

(19) 日本国特許庁(JP)

## (12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2004-205193

(P2004-205193A)

(43) 公開日 平成16年7月22日(2004.7.22)

(51) Int.CI.<sup>7</sup>

F 1

テーマコード(参考)

**F25B 7/00**

F 25 B 7/00

D

3 L 0 5 1

**F24F 1/00**

F 24 F 1/00

3 8 1

**F25B 5/02**

F 25 B 5/02

5 3 0 B

**F25B 29/00**

F 25 B 5/02

5 3 0 L

F 25 B 29/00

3 5 1

審査請求 未請求 請求項の数 10 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願2003-73447 (P2003-73447)  
 (22) 出願日 平成15年3月18日 (2003. 3. 18)  
 (31) 優先権主張番号 特願2002-324852 (P2002-324852)  
 (32) 優先日 平成14年11月8日 (2002. 11. 8)  
 (33) 優先権主張国 日本国 (JP)

(71) 出願人 302055025  
 池本 幸信  
 東京都品川区北品川5丁目13番6-30  
 5  
 (74) 代理人 100102864  
 弁理士 工藤 実  
 (72) 発明者 池本 幸信  
 東京都品川区北品川5丁目13番6-30  
 5  
 F ターム(参考) 3L051 BD02

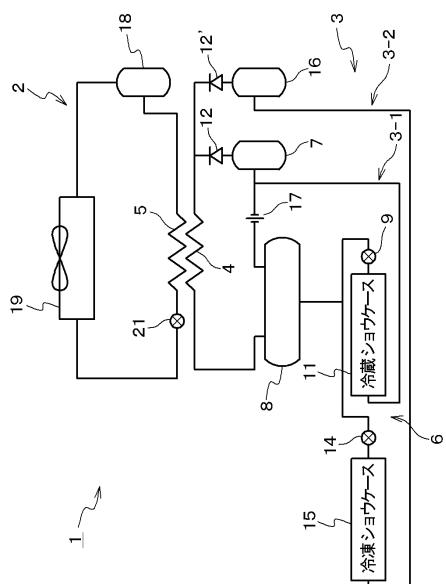
(54) 【発明の名称】ヒートポンプ

## (57) 【要約】

【課題】複合熱制御の電力を削減すること。

【解決手段】一次循環系3と、二次循環系2とから構成されている。一次循環系3と二次循環系2は熱交換部分1で熱的に交叉する。一次循環系3は、第1一次循環系3-1と、第2一次循環系3-2とから形成される。第2一次循環系3-2は第1一次循環系3-1に対して並列関係を有する。二次循環系2は二次側圧力-エンタルピー関係を有し、第1一次循環系は一次側第1圧力-エンタルピー関係を有し、第2一次循環系は一次側第2圧力-エンタルピー関係を有し、第1一次循環系が吸収する熱エネルギーと第2一次循環系が吸収する熱エネルギーとは、熱交換部分で二次循環系に汲み取られる。このようなヒートポンプ作用は、第1一次循環系3-1と第2一次循環系との熱的状態にそれぞれに対応してダイナミックに制御され得る。複雑系を構成する2系統の一次系が吸収する熱エネルギーを複合的に二次循環系に汲み上げて、回収熱量の最大値化と回収効率の最大値化を実現することができる。

【選択図】 図1



**【特許請求の範囲】****【請求項 1】**

一次循環系と、  
 二次循環系とを構成し、  
 前記一次循環系は、  
 一次側熱交換部分と、  
 前記一次側熱交換部分の中の圧力を制御することにより前記一次側熱交換部分の温度を制御する一次側圧力調整部分とを形成し、  
 前記二次循環系は、  
 二次側熱交換部分と、  
 前記二次側熱交換部分の中の圧力を制御することにより前記二次側熱交換部分の温度を制御する二次側圧力調整部分とを形成し、  
 前記一次側熱交換部分は前記一次循環系が外界から汲み取るエネルギーを前記二次側熱交換部分を介して前記二次循環系に与え、  
 前記一次循環系は、  
 第1一次循環系と、  
 第2一次循環系とを構成し、  
 前記第1一次循環系と前記第2一次循環系は前記二次循環系に対して並列関係を有し、  
 前記二次循環系は二次側圧力 - エンタルピー関係を有し、前記第1一次循環系は一次側第1圧力 - エンタルピー関係を有し、前記第2一次循環系は一次側第2圧力 - エンタルピー関係を有し、且つ、前記一次側熱交換部分の第1温度  $T_1$  は前記二次側熱交換部分の第2温度  $T_2$  より高く、前記エネルギーは温度差 ( $T_1 - T_2$ ) に対応するヒートポンプ。

10

20

30

40

**【請求項 2】**

前記第1一次循環系は冷蔵機能を有し、前記第2一次循環系は冷凍機能を有する請求項1のヒートポンプ。

**【請求項 3】**

前記二次循環系は空調機能を有する  
 請求項1のヒートポンプ。

**【請求項 4】**

前記二次循環系は、  
 第1二次循環系と、  
 第2二次循環系とを形成し、前記第2二次循環系は前記第1二次循環系に対して並列関係を有し、  
 前記第1二次循環系は、二次側第1圧力 - エンタルピー関係を有し、  
 前記第2二次循環系は、二次側第2圧力 - エンタルピー関係を有する  
 請求項1のヒートポンプ。

**【請求項 5】**

前記第1二次循環系は暖房機能を有し、前記第2二次循環系は給湯機能を有する  
 請求項4のヒートポンプ。

**【請求項 6】**

前記一次側圧力調整部位は、  
 第1一次側圧力調整部位と、  
 第2一次側圧力調整部位とを構成し、  
 前記第1一次循環系は、前記第1一次側圧力調整部位と前記一次側熱交換部分と、受液器と、第1一次側膨張弁と、冷蔵対象部位とを含む直列系を形成し、  
 前記第2一次循環系は、前記第2一次側圧力調整部位と前記一次側熱交換部分と、前記受液器と、第2一次側膨張弁と、冷凍対象部位とを含む直列系を形成し、  
 冷房系を更に構成し、  
 前記冷房系は、前記受液器と、前記受液器の冷媒循環方向に前方に位置するポンプと、前

