

(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2004-100979

(P2004-100979A)

(43) 公開日 平成16年4月2日(2004.4.2)

(51) Int. Cl.⁷

F 2 5 B 1/00

F I

F 2 5 B 1/00 3 8 5 Z

F 2 5 B 1/00 3 9 5 Z

テーマコード (参考)

審査請求 未請求 請求項の数 10 O L (全 15 頁)

(21) 出願番号 特願2002-259778 (P2002-259778)
 (22) 出願日 平成14年9月5日(2002.9.5)

(71) 出願人 000005821
 松下電器産業株式会社
 大阪府門真市大字門真1006番地
 (74) 代理人 100097445
 弁理士 岩橋 文雄
 (74) 代理人 100103355
 弁理士 坂口 智康
 (74) 代理人 100109667
 弁理士 内藤 浩樹
 (72) 発明者 西山 吉継
 大阪府門真市大字門真1006番地 松下
 電器産業株式会社内
 (72) 発明者 渡辺 竹司
 大阪府門真市大字門真1006番地 松下
 電器産業株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ヒートポンプ装置

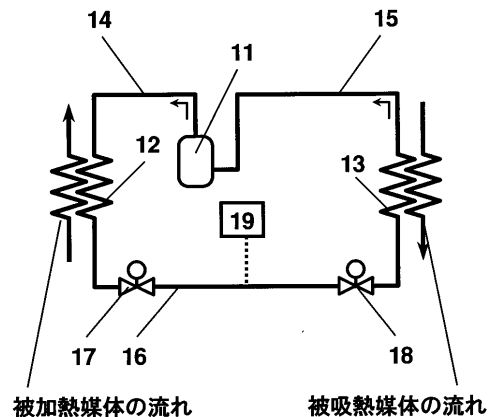
(57) 【要約】

【課題】従来の構成において、冷媒レシーバ6を設けているため、その体積を冷媒で満たすために、必要な冷媒充填量が増加するとともに、冷媒レシーバ6には耐高压容器の設計が必要となり、装置のコストアップの要因となる。

【解決手段】冷媒を超臨界圧まで加圧する圧縮機11と放熱熱交換器12と吸熱熱交換器13と、これらを順に接続する冷媒回路16を有し、放熱熱交換器12と吸熱熱交換器13を接続する冷媒回路16の放熱熱交換器12側に高压側減圧手段17を設け、吸熱熱交換器側13には低压側減圧手段18を設けるとともに、高压側減圧手段17と低压側減圧手段18を接続する冷媒回路の圧力をヒートポンプサイクルの高压と低压の間の中間圧力とし、中間圧力を変化させる制御手段19を備えたことを特徴とするヒートポンプ装置とし、運転に最適な高压側の冷媒量を得ることが出来るものである。

【選択図】 図1

- 11 圧縮機
- 12 放熱熱交換器
- 13 吸熱熱交換器
- 16 冷媒回路
- 17 高压側減圧手段
- 18 低压側減圧手段
- 19 制御手段



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

冷媒を超臨界圧まで加圧する圧縮機と放熱熱交換器と吸熱熱交換器と、これらを接続する冷媒回路を有し、前記放熱熱交換器と前記吸熱熱交換器を接続する冷媒回路に高圧側減圧手段と低圧側減圧手段を設けて、前記高圧側減圧手段と前記低圧側減圧手段を接続する冷媒回路の圧力をヒートポンプサイクルの高圧と低圧の間の中間圧力とし、この中間圧力を制御する制御手段を備えたヒートポンプ装置。

【請求項 2】

制御手段は、ヒートポンプサイクルの能力が所定の値となるように中間圧力を制御して高圧を制御する請求項 1 記載のヒートポンプ装置。

10

【請求項 3】

中間圧力は超臨界圧である請求項 1 または 2 に記載のヒートポンプ装置。

【請求項 4】

制御手段は、少なくとも高圧側減圧手段あるいは低圧側減圧手段のいずれか一方を制御して中間圧力を制御するものである請求項 1 ~ 3 のいずれか 1 項に記載のヒートポンプ装置。

【請求項 5】

少なくとも高圧側減圧手段あるいは低圧側減圧手段のいずれか一方は、開度が可変の膨張弁である請求項 4 記載のヒートポンプ装置。

【請求項 6】

圧縮機は回転数制御を行う機能を備えた請求項 1 ~ 5 のいずれか 1 項に記載のヒートポンプ装置。

20

【請求項 7】

制御手段は、吸熱熱交換器で冷媒より吸熱される被吸熱媒体の温度に応じて中間圧力を制御するものである請求項 1 ~ 6 のいずれか 1 項に記載のヒートポンプ装置。

【請求項 8】

制御手段は、放熱熱交換器で冷媒より加熱される被加熱媒体の温度に応じて中間圧力を制御するものである請求項 1 ~ 7 のいずれか 1 項に記載のヒートポンプ装置。

【請求項 9】

中間圧力の冷媒回路に、冷媒と第三の流体が熱交換する第三の熱交換器を備えた請求項 1 ~ 8 のいずれか 1 項に記載のヒートポンプ装置。

30

【請求項 10】

冷媒は、二酸化炭素である請求項 1 ~ 9 のいずれか 1 項に記載のヒートポンプ装置。

【発明の詳細な説明】**【0001】****【発明の属する技術分野】**

本発明は、高圧が超臨界圧で作動するヒートポンプ装置であって、これを用いて給湯水の加熱、あるいは空調、冷凍を行う装置に関するものである。

【0002】**【従来の技術】**

従来、この種の超臨界圧で作動するヒートポンプ装置としては、特許文献 1 に記載されているようなものがあった。図 16 は、前記公報に記載された従来のヒートポンプ装置を示すものである。

40

【0003】

図 16 に示すヒートポンプ装置において、1 は圧縮機、2 は放熱熱交換器、3 は内部熱交換器、4 は減圧手段、5 は蒸発器、6 は冷媒レシーバである。

【0004】

上記構成において、冷媒レシーバ 6 の液体残量を変更することによって高圧側の冷媒量を調整し、ヒートポンプ装置の能力制御と高効率化を図る。

【0005】

50

【特許文献 1】

特公平 7 - 1 8 6 0 2 号公報

【0006】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、前記従来の構成において、冷媒レシーバ 6 を設けているため、その内容積を冷媒で満たすための冷媒充填量が増加するとともに、冷媒レシーバ 6 には耐高圧容器の設計が必要となり、装置のコストアップの要因となる。

