

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2011-153825

(P2011-153825A)

(43) 公開日 平成23年8月11日(2011.8.11)

(51) Int.Cl.
F25B 1/10 (2006.01)

F I
F 2 5 B 1/10 J

テーマコード (参考)

審査請求 有 請求項の数 1 O L (全 17 頁)

(21) 出願番号 特願2011-114169 (P2011-114169)
 (22) 出願日 平成23年5月20日 (2011.5.20)
 (62) 分割の表示 特願2007-335970 (P2007-335970)
 の分割
 原出願日 平成19年12月27日 (2007.12.27)

(71) 出願人 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
 (74) 代理人 100085198
 弁理士 小林 久夫
 (74) 代理人 100098604
 弁理士 安島 清
 (74) 代理人 100087620
 弁理士 高梨 範夫
 (74) 代理人 100125494
 弁理士 山東 元希
 (74) 代理人 100141324
 弁理士 小河 卓
 (74) 代理人 100153936
 弁理士 村田 健誠

最終頁に続く

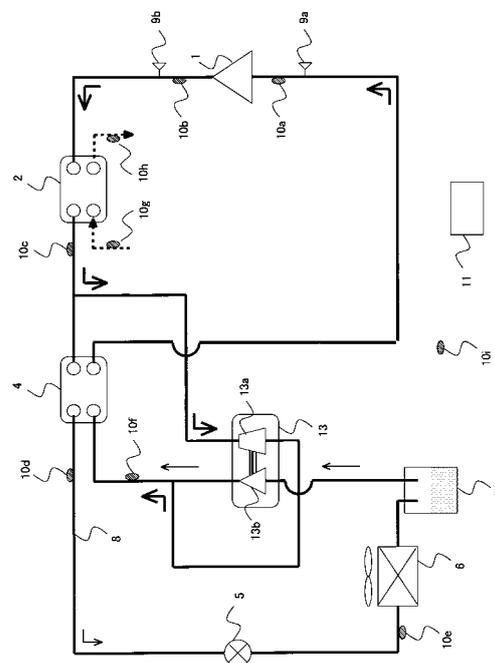
(54) 【発明の名称】 冷凍空調装置

(57) 【要約】

【課題】 高温の負荷媒体を加熱する場合、放熱器出口の冷媒状態がガスとなり、その冷媒を減圧しても気液二相冷媒とならないため、ヒートポンプの機能を実現することができず、運転効率が低下する。

【解決手段】 膨張部 13 a では放熱器 2 出口の冷媒の一部が流入し、膨張減圧して動力を発生して膨張部 13 a を流出する。圧縮部 13 b ではアクキュムレータ 7 を出た飽和ガス冷媒が流入し、圧縮昇圧した後で圧縮部 13 b を流出する。膨張部 13 a、圧縮部 13 b を流出した冷媒は合流し、高低圧熱交換器 4 の低圧側に流入する。こうして、膨張機 13 により、バイパス回路 8 にて外気温度に対する飽和圧力より低い圧力 P e まで減圧される冷媒を、外気温度に対する飽和圧力以上に昇圧できる。バイパス回路 8 の冷媒を圧力 P e の状態から圧縮機 1 で昇圧する場合に比べ、圧縮機 1 の圧縮動力を低減でき、高効率の運転を実現できる。

【選択図】 図 7



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

第 1 の圧縮機、放熱器、膨張部、および高低圧熱交換器低圧部を順次環状に接続した冷凍サイクルと、

前記放熱器と前記膨張部の間にて分岐し、前記膨張部と前記高低圧熱交換器低圧部の間にて合流するバイパス回路とを備え、

このバイパス回路上に、前記高低圧熱交換器低圧部を流れる冷媒と熱交換を行う高低圧熱交換器高圧部、減圧装置、蒸発器、および前記膨張部によって駆動される第 2 の圧縮機を順次設け、

前記放熱器は所定温度より高温の負荷媒体を加熱する場合に、前記圧縮機からのガス冷媒を冷却してガス状態のまま出力し、前記膨張部は前記放熱器からの冷媒をガス状態で入力し、前記第 2 の圧縮機は、前記蒸発器からの冷媒をガス状態で入力することを特徴とする冷凍空調装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、冷凍空調装置に係り、特にエジェクタなど膨張動力を回収する装置を備えるとともに給湯など高温の負荷媒体を生成する冷凍空調装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来的高温を生成する冷凍空調装置として、冷媒として二酸化炭素を用い、冷却器によって冷媒温度を所定範囲内に収め、余剰冷媒量を抑えることでアキュムレータをなくすことができ、小型化を図ることができる。低温水又はダクト内の空気を高温まで沸き上げるものがある(例えば、特許文献 1 参照)。

またエジェクタを適用した冷凍空調装置として、エジェクタに流入する冷媒の一部を分岐して蒸発器に供給するバイパス回路を設けたものがある(例えば、特許文献 2 参照)。また、エジェクタをガスポンプとして使用し、2つの蒸発器を異なる温度で同時にあるいは単独で動作させるものがある(例えば、特許文献 3 参照)。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献 1】特開 2004 - 3825 号公報(4 頁、図 1)

【特許文献 2】特開 2007 - 3166 号公報(7 頁、図 1)

【特許文献 3】特開 2004 - 257694 号公報(4 頁、図 1)

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかし、従来冷凍空調装置(特許文献 1)の場合には以下のような問題があった。従来装置では、比較的低温の水を沸き上げる運転となるため、冷媒も低温水の温度に応じて低い温度まで冷却される。そこで放熱器出口の冷媒を減圧した場合、気液二相状態となり、外気から採熱可能な飽和温度となる圧力まで減圧すれば、蒸発器で採熱可能となり、ヒートポンプとして機能することができ、高効率の運転が実施されていた。しかし、給水温度が高い場合、例えば 70 給水で 75 まで沸き上げるような運転がなされる場合、放熱器出口の冷媒温度は給水温度より高く 70 以上となる。この状態から減圧しても気液二相とはならず、ガス状態のまま減圧される。ガス状態のまま減圧される場合、同一圧力の冷媒温度は気液二相状態よりも高くなるため、外気から採熱可能となる温度までに必要となる減圧量が大きくなる。そのため、蒸発器出口の冷媒を再度圧縮する場合の圧縮仕事は減圧量が増加し、運転効率が低下するという問題があった。また、ガス状態のまま減圧する場合、減圧後に外気から再熱できる熱量はガス比熱×ガス温度変化に比例する。従って外気から再熱する熱量を増加するには減圧後の冷媒温度を外気温度より低くし、外気

10

20

30

40

50

との温度差を大きくする必要があるが、そのためにはさらに減圧幅を拡大する必要があり、その分圧縮仕事が増加し運転効率が却って低下するという問題があった。また減圧幅を縮小し圧縮動力を減少させる運転とすることもできるが、この場合は、外気からの採熱量が0となり、ヒートポンプとしての機能が得られず、圧縮機にて冷媒が受ける仕事によって加熱される分だけの熱量を放熱する運転となり、運転効率であるCOPがヒータ同等となる1まで低下するという問題があった。また減圧量を大きくする分、圧縮時の圧縮比が大きくなるので、圧縮機吐出温度が上昇する。吐出温度の上限制約を守るため状況によっては、減圧後のガス冷媒をさらに冷却し圧縮機吸入冷媒の温度を低下させるという運転が必要となり、COPが1より小さくなり、さらに運転効率が低下するという問題があった。

10

またこの課題を解決するには、冷媒の凝縮温度が70以上の運転を行い、放熱器での冷媒の液化を実現する必要があるが、そのためには通常の冷凍サイクルで用いられる高圧よりも高い圧力で運転する必要がある。通常機器の耐圧の問題、及び高圧ガス保安法の取り決めから、装置の設計圧力は、設計圧力に対する冷媒の飽和温度が65に設定されていることが多いが、上記の運転の場合は凝縮温度75程度の運転が求められ、その分設計圧力を高く設定し、耐圧強度が上昇するように機器を設計する必要がある。耐圧を確保するために配管やシェル、容器の肉厚を厚くすることが必要となり、装置の材料コストが上昇するという問題があった。

