

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5132708号
(P5132708)

(45) 発行日 平成25年1月30日(2013.1.30)

(24) 登録日 平成24年11月16日(2012.11.16)

(51) Int.Cl. F I
F 2 5 B 1/00 (2006.01)
 F 2 5 B 1/00 3 9 7 E
 F 2 5 B 1/00 3 3 1 E
 F 2 5 B 1/00 3 4 1 V
 F 2 5 B 1/00 3 6 1 A

請求項の数 6 (全 22 頁)

(21) 出願番号	特願2010-84972 (P2010-84972)	(73) 特許権者	000006013
(22) 出願日	平成22年4月1日(2010.4.1)		三菱電機株式会社
(62) 分割の表示	特願2007-9995 (P2007-9995) 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19年1月19日(2007.1.19)	(74) 代理人	100085198 弁理士 小林 久夫
(65) 公開番号	特開2010-181146 (P2010-181146A)	(74) 代理人	100098604 弁理士 安島 清
(43) 公開日	平成22年8月19日(2010.8.19)	(74) 代理人	100087620 弁理士 高梨 範夫
審査請求日	平成22年4月1日(2010.4.1)	(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) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

運転容量が可変である圧縮機と、熱源側熱交換器と、減圧装置と、負荷側熱交換器とを環状に接続して構成される冷凍サイクルを複数備え、各冷凍サイクルの負荷側熱交換器において負荷側熱媒体を冷却又は加熱し、冷温熱を供給するとともに、負荷側熱媒体の流路が各冷凍サイクルの負荷側熱交換器を直列に流れるように構成され、

負荷側熱媒体流路の最下流の負荷側熱交換器を流出する負荷側熱媒体の流出温度を計測する温度センサと、

負荷側熱媒体の流出温度が所定値となるように、各冷凍サイクルの圧縮機運転容量を制御するとともに、各冷凍サイクルの圧縮機運転容量が各冷凍サイクルに搭載される負荷側熱交換器の容量又は圧縮機の定格容量に比例するように圧縮機運転容量を制御する制御装置とを備え、

冷凍サイクルに搭載される圧縮機の定格容量が大きい冷凍サイクルの負荷側熱交換器が、冷凍サイクルに搭載される圧縮機の定格容量が小さい冷凍サイクルの負荷側熱交換器よりも、負荷側熱媒体の流路の上流に配置され、

前記制御装置は、

各冷凍サイクルの圧縮機を起動する場合には、負荷側熱交換器が負荷側熱媒体の流路の下流側に接続される冷凍サイクルの圧縮機を先に起動するように制御することを特徴とする冷凍空調装置。

【請求項 2】

負荷側熱交換器を流出する冷媒をさらに冷却する過冷却熱交換器を設けたことを特徴とする請求項 1 に記載の冷凍空調装置。

【請求項 3】

負荷側熱交換器を流出した冷媒を一部分岐しバイパスするバイパス回路を備え、バイパス回路上に分岐された冷媒を減圧する第二の減圧装置と、第二の減圧装置を流出した冷媒と負荷側熱交換器を流出した冷媒を熱交換する過冷却熱交換器とを備えるとともに、圧縮機にガスインジェクションが行われるポートを備え、過冷却熱交換器を流出したバイパス回路の冷媒が前記圧縮機ポートに流入するようにバイパス回路を構成することを特徴とする請求項 2 に記載の冷凍空調装置。

10

【請求項 4】

過冷却熱交換器において、負荷側熱交換器を流出する冷媒と圧縮機に吸入される冷媒が熱交換する構成とすることを特徴とする請求項 2 に記載の冷凍空調装置。

【請求項 5】

熱源側熱交換器が空気と熱交換する構成とするとともに、空気を送風するファンが各冷凍サイクルに個別に設けられることを特徴とする請求項 1 ~ 4 の何れか一項に記載の冷凍空調装置。

【請求項 6】

負荷側熱媒体を加熱する運転モードにおいて、負荷側熱交換器の流路を、冷媒と負荷側熱媒体とが対向して流れる流路構成とすることを特徴とする請求項 1 ~ 5 の何れか一項に記載の冷凍空調装置。

20

【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、特に水・ブラインなどの液媒体を加熱・冷却することにより冷温熱を負荷側に供給する冷凍空調装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

冷温熱を供給する冷凍空調装置の例として、例えば「室外に配置され冷却を外気により行なう凝縮器と、該凝縮器より高低差のある低位置に設けた蒸発器を含み、サーモサイフォン冷凍サイクル運転又は冷媒圧縮強制循環冷凍サイクル運転に切り替え可能に構成された冷凍サイクルを備えた冷却器において、単一の凝縮器に対して前記冷凍サイクルを複数段並列に配置し、複数段の冷凍サイクルの蒸発器を蒸発温度を 1 段目から順に低く設定してなる蒸発器で構成し、冷却負荷配管を前記冷凍サイクルの蒸発器に 1 段目から順に直列に接続してなる…」というものが提案されている（例えば特許文献 1 参照）。

30

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献 1】特開 2006 - 329601 号公報（要約、1 - 10 頁、図 1）

【発明の概要】

40

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

上記の特許文献 1 において提案されている冷凍空調装置は、温度差の大きい冷水の冷却に対して、複数の冷凍サイクルの蒸発器で段階的に冷却する場合に、各冷凍サイクルの蒸発器の蒸発温度を 1 段目から順に低く設定することで、高効率運転を行うとしているが、以下のような問題点があった。この冷凍空調装置では、各冷凍サイクルの圧縮機の容量をインバータにより制御するとしているが、外気温度に対応して圧縮機容量を低下するという記載や、冷媒圧力に基づいて圧縮機容量を制御するという記載があるのみで、様々な運転条件に対して、各圧縮機の容量をどのように制御すれば高効率な運転を実現できるかが示されておらず、結果として、運転条件に対応した高効率運転を実施できず、運転効率が

50

低下するという問題点があった。

【0005】

この発明は、以上の課題に鑑み、複数の冷凍サイクルで構成される冷凍空調装置において、運転条件に対応して圧縮機の運転容量制御を適切に行うことにより高効率の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】

この発明に係る冷凍空調装置は、運転容量が可変である圧縮機と、熱源側熱交換器と、減圧装置と、負荷側熱交換器とを環状に接続して構成される冷凍サイクルを複数備え、各冷凍サイクルの負荷側熱交換器において負荷側熱媒体を冷却又は加熱し、冷温熱を供給するとともに、負荷側熱媒体の流路が各冷凍サイクルの負荷側熱交換器を直列に流れるように構成され、負荷側熱媒体流路の最下流の負荷側熱交換器を流出する負荷側熱媒体の流出温度を計測する温度センサと、負荷側熱媒体の流出温度が所定値となるように、各冷凍サイクルの圧縮機運転容量を制御するとともに、各冷凍サイクルの圧縮機運転容量が各冷凍サイクルに搭載される負荷側熱交換器の容量又は圧縮機の定格容量に比例するように圧縮機運転容量を制御する制御装置とを備え、冷凍サイクルに搭載される圧縮機の定格容量が大きい冷凍サイクルの負荷側熱交換器が、冷凍サイクルに搭載される圧縮機の定格容量が小さい冷凍サイクルの負荷側熱交換器よりも、負荷側熱媒体の流路の上流に配置され、前記制御装置は、各冷凍サイクルの圧縮機を起動する場合には、負荷側熱交換器が負荷側熱媒体の流路の下流側に接続される冷凍サイクルの圧縮機を先に起動するように制御するものである。

【発明の効果】

【0007】

この発明に係る冷凍空調装置は、各冷凍サイクルがバランスよく熱負荷を賄えるように圧縮機容量を制御することで装置全体の運転効率を高め、高効率の冷凍空調装置を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【0008】

【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に係わる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3】この発明の実施の形態1に係わる冷却運転での冷凍空調装置の制御動作を示す図である。

【図4】この発明の実施の形態1に係わる加熱運転での冷凍空調装置の制御動作を示す図である。

【図5】この発明の実施の形態1に係わる冷却運転時の熱源機の制御特性を示す図である。

【図6】この発明の実施の形態1に係わる冷却運転時の水熱交換器の温度差の特性を示す図である。

【図7】この発明の実施の形態1に係わる冷却運転時の水熱交換器での温度変化を示す図である。

【図8】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9】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。

【発明を実施するための形態】

【0009】

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回路図である。冷凍空調装置である熱源機1内には、同一回路構成の冷凍サイクル2a、2bが搭載されている。冷凍サイクル2aには圧縮機3a、四方弁4a、熱源側熱交換器である空気熱交換器5a、逆止弁6a~6d、過冷却熱交換器7a、減圧装置である主膨張弁8a

、負荷側熱交換器である水熱交換器 9 a、第二の減圧装置であるバイパス膨張弁 10 a が内蔵されており、図示されるように環状に接続され冷媒回路を構成する。また、冷凍サイクル 2 b においても、同様にして、圧縮機 3 b、四方弁 4 b、熱源側熱交換器である空気熱交換器 5 b、逆止弁 6 e ~ 6 h、過冷却熱交換器 7 b、減圧装置である主膨張弁 8 b、負荷側熱交換器である水熱交換器 9 b、第二の減圧装置であるバイパス膨張弁 10 b が内蔵されており、図示されるように環状に接続され冷媒回路を構成する。なお、以下の説明においては、例えば冷凍サイクル 2 a 及び 2 b を総称するときには冷凍サイクル 2 と称するものとし、このことは他の機器においても同様とし、圧縮機 3、四方弁 4、空気熱交換器 5、逆止弁 6、過冷却熱交換器 7、主膨張弁 8、水熱交換器 9、バイパス膨張弁 10、ファン 11 とそれぞれ称するものとする。

10

【 0 0 1 0 】

圧縮機 3 は、例えば DC ブラシレスモータを搭載したスクロール圧縮機から構成されており、インバータ（図示せず）により回転数が制御され容量制御されるタイプのものである。空気熱交換器 5 は、プレートフィン熱交換器から構成されており、ファン 11 によって搬送される熱源機 1 周囲の空気と熱交換を行う。過冷却熱交換器 7 は、冷媒・冷媒熱交換器であり、プレート熱交換器から構成される。主膨張弁 8 及びバイパス膨張弁 10 は、開度が可変に制御される電子膨張弁から構成される。水熱交換器 9 は、プレート熱交換器から構成されており、熱負荷媒体である冷温水と冷媒との間で熱交換を行う。この冷凍空調装置の冷媒としては疑似共沸混合冷媒である R 4 1 0 A が用いられる。

冷媒回路は環状に接続され、水熱交換器 9 で冷水をつくる冷却運転では、圧縮機 3、四方弁 4、空気熱交換器 5、逆止弁 6 a (6 e)、過冷却熱交換器 7 の一方の流路、主膨張弁 8、逆止弁 6 d (6 h)、水熱交換器 9、四方弁 4、圧縮機 3 が環状に接続され、この順で冷媒が流れる。また過冷却熱交換器 7 を出た冷媒の一部が分岐され、バイパス膨張弁 10、過冷却熱交換器 7 のもう一方の流路を経て圧縮機 3 の圧縮室にインジェクションされる。

