

(19) 日本国特許庁 (JP)

## (12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4749228号  
(P4749228)

(45) 発行日 平成23年8月17日 (2011.8.17)

(24) 登録日 平成23年5月27日 (2011.5.27)

(51) Int.Cl.

F I

F 2 4 H 1/00 (2006.01)

F 2 4 D 3/18 (2006.01)

F 2 4 D 3/08 (2006.01)

F 2 5 B 30/02 (2006.01)

F 2 5 B 1/00 (2006.01)

F 2 4 H 1/00 6 1 1 R

F 2 4 H 1/00 6 1 1 B

F 2 4 H 1/00 6 1 1 G

F 2 4 H 1/00 6 1 1 V

F 2 4 D 3/08 H

請求項の数 3 (全 13 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2006-133425 (P2006-133425)  
 (22) 出願日 平成18年5月12日 (2006.5.12)  
 (65) 公開番号 特開2007-303754 (P2007-303754A)  
 (43) 公開日 平成19年11月22日 (2007.11.22)  
 審査請求日 平成20年9月3日 (2008.9.3)

(73) 特許権者 000005049  
 シャープ株式会社  
 大阪府大阪市阿倍野区長池町2番2号  
 (74) 代理人 110001195  
 特許業務法人深見特許事務所  
 (72) 発明者 太田 孝二  
 大阪府大阪市阿倍野区長池町2番2号  
 シャープ株式会社内

審査官 吉澤 伸幸

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ヒートポンプ式給湯機

## (57) 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

第一の冷媒が少なくとも第一の圧縮機及び第一の膨張器を経て循環される第一のヒートポンプサイクルと、

前記第一の冷媒よりも圧力が低い第二の冷媒が、少なくとも第二の圧縮機及び第二の膨張器を経て循環される第二のヒートポンプサイクルと、

前記第一の冷媒及び／又は前記第二の冷媒と水との間で熱交換を行う水熱交換器と、

前記水熱交換器で加熱された温水を貯留する貯湯タンクと、

前記第一の冷媒及び前記第二の冷媒と室外空気との間で熱交換を行う共通の室外空気熱交換器と、

を備えてなり、

前記第一のヒートポンプサイクルが、前記水熱交換器で加熱された温水を前記貯湯タンクに貯留する貯湯運転の実行時に稼働され、

前記第二のヒートポンプサイクルが、前記水熱交換器で加熱された温水を所定の給湯口から給湯する瞬間給湯運転の実行時に稼働され、

前記室外空気熱交換器において前記第二の冷媒と室外空気との間で熱交換が行われる熱交換面積が、前記第一の冷媒と室外空気との間で熱交換が行われる熱交換面積よりも大きい関係にあることを特徴とするヒートポンプ式給湯機。

## 【請求項 2】

第一の冷媒が少なくとも第一の圧縮機及び第一の膨張器を経て循環される第一のヒート

ポンプサイクルと、

前記第一の冷媒よりも圧力が低い第二の冷媒が、少なくとも第二の圧縮機及び第二の膨張器を経て循環される第二のヒートポンプサイクルと、

前記第一の冷媒及び／又は前記第二の冷媒と水との間で熱交換を行う水熱交換器と、

前記水熱交換器で加熱された温水を貯留する貯湯タンクと、

を備えてなり、

前記第一のヒートポンプサイクルが、前記水熱交換器で加熱された温水を前記貯湯タンクに貯留する貯湯運転の実行時に稼働され、

前記第二のヒートポンプサイクルが、前記水熱交換器で加熱された温水を所定の給湯口から給湯する瞬間給湯運転の実行時に稼働され、

前記水熱交換器が、前記第一の冷媒及び前記第二の冷媒と水との間で熱交換を行う共通の水熱交換器であって、

前記水熱交換器において前記第二の冷媒と水との間で熱交換が行われる熱交換面積が、前記第一の冷媒と水との間で熱交換が行われる熱交換面積よりも大きい関係にあることを特徴とするヒートポンプ式給湯機。

#### 【請求項3】

第一の冷媒が少なくとも第一の圧縮機及び第一の膨張器を経て循環される第一のヒートポンプサイクルと、

前記第一の冷媒よりも圧力が低い第二の冷媒が、少なくとも第二の圧縮機及び第二の膨張器を経て循環される第二のヒートポンプサイクルと、

前記第一の冷媒及び／又は前記第二の冷媒と水との間で熱交換を行う水熱交換器と、

前記水熱交換器で加熱された温水を貯留する貯湯タンクと、

前記第一の冷媒及び前記第二の冷媒と室外空気との間で熱交換を行う共通の室外空気熱交換器と、

を備えてなり、

前記第一のヒートポンプサイクルが、前記水熱交換器で加熱された温水を前記貯湯タンクに貯留する貯湯運転の実行時に稼働され、

前記第二のヒートポンプサイクルが、前記水熱交換器で加熱された温水を所定の給湯口から給湯する瞬間給湯運転の実行時に稼働され、

前記室外空気熱交換器において前記第二の冷媒と室外空気との間で熱交換が行われる熱交換面積が、前記第一の冷媒と室外空気との間で熱交換が行われる熱交換面積よりも大きい関係にあり、

前記水熱交換器が、前記第一の冷媒及び前記第二の冷媒と水との間で熱交換を行う共通の水熱交換器であって、

前記水熱交換器において前記第二の冷媒と水との間で熱交換が行われる熱交換面積が、前記第一の冷媒と水との間で熱交換が行われる熱交換面積よりも大きい関係にあることを特徴とするヒートポンプ式給湯機。

#### 【発明の詳細な説明】

#### 【技術分野】

#### 【0001】

本発明は、圧縮機や膨張器などが設けられたヒートポンプサイクル内に循環する冷媒との熱交換によって水を加熱して給湯するヒートポンプ式給湯機に関し、特に、熱交換効率やエネルギー消費効率などの特性の異なる冷媒を用いた二つのヒートポンプサイクルを具備するヒートポンプ式給湯機に関するものである。

