

(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2012-255585

(P2012-255585A)

(43) 公開日 平成24年12月27日(2012.12.27)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
<b>F 2 5 B 5/02 (2006.01)</b>	F 2 5 B 5/02	B
<b>F 2 5 B 30/06 (2006.01)</b>	F 2 5 B 30/06	T

審査請求 有 請求項の数 14 O L (全 18 頁)

(21) 出願番号 特願2011-128257 (P2011-128257)  
 (22) 出願日 平成23年6月8日 (2011.6.8)

(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 100099461  
 弁理士 溝井 章司  
 (74) 代理人 100151220  
 弁理士 八巻 満隆  
 (72) 発明者 加藤 央平  
 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 中野 晴雄  
 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

最終頁に続く

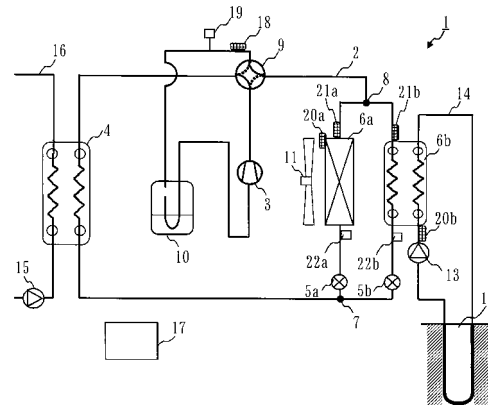
(54) 【発明の名称】 ヒートポンプ装置及びヒートポンプ装置の制御方法

(57) 【要約】

【課題】ヒートポンプ装置のコストをできるだけ抑制しつつ、運転効率を高くすることを目的とする。

【解決手段】ヒートポンプ装置1は、圧縮機3と、熱交換器4と、膨張弁5 aと、熱交換器6 aとが順に配管により接続されて環状に形成され、熱交換器4と膨張弁5 aとの間から、熱交換器6 aと圧縮機3との間までが配管により接続され、途中に膨張弁5 bと熱交換器6 bとが設けられ、冷媒が循環する冷媒回路2を備える。ヒートポンプ装置1は、熱交換器6 aで冷媒と熱交換される外気と、熱交換器6 bで冷媒と熱交換される不凍液との温度差に応じて、熱交換器6 a, 6 bへ流す冷媒の流量を制御する。

【選択図】 図1



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

冷媒が循環する冷媒回路であって、圧縮機と利用側熱交換器と第 1 減圧装置と第 1 熱交換器とが順に配管によって接続され環状に形成されるとともに、前記利用側熱交換器と前記第 1 減圧装置との間の第 1 接合点から前記第 1 熱交換器と前記圧縮機との間の第 2 接合点までが配管によって接続され、前記第 1 接合点から前記第 2 接合点までの途中に第 2 減圧装置と第 2 熱交換器とが順に設けられた冷媒回路と、

前記冷媒回路を循環する冷媒と前記第 1 熱交換器で熱交換される第 1 熱媒体の温度を第 1 温度として検出する第 1 温度検出装置と、

前記冷媒回路を循環する冷媒と前記第 2 熱交換器で熱交換される第 2 熱媒体の温度を第 2 温度として検出する第 2 温度検出装置と、

前記第 1 温度検出装置が検出した第 1 温度と前記第 2 温度検出装置が検出した第 2 温度との温度差に応じて、前記第 1 減圧装置と前記第 2 減圧装置との少なくとも一方を制御して、前記第 1 熱交換器を通過する冷媒の流量である第 1 冷媒流量と前記第 2 熱交換器を通過する冷媒の流量である第 2 冷媒流量とを制御する制御装置とを備えることを特徴とするヒートポンプ装置。

10

## 【請求項 2】

前記ヒートポンプ装置は、さらに、

前記第 1 減圧装置と前記圧縮機との間を流れる冷媒の飽和温度を第 1 飽和温度として検出する第 1 飽和温度検出装置と、

20

前記第 2 減圧装置と前記圧縮機との間を流れる冷媒の飽和温度を第 2 飽和温度として検出する第 2 飽和温度検出装置とを備え、

前記制御装置は、前記第 1 飽和温度検出装置が検出した第 1 飽和温度と前記第 1 温度との差である第 1 温度差と、前記第 2 飽和温度検出装置が検出した第 2 飽和温度と前記第 2 温度との差である第 2 温度差との差に応じて、前記第 1 減圧装置と前記第 2 減圧装置との少なくとも一方を制御することを特徴とする請求項 1 に記載のヒートポンプ装置。

## 【請求項 3】

前記ヒートポンプ装置は、さらに、

30

前記第 1 熱交換器へ前記第 1 熱媒体を搬送する第 1 搬送装置と、

前記第 2 熱交換器へ前記第 2 熱媒体を搬送する第 2 搬送装置と

を備え、

前記制御装置は、前記第 1 搬送装置により搬送される前記第 1 熱媒体の量である第 1 搬送量と前記第 1 温度差との積と、前記第 2 搬送装置により搬送される前記第 2 熱媒体の量である第 2 搬送量と前記第 2 温度差との積との差に応じて、前記第 1 減圧装置と前記第 2 減圧装置との少なくとも一方を制御することを特徴とする請求項 2 に記載のヒートポンプ装置。

## 【請求項 4】

前記ヒートポンプ装置は、さらに、

40

前記第 1 熱交換器と前記圧縮機との間を流れる冷媒の温度を第 1 出口温度として検出する第 1 出口温度検出装置

を備え、

前記制御装置は、時刻  $n + 1$  における前記第 1 減圧装置の開口開度  $LEV1(n + 1)$  を、時刻  $n + 1$  よりも所定時間前の時刻  $n$  の開口開度  $LEV1(n)$  と、所定の値  $1$  と、前記第 1 出口温度検出装置が検出した第 1 出口温度と前記第 1 飽和温度との差である第 1 出口過熱度  $SH1$  と、予め設定された目標出口過熱度  $SHm$  とを用いて、 $LEV1(n + 1) = LEV1(n) + 1 \times (SH1 - SHm)$  により計算し、計算した開口開度  $LEV1(n + 1)$  になるように前記第 1 減圧装置を制御する

ことを特徴とする請求項 2 に記載のヒートポンプ装置。

50

## 【請求項 5】

前記第 1 出口温度検出装置は、前記第 1 熱交換器と前記第 2 接合点との間を流れる冷媒の温度を第 1 出口温度として検出し、

前記ヒートポンプ装置は、さらに、

前記第 2 熱交換器と前記第 2 接合点との間を流れる冷媒の温度を第 2 出口温度として検出する第 2 出口温度検出装置

を備え、

前記制御装置は、前記時刻  $n + 1$  における前記第 2 減圧装置の開口開度  $LEV2(n + 1)$  を、前記時刻  $n$  の開口開度  $LEV2(n)$  と、所定の値  $2$  と、前記第 2 出口温度検出装置が検出した第 2 出口温度と前記第 2 飽和温度との差である第 2 出口過熱度  $SH2$  と、前記目標出口過熱度  $SHm$  とを用いて、 $LEV2(n + 1) = LEV2(n) + 2 \times (SH2 - SHm)$  により計算し、計算した開口開度  $LEV2(n + 1)$  になるように前記第 2 減圧装置を制御する

ことを特徴とする請求項 4 に記載のヒートポンプ装置。

## 【請求項 6】

前記制御装置は、前記時刻  $n + 1$  における前記第 2 減圧装置の開口開度  $LEV2(n + 1)$  を、所定の値  $1$  と、前記第 1 温度差  $T1$  と、前記第 2 温度差  $T2$  と、前記開口開度  $LEV1(n + 1)$  とを用いて、 $LEV2(n + 1) = 1 \times (T2 / T1) \times LEV1(n + 1)$  により計算し、計算した開口開度  $LEV2(n + 1)$  になるように前記第 2 減圧装置を制御する

