

(19)日本国特許庁(JP)

(12)特許公報(B2)

(11)特許番号
特許第7634716号
(P7634716)

(45)発行日 令和7年2月21日(2025.2.21)

(24)登録日 令和7年2月13日(2025.2.13)

(51)国際特許分類

F 04 C 18/356 (2006.01)

F I

F 04 C

18/356

L

請求項の数 6 (全31頁)

(21)出願番号 特願2023-559333(P2023-559333)
 (86)(22)出願日 令和3年11月12日(2021.11.12)
 (86)国際出願番号 PCT/JP2021/041666
 (87)国際公開番号 WO2023/084722
 (87)国際公開日 令和5年5月19日(2023.5.19)
 審査請求日 令和5年11月10日(2023.11.10)

(73)特許権者	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
(74)代理人	110001461 弁理士法人きさ特許商標事務所
(72)発明者	濱田亮 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	辰己勝俊 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
審査官	松浦久夫

最終頁に続く

(54)【発明の名称】 圧縮機及び冷凍サイクル装置

(57)【特許請求の範囲】**【請求項1】**

密閉容器の内部に、電動機部と、偏心軸部を有し、前記電動機部により回転駆動される回転軸と、前記回転軸を介して前記電動機部から伝達される駆動力によって冷媒を圧縮する圧縮機構部と、を備え、

前記圧縮機構部は、

前記密閉容器に固定され、中空部にシリンダ室を形成する円筒状のシリンダと、

前記偏心軸部に嵌合されて前記シリンダ室に収納され、前記偏心軸部と共に偏心回転して冷媒を圧縮するローリングピストンと、

前記シリンダの径方向に延びるように形成されたベーン溝に設けられ、前記シリンダ室を吸入室と圧縮室とに隔てるベーンと、

前記シリンダの端面に設けられ、前記シリンダ室を閉塞する軸受と、
を有し、

前記シリンダには、前記シリンダ室に吸入される冷媒が通過する吸入穴が前記シリンダの径方向に延びるように形成されており、

前記吸入穴は、

前記シリンダの径方向外周側に位置する空間を形成する吸入穴外径接続部と、

前記シリンダの径方向内周側に位置する空間を形成する吸入穴内径接続部と、
を有し、

前記シリンダの径方向に直交する断面における前記吸入穴外径接続部の断面積は、前記

10

20

シリンドラの径方向に直交する断面における前記吸入穴内径接続部の断面積よりも大きく形成されており、

前記シリンドラの径方向に直交する断面における前記吸入穴内径接続部の断面形状は、前記シリンドラの円周方向の開口幅が前記シリンドラの厚さ方向の開口幅よりも小さい形状であり、

前記シリンドラには、

前記吸入穴内径接続部と前記シリンドラの厚さ方向における前記シリンドラの端面の少なくとも一方との間の前記シリンドラの壁を、前記シリンドラの厚さ方向に貫通する吸入溝が形成されており、

前記吸入溝が、前記シリンドラの厚さ方向における前記吸入穴内径接続部から前記シリンドラの端面にわたって、前記シリンドラの前記径方向内周側に開口するように形成されており、
前記軸受と前記シリンドラとを締結する複数のねじを更に有し、

前記シリンドラには、前記シリンドラを前記シリンドラの厚さ方向に貫通しており、前記複数のねじのそれぞれが配置される複数のねじ穴が形成されており、

前記シリンドラは、

前記吸入穴外径接続部と前記シリンドラの厚さ方向の端面との間の、前記シリンドラの壁の一部を構成する第1薄肉部と、

前記シリンドラの円周方向において、前記吸入穴内径接続部と、前記複数のねじ穴のうち最も前記吸入穴内径接続部に近い位置にあるねじ穴との間の距離が最も小さくなる部分であって、前記シリンドラを構成する壁の一部分である第2薄肉部と、

を有し、

前記シリンドラの厚さ方向における前記第1薄肉部の厚さ t_1 が、前記シリンドラの円周方向における前記第2薄肉部の厚さ t_2 よりも大きく形成されており、

前記ペーンの先端部を前記ローリングピストンの外周壁に押し付けるように、前記ペーンを付勢するスプリングを更に有し、

前記シリンドラには、前記スプリングを配置するためのスプリング穴が前記シリンドラの径方向に延びるように形成されており、

前記シリンドラは、

前記シリンドラの円周方向において、前記吸入穴内径接続部と前記スプリング穴との間の距離が最も小さくなる部分であって、前記シリンドラを構成する壁の一部分である第3薄肉部を更に有し、

前記第1薄肉部の厚さ t_1 が、前記シリンドラの円周方向における前記第3薄肉部の厚さ t_3 よりも大きく形成されている圧縮機。

【請求項2】

前記シリンドラの径方向に直交する断面における前記吸入穴外径接続部の断面形状が円形状であり、前記シリンドラの径方向に直交する断面における前記吸入穴内径接続部の断面形状が非円形状である請求項1に記載の圧縮機。

【請求項3】

前記シリンドラの径方向に直交する断面における前記吸入穴内径接続部の断面形状は、前記シリンドラの円周方向よりも前記シリンドラの厚さ方向の長さが長い長円形状である請求項1又は2に記載の圧縮機。

【請求項4】

前記軸受には、前記シリンドラ側の端面に端面溝が形成されており、

前記端面溝は、前記シリンドラに形成された前記吸入溝の少なくとも一部と連通するようになに形成されており、前記回転軸の回転に伴う前記ローリングピストンの移動時に前記ローリングピストンの端面が通過しない位置に形成されている請求項1～3のいずれか1項に記載の圧縮機。

【請求項5】

前記シリンドラを2つ有し、

2つの前記シリンドラの間に配置されており前記シリンドラ室を閉塞する中間板を有し、

10

20

30

40

50

前記中間板には、前記シリンダ側の板面に中間板溝が形成されており、前記中間板溝は、前記シリンダに形成された前記吸入溝の少なくとも一部と連通するよう¹に形成されており、前記回転軸の回転に伴う前記ローリングピストンの移動時に前記ローリングピストンの端面が通過しない位置に形成されている請求項1～4のいずれか1項に記載の圧縮機。

【請求項6】

請求項1～5のいずれか1項に記載の圧縮機と、
室外空気と内部を流れる冷媒との間で熱交換を行う室外側熱交換器と、
室内空気と内部を流れる冷媒との間で熱交換を行う室内側熱交換器と、
前記室外側熱交換器又は前記室内側熱交換器に流入する冷媒の圧力を減圧する減圧装置
と、

を備えた冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本開示は、冷媒を圧縮して吐出する圧縮機及び当該圧縮機を備えた冷凍サイクル装置に関するものであり、特に、圧縮室への冷媒経路を形成する吸入機構に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来のロータリ圧縮機は、偏心部を有する回転軸と、偏心部の外周側に設けられた筒状のシリンダと、偏心部に追従して回転し、シリンダとの間に圧縮室を形成するピストンと、シリンダの両端を支持する上下の軸受と、を有する圧縮機構部を備えている（例えば、特許文献1参照）。また、近年、地球温暖化対策の1つとして、ロータリ圧縮機等の圧縮機を備えた冷凍サイクル装置の冷媒に低GWP（Global Warming Potential）冷媒が用いられている。しかし、例えば、R32、R1234yfあるいはR290等の低GWP冷媒は、R410A等の従来使用してきた冷媒と比較して体積あたりの冷凍能力が小さく、所望の冷凍能力を達成させるために冷凍サイクル装置内に流れる冷媒の流量が多くなる。そのため、圧縮機の効率を向上させるためには、圧縮機構部への冷媒吸入経路であるシリンダの吸入穴の流路面積を大きくし、吸入経路での圧力損失を低減することが特に効果的である。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【文献】特開2013-139726号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

ロータリ圧縮機は、シリンダの吸入穴を拡径すると吸入冷媒の圧力損失が低減する。しかし、一般にロータリ圧縮機のシリンダの吸入穴の周囲には、ねじ穴及びスプリング穴が形成されている。ねじ穴は、圧縮機構部を構成する部品同士を締結させるためのねじを配置する穴であり、スプリング穴は、圧縮機構部内で高圧室と低圧室とを隔てるベーンを動作させるスプリングを配置する穴である。吸入穴とねじ穴との干渉、あるいは、吸入穴とスプリング穴との干渉が、吸入穴の拡径の制約となり、吸入穴の流路面積を十分に確保できず、高流量な冷媒を用いた運転条件下において圧縮機の効率が低下する場合がある。

【0005】

本開示は、上記のような課題を解決するものであり、高流量な冷媒を用いた運転条件下においても、圧縮機の効率の低下を防ぐ圧縮機及び冷凍サイクル装置を提供するものである。

【課題を解決するための手段】

【0006】

10

20

30

40

50

本開示に係る圧縮機は、密閉容器の内部に、電動機部と、偏心軸部を有し、電動機部により回転駆動される回転軸と、回転軸を介して電動機部から伝達される駆動力によって冷媒を圧縮する圧縮機構部と、を備え、圧縮機構部は、密閉容器に固定され、中空部にシリンドラ室を形成する円筒状のシリンドラと、偏心軸部に嵌合されてシリンドラ室に収納され、偏心軸部と共に偏心回転して冷媒を圧縮するローリングピストンと、シリンドラの径方向に延びるように形成されたベーン溝に設けられ、シリンドラ室を吸入室と圧縮室とに隔てるベーンと、シリンドラの端面に設けられ、シリンドラ室を閉塞する軸受と、を有し、シリンドラには、シリンドラ室に吸入される冷媒が通過する吸入穴がシリンドラの径方向に延びるように形成されており、吸入穴は、シリンドラの径方向外周側に位置する空間を形成する吸入穴外径接続部と、シリンドラの径方向内周側に位置する空間を形成する吸入穴内径接続部と、を有し、シリンドラの径方向に直交する断面における吸入穴外径接続部の断面積は、シリンドラの径方向に直交する断面における吸入穴内径接続部の断面積よりも大きく形成されており、シリンドラの径方向に直交する断面における吸入穴内径接続部の断面形状は、シリンドラの円周方向の開口幅がシリンドラの厚さ方向の開口幅よりも小さい形状であり、シリンドラには、吸入穴内径接続部とシリンドラの厚さ方向におけるシリンドラの端面の少なくとも一方との間のシリンドラの壁を、シリンドラの厚さ方向に貫通する吸入溝が形成されており、吸入溝が、シリンドラの厚さ方向における吸入穴内径接続部からシリンドラの端面にわたって、シリンドラの径方向内周側に開口するように形成されており、軸受とシリンドラとを締結する複数のねじを更に有し、シリンドラには、シリンドラをシリンドラの厚さ方向に貫通しており、複数のねじのそれぞれが配置される複数のねじ穴が形成されており、シリンドラは、吸入穴外径接続部とシリンドラの厚さ方向の端面との間の、シリンドラの壁の一部を構成する第1薄肉部と、シリンドラの円周方向において、吸入穴内径接続部と、複数のねじ穴のうち最も吸入穴内径接続部に近い位置にあるねじ穴との間の距離が最も小さくなる部分であって、シリンドラを構成する壁の一部分である第2薄肉部と、を有し、シリンドラの厚さ方向における第1薄肉部の厚さ t_1 が、シリンドラの円周方向における第2薄肉部の厚さ t_2 よりも大きく形成されており、ベーンの先端部をローリングピストンの外周壁に押し付けるように、ベーンを付勢するスプリングを更に有し、シリンドラには、スプリングを配置するためのスプリング穴がシリンドラの径方向に延びるように形成されており、シリンドラは、シリンドラの円周方向において、吸入穴内径接続部とスプリング穴との間の距離が最も小さくなる部分であって、シリンドラを構成する壁の一部分である第3薄肉部を更に有し、第1薄肉部の厚さ t_1 が、シリンドラの円周方向における第3薄肉部の厚さ t_3 よりも大きく形成されているものである。
10
20
30

【0007】

本開示に係る冷凍サイクル装置は、本開示に係る圧縮機と、室外空気と内部を流れる冷媒との間で熱交換を行う室外側熱交換器と、室内空気と内部を流れる冷媒との間で熱交換を行う室内側熱交換器と、室外側熱交換器又は室内側熱交換器に流入する冷媒の圧力を減圧する減圧装置とを備えたものである。

【発明の効果】

【0008】

本開示に係る圧縮機及び冷凍サイクル装置によれば、吸入穴外径接続部の断面積は、吸入穴内径接続部の断面積よりも大きく形成されている。そのため、圧縮機は、吸入穴の径方向内周側をシリンドラの円周方向に拡大することなく、吸入穴全体として冷媒の流路面積を増加させ、冷媒流れの圧力損失を低減することができる。また、吸入穴内径接続部の断面形状は、シリンドラの円周方向の開口幅がシリンドラの厚さ方向の開口幅よりも小さい形状である。そのため、圧縮機は、当該吸入穴を有しない圧縮機と比較してローリングピストンが吸入穴の閉塞を完了する角度を回転開始からより早いタイミングにすることができる、当該吸入穴を有しない圧縮機と比較して圧縮機の体積効率を向上させることができる。圧縮機は、このような構造の吸入穴を有することによって、高流量な冷媒を用いた運転条件下においても圧縮機の効率の低下を防ぐことができる。

【図面の簡単な説明】

【0009】

【図1】実施の形態1に係る圧縮機の縦断面図である。

【図2】実施の形態1に係る圧縮機の圧縮機構部を概略的に示した横断面図である。

【図3】実施の形態1に係る圧縮機の圧縮機構部におけるシリンダの構造を概略的に示した構成図である。

【図4】実施の形態1に係る圧縮機構部のシリンダの周方向から見たベーン溝及びスプリング穴の概念図である。

【図5】実施の形態1に係る圧縮機構部のシリンダの径方向から見たベーン溝及びスプリング穴の概念図である。

【図6】実施の形態1に係る圧縮機の圧縮機構部において吸入穴の構造を概略的に示した側面図である。 10

【図7】実施の形態1に係る圧縮機の圧縮機構部における吸入穴部分の構造を概略的に示した縦断面図である。

【図8】実施の形態1に係る圧縮機のシリンダにおいて吸入穴とねじ穴とスプリング穴との構造を概略的に示した部分断面図である。

【図9】実施の形態1に係る圧縮機を備えた冷凍サイクル装置の構成図である。

【図10】実施の形態2に係る圧縮機の圧縮機構部におけるシリンダの構造を概略的に示した構成図である。

【図11】実施の形態2に係る圧縮機のシリンダにおいて吸入穴とねじ穴とスプリング穴との構造を概略的に示した部分断面図である。 20

【図12】実施の形態3に係る圧縮機の圧縮機構部における吸入穴部分の構造を概略的に示した縦断面図である。

【図13】実施の形態4に係る圧縮機の圧縮機構部における吸入穴部分の構造を概略的に示した縦断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0010】

以下、実施の形態に係る圧縮機及び冷凍サイクル装置について図面等を参照しながら説明する。なお、図1を含む以下の図面では、各構成部材の相対的な寸法の関係及び形状等が実際のものとは異なる場合がある。また、以下の図面において、同一の符号を付したもののは、同一又はこれに相当するものであり、このことは明細書の全文において共通することとする。また、理解を容易にするために方向を表す用語（例えば「上」、「下」、「右」、「左」、「前」、「後」など）を適宜用いるが、それらの表記は、説明の便宜上、そのように記載しているだけであって、装置あるいは部品の配置及び向きを限定するものではない。 30

【0011】

実施の形態1.