【0007】

本発明は、前記従来の課題を解決するもので、必要な冷媒充填量が少なく、冷媒レシーバを設けることなく高圧側の冷媒量を制御して、ヒートポンプサイクルの能力制御と高効率な運転ができる装置を提供することを目的とする。

10

【0008】

【課題を解決するための手段】

本発明は上記課題を解決するために、冷媒を超臨界圧まで加圧する圧縮機と放熱熱交換器と吸熱熱交換器と、これらを順に接続する冷媒回路を有し、放熱熱交換器と吸熱熱交換器を接続する冷媒回路に高圧側減圧手段と低圧側減圧手段を設けて、高圧側減圧手段と低圧側減圧手段を接続する冷媒回路の圧力をヒートポンプサイクルの高圧と低圧の間の中間圧力とし、中間圧力を制御する制御手段を備えたヒートポンプ装置としたものである。

【0009】

これによって、中間圧力を制御すると中間圧力の冷媒密度が変化するので、この密度変化に伴って高圧側の冷媒量が増加する。

20

【0010】

【発明の実施の形態】

請求項 1 に記載の発明は、冷媒を超臨界圧まで加圧する圧縮機と放熱熱交換器と吸熱熱交換器と、これらを順に接続する冷媒回路を有し、放熱熱交換器と吸熱熱交換器を接続する冷媒回路に高圧側減圧手段と低圧側減圧手段を設けて、高圧側減圧手段と低圧側減圧手段を接続する冷媒回路の圧力をヒートポンプサイクルの高圧と低圧の間の中間圧力とし、中間圧力を制御する制御手段を備えたヒートポンプ装置とすることにより、中間圧力を制御すると中間圧力の冷媒密度が変化するので、これに伴って高圧側の冷媒量が増加する。従って、制御手段によって、高圧側の冷媒量を制御することができる。即ち、高圧側の冷媒量を調節するための冷媒レシーバが不要となるので、装置に充填する冷媒量と装置のコスト削減が達成される。

30

【0011】

請求項 2 に記載の発明は、制御手段は、ヒートポンプサイクルの能力が所定の値となるように、中間圧力を制御して高圧を制御するものである請求項 1 に記載のヒートポンプ装置とすることにより、ヒートポンプサイクルの能力の大小に関わらず高効率な運転が可能となる。

【0012】

請求項 3 に記載の発明は、中間圧力は超臨界圧であることを特徴とする請求項 1、あるいは請求項 2 に記載のヒートポンプ装置とすることにより、中間圧力が超臨界圧（単相）であり、圧力変化と密度変化は比例するため、中間圧力を気液二相域とするよりも中間圧力冷媒の密度の制御性が向上するので、ヒートポンプサイクルの安定性が向上する。

40

【0013】

請求項 4 に記載の発明は、制御手段は、少なくとも高圧側減圧手段、あるいは低圧側減圧手段のいずれか一方を制御して、中間圧力を制御するものである請求項 1 ~ 3 のいずれか 1 項に記載のヒートポンプ装置とすることにより、制御手段によって、少なくとも高圧側減圧手段、あるいは低圧側減圧手段のどちらか一方を制御して中間圧力を変更すると、ヒートポンプサイクルの制御性が向上するとともに、運転に最適な高圧側の冷媒量を得ることができる。

【0014】

50

請求項 5 に記載の発明は、少なくとも高圧側減圧手段、あるいは低圧側減圧手段のいずれか一方は、開度が可変の膨張弁であることを特徴とする請求項 4 記載のヒートポンプ装置とすることにより、この中間圧力を開度が可変の膨張弁で変えて中間圧力の冷媒密度を制御すると、より精度良く高圧側の冷媒量を調節することが出来る。従って、より精度良く運転に最適な高圧側の冷媒量を得ることができる。

【0015】

請求項 6 に記載の発明は、圧縮機は回転数制御を行う機能を備えている請求項 1 ~ 5 のいずれか 1 項に記載のヒートポンプ装置とすることにより、制御手段によって、中間圧力を制御して高圧側冷媒回路の冷媒量の最適化を図ると、ヒートポンプサイクルの効率と能力が向上するため、圧縮機の回転周波数を下げることができるので、装置の消費電力を低下させることができる。

10

【0016】

請求項 7 に記載の発明は、制御手段は、吸熱熱交換器で冷媒より吸熱される被吸熱媒体の温度に応じて、中間圧力を制御するものである記載の請求項 1 ~ 6 のいずれか 1 項に記載のヒートポンプ装置とすることにより、制御手段で中間圧力を制御して、吸熱熱交換器で冷媒より吸熱される吸熱媒体の温度に応じた最適な高圧側の冷媒量とすることが出来る。従って、吸熱媒体の温度に応じた高効率な運転が可能となる。

【0017】

請求項 8 に記載の発明は、制御手段は、放熱熱交換器で冷媒より加熱される被加熱媒体の温度に応じて、中間圧力を制御するものである記載の請求項 1 ~ 7 のいずれか 1 項に記載のヒートポンプ装置とすることにより、制御手段で中間圧力を制御して、放熱熱交換器で冷媒より加熱される加熱媒体の温度に応じた最適な高圧側の冷媒量とすることが出来る。従って、加熱媒体の温度に応じた高効率な運転が可能となる。

20

【0018】

請求項 9 に記載の発明は、中間圧力の冷媒回路に、冷媒と第三の流体が熱交換する第三の熱交換器を備えた請求項 1 ~ 8 のいずれか 1 項に記載のヒートポンプ装置とすることにより、冷媒を第三の流体と熱交換させて冷媒の密度を変えると、高圧側の冷媒量を調節することが出来る。従って、より広範囲の運転条件において最適な高圧側の冷媒量が得られるので、さらに運転の高効率化とヒートポンプサイクルの能力の向上を図ることが出来る。

