

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号
特許第5111663号
(P5111663)

(45) 発行日 平成25年1月9日 (2013.1.9)

(24) 登録日 平成24年10月19日 (2012.10.19)

(51) Int.Cl.

F 2 5 B 1/00 (2006.01)

F 1

F 2 5 B 1/00 3 3 1 F

F 2 5 B 1/00 3 0 4 Z

F 2 5 B 1/00 3 7 1 C

F 2 5 B 1/00 3 8 1 H

請求項の数 9 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2011-515942 (P2011-515942)	(73) 特許権者	000006013
(86) (22) 出願日	平成22年3月30日 (2010.3.30)		三菱電機株式会社
(86) 国際出願番号	PCT/JP2010/055686		東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
(87) 国際公開番号	W02010/137401	(74) 代理人	100099461
(87) 国際公開日	平成22年12月2日 (2010.12.2)		弁理士 溝井 章司
審査請求日	平成23年5月17日 (2011.5.17)	(74) 代理人	100151220
(31) 優先権主張番号	PCT/JP2009/059622		弁理士 八巻 満隆
(32) 優先日	平成21年5月26日 (2009.5.26)	(72) 発明者	齊藤 信
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)		日本国東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
		審査官	マキロイ 寛済
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ヒートポンプ装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

第1の圧縮機、第1の熱交換器、内部熱交換器、第1の減圧装置、蒸発器が順次接続されて構成される第1の冷凍サイクルと、

前記第1の熱交換器と前記第1の減圧装置との間から分岐し、第2の減圧装置、前記内部熱交換器、第2の圧縮機、第3の減圧装置が順次接続され、前記第1の圧縮機と前記第1の熱交換器との間に再び合流する第2の冷凍サイクルとを備えたことを特徴とするヒートポンプ装置。

【請求項 2】

前記第2の冷凍サイクルは、さらに、前記第2の圧縮機と前記第3の減圧装置との間に、放熱手段を備えたことを特徴とする請求項1に記載のヒートポンプ装置。

【請求項 3】

前記放熱手段は、第2の熱交換器であり、前記第1の熱交換器で前記第1の冷凍サイクルを流れる冷媒と熱交換された後の流体が、前記第2の熱交換器へ流通し、前記第2の熱交換器で前記第2の冷凍サイクルを流れる冷媒と熱交換されるように設けられることを特徴とする請求項2に記載のヒートポンプ装置。

【請求項 4】

前記ヒートポンプ装置は、さらに、前記第2の熱交換器の凝縮圧力が、前記第1の熱交換器の凝縮圧力よりも高くなるように前記第3の減圧装置の開度を調整する制御部

を備えることを特徴とする請求項 3 に記載のヒートポンプ装置。

【請求項 5】

前記制御部は、前記第 2 の冷凍サイクルにおける蒸発圧力が、前記第 1 の冷凍サイクルにおける蒸発圧力よりも高くなるように前記第 2 の圧縮機を制御することを特徴とする請求項 4 に記載のヒートポンプ装置。

【請求項 6】

前記第 1 の熱交換器は、水と、前記第 1 の冷凍サイクルを流れる冷媒とを熱交換する水—冷媒熱交換器であり、

前記第 2 の熱交換器は、水と、前記第 2 の冷凍サイクルを流れる冷媒とを熱交換する水—冷媒熱交換器である

ことを特徴とする請求項 3 から 5 までのいずれかに記載のヒートポンプ装置。

【請求項 7】

前記第 1 の熱交換器と前記第 2 の熱交換器との少なくともいずれかは、プレート積層型熱交換器である

ことを特徴とする請求項 6 に記載のヒートポンプ装置。

【請求項 8】

前記放熱手段は、前記蒸発器の下端近傍に配置される配管で構成される

ことを特徴とする請求項 2 に記載のヒートポンプ装置。

【請求項 9】

前記第 2 の冷凍サイクルは、さらに、前記第 2 の圧縮機と前記第 3 の減圧装置との間に並列に配置される複数の放熱手段と、

前記第 2 の冷凍回路を流れる冷媒を前記複数の放熱手段のいずれへ流すかを切り替える放熱手段切替装置と

を備えたことを特徴とする請求項 1 に記載のヒートポンプ装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、ヒートポンプ式給湯装置等のヒートポンプ装置に関するものであり、特に、低外気温度でも大きな加熱能力が得られるとともに、効率よく高温で出湯できるヒートポンプ装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

低外気温度でも十分な凝縮熱量を得る方法としては、主となる冷媒回路と、第 2 の圧縮機で形成される従側冷媒回路で構成され、従回路が主回路から内部熱交換器を介して熱回収することで冷凍能力を増大させる方法が知られている（例えば、特許文献 1 参照）。

