

(19) 日本国特許庁(JP)

再公表特許(A1)

(11) 国際公開番号

W02018/012016

発行日 平成31年1月31日 (2019. 1. 31)

(43) 国際公開日 平成30年1月18日 (2018. 1. 18)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
FO4C 29/02 (2006.01)	FO4C 29/02 311B	3H039
FO4C 29/12 (2006.01)	FO4C 29/12 E	3H129
FO4C 18/02 (2006.01)	FO4C 18/02 311Y	

審査請求 有 予備審査請求 未請求 (全 25 頁)

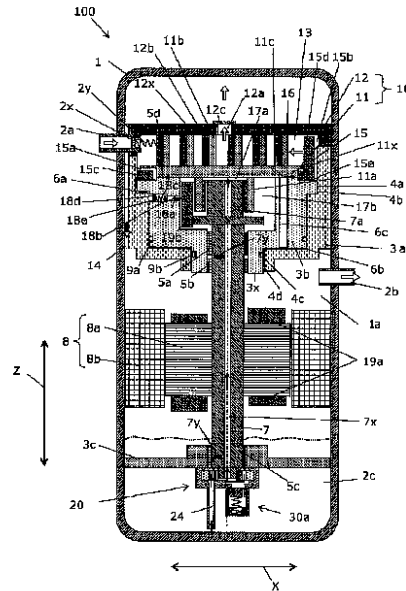
出願番号 特願2018-527380 (P2018-527380)	(71) 出願人 000006013 三菱電機株式会社 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
(21) 国際出願番号 PCT/JP2017/006393	
(22) 国際出願日 平成29年2月21日 (2017. 2. 21)	
(31) 優先権主張番号 特願2016-138398 (P2016-138398)	(74) 代理人 110001461 特許業務法人きさ特許商標事務所
(32) 優先日 平成28年7月13日 (2016. 7. 13)	
(33) 優先権主張国 日本国 (JP)	(72) 発明者 北川 秀明 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
	(72) 発明者 関屋 慎 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
	(72) 発明者 角田 昌之 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 圧縮機

(57) 【要約】

圧縮機は、給油ポンプとは別に、油溜め空間と給油路との圧力差を利用して給油路に油溜め空間の油を導く油供給経路を有する差圧給油機構を備え、差圧給油機構の油供給経路は給油ポンプの吐出側にある油出入口と連通し、かつ、弁機構を有し、弁機構は、給油ポンプの吐出側の圧力が、油溜め空間の圧力に対して所定の圧力差以上である場合に油供給経路を遮断し、油溜め空間の圧力に対して所定の圧力差未満である場合に油供給経路を開通するものである。



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

密閉容器と、

前記密閉容器に収容され、前記密閉容器内に流入する流体を圧縮する圧縮機構部と、

前記密閉容器に収容され、回転数可変で、回転力を発生する電動機と、

前記電動機により発生する回転力を前記圧縮機構部に伝え、端部から軸方向に延びる給油路が内部に形成された駆動軸と、

前記圧縮機構部で圧縮されたガスで満たされた前記密閉容器の底部に設けられた、油を貯留する油溜め空間と、

前記駆動軸の前記端部側に設けられ、前記駆動軸の回転により作動し、前記油溜め空間の前記油を吸引して前記給油路に供給する給油ポンプと、 10

前記給油ポンプとは別に、前記油溜め空間と前記給油路との圧力差を利用して前記給油路に前記油溜め空間の前記油を導く油供給経路を有する差圧給油機構と、

を備え、

前記差圧給油機構の前記油供給経路は前記給油ポンプの吐出側にある油出入口と連通し、かつ、弁機構を有し、

前記弁機構は、前記給油ポンプの吐出側の圧力が、前記油溜め空間の圧力に対して所定の圧力差以上である場合に前記油供給経路を遮断し、前記油溜め空間の圧力に対して所定の圧力差未満である場合に前記油供給経路を開通する、

圧縮機。 20

【請求項 2】

前記給油ポンプは、前記駆動軸の回転数が高くなるほど高い圧力で前記給油路に油を供給するものであり、

前記弁機構は、前記回転数が回転数第 1 閾値未満である場合は前記油供給経路を開通し、前記回転数が回転数第 1 閾値以上である場合は前記油供給経路を遮断する、請求項 1 に記載の圧縮機。

【請求項 3】

前記弁機構は、

前記油出入口に通じる中空部が形成され、前記中空部と前記油溜め空間とを連通する連通口が形成されたハウジングと、 30

前記ハウジングに収容され、前記油出入口の前記油の圧力によって動き、前記油出入口と前記油溜め空間とを連通する連通流路を有する弁体と、

前記ハウジングと前記弁体との間に設けられ、前記弁体を、前記油出入口側へ付勢する弾性部材と、

を有し、

前記弁体が最も前記油出入口側にあるときに前記連通流路の両端部が開放し、

前記弁体が前記油出入口側から反対側に移動したときに前記連通流路の端部が塞がれる、請求項 1 又は 2 に記載の圧縮機。

【請求項 4】

前記中空部は、前記弁体が当接する段差部を有し、 40

前記ハウジングは、前記油出入口と対向する面に前記連通口を有し、

前記連通流路は、前記弾性部材の付勢する方向にのびる流路であり、

前記弁体が前記段差部に当接したときに前記連通口の端部が前記段差部で塞がれる、請求項 3 に記載の圧縮機。

【請求項 5】

前記給油ポンプは、前記駆動軸の回転数が高くなるほど高い圧力で前記給油路に油を供給するものであり、

前記弁体は、前記回転数が回転数第 1 閾値未満である場合は、前記連通口側の面と前記段差部との間に間隔をあげ、前記回転数が回転数第 1 閾値以上である場合は前記連通口側の面が前記段差部と当接する、請求項 4 に記載の圧縮機。 50

【請求項 6】

前記ハウジングは、前記弁体が摺動する側壁を有して、該側壁に前記連通口を有し、前記連通流路は、前記弁体の前記油出入口側と前記側壁側とをつなぐように形成されている、請求項 3 ~ 5 のいずれか 1 項に記載の圧縮機。

【請求項 7】

前記弁機構は、

前記回転数が回転数第 1 閾値未満である場合は、前記ハウジングの前記連通口と前記連通流路の前記側壁側とが連通し、

前記回転数が回転数第 1 閾値以上で回転数第 2 閾値未満である場合は、前記弁体が前記ハウジング内を移動することにより前記連通流路の前記側壁側が前記連通口と連通する位置から外れて前記ハウジングの前記側壁によって閉塞され、

前記回転数が回転数第 2 閾値以上である場合は、前記弁体が前記ハウジング内をさらに移動することにより前記油出入口が前記中空部と前記連通口とを介して前記油溜め空間と連通する、請求項 6 に記載の圧縮機。

10

【請求項 8】

前記回転数が回転数第 2 閾値以上である場合は、前記弁機構は、前記油出入口と前記油溜め空間とを連通し、前記給油ポンプから吐出される油の一部が前記油溜め空間に排出される、請求項 6 又は 7 に記載の圧縮機。

【請求項 9】

前記ハウジングの内周壁には、周方向の溝となる内周流路が形成されており、前記内周流路は前記連通口と連通する請求項 6 ~ 8 のいずれか 1 項に記載の圧縮機。

20

【請求項 10】

前記弁体の外周壁には、周方向の溝となる外周流路が形成されており、前記外周流路は、前記連通流路と連通する請求項 6 ~ 9 のいずれか 1 項に記載の圧縮機。

【請求項 11】

前記弁機構は、前記油出入口に通じる中空部が形成され、前記中空部と前記油溜め空間とを連通する連通口が形成されたハウジングを有し、

前記ハウジングは、少なくとも 2 つの前記連通口を形成すると共に、一方の前記連通口である第 1 連通口を開閉する第 1 リード弁を前記ハウジングの内壁に配置し、他方の前記連通口である第 2 連通口を開閉する第 2 リード弁を前記ハウジングの外壁に配置する請求項 1 又は 2 に記載の圧縮機。

30

【請求項 12】

前記回転数が回転数第 1 閾値未満である場合は、前記第 1 リード弁が前記第 1 連通口を開放すると共に前記第 2 リード弁が前記第 2 連通口を閉塞し、

前記回転数が回転数第 1 閾値以上で回転数第 2 閾値未満である場合は、前記第 1 リード弁が前記第 1 連通口を閉塞すると共に前記第 2 リード弁が前記第 2 連通口を閉塞し

前記回転数が回転数第 2 閾値以上である場合は、前記第 2 リード弁が前記第 2 連通口を開放すると共に前記第 1 リード弁が前記第 1 連通口を閉塞する請求項 11 に記載の圧縮機。

【請求項 13】

前記ハウジングは、前記給油ポンプと一体的に形成されている、請求項 3 ~ 12 のいずれか 1 項に記載の圧縮機。

40

【請求項 14】

前記給油ポンプは、前記駆動軸の回転数が高くなるほど高い圧力で前記給油路に油を供給するものであり、

前記弁機構は、前記回転数が回転数第 1 閾値未満である場合は、前記油供給経路を開通し、前記回転数が回転数第 1 閾値以上で回転数第 2 閾値未満である場合は、前記油供給経路を遮断し、前記回転数が回転数第 2 閾値以上である場合は、前記油供給経路を開通する、請求項 1 ~ 13 のいずれか 1 項に記載の圧縮機。

【発明の詳細な説明】

50

【技術分野】

【0001】

本発明は、給油ポンプを設けた圧縮機に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来から、底部に油が溜められる密閉容器と、内部に給油路を有する駆動軸と、駆動軸の回転により流体を圧縮する圧縮機構部と、駆動軸の下端に設けられ、低圧ガス雰囲気中に設けられた油溜め空間に溜められた油を、給油路を介して圧縮機構部の吸入側空間に供給する給油ポンプとを備える圧縮機が知られている（例えば特許文献1参照）。この圧縮機では、回転数が低くなりすぎると、底部から給油路を介して供給される給油量が不足し、圧縮機構部のシール性を低下させ漏れ損失の増大を招く場合がある。

10

【0003】

特許文献1の圧縮機の問題を改善するために、特許文献2に示す圧縮機が提案されている。特許文献2においては、高圧ガス雰囲気中に設けられた油溜め空間に溜められた油は、給油ポンプより、給油路を介して、一旦保油部に持ち上げられる。そして高圧雰囲気にある保油部に供給された油は、低圧雰囲気にある圧縮機構部の吸入側空間に圧力差によって給油される。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】実開平5-6181号公報

【特許文献2】特開2003-227480号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

特許文献2に記載の圧縮機では、保油部が給油ポンプより下流側で、さらに高い位置にある。従って、電動機がある程度の回転数までは給油可能であるが、電動機が低速回転数になると、保油部までの流路抵抗および位置ヘッド分に抗して油を昇圧できなくなり、保油部への油の供給が滞る。そのため、圧縮機構部の吸入側に油を供給できなくなり、圧縮機構部のシール性が低下し漏れ損失の増大が生じる場合がある。

