

(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
2023年9月7日(07.09.2023)



(10) 国際公開番号

WO 2023/166554 A1

(51) 国際特許分類:
F04C 18/356 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2022/008587

(22) 国際出願日: 2022年3月1日(01.03.2022)

(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:三菱電機株式会社(MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION) [JP/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 Tokyo (JP).

(72) 発明者:萩野 翔三(HAGINO Shozo); 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP).

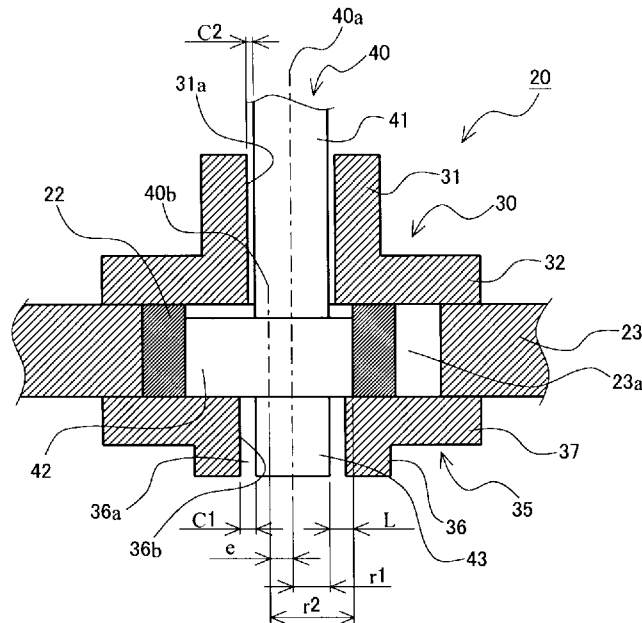
(74) 代理人: 弁理士法人 きさ特許商標事務所 (KISA PATENT & TRADEMARK FIRM); 〒1050001 東京都港区虎ノ門二丁目10番1号 虎ノ門ツインビルディング東棟8階 Tokyo (JP).

(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, IT, JM, 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,

(54) Title: ROTARY COMPRESSOR AND REFRIGERATION CYCLE DEVICE

(54) 発明の名称: ロータリ圧縮機及び冷凍サイクル装置

[図4]



(57) Abstract: The compression mechanism of this rotary compressor comprises: a cylinder in which a cylinder chamber is formed and in which an eccentric shaft portion of a drive shaft is arranged in the cylinder chamber; a bearing portion which blocks one opening portion of the cylinder chamber and includes a bearing for rotationally supporting a main shaft portion of the drive shaft; and a blocking member which blocks the other opening portion of the cylinder chamber and which has a hole formed therein into which a sub shaft portion of the drive shaft is inserted. Moreover, in this rotary



ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG,
US, UZ, VC, VN, WS, 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, SC, 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))

compressor, a gap between the sub shaft portion and an inner peripheral surface of the hole is wider than a gap between the main shaft portion and an inner peripheral surface of the bearing and the roughness of the inner peripheral surface of the hole is higher than the roughness of the inner peripheral surface of the bearing.

(57) 要約: 本開示に係るロータリ圧縮機の圧縮機構は、シリンダ室が形成され、駆動軸の偏心軸部が該シリンダ室に配置されたシリンダと、前記シリンダ室の一方の開口部を閉塞すると共に、前記駆動軸の主軸部を回転自在に支持する軸受を有する軸受部と、前記シリンダ室の他方の開口部を閉塞すると共に、前記駆動軸の副軸部が挿入された穴が形成された閉塞部材と、を備えている。そして、本開示に係るロータリ圧縮機は、前記副軸部と前記穴の内周面との間の隙間が前記主軸部と前記軸受の内周面との間の隙間よりも大きくなっており、前記穴の内周面の粗度が前記軸受の内周面の粗度よりも大きい。

明 細 書

発明の名称：ロータリ圧縮機及び冷凍サイクル装置

技術分野

[0001] 本開示は、冷凍サイクル装置に用いられるロータリ圧縮機、及び該ロータリ圧縮機を備えた冷凍サイクル装置に関する。

背景技術

[0002] 従来、冷凍サイクル装置に用いられる圧縮機的一种として、ロータリ圧縮機が知られている。このロータリ圧縮機は、回転子を有する電動機と、電動機の駆動力を伝達する駆動軸と、駆動軸から伝達された電動機の駆動力によって冷媒を圧縮する圧縮機構とを備えている。また、駆動軸は、主軸部と、副軸部と、偏心軸部とを備えている。偏心軸部は、主軸部と副軸部との間に設けられ、中心軸が主軸部及び副軸部の中心軸に対して偏心している。また、圧縮機構は、偏心軸部の配置されたシリンダ室が形成されているシリンダと、シリンダ室の一方の開口部を閉塞する上軸受と、シリンダ室の他方の開口部を閉塞する下軸受とを備えている。また、従来のロータリ圧縮機の圧縮機構は、滑り軸受として機能する上軸受で主軸部を回転自在に支持し、滑り軸受として機能する下軸受で副軸部を回転自在に支持している。そして、従来のロータリ圧縮機の圧縮機構は、シリンダ室で冷媒を圧縮する際に偏心軸部に作用する荷重を、上軸受及び下軸受で支持する（例えば、特許文献1参照）。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開2004-225578号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] J I S - B 1 5 8 2 - 1 9 7 6 の付表1等を参照すると、上軸受及び下軸受を滑り軸受として機能させるためには、上軸受及び下軸受における駆動軸

と対向する面の粗度を、 $Rz_{jis}6.3$ 以下に加工する必要がある。なお、 Rz_{jis} は、十点平均粗さを示す。 Rz_{jis} を求める際、まず、面の粗さ曲線から、その平均線の方に基準長さだけを抜き取る。また、抜き取り部分の平均線から縦倍率の方に測定した、最も高い山頂から5番目までの山頂の標高の絶対値の平均値を求める。また、抜き取り部分の平均線から縦倍率の方に測定した、最も低い谷底から5番目までの谷底の標高の絶対値の平均値を求める。そして、山頂の標高の絶対値の平均値と谷底の標高の絶対値の平均値との和をマイクロメートルの単位で表したものが、 Rz_{jis} となる。

[0005] 面の粗度を $Rz_{jis}6.3$ に加工するには、時間がかかる。すなわち、上軸受及び下軸受の製作には、時間がかかる。このため、従来のロータリ圧縮機は、上軸受及び下軸受の製作時間が制約となり、生産性を向上させることが難しいという課題があった。

[0006] 本開示は、上述の課題を解決するためになされたものであり、生産性を従来よりも向上させることができるロータリ圧縮機を得ることを第1の目的とする。また、本開示は、このようなロータリ圧縮機を備えた冷凍サイクル装置を得ることを第2の目的とする。

課題を解決するための手段

[0007] 本開示に係るロータリ圧縮機は、回転子を有する電動機と、前記回転子に固定され、前記電動機の駆動力を伝達する駆動軸と、前記駆動軸に接続され、前記駆動軸から伝達された前記電動機の駆動力によって冷媒を圧縮する圧縮機構と、を備え、前記駆動軸は、前記回転子に固定された主軸部と、該主軸部の中心軸と同軸上に中心軸が配置された副軸部と、前記主軸部と前記副軸部との間に設けられ、中心軸が前記主軸部の中心軸に対して偏心している偏心軸部と、を備え、前記圧縮機構は、前記主軸部の中心軸方向に貫通するシリンダ室が形成され、前記偏心軸部が該シリンダ室に配置されたシリンダと、前記シリンダ室の一方の開口部を閉塞すると共に、前記主軸部を回転自在に支持する軸受を有する軸受部と、前記シリンダ室の他方の開口部を閉塞

すると共に、前記副軸部が挿入された穴が形成された閉塞部材と、を備え、前記副軸部と前記穴の内周面との間の隙間が、前記主軸部と前記軸受の内周面との間の隙間よりも大きくなっており、前記穴の内周面の粗度が前記軸受の内周面の粗度よりも大きい。

[0008] また、本開示に係る冷凍サイクル装置は、本開示に係るロータリ圧縮機と、前記ロータリ圧縮機で圧縮された冷媒が放熱する放熱器と、前記放熱器から流出した冷媒を減圧する減圧器と、前記減圧器から流出した冷媒が蒸発する蒸発器と、を備えている。

発明の効果

[0009] 本開示に係るロータリ圧縮機においては、副軸部と閉塞部材の穴の内周面との間の隙間が、主軸部と軸受部の軸受の内周面との間の隙間よりも大きくなっている。このため、本開示に係るロータリ圧縮機の閉塞部材は、滑り軸受としての機能を有しない。したがって、本開示に係るロータリ圧縮機においては、閉塞部材の穴の内周面の粗度を軸受部の軸受の内周面の粗度よりも大きくできる。このため、本開示に係るロータリ圧縮機は、閉塞部材の製作時間を従来の下軸受の製作時間よりも短縮できるので、生産性を従来よりも向上させることができる。