【0003】

また、効率的に高温出湯する方法として、2 元圧縮サイクルを構成し、低段側の凝縮器と、高段側の凝縮器に直列に水を流通させて昇温する方法が知られている（例えば、特許文献 2 参照）。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献 1】特開昭 59-41746 号公報

【特許文献 2】特開平 4-263758 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかしながら、上記特許文献 1 の構成においては、高温出湯が要求されたときに冷凍サイクル全体が高圧縮比となって効率が低下してしまうという課題が生じる。また、従側冷媒回路の蒸発熱の上限は、従側冷媒回路が主回路側高圧液冷媒から回収できる熱量である

10

20

30

40

50

ため、主回路側に追加できる凝縮熱量（＝第２圧縮機入力＋上記蒸発熱）にも限界がある。

【０００６】

また、上記特許文献２の構成においては、高段側圧縮機を稼働させた場合も停止させた場合も、蒸発器となる室外熱交換器の入口冷媒エンタルピは変化しないので、外気から採熱できる熱量は低段側圧縮機の最大容量で決定される。よって、高段側圧縮機入力はそのまま凝縮能力に振替えられることとなり、加熱効率面においては高段側サイクルでの加熱は電気ヒータによる加熱に等しく、高効率とはいいがたい。

【０００７】

この発明の目的は、上記のような課題を解決するためになされたもので、低外気温度での凝縮能力を最大限まで増大しながら、高温出湯を効率的に行うヒートポンプ装置を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【０００８】

この発明に係るヒートポンプ装置は、

第１の圧縮機、第１の熱交換器、内部熱交換器、第１の減圧装置、蒸発器が順次接続されて構成される第１の冷凍サイクルと、

前記第１の熱交換器と前記第１の減圧装置との間から分岐し、第２の減圧装置、前記内部熱交換器、第２の圧縮機、第３の減圧装置が順次接続され、前記第１の圧縮機と前記第１の熱交換器との間に再び合流する第２の冷凍サイクルとを備えたことを特徴とする。

【０００９】

前記第２の冷凍サイクルは、さらに、前記第２の圧縮機と前記第３の減圧装置との間に、放熱手段を備えたことを特徴とする。

【００１０】

前記放熱手段は、第２の熱交換器であり、前記第１の熱交換器で前記第１の冷凍サイクルを流れる冷媒と熱交換された後の流体が、前記第２の熱交換器へ流通し、前記第２の熱交換器で前記第２の冷凍サイクルを流れる冷媒と熱交換されるように設けられることを特徴とする。

【００１１】

前記ヒートポンプ装置は、さらに、

前記第２の熱交換器の凝縮圧力が、前記第１の熱交換器の凝縮圧力よりも高くなるように前記第３の減圧装置の開度を調整する制御部を備えることを特徴とする。

【００１２】

前記制御部は、前記第２の冷凍サイクルにおける蒸発圧力が、前記第１の冷凍サイクルにおける蒸発圧力よりも高くなるように前記第２の圧縮機を制御することを特徴とする。

【００１３】

前記第１の熱交換器は、水と、前記第１の冷凍サイクルを流れる冷媒とを熱交換する水－冷媒熱交換器であり、

前記第２の熱交換器は、水と、前記第２の冷凍サイクルを流れる冷媒とを熱交換する水－冷媒熱交換器であることを特徴とする。

【００１４】

前記第１の熱交換器と前記第２の熱交換器との少なくともいずれかは、プレート積層型熱交換器であることを特徴とする。

【００１５】

前記放熱手段は、前記蒸発器の下端近傍に配置される配管で構成される

ことを特徴とする。

【0016】

前記第2の冷凍サイクルは、さらに、前記第2の圧縮機と前記第3の減圧装置との間に並列に配置される複数の放熱手段と、

前記第2の冷凍回路を流れる冷媒を前記複数の放熱手段のいずれへ流すかを切り替える放熱手段切替装置と

を備えたことを特徴とする。

【発明の効果】

【0017】

この発明に係るヒートポンプ装置は、高コストとなるインジェクション圧縮機を用いなくとも、第2の圧縮機と内部熱交換器による熱回収運転によって蒸発器のエンタルピ差を拡大するので、第2の圧縮機の電気入力以上の大きな加熱能力が得られるとともに、外気からの採熱量が増えることにより電気ヒータによる加熱能力増大作用よりもCOPが高い給湯運転を行うことができる。

10

【0018】

また、第3の減圧手段によって、第2の圧縮機の吐出圧力を任意に調整できるので、第2の圧縮機の電気入力を最大化する調整を行うことで、加熱能力を最大限にすることができる。

