

(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
2018年9月20日(20.09.2018)



(10) 国際公開番号

WO 2018/168044 A1

(51) 国際特許分類:

F04C 29/02 (2006.01) F04C 29/00 (2006.01)

F04B 39/00 (2006.01) F04C 29/06 (2006.01)

F04B 39/04 (2006.01)

JP]; 〒2128585 神奈川県川崎市幸区堀川町
7 2 番地 3 4 Kanagawa (JP).

(21) 国際出願番号: PCT/JP2017/037368

(22) 国際出願日: 2017年10月16日(16.10.2017)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:

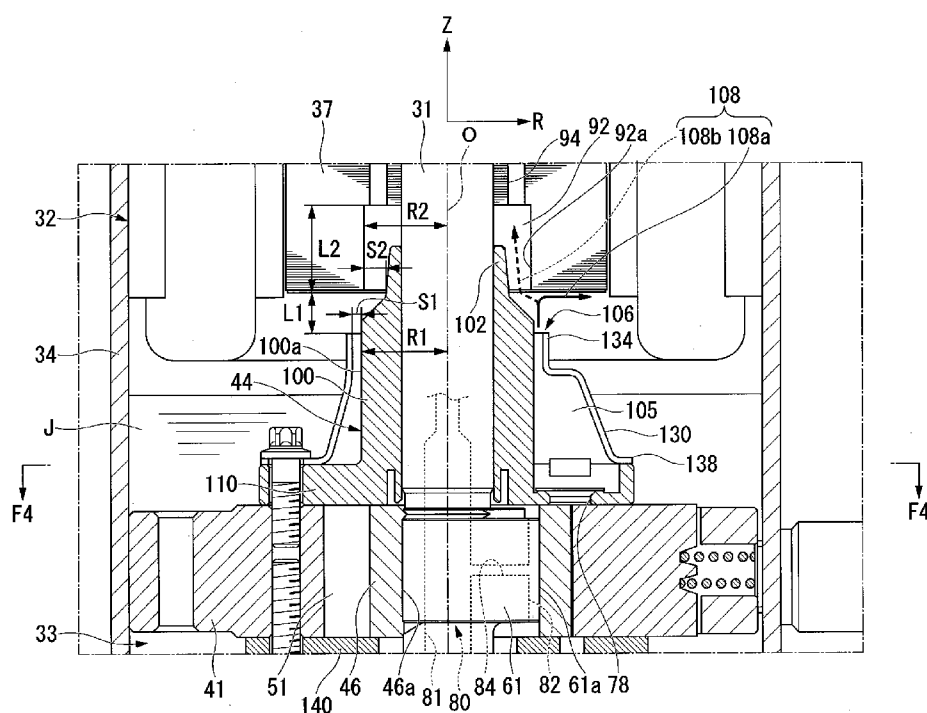
特願 2017-050156 2017年3月15日(15.03.2017) JP

(71) 出願人: 東 芝 キ ャ リ ア 株 式 会 社
(TOSHIBA CARRIER CORPORATION) [JP/

(72) 発明者: 志田 勝吾(SHIDA Shogo); 〒4168521 静
岡県富士市蓼原 3 3 6 番地 東芝キャリア株式
会社内 Shizuoka (JP). 平山 卓也(HIRAYAMA
Takuya); 〒4168521 静岡県富士市蓼原 3 3 6
番地 東芝キャリア株式会社内 Shizuoka (JP).
青木 俊公(AOKI Toshimasa); 〒4168521 静岡
県富士市蓼原 3 3 6 番地 東芝キャリア株式
会社内 Shizuoka (JP). 畑山 昌宏(HATAYAMA
Masahiro); 〒4168521 静岡県富士市蓼原 3 3 6
番地 東芝キャリア株式会社内 Shizuoka (JP).
長畑 大志(NAGAHATA Taishi); 〒4168521 静
岡県富士市蓼原 3 3 6 番地 東芝キャリア株
式会社内 Shizuoka (JP). 水野 弘之(MIZUNO

(54) Title: ROTARY COMPRESSOR AND REFRIGERATION CYCLE DEVICE

(54) 発明の名称: 回転式圧縮機および冷凍サイクル装置



(57) Abstract: This rotary compressor according to an embodiment has a shaft, a motor part, a compression mechanism part, a muffler member, and a case. The muffler member forms a muffler chamber between the muffler member and a bearing section of the compression mechanism part. A rotor of the motor part has a large-inner-diameter section and a compressed gas flow passage. The large-inner-diameter section is formed, around the shaft, in an end surface on a second side. The compressed gas flow passage passes through the rotor from the bottom surface of the large-inner-diameter section

[続葉有]



Hiroyuki); 〒4168521 静岡県富士市蓼原 3 3 6
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 志賀国際特許事務所 (**SHIGA INTERNATIONAL PATENT OFFICE**); 〒1006620 東京都千代田区丸の内一丁目 9 番 2 号 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, 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))

to an end surface on a first side. The outer circumferential surface of the bearing section that forms a discharge port of the muffler chamber is disposed further to the outside in a radial direction than the inner circumferential surface of the large-inner-diameter section.

(57) 要約: 実施形態の回転式圧縮機は、シャフトと、電動機部と、圧縮機構部と、マフラ部材と、ケースと、を持つ。マフラ部材は、圧縮機構部の軸受部との間にマフラ室を形成する。電動機部の回転子は、大内径部と、圧縮ガス流路とを有する。大内径部は、第2側の端面におけるシャフトの周囲に形成される。圧縮ガス流路は、大内径部の底面から第1側の端面にかけて回転子を貫通する。マフラ室吐出口を形成する軸受部の外周面は、大内径部の内周面より、径方向の外側に配置される。

明 細 書

発明の名称： 回転式圧縮機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、回転式圧縮機および冷凍サイクル装置に関する。

本願は、2017年3月15日に、日本に出願された特願2017-050156号に基づき優先権を主張し、その内容をここに援用する。

背景技術

[0002] 冷凍サイクル装置において回転式圧縮機が利用されている。回転式圧縮機は、シリンダの内部でローラを偏心回転させ、気体冷媒を圧縮して外部に送出する。回転式圧縮機の内部には潤滑油が収容されている。潤滑油は、回転式圧縮機の摺動部分に供給される。回転式圧縮機から吐出される圧縮ガスに潤滑油が混入すると、冷凍サイクル装置の蒸発器や放熱器の効率が低下する。また吐出される圧縮ガスに潤滑油が混入すると、回転式圧縮機内での潤滑油が不足する。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特許第5818731号公報

特許文献2：特開2015-206344号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] 本発明が解決しようとする課題は、吐出される圧縮ガスへの潤滑油の混入を抑制することができる回転式圧縮機および冷凍サイクル装置を提供することである。

課題を解決するための手段

[0005] 実施形態の回転式圧縮機は、シャフトと、電動機部と、圧縮機構部と、マフラ部材と、ケースと、を持つ。電動機部は、回転子と、固定子と、を有する。回転子は、前記シャフトの軸方向の第1側に配置され前記シャフトに固

定される。固定子は、前記回転子の外側に配置される。圧縮機構部は、前記シャフトの軸方向における前記第 1 側とは反対の第 2 側に配置され、前記シャフトの回転によりガスを圧縮する。マフラ部材は、前記圧縮機構部を構成する前記電動機部側の軸受部の外側に配置され、前記圧縮機構部で圧縮された圧縮ガスが吐出されるマフラ室を形成するとともに、内周面と前記軸受部の外周面間にマフラ室吐出口を形成する。ケースは、前記シャフト、前記電動機部、前記圧縮機構部および前記マフラ部材を内部に収容するとともに、前記第 1 側に吐出管を有し底部に潤滑油を貯留する。前記回転子は、大内径部と、圧縮ガス流路と、を有する。大内径部は、前記第 2 側の端面側に形成される。圧縮ガス流路は、前記大内径部の底面から前記第 1 側の端面にかけて貫通する。前記マフラ室吐出口を形成する前記軸受部の外周面は、前記大内径部の内周面より、径方向の外側に配置される。

図面の簡単な説明

[0006] [図1]実施形態の回転式圧縮機の断面図を含む冷凍サイクル装置の概略構成図。

[図2]図 1 の F 2 - F 2 線における圧縮機構部の断面図。

[図3]図 1 の P 部における主軸受周辺の拡大図。

[図4]図 3 の F 4 - F 4 線における圧縮機構部の断面図。

[図5]図 4 の F 5 - F 5 線における圧縮機構部の断面図。

[図6]実施形態の変形例であって、図 3 の F 4 - F 4 線に相当する部分における圧縮機構部の断面図。

発明を実施するための形態

[0007] 以下、実施形態の回転式圧縮機および冷凍サイクル装置を、図面を参照して説明する。本願において、Z 方向、R 方向および θ 方向は以下のように定義される。Z 方向はシャフト 31 の軸方向である。軸方向の第 1 側である + Z 側は、例えば鉛直方向の上側である。軸方向の第 2 側である - Z 側は、例えば鉛直方向の下側である。なお、Z 方向を軸方向 Z と呼ぶ場合がある。R 方向はシャフト 31 の径方向である。+ R 側は、径方向の外側であって、シ

シャフト 31 の中心軸から離れる側である。－R 方向は、径方向の内側であって、シャフト 31 の中心軸に近づく側である。なお、R 方向を径方向 R と呼ぶ場合がある。θ 方向は、シャフト 31 の中心軸の周方向である。なお、θ 方向を周方向 θ と呼ぶ場合がある。

[0008] 始めに、冷凍サイクル装置について簡単に説明する。

図 1 は、本実施形態の回転式圧縮機 2 の断面図を含む冷凍サイクル装置 1 の概略構成図である。

図 1 に示すように、冷凍サイクル装置 1 は、回転式圧縮機 2 と、回転式圧縮機 2 に接続された放熱器としての凝縮器 3 と、凝縮器 3 に接続された膨張装置 4 と、膨張装置 4 に接続された吸熱器としての蒸発器 5 とを備えている。