30

【0006】

本発明は、上記のような課題を解決するためのものであり、電動機が低速回転時でも十分な給油が実現できることで、漏れ損失の少ない圧縮機を提供するものである。

【課題を解決するための手段】

【0007】

本発明の圧縮機は、密閉容器と、密閉容器に収容され、密閉容器内に流入する流体を圧縮する圧縮機構部と、密閉容器に収容され、回転数可変で、回転力を発生する電動機と、電動機により発生する回転力を圧縮機構部に伝え、端部から軸方向に延びる給油路が内部に形成された駆動軸と、圧縮機構部で圧縮されたガスで満たされた密閉容器の底部に設けられた、油を貯留する油溜め空間と、駆動軸の端部側に設けられ、駆動軸の回転により作動し、油溜め空間の油を吸引して給油路に供給する給油ポンプと、給油ポンプとは別に、油溜め空間と給油路との圧力差を利用して給油路に油溜め空間の油を導く油供給経路を有する差圧給油機構と、を備え、差圧給油機構の油供給経路は給油ポンプの吐出側にある油出入口と連通し、かつ、弁機構を有し、弁機構は、給油ポンプの吐出側の圧力が、油溜め空間の圧力に対して所定の圧力差以上である場合に油供給経路を遮断し、油溜め空間の圧力に対して所定の圧力差未満である場合に油供給経路を開通するものである。

40

【発明の効果】

【0008】

本発明の圧縮機によれば、圧縮機が所定の回転数未満になると、油溜め空間の圧力と圧縮機構部の吸入側空間との圧力差により、油溜め空間から給油ポンプを介さず油が供給さ

50

れる。その結果、給油ポンプからの給油量が不足する低速回転時でも、十分な給油が実現できることで、漏れ損失を抑制することができる。

【図面の簡単な説明】

【0009】

【図1】本発明の実施の形態1に係る圧縮機を示す縦断面模式図である。

【図2】本発明の実施の形態1に係る圧縮機の給油ポンプの一例を示す縦断面模式図である。

【図3】本発明の実施の形態1に係る圧縮機の給油ポンプの一例を示す横断面模式図である。

【図4】本発明の実施の形態1に係る圧縮機の回転数が高い場合の差圧給油機構の挙動を示す模式図である。

10

【図5】本発明の実施の形態1に係る圧縮機の回転数が低い場合の差圧給油機構の挙動を示す模式図である。

【図6】本発明の実施の形態1に係る圧縮機の回転数と給油量との関係を示す図である。

【図7】本発明の実施の形態2に係る圧縮機を示す縦断面模式図である。

【図8】本発明の実施の形態2に係る圧縮機の回転数が回転数第1閾値N1未満の場合の差圧給油機構の挙動を示す模式図である。

【図9】本発明の実施の形態2に係る圧縮機の回転数が回転数第1閾値N1以上かつ回転数第2閾値N2未満の場合の差圧給油機構の挙動を示す断面図である。

【図10】本発明の実施の形態2に係る圧縮機の回転数が回転数第2閾値N2以上の場合の差圧給油機構の挙動を示す断面図である。

20

【図11】本発明の実施の形態2に係る圧縮機の回転数と給油量との関係を示す模式図である。

【図12】本発明の実施の形態3に係る圧縮機の差圧給油機構の断面図である。

【図13】本発明の実施の形態4に係る圧縮機の差圧給油機構の断面図である。

【図14】本発明の実施の形態4に係る圧縮機の弁体の概略図である。

【図15】本発明の実施の形態5に係る圧縮機の回転数が回転数第1閾値N1未満の場合の差圧給油機構の挙動を示す模式図である。

【図16】本発明の実施の形態5に係る圧縮機の回転数が回転数第1閾値N1以上かつ回転数第2閾値N2未満の場合の差圧給油機構の挙動を示す模式図である。

30

【図17】本発明の実施の形態5に係る圧縮機の回転数が回転数第2閾値N2以上の場合の差圧給油機構の挙動を示す模式図である。

【発明を実施するための形態】

【0010】

実施の形態1 .

図1は、本発明の実施の形態1に係る圧縮機を示す縦断面模式図である。以下、図1を参照しながら圧縮機100の構成について説明する。図1の圧縮機100は、いわゆる縦型のスクロール圧縮機であって、例えば冷媒等の作動ガスを圧縮し吐出するものである。圧縮機100は、密閉容器1と、圧縮機構部10と、電動機8と、駆動軸7と、油溜め空間2cと、給油ポンプ20と、差圧給油機構30aとを備える。

40

【0011】

密閉容器1は、例えば円筒形状に形成されており、耐圧性を有している。密閉容器1の側面には作動ガスを密閉容器1内に取り込むための吸入配管2aが接続されており、他の側面には圧縮した作動ガスを密閉容器1から外へと放出する吐出配管2bが接続されている。配管内の矢印は作動ガスの流れる方向を示す。吸入配管2aの内部には、逆止弁2xとバネ2yが配置されている。逆止弁2xは、バネ2yにより吸入配管2aを閉じる方向に付勢されており作動ガスの逆流を防ぐ。密閉容器1は、密閉容器1内に高圧ガス雰囲気1aを有する。そして、密閉容器1は、圧縮機構部10で圧縮されたガスで満たされた密閉容器1の底部に設けられた、冷凍機油（以下、油）を貯留するための油溜め空間2cを有する。油溜め空間2cは、高圧ガス雰囲気1a中に有り、駆動軸7の端部を支持するサ

50

ブフレーム 3 c よりも下、副軸受 5 c よりも下、駆動軸 7 の端部よりも下などにある空間である。そして、密閉容器 1 内に圧縮機構部 1 0、電動機 8、駆動軸 7 及び給油ポンプ 2 0 が収容されている。

【 0 0 1 2 】

密閉容器 1 内において、電動機 8 の上部にはガイドフレーム 3 a が密閉容器 1 に固定されており、電動機 8 の下部には駆動軸 7 を保持するサブフレーム 3 c が密閉容器 1 に固定されている。ガイドフレーム 3 a の内周側にはコンプライアントフレーム 3 b が収納されている。ガイドフレーム 3 a の内周面の固定スクロール 1 2 側には、上部嵌合円筒面 4 a が形成されている。この上部嵌合円筒面 4 a は、コンプライアントフレーム 3 b の外周面に形成された上部嵌合円筒面 4 b と係合されている。一方、ガイドフレーム 3 a の内周面の電動機 8 側には、下部嵌合円筒面 4 d が形成されており、この下部嵌合円筒面 4 d は、コンプライアントフレーム 3 b の外周面に形成された下部嵌合円筒面 4 c と係合されている。

10

【 0 0 1 3 】

コンプライアントフレーム 3 b の外周面の 2 ヶ所に上部円環状シール部材 9 a 及び下部円環状シール部材 9 b が配置されている。そして、ガイドフレーム 3 a の内面とコンプライアントフレーム 3 b の外面との間が、上部円環状シール部材 9 a 及び下部円環状シール部材 9 b で仕切られている。上部円環状シール部材 9 a と下部円環状シール部材 9 b との間には、コンプライアントフレーム下部空間 6 b が設けられている。なお、上部円環状シール部材 9 a 及び下部円環状シール部材 9 b は、図 1 においてコンプライアントフレーム 3 b の外周面の 2 ヶ所に配置されているが、シール部材の位置は図 1 の例に限られず、例えば、ガイドフレーム 3 a の内周面の 2 ヶ所に配置されても良い。

20

【 0 0 1 4 】

コンプライアントフレーム 3 b には、スラスト軸受 5 d とコンプライアントフレーム下部空間 6 b とを連通するガス導入流路 6 c が形成されている。ガス導入流路 6 c は、台板 1 1 x の抽気孔 1 1 c と連通するように設けられている。さらに、ガイドフレーム 3 a と密閉容器 1 の内壁とで流路 1 4 が形成される。流路 1 4 は、吐出口 1 2 a から流出した高圧の作動ガスが通る流路である。

【 0 0 1 5 】

ボス部 1 7 a の外部とコンプライアントフレーム 3 b との間には、吐出圧より低く、かつ吸入圧よりも高い圧力の中間圧の空間である中間圧空間 1 7 b が設けられている。また、コンプライアントフレーム 3 b には、中間圧空間 1 7 b の圧力を調整する中間圧調整弁 1 8 b、中間圧調整弁おさえ 1 8 d、中間圧調整バネ 1 8 c を収納するための中間圧調整弁空間 1 8 e が設けられている。なお、中間圧調整バネ 1 8 c は自然長より縮められて収納されている。さらに、コンプライアントフレーム 3 b には、中間圧空間 1 7 b と中間圧調整弁空間 1 8 e とを連通する貫通流路 1 8 a が設けられている。また、中間圧調整弁空間 1 8 e とコンプライアントフレーム上部空間 6 a とは連通している。さらに、コンプライアントフレーム上部空間 6 a は、オルダムリング 1 5 の内側に連通するように形成されている。したがって、中間圧空間 1 7 b とオルダムリング 1 5 の往復摺動面 1 5 e とは、貫通流路 1 8 a、中間圧調整弁空間 1 8 e、コンプライアントフレーム上部空間 6 a を介して連通している。

30

40

【 0 0 1 6 】

圧縮機構部 1 0 は、吸入配管 2 a から密閉容器 1 内に吸入される流体（例えば冷媒）を圧縮するものであり、揺動スクロール 1 1 及び固定スクロール 1 2 を備えている。揺動スクロール 1 1 は、コンプライアントフレーム 3 b に公転運動可能に支持されており、揺動スクロール 1 1 の下面には筒状の揺動軸受 1 1 a が設けられている。揺動軸受 1 1 a には駆動軸 7 の偏心軸部 7 a が挿入されており、偏心軸部 7 a の回転により揺動スクロール 1 1 が公転運動を行う。なお、コンプライアントフレーム 3 b と揺動スクロール 1 1 との間には、揺動スクロール 1 1 の自転を防止しながら揺動運動を与えるために、コンプライアントフレーム 3 b に揺動自在に支持されたオルダムリング 1 5 が設けられている。

50

【0017】

固定スクロール12は、揺動スクロール11の上部に配置されたものであり、密閉容器1に固定支持されたガイドフレーム3aにボルト(図示せず)等で固定されている。固定スクロール12の中心には圧縮室で圧縮された高圧の作動ガスを吐出するための吐出口12aが形成されており、吐出口12a上にはこの作動ガスの逆流を防止する吐出バルブ12cが配置されている。

【0018】

固定スクロール12の台板12xの片側には渦巻体12bが形成されている。固定スクロール12の外周部には2個1対の固定側オルダムリング溝15bが一直線上に形成されている。固定側オルダムリング溝15bには、オルダムリング15の2個1対の固定側キー15dが往復摺動自在に設置されている。

10

【0019】

揺動スクロール11の台板11xの片側には渦巻体11bが形成されている。固定スクロール12及び揺動スクロール11は、渦巻体12bと渦巻体11bとが互いに向き合うように配置されている。そして、渦巻体11bと渦巻体12bとが逆位相で組み合わせられており、固定スクロール12の渦巻部および揺動スクロール11の渦巻部との間に圧縮室が形成される。

【0020】

揺動スクロール11の台板11xにおいて、渦巻体11bが形成されている面と対向する面側には筒状のボス部17aが形成されている。ボス部17aの内面には、揺動軸受11aが設けられている。ボス部17aが形成されている面側の外周部には、コンプライアントフレーム3bが収納されている。また、台板11xには、渦巻体11b側とコンプライアントフレーム3b側とを連通する抽気孔11cが設けられている。

