

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2012-197769

(P2012-197769A)

(43) 公開日 平成24年10月18日(2012.10.18)

(51) Int.Cl.
F04B 39/02 (2006.01)

F I
F O 4 B 39/02 J

テーマコード (参考)
3H003

審査請求 未請求 請求項の数 16 O L (全 33 頁)

(21) 出願番号 特願2011-63802 (P2011-63802)
(22) 出願日 平成23年3月23日 (2011. 3. 23)

(71) 出願人 000005821
パナソニック株式会社
大阪府門真市大字門真1006番地
(74) 代理人 100109667
弁理士 内藤 浩樹
(74) 代理人 100109151
弁理士 永野 大介
(74) 代理人 100120156
弁理士 藤井 兼太郎
(72) 発明者 喜多 一朗
大阪府門真市大字門真1006番地 パナ
ソニック株式会社内
(72) 発明者 引地 巧
大阪府門真市大字門真1006番地 パナ
ソニック株式会社内
Fターム(参考) 3H003 AA02 AB03 AC03 BD06

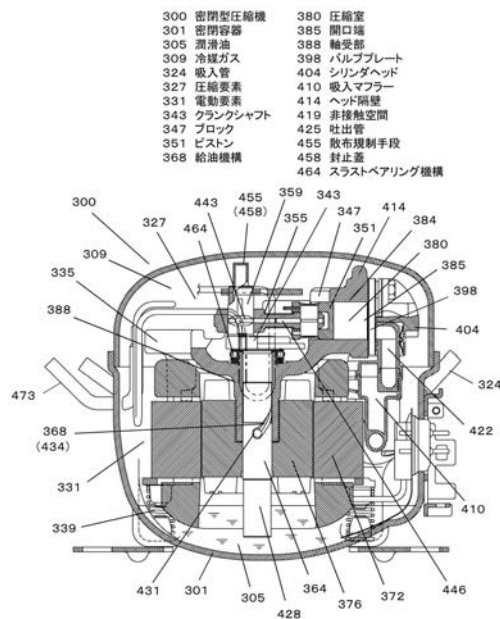
(54) 【発明の名称】 密閉型圧縮機

(57) 【要約】

【課題】密閉型圧縮機の吐出管に散布される潤滑油の加熱を防止し、冷媒ガスなどの加熱防止効果をより高くし、効率の高い密閉型圧縮機を実現する。

【解決手段】クランクシャフト343の給油機構368は、クランクシャフト343の上端449からの潤滑油305を散布する構造を備えるとともに、上端449からの潤滑油305の散布を制限する散布規制手段455を備えたことにより、吐出管425に散布される潤滑油305の熱交換が減り、冷媒ガス309の加熱防止効果などにより、エネルギー効率の高い密閉型圧縮機および冷凍装置を提供することができる。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

底部に潤滑油を貯留した密閉容器内に、電動要素と、前記電動要素によって駆動される圧縮要素と、前記圧縮要素によって圧縮された冷媒ガスを前記密閉容器外へ導出する吐出管を設け、さらに、前記密閉容器に、一端が前記密閉容器内空間に連通し、他端が冷凍装置に接続される吸入管を設け、さらに、前記圧縮要素を構成するクランクシャフトに、該クランクシャフトの軸方向に延出し、かつ前記密閉容器内の底部に貯留された潤滑油を、前記圧縮要素の各摺動部へ供給する給油機構を設け、さらに、前記給油機構に連通し、かつ前記クランクシャフトを構成する偏心軸の先端部に形成された給油路の開口部から散布される潤滑油の散布領域を規制する散布規制手段を設けた密閉型圧縮機。

10

【請求項 2】

前記散布規制手段を、前記偏心軸における給油路の開口部を塞ぐ封止蓋を具備する構成とした請求項 1 に記載の密閉型圧縮機。

【請求項 3】

前記封止蓋に、微細孔を設けた請求項 2 に記載の密閉型圧縮機。

【請求項 4】

前記散布規制手段を、前記偏心軸における軸方向に延出し、かつその終端が該偏心軸内にある閉塞給油路を備える構成とした請求項 1 に記載の密閉型圧縮機。

【請求項 5】

前記圧縮要素を、前記クランクシャフトと、圧縮室を形成するブロックと、前記圧縮室内を往復運動するピストンと、前記圧縮室の端部に配設され、かつ吸入孔と吐出孔が形成されたバルブプレートと、前記ブロックに固定され、前記吸入孔と吐出孔を介して前記圧縮室に連通する空間を形成するシリンダヘッドを備えた構成とし、前記クランクシャフトを、前記ブロックの軸受部においてスラストベアリング機構を介して軸支し、さらに、前記潤滑油の散布規制手段を、前記クランクシャフトの偏心軸に形成された前記給油路の開口部から散布される潤滑油を、前記スラストベアリング機構へ供給するガイドカバーを備える構成とした請求項 1 に記載の密閉型圧縮機。

20

【請求項 6】

前記ガイドカバーを、前記クランクシャフトに固定されたカバー部と、前記カバー部内へ散布された潤滑油を、前記スラストベアリング方向へ導く散布方向変換部を備える構成とした請求項 5 に記載の密閉型圧縮機。

30

【請求項 7】

前記散布規制手段を、前記ブロックにおける前記シリンダヘッドと前記クランクシャフトの間に形成され、かつ前記偏心軸における給油路の開口部から散布される潤滑油の前記シリンダヘッド側への散布を制限するヘッド隔壁を備える構成とした請求項 1 から 6 のいずれか一項に記載の密閉型圧縮機。

【請求項 8】

前記密閉容器内における前記吐出管の一部に、該吐出管を流れる冷媒ガスの膨張空間を形成するチャンバーを設けた請求項 1 から 7 のいずれか一項に記載の密閉型圧縮機。

【請求項 9】

前記散布規制手段を、前記クランクシャフトと前記チャンバーの間に位置し、かつ前記偏心軸に設けられた給油路の開口部から散布される前記潤滑油を遮断する遮断壁を備える構成とした請求項 8 に記載の密閉型圧縮機。

40

【請求項 10】

前記圧縮要素を、圧縮室を形成するブロックと、前記圧縮室内を往復運動するピストンと、前記圧縮室の端部に配設され、かつ吸入孔と吐出孔が形成されたバルブプレートと、前記ブロックに固定され、前記吸入孔と吐出孔を介して前記圧縮室に連通する空間を形成するシリンダヘッドを備えた構成とし、さらに、前記バルブプレートと前記シリンダヘッドの間に、前記ブロックとシリンダヘッド間の熱の移動を規制するバルブサブプレートを介在した請求項 1 から 9 のいずれか一項に記載の密閉型圧縮機。

50

【請求項 1 1】

前記バルブサブプレートにおける前記バルブプレート側もしくは前記シリンダヘッド側の少なくとも一方の面に、該バルブサブプレートの板厚を薄くすることによって形成された非接触空間を設けた請求項 1 0 に記載の密閉型圧縮機。

【請求項 1 2】

前記潤滑油の粘度を、40度において、8センチストークス以下とした請求項 1 から 1 1 のいずれか一項に記載の密閉型圧縮機。

【請求項 1 3】

前記冷媒ガスを、HFC - 134a、HFO - 1234yfなどのフッ素原子あるいは、酸素の2重結合を有する冷媒とし、さらに、密閉された冷凍システムで用いられる請求項 1 から 1 2 のいずれか一項に記載の密閉型圧縮機。

10

【請求項 1 4】

前記冷媒ガスを、HC - 600a、HC - 290などのHC冷媒とし、さらに、冷媒の充填量を制限する冷凍システムで用いられる請求項 1 から 1 2 のいずれか一項に記載の密閉型圧縮機。

【請求項 1 5】

加熱用途の冷凍システムで用いられる請求項 1 から 1 4 のいずれか一項に記載の密閉型圧縮機。

【請求項 1 6】

冷凍、冷蔵用途に用いられ、圧縮比が10を超える条件を有するシステムで、かつ密閉された冷凍システムで用いられる請求項 1 から 1 5 のいずれか一項に記載の密閉型圧縮機。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、家庭用冷蔵庫、冷凍空調装置等で用いられる密閉型圧縮機において、特に、吐出管の温度低減による効率改善をはかる技術に関するものである。

【背景技術】

【0002】

近年、地球環境保護に対する要求はますます強まっており、冷蔵庫やその他の冷凍サイクル装置等においても、特に高効率化が強く要望されている。また、同様な観点から、オゾン破壊係数、温暖化係数の低い冷媒ガスの採用、高効率化の観点から、より低粘度の潤滑油の要求も強くなっており、それらの冷媒ガス、潤滑油を用いた時の信頼性、ロングライフも、資源の有効利用から強く要望される課題である。

30

【0003】

従来、この種の密閉型圧縮機は、クランクシャフトの上端にまで、クランクシャフトに形成された給油機構により、密閉容器内全体に潤滑油を飛散させるように構成したものである(例えば、特許文献1参照)。

【0004】

図12は、例えば、冷凍冷蔵庫の冷凍システム構成図と、この冷凍システムの一部を構成する密閉型圧縮機Mの縦断正面図を示している。

40

【0005】

この密閉型圧縮機Mは、密閉容器1内の上下方向ほぼ中間部に、ブロック2がスプリング2aを介して弾性的に支持されている。そして、ブロック2の上部側には、圧縮要素3が配置され、下部側には電動要素4が設けられている。

【0006】

また、ブロック2の中心部に沿って軸受部2bが設けられ、この軸受部2bにクランクシャフト5が回転自在に嵌め込まれている。クランクシャフト5の上部に鏝部5aが一体に設けられ、ブロック2の上面に摺動自在に載置支持されている。さらに鏝部5aの上部には、クランクシャフト5の中心軸より所定量偏心する中心軸をもった偏心軸5bが連結されている。

50

【 0 0 0 7 】

このことから、クランクシャフト 5 が回転駆動されると、鏝部 5 a は、ブロック 2 上面において摺動状態で回転し、かつ偏心軸 5 b は、クランクシャフト 5 の中心の周囲に沿って偏心回転するようになっている。

【 0 0 0 8 】

圧縮要素 3 は、いわゆるレシプロ式圧縮機構が採用されている。なお説明すると、圧縮要素 3 は、ブロック 2 の上端面に載設され、軸方向を水平に向けたシリンダ 6 を備えている。このシリンダ 6 の内筒部には、ピストン 7 が往復動自在に収容されていて、シリンダ 6 とピストン 7 とで圧縮室 8 が形成される。

【 0 0 0 9 】

また、ピストン 7 には、コンロッド 9 の一端がボールジョイント機構部 1 0 を介して連結されている。そして、コンロッド 9 の他端には、偏心軸 5 b に回転自在に嵌め合う大端部 1 1 が一体に設けられている。

【 0 0 1 0 】

さらに、ボールジョイント機構部 1 0 について説明すると、コンロッド 9 の一端には、ボール 1 2 が一体に設けられている。その一方で、ピストン 7 の内部には、ボール受け座 1 3 が設けられ、このボール受け座 1 3 は、ボール 1 2 を回転自在に抱持している。

【 0 0 1 1 】

このことにより、偏心軸 5 b の偏心回転に伴い、コンロッド 9 が、ボールジョイント機構部 1 0 を支点として揺動運動をなすことができ、ピストン 7 は、シリンダ 6 内筒部において往復運動するようになっている。

【 0 0 1 2 】

シリンダ 6 の一方の開口端は、バルブ機構 1 5 によって閉塞され、かつシリンダヘッド 1 6 で覆われている。詳細には図示していないが、シリンダヘッド 1 6 には、内部を二分する仕切り部が設けられ、その一方空間は、吸入室、他方空間は、吐出室となっている。

【 0 0 1 3 】

バルブ機構 1 5 は、吸入孔、吐出孔を備えた吸入バルブ、吐出バルブが設けられる。吸入孔は、吸入バルブによって開閉され、吐出孔は、吐出バルブによって開閉される。そして、吸入孔は、吸入室と対向し、吐出口は、吐出室に対向している。

【 0 0 1 4 】

シリンダヘッド 1 6 に吸入マフラーを設けることにより、シリンダヘッド 1 6 の内部に形成された吸込室は、密閉容器 1 内部と連通している。また、シリンダヘッド 1 6 の内部に形成された吐出空間は、シリンダヘッド 1 6 を貫通して設けられる吐出管 1 7 と連通している。吐出管 1 7 は、密閉容器 1 を外部から貫通して設けられる冷媒管 P に接続されている。

【 0 0 1 5 】

さらに、密閉容器 1 の底部には、潤滑油 1 9 が貯留されている。また、クランクシャフト 5 の下端部には、後述する給油機構 K を構成する給油ポンプ 2 0 が設けられ、この給油ポンプ 2 0 は、潤滑油 1 9 の中に浸漬状態にある。

【 0 0 1 6 】

給油機構 K は、給油ポンプ 2 0 と連通するように、クランクシャフト 5 の軸心とは偏心し、かつ軸心と平行して設けられる縦穴部 a と、この縦穴部 a と連通し、クランクシャフト 5 の周面に開口する複数の横穴部 b および、これら横穴部 b の開口部相互を連通し、クランクシャフト 5 の周面に螺旋状に設けられる油溝 c 等から構成される給油通路を備えている。

【 0 0 1 7 】

給油通路を構成する横穴部 b の開口端および油溝 c は、クランクシャフト 5 の周面に露出し、クランクシャフト 5 を枢支するブロック 2 の軸受部 2 b に対向している。さらに給油通路は、最上部の横穴部 b から、クランクシャフト 5 の鏝部 5 a を介して偏心軸 5 b に亘って設けられた油案内孔 d まで延設している。

10

20

30

40

50

【 0 0 1 8 】

偏心軸 5 b には、その上端面から鏝部 5 a 近傍までの深さの飛散用凹陷部 e が設けられ、油案内孔 d と連通している。飛散用凹陷部 e は、偏心軸 5 b の上端面に開口するとともに、偏心軸 5 b の外径面と連通する孔部を設けている。

