

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局

(43) 国際公開日  
2015年4月23日(23.04.2015)



(10) 国際公開番号  
WO 2015/056334 A1

- (51) 国際特許分類:  
F25B 1/00 (2006.01) F25B 6/04 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/078217
- (22) 国際出願日: 2013年10月17日(17.10.2013)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (71) 出願人: 三菱電機株式会社(MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION) [JP/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 高山 啓輔(TAKAYAMA, Keisuke); 〒1008310 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 Tokyo (JP). 森下 国博(MORISHITA, Kunihiro); 〒1008310 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 Tokyo (JP). 小出 徹(KOIDE, Toru); 〒1008310 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 Tokyo (JP).
- (74) 代理人: 高田 守, 外(TAKADA, Mamoru et al.); 〒1600007 東京都新宿区荒木町20番地 イン

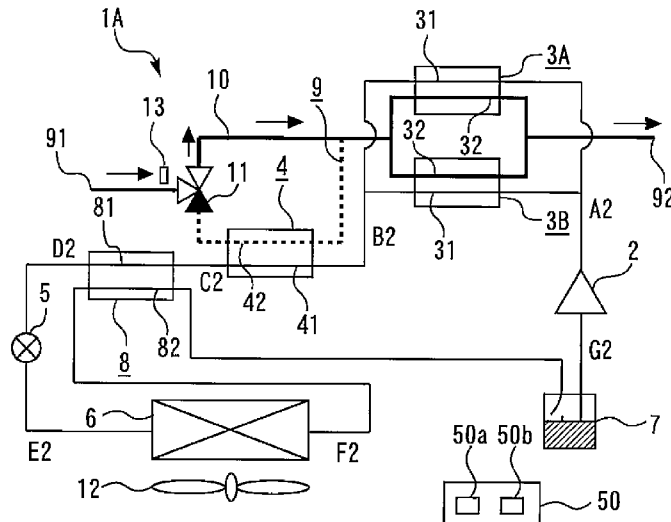
テック88ビル5階 特許業務法人 高田・高橋国際特許事務所 Tokyo (JP).

- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[続葉有]

(54) Title: REFRIGERATION CYCLE DEVICE

(54) 発明の名称: 冷凍サイクル装置



(57) Abstract: The purpose of the present invention is to provide a refrigeration cycle device capable of reliably inhibiting an increase in the high-pressure-side refrigerant pressure and the compression of liquid in the compressor even when the temperature of a heat medium prior to being heated is high. This refrigeration cycle device is provided with: a first condenser; a second condenser which further condenses a refrigerant that passed the first condenser; a heat medium flow path which passes a heat medium through the second condenser and the first condenser in said order; a high/low pressure heat exchanger which exchanges the heat between a high-pressure refrigerant after same exchanged heat with the heat medium and a low-pressure refrigerant that passed through an evaporator; a second condenser bypass path for bypassing the refrigerant flow path of the second condenser or the heat medium flow path; a flow path control element which can change the bypass amount of the refrigerant or the heat medium that bypasses the second condenser; and a control means which increases the heat exchange amount of the high/low heat exchanger and controls the flow path control element so that the bypass amount is increased when the temperature of the heat medium prior to exchanging heat with the refrigerant is high.

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2015/056334 A1



添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

---

本発明は、加熱前の熱媒体の温度が高い場合でも、高圧側冷媒圧力の上昇および圧縮機の液圧縮を確実に抑制することのできる冷凍サイクル装置を提供することを目的とする。本発明の冷凍サイクル装置は、第1凝縮器、第1凝縮器を通過した冷媒を更に凝縮させる第2凝縮器、熱媒体を第2凝縮器と第1凝縮器とにこの順に通過させる熱媒体経路、熱媒体と熱交換した後の高圧冷媒と蒸発器を通過した低圧冷媒とを熱交換させる高低圧熱交換器、第2凝縮器の冷媒流路または熱媒体流路をバイパスする第2凝縮器バイパス通路、冷媒または熱媒体が第2凝縮器をバイパスするバイパス量を可変にする流路制御要素、および、冷媒と熱交換する前の熱媒体の温度が高い場合にバイパス量が大きくなるように流路制御要素の動作を制御し高低圧熱交換器の熱交換量を大きくする制御手段を備える。

## 明 細 書

発明の名称：冷凍サイクル装置

### 技術分野

[0001] 本発明は、凝縮器で熱媒体を加熱する冷凍サイクル装置に関する。

### 背景技術

[0002] 下記特許文献1には、圧縮機、四方弁、水熱交換器（凝縮器）、減圧装置および空気熱交換器（蒸発器）を冷媒配管を介して接続した冷凍サイクル回路と、ポンプ、水熱交換器および貯湯タンクを水配管を介して接続した水回路とを具備し、冷凍サイクル回路の水熱交換器で加熱した湯を貯湯タンク内に貯めるヒートポンプ式給湯機において、冷凍サイクル回路の冷媒としてR410AまたはR407Cを用いるものが開示されている。

[0003] R410A冷媒を使用する空調機の場合、高圧側の設計圧力は例えば4.25MPaであり、飽和温度に換算すると約65℃である。なお、本明細書における圧力の記載はすべて絶対圧とする。給湯機の冷凍サイクルにR410A冷媒を用いる場合に、圧縮機および熱交換器などの部品を空調機と共通化するには、設計圧力を空調機と同じ4.25MPaにする必要がある。

[0004] 特許文献1では、R410A冷媒を用いる場合に、凝縮圧力を4.75MPa、飽和温度を約70℃、入水温度を5℃とした場合に、出湯温度が約85℃になるとしている。一方、前述のように空調機の設計圧力である4.25MPaを上限とすると、飽和温度は約65℃、出湯温度は約80℃となる。このとき、凝縮器出口の冷媒温度を10℃としている。

### 先行技術文献

#### 特許文献

[0005] 特許文献1：日本特開2002-89958号公報

特許文献2：日本特開2002-310498号公報

特許文献3：日本特開2007-232285号公報

特許文献4：日本特開2013-44441号公報

特許文献5：日本特開2009-222246号公報

特許文献6：日本特開2010-14374号公報

特許文献7：日本特開2001-82818号公報

## 発明の概要

### 発明が解決しようとする課題

[0006] ヒートポンプ式給湯機の凝縮器の入水温度は、通常は外気温度と同程度である。しかしながら、貯湯タンクで放熱して温度低下した湯を再加熱する場合、または、浴槽水を加熱する熱交換器に凝縮器で加熱された湯を循環させる場合などには、入水温度が50℃程度またはそれ以上に高くなる。凝縮器の冷媒飽和温度の上限が約65℃であるとする、入水温度が高い場合には、凝縮器出口の冷媒が気液二相状態またはガス状態となる。凝縮器出口の冷媒が気液二相状態またはガス状態になると、凝縮器内の冷媒の平均密度が小さくなる。また、凝縮器の冷媒エンタルピ差が小さくなるので、蒸発器入口の冷媒乾き度が高くなり、蒸発器内の冷媒の平均密度が小さくなる。これらことから、入水温度が高い場合には、凝縮器、凝縮器出口から蒸発器入口までの冷媒配管、および蒸発器の内部の冷媒量が減少するため、冷媒回路内に余剰の冷媒が発生する。その結果、高圧側冷媒圧力が上昇するという問題がある。また、余剰の冷媒液をすべてアキュムレータに貯留すると、アキュムレータのオーバーフローにより圧縮機に冷媒液が吸入されて液圧縮になるおそれがあるため、アキュムレータの大型化が必要となる。

[0007] 本発明は、上述のような課題を解決するためになされたもので、加熱前の熱媒体の温度が高い場合でも、高圧側冷媒圧力の上昇および圧縮機の液圧縮を確実に抑制することのできる冷凍サイクル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] 本発明の冷凍サイクル装置は、冷媒を圧縮する圧縮機と、冷媒流路および熱媒体流路を有し、圧縮機で圧縮された冷媒を凝縮させる第1凝縮器と、冷媒流路および熱媒体流路を有し、第1凝縮器を通過した冷媒を更に凝縮させ

る第2凝縮器と、冷媒を蒸発させる蒸発器と、冷媒と熱交換する液状の熱媒体を第2凝縮器と第1凝縮器とにこの順に通過させる熱媒体経路と、高圧部および低圧部を有し、熱媒体と熱交換した後の高圧冷媒と、蒸発器を通過した低圧冷媒とを熱交換させる高低圧熱交換器と、第2凝縮器の冷媒流路または熱媒体流路をバイパスする第2凝縮器バイパス通路と、第2凝縮器バイパス通路を通る冷媒または熱媒体の流量であるバイパス量を可変にする流路制御要素と、冷媒と熱交換する前の熱媒体の温度である入り熱媒体温度が基準温度に対して高い場合に、入り熱媒体温度が基準温度に対して低い場合に比べてバイパス量が大きくなるように流路制御要素の動作を制御し、高低圧熱交換器の熱交換量を大きくする制御手段と、を備えるものである。

### 発明の効果

[0009] 本発明の冷凍サイクル装置によれば、凝縮器を第1凝縮器と第2凝縮器とに分け、第2凝縮器の冷媒流路または熱媒体流路をバイパスする第2凝縮器バイパス通路と、高低圧熱交換器熱交換器とを設け、加熱前の熱媒体の温度が高い場合には、冷媒または熱媒体が第2凝縮器をバイパスする量を大きくして、高低圧熱交換器の熱交換量を大きくすることにより、蒸発器に溜める余剰冷媒の量を多くすることができる。それゆえ、加熱前の熱媒体の温度が高い場合でも、高圧側冷媒圧力の上昇および圧縮機の液圧縮を確実に抑制することが可能となる。

### 図面の簡単な説明

[0010] [図1]本発明の実施の形態1の冷凍サイクル装置の構成図である。

[図2]第1凝縮器および第2凝縮器を構成する熱交換器の一部を示す斜視図である。

[図3]本発明の実施の形態1の冷凍サイクル装置とタンクユニットとを有する貯湯式給湯システムの構成図である。

[図4]本発明の実施の形態1の冷凍サイクル装置における制御動作を示すフローチャートである。

[図5]本発明の実施の形態1の冷凍サイクル装置の低温入水運転の動作を示す

図である。

[図6]本発明の実施の形態1の冷凍サイクル装置の低温入水運転における第1凝縮器および第2凝縮器での冷媒および水の温度変化の一例を示す図である。

。

[図7]本発明の実施の形態1の冷凍サイクル装置の低温入水運転のP-h線図である。

[図8]低温入水運転での外気温度と入水温度との関係の一例を示す図である。

[図9]本発明の実施の形態1の冷凍サイクル装置の高温入水運転の動作を示す図である。

[図10]本発明の実施の形態1の冷凍サイクル装置の高温入水運転における第1凝縮器での冷媒および水の温度変化の一例を示す図である。

[図11]本発明の実施の形態1の冷凍サイクル装置の高温入水運転のP-h線図である。

[図12]本発明の実施の形態1の冷凍サイクル装置の第1凝縮器および第2凝縮器の内部における冷媒および水の位置と温度の関係の一例を示す図である。

。

[図13]R410A冷媒およびR32冷媒の圧縮機吐出温度の比較を示す図である。

[図14]冷媒流路数比と第1凝縮器の冷媒圧力損失の大きさとの関係を示す図である。

[図15]本発明の実施の形態2の冷凍サイクル装置の構成図である。

[図16]本発明の実施の形態3の冷凍サイクル装置の低温入水運転の動作を示す図である。

[図17]本発明の実施の形態3の冷凍サイクル装置の低温入水運転のP-h線図である。

[図18]本発明の実施の形態3の冷凍サイクル装置の高温入水運転の動作を示す図である。

[図19]本発明の実施の形態3の冷凍サイクル装置の高温入水運転のP-h線

図である。

[図20]本発明の実施の形態4の冷凍サイクル装置の中温入水運転の動作を示す図である。

[図21]本発明の実施の形態4の冷凍サイクル装置における制御動作を示すフローチャートである。

[図22]本発明の実施の形態4の冷凍サイクル装置の中温入水運転での入水温度とバイパス率との関係を示す図である。

[図23]本発明の実施の形態5の冷凍サイクル装置の構成図である。

[図24]本発明の実施の形態5の冷凍サイクル装置の中温入水運転のP-h線図である。

### 発明を実施するための形態

[0011] 以下、図面を参照して本発明の実施の形態について説明する。なお、各図において共通する要素には、同一の符号を付して、重複する説明を省略する。なお、本発明は、以降に示す各実施の形態のあらゆる組み合わせを含むものとする。

[0012] 実施の形態1.

図1は、本発明の実施の形態1の冷凍サイクル装置の構成図である。図1に示すように、本実施の形態1の冷凍サイクル装置1Aは、圧縮機2と、第1凝縮器3A、3Bと、第2凝縮器4と、膨張弁5と、蒸発器6と、アキュムレータ7と、高低圧熱交換器8とを冷媒配管により接続してなる冷媒回路を備える。冷凍サイクル装置1Aは、更に、熱媒体経路9と、第2凝縮器バイパス通路10と、流路切替弁11と、蒸発器6に送風する送風機12と、入り熱媒体温度センサ13と、冷凍サイクル装置1Aの運転を制御する制御装置50とを備える。本実施の形態1の冷凍サイクル装置1Aは、液状の熱媒体を加熱するヒートポンプとしての機能を有する。本実施の形態1での熱媒体は水であるが、本発明における熱媒体は、不凍液、ブラインなどでも良い。また、本実施の形態1の冷凍サイクル装置1Aは、給湯装置として用いられるが、本発明における冷凍サイクル装置は、給湯以外の用途（例えば暖

房など) に用いる熱媒体を加熱するものにも適用可能である。なお、以下の説明では、記述を簡略化するため、比エンタルピ [kJ/kg] を単にエンタルピと称する。

[0013] 二つの第1凝縮器3A, 3Bは、同様の構成であり、並列に接続されている。第1凝縮器3A, 3Bは、冷媒流路31および熱媒体流路32を有する。第2凝縮器4は、冷媒流路41および熱媒体流路42を有する。圧縮機2は、低圧の冷媒ガスを圧縮し、高圧の冷媒ガスとする。圧縮機2で圧縮された高圧冷媒ガスは、第1凝縮器3Aの冷媒流路31と、第1凝縮器3Bの冷媒流路31とに分かれて流入する。第1凝縮器3A, 3Bを通過した高圧冷媒は、合流して第2凝縮器4の冷媒流路41に流入する。第1凝縮器3A, 3Bは、機能的には一つの凝縮器である。本発明では、第1凝縮器3A, 3Bが一体化されていても良い。

[0014] 高低圧熱交換器8は、高圧部81および低圧部82を有する。第2凝縮器4の冷媒流路41を通過した高圧冷媒は、高低圧熱交換器8の高圧部81に流入する。膨張弁5は、高圧冷媒を減圧膨張させる減圧装置である。膨張弁5は、その開度が任意に変更可能なものが好ましい。高低圧熱交換器8の高圧部81を通過した高圧冷媒は、膨張弁5にて減圧膨張し、低圧冷媒となる。この低圧冷媒は、蒸発器6に流入する。蒸発器6を通過した低圧冷媒は、高低圧熱交換器8の低圧部82に流入する。

[0015] 蒸発器6は、冷媒と空気とを熱交換させる熱交換器である。蒸発器6は、送風機12によって送風された外気の熱を冷媒に吸収させる。本実施の形態1における蒸発器6の熱源は外気であるが、本発明における蒸発器の熱源は、外気に限らず、例えば、廃熱、地中熱、地下水、太陽熱温水などでも良い。また、本発明では、蒸発器で冷却した流体を冷房などに利用しても良い。

[0016] 高低圧熱交換器8は、高圧部81を通る高圧冷媒すなわち熱媒体と熱交換した後の高圧冷媒と、低圧部82を通る低圧冷媒すなわち蒸発器6を通過した低圧冷媒とを熱交換させる。高低圧熱交換器8の低圧部82を通過した低圧冷媒は、アキュムレータ7に流入する。アキュムレータ7に流入した冷媒

のうち、冷媒液はアキュムレータ 7 に貯留され、冷媒ガスはアキュムレータ 7 を出て圧縮機 2 に吸入される。このようにして、アキュムレータ 7 は、冷媒回路内の余剰の冷媒液を貯留する。なお、以上のような冷媒回路では、一般に、圧縮機 2 で圧縮された高圧冷媒が減圧装置に流入するまでの区間を「高圧側」と言い、減圧装置で減圧された低圧冷媒が圧縮機 2 に吸入されるまでの区間を「低圧側」と言う。

[0017] 熱媒体経路 9 は、第 2 凝縮器 4 の熱媒体流路 4 2 と、第 1 凝縮器 3 A, 3 B の熱媒体流路 3 2 とに、この順に水を通過させる。熱媒体経路 9 は、水入口 9 1 と第 2 凝縮器 4 の熱媒体流路 4 2 の入口とを接続し、第 2 凝縮器 4 の熱媒体流路 4 2 の出口と第 1 凝縮器 3 A, 3 B の熱媒体流路 3 2 の入口とを接続し、第 1 凝縮器 3 A, 3 B の熱媒体流路 3 2 の出口と、水出口 9 2 とを接続する。第 1 凝縮器 3 A, 3 B 内では冷媒と水とが対向流となる。第 2 凝縮器 4 内では冷媒と水とが対向流となる。

[0018] 第 2 凝縮器バイパス通路 1 0 は、第 2 凝縮器 4 の熱媒体流路 4 2 をバイパスする。流路切替弁 1 1 は、三方弁である。流路切替弁 1 1 は、水入口 9 1 と第 2 凝縮器 4 の熱媒体流路 4 2 の入口との間の熱媒体経路 9 の途中に設置されている。第 2 凝縮器バイパス通路 1 0 の一端は流路切替弁 1 1 に接続され、第 2 凝縮器バイパス通路 1 0 の他端は第 2 凝縮器 4 の熱媒体流路 4 2 の出口と第 1 凝縮器 3 A, 3 B の熱媒体流路 3 2 の入口との間の熱媒体経路 9 の途中に接続されている。