【0005】

また、従来別の冷凍空調装置（特許文献2）の場合には以下のような問題があった。エジェクタには蒸発器に供給される冷媒と同じ状態の冷媒が供給されるので、エジェクタで減圧される冷媒は気液二相状態となる。エジェクタでは減圧時に増速することで得られる運動エネルギーを圧力エネルギーに変換することで吸引する冷媒の昇圧を実現するが、気液二相冷媒が高速で流動するときに、密度の小さい気相の速度が速く、密度の大きい液相の速度が遅くなる。気液で速度差が生じるため、それにより気液界面に摩擦が生じ、この摩擦で失われる分だけ運動エネルギーが損なわれ、圧力エネルギーに変換できる量が低下する。即ち、エジェクタ内にて気液二相状態となるような状況でエジェクタを用いるため、エジェクタにおける動力回収効率が低下し運転効率が低下するという問題があった。

20

【0006】

また、従来別の冷凍空調装置（特許文献3）の場合には以下のような問題があった。従来の装置では圧縮機から吐出される冷媒を用いてエジェクタに供給し、エジェクタをポンプとして活用している。しかし給湯運転など高温の負荷媒体を加熱する場合、圧縮機吐出の冷媒は負荷媒体の温度よりも高温であることで加熱能力は有するが、その冷媒の加熱能力を活用していないため、加熱能力が無駄になるという問題があった。

30

【0007】

この発明は、以上の課題を解決するためになされたもので、高温の負荷媒体を加熱する場合に、ヒートポンプの機能を実現させるとともに、高効率運転を実現する冷凍空調装置を得ることを目的とする。特に、装置の設計圧力に応じた飽和温度で規定される上限の凝縮温度の近傍、もしくはその温度より高温の負荷媒体を用いる場合に、ヒートポンプの機能を実現させることで、高効率運転を実現する装置とすることを目的とする。

40

【課題を解決するための手段】

【0008】

この発明に係る冷凍空調装置は、第1の圧縮機、放熱器、膨張部、および高低圧熱交換器低圧部を順次環状に接続した冷凍サイクルと、前記放熱器と前記膨張部の間にて分岐し、前記膨張部と前記高低圧熱交換器低圧部の間にて合流するバイパス回路とを備え、このバイパス回路上に、前記高低圧熱交換器低圧部を流れる冷媒と熱交換を行う高低圧熱交換器高圧部、減圧装置、蒸発器、および前記膨張部によって駆動される第2の圧縮機を順次設け、前記放熱器は所定温度より高温の負荷媒体を加熱する場合に、前記圧縮機からのガス冷媒を冷却してガス状態のまま出力し、前記膨張部は前記放熱器からの冷媒をガス状態で入力し、前記第2の圧縮機は、前記蒸発器からの冷媒をガス状態で入力するものである

50

。

【発明の効果】

【0009】

この発明は、バイパス回路及び高低圧熱交換器を介して、外気より高温である高低圧熱交換器に流入するガス冷媒を外気から得られる熱により加熱することが可能となるから、高温の負荷媒体を加熱する運転にて、放熱器出口がガスとなる運転条件であっても、冷凍サイクルをヒートポンプとして機能させることが可能となり、高効率の運転を実現できる。また、バイパス回路にて外気温度に対する飽和圧力よりも低い圧力まで減圧される冷媒を、外気温度に対する飽和圧力以上に昇圧できる。そのためバイパス回路の冷媒を外気温度に対する飽和圧力よりも低い圧力の状態から圧縮機で昇圧する場合に比べて、圧縮機の圧縮動力を低減でき、高効率の運転を実現できる。

10

【図面の簡単な説明】

【0010】

【図1】この発明の実施の形態1を示す冷凍空調装置の回路図である。

【図2】この発明の実施の形態1を示す冷凍空調装置のエジェクタの構造と圧力変化を示した図である。

【図3】この発明の実施の形態1を示す冷凍空調装置の圧力とエンタルピの相関を示す図である。

【図4】この発明の実施の形態1を示す冷凍空調装置の制御動作を示すフロー図である。

【図5】この発明の実施の形態2を示す冷凍空調装置の回路図である。

20

【図6】この発明の実施の形態3を示す冷凍空調装置の回路図である。

【図7】この発明の実施の形態4を示す冷凍空調装置の回路図である。

【発明を実施するための形態】

【0011】

実施の形態1 .

以下、この発明の実施の形態1を図1に示す。図1はこの発明の冷凍空調装置の冷媒回路図であり、冷媒回路は圧縮機1、温水を加熱する負荷側熱交換器として作用する放熱器2、エジェクタ3、高低圧熱交換器4、減圧装置として作用する膨張弁5、熱源側熱交換器として作用する蒸発器6、アキュムレータ7で構成され、図示されるように環状に接続される。

30

即ち、圧縮機1、放熱器2、エジェクタ3、高低圧熱交換器4の低圧側（図1下側）の順で冷凍サイクルが構成され、高低圧熱交換器4の低圧側を出た冷媒が圧縮機1吸入側に戻される。また、放熱器2の出口で分配された一部の冷媒は、高低圧熱交換器4の高圧側（図1上側）、膨張弁5、蒸発器6、アキュムレータ7の順に接続されるバイパス回路8を流れ、アキュムレータ7を流出した飽和ガス冷媒はエジェクタ3の吸引部に戻される。

圧縮機1はインバータにより回転数が制御され容量制御されるタイプである。蒸発器6は送風機によって搬送される冷凍空調装置周囲の空気と熱交換を行う。エジェクタ3は膨張部での絞り開度が可変な構造となっている。膨張弁5は開度が可変に制御される電子膨張弁である。放熱器2、高低圧熱交換器4はプレート熱交換器であり、放熱器2では搬送される水やラインなど負荷側熱媒体と冷媒との間で熱交換を行う。高低圧熱交換器4では高低圧の冷媒が熱交換を行い、高圧側から低圧側に熱が伝えられる。また高圧側流路と低圧側流路は一方の出口と一方の入口が近接する対向流的な構成となる。アキュムレータ7は、気液分離と余剰冷媒の貯留機能を持ち、アキュムレータ7で気液分離された後の飽和ガス冷媒がアキュムレータ7から流出しエジェクタ3に吸引される。この冷凍空調装置の冷媒としては例えばR410Aが用いられる。この装置の設計圧力は4.28MPaに設定され、その圧力に対する飽和温度は65であり、高圧を設計圧力という最も高い圧力で運転しても凝縮温度の上限は65となる。

40

【0012】

装置には圧力センサ9aが圧縮機1吸入側、圧力センサ9bが圧縮機1吐出側に設けられており、それぞれ設置場所の冷媒圧力を計測する。

50

また温度センサ 10 a が圧縮機 1 吸入側、温度センサ 10 b が圧縮機 1 吐出側、温度センサ 10 c が放熱器 2 出口、温度センサ 10 d が高低圧熱交換器 4 の高圧側出口、温度センサ 10 e が蒸発器 6 の入口、温度センサ 10 f がエジェクタ 3 の出口（高低圧熱交換器 4 の低圧側入口）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 10 g が放熱器 2 の負荷側熱媒体流路入口、温度センサ 10 h が放熱器 2 の負荷側熱媒体流路出口に設けられており、ここでの負荷側熱媒体の温度を計測する。また、温度センサ 10 i が装置周囲の外気温度を計測するために設けられる。

【0013】

また、装置には、計測制御装置 11 が設けられており、この計測制御装置 11 は圧力センサ 9、温度センサ 10 などの計測情報や、冷凍空調装置使用者から指示される運転内容に基づいて、圧縮機 1 の運転方法、蒸発器 6 の送風機風量、エジェクタ 3 の絞り開度、膨張弁 5 の開度などを制御する。なお、この計測制御装置 11 は、マイクロコンピュータや DSP などのプロセッサから構成される。