【 0 0 1 9 】

このようにして、クランクシャフト 5 の最下部の給油ポンプ 2 0 と偏心軸 5 b の飛散用凹陷部 e とが、給油通路を介して連通している。すなわち、給油機構 K は、給油ポンプ 2 0 と給油通路および飛散用凹陷部 e とから構成されている。

【 0 0 2 0 】

一方、コンロッド 9 とともに軸方向を水平方向に向けたピストン 7 には、特に下部側であるシリンダ 6 を介してブロック 2 の上面と近接する部位で、かつピストン 7 の内径面と外径面とに亘って給油孔 2 2 が設けられている。

10

【 0 0 2 1 】

電動機部 4 は、クランクシャフト 5 のブロック 2 から下方に突出する部位に嵌着されるロータ 2 5 と、このロータ 2 5 の周面と狭小の間隙を存する内径面を備え、ブロック 2 から適宜手段で垂設固定されたステータ 2 6 とからなる。

【 0 0 2 2 】

シリンダヘッド 1 6 の吐出室から密閉容器 1 の内部に延出した吐出管 1 7 と接続する冷媒管 P には、密閉容器 1 を貫通した密閉型圧縮機 M の外部に、凝縮器 C と、膨張装置である膨張弁 B と、蒸発器 E が順次設けられ、密閉型圧縮機 M とともに冷凍システムの冷凍サイクルを構成している。

20

【 0 0 2 3 】

さらに、蒸発器 E に接続される冷媒管 P は、密閉型圧縮機 M の密閉容器 1 を再び貫通し、開口端が密閉容器 1 内部に位置している。したがって、シリンダヘッド 1 6 の吸入室に吸入マフラーが連通していることから、密閉容器 1 内における冷媒管 P の開口端と吸入室は連通状態にある。

【 0 0 2 4 】

次に、密閉型圧縮機 M の圧縮運転と、それにとまなう冷凍サイクル作用について図面を参照しながら説明する。

【 0 0 2 5 】

電動要素 4 に通電してクランクシャフト 5 を回転駆動すると、偏心軸 5 b が一体に偏心回転する。この偏心回転に応じて、コンロッド 9 とボールジョイント機構部 1 0 を介してピストン 7 が、圧縮室 8 内を往復移動する。

30

【 0 0 2 6 】

密閉容器 1 内には、蒸発器 E で蒸発し、低圧化した冷媒ガスが導かれて充満している。ピストン 7 の往復動に伴い、吸入バルブ、吸入孔、吸入マフラーを介して密閉容器 1 内部が負圧化し、ここに充満する冷媒ガスは、吸入マフラー、吸入バルブの開動作に伴い、吸入孔から圧縮室 8 に吸込まれる。

【 0 0 2 7 】

ピストン 7 が逆方向に移動（復動）することで、圧縮室 8 に吸込まれた冷媒ガスが圧縮される。ピストン 7 が、所謂上死点位置まで移動すると、吐出弁が開放され、圧縮室 8 で圧縮されて所定圧に高圧化した冷媒ガスが、シリンダヘッド 1 6 の吐出室へ吐出される。

40

【 0 0 2 8 】

さらに、この高圧の冷媒ガスは、吐出管 1 7 から冷媒管 P を介して密閉容器 1 の外部へ導出され、上述の凝縮器 C と、膨張弁 B と、蒸発器 E へ順次導かれて、冷凍サイクル作用をなす。クランクシャフト 5 が継続して回転しているところから、ピストン 7 が往復動して上述の冷凍サイクルが繰り返される。

【 0 0 2 9 】

次に、上述の圧縮作用にとまなう給油動作について説明する。

【 0 0 3 0 】

50

クランクシャフト 5 が回転すると、給油ポンプ 20 が一体に回転し、遠心力が作用して潤滑油 19 を吸上げる。給油ポンプ 20 に連通する縦穴部 a と横穴部 b、および油溝 c 等も、クランクシャフト 5 の回転に伴って遠心力が作用し、給油ポンプ 20 が吸上げた潤滑油 19 を給油通路に沿って、さらに上部側へ導く。

【0031】

この途中で、潤滑油 19 は、クランクシャフト 5 とブロック 2 の軸受部 2 b との摺動部に浸入して各摺動部の潤滑をなす。さらに、潤滑油 19 は、鏝部 5 a とブロック 2 との摺動部および、偏心軸 5 b と大端部 11 との摺動部に浸入して、これらの潤滑をなし、再び密閉容器 1 の底部に戻る。

【0032】

途中で摺動部の潤滑をなさずに偏心軸 5 b の上端部の飛散用凹陷部 e まで導かれた潤滑油 19 は、この飛散用凹陷部 e の上端開口から周辺部へ飛散される。クランクシャフト 5 が極端な低速回転数に制御される以外の回転数であれば、偏心軸 5 b の偏心回転にともなって飛散用凹陷部 e から飛散する潤滑油 19 は、この周辺部を広い範囲で十分に濡らす。さらに、近年のポンプ技術によっては、クランクシャフト 5 にネジ状の粘性ポンプ機構を設けることで、極端に低い低速回転数においても、十分周辺部への飛散を確保できる仕様も提案されている。

【0033】

すなわち、潤滑油は、シリンダ 6 の外筒部と内筒部、ピストン 7 の内径面と外径面、コンロッド 9 の周面、ボールジョイント機構部 10 の全体、ブロック 2 の上端面、鏝部 5 a 等に降りかかる。さらに、飛散用凹陷部 e からは、ブロック 2 や、密閉容器 1 内の空間、密閉容器 1 に直接、また同様に吐出管 17 にも潤滑油 19 が降りかかっている。

【0034】

したがって、シリンダ 6 の内筒部とピストン 7 の外径面との摺動部には、十分な給油がなされるとともに、その他の摺動部にも十分な給油がなされ、これらの潤滑性を確実に保持する。さらに、潤滑油による摺動部のシール性が向上し、圧縮時のガス漏れ損失が低減して、圧縮性能の向上がはかれる構成である。

【0035】

また、クランクシャフト 5 を軸受部 2 b に支持する摺動面に、スラストベアリング機構を用い、摺動損失を低減した技術も開示されている（例えば、特許文献 2 参照）。

【0036】

図 13 は、特許文献 2 に記載された従来の密閉型圧縮機の縦断面図、図 14 は、同従来の密閉型圧縮機の要部分解斜視図である。

【0037】

図 13 において、密閉容器 102 の底部には、潤滑油 104 を貯留しており、圧縮機本体 106 は、サスペンションスプリング（図示せず）によって密閉容器 102 に対して弾性的に支持されている。

【0038】

圧縮機本体 106 は、電動要素 110 と、電動要素 110 の上方に配設される圧縮要素 112 から構成されている。電動要素 110 は、ステータ 114 およびロータ 116 とから構成されている。

【0039】

圧縮要素 112 のシャフト 118 は、主軸部 120 と、主軸部 120 の上端に設けたフランジ部 121 と、フランジ部 121 の上面より延出する偏心軸 122 を備えており、主軸部 120 は、ブロック 124 の軸受部 126 に回転自在に軸支されるとともに、ロータ 116 が固定されている。そして、圧縮荷重を受ける偏心軸 122 に対して、偏心軸 122 の下側のみに配置された主軸部 120 と軸受部 126 で支持する片持ち軸受の構成となっている。

【0040】

また、クランクシャフト 118 は、主軸部 120 の内部に設けた傾斜穴等からなる給油

10

20

30

40

50

機構 1 2 8 を備えている。

【 0 0 4 1 】

ピストン 1 3 0 は、ブロック 1 2 4 に形成された略円筒形の内面を有するシリンダ 1 3 4 へ往復自在に挿入されている。また、連結手段（コンロッド） 1 3 6 は、両端に設けた穴部が、ピストン 1 3 0 に取り付けられたピストンピン 1 3 8 と偏心軸 1 2 2 にそれぞれ嵌挿されることで、偏心軸 1 2 2 とピストン 1 3 0 とを連結している。

【 0 0 4 2 】

シリンダ 1 3 4 およびピストン 1 3 0 は、シリンダ 1 3 4 の開口端面に取り付けられたバルブプレート 1 4 0 とともに圧縮室 1 4 2 を形成している。さらに、バルブプレート 1 4 0 を覆って蓋をするように、シリンダヘッド 1 4 4 が固定されている。

10

【 0 0 4 3 】

吸入マフラー 1 4 6 は、P B T 等の樹脂で成型され、内部に消音空間を形成し、シリンダヘッド 1 4 4 に取り付けられている。

【 0 0 4 4 】

次に、図 1 4 を参照しながら、スラストベアリング機構 1 5 0 について説明する。

【 0 0 4 5 】

軸受部 1 2 6 は、上端面に軸心と直角な平面部であるスラスト面 1 5 2 を有している。

【 0 0 4 6 】

そして、スラスト面 1 5 2 の上部に、上レース 1 5 4 と、ホルダー部 1 5 8 に保持された鋼球である転動体 1 5 6 と、下レース 1 6 0 とからなるスラストベアリング機構 1 5 0 が配置されている。

20

【 0 0 4 7 】

上レース 1 5 4 および下レース 1 6 0 は、環状で金属製の平板であり、上下の面が平行である。また、ホルダー部 1 5 8 は、環状の形状をなし、周方向に設けた複数の穴部に転動体 1 5 6 を転動自在に収納している。

【 0 0 4 8 】

そして、スラスト面 1 5 2 の上に、下レース 1 6 0、転動体 1 5 6、上レース 1 5 4 の順に互いに接した状態で積み重なり、上レース 1 5 4 の上面に図 1 3 に示すようにシャフト 1 1 8 のフランジ部 1 2 1 が着座している。

【 0 0 4 9 】

以上のように構成された密閉型圧縮機について、以下にその動作を説明する。

30

【 0 0 5 0 】

電動要素 1 1 0 に通電されると、ステータ 1 1 4 に発生する回転磁界により、ロータ 1 1 6 が主軸部 1 2 0 とともに回転する。主軸部 1 2 0 の回転により、偏心軸 1 2 2 が偏心運動し、偏心軸 1 2 2 の偏心運動が連結手段（コンロッド） 1 3 6 を介してピストン 1 3 0 に伝えられ、ピストン 1 3 0 は、シリンダ 1 3 4 内で往復動する。

【 0 0 5 1 】

密閉容器 2 外の冷凍サイクル（図示せず）より戻った冷媒ガスは、吸入マフラー 1 4 6 を経由して圧縮室 1 4 2 内へ導入され、圧縮室 1 4 2 内でピストン 1 3 0 により圧縮される。そして、圧縮された冷媒は、密閉容器 2 から冷凍サイクルへ送出される。

40

【 0 0 5 2 】

また、シャフト 1 1 8 の下端は、潤滑油 1 0 4 に浸漬しており、シャフト 1 1 8 が回転することにより、潤滑油 1 0 4 が給油機構 1 2 8 によって圧縮要素 1 1 2 の各部に供給され、各摺動部の潤滑を行う。

【 0 0 5 3 】

スラストベアリング機構 1 5 0 は、転動体 1 5 6 が上レース 1 5 4 と下レース 1 6 0 を点接触の状態ではたきながら回転し、クランクシャフト 1 1 8 やロータ 1 1 6 の自重などの垂直方向のアキシャル荷重を支持しながら回転が可能である。はたきながら回転する軸受は、一般的に用いられている滑り軸受の形式のスラストベアリングより摩擦が少なく、入力を低減して効率を向上することができる。

50

【 0 0 5 4 】

また、スラストベアリング機構 1 5 0 を用いた本従来例においても、クランクシャフト 1 1 8 に設けられた給油機構は、クランクシャフト 1 1 8 の上端まで連通し、密閉容器 1 0 2 の内部に潤滑油 1 0 4 を飛散させる構造であることは同じであり、潤滑油 1 0 4 は、密閉容器 1 0 2 の内部の冷媒ガス中や、密閉容器 1 0 2 の内面、シリンダヘッド 1 4 4 やブロック 1 2 4 へも飛散される。

【 0 0 5 5 】

さらに、シリンダヘッドから、冷媒ガスを直接吐出管に連通し吐出する構成も知られている（例えば、特許文献 3 参照）。

【 0 0 5 6 】

特許文献 3 に開示されている図によれば、かかる構成は、図 1 2 に示したシリンダヘッド 1 6 と吐出管 1 7 が直結されるとともに、ブロック 2 に形成された吐出チャンバ（図示せず）にも連通した構成である。

【 先行技術文献 】

【 特許文献 】

【 0 0 5 7 】

【 特許文献 1 】 特開 2 0 0 9 - 2 0 3 8 6 2 号公報

【 特許文献 2 】 特開 2 0 0 5 - 1 2 7 3 0 5 号公報

【 特許文献 3 】 特表 2 0 0 6 - 5 1 8 0 1 7 号公報

【 発明の概要 】

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 5 8 】

しかしながら、上記従来構成では、クランクシャフト 5 の上端から、密閉容器 1 の内部の空間に潤滑油 1 9 が散布されると、密閉容器 1 内の気中の冷媒ガスを加熱し、ひいては潤滑油 1 9 のミストと潤滑油 1 9 のミストによって加熱された冷媒ガスが吸入されることとなる。その結果、吸入温度の上昇による能力の低下がおり、効率を低下させる課題があった。

【 0 0 5 9 】

また、圧縮・吐出された高温の冷媒ガスが直接関与する部位である、吐出管 1 7、あるいはシリンダヘッド 1 6 に潤滑油 1 9 が散布されると、特に、圧縮要素 3 の部位は、最も高温の部分であり、高温部分に散布され、付着した潤滑油 1 9 は高温となり、密閉容器 1 内部の全体温度を結果的に上昇させてしまう。その結果、前述と同様に、能力の低下がおり、効率低下を起こす課題があった。

