

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局



(43) 国際公開日  
2009年8月6日 (06.08.2009)

PCT

(10) 国際公開番号  
WO 2009/096167 A1

- (51) 国際特許分類:  
F01C 21/04 (2006.01) F04C 23/02 (2006.01)  
F01C 13/04 (2006.01) F04C 29/02 (2006.01)  
F04B 39/02 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2009/000295
- (22) 国際出願日: 2009年1月27日 (27.01.2009)
- (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2008-018354 2008年1月29日 (29.01.2008) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): パナソニック株式会社 (PANASONIC CORPORATION)  
[JP/JP]; 〒5718501 大阪府門真市大字門真1006番地 Osaka (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 高橋康文 (TAKAHASHI, Yasufumi). 長谷川寛 (HASEGAWA, Hiroshi).

- (74) 代理人: 鎌田耕一 (KAMADA, Koichi); 〒5300047 大阪府大阪市北区西天満4丁目3番25号梅田プラザビル別館8階 Osaka (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, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, 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, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, 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, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (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,

[続葉有]

(54) Title: EXPANDER-INTEGRATED COMPRESSOR AND REFRIGERATION CYCLE DEVICE USING THE SAME

(54) 発明の名称: 膨張機一体型圧縮機およびそれを用いた冷凍サイクル装置

[図1]

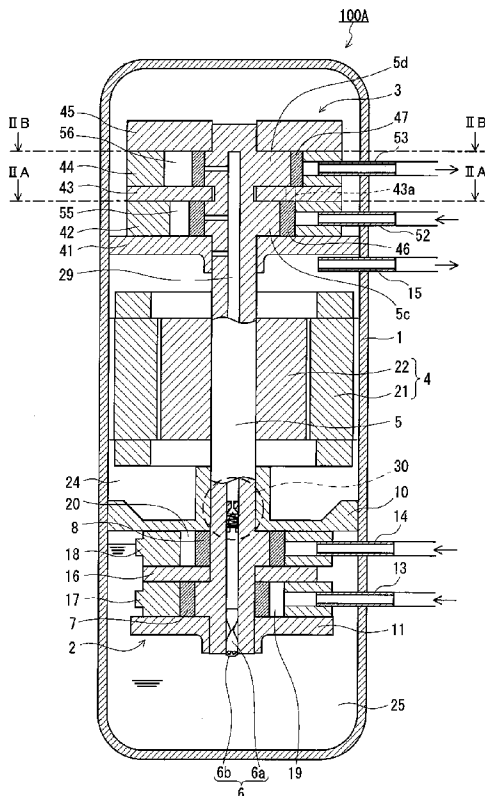


FIG.1

(57) Abstract: An expander-integrated compressor (100A) is equipped with a compression mechanism (2), an expansion mechanism (3), a shaft (5), an oil pump (6), and an oil supply amount adjusting mechanism (30). The compression mechanism (2) and the expansion mechanism (3) are connected to each other by the shaft (5) so that power is transmitted therebetween. The compression mechanism (2) and the expansion mechanism (3) are arranged in an enclosed container (1) in a vertically aligned relationship. The oil pump (6) is mounted to the lower part of the shaft (5). An oil supply path (29) is formed inside the shaft (5) so as to extend in the axial direction thereof. The oil supply amount adjusting mechanism (30) adjusts the amount of oil supplied by the oil pump (6) to the expansion mechanism (3).

(57) 要約: 膨張機一体型圧縮機 (100A) は、圧縮機構 (2)、膨張機構 (3)、シャフト (5)、オイルポンプ (6) および給油量調節機構 (30) を備えている。圧縮機構 (2) および膨張機構 (3) は、動力伝達が行われるようにシャフト (5) によって連結されている。圧縮機構 (2) および膨張機構 (3) は、密閉容器 (1) 内において、上下に配列している。オイルポンプ (6) は、シャフト (5) の下部に設けられている。シャフト (5) の内部には、軸方向に延びるように給油路 (29) が形成されている。給油量調節機構 (30) は、オイルポンプ (6) によって膨張機構 (3) に供給されるオイルの量を調節する。

WO 2009/096167 A1



SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN,  
GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類：  
— 国際調査報告書

## 明 細 書

### 膨張機一体型圧縮機およびそれを用いた冷凍サイクル装置

#### 技術分野

[0001] 本発明は、膨張機一体型圧縮機およびそれを用いた冷凍サイクル装置に関する。

#### 背景技術

[0002] 昨今、資源問題や地球温暖化問題の深刻化を受けて、給湯機や空調機に応用される冷凍サイクル装置の省エネルギー化に関する研究開発が活発に行われている。例えば、従来の冷凍サイクル装置は、膨張弁で冷媒を膨張させる仕組みになっているが、膨張弁に代えて容積式の膨張機を採用することにより、冷媒の膨張エネルギーを回収して圧縮機の補助動力に利用する試みがある。冷媒の膨張エネルギーの回収および利用により、理論的には20%前後、実機でも10%前後の省電力化が期待できる。そのような試みを実現する流体機械として、特開2005-299632号公報に開示されているような流体機械（膨張機一体型圧縮機）の開発が急ピッチで進められている。

[0003] 図11は、代表的な膨張機一体型圧縮機の縦断面図である。膨張機一体型圧縮機200は、2段ロータリ型の圧縮機構121、電動機122、2段ロータリ型の膨張機構123およびこれらを収容している密閉容器120を備えている。圧縮機構121、電動機122および膨張機構123は、シャフト124により連結されている。

[0004] 密閉容器120の底部は、オイル（冷凍機用潤滑油）を貯留するためのオイル貯まり125になっている。オイル貯まり125に貯まっているオイルを汲み上げるために、シャフト124の下端部にはオイルポンプ126が取り付けられている。オイルポンプ126によって汲み上げられたオイルは、シャフト124内に形成された給油路127を経由して、圧縮機構121および膨張機構123に供給される。これにより、圧縮機構121および膨張機構123の各摺動部分における潤滑性とシール性を確保することができる。

。

[0005] また、膨張機構 123 の上部には、オイル戻し管 128 が配置されている。オイル戻し管 128 は、一端がシャフト 124 内に形成された給油路 127 に連通し、他端が膨張機構 123 の下方に向かって開口している。通常、膨張機構 123 の信頼性確保のため、オイルは過剰に供給される。余剰のオイルは、オイル戻し管 128 を経由してオイル貯まり 125 に戻る。

[0006] 圧縮機構 121 と膨張機構 123 を共通の密閉容器 120 内に配置することにより、圧縮機構 121 および膨張機構 123 の両者をオイル貯まり 125 に貯められたオイルで潤滑できる利点がある。

### 発明の開示

[0007] 図 11 に示す膨張機一体型圧縮機 200 によれば、オイル貯まり 125 から汲み上げられたオイルは、高温の圧縮機構 121 を通過するため、圧縮機構 121 によって加熱される。圧縮機構 121 によって加熱されたオイルは、電動機 122 によってさらに加熱され、膨張機構 123 に到達する。膨張機構 123 に到達したオイルは、低温の膨張機構 123 において冷却されたのち、オイル戻し管 128 を経由して、膨張機構 123 の下方に排出される。膨張機構 123 やオイル戻し管 128 から排出されたオイルは、電動機 122 の側面を通過する際に再び加熱され、さらに圧縮機構 121 の側面を通過する際にも加熱されて密閉容器 120 のオイル貯まり 125 に戻る。

[0008] 以上のように、オイルが圧縮機構 121 と膨張機構 123 との間を循環することによって、圧縮機構 121 から膨張機構 123 への熱移動が起こる。このような熱の移動により、圧縮機構 121 から吐出された冷媒の温度が低下し、膨張機構 123 から吐出された冷媒の温度が上昇する。このことは、空調機で考えると、暖房時の室内加熱能力の低下または冷房時の室内冷却能力の低下を意味する。

[0009] サイクル効率を向上させるためには、上述の熱移動を極力少なくすることが重要である。特に、システムを高出力で運転する場合には、膨張機一体型圧縮機の回転数も高くなるので、オイルポンプ 126 による送油量、ひいて

はオイルによって移動する熱量も大きくなる。

[0010] 本発明は上記事情に鑑みてなされたものであり、圧縮機構から膨張機構への熱移動を抑制することを目的とする。

[0011] すなわち、本発明は、  
作動流体を圧縮するための圧縮機構と、  
作動流体から動力を回収するための膨張機構と、  
前記膨張機構で回収された動力が前記圧縮機構に伝達されるように前記圧縮機構と前記膨張機構とを連結しているシャフトと、  
前記圧縮機構および前記膨張機構が上下に配列するように前記圧縮機構、前記膨張機構および前記シャフトを収容しており、底部がオイル貯まりとして利用され、圧縮後の作動流体で内部空間が満たされる密閉容器と、  
前記シャフトの下部に設けられたオイルポンプと、  
前記オイルポンプによって前記オイル貯まりのオイルを前記密閉容器内の上側に位置している前記圧縮機構または前記膨張機構に供給するために、軸方向に延びるように前記シャフトの内部に形成された給油路と、  
前記密閉容器内の上側に位置している前記圧縮機構または前記膨張機構よりも下方に設けられ、前記給油路を通じて前記密閉容器内の上側に位置している前記圧縮機構または前記膨張機構に供給されるオイルの量を調節するための給油量調節機構と、  
を備えた、膨張機一体型圧縮機を提供する。

[0012] 他の側面において、本発明は、  
上記本発明の膨張機一体型圧縮機と、  
前記膨張機一体型圧縮機の前記圧縮機構で圧縮された冷媒を放熱させるための放熱器と、  
前記膨張機一体型圧縮機の前記膨張機構で膨張した冷媒を蒸発させるための蒸発器と、  
を備えた、冷凍サイクル装置を提供する。