【0019】

また、第1の熱交換器に流通する冷媒流量が、第1の圧縮機と第2の圧縮機との合計となり冷媒流速が速くなるので、第1の熱交換器内部の冷媒側伝熱性能が向上する。これは、第1の熱交換器がプレート積層型熱交換器である場合に特に効果がある。

20

【0020】

また、第2の圧縮機と第3の減圧装置との間に第2の熱交換器を備え、第1の冷凍サイクルと第2の冷凍サイクルとで異なる凝縮温度を生成するようにし、2段階で水等の流体を加熱するように配置したので、高温水を要求されたとき等でも高効率となる加熱運転を行うことができる。

【図面の簡単な説明】

【0021】

【図1】実施の形態1を示す図で、ヒートポンプ式給湯装置の冷媒回路図。

30

【図2】実施の形態1を示す図で、第1の水-冷媒熱交換器2（プレート積層型熱交換器）の内部構成を示す斜視図。

【図3】実施の形態1を示す図で、冷凍サイクルの動作を示すP-h線図。

【図4】実施の形態1を示す図で、放熱手段が水-冷媒熱交換器の場合のヒートポンプ式給湯装置の冷媒回路図。

【図5】実施の形態1を示す図で、放熱手段が水-冷媒熱交換器の場合の冷凍サイクル動作を示すP-h線図。

【図6】実施の形態1を示す図で、放熱手段が水-冷媒熱交換器の場合の水-冷媒熱交換器内部の温度変化過程を示す図。

【図7】実施の形態1を示す図で、放熱手段が凍結防止ヒータの場合の冷媒回路構成図。

40

【図8】実施の形態1を示す図で、放熱手段が凍結防止ヒータの場合の冷凍サイクル動作を示すP-h線図。

【発明を実施するための形態】

【0022】

実施の形態1.

図1乃至図7は実施の形態1を示す図で、図1はヒートポンプ式給湯装置の冷媒回路図、図2は第1の水-冷媒熱交換器2（プレート積層型熱交換器）の内部構成を示す斜視図、図3は冷凍サイクルの動作を示すP-h線図、図4は放熱手段が水-冷媒熱交換器の場合のヒートポンプ式給湯装置の冷媒回路図、図5は放熱手段が水-冷媒熱交換器の場合の冷凍サイクル動作を示すP-h線図、図6は放熱手段が水-冷媒熱交換器の場合の水-冷

50

媒熱交換器内部の温度変化過程を示す図、図 7 は放熱手段が凍結防止ヒータの場合の冷媒回路構成図、図 8 は放熱手段が凍結防止ヒータの場合の冷凍サイクル動作を示す P-h 線図である。

【0023】

図 1 により、ヒートポンプ式給湯装置の冷媒回路の一例を説明する。図 1 に示すヒートポンプ式給湯装置の冷媒回路は、第 1 の冷凍サイクルと、第 2 の冷凍サイクルとを備える。

【0024】

第 1 の冷凍サイクルは、主圧縮機 1（第 1 の圧縮機）、第 1 の水-冷媒熱交換器 2（第 1 の熱交換器）、内部熱交換器 3、電動膨張弁 4（第 1 の減圧装置）、外気から採熱する空気熱交換器 5（蒸発器）を順次接続して形成されている。

10

【0025】

第 2 の冷凍サイクルは、第 1 の冷凍サイクルの内部熱交換器 3 と電動膨張弁 4 との間から分岐し、第 1 の冷凍サイクルの主圧縮機 1 と第 1 の水-冷媒熱交換器 2 との間に合流する。なお、第 2 の冷凍サイクルは、第 1 の水-冷媒熱交換器 2 と電動膨張弁 4 との間であれば、他の位置から分岐していてもよい。

【0026】

第 2 の冷凍サイクルは、第 1 の冷凍サイクルの内部熱交換器 3 と電動膨張弁 4 との間から分岐して、分流膨張弁 8（第 2 の減圧装置）、副圧縮機 9 の吸入配管 22（内部熱交換器 3 内を貫通する）、副圧縮機 9（第 2 の圧縮機）、逆止弁 10、副放熱手段 11（放熱手段）、合流膨張弁 12（第 3 の減圧装置）の順に接続されて形成され、第 1 の冷凍サイクルの主圧縮機 1 と第 1 の水-冷媒熱交換器 2 との間に合流する。

20

【0027】

第 1 の冷凍サイクル、第 2 の冷凍サイクルには、冷媒として、例えば、R410A が封入されている。

【0028】

主圧縮機 1 には、吸入圧力を検出する圧力センサ 13、吐出圧力を検出する圧力センサ 14 が設けられる。また、副圧縮機 9 には、吸入圧力を検出する圧力センサ 15、吐出圧力を検出する圧力センサ 16 が設けられる。