[0019] 流路切替弁 1 1 は、水入口 9 1 から流入した水の全量を第 2 凝縮器 4 の熱媒体流路 4 2 へ流す状態と、水入口 9 1 から流入した水の全量を第 2 凝縮器バイパス通路 1 0 へ流す状態とに切り替え可能である。また、流路切替弁 1 1 は、水入口 9 1 から流入した水を、第 2 凝縮器 4 の熱媒体流路 4 2 と、第 2 凝縮器バイパス通路 1 0 とに配分する比率を変更可能でもよい。本実施の形態 1 では、水入口 9 1 から流入する水の全流量のうち、第 2 凝縮器 4 を通らずに第 2 凝縮器バイパス通路 1 0 を通る割合を「バイパス率」と称する。本実施の形態 1 では、流路切替弁 1 1 が、第 2 凝縮器バイパス通路 1 0 を通

る水の流量であるバイパス量を可変にする流路制御要素に相当する。

[0020] 入り熱媒体温度センサ13は、水入口91と流路切替弁11との間の熱媒体経路9の途中に設置されている。入り熱媒体温度センサ13は、冷媒と熱交換する前の熱媒体すなわち水の温度を検出する。以下、入り熱媒体温度センサ13の検出温度を「入水温度」と称する。

[0021] 制御装置50は、冷凍サイクル装置1Aの運転を制御する制御手段である。制御装置50には、圧縮機2、膨張弁5、流路切替弁11、送風機12、および入り熱媒体温度センサ13が、それぞれ電氣的に接続されている。それら以外のアクチュエータ、センサ、ユーザーインターフェース装置などが制御装置50に更に接続されていてもよい。制御装置50は、プロセッサ50aと、制御プログラム、データ等を記憶するメモリ50bとを有する。制御装置50は、各センサで検出される情報、ユーザーインターフェース装置からの指示情報などにに基づき、圧縮機2、膨張弁5、流路切替弁11、および送風機12の動作をメモリ50bに記憶されたプログラムに従って制御することにより、冷凍サイクル装置1Aの運転を制御する。

[0022] 本実施の形態1では、冷媒としてR32を用いる。R32を冷媒として用いることの利点については後述する。

[0023] 図2は、第1凝縮器3A、3Bおよび第2凝縮器4を構成する熱交換器の一部を示す斜視図である。図2に示すように、熱交換器60は、1本のねじり管61と、3本の冷媒伝熱管62、63、64とを有する。ねじり管61の内部は、熱媒体流路を構成する。すなわち、ねじり管61の内部を水が流れる。冷媒伝熱管62、63、64の内部は、冷媒流路を構成する。冷媒は、3本の冷媒伝熱管62、63、64に分かれて、それらの内部を並行して流れる。図2では、冷媒伝熱管62、63、64の区別を容易にするため、便宜上、冷媒伝熱管62、64にそれぞれハッチングを付す。すなわち、図2中のハッチングは、断面を意味するものではない。ねじり管61は、その外周に、並行する3本の螺旋状の溝61a、61b、61cを有する。冷媒伝熱管62、63、64は、各溝61a、61b、61cにそれぞれ嵌め込

まれ、各溝 61a, 61b, 61c の形状に沿って、螺旋状に巻きつけられている。このような構成により、ねじり管 61 と、冷媒伝熱管 62, 63, 64 との接触伝熱面積を大きくすることができる。

[0024] 第 1 凝縮器 3A、第 1 凝縮器 3B、および第 2 凝縮器 4 は、それぞれ、上述した熱交換器 60 とほぼ同じ構造の熱交換器で構成されている。すなわち、第 1 凝縮器 3A、第 1 凝縮器 3B、および第 2 凝縮器 4 は、それぞれ、1 本の熱媒体流路および 3 本の冷媒流路を備える。ただし、図 1 では、簡略化のため、第 1 凝縮器 3A、第 1 凝縮器 3B、および第 2 凝縮器 4 の熱媒体流路をそれぞれ 1 本の線で表している。

[0025] 前述したように、第 1 凝縮器 3A, 3B は、一つの凝縮器として機能する。第 1 凝縮器 3A, 3B は、二つの熱交換器 60 を並列に接続して構成される。よって、第 1 凝縮器 3A, 3B の全体としては、2 本の熱媒体流路および 6 本の冷媒流路を有する。第 2 凝縮器 4 の冷媒流路の断面積は、第 1 凝縮器 3A, 3B の冷媒流路の断面積より小さいことが望ましい。その理由については後述する。凝縮器の冷媒流路が複数に分かれている場合には、「凝縮器の冷媒流路の断面積」とは、複数の冷媒流路の断面積の合計とする。すなわち、第 1 凝縮器 3A, 3B の冷媒流路の断面積とは、6 本の冷媒流路の断面積の合計であり、第 2 凝縮器 4 の冷媒流路の断面積とは、3 本の冷媒流路の断面積の合計である。第 1 凝縮器 3A, 3B の 1 本の冷媒流路の断面積と、第 2 凝縮器 4 の 1 本の冷媒流路の断面積とが等しいとすると、本実施の形態 1 の場合、第 2 凝縮器 4 の冷媒流路の断面積は、第 1 凝縮器 3A, 3B の冷媒流路の断面積の  $1/2$  となる。

[0026] なお、本発明における第 1 凝縮器および第 2 凝縮器は、上述したようなねじり管式熱交換器に限定されるものではなく、プレート式熱交換器などの他の方式のものでも良い。また、冷媒流路および熱媒体流路の本数も上記の例に限定されるものではない。

[0027] 図 3 は、本実施の形態 1 の冷凍サイクル装置 1A と、タンクユニット 20 とを有する貯湯式給湯システムの構成図である。図 3 に示すように、タンク

ユニット20内には、貯湯タンク21と、水ポンプ22とが設置されている。冷凍サイクル装置1Aと、貯湯タンク21とは、水路23、24を介して接続される。また、冷凍サイクル装置1Aと、タンクユニット20とは、図示しない電気配線を介して接続される。水路23の一端は、冷凍サイクル装置1Aの水入口91に接続されている。水路23の他端は、タンクユニット20内で貯湯タンク21の下部に接続されている。タンクユニット20内の水路23の途中に水ポンプ22が設置されている。水路24の一端は、冷凍サイクル装置1Aの水出口92に接続されている。水路24の他端は、タンクユニット20内で貯湯タンク21の上部に接続されている。図示の構成に代えて、水ポンプ22を冷凍サイクル装置1A内に配置してもよい。

[0028] タンクユニット20の貯湯タンク21の下部には、給水管25が更に接続されている。水道等の外部の水源から供給される水が、給水管25を通過して、貯湯タンク21内に流入し、貯留される。貯湯タンク21内は、給水管25から水が流入することにより、常に満水状態に維持される。タンクユニット20内には、更に、給湯用混合弁26が設けられている。給湯用混合弁26は、出湯管27を介して、貯湯タンク21の上部と接続されている。また、給湯用混合弁26には、給水管25から分岐した給水分岐管28が接続されている。給湯用混合弁26には、給湯管29の一端が更に接続されている。給湯管29の他端は、図示を省略するが、例えば蛇口、シャワー、浴槽等の給湯端末に接続される。

[0029] 貯湯タンク21の蓄熱量を増加させる蓄熱運転では、貯湯タンク21内に貯留された水が、水ポンプ22により、水路23を通過して冷凍サイクル装置1Aに送られ、冷凍サイクル装置1A内で加熱されて、高温の湯になる。冷凍サイクル装置1A内で生成した高温湯は、水路24を通過してタンクユニット20に戻り、上部から貯湯タンク21内に流入する。このような蓄熱運転により、貯湯タンク21内には、上側が高温、下側が低温となる温度成層を形成して、湯が貯えられる。

[0030] 給湯管29から給湯端末に給湯する際には、貯湯タンク21内の高温湯が

出湯管 27 を通って給湯用混合弁 26 に供給されるとともに、低温水が給水分岐管 28 を通って給湯用混合弁 26 に供給される。この高温湯および低温水が給湯用混合弁 26 で混合された上で、給湯管 29 を通って給湯端末に供給される。給湯用混合弁 26 は、使用者により設定された給湯温度になるように、高温湯と低温水との混合比を調節する。

[0031] タンクユニット 20 内には、浴槽を追い焚きするための追い焚き熱交換器 30 が更に設けられている。また、図示を省略するが、タンクユニット 20 内には、浴槽の水を追い焚き熱交換器 30 へ循環させる配管と、水路 23, 24 の接続先を貯湯タンク 21 から追い焚き熱交換器 30 へ切り替えるための配管とが設けられている。浴槽追い焚き運転では、それらの配管により、浴槽の水と、冷凍サイクル装置 1A 内で生成した高温湯とを追い焚き熱交換器 30 へ循環させ、両者を熱交換させることにより、浴槽の温度を上昇させることができる。

[0032] 図 4 は、本実施の形態 1 の冷凍サイクル装置 1A における制御動作を示すフローチャートである。図 4 のステップ S1 で、制御装置 50 は、入り熱媒体温度センサ 13 で検出される入水温度と、予め設定された基準温度  $\alpha$  とを比較する。本実施の形態 1 では、基準温度  $\alpha = 50^\circ\text{C}$  とする。ステップ S1 で入水温度が基準温度  $\alpha$  より低い場合には、制御装置 50 は、ステップ S2 へ移行する。ステップ S2 で冷凍サイクル装置 1A は、低温入水運転を行う。これに対し、ステップ S1 で入水温度が基準温度  $\alpha$  以上である場合には、制御装置 50 は、ステップ S3 へ移行する。ステップ S3 で冷凍サイクル装置 1A は、高温入水運転を行う。制御装置 50 は、高温入水運転のバイパス量が低温入水運転のバイパス量より大きくなるように流路切替弁 11 の動作を制御する。本実施の形態 1 では、低温入水運転のバイパス率を 0% とする。すなわち、ステップ S2 で制御装置 50 は、水入口 91 から流入する水の全流量が第 2 凝縮器 4 を通るように流路切替弁 11 の動作を制御する。また、本実施の形態 1 では、高温入水運転のバイパス率を 100% とする。すなわち、ステップ S3 で制御装置 50 は、水入口 91 から流入する水の全流量

が第2凝縮器4を通らずに第2凝縮器バイパス通路10を通るように流路切替弁11の動作を制御する。

[0033] なお、入水温度が基準温度 $\alpha$ に近い場合に低温入水運転と高温入水運転とが頻繁に切り替わることを防止するために、二つの基準温度を設け、低温入水運転と高温入水運転との切り替えにヒステリシスを持たせるようにしても良い。

[0034] 給水管25から供給された低温水が貯湯タンク21内の下側に存在している場合には、蓄熱運転の入水温度は、外気温度とほぼ同程度になる。基準温度 $\alpha$ は、外気温度より高い。このため、給水管25から供給された低温水が貯湯タンク21内の下側に存在している場合の蓄熱運転では、入水温度が基準温度 $\alpha$ より低くなるので、冷凍サイクル装置1Aは低温入水運転を行う。

[0035] これに対し、放熱などにより温度低下した貯湯タンク21内の湯を再加熱するための蓄熱運転においては、入水温度が基準温度 $\alpha$ より高くなる場合がある。また、浴槽追い焚き運転においても、入水温度が基準温度 $\alpha$ より高くなる場合がある。これらの場合には、冷凍サイクル装置1Aは高温入水運転を行う。

[0036] 図5は、本実施の形態1の冷凍サイクル装置1Aの低温入水運転の動作を示す図である。低温入水運転では、水入口91から流入した水は、第2凝縮器4で加熱された後に二つに分岐して第1凝縮器3A、3Bへ並列に流れ、更に加熱される。

[0037] 冷媒は、圧縮機2を出た後に二つに分岐して、第1凝縮器3A、3Bへ並列に流れる。第1凝縮器3Aの伝熱部の入口直前で冷媒は3本の冷媒流路に更に分岐する。同様に、第1凝縮器3Bの伝熱部の入口直前で冷媒は3本の冷媒流路に更に分岐する。第1凝縮器3A、3B内で冷媒は一部凝縮し、気液二相状態となる。第1凝縮器3A、3Bを通過した冷媒は、合流した後、第2凝縮器4へ流れる。第2凝縮器4の伝熱部の入口直前で冷媒は3本の冷媒流路に分岐する。冷媒は、第2凝縮器4内で更に凝縮する。

[0038] 図6は、本実施の形態1の冷凍サイクル装置1Aの低温入水運転における

第1凝縮器3A, 3Bおよび第2凝縮器4での冷媒および水の温度変化の一例を示す図である。図6では、横軸が冷媒のエントルピを表し、縦軸が温度を表す。この例では、冷媒と水の温度差が最小となるピンチポイントの温度差をおよそ3Kとする。また、入水温度を9℃、冷媒の凝縮温度を62℃（飽和圧力で4.11MPa）、第1凝縮器3A, 3Bの入口の冷媒ガスの温度を126℃とすると、第1凝縮器3A, 3Bの出口の水温は80℃、第2凝縮器4の出口の冷媒液の温度は12℃となる。このように、本実施の形態1の冷凍サイクル装置1Aによれば、高圧側の圧力を、一般的な空調機の設計圧力である4.25MPa以下にして、80℃の出湯が可能である。このため、圧縮機2の仕様を空調機と共通にすることができるので、コストを低減できる。以下の説明では、第1凝縮器3A, 3Bの出口の水温を「出湯温度」と称する。

[0039] 図7は、本実施の形態1の冷凍サイクル装置1Aの低温入水運転のP-h線図すなわちモリエル線図を示す。図7に示すように、低温入水運転では、低压冷媒ガスが圧縮機2で点G1から点A1まで圧縮されて高圧冷媒ガスとなる。この高圧冷媒ガスは、第1凝縮器3A, 3Bで点A1から点B1まで冷却され、その間に凝縮を開始する。点B1は、気液二相状態となる。この気液二相状態の高圧冷媒は、第2凝縮器4で更に凝縮して過冷却液となる。すなわち、高圧冷媒は第2凝縮器4で点B1から点C1へ変化する。第2凝縮器4を出た高圧冷媒は、高低圧熱交換器8で、蒸発器6を出た低压冷媒と熱交換することにより冷却される。すなわち、高圧冷媒は高低圧熱交換器8で点C1から点D1へ変化する。高低圧熱交換器8を出た過冷却液の冷媒は、膨張弁5で点E1まで膨張して減圧され、気液二相状態の低压冷媒となる。この気液二相状態の低压冷媒は、蒸発器6で点E1から点F1まで吸熱し、蒸発する。図7は蒸発器6の出口の低压冷媒（点F1）が気液二相状態の場合を示すが、蒸発器6の出口の低压冷媒は過熱蒸気でも良い。蒸発器6を出た低压冷媒は、高低圧熱交換器8で高圧冷媒と熱交換することにより、点F1から点G1まで加熱され、アキュムレータ7を経て、圧縮機2に吸入さ

れる。

[0040] 低温入水運転では、冷媒が入水温度に近い温度まで過冷却されるため、冷媒のエンタルピ差が大きくなる結果、冷凍サイクル装置 1 A の COP を高くすることができる。図 8 に、低温入水運転での外気温度と入水温度との関係の一例を示す。図 5 に示す入水温度が 9 °C の例は、外気温度が 7 °C の場合に相当する。外気温度の上昇に対して、入水温度も上昇する。

[0041] 図 9 は、本実施の形態 1 の冷凍サイクル装置 1 A の高温入水運転の動作を示す図である。高温入水運転では、水入口 9 1 から流入した水は、第 2 凝縮器 4 を通らずに、第 2 凝縮器バイパス通路 1 0 を通った後、二つに分岐して第 1 凝縮器 3 A, 3 B を並列に流れ、加熱される。高温入水運転で冷媒が流れる経路は、低温入水運転と同じである。ただし、第 2 凝縮器 4 で水との熱交換がないため、第 2 凝縮器 4 では冷媒は凝縮しない。

[0042] 図 1 0 は、本実施の形態 1 の冷凍サイクル装置 1 A の高温入水運転における第 1 凝縮器 3 A, 3 B での冷媒および水の温度変化の一例を示す図である。図 1 0 では、横軸が冷媒のエンタルピを表し、縦軸が温度を表す。この例では、冷媒と水の温度差が最小となるピンチポイントの温度差をおよそ 3 K とする。また、入水温度を 5 0 °C、冷媒の凝縮温度を 6 2 °C（飽和圧力で 4 . 1 1 M P a）、第 1 凝縮器 3 A, 3 B の入口の冷媒ガスの温度を 1 2 6 °C とすると、第 1 凝縮器 3 A, 3 B の出口の水温すなわち出湯温度は 8 0 °C となる。

[0043] 図 1 1 は、本実施の形態 1 の冷凍サイクル装置 1 A の高温入水運転の P - h 線図を示す。図 1 1 に示すように、高温入水運転では、低压冷媒ガスが圧縮機 2 で点 G 2 から点 A 2 まで圧縮されて高圧冷媒ガスとなる。この高圧冷媒ガスは、第 1 凝縮器 3 A, 3 B にて、点 A 2 から点 B 2 まで冷却され、その間に凝縮を開始する。点 B 2 は、気液二相状態となる。第 2 凝縮器 4 では、水が流れず、熱交換がなされない。このため、第 2 凝縮器 4 内で冷媒は、エンタルピが低下しないが、圧力損失により圧力が降下する。すなわち、第 2 凝縮器 4 内で冷媒は点 B 2 から点 C 2 へ変化する。第 2 凝縮器 4 を出た高

