

(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.Cl.⁷

F 2 5 B 7/00

F 2 4 F 1/00

F 2 5 B 5/02

F 2 5 B 29/00

F I

F 2 5 B 7/00

F 2 4 F 1/00 3 8 1

F 2 5 B 5/02 5 3 0 B

F 2 5 B 5/02 5 3 0 L

F 2 5 B 29/00 3 5 1

テーマコード (参考)

3 L 0 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6-305
 (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6-305
 Fターム(参考) 3L051 BD02

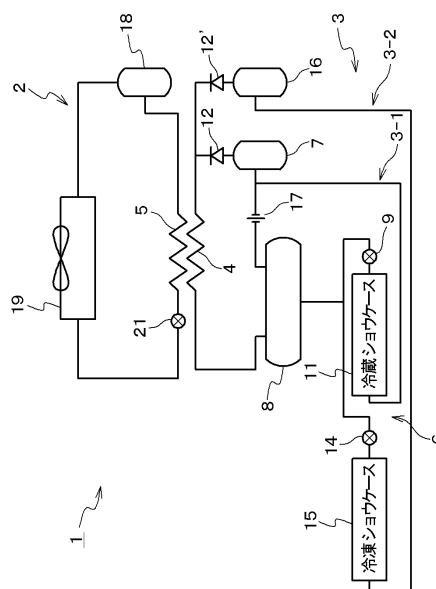
(54) 【発明の名称】 ヒートポンプ

(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狀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、回収熱量の最大化と回収効率の最大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。

【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

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、二次側付属的圧力調整部位と、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态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 (1 8) 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 T_1 は二次側熱交換部分 (5) の第 2 温度 T_2 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 ($T_1 - T_2$) 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、回収熱量の最大化と回収効率の最大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 , 1 6) と二次側圧力調整部位 (1 8) とによる制御により最大化される。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 (1 6) 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 (2 3 - 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 (2 3 - 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。

【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。

【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。

【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、二次側付属的圧力調整部位（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。

【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

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 T_1 は二次側熱交換部分 5 の温度 T_2 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関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、冷凍ショーケースの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 1 $p - h$ 閉曲線 22 - 1 と一次側第 2 $p - h$ 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 1 $p - h$ 閉曲線 22 - 1 と一次側第 2 $p - h$ 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

【 0 0 2 4 】

一次側第 1 p - h 閉曲線 2 2 - 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 2 2 - 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 2 2 - 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 2 2 - 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 2 2 - 1 - 4 とから形成されている。

【 0 0 2 5 】

一次側第 2 p - h 閉曲線 2 2 - 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 2 2 - 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 2 2 - 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 2 2 - 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 2 2 - 2 - 4 とから形成されている。

【 0 0 2 6 】

二次側第 1 p - h 閉曲線 2 3 - 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 2 3 - 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 2 3 - 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 2 3 - 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 2 3 - 1 - 4 とから形成されている。

【 0 0 2 7 】

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、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 T_1 で示され、二次側熱交換部分 5 の側で T_2 で示され、 T_1 は実施例として -5°C であり、 T_2 は実施例として -10°C である。この場合に温度落差 ($T_1 - T_2$) は 5°C であるが、温度落差 ($T_1 - T_2$) が $3^{\circ}\text{C} \sim 5^{\circ}\text{C}$ の範囲に制御されて最大ヒートポンプ効率を得られる。

【 0 0 2 8 】

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 2 4 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 1 9 が暖房用凝縮器 1 9' 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 2 4 は、液相貯留槽 8 と、ポンプ 2 5 と、冷房用熱交換器 2 6 と、逆止弁 2 7 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 2 4 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 2 4 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 1 1 と第 2 冷却対象部位 1 5 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 1 9' で消費される。冷房用熱交換器 2 6 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 1 9' で消費される。夏季には暖房用凝縮器 1 9' 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 2 6 の冷房作用が動作し、冬季には暖房用凝縮器 1 9' の暖房作用が動作し、冷房用熱交換器 2 6 の冷房作用が停止することは好ましい。

【 0 0 2 9 】

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 2 8 と第 2 仕切 2 9 と第 3 仕切 3 1 とが開放され、第 4 仕切 3 2 と第 5 仕切 3 3 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 1 9' を通る第 1 流路 3 4 が第 1 ファン 3 5 により積極的に形成される。第 1 流路 3 4 の流路風は、暖房用凝縮器 1 9' 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。同時的に第 2 ファン 3 6 により第 2 流路 3 7 が積極的に形成される。第 2 流路 3 7 の流路風は、冷房用熱交換器 2 6 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。