【0029】

30

主圧縮機 1 の吐出温度を検出する温度センサ 17、第 1 の水-冷媒熱交換器 2 の出口の給水温度を検出する温度センサ 18、副圧縮機 9 の吸入冷媒の温度を検出する温度センサ 19、第 1 の冷凍サイクルの内部熱交換器 3 の出口の冷媒の温度を検出する温度センサ 20 を備える。

【0030】

圧力センサ 13～16、温度センサ 17～20 の情報により、図示しない制御部が、ヒートポンプ給湯装置の運転制御を行う。

【0031】

制御部は、所定のプログラムが組み込まれたマイコン（マイクロコンピュータ）で構成される。以下の各種の制御における主語は制御部であるが、一々「制御部が」という文言は記載しない。

40

【0032】

空気熱交換器 5 には、外気からの採熱量を調整する送風機 6 が設けられている。

【0033】

第 1 の水-冷媒熱交換器 2 には、給湯負荷となる給湯タンク 7 が接続され、熱媒体として水が循環している。図 1 の矢印は、熱媒体である水の流れを示している。

【0034】

第 1 の水-冷媒熱交換器 2 には、公知のプレート積層型熱交換器を使用する。図 2 により、簡単に第 1 の水-冷媒熱交換器 2（プレート積層型熱交換器）の内部構成を説明する。図 2 では、外周カバーを構成する筒状体は省略している。第 1 の水-冷媒熱交換器 2（

50

プレート積層型熱交換器)は、一方の最外端のプレート2 dに、冷媒配管接続口2 aが設けられる。また、他方の最外端のプレート2 dに、水配管接続口2 bが設けられる。

【0035】

一对の最外端のプレート2 dの間に、複数の波形状の伝熱プレート2 cが並べて配置される。伝熱プレート2 cの間に、交互に冷媒流路2 eと、水流路2 fとが形成される。そして、伝熱プレート2 cに、各冷媒流路2 eと冷媒配管接続口2 aとを接続する冷媒連通穴2 gが設けられる。また、伝熱プレート2 cに、各水流路2 fと水配管接続口2 bとを接続する水連通穴2 hが設けられる。

【0036】

このように構成された本実施の形態1のヒートポンプ式給湯装置の動作について説明する。

10

【0037】

まず、副放熱手段11に何も接続されていない場合における給湯運転の冷凍サイクルの動作について、図1および図3を参照しながら説明する。

【0038】

図3は給湯運転時の冷凍サイクルの動作を示すP-h線図(モリエル線図ともいう)で、横軸は比エンタルピ[kJ/kg]、縦軸は冷媒圧力[MPa]である。

【0039】

図3において、第1の冷凍サイクルは、A→B→C→D→E→Aの実線で示すように動作する。また、第2の冷凍サイクルは、G→H→I→C→D→F→Gの破線で示すように動作する。

20

【0040】

第1の冷凍サイクルでは、以下に示す動作が行われる。

(1) 主圧縮機1に、低压ガス冷媒(状態A)が吸入される;

(2) 低压ガス冷媒(状態A)が主圧縮機1で圧縮されて高温高压のガス冷媒(状態B)となり吐出される;

(3) 第1の水-冷媒熱交換器2で水に放熱して凝縮し、高压液冷媒(状態C)になる;

(4) 内部熱交換器3で、第2の冷凍サイクルの分岐冷媒と熱交換を行い過冷却液(状態D)になる;

(5) 電動膨張弁4で第1の低压まで減圧され、低压二相冷媒(状態E)になる;

30

(6) 空気熱交換器5で外気から採熱して蒸発し、再び低压ガス冷媒(状態A)となる。

【0041】

電動膨張弁4の開度は、あらかじめ把握している主圧縮機1の運転特性と、圧力センサ13で検知する吸入圧力と、圧力センサ14で検知する吐出圧力との情報から、主圧縮機1に吸入される吸入冷媒(状態A)が、ちょうど飽和蒸気となるような目標吐出温度を予測し、温度センサ17で検知する実際の吐出温度と予測した目標吐出温度とが一致するように調整される。

【0042】

また、主圧縮機1の回転数(運転容量)は、温度センサ18で検知する給水温度が目標値、例えば45℃となるように調整される。このように運転されることで、給湯負荷となる給湯タンク7に所定温度まで昇温した温水を供給する。