50

記ポンプの前記冷媒循環方向に前方に位置する冷房用熱交換器と、前記冷房用熱交換器の前記冷媒循環方向に前方に位置する逆止弁と、前記逆止弁の前記冷媒循環方向に前方に位置する前記一次側熱交換部分とを含む直列系を形成する

請求項 1 のヒートポンプ。

**【請求項 7】**

前記二次循環系は、前記二次側圧力調整部位と、凝縮器と、二次側膨張弁と、前記二次側熱交換部分とを含む直列系を形成し、

前記凝縮器は暖房用凝縮器として用いられる

請求項 6 のヒートポンプ。

**【請求項 8】**

前記第 1 二次循環系は、前記二次側圧力調整部位と、第 1 開閉弁と、第 1 熱交換器と、第 1 逆止弁と、膨張弁と、前記二次側熱交換部分とを含む第 2 直列系を形成し、

前記第 2 二次循環系は、前記二次側圧力調整部位と、第 2 開閉弁と、第 2 逆止弁と、第 2 熱交換器と、第 3 逆止弁と、前記膨張弁と、前記二次側熱交換部分とを含む第 1 直列系を形成する

請求項 4 のヒートポンプ。

**【請求項 9】**

前記二次循環系は二次側付属的循環系を形成し、前記二次側付属的循環系は、二次側付属的压力調整部位と、第 4 逆止弁と、第 1 熱交換器と、第 1 逆止弁と、他の膨張弁と、第 2 熱交換器と、第 3 開閉弁とを含む第 3 直列系を形成し、前記第 3 逆止弁と他の膨張弁とは、又は、第 1 逆止弁と他の膨張弁とは並列に接続される

請求項 8 のヒートポンプ。

**【請求項 10】**

一次側第 1 圧力 - エンタルピー関係と一次側第 2 圧力 - エンタルピー関係は、前記第 1 一次循環系と前記第 2 一次循環系の熱的状態によりダイナミックに制御される

請求項 1 のヒートポンプ。

**【発明の詳細な説明】**

**【0001】**

**【発明の属する技術分野】**

本発明は、ヒートポンプに関し、特に、コンビニエンスストア、スーパーマーケット、食品工場のような複合熱制御空間で冷凍、冷蔵、空調が同時的に実行されるヒートポンプに関する。

**【0002】**

**【従来の技術】**

冷房、暖房、冷凍のような温度制御のために、熱交換器が用いられる。熱交換器に用いられる冷媒が単一種類であれば、安全性と環境性の両性質を同時に充足することができないことがある。そのような両性質を同時に充足する技術が、後掲特許文献 1 で知られている。そのような公知の技術は、2 様の冷媒を用いることによりその技術課題を解決している。後掲特許文献 2 は、カスケード接続の技術を更に利用している。

**【0003】**

コンビニエンスストア、スーパーマーケット、食品工場のような複合熱制御空間では、冷凍と冷蔵と冷房の 3 様の熱制御のうち少なくとも 2 つが実行される。このような熱制御空間では、既述の両性質の充足の他に電力削減が求められる。

**【0004】**

複合熱制御の電力の削減が求められる。

**【0005】**

**【特許文献 1】**

特開平 10 - 306952 号公報

**【特許文献 2】**

特開 2001 - 91074 号公報

10

20

30

40

50

**【 0 0 0 6 】****【発明が解決しようとする課題】**

本発明の課題は複合熱制御の電力を削減するヒートポンプを提供することにある。

**【 0 0 0 7 】****【課題を解決するための手段】**

その課題を解決するための手段が、下記のように表現される。その表現中に現れる技術的事項には、括弧( )つきで、番号、記号等が添記されている。その番号、記号等は、本発明の実施の複数の形態又は複数の実施例のうちの少なくとも1つの実施の形態又は複数の実施例を構成する技術的事項、特に、その実施の形態又は実施例に対応する図面に表現されている技術的事項に付せられている参照番号、参照記号等に一致している。このような参照番号、参照記号は、請求項記載の技術的事項と実施の形態又は実施例の技術的事項との対応・橋渡しを明確にしている。このような対応・橋渡しは、請求項記載の技術的事項が実施の形態又は実施例の技術的事項に限定されて解釈されることを意味しない。10

**【 0 0 0 8 】**

本発明によるヒートポンプは、一次循環系(3)と、二次循環系(2)とから構成されている。一次循環系(3)は、一次側熱交換部分(4)と、一次側熱交換部分(4)の中の圧力を制御することにより一次側熱交換部分(4)の温度を制御する一次側圧力調整部分とから形成されている。二次循環系(2)は、二次側熱交換部分(5)と、二次側熱交換部分(5)の中の圧力を制御することにより二次側熱交換部分(5)の温度を制御する二次側圧力調整部分(18)とから形成されている。一次側熱交換部分(4)は一次循環系(3)が外界から汲み取るエネルギーを二次側熱交換部分(5)を介して二次循環系(2)に与えている。一次側循環系(3)は、第1一次循環系(3-1)と、第2一次循環系(3-2)とから構成されている。第1一次循環系(3-1)と第2一次循環系(3-2)とは、二次循環系(2)に対して並列関係を有している。二次循環系(2)は、二次側圧力 - エンタルピー関係を有している。第1一次循環系(3-1)は一次側第1圧力 - エンタルピー関係を有し、第2一次循環系(3-2)は一次側第2圧力 - エンタルピー関係を有している。一次側熱交換部分(4)の第1温度T1は二次側熱交換部分(5)の第2温度T2より高い。このようなヒートポンプでは、既述のエネルギーは温度差(T1-T2)に対応している。20

**【 0 0 0 9 】**

一次側が2系統の並列循環系を構成する複雑系では、2系統の一次系が吸収する熱エネルギーが複合的に二次循環系に汲み上げられ、回収熱量の最大値化と回収効率の最大値化を実現することができる。30

