

(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5月28日(28.05.2015)



(10) 国際公開番号
WO 2015/075872 A1

- (51) 国際特許分類:
B60H 1/22 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2014/005501
- (22) 国際出願日: 2014年10月30日(30.10.2014)
- (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 2013-242521 2013年11月25日(25.11.2013) JP
- (71) 出願人: 株式会社デンソー(DENSO CORPORATION) [JP/JP]; 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者: 阪本 宏太(SAKAMOTO, Kota); 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地株式会社デンソー内 Aichi (JP). 伊藤 誠司(ITO, Satoshi); 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地株式会社デンソー内 Aichi (JP).
- (74) 代理人: 金 順姫(KIN, Junhi); 〒4600003 愛知県名古屋市中区錦2丁目13番19号 瀧定ビル6階 Aichi (JP).

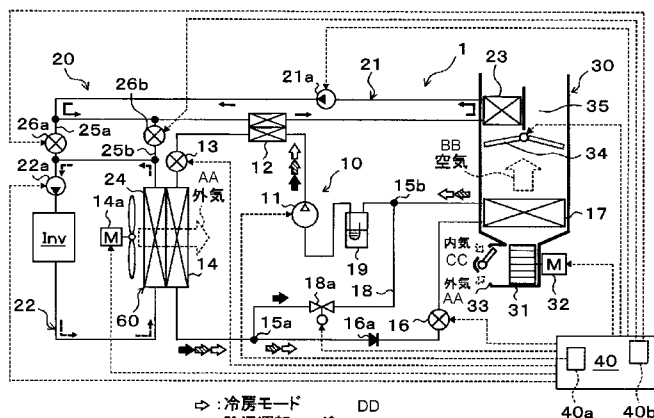
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, 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, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーロパ (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ユーロッパ (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).

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第21条(3))

(54) Title: HEAT PUMP SYSTEM

(54) 発明の名称: ヒートポンプシステム



◇: 冷房モード DD
◇: 除湿運転モード EE
◇: 暖房モード FF

AA External air
BB Air
CC Internal air
DD Cooling mode
EE Dehumidification operation mode
FF Heating mode

(57) Abstract: A heater core (23) which causes heat exchange between a coolant and blown air being blown into a vehicle interior is provided to a high-pressure-side heat-medium circulation circuit (21) in which the coolant, having been heated by a heat pump cycle (10), is made to circulate. A radiator (24) which causes heat exchange between a low-pressure refrigerant in the heat pump cycle (10) and at least a portion of the coolant flowing out from the heater core (23) is provided to a low-pressure-side heat-medium circulation circuit (22) coupled to the high-pressure-side heat-medium circulation circuit (21). As a result, surplus heat of the coolant flowing out from the heater core (23), said surplus heat not having been used in order to heat the blown air, can be used to inhibit frost formation in an outdoor heat exchanger (14), and remove frost which has formed in the outdoor heat exchanger (14).

(57) 要約: ヒートポンプサイクル (10) にて加熱された冷却水を循環させる高圧側熱媒体循環回路 (21) に、冷却水と車室内へ送風される送風空気とを熱交換させるヒータコア (23) を配置し、高圧側熱媒体循環回路 (21) に連結された低圧側熱媒体循環回路 (22) に、ヒータコア (2

3) から流出した冷却水の少なくとも一部とヒートポンプサイクル (10) の低圧冷媒とを熱交換させるラジエータ (24) を配置する。これにより、ヒータコア (23) から流出した冷却水の有する送風空気を加熱するために利用されなかった余剰の熱によって、室外熱交換器 (14) の着霜を抑制でき、室外熱交換器 (14) に着いた霜を除霜することができる。

WO 2015/075872 A1

明 細 書

発明の名称：ヒートポンプシステム

関連出願の相互参照

[0001] 本出願は、当該開示内容が参照によって本出願に組み込まれた、2013年11月25日に出願された日本特許出願2013-242521を基にしている。

技術分野

[0002] 本開示は、ヒートポンプサイクルによって加熱対象流体を加熱するヒートポンプシステムに関する。

背景技術

[0003] 従来、ヒートポンプサイクル（蒸気圧縮式の冷凍サイクル）によって加熱対象流体を加熱するヒートポンプシステムが知られている。この種のシステムに適用されるヒートポンプサイクルでは、低圧冷媒を外気と熱交換させて蒸発させる蒸発器として機能する室外熱交換器における冷媒蒸発温度が0℃以下に低下すると、室外熱交換器に着霜が生じてしまうことがある。

[0004] さらに、このように生じた室外熱交換器の着霜を取り除く手段として、ヒートポンプサイクルの圧縮機から吐出された高温高圧冷媒（ホットガス）を、室外熱交換器へ流入させることによって除霜する、いわゆるホットガス除霜も知られている。ところが、このホットガス除霜では、除霜時間が比較的長くなってしまい、除霜のために圧縮機が消費するエネルギーが増大してしまう。

[0005] これに対して、特許文献1には、車両用空調装置に適用されたヒートポンプシステムであって、車載電気機器を冷却する冷却水に蓄熱された廃熱を熱源として、着霜が生じた室外熱交換器の除霜を行うものが開示されている。この特許文献1のヒートポンプシステムでは、車載電気機器の廃熱を利用して室外熱交換器の除霜を行っているので、除霜のために圧縮機が消費するエネルギーが増大してしまうことを抑制できる。

先行技術文献

特許文献

[0006] 特許文献1：特開2013-139251号公報

発明の概要

[0007] しかしながら、本願の発明者らの検討によれば、特許文献1のヒートポンプシステムのように、車載電気機器のような外部熱源から供給される熱によって室外熱交換器の除霜を行う構成では、外部熱源の作動状態によっては、除霜に要する熱を十分に確保することができない場合がある。その結果、外部熱源から供給される熱によって、室外熱交換器を適切に除霜することや、室外熱交換器の着霜を抑制することができなくなってしまう。

[0008] 本開示は、上記点に鑑み、外部から供給される熱によらず、さらに、ヒートポンプサイクルの圧縮機の消費エネルギーを増大させることなく、室外熱交換器の除霜あるいは着霜の抑制を実現可能なヒートポンプシステムを提供することを目的とする。

[0009] 上記目的を達成するために本開示の一態様のヒートポンプシステムは、ヒートポンプサイクルと熱媒体循環回路と熱媒体放熱部とを備える。ヒートポンプサイクルは、冷媒を圧縮して吐出する圧縮機、圧縮機から吐出された高圧冷媒と熱媒体とを熱交換させる熱媒体－冷媒熱交換器、熱媒体－冷媒熱交換器から流出した冷媒を減圧させる減圧装置、および減圧装置にて減圧された冷媒と外気とを熱交換させる室外熱交換器を有する。熱媒体循環回路には、熱媒体を循環させるとともに、熱媒体－冷媒熱交換器から流出した熱媒体と加熱対象流体とを熱交換させて加熱対象流体を加熱する加熱用熱交換器が配置される。さらに、熱媒体放熱部では、加熱用熱交換器から流出した熱媒体の有する熱を減圧装置出口側から圧縮機吸入口へ至る範囲を流通する低压冷媒に放熱させる。

[0010] これによれば、熱媒体放熱部を備えているので、熱媒体循環回路を循環する熱媒体の有する熱を低压冷媒に放熱させることができる。そして、熱媒体から低压冷媒に放熱された熱によって、室外熱交換器を除霜することや、室

外熱交換器の着霜を抑制することができる。

[0011] さらに、熱媒体放熱部では、加熱用熱交換器から流出した熱媒体の有する熱を低圧冷媒に放熱させるので、熱媒体－冷媒熱交換器にて加熱された熱媒体の有する熱を加熱対象流体の加熱のために優先的に利用し、その余剰の熱を室外熱交換器の除霜あるいは着霜の抑制のために利用することができる。従って、圧縮機の消費エネルギーを増大させることなく、室外熱交換器の除霜あるいは着霜の抑制を実現することができる。

[0012] そのため、外部熱源等から供給される熱に依存することなく、さらに、ヒートポンプサイクルの圧縮機の消費エネルギーを増大させることなく、室外熱交換器の除霜あるいは着霜の抑制を実現可能なヒートポンプシステムを提供することができる。

[0013] 例えば、熱媒体放熱部は、加熱用熱交換器から流出した熱媒体と外気とを熱交換させる熱媒体放熱用熱交換器にて構成されており、熱媒体放熱用熱交換器および室外熱交換器は、熱媒体放熱用熱交換器を流通する熱媒体と室外熱交換器を流通する冷媒との間の熱移動を可能に一体化されてもよい。

[0014] これによれば、熱媒体放熱用熱交換器を流通する熱媒体の有する熱を、直接的に室外熱交換器へ伝熱することができ、室外熱交換器の効果的な除霜あるいは効果的な着霜の抑制を実現することができる。