20

【0021】

揺動スクロール11の台板11xにおいて、ボス部17aが形成されている面には、コンプライアントフレーム3bのスラスト軸受5dと摺動可能なスラスト面16が形成されている。また、揺動スクロール11の外周部には2個1対の揺動側オルダムリング溝15aが一直線上に形成されている。この揺動側オルダムリング溝15aは、固定側オルダムリング溝15bと約90度の位相差を持ち、オルダムリング15の2個1対の揺動側キー15cが往復摺動自在に設置されている。コンプライアントフレーム3bのスラスト軸受5dの外周部には、往復摺動面15eが形成されており、オルダムリング15の揺動側キー15cが往復摺動する。ここで、固定スクロールの渦巻体12bと揺動スクロールの渦巻体11bの外側の台板外周部空間(以下、吸入側空間13)は、吸入ガス雰囲気(吸入圧)の低圧空間となっている。

30

【0022】

電動機8は、駆動軸7を回転駆動させるものであって、電動機回転子8a及び電動機固定子8bを有して、回転数可変で、回転力を発生する。電動機回転子8aは焼嵌め等により駆動軸7に固定されており、電動機固定子8bは焼嵌め等により密閉容器1に固定されている。電動機固定子8bには、ガラス端子(図示せず)が接続されており、ガラス端子は外部から電力を得るためのリード線(図示せず)に接続されている。そして、電動機固定子8bに電力が供給されたとき、駆動軸7及び電動機回転子8aが電動機固定子8bに対し回転する。なお、圧縮機100における回転系全体のバランスを行うため、電動機回転子8a及び駆動軸7にはバランスウェイト19a、19bが固定されている。

40

【0023】

駆動軸7は、コンプライアントフレーム3bの内周面に設けられた主軸受5a及び補助主軸受5b、密閉容器1に固定支持されたサブフレーム3c内に設けられた副軸受5cにより回転可能に支持されている。主軸受5a及び補助主軸受5b並びに副軸受5cは、例えば銅鉛合金等の滑り軸受からなる軸受構造で、駆動軸7を回転可能に軸支している。なお、主軸受5a及び補助主軸受5b並びに副軸受5cが滑り軸受からなる場合について例示しているが、別の公知の軸受構造によって駆動軸7を軸支してもよい。

50

【 0 0 2 4 】

駆動軸 7 は、電動機 8 により発生する回転力を圧縮機構部 1 0 に伝える。駆動軸 7 の内部には、駆動軸 7 の端部から軸方向（矢印 Z 方向）に延びる給油路 7 x と、給油路 7 x に通じた径方向に延びる複数の供給路 7 y とが形成されている。給油路 7 x 及び供給路 7 y を介して主軸受 5 a 及び補助主軸受 5 b 並びに副軸受 5 c 等の各摺動部位に油が供給される。駆動軸 7 の軸方向端部には給油路 7 x が開口し、この開口から給油ポンプ 2 0 により加圧した油が供給される。駆動軸 7 の g には、偏心軸部 7 a が設置されており、揺動スクロール 1 1 のボス部 1 7 a に形成される揺動軸受 1 1 a に係合されている。駆動軸 7 の下端には、給油ポンプ 2 0 と、給油ポンプ 2 0 と油溜め空間 2 c とを連通する吸入パイプ 2 4 が備えられている。

10

【 0 0 2 5 】

給油ポンプ 2 0 は、駆動軸 7 の他端側に取り付けられており、密閉容器 1 の油溜め空間 2 c に貯留された油を吸引して駆動軸 7 内の給油路 7 x に供給するものである。給油路 7 x に供給された油は、主軸受 5 a、補助主軸受 5 b、副軸受 5 c 及び揺動軸受 1 1 a 等の各摺動部位に供給される。給油ポンプ 2 0 は、例えば回転容積式ポンプからなっており、駆動軸 7 の回転により給油ポンプ 2 0 が作動する。給油ポンプ 2 0 は、駆動軸 7 の回転数が高くなるにつれて高い圧力で給油路 7 x に供給する油量が多くなるような特性を有している。

【 0 0 2 6 】

図 2 は、本発明の実施の形態 1 に係る圧縮機の給油ポンプの一例を示す縦断面模式図である。図 3 は、本発明の実施の形態 1 に係る圧縮機の給油ポンプの一例を示す横断面模式図である。図 1 ~ 図 3 を参照して給油ポンプ 2 0 について説明する。給油ポンプ 2 0 は、いわゆるトロコイド型のポンプであり、保持具 2 1、アウターロータ 2 2、インナーロータ 2 3、吸入パイプ 2 4 を有する。

20

【 0 0 2 7 】

保持具 2 1 は、サブフレーム 3 c に収納され、上端面で駆動軸 7 を軸方向に支承している。アウターロータ 2 2 は、外周面が断面円形状に形成されており、保持具 2 1 内に回転可能に收容されている。なお、アウターロータ 2 2 は、駆動軸 7 に対し偏心した状態で保持具 2 1 内に收容されている。また、アウターロータ 2 2 の内周面にはトロコイド曲線で形成された複数の歯が形成されている。

30

【 0 0 2 8 】

インナーロータ 2 3 は、アウターロータ 2 2 内に收容されており、駆動軸 7 に固定されている。インナーロータ 2 3 の外周面には、トロコイド曲線で形成された複数の歯が形成されており、インナーロータ 2 3 の歯数はアウターロータ 2 2 の歯数より例えば 1 つ少ない数になっている。インナーロータ 2 3 と、アウターロータ 2 2 とによって区切られる隙間の体積は、これらの回転にあわせて拡大・縮小する。インナーロータ 2 3 と、アウターロータ 2 2 などの回転型のポンプ機構は、隙間が拡大する回転角度位置で油を吸込み、縮小する角度位置で油を吐き出す。

【 0 0 2 9 】

給油ポンプ 2 0 の吸入側の位置には、吸入パイプ 2 4 に連通する油流入路 2 1 a が形成され、給油ポンプ 2 0 の吐出側の位置には、油出入口 2 1 x に連通する油流出路 2 1 b が形成されている（図 3 に点線で囲む部分）。油流入路 2 1 a 及び油流出路 2 1 b は断面形状がそら豆状に形成され左右に配置されており、それぞれがアウターロータ 2 2 とインナーロータ 2 3 で形成される空間と連通するように構成されている。油流入路 2 1 a は、吸入パイプ 2 4 の管路とアウターロータ 2 2 とインナーロータ 2 3 との間に形成される空間とを接続する流路である。油流出路 2 1 b は、アウターロータ 2 2 とインナーロータ 2 3 との間に形成される空間と、駆動軸 7 の給油路 7 x とを接続する流路である。つまり、油流出路 2 1 b は、給油ポンプ 2 0 内において、ポンプ機構の吐出口から加圧した油が給油路 7 x に流入するまでの流路である。保持具 2 1 の底部には、保持具 2 1 の外部から油流出路 2 1 b に油を流入させ、あるいは、油流出路 2 1 b に流れる油の一部を保持具 2 1 の

40

50

外部へ流出させる、貫通孔からなる油出入口 2 1 x が設けられている。なお、図 2 において油出入口 2 1 x は、保持具 2 1 の底部に 1 つ設けられているが、複数設けられていても良い。

【 0 0 3 0 】

吸入パイプ 2 4 は、油溜め空間 2 c に貯留された油を保持具 2 1 の内部に流入させるものであり、例えば軸方向に油溜め空間 2 c の下部まで延びた形状を有する。これにより、油が油溜め空間 2 c の下部まで減少するような運転条件であっても、油をすぐに吸入パイプ 2 4 に導くことができ、油の供給不足を防ぐことができる。

【 0 0 3 1 】

油出入口 2 1 x の下部には差圧給油機構 3 0 a が設けられている。差圧給油機構 3 0 a は、給油ポンプ 2 0 とは別に、油溜め空間 2 c と給油路 7 x との圧力差を利用して給油路 7 x に油溜め空間 2 c の油を導く油供給経路を有するものである。差圧給油機構 3 0 a の油供給経路は給油ポンプ 2 0 の吐出側にある油出入口 2 1 x と連通し、かつ、弁機構 3 0 を有する。弁機構 3 0 は、給油ポンプ 2 0 の吐出側の圧力が、油溜め空間 2 c の圧力に対して所定の圧力差以上である場合に油供給経路を遮断し、油溜め空間 2 c の圧力に対して所定の圧力差未満である場合に油供給経路を開通するものである。

10

【 0 0 3 2 】

弁機構 3 0 は、ハウジング 3 1 a、弁体 3 4 a、弾性部材 3 6 を有する。ハウジング 3 1 a は、給油ポンプ 2 0 の油出入口 2 1 x を覆うように配置されており、油出入口 2 1 x に通じる中空部 3 3 を有する。なお、図 1 ~ 3 では、ハウジング 3 1 a は、給油ポンプ 2 0 の保持具 2 1 と別体で構成されているが、ハウジング 3 1 a は、給油ポンプ 2 0 の保持具 2 1 と一体的に構成されてもよい。中空部 3 3 は、例えば軸方向 (Z 軸方向) に延びて形成されている。中空部 3 3 は、弁体 3 4 a が当接する段差部 3 7 を有する。ハウジング 3 1 a には、油出入口 2 1 x と対向する面に、中空部 3 3 と油溜め空間 2 c とを連通する連通口 3 2 a が形成されている。連通口 3 2 a は、油溜め空間 2 c 内に位置している。ここで、油溜め空間 2 c における油面の高さは運転条件によって変動する。このため、連通口 3 2 a はできるだけ下方に設置することが好ましい。なお、駆動軸 7 が鉛直方向となる縦置き配置では、油は油溜め空間 2 c 内に収まっていることが多い。しかし、油は常に油溜め空間 2 c 内に収まっているわけではなく、圧縮機に入れた油の量、圧縮機を用いる冷媒システムの運転条件等によって、油の上面が油溜め空間 2 c よりも上、つまりサブフレーム 3 c、または副軸受 5 c よりも上となることもある。

20

30

【 0 0 3 3 】

弁体 3 4 a は、弾性部材 3 6 により、ハウジング 3 1 a の中空部 3 3 の内部を軸方向 (Z 軸方向) に移動可能に収容されている。弁体 3 4 a は、油出入口 2 1 x の油の圧力によって移動する。弁体 3 4 a は、ハウジング 3 1 a に設けられた油出入口 2 1 x の開閉を行うものである。弁体 3 4 a は、例えばハウジング 3 1 a の中空部 3 3 の断面積とほぼ同一の大きさを有し、ハウジング 3 1 a の内壁と弁体 3 4 a との間から油が流通するのを規制する。弾性部材 3 6 は、ハウジング 3 1 a と弁体 3 4 a との間に設けられており、弁体 3 4 a を油出入口 2 1 x 側へ付勢する。弁体 3 4 a には、弾性部材 3 6 の付勢する方向 (Z 軸方向) にのびる、連通流路 3 5 a が形成されている。連通流路 3 5 a は、油出入口 2 1 x と連通口 3 2 a との間に流路を形成し、油出入口 2 1 x と油溜め空間 2 c とを連通させるものである。弁体 3 4 a が、最も油出入口 2 1 x 側にあるときに連通流路 3 5 a の両端部が開放し、弁体 3 4 a が、油出入口 2 1 x 側から反対側に移動したときに連通流路 3 5 a の端部が塞がれる。具体的には、弁体 3 4 a が移動し、弁体 3 4 a が段差部 3 7 と当接する際、連通流路 3 5 a の端部は、段差部 3 7 によって閉塞される。そのため、弁体 3 4 a が移動し、弁体 3 4 a が段差部 3 7 と当接する際、連通流路 3 5 a と連通口 3 2 a とは連通しない位置関係となっている。なお、弁体 3 4 a の移動する量は、油出入口 2 1 x の油の圧力の大きさに応じて変化すればよく、弁体 3 4 a が受ける油の圧力が油出入口 2 1 x の油の圧力と完全に同一でなくともよい。