[圧縮機100の構成]

図1は、実施の形態1に係る圧縮機100の縦断面図である。図1を用いて、圧縮機100の全体構成について説明する。圧縮機100は、圧縮機100の内部に低温且つ低圧の冷媒を吸入し、圧縮機100の内部で吸入した冷媒を圧縮し、圧縮機100の外部に高温且つ高圧の冷媒を吐出する流体機械である。 40

【0012】

圧縮機100には、例えば、図1に示すようなシリンダ23を1つ有する1シリンダ型ロータリ圧縮機、すなわちシングルロータリ圧縮機が用いられる。なお、圧縮機100は、シングルロータリ圧縮機に限定されるものではなく、複数のシリンダ23を有するロータリ圧縮機でもよい。圧縮機100には、例えばシリンダ23を2つ有するツインロータリ圧縮機等、他の構造で構成された圧縮機100が用いられてもよい。特に高流量の冷媒を流す圧縮機では、冷媒の吸入経路における圧力損失を効果的に低減させる必要がある。そのため、圧縮機100として、高流量及び高能力を要求されるツインロータリ圧縮機等を用いてもよい。 50

【 0 0 1 3 】

(密閉容器 10)

圧縮機 100 は、密閉容器 10 内に密閉空間を形成する密閉型圧縮機である。密閉容器 10 は、上部容器 11 と下部容器 12 とにより構成されており圧縮機 100 の外郭を構成する。なお、密閉容器 10 は、上部容器 11 と下部容器 12 との 2 つの構成部分から形成されるものに限定されるものではなく、3 つ以上の構成部分から形成されてもよい。

【 0 0 1 4 】

密閉容器 10 の外側には、液冷媒がシリンダ 23 のシリンダ室 23a に直接吸入されることを抑制する吸入マフラー 101 が設けられている。吸入マフラー 101 は、冷媒吸入管 107 によって圧縮機構部 20 のシリンダ 23 と連結されている。密閉容器 10 は、冷媒吸入管 107 を介して吸入マフラー 101 と接続されており、吸入マフラー 101 から冷媒ガスが取り込まれる。吸入マフラー 101 は、液冷媒を貯留するアキュムレータとしての役割を有する。一般的に、圧縮機は、圧縮機が接続された外部の冷媒回路から、低圧の冷媒ガスと液冷媒とが混在して送られてくる場合がある。液冷媒が圧縮機構部のシリンダに流入して圧縮機構部で圧縮されると圧縮機構部が故障する原因となる。

10

【 0 0 1 5 】

冷媒を液冷媒とガス冷媒とに分離し、液冷媒がなるべく圧縮機構部 20 の内部に吸入されないように、すなわち冷媒ガスのみがシリンダ室 23a に送られるように、吸入マフラー 101 が密閉容器 10 の横に設けられている。吸入マフラー 101 は、冷媒吸入管 107 とシリンダ 23 の吸入穴 40 (図 3 参照) とを介して接続されており、吸入マフラー 101 から送られる低圧の冷媒ガスは冷媒吸入管 107 を介してシリンダ室 23a に吸入される。吸入マフラー 101 は、また、流入する冷媒により発生する騒音を低減又は除去する消音器としての役割も有する。

20

【 0 0 1 6 】

密閉容器 10 の上部には、圧縮された冷媒が排出される吐出管 102 が接続されている。吐出管 102 は、高圧のガス冷媒を密閉容器 10 の外部に吐出させる冷媒配管である。吐出管 102 は、密閉容器 10 を構成する上部容器 11 を貫通した状態で上部容器 11 に固定されている。吐出管 102 と上部容器 11 との固定部分は、例えばろう付け又は抵抗溶接等によって接合されている。

30

【 0 0 1 7 】

圧縮機 100 は、密閉容器 10 の内部に、電動機部 30 と、偏心軸部 21b を有し、電動機部 30 により回転駆動される回転軸 21 と、回転軸 21 を介して電動機部 30 から伝達される駆動力によって、偏心軸部での偏心回転運動により冷媒を圧縮する圧縮機構部 20 と、を有する。密閉容器 10 内において、電動機部 30 は、密閉容器 10 の上方に収納されており、圧縮機構部 20 は、密閉容器 10 の下方に収納されている。

【 0 0 1 8 】

電動機部 30 と圧縮機構部 20 とは、回転軸 21 で連結されている。回転軸 21 は、電動機部 30 の回転運動を圧縮機構部 20 に伝達する。圧縮機構部 20 では伝達された回転力によって冷媒ガスが圧縮され、圧縮された冷媒ガスが密閉容器 10 内に吐出される。

40

【 0 0 1 9 】

密閉容器 10 の内部は、圧縮機構部 20 によって圧縮された高温且つ高圧の冷媒ガスによって満たされているとともに、密閉容器 10 の下方すなわち底部には圧縮機構部 20 の潤滑に用いられる冷凍機油が貯留されている。冷凍機油は、主に圧縮機構部 20 の摺動部を潤滑するために用いられる。回転軸 21 の下部にはオイルポンプ (図示は省略) が設けられている。オイルポンプは、回転軸 21 の回転とともに密閉容器 10 の底部に貯留された冷凍機油を汲み上げ、圧縮機構部 20 の各摺動部へ供給する。圧縮機構部 20 は、各摺動部への給油によって機械的な潤滑作用が確保される。

【 0 0 2 0 】

(電動機部 30)

電動機部 30 は、密閉容器 10 内に配置される電動機であり、圧縮機構部 20 を動かす

50

ために用いられる。電動機部 30 は、外部電源から供給された電力を用いて回転軸 21 に回転駆動力を発生させ、回転軸 21 を介して圧縮機構部 20 に回転駆動力を伝達するモータである。電動機部 30 には、例えば、ブラシレス DC モータが用いられる。

【0021】

電動機部 30 は、上面視において中空円筒形状の外観を有する固定子 31 と、固定子 31 の内側面の内側に回転自在に配置され、磁気作用によって回転する円筒形状の回転子 32 を備えている。電動機部 30 は、外部電源から供給される電力が、固定子 31 を構成する巻回されたコイルにリード線 33 を介して供給されることにより、固定子 31 の内側で回転子 32 が回転する。

【0022】

回転子 32 の鉄心に形成された冷媒流路 34 は、圧縮機構部 20 から吐出された冷媒ガスを密閉容器 10 の上部へ導くと共に、冷媒ガスと共に密閉容器 10 の上部に導かれた冷凍機油を密閉容器 10 の下部に落とすために用いられる。

【0023】

回転子 32 の中心部には、回転軸 21 が軸方向に回転子 32 を貫通して回転子 32 に固定されている。回転軸 21 は、圧縮機構部 20 に回転子 32 の回転駆動力を伝達する。回転子 32 を構成する鉄心の内径は回転軸 21 の外径よりも小さく形成されており、回転子 32 の鉄心は回転軸 21 の主軸部 21a に固定されている。

【0024】

(回転軸 21)

回転軸 21 は、電動機部 30 の回転子 32 に固定された主軸部 21a と、シリンドラ 23 を挟んで主軸部 21a の反対側に設けられた副軸部 21c と、主軸部 21a と副軸部 21c との間に設けられた偏心軸部 21b と、を有している。回転軸 21 は、軸方向において、密閉容器 10 の上方から下方に向かって主軸部 21a、偏心軸部 21b、副軸部 21c の順に形成されている。主軸部 21a には、電動機部 30 の回転子 32 が焼嵌又は圧入されて固定されており、偏心軸部 21b には円筒状のローリングピストン 22 が摺動自在に嵌合されている。

【0025】

回転軸 21 は、圧縮機構部 20 の内部においてシリンドラ 23 と対応する位置に偏心軸部 21b が配置されている。偏心軸部 21b の外周には、偏心軸部 21b の外側面に沿って回転自在に取付けられた略円筒状のローリングピストン 22 が配置されている。ローリングピストン 22 は、電動機部 30 によって回転軸 21 が回転すると、シリンドラ 23 内をその内周壁 23e (図 2 参照) に沿って回転する。

【0026】

(圧縮機構部 20)

図 2 は、実施の形態 1 に係る圧縮機 100 の圧縮機構部 20 を概略的に示した横断面図である。図 2 は、圧縮機構部 20 を図 1 の A - A 線で切断して上面側から見た断面図である。なお、図 2 では、圧縮機構部 20 の基本的な構造を説明するため、後述する吸入穴 40、ねじ穴 50 及びスプリング穴 60 等の図示を省略している。図 2 を用いて圧縮機構部 20 の基本的な構造を説明する。

【0027】

圧縮機構部 20 は、電動機部 30 により駆動し、外部から吸入した冷媒ガスを圧縮する。圧縮機構部 20 は、電動機部 30 から供給された回転駆動力により、冷媒吸入管 107 から密閉容器 10 の低圧空間に吸入された低圧のガス冷媒を高圧のガス冷媒に圧縮し、圧縮した高圧のガス冷媒を圧縮機構部 20 の上方に吐出する。

【0028】

圧縮機構部 20 は、図 1 及び図 2 に示すように、シリンドラ 23 と、ローリングピストン 22 と、ベーン 26 と、上軸受 24 と、下軸受 25 とを有している。

【0029】

シリンドラ 23 は、密閉容器 10 の内部に固定されており、外周部がボルト等により密閉

10

20

30

40

50

容器 1 0 に固定されている。シリンダ 2 3 は、中空円筒形状に形成されている。シリンダ 2 3 は、回転軸 2 1 の軸方向の両端が開口しており、中空部にシリンダ室 2 3 a が設けられている。シリンダ 2 3 は、回転軸 2 1 の軸方向の両端に形成された開口部が上軸受 2 4 と下軸受 2 5 とによって閉塞されている。上軸受 2 4 はシリンダ 2 3 の上面側に設けられており、下軸受 2 5 はシリンダ 2 3 の下面側に設けられている。シリンダ室 2 3 a は、円柱状に形成された空間であり、シリンダ 2 3 の内周面と、上軸受 2 4 の内壁面と、下軸受 2 5 の内壁面とによって囲まれた空間である。

【 0 0 3 0 】

シリンダ室 2 3 a の内部には、シリンダ室 2 3 a 内で偏心運動を行う回転軸 2 1 の偏心軸部 2 1 b と、偏心軸部 2 1 b に嵌合したローリングピストン 2 2 とが収納されている。また、シリンダ室 2 3 a の内部には、シリンダ室 2 3 a を形成する内周壁 2 3 e とローリングピストン 2 2 の外周壁 2 2 a とによって形成される空間を仕切るベーン 2 6 が収納されている。

【 0 0 3 1 】

圧縮機構部 2 0 は、シリンダ 2 3 に設けられた溝内を径方向に往復運動するベーン 2 6 の一端がローリングピストン 2 2 の外周壁 2 2 a に当接しながらベーン 2 6 がシリンダ室 2 3 a 内を高圧空間と低圧空間とに隔てる。圧縮機構部 2 0 において、ローリングピストン 2 2 、シリンダ 2 3 、ベーン 2 6 、上軸受 2 4 及び下軸受 2 5 によって囲まれた空間は、冷媒吸入管 1 0 7 から吸入された低圧のガス冷媒を圧縮する圧縮室を形成する。

【 0 0 3 2 】

シリンダ 2 3 には密閉容器 1 0 の外部からシリンダ室 2 3 a 内に吸入される冷媒ガスが通過する吸入穴 4 0 (図 3 参照) が形成されている。シリンダ 2 3 には、冷媒吸入管 1 0 7 から供給される冷媒ガスが通る吸入穴 4 0 が、シリンダ 2 3 の外周面から内周面に貫通して形成されており、冷媒吸入管 1 0 7 の管路とシリンダ室 2 3 a とが連通するように設けられている。また、シリンダ 2 3 は、背压室 2 3 b および開口部 2 3 d を有しており、これらを含むシリンダ 2 3 の詳細な構造については後述する。

【 0 0 3 3 】

ローリングピストン 2 2 は、偏心軸部 2 1 b と共にシリンダ室 2 3 a に収納されており、シリンダ室 2 3 a 内で偏心軸部 2 1 b によって偏心回転して冷媒ガスを圧縮する。ローリングピストン 2 2 は、中空円筒状に形成されており、内部には回転軸 2 1 の偏心軸部 2 1 b が収納されている。ローリングピストン 2 2 の内部は、回転軸 2 1 の偏心軸部 2 1 b と摺動自在に嵌合されている。

【 0 0 3 4 】

ベーン 2 6 は、シリンダ 2 3 の径方向に延びるように形成されたベーン溝 2 3 c に設けられており、シリンダ室 2 3 a を吸入室と圧縮室とに隔てる。ベーン 2 6 は、略直方体の形状に形成されている。ベーン 2 6 は、ベーン溝 2 3 c に取付けられた状態において、シリンダ 2 3 の円周方向におけるベーン 2 6 の厚さが、シリンダ 2 3 の径方向におけるベーン 2 6 の長さ及びシリンダ 2 3 の軸方向におけるベーン 2 6 の長さよりも小さい。

【 0 0 3 5 】

上軸受 2 4 は、回転軸 2 1 の主軸部 2 1 a に嵌合され主軸部 2 1 a を回転自在に支持する。上軸受 2 4 は、電動機部 3 0 が配置されている側のシリンダ 2 3 の端面に設けられ、シリンダ室 2 3 a の軸方向の一方の開口部 2 3 m (図 7 参照) を閉塞している。同様に、下軸受 2 5 は、回転軸 2 1 の副軸部 2 1 c に嵌合され副軸部 2 1 c を回転自在に支持する。下軸受 2 5 は、電動機部 3 0 が配置されている側とは反対側のシリンダ 2 3 の端面に設けられ、シリンダ室 2 3 a の軸方向の他方の開口部 2 3 n (図 7 参照) を閉塞している。

【 0 0 3 6 】

上軸受 2 4 は、側面視で略逆 T 字形状に形成されており、下軸受 2 5 は、側面視で略 T 字形状に形成されている。上軸受 2 4 には圧縮室で圧縮された冷媒ガスをシリンダ室 2 3 a 外に吐出する吐出ポート (図示は省略) が設けられている。

