

(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2010-168977
(P2010-168977A)

(43) 公開日 平成22年8月5日(2010.8.5)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
F04C 18/324 (2006.01)	F O 4 C 18/324	3 H 0 4 0
F04C 18/344 (2006.01)	F O 4 C 18/344 3 5 1 Q	
F25B 1/04 (2006.01)	F O 4 C 18/344 3 5 1 E	
	F 2 5 B 1/04 A	

審査請求 有 請求項の数 7 O L (全 20 頁)

(21) 出願番号 特願2009-11545 (P2009-11545)
(22) 出願日 平成21年1月22日 (2009.1.22)

(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 船越 大輔
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 苅野 健
大阪府門真市大字門真1006番地 パナ
ソニック株式会社内

最終頁に続く

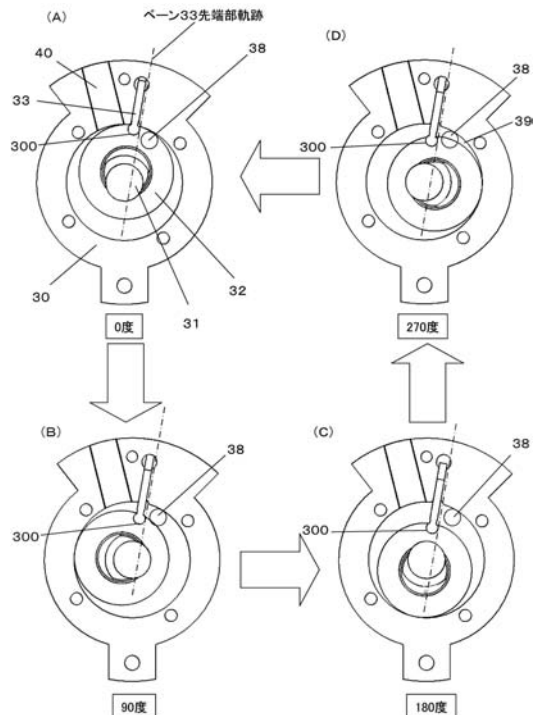
(54) 【発明の名称】 密閉型圧縮機

(57) 【要約】

【課題】 揺動ピストン型ロータリ圧縮機では、ベーンの先端部でオイルが保持されやすくなり信頼性は向上するも、ピストンとベーンの先端部の揺動部でガス漏れが生じやすく圧縮機の効率が低下するという課題があった。

【解決手段】 吐出ポート38をベーン33の先端部である挿入部33aとピストン32の嵌合部32aとで揺動自在に揺動接続される揺動部300と連通しない位置に設けることにより、揺動部300の隙間を通じて高圧の圧縮室から低圧の吸入室へと洩れるガスを抑制することができ、高い信頼性と高い効率をもった密閉型圧縮機を得ることが可能となる。

【選択図】 図3



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

少なくとも1つのシリンダと、前記シリンダ内に設けられてクランク軸の偏心部に嵌合されたピストンと、前記シリンダに設けられたスロット内を往復運動して前記ピストンと先端部で揺動自在に接続されるベーンと、前記シリンダの両端面を夫々閉塞する二つの端板と、少なくとも一方の前記端板に吐出ポートを有する密閉型圧縮機であって、前記吐出ポートを前記ベーン先端部である挿入部と前記ピストンの嵌合部とで揺動自在に揺動接続される揺動部と連通しない位置に設けることを特徴とする密閉型圧縮機。

【請求項 2】

吐出ポートと分離された圧縮室に、前記吐出ポートと連通する経路を設けることを特徴とする請求項 1 記載の密閉型圧縮機。 10

【請求項 3】

経路がシリンダに設けられていることを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の密閉型圧縮機。

【請求項 4】

経路がピストンに設けられていることを特徴とする請求項 1 ~ 3 のいずれか 1 項に記載の密閉型圧縮機。

【請求項 5】

経路が端板に設けられていることを特徴とする請求項 1 ~ 4 のいずれか 1 項に記載の密閉型圧縮機。 20

【請求項 6】

作動流体として高圧冷媒である CO_2 を用いたことを特徴とする請求項 1 ~ 5 のいずれか 1 項に記載の密閉型圧縮機。

【請求項 7】

作動流体として HFO-1234yf を用いたことを特徴とする請求項 1 ~ 5 のいずれか 1 項に記載の密閉型圧縮機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、空調機、冷凍機、ブロワ、給湯機等に使用される密閉型圧縮機に関するものである。 30

【背景技術】

【0002】

従来、冷凍装置や空気調和装置などにおいては、蒸発器で蒸発したガス冷媒を吸入し、凝縮するために必要な圧力まで圧縮して冷媒回路中に高温高圧のガス冷媒を送り出す密閉型圧縮機が使用されている。このような密閉型圧縮機の一つとして、ローリングピストン型ロータリ圧縮機が知られている。

【0003】

ローリングピストン型ロータリ圧縮機は、たとえば図 13、図 14 に示すように、電動機 2 と圧縮機構部 3 をクランク軸 31 で連結して密閉容器 1 内に収納したものであって、電動機 2 は、ステータ 22 とロータ 24 とで構成されている。圧縮機構部 3 は、シリンダ 30 とこのシリンダ 30 の両端面を閉塞する上軸受 34a の端板 34 と下軸受 35a の端板 35 とで形成された圧縮室 39 と、この圧縮室 39 内に上軸受 34a および下軸受 35a に支持されたクランク軸 31 の偏心部 31a に嵌合されたピストン 132 と、このピストン 132 の外周にピストン 132 の偏心回転に追従して往復運動し圧縮室 39 内を低圧部と高圧部とに仕切るベーン 133 を備えている。ベーン 133 はシリンダ 30 に形成されたベーン溝 30b 内をピストン 132 の方向にパネ 7 により押圧されている。クランク軸 31 には軸線部に油穴 41 が設けられるとともに、上軸受 34a、下軸受 35a に対する壁部には、それぞれ油穴 41 に連通した給油穴 42、43 が設けられている。また、クランク軸 31 の偏心部 31a に対する壁部には油穴 41 に連通した給油穴 44 が設けられ 40 50

、外周部には油溝 45 が形成されている。一方、シリンダ 30 には、圧縮室 39 内の低圧部に向けてガスを吸入する吸入ポート 40 が開通され、上軸受 34 a には、圧縮室 39 内の低圧部から転じて形成される高圧部からガスを吐出する吐出ポート 38 が開通されている。吐出ポート 38 は上軸受 34 a を貫通する平面視円形の孔として形成されており、吐出ポート 38 の上面には所定の大きさ以上の圧力を受けた場合に解放される吐出弁 36 が設けられており、この吐出弁 36 を覆うカップマフラー 37 とで構成されている。低圧部側ではピストン 132 の摺接部が吸入ポート 40 を通過して吸入室を徐々に拡大しながら離れていき、吸入ポート 40 から吸入室内にガスを吸入する。一方、高圧部側ではピストン 132 の摺動部が吐出ポート 38 へ圧縮室 39 を徐々に縮小しながら近づいていき、所定圧力以上に圧縮された時点で吐出弁 36 が開いて吐出ポート 38 からガスを流出し、カップマフラー 37 より密閉容器 1 内に吐出される。

10

【0004】

上記の構成では、ピストン 132 とベーン 133 先端の摺動部でオイルが保持されにくく、摺動性が厳しく油膜が形成されず金属接触が起こり、磨耗が起こりやすい。なお、代替冷媒の移行により、非共沸混合冷媒の R407C や R410A を使用すると冷媒自身の潤滑性が悪く、磨耗がさらに発生しやすい。

【0005】

この磨耗を解決する手段として、特許文献 1 の図 12 に示すように、シリンダ 30 と、シリンダ 30 内に設けられたクランク軸 31 の偏心部に嵌合されたピストン 32 と、シリンダ 30 に設けられたスロット 30 b 内を往復運動してピストン 32 と先端部 33 a で揺動自由に接続されるベーン 33 と、シリンダ 30 の両端面を閉塞する二つの端板 34、35 と、少なくとも一方の端板 34、35 に吐出ポート 38 と吸入ポート 40 を有する揺動ピストン型ロータリ圧縮機を採用することで、ピストン 32 とベーン 33 の先端部 33 a の揺動部にオイルが保持されやすく油膜が形成されるようになり、信頼性を大幅に向上させることが出来る。