40

【0043】

しかし、外気温度が極めて低い場合や、要求される加熱能力が大きい場合、主圧縮機1が最大容量で運転しても目標給水温度(例えば45℃)に調整できない場合がある。

【0044】

一例では、主圧縮機1に5馬力程度のスクロール圧縮機、副圧縮機9に2馬力程度のロータリ圧縮機が使用される。

【0045】

このようなときは、第2の冷凍サイクルが運転される。第2の冷凍サイクルでは、内部熱交換器3出口(状態D)から一部の冷媒を分岐し、分流膨張弁8で第2の低压(第1の

50

低圧より高い)まで減圧する。この第2の低圧の冷媒(状態F)は、吸入配管22が内部熱交換器3を貫通することにより、内部熱交換器3において高压液冷媒(状態C)によって加熱され、ガス冷媒(状態G)となって副圧縮機9に吸入される。副圧縮機9で昇圧された第2高压ガス冷媒(状態H)は、合流膨張弁12で減圧され、主圧縮機1の吐出冷媒(状態B)と合流し、状態Iとなって第1の水-冷媒熱交換器2に流入する。その後、第1の水-冷媒熱交換器2で水に放熱して凝縮し、高压液冷媒(状態C)になり、内部熱交換器3で、第2の冷凍サイクルの分岐冷媒と熱交換を行い過冷却液(状態D)になる。

【0046】

分流膨張弁8の開度は、温度センサ19及び圧力センサ15で検知される副圧縮機9の吸入冷媒(状態G)の状態が、飽和蒸気か、あるいは僅かに過熱する程度になるように調整される。

10

【0047】

副圧縮機9は一定速圧縮機でもよいが、インバータで駆動される回転数調整可能な圧縮機である場合は、圧力センサ15で検知される吸入圧力が所定値となるように、副圧縮機9の回転数が調整される。

【0048】

合流膨張弁12の開度は、圧力センサ16で検知される副圧縮機9の吐出圧力を操作できるので、副圧縮機9の入力が要求される加熱能力を満たすような吐出圧力になるように調整する。

【0049】

20

本実施の形態1のヒートポンプ式給湯装置は、このように加熱能力が最大になるよう第2の冷凍サイクルが運転されることで、第1の水-冷媒熱交換器2で水に放熱して凝縮した高压液冷媒(状態C)が、内部熱交換器3で第2の冷凍サイクルの分岐冷媒と熱交換を行い過冷却液(状態D)になり、状態Eと状態Aとの差が拡大するので、外気からの採熱量が増大し、加熱運転の運転効率が向上する。

【0050】

また、外気からの採熱量と主圧縮機1の入力に加え、副圧縮機9の入力も全体の凝縮熱量に加わり、最大加熱能力が増大する。

【0051】

続いて、副放熱手段11が第2の水-冷媒熱交換器23(第2の熱交換器)となる場合

30

について、図4乃至図6を参照しながら説明する。

【0052】

基本的な冷凍サイクルの動作および運転制御は、前述した副放熱手段11に何も接続されていない場合と同様であるが、ここでは、副放熱手段11が第2の水-冷媒熱交換器23であり、給湯タンク7からの循環水は、第1の冷凍サイクル側の第1の水-冷媒熱交換器2を経由して第2の水-冷媒熱交換器23に通水される。

【0053】

副圧縮機9から吐出された高温高压のガス冷媒(状態H)は第2の水-冷媒熱交換器23で水を再度加熱し、循環水はより高温となって給湯タンク7に戻る。第2の水-冷媒熱交換器23を出た冷媒(状態J)は合流膨張弁12で減圧され、主圧縮機1の吐出冷媒(状態B)と合流し(状態I)、その後第1の水-冷媒熱交換器2に流通する。

40

【0054】

この第2の冷凍サイクルが運転される状況においては、主圧縮機1は既に最大容量運転を行っている。また、合流膨張弁12では、50℃以上の高温水が要求された場合などにおいて、その水温での出湯が可能となる目標吐出圧力を設定し、副圧縮機9の吐出圧力が設定した目標吐出圧力になるように開度調整される。副圧縮機9では、温度センサ18で検知される目標出湯温度が実現できる加熱能力となるように回転数が調整される。

また、副圧縮機9の吐出圧力(圧力センサ16出力値)は、第1の水-冷媒熱交換器2から第2の水-冷媒熱交換器23に流入する水温によってほぼ決まってしまう。そこで、合流膨張弁12は第2の水-冷媒熱交換器23出口(状態J)の過冷却度が1~2[K]

50

となるように開度調整されるとしてもよい。この場合、副圧縮機 9 の回転数によって吸入圧力（圧力センサ 15 出力値）および副圧縮機 9 の入力に変化する。したがって、第 2 の水-冷媒熱交換器 23 での加熱能力も副圧縮機 9 の回転数に伴って変化するので、出口水温が設定値となるように制御できる。

【0055】

図 6 は第 1 の水-冷媒熱交換器 2、第 2 の水-冷媒熱交換器 23 内部における水と冷媒との温度変化の過程を示している。循環水側は第 1 の水-冷媒熱交換器 2、第 2 の水-冷媒熱交換器 23 を直列に流通し、入口から出口までほぼ直線的に温度上昇する。