**【 0 0 1 0 】**

2つの一次循環系(3-1, 2)は二次循環系(2)に並列に接続し、2つの一次循環系(3-1, 2)は共通の一次側熱交換部分(4)で二次循環系(2)の二次側熱交換部分(5)に共通に熱的に交叉し、第1一次循環系(3-1)が吸収する熱エネルギーと第2一次循環系(3-2)が吸収する熱エネルギーとが二次循環系(2)に汲み取られるヒートポンプ効率が、一次側圧力調整部位(7, 16)と二次側圧力調整部位(18)とによる制御により最大値化される。一次側圧力調整部位が、第1一次側圧力調整部位(7)と第2一次側圧力調整部位(16)とにより制御されれば、ヒートポンプによる汲み上げエネルギーは、更に最大値化される。40

**【 0 0 1 1 】**

このようなヒートポンプ作用は、第1一次循環系(3-1)の冷蔵機能と第2一次循環系(3-2)の冷凍機能とをダイナミックに制御することができる。この場合に、二次循環系(2)が空調機能を有することにより、回収熱の利用効率が増大する。

**【 0 0 1 2 】**

二次循環系(2)は、第1二次循環系(2-1)と、第2二次循環系(2-2)とから形成される。第1二次循環系(2-1)は、二次側第1圧力 - エンタルピー関係(23-1)を有し、第2二次循環系は二次側第2圧力 - エンタルピー関係(23-2)を有する。50

この場合にも、二次側圧力調整部位(18, 48)の並列化が熱交換率の向上と回収熱エネルギーの最大値化の点で特に好ましい。この場合に、第1二次循環系(2-1)は暖房機能又は給湯機能を有し、第2二次循環系(2-2)は暖房機能又は給湯機能を有する。二次側は、一次側から吸い上げる熱を熱源とする多様な熱利用機能を持つことができ、並列多系特に両側並列多系でエネルギー消費量の最小化が可能である(最小値が必ず存在する)。

#### 【0013】

一次側圧力調整部位は、第1一次側圧力調整部位(7)と、第2一次側圧力調整部位(16)とから構成されることが既述の通りに特に好ましい。第1一次循環系(3-1)は、第1一次側圧力調整部位(7)と一次側熱交換部分(4)と、受液器(8)と、第1一次側膨張弁(9)と、冷蔵対象部位(11)とを含む直列系を形成する。第2一次循環系(3-2)は、第2一次側圧力調整部位(16)と一次側熱交換部分(4)と、受液器(8)と、第2一次側膨張弁(14)と、冷凍対象部位(15)とを含む直列系を形成する。10

#### 【0014】

冷房系(24)が更に構成され得る。その冷房系(24)は、受液器(8)と、受液器(8)の冷媒循環方向に前方に位置するポンプ(25)と、ポンプ(25)の冷媒循環方向に前方に位置する冷房用熱交換器(26)と、冷房用熱交換器(26)の冷媒循環方向に前方に位置する逆止弁(27)と、逆止弁(27)の冷媒循環方向に前方に位置する一次側熱交換部分(4)とを含む直列系を形成する。このような冷房系の追加は、既述の圧力調整部位の制御により、熱利用効率の適正な維持を阻害しない。20

#### 【0015】

二次循環系(2)は、二次側圧力調整部位(18)と、凝縮器(19)と、二次側膨張弁(21)と、二次側熱交換部分(5)とを含む直列系を形成する。この場合に、凝縮器(19)は暖房用凝縮器として用いられる。

#### 【0016】

第1二次循環系(2-1)は、二次側圧力調整部位(18)と、第1開閉弁(39)と、第1熱交換器(19)と、第1逆止弁(41)と、膨張弁(21)と、二次側熱交換部分(5)とを含む第1直列系を形成する。第2二次循環系(2-2)は、二次側圧力調整部位(18)と、第2開閉弁(43)と、第2逆止弁(44)と、第2熱交換器(45)と、第3逆止弁(46)と、膨張弁(21)と、二次側熱交換部分(5)とを含む第2直列系を形成する。30

#### 【0017】

二次循環系(2)は二次側付属的循環系(2-3)を形成する。二次側付属的循環系(2-3)は、二次側付属的压力調整部位(48)と、第4逆止弁(49)と、第1熱交換器(19)と、第1逆止弁(41)と、他の膨張弁(47)と、第2熱交換器(45)と、第3開閉弁(51)とを含む第3直列系を形成する。第3逆止弁(46)と他の膨張弁(47)とは、又は、第1逆止弁(41)と他の膨張弁(42)とは、並列に接続される。

#### 【0018】

##### 【発明の実施の形態】

図に対応して、本発明によるヒートポンプの実施の形態は、一次循環系と二次循環系とに複合熱利用系が構成されている。そのヒートポンプ1は、図1に示されるように、二次循環系2と一次循環系3とから構成されている。両冷媒が熱的に交叉する熱交叉部分として形成されている。二次循環系2は、二次側冷媒が循環的に環流する閉じた第2循環系を形成している。一次循環系3は、一次側冷媒が循環的に環流する閉じた第2循環系を形成している。40

#### 【0019】

一次循環系3は、複合熱利用系6を形成している。その複合熱利用系は、第1一次循環系3-1と、第2一次循環系3-2とから形成されている。第1一次循環系3-1と第2一次循環系3-2とは、二次循環系2に対して並列回路として形成されている。第1一次循環系3-1は、第1一次側圧力調整部位の主要素を形成する一次側第1圧縮部位7と、一50

次側熱交換部分4と、液相貯留槽(受液器)8と、一次側第1膨張部位9と、第1冷却対象部位11とを含む第1直列系を形成している。第2一次循環系3-2は、第2一次側圧力調整部位の主要素を形成する一次側第2圧縮部位16と、既述の一次側熱交換部分4と、既述の液相貯留槽8と、一次側第2膨張部位14と、第2冷却対象部位15とを含む第2直列系を形成している。一次側第1圧縮部位7と一次側熱交換部分4との間に逆止弁12が介設されている。一次側第2圧縮部位16と一次側熱交換部分4との間に逆止弁12'が介設されている。液相貯留槽8と一次側第1圧縮部位7との間に、絞り17が介設されている。二次循環系2は、二次側圧力調整部位の主要素を形成する二次側圧縮部位18と、凝縮器19と、二次側膨張部位21と、二次側熱交換部分5とを含む第3直列系を形成している。