ことを特徴とする請求項 4 に記載のヒートポンプ装置。

## 【請求項 7】

前記制御装置は、前記第 1 温度が前記第 2 温度よりも高くなるほど、前記第 1 冷媒流量が多くなるとともに、前記第 2 冷媒流量が少なくなるように、前記第 1 減圧装置と前記第 2 減圧装置との少なくとも一方を制御する

ことを特徴とする請求項 1 に記載のヒートポンプ装置。

## 【請求項 8】

前記制御装置は、前記第 1 温度差が前記第 2 温度差よりも大きくなるほど、前記第 1 冷媒流量が多くなるとともに、前記第 2 冷媒流量が少なくなるように、前記第 1 減圧装置と前記第 2 減圧装置との少なくとも一方を制御する

ことを特徴とする請求項 2 に記載のヒートポンプ装置。

## 【請求項 9】

前記制御装置は、前記第 1 搬送量と前記第 1 温度差との積が、前記第 2 搬送量と前記第 2 温度差との積よりも大きくなるほど、前記第 1 冷媒流量が多くなるとともに、前記第 2 冷媒流量が少なくなるように、前記第 1 減圧装置と前記第 2 減圧装置との少なくとも一方を制御する

ことを特徴とする請求項 3 に記載のヒートポンプ装置。

## 【請求項 10】

前記ヒートポンプ装置は、さらに、

前記第 1 熱交換器へ前記第 1 熱媒体を搬送する第 1 搬送装置と

を備え、

前記制御装置は、前記第 1 温度が所定の温度より低くなった場合、前記第 1 熱交換器への前記第 1 熱媒体の搬送量が多くなるように、前記第 1 搬送装置を制御する

ことを特徴とする請求項 1 に記載のヒートポンプ装置。

## 【請求項 11】

前記制御装置は、前記第 1 温度が所定の温度より低くなった場合、前記第 1 冷媒流量が少なくなるように、前記第 1 減圧装置を制御する

ことを特徴とする請求項 1 に記載のヒートポンプ装置。

## 【請求項 12】

前記ヒートポンプ装置は、さらに、

10

20

30

40

50

前記圧縮機へ吸入される冷媒の飽和温度を吸入飽和温度として検出する吸入飽和温度検出装置と、

前記圧縮機へ吸入される冷媒の温度を吸入温度として検出する吸入温度検出装置とを備え、

前記制御装置は、前記吸入飽和温度検出装置が検出した吸入飽和温度と、前記吸入温度検出装置が検出した吸入温度との差が所定値より大きい場合、前記第1減圧装置の開度を大きくする

ことを特徴とする請求項1に記載のヒートポンプ装置。

【請求項13】

前記ヒートポンプ装置は、さらに、

前記圧縮機の吐出側に冷媒の循環方向を切り替える切替装置を備えることを特徴とする請求項1に記載のヒートポンプ装置。

【請求項14】

冷媒が循環する冷媒回路であって、圧縮機と利用側熱交換器と第1減圧装置と第1熱交換器とが順に配管によって接続され環状に形成されるとともに、前記利用側熱交換器と前記第1減圧装置との間の第1接合点から前記第1熱交換器と前記圧縮機との間の第2接合点までが配管によって接続され、前記第1接合点から前記第2接合点までの途中に第2減圧装置と第2熱交換器とが順に設けられた冷媒回路を備えるヒートポンプ装置の制御方法であり、

温度検出装置が、前記冷媒回路を循環する冷媒と前記第1熱交換器で熱交換される第1熱媒体の温度を第1温度として検出する第1温度検出工程と、

温度検出装置が、前記冷媒回路を循環する冷媒と前記第2熱交換器で熱交換される第2熱媒体の温度を第2温度として検出する第2温度検出工程と、

制御装置が、前記第1温度検出工程で検出した第1温度と前記第2温度検出工程で検出した第2温度との温度差に応じて、前記第1減圧装置と前記第2減圧装置との少なくとも一方を制御して、前記第1熱交換器を通過する第1冷媒流量と前記第2熱交換器を通過する第2冷媒流量とを制御する制御工程と

を備えることを特徴とするヒートポンプ装置の制御方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、複数の熱源を用いるヒートポンプ装置に関する。

【背景技術】

【0002】

冷暖房装置や給湯機に用いられるヒートポンプ装置は、空気の熱を熱源とすることが一般的である。外気温度が低い地域等で用いられるヒートポンプ装置は、暖房時に地中熱を利用することもある。

【0003】

空気の熱を熱源として用いる空気熱源タイプのヒートポンプ装置は、暖房運転時に外気温度が低いと、吸入圧力の低下や着霜などによって暖房能力が低下するなど、ヒートポンプ装置の運転効率が外気温度に左右される。地中熱を利用する地中熱源タイプのヒートポンプ装置は、地中熱は温度変化が小さいため、空気熱源タイプのヒートポンプ装置に比べ、運転効率が安定している。

【0004】

空気熱源タイプのヒートポンプ装置は、暖房運転をする場合、外気温度が地中温度よりも高いと、地中熱源タイプのヒートポンプ装置よりも運転効率が低い。一方、地中熱源タイプのヒートポンプ装置は、暖房運転をする場合、地中温度の方が外気温度よりも高いと、空気熱源タイプのヒートポンプよりも運転効率が低い。

【0005】

特許文献1には、空気と冷媒を熱交換する空気熱交換器と、地中を循環する液体と冷媒

10

20

30

40

50

を熱交換する液体熱交換器とを備え、外気温度と地中温度との比較によって、使用する熱源を切り替えるヒートポンプ装置が記載されている。特許文献1では、外気温度が高い場合は空気熱交換器へ冷媒が流れ、地中温度が高い場合は液体熱交換器へ冷媒が流れるように切替弁によって流路を切り替えている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0006】

【特許文献1】特開2009-276029号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

10

【0007】

地中熱交換器は地下へ埋設する必要があるため、掘削作業などの工事費用が必要となる。そのため、地中熱源タイプのヒートポンプ装置は、空気熱源タイプのヒートポンプ装置に比べて費用が高くなる。一般に、地中熱交換器が大きくなるほど、掘削作業などの工事費用は高くなる。

【0008】

外気温度と地中温度とに基づき地中熱交換器と空気熱交換器とを切り替えて使用するヒートポンプ装置では、地中熱交換器と空気熱交換器との一方のみで所望の能力が発揮できるように、地中熱交換器と空気熱交換器とのそれぞれの大きさが設計される。そのため、地中熱交換器と空気熱交換器とを切り替えて用いるヒートポンプ装置は、地中熱交換器と空気熱交換器との両方の費用が必要となり、空気熱源と地中熱源とのいずれか一方だけを用いるヒートポンプ装置に比べてコストが高くなる。

20

【0009】

この発明は、ヒートポンプ装置のコストをできるだけ抑制しつつ、運転効率を高くすることを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0010】

この発明に係るヒートポンプ装置は、

圧縮機と利用側熱交換器と第1減圧装置と第1熱交換器とが順に配管によって接続され環状に形成された第1回路と、前記第1回路における前記利用側熱交換器と前記第1減圧装置との間の第1接合点から前記第1熱交換器と前記圧縮機との間の第2接合点までが配管によって接続され、前記第1接合点から前記第2接合点までの途中に第2減圧装置と第2熱交換器とが順に設けられた第2回路とを有し、冷媒が循環する冷媒回路と、

30

前記冷媒回路を循環する冷媒と前記第1熱交換器で熱交換される第1熱媒体の温度を第1温度として検出する第1温度検出装置と、

前記冷媒回路を循環する冷媒と前記第2熱交換器で熱交換される第2熱媒体の温度を第2温度として検出する第2温度検出装置と、

前記第1温度検出装置が検出した第1温度と前記第2温度検出装置が検出した第2温度との温度差に応じて、前記第1減圧装置と前記第2減圧装置との少なくとも一方を制御して、前記第1熱交換器を通過する冷媒の流量である第1冷媒流量と前記第2熱交換器を通過する冷媒の流量である第2冷媒流量とを制御する制御装置とを備えることを特徴とする。

