

(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



(10) 国際公開番号

WO 2009/141956 A1

(43) 国際公開日

2009年11月26日(26.11.2009)

PCT

- (51) 国際特許分類:
F04B 41/06 (2006.01) F04C 23/02 (2006.01)
F04B 39/02 (2006.01) F04C 29/02 (2006.01)
F04C 23/00 (2006.01) F25B 1/00 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2009/001706
- (22) 国際出願日: 2009年4月14日(14.04.2009)
- (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 2008-135791 2008年5月23日(23.05.2008) 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): 尾形雄司(OGATA, Takeshi). 長谷川寛(HASEGAWA, Hiroshi). 和田賢宣(WADA, Masanobu). 塩谷優(SHIOTANI, Yu). 松元昂(MATSUMOTO, Subaru).

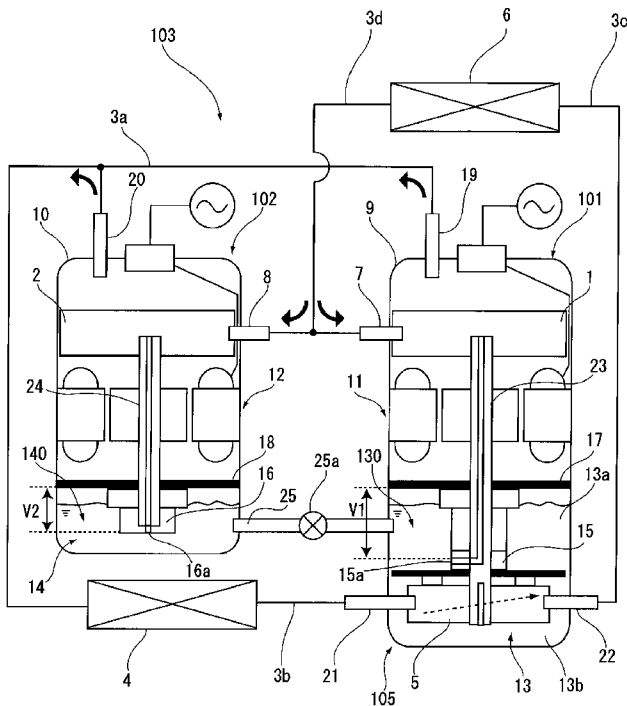
- (74) 代理人: 鎌田耕一, 外(KAMADA, Koichi et al.); 〒5300047 大阪府大阪市北区西天満4丁目3番25号梅田プラザビル別館8階 Osaka (JP).
- (81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, 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, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[続葉有]

(54) Title: FLUID MACHINE AND REFRIGERATION CYCLE DEVICE

(54) 発明の名称: 流体機械および冷凍サイクル装置

FIG.1



(57) Abstract: Connection between a first compressor (compressor integral with expander) and a second compressor only by an equalizer pipe may cause insufficient lubrication of the first compressor, causing a reduction in reliability of a fluid machine. The volume (V1) of a first effective oil space (130) of a first compressor (101) is set greater than the volume (V2) of a second effective oil space (140) of a second compressor (102). By this, even if the level (S1) of oil in a first oil container (13) descends before a refrigeration cycle device enters a steady operating condition, a sufficient amount of oil is contained in the first compressor (101), and as a result, a fluid machine can achieve high reliability.

(57) 要約: 第1圧縮機(膨張機一体型圧縮機)と第2圧縮機とを均油管で連結しただけでは、第1圧縮機の潤滑が十分に行われず、信頼性の低下を招くおそれがあった。第1圧縮機(101)の第1有効オイル空間(130)の容積(V1)を第2圧縮機(102)の第2有効オイル空間(140)の容積(V2)よりも大きくする。これにより、定常運転状態に移行するまでの間に、第1オイル溜り(13)のオイル面(S1)が下降しても、第1圧縮機(101)内にオイルを十分に確保することができ、流体機械として高い信頼性を実現することができる。

WO 2009/141956 A1

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

明 細 書

発明の名称： 流体機械および冷凍サイクル装置

技術分野

[0001] 本発明は、給湯機や空調機等に用いられる流体機械およびこれを用いた冷凍サイクル装置に関する。

背景技術

[0002] 近年、冷凍サイクル装置の更なる高効率化を図る手段として、膨張弁に代えて膨張機構を用い、冷媒（作動流体）が膨張する過程でその圧力エネルギーを膨張機構によって動力の形で回収し、その回収分だけ圧縮機構の駆動に要する電力を低減する動力回収式の冷凍サイクル装置が提案されている。このような冷凍サイクル装置では、電動機、圧縮機構、および膨張機構がシャフトで連結された膨張機一体型圧縮機が用いられる。

[0003] ところで、膨張機一体型圧縮機では、圧縮機構と膨張機構とがシャフトによって連結されているので、運転条件によっては、圧縮機構の押しのけ量が不足したり膨張機構の押しのけ量が不足したりすることがある。そこで、圧縮機構の押しのけ量が不足するような運転条件でも回収動力を確保して冷凍サイクル装置のCOP（Coefficient of Performance）を高く維持できるようにするために、膨張機一体型圧縮機に加え、さらに第2の圧縮機を用いた冷凍サイクル装置も提案されている（例えば、特許文献1参照）。この冷凍サイクル装置では、冷凍サイクルの高圧を所定の目標値となるように第2の圧縮機が運転される。

[0004] 図8は、特許文献1に記載された冷凍サイクル装置を示す構成図である。図8に示すように、膨張機一体型圧縮機220および第2の圧縮機230を用いた冷凍サイクル装置は、冷媒回路210と、制御手段であるコントローラ250とを備えている。冷媒回路210中では、室内熱交換器211と室外熱交換器212との間に、膨張機一体型圧縮機220の第1圧縮機構221と第2の圧縮機230の第2圧縮機構231とが並列に配置されている。

また、第1圧縮機構221は、電動機222および膨張機構223とシャフトで連結されており、第2圧縮機構231は、電動機232とシャフトで連結されている。

[0005] コントローラ250は、冷凍サイクルの高圧が所定の目標値となるように、第2の圧縮機230の制御を行う。具体的に、このコントローラ250は、高圧Phの測定値が目標値よりも高ければ、電動機232の回転速度を低下させて第2圧縮機構231の吐出量を削減し、逆に、高圧Phの測定値が目標値よりも低ければ、電動機232の回転速度を上昇させて第2圧縮機構231の吐出量を増大させる。

[0006] 従って、第1圧縮機構221だけでは押しのけ量が不足するような運転条件においても、第2圧縮機構231を駆動することで押しのけ量の不足分を補うことができ、COPを高く保ちながら冷凍サイクル装置の運転を継続することができる。

[0007] ところで、冷凍サイクル装置の高出力化のために、圧縮機を複数台用いた冷凍サイクル装置もある。例えば、特許文献2には、図9に示すような冷凍サイクル装置が開示されている。この冷凍サイクル装置は、2台の圧縮機320、330が並列に配置された冷媒回路310を備えている。圧縮機320、330の内部には、圧縮機構の摺動部分の潤滑およびシールに使用されるオイルが溜められている。このような冷凍サイクル装置では、双方の圧縮機320、330のオイル保持量の均衡が崩れると、信頼性および効率の面で問題となる。その問題を解決するために、特許文献2に開示された冷凍サイクル装置では、双方の圧縮機320、330のオイル保持量を均衡させる構造が採用されている。

[0008] すなわち、図9に示すように、圧縮機320、330の冷媒吐出側配管には、オイルセパレータ311が設けられ、そのオイルセパレータ311から圧縮機320、330の冷媒吸込側配管にかけてオイルバイパス管312が設けられている。また、図10に示すように、圧縮機320、330の下部同士は、均油管350で相互に連結されており、均油管350を通じて圧縮

機 3 2 0, 3 3 0 同士の間のオイルの流通が可能となっている。さらに、冷凍サイクルの高圧側配管には、圧力センサー 3 1 5 が設けられている。

[0009] そして、圧縮機 3 2 0, 3 3 0 の 2 台運転時、均油運転として以下の運転が行われる。

[0010] 一方の圧縮機 3 2 0 の運転周波数をまず一定値だけステップアップし、設定時間 t_a が経過するまでの間、圧力センサー 3 1 5 の検出圧力 P_d が変化しないように、他方の圧縮機 3 3 0 の運転周波数を下げる。設定時間 t_a が経過したら、一方の圧縮機 3 2 0 の運転周波数を一定値だけステップダウンし、同じく設定時間 t_a が経過するまでの間、圧力センサー 3 1 5 の検出圧力 P_d が変化しないように他方の圧縮機 3 3 0 の運転周波数を上げる。こうして、再び設定時間 t_a が経過したら、圧縮機 3 2 0, 3 3 0 の運転周波数を元に戻す。そして、設定時間 t_b が経過する毎に、上記ステップアップ、ステップダウンの均油運転を繰り返す。

[0011] このように、圧縮機 3 2 0, 3 3 0 同士を均油管 3 5 0 で連結するとともに、圧縮機 3 2 0, 3 3 0 の 2 台運転時、圧縮機 3 2 0, 3 3 0 の運転周波数を交互に上下させることにより、圧縮機 3 2 0, 3 3 0 のオイルが均油管 3 5 0 を通じて効率よく流通し、双方の圧縮機 3 2 0, 3 3 0 のオイル保持量の均衡が保たれるようになる。

先行技術文献

特許文献

[0012] 特許文献1：特開 2 0 0 4 - 2 1 2 0 0 6 号公報

特許文献2：特開平 1 - 1 2 7 8 6 5 号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0013] しかしながら、図 8 に示す特許文献 1 に記載された動力回収式の冷凍サイクル装置に対して、膨張機一体型圧縮機 2 3 0 と第 2 の圧縮機 2 3 0 とを均油管で相互に連結し、特許文献 2 に記載されたような均油運転を行ってオイ

ル保持量の均衡を図ろうとしても、第1圧縮機220と第2圧縮機230とは非対称な流体機械であるために十分な均油効果は得られない。すなわち、回転機械が第2圧縮機構231一つである第2圧縮機230に比べ、膨張機一体型圧縮機220は、第1圧縮機構221に加え膨張機構223も備えているためにオイルの利用量が多い。そのため、一定時間毎に運転周波数を交互に上下させたとしても、第1圧縮機220内のオイル保持量が減少してしまい、オイルが圧縮機構または膨張機構の摺動部分に十分に供給されなくなるおそれがある。そうすると、信頼性が低下することになる。