10

## 【0020】

一次側熱交換部分4と二次側熱交換部分5とは温度差Tを形成し、一次側熱交換部分4の温度T1は二次側熱交換部分5の温度T2より高い。その温度差Tは、熱的に相互作用する両循環系の両側圧力調整部位の相關的圧力制御により制御される。一次側第1圧縮部位7で圧縮されて高温化する一次側第1分流冷媒が持つ熱エネルギーの一部は、一次側熱交換部分4で二次側熱交換部分5に与えられる(汲み上げられる)。その熱エネルギーを奪われた一次側第1分流冷媒は、液相貯留槽8の中に液層状態で貯留される。その一次側第1分流冷媒は、一次側第1膨張部位9で、急激に膨張してその圧力と温度が低下し、第1冷却対象部位11に圧送される。第1冷却対象部位11として、冷蔵ショーケースが好適に例示される。利用側熱交換器を形成する第1冷却対象部位11の中では、一次側第1分流気化冷媒は、冷蔵ショーケースの中の空気又は陳列商品(例示:牛乳)から熱エネルギーを奪う。奪った熱エネルギーにより、一次側第1分流冷媒は気化し、一次側第1圧縮部位7まで輸送される。一次側第1圧縮部位7は、その気化冷媒の圧力を上昇させる。

20

## 【0021】

一次側第2圧縮部位16で圧縮されて高温化する一次側第2分流冷媒が持つ熱エネルギーの一部は、一次側熱交換部分4で二次側熱交換部分5に与えられる。その熱エネルギーを奪われた一次側第2分流液化冷媒は、液相貯留槽8の中で液層状態で貯留される。その一次側第2分流液化冷媒は、一次側第2膨張部位14で、急激に膨張してその圧力と温度が急速に低下し、第2冷却対象部位15に圧送される。第2冷却対象部位15として、冷凍ショーケースが好適に例示される。利用側熱交換器を形成する第2冷却対象部位15の中では、一次側第2分流気液混合冷媒は、冷凍ショーケース中の空気又は陳列商品(例示:冷凍食品)から熱エネルギーを奪う。奪った熱エネルギーにより、一次側第2分流冷媒は気化して一次側第2圧縮部位16まで輸送される。一次側第2圧縮部位16は、気化冷媒の圧力を上昇させる。

30

## 【0022】

二次側圧縮部位18で圧縮されて高温化する二次側冷媒は、凝縮器19で凝縮され液化され、二次側膨張部位21で急激に膨張して、その圧力と温度が低下し、二次側熱交換部分5に圧送される。二次側熱交換部分5の中で、二次側冷媒気化し、一次側熱交換部分4から既述の熱エネルギーを奪い取る(汲み取る)。このように奪い取った熱エネルギーは、凝縮器19で第2系外に放出される。一次系冷媒として、炭酸ガスが好適に用いられ得る。二次側冷媒として、HFC系冷媒が用いられ得る。両冷媒の使用は、ヒートポンプ1に現れる2つの異なる温度差の制御を円滑化し、その制御のためのエネルギーを最小化することができる。

40

## 【0023】

図2は、一次系と二次系のそれぞれの熱サイクルを示す圧力-エンタルピーの関係を示している。圧力は縦軸にpで表され、エンタルピーは横軸にhで表されている。一次側p-h閉曲線22は、一次側第1p-h閉曲線22-1と一次側第2p-h閉曲線22-2とから形成されている。一次側p-h閉曲線22は、温度的に二次側p-h閉曲線23に交叉する。一次側第1p-h閉曲線22-1と一次側第2p-h閉曲線22-2は、実施の既述の形態の一次側の2系統に対応している。

50

## 【0024】

一次側第1p-h閉曲線22-1は、圧力が概ね一定に維持されエンタルピーが連続的に減少する一次側第1部分22-1-1と、エンタルピーが概ね一定に維持され圧力が連続的に減少する一次側第2部分22-1-2と、圧力が概ね一定に維持されエンタルピーが連続的に増大する一次側第3部分22-1-3と、エンタルピーが連続的に増大し且つ圧力が連続的に増大する一次側第4部分22-1-4とから形成されている。

## 【0025】

一次側第2p-h閉曲線22-2は、圧力が概ね一定に維持されエンタルピーが連続的に減少する一次側第1部分22-2-1と、エンタルピーが概ね一定に維持され圧力が連続的に減少する一次側第2部分22-2-2と、圧力が概ね一定に維持されエンタルピーが連続的に増大する一次側第3部分22-2-3と、エンタルピーが連続的に増大し且つ圧力が連続的に増大する一次側第4部分22-2-4とから形成されている。10

## 【0026】

二次側第1p-h閉曲線23-1は、圧力が概ね一定に維持されエンタルピーが連続的に減少する二次側第1部分23-1-1と、エンタルピーが概ね一定に維持され圧力が連続的に減少する二次側第2部分23-1-2と、圧力が概ね一定に維持されエンタルピーが連続的に増大する二次側第3部分23-1-3と、エンタルピーが連続的に増大し且つ圧力が連続的に増大する二次側第4部分23-1-4とから形成されている。

## 【0027】

p-h閉曲線の各部分に対応して、図中に記載される実施例温度が実現される。特には、20  
熱交換部分で熱的に交叉する両冷媒の温度は、一次側熱交換部分4の側でT1で示され、  
二次側熱交換部分5の側でT2で示され、T1は実施例として-5°Cであり、T2は実  
施例として-10°Cである。この場合に温度落差(T1-T2)は5°Cであるが、温  
度落差(T1-T2)が3°C~5°Cの範囲に制御されて最大ヒートポンプ効率が得られ  
れる。

