

(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
2017 年 2 月 2 日(02.02.2017)



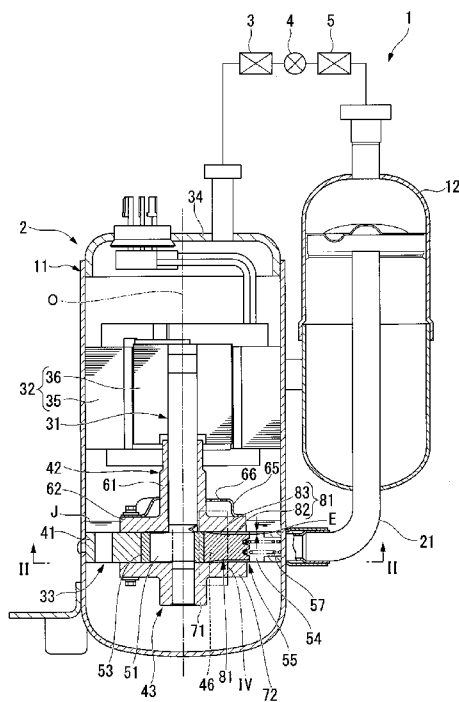
(10) 国際公開番号

WO 2017/018005 A1

- (51) 国際特許分類:
F04C 18/356 (2006.01) F04C 29/02 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/061676
- (22) 国際出願日: 2016 年 4 月 11 日(11.04.2016)
- (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 2015-147077 2015 年 7 月 24 日(24.07.2015) JP
- (71) 出願人: 東芝キヤリア株式会社(TOSHIBA CARRIER CORPORATION) [JP/JP]; 〒2128585 神奈川県川崎市幸区堀川町 7 2 番地 3 4 Kanagawa (JP).
- (72) 発明者: 木村 茂喜(KIMURA Shigeki); 〒4168521 静岡県富士市蓼原 3 3 6 番地 東芝キヤリア株式会社内 Shizuoka (JP). 平山 卓也(HIRAYAMA Takuya); 〒4168521 静岡県富士市蓼原 3 3 6 番地 東芝キヤリア株式会社内 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, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, 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), ユーロパ (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ユーロッパ (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:
— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

(54) Title: ROTARY COMPRESSOR AND REFRIGERATION CYCLE DEVICE

(54) 発明の名称: 回転式圧縮機及び冷凍サイクル装置



(57) Abstract: The rotary compressor of an embodiment has a container, a cylinder, closure plates, a roller, a blade, and oil supply grooves. The closure plates close the openings of a cylinder to form a cylinder chamber together with the cylinder. The roller rotates eccentrically within the cylinder chamber. The blade is provided in a blade groove formed in the cylinder, is in contact with the roller to divide the inside of the cylinder chamber, and can extend into and retract from the cylinder chamber as the roller rotates eccentrically. The oil supply grooves are formed in the surfaces of the blade, which face the closure plates, and the oil supply grooves extend in the direction of movement of the blade. A first end of each of the oil supply grooves is in communication with the inside of the container at a position outside the cylinder chamber, and a second end thereof terminates in the blade. The bottom surfaces of the oil supply grooves have lower surface roughness than a rear surface of the outer surfaces of the blade, the rear surface being located close to the first end.

(57) 要約: 実施形態の回転式圧縮機は、容器と、シリンダと、閉塞板と、ローラと、ブレードと、給油溝と、を持つ。閉塞板は、シリンダの開口部を閉塞して、シリンダとともにシリンダ室を形成する。ローラは、シリンダ室内で偏心回転する。ブレードは、シリンダに形成されたブレード溝内に設けられ、ローラに当接してシリンダ室内を分割するとともに、ローラの偏心回転に伴いシリンダ室内に進退可能とされる。給油溝は、ブレードのうち、閉塞板と対向する対向面に形成され、ブレードの移動方向に沿って延びる。給油溝は、第 1 端部がシリンダ室の外側で容器内に連通し、第 2 端部がブレード内で終端する。給油溝の底面における表面粗さは、ブレードの外表面のうち第 1 端部寄りに位置する背面の表面粗さよりも小さい。

WO 2017/018005 A1

明 細 書

発明の名称： 回転式圧縮機及び冷凍サイクル装置

技術分野

[0001] 本発明の実施形態は、回転式圧縮機及び冷凍サイクル装置に関する。

背景技術

[0002] 空気調和装置等の冷凍サイクル装置に使用される回転式圧縮機として、潤滑油が貯留される容器と、容器内に収納された圧縮機構部と、を有する構成が知られている。圧縮機構部は、筒状のシリンダと、シリンダの開口部を閉塞する閉塞板と、シリンダ及び閉塞板で形成されたシリンダ室内で偏心回転するローラと、を備えている。シリンダに形成されたブレード溝内には、シリンダ室内を圧縮室と吸込室とに分割するブレードが配設されている。ブレードは、ローラに当接するとともに、ローラの偏心回転に伴いシリンダ室内を進退移動する。

[0003] ところで、上述したブレードは、ブレードと閉塞板との間に潤滑油を介在させた状態で、閉塞板に対して摺動することが好ましい。これにより、ブレードと閉塞板との間の摩耗を低減した上で、ブレードと閉塞板との間でのシール性を確保できると考えられる。

[0004] ブレードと閉塞板との間に潤滑油を介在させるための構成として、ブレードにおける閉塞板との対向面に、ブレードの移動方向に沿って延びる給油溝を形成する構成が考えられる。具体的に、給油溝の第1端部は、シリンダ室の外側で容器内に向けて開放される。給油溝の第2端部は、ブレード内で終端している。この構成によれば、容器内の潤滑油が給油溝内に流入することになるので、ブレードと閉塞板との間に潤滑油が供給され易くなるものと考えられる。