40

【発明の効果】

【0011】

この発明に係るヒートポンプ装置は、第1熱交換器と第2熱交換器との両方を同時に用いて採熱する。そのため、2つの熱交換器それぞれのサイズを小さくすることができ、コストを抑えることができる。また、この発明に係るヒートポンプ装置は、第1熱媒体の温度と第2熱媒体の温度との温度差に応じて、第1熱交換器と第2熱交換器とへ流す冷媒の流量を調整する。そのため、季節や時間等に応じて熱交換処理能力の高い熱源及び熱交換器を効率的に用いて採熱でき、運転効率を高くすることができる。

50

## 【図面の簡単な説明】

【0012】

【図1】実施の形態1に係るヒートポンプ装置1の構成図。

【図2】外気温度と地中熱温度との温度変化と、ヒートポンプ装置1が主として利用する熱源とを示す図。

【図3】ヒートポンプ装置1のp-h線図の例と、外気温度及び地中熱温度とを示す図。

【図4】熱交換器6a, 6bから流出する冷媒の出口温度を用いる場合の制御の流れを示すフローチャート。

【図5】圧縮機3に吸入される冷媒の温度を用いる場合の制御の流れを示すフローチャート。

【図6】着霜量を減らし、除霜運転を遅延させる制御の流れを示すフローチャート。

【図7】冷媒不足を検知し、膨張弁5aの開度を変更する制御の流れを示すフローチャート。

## 【発明を実施するための形態】

【0013】

実施の形態1.

図1は、実施の形態1に係るヒートポンプ装置1の構成図である。

なお、以下の説明では、熱交換器4を放熱器として使用する場合（四方弁9が実線で示す流路で接続された場合）を想定して説明する。しかし、以下に説明する制御を、熱交換器4を蒸発器として使用する場合（四方弁9が破線で示す流路で接続された場合）に応用することは容易である。熱交換器4を蒸発器として使用する場合については、後に説明を加える。

【0014】

ヒートポンプ装置1は、冷媒が循環する冷媒回路2を備える。冷媒回路2は、圧縮機3と、熱交換器4（利用側熱交換器）と、膨張弁5a（第1減圧装置）と、熱交換器6a（空気熱源用の熱交換器、第1熱交換器）とが順に配管により接続され環状に形成される。また、冷媒回路2は、熱交換器4と膨張弁5aとの間の接合点7から、熱交換器6aと圧縮機3との間の接合点8までが配管により接続され、途中に膨張弁5b（第2減圧装置）と熱交換器6b（地中熱源用の熱交換器、第2熱交換器）とが設けられる。

冷媒回路2には、圧縮機3の吐出側に四方弁9（切替装置）が設けられ、圧縮機3の吸入側に冷媒容器10が設けられる。また、熱交換器6aの近傍には、熱交換器6aへ外気（第1熱媒体）を送る送風機11（第1搬送装置）が設けられる。

熱交換器6bには、熱交換器12により地中から採熱するラインなどの不凍液（第2熱媒体）がポンプ13により循環する地中熱源側回路14が接続されている。熱交換器4には、ポンプ15により水が循環する水回路16が接続されている。水回路16には、図示されていない放熱器、吸熱器、給湯器等が接続され、水回路16を循環する水を利用して暖房、冷房、給湯等が行われる。

また、ヒートポンプ装置1は、膨張弁5a, 5b、送風機11、ポンプ13, 15等を制御する制御装置17と、温度検出装置18, 19, 20a, 20b, 21a, 21b, 22a, 22bとを備える。

【0015】

圧縮機3は、例えば、電動機部と圧縮部とがシェルに収納された全密閉式圧縮機である。圧縮機3へ吸引された低圧の冷媒は、圧縮され高温高圧の冷媒となって放出される。圧縮機3は、制御装置17によるインバータ制御に基づき回転数が制御される。

【0016】

熱交換器4は、例えば、プレートを積層したプレート式熱交換器や、冷媒が流れる伝熱管と水が流れる伝熱管とから成る二重管式熱交換器等である。熱交換器4は、冷媒回路2を循環する冷媒と、水回路16を循環する水とを熱交換する。

【0017】

膨張弁5a, 5bは、例えば、制御装置17からの電気信号によって開度を変更可能な

10

20

30

40

50

電子膨張弁である。膨張弁 5 a , 5 b は、複数のオリフィスや複数のキャピラリを並列に接続し、電磁弁等の開閉操作によって通過する冷媒の流量を制御できるように構成してもよい。膨張弁 5 a , 5 b は、熱交換器 4 から流出した冷媒を減圧・膨張させ、熱交換器 6 a , 6 b へ流入する冷媒流量を調整する。

【 0 0 1 8 】

熱交換器 6 a は、例えば、銅やアルミニウムで構成されるフィンアンドチューブ型熱交換器である。熱交換器 6 a は、送風機 1 1 から供給される外気と、冷媒回路 2 を循環する冷媒とを熱交換する。

【 0 0 1 9 】

熱交換器 6 b は、熱交換器 4 と同様に、例えば、プレート式熱交換器や二重管式熱交換器である。熱交換器 6 b は、地中熱源側回路 1 4 を循環する不凍液と、冷媒回路 2 を循環する冷媒とを熱交換する。

10

【 0 0 2 0 】

四方弁 9 は、冷媒回路 2 の循環方向を切り替えるために用いられる。循環方向を切り替えることによって、暖房運転時は熱交換器 4 を放熱器として利用し、冷房運転時は熱交換器 4 を蒸発器として利用することができる。

【 0 0 2 1 】

冷媒容器 1 0 は、ガス冷媒を圧縮機 3 に吸入させ、余剰の液冷媒を蓄える気液分離器である。

【 0 0 2 2 】

送風機 1 1 は、例えば、制御装置 1 7 によるインバータ制御に基づき回転数が制御可能なファンである。送風機 1 1 の回転数を制御することにより、熱交換器 6 a への外気の搬送量が変更される。熱交換器 6 a への外気の搬送量が変更されると、熱交換器 6 a で熱交換される熱量が変更される。

20

【 0 0 2 3 】

熱交換器 1 2 は、例えば、略 U 字状に形成されて地中に垂直もしくは水平に埋設された樹脂製の採熱パイプ群によって構成される。熱交換器 1 2 は、埋設した地域や深度によって同じ大きさの熱交換器を埋設しても熱交換性能が異なる。

【 0 0 2 4 】

ポンプ 1 3 は、制御装置 1 7 によるインバータ制御に基づき回転数が制御可能なポンプである。ポンプ 1 3 の回転数を制御することにより、地中熱源側回路 1 4 を循環する不凍液の流量を変更することができる。ポンプ 1 3 は、回転数が一定のポンプと、開度を変更可能な容量制御弁とを組合せて構成してもよい。この場合、容量制御弁の開度を調整することで不凍液の流量を変更することができる。不凍液の流量を変更することにより、熱交換器 6 b で熱交換される熱量が変更される。

30

【 0 0 2 5 】

ポンプ 1 5 は、ポンプ 1 3 と同様に、制御装置 1 7 によるインバータ制御に基づき回転数が制御可能なポンプや、回転数が一定のポンプと開度を変更可能な容量制御弁との組合せである。ポンプ 1 5 の回転数を制御することにより、水回路 1 6 を循環する水の流量を変更することができる。水の流量を変更することにより、熱交換器 4 で熱交換される熱量が変更される。

40

【 0 0 2 6 】

制御装置 1 7 は、例えば、マイクロコンピュータである。制御装置 1 7 は、温度検出装置 1 8 , 1 9 , 2 0 a , 2 0 b , 2 1 a , 2 1 b が検出した温度等に基づき、膨張弁 5 a , 5 b 、送風機 1 1 、ポンプ 1 3 , 1 5 等を制御する。

【 0 0 2 7 】

温度検出装置 1 8 ( 吸入温度検出装置 ) は、圧縮機 3 へ吸入される冷媒の温度 ( 吸入温度 ) を検出する。温度検出装置 1 9 ( 第 1 飽和温度検出装置、第 2 飽和温度検出装置 ) は、冷媒回路 2 における低圧側の冷媒の飽和温度を検出する。温度検出装置 2 0 a ( 第 1 温度検出装置 ) は、熱交換器 6 a へ搬送される外気の温度 ( 第 1 温度 ) を検出する。温度検