## 【0028】

図3は、本発明によるヒートポンプの実施の他の形態を示している。実施の本形態の一次循環系3は、実施の既述の形態の一次循環系3に部分的に同じであるが、冷房用循環系24が追加されている。実施の本形態の二次循環系2は、実施の既述の形態の二次循環系2の凝縮器19が暖房用凝縮器19'に置換されている点を除いて、実施の既述の形態の二次循環系2に同じである。冷房用循環系24は、液相貯留槽8と、ポンプ25と、冷房用熱交換器26と、逆止弁27と、既述の一次側熱交換部分4とを含む直列系を形成している。冷房用循環系24は、二次循環系2に対して熱的に交叉する。二次循環系2と冷房用循環系24との間で、冷房のための熱交換が行われる。第1冷却対象部位11と第2冷却対象部位15とが外部環境から奪う熱エネルギーは、二次側熱交換部分5で二次循環系2に伝達されて、暖房用凝縮器19'で消費される。冷房用熱交換器26が室内から奪う熱エネルギーは、二次側熱交換部分5で二次循環系2に伝達されて、暖房用凝縮器19'で消費される。夏季には暖房用凝縮器19'の暖房作用が停止するが、そのエネルギーは給湯に利用され、又は、大気中に放出される。夏季には冷房用熱交換器26の冷房作用が動作し、冬季には暖房用凝縮器19'の暖房作用が動作し、冷房用熱交換器26の冷房作用が停止することは好ましい。3040

## 【0029】

図4と図5は、実施の図3の形態の冷暖房用空調を実施するためのダンパーの切換えを示している。図4は冷房動作状態を示し、図5は暖房動作状態を示す。冷房時には、図4に示されるように、空気流路に設けられる第1仕切28と第2仕切29と第3仕切31とが開放され、第4仕切32と第5仕切33とが閉鎖される。このような開放と閉鎖とにより、暖房用凝縮器19'を通る第1流路34が第1ファン35により積極的に形成される。第1流路34の流路風は、暖房用凝縮器19'で暖められて、室外に放出される。又は、その暖風の熱は給湯のために利用され得る。同時に第2ファン36により第2流路37が積極的に形成される。第2流路37の流路風は、冷房用熱交換器26で冷却されて室内

10

20

30

40

50

に送り込まれる。

【0030】

暖房時には、図5に示されるように、第1仕切28と第2仕切29と第3仕切31とが閉鎖され、第4仕切32と第5仕切33とが開放される。このような開放と閉鎖とにより、暖房用凝縮器19'を通る第3流路38が第1ファン35により積極的に形成される。第3流路38の流路風は、暖房用凝縮器19'で暖められて、室内に送り込まれる。

【0031】

図6と図7は、実施の図3の形態について下記の仕様のコンビニエンスストアに対して高温側冷媒にR410Aを使用し、低温側冷媒に炭酸ガスを使用したときの消費電力が計算され、その計算値が従来技術の数値と比較される。

10 冷凍負荷 = 1.57 kW、冷蔵負荷 = 16.5 kW

冷房負荷 = 14.0 kW、暖房負荷 = 24 kW

【0032】

図6に示されるように、冷房シーズンでは、従来技術で冷凍用の消費電力が1.94 kWであり、本実施例で冷凍用の消費電力は、一次側第1圧縮部位7の消費電力の0.65 kWと二次側圧縮部位18の冷凍用の消費電力の0.92 kWとを合計して、1.57 kWである。従来技術の冷蔵用の消費電力が8.14 kWであり、本実施例の形態の冷蔵用の消費電力は、一次側第1圧縮部位7の消費電力の1.66 kWと二次側圧縮部位18の冷蔵用の消費電力の7.43 kWとを合計して、9.09 kWである。従来技術の冷房用の消費電力が5.16 kWであり、本実施例の冷房用の消費電力は、ポンプ25の消費電力の0.26 kWと二次側圧縮部位18の冷房用の消費電力の5.8 kWとを合計して、6.06 kWである。冷凍、冷蔵、冷房の合計の消費電力は、従来技術では15.24 kWであり、本実施例では16.72 kWである。

【0033】

図7に示されるように、暖房シーズンでは、従来技術の冷凍用の消費電力が1.20 kWであり、本実施例の冷凍用の消費電力が冷房シーズンと同じく1.57 kWである。また、従来方式において冷蔵用の消費電力が4.52 kWであり、本実施例の冷蔵用の消費電力は、一次側第1圧縮部位7の消費電力の1.66 kWと二次側圧縮部位18の冷蔵用の消費電力の7.47 kWとを合計して、9.13 kWである。従来技術の暖房用の消費電力が10.31 kWであり、本実施例の暖房用の消費電力が0 kWである。冷凍、冷蔵、暖房の合計の消費電力は、従来技術では16.03 kWであり、本実施例では10.7 kWである。

【0034】

図8は、既述のコンビニエンスストアの例で、本実施例と従来技術の年間の消費電力量を比較して示している。冷房シーズンの運転時間は2000時間であり、暖房シーズンの運転時間は4000時間である。従来の個別の冷凍装置では、冷房シーズンの電力消費量は $30.5 \times (10 \text{ の } 3 \text{ 乗 }) \text{ kWh}$ であり、冷暖房シーズンの合計の電力消費量は $94.6 \times (10 \text{ の } 3 \text{ 乗 }) \text{ kWh}$ であり、本実施例では、冷房シーズンの電力消費量は $33.4 \times (10 \text{ の } 3 \text{ 乗 }) \text{ kWh}$ であり、冷暖房シーズンの合計の電力消費量は $76.2 \times (10 \text{ の } 3 \text{ 乗 }) \text{ kWh}$ である。この試算では、20%程度の省エネルギー化が実現している。

【0035】

本実施例では、高温側にHFC系冷媒を、低温側に炭酸ガス冷媒を使用することによりオゾン層を破壊せず、毒性、爆発性、可燃性がなく、安全であり、HFC系冷媒充填量を少なくすることができて、地球温暖化の影響が少ないカスケード式冷凍装置を提供することができる。

【0036】

図9は、本発明によるヒートポンプの実施の更に他の形態を示している。実施の本形態の一次循環系3は、実施の図1の形態の一次循環系3に同じである。実施の本形態の二次循環系2が二次側熱交換部分5と二次側圧縮部位18と凝縮器19と二次側膨張部位21とから形成される点は、実施の図1の形態のその構成に同じである。実施の本形態の二次循

