

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5178892号  
(P5178892)

(45) 発行日 平成25年4月10日 (2013.4.10)

(24) 登録日 平成25年1月18日 (2013.1.18)

(51) Int.Cl.	F I
<b>F 2 5 B 1/10 (2006.01)</b>	F 2 5 B 1/10 H
<b>F 2 5 B 1/04 (2006.01)</b>	F 2 5 B 1/04 Y
<b>F 2 5 B 1/00 (2006.01)</b>	F 2 5 B 1/00 3 9 6 D
	F 2 5 B 1/00 3 8 1 Z

請求項の数 4 (全 26 頁)

(21) 出願番号	特願2011-182557 (P2011-182557)	(73) 特許権者	000006013
(22) 出願日	平成23年8月24日 (2011.8.24)		三菱電機株式会社
(62) 分割の表示	特願2009-516282 (P2009-516282) の分割		東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
原出願日	平成20年5月22日 (2008.5.22)	(74) 代理人	100110423
(65) 公開番号	特開2011-257133 (P2011-257133A)		弁理士 曾我 道治
(43) 公開日	平成23年12月22日 (2011.12.22)	(74) 代理人	100094695
審査請求日	平成23年8月24日 (2011.8.24)		弁理士 鈴木 憲七
(31) 優先権主張番号	特願2007-139472 (P2007-139472)	(74) 代理人	100111648
(32) 優先日	平成19年5月25日 (2007.5.25)		弁理士 梶並 順
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)	(74) 代理人	100122437
(31) 優先権主張番号	特願2008-86345 (P2008-86345)		弁理士 大宅 一宏
(32) 優先日	平成20年3月28日 (2008.3.28)	(74) 代理人	100147566
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)		弁理士 上田 俊一
		(74) 代理人	100161171
			弁理士 吉田 潤一郎

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 冷凍サイクル装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

第1圧縮機、膨張機で回収した回収動力で駆動する第2圧縮機、冷媒流路切換え手段、1つ以上の負荷側熱交換器、第1熱源側熱交換器、第2熱源側熱交換器から構成される冷凍サイクル装置において、

前記第1圧縮機と前記第2圧縮機が冷媒流路に直列に接続され、前記第2熱源側熱交換器は冷房運転時に前記第1圧縮機と前記第2圧縮機との間の流路に配置され、冷房運転時に前記第1および前記第2熱源側熱交換器は一体もしくはは列方向にフィンを共有しないように分割されており、前記第1および前記第2熱源側熱交換器の風速分布を考慮し、風速分布に応じ、前記第1および前記第2熱源側熱交換器の合計伝熱面積に対する前記第2熱源側熱交換器の伝熱面積の比を、COPが極大となる点を含む範囲に設定し、

全冷房運転、冷房主体運転、全暖房運転、暖房主体運転、の4つの運転モードを有し、全冷房運転時のみ膨張機による動力回収を行うことを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項2】

ファンを熱交換器よりも上部へ設置し、前記第2熱源側熱交換器を前記第1熱源側熱交換器よりも高い位置に配置し、前記伝熱面積の比を0.13~0.45となるように構成することを特徴とする請求項1に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項3】

ファンを熱交換器よりも上部へ設置し、前記第2熱源側熱交換器を前記第1熱源側熱交換器よりも低い位置に配置し、前記伝熱面積の比を0.32~0.60となるように構成

することを特徴とする請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置。

【請求項 4】

第 1 圧縮機、膨張機で回収した回収動力で駆動する第 2 圧縮機、冷媒流路切換え手段、1 つ以上の負荷側熱交換器、第 1 熱源側熱交換器、第 2 熱源側熱交換器から構成される冷凍サイクル装置において、

前記第 1 圧縮機と前記第 2 圧縮機が冷媒流路に直列に接続され、前記第 2 熱源側熱交換器は冷房運転時に前記第 1 圧縮機と前記第 2 圧縮機との流路に配置され、冷房運転時に前記第 1 および前記第 2 熱源側熱交換器は一体もしくは列方向にフィンを共有しないように分割されており、ファンを熱交換器よりも上部または熱交換器の横に設置し、前記第 2 熱源側熱交換器を前記第 1 熱源側熱交換器よりも風下側に配置し、

10

全冷房運転、冷房主体運転、全暖房運転、暖房主体運転、の 4 つの運転モードを有し、全冷房運転時のみ膨張機による動力回収を行うことを特徴とする冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、超臨界流体を用いる冷凍サイクル装置に関するものであり、特に膨張機を使用する冷凍サイクル装置の構成に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来、ビル用マルチエアコンとして、フロン系冷媒を使用する冷凍サイクルが広く使用されているが、近年においては、CO<sub>2</sub>冷媒のような超臨界流体を用いる超臨界冷凍サイクルをビル用マルチエアコンへ搭載することが考えられている。

20

【0003】

超臨界流体は、高圧側が超臨界状態となり、また低圧側もフロン系冷媒に対して高圧になり、それを用いた冷凍システムは臨界点をまたぐ遷臨界サイクルとなり、従来の冷凍サイクルとは異なった状態となる。このように高低圧差が大きいため空調システムの入力値が大きくなり、また、超臨界流体は気液二相の流体と違い、大きな温度変化が生じるため、外気温度が高い冷房運転時には、外気との温度差が小さくなることで十分な熱交換が行えず、冷却不足となり、その結果、従来のフロン系を使用した空調機よりも COP が劣る。

30

【0004】

そこで、圧縮機吐出部の高圧を抑制し、且つ超臨界流体の冷凍能力を維持するために膨張機を搭載し、中間冷却器を使用する。以下、膨張機で回収した膨張動力により駆動される第 2 圧縮機を用いる冷凍サイクルに第 2 熱源側熱交換器（第 2 ガスクーラー）を用いる従来例について説明する。従来例では、第 2 熱源側熱交換器を圧縮機と第 2 圧縮機との間の配管に設け、圧縮機により冷媒を圧縮後、吐出された高圧ガス冷媒を第 2 圧縮機で圧縮する前に第 2 熱源側熱交換器で冷却する中間冷却方式としていた（例えば、特許文献 1 参照）。

【0005】

このような構成により、第 2 熱源側熱交換器を介さずに中間冷却なしで圧縮工程を行った場合に比べて、中間冷却二段圧縮の方が、圧縮に要する仕事が小さくなり、同一冷凍能力に対する COP は良くなるというものであった。また、暖房時は冷房時ほど COP が向上しないので、第 2 熱源側熱交換器は室外機に設けられ、より効率改善効果の大きい冷房運転時にのみ機能するようになっていた。

40

【先行技術文献】

【特許文献】

【0006】

【特許文献 1】特開 2003 - 279179 号公報（請求項 5、図 14 等）

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

50

## 【0007】

従来例では、低段メイン圧縮機と高段サブ圧縮機との間の流路に、第2熱源側熱交換器（第2ガスクーラー）を用いる構成が示されていたが、第2熱源側熱交換器を低段メイン圧縮機と高段サブ圧縮機との間の流路に配置する場合、暖房運転時には、第2熱源側熱交換器がバイパスされていたので、蒸発器の伝熱面積が低下して冷凍サイクルの効率が低下するという課題があった。

## 【0008】

また、膨張機容積と第2圧縮機容積との容積比に対して第1熱源側熱交換器と第2熱源側熱交換器との伝熱面積比が適正化されていなかったため、膨張機での動力回収効率が悪くなり、効率が低下するという課題があった。また、外気温度、室内温度、空調負荷などの環境条件に応じて第2熱源側熱交換器の放熱量を適正化させていなかったため、効率が低下するという課題があった。

10

## 【0009】

また、放熱器出口温度と予膨張弁およびバイパス弁の開閉操作の関係が不明であったため、それらの弁を適正に制御することができず、膨張機での動力回収効率が悪くなるという課題があった。

## 【0010】

また、熱交換器の段方向に対する風速分布が考慮されておらず、実際に第1および第2熱源側熱交換器を使用する際は、熱交換器の段方向に対する風速分布が生じるため、それを考慮しないと効率が低下するという課題があった。さらに、第1および第2熱源側熱交換器がそれぞれ独立に使用されていたため、回路構成が複雑化し、製造時にコストが増す等の課題があった。

20

## 【0011】

本発明は上記のような従来の課題を解決するためになされたもので、効率良く膨張機を利用し、熱交換器の設置スペースを小さくし、ユニット製作時のコストを削減できる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】

## 【0012】

上述のような課題を解決するため、この発明に係わる冷凍サイクル装置は、少なくとも第1圧縮機、膨張機で回収した回収動力で駆動する第2圧縮機、冷媒流路切換え手段、1つ以上の負荷側熱交換器、第1熱源側熱交換器、第2熱源側熱交換器から構成され、前記冷媒流路切換え手段により冷却運転と加熱運転とが切換え可能な冷凍サイクル装置において、前記第2圧縮機と前記第1圧縮機が直列に接続され、前記第2熱源側熱交換器が冷房運転時に第1圧縮機と第2圧縮機の間配置されるとともに、運転モードに関わらず前記第1熱源側熱交換器および第2熱源側熱交換器を利用した運転を行うことを特徴とするものである。

30

## 【0013】

また、この発明に係わる冷凍サイクル装置は、少なくとも第1圧縮機、膨張機で回収した回収動力で駆動する第2圧縮機、冷媒流路切換え手段、1つ以上の負荷側熱交換器、第1熱源側熱交換器、第2熱源側熱交換器から構成され、前記冷媒流路切換え手段により冷却運転と加熱運転とが切換え可能な冷凍サイクル装置において、前記第2圧縮機と前記第1圧縮機が直列に接続され、前記第2熱源側熱交換器が冷房運転時に第1圧縮機と第2圧縮機の間配置されるとともに、高圧側に配置される第1および第2熱源側熱交換器の合計伝熱面積に対する前記第2熱源側熱交換器の伝熱面積の比を0.4～0.6としたことを特徴とするものである。

40

## 【0014】

また、この発明に係わる冷凍サイクル装置は、少なくとも第1圧縮機、膨張機で回収した回収動力で駆動する第2圧縮機、第1熱源側熱交換器、第2熱源側熱交換器を内蔵する室外ユニットと、少なくとも負荷側熱交換器と開閉弁を内蔵する複数の室内ユニットとを配管で接続し、前記複数の室内ユニットが個別に冷却運転と加熱運転とを切換え可能な冷

50

凍サイクル装置において、前記第2圧縮機と前記第1圧縮機が直列に接続され、前記第2熱源側熱交換器が冷却運転時に第1圧縮機と第2圧縮機の間配置されるとともに、前記室内ユニットの運転モードに関わらず、前記第1熱源側熱交換器および第2熱源側熱交換器を利用して運転を行うことを特徴とするものである。

【0015】

また、この発明に係わる冷凍サイクル装置は、第1圧縮機、膨張機で回収した回収動力で駆動する第2圧縮機、冷媒流路切換え手段、1つ以上の負荷側熱交換器、第1熱源側熱交換器、第2熱源側熱交換器から構成される冷凍サイクル装置において、前記第1圧縮機と前記第2圧縮機が冷媒流路に直列に接続され、前記第2熱源側熱交換器は冷房運転時に前記第1圧縮機と前記第2圧縮機との流路に配置され、冷房運転時に前記第1および前記第2熱源側熱交換器は一体もしくは列方向にフィンを共有しないように分割されており、前記第1および前記第2熱源側熱交換器の風速分布を考慮し、風速分布に応じ、前記第1および前記第2熱源側熱交換器の合計伝熱面積に対する前記第2熱源側熱交換器の伝熱面積の比を、COPが極大となる点を含む範囲に設定するものである。

10

【0016】

また、この発明に係わる冷凍サイクル装置は、第1圧縮機、膨張機で回収した回収動力で駆動する第2圧縮機、冷媒流路切換え手段、1つ以上の負荷側熱交換器、第1熱源側熱交換器、第2熱源側熱交換器から構成される冷凍サイクル装置において、前記第1圧縮機と前記第2圧縮機が冷媒流路に直列に接続され、前記第2熱源側熱交換器は冷房運転時に前記第1圧縮機と前記第2圧縮機との流路に配置され、冷房運転時に前記第1および前記第2熱源側熱交換器は一体もしくは列方向にフィンを共有しないように分割されており、ファンを熱交換器よりも上部または熱交換器の横に設置し、前記第2熱源側熱交換器を前記第1熱源側熱交換器よりも風下側に配置するものである。

20

【0017】

また、この発明に係わる冷凍サイクル装置は、第1圧縮機、膨張機で回収した回収動力で駆動する第2圧縮機、第1熱源側熱交換器、第2熱源側熱交換器を内蔵する室外ユニットと、負荷側熱交換器と開閉弁を内蔵する複数の室内ユニットとを配管で接続し、前記複数の室内ユニットが個別に冷房運転と暖房運転とを切換え可能な冷凍サイクル装置において、前記第1圧縮機と前記第2圧縮機が冷媒流路に直列に接続され、冷房運転時に前記第2熱源側熱交換器を前記第1圧縮機と前記第2圧縮機との流路に配置し、前記室内ユニットの運転モードに関わらず、前記第1熱源側熱交換器および前記第2熱源側熱交換器を利用して運転を行うものである。