20

【特許文献 1】特開昭 50 - 80510 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

近年においては、冷媒を循環させる空気調和装置等のさらなる高効率化が望まれているため、これらを達成するためにも圧縮機のさらなる高効率化が重要となっている。

30

【0007】

上述した従来 of 揺動ピストン型ロータリ圧縮機の構造では、ピストン 32 とベーン 33 の揺動部には必ず隙間を設けなければならない。そのため、高圧の吐出ポート 38 とベーン 33 の先端部 33 a の揺動部が連通することにより、図 13、図 14 に示すようなローリングピストン型ロータリ圧縮機と較べて、揺動部の隙間を通じて高圧の圧縮室 39 から低圧の吸入室へとガスの漏れが生じやすい。よって、図 12 に示すような、揺動ピストン型ロータリ圧縮機では、ピストン 32 と先端部 33 a で揺動自由に接続されるベーン 33 を持つ揺動ピストン型ロータリ圧縮機では、ベーン 33 の先端部 33 a でオイルが保持されやすくなり信頼性は向上するも、ピストン 32 とベーン 33 の先端部 33 a の揺動部でガス漏れが生じやすく圧縮機の効率が低下するという課題があった。

40

【0008】

本発明は、前記従来 of 課題を解決するもので、ベーン先端での磨耗や焼き付き等の発生を抑え、信頼性の向上を図ることが出来るとともに、ピストンとベーン先端の揺動部の隙間を通じて高圧の圧縮室から低圧の吸入室へのガスの漏れを抑制できることから高い効率を持った密閉型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】

前記従来 of 課題を解決するために、本発明の密閉型圧縮機は、少なくとも 1 つのシリンダと、前記シリンダ内に設けられてクランク軸の偏心部に嵌合されたピストンと、前記シ

50

リングに設けられたスロット内を往復運動して前記ピストンと先端部で揺動自在に接続されるベーンと、前記シリンダの両端面を夫々閉塞する二つの端板と、少なくとも一方の前記端板に吐出ポートを有する密閉型圧縮機であって、前記吐出ポートを前記ベーンの先端部である挿入部と前記ピストンの嵌合部とで揺動自在に揺動接続される揺動部と連通しない位置に設けることにより、揺動部の隙間を通じて高圧の圧縮室から低圧の吸入室へと洩れるガスを抑制することができ、高い信頼性と高い効率をもった密閉型圧縮機を得ることが可能となる。

【0010】

また、吐出ポート38と分離された圧縮室39に、吐出ポート38と連通する経路48を設けることにより、圧縮された微小ガスを閉じ込めてしまうことがないので異常な圧力上昇を抑制することが出来るため、更に高い効率を持った圧縮機を得ることが出来る。

10

【発明の効果】

【0011】

本発明の密閉型圧縮機は、ベーン先端での磨耗や焼き付き等の発生を抑え、信頼性の向上を図ることが出来るとともに、ピストンとベーン先端の揺動部の隙間を通じて高圧の圧縮室から低圧の吸入室へのガスの漏れを抑制できることから高い効率を持った密閉型圧縮機の提供が可能となる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0012】

第1の発明は、少なくとも1つのシリンダと、前記シリンダ内に設けられてクランク軸の偏心部に嵌合されたピストンと、前記シリンダに設けられたスロット内を往復運動して前記ピストンと先端部で揺動自在に接続されるベーンと、前記シリンダの両端面を夫々閉塞する二つの端板と、少なくとも一方の前記端板に吐出ポートを有する密閉型圧縮機であって、前記吐出ポートを前記ベーンの先端部である挿入部と前記ピストンの嵌合部とで揺動自在に揺動接続される揺動部と連通しない位置に設けることにより、揺動部の隙間を通じて高圧の圧縮室から低圧の吸入室へと洩れるガスを抑制することができ、高い信頼性と高い効率をもった密閉型圧縮機を得ることが可能となる。また、ベーン33先端とピストン32の揺動部でオイルが保持されるため、摺動状態が良化し、圧縮機の信頼性が向上する。

20

【0013】

第2の発明は、特に第1の発明の密閉型圧縮機において、吐出ポートと分離された圧縮室に、吐出ポートと連通する経路を設ける。この構成によって、圧縮された微小ガスを閉じ込めてしまうことがないので異常な圧力上昇を抑制することが出来るため、圧縮機の効率と信頼性が向上する。さらに、ピストン32がこの領域を通過後に高圧ガスが急激に再膨張することによる騒音の増大を抑制することが可能となる。

30

【0014】

第3の発明は、特に第1または2の発明の密閉型圧縮機において、経路をシリンダに設ける。この構成によって、圧縮された微小ガスを閉じ込めてしまうことがないので異常な圧力上昇を抑制することが出来るため、圧縮機の効率と信頼性が向上する。また、シリンダの端面に経路を設け吐出ポートと経路が連通することから、吐出ポートがシリンダの端面と重なる部分が減少して吐出の有効面積が増加し、吐出行程でのガス抜けが良化して圧縮機の効率が更に向上する。

40

【0015】

第4の発明は、特に第1～3のいずれか1つの発明の密閉型圧縮機において、経路をピストンに設ける。この構成によって、圧縮された微小ガスを閉じ込めてしまうことがないので異常な圧力上昇を抑制することが出来るため、圧縮機の効率と信頼性が向上する。また、従来のローリングピストン型ロータリ圧縮機ではクランク軸の角度でピストンの端面の位置が規定できないのに対して、本発明では、ピストンが非自転のためピストンの端面の位置が規定出来るため経路を設けることが可能となる。ピストンの端面に経路を設け吐出ポートと経路が連通することから、吐出ポートがピストンの端面と重なる部分が減少し

50

て吐出の有効面積が増加し、吐出行程でのガス抜けが良化して圧縮機の効率が更に向上する。

【0016】

第5の発明は、特に第1～4のいずれか1つの発明の密閉型圧縮機において、経路を端板に設ける。この構成によって、圧縮された微小ガスを閉じ込めてしまうことがないので異常な圧力上昇を抑制することが出来るため、圧縮機の効率と信頼性が向上する。

【0017】

第6の発明は、特に第1～5のいずれか1つの発明の密閉型圧縮機において、作動流体としてCO₂を用いることで、特に、差圧が大きく、摺動損失と漏れ損失が大きいCO₂においても、より効果的に圧縮機の効率と信頼性の向上が可能となる。この構成によって、圧縮された微小ガスを閉じ込めてしまうことがないので異常な圧力上昇を抑制することが出来るため、圧縮機の効率と信頼性が向上する。

10

【0018】

第7の発明は、特に第1～5のいずれか1つの発明の密閉型圧縮機において、作動流体としてHFO-1234yf冷媒を用いる。HFO-1234yf冷媒では、高温で分解しやすく不安定である。よって、本発明の密閉型圧縮機ではベーン先端とピストンの揺動部の潤滑性が向上するため、従来のローリングピストン型ロータリ圧縮機と比較して信頼性が向上する。

【0019】

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。

20

【0020】

(実施の形態1)

図1は本発明の第1の実施の形態における密閉型圧縮機の縦断面図であり、図2は本発明の第1の実施の形態における圧縮機構部の要部拡大断面図であり、図3は本発明の第1の実施の形態における圧縮機構部を用いた圧縮動作を示す模式図であり、図4は本発明の第1の実施の形態における密閉型圧縮機のベーンとピストンを示す拡大分解斜視図である。以下、図1ないし図4に基づいて、第1の実施の形態における密閉型圧縮機を揺動ピストン型ロータリ圧縮機に適用した例を以下に説明する。