10

20

30

40

50

環系 2 は、以下に、第 1 二次循環系 2 - 1 と呼ばれる。実施の本形態では、第 1 二次循環系 2 - 1 に並列に第 2 二次循環系 2 - 2 が追加され、更に、第 3 二次循環系 2 - 3 が追加される。第 1 二次循環系 2 - 1 では、二次側圧縮部位 1 8 と凝縮器 1 9 との間に、開閉弁 3 9 が介設され、更に、凝縮器 1 9 と二次側膨張部位 2 1 との間で第 1 二次循環系 2 - 1 に、追加逆止弁 4 1 と追加膨張弁 4 2 とが介設される。追加逆止弁 4 1 と追加膨張弁 4 2 は、並列に接続されている。

#### 【 0 0 3 7 】

第 2 二次循環系 2 - 2 は、二次側熱交換部分 5 と二次側圧縮部位 1 8 と、開閉弁 4 3 と、逆止弁 4 4 と、冷房暖房切換熱交換器 4 5 と、追加逆止弁 4 6 と、既述の二次側膨張部位 2 1 とから形成されている。

10

#### 【 0 0 3 8 】

追加二次側圧縮部位 4 8 が追加される。追加二次側圧縮部位 4 8 と凝縮器 1 9 との間に、追加逆止弁 4 9 が介設される。追加二次側圧縮部位 4 8 と冷房暖房切換熱交換器 4 5 との間に、開閉弁 5 1 が介設される。第 3 二次循環系 2 - 3 は、追加二次側圧縮部位 4 8 と、逆止弁 4 9 と、凝縮器 1 9 と、追加逆止弁 4 1 と、追加膨張弁 4 7 と、冷房暖房切換熱交換器 4 5 と、開閉弁 5 1 とを含む循環直列系を形成している。追加逆止弁 4 6 と追加膨張弁 4 7 とは、並列に介設されている。

#### 【 0 0 3 9 】

第 1 二次循環系 2 - 1 は、基本的熱サイクルを形成している。第 2 二次循環系 2 - 2 では、二次側圧縮部位 1 8 から送り出される二次側分流冷媒は開状態の開閉弁 4 3 を通過し、逆止弁 4 4 を通過して、冷房暖房切換熱交換器 4 5 で暖房的熱交換を受け、追加逆止弁 4 6 を通り、二次側膨張部位 2 1 で膨張して急冷されて、二次側熱交換部分 5 で一次側の熱エネルギーを奪って、二次側圧縮部位 1 8 に還流する。このような暖房時には、開閉弁 5 1 は閉鎖される。第 2 二次循環系 2 - 2 は、二次側熱交換部分 5 で一次循環系から奪った熱エネルギーを熱源とするヒートポンプを構成している。第 3 二次循環系 2 - 3 では、追加二次側圧縮部位 4 8 から送り出される二次側分流冷媒は逆止弁 4 9 を通過し、凝縮器 1 9 で凝縮され、追加逆止弁 4 1 を通過し、追加膨張弁 4 7 で膨張して急冷され、冷房暖房切換熱交換器 4 5 で冷房的熱交換を受け、開状態の開閉弁 5 1 を通過して、追加二次側圧縮部位 4 8 に還流する。このような冷房時には、開閉弁 4 3 は閉鎖される。第 2 二次循環系 2 - 2 と第 3 二次循環系 2 - 3 の循環が停止される場合には、実施の本形態は、実施の図 1 の形態に一致する。

20

30

#### 【 0 0 4 0 】

図 1 0 は、実施の図 9 の形態の圧力 - エンタルピー線図を示している。各部位の制御目標温度は、下記の通りである。

$$T_{1-1} = -5^{\circ}\text{C}, T_{1-2} = -10^{\circ}\text{C}, T_{1-3} = -40^{\circ}\text{C}$$

$$T_{2-1} = 50^{\circ}\text{C}, T_{2-2} = 0^{\circ}\text{C}, T_{2-3} = -10^{\circ}\text{C}$$

両系間の熱交換は、温度落差  $T$  に対応して行われる。

$$T = [T_{1-1}] - [T_{2-3}] = (-5^{\circ}\text{C}) - (-10^{\circ}\text{C}) = 5^{\circ}\text{C}$$

$T$  は、既述の通り、 $3^{\circ}\text{C} \sim 5^{\circ}\text{C}$  が適正である。 $T$  がこのよう範囲にあれば、ヒートポンプのエネルギー消費量を最小化することができる  $T_{1-1}$  が存在する。

40

#### 【 0 0 4 1 】

一次側の 2 様の圧力 - エンタルピー線図により、冷蔵と冷凍が実行される。一次側の一次側熱交換部分 4 の温度は 2 様の圧力 - エンタルピー線図で同じである。一次側の冷凍と冷蔵では、第 1 二次循環系 2 - 1 と一次循環系 3 の熱的交叉が行われる。第 2 二次循環系 2 - 2 と一次循環系 3 の熱的交叉により、冷房暖房切換熱交換器 4 5 で暖房が実行される。暖房時には、第 1 冷却対象部位 1 1 と第 2 冷却対象部位 1 5 で得る熱エネルギーは、二次側に供給される。この場合には、二次側熱交換部分 5 の温度は、 $T_{2-3}$  の  $-10^{\circ}\text{C}$  に制御される。冷房の空調時には、熱交換器 4 5 は  $0^{\circ}\text{C}$  に制御される。冷房時には、一次側第 1 圧縮部位 7 と一次側第 2 圧縮部位 1 6 の駆動エネルギー、及び、二次側圧縮部位 1 8 と追加二次側圧縮部位 4 8 の駆動エネルギーが最小になるように、 $T_{1-1}$  と  $T_{2-3}$

50

とを制御的に設定することができる。第1冷却対象部位11と第2冷却対象部位15で得る熱エネルギーは二次系に供給され、第1二次循環系2-1の凝縮器で放熱され給湯用の熱エネルギーとして利用され得るヒートポンプが実現している。

#### 【0042】

このように、一次系と二次系がより複雑である系として構成され、より最適な圧力制御による熱交叉部位の熱交換態様が切り換えられて、エネルギー節約動作が多様に効果的に実現する。