【 0 0 6 0 】

さらに、密閉容器 1 内部の潤滑油 1 9 の温度が異常に上昇することは、特に密閉型圧縮機 M の負荷の高い条件においては、潤滑油 1 9 そのものの劣化や、密閉型圧縮機 M の内部に用いられている有機物質の劣化を引き起こし、パルプ等へのスラッジの発生や潤滑油 1 9 の劣化により、信頼性が低下してしまう課題を有していた。

【 0 0 6 1 】

さらに、スラストベアリング機構 1 5 0 を用いる構成においては、スラストベアリング機構 1 5 0 に安定的に潤滑油 1 9 を供給する仕様との両立をはかることが必要条件であり、かかる構成は、前述の課題から派生する課題を有していた。

【 0 0 6 2 】

さらに、前述の潤滑油 1 9 の温度上昇は、シリンダヘッド 1 6 から直接冷媒ガスを吐出させる構成において、より温度上昇が顕著であることは明らかであり、高温で吐出するほど、散布された潤滑油 1 9 への熱交換（熱移動）の影響は多大になり、能力を低下させ、効率を低下させることが顕著となる課題を有していた。

【 0 0 6 3 】

本発明は、前記従来課題を解決するもので、潤滑油の密閉容器内部への拡散による冷媒ガスや圧縮要素への熱の伝達を減少して温度上昇による能力低下を抑制し、能力、体積

10

20

30

40

50

効率の向上をはかることを目的とする。

【 0 0 6 4 】

また、本発明は、潤滑油の温度の過度の上昇を抑制し、潤滑油そのものや、有機物質の劣化を抑制することで、信頼性を向上させることも目的とする。

【 0 0 6 5 】

さらに、本発明は、効率が高く、信頼性の高い、省エネルギーで、寿命も長く、環境に優しい密閉型圧縮機を実現し、ひいては、密閉型圧縮機を用いる冷凍サイクルの省エネルギー化、信頼性の向上を実現することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 6 6 】

上記従来課題を解決するために、本発明は、密閉容器内に、電動要素によって駆動される圧縮要素と、前記圧縮要素によって圧縮された流体が流入するチャンバーを設けた密閉型圧縮機において、前記圧縮要素を構成するシリンダブロックの圧縮室に、シリンダヘッドを設け、このシリンダヘッドの吐出空間を、連通管を介して前記チャンバーに接続し、さらに、前記圧縮要素を構成するクランクシャフトに、このクランクシャフトを構成する偏心軸から散布される潤滑油の散布領域を規制する散布規制手段を設けたものである。

【 0 0 6 7 】

かかる構成とすることにより、クランクシャフトの偏心軸から散布される潤滑油の散布領域を規制することができる。その結果、散布された潤滑油が、密閉容器内に充満する冷媒ガスへ混入することを抑制することができ、また、シリンダ内で圧縮され、吐出された高温の冷媒ガスと散布された潤滑油の熱交換を抑制することができる。

【 0 0 6 8 】

したがって、密閉容器内に充満する冷媒ガスの温度が低下し、吸入される冷媒ガスの温度低下が得られ、体積効率の向上による高効率化が可能となる。また、高温冷媒ガスと潤滑油の熱交換が抑制されるため、潤滑油の高温化に伴う有機物質の劣化、あるいは潤滑油の劣化を抑制することができる。

【発明の効果】

【 0 0 6 9 】

本発明の密閉型圧縮機および冷凍装置は、密閉容器内において、潤滑油による熱伝達を抑制し、冷媒ガスの温度を下げることで、密閉型圧縮機の体積効率および効率を向上し、冷凍装置のエネルギー効率を向上することができる。さらに、潤滑油の高温化抑制に伴い、潤滑油の劣化、および圧縮機を構成する有機物質の劣化を抑制することができ、密閉型圧縮機の信頼性低下を抑制することができる。したがって、省エネルギー化がはかれる冷凍サイクル機器、および地球環境保護に適した冷凍サイクル機器を提供することができる。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 7 0 】

【図 1】本発明の実施の形態 1 における密閉型圧縮機の縦断面図

【図 2】同実施の形態 1 における密閉型圧縮機の内部構成を示す水平断面図

【図 3】同実施の形態 1 における密閉型圧縮機を含む冷凍システムの模式図

【図 4】同実施の形態 1 における密閉型圧縮機の吸入・吐出構成部品の組立て展開図

【図 5】同実施の形態 1 における密閉型圧縮機のクランクシャフトの断面図

【図 6】同実施の形態 1 における密閉型圧縮機による吐出管表面近傍温度結果の特性図

【図 7】同実施の形態 1 における密閉型圧縮機による効率結果の特性図

【図 8】過負荷信頼性試験での潤滑油劣化生成物評価結果を示す評価図

【図 9】本発明の実施の形態 2 における密閉型圧縮機の要部断面図

【図 10】本発明の実施の形態 3 における密閉型圧縮機の要部断面図

【図 11】本発明の実施の形態 4 における密閉型圧縮機の内部構成を示す水平断面図

【図 12】従来の密閉型圧縮機の縦断正面図

【図 13】従来の密閉型圧縮機の縦断面図

10

20

30

40

50

【図14】同従来の密閉型圧縮機の要部分解斜視図

【発明を実施するための形態】

【0071】

請求項1に記載の発明は、底部に潤滑油を貯留した密閉容器内に、電動要素と、前記電動要素によって駆動される圧縮要素と、前記圧縮要素によって圧縮された冷媒ガスを前記密閉容器外へ導出する吐出管を設け、さらに、前記密閉容器に、一端が前記密閉容器内空間に連通し、他端が冷凍装置に接続される吸入管を設け、さらに、前記圧縮要素を構成するクランクシャフトに、該クランクシャフトの軸方向に延出し、かつ前記密閉容器内の底部に貯留された潤滑油を、前記圧縮要素の各摺動部へ供給する給油機構を設け、さらに、前記給油機構に連通し、かつ前記クランクシャフトを構成する偏心軸の先端部に形成された給油路の開口部から散布される潤滑油の散布領域を規制する散布規制手段を設けたものである。

10

【0072】

かかる構成によれば、前記散布規制手段により、クランクシャフトの偏心軸の上端から密閉容器内部に散布する潤滑油の量、あるいは散布の領域を抑制するため、散布された潤滑油による前記吐出管あるいは前記圧縮要素を構成するシリンダヘッド等との熱交換を抑制することができる。

【0073】

その結果、前記密閉容器の内部における前記潤滑油を介しての温度上昇を抑制することができ、これに伴って密閉容器内部の冷媒ガスの温度上昇を抑え、前記圧縮要素に吸入される冷媒ガスの体積効率の向上をはかることができる。したがって、圧縮機の高効率化が可能となる。

20

【0074】

請求項2に記載の発明は、請求項1に記載の発明において、前記散布規制手段を、前記偏心軸における給油路の開口部を塞ぐ封止蓋を具備する構成としたものである。

【0075】

かかる構成とすることにより、前記偏心軸における給油路の開口部からの給油量をほぼ皆無とすることができる。

【0076】

その結果、給油機構からの潤滑油を、前記圧縮要素における各摺動部へ潤沢に供給することができ、また、偏心軸における給油路の開口部から散布される潤滑油の量を大幅に抑制（減少）することにより、前記密閉容器における内部の冷媒ガスの温度上昇を抑え、体積効率の向上による高効率化が可能となる。

30

【0077】

さらに、前記クランクシャフトの偏心軸に設けた給油路を封止する構成であるため、給油経路を形成した既存のクランクシャフト構成を採用することができ、コストの上昇を抑制することができる。

【0078】

請求項3に記載の発明は、請求項2に記載の発明において、前記封止蓋に、微細孔を設けたものである。

40

【0079】

かかる構成とすることにより、給油機構中にある潤滑油に混在した冷媒ガスの排出が円滑に行え、冷媒ガスの混入に伴う潤滑油供給の阻害を抑制することができる。その結果、潤滑油の各摺動部への供給が安定し、圧縮機の潤滑油の安定供給作用が向上し、前述の効果と共に高効率化と信頼性の向上を両立してはかることができる。

【0080】

請求項4に記載の発明は、請求項1に記載の発明において、前記散布規制手段を、前記偏心軸における軸方向に延出し、かつその終端が該偏心軸内にある閉塞給油路を備える構成としたものである。

【0081】

50

かかる構成とすることにより、前記偏心軸における給油路の開口部からの給油量を皆無とすることができる。

【0082】

その結果、給油機構からの潤滑油を、前記圧縮要素における各摺動部へ十分に供給することができ、また、偏心軸における前記閉塞給油路から潤滑油を散布されることがないため、密閉容器における内部の冷媒ガスの温度上昇を抑え、体積効率の向上による高効率化が可能となる。

【0083】

請求項5に記載の発明は、請求項1に記載の発明において、前記圧縮要素を、前記クランクシャフトと、圧縮室を形成するブロックと、前記圧縮室内を往復運動するピストンと、前記圧縮室の端部に配設され、かつ吸入孔と吐出孔が形成されたバルブプレートと、前記ブロックに固定され、前記吸入孔と吐出孔を介して前記圧縮室に連通する空間を形成するシリンダヘッドを備えた構成とし、前記クランクシャフトを、前記ブロックの軸受部においてスラストベアリング機構を介して軸支し、さらに、前記潤滑油の散布規制手段を、前記クランクシャフトの偏心軸に形成された前記給油路の開口部から散布される潤滑油を、前記スラストベアリング機構へ供給するガイドカバーを備える構成としたものである。

10

【0084】

かかる構成とすることにより、スラストベアリング機構へ潤滑油を供給することができる。その結果、軸受部の上端で、クランクシャフトを軸支する部分であるスラスト部の摺動損失を大幅に低減することができ、スラストベアリング機構の信頼性を高めることができる。

20

【0085】

請求項6に記載の発明は、請求項5に記載の発明において、前記ガイドカバーを、前記クランクシャフトに固定されたカバー部と、前記カバー部内へ散布された潤滑油を、前記スラストベアリング方向へ導く散布方向変換部を備える構成としたものである。

【0086】

かかる構成とすることにより、偏心軸の開口部から散布される潤滑油を、散布方向変換部でスラストベアリング機構へ導くことができ、潤滑油の量を潤滑油をスラストベアリング機構に供給することができる。その結果、点接触で摺動するスラストベアリング機構の信頼性を高めることができる。

30

【0087】

請求項7に記載の発明は、請求項1から6のいずれか一項に記載の発明において、前記散布規制手段を、前記ブロックにおける前記シリンダヘッドと前記クランクシャフトの間に形成され、かつ前記偏心軸における給油路の開口部から散布される潤滑油の前記シリンダヘッド側への散布を制限するヘッド隔壁を備える構成としたものである。

【0088】

かかる構成とすることにより、前記ヘッド隔壁によって前記潤滑油のシリンダヘッド側への散布を抑制することができるため、潤滑油が、前記シリンダヘッドの熱を受熱して、密閉容器内に放散することを抑制することができる。その結果、密閉容器における内部の冷媒ガスの温度上昇をさらに抑制することができ、これに伴って吸入される冷媒ガスの温度低下作用が得られ、体積効率の向上によるさらなる高効率化が可能となる。

40

【0089】

請求項8に記載の発明は、請求項1から7のいずれか一項に記載の発明において、前記密閉容器内における前記吐出管の一部に、該吐出管を流れる冷媒ガスの膨張空間を形成するチャンパーを設けたものである。

【0090】

かかる構成とすることにより、吐出された冷媒ガスの消音に必要とする消音空間の容積設定が容易となる。また、前記チャンパーの形成により、表面積が大きく確保されても、前記密閉容器内に散布される潤滑油との熱交換作用が抑制されるため、吸入される冷媒ガスの温度上昇を抑え、体積効率の向上による高効率化が可能となる。

50

【 0 0 9 1 】

請求項 9 に記載の発明は、請求項 8 に記載の発明において、前記散布規制手段を、前記クランクシャフトと前記チャンバーの間に位置し、かつ前記偏心軸に設けられた給油路の開口部から散布される前記潤滑油を遮断する遮断壁を備える構成としたものである。

【 0 0 9 2 】

かかる構成とすることにより、前記チャンバーは、前記偏心軸から散布された潤滑油との熱交換が抑制される。

【 0 0 9 3 】

その結果、前記密閉容器の内部における前記潤滑油を介しての温度上昇を抑制することができ、これに伴って密閉容器内部の冷媒ガスの温度上昇を抑え、前記圧縮要素に吸入される冷媒ガスの体積効率の向上をはかることができる。したがって、圧縮機の高効率化が可能となる。

10

【 0 0 9 4 】

また、前記遮断壁は、前記クランクシャフトと前記チャンバーの間に位置しているため、冷媒ガスによるチャンバーから前記圧縮要素への熱伝搬も抑制されることとなる。その結果、チャンバー側から、密閉容器内の冷媒ガスへの熱伝搬、ひいては、吸入される冷媒ガスへの熱伝搬も抑制することができる。したがって、密閉容器における内部の冷媒ガスの温度上昇が抑制され、これに伴って吸入される冷媒ガスの温度低下作用が得られ、体積効率の向上による高効率化が可能となる。

【 0 0 9 5 】

20

請求項 10 に記載の発明は、請求項 1 から 9 のいずれか一項に記載の発明において、前記圧縮要素を、圧縮室を形成するブロックと、前記圧縮室内を往復運動するピストンと、前記圧縮室の端部に配設され、かつ吸入孔と吐出孔が形成されたバルブプレートと、前記ブロックに固定され、前記吸入孔と吐出孔を介して前記圧縮室に連通する空間を形成するシリンダヘッドを備えた構成とし、さらに、前記バルブプレートと前記シリンダヘッドの間に、前記ブロックとシリンダヘッド間の熱の移動を規制するバルブサブプレートを介在したものである。