圧冷媒は、高低圧熱交換器 8 で、蒸発器 6 を出た低圧冷媒と熱交換することにより冷却され、更に凝縮する。すなわち、高低圧熱交換器 8 で高圧冷媒は点 C 2 から点 D 2 へ変化する。図 1 1 は、高低圧熱交換器 8 の出口の高圧冷媒（点 D 2）が過冷却液の場合を示すが、高低圧熱交換器 8 の出口の高圧冷媒は気液二相でも飽和液でも良い。高低圧熱交換器 8 を出た高圧冷媒は、膨張弁 5 で点 E 2 まで膨張して減圧され、気液二相状態の低圧冷媒となる。この気液二相状態の低圧冷媒は、蒸発器 6 で点 E 2 から点 F 2 まで吸熱し、蒸発する。蒸発器 6 の出口（点 F 2）でも低圧冷媒は気液二相状態である。蒸発器 6 を出た気液二相状態の低圧冷媒は、高低圧熱交換器 8 で高圧冷媒と熱交換することにより、点 F 2 から点 G 2 まで加熱されて更に蒸発する。蒸発器 6 を出た低圧冷媒は、アキュムレータ 7 を経て、圧縮機 2 に吸入される。

[0044] 高低圧熱交換器 8 の熱交換量は、高圧部 8 1 の入口の冷媒温度すなわち第 2 凝縮器 4 の出口の冷媒温度と、低圧部 8 2 の入口の冷媒温度すなわち蒸発器 6 の出口の冷媒温度との温度差に比例する。低温入水運転では、第 2 凝縮器 4 の出口の冷媒の過冷却度を大きくする運転となる。過冷却度とは、凝縮温度すなわち飽和温度からの温度低下幅である。ここでは、第 2 凝縮器 4 の出口の冷媒温度を 12℃とし、蒸発器 6 での冷媒の蒸発温度を 0℃とすると、低温入水運転の高低圧熱交換器 8 の温度差  $\Delta T 1$  は、次式で表される。

$$\Delta T 1 = 12^{\circ}\text{C} - 0^{\circ}\text{C} = 12\text{K}$$

[0045] 一方、高温入水運転では、第 2 凝縮器 4 で冷媒は凝縮しないため、高低圧熱交換器 8 の高圧部 8 1 の入口の冷媒温度は、第 1 凝縮器 3 A, 3 B の出口の冷媒温度から、第 2 凝縮器 4 での圧力損失により温度降下した温度となる。ここでは、第 1 凝縮器 3 A, 3 B の出口の冷媒温度を 62℃とし、第 2 凝縮器 4 での圧力損失による冷媒の温度降下を 5 K と仮定すると、高温入水運転の高低圧熱交換器 8 の温度差  $\Delta T 2$  は、次式で表される。

$$\Delta T 2 = (62^{\circ}\text{C} - 5\text{K}) - 0^{\circ}\text{C} = 57\text{K}$$

[0046] 高温入水運転の第 2 凝縮器 4 の点 B 2 から点 C 2 の平均冷媒乾き度は、低温入水運転の第 2 凝縮器 4 の点 B 1 から点 C 1 の平均冷媒乾き度より高い。

このため、高温入水運転の第2凝縮器4内の平均冷媒密度は、低温入水運転の第2凝縮器4内の平均冷媒密度より小さい。また、高温入水運転の蒸発器6の点E2から点F2の平均冷媒乾き度は、低温入水運転の蒸発器6の点E1から点F1の平均冷媒乾き度より高い。このため、高温入水運転の蒸発器6内の平均冷媒密度は、低温入水運転の蒸発器6内の平均冷媒密度より小さい。このようなことから、高温入水運転は、低温入水運転に比べて、第2凝縮器4および蒸発器6に必要な冷媒量が少なくなるため、冷媒回路内に余剰の冷媒が発生する。本実施の形態1の冷凍サイクル装置1Aによれば、高温入水運転において、高低圧熱交換器8で冷媒を冷却することで、蒸発器6の入口の冷媒のエンタルピが低くなる。その結果、蒸発器6の平均冷媒密度が大きくなるので、蒸発器6に余剰冷媒の一部を貯留することができる。また、高温入水運転では、アキュムレータ7にも余剰冷媒を貯留する運転となる。

[0047] 図12は、本実施の形態1の冷凍サイクル装置1Aの第1凝縮器3A、3Bおよび第2凝縮器4の内部における冷媒および水の位置と温度の関係の一例を示す図である。図12の縦軸は温度を表す。図12の横軸は、第1凝縮器3A、3Bの一つの熱媒体流路長および第2凝縮器4の一つの熱媒体流路長の合計を1としたときの第2凝縮器4の水の入口からの距離の比を表す。ここで、熱媒体流路長とは、熱媒体流路の流れ方向に対する中心軸の長さとする。図12に示す例の運転条件は、前述した図6または図10の運転条件と同じとする。

[0048] 第1凝縮器3A、3Bの一つの熱媒体流路長を $L_{p1}$ とし、第2凝縮器4の一つの熱媒体流路長を $L_{p2}$ とすると、図12に示す例では、 $L_{p1} : L_{p2} = 0.55 : 0.45$ としている。本実施の形態1では、第1凝縮器3A、3Bの熱媒体流路は二つあり、第2凝縮器4の熱媒体流路は一つであるため、第1凝縮器3A、3Bの熱媒体流路の全長を $L_1$ とし、第2凝縮器4の熱媒体流路の全長を $L_2$ とすると、 $L_1 : L_2 = 1.10 : 0.45 = 2.4 : 1.0$ となる。

[0049] 第1凝縮器3A, 3Bの熱媒体流路長と第2凝縮器4の熱媒体流路長との比を上記のようにした場合、入水温度が例えば9℃の低温入水運転では、図12に示されるとおり、第2凝縮器4で水を9℃から50℃まで加熱した後、第1凝縮器3A, 3Bで水を50℃から80℃まで加熱することができる。また、入水温度が例えば50℃の高温入水運転では、第1凝縮器3A, 3Bで水を50℃から80℃まで加熱することができる。

[0050] 本実施の形態1の冷凍サイクル装置1Aによれば、以下のような効果が得られる。

(効果1) 高温入水運転では、第2凝縮器4に水を通さないので、第2凝縮器4での熱交換が抑制されるので、高低圧熱交換器8の熱交換量を大きくすることができる。その結果、高低圧熱交換器8での高圧冷媒の冷却量が大きくなり、蒸発器6の入口の冷媒のエンタルピが低くなるので、蒸発器6に貯留される余剰冷媒の量を多くすることができる。よって、高温入水運転で発生する冷媒回路内の余剰冷媒を効率良く蒸発器6に溜めることができるので、高圧側冷媒圧力の過度の上昇を抑制することができる。また、高温入水運転で蒸発器6に貯留される余剰冷媒の量が多くなることから、アキュムレータ7のみに余剰冷媒を貯留する場合と比較して、アキュムレータ7に貯留される冷媒液の量を減少させることができる。そのため、圧縮機2に多量の冷媒液が吸入される液圧縮により圧縮機2がダメージを受ける可能性を低くできる。また、アキュムレータ7の大型化の必要性も小さくなる。

[0051] (効果2) 高温入水運転で、第2凝縮器4を出た気液二相状態の高圧冷媒を高低圧熱交換器8で冷却することにより、膨張弁5の入口の高圧冷媒を、過冷却液の状態または乾き度の小さい状態にすることができる。このため、乾き度の大きい高圧冷媒を膨張弁5に流入させる場合に比べて、膨張弁5の容量(例えば口径)を小さくできる。すなわち、低温入水運転と高温入水運転とで、膨張弁5の容量を大きく変更する必要がない。

[0052] (効果3) 高温入水運転では、第2凝縮器4内の冷媒が気液二相状態またはガスとなるため、過冷却液に比べて流速が高くなる。このため、高温入水

運転の第2凝縮器4内の冷媒圧力損失は、低温入水運転の第2凝縮器4内の冷媒圧力損失より大きくなる。そのため、高温入水運転では、第2凝縮器4内の冷媒が圧力損失により温度降下を生じる。その結果、冷媒と水の温度差が小さくなるため、圧力を一定とすれば、熱交換量が低下する。第2凝縮器4内で、冷媒圧力損失が更に大きくなると、冷媒温度が入水温度より低くなる部分が発生する。冷媒温度が水温より低い部分では、水が冷媒に熱を奪われることになり、熱をロスする。その結果、冷凍サイクル装置1Aが水を加熱する効率が低下する。これに対し、本実施の形態1では、高温入水運転では第2凝縮器4に水を通さないため、冷媒温度が入水温度より低くなる部分が第2凝縮器4内に発生しても、水が冷媒に熱を奪われることを確実に抑制できるので、熱のロスを抑制できる。それゆえ、冷凍サイクル装置1Aが水を加熱する効率が低下することを確実に抑制できる。特に、本実施の形態1では、第2凝縮器4は、第1凝縮器3A、3Bに比べて、冷媒流路の断面積が小さく、冷媒流路の数が少ないため、冷媒圧力損失が大きくなり易い。よって、上記効果の重要性が高い。一方、第1凝縮器3A、3Bは、第2凝縮器4に比べて、冷媒流路の断面積が大きく、冷媒流路の数が多いため、冷媒圧力損失が小さい。このため、第1凝縮器3A、3Bでは、入水温度が高い高温入水運転においても、凝縮圧力を上昇させることなく、十分な熱交換量を確保できる。

[0053] また、本実施の形態1の冷凍サイクル装置1Aでは、第2凝縮器4の冷媒流路の断面積を、第1凝縮器3A、3Bの冷媒流路の断面積より小さくしたことにより、以下のような効果が得られる。

(効果4) 低温入水運転では、第2凝縮器4で冷媒を過冷却させ、第2凝縮器4の出口の冷媒温度を低くしてエンタルピ差を大きくすることで、COPを高くすることができる。冷媒は、その性質上、過冷却液になると流速が低くなり、熱伝達率が気液二相部に比べて低くなる。これに対し、本実施の形態1では、第2凝縮器4の冷媒流路の断面積を、第1凝縮器3A、3Bの冷媒流路の断面積より小さくしたことで、第2凝縮器4内の過冷却液の冷媒

の流速の低下を抑制でき、それにより熱伝達率の低下を抑制できる。このため、低温入水運転において、第2凝縮器4での熱交換の効率を向上し、COPを更に高くすることができる。特に、本実施の形態1では、第2凝縮器4の冷媒流路の数を、第1凝縮器3A、3Bの冷媒流路の数より少なくしたことにより、第2凝縮器4での冷媒の熱伝達率の低下をより確実に抑制できる。

[0054] また、本実施の形態1では、冷媒としてR32を用いることにより、次のような効果が得られる。

(効果5) 図13に、R410A冷媒およびR32冷媒の圧縮機吐出温度の比較を示す。図13に示す例では、圧縮機吸入圧力を0℃でのR32の飽和蒸気圧である0.81MPaとし、圧縮機吐出圧力を空調機の設計圧力と同等の4.25MPaとし、圧縮機2に吸入される冷媒の過熱度を0Kとし、圧縮機効率を100%と仮定している。このような条件において、R410Aの圧縮機吐出温度が91℃であるのに対し、R32の圧縮機吐出温度は110℃となる。過熱度とは、蒸発温度すなわち飽和温度からの温度上昇幅である。高温入水運転では、前述のようにアキュムレータ7に余剰の冷媒液を貯留する運転となるため、圧縮機2に吸入される冷媒の過熱度が0K（もしくは0K以下）となる。圧縮機2に吸入される冷媒の過熱度が0Kになると、上記のようにR410A冷媒は圧縮機吐出温度が91℃と低くなる。このため、R410Aを冷媒に用いた場合、高温入水運転での出湯温度を高くすることが困難となる。これに対し、R32冷媒は、圧縮機2に吸入される冷媒の過熱度が0Kになっても、圧縮機吐出温度を110℃と高くすることができる。このため、冷媒にR32を用いることで、高温入水運転での出湯温度をR410A冷媒より高くすることができる。その結果、貯湯タンク21の容量が同一の場合、蓄熱量をより多くできる。本実施の形態1の冷凍サイクル装置1Aは、R32を冷媒に用い、設計圧力を空調機と同程度にした場合、出湯温度は最高で約80℃となる。したがって、貯湯タンク21の貯湯温度も最高で約80℃となる。これに対し、CO<sub>2</sub>を冷媒に用いたヒートポ

ンプ給湯機の出湯温度は最高で約90℃であり、貯湯温度も最高で約90℃となる。このため、貯湯タンク21の容量を同一とした場合に、蓄熱量はCO<sub>2</sub>冷媒を用いたヒートポンプ給湯機の方が大きくなる。しかしながら、給湯管29から給湯端末へ供給する湯の温度は、約40～60℃であるので、貯湯温度が80℃でも問題は無い。また、本実施の形態1の冷凍サイクル装置1Aでは、入水温度が約50℃以上の高温入水運転を行う場合にも、出湯温度を80℃以上とし、且つ効率の良い運転が行える。このため、貯湯タンク21からの放熱などにより貯湯温度および蓄熱量が低下した場合には、冷凍サイクル装置1Aの高温入水運転による蓄熱運転を行うことにより、貯湯タンク21内の温度低下した湯を効率良く再加熱することができる。また、CO<sub>2</sub>の臨界温度が約31℃であるのに対して、R32の臨界温度は約78℃と高い。このため、本実施の形態1の冷凍サイクル装置1Aによれば、高温入水運転でも冷媒の凝縮潜熱を利用できるので、COPの高い運転ができる。また、貯湯温度が高すぎると、貯湯タンク21から外気への放熱が増加するため、90℃で貯湯するよりも、80℃で貯湯し、蓄熱量が低下した場合に再び蓄熱運転を行う方が熱ロスが小さくなる。なお、本発明では、R32が100%の冷媒を用いた場合だけでなく、R32を主成分とする冷媒を用いた場合にも、上述した効果と同様の効果が得られる。R32を主成分とする冷媒を用いる場合、R32の割合が70mass%以上、より好ましくは90mass%以上の冷媒を用いれば良い。

[0055] ここで、第1凝縮器の冷媒流路の数の、第2凝縮器の冷媒流路の数に対する比を冷媒流路数比と定義する。前述したように、本実施の形態1では、第1凝縮器3A、3Bの冷媒流路は6本であり、第2凝縮器4の冷媒流路は3本であるため、冷媒流路数比は2である。図14は、冷媒流路数比と第1凝縮器の冷媒圧力損失の大きさとの関係を示す図である。図14の縦軸は、冷媒流路数比が1のときを100%とした第1凝縮器の冷媒圧力損失の大きさを表す。図14に示すように、冷媒流路数比が大きいほど、第1凝縮器の冷媒圧力損失は減少する。しかしながら、冷媒流路数比が2.5を超えると、

冷媒圧力損失をそれ以上に低減する効果は小さくなる。一方、冷媒流路数比が大き過ぎると、冷媒流速の低下により、熱伝達率が低下するため、熱交換量が低下する場合がある。以上のようなことから、冷媒流路数比は1.5から2.5程度が望ましく、本実施の形態1のように冷媒流路数比が2であることが特に望ましい。また、本実施の形態1では、第1凝縮器3A、3Bおよび第2凝縮器4をほぼ同じ構造の熱交換器で構成している。すなわち、第2凝縮器4とほぼ同じ構造の熱交換器を二つ並列に接続することで第1凝縮器3A、3Bを構成している。これにより、容易な設計で上記効果を達成することができる。

[0056] 本実施の形態1における低温入水運転では、水のバイパス率を0%とし、水の全量を第2凝縮器4で加熱するので、出湯温度を高くすることができる。ただし、本発明では、低温入水運転で、水のバイパス率を必ずしも0%にしなくても良く、少量の水を第2凝縮器バイパス通路10に通しても良い。また、本実施の形態1における高温入水運転では、水のバイパス率を100%とし、水の全量を第2凝縮器バイパス通路10に通すので、第2凝縮器4で冷媒が水に熱を奪われることを確実に防止することができる。ただし、本発明では、高温入水運転で、水のバイパス率を必ずしも100%にしなくても良く、少量の水を第2凝縮器4に通しても良い。

[0057] また、本発明では、第1基準温度と、それより高い第2基準温度とを設け、入水温度が第1基準温度に対して低い場合にはバイパス率を0%とし、入水温度が第2基準温度に対して高い場合にはバイパス率を100%とし、入水温度が第1基準温度と第2基準温度との間にある場合には入水温度が高くなるにつれてバイパス率が連続的または段階的に高くなるように、制御装置50が流路切替弁11の動作を制御しても良い。これにより、低温入水運転と高温入水運転との遷移を円滑に行うことができる。

[0058] 本実施の形態1においては、送風機12の送風量を変えることにより、蒸発器6の熱交換量を変化させることができる。送風機12の送風量を大きくすると蒸発器6の熱交換量が増え、送風機12の送風量を小さくすると蒸発

器 6 の熱交換量が減る。本実施の形態 1 では、高温入水運転のとき、低温入水運転に比べて送風機 1 2 の送風量を小さくすることにより、蒸発器 6 の熱交換量を抑制するように制御しても良い。すなわち、図 4 のフローチャートにおいて、制御装置 5 0 がステップ S 3 の高温入水運転のときにステップ S 2 の低温入水運転に比べて送風機 1 2 の駆動速度を低くするように制御すれば良い。このようにして、高温入水運転で蒸発器 6 の熱交換量を抑制することにより、冷媒の蒸発量が低下するため、蒸発器 6 内の平均冷媒密度が大きくなる結果、蒸発器 6 に貯留される余剰冷媒量が増加させることができる。よって、上述した効果 1 をより大きく発揮させることができる。なお、高温入水運転は、低温入水運転と比べて、蒸発器 6 での冷媒のエンタルピ差が小さいため、蒸発器 6 の熱交換量を抑制しても、蒸発温度の低下が小さく、COP に与える影響が小さい。本実施の形態 1 では、送風機 1 2 が蒸発器熱交換量可変手段に相当する。蒸発器 6 の熱源が液体である場合には、その液体を蒸発器 6 に送るポンプを蒸発器熱交換量可変手段として用いることができる。

[0059] 実施の形態 2.