【0021】

30

本実施の形態1の揺動ピストン型ロータリ圧縮機では、図1と図2において、電動機2と圧縮機構部3をクランク軸31で連結して密閉容器1内に収納したものであって、圧縮機構部3は、シリンダ30とこのシリンダ30の両端面を閉塞する上軸受34aの端板34と下軸受35aの端板35とで形成された圧縮室39と、この圧縮室39内に上軸受34aおよび下軸受35aに支持されたクランク軸31の偏心部31aに嵌合されたピストン32と、圧縮室39内を低圧部と高圧部とに仕切りピストン32と先端部33aで揺動自由に接続されるベーン33を備えている。クランク軸31には軸線部に油穴41が設けられるとともに、上軸受34a、下軸受35aに対する壁部には、それぞれ油穴41に連通した給油穴42、43が設けられている。また、クランク軸31の偏心部31aに対する壁部には油穴41に連通した給油穴44が設けられ、外周部には油溝45が形成されている。一方、シリンダ30には、圧縮室39内の低圧部に向けてガスを吸入する吸入ポート40が開通され、上軸受34aには、圧縮室39内の低圧部から転じて形成される高圧部からガスを吐出する吐出ポート38が開通されている。吐出ポート38は上軸受34aの端板34を貫通する平面視で円形の孔として形成されており、吐出ポート38の上面には所定の大きさ以上の圧力を受けた場合に解放される吐出弁36が設けられており、この吐出弁36を覆うカップマフラー37とで構成されている。図3に示すように、低圧部側ではピストン32の摺接部が吸入ポート40を通過して吸入室を徐々に拡大しながら離れていき、吸入ポート40から吸入室内にガスを吸入する。一方、高圧部側ではピストン32の摺動部が吐出ポート38へ圧縮室39を徐々に縮小しながら近づいていき、所定圧力以上に圧縮された時点で吐出弁36が開いて吐出ポート38からガスを流出し、カップマ

40

50

フラ－３７を介して密閉容器１内に吐出される。

【００２２】

以上のように構成された揺動ピストン型ロータリ圧縮機において、図４の拡大分解斜視図に示すように、ベーン３３の先端部である円筒形の挿入部３３aと、ピストン３２に形成された円筒形の凹部で形成された嵌合部３２aが揺動自在に揺動接続する構成となっており、ベーン３３の先端部である挿入部３３aとピストン３２の嵌合部３２aの間には必ず隙間が設けられている。ここで、ベーン３３の先端部である挿入部３３aとピストン３２の嵌合部３２aとで揺動自在に揺動接続される箇所を揺動部３００と称す。図３の模式図で示すように、クランク軸３１が一回転する間に（図３ではクランク軸３１の偏心部３１aがベーン３３方向に来た時を０度と置く）、ベーン３３の先端部である挿入部３３aとピストン３２の嵌合部３２aとで形成される揺動部３００が吐出ポート３８と連通しない位置に設けられている。換言すれば、図３に一点鎖線で示すベーン３３の先端部である挿入部３３aの移動軌跡を介して対向する位置に吐出ポート３８が配置されている。

10

【００２３】

この構成によって、揺動部３００の隙間を通じて高圧の圧縮室３９から低圧の吸入室へのガスの漏れを抑制し、揺動ピストン型ロータリ圧縮機の効率が向上する。また、ベーン３３と吐出ポート３８が連通しないため、ベーン３３の端面のシール長（ベーン３３の厚み方向）を確保できるようになり、高圧の圧縮室３９から低圧の吸入室４０へのガスの漏れも抑制し、効率が向上する。図１３で示す従来一般的なローリングピストン型ロータリ圧縮機では、ベーン３３の先端ではオイルが保持されにくく、摺動性が厳しく油膜が形成されにくいのに対し、本実施の形態の揺動ピストン型ロータリ圧縮機ではベーン３３の先端部である挿入部３３aとピストン３２の嵌合部３２aとで形成される揺動部３００でオイルが保持されるため、摺動状態が良化し、信頼性が向上する。なお、図３はピストン３２を９０度ずつ反時計方向に回転させた時のピストン３２とベーン３３との関係を図３（Ａ）、（Ｂ）、（Ｃ）、（Ｄ）の順に示している。

20

【００２４】

次に、本実施の形態の揺動ピストン型ロータリ圧縮機において、異常な圧力上昇を抑制する構成を図５ないし図１１により説明する。図５は本発明の第１の実施の形態における密閉型圧縮機の要部を示す拡大平面図、図６は本発明の第１の実施の形態における密閉型圧縮機のシリンダを示す斜視図、図７は本発明の第１の実施の形態における密閉型圧縮機の要部を示す拡大平面図、図８は本発明の第１の実施の形態における密閉型圧縮機の要部を示す拡大平面図、図９は本発明の第１の実施の形態における密閉型圧縮機のピストンを示す斜視図、図１０は本発明の第１の実施の形態における密閉型圧縮機の要部を示す拡大平面図、図１１は本発明の第１の実施の形態における密閉型圧縮機の上軸受を示す斜視図である。

30

【００２５】

図５と図６と図７に示すように、吐出ポート３８と分離された圧縮室３９（図７の斜線部）に、吐出ポート３８と連通する経路４８Aをシリンダ３０に設けている。経路４８Aは図６の斜視図に示すようにシリンダ３０の吐出ポート３８側でシリンダ３０の内周面とベーン溝３０bに連続する凹部で形成されている。この構成によって、圧縮された微小ガスを閉じ込めてしまうことがないので異常な圧力上昇を抑制することが出来るため、本実施の形態の揺動ピストン型ロータリ圧縮機の効率と信頼性が向上する。さらに、ピストン３２がこの領域を通過後に高圧ガスが急激に再膨張することによる騒音の増大を抑制することが可能となる。さらに、シリンダ３０端面に経路４８Aを設け吐出ポート３８と経路４８Aが連通することから、吐出ポート３８がシリンダ３０端面と重なる部分が減少して吐出の有効面積が増加し、吐出行程でのガス抜けが良化して圧縮機の効率が向上する。

40

【００２６】

また、図５と図６における経路４８Aとは異なる構成として、図８と図９に示すように、吐出ポート３８と分離された圧縮室３９（図７の斜線部）に、吐出ポート３８と連通する経路４８Bをピストン３２端面に設けている。経路４８Bは図９の斜視図に示すように

50

ピストン 3 2 の吐出ポート 3 8 側で、ピストン 3 2 の外周面と端面に連続する凹部で形成されており、揺動部 3 0 0 の一部を形成する嵌合部 3 2 a とは位置的に分離して、かつ近傍の位置に形成されている。この構成によって、圧縮された微小ガスを閉じ込めてしまうことがないので異常な圧力上昇を抑制することが出来るため、本実施の形態の揺動ピストン型ロータリ圧縮機の効率と信頼性が向上する。さらに、図 1 3 に示すような従来ローリング型のロータリ圧縮機では、ピストン 3 2 が自転運動するため、経路 4 8 B の位置を規定する事が出来ない。ここで、本実施の形態の揺動ピストン型ロータリ圧縮機において、クランク軸 3 1 の回転角度によって、ピストン 3 2 の位置が決まるため、経路 4 8 B を設けることが可能となる。図 1 3 で示す一般的なローリングピストン型ロータリ圧縮機では、吐出ポート 3 8 とピストン 3 2 端面が重なることで、吐出ポート 3 8 の面積の内、ピストン 3 2 端面と重なる部分は吐出の有効面積として作用しない。本実施の形態の揺動ピストン型ロータリ圧縮機の構成においては、ピストン 3 2 端面に経路 4 8 を設け吐出ポート 3 8 と経路 4 8 が連通することから、吐出の有効面積が増加し、吐出行程でのガス抜けが良化して効率が向上する。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 7 】

また、上記の構成とは別に図 1 0 と図 1 1 に示すように、吐出ポート 3 8 と分離された圧縮室 3 9 (図 7 の斜線部) に、吐出ポート 3 8 と連通する経路 4 8 C を上軸受 3 4 a の端板 3 4 に凹部形状で設けている。ここで、経路 4 8 C は揺動部 3 0 0 とは分離した位置に形成されている。この構成によって、圧縮された微小ガスを閉じ込めてしまうことがないので異常な圧力上昇を抑制することが出来るため、本実施の形態の揺動ピストン型ロータリ圧縮機の効率と信頼性が向上する。

【 0 0 2 8 】

また、下軸受 3 5 a の端板 3 5 に吐出ポート 3 8 を設け、吐出ポート 3 8 と連通する経路 4 8 を設けても同等の効果が得られる。

【 0 0 2 9 】

また、本実施の形態の揺動ピストン型ロータリ圧縮機において、作動流体として高圧冷媒である CO_2 を用いることで、特に、差圧が大きく、漏れ損失と摺動損失が大きい CO_2 においても、より効果的に本実施の形態の揺動ピストン型ロータリ圧縮機の効率と信頼性の向上が可能となる。

