

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2012-107568

(P2012-107568A)

(43) 公開日 平成24年6月7日(2012. 6. 7)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
F O 4 C 18/356 (2006.01)	F O 4 C 18/356 H	3 H 1 2 9
F 2 5 B 1/00 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 3 1 1 B	
F O 4 C 29/00 (2006.01)	F O 4 C 18/356 L	
F O 4 C 29/12 (2006.01)	F O 4 C 29/00 C	
	F O 4 C 29/12 F	
審査請求 未請求 請求項の数 12 O L (全 26 頁)		

(21) 出願番号 特願2010-257059 (P2010-257059)
 (22) 出願日 平成22年11月17日 (2010. 11. 17)

(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 100107641
 弁理士 鎌田 耕一
 (72) 発明者 菅本 葉子
 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 尾形 雄司
 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 長谷川 寛
 大阪府門真市大字門真1006番地 パナ
 ソニック株式会社内
 Fターム(参考) 3H129 AA04 AA13 AA32 AB03 BB43
 CC03 CC14 CC24

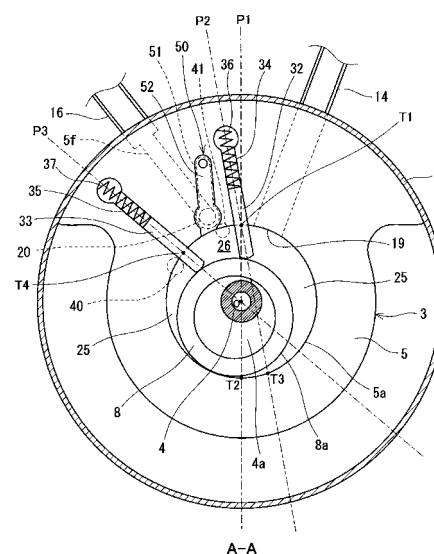
(54) 【発明の名称】 ロータリ圧縮機及び冷凍サイクル装置

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】第1圧縮室の吸入容積を減らすことなく、第2圧縮室の吸入容積を増やすための技術を提供する。

【解決手段】ロータリ圧縮は、シャフト4、シリンダ5、ピストン8、第1ベーン32、第2ベーン33、第1吸入孔19及び第2吸入孔20を有する。第1ベーン32は、シリンダ5とピストン8との間の空間をピストン8の周方向に沿って仕切っている。第2ベーン33は、第1圧縮室25と、第1圧縮室25の容積よりも小さい容積を有する第2圧縮室26とがシリンダ5内に形成されるように、第1ベーン32によって仕切られた空間をピストン8の周方向に沿ってさらに仕切っている。第1吸入孔19は、作動流体を第1圧縮室25に導く。第2吸入孔20は、作動流体を第2圧縮室26に導く。第2圧縮室26の吸入容積が増加するように、第1ベーン32が傾いている。

【選択図】 図3



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

シリンダと、

自身と前記シリンダとの間に空間を形成するように前記シリンダ内に配置されたピストンと、

前記ピストンが取り付けられたシャフトと、

前記シリンダに形成された第 1 ベーン溝に配置されており、前記空間を前記ピストンの周方向に沿って仕切る第 1 ベーンと、

前記シリンダに形成された第 2 ベーン溝に配置されており、第 1 圧縮室と、前記第 1 圧縮室の容積よりも小さい容積を有する第 2 圧縮室とが前記シリンダ内に形成されるように、前記第 1 ベーンによって仕切られた前記空間を前記ピストンの周方向に沿ってさらに仕切る第 2 ベーンと、

前記第 1 圧縮室で圧縮するべき作動流体を前記第 1 圧縮室に導く第 1 吸入孔と、

前記第 1 圧縮室で圧縮された作動流体を前記第 1 圧縮室から前記第 1 圧縮室の外に導く第 1 吐出孔と、

前記第 2 圧縮室で圧縮するべき作動流体を前記第 2 圧縮室に導く第 2 吸入孔と、

前記第 2 圧縮室で圧縮された作動流体を前記第 2 圧縮室から前記第 2 圧縮室の外に導く第 2 吐出孔と、

を備え、

前記第 1 ベーンが前記ピストンによって前記第 1 ベーン溝に最大限に押し込まれた瞬間における、前記ピストンの外周面をなす可動円と前記シリンダの内周面をなす固定円との接点の位置を第 1 角度位置、前記第 1 角度位置から見て 180 度反対側における前記固定円の上の位置を第 2 角度位置、前記第 1 角度位置及び前記第 2 角度位置を通り、前記シャフトの回転軸を含む仮想的な平面を第 1 基準平面、前記第 1 ベーンの往復運動の方向及び前記シャフトの前記回転軸に平行、かつ前記第 1 ベーン溝の幅方向の中心を通る仮想的な平面を第 2 基準平面、前記第 2 基準平面と前記固定円とが交差する位置を第 3 角度位置と定義したとき、

前記シャフトが回転すると、前記可動円と前記固定円との接点が前記第 1 角度位置、前記第 3 角度位置及び第 2 角度位置の順番で通過するように、前記第 2 基準平面が前記第 1 基準平面に対して傾いている、ロータリ圧縮機。

【請求項 2】

前記第 1 基準平面に対して、前記第 2 基準平面が 0 度より大きく、5 度以下の範囲で傾いている、請求項 1 に記載のロータリ圧縮機。

【請求項 3】

前記第 2 吸入孔に設けられた吸入逆止弁をさらに備えた、請求項 1 又は 2 に記載のロータリ圧縮機。

【請求項 4】

前記吸入逆止弁は、(i) 前記第 2 圧縮室が最大容積に達した時点から、前記第 2 圧縮室が最小容積に達する時点まで、(ii) 前記第 2 圧縮室が最大容積に達した時点から、圧縮された作動流体が前記第 2 吐出孔を通じて前記第 2 圧縮室の外に吐出され始める時点まで、又は (iii) 前記第 2 圧縮室が最大容積に達した時点から、前記シリンダと前記ピストンとの接点が前記シャフトの回転に伴って前記第 2 吸入孔を通過する時点まで、前記第 2 圧縮室に吸入された作動流体が前記第 2 吸入孔を通じて前記第 2 圧縮室の外に逆流することを阻止する、請求項 3 に記載のロータリ圧縮機。

【請求項 5】

前記第 2 吸入孔が、前記第 1 吸入孔の開口面積よりも小さい開口面積を有する、請求項 1 ~ 4 のいずれか 1 項に記載のロータリ圧縮機。

【請求項 6】

前記第 2 吐出孔が、前記第 1 吐出孔の開口面積よりも小さい開口面積を有する、請求項 1 ~ 4 のいずれか 1 項に記載のロータリ圧縮機。

【請求項 7】

前記ピストンによって前記第 2 ペーンが前記第 2 ペーン溝に最大限に押し込まれた瞬間における前記可動円と前記固定円との接点の位置を第 4 角度位置と定義したとき、

前記シャフトの回転方向に関して、前記第 1 角度位置から前記第 4 角度位置までの角度 θ が 270 度以上に設定されている、請求項 1 ~ 6 のいずれか 1 項に記載のロータリ圧縮機。

【請求項 8】

前記シリンダ、前記ピストン、前記第 1 ペーン及び前記第 2 ペーンを含む圧縮機構を収容している密閉容器と、

前記密閉容器の内部空間に向かって開口している吐出管と、

前記第 1 吐出孔を通じて前記第 1 圧縮室の外に導かれた作動流体と前記第 2 吐出孔を通じて前記第 2 圧縮室の外に導かれた作動流体とが前記密閉容器の内部空間を經由して前記吐出管に流入するように、前記第 1 吐出孔及び前記第 2 吐出孔のそれぞれと前記密閉容器の内部空間とを結ぶ吐出流路と、

前記吐出流路から前記吐出管までの作動流体の流路上に位置するように、前記密閉容器内に配置されたモータと、

をさらに備えた、請求項 1 ~ 7 のいずれか 1 項に記載のロータリ圧縮機。

【請求項 9】

前記シリンダを第 1 シリンダ、前記ピストンを第 1 ピストンと定義したとき、

当該ロータリ圧縮機は、さらに、

前記第 1 シリンダに対して同心円状に配置された第 2 シリンダと、

前記第 2 シリンダ内に配置され、前記シャフトに取り付けられた第 2 ピストンと、

前記第 2 シリンダ内に第 3 圧縮室が形成されるように、前記第 2 シリンダと前記第 2 ピストンとの間の空間を前記第 2 ピストンの周方向に沿って仕切る第 3 ペーンと、

前記第 3 圧縮室で圧縮すべき作動流体を前記第 3 圧縮室に導く第 3 吸入孔と、

前記第 3 圧縮室で圧縮された作動流体を前記第 3 圧縮室から前記第 3 圧縮室の外に導く第 3 吐出孔と、

を備えた、請求項 1 ~ 8 のいずれか 1 項に記載のロータリ圧縮機。

【請求項 10】

前記シリンダを第 1 シリンダ、前記ピストンを第 1 ピストンと定義したとき、

当該ロータリ圧縮機は、さらに、

前記第 1 シリンダに対して同心円状に配置された第 2 シリンダと、

自身と前記第 2 シリンダとの間に第 2 の空間を形成するように前記第 2 シリンダ内に配置され、前記シャフトに取り付けられた第 2 ピストンと、

前記第 2 シリンダに形成された第 3 ペーン溝に配置されており、前記第 2 の空間を前記第 2 ピストンの周方向に沿って仕切る第 3 ペーンと、

前記第 2 シリンダに形成された第 4 ペーン溝に配置されており、第 3 圧縮室と、前記第 3 圧縮室の容積よりも小さい容積を有する第 4 圧縮室とが前記第 2 シリンダ内に形成されるように、前記第 3 ペーンによって仕切られた前記第 2 の空間を前記第 2 ピストンの周方向に沿ってさらに仕切る第 4 ペーンと、

前記第 3 圧縮室で圧縮すべき作動流体を前記第 3 圧縮室に導く第 3 吸入孔と、

前記第 3 圧縮室で圧縮された作動流体を前記第 3 圧縮室から前記第 3 圧縮室の外に導く第 3 吐出孔と、

前記第 4 圧縮室で圧縮すべき作動流体を前記第 4 圧縮室に導く第 4 吸入孔と、

前記第 4 圧縮室で圧縮された作動流体を前記第 4 圧縮室から前記第 4 圧縮室の外に導く第 4 吐出孔と、

前記第 4 吸入孔に設けられた第 2 吸入逆止弁と、

を備えた、請求項 1 ~ 8 のいずれか 1 項に記載のロータリ圧縮機。

【請求項 11】

前記シャフトは、前記第 1 ピストンに取り付けられた第 1 偏心部と、前記第 2 ピストン

10

20

30

40

50

が取り付けられた第 2 偏心部とを含み、

前記シャフトの回転方向に関して、前記第 1 偏心部の突出方向と前記第 2 偏心部の突出方向との角度差が 180°である、請求項 9 又は 10 に記載のロータリ圧縮機。

【請求項 12】

請求項 1 ~ 11 のいずれか 1 項に記載のロータリ圧縮機と、

前記ロータリ圧縮機で圧縮された作動流体を冷却する放熱器と、

前記放熱器で冷却された作動流体を膨張させる膨張機構と、

前記膨張機構で膨張した作動流体を気相の作動流体と液相の作動流体とに分離する気液分離器と、

前記気液分離器で分離された液相の作動流体を蒸発させる蒸発器と、

前記蒸発器から流出した作動流体を前記ロータリ圧縮機の前記第 1 吸入孔に導く吸入流路と、

前記気液分離器で分離された気相の作動流体を前記ロータリ圧縮機の前記第 2 吸入孔に導くインジェクション流路と、

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】

本発明は、ロータリ圧縮機及び冷凍サイクル装置に関する。

【背景技術】

【0002】

中間圧を有する気相の冷媒を圧縮機にインジェクションすることにより、冷凍サイクル装置の効率が向上することが知られている（特許文献 1 参照）。インジェクション技術を採用できる圧縮機として、シリンダ内に第 1 圧縮室と第 2 圧縮室とが形成されるように複数のベーン（ブレード）を設けたローリングピストン型圧縮機が提案されている（特許文献 2 参照）。