50

出装置 20b (第2温度検出装置)は、熱交換器 6b へ流入する不凍液の温度(第2温度)を検出する。温度検出装置 21a (第1出口温度検出装置)は、熱交換器 6a から流出した冷媒の温度(第1出口温度)を検出する。温度検出装置 21b (第2出口温度検出装置)は、熱交換器 6b から流出した冷媒の温度(第2出口温度)を検出する。温度検出装置 22a (第1飽和温度検出装置)は、熱交換器 6a における冷媒の飽和温度を検出する。温度検出装置 22b (第2飽和温度検出装置)は、熱交換器 6b における冷媒の飽和温度を検出する。

なお、温度検出装置 19 は、低圧側の冷媒の圧力を検出する装置であってもよい。同様に、温度検出装置 22a, 22b は、熱交換器 6a, 6b における冷媒の圧力を検出する装置であってもよい。この場合、制御装置 17 が、温度検出装置 19, 22a, 22b により検出された圧力から各位置における冷媒の飽和温度を計算すればよい。

10

#### 【0028】

図2は、外気温度と地中熱温度との温度変化と、ヒートポンプ装置1が主として利用する熱源とを示す図である。なお、図2では、熱交換器 6a, 6b における低圧側の飽和温度(蒸発温度)が等しい場合を示している。図3は、ヒートポンプ装置1の p-h 線図の例と、外気温度及び地中熱温度とを示す図である。図3において、縦軸は冷媒の圧力を示し、横軸は冷媒の比エンタルピーを示す。また、図3において、縦軸は外気及び地中熱の温度を示す。

図2に示すように、地中温度は多少の変化はあるものの概ね一定であり、外気温度は季節や時間に応じて変化する。そのため、外気温度の方が地中熱温度よりも高い場合と、地中熱温度の方が外気温度よりも高い場合とがある。

20

ヒートポンプ装置1は、外気温度と地中熱温度とのどちらが高い場合であっても、空気熱源と地中熱源との両方を熱源として利用する。つまり、ヒートポンプ装置1は、図3に示す空気熱源との熱交換量  $Q_a$  と地中熱源との熱交換量  $Q_b$  との両方を同時に利用して暖房等を行う。

ヒートポンプ装置1は、外気温度と熱交換器 6a における冷媒の蒸発温度との温度差や、地中温度と熱交換器 6b における冷媒の蒸発温度との温度差等に基づき、膨張弁 5a, 5b の開度を制御する。これにより、熱交換器 6a, 6b の両方を利用しつつ、熱交換器 6a, 6b のどちらを主として利用し、どちらを従として利用するかを決定する。例えば、図2に示すように、熱交換器 6a, 6b における蒸発温度が等しい場合、外気温度の方が地中熱温度よりも高いなら、空気熱源を主として利用し、地中熱温度の方が外気温度よりも高いなら、地中熱源を主として利用する。

30

#### 【0029】

次に、空気熱源と地中熱源との各熱源の温度と、各熱源との熱交換量との関係について説明する。

熱交換器 6a, 6b における冷媒と熱源との熱交換量は、冷媒側から見た場合の熱交換量  $Q_r$  を式1で表すことができ、熱源側から見た場合の熱交換量  $Q_n$  を式2で表すことができる。

<式1>

$$Q_r = G_r \times (H_{e0} - H_{ei})$$

40

<式2>

$$Q_n = G \times C_p \times \eta \times (T - E_T)$$

ここで、 $G_r$  は熱交換器 6a, 6b を通過する冷媒流量である。 $H_{e0}$  は熱交換器 6a, 6b の出口側におけるエンタルピーである。 $H_{ei}$  は熱交換器 6a, 6b の入口側におけるエンタルピーである。 $G$  は熱媒体(外気、不凍液)の搬送量である。 $C_p$  は比熱である。 $\eta$  は温度効率である。 $T$  は熱源温度である。つまり、 $T$  は、熱交換器 6a の場合には外気の温度であり、熱交換器 6b の場合には不凍液の温度(地中の温度)である。 $E_T$  は熱交換器 6a, 6b における冷媒の飽和温度である。

#### 【0030】

式1の熱交換量  $Q_r$  と式2の熱交換量  $Q_n$  とは等しいので、式1と式2とから次の式が

50

得られる。

$$G r \times (H e o - H e i) = G \times C p \times (T - E T)$$

この式を変形すると、次の式になる。

$$G r = (G \times C p) / (H e o - H e i) \times (T - E T)$$

ここで、 $(G \times C p) / (H e o - H e i)$  を  $C 1$  と置き換えれば、式 3 が得られる。

< 式 3 >

$$G r = C 1 \times (T - E T)$$

【 0 0 3 1 】

飽和温度  $E T$  が一定であるとする。すると、式 2 に示すように、熱源温度  $T$  が高ければ熱交換量  $Q n$  が多くなる。しかし、熱源温度  $T$  が高い場合、熱交換器 6 a , 6 b の利用率を高くするために、熱交換器 6 a , 6 b から流出した冷媒の状態を所定の状態（例えば、飽和ガス）とするには、必要な冷媒流量  $G r$  も多くなる。式 3 に示すように、必要な冷媒流量  $G r$  は、飽和温度  $E T$  が一定の場合、熱源温度  $T$  に比例する。

10

【 0 0 3 2 】

式 2 の搬送量  $G$  と比熱  $C p$  と温度効率  $\eta$  との積である熱交換性能  $(G \times C p \times \eta)$  が、熱交換器 6 a と熱交換器 6 b とで同一とする。すると、熱交換器 6 a , 6 b における熱源との熱交換量  $Q n$  は、対応する熱源の熱源温度  $T$  によって決まる。したがって、熱交換器 6 a , 6 b のうち、対応する熱源の熱源温度  $T$  が高い方へより多くの冷媒が流れるように、膨張弁 5 a , 5 b を制御する必要がある。

20

【 0 0 3 3 】

冷媒流量  $G r$  は、式 4 で表すことができる。

< 式 4 >

$$G r = C v \times \sqrt{P L E V}$$

ここで、 $C v$  は流量係数であり、膨張弁 5 a , 5 b の口径と開度とに比例して増減する。 $P L E V$  は膨張弁 5 a , 5 b 前後の差圧である。 $\eta$  は比例することを表す。つまり、式 4 は、冷媒流量  $G r$  が流量係数  $C v$  と差圧  $P L E V$  の平方根との積に比例することを表す。

式 4 に示すように、膨張弁 5 a , 5 b の開度を大きくし、流量係数  $C v$  を大きくするほど、膨張弁 5 a , 5 b を通過して、熱交換器 6 a , 6 b へ流入する冷媒流量  $G r$  が増える。そのため、膨張弁 5 a , 5 b の口径が同じであれば、熱交換器 6 a , 6 b のうち対応する熱源の熱源温度  $T$  が高い方の膨張弁 5 a 又は 5 b の開度が、熱源温度  $T$  が低い方の膨張弁 5 a 又は 5 b の開度よりも大きくなるように制御する必要がある。

30

【 0 0 3 4 】

例えば、空気熱源の熱源温度  $T a$  が地中熱源の熱源温度  $T b$  よりも高い場合、空気熱源との熱交換量  $Q a$  (熱交換器 6 a における熱交換量) は地中熱源との熱交換量  $Q b$  (熱交換器 6 b における熱交換量) よりも多い。そのため、熱交換器 6 a へ流れる冷媒流量  $G r a$  が、熱交換器 6 b へ流れる冷媒流量  $G r b$  よりも多く ( $G r a > G r b$ ) なるように制御する必要がある。そこで、この場合、膨張弁 5 a の開度が膨張弁 5 b の開度よりも大きくなるように、膨張弁 5 a , 5 b を制御する。