[0014] 本発明はかかる点に鑑みてなされたものであり、本発明の目的は、膨張機構と複数の圧縮機構を備えた信頼性の高い流体機械を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0015] 前記目的を達成するために、本発明は、底部に第1オイル溜りが形成され、前記第1オイル溜りよりも上側の内部空間が作動流体で満たされる第1密閉容器と、前記第1密閉容器内に配置された第1電動機と、前記第1密閉容器内に配置された、作動流体を圧縮する第1圧縮機構と、前記第1密閉容器内に配置された、膨張する作動流体から動力を回収する膨張機構と、前記第1電動機と前記第1圧縮機構と前記膨張機構とを連結する第1シャフトと、前記第1オイル溜りのオイルを第1オイル吸入口から吸い込み、前記第1シャフトに設けられた前記第1オイル溜りよりも上側に延びる第1オイル供給路を通じて前記第1圧縮機構と前記膨張機構の一方または双方に供給する第1オイルポンプと、前記第1密閉容器内の空間を上下に仕切るように配置された、前記第1密閉容器内の作動流体の流動に伴って前記第1オイル溜りのオイルが流動することを抑制する第1抑制部材と、底部に第2オイル溜りが形成され、前記第2オイル溜りよりも上側の内部空間が作動流体で満たされる第2密閉容器と、前記第2密閉容器内に配置された第2電動機と、前記第2密閉容器内に配置された、作動流体を圧縮する第2圧縮機構であって、前記第1密閉容器と前記第2密閉容器とが互いに配管で接続されることにより作動流体回路中で前記第1圧縮機構と並列に接続される第2圧縮機構と、前

記第 2 電動機と前記第 2 圧縮機構とを連結する第 2 シャフトと、前記第 2 オイル溜りのオイルを第 2 オイル吸入口から吸い込み、前記第 2 シャフトに設けられた第 2 オイル供給路を通じて前記第 2 圧縮機構に供給する第 2 オイルポンプと、前記第 2 密閉容器内の空間を上下に仕切るように配置された、前記第 2 密閉容器内の作動流体の流動に伴って前記第 2 オイル溜りのオイルが流動することを抑制する第 2 抑制部材と、を備え、前記第 1 密閉容器内における前記第 1 抑制部材から前記第 1 オイル吸入口までの第 1 有効オイル空間の容積は、前記第 2 密閉容器内における前記第 2 抑制部材から前記第 2 オイル吸入口までの第 2 有効オイル空間の容積よりも大きく設定されている、流体機械を提供する。

[0016] また、本発明は、上記の流体機械が組み込まれた作動流体回路を備え、前記作動流体回路中には、前記第 1 圧縮機構と前記第 2 圧縮機構とが並列に配置されており、この作動流体回路には、作動流体として二酸化炭素が充填されている、冷凍サイクル装置を提供する。

発明の効果

[0017] 上記の構成によれば、第 1 有効オイル空間の容積が第 2 有効オイル空間の容積よりも大きく設定されていて、第 1 オイル吸入口よりも上側には十分な量のオイルが確保されるようになる。このため、双方の圧縮機が運転されて、第 1 オイル溜りのオイル面が下がったとしても、第 1 オイル溜りのオイルを第 1 オイルポンプによって圧縮機構または膨張機構に十分に供給することができる。従って、本発明によれば、信頼性の高い流体機械を実現することができる。

図面の簡単な説明

[0018] [図1]本発明の第 1 実施形態に係る流体機械を用いた冷凍サイクル装置を示す概略構成図

[図2]第 1 実施形態の第 1 圧縮機の縦断面図

[図3]図 3 A は IIIA-III A 線での横断面図、図 3 B は図 2 の IIIB-IIIB 線での横断面図

[図4] 第1実施形態の第2圧縮機の縦断面図

[図5] 図1に示した冷凍サイクル装置の起動直後におけるオイル流動状態図

[図6] 図6Aは流体機械における運転時間経過に伴うオイル流量の変化図、図

6Bは流体機械における運転時間経過に伴うオイル面高さの変化図

[図7] 図1に示した冷凍サイクル装置の定常状態におけるオイル流動状態図

[図8] 従来の冷凍サイクル装置を示す構成図

[図9] 従来の他の冷凍サイクル装置を示す構成図

[図10] 図9に示した冷凍サイクル装置における、圧縮機および均油管を示す斜視図

発明を実施するための形態

[0019] 以下、本発明の実施の形態について、図面を参照しながら説明する。

[0020] (第1実施形態)

図1は、本発明の第1実施形態に係る流体機械105を用いた冷凍サイクル装置を示している。この冷凍サイクル装置は、流体機械105が組み込まれた冷媒回路（作動流体回路）103を備えている。冷媒回路103は、第1圧縮機（膨張機一体型圧縮機）101、第2圧縮機102、放熱器4、蒸発器6、およびこれらの機器を接続する第1～第4配管（冷媒配管）3a～3dで構成されている。本実施形態では、第1圧縮機101と第2圧縮機102とは、均油管25により互いに連結されており、第1圧縮機101、第2圧縮機102、および均油管25によって流体機械105が構成されている。

[0021] 具体的に、第1圧縮機101の第1吐出管19および第2圧縮機102の第2吐出管20は、2本の枝管が1本の本管になる第1配管3aを介して放熱器4に接続されている。放熱器4は、第2配管3bを介して第1圧縮機101の膨張側吸入管21に接続されている。第1圧縮機101の膨張側吐出管22は、第3配管3cを介して蒸発器6に接続されている。蒸発器6は、1本の本管が2本の枝管になる第4配管3dを介して第1圧縮機101の第1吸入管7および第2圧縮機102の第2吸入管8に接続されている。

[0022] 第1圧縮機101は、互いに第1シャフト23により連結された第1圧縮機構1、第1電動機11、および膨張機構5を収容する第1密閉容器9を有している。第2圧縮機構102は、互いに第2シャフト24により連結された第2圧縮機構2および第2電動機12を収容する第2密閉容器10を有している。そして、第1圧縮機構1で圧縮された作動流体（冷媒）および第2圧縮機構2で圧縮された作動流体は、それぞれ第1吐出管19および第2吐出管20を通じて第1密閉容器9および第2密閉容器10外に吐出される。第1密閉容器9外に吐出された作動流体と第2密閉容器10外に吐出された作動流体は、第1配管3aを流れる途中で合流し、放熱器4で放熱した後に膨張機構5に導かれる。膨張機構5に導かれた作動流体は、ここで膨張する。このとき、膨張機構5は、膨張する作動流体から動力を回収する。膨張した作動流体は、吸熱器6で吸熱した後に、第4配管3dを流れる途中で分流し、第1圧縮機構1および第2圧縮機構2に導かれる。すなわち、第1密閉容器9と第2密閉容器10とが第1配管3aおよび第4配管3dによって互いに接続されることにより、第1圧縮機構1と第2圧縮機構2とが冷媒回路103中に並列に配置されている。換言すれば、冷媒回路103中では、第1圧縮機構1は第2圧縮機構2と並列に接続されている。

[0023] 冷媒回路103には、高圧部分（第1圧縮機構1と第2圧縮機構2から放熱器4を経て膨張機構5に至る部分）において超臨界状態となる作動流体が充填されている。本実施形態では、そのような作動流体として冷媒回路103に二酸化炭素（CO₂）が充填されている。ただし、作動流体の種類は特に限定されるものではない。作動流体は、運転時に超臨界状態とならない作動流体（例えばフロン系の作動流体等）であってもよい。

[0024] また、本発明の流体機械が組み込まれる冷媒回路103は、作動流体を一方方向にのみ流通させる冷媒回路に限られない。本発明の流体機械は、作動流体の流通方向の変更が可能な冷媒回路に設けられていてもよく、例えば、四方弁等を有することによって暖房運転および冷房運転の切り替えが可能な冷媒回路に設けられていてもよい。

[0025] <第1圧縮機>

次に、図2を参照して、第1圧縮機101について詳細に説明する。

[0026] 第1密閉容器9は、上端部および下端部が塞がれた上下方向に延びる円筒状の形状を有している。第1密閉容器9の底部には、オイルが溜まることにより第1オイル溜り13が形成されており、第1密閉容器9の第1オイル溜り13よりも上側の内部空間は、第1圧縮機構1から吐出された作動流体で満たされている。膨張機構5は、第1密閉容器9内の下側位置に配置されていて第1オイル溜り13中に浸されており、第1圧縮機構1は、第1密閉容器9内の上側位置に配置されている。そして、第1シャフト23は、第1圧縮機構1と膨張機構5に跨って上下方向に延びている。また、第1密閉容器9内には、第1圧縮機構1と膨張機構5との間に、第1電動機11、第1オイル流動抑制板（第1抑制部材）17、第1オイルポンプ15、および断熱部材37が上から下に向かってこの順に配置されている。

[0027] 第1シャフト23の内部には、第1オイル溜り13よりも上側に延びて、第1オイルポンプ15からのオイルを第1圧縮機構1に導く第1オイル供給路23eが形成されている。より詳しくは、第1シャフト23は、上側シャフト23aと下側シャフト23bで構成されており、これらのシャフト23a、23bは第1オイル流動抑制板17よりも少し下側位置で連結部材26によって互いに連結されている。そして、第1オイル供給路23eは、上側シャフト23aを軸方向に貫通する上側オイル経路23cと、下側シャフト23bの上端面から下方に延び、下側シャフト23bの側面に開口する下側オイル経路23dとで構成されている。また、下側シャフト23bの内部には、当該下部シャフト23bの下端面から膨張機構5の各摺動部分にオイルを導く膨張機構側オイル供給路23fが形成されている。

[0028] 圧縮機構1は、第1密閉容器9の内周面に溶接等により固定されている。本実施形態では、圧縮機構1はスクロール式のものである。ただし、圧縮機構1の形式等は何ら限定されるものではなく、例えばロータリ式圧縮機等を用いることも可能である。