【0003】

図 20 は、特許文献 2 の図 3 に記載されたヒートポンプ式暖房装置の構成図である。ヒートポンプ式暖房装置 500 は、ローリングピストン型圧縮機 501、凝縮器 503、膨張機構 504、気液分離器 507 及び蒸発器 509 を備え、蒸発器 509 からの気相の冷媒及び気液分離器 507 で分離された中間圧の気相の冷媒を圧縮機 501 でそれぞれ圧縮するように構成されている。圧縮機 501 のシリンダ 522 に取り付けられたベーン 525 及び 535 によって、シリンダ 522 とロータ 523 との間の空間が第 1 圧縮室 526 及び第 2 圧縮室 527 に区画されている。第 1 圧縮室 526 は、吸入孔 526a 及び吐出孔 527b を有する。第 2 圧縮室 527 は、吸入孔 527a 及び吐出孔 527b を有する。吸入孔 526a が蒸発器 509 に接続され、吸入孔 527a が気液分離器 507 に接続されている。吐出孔 526b 及び吐出孔 527b は 1 つに集合し、凝縮器 503 に接続されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献 1】特開 2006 - 112753 号公報

【特許文献 2】特公平 3 - 53532 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

図 20 に示す圧縮機 501 において、第 1 圧縮室 526 の吸入容積に対する第 2 圧縮室 527 の吸入容積の比率は、圧縮機 501 の用途等に応じて適切に定められるべきである。圧縮室 526 及び 527 の吸入容積は、それぞれ、2 つのベーン 525 及び 535 の位置によって決まる。例えば、ベーン 525 とベーン 535 とのなす角度を大きくすると、

10

20

30

40

50

第 2 圧縮室 5 2 7 の吸入容積が増える。しかし、この方法によれば、第 1 圧縮室 5 2 6 の吸入容積が減少する。

【 0 0 0 6 】

本発明の目的は、第 1 圧縮室の吸入容積を減らすことなく、第 2 圧縮室の吸入容積を増やすための技術を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 7 】

すなわち、本発明は、
シリンダと、

自身と前記シリンダとの間に空間を形成するように前記シリンダ内に配置されたピストンと、

前記ピストンが取り付けられたシャフトと、

前記シリンダに形成された第 1 ベーン溝に配置されており、前記空間を前記ピストンの周方向に沿って仕切る第 1 ベーンと、

前記シリンダに形成された第 2 ベーン溝に配置されており、第 1 圧縮室と、前記第 1 圧縮室の容積よりも小さい容積を有する第 2 圧縮室とが前記シリンダ内に形成されるように、前記第 1 ベーンによって仕切られた前記空間を前記ピストンの周方向に沿ってさらに仕切る第 2 ベーンと、

前記第 1 圧縮室で圧縮するべき作動流体を前記第 1 圧縮室に導く第 1 吸入孔と、

前記第 1 圧縮室で圧縮された作動流体を前記第 1 圧縮室から前記第 1 圧縮室の外に導く第 1 吐出孔と、

前記第 2 圧縮室で圧縮するべき作動流体を前記第 2 圧縮室に導く第 2 吸入孔と、

前記第 2 圧縮室で圧縮された作動流体を前記第 2 圧縮室から前記第 2 圧縮室の外に導く第 2 吐出孔と、

を備え、

前記第 1 ベーンが前記ピストンによって前記第 1 ベーン溝に最大限に押し込まれた瞬間における、前記ピストンの外周面をなす可動円と前記シリンダの内周面をなす固定円との接点の位置を第 1 角度位置、前記第 1 角度位置から見て 1 8 0 度反対側における前記固定円の上の位置を第 2 角度位置、前記第 1 角度位置及び前記第 2 角度位置を通り、前記シャフトの回転軸を含む仮想的な平面を第 1 基準平面、前記第 1 ベーンの往復運動の方向及び前記シャフトの前記回転軸に平行、かつ前記第 1 ベーン溝の幅方向の中心を通る仮想的な平面を第 2 基準平面、前記第 2 基準平面と前記固定円とが交差する位置を第 3 角度位置と定義したとき、

前記シャフトが回転すると、前記可動円と前記固定円との接点が前記第 1 角度位置、前記第 3 角度位置及び第 2 角度位置の順番で通過するように、前記第 2 基準平面が前記第 1 基準平面に対して傾いている、ロータリ圧縮機を提供する。

【 0 0 0 8 】

他の側面において、本発明は、

上記本発明のロータリ圧縮機と、

前記ロータリ圧縮機で圧縮された作動流体を冷却する放熱器と、

前記放熱器で冷却された作動流体を膨張させる膨張機構と、

前記膨張機構で膨張した作動流体を気相の作動流体と液相の作動流体とに分離する気液分離器と、

前記気液分離器で分離された液相の作動流体を蒸発させる蒸発器と、

前記蒸発器から流出した作動流体を前記ロータリ圧縮機の前記第 1 吸入孔に導く吸入流路と、

前記気液分離器で分離された気相の作動流体を前記ロータリ圧縮機の前記第 2 吸入孔に導くインジェクション流路と、

を備えた、冷凍サイクル装置を提供する。

【発明の効果】

【 0 0 0 9 】

本発明によれば、第 1 圧縮室の吸入容積を減らすことなく、第 2 圧縮室の吸入容積を増やすことができる。これにより、シリンダの容積を有効に活用でき、ひいてはロータリ圧縮機の運転効率を高めることができる。

【 0 0 1 0 】

なお、本明細書において、「吸入容積」とは、圧縮行程が始まる瞬間における圧縮室の容積を意味する。言い換えれば、吸入容積は、シャフトが 1 回転する間に圧縮室に吸入されるべき冷媒の量（体積流量）を意味する。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 1 1 】

10

【図 1】本発明の第 1 実施形態に係る冷凍サイクル装置の構成図

【図 2】図 1 に示す冷凍サイクル装置に使用されたロータリ圧縮機の縦断面図

【図 3】図 2 に示すロータリ圧縮機の A - A 線に沿った横断面図

【図 4】吸入逆止弁の拡大断面図

【図 5 A】弁本体の側面図及び平面図

【図 5 B】弁止めの側面図及び平面図

【図 6】圧縮機構の斜視図

【図 7】ロータリ圧縮機の動作をシャフトの回転角度毎に示す概略図

【図 8 A】参照例における第 1 圧縮室の吸入容積を示す概略図

【図 8 B】第 1 実施形態における第 1 圧縮室の吸入容積を示す概略図

20

【図 9 A】参照例における第 2 圧縮室の吸入容積を示す概略図

【図 9 B】第 1 実施形態における第 2 圧縮室の吸入容積を示す概略図

【図 1 0】第 1 基準平面に対する第 2 基準平面の傾き角度 θ と第 2 圧縮室の吸入容積の増加率との関係を示すグラフ

【図 1 1 A】第 1 圧縮室の最大容積を示す概略図

【図 1 1 B】冷媒の逆流を考慮した、第 1 圧縮室の吸入容積を示す概略図

【図 1 2】変形例に係るロータリ圧縮機の縦断面図

【図 1 3】図 1 2 に示すロータリ圧縮機の B - B 線に沿った横断面図

【図 1 4】本発明の第 2 実施形態に係る冷凍サイクル装置の構成図

【図 1 5】図 1 4 に示す冷凍サイクル装置に使用されたロータリ圧縮機の縦断面図

30

【図 1 6 A】図 1 5 に示すロータリ圧縮機の D - D 線に沿った横断面図

【図 1 6 B】図 1 5 に示すロータリ圧縮機の E - E 線に沿った横断面図

【図 1 7】第 2 圧縮機構の変形例を示す横断面図

【図 1 8】第 1 シリンダの厚みと第 2 シリンダの厚みとの関係を示す概略図

【図 1 9】第 1 インジェクション流路及び第 2 インジェクション流路の変形例を示す部分構成図

【図 2 0】従来のヒートポンプ暖房装置の構成図

【発明を実施するための形態】

【 0 0 1 2 】

以下、添付の図面を参照しつつ本発明の実施形態を説明する。ただし、本発明は、以下に説明する実施形態によって限定解釈されない。各実施形態及び各変形例は、発明の要旨を逸脱しない範囲内で相互に組み合わせることができる。

40

【 0 0 1 3 】

（第 1 実施形態）

図 1 は、本実施形態に係る冷凍サイクル装置の構成図である。冷凍サイクル装置 1 0 0 は、ロータリ圧縮機 1 0 2、第 1 熱交換器 1 0 4、第 1 膨張機構 1 0 6、気液分離器 1 0 8、第 2 膨張機構 1 1 0 及び第 2 熱交換器 1 1 2 を備えている。これらの構成要素は、冷媒回路 1 0 を形成するように、流路 1 0 a ~ 1 0 d によって上記の順番に環状に接続されている。流路 1 0 a ~ 1 0 d は、典型的には、冷媒配管で構成されている。冷媒回路 1 0 には、作動流体として、ハイドロフルオロカーボン、二酸化炭素等の冷媒が充填されてい

50

る。

【0014】

冷凍サイクル装置100は、さらに、インジェクション流路10jを備えている。インジェクション流路10jは、気液分離器108に接続された一端とロータリ圧縮機102に接続された他端とを有し、気液分離器108で分離された気相の冷媒をロータリ圧縮機102に直接に導く。インジェクション流路10jは、典型的には、冷媒配管で構成されている。インジェクション流路10jに減圧弁が設けられていてもよい。インジェクション流路10jにアキュムレータが設けられていてもよい。

【0015】

冷媒回路10には、冷媒の流れ方向を切り替えることができる切り替え機構として、四方弁116が設けられている。図1に実線で示すように四方弁116を制御すると、ロータリ圧縮機102で圧縮された冷媒は第1熱交換器104に供給される。この場合、第1熱交換器104は、ロータリ圧縮機102で圧縮された冷媒を冷却する放熱器（凝縮器）として機能する。第2熱交換器112は、気液分離器108で分離された液相の冷媒を蒸発させる蒸発器として機能する。他方、図1に破線で示すように四方弁116を制御すると、ロータリ圧縮機102で圧縮された冷媒は第2熱交換器112に供給される。この場合、第1熱交換器104が蒸発器として機能し、第2熱交換器112が放熱器として機能する。四方弁116により、例えば、冷凍サイクル装置100を採用した空気調和装置に冷房及び暖房の両方の機能を付与できる。

【0016】

ロータリ圧縮機102は、冷媒を高温高压に圧縮するための機器である。ロータリ圧縮機102は、第1吸入孔19（主吸入孔）及び第2吸入孔20（インジェクション吸入孔）を有する。第1熱交換器104又は第2熱交換器112から流出した冷媒がロータリ圧縮機102に導かれるように、第1吸入孔19に流路10dが接続されている。気液分離器108で分離された気相の冷媒がロータリ圧縮機102に導かれるように、第2吸入孔20にインジェクション流路10jが接続されている。

【0017】

第1熱交換器104は、典型的には、空気-冷媒熱交換器又は水-冷媒熱交換器で構成されている。第2熱交換器112も典型的には空気-冷媒熱交換器又は水-冷媒熱交換器で構成されている。冷凍サイクル装置100を空気調和装置に採用する場合、第1熱交換器104及び第2熱交換器112の両方が空気-冷媒熱交換器で構成される。冷凍サイクル装置100を給湯機又は給湯暖房機に採用する場合、第1熱交換器104が水-冷媒熱交換器で構成され、第2熱交換器112が空気-冷媒熱交換器で構成される。

