

(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2010-19145

(P2010-19145A)

(43) 公開日 平成22年1月28日(2010.1.28)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
F O 4 C 29/12 (2006.01)	F O 4 C 29/12 H	3 H 0 2 9
F O 4 C 29/06 (2006.01)	F O 4 C 29/06 B	3 H 1 2 9
F O 4 C 18/356 (2006.01)	F O 4 C 18/356 M	

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号	特願2008-179306 (P2008-179306)	(71) 出願人	000006013
(22) 出願日	平成20年7月9日 (2008.7.9)		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
		(74) 代理人	100110423
			弁理士 曾我 道治
		(74) 代理人	100084010
			弁理士 古川 秀利
		(74) 代理人	100094695
			弁理士 鈴木 憲七
		(74) 代理人	100111648
			弁理士 梶並 順
		(74) 代理人	100122437
			弁理士 大宅 一宏
		(74) 代理人	100147566
			弁理士 上田 俊一

最終頁に続く

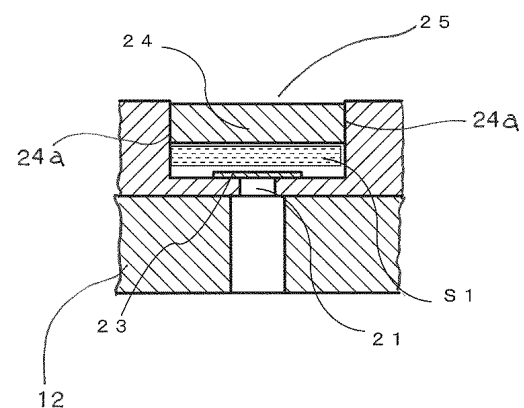
(54) 【発明の名称】 密閉型回転圧縮機

(57) 【要約】

【課題】 バルブストッパー 24 の側面 24 a の漏れ流れを防止し、バルブ溝 25 における流体騒音の発生を抑制する。

【解決手段】 この発明に係る密閉型回転圧縮機は、主軸受のバルブ溝 25 には、冷媒を外部に吐出する吐出穴 21、吐出穴 21 から冷媒が吐出される吹き出し部が形成され、バルブ溝 25 には、吐出穴 21 を覆い冷媒の逆流を防ぐバルブ 23、このバルブ 23 に重ねて設けられバルブ 23 のリフト量を制限するバルブストッパー 24 が設けられ、バルブストッパー 24 は、吐出穴 21 からの冷媒の吐出方向に対して垂直方向の両側面 24 a、24 a がバルブ溝 25 の内壁面に密接しており、冷媒が両側面 24 a を通って吹き出し部に吐出するのを防止している。

【選択図】 図 6



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

密閉シェル内に、圧縮機構部及び圧縮機構部を作動するモータが収納され、
前記圧縮機構部は、シリンダ、シリンダ内の気体を圧縮するピストン、及びシリンダに密接した軸受を有し、

前記軸受には、前記シリンダ内の圧縮された前記気体を外部に吐出する吐出穴、吐出穴から前記気体が吐出される吹き出し部を含むバルブ溝が形成され、

前記バルブ溝には、前記シリンダの外側に設けられ前記吐出穴を覆うバルブ、このバルブに重ねて設けられバルブのリフト量を制限するバルブストッパーが設けられ、

前記バルブストッパーは、前記吐出穴からの前記気体の吐出方向に対して垂直方向の側面が、前記バルブ溝の内壁面に密接していることを特徴とする密閉型回転圧縮機。

10

【請求項 2】

前記バルブストッパーは、前記吐出穴に対向した部位では、前記気体を前記吹き出し部に案内する曲面部が形成されていることを特徴とする請求項 1 に記載の密閉型回転圧縮機。

