(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号

特許第3679323号

(P3679323)

(45)発行日　平成17年8月3日(2005.8.3)　(24)登録日　平成17年5月20日(2005.5.20)

(51)Int.Cl.[7]　F I

F24F 11/02　F24F 11/02　102F

F25B 1/00　F24F 11/02　102S

F24F 11/02　102W

F24F 11/02　102X

F25B 1/00　304P

請求項の数 8　(全 25 頁)　最終頁に続く

(21)出願番号　特願2000-330990(P2000-330990)

(22)出願日　平成12年10月30日(2000.10.30)

(65)公開番号　特開2002-130770(P2002-130770A)

(43)公開日　平成14年5月9日(2002.5.9)

審査請求日　平成14年12月16日(2002.12.16)

(73)特許権者　000006013
三菱電機株式会社
東京都千代田区丸の内二丁目２番３号

(74)代理人　100089118
弁理士　酒井　宏明

(72)発明者　岡崎　多佳志
東京都千代田区丸の内二丁目２番３号　三菱電機株式会社内

(72)発明者　榎本　寿彦
東京都千代田区丸の内二丁目２番３号　三菱電機株式会社内

(72)発明者　隅田　嘉裕
東京都千代田区丸の内二丁目２番３号　三菱電機株式会社内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】冷凍サイクル装置およびその制御方法

(57)【特許請求の範囲】

【請求項１】

少なくとも圧縮機、高圧側熱交換器、絞り手段、および低圧側熱交換器を液配管およびガス配管を用いて接続した冷媒回路を形成するとともに、前記高圧側熱交換器および前記低圧側熱交換器に対して被加熱媒体および被冷却媒体を搬送する被加熱媒体搬送手段および被冷却媒体搬送手段を有し、高圧側が超臨界圧力で運転される冷媒を用いた冷凍サイクル装置において、

前記高圧側熱交換器の出口配管温度と冷凍サイクルの成績係数が最大付近となる高圧圧力範囲との関係を保持した保持手段と、

前記高圧側熱交換器の出口配管温度を検出する検出手段と、

前記圧縮機から前記高圧側熱交換器に至る配管の温度を検出する配管温度検出手段と、

前記配管温度検出手段が検出した温度をもとに高圧圧力を推定し、この推定した高圧圧力、前記検出手段の検出結果、および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも１つを制御して前記高圧圧力範囲に制御する制御手段と、

を備えたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項２】

前記絞り手段は、冷媒を膨張させる膨張機構部で形成され、

前記膨張機構部の出力軸を、前記圧縮機、前記被加熱媒体搬送手段、前記被冷却媒体搬送手段のうち少なくとも１つの駆動軸に連結した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】
前記高圧側熱交換器の出口部を冷却する低温熱源をさらに備えたことを特徴とする請求項１または２に記載の冷凍サイクル装置。
【請求項４】
冷凍サイクルを行う第２冷凍サイクル手段をさらに備え、
前記低温熱源は、前記第２冷凍サイクル手段の蒸発器であることを特徴とする請求項３に記載の冷凍サイクル装置。
【請求項５】
前記高圧側熱交換器および前記低圧側熱交換器を形成する伝熱管の管外径を５ｍｍ以下とすることを特徴とする請求項１～４のいずれか一つに記載の冷凍サイクル装置。
【請求項６】
前記液配管および前記ガス配管を同一管径とすることを特徴とする請求項１～５のいずれか一つに記載の冷凍サイクル装置。
【請求項７】
前記液配管および前記ガス配管の長さを１５０ｍ以上としたことを特徴とする請求項１～６のいずれか一つに記載の冷凍サイクル装置。
【請求項８】
少なくとも圧縮機、高圧側熱交換器、絞り手段、および低圧側熱交換器を液配管およびガス配管を用いて接続した冷媒回路を形成するとともに、前記高圧側熱交換器および前記低圧側熱交換器に対して被加熱媒体および被冷却媒体を搬送する被加熱媒体搬送手段および被冷却媒体搬送手段を有し、高圧側が超臨界圧力で運転される冷媒を用いた冷凍サイクル装置の制御方法において、
前記高圧側熱交換器の出口配管温度と冷凍サイクルの成績係数が最大付近となる高圧圧力範囲との関係を保持する保持工程と、
前記高圧側熱交換器の出口配管温度および前記圧縮機から前記高圧側交換器に至る配管の温度を検出する検出工程と、
前記検出工程によって検出した前記配管の温度をもとに高圧圧力を推定し、この推定した高圧圧力、前記検出工程によって検出した前記出口配管温度の検出結果、および前記保持工程で保持される関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも１つを制御して前記高圧圧力範囲に制御する制御工程と、
を含むことを特徴とする冷凍サイクル装置の制御方法。
【発明の詳細な説明】
【０００１】
【発明の属する技術分野】
この発明は、高圧側が超臨界圧力で運転される冷媒を用いた空気調和機やヒートポンプなどの冷凍サイクル装置およびその制御方法に関し、特に超臨界圧力で運転される冷媒の特徴を有効に利用し、高効率な運転を行って省エネルギー化を図ることができる冷凍サイクル装置およびその制御方法に関するものである。
【０００２】
【従来の技術】
近年、地球環境保護や機器効率の向上の観点から、空気調和機の冷媒として高圧側が超臨界圧力で運転される二酸化炭素などの超臨界冷媒の適用検討が行われている。高圧側が超臨界圧力で運転される冷媒を用いる空気調和機としては、たとえば、特開平１１－２１１２５１号公報に記載された超臨界蒸気圧縮サイクルの運転方法および運転装置がある。
【０００３】
この超臨界蒸気圧縮サイクルの運転方法では、超臨界冷凍サイクル装置の能力を制御する技術が記載され、圧縮機、高圧側熱交換器（放熱器）、絞り手段および蒸発器を備えた超臨界冷凍サイクル装置において、予め、放熱器に流入して冷媒と熱交換する流体の流入温

度と、冷凍サイクルの成績係数が最大となる最適高圧圧力との特性を求めておき、冷凍サイクルの制御量としてのこの流体の流入温度（たとえば、室内温度）を測定し、この測定値が目標値に達せず、能力を必要とする場合には、上述した流体の流入温度と高圧圧力との特性をもとに、絞り手段の開度を調整し、成績係数が最大となるような高圧圧力で運転し、一方、能力を必要としない場合には、絞り手段の開度を調整して、高圧圧力を予め設定した最低高圧圧力まで低下させて能力を減少させ、この最低高圧圧力による運転が予め設定した一定時間継続した場合に、圧縮機を停止させ、手動による圧縮機のオン／オフ制御を行うようにしている。

【０００４】

ここで、高圧圧力が超臨界圧力となる冷媒としては、たとえば二酸化炭素が使用される。また、圧縮機が回転数可変型の場合、室温制御系と高圧制御系とは独立させて運転を行う。すなわち、能力の調整は、圧縮機回転数の調整によって行い、一方、絞り手段の開度を調整して、成績係数が最大となるような高圧圧力で運転するようにしている。

【０００５】

図１５は、上述した従来の超臨界蒸気圧縮サイクルを用いた空気調和機の構成を示す図である。図１５において、この空気調和機は、室内熱交換器６、室内ファン７を含む室内ユニットＡと、室外熱交換器２、室外ファン３、圧縮機１およびアキュムレータ１２を含む室外ユニットＢとを有し、室内ユニットＡと室外ユニットＢとは、接続配管（液配管）５および接続配管（ガス配管）８によって接続されている。

【０００６】

圧縮機１は、吸入した冷媒ガスを圧縮して室外熱交換器２または室内熱交換器６に送り、アキュムレータ１２は、圧縮機１の吸入側に接続され室外熱交換器２または室内熱交換器６から戻る液冷媒を貯留する。冷房運転時には、四方切替弁９によって圧縮機１と室外熱交換器２とが連通し、室内熱交換器６および室外熱交換器２は、それぞれ蒸発器および放熱器として機能する。暖房運転時には、四方切替弁９によって圧縮機１と室内熱交換器６とが連通し、室内熱交換器６および室外熱交換器２は、それぞれ放熱器および蒸発器として機能する。

【０００７】

室内熱交換器６および室外熱交換器２は、室内空気および室外空気の温度をそれぞれ検出する室内温度検出器１５および室外温度検出器１４をそれぞれ備えている。室外ユニットＢ内において、吐出圧力検出器１１は、圧縮機１と四方切替弁９との間の配管に設けられ、圧縮機１によって吐出される冷媒の圧力（高圧圧力）を検出する。コントローラ１１０は、室内温度検出器１５、室外温度検出器１４、および吐出圧力検出器１１によってぞれぞれ検出された検出値を入力し、これらの検出値をもとに、電子式膨張弁４の開度を制御する。

【０００８】

また、コントローラ１１０には、予め、高圧側の熱交換器（冷房時は室内熱交換器６、暖房時は室外熱交換器２）に流入する空気の温度すなわち放熱器流入空気温度と、成績係数ＣＯＰ（Coefficient of Performance）が最大となる高圧圧力との特性が記憶されている。コントローラ１１０は、制御量としての室温と目標室温との偏差を求め、成績係数ＣＯＰが最大となる高圧圧力を決定する。高圧圧力は、吐出圧力検出器１１で検出された高圧圧力と目標とする高圧圧力との偏差に応じて、コントローラ１１０が電子式膨張弁４の開度を調整することによって制御される。室温は、冷房運転が指示されている場合、放熱器流入空気温度を室外温度とみなされ、暖房運転が指示されている場合、放熱器流入空気温度を室内温度とみなされ、コントローラ１１０が室温目標値と室内温度とを比較することによって、冷凍サイクルの能力が必要とされているか否かが判断される。

【０００９】

このようにして、従来の超臨界冷凍サイクルの温調制御系では、高圧側の熱交換器に流入する流入流体の温度毎に、成績係数ＣＯＰが最大となる高圧圧力が存在する特性を利用し、能力を必要とする場合は、成績係数ＣＯＰを優先して、成績係数ＣＯＰが最大となる高

圧圧力で運転させる。一方、能力を必要としない場合は、成績係数ＣＯＰを無視し、高圧圧力を低下させることによって能力を低下させる。ただし、長期間の低成績係数での運転を避けるため、最低高圧圧力を設定し、この最低高圧圧力での運転が一定時間継続した場合、圧縮機１を停止し、手動によるオン／オフ制御によって温調制御を行う。これによって、冷凍サイクルを効率よく運転できる。

【００１０】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、上述した従来の空気調和機では、室内ユニットＡが複数台設けられる場合、室内ユニットＡの台数変化や外気温度変化に伴って負荷変動が生じ、この負荷変動が生じた場合、室外ファン３あるいは室内ファン７の風量が変化することから、たとえば空気のような流体の流入温度と成績係数が最大となる最適高圧圧力との特性（関係）も変化することになる。この場合、上述した従来の空気調和機では、この流体の流量変化に対応した適切な制御を行うことができず、効率的な運転を行うことができないという問題点があった。

【００１１】

また、上述した従来の空気調和機では、高圧圧力を検知する手段として、圧力を直接測定する圧力検知器を用いているが、この圧力検知器を用いることによって冷媒回路の構造を複雑かつ大型化し、冷媒回路自体にかかるコストが高くなるという問題点があった。

【００１２】

さらに、上述した空気調和機では、放熱器出口温度をできる限り低温にすることによって冷凍効果が増大し、高い成績係数ＣＯＰを得ることができるが、放熱器出口部と蒸発器出口部とを熱交換させる従来の技術ではその効果に限界が存在し、放熱器出口温度を十分に低下させることができず、一層、高い成績係数ＣＯＰを得ることができないという問題点があった。なお、超臨界冷凍サイクルを用いた冷凍サイクル装置では、常に成績係数ＣＯＰの高い装置の出現が要望されている。

