(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
2012 年 4 月 5 日(05.04.2012)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2012/043379 A1

(51) 国際特許分類:
F25B 47/02 (2006.01) *F25B 1/00* (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2011/071617

(22) 国際出願日: 2011 年 9 月 22 日(22.09.2011)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願 2010-218240 2010 年 9 月 29 日(29.09.2010) JP

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 東芝キヤリア株式会社(Toshiba Carrier Corporation) [JP/JP]; 〒1088580 東京都港区高輪三丁目２３番１７号 Tokyo (JP).

(72) 発明者; および

(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 浅利 峻 (ASARI, Shun) [JP/JP]. 図司 貴宏(ZUSHI, Takahiro) [JP/JP].

(74) 代理人: 蔵田 昌俊, 外(KURATA, Masatoshi et al.); 〒1050001 東京都港区虎ノ門１丁目１２番９号 鈴榮特許綜合事務所内 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, 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, IS, JP, KE, KG, KM, 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, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, 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.

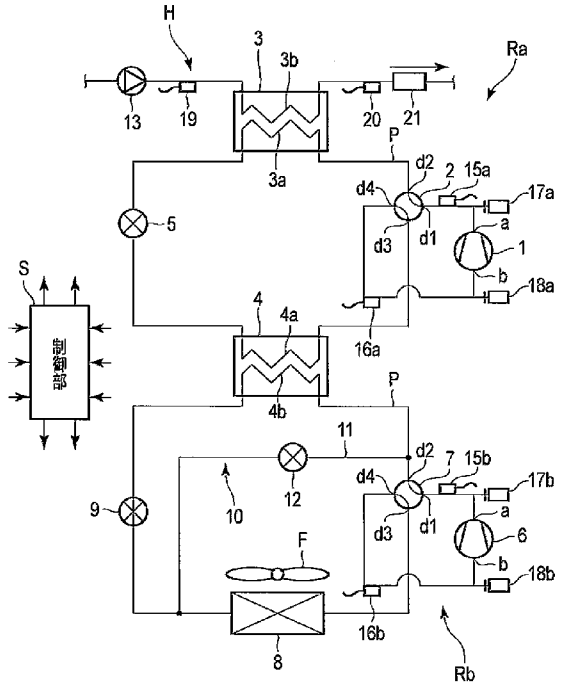
(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI

[続葉有]

(54) **Title**: HOT WATER SUPPLY SYSTEM

(54) 発明の名称 : 給湯システム

[図1]



S CONTROL UNIT

(57) **Abstract**: A hot-water pipe (H) is piped to a water heat exchanger (3) of a high-temperature side refrigerating cycle (Ra) and water or hot-water is heated to a predetermined temperature. A second expanding device (12) is provided at a midway portion of a bypass circuit (10) having one end connected between the four-way selector valve (7) of a low-temperature side refrigerating cycle (Rb) and an intermediate heat exchanger (4) and the other end connected between a low-temperature side expanding device (9) and an air heat exchanger (8). During the defrosting operation of the air heat exchanger (8), a control unit (S) controls the four-way selector valves (2, 7) of both refrigerating cycles (Ra, Rb) to switch reversely, controls the evaporating temperature or evaporating pressure of the intermediate heat exchanger (4) by the low-temperature side expanding device (9), and, when detecting that an overheat degree of the inlet refrigerant of a low-temperature side compressor (6) has exceeded a predetermined value, controls the second expanding device (12) of the bypass circuit (10) to open. During the defrosting operation of the air heat exchanger (8) of the low-temperature side refrigerating cycle (Rb), an efficient defrosting operation is thereby executed and the high-temperature side compressor and the low-temperature side compressor are reliably protected.

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2012/043379 A1

(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

高温側冷凍サイクル（Ｒａ）の水熱交換器（３）に温水配管（Ｈ）を配管し水または温水を所定温度に上昇させる。一端が低温側冷凍サイクル（Ｒｂ）の四方切換え弁（２）と中間熱交換器（４）との間、他端が低温側膨張装置（９）と空気熱交換器（８）との間に接続するバイパス回路（１０）の中途部に第２の膨張装置（１２）を有する。空気熱交換器（８）の除霜運転時に制御部（Ｓ）は、双方の冷凍サイクル（Ｒａ，Ｒｂ）の四方切換え弁（２）を逆に切換え制御し、低温側膨張装置（９）で中間熱交換器（４）の蒸発温度または蒸発圧力を制御し、低温側圧縮機（６）の吸込み冷媒の過熱度が所定値以上となったことを検知したとき、バイパス回路（１０）の第２の膨張装置（１２）を開放制御することで、低温側冷凍サイクル（Ｒｂ）の空気熱交換器（８）に対する除霜運転時に、効率の良い除霜運転を実行するとともに、高温側圧縮機と低温側圧縮機の確実な保護を得る。

明　細　書

発明の名称 ： 給湯システム

技術分野

[0001] 本発明の実施態様は、２元冷凍サイクルを用いて温水を供給する給湯システムに関する。

背景技術

[0002] 高温側冷凍サイクルと低温側冷凍サイクルとを中間熱交換器を介して接続し、高温側冷凍サイクルに循環する冷媒と、低温側冷凍サイクルに循環する冷媒とを、中間熱交換器で熱交換させ、高圧縮比を得る２元冷凍サイクルが多用される傾向にある（例えば、日本国特開２０００－３２０９１４号公報）。

[0003] そして、高温側冷凍サイクルを構成する凝縮器として水熱交換器を備え、ここに給水源、貯湯タンクまたは復水側バッファタンクに接続される温水配管から水もしくは温水を導く。水もしくは温水は、水熱交換器において冷媒と熱交換して温度上昇する。上記貯湯タンクまたは復水側バッファタンクには温水配管が接続されていて、所定温度に上昇した温水が供給される。

[0004] ところで、この給湯システムでは、給湯運転時に低温側冷凍サイクルを構成する空気熱交換器を蒸発器として作用させている。したがって、特に低外気温条件下による運転にともない、空気熱交換器に着霜することは避けられない。この状態のまま経過すると、空気熱交換器の熱交換効率が低下するので除霜運転を行う必要がある。

発明の開示

[0005] 除霜運転時は、高温側冷凍サイクルの四方切換え弁と低温側冷凍サイクルの四方切換え弁を給湯運転時とは逆に切換えて、冷媒の循環方向を逆にする。除霜のための熱源が水熱交換器を流れる水または温水であり、熱源が豊富であること、低温側冷凍サイクルの空気熱交換器にホットガスが直接導かれることから、効率良く空気熱交換器の除霜をなす。

[0006] しかるに、給湯運転を長時間継続して温水配管に循環する温水の温度が高い場合に除霜運転に切換えると、高温側冷凍サイクルで蒸発器として作用する水熱交換器での冷媒蒸発温度も高くなり、高温側冷凍サイクルの凝縮温度も高くなる。

一方、低温側冷凍サイクルは、除霜運転時、霜が溶けるまでの間の凝縮温度は、０～１０℃程度である。そのときの蒸発温度は膨張弁の大きさ、開度にも因るが、０℃以下である。

[0007] したがって、たとえば、水温が６０℃程度であるとすると、高温側冷凍サイクルの蒸発温度はおよそ５０℃度前後であり、凝縮温度はそれよりも高い６０～７０℃程度になるため、低温側冷凍サイクルの過熱度は５０～６０Ｋ程度になる。過熱度が大きすぎると冷媒密度が低下し、循環量が確保できなくなり、除霜時間の長期化を引き起こす。

[0008] 密閉容器内が高圧の圧縮機は、吐出ガスによりモータ巻線を冷却するため、冷媒密度が低いと十分にモータ巻線を冷却できず、巻線短絡による圧縮機故障を引き起こす。また、低温側圧縮機に吸込まれるガス冷媒の温度上昇にともない、圧縮機構部の潤滑をなす冷凍機油が早期に劣化する不具合も生じる。

[0009] 本実施形態は上記事情にもとづきなされたものであり、２元冷凍サイクルを備えたうえで、低温側冷凍サイクルの空気熱交換器に対する除霜運転時に、効率の良い除霜運転を実行するとともに、低温側圧縮機の確実な保護を得られる給湯システムを提供する。

