

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4273493号
(P4273493)

(45) 発行日 平成21年6月3日(2009.6.3)

(24) 登録日 平成21年3月13日(2009.3.13)

| | |
|--------------------------------|-----------------------|
| (51) Int.Cl. | F 1 |
| F 2 5 B 1/00 (2006.01) | F 2 5 B 1/00 3 0 4 P |
| F 2 4 F 11/02 (2006.01) | F 2 5 B 1/00 3 8 5 Z |
| | F 2 5 B 1/00 3 9 6 D |
| | F 2 4 F 11/02 1 0 2 F |

請求項の数 9 (全 12 頁)

| | | | |
|-----------|-------------------------------|-----------|--|
| (21) 出願番号 | 特願2004-37624 (P2004-37624) | (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7番3号 |
| (22) 出願日 | 平成16年2月16日(2004.2.16) | (74) 代理人 | 100085198 弁理士 小林 久夫 |
| (65) 公開番号 | 特開2005-226950 (P2005-226950A) | (74) 代理人 | 100098604 弁理士 安島 清 |
| (43) 公開日 | 平成17年8月25日(2005.8.25) | (74) 代理人 | 100061273 弁理士 佐々木 宗治 |
| 審査請求日 | 平成18年7月10日(2006.7.10) | (74) 代理人 | 100070563 弁理士 大村 昇 |
| | | (74) 代理人 | 100087620 弁理士 高梨 範夫 |

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 冷凍空調装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

圧縮機、放熱器、減圧装置、蒸発器を環状に接続し、高圧が超臨界状態で運転される冷凍空調装置において、

減圧装置を放熱器と蒸発器を接続する接続配管の上流側、下流側に設置すると共に、前記圧縮機の前後の圧力及び前記接続配管の圧力を検知する少なくとも3つの圧力検知手段を設け、これら圧力検知手段の検知圧力に基いて前記冷凍空調装置の運転を予め定められた目標状態に制御する制御装置を備えたことを特徴とする冷凍空調装置。

【請求項2】

予め定められた目標の状態を前記冷凍空調装置の高圧とすることを特徴とする請求項1記載の冷凍空調装置。

【請求項3】

前記冷凍空調装置の高圧が目標値より高い場合、上流側減圧装置での流動抵抗に対する下流側減圧装置での流動抵抗の比率が大きくなるように制御することを特徴とする請求項2記載の冷凍空調装置。

【請求項4】

前記冷凍空調装置の高圧が目標値より低い場合、上流側減圧装置での流動抵抗に対する下流側減圧装置での流動抵抗の比率が小さくなるように制御することを特徴とする請求項2記載の冷凍空調装置。

【請求項5】

前記冷凍空調装置の初期運転時の上流側減圧装置での流動抵抗に対する下流側減圧装置での流動抵抗の初期比率を冷凍空調装置の運転モードによって切り換えることを特徴とする請求項 1 又は 2 記載の冷凍空調装置。

【請求項 6】

圧縮機、放熱器、減圧装置、蒸発器を環状に接続し、高圧が超臨界状態で運転される冷凍空調装置において、放熱器と減圧装置の間の冷媒を冷却又は加熱する熱交換装置を設け、この熱交換装置での熱交換量を制御することにより減圧装置と蒸発器を接続する接続配管および蒸発器に存在する冷媒量を制御し、冷凍空調装置の運転状態を予め定められた目標の状態に制御する制御装置を備えたことを特徴とする冷凍空調装置。

【請求項 7】

予め定められた目標の状態を前記冷凍空調装置の高圧とすることを特徴とする請求項 6 記載の冷凍空調装置。

【請求項 8】

前記冷凍空調装置の高圧が目標値より高い場合、熱交換装置での冷却量を増加させ又は加熱量を減少させることを特徴とする請求項 7 記載の冷凍空調装置。

【請求項 9】

前記冷凍空調装置の高圧が目標値より低い場合、熱交換装置での冷却量を減少させ又は加熱量を増加させることを特徴とする請求項 8 記載の冷凍空調装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、冷凍空調装置に関するものであり、特に冷媒として二酸化炭素（ CO_2 ）を用いる冷凍空調装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来の冷凍空調装置に、冷媒として CO_2 を用いるとともに、蒸発器出口に冷媒を貯留するレシーバを設け、このレシーバ内の冷媒量を制御することで、装置の運転高圧を制御し、所定の冷却能力をもたらすようにしたものがあある（例えば、特許文献 1 参照）。

【0003】

【特許文献 1】特公平 7 - 18602 号公報（第 1 - 5 頁、第 2 図）

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

特許文献 1 の冷凍空調装置の場合には、冷媒を貯留するためのレシーバなどの容器が必要であり、冷凍空調装置のコストが上昇するという問題があった。

【0005】

この発明は以上の課題に鑑み、冷凍空調装置内の冷媒量分布の制御をレシーバなど容器を用いず実現することで低コストの冷凍空調装置を得ること、及び冷媒量分布の制御により高圧を COP 最大となる高圧に制御することにより、高効率の運転を実現する冷凍空調装置を得ることを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0006】

この発明は、圧縮機、放熱器、減圧装置、蒸発器を環状に接続し、高圧が超臨界状態で運転される冷凍空調装置において、減圧装置を放熱器と蒸発器を接続する接続配管の上流側、下流側に設置すると共に、前記圧縮機の前後の圧力及び前記接続配管の圧力を検知する少なくとも 3 つの圧力検知手段を設け、これら圧力検知手段の検知圧力に基いて前記冷凍空調装置の運転を予め定められた目標状態に制御する制御装置を備えるものである。