【００１３】

この発明は上記に鑑みてなされたもので、高圧側が超臨界圧力で運転される冷媒を用いた冷凍サイクル装置であって、常に高い成績係数を維持させて省エネルギー化を図ることができる冷凍サイクル装置およびその制御方法を得ることを目的とする。

【００１４】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するため、この発明にかかる冷凍サイクル装置は、少なくとも圧縮機、高圧側熱交換器、絞り手段、および低圧側熱交換器を液配管およびガス配管を用いて接続した冷媒回路を形成するとともに、前記高圧側熱交換器および前記低圧側熱交換器に対して被加熱媒体および被冷却媒体を搬送する被加熱媒体搬送手段および被冷却媒体搬送手段を有し、高圧側が超臨界圧力で運転される冷媒を用いた冷凍サイクル装置において、前記高圧側熱交換器の出口配管温度と冷凍サイクルの成績係数が最大付近となる高圧圧力範囲との関係を保持した保持手段と、前記高圧側熱交換器の出口配管温度を検出する検出手段と、前記検出手段の検出結果および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも１つを制御して前記高圧圧力範囲に制御する制御手段とを備えたことを特徴とする。

【００１５】

この発明によれば、保持手段が、前記高圧側熱交換器の出口配管温度と冷凍サイクルの成績係数が最大付近となる高圧圧力範囲との関係を保持し、制御手段が、前記高圧側熱交換器の出口配管温度を検出する検出手段の検出結果および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも１つを制御して前記高圧圧力範囲に制御するようにし、被加熱媒体あるいは被冷却媒体の流量が変化した場合であっても高圧圧力範囲で運転できるようにしている。

【００１６】

つぎの発明にかかる冷凍サイクル装置は、上記の発明において、前記絞り手段は、冷媒を膨張させる膨張機構部で形成され、前記膨張機構部の出力軸を、前記圧縮機、前記被加熱媒体搬送手段、前記被冷却媒体搬送手段のうち少なくとも１つの駆動軸に連結したことを特徴とする。

【００１７】

この発明によれば、前記膨張機構部の出力軸を、前記圧縮機、前記被加熱媒体搬送手段、前記被冷却媒体搬送手段のうち少なくとも１つの駆動軸に連結し、膨張機構部に連結する圧縮機、被加熱媒体搬送手段、被冷却媒体搬送手段の駆動力の一部として、膨張機構部の回転力を利用するようにしている。

【００１８】

つぎの発明にかかる冷凍サイクル装置は、上記の発明において、前記圧縮機から前記高圧側交換器に至る配管の温度を検出する配管温度検出手段をさらに備え、前記制御手段は、前記配管温度検出手段が検出した温度をもとに高圧圧力を推定し、この推定した高圧圧力、前記検出手段の検出結果、および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも１つを制御して前記高圧圧力範囲に制御することを特徴とする。

【００１９】

この発明によれば、制御手段が、前記配管温度検出手段が検出した温度をもとに高圧圧力を推定し、この推定した高圧圧力、前記検出手段の検出結果、および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも１つを制御して前記高圧圧力範囲に制御するようにしている。

【００２０】

つぎの発明にかかる冷凍サイクル装置は、少なくとも圧縮機、高圧側熱交換器、膨張機構部、および低圧側熱交換器を液配管およびガス配管を用いて接続した冷媒回路を形成するとともに、前記高圧側熱交換器および前記低圧側熱交換器に対して被加熱媒体および被冷却媒体を搬送する被加熱媒体搬送手段および被冷却媒体搬送手段を有し、高圧側が超臨界圧力で運転される冷媒を用いた冷凍サイクル装置において、前記膨張機構部の出力軸を、前記圧縮機、前記被加熱媒体搬送手段、前記被冷却媒体搬送手段のうち少なくとも１つの駆動軸に連結したことを特徴とする。

【００２１】

この発明によれば、前記膨張機構部の出力軸を、前記圧縮機、前記被加熱媒体搬送手段、前記被冷却媒体搬送手段のうち少なくとも１つの駆動軸に連結し、膨張機構部に連結する圧縮機、被加熱媒体搬送手段、被冷却媒体搬送手段の駆動力の一部として、膨張機構部の回転力を利用するようにしている。

【００２２】

つぎの発明にかかる冷凍サイクル装置は、上記の発明において、前記高圧側熱交換器の出口部を冷却する低温熱源をさらに備えたことを特徴とする。

【００２３】

この発明によれば、高圧側熱交換器の出口部を冷媒回路と異なる低温熱源によって冷却し、放熱器出口温度を大幅に低下させるようにしている。

【００２４】

つぎの発明にかかる冷凍サイクル装置は、上記の発明において、冷凍サイクルを行う第２冷凍サイクル手段をさらに備え、前記低温熱源は、前記第２冷凍サイクル手段の蒸発器であることを特徴とする。

【００２５】

この発明によれば、高圧側熱交換器の出口部を、冷媒回路の冷凍サイクルとは異なる第２冷凍サイクル手段の蒸発器を用いて冷却し、放熱器出口温度を大幅に低下させるようにしている。

【００２６】

つぎの発明にかかる冷凍サイクル装置は、上記の発明において、前記高圧側熱交換器および前記低圧側熱交換器を形成する伝熱管の管外径を５ｍｍ以下とすることを特徴とする。

【００２７】

この発明によれば、高圧側熱交換器および低圧側熱交換器を形成する伝熱管の管外径を５ｍｍ以下とし、超臨界圧力冷媒としてのCO_2冷媒の特性を利用して、冷媒質量速度を増加させ、十分な冷房および暖房能力を得るようにしている。

【００２８】

つぎの発明にかかる冷凍サイクル装置は、上記の発明において、前記液配管および前記ガス配管を同一管径とすることを特徴とする。

【００２９】

この発明によれば、超臨界圧力冷媒としてのCO_2冷媒の特性を利用して、液配管およびガス配管を同一管径とし、液配管とガス配管との区別をなくすようにしている。

【００３０】

つぎの発明にかかる冷凍サイクル装置は、上記の発明において、前記液配管および前記ガス配管の長さを１５０ｍ以上としたことを特徴とする。

【００３１】

この発明によれば、ガス配管における圧力損失が小さいという、超臨界圧力冷媒としてのCO_2冷媒の特性を利用して、液配管およびガス配管の長さを１５０ｍ以上としている。

【００３２】

つぎの発明にかかる冷凍サイクル装置の制御方法は、少なくとも圧縮機、高圧側熱交換器、絞り手段、および低圧側熱交換器を液配管およびガス配管を用いて接続した冷媒回路を形成するとともに、前記高圧側熱交換器および前記低圧側熱交換器に対して被加熱媒体および被冷却媒体を搬送する被加熱媒体搬送手段および被冷却媒体搬送手段を有し、高圧側が超臨界圧力で運転される冷媒を用いた冷凍サイクル装置の制御方法において、前記高圧側熱交換器の出口配管温度と冷凍サイクルの成績係数が最大付近となる高圧圧力範囲との関係を保持する保持工程と、前記高圧側熱交換器の出口配管温度を検出する検出工程と、前記検出手段の検出結果および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも１つを制御して前記高圧圧力範囲に制御する制御工程とを含むことを特徴とする。

【００３３】

この発明によれば、保持工程によって、前記高圧側熱交換器の出口配管温度と冷凍サイクルの成績係数が最大付近となる高圧圧力範囲との関係を保持し、検出工程によって、前記高圧側熱交換器の出口配管温度を検出し、制御工程によって、前記検出手段の検出結果および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも１つを制御して前記高圧圧力範囲に制御するようにしている。

【００３４】

つぎの発明にかかる冷凍サイクル装置の制御方法は、上記の発明において、前記検出工程は、前記圧縮機から前記高圧側交換器に至る配管の温度を検出する配管温度検出工程をさらに含み、前記制御工程は、前記配管温度検出工程によって検出した温度をもとに高圧圧力を推定し、この推定した高圧圧力、前記検出手段の検出結果、および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも１つを制御して前記高圧圧力範囲に制御することを特徴とする。

【００３５】

この発明によれば、前記検出工程の配管温度検出工程によって、前記圧縮機から前記高圧側交換器に至る配管の温度をさらに検出し、前記制御工程によって、前記配管温度検出工程によって検出した温度をもとに高圧圧力を推定し、この推定した高圧圧力、前記検出手段の検出結果、および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも１つを制

御して前記高圧圧力範囲に制御するようにしている。

【００３６】

【発明の実施の形態】

以下に添付図面を参照して、この発明にかかる冷凍サイクル装置およびその制御方法の好適な実施の形態を詳細に説明する。

【００３７】

実施の形態１．

図１は、この発明の実施の形態１である冷凍サイクル装置の構成を示す図である。図１において、この冷凍サイクル装置は、空気調和機であり、冷媒として、高圧側が臨界圧力以上となる二酸化炭素のような超臨界冷媒を用いている。この空気調和機は、図１５に示した空気調和機と同様に、室内熱交換器６、室内ファン７を含む室内ユニットＡと、室外熱交換器２、室外ファン３、圧縮機１およびアキュムレータ１２を含む室外ユニットＢとを有し、室内ユニットＡと室外ユニットＢとは、接続配管（液配管）５および接続配管（ガス配管）８によって接続されている。なお、図１に示した空気調和機では、室内ユニットＡが１台だけ接続された場合を示しているが、１台の室外ユニットＢに対して、室内ユニットＡが複数台設置される構成としても良い。なお、図１５に示した空気調和機と同一構成部分には、同一符号を付している。

【００３８】

室内ファン７は、室内の空気を室内熱交換器６に導入させ、室外ファン３は、室外の空気を室外熱交換器２に導入させる。圧縮機１は、四方切替弁９を介して、室内熱交換器６および室外熱交換器２に接続され、室内熱交換器６および室外熱交換器２を接続する他方の液配管５には、絞り手段としての電子式膨張弁４が設けられる。

【００３９】

圧縮機１は、吸入ガスを圧縮して室外熱交換器２または室内熱交換器６に送る。アキュムレータ１２は、圧縮機１の吸入側に接続され、室外熱交換器２または室内熱交換器６から戻る液冷媒を貯留する。このアキュムレータ１２の上部には、吸入配管１３ｂの一端が接続され、他端が圧縮機１に接続され、アキュムレータ１２内で気液分離した冷媒ガスが吸入配管１３ｂを通って圧縮機１に供給される。さらに、アキュムレータ１２の上部には、室外熱交換器２（暖房運転時）または室内熱交換器６（冷房運転時）からの冷媒を、四方切替弁９を介してアキュムレータ１２に流入させる流入管１３ａが接続される。また、圧縮機１の吐出側配管には、冷媒の吐出温度を検出する配管温度検出器２２が設けられ、室内熱交換器６の出入口には、配管温度検出器２０，２１が設けられ、室外熱交換器２の冷房時の出口（暖房時の入口）には、配管温度検出器２３が設けられる。

【００４０】

ここで、この冷凍サイクル装置の動作について説明すると、まず、冷房運転時において、四方切替弁９は、図１の実線で示すように接続され、圧縮機１と室外熱交換器２とが連通し、室内熱交換器６および室外熱交換器２は、それぞれ蒸発器および放熱器として機能する。すなわち、圧縮機１から吐出された高温・高圧の冷媒ガスが室外熱交換器２に導入され、ここで、冷媒ガスと室外空気との熱交換が行われた後、中温・高圧ガスは電子式膨張弁４で減圧されて低温・低圧の二相冷媒となり、液配管５を通って室内熱交換器６に導入され、室内空気と熱交換が行われた後、再び圧縮機１に吸入される。すなわち、冷媒は、圧縮機１→四方切替弁９→室外熱交換器２→電子式膨張弁４→液配管５→室内熱交換器１→ガス配管８→四方切替弁９→アキュムレータ１２→圧縮機１の順で冷媒回路内を流動し、冷房運転が行われる。この時、コントローラ１０は、冷房能力の制御を、配管温度検出器２１で検出された蒸発器入口温度ＥＴが目標蒸発温度ＥＴ*となるように、圧縮機１の回転数を制御することによって行う。