【0056】

一方、冷媒側では、第 2 の水-冷媒熱交換器 23 の凝縮圧力は第 1 の水-冷媒熱交換器 2 のそれより高く設定され、それぞれ異なる凝縮温度となっているので、1 つの凝縮温度で昇温する場合よりも、上昇していく水温に対して冷媒との温度差を小さくできる。

【0057】

つまり、水温が低い側では低めの凝縮温度で昇温し、水温が高い側では高めの凝縮温度で昇温できるので、水と冷媒の温度差が必要以上に大きくなることはない。よって、同一出湯温度に対して高効率で昇温することができ、冷凍サイクルの成績係数（COP）を向上することができる。

【0058】

特に 50℃以上の高温水が要求されたとき、凝縮温度はそれ以上のレベルに設定する必要があるが、副放熱手段 11 が第 2 の水-冷媒熱交換器 23 となる図 4 の冷媒回路では、第 2 の水-冷媒熱交換器 23 側、すなわち第 2 の冷凍サイクル側だけをその高凝縮温度にすればよく、システム全体として高効率で運転できるとともに、第 2 の冷凍サイクルでは外気から採熱する必要がないので、第 2 の冷凍サイクルでは低圧を比較的高い状態で運転できる。よって、外気が極めて低い場合でも高圧縮比になりにくく、吐出温度異常上昇などの運転制限が発生しにくい。すなわち、第 2 の冷凍サイクルの低圧を第 1 の冷凍サイクルの低圧よりも高い状態に制御することで厳しい運転条件においても信頼性を向上することができる。

【0059】

さらに、第 1 の水-冷媒熱交換器 2 では、主圧縮機 1 で循環される冷媒と副圧縮機 9 で循環される冷媒が合流して流通する。

【0060】

一般に水-冷媒熱交換器として使用されるプレート積層型熱交換器（図 2）は、水側と冷媒側の流路が等しいので冷媒側の流速が遅くなることが多く、それに伴い冷媒側伝熱性能が低下しやすいが、本実施の形態においては、第 1 の水-冷媒熱交換器 2 を流通する冷媒流量が、主圧縮機 1 と副圧縮機 9 の合計となり冷媒流速が速くなるので、この第 1 の水-冷媒熱交換器 2 の伝熱性能が向上するという効果を有する。

また、プレート積層型熱交換器は過冷却液部分で特に流速が低下して伝熱特性が悪化するため、過冷却度を大きくとることができない。しかし、この実施の形態では内部熱交換器で大きな過冷却度をとることができ、プレート積層型熱交換器を用いる場合でも過冷却度が大きい高効率な冷凍サイクル運転が可能となる。

【0061】

続いて、副放熱手段 11 を凍結防止ヒータとして用いる場合について、図 7、図 8 を参照しながら説明する。

【0062】

給湯運転において外気が氷点下になる状況では空気熱交換器 5 に着霜が生じるため、これを融かすための除霜運転が間欠的に行われるが、除霜時に生じたドレンや融け残った霜が空気熱交換器 5 の下部や、ドレン受け皿 21 に蓄積されて氷が成長し、給湯装置自体が破損してしまうことがある。これを回避するため、図 7 では、空気熱交換器 5 下部の伝熱管の一部を流用、あるいは空気熱交換器 5 の下方に配置されるドレン受け皿 21 に密着させた配管を設置し、副放熱手段 11 としている。

10

20

30

40

50

【0063】

図7の冷媒回路における第2の冷凍サイクルによる凍結防止運転も、図8のP-h線図に示すように、基本的な動作は前述の図4の冷媒回路と同様である。

【0064】

副圧縮機9が稼動すると、内部熱交換器3で熱回収され、副放熱手段11である凍結防止ヒータ24に副圧縮機9から吐出された高温高压のガス冷媒が流通し、融け残った霜や再凍結した水を融解させる。この凍結防止運転は、給湯運転中に常に運転されるか、あるいは除霜運転終了後、所定時間だけ運転される。

【0065】

一般的に寒冷地仕様とされるヒートポンプ装置には凍結防止ヒータとして電気ヒータが10
装備されるが、本実施の形態によれば、副圧縮機9の電気入力に加えて、蒸発器エンタルピ差拡大により外気採熱量も増えるため、電気入力を超える凝縮熱量が得られ、高効率な凍結防止運転を行うことができる。

【0066】

以上のように、この実施の形態に係るヒートポンプ式給湯装置は、副圧縮機9と内部熱交換器3による熱回収作用によって蒸発器エンタルピ差を拡大するので、副圧縮機9の電気入力以上の大きな過熱能力が得られるとともに、外気からの採熱量が増えることにより電気ヒータによる加熱能力増大作用よりもCOPが高い給湯運転を行うことができる。