【発明の効果】

【0007】

この発明は、制御装置により接続配管に存在する冷媒量を制御することで、冷凍空調装

10

20

30

40

50

置の運転状態をCOP最大となる高圧に制御するなどし、高効率の冷凍空調装置の運転を実現できるとともに、冷媒量を制御するための容器を必要とせず、低コストの冷凍空調装置を得られるという効果がある。

【発明を実施するための最良の形態】

【0008】

[実施の形態1]

図1は本発明の実施の形態1に係る冷凍空調装置の冷媒回路図である。図1において、室外機1内には圧縮機3、四方弁4、室外熱交換器5、室外側膨張弁6が搭載されている。また、室内機2a、2b内には室内側膨張弁8a、8b、室内熱交換器9a、9bが搭載されている。液管7、ガス管10は室外機1と室内機2a、2bを接続する接続配管である。この冷凍空調装置の冷媒としてはCO₂が用いられる。

10

【0009】

室外機1内には圧力センサ11aが圧縮機3の吐出側、圧力センサ11bが圧縮機3の吸入側、圧力センサ11cが室外側膨張弁6と液配管7の間に設けられており、それぞれ設置場所の冷媒圧力を計測する。また温度センサ12aが圧縮機3の吐出側、温度センサ12bが室外熱交換器5と室外側膨張弁6の間に設けられており、それぞれ設置場所の冷媒温度を計測する。また温度センサ12cは室外機1周囲の外気温度を計測する。

【0010】

室内機2a、2b内には温度センサ12d、12fが室内熱交換器9a、9bと室内側膨張弁8a、8bの間に、温度センサ12e、12gが室内熱交換器9a、9bとガス配管10の間に設けられており、それぞれ設置場所の冷媒温度を計測する。

20

【0011】

また室外機1内には、計測制御装置13が設けられており、圧力センサ11a~11c、温度センサ12a~12cなどの計測情報や、冷凍空調装置使用者から指示される内容に基づいて、圧縮機3の運転方法、四方弁4の流路切換、室外熱交換器5の熱交換量、室外側膨張弁6の開度などを制御する。

【0012】

次に、この冷凍空調装置の運転動作について説明する。まず冷房運転時の動作について説明する。冷房運転時には、四方弁4の流路は図1の実線方向に設定される。そして圧縮機3から吐出された高温高圧のガス冷媒は四方弁4を経て室外熱交換器5に流入し、放熱器となる室外熱交換器5で放熱しながら温度低下する。このとき高圧が臨界圧以上であれば、冷媒は超臨界状態のまま温度低下し放熱する。また高圧が臨界圧以下であれば、冷媒は液化しながら放熱する。室外熱交換器5を出た高圧低温の冷媒は室外側膨張弁6で減圧された後、液管7を経由して、室内機2a、2bに流入する。そして、室内側膨張弁8a、8bで低圧二相の状態に減圧された後で、蒸発器となる室内熱交換器9a、9bに流入し、そこで吸熱し、蒸発ガス化しながら室内機2a、2b側の空気や水などの負荷側媒体に冷熱を供給する。室内熱交換器9a、9bを出た低圧ガス冷媒は室内機2a、2bを出て、ガス管10を経由し室外機1に流入し、四方弁4を経て圧縮機3に吸入される。

30

【0013】

次に、暖房運転時の動作について説明する。暖房運転時には、四方弁4の流路は図1の点線方向に設定される。そして圧縮機3から吐出された高温高圧のガス冷媒は四方弁4を経て室外機1から流出しガス管10を経て室内機2a、2bに流入する。そして室内熱交換器9a、9bに流入し、放熱器となる室内熱交換器9a、9bで放熱しながら温度低下する。このとき高圧が臨界圧以上であれば、冷媒は超臨界状態のまま温度低下し放熱する。また高圧が臨界圧以下であれば、冷媒は液化しながら放熱する。冷媒から放熱された熱を負荷側の空気や水などの負荷側媒体に与えることで暖房を行う。室内熱交換器9a、9bを出た高圧低温の冷媒は室内側膨張弁8a、8bで減圧された後、液管7を経由して、室外機1に流入する。そして室外側膨張弁6で低圧二相の状態に減圧された後で、蒸発器となる室外熱交換器5に流入し、そこで吸熱し、蒸発ガス化される。室外熱交換器5を出た低圧ガス冷媒は四方弁4を経て圧縮機3に吸入される。

40

50

【 0 0 1 4 】

次に、この冷凍空調装置での運転制御動作について説明する。冷媒として CO_2 などのように高圧側が超臨界状態で運転される冷凍サイクルでは、よく知られているように、運転効率が最大となる高圧が存在する。図2は、放熱器出口温度が同一であるときに高圧を変化させたときの冷凍サイクルをPH線図に示したものである。図2において高圧がP1、P2、P3と上昇すると蒸発器でのエンタルピ差 H_e が拡大し、その分冷凍能力が増加する。一方高圧が上昇すると圧縮機入力に相当する圧縮機でのエンタルピ差 H_c も増大する。このときの H_e 、 H_c の高圧による変化の傾向を示すと図3のようになり、高圧上昇に伴う能力に相当する H_e の増加率が入力に相当する H_c の増加率よりも上回る領域では、 H_e / H_c であらわされる冷凍サイクルの効率COPが上昇し、逆に能力に相当する H_e の増加率が入力に相当する H_c の増加率よりも下回る領域では、COPが低下する。従ってCOPが最大となる高圧が存在し、図3のP2の地点が該当する。

10

【 0 0 1 5 】

冷凍空調装置での高圧は、放熱器内に存在する冷媒量によって決定される。冷媒状態が超臨界であるとき、冷媒の密度は圧力に応じて増加するので、図2の高圧P3で運転されるとき放熱器内の冷媒量は、高圧P1で運転されるとき放熱器内の冷媒量よりも多くなる。逆に放熱器内に存在する冷媒量が多くなるように運転すれば、高圧は上昇し、放熱器内に存在する冷媒量が少なくなるように運転すれば、高圧は低下する。そこで放熱器内に存在する冷媒量を制御することで、高圧をCOP最大となる圧力となるように制御する。