【００４１】

一方、暖房運転時において、四方切替弁９は、図１の点線で示すように接続され、圧縮機１と室内熱交換器６とが連通し、室内熱交換器６および室外熱交換器２はそれぞれ放熱器および蒸発器として機能する。すなわち、圧縮機１より吐出された高温・高圧の冷媒ガス

が室内熱交換器６に導入され、ここで、冷媒ガスと室外空気との熱交換が行われた後、中温・高圧ガスは液配管５を通過した後、電子式膨張弁４で減圧され、室外熱交換器２に導入されて室外空気と熱交換が行われ、再び圧縮機１に吸入される。すなわち、冷媒は、圧縮機１→四方切替弁９→室内熱交換器６→液配管５→電子式膨張弁４→室外熱交換器２→ガス配管３→四方切替弁９→アキュムレータ１２→圧縮機１の順で冷媒回路内を流動し、暖房運転が行われる。この時、コントローラ１０は、暖房能力の制御を、配管温度検出器２２で検出された吐出温度Ｔｄを用いて、高圧圧力ＨＰを算出し、このＨＰが目標高圧圧力ＨＰ１*となるように圧縮機１の回転数を制御することによって行う。

【００４２】

さらに、コントローラ１０は、室外ファン３および室内ファン７の各モータ３ａ，７ａの回転数をそれぞれ制御するとともに、配管温度検出器２０～２３で検出された各検出値から、電子式膨張弁４の開度や圧縮機１の回転数を制御する。ここで、コントローラ１０には、メモリ１０ａが備えられ、予め、高圧側熱交換器（冷房時は室外熱交換器２、暖房時は室内熱交換器６）の出口温度すなわち放熱器出口温度と、成績係数ＣＯＰが最大付近となる最適高圧圧力ＨＰ*との特性が記憶されている。

【００４３】

ここで、放熱器出口温度に対して成績係数ＣＯＰが最大付近となる最適な高圧圧力が存在する理由について、図２および図３を参照して説明する。図２は、超臨界冷凍サイクルの圧力－エンタルピー線図である。図２に示した等温線(３５℃、４５℃、５５℃)のうち、たとえば、３５℃の等温線が、放熱器出口状態を示している。高圧圧力を、圧力ＰＡと圧力ＰＢとの間の圧力M_0に設定して、超臨界冷凍サイクルを運転していた場合、たとえば冷房時の成績係数ＣＯＰは、$(he_0-he_M)/(hc_M-he_0)$となる。

【００４４】

ここで、高圧圧力を圧力M_0から圧力ＰＡに上昇させると、蒸発器内のエンタルピー差は(he_M-he_A)増加するのに対して、圧縮機入力が(hc_A-hc_M)増加する。ここで、エンタルピー差の増加量（he_M-he_A）は、入力の増加量（hc_A-hc_M）に比して小さく、結果として成績係数ＣＯＰは低下する。逆に、高圧圧力を圧力M_0から圧力ＰＢに低下させると、エンタルピー差が（he_B-he_M）減少するのに対して、入力が（hc_M-hc_B）減少する。エンタルピー差の減少量（he_B-he_M）は、入力の減少量（hc_M-hc_B）に比して大きく、同様に成績係数ＣＯＰは低下する。このように、成績係数ＣＯＰの最大値を与える高圧圧力は、等温線の曲線形状によって一意的に決定され、放熱器出口温度が与えられた場合に、最適高圧圧力を示す点の軌跡は点線Ｌ１のようになる。

【００４５】

図３は、上述した関係を、放熱器出口温度をパラメータとして、横軸に高圧圧力をとり、縦軸に成績係数ＣＯＰをとった場合を示す図である。図３において、成績係数ＣＯＰが最大値を示す高圧圧力（図３中ではM_0，M_1，M_2）と、放熱器出口温度との関係を整理すると、曲線Ｌ２で示される特性を得ることができる。したがって、この曲線Ｌ２の最適関係をもとに、放熱器出口温度毎に、成績係数ＣＯＰが最大付近となる高圧圧力範囲を定め、冷凍サイクルの運転を制御することによって、高効率運転が可能となるのである。

【００４６】

つぎに、図４に示すフローチャートを参照して、冷房運転時におけるコントローラ１０の制御処理手順について説明する。この冷房運転の制御処理では、冷房能力の確保に必要な蒸発温度を圧縮機１の回転数によって制御し、蒸発器出口状態を電子式膨張弁４の開度によって制御し、高圧圧力を室外ファン３の回転数によって制御するものである。ここで、予め、コントローラ１０のメモリ１０ａには、上述したように、放熱器出口温度ＣＴ０と冷凍サイクルの成績係数ＣＯＰが最大付近となる目標高圧圧力ＨＰ*との特性式が設定されている。

【００４７】

図４において、まず、コントローラ１０は、配管温度検出器２０～２３から検出値ＥＴ０，ＥＴ，Ｔｄ，ＣＴ０を取得する（ステップＳ１）。その後、コントローラ１０は、蒸発

温度ＥＴと目標蒸発温度ＥＴ*との偏差ΔＥＴを算出し（ステップＳ２）、さらに、蒸発器出口過熱度ＳＨと目標過熱度ＳＨ*との偏差ΔＳＨを算出する（ステップＳ３）。さらに、コントローラ１０は、メモリ１０ａから放熱器出口温度ＣＴ０に対応した目標高圧圧力ＨＰ*を算出する（ステップＳ４）。その後、コントローラ１０は、配管温度検出器２２からの検出値を用いて演算した高圧圧力ＨＰと目標高圧圧力ＨＰ*との偏差ΔＨＰを求める（ステップＳ５）。

【００４８】

ここで、蒸発温度ＥＴは、配管温度検出器２１からの検出値であり、目標蒸発温度ＥＴ*は、たとえば運転台数や外気温度の関数として定められる。また、蒸発器出口過熱度ＳＨは、蒸発器出口温度ＥＴ０と蒸発温度ＥＴとの差（すなわち、ＳＨ＝ＥＴ０－ＥＴ）であり、目標過熱度ＳＨ*は、必要な冷房能力が確保できるように、たとえば１～１０℃の値が設定される。

【００４９】

ここで、配管温度検出器２２の検出値を用いた高圧圧力ＨＰの求め方について図５を参照して説明する。一般に、圧縮機１の吐出温度Ｔｄは、高圧圧力ＨＰ、低圧圧力ＬＰ、飽和蒸気エンタルピーhe_0および図示しない圧縮機回転数のデータと、予め実験などによって求められた圧縮機１の性能曲線から断熱効率（図５における直線Ｌ３の傾きに相当）を算出して推定することができる。

【００５０】

したがって、逆に、圧縮機１の吐出温度Ｔｄ、蒸発温度ＥＴ、圧縮機回転数の情報を得ることができれば、冷媒の物性式を用いて蒸発温度ＥＴから低圧圧力ＬＰと飽和蒸気エンタルピーhe_0をそれぞれ算出することができ、さらに圧縮機１の性能曲線を用いて高圧圧力ＨＰを推定することができる。そして、これらの関係式は、予め、コントローラ１０内のメモリ１０ａに記憶させておく。実際には、電子式膨張弁４の開度によって、圧縮機１の吸入エンタルピーが飽和蒸気エンタルピーと異なる場合が生じ（図５におけるhe_0'）、断熱効率が飽和蒸気を吸入した場合と異なる場合が生じるため（図５における直線Ｌ４の傾きに相当）、電子式膨張弁４の開度によって高圧圧力ＨＰの推定値を補正するように構成しても良い。

【００５１】

その後、コントローラ１０は、蒸発温度ＥＴの制御偏差ΔＥＴの絶対値｜ΔＥＴ｜が所定値ε１未満であるか否かを判断し（ステップＳ６）、所定値ε１未満でない場合（ステップＳ６，Ｎｏ）、冷房能力が不足または過剰であると判断し、圧縮機１の回転数を変更し（ステップＳ７）、ステップＳ８に移行する。一方、所定値ε１未満である場合（ステップＳ６，Ｙｅｓ)には、そのままステップＳ８に移行する。

【００５２】

ここで、所定値ε１は、制御を実施する最低偏差を示しており、たとえば０．５℃である。圧縮機回転数の変更方法は、たとえばΔＥＴ＞＋ε１の場合には、蒸発温度ＥＴが目標蒸発温度ＥＴ*に比して高いため、冷房能力が不足していると判断し、圧縮機１の回転数を増加させる。一方、ΔＥＴ＜－ε１の場合には、蒸発温度ＥＴが目標蒸発温度ＥＴ*に比して低いため、冷房能力が過剰であると判断し、圧縮機１の回転数を減少させる。圧縮機回転数の増加や減少割合は、制御偏差ΔＥＴの絶対値｜ΔＥＴ｜に応じて、たとえば周波数の変更幅ΔＨｚが、

ΔＨｚ＝α｜ΔＥＴ｜　　（αは定数）

となる関係を満足するように変更すればよい。

【００５３】

その後、コントローラ１０は、蒸発器出口過熱度ＳＨの制御偏差ΔＳＨの絶対値｜ΔＳＨ｜が所定値ε２未満であるか否かを判断する（ステップＳ８）。絶対値｜ΔＳＨ｜が所定値ε２未満でない場合（ステップＳ８，Ｎｏ）には、電子式膨張弁４の開度が過小または過大であると判断し、電子式膨張弁４の開度を変更し(ステップＳ９)、ステップＳ１０に移行する。一方、絶対値｜ΔＳＨ｜が所定値ε２未満である場合（ステップＳ８，Ｙｅｓ

