

(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2014-98551  
(P2014-98551A)

(43) 公開日 平成26年5月29日(2014.5.29)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
<b>F 2 5 B 7/00 (2006.01)</b>	F 2 5 B 7/00 E	
<b>F 2 5 B 1/00 (2006.01)</b>	F 2 5 B 1/00 3 9 9 Y	
	F 2 5 B 1/00 3 7 1 B	

審査請求 有 請求項の数 15 O L (全 61 頁)

(21) 出願番号 特願2014-37754 (P2014-37754)  
 (22) 出願日 平成26年2月28日 (2014.2.28)  
 (62) 分割の表示 特願2009-41320 (P2009-41320)  
 の分割  
 原出願日 平成21年2月24日 (2009.2.24)

(71) 出願人 000002853  
 ダイキン工業株式会社  
 大阪府大阪市北区中崎西2丁目4番12号  
 梅田センタービル

(71) 出願人 510048875  
 ダイキン ヨーロッパ エヌ. ヴィ.  
 DAIKIN EUROPE N. V.  
 ベルギー, オステンド 8400, ザンド  
 ヴォルデシュトラート 300  
 Zandvoordestraat 300,  
 Oostende 8400, Belgium

(74) 代理人 110000202  
 新樹グローバル・アイピー特許業務法人

最終頁に続く

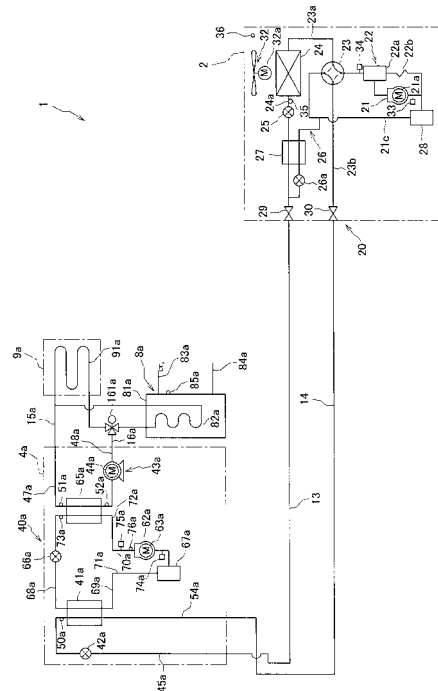
(54) 【発明の名称】 ヒートポンプシステム

(57) 【要約】

【課題】ヒートポンプサイクルを利用して水媒体を加熱することが可能なヒートポンプシステムにおいて、高温の水媒体を得る。

【解決手段】ヒートポンプシステム1は、熱源側圧縮機21と熱源側冷媒の放熱器として機能する第1利用側熱交換器41aと熱源側冷媒の放熱器として機能する熱源側熱交換器24とを有する熱源側冷媒回路20と、利用側圧縮機62aと利用側冷媒の放熱器として機能して水媒体を加熱する冷媒-水熱交換器65aと熱源側冷媒の放熱によって利用側冷媒の蒸発器として機能する第1利用側熱交換器41aとを有する利用側冷媒回路40aとを備えており、熱源側圧縮機21の吐出における熱源側冷媒の圧力に相当する飽和温度が目標温度になるように熱源側圧縮機21の容量制御を行い、利用側圧縮機62aの吐出における利用側冷媒の圧力に相当する飽和温度が目標温度になるように利用側圧縮機62aの容量制御を行う。

【選択図】 図1



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

熱源側冷媒を圧縮する容量可変型の熱源側圧縮機（21）と、熱源側冷媒の放熱器として機能することが可能な第1利用側熱交換器（41a、41b）と、熱源側冷媒の放熱器として機能することが可能な熱源側熱交換器（24）とを有する熱源側冷媒回路（20）と、

利用側冷媒を圧縮する容量可変型の利用側圧縮機（62a、62b）と、利用側冷媒の放熱器として機能して水媒体を加熱することが可能な冷媒 - 水熱交換器（65a、65b）と、熱源側冷媒の放熱によって利用側冷媒の蒸発器として機能することが可能な前記第1利用側熱交換器（41a、41b）とを有する利用側冷媒回路（40a、40b）とを備え、

前記熱源側圧縮機の吐出における熱源側冷媒の圧力に相当する飽和温度である熱源側吐出飽和温度が所定の目標熱源側吐出飽和温度になるように前記熱源側圧縮機の容量制御を行い、

前記利用側圧縮機の吐出における利用側冷媒の圧力に相当する飽和温度である利用側吐出飽和温度が所定の目標利用側吐出飽和温度になるように前記利用側圧縮機の容量制御を行い、

前記熱源側冷媒回路は、前記熱源側熱交換器を熱源側冷媒の放熱器として機能させる熱源側放熱運転状態と前記熱源側熱交換器を熱源側冷媒の蒸発器として機能させる熱源側蒸発運転状態とを切り換えることが可能な熱源側切換機構（23）をさらに有しており、

前記利用側冷媒回路は、前記冷媒 - 水熱交換器を利用側冷媒の放熱器として機能させるとともに前記第1利用側熱交換器を利用側冷媒の蒸発器として機能させる利用側放熱運転状態と前記冷媒 - 水熱交換器を利用側冷媒の蒸発器として機能させるとともに前記第1利用側熱交換器を利用側冷媒の放熱器として機能させる利用側蒸発運転状態とを切り換えることが可能な利用側切換機構（64a、64b）をさらに有しており、

前記熱源側熱交換器の除霜が必要であると判定された場合には、前記熱源側切換機構を前記熱源側放熱運転状態にすることによって前記熱源側熱交換器を熱源側冷媒の放熱器として機能させるとともに、前記利用側切換機構を前記利用側蒸発運転状態にすることによって前記冷媒 - 水熱交換器を利用側冷媒の蒸発器として機能させ、かつ、前記第1利用側熱交換器を利用側冷媒の放熱器として機能させる除霜運転を行い、

前記除霜運転を行う場合には、前記熱源側切換機構を前記熱源側放熱運転状態にした後に、前記利用側切換機構を前記利用側蒸発運転状態にする、ヒートポンプシステム（1、200、300）。

## 【請求項 2】

前記除霜運転を行う場合には、前記利用側圧縮機（62a、62b）を停止した状態にして、前記利用側切換機構（64a、64b）を前記利用側蒸発運転状態にする、請求項1に記載のヒートポンプシステム（1、200、300）。

## 【請求項 3】

前記利用側冷媒回路（40a、40b）は、前記冷媒 - 水熱交換器（65a、65b）を流れる利用側冷媒の流量を可変することが可能な冷媒 - 水熱交側流量調節弁（66a、66b）をさらに有しており、

前記除霜運転を行う場合には、前記冷媒 - 水熱交側流量調節弁が開状態のままで前記利用側圧縮機（62a、62b）を停止させる、請求項2に記載のヒートポンプシステム（1、200、300）。

## 【請求項 4】

前記熱源側冷媒回路（20）は、前記第1利用側熱交換器（41a、41b）を流れる熱源側冷媒の流量を可変することが可能な第1利用側流量調節弁（42a、42b）をさらに有しており、

前記利用側圧縮機（62a、62b）の吐出における利用側冷媒の圧力と前記利用側圧縮機の吸入における利用側冷媒の圧力との圧力差である利用側出入口圧力差が所定の利用

10

20

30

40

50

側低負荷制御圧力差以下の場合には、前記第 1 利用側流量調節弁の開度を小さくする制御を行う、

請求項 1 ~ 3 のいずれかに記載のヒートポンプシステム ( 1、200、300 )。

【請求項 5】

前記利用側出入口圧力差が前記利用側低負荷制御圧力差よりも大きい場合には、前記第 1 利用側熱交換器 ( 41 a、41 b ) の出口における熱源側冷媒の過冷却度である熱源側冷媒過冷却度が所定の目標熱源側冷媒過冷却度になるように前記第 1 利用側流量調節弁 ( 42 a、42 b ) の開度制御を行う、請求項 4 に記載のヒートポンプシステム ( 1、200、300 )。

【請求項 6】

前記利用側出入口圧力差が前記利用側低負荷制御圧力差以下の場合には、前記目標熱源側冷媒過冷却度を大きくする、請求項 5 に記載のヒートポンプシステム ( 1、200、300 )。

【請求項 7】

前記熱源側圧縮機 ( 21 ) 及び前記利用側圧縮機 ( 62 a、62 b ) が停止した状態から起動する場合には、前記熱源側圧縮機を起動した後に前記利用側圧縮機を起動する、請求項 1 ~ 6 のいずれかに記載のヒートポンプシステム ( 1、200、300 )。

【請求項 8】

前記熱源側圧縮機 ( 21 ) の吐出における熱源側冷媒の圧力が所定の熱源側起動吐出圧力以上になった後に、前記利用側圧縮機 ( 62 a、62 b ) を起動する、請求項 7 に記載のヒートポンプシステム ( 1、200、300 )。

【請求項 9】

前記熱源側圧縮機 ( 21 ) の吐出における熱源側冷媒の圧力と前記熱源側圧縮機の吸入における熱源側冷媒の圧力との圧力差である熱源側出入口圧力差が所定の熱源側起動圧力差以上になった後に、前記利用側圧縮機 ( 62 a、62 b ) を起動する、請求項 7 に記載のヒートポンプシステム ( 1、200、300 )。

【請求項 10】

容量可変型の循環ポンプ ( 43 a、43 b ) を有しており、前記冷媒 - 水熱交換器 ( 65 a、65 b ) において利用側冷媒との間で熱交換を行う水媒体が循環する水媒体回路 ( 80 a、80 b ) をさらに備えており、

前記循環ポンプを停止した状態又は小流量で運転した状態で、前記利用側圧縮機 ( 62 a、62 b ) を起動する、

請求項 1 ~ 9 のいずれかに記載のヒートポンプシステム ( 1、200、300 )。

【請求項 11】

前記利用側圧縮機 ( 62 a、62 b ) の吐出における利用側冷媒の圧力が所定の利用側起動吐出圧力以上になった後に、前記水媒体回路 ( 80 a、80 b ) を循環する水媒体の流量が大きくなるように前記循環ポンプ ( 43 a、43 b ) の容量制御を行う、請求項 10 に記載のヒートポンプシステム ( 1、200、300 )。

【請求項 12】

前記利用側圧縮機 ( 62 a、62 b ) の吐出における利用側冷媒の圧力と前記利用側圧縮機の吸入における利用側冷媒の圧力との圧力差である利用側出入口圧力差が所定の利用側起動圧力差以上になった後に、前記水媒体回路 ( 80 a、80 b ) を循環する水媒体の流量が大きくなるように前記循環ポンプ ( 43 a、43 b ) の容量制御を行う、請求項 10 に記載のヒートポンプシステム ( 1、200、300 )。

【請求項 13】

熱源側冷媒を圧縮する容量可変型の熱源側圧縮機 ( 21 ) と、熱源側冷媒の放熱器として機能することが可能な第 1 利用側熱交換器 ( 41 a、41 b ) と、熱源側冷媒の放熱器として機能することが可能な熱源側熱交換器 ( 24 ) とを有する熱源側冷媒回路 ( 20 ) と、

利用側冷媒を圧縮する容量可変型の利用側圧縮機 ( 62 a、62 b ) と、利用側冷媒の

10

20

30

40

50

放熱器として機能して水媒体を加熱することが可能な冷媒 - 水熱交換器 ( 6 5 a、6 5 b ) と、熱源側冷媒の放熱によって利用側冷媒の蒸発器として機能することが可能な前記第 1 利用側熱交換器 ( 4 1 a、4 1 b ) とを有する利用側冷媒回路 ( 4 0 a、4 0 b ) とを備え、

前記熱源側圧縮機の吐出における熱源側冷媒の圧力に相当する飽和温度である熱源側吐出飽和温度が所定の目標熱源側吐出飽和温度になるように前記熱源側圧縮機の容量制御を行い、

前記利用側圧縮機の吐出における利用側冷媒の圧力に相当する飽和温度である利用側吐出飽和温度が所定の目標利用側吐出飽和温度になるように前記利用側圧縮機の容量制御を行い、

前記熱源側冷媒回路は、熱源側冷媒の放熱器として機能することで空気媒体を加熱することが可能な第 2 利用側熱交換器 ( 1 0 1 a、1 0 1 b ) をさらに有しており、

前記第 2 利用側熱交換器を熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行う場合には、前記第 2 利用側熱交換器を熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行わない場合よりも前記目標熱源側吐出飽和温度を大きくする、ヒートポンプシステム ( 2 0 0、3 0 0 )。

#### 【請求項 1 4】

前記熱源側冷媒回路 ( 2 0 ) は、熱源側冷媒の蒸発器として機能することで空気媒体を冷却することが可能な第 2 利用側熱交換器 ( 1 0 1 a、1 0 1 b ) をさらに有しており、前記第 1 利用側熱交換器 ( 4 1 a、4 1 b ) を熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行うとともに前記第 2 利用側熱交換器を熱源側冷媒の蒸発器として機能させる運転を行うことが可能である、請求項 1 ~ 1 2 のいずれかに記載のヒートポンプシステム ( 3 0 0 )。

#### 【請求項 1 5】

前記第 1 利用側熱交換器 ( 4 1 a、4 1 b ) は、複数あり、

前記利用側冷媒回路 ( 4 0 a、4 0 b ) は、前記各第 1 利用側熱交換器に対応するように複数設けられている、請求項 1 ~ 1 4 のいずれかに記載のヒートポンプシステム ( 1、2 0 0、3 0 0 )。

#### 【発明の詳細な説明】

#### 【技術分野】

#### 【0 0 0 1】

本発明は、ヒートポンプシステム、特に、ヒートポンプサイクルを利用して水媒体を加熱することが可能なヒートポンプシステムに関する。

#### 【背景技術】

#### 【0 0 0 2】

従来より、特許文献 1 ( 特開昭 6 0 - 1 6 4 1 5 7 号公報 ) に示されるような、ヒートポンプサイクルを利用して水を加熱することが可能なヒートポンプ給湯機がある。このようなヒートポンプ給湯機は、主として、圧縮機、冷媒 - 水熱交換器及び熱源側熱交換器を有しており、冷媒 - 水熱交換器における冷媒の放熱によって水を加熱し、これによって得られた温水を貯湯槽に供給するように構成されている。

#### 【発明の概要】

#### 【発明が解決しようとする課題】

#### 【0 0 0 3】

上記従来のヒートポンプ給湯機では、高温の温水を貯湯槽に供給するために、冷媒 - 水熱交換器だけでなく補助加熱器を併用して水を加熱したり、圧縮機の吐出圧力を高くする等の運転効率の悪い条件で運転を行う必要があり、好ましいものとはいえない。

#### 【0 0 0 4】

本発明の課題は、ヒートポンプサイクルを利用して水媒体を加熱することが可能なヒートポンプシステムにおいて、高温の水媒体を得ることができるようになることにある。

#### 【課題を解決するための手段】

10

20

30

40

50

## 【 0 0 0 5 】

第1の発明にかかるヒートポンプシステムは、熱源側冷媒回路と利用側冷媒回路とを備えている。熱源側冷媒回路は、熱源側冷媒を圧縮する容量可変型の熱源側圧縮機と、熱源側冷媒の放熱器として機能することが可能な第1利用側熱交換器と、熱源側冷媒の放熱器として機能することが可能な熱源側熱交換器とを有している。利用側冷媒回路は、利用側冷媒を圧縮する容量可変型の利用側圧縮機と、利用側冷媒の放熱器として機能して水媒体を加熱することが可能な冷媒 - 水熱交換器と、熱源側冷媒の放熱によって利用側冷媒の蒸発器として機能することが可能な第1利用側熱交換器とを有している。そして、このヒートポンプシステムは、熱源側圧縮機の吐出における熱源側冷媒の圧力に相当する飽和温度である熱源側吐出飽和温度が所定の目標熱源側吐出飽和温度になるように熱源側圧縮機の容量制御を行い、利用側圧縮機の吐出における利用側冷媒の圧力に相当する飽和温度である利用側吐出飽和温度が所定の目標利用側吐出飽和温度になるように利用側圧縮機の容量制御を行う。また、目標利用側吐出飽和温度は、冷媒 - 水熱交換器の出口における水媒体の温度の目標値である所定の目標水媒体出口温度によって可変される。さらに、目標熱源側吐出飽和温度は、目標利用側吐出飽和温度、又は、目標水媒体出口温度によって可変される。

10

## 【 0 0 0 6 】

このヒートポンプシステムでは、第1利用側熱交換器において、利用側冷媒回路を循環する利用側冷媒が熱源側冷媒回路を循環する熱源側冷媒の放熱によって加熱されるようになっており、利用側冷媒回路は、この熱源側冷媒から得た熱を利用して、熱源側冷媒回路における冷凍サイクルよりも高温の冷凍サイクルを得ることができるため、冷媒 - 水熱交換器における利用側冷媒の放熱によって高温の水媒体を得ることができる。このとき、安定的に高温の水媒体を得るためには、熱源側冷媒回路における冷凍サイクル及び利用側冷媒回路における冷凍サイクルがいずれも安定するように制御することが好ましいが、このヒートポンプシステムでは、両冷媒回路の圧縮機をいずれも容量可変型にして、各圧縮機の吐出における冷媒の圧力に相当する飽和温度（すなわち、熱源側吐出飽和温度及び利用側吐出飽和温度）を各冷凍サイクルの冷媒の圧力の代表値として用いて、各吐出飽和温度が目標吐出飽和温度になるように各圧縮機の容量制御を行うようにしているため、両冷媒回路における冷凍サイクルの状態を安定させることができ、これにより、安定的に高温の水媒体を得ることができる。

20

30

## 【 0 0 0 7 】

また、このヒートポンプシステムでは、冷媒 - 水熱交換器の出口における目標水媒体出口温度に応じて目標利用側吐出飽和温度が適切に設定されるため、所望の目標水媒体出口温度が得られやすく、また、目標水媒体出口温度が変更された場合であっても、応答性のよい制御を行うことができる。

## 【 0 0 0 8 】

さらに、このヒートポンプシステムでは、目標利用側吐出飽和温度、又は、目標水媒体出口温度に応じて目標熱源側吐出飽和温度が適切に設定されるため、利用側冷媒回路における冷凍サイクルの状態に応じた適切な状態になるように熱源側冷媒回路における冷凍サイクルを制御することができる。

40

## 【 0 0 0 9 】

第2の発明にかかるヒートポンプシステムは、第1の発明にかかるヒートポンプシステムにおいて、利用側冷媒回路は、第1利用側熱交換器を流れる熱源側冷媒の流量を可変することが可能な第1利用側流量調節弁をさらに有しており、利用側圧縮機の吐出における利用側冷媒の圧力と利用側圧縮機の吸入における利用側冷媒の圧力との圧力差である利用側出入口圧力差が所定の利用側低負荷制御圧力差以下の場合には、第1利用側流量調節弁の開度を小さくする制御を行う。

## 【 0 0 1 0 】

第1の発明にかかるヒートポンプシステムのような、両冷媒回路の各圧縮機の吐出における冷媒の圧力に相当する飽和温度（すなわち、熱源側吐出飽和温度及び利用側吐出飽和

50

温度)が目標温度になるように各圧縮機の容量制御を行う構成において、幅広い温度の水媒体の供給が要求される場合には、利用側圧縮機の吐出における利用側冷媒の圧力と利用側圧縮機の吸入における利用側冷媒の圧力との圧力差である利用側出入口圧力差が非常に小さくなり、利用側圧縮機の容量制御だけでは利用側冷媒回路の冷凍サイクルを制御しきれないおそれがある。

【0011】

そこで、このヒートポンプシステムでは、利用側圧縮機の吐出における利用側冷媒の圧力と利用側圧縮機の吸入における利用側冷媒の圧力との圧力差である利用側出入口圧力差が利用側低差圧保護圧力差以下の場合には、第1利用側熱交換器を流れる熱源側冷媒の流量を可変することが可能な第1利用側流量調節弁の開度を小さくする制御を行うことで、  
10  
利用側出入口圧力差が非常に小さくなる場合であっても、第1利用側熱交換器における熱交換能力を抑えて、利用側出入口圧力差が大きくなるようにして、幅広い温度の水媒体を供給する要求に対応することができる。

【0012】

第3の発明にかかるヒートポンプシステムは、第2の発明にかかるヒートポンプシステムにおいて、利用側出入口圧力差が利用側低負荷制御圧力差よりも大きい場合には、第1利用側熱交換器の出口における熱源側冷媒の過冷却度である熱源側冷媒過冷却度が所定の目標熱源側冷媒過冷却度になるように第1利用側流量調節弁の開度制御を行う。

【0013】

このヒートポンプシステムでは、利用側出入口圧力差が利用側低負荷制御圧力差よりも大きく第1利用側熱交換器における熱交換能力の抑制が要求されていない場合には、熱源側冷媒過冷却度が目標熱源側冷媒過冷却度になるように第1利用側流量調節弁の開度制御を行うようにしているため、第1利用側熱交換器の熱交換能力に適した条件で運転を行うことができる。  
20

【0014】

第4の発明にかかるヒートポンプシステムは、第3の発明にかかるヒートポンプシステムにおいて、利用側出入口圧力差が利用側低負荷制御圧力差以下の場合には、目標熱源側冷媒過冷却度を大きくする。

【0015】

このヒートポンプシステムでは、熱源側冷媒過冷却度を目標熱源側冷媒過冷却度にする第1利用側流量調節弁の開度制御において、目標熱源側冷媒過冷却度を大きくすることによって、第1利用側熱交換器における熱交換能力を抑えるようにしているため、利用側出入口圧力差が利用側低負荷制御圧力差以下であるかどうかにかかわらず、熱源側冷媒過冷却度を目標熱源側冷媒過冷却度にする第1利用側流量調節弁の開度制御を採用することができる。  
30

【0016】

第5の発明にかかるヒートポンプシステムは、熱源側冷媒回路と利用側冷媒回路とを備えている。熱源側冷媒回路は、熱源側冷媒を圧縮する容量可変型の熱源側圧縮機と、熱源側冷媒の放熱器として機能することが可能な第1利用側熱交換器と、熱源側冷媒の放熱器として機能することが可能な熱源側熱交換器とを有している。利用側冷媒回路は、利用側冷媒を圧縮する容量可変型の利用側圧縮機と、利用側冷媒の放熱器として機能して水媒体を加熱することが可能な冷媒-水熱交換器と、熱源側冷媒の放熱によって利用側冷媒の蒸発器として機能することが可能な第1利用側熱交換器とを有している。そして、このヒートポンプシステムは、熱源側圧縮機の吐出における熱源側冷媒の圧力に相当する飽和温度である熱源側吐出飽和温度が所定の目標熱源側吐出飽和温度になるように熱源側圧縮機の容量制御を行い、利用側圧縮機の吐出における利用側冷媒の圧力に相当する飽和温度である利用側吐出飽和温度が所定の目標利用側吐出飽和温度になるように利用側圧縮機の容量制御を行う。そして、熱源側冷媒回路は、熱源側熱交換器を熱源側冷媒の放熱器として機能させる熱源側放熱運転状態と熱源側熱交換器を熱源側冷媒の蒸発器として機能させる熱源側蒸発運転状態とを切り換えることが可能な熱源側切換機構をさらに有しており、利用  
40  
50

側冷媒回路は、冷媒 - 水熱交換器を利用側冷媒の放熱器として機能させるとともに第 1 利用側熱交換器を利用側冷媒の蒸発器として機能させる利用側放熱運転状態と冷媒 - 水熱交換器を利用側冷媒の蒸発器として機能させるとともに第 1 利用側熱交換器を利用側冷媒の放熱器として機能させる利用側蒸発運転状態とを切り換えることが可能な第 1 利用側切換機構をさらに有している。また、熱源側熱交換器の除霜が必要であると判定された場合には、熱源側切換機構を熱源側放熱運転状態にすることによって熱源側熱交換器を熱源側冷媒の放熱器として機能させるとともに、第 1 利用側切換機構を利用側蒸発運転状態にすることによって冷媒 - 水熱交換器を利用側冷媒の蒸発器として機能させ、かつ、第 1 利用側熱交換器を利用側冷媒の放熱器として機能させる除霜運転を行う。

【 0 0 1 7 】

このヒートポンプシステムでは、第 1 利用側熱交換器において、利用側冷媒回路を循環する利用側冷媒が熱源側冷媒回路を循環する熱源側冷媒の放熱によって加熱されるようになっており、利用側冷媒回路は、この熱源側冷媒から得た熱を利用して、熱源側冷媒回路における冷凍サイクルよりも高温の冷凍サイクルを得ることができるため、冷媒 - 水熱交換器における利用側冷媒の放熱によって高温の水媒体を得ることができる。このとき、安定的に高温の水媒体を得るためには、熱源側冷媒回路における冷凍サイクル及び利用側冷媒回路における冷凍サイクルがいずれも安定するように制御することが好ましいが、このヒートポンプシステムでは、両冷媒回路の圧縮機をいずれも容量可変型にして、各圧縮機の吐出における冷媒の圧力に相当する飽和温度（すなわち、熱源側吐出飽和温度及び利用側吐出飽和温度）を各冷凍サイクルの冷媒の圧力の代表値として用いて、各吐出飽和温度が目標吐出飽和温度になるように各圧縮機の容量制御を行うようにしているため、両冷媒回路における冷凍サイクルの状態を安定させることができ、これにより、安定的に高温の水媒体を得ることができる。

【 0 0 1 8 】

そして、このヒートポンプシステムでは、熱源側熱交換器を除霜する際に、熱源側切換機構を熱源側放熱運転状態にすることによって熱源側熱交換器を熱源側冷媒の放熱器として機能させるだけでなく、第 1 利用側切換機構を利用側蒸発運転状態にすることによって冷媒 - 水熱交換器を利用側冷媒の蒸発器として機能させ、かつ、第 1 利用側熱交換器を利用側冷媒の放熱器として機能させるようにしているため、熱源側熱交換器において放熱して冷却された熱源側冷媒を、第 1 利用側熱交換器において利用側冷媒の放熱によって加熱し、第 1 利用側熱交換器において放熱して冷却された利用側冷媒を、冷媒 - 水熱交換器において蒸発させることによって加熱することができ、これにより、熱源側熱交換器の除霜を確実に行うことができる。

【 0 0 1 9 】

ここで、このヒートポンプシステムでは、除霜運転を行う場合に、熱源側切換機構を熱源側放熱運転状態にし、かつ、第 1 利用側切換機構を利用側蒸発運転状態に切り換えることによって各冷媒回路内の冷媒が均圧され、このような各冷媒回路内の冷媒の均圧時の音（すなわち、均圧音）が発生するが、このような均圧音が過大にならないようにすることが好ましい。

【 0 0 2 0 】

そこで、このヒートポンプシステムでは、除霜運転を行う場合には、熱源側切換機構を熱源側放熱運転状態にした後に、第 1 利用側切換機構を利用側蒸発運転状態にするようにして、両冷媒回路内の冷媒が同時に均圧されることがないようにしている。これにより、除霜運転を行う場合の均圧音が過大にならないようにすることができる。

【 0 0 2 1 】

第 6 の発明にかかるヒートポンプシステムは、第 5 の発明にかかるヒートポンプシステムにおいて、除霜運転を行う場合には、利用側圧縮機を停止した状態にして、第 1 利用側切換機構を利用側蒸発運転状態にする。

【 0 0 2 2 】

このヒートポンプシステムでは、除霜運転を行う場合に、利用側圧縮機を停止した状態

10

20

30

40

50

にして、第1利用側切換機構を利用側蒸発運転状態にするようにしているため、利用側冷媒回路における均圧音が大きくなるようにすることができる。

【0023】

第7の発明にかかるヒートポンプシステムは、第6の発明にかかるヒートポンプシステムにおいて、利用側冷媒回路は、冷媒-水熱交換器を流れる利用側冷媒の流量を可変することが可能な冷媒-水熱交側流量調節弁をさらに有しており、除霜運転を行う場合には、冷媒-水熱交側流量調節弁が開状態のまま利用側圧縮機を停止させる。

【0024】

このヒートポンプシステムでは、除霜運転を行う場合に、冷媒-水熱交側流量調節弁が開状態のまま利用側圧縮機を停止させるようにしているため、利用側冷媒回路における均圧を速やかに行うことができる。

10

【0025】

第8の発明にかかるヒートポンプシステムは、第1～第7の発明のいずれかにかかるヒートポンプシステムにおいて、熱源側圧縮機及び利用側圧縮機が停止した状態から起動する場合には、熱源側圧縮機を起動した後に利用側圧縮機を起動する。

【0026】

このヒートポンプシステムでは、熱源側圧縮機及び利用側圧縮機が停止した状態から起動する場合に、熱源側圧縮機を起動した後に利用側圧縮機を起動するようにしているため、第1利用側熱交換器における熱源側冷媒と利用側冷媒との熱交換が積極的に行われにくくなり、これにより、熱源側圧縮機の吐出における熱源側冷媒の圧力が速やかに上昇し、また、熱源側圧縮機の吐出における熱源側冷媒の圧力と熱源側圧縮機の吸入における熱源側冷媒の圧力との圧力差である熱源側出入口圧力差が確保されやすくなり、熱源側冷媒回路を速やかにかつ安定的に起動することができる。

20

【0027】

第9の発明にかかるヒートポンプシステムは、第8の発明にかかるヒートポンプシステムにおいて、熱源側圧縮機の吐出における熱源側冷媒の圧力が所定の熱源側起動吐出圧力以上になった後に、利用側圧縮機を起動する。

【0028】

このヒートポンプシステムでは、熱源側圧縮機の吐出における熱源側冷媒の圧力が所定の熱源側起動吐出圧力以上になるまで、利用側圧縮機を起動しないようにしているため、熱源側圧縮機の吐出における熱源側冷媒の圧力が上昇しない状態のまま、利用側圧縮機を起動することを確実に防ぐことができる。

30

【0029】

第10の発明にかかるヒートポンプシステムは、第8の発明にかかるヒートポンプシステムにおいて、熱源側圧縮機の吐出における熱源側冷媒の圧力と熱源側圧縮機の吸入における熱源側冷媒の圧力との圧力差である熱源側出入口圧力差が所定の熱源側起動圧力差以上になった後に、前記利用側圧縮機を起動する。

【0030】

このヒートポンプシステムでは、熱源側圧縮機の吐出における熱源側冷媒の圧力と熱源側圧縮機の吸入における熱源側冷媒の圧力との圧力差である熱源側出入口圧力差が熱源側起動圧力差以上になるまで、利用側圧縮機を起動しないようにしているため、熱源側出入口圧力差が確保されない状態のまま、利用側圧縮機を起動することを確実に防ぐことができる。

40

【0031】

第11の発明にかかるヒートポンプシステムは、第1～第10の発明のいずれかにかかるヒートポンプシステムにおいて、容量可変型の循環ポンプを有しており、冷媒-水熱交換器において利用側冷媒との間で熱交換を行う水媒体が循環する水媒体回路をさらに備えている。そして、このヒートポンプシステムは、循環ポンプを停止した状態又は小流量で運転した状態で、利用側圧縮機を起動する。