[0009] 回転式圧縮機 2 は、いわゆるロータリ式の圧縮機である。回転式圧縮機 2 は、例えば、内部に取り込まれる低圧の気体冷媒（流体）を圧縮して高温・高圧の気体冷媒にする。なお、回転式圧縮機 2 の具体的な構成については後述する。

[0010] 凝縮器 3 は、回転式圧縮機 2 から吐出される高温・高圧の気体冷媒から放熱して、高温・高圧の気体冷媒を高圧の液体冷媒にする。

膨張装置 4 は、凝縮器 3 から送り込まれる高圧の液体冷媒の圧力を下げ、高圧の液体冷媒を低温・低圧の液体冷媒にする。

蒸発器 5 は、膨張装置 4 から送り込まれる低温・低圧の液体冷媒を気化させ、低圧の気体冷媒にする。そして、蒸発器 5 において、低圧の液体冷媒が気化する際に周囲から気化熱を奪うことで周囲が冷却される。なお、蒸発器 5 を通過した低圧の気体冷媒は、上述した回転式圧縮機 2 の内部に取り込まれる。

[0011] このように、本実施形態の冷凍サイクル装置 1 では、作動流体である冷媒が気体冷媒と液体冷媒との間で相変化しながら循環し、気体冷媒から液体冷媒に相変化する過程で放熱し、液体冷媒から気体冷媒に相変化する過程で吸熱する。そして、これらの放熱や吸熱を利用して暖房や冷房などが行われる。

。

[0012] 次に、上述した回転式圧縮機 2 の具体的な構成について説明する。

本実施形態の回転式圧縮機 2 は、圧縮機本体 1 1 と、アキュムレータ 1 2 とを備える。

アキュムレータ 1 2 は、いわゆる気液分離器である。アキュムレータ 1 2 は、上述した蒸発器 5 と圧縮機本体 1 1 との間に設けられている。アキュムレータ 1 2 は、吸い込みパイプ 2 1 を通じて圧縮機本体 1 1 の複数のシリンダ 4 1, 4 2 に接続されている。アキュムレータ 1 2 は、蒸発器 5 で気化された気体冷媒を圧縮機本体 1 1 に供給する。

[0013] 圧縮機本体 1 1 は、シャフト 3 1 と、シャフト 3 1 を回転させる電動機部 3 2 と、シャフト 3 1 の回転によって気体冷媒を圧縮する圧縮機構部 3 3 と、これらシャフト 3 1、電動機部 3 2 および圧縮機構部 3 3 を収容した円筒状のケース 3 4 とを備えている。

[0014] シャフト 3 1 およびケース 3 4 は、軸線 O に対して同軸状に配置されている。電動機部 3 2 は、ケース 3 4 のなかで、軸線 O に沿う + Z 側（図 1 における上側）に配置されている。圧縮機構部 3 3 は、ケース 3 4 のなかで、軸線 O に沿う - Z 側（図 1 における下側）に配置されている。

[0015] 電動機部 3 2 は、いわゆるインナーロータ型の DC ブラシレスモータである。具体的には、電動機部 3 2 は、固定子 3 6 と、回転子 3 7 とを備える。固定子 3 6 は、筒状に形成され、ケース 3 4 の内壁面に焼嵌めなどによって固定されている。回転子 3 7 は、固定子 3 6 の内側に配置されている。回転子 3 7 は、シャフト 3 1 の上部に連結されている。回転子 3 7 は、固定子 3 6 に設けられたコイルに電流が供給されることで、シャフト 3 1 を回転駆動する。

[0016] 次に、圧縮機構部 3 3 について説明する。

圧縮機構部 3 3 は、複数のシリンダ 4 1, 4 2 と、仕切板 4 3 と、主軸受 4 4 と、副軸受 4 5 と、複数のローラ 4 6, 4 7 と、主マフラ部材 1 3 0 と、副マフラ部材 1 8 0 とを備える。

[0017] 複数のシリンダは、第1シリンダ41と、第2シリンダ42とを含む。第1シリンダ41および第2シリンダ42は、互いの間に隙間を空けて軸方向Zに重ねて配置されている。第1シリンダ41および第2シリンダ42の各々は、軸方向Zに開口した筒状に形成されている。これにより、第1シリンダ41には、第1シリンダ室51となる内部空間が形成されている。第2シリンダ42には、第2シリンダ室52となる内部空間が形成されている。第1シリンダ41および第2シリンダ42の各々には、上述した吸い込みパイプ21が個別に接続されている。第1シリンダ室51および第2シリンダ室52には、アキュムレータ12で気液分離された気体冷媒が吸い込みパイプ21を通じて供給される。

[0018] 仕切板43は、第1シリンダ41と第2シリンダ42との間に配置され、第1シリンダ41と第2シリンダ42との間に挟まれている。仕切板43は、第1仕切板140と、第2仕切板160と、を有する。第1仕切板140は、第1シリンダ41の内部空間に面して、第1シリンダ室51の一面を規定している。同様に、第2仕切板160は、第2シリンダ42の内部空間に面して、第2シリンダ室52の一面を規定している。また、仕切板43には、軸方向Zにシャフト31が通される開口部55が設けられている。仕切板43の具体的な構成については後述する。

[0019] 主軸受44は、第1シリンダ41に対して第1仕切板140とは反対側である電動機部32側に位置する。主軸受44は、第1仕切板140とは反対側から第1シリンダ41の内部空間に面して、第1シリンダ室51の別の一面を規定している。主軸受44の具体的な構成については後述する。一方で、副軸受45は、第2シリンダ42に対して第2仕切板160とは反対側である反電動機部32側に位置する。副軸受45は、第2仕切板160とは反対側から第2シリンダ42の内部空間に面して、第2シリンダ室52の別の一面を規定している。

[0020] ここで、上述したシャフト31は、第1シリンダ41、第2シリンダ42、および仕切板43を貫通するとともに、主軸受44と副軸受45とによっ

て回転可能に支持されている。シャフト 3 1 には、第 1 偏心部 6 1 と、第 2 偏心部 6 2 とが設けられている。第 1 偏心部 6 1 は、シャフト 3 1 のなかで第 1 シリンダ室 5 1 に対応する部分に設けられ、第 1 シリンダ室 5 1 内に配置されている。第 2 偏心部 6 2 は、シャフト 3 1 のなかで第 2 シリンダ室 5 2 に対応する部分に設けられ、第 2 シリンダ室 5 2 内に配置されている。第 1 偏心部 6 1 および第 2 偏心部 6 2 の各々は、軸方向 Z に沿う円柱状に形成されている。第 1 偏心部 6 1 および第 2 偏心部 6 2 は、軸線 O に対して径方向 R に同一量ずつ偏心している。第 1 偏心部 6 1 および第 2 偏心部 6 2 は、軸方向 Z から見た平面視で例えば同形同大に形成されるとともに、周方向 θ に 180° の位相差をもって配置されている。

[0021] 複数のローラは、第 1 ローラ 4 6 と、第 2 ローラ 4 7 とを含む。第 1 ローラ 4 6 および第 2 ローラ 4 7 の各々は、軸方向 Z に沿う筒状に形成されている。第 1 ローラ 4 6 は、第 1 偏心部 6 1 の外周側に配置されている。一方で、第 2 ローラ 4 7 は、第 2 偏心部 6 2 の外周側に配置されている。第 1 ローラ 4 6 および第 2 ローラ 4 7 の各々は、シャフト 3 1 の回転に伴い、各ローラ 4 6, 4 7 の外周面 4 6 a, 4 7 a を各シリンダ 4 1, 4 2 の内周面に摺接させながらシリンダ室 5 1, 5 2 の内側で偏心回転する（図 2 参照）。

[0022] 次に、シリンダの内部構成について説明する。

ここで、第 1 シリンダ 4 1 の内部構成と第 2 シリンダ 4 2 の内部構成は、偏心部 6 1, 6 2 およびローラ 4 6, 4 7 の位相差に応じて異なる部分以外は、互いに略同じである。このため、ここでは第 1 シリンダ 4 1 の内部構成を代表して説明する。そして、第 2 シリンダ 4 2 において第 1 シリンダ 4 1 と同一の機能を有する構成には同一の符号を付して、その構成の説明を省略する。

[0023] 図 2 は、図 1 の F 2 - F 2 線における圧縮機構部 3 3 の断面図である。

図 2 に示すように、第 1 シリンダ 4 1 の内周面には、径方向 R の外側に向けて延びたベーン溝 7 1 が設けられている。このベーン溝 7 1 は、軸方向 Z において第 1 シリンダ 4 1 の全体に亘って形成されている。ベーン溝 7 1 に

は、径方向Rに沿ってスライド移動可能なベーン72が挿入されている。ベーン72は、図示しない付勢手段によって径方向Rの内側に向けて付勢され、その先端部が第1シリンダ室51内で第1ローラ46の外周面46aに当接している。これにより、ベーン72は、第1シリンダ室51の内部を、吸込室74と圧縮室75とに仕切っている。ベーン72は、第1ローラ46の偏心回転に伴って第1シリンダ室51内に進退する。これにより、第1シリンダ室51内に気体冷媒を吸い込む吸込動作および第1シリンダ室51内で気体冷媒を圧縮する圧縮動作が行われる。

[0024] また、第1シリンダ41には、吸込孔76と、吐出溝77とが設けられている。

吸込孔76は、第1シリンダ室51から径方向Rの外側に向けて第1シリンダ41を貫通している。吸込孔76の径方向Rの外側の端部には、上述した吸い込みパイプ21が接続されている。一方で、吸込孔76の径方向Rの内側の端部は、第1シリンダ室51の吸込室74に連通している。吸込孔76は、吸い込みパイプ21から送られた気体冷媒を第1シリンダ室51の吸込室74に流入させる。