【 0 0 9 6 】

かかる構成とすることにより、バルブサブプレートは、シリンダヘッドの吐出空間内の高温と、ブロックとの温度を遮蔽し、ブロックおよび、ブロックの圧縮室の温度上昇を抑制することができる。これによって、圧縮時の冷媒ガスの温度を平均して低下させることができ、圧縮時の熱交換損失を低減することができる。その結果、密閉容器における内部の冷媒ガスの温度は低下し、吸入される冷媒ガスの温度上昇が抑制でき、体積効率の向上による高効率化に加えて、圧縮時の冷媒ガスの熱損失も低減でき、結果として密閉型圧縮機の能力、すなわち体積効率を向上することができる。

30

【 0 0 9 7 】

さらに、前記シリンダヘッド側への潤滑油の散布が規制されているため、非接触空間への潤滑油の滞留が抑制され、非接触空間に滞留した潤滑油による熱伝達を抑制することができる。その結果、滞留した潤滑油自体の加熱が低減されるため、密閉容器内の温度上昇をより効果的に抑制することができる。

40

【 0 0 9 8 】

請求項 11 に記載の発明は、請求項 10 に記載の発明において、前記バルブサブプレートにおける前記バルブプレート側もしくは前記シリンダヘッド側の少なくとも一方の面に、該バルブサブプレートの板厚を薄くすることによって形成された非接触空間を設けたものである。

【 0 0 9 9 】

かかる構成とすることにより、前記バルブサブプレートは、前記非接触空間の形成により、前記シリンダヘッドとブロックの熱伝導をさらに低減することができる。その結果、吸入される冷媒ガスの温度上昇をさらに抑制し、体積効率の向上によるさらなる高効率化が可能となる。

50

【0100】

請求項12に記載の発明は、請求項1から11のいずれか一項に記載の発明において、前記潤滑油の粘度を、40度において、8センチストークス以下としたものである。

【0101】

かかることにより、前記圧縮要素における各摺動部の粘性損失を大幅に低減することができる。また、前記圧縮要素との熱交換を抑制しているため、潤滑油自体の温度上昇を抑制することができ、その結果、過負荷時における過度の粘度低下を抑制し、高効率化と信頼性を確保することができる。

【0102】

請求項13に記載の発明は、請求項1から12のいずれか一項に記載の発明において、前記冷媒ガスを、HFC-134a、HFO-1234yfなどのフッ素原子あるいは、酸素の2重結合を有する冷媒とし、さらに、密閉された冷凍システムで用いられる密閉型圧縮機とするものである。

10

【0103】

かかることにより、前記圧縮要素によって圧縮される冷媒ガスの温度や潤滑油の散布により、前記密閉容器の内部で熱交換される冷媒ガスの加熱が低減されるため、冷媒ガスとして物性的に不安定である2重結合を含むHFO-1234yfの場合は、過負荷時のような高温化に起因した分解を抑制することができる。また、HFC-134aなどのフッ素原子を含む冷媒ガスの場合は、潤滑油や、密閉容器内にわずかに残存する水分などと重合して加水分解することを抑制することができる。その結果、冷凍システムにおいても、冷媒ガス温度や潤滑油温度が過度に上昇することがなくなるので、これらの冷媒ガスの利用における信頼性を向上することが可能となる。

20

【0104】

請求項14に記載の発明は、請求項1から12のいずれか一項に記載の発明において、前記冷媒ガスを、HC-600a、HC-290などのHC冷媒とし、さらに、冷媒の充填量を制限する冷凍システムで用いられる密閉型圧縮機とするものである。

【0105】

かかることにより、体積効率を向上した密閉型圧縮機であることから、小型の密閉型圧縮の搭載を可能とし、あるいは、可燃性であるHC冷媒の充填量を抑制することができ、冷媒ガスの漏洩時における安全性を高めることができる。

30

【0106】

また、密閉型圧縮機の過負荷時の温度上昇も抑制することができることから、密閉容器も小型化し、冷媒量の制限を受ける冷凍システムにおいて、システム全体の容積の中でも大きい割合を占める密閉容器、即ち密閉型圧縮機を小型化することで、HC冷媒の適用できる冷凍システムの用途範囲を拡大することができる。

【0107】

請求項15に記載の発明は、請求項1から14のいずれか一項に記載の発明において、加熱用途の冷凍システムで用いられる密閉型圧縮機とするものである。

【0108】

かかることにより、密閉容器内部での冷媒ガスと潤滑油の熱交換作用の低減に起因した温度上昇を抑制した密閉型圧縮機とすることができ、加熱用途（ヒートポンプ）に適した密閉型圧縮機とすることができる。したがって、加熱用途での効率を向上することが可能となり、また、密閉容器内での冷媒ガスや、潤滑油の加熱（温度上昇）が、過負荷の状態においても小さいので、密閉型圧縮機の過度の加熱を抑制することができ、信頼性の向上もはかることができる。

40

【0109】

請求項16に記載の発明は、請求項1から15のいずれか一項に記載の発明において、冷凍、冷蔵用途に用いられ、圧縮比が10を超える条件を有するシステムで、かつ密閉された冷凍システムで用いられる密閉型圧縮機とするものである。

【0110】

50

かかることにより、圧縮比が10を超える過負荷時のような場合であっても、密閉型圧縮機の温度上昇を抑え、温度上昇に伴う信頼性の低下を抑制することができる。また、密閉型圧縮機内部での有機劣化が低減されるため、冷凍システムへ吐出される有機劣化物を減少することができ、その結果、有機劣化物の付着に起因した、例えば、膨張弁や膨張管などの信頼性低下を抑制し、冷凍システムの信頼性も向上することができる。

【0111】

以下、本発明の実施の形態について、図面を参照しながら説明する。なお、この実施の形態によって本発明が限定されるものではない。

【0112】

(実施の形態1)

図1は、本発明の実施の形態1における密閉型圧縮機の縦断面図、図2は、同実施の形態1における密閉型圧縮機の水平断面図、図3は、同実施の形態1における密閉型圧縮機と同圧縮機を含む冷凍システムの模式図、図4は、同実施の形態1における密閉型圧縮機の吸入・吐出構成部品の組立て展開図、図5は、同実施の形態1における密閉型圧縮機のクランクシャフトの断面図である。

【0113】

図1から図5において、本発明の実施の形態1における密閉型圧縮機300は、密閉容器301の内底部に潤滑油305を貯留するとともに、内部に冷媒ガス309として、オゾン破壊係数の小さい、HFC-134a、あるいは、さらに温暖化係数も低いHFC-1234yf、また、自然冷媒であるHC-600a、HC-290等のいずれかの冷媒が封入してある。

【0114】

また、密閉容器301は、鉄板の絞り成型によって形成されるとともに、一端が密閉容器301内に連通する開口部312を有し、他端が冷凍装置316の低圧側320に接続される吸入管324を備えている。

【0115】

また、密閉容器301内には、圧縮要素327と電動要素331を備えた圧縮機本体335がサスペンションスプリング339によって、密閉容器301内に弾性的に支持されて収納されている。

【0116】

圧縮要素327は、クランクシャフト343、ブロック347、ピストン351、連結手段355等で構成されており、クランクシャフト343は、偏心軸359と主軸364を備えるとともに、潤滑油305に浸漬される主軸364の下端から偏心軸359上端までを連通し、主軸364表面に設けられた螺旋状の溝等からなる給油機構368を備えている。

【0117】

電動要素331は、ブロック347の下方にボルトによって固定されたステータ372と、ステータ372の内側で、かつステータ372と同軸上に配置された主軸364に焼き嵌め固定されたロータ376とで構成されている。

【0118】

ブロック347には、圧縮室380を形成するシリンダ384が一体に形成されるとともに、主軸364を回転自在に軸支する軸受部388が設けられている。

【0119】

また、シリンダ384の端面には、吸入孔392と吐出孔395を備えたバルブプレート398と、吸入孔392を開閉する吸入バルブ401と、吐出孔395を開閉する吐出バルブ402を配設したバルブプレート398を包囲・閉塞するシリンダヘッド404が、共にヘッドボルト407によって、シリンダ384の端面の開口端385を封止するように押圧固定されている。さらに、バルブプレート398とシリンダヘッド404により、吸入マフラー410が把持されて固定されている。シリンダヘッド404は、冷媒ガス309が吐出される吐出空間405を有し、吐出空間405は、直接吐出連通管425a

10

20

30

40

50

に連通している。

【0120】

バルブサブプレート413は、表裏両面に配置されたガスケット416を介して、シリンダヘッド404とバルブプレート398の間に挟持固定されている。バルブサブプレート413は、さらに非接触空間419を有し、バルブプレート398とバルブサブプレート413の間には、部分的な空隙を有している。この非接触空間419は、バルブサブプレート413の肉厚を薄くすることによって形成されている。また、非接触空間419は、必要に応じてバルブサブプレート413の両面に設けることもできる。

【0121】

ブロック347の上部で、かつシリンダヘッド404およびバルブサブプレート413側には、上方へ突出したヘッド隔壁414が設けられている。

10

【0122】

吸入マフラー410は、主にガラス繊維を添加したPBTなどの合成樹脂で成型されるとともに、冷媒ガス309を圧縮室380内に導く連通管422を備えている。

【0123】

次に、給油機構368と給油機構368を具備したクランクシャフト343について説明する。

【0124】

クランクシャフト343の主軸364の下端は、上述したように、潤滑油305に浸漬され、下端部には、遠心ポンプや粘性ポンプ等の手段によるポンプ部428が形成されている。ポンプ部428は、横孔431から螺旋溝434に連通し、螺旋溝434を通過して上昇した潤滑油305は、クランクシャフト343と軸受部388などの摺動部437を潤滑しながら、傾斜孔440に流れ、さらに偏心溝443、続いて連結手段355のロッド孔446へと流れる。偏心軸359の上端449には、開口孔452が傾斜孔440を加工するために設けられている。この傾斜孔440は、本発明の給油路に相当し、開口孔452は、本発明の給油路の開口部に相当している。さらに、偏心軸359の上端449には、散布規制手段455が設けられている。散布規制手段455は、封止蓋458と封止蓋458の上面に開けられた微細孔461で構成されており、封止蓋458は、開口孔452に軽圧入等の方法で係止固定されている。

20

【0125】

さらに、クランクシャフト343が軸支されるスラスト部分について説明する。

30

【0126】

軸受部388の上端は、スラストベアリング機構464を介してクランクシャフト343の荷重を支えている。スラストベアリング機構464は、ボールと保持器を有する周知の機構であり、給油機構368により、スラストベアリング機構464にも潤滑油305が供給される。

【0127】

次に、シリンダヘッド404の吐出空間405から吐出された冷媒ガス309の流動経路について説明する。

【0128】

吐出空間405は、吐出連通管425aを介して膨張空間467を形成するチャンバー470が連通している。このチャンバー470の流出側には、吐出管425が接続されており、吐出管425を出た冷媒ガス309は、密閉容器301を貫通した吐出パイプ473により、密閉容器301の外部の冷凍装置316内を流動する。

40

【0129】

冷凍装置316は、吐出された冷媒ガス309を凝縮する凝縮器476、冷媒ガス309を膨張させる膨張弁やキャピラリーチューブ等の膨張装置477、冷媒ガス309を蒸発させる蒸発器478等によって形成され、蒸発器478を出た冷媒ガス309は、密閉型圧縮機300の吸入管324から、密閉容器301内へと戻る。

【0130】

50

冷凍装置 3 1 6 は、凝縮器 4 7 6 を加熱用途に用いれば、ヒートポンプを構成する冷凍システムとなる。また、冷凍システムは、特に H C 冷媒等の可燃性冷媒を用いる場合、冷媒ガス 3 0 9 の総量が制限される場合もある。

【 0 1 3 1 】

さらに、冷凍サイクルは、冷蔵庫等に搭載されているように、密閉されたサイクルである。本実施の形態 1 における説明は、主として、冷蔵庫、自販機等に搭載される密閉された冷凍システムであって、冷却用途あるいは、加熱用途（ヒートポンプ）に用いられる。そして、冷媒ガス 3 0 9 としては、H C 6 0 0 a を用いた場合を主体に説明する。

【 0 1 3 2 】

以上のように構成された密閉型圧縮機について、以下その動作、作用を説明する。

10

【 0 1 3 3 】

密閉型圧縮機 3 0 0 は、ステータ 3 7 2 に電流を流して磁界を発生させ、主軸 3 6 4 に固定されたロータ 3 7 6 を回転させることで、クランクシャフト 3 4 3 が回転する。このクランクシャフト 3 4 3 の回転に伴い、偏心軸 3 5 9 が旋回運動し、偏心軸 3 5 9 に回転自在に取り付けられた連結手段 3 5 5 を介して、ピストン 3 5 1 がシリンダ 3 8 4 内を往復運動する。そして、このピストン 3 5 1 の往復運動に伴い、冷媒ガス 3 0 9 は、吸入マフラー 4 1 0 を介して圧縮室 3 8 0 内へ吸入され、圧縮された後、冷凍装置 3 1 6 へ吐出される。

【 0 1 3 4 】

次に、密閉型圧縮機 3 0 0 の吸入工程について説明する。

20

【 0 1 3 5 】

ピストン 3 5 1 のシリンダ 3 8 4 の容積を増加する方向への動作に伴い、圧縮室 3 8 0 内の冷媒ガス 3 0 9 が膨張し、圧縮室 3 8 0 内の圧力が吸入圧力を下回ると、圧縮室 3 8 0 内の圧力と吸入マフラー 4 1 0 内の圧力との差により、吸入バルブ 4 0 1 が開き始める。