20

水熱交換器 9 で温水をつくる加熱運転では、圧縮機 3、四方弁 4、水熱交換器 9、逆止弁 6 b (6 f)、過冷却熱交換器 7 の一方の流路、主膨張弁 8、逆止弁 6 c (6 g)、空気熱交換器 5、四方弁 4、圧縮機 3 が環状に接続され、この順で冷媒が流れる。また加熱運転においても過冷却熱交換器 7 を出た冷媒の一部が分岐され、上記冷却運転時と同様にバイパス膨張弁 10、過冷却熱交換器 7 のもう一方の流路を経て圧縮機 3 の圧縮室にインジェクションされる。

30

このように冷却、加熱運転において過冷却熱交換器 7 から分岐後、バイパス膨張弁 10、過冷却熱交換器 7 を経て圧縮機 3 にインジェクションされる回路にてエコノマイザ回路を構成する。

熱負荷媒体である冷温水は熱源機 1 の外部に設けられたポンプ 12 により搬送され、熱源機 1 内では点線の流路となり、冷凍サイクル 2 b の水熱交換器 9 b、冷凍サイクル 2 a の水熱交換器 9 a の順に流れる。水熱交換器 9 では、冷却運転時は冷媒と冷水が並行して流れる並行流となり、加熱運転時は冷媒と温水が対向して流れる対向流となるように流路構成されている。

【 0 0 1 1 】

冷凍サイクル 2 a、2 b には圧力センサ 14 a、14 c が圧縮機 3 吸入側、圧力センサ 14 b、14 d が圧縮機 3 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。また温度センサ 15 a、15 i が圧縮機 3 吸入側、温度センサ 15 b、15 j が圧縮機 3 吐出側、温度センサ 15 c、15 k が空気熱交換器 5 の冷却運転時の出口側、温度センサ 15 d、15 l が水熱交換器 9 の冷却運転時の入口側、温度センサ 15 e、15 m がエコノマイザ回路上の過冷却熱交換器 7 流路の入口側、温度センサ 15 f、15 n がエコノマイザ回路上の過冷却熱交換器 7 流路の出口側に設けられており、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 15 g、15 o が水熱交換器 9 での冷温水の流入部、温度センサ 15 h、15 p が水熱交換器 9 での冷温水の流出部に設けられており、それぞれ設置場所の冷温水の温度を計測する。温度センサ 15 s は熱源機 1 周囲の空気温度

40

50

を計測するために設けられている。なお、以下の説明においては、圧力センサ 14 a ~ 14 d を総称するときには圧力センサ 14 と称し、温度センサ 15 a ~ 15 p を総称するときには温度センサ 15 と称するものとする。

計測制御装置 13 は、圧力センサ 14、温度センサ 15 などの熱源機 1 の計測・運転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 3 の運転・停止や回転数、空気熱交換器 5 のファン送風量、主膨張弁 8、バイパス膨張弁 10 の開度など各アクチュエータを制御する。

【0012】

次に、この冷凍空調装置での運転動作について図 1 及び図 2 に基づいて説明する。図 2 は、この発明の実施の形態 1 における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、縦軸は圧力を表している。冷凍サイクル 2 の運転動作は冷凍サイクル 2 a、2 b と同様となるので、代表して冷凍サイクル 2 a における動作を説明する。

まず冷却運転における冷媒回路の動作について説明する。冷却運転においては、四方弁 4 a の流路は図 1 の実線方向に設定される。圧縮機 3 a から吐出された高温高圧 (Ph) のガス冷媒 (図 2 点 A) は、四方弁 4 a を経て空気熱交換器 5 a に流入し、凝縮器となる空気熱交換器 5 a で放熱しながら凝縮・液化する (図 2 点 B)。空気熱交換器 5 a を出た高圧の液冷媒は逆止弁 6 a を経て、過冷却熱交換器 7 a で、エコノマイザ回路を流れる冷媒によりさらに冷却され (図 2 点 C)、温度低下し主膨張弁 8 a に流入する。主膨張弁 8 a にて低圧 (Pl) に減圧された二相状態の冷媒は (図 2 点 D)、逆止弁 6 d を経て蒸発器となる水熱交換器 9 a にて、蒸発ガス化しながら吸熱し、負荷側熱媒体である水を冷却し冷水を生成する。水熱交換器 9 a を出た冷媒は、四方弁 4 a を経て圧縮機 3 a に吸入される (図 2 点 E)。過冷却熱交換器 7 a を出た高圧の液冷媒の一部はエコノマイザ回路にバイパスされ、バイパス膨張弁 10 a にて、中間圧 (Pm) まで減圧された後 (図 2 点 F)、過冷却熱交換器 7 a のもう一方の流路に流入し、空気熱交換器 5 a を出た高圧液冷媒と熱交換し加熱蒸発される (図 2 点 G)。エコノマイザ回路を流れる冷媒は、その後圧縮機 3 a 内の圧縮途中の圧縮室にインジェクションされ、吸入状態 (図 2 点 E) から圧縮された冷媒 (図 2 点 H) と混合した後 (図 2 点 I)、高圧 (Ph) まで圧縮され、高温高圧のガス冷媒 (図 2 点 A) となる。

次に冷却運転における冷水の動作について説明する。冷水はポンプ 12 によって駆動される。低温の、例えば 7 の冷水はファンコイルなど負荷側装置に流入し、そこで負荷側装置周囲に冷熱を供給しながら冷水そのものの温度は上昇し、例えば 12 まで上昇した後で、熱源機 1 に流入する。熱源機 1 に流入した冷水は冷凍サイクル 2 b の水熱交換器 9 b にて冷媒により冷却され温度低下し、例えば 9.5 となって流出し、次いで冷凍サイクル 2 a の水熱交換器 9 a に流入する。ここで冷水は冷媒により冷却され、さらに温度低下し、例えば 7 となって、水熱交換器 9 a を流出し、熱源機 1 を流出する。その後冷水は再び負荷側装置に流入する。

【0013】

次に加熱運転における冷媒回路の動作について説明する。加熱運転においても、冷凍サイクル 2 a、2 b の動作は同様となるので、代表して冷凍サイクル 2 a における動作を説明する。加熱運転では四方弁 4 a の流路は図 1 の点線方向に設定される。加熱運転における冷媒の状態変化も冷却運転とほぼ同様であり、図 2 に示される状態変化となる。圧縮機 3 a から吐出された高温高圧 (Ph) のガス冷媒 (図 2 点 A) は、四方弁 4 a を経て水熱交換器 9 a に流入し、凝縮器となる水熱交換器 9 a で放熱しながら凝縮・液化する (図 2 点 B)。この際、液媒体である水を加熱し温水を生成する。水熱交換器 9 a を出た高圧の液冷媒は逆止弁 6 b を経て、過冷却熱交換器 7 a で、エコノマイザ回路を流れる冷媒によりさらに冷却され (図 2 点 C)、温度低下し主膨張弁 8 a に流入する。主膨張弁 8 a にて低圧 (Pl) に減圧され二相状態の冷媒となり (図 2 点 D)、逆止弁 6 c を経て蒸発器となる空気熱交換器 5 a に流入し、空気熱交換器 5 a にて、蒸発ガス化され、四方弁 4 a を経て圧縮機 3 a に吸入される (図 2 点 E)。過冷却熱交換器 7 a を出た高圧の液冷媒の一

部はエコマイザ回路にバイパスされ、バイパス膨張弁10aにて、中間圧(Pm)まで減圧された後、過冷却熱交換器7aのもう一方の流路に流入し、水熱交換器9aを出た高圧液冷媒と熱交換し加熱蒸発される(図2点G)。エコマイザ回路を流れる冷媒は、その後圧縮機3a内の圧縮途中の圧縮室にインジェクションされ、吸入状態(図2点E)から圧縮された冷媒(図2点H)と混合した後(図2点I)、高圧(P_h)まで圧縮され、高温高圧のガス冷媒(図2点A)となる。

次に加熱運転における温水の動作について説明する。温水はポンプ12によって駆動される。高温の、例えば45の温水はファンコイルなど負荷側装置に流入し、そこで負荷側装置周囲に温熱を供給しながら温水そのものの温度は低下し、例えば40まで低下した後で、熱源機1に流入する。熱源機1に流入した温水は冷凍サイクル2bの水熱交換器9bにて冷媒により加熱され温度上昇し、例えば42.5となって流出し、次いで冷凍サイクル2aの水熱交換器9aに流入する。ここで温水は冷媒により加熱され、さらに温度上昇し、例えば45となって、水熱交換器9aを流出し、熱源機1を流出する。その後温水は再び負荷側装置に流入する。

【0014】

次に、この冷凍空調装置での制御動作について説明する。始めに冷却運転について図3に基づいて説明する。まず冷凍空調装置使用者などにより、負荷側装置に供給される冷水の目標温度が設定される(S11)。また負荷側装置の運転状況に応じて冷水を送水するポンプ12の流量が変更される(S12)。

【0015】

熱源機1内では、温度センサ15oで検知される冷水の流入温度、および負荷側装置に供給する冷水の目標温度に応じて、冷凍サイクル2a、2bの水熱交換器9出口の冷水温度目標値が設定される(S13)。この冷水温度目標値は、水熱交換器9出入口の冷水温度差が冷凍サイクル2a、2bの熱交換器の定格熱交換量を示す容量、もしくは水熱交換器9の伝熱面積など定格熱交換量を決定する値に対して、比例するように決定される。例えば、熱源機1に流入する冷水温度が12、供給される冷水の目標温度が7、冷凍サイクル2a、2bの水熱交換器9の定格容量が等しい場合には、熱源機1全体の冷水温度差が $12 - 7 = 5$ となるため、冷凍サイクル2a、2bともに冷水温度差が $5 \times 1 / 2 = 2.5$ となるように設定される。従って、水熱交換器9が冷水流路上流に配置される冷凍サイクル2bでは、水熱交換器9b出口の冷水温度目標値は $12 - 2.5 = 9.5$ に設定される、水熱交換器9が冷水流路下流に配置される冷凍サイクル2aでは、水熱交換器9a出口の冷水温度目標値は $9.5 - 2.5 = 7$ に設定され、これは当然負荷側装置に供給する冷水温度の目標値と等しくなる。

【0016】

次に、各冷凍サイクル2a、2bの運転制御について説明する。ここで制御方法は、各冷凍サイクル共通となるので、冷凍サイクル2aについて説明する。まず、圧縮機3aの回転数、空気熱交換器5aへの送風量、主膨張弁8aの開度、バイパス膨張弁10aの開度を初期値に設定して運転を行う(S14)。空気熱交換器5aの送風量の初期設定値は温度センサ15sで検知される外気温度、およびあらかじめ計測制御装置13に記憶された所定値とを比較して決定される。ここで外気温度と比較する所定値は圧縮機の運転容量、熱交換器性能など機器性能に基づいて定められ、冷凍サイクルの高圧(圧縮機3a吐出冷媒の圧力)が低下しすぎないようにするため、外気温度が高い場合は高風量、低い場合は低風量に設定される。

【0017】

そして、この状態で運転した後、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3の回転数は、温度センサ15hで検知される水熱交換器9出口の冷水温度が前述した目標値となるように制御される。圧縮機3の回転数が高いと、冷媒流量が増加するため冷却能力が増加し、水がより冷却されるため、水熱交換器9出口の水温は低下する。逆に、圧縮機3の回転数が低いと、水熱交換器9出口の水温は上昇する。そこで水熱交換器9出口の水温と目標値とを比較し(S15)、水温が高い場合は圧縮機3の回転数を