【 0 0 3 7 】

10

20

30

40

50

上軸受 2 4 の吐出ポートには、吐出弁（図示は省略）が設けられており、吐出弁は、シリンドラ 2 3 から吐出ポートを介して吐出される高温且つ高圧の冷媒ガスを吐出するタイミングを制御する。吐出弁は、シリンドラ 2 3 のシリンドラ室 2 3 a 内で圧縮される冷媒ガスが予め定められた圧力になるまで閉塞し、冷媒ガスが予め定められた圧力以上になると弁を開口して高温且つ高圧の冷媒ガスをシリンドラ室 2 3 a 外へ吐出させる。

【 0 0 3 8 】

シリンドラ室 2 3 a 内では、冷媒を吸いし、冷媒を圧縮し、冷媒を吐出する動作が繰り返されており、冷媒ガスが吐出ポートから間欠的に吐出されるため、シリンドラ 2 3 から脈動音などの騒音が発生する場合がある。このように発生する騒音を低減するため、電動機部 3 0 が配置されている側となる上軸受 2 4 の外側には上軸受 2 4 を覆うように吐出マフラ 2 7 が取付けられている。10

【 0 0 3 9 】

吐出マフラ 2 7 には、吐出マフラ 2 7 と上軸受 2 4 とによって形成される空間と密閉容器 1 0 内とを連通させる吐出穴（図示は省略）が設けられている。シリンドラ 2 3 から吐出ポートを介して吐出される冷媒ガスは、吐出マフラ 2 7 と上軸受 2 4 とによって形成される空間に、一旦、吐出され、その後、吐出穴から密閉容器 1 0 内へ吐出される。

【 0 0 4 0 】

(シリンドラ 2 3 の詳細な構造)

図 3 は、実施の形態 1 に係る圧縮機 1 0 0 の圧縮機構部 2 0 におけるシリンドラ 2 3 の構造を概略的に示した構成図である。図 3 は、シリンドラ 2 3 の内部構造を概念的に示したものである。図 4 は、実施の形態 1 に係る圧縮機構部 2 0 のシリンドラ 2 3 の周方向から見たベーン溝 2 3 c 及びスプリング穴 6 0 の概念図である。図 4 は、圧縮機構部 2 0 を図 5 の H - H 線で切断してシリンドラ 2 3 を周方向に見た模式的な断面図である。図 5 は、実施の形態 1 に係る圧縮機構部 2 0 のシリンドラ 2 3 を径方向から見たベーン溝 2 3 c 及びスプリング穴 6 0 の概念図である。図 5 は、圧縮機構部 2 0 を図 4 の G - G 線で切断してシリンドラ 2 3 を径方向に見た模式的な断面図である。なお、図 3 ~ 図 5 では、ベーン溝 2 3 c 及びスプリング穴 6 0 の構造を説明するために、ベーン 2 6 の図示を省略している。図 2 ~ 図 4 を用いてシリンドラ 2 3 の構造について更に詳細に説明する。20

【 0 0 4 1 】

シリンドラ 2 3 には、シリンドラ室 2 3 a に連通し、回転軸 2 1 を中心としたシリンドラ 2 3 の径方向に延びるベーン溝 2 3 c が形成されている。ベーン溝 2 3 c は、シリンドラ 2 3 の内周側に位置する一方の端部に開口部 2 3 d が形成されており、シリンドラ 2 3 の外周側に位置する他方の端部に背圧室 2 3 b が形成されている。開口部 2 3 d は、シリンドラ 2 3 の内周壁 2 3 e に設けられており、シリンドラ室 2 3 a に開口している。30

【 0 0 4 2 】

ベーン溝 2 3 c は、シリンドラ 2 3 の内径側では貫通し、シリンドラ室 2 3 a に連通した溝であり、シリンドラ 2 3 の外径側では貫通していない溝である。また、ベーン溝 2 3 c は、シリンドラ 2 3 を正面から見て、すなわち、シリンドラ 2 3 の外形が円に見える方向から見て、手前側から奥側まで貫通している溝である。換言すれば、ベーン溝 2 3 c は、シリンドラ 2 3 の軸方向にシリンドラ 2 3 を貫通した溝である。40

【 0 0 4 3 】

ベーン溝 2 3 c は、ベーン 2 6 が往復動作する空間であり、ベーン溝 2 3 c には、シリンドラ室 2 3 a を吸入室と圧縮室とに隔てるベーン 2 6 が、嵌入されている。ベーン 2 6 は、ベーン溝 2 3 c に摺動自在に収納されている。ベーン 2 6 は、圧縮工程中に、先端部がローリングピストン 2 2 の外周壁 2 2 a に当接したまま、ローリングピストン 2 2 の偏心回転に追従してベーン溝 2 3 c 内をシリンドラ 2 3 の径方向に往復摺動する。シリンドラ室 2 3 a は、ベーン 2 6 の先端部がローリングピストン 2 2 の外周壁 2 2 a に当接することにより、吸入室と圧縮室とに隔てられる。

【 0 0 4 4 】

ベーン溝 2 3 c の背圧室 2 3 b は、止まり穴とも称する。背圧室 2 3 b は、ベーン 2 6

10

20

30

40

50

がシリンダ23の外径側に飛び出さないように、シリンダ23の外径側に向かうベーン26の動きを止めてベーン26の動作を制限する部分である。また、背圧室23bは、背圧室として高圧冷媒を導入する役割も有する。

【0045】

ベーン溝23cの背圧室23bには、ベーンスプリング62が設けられている。ベーンスプリング62は、スプリング穴60の内部に固定されている。ベーンスプリング62とシリンダ23とは、スプリング固定部63で固定されている。スプリング固定部63では、ベーンスプリング62の座巻部62aがスプリング穴60内に圧入されてシリンダ23の内壁と当接することによって、ベーンスプリング62がシリンダ23に固定されている。なお、座巻部62aの圧入によるベーンスプリング62とシリンダ23との固定は、ベーンスプリング62とシリンダ23との固定方法の一例であり、ベーンスプリング62とシリンダ23との固定方法は限定されるものではない。10

【0046】

ベーンスプリング62は、ベーン26の背部（外径側）と当接し、ベーン26をシリンダ23の中心側に向かって押し付ける。圧縮機構部20は、密閉容器10内の高圧の冷媒ガスが背圧室23bに流入し、背圧室23bの冷媒ガスの圧力とシリンダ室23aの冷媒ガスの圧力との差圧によりシリンダ室23aの中心に向って径方向にベーン26を動かす力を作り出す。ベーン26は、この背圧室23bとシリンダ室23aとの差圧による力と、ベーンスプリング62が径方向にベーン26を押圧する力とによって、シリンダ室23aの中心に向って径方向に動かされる。20

【0047】

ベーン26を径方向に動かす力は、ベーン26の一端すなわちシリンダ室23a側の端部を円筒状に形成されたローリングピストン22の外周壁22aに当接させる。これによって、ベーン26は、上述したように、シリンダ23の内周壁23eとローリングピストン22の外周壁22aによって形成される空間を隔てることができる。

【0048】

密閉容器10内の冷媒ガスすなわち背圧室23bの冷媒ガスの圧力と、シリンダ室23a内の冷媒ガスの圧力との差圧がベーン26をローリングピストン22の外周壁22aに押圧するために十分な圧力ではない場合がある。このような場合でも、圧縮機構部20は、ベーンスプリング62の力でベーン26の一端をローリングピストン22の外周壁22aに押圧することができるため、ベーン26の一端は、常にローリングピストン22の外周壁22aに当接することができる。30

【0049】

(吸入穴40)

図6は、実施の形態1に係る圧縮機100の圧縮機構部20において吸入穴40の構造を概略的に示した側面図である。図7は、実施の形態1に係る圧縮機100の圧縮機構部20における吸入穴40部分の構造を概略的に示した縦断面図である。図8は、実施の形態1に係る圧縮機100のシリンダ23において吸入穴40とねじ穴50とスプリング穴60との構造を概略的に示した部分断面図である。なお、図6は、シリンダ23の側面から吸入穴40を見た図であり、図3に示すC方向におけるシリンダ23の矢視図である。また、図8は、図3のD-D線位置の断面図である。なお、図7は、シリンダ23、上軸受24及び下軸受25の構造を説明するために、シリンダ室23a内の構造の図示を省略している。次に、図3～図8を用いて圧縮機構部20における冷媒の吸入経路の形状について説明する。40

【0050】

図3及び図6に示すように、シリンダ23には、シリンダ室23aに吸入される冷媒が通過する吸入穴40がシリンダ23の径方向に延びるように形成されている。吸入穴40はシリンダ23を構成する壁を径方向に貫通している。すなわち、吸入穴40は、外周壁23fと内周壁23eとの間を貫通している。吸入穴40は、シリンダ23を径方向に貫通しているが、シリンダ23の厚さ方向には貫通していない。なお、ここでいうシリンダ

23の厚さ方向とは、回転軸21の軸方向であり、図6の紙面上下方向である。

【0051】

吸入穴40は、シリンダ23の径方向外周側に形成された吸入穴外径接続部40aと、シリンダ23の径方向内周側に形成された吸入穴内径接続部40bとを有する。吸入穴外径接続部40aは、シリンダ23において、シリンダ23の径方向外周側に位置する空間S1を形成する。吸入穴内径接続部40bは、シリンダ23において、シリンダ23の径方向内周側に位置する空間S2を形成する。

【0052】

図7に示すように、シリンダ23の径方向に直交する断面における吸入穴外径接続部40aの穴の断面積SA1は、シリンダ23の径方向に直交する断面における吸入穴内径接続部40bの穴の断面積SA2よりも大きく形成されている。10

【0053】

吸入穴外径接続部40aは、シリンダ23の外周壁23fに開口部を形成しており、吸入穴外径接続部40aには冷媒吸入管107が挿入され、冷媒吸入管107と接続される。吸入穴内径接続部40bは、シリンダ23の内周壁23eに開口部を形成しており、シリンダ室23aと連通する。シリンダ23の円周方向において、吸入穴内径接続部40bは、吸入穴40の最も近くに形成されているねじ穴50の隣に形成されている。

【0054】

図6に示すように、吸入穴40の軸方向に対して垂直な断面において、吸入穴外径接続部40aの断面形状は円形状であり、吸入穴内径接続部40bの断面形状は長円形状である。なお、吸入穴40の軸方向は、シリンダ23の径方向でもある。図8に示すように、シリンダ23の径方向に直交する断面における吸入穴内径接続部40bの断面形状は、シリンダ23の円周方向の開口幅W1よりもシリンダ23の厚さ方向の開口幅W2の長さが長い形状である。なお、シリンダ23の厚さ方向は、回転軸21の軸方向でもある。20

【0055】

換言すれば、シリンダ23の径方向に直交する断面における吸入穴内径接続部40bの断面形状は、シリンダ23の円周方向よりもシリンダ23の厚さ方向の長さが長い長円形状である。シリンダ23は、シリンダ23の径方向に直交する断面における吸入穴外径接続部40aの断面形状が円形状であり、シリンダ23の径方向に直交する断面における吸入穴内径接続部40bの断面形状が非円形状である。30

【0056】

なお、吸入穴内径接続部40bの断面形状は長円形状に限定されるものではない。吸入穴内径接続部40bの断面形状は、例えば橜円形あるいは長方形のような一方向の寸法が他方向の寸法よりも長い形状であればよい。ここで、一方向の寸法とは、シリンダ23の軸方向の寸法であり、シリンダ23の厚さ方向の寸法である。また、他方向の寸法とは、シリンダ23の円周方向の寸法である。例えば、吸入穴内径接続部40bが長円形状である場合は、吸入穴内径接続部40bの長径方向と、シリンダ23の厚さ方向とが一致している。

【0057】

また、吸入穴外径接続部40aの断面形状は円形状に限定されるものではない。吸入穴外径接続部40aの断面形状は、図6に示す吸入穴外径接続部40a2の形状のように、例えば橜円形あるいは長方形のような一方向の寸法が他方向の寸法よりも長い形状でもよい。ここで、一方向の寸法とは、シリンダ23の円周方向の寸法であり、他方向の寸法とは、シリンダ23の軸方向の寸法であり、シリンダ23の厚さ方向の寸法である。例えば、吸入穴外径接続部40aが長円形状である場合は、吸入穴外径接続部40aの長径方向と、シリンダ23の円周方向とが一致している。すなわち、シリンダ23は、シリンダ23の径方向に直交する断面における吸入穴外径接続部40a2の断面形状が非円形状であり、シリンダ23の径方向に直交する断面における吸入穴内径接続部40bの断面形状が非円形状でもよい。40

【0058】

10

20

30

40

50

圧縮機構部 20 は、吸入穴内径接続部 40b の断面における長径方向と、シリンダ 23 の厚さ方向とが一致することによって、吸入穴内径接続部 40b の断面が真円形状である場合と比較して、ローリングピストン 22 が吸入穴 40 の閉塞を完了するタイミングが早くなる。すなわち、シリンダ 23 の円周方向の開口幅が、シリンダ 23 の厚さ方向の開口幅よりも短いことによってローリングピストン 22 が吸入穴 40 の閉塞を完了するタイミングが吸入穴内径接続部 40b の断面が真円形状である場合と比較して早くなる。これによって、圧縮機構部 20 は、形成された圧縮室の体積を大きく確保することができ、回転軸 21 及びローリングピストン 22 が 1 回転する間の圧縮行程における排気容積を大きく確保することができる。なお、吸入穴 40 の閉塞を完了するタイミングが真円形状に比べて早くなるのは、吸入穴内径接続部 40b の長径と同じ径の真円形状と比較した場合に早くなる。

10

【 0 0 5 9 】

ここで実施の形態 1 に係るシリンダ 23 の構造の一例について説明する。以下に示すシリンダ 23 の寸法は一例であり、シリンダ 23 の寸法は、以下に示す寸法に限定されるものではない。例えば、シリンダ 23 の厚さは、23 [mm] である。シリンダ 23 の径方向に直交する断面において円形状に形成された吸入穴外径接続部 40a の直径は 19 [mm] である。

20

【 0 0 6 0 】

また、シリンダ 23 の径方向に直交する断面において長円形状に形成された吸入穴内径接続部 40b の長径は 18 [mm] であり、短径は 15 [mm] である。これによって形成されるシリンダ 23 の第 1 薄肉部 23g の厚さ t_1 は 2 [mm] である。第 1 薄肉部 23g は、吸入穴外径接続部 40a の一部を構成する部分のシリンダ 23 の壁部であって、吸入穴外径接続部 40a とシリンダ 23 の厚さ方向の端面 23h との間の、シリンダ 23 の壁の一部を構成する部分である。そして、第 1 薄肉部 23g の厚さ t_1 [mm] は、シリンダ 23 の軸方向、すなわちシリンダ 23 の厚さ方向において、吸入穴外径接続部 40a とシリンダ 23 の端面 23h との間の距離である。