【請求項 3】

前記曲面部の先端部において、前記吐出穴側の開口断面積よりも前記吹き出し部側の開口断面積が大きくしたことを特徴とする請求項 2 に記載の密閉型回転圧縮機。

【請求項 4】

前記バルブ溝は、前記気体が前記吐出穴から吐出する方向の壁面が、気体の下流側に沿って流路断面積が漸次拡大するように傾斜していることを特徴とする請求項 1～3 の何れか 1 項に記載の密閉型回転圧縮機。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、空調機、冷蔵庫等に使用される密閉型回転圧縮機に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来、シリンダからの流体騒音を低減する密閉型回転圧縮機として、ロータリー式圧縮機本体の圧縮機構部の軸受部に吐出穴を開閉操作するバルブが装着されるとともに、前記軸受部の周囲にバルブカバーが装着され、このバルブカバーと軸受部との間に消音用空間が形成された密閉型回転圧縮機が知られている（例えば、特許文献 1 参照）。

30

この圧縮機の場合、この消音用空間内には、前記吐出弁の周囲を囲み前記軸受部との間に前記消音用空間に連通させた第 2 の消音用空間を形成する消音用空間構成部が前記バルブのバルブストッパーとともに一体に形成された消音部材が設けられている。

【特許文献 1】実開昭 63-007292 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

従来の密閉型回転圧縮機では、例えば上記特許文献 1 の第 1 図に示すように、バルブストッパーの吐出穴からの圧縮気体の吐出方向に対して垂直方向の両側面において空隙が存在する。

40

そのため、バルブストッパーの吐出穴から吐出した圧縮冷媒がバルブ、バルブストッパーに衝突した後、その空隙を通じて流れるが、そのとき空隙に渦が発生し、新たな流体騒音が発生するという問題点があった。

また、バルブストッパーの側面からの漏れ流れが軸受部に形成されたバルブ溝の角部に衝突することにより角部でも渦が発生し、そこでも流体騒音が発生するという問題点があった。

【0004】

この発明は、上述のような問題点を解決することを課題とするものであって、バルブス

50

トッパーは、吐出穴からの気体の吐出方向に対して垂直方向の側面がバルブ溝の内壁面に密接しているため、バルブストッパーの側面の漏れ流れに起因する、流体騒音の発生は防止され、バルブ溝における流体騒音を抑制することができる密閉型回転圧縮機を得ることを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0005】

この発明に係る密閉型回転圧縮機は、密閉シェル内に、圧縮機構部及び圧縮機構部を作動するモータが収納され、前記圧縮機構部は、シリンダ、シリンダ内の気体を圧縮するピストン、及びシリンダを挟んで配置された主軸受及び副軸受を有し、前記主軸受及び前記副軸受の少なくとも一方には、前記シリンダ内の圧縮された前記気体を外部に吐出する吐出穴、吐出穴から前記気体が吐出される吹き出し部を含むバルブ溝が形成され、前記バルブ溝には、前記シリンダの外側に設けられ前記吐出穴を覆うバルブ、このバルブに重ねて設けられバルブのリフト量を制限するバルブストッパーが設けられた密閉型回転圧縮機において、前記バルブストッパーは、前記吐出穴からの前記気体の吐出方向に対して垂直方向の側面が、前記バルブ溝の内壁面に密接している。

【発明の効果】

【0006】

この発明に係る密閉型回転圧縮機によれば、バルブストッパーの側面がバルブ溝の内壁面に密接しているため、バルブストッパーの側面の漏れ流れに起因する、流体騒音の発生は防止され、バルブ溝における流体騒音の発生は抑制される。

【発明を実施するための最良の形態】

【0007】

実施の形態 1.

以下、この発明の実施の形態 1 の密閉型回転圧縮機について図に基づいて説明するが、各図において、同一または相当部材、部位については、同一符号を付して説明する。

図 1 はこの発明の実施の形態 1 に係る密閉型回転圧縮機を示す正面図、図 2 は図 1 の平面図、図 3 は図 2 の I I I - I I I 線に沿った矢視断面図、図 4 は図 3 の I V - I V 線に沿った矢視断面図、図 5 は図 4 の V - V 線に沿った矢視断面図、図 6 は図 4 の V I - V I 線に沿った矢視断面図である。