[0015] また、熱媒体放熱部は、加熱用熱交換器から流出した熱媒体と外気とを熱交換させる熱媒体放熱用熱交換器にて構成されており、室外熱交換器は、熱媒体放熱用熱交換器から流出した外気と減圧装置にて減圧された冷媒とを熱交換させるように配置されていてもよい。

[0016] これによれば、熱媒体放熱用熱交換器を流通する熱媒体の有する熱を、外気を介して間接的に室外熱交換器へ伝熱することができ、室外熱交換器の除霜あるいは着霜の抑制を容易に実現することができる。

[0017] また、熱媒体放熱部は、加熱用熱交換器から流出した熱媒体と低圧冷媒とを熱交換させる熱媒体放熱用熱交換器によって構成されていてもよい。

[0018] これによれば、熱媒体放熱用熱交換器を流通する熱媒体の有する熱を低圧

冷媒に吸熱させることができるので、室外熱交換器における冷媒蒸発温度を上昇させて、着霜の抑制を実現することができる。

[0019] さらに、上述した熱媒体放熱用熱交換器を備えるヒートポンプシステムにおいて、加熱用熱交換器から流出して熱媒体放熱用熱交換器へ流入する熱媒体の流量を調整する熱媒体流量調整装置を備えていてもよい。

[0020] これによれば、ヒートポンプサイクルに要求される加熱対象流体の加熱能力等に応じて、熱媒体から低圧冷媒に放熱される熱量を適切に調整することができる。

図面の簡単な説明

[0021] [図1]第1実施形態のヒートポンプシステムの模式的な全体構成図である。

[図2]第1実施形態の熱交換器構造体の外観斜視図である。

[図3]図2のⅠⅠⅠーⅠⅠⅠ断面図である。

[図4]目標吹出温度 T_{AO} とバイパス流量との関係を示す制御特性図である。

[図5]第2実施形態のヒートポンプシステムの模式的な全体構成図である。

[図6]第3実施形態のヒートポンプシステムの模式的な全体構成図である。

[図7]第4実施形態のヒートポンプシステムの模式的な全体構成図である。

[図8]第5実施形態のヒートポンプシステムの模式的な全体構成図である。

[図9]第6実施形態のヒートポンプシステムの模式的な全体構成図である。

[図10]第7実施形態のヒートポンプシステムの模式的な全体構成図である。

[図11]第8実施形態のヒートポンプシステムの模式的な全体構成図である。

[図12]第9実施形態のヒートポンプシステムの模式的な全体構成図である。

[図13]第10実施形態のヒートポンプシステムの模式的な全体構成図である。

。

[図14]第11実施形態のヒートポンプシステムの模式的な全体構成図である。

。

[図15]第12実施形態のヒートポンプシステムの模式的な全体構成図である。

。

[図16]他の実施形態の熱媒体流量調整装置を示す模式的な熱媒体循環回路の

構成図である。

[図17]他の実施形態の別の熱媒体流量調整装置を示す模式的な熱媒体循環回路の構成図である。

発明を実施するための形態

[0022] (第1実施形態)

図1～図4により、本開示の第1実施形態について説明する。本実施形態では、本開示に係るヒートポンプシステム1を、内燃機関（エンジン）および走行用電動モータから車両走行用の駆動力を得る、いわゆるハイブリッド車両の車両用空調装置に適用している。本実施形態のヒートポンプシステム1は、車両用空調装置において、空調対象空間である車室内へ送風される送風空気を加熱あるいは冷却する機能を果たす。

[0023] より具体的には、本実施形態のヒートポンプシステム1は、送風空気を加熱あるいは冷却する蒸気圧縮式の冷凍サイクルであるヒートポンプサイクル10、および熱媒体である冷却水（例えば、エチレングリコール水溶液）を循環させる熱媒体循環回路20を備えている。そして、送風空気を加熱する際には、ヒートポンプサイクル10によって冷却水を加熱し、加熱された冷却水を熱源として送風空気を加熱している。従って、本実施形態のヒートポンプシステム1における加熱対象流体は送風空気である。

[0024] さらに、本実施形態のヒートポンプサイクル10は、送風空気を冷却して車室内の冷房を行う冷房モードの冷媒回路、送風空気を加熱して車室内の暖房を行う暖房モードの冷媒回路、冷却して除湿された送風空気を加熱することによって車室内を除湿しながら暖房を行う除湿暖房モードの冷媒回路に切替可能に構成されている。

[0025] なお、図1では、冷房モードの冷媒回路における冷媒の流れを白抜き矢印で示し、暖房モードの冷媒回路における冷媒の流れを黒塗り矢印で示し、除湿暖房モードの冷媒回路における冷媒の流れを斜線ハッチング付き矢印で示している。

[0026] また、このヒートポンプサイクル10では、冷媒としてHFC系冷媒（具

体的には、R 1 3 4 a) を採用しており、サイクルの高圧側冷媒圧力 P_d が冷媒の臨界圧力を超えない蒸気圧縮式の亜臨界冷凍サイクルを構成している。もちろん、H F O 系冷媒（例えば、R 1 2 3 4 y f）等を採用してもよい。さらに、冷媒には圧縮機 1 1 を潤滑するための冷凍機油が混入されており、冷凍機油の一部は冷媒とともにサイクルを循環している。

[0027] ヒートポンプサイクル 1 0 の構成機器のうち、圧縮機 1 1 は、エンジンルーム内に配置されて、ヒートポンプサイクル 1 0 において冷媒を吸入して高圧冷媒となるまで昇圧して吐出するものである。具体的には、本実施形態の圧縮機 1 1 は、1 つのハウジング内に固定容量型の圧縮機構、および圧縮機構を駆動する電動モータを収容して構成された電動圧縮機である。

[0028] この圧縮機構としては、スクロール型圧縮機構、ペーン型圧縮機構等の各種圧縮機構を採用することができる。また、電動モータは、後述する空調制御装置 4 0 から出力される制御信号によって、その作動（回転数）が制御されるもので、交流モータ、直流モータのいずれの形式を採用してもよい。

[0029] 圧縮機 1 1 の吐出口側には、高温側水－冷媒熱交換器 1 2 の冷媒通路の冷媒入口側が接続されている。高温側水－冷媒熱交換器 1 2 は、圧縮機 1 1 から吐出された高圧冷媒と熱媒体循環回路 2 0 を循環する冷却水とを熱交換させて、冷却水を加熱する熱媒体－冷媒熱交換器である。

[0030] このような高温側水－冷媒熱交換器 1 2 としては、高圧冷媒通路として高圧冷媒を流通させる複数本のチューブを設け、隣り合うチューブ間に冷却水を流通させる水通路を形成し、これらの水通路内に冷媒と冷却水との間の熱交換を促進するインナーフィンを配置することによって構成された熱交換器等を採用することができる。

[0031] 高温側水－冷媒熱交換器 1 2 の冷媒通路の出口側には、暖房用膨張弁 1 3 の入口側が接続されている。暖房用膨張弁 1 3 は、少なくとも暖房モード時に、高温側水－冷媒熱交換器 1 2 から流出した高圧冷媒を減圧させる減圧装置であり、絞り開度を変更可能に構成された弁体と、この弁体を変位させて絞り開度を変化させるステッピングモータからなる電動アクチュエータとを

有して構成される電気式の可変絞り機構である。

[0032] さらに、本実施形態の暖房用膨張弁 13 は、絞り開度を全開にすることで冷媒減圧作用を殆ど発揮することなく単なる冷媒通路として機能する全開機能付きの可変絞り機構で構成されている。暖房用膨張弁 13 は、空調制御装置 40 から出力される制御信号によって、その作動が制御される。

[0033] 暖房用膨張弁 13 の出口側には、室外熱交換器 14 の冷媒入口側が接続されている。室外熱交換器 14 は、エンジンルーム内の前方側に配置されて、高温側水—冷媒熱交換器 12 下流側の冷媒と送風ファン 14a から送風された外気とを熱交換させる熱交換器である。

[0034] より詳細には、室外熱交換器 14 は、少なくとも冷房モード時には、高压冷媒を放熱させる放熱器として機能し、少なくとも暖房モード時には、減圧装置である暖房用膨張弁 13 にて減圧された低压冷媒を蒸発させて吸熱作用を発揮させる蒸発器として機能する。また、送風ファン 14a は、空調制御装置 40 から出力される制御電圧によって稼働率、すなわち回転数（送風能力）が制御される電動送風機である。

[0035] さらに、本実施形態の室外熱交換器 14 は、後述するラジエータ 24 と一体的に構成されている。このため、本実施形態の送風ファン 14a は、室外熱交換器 14 およびラジエータ 24 の双方に向けて外気を送風する機能を果たす。なお、一体化された室外熱交換器 14 およびラジエータ 24（以下、熱交換器構造体 60 という）の詳細構成については後述する。