#### 【背景技術】

#### 【0002】

従来から、圧縮機や膨張器などが設けられたヒートポンプサイクル内に循環する冷媒との熱交換によって水を加熱して給湯するヒートポンプ式給湯機が周知である。前記ヒートポンプ式給湯機では、前記冷媒との熱交換により加熱された温水を給湯口から直接給湯する瞬間給湯運転や、前記冷媒との熱交換により加熱された温水を貯湯タンクに貯留するた

10

20

30

40

50

めの貯湯運転が実行される。なお、前記瞬間給湯運転では、水を瞬時に加熱して給湯する必要があるため瞬間的な高い加熱能力が必要となるが、前記貯湯運転では、徐々に温水を貯湯タンクに貯留すればよいので瞬間的な加熱能力は比較的低くてもかまわない。

ここに、前記ヒートポンプ式給湯機で用いられる冷媒は、例えば炭酸ガス冷媒やHFC冷媒などである。前記炭酸ガス冷媒は、その冷媒の特性として水を高温（例えば90程度）まで加熱することができる。一方、前記HFC冷媒は、冷媒の特性上比較的低温（例えば65程度）までしか水を加熱することができない。しかし、例えば空調用機器や温水暖房用機器などに用いた場合、エネルギー消費効率（COP）は、前記炭酸ガス冷媒を用いるよりも前記HFC冷媒を用いる方が優れている。

【0003】

10

一方、特許文献1には、CO<sub>2</sub>冷媒（炭酸ガス冷媒の一例）が用いられたヒートポンプサイクル（以下「CO<sub>2</sub>サイクル」という）と、R410A冷媒（HFC冷媒の一例）が用いられたヒートポンプサイクル（以下「R410Aサイクル」という）とを併せ持つヒートポンプ式給湯システムが示されている。このヒートポンプ式給湯システムでは、給湯する温水の温度に応じて前記CO<sub>2</sub>サイクル及び前記R410Aサイクルのいずれか一方が稼働される。

【特許文献1】特開2005-83585号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

20

ところで、仮に前記CO<sub>2</sub>サイクルを用いて前記瞬間給湯運転を行う場合には、その瞬間給湯運転において高い給湯性能（給湯温度や給湯量など）を得るために、該CO<sub>2</sub>サイクルの圧縮機を高出力可能に構成して、瞬間的な高い加熱能力を得る必要がある。

しかしながら、前記CO<sub>2</sub>冷媒は前記R410A冷媒よりも高い圧力で圧縮されて用いられるため、該CO<sub>2</sub>冷媒が循環される前記CO<sub>2</sub>サイクルで用いられる圧縮機、室外熱交換器、水熱交換器をはじめとするサイクル関連部品には、前記R410Aサイクルで用いられる圧縮機、室外熱交換器、水熱交換器をはじめとするサイクル関連部品よりも高い耐圧性能が要求される。そのため、前記CO<sub>2</sub>サイクルの圧縮機を高出力可能に構成する場合には、前記R410Aサイクルの圧縮機を高出力可能に構成する場合に比べて、圧縮機、室外熱交換器、水熱交換器をはじめとするサイクル関連部品のサイズ、材料の厚みが大きくなり、また、コストも高くなる。

30

従って、本発明は上記事情に鑑みてなされたものであり、その目的とするところは、瞬間給湯運転において瞬間的な高い加熱能力を得るための装置サイズの拡大やコストの増大をできる限り抑制することのできるヒートポンプ式給湯機を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0005】

上記目的を達成するために本発明は、第一の冷媒が少なくとも第一の圧縮機及び第一の膨張器を経て循環される第一のヒートポンプサイクルと、前記第一の冷媒よりも圧力が低い第二の冷媒が、少なくとも第二の圧縮機及び第二の膨張器を経て循環される第二のヒートポンプサイクルと、前記第一の冷媒及び／又は前記第二の冷媒と水との間で熱交換を行う水熱交換器と、前記水熱交換器で加熱された温水を貯留する貯湯タンクと、を備えてなり、前記第一のヒートポンプサイクルが、前記水熱交換器で加熱された温水を前記貯湯タンクに貯留する貯湯運転の実行時に稼働され、前記第二のヒートポンプサイクルが、前記水熱交換器で加熱された温水を所定の給湯口から給湯する瞬間給湯運転の実行時に稼働されてなることを特徴とするヒートポンプ式給湯機として構成される。ここに、例えば前記第一の冷媒は炭酸ガス冷媒であり、前記第二の冷媒はHFC冷媒である。

40

このような構成によれば、前記第一の冷媒よりも圧力が低い前記第二の冷媒が循環される前記第二のヒートポンプサイクルの前記第二の圧縮機を高出力可能に構成することで、前記瞬間給湯運転において瞬間的な高い加熱能力を得ることができる。したがって、前記第二の圧縮機よりも高い耐圧性能が要求される前記第一の圧縮機を高出力可能に構成する

50

場合に比べて、装置サイズの拡大やコストの増大を抑制することができる。

【 0 0 0 6 】

また、前記第一の冷媒及び前記第二の冷媒と室外空気との間で熱交換を行う共通の室外空気熱交換器を更に備えてなる構成では、前記室外空気熱交換器において前記第二の冷媒と室外空気との間で熱交換が行われる熱交換面積が、前記第一の冷媒と室外空気との間で熱交換が行われる熱交換面積よりも大きい関係にあることが望ましい。具体的には、前記室外空気熱交換器内において前記第二の冷媒が流通する配管が、該室外空気熱交換器内において前記第一の冷媒が流通する配管よりも長いことが考えられる。

これにより、前記第二の圧縮機を高出力可能に構成した場合に、前記第二のヒートポンプサイクルによる瞬間的な加熱能力をより効果的に高めることができる。

10

また、前記水熱交換器が、前記第一の冷媒及び前記第二の冷媒と水との間で熱交換を行う共通の水熱交換器である構成では、前記水熱交換器において前記第二の冷媒と水との間で熱交換が行われる熱交換面積が、前記第一の冷媒と水との間で熱交換が行われる熱交換面積よりも大きい関係にあることが望ましい。具体的には、前記水熱交換器内において前記第二の冷媒が流通する配管が、該水熱交換器内において前記第一の冷媒が流通する配管よりも長いことが考えられる。