【 0 0 3 0 】

さらに、本実施の形態の揺動ピストン型ロータリ圧縮機において、作動流体として $\text{HFO}-1234yf$ 冷媒を用いてもよい。 $\text{HFO}-1234yf$ 冷媒では、高温で分解しやすく不安定である。よって、本実施の形態の揺動ピストン型ロータリ圧縮機ではベーン 3 3 の先端部である挿入部 3 3 a とピストン 3 2 の嵌合部 3 2 a とで揺動自在に揺動接続される揺動部 3 0 0 の潤滑性が向上するため、従来ローリング型ロータリ圧縮機と比較して効果的に信頼性が向上する。

【 産業上の利用可能性 】

【 0 0 3 1 】

以上のように、本発明のロータリ圧縮機は、ベーン先端の磨耗や焼き付きなどの信頼性面の低下を抑制するとともに、漏れ損失と摺動損失を同時に低減し、圧縮機の高効率化を図ることが可能となる。これにより、 HFC 系冷媒や HCFC 系冷媒を用いたエアコンディショナー用圧縮機のほかに、自然冷媒 CO_2 を用いたエアコンディショナーやヒートポンプ式給湯機などの用途にも適用できる。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 3 2 】

【 図 1 】 本発明の第 1 の実施の形態における密閉型圧縮機の縦断面図

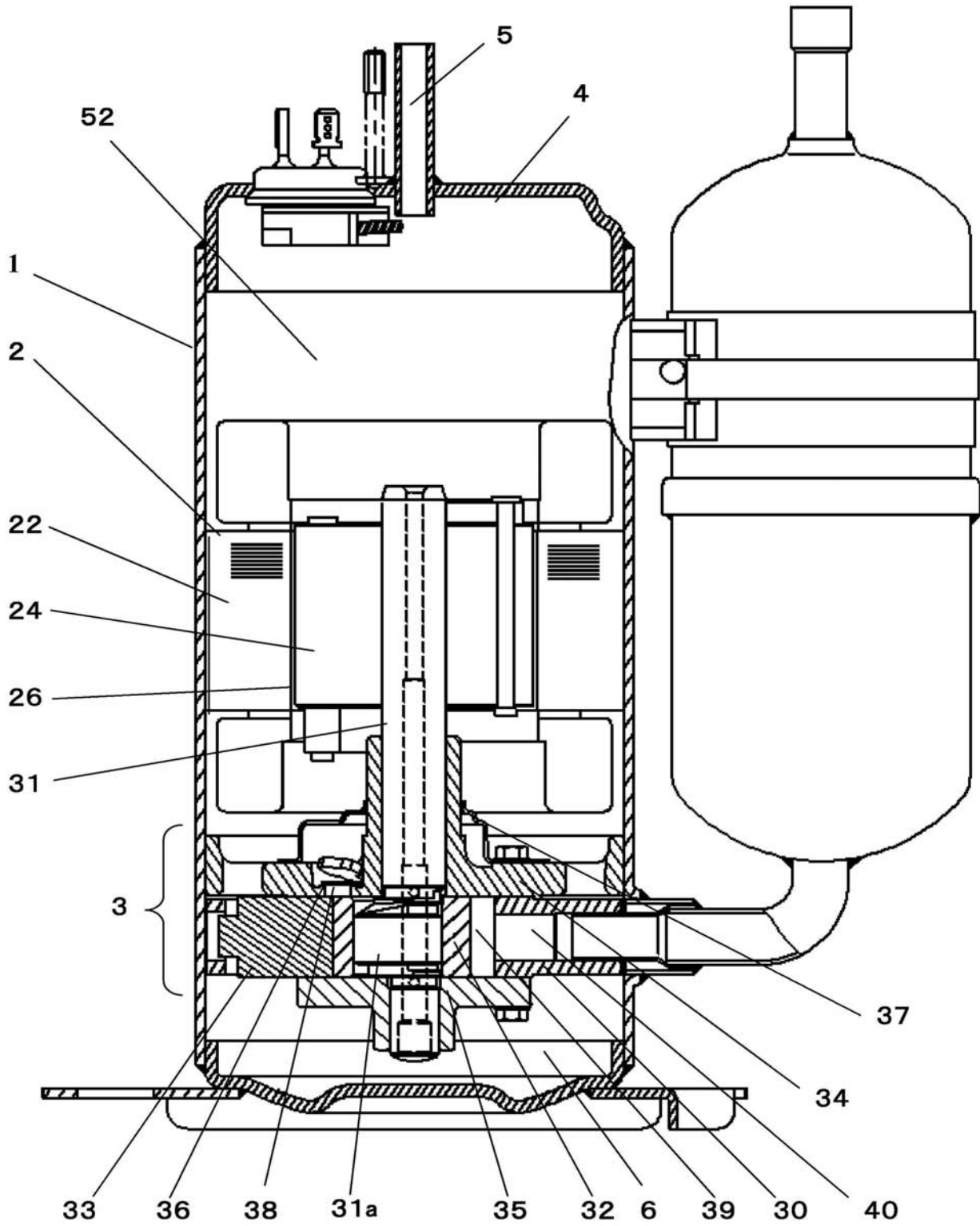
【 図 2 】 本発明の第 1 の実施の形態における圧縮機構部の要部拡大断面図

【 図 3 】 本発明の第 1 の実施の形態における圧縮機構部を用いた圧縮動作を示す模式図

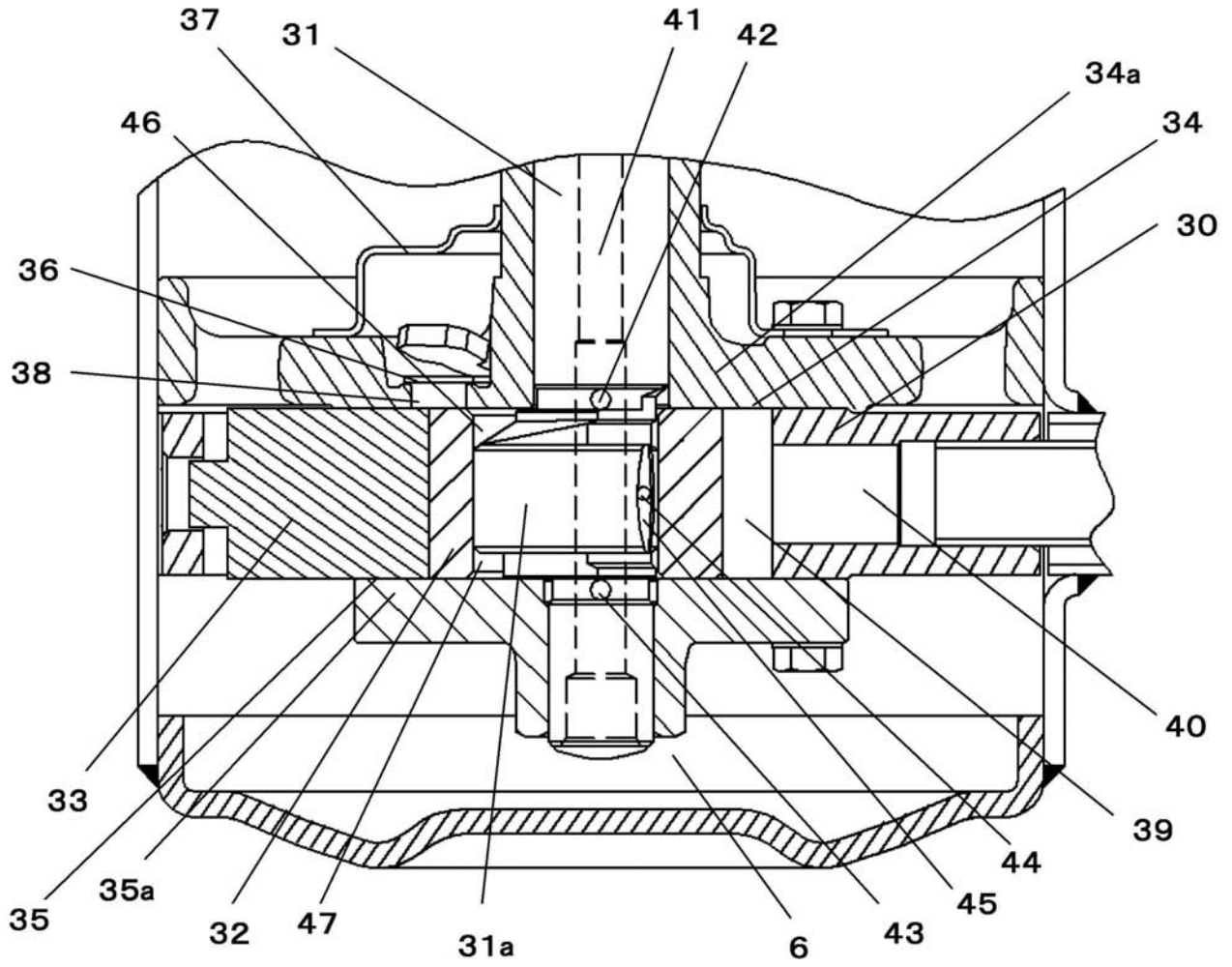
【 図 4 】 本発明の第 1 の実施の形態における密閉型圧縮機のベーンとピストンを示す拡大分解斜視図