【0032】

50



このヒートポンプシステムでは、利用側圧縮機を起動する場合に、循環ポンプを停止した状態又は小流量で運転した状態で利用側圧縮機を起動するようにしているため、冷媒 - 水熱交換器における利用側冷媒と水媒体との熱交換が積極的に行われにくくなり、これにより、利用側圧縮機の吐出における利用側冷媒の圧力が速やかに上昇し、また、利用側圧縮機の吐出における利用側冷媒の圧力と利用側圧縮機の吸入における利用側冷媒の圧力との圧力差である利用側出入口圧力差が確保されやすくなり、利用側冷媒回路を速やかにかつ安定的に起動することができる。

【0033】

第12の発明にかかるヒートポンプシステムは、第11の発明にかかるヒートポンプシステムにおいて、利用側圧縮機の吐出における利用側冷媒の圧力が所定の利用側起動吐出圧力以上になった後に、水媒体回路を循環する水媒体の流量が大きくなるように循環ポンプの容量制御を行う。

10

【0034】

このヒートポンプシステムでは、利用側圧縮機の吐出における利用側冷媒の圧力が利用側起動吐出圧力以上になるまで、水媒体回路を循環する水媒体の流量を大きくしないようにしているため、利用側圧縮機の吐出における利用側冷媒の圧力が上昇しない状態のまま、水媒体回路を循環する水媒体の流量が大きくなるように循環ポンプの容量制御を行うことを確実に防ぐことができる。

【0035】

第13の発明にかかるヒートポンプシステムは、第11の発明にかかるヒートポンプシステムにおいて、利用側圧縮機の吐出における利用側冷媒の圧力と利用側圧縮機の吸入における利用側冷媒の圧力との圧力差である利用側出入口圧力差が所定の利用側起動圧力差以上になった後に、水媒体回路を循環する水媒体の流量が大きくなるように循環ポンプの容量制御を行う。

20

【0036】

このヒートポンプシステムでは、利用側圧縮機の吐出における利用側冷媒の圧力と利用側圧縮機の吸入における利用側冷媒の圧力との圧力差である利用側出入口圧力差が利用側起動圧力差以上になるまで、水媒体回路を循環する水媒体の流量を大きくしないようにしているため、利用側出入口圧力差が確保されない状態のまま、水媒体回路を循環する水媒体の流量が大きくなるように循環ポンプの容量制御を行うことを確実に防ぐことができる。

30

【0037】

第14の発明にかかるヒートポンプシステムは、熱源側冷媒回路と利用側冷媒回路とを備えている。熱源側冷媒回路は、熱源側冷媒を圧縮する容量可変型の熱源側圧縮機と、熱源側冷媒の放熱器として機能することが可能な第1利用側熱交換器と、熱源側冷媒の放熱器として機能することが可能な熱源側熱交換器とを有している。利用側冷媒回路は、利用側冷媒を圧縮する容量可変型の利用側圧縮機と、利用側冷媒の放熱器として機能して水媒体を加熱することが可能な冷媒 - 水熱交換器と、熱源側冷媒の放熱によって利用側冷媒の蒸発器として機能することが可能な第1利用側熱交換器とを有している。そして、このヒートポンプシステムは、熱源側圧縮機の吐出における熱源側冷媒の圧力に相当する飽和温度である熱源側吐出飽和温度が所定の目標熱源側吐出飽和温度になるように熱源側圧縮機の容量制御を行い、利用側圧縮機の吐出における利用側冷媒の圧力に相当する飽和温度である利用側吐出飽和温度が所定の目標利用側吐出飽和温度になるように利用側圧縮機の容量制御を行う。そして、熱源側冷媒回路は、熱源側冷媒の放熱器として機能することで空気媒体を加熱することが可能な第2利用側熱交換器をさらに有している。しかも、第2利用側熱交換器を熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行う場合には、第2利用側熱交換器を熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行わない場合よりも目標熱源側吐出飽和温度を大きくする。

40

【0038】

このヒートポンプシステムでは、第1利用側熱交換器において、利用側冷媒回路を循環

50

する利用側冷媒が熱源側冷媒回路を循環する熱源側冷媒の放熱によって加熱されるようになっており、利用側冷媒回路は、この熱源側冷媒から得た熱を利用して、熱源側冷媒回路における冷凍サイクルよりも高温の冷凍サイクルを得ることができるため、冷媒 - 水熱交換器における利用側冷媒の放熱によって高温の水媒体を得ることができる。このとき、安定的に高温の水媒体を得るためには、熱源側冷媒回路における冷凍サイクル及び利用側冷媒回路における冷凍サイクルがいずれも安定するように制御することが好ましいが、このヒートポンプシステムでは、両冷媒回路の圧縮機をいずれも容量可変型にして、各圧縮機の吐出における冷媒の圧力に相当する飽和温度（すなわち、熱源側吐出飽和温度及び利用側吐出飽和温度）を各冷凍サイクルの冷媒の圧力の代表値として用いて、各吐出飽和温度が目標吐出飽和温度になるように各圧縮機の容量制御を行うようにしているため、両冷媒回路における冷凍サイクルの状態を安定させることができ、これにより、安定的に高温の水媒体を得ることができる。

10

**【 0 0 3 9 】**

そして、このヒートポンプシステムでは、第 2 利用側熱交換器における熱源側冷媒の放熱によって空気媒体を加熱する運転を行うことができるようになっていたため、第 1 利用側熱交換器及び利用側冷媒回路において加熱された水媒体を給湯に使用するだけでなく、第 2 利用側熱交換器において加熱された空気媒体を室内の暖房に使用することができる。

**【 0 0 4 0 】**

しかも、このヒートポンプシステムでは、第 2 利用側熱交換器を熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行う場合には、第 2 利用側熱交換器を熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行わない場合よりも目標熱源側吐出飽和温度を大きくするようにしているため、第 2 利用側熱交換器を熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行わない場合には、熱源側冷媒回路における冷凍サイクルができるだけ低い圧力で行われるようにして、熱源側冷媒回路における運転効率を高め、第 2 利用側熱交換器を熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行う場合には、第 2 利用側熱交換器に空気媒体の加熱に適した飽和温度の熱源側冷媒を供給することができる。

20

**【 0 0 4 1 】**

第 1 5 の発明にかかるヒートポンプシステムは、第 1 ~ 第 1 3 の発明のいずれかにかかるヒートポンプシステムにおいて、熱源側冷媒回路は、熱源側冷媒の蒸発器として機能することで空気媒体を冷却することが可能な第 2 利用側熱交換器をさらに有しており、第 1 利用側熱交換器を熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行うとともに第 2 利用側熱交換器を熱源側冷媒の蒸発器として機能させる運転を行うことが可能である。

30

**【 0 0 4 2 】**

このヒートポンプシステムでは、第 1 利用側熱交換器及び利用側冷媒回路によって水媒体を加熱する運転を行うことができるだけでなく、第 1 利用側熱交換器及び利用側冷媒回路によって水媒体を加熱する運転を行うとともに、水媒体を加熱することによって熱源側冷媒が得た冷却熱を、第 2 利用側熱交換器における熱源側冷媒の蒸発によって空気媒体を冷却する運転に利用することができるようになっていたため、例えば、第 1 利用側熱交換器及び利用側冷媒回路によって加熱された水媒体を給湯に使用するとともに第 2 利用側熱交換器において冷却された空気媒体を室内の冷房に使用する等のように、水媒体を加熱することによって熱源側冷媒が得た冷却熱を有効利用することができ、これにより、省エネルギー化を図ることができる。

40

**【 0 0 4 3 】**

第 1 6 の発明にかかるヒートポンプシステムは、第 1 ~ 第 1 5 の発明のいずれかにかかるヒートポンプシステムにおいて、第 1 利用側熱交換器は、複数あり、利用側冷媒回路は、各第 1 利用側熱交換器に対応するように複数設けられている。

**【 0 0 4 4 】**

このヒートポンプシステムでは、水媒体の加熱が必要な複数の場所や用途に対応することができる。

**【 発明の効果 】**

50

## 【 0 0 4 5 】

以上の説明に述べたように、本発明によれば、以下の効果が得られる。

## 【 0 0 4 6 】

第1の発明では、安定的に高温の水媒体を得ることができる。また、所望の目標水媒体出口温度が得られやすく、また、目標水媒体出口温度が変更された場合であっても、応答性のよい制御を行うことができる。さらに、利用側冷媒回路における冷凍サイクルの状態に応じて適切に熱源側冷媒回路における冷凍サイクルを制御することができる。

## 【 0 0 4 7 】

第2の発明では、利用側出入口圧力差が非常に小さくなる場合であっても、第1利用側熱交換器における熱交換能力を抑えて、利用側出入口圧力差が大きくなるようにして、幅広い温度の水媒体を供給する要求に対応することができる。

10

## 【 0 0 4 8 】

第3の発明では、第1利用側熱交換器の熱交換能力に適した条件で運転を行うことができる。

## 【 0 0 4 9 】

第4の発明では、利用側出入口圧力差が利用側低負荷制御圧力差以下であるかどうかにかかわらず、熱源側冷媒過冷却度を目標熱源側冷媒過冷却度にする第1利用側流量調節弁の開度制御を採用することができる。

## 【 0 0 5 0 】

第5の発明では、安定的に高温の水媒体を得ることができる。そして、熱源側熱交換器において放熱して冷却された熱源側冷媒を、第1利用側熱交換器において利用側冷媒の放熱によって加熱し、第1利用側熱交換器において放熱して冷却された利用側冷媒を、冷媒-水熱交換器において蒸発させることによって加熱することができ、これにより、熱源側熱交換器の除霜を確実に行うことができる。しかも、除霜運転を行う場合の均圧音が過大にならないようにすることができる。

20

## 【 0 0 5 1 】

第6の発明では、利用側冷媒回路における均圧音が大きくなるようにすることができる。

## 【 0 0 5 2 】

第7の発明では、利用側冷媒回路における均圧を速やかに行うことができる。

30

## 【 0 0 5 3 】

第8の発明では、熱源側冷媒回路を速やかにかつ安定的に起動することができる。

## 【 0 0 5 4 】

第9の発明では、熱源側圧縮機の吐出における熱源側冷媒の圧力が上昇しない状態のままで、利用側圧縮機を起動することを確実に防ぐことができる。

## 【 0 0 5 5 】

第10の発明では、熱源側出入口圧力差が確保されない状態のままで、利用側圧縮機を起動することを確実に防ぐことができる。

## 【 0 0 5 6 】

第11の発明では、利用側冷媒回路を速やかにかつ安定的に起動することができる。

40

## 【 0 0 5 7 】

第12の発明では、利用側圧縮機の吐出における利用側冷媒の圧力が上昇しない状態のままで、水媒体回路を循環する水媒体の流量が大きくなるように循環ポンプの容量制御を行うことを確実に防ぐことができる。

## 【 0 0 5 8 】

第13の発明では、利用側出入口圧力差が確保されない状態のままで、水媒体回路を循環する水媒体の流量が大きくなるように循環ポンプの容量制御を行うことを確実に防ぐことができる。

## 【 0 0 5 9 】

第14の発明では、安定的に高温の水媒体を得ることができる。そして、第1利用側熱

50

交換器及び利用側冷媒回路において加熱された水媒体を給湯に使用するだけでなく、第2利用熱交換器において加熱された空気媒体を室内の暖房に使用することができる。しかも、第2利用側熱交換器を熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行わない場合には、熱源側冷媒回路における冷凍サイクルができるだけ低い圧力で行われるようにして、熱源側冷媒回路における運転効率を高め、第2利用側熱交換器を熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行う場合には、第2利用側熱交換器に空気媒体の加熱に適した飽和温度の熱源側冷媒を供給することができる。

【0060】

第15の発明では、例えば、第1利用側熱交換器及び利用側冷媒回路によって加熱された水媒体を給湯に使用するとともに第2利用側熱交換器において冷却された空気媒体を室内の冷房に使用する等のように、水媒体を加熱することによって熱源側冷媒が得た冷却熱を有効利用することができる、これにより、省エネルギー化を図ることができる。

【0061】

第16の発明では、水媒体の加熱が必要な複数の場所や用途に対応することができる。

【図面の簡単な説明】

【0062】

【図1】本発明の第1実施形態及び変形例1にかかるヒートポンプシステムの概略構成図である。

【図2】第1実施形態、第2実施形態及び第3実施形態における各回路の起動制御を示すフローチャートである。

【図3】第1実施形態の変形例1、第2実施形態の変形例1及び第3実施形態の変形例1における利用側低負荷運転制御を示すフローチャートである。

【図4】第1実施形態の変形例2にかかるヒートポンプシステムの概略構成図である。

【図5】第1実施形態の変形例2、第2実施形態の変形例2及び第3実施形態の変形例2における除霜運転を示すフローチャートである。

【図6】第1実施形態の変形例3にかかるヒートポンプシステムの概略構成図である。

【図7】本発明の第2実施形態及び変形例1にかかるヒートポンプシステムの概略構成図である。

【図8】第2実施形態の変形例2にかかるヒートポンプシステムの概略構成図である。

【図9】第2実施形態の変形例3にかかるヒートポンプシステムの概略構成図である。

【図10】第2実施形態の変形例3にかかるヒートポンプシステムの概略構成図である。

【図11】第2実施形態の変形例3にかかるヒートポンプシステムの概略構成図である。

【図12】第2実施形態の変形例4にかかるヒートポンプシステムの概略構成図である。

【図13】本発明の第3実施形態及び変形例1にかかるヒートポンプシステムの概略構成図である。

【図14】第3実施形態の変形例2にかかるヒートポンプシステムの概略構成図である。

【図15】第3実施形態の変形例3にかかるヒートポンプシステムの概略構成図である。

【図16】第2実施形態の変形例4にかかるヒートポンプシステムの概略構成図である。

【図17】第2実施形態の変形例4にかかるヒートポンプシステムの概略構成図である。

【図18】第2実施形態の変形例4にかかるヒートポンプシステムの概略構成図である。

【図19】第2実施形態の変形例5にかかるヒートポンプシステムの概略構成図である。

【発明を実施するための形態】

【0063】

以下、本発明にかかるヒートポンプシステムの実施形態について、図面に基づいて説明する。

【0064】

(第1実施形態)

<構成>

-全体-

図1は、本発明の第1実施形態にかかるヒートポンプシステム1の概略構成図である。

ヒートポンプシステム 1 は、蒸気圧縮式のヒートポンプサイクルを利用して水媒体を加熱する運転等を行うことが可能な装置である。

【0065】

ヒートポンプシステム 1 は、主として、熱源ユニット 2 と、第 1 利用ユニット 4 a と、液冷媒連絡管 1 3 と、ガス冷媒連絡管 1 4 と、貯湯ユニット 8 a と、温水暖房ユニット 9 a と、水媒体連絡管 1 5 a と、水媒体連絡管 1 6 a とを備えており、熱源ユニット 2 と第 1 利用ユニット 4 a とが冷媒連絡管 1 3、1 4 を介して接続されることによって、熱源側冷媒回路 2 0 を構成し、第 1 利用ユニット 4 a が利用側冷媒回路 4 0 a を構成し、第 1 利用ユニット 4 a と貯湯ユニット 8 a と温水暖房ユニット 9 a とが水媒体連絡管 1 5 a、1 6 a を介して接続されることによって、水媒体回路 8 0 a を構成している。熱源側冷媒回路 2 0 には、HFC 系冷媒の一種である HFC - 4 1 0 A が熱源側冷媒として封入されており、また、HFC 系冷媒に対して相溶性を有するエステル系又はエーテル系の冷凍機油が熱源側圧縮機 2 2 (後述)の潤滑のために封入されている。また、利用側冷媒回路 4 0 a には、HFC 系冷媒の一種である HFC - 1 3 4 a が利用側冷媒として封入されており、また、HFC 系冷媒に対して相溶性を有するエステル系又はエーテル系の冷凍機油が利用側圧縮機 6 2 a の潤滑のために封入されている。尚、利用側冷媒としては、高温の冷凍サイクルに有利な冷媒を使用されるという観点から、飽和ガス温度 6 5 に相当する圧力がゲージ圧で高くとも 2 . 8 M P a 以下、好ましくは、2 . 0 M P a 以下の冷媒を使用することが好ましい。そして、HFC - 1 3 4 a は、このような飽和圧力特性を有する冷媒の一種である。また、水媒体回路 8 0 a には、水媒体としての水が循環するようになっている。

10

20

【0066】

- 熱源ユニット -

熱源ユニット 2 は、屋外に設置されており、冷媒連絡管 1 3、1 4 を介して利用ユニット 4 a に接続されており、熱源側冷媒回路 2 0 の一部を構成している。

【0067】

熱源ユニット 2 は、主として、熱源側圧縮機 2 1 と、油分離機構 2 2 と、熱源側切換機構 2 3 と、熱源側熱交換器 2 4 と、熱源側膨張機構 2 5 と、吸入戻し管 2 6 と、過冷却器 2 7 と、熱源側アキュムレータ 2 8 と、液側閉鎖弁 2 9 と、ガス側閉鎖弁 3 0 とを有している。

30

【0068】

熱源側圧縮機 2 1 は、熱源側冷媒を圧縮する機構であり、ここでは、ケーシング (図示せず) 内に収容されたロータリ式やスクロール式等の容積式の圧縮要素 (図示せず) が、同じくケーシング内に収容された熱源側圧縮機モータ 2 1 a によって駆動される密閉式圧縮機が採用されている。この熱源側圧縮機 2 1 のケーシング内には、圧縮要素において圧縮された後の熱源側冷媒が充満する高圧空間 (図示せず) が形成されており、この高圧空間には、冷凍機油が溜められている。熱源側圧縮機モータ 2 1 a は、インバータ装置 (図示せず) によって、その回転数 (すなわち、運転周波数) を可変でき、これにより、熱源側圧縮機 2 1 の容量制御が可能になっている。

【0069】

油分離機構 2 2 は、熱源側圧縮機 2 1 から吐出された熱源側冷媒中に含まれる冷凍機油を分離して熱源側圧縮機の吸入に戻すための機構であり、主として、熱源側圧縮機 2 1 の熱源側吐出管 2 1 b に設けられた油分離器 2 2 a と、油分離器 2 2 a と熱源側圧縮機 2 1 の熱源側吸入管 2 1 c とを接続する油戻し管 2 2 b とを有している。油分離器 2 2 a は、熱源側圧縮機 2 1 から吐出された熱源側冷媒中に含まれる冷凍機油を分離する機器である。油戻し管 2 2 b は、キャピラリチューブを有しており、油分離器 2 2 a において熱源側冷媒から分離された冷凍機油を熱源側圧縮機 2 1 の熱源側吸入管 2 1 c に戻す冷媒管である。

40

【0070】

熱源側切換機構 2 3 は、熱源側熱交換器 2 4 を熱源側冷媒の放熱器として機能させる熱

50

源側放熱運転状態と熱源側熱交換器 2 4 を熱源側冷媒の蒸発器として機能させる熱源側蒸発運転状態とを切り換え可能な四路切換弁であり、熱源側吐出管 2 1 b と、熱源側吸入管 2 1 c と、熱源側熱交換器 2 4 のガス側に接続された第 1 熱源側ガス冷媒管 2 3 a と、ガス側閉鎖弁 3 0 に接続された第 2 熱源側ガス冷媒管 2 3 b とに接続されている。そして、熱源側切換機構 2 3 は、熱源側吐出管 2 1 b と第 1 熱源側ガス冷媒管 2 3 a とを連通させるとともに、第 2 熱源側ガス冷媒管 2 3 b と熱源側吸入管 2 1 c とを連通（熱源側放熱運転状態に対応、図 1 の熱源側切換機構 2 3 の実線を参照）したり、熱源側吐出管 2 1 b と第 2 熱源側ガス冷媒管 2 3 b とを連通させるとともに、第 1 熱源側ガス冷媒管 2 3 a と熱源側吸入管 2 1 c とを連通（熱源側蒸発運転状態に対応、図 1 の熱源側切換機構 2 3 の破線を参照）する切り換えを行うことが可能である。尚、熱源側切換機構 2 3 は、四路切換弁に限定されるものではなく、例えば、複数の電磁弁を組み合わせる等によって、上述と同様の熱源側冷媒の流れの方向を切り換える機能を有するように構成したものであってもよい。

#### 【 0 0 7 1 】

熱源側熱交換器 2 4 は、熱源側冷媒と室外空気との熱交換を行うことで熱源側冷媒の放熱器又は蒸発器として機能する熱交換器であり、その液側に熱源側液冷媒管 2 4 a が接続されており、そのガス側に第 1 熱源側ガス冷媒管 2 3 a が接続されている。この熱源側熱交換器 2 4 において熱源側冷媒と熱交換を行う室外空気は、熱源側ファンモータ 3 2 a によって駆動される熱源側ファン 3 2 によって供給されるようになっている。

#### 【 0 0 7 2 】

熱源側膨張弁 2 5 は、熱源側熱交換器 2 4 を流れる熱源側冷媒の減圧等を行う電動膨張弁であり、熱源側液冷媒管 2 4 a に設けられている。

#### 【 0 0 7 3 】

吸入戻し管 2 6 は、熱源側液冷媒管 2 4 a を流れる熱源側冷媒の一部を分岐して熱源側圧縮機 2 1 の吸入に戻す冷媒管であり、ここでは、その一端が熱源側液冷媒管 2 4 a に接続されており、その他端が熱源側吸入管 2 1 c に接続されている。そして、吸入戻し管 2 6 には、開度制御が可能な吸入戻し膨張弁 2 6 a が設けられている。この吸入戻し膨張弁 2 6 a は、電動膨張弁からなる。

#### 【 0 0 7 4 】

過冷却器 2 7 は、熱源側液冷媒管 2 4 a を流れる熱源側冷媒と吸入戻し管 2 6 を流れる熱源側冷媒（より具体的には、吸入戻し膨張弁 2 6 a によって減圧された後の冷媒）との熱交換を行う熱交換器である。

#### 【 0 0 7 5 】

熱源側アキュムレータ 2 8 は、熱源側吸入管 2 1 c に設けられており、熱源側冷媒回路 2 0 を循環する熱源側冷媒を熱源側吸入管 2 1 c から熱源側圧縮機 2 1 に吸入される前に一時的に溜めるための容器である。

#### 【 0 0 7 6 】

液側閉鎖弁 2 9 は、熱源側液冷媒管 2 4 a と液冷媒連絡管 1 3 との接続部に設けられた弁である。ガス側閉鎖弁 3 0 は、第 2 熱源側ガス冷媒管 2 3 b とガス冷媒連絡管 1 4 との接続部に設けられた弁である。

#### 【 0 0 7 7 】

また、熱源ユニット 2 には、各種のセンサが設けられている。具体的には、熱源ユニット 2 には、熱源側圧縮機 2 1 の吸入における熱源側冷媒の圧力である熱源側吸入圧力  $P_s$  1 を検出する熱源側吸入圧力センサ 3 3 と、熱源側圧縮機 2 1 の吐出における熱源側冷媒の圧力である熱源側吐出圧力  $P_d$  1 を検出する熱源側吐出圧力センサ 3 4 と、熱源側熱交換器 2 4 の液側における熱源側冷媒の温度である熱源側熱交換器温度  $T_{hx}$  を検出する熱源側熱交換温度センサ 3 5 と、外気温度  $T_o$  を検出する外気温度センサ 3 6 とが設けられている。

#### 【 0 0 7 8 】

- 液冷媒連絡管 -

10

20

30

40

50

液冷媒連絡管 1 3 は、液側閉鎖弁 2 9 を介して熱源側液冷媒管 2 4 a に接続されており、熱源側切換機構 2 3 が熱源側放熱運転状態において熱源側冷媒の放熱器として機能する熱源側熱交換器 2 4 の出口から熱源ユニット 2 外に熱源側冷媒を導出することが可能で、かつ、熱源側切換機構 2 3 が熱源側蒸発運転状態において熱源ユニット 2 外から熱源側冷媒の蒸発器として機能する熱源側熱交換器 2 4 の入口に熱源側冷媒を導入することが可能な冷媒管である。

【 0 0 7 9 】

- ガス冷媒連絡管 -

ガス冷媒連絡管 1 4 は、ガス側閉鎖弁 3 0 を介して第 2 熱源側ガス冷媒管 2 3 b に接続されており、熱源側切換機構 2 3 が熱源側放熱運転状態において熱源ユニット 2 外から熱源側圧縮機 2 1 の吸入に熱源側冷媒を導入することが可能で、かつ、熱源側切換機構 2 3 が熱源側蒸発運転状態において熱源側圧縮機 2 1 の吐出から熱源ユニット 2 外に熱源側冷媒を導出することが可能な冷媒管である。

10

【 0 0 8 0 】

- 第 1 利用ユニット -

第 1 利用ユニット 4 a は、屋内に設置されており、冷媒連絡管 1 3、1 4 を介して熱源ユニット 2 に接続されており、熱源側冷媒回路 2 0 の一部を構成している。また、第 1 利用ユニット 4 a は、利用側冷媒回路 4 0 a を構成している。さらに、第 1 利用ユニット 4 a は、水媒体連絡管 1 5 a、1 6 a を介して貯湯ユニット 8 a 及び温水暖房ユニット 9 a に接続されており、水媒体回路 8 0 a の一部を構成している。

20

【 0 0 8 1 】

第 1 利用ユニット 4 a は、主として、第 1 利用側熱交換器 4 1 a と、第 1 利用側流量調節弁 4 2 a と、利用側圧縮機 6 2 a と、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a と、冷媒 - 水熱交換側流量調節弁 6 6 a と、利用側アキュムレータ 6 7 a と、循環ポンプ 4 3 a とを有している。

【 0 0 8 2 】

第 1 利用側熱交換器 4 1 a は、熱源側冷媒と利用側冷媒との熱交換を行うことで熱源側冷媒の放熱器として機能する熱交換器であり、その熱源側冷媒が流れる流路の液側には、第 1 利用側液冷媒管 4 5 a が接続されており、その熱源側冷媒が流れる流路のガス側には、第 1 利用側ガス冷媒管 5 4 a が接続されており、その利用側冷媒が流れる流路の液側には、カスケード側液冷媒管 6 8 a が接続されており、その利用側冷媒が流れる流路のガス側には、第 2 カスケード側ガス冷媒管 6 9 a が接続されている。第 1 利用側液冷媒管 4 5 a には、液冷媒連絡管 1 3 が接続されており、第 1 利用側ガス冷媒管 5 4 a には、ガス冷媒連絡管 1 4 が接続されており、カスケード側液冷媒管 6 8 a には、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a が接続されており、第 2 カスケード側ガス冷媒管 6 9 a には、利用側圧縮機 6 2 a が接続されている。

30

【 0 0 8 3 】

第 1 利用側流量調節弁 4 2 a は、開度制御を行うことで第 1 利用側熱交換器 4 1 a を流れる熱源側冷媒の流量を可変することが可能な電動膨張弁であり、第 1 利用側液冷媒管 4 5 a に設けられている。

【 0 0 8 4 】

利用側圧縮機 6 2 a は、利用側冷媒を圧縮する機構であり、ここでは、ケーシング（図示せず）内に収容されたロータリ式やスクロール式等の容積式の圧縮要素（図示せず）が、同じくケーシング内に収容された利用側圧縮機モータ 6 3 a によって駆動される密閉式圧縮機が採用されている。この利用側圧縮機 6 2 a のケーシング内には、圧縮要素において圧縮された後の熱源側冷媒が充満する高圧空間（図示せず）が形成されており、この高圧空間には、冷凍機油が溜められている。利用側圧縮機モータ 6 3 a は、インバータ装置（図示せず）によって、その回転数（すなわち、運転周波数）を可変でき、これにより、利用側圧縮機 6 2 a の容量制御が可能になっている。また、利用側圧縮機 6 2 a の吐出には、カスケード側吐出管 7 0 a が接続されており、利用側圧縮機 6 2 a の吸入には、カスケード側吸入管 7 1 a が接続されている。このカスケード側吸入管 7 1 a は、第 2 カスケ

40

50

ード側ガス冷媒管 69 a に接続されている。

【0085】

冷媒 - 水熱交換器 65 a は、利用側冷媒と水媒体との熱交換を行うことで利用側冷媒の放熱器として機能する熱交換器であり、その利用側冷媒が流れる流路の液側には、カスケード側液冷媒管 68 a が接続されており、その利用側冷媒が流れる流路のガス側には、第 1 カスケード側ガス冷媒管 72 a が接続されており、その水媒体が流れる流路の入口側には、第 1 利用側水入口管 47 a が接続されており、その水媒体が流れる流路の出口側には、第 1 利用側水出口管 48 a が接続されている。第 1 カスケード側ガス冷媒管 72 a は、カスケード側吐出管 70 a に接続されており、第 1 利用側水入口管 47 a には、水媒体連絡管 15 a が接続されており、第 1 利用側水出口管 48 a には、水媒体連絡管 16 a が接

10

【0086】

冷媒 - 水熱交側流量調節弁 66 a は、開度制御を行うことで冷媒 - 水熱交換器 65 a を流れる利用側冷媒の流量を可変することが可能な電動膨張弁であり、カスケード側液冷媒管 68 a に設けられている。

【0087】

利用側アクキュムレータ 67 a は、カスケード側吸入管 71 a に設けられており、利用側冷媒回路 40 a を循環する利用側冷媒をカスケード側吸入管 71 a から利用側圧縮機 62 a に吸入される前に一時的に溜めるための容器である。

【0088】

このように、利用側圧縮機 62 a、冷媒 - 水熱交換器 65 a、冷媒 - 水熱交側流量調節弁 66 a 及び第 1 利用側熱交換器 41 a が冷媒管 71 a、70 a、72 a、68 a、69 a を介して接続されることによって、利用側冷媒回路 40 a が構成されている。

20

【0089】

循環ポンプ 43 a は、水媒体の昇圧を行う機構であり、ここでは、遠心式や容積式のポンプ要素（図示せず）が循環ポンプモータ 44 a によって駆動されるポンプが採用されている。循環ポンプ 43 a は、第 1 利用側水出口管 48 a に設けられている。循環ポンプモータ 44 a は、インバータ装置（図示せず）によって、その回転数（すなわち、運転周波数）を可変でき、これにより、循環ポンプ 43 a の容量制御が可能になっている。

【0090】

これにより、第 1 利用ユニット 4 a は、第 1 利用側熱交換器 41 a をガス冷媒連絡管 14 から導入される熱源側冷媒の放熱器として機能させることで、第 1 利用側熱交換器 41 a において放熱した熱源側冷媒を液冷媒連絡管 13 に導出し、第 1 利用側熱交換器 41 a における熱源側冷媒の放熱によって利用側冷媒回路 40 a を循環する利用側冷媒を加熱し、この加熱された利用側冷媒が利用側圧縮機 62 a において圧縮された後に、冷媒 - 水熱交換器 65 a において放熱することによって水媒体を加熱する給湯運転を行うことが可能になっている。