- [0029] より詳しくは、圧縮機構 1 は、固定スクロール 5 1 と、固定スクロール 5 1 と軸方向に対向する可動スクロール 5 2 と、上側シャフト 2 3 a の上部を支持する軸受部材 5 3 とを備えている。固定スクロール 5 1 および可動スクロール 5 2 には、互いに噛み合う渦巻形状（例えばインボリュート形状等）のラップ 5 1 a, 5 2 a が形成されており、これらのラップ 5 1 a とラップ 5 2 a の間に、渦巻状の圧縮室 5 8 が区画されている。固定スクロール 5 1 の中央部には、リード弁 6 4 により開閉される吐出孔 5 1 b が設けられている。可動スクロール 5 2 の下側には、可動スクロール 5 2 の回転を防止するオルダムリング 6 0 が配置されている。上側シャフト 2 3 a の上端部には偏心部が形成されており、この偏心部に可動スクロール 5 2 が嵌合している。そのため、可動スクロール 5 2 は、上側シャフト 2 3 a の軸心から偏心した状態で旋回する。また、可動スクロール 5 2 には、第 1 オイル供給路 2 3 e から供給されるオイルを各摺動部分に導くオイル分配路 5 2 b が設けられている。
- [0030] 固定スクロール 5 1 の上側には、カバー 6 2 が設けられている。固定スクロール 5 1 および軸受部材 5 3 には、カバー 6 2 で覆われる位置に、これらを上下に貫通する吐出路 6 1 が形成されている。また、固定スクロール 5 1 および軸受 5 3 には、カバー 6 2 の外側の位置に、これらを上下に貫通する流通路 6 3 が形成されている。このような構成により、圧縮室 5 8 で圧縮された作動流体は、吐出孔 5 1 b からカバー 6 2 内の空間にいったん吐出された後、吐出路 6 1 を通じて第 1 圧縮機構 1 の下方に吐出される。そして、第 1 圧縮機構 1 の下方の作動流体は、流通路 6 3 を通じて第 1 圧縮機構 1 の上方に導かれる。
- [0031] 第 1 吸入管 7 は、第 1 密閉容器 9 の側部を貫通し、固定スクロール 5 1 に接続されている。これにより、第 1 吸入管 7 は第 1 圧縮機構 1 の吸入側に接続されている。第 1 吐出管 1 9 は、第 1 密閉容器 9 の上部を貫通しており、第 1 吐出管 1 9 の下端は、第 1 密閉容器 9 内の第 1 圧縮機構 1 の上方の空間に開口している。

- [0032] 第1電動機11は、上側シャフト23aの中途部に固定された回転子11aと、回転子11aの外周側に配置された固定子11bとから構成されている。固定子11bは、第1密閉容器9の内周面に固定されている。固定子11bは、モータ配線65を介して端子66に接続されている。この第1電動機11によって上側シャフト23aが回転させられることにより、第1圧縮機構1が駆動される。
- [0033] 第1オイル流動抑制板17は、第1オイル溜り13よりも少し上側位置（運転停止時）に、第1密閉容器9内の空間を上下に、すなわち上側空間9aと下側空間9bとに仕切るように配置されている。本実施形態では、第1オイル流動抑制板17は、第1密閉容器9の内径と略同一の直径を有する上下方向に扁平な円盤状の形状を有しており、周縁部が第1密閉容器9の内周面に溶接等で固定されている。そして、第1オイル流動抑制板17によって、第1密閉容器9内の作動流体の流動に伴って第1オイル溜り13のオイルが流動することが抑制されている。具体的には、上側空間9aを満たす作動流体は、第1電動機11の回転子11aの回転によって旋回流を形成するが、この旋回流が第1オイル溜り13のオイル面S1に至る前に第1オイル流動抑制板17で遮られるようになる。
- [0034] 本実施形態では、第1オイル流動抑制板17を介してオイルポンプ15、断熱部材37、および膨張機構5等が第1密閉容器9に固定されている。ただし、例えば、断熱部材37または膨張機構5の後述する上軸受部材29を第1密閉容器9に固定し、これを介してオイルポンプ15および第1オイル流動抑制板17を第1密閉容器9に固定することも可能である。この場合、第1オイル流動抑制板17は、第1密閉容器9の内径よりも僅かに小さな直径を有する円盤状になっていて、次に説明するオイル戻り路が第1オイル流動抑制板17の周縁部と第1密閉容器9の内周面の間の隙間によって構成されていてもよい。しかし、第1オイル流動抑制板17を第1密閉容器9に直接的に固定する構成であれば、機器の組み付けが容易になる。
- [0035] 第1オイル流動抑制板17の周縁部には、複数の貫通穴17aが設けられ

ており、これらの貫通穴 17 a によって上側空間 9 a から下側空間 9 b へオイルを流下させるオイル戻り路が構成されている。なお、貫通穴 17 a の数量および形状は、適宜選定可能である。また、第 1 オイル流動抑制板 17 の中心には、貫通孔 17 b が設けられている。そして、第 1 オイル流動抑制板 17 の下面には、貫通穴 17 b に嵌め込まれるようにして、上側シャフト 23 a の下部を支持する軸受部材 42 が取り付けられている。

[0036] 軸受部材 42 の下面には、連結部材 26 を收容する收容室 43 が設けられている。さらに、軸受部材 42 の下側には、所定の断面形状で上下方向に延び、その中心を下側シャフト 23 b が貫通する中間部材 41 が配置されており、この中間部材 41 によって收容室 43 が閉塞されている。

[0037] 第 1 オイルポンプ 15 は、中間部材 41 と断熱部材 37 とに挟まれている。本実施形態では、第 1 オイルポンプ 15 はロータリ式のものである。ただし、第 1 オイルポンプ 15 の形式等はなんら限定されるものではなく、例えばトロコイド型のギア式ポンプ等を用いることも可能である。

[0038] 具体的に、第 1 オイルポンプ 15 は、下側シャフト 23 b に形成された偏心部に嵌合して偏心運動するピストン 40 と、このピストン 40 を收容するハウジング（シリンダ）39 とを有している。ピストン 40 とハウジング 39 との間には三日月状の作動室 15 b が形成されており、この作動室 15 b は、上方から中間部材 41 で閉塞され、下方から断熱部材 37 で閉塞されている。ハウジング 39 には、作動室 15 b を第 1 オイル溜り 13 に開放する吸入路 15 c が設けられており、この吸入路 15 c の入口が第 1 オイル吸入口 15 a を構成している。また、中間部材 41 の下面には、オイルポンプ 15 から吐出されたオイルを第 1 オイル供給路 23 e の入口に導く案内路 41 a が形成されている。このため、第 1 シャフト 23 が回転すると、第 1 オイル溜り 13 のオイルは、第 1 オイルポンプ 15 によって第 1 オイル吸入口 15 a から吸い込まれた後に案内路 41 a に吐出されて、案内路 41 a および第 1 オイル供給路 23 e を通じて第 1 圧縮機構 1 に供給される。

[0039] ここで、第 1 密閉容器 9 内の空間のうち、鉛直方向において第 1 オイル流

動抑制板 17 から第 1 オイル吸入口 15 a までの、オイルで満たされうる部分を、第 1 有効オイル空間 130 と定義し、その容積を V_1 とする。すなわち、第 1 有効オイル空間 130 の容積 V_1 とは、鉛直方向において第 1 オイル流動抑制板 17 から第 1 オイル吸入口 15 a までの第 1 密閉容器 9 内の容積から、その領域における第 1 密閉容器 9 の内周面と対向する第 1 圧縮機 101 の構成部材（本実施形態では、軸受部材 42、中間部材 41、およびオイルポンプ 15 のハウジング 39）の占有体積を引いたものである。また、第 1 有効オイル空間 130 内に実際に存在するオイルの容量を v_1 とする。

[0040] 断熱部材 37 は、第 1 オイル溜り 13 を上層部 13 a と下層部 13 b とに仕切るとともに上層部 13 a と下層部 13 b との間でのオイルの流通を規制するものである。本実施形態では、断熱部材 37 は、第 1 密閉容器 9 の内径よりも僅かに小さな直径を有する上下方向に扁平な円盤状をなしており、断熱部材 37 と第 1 密閉容器 9 の内周面との間に形成された隙間を通じてオイルの流通が僅かに許容されている。そして、断熱部材 37 の中心を下側シャフト 23 b が貫通している。

[0041] なお、断熱部材 37 としては、上層部 13 a と下層部 13 b とを仕切るとともにこれらの間のオイルの流通を制限するものであればよく、その形状および構成は適宜選定可能である。例えば、断熱部材 37 の直径が第 1 密閉容器 9 の内径と一致していて、断熱部材 37 にオイルの流通を許容する貫通孔または端面からの切り込みが設けられていてもよい。あるいは、断熱部材 37 が複数の部品によって中空状（例えば、リール状）に形成されていて、その中にオイルが一旦保持されるようになっていてもよい。

[0042] 膨張機構 5 は、断熱部材 37 の下側に、スペーサ 38 を隔てて設置されている。このスペーサ 38 は、断熱部材 37 と膨張機構 5 との間に下層部 13 b のオイルで満たされる空間を形成する。スペーサ 38 によって確保された空間を満たすオイルは、それ自体が断熱材として働き、軸方向に温度成層を形成する。

[0043] 本実施形態では、膨張機構 5 は 2 段ロータリ式のものである。ただし、膨

張機構 5 の形式等は何ら限定されるものではなく、例えば、単段のロータリ膨張機、スクロール型膨張機、スライディングベーン型膨張機等の他形式の膨張機を用いることも可能である。

[0044] より詳しくは、膨張機 5 は、閉塞部材 36、下軸受部材 27、第 1 膨張部 28a、中板 30、第 2 膨張部 28b、および上軸受部材 29 を備えており、これらは下から上に向かってこの順に配置されている。第 2 膨張部 28b は、第 1 膨張部 28a よりも高さが高くなっている。本実施形態では、膨張側吸入管 21 および膨張側吐出管 22 が第 1 密閉容器 9 の側部を貫通して上軸受部材 29 に接続されている。

[0045] 図 3A に示すように、第 1 膨張部 28a は、下側シャフト 23b に形成された偏心部に嵌合する円筒状のピストン 32a と、このピストン 32a を収容する略円筒状のシリンダ 31a とを備えている。シリンダ 31a の内周面とピストン 32a の外周面との間には、第 1 流体室 33a が区画されている。また、シリンダ 31a には、径方向外側向きに延びるベーン溝 34c が形成され、このベーン溝 34c にはベーン 34a が摺動可能に挿入されている。また、シリンダ 31a のベーン 34a の背面側（径方向外側）には、ベーン溝 34c と連通し、径方向外側向きに延びる背面室 34h が形成されている。背面室 34h 内には、ベーン 34a をピストン 32a に向かって付勢するばね 35a が設けられている。ベーン 34a は、第 1 流体室 33a を高压側流体室 V_H1 と低压側流体室 V_L1 とに仕切っている。

[0046] 図 3B に示すように、第 2 膨張部 28b は、第 1 膨張部 28a とほぼ同様の構成を有している。すなわち、第 2 膨張部 28b は、下側シャフト 23b に形成された偏心部に嵌合する円筒状のピストン 32b と、このピストン 32b を収容する略円筒状のシリンダ 31b とを備えている。シリンダ 31b の内周面とピストン 32b の外周面との間には、第 2 流体室 33b が区画されている。シリンダ 31b にも、径方向外側向きに延びるベーン溝 34d が形成され、このベーン溝 34d にはベーン 34b が摺動可能に挿入されている。また、シリンダ 31b のベーン 34b の背面側には、ベーン溝 34d と