[0036] 室外熱交換器 14 の冷媒出口側には、室外熱交換器 14 から流出した冷媒の流れを分岐する低压側分岐部 15a の冷媒流入口が接続されている。低压側分岐部 15a は、三方継手で構成されており、3つの流入出口のうち1つを冷媒流入口とし、残りの2つを冷媒流出口としたものである。このような三方継手は、管径の異なる配管を接合して形成してもよいし、金属ブロックや樹脂ブロックに複数の冷媒通路を設けることによって形成してもよい。

[0037] 低压側分岐部 15a の一方の冷媒流出口には、逆止弁 16a を介して、冷房用膨張弁 16 の冷媒入口側が接続され、他方の冷媒流出口には、低压側分

岐部 15 a から流出した冷媒を冷房用膨張弁 16 等を迂回させて後述するアキュムレータ 19 の上流側へ導くアキュムレータ側通路 18 の入口側が接続されている。

[0038] 逆止弁 16 a は、低圧側分岐部 15 a の一方の冷媒流出口から流出した冷媒が、低圧側分岐部 15 a から冷房用膨張弁 16 側へ流れることのみを許容するものである。

[0039] 冷房用膨張弁 16 の基本的構成は、暖房用膨張弁 13 と同様である。さらに、本実施形態の冷房用膨張弁 16 は、絞り開度を全開した際に室外熱交換器 14 の冷媒出口側から室内蒸発器 17 の冷媒入口側へ至る冷媒通路を全開する全開機能のみならず、絞り開度を全閉した際に当該冷媒通路を閉塞する全閉機能付きの可変絞り機構で構成されている。

[0040] 本実施形態のヒートポンプサイクル 10 では、このように冷房用膨張弁 16 が冷媒通路を閉塞することによって、冷媒を循環させる冷媒回路を切り替えることができる。従って、本実施形態の冷房用膨張弁 16 は、冷媒回路切替部を構成している。

[0041] 冷房用膨張弁 16 の出口側には、室内蒸発器 17 の冷媒入口側が接続されている。室内蒸発器 17 は、後述する室内空調ユニット 30 のケーシング 31 内に配置されて、少なくとも冷房モードおよび除湿暖房モード時にその内部を流通する冷媒を、送風空気と熱交換させて蒸発させることによって送風空気を冷却する冷却用熱交換器である。

[0042] 室内蒸発器 17 の冷媒出口側には、合流部 15 b を介して、アキュムレータ 19 の入口側が接続されている。アキュムレータ 19 は、その内部に流入した冷媒の気液を分離して、サイクル内の余剰冷媒を蓄える気液分離器である。合流部 15 b は、低圧側分岐部 15 a と同様の三方継手で構成されており、3つの流入出口のうち2つを冷媒流入口とし、残りの1つを冷媒流出口としたものである。

[0043] さらに、本実施形態の合流部 15 b の他方の冷媒流入口には、前述のアキュムレータ側通路 18 の出口側が接続されている。また、このアキュムレー

タ側通路 18 には、アキュムレータ側通路 18 を開閉する暖房用開閉弁 18 a が配置されている。暖房用開閉弁 18 a は、空調制御装置 40 から出力される制御電圧によって、その開閉作動が制御される電磁弁であり、冷房用膨張弁 16 とともに冷媒回路切替部を構成している。

[0044] アキュムレータ 19 の気相冷媒出口には、圧縮機 11 の吸入側が接続されている。従って、このアキュムレータ 19 は、圧縮機 11 に液相冷媒が吸入されてしまうことを抑制して、圧縮機 11 の液圧縮を防止する機能を果たす。

[0045] 次に、熱媒体循環回路 20 について説明する。まず、本実施形態の熱媒体循環回路 20 は、高圧側熱媒体循環回路 21 および低圧側熱媒体循環回路 22 に大別される。

[0046] これらの高圧側熱媒体循環回路 21 および低圧側熱媒体循環回路 22 は互いに連通している。従って、熱媒体循環回路 20 では、後述するように、高圧側熱媒体循環回路 21 を循環する冷却水の一部を低圧側熱媒体循環回路 22 へ流入させること、および低圧側熱媒体循環回路 22 を循環する冷却水の一部を高圧側熱媒体循環回路 21 へ流入させることができる。

[0047] まず、高圧側熱媒体循環回路 21 は、主に、高温側水-冷媒熱交換器 12 とヒータコア 23 との間で冷却水を循環させる熱媒体循環回路である。ヒータコア 23 は、室内空調ユニット 30 のケーシング 31 内に配置されて、高温側水-冷媒熱交換器 12 にて加熱された冷却水と室内蒸発器 17 通過後の送風空気とを熱交換させて、送風空気を加熱する加熱用熱交換器である。

[0048] また、高圧側熱媒体循環回路 21 には、高温側水-冷媒熱交換器 12 から流出した冷却水をヒータコア 23 に向けて圧送する高温側水ポンプ 21 a が配置されている。この高温側水ポンプ 21 a は、空調制御装置 40 から出力される制御電圧によって、その回転数（水圧送能力）が制御される電動式のポンプである。

[0049] そして、空調制御装置 40 が高温側水ポンプ 21 a を作動させると、高圧側熱媒体循環回路 21 では、主に、図 1 の実線矢印で示すように、高温側水

ポンプ 2 1 a → 高温側水－冷媒熱交換器 1 2 の水通路 → ヒータコア 2 3 → 高温側水ポンプ 2 1 a の順で冷却水が循環する。これにより、暖房モード時等に、高温側水－冷媒熱交換器 1 2 にて加熱された冷却水をヒータコア 2 3 へ流入させて、送風空気を加熱することができる。

[0050] 次に、低圧側熱媒体循環回路 2 2 は、主に、ラジエータ 2 4 と走行用電動モータへ電力を供給するインバータ 1 n v の内部に設けられた冷却水通路との間で冷却水を循環させる熱媒体循環回路である。ラジエータ 2 4 は、エンジンルーム内に配置されて、低圧側熱媒体循環回路 2 2 を循環する冷却水と送風ファン 1 4 a から送風された外気とを熱交換させて、冷却水を放熱させる熱媒体放熱用熱交換器である。

[0051] インバータ 1 n v は作動時に発熱を伴う車載機器であって、ラジエータ 2 4 へ流入する冷却水を加熱する外部熱源としての機能も果たしている。また、低圧側熱媒体循環回路 2 2 には、インバータ 1 n v に設けられた冷却水通路から流出した冷却水をラジエータ 2 4 に向けて圧送する低温側水ポンプ 2 2 a が配置されている。この低温側水ポンプ 2 2 a の基本的構成は、高温側水ポンプ 2 1 a と同様である。

[0052] そして、空調制御装置 4 0 が低温側水ポンプ 2 2 a を作動させると、低圧側熱媒体循環回路 2 2 では、主に、図 1 の破線矢印で示すように、低温側水ポンプ 2 2 a → インバータ 1 n v に設けられた冷却水通路 → ラジエータ 2 4 → 低温側水ポンプ 2 2 a の順で冷却水が循環する。

[0053] これにより、冷却水が冷却水通路を通過する際にインバータ 1 n v の廃熱を吸熱し、冷却水がラジエータ 2 4 を流通する際に吸熱した熱を外気に放熱させることができ、インバータ 1 n v を冷却することができる。換言すると、インバータ 1 n v を外部熱源として、ラジエータ 2 4 へ流入する冷却水の温度を上昇させて、室外熱交換器 1 4 へ送風される外気の温度を上昇させることができる。

[0054] また、高圧側熱媒体循環回路 2 1 の高温側水ポンプ 2 1 a の吐出口側と低圧側熱媒体循環回路 2 2 の低温側水ポンプ 2 2 a の吸入口側は、第 1 連結流

路 2 5 a を介して連結されている。低圧側熱媒体循環回路 2 2 のラジエータ 2 4 の出口側と高圧側熱媒体循環回路 2 1 の高温側水－冷媒熱交換器 1 2 の水通路の入口側は、第 2 連結流路 2 5 b を介して連結されている。

[0055] さらに、第 1 連結流路 2 5 a には、第 1 連結流路 2 5 a を流通する冷却水流量を調整する第 1 冷却水流量調整弁 2 6 a が配置されている。第 2 連結流路 2 5 b には、第 2 連結流路 2 5 b を流通する冷却水流量を調整する第 2 冷却水流量調整弁 2 6 b が配置されている。

[0056] 第 1、第 2 冷却水流量調整弁 2 6 a、2 6 b は、いずれも開度を変更可能に構成された弁体と、この弁体を変位させて開度を変化させる電動アクチュエータとを有して構成される電気式の流量調整弁である。また、第 1、第 2 冷却水流量調整弁 2 6 a、2 6 b は、空調制御装置 4 0 から出力される制御信号によって、その作動が制御される。

[0057] そして、空調制御装置 4 0 が、第 1、第 2 冷却水流量調整弁 2 6 a、2 6 b を全閉状態にすると、高圧側熱媒体循環回路 2 1 では、高温側水－冷媒熱交換器 1 2 とヒータコア 2 3 との間で冷却水が循環し、低圧側熱媒体循環回路 2 2 では、ラジエータ 2 4 とインバータ I n v との間で冷却水が循環する。従って、高圧側熱媒体循環回路 2 1 を循環する冷却水と低圧側熱媒体循環回路 2 2 を循環する冷却水が混ざり合うことはない。