30

【0091】

また、第 1 利用ユニット 4 a には、各種のセンサが設けられている。具体的には、第 1 利用ユニット 4 a には、第 1 利用側熱交換器 41 a の液側における熱源側冷媒の温度である第 1 利用側冷媒温度  $T_{sc1}$  を検出する第 1 利用側熱交温度センサ 50 a と、冷媒 - 水熱交換器 65 a の液側における利用側冷媒の温度であるカスケード側冷媒温度  $T_{sc2}$  を検出する第 1 冷媒 - 水熱交温度センサ 73 a と、冷媒 - 水熱交換器 65 a の入口における水媒体の温度である水媒体入口温度  $T_{wr}$  を検出する水媒体出口温度センサ 51 a と、冷媒 - 水熱交換器 65 a の出口における水媒体の温度である水媒体出口温度  $T_{wl}$  を検出する水媒体出口温度センサ 52 a と、利用側圧縮機 62 a の吸入における利用側冷媒の圧力である利用側吸入圧力  $P_{s2}$  を検出する利用側吸入圧力センサ 74 a と、利用側圧縮機 62 a の吐出における利用側冷媒の圧力である利用側吐出圧力  $P_{d2}$  を検出する利用側吐出圧力センサ 75 a と、利用側圧縮機 62 a の吐出における利用側冷媒の温度である利用側吐出温度  $T_{d2}$  を検出する利用側吐出温度センサ 76 a とが設けられている。

40

50



## 【 0 0 9 2 】

- 貯湯ユニット -

貯湯ユニット 8 a は、屋内に設置されており、水媒体連絡管 1 5 a、1 6 a を介して第 1 利用ユニット 4 a に接続されており、水媒体回路 8 0 a の一部を構成している。

## 【 0 0 9 3 】

貯湯ユニット 8 a は、主として、貯湯タンク 8 1 a と、熱交換コイル 8 2 a とを有している。

## 【 0 0 9 4 】

貯湯タンク 8 1 a は、給湯に供される水媒体としての水を溜める容器であり、その上部には、蛇口やシャワー等に温水となった水媒体を送るための給湯管 8 3 a が接続されており、その下部には、給湯管 8 3 a によって消費された水媒体の補充を行うための給水管 8 4 a が接続されている。

## 【 0 0 9 5 】

熱交換コイル 8 2 a は、貯湯タンク 8 1 a 内に設けられており、水媒体回路 8 0 a を循環する水媒体と貯湯タンク 8 1 a 内の水媒体との熱交換を行うことで貯湯タンク 8 1 a 内の水媒体の加熱器として機能する熱交換器であり、その入口には、水媒体連絡管 1 6 a が接続されており、その出口には、水媒体連絡管 1 5 a が接続されている。

## 【 0 0 9 6 】

これにより、貯湯ユニット 8 a は、第 1 利用ユニット 4 a において加熱された水媒体回路 8 0 a を循環する水媒体によって貯湯タンク 8 1 a 内の水媒体を加熱して温水として溜めることが可能になっている。尚、ここでは、貯湯ユニット 8 a として、第 1 利用ユニット 4 a において加熱された水媒体との熱交換によって加熱された水媒体を貯湯タンクに溜める型式の貯湯ユニットを採用しているが、第 1 利用ユニット 4 a において加熱された水媒体を貯湯タンクに溜める型式の貯湯ユニットを採用してもよい。

## 【 0 0 9 7 】

また、貯湯ユニット 8 a には、各種のセンサが設けられている。具体的には、貯湯ユニット 8 a には、貯湯タンク 8 1 a に溜められる水媒体の温度である貯湯温度  $T_{wh}$  を検出するための貯湯温度センサ 8 5 a が設けられている。

## 【 0 0 9 8 】

- 温水暖房ユニット -

温水暖房ユニット 9 a は、屋内に設置されており、水媒体連絡管 1 5 a、1 6 a を介して第 1 利用ユニット 4 a に接続されており、水媒体回路 8 0 a の一部を構成している。

## 【 0 0 9 9 】

温水暖房ユニット 9 a は、主として、熱交換パネル 9 1 a を有しており、ラジエータや床暖房パネル等を構成している。

## 【 0 1 0 0 】

熱交換パネル 9 1 a は、ラジエータの場合には、室内の壁際等に設けられ、床暖房パネルの場合には、室内の床下等に設けられており、水媒体回路 8 0 a を循環する水媒体の加熱器として機能する熱交換器であり、その入口には、水媒体連絡管 1 6 a が接続されており、その出口には、水媒体連絡管 1 5 a が接続されている。

## 【 0 1 0 1 】

- 水媒体連絡管 -

水媒体連絡管 1 5 a は、貯湯ユニット 8 a の熱交換コイル 8 2 a の出口及び温水暖房ユニット 9 a の熱交換パネル 9 1 a の出口に接続されている。水媒体連絡管 1 6 a は、貯湯ユニット 8 a の熱交換コイル 8 2 a の入口及び温水暖房ユニット 9 a の熱交換パネル 9 1 a の入口に接続されている。水媒体連絡管 1 6 a には、水媒体回路 8 0 a を循環する水媒体を貯湯ユニット 8 a 及び温水暖房ユニット 9 a の両方、又は、貯湯ユニット 8 a 及び温水暖房ユニット 9 a のいずれか一方に供給するかの切り換えを行うことが可能な水媒体側切換機構 1 6 1 a が設けられている。この水媒体側切換機構 1 6 1 a は、三方弁からなる。

10

20

30

40

50

## 【0102】

<動作>

次に、ヒートポンプシステム1の動作について説明する。

## 【0103】

ヒートポンプシステム1の運転モードとしては、第1利用ユニット4aの給湯運転(すなわち、貯湯ユニット8a及び/又は温水暖房ユニット9aの運転)を行う給湯運転モードがある。

## 【0104】

以下、ヒートポンプシステム1の給湯運転モードにおける動作について説明する。

## 【0105】

- 給湯運転モード -

第1利用ユニット4aの給湯運転を行う場合には、熱源側冷媒回路20においては、熱源側切換機構23が熱源側蒸発運転状態(図1の熱源側切換機構23の破線で示された状態)に切り換えられ、吸入戻し膨張弁26aが閉止された状態になる。また、水媒体回路80aにおいては、水媒体切換機構161aが貯湯ユニット8a及び/又は温水暖房ユニット9aに水媒体を供給する状態に切り換えられる。

## 【0106】

このような状態の熱源側冷媒回路20において、冷凍サイクルにおける低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管21cを通じて、熱源側圧縮機21に吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、熱源側吐出管21bに吐出される。熱源側吐出管21bに吐出された高圧の熱源側冷媒は、油分離器22aにおいて冷凍機油が分離される。油分離器22aにおいて熱源側冷媒から分離された冷凍機油は、油戻し管22bを通じて、熱源側吸入管21cに戻される。冷凍機油が分離された高圧の熱源側冷媒は、熱源側切換機構23、第2熱源側ガス冷媒管23b及びガス側閉鎖弁30を通じて、熱源ユニット2からガス冷媒連絡管14に送られる。

## 【0107】

ガス冷媒連絡管14に送られた高圧の熱源側冷媒は、第1利用ユニット4aに送られる。第1利用ユニット4aに送られた高圧の熱源側冷媒は、第1利用側ガス冷媒管54aを通じて、第1利用側熱交換器41aに送られる。第1利用側熱交換器41aに送られた高圧の熱源側冷媒は、第1利用側熱交換器41aにおいて、利用側冷媒回路40aを循環する冷凍サイクルにおける低圧の利用側冷媒と熱交換を行って放熱する。第1利用側熱交換器41aにおいて放熱した高圧の熱源側冷媒は、第1利用側流量調節弁42a及び第1利用側液冷媒管45aを通じて、第1利用ユニット4aから液冷媒連絡管13に送られる。

## 【0108】

液冷媒連絡管13に送られた熱源側冷媒は、熱源ユニット2に送られる。熱源ユニット2に送られた熱源側冷媒は、液側閉鎖弁29を通じて、過冷却器27に送られる。過冷却器27に送られた熱源側冷媒は、吸入戻し管26に熱源側冷媒が流れていないため、熱交換を行うことなく、熱源側膨張弁25に送られる。熱源側膨張弁25に送られた熱源側冷媒は、熱源側膨張弁25において減圧されて、低圧の気液二相状態になり、熱源側液冷媒管24aを通じて、熱源側熱交換器24に送られる。熱源側熱交換器24に送られた低圧の冷媒は、熱源側熱交換器24において、熱源側ファン32によって供給される室外空気と熱交換を行って蒸発する。熱源側熱交換器24において蒸発した低圧の熱源側冷媒は、第1熱源側ガス冷媒管23a及び熱源側切換機構23を通じて、熱源側アキュムレータ28に送られる。熱源側アキュムレータ28に送られた低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管21cを通じて、再び、熱源側圧縮機21に吸入される。

## 【0109】

一方、利用側冷媒回路40aにおいては、第1利用側熱交換器41aにおける熱源側冷媒の放熱によって利用側冷媒回路40aを循環する冷凍サイクルにおける低圧の利用側冷媒が加熱されて蒸発する。第1利用側熱交換器41aにおいて蒸発した低圧の利用側冷媒は、第2カスケード側ガス冷媒管69aを通じて、利用側アキュムレータ67aに送られ

10

20

30

40

50

る。利用側アキュムレータ67aに送られた低圧の利用側冷媒は、カスケード側吸入管71aを通じて、利用側圧縮機62aに吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、カスケード側吐出管70aに吐出される。カスケード側吐出管70aに吐出された高圧の利用側冷媒は、第1カスケード側ガス冷媒管72aを通じて、冷媒-水熱交換器65aに送られる。冷媒-水熱交換器65aに送られた高圧の利用側冷媒は、冷媒-水熱交換器65aにおいて、循環ポンプ43aによって水媒体回路80aを循環する水媒体と熱交換を行って放熱する。冷媒-水熱交換器65aにおいて放熱した高圧の利用側冷媒は、冷媒-水熱交換側流量調節弁66aにおいて減圧されて、低圧の気液二相状態になり、カスケード側液冷媒管68aを通じて、再び、第1利用側熱交換器41aに送られる。

【0110】

また、水媒体回路80aにおいては、冷媒-水熱交換器65aにおける利用側冷媒の放熱によって水媒体回路80aを循環する水媒体が加熱される。冷媒-水熱交換器65aにおいて加熱された水媒体は、第1利用側水出口管48aを通じて、循環ポンプ43aに吸入され、昇圧された後に、第1利用ユニット4aから水媒体連絡管16aに送られる。水媒体連絡管16aに送られた水媒体は、水媒体側切換機構161aを通じて、貯湯ユニット8a及び/又は温水暖房ユニット9aに送られる。貯湯ユニット8aに送られた水媒体は、熱交換コイル82aにおいて貯湯タンク81a内の水媒体と熱交換を行って放熱し、これにより、貯湯タンク81a内の水媒体を加熱する。温水暖房ユニット9aに送られた水媒体は、熱交換パネル91aにおいて放熱し、これにより、室内の壁際等を加熱したり室内の床を加熱する。

【0111】

このようにして、第1利用ユニット4aの給湯運転を行う給湯運転モードにおける動作が行われる。

【0112】

- 各冷媒回路の吐出飽和温度制御及び各熱交換器出口の過冷却度制御 -

次に、上述の給湯運転における各冷媒回路20、40aの吐出飽和温度制御及び各熱交換器41a、65a出口の過冷却度制御について説明する。

【0113】

このヒートポンプシステム1では、上述のように、第1利用側熱交換器41aにおいて、利用側冷媒回路40aを循環する利用側冷媒が熱源側冷媒回路20を循環する熱源側冷媒の放熱によって加熱されるようになっており、利用側冷媒回路40aは、この熱源側冷媒から得た熱を利用して、熱源側冷媒回路20における冷凍サイクルよりも高温の冷凍サイクルを得ることができるため、冷媒-水熱交換器65aにおける利用側冷媒の放熱によって高温の水媒体を得ることができるようになっている。このとき、安定的に高温の水媒体を得るためには、熱源側冷媒回路20における冷凍サイクル及び利用側冷媒回路40aにおける冷凍サイクルがいずれも安定するように制御することが好ましい。

【0114】

そこで、このヒートポンプシステム1では、両冷媒回路20、40aの圧縮機21、62aをいずれも容量可変型にして、各圧縮機20、62aの吐出における冷媒の圧力に相当する飽和温度(すなわち、熱源側吐出飽和温度 $T_{c1}$ 及び利用側吐出飽和温度 $T_{c2}$ )を各冷凍サイクルの冷媒の圧力の代表値として用いて、各吐出飽和温度 $T_{c1}$ 、 $T_{c2}$ が所定の目標吐出飽和温度 $T_{c1s}$ 、 $T_{c2s}$ になるように各圧縮機21、62aの容量制御を行うようにしている。

【0115】

ここで、熱源側吐出飽和温度 $T_{c1}$ は、熱源側圧縮機21の吐出における熱源側冷媒の圧力である熱源側吐出圧力 $P_{d1}$ を、この圧力値に相当する飽和温度に換算した値であり、利用側吐出飽和温度 $T_{c2}$ は、利用側圧縮機62aの吐出における利用側冷媒の圧力である利用側吐出圧力 $P_{d2}$ を、この圧力値に相当する飽和温度に換算した値である。

【0116】

そして、熱源側冷媒回路20においては、熱源側吐出飽和温度 $T_{c1}$ が目標熱源側吐出

10

20

30

40

50

飽和温度  $T_{c1s}$  よりも小さい場合には、熱源側圧縮機 21 の回転数（すなわち、運転周波数）を大きくすることで熱源側圧縮機 21 の運転容量が大きくなるように制御し、熱源側吐出飽和温度  $T_{c1}$  が目標熱源側吐出飽和温度  $T_{c1s}$  よりも大きい場合には、熱源側圧縮機 21 の回転数（すなわち、運転周波数）を小さくすることで熱源側圧縮機 21 の運転容量が小さくなるように制御する。また、利用側冷媒回路 40a においては、利用側吐出飽和温度  $T_{c2}$  が目標利用側吐出飽和温度  $T_{c2s}$  よりも小さい場合には、利用側圧縮機 62a の回転数（すなわち、運転周波数）を大きくすることで利用側圧縮機 62a の運転容量が大きくなるように制御し、利用側吐出飽和温度  $T_{c2}$  が目標利用側吐出飽和温度  $T_{c2s}$  よりも大きい場合には、利用側圧縮機 62a の回転数（すなわち、運転周波数）を小さくすることで利用側圧縮機 62a の運転容量が小さくなるように制御する。

10

## 【0117】

これにより、熱源側冷媒回路 20 においては第 1 利用側冷媒回路 41a を流れる熱源側冷媒の圧力が安定し、また、利用側冷媒回路 40a においては冷媒 - 水熱交換器 65a を流れる利用側冷媒の圧力が安定するため、両冷媒回路 20、40a における冷凍サイクルの状態を安定させることができ、安定的に高温の水媒体を得ることができる。

## 【0118】

また、このとき、所望の温度の水媒体を得るためには、各目標吐出飽和温度  $T_{c1s}$ 、 $T_{c2s}$  を適切に設定することが好ましい。

## 【0119】

そこで、このヒートポンプシステム 1 では、まず、利用側冷媒回路 41a について、冷媒 - 水熱交換器 65a の出口における水媒体の温度の目標値である所定の目標水媒体出口温度  $T_{w1s}$  を設定しておき、目標利用側吐出飽和温度  $T_{c2s}$  を目標水媒体出口温度  $T_{w1s}$  によって可変される値として設定するようにしている。ここでは、例えば、目標水媒体出口温度  $T_{w1s}$  が 80 に設定される場合には、目標利用側吐出飽和温度  $T_{c2s}$  を 85 に設定したり、また、目標水媒体出口温度  $T_{w1s}$  が 25 に設定される場合には、目標利用側吐出飽和温度  $T_{c2s}$  を 30 に設定する等のように、目標水媒体出口温度  $T_{w1s}$  が高い温度に設定されるにつれて目標利用側吐出飽和温度  $T_{c2s}$  も高い温度になるように、かつ、目標水媒体出口温度  $T_{w1s}$  よりも少し高い温度になるように、30 ~ 85 の範囲内で関数化して設定している。これにより、目標水媒体出口温度  $T_{w1s}$  に応じて目標利用側吐出飽和温度  $T_{c2s}$  が適切に設定されるため、所望の目標水媒体出口温度  $T_{ws}$  が得られやすく、また、目標水媒体出口温度  $T_{ws}$  が変更された場合であっても、応答性のよい制御を行うことができる。

20

30

## 【0120】

また、熱源側冷媒回路 20 については、目標熱源側吐出飽和温度  $T_{c1s}$  を目標利用側吐出飽和温度  $T_{c2s}$ 、又は、目標水媒体出口温度  $T_{ws}$  によって可変される値として設定するようにしている。ここでは、例えば、目標利用側吐出飽和温度  $T_{c2s}$  又は目標水媒体出口温度  $T_{ws}$  が 75 や 80 に設定される場合には、目標熱源側吐出飽和温度  $T_{c1s}$  を 35 ~ 40 の温度範囲になるように設定したり、また、目標利用側吐出飽和温度  $T_{c2s}$  又は目標水媒体出口温度  $T_{ws}$  が 30 や 25 に設定される場合には、目標熱源側吐出飽和温度  $T_{c1s}$  を 10 ~ 15 の温度範囲になるように設定する等のように、目標利用側吐出飽和温度  $T_{c2s}$  又は目標水媒体出口温度  $T_{ws}$  が高い温度に設定されるにつれて目標熱源側吐出飽和温度  $T_{c1s}$  も高い温度範囲になるように、かつ、目標利用側吐出飽和温度  $T_{c2s}$  又は目標水媒体出口温度  $T_{ws}$  よりも低い温度範囲になるように、10 ~ 40 の範囲内で関数化して設定している。尚、目標利用側吐出飽和温度  $T_{c2s}$  については、目標水媒体出口温度  $T_{ws}$  を正確に得るという目的から、上述のように、1つの温度として設定されることが好ましいが、目標熱源側吐出飽和温度  $T_{c1s}$  については、目標利用側吐出飽和温度  $T_{c2}$  ほどの厳密な設定は必要なく、むしろある程度の温度幅を許容するほうが好ましいことから、上述のように、温度範囲として設定されるほうが好ましい。これにより、目標利用側吐出飽和温度  $T_{c2s}$ 、又は、目標水媒体出口温度  $T_{ws}$  に応じて目標熱源側吐出飽和温度  $T_{c1s}$  が適切に設定されるため、利用

40

50

側冷媒回路 40 a における冷凍サイクルの状態に応じて適切に熱源側冷媒回路 20 における冷凍サイクルを制御することができる。

【0121】

また、このヒートポンプシステム 1 では、熱源側冷媒回路 20 を流れる熱源側冷媒の主減圧を行う機構として第 1 利用側流量調節弁 42 a を、そして、利用側冷媒回路 40 a を流れる利用側冷媒の主減圧を行う機構として冷媒 - 水熱交換器 65 a を設けて、熱源側冷媒回路 20 については、第 1 利用側熱交換器 41 a の出口における熱源側冷媒の過冷却度である熱源側冷媒過冷却度  $SC1$  が目標熱源側冷媒過冷却度  $SC1s$  になるように第 1 利用側流量調節弁 42 a の開度制御を行うようにし、そして、利用側冷媒回路 40 a については、冷媒 - 水熱交換器 65 a の出口における利用側冷媒の過冷却度である利用側冷媒過冷却度  $SC2$  が目標利用側冷媒過冷却度  $SC2s$  になるように冷媒 - 水熱交換器 65 a の開度制御を行うようにしている。

10

【0122】

ここで、熱源側冷媒過冷却度  $SC1$  は、熱源側吐出飽和温度  $Tc1$  から第 1 利用側冷媒温度  $Tsc1$  を差し引いた値であり、利用側冷媒過冷却度  $SC2$  は、利用側吐出飽和温度  $Tc2$  からカスケード側冷媒温度  $Tsc2$  を差し引いた値である。

【0123】

そして、熱源側冷媒回路 20 においては、熱源側冷媒過冷却度  $SC1$  が目標熱源側冷媒過冷却度  $SC1s$  よりも小さい場合には、第 1 利用側流量調節弁 42 a の開度を小さくすることで第 1 利用側熱交換器 41 a を流れる熱源側冷媒の流量が小さくなるように制御し、熱源側冷媒過冷却度  $SC1$  が目標熱源側冷媒過冷却度  $SC1s$  よりも大きい場合には、第 1 利用側流量調節弁 42 a の開度を大きくすることで第 1 利用側熱交換器 41 a を流れる熱源側冷媒の流量が大きくなるように制御する。また、利用側冷媒回路 40 a においては、利用側冷媒過冷却度  $SC2$  が目標利用側冷媒過冷却度  $SC2s$  よりも小さい場合には、冷媒 - 水熱交換器 65 a の開度を小さくすることで冷媒 - 水熱交換器 65 a を流れる利用側冷媒の流量が小さくなるように制御し、利用側冷媒過冷却度  $SC2$  が目標利用側冷媒過冷却度  $SC2s$  よりも大きい場合には、冷媒 - 水熱交換器 65 a の開度を大きくすることで冷媒 - 水熱交換器 65 a を流れる利用側冷媒の流量が大きくなるように制御する。尚、目標冷媒過冷却度  $SC1s$ 、 $SC2s$  は、第 1 利用側熱交換器 41 a 及び冷媒 - 水熱交換器 65 a の熱交換能力の設計条件等を考慮して設定されている。

20

30

【0124】

これにより、熱源側冷媒回路 20 においては第 1 利用側冷媒回路 41 a を流れる熱源側冷媒の流量が安定し、また、利用側冷媒回路 40 a においては冷媒 - 水熱交換器 65 a を流れる利用側冷媒の流量が安定するため、第 1 利用側熱交換器 41 a 及び冷媒 - 水熱交換器 65 a の熱交換能力に適した条件で運転を行うことができ、両冷媒回路 20、40 a における冷凍サイクルの状態を安定させることに寄与する。

【0125】

このように、このヒートポンプシステム 1 では、各冷媒回路 20、40 a の吐出飽和温度制御及び各熱交換器 41 a、65 a 出口の過冷却度制御によって、各冷媒回路 20、40 a における冷媒の圧力及び流量が安定し、これにより、両冷媒回路 20、40 a における冷凍サイクルの状態を安定させることができ、安定的に高温の水媒体を得ることができる。

40

【0126】

- 水媒体回路を循環する水媒体の流量制御 -

次に、上述の給湯運転における水媒体回路 80 a を循環する水媒体の流量制御について説明する。

【0127】

このヒートポンプシステム 1 では、冷媒 - 水熱交換器 65 a の出口における水媒体の温度（すなわち、水媒体出口温度  $Twl$ ）と冷媒 - 水熱交換器 65 a の入口における水媒体の温度（すなわち、水媒体入口温度  $Twr$ ）との温度差（すなわち、 $Twl - Twr$ ）で

50

ある水媒体出入口温度差  $T_w$  が所定の目標水媒体出入口温度差  $T_{ws}$  になるように循環ポンプ 43a の容量制御が行われる。より具体的には、水媒体出入口温度差  $T_w$  が目標水媒体出入口温度差  $T_{ws}$  よりも大きい場合には、水媒体回路 80a を循環する水媒体の流量が少ないものと判定して、循環ポンプモータ 44a の回転数（すなわち、運転周波数）を大きくすることで循環ポンプ 43a の運転容量が大きくなるように制御し、水媒体出入口温度差  $T_w$  が目標水媒体出入口温度差  $T_{ws}$  よりも小さい場合には、水媒体回路 80a を循環する水媒体の流量が多いものと判定して、循環ポンプモータ 44a の回転数（すなわち、運転周波数）を小さくすることで循環ポンプ 43a の運転容量が小さくなるように制御する。これにより、水媒体回路 80a を循環する水媒体の流量が適切に制御されるようになっている。尚、目標水媒体出入口温度差  $T_{ws}$  は、冷媒 - 水熱交換器 65a の熱交換能力の設計条件等を考慮して設定されている。

10

## 【0128】

- 各回路の起動制御 -

次に、上述の給湯運転を開始する際の各回路 20、40a、80a の起動制御について図 2 を用いて説明する。

## 【0129】

このヒートポンプシステム 1 では、熱源側圧縮機 21 及び利用側圧縮機 62a が停止した状態から起動して給湯運転を開始する場合には、まず、熱源側圧縮機 21 を起動した後に利用側圧縮機 62a を起動する。より具体的には、熱源側圧縮機 21 を起動し（ステップ S1）、そして、所定の利用側圧縮機起動条件を満たすと判定された後に、（ステップ S2）、利用側圧縮機 62a を起動する（ステップ S3）。

20

## 【0130】

これにより、第 1 利用側熱交換器 41a における熱源側冷媒と利用側冷媒との熱交換が積極的に行われにくくなり、これにより、熱源側圧縮機 21 の吐出における熱源側冷媒の圧力である熱源側吐出圧力  $P_{d1}$  が速やかに上昇し、また、熱源側吐出圧力  $P_{d1}$  と熱源側圧縮機 21 の吸入における熱源側冷媒の圧力である熱源側吸入圧力  $P_{s1}$  との圧力差である熱源側出入口圧力差  $P_1$  が確保されやすくなり、熱源側冷媒回路 20 を速やかにかつ安定的に起動することができる。

## 【0131】

また、ここで、利用側圧縮機起動条件を設定しているのは、熱源側吐出圧力  $P_{d1}$  が上昇しない状態のままや熱源側出入口圧力差  $P_1$  が確保されない状態のままで、すなわち、熱源側冷媒回路 20 における冷凍サイクルの状態が安定しないままで、利用側圧縮機 62a を起動することを確実に防ぐためであり、ここでは、圧縮機側起動条件として、熱源側吐出圧力  $P_{d1}$  が所定の熱源側起動吐出圧力  $P_{di1}$  以上になったこととしたり、熱源側出入口圧力差  $P_1$  が所定の熱源側起動圧力差  $P_{i1}$  以上になったこととしている。

30

## 【0132】

次に、利用側圧縮機 62a を起動するが、このとき、水媒体回路 80a を循環する水媒体の流量が大きいと、冷媒 - 水熱交換器 65a を流れる水媒体の温度が高くなり、利用側圧縮機 62a が起動された直後から冷媒 - 水熱交換器 65a における利用側冷媒と水媒体との熱交換が積極的に行われてしまい、これにより、利用側圧縮機 62a の吐出における利用側冷媒の圧力である利用側吐出圧力  $P_{d2}$  が速やかに上昇しにくくなり、また、利用側吐出圧力  $P_{d2}$  と利用側圧縮機 62a の吸入における利用側冷媒の圧力である利用側吸入圧力  $P_{s2}$  との圧力差である利用側出入口圧力差  $P_2$  が確保されにくくなり、利用側冷媒回路 40a を速やかにかつ安定的に起動することができなくなるおそれがある。

40

## 【0133】

そこで、このヒートポンプシステム 1 では、循環ポンプ 43a を停止した状態又は小流量で運転した状態で、利用側圧縮機 62a を起動するようにしている（ステップ S3）。より具体的には、循環ポンプ 43a を停止するか、又は、循環ポンプモータ 44a の回転数（すなわち、運転周波数）を最小値に設定することで循環ポンプ 43a を小流量で運転

50

した状態にして、利用側圧縮機 6 2 a を起動する。

【 0 1 3 4 】

これにより、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a における利用側冷媒と水媒体との熱交換が積極的に行われにくくなり、利用側吐出圧力  $P d 2$  が速やかに上昇しやすくなり、また、利用側出入口圧力差  $P 2$  が確保されやすくなるため、利用側冷媒回路 4 0 a を速やかにかつ安定的に起動することができる。

【 0 1 3 5 】

次に、水媒体回路 8 0 a を流れる水媒体の流量が大きくなるように循環ポンプ 4 3 a の容量制御を行うが (ステップ S 5)、このとき、所定の循環ポンプ流量増加条件を満たすと判定されるまで (ステップ S 4)、水媒体回路 8 0 a を循環する水媒体の流量が大きくなるように循環ポンプ 4 3 a の容量制御を行うことのないようにしている。

10

【 0 1 3 6 】

ここで、循環ポンプ流量増加条件を設定しているのは、利用側吐出圧力  $P d 2$  が上昇しない状態のままや利用側出入口圧力差  $P 2$  が確保されない状態のまま、すなわち、利用側冷媒回路 4 0 a における冷凍サイクルの状態が安定しないままで、水媒体回路 8 0 a を流れる水媒体の流量が大きくなるように循環ポンプ 4 3 a の容量制御が行われること (ここでは、水媒体出入口温度差  $T w$  が目標水媒体出入口温度差  $T w s$  になるように循環ポンプ 4 3 a の運転容量を制御する水媒体出入口温度差制御が行われること、ステップ S 5) を確実に防ぐためであり、ここでは、循環ポンプ流量増加条件として、利用側吐出圧力  $P d 2$  が所定の利用側起動吐出圧力  $P d i 2$  以上になったこととしたり、利用側出入口圧力差  $P 2$  が所定の利用側起動圧力差  $P i 2$  以上になったこととしている。

20

【 0 1 3 7 】

< 特徴 >

このヒートポンプシステム 1 には、以下のような特徴がある。

【 0 1 3 8 】

- A -

このヒートポンプシステム 1 では、第 1 利用側熱交換器 4 1 a において、利用側冷媒回路 4 0 a を循環する利用側冷媒が熱源側冷媒回路 2 0 を循環する熱源側冷媒の放熱によって加熱されるようになっており、利用側冷媒回路 4 0 a は、この熱源側冷媒から得た熱を利用して、熱源側冷媒回路 2 0 における冷凍サイクルよりも高温の冷凍サイクルを得ることができるため、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a における利用側冷媒の放熱によって高温の水媒体を得ることができる。このとき、安定的に高温の水媒体を得るためには、熱源側冷媒回路 2 0 における冷凍サイクル及び利用側冷媒回路 4 0 a における冷凍サイクルがいずれも安定するように制御することが好ましいが、このヒートポンプシステム 1 では、両冷媒回路 2 0、4 0 a の圧縮機 2 1、6 2 a をいずれも容量可変型にして、各圧縮機 2 1、6 2 a の吐出における冷媒の圧力に相当する飽和温度 (すなわち、熱源側吐出飽和温度  $T c 1$  及び利用側吐出飽和温度  $T c 2$ ) を各冷凍サイクルの冷媒の圧力の代表値として用いて、各吐出飽和温度  $T c 1$ 、 $T c 2$  が目標吐出飽和温度  $T c 1 s$ 、 $T c 2 s$  になるように各圧縮機 2 1、6 2 a の容量制御を行うようにしているため、両冷媒回路 2 0、4 0 a における冷凍サイクルの状態を安定させることができ、これにより、安定的に高温の水媒体を得ることができる。しかも、このヒートポンプシステム 1 では、第 1 利用側熱交換器 4 1 a が熱源側冷媒と利用側冷媒との熱交換により直接的に熱の授受を行う熱交換器になっており、熱源側冷媒回路 2 0 から利用側冷媒回路 4 0 a に授受される際の熱ロスが少なく、高温の水媒体を得ることに貢献している。また、このヒートポンプシステム 1 では、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a の出口における目標水媒体出口温度  $T w s$  に応じて目標利用側吐出飽和温度  $T c 2$  が適切に設定されるため、所望の目標水媒体出口温度  $T w s$  が得られやすく、また、目標水媒体出口温度  $T w s$  が変更された場合であっても、応答性のよい制御を行うことができる。さらに、このヒートポンプシステム 1 では、目標利用側吐出飽和温度  $T c 2 s$ 、又は、目標水媒体出口温度  $T w s$  に応じて、目標熱源側吐出飽和温度  $T c 1 s$  が適切に設定されるため、利用側冷媒回路 4 0 a における冷凍サイクルの状態に応じた適切な