【0019】

請求項 10 に記載の発明は、冷媒は、二酸化炭素であることを特徴とする記載の請求項 1 ~ 9 のいずれか 1 項に記載のヒートポンプ装置とすることにより、圧縮機により超臨界圧力の高温冷媒を生成し、放熱熱交換器で加熱媒体と熱交換させるため、従来フッ素系冷媒より加熱媒体をより高温に加熱することが出来るとともに、従来フッ素系冷媒より地球温暖化係数が大幅に小さいため、環境保全に貢献する装置とすることができる。

30

【0020】

【実施例】

以下、本発明の実施例について図面を用いて説明する。

【0021】

(実施例 1)

図 1 は、本発明の第 1 の実施例におけるヒートポンプサイクルの構成図を示すものである。図 1 において、11 は圧縮機、12 は放熱熱交換器、13 は吸熱熱交換器、14 はヒートポンプサイクルの高圧側冷媒回路、15 はヒートポンプサイクルの低圧側冷媒回路、16 は放熱熱交換器 12 の出口と吸熱熱交換器 13 の入口を接続する冷媒回路、17 は冷媒回路 16 の放熱熱交換器 12 の出口側に設けた高圧側減圧手段、18 は冷媒回路 16 の吸熱熱交換器 13 の入口側に設けた低圧側減圧手段、19 は高圧側減圧手段 17 と低圧側減圧手段 18 の間に挟まれる冷媒回路 16 の圧力を制御する制御手段である。ここで、高圧側冷媒回路 14 は、圧縮機 11 から高圧側減圧手段 17 までの放熱熱交換器 12 を含む冷媒回路を指し、低圧側冷媒回路 15 は、低圧側減圧手段 18 から圧縮機までの吸熱熱交換器 13 を含む冷媒回路を指す。

40

50

【0022】

以上のように構成されたヒートポンプ装置について、以下その動作、作用を説明する。

【0023】

図1の構成において、ヒートポンプ装置は以下のような動作となる。圧縮機11から吐出された超臨界圧の高温冷媒は、放熱熱交換器12で被加熱媒体を加熱した後、高圧側減圧手段17で減圧され、さらに低圧側減圧手段18で減圧されて低圧冷媒となる。吸熱熱交換器13で被吸熱媒体より熱を吸熱した低圧冷媒は、圧縮機11に吸入されて再び超臨界圧まで加圧される。

【0024】

図2は、冷媒回路16の冷媒圧力分布を示す図（冷媒回路による圧力損失は考慮せず）であり、図3は、ヒートポンプサイクルの動作をP-h線図に明示するものである。図3の波線は等密度線である。図2、および図3に記載する記号、Hは放熱熱交換器12の出口、Mは高圧側減圧手段17と低圧側減圧手段18の間に挟まれる冷媒回路16、Lは吸熱熱交換器13の入口の状態（圧力、エンタルピ、密度）を示すものである。

【0025】

図2に示すように、圧力Mは、高圧側冷媒回路14の圧力Hと低圧側冷媒回路15の圧力Lとの間の中間圧力に保持される。図3において、冷媒がH-M-Lと等エンタルピで減圧されていく過程において、冷媒の密度も変化することが解る。従って、中間圧力Mを変化させると、冷媒密度が変化することとなる。高圧側減圧手段17と低圧側減圧手段18の間に挟まれる冷媒回路16の空間は一定であるから、中間圧力Mの冷媒密度の増減変化に伴い、中間圧力の冷媒量も変化する。従って、中間圧力Mを下げると中間圧力の冷媒量が減り、余剰となった冷媒は高圧側冷媒回路14に移動する。また、中間圧力Mを上げると、中間圧力の冷媒量が増え、密度を上げるために必要な冷媒は高圧側冷媒回路14より移動する。中間圧力Mの変化に伴い、高圧側冷媒回路14の冷媒量も変化する。制御手段19によって中間圧力を制御すると、高圧側冷媒回路14の冷媒量を制御することが出来る。

【0026】

図4は、ヒートポンプサイクルの能力（放熱熱交換器12における被加熱媒体の加熱能力、または、吸熱熱交換器13における被冷却媒体の冷却能力）が変化する場合のサイクル特性をP-h線図に明示した図である。図4に記す波線は等温線であり、放熱熱交換器12の出口Hの冷媒温度は、被加熱媒体の放熱熱交換器12の入口温度に依存するので、ヒートポンプサイクルの能力が大幅に変化しない限り、放熱熱交換器12の出口Hの冷媒温度は、等温線上を移動すると仮定することが出来る。ヒートポンプサイクルの能力は、エンタルピ差で決定されるため、A-H-Lより能力を大きくするためには、A'-H'-L'の状態とし、A-H-Lより能力を小さくするためには、A''-H''-L''の状態とする必要がある。A'-H'-L'で運転させるためには、高圧側の冷媒量を増やして高圧を上げ、A''-H''-L''で運転するためには、高圧側の冷媒量を減らして高圧を下げる必要がある。そこで、制御手段19によって、中間圧力Mを制御して、中間圧力の冷媒量を操作し、高圧側冷媒回路14の冷媒量を制御する。これに伴い高圧の上下制御が可能となるので、ヒートポンプサイクルの能力を所定の値とすることが出来る。

【0027】

本実施例において、冷媒回路16は、放熱熱交換器12と吸熱熱交換器13を接続する配管で構成されるものであり、液レシーバ等のように配管断面積を回路の途中で大きく拡大させて空間を確保する部分はない。また、高圧側減圧手段17と低圧側減圧手段18の間に挟まれる冷媒回路16の長さは、必要とする高圧側の冷媒量の制御範囲と冷媒回路16の流路断面積によって決定される。

【0028】

中間圧力が超臨界圧であるとき、相は単相であるため密度変化量は圧力に比例する。気液二相域の密度は、湿り度に大きく影響されるので、圧力によって精度良く制御することは困難となる。従って、中間圧力を超臨界圧とした方が冷媒密度の制御性が向上する。また

、高圧側減圧手段 17 と低圧側減圧手段 18 の間に挟まれる冷媒回路 16 を気液二相の状態
で冷媒が流れると、回路における圧力損失の増加とともに、低圧側減圧手段の減圧幅が
変動するためヒートポンプサイクルの低圧が不安定となる。