【0018】

第1膨張機構106及び第2膨張機構110は、放熱器としての第1熱交換器104（又は第2熱交換器112）で冷却された冷媒又は気液分離器108で分離された液相の冷媒を膨張させるための機器である。第1膨張機構106及び第2膨張機構110は、典型的には、膨張弁で構成されている。好適な膨張弁として、開度を変更できる弁、例えば電動膨張弁が挙げられる。第1膨張機構106は、第1熱交換器104と気液分離器108との間の流路10b上に設けられている。第2膨張機構110は、気液分離器108と第2熱交換器112との間の流路10c上に設けられている。膨張機構106及び110は、それぞれ、冷媒から動力を回収できる容積型膨張機で構成されていてもよい。

【0019】

気液分離器108は、第1膨張機構106又は第2膨張機構110で膨張した冷媒を気相の冷媒と液相の冷媒とに分離する。気液分離器108には、第1膨張機構106又は第2膨張機構110で膨張した冷媒の入口、液相の冷媒の出口及び気相の冷媒の出口が設けられている。気相の冷媒の出口にインジェクション流路10jの一端が接続されている。

【0020】

冷媒回路10には、アキュムレータ、内部熱交換器等の他の機器が設けられていてもよい。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 1 】

図 2 は、図 1 に示す冷凍サイクル装置に使用されたロータリ圧縮機の縦断面図である。図 3 は、図 2 に示すロータリ圧縮機の A - A 線に沿った横断面図である。ロータリ圧縮機 1 0 2 は、密閉容器 1、モータ 2、圧縮機構 3 及びシャフト 4 を備えている。圧縮機構 3 は、密閉容器 1 内の下部に配置されている。モータ 2 は、密閉容器 1 内において、圧縮機構 3 の上に配置されている。シャフト 4 によって、圧縮機構 3 とモータ 2 とが連結されている。密閉容器 1 の上部には、モータ 2 に電力を供給するための端子 2 1 が設けられている。密閉容器 1 の底部には、潤滑油を保持するための油溜り 2 2 が形成されている。

【 0 0 2 2 】

モータ 2 は、ステータ 1 7 及びロータ 1 8 で構成されている。ステータ 1 7 は、密閉容器 1 の内壁に固定されている。ロータ 1 8 は、シャフト 4 に固定されており、かつシャフト 4 とともに回転する。

【 0 0 2 3 】

密閉容器 1 の上部には、吐出管 1 1 が設けられている。吐出管 1 1 は、密閉容器 1 の上部を貫通しているとともに、密閉容器 1 の内部空間 1 3 に向かって開口している。吐出管 1 1 は、圧縮機構 3 で圧縮された冷媒を密閉容器 1 の外部に導く吐出流路としての役割を担う。つまり、吐出管 1 1 は、図 1 に示す流路 1 0 a の一部を構成している。ロータリ圧縮機 1 0 2 の動作時において、密閉容器 1 の内部空間 1 3 は、圧縮された冷媒で満たされる。つまり、ロータリ圧縮機 1 0 2 は、高圧シェル型の圧縮機である。高圧シェル型のロータリ圧縮機 1 0 2 によれば、冷媒でモータ 2 を冷却できるのでモータ効率の向上を期待できる。冷媒がモータ 2 で加熱されると、冷凍サイクル装置 1 0 0 の加熱能力も向上する。

【 0 0 2 4 】

圧縮機構 3 は、冷媒を圧縮するようにモータ 2 によって動かされる。図 2 及び図 3 に示すように、圧縮機構 3 は、シリンダ 5、主軸受 6、副軸受 7、ピストン 8、マフラー 9、第 1 ベーン 3 2、第 2 ベーン 3 3、第 1 吐出弁 4 3、第 2 吐出弁 4 4 及び吸入逆止弁 5 0 を有する。本実施形態では、第 1 吸入孔 1 9 及び第 2 吸入孔 2 0 のうち、第 2 吸入孔 2 0 にのみ吸入逆止弁 5 0 が設けられている。

【 0 0 2 5 】

シャフト 4 は、半径方向の外向きに突出した偏心部 4 a を有する。ピストン 8 は、シリンダ 5 の内部に配置されている。シリンダ 5 の内部において、シャフト 4 の偏心部 4 a にピストン 8 が取り付けられている。シリンダ 5 には、第 1 ベーン溝 3 4 及び第 2 ベーン溝 3 5 が形成されている。

【 0 0 2 6 】

第 1 ベーン溝 3 4 には、ピストン 8 の外周面に接する先端を有する第 1 ベーン 3 2 (ブレード) がスライドできるように取り付けられている。第 1 ベーン 3 2 は、シリンダ 5 とピストン 8 との間の空間をピストン 8 の周方向に沿って仕切っている。第 2 ベーン溝 3 5 には、ピストン 8 の外周面に接する先端を有する第 2 ベーン 3 3 (ブレード) がスライドできるように取り付けられている。第 2 ベーン 3 3 は、シリンダ 5 とピストン 8 との間の空間をピストン 8 の周方向に沿ってさらに仕切っている。これにより、シリンダ 5 の内部に、第 1 圧縮室 2 5 (主圧縮室) と、第 1 圧縮室 2 5 の容積よりも小さい容積を有する第 2 圧縮室 2 6 (インジェクション圧縮室) とが形成されている。

【 0 0 2 7 】

本実施形態では、第 1 ベーン溝 3 4 の幅方向の中心を通る仮想的な平面が、シャフト 4 の回転軸 O からオフセットするように、第 1 ベーン溝 3 4 が傾いている。この構成によれば、第 1 圧縮室 2 5 の吸入容積を減らすことなく、第 2 圧縮室 2 6 の吸入容積を増やすことができる。詳細には、以下の要件を満足するように第 1 ベーン溝 3 4 の傾斜方向が規定されているとき、第 2 圧縮室 2 6 の吸入容積を増やすことができる。

【 0 0 2 8 】

まず、第 1 ベーン 3 2 がピストン 8 によって第 1 ベーン溝 3 4 に最大限に押し込まれた

10

20

30

40

50

瞬間における、ピストン 8 の外周面をなす可動円 8 a とシリンダ 5 の内周面をなす固定円 5 a との接点の位置を第 1 角度位置 T 1 と定義する。第 1 ペーン溝 3 4 は、第 1 角度位置 T 1 でシリンダ 5 の内部に向かって開口するように形成されている。次に、第 1 角度位置 T 1 から見て 180 度反対側における固定円 5 a の上の位置を第 2 角度位置 T 2 と定義する。次に、第 1 角度位置 T 1 及び第 2 角度位置 T 2 を通り、シャフト 4 の回転軸 O を含む仮想的な平面を第 1 基準平面 P 1 と定義する。次に、第 1 ペーン 3 2 の往復運動の方向及びシャフト 4 の回転軸 O に平行、かつ第 1 ペーン溝 3 4 の幅方向の中心を通る仮想的な平面を第 2 基準平面 P 2 と定義する。そして、第 1 角度位置 T 1 を除き、第 2 基準平面 P 2 と固定円 5 a とが交差する位置を第 3 角度位置 T 3 と定義する。シャフト 4 が順方向（図 3 では時計回り方向）に回転すると、可動円 8 a と固定円 5 a との接点が第 1 角度位置 T 1、第 3 角度位置 T 3 及び第 2 角度位置 T 2 の順番で通過するように、第 2 基準平面 P 2 が第 1 基準平面 P 1 に対して傾いている。

10

【0029】

言い換えれば、可動円 8 a と固定円 5 a との接点が第 1 角度位置 T 1 から第 2 角度位置 T 2 まで進んだときのシャフト 4 の回転角度が 180 度を下回るように、第 2 基準平面 P 2 がシャフト 4 の回転軸 O からオフセットしている。

【0030】

なお、シャフト 4 の回転軸 O に平行、かつ第 2 ペーン溝 3 5 の幅方向の中心を通る仮想的な平面 P 3（第 3 基準平面）は、シャフト 4 の回転軸 O を通っている。第 2 ペーン 3 3 がピストン 8 によって第 2 ペーン溝 3 5 に最大限に押し込まれた瞬間における、可動円 8 a と固定円 5 a との接点の位置を第 4 角度位置 T 4 と定義すると、第 2 ペーン溝 3 5 は、第 4 角度位置 T 4 でシリンダ 5 の内部に向かって開口するように形成されている。

20

【0031】

本実施形態のロータリ圧縮機 102 によれば、ペーン 3 2 及び 3 3 の先端面がピストン 8 の表面を摺動する。すなわち、ロータリ圧縮機 102 は、いわゆるローリングピストン式圧縮機として構成されている。ただし、ピストン 8 と、第 1 ペーン 3 2 及び第 2 ペーン 3 3 から選ばれる 1 つとが単一の部品、いわゆるスイングピストンで構成されていてもよい。また、第 1 ペーン 3 2 及び第 2 ペーン 3 3 から選ばれる少なくとも 1 つが、ピストン 8 に結合していてもよい。

【0032】

第 1 ペーン 3 2 の背後には、第 1 ばね 3 6 が配置されている。第 2 ペーン 3 3 の背後には、第 2 ばね 3 7 が配置されている。第 1 ばね 3 6 及び第 2 ばね 3 7 は、それぞれ、第 1 ペーン 3 2 及び第 2 ペーン 3 3 をピストン 8 に向けて押している。第 1 ペーン溝 3 4 の後部及び第 2 ペーン溝 3 5 の後部は、それぞれ、密閉容器 1 の内部空間 1 3 に連通している。従って、密閉容器 1 の内部空間 1 3 の圧力が第 1 ペーン 3 2 の背面及び第 2 ペーン 3 3 の背面に加えられる。また、第 1 ペーン溝 3 4 及び第 2 ペーン溝 3 5 には、油溜り 2 2 に溜められた潤滑油が供給される。

30

【0033】

本明細書では、第 1 角度位置 T 1 をシャフト 4 の回転方向に沿った「0 度」の位置と定義する。言い換えれば、第 1 ペーン 3 2 がピストン 8 によって第 1 ペーン溝 3 4 に最大限に押し込まれた瞬間におけるシャフト 4 の回転角度を「0 度」と定義する。本実施形態において、第 1 角度位置 T 1 から第 4 角度位置 T 4 までの角度 θ （度）は、シャフト 4 の回転方向に関して、例えば 270 ~ 350 度の範囲にある。角度 θ が 270 度以上に設定されていると、第 1 圧縮室 2 5 の吸入行程において、第 1 吸入孔 1 9 を通じて第 1 圧縮室 2 5 から第 1 吸入管 1 4 に逆流する冷媒の量が十分に少ない。そのため、第 1 吸入孔 1 9 に逆止弁を設ける必要がない。もちろん、第 1 吸入孔 1 9 に逆止弁が設けられていてもよい。

40

【0034】

図 2 に示すように、主軸受 6 及び副軸受 7 は、シリンダ 5 を閉じるようにシリンダ 5 の上側及び下側にそれぞれ配置されている。マフラー 9 は、主軸受 6 の上部に設けられてお

50

り、第 1 吐出弁 4 3 及び第 2 吐出弁 4 4 を覆っている。マフラー 9 には、圧縮された冷媒を密閉容器 1 の内部空間 1 3 に導くための吐出孔 9 a が形成されている。シャフト 4 は、マフラー 9 の中心部を貫通しているとともに、主軸受 6 及び副軸受 7 によって回転可能に支持されている。

【 0 0 3 5 】

図 2 及び図 3 に示すように、本実施形態において、第 1 吸入孔 1 9 及び第 2 吸入孔 2 0 は、シリンダ 5 に形成されている。第 1 吸入孔 1 9 は、第 1 圧縮室 2 5 で圧縮すべき冷媒を第 1 圧縮室 2 5 に導く。第 2 吸入孔 2 0 は、第 2 圧縮室 2 6 で圧縮すべき冷媒を第 2 圧縮室 2 6 に導く。なお、第 1 吸入孔 1 9 及び第 2 吸入孔 2 0 は、それぞれ、主軸受 6 又は副軸受 7 に形成されていてもよい。