図面の簡単な説明

[0010] [図1]本実施の形態1に係るロータリ圧縮機の縦断面図である。

[図2]図1に示すA-A断面で本実施の形態1に係るロータリ圧縮機の圧縮機構を切断し、該圧縮機構を上方から観察した断面図である。

[図3]本実施の形態1に係るロータリ圧縮機を備えた冷凍サイクル装置を示す概略構成図である。

[図4]本実施の形態1に係るロータリ圧縮機の圧縮機構を示す縦断面図である。

[図5]本実施の形態2に係るロータリ圧縮機の縦断面図である。

[図6]本実施の形態2に係るロータリ圧縮機の圧縮機構を示す縦断面図である。

発明を実施するための形態

[0011] 以下の各実施の形態において、本開示に係るロータリ圧縮機の一例について説明する。なお、以下の各実施の形態では、１シリンダ型で密閉型のロータリ圧縮機を例に、本開示に係るロータリ圧縮機の一例を説明する。

[0012] 実施の形態１．

図１は、本実施の形態１に係るロータリ圧縮機の縦断面図である。また、図２は、図１に示すＡ－Ａ断面で本実施の形態１に係るロータリ圧縮機の圧縮機構を切断し、該圧縮機構を上方から観察した断面図である。なお、図２では、Ａ－Ａ断面では表れない駆動軸４０の主軸部４１を、想像線である二点鎖線で示している。

以下、図１及び図２を用いて、本実施の形態１に係るロータリ圧縮機１の概略構成について説明する。

[0013] ロータリ圧縮機１は、電動機５０、駆動軸４０、及び圧縮機構２０を備えている。また、ロータリ圧縮機１は、電動機５０、駆動軸４０、及び圧縮機構２０が収納された密閉容器１０を備えている。

[0014] 密閉容器１０は、該密閉容器１０の上部を構成する上部容器１１と、該密閉容器１０の下部を構成する下部容器１２とを備えている。上部容器１１には、吐出管３が取り付けられている。また、吐出管３は、密閉容器１０の内部に連通している。後述のように、圧縮機構２０で圧縮された高圧な冷媒ガスは、密閉容器１０の内部に吐出され、密閉容器１０内を満たす。このため、圧縮機構２０から密閉容器１０内に吐出された高圧な冷媒ガスは、吐出管３を通して、ロータリ圧縮機１の外部へ流出することとなる。下部容器１２には、吸入管２が取り付けられている。また、吸入管２の一方の端部は、圧縮機構２０のシリンダ２３に形成された吸入口２３ｄに接続されている。すなわち、ロータリ圧縮機１の外部からロータリ圧縮機１の内部へ流入する冷媒は、吸入管２を通して圧縮機構２０へ導かれる。この密閉容器１０の底部は、冷凍機油が貯留される油溜めとなっている。

[0015] なお、本実施の形態１では、吸入管２の他方の端部に、吸入マフラ４が設

けられている。ロータリ圧縮機 1 には、該ロータリ圧縮機 1 と配管接続された外部の構成から、低圧の冷媒ガスと液冷媒とが混在して送られてくる場合がある。また、液冷媒が圧縮機構 20 で圧縮されると、圧縮機構 20 の動作不良の原因となる場合がある。しかしながら、吸入マフラ 4 を設けることにより、吸入マフラ 4 で液冷媒と冷媒ガスを分離し、冷媒ガスのみを圧縮機構 20 に供給することができる。

[0016] 電動機 50 は、密閉容器 10 内において、圧縮機構 20 の上方に配置されている。電動機 50 は、固定子 51 及び回転子 52 を備えている。固定子 51 は、密閉容器 10 に固定されている。回転子 52 は、固定子 51 の内周側に回転自在に設けられている。図示せぬ電源から固定子 51 に電流を供給することにより、固定子 51 に回転磁界が形成される。この回転磁界が回転子 52 に作用し、回転子 52 が回転する。

[0017] 駆動軸 40 は、電動機 50 の回転子 52 に固定され、電動機 50 の駆動力を圧縮機構 20 に伝達するものである。駆動軸 40 は、略円柱形状の主軸部 41、略円柱形状の偏心軸部 42、及び略円柱形状の副軸部 43 を備えている。主軸部 41 は、焼嵌め又は圧入等により、電動機 50 の回転子 52 に固定されている。副軸部 43 は、中心軸が主軸部 41 の中心軸と同軸上に配置されている。偏心軸部 42 は、主軸部 41 と副軸部 43 との間に設けられている。偏心軸部 42 は、中心軸が主軸部 41 の中心軸に対して偏心している。

[0018] また、駆動軸 40 の下部には、オイルポンプ 29 が設けられている。具体的には、駆動軸 40 には、下端に開口する油流路 40c が形成されている。オイルポンプ 29 は、この油流路 40c に設けられている。電動機 50 の回転子 52 と共に駆動軸 40 が回転することにより、オイルポンプ 29 は、密閉容器 10 の底部に貯留された冷凍機油を、油流路 40c の下部の開口部から該油流路 40c に汲み上げる。そして、油流路 40c に汲み上げられた冷凍機油は、圧縮機構 20 の各摺動部へ供給される。これにより、圧縮機構 20 の機械的潤滑作用が確保され、ロータリ圧縮機 1 の信頼性が向上する。

[0019] 圧縮機構 20 は、密閉容器 10 内において、電動機 50 の下方に配置されている。圧縮機構 20 は、駆動軸 40 に接続され、駆動軸 40 から伝達された電動機 50 の駆動力によって冷媒ガスを圧縮するものである。図 1 及び図 2 に示すように、圧縮機構 20 は、シリンダ 23、軸受部 30、閉塞部材 35、ローリングピストン 22、及びベーン 26 を備えている。

[0020] シリンダ 23 は、密閉容器 10 に固定されている。シリンダ 23 には、駆動軸 40 の主軸部 41 の中心軸方向に貫通する、略円柱状のシリンダ室 23a が形成されている。また、シリンダ室 23a には、駆動軸 40 の偏心軸部 42 が配置されている。この偏心軸部 42 の外周側には、偏心軸部 42 と摺動自在に、略円筒状のローリングピストン 22 が取り付けられている。ローリングピストン 22 も、シリンダ室 23a に配置されている。また、シリンダ 23 には、シリンダ室 23a と連通する吸入口 23d が形成されている。吸入口 23d には、上述のように、吸入管 2 が接続されている。電動機 50 の回転子 52 と共に駆動軸 40 が回転することにより、偏心軸部 42 及びローリングピストン 22 がシリンダ室 23a 内で偏心回転運動する。これにより、吸入口 23d からシリンダ室 23a 内に冷媒ガスが吸入され、シリンダ室 23a 内で冷媒ガスを圧縮することとなる。

[0021] また、シリンダ 23 には、ベーン溝 23c 及び背圧室 23b が形成されている。ベーン溝 23c は、一方の端部がシリンダ室 23a に開口するように、シリンダ 23 に形成されている。背圧室 23b は、ベーン溝 23c の他方の端部と連通するように、シリンダ 23 に形成されている。ベーン 26 は、このベーン溝 23c に設けられている。ベーン 26 は、略直方体形状をしている。また、ベーン溝 23c に設けられている状態のベーン 26 を観察した場合、ベーン 26 の形状は、図 2 の紙面左右方向となるベーン溝 23c の幅方向の厚さが、図 2 の紙面上下方向となるシリンダ室 23a の径方向の長さよりも小さく、図 2 の紙面直交方向となるシリンダ室 23a の中心軸方向の長さよりも小さくなっている。

[0022] ベーン 26 は、ベーン溝 23c 内を、シリンダ室 23a の径方向に往復運

動する。具体的には、背圧室 23 b には、密閉容器 10 内の高圧の冷媒ガスが流入する。一方、シリンダ室 23 a 内には、圧縮途中の冷媒ガスが存在する。背圧室 23 b に存在する高圧の冷媒ガスがベーン 26 に作用する圧力と、シリンダ室 23 a に存在する圧縮途中の冷媒ガスがベーン 26 に作用する圧力との差圧により、ベーン 26 は、シリンダ室 23 a の中心に向かって押される。これにより、ベーン 26 のシリンダ室 23 a 側の端部がローリングピストン 22 の外周部に当接する。また、偏心軸部 42 及びローリングピストン 22 がシリンダ室 23 a 内で偏心回転運動することにより、ベーン 26 におけるシリンダ室 23 a 側の端部がローリングピストン 22 動きに追従することとなる。この結果、ベーン 26 は、ベーン溝 23 c 内を、シリンダ室 23 a の径方向に往復運動する。