【図5】本発明の第1の実施の形態における密閉型圧縮機の要部を示す拡大平面図	
【図6】本発明の第1の実施の形態における密閉型圧縮機のシリンダを示す斜視図	
【図7】本発明の第1の実施の形態における密閉型圧縮機の要部を示す拡大平面図	
【図8】本発明の第1の実施の形態における密閉型圧縮機の要部を示す拡大平面図	
【図9】本発明の第1の実施の形態における密閉型圧縮機のピストンを示す斜視図	
【図10】本発明の第1の実施の形態における密閉型圧縮機の要部を示す拡大平面図	
【図11】本発明の第1の実施の形態における密閉型圧縮機の上軸受を示す斜視図	
【図12】従来の揺動ピストン型ロータリ圧縮機の圧縮機構部を示す横断面図と縦断面図	
【図13】従来のローリングピストン型ロータリ圧縮機を示す縦断面図	
【図14】従来のローリングピストン型ロータリ圧縮機の圧縮機構部を示す横断面図	10
【符号の説明】	
【0033】	
1 密閉容器	
2 電動機	
22 固定子	
24 回転子	
3 圧縮機構部	
30 シリンダ	
30a シリンダ内壁	
30b スロット	20
31 クランク軸	
31a 偏芯部	
32 ピストン	
32a 嵌合部	
33 ベーン	
33a 挿入部	
34 端板	
34a 上軸受	
35 端板	
35a 下軸受	30
36 吐出弁	
37 カップマフラー	
38 吐出ポート	
39 圧縮室	
40 吸入ポート	
41 油穴	
42 給油穴	
43 給油穴	
44 給油穴	
45 油溝	40
48 経路	
5 上シェル	
51 冷媒吐出管	
52 吐出空間	
6 オイル溜り	
7 バネ	
300 揺動部	