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 = 2.4 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 $30.5 \times (10 \text{の} 3 \text{乗})$ KW hであり、冷暖房シーズンの合計の電力消費量は $94.6 \times (10 \text{の} 3 \text{乗})$ KW hであり、本実施例では、冷房シーズンの電力消費量は $33.4 \times (10 \text{の} 3 \text{乗})$ KW hであり、冷暖房シーズンの合計の電力消費量は $76.2 \times (10 \text{の} 3 \text{乗})$ KW h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 18 と凝縮器 19 との間に、開閉弁 39 が介設され、更に、凝縮器 19 と二次側膨張部位 21 との間で第 1 二次循環系 2 - 1 に、追加逆止弁 41 と追加膨張弁 42 とが介設される。追加逆止弁 41 と追加膨張弁 42 は、並列に接続されている。

【0037】

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 18 と、開閉弁 43 と、逆止弁 44 と、冷房暖房切換熱交換器 45 と、追加逆止弁 46 と、既述の二次側膨張部位 21 とから形成されている。

10

【0038】

追加二次側圧縮部位 48 が追加される。追加二次側圧縮部位 48 と凝縮器 19 との間に、追加逆止弁 49 が介設される。追加二次側圧縮部位 48 と冷房暖房切換熱交換器 45 との間に、開閉弁 51 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 48 と、逆止弁 49 と、凝縮器 19 と、追加逆止弁 41 と、追加膨張弁 47 と、冷房暖房切換熱交換器 45 と、開閉弁 51 とを含む循環直列系を形成している。追加逆止弁 46 と追加膨張弁 47 とは、並列に介設されている。

【0039】

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 18 から送り出される二次側分流冷媒は開状態の開閉弁 43 を通過し、逆止弁 44 を通過して、冷房暖房切換熱交換器 45 で暖房的熱交換を受け、追加逆止弁 46 を通り、二次側膨張部位 21 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 18 に還流する。このような暖房時には、開閉弁 51 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 48 から送り出される二次側分流冷媒は逆止弁 49 を通過し、凝縮器 19 で凝縮され、追加逆止弁 41 を通過し、追加膨張弁 47 で膨張して急冷され、冷房暖房切換熱交換器 45 で冷房的熱交換を受け、開状態の開閉弁 51 を通過して、追加二次側圧縮部位 48 に還流する。このような冷房時には、開閉弁 43 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

【0040】

図 10 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 がこのような範囲にあれば、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

【0041】

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 45 で暖房が実行される。暖房時には、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°C に制御される。冷房の空調時には、熱交換器 45 は 0°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 16 の駆動エネルギー、及び、二次側圧縮部位 18 と追加二次側圧縮部位 48 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 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。

【 0 0 4 2 】

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。

【 0 0 4 3 】

【 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。 10

【 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 1 0 】 図 1 0 は、更に他の p - h 線図を示すグラフである。

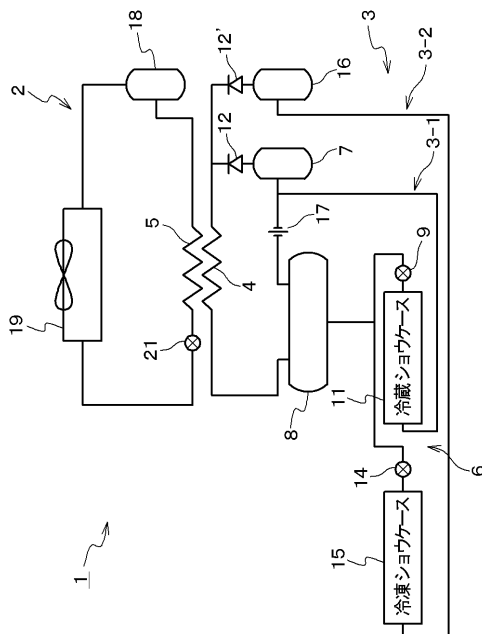
【 符号の説明 】

- 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
- 1 1 ... 冷蔵対象部位
- 1 4 ... 第 2 一次側膨張弁
- 1 5 ... 冷凍対象部位
- 1 6 ... 第 2 一次側圧力調整部位 40
- 1 8 ... 二次側圧力調整部位
- 1 9 ... 第 1 熱交換器 (凝縮器)
- 2 1 ... (二次側) 膨張弁
- 2 2 - 1 ... 一次側第 1 圧力 - エンタルピー関係
- 2 2 - 2 ... 一次側第 2 圧力 - エンタルピー関係
- 2 3 ... 二次側圧力 - エンタルピー関係
- 2 3 - 1 ... 二次側第 1 圧力 - エンタルピー関係
- 2 3 - 2 ... 二次側第 2 圧力 - エンタルピー関係
- 2 4 ... 冷房系
- 2 5 ... ポンプ 50

