

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2020年3月19日(19.03.2020)



(10) 国際公開番号

WO 2020/054071 A1

(51) 国際特許分類:

F04C 29/06 (2006.01) *F04C 23/00* (2006.01)
F04C 18/356 (2006.01)

(21) 国際出願番号:

PCT/JP2018/034269

(22) 国際出願日:

2018年9月14日(14.09.2018)

(25) 国際出願の言語:

日本語

(26) 国際公開の言語:

日本語

(71) 出願人: 東芝キャリア株式会社 (TOSHIBA CARRIER CORPORATION) [JP/JP]; 〒2128585 神奈川県川崎市幸区堀川町7番地34 Kanagawa (JP).

(72) 発明者: 平山 卓也 (HIRAYAMA, Takuya); 〒4168521 静岡県富士市蓼原336番地

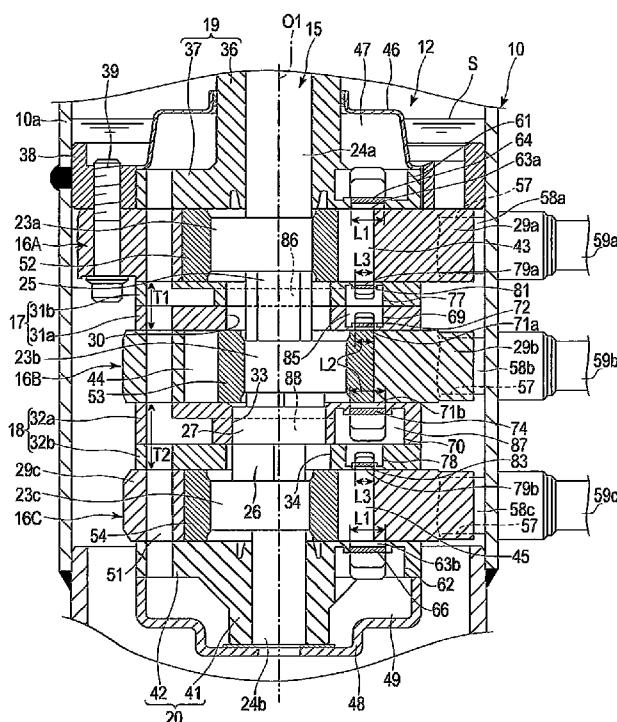
東芝キャリア株式会社内 Shizuoka (JP). 志田 勝吾 (SHIDA, Shogo); 〒4168521 静岡県富士市蓼原336番地 東芝キャリア株式会社内 Shizuoka (JP).

(74) 代理人: 特許業務法人スズエ国際特許事務所 (S & S INTERNATIONAL PPC); 〒1050001 東京都港区虎ノ門一丁目12番9号 スズエ・アンド・スズエビル Tokyo (JP).

(81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, KE, KG, KH,

(54) Title: ROTARY COMPRESSOR AND REFRIGERATION CYCLE DEVICE

(54) 発明の名称: ロータリコンプレッサおよび冷凍サイクル装置



(57) Abstract: This rotary compressor comprises a compression mechanism part accommodated in an airtight container. The compression mechanism part includes at least three cylinder bodies interposed between a first bearing and a second bearing that support a rotating shaft, a plurality of partition plates provided between adjacent cylinder bodies, and a plurality of rollers that compress a working fluid within cylinder chambers of the cylinder bodies. At least three cylinder chambers are partitioned by an end plate of the first bearing, an end plate of the second bearing, and the partition plates.

[続葉有]

KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY,
MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ,
NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT,
QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL,
SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA,
UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

- (84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類：

- 一 国際調査報告（条約第21条(3)）

The end plates of the first and second bearings have first discharge ports through which the working fluid compressed in the cylinder chambers of the cylinder bodies adjacent to each of the end plates is discharged to a first muffler chamber and a second muffler chamber. Each of the plurality of partition plates that flank an intermediate cylinder body positioned between cylinder bodies adjacent to the end plates has an intermediate muffler chamber into which the working fluid flows, and a second discharge port through which the working fluid compressed in the cylinder chamber of the intermediate cylinder body is discharged to the intermediate muffler chamber.

(57) 要約：ロータリコンプレッサは、密閉容器に收容された圧縮機構部を備えている。圧縮機構部は、回転軸を支持する第1の軸受と第2の軸受との間に介在された少なくとも三つのシリンダボディと、隣り合うシリンダボディの間に設けられた複数の仕切板と、シリンダボディのシリンダ室内で作動流体を圧縮する複数のローラと、を含み、少なくとも三つのシリンダ室が第1の軸受の端板、第2の軸受の端板および仕切板によって仕切られている。第1および第2の軸受の端板は、夫々端板と隣り合うシリンダボディのシリンダ室で圧縮された作動流体を1の消音室および第2の消音室に吐出する第1の吐出ポートを有する。端板と隣り合うシリンダボディの間に位置された中間のシリンダボディを挟む複数の仕切板は、夫々作動流体が流れる中間消音室と、中間のシリンダボディのシリンダ室で圧縮された作動流体を中間消音室に吐出する第2の吐出ポートと、を有する。

明 細 書

発明の名称：ロータリコンプレッサおよび冷凍サイクル装置

技術分野

[0001] 本発明の実施形態は、多気筒形のロータリコンプレッサおよび当該ロータリコンプレッサを備えた冷凍サイクル装置に関する。

背景技術

[0002] 近年、冷媒の圧縮能力を高めるため、三組の冷媒圧縮部を回転軸の軸方向に配列した3シリンダ形ロータリコンプレッサが開発されている。三組の冷媒圧縮部は、回転軸を支持する一対の軸受の間に介在されているとともに、回転軸の軸方向に隣り合う冷媒圧縮部の間に仕切板が設けられている。

[0003] さらに、三組の冷媒圧縮部は、夫々回転軸が貫通するシリンダ室を有している。シリンダ室は、前記仕切板および一対の軸受が有する端板により回転軸の軸方向に仕切られているとともに、各シリンダ室にローラが収容されている。ローラは、回転軸と一体的にシリンダ室内で偏心回転することにより、シリンダ室に吸い込まれた冷媒を圧縮する。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開2014-190175号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0005] シリンダ室で圧縮された冷媒は、夫々吐出ポートを通じて冷媒圧縮部の外に吐出される。しかしながら、従来の3シリンダ形ロータリコンプレッサによると、シリンダ室毎に吐出ポートが一つしか存在しないために、特に中間に位置するシリンダ室に連なる吐出通路の容量を確保することが困難となる。

[0006] この結果、中間のシリンダ室から吐出される冷媒の吐出損失や吐出圧力脈動を十分に低減することができず、ロータリコンプレッサの性能の向上、あ

るいはロータリコンプレッサの運転中の騒音を抑える上で改善の余地が残されている。

[0007] 本発明の目的は、全てのシリンダ室から吐出される作動流体の吐出損失および吐出脈動を低く抑えることができるロータリコンプレッサを得ることにある。

課題を解決するための手段

[0008] 実施形態によれば、ロータリコンプレッサは、密閉容器と、前記密閉容器の内部で作動流体を圧縮する圧縮機構部と、前記密閉容器に収容され、前記圧縮機構部を駆動する駆動源と、を備えている。

[0009] 前記圧縮機構部は、前記密閉容器の内部で前記駆動源に連結された回転軸と、前記回転軸を回転自在に支持するとともに前記回転軸の径方向に広がる端板を有する第1の軸受および第2の軸受と、前記第1の軸受に付設された第1の消音室と、前記第2の軸受に付設された第2の消音室と、前記第1の軸受と前記第2の軸受との間に介在され、前記回転軸の軸方向に間隔を存して配列されるとともに、夫々がシリンダ室を規定する少なくとも三つのシリンダボディと、隣り合う前記シリンダボディの間に設けられた複数の仕切板と、前記回転軸に嵌合され、前記シリンダ室内で前記作動流体を圧縮する複数のローラと、を含み、少なくとも三つの前記シリンダボディの前記シリンダ室が前記第1の軸受の前記端板、前記第2の軸受の前記端板および前記仕切板によって前記回転軸の軸方向に仕切られている。

[0010] 前記第1の軸受の前記端板および前記第2の軸受の前記端板は、夫々当該端板と隣り合う前記シリンダボディの前記シリンダ室で圧縮された前記作動流体を前記第1の消音室および前記第2の消音室に吐出する第1の吐出ポートを有し、前記端板と隣り合う前記シリンダボディの間に位置された中間の前記シリンダボディを挟む複数の前記仕切板は、夫々前記作動流体が流れる中間消音室と、中間の前記シリンダボディの前記シリンダ室で圧縮された前記作動流体を前記中間消音室に吐出する第2の吐出ポートと、を有している。

図面の簡単な説明

[0011] [図1]図1は、第1の実施形態に係る冷凍サイクル装置の構成を概略的に示す回路図である。

[図2]図2は、第1の実施形態に係る3シリンダ形ロータリコンプレッサの断面図である。

[図3]図3は、第1の実施形態において、3シリンダ形ロータリコンプレッサの圧縮機構部を拡大して示す断面図である。

[図4]図4は、第1の実施形態において、第1のシリンダ室におけるローラとベーンとの位置関係を示す断面図である。

[図5]図5は、第2の実施形態に係る3シリンダ形ロータリコンプレッサの圧縮機構部を拡大して示す断面図である。

[図6]図6は、第3の実施形態に係る3シリンダ形ロータリコンプレッサの圧縮機構部を拡大して示す断面図である。

発明を実施するための形態

[0012] [第1の実施形態]

以下、第1の実施形態について、図1ないし図4を参照して説明する。

[0013] 図1は、例えば冷凍サイクル装置の一例である空気調和機1の冷凍サイクル回路図である。空気調和機1は、ロータリコンプレッサ2、四方弁3、室外熱交換器4、膨張装置5および室内熱交換器6を主要な要素として備えている。空気調和機1を構成する前記複数の要素は、作動流体としての冷媒が循環する循環回路7を介して接続されている。