これにより、前記第二の圧縮機を高出力可能に構成した場合に、前記第二のヒートポンプサイクルによる瞬間的な加熱能力をより効果的に高めることができる。

【 0 0 0 7 】

ところで、前記瞬間給湯運転の実行時における前記第二のヒートポンプサイクルの加熱負荷が所定の大きさ以上である場合には、そのことを条件に、前記第一のヒートポンプサイクルと共に稼働することが望ましい。これにより、前記第二のヒートポンプサイクルの加熱負荷が、該第二のヒートポンプサイクルの加熱能力を超える場合に、その足りない分の加熱負荷を前記第一のヒートポンプサイクルに分散することができる。例えば、前記第二のヒートポンプサイクルが、空気調和機、風呂回路及び床暖房装置のいずれか一又は複数で兼用される構成であり、これらの稼働と前記瞬間給湯運転とが同時に実行され、前記第二のヒートポンプサイクルに所定の大きさ以上の加熱負荷が作用する場合に好適である。

20

【 発明の効果 】

【 0 0 0 8 】

本発明によれば、前記第一の冷媒よりも圧力が低い前記第二の冷媒が循環される前記第二のヒートポンプサイクルの前記第二の圧縮機を高出力可能に構成することで、前記瞬間給湯運転において瞬間的な高い加熱能力を得ることができる。したがって、前記第二の圧縮機よりも高い耐圧性能が要求される前記第一の圧縮機を高出力可能に構成する場合に比べて、装置サイズの拡大やコストの増大を抑制することができる。

30

【 発明を実施するための最良の形態 】

【 0 0 0 9 】

以下添付図面を参照しながら、本発明の実施の形態について説明し、本発明の理解に供する。尚、以下の実施の形態は、本発明を具体化した一例であって、本発明の技術的範囲を限定する性格のものではない。

40

ここに、図 1 は本発明の実施の形態に係るヒートポンプ式給湯機 X の概略構成図である。

図 1 に示すように、前記ヒートポンプ式給湯機 X は、炭酸ガス冷媒の一例である  $\text{CO}_2$  冷媒（第一の冷媒の一例）が循環されるヒートポンプサイクル 1（第一のヒートポンプサイクルの一例、以下「 $\text{CO}_2$  サイクル 1」という）と、前記炭酸ガス冷媒よりも圧力が低い HFC 冷媒の一例である R410A 冷媒（第二の冷媒の一例）が循環されるヒートポンプサイクル 2（第二のヒートポンプサイクルの一例、以下「R410A サイクル 2」という）と、流水経路 30a ~ 30i と、循環ポンプ 34 と、前記  $\text{CO}_2$  サイクル 1 及び前記 R410A サイクル 2 に共通の水熱交換器 32 と、前期水熱交換器 32 で加熱された温水を貯留する貯湯タンク 31 と、前記  $\text{CO}_2$  サイクル 1 及び前記 R410A サイクル 2 に共

50

通の室外空気熱交換器 13 と、流水切換弁 41 ~ 45 と、風呂回路 7 と、を備えて概略構成されている。また、前記ヒートポンプ式給湯機 X は、CPU や RAM、ROM などを持ってなり、当該ヒートポンプ式給湯機 X を統括的に制御する不図示の制御部を備えている。

#### 【0010】

ここに、前記 CO<sub>2</sub> 冷媒は、前記 R410A 冷媒と異なる特性を持ち、冷媒の特性として水を高温（90 程度）まで加熱することができるが、エネルギー消費効率（COP）が比較的低い。また、前記 R410A 冷媒は、前記 CO<sub>2</sub> 冷媒と異なる特性を持ち、該 CO<sub>2</sub> 冷媒に比べて水を低温（65 程度）までしか加熱することができないが、エネルギー消費効率（COP）は高いので、比較的低い沸上げ温度に適している。後述するように、前記ヒートポンプ式給湯機 X では、前記 CO<sub>2</sub> 冷媒が循環される CO<sub>2</sub> サイクル 1 が主に貯湯運転で用いられ、前記 R410A 冷媒が循環される R410A サイクル 2 が主に瞬間給湯運転で用いられる。

10

なお、前記 R410A 冷媒の他の例としては、例えば R407C/E、R404A、R507A、R134a 等がある。また、前記ヒートポンプ式給湯機 X に用いられる二つの異なる冷媒は、炭酸ガス冷媒及び HFC 冷媒に限られるものではなく、熱交換効率やエネルギー消費効率などの特性が異なる冷媒を用いればよい。

#### 【0011】

前記流水経路 30a は、給水口から前記貯湯タンク 31、前記循環ポンプ 34、前記流水切換弁 41 を経て流水経路 30c に続く水の流通経路であり、前記流水経路 30b は、給水口或いは流水経路 30f から前記流水切換弁 41 を経て流水経路 30c に続く水の流通経路である。前記貯湯タンク 31 の下層には給水口から供給された水が貯留され、上層には前記水熱交換器 32 で加熱された高温の温水が貯留される。

20

また、前記流水経路 30c は、前記流水切換弁 41 から前記水熱交換器 32 に続く水の流通経路である。そして、前記水熱交換器 32 から流出した水は、給湯口に続く流水経路 30d に流入する。

前記流水経路 30d は、該流水経路 30d 上に設けられた流水切換弁 42、44、45 により、前記貯湯タンク 31 に続く流水経路 30e、前記風呂回路 7 の後述する風呂追焚用熱交換器 72 が設けられた流水経路 30f、前記風呂回路 7 の後述する浴槽 74 へ続く流水経路 30g と接続されている。したがって、前記制御部によって前記流水切換弁 42、44、45 が制御されることにより、前記流水経路 30d 上の水は、前記貯湯タンク 31 や前記風呂追焚用熱交換器 72、前記浴槽 74 に供給される。

30

なお、前記流水経路 30h は、前記貯湯タンク 31 から前記流水切換弁 43 を経て給湯口に続く水の流通経路、前記流通経路 30i は、給水口から前記流水切換弁 43 を経て給湯口に続く水の流通経路である。