10

【0014】

次に、この冷凍空調装置でのエジェクタ 3 の構造について説明する。図 2 はこの発明の実施の形態 1 を示す冷凍空調装置に使用されるエジェクタの構造と圧力変化の関係を表した図であり、図 2 (a) はエジェクタ 3 の構造を表しており、図 2 (b) は図 2 (a) におけるエジェクタ 3 の冷媒流れ方向位置に対応した圧力分布を示している。図 2 (b) において、横軸は図 2 (a) のエジェクタ 3 の冷媒流れ方向位置を表し、縦軸はエジェクタ 3 の各位置での圧力を表している。図において、エジェクタ 3 は、ニードル部 42、ニードル部 42 を駆動する電磁コイル部 41、ノズル部 43、混合部 44、ディフューザ部 45 から構成され、ノズル部 43 はさらに減圧部 43 a とノズル喉部 43 c と末広部 43 b から構成されている。したがって、本実施の形態のエジェクタ 3 は、ニードル部 42 を計測制御装置 11 からの指令により電磁コイル部 41 にて軸方向に駆動（移動）させてノズル喉部 43 c の流路面積を変えることができる構造であるので、絞り開度可変の絞り機構を備えたエジェクタである。

20

【0015】

エジェクタ 3 は駆動流である圧力 P_1 の冷媒 E_1 を減圧部 43 a ($X_1 \sim X_2$) で減圧膨張させてノズル喉部 43 c (X_2) で圧力 P_2 の音速とし、更に末広部 43 b ($X_2 \sim X_3$) で超音速として圧力 P_3 まで減圧させる。このとき、周囲のガス冷媒の吸引部入口 3 a からガス冷媒 E_4 を吸引し、この吸引されたガス冷媒は、吸引混合部 ($X_3 \sim X_4$) にて末広部 43 b を流出し超音速となった冷媒と混合されて冷媒 E_2 となり、この混合された冷媒 E_2 は、混合部 44 ($X_4 \sim X_5$) で圧力回復して圧力 P_4 の状態となり、更にディフューザ部 45 ($X_5 \sim X_6$) で圧力 P_5 まで圧力上昇して流出する。

30

【0016】

次に、この冷凍空調装置での運転動作について図 1 ~ 図 3 に基づいて説明する。図 3 は、この発明の実施の形態 1 を示す冷凍空調装置の圧力とエンタルピの関係を表した図であり、横軸はエンタルピを表し、縦軸は圧力を表す。ここで、本実施の形態の冷凍空調装置は搬送される水やラインなど負荷側熱媒体と冷媒との間で熱交換し温熱を与える運転を行い、例えば熱源として温度 5 の外気から採熱し、 70 の温度で流入する水を 75 まで加熱して温熱を与える運転を行うものとする。入口の水温 70 は、前述した設計圧力に対する飽和温度 65 よりも高いため、水を加熱する際に冷媒を凝縮させながら熱交換することができず、冷媒は高温のガス状態のまま、水と熱交換することになる。

40

【0017】

冷凍空調装置における冷媒の状態変化は以下ようになる。まず圧縮機 1 から吐出された高温・高圧のガス冷媒 R_1 (圧力 P_d : 4 MPa、温度 118) は、放熱器 2 で水を加熱しながら冷却され温度低下し、 R_2 (圧力 P_d : 4 MPa、温度 71) のガス冷媒となる。

放熱器 2 を出た冷媒は一部の冷媒 (全体の 24%) が分岐されバイパス回路 8 に流れ、残りの多くの冷媒 (全体の 76%) がエジェクタ 3 に流入する。エジェクタ 3 へ流入した

50

冷媒は、ノズル部 43 出口（図 2 の X3 の位置）で状態 R3（圧力 P_e : 0.8 MPa、温度 0）のほぼ乾き度 1 の飽和ガスになり、混合部 44 へ流入する。混合部 44 でエジェクタ 3 のガス冷媒の吸引部入口 3a から流入する R4（圧力 P_e : 0.8 MPa、温度 0）のアキュムレータ 7 から流出する冷媒ガスと混合した後、R5（圧力 P_e : 0.8 MPa、温度 0）の状態となった冷媒はディフューザ 45 により P_e から P_s まで圧力が回復し、状態 R6（圧力 P_s : 2.0 MPa、温度 38）の状態となる。

エジェクタ 3 を流出した冷媒は、高低圧熱交換器 4 の低圧側に流入し、バイパス回路 8 に流れる高圧の冷媒と熱交換しながら加熱され、状態 R7（圧力 P_s : 2.0 MPa、温度 66）の状態となり、圧縮機 1 に吸入される。

【0018】

一方、バイパス回路 8 を流れる冷媒は、高低圧熱交換器 4 の高圧側入口に流入し、エジェクタ 3 を出た冷媒と熱交換し、冷却、凝縮し、状態 R8（圧力 P_d : 4.0 MPa、温度 51）の液冷媒となる。その後液冷媒は膨張弁 5 で減圧され状態 R9（圧力 P_e : 0.8 MPa、温度 0）の低乾き度の二相冷媒となった後で、蒸発器 6 に流入し、蒸発器 6 にて温度 5 の外気から熱を授受し加熱、蒸発して状態 R4（圧力 P_e : 0.8 MPa、温度 0）の飽和ガスとなり、その状態のままアキュムレータ 7 を通り、エジェクタ 3 に吸引される。

【0019】

以上のような冷媒状態変化とすることで、エジェクタ 3 を出て圧縮機 1 に吸入されるガス冷媒の加熱が高低圧熱交換器 4 高圧側に流入するガス冷媒によって実施される。圧縮機 1 の吸入ガスを加熱するために高低圧熱交換器 4 高圧側にて冷却液化されたバイパス回路 8 を流れる冷媒は、その冷却熱量に対応した熱量を蒸発器 6 にて外気から吸熱し加熱される。バイパス流路を流れる冷媒のエンタルピは分岐前（状態 R2）と合流前（状態 R4）でほぼ同じ状態となる。

従って、本実施の形態の回路構成とすることで、エネルギーが一部間接的に外気 蒸発器 6 を流れるバイパス回路 8 の冷媒 高低圧熱交換器 4 の高圧側を流れるバイパス回路 8 の冷媒 高低圧熱交換器 4 の低圧側を流れる圧縮機 1 に吸入されるガス冷媒と伝えられることになり、結局外気よりも高温であるエジェクタ 3 を流出するガス冷媒を、外気から得られる熱により加熱することが可能となる。

【0020】

次に、この冷凍空調装置での制御動作について図 4 に基づいて説明する。まず、計測制御装置 11 は圧縮機 1 の回転数、蒸発器 6 送風量、エジェクタ 3 開度、膨張弁 5 開度を初期値に設定して運転を行う（ステップ S401）。ここで計測制御装置 11 は蒸発器 6 送風量の初期設定値は温度センサ 10i で検知される外気温度で決定され、外気温度が相対的に低い場合は熱交換能力が低いので、高風量、高い場合は熱交換能力が高いので低風量に設定される。

【0021】

そして、この状態で運転した後、計測制御装置 11 は装置運転状態に応じて各アクチュエータを制御する。まず圧縮機 1 の回転数は、温度センサ 10h で検知される放熱器 2 出口の負荷側熱媒体温度である出口水温が予め設定された目標値、例えば 75 となるように制御される。圧縮機 1 の回転数が高いと、冷媒流量が増加するため装置の加熱能力が増加し、水がより加熱され、放熱器 2 出口の水温は上昇する。逆に、圧縮機 1 の回転数が低いと、放熱器 2 出口の水温は低下する。そこで計測制御装置 11 は放熱器 2 出口の水温と目標値とを比較し、水温が低い場合は圧縮機 1 の回転数を増加させ、水温が高い場合は圧縮機 1 の回転数を減少させる（ステップ S402 ~ S404）。