[0013] さらに他の側面において、本発明は、

作動流体を圧縮するための圧縮機構と、  
作動流体から動力を回収するための膨張機構と、  
前記膨張機構で回収された動力が前記圧縮機構に伝達されるように前記圧縮機構と前記膨張機構とを連結しているシャフトと、  
前記圧縮機構、前記膨張機構および前記シャフトを收容しており、底部がオイル貯まりとして利用され、圧縮後の作動流体で内部空間が満たされる密閉容器と、  
前記シャフトの端部に設けられたオイルポンプと、  
前記オイルポンプによって前記オイル貯まりのオイルを前記シャフトの軸方向に関して前記オイルポンプから見て遠い側に位置している前記圧縮機構または前記膨張機構に供給するために、軸方向に延びるように前記シャフトの内部に形成された給油路と、  
前記圧縮機構または前記膨張機構に前記給油路を通じて供給されるオイルの量を調節するための給油量調節機構と、  
を備えた、膨張機一体型圧縮機を提供する。

[0014] 上記本発明の膨張機一体型圧縮機によれば、給油量調節機構が設けられているので、シャフトの回転数によらず、適正な量のオイルが圧縮機構または膨張機構に供給されうる。この結果、オイルの循環に基づく圧縮機構から膨張機構への熱移動を抑制できる。

### 図面の簡単な説明

- [0015] [図1] 本発明の第1実施形態にかかる膨張機一体型圧縮機の縦断面図  
[図2A] 膨張機構のIIA-IIA横断面図  
[図2B] 膨張機構のIIB-IIB横断面図  
[図3] 図1の部分拡大図  
[図4] 給油量調節機構の変形例を示す図  
[図5] 本発明の第2実施形態にかかる膨張機一体型圧縮機の縦断面図  
[図6] 図5の部分拡大図  
[図7] 本発明の第3実施形態にかかる膨張機一体型圧縮機の縦断面図

[図8] 図7の部分拡大図

[図9] 本発明の第4実施形態にかかる膨張機一体型圧縮機の縦断面図

[図10] 膨張機一体型圧縮機を用いた冷凍サイクル装置の構成図

[図11] 従来の膨張機一体型圧縮機の縦断面図

### 発明を実施するための最良の形態

[0016] (第1実施形態)

図1は、本発明の第1実施形態にかかる膨張機一体型圧縮機の縦断面図である。膨張機一体型圧縮機100Aは、密閉容器1、圧縮機構2、膨張機構3、電動機4、シャフト5、オイルポンプ6および給油量調節機構30を備えている。圧縮機構2は、密閉容器1内の下側に配置されている。膨張機構3は、密閉容器1内の上側に配置されている。圧縮機構2と膨張機構3との間に電動機4が配置されている。圧縮機構2、電動機4および膨張機構3は、動力伝達がなされるようにシャフト5によって連結されている。オイルポンプ6はシャフト5の下部に設けられている。給油量調節機構30は、膨張機構3に供給されるオイルの量を調節するためのものである。本実施形態では、給油量調節機構30として、調節弁（典型的にはニードル弁）が採用されている。

[0017] 電動機4がシャフト5を駆動することによって、圧縮機構2が作動する。膨張機構3は、膨張する作動流体から動力を回収してシャフト5に与え、電動機4によるシャフト5の駆動をアシストする。作動流体は、例えば、二酸化炭素やハイドロフルオロカーボンなどの冷媒である。

[0018] 本実施形態では、シャフト5の軸方向が垂直方向に一致するように、圧縮機構2、電動機4および膨張機構3の配置が定められている。ただし、圧縮機構2と膨張機構3との位置関係は、本実施形態と逆であってもよい。すなわち、圧縮機構2が密閉容器1内の上側に配置され、膨張機構3が密閉容器1内の下側に配置されていてもよい。

[0019] 密閉容器1は、各構成要素を收容するための内部空間24を有する。密閉容器1の内部空間24は、圧縮機構2で圧縮された冷媒で満たされる。密閉

容器 1 の底部はオイル貯まり 25 として利用されている。オイルは、圧縮機構 2 および膨張機構 3 の摺動部分における潤滑性とシール性を確保するために使用される。オイル貯まり 25 のオイル量は、電動機 4 よりも下に油面が位置するように規定されている。これにより、電動機 4 の回転子がオイルを攪拌することに基づく電動機効率の低下や冷媒回路へのオイル吐出量の増大を防止できる。膨張機一体型圧縮機 100A の動作時において、圧縮機構 2 が高温となるので、オイル貯まり 25 に貯められたオイルの温度も高くなる。

[0020] 圧縮機構 2 は、シリンダ 17, 18 と、ピストン 7, 8 と、軸受部材 10, 11 とを有しており、従来の 2 段ロータリ圧縮機と同じ構造のものである。シリンダ 17 に吸入管 13 が接続され、シリンダ 18 に吸入管 14 が接続されている。吸入管 13 および吸入管 14 を通じて、各シリンダ 17, 18 内に形成された圧縮室 19, 20 に冷媒が導かれる。圧縮室 19, 20 で圧縮された冷媒は、密閉容器 1 の内部空間 24 に吐出される。電動機 4 と膨張機構 3 との間に開口部が位置するように、密閉容器 1 に吐出管 15 が接続されている。内部空間 24 に吐出された冷媒は、電動機 4 の周囲を上方に向かって流れ、吐出管 15 から密閉容器 1 の外部の流路に導かれる。この際、重力や遠心力の影響で冷媒とオイルとが分離されうる。

[0021] 本実施形態では、圧縮機構 2 として、ロータリ型流体機構が採用されている。「ロータリ型」には、ベーンがピストンの外周面を摺動するローリングピストン型やベーンがシリンダの内周面を摺動するスライディングベーン型だけでなく、ピストンとベーンとが一体化されているスイングピストン型が含まれる。さらに、圧縮機構 2 の型式は、ロータリ型に限定されない。圧縮機構 2 として、スクロール型、往復型、スクリー型等の他の型式の流体機構を採用してもよい。このことは、後述する膨張機構 3 についても同様である。

[0022] 電動機 4 は、密閉容器 1 に固定された固定子 21 と、シャフト 5 に固定された回転子 22 とを備えている。密閉容器 1 の上部に設けられたターミナル

(図示省略) を介して電動機 4 に電力が供給される。

- [0023] シャフト 5 の内部には、膨張機構 3 の摺動部分に通ずる給油路 29 が軸方向に延びるように形成されている。シャフト 5 の内部に給油路 29 を形成することによって、部品点数の増加やレイアウトの問題が新たに生じないので好適である。オイルは、給油路 29 を通じて膨張機構 3 の摺動部分に供給される。
- [0024] 本実施形態において、給油路 29 は、シャフト 5 の上端面に開口していない。このようにすれば、図 11 で説明した従来例のように、オイルが膨張機構 3 の上部に流れ出ない。これにより、オイルが膨張機構 3 によって冷却されにくくなる。言い換えれば、圧縮機構 2 から膨張機構 3 への熱移動をより効果的に抑制することが可能となる。ただし、給油路 29 がシャフト 5 の上端面に開口していてもよい。
- [0025] シャフト 5 は、単一の部品で作られていてもよいし、複数の部品を組み合わせる（連結する）ことによって作られていてもよい。具体的には、シャフト 5 が、圧縮機構 2 側の第 1 シャフトと、膨張機構 3 側の第 2 シャフトとを含んでいてもよい。第 1 シャフトと第 2 シャフトとは、嵌め合わせによって直接連結されていてもよいし、他の部品（連結器）を介して連結されていてもよい。シャフト 5 が複数の部品の組み合わせでできていると、組立、特に圧縮機構 2 と膨張機構 3 との調心が容易になる。
- [0026] 膨張機構 3 は、第 1 シリンダ 42 と、第 1 シリンダ 42 の内径よりも大きい内径を有する第 2 シリンダ 44 と、第 1 シリンダ 42 と第 2 シリンダ 44 とを仕切っている中板 43 とを備えている。第 1 シリンダ 42 および第 2 シリンダ 44 は、互いに同心状に配置されている。図 2 A および図 2 B に示すように、膨張機構 3 は、さらに、第 1 ピストン 46、第 1 ペーン 48、第 1 ばね 50、第 2 ピストン 47、第 2 ペーン 49 および第 2 ばね 51 を備えている。
- [0027] 図 2 A に示すように、第 1 ピストン 46 は、シャフト 5 の偏心部 5c に嵌合しており、第 1 シリンダ 42 の中で偏心回転運動する。第 1 ペーン 48 は

、第1シリンダ42に形成されたベーン溝42aに往復動自在に保持されている。第1ベーン48の一端部は、第1ピストン46に接している。第1ばね50は、第1ベーン48の他端部に接しており、第1ベーン48を第1ピストン46に向けて付勢する。

[0028] 図2Bに示すように、第2ピストン47は、シャフト5の偏心部5dに嵌合しており、第2シリンダ44の中で偏心回転運動する。第2ベーン49は、第2シリンダ44に形成されたベーン溝44aに往復動自在に保持されている。第2ベーン49の一端部は、第2ピストン47に接している。第2ばね51は、第2ベーン49の他端部に接しており、第2ベーン49を第2ピストン47に向けて付勢する。

[0029] 膨張機構3は、さらに、軸受部材45および軸受部材41を備えている。軸受部材41は、密閉容器1に隙間無く嵌め合わされている。シリンダや中板等の部品は、軸受部材41を介して密閉容器1に固定されている。軸受部材41および中板43は第1シリンダ42を上下から挟持し、中板43および軸受部材45は第2シリンダ44を上下から挟持する。軸受部材45、中板43および軸受部材41による挟持により、第1シリンダ42および第2シリンダ44内に作動室55、56がそれぞれ形成されている。

[0030] 図2Aに示すように、第1シリンダ42の内側には、吸入側の作動室55a（第1吸入側空間）および吐出側の作動室55b（第1吐出側空間）が形成されている。作動室55aと作動室55bとは、第1ピストン46および第1ベーン48によって区画されている。図2Bに示すように、第2シリンダ44の内側には、吸入側の作動室56a（第2吸入側空間）および吐出側の作動室56b（第2吐出側空間）が形成されている。作動室56aと作動室56bとは、第2ピストン47および第2ベーン49により区画されている。第2シリンダ44における2つの作動室56a、56bの合計容積は、第1シリンダ42における2つの作動室55a、55bの合計容積よりも大きい。第1シリンダ42の吐出側の作動室55bと、第2シリンダ44の吸入側の作動室56aとが、中板43に形成された貫通孔43aを介してつな