#### 【0012】

前記水熱交換器 32 は、前記 CO<sub>2</sub> サイクル 1 及び前記 R410A サイクル 2 に共通するものであって、前記 CO<sub>2</sub> サイクル 1 に循環される CO<sub>2</sub> 冷媒や前記 R410A サイクル 2 に循環される R410A 冷媒と、前記流水経路 30c 上を流れる水との間で熱交換を行うものである。

40

例えば、前記水熱交換器 32 は、該水熱交換器 32 内に設けられて前記 CO<sub>2</sub> 冷媒が流通する配管 14 と前記流水経路 30c 上に設けられて水が流通する配管 33、前記 R410A 冷媒が流通する配管 25 と前記配管 33 が共に接触するように構成されている。これにより、前記水熱交換器 32 では、前記 CO<sub>2</sub> サイクル 1 の稼働時には前記 CO<sub>2</sub> 冷媒と前記流水経路 30c 上を流れる水との間、前記 R410A サイクル 2 の稼働時には前記 R410A 冷媒と前記流水経路 30c 上を流れる水との間、前記 CO<sub>2</sub> サイクル 1 及び前記 R410A サイクル 2 の稼働時には前記 CO<sub>2</sub> 冷媒及び前記 R410A 冷媒と前記流水経路 30c 上を流れる水との間で熱交換が行われ、該流水経路 30c 上の水が加熱される。従って、前記ヒートポンプ式給湯機 X では、前記 CO<sub>2</sub> サイクル 1 及び前記 R410A サイクル 2 を同時に稼働させることにより、個々の加熱能力以上の加熱能力を発揮することが

50

できる。

ここで、前記水熱交換器 3 2 は、前記 R 4 1 0 A 冷媒と水との間で熱交換が行われる熱交換面積が、前記 C O<sub>2</sub> 冷媒と水との間で熱交換が行われる熱交換面積よりも大きくなるように設計されている。即ち、前記水熱交換器 3 2 における水との熱交換能力は、前記 C O<sub>2</sub> 冷媒よりも前記 R 4 1 0 A 冷媒の方が高い。例えば、前記水熱交換器 3 2 において前記 R 4 1 0 A 冷媒が流通する冷媒配管が、前記 C O<sub>2</sub> 冷媒冷媒が流通する冷媒配管よりも長く設計されることが考えられる。このように、低圧サイクル ( R 4 1 0 A サイクル 2 ) の熱交換能力を高くするほうが、高圧サイクル ( C O<sub>2</sub> サイクル 1 ) の熱交換能力を高くするよりも、各部品の設計圧力を低くできるため、コストの増大を抑制できる。

【 0 0 1 3 】

10

また、前記室外空気熱交換器 1 3 は、前記 C O<sub>2</sub> サイクル 1 及び前記 R 4 1 0 A サイクル 2 に共通するものであって、前記 C O<sub>2</sub> サイクル 1 に循環される C O<sub>2</sub> 冷媒や前記 R 4 1 0 A サイクル 2 に循環される R 4 1 0 A 冷媒と室外空気との間で熱交換を行うことにより該 C O<sub>2</sub> 冷媒や該 R 4 1 0 A 冷媒を加熱或いは冷却するものである。

ここで、前記室外空気熱交換器 1 3 は、前記 R 4 1 0 A 冷媒と室外空気との間で熱交換が行われる熱交換面積が、前記 C O<sub>2</sub> 冷媒と室外空気との間で熱交換が行われる熱交換面積よりも大きくなるように設計されている。即ち、前記室外空気熱交換器 1 3 における室外空気との熱交換能力は、前記 C O<sub>2</sub> 冷媒よりも前記 R 4 1 0 A 冷媒の方が高い。例えば、前記室外空気熱交換器 1 3 において前記 R 4 1 0 A 冷媒が流通する冷媒配管が、前記 C O<sub>2</sub> 冷媒冷媒が流通する冷媒配管よりも長く設計されることが考えられる。

20

【 0 0 1 4 】

前記風呂回路 7 は、前記流水経路 3 0 f 上に設けられた風呂追焚用熱交換器 7 2 及び循環ポンプ 7 1 と、前記流水経路 3 0 g 上に設けられた浴槽 7 4 と、該浴槽 7 4、前記風呂追焚用熱交換器 7 2 及び循環ポンプ 7 3 を順に接続する風呂水追焚経路 7 5 と、を有して構成されている。

前記風呂回路 7 では、前記制御部によって前記流水切換弁 4 5 が制御されることにより、前記水熱交換器 3 2 で加熱されて前記流水経路 3 0 d 上を流れる温水が前記浴槽 7 4 に供給される。

また、前記風呂回路 7 では、前記制御部によって前記循環ポンプ 7 1 及び前記循環ポンプ 7 3 が駆動され、前記流水切換弁 4 4 が制御されることにより、前記流水切換弁 4 4 から前記風呂追焚用熱交換器 7 2 に流入する温水と、前記浴槽 7 4 から前記風呂水追焚経路 7 5 を経て前記風呂追焚用熱交換器 7 2 流入する風呂水との間で熱交換が行われる。即ち、前記風呂回路 7 では、前記水熱交換器 3 2 で加熱されて前記流水経路 3 0 d 上を流れる温水を熱媒体として、前記浴槽 7 4 に貯留された風呂水が加熱 ( 追い焚き ) される。なお、前記風呂回路 7 に換えて、床暖房装置や浴室乾燥機などの加熱手段を用いることも他の実施例として考えられる。

30

【 0 0 1 5 】

次に、前記 C O<sub>2</sub> サイクル 1 及び前記 R 4 1 0 A サイクル 2 各々の構成について説明する。

前記 C O<sub>2</sub> サイクル 1 は、圧縮機 1 1、前記水熱交換器 3 2、膨張器 1 2、前記室外空気熱交換器 1 3 及び前記圧縮機 1 1 を順に接続する冷媒循環経路 1 0 を有して構成されている。ここで、前記圧縮機 1 1 では、前記 C O<sub>2</sub> 冷媒が、前記 R 4 1 0 A 冷媒よりも高い圧力で圧縮されて吐出される。