[0058] これに対して、空調制御装置 4 0 が、第 1、第 2 冷却水流量調整弁 2 6 a、2 6 b を開くと、その開度に応じて、高圧側熱媒体循環回路 2 1 を循環する冷却水の一部が、第 1 連結流路 2 5 a を介して低圧側熱媒体循環回路 2 2 へ流入するとともに、低圧側熱媒体循環回路 2 2 を循環する冷却水の一部が、第 2 連結流路 2 5 b を介して高圧側熱媒体循環回路 2 1 へ流入する。

[0059] より詳細には、熱媒体循環回路 2 0 では、第 1、第 2 冷却水流量調整弁 2 6 a、2 6 b を開くことによって、ヒータコア 2 3 から流出した冷却水の一部をインバータ I n v へ流入させることができる。さらに、インバータ I n v から流出した冷却水をラジエータ 2 4 へ流入させ、ラジエータ 2 4 から流出した冷却水の一部を高温側水－冷媒熱交換器 1 2 の水通路側へ戻すことが

できる。

[0060] 換言すると、空調制御装置40が、第1、第2冷却水流量調整弁26a、26bの開度を調整することにより、高圧側熱媒体循環回路21に配置されたヒータコア23から流出した冷却水のうち、低圧側熱媒体循環回路22に配置されたラジエータ24へ流入する冷却水の流量を調整することができる。従って、第1、第2冷却水流量調整弁26a、26bは、特許請求の範囲に記載された熱媒体流量調整装置を構成している。

[0061] なお、空調制御装置40が、第1、第2冷却水流量調整弁26a、26bを開いた際に、高圧側熱媒体循環回路21から低圧側熱媒体循環回路22へ流入する流量および低圧側熱媒体循環回路22から高圧側熱媒体循環回路21へ戻る流量は、過渡的には異なる流量となることがあるものの、最終的に同じ流量に収束する。以下の説明では、収束した後の流量をバイパス流量と記載する。

[0062] 次に、図2、図3を用いて、室外熱交換器14およびラジエータ24が一体化された熱交換器構造体60の詳細構成について説明する。

[0063] 本実施形態の室外熱交換器14およびラジエータ24は、それぞれ冷媒または冷却水を流通させる複数本のチューブ、この複数本のチューブの両端側に配置されてそれぞれのチューブを流通する冷媒または冷却水の集合あるいは分配を行う一对の集合分配用タンク等を有する、いわゆるタンクアンドチューブ型の熱交換器として構成されている。

[0064] より具体的には、室外熱交換器14は、内部に冷媒を流通させる複数本の冷媒用チューブ14aを有している。さらに、この冷媒用チューブ14aとしては、図3の断面図に示すように、長手方向垂直断面形状が扁平形状の多穴扁平チューブが採用されており、各冷媒用チューブ14aは、その外表面のうち平坦面同士が互いに平行に、かつ対向するように所定の間隔を開けて積層配置されている。

[0065] これにより、冷媒用チューブ14aの周囲、すなわち隣り合う冷媒用チューブ14aの間には、送風ファン14aから送風された外気を流通させる吸

熱用空気通路 14 b が形成されている。

[0066] また、ラジエータ 24 は、内部に冷却水を流通させる複数本の熱媒体用チューブ 24 a を有している。さらに、この熱媒体用チューブ 24 a としては、図 3 の断面図に示すように、長手方向垂直断面形状が扁平形状の単穴扁平チューブが採用されており、冷媒用チューブ 14 a と同様に、熱媒体用チューブ 24 a は、その外表面のうち平坦面同士が互いに平行に、かつ対向するように所定の間隔を開けて積層配置されている。

[0067] これにより、熱媒体用チューブ 24 a の周囲、すなわち隣り合う熱媒体用チューブ 24 a の間には、送風ファン 14 a から送風された外気を流通させる放熱用空気通路 24 b が形成されている。

[0068] さらに、本実施形態では、室外熱交換器 14 およびラジエータ 24 の集合分配用タンク 61 の一部を同一部材にて形成するとともに、吸熱用空気通路 14 b および放熱用空気通路 24 b に同一部材で形成されたアウターフィン 62 を配置している。そして、アウターフィン 62 を双方のチューブ 14 a、24 a に接合することによって、室外熱交換器 14 およびラジエータ 24 を熱交換器構造体 60 として一体化している。

[0069] このアウターフィン 62 としては、伝熱性に優れる金属の薄板を波状に曲げ成形したコルゲートフィンが採用されている。このアウターフィン 62 のうち、吸熱用空気通路 14 b に配置された部位は冷媒と外気との熱交換を促進する機能を果たし、放熱用空気通路 24 b に配置された部位は冷却水と外気との熱交換を促進する機能を果たす。

[0070] さらに、このアウターフィン 62 は、冷媒用チューブ 14 a および熱媒体用チューブ 24 a の双方に接合されていることにより、冷媒用チューブ 14 a と熱媒体用チューブ 24 a との間の熱移動を可能とする機能も果たす。従って、室外熱交換器 14 およびラジエータ 24 は、室外熱交換器 14 を流通する冷媒とラジエータ 24 を流通する冷媒との間の熱移動を可能に一体化されている。

[0071] つまり、本実施形態の熱交換器構造体 60 では、冷媒（第 1 流体）と外気

（第３流体）とを熱交換させる機能および冷却水（第２流体）と外気（第３流体）とを熱交換させる機能を有するだけでなく、冷媒（第１流体）と冷却水（第２流体）とを熱交換させる機能を有している。

[0072] 従って、熱交換器構造体６０は、三種類の流体間での熱交換を行うことのできる複合型熱交換器あるいは三流体熱交換器として構成されている。さらに、ラジエータ２４は、少なくとも暖房モード時に、ヒータコア２３から流出した冷却水の有する熱を、暖房用膨張弁１３出口側から圧縮機１１吸入口側へ至る範囲の冷媒流路を流通する低圧冷媒に放熱させる熱媒体放熱部を構成している。

[0073] また、上述した本実施形態の室外熱交換器１４の冷媒用チューブ１４ａ、ラジエータ２４の熱媒体用チューブ２４ａ、集合分配用タンク６１、アウターフィン６２等はいずれもアルミニウム合金で形成されており、ろう付け接合されることにより一体化されている。さらに、本実施形態では、ラジエータ２４が、室外熱交換器１４に対して、送風ファン１４ａによって送風された外気の流れ方向の風上側に配置されるように一体化されている。

[0074] 次に、室内空調ユニット３０について説明する。室内空調ユニット３０は、ヒートポンプシステム１によって温度調整された送風空気を車室内へ吹き出すためのもので、車室内最前部の計器盤（インストルメントパネル）の内側に配置されている。さらに、室内空調ユニット３０は、その外殻を形成するケーシング３１内に送風機３２、室内蒸発器１７、ヒータコア２３等を収容して構成されている。

[0075] ケーシング３１は、車室内に送風される送風空気の空気通路を形成するもので、ある程度の弾性を有し、強度的にも優れた樹脂（例えば、ポリプロピレン）にて成形されている。このケーシング３１内の送風空気流れ最上流側には、ケーシング３１内へ内気（車室内空気）と外気（車室外空気）とを切替導入する内外気切替部としての内外気切替装置３３が配置されている。

[0076] 内外気切替装置３３は、ケーシング３１内へ内気を導入させる内気導入口および外気を導入させる外気導入口の開口面積を、内外気切替ドアによって

連続的に調整して、内気の風量と外気の風量との風量割合を連続的に変化させるものである。内外気切替ドアは、内外気切替ドア用の電動アクチュエータによって駆動され、この電動アクチュエータは、空調制御装置40から出力される制御信号によって、その作動が制御される。

[0077] 内外気切替装置33の送風空気流れ下流側には、内外気切替装置33を介して吸入した空気を車室内へ向けて送風する送風装置としての送風機（ブロワ）32が配置されている。この送風機32は、遠心多翼ファン（シロッコファン）を電動モータにて駆動する電動送風機であって、空調制御装置40から出力される制御電圧によって回転数（送風量）が制御される。

[0078] 送風機32の送風空気流れ下流側には、室内蒸発器17、およびヒータコア23が、送風空気の流れに対して、この順に配置されている。また、ケーシング31内には、室内蒸発器17を通過した送風空気を、ヒータコア23を迂回させて下流側へ流す冷風バイパス通路35が形成されている。

[0079] 室内蒸発器17の送風空気流れ下流側であって、かつ、ヒータコア23の送風空気流れ上流側には、室内蒸発器17通過後の送風空気のうち、ヒータコア23を通過させる風量割合を調整するエアミックスドア34が配置されている。