）には、そのままステップＳ１０に移行する。
【００５４】
ここで、所定値ε２は、制御を実施する最低偏差を示しており、たとえば０．５℃である。電子式膨張弁４の開度の変更方法は、たとえばΔＳＨ＞＋ε２の場合には、蒸発器出口過熱度ＳＨが目標過熱度ＳＨ*に比して大きいため、電子式膨張弁４の開度が過小であると判断し、電子式膨張弁４の開度を増加させる。一方、ΔＳＨ＜－ε２の場合には、蒸発器出口過熱度ＳＨが目標過熱度ＳＨ*に比して低いため、電子式膨張弁４の開度が過大であると判断し、電子式膨張弁４の開度を減少させる。電子式膨張弁４の開度の増加や減少の割合は、圧縮機回転数の場合と同様に、制御偏差の絶対値｜ΔＳＨ｜に応じて変更するようにすればよい。
【００５５】
その後、コントローラ１０は、高圧圧力ＨＰの制御偏差ΔＨＰの絶対値｜ΔＨＰ｜が所定値ε３未満であるか否かを判断する（ステップＳ１０）。絶対値｜ΔＨＰ｜が所定値ε３未満でない場合（ステップＳ１０，Ｎｏ）には、室外ファン３の回転数が過小または過大であると判断し、室外ファン３の回転数を変更し(ステップＳ１１）、本処理を終了する。一方、絶対値｜ΔＨＰ｜が所定値ε３未満である場合（ステップＳ１０，Ｙｅｓ）には、そのまま本処理を終了する。
【００５６】
ここで、所定値ε３は、制御を実施する最低偏差を示しており、図６を用いて、この最低偏差について説明する。図６は、凝縮器出口温度４５℃、蒸発温度７℃、蒸発器出口過熱度５℃、断熱効率０．７の条件における高圧圧力に対する理論ＣＯＰの変化を示す図である。図６により、高圧圧力が「Ａ」の範囲では、ＣＯＰの変化は１％以内であり、高圧圧力を「Ａ」の範囲、すなわち１１ＭＰａから１１．６ＭＰａまでの範囲に制御することによって、実用上、最適ＣＯＰと同等の性能を得ることができる。従って、所定値ε３としては、高圧圧力範囲「Ａ」の１／２、すなわち０．３ＭＰａ程度とすればよいことがわかる。
【００５７】
室外ファン回転数の変更方法は、たとえばΔＨＰ＞＋ε３の場合には、高圧圧力ＨＰが目標高圧圧力ＨＰ*に比して高いため、室外ファン３の回転数が過小であると判断し、室外ファン３の回転数を増加させる。一方、ΔＨＰ＜－ε３の場合には、高圧圧力ＨＰが目標高圧圧力ＨＰ*に比して低いため、室外ファン３の回転数が過大であると判断し、室外ファン３の回転数を減少させる。室外ファン回転数の増加や減少の割合は、圧縮機回転数の場合と同様に、制御偏差の絶対値｜ΔＨＰ｜に応じて変更するようにすればよい。なお、上述した一連の制御処理は繰り返し行われる。
【００５８】
つぎに、図７に示すフローチャートを参照して、コントローラ１０による暖房運転時の制御処理手順について説明する。この空気調和機における暖房運転の制御処理は、暖房能力の確保に必要な高圧圧力を圧縮機１の回転数によって制御し、放熱器出口状態を電子式膨張弁４の開度によって制御し、さらに暖房能力の確保に必要な高圧圧力が最適高圧圧力に比して低い場合、高圧圧力を室外ファン７の回転数によって制御するものである。上述した冷房運転時と同様に、コントローラ１０のメモリ１０ａには、予め、放熱器出口温度ＣＴ０と冷凍サイクルの成績係数ＣＯＰが最大付近となる目標高圧圧力ＨＰ*との特性式を設定しておく。
【００５９】
コントローラ１０は、まず、配管温度検出器２１，２２から検出値ＣＴ０，Ｔｄを取得する（ステップＳ２１）。さらに、高圧圧力ＨＰと目標高圧圧力ＨＰ１*との偏差ΔＨＰ１を算出し（ステップＳ２２）、放熱器出口温度ＣＴ０と目標放熱器出口温度ＣＴ０*との偏差ΔＣＴ０を算出する（ステップＳ２３）。その後、メモリ１０ａに記憶された関係から、放熱器出口温度ＣＴ０に対応した目標高圧圧力ＨＰ*を算出する（ステップＳ２４）。その後、コントローラ１０は、配管温度検出器２２からの検出値を用いて演算した高圧

圧力ＨＰと目標高圧圧力ＨＰ*との偏差ΔＨＰを求める（ステップＳ２５）。

【００６０】

ここで、配管温度検出器２２の検出値を用いて高圧圧力ＨＰは冷房運転時と同様の処理によって求めることができ、目標高圧圧力ＨＰ１は、たとえば運転台数や外気温度の関数として設定される。さらに、放熱器出口温度ＣＴ０は、配管温度検出器２１からの検出値であり、目標放熱器出口温度ＣＴ０*は、たとえば必要暖房能力が確保されるように、たとえば３０～４５℃の値が設定される。

【００６１】

その後、コントローラ１０は、高圧圧力ＨＰの制御偏差ΔＨＰ１の絶対値｜ΔＨＰ１｜が所定値ε４未満であるか否かを判断する（ステップＳ２６）。絶対値｜ΔＨＰ１｜が所定値ε４未満でない場合（ステップＳ２６，Ｎｏ）、暖房能力が不足または過剰であると判断し、圧縮機１の回転数を変更し(ステップＳ２７）、ステップＳ２８に移行する。一方、絶対値｜ΔＨＰ１｜が所定値ε４未満である場合（ステップＳ２６，Ｙｅｓ）には、そのままステップＳ２８に移行する。

【００６２】

ここで、所定値ε４は、制御を実施する最低偏差を示しており、たとえば０．０５ＭＰａである。圧縮機回転数の変更方法は、たとえばΔＨＰ１＞＋ε４の場合には、高圧圧力ＨＰが目標高圧圧力ＨＰ１*に比して高いため、暖房能力が過剰であると判断し、圧縮機１の回転数を減少させる。一方、ΔＨＰ１＜－ε４の場合には、高圧圧力ＨＰが目標高圧圧力ＨＰ１*に比して低いため、暖房能力が不足であると判断し、圧縮機１の回転数を増加させる。圧縮機１の回転数の増加や減少割合は、制御偏差の絶対値｜ΔＨＰ１｜の値に応じて変更するようにすればよい。

【００６３】

その後、放熱器出口温度ＣＴ０の制御偏差ΔＣＴ０の絶対値｜ΔＣＴ０｜が所定値ε５未満であるか否かを判断する（ステップＳ２８）。絶対値｜ΔＣＴ０｜が所定値ε５未満でない場合（ステップＳ２８，Ｎｏ）、電子式膨張弁４の開度が過小または過大であると判断し、電子式膨張弁４の開度を変更し(ステップＳ２９)、ステップＳ３０に移行する。一方、絶対値｜ΔＣＴ０｜が所定値ε５未満である場合（ステップＳ２８，Ｙｅｓ）には、そのままステップＳ３０に移行する。

【００６４】

ここで、所定値ε５は、制御を実施する最低偏差を示しており、たとえば０．５℃である。電子式膨張弁４の開度の変更方法は、たとえばΔＣＴ０＞＋ε５の場合には、放熱器出口温度ＣＴ０が目標放熱器出口温度ＣＴ０*に比して大きいため、電子式膨張弁４の開度が過大であると判断し、電子式膨張弁４の開度を減少させる。一方、ΔＣＴ０＜－ε５の場合には、放熱器出口温度ＣＴ０が目標放熱器出口温度ＣＴ０*に比して低いため、電子式膨張弁４の開度が過小であると判断し、電子式膨張弁４の開度を増加させる。電子式膨張弁開度の増加や減少の割合は、冷房運転時の場合と同様に制御偏差の絶対値｜ΔＣＴ０｜の値に応じて変更するようにすればよい。

【００６５】

その後、コントローラ１０は、必要な暖房能力を確保するための目標高圧圧力ＨＰ１*が成績係数ＣＯＰを最大付近とする高圧圧力範囲ＨＰ*以下であるか否かを判断する（ステップＳ３０）。目標高圧圧力ＨＰ１*が高圧圧力範囲ＨＰ*以下でない場合（ステップＳ３０，Ｎｏ）には、暖房能力確保を優先して最適高圧圧力ＨＰ*への制御は行わず、そのまま本処理を終了する。一方、目標高圧圧力ＨＰ１*が最適高圧圧力ＨＰ*以下である場合（ステップＳ３０，Ｙｅｓ）には、成績係数ＣＯＰを優先して高圧圧力ＨＰを最適高圧圧力ＨＰ*に制御する。

【００６６】

すなわち、コントローラ１０は、高圧圧力の制御偏差ΔＨＰの絶対値｜ΔＨＰ｜が所定値ε６未満であるか否かを判断し（ステップＳ３１）、絶対値｜ΔＨＰ｜が所定値ε６未満でない場合（ステップＳ３１，Ｎｏ）には、室外ファン３の回転数が過小または過大であ

ると判断し、室外ファン３の回転数を変更し(ステップＳ３２)、本処理を終了し、絶対値｜ΔＨＰ｜が所定値ε６未満である場合（ステップＳ３１，Ｙｅｓ）には、そのまま本処理を終了する。

【００６７】

ここで、所定値ε６は、制御を実施する最低偏差を示しており、冷房運転の制御の場合と同様に、たとえば０．３ＭＰａ程度である。この変更方法は、たとえばΔＨＰ＞＋ε６の場合には、高圧圧力ＨＰが目標高圧圧力ＨＰ*に比して高いため、室外ファン３の回転数が過小であると判断し、室外ファン３の回転数を増加させる。一方、ΔＨＰ＜－ε６の場合には、高圧圧力ＨＰが目標高圧圧力ＨＰ*に比して低いため、室外ファン３の回転数が過大であると判断し、室外ファン３の回転数を減少させる。室外ファン回転数の増加や減少の割合は、冷房運転時の場合と同様に、制御偏差の絶対値｜ΔＨＰ｜に応じて変更するようにすればよい。

【００６８】

このように上述した実施の形態１では、予め、高圧側熱交換器（冷房時は室外熱交換器２、暖房時は室内熱交換器６）の出口温度すなわち放熱器出口温度と、成績係数ＣＯＰが最大付近となる高圧圧力範囲ＨＰ*との特性を記憶しておき、この特性と、配管温度検出器２０～２３で検出された各検出値とをもとに、冷房あるいは暖房能力を圧縮機１の回転数で制御し、熱交換器の状態を電子式膨張弁４の開度で制御し、高圧圧力を室外ファン３の回転数で制御するようにしている。なお、この実施の形態１では高圧圧力を室外ファン３の回転数によって制御するようにしているが、室内ファン７によって制御しても良く、あるいは室内ファン７と室外ファン３との双方を制御するようにしても良い。

【００６９】

また、冷房および暖房能力を電子式膨張弁４の開度で制御し、熱交換器の状態を室内ファン７あるいは室外ファン３のうち少なくともどちらか一方の回転数で制御し、高圧圧力を圧縮機１の回転数で制御するようにしても良い。

【００７０】

さらに、冷房および暖房能力を室内ファン７あるいは室外ファン３のうち少なくともどちらか一方の回転数で制御し、熱交換器の状態を圧縮機１の回転数で制御し、高圧圧力を電子式膨張弁４の開度で制御するようにしても良い。

【００７１】

また、冷房あるいは暖房能力を確保する運転を優先するか、成績係数ＣＯＰの高い運転を優先するかによって、上述した制御処理を切り替えるようにしてもよい。

【００７２】

この実施の形態１によれば、放熱器出口温度の値に応じて高圧圧力を、成績係数ＣＯＰが最大付近となる高圧圧力範囲に制御するようにしたため、常に成績係数ＣＯＰの高い運転を行うことができ、省エネルギー化に貢献できる超臨界冷凍サイクルを用いた空気調和機を実現することができる。

【００７３】

この場合、図１５に示した従来の空気調和機のように、被加熱（あるいは被冷却）流体である空気の流入温度に基づいた制御を行わないため、室外ファン３あるいは室内ファン７の風量が変化した場合であっても、高圧圧力範囲で運転することができる超臨界冷凍サイクルを用いた空気調和機を実現することができる。

【００７４】

また、圧縮機吐出部から高圧側熱交換器に至る配管温度の検出値のみで高圧圧力を推定するようにしたため、圧力を直接測定する高価な圧力検出器などを用いる必要がなく、簡易な構成で安価な超臨界冷凍サイクルを用いた空気調和機を実現することができる。

【００７５】

実施の形態２.