次に、図 1 5 を参照して、本発明の実施の形態 2 について説明するが、上述した実施の形態 1 との相違点を中心に説明し、同一部分または相当部分は同一符号を付し説明を省略する。

[0060] 図 1 5 は、本発明の実施の形態 2 の冷凍サイクル装置の構成図である。図 1 5 に示す本実施の形態 2 の冷凍サイクル装置 1 B は、実施の形態 1 の冷凍サイクル装置 1 A と比べて、高低圧熱交換器 8 の低圧部 8 2 をバイパスする高低圧熱交換器バイパス通路 1 4 と、高低圧熱交換器バイパス通路 1 4 を開閉する開閉弁 1 5 とを備える。本実施の形態 2 では、図 4 のフローチャートで制御装置 5 0 は、ステップ S 2 の低温入水運転では開閉弁 1 5 を開き、ステップ S 3 の高温入水運転では開閉弁 1 5 を閉じるように制御する。図 1 5 は、高温入水運転の動作を表す。高温入水運転では、開閉弁 1 5 が閉じているので、蒸発器 6 を出た低圧冷媒は、高低圧熱交換器バイパス通路 1 4 を通

らず、高低圧熱交換器 8 の低圧部 8 2 を通る。このような本実施の形態 2 の高温入水運転は、実施の形態 1 の高温入水運転と同様の状態となる。

[0061] 本実施の形態 2 によれば、実施の形態 1 と同様の効果に加えて、次のような効果が得られる。本実施の形態 2 の低温入水運転では、開閉弁 1 5 が開いているので、蒸発器 6 を出た低圧冷媒のほとんどは、高低圧熱交換器 8 に比べて流路抵抗の小さい高低圧熱交換器バイパス通路 1 4 を通る。これにより、本実施の形態 2 の低温入水運転では、実施の形態 1 に比べて、高低圧熱交換器 8 の熱交換を抑制することができる。このため、低温入水運転のとき、第 2 凝縮器 4 を出た高圧冷媒が高低圧熱交換器 8 で冷却されることが抑制されるので、蒸発器 6 の入口の冷媒のエンタルピを高くすることができる。その結果、低温入水運転のときに蒸発器 6 内の冷媒の量を低減できるので、低温入水運転で冷媒回路内に必要な冷媒量を少なくできる。よって、実施の形態 1 に比べて、冷媒回路内に封入する冷媒量を低減できるので、高温入水運転で余剰になる冷媒量を低減できる。

[0062] なお、本実施の形態 2 では、高温入水運転で開閉弁 1 5 を冷媒が流れないように閉じるようにしているが、高温入水運転で開閉弁 1 5 を少量の冷媒が通過しても良い。すなわち、高温入水運転での開閉弁 1 5 の開度が低温入水運転での開閉弁 1 5 の開度より小さくなるようにすれば良い。

[0063] また、上述した高低圧熱交換器バイパス通路 1 4 および開閉弁 1 5 に代えて、高低圧熱交換器 8 の高圧部 8 1 をバイパスする高低圧熱交換器バイパス通路と当該高低圧熱交換器バイパス通路を開閉する開閉弁とを設け、上記と同様に制御しても良い。その場合にも、上記と同様の効果が得られる。

[0064] 実施の形態 3.

次に、図 1 6 から図 1 9 を参照して、本発明の実施の形態 3 について説明するが、上述した実施の形態 1 との相違点を中心に説明し、同一部分または相当部分は同一符号を付し説明を省略する。

[0065] 図 1 6 は、本発明の実施の形態 3 の冷凍サイクル装置の構成図である。図 1 6 に示す本実施の形態 3 の冷凍サイクル装置 1 C は、実施の形態 1 の冷凍

サイクル装置 1 A と比べて、第 2 凝縮器バイパス通路 1 0 および流路切替弁 1 1 を備えない代わりに、第 2 凝縮器バイパス通路 1 6 およびバイパス弁 1 7 を備える。第 2 凝縮器バイパス通路 1 6 は、第 2 凝縮器 4 の冷媒流路 4 1 をバイパスする。第 2 凝縮器バイパス通路 1 6 の一端は、第 1 凝縮器 3 A, 3 B の冷媒流路 3 1 と第 2 凝縮器 4 の冷媒流路 4 1 との間の冷媒配管に接続されている。第 2 凝縮器バイパス通路 1 6 の他端は、膨張弁 5 と蒸発器 6 との間の冷媒配管に接続されている。バイパス弁 1 7 は、第 2 凝縮器バイパス通路 1 6 の途中に設けられており、第 2 凝縮器バイパス通路 1 6 を開閉する。高低圧熱交換器 8 の高圧部 8 1 は、バイパス弁 1 7 の上流側の第 2 凝縮器バイパス通路 1 6 の途中に接続されている。バイパス弁 1 7 は、高圧冷媒を減圧膨張させる減圧装置の機能も持つ。バイパス弁 1 7 は、その開度が任意に変更可能なものが好ましい。入り熱媒体温度センサ 1 3 は、水入口 9 1 と第 2 凝縮器 4 との間の熱媒体経路 9 の途中に設置されている。

[0066] 本実施の形態 3 では、第 1 凝縮器 3 A, 3 B を通過した冷媒の全流量のうち、第 2 凝縮器 4 を通らずに第 2 凝縮器バイパス通路 1 6 を通る割合を「バイパス率」と称する。本実施の形態 3 では、膨張弁 5 およびバイパス弁 1 7 が、第 2 凝縮器バイパス通路 1 6 を通る冷媒の流量であるバイパス量を可変にする流路制御要素に相当する。バイパス量が大きいほど、高低圧熱交換器 8 の高圧部 8 1 を通る高圧冷媒の流量が高くなるため、高低圧熱交換器 8 の熱交換量が大きくなる。また、本実施の形態 3 では、低温入水運転および高温入水運転のいずれにおいても、水入口 9 1 から流入した水の全量が第 2 凝縮器 4 を通る。

[0067] 冷凍サイクル装置 1 C は、入水温度が基準温度  $\alpha$  より低い場合には低温入水運転を行い、入水温度が基準温度  $\alpha$  以上である場合には高温入水運転を行う。基準温度  $\alpha$  は、実施の形態 1 と同じく 5 0 °C とする。制御装置 5 0 は、高温入水運転のバイパス量が低温入水運転のバイパス量より大きくなるように膨張弁 5 およびバイパス弁 1 7 の動作を制御する。これにより、高温入水運転での高低圧熱交換器 8 の熱交換量を大きくする。本実施の形態 3 では、

低温入水運転のバイパス率を0%とし、高温入水運転のバイパス率を100%として説明する。

[0068] 図16は、本実施の形態3の冷凍サイクル装置1Cの低温入水運転の動作を示している。低温入水運転を行う場合には制御装置50は、バイパス弁17を冷媒が流れないような開度に閉じる。これにより、第1凝縮器3A、3Bを通過した冷媒の全流量が第2凝縮器4および膨張弁5を通り、蒸発器6へ向かう。このように、本実施の形態3の低温入水運転では、高低圧熱交換器8の高圧部81に冷媒が流れないので、高低圧熱交換器8で熱交換は行われない。

[0069] 図17は、本実施の形態3の冷凍サイクル装置1Cの低温入水運転のP-h線図を示す。図17に示すように、低温入水運転では、低压冷媒ガスが圧縮機2で点G3から点A3まで圧縮されて高圧冷媒ガスとなる。この高圧冷媒ガスは、第1凝縮器3A、3Bで点A3から点B3まで冷却され、その間に凝縮を開始する。点B3は、気液二相状態となる。この気液二相状態の高圧冷媒は、第2凝縮器4で更に凝縮して過冷却液となる。すなわち、高圧冷媒は第2凝縮器4で点B3から点C3へ変化する。第2凝縮器4を出た高圧冷媒は、高低圧熱交換器8を通らず、膨張弁5で点E3まで膨張して減圧され、気液二相状態の低压冷媒となる。この気液二相状態の低压冷媒は、蒸発器6で点E3から点G3まで吸熱し、蒸発する。蒸発器6を出た低压冷媒は、高低圧熱交換器8の低压部82を通過するが、高低圧熱交換器8で熱交換は行われないので、エンタルピは変化しない。高低圧熱交換器8の低压部82およびアキュムレータ7を通過した低压冷媒は、圧縮機2に吸入される。

[0070] 図18は、本実施の形態3の冷凍サイクル装置1Cの高温入水運転の動作を示す図である。図18に示すように、高温入水運転を行う場合には制御装置50は、バイパス弁17を開くとともに、膨張弁5を冷媒が流れないような開度に閉じる。これにより、第1凝縮器3A、3Bを通過した冷媒の全流量が、第2凝縮器4を通らずに、第2凝縮器バイパス通路16および高低圧熱交換器8を通る。高低圧熱交換器8の高圧部81を通過した高圧冷媒は、

バイパス弁 17 で膨張して減圧され、蒸発器 6 へ向かう。この高温入水運転では、水は第 2 凝縮器 4 を通るが、冷媒が第 2 凝縮器 4 を通らないので、第 2 凝縮器 4 で水は温度変化しない。また、高温入水運転では、高低圧熱交換器 8 の高圧部 81 に冷媒が流れるので、高低圧熱交換器 8 で熱交換が行われる。

[0071] 図 19 は、本実施の形態 3 の冷凍サイクル装置 1C の低温入水運転の P-h 線図を示す。図 19 に示すように、高温入水運転では、低压冷媒ガスが圧縮機 2 で点 G4 から点 A4 まで圧縮されて高圧冷媒ガスとなる。この高圧冷媒ガスは、第 1 凝縮器 3A, 3B で点 A4 から点 B4 まで冷却され、その間に凝縮を開始する。点 B4 は、気液二相状態となる。第 1 凝縮器 3A, 3B を出た高圧冷媒は、高低圧熱交換器 8 で、蒸発器 6 を出た低压冷媒と熱交換することにより冷却され、更に凝縮する。すなわち、高低圧熱交換器 8 で高圧冷媒は点 B4 から点 D4 へ変化する。図 19 は、高低圧熱交換器 8 の出口の高圧冷媒（点 D4）が過冷却液の場合を示すが、高低圧熱交換器 8 の出口の高圧冷媒は気液二相でも飽和液でも良い。高低圧熱交換器 8 を出た高圧冷媒は、バイパス弁 17 で点 E4 まで膨張して減圧され、気液二相状態の低压冷媒となる。この気液二相状態の低压冷媒は、蒸発器 6 で点 E4 から点 F4 まで吸熱し、蒸発する。蒸発器 6 の出口（点 F4）でも低压冷媒は気液二相状態である。蒸発器 6 を出た気液二相状態の低压冷媒は、高低圧熱交換器 8 で高圧冷媒と熱交換することにより、点 F4 から点 G4 まで加熱されて更に蒸発する。蒸発器 6 を出た低压冷媒は、アキュムレータ 7 を経て、圧縮機 2 に吸入される。

[0072] 本実施の形態 3 の冷凍サイクル装置 1C によれば、実施の形態 1 と同様の効果が得られる。すなわち、本実施の形態 3 によれば、高温入水運転のとき、高低圧熱交換器 8 の熱交換量を大きくすることができるので、蒸発器 6 に貯留される余剰冷媒の量を多くすることができ、高温入水運転で発生する冷媒回路内の余剰冷媒を効率良く蒸発器 6 に溜めることができる。

[0073] また、本実施の形態 3 では、低温入水運転のとき、高低圧熱交換器 8 の熱

交換を抑制することができる。このため、低温入水運転のとき、水と熱交換した後の高圧冷媒が高低圧熱交換器 8 で冷却されることが抑制されるので、蒸発器 6 の入口の冷媒のエンタルピを高くすることができる。その結果、低温入水運転のときに蒸発器 6 内の冷媒の量を低減できるので、低温入水運転で冷媒回路内に必要な冷媒量を少なくできる。よって、実施の形態 1 に比べて、冷媒回路内に封入する冷媒量を低減できるので、高温入水運転で余剰になる冷媒量を低減できる。

[0074] また、本実施の形態 3 では、高温入水運転のとき、冷媒が第 2 凝縮器 4 を通らないので、冷媒温度が入水温度より低くなる部分が第 2 凝縮器 4 内に発生することを確実に抑制できる。それゆえ、水が冷媒に熱を奪われることを確実に抑制できるので、冷凍サイクル装置 1 C が水を加熱する効率が低下することを確実に抑制できる。また、高温入水運転では、第 1 凝縮器 3 A, 3 B を通過した気液二相状態またはガスの冷媒が、冷媒流路の断面積が小さい第 2 凝縮器 4 を通らないで済むため、第 2 凝縮器 4 内で冷媒が圧力損失により温度降下することを回避できる。

[0075] また、本実施の形態 3 では、高温入水運転のとき、冷媒が第 2 凝縮器 4 を通らないので、冷媒圧力損失を実施の形態 1 よりも更に低減できる。このため、高温入水運転においても、第 1 凝縮器 3 A, 3 B で、凝縮圧力の上昇をより確実に抑制し、十分な熱交換量をより確実に確保できる。

[0076] 本実施の形態 3 における低温入水運転では、冷媒のバイパス率を 0% とし、冷媒の全流量を第 2 凝縮器 4 に通すので、出湯温度を高くすることができる。ただし、本発明では、低温入水運転で、冷媒のバイパス率を必ずしも 0% にしなくても良く、冷媒の全流量のうちの少量を第 2 凝縮器バイパス通路 1 6 に通しても良い。また、本実施の形態 3 における高温入水運転では、冷媒のバイパス率を 100% とし、冷媒の全流量を第 2 凝縮器バイパス通路 1 6 に通すので、冷媒の圧力損失をより確実に低減できる。ただし、本発明では、高温入水運転で、冷媒のバイパス率を必ずしも 100% にしなくても良く、冷媒の全流量のうちの少量を第 2 凝縮器 4 に通しても良い。

[0077] 実施の形態4.

次に、図20から図22を参照して、本発明の実施の形態4について説明するが、上述した実施の形態3との相違点を中心に説明し、同一部分または相当部分は同一符号を付し説明を省略する。

[0078] 図20は、本発明の実施の形態4の冷凍サイクル装置の構成図である。図20に示すように、本実施の形態4の冷凍サイクル装置1Dの機器構成は、実施の形態3と同様であるので、説明を省略する。

[0079] 図21は、本実施の形態4の冷凍サイクル装置1Dにおける制御動作を示すフローチャートである。図21のステップS11で、制御装置50は、入り熱媒体温度センサ13で検出される入水温度と、予め設定された第1基準温度 $\beta$ とを比較する。本実施の形態4では、第1基準温度 $\beta = 30^{\circ}\text{C}$ とする。ステップS11で入水温度が第1基準温度 $\beta$ 以下である場合には、制御装置50は、ステップS12へ移行する。ステップS12で冷凍サイクル装置1Dは、低温入水運転を行う。この低温入水運転は、実施の形態3の低温入水運転(図16)と同様である。すなわち、ステップS12で制御装置50は、膨張弁5を開くとともに、バイパス弁17を冷媒が流れないような開度に閉じる。

[0080] ステップS11で入水温度が第1基準温度 $\beta$ より高い場合には、制御装置50は、ステップS13へ移行する。ステップS13で制御装置50は、入水温度と、予め設定された第2基準温度 $\gamma$ とを比較する。本実施の形態4では、第2基準温度 $\gamma = 50^{\circ}\text{C}$ とする。ステップS13で入水温度が第2基準温度 $\gamma$ 以上である場合には、制御装置50は、ステップS14へ移行する。ステップS14で冷凍サイクル装置1Dは、高温入水運転を行う。この高温入水運転は、実施の形態3の高温入水運転(図18)と同様である。すなわち、ステップS14で制御装置50は、バイパス弁17を開くとともに、膨張弁5を冷媒が流れないような開度に閉じる。

[0081] ステップS13で入水温度が第2基準温度 $\gamma$ より低い場合、すなわち入水温度が第1基準温度 $\beta$ と第2基準温度 $\gamma$ との間にある場合には、制御装置5

0は、ステップS15へ移行する。ステップS15で冷凍サイクル装置1Dは、中温入水運転を行う。

[0082] 図20は、本実施の形態4の冷凍サイクル装置1Dの中温入水運転の動作を示している。中温入水運転で制御装置50は、第1凝縮器3A、3Bを通過した冷媒が、第2凝縮器4と第2凝縮器バイパス通路16とに分かれて流れるように、膨張弁5およびバイパス弁17の開度を制御する。

[0083] 図22は、本実施の形態4の冷凍サイクル装置1Dの中温入水運転での入水温度とバイパス率との関係を示す図である。図22に示すように、中温入水運転で制御装置50は、入水温度が高くなるにつれてバイパス率が連続的に高くなるように、膨張弁5およびバイパス弁17の開度を制御する。

[0084] ここで、バイパス率を $R_b$  [%] とし、第2凝縮器4を通る冷媒流量を $G_{rc}$  とし、第2凝縮器バイパス通路16を通る冷媒流量を $G_{rb}$  とすると、次式が成り立つ。

$$R_b = G_{rb} / (G_{rc} + G_{rb}) \times 100$$

[0085] 第1基準温度 $\beta$ は、図12において、第2凝縮器4内の冷媒の乾き度が0になる位置の水温、すなわち冷媒が気液二相域と過冷却域との境目になる位置の水温を目安にすることが望ましい。図12に示す例では、冷媒の乾き度が0になる位置の水温が約30℃である。このため、本実施の形態4では、第1基準温度 $\beta = 30^\circ\text{C}$ としている。

[0086] 冷媒の全流量を第2凝縮器4に通す場合に、圧力を一定とすると、入水温度が高いほど、第2凝縮器4の冷媒平均流速が高くなり、第2凝縮器4の冷媒圧力損失が大きくなる。本実施の形態4では、入水温度が第1基準温度 $\beta$  (30℃) と第2基準温度 $\gamma$  (50℃) との間にある場合には、冷媒流量の一部を第2凝縮器バイパス通路16に通す中温入水運転を行うことで、第2凝縮器4の冷媒流量を減少させて圧力損失を低減できる。このため、本実施の形態4によれば、入水温度が30℃から50℃の間にある場合に、実施の形態3よりも冷媒圧力損失を低減できるという利点がある。

[0087] 中温入水運転において、第1凝縮器3A、3Bの冷媒エンタルピ差を $\Delta h$

1とし、第2凝縮器4の冷媒エンタルピ差を $\Delta h_2$ とし、第1凝縮器3A、3Bおよび第2凝縮器4の全体の冷媒エンタルピ差を $\Delta h$ とすると、次式が成り立つ。

$$\Delta h = \Delta h_1 + G_{rc} / (G_{rc} + G_{rb}) \cdot \Delta h_2$$

[0088] 本実施の形態4では、入水温度が第1基準温度 $\beta$ と第2基準温度 $\gamma$ との間にある場合、第1凝縮器3A、3Bおよび第2凝縮器4の全体の冷媒エンタルピ差は、上記式で計算される $\Delta h$ となる。一方、入水温度が第1基準温度 $\beta$ 以上の場合に冷媒の全流量を第2凝縮器バイパス通路16に通ずとした場合には、第1凝縮器3A、3Bおよび第2凝縮器4の全体の冷媒エンタルピ差は $\Delta h_1$ になる。このように、本実施の形態4によれば、入水温度が第1基準温度 $\beta$ 以上の場合に冷媒の全流量を第2凝縮器バイパス通路16に通ず場合に比べて、冷媒エンタルピ差を大きくできるため、COPをより高くできる。

[0089] 本実施の形態4では、入水温度が第1基準温度 $\beta$ と第2基準温度 $\gamma$ との間にある場合に、入水温度が高くなるにつれて、冷媒のバイパス率を高くすることで高低圧熱交換器8の熱交換量を大きくすることができる。このため、実施の形態3に比べて、蒸発器6の入口のエンタルピを低くすることができるので、蒸発器6により多くの余剰冷媒を溜めることができる。

[0090] 更に、本実施の形態4によれば、低温入水運転と高温入水運転との間で中温入水運転を行うので、それらの運転間の遷移を円滑に行うことができる。なお、本実施の形態4では、中温入水運転で入水温度が高くなるにつれてバイパス率が連続的に高くなるように膨張弁5およびバイパス弁17の開度を制御するが、本発明では、中温入水運転で入水温度が高くなるにつれてバイパス率が段階的に高くなるように膨張弁5およびバイパス弁17の開度を制御しても良い。

[0091] 実施の形態5.