40

前記冷媒循環経路 1 0 では、前記制御部 ( 不図示 ) によって前記圧縮機 1 1 が駆動されることにより、前記 C O<sub>2</sub> 冷媒が図示する矢印方向に循環される。これにより、前記 C O<sub>2</sub> サイクル 1 では、前記圧縮機 1 1 において圧縮して吐出された高温高圧の前記 C O<sub>2</sub> 冷媒が、前記水熱交換器 3 2 において前記流水経路 3 0 c 上を流れる水と熱交換されて冷却された後、前記膨張器 1 2 において膨張する。その後、前記膨張器 1 2 で膨張した低温低圧の前記 C O<sub>2</sub> 冷媒は、前記室外空気熱交換器 1 3 において室外空気と熱交換されて吸熱し気化した後、再度前記圧縮機 1 1 に流入する。なお、前記水熱交換器 3 2 における前記 C

50

CO<sub>2</sub>冷媒と水との流通方向が反対であるため、該CO<sub>2</sub>冷媒と水との熱交換は効率的に行われる。

【0016】

一方、前記R410Aサイクル2は、前記R410A冷媒が循環される冷媒循環経路81～83を有して構成されている。

前記冷媒循環経路81は、圧縮機21、四方弁24、冷媒切換弁51、52、前記水熱交換器32、膨張器22a、冷媒切換弁53、54、前記室外空気熱交換器13、冷媒切換弁56、前記四方弁24及び前記圧縮機21を順に接続するものである。

前記圧縮機21では、前記R410A冷媒が前記CO<sub>2</sub>冷媒よりも低い圧力で圧縮されて吐出される。

10

他方、前記圧縮機21の出力は、前記圧縮機11に比べて高出力可能に構成されている。このように、前記圧縮機21を高出力可能に構成することにより、前記R410Aサイクル2における瞬間的な加熱能力を高めることができる。例えば、後述する瞬間給湯運転や冷暖房運転において高い加熱能力を発揮して、高い給湯性能や冷暖房性能を得ることができる。

ところで、前記圧縮機11を高出力可能に構成しているが、前記圧縮機21に要求される耐圧性能は、前記圧縮機11に要求される耐圧性能よりも低いため、該圧縮機11を高出力可能に構成する場合に比べて、当該ヒートポンプ式給湯機Xのサイズの拡大やコストの増大は抑制されている。

【0017】

20

前記冷媒循環経路81では、前記圧縮機21において圧縮して吐出された高温高压の前記R410A冷媒が、前記四方弁24及び前記冷媒切換弁51、52を経て前記水熱交換器32に達する。そして、前記R410A冷媒は、前記水熱交換器32において前記流水経路30c上を流れる水と熱交換されて冷却される。その後、前記R410A冷媒は、前記膨張器22aにおいて膨張する。そして、前記膨張器22aで膨張した低温低压の前記R410A冷媒は、前記冷媒切換弁53、54を経て前記室外空気熱交換器13において室外空気と熱交換されて吸熱し気化した後、前記冷媒切換弁56、前記四方弁24を経て再度前記圧縮機21に流入する。

前記R410Aサイクル2では、前記のように前記R410A冷媒が前記冷媒循環経路81に循環されることにより、前記流水経路30c上を矢印方向に流れる水が、前記水熱交換器32における前記R410A冷媒との熱交換によって65程度まで加熱される。なお、前記水熱交換器32における前記R410A冷媒と水との流通方向が反対であるため、該R410A冷媒と水との熱交換は効率的に行われる

30

【0018】

また、前記冷媒循環経路82は、前記圧縮機21、前記四方弁24、前記冷媒切換弁56、52、前記水熱交換器32、前記膨張器22a、前記冷媒切換弁53、55、室内空気熱交換器4、前記冷媒切換弁51、前記四方弁24及び前記圧縮機21を順に接続するものである。前記冷媒循環経路82は、給湯と冷房とを同時に行う場合に用いられる。

前記室内空気熱交換器4は、室内の冷暖房を行う空気調和機（不図示）に設けられ、前記R410Aサイクル2に循環される前記R410A冷媒と室内空気との間で熱交換を行うことにより室内空気を加熱或いは冷却するものである。

40

前記冷媒循環経路82では、前記圧縮機21において圧縮して吐出された高温高压の前記R410A冷媒が、前記四方弁24及び前記冷媒切換弁56、52を経て前記水熱交換器32に達する。そして、前記R410A冷媒は、前記水熱交換器32において前記流水経路30e上を流れる水と熱交換されて冷却される。その後、前記R410A冷媒は、前記膨張器22aにおいて膨張する。そして、前記膨張器22aで膨張した低温低压の前記R410A冷媒は、前記冷媒切換弁53、55を経て前記室内空気熱交換器4において室内空気と熱交換されて吸熱し気化した後、前記冷媒切換弁51、前記四方弁24を経て再度前記圧縮機21に流入する。

前記R410Aサイクル2では、前記のように前記R410A冷媒が前記冷媒循環経路

50

8 2 に循環されることにより，前記流水経路 3 0 c 上を矢印方向に流れる水が，前記水熱交換器 3 2 における前記 R 4 1 0 A 冷媒との熱交換によって 6 5 程度まで加熱される。なお，前記水熱交換器 3 2 における前記 R 4 1 0 A 冷媒と水との流通方向が反対であるため，該 R 4 1 0 A 冷媒と水との熱交換は効率的に行われる。

また，前記室内空気熱交換器 4 では，前記 R 4 1 0 A 冷媒と室内空気との間の熱交換より室内空気が冷却されるため，室内の冷房が実現される。即ち，前記冷媒循環経路 8 2 では，前記室外空気熱交換器 1 3 を用いることなく，前記室内空気熱交換器 4 における冷房の排熱を利用して給湯を行うことが可能である。

#### 【 0 0 1 9 】

一方，前記冷媒循環経路 8 3 は，前記圧縮機 2 1，前記四方弁 2 4，前記冷媒切換弁 5 1，前記室内空気熱交換器 4，前記冷媒切換弁 5 5，膨張器 2 2 b，前記冷媒切換弁 5 4，前記室外空気熱交換器 1 3，前記冷媒切換弁 5 6，前記四方弁 2 4 及び前記圧縮機 2 1 を順に接続するものである。