[0023] ベーン 26 のシリンダ室 23 a 側の端部がローリングピストン 22 の外周部に当接することにより、シリンダ室 23 a 内は、ベーン 26 で仕切られ、冷媒ガスを圧縮する 2 つの作動室が形成される。作動室は、吸入口 23 d と連通している間、圧縮する冷媒ガスを吸引する。また、作動室は、軸受部 30 に形成された後述の図示せぬ吐出口に連通すると、圧縮した冷媒ガスを該吐出口から吐出する。作動室を 2 つ形成することにより、同一の作動室に吐出出口及び吸入口 23 d が同時に連通することを防止できる。

[0024] 背圧室 23 b に存在する高圧の冷媒ガスがベーン 26 に作用する圧力と、シリンダ室 23 a に存在する圧縮途中の冷媒ガスがベーン 26 に作用する圧力との差圧が十分に大きくない場合、ベーン 26 の動きがローリングピストン 22 の動きに追従できず、2 つの作動室が連通してしまう場合がある。このため、本実施の形態 1 に係るロータリ圧縮機 1 においては、背圧室 23 b に、ベーン 26 をシリンダ室 23 a の中心に向かって押す図示せぬスプリングを設けている。これにより、背圧室 23 b に存在する高圧の冷媒ガスがベーン 26 に作用する圧力と、シリンダ室 23 a に存在する圧縮途中の冷媒ガスがベーン 26 に作用する圧力との差圧に加え、該スプリングでも、ベーン 26 をシリンダ室 23 a の中心に向かって押すことができる。このため、本

実施の形態１に係るロータリ圧縮機１においては、ベーン２６のシリンダ室２３ａ側の端部をローリングピストン２２の外周部に常に当接させることができ、２つの作動室が連通してしまうことを防止できる。

[0025] 軸受部３０は、シリンダ室２３ａの一方の開口部を閉塞すると共に、駆動軸４０の主軸部４１を回転自在に支持するものである。具体的には、軸受部３０は、シリンダ室２３ａに形成される作動室の主軸部４１側の開口部を閉塞する。本実施の形態１では、軸受部３０は、シリンダ２３の上方に配置されている。軸受部３０は、軸受３１及び平板部３２を備えている。略円筒状の軸受３１は、滑り軸受として機能するものであり、駆動軸４０の主軸部４１を回転自在に支持している。平板部３２は、略円盤形状をしており、軸受３１の下端部に設けられている。すなわち、平板部３２は、軸受３１におけるシリンダ２３側の端部に設けられている。軸受部３０は、平板部３２によって、シリンダ室２３ａの上側の開口部を閉塞している。図１に示すように、軸受部３０は、側面視で略逆Ｔ字形状をしている。

[0026] また、軸受部３０の平板部３２には、シリンダ室２３ａの内部と圧縮機構２０の外部とを連通する図示せぬ吐出口が形成されている。また、軸受部３０の平板部３２には、吐出口を開閉自在に覆う吐出弁が設けられている。吐出弁は、シリンダ室２３ａに形成された作動室で圧縮される冷媒ガスが規定圧力になるまで、吐出口を閉塞する。そして、シリンダ室２３ａに形成された作動室で圧縮される冷媒ガスが規定圧力以上となると、吐出弁は、吐出口を開き、作動室で圧縮された冷媒ガスを圧縮機構２０の外部へ吐出させる。すなわち、吐出弁は、シリンダ室２３ａに形成された作動室で圧縮される冷媒ガスの吐出タイミングを制御するものである。

[0027] 閉塞部材３５は、シリンダ室２３ａの他方の開口部を閉塞すると共に、駆動軸４０の副軸部４３が挿入された穴３６ａが形成されているものである。具体的には、閉塞部材３５は、シリンダ室２３ａに形成される作動室の副軸部４３側の開口部を閉塞する。本実施の形態１では、閉塞部材３５は、シリンダ２３の下方に配置されている。閉塞部材３５は、円筒部３６及び平板部

３７を備えている。円筒部３６には、貫通穴である穴３６ａが形成されている。この穴３６ａに、駆動軸４０の副軸部４３が挿入されている。穴３６ａに副軸部４３が挿入された状態において、穴３６ａの内周面と副軸部４３とは接触していない。平板部３７は、略円盤形状をしており、円筒部３６の上端部に設けられている。すなわち、平板部３７は、円筒部３６におけるシリンダ２３側の端部に設けられている。閉塞部材３５は、平板部３７によって、シリンダ室２３ａの下側の開口部を閉塞している。図１に示すように、閉塞部材３５は、側面視で略Ｔ字形状をしている。なお、穴３６ａは、副軸部４３を挿入できれば、貫通穴である必要はなく、少なくともシリンダ２３側が開口していればよい。

[0028] ここで、シリンダ室２３ａに形成された作動室では、冷媒ガスの吸入、圧縮及び吐出の動作が繰り返される。このため、軸受部３０に形成された吐出口からは、間欠的に冷媒ガスが吐出されることとなり、騒音源の１つとなる脈動音が発生する。この脈動音を低減するため、本実施の形態１に係るロータリ圧縮機１は、吐出マフラ２７を備えている。吐出マフラ２７は、軸受部３０を覆うように、軸受部３０の外側すなわち電動機５０側に設けられている。この吐出マフラ２７には、吐出マフラ２７と軸受部３０との間に形成される空間と、密閉容器１０内と、を連通する図示せぬ流出穴が形成されている。シリンダ室２３ａに形成された作動室で圧縮された冷媒ガスは、一旦、吐出マフラ２７と軸受部３０との間に形成される空間に吐出される。そして、吐出マフラ２７と軸受部３０との間に形成される空間に吐出された冷媒ガスは、吐出マフラ２７に形成された流出穴から、密閉容器１０内へ流出する。

[0029] このように構成されたロータリ圧縮機１は、次のように動作する。電動機５０の回転子５２が回転すると、回転子５２に固定されている駆動軸４０も回転する。これにより、シリンダ２３のシリンダ室２３ａ内で、駆動軸４０の偏心軸部４２及び該偏心軸部４２に取り付けられたローリングピストン２２が偏心回転運動する。そして、偏心軸部４２及びローリングピストン２２

の偏心回転運動により、シリンダ室 23 a 内に形成された作動室は、駆動軸 40 の回転とともに、容積の増加及び減少を繰り返す。先ず初めに、この作動室と吸入口 23 d とが連通し、低圧な冷媒ガスが作動室に吸入される。次に、作動室と吸入口 23 d とが連通しなくなると、作動室の容積が減少していく。そして、作動室の容積の減少とともに、作動室内の冷媒ガスが圧縮されていく。そして、作動室と軸受部 30 の図示せぬ吐出口とが連通し、作動室内の冷媒ガスが規定圧力に達すると、吐出弁が冷媒ガスによって押し上げられて、吐出口が開く。これにより、作動室内で圧縮された高圧の冷媒ガスは、吐出口を通して、作動室から吐出マフラ 27 と軸受部 30 との間に形成される空間に吐出される。

[0030] 吐出マフラ 27 と軸受部 30 との間に形成される空間に吐出された高圧の冷媒ガスは、吐出マフラ 27 に形成された図示せぬ流出穴から、密閉容器 10 内へ流出する。また、密閉容器 10 内へ流出した高圧の冷媒ガスは、電動機 50 の固定子 51 と回転子 52 との間、及び固定子 51 の外周側に形成された流路等を通り、電動機 50 の上方へ流れる。そして、電動機 50 の上方へ到達した高圧の冷媒ガスは、吐出管 3 を通って、ロータリ圧縮機 1 の外部へ流出する。

[0031] 図 3 は、本実施の形態 1 に係るロータリ圧縮機を備えた冷凍サイクル装置を示す概略構成図である。

冷凍サイクル装置 100 は、本実施の形態 1 に係るロータリ圧縮機 1 と、ロータリ圧縮機 1 で圧縮された冷媒が放熱する放熱器と、放熱器から流出した冷媒を減圧する電動膨張弁等の減圧器 103 と、減圧器 103 から流出した冷媒が蒸発する蒸発器とを備えている。

[0032] 冷凍サイクル装置 100 は、給湯装置及び冷凍装置等、種々の用途に用いられる。図 3 では、冷凍サイクル装置 100 が空気調和装置として用いられている例を示している。このため、図 3 に示す冷凍サイクル装置 100 は、暖房運転時に放熱器として機能する室内側熱交換器 102 と、暖房運転時に蒸発器として機能する室外側熱交換器 101 とを備えている。また、図 3 に

示す冷凍サイクル装置１００は、冷房運転も可能となっている。このため、冷凍サイクル装置１００は、四方切換弁１０４を備えている。四方切換弁１０４は、ロータリ圧縮機１の冷媒の吐出口である吐出管３に接続される熱交換器を切り換え、ロータリ圧縮機１の冷媒の吸入口である吸入マフラ４に接続される熱交換器を切り換えるものである。冷房運転時、室内側熱交換器１０２は蒸発器として機能し、室外側熱交換器１０１は放熱器として機能する。