【0067】

また、第1の水-冷媒熱交換器2に流通する冷媒流量が主圧縮機1と副圧縮機9の合計20
となり冷媒流速が速くなるので、第1の水-冷媒熱交換器2内部の冷媒側伝熱性能が向上する。これは、第1の水-冷媒熱交換器2がプレート積層型熱交換器である場合に特に効果がある。

【0068】

また、第2の冷凍サイクル側に電気ヒータ代替となる副放熱手段11である凍結防止ヒータ24を配置し、水加熱や空気熱交換器5の凍結防止に利用するようにしたので、内部熱交換器3での熱回収作用が冷凍サイクルのCOPを向上し、電気ヒータを利用するものよりも高効率となる給湯運転を行うことができる。

【0069】

また、この実施の形態に係るヒートポンプ式給湯装置は、副圧縮機9と合流膨張弁1230
との間に第2の水-冷媒熱交換器23を備え、第1の冷凍サイクルと第2の冷凍サイクルとで異なる凝縮温度を生成するようにし、2段階で水を加熱するように配置したので、高温水を要求されたときでも高効率でかつ信頼性の高い加熱運転を行うことができる。

【0070】

以上の説明では、第2の冷凍サイクルの副圧縮機9と合流膨張弁12との間に設ける副放熱手段11に、第2の水-冷媒熱交換器23又は凍結防止ヒータ24を単独に接続するものであった。しかし、複数の副放熱手段11を並列に配置して、第2の冷凍サイクルを流れる冷媒を複数の副放熱手段11のいずれへ流すかを切り替える副放熱手段切替装置（放熱手段切替装置）を設けるようにしてもよい。

【0071】

また、以上の説明では、ヒートポンプ装置の一例として、温めた水（温水）を給湯タンク7へ供給するヒートポンプ式給湯装置を一例として説明した。しかし、ヒートポンプ装置は、温めた水をラジエータ等へ供給するヒートポンプ式暖房装置であってもよい。

また、上記説明では、第1の水-冷媒熱交換器2や第2の水-冷媒熱交換器23で冷媒と熱交換される熱媒体の一例として水を用いて説明した。しかし、第1の水-冷媒熱交換器2や第2の水-冷媒熱交換器23で冷媒と熱交換される熱媒体は、水以外の流体であっても構わない。例えば、第1の水-冷媒熱交換器2や第2の水-冷媒熱交換器23の代わりに、空気と冷媒とを熱交換する空気熱交換器を用いてもよい。空気熱交換器を用いた場合、温風乾燥装置等、高温の空気が必要となる装置で特に効果を発揮する。