10

20

30

40

50

増加させ、水温が低い場合は圧縮機 3 の回転数を減少させる (S 1 6)。

【 0 0 1 8 】

次に、空気熱交換器 5 の送風量であるが、この送風量は基本的に初期設定値にて運転を行う。ただし、運転条件によって、圧力センサ 1 4 b で検知される高圧 (圧力) が所定範囲内からはずれるような場合には、高圧が所定範囲内であるかどうかを確認し (S 1 7)、高圧が過度に上昇した場合は圧縮機 3 a 保護のために風量を増加させる制御を行う。また、高圧が過度に低下した場合は、主膨張弁 8 の開度制御を行っても低圧 (圧縮機 3 a 吸入冷媒の圧力) が大きく低下し、冷媒蒸発温度が氷点以下に低下し、冷水が凍結する恐れが出てくるので、高圧の過度の低下を抑制するように風量を減少させる制御を行う (S 1 8)。

10

【 0 0 1 9 】

次に、主膨張弁 8 a の開度であるが、蒸発器となる水熱交換器 9 a の出口であり、圧縮機 3 a 吸入の状態 (図 2 点 E) の冷媒過熱度 S H を演算し (S 1 9)、この冷媒過熱度 S H が、予め設定された目標値、例えば 1 となるように制御される。ここで水熱交換器 9 a の出口であり圧縮機 3 a 吸入の冷媒過熱度 S H は、(温度センサ 1 5 a 検知温度 (圧縮機 3 の吸入温度)) - (圧力センサ 1 4 a から換算される冷媒飽和温度) で演算される値を用いる。

主膨張弁 8 a の開度が小さくなると、水熱交換器 9 a を流れる冷媒流量は減少し、水熱交換器 9 a 出口の冷媒過熱度 S H は大きくなり、逆に主膨張弁 8 a の開度を大きくすると水熱交換器 9 a の冷媒過熱度 S H は小さくなる。そこで、圧縮機 3 a 吸入 (水熱交換器 9 a 出口) の冷媒過熱度 S H と目標値とを比較し (S 2 0)、冷媒過熱度 S H が目標値より大きい場合には、主膨張弁 8 a の開度を大きく制御し、冷媒過熱度 S H が目標値より小さい場合には主膨張弁 8 a の開度を小さく制御する (S 2 1)。

20

【 0 0 2 0 】

次に、バイパス膨張弁 1 0 a の開度であるが、エコマイザ回路上の過冷却熱交換器 7 a 出口 (図 2 点 G) の冷媒過熱度 S H e c o を演算し (S 2 2)、この冷媒過熱度 S H e c o が、予め設定された目標値、例えば 2 となるように制御される。ここで過冷却熱交換器 7 出口の冷媒過熱度 S H e c o は、温度センサ 1 5 f 検知温度 - 温度センサ 1 5 e 検知温度で演算される値を用いる。

バイパス膨張弁 1 0 a の開度が小さくなると、エコマイザ回路を流れる冷媒流量は減少し、エコマイザ回路上の過冷却熱交換器 7 a 出口の冷媒過熱度 S H は大きくなり、逆にバイパス膨張弁 1 0 a の開度を大きくすると過冷却熱交換器 7 a 出口の冷媒過熱度 S H は小さくなる。そこで、過冷却熱交換器 7 a 出口の冷媒過熱度 S H e c o と目標値とを比較し (S 2 3)、冷媒過熱度 S H e c o が目標値より大きい場合には、バイパス膨張弁 1 0 a の開度を大きく制御し、冷媒過熱度 S H e c o が目標値より小さい場合にはバイパス膨張弁 1 0 a の開度を小さく制御する (S 2 4)。

30

【 0 0 2 1 】

次に、負荷状況に応じて、負荷側装置の運転状況が変化し、冷水を送水するポンプ 1 2 の流量が変更される (S 2 5) が、ポンプ流量が増減した場合の制御動作について説明する。まず、冷凍サイクル 2 a、2 b とともに動作している状況でポンプ流量、すなわち冷水流量が増加した場合の運転動作について説明する。この場合、冷水流量が増加する一方で、冷凍サイクル 2 a、2 b の蒸発器熱交換量、即ち冷却能力は変化しないので、水熱交換器 9 出入口の冷水温度差が減少し、水熱交換器 9 出口の冷水温度が上昇する。そこで冷水出口温度が目標値となるように、各冷凍サイクル 2 の圧縮機 3 の回転数が増速される運転が行われる。

40

【 0 0 2 2 】

逆に冷水流量が減少した場合の運転動作は以下のようなになる。この場合、冷水流量が減少する一方で、冷凍サイクル 2 a、2 b の蒸発器熱交換量、即ち冷却能力は変化しないので、水熱交換器 9 出入口の冷水温度差が増加し、水熱交換器 9 出口の冷水温度が低下する。そこで冷水出口温度が目標値となるように、各冷凍サイクル 2 の圧縮機 3 の回転数が減

50

速される運転が行われる。

【 0 0 2 3 】

圧縮機 3 の回転数については、動作下限値があるので、冷水流量が、ある程度以上低下し、圧縮機 3 の回転数が動作下限値に近づき、所定の回転数以下となったら、一方の冷凍サイクル 2 の圧縮機を停止し、運転させる冷凍サイクル 2 の数を減少させる。例えば、圧縮機 3 の下限回転数が 20 r p s の場合には、圧縮機 3 の回転数が 30 r p s となった段階で、圧縮機の停止動作を行わせる。このとき、冷水上流流路に接続される冷凍サイクルから順に停止動作を行う。冷凍サイクル 2 の停止に伴って、水熱交換器 9 出口の冷水温度目標値が再設定される。この実施の形態では、冷凍サイクルの数が 2 から 1 に減少され、冷水流路の最も下流側に位置する冷凍サイクル 2 a のみの運転となるので、この場合の冷水出口温度目標値は、冷凍サイクルの数によらず 7 のままとする。そして上述した冷凍サイクルの運転制御が実施される。

10

【 0 0 2 4 】

冷凍サイクル 2 a のみ動作している状況で冷水流量が減少した場合には、冷水出口温度が目標値となるように、冷凍サイクル 2 a の圧縮機 3 a の回転数が減速される運転が行われる。さらに冷水流量が減少し、圧縮機 3 の回転数が下限値となるまで制御された場合には、下限回転数での運転を継続する。さらに冷水流量が減少し、冷水出口温度が目標値より所定温度、例えば 1 以上下回り、6 以下となった場合には、冷凍サイクル 2 a の圧縮機 3 も停止動作を行い、熱源機 1 の運転を停止する。

【 0 0 2 5 】

熱源機 1 が停止している状況で、温度センサ 15 h で検知される熱源機 1 の冷水出口温度が負荷側への供給目標温度より、所定温度、例えば 1 以上上回り、8 以上となった場合には、熱源機 1 の運転を行う。そして、冷水流路の下流に配置される冷凍サイクル 2 a の圧縮機 3 a を起動し、水熱交換器 9 a 出口の冷水温度が目標値となるように圧縮機 3 a の回転数制御を行う。

20

【 0 0 2 6 】

冷凍サイクル 2 a のみ動作している状況で冷水流量が増加した場合には、冷水出口温度が目標値となるように、冷凍サイクル 2 a の圧縮機 3 a の回転数が増速される運転が行われる。さらに冷水流量が増加し、圧縮機 3 a の回転数が所定値以上となるまで制御された場合には、冷水流路の上流に配置される冷凍サイクル 2 b の圧縮機 3 b を起動する。冷凍サイクル 2 b の運転に伴って、水熱交換器 9 出口の冷水温度目標値が再設定され、各冷凍サイクルで水熱交換器 9 出口の冷水温度が目標値となるように圧縮機の回転数制御が実施される。

30

【 0 0 2 7 】

次に、この冷凍空調装置での加熱運転の制御動作について図 4 に基づいて説明する。まず冷凍空調装置使用者などにより、負荷側装置に供給される温水の目標温度が設定される (S 3 1) 。また負荷側装置の運転状況に応じて温水を送水するポンプ 1 2 の流量が変更される (S 3 2) 。

【 0 0 2 8 】

熱源機 1 内では、温度センサ 15 o で検知される温水の流入温度、および負荷側装置に供給する温水の目標温度に応じて、冷凍サイクル 2 a 、 2 b の水熱交換器 9 出口の温水温度目標値が設定される (S 3 3) 。この温水温度目標値は、水熱交換器 9 出入口の温水温度差が冷凍サイクル 2 a 、 2 b の熱交換器の定格熱交換量を示す容量、もしくは水熱交換器 9 の伝熱面積など定格熱交換量を決定する値に対して、比例するように決定される。例えば、熱源機 1 に流入する温水温度が 40 、供給される温水の目標温度が 45 、冷凍サイクル 2 a 、 2 b の水熱交換器 9 の定格容量が等しい場合には、熱源機 1 全体の温水温度差が $45 - 40 = 5$ となるため、冷凍サイクル 2 a 、 2 b とともに温水温度差が $5 \times 1 / 2 = 2.5$ となるように設定される。従って、水熱交換器 9 が温水流路上流に配置される冷凍サイクル 2 b では、水熱交換器 9 b 出口の温水温度目標値は $40 + 2.5 = 42.5$ に設定される、水熱交換器 9 が温水流路下流に配置される冷凍サイクル 2 a では、

40

50

水熱交換器 9 a 出口の温水温度目標値は $42.5 + 2.5 = 45$ に設定され、これは当然負荷側装置に供給する温水温度の目標値と等しくなる。

【 0 0 2 9 】

次に、各冷凍サイクル 2 a、2 b の運転制御について説明する。ここで制御方法は、各冷凍サイクル共通となるので、冷凍サイクル 2 a について説明する。

まず、圧縮機 3 a の回転数、空気熱交換器 5 a の送風量、主膨張弁 8 a の開度、バイパス膨張弁 1 0 a の開度を初期値に設定して運転を行う (S 3 4)。ここで空気熱交換器 5 a の送風量の初期設定値は温度センサ 1 5 s で検知される外気温度およびあらかじめ計測制御装置 1 3 に記憶された所定値とを比較して決定され、外気温度が低い場合は高風量、高い場合は低風量に設定される。

10

【 0 0 3 0 】

そして、この状態で運転した後、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 3 の回転数は、温度センサ 1 5 h で検知される水熱交換器 9 出口の温水温度が予め設定された目標値となるように制御される。圧縮機 3 の回転数が高いと、冷媒流量が増加するため装置の冷却能力が増加し、水がより加熱されるため、水熱交換器 9 出口の水温は上昇する。逆に、圧縮機 3 の回転数が低いと、水熱交換器 9 出口の水温は低下する。そこで水熱交換器 9 出口の水温と目標値とを比較し (S 3 5)、水温が低い場合は圧縮機 3 の回転数を増加させ、水温が高い場合は圧縮機 3 の回転数を減少させる (S 3 6)。