20

【 0 0 1 6 】

以下冷房運転時の制御動作について図4に基づき説明する。冷房運転では、回転数などで制御される圧縮機3の運転容量は、低圧が予め定められた目標値、例えば飽和温度10に相当する低圧になるように制御される。また室内側膨張弁8aは、温度センサ12eの温度 - 温度センサ12dの温度で演算される室内熱交換器9a出口の冷媒過熱度が目標値となるように、また室内側膨張弁8bは、温度センサ12gの温度 - 温度センサ12fの温度で演算される室内熱交換器9b出口の冷媒過熱度が目標値となるように制御される。この目標値としては、予め定められた目標値、例えば5を用いる。また室外側膨張弁6は予め定められた初期開度に制御される。また室外熱交換器5の熱交換量、室内熱交換器9a、9bの熱交換量は、伝熱媒体である空気や水を搬送するファン回転数やポンプ流量などを予め定められた状態で運転する。

30

【 0 0 1 7 】

この状態で運転したときの高圧を圧力センサ11aで計測する。そして温度センサ12bで計測される放熱器出口温度、温度センサ12cで検知される外気温度、圧縮機3の運転容量などから予め定められた演算式でCOP最大となる最適高圧を演算し、この最適高圧を計測された高圧と比較する。そして、現在の高圧が最適高圧より低ければ、放熱器である室外熱交換器5内の冷媒量が多く、逆に現在の高圧が最適高圧より高ければ、室外熱交換器5内の冷媒量が少なくなるように制御する。

【 0 0 1 8 】

室外熱交換器5内の冷媒量の制御は室外側膨張弁6の開度制御で実施する。図5は室外側膨張弁6の開度制御を実施したときの冷凍空調装置の状態変化をPH線図に表したものである。図5の実線のサイクルは室外側膨張弁6の開度を小さくし、流動抵抗を大きくしたときの運転状態を表し、図5の点線のサイクルは室外側膨張弁6の開度を大きくし、流動抵抗を少なくしたときの運転状態を表す。P1は室外側膨張弁6での差圧であり、P2は室内側膨張弁8a、8bでの差圧である。このように室外側膨張弁6の開度制御を実施すると、室内側膨張弁8a、8bでは室外側膨張弁6出口の圧力から低圧まで減圧することになるので、図5の実線のサイクルでは、P2が小さくなるようにその開度を大きくし、流動抵抗が小さくなるように運転され、図5の点線のサイクルではP2が大きくなるようにその開度を小さくし、流動抵抗が大きくなるように運転される。

40

【 0 0 1 9 】

50

室外側膨張弁 6 と室内側膨張弁 8 a、8 b の間にある液管 7 の状態は、室外側膨張弁 6 の開度制御により図 5 の点 A の状態となる。図 5 の実線のサイクルでは液管 7 に存在するのは低圧に近い二相状態の冷媒となり、図 5 の点線のサイクルでは液管 7 は高圧に近い超臨界状態の冷媒となる。従って液管 7 には点線のサイクルでは高圧の液に近い状態の冷媒が存在し、冷媒量が多くなる一方で、実線のサイクルでは気液二相状態で冷媒が存在し、ガス冷媒が存在する分だけ液管 7 に存在する冷媒量は少なくなる。

この状況を同一エンタルピの場合での液管 7 の圧力 P と冷媒量 M の相関として表すと図 6 のようになる。液管 7 の冷媒量は圧力が飽和圧力より高い場合にはその圧力に応じて漸増する。飽和圧力より低い圧力となると、ガスが存在し、飽和圧力に近い圧力ではガスの体積割合が圧力低下に応じて急激に増加するため、液管 7 の冷媒量は急に減少する。そして低圧に近い圧力まで低下すると、圧力低下に伴うガスの体積割合の増加もほぼ一定となり、液管 7 の冷媒量も漸減するようになる。このような冷媒量変化が生じるので、室外側膨張弁 6 の開度制御により、液管 7 の圧力を制御することで液管 7 に存在する冷媒量を制御できる。

【 0 0 2 0 】

液管 7 に存在する冷媒量が変化すると、それに伴って放熱器である室外熱交換器 5 の冷媒量も変化する。冷凍空調装置に充填されている冷媒量はほぼ同一であり、液管 7、室外熱交換器 5 以外の部分に存在する冷媒量は充填冷媒量に対し多くないことから、液管 7 に存在する冷媒量が増加すると室外熱交換器 5 に存在する冷媒量が減少して高圧が低下し、液管 7 に存在する冷媒量が減少すると室外熱交換器 5 に存在する冷媒量が増加し、高圧が上昇する。従って図 5 に示されるように、室外側膨張弁 6 の開度制御により、開度を大きくすると、液管 7 に存在する冷媒量が増加して高圧が低下し、開度を小さくすると、液管 7 に存在する冷媒量が減少し、高圧が上昇する。このようにして室外側膨張弁 6 の開度制御により、高圧を COP 最大となる圧力となるように制御することで、効率のよい冷凍空調装置の運転を実現できる。

【 0 0 2 1 】

次に、暖房運転時の制御動作について図 7 に基づいて説明する。暖房運転では、回転数などで制御される圧縮機 3 の運転容量は、低圧が予め定められた目標値、例えば温度センサ 1 2 c で計測される外気温度 - 5 の温度の飽和圧力に相当する低圧になるように制御される。また室内側膨張弁 8 a、8 b は、温度センサ 1 2 d、1 2 f で計測される室内熱交換器 9 a、9 b 出口の冷媒温度が予め定められた目標値、例えば室内側の空気温度など負荷側の媒体温度 + 5 となるように制御される。また室外側膨張弁 6 は予め定められた初期開度に制御される。また室外熱交換器 5 の熱交換量、室内熱交換器 9 a、9 b の熱交換量は、伝熱媒体である空気や水を搬送するファン回転数やポンプ流量などを予め定められた状態で運転する。