【0022】

次に、蒸発器 6 の送風量であるが、計測制御装置 11 はこの送風量を基本的に初期設定値にて運転する。ただし、運転条件によって、蒸発器 6 での冷媒圧力 P_e が上昇し、その上昇に伴い圧力センサ 9b で検知される圧縮機 1 吐出冷媒の圧力 P_d が上昇する場合があるので、計測制御装置 11 は吐出冷媒の圧力 P_d と設計圧力を比較し、吐出冷媒の圧力 P

10

20

30

40

50

dが過度に上昇し、設計圧力を超える状況が想定される場合には圧縮機1の保護のために風量を低下させる制御を行う。これにより、蒸発器6での冷媒圧力 P_e が低下し、その低下に伴い圧縮機1吐出冷媒の圧力 P_d も低下させることができ、圧縮機1の保護が実現される(ステップS405)。

【0023】

次に、エジェクタ3の開度と膨張弁5の開度であるが、計測制御装置11はこれら開度の制御は高低圧熱交換器4での熱交換状況と圧縮機1の吐出温度に基づいて制御する。次に、これらの開度制御時の動作を以下に示す。まずエジェクタ3の開度に応じてエジェクタ3を流れる冷媒流量が変化し、開度大であるほど冷媒流量が増加する。逆に冷媒流量が一定である場合は、エジェクタ3での圧力差が開度に応じて変化し、開度小の場合はその分の冷媒流量低下を補うようにエジェクタ3での圧力差($P_d - P_s$)が拡大する。同様に膨張弁5の開度も同じ特性を持ち、開度大であるほど膨張弁5を通過する冷媒流量が増加し、流量一定である場合には、開度小であるほど膨張弁5での圧力差($P_d - P_e$)が拡大する。

10

【0024】

そこで、エジェクタ3、膨張弁5の開度の合計開度に対する変化は以下ようになる。本装置では冷媒流量は圧縮機1の回転数で規定されるので回転数が変化しない場合、冷媒流量はほぼ同一となる。そのため合計開度が小さいほどエジェクタ3、膨張弁5での圧力差が拡大するようになるが、蒸発器6での冷媒圧力 P_e は、外気温度との熱交換が実現されるように動作するので、外気温度でほぼ決定されるようになり、開度制御による変化は小さい。そのため合計開度を小さくし、圧力差が拡大すると圧縮機1の吐出圧力である P_d が上昇する。圧縮機1の吐出圧力である P_d が上昇すると圧縮機1における圧縮仕事が増加するため圧縮機1の吐出温度も上昇する。

20

【0025】

ここで、放熱器2における熱交換特性を検討すると、放熱器2では冷媒はガス状態のまま変化するので冷媒が水に与えることのできる熱量は、冷媒の温度差、比熱、及び冷媒流量によって決定される。放熱器2での冷媒動作圧力である吐出圧力 P_d が変化しても比熱、冷媒流量の変化は小さいため、吐出温度の増減に伴う温度差の変化が、冷媒の与えることのできる熱量に影響し、吐出温度が高いほど温度差は拡大し、吐出温度が低いほど温度差は縮小する。圧縮機1で同一の冷媒流量を搬送する場合、その流量において冷媒に与える熱量が増加するほど加熱能力が増加し、運転効率が上昇するため、計測制御装置11は高効率運転を狙って放熱器2での冷媒出入口温度差が拡大する運転、すなわち高吐出温度を狙った運転を実施する。ただし吐出温度には、圧縮機1などの各機器に許容される上限温度があるため、計測制御装置11はこの温度以下で信頼性を確保できる範囲で最も高吐出温度となる運転を実施する。例えば吐出温度の許容上限温度が120である場合、過渡的な変動による吐出温度上昇も考慮して、計測制御装置11は吐出温度118を目標温度として開度の制御を実施する。前述したように、合計開度が小さいほど吐出温度が上昇するので、現在の吐出温度を温度センサ10bで検知し(ステップS406)、計測制御装置11は吐出温度が目標温度より高い場合には、吐出温度を下げるために合計開度を大きく制御し、吐出温度が目標温度より低い場合には、吐出温度を上げるために合計開度を小さく制御することで目標値に近づける(ステップS407~S408)。

30

40

【0026】

なお、合計開度の制御により圧縮機1の吐出圧力 P_d も変化するが、吐出圧力 P_d に対しても圧縮機1などの各機器に許容される上限圧力が規定されている。そこで、吐出温度による制御を実施する際に、吐出圧力 P_d が上限圧力を超えるような状況となる場合には、計測制御装置11は合計開度を大きく制御し、吐出圧力 P_d の上昇を抑制する。

【0027】

次に、エジェクタ3、膨張弁5の開度の比に対する変化を以下に示す。開度比をエジェクタ3の開度/膨張弁5の開度と定義すると、開度比が大きくなるほどエジェクタ3に流れる冷媒流量が増加し、バイパス回路8に流れる冷媒流量が減少する。

50

開度比が大きくなり、エジェクタ3に流れる流量が増加するとエジェクタ3の作用による吸引冷媒の昇圧量が増加し、エジェクタ3から排出される冷媒の圧力 P_s が上昇する。またバイパス回路8を流れる冷媒流量が減少するため、外気から採熱する熱量が減少し、それにより高低圧熱交換器4における熱交換量も低下し、エジェクタ3を出たガス冷媒の加熱量が減少する。

逆に、開度比が小さくなり、エジェクタ3に流れる流量が減少するとエジェクタ3の作用による吸引冷媒の昇圧量が減少し、エジェクタ3から排出される冷媒の圧力 P_s が低下する。またバイパス回路8を流れる冷媒流量が増加するため、外気から採熱する熱量が増加し、それにより高低圧熱交換器4における熱交換量も増加し、エジェクタ3を出たガス冷媒の加熱量が増加する。

10

【0028】

なお、開度比が大きくなりバイパス回路8の流量が低下しても、流量低下に相当する分だけ高低圧熱交換器4の高圧側でのエンタルピ差が拡大する場合には、トータルの熱交換量の低下幅は比較的小さくなる。高低圧熱交換器4の高圧側の温度は、低圧側の冷媒温度に近接するまで低下可能であるので、高低圧熱交換器4の高圧側の出口温度が低圧側入口の冷媒温度よりも高い場合には、バイパス回路8を流れる冷媒流量が低下しても、高低圧熱交換器4の高圧側の出口温度が低下し、熱交換量の低下幅は比較的小さくなる。この場合、エジェクタ3に流れる冷媒流量が増加することにより、エジェクタ3から排出される冷媒の圧力 P_s が上昇し、それにより圧縮機1での圧力差が低下し、圧縮仕事が減少する効果もあるため、装置の運転効率はバイパス回路8を流れる冷媒流量が低下させる、すな

20

【0029】

一方、高低圧熱交換器4の高圧側の出口温度が低下し、低圧側入口の冷媒温度に近接している場合、バイパス回路8を流れる冷媒流量が低下すると、高圧側でのエンタルピ差が拡大できなくなるため、冷媒流量の低下がそのまま高低圧熱交換器4での熱交換量の低下につながる。この場合、圧縮機1の吸入圧力 P_s を上昇させる効果よりも、エジェクタ3を流出する冷媒の加熱量が低減することによる影響が大きく、運転効率が低下する。従って開度比を大きくすると運転効率が低下する。

【0030】

また、開度比が小さくなり、バイパス回路8の流量が増加しても、高低圧熱交換器4の熱交換量は無尽蔵に増加するわけではなく、低圧側出口の冷媒によって規定される。冷媒流量が一定である場合、高低圧熱交換器4の熱交換量の増加に伴い、低圧側出口の冷媒温度も上昇する。ただし、低圧側出口の冷媒温度の上昇は高低圧熱交換器4の高圧側入口温度によって規制される。即ち、高圧側入口温度になれない。従って、高低圧熱交換器4の低圧側出口温度が高圧側入口温度に近接している場合に、開度比を低下させると、高低圧熱交換器4の熱交換量の増加がなされない一方で、エジェクタ3の吸引効果による圧縮機1の吸入圧力 P_s を上昇させる作用が小さくなるため、運転効率が低下する。