[0025] 一方で、吐出溝77は、圧縮室75に設けられている。吐出溝77は、第1シリンダ41の内周面に軸方向Zに沿って設けられ、主軸受44の主軸受吐出孔78（図1参照）に連通している。吐出溝77は、圧縮室75で圧縮された気体冷媒を主軸受44の主軸受吐出孔78に導く。一方で、第2シリンダ42に設けられた吐出溝77は、副軸受45の副軸受吐出孔79（図1参照）に連通している。第2シリンダ42の吐出溝77は、圧縮室75で圧縮された気体冷媒を副軸受45の副軸受吐出孔79に導く。

[0026] 図1に示すように、主マフラ部材130は、主軸受44との間に主マフラ室105を形成する。第1シリンダ41の圧縮室75で圧縮された気体冷媒（以下、圧縮ガスと言う場合がある。）は、主軸受吐出孔78から主マフラ室105に吐出される。主マフラ室105は、主マフラ室吐出口106を有する。主マフラ室105に吐出された圧縮ガスは、主マフラ室吐出口106

からケース 34 の内部に吐出される。主マフラ部材 130 の具体的な構成については後述する。副マフラ部材 180 は、副軸受 45 との間に副マフラ室 185 を形成する。第 2 シリンダ 42 の圧縮室 75 で圧縮された気体冷媒は、副軸受吐出孔 79 から副マフラ室 185 に吐出される。副マフラ室 185 は、第 2 シリンダ 42、仕切板 43 および第 1 シリンダ 41 に形成された貫通孔（不図示）を介して、主マフラ室 105 に連通する。そのため、副マフラ室 185 に吐出された圧縮ガスは、主マフラ室吐出口 106 からケース 34 の内部に吐出される。

[0027] ケース 34 は、電動機部 32 の回転子 37 の +Z 側に、吐出管 35 を有する。吐出管 35 は、ケース 34 の内部に吐出された圧縮ガスを、凝縮器 3 など、ケース 34 の外部における冷凍サイクル装置の構成機器に吐出する。

[0028] 次に、圧縮機構部 33 に設けられた給油通路 80 について説明する。

ここで、第 1 偏心部 61 の内部構成と第 2 偏心部 62 の内部構成は、互いに略同じである。このため、ここでは第 1 偏心部 61 の内部構成を代表して説明する。

[0029] 図 3 は、図 1 の P 部における主軸受 44 周辺の拡大図である。

図 3 に示すように、給油通路 80 は、シャフト 31 に設けられた主通路 81 と、第 1 偏心部 61 に設けられた副通路 82 および連通路 84 とを有する。

[0030] 主通路 81 は、軸線 O と同軸状に設けられ、シャフト 31 の内部に形成されている。主通路 81 は、軸方向 Z に沿ってシャフト 31 の内部を延びている。主通路 81 は、副軸受 45 に支持されるシャフト 31 の端部においてシャフト 31 の外部に開口している。ここで、ケース 34 内には、潤滑油 J が収容されており、圧縮機構部 33 の一部が潤滑油 J 内に浸かっている。主通路 81 には、ケース 34 に収容された潤滑油 J が流入する。また、主通路 81 の内部には、シャフト 31 の回転に伴って、潤滑油 J を主通路 81 内に汲み上げるねじり板等のポンプ手段（不図示）が設けられている。

[0031] 副通路 82 は、例えば偏心部 61 の外周面 61a に設けられた溝である。

言い換えると、副通路 8 2 は、偏心部 6 1 の外周面 6 1 a とローラ 4 6 の内周面 4 6 b との間に形成されている。副通路 8 2 は、軸方向 Z に沿って延びており、軸方向 Z において偏心部 6 1, 6 2 の全体に亘って形成されている。

[0032] 連通路 8 4 は、径方向 R に沿って偏心部 6 1 の内部に設けられている。連通路 8 4 は、主通路 8 1 と副通路 8 2 との間に設けられ、主通路 8 1 と副通路 8 2 とを接続している。これにより、主通路 8 1 内の潤滑油 J は、シャフト 3 1 の回転に伴う遠心力によって、連通路 8 4 を通じて副通路 8 2 に供給される。副通路 8 2 に供給された潤滑油 J は、副通路 8 2 から圧縮機構部 3 3 の摺動部分に供給される。

[0033] 主軸受 4 4、主マフラ部材 1 3 0 および回転子 3 7 の構成について詳しく説明する。

最初に、主軸受 4 4 の構成について詳しく説明する。

図 3 に示すように、主軸受 4 4 は、軸受部 1 0 0 と、閉塞部 1 1 0 と、を有する。軸受部 1 0 0 および閉塞部 1 1 0 は、金属材料により一体的に形成される。主軸受 4 4 は、全体を鋳造した後に、一部に機械加工を施して形成される。そのため、主軸受 4 4 の外表面の大部分は鋳肌で形成される。

[0034] 軸受部 1 0 0 は、軸方向 Z において電動機部 3 2 と圧縮機構部 3 3 との間に配置され、シャフト 3 1 の外周を支持する。軸受部 1 0 0 は円筒状に形成される。軸受部 1 0 0 の - Z 側は、外径が一定に形成される。軸受部 1 0 0 の + Z 側には、外径が - Z 側より小さい径小部 1 0 2 が形成される。径小部 1 0 2 は、+ Z 側に向かって先細るように形成される。

閉塞部 1 1 0 は、圧縮機構部 3 3 の第 1 シリンダ室 5 1 の + Z 側（第 3 側）を閉塞する。閉塞部 1 1 0 は円盤状に形成される。閉塞部 1 1 0 は、軸受部 1 0 0 の - Z 側の端部に連続する。閉塞部 1 1 0 については、より具体的な構成を後述する。

[0035] 次に、主マフラ部材 1 3 0 の構成について詳しく説明する。

主マフラ部材 1 3 0 は、鋼板材料等により形成される。主マフラ部材 1 3

0は、主軸受44の軸受部100の+R側に配置される。主マフラ部材130は、主軸受44との間に主マフラ室105を形成する。主マフラ部材130の-Z側の端部には、+R側に広がるフランジ部138が形成される。フランジ部138は、主軸受44の閉塞部110の+Z側の端面に固定される。主マフラ部材130は、+Z側に向かって先細るように漏斗状に形成される。主マフラ部材130の+Z側の端部には、内径が一定のまま軸方向Zに沿って伸びる整流部134が形成される。整流部134は、主軸受44の軸受部100と同軸状に配置される。整流部134は、圧縮ガスの流れを、環状で+Z側に向かうように整流する。整流部134の内周面は、主軸受44の軸受部100の外周面100aとの間に、環状の主マフラ室吐出口106を形成する。主マフラ室吐出口106は、整流部134の+Z側の端部に形成される。主マフラ室吐出口106は、圧縮ガスを主マフラ室105からケース34の内部に吐出する。

[0036] 次に、回転子37の構成について詳しく説明する。

回転子37は、大内径部92と、圧縮ガス流路94と、を有する。

大内径部（カウンタボア）92は、-Z側の端面から一定の深さに形成される。大内径部92は、シャフト31の全周囲にわたってリング状に形成され、シャフト31が連結される部分よりも内径が大きくされている。大内径部92の内部には、主軸受44の軸受部100の径小部102が挿入される。これにより、回転子37と主軸受44とが軸方向Zにおいて重なる。したがって、回転式圧縮機2を軸方向Zにおいて小型化できる。なお、シャフト31の給油通路80に汲み上げられて圧縮機構部33の潤滑に利用されなかった潤滑油Jを、シャフト31の外周面から大内径部92の内部に吐出してもよい。

圧縮ガス流路94は、大内径部92の底面から回転子37の+Z側の端面にかけて、回転子37を貫通する。複数の圧縮ガス流路94が、周方向 θ に間隔を空けて形成される。

[0037] ここで、圧縮ガスの吐出動作について詳しく説明する。

前述したように、第1シリンダ室51で圧縮された気体冷媒（圧縮ガス）は、主軸受吐出孔78から主マフラ室105に吐出される。主マフラ室105に吐出された圧縮ガスは、主マフラ室吐出口106からケース34の内部に吐出される。電動機部32は、回転子37に形成された圧縮ガス流路94など、電動機部32を軸方向Zに貫通する空間を有する。ケース34の内部における電動機部32の-Z側に吐出された圧縮ガスは、圧縮ガス流路94などの空間を通過して、電動機部32の+Z側に流れる。電動機部32の+Z側に流れた圧縮ガスは、吐出管35（図1参照）から冷凍サイクル装置の構成機器に吐出される。

[0038] ところで、ケース34の内部に収容された潤滑油Jは、シャフト31の給油通路80に汲み上げられて、圧縮機構部33の摺動部分に供給される。そのため、第1シリンダ室51で圧縮された気体冷媒（圧縮ガス）には潤滑油Jが含まれる。潤滑油Jを含んだ圧縮ガスが冷凍サイクル装置の構成機器に供給されると、冷凍サイクル装置の構成機器の効率が低下する。また潤滑油Jを含んだ圧縮ガスが回転式圧縮機2の外部に吐出されると、圧縮機構部33において潤滑油Jが不足する。

[0039] これに対して本実施形態では、主マフラ室吐出口106を形成する主軸受44の軸受部100の外周面100aが、大内径部92の内周面92aより、+R側に配置される。すなわち、軸線Oから、軸受部100の外周面100aまでの距離（外周面100aの半径）をR1とする。軸線Oから、大内径部92の内周面92aまでの距離（内周面92aの半径）をR2とする。このとき、本実施形態の回転式圧縮機2は $R1 > R2$ を満たす。

[0040] この構成によれば、主マフラ室吐出口106から+Z方向に吐出された圧縮ガス108が、回転子37の-Z側の端面に衝突する。このとき回転子37は回転しているので、圧縮ガス108に含まれる潤滑油108aは、遠心力により+R方向に飛ばされる。一方、圧縮ガス108に含まれる気体冷媒108bは、大内径部92の内部に流入する。さらに気体冷媒108bは、大内径部92の底面に形成された圧縮ガス流路94に流入し、吐出管35か

ら外部に吐出される。これにより、圧縮ガスに含まれる潤滑油を分離できる。したがって、回転式圧縮機 2 から吐出される圧縮ガスへの潤滑油の混入を抑制できる。これに伴って、冷凍サイクル装置の構成機器の効率が低下するのを防止できる。また、圧縮機構部 33 における潤滑油 J の不足を防止できる。