次に、図23および図24を参照して、本発明の実施の形態5について説明するが、上述した実施の形態3または4との相違点を中心に説明し、同一

部分または相当部分は同一符号を付し説明を省略する。

[0092] 図23は、本発明の実施の形態5の冷凍サイクル装置の構成図である。図23に示すように、本実施の形態5の冷凍サイクル装置1Eの機器構成は、実施の形態3および4の構成と比べて、高低圧熱交換器8の高圧部81とバイパス弁17との間の第2凝縮器バイパス通路16の途中に冷媒液を貯留する受液器18が設けられている。この点以外は、実施の形態3および4と同様であるので、説明を省略する。本実施の形態5の冷凍サイクル装置1Eの制御動作は、実施の形態3と同じでも良いし、実施の形態4と同じでも良い。

[0093] 図23は、第1凝縮器3A、3Bを通過した高圧冷媒を第2凝縮器4と第2凝縮器バイパス通路16との双方に配分する中温入水運転の動作を示している。図24は、本実施の形態5の冷凍サイクル装置1Eの中温入水運転のP-h線図を示す。図24に示すように、本実施の形態5の中温入水運転では、低圧冷媒ガスが圧縮機2で点G5から点A5まで圧縮されて高圧冷媒ガスとなる。この高圧冷媒ガスは、第1凝縮器3A、3Bで点A5から点B5まで冷却され、その間に凝縮を開始する。点B5は、気液二相状態となる。第1凝縮器3A、3Bを出た高圧冷媒の一部は、第2凝縮器4で更に凝縮して過冷却液となる。第2凝縮器4で高圧冷媒は点B5から点D5へ変化する。第2凝縮器4を出た高圧冷媒は、膨張弁5で膨張して減圧され、気液二相状態の低圧冷媒となる。一方、第1凝縮器3A、3Bを出た残りの高圧冷媒は、高低圧熱交換器8で、蒸発器6を出た低圧冷媒と熱交換することにより冷却され、飽和液となる。高低圧熱交換器8で高圧冷媒は点B5から点C5へ変化する。高低圧熱交換器8を出た冷媒液は、受液器18に貯留される。受液器18を出た冷媒液は、バイパス弁17で膨張して減圧され、気液二相状態の低圧冷媒となる。膨張弁5を通過した低圧冷媒と、バイパス弁17を通過した低圧冷媒とが合流し、蒸発器6に流入する。蒸発器6で低圧冷媒は点E5から点F5まで吸熱し、蒸発する。蒸発器6の出口（点F5）でも低圧冷媒は気液二相状態である。蒸発器6を出た気液二相状態の低圧冷媒は、

高低圧熱交換器 8 で高圧冷媒と熱交換することにより、点 F 5 から点 G 5 まで加熱されて更に蒸発する。蒸発器 6 を出た低圧冷媒は、アキュムレータ 7 を経て、圧縮機 2 に吸入される。

- [0094] 本実施の形態 5 によれば、実施の形態 3 または 4 と同様の効果が得られる。更に、本実施の形態 5 によれば、受液器 18 を設けたことにより、高温入水運転あるいは中温入水運転において、より多くの余剰冷媒を溜めることが可能となるので、高圧側冷媒圧力の過度の上昇および圧縮機 2 の液圧縮をより確実に抑制することができる。なお、本実施の形態 5 のように受液器 18 を設ける場合には、アキュムレータ 7 に余剰冷媒を貯留しなくても良い。

### 符号の説明

- [0095] 1 A, 1 B, 1 C 冷凍サイクル装置、2 圧縮機、3 A, 3 B 第 1 凝縮器、4 第 2 凝縮器、5 膨張弁、6 蒸発器、7 アキュムレータ、8 高低圧熱交換器、9 熱媒体経路、10 凝縮器バイパス通路、11 流路切替弁、12 送風機、13 入り熱媒体温度センサ、16 凝縮器バイパス通路、17 バイパス弁、18 受液器、20 タンクユニット、21 貯湯タンク、22 水ポンプ、23, 24 水路、25 給水管、26 給湯用混合弁、27 出湯管、28 給水分岐管、29 給湯管、30 追い焚き熱交換器、31 冷媒流路、32 熱媒体流路、41 冷媒流路、42 熱媒体流路、50 制御装置、50 a プロセッサ、50 b メモリ、60 熱交換器、61 ねじり管、61 a, 61 b, 61 c 溝、62, 63, 64 冷媒伝熱管、91 水入口、92 水出口

## 請求の範囲

[請求項1]

冷媒を圧縮する圧縮機と、  
冷媒流路および熱媒体流路を有し、前記圧縮機で圧縮された冷媒を凝縮させる第1凝縮器と、  
冷媒流路および熱媒体流路を有し、前記第1凝縮器を通過した冷媒を更に凝縮させる第2凝縮器と、  
冷媒を蒸発させる蒸発器と、  
冷媒と熱交換する液状の熱媒体を前記第2凝縮器と前記第1凝縮器とにこの順に通過させる熱媒体経路と、  
高圧部および低圧部を有し、前記熱媒体と熱交換した後の高圧冷媒と、前記蒸発器を通過した低圧冷媒とを熱交換させる高低圧熱交換器と、  
前記第2凝縮器の前記冷媒流路または前記熱媒体流路をバイパスする第2凝縮器バイパス通路と、  
前記第2凝縮器バイパス通路を通る冷媒または前記熱媒体の流量であるバイパス量を可変にする流路制御要素と、  
冷媒と熱交換する前の前記熱媒体の温度である入り熱媒体温度が基準温度に対して高い場合に、前記入り熱媒体温度が前記基準温度に対して低い場合に比べて前記バイパス量が大きくなるように前記流路制御要素の動作を制御し、前記高低圧熱交換器の熱交換量を大きくする制御手段と、  
を備える冷凍サイクル装置。

[請求項2]

前記第2凝縮器の前記冷媒流路の断面積が前記第1凝縮器の前記冷媒流路の断面積より小さい請求項1に記載の冷凍サイクル装置。

[請求項3]

前記蒸発器の熱交換量を可変にする蒸発器熱交換量可変手段を備え、  
前記制御手段は、前記入り熱媒体温度が前記基準温度に対して高い場合には前記入り熱媒体温度が前記基準温度に対して低い場合に比べ

て前記蒸発器の熱交換量を抑制するように前記蒸発器熱交換量可変手段の動作を制御する請求項 1 または請求項 2 に記載の冷凍サイクル装置。

[請求項4] 前記入り熱媒体温度が前記基準温度に対して高い場合に、冷媒回路内の余剰の冷媒を前記蒸発器に貯留する請求項 1 から請求項 3 のいずれか一項に記載の冷凍サイクル装置。

[請求項5] 前記蒸発器と前記圧縮機との間にアキュムレータを備え、  
前記入り熱媒体温度が前記基準温度に対して高い場合に、冷媒回路内の余剰の冷媒を前記アキュムレータに貯留する請求項 1 から請求項 4 のいずれか一項に記載の冷凍サイクル装置。

[請求項6] 前記第 2 凝縮器バイパス通路は、前記第 2 凝縮器の前記熱媒体流路をバイパスし、  
前記高低圧熱交換器は、前記第 2 凝縮器を通過した前記高压冷媒と、前記低压冷媒とを熱交換させる請求項 1 から請求項 5 のいずれか一項に記載の冷凍サイクル装置。

[請求項7] 前記高低圧熱交換器の前記低压部または前記高压部をバイパスする高低圧熱交換器バイパス通路と、  
前記高低圧熱交換器バイパス通路を開閉する開閉弁と、  
を備え、  
前記制御手段は、前記入り熱媒体温度が前記基準温度に対して高い場合の前記開閉弁の開度を、前記入り熱媒体温度が前記基準温度に対して低い場合の前記開閉弁の開度より小さくする請求項 6 に記載の冷凍サイクル装置。

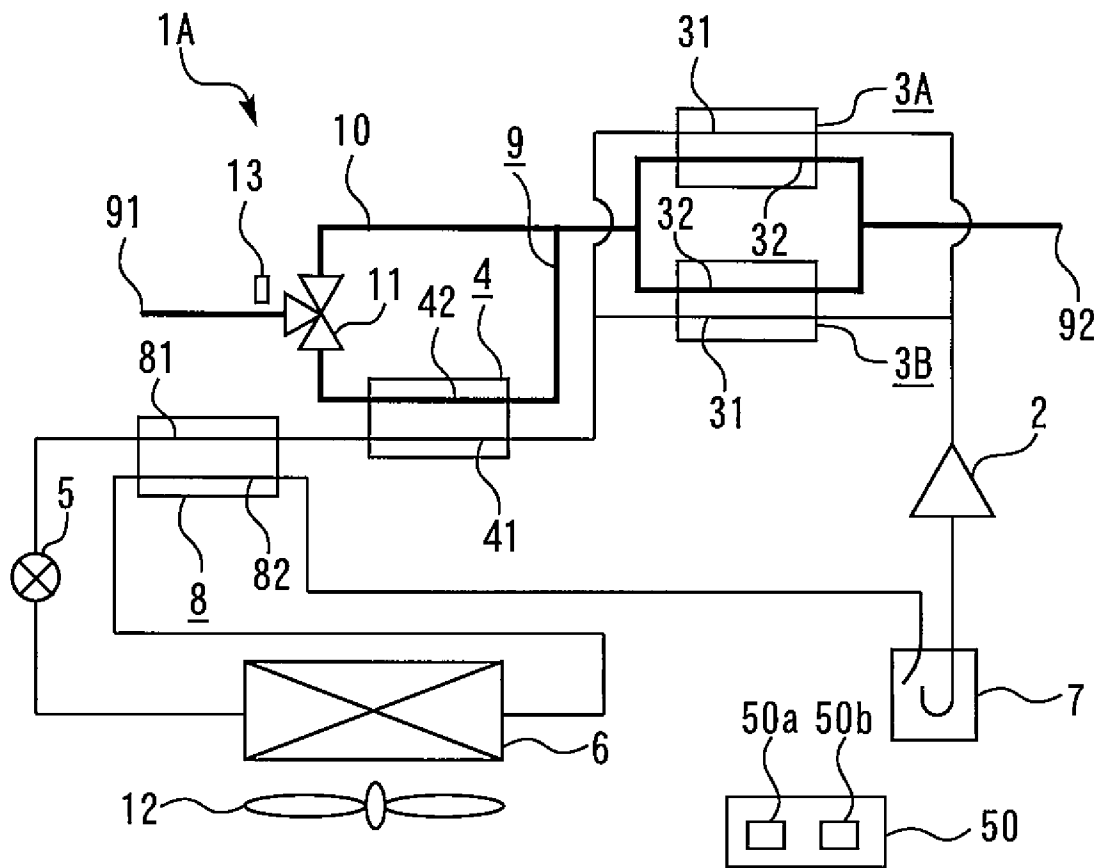
[請求項8] 前記第 2 凝縮器バイパス通路は、前記第 2 凝縮器の前記冷媒流路をバイパスし、  
前記高低圧熱交換器の前記高压部は、前記第 2 凝縮器バイパス通路の途中に接続されている請求項 1 から請求項 5 のいずれか一項に記載の冷凍サイクル装置。

- [請求項9] 前記高低圧熱交換器の前記高圧部の下流側の前記第2凝縮器バイパス通路の途中に受液器を備え、  
前記入り熱媒体温度が前記基準温度に対して高い場合に、冷媒回路内の余剰の冷媒を前記受液器に貯留する請求項8に記載の冷凍サイクル装置。
- [請求項10] 冷媒または前記熱媒体の全流量のうち前記第2凝縮器バイパス通路を通る割合をバイパス率とし、  
前記制御手段は、前記入り熱媒体温度が前記基準温度に対して低い場合の前記バイパス率を0%とする請求項1から請求項9のいずれか一項に記載の冷凍サイクル装置。
- [請求項11] 冷媒または前記熱媒体の全流量のうち前記第2凝縮器バイパス通路を通る割合をバイパス率とし、  
前記制御手段は、前記入り熱媒体温度が前記基準温度に対して高い場合の前記バイパス率を100%とする請求項1から請求項10のいずれか一項に記載の冷凍サイクル装置。
- [請求項12] 冷媒または前記熱媒体の全流量のうち前記第2凝縮器バイパス通路を通る割合をバイパス率とし、  
前記制御手段は、前記入り熱媒体温度が第1基準温度に対して低い場合には前記バイパス率を0%とし、前記入り熱媒体温度が前記第1基準温度より高い第2基準温度に対して高い場合には前記バイパス率を100%とし、前記入り熱媒体温度が前記第1基準温度と前記第2基準温度との間にある場合には前記入り熱媒体温度が高くなるにつれて前記バイパス率が連続的または段階的に高くなるように、前記流路制御要素の動作を制御する請求項1から請求項9のいずれか一項に記載の冷凍サイクル装置。
- [請求項13] 前記第1凝縮器の前記冷媒流路は、複数に分かれており、  
前記第1凝縮器の前記冷媒流路の数の前記第2凝縮器の前記冷媒流路の数に対する比が1.5～2.5である請求項1から請求項12の

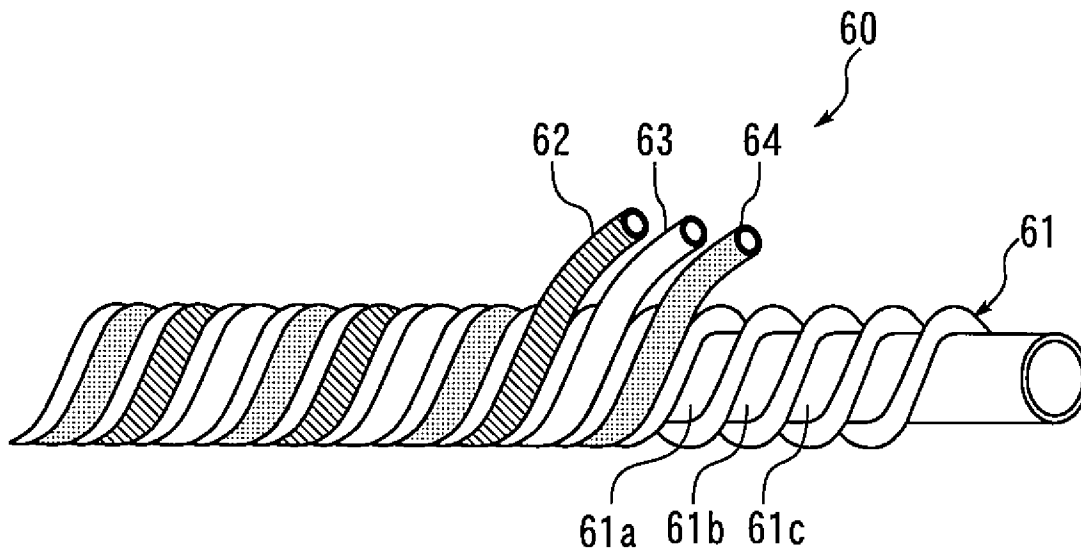
いずれか一項に記載の冷凍サイクル装置。

[請求項14] 前記冷媒がR 3 2、または前記冷媒の主成分がR 3 2である請求項1から請求項1 3のいずれか一項に記載の冷凍サイクル装置。

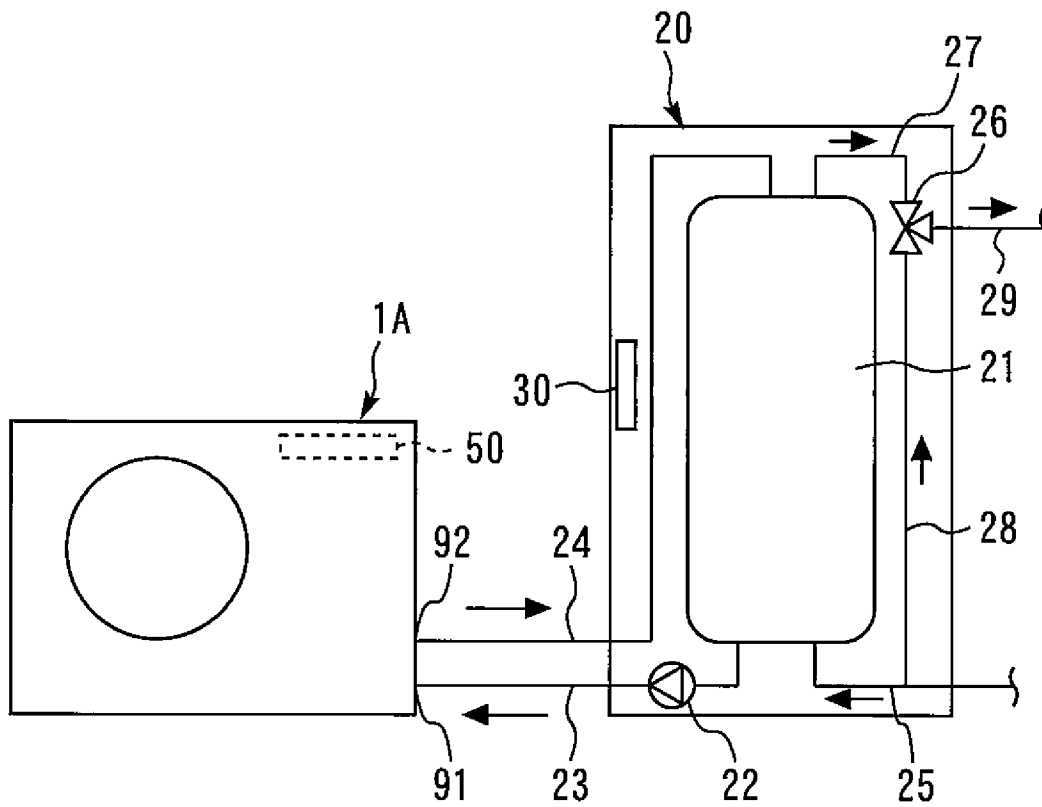
[図1]