がることによって、作動室 5 5 b および作動室 5 6 a が一つの作動室（膨張室）として機能する。

[0031] なお、作動室 5 6 a, 5 6 b の合計容積を作動室 5 5 a, 5 5 b の合計容積よりも大きくする方法として、第 1 シリンダ 4 2 の内径と第 2 シリンダ 4 4 の内径を異ならせる方法だけでなく、シリンダ 4 2, 4 4 の厚みやピストン 4 6, 4 7 の外径を適切に設定する方法を採用してもよい。

[0032] また、膨張機構 3 は、膨張前の冷媒を密閉容器 1 の外部の流路から直接吸入するための吸入路としての吸入管 5 2 と、膨張後の冷媒を密閉容器 1 の外部の流路に直接吐出するための吐出路としての吐出管 5 3 とを備えている。具体的に、吸入管 5 2 は、密閉容器 1 の外部の流路から第 1 シリンダ 4 2 の作動室 5 5 へと冷媒を導くことができるように、第 1 シリンダ 4 2 に直接挿入されている。吐出管 5 3 は、第 2 シリンダ 4 4 の作動室 5 6 から密閉容器 1 の外部の流路へと冷媒を導くことができるように、第 2 シリンダ 4 4 に直接挿入されている。吸入管 5 2 が軸受部材 4 1 に挿入され、吐出管 5 3 が軸受部材 4 5 に挿入されていてもよい。

[0033] 膨張前の冷媒は、吸入管 5 2 を経て第 1 シリンダ 4 2 の作動室 5 5 a に流入する。第 1 シリンダ 4 2 の作動室 5 5 a に流入した作動流体は、シャフト 5 の回転に応じて作動室 5 5 b に移り、作動室 5 5 b、貫通孔 4 3 a および作動室 5 6 a からなる膨張室においてシャフト 5 を回転させながら膨張して低圧になる。膨張後の冷媒は、作動室 5 6 b および吐出管 5 3 を経て密閉容器 1 の外部へと導かれる。

[0034] オイルポンプ 6 が設けられている位置は、シャフト 5 の下部である。具体的には、シャフト 5 の下部における給油路 2 9 にオイルポンプ 6 が配置されている。給油路 2 9 にオイルポンプ 6 を配置することによって、給油管を別途設ける必要がなくなる。

[0035] オイルポンプ 6 は、シャフト 5 から動力を与えられて動作する。本実施形態では、オイルポンプ 6 として、速度型ポンプ（タービン型ポンプ）が採用されている。具体的に、オイルポンプ 6 は、ポンプ羽根 6 a および羽根留め

6 bを有する。ポンプ羽根6 aは、羽根留め6 bによってシャフト5に固定されている。ポンプ羽根6 aがシャフト5とともに回転することによって、オイルが上方に圧送される。一般には、オイルポンプ6の回転数がシャフト5の回転数に等しいので、シャフト5の回転数が増大するにつれて、オイルポンプ6の送出容積および送出圧力が増大する。ただし、オイルポンプ6の送出圧力が増大するにつれて給油量調節機構30の効力が強くなるため、シャフト5の回転数に比例した量のオイルが膨張機構3に供給されるわけではない。

[0036] なお、オイルポンプの種類は速度型ポンプに限定されず、容積型ポンプを用いてもよい。容積型ポンプとしては、ロータリ型のオイルポンプやトロコイドポンプ（日本オイルポンプ社の登録商標）が挙げられる。ただし、本実施形態における給油量調節機構30との相性は、容積型ポンプよりも速度型ポンプの方がよい。本実施形態では、後述する第2および第3実施形態のようなオイルの逃げ道が無いからである。

[0037] 給油量調節機構30は、給油路29を通じて膨張機構3に供給されるオイルの量がシャフト5の回転数の増大に追従するのを妨げる構造を含む。先に説明したように、オイルの循環に基づく圧縮機構2から膨張機構3への熱移動を極力小さくすることが、膨張機一体型圧縮機100Aを用いた冷凍サイクル装置（図10参照）の効率向上にとって重要である。シャフト5の回転数が増大すると、オイルポンプ6の送出容積および送出圧力も増大する傾向を示すが、給油量調節機構30の働きによって、オイルの過剰供給が防止される。場合によっては、シャフト5の回転数によらず、膨張機構3への給油量をほぼ一定に維持しうる。この結果、オイルの循環に基づく圧縮機構2から膨張機構3への熱移動を抑制することが可能となる。

[0038] 本実施形態において、給油量調節機構30は給油路29内に設けられている。そのため、給油量調節機構30のための専用のスペースを確保せずに済む。給油量調節機構30を設けるべき位置は、密閉容器1内の上側に位置している膨張機構3よりも下方であればよい。典型的には、シャフト5の軸方

向に関して圧縮機構 2 の作動室 20 と電動機 4 との間に給油量調節機構 30 が設けられている。

[0039] 図 3 は、図 1 の部分拡大図である。図 3 に示すように、給油量調節機構 30 は、弁座 31、ニードル 32（弁体）、ばね 33 およびニードル止め 34 を備えている。弁座 31 は、膨張機構 3 に近づくほど内径が縮小するオリフィスの形状を有している。弁座 31 に向かい合うように、ニードル 32 が配置されている。ニードル 32 は円錐状の先端部を有している。弁座 31 とニードル 32 との間にオイルが流通できる隙間が形成されるように、弁座 31 とニードル 32 との間にはばね 33 が配置されている。給油路 29 におけるオイルの圧力変動に応じて、ばね 33 が伸縮することによって、弁座 31 とニードル 32 との隙間の広さが調節される。ニードル 32 を挟んで弁座 31 の反対側に、ニードル 32 の可動範囲を規定するニードル止め 34 が配置されている。なお、弁座 31 またはニードル止め 34 がシャフト 5 の一部によって形成されていてもよい。

[0040] 給油量調節機構 30 によれば、膨張機構 3 に送られるべきオイルが給油路 29 を流れ、ニードル 32 の背面に当たる。その後、オイルは、ニードル 32 の周囲を通過して弁座 31 に向かって流れる。ニードル 32 の背面にオイルが当たることによって、ニードル 32 が弁座 31 に向かってオイルの流量に応じた力で押される。また、ニードル 32 は、ばね 33 の変位に比例した力で押し返される。すなわち、弁座 31 とニードル 32 との隙間の広さ（隙間の断面積）はオイルの流量に応じて変化する。シャフト 5 の回転数の増大に応じてオイルポンプ 6 の送油能力が高まる一方で、弁座 31 とニードル 32 との隙間が狭まることによってオイルの流れに対する抵抗が増大する。結果として、オイルの供給量が制限（適正化）される。

[0041] シャフト 5 が高回転数となった場合でも、給油量調節機構 30 の働きによって、膨張機構 3 に必要以上のオイルが供給されない。言い換えれば、膨張機構 3 に適正な量のオイルが供給される。この結果、オイルの循環に基づく圧縮機構 2 から膨張機構 3 への熱移動を抑制できる。また、膨張機構 3 に

オイルが過剰供給されないので、膨張機構 3 において、作動流体にオイルが多量に混入するのを防ぐことができる。そのため、蒸発器 102（図 10 参照）にオイルが過剰に流入することに基づく熱交換効率の著しい低下を防ぐことができる。なお、図 4 に示すように、給油路 29 に弁座 31 を設けるだけでも、給油量を適正化する効果が得られる。つまり、給油路 29 にオリフィスを設けるだけでも、オイル流量の増加に伴ってオリフィスでの圧力損失も増大するため、膨張機構 3 にオイルが過剰供給されることを抑制できる。

[0042] 本実施形態では、給油路 29 のオイルを膨張機構 3 にのみ供給しているが、給油路 29 のオイルを圧縮機構 2 に供給してもよい。

[0043] （第 2 実施形態）

図 5 は、本発明の第 2 実施形態にかかる膨張機一体型圧縮機の縦断面図である。図 5 に示すように、本実施形態の膨張機一体型圧縮機 100B と、第 1 実施形態の膨張機一体型圧縮機 100A との主な相違点は、給油量調節機構にある。図 1 に示す実施形態と共通の部材には共通の符号を付し、説明を省略することとする。

[0044] 図 6 は、図 5 の部分拡大図である。本実施形態では、給油路 29 から径方向に分岐してシャフト 5 の外周面に開口している分岐通路 29s がシャフト 5 に形成されている。そして、給油量調節機構 60 が、その分岐通路 29s 内に設けられている。このようにすれば、シャフト 5 の外部から給油量調節機構 60 の取り付けが可能なので、第 1 実施形態よりも組み立てが容易である。また、分岐通路 29s がオイルの逃げ道として振る舞うので、オイルポンプが容積型ポンプの場合にも好適である。

[0045] 図 6 に示すように、給油量調節機構 60 は、弁座 61、ニードル 62、ばね 63 およびニードル止め 64 を備えている。弁座 61 は、給油路 29 に近づくほど内径が縮小するオリフィスの形状を有しており、分岐通路 29s における給油路 29 に面する部分に配置されている。弁座 61 に向かい合うように、円錐状のニードル 62 が配置されている。ニードル 62 は、弁座 61 に接近する方向および弁座 61 から離れる方向（シャフト 5 の径方向）に変

位可能である。ニードル止め64は、分岐通路29sにおけるシャフト5の外部に面する部分に配置されている。ニードル止め64によってニードル62の可動範囲が規定されている。ばね63は、ニードル62とニードル止め64との間に配置されている。

[0046] 軸受部材10は、シャフト5を支持する軸受部10aを有する。軸受部10aは、分岐通路29sが形成されている位置でシャフト5の外周面を覆っている。軸受部10aの内周面には、環状のチャンバー67が形成されている。分岐通路29sはチャンバー67に向かって開口している。軸受部10aには、さらに、当該軸受部10aを径方向に貫通するように、チャンバー67と密閉容器1の内部空間24とを結ぶオイル排出路66が形成されている。分岐通路29s、チャンバー67およびオイル排出路66によって、給油路29から密閉容器1の内部空間24へとオイルが流通しうる。