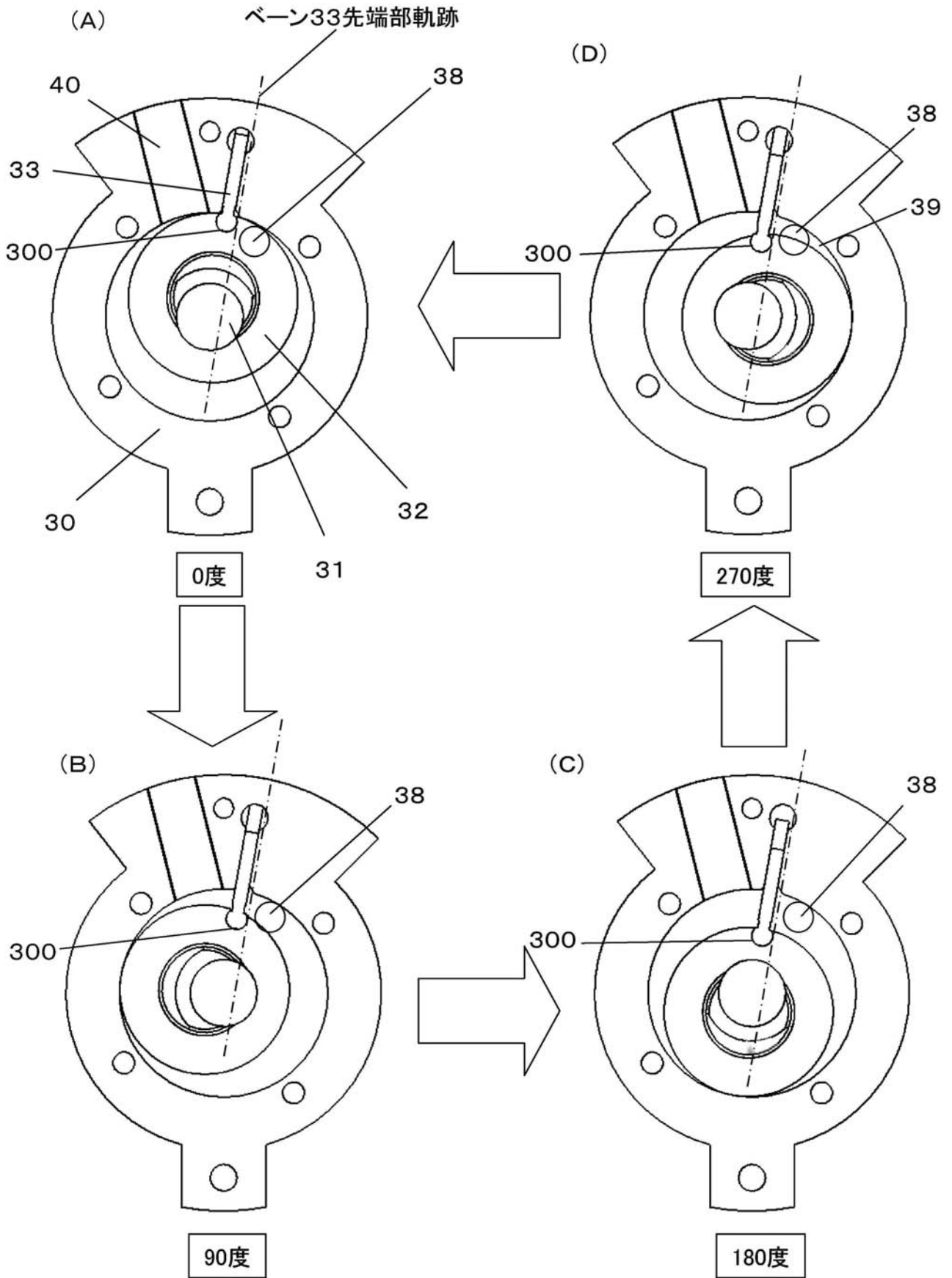
【図1】



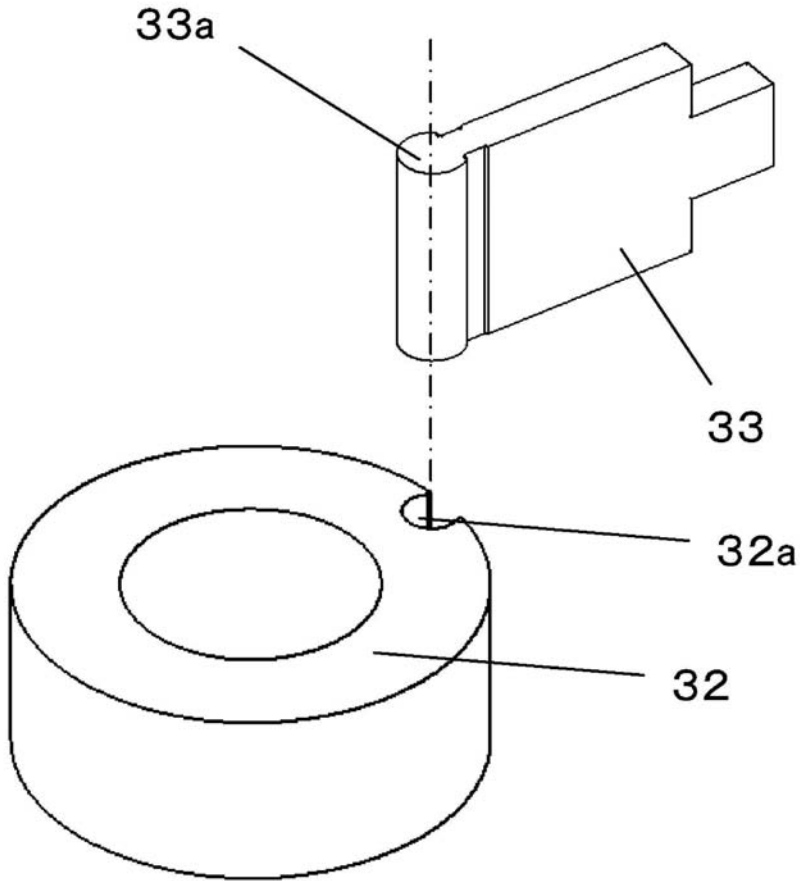
【 図 2 】



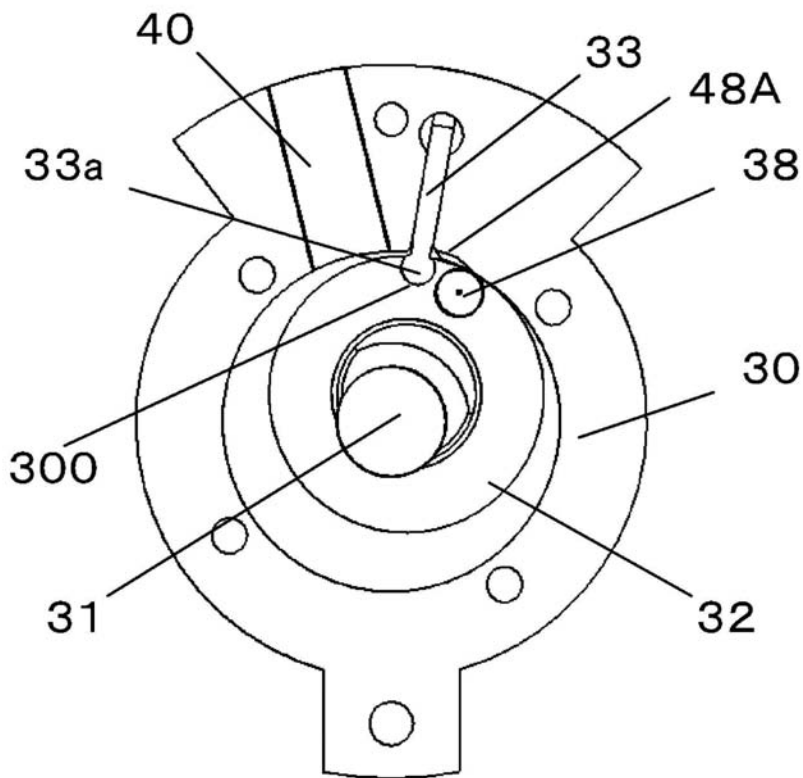
【図3】



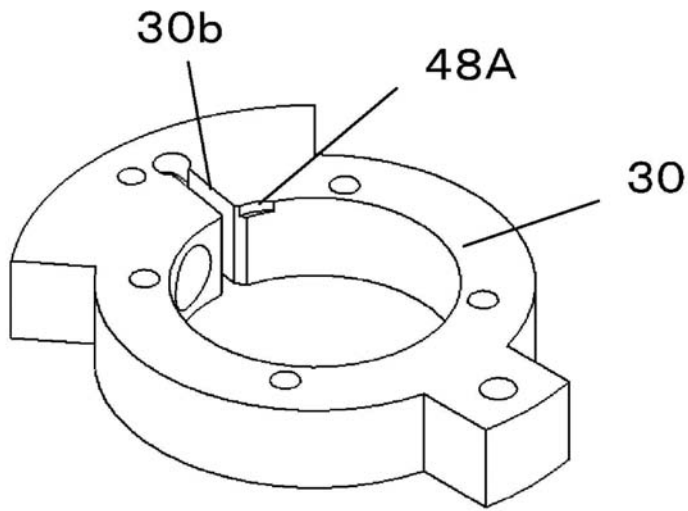
【図4】



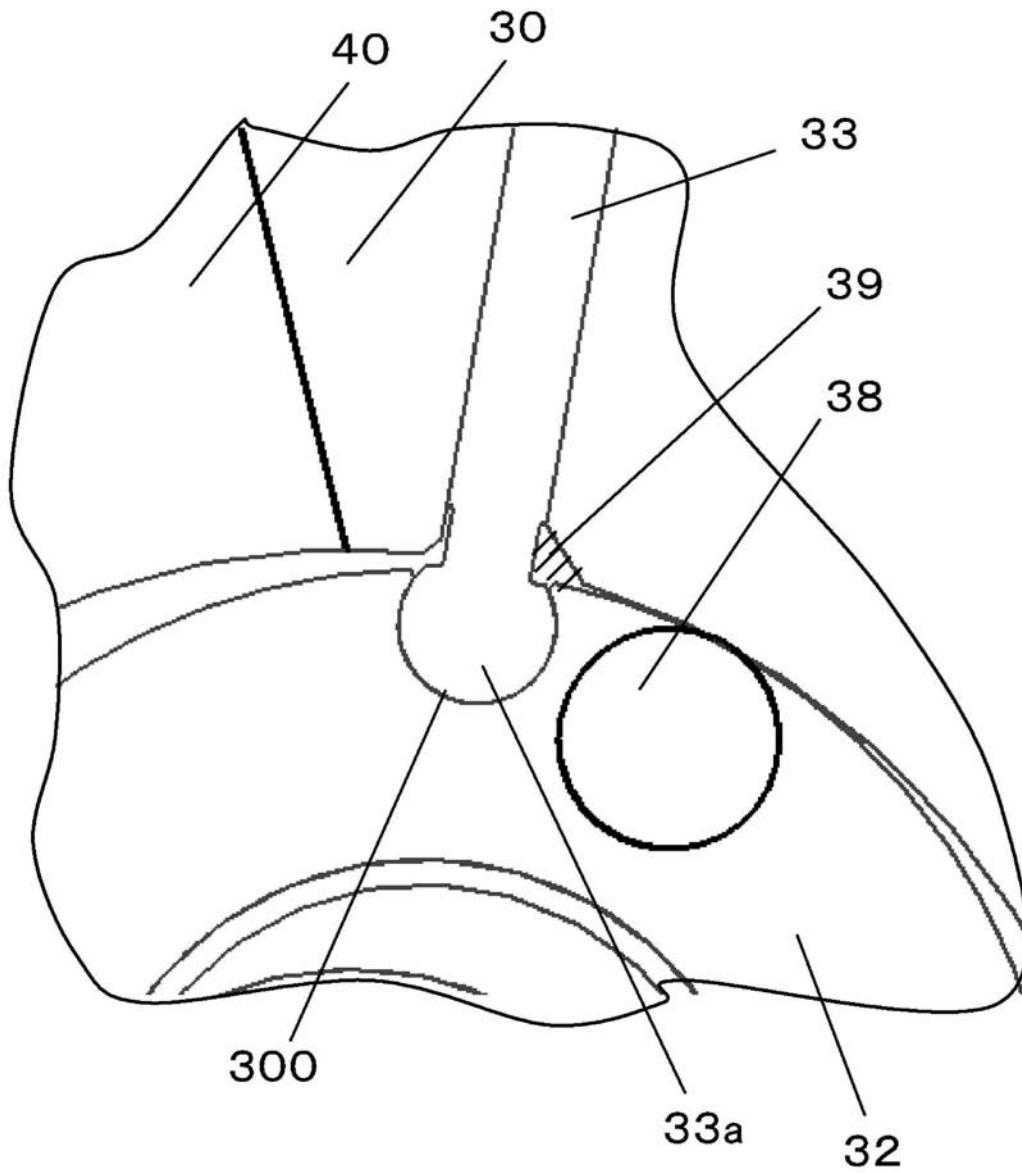
【図5】



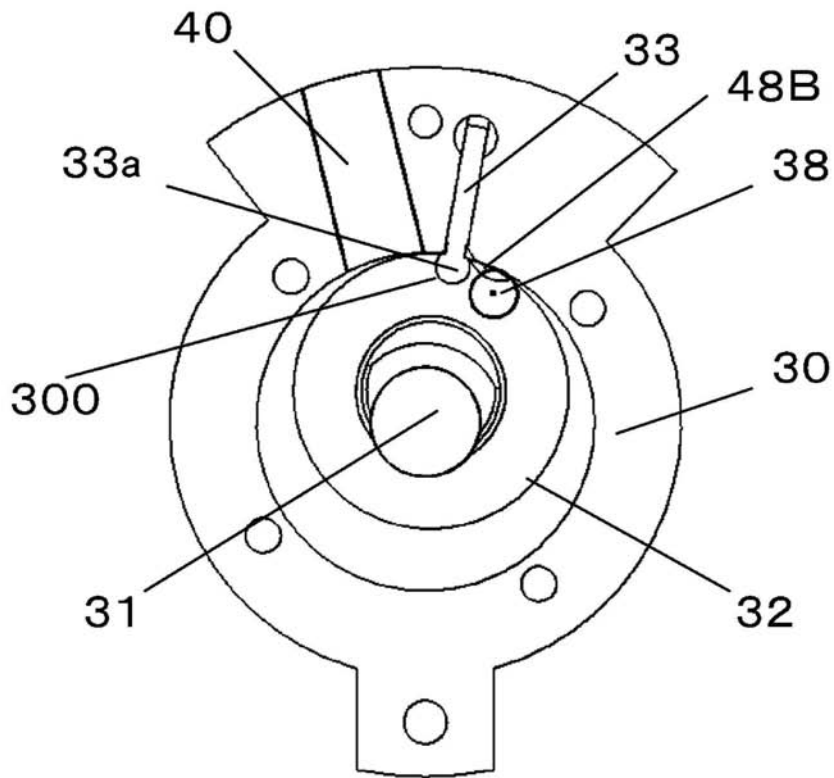
【図6】



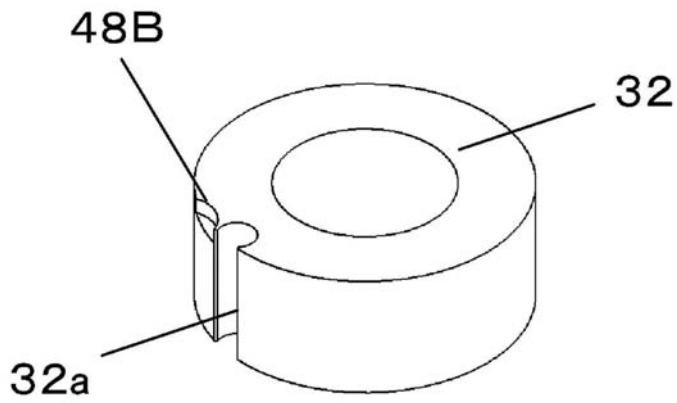
【図7】



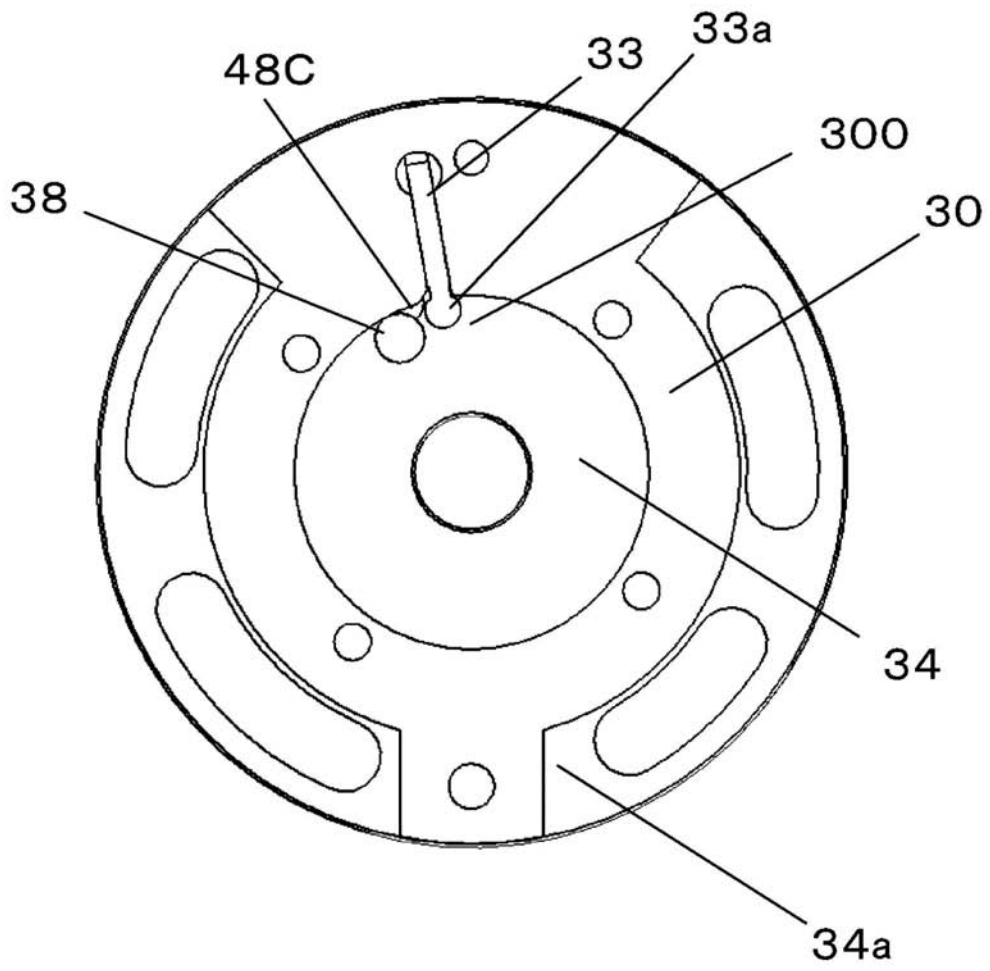
【図8】



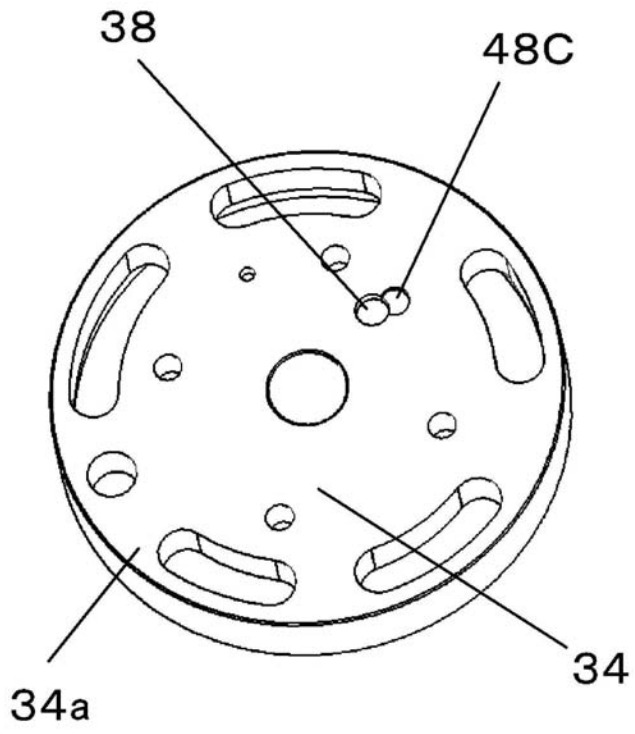
【図9】