【 0 0 2 2 】

この状態で運転したときの高圧を圧力センサ 1 1 a で計測する。そして冷凍空調装置の運転者により設定された負荷側に供給される媒体の温度や、室内熱交換器 9 a、9 b の出口温度や圧縮機 3 の運転容量などから予め定められた演算式で COP 最大となる最適高圧を演算し、この最適高圧と計測された高圧とを比較する。そして、現在の高圧が最適高圧より低ければ、放熱器である室内熱交換器 9 a、9 b 内の冷媒量が多くなるように、逆に現在の高圧が最適高圧より高ければ、室内熱交換器 9 a、9 b 内の冷媒量が少なくなるように制御する。

【 0 0 2 3 】

暖房運転の場合、室外側膨張弁 6 の開度を小さくし、流動抵抗を大きくすると液管 7 の圧力は高くなり、そこに存在する冷媒量が増加する一方、室外側膨張弁 6 の開度を大きくし、流動抵抗を小さくすると液管 7 の圧力は低くなり、そこに存在する冷媒量は減少する。冷房運転の場合と同様に、液管 7 の冷媒量が増減すると、それに伴って放熱器である室内熱交換器 9 a、9 b に存在する冷媒量も増減する。従って、室外側膨張弁 6 の開度制御により、冷凍サイクルの高圧を制御でき、高圧を COP 最大となる圧力となるように制御す

10

20

30

40

50

ることで、効率のよい冷凍空調装置の運転を実現できる。

【 0 0 2 4 】

以上の各運転での冷媒量の制御動作において、液管 7 に存在する冷媒量の増減は、容器に存在する冷媒量を増減させる場合に比べて、冷媒が常に流れている状態で状態を変化させて冷媒量を増減させているので、状態の変化が素早く実施される。従って、高圧が最適高圧となるように室外側膨張弁 6 の開度をフィードバック制御にて実施する場合、運転条件の変化によって最適高圧が変化しても、素早く高圧を最適高圧に近づけることができ、運転制御を安定的に実施できるとともに、より効率の高い冷凍空調装置の運転を実現できる。

【 0 0 2 5 】

また、室外側膨張弁 6 の開度制御により、液管 7 の冷媒量制御を実施するときに、液管 7 での圧力を圧力センサ 1 1 c で計測し、その計測結果に基づいて開度制御を実施してもよい。例えば、放熱器となる熱交換器の容積が既知であり、その冷媒量変化に伴う高圧変化が予め推算でき、また図 6 に示される液管 7 の冷媒量と圧力の相関が既知である場合には、現在の高圧と最適高圧との偏差から放熱器での存在冷媒量の変化量およびその変化量を実現する液管 7 の冷媒量を推算し、その冷媒量を実現する液管 7 の目標圧力を設定する。そして液管 7 の圧力が目標圧力となるように、室外側膨張弁 6 の開度制御を実施する。このように制御すると、室外側膨張弁 6 の開度変化に伴い、より直接的に変化する液管 7 の圧力を用いてフィードバック制御を実施できるので、素早く高圧を最適高圧に近づけることができ、運転制御を安定的に実施できるとともに、より効率の高い冷凍空調装置の運転を実現できる。

また、高低圧が圧力センサ 1 1 a、1 1 b で計測されている場合には液管 7 の圧力は、室外側膨張弁 6 と室内側膨張弁 8 の開度比率から決定されるそれぞれの膨張弁の流動抵抗比から推算することができる。そこでこの推算される圧力が前記の目標圧力となるように室外膨張弁 6 の開度制御を実施してもよい。

【 0 0 2 6 】

なお、室外側膨張弁 6 の初期開度については、運転状態や冷凍空調装置の運転状態により、液管 7 の冷媒量が予め最適高圧を実現すると推測される状態に近い状態に制御するとよい。例えば、冷房運転と暖房運転では、放熱器となる熱交換器が異なり、一般には冷房運転時に放熱器となる室外熱交換器 5 の容積が大きい。従って冷房運転の方が最適高圧を実現するための放熱器となる熱交換器に存在するべき冷媒量は多くなり、液管 7 に存在する冷媒量が少ない方が望ましい。そこで冷房運転時には、室外側膨張弁 6 の初期開度を小さくし、液管 7 の圧力が低くなるようにして液管 7 に存在する冷媒量が少なくなるように運転する。逆に暖房運転時には冷房運転に比べ、最適高圧を実現するための放熱器となる熱交換器に存在するべき冷媒量は少なくなり、その分液管 7 に存在する冷媒量が多くなるのが望ましい。そこで暖房運転時には、室外側膨張弁 6 の初期開度を適度に小さくし、液管 7 の圧力が冷房運転時よりも高い状態で運転する。

このように室外側膨張弁 6 の開度制御を行うことで、冷房運転や暖房運転の運転モードによらず、放熱器となる熱交換器に存在する冷媒量が最適高圧を実現する冷媒量に近い状態で初期運転を実施でき、素早く高圧を最適高圧に近づけることができ、運転制御を安定的に実施できるとともに、より効率の高い冷凍空調装置の運転を実現できる。