30

40

50

状態になるように熱源側冷媒回路 20 における冷凍サイクルを制御することができる。

【0139】

- B -

このヒートポンプシステム 1 では、熱源側圧縮機 21 及び利用側圧縮機 62a が停止した状態から起動する場合に、熱源側圧縮機 21 を起動した後に利用側圧縮機 62a を起動するようにしているため、第 1 利用側熱交換器 41a における熱源側冷媒と利用側冷媒との熱交換が積極的に行われにくくなり、これにより、熱源側圧縮機 21 の吐出における熱源側冷媒の圧力が速やかに上昇し、また、利用側圧縮機 62a の吐出における熱源側冷媒の圧力である熱源側吐出圧力  $P_{d1}$  と熱源側圧縮機 21 の吸入における熱源側冷媒の圧力との圧力差である熱源側出入口圧力差  $P_1$  が確保されやすくなり、熱源側冷媒回路 20 を速やかにかつ安定的に起動することができる。しかも、このヒートポンプシステム 1 では、熱源側吐出圧力  $P_{d1}$  が所定の熱源側起動吐出圧力  $P_{di1}$  以上になるまで、又は、熱源側出入口圧力差  $P_1$  が熱源側起動圧力差  $P_{di1}$  以上になるまで、利用側圧縮機 62a を起動しないようにしているため、熱源側吐出圧力  $P_{d1}$  が上昇しない状態のまま、又は、熱源側出入口圧力差  $P_{di}$  が確保されない状態のまま、利用側圧縮機 62a を起動することを確実に防ぐことができる。

10

【0140】

- C -

このヒートポンプシステム 1 では、利用側圧縮機 62a を起動する場合に、循環ポンプ 43a を停止した状態又は小流量で運転した状態で利用側圧縮機 62a を起動するようにしているため、冷媒 - 水熱交換器 65a における利用側冷媒と水媒体との熱交換が積極的に行われにくくなり、これにより、利用側圧縮機 62a の吐出における利用側冷媒の圧力である利用側吐出圧力  $P_{d2}$  が速やかに上昇し、また、利用側吐出圧力  $P_{d2}$  と利用側圧縮機 62a の吸入における利用側冷媒の圧力である利用側吸入圧力  $P_{d2}$  との圧力差である利用側出入口圧力差  $P_2$  が確保されやすくなり、利用側冷媒回路 40a を速やかにかつ安定的に起動することができる。しかも、このヒートポンプシステム 1 では、利用側吐出圧力  $P_{d2}$  が利用側起動吐出圧力  $P_{di2}$  以上になるまで、又は、利用側出入口圧力差  $P_2$  が利用側起動圧力差  $P_{di2}$  以上になるまで、水媒体回路 80a を循環する水媒体の流量を大きくしないようにしているため、利用側吐出圧力  $P_{d2}$  が上昇しない状態のまま、又は、利用側出入口圧力差  $P_{d2}$  が確保されない状態のまま、水媒体回路 80a を循環する水媒体の流量が大きくなるように循環ポンプ 43a の容量制御を行うことを確実に防ぐことができる。

20

30

【0141】

(1) 変形例 1

上述のヒートポンプシステム 1 (図 1 参照) のような、両冷媒回路 20、40a の各圧縮機 21、62a の吐出における冷媒の圧力に相当する飽和温度 (すなわち、熱源側吐出飽和温度  $T_{c1}$  及び利用側吐出飽和温度  $T_{c2}$ ) が目標温度  $T_{c1s}$ 、 $T_{c2s}$  になるように各圧縮機 21、62a の容量制御を行う構成において、幅広い温度の水媒体の供給が要求される場合 (例えば、外気温度  $T_o$  が比較的高い温度条件であるにもかかわらず、目標水媒体出口温度  $T_{w1s}$  として 25 等の低い温度の水媒体の供給が要求される場合) には、利用側圧縮機 62a の吐出における利用側冷媒の圧力である利用側吐出圧力  $P_{d2}$  と利用側圧縮機 62a の吸入における利用側冷媒の圧力である利用側吸入圧力  $P_{d2}$  との圧力差である利用側出入口圧力差  $P_2$  が非常に小さくなり、利用側冷媒回路 40a に低負荷の運転が要求されることになるため、利用側圧縮機 62a の容量制御だけでは利用側冷媒回路 40a の冷凍サイクルを制御しきれないおそれがある。また、利用側出入口圧力差  $P_2$  が小さくなることは、利用側圧縮機 62a 内における冷凍機油の循環を悪くして潤滑不足が発生する原因にもなる。

40

【0142】

そこで、このヒートポンプシステム 1 では、図 3 に示されるように、上述のヒートポンプシステム 1 (図 1 参照) と同様に、各冷媒回路 20、40a の吐出飽和温度制御を行い

50



つつ、利用側出入口圧力差  $P_2$  が所定の利用側低負荷保護圧力差  $P_{2s}$  以下になった場合には（ステップ S 1 1）、第 1 利用側熱交換器 4 1 a を流れる熱源側冷媒の流量を可変することが可能な第 1 利用側流量調節弁 4 2 a の開度を小さくする制御である利用側低負荷運転制御を行う（ステップ S 1 1）。尚、利用側低負荷保護圧力差  $P_{2s}$  は、第 1 利用側熱交換器 4 1 a の熱交換能力の設計条件や利用側圧縮機 6 2 a の潤滑構造の設計条件等を考慮して設定されている。

#### 【0143】

これにより、利用側出入口圧力差  $P_2$  が非常に小さくなる場合であっても、第 1 利用側熱交換器 4 1 a に流入する熱源側冷媒の流量を小さくし、第 1 利用側熱交換器 4 1 a における熱交換能力を抑えて、利用側出入口圧力差  $P_2$  が大きくなるようにして、利用側冷媒回路 4 0 a が低負荷条件でも容易に運転できるようになるため、幅広い温度の水媒体を供給する要求に対応することができる。

10

#### 【0144】

ここで、上述のヒートポンプシステム 1（図 1 参照）と同様に、第 1 利用側流量調節弁 4 1 a の制御として、第 1 利用側熱交換器 4 1 a 出口の過冷却度制御を採用している場合には、利用側出入口圧力差  $P_2$  が利用側低負荷保護圧力差  $P_{2s}$  よりも大きい場合には（ステップ S 1 1）、この第 1 利用側熱交換器 4 1 a 出口の過冷却度制御における目標熱源側冷媒過冷却度  $SC1s$  の値を維持することで、第 1 利用側流量調節弁 4 2 a の開度を小さくする制御を行わないようにして、第 1 利用側熱交換器 4 1 a の熱交換能力に適した条件で運転を行うことができる。そして、利用側出入口圧力差  $P_2$  が利用側低負荷保護圧力差  $P_{2s}$  以下になった場合には（ステップ S 1 1）、第 1 利用側熱交換器 4 1 a 出口の過冷却度制御における目標熱源側冷媒過冷却度  $SC1s$  の値を利用側出入口圧力差  $P_2$  が利用側低負荷保護圧力差  $P_{2s}$  よりも大きい場合における値よりも大きな値にすることによって、第 1 利用側流量調節弁 4 2 a の開度を小さくする制御を行うようにして、第 1 利用側熱交換器 4 1 a における熱交換能力を抑えて、利用側冷媒回路 4 0 a を低負荷条件で運転することができ、利用側出入口圧力差  $P_2$  が利用側低負荷制御圧力差  $P_{2s}$  以下であるかどうかにかかわらず、熱源側冷媒過冷却度  $SC1$  を目標熱源側冷媒過冷却度  $SC1s$  にする第 1 利用側流量調節弁 4 2 a の開度制御を採用することができる。

20

#### 【0145】

##### （2）変形例 2

上述のヒートポンプシステム 1（図 1 参照）において、図 4 に示されるように、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a を利用側冷媒の放熱器として機能させるとともに第 1 利用側熱交換器 4 1 a を利用側冷媒の蒸発器として機能させる利用側放熱運転状態と冷媒 - 水熱交換器 6 5 a を利用側冷媒の蒸発器として機能させるとともに第 1 利用側熱交換器 4 1 a を利用側冷媒の放熱器として機能させる利用側蒸発運転状態とを切り換えることが可能な第 1 利用側切換機構 6 4 a を利用側冷媒回路 4 0 a にさらに設けるようにしてもよい。

30

#### 【0146】

ここで、第 1 利用側切換機構 6 4 a は、四路切換弁であり、カスケード側吐出管 7 0 a と、カスケード側吸入管 7 1 a と、第 1 カスケード側ガス冷媒管 7 2 a と、第 2 カスケード側ガス冷媒管 6 9 a とに接続されている。そして、第 1 利用側切換機構 6 4 a は、カスケード側吐出管 7 0 a と第 1 カスケード側ガス冷媒管 7 2 a とを連通させるとともに、第 2 カスケード側ガス冷媒管 6 9 a とカスケード側吸入管 7 1 a とを連通（利用側放熱運転状態に対応、図 1 7 の第 1 利用側切換機構 6 4 a の実線を参照）したり、カスケード側吐出管 7 0 a と第 2 カスケード側ガス冷媒管 6 9 a とを連通させるとともに、第 1 カスケード側ガス冷媒管 7 2 a とカスケード側吸入管 7 1 a とを連通（利用側蒸発運転状態に対応、図 4 の第 1 利用側切換機構 6 4 a の破線を参照）する切り換えを行うことが可能である。尚、第 1 利用側切換機構 6 4 a は、四路切換弁に限定されるものではなく、例えば、複数の電磁弁を組み合わせる等によって、上述と同様の利用側冷媒の流れの方向を切り換える機能を有するように構成したものであってもよい。

40

#### 【0147】

50

このような構成を有するヒートポンプシステム 1 では、給湯運転モードにおける動作によって、熱源側熱交換器 2 4 の除霜が必要であると判定された場合には、熱源側切換機構 2 3 を熱源側放熱運転状態にすることによって熱源側熱交換器 2 4 を熱源側冷媒の放熱器として機能させるとともに、第 1 利用側切換機構 6 4 a を利用側蒸発運転状態にすることによって冷媒 - 水熱交換器 6 5 a を利用側冷媒の蒸発器として機能させ、かつ、第 1 利用側熱交換器 4 1 a を利用側冷媒の放熱器として機能させる除霜運転を行うことができる。

【0148】

以下、この除霜運転における動作について図 5 を用いて説明する。

【0149】

まず、所定の除霜運転開始条件を満たすかどうか（すなわち、熱源側熱交換器 2 4 の除霜が必要であるかどうか）の判定を行う（ステップ S 2 1）。ここでは、除霜時間間隔  $t_{df}$ （すなわち、前回の除霜運転終了からの積算運転時間）が所定の除霜時間間隔設定値  $t_{dfs}$  に達したかどうかによって、除霜運転開始条件を満たすかどうかを判定する。

10

【0150】

そして、除霜運転開始条件を満たしていると判定された場合には、以下の除霜運転を開始する（ステップ S 2 2）。

【0151】

除霜運転を開始する際には、熱源側冷媒回路 2 0 においては、熱源側切換機構 2 3 が熱源側放熱運転状態（図 4 の熱源側切換機構 2 3 の実線で示された状態）に切り換えられ、利用側冷媒回路 4 0 a においては、第 1 利用側切換機構 6 4 a が利用側蒸発運転状態（図 4 の第 1 利用側切換機構 6 4 a の破線で示された状態）に切り換えられ、吸入戻し膨張弁 2 6 a が閉止された状態になる。

20

【0152】

ここで、このような熱源側切換機構 2 3 を熱源側放熱運転状態にし、かつ、第 1 利用側切換機構 6 4 a を利用側蒸発運転状態に切り換える操作を行うと、各冷媒回路 2 0、4 0 a 内の冷媒が均圧され、このような各冷媒回路 2 0、4 0 a 内の冷媒の均圧時の音（すなわち、均圧音）が発生するが、このような均圧音が過大にならないようにすることが好ましい。

【0153】

そこで、このヒートポンプシステム 1 では、除霜運転を開始する際に、熱源側切換機構 2 3 を熱源側放熱運転状態にした後に、第 1 利用側切換機構 6 4 a を利用側蒸発運転状態にするようにして、両冷媒回路 2 0、4 0 a 内の冷媒が同時に均圧されることがないようにしている。これにより、除霜運転を行う場合の均圧音が過大にならないようにすることができる。

30

【0154】

また、このヒートポンプシステム 1 では、第 1 利用側切換機構 6 4 a を利用側蒸発運転状態にする際に、利用側圧縮機 6 2 a を停止した状態にして、第 1 利用側切換機構 6 4 a を利用側蒸発運転状態にするようにしているため、利用側冷媒回路 4 0 a における均圧音が大きくなるようにすることができる。

40

【0155】

さらに、このヒートポンプシステム 1 では、利用側圧縮機 6 2 a を停止した状態にする際に、冷媒 - 水熱交換側流量調節弁 6 6 a が開状態のまま（より具体的には、全開状態にして）、利用側圧縮機 6 2 a を停止させるようにしているため、利用側冷媒回路 4 0 a における均圧を速やかに行うことができる。

【0156】

このような状態の熱源側冷媒回路 2 0 において、冷凍サイクルにおける低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管 2 1 c を通じて、熱源側圧縮機 2 1 に吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、熱源側吐出管 2 1 b に吐出される。熱源側吐出管 2 1 b に吐出された高圧の熱源側冷媒は、油分離器 2 2 a において冷凍機油が分離される。油分離器

50

2 2 aにおいて熱源側冷媒から分離された冷凍機油は、油戻し管 2 2 bを通じて、熱源側吸入管 2 1 cに戻される。冷凍機油が分離された高圧の熱源側冷媒は、熱源側切換機構 2 3及び第 1 熱源側ガス冷媒管 2 3 aを通じて、熱源側熱交換器 2 4に送られる。熱源側熱交換器 2 4に送られた高圧の熱源側冷媒は、熱源側熱交換器 2 4において、熱源側熱交換器 2 4に付着した氷と熱交換を行って放熱する。熱源側熱交換器において放熱した高圧の熱源側冷媒は、熱源側膨張弁 2 5を通じて、過冷却器 2 7に送られる。過冷却器 2 7に送られた熱源側冷媒は、吸入戻し管 2 6に熱源側冷媒が流れていないため、熱交換を行うことなく、熱源側液冷媒管 2 4 a及び液側閉鎖弁 2 9を通じて、熱源ユニット 2 から液冷媒連絡管 1 3に送られる。

【 0 1 5 7 】

液冷媒連絡管 1 3に送られた熱源側冷媒は、第 1 利用ユニット 4 aに送られる。

【 0 1 5 8 】

第 1 利用ユニット 4 aに送られた熱源側冷媒は、第 1 利用側流量調節弁 4 2 aに送られる。第 1 利用側流量調節弁 4 2 aに送られた熱源側冷媒は、第 1 利用側流量調節弁 4 2 aにおいて減圧されて、低圧の気液二相状態になり、第 1 利用側液冷媒管 4 5 aを通じて、第 1 利用側熱交換器 4 1 aに送られる。第 1 利用側熱交換器 4 1 aに送られた低圧の熱源側冷媒は、第 1 利用側熱交換器 4 1 aにおいて、利用側冷媒回路 4 0 aを循環する冷凍サイクルにおける高圧の利用側冷媒と熱交換を行って蒸発する。第 1 利用側熱交換器 4 1 aにおいて蒸発した低圧の熱源側冷媒は、第 1 利用側ガス冷媒管 5 4 aを通じて、第 1 利用ユニット 4 aからガス冷媒連絡管 1 4に送られる。

【 0 1 5 9 】

第 1 利用ユニット 4 aからガス冷媒連絡管 1 4に送られた熱源側冷媒は、熱源ユニット 2に送られる。熱源ユニット 2に送られた低圧の熱源側冷媒は、ガス側閉鎖弁 3 0、第 2 熱源側ガス冷媒管 2 3 b及び熱源側切換機構 2 3を通じて、熱源側アキュムレータ 2 8に送られる。熱源側アキュムレータ 2 8に送られた低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管 2 1 cを通じて、再び、熱源側圧縮機 2 1に吸入される。

【 0 1 6 0 】

一方、利用側冷媒回路 4 0 aにおいては、第 1 利用側熱交換器 4 1 aにおける熱源側冷媒の蒸発によって利用側冷媒回路 4 0 aを循環する冷凍サイクルにおける高圧の利用側冷媒が放熱する。第 1 利用側熱交換器 4 1 aにおいて放熱した高圧の利用側冷媒は、冷媒 - 水熱交換側流量調節弁 6 6 aに送られる。冷媒 - 水熱交換側流量調節弁 6 6 aに送られた高圧の利用側冷媒は、冷媒 - 水熱交換側流量調節弁 6 6 aにおいて減圧されて、低圧の気液二相状態になり、カスケード側液冷媒管 6 8 aを通じて、冷媒 - 水熱交換器 6 5 aに送られる。冷媒 - 水熱交換器 6 5 aに送られた低圧の利用側冷媒は、冷媒 - 水熱交換器 6 5 aにおいて、循環ポンプ 4 3 aによって水媒体回路 8 0 aを循環する水媒体と熱交換を行って蒸発する。冷媒 - 水熱交換器 6 5 aにおいて蒸発した低圧の利用側冷媒は、第 1 カスケード側ガス冷媒管 7 2 a及び第 1 利用側切換機構 6 4 aを通じて、利用側アキュムレータ 6 7 aに送られる。利用側アキュムレータ 6 7 aに送られた低圧の利用側冷媒は、カスケード側吸入管 7 1 aを通じて、利用側圧縮機 6 2 aに吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、カスケード側吐出管 7 0 aに吐出される。カスケード側吐出管 7 0 aに吐出された高圧の利用側冷媒は、第 1 利用側切換機構 6 4 a及び第 2 カスケード側ガス冷媒管 6 9 aを通じて、再び、第 1 利用側熱交換器 4 1 aに送られる。

【 0 1 6 1 】

このようにして、熱源側切換機構 2 3を熱源側放熱運転状態にすることによって熱源側熱交換器 2 4を熱源側冷媒の放熱器として機能させるとともに、第 1 利用側切換機構 6 4 aを利用側蒸発運転状態にすることによって冷媒 - 水熱交換器 6 5 aを利用側冷媒の蒸発器として機能させ、かつ、第 1 利用側熱交換器 4 1 aを利用側冷媒の放熱器として（すなわち、熱源側冷媒の蒸発器として）機能させる除霜運転を開始する。

【 0 1 6 2 】

そして、所定の除霜運転終了条件を満たすかどうか（すなわち、熱源側熱交換器 2 4の

10

20

30

40

50

除霜が終了したかどうか)の判定を行う(ステップS23)。ここでは、熱源側熱交換器温度 $T_{hx}$ が所定の除霜完了温度 $T_{hx_s}$ に達したかどうか、又は、除霜運転開始からの経過時間である除霜運転時間 $t_{df}$ が所定の除霜運転設定時間 $t_{df_s}$ に達したかどうかによって、除霜運転終了条件を満たすかどうかを判定する。

【0163】

そして、除霜運転終了条件を満たしていると判定された場合には、除霜運転を終了し、給湯運転モードに戻す処理を行う(ステップS24)。

【0164】

これにより、このヒートポンプシステム1では、熱源側熱交換器24を除霜する際に、熱源側切換機構23を熱源側放熱運転状態にすることによって熱源側熱交換器24を熱源側冷媒の放熱器として機能させるだけでなく、第1利用側切換機構64aを利用側蒸発運転状態にすることによって冷媒-水熱交換器65aを利用側冷媒の蒸発器として機能させ、かつ、第1利用側熱交換器41aを利用側冷媒の放熱器として機能させるようにしているため、熱源側熱交換器24において放熱して冷却された熱源側冷媒を、第1利用側熱交換器41aにおいて利用側冷媒の放熱によって加熱し、第1利用側熱交換器41aにおいて放熱して冷却された利用側冷媒を、冷媒-水熱交換器65aにおいて蒸発させることによって加熱することができ、これにより、熱源側熱交換器24の除霜を確実に行うことができる。しかも、除霜運転を行う場合の利用側冷媒回路40aの均圧音が過大にならないようにし、また、利用側冷媒回路40aにおける均圧を速やかに行うことができる。

10

【0165】

20

(3)変形例3

上述のヒートポンプシステム1(図1及び図4参照)では、熱源ユニット2に1つの第1利用ユニット4aが冷媒連絡管13、14を介して接続されているが、図6に示されるように(ここでは、温水暖房ユニット、貯湯ユニット及び水媒体回路80a、80b等の図示を省略)、複数(ここでは、2つ)の第1利用ユニット4a、4bを、冷媒連絡管13、14を介して、互いが並列に接続されるようにしてもよい。尚、第1利用ユニット4bの構成は、第1利用ユニット4aの構成と同様であるため、第1利用ユニット4bの構成については、それぞれ、第1利用ユニット4aの各部を示す符号の添字「a」の代わりに添字「b」を付して、各部の説明を省略する。

【0166】

30

これにより、このヒートポンプシステム1では、水媒体の加熱が必要な複数の場所や用途に対応することができる。

【0167】

(第2実施形態)

上述の第1実施形態及びその変形例におけるヒートポンプシステム1(図1、図4及び図6参照)において、給湯運転だけでなく、室内の暖房を行うことができることが好ましい。

【0168】

そこで、このヒートポンプシステム200では、上述の第1実施形態にかかるヒートポンプシステム1(図1参照)の構成において、図7に示されるように、熱源側冷媒の放熱器として機能することで空気媒体を加熱することが可能な第2利用側熱交換器101aを、熱源側冷媒回路20にさらに設けるようにしている。以下、このヒートポンプシステム200の構成について説明する。

40

【0169】

<構成>

-全体-

図7は、本発明の第2実施形態にかかるヒートポンプシステム200の概略構成図である。ヒートポンプシステム200は、蒸気圧縮式のヒートポンプサイクルを利用して水媒体を加熱する運転等を行うことが可能な装置である。

【0170】

50

ヒートポンプシステム200は、主として、熱源ユニット2と、第1利用ユニット4aと、第2利用ユニット10aと、液冷媒連絡管13と、ガス冷媒連絡管14と、貯湯ユニット8aと、温水暖房ユニット9aと、水媒体連絡管15aと、水媒体連絡管16aとを備えており、熱源ユニット2と第1利用ユニット4aと第2利用ユニット10aとが冷媒連絡管13、14を介して接続されることによって、熱源側冷媒回路20を構成し、第1利用ユニット4aが利用側冷媒回路40aを構成し、第1利用ユニット4aと貯湯ユニット8aと温水暖房ユニット9aとが水媒体連絡管15a、16aを介して接続されることによって、水媒体回路80aを構成している。熱源側冷媒回路20には、HFC系冷媒の一種であるHFC-410Aが熱源側冷媒として封入されており、また、HFC系冷媒に対して相溶性を有するエステル系又はエーテル系の冷凍機油が熱源側圧縮機22の潤滑のために封入されている。また、利用側冷媒回路40aには、HFC系冷媒の一種であるHFC-134aが利用側冷媒として封入されており、また、HFC系冷媒に対して相溶性を有するエステル系又はエーテル系の冷凍機油が利用側圧縮機62aの潤滑のために封入されている。尚、利用側冷媒としては、高温の冷凍サイクルに有利な冷媒を使用されるという観点から、飽和ガス温度65に相当する圧力がゲージ圧で高くとも2.8MPa以下、好ましくは、2.0MPa以下の冷媒を使用することが好ましい。そして、HFC-134aは、このような飽和圧力特性を有する冷媒の一種である。また、水媒体回路80aには、水媒体としての水が循環するようになっている。

10

## 【0171】

尚、以下の構成に関する説明では、第1実施形態におけるヒートポンプシステム1(図1参照)と同様の構成を有する熱源ユニット2、第1利用ユニット4a、貯湯ユニット8a、温水暖房ユニット9a、液冷媒連絡管13、ガス冷媒連絡管14及び水媒体連絡管15a、16aの構成については、同じ符号を付して説明を省略し、第2利用ユニット10aの構成のみについて説明を行う。

20

## 【0172】

- 第2利用ユニット -

第2利用ユニット10aは、屋内に設置されており、冷媒連絡管13、14を介して熱源ユニット2に接続されており、熱源側冷媒回路20の一部を構成している。

## 【0173】

第2利用ユニット10aは、主として、第2利用側熱交換器101aと第2利用側流量調節弁102aとを有している。

30

## 【0174】

第2利用側熱交換器101aは、熱源側冷媒と空気媒体としての室内空気との熱交換を行うことで熱源側冷媒の放熱器又は蒸発器として機能する熱交換器であり、その液側に第2利用側液冷媒管103aが接続されており、そのガス側に第2利用側ガス冷媒管104aが接続されている。第2利用側液冷媒管103aには、液冷媒連絡管13が接続されており、第2利用側ガス冷媒管104aには、ガス冷媒連絡管14が接続されている。この第2利用側熱交換器101aにおいて熱源側冷媒と熱交換を行う空気媒体は、利用側ファンモータ106aによって駆動される利用側ファン105aによって供給されるようになっている。

40

## 【0175】

第2利用側流量調節弁102aは、開度制御を行うことで第2利用側熱交換器101aを流れる熱源側冷媒の流量を可変することが可能な電動膨張弁であり、第2利用側液冷媒管103aに設けられている。

## 【0176】

これにより、第2利用ユニット10aは、熱源側切換機構23が熱源側放熱運転状態において、第2利用側熱交換器101aを液冷媒連絡管13から導入される熱源側冷媒の蒸発器として機能させることで、第2利用側熱交換器101aにおいて蒸発した熱源側冷媒をガス冷媒連絡管14に導出し、第2利用側熱交換器101aにおける熱源側冷媒の蒸発によって空気媒体を冷却する冷房運転を行うことが可能になっており、熱源側切換機構2

50

3が熱源側蒸発運転状態において第2利用側熱交換器101aがガス冷媒連絡管14から導入される熱源側冷媒の放熱器として機能して、第2利用側熱交換器101aにおいて放熱した熱源側冷媒を液冷媒連絡管13に導出し、第2利用側熱交換器101aにおける熱源側冷媒の放熱によって空気媒体を加熱する暖房運転を行うことが可能になっている。

【0177】

また、第2利用ユニット10aには、各種のセンサが設けられている。具体的には、第2利用ユニット10aには、室内温度Trを検出する室内温度センサ107aが設けられている。

【0178】

<動作>

次に、ヒートポンプシステム200の動作について説明する。

【0179】

ヒートポンプシステム200の運転モードとしては、第1利用ユニット4aの給湯運転(すなわち、貯湯ユニット8a及び/又は温水暖房ユニット9aの運転)のみを行う給湯運転モードと、第2利用ユニット10aの冷房運転のみを行う冷房運転モードと、第2利用ユニット10aの暖房運転のみを行う暖房運転モードと、第1利用ユニット4aの給湯運転を行うとともに第2利用ユニット10aの暖房運転を行う給湯暖房運転モードとがある。

【0180】

以下、ヒートポンプシステム200の4つの運転モードにおける動作について説明する。

【0181】

- 給湯運転モード -

第1利用ユニット4aの給湯運転のみを行う場合には、熱源側冷媒回路20においては、熱源側切換機構23が熱源側蒸発運転状態(図7の熱源側切換機構23の破線で示された状態)に切り換えられ、吸入戻し膨張弁26a及び第2利用側流量調節弁102aが閉止された状態になる。また、水媒体回路80aにおいては、水媒体切換機構161aが貯湯ユニット8a及び/又は温水暖房ユニット9aに水媒体を供給する状態に切り換えられる。

【0182】

このような状態の熱源側冷媒回路20において、冷凍サイクルにおける低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管21cを通じて、熱源側圧縮機21に吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、熱源側吐出管21bに吐出される。熱源側吐出管21bに吐出された高圧の熱源側冷媒は、油分離器22aにおいて冷凍機油が分離される。油分離器22aにおいて熱源側冷媒から分離された冷凍機油は、油戻し管22bを通じて、熱源側吸入管21cに戻される。冷凍機油が分離された高圧の熱源側冷媒は、熱源側切換機構23、第2熱源側ガス冷媒管23b及びガス側閉鎖弁30を通じて、熱源ユニット2からガス冷媒連絡管14に送られる。

【0183】

ガス冷媒連絡管14に送られた高圧の熱源側冷媒は、第1利用ユニット4aに送られる。第1利用ユニット4aに送られた高圧の熱源側冷媒は、第1利用側ガス冷媒管54aを通じて、第1利用側熱交換器41aに送られる。第1利用側熱交換器41aに送られた高圧の熱源側冷媒は、第1利用側熱交換器41aにおいて、利用側冷媒回路40aを循環する冷凍サイクルにおける低圧の利用側冷媒と熱交換を行って放熱する。第1利用側熱交換器41aにおいて放熱した高圧の熱源側冷媒は、第1利用側流量調節弁42a及び第1利用側液冷媒管45aを通じて、第1利用ユニット4aから液冷媒連絡管13に送られる。

【0184】

液冷媒連絡管13に送られた熱源側冷媒は、熱源ユニット2に送られる。熱源ユニット2に送られた熱源側冷媒は、液側閉鎖弁29を通じて、過冷却器27に送られる。過冷却器27に送られた熱源側冷媒は、吸入戻し管26に熱源側冷媒が流れていないため、熱交

10

20

30

40

50

換を行うことなく、熱源側膨張弁 2 5 に送られる。熱源側膨張弁 2 5 に送られた熱源側冷媒は、熱源側膨張弁 2 5 において減圧されて、低圧の気液二相状態になり、熱源側液冷媒管 2 4 a を通じて、熱源側熱交換器 2 4 に送られる。熱源側熱交換器 2 4 に送られた低圧の冷媒は、熱源側熱交換器 2 4 において、熱源側ファン 3 2 によって供給される室外空気と熱交換を行って蒸発する。熱源側熱交換器 2 4 において蒸発した低圧の熱源側冷媒は、第 1 熱源側ガス冷媒管 2 3 a 及び熱源側切換機構 2 3 を通じて、熱源側アキュムレータ 2 8 に送られる。熱源側アキュムレータ 2 8 に送られた低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管 2 1 c を通じて、再び、熱源側圧縮機 2 1 に吸入される。

【 0 1 8 5 】

一方、利用側冷媒回路 4 0 a においては、第 1 利用側熱交換器 4 1 a における熱源側冷媒の放熱によって利用側冷媒回路 4 0 a を循環する冷凍サイクルにおける低圧の利用側冷媒が加熱されて蒸発する。第 1 利用側熱交換器 4 1 a において蒸発した低圧の利用側冷媒は、第 2 カスケード側ガス冷媒管 6 9 a を通じて、利用側アキュムレータ 6 7 a に送られる。利用側アキュムレータ 6 7 a に送られた低圧の利用側冷媒は、カスケード側吸入管 7 1 a を通じて、利用側圧縮機 6 2 a に吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、カスケード側吐出管 7 0 a に吐出される。カスケード側吐出管 7 0 a に吐出された高圧の利用側冷媒は、第 1 カスケード側ガス冷媒管 7 2 a を通じて、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a に送られる。冷媒 - 水熱交換器 6 5 a に送られた高圧の利用側冷媒は、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a において、循環ポンプ 4 3 a によって水媒体回路 8 0 a を循環する水媒体と熱交換を行って放熱する。冷媒 - 水熱交換器 6 5 a において放熱した高圧の利用側冷媒は、冷媒 - 水熱交換側流量調節弁 6 6 a において減圧されて、低圧の気液二相状態になり、カスケード側液冷媒管 6 8 a を通じて、再び、第 1 利用側熱交換器 4 1 a に送られる。