【 0 0 3 1 】

次に、空気熱交換器 5 の送風量であるが、この送風量は基本的に初期設定値にて運転を行う。状況として高外気温 (たとえば 1 5 くらい) に、加熱運転を行った場合に、圧縮機の負荷が過大となるのを防止するため風量を低下させ、冷凍サイクルの低圧を低下し、圧縮機の搬送流量を低下することで、圧縮機駆動の負荷を低減する場合があるが、この実施の形態が対象とする冷凍空調装置が用いられるビル用空調などの場合、高外気温時に暖房負荷が発生することはほとんどないため、上記の通り初期設定値にて運転を行う。

20

【 0 0 3 2 】

次に、主膨張弁 8 a の開度であるが、蒸発器となる空気熱交換器 5 a の出口であり、圧縮機 3 a 吸入の状態 (図 2 点 E) の冷媒過熱度 S H が、予め設定された目標値、例えば 1 となるように制御される。ここで空気熱交換器 5 a の出口であり圧縮機 3 a 吸入の冷媒過熱度 S H は、(温度センサ 1 5 a 検知温度 (圧縮機 3 の吸入温度)) - (圧力センサ 1 4 a から換算される冷媒飽和温度) で演算される値を用いる (S 3 7)。

30

主膨張弁 8 a の開度が小さくなると、空気熱交換器 5 a を流れる冷媒流量は減少し、空気熱交換器 5 a 出口の冷媒過熱度 S H は大きくなり、逆に主膨張弁 8 a の開度を大きくすると空気熱交換器 5 a の冷媒過熱度 S H は小さくなる。そこで、圧縮機 3 a 吸入 (空気熱交換器 5 a 出口) の冷媒過熱度 S H と目標値とを比較し (S 3 8)、冷媒過熱度 S H が目標値より大きい場合には、主膨張弁 8 a の開度を大きく制御し、冷媒過熱度 S H が目標値より小さい場合には主膨張弁 8 a の開度を小さく制御する (S 3 9)。

【 0 0 3 3 】

次に、バイパス膨張弁 1 0 a の開度であるが、冷却運転と同様に行い、過冷却熱交換器 7 a 出口の冷媒過熱度 S H e c o を演算し (S 4 0)、この冷媒過熱度 S H e c o と目標値とを比較し (S 4 1)、冷媒過熱度 S H e c o が目標値より大きい場合には、バイパス膨張弁 1 0 a の開度を大きく制御し、冷媒過熱度 S H e c o が目標値より小さい場合にはバイパス膨張弁 1 0 a の開度を小さく制御する (S 4 2)。

40

【 0 0 3 4 】

なお、冷却・加熱運転におけるこれらの圧縮機 3 a の回転数制御や、主膨張弁 8 a、バイパス膨張弁 1 0 a の開度制御においては、目標値との偏差に基づく P I D 制御法などにより、制御量が決定される。

【 0 0 3 5 】

次に、負荷状況に応じて、負荷側装置の運転状況が変化し、温水を送水するポンプ 1 2 の流量が変更される (S 4 3) が、ポンプ流量が増減した場合の制御動作について説明す

50

る。まず、冷凍サイクル 2 a、2 b とともに動作している状況でポンプ流量、すなわち温水流量が増加した場合の運転動作について説明する。この場合、温水流量が増加する一方で、冷凍サイクル 2 a、2 b の凝縮器熱交換量、即ち加熱能力は変化しないので、水熱交換器 9 出入口の温水温度差が減少し、水熱交換器 9 出口の温水温度が低下する。そこで温水出口温度が目標値となるように、各冷凍サイクル 2 の圧縮機 3 の回転数が増速される運転が行われる。

【 0 0 3 6 】

逆に温水流量が減少した場合の運転動作は以下のようになる。この場合、温水流量が増加する一方で、冷凍サイクル 2 a、2 b の凝縮器熱交換量、即ち加熱能力は変化しないので、水熱交換器 9 出入口の温水温度差が増加し、水熱交換器 9 出口の温水温度が上昇する。そこで温水出口温度が目標値となるように、各冷凍サイクル 2 の圧縮機 3 の回転数が減速される運転が行われる。

10

【 0 0 3 7 】

圧縮機 3 の回転数については、動作下限値があるので、温水流量が、ある程度以上低下し、圧縮機 3 回転数が動作下限値に近づき、所定の回転数以下となったら、一方の冷凍サイクル 2 の圧縮機を停止し、運転させる冷凍サイクル 2 の数を減少させる。例えば、圧縮機 3 の下限回転数が 2 0 r p s の場合には、圧縮機 3 の回転数が 3 0 r p s となった段階で、圧縮機の停止動作を行わせる。このとき、温水上流流路に接続される冷凍サイクルから順に停止動作を行う。冷凍サイクル 2 の停止に伴って、水熱交換器 9 出口の温水温度目標値が再設定される。この実施の形態では、冷凍サイクルの数が 2 から 1 に減少され、温水流路の最も下流側に位置する冷凍サイクル 2 a のみの運転となるので、この場合の温水出口温度目標値は、冷凍サイクルの数によらず 4 5 のままとなる。そして上述した冷凍サイクルの運転制御が実施される。

20

【 0 0 3 8 】

冷凍サイクル 2 a のみ動作している状況で温水流量が減少した場合には、温水出口温度が目標値となるように、冷凍サイクル 2 a の圧縮機 3 a の回転数が減速される運転が行われる。さらに温水流量が減少し、圧縮機 3 a の回転数が下限値となるまで制御された場合には、下限回転数での運転を継続する。さらに温水流量が減少し、温水出口温度が目標値より所定温度、例えば 1 以上上回り、4 6 以上となった場合には、冷凍サイクル 2 a の圧縮機 3 a も停止動作を行い、熱源機 1 の運転を停止する。

30

【 0 0 3 9 】

熱源機 1 が停止している状況で、温度センサ 1 5 h で検知される熱源機 1 の温水出口温度が負荷側への供給目標温度より、所定温度、例えば 1 以上下回り、4 4 以下となった場合には、熱源機 1 の運転を行う。そして、温水流路の下流に配置される冷凍サイクル 2 a の圧縮機 3 a を起動し、水熱交換器 9 a 出口の温水温度が目標値となるように圧縮機 3 a の回転数制御を行う。

【 0 0 4 0 】

冷凍サイクル 2 a のみ動作している状況で温水流量が増加した場合には、温水出口温度が目標値となるように、冷凍サイクル 2 a の圧縮機 3 a の回転数が増速される運転が行われる。さらに温水流量が増加し、圧縮機 3 a の回転数が所定値以上となるまで制御された場合には、温水流路の上流に配置される冷凍サイクル 2 b の圧縮機 3 b を起動する。冷凍サイクル 2 b の運転に伴って、水熱交換器 9 出口の温水温度目標値が再設定され、各冷凍サイクルで水熱交換器 9 出口の温水温度が目標値となるように圧縮機の回転数制御が実施される。

40

【 0 0 4 1 】

次に、水熱交換器 9 の冷温水出口温度の目標設定と熱源機 1 の運転効率に関する特性を図 5 に基づいて説明する。図 5 は、冷凍サイクル 2 a、冷凍サイクル 2 b が同じ仕様、構成であり、各冷凍サイクルの圧縮機容量が 2 0 H P である場合に、熱源機 1 にて冷水を冷却する運転を行ったときの特性を表した図である。図の横軸は熱源機 1 全体の冷却熱交換量に対する冷温水下流側の配置される冷凍サイクル 2 a の冷却熱交換量の比率である。冷

50

凍サイクル 2 a、2 b の熱交換量が等しい場合は、熱交換量比率は 0.5 となる。冷水の熱交換においては、比熱が温度によらずほぼ一定となるので、熱交換量は水熱交換器 9 出入口の冷水温度差に比例する。従って図 5 横軸の熱交換量比率は、熱交換量比率 水熱交換器 9 b の出入口の冷水温度差 / 熱源機 1 出入口の冷水温度となる。水熱交換器 9 b の出入口の冷水温度差は、運転制御により、水熱交換器 9 b 出口の冷水温度目標値によって規定されることになり、水熱交換器 9 b 出口の冷水温度目標値が高く設定されると、冷凍サイクル 2 b の熱交換量は少なくなり、冷凍サイクル 2 a の冷却熱交換量の比率は高くなる。逆に、水熱交換器 9 b 出口の冷水温度目標値が低く設定されると、冷凍サイクル 2 b の熱交換量は多くなり、冷凍サイクル 2 a の冷却熱交換量の比率は低くなる。

【 0 0 4 2 】

図 5 には、熱源機 1 の COP (運転効率) 比が示されており、COP 最大の状態を 100 % として比率を示している。図 5 には他に冷凍サイクル 2 a、2 b の圧縮機 3 の回転数を表している。図 5 に示されているとおり、熱源機 1 の COP 比はサイクル 2 a の熱交換量比率 = 0.5 付近をピークとした曲線となる。サイクル 2 a の熱交換量比率が 0.4 ~ 0.6 の範囲では、COP 比は最大効率の - 2 % 程度以内に収まっており、この範囲で運転するようにすれば熱源機 1 を高効率で運転できる。

【 0 0 4 3 】

上記範囲で運転すると高効率運転できる理由は以下のように説明できる。冷凍サイクルの効率 (COP) は一般に高温熱源と低温熱源の温度差が大きくなる程低下し、冷媒の温度で換算すると凝縮温度が高ければ高いほど低下し、蒸発温度が低ければ低いほど低下する。冷凍サイクル 2 a の冷却熱交換量の比率が 0.5 から大きく外れる場合、例えば冷凍サイクル 2 a の冷却熱交換量の比率が 0.33 の場合、冷凍サイクル 2 b の冷却熱交換量の比率は 0.67 となり、冷凍サイクル 2 b は冷凍サイクル 2 a の 2 倍の熱交換量で運転されることになる。

このとき、冷凍サイクル 2 a においては、冷却熱交換量 = 蒸発器の熱交換量が少ないため、蒸発器で冷水と冷媒が熱交換するための温度差が少なくなり、冷媒の蒸発温度は冷水温度と近接する。一方冷凍サイクル 2 b においては、冷却熱交換量 = 蒸発器の熱交換量が多く、蒸発器で冷水と冷媒が熱交換するための温度差が多く必要となり、冷媒の蒸発温度は冷水温度から離れて低下する。

【 0 0 4 4 】

冷凍サイクル 2 a の冷却熱交換量の比率が 0.5 の場合の、冷水と冷媒蒸発温度との温度差を T とすると、冷凍サイクル 2 b の蒸発器では同一熱交換器仕様にて同一熱交換量で動作するので、冷凍サイクル 2 b の冷水と冷媒蒸発温度との温度差も T となる。ここで前述したように、冷凍サイクル 2 a の冷却熱交換量の比率が 0.33 の場合を想定すると、冷凍サイクル 2 b の冷却熱交換量の比率は 0.67 となり、比率が 0.5 の場合に比べ熱交換量が 33 % 増加し、冷凍サイクル 2 b は冷凍サイクル 2 a の 2 倍の熱交換量で運転されることになる。