[0080] また、ヒータコア23の送風空気流れ下流側には、ヒータコア23にて加熱された送風空気と冷風バイパス通路35を通過してヒータコア23にて加熱されていない送風空気とを混合させる混合空間が設けられている。さらに、ケーシング31の送風空気流れ最下流部には、混合空間にて混合された送風空気（空調風）を、空調対象空間である車室内へ吹き出す開口穴が配置されている。

[0081] 具体的には、この開口穴としては、車室内の乗員の上半身に向けて空調風を吹き出すフェイス開口穴、乗員の足元に向けて空調風を吹き出すフット開口穴、および車両前面窓ガラス内側面に向けて空調風を吹き出すデフロスタ開口穴（いずれも図示せず）が設けられている。これらのフェイス開口穴、フット開口穴およびデフロスタ開口穴の送風空気流れ下流側は、それぞれ空

気通路を形成するダクトを介して、車室内に設けられたフェイス吹出口、フット吹出口およびデフロスタ吹出口（いずれも図示せず）に接続されている。

[0082] 従って、エアミックスドア３４が、ヒータコア２３を通過させる風量と冷風バイパス通路３５を通過させる風量との風量割合を調整することによって、混合空間にて混合される空調風の温度が調整されて、各吹出口から車室内へ吹き出される送風空気（空調風）の温度が調整されることになる。

[0083] つまり、エアミックスドア３４は、車室内へ送風される空調風の温度を調整する温度調整装置を構成している。なお、エアミックスドア３４は、エアミックスドア駆動用の電動アクチュエータによって駆動され、この電動アクチュエータは、空調制御装置４０から出力される制御信号によって、その作動が制御される。

[0084] また、フェイス開口穴、フット開口穴、およびデフロスタ開口穴の送風空気流れ上流側には、それぞれ、フェイス開口穴の開口面積を調整するフェイスドア、フット開口穴の開口面積を調整するフットドア、デフロスタ開口穴の開口面積を調整するデフロスタドア（いずれも図示せず）が配置されている。

[0085] これらのフェイスドア、フットドア、デフロスタドアは、開口穴モードを切り替える開口穴モード切替部を構成するものであって、リンク機構等を介して、吹出口モードドア駆動用の電動アクチュエータに連結されて連動して回転操作される。なお、この電動アクチュエータも、空調制御装置４０から出力される制御信号によって、その作動が制御される。

[0086] 吹出口モード切替部によって切り替えられる吹出口モードとしては、具体的に、フェイス吹出口を全開してフェイス吹出口から車室内乗員の上半身に向けて空気を吹き出すフェイスモード、フェイス吹出口とフット吹出口の両方を開口して車室内乗員の上半身と足元に向けて空気を吹き出すバイレベルモード、フット吹出口を全開するとともにデフロスタ吹出口を小開度だけ開口して、フット吹出口から主に空気を吹き出すフットモード、およびフット

吹出口およびデフロスタ吹出口を同程度開口して、フット吹出口およびデフロスタ吹出口の双方から空気を吹き出すフットデフロスタモードがある。

[0087] さらに、乗員が操作パネルに設けられた吹出モード切替スイッチをマニュアル操作することによって、デフロスタ吹出口を全開してデフロスタ吹出口から車両フロント窓ガラス内面に空気を吹き出すデフロスタモードとすることもできる。

[0088] 次に、本実施形態の電気制御部の概要について説明する。空調制御装置40は、CPU、ROMおよびRAM等を含む周知のマイクロコンピュータとその周辺回路から構成されている。そして、そのROM内に記憶された空調制御プログラムに基づいて各種演算、処理を行い、その出力側に接続された各種制御対象機器11、13、14a、16、18a、21a、22a、26a、26b、32、34等の作動を制御する。

[0089] また、空調制御装置40の入力側には、車室内温度（内気温） T_r を検出する内気温検出器としての内気センサ、車室外温度（外気温） T_{am} を検出する外気温検出器としての外気センサ、車室内へ照射される日射量 A_s を検出する日射量検出器としての日射センサ、圧縮機11吐出冷媒の吐出冷媒温度 T_d を検出する吐出温度センサ、圧縮機11吐出冷媒の吐出冷媒圧力（高圧側冷媒圧力） P_d を検出する吐出圧力センサ、室内蒸発器17における冷媒蒸発温度（蒸発器温度） T_{efin} を検出する蒸発器温度センサ、混合空間から車室内へ送風される送風空気温度 T_{AV} を検出する送風空気温度センサ、室外熱交換器14の室外器温度 T_s を検出する室外熱交換器温度センサ等の空調制御用のセンサ群が接続され、これらのセンサ群の検出信号が入力される。

[0090] なお、本実施形態の蒸発器温度センサは、室内蒸発器17の熱交換フィン温度を検出しているが、蒸発器温度センサとして、室内蒸発器17のその他の部位の温度を検出する温度検出器を採用してもよいし、室内蒸発器17を流通する冷媒の温度を検出する温度検出器を採用してもよい。

[0091] また、本実施形態の室外熱交換器温度センサは、室外熱交換器14の冷媒

流出口における冷媒の温度を検出しているが、室外熱交換器温度センサとして、室外熱交換器 14 のその他の部位の温度を検出する温度検出器を採用してもよいし、室外熱交換器 14 を流通する冷媒の温度を検出する温度検出器を採用してもよい。

[0092] また、本実施形態では、送風空気温度 T_{AV} を検出する送風空気温度センサを設けているが、この送風空気温度 T_{AV} として、蒸発器温度 T_{efin} 、吐出冷媒温度 T_d 等に基づいて算出された値を採用してもよい。

[0093] さらに、空調制御装置 40 の入力側には、車室内前部の計器盤付近に配置された図示しない操作パネルが接続され、この操作パネルに設けられた各種操作スイッチからの操作信号が入力される。

[0094] 操作パネルに設けられた各種操作スイッチとしては、具体的に、車両用空調装置の自動制御運転を設定あるいは解除するオートスイッチ、車室内の冷房を行うことを要求する冷房スイッチ、送風機 32 の風量をマニュアル設定する風量設定スイッチ、車室内の目標温度 T_{set} を設定する目標温度設定部としての温度設定スイッチ、吹出モードをマニュアル設定する吹出モード切替スイッチ等がある。

[0095] なお、本実施形態の空調制御装置 40 は、その出力側に接続された各種制御対象機器を制御する制御部が一体に構成されたものであるが、それぞれの制御対象機器の作動を制御する構成（ハードウェアおよびソフトウェア）が、それぞれの制御対象機器の作動を制御する制御部を構成している。

[0096] 例えば、空調制御装置 40 のうち、圧縮機 11 の冷媒吐出能力（圧縮機 11 の回転数）を制御する構成（ハードウェアおよびソフトウェア）が吐出能力制御部 40a を構成し、熱媒体流量調整装置（本実施形態では、第 1、第 2 冷却水流量調整弁 26a、26b）の作動を制御する構成が熱媒体流量制御部 40b を構成している。もちろん、吐出能力制御部 40a、熱媒体流量制御部 40b 等を空調制御装置 40 に対して別体の制御装置として構成してもよい。

[0097] 次に、上記構成における本実施形態の作動について説明する。本実施形態

のヒートポンプシステム１では、冷房モード、除湿暖房モード、および暖房モードでの運転を切り替えることができる。これらの各運転モードの切り替えは、空調制御プログラムが実行されることによって行われる。この空調制御プログラムは、操作パネルのオートスイッチが投入（ＯＮ）された際に実行される。

[0098] より具体的には、空調制御プログラムのメインルーチンでは、上述の空調制御用のセンサ群の検出信号および各種空調操作スイッチからの操作信号を読み込む。そして、読み込んだ検出信号および操作信号の値に基づいて、車室内へ吹き出す吹出空気の見目標温度である目標吹出温度 T_{AO} を、以下数式 $F1$ に基づいて算出する。

$$T_{AO} = K_{set} \times T_{set} - K_r \times T_r - K_{am} \times T_{am} - K_s \times A_s + C \dots (F1)$$

なお、 T_{set} は温度設定スイッチによって設定された車室内の見目標温度（車室内設定温度）、 T_r は内気センサによって検出された車室内温度（内気温）、 T_{am} は外気センサによって検出された外気温、 A_s は日射センサによって検出された日射量である。 K_{set} 、 K_r 、 K_{am} 、 K_s は制御ゲインであり、 C は補正用の定数である。

[0099] さらに、操作パネルの冷房スイッチが投入されており、かつ、目標吹出温度 T_{AO} が予め定めた冷房基準温度 α よりも低くなっている場合には、冷房モードでの運転を実行する。また、冷房スイッチが投入された状態で、目標吹出温度 T_{AO} が冷房基準温度 α 以上になっている場合には、除湿暖房モードでの運転を実行する。また、冷房スイッチが投入されていない場合には、暖房モードでの運転を実行する。

[0100] これにより、本実施形態のヒートポンプシステム１では、主に夏季のように比較的外気温が高い場合に、冷房モードでの運転を実行し、主に早春季あるいは初冬季等に、除湿暖房モードでの運転を実行し、主に冬季のように比較的外気温が低い場合に、暖房モードでの運転を実行するようにしている。さらに、本実施形態では、暖房モードの終了時に暖房終了モードでの運転を