【 0 1 8 6 】

また、水媒体回路 8 0 a においては、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a における利用側冷媒の放熱によって水媒体回路 8 0 a を循環する水媒体が加熱される。冷媒 - 水熱交換器 6 5 a において加熱された水媒体は、第 1 利用側水出口管 4 8 a を通じて、循環ポンプ 4 3 a に吸入され、昇圧された後に、第 1 利用ユニット 4 a から水媒体連絡管 1 6 a に送られる。水媒体連絡管 1 6 a に送られた水媒体は、水媒体側切換機構 1 6 1 a を通じて、貯湯ユニット 8 a 及び / 又は温水暖房ユニット 9 a に送られる。貯湯ユニット 8 a に送られた水媒体は、熱交換コイル 8 2 a において貯湯タンク 8 1 a 内の水媒体と熱交換を行って放熱し、これにより、貯湯タンク 8 1 a 内の水媒体を加熱する。温水暖房ユニット 9 a に送られた水媒体は、熱交換パネル 9 1 a において放熱し、これにより、室内の壁際等を加熱したり室内の床を加熱する。

【 0 1 8 7 】

このようにして、第 1 利用ユニット 4 a の給湯運転のみを行う給湯運転モードにおける動作が行われる。

【 0 1 8 8 】

- 冷房運転モード -

第 2 利用ユニット 1 0 a の冷房運転のみを行う場合には、熱源側冷媒回路 2 0 においては、熱源側切換機構 2 3 が熱源側放熱運転状態 ( 図 7 の熱源側切換機構 2 3 の実線で示された状態 ) に切り換えられ、第 1 利用側流量調節弁 4 2 a が閉止された状態になる。

【 0 1 8 9 】

このような状態の熱源側冷媒回路 2 0 において、冷凍サイクルにおける低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管 2 1 c を通じて、熱源側圧縮機 2 1 に吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、熱源側吐出管 2 1 b に吐出される。熱源側吐出管 2 1 b に吐出された高圧の熱源側冷媒は、油分離器 2 2 a において冷凍機油が分離される。油分離器 2 2 a において熱源側冷媒から分離された冷凍機油は、油戻し管 2 2 b を通じて、熱源側吸入管 2 1 c に戻される。冷凍機油が分離された高圧の熱源側冷媒は、熱源側切換機構 2 3 及び第 1 熱源側ガス冷媒管 2 3 a を通じて、熱源側熱交換器 2 4 に送られる。熱源側熱交換器 2 4 に送られた高圧の熱源側冷媒は、熱源側熱交換器 2 4 において、熱源側ファン

10

20

30

40

50

32によって供給される室外空気と熱交換を行って放熱する。熱源側熱交換器において放熱した高圧の熱源側冷媒は、熱源側膨張弁25を通じて、過冷却器27に送られる。過冷却器27に送られた熱源側冷媒は、熱源側液冷媒管24aから吸入戻し管26に分岐された熱源側冷媒と熱交換を行って過冷却状態になるように冷却される。吸入戻し管26を流れる熱源側冷媒は、熱源側吸入管21cに戻される。過冷却器27において冷却された熱源側冷媒は、熱源側液冷媒管24a及び液側閉鎖弁29を通じて、熱源ユニット2から液冷媒連絡管13に送られる。

【0190】

液冷媒連絡管13に送られた高圧の熱源側冷媒は、第2利用ユニット10aに送られる。第2利用ユニット10aに送られた高圧の熱源側冷媒は、第2利用側流量調節弁102aに送られる。第2利用側流量調節弁102aに送られた高圧の熱源側冷媒は、第2利用側流量調節弁102aにおいて減圧されて、低圧の気液二相状態になり、第2利用側液冷媒管103aを通じて第2利用側熱交換器101aに送られる。第2利用側熱交換器101aに送られた低圧の熱源側冷媒は、第2利用側熱交換器101aにおいて、利用側ファン105aによって供給される空気媒体と熱交換を行って蒸発し、これにより、室内の冷房を行う。第2利用側熱交換器101aにおいて蒸発した低圧の熱源側冷媒は、第2利用側ガス冷媒管104aを通じて、第2利用ユニット10aからガス冷媒連絡管14に送られる。

10

【0191】

ガス冷媒連絡管14に送られた低圧の熱源側冷媒は、熱源ユニット2に送られる。熱源ユニット2に送られた低圧の熱源側冷媒は、ガス側閉鎖弁30、第2熱源側ガス冷媒管23b及び熱源側切換機構23を通じて、熱源側アキュムレータ28に送られる。熱源側アキュムレータ28に送られた低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管21cを通じて、再び、熱源側圧縮機21に吸入される。

20

【0192】

このようにして、第2利用ユニット10aの冷房運転のみを行う冷房運転モードにおける動作が行われる。

【0193】

- 暖房運転モード -

第2利用ユニット10aの暖房運転のみを行う場合には、熱源側冷媒回路20においては、熱源側切換機構23が熱源側放熱運転状態(図7の熱源側切換機構23の破線で示された状態)に切り換えられ、吸入戻し膨張弁26a及び第1利用側流量調節弁42aが閉止された状態になる。

30

【0194】

このような状態の熱源側冷媒回路20において、冷凍サイクルにおける低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管21cを通じて、熱源側圧縮機21に吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、熱源側吐出管21bに吐出される。熱源側吐出管21bに吐出された高圧の熱源側冷媒は、油分離器22aにおいて冷凍機油が分離される。油分離器22aにおいて熱源側冷媒から分離された冷凍機油は、油戻し管22bを通じて、熱源側吸入管21cに戻される。冷凍機油が分離された高圧の熱源側冷媒は、熱源側切換機構23、第2熱源側ガス冷媒管23b及びガス側閉鎖弁30を通じて、熱源ユニット2からガス冷媒連絡管14に送られる。

40

【0195】

ガス冷媒連絡管14に送られた高圧の熱源側冷媒は、第2利用ユニット10aに送られる。第2利用ユニット10aに送られた高圧の熱源側冷媒は、第2利用側ガス冷媒管104aを通じて、第2利用側熱交換器101aに送られる。第2利用側熱交換器101aに送られた高圧の熱源側冷媒は、第2利用側熱交換器101aにおいて、利用側ファン105aによって供給される空気媒体と熱交換を行って放熱し、これにより、室内の暖房を行う。第2利用側熱交換器101aにおいて放熱した高圧の熱源側冷媒は、第2利用側流量調節弁102a及び第2利用側液冷媒管103aを通じて、第2利用ユニット10aから

50



液冷媒連絡管 1 3 に送られる。

【 0 1 9 6 】

液冷媒連絡管 1 3 に送られた熱源側冷媒は、熱源ユニット 2 に送られる。熱源ユニット 2 に送られた熱源側冷媒は、液側閉鎖弁 2 9 を通じて、過冷却器 2 7 に送られる。過冷却器 2 7 に送られた熱源側冷媒は、吸入戻し管 2 6 に熱源側冷媒が流れていないため、熱交換を行うことなく、熱源側膨張弁 2 5 に送られる。熱源側膨張弁 2 5 に送られた熱源側冷媒は、熱源側膨張弁 2 5 において減圧されて、低圧の気液二相状態になり、熱源側液冷媒管 2 4 a を通じて、熱源側熱交換器 2 4 に送られる。熱源側熱交換器 2 4 に送られた低圧の冷媒は、熱源側熱交換器 2 4 において、熱源側ファン 3 2 によって供給される室外空気と熱交換を行って蒸発する。熱源側熱交換器 2 4 において蒸発した低圧の熱源側冷媒は、第 1 熱源側ガス冷媒管 2 3 a 及び熱源側切換機構 2 3 を通じて、熱源側アキュムレータ 2 8 に送られる。熱源側アキュムレータ 2 8 に送られた低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管 2 1 c を通じて、再び、熱源側圧縮機 2 1 に吸入される。

10

【 0 1 9 7 】

このようにして、第 2 利用ユニット 1 0 a の暖房運転のみを行う暖房運転モードにおける動作が行われる。

【 0 1 9 8 】

- 給湯暖房運転モード -

第 1 利用ユニット 4 a の給湯運転を行うとともに第 2 利用ユニット 1 0 a の暖房運転を行う場合には、熱源側冷媒回路 2 0 においては、熱源側切換機構 2 3 が熱源側蒸発運転状態（図 7 の熱源側切換機構 2 3 の破線で示された状態）に切り換えられ、吸入戻し膨張弁 2 6 a が閉止された状態になる。また、水媒体回路 8 0 a においては、水媒体切換機構 1 6 1 a が貯湯ユニット 8 a 及び / 又は温水暖房ユニット 9 a に水媒体を供給する状態に切り換えられる。

20

【 0 1 9 9 】

このような状態の熱源側冷媒回路 2 0 において、冷凍サイクルにおける低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管 2 1 c を通じて、熱源側圧縮機 2 1 に吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、熱源側吐出管 2 1 b に吐出される。熱源側吐出管 2 1 b に吐出された高圧の熱源側冷媒は、油分離器 2 2 a において冷凍機油が分離される。油分離器 2 2 a において熱源側冷媒から分離された冷凍機油は、油戻し管 2 2 b を通じて、熱源側吸入管 2 1 c に戻される。冷凍機油が分離された高圧の熱源側冷媒は、熱源側切換機構 2 3、第 2 熱源側ガス冷媒管 2 3 b 及びガス側閉鎖弁 3 0 を通じて、熱源ユニット 2 からガス冷媒連絡管 1 4 に送られる。

30

【 0 2 0 0 】

ガス冷媒連絡管 1 4 に送られた高圧の熱源側冷媒は、第 1 利用ユニット 4 a 及び第 2 利用ユニット 1 0 a に送られる。

【 0 2 0 1 】

第 2 利用ユニット 1 0 a に送られた高圧の熱源側冷媒は、第 2 利用側ガス冷媒管 1 0 4 a を通じて、第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a に送られる。第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a に送られた高圧の熱源側冷媒は、第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a において、利用側ファン 1 0 5 a によって供給される空気媒体と熱交換を行って放熱し、これにより、室内の暖房を行う。第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a において放熱した高圧の熱源側冷媒は、第 2 利用側流量調節弁 1 0 2 a 及び第 2 利用側液冷媒管 1 0 3 a を通じて、第 2 利用ユニット 1 0 a から液冷媒連絡管 1 3 に送られる。

40

【 0 2 0 2 】

第 1 利用ユニット 4 a に送られた高圧の熱源側冷媒は、第 1 利用側ガス冷媒管 5 4 a を通じて、第 1 利用側熱交換器 4 1 a に送られる。第 1 利用側熱交換器 4 1 a に送られた高圧の熱源側冷媒は、第 1 利用側熱交換器 4 1 a において、利用側冷媒回路 4 0 a を循環する冷凍サイクルにおける低圧の利用側冷媒と熱交換を行って放熱する。第 1 利用側熱交換器 4 1 a において放熱した高圧の熱源側冷媒は、第 1 利用側流量調節弁 4 2 a 及び第 1 利

50

用側液冷媒管 4 5 a を通じて、第 1 利用ユニット 4 a から液冷媒連絡管 1 3 に送られる。

【 0 2 0 3 】

第 2 利用ユニット 1 0 a 及び第 1 利用ユニット 4 a から液冷媒連絡管 1 3 に送られた熱源側冷媒は、液冷媒連絡管 1 3 において合流して、熱源ユニット 2 に送られる。熱源ユニット 2 に送られた熱源側冷媒は、液側閉鎖弁 2 9 を通じて、過冷却器 2 7 に送られる。過冷却器 2 7 に送られた熱源側冷媒は、吸入戻し管 2 6 に熱源側冷媒が流れていないため、熱交換を行うことなく、熱源側膨張弁 2 5 に送られる。熱源側膨張弁 2 5 に送られた熱源側冷媒は、熱源側膨張弁 2 5 において減圧されて、低圧の気液二相状態になり、熱源側液冷媒管 2 4 a を通じて、熱源側熱交換器 2 4 に送られる。熱源側熱交換器 2 4 に送られた低圧の冷媒は、熱源側熱交換器 2 4 において、熱源側ファン 3 2 によって供給される室外空気と熱交換を行って蒸発する。熱源側熱交換器 2 4 において蒸発した低圧の熱源側冷媒は、第 1 熱源側ガス冷媒管 2 3 a 及び熱源側切換機構 2 3 を通じて、熱源側アキュムレータ 2 8 に送られる。熱源側アキュムレータ 2 8 に送られた低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管 2 1 c を通じて、再び、熱源側圧縮機 2 1 に吸入される。

10

【 0 2 0 4 】

一方、利用側冷媒回路 4 0 a においては、第 1 利用側熱交換器 4 1 a における熱源側冷媒の放熱によって利用側冷媒回路 4 0 a を循環する冷凍サイクルにおける低圧の利用側冷媒が加熱されて蒸発する。第 1 利用側熱交換器 4 1 a において蒸発した低圧の利用側冷媒は、第 2 カスケード側ガス冷媒管 6 9 a を通じて、利用側アキュムレータ 6 7 a に送られる。利用側アキュムレータ 6 7 a に送られた低圧の利用側冷媒は、カスケード側吸入管 7 1 a を通じて、利用側圧縮機 6 2 a に吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、カスケード側吐出管 7 0 a に吐出される。カスケード側吐出管 7 0 a に吐出された高圧の利用側冷媒は、第 1 カスケード側ガス冷媒管 7 2 a を通じて、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a に送られる。冷媒 - 水熱交換器 6 5 a に送られた高圧の利用側冷媒は、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a において、循環ポンプ 4 3 a によって水媒体回路 8 0 a を循環する水媒体と熱交換を行って放熱する。冷媒 - 水熱交換器 6 5 a において放熱した高圧の利用側冷媒は、冷媒 - 水熱交換側流量調節弁 6 6 a において減圧されて、低圧の気液二相状態になり、カスケード側液冷媒管 6 8 a を通じて、再び、第 1 利用側熱交換器 4 1 a に送られる。

20

【 0 2 0 5 】

また、水媒体回路 8 0 a においては、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a における利用側冷媒の放熱によって水媒体回路 8 0 a を循環する水媒体が加熱される。冷媒 - 水熱交換器 6 5 a において加熱された水媒体は、第 1 利用側水出口管 4 8 a を通じて、循環ポンプ 4 3 a に吸入され、昇圧された後に、第 1 利用ユニット 4 a から水媒体連絡管 1 6 a に送られる。水媒体連絡管 1 6 a に送られた水媒体は、水媒体側切換機構 1 6 1 a を通じて、貯湯ユニット 8 a 及び / 又は温水暖房ユニット 9 a に送られる。貯湯ユニット 8 a に送られた水媒体は、熱交換コイル 8 2 a において貯湯タンク 8 1 a 内の水媒体と熱交換を行って放熱し、これにより、貯湯タンク 8 1 a 内の水媒体を加熱する。温水暖房ユニット 9 a に送られた水媒体は、熱交換パネル 9 1 a において放熱し、これにより、室内の壁際等を加熱したり室内の床を加熱する。

30

【 0 2 0 6 】

このようにして、第 1 利用ユニット 4 a の給湯運転を行うとともに第 2 利用ユニット 1 0 a の暖房運転を行う給湯暖房運転モードにおける動作が行われる。

40

【 0 2 0 7 】

ここで、給湯運転用の第 1 利用ユニット 4 a と冷暖房運転用の第 2 利用ユニット 1 0 a とが熱源ユニット 2 に接続されたヒートポンプシステム 2 0 0 の構成においても、第 1 実施形態におけるヒートポンプシステム 1 ( 図 1 参照 ) と同様に、各冷媒回路 2 0 、 4 0 a の吐出飽和温度制御、各熱交換器 4 1 a 、 6 5 a 出口の過冷却度制御、水媒体回路 8 0 a を循環する水媒体の流量制御、及び、各回路 2 0 、 4 0 a 、 8 0 a の起動制御が行われる。

【 0 2 0 8 】

50

しかし、これらの制御の中で熱源側冷媒回路20の吐出飽和温度制御については、第2利用側熱交換器101aが接続されており、第2利用側熱交換器101aを熱源側冷媒の放熱器として機能させる暖房運転や給湯暖房運転を行うことから、空気媒体の加熱に適した熱源側吐出飽和温度 $T_{c1}$ を有する熱源側冷媒を第2利用側熱交換器101aに供給する必要がある。

#### 【0209】

そこで、このヒートポンプシステム200における熱源側冷媒回路20の吐出飽和温度制御では、第2利用側熱交換器101aを熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行う場合（ここでは、暖房運転モードや給湯暖房運転モード）には、第2利用側熱交換器101aを熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行わない場合（ここでは、給湯運転モードや冷房運転モード）よりも目標熱源側吐出飽和温度 $T_{c1s}$ を大きくするようにしている。より具体的には、第1実施形態におけるヒートポンプシステム1（すなわち、このヒートポンプシステム200において、第2利用側熱交換器101aを熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行わない場合に対応）では、目標熱源側吐出飽和温度 $T_{c1s}$ の温度範囲を $10 \sim 40$ の温度範囲になるように制御していたところ、このヒートポンプシステム200では、第2利用側熱交換器101aを熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行わない場合（ここでは、給湯運転モードや冷房運転モード）では、第1実施形態におけるヒートポンプシステム1と同様に、目標熱源側吐出飽和温度 $T_{c1s}$ の温度範囲を $10 \sim 40$ の温度範囲になるように制御し、第2利用側熱交換器101aを熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行う場合（ここでは、暖房運転モードや給湯暖房運転モード）では、目標熱源側吐出飽和温度 $T_{c1s}$ の温度範囲を、 $10 \sim 40$ という温度範囲よりも大きい、 $40 \sim 50$ の温度範囲になるように制御している。

#### 【0210】

これにより、第2利用側熱交換器101aを熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行わない場合には、熱源側冷媒回路20における冷凍サイクルができるだけ低い圧力で行われるようにして、熱源側冷媒回路20における運転効率を高めるようにし、第2利用側熱交換器101aを熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行う場合には、第2利用側熱交換器101aに空気媒体の加熱に適した飽和温度の熱源側冷媒を供給することができる。

#### 【0211】

<特徴>

このヒートポンプシステム200には、以下のような特徴がある。

#### 【0212】

- A -

このヒートポンプシステム200では、第1実施形態におけるヒートポンプシステム1と同様の作用効果を得ることができるとともに、第2利用側熱交換器101aを有する第2利用ユニット10aが設けられており、第2利用側熱交換器101aにおける熱源側冷媒の放熱によって空気媒体を加熱する運転（ここでは、暖房運転）や第2利用側熱交換器101aにおける熱源側冷媒の蒸発によって空気媒体を冷却する運転（ここでは、冷房運転）を行うことができるようになっていたため、第1利用側熱交換器41a及び利用側冷媒回路40aにおいて加熱された水媒体を給湯に使用するだけでなく、第2利用側熱交換器101aにおいて加熱された空気媒体を室内の暖房に使用することができる。

#### 【0213】

- B -

このヒートポンプシステム200では、熱源側冷媒回路20の吐出飽和温度制御において、第2利用側熱交換器101aを熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行う場合（ここでは、暖房運転モードや給湯暖房運転モード）には、第2利用側熱交換器101aを熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行わない場合（ここでは、給湯運転モードや冷房運転モード）よりも目標熱源側吐出飽和温度 $T_{c1s}$ を大きくするようにしているため、第2利用側熱交換器101aを熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行わな

い場合には、熱源側冷媒回路 20 における冷凍サイクルができるだけ低い圧力で行われるようにして、熱源側冷媒回路 20 における運転効率を高めるようにし、第 2 利用側熱交換器 101a を熱源側冷媒の放熱器として機能させる運転を行う場合には、第 2 利用側熱交換器 101a に空気媒体の加熱に適した飽和温度の熱源側冷媒を供給することができる。

【0214】

(1) 変形例 1

上述のヒートポンプシステム 200 (図 7 参照) のような、給湯運転用の第 1 利用ユニット 4a と冷暖房運転用の第 2 利用ユニット 10a とが熱源ユニット 2 に接続された構成においても、第 1 実施形態の変形例 1 におけるヒートポンプシステム 1 (図 1 参照) と同様に、幅広い温度の水媒体の供給が要求される場合には、利用側圧縮機 62a の吐出における利用側冷媒の圧力である利用側吐出圧力  $P_{d2}$  と利用側圧縮機 62a の吸入における利用側冷媒の圧力である利用側吸入圧力  $P_{s2}$  との圧力差である利用側出入口圧力差  $P_2$  が非常に小さくなり、利用側冷媒回路 40a に低負荷の運転が要求されることとなるため、利用側圧縮機 62a の容量制御だけでは利用側冷媒回路 40a の冷凍サイクルを制御しきれないおそれがあり、また、利用側圧縮機 62a 内における冷凍機油の循環を悪くして潤滑不足が発生する原因にもなる。

10

【0215】

そこで、このヒートポンプシステム 200 においても、第 1 実施形態におけるヒートポンプシステム 1 (図 1 参照) と同様の利用側低負荷運転制御 (図 3 参照) を行うようにしている。

20

【0216】

これにより、利用側出入口圧力差  $P_2$  が非常に小さくなる場合であっても、第 1 利用側熱交換器 41a に流入する熱源側冷媒の流量を小さくし、第 1 利用側熱交換器 41a における熱交換能力を抑えて、利用側出入口圧力差  $P_2$  が大きくなるようにして、利用側冷媒回路 40a が低負荷条件でも容易に運転できるようになるため、幅広い温度の水媒体を供給する要求に対応することができる。

【0217】

(2) 変形例 2

上述のヒートポンプシステム 200 (図 7 参照) のような、給湯運転用の第 1 利用ユニット 4a と冷暖房運転用の第 2 利用ユニット 10a とが熱源ユニット 2 に接続された構成においても、第 1 実施形態の変形例 2 におけるヒートポンプシステム 1 (図 4 参照) と同様に、図 8 に示されるように、冷媒 - 水熱交換器 65a を利用側冷媒の放熱器として機能させるとともに第 1 利用側熱交換器 41a を利用側冷媒の蒸発器として機能させる利用側放熱運転状態と冷媒 - 水熱交換器 65a を利用側冷媒の蒸発器として機能させるとともに第 1 利用側熱交換器 41a を利用側冷媒の放熱器として機能させる利用側蒸発運転状態とを切り換えることが可能な第 1 利用側切換機構 64a を利用側冷媒回路 40a にさらに設けるようにしてもよい。

30

【0218】

このような構成を有するヒートポンプシステム 200 では、給湯運転モード、暖房運転モードや給湯暖房運転モードにおける動作によって、熱源側熱交換器 24 の除霜が必要であると判定された場合には、熱源側切換機構 23 を熱源側放熱運転状態にすることによって熱源側熱交換器 24 を熱源側冷媒の放熱器として機能させ、かつ、第 2 利用側熱交換器 101a を熱源側冷媒の蒸発器として機能させるとともに、第 1 利用側切換機構 64a を利用側蒸発運転状態にすることによって冷媒 - 水熱交換器 65a を利用側冷媒の蒸発器として機能させ、かつ、第 1 利用側熱交換器 41a を利用側冷媒の放熱器として機能させる除霜運転を行うことができる。

40

【0219】

以下、この除霜運転における動作について図 5 を用いて説明する。

【0220】

まず、所定の除霜運転開始条件を満たすかどうか (すなわち、熱源側熱交換器 24 の除

50

霜が必要であるかどうか)の判定を行う(ステップS21)。ここでは、除霜時間間隔  $t_{df}$  (すなわち、前回の除霜運転終了からの積算運転時間)が所定の除霜時間間隔設定値  $t_{dfs}$  に達したかどうかによって、除霜運転開始条件を満たすかどうかを判定する。

【0221】

そして、除霜運転開始条件を満たしていると判定された場合には、以下の除霜運転を開始する(ステップS22)。

【0222】

除霜運転を開始する際には、熱源側冷媒回路20においては、熱源側切換機構23が熱源側放熱運転状態(図8の熱源側切換機構23の実線で示された状態)に切り換えられ、利用側冷媒回路40aにおいては、第1利用側切換機構64aが利用側蒸発運転状態(図8の第1利用側切換機構64aの破線で示された状態)に切り換えられ、吸入戻し膨張弁26aが閉止された状態になる。

10

【0223】

ここで、このような熱源側切換機構23を熱源側放熱運転状態にし、かつ、第1利用側切換機構64aを利用側蒸発運転状態に切り換える操作を行うと、各冷媒回路20、40a内の冷媒が均圧され、このような各冷媒回路20、40a内の冷媒の均圧時の音(すなわち、均圧音)が発生するが、このような均圧音が過大にならないようにすることが好ましい。

【0224】

そこで、このヒートポンプシステム200では、除霜運転を開始する際に、熱源側切換機構23を熱源側放熱運転状態にした後に、第1利用側切換機構64aを利用側蒸発運転状態にするようにして、両冷媒回路20、40a内の冷媒が同時に均圧されることがないようにしている。これにより、除霜運転を行う場合の均圧音が過大にならないようにすることができる。

20

【0225】

また、このヒートポンプシステム200では、第1利用側切換機構64aを利用側蒸発運転状態にする際に、利用側圧縮機62aを停止した状態にして、第1利用側切換機構64aを利用側蒸発運転状態にするようにしているため、利用側冷媒回路40aにおける均圧音が大きくなるようにすることができる。

30

【0226】

さらに、このヒートポンプシステム200では、利用側圧縮機62aを停止した状態にする際に、冷媒-水熱交側流量調節弁66aが開状態のまま(より具体的には、全開状態にして)、利用側圧縮機62aを停止させるようにしているため、利用側冷媒回路40aにおける均圧を速やかに行うことができる。

【0227】

このような状態の熱源側冷媒回路20において、冷凍サイクルにおける低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管21cを通じて、熱源側圧縮機21に吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、熱源側吐出管21bに吐出される。熱源側吐出管21bに吐出された高圧の熱源側冷媒は、油分離器22aにおいて冷凍機油が分離される。油分離器22aにおいて熱源側冷媒から分離された冷凍機油は、油戻し管22bを通じて、熱源側吸入管21cに戻される。冷凍機油が分離された高圧の熱源側冷媒は、熱源側切換機構23及び第1熱源側ガス冷媒管23aを通じて、熱源側熱交換器24に送られる。熱源側熱交換器24に送られた高圧の熱源側冷媒は、熱源側熱交換器24において、熱源側熱交換器24に付着した氷と熱交換を行って放熱する。熱源側熱交換器において放熱した高圧の熱源側冷媒は、熱源側膨張弁25を通じて、過冷却器27に送られる。過冷却器27に送られた熱源側冷媒は、吸入戻し管26に熱源側冷媒が流れていないため、熱交換を行うことなく、熱源側液冷媒管24a及び液側閉鎖弁29を通じて、熱源ユニット2から液冷媒連絡管13に送られる。

40

【0228】

50

液冷媒連絡管 1 3 に送られた熱源側冷媒は、液冷媒連絡管 1 3 において分岐して、第 1 利用ユニット 4 a 及び第 2 利用ユニット 1 0 a に送られる。

【 0 2 2 9 】

第 2 利用ユニット 1 0 a に送られた熱源側冷媒は、第 2 利用側流量調節弁 1 0 2 a に送られる。第 2 利用側流量調節弁 1 0 2 a に送られた熱源側冷媒は、第 2 利用側流量調節弁 1 0 2 a において減圧されて、低圧の気液二相状態になり、第 2 利用側液冷媒管 1 0 3 a を通じて、第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a に送られる。第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a に送られた低圧の熱源側冷媒は、第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a において、利用側ファン 1 0 5 a によって供給される空気媒体と熱交換を行って蒸発する。第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a において蒸発した低圧の熱源側冷媒は、第 2 利用側ガス冷媒管 1 0 4 a を通じて、第 2 利用

10

【 0 2 3 0 】

第 1 利用ユニット 4 a に送られた熱源側冷媒は、第 1 利用側流量調節弁 4 2 a に送られる。第 1 利用側流量調節弁 4 2 a に送られた熱源側冷媒は、第 1 利用側流量調節弁 4 2 a において減圧されて、低圧の気液二相状態になり、第 1 利用側液冷媒管 4 5 a を通じて、第 1 利用側熱交換器 4 1 a に送られる。第 1 利用側熱交換器 4 1 a に送られた低圧の熱源側冷媒は、第 1 利用側熱交換器 4 1 a において、利用側冷媒回路 4 0 a を循環する冷凍サイクルにおける高圧の利用側冷媒と熱交換を行って蒸発する。第 1 利用側熱交換器 4 1 a において蒸発した低圧の熱源側冷媒は、第 1 利用側ガス冷媒管 5 4 a を通じて、第 1 利用

20

【 0 2 3 1 】

第 2 利用ユニット 1 0 a 及び第 1 利用ユニット 4 a からガス冷媒連絡管 1 4 に送られた熱源側冷媒は、ガス冷媒連絡管 1 4 において合流して、熱源ユニット 2 に送られる。熱源ユニット 2 に送られた低圧の熱源側冷媒は、ガス側閉鎖弁 3 0、第 2 熱源側ガス冷媒管 2 3 b 及び熱源側切換機構 2 3 を通じて、熱源側アキュムレータ 2 8 に送られる。熱源側アキュムレータ 2 8 に送られた低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管 2 1 c を通じて、再び、熱源側圧縮機 2 1 に吸入される。

【 0 2 3 2 】

一方、利用側冷媒回路 4 0 a においては、第 1 利用側熱交換器 4 1 a における熱源側冷媒の蒸発によって利用側冷媒回路 4 0 a を循環する冷凍サイクルにおける高圧の利用側冷媒が放熱する。第 1 利用側熱交換器 4 1 a において放熱した高圧の利用側冷媒は、冷媒 - 水熱交換側流量調節弁 6 6 a に送られる。冷媒 - 水熱交換側流量調節弁 6 6 a に送られた高圧の利用側冷媒は、冷媒 - 水熱交換側流量調節弁 6 6 a において減圧されて、低圧の気液二相状態になり、カスケード側液冷媒管 6 8 a を通じて、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a に送られる。冷媒 - 水熱交換器 6 5 a に送られた低圧の利用側冷媒は、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a において、循環ポンプ 4 3 a によって水媒体回路 8 0 a を循環する水媒体と熱交換を行って蒸発する。冷媒 - 水熱交換器 6 5 a において蒸発した低圧の利用側冷媒は、第 1 カスケード側ガス冷媒管 7 2 a 及び第 1 利用側切換機構 6 4 a を通じて、利用側アキュムレータ 6 7 a に送られる。利用側アキュムレータ 6 7 a に送られた低圧の利用側冷媒は、カスケード側吸入管 7 1 a を通じて、利用側圧縮機 6 2 a に吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、カスケード側吐出管 7 0 a に吐出される。カスケード側吐出管 7 0 a に吐出された高圧の利用側冷媒は、第 1 利用側切換機構 6 4 a 及び第 2 カスケード側ガス冷媒管 6 9 a を通じて、再び、第 1 利用側熱交換器 4 1 a に送られる。