[0014] 具体的に述べると、図1に示すように、ロータリコンプレッサ2の吐出側は、四方弁3の第1ポート3aに接続されている。四方弁3の第2ポート3bは、室外熱交換器4に接続されている。室外熱交換器4は、膨張装置5を介して室内熱交換器6に接続されている。室内熱交換器6は、四方弁3の第3ポート3cに接続されている。四方弁3の第4ポート3dは、ロータリコンプレッサ2の吸入側であるアキュムレータ8に接続されている。

[0015] 空気調和機1が冷房モードで運転を行う場合、四方弁3は、第1ポート3aが第2ポート3bに連通し、第3ポート3cが第4ポート3dに連通する

ように切り替わる。冷房モードで空気調和機 1 の運転が開始されると、ロータリコンプレッサ 2 で圧縮された高温・高圧の気相冷媒が四方弁 3 を経由して放熱器（凝縮器）として機能する室外熱交換器 4 に導かれる。

[0016] 室外熱交換器 4 に導かれた気相冷媒は、空気との熱交換により凝縮し、高圧の液相冷媒に変化する。高圧の液相冷媒は、膨張装置 5 を通過する過程で減圧されて低圧の気液二相冷媒に変化する。気液二相冷媒は、吸熱器（蒸発器）として機能する室内熱交換器 6 に導かれるとともに、当該室内熱交換器 6 を通過する過程で空気と熱交換する。

[0017] この結果、気液二相冷媒は、空気から熱を奪って蒸発し、低温・低圧の気相冷媒に変化する。室内熱交換器 6 を通過する空気は、液相冷媒の蒸発潜熱により冷やされ、冷風となって空調（冷房）すべき場所に送られる。

[0018] 室内熱交換器 6 を通過した低温・低圧の気相冷媒は、四方弁 3 を経由してアキュムレータ 8 に導かれる。冷媒中に蒸発しきれなかった液相冷媒が混入している場合は、アキュムレータ 8 で液相冷媒と気相冷媒とに分離される。液相冷媒が分離された低温・低圧の気相冷媒は、ロータリコンプレッサ 2 の圧縮機構部に吸い込まれるとともに、当該ロータリコンプレッサ 2 で再び高温・高圧の気相冷媒に圧縮されて循環回路 7 に吐出される。

[0019] 一方、空気調和機 1 が暖房モードで運転を行う場合、四方弁 3 は、第 1 ポート 3 a が第 3 ポート 3 c に連通し、第 2 ポート 3 b が第 4 ポート 3 d に連通するように切り替わる。そのため、ロータリコンプレッサ 2 から吐出された高温・高圧の気相冷媒は、四方弁 3 を経由して室内熱交換器 6 に導かれ、当該室内熱交換器 6 を通過する空気と熱交換される。すなわち、室内熱交換器 6 が凝縮器として機能する。

[0020] この結果、室内熱交換器 6 を通過する気相冷媒は、空気との熱交換により凝縮し、高圧の液相冷媒に変化する。室内熱交換器 6 を通過する空気は、気相冷媒との熱交換により加熱され、温風となって空調（暖房）すべき場所に送られる。

[0021] 室内熱交換器 6 を通過した高温の液相冷媒は、膨張装置 5 に導かれるとと

もに、当該膨張装置 5 を通過する過程で減圧されて低圧の気液二相冷媒に変化する。気液二相冷媒は、蒸発器として機能する室外熱交換器 4 に導かれるとともに、ここで空気と熱交換することにより蒸発し、低温・低圧の気相冷媒に変化する。室外熱交換器 4 を通過した低温・低圧の気相冷媒は、四方弁 3 を経由してロータリコンプレッサ 2 のアキュムレータ 8 に導かれる。

[0022] 次に、ロータリコンプレッサ 2 の具体的な構成について、図 2 ないし図 4 を参照して説明する。図 2 は、縦形の 3 シリンダ形ロータリコンプレッサ 2 を示す断面図である。図 2 に示すように、3 シリンダ形ロータリコンプレッサ 2 は、密閉容器 10、電動機 11 および圧縮機構部 12 を主要な要素として備えている。

[0023] 密閉容器 10 は、円筒状の周壁 10a を有するとともに、鉛直方向に沿うように起立されている。密閉容器 10a の内部には、潤滑油が蓄えられている。吐出管 10b が密閉容器 10 の上端部に設けられている。吐出管 10b は、循環回路 7 を介して四方弁 3 の第 1 ポート 3a に接続されている。

[0024] 電動機 11 は、駆動源の一例であり、潤滑油の液面 S よりも上方に位置するように密閉容器 10 の軸方向に沿う中間部に收容されている。電動機 11 は、いわゆるインナーロータ形のモータであって、固定子 13 および回転子 14 を備えている。固定子 13 は、密閉容器 10 の周壁 10a の内面に固定されている。回転子 14 は、固定子 13 で取り囲まれている。

[0025] 圧縮機構部 12 は、潤滑油に浸かるように密閉容器 10 の下部に收容されている。図 2 および図 3 に示すように、圧縮機構部 12 は、回転軸 15、第 1 の冷媒圧縮部 16A、第 2 の冷媒圧縮部 16B、第 3 の冷媒圧縮部 16C、第 1 の仕切板 17、第 2 の仕切板 18、第 1 の軸受 19 および第 2 の軸受 20 を主要な要素として備えている。

[0026] 回転軸 15 は、密閉容器 10 の軸方向に沿うように起立された真っ直ぐな中心軸線 O1 を有している。回転軸 15 は、上部に位置された第 1 のジャーナル部 24a と、下端部に位置された第 2 のジャーナル部 24b と、第 1 ないし第 3 のクランク部 23a, 23b, 23c と、第 1 のジャーナル部 24

aと第2のジャーナル部24bとの間に位置された第1の中間軸部25および第2の中間軸部26と、を含む。第1のジャーナル部24a、第2のジャーナル部24b、第1の中間軸部25および第2の中間軸部26は、回転軸15の中心軸線O1の上に同軸状に位置されている。第1のジャーナル部24aの上端部には、電動機11の回転子14が連結されている。

[0027] 第1ないし第3のクランク部23a, 23b, 23cは、第1のジャーナル部24aと第2のジャーナル部24bとの間に位置されている。第1ないし第3のクランク部23a, 23b, 23cは、夫々円形の断面形状を有する円盤状の要素であって、回転軸15の軸方向に間隔を存して並んでいる。

[0028] さらに、第1ないし第3のクランク部23a, 23b, 23cは、回転軸15の中心軸線O1に対し偏心している。すなわち、中心軸線O1に対する第1ないし第3のクランク部23a, 23b, 23cの偏心方向は、例えば回転軸15の周方向に120°ずつずれている。

[0029] 第1の中間軸部25は、中心軸線O1の上で第1のクランク部23aと第2のクランク部23bとの間に位置されている。第2の中間軸部26は、中心軸線O1の上で第2のクランク部23bと第3のクランク部23cとの間に位置されている。

[0030] さらに、第2の中間軸部26は、第3のジャーナル部27を有している。第3のジャーナル部27は、円形の断面形状を有する円盤状の要素であって、回転軸15の中心軸線O1に対し同軸状に位置されている。第3のジャーナル部27は、第2の中間軸部26の他の部分よりも大きな外径を有するとともに、第3のクランク部23cよりも第2のクランク部23bの側に片寄った位置に設けられている。

[0031] 図2および図3に示すように、第1ないし第3の冷媒圧縮部16A, 16B, 16Cは、密閉容器10の内部で回転軸15の軸方向に間隔を存して一列に並んでいる。第1ないし第3の冷媒圧縮部16A, 16B, 16Cは、夫々第1のシリンダボディ29a、第2のシリンダボディ29bおよび第3のシリンダボディ29cを有している。第1ないし第3のシリンダボディ2

9 a, 29 b, 29 c は、例えば回転軸 15 の軸方向に沿う厚さが互いに同一に設定されている。

[0032] 本実施形態によると、回転軸 15 の第 1 のクランク部 23 a は、第 1 のシリンダボディ 29 a の内径部に位置されている。回転軸 15 の第 2 のクランク部 23 b は、第 2 のシリンダボディ 29 b の内径部に位置されている。回転軸 15 の第 3 のクランク部 23 c は、第 3 のシリンダボディ 29 c の内径部に位置されている。

[0033] 図 3 に示すように、第 1 の仕切板 17 は、第 1 のシリンダボディ 29 a と第 2 のシリンダボディ 29 b との間に介在されている。第 1 の仕切板 17 の上面は、第 1 のシリンダボディ 29 a の内径部を下方から覆うように第 1 のシリンダボディ 29 a の下面に当接されている。第 1 の仕切板 17 の下面は、第 2 のシリンダボディ 29 b の内径部を上方から覆うように第 2 のシリンダボディ 29 b の上面に当接されている。

[0034] さらに、第 1 の仕切板 17 の中央部に円形の貫通孔 30 が形成されている。貫通孔 30 は、第 1 のシリンダボディ 29 a の内径部と第 2 のシリンダボディ 29 b の内径部との間に位置するとともに、当該貫通孔 30 を回転軸 15 の第 1 の中間軸部 25 が貫通している。

[0035] 本実施形態によると、第 1 の仕切板 17 は、一对の円盤状の板要素 31 a, 31 b に分割されている。板要素 31 a, 31 b は、回転軸 15 の軸方向に互いに積層されている。回転軸 15 の軸方向は、板要素 31 a, 31 b の厚さ方向と言い換えることができる。一方の板要素 31 a は、第 2 のシリンダボディ 29 b の上面に当接されている。他方の板要素 31 b は、第 1 のシリンダボディ 29 a の下面に当接されている。

[0036] 第 2 の仕切板 18 は、第 2 のシリンダボディ 29 b と第 3 のシリンダボディ 29 c との間に介在されている。第 2 の仕切板 18 の上面は、第 2 のシリンダボディ 29 b の内径部を下方から覆うように第 2 のシリンダボディ 29 b の下面に当接されている。第 2 の仕切板 18 の下面は、第 3 のシリンダボディ 29 c の内径部を上方から覆うように第 3 のシリンダボディ 29 c の上