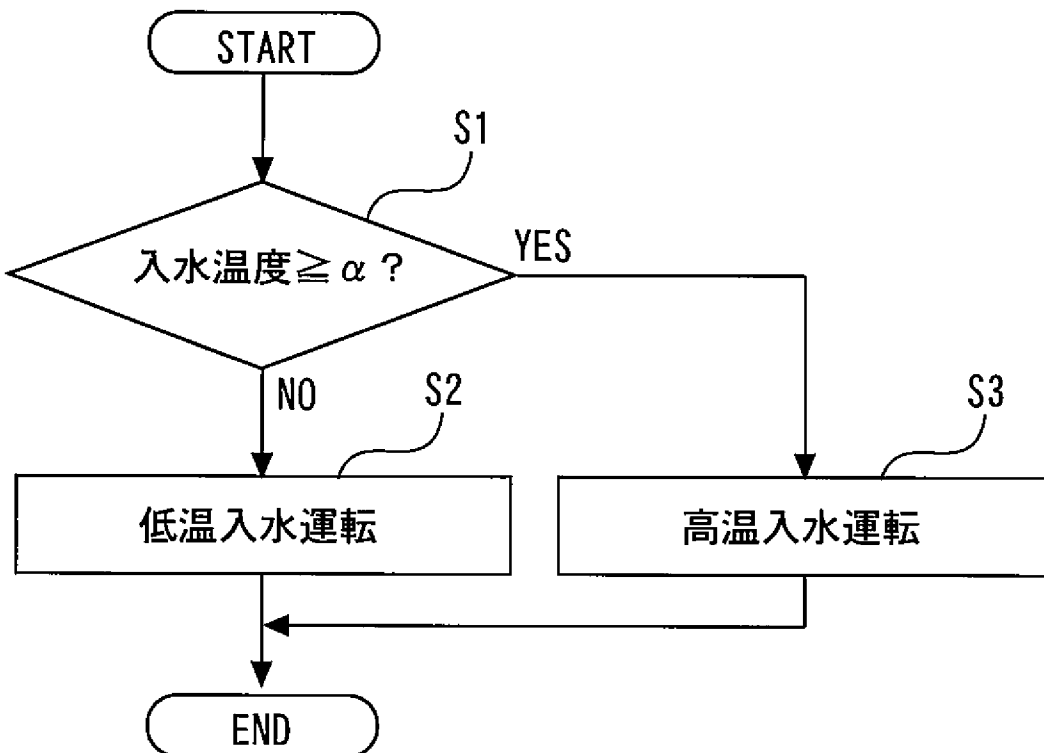
[図2]



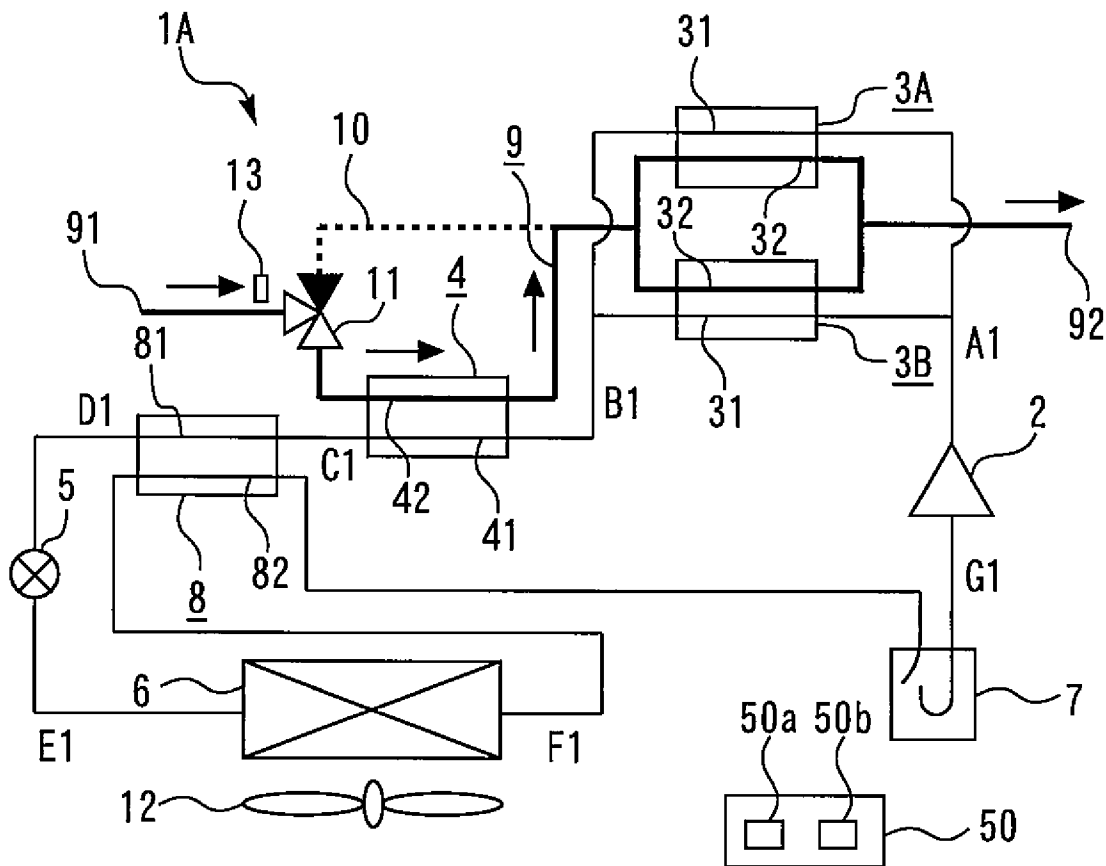
[図3]



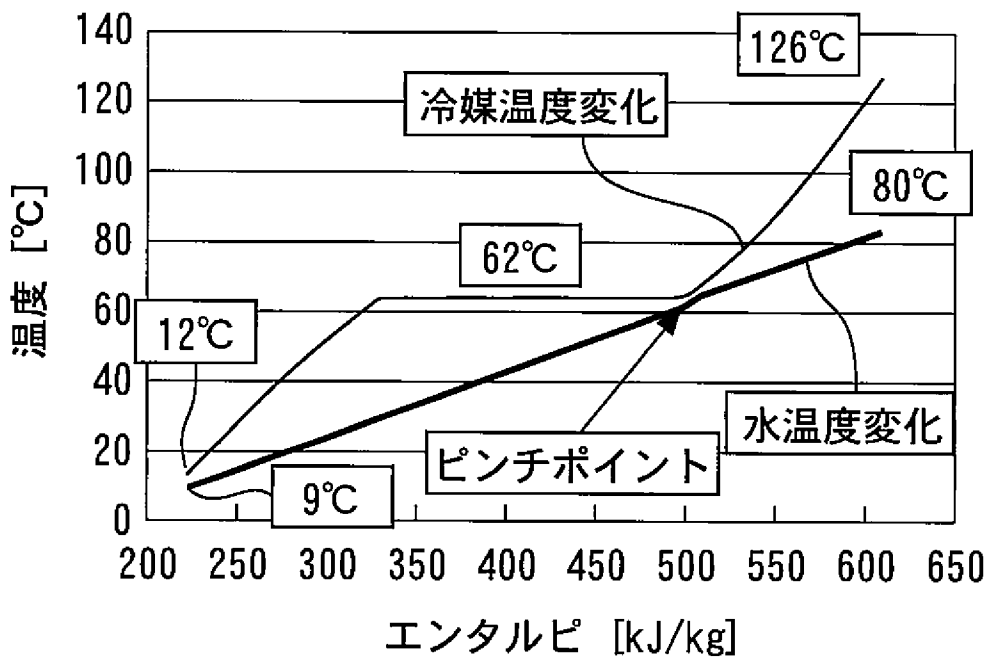
[図4]



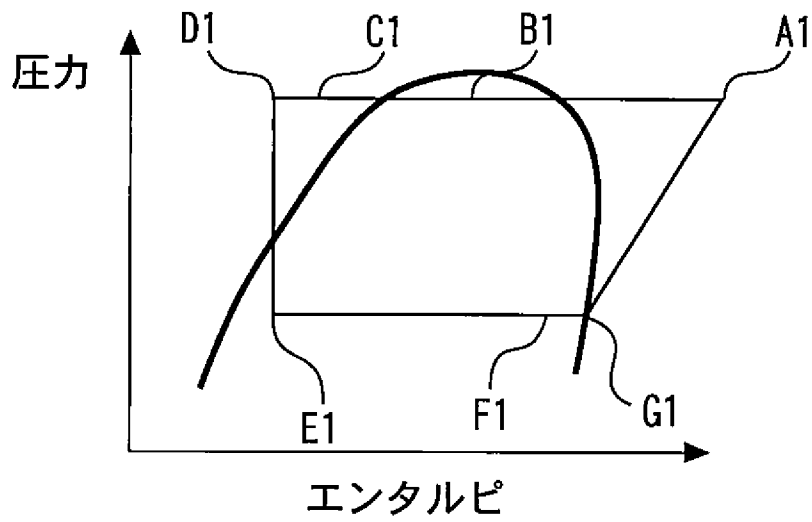
[図5]



[図6]



[図7]

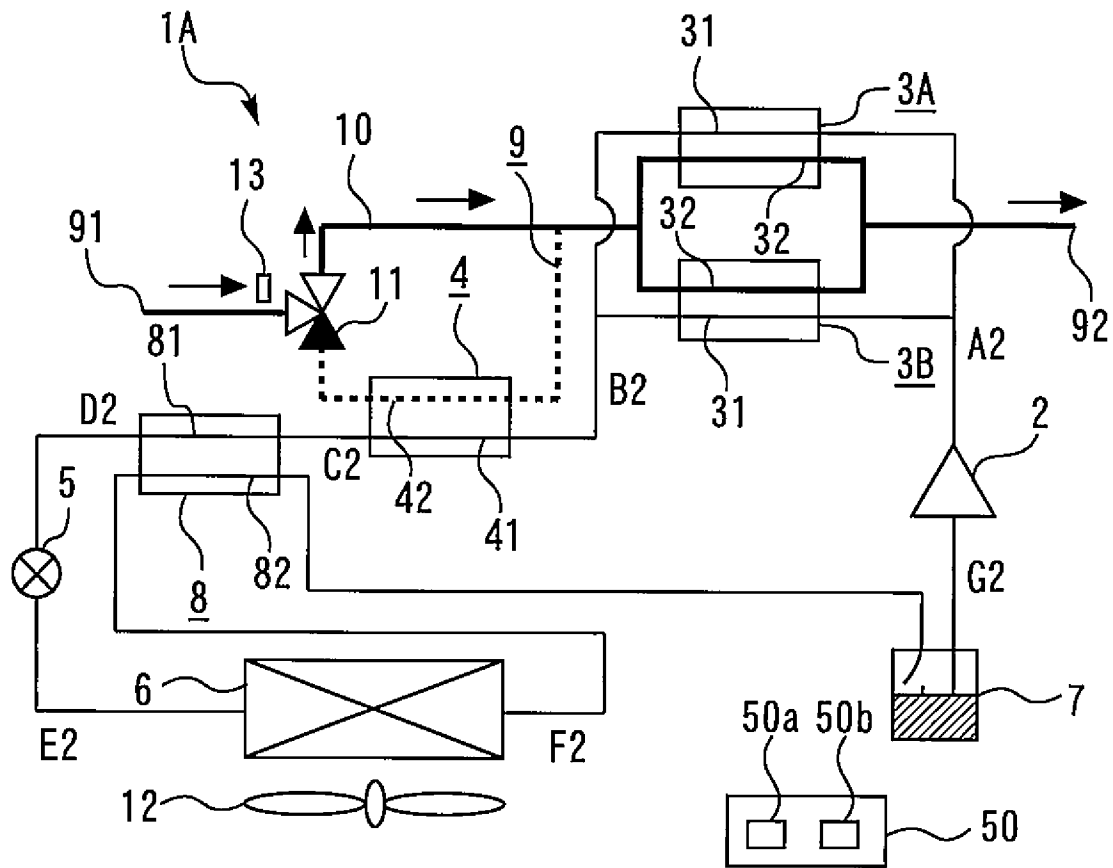


[図8]

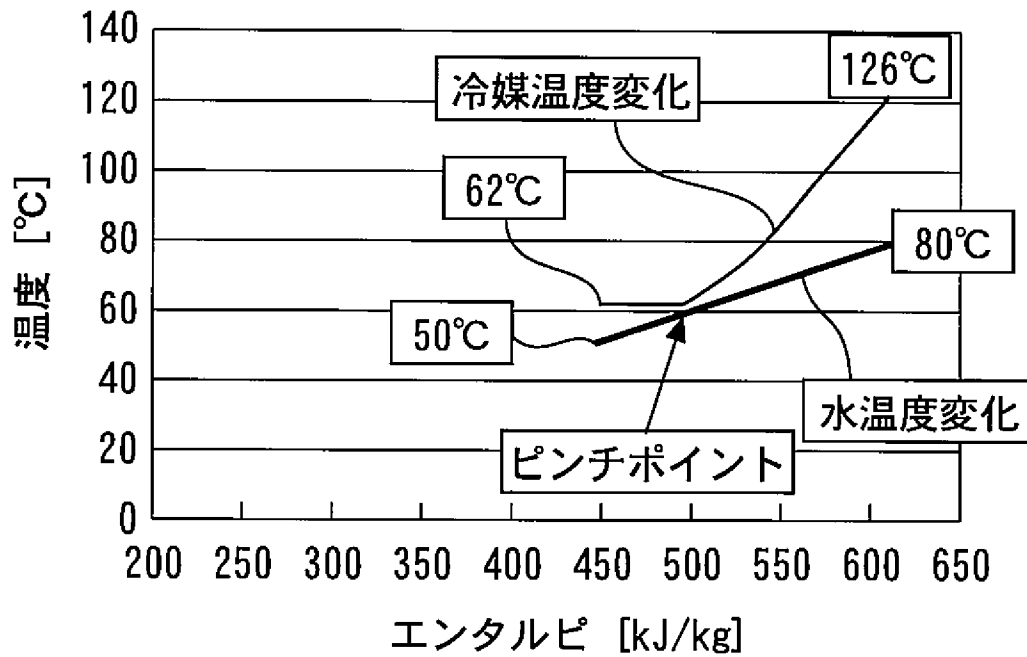
低温入水運転の外気温度と入水温度の関係

外気温度	入水温度
2 °C	5 °C
7 °C	9 °C
16 °C	17 °C
25 °C	24 °C

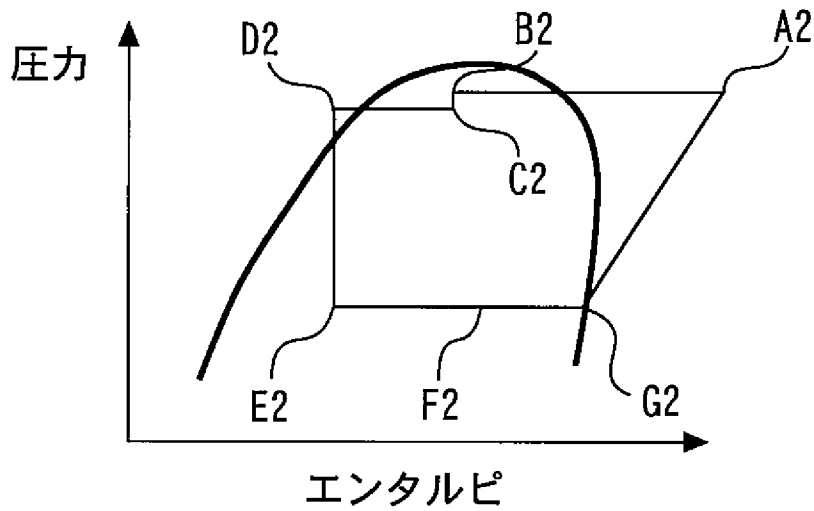
[図9]