つぎに、この発明の実施の形態２について説明する。図８は、この実施の形態２である冷凍サイクル装置の構成を示す図である。図８において、この冷凍サイクル装置は、空気調

和機であり、実施の形態１と同様に、冷媒として、高圧側が臨界圧力以上となる二酸化炭素のような超臨界冷媒を用いている。この空気調和機は、図１５に示した空気調和機と同様に、室内熱交換器６、室内ファン７を含む室内ユニットＡと、室外熱交換器２、室外ファン３、圧縮機１およびアキュムレータ１２を含む室外ユニットＢとを有し、室内ユニットＡと室外ユニットＢとは、接続配管（液配管）５および接続配管（ガス配管）８によって接続されている。室内熱交換器６および室外熱交換器２を接続する他方の液配管５には、第２の冷媒回路であって放熱器（冷房時は室外熱交換器２、暖房時は室内熱交換器６）出口の冷媒温度を更に低下させる第２の放熱器３３と、絞り手段としての電子式膨張弁４とを含むブリッジ回路Ｃが設けられている。なお、図８に示した空気調和機では、室内ユニットＡが１台だけ接続された場合を示しているが、１台の室外ユニットＢに対して、室内ユニットＡが複数台設置される構成としても良い。

【００７６】

ブリッジ回路Ｃ内の第２の放熱器３３は、第２の圧縮機３０、第２の凝縮器３１、第２の絞り手段３２、およびこれらを接続する配管から構成される第２の冷媒回路に接続される。第２の放熱器３３内の第２の冷媒回路は、主冷媒回路の放熱器出口冷媒から熱を奪い、放熱器出口冷媒を冷却するとともに、第２の冷媒回路の冷媒自体は蒸発してガス冷媒となる蒸発器として機能する。

【００７７】

なお、この実施の形態２では、室外ユニットＢの小型化を図るため、凝縮器２と第２の凝縮器３１とは、室外ファン３を共用する構成としている。ここで、第２の冷媒回路の必要冷却能力は、主冷媒回路の冷房能力に比べて十分小さく、たとえば１０ＨＰ程度の空気調和機に対して１～２馬力程度の空気調和機、すなわち主冷媒回路に比べて成績係数ＣＯＰの高い冷凍サイクル装置が使用される。

【００７８】

さらに、ブリッジ回路Ｃには、第２の放熱器３３から電子式膨張弁４への冷媒の流れが一方向となるように４つの逆止弁２５～２８が設けられている。第２の放熱器３３としては、たとえば二重管式熱交換器やプレート熱交換器などが用いられ、第２の放熱器３３内では、放熱器出口の冷媒と第２の冷媒回路を流れる冷媒とが対向流となるように冷媒配管が接続される。

【００７９】

ここで、この冷凍サイクル装置の動作について説明すると、まず、冷房運転時において、四方切替弁９は、図８の実線で示すように接続され、圧縮機１と室外熱交換器２とが連通し、室内熱交換器６および室外熱交換器２はそれぞれ蒸発器および放熱器として機能する。すなわち、圧縮機１から吐出された高温・高圧の冷媒ガスが室外熱交換器２に導入され、ここで、冷媒ガスと室外空気との熱交換が行われた後、中温・高圧ガスは逆止弁２７を通過して第２の放熱器３３に流入する。なお、このとき、逆止弁２８は高低圧力差で閉止される。

【００８０】

第２の放熱器３３に流入した冷媒は、第２の冷媒回路によって熱を奪われ、冷媒自体の温度が低下した後、電子式膨張弁４によって減圧されて低温・低圧の二相冷媒となって、逆止弁２６を通過する。なお、このとき、逆止弁２５は高低圧力差で閉止される。ブリッジ回路Ｃを出た冷媒は、液配管５を通って室内熱交換器６に導入され、室内空気と熱交換が行われた後、再び圧縮機１に吸入される。すなわち、冷媒は、圧縮機１→四方切替弁９→室外熱交換器２→逆止弁２７→第２の放熱器３３→電子式膨張弁４→逆止弁２６→液配管５→室内熱交換器６→ガス配管８→四方切替弁９→アキュムレータ１２→圧縮機１の順で主冷媒回路内を流動し、冷房運転が行われる。

【００８１】

一方、暖房運転時において、四方切替弁９は、図８の点線で示すように接続され、圧縮機１と室内熱交換器６とが連通し、室内熱交換器６および室外熱交換器２はそれぞれ放熱器および蒸発器として機能する。すなわち、圧縮機１から吐出された高温・高圧の冷媒ガス

が室内熱交換器６に導入され、ここで、冷媒ガスと室外空気との熱交換が行われた後、中温・高圧ガスは液配管５を通過した後、逆止弁２５を通過して第２の放熱器３３に流入する。なお、このとき、逆止弁２６は高低圧力差で閉止される。

【００８２】

第２の放熱器３３に流入した冷媒は、第２の冷媒回路によって熱を奪われ、冷媒自体の温度を低下した後、電子式膨張弁４によって減圧されて低温・低圧の二相冷媒となって、逆止弁２８を通過する。なお、このとき、逆止弁２７は高低圧力差で閉止される。ブリッジ回路Ｃを出た冷媒は、室外熱交換器２に導入されて室外空気と熱交換が行われ、四方切替弁９およびアキュムレータ１２を通過して再び圧縮機１に吸入される。すなわち、冷媒は、圧縮機１→四方切替弁９→室内熱交換器６→液配管５→逆止弁２５→第２の放熱器３３→電子式膨張弁４→逆止弁２８→室外熱交換器２→四方切替弁９→アキュムレータ１２→圧縮機１の順で主冷媒回路内を流動し、暖房運転が行われる。

【００８３】

この実施の形態２では、放熱器を出た超臨界流体を第２の放熱器３３によって更に冷却するようにしているため、成績係数ＣＯＰの高い運転が可能となる。この成績係数ＣＯＰが高くなる理由について、図９を参照して説明する。図９は、横軸に放熱器(フロン系冷媒Ｒ２２の場合は凝縮器)出口温度［℃］をとり、縦軸に成績係数ＣＯＰを示している。図９の実線は、冷房の標準的な条件で放熱器(Ｒ２２の場合は凝縮器)出口温度に対する成績係数ＣＯＰの変化を示し、Ｒ２２の場合とCO_2の場合とで比較した計算結果である。図９に示すように、Ｒ２２の凝縮器出口温度の低下量に対する成績係数ＣＯＰの増加率（傾き）は、CO_2の傾きに対して小さく、放熱器（凝縮器）出口温度が２５℃以下の領域では、CO_2の成績係数ＣＯＰがＲ２２を上回る結果となる。これは、Ｒ２２の場合、圧力－エンタルピー線図の特性上から凝縮器出口温度の低下量に対する蒸発器内エンタルピーの増加率がCO_2の場合に比べて小さいためである。

【００８４】

放熱器出口の冷媒を更に冷却する手法として、従来から放熱器出口部と蒸発器出口部とを熱交換させる手法が知られているが、この手法には限界値が存在し、放熱器（凝縮器）出口温度を２５℃以下にすることができず、Ｒ２２の成績係数ＣＯＰを上回ることが難しいとされていた。しかし、この実施の形態２では、放熱器出口部を第２の冷媒回路によって冷却するため、放熱器（凝縮器）出口温度を２５℃以下にすることができ、成績係数ＣＯＰの高い超臨界冷凍サイクルを用いた冷凍サイクル装置を実現することができる。

【００８５】

ここで、この実施の形態２では、成績係数ＣＯＰの高い超臨界冷凍サイクルを用いた冷凍サイクル装置を実現するために、第２の冷媒回路を用いているが、この第２の冷媒回路による第２の冷凍サイクルの成績係数ＣＯＰは、超臨界冷凍サイクルの成績係数ＣＯＰに比べて十分大きく、第２の冷媒回路の追加による消費電力の増加量に比べて超臨界冷凍サイクルの消費電力の低減量が大きいため、超臨界冷凍サイクルと第２の冷凍サイクルとを合わせたシステム全体としての成績係数ＣＯＰが高い冷凍サイクル装置を実現することができる。

【００８６】

この実施の形態２によれば、放熱器出口を出た超臨界流体を、第２の冷凍サイクルによって更に冷却するようにしているため、放熱器出口温度を大幅に低下させることができ、成績係数ＣＯＰの高い超臨界冷凍サイクルを有した冷凍サイクル装置を実現することができる。

【００８７】

実施の形態３．

つぎに、この発明の実施の形態３について説明する。上述した実施の形態２では、第２の冷凍サイクルを用いていたが、この実施の形態３では、この第２の冷凍サイクルの代替として低温の蓄熱媒体を用いるようにしている。

【００８８】

図１０は、この発明の実施の形態３である冷凍サイクル装置の構成を示す図である。図１０において、この冷凍サイクル装置は、空気調和機であり、実施の形態１と同様に、冷媒として、高圧側が臨界圧力以上となる二酸化炭素のような超臨界冷媒を用いている。図１０において、ブリッジ回路Ｃ内の第２の放熱器３３には、搬送ポンプ３４から蓄熱槽３５内に収められた蓄熱媒体３６が供給される。ここで、蓄熱槽３５内の蓄熱媒体３６は、冷却コイル３７によって冷却され、蓄熱槽３５としては、たとえば氷蓄熱槽が用いられ、蓄熱媒体３６としては、氷水、水、ブラインなどが用いられる。その他の構成は、実施の形態２と同じであり、同一構成部分には同一符号を付している。

【００８９】

搬送ポンプ３４から第２の放熱器３３に送り込まれた蓄熱媒体３６は、主冷媒回路の放熱器出口冷媒から熱を奪い、放熱器出口冷媒を冷却するとともに、蓄熱媒体自体は加熱されて温度が上昇し、蓄熱槽３５内に返送される。ここで、蓄熱槽３５内の蓄熱媒体３６は、夜間電力などを利用して冷却コイル３７によって冷却されて冷熱が蓄えられ、昼間の冷房などに利用されるものである。

【００９０】

この実施の形態３では、昼間の冷房負荷が小さい場合など、余剰冷熱が蓄積されている蓄熱槽３５内の蓄熱媒体３６を有効に利用する。すなわち、異なる系統間の熱負荷の不均等性を解消してシステム全体としての省エネルギー化に貢献するものである。

【００９１】

この実施の形態３によれば、放熱器を出た超臨界流体を、第２の放熱器３３によって更に冷却するため、実施の形態２と同様に、成績係数ＣＯＰの高い超臨界冷凍サイクルを用いた冷凍サイクル装置を実現することができる。また、第２の放熱器３３を冷却する冷熱源として、夜間電力などを利用して蓄熱された余剰冷熱を用いるため、蓄熱槽３５を含めたシステムとしてのエネルギーの有効利用に貢献することができる。

【００９２】

実施の形態４．

つぎに、この発明の実施の形態４について説明する。図１１は、この発明の実施の形態４である冷凍サイクル装置の構成を示す図である。図１１において、この冷凍サイクル装置は、空気調和機であり、実施の形態１と同様に、冷媒として、高圧側が臨界圧力以上となる二酸化炭素のような超臨界冷媒を用いている。

【００９３】

図１１において、この空気調和機は、実施の形態１と同様に、室内熱交換器６や室内ファン７などが収納された室内ユニットＡと、室外熱交換器２、室外ファン３、圧縮機１およびアキュムレータ１２などが収納された室外ユニットＢとを有し、これらは接続配管（液配管）５および接続配管（ガス配管）８によって接続されている。圧縮機１は、四方切替弁９を介して、室内熱交換器６および室外熱交換器２に接続されるとともに、シャフト４５によって膨張機構３８と同軸で連結されている。また、室内熱交換器６および室外熱交換器２を接続する他方の液配管５には、膨張機構３８が設けられ、この膨張機構３８はシャフト４５によって圧縮機１と同軸で連結されている。その他の構成は実施の形態１と同じであり、同一構成部分には同一符号を付している。

【００９４】

図１２は、圧縮機１と膨張機構３８との連結構造を示す模式図である。図１２において、圧縮機１および膨張機構３８は、たとえば共にスクロール式の圧縮・膨張機構で構成されている。圧縮機１は、圧縮機ガス吸入口４２を外側に、圧縮機ガス吐出口４１を中央にそれぞれ有するものであり、旋回スクロール４４を図１２の矢印方向（右回り）に回転させ、圧縮機ガス吸入口４２から吸入したCO_2冷媒を固定スクロール４３との隙間容積を減少させて圧縮し、圧縮機ガス吐出口４１から吐出する構成となっている。

【００９５】

一方、膨張機構３８は、圧縮機１とは逆の構成、すなわち、膨張機構ガス吐出口５２を外側に、膨張機構ガス吸入口５１を内側にそれぞれ有し、旋回スクロール５４を図１２の矢

印方向（左回り）に回転させ、膨張機構ガス吸入口５１から吸入したCO_2冷媒を固定スクロール５３との隙間容積を増加して膨張させ、膨張機構ガス吐出口５２から吐出する構成となっている。