連通し、径方向外側向きに延びる背面室 34 i が形成されている。背面室 34 i 内には、ベーン 34 b をピストン 32 b に向かって付勢するばね 35 b が設けられている。ベーン 34 b は、第 2 流体室 33 b を高圧側流体室 V H 2 と低圧側流体室 V L 2 とに仕切っている。

[0047] 図 2 に戻って、下軸受部材 27 は、下側シャフト 23 b を支持するとともに、第 1 流体室 33 a を下方から閉塞している。この下軸受部材 27 の下面には、導入路 31 c を通じて膨張側吸入管 21 と連通する膨張前流体室 27 b が設けられており、この膨張前流体室 27 b が閉塞部材 36 で閉塞されている。また、下軸受部材 27 には、膨張前流体室 27 b から第 1 膨張部 28 a の高圧側流体室 V H 1 に作動流体を流入させる吸入ポート 27 a が設けられている。

[0048] 中板 30 は、第 1 流体室 33 a を上方から閉塞し、第 2 流体室 33 b を下方から閉塞している。また、中板 30 には、第 1 膨張部 28 a の低圧側流体室 V L 1 と第 2 膨張部 28 b の高圧側流体室 V H 2 とを連通して膨張室を構成する連通路 30 a が形成されている。

[0049] 上軸受部材 29 は、下側シャフト 23 b を支持するとともに、第 2 流体室 33 b を上方から閉塞している。また、上軸受部材 29 には、第 2 膨張部 28 b の低圧側流体室 V L 2 から膨張側吐出管 22 に作動流体を導出させる吐出ポート 29 a が設けられている。

[0050] 次に、第 1 圧縮機 101 内のオイルの循環について説明する。

[0051] 第 1 オイル溜り 13 の上層部 13 a のオイルは、第 1 オイルポンプ 15 によって第 1 オイル供給路 23 e を通じて第 1 圧縮機構 1 に供給される。その途中、上側シャフト 23 a と下側シャフト 23 b との連結部分では、連結部材 26 と上側シャフト 23 a および下側シャフト 23 b との間の僅かの隙間からオイルが漏れ出るおそれがあるが、連結部材 26 を収容する収容室 43 は軸受部材 42 と中間部材 41 とで閉塞されているため、安定して第 1 圧縮機構 1 へオイルを供給することができる。さらに、第 1 圧縮機構 1 へ供給されたオイルは、部品間のシールおよび潤滑に使用された後、一部は作動流体

と共に吐出路 6 1 を通じて吐出され、残りは軸受部材 5 3 および上側シャフト 2 3 a を潤滑しながら回転子 1 1 a の上端に流れ落ちる。その後、第 1 圧縮機構 1 の下方に排出されたオイルは、作動流体と共に、第 1 電動機 1 1 の下方に移動する。ここで、重力および遠心力により作動流体から分離されたオイルは、第 1 オイル流動抑制板 1 7 の貫通穴 1 7 a を通って、再び第 1 オイル溜り 1 3 へと戻る。一方、作動流体から分離されなかったオイルは、作動流体と共に、流通路 6 3 等を通して第 1 圧縮機構 1 の上方に導かれ、第 1 吐出管 1 9 から第 1 配管 3 a に吐出される。

[0052] 一方、膨張機構 5 へのオイルの供給は、下側シャフト 2 3 b 内に設けられた膨張機構側オイル供給路 2 3 f によって第 1 オイル溜り 1 3 の下層部 1 3 b からオイルが汲み上げられることにより行われる。膨張機構 5 へ供給されたオイルは、部品間のシールおよび潤滑に使用される。このとき、オイルの一部はピストン 3 2 a, 3 2 b およびベーン 3 4 a, 3 4 b の周囲の隙間を通して、第 1 流体室 3 3 a および第 2 流体室 3 3 b 内に流入する。流入したオイルは、膨張側吐出管 2 2 から第 3 配管 3 c に吐出される。

[0053] <第 2 圧縮機>

次に、図 4 を参照して、第 2 圧縮機 1 0 2 について詳細に説明する。

[0054] 第 2 密閉容器 1 0 は、上端部および下端部が塞がれた上下方向に延びる円筒状の形状を有している。本実施形態では、第 2 密閉容器 1 0 の内径は、第 1 密閉容器 9 の内径と同じになっている。第 1 密閉容器 1 0 の底部には、オイルが溜まることにより第 2 オイル溜り 1 4 が形成されており、第 2 密閉容器 1 0 の第 2 オイル溜り 1 4 よりも上側の内部空間は、第 2 圧縮機構 2 から吐出された作動流体で満たされている。第 2 密閉容器 1 0 内には、第 2 圧縮機構 2、第 2 電動機 1 2、第 2 オイル流動抑制板（第 2 抑制部材） 1 8、および第 2 オイルポンプ 1 6 が上から下に向かってこの順に配置されている。そして、第 2 シャフト 2 4 は、第 2 圧縮機構 2 と第 2 オイルポンプ 1 6 とに跨って上下方向に延びている。

[0055] 第 2 シャフト 2 4 の内部には、当該第 2 シャフト 2 4 を軸方向に貫通して

、第2オイルポンプ16からのオイルを第2圧縮機構2に導く第2オイル供給路24aが形成されている。

[0056] 本実施形態では、第2圧縮機構2として、第1圧縮機構1と同じスクロール式の圧縮機構が用いられている。また、第2電動機12も第1電動機11と同じものである。そこで、第2圧縮機構2および第2電動機12の構成に関しては、第1圧縮機構1および第1電動機11と同部材には同一符号を付し、その説明を省略する。

[0057] 第2オイル流動抑制板18は、第2オイル溜り14よりも少し上側位置（運転停止時）に、第2密閉容器10内の空間を上下に、すなわち上側空間10aと下側空間10bとに仕切るように配置されている。本実施形態では、第2オイル流動抑制板18は、第2密閉容器10の内径と略同一の直径を有する上下方向に扁平な円盤状の形状を有しており、周縁部が第2密閉容器10の内周面に溶接等で固定されている。そして、第2オイル流動抑制板18によって、第2密閉容器10内の作動流体の流動に伴って第2オイル溜り14のオイルが流動することが抑制されている。具体的には、上側空間10aを満たす作動流体は、第2電動機12の回転子11aの回転によって旋回流を形成するが、この旋回流が第2オイル溜り14のオイル面S2に至る前に第2オイル流動抑制板18で遮られるようになる。

[0058] 第2オイル流動抑制板18の周縁部には、複数の貫通穴18aが設けられており、これらの貫通穴18aによって上側空間10aから下側空間10bへオイルを流下させるオイル戻り路が構成されている。なお、貫通穴18aの数量および形状は、適宜選定可能である。また、第2オイル流動抑制板18の中心には、貫通孔18bが設けられている。そして、第2オイル流動抑制板18の下面には、貫通穴18bに嵌め込まれるようにして、第2シャフト24の下部を支持する軸受部材44が取り付けられている。

[0059] 本実施形態の第2オイルポンプ16は、オイルギアポンプ45とオイル経路板46とで構成されている。オイルギアポンプ45は、軸受部材44の下面に設けられた凹部44a内に配置され、第2シャフト24の下端部に取り

付けられている。オイル経路板 46 は、軸受部材 44 に凹部 44 a を塞ぐように取り付けられている。オイル経路板 46 には、当該オイル経路板 46 を貫通してオイルギアポンプ 45 の作動室にオイルを導入させる吸入路 46 a と、オイルギアポンプ 45 の作動室から第 2 オイル供給路 24 a にオイルを導く吐出路 46 b とが形成されている。

[0060] また、本実施形態では、オイル経路板 46 の下側に、ロート状のオイルストレーナ 47 が配置されており、オイルストレーナ 47 の入口によって第 2 オイル吸入口 16 a が構成されている。なお、オイルストレーナ 47 は省略可能である。この場合、オイル経路板 46 の吸入路 46 a の下端が第 2 オイル吸入口 16 a を構成することになる。また、第 2 オイルポンプ 16 の形式等はなんら限定されるものではなく、例えば第 1 オイルポンプ 15 と同様のロータリ式ポンプ等を用いることも可能である。

[0061] ここで、第 2 密閉容器 10 内の空間のうち、鉛直方向において第 2 オイル流動抑制板 18 から第 2 オイル吸入口 16 a までの、オイルで満たされうる部分を、第 2 有効オイル空間 140 と定義し、その容積を V_2 とする。すなわち、第 2 有効オイル空間 140 の容積 V_2 とは、鉛直方向において第 2 オイル流動抑制板 18 から第 2 オイル吸入口 16 a までの第 2 密閉容器 10 内の容積から、その領域における第 2 密閉容器 10 の内周面と対向する第 2 圧縮機 102 の構成部材（本実施形態では、軸受部材 44、オイルポンプ 16 のオイル経路板 46、およびストレーナ 47）の占有体積を引いたものである。また、第 2 有効オイル空間 140 内に実際に存在するオイルの容量を v_2 とする。

[0062] 次に、第 2 圧縮機 102 内のオイルの循環について説明する。

[0063] 第 2 シャフト 24 が回転すると、第 2 オイル溜り 14 のオイルは、第 2 オイルポンプ 16 によって第 2 オイル吸入口 16 a から吸い込まれた後に第 2 オイル供給路 24 a に吐出されて、第 2 オイル供給路 24 a を通じて第 2 圧縮機構 2 に供給される。その後のオイルの流動状況は、第 1 圧縮機 101 の圧縮機構 1 に関するオイル流動状況と同じである。

[0064] <第1圧縮機と第2圧縮機との関係>

次に、第1圧縮機101と第2圧縮機102との関係について説明する。

[0065] 第1オイル流動抑制板17と第2オイル流動抑制板18は、同一水平面に対して略同じ高さ位置にあり、水平方向に並んでいる。また、第1オイル溜り13と第2オイル溜り14とは、均油管25を通じて連通している。均油管25には均油管バルブ25aが設けられており、この均油管バルブ25aの開閉によって第1オイル溜り13と第2オイル溜り14との間でのオイルの流通を制限したり完全に禁止したりできるようになっている。そして、運転停止時に均油管バルブ25aが開かれると、第1オイル溜り13のオイル面S1と第2オイル溜り14のオイル面S2とが同一水平面上に保たれるようになる。すなわち、第1オイル流動抑制板17の下面から第1オイル溜り13のオイル面S1までの距離と第2オイル流動抑制板18の下面から第2オイル溜り14のオイル面S2までの距離とが同じになる。