【 0 1 3 6 】

そして、冷凍装置 3 1 6 から戻った冷媒ガス 3 0 9 は、密閉容器 3 0 1 内へ吸入管 3 2 4 から流入する。そして、流入した冷媒ガス 3 0 9 は、連通管 4 2 2 を経て、圧縮室 3 8 0 内に流入する。

【 0 1 3 7 】

その後、ピストン 3 5 1 の動作が、下死点から圧縮室 3 8 0 内の容積が減少する方向に転じると、圧縮室 3 8 0 内の圧力は上昇し、圧縮室 3 8 0 内の圧力と吸入マフラー 4 1 0 内の圧力との差によって、吸入バルブ 4 0 1 が閉じる。

30

【 0 1 3 8 】

次に、密閉型圧縮機 3 0 0 の吐出工程について説明する。

【 0 1 3 9 】

ピストン 3 5 1 の動作が、下死点から圧縮室 3 8 0 内の容積を減少する方向に転じると、圧縮室 3 8 0 内の圧力は上昇し、圧縮室 3 8 0 内の圧力と吸入マフラー 4 1 0 内の圧力との差によって、吸入バルブ 4 0 1 が閉じる。そして、圧縮室 3 8 0 内の圧力が上昇し、シリンダヘッド 4 0 4 の吐出空間 4 0 5 内の圧力を上回ると、吐出バルブ 4 0 2 が開く。

40

【 0 1 4 0 】

したがって、圧縮されて高温となった冷媒ガス 3 0 9 は、バルブプレート 3 9 8 の吐出孔 3 9 5 を通って吐出空間 4 0 5 内に吐出される。さらに、吐出空間 4 0 5 は、吐出連通管 4 2 5 a と連通していることから、高温の冷媒ガス 3 0 9 は、膨張空間 4 6 7 であるチャンパー 4 7 0 を通り、吐出管 4 2 5 から、密閉容器 3 0 1 の吐出パイプ 4 7 3 を通り、冷凍装置 3 1 6 へと吐出される。さらに冷凍装置 3 1 6 へ流入した冷媒ガス 3 0 9 は、凝縮器 4 7 6 で放熱され、膨張装置 4 7 7 で膨張し、低圧となる。低圧となった冷媒ガス 3 0 9 は、蒸発器 4 7 8 で周囲の熱を吸収し、低圧側 3 2 0 から、密閉型圧縮機 3 0 0 の吸入管 3 2 4 に戻る閉サイクルを形成する。

【 0 1 4 1 】

50

次に、密閉容器 301 の底部に貯留された潤滑油 305 の循環経路について、従来との対比を加えて説明する。

【0142】

密閉容器 301 の底部に貯留された潤滑油 305 は、クランクシャフト 343 に設けられたポンプ部 428 により、鉛直上方へ持ち上げられる。ポンプ機構としては、本実施の形態 1 では、同軸心の孔と底の板と孔で形成された周知の構成からなる同軸心遠心ポンプを用いている。その他にも、傾斜した孔を用いる遠心ポンプや、ネジ構造のピースを中心に固定付加することによる粘性ポンプ方式、トロコイド等の容量型のポンプ構造等があるが、いずれの給油ポンプ構造においても同様の作用が期待できる。

【0143】

ポンプ部 428 で持ち上げられた潤滑油 305 は、クランクシャフト 343 の横孔 431 から、軸受部 388 とクランクシャフト 343 の主軸 364 の間に入り、摺動部 437 の潤滑を行う。さらに、残りの潤滑油 305 は、粘性ポンプ機構の作用を受け、給油機構 368 を形成する螺旋溝 434 によって、さらに上へ持ち上げられる。そして、軸受部 388 の上端に到達した潤滑油 305 は、適宜隙間から流出し、スラストベアリング機構 464 を潤滑するとともに、残る潤滑油 309 は、傾斜孔 440 からさらに上部へ送られる。

【0144】

そして、さらに上部へ送られた潤滑油 305 は、偏心軸 359 の偏心溝 443 から、連結手段 355 のロッド孔 446 を通して、ピストン 351、シリンダ 384 等に送られる。

【0145】

従来の密閉型圧縮機では、偏心軸 359 の上端 449 に散布規制手段 455 を具備していないため、潤滑油 305 は、上端 449 の開口孔 452 から、密閉容器 301 の内面に散布され、密閉容器 301 の内表面や、圧縮要素 327、電動要素 331 にも散布される構成であった。

【0146】

しかし、従来の構成であると、本実施の形態 1 の構成のように、シリンダヘッド 404 から、直接冷媒ガス 309 を吐出管 425 に吐出し、さらに吐出管 425 にチャンパー 470 を有する構成とした場合、高温の冷媒ガス 309 が通る吐出連通管 425 a や、チャンパー 470 および吐出管 425 と、それらに降りかかる潤滑油 305 が熱交換されてしまい、潤滑油 305 の温度が上昇するとともに、密閉容器 301 内に散布された潤滑油 305 は、ミスト状態であるので、高温で熱交換された密閉容器 301 内部全体の冷媒ガス 309 温度を上昇させてしまっていた。

【0147】

本実施の形態 1 においては、散布規制手段 455 を構成する封止蓋 458 が、クランクシャフト 343 の開口孔 452 から、密閉容器 301 の内部に散布される潤滑油 305 の量を大幅に抑制し、これにともなって散布領域も制限する。

【0148】

潤滑油 305 の密閉容器 301 内部への散布量が大幅に減少し、また散布領域が制限されると、シリンダヘッド 404 の吐出空間 405 から、吐出連通管 425 a を介してチャンパー 470 へ流れる高温の冷媒ガス 309 と潤滑油 305 の熱交換が極めて減少する。その結果、密閉容器 301 内部において、吐出管 425 等の高温部分との熱交換作用に伴う潤滑油 305 の温度上昇が抑制され、冷媒ガス 309 の温度上昇を抑制することができる。したがって、密閉容器 301 内の温度上昇を抑え、密閉容器 301 内の冷媒ガスの温度上昇を抑制することにより、吸入される冷媒ガス 309 の温度上昇を抑制して吸入される冷媒ガス 309 の体積効率を向上することができ、これに伴って圧縮機の高効率化が可能となる。

【0149】

図 6 と図 7 に、本実施の形態 1 の構成における実験に基づいた検討結果を示す。図 6 は

10

20

30

40

50

、本実施の形態 1 の構成における吐出連通管 4 2 5 a (吐出管 4 2 5) 表面近傍の温度測定結果を示し、従来構成との対比で示している。

【0150】

この結果から、約 10 K の表面温度差が得られており、従来構成において潤滑油 3 0 5 に熱交換されていた熱量の影響がなくなり(大幅に減少し)、本実施の形態 1 の構成においては、表面温度が低く保たれ、結果として、潤滑油 3 0 5 には、吐出管 4 2 5 やチャンパー 4 7 0 の熱が伝達しなくなり、密閉容器 3 0 1 内の冷媒ガス 3 0 9 も低く保たれたと考察する。

【0151】

この温度低減効果として、図 7 に示す本実施の形態 1 の構成による効率結果の特性図に示すように、従来構成との比較における密閉型圧縮機 3 0 0 の効率(COP = 冷凍能力 W を入力 W で除した値)が、およそ 0.03 向上する結果を得た。

10

【0152】

さらに詳述すると、シリンダヘッド 4 0 4 の吐出空間 4 0 5 から、冷媒ガス 3 0 9 を直接吐出連通管 4 2 5 a、およびチャンパー 4 7 0 側へ吐出することによって、吐出される冷媒ガス 3 0 9 の熱は、シリンダ 3 8 4 の圧縮室 3 8 0 への伝達が低減される。その結果、圧縮室 3 8 0 内の壁面温度の上昇が抑制され、受熱損失の低減がはかれるとともに、直接吐出連通管 4 2 5 a に冷媒ガス 3 0 9 が吐出される場合に課題となっていた、吐出連通管 4 2 5 a の温度の上昇と、その熱が潤滑油 3 0 5 により、密閉容器 3 0 1 の内部に戻ってしまうことを防止することができる。

20

【0153】

換言すると、図 6、図 7 の結果は、本実施の形態 1 の構成によれば、シリンダヘッド 4 0 4 の吐出空間 4 0 5 から、直接吐出連通管 4 2 5 a に吐出することによって得られる効果が確実に得られたことを示している。

【0154】

さらに、密閉型圧縮機 3 0 0 の特に負荷の高い条件として、例えば、周囲温度が高い環境にある場合、吐出冷媒ガス 3 0 9 の温度は上昇する。また、同様に負荷に応じて、密閉型圧縮機 3 0 0 の圧縮比は、上昇し、発明者の検討においては、圧縮比が、10 を超えると、圧縮される冷媒ガス 3 0 9 の温度は、大幅に上昇することが判っている。

【0155】

本実施の形態 1 の構成は、このような条件下においても、冷媒ガス 3 0 9 の熱が密閉容器 3 0 1 の内部に戻らないので、従来構成の圧縮機のように、潤滑油 3 0 5 の散布で戻った熱がさらに過熱を促進し、相乗的に吐出される冷媒ガス 3 0 9 の温度を上昇させることがない。

30

【0156】

したがって、冷媒ガス 3 0 9 自体の劣化の防止はもとより、冷媒ガス 3 0 9 と共にミスト状態にある潤滑油 3 0 5 や、一部は冷媒ガス 3 0 9 に溶解した状態で循環する潤滑油 3 0 5 自体の高温劣化も低減することができ、信頼性の高い密閉型圧縮機 3 0 0 を実現できることとなる。

【0157】

さらに、潤滑油 3 0 5 のシリンダヘッド 4 0 4 とバルブプレート 3 9 8 の間に介在するバルブサブプレート 4 1 3 への潤滑油 3 0 5 の散布も抑制するので、潤滑油 3 0 5 が、バルブサブプレート 4 1 3 の熱を受熱して、密閉容器 3 0 1 内に放散することがなくなる。その結果、シリンダヘッド 4 0 4 の吐出空間 4 0 5 内の高温と、ブロック 3 4 7 との温度を隔壁し、ブロック 3 4 7 および、ブロック 3 4 7 に形成されたシリンダ 3 8 4 内の圧縮室 3 8 0 の温度を低下させ、それによって、圧縮時の冷媒ガス 3 0 9 の温度を平均して低下させる効果をより確実に得ることができる。

40

【0158】

なお、潤滑油 3 0 5 の散布規制手段 4 5 5 を、ヘッド隔壁 4 1 4 を含む構成とすることにより、付加部品を用いることなくバルブサブプレート 4 1 3 への潤滑油の散布を抑制す

50

ることができ、部品数の削減をはかることができる。

【0159】

また、バルブサブプレート413は、シリンダヘッド404とブロック347の熱伝導を、非接触空間419によってさらに低減することとなるが、バルブサブプレート413ならびに、非接触空間419への潤滑油305の散布は、散布規制手段455によって抑制されているので、非接触空間419に潤滑油305が滞留し、その潤滑油305による熱伝達が発生したり、潤滑油305自体が加熱されたりすることを抑制するので、効果をより効果的に得ることができる。

【0160】

次に、給油機構368と散布規制手段455を構成する封止蓋458と封止蓋458に設けた微細孔461の作用、効果について説明する。

【0161】

上述したように、潤滑油305は、クランクシャフト343のポンプ部428から給油され、各摺動部437に潤滑されるが、潤滑油305に含まれる冷媒ガス309は、一般に、ポンプ部428の一部等からガス抜き孔で分離される。

【0162】

しかし、潤滑油305に微小に含まれる冷媒ガス309は、微小気泡となって各摺動部437や、最終的には、散布規制手段455である封止蓋458にも少量存在することとなる。本実施の形態1においては、封止蓋458に設けた微細孔461から、微小に含まれる冷媒ガス309が抜けることで、微小気泡を排出することができる。この時、微細孔461からは、潤滑油305も少量、排出されることになるが、発明者の実験によれば、1以下の微細孔461であれば、潤滑油305の散布影響は実質的にないことを確認している。

【0163】

さらに、封止蓋458の上端における微細孔461の配置位置を、吐出管425やチャンパー470より上方で鉛直に向く配置であれば、吐出管425やチャンパー470には、潤滑油305の散布、付着はなく、潤滑油305を介して、密閉容器301に熱が伝達する従来の課題を起こすこともないことを確認している。

【0164】

次に、本実施の形態1において、冷凍装置316に用いられる冷媒の種類と、潤滑油種の粘度グレードの関連について説明する。

【0165】

まず、潤滑油305の粘度グレードについて説明する。

【0166】

図8は、過負荷信頼性試験でのシリンダヘッド内(バルブ等)の潤滑油劣化生成物評価の結果であり、潤滑油305の粘度グレードに対して評価している。

【0167】

従来の圧縮機では、圧縮室内温度が145で、粘度グレード8では、劣化生成が確認されるが、本実施の形態1によれば、粘度グレード8以下で3迄の範囲であれば、劣化生成が確認されない。劣化生成物については、潤滑油305の粘度グレードが下がると潤滑油305を構成する分子の分子量が小さくなり、その結果、熱による反応エネルギーが下がり、熱分解が早くなるためである。また、熱劣化反応は、潤滑油305そのものと共に、冷媒ガス309の種類にも依存し、さらに、冷媒ガス309の温度が高いほど反応は進みやすい。

【0168】

冷媒ガス309の種類に関しては、HFO-1234yf等の2重結合を含む分解しやすい冷媒は、顕著であり、HFC-134aのようなフッ素原子を含む冷媒は、フッ酸の生成反応に関連して、劣化影響が出やすい。また、HFO-134a等の極性冷媒については、潤滑油305の種類が相互溶解性の観点から、エステル油等の油種を採用するのが一般的であり、加水分解しやすい潤滑油305を用いることから、冷媒ガス309の種類