【００９６】

ここで、この冷凍サイクル装置の動作について説明すると、まず、冷房運転時において、四方切替弁９は、図１１の実線に示すように接続され、圧縮機１と室外熱交換器２とが連通し、室内熱交換器６および室外熱交換器２はそれぞれ蒸発器および放熱器として機能する。すなわち、圧縮機１から吐出された高温・高圧の冷媒ガスが室外熱交換器２に導入され、ここで、冷媒ガスと室外空気との熱交換が行われた後、中温・高圧ガスは膨張機構３８によって減圧されて低温・低圧ガスとなる。この低温・低圧ガスは、液配管５を通って室内熱交換器６に導入され、室内空気と熱交換が行われた後、再び圧縮機１に吸入される。すなわち、冷媒は、圧縮機１→四方切替弁９→室外熱交換器２→膨張機構３８→液配管５→室内熱交換器６→ガス配管８→四方切替弁９→アキュムレータ１２→圧縮機１の順で冷媒回路内を流動し、冷房運転が行われる。

【００９７】

一方、暖房運転時において、四方切替弁９は、図１１の点線に示すように接続され、圧縮機１と室内熱交換器６とが連通し、室内熱交換器６および室外熱交換器２はそれぞれ放熱器および蒸発器として機能する。すなわち、圧縮機１から吐出された高温・高圧の冷媒ガスが室内熱交換器６に導入され、ここで、冷媒ガスと室内空気との熱交換が行われた後、中温・高圧ガスは液配管５を通過し、膨張機構３８によって減圧されて低温・低圧ガスとなる。この低温・低圧ガスは、室外熱交換器２に導入されて室外空気と熱交換が行われ、再び圧縮機１に吸入される。すなわち、冷媒は、圧縮機１→四方切替弁９→ガス配管８→室内熱交換器６→液配管５→膨張機構３８→室外熱交換器２→四方切替弁９→アキュムレータ１２→圧縮機１の順で冷媒回路内を流動し、暖房運転が行われる。

【００９８】

この実施の形態４では、上述したように、圧縮機１の駆動軸と膨張機構３８の出力軸がシャフト４５で連結されており、膨張機構３８の出力を圧縮機１の駆動力の一部として利用する。すなわち、膨張機構３８の旋回スクロール３８の回転力を、膨張機構３８に連結する圧縮機１の駆動力の一部として利用することによって、圧縮機１の必要動力を低減することができ、成績係数ＣＯＰを向上させることができる。

【００９９】

また、冷媒としてCO_2を用いる場合、高圧圧力が超臨界圧力で運転されるため、膨張機構３８を用いることによって、蒸発器内のエンタルピー差を大きく増加させることができる。この蒸発器内のエンタルピー差の増加について、図１３を参照して説明する。

【０１００】

図１３は、空調条件での標準的な運転動作を圧力－エンタルピー線図上に示したものであり、図１３（ａ）は、冷媒としてＲ２２を用いた場合の運転動作を示し、図１３（ｂ）は、冷媒としてCO_2を用いた場合の運転動作を示している。図１３（ａ）において、曲線Ｌ５は、絞り手段を用いた場合の減圧変化の様子を示し、曲線Ｌ６は、膨張機構を用いた場合の減圧変化の様子を示している。図１３（ａ）において、絞り手段を用いた場合は、ほぼ等エンタルピー変化となり、膨張機構を用いた場合は、ほぼ等エントロピー変化となる。絞り手段を膨張機構に変更することによって、蒸発器内のエンタルピー差は、ΔＨｈからΔＨｓに増加するが、Ｒ２２の場合にはこのエンタルピー差の増加率（＝（ΔＨｓ－ΔＨｈ）／ΔＨｈ×１００）が、高々１～５％程度と小さいため、通常、冷凍サイクル中に膨張機構が導入されるケースはほとんど見られなかった。これは、高圧圧力と低圧圧力との圧力差（図１３（ａ）では、２０－６＝１４ｋｇ／ｃｍ^2）が小さいためである。

【０１０１】

一方、図１３（ｂ）において、CO_2の場合には、高圧圧力と低圧圧力との圧力差（図１３（ｂ）では、１１５－４２＝７３ｋｇ／ｃｍ^2）が大きく、絞り手段を膨張機構に変更することによって、エンタルピー差の増加率が１０～１５％程度大きくなる。したがって

、膨張機構を導入することによって、Ｒ２２の場合に比べて成績係数ＣＯＰを大きく向上させることができ、省エネルギー化に大きく貢献することができる。

【０１０２】

なお、この実施の形態４では、膨張機構の出力を圧縮機の駆動力の一部として利用する例を示したが、圧縮機の駆動力ではなく、室外ファン３や室内ファン７の駆動力の一部として利用しても、成績係数ＣＯＰの高い超臨界冷凍サイクルをもった冷凍サイクル装置を実現することができる。

【０１０３】

この実施の形態４によれば、圧縮機１の駆動軸と膨張機構３８の出力軸とを連結させ、膨張機構３８の出力を圧縮機１の駆動力の一部として利用し、圧縮機動力を低減するとともに、蒸発器内のエンタルピー差を増加させることができるため、成績係数ＣＯＰの高い超臨界冷凍サイクルをもつ冷凍サイクル装置を実現することができる。

【０１０４】

実施の形態５.

つぎに、この発明の実施の形態５について説明する。図１４（ａ）～（ｃ）は、横軸に冷媒質量速度Ｇ［ｋｇ／m^2ｓ］をとり、図１４（ａ）では縦軸に蒸発熱伝達率ｈｅ［Ｗ／m^2Ｋ］を示し、図１４（ｂ）では凝縮熱伝達率ｈｃ［Ｗ／m^2Ｋ］を示し、図１４（ｃ）では単位長さ当たりの圧力損失ΔＰ［（ｋｇ／ｃm^2）／ｍ］を示したものである。図１４（ａ）～（ｃ）は、標準的な空調用熱交換器の伝熱管内におけるＲ２２とCO_2との性能を比較した計算結果である。図１４において、「○」はCO_2の計算結果を示し、「●」はＲ２２の計算結果を示している。

【０１０５】

図１４（ｃ）において、同一冷媒質量速度の条件下で、Ｒ２２とCO_2との圧力損失ΔＰを比較すると、CO_2の圧力損失ΔＰは、Ｒ２２の圧力損失ΔＰに比べて大きく低下する。これは、CO_2がフロン系冷媒に比べて高圧冷媒であり、蒸気密度がＲ２２の４～５倍程度となるためである。換言すれば、CO_2の圧力損失ΔＰをＲ２２の圧力損失ΔＰと同等にするには、たとえば冷媒質量速度Ｇを２５０ｋｇ／m^2ｓから４３０ｋｇ／m^2ｓまで、７０％程度増加させることができる（図１４（ｃ）の矢印Ｌ７参照）。このとき、図１４（ａ）に示すように、CO_2の蒸発熱伝達率ｈｅは、Ｒ２２の蒸発伝達率ｈｅに比べて５０％程度増加し、図１４（ｂ）に示すように、凝縮熱伝達率ｈｃは、Ｒ２２の凝縮熱伝達率ｈｃとほぼ同等となるため、CO_2はＲ２２に比べて高効率な熱交換器を実現することができる。

【０１０６】

ところで、標準的な空調用熱交換器の伝熱管としては、管外径７ｍｍ程度の伝熱管が広く使用されている。したがって、実際の空気調和機では、多少の圧力損失増加を許容するとして、冷媒質量速度を７０％以上増加させるためには、熱交換器を構成する伝熱管の管外径を５ｍｍ以下にすれば良く、このような伝熱管を搭載することによって、CO_2冷媒に適した熱交換器の小型化を図るようにしている。

【０１０７】

また、上述したように、CO_2は圧力損失の小さな冷媒であり、室内ユニットＡと室外ユニットＢとの接続配管であるガス配管８においても圧力損失が低下する。一方、液配管５においては、CO_2の圧力損失はＲ２２の圧力損失に比べて増加する。これは、蒸気密度の場合とは逆に、CO_2の液密度がＲ２２に比して低下するからである。たとえば、温度１８℃におけるCO_2の飽和液密度は、Ｒ２２に比して約３５％低下する。したがって、CO_2を冷媒として用いる場合、ガス配管８の管径を液配管５の管径に比して大きくなるように構成するのではなく、ガス配管８と液配管５との管径を等しくなるように構成することによって、CO_2に適した冷媒回路を構成することができる。また、ガス配管８と液配管５とを同一配管径とすることによって、ガス配管８と液配管５との区別が不必要となり、冷媒配管工事の作業性を向上させることができる。

【０１０８】

ところで、フロン系冷媒では、たとえば大規模ビル用の空気調和機として利用される場合、室内ユニットＡと室外ユニットＢとの接続配管が長くなるため、冷房運転時にガス配管８での圧力損失が増大し、圧縮機１の吸入圧力が低下し、冷房能力や成績ＣＯＰなどの性能低下割合が大きくなる。特に、１５０ｍ以上の接続配管５，８を用いる場合には、それらの低下割合が１０％以上にも達し、大規模ビルなど、長い接続配管を必要とする空気調和機としては、性能低下量が許容範囲を超えるとされていた。しかしながら、CO_2冷媒は、フロン系冷媒に比べてガス配管８での圧力損失を小さく抑えることができ、液配管５やガス配管８などの接続配管が１５０ｍ以上となる場合においても、性能低下が十分許容し得る大規模ビル対応の空気調和機を提供することができる。

【０１０９】

この実施の形態５によれば、熱交換器を構成する伝熱管の管外径を５ｍｍ以下としたため、CO_2冷媒の特性を利用して超臨界冷凍サイクルを用いた冷凍サイクル装置に適した熱交換器を構成することができるとともに、熱交換器の小型化を図ることができる。また、ガス配管８と液配管５との管径を等しくなるように構成したため、CO_2に適した冷媒回路を構成することができるとともに、冷媒配管工事の作業性を向上させることができる。さらに、液配管５やガス配管８などの接続配管が１５０ｍ以上となる大規模ビルなどの空気調和機にCO_2を適用したため、性能低下が十分許容し得る大規模ビル対応の空気調和機を構成することができる。

【０１１０】

なお、上述した実施の形態１～５では、空気である被加熱媒体あるいは被冷却媒体を制御する空気調和機である冷凍サイクル装置を示して説明したが、これに限らず、水あるいはブラインなどの被加熱媒体あるいは被冷却媒体を制御する冷凍サイクル装置にも適用することができる。

【０１１１】

【発明の効果】

以上説明したように、この発明によれば、保持手段が、前記高圧側熱交換器の出口配管温度と冷凍サイクルの成績係数が最大付近となる高圧圧力範囲との関係を保持し、制御手段が、前記高圧側熱交換器の出口配管温度を検出する検出手段の検出結果および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも１つを制御して前記高圧圧力範囲に制御するようにし、被加熱媒体あるいは被冷却媒体の流量が変化した場合であっても高圧圧力範囲で運転できるようにしているので、常に成績係数ＣＯＰの高い運転を行うことができ、省エネルギー化を達成する冷凍サイクル装置を実現することができるという効果を奏する。

【０１１２】

つぎの発明によれば、前記膨張機構部の出力軸を、前記圧縮機、前記被加熱媒体搬送手段、前記被冷却媒体搬送手段のうち少なくとも１つの駆動軸に連結し、膨張機構部に連結する圧縮機、被加熱媒体搬送手段、被冷却媒体搬送手段の駆動力の一部として、膨張機構部の回転力を利用するようにしているので、圧縮機、被加熱媒体搬送手段、被冷却媒体搬送手段の必要駆動力を低減することができるとともに、常に高圧圧力範囲で運転できるようにしているため、常に成績係数ＣＯＰの高い運転を行うことができ、省エネルギー化を達成する冷凍サイクル装置を実現することができるという効果を奏する。