【 0 0 4 5 】

各水熱交換器 9 での冷水と冷媒蒸発温度との温度差は、冷凍サイクル 2 a では蒸発器での熱交換量が熱交換量の比率が 0.5 の場合の $2/3$ 倍となるので、 $2/3 \times T$ 、冷凍サイクル 2 b では蒸発器での熱交換量が熱交換量の比率が 0.5 の $4/3$ 倍となり、 $4/3 \times T$ となる。ここで、各冷凍サイクルの COP を評価すると、熱交換量の比率が 0.33 の場合、冷凍サイクル 2 a の COP は熱交換量の比率が 0.5 の場合に比べ、温度差 $1/3 \times T$ 分蒸発温度が上昇した分高くなり、冷凍サイクル 2 b の COP は熱交換量の比率が 0.5 の場合に比べ、温度差 $1/3 \times T$ 分蒸発温度が低下した分低くなる。蒸発温度の変化が同じであるのでサイクル 2 a の COP 上昇幅とサイクル 2 b の COP 低下幅はほぼ等しくなる。

【 0 0 4 6 】

冷凍サイクルの入力は入力 = 能力 (蒸発器熱交換量) / COP で表されるので、COP が低ければ入力は増加するが、能力が増加するとそれに比例して入力も増加する。熱交換

10

20

30

40

50

量の比率が0.33の場合、冷凍サイクル2bの能力は冷凍サイクル2aの2倍あるので、その分入力も増加する。従って、熱交換量の比率が0.33の場合の入力は、冷凍サイクル2aについては、(熱交換量の比率が0.5の場合の入力)×熱交換量比2/3×(1-温度差1/3×T分のCOP上昇による効果)となり、冷凍サイクル2bについては、(熱交換量の比率が0.5の場合の入力)×熱交換量比4/3×(1+温度差1/3×T分のCOP低下による効果)となる。熱源機1全体の入力は、両者を合算して、(熱交換量の比率が0.5の場合の入力)×2×(1+2/3×T分のCOP低下による効果)となり、熱交換量の比率が0.5の場合の入力に比べ、熱源機1の入力は増加し、運転効率が低下する。

【0047】

熱交換量の比率が0.5の場合の入力に比べ、熱交換量の比率が0.33の場合は、冷凍サイクル2bの方の水熱交換器9が偏って負荷を賄う運転を行うことになり、その分各冷凍サイクル2の運転がアンバランスになり、効率が低下する。本実施の形態のように、水熱交換器9出入口の冷水温度の温度差が同じ程度になるように運転を行うことで、各冷凍サイクルの水熱交換器9がその容量に応じて、同じように負荷を賄う運転となり、各冷凍サイクル2がバランスよく運転を行うことができ、高効率運転を実現できる。

【0048】

また、本実施の形態では、水熱交換器9を冷水流路に対して直列に流すようにしたので高効率を得ることができる。図6は、水熱交換器9が1つしか無い場合(1蒸発回路)と、本実施の形態のように水熱交換器9が直列に配置されている場合(2蒸発回路)での、熱交換器での冷水と冷媒との温度差の特性を表した図である。図6では熱源機1の冷水入口温度が12、出口温度が7である場合の特性を表している。この場合の2蒸発回路での温度変化は図7のように表され、冷凍サイクル2bは蒸発温度ETbで運転され、冷凍サイクル2aは蒸発温度ETaで運転され、それぞれのサイクルの冷水と蒸発温度との温度差はTb、Taとなる。上記実施の形態のように、各水熱交換器9での冷水出入口温度との温度差が同じく制御される場合にはTb=Taとなる。このとき水熱交換器9aの冷水出入口温度は水熱交換器9bに比べ2.5低くなるので、冷凍サイクル2aの蒸発温度ETaは冷凍サイクル2bの蒸発温度ETbより2.5低くなる。

【0049】

図6の横軸は冷媒蒸発温度を表し、2蒸発回路では各冷凍サイクル2の平均値、(ETa+ETb)/2を表す。図6のグラフ(a)の縦軸温度差は、冷水と冷媒蒸発温度との対数平均温度差を表し、1蒸発回路の場合は、温度差=(冷水入口温度12-冷水出口温度7)/ln{(冷水入口温度12-冷媒蒸発温度)/(冷水出口温度7-冷媒蒸発温度)}となる。2蒸発回路の場合は、冷凍サイクル2aの温度差=(冷水入口温度9.5-冷水出口温度7)/ln{(冷水入口温度9.5-冷媒蒸発温度ETa)/(冷水出口温度7-冷媒蒸発温度ETa)}と、冷凍サイクル2bの温度差=(冷水入口温度12-冷水出口温度9.5)/ln{(冷水入口温度12-冷媒蒸発温度ETb)/(冷水出口温度9.5-冷媒蒸発温度ETb)}との平均値を表す。

図6のグラフ(b)の縦軸温度差は、上記のようにして求めて2蒸発回路の温度差-冷水と冷媒蒸発温度との対数平均温度差を表す。

【0050】

図6に示されるように、冷水と冷媒蒸発温度との温度差は1蒸発回路に比べ、2蒸発回路の方が大きく、その分2蒸発回路の熱交換量は大きくなる。同一熱交換量の運転を行う場合は、1蒸発回路よりも2蒸発回路の方が蒸発温度を高く運転でき、その分高効率運転を行うことができる。また、2蒸発回路の温度差増加幅は、冷媒蒸発温度が高くなるほど拡大する。従って冷媒蒸発温度が高く、冷水と冷媒蒸発温度との温度差が小さくなる運転条件、即ち冷却負荷の小さい運転条件では、2蒸発回路での運転効率がより高くなる。

【0051】

図6に示される特性は以下の要因で生じる。一般に負荷側熱媒体は水など温度変化により顕熱で熱交換が行われる媒体が用いられる。このとき、冷水と冷媒との温度差が大きい

10

20

30

40

50

場合、例えば水熱交換器 9 の冷水入口部では、熱交換量が大きくその分冷水の温度変化が大きくなる。一方、冷水と冷媒との温度差が小さい場合、例えば水熱交換器 9 の冷水出口部では、熱交換量が小さくその分冷水の温度変化が小さくなる。従って、水熱交換器 9 の内部では、冷水温度が高い領域よりも低い領域の方が一般に長くなる。この傾向は、高温部と低温部の温度差が大きいほど極端になり、冷水出口温度が冷媒蒸発温度と近接する運転条件となるほど、冷水温度が低い領域が長くなる。冷水温度が低い領域が長くなると、その分水熱交換器の伝熱性能に及ぼす影響が大きくなり、水熱交換器 9 の伝熱性能には、水熱交換器 9 の冷水出口温度と冷媒蒸発温度との温度差の影響を受けるようになる。

【 0 0 5 2 】

ここで、冷媒蒸発温度が 6 の場合を評価すると、1 蒸発回路の場合は、冷水出口温度を 7 とすると温度差が水熱交換器 9 の出口温度と冷媒蒸発温度との温度差が 1 であり、この温度差に応じた熱交換がなされる。一方 2 蒸発回路の場合は、平均蒸発温度 6 で運転されるとすると、各冷凍サイクル 2 の蒸発温度差が 2.5 存在するので、冷凍サイクル 2 a の蒸発温度 $E T a$ は 4.75、冷凍サイクル 2 b の蒸発温度は 7.25 となる。このとき、冷水出口温度との温度差は、冷凍サイクル 2 a、2 b とも 2.25 となり、1 蒸発回路よりも大きくなる。この分、水熱交換器 9 での冷水と冷媒との温度差が拡大する。

【 0 0 5 3 】

この 2 蒸発回路による温度差拡大効果は、冷媒蒸発温度と冷水出口温度が近接しやすい条件、すなわち低負荷の条件であるほど効果が大きくなる。1 蒸発回路では、低負荷となると、冷水出口温度と冷媒蒸発温度が近接するので、温度差が減少しやすくなり、低負荷による水熱交換器の熱交換量が低減した場合でも蒸発温度の上昇幅が小さくなり、効率向上効果が得られにくい。一方、2 蒸発回路の場合は、熱交換量が減少した場合に、冷水出口温度と冷媒蒸発温度が近接しないので、低負荷による水熱交換器の熱交換量が低減した場合に、それに応じて蒸発温度を高く運転でき、効率向上効果が得られる。なお、この運転を実現するには、インバータによる圧縮機の容量制御が必須であり、逆に、インバータ圧縮機による容量制御と 2 蒸発回路を組み合わせることによって、低負荷時の大幅な効率向上効果が得られることになる。

【 0 0 5 4 】

また冷媒蒸発温度と冷水出口温度が近接しやすい他の条件として、いわゆる冷水の大温度差条件でも本実施の形態の効果は向上する。冷水が大温度差である場合、例えば冷水入口温度が 17、出口温度が 7 で運転される場合を想定すると、前述の例にあげた冷水入口温度が 12 の場合に比べて、冷媒と冷水の平均的な温度差は大きくなるので水熱交換器 9 で同一熱交換量とした場合の冷媒蒸発温度はより高くなり、冷媒蒸発温度が冷水出口温度である 7 に近接するため、温度差向上に見合うほど蒸発温度は高く運転できない。従って 1 蒸発回路の場合には、大温度差条件で運転しても、大きな効率向上効果は得られない。

【 0 0 5 5 】

一方、2 蒸発回路の場合は、大温度差となると、上流側の水熱交換器 9 b での冷水出口温度が上昇し、上記のように冷水入口温度が 12 から 17 になったとすると、水熱交換器 9 b での冷水出口温度の目標値を 9.5 から 12 に変更して運転制御が実施される。この制御により、冷凍サイクル 2 b の蒸発温度 $E T b$ は水熱交換器 9 b での冷水出口温度目標値の上昇に応じて高く運転されるので、高効率運転が可能となる。大温度差になればなるほど冷凍サイクル 2 b の蒸発温度 $E T b$ は高く運転されることになり、高効率運転が可能となる。

【 0 0 5 6 】

なお、水熱交換器 9 の冷温水出口温度の目標設定については、負荷側熱媒体の物性に応じて補正を行ってもよい。負荷側熱媒体が水である場合は、温度による比熱の変化が小さいので、熱交換量は水熱交換器 9 での出入口温度差に比例するとできるが、ラインなど他の媒体を用いる場合に、温度による比熱変化がある場合は、比熱変化に応じた補正を行

10

20

30

40

50

ってもよい。

【 0 0 5 7 】

水熱交換器 9 が複数ある場合の運転方法として、重要なポイントは、各水熱交換器 9 で熱負荷をその容量に応じてバランスよく賄うことにあるので、比熱の大きい温度条件では、それに応じて水熱交換器 9 での温度差を小さく、逆に比熱の小さい温度では水熱交換器 9 での温度差を大きく補正する。例えば、負荷側熱媒体として、エチレングリコールを用いた場合には、低温であるほど比熱が小さくなる。従って冷却運転時には、より低温であり水熱交換器 9 a での温度差が水熱交換器 9 b での温度差よりも、比熱が小さい分、それに反比例して大きくなるように、水熱交換器 9 出口の負荷側熱媒体の目標温度を設定する。

10

【 0 0 5 8 】

なお、水熱交換器 9 の容量は、各冷凍サイクル 2 a、2 b でアンバランスなく運転できるようにするため、基本的には圧縮機 3 の定格容量に応じた値に設計される。従って、冷温水出口温度の目標設定について、圧縮機 3 の定格容量を用いて、この容量に比例するように水熱交換器 9 での冷温水の温度差を設定し、冷温水出口温度の目標値を設定してもよい。この場合でも、水熱交換器 9 の容量に応じてバランスよく熱負荷を賄う運転を行うことができ、高効率の運転を実現できる。なお、一般に圧縮機 3 の定格容量は電動機出力が用いられるが、それ以外にも定格能力や、ストロークボリュームなど、定格容量に準じた値を適用してもよい。