30

40

【 0 2 3 3 】

このようにして、熱源側切換機構 2 3 を熱源側放熱運転状態にすることによって熱源側熱交換器 2 4 を熱源側冷媒の放熱器として機能させ、かつ、第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a を熱源側冷媒の蒸発器として機能させるとともに、第 1 利用側切換機構 6 4 a を利用側蒸発運転状態にすることによって冷媒 - 水熱交換器 6 5 a を利用側冷媒の蒸発器として機能させ、かつ、第 1 利用側熱交換器 4 1 a を利用側冷媒の放熱器として（すなわち、熱源側冷媒の蒸発器として）機能させる除霜運転を開始する。

50

## 【0234】

そして、所定の除霜運転終了条件を満たすかどうか（すなわち、熱源側熱交換器24の除霜が終了したかどうか）の判定を行う（ステップS23）。ここでは、熱源側熱交換器温度 $T_{hx}$ が所定の除霜完了温度 $T_{hx_s}$ に達したかどうか、又は、除霜運転開始からの経過時間である除霜運転時間 $t_{df}$ が所定の除霜運転設定時間 $t_{df_s}$ に達したかどうかによって、除霜運転終了条件を満たすかどうかを判定する。

## 【0235】

そして、除霜運転終了条件を満たしていると判定された場合には、除霜運転を終了し、給湯運転モードに戻す処理を行う（ステップS24）。

## 【0236】

これにより、このヒートポンプシステム200では、熱源側熱交換器24を除霜する際に、熱源側切換機構23を熱源側放熱運転状態にすることによって熱源側熱交換器24を熱源側冷媒の放熱器として機能させるだけでなく、第1利用側切換機構64aを利用側蒸発運転状態にすることによって冷媒-水熱交換器65aを利用側冷媒の蒸発器として機能させ、かつ、第1利用側熱交換器41aを利用側冷媒の放熱器として機能させるようにしているため、熱源側熱交換器24において放熱して冷却された熱源側冷媒を、第1利用側熱交換器41aにおいて利用側冷媒の放熱によって加熱し、第1利用側熱交換器41aにおいて放熱して冷却された利用側冷媒を、冷媒-水熱交換器65aにおいて蒸発させることによって加熱することができ、これにより、熱源側熱交換器24の除霜を確実に行うことができる。しかも、第2利用側熱交換器101aも熱源側冷媒の蒸発器として機能させるようにしているため、除霜運転時間 $t_{df}$ を短縮することができ、また、第2利用ユニット10aにおいて冷却される空気媒体の温度が低くなることを抑えることができる。

## 【0237】

## (3) 変形例3

上述のヒートポンプシステム200（図7及び図8参照）では、熱源ユニット2に1つの第1利用ユニット4aと1つの第2利用ユニット10aとが冷媒連絡管13、14を介して接続されているが、図9～図11に示されるように（ここでは、温水暖房ユニット、貯湯ユニット及び水媒体回路80a、80b等の図示を省略）、複数（ここでは、2つ）の第1利用ユニット4a、4bを、冷媒連絡管13、14を介して、互いが並列に接続されるようにしたり、及び/又は、複数（ここでは、2つ）の第2利用ユニット10a、10bを、冷媒連絡管13、14を介して、互いが並列に接続されるようにしてもよい。尚、第1利用ユニット4bの構成は、第1利用ユニット4aの構成と同様であるため、第1利用ユニット4bの構成については、それぞれ、第1利用ユニット4aの各部を示す符号の添字「a」の代わりに添字「b」を付して、各部の説明を省略する。また、第2利用ユニット10bの構成は、第2利用ユニット10aの構成と同様であるため、第2利用ユニット10bの構成については、それぞれ、第2利用ユニット10aの各部を示す符号の添字「a」の代わりに添字「b」を付して、各部の説明を省略する。

## 【0238】

これにより、これらのヒートポンプシステム200では、水媒体の加熱が必要な複数の場所や用途に対応することができ、また、空気媒体の冷却が必要な複数の場所や用途に対応することができる。

## 【0239】

## (4) 変形例4

上述のヒートポンプシステム200（図7～図11参照）では、第2利用ユニット10a、10b内に第2利用側流量調節弁102a、102bが設けられているが、図12に示されるように（ここでは、温水暖房ユニット、貯湯ユニット及び水媒体回路80a等の図示を省略）、第2利用ユニット10a、10bから第2利用側流量調節弁102a、102bを省略して、第2利用側流量調節弁102a、102bを有する膨張弁ユニット17を設けるようにしてもよい。

## 【0240】

10

20

30

40

50

## (第3実施形態)

上述の第2実施形態及びその変形例におけるヒートポンプシステム200(図7~図12参照)においては、第1利用ユニット4aの給湯運転を行うとともに第2利用ユニット10aの冷房運転を行うことができないため、このような給湯冷房運転を行うことができれば、夏期等の冷房運転が行われている運転状態において、給湯運転を行うことができるようになるため、好ましい。

## 【0241】

そこで、このヒートポンプシステム300では、上述の第2実施形態にかかるヒートポンプシステム200(図7参照)の構成において、図13に示されるように、第2利用側熱交換器101aを熱源側冷媒の蒸発器として機能させることで空気媒体を冷却するとともに、第1利用側熱交換器41aを熱源側冷媒の放熱器として機能させることで水媒体を加熱する運転である給湯冷房運転を行うことができるようにしている。以下、このヒートポンプシステム300の構成について説明する。

10

## 【0242】

<構成>

-全体-

図13は、本発明の第3実施形態にかかるヒートポンプシステム300の概略構成図である。ヒートポンプシステム300は、蒸気圧縮式のヒートポンプサイクルを利用して水媒体を加熱する運転等を行うことが可能な装置である。

## 【0243】

ヒートポンプシステム300は、主として、熱源ユニット2と、第1利用ユニット4aと、第2利用ユニット10aと、吐出冷媒連絡管12と、液冷媒連絡管13と、ガス冷媒連絡管14と、貯湯ユニット8aと、温水暖房ユニット9aと、水媒体連絡管15aと、水媒体連絡管16aとを備えており、熱源ユニット2と第1利用ユニット4aと第2利用ユニット10aとが冷媒連絡管12、13、14を介して接続されることによって、熱源側冷媒回路20を構成し、第1利用ユニット4aが利用側冷媒回路40aを構成し、第1利用ユニット4aと貯湯ユニット8aと温水暖房ユニット9aとが水媒体連絡管15a、16aを介して接続されることによって、水媒体回路80aを構成している。熱源側冷媒回路20には、HFC系冷媒の一種であるHFC-410Aが熱源側冷媒として封入されており、また、HFC系冷媒に対して相溶性を有するエステル系又はエーテル系の冷凍機油が熱源側圧縮機22の潤滑のために封入されている。また、利用側冷媒回路40aには、HFC系冷媒の一種であるHFC-134aが利用側冷媒として封入されており、また、HFC系冷媒に対して相溶性を有するエステル系又はエーテル系の冷凍機油が利用側圧縮機62aの潤滑のために封入されている。尚、利用側冷媒としては、高温の冷凍サイクルに有利な冷媒を使用されるという観点から、飽和ガス温度65に相当する圧力がゲージ圧で高くとも2.8MPa以下、好ましくは、2.0MPa以下の冷媒を使用することが好ましい。そして、HFC-134aは、このような飽和圧力特性を有する冷媒の一種である。また、水媒体回路80aには、水媒体としての水が循環するようになっている。

20

30

## 【0244】

尚、以下の構成に関する説明では、第2実施形態におけるヒートポンプシステム200(図7参照)と同様の構成を有する第2利用ユニット10a、貯湯ユニット8a、温水暖房ユニット9a、液冷媒連絡管13、ガス冷媒連絡管14及び水媒体連絡管15a、16aの構成については、同じ符号を付して説明を省略し、熱源ユニット2、吐出冷媒連絡管12、及び、第1利用ユニット4aの構成のみについて説明を行う。

40

## 【0245】

-熱源ユニット-

熱源ユニット2は、屋外に設置されており、冷媒連絡管12、13、14を介して利用ユニット4a、10aに接続されており、熱源側冷媒回路20の一部を構成している。

## 【0246】

熱源ユニット2は、主として、熱源側圧縮機21と、油分離機構22と、熱源側切換機

50



構 2 3 と、熱源側熱交換器 2 4 と、熱源側膨張機構 2 5 と、吸入戻し管 2 6 と、過冷却器 2 7 と、熱源側アキュムレータ 2 8 と、液側閉鎖弁 2 9 と、ガス側閉鎖弁 3 0 と、吐出側閉鎖弁 3 1 とを有している。

【 0 2 4 7 】

ここで、吐出側閉鎖弁 3 1 は、熱源側圧縮機 2 1 の吐出と熱源側切換機構 2 3 とを接続する熱源側吐出管 2 1 b から分岐された熱源側吐出分岐管 2 1 d とガス冷媒連絡管 1 4 との接続部に設けられた弁である。

【 0 2 4 8 】

尚、熱源ユニット 2 は、吐出側閉鎖弁 3 1 及び熱源側吐出分岐管 2 1 d を有する点を除いた構成については、第 2 実施形態におけるヒートポンプシステム 2 0 0 ( 図 7 参照 ) と同様であるため、ここでは、同じ符号を付して説明を省略する。

10

【 0 2 4 9 】

- 吐出冷媒連絡管 -

吐出冷媒連絡管 1 2 は、吐出側閉鎖弁 3 1 を介して熱源側吐出分岐管 2 1 d に接続されており、熱源側切換機構 2 3 が熱源側放熱運転状態及び熱源側蒸発運転状態のいずれにおいても熱源側圧縮機 2 1 の吐出から熱源ユニット 2 外に熱源側冷媒を導出することが可能な冷媒管である。

【 0 2 5 0 】

- 第 1 利用ユニット -

第 1 利用ユニット 4 a は、屋内に設置されており、冷媒連絡管 1 2、1 3 を介して熱源ユニット 2 及び第 2 利用ユニット 1 0 a に接続されており、熱源側冷媒回路 2 0 の一部を構成している。また、第 1 利用ユニット 4 a は、利用側冷媒回路 4 0 a を構成している。さらに、第 1 利用ユニット 4 a は、水媒体連絡管 1 5 a、1 6 a を介して貯湯ユニット 8 a 及び温水暖房ユニット 9 a に接続されており、水媒体回路 8 0 a の一部を構成している。

20

【 0 2 5 1 】

第 1 利用ユニット 4 a は、主として、第 1 利用側熱交換器 4 1 a と、第 1 利用側流量調節弁 4 2 a と、利用側圧縮機 6 2 a と、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a と、冷媒 - 水熱交換側流量調節弁 6 6 a と、利用側アキュムレータ 6 7 a と、循環ポンプ 4 3 a とを有している。

【 0 2 5 2 】

ここで、第 1 利用側熱交換器 4 1 a には、その熱源側冷媒が流れる流路のガス側に、第 2 実施形態におけるヒートポンプシステム 2 0 0 ( 図 7 参照 ) のようなガス冷媒連絡管 1 4 に接続された第 1 利用側ガス冷媒管 5 4 a に代えて、吐出冷媒連絡管 1 2 が接続された第 1 利用側吐出冷媒管 4 6 a が接続されている。第 1 利用側吐出冷媒管 4 6 a には、吐出冷媒連絡管 1 2 から第 1 利用側熱交換器 4 1 a へ向かう熱源側冷媒の流れを許容し、第 1 利用側熱交換器 4 1 a から吐出冷媒連絡管 1 2 へ向かう熱源側冷媒の流れを禁止する第 1 利用側吐出逆止弁 4 9 a が設けられている。

30

【 0 2 5 3 】

尚、利用ユニット 4 a は、第 1 利用側ガス冷媒管 5 4 a に代えて、第 1 利用側吐出冷媒管 4 6 a が接続されている点を除いた構成については、第 2 実施形態におけるヒートポンプシステム 2 0 0 ( 図 7 参照 ) と同様であるため、ここでは、同じ符号を付して説明を省略する。

40

【 0 2 5 4 】

< 動作 >

次に、ヒートポンプシステム 3 0 0 の動作について説明する。

【 0 2 5 5 】

ヒートポンプシステム 3 0 0 の運転モードとしては、第 1 利用ユニット 4 a の給湯運転 ( すなわち、貯湯ユニット 8 a 及び / 又は温水暖房ユニット 9 a の運転 ) のみを行う給湯運転モードと、第 2 利用ユニット 1 0 a の冷房運転のみを行う冷房運転モードと、第 2 利用ユニット 1 0 a の暖房運転のみを行う暖房運転モードと、第 1 利用ユニット 4 a の給湯

50

運転を行うとともに第2利用ユニット10aの暖房運転を行う給湯暖房運転モードと、第1利用ユニット4aの給湯運転を行うとともに第2利用ユニット10aの冷房運転を行う給湯冷房運転モードとがある。

【0256】

以下、ヒートポンプシステム300の5つの運転モードにおける動作について説明する。

【0257】

- 給湯運転モード -

第1利用ユニット4aの給湯運転のみを行う場合には、熱源側冷媒回路20においては、熱源側切換機構23が熱源側蒸発運転状態（図13の熱源側切換機構23の破線で示された状態）に切り換えられ、吸入戻し膨張弁26a及び第2利用側流量調節弁102aが閉止された状態になる。また、水媒体回路80aにおいては、水媒体切換機構161aが貯湯ユニット8a及び/又は温水暖房ユニット9aに水媒体を供給する状態に切り換えられる。

10

【0258】

このような状態の熱源側冷媒回路20において、冷凍サイクルにおける低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管21cを通じて、熱源側圧縮機21に吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、熱源側吐出管21bに吐出される。熱源側吐出管21bに吐出された高圧の熱源側冷媒は、油分離器22aにおいて冷凍機油が分離される。油分離器22aにおいて熱源側冷媒から分離された冷凍機油は、油戻し管22bを通じて、熱源側吸入管21cに戻される。冷凍機油が分離された高圧の熱源側冷媒は、熱源側吐出分岐管21d及び吐出側閉鎖弁31を通じて、熱源ユニット2から吐出冷媒連絡管12に送られる。

20

【0259】

吐出冷媒連絡管12に送られた高圧の熱源側冷媒は、第1利用ユニット4aに送られる。第1利用ユニット4aに送られた高圧の熱源側冷媒は、第1利用側吐出冷媒管46a及び第1利用側吐出逆止弁49aを通じて、第1利用側熱交換器41aに送られる。第1利用側熱交換器41aに送られた高圧の熱源側冷媒は、第1利用側熱交換器41aにおいて、利用側冷媒回路40aを循環する冷凍サイクルにおける低圧の利用側冷媒と熱交換を行って放熱する。第1利用側熱交換器41aにおいて放熱した高圧の熱源側冷媒は、第1利用側流量調節弁42a及び第1利用側液冷媒管45aを通じて、第1利用ユニット4aから液冷媒連絡管13に送られる。

30

【0260】

液冷媒連絡管13に送られた熱源側冷媒は、熱源ユニット2に送られる。熱源ユニット2に送られた熱源側冷媒は、液側閉鎖弁29を通じて、過冷却器27に送られる。過冷却器27に送られた熱源側冷媒は、吸入戻し管26に熱源側冷媒が流れていないため、熱交換を行うことなく、熱源側膨張弁25に送られる。熱源側膨張弁25に送られた熱源側冷媒は、熱源側膨張弁25において減圧されて、低圧の気液二相状態になり、熱源側液冷媒管24aを通じて、熱源側熱交換器24に送られる。熱源側熱交換器24に送られた低圧の冷媒は、熱源側熱交換器24において、熱源側ファン32によって供給される室外空気と熱交換を行って蒸発する。熱源側熱交換器24において蒸発した低圧の熱源側冷媒は、第1熱源側ガス冷媒管23a及び熱源側切換機構23を通じて、熱源側アキュムレータ28に送られる。熱源側アキュムレータ28に送られた低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管21cを通じて、再び、熱源側圧縮機21に吸入される。

40

【0261】

一方、利用側冷媒回路40aにおいては、第1利用側熱交換器41aにおける熱源側冷媒の放熱によって利用側冷媒回路40aを循環する冷凍サイクルにおける低圧の利用側冷媒が加熱されて蒸発する。第1利用側熱交換器41aにおいて蒸発した低圧の利用側冷媒は、第2カスケード側ガス冷媒管69aを通じて、利用側アキュムレータ67aに送られる。利用側アキュムレータ67aに送られた低圧の利用側冷媒は、カスケード側吸入管7

50

1 aを通じて、利用側圧縮機 6 2 aに吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、カスケード側吐出管 7 0 aに吐出される。カスケード側吐出管 7 0 aに吐出された高圧の利用側冷媒は、第 1カスケード側ガス冷媒管 7 2 aを通じて、冷媒 - 水熱交換器 6 5 aに送られる。冷媒 - 水熱交換器 6 5 aに送られた高圧の利用側冷媒は、冷媒 - 水熱交換器 6 5 aにおいて、循環ポンプ 4 3 aによって水媒体回路 8 0 aを循環する水媒体と熱交換を行って放熱する。冷媒 - 水熱交換器 6 5 aにおいて放熱した高圧の利用側冷媒は、冷媒 - 水熱交換側流量調節弁 6 6 aにおいて減圧されて、低圧の気液二相状態になり、カスケード側液冷媒管 6 8 aを通じて、再び、第 1利用側熱交換器 4 1 aに送られる。

#### 【 0 2 6 2 】

また、水媒体回路 8 0 aにおいては、冷媒 - 水熱交換器 6 5 aにおける利用側冷媒の放熱によって水媒体回路 8 0 aを循環する水媒体が加熱される。冷媒 - 水熱交換器 6 5 aにおいて加熱された水媒体は、第 1利用側水出口管 4 8 aを通じて、循環ポンプ 4 3 aに吸入され、昇圧された後に、第 1利用ユニット 4 aから水媒体連絡管 1 6 aに送られる。水媒体連絡管 1 6 aに送られた水媒体は、水媒体側切換機構 1 6 1 aを通じて、貯湯ユニット 8 a及び / 又は温水暖房ユニット 9 aに送られる。貯湯ユニット 8 aに送られた水媒体は、熱交換コイル 8 2 aにおいて貯湯タンク 8 1 a内の水媒体と熱交換を行って放熱し、これにより、貯湯タンク 8 1 a内の水媒体を加熱する。温水暖房ユニット 9 aに送られた水媒体は、熱交換パネル 9 1 aにおいて放熱し、これにより、室内の壁際等を加熱したり室内の床を加熱する。

10

#### 【 0 2 6 3 】

このようにして、第 1利用ユニット 4 aの給湯運転のみを行う給湯運転モードにおける動作が行われる。

20

#### 【 0 2 6 4 】

- 冷房運転モード -

第 2利用ユニット 1 0 aの冷房運転のみを行う場合には、熱源側冷媒回路 2 0においては、熱源側切換機構 2 3が熱源側放熱運転状態 ( 図 1 3の熱源側切換機構 2 3の実線で示された状態 ) に切り換えられ、第 1利用側流量調節弁 4 2 aが閉止された状態になる。

#### 【 0 2 6 5 】

このような状態の熱源側冷媒回路 2 0において、冷凍サイクルにおける低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管 2 1 cを通じて、熱源側圧縮機 2 1に吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、熱源側吐出管 2 1 bに吐出される。熱源側吐出管 2 1 bに吐出された高圧の熱源側冷媒は、油分離器 2 2 aにおいて冷凍機油が分離される。油分離器 2 2 aにおいて熱源側冷媒から分離された冷凍機油は、油戻し管 2 2 bを通じて、熱源側吸入管 2 1 cに戻される。冷凍機油が分離された高圧の熱源側冷媒は、熱源側切換機構 2 3及び第 1熱源側ガス冷媒管 2 3 aを通じて、熱源側熱交換器 2 4に送られる。熱源側熱交換器 2 4に送られた高圧の熱源側冷媒は、熱源側熱交換器 2 4において、熱源側ファン 3 2によって供給される室外空気と熱交換を行って放熱する。熱源側熱交換器において放熱した高圧の熱源側冷媒は、熱源側膨張弁 2 5を通じて、過冷却器 2 7に送られる。過冷却器 2 7に送られた熱源側冷媒は、熱源側液冷媒管 2 4 aから吸入戻し管 2 6に分岐された熱源側冷媒と熱交換を行って過冷却状態になるように冷却される。吸入戻し管 2 6を流れる熱源側冷媒は、熱源側吸入管 2 1 cに戻される。過冷却器 2 7において冷却された熱源側冷媒は、熱源側液冷媒管 2 4 a及び液側閉鎖弁 2 9を通じて、熱源ユニット 2 から液冷媒連絡管 1 3に送られる。

30

40

#### 【 0 2 6 6 】

液冷媒連絡管 1 3に送られた高圧の熱源側冷媒は、第 2利用ユニット 1 0 aに送られる。第 2利用ユニット 1 0 aに送られた高圧の熱源側冷媒は、第 2利用側流量調節弁 1 0 2 aに送られる。第 2利用側流量調節弁 1 0 2 aに送られた高圧の熱源側冷媒は、第 2利用側流量調節弁 1 0 2 aにおいて減圧されて、低圧の気液二相状態になり、第 2利用側液冷媒管 1 0 3 aを通じて第 2利用側熱交換器 1 0 1 aに送られる。第 2利用側熱交換器 1 0 1 aに送られた低圧の熱源側冷媒は、第 2利用側熱交換器 1 0 1 aにおいて、利用側ファ

50

ン 1 0 5 a によって供給される空気媒体と熱交換を行って蒸発し、これにより、室内の冷房を行う。第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a において蒸発した低圧の熱源側冷媒は、第 2 利用側ガス冷媒管 1 0 4 a を通じて、第 2 利用ユニット 1 0 a からガス冷媒連絡管 1 4 に送られる。

【 0 2 6 7 】

ガス冷媒連絡管 1 4 に送られた低圧の熱源側冷媒は、熱源ユニット 2 に送られる。熱源ユニット 2 に送られた低圧の熱源側冷媒は、ガス側閉鎖弁 3 0、第 2 熱源側ガス冷媒管 2 3 b 及び熱源側切換機構 2 3 を通じて、熱源側アキュムレータ 2 8 に送られる。熱源側アキュムレータ 2 8 に送られた低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管 2 1 c を通じて、再び、熱源側圧縮機 2 1 に吸入される。

10

【 0 2 6 8 】

このようにして、第 2 利用ユニット 1 0 a の冷房運転のみを行う冷房運転モードにおける動作が行われる。

【 0 2 6 9 】

- 暖房運転モード -

第 2 利用ユニット 1 0 a の暖房運転のみを行う場合には、熱源側冷媒回路 2 0 においては、熱源側切換機構 2 3 が熱源側放熱運転状態（図 1 3 の熱源側切換機構 2 3 の破線で示された状態）に切り換えられ、吸入戻し膨張弁 2 6 a 及び第 1 利用側流量調節弁 4 2 a が閉止された状態になる。

20

【 0 2 7 0 】

このような状態の熱源側冷媒回路 2 0 において、冷凍サイクルにおける低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管 2 1 c を通じて、熱源側圧縮機 2 1 に吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、熱源側吐出管 2 1 b に吐出される。熱源側吐出管 2 1 b に吐出された高圧の熱源側冷媒は、油分離器 2 2 a において冷凍機油が分離される。油分離器 2 2 a において熱源側冷媒から分離された冷凍機油は、油戻し管 2 2 b を通じて、熱源側吸入管 2 1 c に戻される。冷凍機油が分離された高圧の熱源側冷媒は、熱源側切換機構 2 3、第 2 熱源側ガス冷媒管 2 3 b 及びガス側閉鎖弁 3 0 を通じて、熱源ユニット 2 からガス冷媒連絡管 1 4 に送られる。

【 0 2 7 1 】

ガス冷媒連絡管 1 4 に送られた高圧の熱源側冷媒は、第 2 利用ユニット 1 0 a に送られる。第 2 利用ユニット 1 0 a に送られた高圧の熱源側冷媒は、第 2 利用側ガス冷媒管 1 0 4 a を通じて、第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a に送られる。第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a に送られた高圧の熱源側冷媒は、第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a において、利用側ファン 1 0 5 a によって供給される空気媒体と熱交換を行って放熱し、これにより、室内の暖房を行う。第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a において放熱した高圧の熱源側冷媒は、第 2 利用側流量調節弁 1 0 2 a 及び第 2 利用側液冷媒管 1 0 3 a を通じて、第 2 利用ユニット 1 0 a から液冷媒連絡管 1 3 に送られる。

30

【 0 2 7 2 】

液冷媒連絡管 1 3 に送られた熱源側冷媒は、熱源ユニット 2 に送られる。熱源ユニット 2 に送られた熱源側冷媒は、液側閉鎖弁 2 9 を通じて、過冷却器 2 7 に送られる。過冷却器 2 7 に送られた熱源側冷媒は、吸入戻し管 2 6 に熱源側冷媒が流れていないため、熱交換を行うことなく、熱源側膨張弁 2 5 に送られる。熱源側膨張弁 2 5 に送られた熱源側冷媒は、熱源側膨張弁 2 5 において減圧されて、低圧の気液二相状態になり、熱源側液冷媒管 2 4 a を通じて、熱源側熱交換器 2 4 に送られる。熱源側熱交換器 2 4 に送られた低圧の冷媒は、熱源側熱交換器 2 4 において、熱源側ファン 3 2 によって供給される室外空気と熱交換を行って蒸発する。熱源側熱交換器 2 4 において蒸発した低圧の熱源側冷媒は、第 1 熱源側ガス冷媒管 2 3 a 及び熱源側切換機構 2 3 を通じて、熱源側アキュムレータ 2 8 に送られる。熱源側アキュムレータ 2 8 に送られた低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管 2 1 c を通じて、再び、熱源側圧縮機 2 1 に吸入される。

40

【 0 2 7 3 】

50

このようにして、第2利用ユニット10aの暖房運転のみを行う暖房運転モードにおける動作が行われる。

【0274】

- 給湯暖房運転モード -

第1利用ユニット4aの給湯運転を行うとともに第2利用ユニット10aの暖房運転を行う場合には、熱源側冷媒回路20においては、熱源側切換機構23が熱源側蒸発運転状態（図13の熱源側切換機構23の破線で示された状態）に切り換えられ、吸入戻し膨張弁26aが閉止された状態になる。また、水媒体回路80aにおいては、水媒体切換機構161aが貯湯ユニット8a及び/又は温水暖房ユニット9aに水媒体を供給する状態に切り換えられる。

10

【0275】

このような状態の熱源側冷媒回路20において、冷凍サイクルにおける低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管21cを通じて、熱源側圧縮機21に吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、熱源側吐出管21bに吐出される。熱源側吐出管21bに吐出された高圧の熱源側冷媒は、油分離器22aにおいて冷凍機油が分離される。油分離器22aにおいて熱源側冷媒から分離された冷凍機油は、油戻し管22bを通じて、熱源側吸入管21cに戻される。冷凍機油が分離された高圧の熱源側冷媒は、その一部が、熱源側吐出分岐管21d及び吐出側閉鎖弁31を通じて、熱源ユニット2から吐出冷媒連絡管12に送られ、その残りが、熱源側切換機構23、第2熱源側ガス冷媒管23b及びガス側閉鎖弁30を通じて、熱源ユニット2からガス冷媒連絡管14に送られる。

20

【0276】

ガス冷媒連絡管14に送られた高圧の熱源側冷媒は、第2利用ユニット10aに送られる。第2利用ユニット10aに送られた高圧の熱源側冷媒は、第2利用側ガス冷媒管104aを通じて、第2利用側熱交換器101aに送られる。第2利用側熱交換器101aに送られた高圧の熱源側冷媒は、第2利用側熱交換器101aにおいて、利用側ファン105aによって供給される空気媒体と熱交換を行って放熱し、これにより、室内の暖房を行う。第2利用側熱交換器101aにおいて放熱した高圧の熱源側冷媒は、第2利用側流量調節弁102a及び第2利用側液冷媒管103aを通じて、第2利用ユニット10aから液冷媒連絡管13に送られる。

【0277】

吐出冷媒連絡管12に送られた高圧の熱源側冷媒は、第1利用ユニット4aに送られる。第1利用ユニット4aに送られた高圧の熱源側冷媒は、第1利用側吐出冷媒管46a及び第1利用側吐出逆止弁49aを通じて、第1利用側熱交換器41aに送られる。第1利用側熱交換器41aに送られた高圧の熱源側冷媒は、第1利用側熱交換器41aにおいて、利用側冷媒回路40aを循環する冷凍サイクルにおける低圧の利用側冷媒と熱交換を行って放熱する。第1利用側熱交換器41aにおいて放熱した高圧の熱源側冷媒は、第1利用側流量調節弁42a及び第1利用側液冷媒管45aを通じて、第1利用ユニット4aから液冷媒連絡管13に送られる。

30

【0278】

第2利用ユニット10a及び第1利用ユニット4aから液冷媒連絡管13に送られた熱源側冷媒は、液冷媒連絡管13において合流して、熱源ユニット2に送られる。熱源ユニット2に送られた熱源側冷媒は、液側閉鎖弁29を通じて、過冷却器27に送られる。過冷却器27に送られた熱源側冷媒は、吸入戻し管26に熱源側冷媒が流れていないため、熱交換を行うことなく、熱源側膨張弁25に送られる。熱源側膨張弁25に送られた熱源側冷媒は、熱源側膨張弁25において減圧されて、低圧の気液二相状態になり、熱源側液冷媒管24aを通じて、熱源側熱交換器24に送られる。熱源側熱交換器24に送られた低圧の冷媒は、熱源側熱交換器24において、熱源側ファン32によって供給される室外空気と熱交換を行って蒸発する。熱源側熱交換器24において蒸発した低圧の熱源側冷媒は、第1熱源側ガス冷媒管23a及び熱源側切換機構23を通じて、熱源側アキュムレータ28に送られる。熱源側アキュムレータ28に送られた低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸

40

50

入管 2 1 c を通じて、再び、熱源側圧縮機 2 1 に吸入される。

【 0 2 7 9 】

一方、利用側冷媒回路 4 0 a においては、第 1 利用側熱交換器 4 1 a における熱源側冷媒の放熱によって利用側冷媒回路 4 0 a を循環する冷凍サイクルにおける低圧の利用側冷媒が加熱されて蒸発する。第 1 利用側熱交換器 4 1 a において蒸発した低圧の利用側冷媒は、第 2 カスケード側ガス冷媒管 6 9 a を通じて、利用側アキュムレータ 6 7 a に送られる。利用側アキュムレータ 6 7 a に送られた低圧の利用側冷媒は、カスケード側吸入管 7 1 a を通じて、利用側圧縮機 6 2 a に吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、カスケード側吐出管 7 0 a に吐出される。カスケード側吐出管 7 0 a に吐出された高圧の利用側冷媒は、第 1 カスケード側ガス冷媒管 7 2 a を通じて、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a に送られる。冷媒 - 水熱交換器 6 5 a に送られた高圧の利用側冷媒は、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a において、循環ポンプ 4 3 a によって水媒体回路 8 0 a を循環する水媒体と熱交換を行って放熱する。冷媒 - 水熱交換器 6 5 a において放熱した高圧の利用側冷媒は、冷媒 - 水熱交換側流量調節弁 6 6 a において減圧されて、低圧の気液二相状態になり、カスケード側液冷媒管 6 8 a を通じて、再び、第 1 利用側熱交換器 4 1 a に送られる。