【０１１３】

つぎの発明によれば、制御手段が、前記配管温度検出手段が検出した温度をもとに高圧圧力を推定し、この推定した高圧圧力、前記検出手段の検出結果、および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも１つを制御して前記高圧圧力範囲に制御するようにしているので、圧力を直接測定する高価な圧力検出器を用いる必要がなく、簡易な構成によって安価な冷凍サイクル装置を実現することができるという効果を奏する。

【０１１４】

つぎの発明によれば、前記膨張機構部の出力軸を、前記圧縮機、前記被加熱媒体搬送手段、前記被冷却媒体搬送手段のうち少なくとも１つの駆動軸に連結し、膨張機構部に連結する圧縮機、被加熱媒体搬送手段、被冷却媒体搬送手段の駆動力の一部として、膨張機構部の回転力を利用するようにしているので、圧縮機、被加熱媒体搬送手段、被冷却媒体搬送手段の必要駆動力を低減することができ、省エネルギー化を達成する冷凍サイクル装置を実現することができるという効果を奏する。

【０１１５】

つぎの発明によれば、高圧側熱交換器の出口部を冷媒回路と異なる低温熱源によって冷却し、放熱器出口温度を大幅に低下させるようにしているので、冷媒回路の冷凍サイクルと低温熱源とを含めたシステム全体としての省エネルギー化を図ることができるという効果を奏する。

【０１１６】

つぎの発明によれば、高圧側熱交換器の出口部を、冷媒回路の冷凍サイクルとは異なる第２冷凍サイクル手段の蒸発器を用いて冷却し、放熱器出口温度を大幅に低下させるようにしているので、冷媒回路の冷凍サイクルと第２冷凍サイクル手段の冷凍サイクルとを含めたシステム全体としての省エネルギー化を図ることができるという効果を奏する。

【０１１７】

つぎの発明によれば、高圧側熱交換器および低圧側熱交換器を形成する伝熱管の管外径を５ｍｍ以下とし、超臨界圧力冷媒としてのCO_2冷媒の特性を利用して、冷媒質量速度を増加させ、十分な冷房および暖房能力を得るようにしているので、超臨界冷凍サイクルに適したCO_2冷媒に対応した冷凍サイクル装置の熱交換器を実現することができるとともに、熱交換器の小型軽量化を促進することができるという効果を奏する。

【０１１８】

つぎの発明によれば、超臨界圧力冷媒としてのCO_2冷媒の特性を利用して、液配管およびガス配管を同一管径とし、液配管とガス配管との区別をなくすようにしているので、冷媒配管工事にかかる作業性を向上させることができるという効果を奏する。

【０１１９】

つぎの発明によれば、ガス配管における圧力損失が小さいという、超臨界圧力冷媒としてのCO_2冷媒の特性を利用して、液配管およびガス配管の長さを１５０ｍ以上としているので、性能低下が十分許容し得る大規模ビルなどの空気調和システムに用いることができるという効果を奏する。

【０１２０】

つぎの発明によれば、保持工程によって、前記高圧側熱交換器の出口配管温度と冷凍サイクルの成績係数が最大付近となる高圧圧力範囲との関係を保持し、検出工程によって、前記高圧側熱交換器の出口配管温度を検出し、制御工程によって、前記検出手段の検出結果および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも１つを制御して前記高圧圧力範囲に制御するようにしているので、常に成績係数ＣＯＰの高い運転を行うことができ、省エネルギー化を達成する冷凍サイクル装置を実現することができるという効果を奏する。

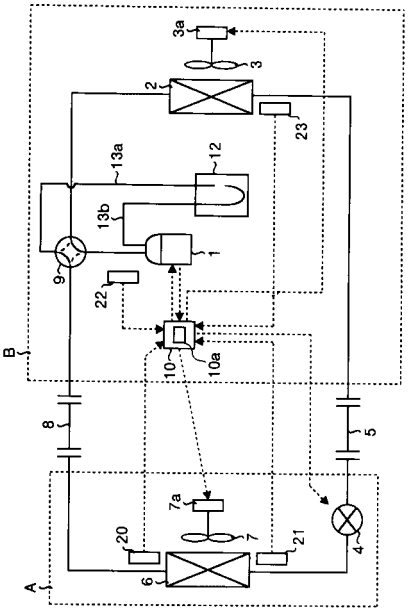
【０１２１】

つぎの発明によれば、前記検出工程の配管温度検出工程によって、前記圧縮機から前記高圧側交換器に至る配管の温度をさらに検出し、前記制御工程によって、前記配管温度検出工程によって検出した温度をもとに高圧圧力を推定し、この推定した高圧圧力、前記検出手段の検出結果、および前記保持手段の関係をもとに、前記絞り手段の開度、前記圧縮機の回転数、前記被加熱媒体の流量、および前記被冷却媒体の流量のうち少なくとも１つを制御して前記高圧圧力範囲に制御するようにしているので、圧力を直接測定する高価な圧力検出器を用いる必要がなく、安価な冷凍サイクル装置を実現することができるという効果を奏する。

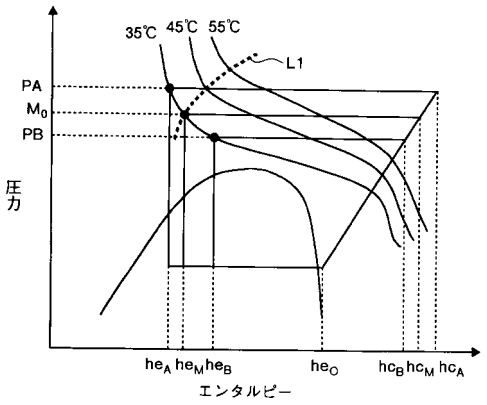
【図面の簡単な説明】

【図１】　この発明の実施の形態１である冷凍サイクル装置の冷媒回路図である。
【図２】　図１に示した冷媒回路の冷凍サイクルにおける圧力－エンタルピー線図である。
【図３】　図１に示した冷媒回路の冷凍サイクルにおける高圧圧力と成績係数ＣＯＰとの関係を示す図である。
【図４】　図１に示したコントローラによる冷房運転制御処理手順を示すフローチャートである。
【図５】　図１に示したコントローラによる高圧圧力の推定処理を説明する説明図である。
【図６】　所定条件における高圧圧力に対する理論ＣＯＰの変化を示す図である。
【図７】　図１に示したコントローラによる暖房運転制御処理手順を示すフローチャートである。
【図８】　この発明の実施の形態２である冷凍サイクル装置の冷媒回路図である。
【図９】　図８に示した冷媒回路における凝縮器出口温度と成績係数ＣＯＰとの関係を示す図である。
【図１０】　この発明の実施の形態３である冷凍サイクル装置の冷媒回路図である。
【図１１】　この発明の実施の形態４である冷凍サイクル装置の冷媒回路図である。
【図１２】　図１１に示した圧縮機と膨張機構との連結状態を示す図である。
【図１３】　圧力－エンタルピー線図上におけるCO_2冷媒とＲ２２冷媒との運転動作を比較した図である。
【図１４】　冷媒質量速度に対する蒸発熱伝達率、凝縮熱伝達率、圧力損失の関係を、CO_2冷媒とＲ２２冷媒とを比較して示す図である。
【図１５】　従来の冷凍サイクル装置の冷媒回路図である。
【符号の説明】
１　圧縮機、２　室外熱交換器、３　室外ファン、３ａ　室外ファンモータ、４　絞り手段（電子式膨張弁）、５　接続配管（液配管）、６　室内熱交換器、７　室内ファン、７ａ　室内ファンモータ、８　接続配管（ガス配管）、９　四方切替弁、１０　コントローラ、１０ａ　メモリ、１１　吐出圧力検出器、１２アキュムレータ、１３ａ　流入管、１３ｂ　吸入配管、２０～２３　配管温度検出器、２５～２８　逆止弁、３０　第２の圧縮機、３１　第２の凝縮器、３２第２の絞り手段、３３　第２の放熱器、３４　搬送ポンプ、３５　蓄熱槽、３６　蓄熱媒体、３７　冷却コイル、３８　膨張機構、４１　圧縮機ガス吐出口、４２　圧縮機ガス吸入口、４３，５３　固定スクロール、４４，５４　旋回スクロール、４５　シャフト、５１　膨張機構ガス吸入口、５２　膨張機構ガス吐出口。

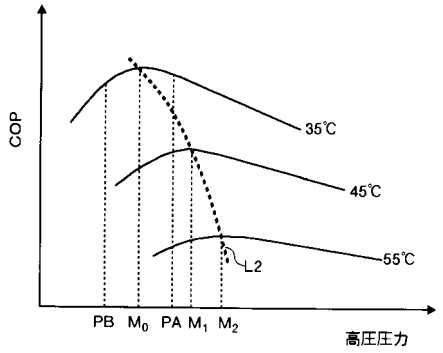
【図１】


3a
3
2
23
13a
12
13b
1
9
22
B
10
10a
8
5
7a
7
20
21
4
6
A

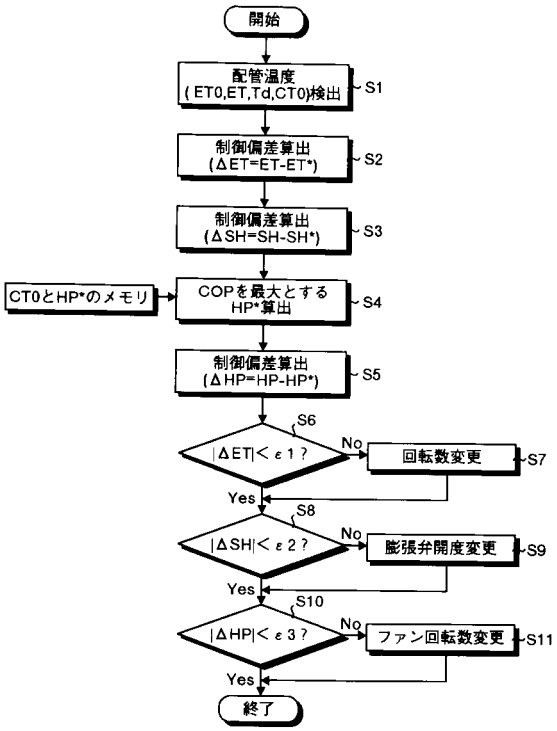
【図２】


35℃
45℃
55℃
L1
PA
M0
PB
圧力
heA heM heB
heO
hcB hcM hcA
エンタルピー

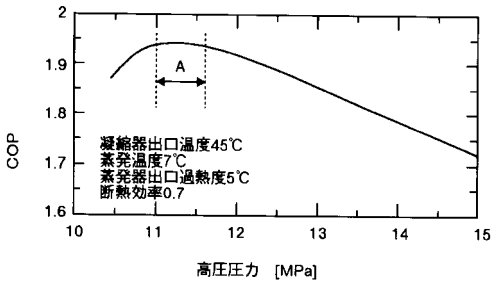
【図３】


COP
35℃
45℃
55℃
L2
PB M0 PA M1 M2
高圧圧力

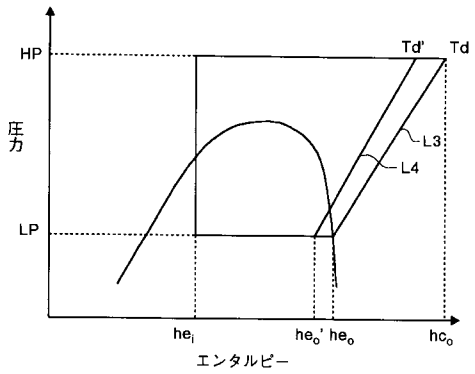
【図４】


開始
配管温度
(ET0,ET,Td,CT0)検出
S1
制御偏差算出
(ΔET=ET-ET*)
S2
制御偏差算出
(ΔSH=SH-SH*)
S3
CT0とHP*のメモリ
COPを最大とする
HP*算出
S4
制御偏差算出
(ΔHP=HP-HP*)
S5
S6
|ΔET|<ε1?
No
回転数変更
S7
Yes
S8
|ΔSH|<ε2?
No
膨張弁開度変更
S9
Yes
S10
|ΔHP|<ε3?
No
ファン回転数変更
S11
Yes
終了