40

【 0 0 3 4 】

50

次に、図1～図3を参照して圧縮機100の動作について説明する。まず、吸入配管2aに流れ込んだ低圧の作動ガス（吸入圧力）により、逆止弁2xがバネ2yのバネ力に打ち勝ち、弁止まり（図示せず）まで押し下げられる。その後、作動ガスは密閉容器1内の吸入側空間13に流入する。一方、インバータ装置から電動機8へ電力が供給されることにより駆動軸7が回転する。駆動軸7の回転により偏心軸部7aが回転し、揺動スクロール11が揺動運動（公転運動）を行う。このとき、揺動スクロール11と固定スクロール12との間に形成された圧縮室（図示せず）に作動ガスが吸い込まれる。そして、作動ガスは、渦巻体11b及び渦巻体12bが形成する両渦巻体の動作に伴う圧縮室の幾何学的な容積変化によって低圧から高圧へと昇圧され、吐出口12aより吐出される。吐出口12aより吐出された作動ガスは、流路14を通り、密閉容器1の内部を高圧ガス雰囲気1aとして、密閉容器1の側面に設けられた吐出配管2bから外部へ吐出される。

10

【0035】

圧縮機構部10で圧縮途中の中間圧（吸入圧以上、吐出圧以下）の作動ガスは、台板11xの抽気孔11cからガス導入流路6cを介し、コンプライアントフレーム下部空間6bへと導かれる。コンプライアントフレーム下部空間6bは、上部円環状シール部材9aと下部円環状シール部材9bとで密閉された空間となっている。そのため、コンプライアントフレーム下部空間6bに導入された中間圧の作動ガスにより、コンプライアントフレーム3bは軸方向（Z軸方向）に浮上する。

【0036】

中間圧空間17bの中間圧力 P_m1 は、中間圧調整バネ18cの弾性力と中間圧調整弁18bとの中間圧に晒された面積によって決定される所定の圧力、および吸入側空間13の圧力 P_s の和であり、 $P_s +$ となる。また、コンプライアントフレーム下部空間6bの中間圧力 P_m2 は、連通する圧縮室の位置で決定される所定の倍率と吸入側空間13の圧力 P_s との積であり、 $P_s \times$ となる。

20

【0037】

中間圧力 P_m1 、中間圧力 P_m2 およびコンプライアントフレーム下端面3xに作用する高圧（高圧ガス雰囲気1aによる）の圧力により、コンプライアントフレーム3bは、ガイドフレーム3aの内周面に沿って軸方向に浮上する。

【0038】

これにより、揺動スクロール11もスラスト軸受5dを介して浮上するため、圧縮室を形成する固定スクロール12と揺動スクロール11それぞれの渦巻体の先端と台板の隙間が小さくなる。その結果、高圧の作動ガスは圧縮室から漏れにくくなり、高効率な圧縮機を得ることができる。

30

【0039】

一方、起動時や液圧縮時において、圧縮室内が異常に高圧になる場合、揺動スクロール11に作用する軸方向のガス負荷が過大になる。そうすると、揺動スクロール11は、スラスト軸受5dを介してコンプライアントフレーム3bを押し下げる。すなわち固定スクロール12と揺動スクロール11それぞれの渦巻体の先端と台板に比較的大きな隙間が生じ、圧縮室内の異常な圧力上昇を抑制でき、摺動部の損傷がない信頼性の高い圧縮機を得ることができる。

40

【0040】

次に、図1～図3を参照して油の流れについて説明する。電動機回転子8aの回転に伴い、駆動軸7が回転すると、インナーロータ23が図3の矢印で示す方向に回転する。インナーロータ23が回転すると、インナーロータ23の歯とアウターロータ22の歯が噛み合うことにより、アウターロータ22が回転する。これにより、密閉容器1の底部の油溜め空間2cの油が吸入パイプ24から保持具21内へ吸い上げられる。そして、保持具21内の油は、油流出路21bを通過して駆動軸7の給油路7xに供給される。この油が、給油路7x及び供給路7yから主軸受5a、補助主軸受5b、副軸受5c及び揺動軸受11aにそれぞれ供給される。副軸受5cに給油された油は副軸受5cを潤滑した後、密閉容器1の下部の油溜め空間2cに戻される。

50

【 0 0 4 1 】

揺動スクロール 1 1 に設けられたボス部 1 7 a まで供給された油は、揺動軸受 1 1 a を通って減圧され、中間圧（吸入圧以上、吐出圧以下）となり中間圧空間 1 7 b に導かれる。中間圧空間 1 7 b に導かれた油は、貫通流路 1 8 a を通る際に、中間圧調整バネ 1 8 c のバネ力に打ち勝ち、中間圧調整弁 1 8 b を押し上げて、一旦、コンプライアントフレーム上部空間 6 a に排出される。その後、この油はオルダムリング 1 5 の内側に排出され、吸入側空間 1 3 に供給される。また、一部の油はスラスト面 1 6 に給油された後に、往復摺動面 1 5 e に供給され、吸入側空間 1 3 へと流入する。吸入側空間 1 3 へと流入した油は低圧の作動ガスとともに圧縮機構部 1 0 へと吸入される。

【 0 0 4 2 】

上述のように、給油ポンプ 2 0 が容積式ポンプである場合、駆動軸 7 の回転数が高くなるほど、前述の圧縮機構部 1 0 の吸入側空間 1 3 および各摺動部に供給される油量は増加し、回転数が低くなると油量は減少するという特性を有する。従って、駆動軸 7 の回転数が低すぎる場合は、コンプライアントフレーム 3 b は浮上せず、圧縮室を形成する固定スクロール 1 2 と揺動スクロール 1 1 それぞれの渦巻体の先端と台板の隙間が大きくなる。そのため、圧縮機構部 1 0 のシール性が低下し、作動ガスの漏れ損失が増大する。さらには各摺動部への給油不足により焼きつきが発生するなど、信頼性の低下を招く場合がある。差圧給油機構 3 0 a は、この課題を解決するために設けた機構であり、以下に差圧給油機構 3 0 a を構成する弁機構 3 0 の機能を中心に説明をする。

【 0 0 4 3 】

図 4 は、本発明の実施の形態 1 に係る圧縮機の回転数が高い場合の差圧給油機構の挙動を示す模式図である。図 5 は、本発明の実施の形態 1 に係る圧縮機の回転数が低い場合の差圧給油機構の挙動を示す模式図である。なお、図 4 は、圧縮機の回転数が高く、油出入口 2 1 x の圧力が油溜め空間 2 c の圧力よりも高い場合における運転状態を示している。図 5 は、圧縮機の回転数が低く油出入口 2 1 x の圧力が油溜め空間 2 c の圧力よりも低い場合における運転状態を示している。

【 0 0 4 4 】

図 4 において、圧縮機 1 0 0 の回転数が高いため、油出入口 2 1 x での圧力が大きくなり、弁機構 3 0 の弁体 3 4 a を下に押す差圧による力 F_p （油出入口 2 1 x の圧力と、油溜め空間 2 c の高圧ガス雰囲気 1 a の圧力との差圧によって生じる力）が弁体 3 4 a を上に押す弾性部材 3 6 の弾性力 F_s より大きくなる。このとき、弁体 3 4 a の下端がハウジング 3 1 a の段差部 3 7 に当接し、連通流路 3 5 a は段差部 3 7 によって閉塞される。また、弁体 3 4 a によって連通口 3 2 a は閉塞される。その結果、油出入口 2 1 x は、差圧給油機構 3 0 a の油供給経路を遮断されるため、油流出路 2 1 b に送られた油はそのまま給油路 7 x に流入する。

【 0 0 4 5 】

一方、図 5 においては、圧縮機 1 0 0 の回転数が低いため、油出入口 2 1 x の圧力は低くなり、弁体 3 4 a を下に押す力 F_p は、弾性部材 3 6 の弾性力 F_s より小さくなる。このとき、弁体 3 4 a は弾性部材 3 6 の付勢力により上に持ち上げられ、連通口 3 2 a は開放される。そして、弁体 3 4 a と段差部 3 7 との間に間隔が開き、弁体 3 4 a が、最も油出入口 2 1 x 側にあるときには連通流路 3 5 a の両端部が開放し、油出入口 2 1 x と油溜め空間 2 c とが連通する。その結果、高圧ガス雰囲気 1 a 中の油溜め空間 2 c の油は、低圧である圧縮機構部 1 0 の吸入側空間 1 3 との圧力差により、連通流路 3 5 a を介して、油出入口 2 1 x、油流出路 2 1 b に導かれる。油流出路 2 1 b に導かれた油は給油路 7 x より圧縮機構部 1 0 の吸入側空間 1 3 及び各摺動部へと供給される。

【 0 0 4 6 】

図 6 は、本発明の実施の形態 1 に係る圧縮機の回転数と給油量との関係を示す図である。差圧給油機構 3 0 a のない従来の圧縮機の場合は、圧縮機の回転数と給油量との関係は、ほぼ比例関係となり、回転数が高くなるほど給油量が増加する（図中、破線で示す）。

【 0 0 4 7 】

10

20

30

40

50

本発明の実施の形態 1 に係る圧縮機 100 の場合は、回転数が大きくなり、回転数第 1 閾値 N1 以上になった時に、回転数と給油量との関係は比例関係となる（図中、実線で示す）。図 4 に示すように、油供給経路は遮断され、給油ポンプ 20 により油流出路 21b に送られた油はそのまま給油路 7x に流入するために、給油量は従来の圧縮機と同じとなる。これに対し、回転数が低くなり、回転数第 1 閾値 N1 未満になった時に、給油量は従来の圧縮機と比べて、図中の斜線領域だけ増加する。図 5 に示すように、油溜め空間 2c と圧縮機構部 10 の吸入側空間 13 との差圧によって油供給経路を開通し、給油路 7x に油が流入するためである。この回転数第 1 閾値 N1 は、給油ポンプ 20 による油圧により、弾性部材 36 により付勢された弁体 34a が連通口 32a を閉塞させる位置まで押し下げる（移動する）油圧になるような回転数になっている。

10

【0048】

回転数第 1 閾値 N1 は例えば弾性部材 36 の弾性力により設定することができる。この回転数第 1 閾値 N1 として、たとえば圧縮機 100 の定格回転周波数の 10 ~ 50 % の範囲内の値などとしてもよい。なお、回転数第 1 閾値 N1 を完全に 1 つの値に固定するものではない。異なる圧縮機 100 において、この回転数第 1 閾値 N1 が、少し異なってもよい。また、同じ圧縮機 100 においても、吸入する冷媒の圧力などの運転条件によって、回転数第 1 閾値 N1 が、多少の変化をしてもよい。たとえば、特定の運転条件で、回転数第 1 閾値 N1 が、ある所定の範囲内に保つように弁機構 30 を調整してもよい。

【0049】

以上のように本発明の実施の形態 1 に係る圧縮機 100 によれば、差圧給油機構 30a により、所定の回転数未満では、圧力差によって、油溜め空間から給油ポンプを介さず油が供給され、給油量を増加させることができる。その結果、給油ポンプからの給油量が不足する低速回転時でも、十分な給油が実現できることで圧縮機構部 10 の隙間のシール性を確保することができ、漏れ損失を抑制することができる。また、各摺動部への給油不足による焼きつきを防止することができる。

20

【0050】

実施の形態 2 .