[0010] 上記目的を満足するため本実施形態の給湯システムは、高温側圧縮機、四方切換え弁、水熱交換器、高温側膨張装置、中間熱交換器を冷媒配管を介して連通する高温側冷凍サイクルと、低温側圧縮機、四方切換え弁、中間熱交換器、低温側膨張装置、空気熱交換器を冷媒配管を介して連通する低温側冷凍サイクルとから構成され、高温側冷凍サイクルに導かれる冷媒と低温側冷凍サイクルに導かれる冷媒とを中間熱交換器で熱交換させる２元冷凍サイクルを備える。

図面の簡単な説明

[0011] [図1]図１は、第１の実施形態に係る、給湯システムの冷凍サイクル構成図である。

[図2]図２は、第２の実施形態に係る、給湯システムの冷凍サイクル構成図である。

[図3]図３は、第３の実施形態に係る、給湯システムの冷凍サイクル構成図である。

[図4]図４は、第３の実施形態に用いられる第２の膨張装置を説明するための図である。

[図5]図５は、第４の実施形態に係る、給湯システムの冷凍サイクル構成図である。

発明を実施するための最良の形態

[0012] 図１は、第１の実施の形態における給湯システムの冷凍サイクル構成図であり、特に給湯運転時の冷凍サイクル切換え状態を示している。

この給湯システムは、高温側冷凍サイクルＲａと、温水配管Ｈと、低温側冷凍サイクルＲｂ及び制御部（制御手段）Ｓとから構成される。

[0013] 上記高温側冷凍サイクルＲａから説明すると、高温側圧縮機１の吐出部ａと四方切換え弁２の第１のポートｄ１が冷媒配管Ｐを介して接続され、四方切換え弁２の第２のポートｄ２に水熱交換器３の１次側流路３ａが冷媒配管Ｐを介して接続される。また、四方切換え弁２の第３のポートｄ３は、中間熱交換器４の１次側流路４ａに冷媒配管Ｐを介して接続される。

[0014] 四方切換え弁の第４のポートｄ４は、高温側圧縮機１の吸込み部ｂに冷媒配管Ｐを介して接続される。一方、上記水熱交換器３の１次側流路３ａは、高温側膨張装置５を備えた冷媒配管Ｐを介して上記中間熱交換器４の１次側流路４ａに接続される。

[0015] この高温側冷凍サイクルＲａにおいて、給湯運転時に、高温側圧縮機１で圧縮され吐出される冷媒は、 －四方切換え弁２－水熱交換器３の１次側流路３ａ－高温側膨張装置５－中間熱交換器４の１次側流路４ａ－四方切換え

弁２－高温側圧縮機１－　の順に導かれる。

したがって、水熱交換器３の１次側流路３ａが凝縮器として作用し、中間熱交換器４の１次側流路４ａが蒸発器として作用する。

[0016] 後述する除霜運転時は、四方切換え弁２が切換えられ、高温側圧縮機１で圧縮され吐出される冷媒は、　－四方切換え弁２－中間熱交換器４の１次側流路４ａ－高温側膨張装置５－水熱交換器３の１次側流路３ａ－四方切換え弁２－高温側圧縮機１－　の順に導かれる。

このときは、中間熱交換器４の１次側流路４ａが凝縮器として作用し、水熱交換器３の１次側流路３ａが蒸発器として作用する。

[0017] 上記低温側冷凍サイクルＲｂは、低温側圧縮機６の吐出部ａと四方切換え弁７の第１のポートｄ１が冷媒配管Ｐを介して接続され、四方切換え弁７の第２のポートｄ２に中間熱交換器４の２次側流路４ｂが冷媒配管Ｐを介して接続される。また、四方切換え弁７の第３のポートｄ３は、空気熱交換器８に冷媒配管Ｐを介して接続される。

[0018] 四方切換え弁７の第４のポートｄ４は、低温側圧縮機６の吸込み部ｂに冷媒配管Ｐを介して接続される。一方、上記中間熱交換器４の２次側流路４ｂは、低温側膨張装置９を備えた冷媒配管Ｐを介して上記空気熱交換器８に接続される。なお、上記空気熱交換器８に対向して送風ファンＦが配置される。

[0019] 上記低温側冷凍サイクルＲｂにおいて、給湯運転時に、低温側圧縮機６で圧縮され吐出される冷媒は、　－四方切換え弁７－中間熱交換器４の２次側流路４ｂ－低温側膨張装置９－空気熱交換器８－四方切換え弁７－低温側圧縮機６－　の順に導かれる。

したがって、中間熱交換器４の２次側流路４ｂが凝縮器として作用し、空気熱交換器８が蒸発器として作用する。

[0020] 後述する除霜運転時は、四方切換え弁７が切換えられ、低温側圧縮機６で圧縮され吐出される冷媒は、　－四方切換え弁７－空気熱交換器８－低温側膨張装置９－中間熱交換器４の２次側流路４ｂ－四方切換え弁７－低温側圧

縮機６－　の順に導かれる。

このときは、空気熱交換器８が凝縮器として作用し、中間熱交換器４の２次側流路４ｂが蒸発器として作用する。

[0021] このような低温側冷凍サイクルＲｂに、バイパス回路１０が設けられる。上記バイパス回路１０は、一端が四方切換え弁７と中間熱交換器４の２次側流路４ｂとの間の冷媒配管Ｐに接続され、他端が低温側膨張装置９と空気熱交換器８との間の冷媒配管Ｐに接続されるバイパス管１１と、このバイパス管１１の中途部に設けられる第２の膨張装置１２とからなる。

[0022] 上記温水配管Ｈは、一端部が給水源、貯湯タンクまたは復水側バッファタンクの吸込み部に接続され、他端部が貯湯タンク、給湯栓または復水側バッファタンク（以上、いずれも図示しない）に接続される。

温水配管Ｈの中途部には、水搬送用のポンプ１３と、上記水熱交換器３内に配管される２次側流路３ｂが設けられる。したがって、上記温水配管Ｈ導かれる水もしくは温水は、水熱交換器３の２次側流路３ｂにおいて１次側流路３ａに導かれる冷媒と熱交換する。

[0023] 上記制御部Ｓは、高温側圧縮機１及び低温側圧縮機６の吐出部ａに設けられる温度センサ１５ａ，１５ｂ及び圧力センサ１７ａ，１７ｂと、吸込み部ｂ側に設けられる温度センサ１６ａ，１６ｂ及び圧力センサ１８ａ，１８ｂと、温水配管Ｈにおける水熱交換器３の２次側流路３ｂ入口側に設けられる水温検出手段である水温センサ１９と、出口側に設けられる水温検出手段である水温センサ２０及び流量検出手段である流量センサ２１からの検知信号を、所定時間毎に受ける。

[0024] さらに制御部Ｓは、中間熱交換器４及び空気熱交換器８に設けられる温度センサ（図示しない）から検知信号を受けるとともに、リモートコントローラ（リモコン：図示しない）からの指示信号を受ける。制御部Ｓは、これらセンサ類とリモコンから受けた検知信号を演算し、記憶する基準値と比較する。

[0025] そして、制御部Ｓは高温側圧縮機１及び低温側圧縮機６の運転周波数を制

御するとともに、給湯運転時は、熱交換器の冷媒温度（蒸発温度）と圧縮機の吸込み側冷媒温度との差から、吸込み側冷媒の過熱度を算出して、高温側膨張装置５及び低温側膨張装置９の開閉と絞り量を制御する。

[0026] 除霜運転時は、高温側冷凍サイクルにおいては、熱交換器の冷媒温度（蒸発温度）と圧縮機の吸込み側冷媒温度との差から、吸込み側冷媒の過熱度を算出して、高温側膨張装置５の開閉と絞り量を制御する。

[0027] また、低温側冷凍サイクルにおいては、除霜の進行にともない、凝縮圧力が上昇していくが、蒸発圧力(または蒸発温度)を所定値に保持すべく、低温側膨張装置９の開閉と絞り量を制御し、吸込み側冷媒の加熱度が過大とならないように、、さらにバイパス回路１０における第２の膨張装置１２の開閉と絞り量を制御する。