#### 【0043】

##### 【発明の効果】

本発明のヒートポンプは、一次系と二次系の間のダイナミックなヒートポンプ作用による 10 熱交換が実現され、結果的に、消費電力の削減を実現することができる。

##### 【図面の簡単な説明】

【図1】図1は、本発明のヒートポンプによる実施の形態を示す回路図である。

【図2】図2は、p-h線図を示すグラフである。

【図3】図3は、本発明によるヒートポンプの実施の他の形態を示す回路図である。

【図4】図4は、流路の切換を示す回路図である。

【図5】図5は、流路の他の切換を示す回路図である。

【図6】図6は、実施例の消費電力を示すグラフである。

【図7】図7は、実施例の他の消費電力を示すグラフである。

【図8】図8は、実施例の消費電力比較を示すグラフである。

20

【図9】図9は、本発明によるヒートポンプの実施の更に他の形態を示すグラフである。

【図10】図10は、更に他のp-h線図を示すグラフである。

##### 【符号の説明】

1 ... 熱交換部分

2 ... 二次循環系

2 - 1 ... 第1二次循環系

2 - 2 ... 第2二次循環系

2 - 3 ... 二次側付随的循環系

3 ... 一次循環系

3 - 1 ... 第1一次循環系

30

3 - 2 ... 第2一次循環系

4 ... 一次側熱交換部分

5 ... 二次側熱交換部分

7 ... 一次側圧力調整部位

8 ... 受液器

9 ... 第1一次側膨張弁

11 ... 冷蔵対象部位

14 ... 第2一次側膨張弁

15 ... 冷凍対象部位

16 ... 第2一次側圧力調整部位

40

18 ... 二次側圧力調整部位

19 ... 第1熱交換器(凝縮器)

21 ... (二次側)膨張弁

22 - 1 ... 一次側第1圧力 - エンタルピー関係

22 - 2 ... 一次側第2圧力 - エンタルピー関係

23 ... 二次側圧力 - エンタルピー関係

23 - 1 ... 二次側第1圧力 - エンタルピー関係

23 - 2 ... 二次側第2圧力 - エンタルピー関係

24 ... 冷房系

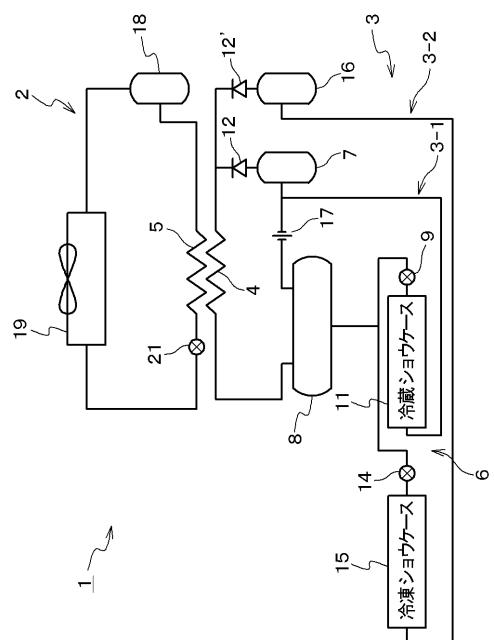
25 ... ポンプ

50

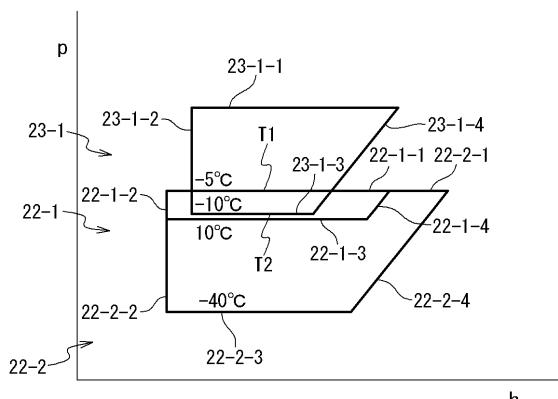
- 2 6 ... 冷房用熱交換器  
 2 7 ... 逆止弁  
 3 9 ... 第1開閉弁  
 4 1 ... 第1逆止弁  
 4 2 ... 他の膨張弁  
 4 3 ... 第2開閉弁  
 4 4 ... 第2逆止弁  
 4 5 ... 第2熱交換器  
 4 6 ... 第3逆止弁  
 4 9 ... 第4逆止弁  
 4 7 ... 他の膨張弁  
 4 8 ... 二次側付属的压力調整部位  
 5 1 ... 第3開閉弁