【0029】

図 5 の構成において、20 は制御手段 19 を少なくとも高圧側減圧手段 17、あるいは低
圧側減圧手段 18 のどちらか一方の減圧幅を制御して、中間圧力を制御する制御手段とし
たものである。例えば、中間圧力を上げる場合は制御手段 20 で、少なくとも高圧側減圧
手段 17 の減圧幅を小さくするか、あるいは、低圧側減圧手段 18 の減圧幅を大きくする
か、どちらか一方の動作を行う。また、中間圧力を下げる場合は、制御手段 20 で、少な
くとも高圧側減圧手段 17 の減圧幅を大きくするか、あるいは、低圧側減圧手段 18 の減
圧幅を小さくするか、どちらか一方の動作を行う。どちらか一方の減圧手段がキャピラリ
で有る場合でも、他方の減圧幅が制御可能な減圧手段であるとき、中間圧力を制御する
ことができる。また、高圧側減圧手段 17 と低圧側減圧手段 18 の双方の減圧幅を制御する
と、より精度良く中間圧力を制御することができる。

10

【0030】

中間圧力は、被吸熱媒体の温度、被加熱媒体の温度、ヒートポンプサイクルの能力に応じ
て精度良く変化させる必要がある。このとき、図 5 の少なくとも高圧側減圧手段 17、あ
るいは低圧側減圧手段 18 のどちらか一方が開度が可変の膨張弁であるとき、被吸熱媒体
の温度、被加熱媒体の温度、ヒートポンプサイクルの能力の種々の条件において適切な高
圧の冷媒量と膨張弁の開度を決定し、制御手段 20 に記憶しておけば、ヒートポンプサイ
クルの運転条件に合わせた膨張弁開度とすることによって、効率の良いヒートポンプサイ
クルを容易に形成することが出来る。

20

【0031】

以上のように、本実施例においては、放熱熱交換器 12 と吸熱熱交換器 13 を接続する冷
媒回路 16 に、高圧側減圧手段 17 と低圧側減圧手段 18 と、中間圧力を制御する制御手
段 19 を設けることにより、中間圧力を制御して高圧側冷媒回路 14 の冷媒量を調節可能
とした。従って、高圧側冷媒回路の冷媒量を調節するための冷媒レシーバが不要となり、
また、冷媒レシーバを満たすために必要な冷媒量を削減することができる。さらに、中間
圧力を制御し、ヒートポンプサイクルの所定の能力が得られるように高圧側の冷媒量を制
御するから、高効率なヒートポンプ装置とすることができる。また、中間圧力を超臨界圧
とすることでヒートポンプサイクルの安定化を図ることができる。また、制御手段 19 を
少なくとも高圧側減圧手段 17、あるいは低圧側減圧手段 18 のどちらか一方を制御する
制御手段 20 とすることによって、より精度良く中間圧力を制御することができるのでヒ
ートポンプサイクルの制御性が向上する。また、少なくとも高圧側減圧手段 17、あるい
は低圧側減圧手段 18 のどちらか一方が開度が可変の膨張弁とすることにより、ヒートポ
ンプサイクルの種々の条件に応じて、効率の高い運転を行うことができる。

30

【0032】

なお、制御手段 19 は上述したものの他に、高圧側減圧手段と低圧側減圧手段を接続する
冷媒回路の内容積を変化させるもの、例えばダイヤフラムを用いて制御するものでもよい
。

40

【0033】

(実施例 2)

図 6 は、本発明の第 2 の実施例におけるヒートポンプ装置の構成図を示すものである。図
6 において、21 は中間圧力を制御する制御手段、22 は回転数が可変の圧縮機である。

【0034】

以上のように構成されたヒートポンプ装置について、以下その動作、作用を説明する。

【0035】

図 7 は、ヒートポンプサイクルの能力（放熱熱交換器 12 における被加熱媒体の加熱能力
、または、吸熱熱交換器 13 における被冷却媒体の冷却能力）が変化する場合のサイクル
特性を P - h 線図に明示した図である。図 7 において、A - H - L のサイクル条件から、

50

ヒートポンプサイクルの能力が大きいA' - H' - L'のサイクル条件に移行させるためには、高圧側の冷媒量を増やして高圧を上げる必要がある。このとき、圧縮機22の回転周波数を増加させて吐出される冷媒循環量を増加させることによって、A - H - Lのサイクル条件から、ヒートポンプサイクルの能力が大きいA' - H' - L'のサイクル条件に移行させることができる。このとき制御手段21によって、中間圧力Mを変動させて、高圧側減圧手段17と低圧側減圧手段18の間に挟まれる冷媒回路16の冷媒量を制御を通じて高圧側の冷媒量を増やすと、所定以上の能力が得られる。このとき、所定の能力となるように圧縮機22の回転周波数を下げることが可能である。従って、圧縮機22で消費される電力量が低下され、装置の効率が向上する。

【0036】

10

また、A - H - Lのサイクル条件から、ヒートポンプサイクルの能力が小さいA'' - H'' - L''のサイクル条件に移行させるためには、高圧側の冷媒量を減らして高圧を下げる必要がある。このとき、圧縮機22の回転周波数を減少させて吐出される冷媒循環量を減少させることによって、A - H - Lのサイクル条件から、ヒートポンプサイクルの能力が小さいA'' - H'' - L''のサイクル条件に移行させることができる。このとき制御手段21によって、中間圧力Mを変動させて、高圧側の冷媒量を増やすと、所定以上の能力が得られるため、圧縮機11の周波数をさらに下げることが出来る。従って、圧縮機22で消費される電力量が低下され、装置の効率が向上する。

【0037】

20

(実施例3)

図8は、本発明の第3の実施例におけるヒートポンプ装置の構成図を示すものである。図8において、23は被吸熱媒体の温度を検知する温度検知手段24の検知温度を基に、中間圧力を制御する制御手段であり、本実施例において中間圧力は、少なくとも高圧側減圧手段17、あるいは低圧側減圧手段18のいずれか一方の操作によって制御されるものである。図9は、図8に示すヒートポンプサイクルをP - h線図に明示したものである。