30

逆に、高低圧熱交換器4の低圧側出口温度と高圧側入口温度が近接していない場合は、開度比を低下させて、エジェクタ3の吸引効果による圧縮機1の吸入圧力 P_s を上昇させる作用を小さくしても、高低圧熱交換器4の熱交換量の増加がなされ、より多くの熱量が外気から吸熱できるようになるため、運転効率が上昇する効果があり、両者があいまって、開度比を小さくしても運転効率は大きく変化しない状態となる。

40

【0031】

以上の特性に応じて、エジェクタ3と膨張弁5の開度比については、高低圧熱交換器4の出入口の温度差に基づいて、高効率運転を実現できるように制御を行う。まず高低圧熱交換器4の熱交換特性に応じて、高圧側入口と低圧側出口との温度差、及び高圧側出口と低圧側入口との温度差に対して、それぞれ温度の近接を判定する判定値を設ける。次に、高低圧熱交換器4の高圧側入口温度を温度センサ10c、低圧側出口温度を温度センサ10aで検知し、検知温度の温度差を求める。同様に高低圧熱交換器4の高圧側出口温度を温度センサ10d、低圧側入口温度を温度センサ10fで検知し、検知温度の温度差を求

50

める（ステップS409）。

そして、高圧側入口と低圧側出口との温度差を判定値と比較し、高圧側入口と低圧側出口との温度差が判定値よりも小さい場合（ステップS410でYes）、計測制御装置11は開度比が小さくなりすぎて低圧側の温度状況によって高低圧熱交換器4の熱交換量が減少していると判断し、開度比を大きく制御する（ステップS411）。また高圧側出口と低圧側入口との温度差が判定値よりも小さい場合（ステップS412でYes）、計測制御装置11は開度比が大きくなりすぎて高圧側の温度状況によって高低圧熱交換器4の熱交換量が減少していると判断し、開度比を小さく制御する（ステップS413）。

【0032】

なお、この実施の形態では、高低圧熱交換器4の出入口の各温度差がともに、判定値よりも大きい場合は（ステップS410でNoかつS412でNo）、開度比を変更しない運転としているが、より近接している側の状況を解消するように開度比の制御を行ってもよい。すなわち、出入口の各温度差と判定値との偏差を比較し、高圧側入口と低圧側出口との温度差と判定値との偏差の方が小さい場合には、開度比を大きく制御し、高圧側出口と低圧側入口との温度差と判定値との偏差の方が小さい場合には、開度比を小さく制御する。また高低圧熱交換器4の出入口の各温度差がともに、判定値よりも小さい場合は、開度比を変更しない運転としてもよいが、各温度差が判定値よりも大きい場合と同様に、より近接している側の状況を解消するように開度比の制御を行ってもよい。すなわち、出入口の各温度差と判定値との偏差を比較し、高圧側入口と低圧側出口との温度差の方がより近接して、判定値との偏差の方が大きい場合には、開度比を大きく制御し、高圧側出口と低圧側入口との温度差の方がより近接して、判定値との偏差の方が大きい場合には、開度比を小さく制御する。

【0033】

また高低圧熱交換器4の高圧側出口の冷媒状態が気液二相状態である場合、すなわち高低圧熱交換器4の圧力である圧縮機1の吐出圧力を圧力センサ9bで検知し、検知圧力を換算して得られる飽和温度と、温度センサ10dで検知される高圧側出口温度がほぼ等しい温度となっている場合には、計測制御装置11は開度比が小さいと判定し、開度比を大きく制御する。高圧側出口が気液二相状態である場合、そこに含まれるガス冷媒はバイパス回路を流れる上で特に機能を果たさない冷媒となる。すなわち高低圧熱交換器4の高圧側では凝縮液化されない状態であるため、熱交換量としてはほとんど寄与しない。また蒸発器に流入する場合も、蒸発ガス化による熱交換が実施されないため、熱交換量としてはほとんど寄与しない。従って、高低圧熱交換器4の高圧側出口に存在するガス冷媒は、外気から吸熱するというバイパス回路8の目的を実現しない冷媒となる。一方、このガス冷媒の分がエジェクタ3に流れた場合、エジェクタ3による昇圧量が増加するため、圧縮機1の吸入圧力 P_s は上昇し、圧縮動力が低減し運転効率が上昇する。そこで、計測制御装置11は高低圧熱交換器4の高圧側出口にガス冷媒が流れるという無駄を回避するように、開度比を大きく制御し、高低圧熱交換器4に流れる冷媒流量を減少させる。これにより高圧側の冷媒凝縮が促進され出口にガス冷媒が混入しない過冷却状態となる運転を実施し、高効率の運転を実現する。

【0034】

なお、これらの圧縮機1の回転数制御や、エジェクタ3、膨張弁5の開度制御においては、目標値との偏差に基づくPID制御法などにより、制御量が決定される。

【0035】

次に、この冷凍空調装置の構成及び制御によって得られる効果について説明する。まずバイパス回路8、及び高低圧熱交換器4を介して、外気より高温であるエジェクタ3を流出するガス冷媒を、外気から得られる熱により加熱することが可能となる。そのため、装置の設計圧力に対する飽和温度の近傍の温度、もしくはそれよりも高温である負荷媒体を加熱する運転にて、放熱器出口がガスとなる運転条件であっても、冷凍サイクルをヒートポンプとして機能させることが可能となり、高効率の運転を実現できる。

【0036】

またエジェクタ3により、バイパス回路8にて外気温度に対する飽和圧力よりも低い圧力 P_e まで減圧される冷媒を、外気温度に対する飽和圧力以上に昇圧できる。そのためバイパス回路8の冷媒を圧力 P_e の状態から圧縮機1で昇圧する場合に比べて、圧縮機1の圧縮動力を低減でき、高効率の運転を実現できる。

またエジェクタ3での昇圧作用により、圧縮機1の運転圧縮比は小さくなり、そのため圧縮機1での吸入温度に対する吐出温度の上昇幅は低下する。従って上記のように上限吐出温度になるように制御を行った場合の吸入温度を高く運転することができる。エジェクタ3を流出した冷媒の加熱量も冷媒の温度差に比例して増加するため、圧縮機1の吸入温度が高温であればあるほど、より多くの加熱量を得ることができる。そのため吸熱量が増加したヒートポンプとして運転することができ、より高効率の運転を実現できる。

10

【0037】

またエジェクタ3に流入する冷媒がガス状態であり、吸引される冷媒もガス状態となるので、エジェクタ3の減圧、昇圧過程において液冷媒が発生せず、エジェクタ3から排出される冷媒もガス冷媒となる。従ってエジェクタ3内の冷媒が気液二相状態となる状況でエジェクタを用いる場合よりも、液相が混在することによる効率低下が無く、エジェクタ3をより高効率に活用することが可能となり、さらなる効率向上効果が得られる。

【0038】

なお、アキュムレータ7では気液分離を行うことで、エジェクタ3に吸引される冷媒への液相冷媒の混入を抑制できる。過渡的な変動があり、蒸発器6出口の冷媒が気液二相状態となっても、気液分離作用によりエジェクタ3に吸引される冷媒は常にガス状態とできるので、液相が混入することによる効率低下を抑制でき、より高効率の運転が可能となる。

20

【0039】

また、アキュムレータ7が配置されない構成であっても、同様の機能を膨張弁5の開度制御により実施できる。すなわち、膨張弁5の開度制御により蒸発器6出口の冷媒状態が過熱ガスとなるように制御させる。具体的には、蒸発器6出口の冷媒過熱度の目標値を定め、蒸発器6出入口の冷媒温度の温度差から求められる過熱度が目標値となるように計測制御装置11が膨張弁5の開度を制御する。このような制御を行うことで、エジェクタ3に吸引される冷媒は常にガス状態とでき、液相が混入することによる効率低下を抑制でき、より高効率の運転が可能となる。

30

【0040】

またエジェクタ3、及び膨張弁5の開度制御により圧縮機1出口の吐出温度が運転可能な最高温度とすることで、放熱器2での冷媒温度差を最大にすることができ、加熱能力を最大にすることができ、それと同時に装置の運転効率を高くすることができる。