10

20

30

40

50

と共に、関連する潤滑油 305 においても劣化促進が起こりやすい。本実施の形態 1 による温度低減効果の寄与は、その適用範囲を拡大することを可能とする。

【0169】

一方、潤滑油 305 の低粘度化は、摺動部 437 の粘性摩擦損失を低減する目的から、より低粘度を用いる方がよい。特に、通常使われる負荷の低い範囲において、損失低減効果が大きいことは明らかであり、潤滑油 305 の粘度が 40 度において、8 センチストークス（グレード VG8）以下を適用できることは、密閉型圧縮機 300 の高効率化と、ひいては冷凍装置 316 の全体の省エネルギー化を実現できることとなる。

【0170】

次に、冷凍装置 316 の冷凍システムの種類について述べる。

10

【0171】

本実施の形態 1 は、冷蔵庫のような、密閉された閉冷凍サイクルを基本に説明する。

【0172】

閉サイクルにおいて、前述したような、潤滑油 305 や冷媒ガス 309 の劣化が発生した場合、その劣化した潤滑油 305 および冷媒ガス 309 が閉サイクル内を循環するため、その劣化生成物が、例えば、膨張装置 477 に堆積し、冷凍装置 316 の信頼性を低下させることになる。

【0173】

しかしながら、本実施の形態 1 における密閉型圧縮機 300 を適用することで、潤滑油 305 や、冷媒ガス 309 の劣化が低減できるので、冷凍装置 316 の信頼性の向上をはかることができる。また、冷凍装置 316 が、冷凍システムを加熱用途（ヒートポンプ）として用いる場合、加熱のために、冷媒ガス 309 の吐出ガス温度を上げる必要がある。本実施の形態 1 においては、密閉型圧縮機 300 の内部は、温度上昇が低減され、冷凍サイクルに出ていく冷媒ガス 309 の温度の低下が少ない状態にある。そのため、本実施の形態 1 の密閉型圧縮機 300 は、有効な高効率化手段となる。

20

【0174】

次に、冷凍サイクルが、冷媒ガス 309 に、HC - 600 a、HC - 290 等の可燃性冷媒や、可燃性冷媒を含む混合冷媒を用いた閉サイクルの場合、ガスリークが万一発生した場合の安全性を高める上で、封入する冷媒ガス 309 の総量をより少なくすることが求められる。

30

【0175】

冷媒総量の低減のためには、冷媒を限定して、密閉型圧縮機 300 における単位体積当たりの能力、いわゆる体積効率の高い密閉型圧縮機 300 が適している。このことは、搭載する密閉型圧縮機 300 をより小さくすることとなり、冷凍装置 316 に封入される冷媒量もより少なくできる。

【0176】

したがって、本実施の形態 1 における密閉型圧縮機 300 は、冷凍サイクルが、冷媒ガス 309 に、HC - 600 a、HC - 290 等の可燃性冷媒や、可燃性冷媒を含む混合冷媒を用いた閉サイクルへの搭載に適している。

【0177】

また、冷凍サイクルが、冷媒ガス 309 に、HC - 600 a、HC - 290 等の可燃性冷媒や、可燃性冷媒を含む混合冷媒を用いた閉サイクルに搭載する密閉型圧縮機 300 は、密閉容器 301 内が低圧になる型式、例えば、内部低圧式のレシプロ型圧縮機である方が望ましい。

40

【0178】

すなわち、内部低圧式レシプロ型圧縮機において、より体積効率の高い小型の密閉型圧縮機が、前述した HC 冷媒等の可燃性冷媒の適用範囲をより広げ、ひいては、地球環境の保護を目的としたオゾン破壊係数、温暖化係数がきわめて低い自然冷媒等の冷媒の適用範囲を広げることとなる。

【0179】

50

なお、発明者の実験によると、本発明による体積効率の向上効果は、HC - 600aで約3%得られており、効率向上への寄与とともに、密閉型圧縮機300の気筒容積（圧縮室の最大容積）を小さくでき、ひいては、密閉型圧縮機300をより小型化できることとなる。

【0180】

（実施の形態2）

図9は、本発明の実施の形態2における密閉型圧縮機の要部断面図である。

【0181】

ここでは、実施の形態1と相違する構成を主体に説明し、実施の形態1と同じ構成要件については説明を割愛する。また、圧縮機の全体構成については、図1から図4を援用し、相違する部分を主体に説明する。

10

【0182】

図9において、クランクシャフト343が軸支される軸受部388の上端は、スラストベアリング機構464を介してクランクシャフト343の荷重を支えている。スラストベアリング機構464は、ボールと保持器を有する周知の構成であり、スラストベアリング機構464にも潤滑油305が給油機構368により供給されている。

【0183】

クランクシャフト343の上部に設けられた偏心軸359には、散布規制手段610が設けられている。散布規制手段610は、先の実施の形態1と同様に、偏心軸359に設けられた開口孔（図示せず）から流出する潤滑油305の散布を抑制するガイドカバー616と、下方に延出し、ガイドカバー616で受け止められた潤滑油305を、スラストベアリング機構464へ導く散布方向変換部619を有する。

20

【0184】

以上のように構成された密閉型圧縮機について、以下その動作、作用を説明する。

【0185】

給油機構368によってクランクシャフト343の上端に吸い上げられた潤滑油305は、散布規制手段610のガイドカバー616により、密閉容器301内部への散布が抑制される。

【0186】

ガイドカバー616に吸い上げられた潤滑油305の一部は、ガイドカバー616の一部に形成された散布方向変換部619により、流出方向を下向きに変換され、スラストベアリング機構464へ供給される。

30

【0187】

スラストベアリング機構464は、ボールにより構成されているので、摺動は点接触であり、すべり軸受け等の面摺動と比較すると摺動部としては過酷な環境にあるが、散布規制手段610によって強制的にスラストベアリング機構607へ潤滑油305が供給されるため、潤滑状態を良好に維持でき、信頼性を向上することができる。

【0188】

また、ガイドカバー616は、吐出連通管425a、吐出管425およびチャンバー470への潤滑油305の散布を抑制しているため、実施の形態1と同様の作用効果が期待できる。さらに、スラストベアリング機構464の信頼性もさらに向上できることから、高効率で、かつ信頼性の高い密閉型圧縮機を提供することができる。

40

【0189】

（実施の形態3）

図10は、本発明の実施の形態3における密閉型圧縮機の要部断面図である。

【0190】

ここでは、実施の形態1と相違する構成を主体に説明し、実施の形態1と同じ構成要件については説明を割愛する。また、圧縮機の全体構成については、図1から図4を援用し、相違する部分を主体に説明する。

【0191】

50

図 10 において、実施の形態 1 と相違する構成は、クランクシャフト 709 の構成にある。

【0192】

クランクシャフト 709 は、ブロック 347 の軸受部 388 によって回転自在に軸支される主軸 710 と、主軸 710 の上部に設けられた偏心軸 711 を具備している。さらに、クランクシャフト 709 の主軸 710 の下端は、実施の形態 1 と同様に、潤滑油 305 に浸漬され、下端部には、遠心ポンプや粘性ポンプ等の手段によるポンプ部 428 が形成されている。ポンプ部 428 は、横孔 712 から螺旋溝 713 に連通し、螺旋溝 713 を通って上昇した潤滑油 305 は、クランクシャフト 709 と軸受部 388 等の摺動部 437 を潤滑しながら、傾斜孔 714 に流れ、さらに偏心溝 715、続いて連結手段 355 の

10

【0193】

さらに、偏心軸 711 には、傾斜孔 714 と交差した閉塞給油路 716 が設けられている。この閉塞給油路 716 は、一端が後述するスラストベアリング機構 464 に開口し、他端が偏心軸 711 の途中で閉塞されている。

【0194】

また、クランクシャフト 709 が軸支される軸受部 388 の上端には、スラストベアリング機構 464 が設けられ、このスラストベアリング機構 464 を介してクランクシャフト 343 の荷重を支えている。このスラストベアリング機構 464 への潤滑油 305 の供給は、閉塞給油路 716 の開口端と、螺旋溝 713 と傾斜孔 714 をつなぐ給油溝 717 より行われる。

20

【0195】

以上のように構成された密閉型圧縮機について、以下その動作、作用を説明する。

【0196】

給油機構 368 によってクランクシャフト 709 の上端方向に吸い上げられた潤滑油 305 は、その一部がクランクシャフト 709 の偏心軸 711 の内部に形成された傾斜孔 714 を介して連結手段 355 側へ供給され、残る潤滑油 305 は、閉塞給油路 716 によってスラストベアリング機構 464 側へ供給される。

30

【0197】

したがって、クランクシャフト 709 の偏心軸 711 から散布される潤滑油 305 の量は、ほぼ皆無となる。その結果、実施の形態 1 で説明した密閉容器 301 内への潤滑油 305 の散布に伴う熱伝達と、吐出連通管 245a やチャンバー 470 との熱交換による潤滑油 305 や冷媒ガス 309 の加熱もほぼ皆無になり、実施の形態 1 で説明した効果を得ることができる。

【0198】

(実施の形態 4)

図 11 は、本発明の実施の形態 4 における密閉型圧縮機の水平断面図である。

【0199】

本実施の形態 4 における密閉型圧縮機 300 の構成は、実施の形態 1 の構成を基調とし、クランクシャフトを実施の形態 3 の構成としている。したがって、ここでは、実施の形態 1 と実施の形態 3 の構成要件と同じ構成要件に同一の符号を付し、実施の形態 4 特有の構成、および作用を主体に説明する。また、各構成要件の詳細については、該当する図面を援用して説明する。

40

【0200】

図 11 において、本実施の形態 4 特有の構成は、圧縮要素 327 を構成するブロック 347 に、上方に延出する遮断壁 706 を設けた点である。

【0201】

遮断壁 706 は、クランクシャフト 709 とチャンバー 470 の間に位置し、給油機構 368 の各摺動部 437 の隙間等から漏れる潤滑油 305 がチャンバー 470 側に流れる

50

ことを抑制している。また、遮断壁 706 は、クランクシャフト 709 の回転に伴って潤滑油 305 がチャンバー 470 へ跳ねかかることを防止するものでもある。

【0202】

したがって、本実施の形態 4 の構成は、潤滑油 305 とチャンバー 470 の熱交換を抑制する作用に、より確実さを高めることができる。

【0203】

さらに加えると、チャンバー 470 が、吸入連通管 425 a や吸入管 425、あるいは吸入マフラー 410 等の吸入側部位と離間した配置にある場合、密閉容器 301 内の冷媒ガス 309 のチャンバー 470 から吸入側に滞留する冷媒ガス 309 への熱伝達も低減する効果を合わせて有するので、吸入される冷媒ガス 309 の体積効率の向上をはかることができ、さらなる高効率化を可能とすることができる。

10

【0204】

なお、本実施の形態 4 においては、偏心軸 711 からの潤滑油 305 の散布がない実施の形態 3 のクランクシャフト 709 を採用した構成としたが、実施の形態 1 の散布規制手段 455 を具備したクランクシャフト 343、あるいは、実施の形態 2 の散布規制手段 610 を具備したクランクシャフト 343 を採用した構成としても、同様の作用効果が期待できる。

【産業上の利用可能性】

【0205】

以上のように、本発明にかかる密閉型圧縮機は、密閉型圧縮機と冷凍装置のエネルギー効率を高めることができると共に、圧縮機および冷凍サイクルの信頼性を向上することができるので、さまざまな冷凍システムに利用することが可能である。

20

【符号の説明】

【0206】

- 300 密閉型圧縮機
- 301 密閉容器
- 305 潤滑油
- 309 冷媒ガス
- 316 冷凍装置
- 324 吸入管
- 327 圧縮要素
- 331 電動要素
- 343 クランクシャフト
- 347 ブロック
- 351 ピストン
- 368 給油機構
- 380 圧縮室
- 385 開口端
- 388 軸受部
- 392 吸入孔
- 395 吐出孔
- 398 バルブプレート
- 401 吸入バルブ
- 402 吐出バルブ
- 404 シリンダヘッド
- 405 吐出空間
- 410 吸入マフラー
- 413 バルブサブプレート
- 414 ヘッド隔壁
- 419 非接触空間

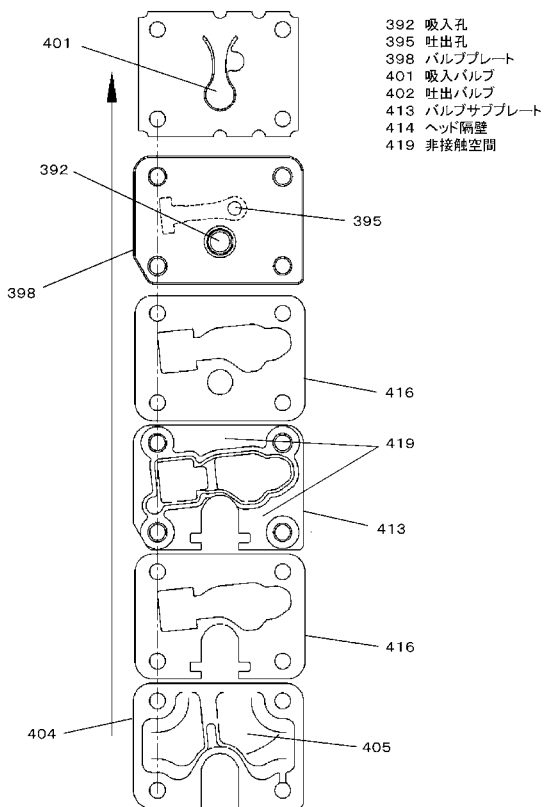
30

40

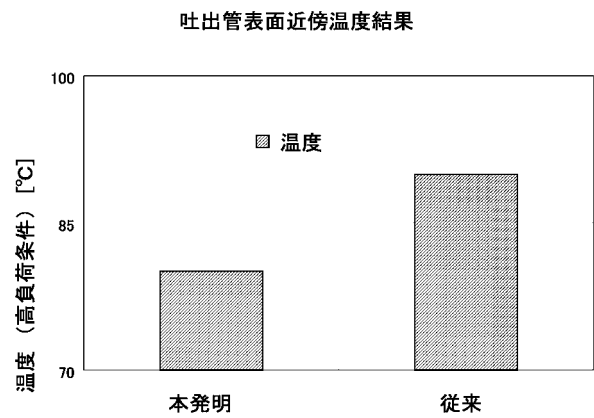
50

- 4 2 5 吐出管
- 4 2 5 a 吐出連通管
- 4 3 7 摺動部
- 4 4 0 傾斜孔（給油路）
- 4 4 9 上端
- 4 5 2 開口孔（開口部）
- 4 5 5 散布規制手段
- 4 5 8 封止蓋
- 4 6 1 微細孔
- 4 6 4 スラストベアリング機構
- 4 6 7 膨張空間
- 4 7 0 チャンバー
- 6 1 0 散布規制手段
- 6 1 6 ガイドカバー
- 6 1 9 散布方向変換部
- 7 0 6 遮断壁
- 7 0 9 クランクシャフト
- 7 1 1 偏心軸
- 7 1 6 閉塞給油路