【0038】

以上のように構成されたヒートポンプ装置について、以下その動作、作用を説明する。

【0039】

30

被吸熱媒体の温度が下がると、吸熱熱交換器13の冷媒温度も下がるので、ヒートポンプサイクルの低圧が下がる。低圧側冷媒回路15において、冷媒が気液二相域である場合、等エンタルピのまま冷媒圧力が低下すると低圧側冷媒回路15の冷媒密度は小さくなる。従って、低圧側冷媒回路15の密度低下に伴い余剰となる冷媒量が生じ、吸熱熱交換器13の出口のエンタルピが小さくなるような作用となるため、ヒートポンプサイクルの能力が低下する。従って、余剰冷媒を他の冷媒回路に移動させる必要がある。この冷媒が高圧側冷媒回路14に移動した場合は、ヒートポンプサイクルの高圧が上昇し、高圧の上昇に伴って最適なヒートポンプサイクルの状態から効率の悪いサイクルとなる場合がある。こうした場合は、図9のP - h線図に示すように、制御手段23によって、温度検知手段24の検知した被吸熱媒体に応じて、少なくとも高圧側減圧手段17、あるいは低圧側減圧手段18のどちらか一方を制御して中間圧力を操作し、中間圧力冷媒の密度を上げる制御を行うと、高圧側冷媒回路14の余剰冷媒を中間圧力の冷媒回路16に移動させることが出来る。従って、被吸熱媒体の温度が変化しても高圧側の冷媒量を最適値に維持することが可能となり、効率の良いヒートポンプサイクルを形成することが出来る。被吸熱媒体の温度が上がる場合は、上記の逆作用が働くため、制御手段23は逆の動作を行う。

40

【0040】

図8において、被吸熱媒体の温度は、吸熱熱交換器13の入口で検知しているが、被吸熱媒体の温度を吸熱熱交換器13の出口で検知するとしても同様の作用と効果を得ることが出来る。また、高圧側減圧手段17と低圧側減圧手段18の双方の減圧幅を制御すると、より精度良く中間圧力を制御することができる。

【0041】

(実施例4)

50

図10は、本発明の第4の実施例におけるヒートポンプ装置の構成図を示すものである。図10において、25は被加熱媒体の温度を検知する温度検知手段26の検知温度を基に、中間圧力を制御する制御手段であり、本実施例において中間圧力は、少なくとも高圧側減圧手段17、あるいは低圧側減圧手段18を操作して制御するものである。図11は、図10に示すヒートポンプサイクルをP-h線図に明示したものである。

【0042】

以上のように構成されたヒートポンプ装置について、以下その動作、作用を説明する。

【0043】

被加熱媒体の放熱熱交換器12の入口、あるいは出口温度が上がると、ヒートポンプサイクルの高圧も上がる。高圧側冷媒回路14において、冷媒量が適量、または不足している場合、被加熱温度の上昇に伴い高圧を上昇させることが困難となる。このような状態となると、図4に示すようなサイクル変化が不可能となり、効率が低下する。こうした場合は、図11に示すように、制御手段25によって、温度検知手段26の検知した被加熱媒体に応じて、高圧側減圧手段17、または低圧側減圧手段18を制御して中間圧力を操作し、中間圧力冷媒の密度を下げる制御を行うと、中間圧力冷媒の余剰冷媒が高圧側冷媒回路14の冷媒量を補うために、高圧側冷媒回路14に移動する。従って、被加熱媒体の温度が変化しても高圧側の冷媒量を最適値とすることが可能となり、効率の良いヒートポンプサイクルを形成することが出来る。被加熱媒体の温度が下がる場合は、上記の逆作用が働くため、制御手段25は逆の動作を行う。図10、図11において、被加熱媒体の温度は、放熱熱交換器12の入口で検知しているが、被加熱媒体の温度を放熱熱交換器12の出口で検知するとしても同様の作用と効果を得ることが出来る。

10

20

【0044】

(実施例5)

図12は、本発明の第5の実施例におけるヒートポンプ装置の構成図を示すものである。図12において、27は高圧側減圧手段17と低圧側減圧手段18の間に挟まれる冷媒回路16に設置して第三の流体と中間圧力の冷媒が熱交換する第三の熱交換器、28は第三の流体の回路である。図13は、図12に示すヒートポンプサイクルをP-h線図に明示したものであり、等密度線図と等温線図を併記したものである。

【0045】

以上のように構成されたヒートポンプ装置について、以下その動作、作用を説明する。

30

【0046】

実施例1において、圧力を変化させて冷媒密度を制御することが可能であることを明記したが、同時に冷媒温度を変化させることによって冷媒密度を制御することが可能である。図13の中間圧力Mにおいて、中間圧力冷媒と第三の流体を熱交換させて冷媒温度を下げると、中間圧力の冷媒密度は大きくなり、冷媒温度を上げると冷媒密度は小さくなる。中間圧力の冷媒温度が下がって冷媒密度が大きくなると、高圧側冷媒回路14より冷媒が中間圧力の冷媒回路16に移動するため高圧が下がる。逆に、中間圧力の冷媒温度が上がって冷媒密度が小さくなると、中間圧力の冷媒が高圧側冷媒回路14に移動するため高圧が上がる。したがって、高圧側冷媒回路14の冷媒量の調節は、中間圧力の圧力変化と冷媒温度変化で行うことができる。中間圧力の制御による高圧側の冷媒量の制御に限界がある場合は、中間圧力の温度を変化させることでさらに広範囲の冷媒量調節ができる。ここで、中間圧力の冷媒温度は、第三の熱交換器27で冷媒と第三の流体とが熱交換する熱量と第三の流体の温度によって決定される。

40

【0047】

以上のように、本実施例においては、高圧側減圧手段17と低圧側減圧手段18の間に挟まれる冷媒回路16に第三の流体と中間圧力の冷媒が熱交換する第三の熱交換器27を備え、中間圧力の圧力変化に加え、冷媒温度変化を持って高圧冷媒回路の冷媒量を調節することが可能となるため、広範囲の運転条件に対して、高圧側冷媒回路の冷媒量の最適化が可能となり、より効率の高いヒートポンプ装置とすることができる。また、第三の流体で冷媒を加熱する場合、吸熱熱交換器13の冷媒出口のエントルピが大きくなるので、ヒー