図 7 は、本発明の実施の形態 2 に係る圧縮機を示す縦断面模式図である。次に、本発明の実施の形態 2 に係る圧縮機 200 について説明する。本発明の実施の形態 2 に係る圧縮機 200 は、本発明の実施の形態 1 に係る圧縮機 100 の差圧給油機構 30a の構造のみが異なるものである。

30

【0051】

図 8 は、本発明の実施の形態 2 に係る圧縮機の回転数が回転数第 1 閾値 N1 未満の場合の差圧給油機構の挙動を示す模式図である。図 9 は、本発明の実施の形態 2 に係る圧縮機の回転数が回転数第 1 閾値 N1 以上かつ回転数第 2 閾値 N2 未満の場合の差圧給油機構の挙動を示す断面図である。図 10 は、本発明の実施の形態 2 に係る圧縮機の回転数が回転数第 2 閾値 N2 以上の場合の差圧給油機構の挙動を示す断面図である。まず、図 7 ~ 図 10 を参照して、本発明の実施の形態 2 に係る圧縮機の差圧給油機構 130a の構造について説明する。なお、図 1 ~ 図 6 の圧縮機と同一の構成を有する部位には同一の符号を付してその説明を省略する。

40

【0052】

油出入口 21x の下部には差圧給油機構 130a が設けられている。差圧給油機構 130a は、給油ポンプ 20 とは別に、油溜め空間 2c と給油路 7x との圧力差を利用して給油路 7x に油溜め空間 2c の油を導く油供給経路を有するものである。差圧給油機構 130a の油供給経路は給油ポンプ 20 の吐出側にある油出入口 21x と連通し、かつ、弁機構 130 を有する。弁機構 130 は、給油ポンプ 20 の吐出側の圧力が、油溜め空間 2c の圧力に対して所定の圧力差以上である場合に油供給経路を開通し、油溜め空間 2c の圧力に対して所定の圧力差以上で、かつ、所定の圧力差未満ある場合に油供給経路を遮断し、油溜め空間 2c の圧力に対して所定の圧力差未満である場合に油供給経路を開通するものである。なお、差圧給油機構 130a は、油流出路 21b 内の油を油溜め空間 2c 内へ

50

返油することもできる。

【0053】

弁機構130は、ハウジング31b、弁体34b、弾性部材36を有する。ハウジング31bは、弁体34bが摺動する側壁38を有しており、側壁38には連通路32bを有している。ハウジング31bは、給油ポンプ20の油出入口21xを覆うように配置されており、油出入口21xに通じる中空部33を有する。連通路32bは、油溜め空間2c内に位置している。

【0054】

弁体34bは、弾性部材36により、ハウジング31bの中空部33の内部を軸方向（Z軸方向）に移動可能に収容されている。弁体34bは、油出入口21xの油の圧力によって移動する。弁体34bは、ハウジング31bに設けられた油出入口21xの開閉を行うものである。弁体34bは、例えばハウジング31bの中空部33の断面積とほぼ同一の大きさを有し、ハウジング31bの内壁と弁体34bとの間から油が流通するのを規制する。弾性部材36は、ハウジング31bと弁体34bとの間に設けられており、弁体34bを油出入口21x側へ付勢する。弁体34bには、弁体34bの油出入口21x側と側壁38側とをつなぐように連通路35bが形成されている。そして、連通路35bの側壁側とハウジング31bの連通路32bとが連通することで、油出入口21xと油溜め空間2cとが連通する。弁体34bが、ハウジング31b内を移動することにより、連通路35bの側壁38側が連通路32bと連通する位置から外れる。この場合、連通路35bは、ハウジング31bの側壁38によって閉塞される。弁体34bが油出入口21x側から反対側にさらに移動したときには、油出入口21xは、中空部33、連通路32bを介して油溜め空間2cと連通する。なお、弁体34bの動く量は、油出入口21xの油の圧力の大きさに応じて変化すればよく、弁体34bが受ける油の圧力が油出入口21xの油の圧力と完全に同一でなくともよい。

【0055】

次に、本発明の実施の形態2に係る圧縮機200の動作について説明する。図8において、圧縮機200の回転数が回転数第1閾値N1未満のとき、弁体34bを下に押す差圧による力Fp（油出入口21xの圧力と、油溜め空間2cの高圧ガス雰囲気1aの圧力との差圧によって生じる力）が弁体34bを上を押す弾性部材36の弾性力Fsより小さくなる。このとき弁機構130は、ハウジング31bの連通路32bと連通路35bの側壁38側とが連通し、油供給経路を開通する。そして、高圧ガス雰囲気1a中の油溜め空間2cの油は、低圧である圧縮機構部10の吸入側空間13との圧力差により、連通路32b及び連通路35bを介して、油出入口21x、油流出路21bに導かれる。その後、油は、給油路7xより圧縮機構部10の吸入側空間13及び各摺動部へと供給される。

【0056】

図9において、圧縮機200の回転数が回転数第1閾値N1以上かつ回転数第2閾値N2未満のとき、弁体34bを下に押す差圧による力Fpと、弁体34bを上を押す弾性部材36の弾性力Fsとの力が釣り合う。このとき弁機構130は、弁体34bがハウジング31b内を移動することにより連通路35bの側壁38側が連通路32bと連通する位置から外れてハウジング31bの側壁38によって閉塞され、油供給経路を遮断する。そして、圧縮機構部10の吸入側空間13及び各摺動部への給油は、給油ポンプ20のみを用いて行われる。

【0057】

図10において、圧縮機200の回転数が回転数第2閾値N2以上のとき、弁体34bを下に押す差圧による力Fpが弁体34bを上を押す弾性部材36の弾性力Fsより大きくなる。このとき弁機構130は、弁体34bがハウジング31b内をさらに移動することにより、油出入口21xが中空部33と連通路32bとを介して油溜め空間2cと連通し、油供給経路を開通する。そして、給油ポンプ20により圧縮機構部10の吸入側空間13及び各摺動部へ供給される油の一部は、油流出路21bから、油出入口21x、中空部33及び連通路32bを介して、油溜め空間2cへと排出される。

10

20

30

40

50

【 0 0 5 8 】

図 1 1 は、本発明の実施の形態 2 に係る圧縮機の回転数と給油量との関係を示す模式図である。差圧給油機構 1 3 0 a のない従来の圧縮機を用いた場合を破線で示し、本発明の実施の形態 2 に係る圧縮機 2 0 0 を用いた場合を実線及び斜線領域で示す。

【 0 0 5 9 】

圧縮機 2 0 0 の回転数が回転数第 1 閾値 N 1 未満のときは、給油量は従来の圧縮機を用いた場合に比べて、図 1 1 中の斜線領域だけ増加する。図 8 に示すように、油溜め空間 2 c と圧縮機構部 1 0 の吸入側空間 1 3 との差圧によって、連通口 3 2 b 及び連通流路 3 5 b とが連通し、油供給経路を開通することで、油溜め空間 2 c から給油路 7 x に油が流入するためである。

10

【 0 0 6 0 】

圧縮機 2 0 0 の回転数が回転数第 1 閾値 N 1 以上かつ回転数第 2 閾値 N 2 未満のときは、圧縮機 2 0 0 の回転数と給油量との関係は、従来の圧縮機を用いた場合と同様に比例関係となる。図 9 に示すように、弁機構 1 3 0 は、弁体 3 4 b がハウジング 3 1 b 内を移動することにより連通流路 3 5 b の側壁 3 8 側が連通口 3 2 b と連通する位置から外れてハウジング 3 1 b の側壁 3 8 によって閉塞され、油供給経路は遮断される。そのため、圧縮機構部 1 0 の吸入側空間 1 3 及び各摺動部への給油は給油ポンプ 2 0 のみを用いて行われるためである。

【 0 0 6 1 】

圧縮機 2 0 0 の回転数が回転数第 2 閾値 N 2 以上のときは、給油量は従来の圧縮機を用いた場合に比べて、図 1 1 中の網掛領域だけ減少する。図 1 0 に示すように、弁機構 1 3 0 は、弁体 3 4 b がハウジング 3 1 b 内をさらに移動することにより、油出入口 2 1 x が中空部 3 3 と連通口 3 2 b とを介して油溜め空間 2 c と連通し、油供給経路を開通する。その結果、給油ポンプ 2 0 により供給される油の一部が、中空部 3 3 及び連通口 3 2 b を介して、油溜め空間 2 c へと排出されるためである。

20

【 0 0 6 2 】

回転数第 1 閾値 N 1 及び回転数第 2 閾値 N 2 は、例えば弾性部材 3 6 の弾性力、もしくは連通口 3 2 b の軸方向の形成位置等により設定することができる。なお、回転数第 1 閾値 N 1 及び回転数第 2 閾値 N 2 を完全に 1 つの値に固定するものではない。異なる圧縮機 2 0 0 において、この回転数第 1 閾値 N 1 及び回転数第 2 閾値 N 2 が、少し異なってもよい。また、同じ圧縮機 2 0 0 においても、吸入する冷媒の圧力などの運転条件によって、回転数第 1 閾値 N 1 及び回転数第 2 閾値 N 2 が、多少の変化をしてもよい。たとえば、特定の運転条件で、回転数第 1 閾値 N 1 及び回転数第 2 閾値 N 2 が、ある所定の範囲内に保つように弁機構 1 3 0 を調整してもよい。

30

【 0 0 6 3 】

以上のように本発明の実施の形態 2 に係る圧縮機 2 0 0 によれば、圧縮機 2 0 0 は所定の回転数未満では、圧力差によって、油溜め空間から給油ポンプを介さず油が供給され、給油量を増加させることができる。その結果、給油ポンプからの給油量が不足する低速回転時でも、十分な給油が実現できることで圧縮機構部 1 0 の隙間のシール性を確保することができ、漏れ損失を抑制することができる。また、各摺動部への給油不足による焼きつきを防止することができる。さらに所定の回転数以上では油の一部が油溜め空間 2 c に排出されるため、過剰な油流出による油枯渇を防止できる。

40

【 0 0 6 4 】

従って、本発明の実施の形態 2 に係る圧縮機 2 0 0 では、本発明の実施の形態 1 に係る圧縮機 1 0 0 に対して、高速回転時での過剰な油流出による油枯渇を防止できる効果があり、本発明の実施の形態 1 に係る圧縮機 1 0 0 よりもさらに信頼性の高い圧縮機が得られる。

【 0 0 6 5 】

実施の形態 3 .