[0066] また、第1密閉容器9内の第1有効オイル空間130の容積V1は、第2密閉容器10内の第2有効オイル空間140の容積V2よりも大きく設定されている。具体的には、第1オイル吸入口15aが第2オイル吸入口16aよりも下側に位置している。

[0067] ここで、流体機械105は、均油管25によって第1オイル溜り13のオイル面S1と第2オイル溜り14のオイル面S2とが同一水平面上に保たれた時に、第1有効オイル空間130のうち第1オイル溜り13のオイル面S1から下側の部分の容積が第2有効オイル空間130のうち第2オイル溜り14のオイル面S2から上側の部分の容積よりも大きくなるように構成されていることが好ましい。このようになっていれば、第1圧縮機101内のオイルが第2有効オイル空間140を満たすまで第2圧縮機102に移動しても、第1有効オイル空間130に、すなわち第1オイル吸入口15aの上側にオイルが残るようになるからである。

[0068] 次に、運転時での冷凍サイクル装置全体でのオイル流動状況と、第1圧縮機101の第1オイル溜り13および第2圧縮機102の第2オイル溜り1

4の各オイル面高さの変動の関係を、図5、図6A、図6B、図7を用いて説明する。図5は、冷凍サイクル装置において起動直後のオイル流動状態とオイル面高さを表した図で、図7は定常運転時のオイル流動状態とオイル面高さを表した図である。また、図6Aは、運転開始から定常状態になるまでの時間と各箇所におけるオイル流量の変動を表した図で、図6Bは、運転開始から定常状態になるまでの時間とそのときのオイル面高さの変化を表した図である。

[0069] 図5に示すように、第1圧縮機101と第2圧縮機102からは、吐出された作動流体と共にオイルが第1配管3aへと流出する。その時の第1吐出管19からのオイル質量流量を F_{d1} 、第2吐出管20からのオイル質量流量を F_{d2} とする。流出したオイルはその後、第1配管3a内で合流し、その時のオイル質量流量を F_{high} とすると、 $F_{high} = F_{d1} + F_{d2}$ の関係となる。一方、第1圧縮機101内の膨張機構5において、前述のとおりオイルは部品間を潤滑およびシールしながら膨張機構5内部へと流入し、その後膨張機構5に流入してくる作動流体とそれと伴流してくるオイルと合流し、膨張側吐出管22から第3配管3cに吐出される。その時の膨張機構5からのオイル質量流量を F_{exp} とし、膨張側吐出管22から吐出されるオイル質量流量を F_{low} とすると、 $F_{low} = F_{high} + F_{exp}$ の関係となる。その後、蒸発器6を通過して戻ってくるオイルは、第1吸入管7と第2吸入管8とに分流される。その時の第1吸入管7のオイル質量流量を F_{s1} 、第2吸入管8の質量流量を F_{s2} とする。ここで、本実施形態の説明において、第1圧縮機101と第2圧縮機102の回転数は同じとし、第4配管3dでオイルが二等分されるとすると、オイル質量流量の関係は、 $F_{s1} = F_{s2} = F_{low} / 2$ となる。また、運転開始時においては、第1オイル流動抑制板17から第1オイル溜り13のオイル面S1までの距離と第2オイル流動抑制板18から第2オイル溜り14のオイル面S2までの距離が同じであり、同形式の圧縮機構が同回転で運転するので、運転開始時の第1吐出管19からのオイル質量流量 F_{d1} と、第2吐出管20からのオイル質量流量 F_{d2} は、 $F_{d1} = F_{d2} = F_{high} / 2$ の

関係にある。

[0070] ここで、 F_{s2} に着目し、上述の関係から F_{s2} を F_{d2} を用いて表すと、

$$F_{s2} = F_{low} / 2 = (F_{high} + F_{exp}) / 2 = F_{d2} + F_{exp} / 2$$

となる。つまり $F_{d2} < F_{s2}$ となり、この差分($F_{exp} / 2$)が第2密閉容器10の内部に残ることになり、最終的には第2有効オイル空間140内のオイル容積 v_2 が増えて第2オイル溜り14のオイル面 S_2 が上昇する。逆に、第1密閉容器9からは前記の差分($F_{exp} / 2$)のオイルが流出することになり、最終的には第1有効オイル空間130内のオイル容積 v_1 が減り第1オイル溜り13のオイル面 S_1 が下降する。

[0071] 次に定常状態までの過渡時の状況を説明する。前述のように運転開始時はオイル質量流量のバランスにより、第2オイル溜り14のオイル面 S_2 は上昇し、反対に第1オイル溜り13のオイル面 S_1 は下降する。オイル面高さが上昇すると、密閉容器内部での作動流体とオイルの分離空間が縮小し、また密閉容器下部空間での作動流体流れとオイル面との距離が縮まるため、密閉容器からのオイル吐出流量が増加する。すなわちオイル面 S_2 が上昇する傾向にある第2圧縮機102のオイル吐出流量 F_{d2} は時間の経過と共に増加する。反対に、オイル面 S_1 が下降する傾向にある第1圧縮機101のオイル吐出流量 F_{d1} は時間の経過と共に減少する。なお、膨張機構5が消費するオイル流量 F_{exp} は回転数にのみ依存し、オイル面高さとは関連がないため、時間の経過によらず一定である。

[0072] さらに時間が経過し、第2オイル溜り14のオイル面高さが第2オイル流動抑制板18と同じ高さになった時($T = t_1$ 、 $V_2 = v_2$)、オイル面 S_2 は第2オイル流動抑制板18を越え、第2密閉容器10下部の作動流体流れに直接影響を受けることになる。そうすると、それ以降のオイル面高さの増加は急激に鈍化し、代わりにオイル吐出流量 F_{d2} が急増する。そして、オイル吐出流量 F_{d1} とオイル吐出流量 F_{d2} の差が、膨張機構5が消費するオイル流量 F_{exp} と等しくなったとき($F_{d2} - F_{d1} = F_{exp}$)、オイル面高

さの変動は止まり定常状態へと移行する（ $T = t_2$ ）。上記の状態を式で表すと、

$$F_{s2} = (F_{high} + F_{exp}) / 2 = (F_{d1} + F_{d2} + F_{exp}) / 2 = F_{d2}$$

であり、第2圧縮機102の吸入オイル流量 F_{s2} と吐出オイル流量 F_{d2} が等しくなり、オイル面高さの変動は停止する。

[0073] 以上のように、本実施形態によれば、第1圧縮機101の第1有効オイル空間130の容積 V_1 を第2圧縮機102の第2有効オイル空間140の容積 V_2 よりも大きく設定しているため、定常運転状態に移行するまでの間に、第1オイル溜り13のオイル面 S_1 が下降しても、第1オイル吸入口15aの上側に十分な量のオイルを確保することができ、高い信頼性を得ることができる。なお、上記のような課題解決の別手段として、複数の圧縮機間のオイル不均衡を許容するために各圧縮機のオイル保持量を各々極端に多くする方法も考えられるが、オイル保持量を多くすると圧縮機から吐出されるオイル量が増え、冷凍サイクル装置内の熱交換器内壁に付着し伝熱阻害を引き起こしたり、冷媒配管内の管壁にオイル膜が形成し、管流路面積が減少することで管の圧力損失が増え、膨張機構5で回収できる動力が減少したりすることで冷凍サイクル装置の効率を著しく低下させる要因になるため、好ましい方法とは言えない。

[0074] また、本実施形態によれば、第1圧縮機101と第2圧縮機102に同じ内径の密閉容器9、10を用いており、第1オイル流動抑制板17から第1オイル吸入口15aまでの距離を、第2オイル流動抑制板18から第2オイル吸入口16aまでの距離よりも長くしている。このため、比較的簡単な構成で、前記のような第1有効オイル空間130の容積 V_1 の設定を行うことができる。しかも、同じ内径の密閉容器とそれに対応する同じ圧縮機構を使用できるため、部品コストの削減および製造コストの削減効果を得ることができる。

[0075] また、本実施形態によれば、第1圧縮機101と第2圧縮機102を、均油管25によって連結しているため、運転停止時に均油管バルブ25aを開

放することにより、オイル溜り 13 とオイル溜り 14 との偏りを解消することができる。なお、運転時は、必ずしも均油管バルブ 25 a を閉じておく必要はなく、少し開いておくようにしてもよい。

[0076] また、本実施形態によれば、第 1 オイル流動抑制板 17 と第 2 オイル流動抑制板 18 とが水平方向に並んでいるので、均油時にオイル面 S 1, S 2 とオイル流動抑制板 17, 18 との間の距離を両圧縮機 101, 102 で同じにすることができる。このため、均油時には、第 1 オイル溜り 13 のオイル面 S 1 から第 1 オイル吸入口 15 a までの距離を、第 2 オイル溜り 14 のオイル面 S 2 から第 2 オイル吸入口 16 a までの距離よりも長く確保することができ、さらに信頼性を向上させることができる。

[0077] また、本実施形態によれば、2 段ロータリ式の膨張機構 5 を用いている。2 段ロータリ式の膨張機構は単段ロータリ式膨張機構に比べて高効率ではあるが、一方でオイル消費量が多いという特徴がある。本実施形態では、2 段ロータリ式膨張機構を用いてもオイル消費量の多さは問題にはならず、高い信頼性を確保しながら 2 段ロータリの利点を活かした高効率な動力回収を行うことができる。

[0078] また、本実施形態によれば、作動流体に CO₂ を使用している。CO₂ は他のフロン系冷媒に比べて比重が大きく、密閉容器の中でオイルを攪拌し、密閉容器外へオイルを持ち出す効果が高いが、本実施形態によれば、冷媒の比重が大きい場合でも、高い信頼性を確保することができる。

[0079] (変形例)

前記実施形態では、第 1 圧縮機 101 と第 2 圧縮機 102 とは同じ回転数としたが、異なる回転数の時にも同様の効果が得られることは言うまでもない。

[0080] また、均油管 25 がない場合は、停止時においても図 7 に示すようなオイルが偏った状態が保たれるだけであり、特に問題ないため、均油管 25 を省略することも可能である。ただし、均油管 25 を設けておけば、上述したように停止時に第 1 圧縮機 101 と第 2 圧縮機 102 とでオイル量をバランス

させることができる。

[0081] また、前記実施形態では、第1密閉容器9と第2密閉容器10で内径が同じである構成を主に示したが、内径の異なる密閉容器を用いたとしても、第1圧縮機101の第1有効オイル空間130の容積 V_1 を第2圧縮機102の第2有効オイル空間140の容積 V_2 よりも大きくしさえすれば、同様の効果を得ることは言うまでもない。