30

【発明の効果】

【0018】

この発明では、暖房運転時にも第2熱源側熱交換器を利用するので、従来例に比べて蒸発器の伝熱面積が増加し、高効率の冷凍サイクル装置を得ることができる。また、第1熱源側熱交換器と第2熱源側熱交換器との伝熱面積比や膨張機容積と第2圧縮機容積との容積比を適正化することで、冷凍サイクルの効率を向上させることができる。さらに、第1熱源側熱交換器あるいは第2熱源側熱交換器の放熱量を環境条件に応じて変更することで常に効率の高い冷凍サイクル装置を得ることができる。

40

【0019】

この発明では、第1熱源側熱交換器と第2熱源側熱交換器の伝熱面積比や膨張機容積と第2圧縮機容積との容積比、さらに風速分布を考慮することで、実際の空調機で第1熱源側熱交換器と第2熱源側熱交換器を利用する際、熱交換器の具体的な構造及び設置方法が決定されることで、高効率の冷凍サイクル装置を得ることができる。また、暖房運転時にも第2熱源側熱交換器を利用するので、従来例に比べて蒸発器の伝熱面積が増加し、高効率の冷凍サイクル装置を得ることができる。

【0020】

また、実際に第1熱源側熱交換器と第2熱源側熱交換器を使用する際、従来の熱交換器と同様の配置、製造が可能のため、回路構成の簡素化と第1熱源側熱交換器と第2熱源側

50

熱交換器の設置スペースの簡素化が図れることによる製造コスト削減が図れる。

【図面の簡単な説明】

【0021】

【図1】本発明の冷凍サイクル装置の構成を示す図である。（実施の形態1）

【図2】本発明の冷凍サイクル装置のP-h線図上での冷房運転の動作を示す図である。（実施の形態1）

【図3】本発明の冷凍サイクル装置のP-h線図上での暖房運転の動作を示す図である。（実施の形態1）

【図4】本発明の冷凍サイクル装置の膨張機容積に対する第2圧縮機の容積の比とCOP向上比の関係を示す図である。（実施の形態1）

10

【図5】本発明の冷凍サイクル装置の伝熱面積比とCOP向上比の関係を示す図である。（実施の形態1）

【図6】本発明の冷凍サイクル装置の室外熱交換器の構造を示す図である。（実施の形態1）

【図7】本発明の冷凍サイクル装置の第2圧縮機一体型膨張機の断面を示す図である。（実施の形態1）

【図8】本発明の冷凍サイクル装置の外気温度が変化した場合のP-h線図上での動作を示す図である。（実施の形態1）

【図9】本発明の冷凍サイクル装置の膨張機制御方法のフローチャートを示す図である（実施の形態1）。

20

【図10】本発明の冷凍サイクル装置の冷凍サイクル装置の構成を示す図である。（実施の形態2）

【図11】本発明の冷凍サイクル装置の構成を示す図である。（実施の形態3）

【図12】本発明の冷凍サイクル装置の第2圧縮機一体型膨張機の断面を示す図である。（実施の形態3）

【図13】本発明の冷凍サイクル装置の第2圧縮機一体型膨張機の第2圧縮機構を示す平面図である。（実施の形態3）

【図14】本発明の冷凍サイクル装置のバイパスが無い時の第2圧縮機の冷媒と油の流れを示す断面図である。（実施の形態3）

【図15】本発明の冷凍サイクル装置のバイパスがある時の第2圧縮機の冷媒と油の流れを示す断面図の一例である。（実施の形態3）

30

【図16】本発明の冷凍サイクル装置のバイパスがある時の第2圧縮機の冷媒と油の流れを示す断面図の別の一例である。（実施の形態3）

【図17】本発明の冷凍サイクル装置の室外熱交換器の段方向の風速分布を示す図である。（実施の形態4）

【図18】本発明の冷凍サイクル装置の第2室外熱交換器を上段配置した場合の室外熱交換器の構造を示す図である。（実施の形態4）

【図19】本発明の冷凍サイクル装置の第2室外熱交換器を上段配置した場合の伝熱面積比とCOP向上比の関係を示す図である。（実施の形態4）

【図20】本発明の冷凍サイクル装置の第2室外熱交換器を下段配置した場合の室外熱交換器の構造を示す図である。（実施の形態5）

40

【図21】本発明の冷凍サイクル装置の第2室外熱交換器を下段配置した場合の伝熱面積比とCOP向上比の関係を示す図である。（実施の形態5）

【図22】本発明の冷凍サイクル装置の第2室外熱交換器を列配置した場合の室外熱交換器の構造を示す図である。（実施の形態6）

【図23】本発明の冷凍サイクル装置の熱交換器を直線状にした場合の構造を示す図である。（実施の形態7）

【発明を実施するための形態】

【0022】

以下、本発明の実施の形態1による冷凍サイクル装置について説明する。

50

## 【 0 0 2 3 】

実施の形態 1 .

図 1 は、本発明の実施形態 1 に係る冷凍サイクル装置を示す模式図である。図において、本実施の形態に係る冷凍サイクル装置は、第 1 熱源側熱交換器である第 1 室外熱交換器 3 a、第 2 熱源側熱交換器である第 2 室外熱交換器 3 b を内蔵する室外ユニット 1 0 0、負荷側熱交換器である室内熱交換器 9 a、9 b を内蔵する室内ユニット 2 0 0 a、2 0 0 b、室外ユニット 1 0 0 と室内ユニット 2 0 0 a、2 0 0 b とを接続するガス配管 5 1 および液配管 5 2 により構成されている。この冷媒回路の内部には冷媒として例えば臨界温度（約 3 1 ）以上で超臨界状態となる二酸化炭素が封入されている。

## 【 0 0 2 4 】

室外ユニット 1 0 0 内には、冷媒ガスを圧縮するための第 1 圧縮機 1、室内ユニット 2 0 0 a、2 0 0 b の運転モードに応じて冷媒が流れる方向を切換える冷媒流路切換え手段である四方弁 2 および四方弁 4、運転モードに応じて放熱器または蒸発器となる第 1 室外熱交換器 3 a および第 2 室外熱交換器 3 b、膨張機 5 a と第 2 圧縮機 5 b が一体に構成された膨張機ユニット 5、外気を強制的に第 1 室外熱交換器 3 a、第 2 室外熱交換器 3 b の外表面に送風するための図示しない送風機が収納され、全体が室外に設置される。また、第 1 室外熱交換器 3 a が四方弁 2 と四方弁 4 の間に配置され、第 2 室外熱交換器 3 b が冷房運転時の第 1 圧縮機 1 と第 2 圧縮機 5 b の間に配置されている。膨張機ユニット 5 の内部には、膨張機 5 a と第 2 圧縮機 5 b が配置され、それらは同軸で連結されている。膨張機ユニット 5 は、例えば膨張機 5 a と第 2 圧縮機 5 b が両方ともスクロール型の膨張機と圧縮機で構成されており、膨張機と圧縮機のスラスト方向荷重が両面で相殺される構造を有する。第 2 圧縮機 5 b にはバイパス回路が設けられ、バイパス回路中にバイパス弁 5 3 が設けられている。膨張機 5 a と第 2 圧縮機 5 b の通過冷媒流量と動力を一致させるため、膨張機 5 a には入口側に直列に開閉弁 6（以下、予膨張弁 6 と呼ぶ）、並列に開閉弁 7（以下、バイパス弁 7 と呼ぶ）が設けられている。また、第 1 室外熱交換器 3 a と第 2 室外熱交換器 3 b は、開閉弁として例えば逆止弁 5 4、5 5 を介して接続されており、これらの逆止弁 5 4、5 5 には開閉動作を決定する最低動作圧力差（例えば、0 . 5 M P a）が設定されている。また、室外熱交換器 3 b の出入口部に開閉弁である電磁弁 5 7、5 8 が設けられている。

## 【 0 0 2 5 】

室内ユニット 2 0 0 a、2 0 0 b には、負荷側熱交換器である室内熱交換器 9 a、9 b、室内熱交換器 9 a、9 b への冷媒分配を調節する開度変更可能な減圧手段である電子膨張弁 8 a、8 b、室内空気を強制的に室内熱交換器 9 a、9 b の外表面に送風するための図示しない送風機およびそれらを接続するための配管が内蔵されている。室内熱交換器 9 a、9 b の一端はガス配管 5 1 に接続され、他端は電子膨張弁 8 a、8 b を介して液配管 5 2 に接続されている。なお、本実施の形態では、室内ユニット 2 0 0 a、2 0 0 b を 2 台としているが、1 台あるいは 3 台以上としても良いことは言うまでもない。また、室内熱交換器 9 a、9 b への冷媒分配を調節する開度変更可能な減圧手段である電子膨張弁 8 a、8 b を使用せず、膨張機を減圧手段として使用しても良い。

## 【 0 0 2 6 】

また、膨張機ユニット 5 の通過冷媒流量および動力のバランス制御の目標値として、第 2 圧縮機 5 b の吐出温度検出器 1 1、第 1 室外熱交換器 3 a の出口温度検出器 1 2、外気温度検出器 1 3、室内温度検出器 1 4 が設置される。これらは、図示しない制御器に取り込まれて必要な演算が実施され、アクチュエータである予膨張弁 6、バイパス弁 7 へ開度の指令が送信される。

## 【 0 0 2 7 】

上記のように構成された冷凍サイクル装置について運転動作を説明する。ここで、以下に説明する運転動作は制御器 3 0 0 によって制御されるものである。まず、冷房運転を行う場合を図 1 および図 2 に基づいて説明する。図 2 は、図 1 の冷媒回路中に示した記号 A ~ H における冷媒状態を P - h 線図上に示したものである。冷房運転では、室外ユニット

10

20

30

40

50

100内部の四方弁2は第1口2aと第2口2bが連通し、第3口2cと第4口2dが連通するように設定され、四方弁4は第1口4aと第4口4dが連通し、第2口4bと第3口4cが連通するように設定される(図1中の実線)。また、予膨張弁6、バイパス弁7は、外気温度、室内温度、負荷に応じた適切な初期開度に設定され、電子膨張弁8a、8bは全開される。電磁弁56は閉止、電磁弁57、58は開放される。必要な減圧機能は膨張機5aで達成するが、室内熱交換器9a、9bの両方の出口部に予め設定された適切な過熱度(例えば、1~10)がともに得られない場合、予膨張弁6を閉方向に制御し必要な減圧量を得る。

#### 【0028】

このとき、第1圧縮機1から吐出された高温高圧のガス冷媒(状態A)は、電磁弁56が閉止されているので、電磁弁57を通過し、第2室外熱交換器3bである程度放熱して冷却され(状態B)、第2圧縮機5bに流入する。このとき、第2室外熱交換器3b出入口に設置された逆止弁54、55は圧力差により閉止される。電磁弁58を通過して膨張機5aで駆動される第2圧縮機5bに流入した冷媒は、膨張機で回収された動力に釣合う分だけ圧縮される。このとき、第2圧縮機5bに設けられたバイパス弁53は、圧力差の生じない起動時には開放状態となるが、膨張機5aが動作して第2圧縮機5bが駆動すると、第2圧縮機の高低圧力差により閉止される。第2圧縮機5bから吐出された冷媒は、四方弁2の第1口2aから第2口2bを通過して(状態C)、第1室外熱交換器3aで被加熱媒体である空気に放熱し(状態D)、四方弁4の第2口4aから第3口4cを経て予膨張弁6へ流入する。予膨張弁6で膨張機5aの入口密度を調節された冷媒(状態E)は、膨張機5aで減圧され、四方弁4の第1口4aから第4口4dを通過して、液配管52を通過する(状態F)。このとき、膨張機5aのバイパス弁7は、第2圧縮機5bを通過する冷媒流量、回収動力が釣合うように制御される。その後、冷媒は室内ユニット200a、200b内の減圧手段である電子膨張弁8a、8bで少し減圧され(状態G)、室内熱交換器9a、9bで空調対象空間の熱負荷を処理した後、ガス配管51に流入し、四方弁2の第4口2dから第3口2cを通過して、第1圧縮機1に流入する(状態H)。このとき、室内熱交換器9aあるいは室内熱交換器9bのどちらかの出口部だけが設定過熱度(例えば、1~10)とならない場合、減圧手段8a、8bは、室内熱交換器9a、9bの出口過熱度が同一となるように調整される。

#### 【0029】

つぎに、暖房運転について図1および図3に基づいて説明する。本実施の形態では、暖房運転時にも膨張機を利用する例を示すが、暖房運転時は膨張機5aの入口部と第2圧縮機5bの入口部の密度比が大きくなるため、通過冷媒流量と回収動力をバランスさせるための膨張動力の回収ロスが大きくなる。従って、必要に応じて四方弁4を廃止し、暖房運転時は膨張機ユニット5を利用しないようにしても良い。

#### 【0030】

本実施の形態における暖房運転では、室外ユニット100内部の四方弁2は第1口2aと第4口2dが連通し、第2口2bと第3口2cが連通するように設定され、四方弁4は第1口4aと第2口4bが連通し、第3口4cと第4口4dが連通するように設定される。この場合、室内ユニット200a、200b内の電子膨張弁8a、8bは全開、基本的な減圧機能は膨張機5aで実現され、減圧量が不足する場合は室内熱交換器9a、9bの出口温度が室内の負荷に応じた適切な温度となるように予膨張弁6で減圧量が調整される。