実行する。以下に各運転モードにおける作動を説明する。

[0101] (a) 冷房モード

冷房モードでは、空調制御装置40が、高温側水ポンプ21aおよび低温側水ポンプ22aを予め定めた水圧送能力を発揮するように作動させ、第1、第2冷却水流量調整弁26a、26bを全閉とする。

[0102] これにより、冷房モードの熱媒体循環回路20では、バイパス流量が0となるので、高圧側熱媒体循環回路21を循環する冷却水と低圧側熱媒体循環回路22を循環する冷却水が混ざり合うことはなく、冷却水がそれぞれの熱媒体循環回路を循環する。

[0103] さらに、空調制御装置40は、暖房用膨張弁13を全開とし、冷房用膨張弁16を減圧作用を発揮する絞り状態とし、暖房用開閉弁18aを閉じる。

[0104] これにより、冷房モードのヒートポンプサイクル10では、図1の白抜き矢印に示すように、圧縮機11→高温側水-冷媒熱交換器12(→暖房用膨張弁13)→室外熱交換器14→冷房用膨張弁16→室内蒸発器17→アキュムレータ19→圧縮機11の順に冷媒が循環する蒸気圧縮式の冷凍サイクルが構成される。

[0105] さらに、この熱媒体循環回路および冷媒回路の構成で、空調制御装置40が、目標吹出温度TAO、およびセンサ群の検出信号等に基づいて、各種制御対象機器の作動状態(各種制御対象機器へ出力する制御信号)を決定する。

[0106] 例えば、圧縮機11の冷媒吐出能力、すなわち圧縮機11の電動モータに出力される制御信号については、次のように決定される。まず、目標吹出温度TAOに基づいて、予め空調制御装置40に記憶された制御マップを参照して、室内蒸発器17の目標蒸発器吹出温度TEOを決定する。

[0107] 具体的には、この制御マップでは、目標吹出温度TAOの低下に伴って、目標蒸発器吹出温度TEOが低下するように決定する。さらに、目標蒸発器吹出温度TEOは、室内蒸発器17の着霜を抑制可能に決定された基準着霜防止温度(例えば、1℃)以上となるように決定される。

- [0108] そして、この目標蒸発器吹出温度 T_{EO} と蒸発器温度センサによって検出された蒸発器温度 T_{efin} との偏差に基づいて、フィードバック制御手法を用いて蒸発器温度 T_{efin} が目標蒸発器吹出温度 T_{EO} に近づくように、圧縮機 11 の電動モータに出力される制御信号が決定される。
- [0109] また、送風機 32 へ出力される制御電圧については、目標吹出温度 T_{AO} に基づいて、予め空調制御装置 40 に記憶された制御マップを参照して決定される。具体的には、この制御マップでは、目標吹出温度 T_{AO} の極低温域（最大冷房域）および極高温域（最大暖房域）で送風機 32 の送風量を最大風量とする。
- [0110] さらに、目標吹出温度 T_{AO} が極低温域から中間温度域に向かって上昇するに伴って、目標吹出温度 T_{AO} の上昇に応じて送風量を減少させ、目標吹出温度 T_{AO} が極高温域から中間温度域に向かって低下するに伴って、目標吹出温度 T_{AO} の低下に応じて送風量を減少させる。また、目標吹出温度 T_{AO} が所定の中間温度域内に入ると、送風量を最小風量とする。
- [0111] また、エアミックスドア 34 を駆動する電動アクチュエータへ出力される制御信号については、エアミックスドア 34 がヒータコア 23 側の空気通路を閉塞し、室内蒸発器 17 通過後の送風空気の全風量がヒータコア 23 を迂回して流れるように決定される。
- [0112] また、冷房用膨張弁 16 へ出力される制御信号については、予め空調制御装置 40 に記憶された制御マップを参照して、冷房用膨張弁 16 へ流入する冷媒の過冷却度が、ヒートポンプサイクル 10 の成績係数 (COP) が略最大値となるように定められた目標過冷却度に近づくように決定される。
- [0113] また、送風ファン 14a へ出力される制御電圧については、送風ファン 14a が運転モードに応じて予め定めた送風能力を発揮するように決定される。
- [0114] そして、上記の如く決定された制御信号等を各種制御対象機器へ出力する。その後、車両用空調装置の作動停止が要求されるまで、所定の制御周期毎に、上述の検出信号および操作信号の読み込み→目標吹出温度 T_{AO} の算出

→各種制御対象機器の作動状態決定→制御電圧および制御信号の出力といった制御ルーチンが繰り返される。なお、このような制御ルーチンの繰り返しは、他の運転モード時にも同様に行われる。

[0115] 従って、冷房モード時のヒートポンプサイクル１０では、圧縮機１１から吐出された高圧冷媒が、高温側水－冷媒熱交換器１２の冷媒通路へ流入する。この際、高温側水－冷媒熱交換器１２の水通路へ流入する冷却水の温度が、高温側水－冷媒熱交換器１２へ流入した高圧冷媒の温度よりも低い場合には、高圧冷媒の有する熱が冷却水へ放熱されて、高圧側熱媒体循環回路２１を循環する冷却水が加熱される。

[0116] 冷房モードでは、エアミックスドア３４がヒータコア２３側の空気通路を閉塞しているので、高圧側熱媒体循環回路２１を循環する冷却水は、ヒータコア２３へ流入しても、殆ど送風空気と熱交換することなく、ヒータコア２３から流出する。従って、高圧側熱媒体循環回路２１を循環する冷却水の温度は、冷房モードの開始後、高圧冷媒の温度と同等となるまで上昇する。

[0117] そして、高圧側熱媒体循環回路２１を循環する冷却水の温度が、高圧冷媒の温度と同等となるまで上昇した際には、高圧冷媒は、高温側水－冷媒熱交換器１２へ流入しても、殆ど冷却水と熱交換することなく、高温側水－冷媒熱交換器１２から流出する。

[0118] 高温側水－冷媒熱交換器１２の冷媒通路から流出した冷媒は、全開となっている暖房用膨張弁１３を介して、室外熱交換器１４へ流入する。室外熱交換器１４へ流入した冷媒は、室外熱交換器１４にて、送風ファン１４ａから送風されてラジエータ２４通過後の外気と熱交換して放熱する。

[0119] この際、ラジエータ２４では、低圧側熱媒体循環回路２２を循環する冷却水が、送風ファン１４ａから送風された外気と熱交換して放熱する。より詳細には、ラジエータ２４では、冷却水が低圧側熱媒体循環回路２２を循環する際にインバータＩｎｖから吸熱した熱を外気に放熱している。

[0120] 室外熱交換器１４から流出した冷媒は、暖房用開閉弁１８ａが閉じているので、低圧側分岐部１５ａを介して、冷房用膨張弁１６へ流入して低圧冷媒

となるまで減圧される。冷房用膨張弁 16 にて減圧された冷媒は、室内蒸発器 17 へ流入し、送風機 32 から送風された送風空気から吸熱して蒸発する。

[0121] これにより、送風空気が冷却される。室内蒸発器 17 から流出した冷媒は、合流部 15b を介してアキュムレータ 19 へ流入して気液分離される。アキュムレータ 19 にて分離された気相冷媒は、圧縮機 11 へ吸入されて再び圧縮される。

[0122] 以上の如く、冷房モードのヒートポンプシステム 1 では、室内蒸発器 17 にて冷却された送風空気を車室内へ吹き出すことによって、車室内の冷房を行うことができる。

[0123] さらに、低圧側熱媒体循環回路 22 を循環する冷媒が、インバータ In v から吸熱した熱を、ラジエータ 24 にて外気へ放熱することによって、インバータ In v を冷却することができる。このことは、主に冷房モードでの運転が実行される夏季のように、比較的外気温が高く、インバータ In v の温度が上昇しやすい運転条件において有効である。

[0124] (b) 除湿暖房モード

除湿暖房モードでは、空調制御装置 40 が、冷房モードと同様に、高温側水ポンプ 21a および低温側水ポンプ 22a を予め定めた水圧送能力を発揮するように作動させ、第 1、第 2 冷却水流量調整弁 26a、26b を全閉とする。

[0125] これにより、冷房モードの熱媒体循環回路 20 では、バイパス流量が 0 となるので、高圧側熱媒体循環回路 21 を循環する冷却水と低圧側熱媒体循環回路 22 を循環する冷却水が混ざり合うことはなく、冷却水がそれぞれの熱媒体循環回路を循環する。

[0126] さらに、空調制御装置 40 は、暖房用膨張弁 13 を絞り状態とし、冷房用膨張弁 16 を全開とし、暖房用開閉弁 18a を閉じる。

[0127] これにより、除湿暖房モードのヒートポンプサイクル 10 では、図 1 の斜線ハッチング付き矢印に示すように、圧縮機 11 → 高温側水 - 冷媒熱交換器