この密閉型回転圧縮機 100 は、密閉シェル 1 内に、モータ 2 と、このモータ 2 と駆動軸 4 を介して連結されモータ 2 の駆動により作動する圧縮機構部 3 が収納されている。

モータ 2 は、リング状に形成されたステータ 10 と、このステータ 10 の内部で回転可能に設けられたロータ 11 とから構成されている。ロータ 11 の中心部には駆動軸 4 が圧入されている。

【0008】

圧縮機構部 3 は、軸線方向に貫通した断面円形のシリンダ室 13 及びこのシリンダ室 13 に連通し径方向に延びて形成された吸入穴 20 を有する平板リング状のシリンダ 12 と、シリンダ 12 内の気体である冷媒を圧縮するローリングピストン 16 と、シリンダ室 13 の上側開口部を閉塞した主軸受 14 と、シリンダ室 13 の下側開口部を閉塞した副軸受 15 を有している。円筒形状のローリングピストン 16 は、駆動軸 4 の端部にシリンダ室 13 に収納して設けられた偏心軸部 4a に嵌着されている。

偏心軸部 4a の中心軸線は、駆動軸 4 の中心軸線から偏心しており、ローリングピストン 16 の外周面は、シリンダ室 13 の内周壁面と密接しつつ、駆動軸 4 の回転により偏心回転するようになっている。

【0009】

主軸受 14 のモータ 2 側の面には、バルブ溝 25 が形成されている。このバルブ溝 25 の底面には、シリンダ室 13 に連通した吐出穴 21 が形成されている。バルブ溝 25 は、吹き出し部 21 側の壁面が傾斜した吹き出し部 26 が形成されている。シリンダ 12 内で圧縮された冷媒は、吐出穴 21 から吐出された後、吹き出し部 26 を通過するが、吹き出し部 26 では、冷媒の下流側に沿って流路断面積が拡大するように傾斜しているため、冷媒の

流速を漸次減少する。

バルブ溝 25 には、一端部が固定部材 30 でシリンダ 12 に固定され、固定部材 30 を起点として撓み変形可能なバルブ 23 が設けられている。このバルブ 23 は、吐出穴 21 を覆い冷媒の逆流を防ぐようになっている。バルブ 23 には、バルブ 23 のリフト量を制限するバルブストッパー 24 が重ねて設けられている。

【0010】

このバルブストッパー 24 は、一端部が固定部材 30 でシリンダ 12 に固定されている。バルブストッパー 24 は、吐出穴 21 に対向した部位では、冷媒を吹き出し部 26 に案内する曲面部 24b が形成されている。

また、バルブストッパー 24 は、吐出穴 21 からの冷媒の吐出方向に対して垂直方向の両側面 24a, 24a が、バルブ溝 25 の内壁面に密接しており、冷媒が両側面 24a, 24a を通って切り出し部 26 に吐出するのを防止している。

バルブストッパー 24 の曲面部 24b の先端部において、吐出穴 21 側の開口断面積 S1 よりも吹き出し部 26 側の開口断面積 S2 が大きい。

【0011】

また、バルブ溝 25 の吹き出し部 26 側の壁面 27 は、冷媒の下流側に沿ってバルブストッパー 24 から離間するように傾斜している。

シリンダ室 13 内の冷媒がローリングピストン 16 による圧縮で所定圧力まで上昇すると、バルブ 23 は固定部材 30 を起点として押し上げられ、吐出穴 21 から吐出されるようになっている。

【0012】

密閉シェル 1 には、吸入穴 20 に連通した吸入管 5 の先端部が接続されている。この吸入管 5 の他端部は、アキュムレータ 7 と接続されている。

また、密閉シェル 1 の上部には、圧縮機構部 3 で圧縮された冷媒を外部に吐出する吐出管 6 が接続されている。

【0013】

次に、上記構成の密閉型回転圧縮機 100 の動作について説明する。

電力がモータ 2 に供給され、モータ 2 が駆動すると、主軸受 14 及び副軸受 15 により軸支された駆動軸 4 が回転し、ローリングピストン 16 がシリンダ室 13 内でシリンダ室 13 の内周壁面に密接しつつ偏芯回転する。この時、ローリングピストン 16 の上端面と主軸受 14 の下面との間、ローリングピストン 16 の下端面と副軸受 15 の上面との間は潤滑油によりシールされている。