【 0 0 5 9 】

20

また圧縮機 3 の容量制御方法として以下のような運転を行ってもよい。まず、熱源機 1 の冷温水出口温度に相当する、温度センサ 1 5 g で検知される値が負荷側に供給する温度となるように、各冷凍サイクルの圧縮機 3 の合計容量を制御する。そしてその合計容量を各冷凍サイクルの圧縮機容量に分配するが、ここで、この容量分配は圧縮機 3 の定格容量に比例して分配する。圧縮機 3 a、3 b が同容量の圧縮機の場合には同じ容量で分配され、インバータ圧縮機の場合は各圧縮機の運転回転数が同じ回転数になるように制御される。従って、冷却運転の場合は冷水出口温度が目標値より高いと各圧縮機の運転回転数を同じく上昇し、冷水出口温度が目標値より低いと各圧縮機の運転回転数を同じく低下させる運転を行い、加熱運転の場合は温水出口温度が目標値より低いと各圧縮機の運転回転数を同じく上昇し、温水出口温度が目標値より低いと各圧縮機の運転回転数を同じく低下させる運転を行う。

30

【 0 0 6 0 】

この運転の場合においても、圧縮機 3 の定格容量に応じて水熱交換器 9 の容量が設定されている場合には、各水熱交換器 9 において熱負荷を水熱交換器 9 の容量比に応じて賄うことになり、各冷凍サイクル 2 がバランスよく運転を行うことができ、高効率運転を実現できる。図 5 には、各冷凍サイクルの圧縮機回転数も示しているが、圧縮機回転数が等しくなる運転条件では、ほぼ最高効率に近い運転が実現されることが示されている。

【 0 0 6 1 】

なお、図 5 に示されているように、各冷凍サイクルが同仕様かつ、圧縮機回転数が等しい運転条件であっても、各冷凍サイクルの水熱交換器 9 の熱交換量は等しくならず、水流路下流である冷凍サイクル 2 a の方の熱交換量が若干少ない運転となる。これは各冷凍サイクル 2 の運転蒸発温度の違いに起因し、圧縮機 3 は同一回転数で駆動されても、冷水温度が低いため運転蒸発温度が低くなる冷凍サイクル 2 a では、その分圧縮機流量が低下し、水熱交換器 9 a での熱交換量が低下する。従ってこの運転では、完全に各冷凍サイクルがバランスよく運転されているわけではなく、冷凍サイクル 2 b で賄われる熱負荷が若干多い運転となる。従って、この運転よりも冷凍サイクル 2 a で多く負荷が賄われるように、冷凍サイクル 2 a の圧縮機容量を高く設定するとより高効率に運転できる。

40

【 0 0 6 2 】

また前述した制御で、各水熱交換器 9 での冷水温度差が、水熱交換器 9 での容量に応じた値となるように制御を行った場合には、水熱交換器 9 で賄う熱負荷はバランスよく運転

50

される一方で、熱源側熱交換器である空気熱交換器 5 のバランスが若干崩れた運転となる。空気熱交換器 5 も、水熱交換器 9 と同様に一般に圧縮機 3 の定格容量に応じて設計されることになり、各冷凍サイクル 2 の水熱交換器 9、および圧縮機 3 が同仕様である場合は、一般に空気熱交換器 5 も同仕様となる。この運転では、水熱交換器 9 の熱負荷はバランスよく運転されるが、冷凍サイクル 2 a は、冷凍サイクル 2 b に比べ低蒸発温度で運転されるので、その分運転効率 COP が悪化し、圧縮機 3 の入力が増える。空気熱交換器 5 での熱交換量は水熱交換器熱交換量 + 圧縮機入力となるので、この運転では、冷凍サイクル 2 a の空気熱交換器 5 の熱交換量が多い運転となり、その分、冷凍サイクル 2 a で賄われる熱負荷が多い運転となる。従って、この運転よりも冷凍サイクル 2 b で多く負荷が賄われるように、冷凍サイクル 2 b の水熱交換器 9 での冷水温度差を大きく設定し、冷凍サイクル 2 b の圧縮機容量が高くなるように運転するとより高効率に運転できる。

10

【 0 0 6 3 】

以上の特性から、冷凍サイクル 2 a の圧縮機容量が冷凍サイクル 2 b よりも高くなるように運転するとともに、冷凍サイクル 2 b の水熱交換器 9 b での冷水温度差が冷凍サイクル 2 a よりも大きくなるように運転することで、前述した制御よりも、さらに高効率の運転を行うことができる。図 5 の特性においても、最大効率となる運転条件は、この条件にあてはまる領域にあることが示されている。

【 0 0 6 4 】

以上の水熱交換器 9 を冷水流路に直列に接続する効果は、冷却運転を例に説明したが、加熱運転時にも同様の効果が得られ、各冷凍サイクルの水熱交換器 9 が同じように加熱運転時の負荷を賄う運転を実施することで、各冷凍サイクル 2 がバランスよく運転を行うことができ、高効率運転を実現できる。また、低負荷運転時の効率向上効果も大きくなる。

20

【 0 0 6 5 】

また水熱交換器 9 を水流路に直列に接続する場合、下流側の水熱交換器 9 a については、冷却運転の場合はより、低温の冷水が流入し、加熱運転の場合はより高温の温水が流入する。従って加熱運転時に冷媒の水熱交換器 9 出口温度を低く運転することができない運転となる。加熱運転の場合、水熱交換器 9 では冷媒側の熱は潜熱と併せて、冷媒のガス側、液側の顕熱を使って熱交換することになるが、下流側の冷凍サイクル 2 a については、水熱交換器 9 が 1 つである場合に比べ、冷媒温度を十分に冷却できないことになり、冷媒の液側顕熱を活用できず、冷凍サイクルとしての効率が低下しやすい傾向となる。

30

【 0 0 6 6 】

そこで、本実施の形態では、そのデメリットを補うべく、エコノマイザ回路を搭載し、冷媒の液側顕熱を活用できる構成としている。即ち、過冷却熱交換器 7 で熱交換することで、高圧の液冷媒の顕熱を使って中間圧の冷媒を加熱し、この冷媒を圧縮し圧縮機 3 で圧縮し、水熱交換器 9 に流入させることで、間接的に冷媒の液側顕熱を水熱交換器 9 で温水を加熱するための熱として用いている。これにより、水熱交換器 9 を水流路に直列に接続する場合であっても、加熱運転時に冷媒の液側顕熱を十分に活用でき、より高効率の運転を行うことができる。

【 0 0 6 7 】

また、本実施の形態では、水熱交換器 9 の流路は、冷却運転時は冷媒と冷水が並行して流れる並行流となり、加熱運転時は冷媒と温水が対向して流れる対向流となるように流路構成される。一般に冷温水を供給するチラーでは、冷却運転時に水熱交換器 9 で冷媒が冷水と対向し流れる対向流の構成とされることが多い。通常 1 蒸発回路である従来例では、冷却運転の効率向上をねらったときに、大温度差条件や低負荷条件などで、冷媒温度と冷水出口温度が近接する運転において、対向流構成としておくと、前述したような蒸発温度上昇させる効果は望みにくい。冷媒出口側の蒸発温度と冷水入口温度との温度差が大きいので、この温度差を活かして、水熱交換器 9 の冷媒出口部で過熱度 SH を大きくとることができ、それによる効率向上が実現できていた。

40

【 0 0 6 8 】

本実施の形態のように、2 つの水熱交換器 9 a、9 b を直列に配置した構成とする場合

50

、冷却運転において、大温度差条件や低負荷条件となっても、冷水冷媒出口側の蒸発温度と冷水入口温度との温度差は小さいため、水熱交換器9の冷媒出口部で過熱度SHを大きくとる運転は実施できない。従って冷却運転では、冷媒温度がほぼ一定の蒸発温度である状況で水と熱交換することになるので、水熱交換器9の流路が対向流であっても並行流であってもほぼ同程度の熱交換性能となる。

加熱運転においても、水熱交換器9での冷媒出口側の凝縮温度と温水入口温度との温度差は小さく、冷媒出口部で過冷却度SCを大きくとれない運転となる。しかし、加熱運転では冷媒入口が過熱ガスであり、冷媒凝縮温度よりも高温である。この高温部の冷媒で、低温である水熱交換器9入口部の温水を加熱するよりは、高温である水熱交換器9出口部の温水を加熱する方が、熱ロスを少なく高温冷媒を活用でき、水熱交換器の性能を高くできる。そこで、本実施の形態のように2つの水熱交換器9a, 9bを直列に配置した構成とする場合、加熱運転時は冷媒と温水が対向して流れる対向流となるように流路構成とすることで、高効率運転を実現できる。

10

【0069】

また、本実施の形態では、動作する冷凍サイクルの数が減少する場合には、流路下流側の冷凍サイクル2aが動作するように制御を行う。停止した冷凍サイクル2bでは、圧縮機3bの停止により冷媒が流れないため、水熱交換器9bでの熱交換量は減少するが、それでも水熱交換器9bを冷温水が流れることにより、いくらかの熱交換がなされる。このとき冷媒温度は、熱源機1周囲の温度とおおよそ等しくなるので、一般に冷却運転時に冷媒は加熱され、温水運転時には冷却され、若干の熱ロスが生じる。このとき、停止する冷凍サイクル2が冷温水流路下流にあると、運転している冷凍サイクル2の冷温水出口温度は、熱ロスに見合った分、冷却運転時は低下、加熱運転時は上昇させる運転となる。冷凍サイクル2の運転数が減少する場合、基本的に負荷が少ない運転となるので、冷温水出口温度と冷媒蒸発温度、冷媒凝縮温度が近接する運転となる。従って、熱ロスにより冷温水出口温度目標を変動しなければならない運転となると、その変動分、冷媒蒸発温度を低く、冷媒凝縮温度を高く運転しなければならない、運転効率が低下する。

20

【0070】

一方、本実施の形態のように、停止する冷凍サイクル2が冷温水流路上流にあると、熱ロス分だけ、運転している冷凍サイクル2に流入する冷温水入口温度が変動するが、冷温水出口温度は熱源機1から負荷側に供給する温度となる。従って、熱ロスが生じても、冷温水出口温度目標はそのまま運転でき、停止する冷凍サイクル2が冷温水流路下流にある場合の熱ロスによる運転効率低下が生じず、高効率の運転を実現できる。

30

なお、冷凍サイクル2の動作停止時の熱ロスを抑制するための対策として、水熱交換器9での冷温水の流路をバイパスする流路を設け、冷凍サイクル2停止時は、冷温水がバイパス流路を流れる構成としてもよいし、冷凍サイクル2停止時に水熱交換器9を冷媒が流れないように、水熱交換器9前後を逆止弁などの弁類で閉止する機構を設けてもよい。これらの対策により熱ロスを抑制でき、高効率の運転を実現できる。