[0028] このようにして構成される給湯システムであり、給湯運転時に制御部Ｓは、高温側冷凍サイクルＲａと低温側冷凍サイクルＲｂに対し、上述したように冷媒を導き循環するよう制御する。

[0029] 上記中間熱交換器４では、低温側冷凍サイクルＲｂ側の２次側流路４ｂで冷媒が凝縮して凝縮熱を放出し、高温側冷凍サイクルＲａ側の１次側流路４ａで冷媒が凝縮熱を吸熱しながら蒸発する。

[0030] したがって、給湯システム全体として空気熱交換器８での蒸発温度と水熱交換器３での凝縮温度差が大となり、高圧縮比を得られる。温水配管Ｈに導かれる水もしくは温水は、水熱交換器３の２次側流路３ｂにおいて、高温側冷凍サイクルＲａで凝縮作用をなす水熱交換器３の１次側流路３ａから高温の凝縮熱を吸熱し、効率良く温度上昇する。

[0031] 水熱交換器３の２次側流路３ｂにおいて、水もしくは温水は高温化した温水と変り、水熱交換器３から貯湯タンクにまたは往水側のバッファタンク導かれ、再び水熱交換器３に導かれて加熱され貯湯タンクまたは往水側のバッファタンクに循環する。もしくは、水熱交換器３から給湯栓に直接給湯される。

[0032] さらに制御部Ｓは、給湯運転時に高温側冷凍サイクルＲａにおいて中間熱

交換器４の１次側流路４ａでの冷媒蒸発温度と、高温側圧縮機１の冷媒吸込み温度との差で表される過熱度が一定となるように、高温側膨張装置５の絞り量を最適に制御する。

そして、低温側冷凍サイクルＲｂにおいて、空気熱交換器８での冷媒蒸発温度と、低温側圧縮機６の冷媒吸込み温度との差で表される過熱度が一定となるように、低温側膨張装置９の絞り量を最適に制御する。

[0033] したがって、それぞれの冷凍サイクルＲａ，Ｒｂで冷媒循環量が適正に保持され、水熱交換器３と中間熱交換器４及び空気熱交換器８の熱交換効率の向上を得られる。その結果、水熱交換器３の２次側流路３ｂにおいて、温水配管Ｈに導かれる水または温水を効率良く加熱することとなる。

[0034] 特に、外気温が低温の条件下で給湯運転を継続すると、低温側冷凍サイクルＲｂで空気熱交換器８が冷媒の蒸発作用をなすことから、ここで生成される凝縮水が凍結して霜となり、そのまま付着することがある。この場合は、時間の経過とともに霜の厚さが厚くなり、空気熱交換器８における熱交換効率が低下する。

[0035] 上記制御部Ｓは、空気熱交換器８に取付けた温度センサからの検知信号を受けるとともに、その他のセンサ類からの検知信号を受けて、空気熱交換器８に対する除霜運転の必要を判断する。その結果で除霜運転が行われるのだが、実際に制御部Ｓは以下に述べる制御を行う。

[0036] すなわち、制御部Ｓは高温側冷凍サイクルＲａの四方切換え弁２と、低温側冷凍サイクルＲｂの四方切換え弁７を、同時に切換え制御する。それぞれの冷凍サイクルＲａ，Ｒｂにおいて、先に説明した給湯運転時とは逆方向に冷媒が循環する。

[0037] 低温側冷凍サイクルＲｂにおいては、低温側圧縮機６から吐出される高温高圧のガス冷媒であるホットガスが四方切換え弁７を介して空気熱交換器８に導かれ、高熱を放出する。そのため、空気熱交換器８に付着していた霜が徐々に溶融し、ドレン水となって滴下し、時間の経過とともに霜の厚みが減少する。

[0038] このような除霜運転時に上記制御部Ｓは、高温側冷凍サイクルＲａで蒸発器の作用をなす水熱交換器３の１次側流路３ａでの冷媒蒸発温度を検知する温度センサと、高温側圧縮機１の吸込み冷媒温度を検知する温度センサ１６ａからの検知信号を受ける。

そして、制御部Ｓは冷媒蒸発温度と冷媒吸込み温度との差で表される過熱度が、一定（目標値）となるように、高温側膨張装置５の絞り量を制御する。

[0039] 以上の除霜運転を継続すると、空気熱交換器８に付着していた霜が溶融して部分的に地肌が露出し、露出部分が拡大する。この露出部分は空気と接触して熱交換するようになり、空気熱交換器８は自然対流のみで冷却されるので、空気熱交換器８に導かれるガス冷媒が完全に凝縮し切れない状態となる。

[0040] そのため、低温側冷凍サイクルＲｂにおける高圧が上昇し、それに連れて低圧も上昇する。低圧が高過ぎると、低温側圧縮機６がロータリ式圧縮機の場合、冷媒循環量が過多となり、ガス冷媒とともに吐出される潤滑油の吐出量が増加し、吐出弁割れが生じる虞れがある。また、電動機部を構成する巻線が過熱状態となり、短絡事故が生じる虞れもある。

[0041] 制御部Ｓは、低温側圧縮機６の吸込み部ｂ側に設けられた圧力センサ１８ｂで検出した蒸発圧力から演算して得られる蒸発温度、もしくは中間熱交換器４に設けられた温度センサで検出される蒸発温度と、制御部Ｓに記憶された基準温度と比較する。この検出された蒸発温度が所定値（基準温度）を上まわったことを確認したら、制御部Ｓは低温側冷凍サイクルＲｂに対して以下の制御を行う。

[0042] すなわち上記制御部Ｓは、蒸発器の作用をなす中間熱交換器４の２次側流路４ｂでの冷媒蒸発温度が一定（目標値）となるように、低温側膨張装置９の絞り量を制御する。

除霜運転時では、空気熱交換器８と低温側膨張装置９との間の冷媒は過冷却状態であるため、低温側膨張装置９を制御して冷媒を二相状態とし、もし

くは液冷媒を中間熱交換器４の２次側流路４ｂに導くことができる。

[0043] さらに制御部Ｓは、中間熱交換器４の２次側流路４ｂの冷媒蒸発温度と、低温側圧縮機６の冷媒吸込み温度との差で表される過熱度が一定となるように、バイパス回路１０の第２の膨張装置１２を開放し絞り量を制御する。空気熱交換器８で凝縮した液冷媒がバイパス回路１０を介して、四方切換え弁７と中間熱交換器４の間の冷媒配管に供給される。

[0044] その結果、中間熱交換器４の２次側流路４ｂから導出された冷媒と、バイパス回路１０を介して供給された冷媒が混合して、低温側圧縮機６の冷媒吸込み温度が低下し、吸込み冷媒の過熱度が適正な状態になるよう冷却される。低温側冷凍サイクルＲｂにおける過熱度が低下し、冷媒循環量過多が矯正されて、上述した不具合の発生を防止する。

[0045] また、除霜運転時は、高温側冷凍サイクルＲａにおける水熱交換器３の１次側流路３ａが蒸発器の作用をなし、温水配管Ｈの２次側流路３ｂに導かれる水または温水から蒸発潜熱を奪う。ただし、給湯運転を長時間継続し、比較的高温の温水が温水配管Ｈを循環する場合は、水熱交換器１次側流路３ａにおける冷媒蒸発温度が所定値よりも高くなる。

[0046] すなわち、高温側冷凍サイクルＲａにおいては、冷媒蒸発温度が温水配管Ｈを循環する温水温度と温水流量に応じて変化する。一方、低温側冷凍サイクルＲｂでは除霜運転という性質上、空気熱交換器８での冷媒凝縮温度は０～１０℃程度である。

[0047] 低温側冷凍サイクルＲｂにおいて蒸発器となる中間熱交換器４の２次側流路４ｂで冷媒蒸発温度は、低温側膨張装置９の大きさと開度にもよるが、約０℃である。温水配管Ｈを循環する温水の温度が６０℃程度とすると、高温側冷凍サイクルＲａにおける水熱交換器３の１次側流路３ａでの冷媒蒸発温度は約４５℃（目標過熱度：１０Ｋ）である。