10

【 0 0 3 6 】

本実施形態において、第 2 吸入孔 2 0 は、第 1 吸入孔 1 9 の開口面積よりも小さい開口面積を有する。第 2 吸入孔 2 0 の開口面積が小さければ小さいほど吸入逆止弁 5 0 の部品の寸法も小さい。このことは、吸入逆止弁 5 0 に起因する死容積（デッドボリューム）の増大を抑制する観点、及び設計の余裕を確保する観点で重要である。第 1 吸入孔 1 9 の開口面積を S_1 、第 2 吸入孔 2 0 の開口面積を S_2 としたとき、開口面積 S_1 及び S_2 は、例えば $1 : 1 \quad (S_1 / S_2) \quad 30$ を満たす。なお、「死容積」とは、作動室として機能しない容積を意味する。一般に、容積型流体機械にとって、大きい死容積は好ましくない。

【 0 0 3 7 】

図 3 に示すように、圧縮機構 3 には、第 1 吸入管 1 4（主吸入管）及び第 2 吸入管 1 6（インジェクション吸入管）が接続されている。第 1 吸入管 1 4 は、第 1 吸入孔 1 9 に冷媒を供給できるように、密閉容器 1 の胴部を貫通してシリンダ 5 に嵌め込まれている。第 1 吸入管 1 4 は、図 1 に示す流路 1 0 d の一部を構成している。第 2 吸入管 1 6 は、第 2 吸入孔 2 0 に冷媒を供給できるように、密閉容器 1 の胴部を貫通してシリンダ 5 に嵌め込まれている。第 2 吸入管 1 6 は、図 1 に示すインジェクション流路 1 0 j の一部を構成している。

20

【 0 0 3 8 】

圧縮機構 3 には、さらに、第 1 吐出孔 4 0（主吐出孔）及び第 2 吐出孔 4 1（インジェクション吐出孔）が設けられている。第 1 吐出孔 4 0 及び第 2 吐出孔 4 1 は、それぞれ、主軸受 6 をシャフト 4 の軸方向に貫通する形で主軸受 6 に形成されている。第 1 吐出孔 4 0 は、第 1 圧縮室 2 5 で圧縮された冷媒を第 1 圧縮室 2 5 から第 1 圧縮室 2 5 の外（本実施形態ではマフラー 9 の内部空間）に導く。第 2 吐出孔 4 1 は、第 2 圧縮室 2 6 で圧縮された冷媒を第 2 圧縮室 2 6 から第 2 圧縮室 2 6 の外（本実施形態ではマフラー 9 の内部空間）に導く。第 1 吐出孔 4 0 及び第 2 吐出孔 4 1 には、それぞれ、第 1 吐出弁 4 3 及び第 2 吐出弁 4 4 が設けられている。第 1 圧縮室 2 5 の圧力が密閉容器 1 の内部空間 1 3 の圧力（冷凍サイクルの高圧）を上回った場合に、第 1 吐出弁 4 3 が開く。第 2 圧縮室 2 6 の圧力が密閉容器 1 の内部空間 1 3 の圧力を上回った場合に、第 2 吐出弁 4 4 が開く。

30

【 0 0 3 9 】

マフラー 9 は、第 1 吐出孔 4 0 及び第 2 吐出孔 4 1 のそれぞれと密閉容器 1 の内部空間 1 3 とを結ぶ吐出流路としての役割を担う。第 1 吐出孔 4 0 を通じて第 1 圧縮室 2 5 の外に導かれた冷媒と第 2 吐出孔 4 1 を通じて第 2 圧縮室 2 6 の外に導かれた冷媒とがマフラー 9 の内部で合流する。合流した冷媒は、密閉容器 1 の内部空間 1 3 を経由して吐出管 1 1 に流入する。密閉容器 1 内には、マフラー 9 から吐出管 1 1 までの冷媒の流路上に位置するようにモータ 2 が配置されている。このような構成によれば、冷媒によるモータ 2 の冷却及びモータ 2 の熱による冷媒の加熱を効率的に行うことができる。

40

【 0 0 4 0 】

本実施形態において、第 2 吐出孔 4 1 は、第 1 吐出孔 4 0 の開口面積よりも小さい開口面積を有する。第 2 吐出孔 4 1 の開口面積が小さければ小さいほど、第 2 吐出孔 4 1 に起因する死容積を小さくできる。第 1 吐出孔 4 0 の開口面積を S_3 、第 2 吐出孔 4 1 の開口面積を S_4 としたとき、開口面積 S_3 及び S_4 は、例えば $1 : 1 \quad (S_3 / S_4) \quad 15$ を満

50

たす。

【 0 0 4 1 】

なお、第 2 吸入孔 2 0 の開口面積 S_2 が第 1 吸入孔 1 9 の開口面積 S_1 に等しい場合もありうる。さらに、第 2 吐出孔 4 1 の開口面積 S_4 が第 1 吐出孔 4 0 の開口面積 S_3 に等しい場合もありうる。各吸入孔及び各吐出孔の寸法は、それらを通ずる冷媒の流量を考慮して適切に決定されるべきである。より詳細には、死容積と圧力損失とのバランスを考慮して決定されるべきである。

【 0 0 4 2 】

図 4 に示すように、吸入逆止弁 5 0 は、弁本体 5 1 及び弁止め 5 2 を含む。シリンダ 5 の上面 5 p には平面視で短冊の形をした浅い溝 5 g が形成されており、その溝 5 g に弁本体 5 1 及び弁止め 5 2 が装着されている。溝 5 g は、シリンダ 5 の半径方向の外向きに延びているとともに、第 2 圧縮室 2 6 に連通している。第 2 吸入孔 2 0 は、溝 5 g の底部に開口している。詳細には、第 2 吸入孔 2 0 は、シリンダ 5 に形成された有底孔で構成されており、その有底孔は、溝 5 g の底部に開口している。第 2 吸入孔 2 0 に冷媒を供給できるように、シリンダ 5 の外周面からシリンダ 5 の中心に向かって延びる吸入流路 5 f がシリンダ 5 の内部に形成されている。その吸入流路 5 f に吸入管 1 6 が接続されている。

10

【 0 0 4 3 】

図 5 A に示すように、弁本体 5 1 は、第 2 吸入孔 2 0 を閉じる裏面 5 1 q と、第 2 吸入孔 2 0 を閉じたときに第 2 圧縮室 2 6 内の雰囲気曝される表面 5 1 p とを有する。吸入逆止弁 5 0 の弁本体 5 1 の可動範囲が第 2 圧縮室 2 6 内に設定されている。弁本体 5 1 は、全体として薄板の形状を有しており、典型的には、薄い金属板（リード弁）で構成されている。

20

【 0 0 4 4 】

図 5 B に示すように、弁止め 5 2 は、第 2 吸入孔 2 0 を開くときに弁本体 5 1 の厚み方向への変位量を制限する支持面 5 2 q を有する。支持面 5 2 q は、弁止め 5 2 の厚みが第 2 圧縮室 2 6 に近づくにつれて減少するように、緩やかな曲面を形成している。すなわち、弁止め 5 2 は、全体として靴型のような形を有している。弁止め 5 2 の先端面 5 2 t は、シリンダ 5 の内径と同じ曲率半径の円弧の形状を有している。

【 0 0 4 5 】

弁本体 5 1 は、第 2 吸入孔 2 0 を開閉できるように溝 5 g に配置されている。弁本体 5 1 が第 2 吸入孔 2 0 を閉じたときに支持面 5 2 q が第 2 圧縮室 2 6 内の雰囲気曝されるように、弁止め 5 2 が溝 5 g に配置されている。弁本体 5 1 及び弁止め 5 2 は、ボルト等の締結具 5 4 によってシリンダ 5 に固定されている。弁本体 5 1 の後端部は弁止め 5 2 と溝 5 g との間に挟まれて動けないが、弁本体 5 1 の先端部は固定されておらず、揺れ動ける。弁止め 5 2 及び第 2 吸入孔 2 0 を平面視したとき、第 2 吸入孔 2 0 は弁止め 5 2 の支持面 5 2 q に重なっている。

30

【 0 0 4 6 】

弁止め 5 2 の後端部付近において、弁本体 5 1 の厚みと弁止め 5 2 の厚みとの合計の厚みは、溝 5 g の深さに概ね一致している。溝 5 g に弁本体 5 1 及び弁止め 5 2 を装着したとき、シリンダ 5 の厚み方向に関して、弁止め 5 2 の上面 5 2 p の位置はシリンダ 5 の上面の位置に一致する。

40

【 0 0 4 7 】

図 5 A に示すように、弁本体 5 1 は、第 2 吸入孔 2 0 を開閉するための幅広部分 5 5 を有する。幅広部分 5 5 の最大幅 W_1 は、弁止め 5 2 の先端部の幅 W_2 、言い換えれば、シリンダ 5 に面した位置における溝 5 g の幅よりも広い。幅広部分 5 5 により、第 2 吸入孔 2 0 を閉じるためのシール幅を確保しつつ、死容積の増大を抑制できる。

【 0 0 4 8 】

図 4 及び図 6 に示すように、溝 5 g の深さは、例えば、シリンダ 5 の厚みの半分よりも小さい。また、溝 5 g の大部分は弁止め 5 2 によって埋められている。溝 5 g のごく一部が、弁本体 5 1 の可動範囲として残されている。

50

【0049】

吸入逆止弁50は、シャフト5の回転に伴って次のように動作する。第2圧縮室26の圧力が吸入流路5f及び第2吸入管16の圧力を下回った場合、弁本体51が弁止め52の支持面52qに沿う形状に変位する。言い換えれば、弁本体51が押し上げられる。これにより、第2吸入孔20と第2圧縮室26とが連通し、第2吸入孔20を通じて第2圧縮室26に冷媒が供給される。他方、第2圧縮室26の圧力が吸入流路5f及び第2吸入管16の圧力を上回った場合、弁本体51が元の平らな形状に復帰する。これにより、第2吸入孔20が閉じられる。従って、第2圧縮室26に吸入された冷媒が第2吸入孔20を通じて吸入流路5f及び第2吸入管16に逆流することを防止できる。

【0050】

また、吸入逆止弁50は、(i)(ii)又は(iii)で特定される期間において、第2圧縮室26に吸入された冷媒が第2吸入孔20を通じて第2圧縮室26の外に逆流することを阻止する。(i)吸入逆止弁50は、第2圧縮室26が最大容積に達した時点から、第2圧縮室26が最小容積(0)に達する時点まで、逆流を阻止する。(ii)吸入逆止弁50は、第2圧縮室26が最大容積に達した時点から、圧縮された冷媒が第2吐出孔41を通じて第2圧縮室26の外に吐出され始める時点まで、逆流を阻止する。(iii)吸入逆止弁50は、第2圧縮室26が最大容積に達した時点から、シリンダ5とピストン8との接点がシャフト4の回転に伴って第2吸入孔20を通過する時点まで、逆流を阻止する。角度 θ が比較的大きい場合、吸入逆止弁50は(i)の動きをする。角度 θ が比較的小さい場合、吸入逆止弁50は(ii)又は(iii)の動きをする。

【0051】

本実施形態の吸入逆止弁50によれば、上記したいくつかの特徴的な構造により、吸入孔に逆止弁を設けることに基づく死容積の増大を抑制できる。つまり、吸入逆止弁50は、高い圧縮機効率の達成に寄与する。従って、本実施形態のロータリ圧縮機102を用いた冷凍サイクル装置100は、高いCOPを有する。