【 0 0 2 7 】

また、液管 7 が長く、放熱器となる熱交換器の容積よりも液管 7 の容積が大きい場合、液管 7 の圧力変化が大きく、そこに存在する冷媒量の変動が大きくなると、放熱器の冷媒量変動に及ぼす影響が大きくなり、高圧の変動も大きくなる。そこでこの場合の室外側膨張弁 6 の初期開度については、液管 7 の圧力が大きく変わらないように設定することが望ましい。そのため、冷房運転時には、室外側膨張弁 6 の初期開度を大きくし、液管 7 の圧力を高圧に近い圧力とするとともに、暖房運転時にも、室外側膨張弁 6 の初期開度を適度に小さくし、液管 7 の圧力を高圧に近い圧力とする。この制御により、液管 7 の冷媒量変動を小さくし、放熱器の過度の冷媒量変動を抑制して過度の高圧変動を抑制でき、より運

10

20

30

40

50

転制御を安定的に実施できる。

また、冷房運転時には、室外側膨張弁 6 の初期開度を適度に小さくし、液管 7 の圧力を低圧に近い圧力とするとともに、暖房運転時にも、室外側膨張弁 6 の初期開度を大きくし、液管 7 の圧力が低圧に近い圧力となるようにしてもよい。この場合も、液管 7 の冷媒量変動を小さくし、放熱器の過度の冷媒量変動を抑制して過度の高圧変動を抑制でき、より運転制御を安定的に実施できる。

【 0 0 2 8 】

[実施の形態 2]

本発明の実施の形態 2 を図 8 に示す。図 8 において高低圧熱交換器 1 4 とバイパス用膨張弁 1 5 以外は図 1 と同じであり、その作用効果も実施の形態 1 の場合と同じであるので説明を省略する。高低圧熱交換器 1 4 は二重管熱交換器であり、内管側をメイン側流路、外管側をバイパス側流路としている。

10

【 0 0 2 9 】

まず、この実施の形態での冷房運転での高低圧熱交換器 1 4 とバイパス用膨張弁 1 5 の動作について説明する。冷房運転では、放熱器となる室外熱交換器 5 を出た低温高圧の冷媒が室外機側膨張弁 6 により減圧された後で、高低圧熱交換器 1 4 のメイン側流路を通過する。高低圧熱交換器 1 4 のバイパス側流路には、高低圧熱交換器 1 4 を出たメイン側流路の冷媒の一部がバイパスされ、バイパス用膨張弁 1 5 で低圧二相の冷媒に減圧された後で流入する。そして比較的高圧であるメイン側流路の冷媒と低圧であるバイパス側流路の冷媒が熱交換し、メイン側流路の冷媒からバイパス側流路の冷媒に熱移動する。それに伴い、メイン側冷媒流路の冷媒はさらに冷却されたのち液管 7 に流入する。一方バイパス側流路の冷媒は吸熱し、蒸発ガス化した後で、圧縮機 3 に吸入される。

20

【 0 0 3 0 】

高低圧熱交換器 1 4 での熱交換量は、冷熱源となるバイパス側流路の冷媒流量によって増減し、バイパス側流路を流れる冷媒流量が少ないと熱交換量は少なくなり、バイパス側流路を流れる冷媒流量が多くなると熱交換量は多くなる。熱交換量が変動したときの冷凍サイクルの P-H 線図を図 9 に示す。図 9 の点 A は高低圧熱交換器 1 4 でのメイン側流路出口、すなわち液管 7 の冷媒状態であるが、熱交換量が多くなると、液管 7 の冷媒状態はより冷却されエンタルピの低い状態となり、図 9 の点線の経路をたどる。一方熱交換量が少なくなると、冷却量は低下し、図 9 の実線の経路をたどる。

30

【 0 0 3 1 】

このとき、液管 7 の状態が気液二相である場合、高低圧熱交換器 1 4 での熱交換量が多く、冷却量が増加すると、より乾き度が低く、液冷媒の多い二相状態となり、液管 7 に存在する冷媒量が増加する。一方、高低圧熱交換器 1 4 での熱交換量が少なく、冷却量が減少すると、乾き度が高い状態のままとなり、ガス冷媒の多い二相状態となり、液管 7 に存在する冷媒量が減少する。従って、バイパス側膨張弁 1 5 での流量制御により、高低圧熱交換器 1 4 での熱交換量を変化させることにより、液管 7 に存在する冷媒量を変化させることができる。

また、液管 7 の状態が超臨界状態など単相の状態である場合、高低圧熱交換器 1 4 での熱交換量が多く、冷却量が増加すると、液管 7 の冷媒状態はより温度の低い状態となる。一方、高低圧熱交換器 1 4 での熱交換量が少なく、冷却量が減少すると、液管 7 の冷媒状態は、温度の高いままの状態となる。単相の冷媒では、温度が低いほど密度が大きくなるので、高低圧熱交換器 1 4 での熱交換量が多く、冷却量が増加すると液管 7 の冷媒量は増加し、高低圧熱交換器 1 4 での熱交換量が少なく、冷却量が減少すると液管 7 の冷媒量は減少する。従って、液管 7 の状態が単相の状態であっても、気液二相の場合と同様にバイパス側膨張弁 1 5 での流量制御により、高低圧熱交換器 1 4 での熱交換量を変化させることにより、液管 7 に存在する冷媒量を変化させることができる。

40

【 0 0 3 2 】

そこで、冷凍空調装置を運転する際に、最適な高圧となるようにするための制御方法を図 1 0 に基づいて説明する。まず、高圧が COP 最大となる最適高圧より低い場合には、

50

放熱器となる熱交換器での冷媒量を増加させて高圧を上昇させるために、液管7の冷媒量が減少するように、バイパス側膨張弁15の開度を小さくし、バイパス流量を減少させて高低圧熱交換器14での熱交換量を減少させる。逆に、高圧がCOP最大となる最適高圧より高い場合には、放熱器となる熱交換器での冷媒量を減少させて高圧を低下させるために、液管7の冷媒量が増加するように、バイパス側膨張弁15の開度を大きく、バイパス流量を増加させて高低圧熱交換器14での熱交換量を増加させる。