20

【 0 0 6 1 】

第 1 薄肉部 23g は、シリンダ 23 の厚さ方向において、吸入穴 40 とシリンダ 23 の端面 23h との間の距離が最も小さくなる部分であって、シリンダ 23 の一部分である。シリンダ 23 の端面 23h は、シリンダ 23 の軸方向の端面であって、上軸受 24 又は下軸受 25 が配置されるシリンダ 23 の端面である。

30

【 0 0 6 2 】

シリンダ 23 は、吸入穴 40 の内部において、吸入穴外径接続部 40a の径の大きさと、吸入穴内径接続部 40b の径の大きさとが異なるため、吸入穴外径接続部 40a と吸入穴内径接続部 40b との境界部分には段差部 41 が形成されている。段差部 41 は、吸入穴 40 の内部において、シリンダ 23 の外周側に面しており、吸入穴外径接続部 40a の内周壁 40a1 と、吸入穴内径接続部 40b の内周壁 40b1 との間の段差部分を構成する。

30

【 0 0 6 3 】

シリンダ 23 の吸入穴 40 は、吸入穴外径接続部 40a の代表寸法が吸入穴内径接続部 40b の代表寸法よりも大きい。そのため、シリンダ 23 の吸入穴 40 を形成する際に、作業者あるいは加工機械は、シリンダ 23 の径方向において吸入穴外径接続部 40a 側のみから吸入穴 40 の加工作業を行うことができる。すなわち、シリンダ 23 の吸入穴 40 を形成する際に、作業者あるいは加工機械は、シリンダ 23 の加工位置を大きく変更する必要がない。そのため、圧縮機構部 20 のシリンダ 23 を製造する際に、吸入穴 40 を簡便に加工することができ、製造コストを抑制することができる。

40

【 0 0 6 4 】

なお、実施の形態 1 のシリンダ 23 は吸入穴外径接続部 40a の代表寸法を吸入穴内径接続部 40b の代表寸法よりも大きくしている。しかし、シリンダ 23 の内径側から加工できるような加工工具を用いることのできる場合には、シリンダ 23 は、吸入穴内径接続部

50

40b の代表寸法を吸入穴外径接続部 40a の代表寸法よりも大きくしてもよい。例えば、円形状に形成された吸入穴外径接続部 40a の直径を 19 [mm] とし、長円形状に形成された吸入穴内径接続部 40b の長径を 19.5 [mm] とし、短径を 15 [mm] としてもよい。すなわち、長円形状に形成された吸入穴内径接続部 40b の長径を、円形状に形成された吸入穴外径接続部 40a の直径よりも大きくしてもよい。

【0065】

なお、吸入穴外径接続部 40a の径の大きさは、径方向の内周側から外周側にかけて同じ大きさに形成されている。また、吸入穴内径接続部 40b の径の大きさは、径方向の内周側から外周側にかけて同じ大きさに形成されている。すなわち、吸入穴外径接続部 40a 及び吸入穴内径接続部 40b の径は、径方向の内周側から外周側にかけて一定の寸法に形成されている。吸入穴外径接続部 40a は、円柱形状の空間 S1 を形成しており、吸入穴内径接続部 40b は、柱状の空間 S2 を形成している。空間 S1 は、シリンダ 23 の径方向において、空間 S2 に対して外周側に位置している。

10

【0066】

ただし、シリンダ 23 は、吸入穴外径接続部 40a 及び吸入穴内径接続部 40b の径が径方向の内周側から外周側にかけて一定の寸法に形成されたものに限定されない。シリンダ 23 は、吸入穴 40 の内部において段差部 41 を有していれば、径方向の内周側から外周側にかけて吸入穴外径接続部 40a の径の大きさが異なっていてもよい。また、シリンダ 23 は、吸入穴 40 の内部において段差部 41 を有していれば、径方向の内周側から外周側にかけて吸入穴内径接続部 40b の径の大きさが異なっていてもよい。

20

【0067】

回転軸 21 の軸方向において、吸入穴外径接続部 40a の中心は、シリンダ 23 の厚さ方向の中心と一致する。ただし、シリンダ 23 の構成は当該構成に限定されるものではなく、ツインロータリ圧縮機等、他の圧縮機 100 の構成によっては、回転軸 21 の軸方向において、吸入穴外径接続部 40a の中心と、シリンダ 23 の厚さ方向の中心とが一致していなくてもよい。

【0068】

シリンダ 23 は、上軸受 24 及び下軸受 25 の 2 つの軸受の間に挟まれ、上軸受 24 及び下軸受 25 と共にねじ 80 (図 1 参照) によって締結される。圧縮機構部 20 は、シリンダ 23 が圧縮室の側面を形成し、2 つの軸受が圧縮室の端面を形成することで円柱状のシリンダ室 23a を形成する。また、圧縮機構部 20 は、シリンダ室 23a において、ローリングピストン 22、シリンダ 23、ベーン 26、上軸受 24 及び下軸受 25 によって囲まれた圧縮室を形成する。

30

【0069】

(ねじ穴 50)

次に、図 3 及び図 8 を用いてねじ穴 50 について説明する。圧縮機構部 20 は、上軸受 24 及び下軸受 25 と、シリンダ 23 とを締結する複数のねじ 80 (図 1 参照) を有する。シリンダ 23 には、シリンダ 23 をシリンダ 23 の厚さ方向に貫通した複数のねじ穴 50 が形成されている。複数のねじ穴 50 には、複数のねじ 80 のそれぞれが配置される。

40

【0070】

シリンダ 23 には、上述したように、シリンダ 23、上軸受 24 及び下軸受 25 を締結するためのねじ 80 を配置し、ねじ 80 を挿通するためのねじ穴 50 が形成されている。ねじ穴 50 は、図 8 に示すように、シリンダ 23 の軸方向、すなわちシリンダ 23 の厚さ方向と平行に形成されている。ねじ穴 50 は、シリンダ 23 の軸方向、すなわちシリンダ 23 の厚さ方向において、シリンダ 23 の一方の端面から他方の端面までシリンダ 23 を貫通している。

【0071】

ねじ穴 50 は、図 3 に示すように、シリンダ 23 の円周方向に沿って複数形成されている。実施の形態 1 に係るシリンダ 23 では、円周方向に 6 か所のねじ穴 50 が形成されており、6 本のねじ 80 によって、シリンダ 23、上軸受 24 及び下軸受 25 が一体となる

50

ように締結されている。なお、ねじ穴 5 0 の形成数は、6か所に限定されるものではなく、シリンドラ 2 3 及び上軸受 2 4 と、並びに、シリンドラ 2 3 及び下軸受 2 5 とを互いに締結できれば、5か所以下でもよく、7か所以上でもよい。

【0072】

ロータリ圧縮機におけるシリンドラ 2 3 、上軸受 2 4 及び下軸受 2 5 を締結するためのねじ 8 0 は、シリンドラ 2 3 の円周方向においてほぼ均等に配置されている場合が多い。すなわち、シリンドラ 2 3 の中心 AX を中心として、円周方向においてシリンドラ 2 3 の一周を 360° とした場合に、360° の角度がほぼ均等に分割される角度の位置にねじ 8 0 が配置され、ねじ穴 5 0 が形成されている。

【0073】

図 3 を用いて、シリンドラ 2 3 を軸方向に見た場合におけるねじ穴 5 0 の形成位置について更に詳細に説明する。シリンドラ 2 3 の中心 AX を中心として、ベーン溝 2 3 c の中心軸 CS を基準の 0° としたとき、反時計回りの方向において、1箇所目のねじ穴 5 0 は、中心軸 CS に対してほぼ 30° の位置であって、吸入穴 4 0 の近傍に形成されている。

【0074】

すなわち、ベーン溝 2 3 c の中心軸 CS を基準の 0° としたとき、反時計回りの方向において、1本目のねじ 8 0 は、中心軸 CS に対してほぼ 30° の位置であって、吸入穴 4 0 の近傍に配置されている。1本目のねじ 8 0 が中心軸 CS に対してほぼ 30° の位置であって、吸入穴 4 0 の近傍に配置されている理由は、ベーン溝 2 3 c の周辺には動作部品が多く配置されており、ベーン溝 2 3 c の周辺には、ねじ 8 0 を配置できないことによる。

【0075】

実施の形態 1 のシリンドラ 2 3 は、ベーン溝 2 3 c の中心軸 CS を基準とした場合に、吸入穴 4 0 の中心軸 CL がベーン溝 2 3 c の中心軸 CS から反時計周りに 26° 回転した位置に位置するように、吸入穴 4 0 が形成されている。すなわち、シリンドラ 2 3 の円周方向において、ベーン溝 2 3 c の中心軸 CS と、吸入穴 4 0 の中心軸 CL との間の角度が 26° となるように、ベーン溝 2 3 c と吸入穴 4 0 とがシリンドラ 2 3 に形成されている。

【0076】

実施の形態 1 のシリンドラ 2 3 は、吸入穴 4 0 とねじ穴 5 0 との干渉裕度距離は 1.3 m m である。ねじ 8 0 の呼び径は M6 であり、ねじ 8 0 を通すねじ穴 5 0 は直径 7.4 、すなわち 7.4 [mm] である。ねじ 8 0 のねじ頭部は 14 、すなわち 14 [mm] である。シリンドラ 2 3 を端面方向から見て、ねじ穴 5 0 、ねじ 8 0 のねじ頭、及び、吸入穴 4 0 を、それぞれシリンドラ 2 3 の下端面に投影した時、ねじ穴 5 0 と吸入穴 4 0 とは干渉しないが、ねじ 8 0 のねじ頭と吸入穴 4 0 とは干渉してもよい。

【0077】

図 3 に示すように、ねじ穴 5 0 の中で、少なくとも吸入穴 4 0 の最も近くに形成されているねじ穴 5 0 は、シリンドラ 2 3 の径方向において、吸入穴外径接続部 4 0 a よりも内周側に形成されている。また、ねじ穴 5 0 の中で、吸入穴 4 0 の最も近くに形成されているねじ穴 5 0 は、円周方向において、吸入穴外径接続部 4 0 a の隣には形成されておらず、吸入穴内径接続部 4 0 b の隣に形成されている。

【0078】

ここで、図 3 及び図 8 を用いて、シリンドラ 2 3 における第 1 薄肉部 2 3 g と、第 2 薄肉部 2 3 j との関係について説明する。第 1 薄肉部 2 3 g は、上述したように、シリンドラ 2 3 の厚さ方向において、吸入穴 4 0 とシリンドラ 2 3 の端面 2 3 h との間の距離が最も小さくなる部分である。第 2 薄肉部 2 3 j は、シリンドラ 2 3 の円周方向において、吸入穴 4 0 の吸入穴内径接続部 4 0 b とねじ穴 5 0 との間の距離が最も小さくなる部分であって、シリンドラ 2 3 を構成する壁の一部分である。このねじ穴 5 0 は、複数のねじ穴 5 0 のうち最も吸入穴内径接続部 4 0 b に近い位置にあるねじ穴 5 0 である。

【0079】

第 1 薄肉部 2 3 g の厚さ t1 [mm] は、上述したように、シリンドラ 2 3 の軸方向、すなわちシリンドラ 2 3 の厚さ方向において、吸入穴外径接続部 4 0 a とシリンドラ 2 3 の端面

10

20

30

40

50

23hとの間の距離である。また、第2薄肉部23jの厚さt2[mm]は、シリンダ23の円周方向において、吸入穴40の吸入穴内径接続部40bと、複数のねじ穴50のうち最も吸入穴内径接続部40bに近い位置にあるねじ穴50との間の距離で表される。すなわち、第2薄肉部23jの厚さt2[mm]は、シリンダ23の円周方向において、吸入穴内径接続部40bと、複数のねじ穴50のうち最も吸入穴内径接続部40bに近い位置にあるねじ穴50との間の距離が最も小さくなる部分のシリンダ23の厚さである。

【0080】

シリンダ23は、第1薄肉部23gの厚さt1[mm]が第2薄肉部23jの厚さt2[mm]よりも大きくなるように形成されている(厚さt1>厚さt2)。

【0081】

吸入穴40の吸入穴外径接続部40aには、銅製又は鉄製の冷媒吸入管107が打ち込まれ冷媒流路が形成される。そのため、第1薄肉部23gには冷媒吸入管107の接続工程において大きな外力が加わる。

【0082】

これに対し、吸入穴40の吸入穴内径接続部40bは、シリンダ23等を締結するためのねじ80が挿入されたねじ穴50から、ねじ締結の影響を受けるかもしれないが、第2薄肉部23jには第1薄肉部23gと比較して大きな外力が加わりにくい。そのため、第1薄肉部23gは第2薄肉部23jと比較して圧縮機構部20の組み立て時に受ける力が大きく、シリンダ23が歪みやすい。従って、第2薄肉部23jの厚さt2よりも第1薄肉部23gの厚さt1を厚くすることで、圧縮機構部20は、製造時にシリンダ23の歪を抑制することができる。

【0083】

吸入穴外径接続部40aの断面形状は、上述したように円形状である。吸入穴外径接続部40aが円形状であることによって、銅製又は鉄製の冷媒吸入管107の断面形状も円形状にすることができる。冷媒吸入管107の断面形状も円形状にできることによって、配管の单品成形を安価に実施することができることに加え、シリンダ23への配管の打ち込み作業も簡単かつ容易に実施できる。

【0084】

ただし、これは吸入穴外径接続部40aを円形状に限定するものではない。例えば、吸入穴外径接続部40aの断面形状は、吸入穴内径接続部40bと同様に長円形状でもよく、あるいは、橢円形状でもよい。また、例えば、吸入穴内径接続部40bの断面形状は、シリンダ23の軸方向に長い縦向きの長円形状であるのに対し、吸入穴外径接続部40aは、シリンダ23の円周方向に長い横向きの長円形状でもよい。

【0085】

実施の形態1において、シリンダ23の第2薄肉部23jを形成する部分は、ねじ穴50と、吸入穴40において断面形状が長円形状に形成された部分との間の部分である。つまり、吸入穴40のうち、長円形状に形成された吸入穴内径接続部40bの形成部分の近くにねじ穴50が形成されている。ねじ穴50が長円形状の断面を有する吸入穴内径接続部40bの近くに形成されているため、吸入穴外径接続部40aは、ねじ穴50と干渉することなく径を大きくすることができる。そのため、圧縮機100は、吸入穴外径接続部40aの近くにねじ穴50が形成されており吸入穴外径接続部40aの径を大きくすることができないシリンダを有する圧縮機と比較して、冷媒吸入時の圧力損失を低減できる。