[0082] なお、軸受部材42を第1オイル流動抑制板17に一体に設けたものを第1抑制部材として用いることも可能である。このように下面に高低差のある第1抑制部材を用いた場合の第1有効オイル空間130は、第1抑制部材の下面のうち一番高い位置の部分から第1オイル吸入口15aまでとなる。同様に、軸受部材44を第2オイル流動抑制板18に一体に設けたものを第2抑制部材として用いることも可能であり、下面に高低差のある第2抑制部材を用いた場合には、第2抑制部材の下面のうち一番高い位置の部分から第2オイル吸入口16aまでが第2有効オイル空間140となる。

[0083] また、第1オイルポンプ15は、第1シャフト23の下端部に設けられていて、第1オイル溜り13のオイルが第1シャフトに設けられた第1オイル供給路を通じて膨張機構5と第1圧縮機構1の双方に供給されるようになっていてもよい。この場合、膨張機構5の上軸受部材29を第1オイル溜り13のオイル面S1よりも上側に位置させるとともに第1密閉容器9の内周面まで拡張して、この上軸受部材29で第1抑制部材を構成することも可能である。ただし、前記実施形態のように、第1オイルポンプ15および第1オイル吸入口15aが膨張機構5よりも上側に位置していれば、圧縮機構1を経由して比較的的高温となったオイルが膨張機構5の周囲に流れ込むことを抑制することができ、オイルを介した圧縮機構1から膨張機構5への熱移動を抑制することができる。

[0084] さらに、前記実施形態では、第1圧縮機構1と膨張機構5のオイル供給源として同じオイル溜り（オイルが連続的に繋がっている）を用いたが、このオイル溜りが部材等によって区画され、複数のオイル溜りであったとしても

、膨張機構 5 用のオイル溜りが第 1 圧縮機構 1 用のオイル溜りより先に枯渇しないような構成であるのならば、オイル溜りが連続的に繋がっているいなくにかかわらず、同様の効果を得ることができる。

[0085] また、前記実施形態では、第 1 圧縮機構 1 の下に膨張機構 5 が配置されているが、第 1 圧縮機 1 の上方に膨張機構 5 が存在する場合でも、同様の効果を得ることができるのは言うまでもない。例えば、圧縮機構 1 が第 1 密閉容器 9 内の下側位置に配置される場合、圧縮機構 1 の軸受部材 5 3 で第 1 抑制部材を構成してもよい。さらには、第 1 電動機 1 1 の位置もこれを問わず、第 1 電動機 1 1 の下に第 1 圧縮機構 1 と膨張機構 5 が存在するような場合でも、同様の効果を得ることができる。

[0086] また、第 2 圧縮機 1 0 1 の第 2 圧縮機構 2 と第 2 電動機 1 2 の配置が上下逆になっていてもよい。

[0087] さらに、本実施形態では、第 1 圧縮機 1 0 1 として第 1 シャフト 2 3 が鉛直方向に延びる縦型のものを用いたが、第 1 シャフト 2 3 が水平方向に延びる横型のものを用いても第 1 圧縮機構 1 と膨張機構 5 とでオイル溜りを共有するような構成であれば、同様の効果を得ることができることは言うまでもない。同様に、第 2 圧縮機 1 0 2 も横型のものであってもよい。

産業上の利用可能性

[0088] 本発明の流体機械は、冷凍サイクルにおける作動流体の膨張エネルギーを回収して動力回収を行う手段として有用である。

請求の範囲

[請求項1]

底部に第1オイル溜りが形成され、前記第1オイル溜りよりも上側の内部空間が作動流体で満たされる第1密閉容器と、

前記第1密閉容器内に配置された第1電動機と、

前記第1密閉容器内に配置された、作動流体を圧縮する第1圧縮機構と、

前記第1密閉容器内に配置された、膨張する作動流体から動力を回収する膨張機構と、

前記第1電動機と前記第1圧縮機構と前記膨張機構とを連結する第1シャフトと、

前記第1オイル溜りのオイルを第1オイル吸入口から吸い込み、前記第1シャフトに設けられた前記第1オイル溜りよりも上側に延びる第1オイル供給路を通じて前記第1圧縮機構と前記膨張機構の一方または双方に供給する第1オイルポンプと、

前記第1密閉容器内の空間を上下に仕切るように配置された、前記第1密閉容器内の作動流体の流動に伴って前記第1オイル溜りのオイルが流動することを抑制する第1抑制部材と、

底部に第2オイル溜りが形成され、前記第2オイル溜りよりも上側の内部空間が作動流体で満たされる第2密閉容器と、

前記第2密閉容器内に配置された第2電動機と、

前記第2密閉容器内に配置された、作動流体を圧縮する第2圧縮機構であって、前記第1密閉容器と前記第2密閉容器とが互いに配管で接続されることにより作動流体回路中で前記第1圧縮機構と並列に接続される第2圧縮機構と、

前記第2電動機と前記第2圧縮機構とを連結する第2シャフトと、

前記第2オイル溜りのオイルを第2オイル吸入口から吸い込み、前記第2シャフトに設けられた第2オイル供給路を通じて前記第2圧縮機構に供給する第2オイルポンプと、

前記第 2 密閉容器内の空間を上下に仕切るように配置された、前記第 2 密閉容器内の作動流体の流動に伴って前記第 2 オイル溜りのオイルが流動することを抑制する第 2 抑制部材と、を備え、

前記第 1 密閉容器内における前記第 1 抑制部材から前記第 1 オイル吸入口までの第 1 有効オイル空間の容積は、前記第 2 密閉容器内における前記第 2 抑制部材から前記第 2 オイル吸入口までの第 2 有効オイル空間の容積よりも大きく設定されている、流体機械。

[請求項2] 前記第 1 オイル溜りと前記第 2 オイル溜りとを連通する均油管をさらに備え、

前記流体機械は、前記均油管によって前記第 1 オイル溜りのオイル面と前記第 2 オイル溜りのオイル面とが同一水平面上に保たれた時に、前記第 1 有効オイル空間のうち前記第 1 オイル溜りのオイル面から下側の部分の容積が、前記第 2 有効オイル空間のうち前記第 2 オイル溜りのオイル面から上側の部分の容積よりも大きくなるように構成されている、請求項 1 に記載の流体機械。

[請求項3] 前記第 1 シャフトおよび前記第 2 シャフトは、上下方向に延びている、請求項 1 または 2 に記載の流体機械。

[請求項4] 前記第 1 密閉容器および前記第 2 密閉容器は、上端部および下端部が塞がれた上下方向に延びる円筒状の形状を有していて、前記第 1 密閉容器の内径は前記第 2 密閉容器の内径と同じになっており、

前記第 1 オイル吸入口は、前記第 2 オイル吸入口よりも下側に位置している、請求項 3 に記載の流体機械。

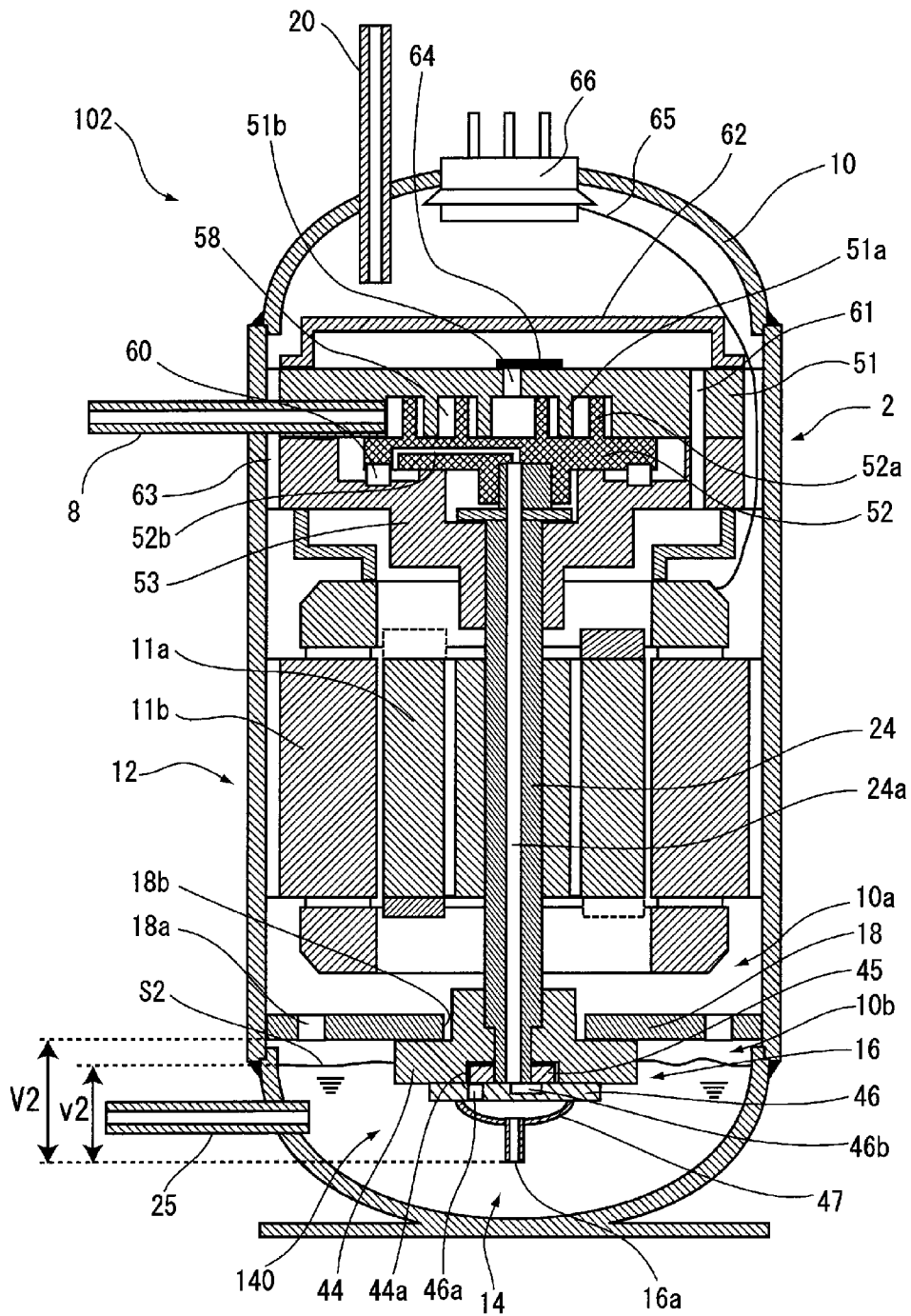
[請求項5] 前記第 1 抑制部材と前記第 2 抑制部材は、同一水平面に対して略同じ高さ位置にある、請求項 3 または 4 に記載の流体機械。