前記 R 4 1 0 A サイクル 2 では，前記 R 4 1 0 A 冷媒が前記冷媒循環経路 8 3 において図示する実線矢印方向に循環されることにより暖房運転が行われ，図示する破線矢印方向に循環されることにより冷房運転が行われる。以下，具体的に説明する。

#### 【 0 0 2 0 】

##### ( 1 ) 暖房運転について

ユーザにより前記ヒートポンプ式給湯機 X に対して，不図示の操作部から暖房運転の開始が要求されると，該ヒートポンプ式給湯機 X では，前記制御部（不図示）によって前記圧縮機 2 1 及び前記四方弁 2 4 が制御され，前記 R 4 1 0 A サイクル 2 の冷媒循環経路 8 3 において前記 R 4 1 0 A 冷媒の実線矢印方向の循環が開始される。このとき，前記四方弁 2 4 内部では図示する実線経路が確立されている。

具体的には，前記圧縮機 2 1 において圧縮して吐出された高温高压の前記 R 4 1 0 A 冷媒が，前記四方弁 2 4 及び前記冷媒切換弁 5 1 を経て前記室内空気熱交換器 4 に達する。そして，前記 R 4 1 0 A 冷媒は，前記室内空気熱交換器 4 において室内の空気と熱交換されて冷却される。その後，前記 R 4 1 0 A 冷媒は，前記冷媒切換弁 5 5 を経て前記膨張器 2 2 b において膨張する。そして，前記膨張器 2 2 b において膨張した低温低压の前記 R 4 1 0 A 冷媒は，前記冷媒切換弁 5 4 を経て前記室外空気熱交換器 1 3 において室外空気と熱交換されて吸熱し気化した後，前記四方弁 2 4 を経て再度前記圧縮機 2 1 に流入する。

前記 R 4 1 0 A サイクル 2 では，前記のように前記 R 4 1 0 A 冷媒が前記冷媒循環経路 8 3 において実線矢印方向に循環されることにより，室内の空気が，前記室内空気熱交換器 4 における前記 R 4 1 0 A 冷媒との熱交換によって加熱される。即ち，前記ヒートポンプ式給湯機 X によって暖房が実現される。

#### 【 0 0 2 1 】

##### ( 2 ) 冷房運転について

また，ユーザにより前記ヒートポンプ式給湯機 X に対して，不図示の操作部から冷房運転の開始が要求されると，該ヒートポンプ式給湯機 X では，前記制御部（不図示）によって前記圧縮機 2 1 及び前記四方弁 2 4 が制御され，前記 R 4 1 0 A サイクル 2 の冷媒循環経路 8 3 において前記 R 4 1 0 A 冷媒の破線矢印方向の循環が開始される。このとき，前記四方弁 2 4 内部では図示する破線経路が確立されている。

具体的には，前記圧縮機 2 1 において圧縮して吐出された高温高压の前記 R 4 1 0 A 冷媒が，前記四方弁 2 4，前記冷媒切換弁 5 6 を経て前記室外空気熱交換器 1 3 に達する。そして，前記 R 4 1 0 A 冷媒は，前記室外空気熱交換器 1 3 において室外空気と熱交換されて冷却される。その後，前記 R 4 1 0 A 冷媒は，前記冷媒切換弁 5 4 を経て前記膨張器 2 2 b において膨張する。そして，前記膨張器 2 2 b において膨張した低温低压の前記 R 4 1 0 A 冷媒は，前記冷媒切換弁 5 5 を経て前記室内空気熱交換器 4 において室内空気と熱交換されて吸熱し気化した後，前記前記冷媒切換弁 5 1，前記四方弁 2 4 を経て再度前記圧縮機 2 1 に流入する。



前記 R 4 1 0 A サイクル 2 では、前記のように前記 R 4 1 0 A 冷媒が前記冷媒循環経路 8 3 において破線矢印方向に循環されることにより、室内の空気が、前記室内空気熱交換器 4 における前記 R 4 1 0 A 冷媒との熱交換によって冷却される。即ち、前記ヒートポンプ式給湯機 X によって冷房が実現される。

#### 【 0 0 2 2 】

また、当該ヒートポンプ式給湯機 X では、前記制御部（不図示）によって前記各構成要素が制御されることにより、給水口から供給された水を前記水熱交換器 3 2 によって加熱して給湯口から直接給湯する瞬間給湯運転や、前記貯湯タンク 3 1 から供給された水を前記水熱交換器 3 2 によって加熱して前記貯湯タンク 3 1 に還流する貯湯運転が行われる。

本発明の実施の形態に係る前記ヒートポンプ式給湯機 X では、前記 C O<sub>2</sub> サイクル 1 が主に前記貯湯運転に用いられ、前記 R 4 1 0 A サイクル 2 が主に前記瞬間給湯運転に用いられる。以下、前記貯湯運転及び前記瞬間給湯運転について説明する。

#### 【 0 0 2 3 】

##### （ 1 ）貯湯運転について

前記貯湯運転では瞬間的な高い加熱能力が要求されず、徐々に前記貯留タンク 3 1 内の水を加熱すればよいため、該貯湯運転の実行時には前記 C O<sub>2</sub> サイクル 1 が前記制御部によって稼働される。これにより、前記 C O<sub>2</sub> サイクル 1 に前記 C O<sub>2</sub> 冷媒が循環される。

そして、前記制御部によって前記循環ポンプ 3 4 が駆動され、前記流水切換弁 4 1 及び 4 2 が制御されることにより、前記貯湯タンク 3 1 から供給された水が前記流水経路 3 0 a , 3 0 c , 3 0 d , 前記貯湯タンク 3 1 の順に温水が循環される。これにより、前記流水経路 3 0 c 上の前記水熱交換器 3 2 における前記 C O<sub>2</sub> 冷媒との熱交換によって加熱された温水が、前記貯湯タンク 3 1 に貯留される。このとき、前記貯湯タンク 3 1 に貯留される温水は、前記 C O<sub>2</sub> 冷媒との熱交換によって加熱された例えば 9 0 程度の高温の温水であるため、該貯湯タンク 3 1 のサイズを小さくすることができる。