【符号の説明】

10

20

30

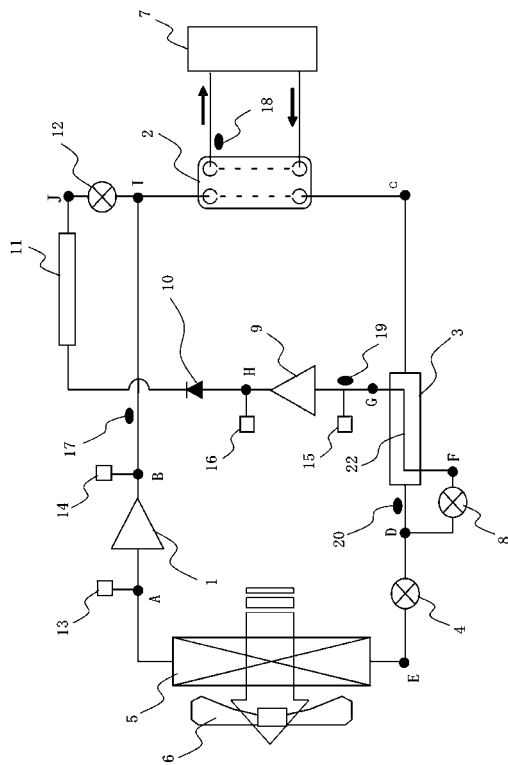
40

50

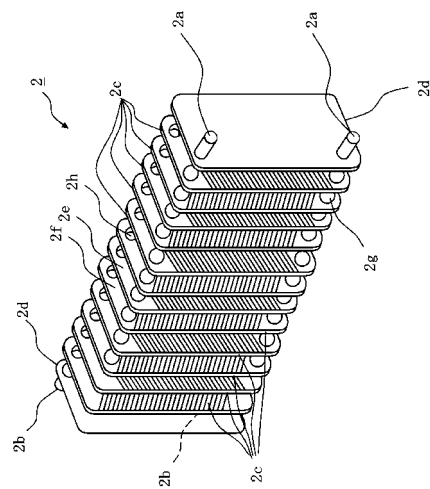
【0072】

1 主圧縮機、2 第1の水-冷媒熱交換器、3 内部熱交換器、4 電動膨張弁、5 空気熱交換器、6 送風機、7 給湯タンク、8 分流膨張弁、9 副圧縮機、10 逆止弁、11 副放熱手段、12 合流膨張弁、13 圧力センサ、14 圧力センサ、15 圧力センサ、16 圧力センサ、17 温度センサ、18 温度センサ、19 温度センサ、20 温度センサ、21 ドレン受け皿、22 吸入配管、23 第2の水-冷媒熱交換器、24 凍結防止ヒータ。

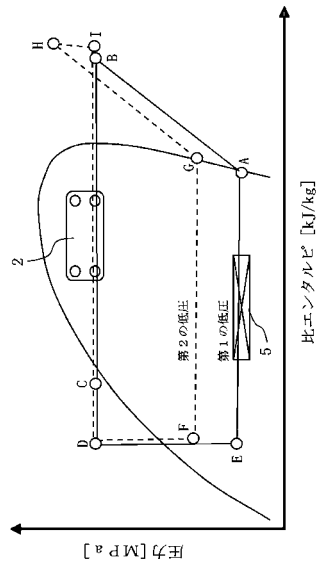
【図1】



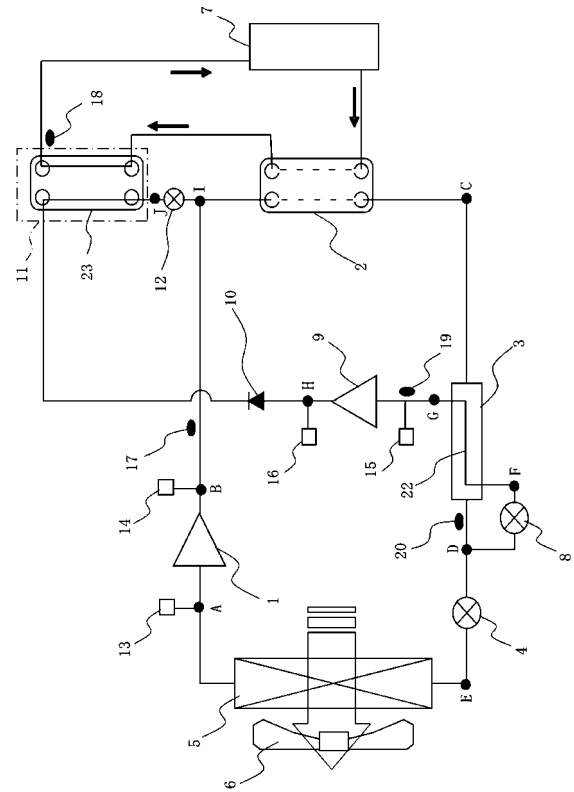
【図2】



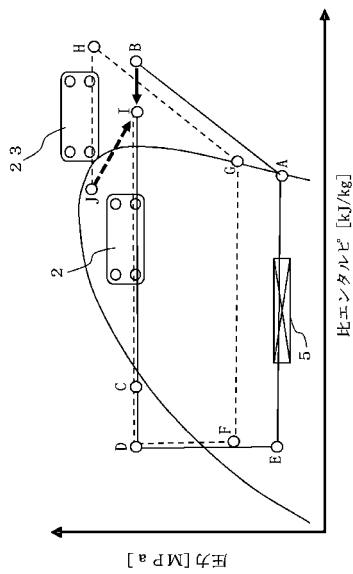
【図 3】



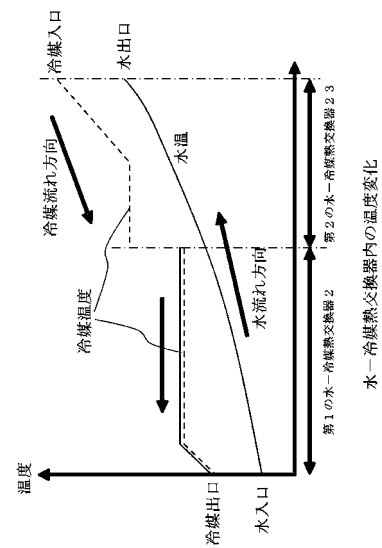
【図 4】



【図 5】



【図 6】



フロントページの続き

- (56)参考文献 米国特許出願公開第2007/0017240 (US, A1)
国際公開第2007/142619 (WO, A1)
特開2005-61784 (JP, A)
特開2000-329416 (JP, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F25B 1/00