[0047] 給油路29の内圧が所定圧力よりも小さい場合、給油量調節機構60は閉状態となる。閉状態とは、弁座61にニードル62が嵌ることによって分岐通路29sが塞がれた状態のことである。閉状態では、分岐通路29sをオイルが流通できない。一方、シャフト5の回転数が増大することによって給油路29の内圧が所定圧力よりも高くなると、給油量調節機構60は開状態となる。開状態とは、ニードル62が弁座61から離れることによって弁座61とニードル62との間に隙間が生じた状態のことである。開状態になれば、分岐通路29sをオイルが流通できる。

[0048] 給油路29の内圧が所定圧力よりも高くなると、ニードル62を押しつけながら弁座61を通じて分岐通路29sにオイルが入ってくる。オイルがニードル62を押しつける力は、給油路29の内圧に比例する。給油路29内のオイル等（詳細にはオイルの圧力および遠心力）によってニードル62に加わる外向きの荷重が、給油量調節機構60が閉状態のときにばね63がニードル62を押し上げることを条件として、給油量調節機構60が閉状態から開状態へと切り替わる。

[0049] すなわち、シャフト5の回転数が増大し、給油路29に必要以上のオイル

が送り込まれた場合、給油路 29 の内圧が上昇することによって給油量調節機構 60 が開状態になる。給油量調節機構 60 が開状態になると、給油路 29 を流通するオイルの一部が分岐通路 29 s を通じてシャフト 5 の外部に導かれる。シャフト 5 の外部に出たオイルは、軸受部材 10 の軸受部 10 a に形成されたチャンバー 67 およびオイル排出路 66 を通じて、密閉容器 1 の内部空間 24 に放出される。この結果、膨張機構 3 への給油量が適正化される。このように、本実施形態では、給油量調節機構 60 がリリーフ弁で構成されている。

[0050] また、本実施形態では、分岐通路 29 s を通じてシャフト 5 の外部にオイルを逃がすようになっている。そのため、給油量調節機構 60 が開状態となった場合、給油路 29 におけるオイルの流量は、給油量調節機構 60 が設けられている位置の前後で差が生ずる。具体的には、給油量調節機構 60 とオイルポンプ 6 との間で流量が多くなり、膨張機構 3 と給油量調節機構 60 との間で流量が少なくなる。オイルの流量の多い部分が膨張機構 3 から離れている方が、オイルの循環に基づく圧縮機構 2 から膨張機構 3 への熱移動を抑制する観点から好ましい。したがって、電動機 4 と圧縮機構 2 との間において、シャフト 5 に分岐通路 29 s が形成されているのが望ましい。

[0051] (第 3 実施形態)

図 7 は、本発明の第 3 実施形態にかかる膨張機一体型圧縮機の縦断面図である。図 7 に示すように、本実施形態の膨張機一体型圧縮機 100 C と、第 1 実施形態の膨張機一体型圧縮機 100 A (図 1) との主な相違点は、給油量調節機構にある。

[0052] 図 8 は、図 7 の部分拡大図である。本実施形態では、給油路 29 から径方向に分岐してシャフト 5 の外周面に開口している分岐通路 29 t がシャフト 5 に形成されている。そして、余分なオイルが分岐通路 29 t を通じて密閉容器 1 の内部空間 24 に導かれるように、給油量調節機構 70 がシャフト 5 の外部に設けられている。給油量調節機構 70 がシャフト 5 の外部にあるので、先の 2 つの実施形態よりも給油量調節機構 70 のために広いスペースを

確保できる。

- [0053] オイルの逃げ道として、シャフト5に分岐通路29tが形成されている点に関して、本実施形態は第2実施形態と共通である。他方、給油量調節機構70がシャフト5とともに回転しない点で、本実施形態は第2実施形態と相違する。分岐通路29tがオイルの逃げ道として振る舞うので、オイルポンプが容積型ポンプの場合にも好適である。
- [0054] 図8に示すように、本実施形態において、給油量調節機構70は、軸受部材10の内部に設けられている。軸受部材10は、シャフト5を支持する軸受部10aを有する。軸受部10aは、分岐通路29tが形成されている位置でシャフト5の外周面を覆っている。軸受部10aの内周面には、環状のチャンバー77が形成されている。分岐通路29tはチャンバー77に向かって開口している。軸受部10aには、さらに、チャンバー77と密閉容器1の内部空間24とを結ぶ通路としてのオイル排出路76が形成されている。そして、このオイル排出路76に給油量調節機構70が設けられている。
- [0055] 給油量調節機構70は、弁座71、弁体72、ばね73および弁体止め74を備えている。オイル排出路76は、オイルの流通方向に沿う方向の断面がT字形の部分を含み、そのT字形の部分に弁座71が配置されている。弁座71に向かい合うように、球の形状を有する弁体72が配置されている。弁体止め74は、弁体72を挟んで弁座71の反対側に配置されている。弁体止め74によって弁体72の可動範囲が規定されている。ばね73は、弁体72と弁体止め74との間に配置されている。なお、給油量調節機構70の構造は、第2実施形態と同じであってもよい。
- [0056] 給油路29の内圧が所定圧力よりも小さい場合、給油量調節機構70は閉状態となる。閉状態とは、弁座71に弁体72が嵌ることによってオイル排出路76が塞がれた状態のことである。閉状態では、オイル排出路76をオイルが流通できない。一方、シャフト5の回転数が増大することによって給油路29の内圧が所定圧力よりも高くなると、給油量調節機構70は開状態となる。開状態とは、弁体72が弁座71から離れることによって弁座71

と弁体 72 との間に隙間が生じた状態のことである。開状態になれば、オイル排出路 76 をオイルが流通できる。

[0057] 給油路 29 の内圧が所定圧力よりも高くなると、弁体 72 がオイルによって押しつけられ、オイル排出路 76 が開通する。オイルが弁体 72 を押しつける力は、給油路 29 の内圧に比例する。給油路 29 内のオイルによって弁体 72 に加わる荷重が、給油量調節機構 70 が閉状態のときにばね 73 が弁体 72 を押す力を上回ることを条件として、給油量調節機構 70 が閉状態から開状態へと切り替わる。

[0058] すなわち、シャフト 5 の回転数が増大し、給油路 29 に必要以上のオイルが送り込まれた場合、給油路 29 の内圧が上昇することによって給油量調節機構 70 が開状態になる。給油量調節機構 70 が開状態になると、給油路 29 を流通するオイルの一部が分岐通路 29 t を通じてシャフト 5 の外部に導かれる。シャフト 5 の外部に出たオイルは、軸受部材 10 の軸受部 10 a に形成されたチャンバー 77 およびオイル排出路 76 を通じて、密閉容器 1 の内部空間 24 に放出される。この結果、膨張機構 3 への給油量が適正化される。このように、本実施形態においても、給油量調節機構 70 がリリーフ弁で構成されている。

[0059] なお、給油量調節機構 70 は、オイル排出路 76 の出口に配置されていてもよいし、チャンバー 77 に配置されていてもよい。

[0060] また、本実施形態においても、分岐通路 29 t を通じてシャフト 5 の外部にオイルを逃がすようになっている。そのため、電動機 4 と密閉容器 1 内の下側に位置している圧縮機構 2 との間において、シャフト 5 に分岐通路 29 t が形成されているのが望ましい。

[0061] (第 4 実施形態)

図 9 に示すように、本実施形態の膨張機一体型圧縮機 100D は、シャフト 5 の軸方向が水平方向に平行である。密閉容器 1 の長手方向に沿ってオイル貯まり 25 が形成されている。膨張機構 3 と電動機 4 との間には隔壁 27 が設けられている。隔壁 27 は、内部空間 24 を膨張機構 3 側の空間と圧縮

機構 2 側の空間とに仕切っている。圧縮機構 2 側の空間には電動機 4 も配置されている。この隔壁 2 7 にも圧縮機構 2 および電動機 4 から膨張機構 3 への熱移動を抑制する機能がある。隔壁 2 7 は、オイルの流通を許容する通路 2 7 h を有する。

[0062] シャフト 5 の端部には、容積型のオイルポンプ 2 6 が設けられている。シャフト 5 の軸方向に沿って、オイルポンプ 2 6、膨張機構 3、電動機 4 および圧縮機構 2 がこの順番で並んでいる。給油量調節機構 6 0 は、図 6 を参照して第 3 実施形態で説明したものと同一である。オイル貯まり 2 5 のオイルを吸入できるように、オイルポンプ 2 6 のノズル 2 6 k がオイル貯まり 2 5 に向かって延びている。オイルポンプ 2 6 に吸入されたオイルは、シャフト 5 の軸方向に関してオイルポンプ 2 6 から見て遠い側に位置している圧縮機構 2 に給油路 2 9 を通じて供給される。本実施形態では、オイルポンプ 2 6 からのオイルがオイルポンプ 2 6 から見て近い側に位置している膨張機構 3 にも供給される。給油量調節機構 6 0 を通じて給油路 2 9 から排出されたオイルは、膨張機構 3 側の空間に戻る。

[0063] 先に説明した実施形態と同様に、給油量調節機構 6 0 によってオイルの過剰供給が防止される。これにより、圧縮機構 2 から膨張機構 3 への熱移動が抑制される。なお、図 9 に示す例では、膨張機構 3 側にオイルポンプ 2 6 が設けられているが、圧縮機構 2 側にオイルポンプ 2 6 が設けられていてもよい。また、給油量調節機構 6 0 に代えて、給油量調節機構 3 0 (第 1 実施形態) や給油量調節機構 7 0 (第 3 実施形態) を設けてもよい。