【0052】

なお、第2吸入孔20は、主軸受6又は副軸受7に形成されていてもよい。この場合、図3～図6を参照して説明した構造を有する吸入逆止弁50を主軸受6又は副軸受7に設けることができる。主軸受6(又は副軸受7)とシリンダ5との間にシリンダ5を閉じるための部材(閉塞部材)を設け、この部材に吸入逆止弁50を設けることもできる。

【0053】

吸入逆止弁50は、ロータリ圧縮機102に必須ではないが、圧縮機効率を改善するために、吸入逆止弁50を設けることが望ましい。

【0054】

次に、図7を参照して、ロータリ圧縮機の動作を時系列で説明する。図7中の角度は、シャフト4の回転角度を表している。なお、図7に示す角度は、あくまでも例示にすぎず、図7に示された角度で各行程が必ず開始又は終了するわけではない。第1圧縮室25に冷媒を吸入する行程は、シャフト4が0度の回転角度を占有するときから、概ね360度の回転角度を占有するときまで行われる。すなわち、第1圧縮室25に吸入される冷媒の量は、シャフト4が360度の回転角度を占有するときの第1圧縮室25の容積に等しい。

【0055】

第1圧縮室25に吸入された冷媒は、シャフト4の回転に伴って圧縮される。圧縮行程は、第1圧縮室25の圧力が密閉容器1の内部空間13の圧力を上回るまで続く。図7において、圧縮行程は、シャフト4が360度の回転角度を占有するときから、540度の回転角度を有するときまで行われている。圧縮された冷媒を第1圧縮室25の外に吐出する行程は、シリンダ5とピストン8との接点が第1吐出孔40を通過するまで行われる。図7において、吐出行程は、シャフト4が540度の回転角度を占有するときから、 $(630 + \alpha)$ 度の回転角度を占有するときまで行われている。「 α 」は、270度の角度位置から第2ペーン33が配置された第4角度位置T4までの角度を表す。

【 0 0 5 6 】

他方、第 2 圧縮室 2 6 に冷媒を吸入する行程は、シャフト 4 が $(270 + \alpha)$ 度の回転角度を占有するときから、 θ_2 度の回転角度を占有するときまで行われる。「 θ_2 」は、第 2 圧縮室 2 6 の容積が最大となるときのシャフト 4 の回転角度を表す。図 3 において、第 2 基準平面 P 2 が第 1 基準平面 P 1 に一致していると仮定すると、 θ_2 は、 α を用いて、 $(495 + \alpha / 2)$ で表される。第 2 圧縮室 2 6 に吸入される冷媒の量は、シャフト 4 が θ_2 度の回転角度を占有するときの第 2 圧縮室 2 6 の容積に等しい。

【 0 0 5 7 】

第 2 圧縮室 2 6 に吸入された冷媒は、シャフト 4 の回転に伴って圧縮される。圧縮行程は、第 2 圧縮室 2 6 の圧力が密閉容器 1 の内部空間 1 3 の圧力を上回るまで続く。図 7 において、圧縮行程は、シャフト 4 が θ_2 度の回転角度を占有するときから、630 度の回転角度を占有するときまで行われている。圧縮された冷媒を第 2 圧縮室 2 6 の外に吐出する行程は、シリンダ 5 とピストン 8 との接点が第 2 吐出孔 4 1 を通過するまで行われる。図 7 において、吐出行程は、シャフト 4 が 630 度の回転角度を占有するときから、720 度の回転角度を占有するときまで行われている。

【 0 0 5 8 】

第 1 圧縮室 2 5 の吸入容積及び第 2 圧縮室 2 6 の吸入容積について詳細に説明する。

【 0 0 5 9 】

図 8 A 及び図 9 A に参照例として示すように、第 2 基準平面 P 2 が第 1 基準平面 P 1 に一致していると仮定する。他方、図 8 B 及び図 9 B に示すように、本実施形態では、第 1 基準平面 P 1 に対して第 2 基準平面 P 2 が傾いている。

【 0 0 6 0 】

図 8 A 及び図 8 B にドットで示された部分の面積がそれぞれ第 1 圧縮室 2 5 の吸入容積を表している。本実施形態（図 8 B）における第 1 圧縮室 2 5 の吸入容積は、参照例（図 8 A）における第 1 圧縮室 2 5 の吸入容積に等しい。より厳密には、第 1 圧縮室 2 5 の吸入容積は、ピストン 8 とシリンダ 5 との接点（可動円 8 a と固定円 5 a との接点）が第 1 吸入孔 1 9（図 3 参照）を通過した瞬間、すなわち、圧縮行程が始まる瞬間における第 1 圧縮室 2 5 の容積に等しい。その瞬間において、シャフト 4 は、例えば、30 度の回転角度を占有している。

【 0 0 6 1 】

図 9 A 及び図 9 B において、シャフト 4 は、 θ_2 度の回転角度を占有している。ただし、第 2 圧縮室 2 6 の容積が最大となるときの角度 θ_2 は、参照例と本実施形態とで相違している。図 9 A 及び図 9 B にドットで示された部分の面積がそれぞれ第 2 圧縮室 2 6 の吸入容積を表している。本実施形態（図 9 B）における第 2 圧縮室 2 6 の吸入容積は、参照例（図 9 A）における第 2 圧縮室 2 6 の吸入容積よりも大きい。このように、本実施形態によれば、第 1 圧縮室 2 5 の吸入容積を減らすことなく、第 2 圧縮室 2 6 の吸入容積を増やすことができる。なお、吸入逆止弁 5 0 が設けられている場合、第 2 圧縮室 2 6 の吸入容積は、第 2 圧縮室 2 6 の最大の容積に等しい。仮に、第 1 吸入孔 1 9 に吸入逆止弁が設けられている場合、第 1 圧縮室 2 5 の吸入容積は、第 1 圧縮室 2 5 の最大の容積に等しい。

【 0 0 6 2 】

図 1 0 は、第 1 基準平面 P 1 に対する第 2 基準平面 P 2 の傾き角度 ξ と第 2 圧縮室 2 6 の吸入容積の増加率との関係を示すグラフである。吸入容積の増加率は、図 9 A に示す参照例における第 2 圧縮室 2 6 の吸入容積に対する比率で表されている。傾き角度 ξ が大きくなればなるほど、第 2 圧縮室 2 6 の吸入容積は増える。第 2 圧縮室 2 6 の吸入容積を増やす効果は、傾き角度 ξ が 0 度よりも大きければ得られる。傾き角度 ξ の上限値も特に限定されない。ロータリ圧縮機 1 0 2 の信頼性、設計上の制限等を考慮すると、傾き角度 ξ の上限値は、例えば 20 度である。具体的には、傾き角度 ξ を 0 度より大きく、5 度以下の範囲又は 1 度より大きく、5 度以下の範囲に設定しうる。

【 0 0 6 3 】

次に、第 1 圧縮室 2 5 から第 1 吸入管 1 4 への冷媒の逆流を抑制する効果について詳細に説明する。

【 0 0 6 4 】

第 1 基準位置 T 1 から第 4 基準位置 T 4 までの角度 θ が 2 7 0 度以上に設定されている場合、第 1 圧縮室 2 5 から第 1 吸入管 1 4 への冷媒の逆流量は少ない。そのため、第 1 吸入孔 1 9 に必ずしも逆止弁を設ける必要がない。ただし、第 1 吸入孔 1 9 を通じて第 1 圧縮室 2 5 から第 1 吸入管 1 4 に逆流する冷媒は僅かながら存在する。この逆流によって生じた脈動が、騒音及び振動の問題を引き起こす可能性がある。

【 0 0 6 5 】

図 1 1 A に示すように、シャフト 4 が θ_1 度の回転角度を占有するとき、第 1 圧縮室 2 5 は最大容積を有する。図 1 1 B に示すように、シャフト 4 が 0 度の回転角度を占有するとき、第 1 圧縮室 2 5 の容積は吸入容積に等しい。第 1 圧縮室 2 5 から第 1 吸入管 1 4 に逆流する冷媒の量は、第 1 圧縮室 2 5 の最大容積から第 1 圧縮室 2 5 の吸入容積を減じた容積に等しい。なお、「 θ_1 」は、3 6 0 度 (= 0 度) よりも小さい。第 2 基準平面 P 2 が第 1 基準平面 P 1 に一致していると仮定すると、 θ_1 は、 α を用いて、 $(270 + \alpha / 2)$ で表される。

【 0 0 6 6 】

冷媒の逆流量を減らすためには、第 1 角度位置 T 1 から第 4 角度位置 T 4 までの角度 θ を大きくすることが必要である。しかし、角度 θ を大きくすると、第 2 圧縮室 2 6 の吸入容積が減少する。第 1 圧縮室 2 5 の吸入容積に対する第 2 圧縮室 2 6 の吸入容積の適切な比率は、冷凍サイクル装置 1 0 0 の用途等に応じて決まる。そのため、第 2 圧縮室 2 6 の吸入容積の減少を容認できない場合も考えられる。

【 0 0 6 7 】

本実施形態によれば、第 1 基準平面 P 1 に対して第 2 基準平面 P 2 が傾くように第 1 ベーン溝 3 4 が形成されている、つまり、第 1 ベーン 3 2 の姿勢が適切に調節されている。そのため、第 1 角度位置 T 1 から第 4 角度位置 T 4 までの角度 θ を大きくすることなく、第 2 圧縮室 2 6 の吸入容積を増やすことができる。ゆえに、第 2 圧縮室 2 6 の吸入容積を十分に確保しつつ、第 1 圧縮室 2 5 から第 1 吸入管 1 4 への冷媒の逆流を抑制できる。

【 0 0 6 8 】

(変形例)

図 1 2 は、変形例に係るロータリ圧縮機の縦断面図である。ロータリ圧縮機 2 0 2 は、図 2 に示すロータリ圧縮機 1 0 2 にシリンダ等の部品を追加した構造を有する。本変形例において、図 2 に示す圧縮機構 3、シリンダ 5、ピストン 8 及び偏心部 4 a をそれぞれ第 1 圧縮機構 3、第 1 シリンダ 5、第 1 ピストン 8 及び第 1 偏心部 4 a と定義する。第 1 圧縮機構 3 の詳細な構造は、図 2 ~ 図 6 を参照して説明した通りである。

【 0 0 6 9 】

図 1 2 及び図 1 3 に示すように、ロータリ圧縮機 2 0 2 は、第 1 圧縮機構 3 に加えて第 2 圧縮機構 3 0 を備えている。第 2 圧縮機構 3 0 は、第 2 シリンダ 6 5、中板 6 6、第 2 ピストン 6 8、副軸受 6 7、マフラー 7 0、第 3 ベーン 7 2、第 3 吸入孔 6 9、第 3 吐出孔 7 3 を有する。第 2 シリンダ 6 5 は、第 1 シリンダ 5 に対して同心円状に配置されており、中板 6 6 によって第 1 シリンダ 5 から隔てられている。

【 0 0 7 0 】

シャフト 4 は、半径方向の外向きに突出した第 2 偏心部 4 b を有する。第 2 ピストン 6 8 は、第 2 シリンダ 6 5 の内部に配置されている。第 2 シリンダ 6 5 の内部において、第 2 ピストン 6 8 はシャフト 4 の第 2 偏心部 4 b に取り付けられている。中板 6 6 は、第 1 シリンダ 5 と第 2 シリンダ 6 5 との間に配置されている。第 2 シリンダ 6 5 には、ベーン溝 7 4 が形成されている。ベーン溝 7 4 には、第 2 ピストン 6 8 の外周面に接する先端を有する第 3 ベーン 7 2 (ブレード) がスライドできるように取り付けられている。第 3 ベーン 7 2 は、第 2 シリンダ 6 5 と第 2 ピストン 6 8 との間の空間を第 2 ピストン 6 8 の周方向に沿って仕切っている。これにより、第 2 シリンダ 6 5 の内部に第 3 圧縮室 7 1 が形