#### 【 0 0 2 4 】

##### （ 2 ）瞬間給湯運転について

一方、前記瞬間給湯運転では、十分な給湯温度や給湯量を得るために瞬間的な高い加熱能力が要求されるため、高出力可能な前記圧縮機 2 1 が設けられた前記 R 4 1 0 A サイクル 2 が稼働される。これにより、前記 R 4 1 0 A サイクル 2 の前記冷媒循環経路 8 1 に前記 R 4 1 0 A 冷媒が循環される。

そして、前記制御部によって前記流水切換弁 4 1 及び 4 2 が制御されることにより、前記給水口から供給された水が前記流水経路 3 0 b , 3 0 c , 3 0 d , 前記給湯口の順に流通される。これにより、前記流水経路 3 0 c 上の前記水熱交換器 3 2 における前記 R 4 1 0 A 冷媒との熱交換によって加熱された温水が前記給湯口から直接給湯される。このとき、前記 R 4 1 0 A サイクル 2 の圧縮機 2 1 は、前記 C O<sub>2</sub> サイクル 1 の圧縮機 1 1 に比べて高出力が可能であるため、高い加熱能力を発揮することができる。

しかも、前述したように、前記圧縮機 2 1 に要求される耐圧性能は、前記圧縮機 1 1 に要求される耐圧性能よりも低くてよいため、該圧縮機 1 1 を高出力可能に構成する場合に比べて、装置サイズの拡大やコストの増大を抑制することができ、ひいては当該ヒートポンプ式給湯機 X のサイズ拡大やコスト増大を抑制することができる。

#### 【 0 0 2 5 】

但し、前記瞬間給湯運転が開始してからの一定時間は、前記水熱交換器 3 2 による加熱量が十分得られない。そのため、前記瞬間給湯運転の開始からある程度の時間が経過するまでの間は、前記貯湯タンク 3 1 に貯留された温水が、前記流水経路 3 0 h を経て流水切換弁 4 3 において、前記給水口から前記流水経路 3 0 i を経て供給される水と混合されて温度調節された後、前記給湯口に供給される。これにより、前記給湯口から瞬時に温水を給湯することが可能である。そして、前記水熱交換器 3 2 によって水を十分に加熱することが可能となった時点で、前記貯湯タンク 3 1 からの給水は停止され、その後は前記瞬間給湯運転が行われる。なお、前記貯湯タンク 3 1 に貯留された高温の温水を前記給水口から供給される水と混合することなく、そのまま給湯することも可能である。

## 【 0 0 2 6 】

また、前記ヒートポンプ式給湯機 X では、前記瞬間給湯運転と前記冷暖房運転とを同時に実行することも可能である。

## ( 1 ) 暖房と瞬間給湯との同時運転について

暖房と瞬間給湯との同時運転時、前記 R 4 1 0 A サイクル 2 では、前記制御部（不図示）によって前記圧縮機 2 1、前記四方弁 2 4 及び前記冷媒切換弁 5 1 ~ 5 6 が制御されることにより、前記 R 4 1 0 A 冷媒が図 1 に示す実線矢印方向に循環される。

具体的には、前記冷媒循環経路 8 1 では、前記 R 4 1 0 A 冷媒が、圧縮機 2 1、四方弁 2 4、冷媒切換弁 5 1、冷媒切換弁 5 2、水熱交換器 3 2、膨張器 2 2 a、冷媒切換弁 5 3、冷媒切換弁 5 4、室外空気熱交換器 1 3、冷媒切換弁 5 6、四方弁 2 4、圧縮機 2 1 の順に循環される。これにより、前記水熱交換器 3 2 において前記流水経路 3 0 b 上を流れる水が加熱される。

10

一方、前記冷媒循環経路 8 3 では、前記 R 4 1 0 A 冷媒が、圧縮機 2 1、四方弁 2 4、冷媒切換弁 5 1、室内空気熱交換器 4、冷媒切換弁 5 5、膨張器 2 2 b、冷媒切換弁 5 4、室外空気熱交換器 1 3、冷媒切換弁 5 6、四方弁 2 4、圧縮機 2 1 の順に循環される。これにより、前記室内空気熱交換器 4 において室内空気が加熱されて暖房が行われる。

このように、前記 R 4 1 0 A サイクル 5 では、前記冷媒切換弁 5 1 で前記 R 4 1 0 A 冷媒を分配することによって暖房と瞬間給湯とが同時に行われる。

## 【 0 0 2 7 】

## ( 2 ) 冷房と瞬間給湯の同時運転について

20

冷房と瞬間給湯との同時運転時、前記 R 4 1 0 A サイクル 2 では、前記制御部（不図示）によって前記圧縮機 2 1、前記四方弁 2 4 及び前記冷媒切換弁 5 1 ~ 5 6 が制御されることにより、前記 R 4 1 0 A 冷媒が図 1 に示す破線矢印方向に循環される。

具体的には、前記冷媒循環経路 8 1 では、前記 R 4 1 0 A 冷媒が、圧縮機 2 1、四方弁 2 4、冷媒切換弁 5 6、5 2、水熱交換器 3 2、膨張器 2 2 a、冷媒切換弁 5 3、冷媒切換弁 5 5、室内空気熱交換器 4、冷媒切換弁 5 1、四方弁 2 4、圧縮機 2 1 の順に循環される。これにより、前記水熱交換器 3 2 において前記流水経路 3 0 b 上を流れる水が加熱される。

一方、前記冷媒循環経路 8 3 では、前記 R 4 1 0 A 冷媒が、圧縮機 2 1、四方弁 2 4、冷媒切換弁 5 6、室外空気熱交換器 1 3、冷媒切換弁 5 4、膨張器 2 2 b、冷媒切換弁 5 5、室内空気熱交換器 4、冷媒切換弁 5 1、四方弁 2 4、圧縮機 2 1 の順に循環される。これにより、前記室内空気熱交換器 4 において室内空気が冷却されて冷房が行われる。

30

このように、前記 R 4 1 0 A サイクル 2 では、前記冷媒切換弁 5 6 で前記 R 4 1 0 A 冷媒を分配することによって冷房と瞬間給湯とが同時に行われる。