【0086】

(スプリング穴60)

シリンダ23は、ベーン26を動作させるためのベーンスプリング62を内部に備える。ベーンスプリング62は、ベーン26の先端部をローリングピストン22の外周壁22aに押し付けるように、ベーン26を付勢する。ベーン26は、シリンダ室23aを高圧室と低圧室とに隔てる仕切板である。シリンダ23には、このベーンスプリング62を収納し、動作させる空間としてスプリング穴60が形成されている。スプリング穴60は、ベーン26の往復動作の動力となるベーンスプリング62が配置される空間である。

10

20

30

40

50

【0087】

シリンドラ23には、ベーンスプリング62を配置するためのスプリング穴60がシリンドラ23の径方向に延びるように形成されている。スプリング穴60は、図4に示すように、シリンドラ23を周方向、すなわち、シリンドラ23の外形が長方形に見える方向から見て、シリンドラ23の内径側ではシリンドラ室23aに貫通していない穴である。スプリング穴60は、シリンドラ23の外径側では貫通し、シリンドラ23の内径側では貫通していない穴である。また、スプリング穴60は、シリンドラ23の径方向、すなわち、スプリング穴60の延びる方向に対して垂直な断面における断面形状が真円形状の穴である。実施の形態1ではスプリング穴60の直径は14、すなわち14 [mm]である。スプリング穴60の深さは、動作させるベーンスプリング62の形状、あるいは、シリンドラ23の形状にもよるが、ここではスプリング穴60の深さを30 [mm]とする。スプリング穴60の深さとは、シリンドラ23の径方向において、シリンドラ23の外周壁23fから内周壁23e側へのスプリング穴60の長さである。

10

【0088】

シリンドラ23の外径は130 [mm]とし、シリンドラ23の内径は60 [mm]とする。シリンドラ23の内径と外径との半径差は35 [mm]であり、この半径差に対するスプリング穴60の深さは85%を占める。

【0089】

ロータリ圧縮機では、シリンドラ23の半径差に対するスプリング穴60の深さは、50%~99%程度の値であることが多く、スプリング穴60の深さを深くすることで内部を動作するベーンスプリング62の設計裕度を上げることができる。スプリング穴60の穴底には、ドリル先端で形成されるスプリング穴円錐部61が形成されている。スプリング穴円錐部61は、シリンドラ23内において円錐状に形成された空間部分である。なお、シリンドラ23にスプリング穴円錐部61は形成されなくてよい。スプリング穴60と吸入穴40との干渉裕度距離は1.2 [mm]である。なお、上述したシリンドラ23の寸法は一例であり、上述したシリンドラ23の寸法に限定されるものではない。

20

【0090】

スプリング穴60の深さが十分深くなればベーン26を押す力が小さくなり、ベーン26が圧縮室内部を公転するローリングピストン22に追従する力も弱くなる。これによつてベーン26がローリングピストン22から離間するための力の減少が、特に圧縮機100の低回転領域、具体的には20 rps未満で発生することがある。ベーン26がローリングピストン22から離間すると、高圧冷媒が低圧冷媒側に漏れて性能が悪化する。また、ベーン26がローリングピストン22から離間すると、ベーン26がローリングピストン22に衝突した時の発生応力でベーン26又はローリングピストン22が削れ、あるいは、変形して信頼性が悪化する。

30

【0091】

ここで、図6及び図8を用いて、シリンドラ23における第1薄肉部23gと、第3薄肉部23kとの関係について説明する。第3薄肉部23kは、シリンドラ23の円周方向において、吸入穴40とスプリング穴60との間の距離が最も小さくなる部分である。より詳細には、第3薄肉部23kは、シリンドラ23の円周方向において、吸入穴40の吸入穴内径接続部40bとスプリング穴60との間の距離が最も小さくなる部分であつて、シリンドラ23を構成する壁の一部分である。

40

【0092】

第3薄肉部23kの厚さt3 [mm]は、シリンドラ23の円周方向において、吸入穴内径接続部40bとスプリング穴60との間の距離で表される。すなわち、第3薄肉部23kの厚さt3 [mm]は、シリンドラ23の円周方向において、吸入穴40の吸入穴内径接続部40bとスプリング穴60との間の距離が最も小さくなる部分のシリンドラ23の厚さである。

【0093】

シリンドラ23は、第1薄肉部23gの厚さt1 [mm]が第3薄肉部23kの厚さt3

50

[mm]よりも大きくなるように形成されている（厚さt₁ > 厚さt₃）。

【0094】

上述したように、吸入穴40の吸入穴外径接続部40aには、銅製又は鉄製の冷媒吸入管107が打ち込まれ冷媒流路が形成される。そのため、第1薄肉部23gには冷媒吸入管107の接続工程において大きな外力が加わる。

【0095】

これに対し、スプリング穴60にベーンスプリング62を固定させるために、スプリング穴60にはベーンスプリング62を軽く圧入させることがあるが、第3薄肉部23kには大きな外力が加わりにくい。そのため、第1薄肉部23gは第3薄肉部23kと比較して圧縮機構部20の組み立て時に受ける力が大きく、シリンダ23が歪みやすい。従って、第3薄肉部23kの厚さt₃よりも第1薄肉部23gの厚さt₁を厚くすることで、圧縮機構部20は、製造時にシリンダ23の歪を抑制することができる。

10

【0096】

吸入穴外径接続部40aの断面形状は、上述したように円形状である。吸入穴外径接続部40aが円形状であることによって、銅製又は鉄製の冷媒吸入管107の断面形状も円形状にすることができる。冷媒吸入管107の断面形状も円形状にできることによって、配管の単品成形を安価に実施することができることに加え、シリンダ23への配管の打ち込み作業も簡単かつ容易に実施できる。

【0097】

実施の形態1において、シリンダ23の第3薄肉部23kを形成する部分は、スプリング穴60と、吸入穴40において断面形状が長円形状に形成された部分との間の部分である。つまり、スプリング穴60が吸入穴40に最も近づいている部分は、吸入穴40のうち、長円形状に形成された吸入穴内径接続部40bの形成部分の近くである。そのため、吸入穴外径接続部40aは、スプリング穴60と干渉することなく径を大きくすることができます。圧縮機100は、吸入穴外径接続部40aの近くにねじ穴50が形成されているために吸入穴外径接続部40aの径を大きくすることができないシリンダを有する圧縮機と比較して、冷媒吸入時の圧力損失を低減できる。

20

【0098】

[圧縮機100の動作]

圧縮機100は、回転軸21の回転運動により、シリンダ23のシリンダ室23a内で回転軸21の偏心軸部21bが回転する。シリンダ室23aを形成する内周壁23eと、偏心軸部21bに嵌合されたローリングピストン22の外周壁22aと、ベーン26によって仕切られた吸入室は、回転軸21の回転とともに容積が増加し、また、圧縮室は、容積が減少する。

30

【0099】

圧縮機100は、先ず初めに、この吸入室と吸入穴40とが連通し、低圧冷媒ガスがシリンダ室23a内に吸入される。次に、冷媒ガスが圧縮される圧縮室と吸入穴40との連通がローリングピストン22によって閉鎖され、圧縮室の容積減少とともに、圧縮室内の冷媒ガスが圧縮される。最後に、圧縮室と吐出ポート（図示は省略）とが連通し、圧縮室内の冷媒ガスが所定の圧力に達した後、吐出ポートに設けられた吐出弁が開き、圧縮室外すなわちシリンダ室23aの外へ圧縮され高圧且つ高温となった冷媒ガスが吐出される。

40

【0100】

シリンダ室23aから吐出マフラ27を介し、密閉容器10内に吐出された高圧且つ高温の冷媒ガスは、電動機部30内を通過し、密閉容器10内を上昇し、密閉容器10の上部に設けられた吐出管102から、密閉容器10の外部へ吐出される。密閉容器10の外部には冷媒が流れる冷凍回路201（図9参照）が構成されており、吐出された冷媒は冷凍回路201を循環して、再び吸入マフラ101に戻ってくる。

【0101】

[圧縮機100の作用効果]

圧縮機100は、吸入穴外径接続部40aの断面積SA1が、吸入穴内径接続部40b

50

の断面積 S A 2 よりも大きく形成されている。そのため、圧縮機 1 0 0 は、吸入穴 4 0 の径方向内周側をシリンダ 2 3 の円周方向に拡大することなく、吸入穴 4 0 全体として冷媒の流路面積を増加させ、冷媒流れの圧力損失を低減することができる。また、吸入穴内径接続部 4 0 b の断面形状は、シリンダ 2 3 の円周方向の開口幅 W 1 よりもシリンダ 2 3 の厚さ方向の開口幅 W 2 の大きさが大きい形状である。すなわち、吸入穴内径接続部 4 0 b の断面形状は、シリンダ 2 3 の円周方向の開口幅 W 1 がシリンダ 2 3 の厚さ方向の開口幅 W 2 よりも小さい形状である。そのため、圧縮機 1 0 0 は、当該吸入穴 4 0 を有しない圧縮機と比較してローリングピストン 2 2 が吸入穴 4 0 の閉塞を完了する角度を回転開始からより早いタイミングにすることができる。圧縮機 1 0 0 は、ローリングピストン 2 2 が吸入穴 4 0 の閉塞を完了する角度を回転開始からより早いタイミングにすることができるため、当該吸入穴 4 0 を有しない圧縮機と比較して圧縮機 1 0 0 の体積効率を向上させることができる。圧縮機 1 0 0 は、このような構造の吸入穴 4 0 を有することによって、ねじ穴 5 0 あるいはスプリング穴 6 0 との干渉を回避しつつ冷媒の吸入経路の流路面積を確保することができる。そのため、圧縮機 1 0 0 は、高流量な冷媒を用いた運転条件下においても圧縮機 1 0 0 の効率の低下を防ぐことができ、圧縮機 1 0 0 の性能及び能力を改善させることができる。10

【 0 1 0 2 】

また、シリンダ 2 3 は、第 1 薄肉部 2 3 g の厚さ t 1 [mm] が第 2 薄肉部 2 3 j の厚さ t 2 [mm] よりも大きくなるように形成されている。シリンダ 2 3 の吸入穴外径接続部 4 0 a には冷媒吸入管 1 0 7 が打ち込まれるため、第 1 薄肉部 2 3 g には圧縮機 1 0 0 の組立時に大きな力が加わることになる。圧縮機 1 0 0 は、第 2 薄肉部 2 3 j の厚さ t 2 よりも第 1 薄肉部 2 3 g の厚さ t 1 を厚くすることで、圧縮機 1 0 0 の組立時における第 1 薄肉部 2 3 g の歪耐力を確保することができ、圧縮機 1 0 0 の製造時にシリンダ 2 3 の歪を抑制することができる。冷媒吸入管 1 0 7 のパイプ打ち込みは、ねじ 8 0 によるねじ締結よりもシリンダ 2 3 に強い力がかかるので、第 2 薄肉部 2 3 j の厚さ t 2 よりも第 1 薄肉部 2 3 g の厚さ t 1 を厚くすることが望ましい。20

【 0 1 0 3 】

また、シリンダ 2 3 は、第 1 薄肉部 2 3 g の厚さ t 1 [mm] が第 3 薄肉部 2 3 k の厚さ t 3 [mm] よりも大きくなるように形成されている。上述したように、シリンダ 2 3 の吸入穴外径接続部 4 0 a には冷媒吸入管 1 0 7 が打ち込まれるため、第 1 薄肉部 2 3 g には圧縮機 1 0 0 の組立時に大きな力が加わることになる。圧縮機 1 0 0 は、第 3 薄肉部 2 3 k の厚さ t 3 よりも第 1 薄肉部 2 3 g の厚さ t 1 を厚くすることで、圧縮機 1 0 0 の組立時における第 1 薄肉部 2 3 g の歪耐力を確保することができ、圧縮機 1 0 0 の製造時にシリンダ 2 3 の歪を抑制することができる。冷媒吸入管 1 0 7 のパイプ打ち込みは、スプリング穴 6 0 にベーンスプリング 6 2 を挿入するよりもシリンダ 2 3 に強い力がかかるので、第 3 薄肉部 2 3 k の厚さ t 3 よりも第 1 薄肉部 2 3 g の厚さ t 1 を厚くすることが望ましい。30

【 0 1 0 4 】

また、シリンダ 2 3 は、シリンダ 2 3 の径方向に直交する断面における吸入穴外径接続部 4 0 a の断面形状が円形状であり、シリンダ 2 3 の径方向に直交する断面における吸入穴内径接続部 4 0 b の断面形状が非円形状である。冷媒吸入管 1 0 7 のような吸入管は、断面形状が円形に形成される場合が多いため、冷媒吸入管 1 0 7 が打ち込まれる吸入穴外径接続部 4 0 a の断面形状は円形が望ましい。また、圧縮機 1 0 0 の構造的に、シリンダ 2 3 の外径側はスペースが比較的余っており、ねじ穴 5 0 等との干渉をあまり考慮に入れる必要がないため、吸入穴外径接続部 4 0 a の断面形状を非円形状にする必要がない。40

【 0 1 0 5 】

また、シリンダ 2 3 は、シリンダ 2 3 の径方向に直交する断面における吸入穴外径接続部 4 0 a 2 の断面形状が非円形状であり、シリンダ 2 3 の径方向に直交する断面における吸入穴内径接続部 4 0 b の断面形状が非円形状でもよい。吸入穴外径接続部 4 0 a の断面形状が非円形状であるため、冷媒吸入管 1 0 7 の打ち込みやすさは悪化するが、吸入穴外50

径接続部 40a の断面形状を非円形状にすることでさらに冷媒流路面積を拡大し、圧損を低減することができる。非円形状は、例えば、シリンダ 23 の円周方向に長軸を有する長円形状であり、第 1 薄肉部 23g の厚さ t_1 を変更せずに吸入穴外径接続部 40a における冷媒流路面積を拡大することができる。すなわち、吸入穴 40 の断面形状における長円形状の径がシリンダ 23 の高さ方向に対してシリンダ 23 の円周方向が大きくなるよう、シリンダ 23 において吸入穴 40 を形成してもよい。吸入穴 40 がスプリング穴 60 あるいはねじ穴 50 と干渉しやすいのは吸入穴 40 の吸入穴内径接続部 40b 側であり、吸入穴 40 の吸入穴外径接続部 40a には比較的スペースがある。そのため、比較的スペースがある吸入穴 40 の吸入穴外径接続部 40a は、シリンダ 23 の円周方向に吸入穴 40 の流路断面形状を伸ばして流路面積を広げることができる。