[0048] 当然ながら、高温側冷凍サイクルＲａにおける中間熱交換器４の１次側流路４ａでの冷媒凝縮温度は、冷媒蒸発温度よりも高く（７０℃と仮定）なる。したがって、低温側冷凍サイクルＲｂの過熱度は少なく見積もっても６０

Ｋ程度となり、過大な状態になってしまう。

[0049] 過熱度が大き過ぎると、冷媒密度が低下して冷媒循環量を確保できなくなり、除霜時間の長期化を引き起こす。低温側圧縮機６がロータリ式圧縮機の場合は、冷媒循環量が過多状態となり、上述したような問題が生じる虞れがある。

温水配管Ｈを循環する温水温度が７０℃程度になると、高温側冷凍サイクルＲａにおいて冷媒蒸発温度は約５５℃、冷媒凝縮温度は８０℃程度となる。その結果、低温側冷凍サイクルＲｂでの過熱度は７０Ｋ程度と予想され、顕著な悪影響が生じる。

[0050] このように、２元冷凍サイクルを採用した給湯システムにおいて、低温側冷凍サイクルＲｂの空気熱交換器８に対する除霜運転は、温水配管Ｈを循環する温水の温度が上昇するにしたがって低温側圧縮機６では厳しい条件となる。当然ながら、時間の経過とともに高温側冷凍サイクルＲａの高温側圧縮機１に対して影響があり、同様の状態を招く。

[0051] 上述した状況下で制御部Ｓは、低温側冷凍サイクルＲｂにおけるバイパス回路１０の２次膨張装置１２を開放して絞り制御をなす。すなわち、低温側圧縮機６から吐出されたガス冷媒が空気熱交換器８に導かれて凝縮され、液冷媒となった後、一部の液冷媒は低温側膨張装置９に導かれ、残りの液冷媒はバイパス回路１０に導かれる。

[0052] 特にバイパス回路１０に導かれた液冷媒は、第２の膨張装置１２で流量を絞られ、低圧化して四方切換え弁７と中間熱交換器４との間の冷媒配管に供給され、過熱度が大となっている中間熱交換器４の２次側流路４ｂから導出された冷媒と混合し、低温側圧縮機６が吸込む冷媒の過熱度を適正な状態に冷却する。その結果、先に説明したような冷媒循環量の増加と、それにともなう悪影響を全て除去できる。

[0053] 図２は、第２の実施の形態に係る、給湯システムの冷凍サイクル構成図である。

ここでは、バイパス回路１０に第２の膨張装置１２と直列に電磁開閉弁２

５を備えたことが相違し、他の構成は全く同様である。したがって、同一構成部品には同番号を付して新たな説明を省略する。

[0054] 給湯運転時に上記電磁開閉弁２５を閉成しておけば、第２の膨張装置１２は全閉状態にする必要はなく、制御の単純化を得る。要は、給湯運転時にバイパス回路１０を開放しなければ良い。なお、電磁開閉弁２５の代用として、逆止弁を用いても支障はない。

[0055] また、低温側冷凍サイクルＲｂに非共沸混合冷媒を用いると、冷媒の蒸発温度が一定せず、温度センサで空気熱交換器８の冷媒蒸発温度を検知しても検知精度が期待できない。そこで、圧力センサ１８ｂで低圧圧力を読み取り、その検知信号を受けた制御部Ｓが蒸発温度を演算し求めることで、制御性が良くなり、蒸発温度の値が正確に求められる。

[0056] なお、上記温水配管Ｈに用いられるポンプ１３が流量固定であり、ここに導かれる温水の流量が一定だとすると、除霜運転時は、水熱交換器３の２次側流路３ｂの入口側水温に応じて、蒸発器である水熱交換器３の１次側流路３ａにおける蒸発圧力が変る。すなわち、温水配管Ｈを循環する温水の温度に影響されて、冷媒蒸発圧力が変る。

[0057] そのため、除霜運転開始時に高温側圧縮機１の初期運転周波数を一定にすると、温水配管Ｈ側の温水温度が上昇したとき、冷媒循環量が過多になり、高圧が上昇して高温側圧縮機１が異常停止する虞れがある。あるいは、温水温度が極端に低下すると、冷媒循環量が不足して低圧縮比となり、空気熱交換器８に対する除霜時間が長くなってしまう。

[0058] 上述したように制御部Ｓは、水熱交換器３次側流路３ｂの水入口側に設けられる水温センサ１９からの検知信号を所定時間毎に受けている。そこで制御部Ｓは、除霜運転開始時に、水温センサ１９からの検知信号を受けて演算をなし、温水配管Ｈを循環する温水の温度毎に最適な高温側圧縮機１の初期運転周波数を決定するよう制御する。

[0059] ポンプ１３は流量固定であるので、除霜運転開始にあたって高温側圧縮機１の初期運転周波数を決定する際に、温水配管Ｈに導かれる温水の流量によ

る影響を考慮する必要がない。したがって、制御の簡略化が得られ、常に安定した除霜運転を行うことができる。

[0060] また、温水配管Ｈに導かれる水または温水の流量が変動する場合は、水熱交換器３の２次側流路３ｂでの熱通過率や出口水温が変動し、高温側冷凍サイクルＲａの蒸発圧力が変化する。そのため、温水配管Ｈにおける水または温水の流量毎に、最適な運転周波数を決定する必要がある。

[0061] すなわち、温水配管Ｈにおける水熱交換器３の２次側流路３ｂでの入口側温水温度と、温水流量を計測し、そのときの値に応じて高温側圧縮機１の初期周波数を決定することで、安定した除霜運転を行うことができる。

具体的には、温水配管Ｈに設けられるポンプ１３を流量可変のポンプに代える。温水配管Ｈにおける水熱交換器３の２次側流路３ｂの水入口側に水温検出手段である水温センサ１９を備え、温水出口側に流量検出手段である流量センサ２１を備えることには変りがない。

[0062] なお、流量検出手段としては、流量センサの他に、温水配管Ｈにおける水熱交換器３の２次側流路３ｂの水入口側及び水出口側に水圧センサを設け、それらの圧力差から水量を演算で算出しても良い。

上記制御部Ｓは、除霜運転開始時に上記水温センサ１９及び流量センサ２１から検知信号を受けて演算をなし、その結果で、高温側圧縮機１における初期運転周波数を決定する制御をなす。このときの低温側圧縮機６の運転周波数は一定でよい。

[0063] たとえば、高温側冷凍サイクルＲａにおける凝縮圧力が一定となるような運転周波数を温水温度と温水流量毎に決定する。このデータを内部パラメータとして持たせ、以下の［表１］に示すようなテーブルとして用いる。入口水温の単位は、［℃］。圧縮機初期（運転）周波数の単位は、［Ｈｚ］。水流量の単位は、［Ｌ／ｍｉｎ］である。

[表1]

表１

圧縮機初期周波数		入口水温			
		５０	６０	７０	８０
水流量	１５０	６２	４７．８	３７．１	２８．９
	１００	６７．１	５１．６	４０．０	３１．１
	５０	７８．６	６０．４	４６．６	３６．２

[0064] もしくは、温水温度と温水流量による近似式を作成し、除霜運転開始時の高温側圧縮機１の初期運転周波数を決定する。

いずれにしろ、温水温度が低下するにしたがって初期運転周波数が大きくなるが、一般的に圧縮機は極めて高回転数で運転することを想定していない。そのため、圧縮機を構成する電動機部は回転数が大き過ぎると効率が著しく悪くなり、圧縮機構部の機械効率も悪化する傾向にある。

[0065] たとえば、１００ｒｐｓを越えるような高回転数での運転は避けるべきである。したがって、温水温度が低下するにともない、目標凝縮温度を少しずつ下げるよう、高温側圧縮機１の初期運転周波数を可能な限り抑える。

[0066] もしくは、温水温度により低温側圧縮機６の初期運転周波数を同時に下げて冷媒循環量を全体的に減少させ、高温側圧縮機１の初期運転周波数を抑える制御が望ましい。高温側圧縮機１は初期運転周波数で運転したあとは、制御対象を決定して目標に向けて制御し、除霜運転を完了させる。