[0005] しかしながら、上述した回転式圧縮機においては、容器内に存在する摩耗粉等の異物が潤滑油とともに給油溝内に流入し、運転時間の経過に伴い給油溝内に堆積するおそれがある。この場合、給油溝の実容積が減少したり、給

油溝の開口部が塞がれたりすることで、ブレードと閉塞板との間に所望量の潤滑油を介在させることが難しくなる可能性があった。

先行技術文献

特許文献

[0006] 特許文献1：日本国特開平4－191491号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0007] 本発明が解決しようとする課題は、長期に亘って動作信頼性を維持することができる回転式圧縮機及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

[0008] 実施形態の回転式圧縮機は、容器と、シリンダと、閉塞板と、ローラと、ブレードと、給油溝と、を持つ。容器は、潤滑油が貯留される。シリンダは、容器内に収納される。閉塞板は、シリンダの開口部を閉塞して、シリンダとともにシリンダ室を形成する。ローラは、シリンダ室内で偏心回転する。ブレードは、シリンダに形成されたブレード溝内に設けられ、ローラに当接してシリンダ室内を分割するとともに、ローラの偏心回転に伴いシリンダ室内に進退可能とされる。給油溝は、ブレードのうち、閉塞板と対向する対向面に形成され、ブレードの移動方向に沿って延びる。給油溝は、第1端部がシリンダ室の外側で容器内に連通し、第2端部がブレード内で終端する。給油溝の底面における表面粗さは、ブレードの外表面のうち第1端部寄りに位置する背面の表面粗さよりも小さい。

図面の簡単な説明

[0009] [図1]第1の実施形態における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Ⅰ－Ⅰ線に相当する圧縮機構部の断面図。

[図3]図2のⅠ－Ⅰ線に沿うブレードの断面図。

[図4]図1のⅤ部の拡大図。

[図5]第2の実施形態におけるブレードの図3に相当する断面図。

発明を実施するための形態

[0010] 以下、実施形態の回転式圧縮機及び冷凍サイクル装置を、図面を参照して説明する。

(第1の実施形態)

始めに、冷凍サイクル装置1について簡単に説明する。図1は、第1の実施形態における回転式圧縮機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、本実施形態の冷凍サイクル装置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（凝縮器）3と、放熱器3に接続された膨張装置4と、膨張装置4と回転式圧縮機2との間に接続された蒸発器5と、を備えている。

[0011] 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、内部に取り込まれる低圧の気体冷媒を圧縮して高温、かつ高圧の気体冷媒とする。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。

放熱器3は、回転式圧縮機2から送り込まれる高温、かつ高圧の気体冷媒から熱を放熱させ、高温、かつ高圧の気体冷媒を高圧の液体冷媒にする。

[0012] 膨張装置4は、放熱器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、かつ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、かつ低圧の液体冷媒を気化させ、低温、かつ低圧の液体冷媒を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い、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内に取り込まれる。

[0013] 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に相変化しながら循環する。

[0014] 次に、上述した回転式圧縮機2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11と、アキュムレータ12

と、を備えている。

アキュムレータ 12 は、いわゆる気液分離器である。アキュムレータ 12 は、上述した蒸発器 5 と圧縮機本体 11 との間に設けられている。アキュムレータ 12 は、吸い込みパイプ 21 を通して圧縮機本体 11 に接続されている。アキュムレータ 12 は、蒸発器 5 で気化された気体冷媒、及び蒸発器 5 で気化されなかった液体冷媒のうち、気体冷媒のみを圧縮機本体 11 に供給する。

- [0015] 圧縮機本体 11 は、回転軸 31 と、電動機部 32 と、圧縮機構部 33 と、これら回転軸 31、電動機部 32 及び圧縮機構部 33 を収納する密閉容器（容器）34 と、を備えている。

密閉容器 34 は筒状に形成されている。密閉容器 34 における軸線 O 方向の両端部は、閉塞されている。密閉容器 34 内には、潤滑油 J が収容されている。潤滑油 J には、圧縮機構部 33 の一部が浸漬されている。

- [0016] 回転軸 31 は、密閉容器 34 の軸線 O に沿って同軸上に配置されている。なお、以下の説明では、軸線 O に沿う方向を単に軸方向といい、軸方向のうち電動機部 32 寄りを上側、圧縮機構部 33 寄りを下側という。また、軸方向に直交する方向を径方向、軸線 O 周りの方向を周方向という。

- [0017] 電動機部 32 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。電動機部 32 は、筒状の固定子 35 と、固定子 35 の内側に配置された円柱状の回転子 36 と、を備えている。

固定子 35 は、密閉容器 34 の内壁面に焼嵌め等により固定されている。回転子 36 は、回転軸 31 の上部に固定されている。回転子 36 は、固定子 35 の内側に径方向に間隔をあけて配置されている。

- [0018] 圧縮機構部 33 は、筒状のシリンダ 41 と、シリンダ 41 の両端開口部を各別に閉塞する主軸受（閉塞板）42 及び副軸受（閉塞板）43 と、を備えている。

シリンダ 41 内には、回転軸 31 が貫通している。主軸受 42 及び副軸受 43 は、回転軸 31 を回転可能に支持している。シリンダ 41、主軸受 42

、及び副軸受43により形成された空間は、シリンダ室46（図2参照）を構成している。

[0019] 上述した回転軸31のうち、シリンダ室46内に位置する部分には、軸線Oに対して径方向に偏心する偏心部51が形成されている。

偏心部51にはローラ53が外嵌されている。ローラ53は、回転軸31の回転に伴い、外周面がシリンダ41の内周面に摺接しながら、軸線Oに対して偏心回転可能に構成されている。