### 産業上の利用可能性

[0064] 本発明の膨張機一体型圧縮機は、例えば、空気調和装置、給湯装置、乾燥機または冷凍冷蔵庫のための冷凍サイクル装置 (ヒートポンプ) に好適に採用できる。図 1 0 に示すように、冷凍サイクル装置 1 1 0 は、膨張機一体型圧縮機 1 0 0 A (、1 0 0 B、1 0 0 C、1 0 0 D) と、圧縮機構 2 で圧縮された冷媒を放熱させるための放熱器 1 0 1 と、膨張機構 3 で膨張した冷媒を蒸発させるための蒸発器 1 1 4 とを備えている。圧縮機構 2、放熱器 1 0

1、膨張機構 3 および蒸発器 102 が配管によって接続され、冷媒回路が形成されている。

[0065] 例えば、冷凍サイクル装置 110 が空気調和装置に適用される場合、圧縮機構 2 から膨張機構 3 への熱移動を抑制することにより、暖房運転時における圧縮機構 2 の吐出温度の低下による暖房能力の低下、冷房運転時における膨張機構 3 の吐出温度の上昇による冷房能力の低下を防ぐことができる。結果として、空気調和装置の成績係数が向上する。

## 請求の範囲

- [1] 作動流体を圧縮するための圧縮機構と、  
作動流体から動力を回収するための膨張機構と、  
前記膨張機構で回収された動力が前記圧縮機構に伝達されるように前記圧縮機構と前記膨張機構とを連結しているシャフトと、  
前記圧縮機構および前記膨張機構が上下に配列するように前記圧縮機構、前記膨張機構および前記シャフトを収容しており、底部がオイル貯まりとして利用され、圧縮後の作動流体で内部空間が満たされる密閉容器と、  
前記シャフトの下部に設けられたオイルポンプと、  
前記オイルポンプによって前記オイル貯まりのオイルを前記密閉容器内の上側に位置している前記圧縮機構または前記膨張機構に供給するために、軸方向に延びるように前記シャフトの内部に形成された給油路と、  
前記密閉容器内の上側に位置している前記圧縮機構または前記膨張機構よりも下方に設けられ、前記給油路を通じて前記密閉容器内の上側に位置している前記圧縮機構または前記膨張機構に供給されるオイルの量を調節するための給油量調節機構と、  
を備えた、膨張機一体型圧縮機。
- [2] 前記給油路から径方向に分岐して前記シャフトの外周面に開口している分岐通路が前記シャフトに形成され、  
前記給油量調節機構が、前記分岐通路内に設けられている、請求項 1 に記載の膨張機一体型圧縮機。
- [3] 前記圧縮機構と前記膨張機構との間に配置され、前記シャフトを駆動するための電動機をさらに備え、  
前記電動機と、前記密閉容器内の下側に位置している前記圧縮機構または前記膨張機構との間において、前記シャフトに前記分岐通路が形成されている、請求項 2 に記載の膨張機一体型圧縮機。
- [4] 前記給油量調節機構は、前記給油路を通じて前記圧縮機構または前記膨張機構に供給されるオイルの量が前記シャフトの回転数の増大に追従するのを

妨げる構造を含む、請求項 1 に記載の膨張機一体型圧縮機。

- [5] 前記給油量調節機構が、オリフィス、ニードル弁またはリリーフ弁を含む、請求項 1 に記載の膨張機一体型圧縮機。
- [6] 前記給油量調節機構が、前記給油路内に設けられている、請求項 1 に記載の膨張機一体型圧縮機。
- [7] 前記給油路から径方向に分岐して前記シャフトの外周面に開口している分岐通路が前記シャフトに形成され、  
オイルが前記分岐通路を通じて前記密閉容器の内部空間に導かれるように、前記給油量調節機構が前記シャフトの外部に設けられている、請求項 1 に記載の膨張機一体型圧縮機。
- [8] 前記給油量調節機構は、弁座と、前記弁座に向かい合う位置に配置された弁体と、前記給油路におけるオイルの圧力変動に応じて伸縮することによって前記弁座と前記弁体との隙間の広さを調節するためのバネとを含む、請求項 1 に記載の膨張機一体型圧縮機。
- [9] 前記弁体の形状が球状である、請求項 8 に記載の膨張機一体型圧縮機。
- [10] 前記分岐通路が形成されている位置で前記シャフトに面するように設けられたチャンバーをさらに備え、  
前記給油量調節機構が前記チャンバー内またはそのチャンバーと前記密閉容器の内部空間と結ぶ経路上に配置されている、請求項 7 に記載の膨張機一体型圧縮機。
- [11] 前記オイルポンプが速度型ポンプである、請求項 1 に記載の膨張機一体型圧縮機。
- [12] 請求項 1 に記載の膨張機一体型圧縮機と、  
前記膨張機一体型圧縮機の前記圧縮機構で圧縮された冷媒を放熱させるための放熱器と、  
前記膨張機一体型圧縮機の前記膨張機構で膨張した冷媒を蒸発させるための蒸発器と、  
を備えた、冷凍サイクル装置。

- [13] 作動流体を圧縮するための圧縮機構と、  
作動流体から動力を回収するための膨張機構と、  
前記膨張機構で回収された動力が前記圧縮機構に伝達されるように前記圧縮機構と前記膨張機構とを連結しているシャフトと、  
前記圧縮機構、前記膨張機構および前記シャフトを収容しており、底部がオイル貯まりとして利用され、圧縮後の作動流体で内部空間が満たされる密閉容器と、  
前記シャフトの端部に設けられたオイルポンプと、  
前記オイルポンプによって前記オイル貯まりのオイルを前記シャフトの軸方向に関して前記オイルポンプから見て遠い側に位置している前記圧縮機構または前記膨張機構に供給するために、軸方向に延びるように前記シャフトの内部に形成された給油路と、  
前記圧縮機構または前記膨張機構に前記給油路を通じて供給されるオイルの量を調節するための給油量調節機構と、  
を備えた、膨張機一体型圧縮機。

[図1]

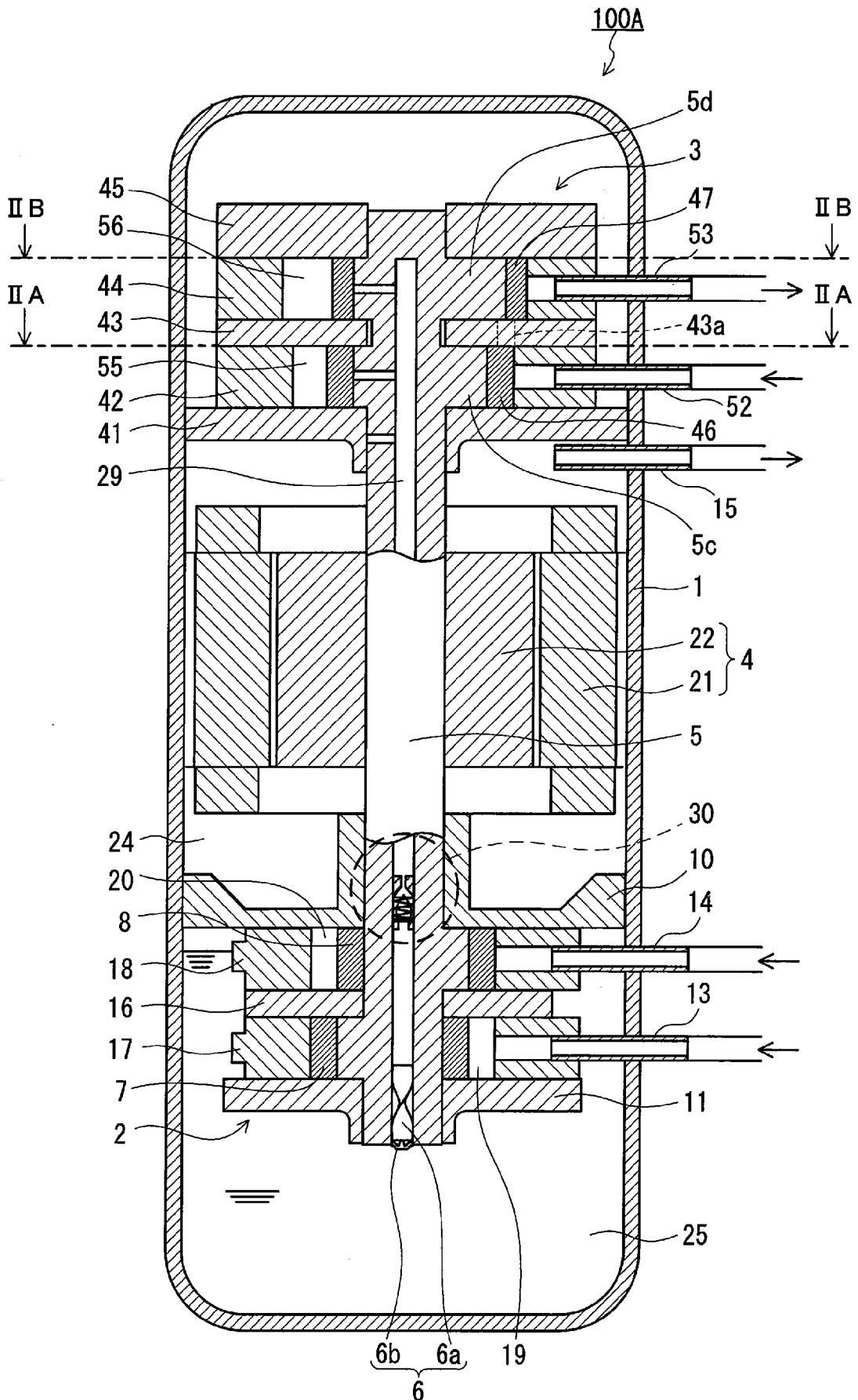


FIG.1

[FIG.2A]