【0071】

なお、熱源機1に搭載される冷凍サイクル2の数は2個に限定されるものではなく、3個以上搭載してもよい。この場合も各冷凍サイクルの水熱交換器9を負荷側熱媒体に対して直列となるように構成するとともに、冷温水の温度差が搭載される水熱交換器9の容量、もしくは圧縮機3の容量に比例するように運転することで高効率の運転を実現できる。

40

【0072】

なお、圧縮機3の容量制御方法については、インバータによる回転数制御だけでなく、他の手法を用いてもよい。例えば機械的に圧縮機3のストロークボリュームを変更する容量制御方法を用いてもよいし、圧縮機3を複数台設け、その運転台数を変更することで圧縮機3の容量制御を行ってもよい。この場合も、インバータで制御する場合と同様の運転制御を行うことで、各冷凍サイクル2の運転をバランスよく実施でき、高効率の運転を実現できる。

【0073】

50

また水熱交換器 9 の構成については、プレート熱交換器に限定するものではなく、他の構成、例えばシェルチューブ型や、二重管式などの構成を用いてもよい。空気熱交換器 5 についても、プレートフィン熱交換器に限定されるものでなく、コルゲートフィンを用いるなど他の形式を用いてもよい。また熱源側熱交換器としては空気を媒体とするものだけでなく、水など他の媒体を用いるものを適用しても同様の効果を実現できる。

【 0 0 7 4 】

また負荷側熱媒体としては、水やブラインだけでなく、顕熱で熱を授受する媒体であれば他の媒体でも同様の効果を得ることができる。例えば空気をを用いる場合であっても、各負荷側熱交換器を風路構成内に直列に配置することで、高効率運転を実現できる。

冷媒としては、R 4 1 0 A を例に説明したが、他の冷媒、例えば R 4 0 7 C、R 4 0 4 A、NH₃、CO₂ などであっても同様の効果を得ることができる。本実施の形態では、潜熱で温度を伝えるとともに、その間温度一定である媒体を適用する場合の高効率化手段として有効である。R 4 0 7 C など潜熱で温度を伝える場合に温度変化する媒体を適用すると、冷媒温度と冷水出口温度が近接する状況となりにくく、効果は小さくなるが、潜熱で温度を伝える場合に温度変化しない媒体で、特に高圧冷媒であり圧力損失による温度変化が小さい R 4 1 0 A や CO₂ を適用した場合には、冷媒温度と冷水出口温度が近接する状況となりやすく、本実施の形態を適用した場合の効果が高まる。

【 0 0 7 5 】

実施の形態 2 .

以下この発明の実施の形態 2 を図 8 に示す。図 8 は実施の形態 2 における熱源機 1 の冷媒回路構成を表したものであり、冷凍サイクル 2 b において、圧縮機 3 b と並列に圧縮機 3 c が設けられている。圧縮機 3 c は、圧縮機 3 a、3 b と同仕様のインバータ圧縮機である。圧縮機 3 c が設けてある冷凍サイクル 2 b は、冷凍サイクル 2 a の 2 倍の圧縮機容量となり、それに応じて空気熱交換器 5 b、水熱交換器 9 b の伝熱面積や、空気熱交換器 5 b のファン風量は冷凍サイクル 2 a の 2 倍に設定される。これ以外の構成については、実施の形態 1 と同様であるので説明を省略する。

【 0 0 7 6 】

実施の形態 2 における装置の動作、および容量制御方法も実施の形態 1 と同様に実施される。水熱交換器 9 での冷温水出口温度の目標設定については、水熱交換器 9 b の容量が水熱交換器 9 a の 2 倍であること、または冷凍サイクル 2 b に搭載されている圧縮機 3 の容量が冷凍サイクル 2 a に搭載されている容量の 2 倍であることから、冷凍サイクル 2 b の冷温水温度差が冷凍サイクル 2 a の冷温水温度差の 2 倍となるように設定される。

【 0 0 7 7 】

例えば、冷却運転においては、熱源機 1 に流入する冷水温度が 12℃、供給される冷水の目標温度が 7℃ の場合には、熱源機 1 全体の冷水温度差が $12 - 7 = 5$ となるため、冷凍サイクル 2 a の冷水温度差は $5 \times 1 / 3 = 1.67$ 、冷凍サイクル 2 b の冷水温度差が $5 \times 2 / 3 = 3.33$ となるように設定される。従って、水熱交換器 9 が冷水流路上流に配置される冷凍サイクル 2 b では、水熱交換器 9 b 出口の冷水温度目標値は $12 - 3.33 = 8.67$ に設定される、水熱交換器 9 が冷水流路下流に配置される冷凍サイクル 2 a では、水熱交換器 9 a 出口の冷水温度目標値は $8.67 - 1.67 = 7$ に設定され、これは当然負荷側装置に供給する冷水温度の目標値と等しくなる。

【 0 0 7 8 】

加熱運転においては、例えば、熱源機 1 に流入する温水温度が 40℃、供給される温水の目標温度が 45℃ の場合には、熱源機 1 全体の温水温度差が $45 - 40 = 5$ となるため、冷凍サイクル 2 a の温水温度差は 1.67、冷凍サイクル 2 b は 3.33 となるように設定され、水熱交換器 9 が温水流路上流に配置される冷凍サイクル 2 b では、水熱交換器 9 b 出口の温水温度目標値は $40 + 3.33 = 43.33$ に設定される。水熱交換器 9 が温水流路下流に配置される冷凍サイクル 2 a では、水熱交換器 9 a 出口の温水温度目標値は $43.33 + 1.67 = 45$ に設定され、これは当然負荷側装置に供給する温水温度の目標値と等しくなる。

10

20

30

40

50

【 0 0 7 9 】

このように冷温水の出口温度目標を設定することで、各冷凍サイクルの水熱交換器 9 が水熱交換器 9 の容量に応じて、同じように負荷を賄う運転となり、各冷凍サイクル 2 a、2 b をバランスよく運転を行うことができ、高効率運転を実現できる。

【 0 0 8 0 】

また、各冷凍サイクルの冷温水出口温度目標を設定する代わりに、各圧縮機 3 の回転数が同一となるように運転制御を行ってもよい。この場合、圧縮機 3 の定格容量に応じて水熱交換器 9 の容量が設定されているので、各水熱交換器 9 において熱負荷を水熱交換器 9 の容量比に応じて賄うことになり、各冷凍サイクル 2 がバランスよく運転を行うことができ、高効率運転を実現できる。

10

【 0 0 8 1 】

なお、本実施の形態では、冷凍サイクル 2 に搭載される圧縮機 3 の容量が大きい冷凍サイクル 2 b を冷温水流路の上流側に配置している。冷凍サイクル 2 a、2 b の運転を比較すると、冷却運転の場合、流入する冷水温度は冷凍サイクル 2 b の方が高く、加熱運転の場合、流入する温水温度は冷凍サイクル 2 b の方が低くなり、その分冷凍サイクル 2 b の運転効率が高くなる。熱源機 1 に搭載される圧縮機 3 の容量を大きくする場合、運転効率の低い冷凍サイクル 2 の容量を増加させるよりは、運転効率の高い冷凍サイクル 2 の容量を増加させる方が、熱源機 1 全体としての入力増加が少なく、高効率となる。従って、本実施の形態のように、各冷凍サイクル 2 に搭載される圧縮機 3 の容量が異なる場合には、容量の大きい圧縮機 3 が搭載される冷凍サイクル 2 を冷温水流路の上流側に配置すること

20

【 0 0 8 2 】

実施の形態 3 .

以下この発明の実施の形態 3 を図 9 に示す。実施の形態 3 では実施の形態 1 におけるエコマイザ回路の変わりに、過冷却熱交換器 7 にて圧縮機 3 の吸入冷媒と高圧の液冷媒を熱交換する構成としている。図 3 の他の構成、および運転制御については実施の形態 1 と同様である。

【 0 0 8 3 】

本実施の形態では、高圧液冷媒の顕熱を使って圧縮機 3 の吸入冷媒を加熱し、この冷媒を圧縮機 3 で圧縮し、水熱交換器 9 に流入させることで、間接的に冷媒の液側顕熱を水熱交換器 9 で温水を加熱するための熱として用いている。これにより、水熱交換器 9 を水流路に直列に接続する場合であっても、加熱運転時に冷媒の液側顕熱を十分に活用でき、より高効率の運転を行うことができる。

30

【 0 0 8 4 】

実施の形態 4 .

以下この発明の実施の形態 4 を説明する。実施の形態 4 では実施の形態 1 と同じ図 1 の回路構成とする。加熱運転時は空気条件によっては、空気熱交換器 5 に着霜が生じるので、デフロスト運転を実施する必要がある。一般にデフロスト運転を実施するときは加熱運転を停止し、負荷側への熱供給を停止して、デフロスト運転を実施し、終了後加熱運転を再開する。従って、デフロスト運転時は、熱負荷を賄えず、空調運転の快適性上問題となる場合があった。

40

【 0 0 8 5 】

本実施の形態では、デフロスト運転は、冷却運転と同様の運転動作を行い、圧縮機 3 からの過熱ガスを空気熱交換器 5 に供給することでデフロストを行う。このデフロスト運転を冷凍サイクル 2 a、2 b 交互に行うことで、加熱運転を停止せず、加熱運転を行いながらデフロスト運転を実施する。すなわち、冷凍サイクル 2 a がデフロスト運転を行う場合は、冷凍サイクル 2 b の方を加熱運転とし、冷凍サイクル 2 b から供給される温水を熱源に冷凍サイクル 2 a のデフロスト運転を行う。逆に、冷凍サイクル 2 b のデフロスト運転を行う場合は、冷凍サイクル 2 a の方を加熱運転とし、負荷側から供給される温水を熱源に冷凍サイクル 2 b のデフロスト運転を行う。

50

【0086】

デフロスト運転実施時は、空気熱交換器5のファン11を停止する必要がある。従って上記のような片側デフロスト運転を行う場合は、各冷凍サイクル2の空気熱交換器5が独立した構成であるとともに、ファン11も各冷凍サイクル個別に配置する。このような配置とすることで、デフロスト運転が必要となる運転条件であっても加熱運転を停止することなく、連続して実施でき、快適性の高い空調装置の運転を実現できる。

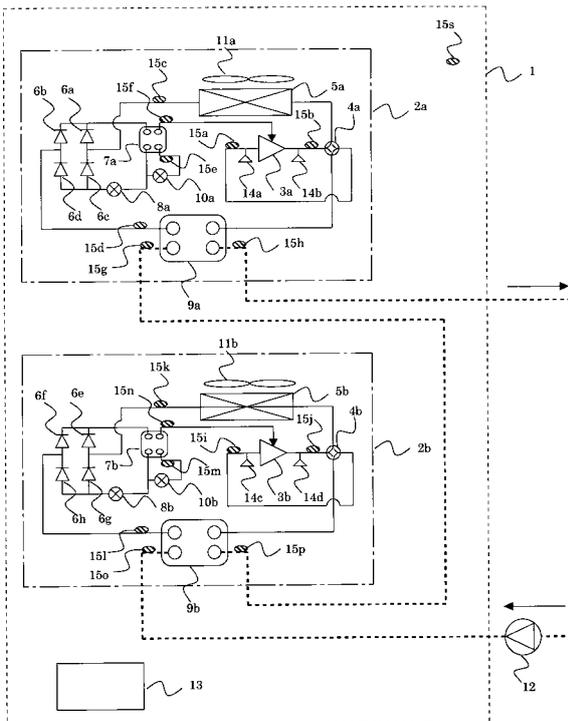
【符号の説明】

【0087】

1 熱源機、2 a、2 b 冷凍サイクル、3 a、3 b、3 c 圧縮機、4 a、4 b 四方弁、5 a、5 b 空気熱交換器、6 a、6 b、6 c、6 d、6 e、6 f、6 g、6 h 逆止弁、7 a、7 b 過冷却熱交換器、8 a、8 b 主膨張弁、9 a、9 b 水熱交換器、10 a、10 b バイパス膨張弁、11 a、11 b ファン、12 ポンプ、13 計測制御装置、14 a、14 b、14 c、14 d 圧力センサ、15 a、15 b、15 c、15 d、15 e、15 f、15 g、15 h、15 i、15 j、15 k、15 l、15 m、15 n、15 o、15 p、15 q、15 r、15 s 温度センサ。