[0033] 冷凍サイクル装置１００を空気調和装置として用いる場合、例えば、室内側熱交換器１０２は屋内の装置に搭載される。また、例えば、ロータリ圧縮機１、四方切換弁１０４、室外側熱交換器１０１、及び減圧器１０３は屋外の装置に搭載される。また、例えば、冷凍サイクル装置１００には、Ｒ４０７Ｃ冷媒、Ｒ４１０Ａ冷媒又はＲ３２冷媒等が用いられる。

以下、冷凍サイクル装置１００の暖房運転時及び冷房運転時の動作について説明する。

[0034] 冷凍サイクル装置１００が暖房運転を行う際、四方切換弁１０４は、図３に実線で示す流路に切り換わる。これにより、ロータリ圧縮機１の吐出管３が室内側熱交換器１０２と接続され、ロータリ圧縮機１の吸入マフラ４が室外側熱交換器１０１と接続される。すなわち、室内側熱交換器１０２が放熱器として機能する状態となり、室外側熱交換器１０１が蒸発器として機能する状態となる。この状態において、ロータリ圧縮機１で圧縮された高温で高圧な冷媒ガスが該ロータリ圧縮機１から吐出されると、この高温で高圧な冷媒ガスは、室内側熱交換器１０２に流入する。室内側熱交換器１０２に流入した高温で高圧な冷媒ガスは、室内の空気に放熱しながら凝縮し、高圧な液冷媒となって室内側熱交換器１０２から流出する。この際、室内の空気が暖められることとなる。なお、二酸化炭素冷媒等、冷媒の種類によっては、放熱する際に凝縮しない冷媒も存在する。放熱する際に凝縮する冷媒が用いられる場合、放熱器は凝縮器と称される場合もある。

[0035] 室内側熱交換器１０２から流出した高圧な液冷媒は、減圧器１０３に流入

する。そして、減圧器１０３に流入した高圧な液冷媒は、減圧器１０３で減圧されて低温で低圧な気液二相冷媒となり、減圧器１０３から流出する。減圧器１０３から流出した低温で低圧な気液二相冷媒は、室外側熱交換器１０１へ流入する。室外側熱交換器１０１へ流入した低温で低圧な気液二相冷媒は、室外の空気から吸熱して蒸発し、低圧な冷媒ガス又は気液二相冷媒として室外側熱交換器１０１から流出する。室外側熱交換器１０１から流出した低圧な冷媒ガス又は気液二相冷媒は、ロータリ圧縮機１の吸入マフラ４に吸入される。そして、ロータリ圧縮機１の吸入マフラ４に吸入された冷媒のうちの低圧な冷媒ガスが、ロータリ圧縮機１の圧縮機構２０で圧縮され、高温で高圧な冷媒ガスとなる。この高温で高圧な冷媒ガスは、該ロータリ圧縮機１から再び吐出される。すなわち、冷凍サイクル装置１００が暖房運転を行う際、図３の実線矢印に示すように冷媒は循環する。

[0036] 冷凍サイクル装置１００が冷房運転を行う際、四方切換弁１０４は、図３に破線で示す流路に切り換わる。これにより、ロータリ圧縮機１の吐出管３が室外側熱交換器１０１と接続され、ロータリ圧縮機１の吸入マフラ４が室内側熱交換器１０２と接続される。すなわち、室外側熱交換器１０１が放熱器として機能する状態となり、室内側熱交換器１０２が蒸発器として機能する状態となる。この状態において、ロータリ圧縮機１で圧縮された高温で高圧な冷媒ガスが該ロータリ圧縮機１から吐出されると、この高温で高圧な冷媒ガスは、室外側熱交換器１０１に流入する。室外側熱交換器１０１に流入した高温で高圧な冷媒ガスは、室外の空気に放熱しながら凝縮し、高圧な液冷媒となって室外側熱交換器１０１から流出する。

[0037] 室外側熱交換器１０１から流出した高圧な液冷媒は、減圧器１０３に流入する。そして、減圧器１０３に流入した高圧な液冷媒は、減圧器１０３で減圧されて低温で低圧な気液二相冷媒となり、減圧器１０３から流出する。減圧器１０３から流出した低温で低圧な気液二相冷媒は、室内側熱交換器１０２へ流入する。室内側熱交換器１０２へ流入した低温で低圧な気液二相冷媒は、室内の空気から吸熱して蒸発し、低圧な冷媒ガス又は気液二相冷媒とし

て室内側熱交換器 102 から流出する。この際、室内の空気が冷やされることとなる。室内側熱交換器 102 から流出した低圧な冷媒ガス又は気液二相冷媒は、ロータリ圧縮機 1 の吸入マフラ 4 に吸入される。そして、ロータリ圧縮機 1 の吸入マフラ 4 に吸入された冷媒のうちの低圧な冷媒ガスが、ロータリ圧縮機 1 の圧縮機構 20 で圧縮され、高温で高圧な冷媒ガスとなる。この高温で高圧な冷媒ガスは、該ロータリ圧縮機 1 から再び吐出される。すなわち、冷凍サイクル装置 100 が冷房運転を行う際、図 3 の破線矢印に示すように冷媒は循環する。

[0038] 図 4 は、本実施の形態 1 に係るロータリ圧縮機の圧縮機構を示す縦断面図である。なお、図 4 に示す中心軸 40a は、駆動軸 40 の主軸部 41 及び副軸部 43 の中心軸を示している。また、図 4 に示す中心軸 40b は、駆動軸 40 の偏心軸部 42 の中心軸を示している。

以下、図 4 を用いて、本実施の形態 1 に係るロータリ圧縮機 1 の圧縮機構 20 の詳細について説明する。

[0039] 上述のように、軸受部 30 の軸受 31 は、滑り軸受として機能し、駆動軸 40 の主軸部 41 を回転自在に支持している。一方、駆動軸 40 の副軸部 43 が挿入された閉塞部材 35 は、副軸部 43 を回転自在に支持する滑り軸受として機能していない。このため、駆動軸 40 の副軸部 43 と閉塞部材 35 の穴 36a の内周面 36b との間の隙間 C1 が、駆動軸 40 の主軸部 41 と軸受部 30 の軸受 31 の内周面 31a との間の隙間 C2 よりも大きくなっている。例えば、本実施の形態 1 に係るロータリ圧縮機 1 においては、駆動軸 40 の副軸部 43 と閉塞部材 35 の穴 36a の内周面 36b との間の隙間 C1 は、0.5mm となっている。また、例えば、本実施の形態 1 に係るロータリ圧縮機 1 においては、駆動軸 40 の主軸部 41 と軸受部 30 の軸受 31 の内周面 31a との間の隙間 C2 は、5 μ m $\sim$ 20 μ m となっている。

[0040] このように隙間 C1 を隙間 C2 よりも大きくすることにより、閉塞部材 35 の穴 36a の内周面 36b の粗度を、軸受部 30 の軸受 31 の内周面 31a の粗度よりも大きくすることができる。具体的には、軸受部 30 の軸受 3

1の内周面31aの粗度は、軸受31を滑り軸受として機能させるため、 $Rz\ j\ i\ s\ 6.3$ 以下となっている。一方、閉塞部材35の穴36aの内周面36bは、駆動軸40の副軸部43と接触しない。このため、閉塞部材35の穴36aの内周面36bの粗度を、 $Rz\ j\ i\ s\ 6.3$ よりも大きくすることができる。なお、閉塞部材35の穴36aの内周面36bの粗度は、例えば、 $Rz\ j\ i\ s\ 400$ 以下である。

[0041] ここで、 $Rz\ j\ i\ s$ は、十点平均粗さを示す。 $Rz\ j\ i\ s$ を求める際、まず、面の粗さ曲線から、その平均線の方に基準長さだけを抜き取る。また、抜き取り部分の平均線から縦倍率の方に測定した、最も高い山頂から5番目までの山頂の標高の絶対値の平均値を求める。また、抜き取り部分の平均線から縦倍率の方に測定した、最も低い谷底から5番目までの谷底の標高の絶対値の平均値を求める。そして、山頂の標高の絶対値の平均値と谷底の標高の絶対値の平均値との和をマイクロメートルの単位で表したものが、 $Rz\ j\ i\ s$ となる。

[0042] 従来のロータリ圧縮機は、本実施の形態1に係るロータリ圧縮機1の閉塞部材35に代えて、下軸受が設けられていた。この下軸受は、滑り軸受として機能し、駆動軸の副軸部を回転自在に支持するものである。このため、下軸受における副軸部と対向する面の粗度は、 $Rz\ j\ i\ s\ 6.3$ 以下に加工されている必要があった。また、下軸受における副軸部と対向する面の粗度を $Rz\ j\ i\ s\ 6.3$ 以下に加工するには、時間がかかる。このため、従来のロータリ圧縮機は、下軸受の製作時間が制約となり、生産性を向上させることが難しかった。