40

なお、熱源温度  $T a$  と熱源温度  $T b$  との温度差に応じて、熱源温度  $T a$  が熱源温度  $T b$  よりも高くなるほど、冷媒流量  $G r a$  が多くなり、冷媒流量  $G r b$  が少なくなるように、膨張弁 5 a , 5 b を制御する必要がある。

【 0 0 3 5 】

上記説明では、飽和温度  $E T$  が一定であるとしていた。しかし、飽和温度  $E T$  が変化する場合、式 3 に示すように、熱源温度  $T$  と飽和温度  $E T$  との温度差が大きいほど必要な冷媒流量  $G r$  が多くなる。

したがって、熱交換器 6 a , 6 b のうち、対応する熱源の熱源温度  $T$  と飽和温度  $E T$  との温度差が大きい方へより多くの冷媒が流れるように、膨張弁 5 a , 5 b を制御する必要がある。

50

## 【0036】

例えば、空気熱源の熱源温度  $T_a$  と、熱交換器 6 a における冷媒の飽和温度  $E T_a$  との温度差  $T_a$  (第1温度差) が、地中熱源の熱源温度  $T_b$  と、熱交換器 6 b における冷媒の飽和温度  $E T_b$  との温度差  $T_b$  (第2温度差) よりも大きいとする。この場合、熱交換器 6 a へ流れる冷媒流量  $G r a$  が、熱交換器 6 b へ流れる冷媒流量  $G r b$  よりも多く ( $G r a > G r b$ ) なるように制御する必要がある。そこで、この場合、膨張弁 5 a の開度が膨張弁 5 b の開度よりも大きくなるように、膨張弁 5 a, 5 b を制御する。

なお、温度差  $T_a$  と温度差  $T_b$  との差に応じて、温度差  $T_a$  が温度差  $T_b$  よりも大きくなるほど、冷媒流量  $G r a$  が多くなり、冷媒流量  $G r b$  が少なくなるように、膨張弁 5 a, 5 b を制御する必要がある。

10

## 【0037】

上記説明では、熱交換器 6 a, 6 b の熱交換性能がほぼ同一であるとした。しかし、熱交換器 6 a, 6 b の熱交換性能が異なる場合、熱交換量  $Q_n$  は式 2 から、熱交換性能 ( $G \times C p \times$ ) と、熱源温度  $T$  と飽和温度  $E T$  との温度差 ( $T - E T$ ) との積で決まる。外気や不凍液等の熱媒体の比熱  $C p$  や温度効率  $\eta$  が概ね一定であるとする、熱交換性能 ( $G \times C p \times$ ) は外気や不凍液等の熱媒体の搬送量  $G$  に比例して決定される。

## 【0038】

搬送量  $G$  は式 5 で表すことができる。

< 式 5 >

$$G = F \times C 2$$

20

ここで、 $F$  は、熱交換器 6 a の場合は送風機 1 1 の回転数であり、熱交換器 6 b の場合はポンプ 1 3 の回転数である。 $C 2$  は設置条件等によって決まる値である。つまり、搬送量  $G$  は送風機 1 1 やポンプ 1 3 の回転数  $F$  に比例する。送風機 1 1 やポンプ 1 3 の回転数  $F$  と搬送量  $G$  との関係 ( $C 2$  の値) が予め分かっているならば、回転数  $F$  から搬送量  $G$  を計算することができる。回転数  $F$  と搬送量  $G$  との関係は、例えば、事前にシミュレーション等を行うことで把握することができる。

## 【0039】

式 3 について、 $C 1$  を展開して考えれば、搬送量  $G$  と、熱源温度  $T$  と飽和温度  $E T$  との温度差との積が大きいほど、必要な冷媒流量  $G r$  が多くなる。

したがって、熱交換器 6 a, 6 b のうち、対応する熱媒体の搬送量  $G$  と、対応する熱源の熱源温度  $T$  と飽和温度  $E T$  との温度差との積が大きい方へより多くの冷媒が流れるように、膨張弁 5 a, 5 b を制御する必要がある。

30

## 【0040】

例えば、送風機 1 1 による外気の搬送量  $G a$  と温度差  $T a$  との積が、ポンプ 1 3 による不凍液の搬送量  $G b$  と温度差  $T b$  との積よりも大きいとする。この場合、熱交換器 6 a へ流れる冷媒流量  $G r a$  が、熱交換器 6 b へ流れる冷媒流量  $G r b$  よりも多く ( $G r a > G r b$ ) なるように制御する必要がある。そこで、この場合、膨張弁 5 a の開度が膨張弁 5 b の開度よりも大きくなるように、膨張弁 5 a, 5 b を制御する。

なお、搬送量  $G a$  と温度差  $T a$  との積と搬送量  $G b$  と温度差  $T b$  との積との差に応じて、搬送量  $G a$  と温度差  $T a$  との積が搬送量  $G b$  と温度差  $T b$  との積よりも大きくなるほど、冷媒流量  $G r a$  が多くなり、冷媒流量  $G r b$  が少なくなるように、膨張弁 5 a, 5 b を制御する必要がある。

40

## 【0041】

式 1 と式 2 とから、熱交換器 6 a の冷媒流量  $G r a$  と熱源温度  $T a$  との関係を、熱交換器 6 a 側の出口エンタルピー  $H e o a$ 、入口エンタルピー  $H e i a$ 、熱媒体 (外気) の搬送量  $G a$ 、比熱  $C p a$ 、温度効率  $\eta a$  を用いて、式 6 で表すことができる。同様に、熱交換器 6 b の冷媒流量  $G r b$  と熱源温度  $T b$  との関係を、熱交換器 6 b 側の出口エンタルピー  $H e o b$ 、入口エンタルピー  $H e i b$ 、熱媒体 (外気) の搬送量  $G b$ 、比熱  $C p b$ 、温度効率  $\eta b$  を用いて、式 7 で表すことができる。

< 式 6 >

50

$$G r a \times (H e o a - H e i a) = G a \times C p a \times a \times (T a - E T a)$$

< 式 7 >

$$G r b \times (H e o b - H e i b) = G b \times C p b \times b \times (T b - E T b)$$

冷媒側エンタルピー差である  $(H e o a - H e i a)$  と  $(H e o b - H e i b)$  とが同じとなるように膨張弁 5 a, 5 b を制御していると仮定すると、式 6 と式 7 とから、冷媒流量  $G r a$ ,  $G r b$  と、熱源温度  $T a$ ,  $T b$  との関係は式 8 で表すことができる。

< 式 8 >

$$G r a = a b \times (T a - E T a) / (T b - E T b) \times G r b$$

ここで、 $a b = (G a \times C p a \times a) / (G b \times C p b \times b)$  であり、 $a b$  は熱交換器 6 a と熱交換器 6 b との熱交換性能の比を表す。

式 4 より、冷媒流量  $G r$  と膨張弁 5 a, 5 b の流量係数  $C v$  とは比例する。そのため、式 8 から式 9 が得られる。

< 式 9 >

$$C v a = a b \times (T a - E T a) / (T b - E T b) \times C v b$$

ここで、 $C v a$  は膨張弁 5 a の流量係数であり、 $C v b$  は膨張弁 5 b の流量係数である。

#### 【 0 0 4 2 】

流量係数  $C v a$  は膨張弁 5 a の開度に比例し、流量係数  $C v b$  は膨張弁 5 b の開度に比例する。そのため、式 9 から、膨張弁 5 b の開度が決まると、膨張弁 5 a の開度は熱源温度  $T a$  に比例し、熱源温度  $T b$  に反比例して決まる。

#### 【 0 0 4 3 】

例えば  $a b = 0.5$  の場合は、 $(T a - E T a) / (T b - E T b) = 2$  のとき、膨張弁 5 a の流量係数  $C v$  と膨張弁 5 b の流量係数  $C v$  とが一致するように制御すれば、各熱交換器 6 a, 6 b を最も有効に使うことができる。

#### 【 0 0 4 4 】

次に、制御装置 1 7 による膨張弁 5 a, 5 b の具体的な制御方法について説明する。

まず、熱交換器 6 a, 6 b から流出する冷媒の出口温度 (温度検出装置 2 1 a, 2 1 b により計測される温度) を用いる場合の制御方法について説明する。