このようなバイパス側膨張弁15の開度制御により、高圧をCOP最大となる圧力となるように制御することで、効率のよい冷凍空調装置の運転を実現できる。

【0033】

次に、この実施の形態での暖房運転での高低圧熱交換器14とバイパス用膨張弁15の動作について説明する。暖房運転では、放熱器となる室内熱交換器9a、9bを出た低温高圧の冷媒が室内側膨張弁8a、8bにより減圧され、液管7を通過した後で、高低圧熱交換器14のメイン側流路を通過する。高低圧熱交換器14のバイパス側流路には、高低圧熱交換器14入口のメイン側流路の冷媒の一部がバイパスされ、バイパス用膨張弁15で低圧二相の冷媒に減圧された後で流入する。そして比較的高圧であるメイン側流路の冷媒と低圧であるバイパス側流路の冷媒が熱交換し、メイン側流路の冷媒からバイパス側流路の冷媒に熱移動する。それに伴い、メイン側冷媒流路の冷媒はさらに冷却されたのち室外側膨張弁6により低圧まで減圧され、蒸発器である室外熱交換器5に流入する。一方バイパス側流路の冷媒は吸熱し、蒸発ガス化した後で、圧縮機3に吸入される。

【0034】

暖房運転の場合、高低圧熱交換器14での熱交換量の大小により、液管7の冷媒量は変化しないものの蒸発器となる室外熱交換器5の冷媒量を増減させることができる。このときの熱交換量が変動したときの冷凍サイクルのPH線図を図9に示す。図9の点Bは高低圧熱交換器14でのメイン側流路を出て、室外側膨張弁6で減圧された状態、すなわち室外側熱交換器5の入口の冷媒状態である。熱交換量が多くなると、室外側熱交換器5の入口の冷媒状態はより冷却されてエンタルピが低く、乾き度の小さい状態となり、図9の点線の経路をたどる。一方、熱交換量が少なくなると、冷却量は低下し、エンタルピが高く、乾き度の大きいままの状態となり、図9の実線の経路をたどる。

【0035】

蒸発器入口の冷媒状態が、より低乾き度であると、少なくとも蒸発器入口近傍は、液冷媒の占める容積が多くなる。その結果蒸発器全体で見ると存在する冷媒量は多くなる。従って、高低圧熱交換器14での熱交換量が多く、冷却量が増加すると、室外熱交換器5の入口の冷媒状態はより乾き度が低く、液冷媒の多い二相状態となり、室外熱交換器5に存在する冷媒量が増加する。一方、高低圧熱交換器14での熱交換量が少なく、冷却量が減少すると、室外熱交換器5の入口の冷媒状態は乾き度が高い状態のままとなり、ガス冷媒の多い二相状態となり、室外熱交換器5に存在する冷媒量が減少する。従って、バイパス側膨張弁15での流量制御により、高低圧熱交換器14での熱交換量を変化させることにより、室外熱交換器5に存在する冷媒量を変化させることができる。

【0036】

そこで、冷凍空調装置を運転する際に、最適な高圧となるようにするための制御は以下のように実施する。まず、高圧がCOP最大となる最適高圧より低い場合には、放熱器となる熱交換器での冷媒量を増加させて高圧を上昇させるために、室外熱交換器5での冷媒量が減少するように、バイパス側膨張弁15の開度を小さくし、バイパス流量を減少させ、高低圧熱交換器14での熱交換量を減少させる。逆に、高圧がCOP最大となる最適高圧より高い場合には、放熱器となる熱交換器での冷媒量を減少させて高圧を低下させるために、室外熱交換器5での冷媒量が増加するように、バイパス側膨張弁15の開度を大きく、バイパス流量を増加させ、高低圧熱交換器14での熱交換量を増加させる。

このようにしてバイパス側膨張弁15の開度制御により、高圧をCOP最大となる圧力となるように制御することで、効率のよい冷凍空調装置の運転を実現できる。

【0037】

なお、高低圧熱交換器 14 での熱交換量の制御と、実施の形態 1 で述べた液管 7 の圧力の制御を組み合わせる実施しても良い。この場合には、液管 7 での冷媒量変動幅をより大きくでき、液管 7 の容積が放熱器となる熱交換器の容積に比べて少ないような場合でも、最適な高圧となるように放熱器での冷媒量を制御でき、効率のよい冷凍空調装置の運転を実現できる。

【0038】

また、液管 7 や蒸発器となる熱交換器入口の冷媒状態を変動させるための高低圧熱交換器 14 の形態としては、冷媒状態を変動させるための熱の授受を行うものであれば、図 8 の形態以外のものをとることができる。例えば図 11 に示す冷媒回路のように、圧縮機 3 吸入の冷媒と熱交換を行うようにしてもよい。この回路では、圧縮機 3 に吸入される冷媒の一部をバイパス側弁 15 を介して高低圧熱交換器 14 に供給する。バイパス側弁 15 の開度を大きくし、高低圧熱交換器 14 に流入する冷媒流量を増加させることで、高低圧熱交換器 14 での熱交換量を増加させることができ、図 8 の場合と同様に、最適な高圧となるように放熱器での冷媒量を制御できる。