[0067] 図３は、第３の実施の形態に係る、給湯システムの冷凍サイクル構成図である。

ここでは、低温側冷凍サイクルＲｂにおけるバイパス回路１０の一端部を四方切換え弁７の第４のポートｄ４と、低温側圧縮機６の吸込み部ｂとを連通する冷媒配管Ｐの中途部に接続させる。バイパス回路１０の他端部が、低温側膨張装置９と空気熱交換器８とを連通する冷媒配管Ｐの中途部に接続することは変りがない。

[0068] さらに、上記バイパス回路１０の第２の膨張装置１２として、希土類磁石

を用いた直動式電子膨張弁を用いる。

他の構成は全く同様である。したがって、同一構成部品には同番号を付して新たな説明を省略する。

[0069] 希土類磁石は磁束密度が高いため、小型化に適している。また、電子膨張弁は制御性が良く、小型で安価であるため、それほど流量を必要としないバイパス回路１０に備えるには最適である。ギヤ式に比べて直動式は安価のため、コスト低減と省スペース化のために有利である。

[0070] しかるに上記希土類磁石は、温度上昇により残留磁束密度と保持力が大きく低下する特性を持っている。希土類磁石として、ネオジ磁石を用いた場合、残留磁束密度の温度係数は－０．１％／Ｋ、保持力の温度係数は－０．５％／Ｋ程度である。サマリウムコバルト磁石を用いた場合の残留磁束密度の温度係数は－０．０３％／Ｋ、保持力の温度係数は－０．２％／Ｋ程度（２０℃）である。減磁による電子膨張弁の故障を防ぐためにも、冷媒温度は低く抑える必要がある。

[0071] なお、上記バイパス回路１０の他端部は、空気熱交換器８の入口と中間熱交換器４入口と四方切換え弁７との間に接続されている。したがって、給湯運転時に何らかの原因で低温側膨張装置９が全開状態にあると、低温側圧縮機６からの吐出ガスがバイパス回路１０の第２の膨張装置１２まで流れ込んでしまう。

[0072] 給湯運転中に第２の膨張装置１２に通電するケースとして、たとえば給湯システムが要求とおりの圧縮機周波数で運転しているのに、所定の能力が出ない状況で起こり得る。電子膨張弁は開ループ制御であるため、実際の開度と要求開度に差が生じる場合があり、除霜運転終了とともに全閉にしたとしても、実際には開いていることがある。

[0073] このときは、中間熱交換器４に導かれる冷媒量が減り、加熱能力が低下する。そのため、除霜運転が終了して所定時間経過後に要求能力に達しなかった場合、まずは第２の膨張装置１２を増し締めして全閉させることが予想される。

[0074] 図４は、このときの状態を示している。

下部側変化は低温側冷凍サイクルＲｂ、上部側変化は高温側冷凍サイクルＲａである。Ｔｄは圧縮機の冷媒吐出温度、Ｔｓは圧縮機の冷媒吸込み温度、Ｔｃは冷媒凝縮温度、Ｔｅは冷媒蒸発温度である。高温側冷凍サイクルでは冷媒としてＲ２４５ｆａを用いており、低温側冷凍サイクルでは冷媒としてＲ４１０Ａを用いている。

[0075] 圧縮機の冷媒吐出温度Ｔｄは、条件によっては６０℃を大きく越えて８０℃以上となる。この状態で第２の膨張装置１２に通電すると、非可逆の減磁を引き起こす可能性がある。一般的に用いられる電子膨張弁では、冷媒の許容上限温度は６０～７０℃であるので、通電により第２の膨張装置（電子膨張弁）１２が破損する虞れがある。

[0076] そのために、図３に示すようにバイパス回路１０一端部の接続先を変更する。万が一、給湯運転中にバイパス回路１０が開通した場合でも、低圧ライン同士なので圧力差が小さいため、ほとんど冷媒が流れずに済む。しかも、低温側膨張装置９で膨張減圧下状態の冷媒であるので冷媒温度が低く、直動式電子膨張弁としての信頼性を確保できる。

[0077] 図５は、第４の実施の形態に係る、給湯システムの冷凍サイクル構成図である。

ここでは、低温側冷凍サイクルＲｂにおけるバイパス回路１０に、第２の膨張装置を構成する電磁開閉弁２７とキャピラリーチューブ２８が直列に接続される。そして、四方切換え弁７の第４のポートｄ４と低温側圧縮機６の吸込み部ｂとを連通する冷媒配管Ｐの中途部に気液分離器３０が設けられる。

[0078] 他の構成は全く同様である。したがって、同一構成部品には同番号を付して新たな説明を省略する。

上記制御部Ｓは、通常の給湯運転時に電磁開閉弁２７を閉成し、除霜運転時に電磁開閉弁２７を開放する制御をなす。結果として、上述と同様の作用効果が得られる。

[0079] 気液分離器３０は、冷却液過多で過熱度の確保ができず、液冷媒が低温側圧縮機６の吸込みラインに流れてしまう場合でも、液バックして破損することを防止でき、低温側圧縮機６の信頼性の向上を得られる。

[0080] なお、上記電磁開閉弁２７に代って逆止弁を備え、除霜運転時のみ連通するような配管構成にしても良い。電磁開閉弁２７や逆止弁は、第１～第３の実施の形態で説明した、第２の膨張装置１２としての電子膨張弁に比べて安価である。

[0081] 電磁開閉弁２７及び逆止弁ともに、冷媒の許容温度は１００℃以上を保証している。したがって、先に第３の実施の形態（図３）で説明したように、バイパス回路１０の一端部を四方切換え弁７の第４のポートｄ４と低温側圧縮機６の吸込み部ｂとの間に接続する必要が無く、配管設計に応じて最も都合の良い場所に接続することができる。

[0082] さらに、低温側圧縮機６の吸込み側に気液分離器３０を備えているため、特に低温側圧縮機６として高圧シェルタイプのロータリ式圧縮機を用いた場合は、液バックによる電動機部回転子の摩耗や、圧縮機破損の虞れが解消される。

[0083] 以上、本実施形態を説明したが、上述の実施形態は、例として提示したものであり、実施形態の範囲を限定することは意図していない。この新規な実施形態は、その他の様々な形態で実施されることが可能であり、要旨を逸脱しない範囲で、種々の省略、置換え、変更を行うことができる。これら実施形態やその変形は、発明の範囲や要旨に含まれるとともに、特許請求の範囲に記載された発明とその均等の範囲に含まれる。

請求の範囲

［請求項1］ 高温側圧縮機、四方切換え弁、水熱交換器、高温側膨張装置、中間熱交換器を冷媒配管を介して連通する高温側冷凍サイクルと、低温側圧縮機、四方切換え弁、中間熱交換器、低温側膨張装置、空気熱交換器を冷媒配管を介して連通する低温側冷凍サイクルとから構成され、上記高温側冷凍サイクルに導かれる冷媒と、上記低温側冷凍サイクルに導かれる冷媒とを、上記中間熱交換器で熱交換させる２元冷凍サイクルと、

上記高温側冷凍サイクルの水熱交換器に配管され、流通する水または温水と高温側冷凍サイクルに導かれる冷媒とを熱交換させて水または温水を所定温度に上昇させる温水配管と、

一端が上記低温側冷凍サイクルの四方切換え弁と中間熱交換器との間の冷媒配管に接続され、他端が低温側冷凍サイクルの低温側膨張装置と空気熱交換器との間の冷媒配管に接続され、中途部に第２の膨張装置を有するバイパス回路と、

上記低温側冷凍サイクルの空気熱交換器に対する除霜運転時に、上記高温側冷凍サイクルの四方切換え弁及び上記低温側冷凍サイクルの四方切換え弁とを給湯運転時とは逆方向に切換え制御するとともに、低温側冷凍サイクルの低温側膨張装置で中間熱交換器の蒸発温度または蒸発圧力を制御し、さらに、低温側圧縮機の吸込み冷媒の過熱度が所定値以上となったことを検知したとき上記バイパス回路の第２の膨張装置を開放制御する制御手段と、