面に当接されている。

[0037] 本実施形態によると、第2の仕切板18の厚さ寸法T2は、第1の仕切板17の厚さ寸法T1よりも厚い。さらに、第2の仕切板18は、一对の円盤状の板要素32a、32bに分割されている。板要素32a、32bは、回転軸15の軸方向に互いに積層されている。回転軸15の軸方向は、板要素32a、32bの厚さ方向と言い換えることができる。一方の板要素32aは、第2のシリンダボディ29bの下面に当接されている。他方の板要素32bは、第3のシリンダボディ29cの上面に当接されている。

[0038] 本実施形態によると、第2の仕切板18の一方の板要素32aは、他方の板要素32bよりも厚く形成されている。図3に示すように、一方の板要素32aの中央部に円形の軸受孔33が設けられている。第2の仕切板18の他方の板要素32bの中央部に円形の連通孔34が設けられている。連通孔34は、軸受孔33よりも径が大きいとともに、軸受孔33に対し同軸状に連通されている。

[0039] 軸受孔33および連通孔34は、第2のシリンダボディ29bの内径部と第3のシリンダボディ29cの内径部との間に位置するとともに、当該軸受孔33および連通孔34を回転軸15の第2の中間軸部26が貫通している。

[0040] 第2の中間軸部26に設けられた第3のジャーナル部27は、第2の仕切板18の軸受孔33に軸回り方向に摺動可能に嵌合されている。この嵌合により、第2の仕切板18が第2のシリンダボディ29bと第3のシリンダボディ29cとの間で回転軸15を支持する第3の軸受としての機能を兼ねている。

[0041] 図2および図3に示すように、第1の軸受19は、第1のシリンダボディ29aの上に配置されている。第1の軸受19は、回転軸15の第1のジャーナル部24aを軸回り方向に回転自在に支持する筒状の軸受本体36と、軸受本体36の一端から回転軸15の径方向に広がるフランジ状の端板37と、を有している。端板37は、第1のシリンダボディ29aの内径部を上

方から覆うように第1のシリンダボディ29aの上面に重ねられている。

[0042] 第1の軸受19の端板37は、リング状のサポートフレーム38で取り囲まれている。サポートフレーム38は、密閉容器10の周壁10aの内面の所定の位置に例えば溶接等の手段で固定されている。

[0043] サポートフレーム38の下面には、第1のシリンダボディ29aが複数の締結ボルト39（一つのみを図示）を介して結合されている。

[0044] さらに、第1の軸受19の端板37、第1のシリンダボディ29a、第1の仕切板17および第2のシリンダボディ29bは、回転軸15の軸方向に積層されているとともに、図示しない複数の締結ボルトを介して一体的に結合されている。

[0045] 第2の軸受20は、第3のシリンダボディ29cの下に配置されている。第2の軸受20は、回転軸15の第2のジャーナル部24bを軸回り方向に回転自在に支持する筒状の軸受本体41と、軸受本体41の一端から回転軸15の径方向に広がるフランジ状の端板42と、を有している。端板42は、第3のシリンダボディ29cの内径部を下方から覆うように第3のシリンダボディ29cの下面に重ねられている。

[0046] 第2の軸受20の端板42、第3のシリンダボディ29c、第2の仕切板18および第2のシリンダボディ29bは、密閉容器10の軸方向に積層されているとともに、図示しない複数の締結ボルトを介して一体的に結合されている。

[0047] 本実施形態によると、第1のシリンダボディ29aの内径部、第1の仕切板17および第1の軸受19の端板37で囲まれた領域は、第1のシリンダ室43を規定している。第1のシリンダ室43には、回転軸15の第1のクランク部23aが収容されている。

[0048] 第2のシリンダボディ29bの内径部、第1の仕切板17および第2の仕切板18で囲まれた領域は、第2のシリンダ室44を規定している。第2のシリンダ室44には、回転軸15の第2のクランク部23bが収容されている。

- [0049] さらに、第3のシリンダボディ29cの内径部、第2の仕切板18および第2の軸受20の端板42で囲まれた領域は、第3のシリンダ室45を規定している。第3のシリンダ室45には、回転軸15の第3のクランク部23cが収容されている。
- [0050] 図2および図3に示すように、第1のマフラーカバー46が第1の軸受19に取り付けられている。第1のマフラーカバー46および第1の軸受19は、互いに協働して第1の消音室47を規定している。第1の消音室47は、第1の軸受19の軸受本体36を取り囲むように第1の軸受19の周囲に付設されているとともに、第1の軸受19の端板37によって第1のシリンダ室43から隔てられている。
- [0051] さらに、第1の消音室47は、消音効果を高めるため十分な容量を有し、第1のマフラーカバー46が有する複数の排気孔（図示せず）を通じて密閉容器10の内部に開口されている。
- [0052] 第2のマフラーカバー48が第2の軸受20に取り付けられている。第2のマフラーカバー48および第2の軸受20は、互いに協働して第2の消音室49を規定している。第2の消音室49は、第2の軸受20の軸受本体41を取り囲むように第2の軸受20の周囲に付設されているとともに、第2の軸受20の端板42によって第3のシリンダ室45から隔てられている。
- [0053] さらに、第2の消音室49は、消音効果を高めるため十分な容量を有している。本実施形態によると、第2の消音室49は、回転軸15の軸方向に延びる吐出通路51を介して第1の消音室47に連通されている。吐出通路51は、第1の消音室47と第2の消音室49との間を結ぶように、第1ないし第3のシリンダボディ29a, 29b, 29cの外周部、第1および第2の仕切板17, 18の外周部を連続的に貫通している。
- [0054] 図2および図3に示すように、リング状の第1のローラ52が第1のクランク部23aの外周面に嵌め込まれている。第1のローラ52は、回転軸15と一体的に第1のシリンダ室43内で偏心回転するとともに、第1のローラ52の外周面の一部が第1のシリンダボディ29aの内径部の内周面と協

働してシール部を形成している。

[0055] 第1のローラ52の上端面は、第1の軸受19の端板37の下面に摺動可能に接している。第1のローラ52の下端面は、貫通孔30の周囲で第1の仕切板17の上面に摺動可能に接している。これにより、第1のシリンダ室43の気密性が確保されている。

[0056] リング状の第2のローラ53が第2のクランク部23bの外周面に嵌め込まれている。第2のローラ53は、回転軸15と一体的に第2のシリンダ室44内で偏心回転するとともに、第2のローラ53の外周面の一部が第2のシリンダボディ29bの内径部の内周面と協働してシール部を形成している。

[0057] 第2のローラ53の上端面は、貫通孔30の周囲で第1の仕切板17の下面に摺動可能に接している。第2のローラ53の下端面は、軸受孔33の周囲で第2の仕切板18の上面に摺動可能に接している。これにより、第2のシリンダ室44の気密性が確保されている。

[0058] リング状の第3のローラ54が第3のクランク部23cの外周面に嵌め込まれている。第3のローラ54は、回転軸15と一体的に第3のシリンダ室45内で偏心回転するとともに、第3のローラ54の外周面の一部が第3のシリンダボディ29cの内径部の内周面と協働してシール部を形成している。

[0059] 第3のローラ54の上端面は、連通孔34の周囲で第2の仕切板18の下面に摺動可能に接している。第3のローラ54の下端面は、第2の軸受20の端板42の上面に摺動可能に接している。これにより、第3のシリンダ室45の気密性が確保されている。

[0060] 図4に第1の冷媒圧縮部16Aを代表して示すように、ペーン56が第1のシリンダボディ29aに摺動自在に設けられている。ペーン56は、第1のシリンダ室43に進出したり、第1のシリンダ室43から退く方向に移動可能であるとともに、ペーン56の先端部が第1のローラ52の外周面に摺動可能に押し付けられている。

[0061] ベーン 5 6 は、第 1 のローラ 5 2 と協働して第 1 のシリンダ室 4 3 を吸入領域 R 1 と圧縮領域 R 2 とに仕切っている。そのため、第 1 のローラ 5 2 が第 1 のシリンダ室 4 3 内で偏心回転すると、第 1 のシリンダ室 4 3 の吸入領域 R 1 および圧縮領域 R 2 の容積が連続的に変化する。図示を省略するが、第 2 のシリンダ室 4 4 および第 3 のシリンダ室 4 5 にしても、同様のベーンで吸入領域 R 1 と圧縮領域 R 2 とに仕切られている。

[0062] 図 3 に示すように、第 1 ないし第 3 のシリンダボディ 2 9 a, 2 9 b, 2 9 c は、第 1 ないし第 3 のシリンダ室 4 3, 4 4, 4 5 の吸入領域 R 1 に開口する吸込口 5 7 を有している。さらに、第 1 ないし第 3 の接続管 5 8 a, 5 8 b, 5 8 c が第 1 ないし第 3 のシリンダボディ 2 9 a, 2 9 b, 2 9 c の吸込口 5 7 に接続されている。第 1 ないし第 3 の接続管 5 8 a, 5 8 b, 5 8 c は、密閉容器 1 0 の周壁 1 0 a を貫通して密閉容器 1 0 の外に突出されている。

[0063] 図 2 に示すように、ロータリコンプレッサ 2 のアキュムレータ 8 は、垂直に起立した姿勢で密閉容器 1 0 の脇に付設されている。アキュムレータ 8 は、液相冷媒が分離された気相冷媒を圧縮機構部 1 2 に分配する三本の分配管 5 9 a, 5 9 b, 5 9 c を有している。分配管 5 9 a, 5 9 b, 5 9 c は、アキュムレータ 8 の底部を貫通してアキュムレータ 8 の外に導かれているとともに、第 1 ないし第 3 の接続管 5 8 a, 5 8 b, 5 8 c の開口端に気密に接続されている。

[0064] 図 3 に示すように、第 1 の軸受 1 9 の端板 3 7 の上面に凹部 6 1 が形成されている。同様に、第 2 の軸受 2 0 の端板 4 2 の下面に凹部 6 2 が形成されている。凹部 6 1, 6 2 の底に夫々第 1 の吐出ポート 6 3 a, 6 3 b が形成されている。端板 3 7 に形成された第 1 の吐出ポート 6 3 a は、第 1 のシリンダ室 4 3 および第 1 の消音室 4 7 に開口されている。端板 4 2 に形成された第 1 の吐出ポート 6 3 b は、第 3 のシリンダ室 4 5 および第 2 の消音室 4 9 に開口されている。