10

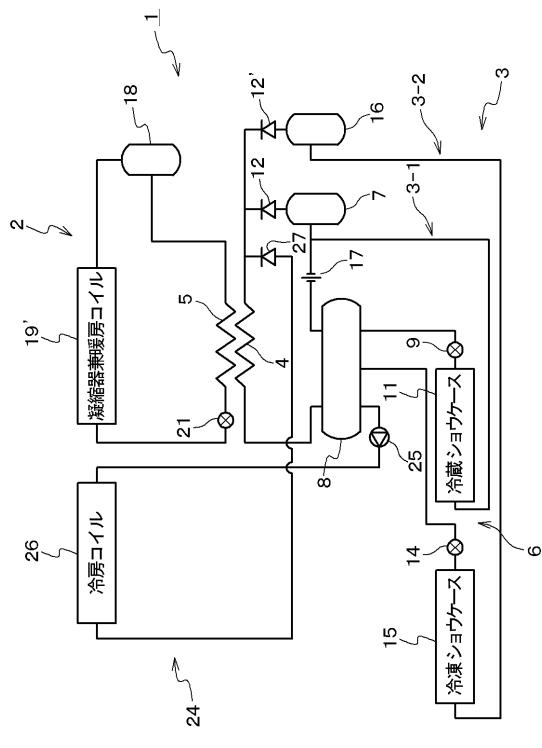
【図1】



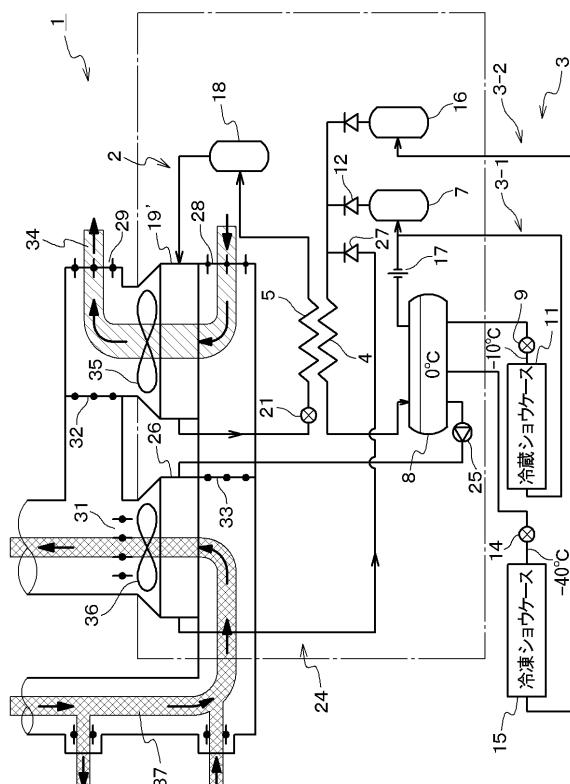
【図2】



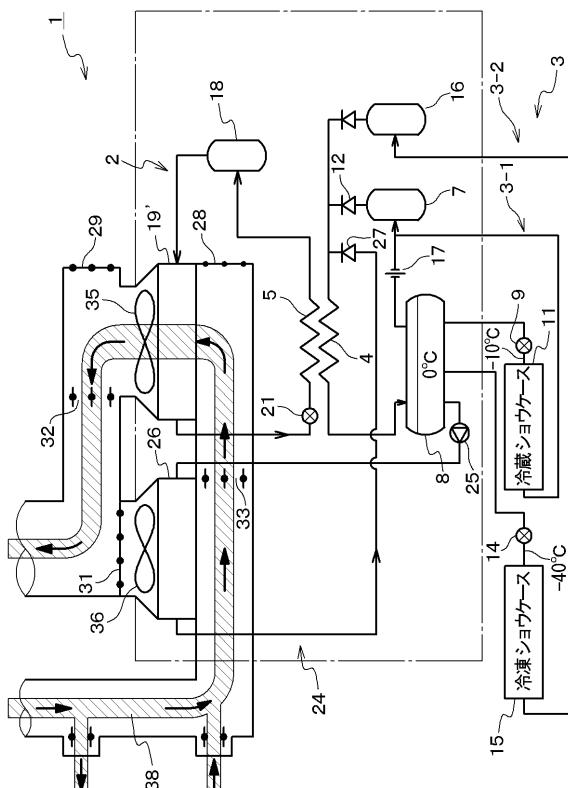
【図3】



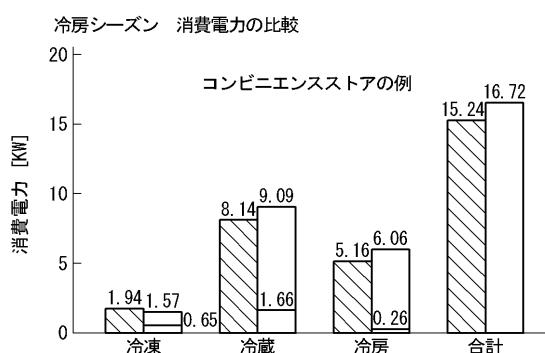
【図4】



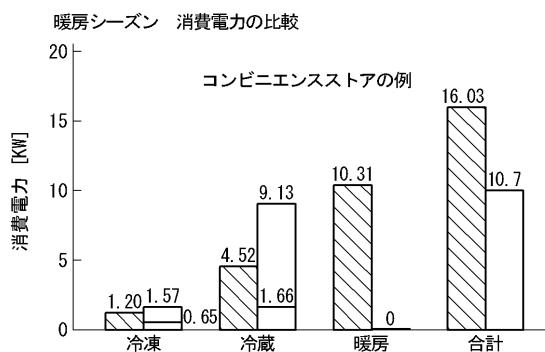
【図5】



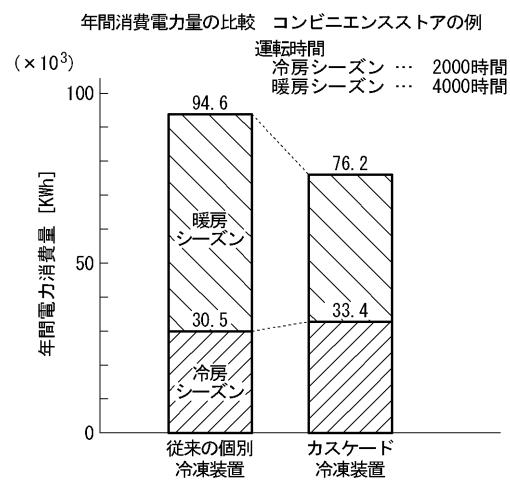
【図6】



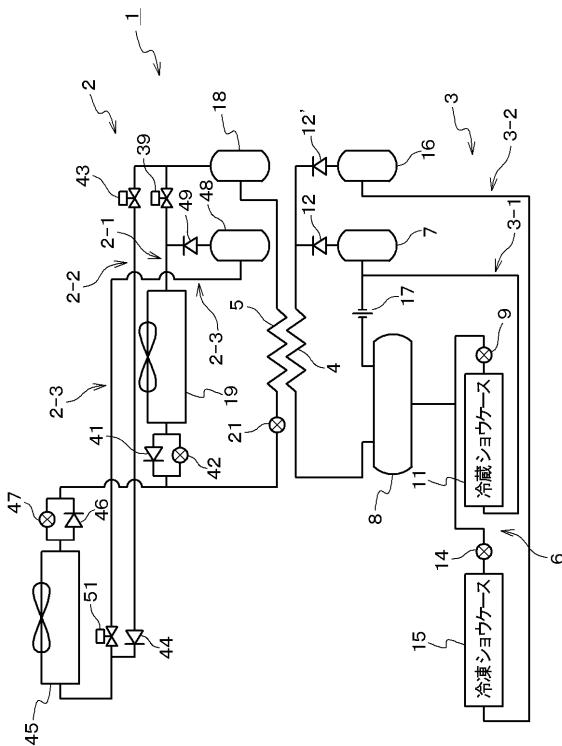
【図7】



【図8】



【図9】



【図10】