#### 【0031】

このとき、第1圧縮機1で圧縮され高温高圧の超臨界状態となった冷媒(状態A)は電磁弁57、58が閉止しているため、電磁弁56を通過し、第2圧縮機5bでさらに圧縮された後(状態B)、四方弁2の第1口2aから第4口2d、ガス配管51を経て室内ユニット200a、200bに流入する。室内ユニット200a、200bに流入した高温高圧の冷媒は、室内熱交換器9a、9bに流入して図示しない室内空気に放熱して室内を暖房すると共に自らは温度が低下する(状態G)。この中温高圧の冷媒は、電子膨張弁8

a、8 bを通過し(状態F)、液配管5 2に流入する。液配管5 2に流入した冷媒は、四方弁4の第4口4 d、第3口4 cを通過し、予膨張弁6に流入する。予膨張弁6を流出した冷媒(状態E)は、膨張機5 aに流入し、四方弁4の第1口4 a、第2口4 bを通過し(状態D)、第1および第2室外熱交換器3 a、3 bに流入する。このとき、逆止弁5 4、5 5は弁閉止に必要な圧力差(例えば、0.5 MPa)が得られないため、開放状態となる。その後、第1および第2室外熱交換器3 a、3 bで蒸発したガス冷媒(状態C)は、四方弁2の第2口2 bから第3口2 cを経て第1圧縮機1の吸入部(状態H)へ戻る。

#### 【0032】

ここで、室外熱交換器へ流入する空気の風速が一定の場合における室外熱交換器の全伝熱面積に対する第2室外熱交換器3 bの伝熱面積比について説明する。図4は冷房標準条件において、膨張機5 aの容積に対する第2圧縮機5 bの容積の比(以下、膨張圧縮容積比と呼ぶ)を横軸に、COP向上比を縦軸に示したものであり、上記の伝熱面積比をパラメータとして示している。ここで、伝熱面積比とは、第1室外熱交換器3 aと第2室外熱交換器3 bとを合わせた室外熱交換器の全伝熱面積に対する第2室外熱交換器3 bの伝熱面積の比である。縦軸に示したCOP向上比は、第2室外熱交換器3 bの伝熱面積比が0.1で、かつ膨張機5 aを備えない冷媒回路に対する値である。全体的な傾向として、COP向上比は、膨張圧縮容積比が2付近で極大値を示している。例えば、伝熱面積比0.4(記号)で比較すると、膨張圧縮容積比が2.1付近で極大値を示す。これは、膨張圧縮容積比が2.1よりも大きい場合、第2圧縮機容積が大きくなり回転数が低下するため、回転数を増加させるための予膨張ロスが発生し、逆に膨張圧縮容積比が2.1よりも小さい場合、第2圧縮機容積が小さくなり回転数が増加するため、回転数を減少させるためのバイパスロスが発生するためである。伝熱面積比が0.2では、COPが極大となる膨張圧縮容積比2.4でもその極大値は伝熱面積比0.4の場合よりも4%(1.225から1.185へと)低下する。従って、COP向上比を極大とする膨張圧縮容積比が存在し、その値は図4中に白抜き矢印で示すように、1.8~2.3の範囲であることがわかる。

#### 【0033】

つぎに、図5は熱交換器の段方向に対して、均一な風量分布の場合における、第2室外熱交換器3 bの伝熱面積比に対するCOP向上比を示したものであり、膨張圧縮容積比は前述した図4の最適値としている。図5中のアは膨張機を搭載した場合のCOP向上比を、イは膨張機を搭載しない場合のCOP向上比を、ウは膨張機を搭載した場合の第1圧縮機1の吐出圧力変化をそれぞれ示している。第2室外熱交換器3 bの伝熱面積比を増加させると、第2熱交換器3 bでの熱交換量が増加して第1圧縮機1の吐出圧力(=第2圧縮機5 bの吸入圧力)が低下し、第1圧縮機1の入力が減少する(COP向上比が増加する)。しかし、第2室外熱交換器3 bの伝熱面積比を過度に増加させると第2室外熱交換器3 bで処理すべき熱交換量が増加して第1圧縮機1の吐出圧力が上昇に転じ、入力が増加する。従って、COP向上比を極大とする第2室外熱交換器3 bの伝熱面積比に最適値が存在し、その値は図5中に白抜き矢印で示すように、0.3~0.5の範囲であり、0.3未満では効果が顕著に低下することがわかる。以上より、第2室外熱交換器3 bの伝熱面積比を0.3~0.5、膨張容積比を1.8~2.3に設定することで、膨張機搭載回路の性能を最大限に活用することができる。

#### 【0034】

伝熱面積比は0.3~0.5の範囲が最も望ましいが0.2~0.6の範囲でも望ましく、0.2より小さいとCOP向上比が十分に大きくなり、0.6よりも大きい伝熱面積比は現実的でない。膨張容積比は1.8~2.3の範囲が最も望ましいが、1.5~2.5の範囲でも望ましく、1.5より小さいとCOP向上比が伝熱面積比の大きさに係らず十分な大きさにならず、2.5より大きくてもCOP向上比が高くない。

#### 【0035】

ところで、図1では第1室外熱交換器3 a、第2室外熱交換器3 bが分離された例を示したが、これに限るものではなく、図6に示すように上段側のA部の第1室外熱交換器3

10

20

30

40

50



aは中間冷却器として、下段側のB部の第2室外熱交換器3bはメイン放熱器として利用する構成とし、A部とB部の比率が4:6となるように構成しても良い。また、図1に示したように、室外熱交換器が列方向に分割され、白抜き矢印の風が右から左に流れ、最初に第2室外熱交換器3bに空気が当たり、次に第1室外熱交換器3aに空気が当たる構成としても良い。さらに、これら第1および第2室外熱交換器が一体型に構成されるようにしても良い。

#### 【0036】

また、本実施の形態では、冷房運転時の性能だけで室外熱交換器の全伝熱面積に対する第2室外熱交換器の伝熱面積の比を決める構成とした。ところで、室外熱交換器が暖房運転時に蒸発器として利用される場合には吸込み空気と冷媒温度相当飽和湿り空気とのエンタルピ差（蒸発器では熱交換器が湿り状態となるため、熱交換の駆動温度差がエンタルピ差となる）が小さく、伝熱面積比が性能に及ぼす影響が小さくなるので、冷房運転時の性能のみで上記の伝熱面積比を決めることができる。

#### 【0037】

ここで、膨張機ユニット5の詳細構造について図7に示す。図7は、膨張機5a、第2圧縮機5bともにスクロール構造を採用した膨張機ユニットであり、膨張機5aは膨張機用固定スクロール351と膨張機用揺動スクロール352とから構成され、第2圧縮機5bは第2圧縮機用固定スクロール361と第2圧縮機用揺動スクロール362から構成されている。これらのスクロールの中心部には軸308が貫通しており、軸308の両端部にはバランスウェイト309a、309bが設けられ、軸308は膨張機構側軸受け部351b、第2圧縮機構側軸受け部361bで支持されている。また、揺動スクロールの膨張機構側渦巻352と第2圧縮機構側渦巻362とは、背面合わせ構造または台板を共有して一体型に構成されている。その他、揺動スクロールを偏心駆動するクランク部308bと姿勢を規正するオルダムリング307が設けられ、これらは全て密閉容器310内に収納されている。

#### 【0038】

このような構造を有する膨張機ユニット5において、例えば揺動スクロールの運動空間を膨張後の低圧雰囲気とすれば、第2圧縮機5bから膨張機側へ押し付け力が発生する。このとき、膨張圧縮容積比を大きく（例えば、2.3以上に）設計すると、同一歯高では第2圧縮機5a側からのスラスト荷重が大きくなるため、第2圧縮機5bからのスラスト荷重に対して膨張機5a側からのスラスト荷重が過剰に小さくなり、両面でスラスト荷重を相殺させることができず、第2圧縮機5bと膨張機5aを一体化した膨張機ユニット5の構成が難しくなる。また、第2圧縮機5b側のスラスト荷重を減らすために第2圧縮機5b側を極端に歯高の高い渦巻とすることもできるが、この場合は強度的な問題が発生する。従って、膨張機5a、第2圧縮機5bともにスクロール構造を有する膨張機ユニットでは、膨張圧縮容積比を2.3以下に設定することで、通過冷媒流量と動力のバランスだけでなく、スラスト荷重のバランスにも対応した信頼性の高い膨張機ユニットを構成することができる。

#### 【0039】

つぎに、膨張機5aの制御方法について説明する。本実施の形態では、膨張機5aの入口部に膨張機5aと直列に設けた予膨張弁6と、膨張機5aをバイパスするように設けたバイパス弁7を用い、膨張機5aを通過する流量および回収した動力と第2圧縮機5bを通過する流量および動力が一致するように膨張機5aを制御する。この制御方法について図8を用いて説明する。図8は冷房負荷一定、室内温度一定の条件下で外気温度が変化した場合の運転状態の変化をP-h線図上に示したものである。図中には、密度が固定の線と、温度Tが固定の線を示しており、第2圧縮機入口密度に対する膨張機入口密度の比が2となる等密度比線を破線で示している。この等密度比線を境界とし、右上の領域が膨張/圧縮の密度比が小さくなる（膨張機密度が小さくなる）バイパス領域を示し、左下の領域が膨張/圧縮の密度比が大きくなる（膨張機密度が大きくなる）予膨張領域を示している。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 4 0 】

例えば、現在の冷凍サイクルの運転状態を図 8 中のイの状態とすれば、外気温度が上昇した場合、冷凍サイクルの運転状態はアのように変化する。このとき、外気温度の上昇に伴って放熱器出口温度が上昇し、膨張機 5 a の入口密度が低下する（第 2 圧縮機 5 b の吸入密度に対する膨張機 5 a の入口密度の比が低下する）。そこで、予膨張弁 6 が全開状態でない場合は予膨張弁 6 を開いて入口圧力を上昇させることで膨張機 5 a の入口密度を増加させ、膨張機 5 a の回転数を低減する。予膨張弁 6 が全開の場合はバイパス弁 7 を開いて膨張機 5 a を通過する冷媒流量を低減し、同様に回転数を低下させる。このとき、膨張機 5 a と同軸で接続された第 2 圧縮機 5 b の回転数も減少するため、冷媒流量一定の条件を満たすために第 2 圧縮機 5 b の吸入圧力は上昇する。また、膨張機 5 a の予膨張弁 6 を開く場合は回収動力が増加するため、第 2 圧縮機 5 b の吸入圧力と吐出圧力のどちらも上昇する。バイパス弁が開く場合は膨張機 5 a の回収動力は低下するが、第 2 圧縮機 5 b の吸入圧力の上昇幅と回収動力の低下による吐出圧力の低下幅を比較すると、冷媒の物性から第 2 圧縮機 5 b の吸入圧力上昇幅の方が大きく、結果として吐出圧力は上昇する。上記のような動作で回転数を減少させ、膨張機 5 a および第 2 圧縮機 5 b を通過する冷媒流量と回収動力をバランスさせ、第 1 室外熱交換器 3 a の出口温度を所定値に調整する。

10

## 【 0 0 4 1 】

一方、例えば、現在の冷凍サイクルの運転状態を図 8 中のイの状態とすれば、外気温度が低下した場合、冷凍サイクルの運転状態はウのように変化する。このとき、外気温度の低下に伴って放熱器出口温度が低下し、膨張機入口密度が増加する（第 2 圧縮機 5 b の吸入密度に対する膨張機 5 a の吸入密度の比が増加する）。そこで、バイパス弁 7 が全閉状態でない場合はバイパス弁を閉じて膨張機 5 a を通過する冷媒流量を増加させて膨張機 5 a の回転数を増加させる。バイパス弁 7 が全閉の場合は、予膨張弁 6 を閉じて入口圧力を低下させることで膨張機 5 a の入口密度を低減させ、同様に回転数を増加する。このとき、膨張機 5 a と同軸で接続された第 2 圧縮機 5 b の回転数も増加するため、流量一定の条件を満たすために第 2 圧縮機 5 b の吸入圧力が低下する。また、膨張機 5 a の予膨張弁 6 を閉じる場合は回収動力が減少するため、第 2 圧縮機 5 b の吸入圧力と吐出圧力のどちらも低下する。膨張機 5 a のバイパス弁を閉じる場合は膨張機 5 a の回転数と回収動力がどちらも増加するが、第 2 圧縮機 5 b の吸入圧力の低下幅と回収動力の増加による吐出圧力の上昇幅を比較すると、冷媒の物性から第 2 圧縮機 5 b の吸入圧力低下幅の方が大きく、結果として吐出圧力は低下する。上記のような動作で回転数を減少させ、膨張機 5 a および第 2 圧縮機 5 b を通過する冷媒流量と回収動力をバランスさせ、第 1 室外熱交換器 3 a の出口温度を所定値に調整する。

20

30

## 【 0 0 4 2 】

なお、外気温度が極端に低下する場合は、図 8 中のエの状態を示すように、膨張機 5 a による動力回収効果（第 2 圧縮機 5 b の圧縮動力）が小さくなるため、予膨張弁 6 を全閉してバイパス弁 7 のみで必要な減圧を行うようにしても良い。