50

トポンプ装置の能力と効率を向上させることができる。また、被加熱流体の放熱熱交換器 12 の入口温度が高いとき、放熱熱交換器 12 の出口の冷媒温度も高くなる。このとき、吸熱熱交換器 13 のエンタルピ差が小さくなるため、所定の吸熱熱量を得ることができない。こうした場合でも、第三の熱交換器において、中間圧の冷媒を第三の流体で冷却すると、吸熱熱交換器 13 におけるエンタルピ差を確保することができる。

【0048】

図 14 は、本実施例における第三の流体を浴槽水とし、浴槽 29 の浴槽水を浴槽水ポンプ 30 により第三の熱交換器 27 に供給するものである。中間圧力冷媒の密度を小さくするために、中間圧力の冷媒温度を高くする必要がある場合は、浴槽水の温度が高いときは第三の熱交換器 27 において浴槽水の熱で冷媒を加熱することが出来る。また、中間圧力冷媒の密度を大きくするために冷媒温度を下げる必要がある場合は、浴槽水の温度が低いときは第三の熱交換器 27 において浴槽水で冷媒を冷却することが出来る。従って、浴槽水を用いて、中間圧力の冷媒密度を調節して、高圧側の冷媒量を制御することが出来る。また、浴槽水で冷媒を加熱する場合、吸熱熱交換器 13 の冷媒出口のエンタルピが大きくなるので、ヒートポンプサイクルの能力を増加させることが出来る。さらに、ヒートポンプサイクルの能力が同一とするとき、吸熱熱交換器 13 における必要な吸熱量が減るために、低圧側冷媒回路 15 の圧力が上昇するため圧縮機 11 の圧縮仕事を低減させることが出来る。一方、浴槽水で冷媒を冷却する場合、吸熱熱交換器 13 のエンタルピ差が大きくなるので、ヒートポンプサイクルの能力を増加させることが出来る。また、加熱媒体の加熱を行いながら、浴槽水を冷媒によって加熱することができるので、浴槽 29 の浴槽水を保温、加熱することが出来る。

10

20

【0049】

尚、本実施例においては、第三の流体を浴槽水としたが、暖房用温水、市水、雨水等の液体や、外気、空調用空気等の気体であっても、中間圧力冷媒の冷却と加熱を行うことが出来るとともに、加熱冷却された第三の流体を再利用することも出来る。

【0050】

尚、本各実施例の放熱熱交換器 12 で加熱される被加熱媒体を給湯水、吸熱熱交換器 13 で吸熱される被吸熱媒体を大気とすると、図 15 に示しようなヒートポンプ給湯機とすることができる。図 15 において、31 は給湯水を加熱する給湯熱交換器、32 は大気から大気熱を集熱する大気熱交換器、33 は被加熱媒体である給湯水が流れる給湯水回路、34 は加熱された給湯水を貯める貯湯タンクである。本格実施例を図 15 のヒートポンプ給湯機に適用することによって、効率がよく、ランニングコストが低い給湯機とすることができる。また、ヒートポンプサイクルの冷媒を二酸化炭素とする場合は、高温高圧域の冷媒のエンタルピが従来のフロン系冷媒の亜臨界サイクルより大きくなることから、図 15 の給湯熱交換器 31 で加熱される給湯水の温度を従来より高温化することができる。従って、貯湯タンク 34 の小型化を図ることが出来る。また、二酸化炭素は自然冷媒であることから、従来のフロン系冷媒より地球環境に負荷を与えない物質であることから、環境負荷が少ないヒートポンプ装置とすることができる。

30

【0051】

尚、本各実施例において、使用する冷媒としては、二酸化炭素の他に、自然冷媒や、HFC 冷媒等種々の物が利用できる。

40

【0052】

また、本各実施例において、減圧手段として高圧側減圧手段 17 と低圧側減圧手段 18 の 2 つを設けたが、この間に減圧手段を追加して複数の中間圧力を設けて、これらを制御することとしても高圧側冷媒回路 14 の冷媒量を制御することが出来る。

【0053】

尚、本各実施例で示す中間圧力とは、所定の減圧幅を得るために設けた高圧側減圧手段と低圧側減圧手段の強制的な減圧作用によって形成され、冷媒回路 16 で保持される圧力であり、熱交換器や配管の圧力損失で生じる圧力低下のことを指すものではない。

【0054】

50

【発明の効果】

以上のように、本発明によれば、高圧側減圧手段と低圧側減圧手段を接続する冷媒回路の圧力をヒートポンプサイクルの高圧と低圧の間の中間圧力とし、この中間圧力を変えると中間圧力の冷媒密度が変化するので、この密度変化に伴って高圧側の冷媒量も変化する。従って、中間圧力を制御すると、高圧側の冷媒量を調節することが出来る。即ち、運転に最適な高圧側の冷媒量を得ることが出来るので装置の高効率化と、冷媒レシーバが不要となるので装置に充填する冷媒量と装置のコスト削減が達成される。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の実施例 1 におけるヒートポンプ装置の構成図