## 【 0 0 2 8 】

ここで、前記のように前記 R 4 1 0 A サイクル 2 を用いて瞬間給湯運転と冷暖房運転とが同時に実行される場合には、前記 R 4 1 0 A サイクル 2 の加熱能力が分散して用いられるため、十分な給湯温度や給湯量を得ることができないおそれがある。

そこで、前記ヒートポンプ式給湯機 X では、前記瞬間給湯運転においては、前記 R 4 1 0 A サイクル 2 が優先的に用いられるが、例えば瞬間給湯運転と冷暖房運転とが同時に実行される場合など、前記 R 4 1 0 A サイクル 2 の加熱負荷が、瞬間給湯運転において十分な給湯温度や給湯量を得ることができない所定の加熱負荷よりも高い場合には、前記制御部（不図示）によって前記 C O<sub>2</sub> サイクル 1 の圧縮機 1 1 の駆動が制御されて、前記 C O<sub>2</sub> サイクル 1 における前記 C O<sub>2</sub> 冷媒の循環が開始される。即ち、前記 R 4 1 0 A サイクル 2 と前記 C O<sub>2</sub> サイクル 1 とが同時に稼働される。なお、前記 R 4 1 0 A 冷媒と前記 C O<sub>2</sub> 冷媒とを同時に稼働させるか否かの判断は、例えば前記冷暖房の設定温度と室内温度との差や、前記瞬間給湯の給湯温度や給湯量などに基づいて前記制御部によって行われる。

40

これにより、前記水熱交換器 3 2 では、前記 R 4 1 0 A 冷媒と前記 C O<sub>2</sub> 冷媒との両方で水が加熱されることとなる。即ち、前記 R 4 1 0 A サイクル 1 における瞬間給湯と冷暖房の同時運転時の水の加熱効率の低下は、前記 C O<sub>2</sub> サイクル 1 に循環される前記 C O<sub>2</sub> 冷

50

媒と水との熱交換によって補われる。したがって、前記 R 4 1 0 A サイクル 2 において瞬間給湯と冷暖房とを同時に行う際に、十分な給湯温度や給湯量を得ることができる。

また、本実施の形態では前記瞬間給湯運転と前記冷暖房運転とが同時に実行される場合を例に挙げて説明したが、例えば前記風呂回路 7 の稼働状況に応じて前記 R 4 1 0 A 冷媒と前記 C O<sub>2</sub> 冷媒との両方を稼働するか否かを判断してもよい。さらに、前記 R 4 1 0 A サイクル 2 が、不図示の床暖房装置や浴室乾燥機などに兼用される場合には、それらの稼働状況に応じて前記 R 4 1 0 A サイクル 2 の加熱負荷が異なるため、これらの稼働状況をも考慮して前記 R 4 1 0 A 冷媒と前記 C O<sub>2</sub> 冷媒との両方を稼働するか否かを判断することが望ましい。

【図面の簡単な説明】

10

【 0 0 2 9 】

【図 1】本発明の実施の形態に係るヒートポンプ式給湯機 X の概略構成図。

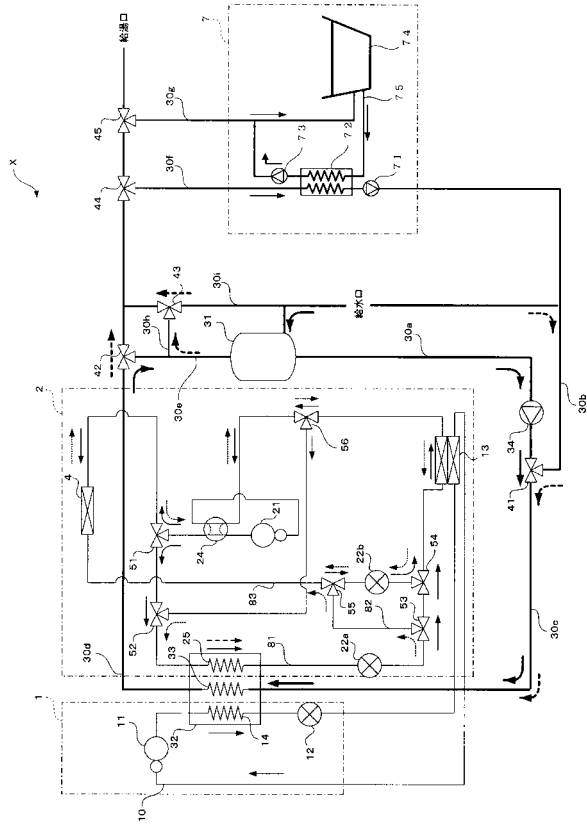
【符号の説明】

【 0 0 3 0 】

- 1 ... ヒートポンプサイクル（第一のヒートポンプサイクルの一例）
- 2 ... ヒートポンプサイクル（第二のヒートポンプサイクルの一例）
- 4 ... 室内空気熱交換器
- 7 ... 風呂回路
- 1 1 , 2 1 ... 圧縮機
- 1 2 , 2 2 a , 2 2 b ... 膨張器
- 1 3 ... 室外空気熱交換器
- 2 4 ... 四方弁
- 3 0 a ~ 3 0 i ... 流水経路
- 3 1 ... 貯湯タンク
- 3 2 ... 水熱交換器
- 3 4 ... 循環ポンプ
- 4 1 ~ 4 5 ... 流水切換弁
- 5 1 ~ 5 6 ... 冷媒切換弁
- 8 1 ~ 8 3 ... 冷媒循環経路

20

【図 1】



---

 フロントページの続き

(51)Int.Cl.	F I		
	F 2 4 D	3/08	J
	F 2 5 B	30/02	H
	F 2 5 B	1/00	3 9 6 B
	F 2 5 B	1/00	3 9 6 D

(56)参考文献 特開2005 - 083585 (JP, A)  
 特開2005 - 090816 (JP, A)  
 特開平08 - 086529 (JP, A)  
 特開平11 - 237135 (JP, A)  
 特開2005 - 076964 (JP, A)  
 特開2004 - 360974 (JP, A)  
 特開2005 - 337626 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
 F 2 4 H 1 / 0 0  
 F 2 4 D 3 / 0 8  
 F 2 4 D 3 / 1 8  
 F 2 5 B 1 / 0 0  
 F 2 5 B 3 0 / 0 2