## 【 0 0 4 3 】

以上より、外気温度が上昇した場合は、膨張機 5 a の回転数を減少させるバイパス領域となり、外気温度が低下した場合は、膨張機 5 a の回転数を増加させる予膨張領域となる。このことを一般化して示すと、図 8 中に点線で示す等密度比線を境界として、第 2 圧縮機 5 b の吸入密度に対する膨張機の入口密度の比が大きくなる場合は、白抜きの右斜め上方矢印に示すようにバイパス領域で操作され、上記の密度比が小さくなる場合は、白抜きの左斜め下方矢印に示すように、予膨張領域で操作される。これは、外気温度だけでなく、室内温度や空調負荷が変化した場合も同様となる。

40

## 【 0 0 4 4 】

具体的な制御アルゴリズムを図 1 および図 9 に基づいて説明する。図 9 に示すように、S T 1 では室内温度 ( $T_i$ )、外気温度 ( $T_o$ )、空調負荷 ( $Q$ ) が検知され、その値に基づいて S T 2 で予膨張弁 6 の入口目標温度  $T_{c o m}$  が演算される。ここで、空調負荷  $Q$  は、室内温度、外気温度、圧縮機周波数などの情報を用いて推定することができる。S

50

T3では予膨張弁6の入口温度 $T_{co}$ を検知し、入口温度 $T_{co}$ と入口目標温度 $T_{com}$ との差が $1$  ( $1$ は正の値)よりも大きい場合は(ST4)、膨張機減速モードを実行する(ST5)。この場合、予膨張弁6が全開でなければ(ST6)、予膨張弁6を開とし(ST7)、予膨張弁6が全開であれば(ST6)、バイパス弁7を開とする(ST7)。

#### 【0045】

一方、入口温度 $T_{co}$ と入口目標温度 $T_{com}$ の差が $-1$  ( $1$ は正の値)よりも小さい場合は(ST4)、膨張機増速モードを実行する(ST5)。この場合、バイパス弁7が全開でなければ(ST6)、バイパス弁7を閉とし(ST7)、バイパス弁7が全開であれば(ST6)、予膨張弁6を閉とする(ST7)。

10

#### 【0046】

このようにして、膨張機ユニット5の回転数を増減し、予膨張弁6の入口温度 $T_{co}$ を入口目標値 $T_{com}$ に一致させる。このとき、入口温度 $T_{co}$ と入口目標温度 $T_{com}$ との差の絶対値が $1$ よりも小さくなれば、制御が終了する。この例では、予膨張弁6の入口温度 $T_{co}$ を入口目標値に制御する例を示したが、これに限るものではなく、第1圧縮機1または第2圧縮機5bの吐出温度 $T_d$ を検知し、 $T_d$ が目標値となるように、あるいは $T_d$ と $T_{co}$ の差 $T_c$ が目標値となるように制御しても良い。また、第1圧縮機1や第2圧縮機5bの吐出部に圧力センサーを設け、検出圧力が目標値となるように制御しても良い。

#### 【0047】

本実施の形態では、四方弁4を用いて冷房運転、暖房運転ともに膨張機を使用する例を示したが、冷房運転時のみ膨張機5aを使用する構成としても良い。その場合、四方弁4の第2口4bと第3口4c、第1口4aと第4口4dがそれぞれ配管で接続されて四方弁4が不要となる。このとき、冷房運転時は膨張機5aを用いて動力回収する冷媒回路を、暖房運転時は膨張機5aのバイパス弁を用いて動力回収しない冷媒回路を構成する。

20

#### 【0048】

また、本実施の形態では、膨張機5aの例として図7に示す構造を示したが、これに限るものではなく、膨張機5a前後の圧力差が所定値以上となる場合に膨張機5a内部の膨張機構出入口部をバイパスする配管中に設けられた圧力リリーフ弁が開放される構成としても良い。この場合、所定の圧力差以上では、リリーフ弁が開放状態となるため圧力差に応じた通過冷媒流量が膨張要素をバイパスされ、膨張機5aの外部に設けた電子膨張弁は不要となる。

30

#### 【0049】

以上より、第2圧縮機5bと第1圧縮機1とが直列に接続され、第2熱源側熱交換器3bが冷却運転時に第1圧縮機1と第2圧縮機5bの間に配置されるとともに、運転モードに関わらず第1熱源側熱交換器1および第2熱源側熱交換器5bを利用した運転を行う冷凍サイクル装置が得られる。

#### 【0050】

室外熱交換器の全伝熱面積に対する第2室外熱交換器の伝熱面積比を $0.3 \sim 0.5$ 、膨張機容積と膨張機5aで駆動する第2圧縮機5bの容積の比(膨張圧縮容積比)を $1.8 \sim 2.3$ に設定することで、膨張機を効率良く活用して高い性能が得られる冷凍サイクル装置を提供することができる。特に、膨張機と第2圧縮機がともにスクロール型の構造である場合、膨張圧縮容積比が高くなると、第2圧縮機側のスラスト荷重を減らすために第2圧縮機側渦巻きの歯高を極端に高くするという構造面の課題も発生するので、膨張圧縮容積比を $2.3$ 未満に抑えることは信頼性を向上させる。また、予膨張弁の入口温度や膨張機で駆動する第2圧縮機の吐出温度を検知し、それらの検知値に基づいて予膨張弁とバイパス弁の開度を制御することで、膨張機を通過する通過冷媒流量と回収動力を調整し、膨張機を効率良く使用することができる。

40

#### 【0051】

実施の形態2 .

50

以下、本発明の実施の形態 2 による冷凍サイクル装置について説明する。図 10 は、本発明の実施形態 2 に係る冷凍サイクル装置を示す模式図であり、実施の形態 1 と異なるのは、室内ユニット毎に冷房運転と暖房運転が選択できる点と、室外熱交換器が 3 つに分割されている点である。図 10 において、本実施の形態に係る冷凍サイクル装置は、第 1 室外熱交換器 3 a、第 2 室外熱交換器 3 b、第 3 室外熱交換器 3 c を内蔵する室外ユニット 100、室内熱交換器 9 a、9 b、9 c を内蔵する室内ユニット 200 a、200 b、200 c、冷媒の分岐状態を制御する分岐ユニット 300、室外ユニット 100 と分岐ユニット 300 とを接続する高圧管 63 および低圧管 64 とにより構成されている。このサイクル内部には冷媒として例えば臨界温度（約 31）以上で超臨界状態となる二酸化炭素が封入されている。

10

#### 【0052】

室外に配置された室外ユニット 100 内には、冷媒ガスを圧縮するための第 1 圧縮機 1、運転モードに応じて冷媒が流れる方向を切換える第 1 冷媒流路切換え手段である四方弁 2、運転モードに応じて凝縮器または蒸発器となる第 1 室外熱交換器 3 a、第 2 室外熱交換器 3 b、第 2 室外熱交換器 3 c、膨張機 5 a と第 2 圧縮機 5 b が一体に構成された膨張機ユニット 5、外気を強制的に各室外熱交換器 3 a、3 b、3 c の外表面に送風するための図示しない送風機が収納されている。膨張機ユニット 5 の内部には、膨張機 5 a と第 2 圧縮機 5 b がそれぞれ配置されており、それらは同軸で連結されている。第 2 圧縮機 5 b にはバイパス回路が設けられ、バイパス回路中に開閉弁として逆止弁であるバイパス弁 53 が設けられている。膨張機 5 a と第 2 圧縮機 5 b の流量と動力を一致させるため、膨張機 5 a には直列に開度変更可能な開閉手段である電子膨張弁である開閉弁 6（以下、予膨張弁とも呼ぶ）、並列に電子膨張弁である開閉弁 7（以下、バイパス弁とも呼ぶ）が設けられている。また、高圧管 63 と低圧管 64 に冷媒を同一方向に流すため、開閉弁として例えば逆止弁 90、91、92 を設けており、冷房運転と暖房運転を切換えるために、開閉弁として例えば逆止弁 94、電磁弁 29 を設けている。また、第 1 室外熱交換器 3 a、第 2 室外熱交換器 3 b、第 3 室外熱交換器 3 a への冷媒流通を制御するために、開閉弁として例えば電磁弁 26、27、28 が設けられ、冷房運転時および暖房運転時の逆流防止用に逆止弁 93、96、97 が設けられている。

20

#### 【0053】

分岐ユニット 300 内には、減圧装置である電子膨張弁 20、21、開閉弁である電磁弁 30～35 が収納されている。

30

#### 【0054】

室内ユニット 200 a、200 b、200 c には、負荷側熱交換器である室内熱交換器 9 a、9 b、9 c、各室内熱交換器への冷媒分配を調節する開度変更可能な減圧手段である電子膨張弁 8 a、8 b、8 c、室内空気を強制的に各室内熱交換器の外表面に送風するための図示しない送風機およびそれらを接続するための配管が内蔵されている。室内熱交換器 9 a、9 b、9 c の一端は直接分岐ユニット 300 と接続され、他端は電子膨張弁 8 a、8 b、8 c を介して分岐ユニット 300 に接続されている。なお、本実施の形態では、室内ユニットを 3 台としているが、2 台あるいは 4 台以上としても良いことは言うまでもない。

40

#### 【0055】

上記のように構成された冷凍サイクル装置について運転動作を説明する。本実施の形態における冷凍サイクル装置は、全冷房運転、全暖房運転、冷房主体運転、暖房主体運転の 4 つの運転モードを有している。まず、膨張機ユニット 5 を利用して動力回収を行う全冷房運転の場合について図 10 に基づいて説明する。全冷房運転では、室外ユニット 100 内部の四方弁 2 は第 1 口 2 a と第 4 口 2 d が連通し、第 3 口 2 c と第 2 口 2 b が連通するように設定される（図 10 中実線）。室内ユニット内の電子膨張弁 8 a、8 b、8 c は全開される。電子膨張弁 20 は全開、21 は全閉とする。必要な減圧機能は膨張機 5 a で実現するが、どの室内熱交換器 9 a、9 b、9 c の出口部にも適切な過熱度（例えば、5～10）が得られない場合、予膨張弁 6 を閉方向に制御して必要な減圧量を得る。

50

## 【 0 0 5 6 】

全冷房運転では、室外ユニット100内の電磁弁26、27、28の開閉により第1圧縮機1、第2圧縮機5bそれぞれの吐出冷媒の放熱量を調整することができるが、本実施の形態では、電磁弁27、28が開放され、電磁弁26が閉止される場合について説明する。また、電磁弁29は閉止される。分岐ユニット300内の電子膨張弁20は全開、21は全閉に、電磁弁30、32、34は開状態、電磁弁31、33、35は閉状態に設定される。このとき、第1圧縮機1から吐出された高温高圧のガス冷媒は、四方弁2の第3口2cから第2口2bを通過して、電磁弁29が閉止されているので、逆止弁94に流れる。逆止弁94を通過した冷媒は、逆止弁97が第2圧縮機5bによる圧力差で閉止されるので、電磁弁27、28を通過し、第2室外熱交換器3b、第3室外熱交換器3cを並列に流れて放熱し、熱交換器出口部で合流する。合流した冷媒は、逆止弁96が第2圧縮機の圧力差により閉止されているので、膨張機5aの回収動力で駆動する第2圧縮機5bに流入する。第2圧縮機5bに流入した冷媒は、膨張機5aで回収された動力に釣合うだけ圧縮される。

10

## 【 0 0 5 7 】

第2圧縮機5bに設けられたバイパス弁53は、圧力差がない起動時には開放されるが、膨張機5aの回収動力により第2圧縮機5bが駆動すると、圧力差により閉止される。

## 【 0 0 5 8 】

第2圧縮機5bから吐出された冷媒は、逆止弁93を通過し、第1室外熱交換器3aで被加熱媒体である空気に放熱し、電磁弁29が閉止しているため予膨張弁6とバイパス弁7へ分配される。予膨張弁6で膨張機5aの入口密度を調節された冷媒は、膨張機5aで減圧されてバイパス弁7で減圧された冷媒と合流し、逆止弁92が閉止されるため、高圧管63を通過する。このとき、膨張機5aのバイパス弁7は、第2圧縮機5bを通過する冷媒流量、回収動力が釣合うように制御される。その後、冷媒は分岐ユニット300に流入し、電子膨張弁20を通過して室内ユニット200a、200b、200c内の電子膨張弁8a、8b、8cで各熱交換器への分配流量比が調整され、室内熱交換器9a、9b、9cで空調対象空間の熱負荷を処理した後、電磁弁30、32、34を通過して、低圧管64に流入し、逆止弁90、四方弁2の第4口4dから第1口4aを経て第1圧縮機1に流入する。このように、本実施の形態では、全冷房運転時には膨張機5aによる動力回収を行い、第2圧縮機5bを用いた二段圧縮サイクルで動作する。

20

30

## 【 0 0 5 9 】

つぎに、全暖房運転について図10に基づいて説明する。本実施の形態における全暖房運転では、膨張機5aを使用しないので、予膨張弁6、バイパス弁7は閉止する。また、室外ユニット100内の電磁弁26、27、28の開閉操作により蒸発器として動作する室外熱交換器3a、3b、3cの個数を調整することができるが、本実施の形態では、電磁弁27、28が開放され、電磁弁26が閉止される場合について説明する。このとき、電磁弁29は開放される。また、分岐ユニット300内の電子膨張弁20は全閉、21は全開に、電磁弁31、33、35は開状態、電磁弁30、32、34は閉状態に設定される。

## 【 0 0 6 0 】

本実施の形態における全暖房運転では、室外ユニット100内部の四方弁2は第1口2aと第2口2bが連通し、第3口2cと第4口2dが連通するように設定される。この場合、減圧機能は室内ユニット200a、200b、200c内の電子膨張弁8a、8b、8cで実現される。