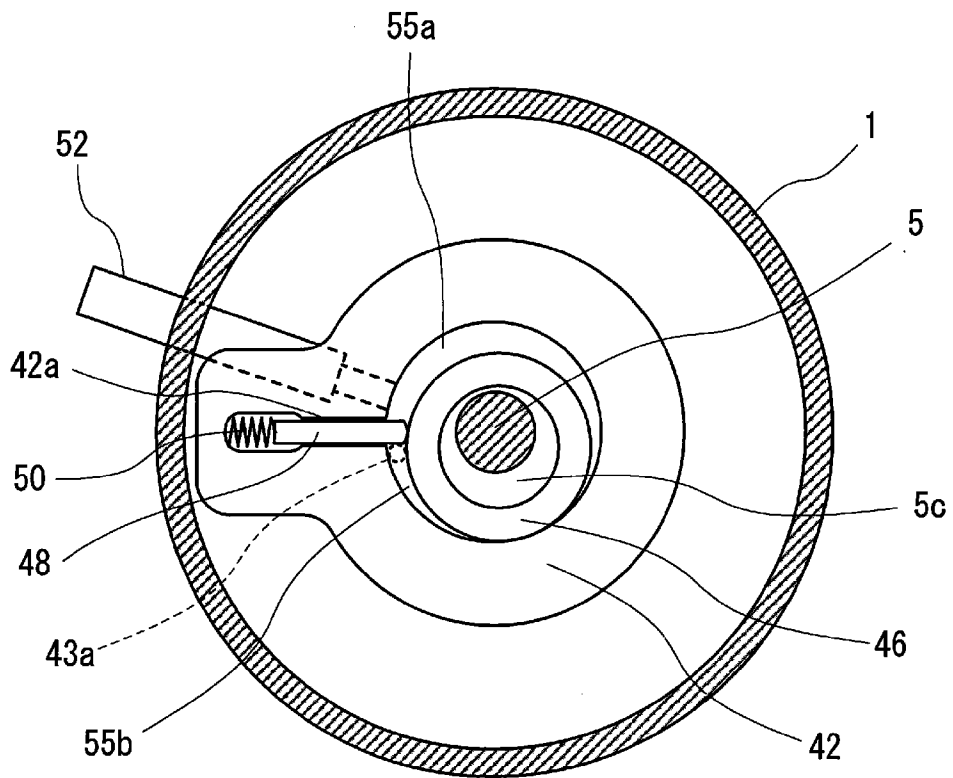


FIG.2A

[FIG.2B]

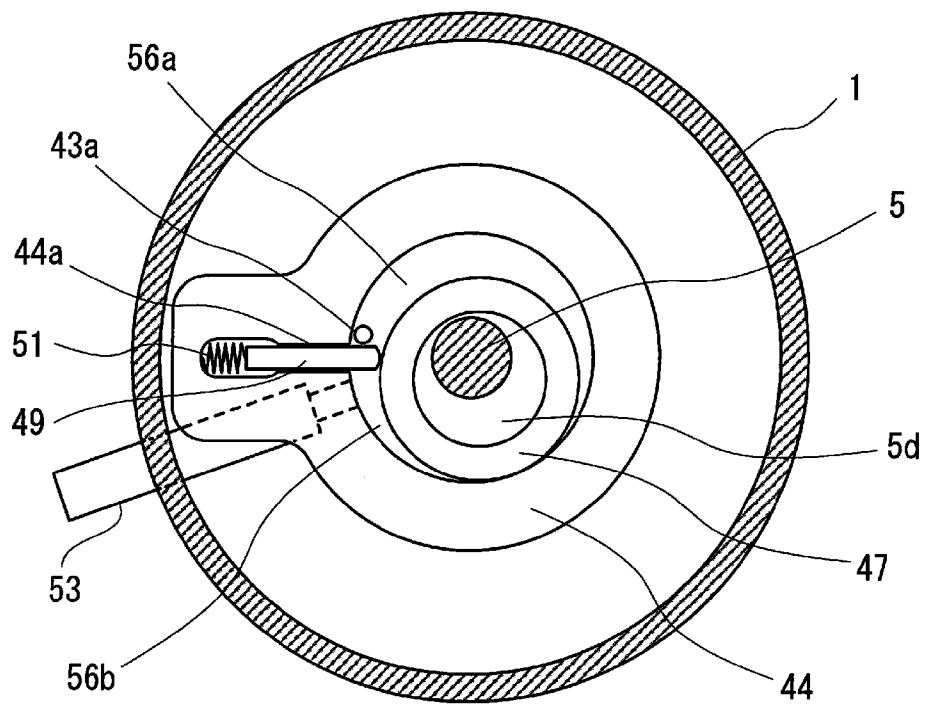


FIG.2B

[図3]

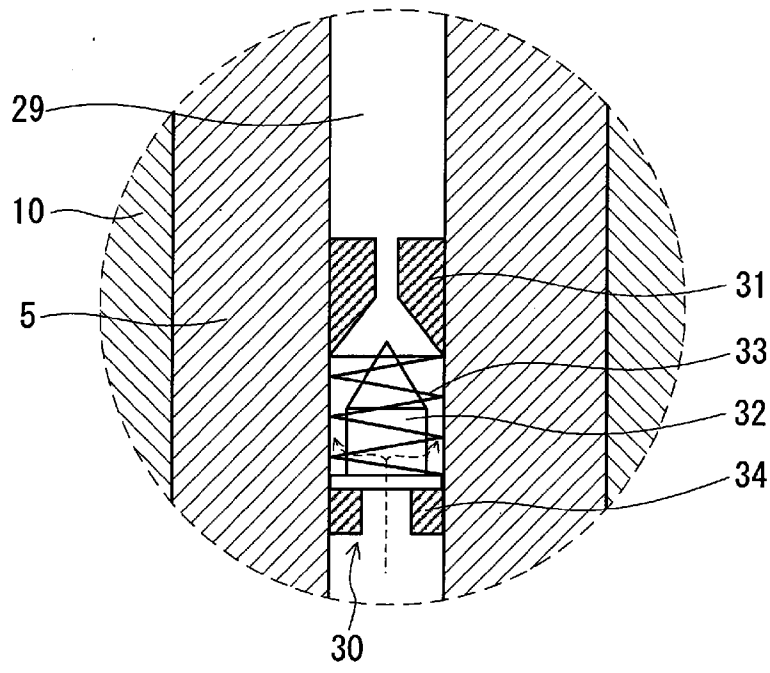


FIG.3

[図4]

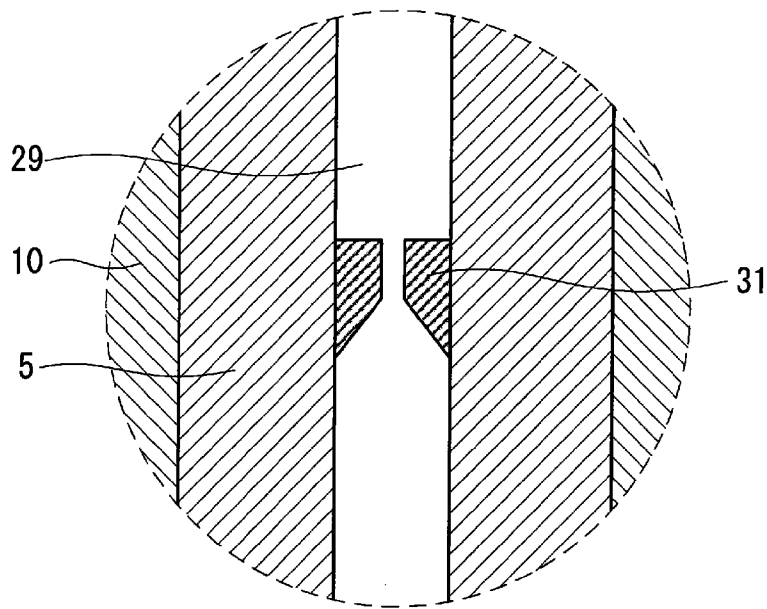


FIG.4

[圖5]

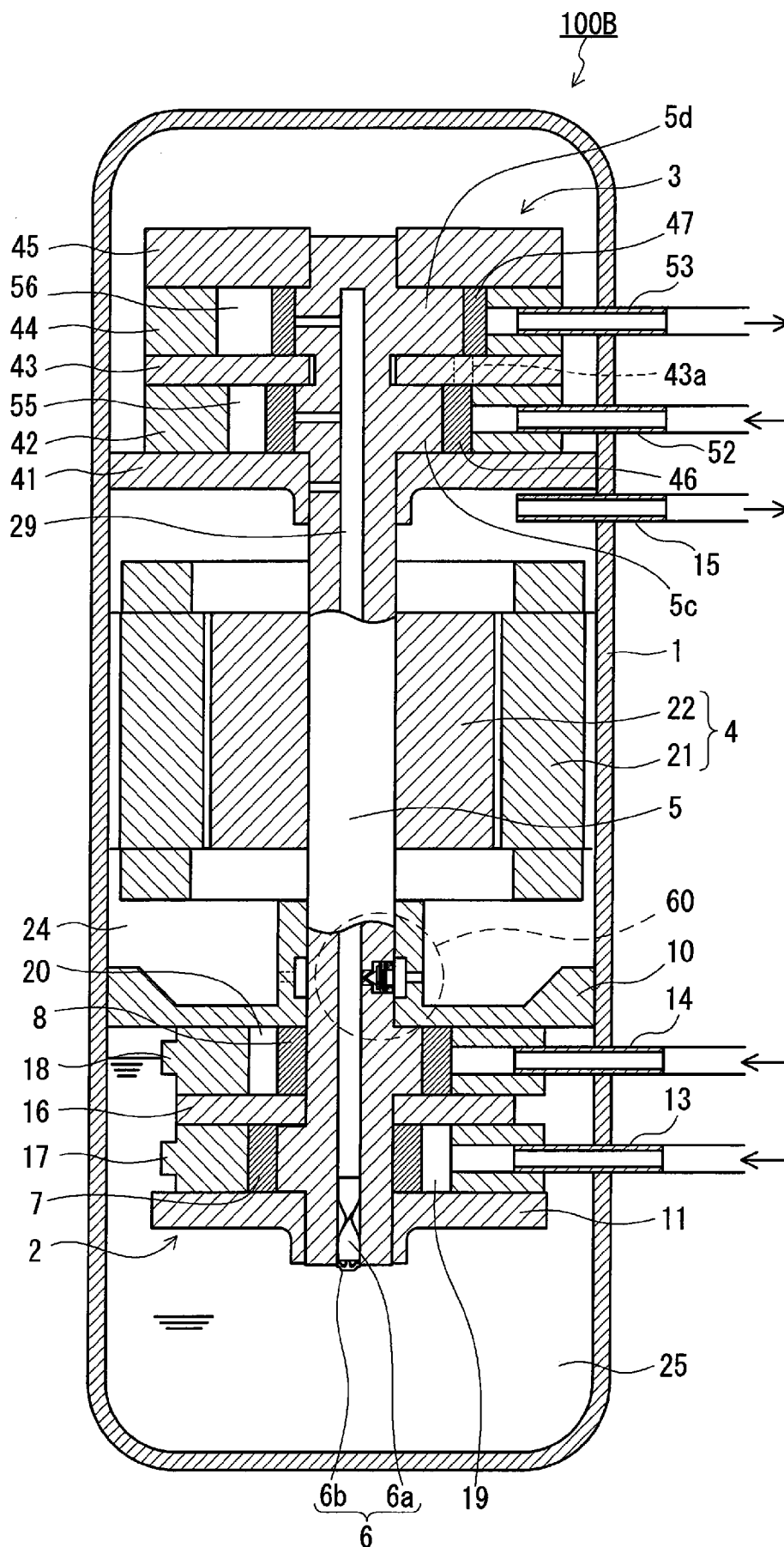


FIG.5



[図7]