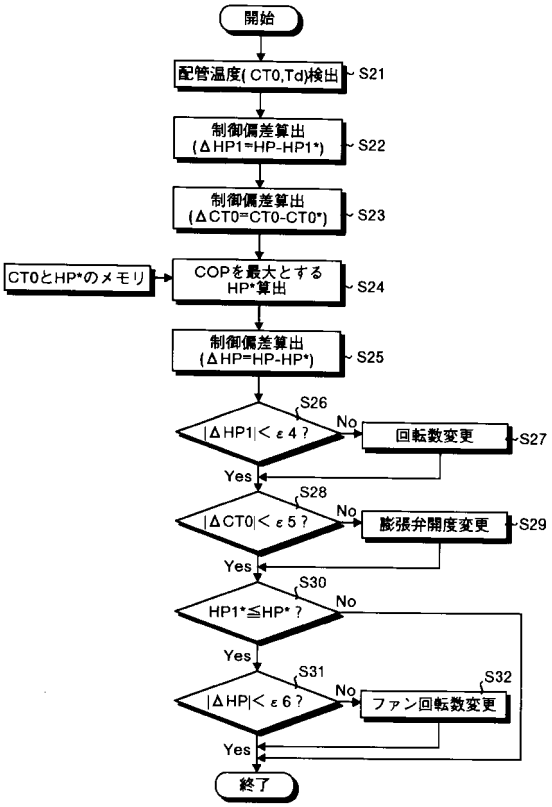
【図５】


COP
2
1.9
1.8
1.7
1.6
A
凝縮器出口温度45℃
蒸発温度7℃
蒸発器出口過熱度5℃
断熱効率0.7
10
11
12
13
14
15
高圧圧力 [MPa]

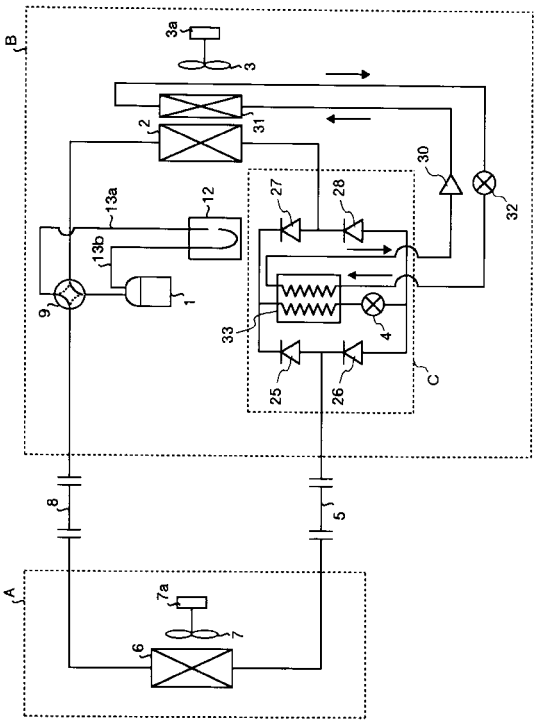
【図６】


HP
LP
圧力
Td'
Td
L3
L4
he_i
he_o' he_o
hc_o
エンタルピー

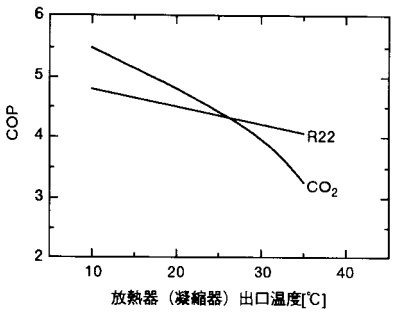
【図７】


開始
配管温度(CT0,Td)検出
S21
制御偏差算出
(ΔHP1=HP-HP1*)
S22
制御偏差算出
(ΔCT0=CT0-CT0*)
S23
CT0とHP*のメモリ
COPを最大とする
HP*算出
S24
制御偏差算出
(ΔHP=HP-HP*)
S25
S26
|ΔHP1|＜ε4？
No
回転数変更
S27
Yes
S28
|ΔCT0|＜ε5？
No
膨張弁開度変更
S29
Yes
S30
HP1*≦HP*？
No
Yes
S31
|ΔHP|＜ε6？
No
S32
ファン回転数変更
Yes
終了

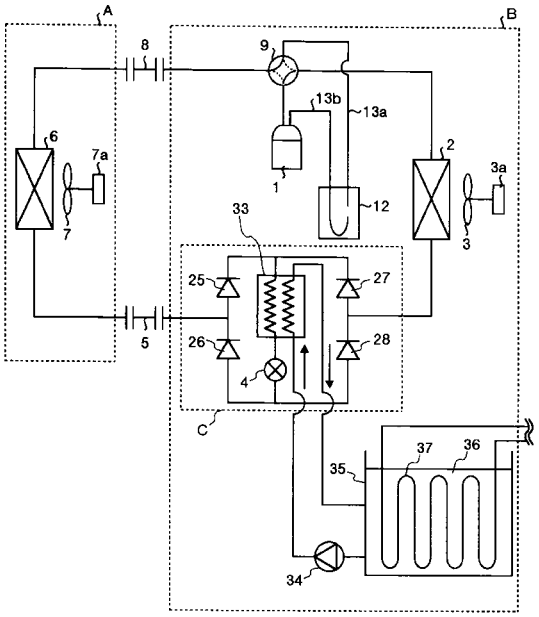
【図８】


B
A
C
3a
3
2
31
30
32
13a
12
27
28
13b
9
1
33
4
25
26
8
5
7a
7
6

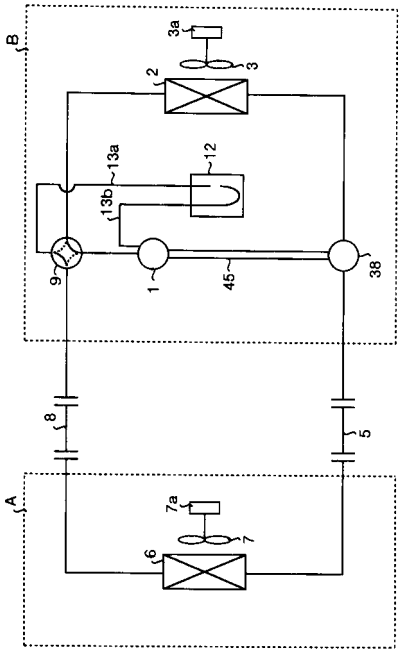
【図９】


COP
6
5
4
3
2
R22
CO_2
10
20
30
40
放熱器（凝縮器）出口温度[℃]

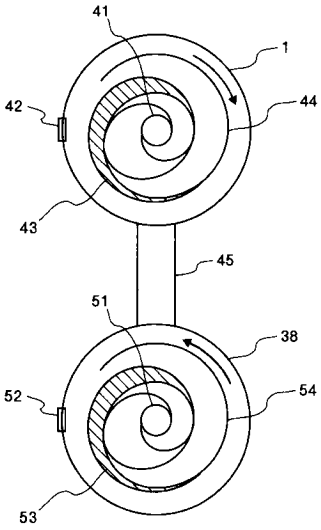
【図１０】



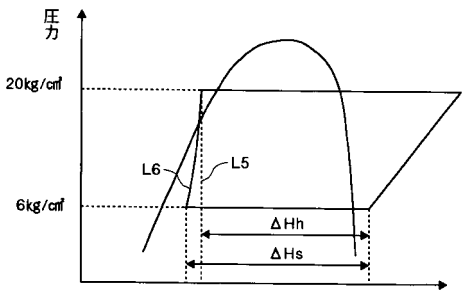
【図１１】



【図１２】

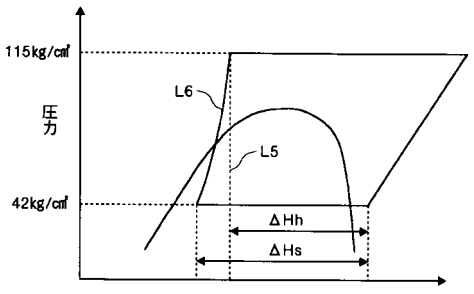


【図１３】



R22の圧力-エンタルピー線図

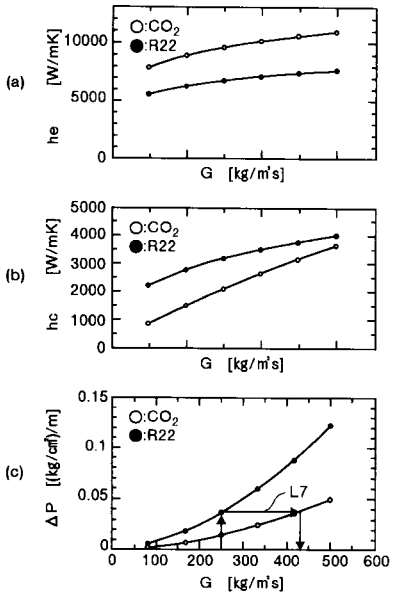
(a)



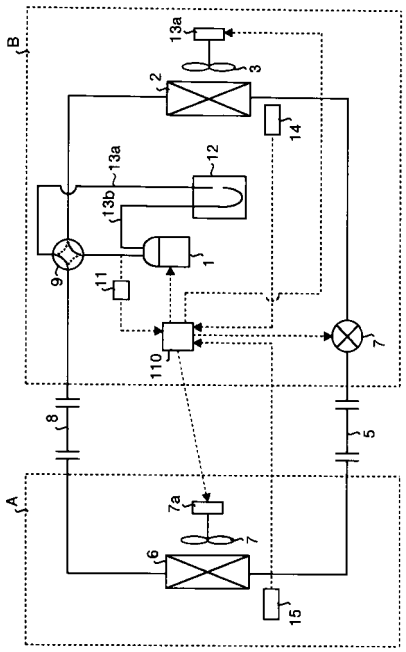
CO_2の圧力-エンタルピー線図

(b)

【図１４】


(a)
he [W/mK]
10000
5000
0
O:CO2
●:R22
G [kg/m²s]
(b)
hc [W/mK]
5000
4000
3000
2000
1000
0
O:CO2
●:R22
G [kg/m²s]
(c)
ΔP [(kg/cm²)/m]
0.15
0.1
0.05
0
O:CO2
●:R22
L7
0 100 200 300 400 500 600
G [kg/m²s]

【図１５】


B
A
13a
3
2
14
13a
12
13b
1
9
11
110
7
8
5
7a
7
6
15

フロントページの続き

(51)Int.Cl.[7]	FI		
	Ｆ２５Ｂ	1/00	３７１Ｃ
	Ｆ２５Ｂ	1/00	３８１Ｄ
	Ｆ２５Ｂ	1/00	３８３
	Ｆ２５Ｂ	1/00	３９５Ｚ

審査官　荘司　英史

(56)参考文献　特開平１１－３０４２６８（ＪＰ，Ａ）
特開昭６３－１０８１６２（ＪＰ，Ａ）
特開２００２－１３０８４９（ＪＰ，Ａ）
特開２００１－１９４０１７（ＪＰ，Ａ）
特開２０００－２４９４１３（ＪＰ，Ａ）
特開平１１－２１１２５１（ＪＰ，Ａ）
特開平１１－０９４３７９（ＪＰ，Ａ）
特開平１１－０６３６８６（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.[7]，ＤＢ名)
F24F 11/02　102