[0041] なお、大内径部 92 および圧縮ガス流路 94 の内部でも、重力および遠心力により、圧縮ガスから潤滑油が分離される。

図 1 に示すように、シャフト 31 の +Z 側の端部には、フランジディスク 96 が装着される。フランジディスク 96 は、シャフト 31 の全周囲において +R 側に広がる。フランジディスク 96 は、圧縮ガス流路 94 の +Z 側を覆うように配置される。圧縮ガス流路 94 から +Z 側に吐出された圧縮ガスは、フランジディスク 96 に衝突する。フランジディスク 96 はシャフト 31 と共に回転しているので、圧縮ガスに含まれる潤滑油は、遠心力により +R 方向に飛ばされる。このようにフランジディスク 96 でも、圧縮ガスから潤滑油が分離される。

[0042] 図 3 に示すように、軸方向 Z における主マフラ室吐出口 106 と回転子 37 との距離を L_1 とする。軸方向 Z における大内径部 92 の深さを L_2 とする。このとき、本実施形態の回転式圧縮機 2 は $L_1 < L_2$ を満たす。 L_1 が L_2 より小さいので、主マフラ室吐出口 106 から吐出された圧縮ガス 108 の大部分が、回転子 37 の -Z 側の端面に衝突する。これにより、圧縮ガスに含まれる潤滑油を分離できる。また、 L_2 が L_1 より大きいので、軸受部 100 の多くの部分を大内径部 92 の内部に配置できる。したがって、回転式圧縮機 2 を軸方向 Z において小型化できる。

[0043] また、主マフラ室吐出口 106 の軸方向 Z に直交する開口面積を S_1 とする。回転子 37 の -Z 側の端面における大内径部 92 の内周面と軸受部 100 の径小部 102 の外周面 100a 間の通路面積を S_2 とする。このとき、本実施形態の回転式圧縮機 2 は $S_1 < S_2$ を満たす。 S_1 が S_2 より小さいので、主マフラ室吐出口 106 からの圧縮ガスの吐出速度が速くなる。その

ため、吐出された圧縮ガスの大部分が、回転子 37 の -Z 側の端面に衝突する。これにより、圧縮ガスに含まれる潤滑油を分離できる。また、S 2 が S 1 より大きいので、圧縮ガス 108 に含まれる気体冷媒 108 b が、大内径部 92 内に流入しやすくなる。これにより、圧縮ガスに含まれる潤滑油を分離できる。

[0044] また、主マフラ室吐出口 106 の軸方向 Z に直交する開口面積を S 1 とする。圧縮機構部 33 の吐出孔の総開口面積を S 3 とする。ここで、圧縮機構部 33 の吐出孔の総開口面積 S 3 は、圧縮機構部 33 における全ての圧縮ガス吐出孔の開口面積を合計したものである。すなわち、圧縮機構部 33 の吐出孔の総開口面積は、主軸受吐出孔 78、副軸受吐出孔 79、後述する第 1 仕切板吐出孔 143 および第 2 仕切板吐出孔の開口面積を合計したものである。このとき、本実施形態の回転式圧縮機 2 は $S 1 < S 3$ を満たす。S 1 が S 3 より小さいので、主マフラ室吐出口 106 からの圧縮ガスの吐出速度が速くなる。そのため、吐出された圧縮ガスの大部分が、回転子 37 の -Z 側の端面に衝突する。これにより、圧縮ガスに含まれる潤滑油を分離できる。

[0045] 主軸受 44 の閉塞部 110 の構成について詳しく説明する。

ここで、主軸受 44 の閉塞部 110 の構成と副軸受 45 の閉塞部の構成は、互いに略同じである。このため、ここでは主軸受 44 の閉塞部 110 の構成を代表して説明する。

図 4 は、図 3 の F 4 - F 4 線における圧縮機構部 33 の断面図である。図 5 は、図 4 の F 5 - F 5 線における圧縮機構部 33 の断面図である。なお図 4 では、弁体 120 およびストッパ 122 の記載を省略している。

[0046] 図 5 に示すように、閉塞部 110 は、主軸受吐出孔 78 と、弁体 120 と、ストッパ 122 と、弁体固定部 124 と、を有する。本願において、X 方向は以下のように定義される。図 4 に示すように、主軸受吐出孔 78 の中心と弁体固定部 124 の中心とを結ぶ線の伸びる方向が X 方向である。X 方向において、主軸受吐出孔 78 の側が +X 側であり、弁体固定部 124 の側が -X 側である。

- [0047] 図5に示すように、閉塞部110は、圧縮機構部33の第1シリンダ室51の+Z側（第3側）を閉塞する。閉塞部110は円盤状に形成される。閉塞部110の+Z側の表面には凹部111が形成される。凹部111には、弁体120およびストッパ122が收容される。凹部111はX方向に沿って伸びる。凹部111の底には、薄肉の底壁112が形成される。
- [0048] 主軸受吐出孔78は、凹部111の+X側に形成される。主軸受吐出孔78は、底壁112を貫通して形成される。ところで、第1シリンダ室51において圧縮動作が終了しても、主軸受吐出孔78の内側には圧縮ガスが残る。この圧縮ガスが第1シリンダ室51の内部に再膨張すると、新たな気体冷媒の吸込動作が妨害されるので、回転式圧縮機2の圧縮効率が低下する。そのため、主軸受吐出孔78の内側の死容積を小さくすることが望ましい。本実施形態では、主軸受吐出孔78が薄肉の底壁112に形成されるので、主軸受吐出孔78の内側の死容積が小さい。
- [0049] 弁体120は、金属材料等により板状に形成される。弁体120は、底壁112の+Z側に配置される。弁体120は、主軸受吐出孔78から弁体固定部124にかけてX方向に伸びる。弁体120の+X側の弁頭部は、Z方向に移動して主軸受吐出孔78を開閉する。
- [0050] ストッパ122は、金属材料等により、弁体120よりも厚い板状に形成される。ストッパ122は、弁体120の+Z側に配置される。ストッパ122は、主軸受吐出孔78から弁体固定部124にかけてX方向に伸びる。ストッパ122は、-X側から+X側にかけて+Z側に湾曲している。ストッパ122は、弁体120の+X側の弁頭部が、+Z側に過大に変位するのを規制する。
- [0051] 弁体固定部124は、凹部111の-X側の端部に形成される。弁体固定部124は、リベットまたはネジなどを有する。弁体固定部124は、弁体120およびストッパ122の-X側の端部を、凹部111の底壁112に固定する。
- [0052] 閉塞部110の凹部111の底壁112における+Z側の表面（以下、単

に表面と言う。)の形状について説明する。

図5に示すように、主軸受吐出孔78の周囲では、底壁112の表面が反シリンダ室51側である+Z側(第3側)に突出して、弁座114が形成される。弁体固定部124では、底壁112の表面が弁座114と同等に+Z側に突出する。弁座114の周囲の第1領域115では、底壁112の表面が弁座114より低く形成される。図4に示すように、第1領域115は、弁座114の周囲から弁体固定部124の近くまで伸びる。これにより、弁体固定部124に固定された弁体120が、弁座114に確実に当接して、主軸受吐出孔78を閉塞する。

[0053] 図5に示すように、底壁112の+X側の端部には傾斜面119が形成される。傾斜面119は、主軸受吐出孔78の周囲から、凹部111の開口縁部にかけて、+X側および+Z側に伸びる。傾斜面119は、-X側から+X側にかけて徐々に傾斜が大きくなる曲面状に形成される。主軸受吐出孔78から+Z方向に吐出された圧縮ガスは、弁体120に衝突して+X方向に進路を変える。+X方向に進行した圧縮ガスは、傾斜面119により流れをガイドされ、凹部111の+X側の端部から+Z方向に吐出される。すなわち傾斜面119は、弁座114と弁体120との間から吐出された圧縮ガスを+Z側に案内する。これにより、主マフラ室吐出口106から圧縮ガスを高速で+Z側に吐出できる。なお図4に示すように、凹部111は、+X側の端部から閉塞部110の外周に沿って周方向 θ に延長される。圧縮ガスは、凹部111の周方向 θ の端部から+Z方向に吐出される。

[0054] 図5に示すように、弁座114の周囲の第1領域115と傾斜面119との間に、-Z側に窪んだ第2領域117が形成される。第2領域117は、第1領域115の+X側の端部から略垂直に-Z側に窪んで形成される。第2領域117から傾斜面119にかけて、底壁112の表面は+Z側に連続的に変化する。傾斜面119のうち、軸方向Zの位置が第1領域115より-Z側の部分は第2領域117に含まれる。図4において、第2領域117にはハッチングが施されている。

[0055] 本実施形態では、第1領域115より-Z側に窪んだ第2領域117を有する。そのため、弁座114と弁体120との間から+X方向に吐出された圧縮ガスの流通抵抗が小さくなる。これにより、図3に示す主マフラ室吐出口106から圧縮ガスが高速で+Z側に吐出される。そのため、吐出された圧縮ガスの大部分が、回転子37の-Z側の端面に衝突する。これにより、圧縮ガスに含まれる潤滑油を分離できる。

[0056] ところで、第2領域117では第1領域115に比べて底壁112の厚さが薄くなる。そのため、第2領域117において底壁112の剛性の確保が課題になる。図4に示すように、第2領域117のうち、軸方向Zから見て第1シリンダ室51に重なる部分を内側部分117bとする。内側部分117bには、第1シリンダ室51から大きな圧力が作用するため、剛性が要求される。一方で、第2領域117のうち、軸方向Zから見て第1シリンダ室51の周囲の第1シリンダ41に重なる部分を外側部分117aとする。外側部分117aには第1シリンダ室51から圧力が作用しないので、剛性が要求されない。本実施形態では、外側部分117aの面積が内側部分117bの面積より大きい。これにより、第2領域117の底壁112を薄くした場合でも、第2領域117における底壁112の剛性を確保できる。