[0020] 図2は図1のⅠ-Ⅰ線に相当する圧縮機構部33の断面図である。

図1、図2に示すように、シリンダ41における周方向の一部には、径方向の外側に向けて窪むブレード溝54が形成されている。ブレード溝54は、シリンダ41の軸方向の全体に亘って形成されている。ブレード溝54は、径方向の外側端部において、密閉容器34内に連通している。

[0021] ブレード溝54内には、ブレード55が設けられている。ブレード55は、シリンダ41に対して径方向にスライド移動可能に構成されている。図1に示すように、ブレード55は、径方向の外側端面（以下、背面という。）が付勢部材57により径方向の内側に向けて付勢されている。一方、図2に示すように、ブレード55は、径方向の内側端面（以下、先端面という）がシリンダ室46内においてローラ53の外周面に当接している。これにより、ブレード55は、ローラ53の偏心回転に伴いシリンダ室46内に進退可能に構成されている。なお、軸方向から見た平面視において、ブレード55の先端面は、径方向の内側に向けて凸の円弧状とされている。また、ブレード55の具体的な構成については後述する。

[0022] シリンダ室46は、ローラ53及びブレード55によって吸込室と圧縮室とに分割されている。そして、圧縮機構部33では、ローラ53の回転動作及びブレード55の進退動作により、シリンダ室46内で圧縮動作が行われる。

[0023] シリンダ41において、ローラ53の回転方向（図2中の矢印参照）に沿うブレード溝54の奥側（図2中、ブレード溝54の左側）に位置する部分

には、シリンダ４１を径方向に貫通する吸込孔５６が形成されている。吸込孔５６には、径方向の外側端部から上述した吸い込みパイプ２１（図１参照）が接続される。一方、吸込孔５６の径方向の内側端部は、シリンダ室４６内に開口している。

シリンダ４１の内周面において、ローラ５３の回転方向に沿うブレード溝５４の手前側（図２中、ブレード溝５４の右側）に位置する部分には、吐出溝５８が形成されている。吐出溝５８は、軸方向から見た平面視で半円形状に形成されている。

[0024] 図１に示すように、主軸受４２は、シリンダ４１の上端開口部を閉塞している。主軸受４２は、回転軸３１のうち、シリンダ４１よりも上方に位置する部分を回転可能に支持している。具体的に、主軸受４２は、回転軸３１が挿通された筒部６１と、筒部６１の下端部から径方向の外側に向けて突設されたフランジ部６２と、を備えている。

[0025] 図１、図２に示すように、フランジ部６２の周方向の一部には、フランジ部６２を軸方向に貫通する吐出孔６４（図２参照）が形成されている。吐出孔６４は、上述した吐出溝５８を通してシリンダ室４６内に連通している。なお、フランジ部６２には、シリンダ室４６（圧縮室）内の圧力上昇に伴い吐出孔６４を開閉し、シリンダ室４６外に冷媒を吐出する図示しない吐出弁機構が配設されている。

[0026] 図１に示すように、主軸受４２には、主軸受４２を上方から覆うマフラ６５が設けられている。マフラ６５には、マフラ６５の内外を連通する連通孔６６が形成されている。上述した吐出孔６４を通して吐出される高温、かつ高圧の気体冷媒は、連通孔６６を通して密閉容器３４内に吐出される。

[0027] 副軸受４３は、シリンダ４１の下端開口部を閉塞している。副軸受４３は、回転軸３１のうち、シリンダ４１よりも下方に位置する部分を回転可能に支持している。具体的に、副軸受４３は、回転軸３１が挿通される筒部７１と、筒部７１の上端部から径方向の外側に向けて突設されたフランジ部７２と、を備えている。

[0028] 図1、図2に示すように、上述したブレード55は、径方向に沿って延びる直方体形状に形成されている。ブレード55と、ブレード溝54の内壁面や各軸受42、43のフランジ部62、72と、の間には、潤滑油Jが介在している。そのため、ブレード55のうち、ブレード溝54に面する側面（幅方向（周方向）の両側を向く側面）は、ブレード溝54の内壁面に対して油膜を介して摺動可能とされている。また、ブレード55の上端面は、フランジ部62の下面に対して油膜を介して摺動可能とされている。ブレード55の下端面は、フランジ部72の上面に対して油膜を介して摺動可能とされている。すなわち、本実施形態のブレード55は、外表面のうち上述した背面を除く部分（側面、上端面及び下端面）が摺動面として機能する。

[0029] ブレード55の上下端面（フランジ部62、72との対向面）において、ブレード幅方向の中央部には、軸方向の内側に窪む給油溝81が径方向に延設されている。図2に示すように、給油溝81は、軸方向から見た平面視で径方向（ブレード55の移動方向）に沿って延びる直線状とされている。給油溝81の溝幅Hは、径方向の全体に亘って一様とされている。なお、給油溝81は、円板状のカッター等を用いた切削加工により形成することができる。また、給油溝81の容積は、ブレード55がシリンダ室46内に最も突出した下死点からシリンダ室46から最も後退した上死点に移行する運転領域（以下、圧縮行程後半という。）に必要な潤滑油Jの容量に合わせて設定されていることが好ましい。

[0030] 図1に示すように、給油溝81は、径方向の外側端部（第1端部）寄りに位置する直線延在部82と、直線延在部82における径方向の内側端部（第2端部）に連なる傾斜部83と、を有している。