10

20

30

40

50

成されている。第2ピストン68と第3ペーン72とが単一の部品、いわゆるスイングピストンで構成されていてもよい。また、第3ペーン72が第2ピストン68に結合していてもよい。第3ペーン72の背後には、シャフト4の中心に向かって第3ペーン72を押している第3ばね76が配置されている。

【0071】

第3吸入孔69は、第3圧縮室71で圧縮すべき冷媒を第3圧縮室71に導く。第3吸入孔69には、第3吸入管64が接続されている。第3吐出孔73は、副軸受67を貫いてマフラー70の内部空間に向かって開口している。第3圧縮室71で圧縮された冷媒は、第3吐出孔73を通して、第3圧縮室71から第3圧縮室71の外、具体的には、マフラー70の内部空間に導かれる。主軸受6、第1シリンダ5、中板66、第2シリンダ65及び副軸受67をシャフト4の軸方向に貫通している流路63を通して、マフラー70の内部空間から密閉容器1の内部空間13に冷媒が導かれる。流路63は、密閉容器1の内部空間13に向かって開口していてもよいし、マフラー9の内部空間に向かって開口していてもよい。

【0072】

以上のように、第2圧縮機構30は、ペーンを1つのみ有する通常のローリングピストン型圧縮機の圧縮機構と同じ構造を有している。

【0073】

ロータリ圧縮機202において、第2シリンダ65の高さ、内径及び外径は、それぞれ、第1シリンダ5の高さ、内径及び外径に等しい。第1ピストン8の外径は、第2ピストン68の外径に等しい。第2シリンダ65の内部には第3圧縮室71のみが形成されているので、第1圧縮室25が第3圧縮室71の容積よりも小さい容積を有する。つまり、第1圧縮機構3と第2圧縮機構30との間で部品を共通化することにより、コストの低減及び組立容易性の向上を図ることができる。

【0074】

本変形例によれば、シャフト4の軸方向に関して、第1圧縮機構3が上側、第2圧縮機構30が下側に配置されている。第1圧縮機構3で圧縮された冷媒は、主軸受6に設けられた吐出孔40及び41を通してマフラー9の内部空間に導かれる。第1圧縮機構3は、2つの吐出孔40及び41を有している。そのため、吐出孔40及び41から密閉容器1の内部空間13までの距離をなるべく短くし、これにより、吐出孔40及び41での冷媒の圧力損失をなるべく低減することが望ましい。この観点から、第1圧縮機構3が軸方向の上側に配置されていることが好ましい。

【0075】

しかし、他の観点から、第1圧縮機構3は軸方向の下側に配置されていてもよい。その理由は次の通りである。モータ2に近づけば近づくほど密閉容器1の内部の温度は高い。つまり、ロータリ圧縮機202の動作時において、主軸受6は副軸受67及びマフラー70の温度よりも高い温度を有する。そのため、第1圧縮機構3が上側に配置され、第2圧縮機構30が下側に配置されている場合、第2圧縮室26に導かれるべき冷媒が加熱されやすい。すると、第2圧縮室26で圧縮されるべき冷媒の質量流量が減少するので、インジェクションによる効果も減少する。より高いインジェクション効果を得るために、第2圧縮室26を有する第1圧縮機構3が下側に配置され、第2圧縮機構30が上側に配置されていてもよい。

【0076】

図12に示すように、シャフト4の回転方向に関して、第1偏心部4aの突出方向と第2偏心部4bの突出方向との角度差が180度である。言い換えれば、第1ピストン8と第2ピストン68との位相差がシャフト4の回転方向に関して180度である。さらに言い換えれば、第1ピストン8の上死点のタイミングが第2ピストン68の上死点のタイミングから180度ずれている。このような構成によれば、第1ピストン8の回転に基づいて発生する振動を第2ピストン68の回転によって打ち消すことができる。また、第1圧縮室25の圧縮行程と第3圧縮室71の圧縮行程とが概ね交互に行われるとともに、第1

10

20

30

40

50

圧縮室 25 の吐出行程と第 3 圧縮室 71 の吐出行程とが概ね交互に行われる。従って、シャフト 4 のトルク変動を小さくできるためモータ損失及び機械損失の低減に有利である。また、ロータリ圧縮機 202 の振動及び騒音も低減できる。なお、「ピストンの上死点のタイミング」とは、ピストンによってペーンがペーン溝に最大限に押し込まれたタイミングを意味する。

【0077】

ロータリ圧縮機 202 を図 1 に示す冷凍サイクル装置 100 に使用する場合、次のような構成を採用できる。冷凍サイクル装置 100 は、蒸発器としての第 1 熱交換器 104 又は第 2 熱交換器 112 から流出した冷媒をロータリ圧縮機 202 の第 1 吸入孔 19 に導く吸入流路 10d を有する。図 12 に示すように、第 1 熱交換器 104 又は第 2 熱交換器 112 から流出した冷媒がロータリ圧縮機 202 の第 1 吸入孔 19 及び第 3 吸入孔 69 の両方に導かれるように、吸入流路 10d は、第 1 吸入孔 19 に向かって延びる分岐部分 14 と、第 3 吸入孔 69 に向かって延びる分岐部分 64 とを含む。本実施形態では、第 1 吸入管 14 が分岐部分 14 を構成し、第 3 吸入管 64 が分岐部分 64 を構成している。このような構成によれば、第 1 圧縮室 25 及び第 3 圧縮室 71 に冷媒をスムーズに導くことができる。なお、吸入流路 10d が密閉容器 1 の内部で分岐していてもよい。

【0078】

(第 2 実施形態)

図 14 は、第 2 実施形態に係る冷凍サイクル装置の構成図である。本実施形態の冷凍サイクル装置 200 は、インジェクションを 2 段階で行う点で第 1 実施形態の冷凍サイクル装置 100 と相違する。インジェクションを 2 段階で行うので、冷凍サイクル装置 200 を暖房又は給湯の用途で使用する場合に特に高い効果が得られる。以下、第 1 実施形態で説明した構成要素には、同一の参照符号を付し、その説明を省略する。

【0079】

冷凍サイクル装置 200 は、ロータリ圧縮機 302、第 1 熱交換器 104、第 1 膨張機構 106、第 1 気液分離器 108、第 2 膨張機構 110、第 2 気液分離器 109、第 3 膨張機構 111 及び第 2 熱交換器 112 を備えている。これらの構成要素は、冷媒回路 10 を形成するように、流路 10a ~ 10e によって上記の順番に環状に接続されている。冷媒回路 10 には、冷媒の流れ方向を切り替えることができる切り替え機構として、四方弁 116 が設けられている。

【0080】

第 1 膨張機構 106 は、放熱器としての第 1 熱交換器 104 で冷却された冷媒を膨張させる。第 1 気液分離器 108 は、第 1 膨張機構 106 で膨張した冷媒を気相の冷媒と液相の冷媒とに分離する。第 2 膨張機構 110 は、第 1 気液分離器 108 で分離された液相の冷媒を膨張させる。第 2 気液分離器 109 は、第 2 膨張機構 110 で膨張した冷媒を気相の冷媒と液相の冷媒とに分離する。第 3 膨張機構 111 は、第 2 気液分離器 109 で分離された液相の冷媒を膨張させる。第 3 膨張機構 111 を通過した冷媒は、蒸発器としての第 2 熱交換器 112 に流入する。四方弁 116 の機能により、上記と逆の方向にも冷媒を流すことができる。

【0081】

ロータリ圧縮機 302 は、第 1 吸入孔 19、第 2 吸入孔 20、第 3 吸入孔 23 及び第 4 吸入孔 24 を有する。吸入流路 10d は、第 1 熱交換器 104 又は第 2 熱交換器 112 から流出した冷媒をロータリ圧縮機 302 の第 1 吸入孔 19 及び第 3 吸入孔 23 にそれぞれ導く。

【0082】

冷凍サイクル装置 200 は、さらに、第 1 インジェクション流路 10j 及び第 2 インジェクション流路 10k を備えている。第 1 インジェクション流路 10j は、第 1 気液分離器 108 に接続された一端とロータリ圧縮機 302 に接続された他端とを有し、第 1 気液分離器 108 で分離された気相の冷媒をロータリ圧縮機 302 に導く。第 2 インジェクション流路 10k は、第 2 気液分離器 109 に接続された一端とロータリ圧縮機 302 に接

続された他端とを有し、第２気液分離器１０９で分離された気相の冷媒をロータリ圧縮機３０２に導く。

【００８３】

本実施形態の冷凍サイクル装置２００は、第１気液分離器１０８及び第１インジェクション流路１０ｊに加えて、第２気液分離器１０９及び第２インジェクション経路１０ｋを有している点で第１実施形態の冷凍サイクル装置１００と相違する。また、第２実施形態の冷凍サイクル装置２００に使用されたロータリ圧縮機３０２は、２段階でインジェクションを行えるように構成されている。

【００８４】

図１５、図１６Ａ及び図１６Ｂに示すように、ロータリ圧縮機３０２は、第１実施形態で説明した圧縮機構３と、圧縮機構３と同じ構造を有する第２圧縮機構９０とを備えている。第１実施形態で説明したロータリ圧縮機１０２の圧縮機構３、シリンダ５、ピストン８及び偏心部４ａをそれぞれ第１圧縮機構３、第１シリンダ５、第１ピストン８及び第１偏心部４ａと定義する。

【００８５】

図１５及び図１６Ｂに示すように、第２圧縮機構９０は、第２シリンダ７５、第２ピストン７８、第３ベーン９２、第４ベーン９３、第３吸入孔２３、第３吐出孔４５、第３吐出弁４７、第４吸入孔２４、第４吐出孔４６、第４吐出弁４８及び第２吸入逆止弁５６を有する。第２圧縮機構９０は、第１圧縮機構３と基本的に同じ構造を有する。シャフト４を共有するように、第１圧縮機構３に対して第２圧縮機構９０が同心円状に配置されている。

【００８６】

すなわち、第１圧縮機構３の第１シリンダ５、第１ピストン８、第１ベーン３２、第２ベーン３３、第１吸入孔１９、第１吐出孔４０、第１吐出弁４３、第２吸入孔２０、第２吐出孔４１、第２吐出弁４４及び第１吸入逆止弁５０が、それぞれ、第２圧縮機構９０の第２シリンダ７５、第２ピストン７８、第３ベーン９２、第４ベーン９３、第３吸入孔２３、第３吐出孔４５、第３吐出弁４７、第４吸入孔２４、第４吐出孔４６、第４吐出弁４８及び第２吸入逆止弁５６に対応している。また、第１圧縮機構３の第１ベーン溝３４、第１ばね３６、第２ベーン溝３５及び第２ばね３７が、それぞれ、第２圧縮機構９０の第３ベーン溝９４、第３ばね９６、第４ベーン溝９５及び第４ばね９７に対応している。さらに、第１圧縮機構３の第１圧縮室２５及び第２圧縮室２６が、それぞれ、第２圧縮機構９０の第３圧縮室２７及び第４圧縮室２８に対応している。さらに、ロータリ圧縮機１０２の第１吸入管１４及び第２吸入管１６が、それぞれ、ロータリ圧縮機３０２の第３吸入管８４及び第４吸入管８６に対応している。第１圧縮機構３に関する全ての構造及びその説明は、第２圧縮機構９０のそれらに援用できる。

【００８７】

なお、図１７に示すように、第３ベーン９２の先端がシャフト４の回転軸Ｏの方向を向くように、第３ベーン溝９４が形成されていてもよい。すなわち、シャフト４の回転軸Ｏに平行、かつ第３ベーン溝９４の幅方向の中心を通る仮想的な平面が、シャフト４の回転軸Ｏを含むように、第３ベーン溝９４が形成されていてもよい。

【００８８】

ロータリ圧縮機３０２によれば、シャフト４の回転方向に関して、第１偏心部４ａの突出方向と第２偏心部４ｂの突出方向との角度差が１８０度である。言い換えれば、第１ピストン８と第２ピストン７８との位相差がシャフト４の回転方向に関して１８０度である。この構成に基づく効果は、図１２に示すロータリ圧縮機２０２に関して説明した通りである。