[0057] 図6は、実施形態の変形例であって、図3のF4-F4線に相当する部分における圧縮機構部の断面図である。実施形態と同様の構成となる部分の説明は省略される。図6に示す変形例では、凹部211の+X側の端部が、周方向θに延長されることなく、そのまま+X側に伸びている。変形例では、凹部211の+X側の端部が、X方向およびZ方向に直交するY方向に広がっている。実施形態と同様に変形例でも、弁座214の周囲の第1領域215と傾斜面219との間に、-Z側に窪んだ第2領域217が形成される。そのため、圧縮ガスの流通抵抗が小さい。また第2領域217のうち、外側部分217aの面積が内側部分217bの面積より大きい。これにより、第2領域217における底壁212の剛性を確保できる。

[0058] 仕切板43の構成について詳しく説明する。

近時では、回転式圧縮機 2 の大容量化が望まれている。ただし、ケース 3 4 の共通化の要求もあって、各シリンダ室 5 1, 5 2 を径方向 R に拡大するのは困難である。そこで、各シリンダ室 5 1, 5 2 を軸方向 Z に拡大して、回転式圧縮機 2 を大容量化している。大容量の回転式圧縮機 2 では、圧縮ガスの吐出量が多くなる。しかし、各シリンダ室 5 1, 5 2 の径方向 R への拡大は困難であるため、主軸受吐出孔 7 8 の開口面積の拡大には限界がある。そこで大容量の回転式圧縮機 2 は、仕切板吐出口を有し、圧縮ガスを仕切板に吐出する。

[0059] 図 5 に示すように、仕切板 4 3 は、第 1 仕切板 1 4 0 と、第 2 仕切板 1 6 0 と、を有する。ここで、第 1 仕切板 1 4 0 の構成と第 2 仕切板 1 6 0 の構成は、互いに略同じである。このため、ここでは第 1 仕切板 1 4 0 の構成を代表して説明する。前述したように、第 1 仕切板 1 4 0 は、第 1 シリンダ 4 1 の内部空間に面して、第 1 シリンダ室 5 1 の一面を規定している。

[0060] 第 1 仕切板 1 4 0 は、第 1 仕切板吐出孔 1 4 3 と、弁体 1 5 0 と、ストッパ 1 5 2 と、弁体固定部 1 5 4 と、を有する。本願において、X' 方向は以下のように定義される。第 1 仕切板吐出孔 1 4 3 の中心と弁体固定部 1 5 4 の中心とを結ぶ線の伸びる方向が X' 方向である。X' 方向において、第 1 仕切板吐出孔 1 4 3 の側が +X' 側であり、弁体固定部 1 5 4 の側が -X' 側である。

[0061] 第 1 仕切板 1 4 0 は、圧縮機構部 3 3 の第 1 シリンダ室 5 1 の -Z 側を閉塞する。第 1 仕切板 1 4 0 は円盤状に形成される。第 1 仕切板 1 4 0 の -Z 側の表面には凹部 1 4 1 が形成される。凹部 1 4 1 には、弁体 1 5 0 およびストッパ 1 5 2 が収容される。凹部 1 4 1 は X' 方向に沿って伸びる。凹部 1 4 1 の底には、薄肉の底壁 1 4 2 が形成される。

[0062] 第 1 仕切板吐出孔 1 4 3 は、凹部 1 4 1 の +X' 側に形成される。第 1 仕切板吐出孔 1 4 3 は、底壁 1 4 2 を貫通して形成される。第 1 仕切板吐出孔 1 4 3 が薄肉の底壁 1 4 2 に形成されるので、第 1 仕切板吐出孔 1 4 3 の内側の死容積は小さい。また、第 1 仕切板 1 4 0 の凹部 1 4 1 の容積は、主軸

受４４の閉塞部１１０の凹部１１１の容積に比べて小さい。そのため、第１仕切板１４０の凹部１４１を流通可能な圧縮ガスの流量は、閉塞部１１０の凹部１１１を流通可能な圧縮ガスの流量に比べて少ない。したがって、第１仕切板吐出孔１４３の開口面積は、主軸受吐出孔７８の開口面積に比べて小さい。

[0063] 弁体１５０は、金属材料等により板状に形成される。弁体１５０は、底壁１４２の－Ｚ側に配置される。弁体１５０は、第１仕切板吐出孔１４３から弁体固定部１５４にかけてＸ´方向に伸びる。弁体１５０の＋Ｘ´側の弁頭部は、Ｚ方向に移動して第１仕切板吐出孔１４３を開閉する。

[0064] ストップ１５２は、金属材料等により、弁体１５０よりも厚い板状に形成される。ストップ１５２は、弁体１５０の－Ｚ側に配置される。ストップ１５２は、第１仕切板吐出孔１４３から弁体固定部１５４にかけてＸ´方向に伸びる。ストップ１５２は、－Ｘ´側から＋Ｘ´側にかけて－Ｚ側に湾曲している。ストップ１５２は、弁体１５０の＋Ｘ´側の弁頭部が、－Ｚ側に過大に変位するのを規制する。

[0065] 弁体固定部１５４は、凹部１４１の－Ｘ´側の端部に形成される。弁体固定部１５４は、リベットまたはネジなどを有する。弁体固定部１５４は、弁体１５０およびストップ１５２の－Ｘ´側の端部を、凹部１４１の底壁１４２に固定する。

[0066] 第１仕切板吐出孔１４３の周囲では、底壁１４２の表面が－Ｚ側（第３側）に突出して、弁座１４４が形成される。弁体固定部１５４では、底壁１４２の表面が弁座１４４と同等に－Ｚ側に突出する。弁座１４４の周囲の第１領域１４５では、底壁１４２の表面が弁座１４４より低く形成される。第１領域１４５は、弁座１４４の周囲から弁体固定部１５４の近くまで伸びる。これにより、弁体固定部１５４に固定された弁体１５０が、弁座１４４に確実に当接して、第１仕切板吐出孔１４３を閉塞する。

[0067] 第１仕切板１４０を、主軸受４４の閉塞部１１０と比較して説明する。

図１に示すように、第１仕切板１４０は、第１シリンダ４１と第２シリン

ダ 4 2 との間に配置される。第 1 シリンダ室 5 1 にはシャフト 3 1 の第 1 偏心部 6 1 が配置され、第 2 シリンダ室 5 2 にはシャフト 3 1 の第 2 偏心部 6 2 が配置される。第 1 偏心部 6 1 および第 2 偏心部 6 2 は、周方向 θ に 180° の位相差をもって配置される。そのため、シャフト 3 1 の回転により、シャフト 3 1 の第 1 偏心部 6 1 と第 2 偏心部 6 2 との間の部分（以下、中間部分と言う。）には、大きな曲げモーメントが作用する。第 1 仕切板 1 4 0 の高さを高くすると、シャフト 3 1 の中間部分が長くなる。そのため、回転時の曲げモーメントによってシャフト 3 1 の中間部分が曲がりやすくなり、シャフト 3 1 の信頼性が低下する。

[0068] 第 1 仕切板 1 4 0 および閉塞部 1 1 0 には、第 1 シリンダ室 5 1 から大きな圧力が作用する。これにより第 1 仕切板 1 4 0 および閉塞部 1 1 0 が変形すると、第 1 ローラ 4 6（図 3 参照）との干渉が発生する。そのため、第 1 仕切板 1 4 0 および閉塞部 1 1 0 の剛性を確保する必要がある。第 1 仕切板 1 4 0 の剛性を確保するには、図 5 に示す第 1 仕切板 1 4 0 の高さ H_2 を高くすることが有効である。しかし、前述した理由により第 1 仕切板 1 4 0 の高さ H_2 を高くすることは困難である。一方で、閉塞部 1 1 0 の高さ H_1 を高くすることは可能である。

[0069] そこで本実施形態では、第 1 仕切板 1 4 0 の軸方向 Z における高さ H_2 が、閉塞部 1 1 0 の軸方向 Z における高さ H_1 よりも小さい。一方で、第 1 仕切板 1 4 0 の底壁 1 4 2 の第 1 領域 1 4 5 の軸方向 Z における厚さ T_2 が、閉塞部 1 1 0 の底壁 1 1 2 の第 1 領域 1 1 5 の軸方向 Z における厚さ T_1 よりも大きい。第 1 仕切板 1 4 0 の高さ H_2 が小さいので、シャフト 3 1 の信頼性を確保できる。第 1 仕切板 1 4 0 の高さ H_2 が小さくても、底壁 1 4 2 の厚さ T_2 が大きいので、第 1 仕切板 1 4 0 の剛性を確保できる。一方、閉塞部 1 1 0 の高さ H_1 が大きいので、底壁 1 1 2 の厚さ T_1 が小さくても、閉塞部 1 1 0 の剛性を確保できる。閉塞部 1 1 0 の底壁 1 1 2 の厚さ T_1 が小さいので、主軸受吐出孔 7 8 の死容積を小さくできる。

ここでは、第 1 仕切板 1 4 0 と主軸受 4 4 の閉塞部 1 1 0 との関係について

て説明したが、第2仕切板160と副軸受45の閉塞部との関係についても同様である。

[0070] 以上に詳述したように、図1に示す本実施形態の回転式圧縮機2は、シャフト31と、電動機部32と、圧縮機構部33と、主マフラ部材130と、ケース34と、を持つ。電動機部32は、回転子37と、固定子36と、を有する。回転子37は、シャフト31の軸方向Zの+Z側に配置されシャフト31に固定される。固定子36は、回転子37の+R側に配置される。圧縮機構部33は、シャフト31の軸方向Zにおける+Z側とは反対の-Z側に配置され、シャフト31の回転によりガスを圧縮する。主マフラ部材130は、圧縮機構部33を構成する電動機部32側の主軸受44の軸受部100の+R側に配置され、圧縮機構部33で圧縮された圧縮ガスが吐出される主マフラ室105を形成するとともに、内周面と軸受部100の外周面100a間に主マフラ室吐出口106を形成する。ケース34は、シャフト31、電動機部32、圧縮機構部33および主マフラ部材130を内部に収容するとともに、+Z側に吐出管35を有し底部に潤滑油Jを貯留する。前記回転子37は、大内径部92と、圧縮ガス流路94と、を有する。大内径部92は、-Z側の端面側に形成される。圧縮ガス流路94は、大内径部92の底面から+Z側の端面にかけて貫通する。主マフラ室吐出口106を形成する軸受部100の外周面100aは、大内径部92の内周面92aより、径方向Rの+R側に配置される。