【0041】

またエジェクタ3、及び膨張弁5の開度制御により高低圧熱交換器4の高低圧出入口の冷媒温度差を適切に確保する運転を実施することで、高低圧熱交換器4での熱交換量の低下を抑制することができる。そのため、エジェクタ3を出た冷媒への加熱量を確保することができ、ヒートポンプとしての機能を適切に実現することで、より高効率の運転を実施できる。

40

【0042】

なお、本実施の形態では、負荷側媒体の温水を加熱する構成を示したが、負荷側媒体を加熱する構成をこれに限るものではなく、他の場合にも適用可能である。例えば放熱器2として、空気を加熱するプレートフィン熱交換器を適用し、乾燥用途などとして、高温の空気を得るような装置に適用してもよい。また負荷媒体を加熱する放熱器2を延長配管で接続し、放熱器2以外の圧縮機1を含む部分と分離して配置するセパレータ形の装置構成としてもよい。

【0043】

また、エジェクタ3では、ニードル部42を電磁コイル部41にて軸方向に駆動(移動)させてノズル喉部43cの流路面積を可変可能としているが、エジェクタ3のノズルを

50

固定開度のノズルとし、流量調整用の弁を別途設ける構成としてもよい。例えば、開度可変である第2の電子膨張弁をエジェクタ3の吸入側、もしくは下流側、もしくは並列に配置し、第2の電子膨張弁の開度制御により、上記のエジェクタ3の開度制御を代用する構成としてもよい。

【0044】

また、エジェクタ3、膨張弁5の開度制御では、合計開度と開度比を制御して目標とする状態が得られるように制御を行っているが、各開度にて個別に目標値を制御する方法を実施してもよい。例えば、エジェクタ3の開度制御により、圧縮機1の吐出温度が目標値になるように制御し、膨張弁5の開度制御により高低圧熱交換器4の出入口温度差を確保するように制御を行ってもよい。

10

【0045】

また本実施の形態では減圧装置として膨張弁5を用いているが、膨張弁5の代わりに第2のエジェクタを用いてもよい。第2のエジェクタにより、蒸発器6を出た冷媒を吸引昇圧する構成とすることで、エジェクタ3の吸引圧力が上昇し、それにより圧縮機1の吸入圧力が上昇し、圧縮動力が低減するため、より高効率の運転を実施することができる。

【0046】

また本実施の形態では、高温の負荷側媒体を加熱する運転方法について述べたが、本装置の構成にて、低温の負荷側媒体を加熱することにも適用できる。この場合、放熱器2にて冷媒が凝縮、液化しながら熱交換し、負荷側媒体に温熱を与える運転となる。そこで、エジェクタ3の開度を全閉、もしくは全閉近くの小さな開度に設定し、冷媒が主に、圧縮機1、放熱器2、高低圧熱交換器4の高圧側、膨張弁5、蒸発器6、アキュムレータ7、エジェクタ3、高低圧熱交換器4の低圧側、圧縮機1という順で流れるようにする。この場合、放熱器2で冷媒が液化され、蒸発器6では高圧液冷媒を減圧後の低圧二相冷媒を外気から吸熱して加熱する運転となり、通常のヒートポンプと同様の冷凍サイクルの動作となる。従ってこの場合はエジェクタ3による昇圧作用がなくても、高効率の運転が実現される。

20

エジェクタ3、膨張弁5の開度制御により、負荷側媒体の温度に応じて、適した冷凍サイクルを動作させることができるため、様々な運転条件に対応できる高効率な装置とすることができる。

【0047】

また本実施の形態で適用した冷媒はR410Aとしたが、他の冷媒でも同様に適用可能である。圧縮機1吐出圧力 P_d が超臨界状態で動作するCO₂などの冷媒も適用することができる。CO₂冷媒の場合、高圧が超臨界状態で動作すると、冷媒の凝縮動作が無くなるが、放熱器2にて適度な低温まで冷却されると減圧後は、二相冷媒となり、R410A冷媒と同様に、蒸発、ガス化しながら外気から吸熱する運転が可能である。しかし、CO₂を用いた装置にも設計圧力が存在し、その設計圧力に対し定められる温度より高い温度の負荷側媒体を加熱する場合、放熱器2出口の冷媒が高温となり、その冷媒を減圧しても二相状態とはならず、蒸発、ガス化しながら外気から吸熱するというヒートポンプの作用を果たせない条件が存在する。例えば、設計圧力が13MPaであり、高圧が13MPaで動作する場合、放熱器2出口温度が74℃以上となる場合、すなわち70℃程度以上の負荷側媒体を加熱する場合には、放熱器2出口の冷媒を減圧しても、二相状態ではなくガス状態となり、外気から吸熱することができなくなる。このような条件であっても、本実施の形態の構成を適用することで、ヒートポンプとして機能させることが可能であり、より高効率の運転を実施することができる。

30

40

【0048】

実施の形態2

以下この発明の実施の形態2を図5に示す。図5はこの発明の実施の形態2を示す冷凍空調装置の回路図である。図において、実施の形態1の図1と同一の部分には同一の符号を付し説明を省略する。

図5において、気液分離器12が放熱器2出口におけるエジェクタ3とバイパス回路8

50

の分岐部に設けられる。気液分離器 1 2 は重力により液を分離する形式であり、気液分離器 1 2 の下方から流出する冷媒はバイパス回路 8 に流れ、気液分離器 1 2 の上方から流出するガス冷媒はエジェクタ 3 に流れる。

【 0 0 4 9 】

次に、運転動作について説明する。まず放熱器 2 出口がガス状態で運転される場合であるが、この場合は実施の形態 1 と同様にエジェクタ 3、バイパス回路 8 に対しガス冷媒がそのまま分配されるので、実施の形態 1 と同様の動作となる。

【 0 0 5 0 】

次に放熱器 2 の出口が気液二相状態となる場合について説明する。放熱器 2 において、負荷側媒体である水の入口温度が高い場合は放熱器 2 出口の冷媒状態がガスとなるように熱交換されるが、水の温度が適度に低下した場合、放熱器 2 にて冷媒の凝縮が一部なされ、放熱器 2 出口の冷媒状態が気液二相状態となる場合が生じる。このとき、実施の形態 1 と同様の構成とすると、放熱器 2 を出た液冷媒の一部がそのままエジェクタ 3 に流入されることになる。エジェクタ 3 に液冷媒が混入すると、エジェクタ 3 内の冷媒状態が気液二相状態となるため、エジェクタの動力回収効率が低下する運転となる。また液冷媒そのものを膨張しても得られる動力回収量は少ないため、動力回収効率の低下の影響が大きく、装置の運転効率が低下する。

【 0 0 5 1 】

そこで、本実施の形態では放熱器 2 出口に気液分離器を配置し、放熱器 2 出口の冷媒状態が気液二相状態であってもエジェクタ 3 に液冷媒が混入しないようにする。これにより、液冷媒が混入することによるエジェクタ 3 の動力回収効率の低下を回避でき、装置の運転効率が上昇する。また液冷媒は蒸発器 6 で蒸発することにより外気から吸熱を得るために作用するため、液冷媒をより多くバイパス回路 8 に流れるようにすることで、外気からの吸熱量を増加でき、エジェクタ 3 を流出する冷媒の加熱量を増加することができる。これにより装置がヒートポンプとして動作するときの運転効率を高めることができる。

【 0 0 5 2 】

なお、気液分離器 1 2 では、気液を完全に分離してガスをエジェクタ 3、液を高低圧熱交換器 4 に流すのではなく、一部のガスはそのまま高低圧熱交換器 4 に流れるようにする。この冷媒分配状況はエジェクタ 3、膨張弁 5 の開度制御により実現される。すなわち、前述したように仮に気液を完全に分離してバイパスに液冷媒のみが流れる状態で運転する場合、高低圧熱交換器 4 の高圧部で凝縮液化する冷媒が存在しないので、高圧の液冷媒が冷却し温度低下する運転となる。このとき、高低圧熱交換器 4 における低圧側の必要加熱量に対して、凝縮がなされない分高圧の液冷媒の冷却がより大きくなり、高低圧熱交換器 4 の高圧側出口温度が低圧側入口温度と近接する運転となる。この状態で、実施の形態 1 に示されるエジェクタ 3、膨張弁 5 の開度制御を実施すると、計測制御装置 1 1 は、開度比が大きくなり過ぎて高圧側の温度状況によって高低圧熱交換器 4 での熱交換量が低下していると判断し、バイパス回路 8 に流れる冷媒流量が増加するように開度比を小さく制御する。制御前の時点で放熱器 2 出口の液冷媒は全てバイパス流路 8 に流れているので、追加して冷媒流量を増加させる場合はエジェクタ 3 に流れるガス冷媒の一部がバイパス回路 8 に流れる運転となり、前述したような気液分離状況となる。

【 0 0 5 3 】

なお、運転制御については、上記の制御も含めて実施の形態 1 と同様の制御が実施される。制御時の動作も実施の形態 1 の場合と同様になり、同様の効果を得ることができる。

【 0 0 5 4 】

実施の形態 3 .