10

【0106】

また、シリンダ 23 の径方向に直交する断面における吸入穴内径接続部 40b の断面形状は、シリンダ 23 の円周方向よりもシリンダ 23 の厚さ方向の長さが長い長円形状である。圧縮機 100 は、当該構造のシリンダ 23 を有することによって、吸入穴全部が円形状である従来の圧縮機と比較して、ローリングピストン 22 が吸入穴 40 の閉塞を完了するタイミングが早くなり、圧縮機 100 の体積効率を向上させることができる。

【0107】

[冷凍サイクル装置 200 の構成]

図 9 は、実施の形態 1 に係る圧縮機 100 を備えた冷凍サイクル装置 200 の構成図である。冷凍サイクル装置 200 は、圧縮機 100、流路切替装置 103、室外側熱交換器 104、減圧装置 105、及び室内側熱交換器 106 を備えている。また、冷凍サイクル装置 200 は、吸入マフラ 101 を備えており、吸入マフラ 101 は、圧縮機 100 の吸入側に接続されている。なお、冷凍空調装置等の冷凍サイクル装置 200 では、室内側熱交換器 106 は屋内に配置される装置に搭載され、圧縮機 100、流路切替装置 103、室外側熱交換器 104、及び減圧装置 105 等は屋外に配置される装置に搭載されている場合が多い。

20

【0108】

冷凍サイクル装置 200 は、圧縮機 100、流路切替装置 103、室外側熱交換器 104、減圧装置 105、及び、室内側熱交換器 106 が冷媒配管によって順次接続されており、冷媒が循環する冷凍回路 201 を形成している。冷凍回路 201 を流れる冷媒として、R 407C 冷媒、R 410A 冷媒、あるいは、R 32 冷媒等が使用されるが、例えば R 1234yf 冷媒、あるいは、R 290 冷媒等の低 GWP 冷媒を使うことでさらに圧縮機効率を向上させることができる。

30

【0109】

流路切替装置 103 は、例えば四方弁であり、冷媒の流れる方向を切り替える。流路切替装置 103 は、圧縮機 100 の吐出側に接続されている。室外側熱交換器 104 は、室外空気と室外側熱交換器 104 の内部を流れる冷媒との間で熱交換を行う。室外側熱交換器 104 は、冷媒の流れる方向によって、凝縮器として機能し、又は、蒸発器として機能する。減圧装置 105 は、凝縮器から流出して減圧装置 105 に流入し、減圧装置 105 の内部を流れる冷媒を減圧する。

40

【0110】

減圧装置 105 は、例えば絞りの開度を調整することができる電子式膨張弁であり、開度を調整することによって室外側熱交換器 104 又は室内側熱交換器 106 に流入する冷媒の圧力を制御する。室内側熱交換器 106 は、室内空気と室内側熱交換器 106 の内部を流れる冷媒との間で熱交換を行う。室内側熱交換器 106 は、冷媒の流れる方向によって、蒸発器として機能し、又は、凝縮器として機能する。なお、冷凍サイクル装置 200 は、室外側熱交換器 104 に室外空気を送る室外側送風機（図示は省略）を有してもよく、室内側熱交換器 106 に室内空気を送る室外側送風機（図示は省略）を有してもよい。

【0111】

[冷凍サイクル装置 200 の動作]

50

冷凍サイクル装置 200 が空気調和機であり、空気調和機が暖房運転を行う場合の冷凍サイクル装置 200 の動作について説明する。空気調和機の暖房運転では、流路切替装置 103 は、図 9 の実線側に回路を形成するように、流路切替装置 103 に接続された配管同士を接続する。

【0112】

圧縮機 100 で圧縮された高温且つ高圧の冷媒は、室内側熱交換器 106 に流入し、室内側熱交換器 106 で凝縮して液化し、室内側熱交換器 106 を流出した後、減圧装置 105 に流入し、減圧装置 105 で絞られ、低温且つ低圧の気液二相状態になる。減圧装置 105 で絞られ、低温且つ低圧の気液二相状態になった冷媒は、室外側熱交換器 104 へ流入して室外側熱交換器 104 で蒸発してガス化し、室外側熱交換器 104 を流出した後に流路切替装置 103 を通って再び圧縮機 100 に戻る。

10

【0113】

冷凍サイクル装置 200 が空気調和機であり、空気調和機が暖房運転を行う場合、冷媒は、図 9 の実線矢印に示すように冷凍回路 201 を循環する。この冷媒の循環によって、蒸発器である室外側熱交換器 104 では外気と冷媒とが熱交換して、室外側熱交換器 104 に送られてきた冷媒が吸熱し、吸熱した冷媒は凝縮器である室内側熱交換器 106 に送られて室内的空気と熱交換を行い、室内的空気を温める。

【0114】

冷凍サイクル装置 200 が空気調和機であり、空気調和機が冷房運転を行う場合の冷凍サイクル装置 200 の動作について説明する。空気調和機の冷房運転では、流路切替装置 103 は、図 9 の破線側に回路を形成するように、流路切替装置 103 に接続された配管同士を接続する。

20

【0115】

圧縮機 100 で圧縮された高温且つ高圧の冷媒は、室外側熱交換器 104 に流入し、室外側熱交換器 104 で凝縮して液化し、室外側熱交換器 104 を流出した後、減圧装置 105 に流入し、減圧装置 105 で絞られ、低温且つ低圧の気液二相状態になる。減圧装置 105 で絞られ、低温且つ低圧の気液二相状態になった冷媒は、室内側熱交換器 106 へ流入して室内側熱交換器 106 で蒸発してガス化し、室内側熱交換器 106 を流出した後に流路切替装置 103 を通って再び圧縮機 100 に戻る。

30

【0116】

冷凍サイクル装置 200 は、暖房運転から冷房運転に変わると、室内側熱交換器 106 が凝縮器から蒸発器に変わり、室外側熱交換器 104 が蒸発器から凝縮器に変わる。冷凍サイクル装置 200 が空気調和機であり、空気調和機が冷房運転を行う場合、冷媒は、図 2 の破線矢印に示すように冷凍回路 201 を循環する。この冷媒の循環によって、蒸発器である室内側熱交換器 106 では室内的空気と冷媒とが熱交換を行い、室内的空気から吸熱し、すなわち室内的空気を冷却し、吸熱した冷媒は凝縮器である室外側熱交換器 104 に送られて外気と熱交換を行い、外気に放熱する。

【0117】

[冷凍サイクル装置 200 の作用効果]

冷凍サイクル装置 200 は、実施の形態 1 に係る圧縮機 100 を備えたものである。そのため、冷凍サイクル装置 200 は、実施の形態 1 に係る圧縮機 100 と同様の効果を得ることができる。

40

【0118】

実施の形態 2 .

図 10 は、実施の形態 2 に係る圧縮機 100 の圧縮機構部 20 におけるシリンダ 23 の構造を概略的に示した構成図である。図 11 は、実施の形態 2 に係る圧縮機 100 のシリンダ 23 において吸入穴 40 とねじ穴 50 とスプリング穴 60 との構造を概略的に示した部分断面図である。図 11 は、図 10 の E - E 線位置の断面図である。実施の形態 1 に係る固定子 31 と同一の機能及び作用を有する構成要素については、同一の符号を付してその説明を省略する。以下、実施の形態 2 が実施の形態 1 と異なる点を中心に説明し、実施

50

の形態 2 で説明しない構成は実施の形態 1 と同様である。実施の形態 2 に係るシリンダ 2 3 は、吸入穴 4 0 の構造が実施の形態 1 に係るシリンダ 2 3 と異なるものである。

【 0 1 1 9 】

実施の形態 1 に係るシリンダ 2 3 は、吸入穴 4 0 がシリンダ 2 3 の径方向には貫通するが、吸入穴 4 0 がシリンダ 2 3 の厚さ方向には貫通していない。実施の形態 2 に係るシリンダ 2 3 は、図 1 0 及び図 1 1 に示すように、吸入穴 4 0 の一部がシリンダ 2 3 の厚さ方向に貫通している。

【 0 1 2 0 】

実施の形態 2 に係るシリンダ 2 3 は、吸入穴 4 0 の吸入穴内径接続部 4 0 b に吸入溝 4 2 が形成されている。より詳細には、シリンダ 2 3 には、吸入穴内径接続部 4 0 b とシリンダ 2 3 の厚さ方向におけるシリンダ 2 3 の端面の少なくとも一方との間のシリンダ 2 3 の壁を、シリンダ 2 3 の厚さ方向に貫通する吸入溝 4 2 が形成されている。10

【 0 1 2 1 】

吸入溝 4 2 は、シリンダ 2 3 を厚さ方向に貫通する溝を形成しており、吸入穴内径接続部 4 0 b とシリンダ 2 3 の端面側の外部とを連通させる貫通孔である。回転軸 2 1 の軸方向を上下方向とした場合に、吸入溝 4 2 は、吸入穴内径接続部 4 0 b の上部と下部とに設けられている。実施の形態 2 に係るシリンダ 2 3 は、吸入穴内径接続部 4 0 b と、吸入穴内径接続部 4 0 b の上部に設けられた吸入溝 4 2 と、吸入穴内径接続部 4 0 b の下部に設けられた吸入溝 4 2 とによって吸入穴 4 0 がシリンダ 2 3 の厚さ方向に貫通している。

【 0 1 2 2 】

吸入溝 4 2 は、シリンダ室 2 3 a と連通するように形成されており、シリンダ 2 3 の径方向において、吸入穴内径接続部 4 0 b の一部に形成されている。吸入溝 4 2 は、シリンダ 2 3 の径方向において、シリンダ 2 3 の内周壁 2 3 e からシリンダ 2 3 の外周壁 2 3 f 側に延びるように形成されている。なお、吸入溝 4 2 は、シリンダ 2 3 の径方向に沿って、吸入穴内径接続部 4 0 b の一部に形成されているものに限定されるものではなく、シリンダ 2 3 の径方向に沿って、吸入穴内径接続部 4 0 b の全部に形成されていてもよい。すなわち、吸入溝 4 2 は、吸入穴内径接続部 4 0 b において、シリンダ 2 3 の内周壁 2 3 e から段差部 4 1 まで形成されてもよい。20

【 0 1 2 3 】

吸入溝 4 2 の幅方向の寸法は 1 0 [mm] である。すなわちシリンダ 2 3 の円周方向における吸入溝 4 2 の寸法は 1 0 [mm] である。図 1 0 及び図 1 1 に示すように、吸入溝 4 2 の幅方向の寸法は、吸入穴内径接続部 4 0 b の短径、すなわちシリンダ 2 3 の円周方向における吸入穴内径接続部 4 0 b の幅よりも小さい。吸入溝 4 2 の深さ方向の寸法は 5 [mm] である。すなわちシリンダ 2 3 の径方向における吸入溝 4 2 の寸法は 5 [mm] である。吸入溝 4 2 の深さとは、シリンダ 2 3 の径方向において、シリンダ 2 3 の内周壁 2 3 e から外周壁 2 3 f 側へ延びる吸入溝 4 2 の長さである。なお、上述したシリンダ 2 3 の寸法は一例であり、上述したシリンダ 2 3 の寸法に限定されるものではない。30

【 0 1 2 4 】

吸入溝 4 2 によって形成された、シリンダ 2 3 の厚さ方向の端面に貫通した開口部分は、上軸受 2 4 及び下軸受 2 5 によって閉塞される。シリンダ 2 3 が上軸受 2 4 及び下軸受 2 5 の間に挟まれ、シリンダ 2 3 が上軸受 2 4 及び下軸受 2 5 と共にねじ 8 0 によって締結されると、シリンダ 2 3 に形成された吸入溝 4 2 の開口部は、上軸受 2 4 及び下軸受 2 5 のシリンダ 2 3 側の端面によって閉塞される。そのため、シリンダ 2 3 に吸入溝 4 2 が形成されても冷媒は圧縮機構部 2 0 の外部に漏れることはない。すなわち、吸入穴 4 0 の吸入穴内径接続部 4 0 b をシリンダ 2 3 の端面方向に貫通させても、上軸受 2 4 又は下軸受 2 5 の端面で閉塞されるため冷媒漏れは発生しない。また、上軸受 2 4 又は下軸受 2 5 の端面は、吸入穴 4 0 の流路壁の一部を形成する。40

【 0 1 2 5 】

[圧縮機 1 0 0 の効果]

シリンダ 2 3 には、吸入穴内径接続部 4 0 b とシリンダ 2 3 の厚さ方向におけるシリン

10

20

30

40

50

ダ 2 3 の端面の少なくとも一方との間のシリンダ 2 3 の壁を、シリンダ 2 3 の厚さ方向に貫通する吸入溝 4 2 が形成されている。実施の形態 2 に係る圧縮機構部 2 0 は、シリンダ 2 3 の吸入穴内径接続部 4 0 b に吸入溝 4 2 を備えることによって、実施の形態 1 に係る圧縮機構部 2 0 よりもさらに吸入経路の面積を拡大することができる。そのため、実施の形態 2 に係る圧縮機 1 0 0 は、当該構成を有しない圧縮機と比較して、圧力損失を低減し、圧縮機効率を改善することができる。

【 0 1 2 6 】

[冷凍サイクル装置 2 0 0 の作用効果]

冷凍サイクル装置 2 0 0 は、実施の形態 2 に係る圧縮機 1 0 0 を備えたものである。そのため、冷凍サイクル装置 2 0 0 は、実施の形態 2 に係る圧縮機 1 0 0 と同様の効果を得ることができる。

10

【 0 1 2 7 】

実施の形態 3 .