[0065] 第 1 の吐出ポート 6 3 a, 6 3 b は、例えば円形の開口形状を有する。第

1の吐出ポート63a, 63bの基本的なポート径 L_1 は、例えば13[mm]である。ポート径 L_1 によって定まる第1の吐出ポート63a, 63bの最小断面積 A_1 は、例えば132、7[mm²]である。

[0066] 本実施形態では、第1の吐出ポート63a, 63bの最小断面積 A_1 が互いに同一であるが、第1の吐出ポート63a, 63bの最小断面積 A_1 は互いに異なってもよい。

[0067] 端板37の凹部61に第1の吐出ポート63aを開閉するリード弁64が組み込まれている。リード弁64は、第1のシリンダ室43の圧縮領域 R_2 の圧力が所定の値に達した時に第1の吐出ポート63aを開放する。

[0068] 端板42の凹部62に第1の吐出ポート63bを開閉するリード弁66が組み込まれている。リード弁66は、第3のシリンダ室45の圧縮領域 R_2 の圧力が所定の値に達した時に第1の吐出ポート63bを開放する。

[0069] 図3に示すように、第1の仕切板17の一方の板要素31aおよび第2の仕切板18の一方の板要素32aは、互いに協働して第1のシリンダボディ29aと第3のシリンダボディ29cとの間に位置する中間の第2のシリンダボディ29bを挟んでいる。

[0070] 第1の仕切板17の一方の板要素31aの上面に凹部69が形成されている。同様に、第2の仕切板18の一方の板要素32aの下面に凹部70が形成されている。凹部69, 70の底に夫々第2の吐出ポート71a, 71bが形成されている。板要素31aに形成された第2の吐出ポート71aは、第2のシリンダ室44に開口されている。板要素32aに形成された第2の吐出ポート71bは、同じく第2のシリンダ室44に開口されている。

[0071] 第2の吐出ポート71a, 71bは、例えば円形の開口形状を有している。一方の第2の吐出ポート71aの基本的なポート径 L_2 は、例えば6、5[mm]である。ポート径 L_2 によって定まる一方の第2の吐出ポート71aの最小断面積 A_2 は、例えば33、2[mm²]である。

[0072] これに対し、他方の第2の吐出ポート71bの基本的なポート径 L_2 は、例えば13[mm]である。ポート径 L_2 によって定まる他方の第2の吐出ポー

ト 7 1 b の最小断面積 A_2 は、例えば 1 3 2、7 [mm²] である。言い換えると、第 2 の吐出ポート 7 1 b は、第 2 の吐出ポート 7 1 a よりもポート径 L_2 および最小断面積 A_2 が大きい。

[0073] したがって、第 2 のシリンダ室 4 4 にあっては、その厚さ方向に沿う両側に大きさが異なる一对の第 2 の吐出ポート 7 1 a, 7 1 b が設けられている。

[0074] 第 1 の仕切板 1 7 の板要素 3 1 a の凹部 6 9 に第 2 の吐出ポート 7 1 a を開閉するリード弁 7 2 が組み込まれている。リード弁 7 2 は、第 2 のシリンダ室 4 4 の圧縮領域 R 2 の圧力が所定の値に達した時に第 2 の吐出ポート 7 1 a を開放する。

[0075] 第 2 の仕切板 1 8 の板要素 3 2 a の凹部 7 0 に第 2 の吐出ポート 7 1 b を開閉するリード弁 7 4 が組み込まれている。リード弁 7 4 は、第 2 のシリンダ室 4 4 の圧縮領域 R 2 の圧力が所定の値に達した時に第 2 の吐出ポート 7 1 b を開放する。

[0076] さらに、第 1 の仕切板 1 7 の板要素 3 1 b の下面に凹部 7 7 が形成されている。同様に、第 2 の仕切板 1 8 の板要素 3 2 b の上面に凹部 7 8 が形成されている。凹部 7 7, 7 8 の底に夫々第 3 の吐出ポート 7 9 a, 7 9 b が形成されている。板要素 3 1 b に形成された第 3 の吐出ポート 7 9 a は、第 1 のシリンダ室 4 3 の圧縮領域 R 2 に開口されている。板要素 3 2 b に形成された第 3 の吐出ポート 7 9 b は、第 3 のシリンダ室 4 5 の圧縮領域 R 2 に開口されている。

[0077] 第 3 の吐出ポート 7 9 a, 7 9 b は、例えば円形の開口形状を有している。第 3 の吐出ポート 7 9 a, 7 9 b の基本的なポート径 L_3 は、例えば 6、5 [mm] である。ポート径 L_3 によって定まる第 3 の吐出ポート 7 9 a の最小断面積 A_3 は、例えば 3 3、2 [mm²] である。第 3 の吐出ポート 7 9 b の最小断面積 A_3 は、第 1 の吐出ポート 6 3 a, 6 3 b の最小断面積 A_1 よりも小さい。

[0078] したがって、第 1 のシリンダ室 4 3 にあっては、その厚さ方向に沿う両側

に大きさが異なる第1の吐出ポート63aおよび第3の吐出ポート79aが設けられている。同様に、第3のシリンダ室45にあっては、その厚さ方向に沿う両側に大きさが異なる第1の吐出ポート63bおよび第3の吐出ポート79bが設けられている。

[0079] なお、本実施形態では、第3の吐出ポート79a、79bの最小断面積A3が同一であるが、第3の吐出ポート79a、79bの最小断面積A3は互いに異なってもよい。

[0080] 第1の仕切板17の板要素31bの凹部77に第3の吐出ポート79aを開閉するリード弁81が組み込まれている。リード弁81は、第1のシリンダ室43の圧縮領域R2の圧力が所定の値に達した時に第3の吐出ポート79aを開放する。

[0081] 同様に、第2の仕切板18の板要素32bの凹部78に第3の吐出ポート79bを開閉するリード弁83が組み込まれている。リード弁83は、第3のシリンダ室45の圧縮領域R2の圧力が所定の値に達した時に第3の吐出ポート79bを開放する。

[0082] 図3に示すように、第1の仕切板17の凹部69、77は、互いに協働して第1の仕切板17の内部に中間消音室としての第3の消音室85を規定している。第3の消音室85は、第1の仕切板17の内部に形成された消音内通路86を通じて前記吐出通路51に連通されている。消音通路86は、第1の仕切板17の貫通孔30の周囲に位置されている。

[0083] 本実施形態によると、第3の消音室85および消音通路86を有する第1の仕切板17は、第1のシリンダボディ29aと第2のシリンダボディ29bとの間に位置するので、厚さが制限されている。そのため、消音通路86を含む第3の消音室85は、第1の消音室47および第2の消音室49よりも容量が少ない。

[0084] 第2の仕切板18の凹部70、78は、互いに協働して第2の仕切板18の内部に中間消音室としての第4の消音室87を規定している。第4の消音室87は、第2の仕切板18の内部に形成された消音通路88を通じて前記

吐出通路 5 1 に連通されている。消音通路 8 8 は、第 2 の仕切板 1 8 の軸受孔 3 3 の周囲に位置されている。

[0085] 本実施形態によると、回転軸 1 5 の第 3 のジャーナル部 2 7 を回転自在に支持する第 2 の仕切板 1 8 は、軸受機能を有しない第 1 の仕切板 1 7 に比べて厚く形成されている。このため、軸受孔 3 3 を有する一方の板要素 3 2 a を、その他の板要素 3 1 a, 3 1 b, 3 2 b よりも厚くすることで凹部 7 0 の深さを十分に確保できる。

[0086] したがって、本実施形態では、消音通路 8 8 を含む第 4 の消音室 8 7 の容量は、第 1 の消音室 4 7 および第 2 の消音室 4 9 の容量よりも小さいけれども、消音通路 8 6 を含む第 3 の消音室 8 5 の容量よりも大きくなっている。

[0087] このような 3 シリンダ形ロータリコンプレッサ 2 において、電動機 1 1 により回転軸 1 5 が駆動されると、第 1 ないし第 3 のローラ 5 2, 5 3, 5 4 が第 1 ないし第 3 のシリンダ室 4 3, 4 4, 4 5 内で偏心回転する。これにより、第 1 ないし第 3 のシリンダ室 4 3, 4 4, 4 5 の吸入領域 R 1 および圧縮領域 R 2 の容積が変化し、アキュムレータ 8 内の気相冷媒が三本の分配管 5 9 a, 5 9 b, 5 9 c を通じて第 1 ないし第 3 のシリンダ室 4 3, 4 4, 4 5 の吸入領域 R 1 に吸い込まれる。

[0088] 第 1 のシリンダ室 4 3 の吸入領域 R 1 に吸い込まれた気相冷媒は、吸入領域 R 1 が圧縮領域 R 2 に移行する過程で次第に圧縮される。圧縮された気相冷媒の圧力が予め決められた値に達した時点でリード弁 6 4, 8 1 が開き、第 1 の吐出ポート 6 3 a および第 3 の吐出ポート 7 9 a が開放される。

[0089] そのため、第 1 のシリンダ室 4 3 で圧縮された気相冷媒は、第 1 の吐出ポート 6 3 a から第 1 の消音室 4 7 に吐出されるとともに、第 3 の吐出ポート 7 9 a から第 3 の消音室 8 5 に吐出される。第 3 の消音室 8 5 に吐出された気相冷媒は、消音通路 8 6 および吐出通路 5 1 を通じて第 1 の消音室 4 7 に導かれ、第 1 の消音室 4 7 で第 1 の吐出ポート 6 3 a から吐出された気相冷媒と合流する。

[0090] 第 2 のシリンダ室 4 4 の吸入領域 R 1 に吸い込まれた気相冷媒は、吸入領

域 R 1 が圧縮領域 R 2 に移行する過程で次第に圧縮される。圧縮された気相冷媒の圧力が予め決められた値に達した時点でリード弁 7 2, 7 4 が開き、第 2 の吐出ポート 7 1 a, 7 1 b が開放される。