【0014】

このローリングピストン 16 の回転により、シリンダ室 13 内が負圧となり、冷媒が、アキュムレータ 7、吸入管 5 および吸入穴 20 を介して吸入される。

ローリングピストン 16 の回転に伴い、シリンダ室 13 内の冷媒は、圧縮され、所定圧力まで上昇すると、バルブ 23 はバルブ 23 の弾性力に逆らって、固定部材 30 を起点として持ち上げられ、その結果吐出穴 21 から密閉シェル 1 内に吐出され、そのまま吐出管 6 を通って外部に吐出される。

【0015】

図 7 は従来のバルブストッパー 24A における冷媒の流れの説明図で、図 6 と同じ方向から見た断面図である。

バルブ 23 が開き、圧縮された冷媒はバルブ 23、バルブストッパー 24A に衝突する。冷媒の主流（図示せず）は図 5 の吹き出し部 26 側に流れるが、バルブストッパー 24A の両側面 24Aa, 24Aa には冷媒が漏れ、流れ α が生じる。これにより、冷媒は、バルブストッパー 24A の側面 24Aa では、急に流れ方向を変更することができずに、剥離渦 β が生じ、その結果流体騒音が発生する。

また、冷媒は、バルブ溝 25 の角部 25a でも、急拡大による剥離渦 γ が発生し、流体騒音となる。この剥離渦 β 、 γ の発生する量に比例して流体騒音が増加する。

【0016】

この実施の形態 1 の密閉型回転圧縮機によれば、バルブストッパー 24 は、両側面 24 a, 24 a が、バルブ溝 25 の内壁面に密接しており、冷媒は、両側面 24 a, 24 a から吹き出し部 26 に向けて吐出するのが防止される。

従って、バルブストッパー 24 の側面 24 a からの漏れ流れ α が存在せず、バルブ溝 25 の吹き出し部 26 のみから圧縮冷媒が吹き出され、その結果、バルブストッパー 24 の側面 24 a の漏れ流れ α による流体騒音は生じず、バルブ溝 25 における流体騒音を抑制することができる。

【0017】

また、バルブストッパー 24 は、吐出穴 21 に対向した部位では、冷媒を吹き出し部 26 に案内する曲面部 24 b が形成されているので、吐出穴 21 から吐出した圧縮冷媒は、円滑に吹き出し部 26 に導かれ、渦流による流体騒音の発生を抑制することができる。

【0018】

また、バルブストッパー 24 の曲面部 24 b の先端部において、吐出穴 21 側の開口断面積 S1 よりも吹き出し部 26 側の開口断面積 S2 が大きいので、吐出穴 21 からの圧縮冷媒は、下流に向かうに従って減速し、バルブ溝 25 の吹き出し部 26 側の角部 25 b での冷媒の流速は大幅に減少する。

流体騒音は、流速のおよそ 4 乗から 8 乗に比例するので、角部 25 b での冷媒の減速は、そのまま角部 25 b での流体騒音の発生を大幅に抑制することに直結している。

【0019】

また、バルブ溝 25 の吹き出し部 26 側の壁面 27 は、冷媒の下流側に沿ってバルブストッパー 24 から離間するように傾斜した平面であるので、吐出穴 21 から吐出した圧縮冷媒の壁面 27 での衝突は和らげられ、また角部 25 b の角度も大きくなり、角部 25 b で発生する流体騒音をより低減することができる。

【0020】

ところで、本願発明者は、実施の形態 1 のバルブストッパー 24 と、従来のバルブストッパー 24 A とを用いた場合におけるバルブ溝 25 で生じる騒音を実験により求めた。このときの実験の条件は、気体は空気、吐出穴 21 の前後の差圧は 4.5 kPa に設定した。