図 1 2 は、本発明の実施の形態 3 に係る圧縮機の差圧給油機構の断面図である。

50

次に、本発明の実施の形態 3 に係る圧縮機 300 について説明する。本発明の実施の形態 3 に係る圧縮機 300 は、本発明の実施の形態 2 に係る圧縮機 200 のハウジング 31b の形状のみが異なるものであり、弁体 34b の形状が円筒形状の場合である。まず、図 12 を参照して、本発明の実施の形態 3 に係る圧縮機 300 の差圧給油機構 230a の構造について説明する。なお、図 1 ~ 図 11 の圧縮機と同一の構成を有する部位には同一の符号を付してその説明を省略する。

【0066】

油出入口 21x の下部には差圧給油機構 230a が設けられている。差圧給油機構 230a は、給油ポンプ 20 とは別に、油溜め空間 2c と給油路 7x との圧力差を利用して給油路 7x に油溜め空間 2c の油を導く油供給経路を有するものである。差圧給油機構 230a の油供給経路は給油ポンプ 20 の吐出側にある油出入口 21x と連通し、かつ、弁機構 230 を有する。弁機構 230 は、給油ポンプ 20 の吐出側の圧力が、油溜め空間 2c の圧力に対して所定の圧力差以上である場合に油供給経路を開通し、油溜め空間 2c の圧力に対して所定の圧力差以上で、かつ、所定の圧力差未満ある場合に油供給経路を遮断し、油溜め空間 2c の圧力に対して所定の圧力差未満である場合に油供給経路を開通するものである。なお、差圧給油機構 230a は、油流出路 21b 内の油を油溜め空間 2c 内へ返油することもできる。

10

【0067】

弁機構 230 のハウジング 31c の内周壁には、連通口 32b と弁体 34b の連通流路 35b が連通する内周流路 39a が設けられている。内周流路 39a は、ハウジング 31c の側壁 38 の内周壁が凹んでいる部分であり、凹み部分が周方向に連なることでハウジング 31c の内周壁に周方向の溝を形成している部分である。内周流路 39a の軸方向の長さ、弁体 34b の軸方向の長さは、弁体 34b が軸方向へ移動したときに、内周流路 39a を塞ぐことのできる長さである。

20

【0068】

次に、本発明の実施の形態 3 に係る圧縮機 300 の動作について説明する。図 12 において、圧縮機 300 の回転数が回転数第 1 閾値 N1 未満のとき、弁体 34b は、ハウジング 31c の連通口 32b と連通流路 35b が内周流路 39a を介して連通することで、油供給経路を開通する。

【0069】

圧縮機 300 の回転数が、回転数第 1 閾値 N1 以上かつ回転数第 2 閾値 N2 未満のとき、弁体 34b はハウジング 31c 内を移動し、連通流路 35b が内周流路 39a と連通する位置から外れてハウジング 31c の側壁 38 によって閉塞され、油供給経路は遮断される。そのため、圧縮機構部 10 の吸入側空間 13 及び各摺動部への給油は給油ポンプ 20 のみを用いて行われる。

30

【0070】

回転数第 2 閾値 N2 以上のときは、本発明の実施の形態 2 に係る圧縮機 200 と同様の動作を行う。すなわち、弁体 34b がハウジング 31c 内をさらに移動することにより、油出入口 21x が中空部 33 と連通口 32b とを介して油溜め空間 2c と連通し、油供給経路を開通する。そして、給油ポンプ 20 により圧縮機構部 10 の吸入側空間 13 及び各摺動部へ供給される油の一部は、油流出路 21b から、油出入口 21x、中空部 33 及び連通口 32b を介して、油溜め空間 2c へと排出される。

40

【0071】

圧縮機 300 は、ハウジング 31c の内周壁に内周流路 39a を設けることで、以下の効果を得ることができる。本発明の実施の形態 2 に係る圧縮機 200 の場合、圧縮機 200 の回転数が回転数第 1 閾値 N1 未満において、振動や油の流れの影響によって弁体 34b が回転し、連通口 32b と連通流路 35b とが連通しなくなってしまう恐れがある。本発明の実施の形態 3 に係る圧縮機 300 では、圧縮機 300 の回転数が回転数第 1 閾値 N1 未満において、連通口 32b と連通流路 35b とは常に内周流路 39a で連通しているため、弁体 34b が回転しても差圧による給油が行なわれる。

50

【 0 0 7 2 】

以上のように本発明の実施の形態 3 に係る圧縮機 3 0 0 によれば、圧縮機 3 0 0 は所定の回転数未満では、圧力差によって、油溜め空間から給油ポンプを介さず油が供給され、給油量を増加させることができる。その結果、給油ポンプからの給油量が不足する低速回転時でも、十分な給油が実現できることで圧縮機構部 1 0 の隙間のシール性を確保することができ、漏れ損失を抑制することができる。また、各摺動部への給油不足による焼きつきを防止することができる。さらに所定の回転数以上では油の一部が油溜め空間 2 c に排出されるため、過剰な油流出による油枯渇を防止できる。

【 0 0 7 3 】

実施の形態 4 .

10

図 1 3 は、本発明の実施の形態 4 に係る圧縮機の差圧給油機構の断面図である。図 1 4 は、本発明の実施の形態 4 に係る圧縮機の弁体の概略図である。次に、本発明の実施の形態 4 に係る圧縮機 4 0 0 について説明する。本発明の実施の形態 4 に係る圧縮機 4 0 0 は、本発明の実施の形態 2 に係る圧縮機 2 0 0 の弁体 3 4 b の形状のみが異なるものであり、弁体 3 4 b の形状が円筒形状の場合である。まず、図 1 3 及び図 1 4 を参照して、本発明の実施の形態 4 に係る圧縮機 4 0 0 の差圧給油機構 3 3 0 a の構造について説明する。なお、図 1 ~ 図 1 2 の圧縮機と同一の構成を有する部位には同一の符号を付してその説明を省略する。

【 0 0 7 4 】

油出入口 2 1 x の下部には差圧給油機構 3 3 0 a が設けられている。差圧給油機構 3 3 0 a は、給油ポンプ 2 0 とは別に、油溜め空間 2 c と給油路 7 x との圧力差を利用して給油路 7 x に油溜め空間 2 c の油を導く油供給経路を有するものである。差圧給油機構 3 3 0 a の油供給経路は給油ポンプ 2 0 の吐出側にある油出入口 2 1 x と連通し、かつ、弁機構 3 3 0 を有する。弁機構 3 3 0 は、給油ポンプ 2 0 の吐出側の圧力が、油溜め空間 2 c の圧力に対して所定の圧力差以上である場合に油供給経路を開通し、油溜め空間 2 c の圧力に対して所定の圧力差以上で、かつ、所定の圧力差未満ある場合に油供給経路を遮断し、油溜め空間 2 c の圧力に対して所定の圧力差未満である場合に油供給経路を開通するものである。なお、差圧給油機構 3 3 0 a は、油流出路 2 1 b 内の油を油溜め空間 2 c 内へ返油することもできる。

20

【 0 0 7 5 】

図 1 4 に示すように、弁機構 3 3 0 の弁体 3 4 c には、連通流路 3 5 b と連通口 3 2 b が連通する外周流路 3 9 b が設けられている。外周流路 3 9 b は、弁体 3 4 c の側壁の外周壁 3 4 c 1 が凹んでいる部分であり、凹み部分が周方向に連なることで弁体 3 4 c の外周壁 3 4 c 1 に周方向の溝を形成している部分である。外周流路 3 9 b の軸方向の長さ、連通口 3 2 b の軸方向の長さは、弁体 3 4 c が軸方向へ移動したときに、連通口 3 2 b を塞ぐことのできる長さである。

30

【 0 0 7 6 】

次に、本発明の実施の形態 4 に係る圧縮機 4 0 0 の動作について説明する。図 1 3 において、圧縮機 4 0 0 の回転数が回転数第 1 閾値 N_1 未満のとき、弁体 3 4 c は、ハウジング 3 1 b の連通口 3 2 b と連通流路 3 5 b が外周流路 3 9 b を介して連通することで、油供給経路を開通する。

40

【 0 0 7 7 】

圧縮機 4 0 0 の回転数が回転数第 1 閾値 N_1 以上かつ回転数第 2 閾値 N_2 未満のとき、弁体 3 4 b はハウジング 3 1 b 内を移動し、連通流路 3 5 b が外周流路 3 9 b と連通する位置から外れてハウジング 3 1 b の側壁 3 8 によって閉塞され、油供給経路は遮断される。そのため、圧縮機 4 0 0 は、圧縮機 4 0 0 の回転数が回転数第 1 閾値 N_1 以上かつ回転数第 2 閾値 N_2 未満のとき、圧縮機構部 1 0 の吸入側空間 1 3 及び各摺動部への給油は給油ポンプ 2 0 のみを用いて行われる。

【 0 0 7 8 】

回転数第 2 閾値 N_2 以上のときは、本発明の実施の形態 2 に係る圧縮機 2 0 0 と同様の

50

動作を行う。すなわち、弁体 3 4 c がハウジング 3 1 b 内をさらに移動することにより、油出入口 2 1 x が中空部 3 3 と連通路 3 2 b とを介して油溜め空間 2 c と連通し、油供給経路を開通する。そして、給油ポンプ 2 0 により圧縮機構部 1 0 の吸入側空間 1 3 及び各摺動部へ供給される油の一部は、油流出路 2 1 b から、油出入口 2 1 x、中空部 3 3 及び連通路 3 2 b を介して、油溜め空間 2 c へと排出される。

【 0 0 7 9 】

圧縮機 4 0 0 は、弁体 3 4 c の外周壁 3 4 c 1 に外周流路 3 9 b を設けることで、以下の効果を得ることができる。本発明の実施の形態 2 に係る圧縮機 2 0 0 の場合、圧縮機 2 0 0 の回転数が回転数第 1 閾値 N 1 未満において、振動や油の流れの影響によって弁体 3 4 b が回転し、連通路 3 2 b と連通路 3 5 b とが連通しなくなってしまう恐れがある。本発明の実施の形態 4 に係る圧縮機 4 0 0 では、圧縮機 4 0 0 の回転数が回転数第 1 閾値 N 1 未満において、連通路 3 2 b と連通路 3 5 b とは常に外周流路 3 9 b で連通しているため、弁体 3 4 c が回転しても差圧による給油が行なわれる。

10

【 0 0 8 0 】

以上のように本発明の実施の形態 4 に係る圧縮機 4 0 0 によれば、圧縮機 4 0 0 は所定の回転数未満では、圧力差によって、油溜め空間から給油ポンプを介さず油が供給され、給油量を増加させることができる。その結果、給油ポンプからの給油量が不足する低速回転時でも、十分な給油が実現できることで圧縮機構部 1 0 の隙間のシール性を確保することができ、漏れ損失を抑制することができる。また、各摺動部への給油不足による焼きつきを防止することができる。さらに所定の回転数以上では油の一部が油溜め空間 2 c に排出されるため、過剰な油流出による油枯渇を防止できる。

20

【 0 0 8 1 】

実施の形態 5 .