【図 2】同実施例におけるヒートポンプ装置の圧力分布を示す図

10

【図 3】同実施例におけるヒートポンプサイクルの P - h 線図

【図 4】同実施例におけるヒートポンプサイクルの P - h 線図

【図 5】同実施例におけるヒートポンプ装置の構成図

【図 6】本発明の実施例 2 におけるヒートポンプ装置の構成図

【図 7】同実施例におけるヒートポンプサイクルの P - h 線図

【図 8】本発明の実施例 3 におけるヒートポンプ装置の構成図

【図 9】同実施例におけるヒートポンプサイクルの P - h 線図

【図 10】本発明の実施例 4 におけるヒートポンプ装置の構成図

【図 11】同実施例におけるヒートポンプサイクルの P - h 線図

【図 12】本発明の実施例 5 におけるヒートポンプ装置の構成図

20

【図 13】同実施例におけるヒートポンプサイクルの P - h 線図

【図 14】同実施例におけるヒートポンプ装置の構成図

【図 15】同実施例におけるヒートポンプ給湯機の構成図

【図 16】従来のヒートポンプサイクルの構成図

【符号の説明】

1 1、2 2 圧縮機

1 2 放熱熱交換器

1 3 吸熱熱交換器

1 6 冷媒回路

1 7 高圧側減圧手段

30

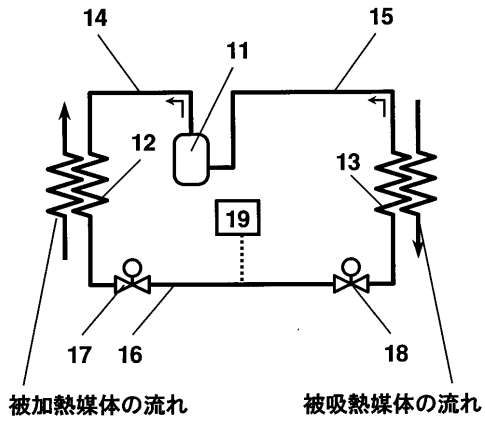
1 8 低圧側減圧手段

1 9、2 0、2 1、2 3、2 5 制御手段

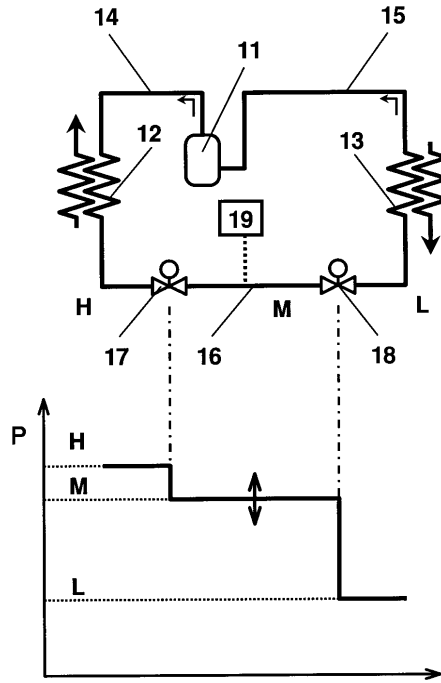
2 7 第三の熱交換器

【 図 1 】

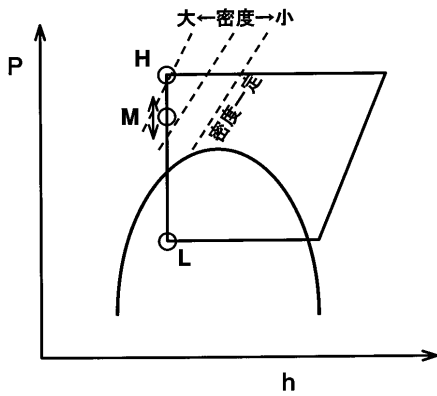
- 11 圧縮機
- 12 放熱熱交換器
- 13 吸熱熱交換器
- 16 冷媒回路
- 17 高压側減圧手段
- 18 低压側減圧手段
- 19 制御手段