制御装置 1 7 は、熱交換器 6 a, 6 b から流出した冷媒の出口過熱度  $S H$  (飽和温度  $E T$  と熱交換器 6 a, 6 b から流出した冷媒の出口温度  $T r$  の偏差) が予め定められた目標値  $S H m$  (目標出口過熱度) となるように制御する。例えば、式 1 0 に基づき、膨張弁 5 a, 5 b の開度  $L E V$  が決定される。

< 式 1 0 >

$$L E V (n + 1) = L E V (n) + \quad \times (S H - S H m)$$

ここで、 $L E V (n + 1)$  は時刻  $n + 1$  における膨張弁 5 a, 5 b の開度である。 $L E V (n)$  は時刻  $n + 1$  よりも所定時間前の時刻  $n$  における膨張弁 5 a, 5 b の開度である。 $\quad$  は予め定められた開度決定変数である。なお、膨張弁 5 a, 5 b の開度の初期値は、シミュレーション等により予め決定しておけばよい。また、開度決定変数  $\quad$  や目標値  $S H m$  は、膨張弁 5 a の開度を計算する場合と膨張弁 5 b の開度を計算する場合とで異なる値としてもよい。

#### 【 0 0 4 5 】

図 4 は、熱交換器 6 a, 6 b から流出する冷媒の出口温度を用いる場合の制御の流れを示すフローチャートである。

( S 1 : 温度検出工程 )

温度検出装置 2 1 a は熱交換器 6 a の出口温度  $T r a$  を検出する。温度検出装置 2 1 b は熱交換器 6 b の出口温度  $T r b$  を検出する。温度検出装置 2 2 a は飽和温度  $E T a$  を検出する。温度検出装置 2 2 b は飽和温度  $E T b$  を検出する。

( S 2 : 過熱度計算工程 )

制御装置 1 7 は、飽和温度  $E T a$  と出口温度  $T r a$  との偏差である熱交換器 6 a の出口過熱度  $S H a$  を計算する。同様に、制御装置 1 7 は、飽和温度  $E T b$  と出口温度  $T r b$  と

10

20

30

40

50

の偏差である熱交換器 6 b の出口過熱度  $S H b$  とを計算する。

( S 3 : 開度計算工程 )

制御装置 1 7 は、計算した出口過熱度  $S H a$  ,  $S H b$  と、式 1 0 とを用いて、膨張弁 5 a , 5 b の開度を計算する。具体的には、制御装置 1 7 は、出口過熱度  $S H a$  を式 1 0 の過熱度  $S H$  に代入し、所定時間前の膨張弁 5 a の開度を  $L E V ( n )$  に代入して、膨張弁 5 a の開度を計算し、出口過熱度  $S H b$  を式 1 0 の過熱度  $S H$  に代入し、所定時間前の膨張弁 5 b の開度を  $L E V ( n )$  に代入して、膨張弁 5 b の開度を計算する。

( S 4 : 開度制御工程 )

制御装置 1 7 は、S 3 で計算した開度になるように、膨張弁 5 a , 5 b を制御する。

【 0 0 4 6 】

熱交換器 6 a , 6 b の熱交換性能が同じであり、飽和温度  $E T a$  ,  $E T b$  が同じであれば、熱交換器 6 a , 6 b のうち、対応する熱源温度  $T$  が高い方へ多くの冷媒が流れるような制御となる。また、飽和温度  $E T a$  ,  $E T b$  が異なる場合には、熱交換器 6 a , 6 b の熱交換性能が同じであれば、熱交換器 6 a , 6 b のうち、熱源温度  $T$  と飽和温度  $E T$  との差が大きい方へ多くの冷媒が流れるような制御となる。また、熱媒体の搬送量  $G$  等の差により熱交換器 6 a , 6 b の熱交換性能が異なる場合には、熱交換器 6 a , 6 b の熱交換性能と、熱源温度  $T$  と飽和温度  $E T$  との差との積が大きい方へ多くの冷媒が流れるような制御となる。

なお、ヒートポンプ装置 1 が温度検出装置 2 2 a , 2 2 b を備えていないような場合には、飽和温度  $E T a$  ,  $E T b$  に代えて、温度検出装置 1 9 により検出される飽和温度  $E T$  を用いてもよい。

【 0 0 4 7 】

次に、熱交換器 6 a , 6 b から流出する冷媒の出口温度ではなく、圧縮機 3 に吸入される冷媒の温度 ( 温度検出装置 1 8 により検出される温度 ) を用いる場合の制御方法について説明する。この制御方法は、例えば、熱交換器 6 a , 6 b それぞれの出口に温度検出装置 2 1 a , 2 1 b が設けられていない場合等に有効である。

圧縮機 3 に吸入される冷媒の温度を用いて制御を行う場合、膨張弁 5 a , 5 b の一方の開度を式 1 0 により決定し、他方の開度を式 9 により決定する。

【 0 0 4 8 】

図 5 は、圧縮機 3 に吸入される冷媒の温度を用いる場合の制御の流れを示すフローチャートである。

( S 1 1 : 温度検出工程 )

温度検出装置 1 8 は、圧縮機 3 に吸入される冷媒の温度  $T r$  を検出する。温度検出装置 1 9 は飽和温度  $E T$  を検出する。温度検出装置 2 0 a は外気の温度 ( 空気熱源の熱源温度  $T a$  ) を検出する。温度検出装置 2 0 b は不凍液の温度 ( 地中熱源の熱源温度  $T b$  ) を検出する。

( S 1 2 : 過熱度計算工程 )

制御装置 1 7 は、飽和温度  $E T$  と圧縮機 3 に吸入される冷媒の温度  $T r$  との偏差である吸入過熱度  $S H$  を計算する。

( S 1 3 : 処理熱量判定工程 )

制御装置 1 7 は、熱源温度  $T a$  と熱源温度  $T b$  とに基づき、熱交換器 6 a の熱交換量  $Q a$  と、熱交換器 6 b の熱交換量  $Q b$  とのどちらが多いかを判定する。

( S 1 4 : 第 1 開度計算工程 )

制御装置 1 7 は、熱交換器 6 a , 6 b のうち、S 1 3 で熱交換量が多いと判定された方に対応する膨張弁 5 a 又は 5 b の開度を計算する。例えば、膨張弁 5 b の熱交換量  $Q b$  が多いと判定された場合、制御装置 1 7 は、吸入過熱度  $S H$  を式 1 0 の過熱度  $S H$  に代入し、所定時間前の計算する膨張弁 5 b の開度を  $L E V ( n )$  に代入して、膨張弁 5 b の開度を計算する。

( S 1 5 : 第 2 開度計算工程 )

制御装置 1 7 は、熱交換器 6 a , 6 b のうち、S 1 3 で熱交換量が多いと判定されなか

10

20

30

40

50

った方に対応する膨張弁 5 a 又は 5 b の開度を計算する。ここでは、制御装置 17 は、式 9 を用いて、膨張弁 5 a 又は 5 b の開度を計算する。例えば、膨張弁 5 a の熱交換量  $Q_a$  が多いと判定されなかった場合、制御装置 17 は、熱源温度  $T_a$  と熱源温度  $T_b$  との比と、S 14 で計算した膨張弁 5 b の開度との積を計算して、膨張弁 5 a の開度を計算する。

( S 16 : 開度制御工程 )

制御装置 17 は、S 14 , S 15 で計算した開度になるように、膨張弁 5 a , 5 b を制御する。

#### 【 0049 】

熱交換器 6 a , 6 b の熱交換性能が同じであれば、熱交換器 6 a , 6 b のうち、対応する熱源温度  $T$  が高い方へ多くの冷媒が流れるような制御となる。