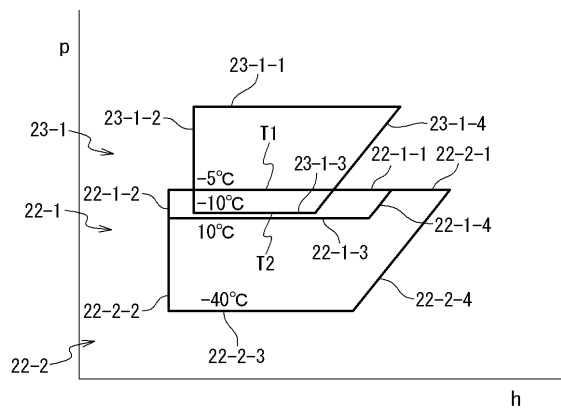
- 2 6 ... 冷房用熱交換器
- 2 7 ... 逆止弁
- 3 9 ... 第 1 開閉弁
- 4 1 ... 第 1 逆止弁
- 4 2 ... 他の膨張弁
- 4 3 ... 第 2 開閉弁
- 4 4 ... 第 2 逆止弁
- 4 5 ... 第 2 熱交換器
- 4 6 ... 第 3 逆止弁
- 4 9 ... 第 4 逆止弁
- 4 7 ... 他の膨張弁
- 4 8 ... 二次側付属的圧力調整部位
- 5 1 ... 第 3 開閉弁