【００８９】

第１インジェクション流路１０ｊは、第１気液分離器１０８で分離された気相の冷媒をロータリ圧縮機３０２の第２吸入孔２０に導く。第２インジェクション流路１０ｋは、第２気液分離器１０９で分離された気相の冷媒をロータリ圧縮機３０２の第４吸入孔２４に

導く。第 1 圧縮機構 3 及び第 2 圧縮機構 90 の両方が中間圧を有する冷媒を圧縮できるので、ロータリ圧縮機 302 の更なる効率の向上を期待できる。

【0090】

(変形例)

第 1 圧縮室 25 は、第 3 圧縮室 27 の容積と異なる容積を有していてもよい。また、第 2 圧縮室 26 は、第 4 圧縮室 28 の容積と異なる容積を有していてもよい。例えば、図 18 に示す変形例では、第 2 シリンダ 75 の厚み H_2 が第 1 シリンダ 5 の厚み H_1 よりも大きい。そのため、第 4 圧縮室 28 (第 2 インジェクション圧縮室) が第 2 圧縮室 26 (第 1 インジェクション圧縮室) の容積よりも大きい容積を有する。この場合、第 2 圧縮室 26 に高圧側のインジェクション流路 (例えば第 1 インジェクション流路 10j) から冷媒を供給し、第 4 圧縮室 28 に低圧側のインジェクション流路 (例えば第 2 インジェクション流路 10k) から冷媒を供給できる。つまり、相対的に大きい容積を有する第 4 圧縮室 28 で相対的に低い圧力の冷媒を圧縮し、相対的に小さい容積を有する第 2 圧縮室 26 で相対的に高い圧力の冷媒を圧縮する。このようにすれば、第 2 圧縮室 26 及び第 4 圧縮室 28 が、それぞれ、第 1 気液分離器 108 及び第 2 気液分離器 109 で生成したガス冷媒を過不足なく吸入できる。ガス冷媒が過不足なくロータリ圧縮機 302 にインジェクションされることにより、冷凍サイクル装置 200 を高い効率で運転することが可能となる。

【0091】

第 2 圧縮室 26 の容積に対する第 4 圧縮室 28 の容積の比率は、冷媒の種類、冷凍サイクル装置 100 の用途等に左右されるので一概には決まらない。一例として、第 2 圧縮室 26 の容積を V_1 、第 4 圧縮室 28 の容積を V_2 とすると、容積 V_1 及び V_2 が 1.1 (V_2/V_1) 30 を満たすように、圧縮機構 3 及び 90 の設計を行なえる。なお、圧縮室の容積は、シリンダの高さ、シリンダの内径、ピストンの外径、シャフトの偏心部の突出量等の様々な設計値の変更によって調節できる。もちろん、2つのベーンの位置関係を変更することによっても圧縮室の容積を調節できる。シリンダの高さ、シリンダの内径、ピストンの外径及びシャフトの偏心部の突出量から選ばれる少なくとも1つの設計値を第 1 圧縮機構 3 と第 2 圧縮機構 90 との間で異ならせることにより、第 2 圧縮室 26 の容積及び第 4 圧縮室 28 の容積を上記した関係に調節する場合、ベーンの位置を変更することなく圧縮室の容積を最適化できる。

【0092】

図 14 に示す冷凍サイクル装置 200 によれば、四方弁 116 を制御することにより冷媒の流れ方向が切り替わる。従って、図 19 に示すように、第 1 インジェクション流路 10j の冷媒をロータリ圧縮機 302 の第 2 吸入孔 20 及び第 4 吸入孔 24 から選ばれる一方に導くことができ、かつ第 2 インジェクション流路 10k の冷媒をロータリ圧縮機 302 の第 2 吸入孔 20 及び第 4 吸入孔 24 から選ばれる他方に導くことができるように流路切替部 122 を設けることができる。

【0093】

流路切替部 122 は、第 1 三方弁 118、第 2 三方弁 119、第 1 バイパス流路 120 及び第 2 バイパス流路 121 を有する。第 1 三方弁 118 は、第 1 インジェクション流路 10j 上に設けられている。第 2 三方弁 119 は、第 2 インジェクション流路 10k 上に設けられている。第 1 バイパス流路 120 は、第 1 三方弁 118 の1つの出口と第 2 インジェクション流路 10k とを接続している。第 2 バイパス流路 121 は、第 2 三方弁 119 の1つの出口と第 1 インジェクション流路 10j とを接続している。三方弁 118 及び 119 を実線で示されるように制御すると、第 1 インジェクション流路 10j の冷媒が第 2 吸入孔 20 に導かれ、かつ第 2 インジェクション流路 10k の冷媒が第 4 吸入孔 24 に導かれる。三方弁 118 及び 119 を破線で示されるように制御すると、第 1 インジェクション流路 10j の冷媒が第 4 吸入孔 24 に導かれ、かつ第 2 インジェクション流路 10k の冷媒が第 2 吸入孔 20 に導かれる。このようにすれば、冷媒の流れ方向が変わったとしても、第 2 圧縮室 26 及び第 4 圧縮室 28 のそれぞれに適切な圧力の冷媒を供給できる。

【産業上の利用可能性】

【0094】

本発明の冷凍サイクル装置は、給湯機、温水暖房装置及び空気調和装置等に利用できる。

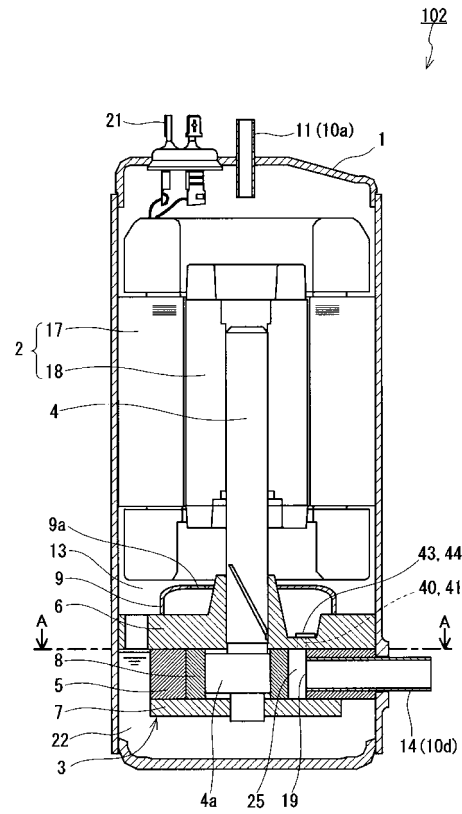
【符号の説明】

【0095】

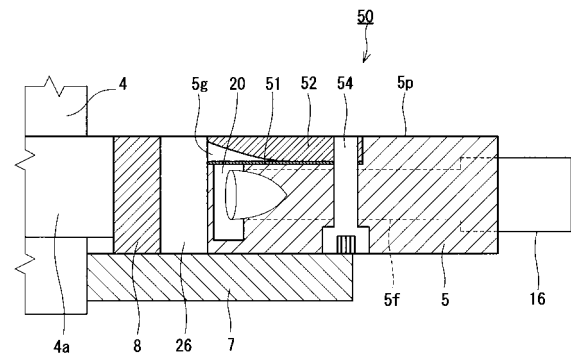
1	密閉容器	
2	モータ	
3	圧縮機構	
30, 90	第2圧縮機構	10
4	シャフト	
4a, 4b	偏心部	
5	シリンダ	
5a	シリンダの内周面をなす固定円	
65, 75	第2シリンダ	
5g	溝	
6	主軸受	
7, 67	副軸受	
8	ピストン	
8a	ピストンの外周面をなす可動円	20
68, 78	第2ピストン	
9, 70	マフラー	
10a ~ 10e	流路	
10j	インジェクション流路	
10k	第2インジェクション流路	
11	吐出管	
13	内部空間	
14	第1吸入管	
16	第2吸入管	
19	第1吸入孔	30
20	第2吸入孔	
23, 69	第3吸入孔	
24	第4吸入孔	
25	第1圧縮室	
26	第2圧縮室	
27, 71	第3圧縮室	
28	第4圧縮室	
32	第1ベーン	
33	第2ベーン	
34	第1ベーン溝	40
35	第2ベーン溝	
40	第1吐出孔	
41	第2吐出孔	
43	第1吐出弁	
44	第2吐出弁	
45, 73	第3吐出孔	
46	第4吐出孔	
47	第3吐出弁	
48	第4吐出弁	
50, 56	吸入逆止弁	50

5 1	弁本体	
5 1 p	弁本体の表面	
5 1 q	弁本体の裏面	
5 2	弁止め	
5 2 q	支持面	
8 4	第 3 吸入管	
8 6	第 4 吸入管	
7 2 , 9 2	第 3 ベーン	
9 3	第 4 ベーン	
9 4	第 3 ベーン溝	10
9 5	第 4 ベーン溝	
1 0 0 , 2 0 0	冷凍サイクル装置	
1 0 2 , 2 0 2 , 3 0 2	ロータリ圧縮機	
1 0 4	第 1 熱交換器	
1 0 6	第 1 膨張機構	
1 0 8	第 1 気液分離器	
1 0 9	第 2 気液分離器	
1 1 0	第 2 膨張機構	
1 1 1	第 3 膨張機構	
1 1 2	第 2 熱交換器	20
1 1 6	四方弁	
P 1	第 1 基準平面	
P 2	第 2 基準平面	
P 3	第 3 基準平面	
T 1	第 1 角度位置	
T 2	第 2 角度位置	
T 3	第 3 角度位置	
T 4	第 4 角度位置	
O	回転軸	