10

【0039】

また、図 12 に示す冷媒回路のように外部熱源 16 の持つ熱量を高低圧熱交換器 14 で熱交換させるようにしてもよい。この場合もバイパス側弁 15 の開度制御により、高低圧熱交換器 14 での熱交換量を変動させることができ、図 8 の場合と同様に、最適な高圧となるように放熱器での冷媒量を制御できる。なお、外部熱源 16 としては、夜間に蓄熱した氷や水などの冷熱源や、室外機周囲の外気を用いることができる。また、高低圧熱交換器 14 でのメイン側冷媒は冷却させるだけでなく加熱することでも、冷媒状態を変えることができ、この場合も同様に液管 7 や室外熱交換器 5 の冷媒量を制御できる。即ち、高低圧熱交換器 14 で加熱されることにより、液管 7 や室外熱交換器 5 入口の冷媒状態はより高乾き度、高温の冷媒となり、そこに存在する冷媒量は減少する。加熱源となる外部熱源 16 としては、夜間に蓄熱した温水や、室外機周囲の外気を用いることができる。

20

【図面の簡単な説明】

【0040】

【図 1】この発明の実施の形態 1 に係る冷凍空調装置の冷媒回路図である。

【図 2】実施の形態 1 の高圧変動時の冷凍空調装置の運転状況を示した P-H 線図である。

【図 3】実施の形態 1 の高圧を運転効率 COP との相関を示す図である。

30

【図 4】実施の形態 1 の冷房運転時の制御動作を示すフロー図である。

【図 5】実施の形態 1 の室外和膨張弁開度制御時の冷凍空調装置の運転状況の変化を示した P-H 線図である。

【図 6】実施の形態 1 の液管の圧力と冷媒量の相関を示す図である。

【図 7】実施の形態 1 の暖房運転時の制御動作を示すフロー図である。

【図 8】この発明の実施の形態 2 に係る冷凍空調装置の冷媒回路図である。

【図 9】実施の形態 2 の高低圧熱交換器の熱交換量制御時の冷凍空調装置の運転状況の変化を示した P-H 線図である。

【図 10】実施の形態 2 の冷房運転時の制御動作を示すフロー図である。

【図 11】実施の形態 2 の他の例の冷凍空調装置の冷媒回路図である。

40

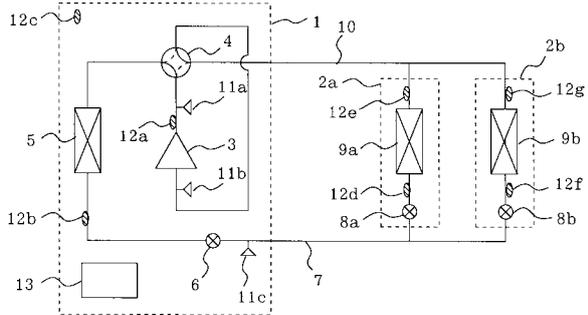
【図 12】実施の形態 2 の他の例の冷凍空調装置の冷媒回路図である。

【符号の説明】

【0041】

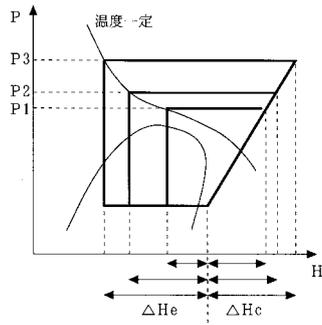
1 室外機
2 a、2 b 室内機、3 圧縮機、4 四方弁、5 室外熱交換器、6 室外側膨張弁、7 液管、8 a、8 b 室内側膨張弁、9 a、9 b 室内熱交換器、10 ガス管、11 a、11 b、11 c 圧力センサ、12 a、12 b、12 c、12 d、12 e、12 f、12 g 温度センサ、13 計測制御装置、14 高低圧熱交換器、15 バイパス側膨張弁、バイパス側弁、16 外部熱源。

【図1】

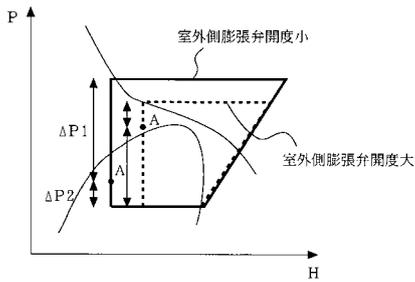


- 1: 室外機
- 2 a, 2 b: 室内機
- 3: 圧縮機
- 4: 四方弁
- 5: 室外熱交換器
- 6: 室外側膨張弁
- 7: 液管
- 8 a, 8 b: 室内側膨張弁
- 9 a, 9 b: 室内熱交換器
- 10: ガス管
- 11 a, 11 b, 11 c: 圧力センサ
- 12 a, 12 b, 12 c, 12 d, 12 e, 12 f, 12 g: 温度センサ
- 13: 制御装置