[0031] 直線延在部82は、軸方向の溝深さが径方向の全体に亘って一様とされている。直線延在部82は、径方向の外側端部がブレード55の背面上で開口している。これにより、直線延在部82における径方向の外側端部は、ブレード溝54を通してシリンダ室46の外側で密閉容器34内に連通している。給油溝81内には、密閉容器34内に貯留された潤滑油Jがブレード溝5

4を通して流入する。本実施形態において、給油溝81は、その最大溝深さE（本実施形態では直線延在部82の深さ）が溝幅H（図2参照）よりも深くなっている。

傾斜部83は、径方向の内側に向かうに従い溝深さが漸次浅くなっている。具体的に、傾斜部83は、その底面がブレード幅方向から見た側面視で軸方向の内側に向けて凸の円弧状に形成されている。傾斜部83における径方向の内側端部は、ブレード55の先端面（第2端面）に近接した状態で、ブレード55内で終端している。すなわち、給油溝81は、ブレード55の先端面には到達しておらず、シリンダ室46内とは連通していない。なお、給油溝81は、ブレード55がシリンダ室46内に最も突出したときに、少なくとも傾斜部83がシリンダ室46内に位置するように形成されている。

[0032] 図3は、図2のⅠⅠⅠーⅠⅠⅠ線に相当するブレード55の断面図である。

図3に示すように、ブレード55の各側面と上下端面とのなす角部には、第1面取り部75が各別に形成されている。なお、図3に示す例において、各第1面取り部75は、ブレード55における径方向の全長に亘って形成されている。但し、ブレード55における径方向の一部に第1面取り部75を形成しても構わない。

[0033] 一方、ブレード55の上下端面と各給油溝81の内側面とのなす角部には、第2面取り部76が各別に形成されている。第2面取り部76の面取り量L2（ブレード55の上下端面からの軸方向の深さ）は、第1面取り部75の面取り量L1よりも大きくなっている。なお、図示の例において、第2面取り部76は、給油溝81における径方向の全長に亘って形成されている。但し、給油溝81における径方向の一部に第2面取り部76を形成しても構わない。なお、各面取り部75、76は、ブレード55の上下端面に対する俯角が45°の角面取り（C面取り）となっている。但し、各面取り部75、76におけるブレード55の上下端面に対する俯角は、適宜変更が可能である。また、各面取り部75、76は、角面取りに限らず、丸面取り（R面

取り)等であっても構わない。

[0034] 図2に示すように、ブレード55の上下端面において、給油溝81及び面取り部75, 76以外の部分は、シール面として機能する。シール面は、径方向の外側を除く三方から給油溝81を取り囲んでいる。シール面は、油膜を介してフランジ部62, 72それぞれと対向する。この場合、ブレード55のシール面とフランジ部62, 72との間を通した圧縮室内及び吸込室内間の連通が、油膜によって遮断されている。本実施形態では、シール面のうち、給油溝81に対してブレード幅方向の両側に位置する部分のシール幅S1, S2、及び給油溝81における径方向の内側端縁とブレード55の先端面との間の径方向に沿うシール幅S3はそれぞれ同等とされている。なお、給油溝81の溝幅Hは、シール面の最小幅よりも狭くなっている。

[0035] ここで、給油溝81の底面における表面粗さは、ブレード55の背面の表面粗さよりも小さくなっている。本実施形態において、表面粗さとはJIS B 0601に規格化されている十点平均粗さRzjisの値である。本実施形態では、給油溝81の内側面における表面粗さについても、ブレード55の背面の表面粗さよりも小さくなっていることが好ましい。なお、給油溝81の底面における表面粗さは、給油溝81の内側面における表面粗さと同等、若しくは給油溝81の内側面における表面粗さよりも小さいことが好ましい。

[0036] 次に、上述した回転式圧縮機2の作用について説明する。

図1に示すように電動機部32の固定子35に電力が供給されると、回転軸31が回転子36とともに軸線O周りに回転する。そして、回転軸31の回転に伴い、偏心部51及びローラ53がシリンダ室46内で偏心回転する。このとき、ローラ53がシリンダ41の内周面にそれぞれ摺接する。これにより、吸込みパイプ21を通してシリンダ室46内に気体冷媒が取り込まれるとともに、シリンダ室46内に取り込まれた気体冷媒が圧縮される。

[0037] 具体的には、シリンダ室46のうち、吸込室内に吸込孔56を通して気体冷媒が吸い込まれるとともに、圧縮室にて先に吸込孔56から吸い込まれた

気体冷媒が圧縮される。圧縮された気体冷媒は、主軸受 4 2 の吐出孔 6 4 を通してシリンダ室 4 6 の外側（マフラ 6 5 内）に吐出され、その後マフラ 6 5 の連通孔 6 6 を通して密閉容器 3 4 内に吐出される。なお、密閉容器 3 4 内に吐出された気体冷媒は、上述したように放熱器 3 に送り込まれる。

[0038] ここで、ブレード 5 5 の給油溝 8 1 内は、ブレード溝 5 4 を通して密閉容器 3 4 内に連通しているため、潤滑油 J で満たされている。給油溝 8 1 内の潤滑油 J は、シール面と各フランジ部 6 2, 7 2 との間に流れ込み、両者間に油膜を形成する。したがって、ブレード 5 5 は、フランジ部 6 2, 7 2 との直接の接触を抑制した状態で、ローラ 5 3 の偏心回転に伴いシリンダ室 4 6 に対して径方向に進退移動する。