以下この発明の実施の形態 3 を図 6 に示す。図 6 はこの発明の実施の形態 3 を示す冷凍空調装置の回路図である。図において、実施の形態 1 の図 1 と同一の部分には同一の符号を付し説明を省略する。

図 6 において、気液分離器 1 2 が高低圧熱交換器 4 高圧側出口におけるエジェクタ 3 とバイパス回路 8 の分岐部に設けられる。気液分離器 1 2 は重力により液を分離する形式で

10

20

30

40

50

あり、気液分離器 1 2 の下方から流出する冷媒はバイパス回路 8 に流れ、気液分離器 1 2 の上方から流出する冷媒はエジェクタ 3 に流れる。

【 0 0 5 5 】

次に、運転動作について説明する。実施の形態 1 と同様の運転条件となった場合、実施の形態 1 では放熱器 2 出口のガス冷媒を 7 割程度エジェクタ 3 に流し、高低圧熱交換器 4 の高圧側出口が過冷却状態となるようにしていたが、放熱器 2 出口のガス冷媒のエジェクタへの分岐が実施の形態 3 ではなくなり、全て高低圧熱交換器 4 に流れるようにするので、高低圧熱交換器 4 高圧側出口の冷媒状態は気液二相状態となる。そこで、本実施の形態では高低圧熱交換器 4 の高圧側出口に気液分離器を配置し、高低圧熱交換器 4 の高圧側出口の冷媒をエジェクタ 3 に分岐する際に、エジェクタ 3 への液冷媒の流入を阻止する。これにより、液冷媒が混入することによるエジェクタ 3 の動力回収効率の低下を回避でき、装置の運転効率が上昇する。また液冷媒は蒸発器 6 で蒸発することにより外気から吸熱を得るために作用するため、液冷媒をより多くバイパス回路 8 に流れるようにすることで、外気からの吸熱量を増加でき、エジェクタ 3 を流出する冷媒の加熱量を増加することができる。これにより装置がヒートポンプとして動作するときの運転効率を高めることができる。

10

【 0 0 5 6 】

なお、運転制御については、上記の制御も含めて実施の形態 1 と同様の制御が実施される。制御時の動作も実施の形態 1 の場合と同様になり、同様の効果を得ることができる。

【 0 0 5 7 】

実施の形態 4 .

以下この発明の実施の形態 4 を図 7 に示す。図 7 はこの発明の実施の形態 4 を示す冷凍空調装置の回路図である。図において、実施の形態 1 の図 1 と同一の部分には同一の符号を付し説明を省略する。

20

図 7 において、膨張機 1 3 が放熱器 2 出口と高低圧熱交換器 4 低圧側入口の間に設けられる。膨張機 1 3 は、膨張部 1 3 a と圧縮部 1 3 b で構成され、膨張部 1 3 a で回収される膨張動力にて圧縮部 1 3 b を駆動する。膨張部 1 3 a では放熱器 2 出口の冷媒の一部が流入し、膨張減圧して動力を発生して膨張部 1 3 a を流出する。圧縮部 1 3 b ではアキュムレータ 7 を出た飽和ガス冷媒が流入し、圧縮昇圧した後で圧縮部 1 3 b を流出する。膨張部 1 3 a を流出した冷媒と圧縮部 1 3 b を流出した冷媒は合流し、その後高低圧熱交換器 4 の低圧側に流入する。

30

【 0 0 5 8 】

本実施の形態における運転動作は実施の形態 1 と同様になり、冷凍サイクルの動作状況は図 3 に示されるものと同様となる。従ってバイパス回路 8、及び高低圧熱交換器 4 を介して、外気より高温である高低圧熱交換器 4 に流入するガス冷媒を外気から得られる熱により加熱することが可能となる。そのため、高温の負荷媒体を加熱する運転にて、放熱器出口がガスとなる運転条件であっても、冷凍サイクルをヒートポンプとして機能させることが可能となり、高効率の運転を実現できる。

【 0 0 5 9 】

また膨張機 1 3 により、バイパス回路 8 にて外気温度に対する飽和圧力よりも低い圧力 P_e まで減圧される冷媒を、外気温度に対する飽和圧力以上に昇圧できる。そのためバイパス回路 8 の冷媒を圧力 P_e の状態から圧縮機 1 で昇圧する場合に比べて、圧縮機 1 の圧縮動力を低減でき、高効率の運転を実現できる。

40

また一般に膨張機 1 3 の動力回収効率はエジェクタよりも高いので、昇圧幅はエジェクタを適用する場合よりも大きくなり、より高効率な運転を実施することができる。

【 符号の説明 】

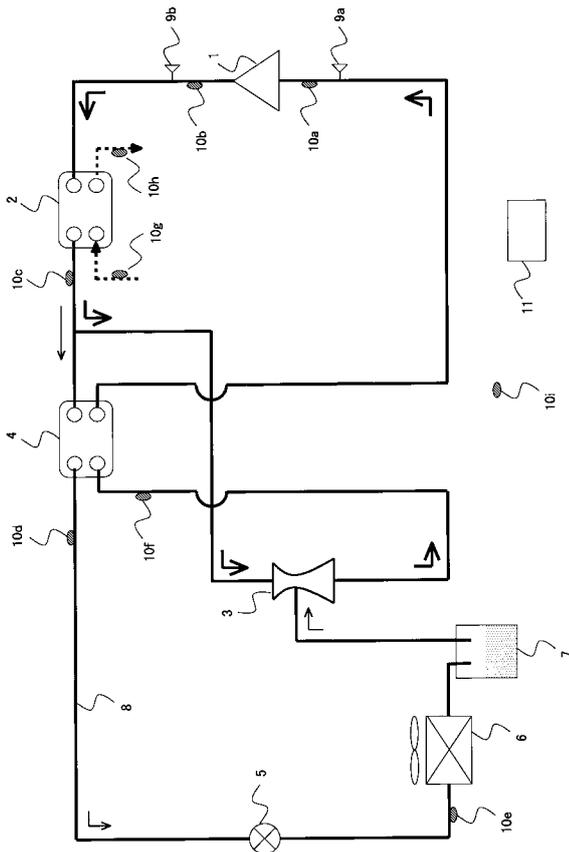
【 0 0 6 0 】

1 圧縮機、2 放熱器、3 エジェクタ、3 a 吸引部入口、4 高低圧熱交換器、5 膨張弁、6 蒸発器、7 アキュムレータ、8 バイパス回路、9 a、9 b 圧力センサ、10 a、10 b、10 c、10 d、10 e、10 f、10 g、10 h、10 i 温