[0091] そのため、第 2 のシリンダ室 4 4 で圧縮された気相冷媒は、第 2 の吐出ポート 7 1 a を通じて第 3 の消音室 8 5 に吐出されるとともに、第 2 の吐出ポート 7 1 b を通じて第 4 の消音室 8 7 に吐出される。第 3 の消音室 8 5 に吐出された気相冷媒は、消音通路 8 6 および吐出通路 5 1 を通じて第 1 の消音室 4 7 に導かれる。第 4 の消音室 8 7 に吐出された気相冷媒は、消音通路 8 8 および吐出通路 5 1 を通じて第 1 の消音室 4 7 に導かれる。

[0092] 第 3 のシリンダ室 4 5 の吸入領域 R 1 に吸い込まれた気相冷媒は、吸入領域 R 1 が圧縮領域 R 2 に移行する過程で次第に圧縮される。圧縮された気相冷媒の圧力が予め決められた値に達した時点でリード弁 6 6, 8 3 が開き、第 1 の吐出ポート 6 3 b および第 3 の吐出ポート 7 9 b が開放される。

[0093] そのため、第 3 のシリンダ室 4 5 で圧縮された気相冷媒は、第 1 の吐出ポート 6 3 b から第 2 の消音室 4 9 に吐出されるとともに、第 3 の吐出ポート 7 9 b から第 4 の消音室 8 7 に吐出される。第 2 の消音室 4 9 に吐出された気相冷媒は、吐出通路 5 1 を通じて第 1 の消音室 4 7 に導かれる。第 4 の消音室 8 7 に吐出された気相冷媒は、消音通路 8 8 および吐出通路 5 1 を通じて第 1 の消音室 4 7 に導かれる。

[0094] 本実施形態によると、第 1 のシリンダ室 4 3 で圧縮された気相冷媒の一部および第 2 のシリンダ室 4 4 で圧縮された気相冷媒の一部は、第 3 の吐出ポート 7 9 a および第 2 の吐出ポート 7 1 a から共通の第 3 の消音室 8 5 に吐出される。

[0095] 同様に、第 3 のシリンダ室 4 5 で圧縮された気相冷媒の一部および第 2 のシリンダ室 4 4 で圧縮された気相冷媒の残りの部分は、第 3 の吐出ポート 7 9 b および第 2 の吐出ポート 7 1 b から共通の第 4 の消音室 8 7 に吐出される。

[0096] 言い換えると、第 1 ないし第 3 のシリンダ室 4 3, 4 4, 4 5 で圧縮され

た気相冷媒は、夫々第1ないし第3のシリンダ室43, 44, 45の厚さ方向に沿う両側から吐出される。

[0097] この際、回転軸15の第1ないし第3のクランク部23a, 23b, 23cは、偏心方向が回転軸15の周方向に120°ずれているので、第1ないし第3のシリンダ室43, 44, 45で圧縮された気相冷媒が吐出されるタイミングに同等の位相差が存在する。

[0098] このため、第1のシリンダ室43から第3の消音室85に吐出される気相冷媒と、第2のシリンダ室44から第3の消音室85に吐出される気相冷媒とが第3の消音室85内で互いに干渉し合うことはない。同様に、第3のシリンダ室45から第4の消音室87に吐出される気相冷媒と、第2のシリンダ室44から第4の消音室87に吐出される気相冷媒とが第4の消音室87内で互いに干渉し合うことはない。

[0099] よって、第3の消音室85および第4の消音室87に吐出された気相冷媒は、大きな損失を伴うことなく吐出通路51を介して第1の消音室47に導かれる。

[0100] 第2ないし第4の消音室49, 85, 87に吐出された気相冷媒は、第1の消音室47で第1の吐出ポート63aから吐出された気相冷媒と合流した後、第1のマフラーカバー46の排気孔から密閉容器10の内部に連続的に吐出される。密閉容器10の内部に吐出された気相冷媒は、電動機11を通過するとともに、吐出管10bから四方弁3に導かれる。

[0101] 第1の実施形態によると、第1のシリンダ室43と第3のシリンダ室45との間に位置する中間の第2のシリンダ室44を挟む第1の仕切板17および第2の仕切板18は、夫々第2のシリンダ室44に開口する第2の吐出ポート71a, 71bと、第2の吐出ポート71a, 71bに連なる第3の消音室85および第4の消音室87と、を備えている。

[0102] このため、第2のシリンダ室44で圧縮された気相冷媒は、第2のシリンダ室44の厚さ方向に沿う両側から一対の吐出ポート71a, 71bを通じて第3の消音室85および第4の消音室87の双方に吐出される。したがっ

て、第2のシリンダ室44を挟む第1の仕切板17および第2の仕切板18の厚さが制限されるにも拘らず、第2のシリンダ室44から吐出される気相冷媒の流量を増やすことができ、気相冷媒の吐出損失および吐出圧力脈動を低減することができる。

[0103] しかも、第1の実施形態では、第1の軸受19に形成された第1の吐出ポート63aおよび第1の仕切板17に形成された第3の吐出ポート79aが第1のシリンダ室43に開口されている。このため、第1のシリンダ室43で圧縮された気相冷媒は、第1の吐出ポート63aおよび第3の吐出ポート79aから第1の消音室47および第3の消音室85の双方に吐出される。

[0104] 加えて、第2の軸受20に形成された第1の吐出ポート63bおよび第2の仕切板18に形成された第3の吐出ポート79bが第3のシリンダ室45に開口されているので、第3のシリンダ室45で圧縮された気相冷媒は、第1の吐出ポート63bおよび第3の吐出ポート79bから第2の消音室49および第4の消音室87の双方に吐出される。

[0105] この結果、第1ないし第3のシリンダ室43, 44, 45で圧縮された気相冷媒は、全て二つの吐出ポートから吐出されることになり、各吐出ポートを気相冷媒が通過する際の通路抵抗および吐出圧力脈動が低く抑えられる。したがって、第1ないし第3のシリンダ室43, 44, 45で圧縮された気相冷媒をより効率よく吐出させることができ、高性能なロータリコンプレッサ2を得ることができる。

[0106] それとともに、第1の仕切板17の第3の消音室85から消音通路86に至る領域、および第2の仕切板18の第4の消音室87から消音通路88に至る領域を夫々消音用の空間として活用できる。そのため、圧縮された気相冷媒が流通する際に生じる騒音を低減でき、静粛な運転が可能となる。

[0107] 図3に示すように、第1のシリンダ室43に開口する第1の吐出ポート63aおよび第3の吐出ポート79aは、大きさが互いに異なっている。同様に、第2のシリンダ室44に開口する第2の吐出ポート71a, 71bは、大きさが互いに異なり、第3のシリンダ室45に開口する第1の吐出ポート

6 3 b および第 3 の吐出ポート 7 9 b にしても大きさが互いに異なっている。

[0108] このため、第 1 ないし第 3 のシリンダ室 4 3, 4 4, 4 5 の夫々において、第 1 ないし第 3 のシリンダ室 4 3, 4 4, 4 5 の厚さ方向に沿う両側に吐出される気相冷媒の吐出流量を互いに異ならせることができる。

[0109] 具体的に述べると、第 1 の実施形態では、第 1 の軸受 1 9 に付設された第 1 の消音室 4 7 および第 2 の軸受 2 0 に付設された第 2 の消音室 4 9 は、第 1 の仕切板 1 7 の内部の第 3 の消音室 8 5 および第 2 の仕切板 1 8 の内部の第 4 の消音室 8 7 に比べて容量が大きい。

[0110] よって、第 1 の消音室 4 7 および第 2 の消音室 4 9 に開口する第 1 の吐出ポート 6 3 a, 6 3 b を第 3 の消音室 8 5 および第 4 の消音室 8 7 に開口する第 3 の吐出ポート 7 9 a, 7 9 b よりも大きくすることで、第 1 ないし第 4 の消音室 4 7, 4 9, 8 5, 8 7 の容量等に対応するように、第 1 の吐出ポート 6 3 a, 6 3 b および第 3 の吐出ポート 7 9 a, 7 9 b から吐出される気相冷媒の流量を最適化することができる。

[0111] さらに、第 1 の吐出ポート 6 3 a, 6 3 b を第 1 の消音室 4 7 および第 2 の消音室 4 9 の容量に対応する大きさとすれば、第 1 の消音室 4 7 および第 2 の消音室 4 9 に比べて容量の小さな第 3 の消音室 8 5 および第 4 の消音室 8 7 に開口する第 3 の吐出ポート 7 9 a, 7 9 b を小さくしても、第 1 のシリンダ室 4 3 および第 3 のシリンダ室 4 5 から吐出される気相冷媒の流量を確保できる。

[0112] よって、第 1 および第 3 のシリンダ室 4 3, 4 5 で圧縮された気相冷媒を効率よく吐出させることができ、ロータリコンプレッサ 2 の性能を高める上でより好都合となる。

[0113] 加えて、軸受機能を有する第 2 の仕切板 1 8 は、回転軸 1 5 が貫通するだけの第 1 の仕切板 1 7 に比べて厚く形成されているので、第 4 の消音室 8 7 の容量を第 3 の消音室 8 5 の容量よりも増やすことができる。

[0114] 特に本実施形態では、第 1 の仕切板 1 7 に形成された第 2 の吐出ポート 7

1 a の最小断面積 A 2 と第 3 の吐出ポート 7 9 a の最小断面積 A 3 との合計値が 6 6、4 [mm²]であるのに対し、第 2 の仕切板 1 8 に形成された第 2 の吐出ポート 7 1 b の最小断面積 A 2 と第 3 の吐出ポート 7 9 b の最小断面積 A 3 との合計値が 1 6 5、9 [mm²]となっている。これにより、容量の大きな第 4 の消音室 8 7 に吐出される気相冷媒の流量を増やすことができ、第 2 の仕切板 1 8 の内部を気相冷媒の流通路として有効に活用できる。