40

## 【 0 0 6 1 】

このとき、第1圧縮機1で圧縮され高温高圧の超臨界状態となった冷媒は、四方弁2の第3口2cから第4口2dを経て、逆止弁90が閉止されるために、逆止弁92を通過し、高圧管63を経て分岐ユニット300に流入する。分岐ユニット300に流入した冷媒は、電子膨張弁20が閉止しているため電磁弁31、33、35を通過し、室内ユニット200a、200b、200cに流入する。各室内ユニットに流入した高温高圧の冷媒は

50

、室内熱交換器 9 a、9 b、9 c に流入し、図示しない室内空気に放熱して室内を暖房すると共に自らは温度が低下する。この中温高压の冷媒は、電子膨張弁 8 a、8 b、8 c で減圧され、電子膨張弁 2 1 を経て、低压管 6 4 に流入する。低压管 6 4 を通過した冷媒は、逆止弁 9 1 を通過し、電磁弁 2 7、2 8、逆止弁 9 7 に流入する。電磁弁 2 7、2 8、逆止弁 9 7 に流入した冷媒は、逆止弁 9 3 が室外熱交換器内の圧力差で閉止されているので、第 1～第 3 の室外熱交換器 3 a、3 b、3 c を並列に流れそれぞれ蒸発する。第 2 室外熱交換器 3 b および第 3 室外熱交換器 3 c で蒸発した冷媒は、熱交換器出口部で合流し、逆止弁 9 6 を通過して第 1 室外熱交換器 3 a を流出した冷媒と合流し、電磁弁 2 9 へ流入する。電磁弁 2 9 を通過した冷媒は、逆止弁 9 4 が室外熱交換器内の圧力差で閉止されているので、四方弁 2 の第 2 口 4 b、第 1 口 2 a を経て第 1 圧縮機 1 の吸入側へ戻る。

10

## 【 0 0 6 2 】

つぎに、冷房主体運転では、暖房運転が要求される室内ユニットに高温・高压ガスを供給するため、膨張機 5 a による減圧は行わない。すなわち、この場合には、四方弁 2 の接続状態は冷房運転の場合と同様とし、膨張機 5 a のバイパス弁 7 を全開として運転を行う。本実施の形態では、室内ユニット 2 0 0 a に暖房運転が要求され、他の 2 つの室内ユニット 2 0 0 b、2 0 0 c では冷房運転が要求される場合について説明する。また、電磁弁 2 7 が開放され、電磁弁 2 6、2 8、2 9 が閉止される冷房主体運転について説明する。このとき、分岐ユニット 3 0 0 内の電子膨張弁 2 0、2 1 は閉止され、電磁弁 3 0、3 3、3 5 は閉状態、電磁弁 3 1、3 2、3 4 は開状態に設定される。第 1 圧縮機 1 から吐出された高温高压のガス冷媒は、四方弁 2 の第 3 口 2 c から第 2 口 2 b を通って、電磁弁 2 9 が閉止されているので、逆止弁 9 4 に流れる。逆止弁 9 4 を通過した冷媒は、電磁弁 2 8 が閉止されているので、電磁弁 2 7、逆止弁 9 7 を通過し、逆止弁 9 7 を通過した冷媒はさらに電磁弁 2 6、逆止弁 9 3 が閉止されているので、第 1 室外熱交換器 3 a に流入し放熱する。一方、第 2 室内熱交換器 3 b で放熱した冷媒は、逆止弁 9 6 を通って第 1 室外熱交換器 3 a で放熱した冷媒と合流し、電磁弁 2 9 および予膨張弁 6 が閉止しているため、全開されたバイパス弁 7 を通過し、高压管 6 3 に流入する。

20

## 【 0 0 6 3 】

その後、冷媒は分岐ユニット 3 0 0 に流入し、暖房運転の要求される室内ユニット 2 0 0 a には電子膨張弁 2 0 入口部で分岐された冷媒が、冷房運転の要求される室内ユニット 2 0 0 b、2 0 0 c には他の冷媒が供給される。暖房運転の要求される室内ユニット 2 0 0 a には電磁弁 3 1 を通過した冷媒が流入し、室内熱交換器 9 a で放熱して電子膨張弁 8 a で中間圧力まで減圧される。冷房運転の要求される室内ユニット 2 0 0 b、2 0 0 c には電子膨張弁 8 a を通過した冷媒が供給される。その後、電子膨張弁 8 b、8 c で各熱交換器への分配流量比が調整され、室内熱交換器 9 b、9 c で空調対象空間の熱負荷を処理した後、電磁弁 3 2、3 4 を通って、低压管 6 4 に流入し、逆止弁 9 0、四方弁 2 の第 4 口 4 d から第 1 口 4 a を経て第 1 圧縮機 1 に流入する。

30

## 【 0 0 6 4 】

このように、本実施の形態では、冷房主体運転時には膨張機 5 a による動力回収を行わない。

## 【 0 0 6 5 】

つぎに、暖房主体運転では、暖房運転が要求される室内ユニットに高温・高压ガスを供給するため、膨張機 5 a による減圧は行わず、予膨張弁 6、バイパス弁 7 を閉止する。暖房主体運転における四方弁 2 の接続状態は、暖房運転時と同様である。本実施の形態では、室内ユニット 2 0 0 a では冷房運転が要求され、他の 2 つの室内ユニット 2 0 0 b、2 0 0 c では暖房運転が要求される場合について説明する。また、電磁弁 2 7、2 9 が開放され、電磁弁 2 6、2 8 が閉止される暖房主体運転について説明する。このとき、分岐ユニット 3 0 0 内の電子膨張弁 2 1 は、適切な前後差圧が得られる開度に、電磁弁 3 0、3 3、3 5 は開状態、電磁弁 3 1、3 2、3 4 および電子膨張弁 2 0 は閉状態に設定される。第 1 圧縮機 1 から吐出された高温高压のガス冷媒は、四方弁 2 の第 3 口 2 c から第 4 口 2 d を通って、逆止弁 9 0 が閉止されているので、逆止弁 9 2 に流れる。逆止

40

50

弁 9 2 を通過した冷媒は、予膨張弁 6、バイパス弁 7 が閉止しているため、高圧管 6 3 に流入する。

【 0 0 6 6 】

その後、冷媒は分岐ユニット 3 0 0 に流入し、暖房運転の要求される室内ユニット 2 0 0 b、2 0 0 c には電子膨張弁 2 0 入口部で分岐された冷媒が、冷房運転の要求される室内ユニット 2 0 0 a には他の冷媒が供給される。暖房運転の要求される室内ユニット 2 0 0 b、2 0 0 c には電磁弁 3 3、3 5 を通過した冷媒が流入し、室内熱交換器 9 b、9 c で放熱して電子膨張弁 8 b、8 c で中間圧力まで減圧される。一方、冷房運転の要求される室内ユニット 2 0 0 a には、電子膨張弁 8 b、8 c を通過した冷媒の一部が供給される。他の冷媒は電子膨張弁 2 1 を通過して低圧管 6 4 に流入する。電子膨張弁 8 a を通過した冷媒は、室内熱交換器 9 a で空調対象空間の熱負荷を処理した後、電磁弁 3 0 を通って、電子膨張弁 2 1 を流出した気液二相冷媒と合流する。

10

【 0 0 6 7 】

低圧管 6 4 を通過した冷媒は、逆止弁 9 1 を通過し、逆止弁 9 7 および電磁弁 2 7 に流入する。逆止弁 9 7 を通過した冷媒はさらに電磁弁 2 6、逆止弁 9 3 が閉止されているため、第 1 室外熱交換器 3 a に流入して蒸発する。第 2 室内熱交換器 3 b で蒸発した冷媒は、逆止弁 9 6 を通って第 1 室外熱交換器 3 a で蒸発した冷媒と合流し、予膨張弁 6 およびバイパス弁 7 が閉止しているため、電磁弁 2 9 を通過し、四方弁 2 の第 2 口 4 b から第 1 口 4 a を経て第 1 圧縮機 1 に流入する。

【 0 0 6 8 】

20

このように、本実施の形態では、暖房主体運転時にも膨張機 5 a による動力回収を行わない。

【 0 0 6 9 】

本実施の形態では、膨張機を利用する全冷房運転では、環境条件に応じて、第 2 圧縮機 5 b の吸入側に配置される室外熱交換器の伝熱面積を制御し、効率の高い運転を実現する。例えば、実施の形態 1 の図 8 に示したように、外気温度が上昇すると、放熱器出口温度が上昇し、膨張動力が増加するため予膨張弁である開閉弁 6 あるいはバイパス弁である開閉弁 7 を開放する方向（回転数を減少させる方向）で運転され、逆に外気温度が低下すると、放熱器出口温度が低下し、膨張動力が減少するため開閉弁 6 あるいは開閉弁 7 を閉止する方向（回転数を増加させる方向）で運転される。

30

【 0 0 7 0 】

そこで、本実施の形態では、図 8 の関係を利用して外気温度が低下する場合、第 2 圧縮機 5 b 吸入側の室外熱交換器の伝熱面積（室外熱交換器の利用台数）を電磁弁の開閉操作により減少させ、予膨張弁である開閉弁 7 での回収動力の損失を低減することができる。一方、外気温度が上昇する場合、第 2 圧縮機 5 b 吸入側の室外熱交換器の伝熱面積（室外熱交換器の利用台数）を増加させ、バイパス弁 7 での回収動力の損失を低減することができる。この制御は外気温度が変化した場合だけでなく、室内温度や空調負荷が変化した場合にも同様の制御思想を適用することができる。

【 0 0 7 1 】

以上より、外気温度、室内温度、空調負荷といった環境条件に応じて、第 2 圧縮機 5 b 吸入側の室外熱交換器の伝熱面積（室外熱交換器の利用台数）を増減させることで膨張機 5 a での回収動力損失を最小限に抑え、冷凍サイクル装置を高効率で運転することができる。

40

【 0 0 7 2 】

なお、膨張機 5 a の入口部に設けた予膨張弁 6 とバイパス弁 7 を用いた通過冷媒流量および回収動力の制御方法は実施の形態 1 と同様であるため、詳細な説明を省略する。

【 0 0 7 3 】

以上より、冷房運転と暖房運転を同時に行うことができる冷凍サイクル装置において、全冷房運転モードのみで膨張機による動力回収運転を行うとともに、外気温度、室内温度、空調負荷という環境条件に応じて第 2 圧縮機 5 b 吸入側の室外熱交換器の伝熱面積を増

50

減させることで膨張機 5 a での回収動力の損失を最小限に抑え、冷凍サイクル装置を高効率で運転することができる。なお、本実施の形態では、第 2 圧縮機 5 b の吸入側の伝熱面積を変化させる構成を示したが、第 2 圧縮機 1 の吐出側の伝熱面積を変化させ、膨張機 5 a の入口密度を変化させる構成としても良い。また、伝熱面積を増減させる例を示したが、室外熱交換器への送風量を増減させるようにしても良い。

#### 【0074】

実施の形態 3 .

以下、図 1 1 ~ 図 1 6 に示す本発明の実施の形態 3 による冷凍サイクル装置について説明する。実施の形態 3 が実施の形態 1 と異なるのは、膨張機ユニット内に第 2 圧縮吐出圧空間を設け、バイパス回路の出口側を第 2 圧縮吐出圧空間に接続する点である。この構造により、バイパス回路を流れる流体が常に第 2 圧縮吐出圧空間を経由して冷媒回路に流れる。

10

#### 【0075】

図 1 1 は、本発明の実施形態 3 に係る冷凍サイクル装置の模式図、図 1 2 は、本発明の実施形態 3 に係る膨張機ユニットの詳細構造である。図において、同一の符号を付したものは、同一またはこれに相当するものであり、このことは、明細書の全文において共通することである。

#### 【0076】

本実施の形態に係る冷凍サイクル装置において、室外に配置された室外ユニット 1 0 0 内には、冷媒ガスを圧縮するための第 1 圧縮機 1、室内ユニット 2 0 0 a、2 0 0 b の運

20

転モードに応じて冷媒が流れる方向を切替える冷媒流路切替手段である四方弁 2 および四方弁 4、運転モードに応じて放熱器または蒸発器となる第 1 室外熱交換器 3 a および第 2 室外熱交換器 3 b、外気を強制的に第 1 室外熱交換器 3 a、第 2 室外熱交換器 3 b の外表面に送風するための図示しない送風機が収納されている。

#### 【0077】

膨張機ユニット 5 0 の内部には、膨張機 5 a と第 2 圧縮機 5 b がそれぞれ配置されており、それらは同軸で連結されている。第 2 圧縮機 5 b には、外部配管からなるバイパス回路とバイパス回路中に開閉弁として逆止弁であるバイパス弁 5 3 が設けられ、バイパス回路の出口端は膨張機ユニット 5 0 に接続されている。なお、冷媒サイクルを構成するその他の機器および制御方法は実施の形態 1 と同様であるため、詳細な説明を省略する。