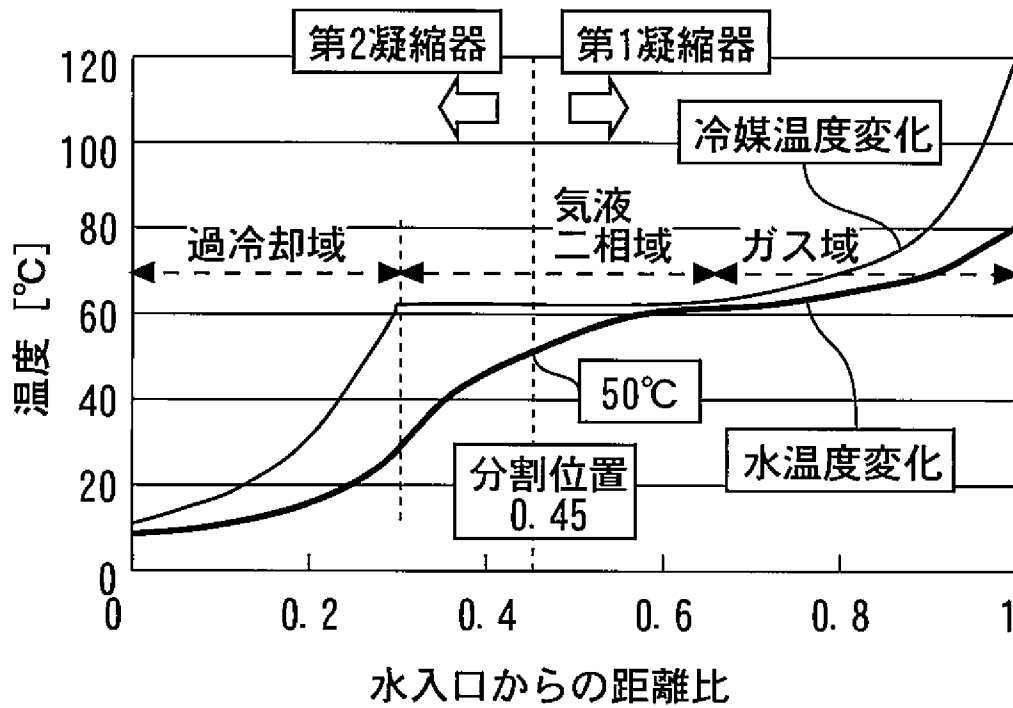
[図10]



[図11]



[図12]

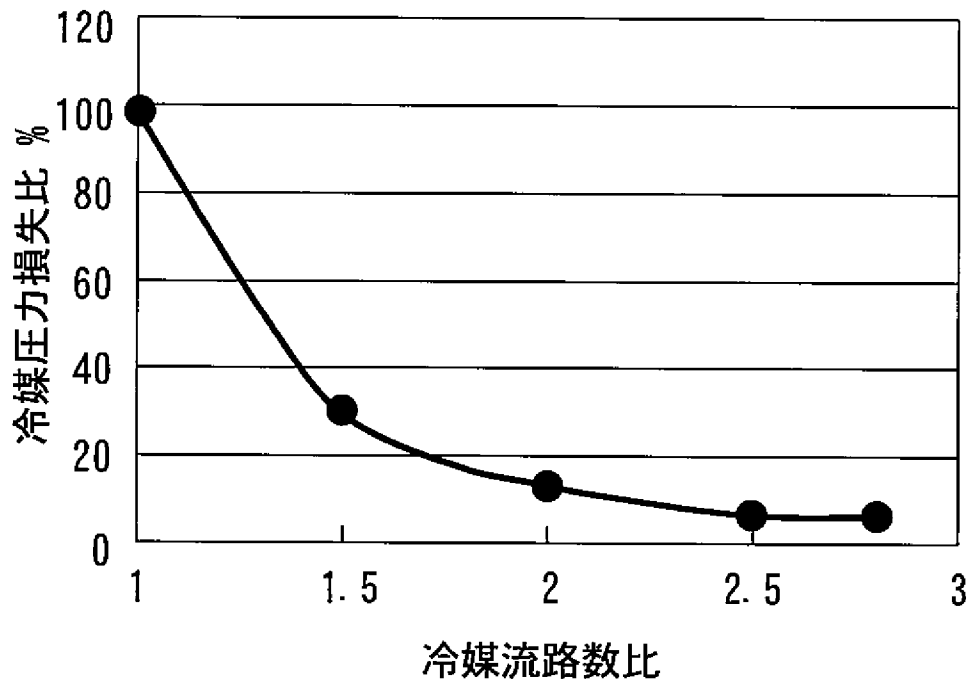


[図13]

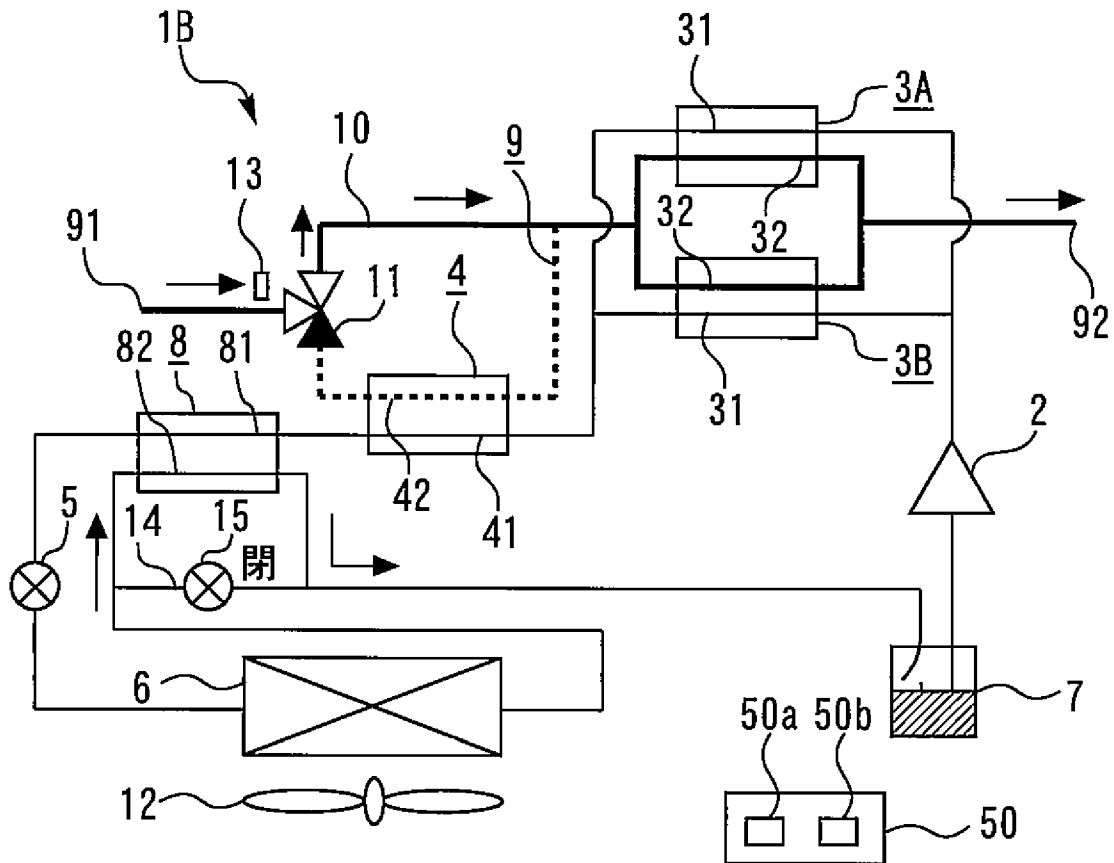
R410AとR32の圧縮機吐出温度比較

冷媒	R410A	R32
吸入圧力 [MPa]	0.81	
吸入過熱度 [K]	0	
吐出圧力 [MPa]	4.25	
圧縮機効率 [%]	100	
吐出温度 [°C]	91	110

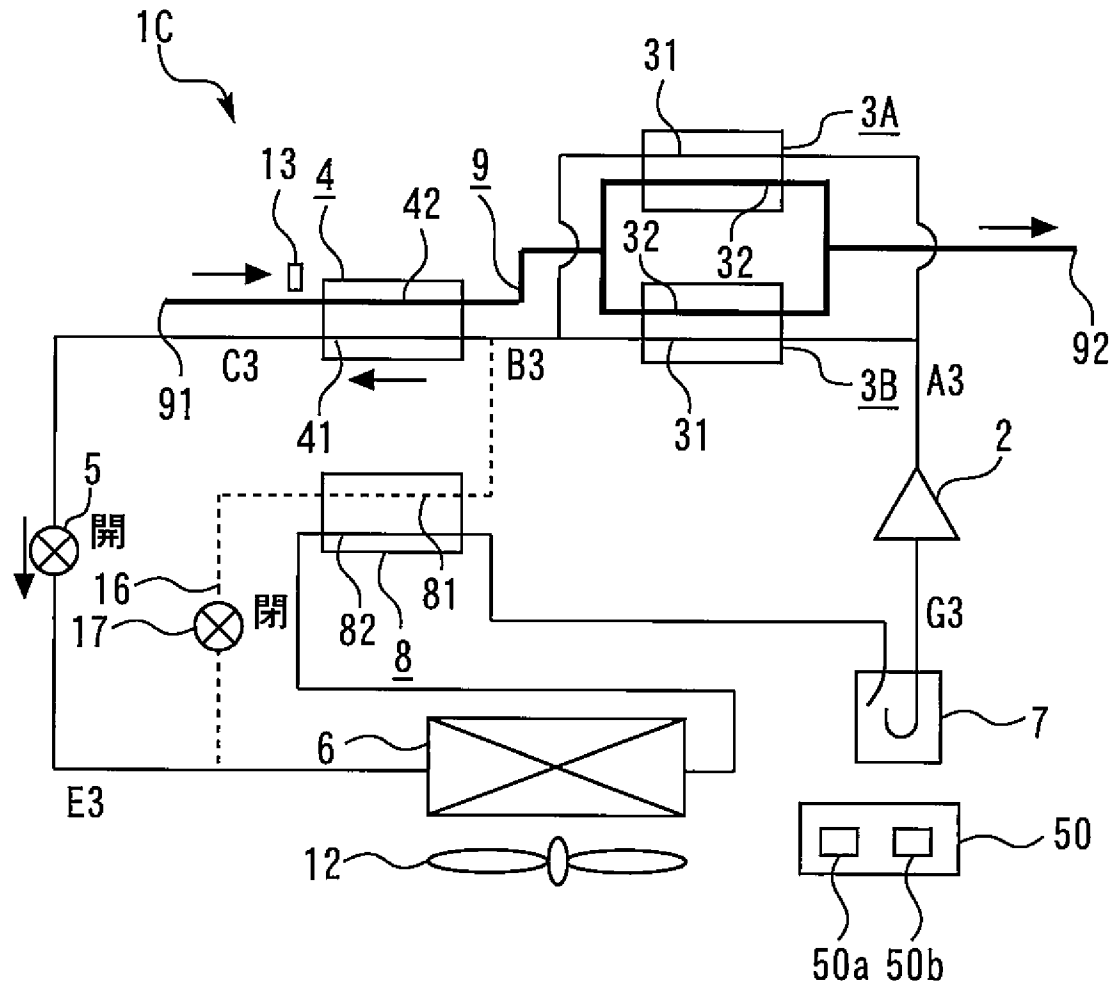
[図14]



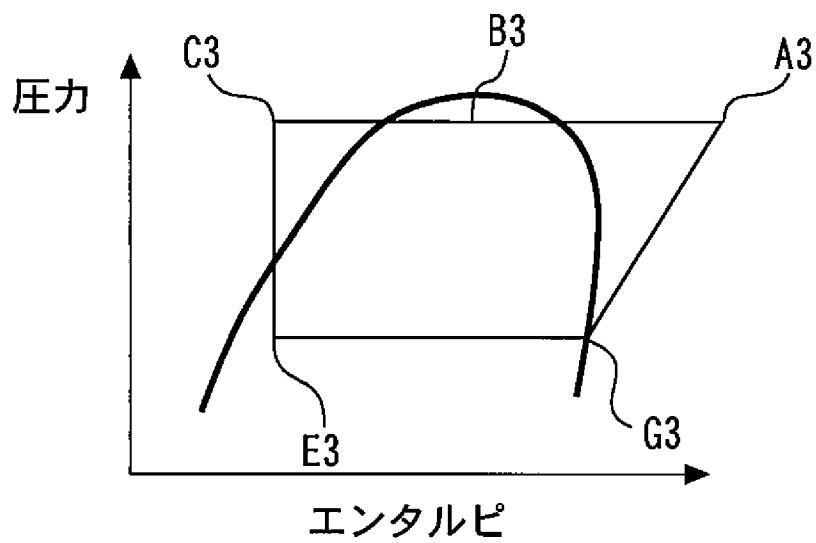
[図15]



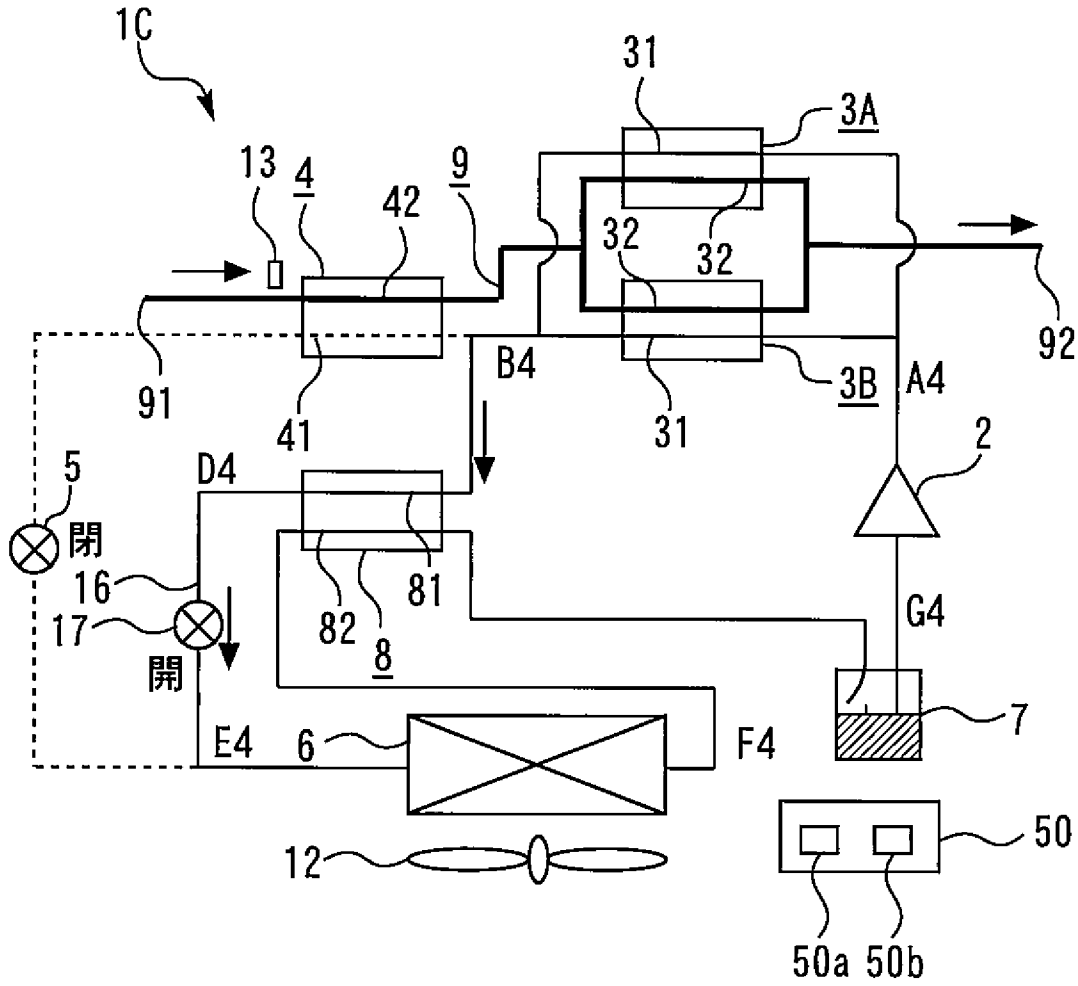
[図16]



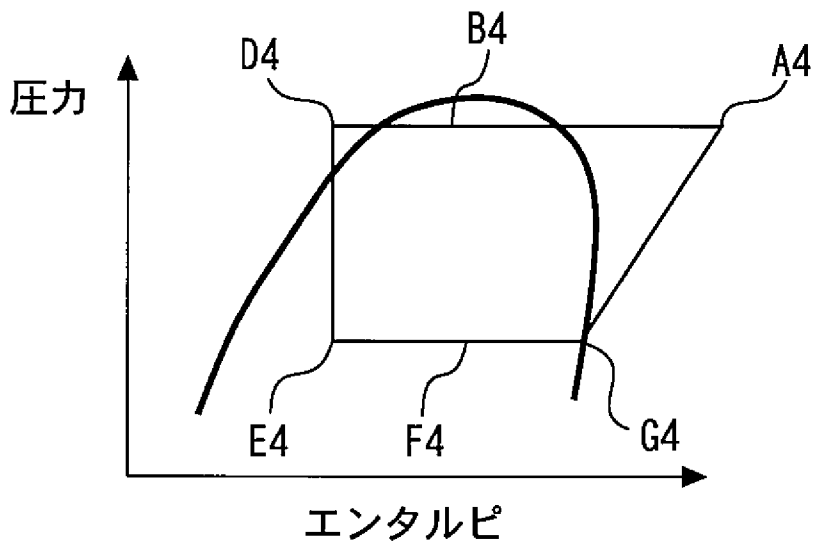
[図17]