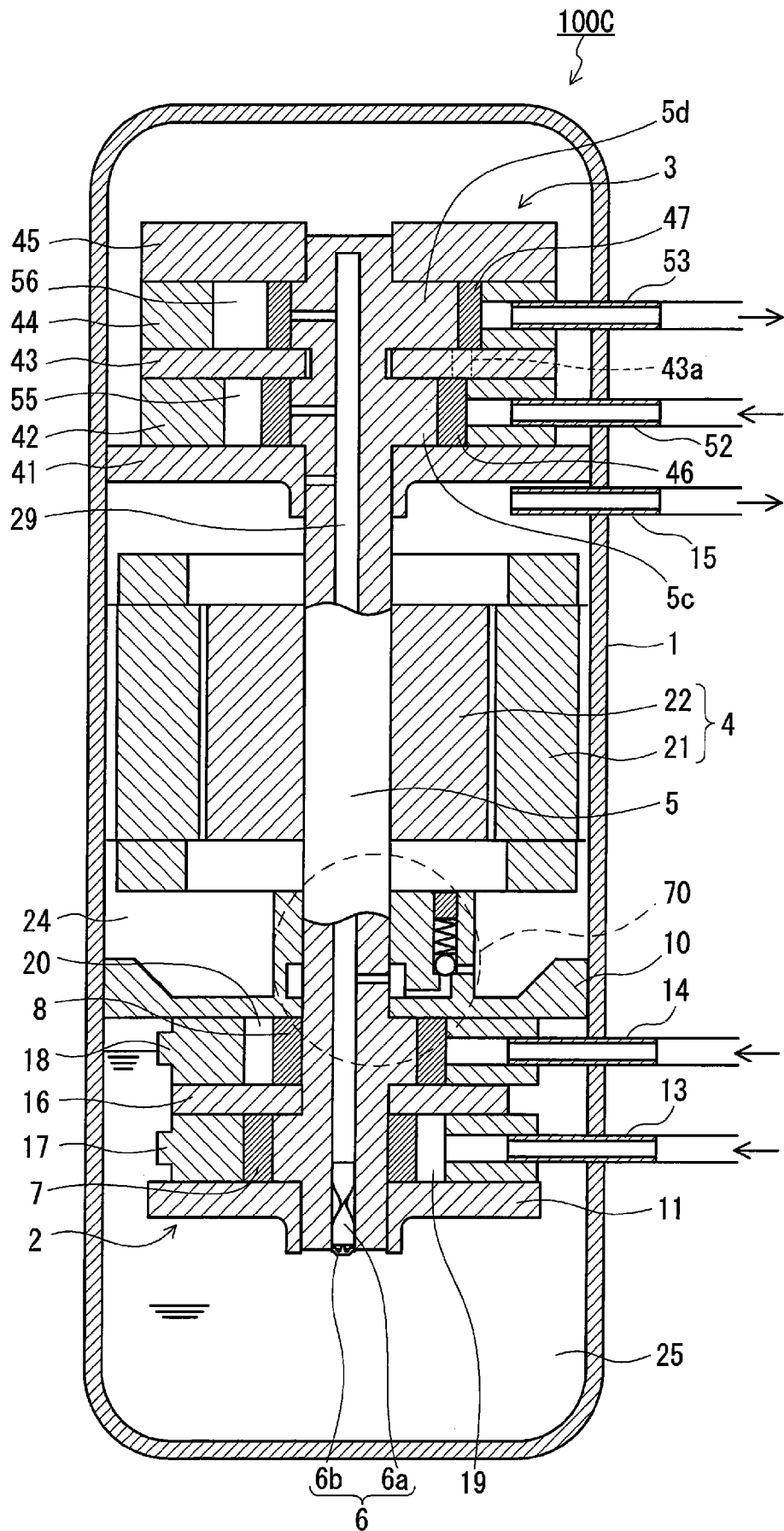


FIG. 7

[図8]

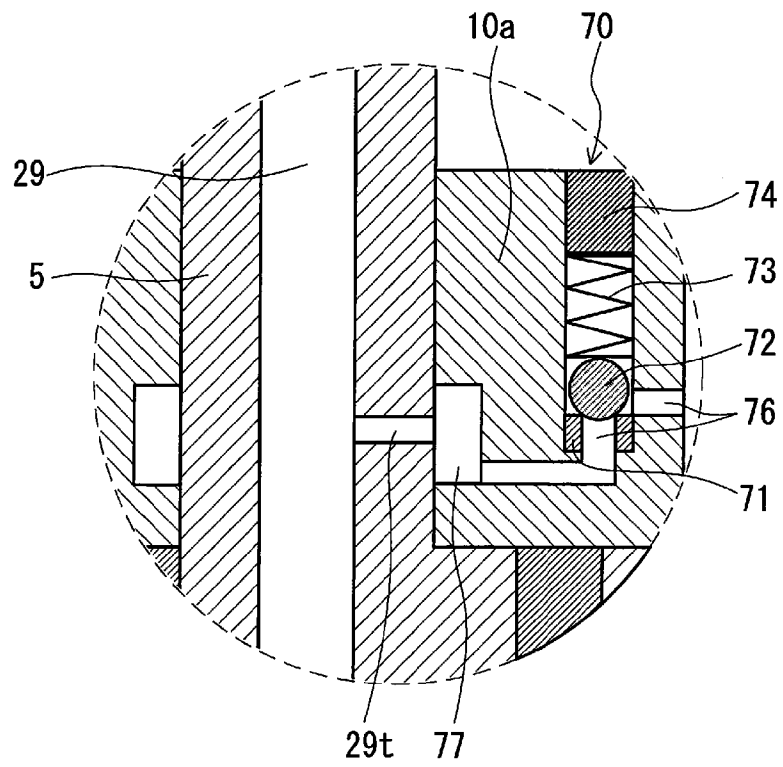


FIG.8

[9]

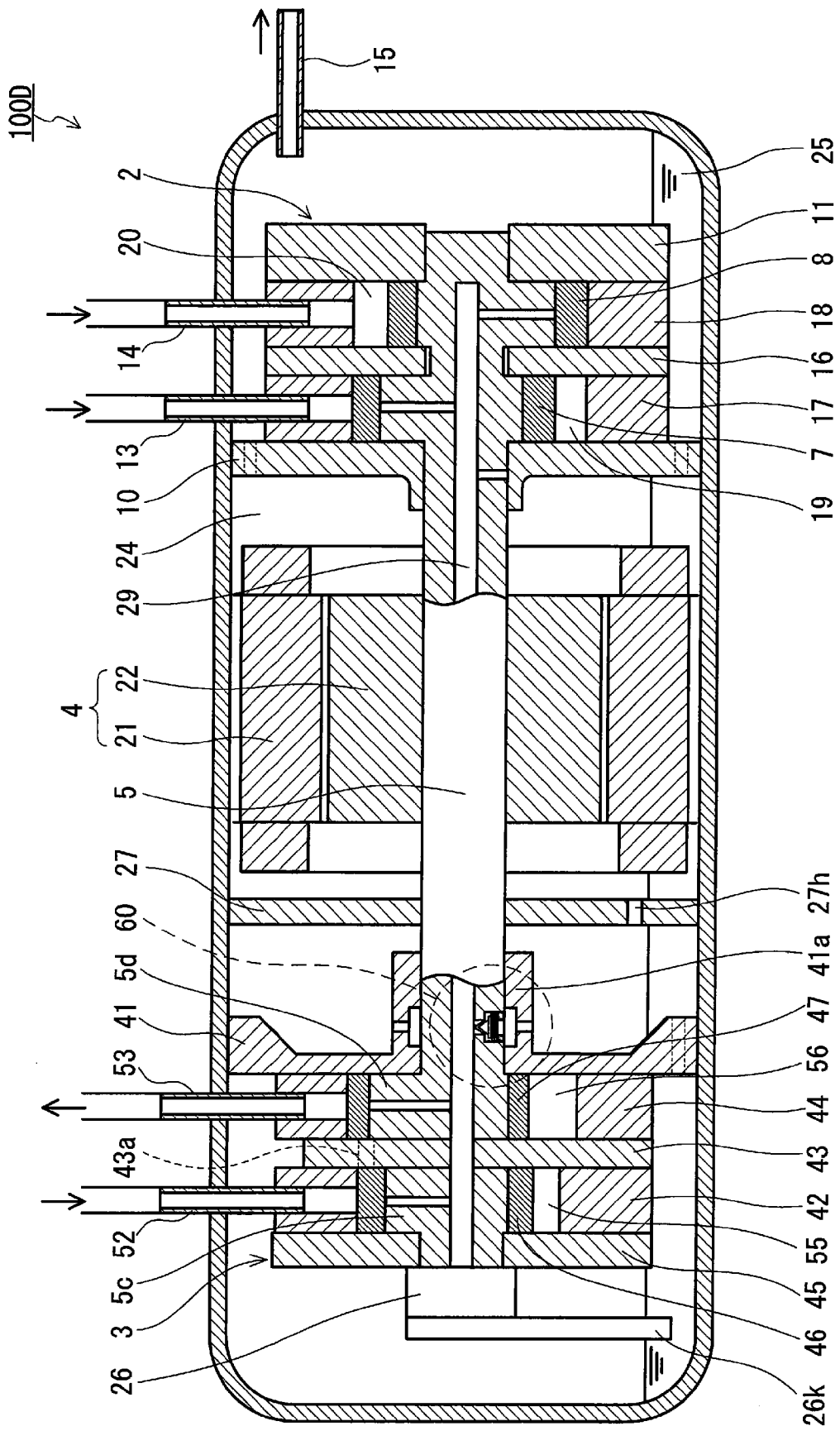


FIG.9

[FIG. 10]