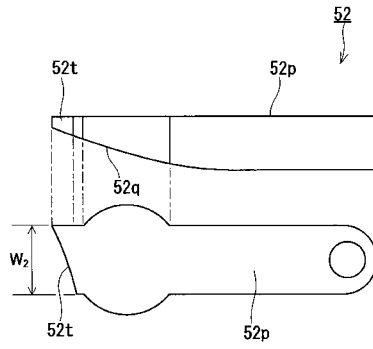
【 図 2 】



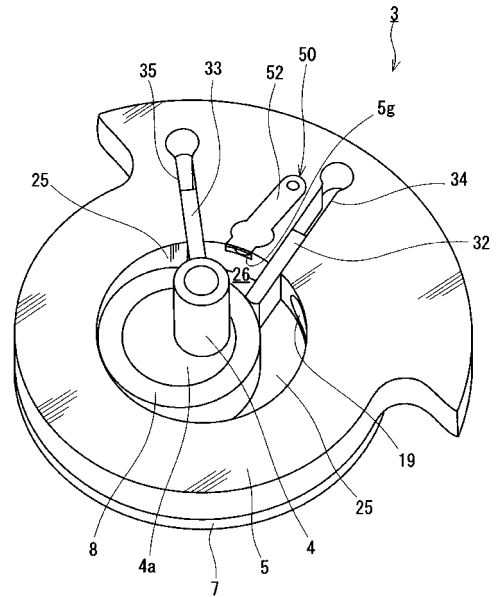
【 図 4 】



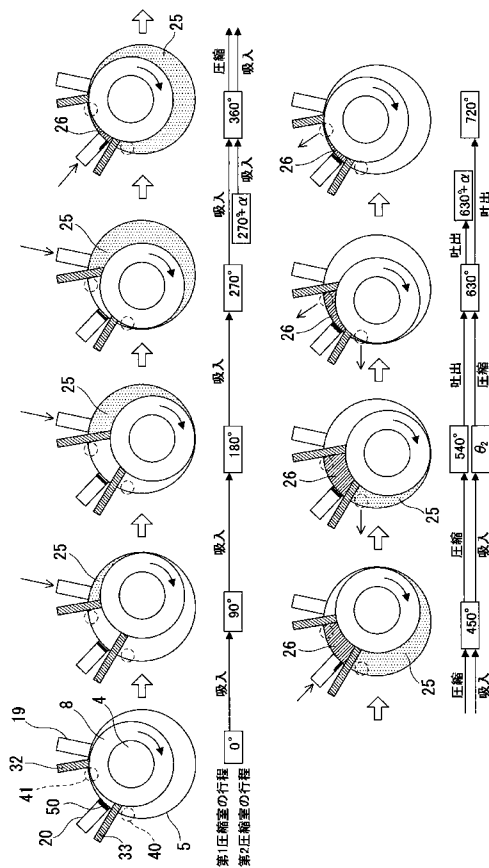
【図 5 B】



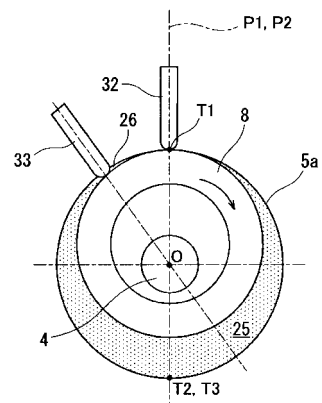
【図 6】



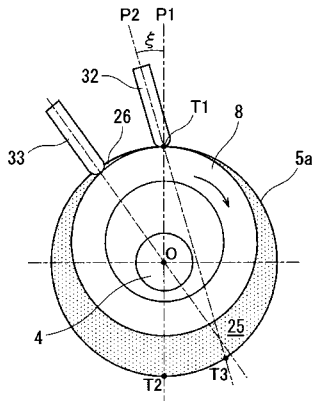
【図 7】



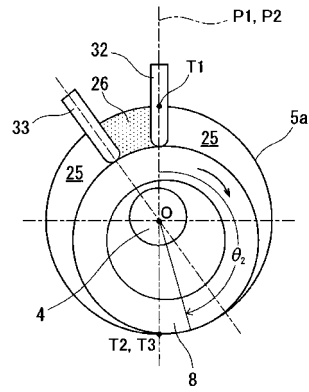
【図 8 A】



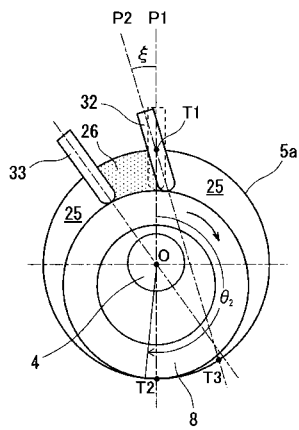
【図 8 B】



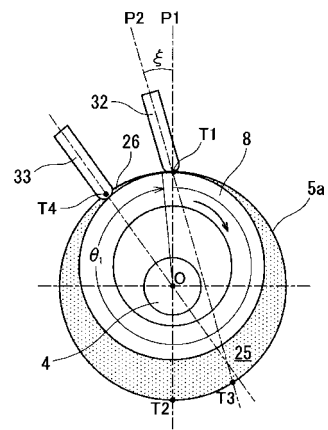
【図 9 A】



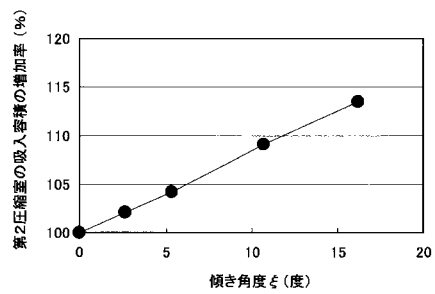
【図 9 B】



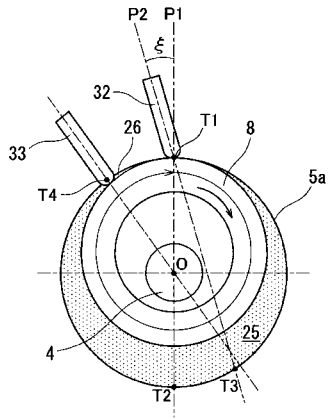
【図 11 A】



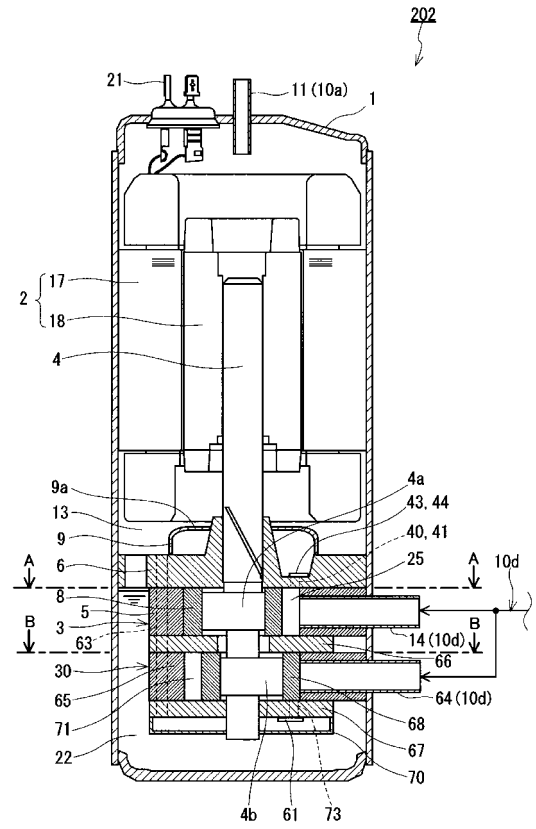
【図 10】



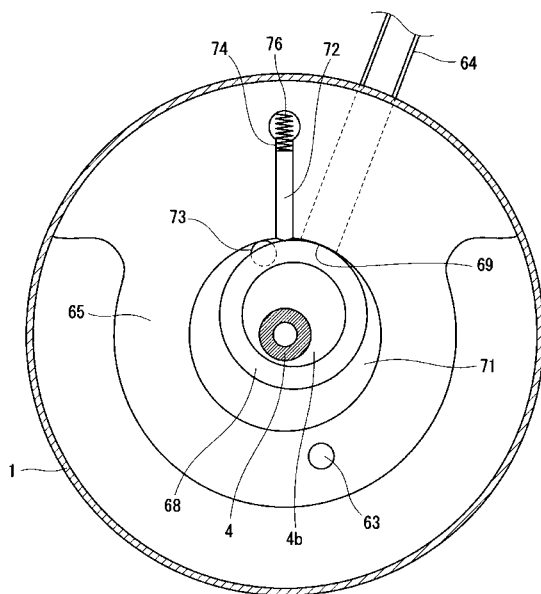
【図 1 1 B】



【図 1 2】

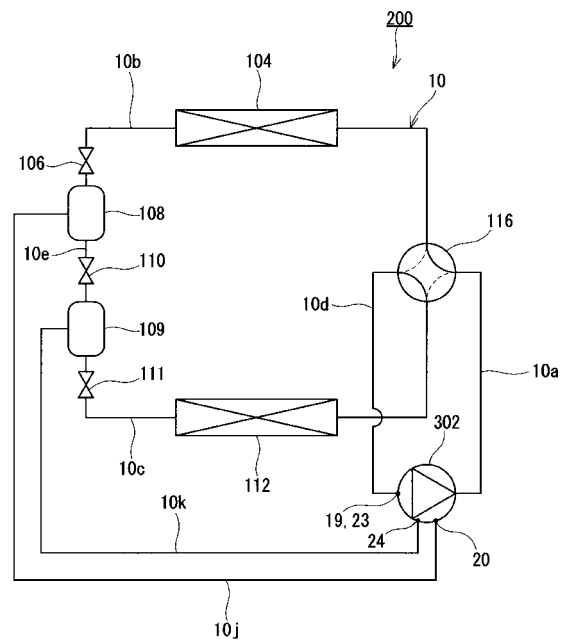


【図 1 3】

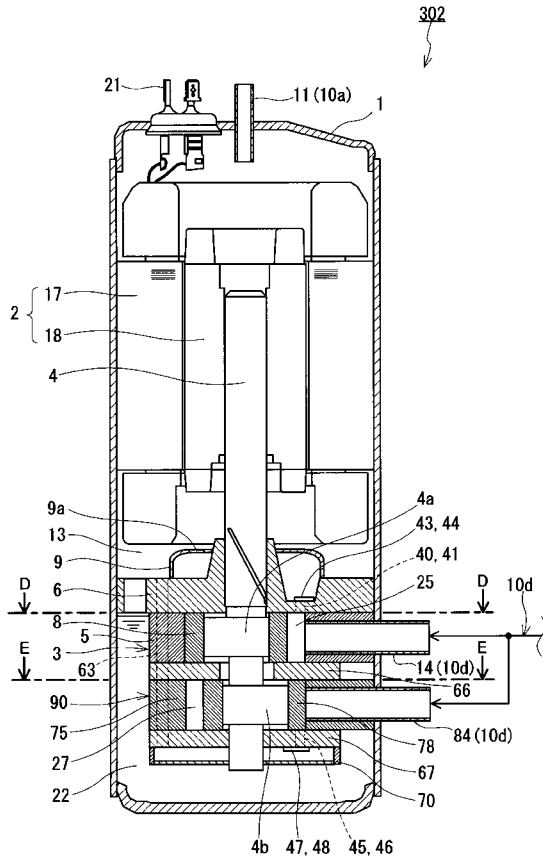


B-B

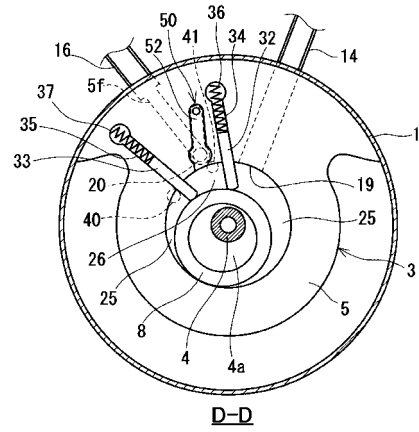
【図 1 4】



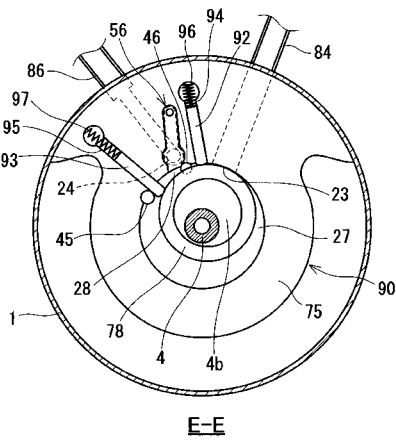
【図 15】



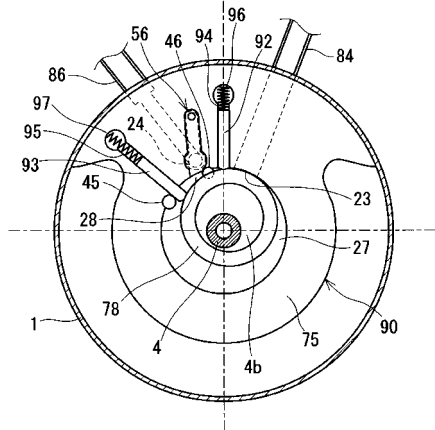
【図 16 A】



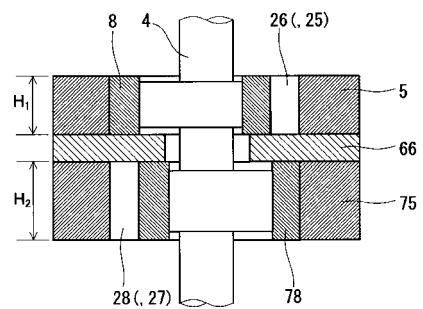
【図 16 B】



【図 17】



【図 18】



【圖 20】