30

#### 【0078】

図 1 2 は、図 1 1 の冷凍サイクル装置内の膨張機ユニット 5 0 の構成を示し、膨張機 5 a、第 2 圧縮機 5 b とともにスクロール構造を採用したものである。膨張機ユニット 5 0 の密閉容器 3 1 0 内の下方には、膨張機 5 a が設置されており、膨張機 5 a の上方には、第 2 圧縮機 5 b が設置されている。膨張機 5 a は膨張機用固定スクロール 3 5 1 と膨張機用揺動スクロール 3 5 2 とから構成され、第 2 圧縮機 5 b は第 2 圧縮機用固定スクロール 3 6 1 と第 2 圧縮機用揺動スクロール 3 6 2 から構成されている。これらのスクロールの中心部には軸 3 0 8 が貫通しており、軸 3 0 8 の両端部にはバランスウェイト 3 0 9 a、3 0 9 b が設けられ、軸 3 0 8 は膨張機構側軸受け部 3 5 1 b、第 2 圧縮機構側軸受け部 3 6 1 b で支持されている。また、揺動スクロールの膨張機構側渦巻 3 5 2 と第 2 圧縮機構側渦巻 3 6 2 とは、背面合わせ構造または台板を共有して一体型に構成されている。揺動スクロール中央部には揺動スクロールを偏心駆動するクランク部 3 0 8 b が設けられ、第 2 圧縮機構側には揺動スクロールの自転を規正するオルダムリング 3 0 7 が設けられている。

40

#### 【0079】

軸 3 0 8 の下端には、給油ポンプ 3 0 6 が装着され、軸 8 内には給油孔 3 0 8 c が空けられている。固定スクロール 3 5 1 と固定スクロール 3 6 1 の外周部には、固定スクロール 3 6 1 の上部空間 3 7 0 から、揺動スクロール運動空間 3 7 1 を経由しない油戻し孔 3 1 7 が設けられ、固定スクロール 3 5 1 の下部空間 3 7 2 には潤滑油 3 1 8 が貯留されている。

50



## 【 0 0 8 0 】

潤滑油 3 1 8 が貯留される密閉容器 3 1 0 底部には、第 1 圧縮機 1 と下部空間 3 7 2 の適正油面高さより高い位置あるいは密閉容器 3 1 0 の底面を連通させる油配管 3 8 0 が設けられている。

## 【 0 0 8 1 】

膨張機構 5 の外周であって密閉容器 3 1 0 の側面には、冷媒を吸入する膨張吸入管 3 1 3 および膨張した冷媒を吐出する膨張吐出管 3 1 5 が設置されている。一方、第 2 圧縮機 5 b の上方であって密閉容器 3 1 0 の上面には、冷媒を吸入する第 2 圧縮吸入管 3 1 2 が設けられている。第 2 圧縮機 5 b の固定スクロール 3 6 1 より上方であって密閉容器 3 1 0 内の側面には、バイパス弁 5 3 に接続するバイパス管 3 1 6 と、圧縮した冷媒を吐出する第 2 圧縮吐出管 3 1 4 が設置されている。

10

## 【 0 0 8 2 】

膨張機 5 a においては、固定スクロール 3 5 1 の台板 3 5 1 a には、冷媒を吸入するための膨張吸入ポート 3 5 1 d が開けられており、膨張吸入管 3 1 3 に連結している。固定スクロール 3 5 1 の渦巻 3 5 1 s と揺動スクロールの膨張機構側渦巻 3 5 2 のそれぞれの先端には、固定スクロール 3 5 1 の渦巻 3 5 1 s と揺動スクロールの膨張機構側渦巻 3 5 2 とで形成される第 2 圧縮室 3 5 3 を仕切るチップシール 3 5 4 が装着されている。

## 【 0 0 8 3 】

第 2 圧縮機 5 b においては、固定スクロール 3 6 1 の台板 3 6 1 a には、冷媒を吸入するための第 2 圧縮吸入ポート 3 6 1 d と冷媒を吐出するための第 2 圧縮吐出ポート 3 6 1 e が空けられており、第 2 圧縮吸入ポート 3 6 1 d は、第 2 圧縮吸入管 3 1 2 に連結している。固定スクロール 3 6 1 の渦巻 3 6 1 s と揺動スクロールの第 2 圧縮機構側渦巻 3 6 2 のそれぞれの先端には、固定スクロール 3 6 1 の渦巻 3 6 1 s と揺動スクロールの第 2 圧縮機構側渦巻 3 5 2 とで形成される第 2 圧縮室 3 6 3 を仕切るチップシール 3 6 4 が装着されている。また、揺動スクロールに対向する面であって固定スクロール 3 6 1 の渦巻 3 6 1 s 外周には、揺動スクロールと固定スクロール 3 6 1 とをシールする外周シール 3 6 5 が設けられている。

20

## 【 0 0 8 4 】

図 1 3 は、この発明の実施の形態 3 による第 2 圧縮機 5 b を示す平面図であり、揺動スクロールの第 2 圧縮機構側渦巻 3 6 2 と固定スクロール 3 6 1 とを組み合わせた図である。第 2 圧縮吸入ポート 3 6 1 d は、揺動スクロールの第 2 圧縮機構側の渦巻外端部と干渉しない位置に開けられており、第 2 圧縮室 3 6 3 の最外周壁と固定スクロール 3 6 1 に設けた外周シール 3 6 5 とで囲まれた空間が第 2 圧縮機 5 b の吸入圧空間 3 7 4 となっている。

30

## 【 0 0 8 5 】

つぎに、膨張機ユニット 5 0 の動作について説明する。図 1 4 は、この発明の実施の形態 3 による第 2 圧縮機の冷媒ガスと油の流れを示す図である。

## 【 0 0 8 6 】

固定スクロール 3 5 1 と揺動スクロールの膨張機構側渦巻 3 5 2 とで形成される膨張室 3 5 3 内で、膨張吸入管 3 1 3 から吸入した高圧の冷媒が膨張することによって動力が発生する。膨張室 3 5 3 内で膨張減圧した冷媒は、揺動スクロール運動空間 3 7 1 を経由して膨張吐出管 3 1 5 から密閉容器 3 1 0 外へ吐出される。

40

## 【 0 0 8 7 】

膨張機 5 a で発生した動力によって、第 2 圧縮機 5 b の固定スクロール 3 6 1 と揺動スクロールの第 2 圧縮機構側渦巻 3 6 2 とで形成される第 2 圧縮室 3 6 3 内で、第 2 圧縮吸入管 3 1 2 から吸入した冷媒が圧縮昇圧される。第 2 圧縮室 3 6 3 内で圧縮昇圧された冷媒は、一旦密閉容器 3 1 0 内の上部空間 3 7 0 に吐出された後、第 2 圧縮吐出管 3 1 4 を通って密閉容器 3 1 0 外へ吐出される。このとき、揺動スクロール運動空間 3 7 1 と第 2 圧縮機 5 b の外周部は、外周シール 3 6 5 によってシールされおり、揺動スクロール運動空間 3 7 1 内は膨張後圧力となり、下部空間 3 7 2 は、揺動スクロール運動空間 3 7 1 を

50

經由しない油戻し孔 317 を通じて上部空間 370 と同じ第 2 圧縮機の圧縮後圧力となっている。密閉容器 310 の外部に設けられたバイパス弁 53 は、第 2 圧縮機 5b の高低圧差により、閉止されている。

【0088】

つぎに、第 2 圧縮機において、冷媒ガスとともに循環する油の動作について説明する。第 1 圧縮機 1 から冷媒ガスとともに第 2 圧縮機 5b に吸い込まれた油は、第 2 圧縮機吐出ポート 361e から吐出弁 330 を経て、上部空間 370 に流入する。上部空間 370 に流入した油は、上部空間 370 内で気液分離され、固定スクロール 361 上面に溜まった後、油戻し孔 317 を經由して下部空間 372 の油貯留部へ戻される。さらに、下部空間 372 に貯留される過剰な油 318 は、密閉容器 310 底部に設けた油配管 380 を經由して、第 1 圧縮機 1 と下部空間 372 との差圧で第 1 圧縮機 1 内に戻され、油面が適正な位置に保持される。以上が、第 2 圧縮機 5b 内で高低圧力差が生じている時の動作である。

10

【0089】

つぎに、第 2 圧縮機 5b で高低圧力差がない時（起動時や冷房運転でのみ膨張機を使用する冷凍システムの暖房運転時や回転数が低い運転時など）の動作について説明する。図 15 は、第 2 圧縮機 5b で高低圧力差が生じない時のこの発明の実施の形態 3 による第 2 圧縮機の冷媒ガスと油の流れを示す図の一例である。このときは、回転数が低くて、第 2 圧縮機 5b の吸入流量が第 1 圧縮機 5a の吐出流量を下回り、第 2 圧縮機 5b の吸入圧力が圧縮後圧力より上昇して、バイパス弁 53 が開放状態となる。第 1 圧縮機 1 から吐出された冷媒ガスは、第 2 圧縮機吸入管 312 から吸い込まれ第 2 圧縮室 363 を經由して上部空間 370 に吐出される経路と、バイパス弁 53 およびバイパス管 316 を経て上部空間 370 に至る経路に分かれて上部空間 370 に流入する。その後、第 2 圧縮機吐出管 314 を通じて密閉容器 310 外へ吐出される。冷媒ガスとともに循環する油についても、冷媒ガスと同様、二経路に分かれて、上部空間 370 に流入する。冷媒ガスとともに流入した油は、上部空間 370 内で気液分離され、固定スクロール 361 上面に溜まったのち、油戻し孔 317 を經由して下部空間 372 の油貯留部へ戻される。

20

【0090】

図 16 は、第 2 圧縮機 5b で高低圧力差が生じない時のこの発明の実施の形態 3 による第 2 圧縮機の冷媒ガスと油の流れを示す図の別の例である。このときは、第 2 圧縮機 5b が回転せずに、冷凍サイクル装置を流れる全量の冷媒ガスと循環する油がバイパス管 314 を流れ、上部空間 370 に流入する。その後冷媒ガスは、第 2 圧縮機吐出管 314 を経て密閉容器 310 外へ吐出される。一方、冷媒ガスとともに流入した油は、上部空間 370 内で気液分離され、固定スクロール 361 上面に溜まったのち、油戻し孔 317 を經由して下部空間 372 の油貯留部へ戻される。

30

【0091】

すなわち、本実施の形態では、バイパス弁 53 により過剰な流量分のバイパスが自動的に行われるとともに、冷凍サイクル装置を流れる全量の冷媒ガスと循環する油が、常に第 2 圧縮機 5b の上部空間 370 を通過し、上部空間 370 内で気液分離される。

【0092】

つぎに、膨張機ユニット 50 内の給油機構について説明する。膨張機 5a の膨張動力によって軸 308 が回転すると、給油ポンプ 306 によって、下部空間 372 に貯留される潤滑油 318 が、給油孔 308c を經由して各軸受け部 361b、352b とクランク部 308b へ供給される。また、各軸受け部 361b、352b とクランク部 308b へ供給された潤滑油 318 の上部空間 370 への漏洩量は、油戻し孔 317 を經由して下部空間 372 の油貯留部へ戻される。

40

【0093】

揺動スクロールに作用するスラスト荷重については、本実施の形態においても揺動スクロール運動空間は膨張後圧力となっており、実施の形態 1 と同様である。

【0094】

上記の構成により、膨張機ユニット 50 内で分離された油が、第 1 圧縮機 1 と膨張機ユ

50

ユニット50の間で冷凍サイクルの回路を經由せずに、直接第1圧縮機1に移動するので、膨張機ユニット50が第1圧縮機1の油分離器として機能し、冷媒中に油が混在することによる熱交換性能の低下を抑制できる効果がある。

【0095】

さらに、膨張機ユニット50の油分離機能と油配管380による油面調整機能により、常に適正な油量が下部空間372に保持され、軸受部に安定した給油が行なわれるとともに、過剰な油による攪拌ロスの発生も防止できるので、起動性を向上できる効果がある。

【0096】

実施の形態4.

以下、図17～図19に示すこの発明の実施の形態4による冷凍サイクル装置について説明する。先に図1～図9に示す冷凍サイクル装置に関連して説明した通り、熱交換器の段方向の風速分布が均一の時は、第2室外熱交換器3bの伝熱面積比を0.3～0.5、かつ膨圧容積比を1.8～2.3に設定することで、COP向上比は最大となるが、ファンが熱交換器よりも上部に設置されている時は、熱交換器の段方向に風速分布が生じるため、第1室外熱交換器3aおよび第2室外熱交換器3bのそれぞれでの伝熱性能が変化し、風速分布が均一な場合と同一能力となる伝熱面積の比は異なったものとなる。そこで、実際に熱交換器を作成する場合は熱交換器の段方向の風速分布を考慮しなければならない。

【0097】

ここで、熱交換器の段方向の風速分布が図17のようになっているものとする。これは、図18に示すように、C部のファンを熱交換器よりも上部へ設置した場合であり、熱交換器の高い位置にあるA部は第2室外熱交換器とし、低い位置にあるB部は第1室外熱交換器として利用する構成とし、熱交換器の段方向の風速分布を考慮すると、図19に示すようにA部の伝熱面積比が0.33近辺でCOP向上比は極大値を示す。そして、COP向上比の極大値よりも-4%のCOP向上比まで膨張機搭載回路が有効に活用できるものとする、A部の伝熱面積比を0.13～0.45の範囲とするのがよい。ここで、図17からわかるように、ファンを熱交換器よりも上部へ設置する場合は、熱交換器の風速は高い位置へ向かうほど大きくなるため、風速分布一定の場合に比べ、伝熱面積比は小さくなる。さらに、図18に示すように、熱交換器を一体もしくは列方向にフィンを共有しないように分割することで、熱交換器の設置スペースを小さくすることが可能であり、A部

【0098】

実施の形態5.