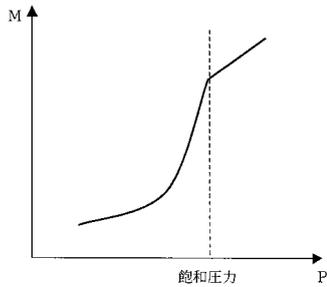
【図2】



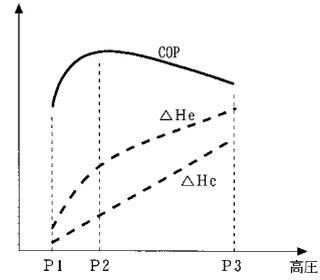
【図5】



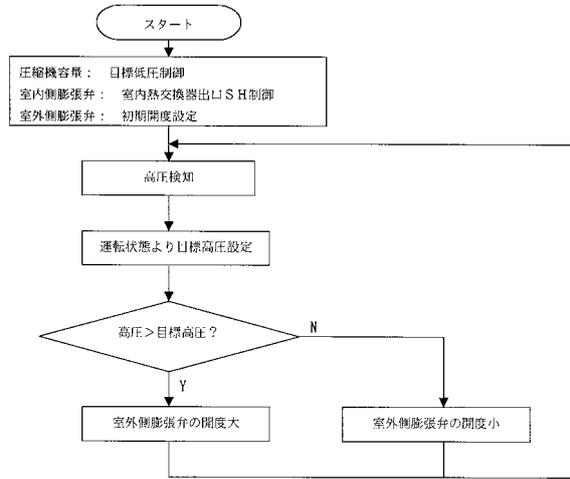
【図6】



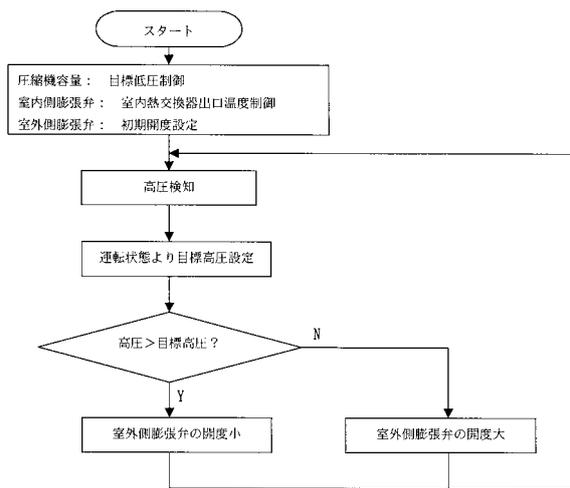
【図3】



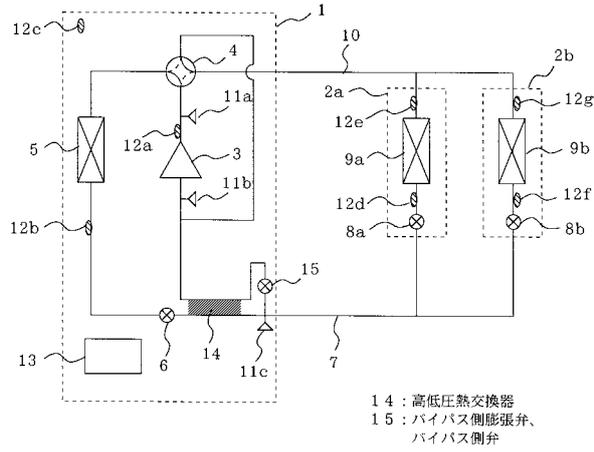
【図4】



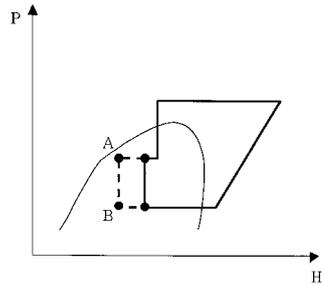
【図7】



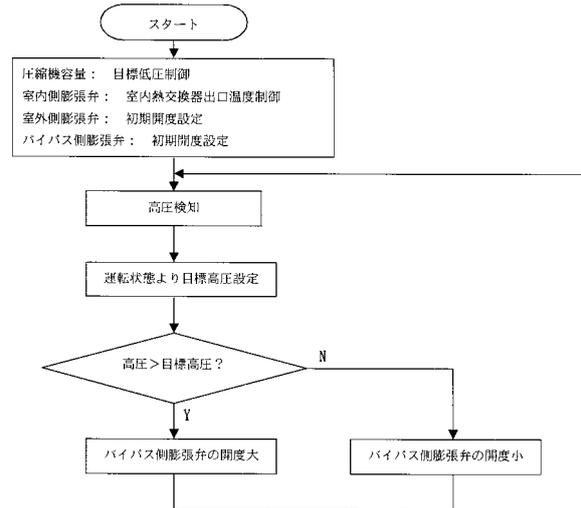
【図8】



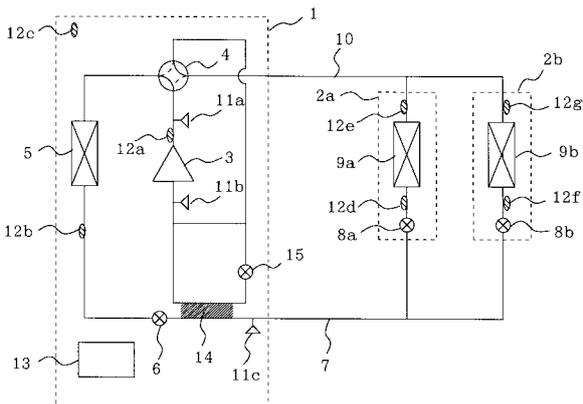
【図9】



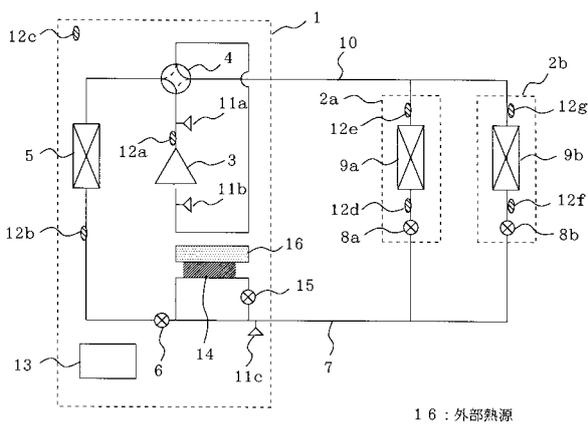
【図10】



【図11】



【図12】



フロントページの続き

- (72)発明者 畝崎 史武
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 森本 裕之
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 中川 祥道
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 河西 智彦
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 若本 慎一
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 角田 昌之
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 野本 宗
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

審査官 久保 克彦

- (56)参考文献 特開平06-137690(JP,A)
特開2002-228282(JP,A)
特開2000-179960(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
- | | |
|---------|-----------|
| F 2 5 B | 1 / 0 0 |
| F 2 4 F | 1 1 / 0 2 |