[0043] 一方、本実施の形態1に係るロータリ圧縮機1は、副軸部43と閉塞部材35の穴36aの内周面36bとの間の隙間C1が、主軸部41と軸受部30の軸受31の内周面31aとの間の隙間C2よりも大きくなっている。このため、本実施の形態1に係るロータリ圧縮機1の閉塞部材35は、滑り軸受としての機能を有しない。したがって、本実施の形態1に係るロータリ圧縮機1においては、閉塞部材35の穴36aの内周面36bの粗度を、軸受

部30の軸受31の内周面31aの粗度よりも大きくできる。このため、本実施の形態1に係るロータリ圧縮機1は、閉塞部材35の製作時間を従来の下軸受の製作時間よりも短縮できるので、生産性を従来よりも向上させることができる。

[0044] また、従来のロータリ圧縮機は、駆動軸を回転自在に支持する滑り軸受として、上軸受及び下軸受を備えていた。一方、本実施の形態1に係るロータリ圧縮機1は、駆動軸40を回転自在に支持する滑り軸受として、軸受部30のみを備えている。滑り軸受における駆動軸と対向する面の粗度が製品毎にばらつくと、ロータリ圧縮機の効率及び信頼性に影響を与える。ここで、本実施の形態1に係るロータリ圧縮機1は、従来のロータリ圧縮機と比べ、駆動軸40を回転自在に支持する滑り軸受の数を削減することができる。このため、本実施の形態1に係るロータリ圧縮機1は、滑り軸受の面の粗度が製品毎にばらつくことによる効率及び信頼性の低下を、従来よりも抑制することができる。

[0045] なお、従来のロータリ圧縮機は、シリンダ室に形成された作動室で冷媒を圧縮する際に駆動軸の偏心軸部に作用する荷重を、上軸受及び下軸受で支持していた。一方、本実施の形態1に係るロータリ圧縮機1は、シリンダ室23aに形成された作動室で冷媒を圧縮する際に駆動軸40の偏心軸部42に作用する荷重を、軸受部30の軸受31で支持することとなる。このため、当業者は、本実施の形態1に係るロータリ圧縮機1では、冷媒を圧縮する際に偏心軸部42に作用する荷重を十分に支持できないと考えるかもしれない。しかしながら、軸受部30の軸受31の長さを例えば従来の上軸受の長さよりも長くする等により、本実施の形態1に係るロータリ圧縮機1は冷媒を圧縮する際に偏心軸部42に作用する荷重を十分に支持できることを、ここに付言しておく。

[0046] ここで、閉塞部材35の穴36aの内周面36bの粗度は、Rzjis25よりも大きくなっていることが好ましい。閉塞部材35の穴36aの内周面36bの粗度をRzjis6.3より大きくRzjis25以下に加工し

ようとする場合、研磨加工での並仕上げ加工を行うこととなる。一方、閉塞部材35の穴36aの内周面36bの粗度をRzjis25よりも大きく加工する場合、研削加工での荒仕上げ加工でよい。このため、閉塞部材35の穴36aの内周面36bの粗度をRzjis25よりも大きくすることにより、閉塞部材35の製作時間をより短縮でき、ロータリ圧縮機1の生産性をより向上させることができる。

[0047] また、閉塞部材35の穴36aの内周面36bの粗度は、Rzjis100よりも大きくなっていることがさらに好ましい。閉塞部材35の穴36aの内周面36bの粗度をRzjis100よりも大きくする場合、閉塞部材35の内周面36bは、素材の肌のままでよい。例えば、閉塞部材35を鋳造により製作する場合、閉塞部材35の内周面36bは、鋳肌のままでよい。このため、閉塞部材35の穴36aの内周面36bの粗度をRzjis100よりも大きくすることにより、閉塞部材35の製作時間をさらに短縮でき、ロータリ圧縮機1の生産性をさらに向上させることができる。

[0048] また、駆動軸40の偏心軸部42及び閉塞部材35を偏心軸部42の中心軸40b方向に観察した際、偏心軸部42の外周部は全域に渡って、閉塞部材35の穴36aの外周部に重なっているのが好ましい。換言すると、駆動軸40の偏心軸部42及び閉塞部材35を上方から観察した際、偏心軸部42の外周部は全域に渡って、閉塞部材35の穴36aの外周部に重なっているのが好ましい。当該構成を採用することにより、閉塞部材35によって偏心軸部42を下方から支持できる。したがって、当該構成を採用することにより、ロータリ圧縮機1の信頼性が向上する。なお、当該構成は、駆動軸40の副軸部43と閉塞部材35の穴36aの内周面36bとの間の隙間C1を次のように設定することで、実現できる。

[0049] 偏心軸部42の外周部の全域が閉塞部材35の穴36aの外周部に重なるには、偏心軸部42における反偏心側の箇所が、閉塞部材35の穴36aの外周部に重なっていればよい。図4を用いて説明すると、図4は、偏心軸部42の中心軸40bが最も紙面左側によった状態を示している。すなわち、

図4は、偏心軸部42が最も紙面左側に偏心した状態を示している。この状態の偏心軸部42において、偏心軸部42における反偏心側の箇所は、図4に示す偏心軸部42の右側端部となる。

[0050] 偏心軸部42の偏心量 e は、主軸部41及び副軸部43の中心軸40aと偏心軸部42の中心軸40bとの間の距離となる。また、偏心軸部42における反偏心側の箇所と副軸部43の中心軸40aとの距離は、偏心軸部42の半径 r_2 から偏心量 e を減算した値となる。このため、偏心軸部42における反偏心側の箇所が副軸部43の外周部から突出する長さである突出長さ L は、偏心軸部42における反偏心側の箇所と副軸部43の中心軸40aとの距離から、副軸部43の半径 r_1 を減算した値となる。すなわち、突出長さ L は、次式(1)で示すことができる。

$$L = r_2 - e - r_1 \dots (1)$$

また、駆動軸40は、主軸部41と軸受31の内周面31aとの間の隙間 C_2 分だけ、偏心軸部42の偏心方向にずれる可能性がある。このため、駆動軸40の副軸部43と閉塞部材35の穴36aの内周面36bとの間の隙間 C_1 が次式(2)を満たせば、偏心軸部42の外周部の全域が閉塞部材35の穴36aの外周部に重なることができる。

$$C_1 < L - C_2 = r_2 - e - r_1 - C_2 \dots (2)$$

[0051] なお、図4に示すように、本実施の形態1に係るロータリ圧縮機1においては、主軸部41及び副軸部43の直径を同じとした。そして、閉塞部材35の内周面36bの直径を、軸受部30の内周面31aの直径よりも大きくすることで、副軸部43と閉塞部材35の穴36aの内周面36bとの間の隙間 C_1 を、主軸部41と軸受31の内周面31aとの間の隙間 C_2 よりも大きくした。しかしながら、隙間 C_1 を隙間 C_2 よりも大きくする構成は、当該構成に限定されない。例えば、閉塞部材35の内周面36bの直径と軸受部30の内周面31aの直径とを同じにし、副軸部43の直径を主軸部41の直径よりも小さくしてもよい。このような構成でも、隙間 C_1 を隙間 C_2 よりも大きくすることができる。

[0052] 以上、本実施の形態１に係るロータリ圧縮機１は、回転子５２を有する電動機５０と、回転子５２に固定され、電動機５０の駆動力を伝達する駆動軸４０と、駆動軸４０に接続され、駆動軸４０から伝達された電動機５０の駆動力によって冷媒を圧縮する圧縮機構２０と、を備えている。駆動軸４０は、回転子５２に固定された主軸部４１と、該主軸部４１の中心軸と同軸上に中心軸が配置された副軸部４３と、主軸部４１と副軸部４３との間に設けられ、中心軸が主軸部４１の中心軸に対して偏心している偏心軸部４２と、を備えている。圧縮機構２０は、主軸部４１の中心軸方向に貫通するシリンダ室２３ａが形成され、偏心軸部４２が該シリンダ室２３ａに配置されたシリンダ２３と、シリンダ室２３ａの一方の開口部を閉塞すると共に、主軸部４１を回転自在に支持する軸受３１を有する軸受部３０と、シリンダ室２３ａの他方の開口部を閉塞すると共に、副軸部４３が挿入された穴３６ａが形成された閉塞部材３５と、を備えている。そして、本実施の形態１に係るロータリ圧縮機１においては、副軸部４３と穴３６ａの内周面３６ｂとの間の隙間Ｃ１が主軸部４１と軸受３１の内周面３１ａとの間の隙間Ｃ２よりも大きくなっており、穴３６ａの内周面３６ｂの粗度が軸受３１の内周面３１ａの粗度よりも大きくなっている。

[0053] このように構成されたロータリ圧縮機１においては、上述のように、閉塞部材３５の製作時間を従来の下軸受の製作時間よりも短縮できるので、生産性を従来よりも向上させることができる。

[0054] なお、本実施の形態１に係るロータリ圧縮機１においては、駆動軸４０の副軸部４３は、閉塞部材３５の穴３６ａの内周面３６ｂに接触せず、閉塞部材３５に回転自在に支持されていない。このため、当業者は、本実施の形態１に係るロータリ圧縮機１においては、駆動軸４０の副軸部４３は不要と考えるかもしれない。しかしながら、駆動軸４０から副軸部４３を削除した場合、駆動軸４０が副軸部４３を備えている場合と比べ、駆動軸４０に形成された油流路４０ｃの下部の開口部の位置が、高くなる。このため、駆動軸４０から副軸部４３を削除した場合、駆動軸４０が副軸部４３を備えている場

合と比べ、密閉容器 10 の底部に貯留された冷凍機油を油流路 40c に汲み上げにくくなる。したがって、駆動軸 40 から副軸部 43 を削除した場合、駆動軸 40 が副軸部 43 を備えている場合と比べ、圧縮機構 20 の各摺動部へ冷凍機油が供給されにくくなり、ロータリ圧縮機 1 の信頼性が低下する。このため、本実施の形態 1 に係るロータリ圧縮機 1 は、駆動軸 40 に副軸部 43 を備えている。

[0055] 実施の形態 2.