【図4】

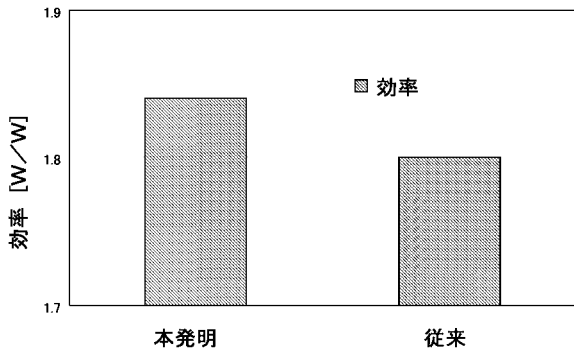


【図6】



【 図 7 】

効率効果結果



【 図 8 】

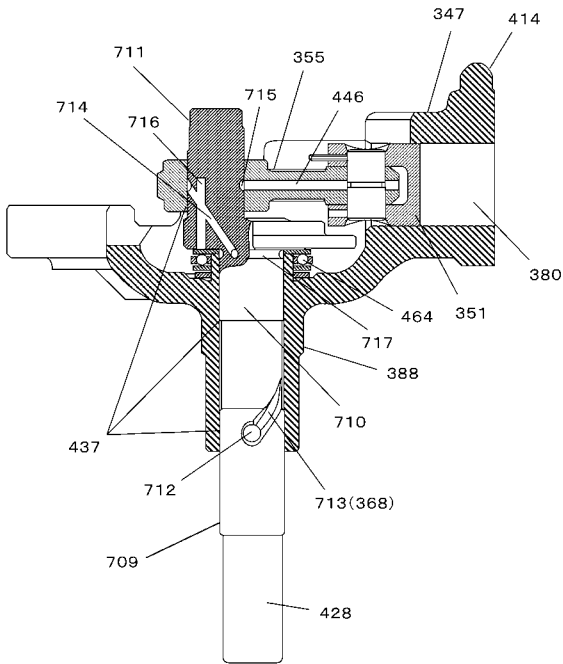
シリンダヘッド内(バルブなど)での潤滑油劣化生成物の発生評価結果

圧縮室内温度		125	130	135	140	145	150
				本発明	←		従来
相当粘度 グレード	40度の動粘度 [mm ² /秒]						
VG10	10.2	○	○	○	○	○	○
VG8	7.8	○	○	○	○	○~△	○~△
VG6	6.2	○	○	○	○	○~△	○~△
VG5	4.8	○	○	○	○	○~△	△
VG3	3.1	○	○	○	○~△	△	△

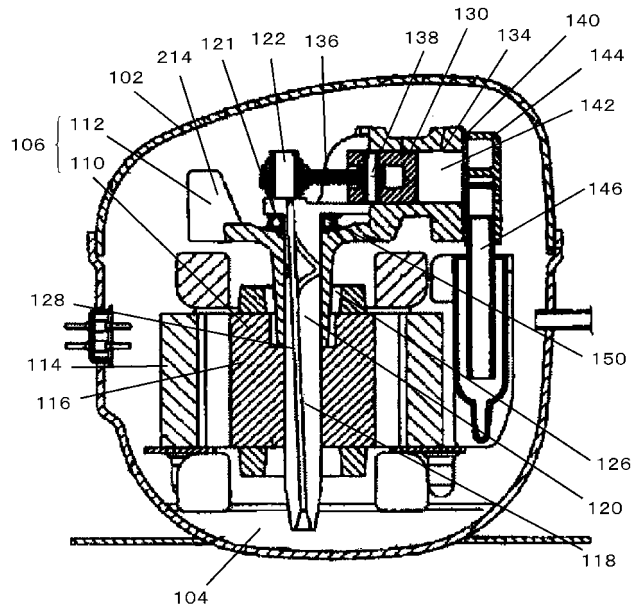
○	良好 問題なし
○~△	ごくわずかの発生が認められる
△	わずかの発生が認められる
×	発生が認められる

【 図 1 0 】

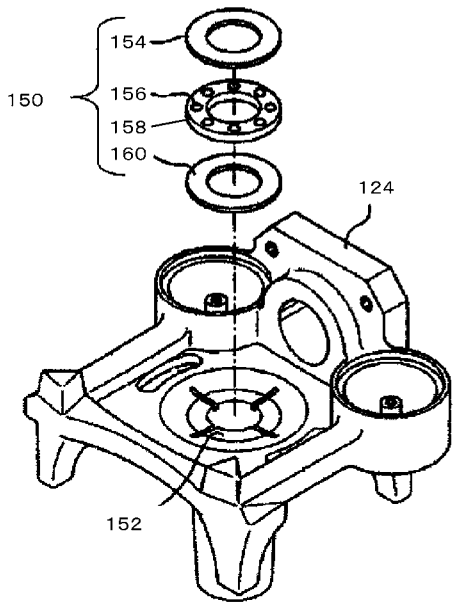
- 343 クランクシャフト
- 347 ブロック
- 351 ピストン
- 368 給油機構
- 380 圧縮室
- 388 軸受部
- 414 ヘッド隔壁
- 437 摺動部
- 464 スラストベアリング機構
- 709 クランクシャフト
- 711 偏心軸
- 716 閉塞給油路



【 図 1 3 】

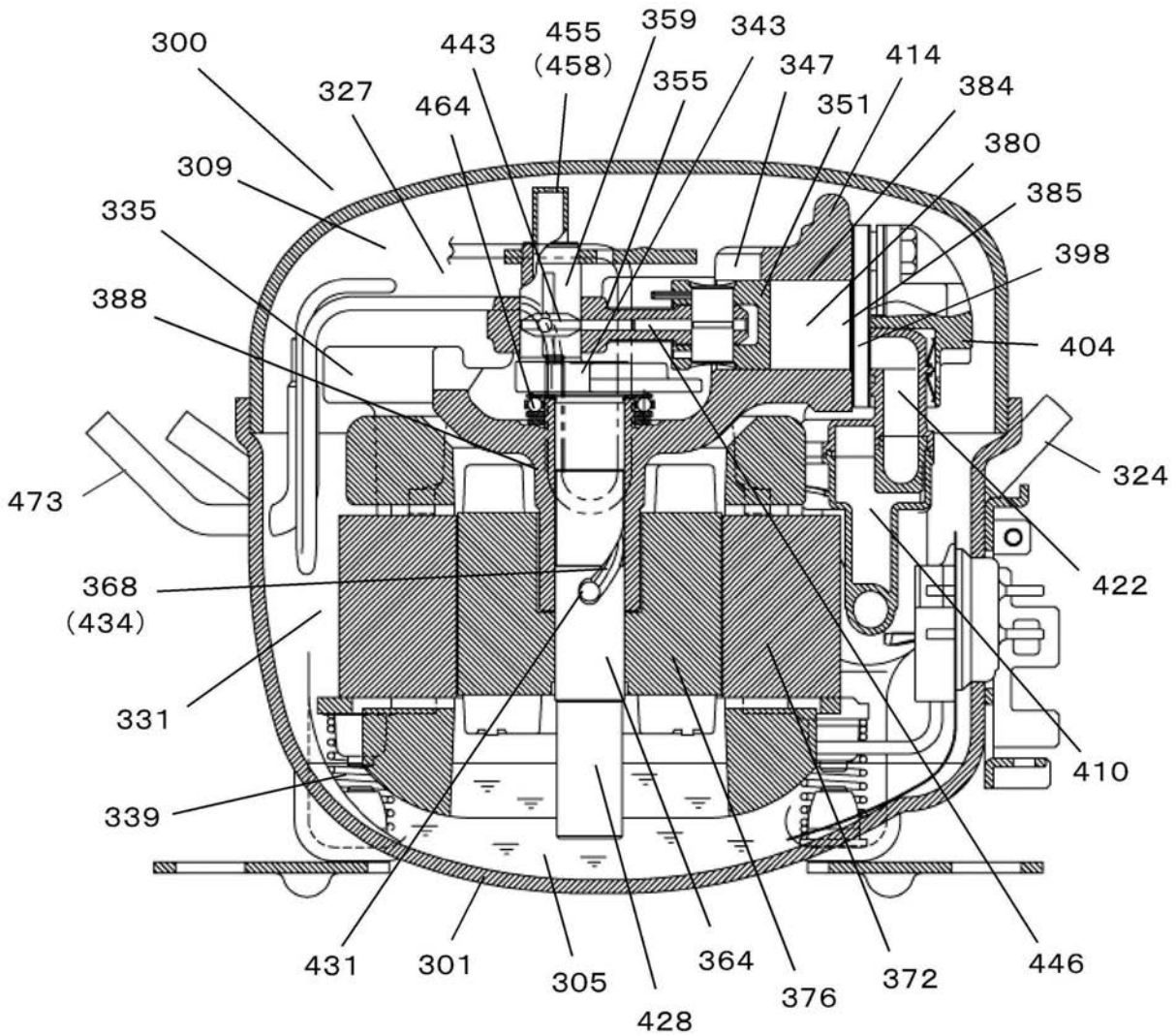


【 図 1 4 】



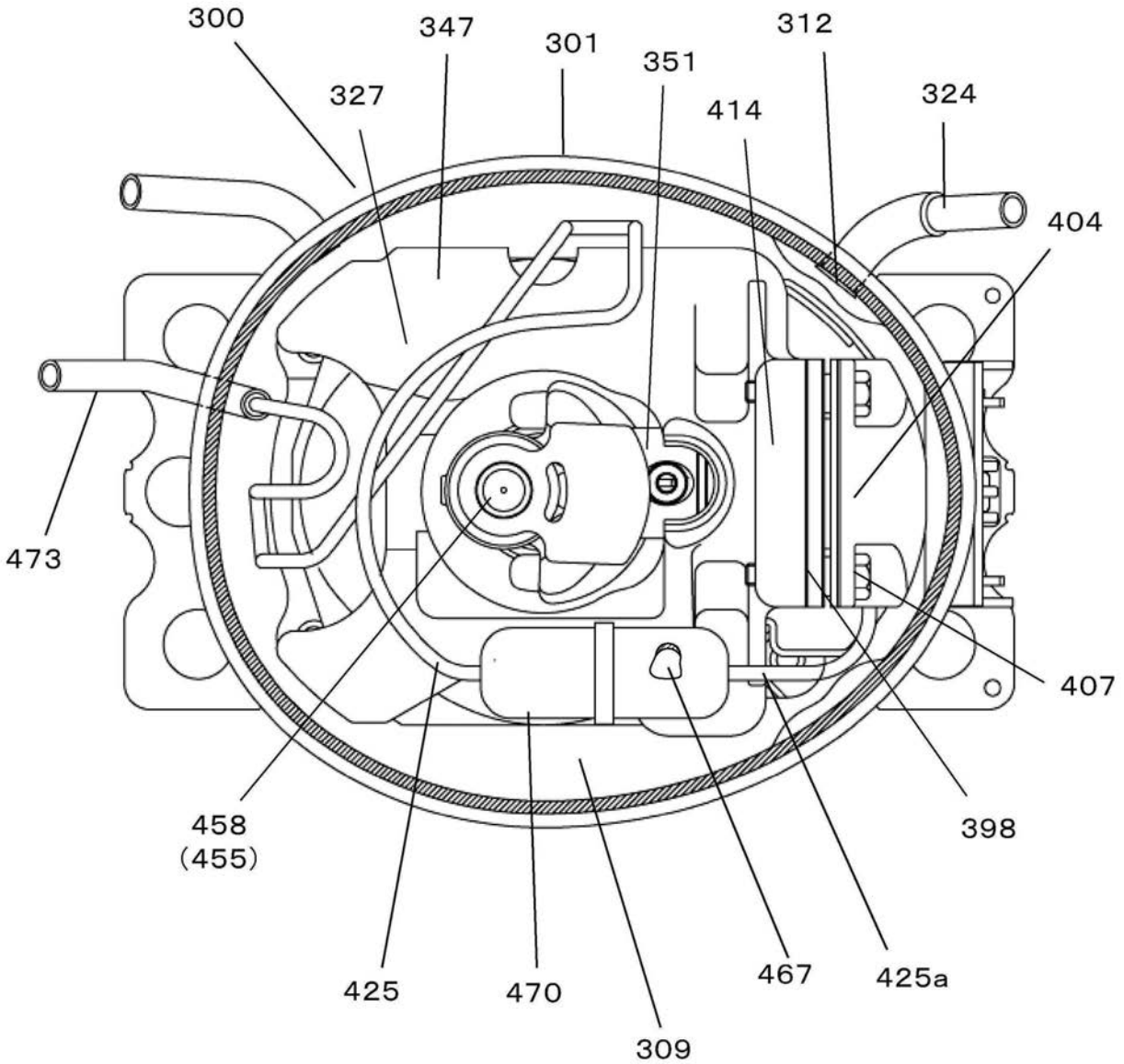
【図1】

- | | |
|--------------|-----------------|
| 300 密閉型圧縮機 | 380 圧縮室 |
| 301 密閉容器 | 385 開口端 |
| 305 潤滑油 | 388 軸受部 |
| 309 冷媒ガス | 398 バルブプレート |
| 324 吸入管 | 404 シリンダヘッド |
| 327 圧縮要素 | 410 吸入マフラー |
| 331 電動要素 | 414 ヘッド隔壁 |
| 343 クランクシャフト | 419 非接触空間 |
| 347 ブロック | 425 吐出管 |
| 351 ピストン | 455 散布規制手段 |
| 368 給油機構 | 458 封止蓋 |
| | 464 スラストベアリング機構 |