1 2 → 暖房用膨張弁 1 3 → 室外熱交換器 1 4 (→ 冷房用膨張弁 1 6) → 室内蒸発器 1 7 → アキュムレータ 1 9 → 圧縮機 1 1 の順に冷媒が循環する蒸気圧縮式の冷凍サイクルが構成される。つまり、除湿暖房モードでは、実質的に冷房モードと同様の順で冷媒が循環する冷凍サイクルが構成される。

[0128] さらに、この熱媒体循環回路および冷媒回路の構成で、空調制御装置 4 0 が、目標吹出温度 T_{AO} 、およびセンサ群の検出信号等に基づいて、各種制御対象機器の作動状態（各種制御対象機器へ出力する制御信号）を決定する。

[0129] 例えば、圧縮機 1 1 の電動モータに出力される制御信号、送風機 3 2 へ出力される制御電圧、および送風ファン 1 4 a へ出力される制御電圧については、冷房モードと同様に決定される。

[0130] また、暖房用膨張弁 1 3 へ出力される制御信号については、暖房用膨張弁 1 3 へ流入する冷媒の過冷却度が、COP が略最大値となるように定められた目標過冷却度に近づくように決定される。また、エアミックスドア 3 4 の電動アクチュエータへ出力される制御信号については、送風空気温度 T_{AV} が目標吹出温度 T_{AO} に近づくように決定される。

[0131] 従って、除湿暖房モード時のヒートポンプサイクル 1 0 では、圧縮機 1 1 から吐出された高圧冷媒が、高温側水-冷媒熱交換器 1 2 へ流入する。これにより、高圧側熱媒体循環回路 2 1 を循環する冷却水が加熱される。

[0132] さらに、除湿暖房モードでは、エアミックスドア 3 4 がヒータコア 2 3 側の空気通路を開いているので、高温側水-冷媒熱交換器 1 2 にて加熱された冷却水がヒータコア 2 3 へ流入することにより、室内蒸発器 1 7 通過後の送風空気の一部が加熱される。これにより、室内空調ユニット 3 0 の混合空間から車室内へ送風される送風空気の温度が目標吹出温度 T_{AO} に近づく。

[0133] 高温側水-冷媒熱交換器 1 2 の冷媒通路から流出した冷媒は、暖房用膨張弁 1 3 へ流入して低圧冷媒となるまで減圧される。暖房用膨張弁 1 3 にて減圧された低圧冷媒は、室外熱交換器 1 4 へ流入する。室外熱交換器 1 4 へ流入した冷媒は、室外熱交換器 1 4 にて、送風ファン 1 4 a から送風されてラ

ラジエータ 24 通過後の外気から吸熱して蒸発する。

[0134] この際、ラジエータ 24 では、冷房モードと同様に、低圧側熱媒体循環回路 22 を循環する冷媒が送風ファン 14 a から送風された外気と熱交換して放熱する。

[0135] 室外熱交換器 14 から流出した冷媒は、暖房用開閉弁 18 a が閉じているので、低圧側分岐部 15 a および全開となっている冷房用膨張弁 16 へ介して、室内蒸発器 17 へ流入する。室内蒸発器 17 へ流入した冷媒は、送風機 32 から送風された送風空気から、さらに吸熱して蒸発する。これにより、送風空気が冷却されて送風空気の除湿がなされる。以降の作動は冷房モードと同様である。

[0136] 以上の如く、除湿暖房モードのヒートポンプシステム 1 では、室内蒸発器 17 にて冷却されて除湿された送風空気をヒータコア 23 にて再加熱して車室内へ吹き出すことによって、車室内の除湿暖房を行うことができる。さらに、低圧側熱媒体循環回路 22 を循環する冷媒がインバータ 1 n v から吸熱した熱を、ラジエータ 24 にて外気等へ放熱することによって、インバータ 1 n v の冷却を行うことができる。

[0137] さらに、本実施形態では、室外熱交換器 14 とラジエータ 24 とを一体化させた熱交換器構造体 60 を採用しているので、ラジエータ 24 を流通する冷却水の有する熱を室外熱交換器 14 を流通する冷媒へ伝熱することができる。従って、冷却水が吸熱したインバータ 1 n v の廃熱を、除湿された送風空気を再加熱するための熱源として有効に利用することができる。

[0138] また、除湿暖房モードのヒートポンプシステム 1 では、第 1、第 2 冷却水流量調整弁 26 a、26 b を全閉としているので、高圧側熱媒体循環回路 21 を循環する冷却水と低圧側熱媒体循環回路 22 を循環する冷却水が混ざり合わない。従って、除湿暖房モード時に、例えば、外気温が低下して室外熱交換器 14 における冷媒の吸熱量が減少しても、高圧側熱媒体循環回路 21 を循環する冷却水に蓄熱された熱によって、除湿された送風空気を再加熱することができる。

[0139] (c) 暖房モード

暖房モードでは、空調制御装置40が、高温側水ポンプ21aおよび低温側水ポンプ22aを予め定めた水圧送能力を発揮するように作動させ、第1、第2冷却水流量調整弁26a、26bを開く。

[0140] これにより、暖房モードの熱媒体循環回路20では、冷却水がそれぞれの熱媒体循環回路21、22を循環するだけでなく、高圧側熱媒体循環回路21を循環する冷却水の一部が第1連結流路25aを介して低圧側熱媒体循環回路22へ流入し、低圧側熱媒体循環回路22を循環する冷却水の一部が第2連結流路25bを介して高圧側熱媒体循環回路21へ戻る。

[0141] さらに、空調制御装置40は、暖房用膨張弁13を絞り状態とし、冷房用膨張弁16を全閉とし、暖房用開閉弁18aを開く。

[0142] これにより、暖房モードのヒートポンプサイクル10では、図1の黒塗り矢印に示すように、圧縮機11→高温側水-冷媒熱交換器12→暖房用膨張弁13→室外熱交換器14→アキュムレータ側通路18→アキュムレータ19→圧縮機11の順に冷媒が循環する蒸気圧縮式の冷凍サイクルが構成される。

[0143] さらに、この熱媒体循環回路および冷媒回路の構成で、空調制御装置40が、目標吹出温度TAO、およびセンサ群の検出信号等に基づいて、各種制御対象機器の作動状態（各種制御対象機器へ出力する制御信号）を決定する。

[0144] 例えば、圧縮機11の冷媒吐出能力、すなわち圧縮機11の電動モータに出力される制御信号については、次のように決定される。まず、目標吹出温度TAOに基づいて、予め空調制御装置40に記憶された制御マップを参照して、高温側水-冷媒熱交換器12における目標凝縮温度TCOを決定する。具体的には、この制御マップでは、目標吹出温度TAOの上昇に伴って、目標凝縮温度TCOが上昇するように決定する。

[0145] そして、この目標凝縮温度TCOと吐出温度センサによって検出された吐出冷媒温度Tdとの偏差に基づいて、フィードバック制御手法を用いて吐出

冷媒温度 T_d が目標凝縮温度 T_{CO} に近づくように、さらに、高圧側冷媒圧力 P_d の異常上昇が抑制されるように、圧縮機 11 の電動モータに出力される制御信号が決定される。

[0146] また、送風機 32 へ出力される制御電圧、および送風ファン 14a へ出力される制御電圧については、冷房モードと同様に決定される。また、暖房用膨張弁 13 へ出力される制御信号については、除湿暖房モードと同様に決定される。

[0147] また、エアミックスドア 34 の電動アクチュエータへ出力される制御信号については、エアミックスドア 34 が冷風バイパス通路 35 を閉塞し、室内蒸発器 17 通過後の送風空気の全風量がヒータコア 23 側の空気通路を通過するように決定される。

[0148] また、第 1、第 2 冷却水流量調整弁 26a、26b へ出力される制御信号については、目標吹出温度 T_{AO} に基づいて、予め空調制御装置 40 に記憶された制御マップを参照して、高圧側熱媒体循環回路 21 から低圧側熱媒体循環回路 22 へ流入させる目標バイパス流量、すなわち低圧側熱媒体循環回路 22 から高圧側熱媒体循環回路 21 へ戻す目標バイパス流量を決定する。

[0149] 具体的には、この制御マップでは、図 4 に示すように、目標吹出温度 T_{AO} の上昇に伴って目標バイパス流量が増加するように決定する。そして、決定された目標バイパス流量となるように、第 1、第 2 冷却水流量調整弁 26a、26b へ出力される制御信号が決定される。

[0150] ここで、上述した目標吹出温度 T_{AO} は、実際の車室内温度を、乗員の所望の温度に相当する車室内設定温度 T_{set} に保つために決定される値である。従って、本実施形態の暖房モードのように、高温側水-冷媒熱交換器 12 にて加熱された冷却水を熱源として送風空気を加熱するヒートポンプサイクル 10 では、目標吹出温度 T_{AO} の上昇に伴って、ヒートポンプサイクル 10 に要求される送風空気の加熱能力が増加することになる。