つぎに、図20に示すように、C部のファンを熱交換器よりも上部へ設置し、第2室外熱交換器A部を第1室外熱交換器B部よりも低い位置に設定する場合を考える。この時の伝熱面積比に対するCOP向上比の関係は図21のようになり、A部の伝熱面積比が0.50近辺でCOP向上比は極大値をとる。そして、COP向上比の極大値よりも-4%のCOP向上比まで、膨張機搭載回路が有効に活用できるものとする、A部の伝熱面積比を0.32～0.60の範囲とするのがよい。このように熱交換器の低い位置にあるA部を第2室外熱交換器として利用すると、A部のパス数を増加させることが可能であり、A部内における圧力損失を低減させることができる。さらに、図20に示すように、熱交換器を一体もしくは列方向にフィンを共有しないように分割することで、第2室外熱交換器と第1室外熱交換器を独立させて使用する場合と比較して、熱交換器の設置スペースを小さくすることが可能であり、熱交換器のコスト削減が図れる。

【0099】

実施の形態6.

さらに図22に示すように、C部のファンを熱交換器よりも上部へ設置する場合に、室外熱交換器が列方向に分割され、A部の第2室外熱交換器をB部の第1室外熱交換器より

10

20

30

40

50

も風下側に配置された構成としても良い。このようにA部の第2室外熱交換器を風下側に配置することにより、A部の第2室外熱交換器では高温の冷媒と空気、B部の第1室外熱交換器では低温の冷媒と空気が熱交換を行う対向流となり、熱交換器の性能向上が図れる。

【0100】

また、本実施の形態では、冷房運転時の性能だけで室外熱交換器の全伝熱面積に対する第2室外熱交換器の伝熱面積の比を決める構成とした。ところで、室外熱交換器が暖房運転時に蒸発器として利用される場合には吸込み空気と冷媒温度相当飽和湿り空気とのエンタルピ差（蒸発器では熱交換器が湿り状態となるため、熱交換の駆動温度差がエンタルピ差となる）が小さく、伝熱面積比が性能に及ぼす影響が小さくなるので、冷房運転時の性能のみで上記の伝熱面積比を決めることができる。

10

【0101】

また、本実施の形態では、暖房運転時においても、第1および第2室外熱交換器を使用する構成とした。第1および第2室外熱交換器を配管で分岐させて使用することにより、それぞれの熱交換器へ冷媒が流入するときの圧力損失を低減することができ、熱交換器へ流入する冷媒量を分岐管の長さおよび径にて調整できる。

【0102】

以上より、ファンを熱交換器よりも上部へ設置し、熱交換器の段方向の風速分布を考慮する場合において、第2室外熱交換器を第1室外熱交換器よりも高い位置に配置し、高い位置へ第1及び第2室外熱交換器の合計伝熱面積の比に対する第2室外熱交換器の伝熱面積の比を0.13～0.45とし、第2室外熱交換器を第1室外熱交換器よりも低い位置に配置する場合は、低い位置へ第1及び第2室外熱交換器の合計伝熱面積の比に対する第2室外熱交換器の伝熱面積の比を0.32～0.60とし、室外熱交換器を列方向に分割する場合は、第2室外熱交換器を風下側に配置する。

20

【0103】

実施の形態7.

熱交換器の断面形状はこれまで図示したようなU字状のものでなくとも、例えば、図23に示すような直線状等の、その他の形状の熱交換器を用いてもよい。また、C部のファンは熱交換器の上部でなくても、横に設置してもよい。このとき、白抜き矢印は風の流れであり、風下側のA部を第2室外熱交換器とし、B部を第1室外熱交換器とする。

30

【0104】

これまで説明してきた実施の形態において、膨張機5aと第2圧縮機5bの構造はスクロール型に限るものではなく、ロータリー型、スクリュー型、レシプロ型、スイング型、ターボ型等、どのような構造のものでもよく、同様の効果を奏するのは言うまでもない。

【0105】

また、冷媒回路内の冷媒は二酸化炭素である場合を例に説明したが、その他の冷媒でもよい。超臨界状態となる冷媒としては、その他に二酸化炭素とジメチルエーテル、ハイドロフルオロエーテル等のエーテルから構成される混合冷媒等が使用できる。また、超臨界状態になる冷媒に限らず、通常の二相状態で熱交換を行う冷媒、すなわち、HFC410A、HFC407C等の代替冷媒等の塩素を含まない冷媒や、R22、R134a等の従来のフロン系の冷媒、あるいは炭化水素等の自然冷媒系の冷媒を用いてもよい。