10

【 0 2 8 0 】

また、水媒体回路 8 0 a においては、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a における利用側冷媒の放熱によって水媒体回路 8 0 a を循環する水媒体が加熱される。冷媒 - 水熱交換器 6 5 a において加熱された水媒体は、第 1 利用側水出口管 4 8 a を通じて、循環ポンプ 4 3 a に吸入され、昇圧された後に、第 1 利用ユニット 4 a から水媒体連絡管 1 6 a に送られる。水媒体連絡管 1 6 a に送られた水媒体は、水媒体側切換機構 1 6 1 a を通じて、貯湯ユニット 8 a 及び / 又は温水暖房ユニット 9 a に送られる。貯湯ユニット 8 a に送られた水媒体は、熱交換コイル 8 2 a において貯湯タンク 8 1 a 内の水媒体と熱交換を行って放熱し、これにより、貯湯タンク 8 1 a 内の水媒体を加熱する。温水暖房ユニット 9 a に送られた水媒体は、熱交換パネル 9 1 a において放熱し、これにより、室内の壁際等を加熱したり室内の床を加熱する。

20

【 0 2 8 1 】

このようにして、第 1 利用ユニット 4 a の給湯運転を行うとともに第 2 利用ユニット 1 0 a の暖房運転を行う給湯暖房運転モードにおける動作が行われる。

【 0 2 8 2 】

- 給湯冷房運転モード -

第 1 利用ユニット 4 a の給湯運転を行うとともに第 2 利用ユニット 1 0 a の冷房運転を行う場合には、熱源側冷媒回路 2 0 においては、熱源側切換機構 2 3 が熱源側放熱運転状態 ( 図 1 3 の熱源側切換機構 2 3 の実線で示された状態 ) に切り換えられる。また、水媒体回路 8 0 a においては、水媒体切換機構 1 6 1 a が貯湯ユニット 8 a に水媒体を供給する状態に切り換えられる。

30

【 0 2 8 3 】

このような状態の熱源側冷媒回路 2 0 において、冷凍サイクルにおける低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管 2 1 c を通じて熱源側圧縮機 2 1 に吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、熱源側吐出管 2 1 b に吐出される。熱源側吐出管 2 1 b に吐出された高圧の熱源側冷媒は、油分離器 2 2 a において冷凍機油が分離される。油分離器 2 2 a において熱源側冷媒から分離された冷凍機油は、油戻し管 2 2 b を通じて、熱源側吸入管 2 1 c に戻される。冷凍機油が分離された高圧の熱源側冷媒は、その一部が、熱源側吐出分岐管 2 1 d 及び吐出側閉鎖弁 3 1 を通じて、熱源ユニット 2 から吐出冷媒連絡管 1 2 に送られ、その残りが、熱源側切換機構 2 3 及び第 1 熱源側ガス冷媒管 2 3 a を通じて、熱源側熱交換器 2 4 に送られる。熱源側熱交換器 2 4 に送られた高圧の熱源側冷媒は、熱源側熱交換器 2 4 において、熱源側ファン 3 2 によって供給される室外空気と熱交換を行って放熱する。熱源側熱交換器において放熱した高圧の熱源側冷媒は、熱源側膨張弁 2 5 を通じて、過冷却器 2 7 に送られる。過冷却器 2 7 に送られた熱源側冷媒は、熱源側液冷媒管 2 4 a から吸入戻し管 2 6 に分岐された熱源側冷媒と熱交換を行って過冷却状態に

40

50

なるように冷却される。吸入戻し管 2 6 を流れる熱源側冷媒は、熱源側吸入管 2 1 c に戻される。過冷却器 2 7 において冷却された熱源側冷媒は、熱源側液冷媒管 2 4 a 及び液側閉鎖弁 2 9 を通じて、熱源ユニット 2 から液冷媒連絡管 1 3 に送られる。

【 0 2 8 4 】

吐出冷媒連絡管 1 2 に送られた高圧の熱源側冷媒は、第 1 利用ユニット 4 a に送られる。第 1 利用ユニット 4 a に送られた高圧の熱源側冷媒は、第 1 利用側吐出冷媒管 4 6 a 及び第 1 利用側吐出逆止弁 4 9 a を通じて、第 1 利用側熱交換器 4 1 a に送られる。第 1 利用側熱交換器 4 1 a に送られた高圧の熱源側冷媒は、第 1 利用側熱交換器 4 1 a において、利用側冷媒回路 4 0 a を循環する冷凍サイクルにおける低圧の利用側冷媒と熱交換を行って放熱する。第 1 利用側熱交換器 4 1 a において放熱した高圧の熱源側冷媒は、第 1 利用側流量調節弁 4 2 a 及び第 1 利用側液冷媒管 4 5 a を通じて、第 1 利用ユニット 4 a から液冷媒連絡管 1 3 に送られる。

10

【 0 2 8 5 】

熱源ユニット 2 及び第 1 利用ユニット 4 a から液冷媒連絡管 1 3 に送られた熱源側冷媒は、液冷媒連絡管 1 3 において合流して、第 2 利用ユニット 1 0 a に送られる。第 2 利用ユニット 1 0 a に送られた熱源側冷媒は、第 2 利用側流量調節弁 1 0 2 a に送られる。第 2 利用側流量調節弁 1 0 2 a に送られた熱源側冷媒は、第 2 利用側流量調節弁 1 0 2 a において減圧されて、低圧の気液二相状態になり、第 2 利用側液冷媒管 1 0 3 a を通じて第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a に送られる。第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a に送られた低圧の熱源側冷媒は、第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a において、利用側ファン 1 0 5 a によって供給される空気媒体と熱交換を行って蒸発し、これにより、室内の冷房を行う。第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a において蒸発した低圧の熱源側冷媒は、第 2 利用側ガス冷媒管 1 0 4 a を通じて、第 2 利用ユニット 1 0 a からガス冷媒連絡管 1 4 に送られる。

20

【 0 2 8 6 】

ガス冷媒連絡管 1 4 に送られた低圧の熱源側冷媒は、熱源ユニット 2 に送られる。熱源ユニット 2 に送られた低圧の熱源側冷媒は、ガス側閉鎖弁 3 0、第 2 熱源側ガス冷媒管 2 3 b 及び熱源側切換機構 2 3 を通じて、熱源側アキュムレータ 2 8 に送られる。熱源側アキュムレータ 2 8 に送られた低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管 2 1 c を通じて、再び、熱源側圧縮機 2 1 に吸入される。

【 0 2 8 7 】

一方、利用側冷媒回路 4 0 a においては、第 1 利用側熱交換器 4 1 a における熱源側冷媒の放熱によって利用側冷媒回路 4 0 a を循環する冷凍サイクルにおける低圧の利用側冷媒が加熱されて蒸発する。第 1 利用側熱交換器 4 1 a において蒸発した低圧の利用側冷媒は、第 2 カスケード側ガス冷媒管 6 9 a を通じて、利用側アキュムレータ 6 7 a に送られる。利用側アキュムレータ 6 7 a に送られた低圧の利用側冷媒は、カスケード側吸入管 7 1 a を通じて、利用側圧縮機 6 2 a に吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、カスケード側吐出管 7 0 a に吐出される。カスケード側吐出管 7 0 a に吐出された高圧の利用側冷媒は、第 1 カスケード側ガス冷媒管 7 2 a を通じて、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a に送られる。冷媒 - 水熱交換器 6 5 a に送られた高圧の利用側冷媒は、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a において、循環ポンプ 4 3 a によって水媒体回路 8 0 a を循環する水媒体と熱交換を行って放熱する。冷媒 - 水熱交換器 6 5 a において放熱した高圧の利用側冷媒は、冷媒 - 水熱交換側流量調節弁 6 6 a において減圧されて、低圧の気液二相状態になり、カスケード側液冷媒管 6 8 a を通じて、再び、第 1 利用側熱交換器 4 1 a に送られる。

30

40

【 0 2 8 8 】

また、水媒体回路 8 0 a においては、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a における利用側冷媒の放熱によって水媒体回路 8 0 a を循環する水媒体が加熱される。冷媒 - 水熱交換器 6 5 a において加熱された水媒体は、第 1 利用側水出口管 4 8 a を通じて、循環ポンプ 4 3 a に吸入され、昇圧された後に、第 1 利用ユニット 4 a から水媒体連絡管 1 6 a に送られる。水媒体連絡管 1 6 a に送られた水媒体は、水媒体側切換機構 1 6 1 a を通じて、貯湯ユニット 8 a に送られる。貯湯ユニット 8 a に送られた水媒体は、熱交換コイル 8 2 a において

50

貯湯タンク 8 1 a 内の水媒体と熱交換を行って放熱し、これにより、貯湯タンク 8 1 a 内の水媒体を加熱する。

【0289】

このようにして、第 1 利用ユニット 4 a の給湯運転を行うとともに第 2 利用ユニット 1 0 a の冷房運転を行う給湯冷房運転モードにおける動作が行われる。

【0290】

ここで、給湯運転用の第 1 利用ユニット 4 a と冷暖房運転用の第 2 利用ユニット 1 0 a とが給湯冷房運転が可能になるように熱源ユニット 2 に接続されたヒートポンプシステム 3 0 0 の構成においても、第 2 実施形態におけるヒートポンプシステム 2 0 0 ( 図 7 参照 ) と同様に、各冷媒回路 2 0、4 0 a の吐出飽和温度制御、各熱交換器 4 1 a、6 5 a 出口の過冷却度制御、水媒体回路 8 0 a を循環する水媒体の流量制御、及び、各回路 2 0、4 0 a、8 0 a の起動制御が行われる。

10

【0291】

これにより、このヒートポンプシステム 3 0 0 では、第 2 実施形態におけるヒートポンプシステム 2 0 0 と同様の作用効果を得ることができただけでなく、第 1 利用側熱交換器 4 1 a 及び利用側冷媒回路 4 0 a によって水媒体を加熱する運転を行うとともに、水媒体を加熱することによって熱源側冷媒が得た冷却熱を、第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a における熱源側冷媒の蒸発によって空気媒体を冷却する運転に利用することができるようになっていたため、例えば、第 1 利用側熱交換器 4 1 a 及び利用側冷媒回路 4 0 a によって加熱された水媒体を給湯に使用するとともに第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a において冷却された空気媒体を室内の冷房に使用する等のように、水媒体を加熱することによって熱源側冷媒が得た冷却熱を有効利用することができ、これにより、省エネルギー化を図ることができる。

20

【0292】

( 1 ) 変形例 1

上述のヒートポンプシステム 3 0 0 ( 図 1 3 参照 ) のような、給湯運転用の第 1 利用ユニット 4 a と冷暖房運転用の第 2 利用ユニット 1 0 a とが給湯冷房運転が可能になるように熱源ユニット 2 に接続された構成においても、第 2 実施形態の変形例 1 におけるヒートポンプシステム 2 0 0 ( 図 7 参照 ) と同様に、幅広い温度の水媒体の供給が要求される場合には、利用側圧縮機 6 2 a の吐出における利用側冷媒の圧力である利用側吐出圧力  $P_{d2}$  と利用側圧縮機 6 2 a の吸入における利用側冷媒の圧力である利用側吸入圧力  $P_{d2}$  との圧力差である利用側出入口圧力差  $P_2$  が非常に小さくなり、利用側冷媒回路 4 0 a に低負荷の運転が要求されることになるため、利用側圧縮機 6 2 a の容量制御だけでは利用側冷媒回路 4 0 a の冷凍サイクルを制御しきれないおそれがあり、また、利用側圧縮機 6 2 a 内における冷凍機油の循環を悪くして潤滑不足が発生する原因にもなる。

30

【0293】

そこで、このヒートポンプシステム 3 0 0 においても、第 2 実施形態におけるヒートポンプシステム 2 0 0 ( 図 7 参照 ) と同様の利用側低負荷運転制御 ( 図 3 参照 ) を行うようにしている。

【0294】

これにより、利用側出入口圧力差  $P_2$  が非常に小さくなる場合であっても、第 1 利用側熱交換器 4 1 a に流入する熱源側冷媒の流量を小さくし、第 1 利用側熱交換器 4 1 a における熱交換能力を抑えて、利用側出入口圧力差  $P_2$  が大きくなるようにして、利用側冷媒回路 4 0 a が低負荷条件でも容易に運転できるようになるため、幅広い温度の水媒体を供給する要求に対応することができる。

40

【0295】

( 2 ) 変形例 2

上述のヒートポンプシステム 3 0 0 ( 図 1 3 参照 ) において、図 1 4 に示されるように、冷媒 - 水熱交換器 6 5 a を利用側冷媒の放熱器として機能させるとともに第 1 利用側熱交換器 4 1 a を利用側冷媒の蒸発器として機能させる利用側放熱運転状態と冷媒 - 水熱交

50



換器 6 5 a を利用側冷媒の蒸発器として機能させるとともに第 1 利用側熱交換器 4 1 a を利用側冷媒の放熱器として機能させる利用側蒸発運転状態とを切り換えることが可能な第 1 利用側切換機構 6 4 a (第 2 実施形態におけるヒートポンプシステム 2 0 0 に設けられた第 1 利用側切換機構 6 4 a と同様) を利用側冷媒回路 4 0 a にさらに設け、第 1 利用ユニット 4 a をガス冷媒連絡管 1 4 にさらに接続し、第 1 利用側熱交換器 4 1 a を吐出冷媒連絡管 1 2 から導入される熱源側冷媒の放熱器として機能させる水媒体加熱運転状態と第 1 利用側熱交換器 4 1 a を液冷媒連絡管 1 3 から導入される熱源側冷媒の蒸発器として機能させる水媒体冷却運転状態とを切り換えることが可能な第 2 利用側切換機構 5 3 a をさらに設けるようにしてもよい。

【0296】

ここで、第 1 利用側熱交換器 4 1 a の熱源側冷媒が流れる流路のガス側には、第 1 利用側吐出冷媒管 4 6 a とともに、第 1 利用側ガス冷媒管 5 4 a が接続されている。第 1 利用側ガス冷媒管 5 4 a には、ガス冷媒連絡管 1 4 に接続されている。第 2 利用側切換機構 5 3 a は、第 1 利用側吐出冷媒管 4 6 a に設けられた第 1 利用側吐出開閉弁 5 5 a (ここでは、第 1 利用側吐出逆止弁 4 9 a を省略) と、第 1 利用側ガス冷媒管 5 4 a に設けられた第 1 利用側ガス開閉弁 5 6 a とを有しており、第 1 利用側吐出開閉弁 5 5 a を開け、かつ、第 1 利用側ガス開閉弁 5 6 a を閉止することによって水媒体加熱運転状態とし、第 1 利用側吐出開閉弁 5 5 a を閉止し、かつ、第 1 利用側ガス開閉弁 5 6 a を開けることによって水媒体冷却運転状態とするものである。第 1 利用側吐出開閉弁 5 5 a 及び第 1 利用側ガス開閉弁 5 6 a は、いずれも開閉制御が可能な電磁弁からなる。尚、第 2 利用側切換機構 5 3 a は、三方弁等によって構成してもよい。

【0297】

このような構成を有するヒートポンプシステム 3 0 0 では、給湯運転モード、暖房運転モード及び給湯暖房運転モードにおける動作によって、熱源側熱交換器 2 4 の除霜が必要であると判定された場合には、熱源側切換機構 2 3 を熱源側放熱運転状態にすることによって熱源側熱交換器 2 4 を熱源側冷媒の放熱器として機能させ、かつ、第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a を熱源側冷媒の蒸発器として機能させるとともに、第 1 利用側切換機構 6 4 a を利用側蒸発運転状態にすることによって冷媒 - 水熱交換器 6 5 a を利用側冷媒の蒸発器として機能させ、かつ、第 1 利用側熱交換器 4 1 a を利用側冷媒の放熱器として機能させる除霜運転を行うことができる。

【0298】

以下、この除霜運転における動作について図 5 を用いて説明する。

【0299】

まず、所定の除霜運転開始条件を満たすかどうか(すなわち、熱源側熱交換器 2 4 の除霜が必要であるかどうか)の判定を行う(ステップ S 2 1)。ここでは、除霜時間間隔  $t_{df}$  (すなわち、前回の除霜運転終了からの積算運転時間) が所定の除霜時間間隔設定値  $t_{dfs}$  に達したかどうかによって、除霜運転開始条件を満たすかどうかを判定する。

【0300】

そして、除霜運転開始条件を満たしていると判定された場合には、以下の除霜運転を開始する(ステップ S 2 2)。

【0301】

除霜運転を開始する際には、熱源側冷媒回路 2 0 においては、熱源側切換機構 2 3 が熱源側放熱運転状態(図 1 4 の熱源側切換機構 2 3 の実線で示された状態)に切り換えられ、利用側冷媒回路 4 0 a においては、第 1 利用側切換機構 6 4 a が利用側蒸発運転状態(図 1 4 の第 1 利用側切換機構 6 4 a の破線で示された状態)に切り換えられ、第 2 利用側切換機構 5 3 a が水媒体冷却運転状態(すなわち、第 1 利用側吐出開閉弁 5 5 a を閉止し、かつ、第 1 利用側ガス開閉弁 5 6 a を開けた状態)に切り換えられ、吸入戻し膨張弁 2 6 a が閉止された状態になる。

【0302】

10

20

30

40

50

ここで、このような熱源側切換機構 2 3 を熱源側放熱運転状態にし、かつ、第 1 利用側切換機構 6 4 a を利用側蒸発運転状態に切り換える操作を行うと、各冷媒回路 2 0、4 0 a 内の冷媒が均圧され、このような各冷媒回路 2 0、4 0 a 内の冷媒の均圧時の音（すなわち、均圧音）が発生するが、このような均圧音が過大にならないようにすることが好ましい。

【0303】

そこで、このヒートポンプシステム 3 0 0 では、除霜運転を開始する際に、熱源側切換機構 2 3 を熱源側放熱運転状態にした後に、第 1 利用側切換機構 6 4 a を利用側蒸発運転状態にするようにして、両冷媒回路 2 0、4 0 a 内の冷媒が同時に均圧されることがないようにしている。これにより、除霜運転を行う場合の均圧音が過大にならないようにすることができる。

10

【0304】

また、このヒートポンプシステム 3 0 0 では、第 1 利用側切換機構 6 4 a を利用側蒸発運転状態にする際に、利用側圧縮機 6 2 a を停止した状態にして、第 1 利用側切換機構 6 4 a を利用側蒸発運転状態にするようにしているため、利用側冷媒回路 4 0 a における均圧音が大きくなるようにすることができる。

【0305】

さらに、このヒートポンプシステム 3 0 0 では、利用側圧縮機 6 2 a を停止した状態にする際に、冷媒 - 水熱交換側流量調節弁 6 6 a が開状態のまま（より具体的には、全開状態にして）、利用側圧縮機 6 2 a を停止させるようにしているため、利用側冷媒回路 4 0 a における均圧を速やかに行うことができる。

20

【0306】

このような状態の熱源側冷媒回路 2 0 において、冷凍サイクルにおける低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管 2 1 c を通じて、熱源側圧縮機 2 1 に吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、熱源側吐出管 2 1 b に吐出される。熱源側吐出管 2 1 b に吐出された高圧の熱源側冷媒は、油分離器 2 2 a において冷凍機油が分離される。油分離器 2 2 a において熱源側冷媒から分離された冷凍機油は、油戻し管 2 2 b を通じて、熱源側吸入管 2 1 c に戻される。冷凍機油が分離された高圧の熱源側冷媒は、熱源側切換機構 2 3 及び第 1 熱源側ガス冷媒管 2 3 a を通じて、熱源側熱交換器 2 4 に送られる。熱源側熱交換器 2 4 に送られた高圧の熱源側冷媒は、熱源側熱交換器 2 4 において、熱源側熱交換器 2 4 に付着した氷と熱交換を行って放熱する。熱源側熱交換器において放熱した高圧の熱源側冷媒は、熱源側膨張弁 2 5 を通じて、過冷却器 2 7 に送られる。過冷却器 2 7 に送られた熱源側冷媒は、吸入戻し管 2 6 に熱源側冷媒が流れていないため、熱交換を行うことなく、熱源側液冷媒管 2 4 a 及び液側閉鎖弁 2 9 を通じて、熱源ユニット 2 から液冷媒連絡管 1 3 に送られる。

30

【0307】

液冷媒連絡管 1 3 に送られた熱源側冷媒は、液冷媒連絡管 1 3 において分岐して、第 1 利用ユニット 4 a 及び第 2 利用ユニット 1 0 a に送られる。

【0308】

第 2 利用ユニット 1 0 a に送られた熱源側冷媒は、第 2 利用側流量調節弁 1 0 2 a に送られる。第 2 利用側流量調節弁 1 0 2 a に送られた熱源側冷媒は、第 2 利用側流量調節弁 1 0 2 a において減圧されて、低圧の気液二相状態になり、第 2 利用側液冷媒管 1 0 3 a を通じて、第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a に送られる。第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a に送られた低圧の熱源側冷媒は、第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a において、利用側ファン 1 0 5 a によって供給される空気媒体と熱交換を行って蒸発する。第 2 利用側熱交換器 1 0 1 a において蒸発した低圧の熱源側冷媒は、第 2 利用側ガス冷媒管 1 0 4 a を通じて、第 2 利用ユニット 1 0 a からガス冷媒連絡管 1 4 に送られる。

40

【0309】

第 1 利用ユニット 4 a に送られた熱源側冷媒は、第 1 利用側流量調節弁 4 2 a に送られる。第 1 利用側流量調節弁 4 2 a に送られた熱源側冷媒は、第 1 利用側流量調節弁 4 2 a

50

において減圧されて、低圧の気液二相状態になり、第1利用側液冷媒管45aを通じて、第1利用側熱交換器41aに送られる。第1利用側熱交換器41aに送られた低圧の熱源側冷媒は、第1利用側熱交換器41aにおいて、利用側冷媒回路40aを循環する冷凍サイクルにおける高圧の利用側冷媒と熱交換を行って蒸発する。第1利用側熱交換器41aにおいて蒸発した低圧の熱源側冷媒は、第1利用側熱交換器41aにおいて蒸発した低圧の熱源側冷媒は、第2利用側切換機構53aを構成する第1利用側ガス開閉弁56a及び第1利用側ガス冷媒管54aを通じて、第1利用ユニット4aからガス冷媒連絡管14に送られる。

【0310】

第2利用ユニット10a及び第1利用ユニット4aからガス冷媒連絡管14に送られた熱源側冷媒は、ガス冷媒連絡管14において合流して、熱源ユニット2に送られる。熱源ユニット2に送られた低圧の熱源側冷媒は、ガス側閉鎖弁30、第2熱源側ガス冷媒管23b及び熱源側切換機構23を通じて、熱源側アキュムレータ28に送られる。熱源側アキュムレータ28に送られた低圧の熱源側冷媒は、熱源側吸入管21cを通じて、再び、熱源側圧縮機21に吸入される。

【0311】

一方、利用側冷媒回路40aにおいては、第1利用側熱交換器41aにおける熱源側冷媒の蒸発によって利用側冷媒回路40aを循環する冷凍サイクルにおける高圧の利用側冷媒が放熱する。第1利用側熱交換器41aにおいて放熱した高圧の利用側冷媒は、冷媒-水熱交換側流量調節弁66aに送られる。冷媒-水熱交換側流量調節弁66aに送られた高圧の利用側冷媒は、冷媒-水熱交換側流量調節弁66aにおいて減圧されて、低圧の気液二相状態になり、カスケード側液冷媒管68aを通じて、冷媒-水熱交換器65aに送られる。冷媒-水熱交換器65aに送られた低圧の利用側冷媒は、冷媒-水熱交換器65aにおいて、循環ポンプ43aによって水媒体回路80aを循環する水媒体と熱交換を行って蒸発する。冷媒-水熱交換器65aにおいて蒸発した低圧の利用側冷媒は、第1カスケード側ガス冷媒管72a及び第1利用側切換機構64aを通じて、利用側アキュムレータ67aに送られる。利用側アキュムレータ67aに送られた低圧の利用側冷媒は、カスケード側吸入管71aを通じて、利用側圧縮機62aに吸入され、冷凍サイクルにおける高圧まで圧縮された後に、カスケード側吐出管70aに吐出される。カスケード側吐出管70aに吐出された高圧の利用側冷媒は、第1利用側切換機構64a及び第2カスケード側ガス冷媒管69aを通じて、再び、第1利用側熱交換器41aに送られる。

【0312】

このようにして、熱源側切換機構23を熱源側放熱運転状態にすることによって熱源側熱交換器24を熱源側冷媒の放熱器として機能させ、かつ、第2利用側熱交換器101aを熱源側冷媒の蒸発器として機能させるとともに、第1利用側切換機構64aを利用側蒸発運転状態にすることによって冷媒-水熱交換器65aを利用側冷媒の蒸発器として機能させ、かつ、第1利用側熱交換器41aを利用側冷媒の放熱器として(すなわち、熱源側冷媒の蒸発器として)機能させる除霜運転を開始する。

【0313】

そして、所定の除霜運転終了条件を満たすかどうか(すなわち、熱源側熱交換器24の除霜が終了したかどうか)の判定を行う(ステップS23)。ここでは、熱源側熱交換器温度 $T_{hx}$ が所定の除霜完了温度 $T_{hx,s}$ に達したかどうか、又は、除霜運転開始からの経過時間である除霜運転時間 $t_{df}$ が所定の除霜運転設定時間 $t_{df,s}$ に達したかどうかによって、除霜運転終了条件を満たすかどうかを判定する。

【0314】

そして、除霜運転終了条件を満たしていると判定された場合には、除霜運転を終了し、給湯運転モードに戻す処理を行う(ステップS24)。

【0315】

これにより、このヒートポンプシステム300では、熱源側熱交換器24を除霜する際に、熱源側切換機構23を熱源側放熱運転状態にすることによって熱源側熱交換器24を

10

20

30

40

50

熱源側冷媒の放熱器として機能させるだけでなく、第1利用側切換機構64aを利用側蒸発運転状態にすることによって冷媒-水熱交換器65aを利用側冷媒の蒸発器として機能させ、かつ、第1利用側熱交換器41aを利用側冷媒の放熱器として機能させるようにしているため、熱源側熱交換器24において放熱して冷却された熱源側冷媒を、第1利用側熱交換器41aにおいて利用側冷媒の放熱によって加熱し、第1利用側熱交換器41aにおいて放熱して冷却された利用側冷媒を、冷媒-水熱交換器65aにおいて蒸発させることによって加熱することができ、これにより、熱源側熱交換器24の除霜を確実に行うことができる。しかも、第2利用側熱交換器101aも熱源側冷媒の蒸発器として機能させるようにしているため、除霜運転時間tdfを短縮することができ、また、第2利用ユニット10aにおいて冷却される空気媒体の温度が低くなることを抑えることができる。

10

【0316】

(3) 変形例3

変形例2におけるヒートポンプシステム300(図14参照)のような、第1利用側熱交換器41aを吐出冷媒連絡管12から導入される熱源側冷媒の放熱器として機能させる水媒体加熱運転状態と第1利用側熱交換器41aを液冷媒連絡管13から導入される熱源側冷媒の蒸発器として機能させる水媒体冷却運転状態とを切り換えることが可能な第2利用側切換機構53aを備えた構成では、第1利用ユニット4aの運転を停止して第2利用ユニット10aの運転(冷房運転や暖房運転)を行う場合(すなわち、吐出冷媒連絡管12を使用しない運転の場合)に、熱源側圧縮機21から吐出された熱源側冷媒が吐出冷媒連絡管12に溜まり込んで、熱源側圧縮機21に吸入される熱源側冷媒の流量が不足(すなわち、冷媒循環量不足)するおそれがある。

20

【0317】

そこで、このヒートポンプシステム300では、図15に示されるように、第2利用側切換機構53aが水媒体加熱運転状態及び水媒体冷却運転状態のいずれにおいても吐出冷媒連絡管12とガス冷媒連絡管14とを連通させる第1冷媒回収機構57aを設けるようにしている。ここで、第1冷媒回収機構57aは、キャピラリチューブを有する冷媒管であり、その一端が、第1利用側吐出冷媒管46aのうち第1利用側吐出開閉弁55aと吐出冷媒連絡管12とを接続する部分に接続されており、その他端が、第1利用側ガス冷媒管54aのうち第1利用側ガス開閉弁56aとガス冷媒連絡管14とを接続する部分に接続されており、第1利用側吐出開閉弁55aや第1利用側ガス開閉弁56aの開閉状態によらず、吐出冷媒連絡管12とガス冷媒連絡管14とを連通させるようになっている。

30

【0318】

これにより、このヒートポンプシステム300では、熱源側冷媒が吐出冷媒連絡管12に溜まり込みにくくなるため、熱源側冷媒回路20における冷媒循環量不足の発生を抑えることができる。

【0319】

また、変形例2におけるヒートポンプシステム300(図14参照)のような、第1利用側熱交換器41aを吐出冷媒連絡管12から導入される熱源側冷媒の放熱器として機能させる水媒体加熱運転状態と第1利用側熱交換器41aを液冷媒連絡管13から導入される熱源側冷媒の蒸発器として機能させる水媒体冷却運転状態とを切り換えることが可能な第2利用側切換機構53aを備えた構成では、第1利用ユニット4aの運転を停止して第2利用ユニット10aの運転(冷房運転や暖房運転)を行う場合に、第1利用側熱交換器41aに熱源側冷媒が溜まり込んで、熱源側圧縮機21に吸入される熱源側冷媒の流量が不足(すなわち、冷媒循環量不足)するおそれがある。

40

【0320】

そこで、このヒートポンプシステム300では、図15に示されるように、第2利用側切換機構53aが水媒体加熱運転状態及び水媒体冷却運転状態のいずれにおいても第1利用側熱交換器41aとガス冷媒連絡管14とを連通させる第2冷媒回収機構58aを設けるようにしている。ここで、第2冷媒回収機構58aは、キャピラリチューブを有する冷媒管であり、その一端が、第1利用側ガス冷媒管54aのうち第1利用側熱交換器41a

50

のガス側と第1利用側ガス開閉弁56aとを接続する部分に接続されており、その他端が、第1利用側ガス冷媒管54aのうち第1利用側ガス開閉弁56aとガス冷媒連絡管14とを接続する部分に接続されており、第1利用ユニット4aの運転を停止している場合であっても、第1利用側ガス開閉弁56aをバイパスして第1利用側熱交換器41aのガス側とガス冷媒連絡管14とを連通させるようになっている。

【0321】

これにより、このヒートポンプシステム300では、熱源側冷媒が第1利用側熱交換器41aに溜まり込みにくくなるため、熱源側冷媒回路20における冷媒循環量不足の発生を抑えることができる。

【0322】

さらに、変形例におけるヒートポンプシステム300(図14参照)では、第1利用側吐出開閉弁55a及び第1利用側ガス開閉弁56aによって第2利用側切換機構53aを構成しているため、給湯運転を伴う運転モードのいずれにおいても、吐出冷媒連絡管12のみから第1利用ユニット4aに熱源側冷媒が供給されることになる。

【0323】

しかし、給湯運転を伴う運転モードのうち給湯運転モードや給湯暖房運転モードにおいて、熱源側冷媒は、吐出冷媒連絡管12だけでなくガス冷媒連絡管14においても冷凍サイクルの高圧になっている。このため、給湯運転モードや給湯暖房運転モードにおいては、吐出冷媒連絡管12だけでなくガス冷媒連絡管14からも第1利用ユニット4aに高圧の熱源側冷媒を送ることができるようにしてもよい。