[0115] 図 3 に示すように、第 2 の仕切板 1 8 は、第 1 の仕切板 1 7 よりも第 2 の消音室 4 9 に近い側に位置し、第 1 の仕切板 1 7 は、第 2 の仕切板 1 8 よりも第 1 の消音室 4 7 に近い側に位置している。言い換えると、第 2 の仕切板 1 8 の内部の第 4 の消音室 8 7 は、第 1 の仕切板 1 7 の内部の第 3 の消音室 8 5 よりも第 1 の消音室 4 7 から遠い側に位置している。

[0116] これにより、第 4 の消音室 8 7 から第 1 の消音室 4 7 に至る冷媒の流れ経路が第 3 の消音室 8 5 から第 1 の消音室 4 7 に至る冷媒の流れ経路よりも格段に長くなる。言い換えると、冷媒の流れ経路の容量は増えるものの、流れ経路が長くなる分、気相冷媒に加わる流路抵抗が増大する。この結果、第 4 の消音室 8 7 から第 1 の消音室 4 7 に向けて流れる気相冷媒の吐出圧力脈動が抑制され、消音効果を高めることができる。

[0117] さらに、第 1 の実施形態では、前記のように第 2 の仕切板 1 8 に形成された第 2 の吐出ポート 7 1 b の最小断面積 A 2 と第 3 の吐出ポート 7 9 b の最小断面積 A 3 との合計値が、第 1 の仕切板 1 7 に形成された第 2 の吐出ポート 7 1 a の最小断面積 A 2 と第 3 の吐出ポート 7 9 a の最小断面積 A 3 との合計値よりも大きい。

[0118] これにより、第 1 の消音室 4 7 から遠い側に位置する第 4 の消音室 8 7 に吐出される気相冷媒の流量を増やすことができ、前記流れ経路の容量が増えることと合わせて、運転中の騒音を抑えつつ、高性能なロータリコンプレッサ 2 を得ることができる。

[0119] [第 2 の実施形態]

図 5 は、第 2 の実施形態を開示している。第 2 の実施形態は、第 1 ないし

第3のシリンダ室43, 44, 45に開口する第1ないし第3の吐出ポート63a, 63b, 71a, 71b, 79a, 79bの大きさに関する事項が第1の実施形態と相違しており、それ以外のロータリコンプレッサ2の構成は、第1の実施形態と同様である。そのため、第2の実施形態において、第1の実施形態と同一の構成部分には同一の参照符号を付して、その説明を省略する。

[0120] 第2の実施形態では、図5に示すように、第1の仕切板17に形成された第2の吐出ポート71aの基本的なポート径 L_2 および最小断面積 A_2 が、例えば第1の吐出ポート63a, 63bの基本的なポート径 L_1 および最小断面積 A_1 と同等に設定されている。

[0121] さらに、第2の仕切板18に形成された第2の吐出ポート71bの基本的なポート径 L_2 および最小断面積 A_2 が、例えば第3の吐出ポート79a, 79bの基本的なポート径 L_3 および最小断面積 A_3 と同等に設定されている。

[0122] そのため、第1の仕切板17に形成された第2の吐出ポート71aの最小断面積 A_2 と第3の吐出ポート79aの最小断面積 A_3 との合計値が165、9[mm²]であるのに対し、第2の仕切板18に形成された第2の吐出ポート71bの最小断面積 A_2 と第3の吐出ポート79bの最小断面積 A_3 との合計値は66、4[mm²]となっている。

[0123] この結果、第1ないし第3のシリンダ室43, 44, 45から吐出された気相冷媒が合流する第1の消音室47に近い側に位置された第3の消音室85に吐出される気相冷媒の流量を増やすことができる。

[0124] さらに、第3の消音室85は、第1のシリンダボディ29aを間に挟んで第1の消音室47と隣り合っているので、第3の消音室85から第1の消音室47に至る冷媒の流れ経路が第4の消音室87から第1の消音室47に至る冷媒の流れ経路に比べて格段に短くなる。

[0125] この結果、第3の消音室85から第1の消音室47に向かう気相冷媒の流路損失を抑制することができ、当該気相冷媒の流量が増えることと相まって

高性能なロータリコンプレッサ2を得ることができる。

[0126] [第3の実施形態]

図6は、第3の実施形態を開示している。第3の実施形態は、第1ないし第3のシリンダ室43, 44, 45に開口する第1ないし第3の吐出ポート63a, 63b, 71a, 71b, 79a, 79bの大きさに関する事項が第1の実施形態と相違しており、それ以外のロータリコンプレッサ2の構成は、第1の実施形態と同様である。そのため、第3の実施形態において、第1の実施形態と同一の構成部分には同一の参照符号を付して、その説明を省略する。

[0127] 第3の実施形態では、図6に示すように、第1の仕切板17に形成された第2の吐出ポート71aの基本的なポート径 L_2 および最小断面積 A_2 が、夫々第1の吐出ポート63a, 63bの基本的なポート径 L_1 および最小断面積 A_1 と第3の吐出ポート79a, 79bのポート径 L_3 および最小断面積 A_3 との間の中間値に設定されている。

[0128] 同様に、第2の仕切板18に形成された第2の吐出ポート71bの基本的なポート径 L_2 および最小断面積 A_2 が、夫々第1の吐出ポート63a, 63bの基本的なポート径 L_1 および最小断面積 A_1 と第3の吐出ポート79a, 79bの基本的なポート径 L_3 および最小断面積 A_3 との間の中間値に設定されている。

[0129] 具体的には、第2の吐出ポート71a, 71bの最小断面積 A_2 は、例えば60、8[mm²]である。したがって、第1の吐出ポート63a, 63bの最小断面積 A_1 、第2の吐出ポート71a, 71bの最小断面積 A_2 および第3の吐出ポート79a, 79bの最小断面積 A_3 は、 $A_1 > A_2 > A_3$ の関係を満たしている。

[0130] この結果、第1のシリンダ室43と第3のシリンダ室45との間の第2のシリンダ室44に開口する第2の吐出ポート71a, 71bは、第1の吐出ポート63a, 63bよりも小さく、かつ第3の吐出ポート79a, 79bよりも大きな開口形状を有している。

- [0131] 第3の実施形態によると、第2のシリンダ室44を挟む第1の仕切板17および第2の仕切板18は、最も小さい第3の吐出ポート79a, 79bと、中間の大きさの第2の吐出ポート71a, 71bと、を有している。中間の大きさの第2の吐出ポート71a, 71bは、第2のシリンダ室44に開口され、最も小さい第3の吐出ポート79a, 79bは、第1のシリンダ室43および第3のシリンダ室45の双方に開口されている。
- [0132] この構成によれば、第1のシリンダ室43および第3のシリンダ室45には、夫々最も大きな第1の吐出ポート63a, 63bと最も小さな第3の吐出ポート79a, 79bとが開口され、中間の第2のシリンダ室44には、中間の大きさの第2の吐出ポート71a, 71bが開口されている。
- [0133] したがって、第1ないし第4の消音室47, 49, 85, 87の容量等に対応するように、第1の吐出ポート63a, 63b、第2の吐出ポート71a, 71bおよび第3の吐出ポート79a, 79bから吐出される気相冷媒の流量を最適化することができる。よって、第1ないし第3のシリンダ室43, 44, 45で圧縮された気相冷媒を効率よく吐出させることができ、ロータリコンプレッサ2の性能を高めることができる。
- [0134] 加えて、軸受機能を有する第2の仕切板18は、回転軸15が貫通するだけの第1の仕切板17に比べて厚く形成されているので、第4の消音室87の容量を第3の消音室85の容量よりも大きくすることができる。このため、第4の消音室87に開口された第2の吐出ポート71bを第3の吐出ポート79bよりも大きくすることで、容量の大きな第4の消音室87に吐出される気相冷媒の流量を増やすことができ、ロータリコンプレッサ2の性能の向上に有効に寄与するといった利点がある。
- [0135] 前記実施形態では、吐出ポートの開口形状を円形としたが、吐出ポートの開口形状に特に制約はなく、例えば多角形状あるいは円弧と直線を組み合わせたD形としてもよい。
- [0136] 前記実施形態では、三つのシリンダ室を有する3シリンダ形ロータリコンプレッサについて説明したが、例えば四つ以上のシリンダ室を有するロータ

リコンプレッサにおいても同様に実施できる。

[0137] さらに、前記実施形態では、ベーンがローラの偏心回転に追従してシリンダ室に進出したり、シリンダ室から退く方向に移動する一般的なロータリコンプレッサを例に掲げて説明したが、例えばローラの外周面からベーンがローラの径方向外側に向けて一体的に突出された、所謂スイング形のロータリコンプレッサでも同様に実施可能である。

[0138] 本発明のいくつかの実施形態を説明したが、これらの実施形態は、例として提示したものであり、発明の範囲を限定することは意図していない。これら新規な実施形態は、その他の様々な形態で実施されることが可能であり、発明の要旨を逸脱しない範囲で、種々の省略、置き換え、変更を行うことができる。これら実施形態やその変形は、発明の範囲や要旨に含まれるとともに、特許請求の範囲に記載された発明とその均等の範囲に含まれる。

符号の説明

[0139] 2…ロータリコンプレッサ、4…室外熱交換器、5…膨張装置、6…室内熱交換器、7…循環回路、10…密閉容器、11…駆動源（電動機）、12…圧縮機構部、15…回転軸、17…第1の仕切板、18…第2の仕切板、19…第1の軸受、20…第2の軸受、29a, 29b, 29c…第1ないし第3のシリンダボディ、37, 42…端板、43, 44, 45…第1ないし第3のシリンダ室、47…第1の消音室、49…第2の消音室、52, 53, 54…第1ないし第3のローラ、63a, 63b…第1の吐出ポート、71a, 71b…第2の吐出ポート、85, 87…中間消音室(第3の消音室、第4の消音室)。

請求の範囲

[請求項1]