を具備することを特徴とする給湯システム。

［請求項2］ さらに上記制御手段は、

給湯運転時に、高温側冷凍サイクルにおいて中間熱交換器での蒸発温度と高温側圧縮機での吸込み温度との差で表される過熱度が一定となるように高温側膨張装置を制御するとともに、低温側冷凍サイクルにおいて空気熱交換器での蒸発温度と低温側圧縮機での吸込み温度と

の差で表される過熱度が一定となるように低温側膨張装置を制御し、

除霜運転時に、高温側冷凍サイクルにおいて水熱交換器での蒸発温度と高温側圧縮機での吸込み温度との差で表される過熱度が一定となるように高温側膨張装置を制御するとともに、低温側冷凍サイクルにおいて中間熱交換器での蒸発圧力が一定となるように低温側膨張装置を制御し、中間熱交換器の蒸発温度と低温側圧縮機の吸込み温度との差で表される過熱度が一定となるように上記バイパス回路の第２の膨張装置を制御する

ことを特徴とする請求項１記載の給湯システム。

[請求項3] 上記温水配管は、水入口側に水温検出手段を備え、

さらに上記制御手段は、上記除霜運転の開始時に、上記水温検出手段からの検知信号にもとづいて、高温側冷凍サイクルの上記高温側圧縮機における初期運転周波数を決定する制御をなす

ことを特徴とする請求項１記載の給湯システム。

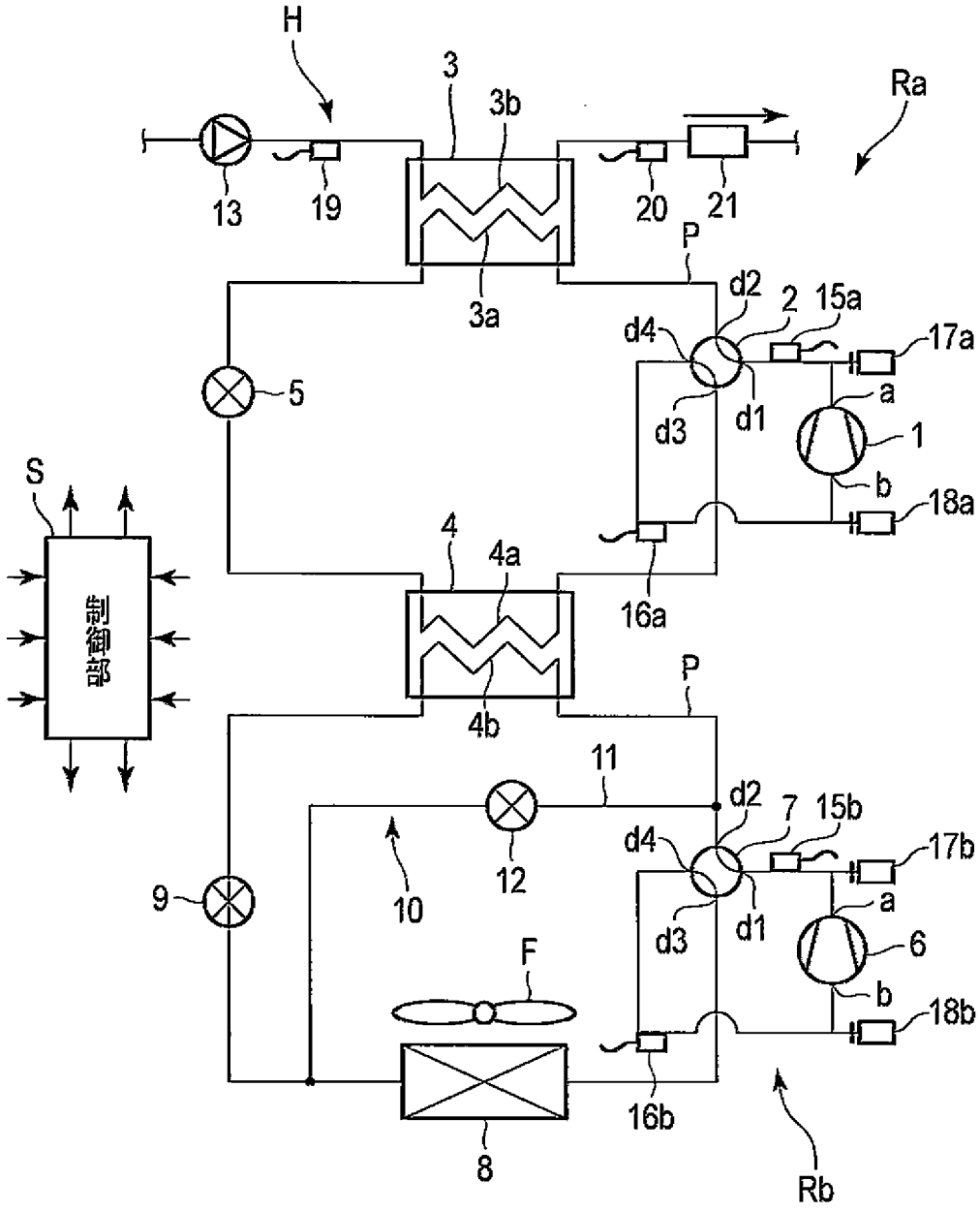
[請求項4] 上記温水配管は、水入口側に流量可変のポンプ及び水温検出手段を備えるとともに、水入口側もしくは温水出口側に流量検出手段を備えていて、

さらに上記制御手段は、上記除霜運転の開始時に、上記水温検出手段及び上記流量検出手段からの検知信号にもとづいて、高温側冷凍サイクルの上記高温側圧縮機における初期運転周波数を決定する制御をなす