[0071] この構成によれば、主マフラ室吐出口106から+Z方向に吐出された圧縮ガス108が、回転子37の-Z側の端面に衝突する。このとき回転子37は回転しているので、圧縮ガス108に含まれる潤滑油108aは、遠心力により+R方向に飛ばされる。一方、圧縮ガス108に含まれる気体冷媒108bは、大内径部92の内部に流入する。さらに気体冷媒108bは、大内径部92の底面に形成された圧縮ガス流路94に流入し、吐出管35から外部に吐出される。これにより、圧縮ガスに含まれる潤滑油を分離できる。したがって、回転式圧縮機2から吐出される圧縮ガスへの潤滑油の混入を

抑制できる。これに伴って、冷凍サイクル装置の構成機器の効率が低下するのを防止できる。また、圧縮機構部 33 における潤滑油 J の不足を防止できる。

[0072] 本実施形態の回転式圧縮機 2 は、軸方向 Z における主マフラ室吐出口 106 と回転子 37 との距離を L_1 とし、軸方向 Z における大内径部 92 の深さを L_2 としたとき、 $L_1 < L_2$ を満たす。

この構成によれば、 L_1 が L_2 より小さいので、主マフラ室吐出口 106 から吐出された圧縮ガスの大部分が、回転子 37 の -Z 側の端面に衝突する。これにより、圧縮ガスに含まれる潤滑油を分離できる。また、 L_2 が L_1 より大きいので、軸受部 100 の多くの部分を大内径部 92 の内部に配置できる。したがって、回転式圧縮機 2 を軸方向 Z において小型化できる。

[0073] 本実施形態の回転式圧縮機 2 は、回転子 37 の大内径部 92 内に軸受部 100 の一部が位置するように配置され、主マフラ室吐出口 106 の開口面積を S_1 とし、大内径部 92 の内周面と軸受部 100 の径小部 102 の外周面 100a 間の通路面積を S_2 としたとき、 $S_1 < S_2$ を満たす。

この構成によれば、 S_1 が S_2 より小さいので、主マフラ室吐出口 106 からの圧縮ガスの吐出速度が速くなる。そのため、吐出された圧縮ガスの大部分が、回転子 37 の -Z 側の端面に衝突する。これにより、圧縮ガスに含まれる潤滑油を分離できる。また、 S_2 が S_1 より大きいので、圧縮ガス 108 に含まれる気体冷媒 108b が、大内径部 92 に流入しやすくなる。これにより、圧縮ガスに含まれる潤滑油を分離できる。

[0074] 本実施形態の回転式圧縮機 2 は、主マフラ室吐出口 106 の開口面積を S_1 とし、圧縮機構部の吐出孔の総開口面積を S_3 としたとき、 $S_1 < S_3$ を満たす。ここで、圧縮機構部の吐出孔の総開口面積 S_3 は、圧縮機構部 33 における全ての圧縮ガス吐出孔の開口面積を合計したものである。

この構成によれば、 S_1 が S_3 より小さいので、主マフラ室吐出口 106 からの圧縮ガスの吐出速度が速くなる。そのため、吐出された圧縮ガスの大部分が、回転子 37 の -Z 側の端面に衝突する。これにより、圧縮ガスに含

まれる潤滑油を分離できる。

[0075] 図5に示すように、本実施形態の回転式圧縮機2において、圧縮機構部33は、主軸受44の閉塞部110を有する。閉塞部110は、ガスを圧縮する第1シリンダ室51の＋Z側を閉塞する。閉塞部110は、主軸受吐出孔78と、弁体120と、弁座114と、傾斜面119と、第2領域117と、を有する。弁体120は、主軸受吐出孔78を開閉する。弁座114は、主軸受吐出孔78の周囲から第1シリンダ室51の反対側に突出する。傾斜面119は、弁体120と弁座114との間から吐出された圧縮ガスを案内する。第2領域117は、弁座114の周囲の第1領域115と傾斜面119との間に設けられ第1領域115より第1シリンダ室51側に窪む。

この構成によれば、第1領域115より－Z側に窪んだ第2領域117を有する。そのため、弁座114と弁体120との間から吐出された圧縮ガスの流通抵抗が小さくなる。これにより、図3に示す主マフラ室吐出口106から圧縮ガス108が高速で吐出される。そのため、吐出された圧縮ガスの大部分が、回転子37の－Z側の端面に衝突する。これにより、圧縮ガスに含まれる潤滑油を分離できる。

[0076] 図1に示すように、冷凍サイクル装置1は、本実施形態の回転式圧縮機2と、凝縮器3と、膨張装置4と、蒸発器5と、を備える。凝縮器3は、回転式圧縮機2に接続される。膨張装置4は、凝縮器3に接続される。蒸発器5は、膨張装置4に接続される。

この構成によれば、冷凍サイクル装置1は、吐出される圧縮ガスへの潤滑油の混入を抑制できる回転式圧縮機2を有する。そのため、蒸発器および凝縮器などの効率低下を抑制できる。したがって、効率の高い冷凍サイクル装置を提供できる。また冷凍サイクル装置1は、圧縮機構部33における潤滑油Jの不足を防止できる回転式圧縮機2を有する。したがって、信頼性の高い冷凍サイクル装置を提供できる。

[0077] 実施形態の主軸受44の軸受部100および閉塞部110は、一体に形成される。これに対して軸受部100および閉塞部110は、別体に形成され

てもよい。

実施形態の回転式圧縮機 2 のシリンダの個数は、第 1 シリンダ 4 1 および第 2 シリンダ 4 2 の 2 個である。これに対してシリンダの個数は、1 個でもよく、3 個以上でもよい。

実施形態の圧縮機構部 3 3 は、ローラおよびブレードが別体に形成されたロータリ式の圧縮機を採用している。これに対して圧縮機構部 3 3 は、ローラおよびブレードが一体に形成されたスイング式の圧縮機を採用してもよい。

[0078] 以上説明した少なくともひとつの実施形態によれば、主マフラ室吐出口 1 0 6 を形成する軸受部 1 0 0 の外周面 1 0 0 a が、大内径部 9 2 の内周面 9 2 a より、径方向 R の + R 側に配置される。これにより、回転式圧縮機 2 から吐出される圧縮ガスへの潤滑油の混入を抑制できる。

[0079] 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同様に、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ものである。

符号の説明

[0080] J…潤滑油、R…径方向、Z…軸方向、1…冷凍サイクル装置、2…回転式圧縮機、3…放熱器（凝縮器）、4…膨張装置、5…吸熱器（蒸発器）、3 1…シャフト、3 2…電動機部、3 3…圧縮機構部、3 4…ケース、3 5…吐出管、3 6…固定子、3 7…回転子、4 4…主軸受、4 5…副軸受、5 1…第 1 シリンダ室（シリンダ室）、7 8…主軸受吐出孔（吐出孔）、9 2…大内径部、9 2 a…側面、9 4…圧縮ガス流路、1 0 0…軸受部、1 0 0 a…外周、1 0 5…主マフラ室（マフラ室）、1 0 6…主マフラ室吐出口（マフラ室吐出口）、1 1 0…閉塞部、1 1 4…弁座、1 1 5…第 1 領域、1 1 7…第 2 領域、1 1 9…傾斜面、1 2 0…弁体、1 3 0…主マフラ部材（

マフラ部材)。

請求の範囲

[請求項1]

シャフトと、

前記シャフトの軸方向の第1側に配置され前記シャフトに固定される回転子と、前記回転子の外側に配置される固定子と、を有する電動機部と、

前記シャフトの軸方向における前記第1側とは反対の第2側に配置され、前記シャフトの回転によりガスを圧縮する圧縮機構部と、

前記圧縮機構部を構成する前記電動機部側の軸受部の外側に配置され、前記圧縮機構部で圧縮された圧縮ガスが吐出されるマフラ室を形成するとともに、内周面と前記軸受部の外周面間にマフラ室吐出口を形成するマフラ部材と、

前記シャフト、前記電動機部、前記圧縮機構部および前記マフラ部材を内部に収容するとともに、前記第1側に吐出管を有し底部に潤滑油を貯留したケースと、を備え、

前記回転子は、前記第2側の端面側に形成された大内径部と、前記大内径部の底面から前記第1側の端面にかけて貫通する圧縮ガス流路と、を有し、

前記マフラ室吐出口を形成する前記軸受部の外周面は、前記大内径部の内周面より、径方向の外側に配置される、

回転式圧縮機。

[請求項2]

前記軸方向における前記マフラ室吐出口と前記回転子との距離を L_1 とし、前記軸方向における前記大内径部の深さを L_2 としたとき、 $L_1 < L_2$ を満たす、