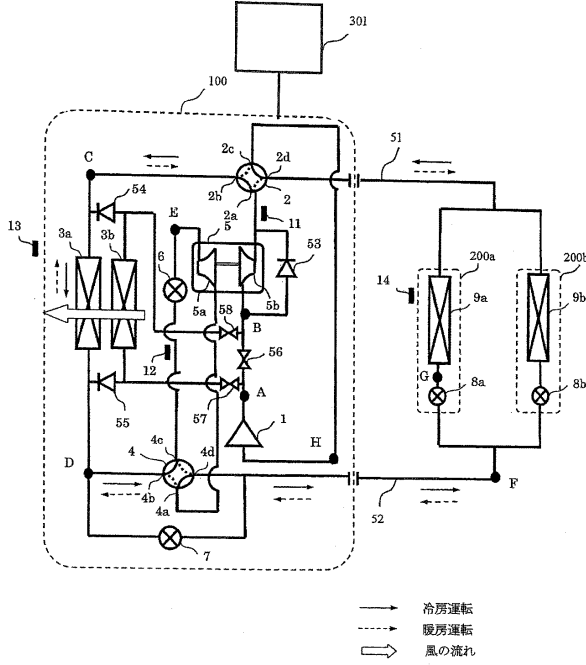
40

【符号の説明】

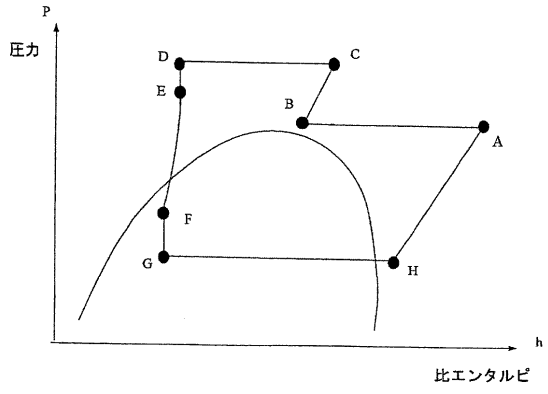
【0106】

1 第1圧縮機、2 四方弁、3a, 3b, 3c 室外熱交換器、5a 膨張機、5b 第2圧縮機、9a, 9b, 9c 室内熱交換器。

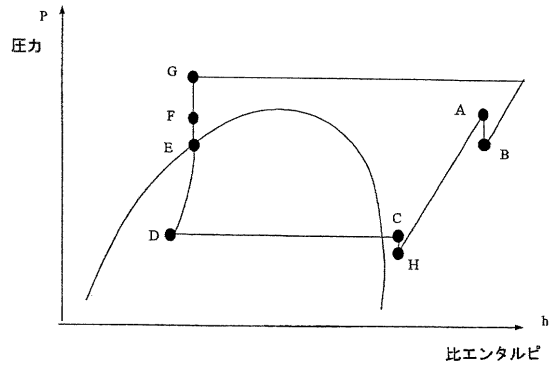
【図1】



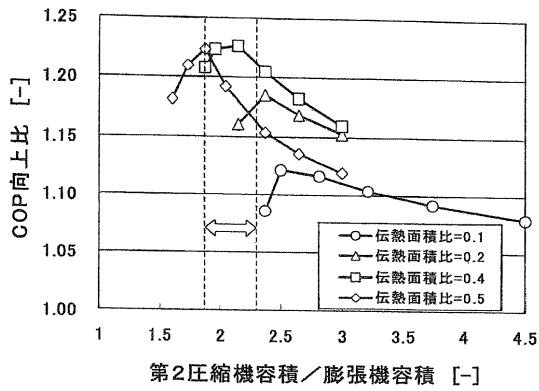
【図2】



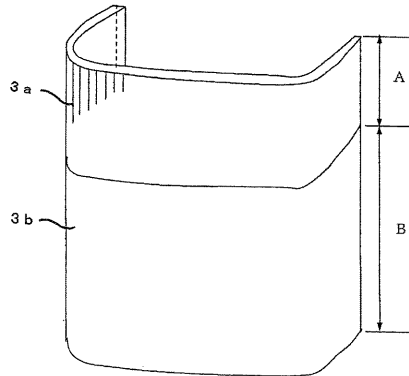
【図3】



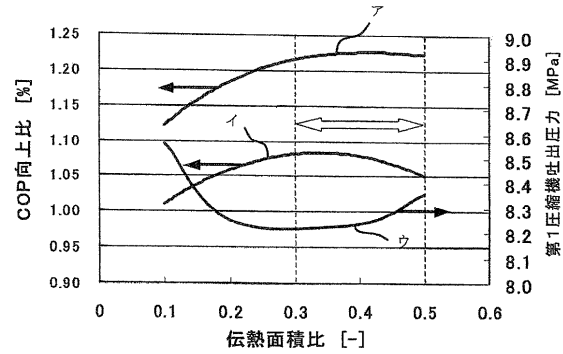
【図4】



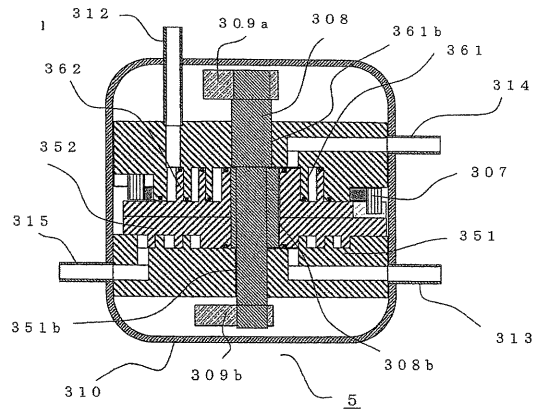
【図6】



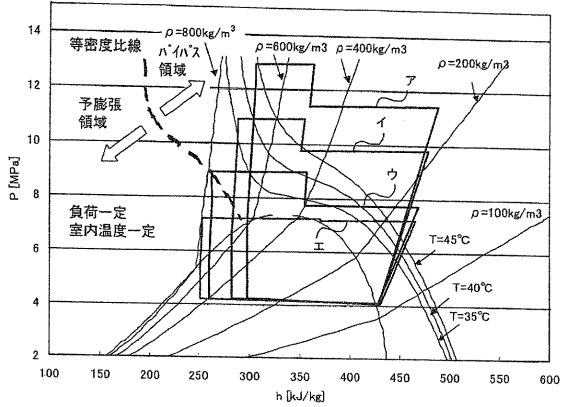
【図5】



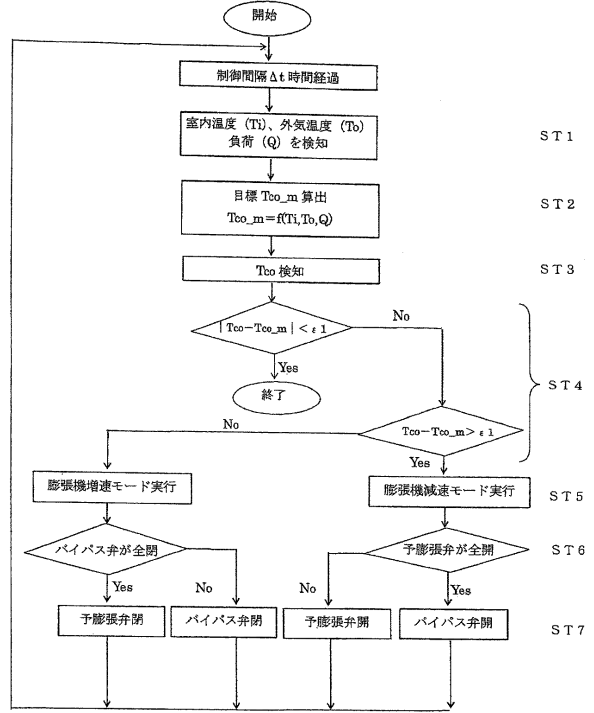
【図7】



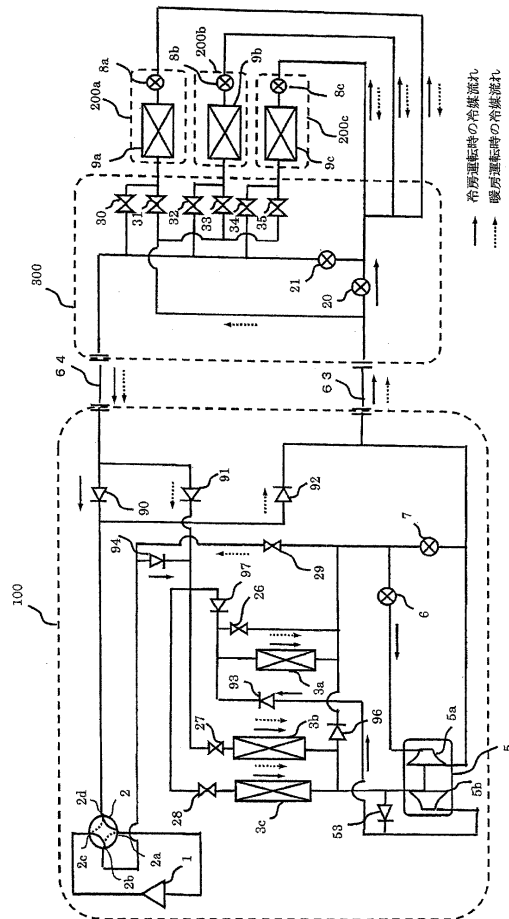
【図8】



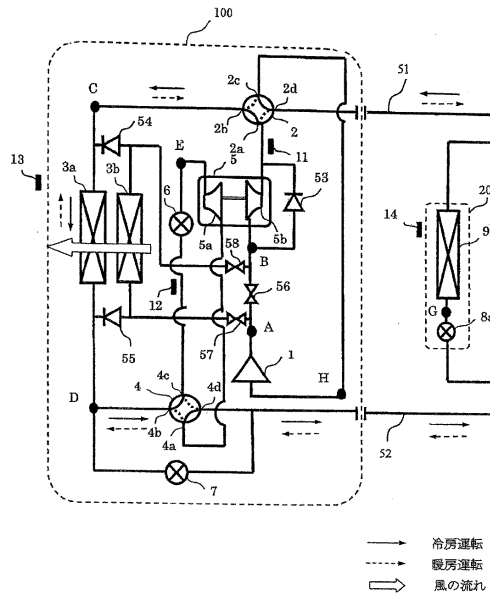
【図9】



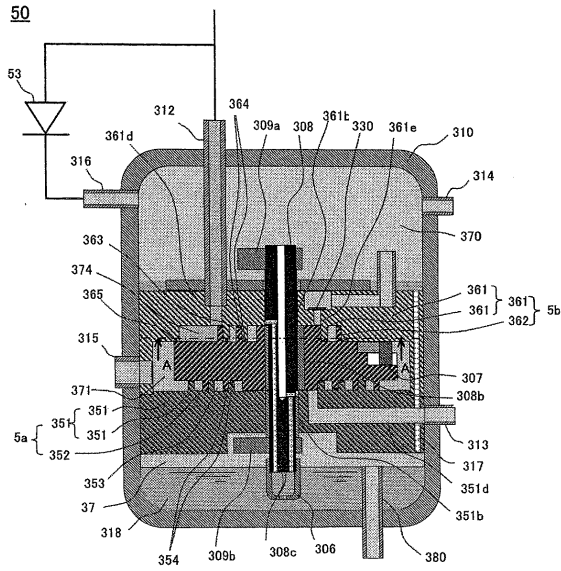
【図10】



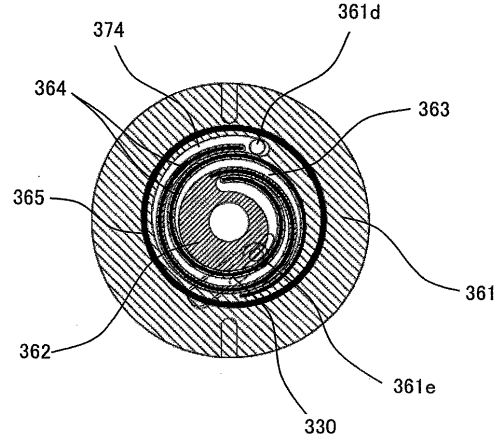
【図11】



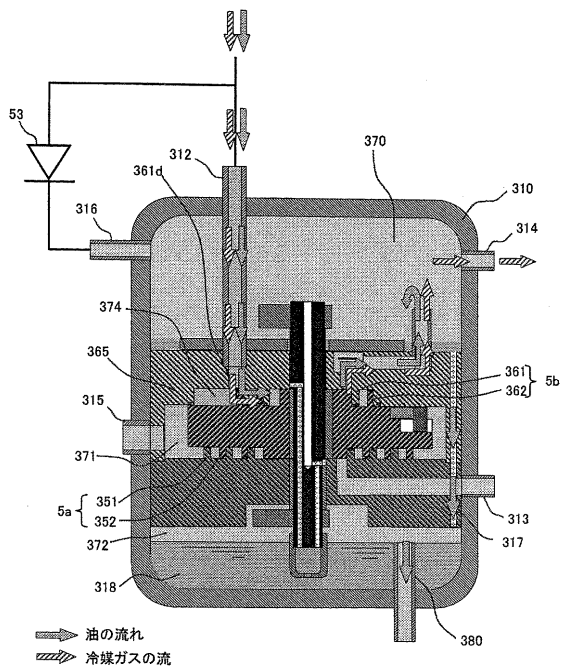
【図12】



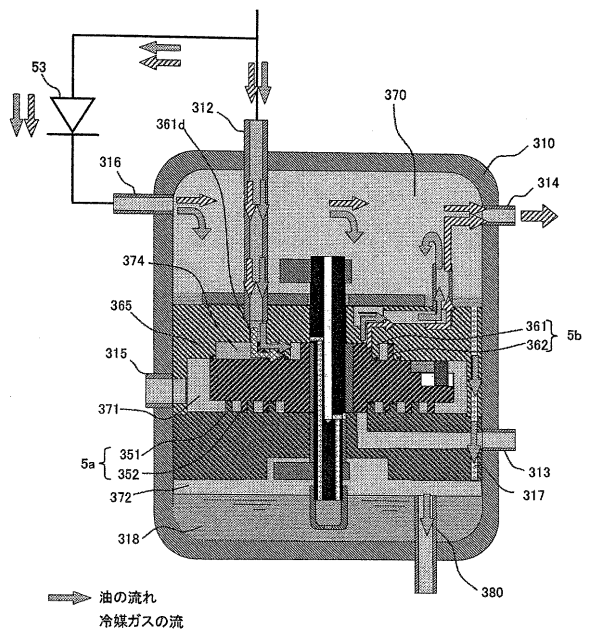
【図13】



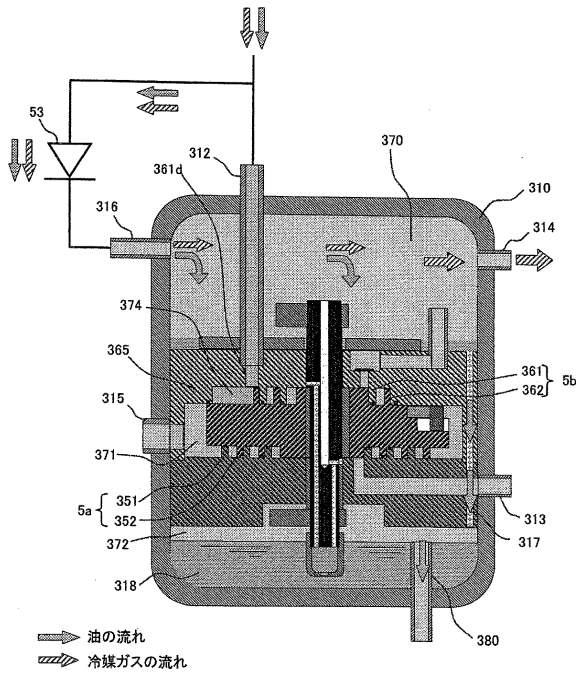
【図14】



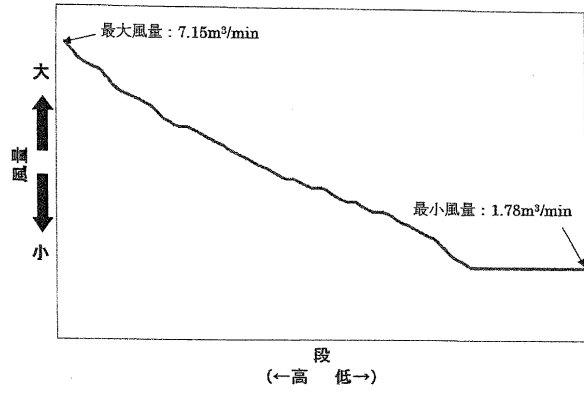
【図15】



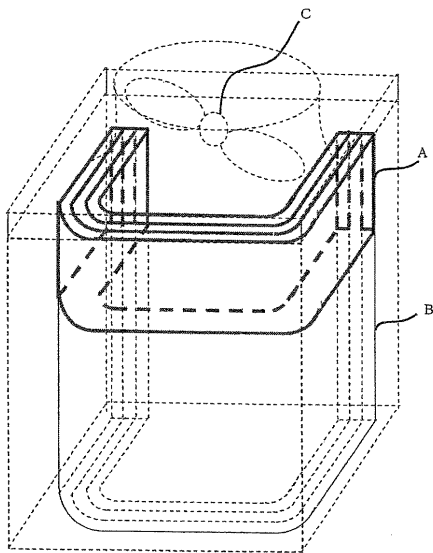
【図16】



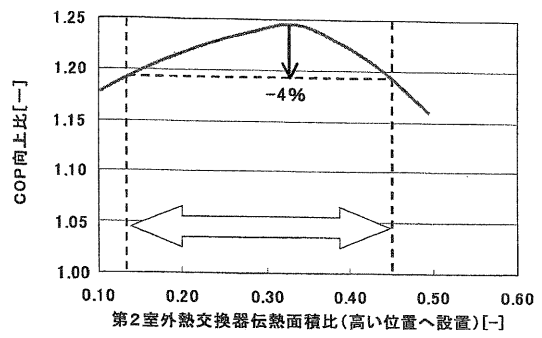
【図17】



【図18】

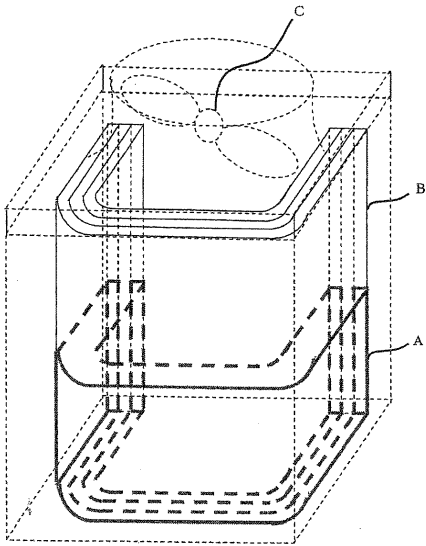


【図19】

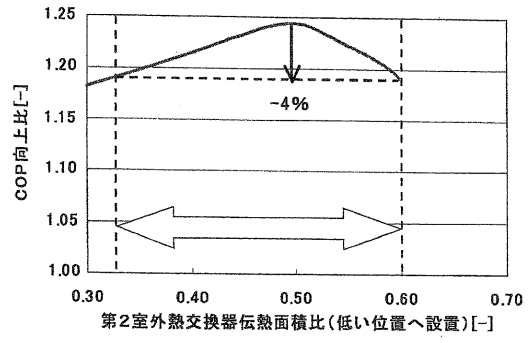




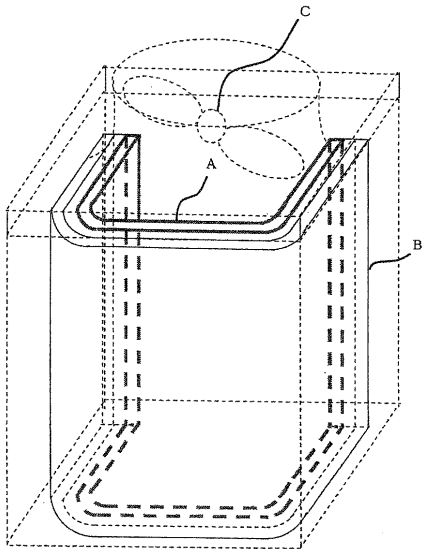
【図20】



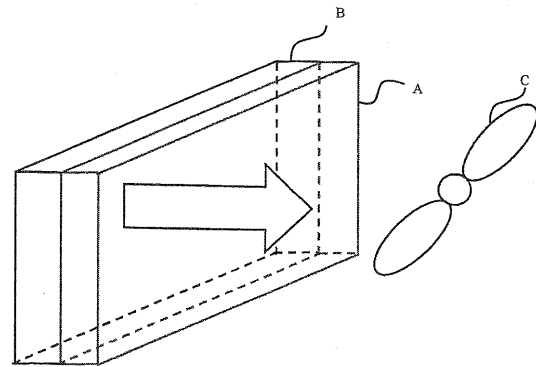
【図21】



【図22】



【図23】



## フロントページの続き

- (74)代理人 100161115  
弁理士 飯野 智史
- (74)代理人 100117776  
弁理士 武井 義一
- (72)発明者 岡崎 多佳志  
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
- (72)発明者 下地 美保子  
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
- (72)発明者 関屋 慎  
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
- (72)発明者 角田 昌之  
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
- (72)発明者 鳩村 傑  
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

審査官 仲村 靖

- (56)参考文献 特開2006-207835(JP,A)  
特開2006-343017(JP,A)  
特開2003-279179(JP,A)  
特開平11-094379(JP,A)  
特開平09-145187(JP,A)  
特開2005-326138(JP,A)  
特開2004-317073(JP,A)  
特開平10-176867(JP,A)  
特開2004-150750(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F25B 1/10  
F25B 1/00  
F25B 1/04