閉塞部材 35 を本実施の形態 2 のように構成することにより、実施の形態 1 の効果に加え、ロータリ圧縮機 1 の振動及び騒音の発生を抑制できるという効果も得られる。なお、本実施の形態 2 において特に言及しない事項については、実施の形態 1 と同様とする。また、本実施の形態 2 では、実施の形態 1 で示した構成と同様の機能を果たす構成には、実施の形態 1 と同じ符号を付すこととする。

[0056] 図 5 は、本実施の形態 2 に係るロータリ圧縮機の縦断面図である。また、図 6 は、本実施の形態 2 に係るロータリ圧縮機の圧縮機構を示す縦断面図である。

本実施の形態 2 に係る閉塞部材 35 は、実施の形態 1 で示した閉塞部材 35 の円筒部 36 を備えていない構成となっている。このため、穴 36a は、略円盤状の平板部 37 に形成されている。すなわち、本実施の形態 2 に係る閉塞部材 35 は、平板形状となっている。このため、本実施の形態 2 に係る閉塞部材 35 は、実施の形態 1 で示した閉塞部材 35 と比べ、平板部 37 から円筒部 36 が下方に突出していた長さ分だけ、上下方向の長さが短くなっている。

[0057] このように構成された閉塞部材 35 を備えた本実施の形態 2 に係るロータリ圧縮機 1 においては、密閉容器 10 内に圧縮機構 20 を配置する際、該圧縮機構 20 の下端である閉塞部材 35 の平板部 37 の下面を、実施の形態 1 で示した圧縮機構 20 の下端である閉塞部材 35 の円筒部 36 の下端の位置に配置することができる。すなわち、本実施の形態 2 に係るロータリ圧縮機

1 は、実施の形態 1 で示したロータリ圧縮機 1 と比べ、電動機 5 0、駆動軸 4 0 及び圧縮機構 2 0 の密閉容器 1 0 内での配置位置を、平板部 3 7 から円筒部 3 6 が下方に突出していた長さ分だけ、下げることができる。

[0058] したがって、本実施の形態 2 に係る駆動軸 4 0 の副軸部 4 3 の上下方向の長さを、平板部 3 7 から円筒部 3 6 が下方に突出していた長さ分だけ短くすることができる。このように副軸部 4 3 の上下方向の長さを短くしても、油流路 4 0 c の下部の開口部の位置は実施の形態 1 と変わらず、ロータリ圧縮機 1 の信頼性の低下を防止できるからである。本実施の形態 2 では、副軸部 4 3 の下端が閉塞部材 3 5 の平板部 3 7 の下面と略同じ位置になるように、副軸部 4 3 の上下方向の長さを短くしている。

[0059] 以上、本実施の形態 2 に係るロータリ圧縮機 1 においては、実施の形態 1 で示したロータリ圧縮機 1 と比べ、電動機 5 0、駆動軸 4 0 及び圧縮機構 2 0 の密閉容器 1 0 内での配置位置を、平板部 3 7 から円筒部 3 6 が下方に突出していた長さ分だけ、下げることができる。このため、本実施の形態 2 に係るロータリ圧縮機 1 においては、実施の形態 1 で示したロータリ圧縮機 1 と比べ、密閉容器 1 0 の上下方向の長さを、平板部 3 7 から円筒部 3 6 が下方に突出していた長さ分だけ短くすることができる。すなわち、本実施の形態 2 に係るロータリ圧縮機 1 の上下方向の長さを、実施の形態 1 で示したロータリ圧縮機 1 と比べ、平板部 3 7 から円筒部 3 6 が下方に突出していた長さ分だけ短くすることができる。このため、本実施の形態 2 に係るロータリ圧縮機 1 は、実施の形態 1 で示したロータリ圧縮機 1 と比べ、低重心となる。したがって、本実施の形態 2 に係るロータリ圧縮機 1 は、実施の形態 1 で示したロータリ圧縮機 1 と同様の効果が得られると共に、実施の形態 1 で示したロータリ圧縮機 1 よりも振動及び騒音の発生を抑制できるという効果も得られる。

符号の説明

[0060] 1 ロータリ圧縮機、2 吸入管、3 吐出管、4 吸入マフラ、1 0 密閉容器、1 1 上部容器、1 2 下部容器、2 0 圧縮機構、2 2 ロー

リングピストン、23 シリンダ、23 a シリンダ室、23 b 背圧室、
23 c ベーン溝、23 d 吸入口、26 ベーン、27 吐出マフラ、2
9 オイルポンプ、30 軸受部、31 軸受、31 a 内周面、32 平
板部、35 閉塞部材、36 円筒部、36 a 穴、36 b 内周面、37
平板部、40 駆動軸、40 a 中心軸、40 b 中心軸、40 c 油流
路、41 主軸部、42 偏心軸部、43 副軸部、50 電動機、51
固定子、52 回転子、100 冷凍サイクル装置、101 室外側熱交換
器、102 室内側熱交換器、103 減圧器、104 四方切換弁。

請求の範囲

[請求項1]

回転子を有する電動機と、
前記回転子に固定され、前記電動機の駆動力を伝達する駆動軸と、
前記駆動軸に接続され、前記駆動軸から伝達された前記電動機の駆動力によって冷媒を圧縮する圧縮機構と、
を備え、
前記駆動軸は、
前記回転子に固定された主軸部と、該主軸部の中心軸と同軸上に中心軸が配置された副軸部と、前記主軸部と前記副軸部との間に設けられ、中心軸が前記主軸部の中心軸に対して偏心している偏心軸部と、
を備え、
前記圧縮機構は、
前記主軸部の中心軸方向に貫通するシリンダ室が形成され、前記偏心軸部が該シリンダ室に配置されたシリンダと、
前記シリンダ室の一方の開口部を閉塞すると共に、前記主軸部を回転自在に支持する軸受を有する軸受部と、
前記シリンダ室の他方の開口部を閉塞すると共に、前記副軸部が挿入された穴が形成された閉塞部材と、
を備え、
前記副軸部と前記穴の内周面との間の隙間が、前記主軸部と前記軸受の内周面との間の隙間よりも大きくなっており、
前記穴の内周面の粗度が前記軸受の内周面の粗度よりも大きい
ロータリ圧縮機。

[請求項2]

前記電動機、前記駆動軸及び前記圧縮機構が収納された密閉容器を備え、
前記圧縮機構は、前記密閉容器内において、前記電動機の下方に配置されており、
前記閉塞部材の形状が平板形状である