請求項1に記載の回転式圧縮機。

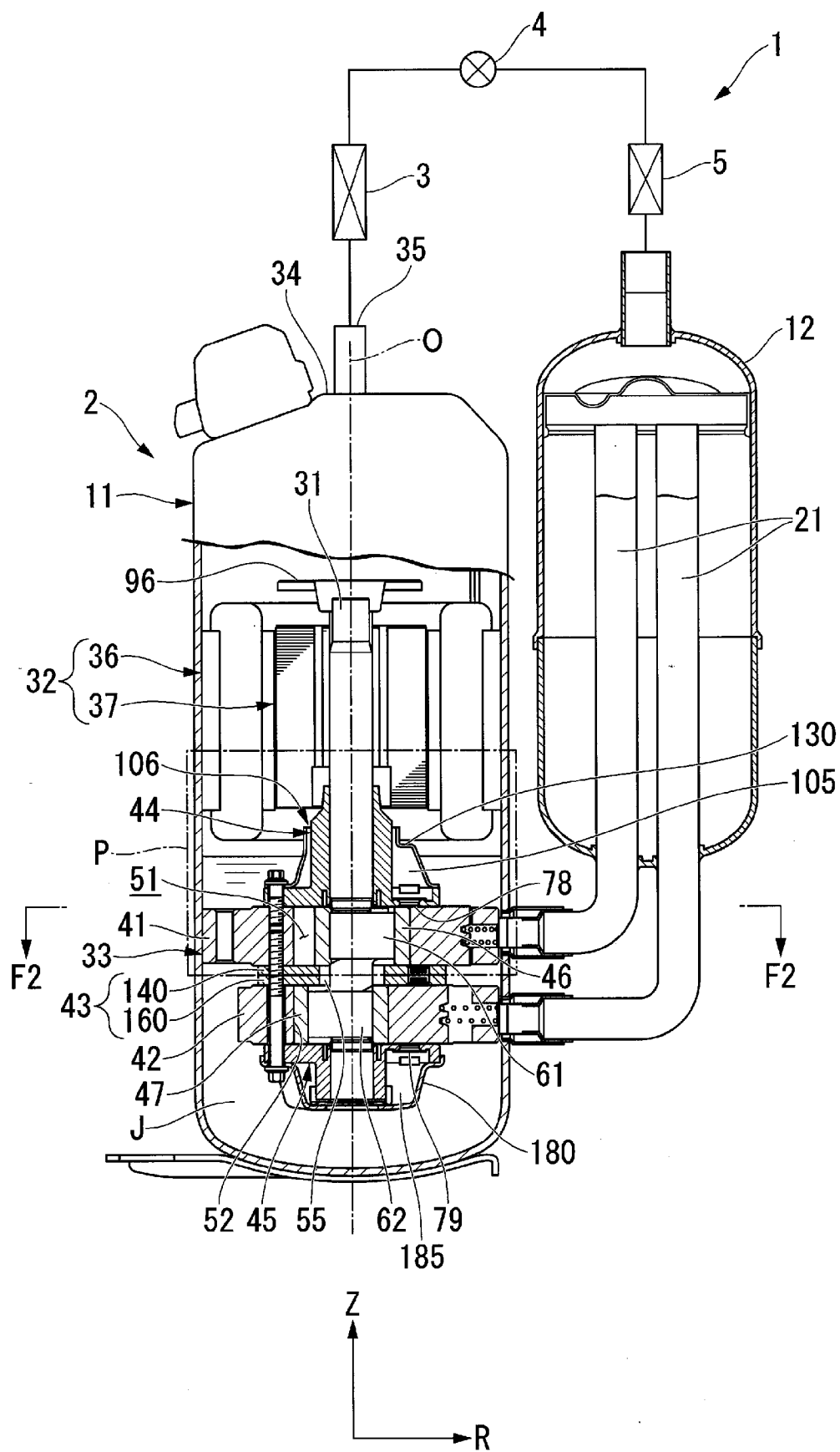
[請求項3]

前記回転子の前記大内径部内に前記軸受部の一部が位置するように配置され、前記マフラ室吐出口の開口面積を S_1 とし、前記大内径部と前記軸受部間の通路面積を S_2 としたとき、 $S_1 < S_2$ を満たす、

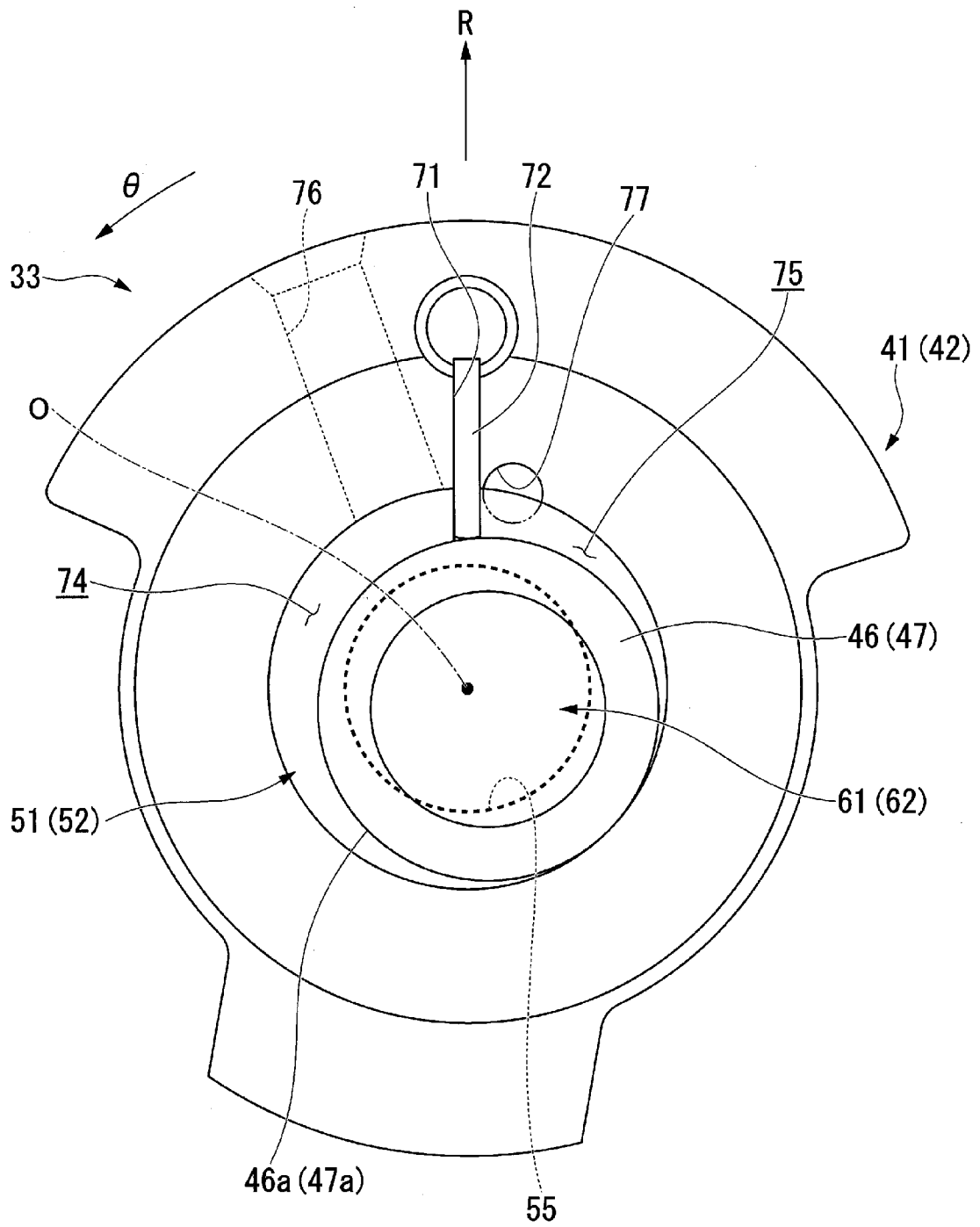
請求項1に記載の回転式圧縮機。

- [請求項4] 前記回転子の前記大内径部内に前記軸受部の一部が位置するように配置され、前記マフラ室吐出口の開口面積を S_1 とし、前記大内径部と前記軸受部間の通路面積を S_2 としたとき、 $S_1 < S_2$ を満たす、請求項2に記載の回転式圧縮機。
- [請求項5] 前記マフラ室吐出口の開口面積を S_1 とし、前記圧縮機構部の吐出孔の総開口面積を S_3 としたとき、 $S_1 < S_3$ を満たす、請求項1に記載の回転式圧縮機。
- [請求項6] 前記マフラ室吐出口の開口面積を S_1 とし、前記圧縮機構部の吐出孔の総開口面積を S_3 としたとき、 $S_1 < S_3$ を満たす、請求項3に記載の回転式圧縮機。
- [請求項7] 前記マフラ室吐出口の開口面積を S_1 とし、前記圧縮機構部の吐出孔の総開口面積を S_3 としたとき、 $S_1 < S_3$ を満たす、請求項4に記載の回転式圧縮機。
- [請求項8] 前記圧縮機構部は、ガスを圧縮するシリンダ室を閉塞する軸受部を有し、
前記軸受部は、吐出孔と、前記吐出孔を開閉する弁体と、前記吐出孔の周囲から前記シリンダ室の反対側に突出する弁座と、前記弁体と前記弁座との間から吐出された前記圧縮ガスを案内する傾斜面と、前記弁座の周囲の第1領域と前記傾斜面との間に設けられ前記第1領域より前記シリンダ室側に窪んだ第2領域と、を有する、
請求項1に記載の回転式圧縮機。
- [請求項9] 請求項1から8のいずれか1項に記載の回転式圧縮機と、
前記回転式圧縮機に接続された放熱器と、
前記放熱器に接続された膨張装置と、
前記膨張装置に接続された吸熱器と、を備える、
冷凍サイクル装置。