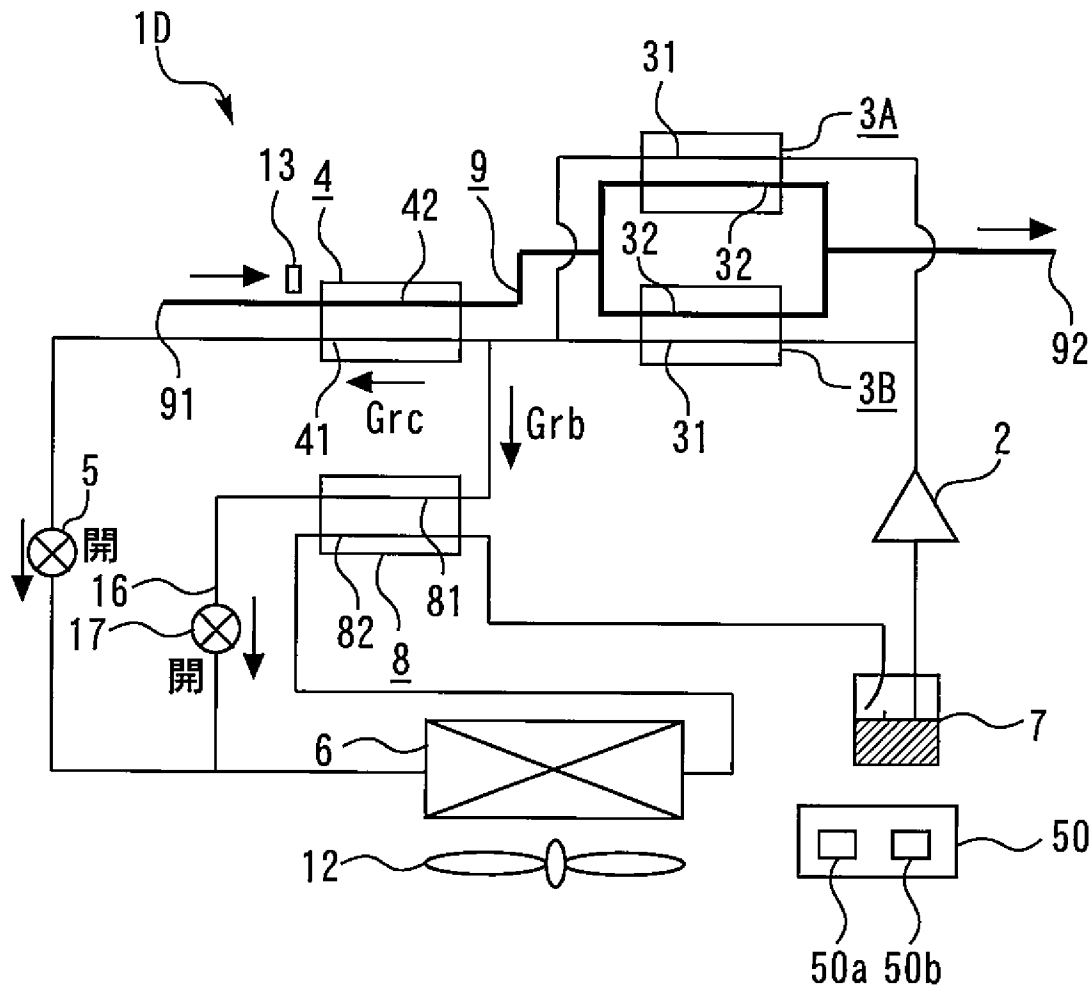
[図18]



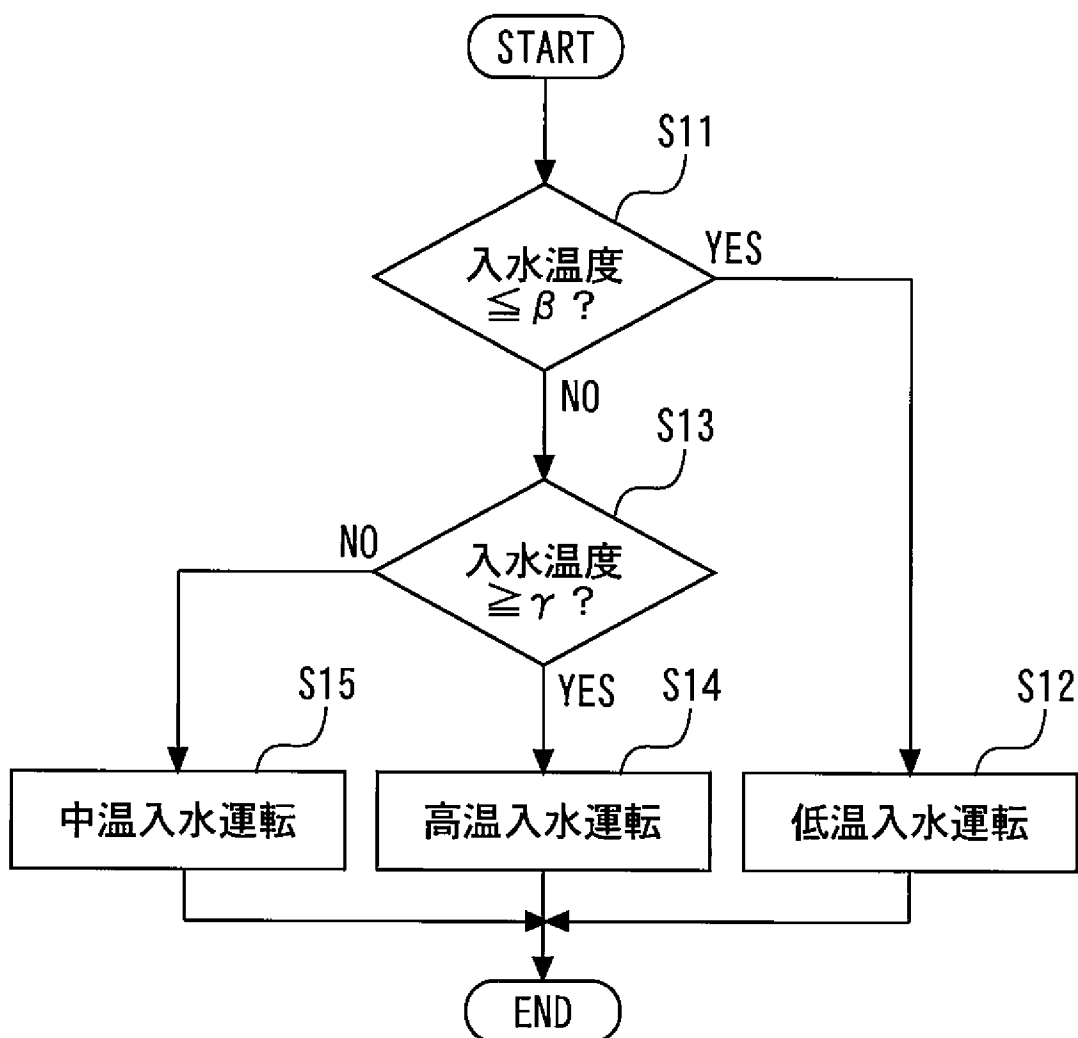
[図19]



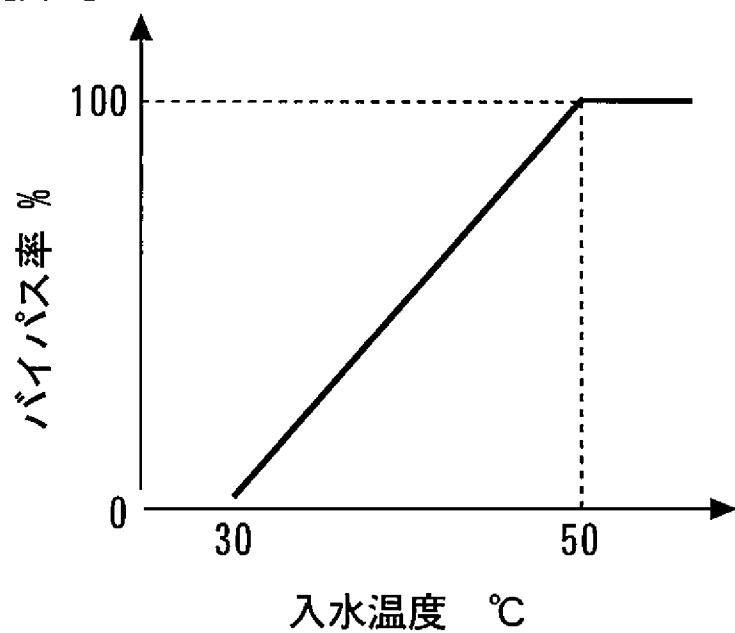
[図20]



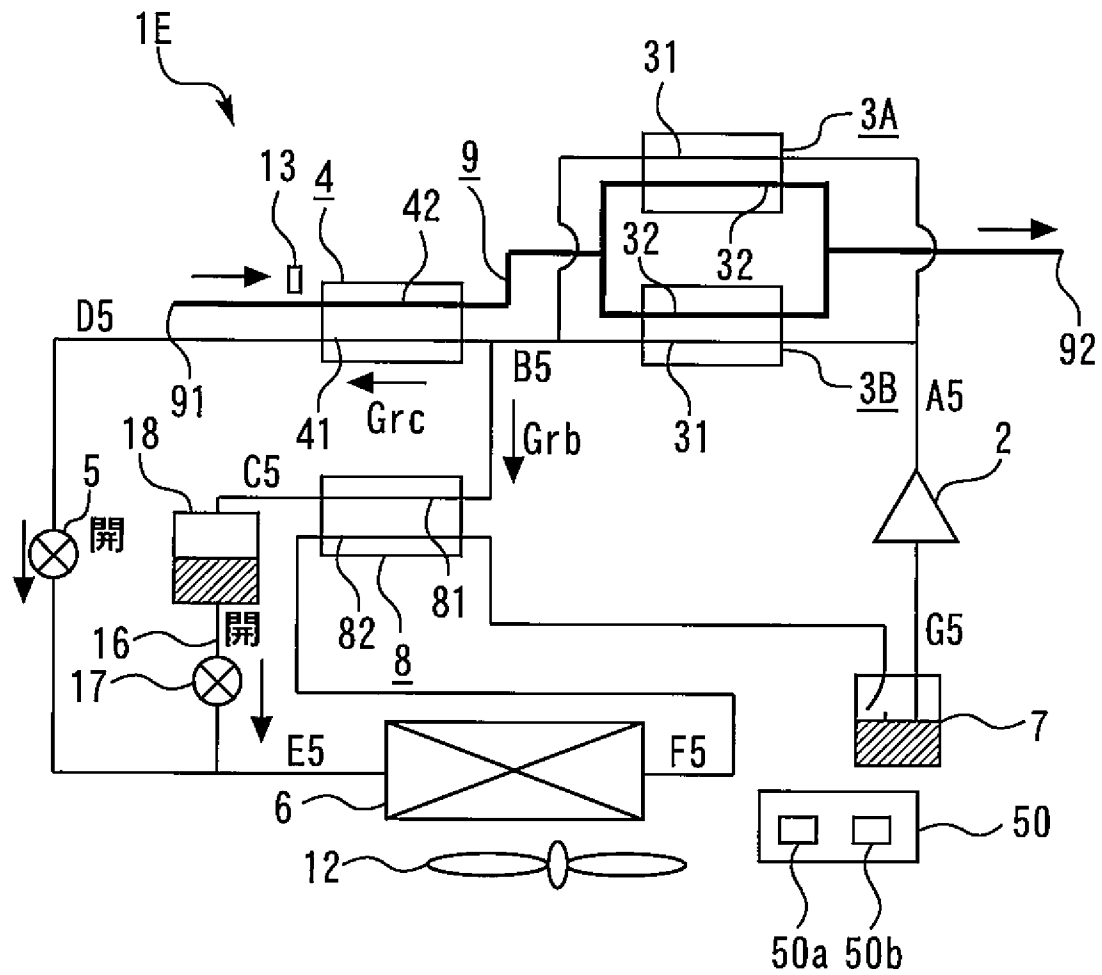
[図21]



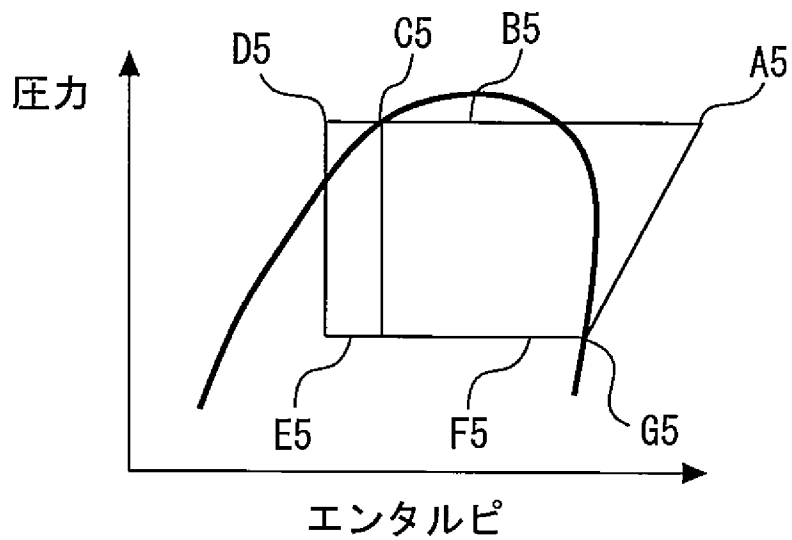
[図22]



[図23]



[図24]



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/078217

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER F25B1/00(2006.01) i, F25B6/04(2006.01) i		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED		
Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) F25B1/00, F25B6/04		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2014 Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2014 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2014		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y A	JP 2009-156515 A (Toshiba Carrier Corp.), 16 July 2009 (16.07.2009), paragraphs [0013] to [0065]; fig. 1 to 3 (Family: none)	1, 4 1-7, 10-11, 13-14 8-9, 12
Y A	JP 2003-106691 A (The Kansai Electric Power Co., Inc.), 09 April 2003 (09.04.2003), paragraphs [0020] to [0030]; fig. 1 to 9 (Family: none)	1-7, 10-11, 13-14 8-9, 12
Y A	JP 2011-137617 A (Hitachi Appliances, Inc.), 14 July 2011 (14.07.2011), paragraphs [0022] to [0058]; fig. 1 to 5 (Family: none)	1-7, 10-11, 13-14 8-9, 12
<input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents: "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art "&" document member of the same patent family		
Date of the actual completion of the international search 14 January, 2014 (14.01.14)		Date of mailing of the international search report 21 January, 2014 (21.01.14)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office		Authorized officer
Facsimile No.		Telephone No.

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/078217

## C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 2002-310498 A (Nishiyodo Kuchoki Kabushiki Kaisha), 23 October 2002 (23.10.2002), paragraphs [0016] to [0032]; fig. 1 (Family: none)	1-7, 10-11, 13-14 8-9, 12
Y	JP 2009-222246 A (Mitsubishi Electric Corp.), 01 October 2009 (01.10.2009), paragraphs [0031] to [0036], [0074]; fig. 1 to 6 (Family: none)	2-3, 7, 13-14
Y	JP 3-148565 A (Toshiba Corp.), 25 June 1991 (25.06.1991), page 2, lower left column, line 17 to page 5, upper right column, line 11; fig. 1 to 9 (Family: none)	3, 7
Y	JP 2005-164103 A (Matsushita Electric Industrial Co., Ltd.), 23 June 2005 (23.06.2005), paragraphs [0008] to [0011]; fig. 1 & EP 1538405 A2 & CN 1624399 A	7
A	JP 2011-85284 A (Panasonic Corp.), 28 April 2011 (28.04.2011), paragraphs [0013] to [0073]; fig. 1 to 7 (Family: none)	1-14

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC）） Int.Cl. F25B1/00(2006.01)i, F25B6/04(2006.01)i		
B. 調査を行った分野 調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC）） Int.Cl. F25B1/00, F25B6/04		
最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの 日本国実用新案公報 1922-1996年 日本国公開実用新案公報 1971-2014年 日本国実用新案登録公報 1996-2014年 日本国登録実用新案公報 1994-2014年		
国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）		
C. 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X Y  A	JP 2009-156515 A（東芝キャリア株式会社）2009.07.16, 【0013】－【0065】，図1－3（ファミリーなし）	1, 4 1－7, 10－11, 13－14 8－9, 12
<input checked="" type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input type="checkbox"/> パテントファミリーに関する別紙を参照。		
* 引用文献のカテゴリー 「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す） 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願日の後に公表された文献 「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの 「&」 同一パテントファミリー文献		
国際調査を完了した日 14.01.2014	国際調査報告の発送日 21.01.2014	
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁（ISA/J P） 郵便番号100-8915 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	特許庁審査官（権限のある職員） 新井 浩士 電話番号 03-3581-1101 内線 3377	3M 4485

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y A	JP 2003-106691 A (関西電力株式会社) 2003.04.09, 【0020】 - 【0030】, 図1-9 (ファミリーなし)	1-7, 10-11, 13-14 8-9, 12
Y A	JP 2011-137617 A (日立アプライアンス株式会社) 2011.07.14, 【0022】 - 【0058】, 図1-5 (ファミリーなし)	1-7, 10-11, 13-14 8-9, 12
Y A	JP 2002-310498 A (西淀空調機株式会社) 2002.10.23, 【0016】 - 【0032】, 図1 (ファミリーなし)	1-7, 10-11, 13-14 8-9, 12
Y	JP 2009-222246 A (三菱電機株式会社) 2009.10.01, 【0031】 - 【0036】, 【0074】, 図1-6 (ファミリーなし)	2-3, 7, 13-14
Y	JP 3-148565 A (株式会社東芝) 1991.06.25, 第2頁左下欄第17行-第5頁右上欄第11行, 第1-9図 (ファミリーなし)	3, 7
Y A	JP 2005-164103 A (松下電器産業株式会社) 2005.06.23, 【0008】 - 【0011】, 図1 & EP 1538405 A2 & CN 1624399 A	7
A	JP 2011-85284 A (パナソニック株式会社) 2011.04.28, 【0013】 - 【0073】, 図1-7 (ファミリーなし)	1-14