10

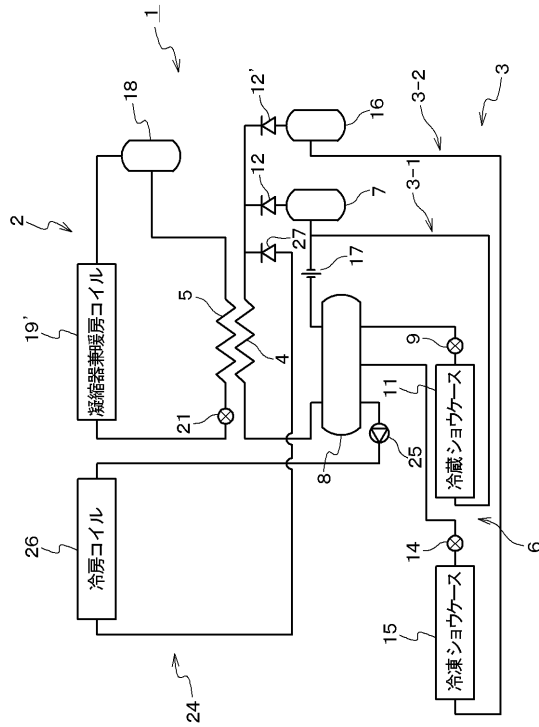
【図 1】



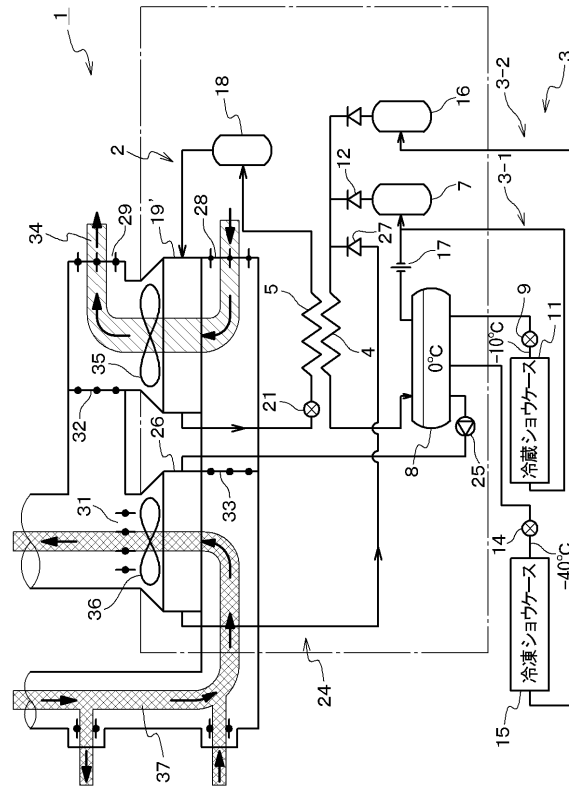
【図 2】



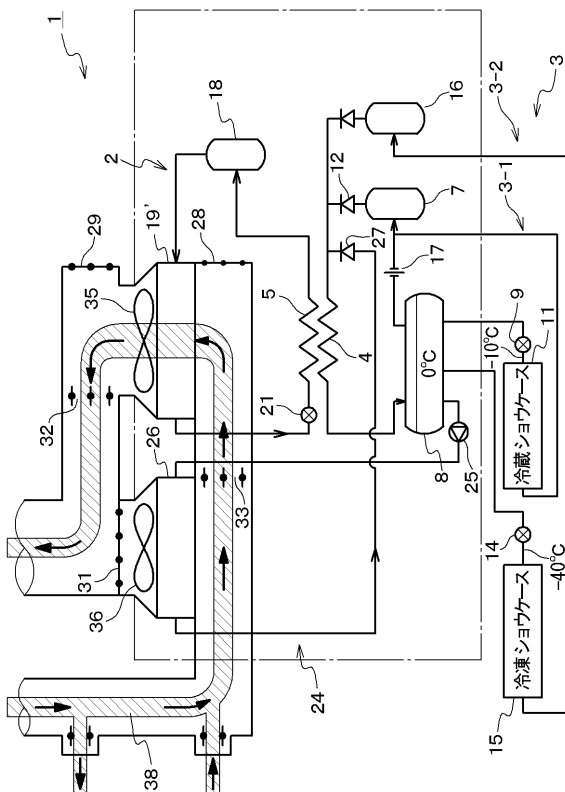
【図 3】



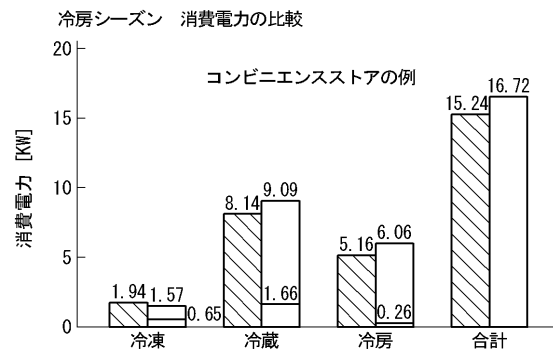
【図 4】



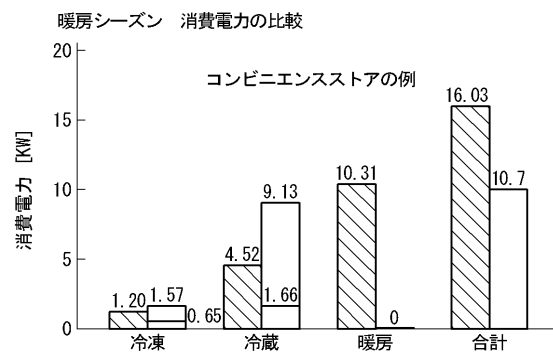
【図 5】



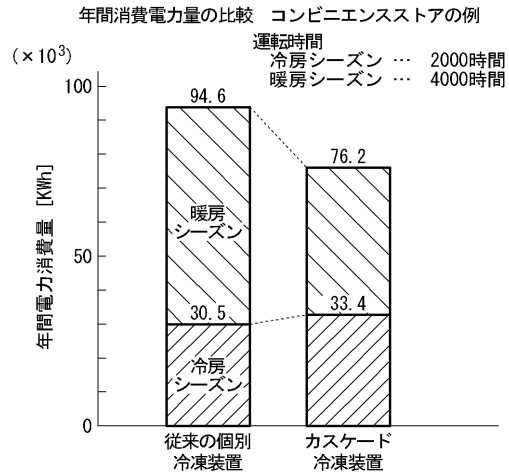
【図 6】



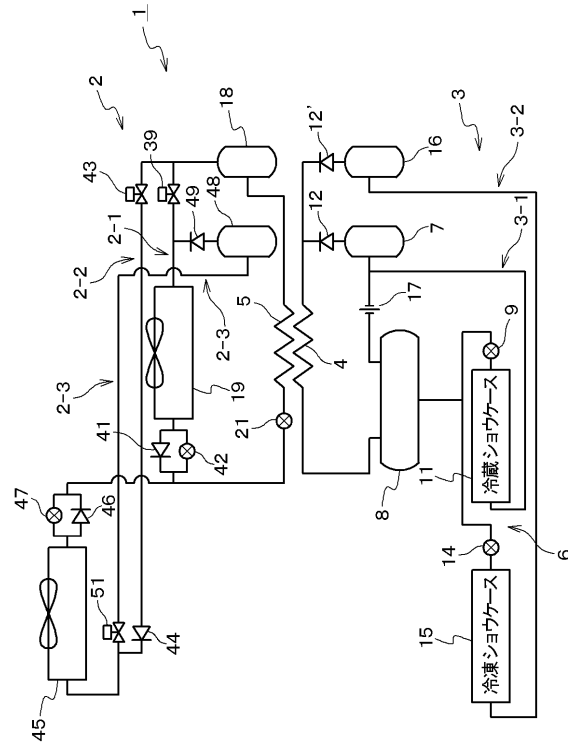
【図 7】



【図 8】



【図 9】



【図 10】