10

また、ここでは、温度検出装置 19 により、飽和温度  $E_T$  を検出している。しかし、S 11 において熱交換器 6 a を流れる冷媒の飽和温度  $E_{T_a}$  と、熱交換器 6 b を流れる冷媒の飽和温度  $E_{T_b}$  とをそれぞれ検出し、S 12 において熱交換器 6 a の出口過熱度  $S_{H_a}$  を計算する場合には飽和温度  $E_{T_a}$  を用い、熱交換器 6 b の出口過熱度  $S_{H_b}$  を計算する場合には飽和温度  $E_{T_b}$  を用いてもよい。そして、S 14 , S 15 で、飽和温度  $E_T$  に代えて、飽和温度  $E_{T_a}$  と飽和温度  $E_{T_b}$  とを用いてもよい。この場合、熱交換器 6 a , 6 b の熱交換性能が同じであれば、熱交換器 6 a , 6 b のうち、熱源温度  $T$  と飽和温度  $E_T$  との差が大きい方へ多くの冷媒が流れるようになる。この場合、S 13 において熱源温度  $T_a$  と飽和温度  $E_{T_a}$  との温度差と、熱源温度  $T_b$  と飽和温度  $E_{T_b}$  との温度差とのどちらが大きいかを判定し、S 14 で温度差の大きい方に対応する膨張弁 5 a 又は 5 b の開度を計算するようにしてもよい。

20

また、S 15 において膨張弁 5 a 又は 5 b の開度を計算する際、熱交換器 6 a と熱交換器 6 b との熱交換性能の比も用いてもよい。熱交換器 6 a と熱交換器 6 b との熱交換性能の比を用いることにより、熱交換器 6 a , 6 b の熱交換性能と、熱源温度  $T$  と飽和温度  $E_T$  との差との積が大きい方へ多くの冷媒が流れるような制御となる。

#### 【 0050 】

以上のように、実施の形態 1 に係るヒートポンプ装置 1 は、熱交換器 6 a , 6 b の両方を同時に用いて採熱する。そのため、熱交換器 6 a , 6 b それぞれのサイズを小さくすることができ、コストを抑えることができる。また、実施の形態 1 に係るヒートポンプ装置 1 は、熱源温度  $T_a$  と熱源温度  $T_b$  との温度差、又は、温度差  $T_a$  と温度差  $T_b$  との差、又は、温度差  $T_a$  と熱交換器 6 a の熱交換性能との積と温度差  $T_b$  と熱交換器 6 b の熱交換性能との積の差に応じて、熱交換器 6 a , 6 b へ流す冷媒の流量を調整する。そのため、季節や時間等に応じて熱交換処理能力の高い熱源及び熱交換器を効率的に用いて採熱でき、運転効率を高くすることができる。

30

#### 【 0051 】

実施の形態 2 .

熱交換器 6 a は、空気を熱源とするため、暖房運転の場合は冷媒温度が 0 以下になると、表面に霜が付く現象 ( 着霜 ) が発生する。熱交換器 6 a の表面で霜が成長すると、熱交換器 6 a を通過する風量が低下するため、熱交換器 6 a での熱交換量が低下し、さらに冷媒温度が低下する。このため、霜を溶かすための制御である除霜制御が必要となり、単位時間当たりの暖房能力が低下する。

40

そこで、着霜が発生する場合、送風機 11 の風量を増加させ熱交換器 6 a の熱交換性能を上げる、又は、膨張弁 5 a の開度を小さくすること等によって熱交換器 6 a での熱交換量を減らして着霜量を増加させないようにする。これにより、熱交換器 6 a への着霜量を減らし、できるだけ除霜運転を遅延させることができる。

#### 【 0052 】

図 6 は、着霜量を減らし、除霜運転を遅延させる制御の流れを示すフローチャートである。

( S 21 : 温度検出工程 )

温度検出装置 19 は飽和温度  $E_T$  を検出する。

50

## ( S 2 2 : 温度比較工程 )

制御装置 1 7 は、飽和温度 E T と、所定の温度（例えば 0 もしくは 0 + 設定値）とを比較する（ S 2 2 ）。制御装置 1 7 は飽和温度 E T が所定の温度より低い場合（ S 2 2 で Y E S ）、処理を S 2 3 へ進め、飽和温度 E T が所定の温度以上の場合（ S 2 2 で N O ）、処理を S 2 1 へ戻し、所定時間後再び飽和温度 E T を検出させる。

## ( S 2 3 : 風量判定工程 )

制御装置 1 7 は、飽和温度 E T が所定の温度より低い場合、送風機 1 1 の風量すなわち送風機 1 1 の回転数が最大値となっているか否かを判定する。制御装置 1 7 は、風量が最大値となっている場合（ S 2 3 で Y E S ）、処理を S 2 4 へ進め、風量が最大値となっていない場合（ S 2 3 で N O ）、処理を S 2 5 へ進める。

## ( S 2 4 : 開度制御工程 )

制御装置 1 7 は、これ以上風量は増やせないで、膨張弁 5 a の開度を小さくする。

## ( S 2 5 : 風量制御工程 )

制御装置 1 7 は、風量を増やせるので、送風機 1 1 の風量を増加させる。

## 【 0 0 5 3 】

以上のように、膨張弁 5 a 又は送風機 1 1 の風量を制御することによって、蒸発温度をできるだけ高くする。これにより、熱交換器 6 a への着霜を遅延させ、除霜運転を避けることができ、平均暖房能力を高くすることができる。その結果、特に冬季においてヒートポンプ装置 1 の運転効率を高めることができ、年間の消費電力量を抑制することができる。

## 【 0 0 5 4 】

実施の形態 3 .

一般に、空気熱源の熱交換器 6 a の容積は、地中熱源の熱交換器 6 b の容積よりも大きい場合が多い。熱交換器 6 a の容積が大きい場合、熱交換器 6 a 側の膨張弁 5 a の開度を小さくすると、冷媒流量が低下し、液冷媒量が増加して、冷媒回路 2 が冷媒不足に陥る可能性がある。この場合、冷媒不足を検知し、膨張弁 5 a の開度を大きくすれば、熱交換器 6 a へ冷媒が流れるため、熱交換器 6 a に溜まっていた冷媒が押し出され冷媒回路 2 の冷媒不足が解消される。

冷媒不足を検知する方法としては、例えば膨張弁 5 a の開度が所定値以下の状態が所定時間継続された場合や、膨張弁 5 a の開度が所定値以上にもかかわらず、吸入過熱度が所定値以下とならない場合などで判定することができる。

## 【 0 0 5 5 】

図 7 は、冷媒不足を検知し、膨張弁 5 a の開度を変更する制御の流れを示すフローチャートである。

## ( S 3 1 : 温度検出工程 )

温度検出装置 1 8 は、圧縮機 3 に吸入される冷媒の温度 T r を検出する。温度検出装置 1 9 は飽和温度 E T を検出する。

## ( S 3 2 : 過熱度計算工程 )

制御装置 1 7 は、飽和温度 E T と圧縮機 3 に吸入される冷媒の温度 T r との偏差である吸入過熱度 S H を計算する。

## ( S 3 3 : 過熱度判定工程 )

制御装置 1 7 は、計算した吸入過熱度 S H が、所定の過熱度 S H m a x より大きい状態を、所定時間 X 以上継続しているか否かを判定する。制御装置 1 7 は、所定時間 X 以上継続している場合（ S 3 3 で Y E S ）、処理を S 3 5 へ進め、所定時間 X 以上継続していない場合（ S 3 3 で N O ）、処理を S 3 4 へ進める。

## ( S 3 4 : 開度判定工程 )

制御装置 1 7 は、膨張弁 5 a の開度が、所定開度 L E V m i n より小さい状態を、所定時間 Y 以上継続しているか否かを判定する。制御装置 1 7 は、所定時間 Y 以上継続している場合（ S 3 4 で Y E S ）、処理を S 3 5 へ進める。一方、制御装置 1 7 は、所定時間 Y 以上継続していない場合（ S 3 4 で N O ）、熱交換器 6 a に冷媒が溜まっていないと判定

10

20

30

40

50

し、処理を S 3 1 へ戻す。そして、制御装置 1 7 は、所定時間後再び飽和温度 E T と温度 T r とを検出させる。

( S 3 5 : 開度制御工程 )