請求項 1 に記載のロータリ圧縮機。

[請求項3] 前記偏心軸部及び前記閉塞部材を前記偏心軸部の中心軸方向に観察した際、

前記偏心軸部の外周部は全域に渡って、前記閉塞部材の前記穴の外周部に重なっている

請求項 1 又は請求項 2 に記載のロータリ圧縮機。

[請求項4] 前記穴の内周面の粗度は、R z j i s 25 より大きく、R z j i s 400 以下となっている

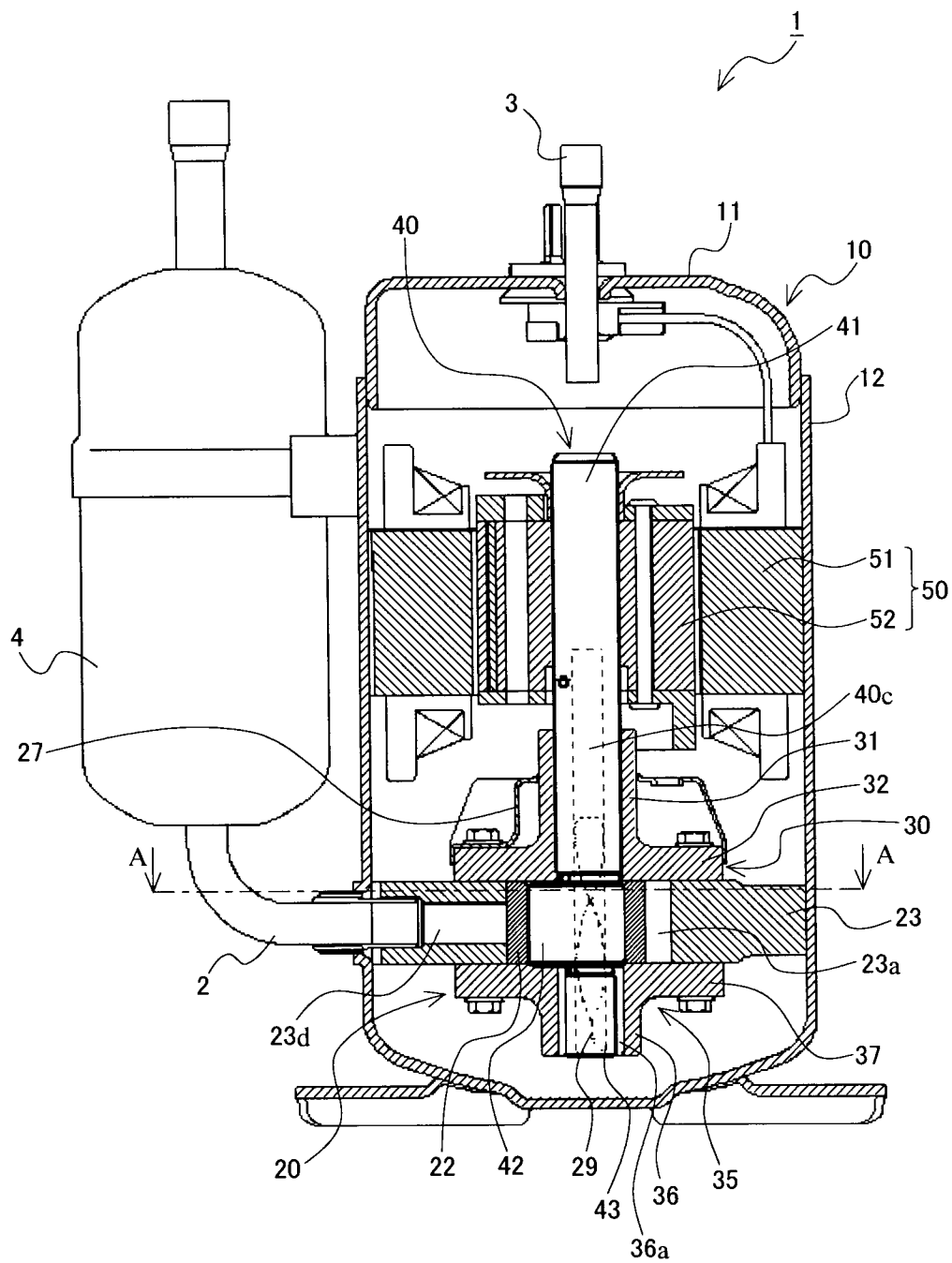
請求項 1 ～請求項 3 のいずれか一項に記載のロータリ圧縮機。

[請求項5] 前記穴の内周面の粗度は、R z j i s 100 より大きい

請求項 4 に記載のロータリ圧縮機。

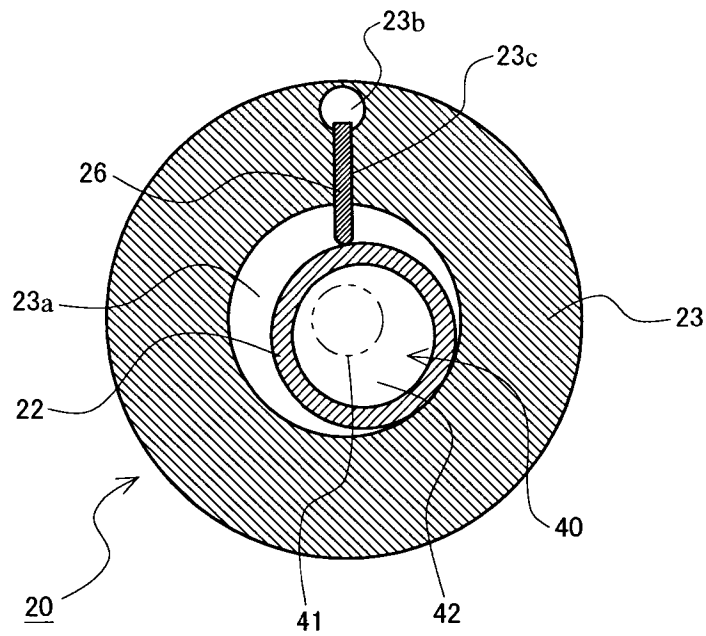
[請求項6] 請求項 1 ～請求項 5 のいずれか一項に記載のロータリ圧縮機と、
前記ロータリ圧縮機で圧縮された冷媒が放熱する放熱器と、
前記放熱器から流出した冷媒を減圧する減圧器と、
前記減圧器から流出した冷媒が蒸発する蒸発器と、
を備えた冷凍サイクル装置。

[図1]

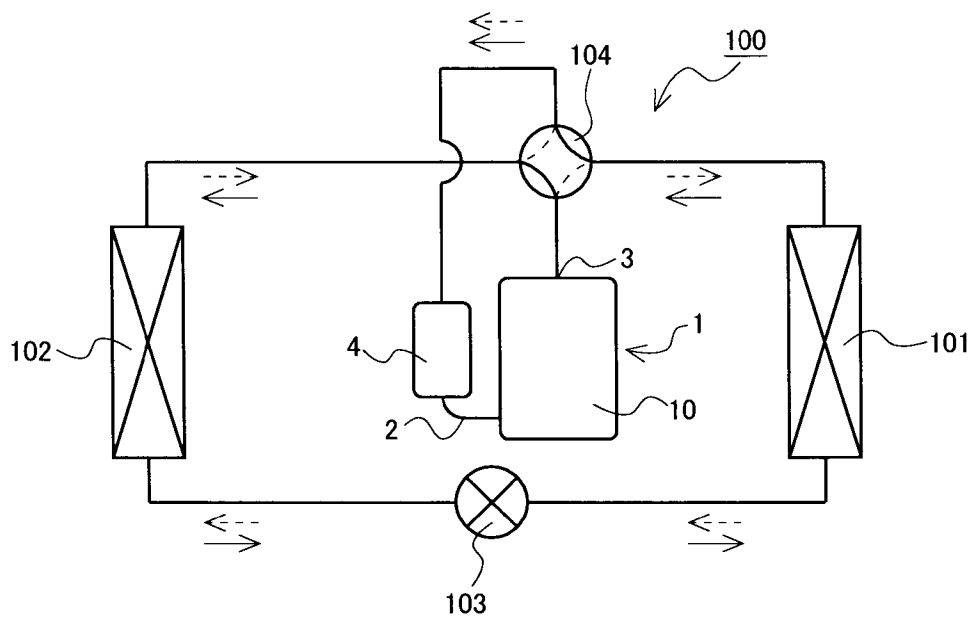


[図2]