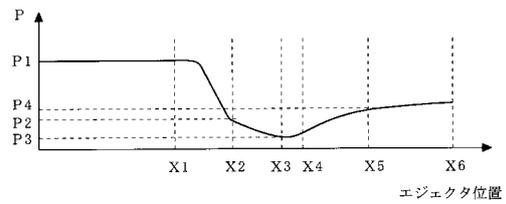
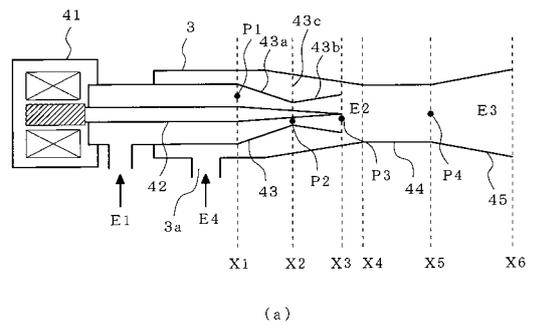
50

度センサ、11 計測制御装置、12 気液分離器、13 膨張機、13a 膨張部、13b 圧縮部、41 電磁コイル部、42 ニードル部、43 ノズル部、43a 減圧部、43b 末広部、43c ノズル喉部、44 混合部、45 ディフューザ部。

【図1】

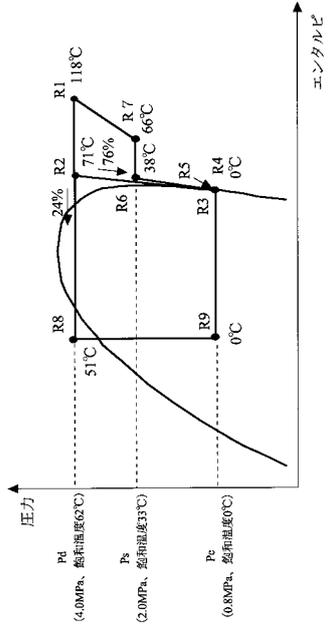


【図2】

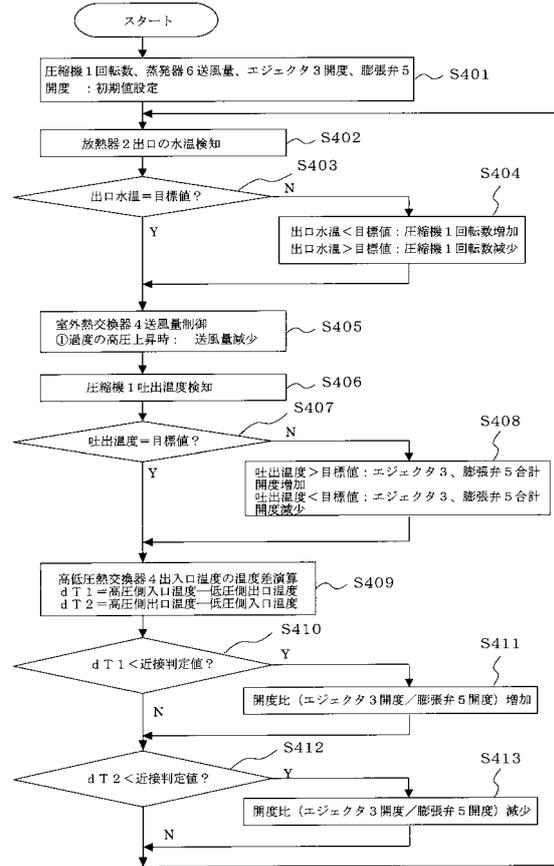


(b)

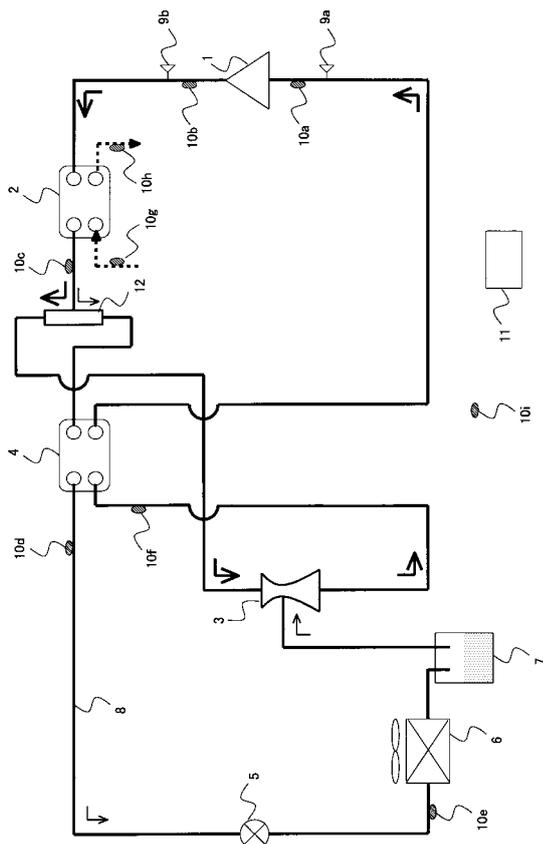
【 図 3 】



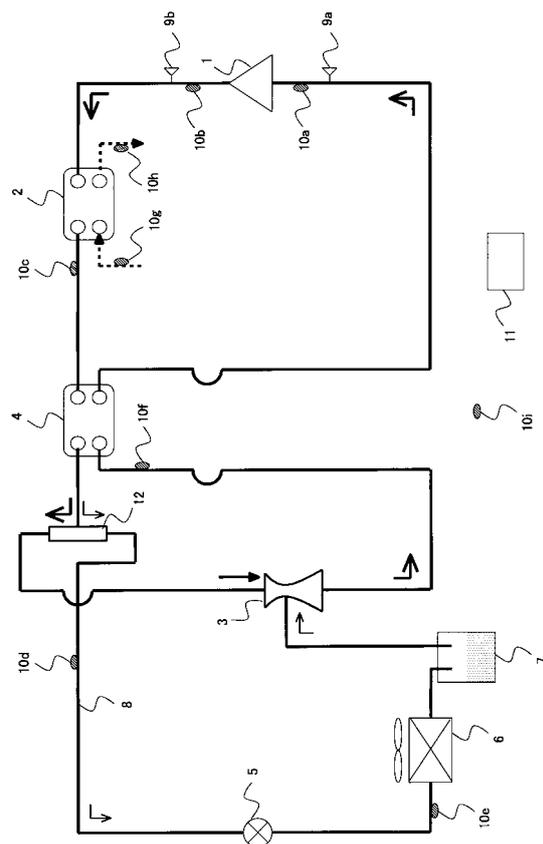
【 図 4 】



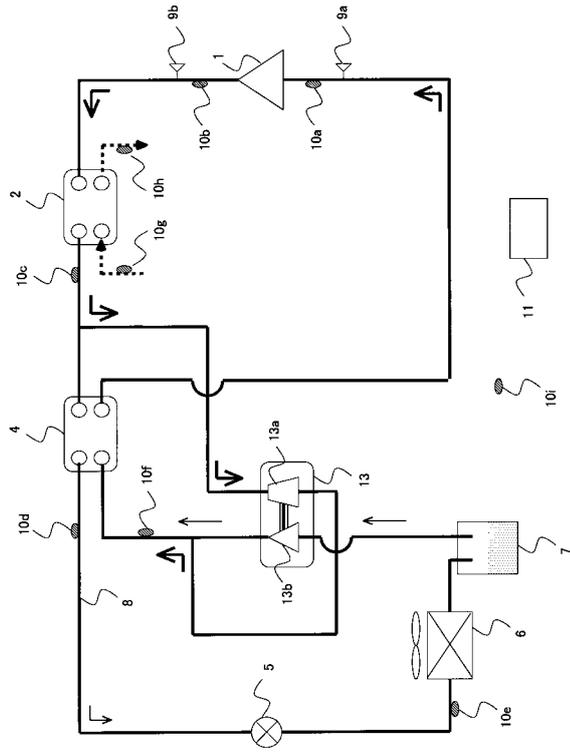
【 図 5 】



【 図 6 】



【 図 7 】



フロントページの続き

(74)代理人 100160831

弁理士 大谷 元

(72)発明者 畝崎 史武

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