図 8 は実施の形態 1 のものと従来のものとの騒音を比較したグラフであり、図 9 は騒音の周波数特性を比較したグラフである。

実施の形態 1 のものは、従来のものと比較して、低減の効果が見られた周波数帯域は、5000 Hz 以上の帯域であり、2500 Hz 以下では逆に騒音が増加しているものの、全体としては 2.2 dB の騒音が低減することが判った。

このように、実験結果からも実施の形態 1 の密閉型回転圧縮機によるバルブ溝 25 での流体騒音の低減化が証明された。

【0021】

なお、上記実施の形態 1 における、気体である冷媒としては、フロン系冷媒や、二酸化炭素、炭化水素等の自然冷媒が用いられるが、本願発明者が実験で用いた空気でもよい。

また、壁面 27 は、弧状に湾曲した曲面でもよい。

また、吐出穴 21、バルブ 23、バルブストッパー 24、バルブ溝 25 は、主軸受 14 に設けた場合について説明したが、これらのものが、副軸受のみ、あるいは主軸受及び副軸受に設けても同様の効果がある。

また圧縮機は、縦型としたが、横型であっても同様の効果を奏する。

また、実施の形態 1 では、ロータリー形の密閉型回転圧縮機について説明したが、シリンダの片側に軸受が密接したスクロール形の密閉型回転圧縮機でもこの発明は適用することができるのは勿論である。

【図面の簡単な説明】

【0022】

【図 1】この発明の実施の形態 1 に係る密閉型回転圧縮機を示す正面図である。

【図 2】図 1 の平面図である。

10

20

30

40

50

【図 3】図 2 の I I I－I I I 線に沿った矢視断面図である。

【図 4】図 3 の I V－I V 線に沿った矢視断面図である。

【図 5】図 4 の V－V 線に沿った矢視断面図である。

【図 6】図 4 の V I－V I 線に沿った矢視断面図である。

【図 7】従来のバルブストッパーにおける冷媒の流れを説明する説明図である。

【図 8】この発明の実施の形態 1 の密閉型回転圧縮機と従来のものとの騒音の比較を示すグラフである。

【図 9】この発明の実施の形態 1 の密閉型回転圧縮機と従来のものとの騒音周波数特性の比較を示すグラフである。

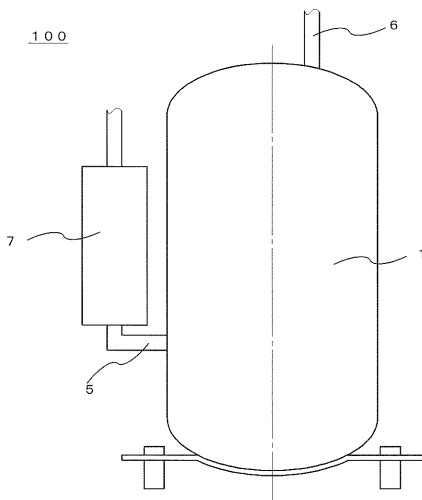
【符号の説明】

10

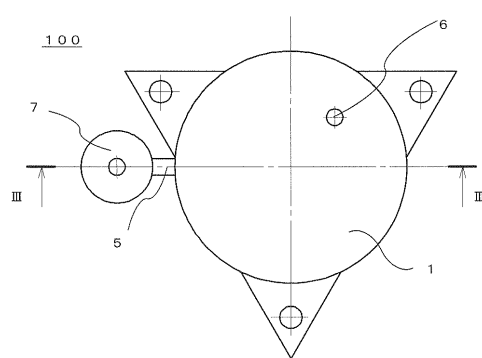
【0023】

1 密閉シェル、2 モータ、3 圧縮機構部、4 駆動軸、12 シリンダ、13 シリンダ室、14 主軸受、15 副軸受、21 吐出穴、23 バルブ、24 バルブストッパー、24a 側面、24b 曲面部、25 バルブ溝、25a、25b 角部、26 吹き出し部、27 壁面、30 固定部材、100 密閉型回転圧縮機、S1 吐出穴側の開口断面積、S2 吹き出し部側の開口断面積。