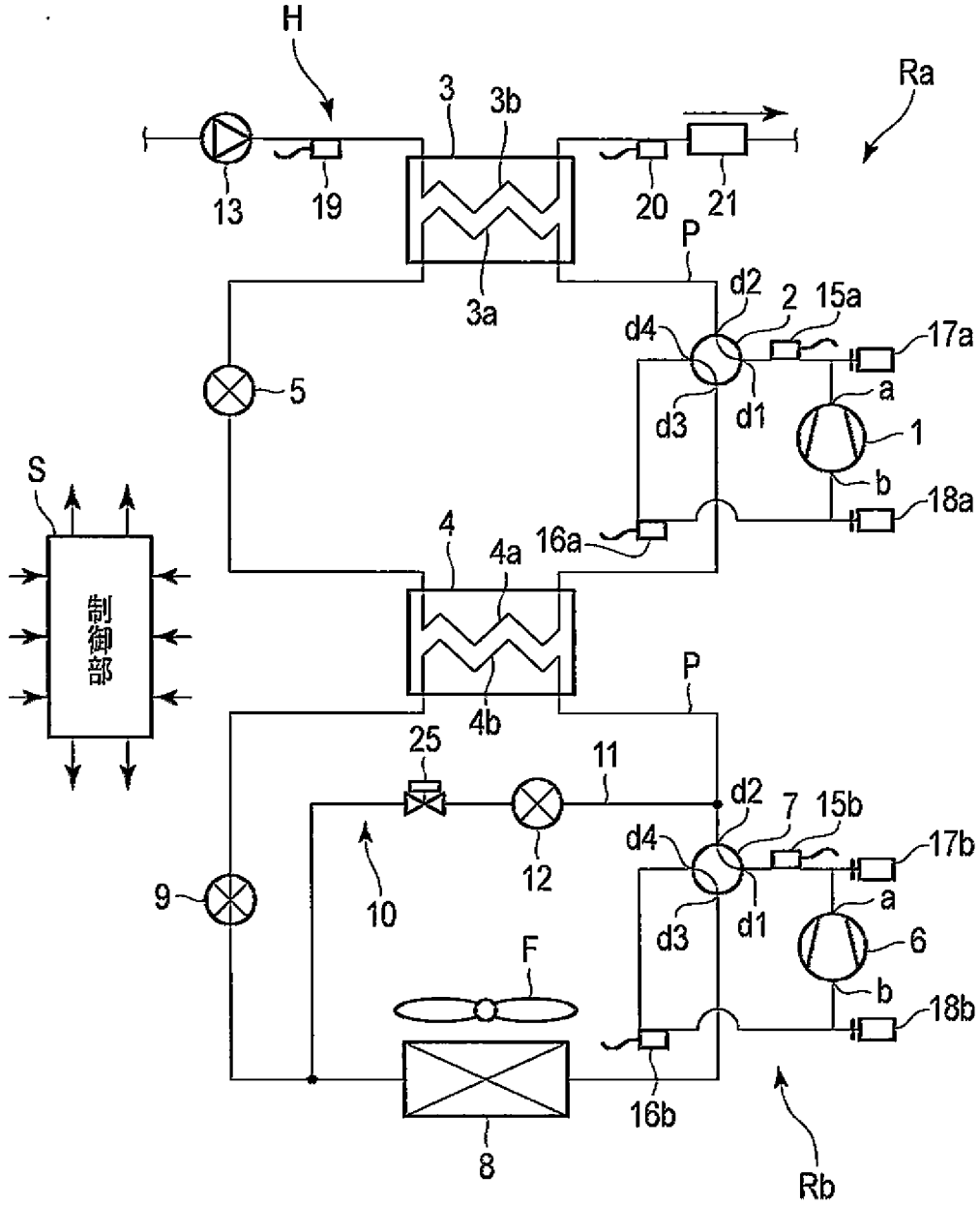
ことを特徴とする請求項１記載の給湯システム。

[請求項5] 上記バイパス回路に備えられる第２の膨張装置は、希土類磁石を用いた電子膨張弁であることを特徴とする請求項１ないし請求項４のいずれかに記載の給湯システム。

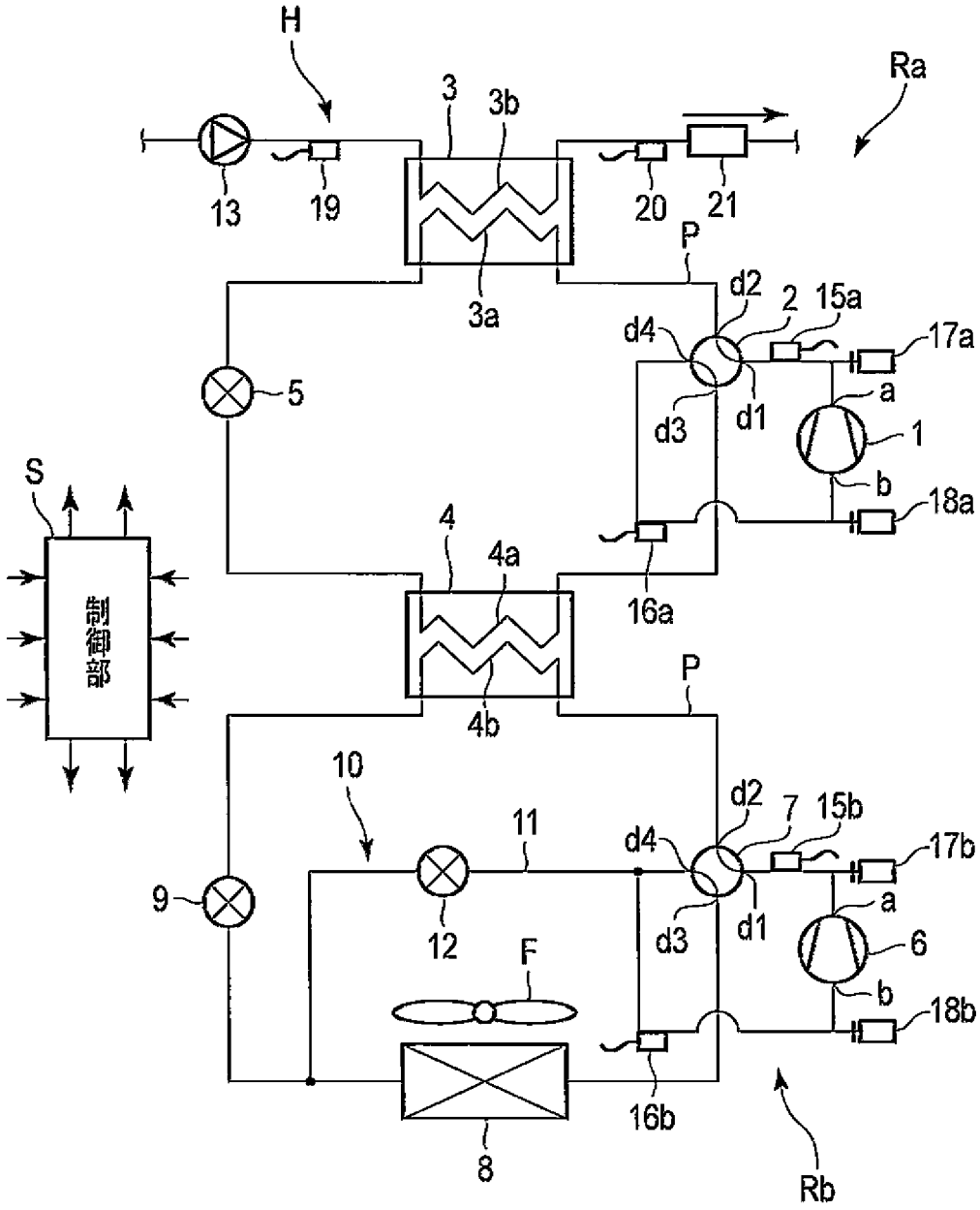
[図1]


H
3
3b
Ra
13
19
20
21
P
3a
d2
2
15a
d4
17a
5
a
d3
d1
1
S
b
18a
4
4a
制御部
16a
4b
P
11
d2
7
15b
12
d4
17b
9
10
a
d3
d1
6
F
b
18b
16b
8
Rb

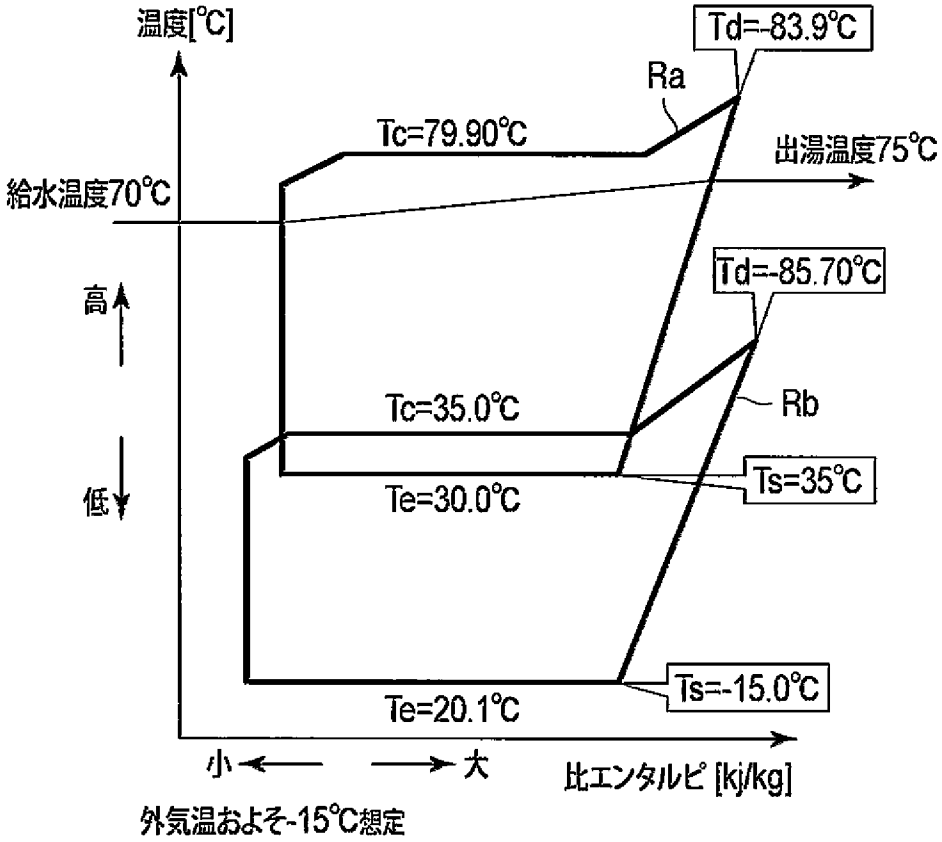
[図2]