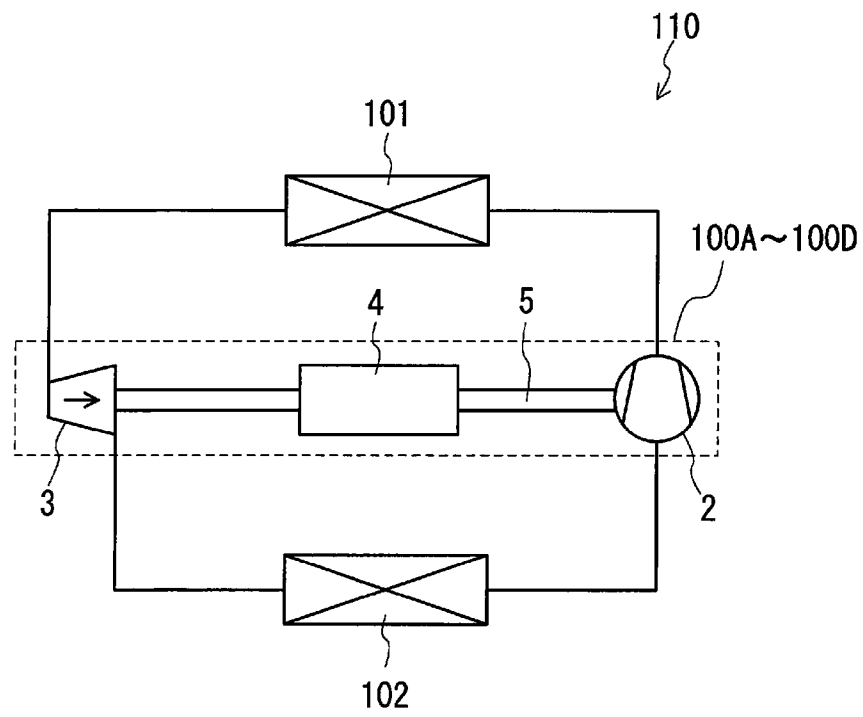


FIG. 10

[FIG. 11]

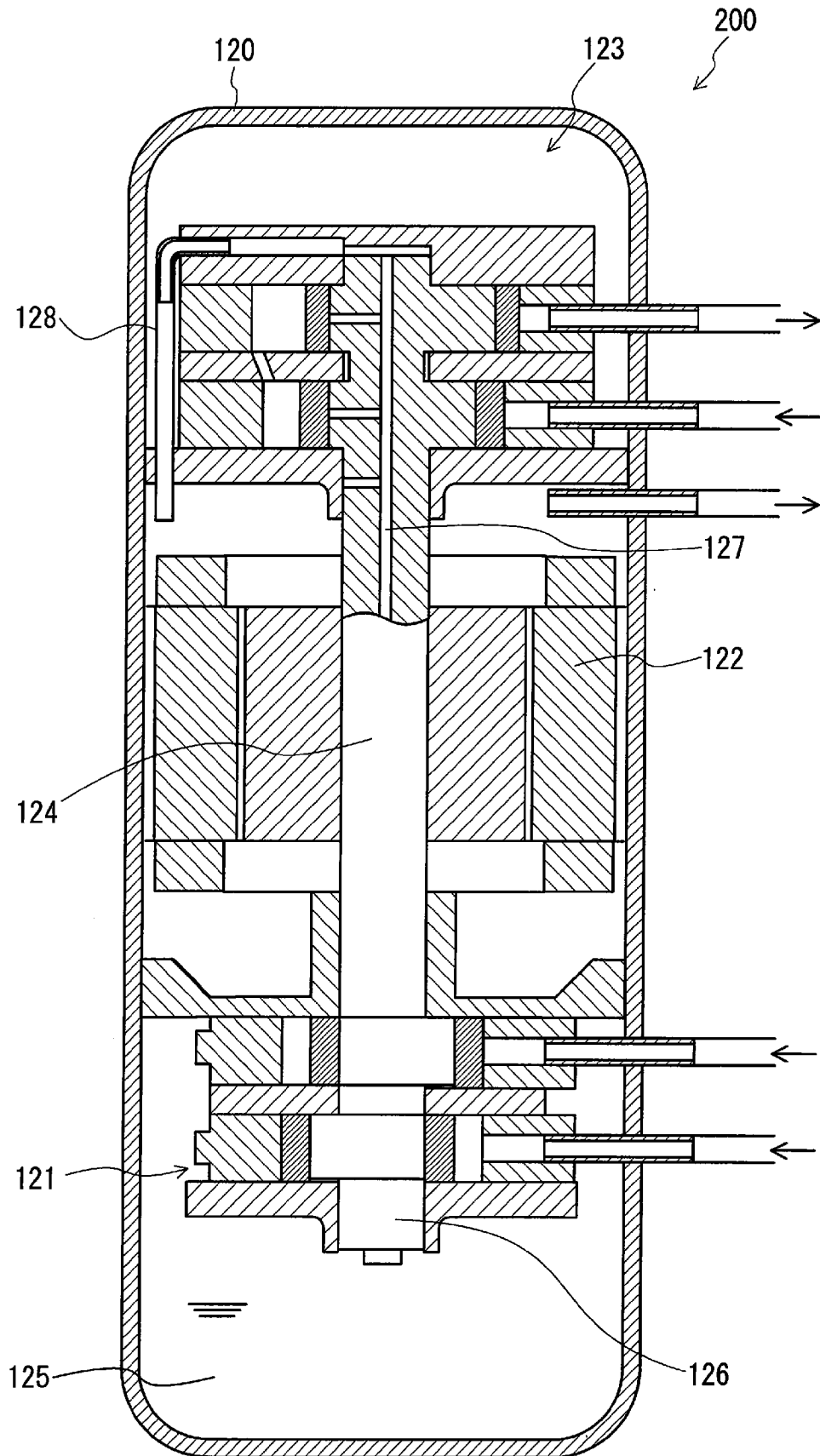


FIG. 11

**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

International application No.  
PCT/JP2009/000295

**A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**  
*F01C21/04* (2006.01) i, *F01C13/04* (2006.01) i, *F04B39/02* (2006.01) i, *F04C23/02* (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)  
*F01C21/04*, *F01C13/04*, *F04B39/02*, *F04C23/02*, *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	1996-2009
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2009	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2009

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	JP 2005-299632 A (Daikin Industries, Ltd.), 27 October, 2005 (27.10.05), Par. Nos. [0009] to [0010], [0044], [0056]; all drawings & US 2008/0232992 A1 & EP 1726778 A1 & WO 2005/088078 A & WO 2005/088078 A1 & KR 10-2006-0127259 A & CN 1930373 A	1-13
Y	JP 2-5787 A (Mitsubishi Electric Corp.), 10 January, 1990 (10.01.90), Page 3, lower left column, line 13 to lower right column, line 12; Figs. 1 to 3 (Family: none)	1-13

Further documents are listed in the continuation of Box C.       See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"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
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"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
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"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
"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)	"&" document member of the same patent family
"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	

Date of the actual completion of the international search 17 April, 2009 (17.04.09)	Date of mailing of the international search report 28 April, 2009 (28.04.09)
--	---

Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office	Authorized officer
Facsimile No.	Telephone No.

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2009/000295

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2000-213480 A (LG Electronics Inc.), 02 August, 2000 (02.08.00), Par. Nos. [0024] to [0029]; Figs. 1 to 5 & US 6287099 B1 & KR 10-2000-0051145 A	1-13
Y	JP 3-237287 A (Daikin Industries, Ltd.), 23 October, 1991 (23.10.91), Page 3, lower right column, line 8 to page 4, upper left column, line 2; Figs. 1 to 3 (Family: none)	1-13

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F01C21/04(2006.01)i, F01C13/04(2006.01)i, F04B39/02(2006.01)i, F04C23/02(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. F01C21/04, F01C13/04, F04B39/02, F04C23/02, 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	1971-2009年
日本国実用新案登録公報	1996-2009年
日本国登録実用新案公報	1994-2009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	JP 2005-299632 A (ダイキン工業株式会社) 2005. 10. 27, 0009-0010, 0044, 0056 段落, 全図 & US 2008/0232992 A1 & EP 1726778 A1 & WO 2005/088078 A & WO 2005/088078 A1 & KR 10-2006-0127259 A & CN 1930373 A	1-13
Y	JP 2-5787 A (三菱電機株式会社) 1990. 01. 10, 第3頁左下欄13行 ~同頁右下欄12行、第1-3図 (ファミリーなし)	1-13
Y	JP 2000-213480 A (エルジー電子株式会社) 2000. 08. 02, 0024-0029	1-13

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、一般的な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

17. 04. 2009

国際調査報告の発送日

28. 04. 2009

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)	3 T	9 8 2 0
稲葉 大紀		
電話番号 03-3581-1101 内線 3395		

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
Y	段落, 第 1-5 図 & US 6287099 B1 & KR 10-2000-0051145 A  JP 3-237287 A (ダイキン工業株式会社) 1991.10.23, 第 3 頁右下欄 8 行~第 4 頁左上欄 2 行, 第 1-3 図 (ファミリーなし)	1-13