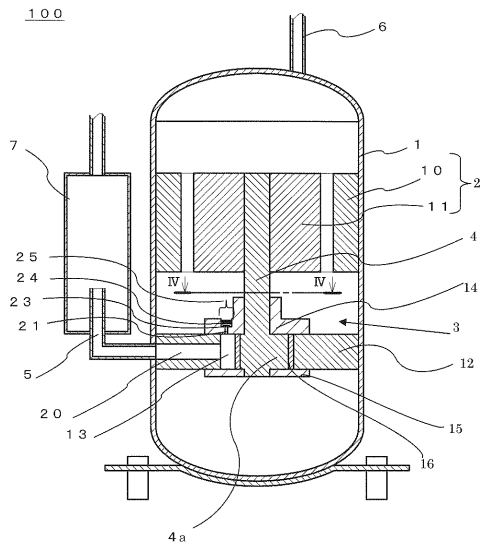
【図 1】



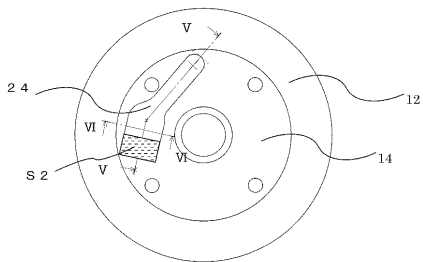
【図 2】



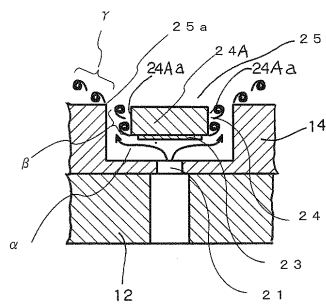
【図 3】



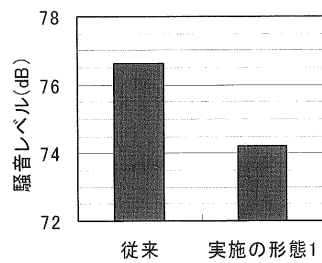
【図 4】



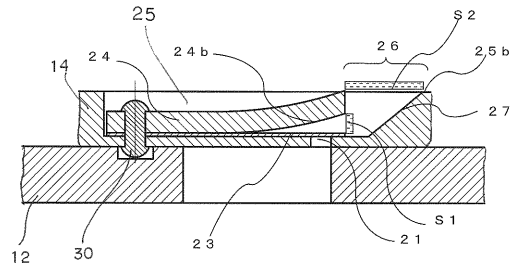
【図 7】



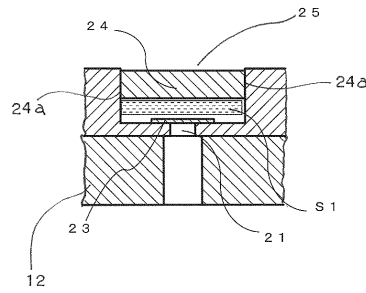
【図 8】



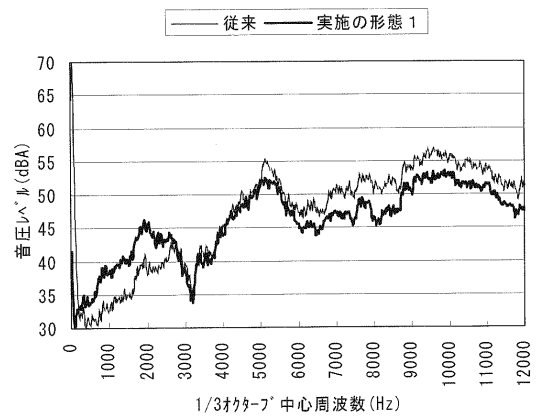
【図 5】



【図 6】



【図 9】



フロントページの続き

(72)発明者 ▲ひろ▼中 康雄

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 加藤 太郎

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) 3H029 AA04 AA13 AB03 BB21 CC15

3H129 AA04 AA13 AB03 BB21 CC15