H
Ra
3
3b
13
19
20
21
P
3a
d2
2
15a
d4
17a
5
a
d3
d1
1
S
b
18a
4
4a
16a
制御部
P
4b
25
11
d2
7
15b
d4
17b
12
9
10
a
d3
d1
6
F
b
18b
16b
8
Rb

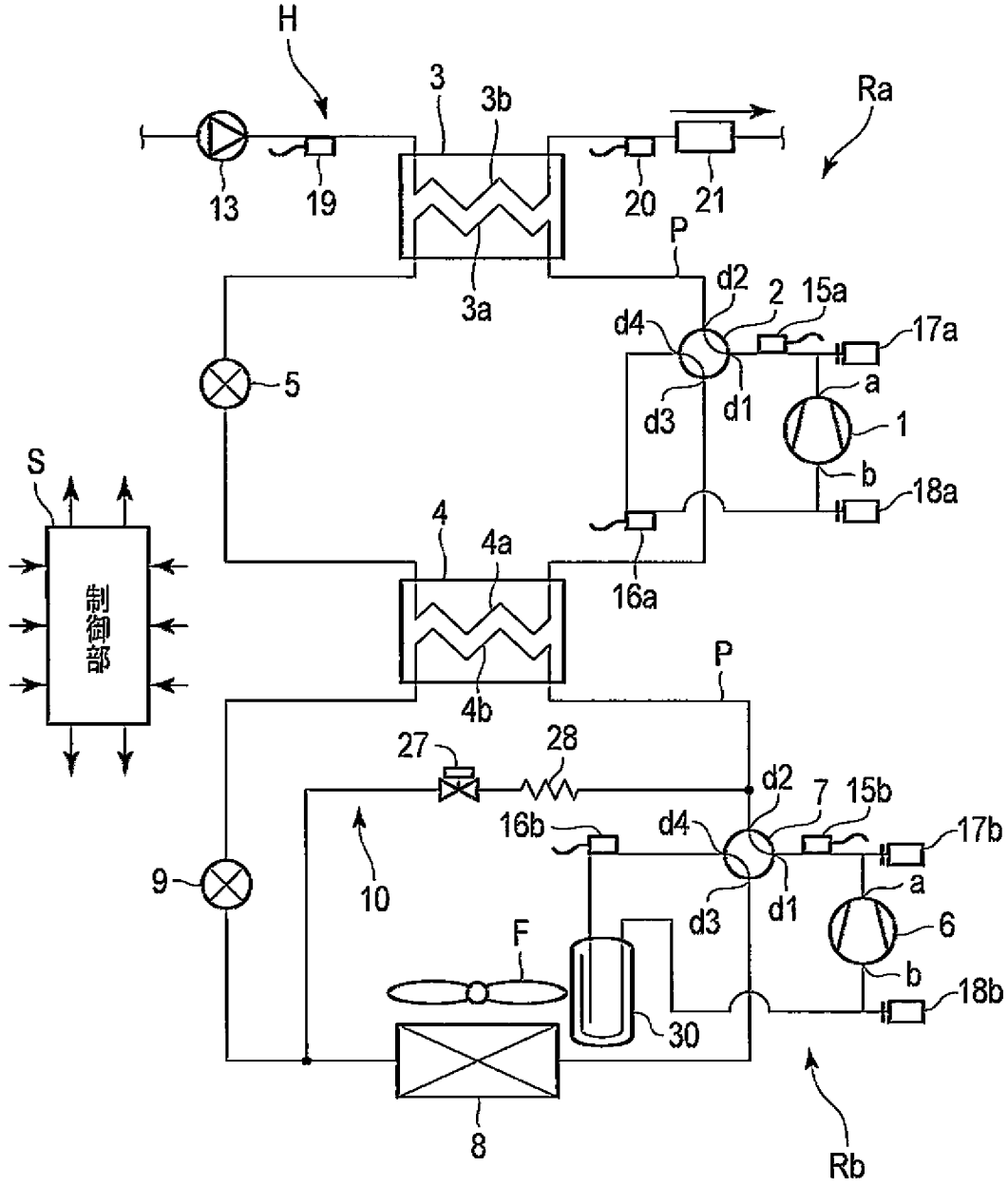
[図3]


H
Ra
3
3b
13
19
20
21
3a
P
d2
2
15a
d4
17a
5
a
d3
d1
1
b
18a
S
4
4a
制御部
16a
4b
P
10
d2
7
15b
11
d4
17b
9
a
12
d3
d1
6
F
b
18b
16b
8
Rb

[図4]


温度[℃]
Td=-83.9℃
Ra
Tc=79.90℃
出湯温度75℃
給水温度70℃
Td=-85.70℃
高
Tc=35.0℃
Rb
低
Ts=35℃
Te=30.0℃
Ts=-15.0℃
Te=20.1℃
小
大
比エンタルピ [kj/kg]
外気温およそ-15℃想定

[図5]


H
3
3b
Ra
13
19
20
21
P
3a
d2
2
15a
d4
17a
5
a
d3
d1
1
S
b
18a
4
4a
制御部
16a
4b
P
27
28
d2
7
15b
16b
d4
17b
9
10
a
d3
d1
6
F
b
18b
30
8
Rb

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2011/071617

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F25B47/02(2006.01)i, *F25B1/00*(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)
F25B47/02, F25B1/00

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	1996-2011
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2011	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2011

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.
Y A	WO 2010/098061 A1 (Daikin Industries, Ltd.), 02 September 2010 (02.09.2010), paragraphs [0137] to [0146]; fig. 17 (Family: none)	1,2,5 3,4
Y A	JP 2010-101570 A (Panasonic Corp.), 06 May 2010 (06.05.2010), paragraphs [0008], [0013] (Family: none)	1,2,5 3,4
Y A	JP 2008-224088 A (Mitsubishi Electric Corp.), 25 September 2008 (25.09.2008), paragraphs [0008] to [0022]; fig. 1 to 2 & EP 1967801 A2	1,2,5 3,4

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ 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 06 December, 2011 (06.12.11)	Date of mailing of the international search report 20 December, 2011 (20.12.11)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.	Authorized officer Telephone No.

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (July 2009)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2011/071617

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 62-49160 A (Sharp Corp.), 03 March 1987 (03.03.1987), page 3, upper left column, line 13 to upper right column, line 5; fig. 1 (Family: none)	2
Y	JP 2001-174107 A (Daikin Industries, Ltd.), 29 June 2001 (29.06.2001), paragraph [0079] (Family: none)	5

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１１／０７１６１７

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F25B47/02(2006.01)i, F25B1/00(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.　F25B47/02, F25B1/00

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	１９７１－２０１１年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１１年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１１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
Y A	WO 2010/098061 A1（ダイキン工業株式会社）2010.09.02, 【０１３７】－【０１４６】，図１７（ファミリーなし）	１，２，５ ３，４
Y A	JP 2010-101570 A（パナソニック株式会社）2010.05.06, 【０００８】，【００１３】（ファミリーなし）	１，２，５ ３，４
Y A	JP 2008-224088 A（三菱電機株式会社）2008.09.25, 【０００８】－【００２２】，図１－２ & EP 1967801 A2	１，２，５ ３，４

☑　Ｃ欄の続きにも文献が列挙されている。　　☐　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の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	国際調査報告の発送日
０６．１２．２０１１	２０．１２．２０１１

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ）
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）　３Ｍ　４４８５
新井　浩士
電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３７７

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	JP 62-49160 A（シャープ株式会社）1987.03.03, 第３頁左上欄第１３行－右上欄第５行，第１図（ファミリーなし）	２
Ｙ	JP 2001-174107 A（ダイキン工業株式会社）2001.06.29, 【００７９】（ファミリーなし）	５