図 1 2 は、実施の形態 3 に係る圧縮機 1 0 0 の圧縮機構部 2 0 における吸入穴 4 0 部分の構造を概略的に示した縦断面図である。なお、図 1 2 は、シリンダ 2 3 、上軸受 2 4 及び下軸受 2 5 の構造を説明するために、シリンダ室 2 3 a 内の構造の図示を省略している。また、実施の形態 1 及び実施の形態 2 に係る圧縮機構部 2 0 と同一の機能及び作用を有する構成要素については、同一の符号を付してその説明を省略する。以下、実施の形態 3 が実施の形態 1 及び実施の形態 2 と異なる点を中心に説明し、実施の形態 3 で説明しない構成は実施の形態 1 又は実施の形態 2 と同様である。

20

【 0 1 2 8 】

実施の形態 3 に係る圧縮機構部 2 0 は、上軸受 2 4 及び下軸受 2 5 の構造が実施の形態 1 及び実施の形態 2 に係る圧縮機構部 2 0 と異なるものである。なお、実施の形態 3 に係る圧縮機構部 2 0 は、実施の形態 2 に係る圧縮機構部 2 0 と同様にシリンダ 2 3 に吸入溝 4 2 が形成されている。

【 0 1 2 9 】

実施の形態 1 及び実施の形態 2 に係る圧縮機構部 2 0 では、上軸受 2 4 及び下軸受 2 5 のシリンダ 2 3 側の端面の形状を特定しているものではない。実施の形態 3 に係る圧縮機構部 2 0 では、上軸受 2 4 には、上軸受 2 4 のシリンダ 2 3 側の端面 2 4 b に端面溝 2 4 a が形成されている。また、実施の形態 3 に係る圧縮機構部 2 0 では、下軸受 2 5 には、下軸受 2 5 のシリンダ 2 3 側の端面 2 5 b に端面溝 2 5 a が形成されている。

30

【 0 1 3 0 】

上軸受 2 4 の端面 2 4 b は、板状に形成された上部閉塞部 2 4 c のシリンダ 2 3 側の端面である。上軸受 2 4 の端面 2 4 b は、回転軸 2 1 の軸方向において、シリンダ 2 3 の一方の端面を覆い、シリンダ 2 3 の一方の開口部 2 3 m を閉塞する。下軸受 2 5 の端面 2 5 b は、板状に形成された下部閉塞部 2 5 c のシリンダ 2 3 側の端面である。下軸受 2 5 の端面 2 5 b は、回転軸 2 1 の軸方向において、シリンダ 2 3 の他方の端面を覆い、シリンダ 2 3 の他方の開口部 2 3 n を閉塞する。

【 0 1 3 1 】

端面溝 2 4 a は、上部閉塞部 2 4 c の端面 2 4 b に形成されており溝状に凹んだ形状に形成されている。端面溝 2 4 a は、非貫通孔であり、圧縮機構部 2 0 においてシリンダ 2 3 側に開口している。端面溝 2 4 a は、シリンダ 2 3 の上部に形成された吸入溝 4 2 の少なくとも一部と連通するように形成されている。端面溝 2 4 a は、シリンダ 2 3 の上部に形成された吸入溝 4 2 と一体の空間を形成する。端面溝 2 4 a は、シリンダ 2 3 の上部に形成された吸入溝 4 2 に沿ってシリンダ 2 3 の径方向に延びるように形成されている。

40

【 0 1 3 2 】

端面溝 2 5 a は、下部閉塞部 2 5 c の端面 2 5 b に形成されており溝状に凹んだ形状に形成されている。端面溝 2 5 a は、非貫通孔であり、圧縮機構部 2 0 においてシリンダ 2 3 側に開口している。端面溝 2 5 a は、シリンダ 2 3 の下部に形成された吸入溝 4 2 の少なくとも一部と連通するように形成されている。端面溝 2 5 a は、シリンダ 2 3 の下部に

50

形成された吸入溝 4 2 と一体の空間を形成する。端面溝 2 5 a は、シリンダ 2 3 の下部に形成された吸入溝 4 2 に沿ってシリンダ 2 3 の径方向に延びるように形成されている。

【 0 1 3 3 】

端面溝 2 4 a 及び端面溝 2 5 a は、回転軸 2 1 の回転に伴うローリングピストン 2 2 の移動時にローリングピストン 2 2 の軸方向の端面が通過しない位置に形成されている。なお、端面溝 2 4 a 及び端面溝 2 5 a は、いずれか一方のみが形成されてもよい。

【 0 1 3 4 】

端面溝 2 4 a の幅方向の寸法は 1 0 [mm] である。すなわち、シリンダ 2 3 の円周方向における端面溝 2 4 a の寸法は 1 0 [mm] である。同様に、端面溝 2 5 a の幅方向の寸法は 1 0 [mm] である。すなわち、シリンダ 2 3 の円周方向における端面溝 2 5 a の寸法は 1 0 [mm] である。10

【 0 1 3 5 】

シリンダ 2 3 の径方向における、端面溝 2 4 a の径方向の寸法は 4 [mm] である。また、回転軸 2 1 の軸方向における、端面溝 2 4 a の深さ寸法は 3 [mm] である。同様に、シリンダ 2 3 の径方向における、端面溝 2 5 a の径方向の寸法は 4 [mm] である。また、回転軸 2 1 の軸方向における、端面溝 2 5 a の深さ寸法は 3 [mm] である。なお、上述したシリンダ 2 3 の寸法は一例であり、上述したシリンダ 2 3 の寸法に限定されるものではない。たとえば、シリンダ 2 3 の径方向における、端面溝 2 4 a の径方向の寸法と、回転軸 2 1 の軸方向における、端面溝 2 4 a の深さ寸法とが同じ長さであってもよい。同様に、シリンダ 2 3 の径方向における、端面溝 2 5 a の径方向の寸法と、回転軸 2 1 の軸方向における、端面溝 2 5 a の深さ寸法とが同じ長さであってもよい。20

【 0 1 3 6 】

[圧縮機 1 0 0 の作用効果]

実施の形態 3 に係る圧縮機構部 2 0 は、端面溝 2 4 a がシリンダ 2 3 の上部に形成された吸入溝 4 2 の少なくとも一部と連通するように形成されており、端面溝 2 5 a がシリンダ 2 3 の下部に形成された吸入溝 4 2 の少なくとも一部と連通するように形成されている。実施の形態 3 に係る圧縮機構部 2 0 は、当該構成を備えていることによって、実施の形態 2 に係る圧縮機構部 2 0 と比較して、シリンダ室 2 3 a 内に流入する冷媒が通る流路面積をさらに拡大することができる。そのため、実施の形態 3 に係る圧縮機 1 0 0 は、当該構成を有しない圧縮機と比較して、圧力損失を低減し、圧縮機効率を改善することができる。30

【 0 1 3 7 】

[冷凍サイクル装置 2 0 0 の作用効果]

冷凍サイクル装置 2 0 0 は、実施の形態 3 に係る圧縮機 1 0 0 を備えたものである。そのため、冷凍サイクル装置 2 0 0 は、実施の形態 3 に係る圧縮機 1 0 0 と同様の効果を得ることができる。

【 0 1 3 8 】

実施の形態 4 .

図 1 3 は、実施の形態 4 に係る圧縮機 1 0 0 の圧縮機構部 2 0 における吸入穴 4 0 部分の構造を概略的に示した縦断面図である。なお、図 1 3 は、シリンダ 2 3 、上軸受 2 4 及び下軸受 2 5 の構造を説明するために、シリンダ室 2 3 a 内の構造の図示を省略している。また、実施の形態 1 ~ 実施の形態 3 に係る圧縮機構部 2 0 等と同一の機能及び作用を有する構成要素については、同一の符号を付してその説明を省略する。以下、実施の形態 4 が実施の形態 1 ~ 実施の形態 3 と異なる点を中心に説明し、実施の形態 4 で説明しない構成は実施の形態 1 ~ 実施の形態 3 と同様である。40

【 0 1 3 9 】

実施の形態 3 は、圧縮機構部 2 0 が 1 つのシリンダ 2 3 を有するシングルロータリ圧縮機である場合について説明したが、実施の形態 4 は、圧縮機構部 2 0 が 2 つのシリンダ 2 3 を有するツインロータリ圧縮機である場合について説明する。実施の形態 4 に係る圧縮機構部 2 0 は、シリンダ 2 3 、上軸受 2 4 及び下軸受 2 5 の構造が実施の形態 3 に係る压50

縮機構部 20 と同様の構造を有するものである。

【 0 1 4 0 】

実施の形態 4 に係る圧縮機構部 20 は、実施の形態 3 に係る圧縮機構部 20 と同様にシリンドラ 23 に吸入溝 42 が形成されている。また、実施の形態 4 に係る圧縮機構部 20 では、上軸受 24 には、上軸受 24 のシリンドラ 23 側の端面 24b に端面溝 24a が形成されている。また、実施の形態 4 に係る圧縮機構部 20 では、下軸受 25 には、下軸受 25 のシリンドラ 23 側の端面 25b に端面溝 25a が形成されている。

【 0 1 4 1 】

上軸受 24 の端面 24b は、回転軸 21 の軸方向において、シリンドラ 23 の一方の端面を覆い、2つのシリンドラ 23 のうち上方に配置されたシリンドラ 23 の上軸受 24 の配置側の開口部 23m を閉塞する。下軸受 25 の端面 25b は、回転軸 21 の軸方向において、シリンドラ 23 の一方の端面を覆い、2つのシリンドラ 23 のうち下方に配置されたシリンドラ 23 の下軸受 25 の配置側の開口部 23n を閉塞する。

10

【 0 1 4 2 】

実施の形態 4 に係る圧縮機構部 20 は、2つのシリンドラ 23 を有する。実施の形態 4 に係る圧縮機構部 20 は、2つのシリンドラ 23 の間に配置されており、シリンドラ室 23a を閉塞する中間板 28 を有する。なお、図 13 では圧縮機構部 20 に2つのシリンドラ 23 を有するツインロータリ圧縮機について説明するが、実施の形態 4 に係る圧縮機構部 20 を構成するシリンドラ 23 の数は2つに限定されるものではなく、3つ以上でもよい。

【 0 1 4 3 】

中間板 28 は、板状に形成されている。中間板 28 の板面 28a は、回転軸 21 の軸方向において、シリンドラ 23 の他方の端面を覆い、2つのシリンドラ 23 のうち中間板 28 の上方に配置されたシリンドラ 23 の、下軸受 25 の配置側の開口部 23n を閉塞する。中間板 28 の板面 28b は、回転軸 21 の軸方向において、シリンドラ 23 の他方の端面を覆い、2つのシリンドラ 23 のうち中間板 28 の下方に配置されたシリンドラ 23 の、上軸受 24 の配置側の開口部 23m を閉塞する。

20

【 0 1 4 4 】

中間板 28 には、中間板 28 の上方に配置されたシリンドラ 23 側の板面 28a、すなわち、上軸受 24 の配置側の板面 28a に溝状に凹んだ中間板溝 28a1 が形成されている。また、中間板 28 には、中間板 28 の下方に配置されたシリンドラ 23 側の板面 28b、すなわち、下軸受 25 の配置側の板面 28b に溝状に凹んだ中間板溝 28b1 が形成されている。

30

【 0 1 4 5 】

中間板溝 28a1 は、中間板 28 の板面 28a に形成されており溝状に凹んだ形状に形成されている。中間板溝 28a1 は、非貫通孔であり、圧縮機構部 20 において上軸受 24 の配置側に開口している。中間板溝 28a1 は、中間板 28 の上方に配置されたシリンドラ 23 の下部に形成された吸入溝 42 の少なくとも一部と連通するように形成されている。中間板溝 28a1 は、中間板 28 の上方に配置されたシリンドラ 23 の下部に形成された吸入溝 42 と一体の空間を形成する。中間板溝 28a1 は、中間板 28 の上方に配置されたシリンドラ 23 の下部に形成された吸入溝 42 に沿ってシリンドラ 23 の径方向に延びるように形成されている。

40

【 0 1 4 6 】

中間板溝 28b1 は、中間板 28 の板面 28b に形成されており溝状に凹んだ形状に形成されている。中間板溝 28b1 は、非貫通孔であり、圧縮機構部 20 において下軸受 25 の配置側に開口している。中間板溝 28b1 は、中間板 28 の下方に配置されたシリンドラ 23 の上部に形成された吸入溝 42 の少なくとも一部と連通するように形成されている。中間板溝 28b1 は、中間板 28 の下方に配置されたシリンドラ 23 の上部に形成された吸入溝 42 と一体の空間を形成する。中間板溝 28b1 は、中間板 28 の下方に配置されたシリンドラ 23 の上部に形成された吸入溝 42 に沿ってシリンドラ 23 の径方向に延びるように形成されている。

50

【 0 1 4 7 】

中間板溝 2 8 a 1 及び中間板溝 2 8 b 1 は、回転軸 2 1 の回転に伴うローリングピストン 2 2 の移動時にローリングピストン 2 2 の軸方向の端面が通過しない位置に形成されている。なお、中間板溝 2 8 a 1 及び中間板溝 2 8 b 1 は、いずれか一方のみが形成されてもよい。

【 0 1 4 8 】**[圧縮機 1 0 0 の作用効果]**

実施の形態 4 に係る圧縮機構部 2 0 は、中間板溝 2 8 a 1 が中間板 2 8 の上方に配置されたシリンダ 2 3 の下部に形成された吸入溝 4 2 の少なくとも一部と連通するように形成されている。また、実施の形態 4 に係る圧縮機構部 2 0 は、中間板溝 2 8 b 1 が中間板 2 8 の下方に配置されたシリンダ 2 3 の上部に形成された吸入溝 4 2 の少なくとも一部と連通するように形成されている。実施の形態 4 に係る圧縮機構部 2 0 は、当該構成を備えていることによって、当該構成を有しない圧縮機と比較して、シリンダ室 2 3 a 内に流入する冷媒が通る流路面積をさらに拡大することができる。そのため、実施の形態 4 に係る圧縮機 1 0 0 は、当該構成を有しない圧縮機と比較して、圧力損失を低減し、圧縮機効率を改善することができる。

10

【 0 1 4 9 】**[冷凍サイクル装置 2 0 0 の作用効果]**

冷凍サイクル装置 2 0 0 は、実施の形態 4 に係る圧縮機 1 0 0 を備えたものである。そのため、冷凍サイクル装置 2 0 0 は、実施の形態 4 に係る圧縮機 1 0 0 と同様の効果を得ることができる。

20

【 0 1 5 0 】

以上の実施の形態に示した構成は、一例を示すものであり、別の公知の技術と組み合わせることも可能であるし、要旨を逸脱しない範囲で、構成の一部を省略、変更することも可能である。また、実施の形態に示した構成は、前述した実施の形態に開示されている複数の構成要素を適宜組み合わせてもよい。

【 0 1 5 1 】

例えば、実施の形態 1 ~ 実施の形態 3 では、回転軸 2 1 の軸方向において、吸入穴外径接続部 4 0 a の中心は、シリンダ 2 3 の厚さ方向の中心と一致する。しかし、実施の形態 4 に係る圧縮機 1 0 0 のように、圧縮機 1 0 0 がツインロータリ圧縮機の場合には、2つのシリンダ 2 3 の吸入穴 4 0 間の距離が近すぎると密閉容器 1 0 の耐圧性が低くなる。そのため、2つのシリンダ 2 3 の吸入穴 4 0 の中心を、それぞれシリンダ 2 3 が当接する軸受側、つまり他方の吸入穴 4 0 から離れる方向にオフセットして配置されるような構造にしてもよい。当該構成によっても実施の形態 1 ~ 実施の形態 3 に係る圧縮機 1 0 0 等と同様の効果を得ることができる。