[請求項6] 前記膨張機構は、前記第 1 抑制部材よりも下側に配置されており、前記第 1 圧縮機構および前記第 1 電動機は、前記第 1 抑制部材よりも上側に配置されている、請求項 3～5 のいずれか一項に記載の流体機械。

- [請求項7] 前記第1電動機は、前記第1圧縮機構と前記第1抑制部材との間に位置している、請求項6に記載の流体機械。
- [請求項8] 前記第1オイルポンプは、前記第1抑制部材と前記膨張機構との間に配置されていて、前記第1オイル吸入口が前記膨張機構よりも上側に位置しており、
前記第1オイル溜りのオイルは、前記第1オイル供給路を通じて前記第1圧縮機構に供給される、請求項6または7に記載の流体機械。
- [請求項9] 前記第1オイルポンプと前記膨張機構との間に配置された、前記第1オイル溜りを上層部と下層部とに仕切るとともに前記上層部と前記下層部との間でのオイルの流通を規制する断熱部材をさらに備える、請求項8に記載の流体機械。
- [請求項10] 前記第2圧縮機構、前記第2電動機、前記第2抑制部材、および前記第2オイルポンプは、上から下に向かってこの順に配置されている、請求項3～9のいずれか一項に記載の流体機械。
- [請求項11] 前記第1圧縮機構および前記第2圧縮機構はスクロール式であり、前記膨張機構は2段ロータリ式である、請求項1～10のいずれか一項に記載の流体機械。
- [請求項12] 請求項1～11のいずれか一項に記載の流体機械が組み込まれた作動流体回路を備え、
前記作動流体回路中には、前記第1圧縮機構と前記第2圧縮機構とが並列に配置されており、この作動流体回路には、作動流体として二酸化炭素が充填されている、冷凍サイクル装置。

[図4]

FIG.4



[図6]

FIG.6A

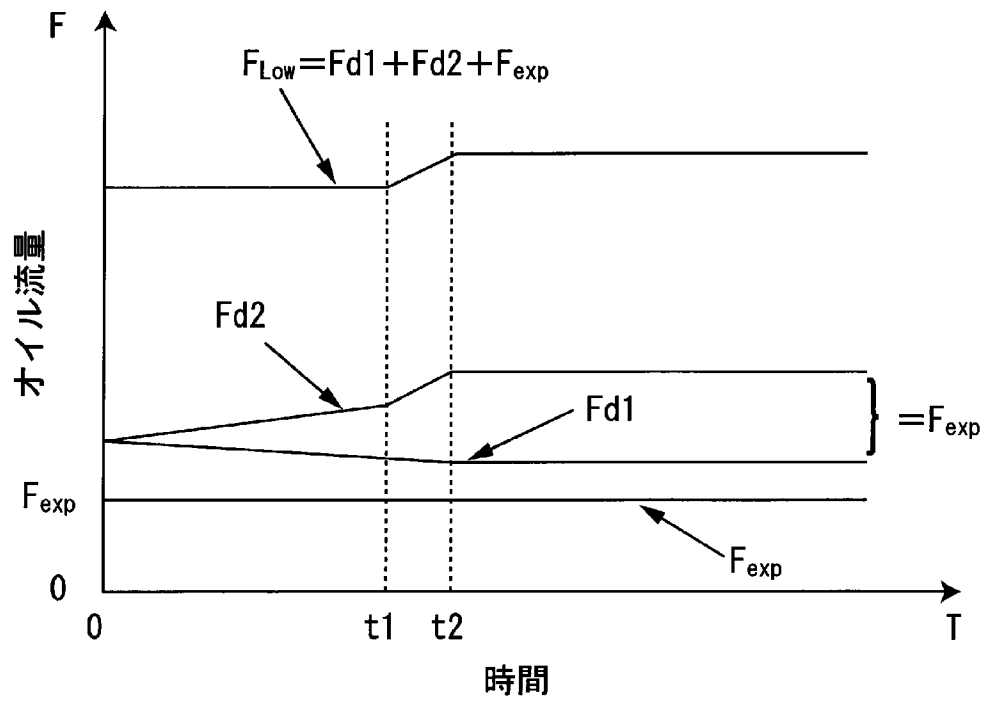
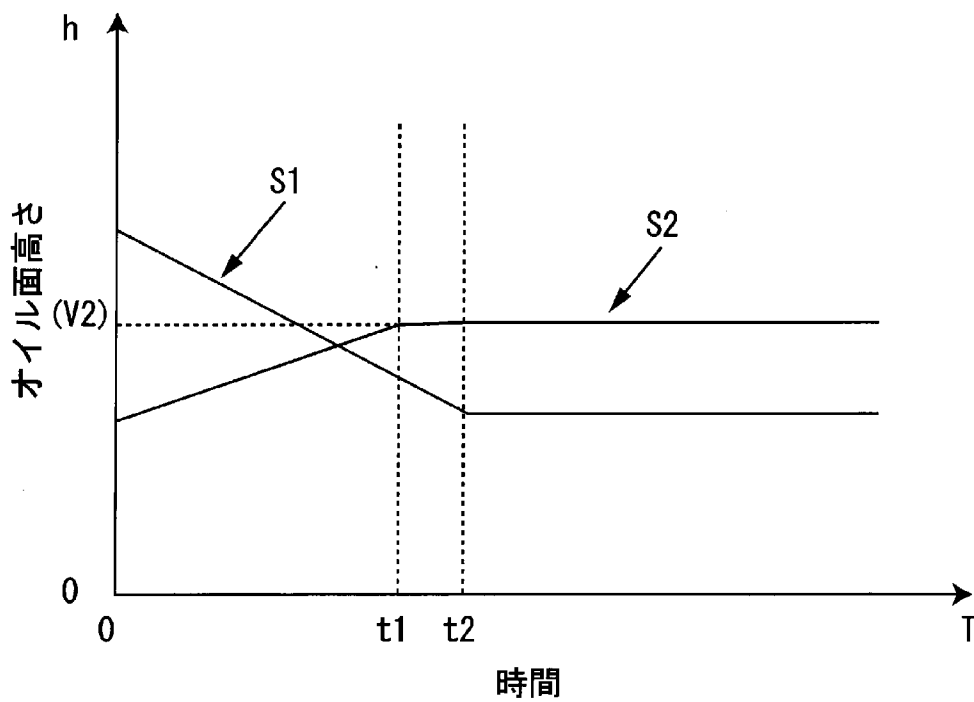
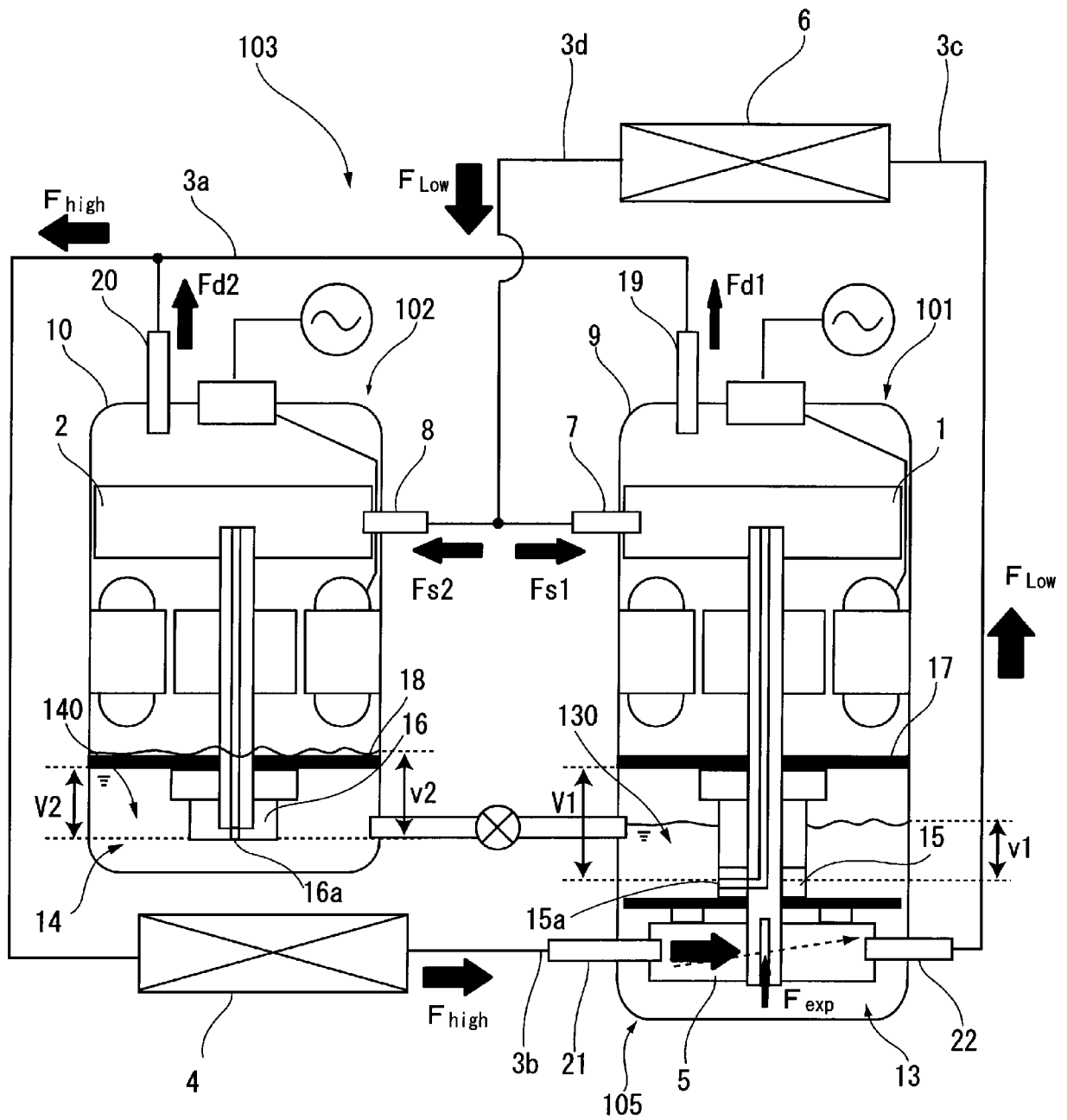