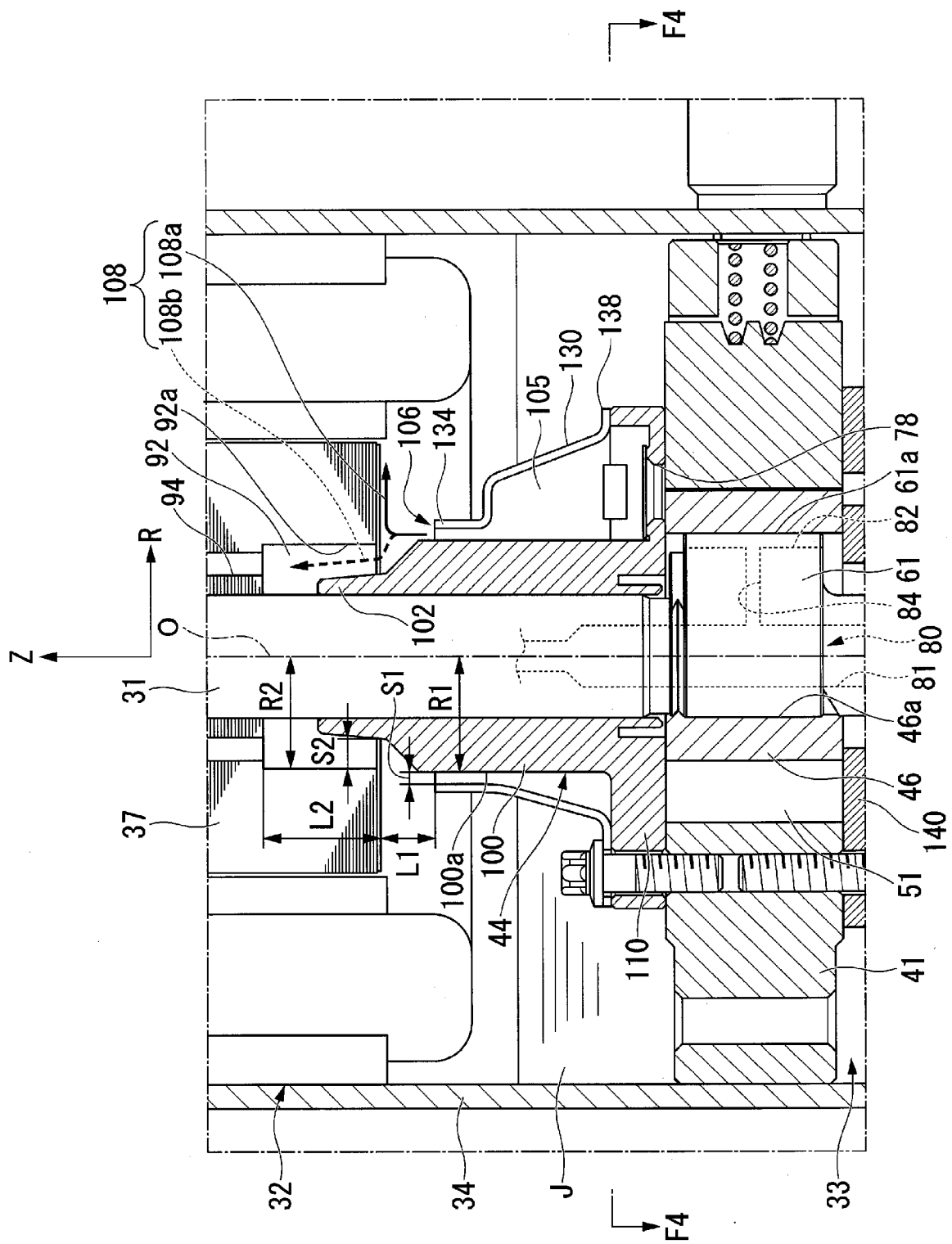
[図1]



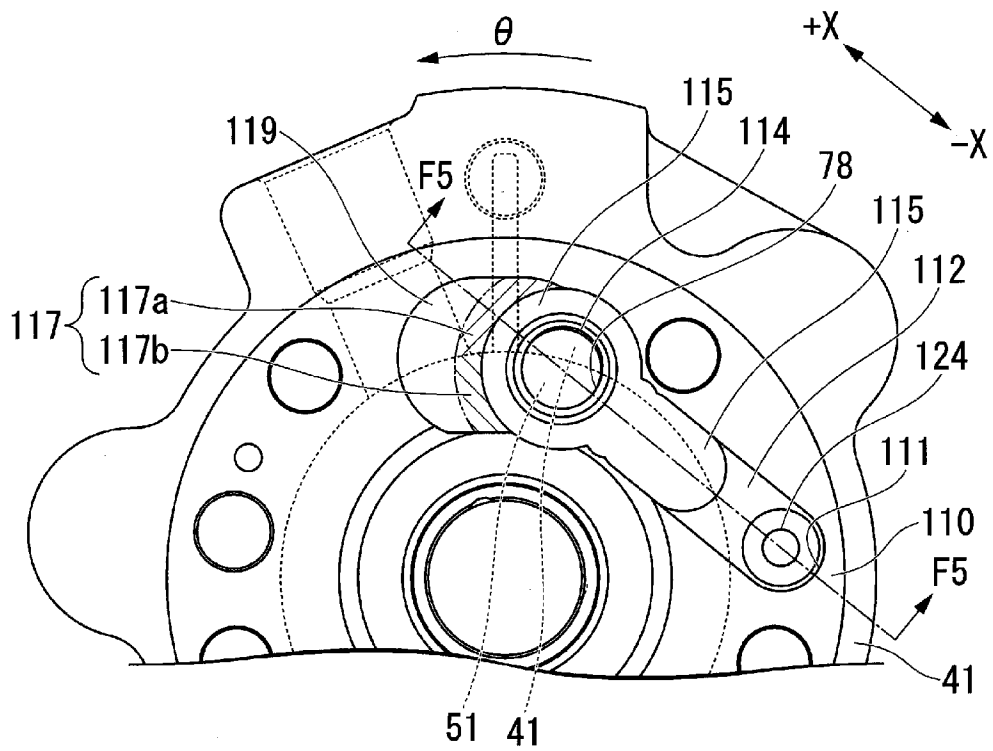
[図2]



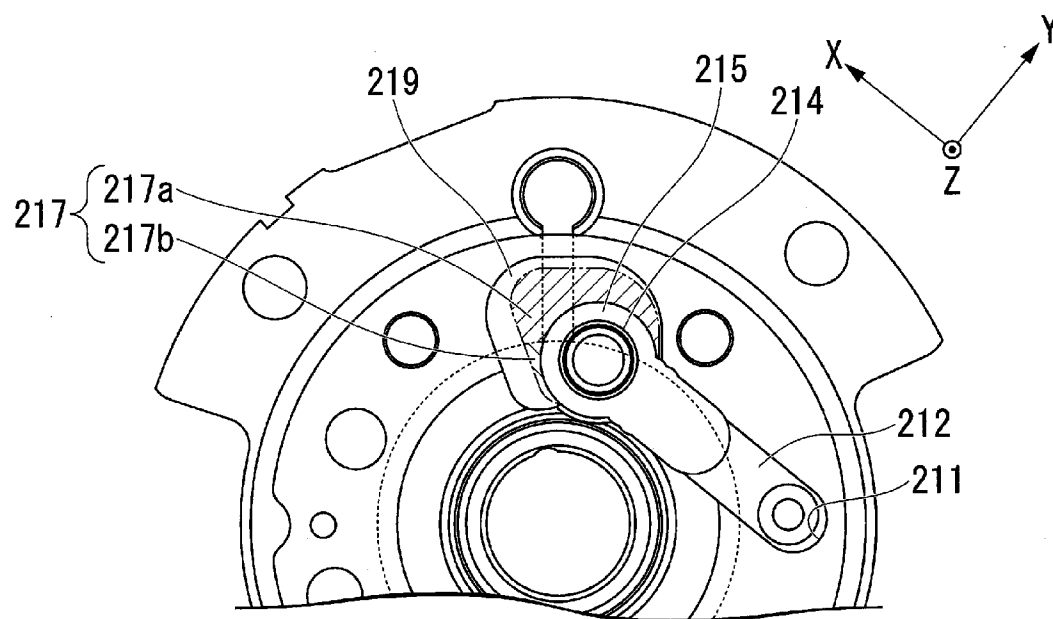
[図3]



[図4]



[図6]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/037368

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl. F04C29/02 (2006.01) i, F04B39/00 (2006.01) i, F04B39/04 (2006.01) i,
F04C29/00 (2006.01) i, F04C29/06 (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. F04C29/02, F04B39/00, F04B39/04, F04C29/00, F04C29/06

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	1971-2017
Registered utility model specifications of Japan	1996-2017
Published registered utility model applications of Japan	1994-2017

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.
A	JP 2014-190219 A (PANASONIC CORP.) 06 October 2014, paragraphs [0010]-[0017], fig. 1-2 (Family: none)	1-9
A	JP 2010-190182 A (SANYO ELECTRIC CO., LTD.) 02 September 2010, paragraphs [0017]-[0060], fig. 1-5 & US 2010/0215524 A1, paragraphs [0022]-[0065], fig. 1-5 & EP 2221483 A2 & CN 101813091 A & KR 10-2010-0095359 A	1-9
A	JP 5818731 B2 (MITSUBISHI ELECTRIC CORP.) 18 November 2015, paragraphs [0033]-[0049], fig. 6-8 & CN 103362821 A & KR 10-2013-0111336 A	1-9

☐ 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
25 December 2017 (25.12.2017)

Date of mailing of the international search report
09 January 2018 (09.01.2018)

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

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F04C29/02(2006.01)i, F04B39/00(2006.01)i, F04B39/04(2006.01)i, F04C29/00(2006.01)i, F04C29/06(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. F04C29/02, F04B39/00, F04B39/04, F04C29/00, F04C29/06

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	1971-2017年
日本国実用新案登録公報	1996-2017年
日本国登録実用新案公報	1994-2017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
A	JP 2014-190219 A (パナソニック株式会社) 2014.10.06, 段落[0010]-[0017], 図 1-2 (ファミリーなし)	1-9
A	JP 2010-190182 A (三洋電機株式会社) 2010.09.02, 段落[0017]-[0060], 図 1-5 & US 2010/0215524 A1, 段落[0022]-[0065], 図 1-5 & EP 2221483 A2 & CN 101813091 A & KR 10-2010-0095359 A	1-9

☑ 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	の日の後に公表された文献
「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	「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
「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	「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
「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)	「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
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献	「&」同一パテントファミリー文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願	

国際調査を完了した日

25.12.2017

国際調査報告の発送日

09.01.2018

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)

所村 陽一

30

8370

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 5818731 B2 (三菱電機株式会社) 2015. 11. 18, 段落[0033]-[0049], 図 6-8 & CN 103362821 A & KR 10-2013-0111336 A	1-9