図 1 5 は、本発明の実施の形態 5 に係る圧縮機の回転数が回転数第 1 閾値 N 1 未満の場合の差圧給油機構の挙動を示す模式図である。次に、本発明の実施の形態 5 に係る圧縮機 5 0 0 について説明する。本発明の実施の形態 5 に係る圧縮機 5 0 0 は、本発明の実施の形態 2 に係る圧縮機 2 0 0 の差圧給油機構 1 3 0 a の構造が異なるものである。まず、図 1 5 を参照して、本発明の実施の形態 5 に係る圧縮機 5 0 0 の差圧給油機構 4 3 0 a の構造について説明する。なお、図 1 ~ 図 1 4 の圧縮機と同一の構成を有する部位には同一の符号を付してその説明を省略する。

30

【 0 0 8 2 】

油出入口 2 1 x の下部には差圧給油機構 4 3 0 a が設けられている。差圧給油機構 4 3 0 a は、給油ポンプ 2 0 とは別に、油溜め空間 2 c と給油路 7 x との圧力差を利用して給油路 7 x に油溜め空間 2 c の油を導く油供給経路を有するものである。差圧給油機構 4 3 0 a の油供給経路は給油ポンプ 2 0 の吐出側にある油出入口 2 1 x と連通し、かつ、弁機構 4 3 0 を有する。弁機構 4 3 0 は、給油ポンプ 2 0 の吐出側の圧力が、油溜め空間 2 c の圧力に対して所定の圧力差以上である場合に油供給経路を開通し、油溜め空間 2 c の圧力に対して所定の圧力差以上で、かつ、所定の圧力差未満ある場合に油供給経路を遮断し、油溜め空間 2 c の圧力に対して所定の圧力差未満である場合に油供給経路を開通するものである。なお、差圧給油機構 4 3 0 a は、油流出路 2 1 b 内の油を油溜め空間 2 c 内へ返油することもできる。

40

【 0 0 8 3 】

弁機構 4 3 0 は、油出入口 2 1 x に通じる中空部 3 3 が形成され、中空部 3 3 と油溜め空間 2 c とを連通する連通路 4 1 が形成されたハウジング 3 1 d と、リード弁 4 0 (4 0 a、4 0 b) とを有する。ハウジング 3 1 d は、少なくとも 2 つの連通路 4 1 (4 1 a、4 1 b) を形成する。第 1 リード弁 4 0 a は、薄く弾力のある板の一端をハウジング 3 1 d に固定して一方向のみに開く弁であり、一方の連通路 4 1 である第 1 連通路 4 1 a を開閉するようにハウジング 3 1 d の内壁 3 1 d 1 に配置されている。一方、第 2 リード弁 4 0 b は、薄く弾力のある板の一端をハウジング 3 1 d に固定して一方向のみに開く弁であり、他方の連通路 4 1 である第 2 連通路 4 1 b を開閉するようにハウジング 3 1 d の外壁

50

3 1 d 2 に配置されている。

【0084】

次に、図15を参照して、本発明の実施の形態5に係る圧縮機500の動作について説明する。圧縮機500の回転数が回転数第1閾値N1未満のときは、中空部33での油の流れによる圧力が小さくなる。これにともない、第1リード弁40aをハウジング31dの内側に開く差圧による力 F_{p1} （中空部33の圧力と、油溜め空間2cの高圧ガス雰囲気1aの圧力との差圧によって生じる力）が、第1リード弁40aの弾性力 F_{s1} より大きくなる。このとき、第1リード弁40aは、リードが所定の開口高さを有した状態になるようにリフトし、第1連通口41aを開放する。そして、中空部33と油溜め空間2cとが第1連通口41aを介して連通し、油供給経路を開通する。

10

【0085】

一方、第2リード弁40bをハウジング31dの外側に開く差圧による力 F_{p2} （中空部33の圧力と、油溜め空間2cの高圧ガス雰囲気1aの圧力との差圧によって生じる力）は、第2リード弁40bの弾性力 F_{s2} より小さくなる。そのため、第2リード弁40bが第2連通口41bを閉塞し、第2連通口41bは第2リード弁40bによって遮断される。その結果、油出入口21xは、第1リード弁40aの動作により油供給経路を開通するため、油流出路21bに送られた油はそのまま給油路7xに流入する。

【0086】

図16は、本発明の実施の形態5に係る圧縮機の回転数が回転数第1閾値N1以上かつ回転数第2閾値N2未満の場合の差圧給油機構の挙動を示す模式図である。圧縮機500は、圧縮機500の回転数が回転数第1閾値N1以上かつ回転数第2閾値N2未満のときは、第1リード弁40aを開く力 F_{p1} と弾性力 F_{s1} とがほぼ釣り合う。同様に、圧縮機500は、圧縮機500の回転数が回転数第1閾値N1以上かつ回転数第2閾値N2未満のときは、第2リード弁40bを開く力 F_{p2} と弾性力 F_{s2} とがほぼ釣り合う。そのため、第1リード弁40aが第1連通口41aを閉塞すると共に第2リード弁40bが第2連通口41bを閉塞し、連通口41（41a、41b）はリード弁40（40a、40b）によって遮断される。その結果、圧縮機500は、圧縮機500の回転数が回転数第1閾値N1以上かつ回転数第2閾値N2未満のときは、圧縮機構部10の吸入側空間13及び各摺動部への給油は、給油ポンプ20のみを用いて行われる。

20

【0087】

図17は、本発明の実施の形態5に係る圧縮機の回転数が回転数第2閾値N2以上の場合の差圧給油機構の挙動を示す模式図である。圧縮機500は、圧縮機500の回転数が回転数第2閾値N2以上のときは、中空部33での油の流れによる圧力が大きくなる。これにともない、第2リード弁40bをハウジング31dの外側に開く差圧による力 F_{p2} が第2リード弁40bの弾性力 F_{s2} より大きくなる。このとき、第2リード弁40bは、リードが所定の開口高さを有した状態になるようにリフトし、第2連通口41bを開放する。そして、中空部33と油溜め空間2cとが第2連通口41bを介して連通する。

30

【0088】

一方、第1リード弁40aをハウジング31dの内側に開く差圧による力 F_{p1} （中空部33の圧力と、油溜め空間2cの高圧ガス雰囲気1aの圧力との差圧によって生じる力）は、第1リード弁40aの弾性力 F_{s1} より小さくなる。そのため、第1連通口41aは、第1リード弁40aが第1連通口41aを閉塞し、第1リード弁40aによって遮断される。その結果、給油ポンプ20により圧縮機構部10の吸入側空間13及び各摺動部へ供給される油の一部は、油流出路21bから、油出入口21x、中空部33及び第2連通口41bを介して、油溜め空間2cへと排出される。

40

【0089】

このように、圧縮機500は、本発明の実施の形態2に係る圧縮機200のような、弁体34bと弾性部材36とからなる差圧給油機構130aの代わりに、リード弁40（40a、40b）を用いる。そして、圧縮機500は、リード弁40（40a、40b）を用いることで、摺動部等へ油を供給することができ、また、圧縮機500から油を排出す

50

ることができ、圧縮機 200 とほぼ同様の効果を得ることができる。

【0090】

以上のように本発明の実施の形態 5 に係る圧縮機 500 によれば、圧縮機 500 は所定の回転数未満では、圧力差によって、油溜め空間から給油ポンプを介さず油が供給され、給油量を増加させることができる。その結果、給油ポンプからの給油量が不足する低速回転時でも、十分な給油が実現できることで圧縮機構部 10 の隙間のシール性を確保することができ、漏れ損失を抑制することができる。また、各摺動部への給油不足による焼きつきを防止することができる。さらに所定の回転数以上では油の一部が油溜め空間 2c に排出されるため、過剰な油流出による油枯渇を防止できる。

【0091】

なお、圧縮機 500 において、回転数第 1 閾値 N1 及び回転数第 2 閾値 N2 は、例えばリード弁 40 (40a、40b) の弾性力、リードの開口高さ、もしくは連通口 41 (41a、41b) の面積により設定することができる。そして、圧縮機 500 は、回転数第 1 閾値 N1 及び回転数第 2 閾値 N2 を完全に 1 つの値に固定するものではない。異なる圧縮機 500 において、この回転数第 1 閾値 N1 及び回転数第 2 閾値 N2 が、少し異なってもよい。また、同じ圧縮機 500 においても、吸入する冷媒の圧力などの運転条件によって、回転数第 1 閾値 N1 及び回転数第 2 閾値 N2 が、多少の変化をしてもよい。たとえば、特定の運転条件で、回転数第 1 閾値 N1 及び回転数第 2 閾値 N2 が、ある所定の範囲内に保つようにリード弁 40 (40a、40b) を調整してもよい。

【0092】

なお、本発明の実施の形態は、上記本発明の実施の形態 1 ~ 5 に限定されず、種々の変更を加えることができる。例えば、給油ポンプ 20 のポンプ機構として、静穏性、耐久性に優れたトロコイド型のギヤポンプを示したが、駆動軸 7 の回転を利用する別のポンプ機構であっても良い。また、圧縮機 100 は、段差部 37 を有し、押し下げられた弁体 34a が段差部 37 と当接する際に、連通流路 35a を閉塞するが、段差部 37 を有さず、弁体 34a が、ハウジング 31a の底板あるいは突出部などに当接する際に連通流路 35a が閉塞されても良い。また、段差部 37 は、ハウジング 31a と一体的に構成されているが、ハウジング 31a と別体で構成されても良い。

【符号の説明】

【0093】

1 密閉容器、1a 高圧ガス雰囲気、2a 吸入配管、2b 吐出配管、2c 油溜め空間、2x 逆止弁、2y パネ、3a ガイドフレーム、3b コンプライアントフレーム、3c サブフレーム、3x コンプライアントフレーム下端部、4a 上部嵌合円筒面、4b 上部嵌合円筒面、4c 下部嵌合円筒面、4d 下部嵌合円筒面、5a 主軸受、5b 補助主軸受、5c 副軸受、5d スラスト軸受、6a コンプライアントフレーム上部空間、6b コンプライアントフレーム下部空間、6c ガス導入流路、7 駆動軸、7a 偏心軸部、7x 給油路、7y 供給路、8 電動機、8a 電動機回転子、8b 電動機固定子、9a 上部円環状シール部材、9b 下部円環状シール部材、10 圧縮機構部、11 揺動スクロール、11a 揺動軸受、11b 渦巻体、11c 抽気孔、11x 台板、12 固定スクロール、12a 吐出口、12b 渦巻体、12c 吐出バルブ、12x 台板、13 吸入側空間、14 流路、15 オルダムリング、15a 揺動側オルダムリング溝、15b 固定側オルダムリング溝、15c 揺動側キー、15d 固定側キー、15e 往復摺動面、16 スラスト面、17a ボス部、17b 中間圧空間、18a 貫通流路、18b 中間圧調整弁、18c 中間圧調整パネ、18d 中間圧調整弁おさえ、18e 中間圧調整弁空間、19a バランスウェイト、19b バランスウェイト、20 給油ポンプ、21 保持具、21a 油流入路、21b 油流出路、21x 油出入口、22 アウターロータ、23 インナーロータ、24 吸入パイプ、30 弁機構、30a 差圧給油機構、31a ハウジング、31b ハウジング、31c ハウジング、31d ハウジング、31d1 内壁、31d2 外壁、32a 連通口、32b 連通口、33 中空部、34a 弁体、34b