密閉容器と、
前記密閉容器の内部で作動流体を圧縮する圧縮機構部と、
前記密閉容器に収容され、前記圧縮機構部を駆動する駆動源と、を
具備し、
前記圧縮機構部は、
前記密閉容器の内部で前記駆動源に連結された回転軸と、
前記回転軸を回転自在に支持するとともに、前記回転軸の径方
向に広がる端板を有する第1の軸受および第2の軸受と、
前記第1の軸受に付設された第1の消音室と、
前記第2の軸受に付設された第2の消音室と、
前記第1の軸受と前記第2の軸受との間に介在され、前記回転
軸の軸方向に間隔を存して配列されるとともに、夫々がシリンダ室を
規定する少なくとも三つのシリンダボディと、
隣り合う前記シリンダボディの間に設けられた複数の仕切板と
、
前記回転軸に嵌合され、前記シリンダ室内で前記作動流体を圧
縮する複数のローラと、を含み、
少なくとも三つの前記シリンダボディの前記シリンダ室が前記
第1の軸受の前記端板、前記第2の軸受の前記端板および前記仕切板
によって前記回転軸の軸方向に仕切られたロータリコンプレッサであ
って、
前記第1の軸受の前記端板および前記第2の軸受の前記端板は、夫
々当該端板と隣り合う前記シリンダボディの前記シリンダ室で圧縮さ
れた前記作動流体を前記第1の消音室および前記第2の消音室に吐出す
る第1の吐出ポートを有し、
前記端板と隣り合う二つの前記シリンダボディの間に位置された中
間の前記シリンダボディを挟む複数の前記仕切板は、夫々前記作動流

体が流れる中間消音室と、中間の前記シリンダボディの前記シリンダ室で圧縮された前記作動流体を前記中間消音室に吐出する第2の吐出ポートと、を有するロータリコンプレッサ。

[請求項2] 前記第1の消音室および前記第2の消音室の容量が前記中間消音室の容量よりも大きい請求項1に記載のロータリコンプレッサ。

[請求項3] 前記仕切板は、前記回転軸の軸方向に積層された一对の板要素で構成され、

一方の前記板要素は、中間の前記シリンダボディに当接するとともに前記第2の吐出ポートを有し、

他方の前記板要素は、前記端板と隣り合う前記シリンダボディに当接するとともに前記端板と隣り合う前記シリンダボディの前記シリンダ室で圧縮された前記作動流体を前記中間消音室に吐出する第3の吐出ポートを有する請求項1又は請求項2に記載のロータリコンプレッサ。

[請求項4] 前記第1および前記第2の軸受の端板と隣り合う前記シリンダボディの前記シリンダ室に連通する前記第1の吐出ポートおよび前記第3の吐出ポートの最小断面積が互いに異なるとともに、

中間の前記シリンダボディの前記シリンダ室に連通する複数の前記第2の吐出ポートの最小断面積が互いに異なる請求項3に記載のロータリコンプレッサ。

[請求項5] 前記第1の吐出ポートの最小断面積が前記第2の吐出ポートおよび前記第3の吐出ポートの最小断面積よりも大きい請求項3又は請求項4に記載のロータリコンプレッサ。

[請求項6] 前記圧縮機構部は、前記第1の消音室と前記第2の消音室との間を結ぶ吐出通路を有し、前記第2の消音室に吐出された前記作動流体が前記吐出通路を介して前記第1の消音室に導かれるとともに、前記第1の消音室内で当該第1の消音室に吐出された作動流体と合流し、

前記第1の消音室よりも前記第2の消音室に近い側に位置する前記

仕切板に設けられた前記第2の吐出ポートおよび前記第3のポートの最小断面積の合計値が、前記第2の消音室よりも前記第1の消音室に近い側に位置する前記仕切板に設けられた前記第2の吐出ポートおよび前記第3のポートの最小断面積の合計値よりも大きい請求項3に記載のロータリコンプレッサ。

[請求項7] 前記圧縮機構部は、前記第1の消音室と前記第2の消音室との間を結ぶ吐出通路を有し、前記第2の消音室に吐出された前記作動流体が前記吐出通路を介して前記第1の消音室に導かれるとともに、前記第1の消音室内で当該第1の消音室に吐出された作動流体と合流し、

前記第2の消音室よりも前記第1の消音室に近い側に位置する前記仕切板に設けられた前記第2の吐出ポートおよび前記第3のポートの最小断面積の合計値が、前記第1の消音室よりも前記第2の消音室に近い側に位置する前記仕切板に設けられた前記第2の吐出ポートおよび前記第3のポートの最小断面積の合計値よりも大きい請求項3に記載のロータリコンプレッサ。

[請求項8] 前記回転軸は、隣り合う前記シリンダボディの間に位置された中間軸部を有し、

いずれかの前記仕切板は、前記回転軸の前記中間軸部を摺動可能に支持する軸受孔を有し、当該軸受孔を有する前記仕切板の厚さが、前記回転軸が貫通する他の前記仕切板の厚さよりも大きいとともに、

前記軸受孔を有する前記仕切板に設けられた前記第2の吐出ポートおよび前記第3のポートの最小断面積の合計値が、他の前記仕切板に設けられた前記第2の吐出ポートおよび前記第3のポートの最小断面積の合計値よりも大きい請求項3に記載のロータリコンプレッサ。

[請求項9] 前記第1の吐出ポートの最小断面積を A_1 、前記第2の吐出ポートの最小断面積を A_2 および前記第3の吐出ポートの最小断面積を A_3 とした時、

$$A_1 > A_2 > A_3$$

の関係を満たす請求項3に記載のロータリコンプレッサ。

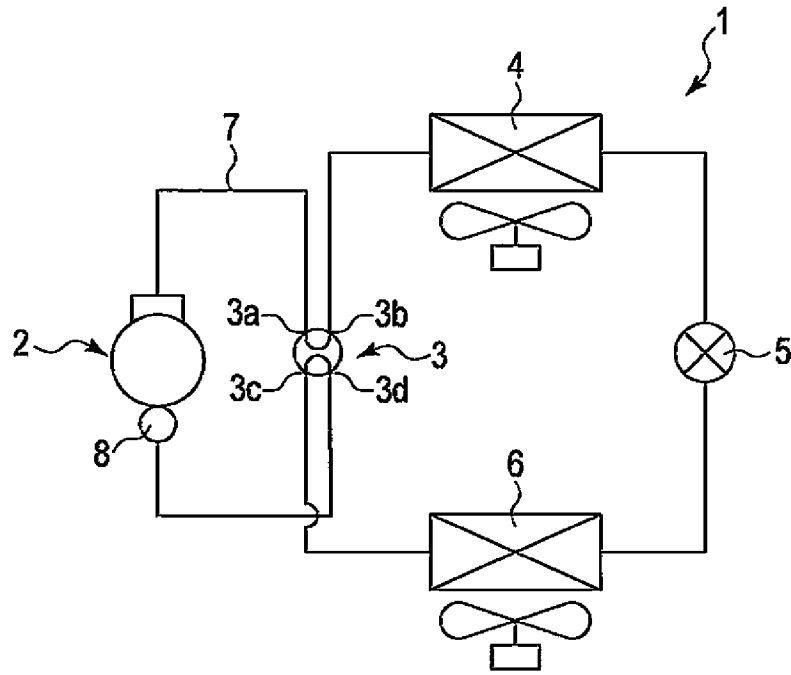
[請求項10] 前記回転軸は、隣り合う前記シリンダボディの間に位置された中間軸部を有し、いずれかの前記仕切板は、前記回転軸の前記中間軸部を摺動可能に支持する軸受孔を有し、当該仕切板を構成する一方の前記板要素に設けられる前記第2の吐出ポートの最小断面積が、前記第1の吐出ポートの最小断面積よりも小さく、前記第3の吐出ポートの最小断面積よりも大きい請求項3に記載のロータリコンプレッサ。

[請求項11] 作動流体としての冷媒が循環するとともに、放熱器、膨張装置および吸熱器が接続された循環回路と、

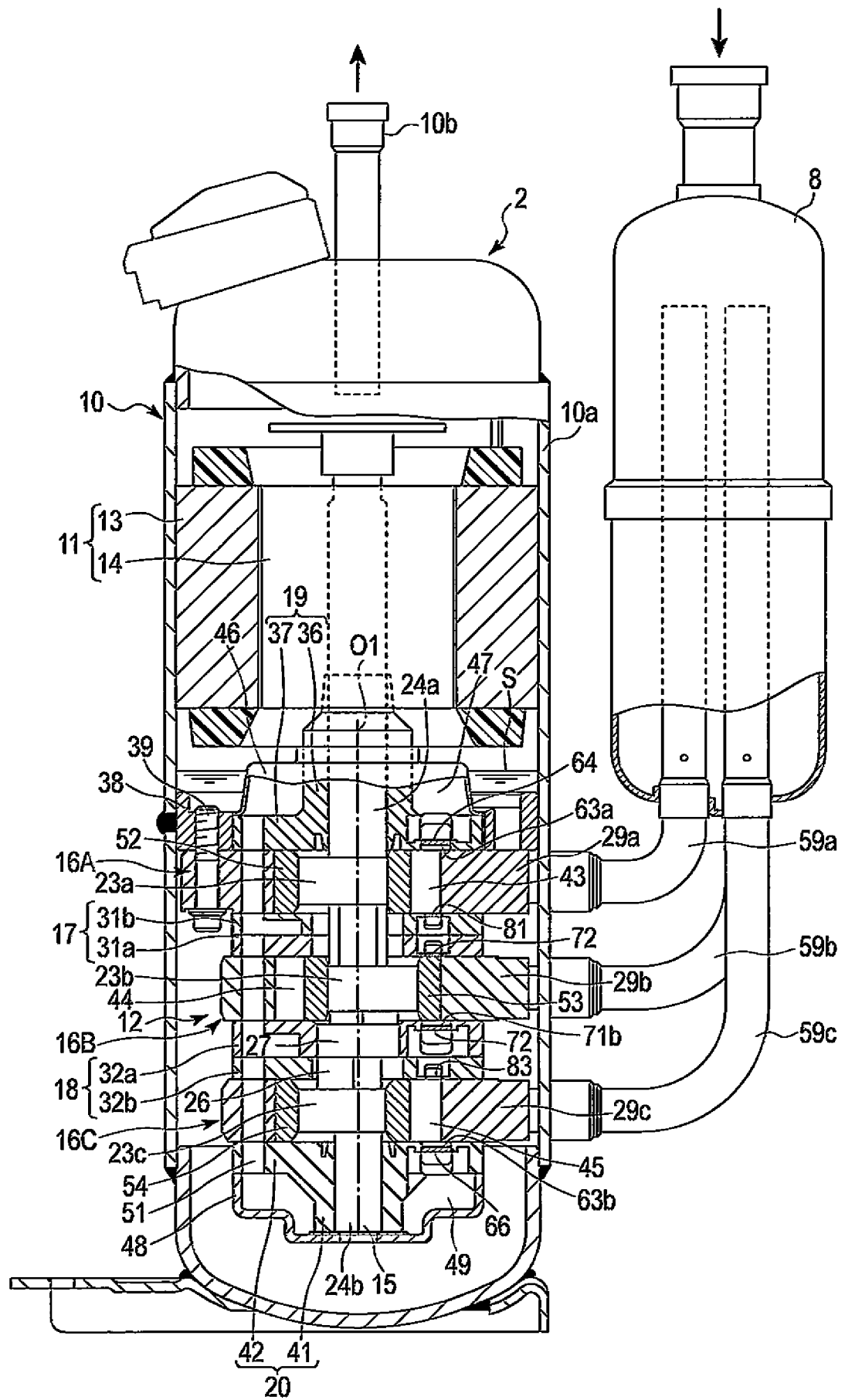
前記放熱器と前記吸熱器との間で前記循環回路に接続された請求項1ないし請求項10のいずれか一項に記載のロータリコンプレッサと、