制御装置 1 7 は、膨張弁 5 a の開度を大きくする。

【 0 0 5 6 】

以上のように、吸入過熱度 S H が高い状態を継続する時間や、膨張弁 5 a の開度が小さい状態を継続する時間によって、冷媒が熱交換器 6 a に溜まっているか否かを判定することができる。そして、判定結果に従い、熱交換器 6 a 内の冷媒を追い出すので、冷媒回路 2 の冷媒不足を防止し信頼性を向上させることができる。

【 0 0 5 7 】

また、上記説明では、熱交換器 4 を放熱器として使用する場合 ( 四方弁 9 が実線で示す流路で接続された場合 ) を想定して説明した。しかし、熱交換器 4 を蒸発器として使用する場合 ( 四方弁 9 が破線で示す流路で接続された場合 ) にも、同様の考え方により制御を行うことが可能である。

つまり、熱交換器 4 を蒸発器として使用する場合にも、空気熱源の熱源温度 T a と地中熱源の熱源温度 T b との温度差に応じて、膨張弁 5 a , 5 b を制御して、熱交換器 6 a へ流れる冷媒流量 G r a と熱交換器 6 b へ流れる冷媒流量 G r b とを制御することができる。但し、この場合、熱源温度 T a が熱源温度 T b よりも低くなるほど、冷媒流量 G r a が多くなり、冷媒流量 G r b が少なくなるように、膨張弁 5 a , 5 b を制御する必要がある。また、温度差 T a と温度差 T b とを用いる場合にも、上記説明と同様の制御を行うことができるし、さらに搬送量 G を用いる場合にも、上記説明と同様の制御を行うことができる。

したがって、実施の形態 1 に係るヒートポンプ装置 1 は、暖房運転や給湯運転の場合だけでなく、冷房運転の場合にも、季節や時間毎に変化する条件に応じて熱交換器 6 a , 6 b へ最適な冷媒流量の配分を行うことができる。

【 符号の説明 】

【 0 0 5 8 】

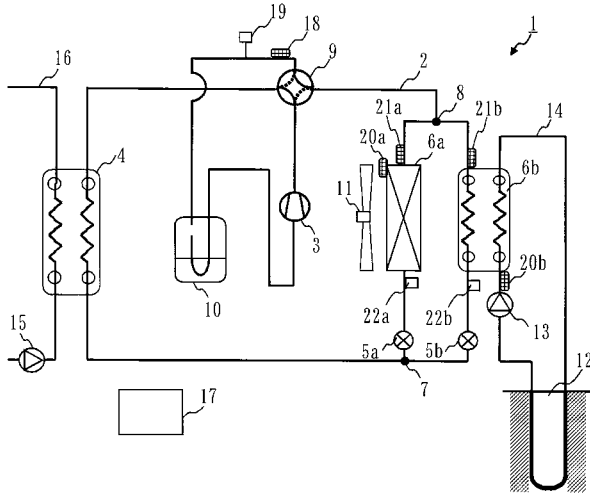
1 ヒートポンプ装置、2 冷媒回路、3 圧縮機、4 , 6 a , 6 b , 1 2 熱交換器、5 a , 5 b 膨張弁、7 , 8 接合点、9 四方弁、1 0 冷媒容器、1 1 送風機、1 3 , 1 5 ポンプ、1 4 地中熱源側回路、1 6 水回路、1 7 制御装置、1 8 , 1 9 , 2 0 a , 2 0 b , 2 1 a , 2 1 b , 2 2 a , 2 2 b 温度検出装置。

10

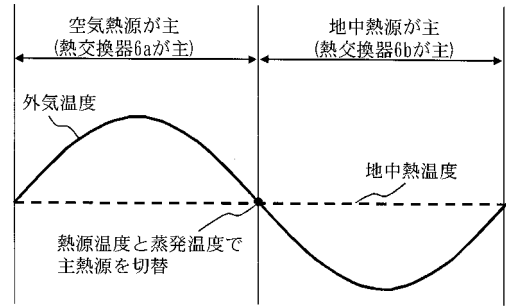
20

30

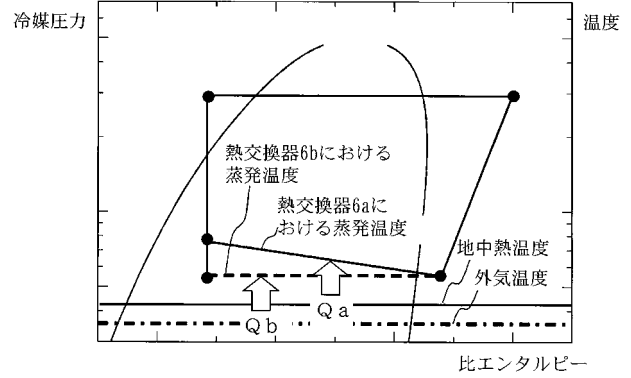
【図1】



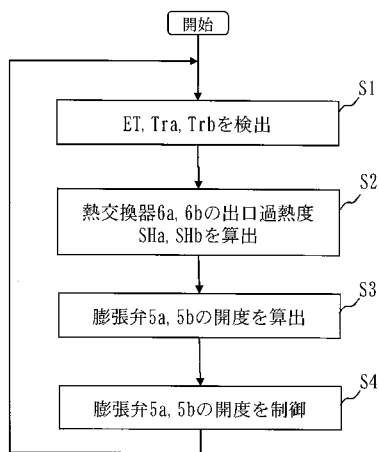
【図2】



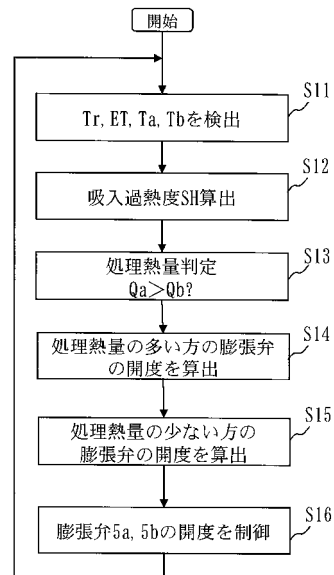
【図3】



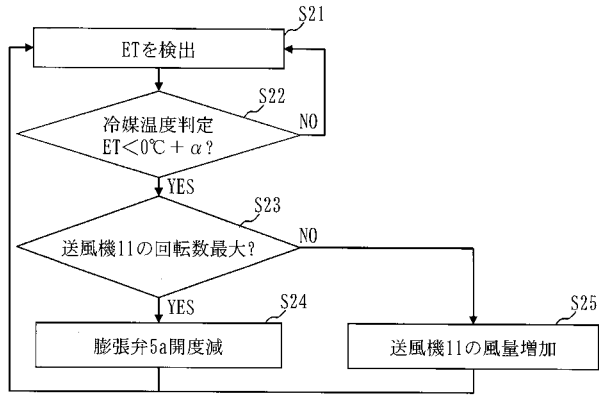
【図4】



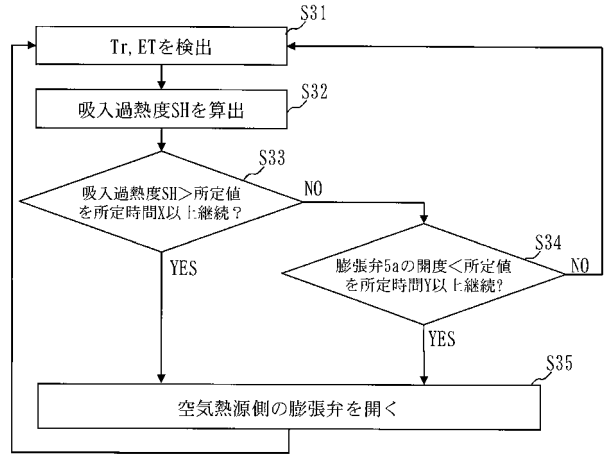
【図5】



【 図 6 】



【 図 7 】



---

フロントページの続き

- (72)発明者 天野 勝之  
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
- (72)発明者 野本 宗  
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