[0039] 図 4 は、図 1 の I V 部の拡大図である。

図 4 に示すように、ブレード 5 5 が進退移動する過程において、ブレード 5 5 及びフランジ部 6 2, 7 2 間に介在する潤滑油 J にはブレード 5 5 側とフランジ部 6 2, 7 2 側とで速度差が生じる。この速度差が生じると、潤滑油 J には粘性に伴うせん断力が作用する。特に、給油溝 8 1 における径方向の内側端部に傾斜部 8 3 が形成されているので、圧縮行程後半ではブレード 5 5 の移動方向（図 4 中の矢印 Q 1）の後方に向かうに従いブレード 5 5 とフランジ部 6 2, 7 2 間の隙間が狭くなる。そのため、潤滑油 J の粘性作用と傾斜部 8 3 の傾きとによって、給油溝 8 1 内の潤滑油 J が径方向の内側に引きずり込まれる（いわゆる、くさび効果（図 4 中の矢印 Q 2））。これにより、潤滑油 J がブレード 5 5 の上下端面とフランジ部 6 2, 7 2 との間を、ブレード 5 5 の先端面側まで入り込んでいくことで、ブレード 5 5 とフランジ部 6 2, 7 2 との間に潤滑油 J を効果的に供給できる。

[0040] 一方、給油溝 8 1 における径方向の外側端部は、直線延在部 8 2 を通して開放されているため、ブレード 5 5 が上死点から下死点に移行する運転領域（以下、圧縮行程前半という）では、上述したくさび効果は発生し難い。そのため、圧縮行程前半では、圧縮行程後半に比べて径方向の内側に潤滑油 J が流れ難い。これにより、圧縮行程前半において、給油溝 8 1 内の潤滑油 J

がブレード55の先端面側に大量に流れ込むのを抑制できる。これにより、ブレード55及びフランジ部62, 72間に介在する余剰の潤滑油Jがシリンダ室46内に流入したり、潤滑油Jとともに冷媒がシリンダ室46内に流入したりするのを抑制し、圧縮性能の低下を抑制できる。

[0041] ここで、本実施形態では、給油溝81の底面における表面粗さが、ブレード55の背面の表面粗さよりも小さくなっている構成とした。

この構成によれば、潤滑油J中に浮遊する摩耗粉等の異物が給油溝81における底面の凹凸に引っ掛かる等して給油溝81内に堆積するのを抑制できる。また、本実施形態では、給油溝81のうち径方向の内側端部がブレード55内で終端し、径方向の外側端部がシリンダ室46の外部に開放されている。そのため、仮に潤滑油Jとともに異物が給油溝81内に進入したとしても、例えば圧縮行程後半において、ブレード55の径方向の外側への移動に伴い、給油溝81内の異物が潤滑油Jとともに給油溝81における径方向の外側端部を通して排出され易くなる。これにより、異物によって給油溝81の実容積が減少したり、給油溝81が塞がれたりするのを抑制できる。したがって、所望量の潤滑油Jを給油溝81内で保持し続けることができるので、ブレード55及びフランジ部62, 72間で油膜が破断されるのを抑制できる。その結果、ブレード55とフランジ部62, 72とが直接接触するのを抑制し、両者間の摩耗を低減できるので、長期に亘って動作信頼性を維持できる。

[0042] しかも、本実施形態では、給油溝81における径方向の内側端部に、円弧状の傾斜部83が形成されているので、圧縮行程後半で上述したくさび効果が発生し易くなる。これにより、ブレード55（シール面）とフランジ部62, 72との間において、潤滑油Jが先端面に近接する部分まで効果的に供給されることになる。そのため、ブレード55及びフランジ部62, 72間の油膜が破断されるのを抑制し、動作信頼性の更なる向上を図ることができる。

[0043] また、本実施形態では、ブレード55の上下端面とブレード55の側面と

のなす角部、及びブレード55の上下端面と各給油溝81の内側面とのなす角部にそれぞれ面取り部75, 76が形成されている構成とした。

この構成によれば、ブレード55とフランジ部62, 72との接触による摩耗粉等の発生を抑制できる。しかも、第2面取り部76の面取り量L2が第1面取り部75の面取り量L1よりも大きくなっているため、ブレード55の上下端面と給油溝81の内側面とのなす角部と、フランジ部62, 72と、の接触を確実に抑制できる。

一方で、第1面取り部75の面取り量L1が第2面取り部76の面取り量よりも小さくなるため、第1面取り部75とフランジ部62, 72との間の隙間を通してシリンダ室46の外部に位置する潤滑油J（吐出圧力の潤滑油J）がシリンダ室46内に流入するのを抑制できる。これにより、圧縮性能の低下を抑制できる。

[0044] そして、本実施形態の冷凍サイクル装置1においては、上述した回転式圧縮機2を備えているため、高性能で信頼性に優れた冷凍サイクル装置1を提供できる。

[0045] （第2の実施形態）

図5は第2の実施形態におけるブレード155の図3に相当する断面図である。

図5に示すブレード155において、給油溝181には内側面と底面とを接続する接続部101が形成されている。接続部101は、給油溝181の内側面の内面形状に倣って延びる第1仮想線K1と、底面の内面形状に倣って延びる第2仮想線K2と、の接続点P（内側面と底面とのなす角部）よりも軸方向の外側に膨出している。具体的に、接続部101は、軸方向に沿う縦断面視において、軸方向の内側に向けて凸の円弧状に形成されている。接続部101は、給油溝181における径方向の全長に亘って曲率半径が一樣に形成されている。但し、接続部101は、給油溝181における径方向の一部に形成されていてもよい。また、接続部101は、径方向の位置に応じて曲率半径を異ならせても構わない。