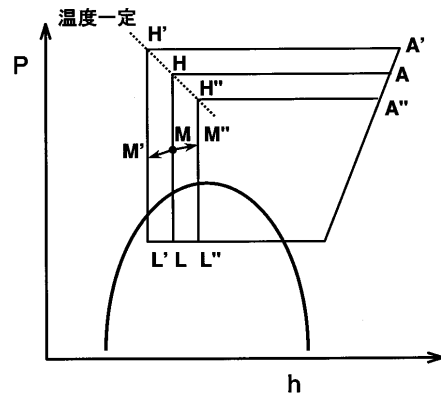
【 図 2 】



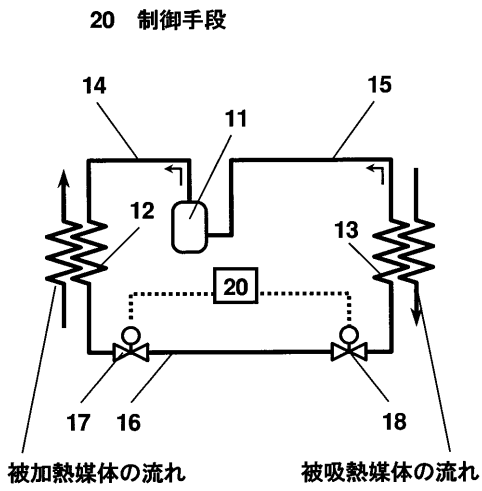
【 図 3 】



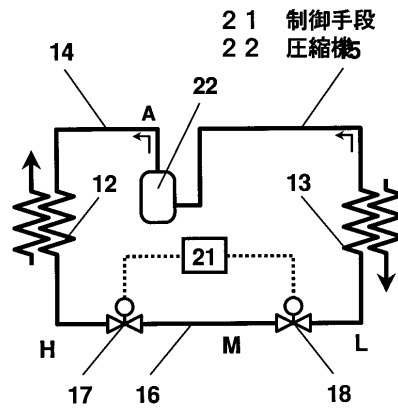
【 図 4 】



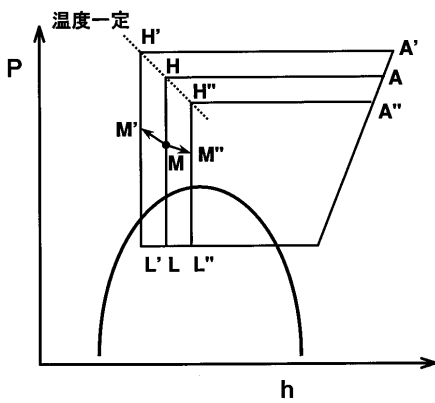
【 図 5 】



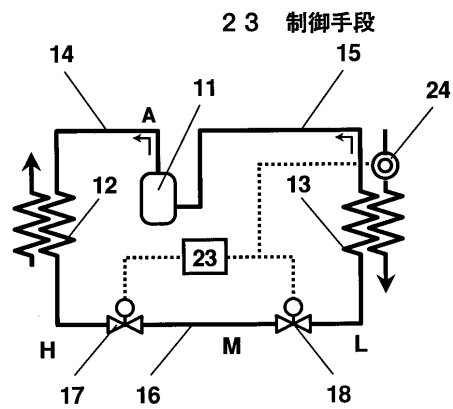
【 図 6 】



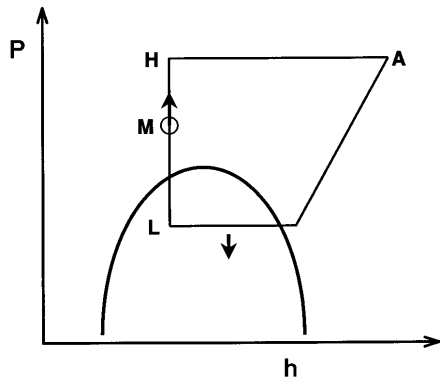
【 図 7 】



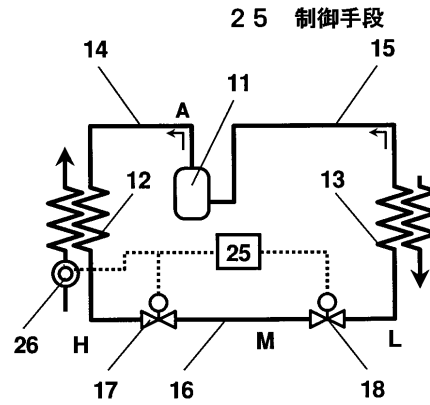
【 図 8 】



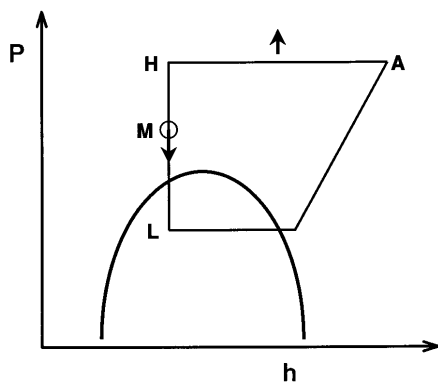
【 図 9 】



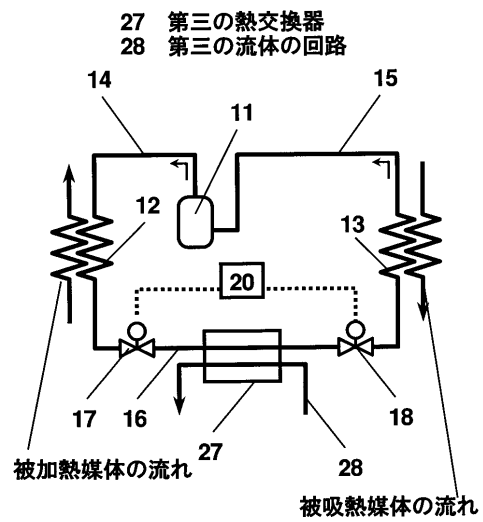
【 図 10 】



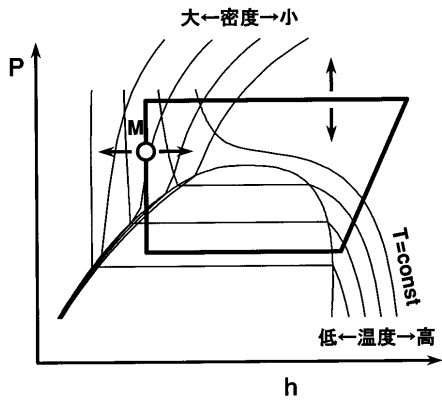
【 図 11 】



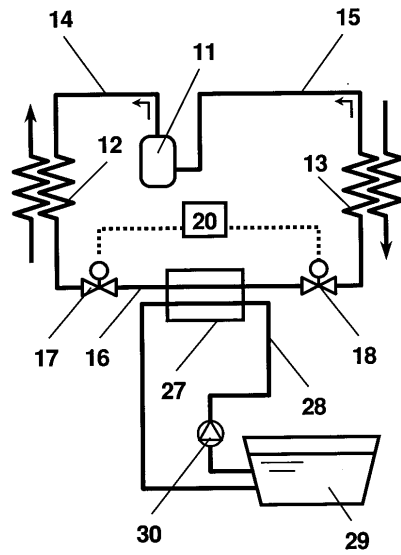
【 図 12 】



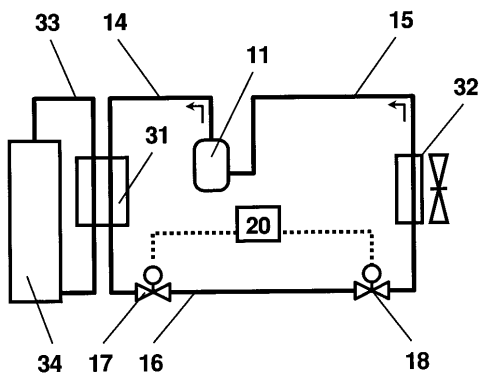
【 图 1 3 】



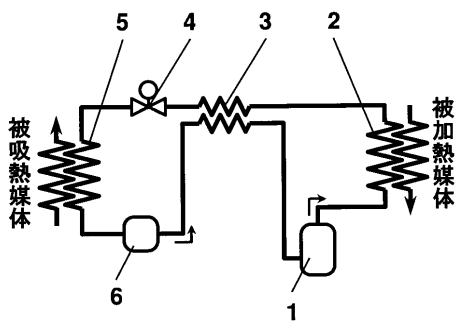
【 图 1 4 】



【 图 1 5 】



【 图 1 6 】



フロントページの続き

- (72)発明者 尾浜 昌宏
大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器産業株式会社内
- (72)発明者 國本 啓次郎
大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器産業株式会社内
- (72)発明者 松本 聡
大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器産業株式会社内
- (72)発明者 近藤 龍太
大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器産業株式会社内
- (72)発明者 岡 浩二
大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器産業株式会社内
- (72)発明者 安木 誠一
大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器産業株式会社内
- (72)発明者 毛 立群
大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器産業株式会社内