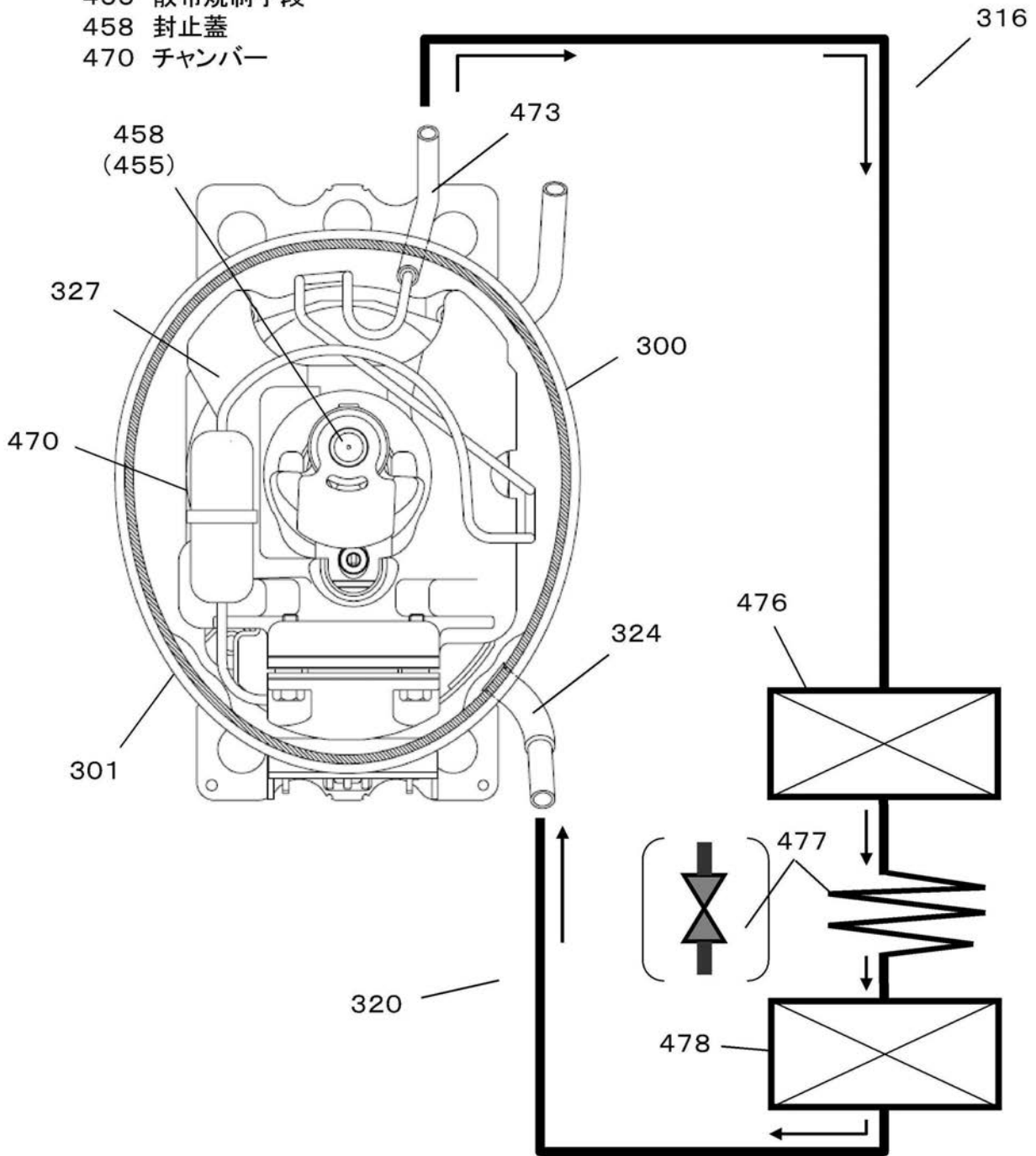
【図2】

- | | |
|-------------|-------------|
| 300 密閉型圧縮機 | 404 シリンダヘッド |
| 301 密閉容器 | 425 吐出管 |
| 309 冷媒ガス | 425a 吐出連通管 |
| 324 吸入管 | 455 散布規制手段 |
| 327 圧縮要素 | 458 封止蓋 |
| 347 ブロック | 467 膨張空間 |
| 351 ピストン | 470 チャンバー |
| 398 バルブプレート | |

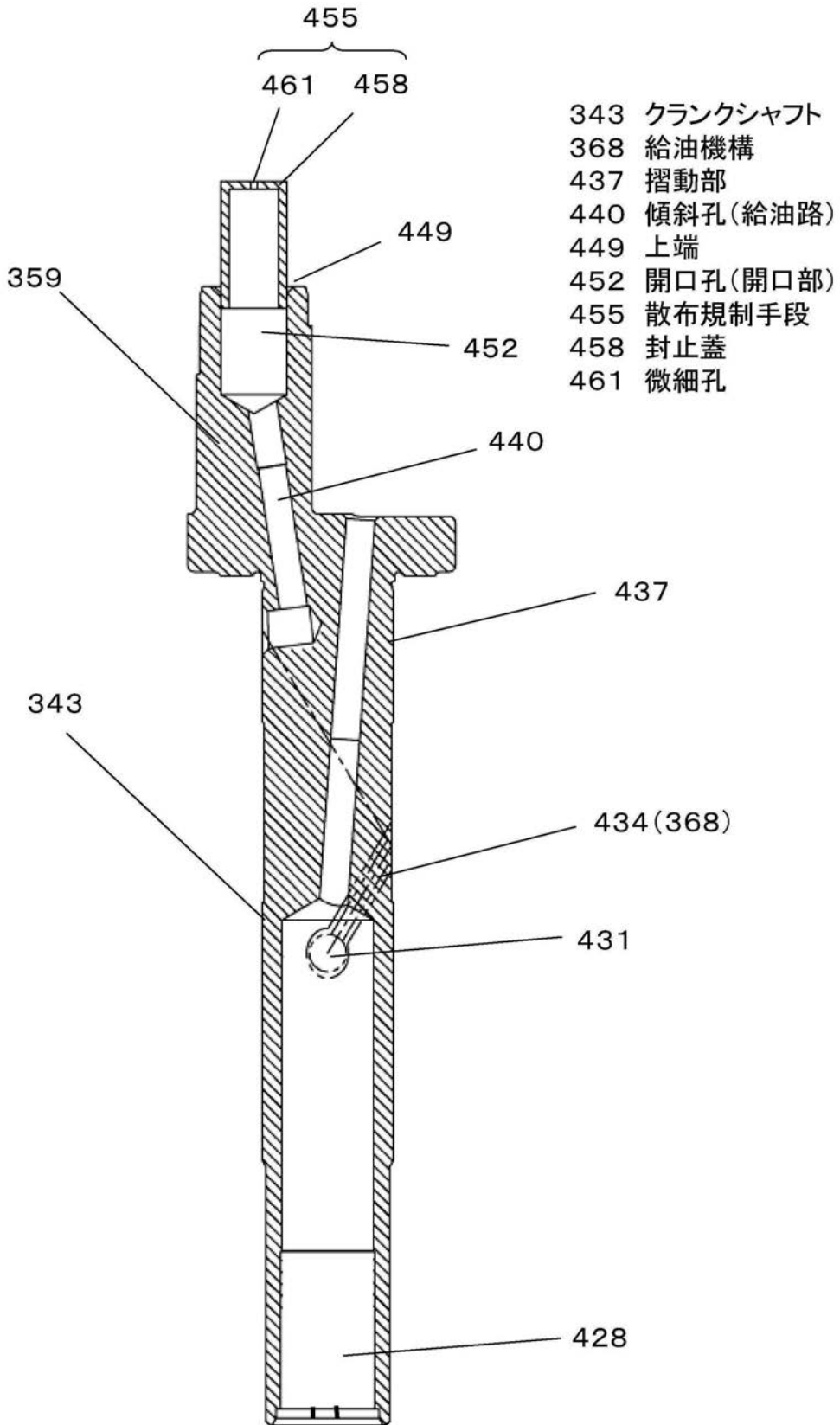


【図3】

- 300 密閉型圧縮機
- 301 密閉容器
- 316 冷凍装置
- 324 吸入管
- 327 圧縮要素
- 455 散布規制手段
- 458 封止蓋
- 470 チャンバー

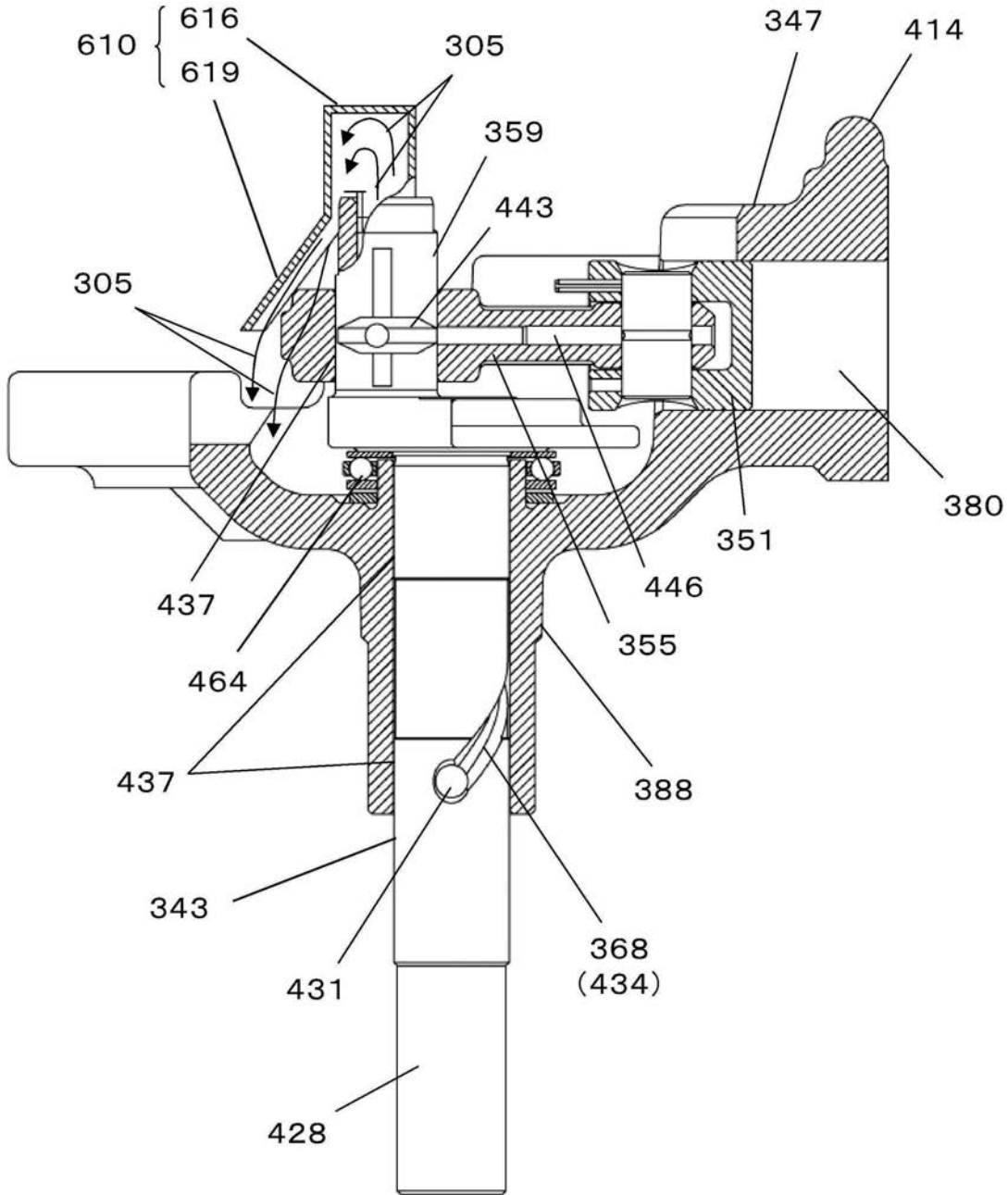


【図5】



【図9】

- | | |
|--------------|-----------------|
| 343 クランクシャフト | 414 ヘッド隔壁 |
| 347 ブロック | 437 摺動部 |
| 351 ピストン | 464 スラストベアリング機構 |
| 368 給油機構 | 610 散布規制手段 |
| 380 圧縮室 | 616 ガイドカバー |
| 388 軸受部 | 619 散布方向変換部 |



【図 1 1】

- | | |
|-------------|--------------|
| 300 密閉型圧縮機 | 404 シリンダヘッド |
| 301 密閉容器 | 414 ヘッド隔壁 |
| 309 冷媒ガス | 425 吐出管 |
| 324 吸入管 | 425a 吐出連通管 |
| 327 圧縮要素 | 467 膨張空間 |
| 347 ブロック | 470 チャンバー |
| 351 ピストン | 706 遮断壁 |
| 398 バルブプレート | 709 クランクシャフト |
| | 711 偏心軸 |