を備えた冷凍サイクル装置。

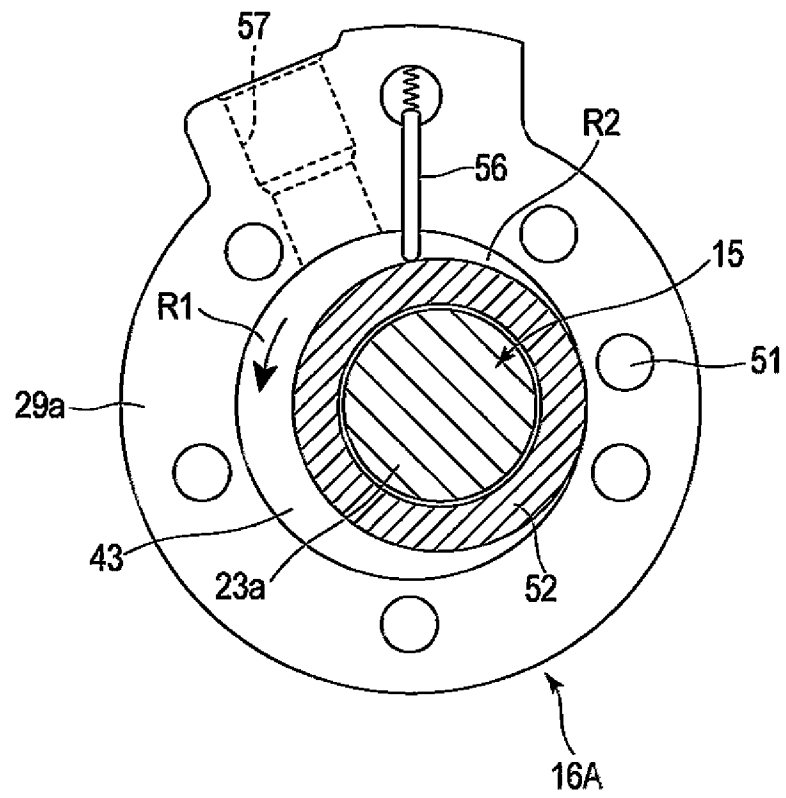
[図1]



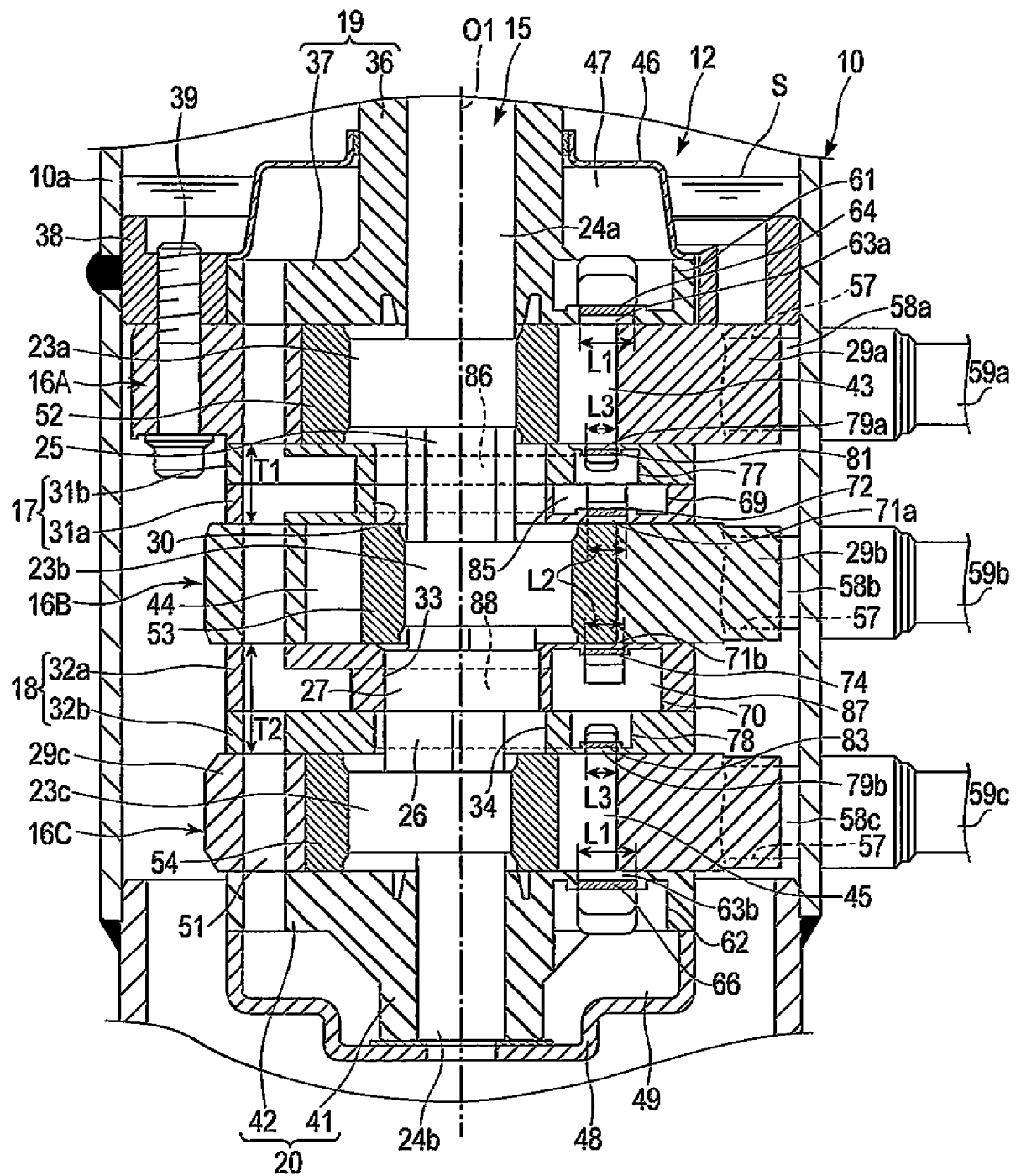
[図2]



[図4]



[図6]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2018/034269

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int. Cl. F04C29/06 (2006.01) i, F04C18/356 (2006.01) i, F04C23/00 (2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int. Cl. F04C29/06, F04C18/356, F04C23/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Published examined utility model applications of Japan 1922-1996

Published unexamined utility model applications of Japan 1971-2018

Registered utility model specifications of Japan 1996-2018

Published registered utility model applications of Japan 1994-2018

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 2011-64183 A (TOSHIBA CARRIER CORP.) 31 March 2011, paragraphs [0039]-[0047], fig. 8, 11 (Family: none)	1-8, 11 9-10
Y A	JP 2013-83245 A (TOSHIBA CARRIER CORP.) 09 May 2013, paragraphs [0007], [0018]-[0020], [0028]-[0034], [0040]-[0044], [0049], fig. 1 & US 2014/0250937 A1, paragraphs [0008], [0042]-[0044], [0053]-[0059], [0067]-[0069], [0074], fig. 1 & CN 103827500 A	1-8, 11 9-10
A	JP 2016-44600 A (TOSHIBA CARRIER CORP.) 04 April 2016, entire text, all drawings & EP 3184822 A1, entire text, all drawings & CN 106574620 A	1-11



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
13.11.2018

Date of mailing of the international search report
27.11.2018

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2018/034269

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2015-175258 A (TOSHIBA CARRIER CORP.) 05 October 2015, entire text, all drawings (Family: none)	1-11

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. F04C29/06(2006.01)i, F04C18/356(2006.01)i, F04C23/00(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. F04C29/06, F04C18/356, F04C23/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2018年
日本国実用新案登録公報	1996-2018年
日本国登録実用新案公報	1994-2018年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y A	JP 2011-64183 A（東芝キャリア株式会社）2011.03.31, 段落0039-0047、図8、11（ファミリーなし）	1-8, 11 9-10
Y A	JP 2013-83245 A（東芝キャリア株式会社）2013.05.09, 段落0007、0018-0020、0028-0034、0040-0044、0049、図1 & US 2014/0250937 A1, 段落0008、0042-0044、0053-0059、0067-0069、0074、図1 & CN 103827500 A	1-8, 11 9-10

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

13.11.2018

国際調査報告の発送日

27.11.2018

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（ISA/J P）

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

山崎 孔徳

30

4025

電話番号 03-3581-1101 内線 3358

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2016-44600 A (東芝キャリア株式会社) 2016. 04. 04, 全文及び図面 & EP 3184822 A1, 全文及び図面 & CN 106574620 A	1-11
A	JP 2015-175258 A (東芝キャリア株式会社) 2015. 10. 05, 全文及び図面 (ファミリーなし)	1-11