10

20

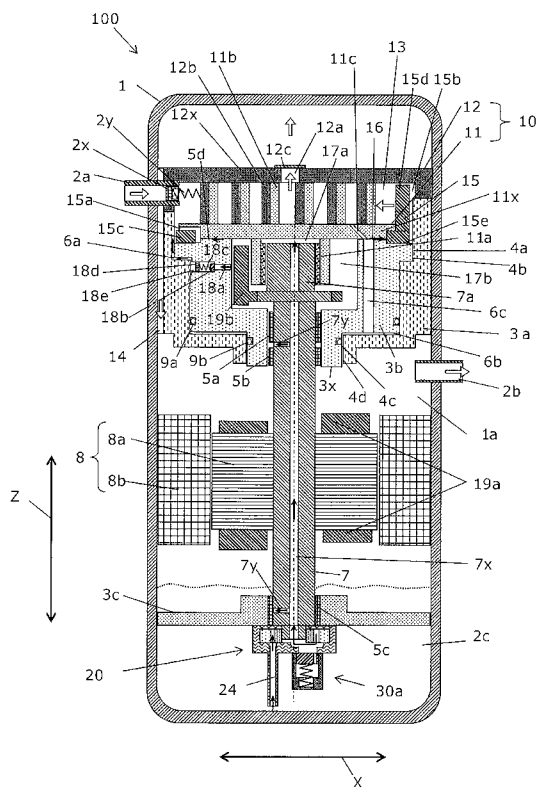
30

40

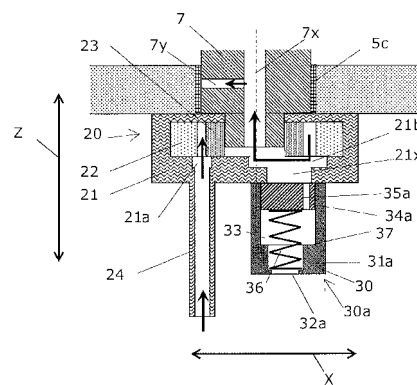
50

弁体、34c 弁体、34c1 外周壁、35a 連通流路、35b 連通流路、36 弾性部材、37 段差部、38 側壁、39a 内周流路、39b 外周流路、40 リード弁、40a 第1リード弁、40b 第2リード弁、41 連通口、41a 第1連通口、41b 第2連通口、100 圧縮機、130 弁機構、130a 差圧給油機構、200 圧縮機、230 弁機構、230a 差圧給油機構、300 圧縮機、330 弁機構、330a 差圧給油機構、400 圧縮機、430 弁機構、430a 差圧給油機構、500 圧縮機。

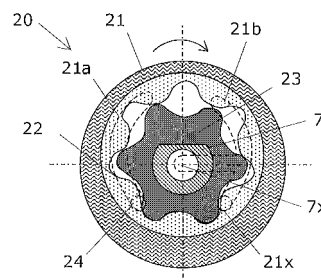
【図1】



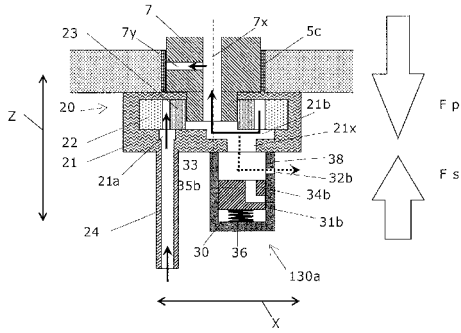
【図2】



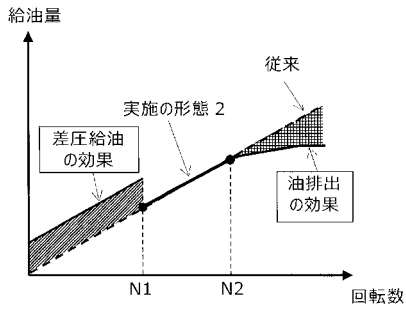
【図3】



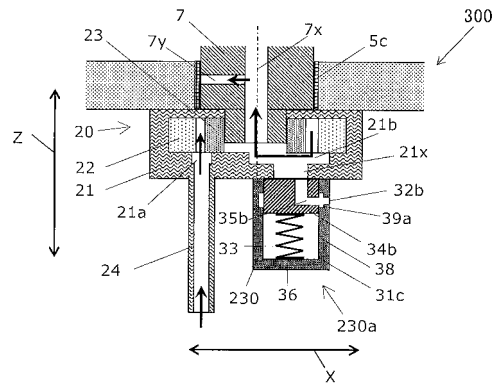
【図10】



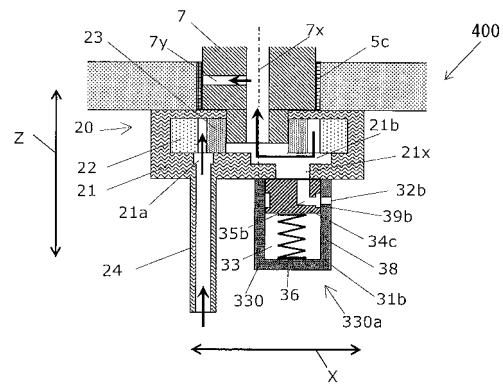
【図11】



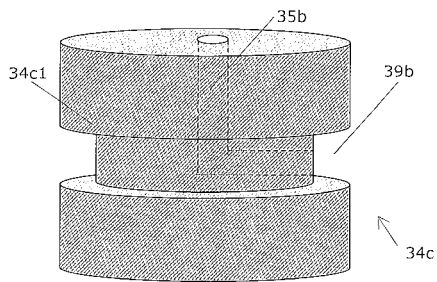
【図12】



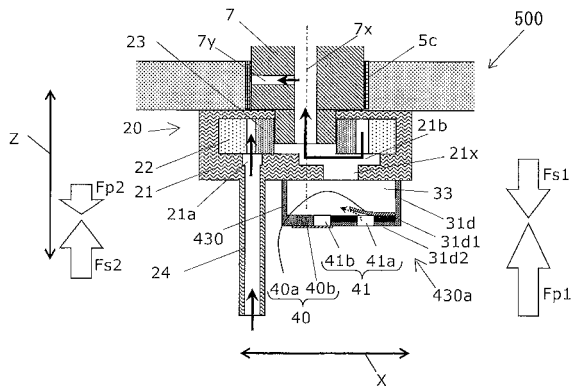
【図13】



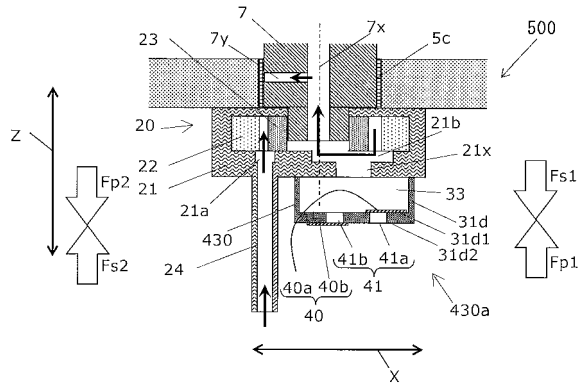
【図14】



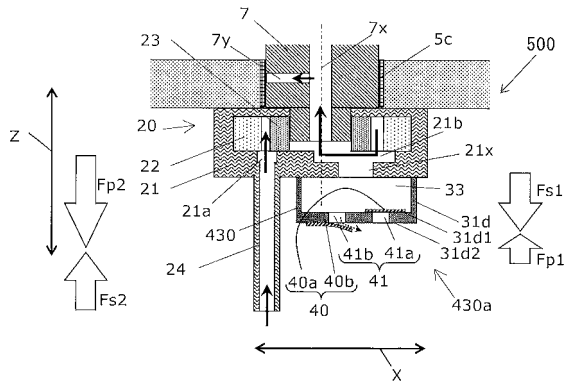
【図15】



【図16】



【図17】



【 国際調査報告 】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT		International application No. PCT/JP2017/006393
A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER F04C29/02(2006.01)i, F04B39/02(2006.01)i, F04C18/02(2006.01)i		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED		
Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) F04C29/02, F04B39/02, F04C18/02		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2017 Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2017 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2017		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2014-070622 A (Daikin Industries, Ltd.), 21 April 2014 (21.04.2014), paragraphs [0053] to [0055]; fig. 1 (Family: none)	1-14
A	JP 6-066275 A (Daikin Industries, Ltd.), 08 March 1994 (08.03.1994), paragraphs [0036] to [0037]; fig. 5 (Family: none)	1-14
<input type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents: "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art "&" document member of the same patent family		
Date of the actual completion of the international search 24 March 2017 (24.03.17)		Date of mailing of the international search report 11 April 2017 (11.04.17)
Name and mailing address of the ISA/ Japan Patent Office 3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915, Japan		Authorized officer Telephone No.

国際調査報告		国際出願番号 PCT/J P 2 0 1 7 / 0 0 6 3 9 3									
A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC)) Int.Cl. F04C29/02(2006,01)i, F04B39/02(2006,01)i, F04C18/02(2006,01)i											
B. 調査を行った分野 調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC)) Int.Cl. F04C29/02, F04B39/02, F04C18/02											
最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの <table border="0"> <tr> <td>日本国実用新案公報</td> <td>1922-1996年</td> </tr> <tr> <td>日本国公開実用新案公報</td> <td>1971-2017年</td> </tr> <tr> <td>日本国実用新案登録公報</td> <td>1996-2017年</td> </tr> <tr> <td>日本国登録実用新案公報</td> <td>1994-2017年</td> </tr> </table>				日本国実用新案公報	1922-1996年	日本国公開実用新案公報	1971-2017年	日本国実用新案登録公報	1996-2017年	日本国登録実用新案公報	1994-2017年
日本国実用新案公報	1922-1996年										
日本国公開実用新案公報	1971-2017年										
日本国実用新案登録公報	1996-2017年										
日本国登録実用新案公報	1994-2017年										
国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)											
C. 関連すると認められる文献											
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号									
A	JP 2014-070622 A (ダイキン工業株式会社) 2014.04.21, 段落[0053]-[0055], 図1 (ファミリーなし)	1-14									
A	JP 6-066275 A (ダイキン工業株式会社) 1994.03.08, 段落[0036]-[0037], 図5 (ファミリーなし)	1-14									
☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。		☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。									
* 引用文献のカテゴリー 「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的な技術水準を示すもの 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す) 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願 の日の後に公表された文献 「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの 「&」 同一パテントファミリー文献											
国際調査を完了した日 24.03.2017		国際調査報告の発送日 11.04.2017									
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/J P) 郵便番号100-8915 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号		特許庁審査官 (権限のある職員) 松浦 久夫 電話番号 03-3581-1101 内線 3358	30 6209								

フロントページの続き

(81)指定国 AP(BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), EA(AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), EP(AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OA(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG), AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ

(72)発明者 河村 雷人

東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内

(72)発明者 諸江 将吾

東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内

Fターム(参考) 3H039 AA06 AA12 BB11 BB15 BB28 CC27 CC30 CC40 CC42 CC44
3H129 AA02 AA14 AA32 AB03 BB06 BB08 BB16 BB43 CC12 CC22
CC33 CC35 CC58

(注)この公表は、国際事務局(WIPO)により国際公開された公報を基に作成したものである。なおこの公表に係る日本語特許出願(日本語実用新案登録出願)の国際公開の効果は、特許法第184条の10第1項(実用新案法第48条の13第2項)により生ずるものであり、本掲載とは関係ありません。