[0046] 給油溝 181 の底面からの接続部 101 の膨出量は、上述した第 1 面取り部 75 の面取り量 L1 よりも大きくなっている。なお、接続部 101 は、ブレード幅方向において、給油溝 181 の底面に平坦面が少なくとも一部残っていれば、その寸法（曲率半径や底面からの膨出量等）は適宜変更が可能である。また、接続部 101 における軸方向に沿う縦断面視形状は、円弧状に限らず直線状であっても構わない。

[0047] この構成によれば、上述した実施形態と同様の作用効果を奏することに加え、給油溝 181 の内側面と底面とが滑らかに連なることになるので、内側面と底面とのなす角部に異物が堆積するのを抑制できる。

[0048] なお、上述した実施形態では、閉塞板として主軸受 42 及び副軸受 43 を用いた場合について説明したが、これに限られない。例えば、シリンダ 41 の上端開口部を閉塞するとともに、回転軸 31 が挿通された軸受部と、シリンダ 41 の下端開口部を閉塞して、回転軸 31 の軸方向の下端面を摺動可能に支持するシリンダプレートと、を閉塞板として用いても構わない。

[0049] また、上述した実施形態では、シリンダ室 46 が 1 つの構成について説明したが、これに限らず、シリンダ室 46 を複数設けても構わない。

また、上述した実施形態では、軸方向を上下方向に一致させた場合について説明したが、これに限らず、軸方向を水平方向に一致させても構わない。

さらに、上述した実施形態では、ローラ 53 とブレードとを別体で形成した場合について説明したが、これに限らず、ローラ 53 とブレードとを一体で形成しても構わない。

[0050] また、上述した実施形態では、ブレードの上下端面に給油溝を各別に形成した場合について説明したが、これに限らず、少なくとも一方の端面に給油溝が形成された構成でも構わない。

さらに、上述した実施形態では、ブレードの端面に対して給油溝を 1 列形成した場合について説明したが、これに限らず、複数列の給油溝を形成しても構わない。

[0051] また、上述した実施形態では、給油溝における径方向の内側端部が円弧状

に形成された場合について説明したが、これに限らず、給油溝の形状は適宜設計変更が可能である。この場合、給油溝の断面積がブレードの先端面に向かうに従い漸次小さくなる構成として、例えば給油溝における径方向の内側端部を直線状や階段状に形成してもよい。また、給油溝における径方向の全体がブレードの先端面に向かうに従い漸次浅くなっても構わない。さらに、給油溝の溝幅がブレードの先端面に向かうに従い漸次狭くなるような構成であっても構わない。

また、給油溝の断面積が径方向の全体に亘って一様であっても構わない。

[0052] また、上述した実施形態では、軸方向から見た平面視で給油溝がブレードの移動方向（径方向）に沿って延びる直線状とした場合について説明したが、これに限られない。例えば、ブレードの移動方向に沿って延びていれば、給油溝は例えば波形にしたり、移動方向に対して傾斜したりしていても構わない。

[0053] 以上説明した少なくともひとつの実施形態によれば、給油溝の底面における表面粗さが、ブレードの背面の表面粗さよりも小さくなっているため、潤滑油中に浮遊する摩耗粉等の異物が給油溝における底面の凹凸に引っ掛かる等して給油溝内に堆積するのを抑制できる。また、給油溝における第2端部がブレード内で終端しているため、仮に潤滑油とともに異物が給油溝内に進入したとしても、例えば圧縮行程後半において、ブレードの径方向の外側への移動に伴い、給油溝内の異物が潤滑油とともに給油溝における第1端部を通して排出され易くなる。これにより、異物によって給油溝の実容積が減少したり、給油溝が塞がれたりするのを抑制できる。したがって、所望量の潤滑油を給油溝内で保持し続けることができるので、ブレード及びフランジ部間で油膜が破断されるのを抑制できる。その結果、ブレードとフランジ部とが直接接触するのを抑制し、両者間の摩耗を低減できるので、長期に亘って動作信頼性を維持できる。

[0054] 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

[0055] 1…冷凍サイクル装置、2…回転式圧縮機、3…放熱器、4…膨張装置、5…蒸発器、34…密閉容器（容器）、41…シリンダ、42…主軸受（閉塞板）、43…副軸受（閉塞板）、46…シリンダ室、53…ローラ、55, 155…ブレード、75…第1面取り部、76…第2面取り部、81, 181…給油溝、101…接続部、L1…第1面取り量、L2…第2面取り量

請求の範囲

- [請求項1] 潤滑油が貯留される容器と、
前記容器内に収納されたシリンダと、
前記シリンダの開口部を閉塞して、前記シリンダとともにシリンダ室を形成する閉塞板と、
前記シリンダ室内で偏心回転するローラと、
前記シリンダに形成されたブレード溝内に設けられ、前記ローラに当接して前記シリンダ室内を分割するとともに、前記ローラの偏心回転に伴い前記シリンダ室内に進退可能とされたブレードと、
前記ブレードのうち、前記閉塞板と対向する対向面に形成され、前記ブレードの移動方向に沿って延びる給油溝と、を備え、
前記給油溝は、第1端部が前記シリンダ室の外側で前記容器内に連通し、第2端部が前記ブレード内で終端し、
前記給油溝の底面における表面粗さは、前記ブレードの外表面のうち前記第1端部寄りに位置する背面の表面粗さよりも小さい、
回転式圧縮機。
- [請求項2] 前記給油溝における少なくとも前記第2端部寄りに位置する部分は、前記ブレードの第2端面に向かうに従い断面積が小さくなっている、
請求項1に記載の回転式圧縮機。
- [請求項3] 前記給油溝は、前記第1端部から前記第2端部に向かうに従い溝深さが漸次浅くなる円弧状に形成されている、
請求項2に記載の回転式圧縮機。
- [請求項4] 前記ブレードは、
前記ブレード溝に面する側面と前記対向面とのなす角部に形成された第1面取り部と、
前記給油溝の内側面と前記対向面とのなす角部に形成された第2面取り部と、を有し、