【図10】

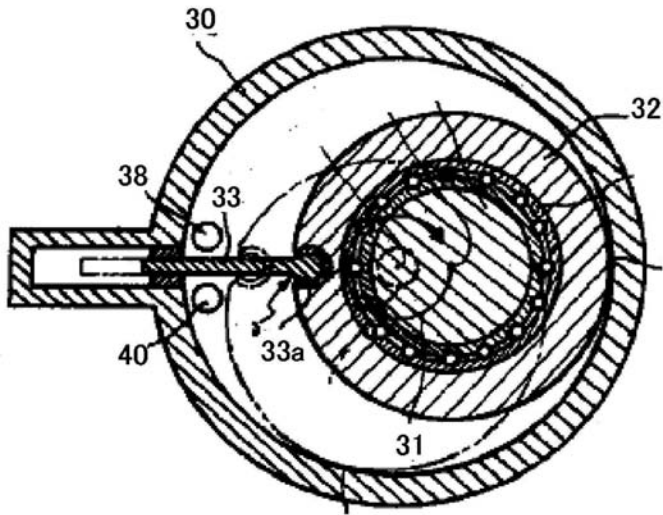


【図 11】

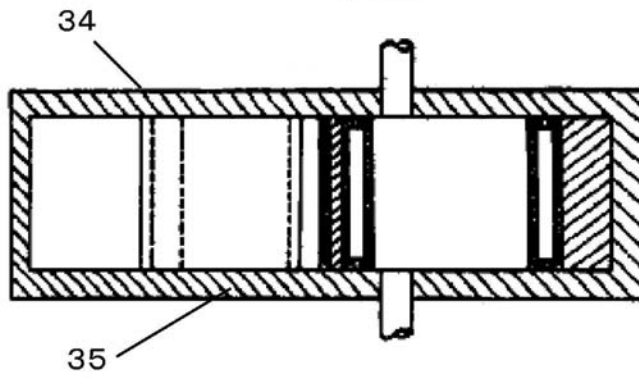


【図 12】

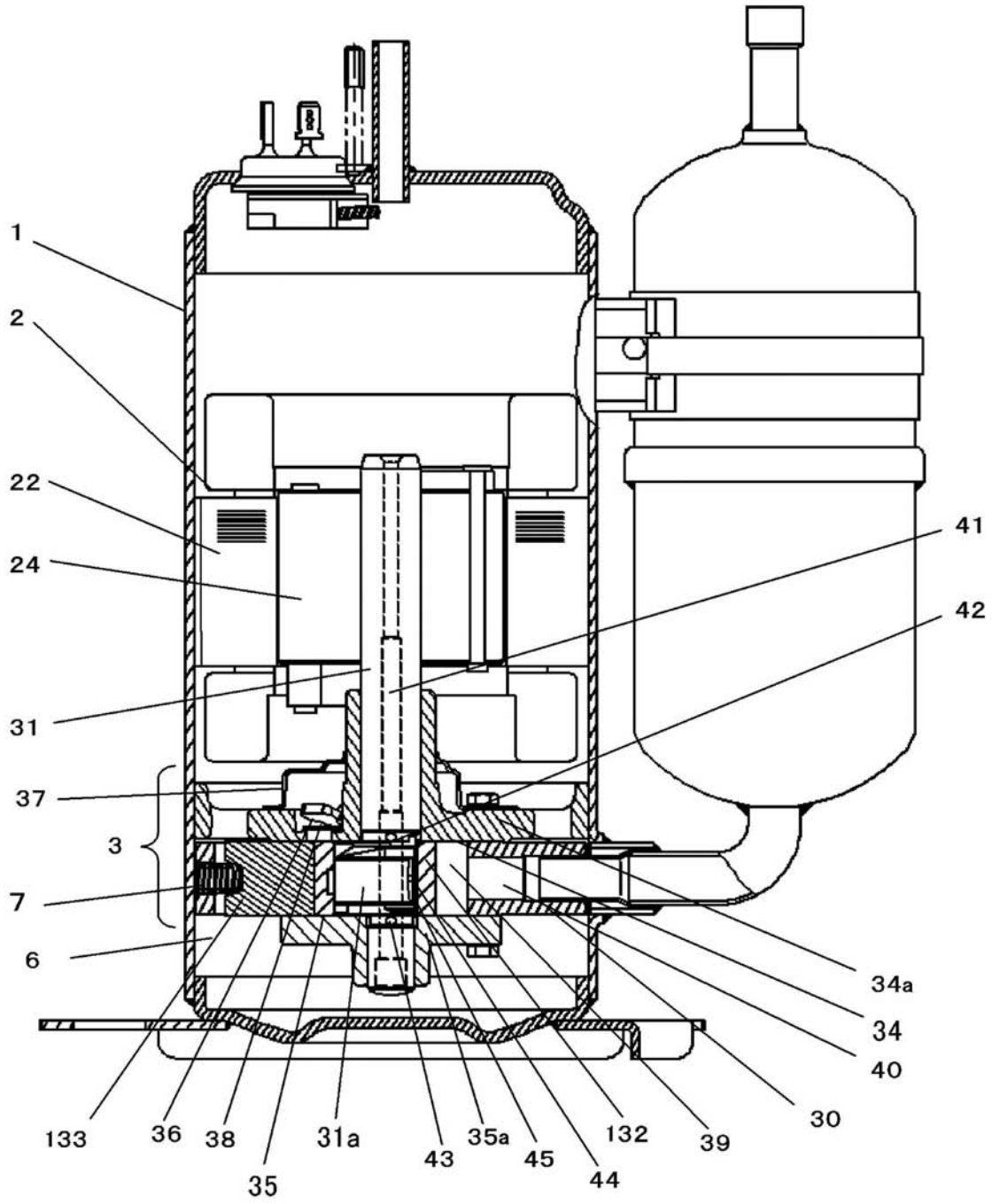
(A)



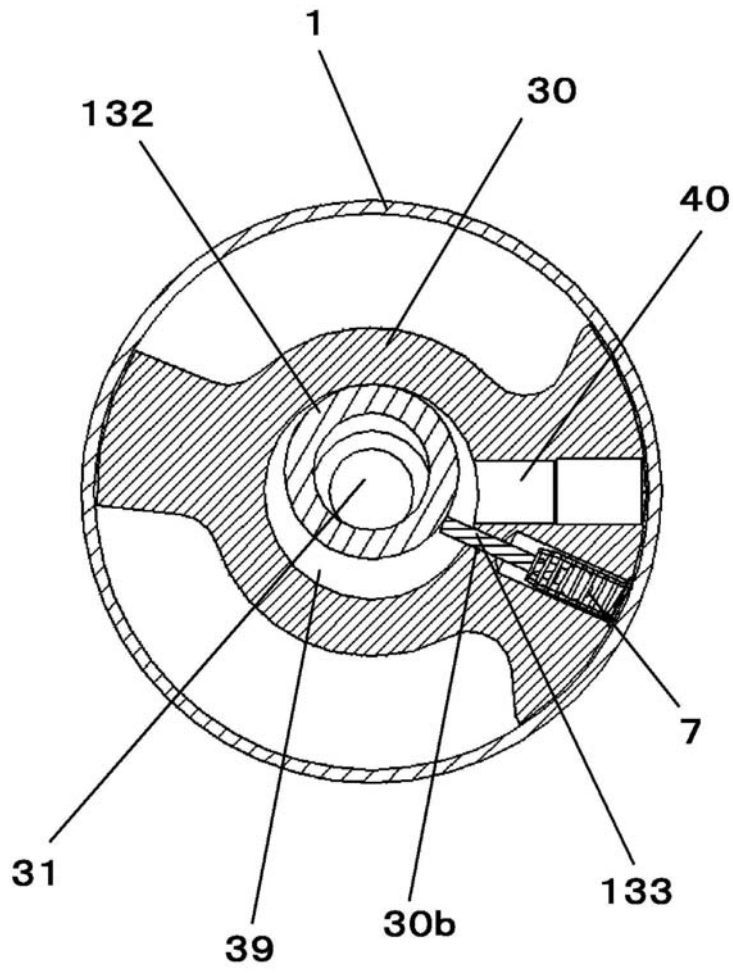
(B)



【図13】



【図14】



フロントページの続き

- (72)発明者 飯田 登
大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 パナソニック株式会社内
- (72)発明者 中野 雅夫
大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 パナソニック株式会社内
- (72)発明者 鷗田 晃
大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 パナソニック株式会社内
- (72)発明者 福原 弘之
大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 パナソニック株式会社内
- (72)発明者 村上 秀樹
大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 パナソニック株式会社内
- (72)発明者 辻本 力
大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 パナソニック株式会社内
- (72)発明者 澤井 清
大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 パナソニック株式会社内

Fターム(参考) 3H040 AA09 BB01 BB10 BB13 CC01 CC09 CC14 DD02 DD07 DD14
DD28