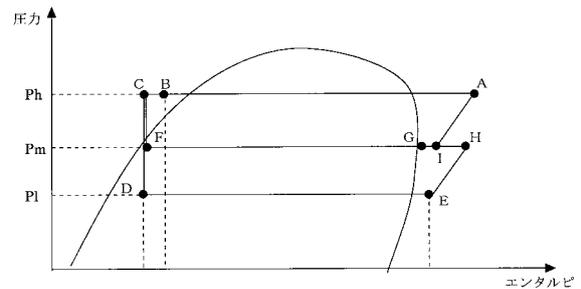
10

【図1】

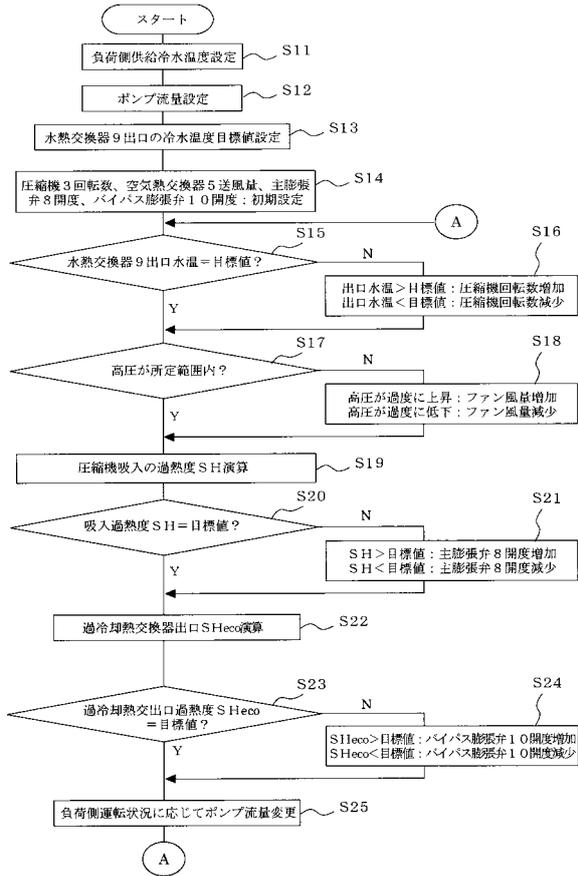


- 1 : 熱源機
- 2 a、2 b : 冷凍サイクル
- 3 a、3 b、3 c : 圧縮機
- 4 a、4 b : 四方弁
- 5 a、5 b : 空気熱交換器
- 6 a、6 b、6 c、6 d、6 e、6 f、6 g、6 h : 逆止弁
- 7 a、7 b : 過冷却熱交換器
- 8 a、8 b : 主膨張弁
- 9 a、9 b : 水熱交換器
- 10 a、10 b : バイパス膨張弁
- 11 a、11 b : ファン
- 12 : ポンプ
- 13 : 計測制御装置
- 14 a~14 d : 圧力センサ
- 15 a~15 s : 温度センサ

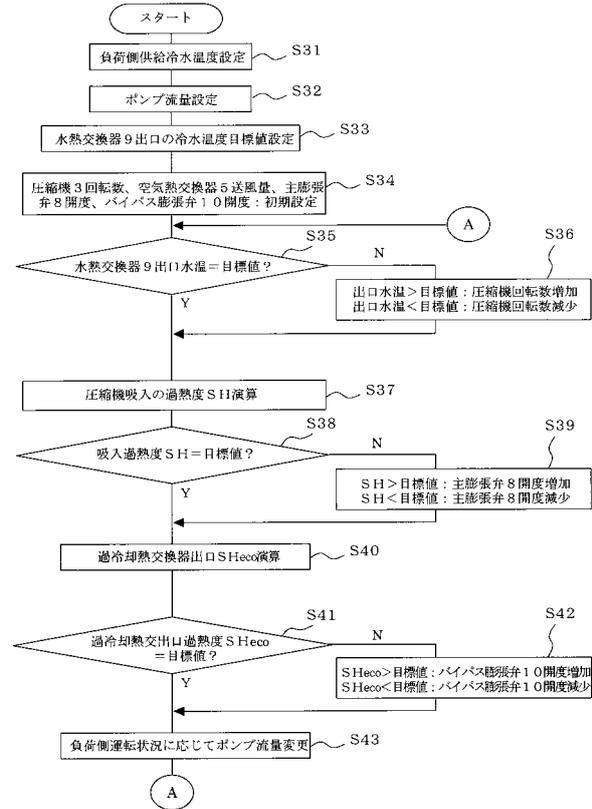
【図2】



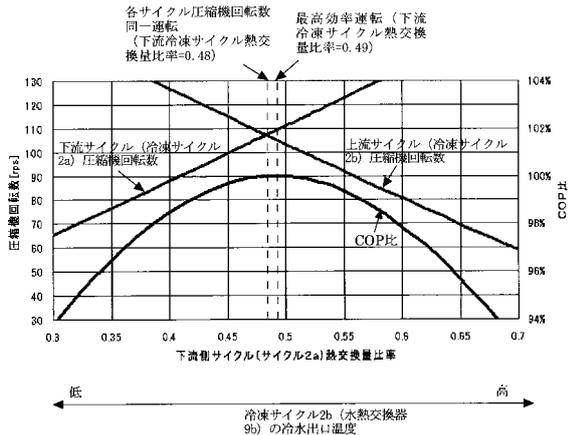
【図3】



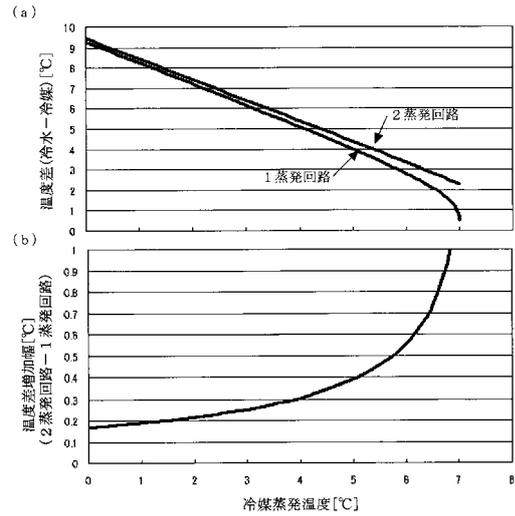
【図4】



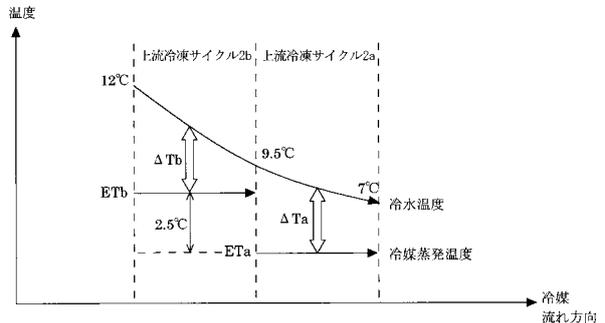
【図5】



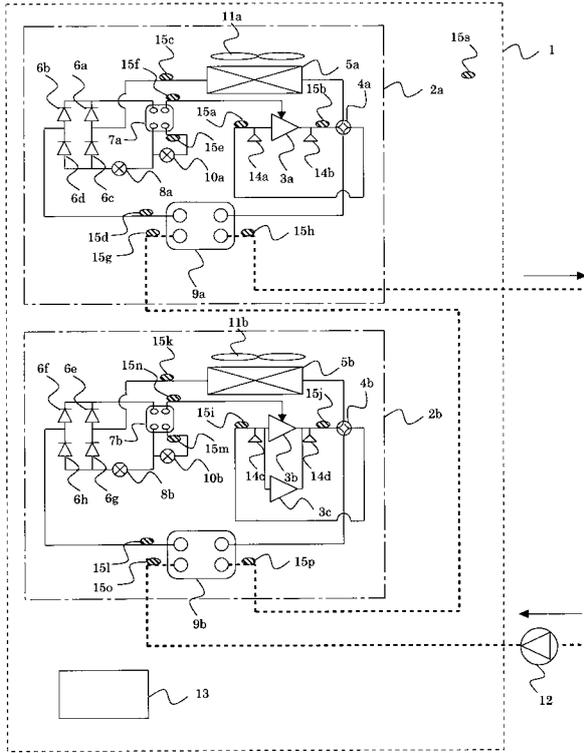
【図6】



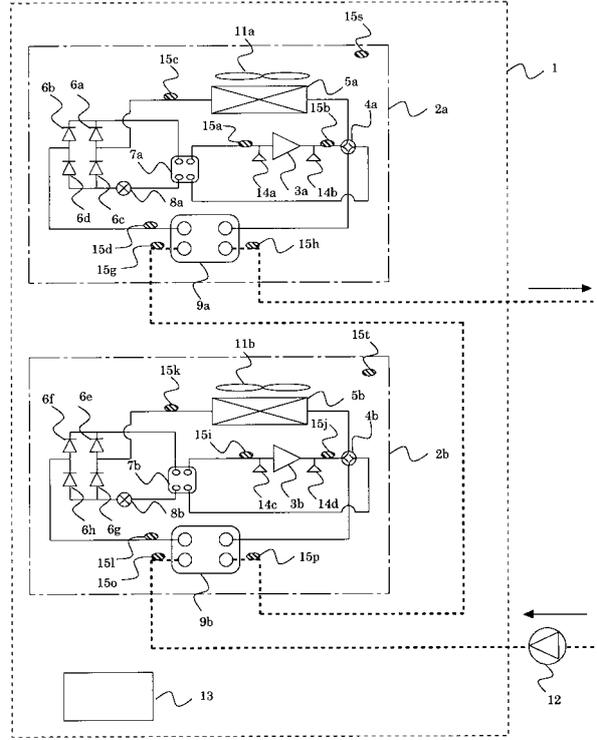
【図7】



【図 8】



【図 9】



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

(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

審査官 新井 浩士

(56)参考文献 特開平05-093550(JP,A)

特開平09-196490(JP,A)

特開2006-207855(JP,A)

特開平10-062019(JP,A)

特開2002-349976(JP,A)

特開2004-340533(JP,A)

特開2004-278438(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F25B 1/00