前記第 2 面取り部の面取り量は、前記第 1 面取り部の面取り量よりも大きい、

請求項 1 から請求項 3 の何れか 1 項に記載の回転式圧縮機。

[請求項 5]

前記ブレードは、

前記給油溝の内側面と前記底面との間を接続するとともに、前記内側面と前記底面とのなす角部に対して前記対向面に向けて膨出する接続部と、

前記ブレード溝に面する側面と前記対向面とのなす角部に形成された第 1 面取り部と、を有し、

前記接続部の膨出量は、前記第 1 面取り部の面取り量よりも大きい、

請求項 1 から請求項 4 の何れか 1 項に記載の回転式圧縮機。

[請求項 6]

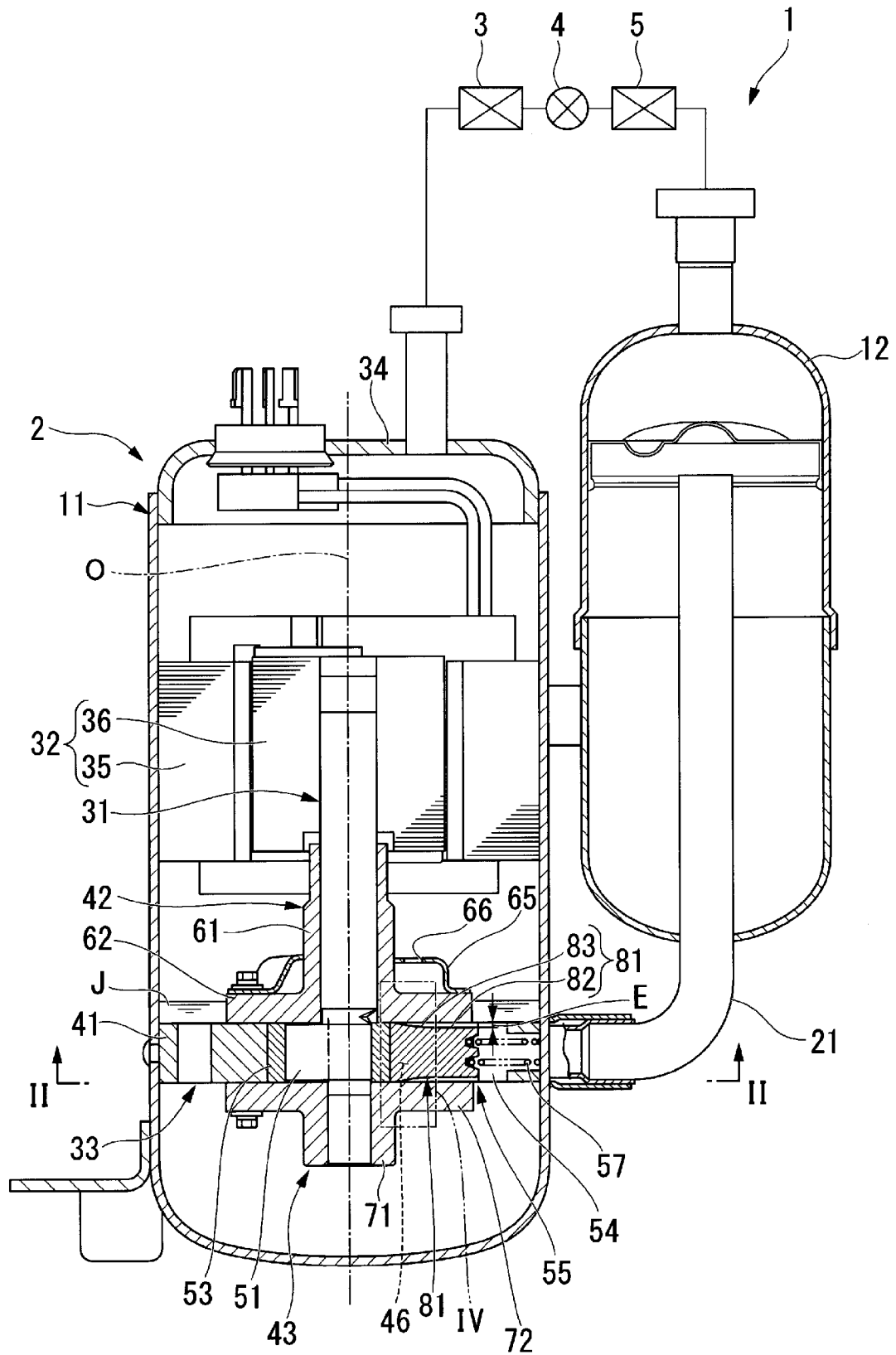
請求項 1 から請求項 5 の何れか 1 項に記載の回転式圧縮機と、

前記回転式圧縮機に接続された放熱器と、

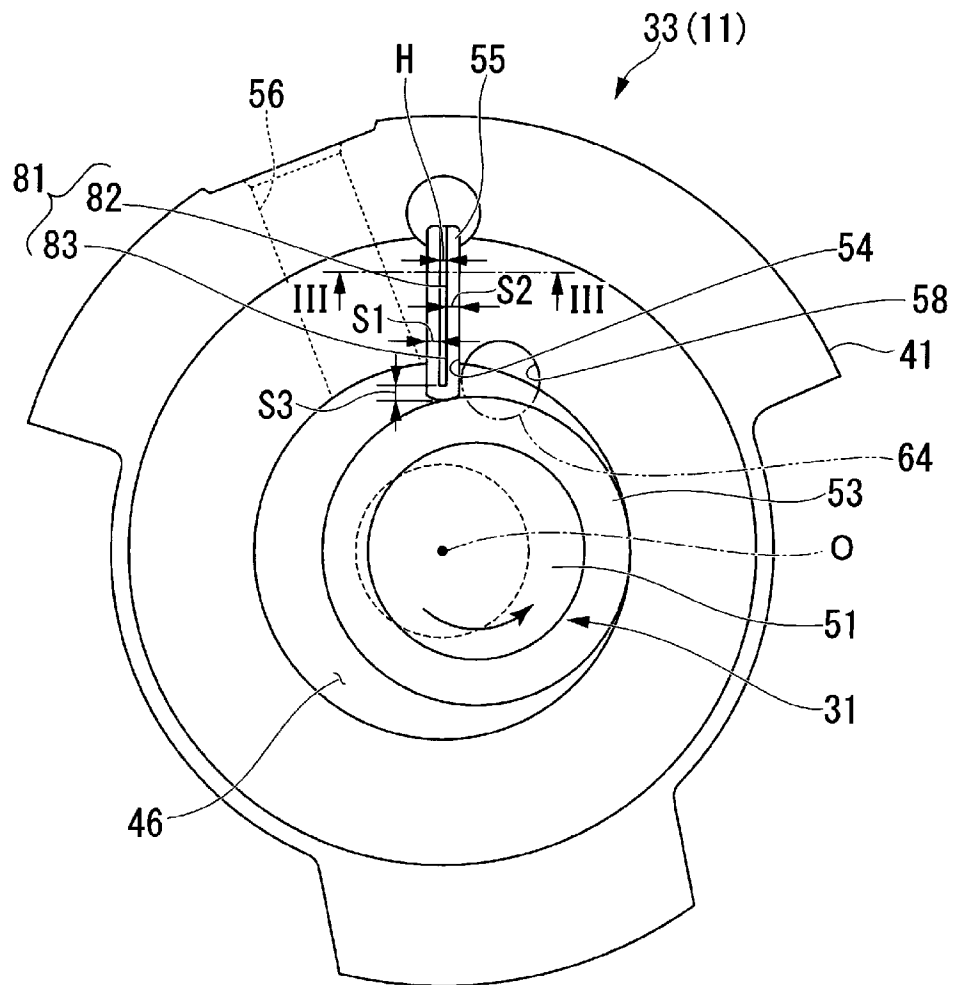
前記放熱器に接続された膨張装置と、

前記膨張装置と前記回転式圧縮機との間に接続された蒸発器と、を備えていることを特徴とする冷凍サイクル装置。

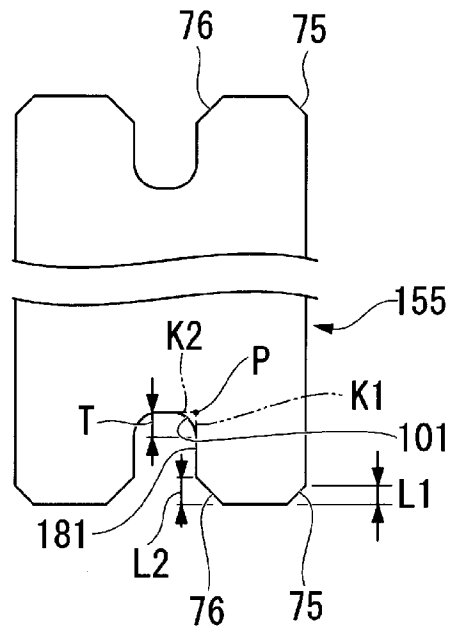
[図1]



[図2]



[図5]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/061676

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F04C18/356(2006.01)i, F04C29/02(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)

F04C18/356, F04C29/02

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

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

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 2006-258001 A (Toshiba Carrier Corp.), 28 September 2006 (28.09.2006), paragraphs [0012] to [0021]; fig. 1 to 4 (Family: none)	1-6
A	JP 8-159071 A (Matsushita Refrigeration Co.), 18 June 1996 (18.06.1996), paragraph [0020]; fig. 2 (Family: none)	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
28 June 2016 (28.06.16)

Date of mailing of the international search report
12 July 2016 (12.07.16)

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/JP2016/061676

C (Continuation). 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. 057395/1980 (Laid-open No. 159694/1981) (Hitachi, Ltd.), 28 November 1981 (28.11.1981), specification, page 3, line 20 to page 5, line 2; fig. 1 to 2, 4 (Family: none)	1-6

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. F04C18/356(2006.01)i, F04C29/02(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. F04C18/356, F04C29/02

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	1971-2016年
日本国実用新案登録公報	1996-2016年
日本国登録実用新案公報	1994-2016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 2006-258001 A（東芝キャリア株式会社）2006.09.28, 段落[0012]-[0021], 図1-4（ファミリーなし）	1-6
A	JP 8-159071 A（松下冷機株式会社）1996.06.18, 段落[0020], 図2（ファミリーなし）	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

28.06.2016

国際調査報告の発送日

12.07.2016

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）

富永 達朗

30

3866

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	日本国実用新案登録出願 55-057395 号(日本国実用新案登録出願公開 56-159694 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 (株式会社日立製作所) 1981. 11. 28, 明細書第 3 頁 第 20 行-第 5 頁第 2 行, 第 1-2, 4 図 (ファミリーなし)	1-6