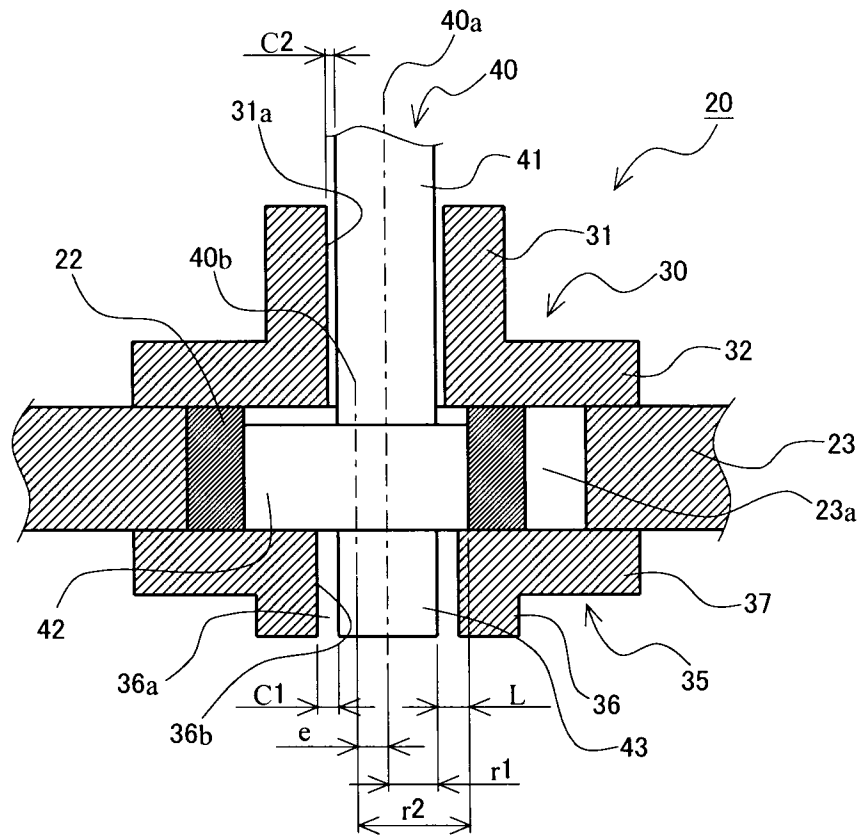
A-A



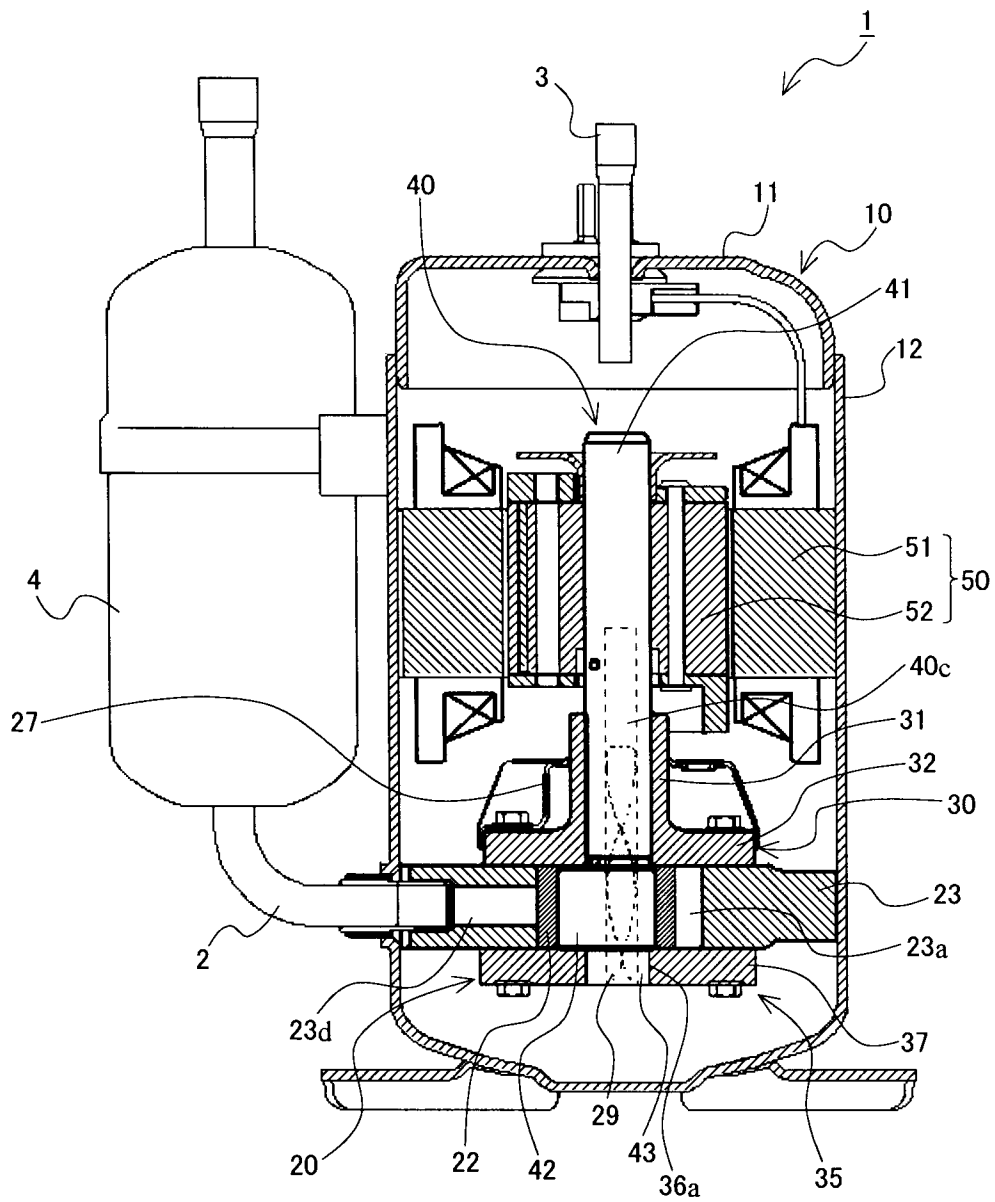
[図3]



[図4]



[図5]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2022/008587

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**F04C 18/356**(2006.01)i

FI: F04C18/356 J; F04C18/356 E

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)

F04C18/356

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 1971-2022
 Registered utility model specifications of Japan 1996-2022
 Published registered utility model applications of Japan 1994-2022

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.
X	CN 104976123 A (GUANGDONG MIDEA TOSHIBA COMPRESSOR CORPORATION) 14 October 2015 (2015-10-14) paragraphs [0099], fig. 1-2, 11	1-6
Y		1-6
X	CN 105090028 A (GUANGDONG MIDEA TOSHIBA COMPRESSOR CORPORATION) 25 November 2015 (2015-11-25) paragraphs [0061], fig. 1, 7	1, 3-6
Y		1-6
Y	JP 2015-158146 A (TOSHIBA CARRIER CORP) 03 September 2015 (2015-09-03) paragraphs [0025], [0042], fig. 1, 3	1-6
Y	JP 57-49091 A (HITACHI SEISAKUSHO KK) 20 March 1982 (1982-03-20) publication gazette, p. 2, lower left column, line 11 to lower right column, line 2, fig. 5	1-6
A	JP 2017-180180 A (TOSHIBA CARRIER CORP) 05 October 2017 (2017-10-05) fig. 1, 2	1-6

☒ 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

26 April 2022

Date of mailing of the international search report

10 May 2022

Name and mailing address of the ISA/JP

Japan Patent Office (ISA/JP)
 3-4-3 Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915
 Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2022/008587

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 116776/1975 (Laid-open No. 31014/1977) (TOKYO SHIBAURA ELECTRIC CO., LTD.) 04 March 1977 (1977-03-04), fig. 2	1-6

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.

PCT/JP2022/008587

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)	Publication date (day/month/year)
CN	104976123	A	14 October 2015	(Family: none)	
CN	105090028	A	25 November 2015	(Family: none)	
JP	2015-158146	A	03 September 2015	CN 204610284	U
JP	57-49091	A	20 March 1982	(Family: none)	
JP	2017-180180	A	05 October 2017	(Family: none)	
JP	52-31014	U1	04 March 1977	(Family: none)	

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC）） F04C 18/356(2006.01)i FI: F04C18/356 J; F04C18/356 E		
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）） F04C18/356		
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 1971-2022年 日本国実用新案登録公報 1996-2022年 日本国登録実用新案公報 1994-2022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
X	CN 104976123 A (GUANGDONG MIDEA TOSHIBA COMPRESSOR CORPORATION) 14.10.2015 (2015 - 10 - 14) 段落 [0099] , 図1-2, 11	1-6
Y		1-6
X	CN 105090028 A (GUANGDONG MIDEA TOSHIBA COMPRESSOR CORPORATION) 25.11.2015 (2015 - 11 - 25) 段落 [0061] , 図1, 7	1, 3-6
Y		1-6
Y	JP 2015-158146 A (東芝キヤリア株式会社) 03.09.2015 (2015 - 09 - 03) 段落 [0025] [0042] , 図1, 3	1-6
Y	JP 57-49091 A (株式会社日立製作所) 20.03.1982 (1982 - 03 - 20) 公報第2ページ左下欄第11行-右下欄第2行, 第5図	1-6
A	JP 2017-180180 A (東芝キヤリア株式会社) 05.10.2017 (2017 - 10 - 05) 図1-2	1-6
☒ 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抵触するものではなく、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 26.04.2022		国際調査報告の発送日 10.05.2022
名称及びあて先 日本国特許庁(ISA/JP) 〒100-8915 日本国 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号		権限のある職員（特許庁審査官） 田谷 宗隆 30 3518 電話番号 03-3581-1101 内線 3358

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	日本国実用新案登録出願50-116776号(日本国実用新案登録出願公開52-31014号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム(東京芝浦電気株式会社) 04.03.1977 (1977-03-04) 第2図	1-6

国際調査報告
 パテントファミリーに関する情報

国際出願番号

PCT/JP2022/008587

引用文献			公表日	パテントファミリー文献			公表日
CN	104976123	A	14.10.2015	(ファミリーなし)			
CN	105090028	A	25.11.2015	(ファミリーなし)			
JP	2015-158146	A	03.09.2015	CN	204610284	U	
JP	57-49091	A	20.03.1982	(ファミリーなし)			
JP	2017-180180	A	05.10.2017	(ファミリーなし)			
JP	52-31014	U1	04.03.1977	(ファミリーなし)			