30

【 0 1 5 2 】

実施の形態 1 ~ 実施の形態 4 に係る圧縮機 1 0 0 は、シリンダ 2 3 に接続する冷媒吸入管 1 0 7 の打ち込みによる組み立て歪を抑える必要がある。そのため、実施の形態 1 ~ 実施の形態 4 に係る圧縮機 1 0 0 は、シリンダ 2 3 の端面と吸入穴 4 0 との間に壁を構成する第 1 薄肉部 2 3 g の厚さを特定の厚さ上確保する必要がある。一方、密閉容器 1 0 の板厚が薄い場合、密閉容器 1 0 の強度上の制約から吸入穴 4 0 の中心をオフセットして配置したほうが、より大きい吸入経路を確保できる場合もある。この場合、例えば実施の形態 1 に係るシリンダ 2 3 において、0.5 [mm] ずつ軸受側に吸入穴 4 0 をオフセットしてもよい。

40

【 0 1 5 3 】

冷媒流の圧力損失による圧縮機 1 0 0 の効率低下を考えると、圧縮機 1 0 0 がシリンダ 2 3 を2つ有するツインロータリ型である場合、各吸入穴 4 0 の流路の面積は極力広いほうが望ましい。しかし、圧縮機 1 0 0 は、構造的な制約から吸入穴 4 0 を軸受側にオフセットすることによって、構造的制約を回避しつつ吸入穴 4 0 の流路面積を極力広げる必要がある。

50

【0154】

ここで、圧縮機 100 がツインロータリ型の圧縮機である場合に、2つの吸入穴 40 間の距離を最近接距離 C D と称する（図 13 参照）。最近接距離 C D が短すぎると密閉容器 10（図 1 参照）の耐圧力が低下し、破裂を引き起こすため、最近接距離 C D はある程度の長さが必要である。圧縮機 100 がツインロータリ型の圧縮機である場合、圧縮機 100 は、2つのシリンダ 23 のうち上のシリンダ 23 は上軸受 24 側にオフセットし、下のシリンダ 23 は下軸受 25 側にオフセットすると、2つの吸入穴 40 の最近接距離 C D を拡大することができる。シリンダ 23 をオフセットせずに吸入穴 40 の開口径を拡大していった場合、最近接距離 C D が構造上必要とされる吸入穴 40 間の壁の厚さの制約に引っかかるため、圧縮機 100 は、十分に吸入穴 40 の開口径を拡大することができない。

10

【0155】

そこで、吸入穴 40 をオフセットさせる場合には、シリンダ 23 は、第 1 薄肉部 23g の厚さ t1 [mm] が第 2 薄肉部 23j の厚さ t2 [mm] よりも大きくなるように形成されている（厚さ t1 > 厚さ t2）とよい。また、吸入穴 40 をオフセットさせる場合には、シリンダ 23 は、第 1 薄肉部 23g の厚さ t1 [mm] が第 3 薄肉部 23k の厚さ t3 [mm] よりも大きくなるように形成されている（厚さ t1 > 厚さ t3）。シリンダ 23 は、「厚さ t1 > 厚さ t2」と及び「厚さ t1 > 厚さ t3」の不等式を満足させつつ、最も大きな吸入穴径を確保できるように吸入穴 40 をオフセットするとよい。

【符号の説明】

【0156】

10 密閉容器、11 上部容器、12 下部容器、20 圧縮機構部、21 回転軸、
 21a 主軸部、21b 偏心軸部、21c 副軸部、22 ローリングピストン、22a
 外周壁、23 シリンダ、23a シリンダ室、23b 背圧室、23c ベーン溝、23
 d 開口部、23e 内周壁、23f 外周壁、23g 第 1 薄肉部、23h 端面、23j
 第 2 薄肉部、23k 第 3 薄肉部、23m 開口部、23n 開口部、24 上軸受、24
 a 端面溝、24b 端面、24c 上部閉塞部、25 下軸受、25a 端面溝、25b
 端面、25c 下部閉塞部、26 ベーン、27 吐出マフラ、28 中間板、28a 板
 面、28a1 中間板溝、28b 板面、28b1 中間板溝、30 電動機部、31 固
 定子、32 回転子、33 リード線、34 冷媒流路、40 吸入穴、40a 吸入穴外
 径接続部、40a1 内周壁、40a2 吸入穴外径接続部、40b 吸入穴内径接
 続部、40b1 内周壁、41 段差部、42 吸入溝、50 ねじ穴、60 スプリング穴、61
 スプリング穴円錐部、62 ベーンスプリング、62a 座巻部、62b 座巻部、63
 スプリング固定部、80 ねじ、100 圧縮機、101 吸入マフラ、102 吐出管、
 103 流路切替装置、104 室外側熱交換器、105 減圧装置、106 室内側熱交
 換器、107 冷媒吸入管、200 冷凍サイクル装置、201 冷凍回路。

20

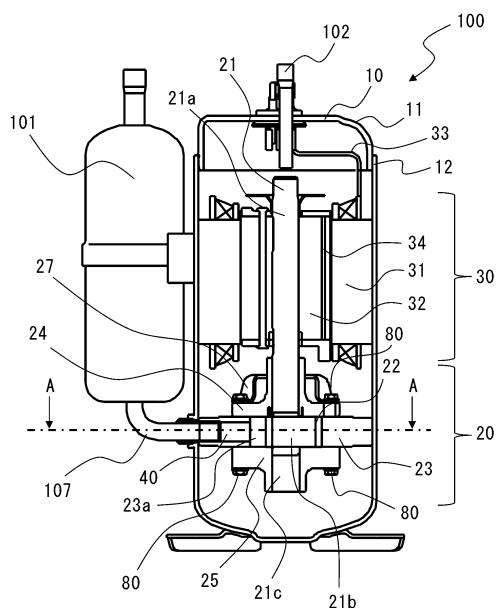
30

40

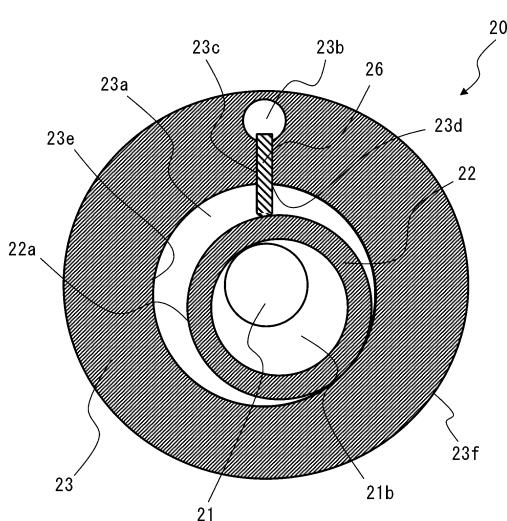
50

【図面】

【図 1】



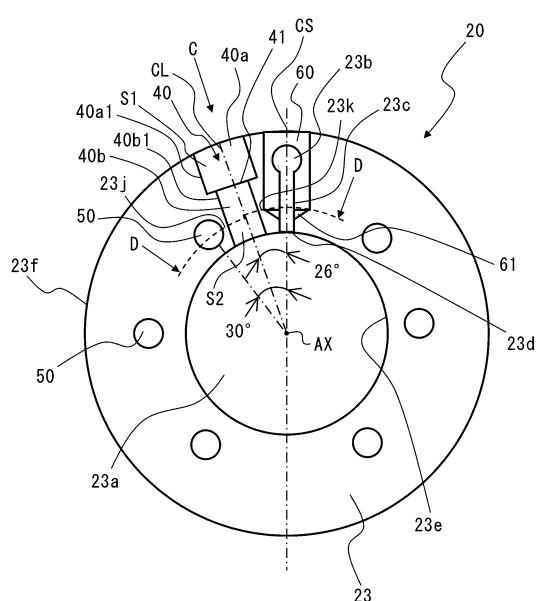
【図 2】



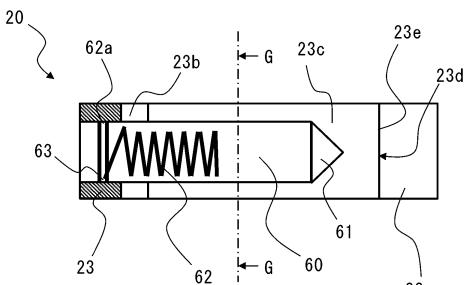
10

20

【図 3】



【図 4】

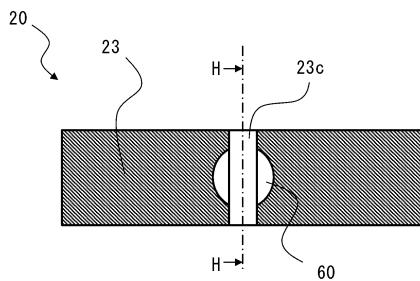


30

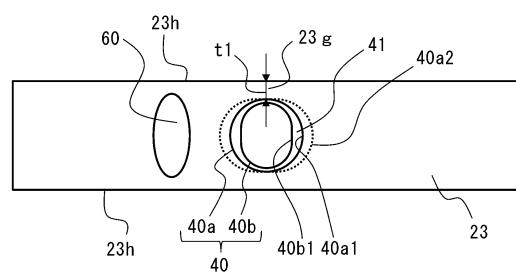
40

50

【図5】

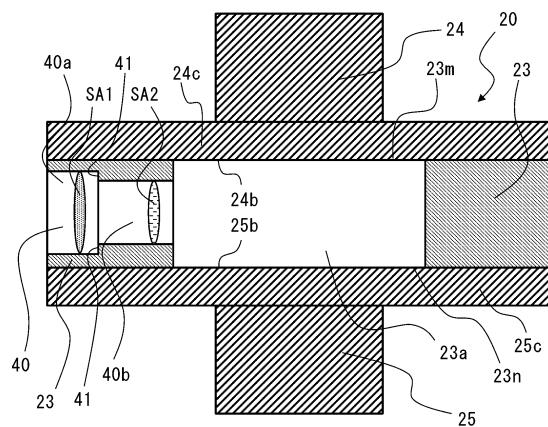


【図6】

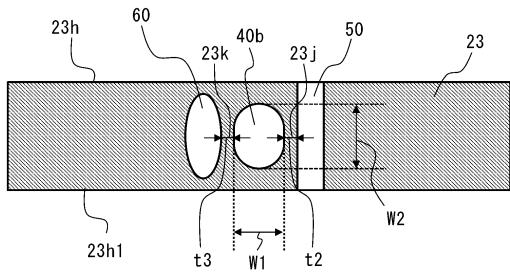


10

【図7】



【図8】



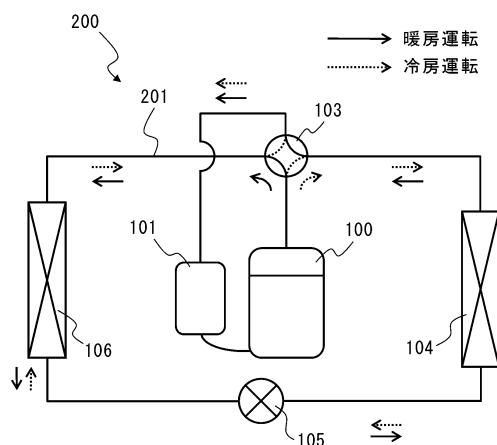
20

30

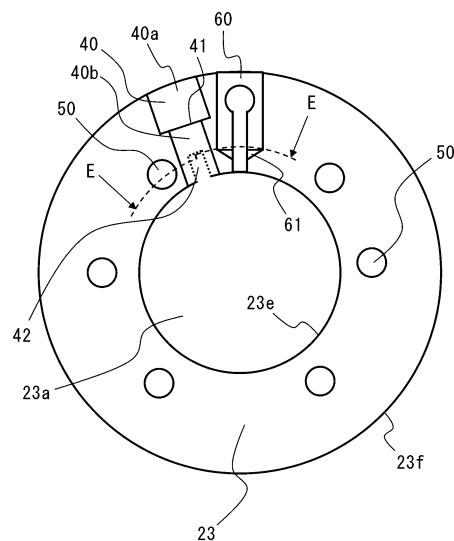
40

50

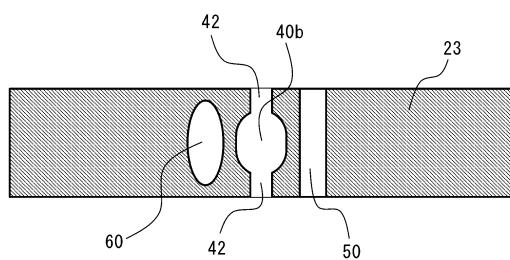
【図 9】



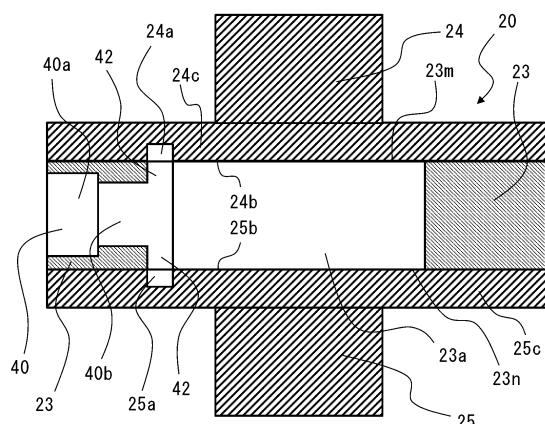
【図 10】



【図 11】



【図 12】



10

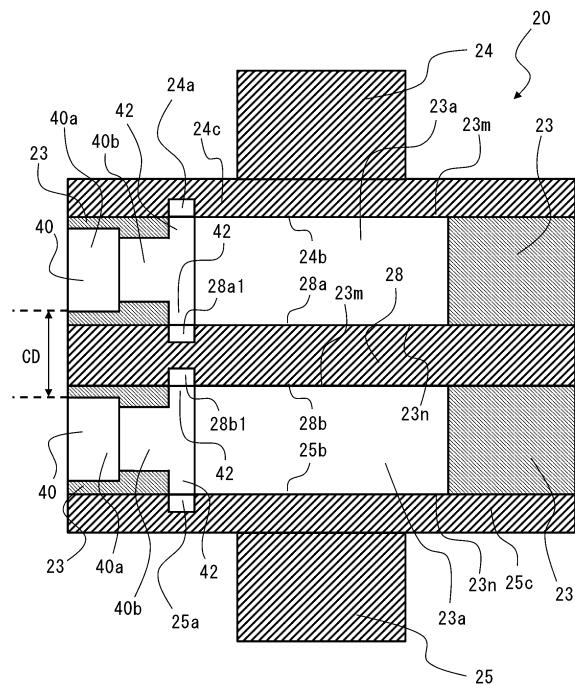
20

30

40

50

【図 1 3】



10

20

30

40

50

フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平05-202875(JP, A)
 国際公開第2015/114883(WO, A1)
 国際公開第2013/069275(WO, A1)
 特開2018-076817(JP, A)
 特開2001-280277(JP, A)
 特開2009-215885(JP, A)
 特開平07-332271(JP, A)
- (58)調査した分野 (Int.Cl., DB名)
 F04C 18/356