【0324】

そこで、このヒートポンプシステム300では、図15に示されるように、第1利用側ガス冷媒管54aに第1利用側ガス逆止弁59a及び第1利用側バイパス冷媒管60aをさらに設けて、第1利用側吐出開閉弁55a及び第1利用側ガス開閉弁56aとともに第2利用側切換機構53aを構成するようにしている。ここで、第1利用側ガス逆止弁59aは、第1利用側ガス冷媒管54aのうち第1利用側ガス開閉弁56aとガス冷媒連絡管14とを接続する部分に設けられている。第1利用側ガス逆止弁59aは、第1利用側熱交換器41aからガス冷媒連絡管14へ向かう熱源側冷媒の流れを許容し、ガス冷媒連絡管14から第1利用側熱交換器41aへ向かう熱源側冷媒の流れを禁止する逆止弁であり、これにより、第1利用側ガス開閉弁56aを通じて、ガス冷媒連絡管14から第1利用側熱交換器41aへ向かう熱源側冷媒の流れが禁止されるようになっている。第1利用側バイパス冷媒管60aは、第1利用側ガス開閉弁56a及び第1利用側ガス逆止弁59aをバイパスするように第1利用側ガス冷媒管54aに接続されており、第1利用側ガス冷媒管54aの一部を構成している。第1利用側バイパス冷媒管60aには、ガス冷媒連絡管14から第1利用側熱交換器41aへ向かう熱源側冷媒の流れを許容し、第1利用側熱交換器41aからガス冷媒連絡管14へ向かう熱源側冷媒の流れを禁止する第1利用側バイパス逆止弁59aが設けられており、これにより、第1利用側バイパス冷媒管60aを通じて、ガス冷媒連絡管14から第1利用側熱交換器41aへ向かう熱源側冷媒の流れが許容されるようになっている。

【0325】

これにより、このヒートポンプシステム300では、給湯運転モード及び給湯暖房運転モードにおいて、吐出冷媒連絡管12だけでなくガス冷媒連絡管14からも第1利用ユニット4aに高圧の熱源側冷媒を送ることができるようになるため、熱源ユニット2から第1利用ユニット4aに供給される熱源側冷媒の圧力損失が減少し、給湯能力や運転効率の向上に寄与することができる。

【0326】

(4)変形例4

上述のヒートポンプシステム300(図13~図15参照)では、熱源ユニット2に1つの第1利用ユニット4aと1つの第2利用ユニット10aとが冷媒連絡管12、13、14を介して接続されているが、図16~図18に示されるように(ここでは、温水暖房

10

20

30

40

50

ユニット、貯湯ユニット及び水媒体回路 80 a、80 b 等の図示を省略)、複数(ここでは、2つ)の第1利用ユニット 4 a、4 b を、冷媒連絡管 13、14 を介して、互いが並列に接続されるようにしたり、及び/又は、複数(ここでは、2つ)の第2利用ユニット 10 a、10 b を、冷媒連絡管 12、13、14 を介して、互いが並列に接続されるようにしてもよい。尚、第1利用ユニット 4 b の構成は、第1利用ユニット 4 a の構成と同様であるため、第1利用ユニット 4 b の構成については、それぞれ、第1利用ユニット 4 a の各部を示す符号の添字「a」の代わりに添字「b」を付して、各部の説明を省略する。また、第2利用ユニット 10 b の構成は、第2利用ユニット 10 a の構成と同様であるため、第2利用ユニット 10 b の構成については、それぞれ、第2利用ユニット 10 a の各部を示す符号の添字「a」の代わりに添字「b」を付して、各部の説明を省略する。

10

## 【0327】

これにより、これらのヒートポンプシステム 300 では、水媒体の加熱が必要な複数の場所や用途に対応することができ、また、空気媒体の冷却が必要な複数の場所や用途に対応することができる。

## 【0328】

## (5) 変形例 5

上述のヒートポンプシステム 300 (図 13 ~ 図 18 参照)では、第2利用ユニット 10 a、10 b 内に第2利用側流量調節弁 102 a、102 b が設けられているが、図 19 に示されるように(ここでは、温水暖房ユニット、貯湯ユニット及び水媒体回路 80 a 等の図示を省略)、第2利用ユニット 10 a、10 b から第2利用側流量調節弁 102 a、102 b を省略して、第2利用側流量調節弁 102 a、102 b を有する膨張弁ユニット 17 を設けるようにしてもよい。

20

## 【0329】

## (他の実施形態)

以上、本発明の実施形態及びその変形例について図面に基づいて説明したが、具体的な構成は、これらの実施形態及びその変形例に限られるものではなく、発明の要旨を逸脱しない範囲で変更可能である。

## 【0330】

## &lt; A &gt;

第2、第3実施形態及びそれらの変形例にかかるヒートポンプシステム 200、300 において、第2利用ユニット 10 a、10 b が室内の冷暖房に使用される利用ユニットではなく、冷蔵や冷凍等の冷暖房とは異なる用途に使用されるものであってもよい。

30

## 【0331】

## &lt; B &gt;

第3実施形態及びその変形例にかかるヒートポンプシステム 300 において、例えば、第2熱源側ガス冷媒管 23 b と熱源側吸入管 21 c とを連通させることによってガス冷媒連絡管 14 を冷凍サイクルにおける低圧の熱源側冷媒が流れる冷媒管として使用し、これにより、第2利用側熱交換器 101 a、101 b を熱源側冷媒の蒸発器としてのみ機能させるようにして、第2利用ユニット 10 a、10 b を冷房専用の利用ユニットにしてもよい。この場合においても、給湯冷房運転モードにおける運転が可能であり、省エネルギー化を図ることができる。

40

## 【0332】

## &lt; C &gt;

第1 ~ 第3の実施形態及びその変形例にかかるヒートポンプシステム 1、200、300 においては、利用側冷媒として HFC - 134 a が使用されているが、これに限定されず、例えば、HFO - 1234 y f (2、3、3、3 - テトラフルオロ - 1 - プロペン) 等、飽和ガス温度 65 に相当する圧力がゲージ圧で高くとも 2.8 MPa 以下、好ましくは、2.0 MPa 以下の冷媒であればよい。

## 【産業上の利用可能性】

## 【0333】

50

本発明を利用すれば、ヒートポンプサイクルを利用して水媒体を加熱することが可能なヒートポンプシステムにおいて、高温の水媒体を得ることができるようになる。

【符号の説明】

【0334】

- 1、200、300 ヒートポンプシステム
- 2 熱源ユニット
- 4 a、4 b 第1利用ユニット
- 10 a、10 b 第2利用ユニット
- 20 熱源側冷媒回路
- 21 熱源側圧縮機
- 23 熱源側切換機構
- 24 熱源側熱交換器
- 40 a、40 b 利用側冷媒回路
- 41 a、41 b 第1利用側熱交換器
- 42 a、42 b 第1利用側流量調節弁
- 43 a、43 b 循環ポンプ
- 62 a、62 b 利用側圧縮機
- 64 a、64 b 第1利用側切換機構
- 65 a、65 b 冷媒 - 水熱交換器
- 66 a、66 b 冷媒 - 水熱交側流量調節弁
- 80 a、80 b 水媒体回路
- 101 a、101 b 第2利用側熱交換器

10

20

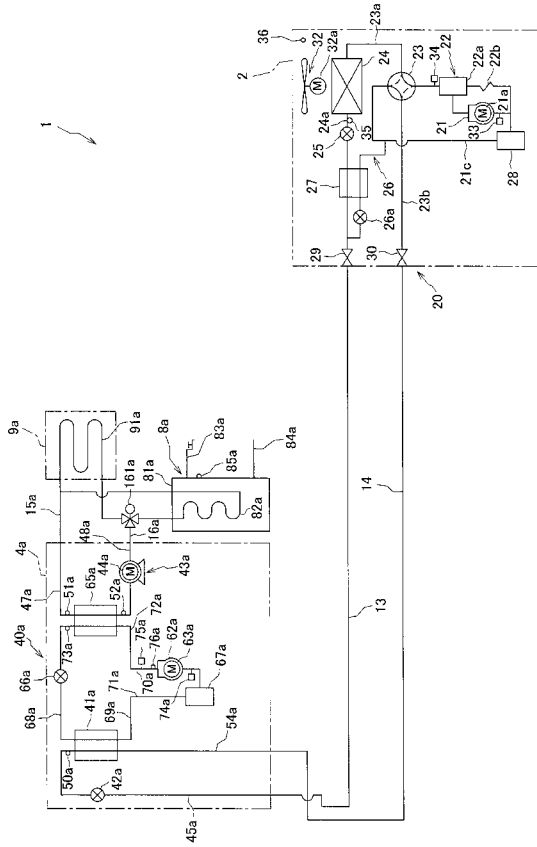
【先行技術文献】

【特許文献】

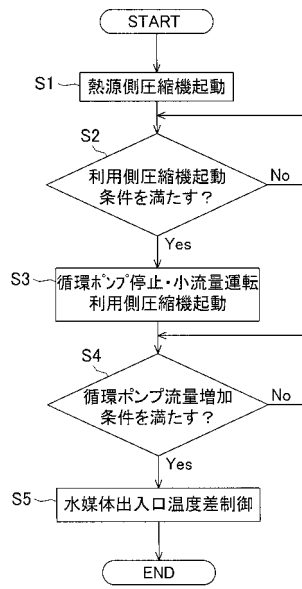
【0335】

【特許文献1】特開昭60 - 164157号公報

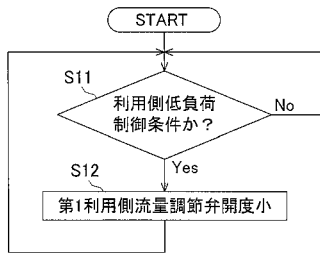
【図1】



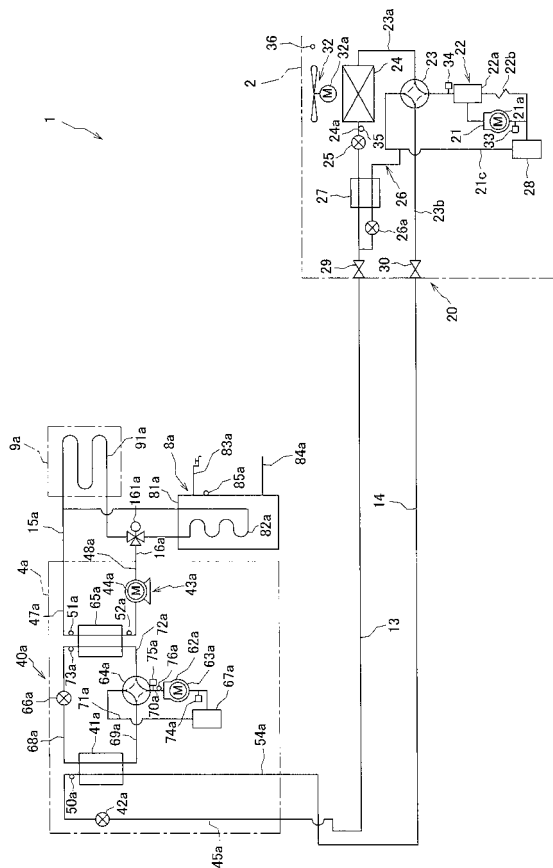
【図2】



【図3】

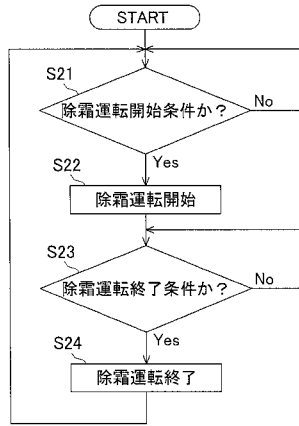


【図4】

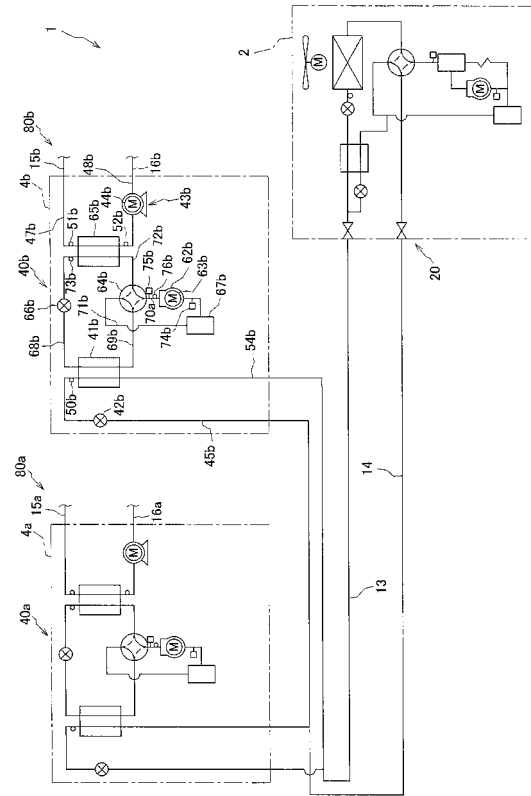




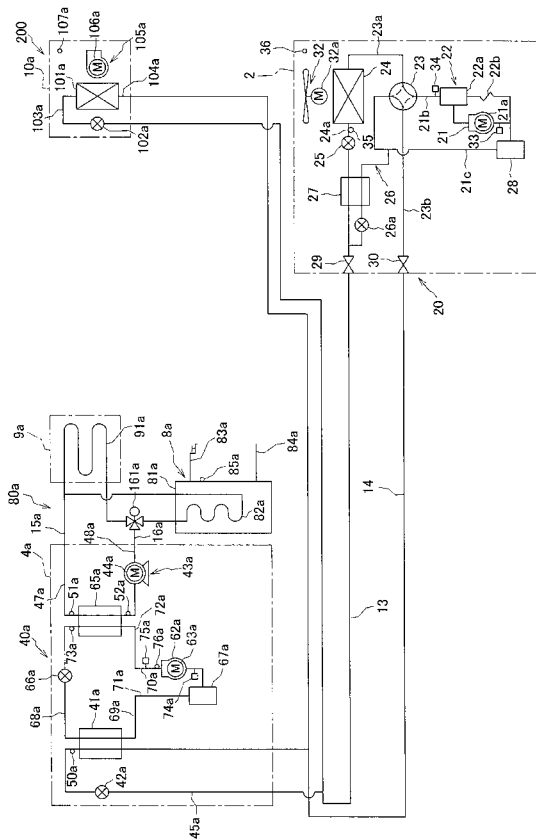
【 図 5 】



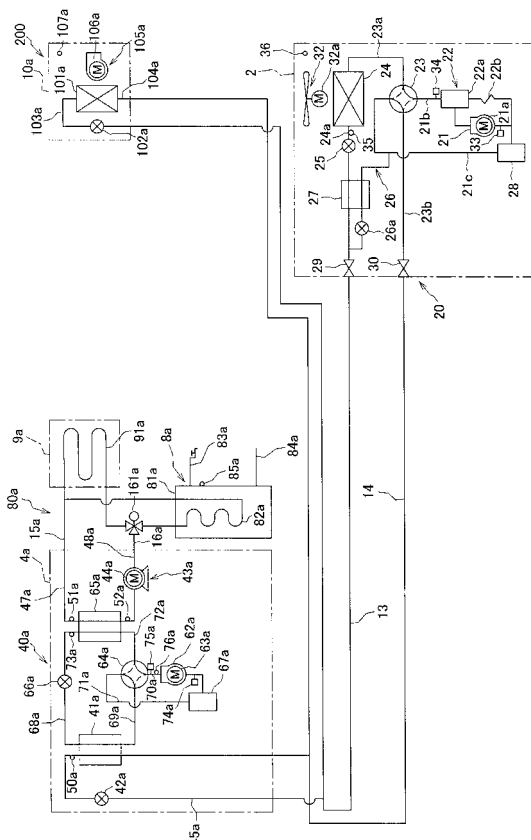
【 図 6 】



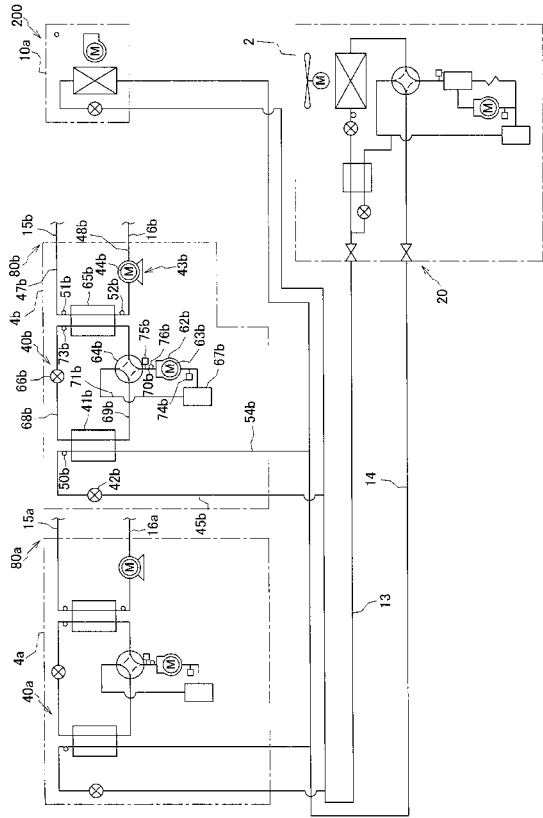
【 図 7 】



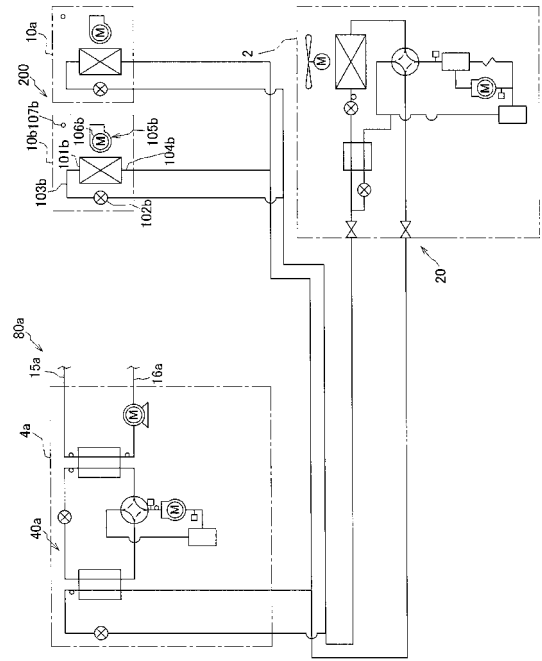
【 図 8 】



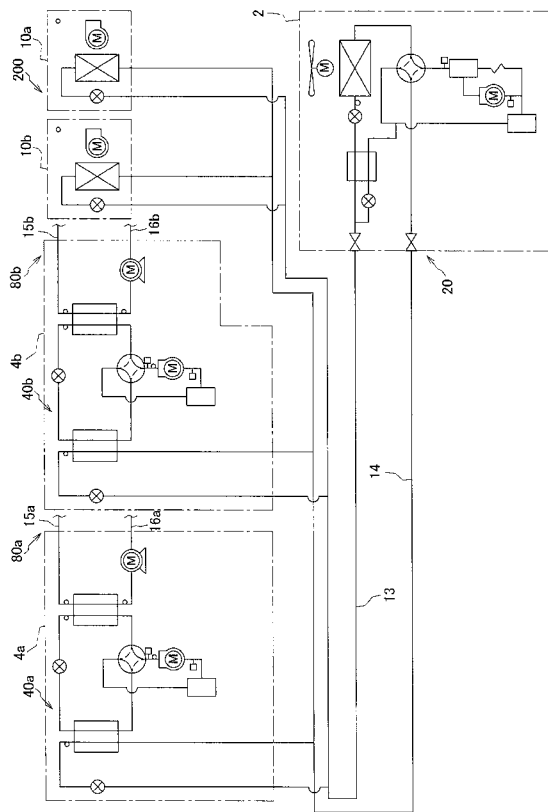
【 図 9 】



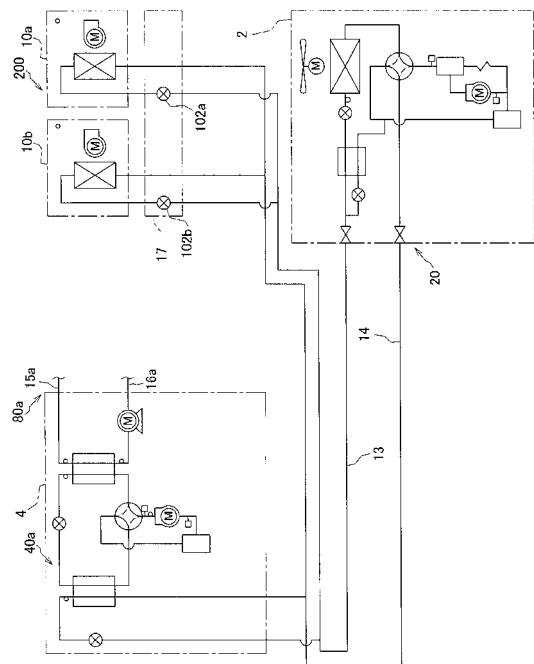
【 図 10 】



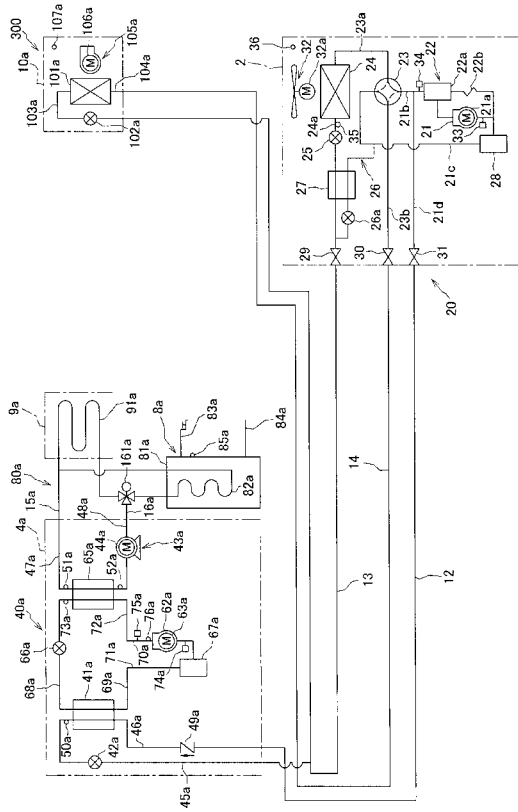
【 図 11 】



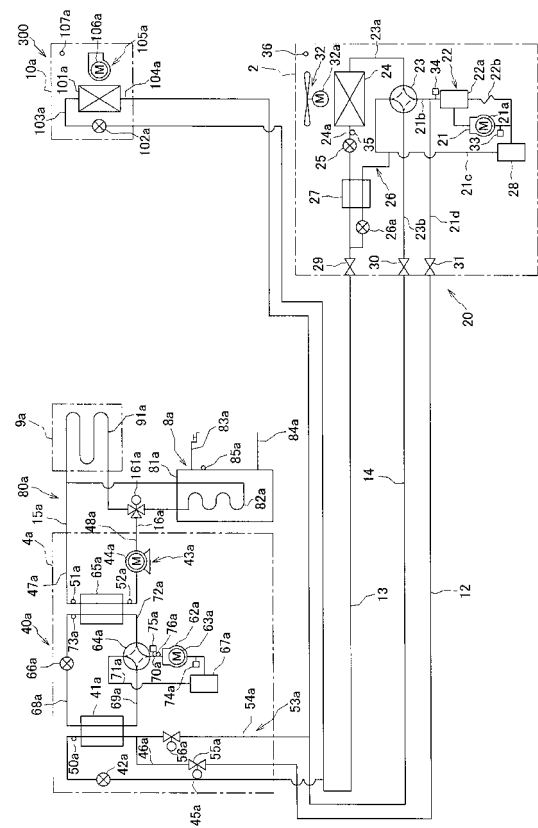
【 図 12 】



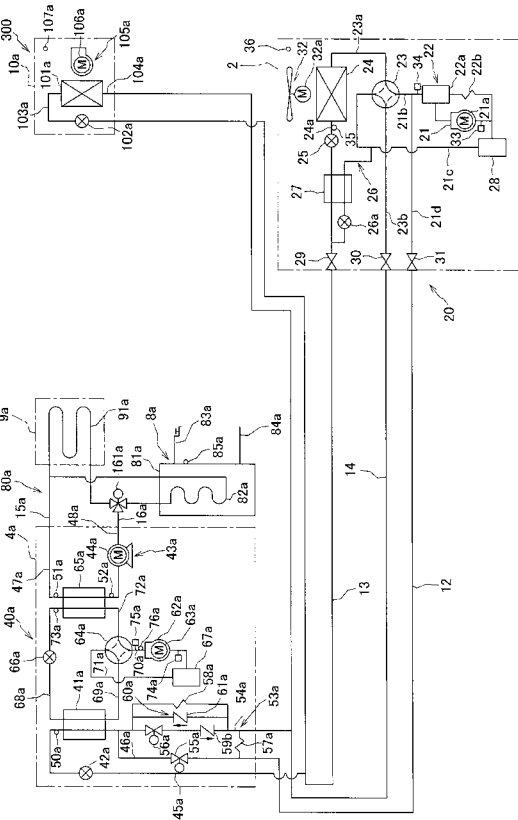
【図 1 3】



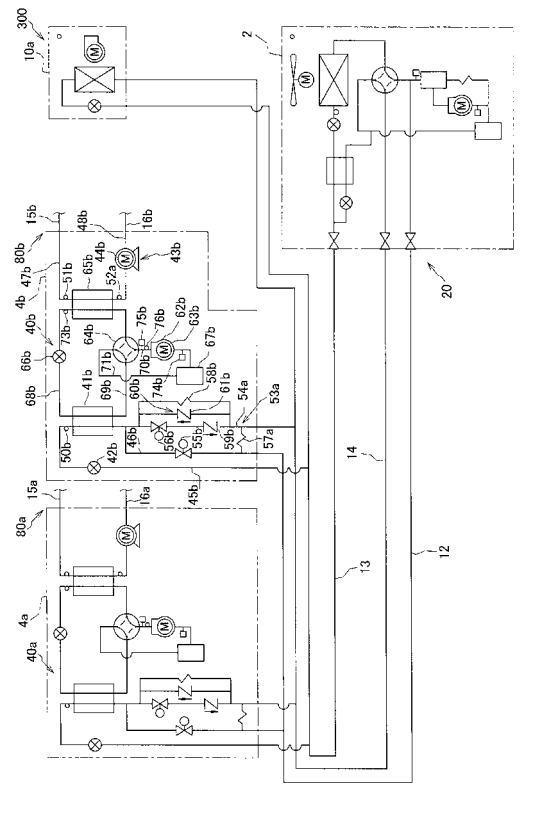
【図 1 4】



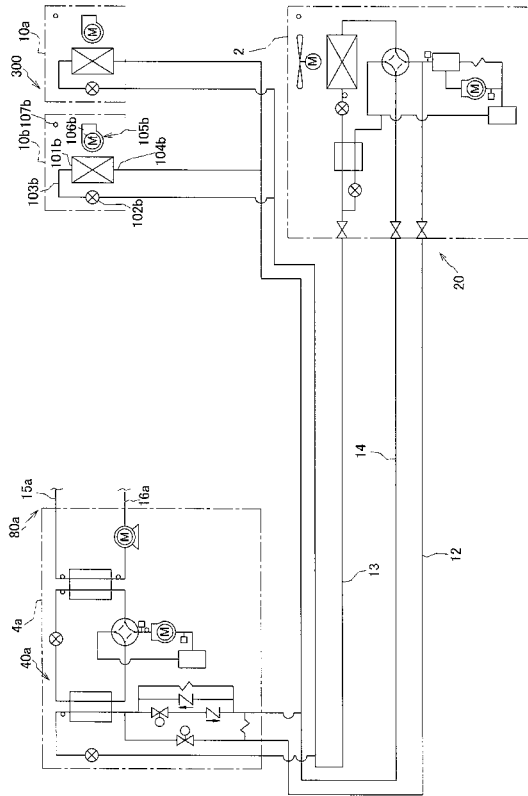
【図 1 5】



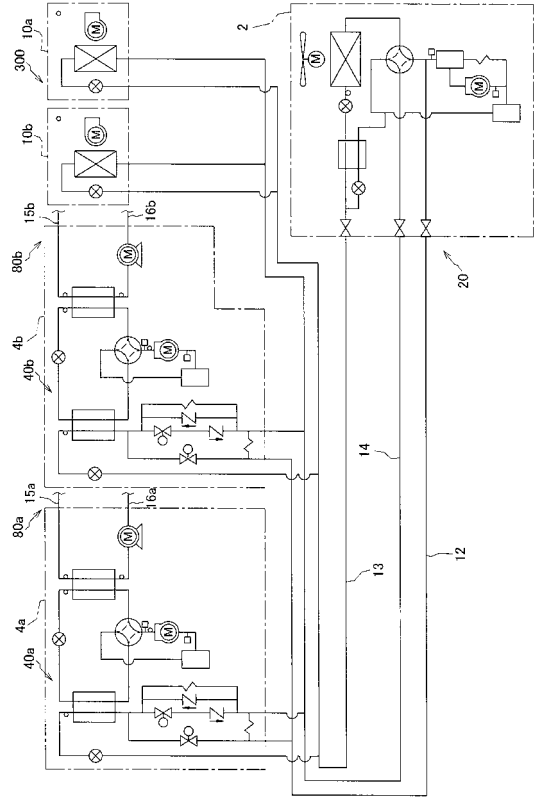
【図 1 6】



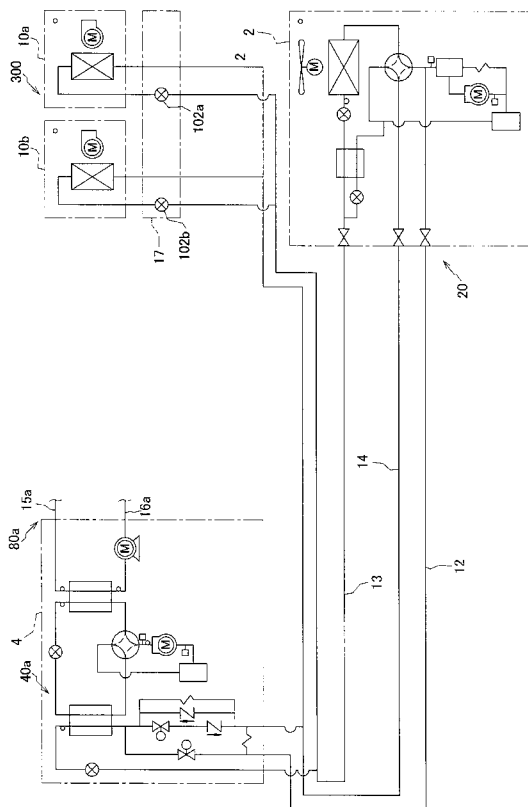
【 図 17 】



【 図 18 】



【 図 19 】



フロントページの続き

(72)発明者 本田 雅裕

大阪府堺市北区金岡町1304番地 ダイキン工業株式会社堺製作所金岡工場内