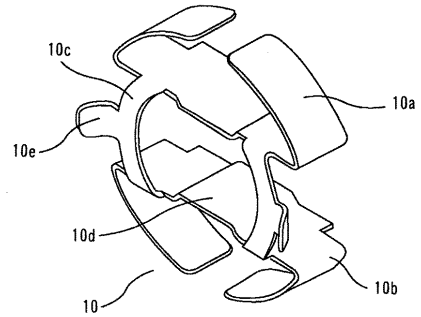
【図３】

図 3



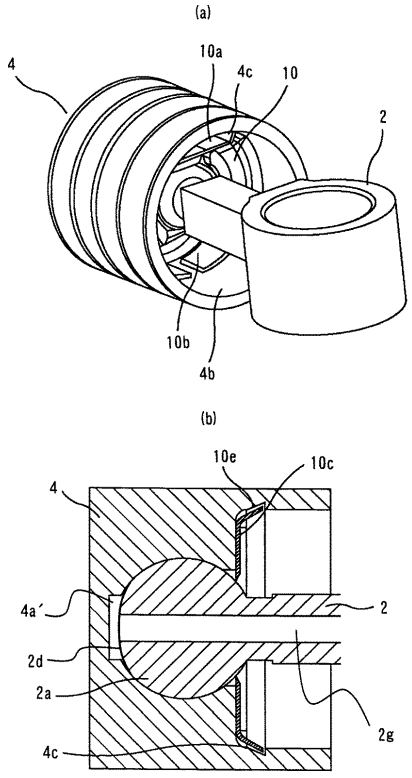
【図４】

図 4



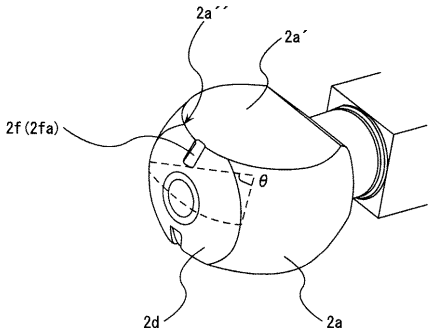
【図５】

図 5



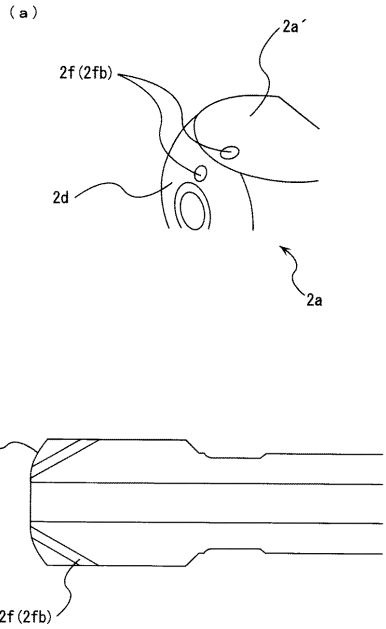
【図６】

図 6



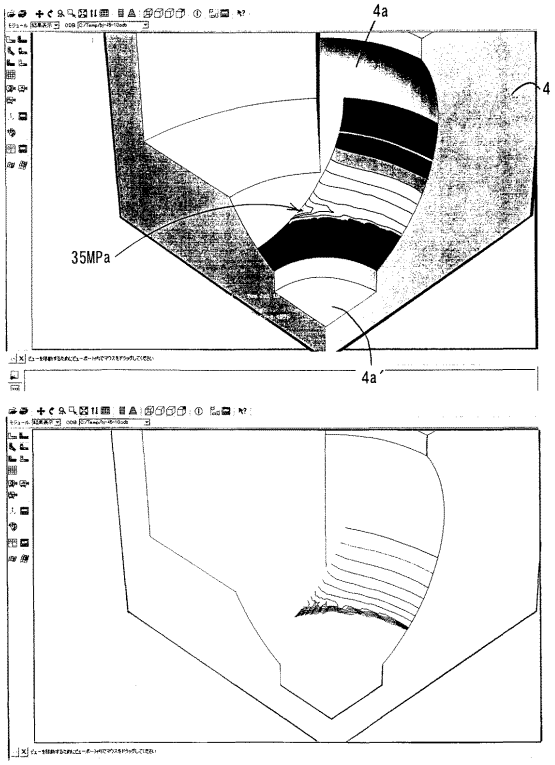
【図７】

図 7



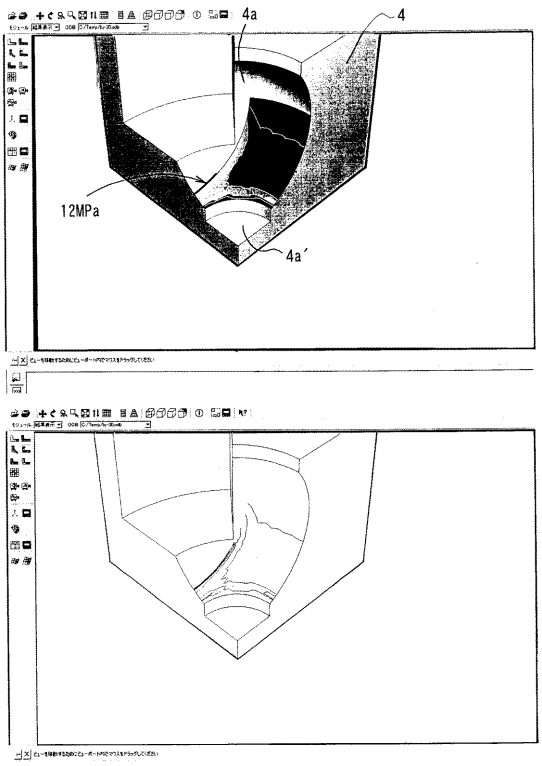
【図８】

図 8



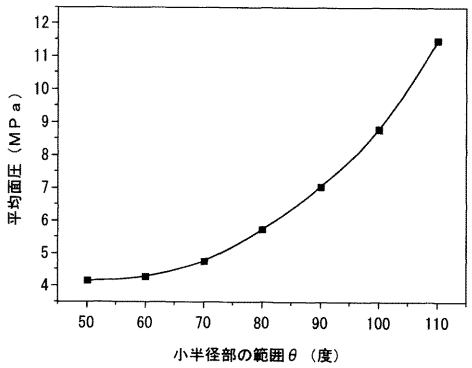
【図９】

図 9



【図１０】

図　１０



フロントページの続き

(72)発明者　長尾　智大
栃木県下都賀郡大平町大字富田８００番地　日立ホーム・アンド・ライフ・ソリューション株式会社　冷熱事業部内

審査官　笹木　俊男

(56)参考文献　特開２００３－１８４７５１（ＪＰ，Ａ）
特開昭６１－２６８８７８（ＪＰ，Ａ）
特開２００６－２４２１４７（ＪＰ，Ａ）
特開昭５９－０４００６４（ＪＰ，Ａ）
特開昭５８－０６８５４７（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
Ｆ０４Ｂ　３９／００
Ｆ０４Ｂ　３９／０２
Ｆ１６Ｊ　１／２２