FIG.6B



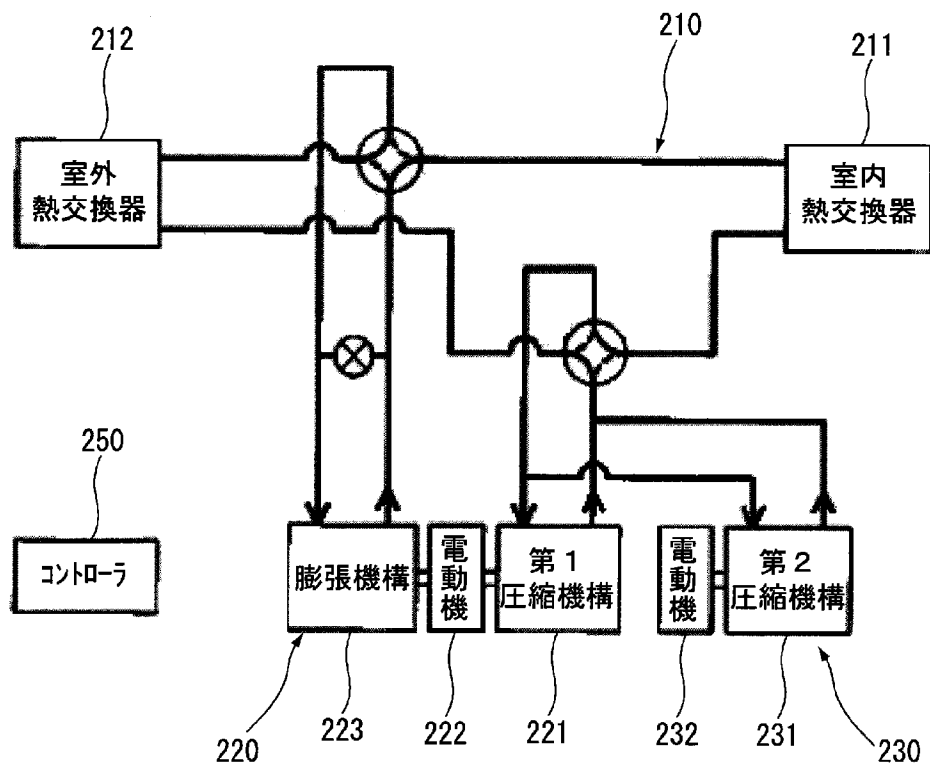
[図7]

FIG. 7



[図8]

FIG.8



[図9]

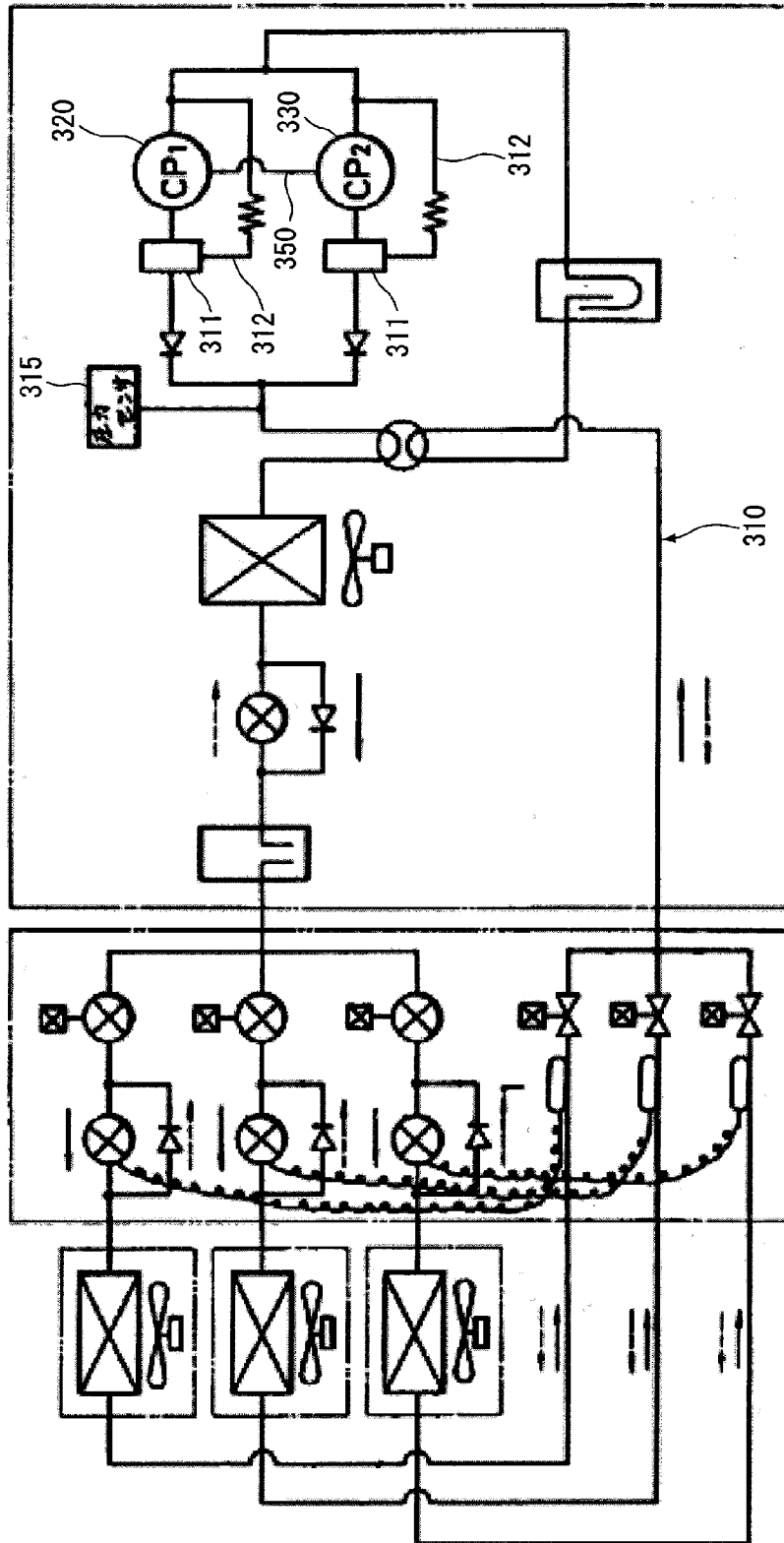
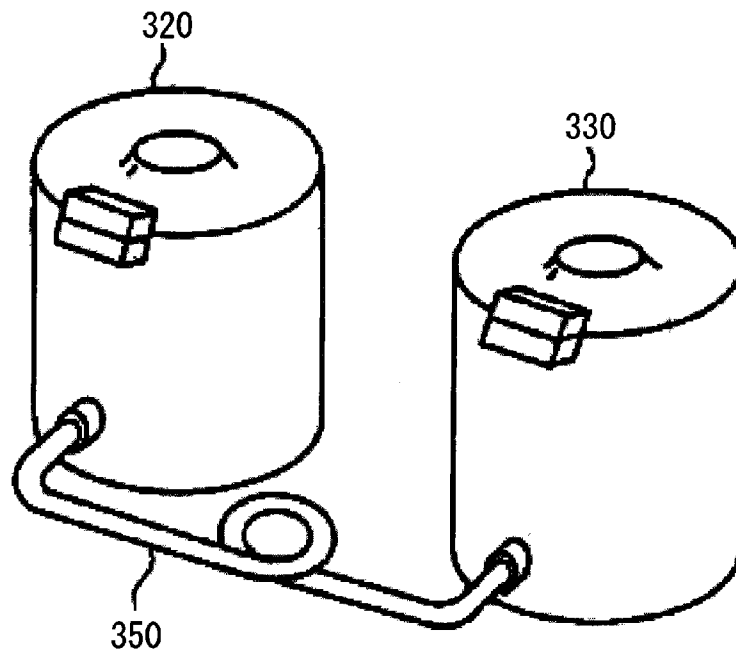


FIG.9

[FIG.10]

FIG.10



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2009/001706

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F04B41/06(2006.01)i, *F04B39/02*(2006.01)i, *F04C23/00*(2006.01)i, *F04C23/02*(2006.01)i, *F04C29/02*(2006.01)i, *F25B1/00*(2006.01)i
 According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED
 Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F04B41/06, *F04B39/02*, *F04C23/00*, *F04C23/02*, *F04C29/02*, *F25B1/00*,
F23B11/02, *F01C13/04*

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.
A	JP 2007-170765 A (Matsushita Electric Industrial Co., Ltd.), 05 July, 2007 (05.07.07), Par. Nos. [0013] to [0020]; Figs. 1, 2 (Family: none)	1-12
A	WO 2006/098165 A1 (Daikin Industries, Ltd.), 21 September, 2006 (21.09.06), Full text; all drawings & US 2008/0163642 A1 & EP 1860389 A1 & CN 101137873 A	1-12
A	JP 2008-116153 A (Matsushita Electric Industrial Co., Ltd.), 22 May, 2008 (22.05.08), Par. Nos. [0017] to [0032]; Figs. 1 to 6 (Family: none)	1-12

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 02 July, 2009 (02.07.09)	Date of mailing of the international search report 14 July, 2009 (14.07.09)
---	--

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

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2009/001706

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	CD-ROM of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 54215/1992 (Laid-open No. 46261/1994) (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 24 June, 1994 (24.06.94), Full text; all drawings & JP 5-78981 U	1-12

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F04B41/06(2006.01)i, F04B39/02(2006.01)i, F04C23/00(2006.01)i, F04C23/02(2006.01)i, F04C29/02(2006.01)i, F25B1/00(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F04B41/06, F04B39/02, F04C23/00, F04C23/02, F04C29/02, F25B1/00, F23B11/02, F01C13/04

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
A	JP 2007-170765 A (松下電器産業株式会社) 2007.07.05, 段落【0013】-【0020】, 図1, 2 (ファミリーなし)	1-12
A	WO 2006/098165 A1 (ダイキン工業株式会社) 2006.09.21, 全文, 全図 & US 2008/0163642 A1 & EP 1860389 A1 & CN 101137873 A	1-12
A	JP 2008-116153 A (松下電器産業株式会社) 2008.05.22, 段落【0017】-【0032】, 図1-6 (ファミリーなし)	1-12

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

02.07.2009

国際調査報告の発送日

14.07.2009

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)

加藤 一彦

30

4130

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 4-54215 号(日本国実用新案登録出願公開 6-46261 号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を記録した CD-ROM (三菱重工業株式会社) 1994.06.24, 全文, 全図 & JP 5-78981 U	1 - 1 2