[0151] つまり、本実施形態では、ヒートポンプサイクル 10 に要求される送風空気の加熱能力が増加するに伴って、高圧側熱媒体循環回路 21 から低圧側熱

媒体循環回路 22 へ流入させる冷却水のバイパス流量（すなわち、低圧側熱媒体循環回路 22 から高圧側熱媒体循環回路 21 へ戻す冷却水のバイパス流量）が増加するように、熱媒体流量制御部 40b が第 1、第 2 冷却水流量調整弁 26a、26b の作動を制御している。

[0152] 従って、暖房モード時のヒートポンプサイクル 10 では、除湿暖房モードと同様に、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒が、高温側水－冷媒熱交換器 12 へ流入し、高圧側熱媒体循環回路 21 を循環する冷却水が加熱される。さらに、暖房モードでは、エアミックスドア 34 がヒータコア 23 側の空気通路を全開としているので、加熱された温水がヒータコア 26 へ流入することにより、室内蒸発器 17 通過後の送風空気が加熱される。

[0153] 高温側水－冷媒熱交換器 12 から流出した冷媒は、暖房用膨張弁 13 へ流入して低圧冷媒となるまで減圧される。暖房用膨張弁 13 にて減圧された低圧冷媒は、室外熱交換器 14 へ流入する。室外熱交換器 14 へ流入した冷媒は、除湿暖房モードと同様に、室外熱交換器 14 にて、送風ファン 14a から送風されてラジエータ 24 通過後の外気から吸熱して蒸発する。

[0154] この際、ラジエータ 24 では、低圧側熱媒体循環回路 22 を循環する冷媒が送風ファン 14a から送風された外気と熱交換して放熱する。

[0155] 室外熱交換器 14 から流出した冷媒は、暖房用開閉弁 18a が開いているので、低圧側分岐部 15a およびアキュムレータ側通路 18 を介して、アキュムレータ 19 へ流入して気液分離される。アキュムレータ 19 にて分離された気相冷媒は、冷房モードおよび除湿暖房モードと同様に、圧縮機 11 へ吸入されて再び圧縮される。

[0156] また、暖房モードの熱媒体循環回路 20 では、第 1、第 2 冷却水流量調整弁 26a、26b が開いているので、高圧側熱媒体循環回路 21 のヒータコア 23 から流出した冷却水の一部が、低圧側熱媒体循環回路 22 のインバータ 1nv へ流入する。さらに、インバータ 1nv から流出した冷却水がラジエータ 24 へ流入し、ラジエータ 24 から流出した冷却水の一部が高圧側熱媒体循環回路 21 の高温側水－冷媒熱交換器 12 の水通路へ戻る。

[0157] 以上の如く、暖房モードのヒートポンプシステム 1 では、ヒータコア 2 3 にて加熱された送風空気を車室内へ吹き出すことによって、車室内の暖房を行うことができる。

[0158] さらに、本実施形態では、室外熱交換器 1 4 とラジエータ 2 4 とを一体化させた熱交換器構造体 6 0 を採用しているので、ラジエータ 2 4 を流通する冷却水の有する熱を室外熱交換器 1 4 を流通する冷媒へ伝熱することができる。従って、冷却水がインバータ 1 n v から吸熱した廃熱を、送風空気を加熱するための熱源として有効に利用することができる。

[0159] (d) 暖房終了モード

暖房終了モードは、暖房モードの終了時に実行される運転モード、すなわち、ヒートポンプサイクル 1 0 による送風空気の加熱の停止が要求された際に実行される運転モードである。本実施形態では、この暖房終了モードでの運転を、暖房モードの実行中に乗員が操作パネルのオートスイッチを OFF にしてから予め定めた所定時間が経過するまで実行するようにしている。

[0160] この暖房終了モードでは、空調制御装置 4 0 が、圧縮機 1 1 および送風機 3 2 を停止させる。従って、暖房終了モードでは、ヒートポンプサイクル 1 0 が冷却水および送風空気の温度を調整する機能を発揮しない。さらに、空調制御装置 4 0 は、高温側水ポンプ 2 1 a および低温側水ポンプ 2 2 a を予め定めた水压送能力を発揮するように作動させ、第 1、第 2 冷却水流量調整弁 2 6 a、2 6 b を全開とする。

[0161] 従って、暖房終了モードの熱媒体循環回路 2 0 では、暖房モードと同様に、高圧側熱媒体循環回路 2 1 を循環する冷却水の一部が低圧側熱媒体循環回路 2 2 へ流入し、低圧側熱媒体循環回路 2 2 を循環する冷却水の一部が高圧側熱媒体循環回路 2 1 へ戻る。この際、暖房終了モードでは、第 1、第 2 冷却水流量調整弁 2 6 a、2 6 b が全開となっているので、暖房モードよりも、バイパス流量が増加する。

[0162] つまり、暖房終了モードでは、ヒータコア 2 3 から流出した高温の冷却水のうち、低圧側熱媒体循環回路 2 2 に配置されたラジエータ 2 4 へ流入する

冷却水の流量が、暖房モードよりも増加する。これにより、暖房終了モードでは、低圧側熱媒体循環回路 22 を循環する冷却水の温度を、暖房モードよりも上昇させることができる。

[0163] 従って、暖房終了モードでは、暖房モードの終了直前に室外熱交換器 14 に着霜が生じていたとしても、ラジエータ 24 を流通する冷却水の有する熱によってこれを除霜することができる。

[0164] 本実施形態の車両用空調装置では、ヒートポンプシステム 1 が上記の如く作動し、車室内の冷房、除湿暖房および暖房を行うことができる。さらに、本実施形態のヒートポンプシステム 1 によれば、以下に記載するように、暖房モード時および暖房終了モード時に優れた効果を得ることができる。

[0165] ここで、暖房モードは、一般的に、冬季のように比較的外気温が低くなっている際に実行される運転モードである。従って、暖房モードでは、ヒートポンプサイクル 10 の室外熱交換器 14 における冷媒蒸発温度も低下しやすい。さらに、室外熱交換器 14 における冷媒蒸発温度が 0℃以下に低下すると、室外熱交換器 14 に着霜が生じてしまうことがある。

[0166] このような着霜が生じると室外熱交換器 14 の吸熱用空気通路 14b が霜によって閉塞されてしまうので、室外熱交換器 14 の熱交換性能が大きく低下してしまう。そこで、暖房モード時に、インバータ 1nv の廃熱を利用して、室外熱交換器 14 の着霜を抑制する手段が考えられる。同様に、暖房終了モードには、インバータ 1nv の廃熱を利用して、室外熱交換器 14 の除霜を行う手段が考えられる。

[0167] ところが、インバータ 1nv の廃熱は車両の走行状態によって変化してしまう。従って、インバータ 1nv のような外部熱源から供給される熱によって室外熱交換器 14 の除霜あるいは着霜の抑制を行う構成では、外部熱源の作動状態によっては、室外熱交換器 14 の除霜あるいは着霜の抑制に要する熱を十分に確保することができなくなってしまうおそれがある。

[0168] これに対して、本実施形態のヒートポンプシステム 1 によれば、熱媒体放熱部としてのラジエータ 24 を備えているので、熱媒体循環回路 20 を循環

する冷却水の有する熱をヒートポンプサイクル 10 の低圧冷媒に放熱させることができる。

[0169] 従って、暖房モード時には、外部熱源であるインバータ 1 n v の作動状態によらず、室外熱交換器 14 における冷媒蒸発温度を上昇させて、室外熱交換器 14 の着霜を抑制できる。また、暖房終了モード時には、外部熱源であるインバータ 1 n v の作動状態によらず、冷却水から室外熱交換器 14 へ伝熱された熱によってこれを除霜することができる。

[0170] さらに、ラジエータ 24 では、ヒータコア 23 から流出した冷却水の有する熱を外気および室外熱交換器 14 へ放熱させるので、高温側水-冷媒熱交換器 12 にて加熱された冷却水の有する熱を送風空気の加熱のために利用し、その余剰の熱を室外熱交換器 14 の除霜あるいは着霜の抑制のために利用することができる。従って、圧縮機 11 の消費エネルギーを増大させることなく、室外熱交換器 14 の着霜の抑制を実現することができる。

[0171] すなわち、本実施形態のヒートポンプシステム 1 によれば、外部熱源等から供給される熱に依存することなく、さらに、圧縮機 11 の消費エネルギーを増大させることなく、室外熱交換器 14 の除霜あるいは着霜の抑制を実現することができる。

[0172] また、本実施形態のヒートポンプシステム 1 では、熱交換器構造体 60 を採用しているので、熱媒体放熱用熱交換器であるラジエータ 24 を流通する冷却水の有する熱を、直接的に室外熱交換器 14 へ伝熱することができ、室外熱交換器 14 の着霜の抑制あるいは除霜を効果的に実現することができる。

[0173] また、本実施形態のヒートポンプシステム 1 では、熱媒体流量調整装置としての第 1、第 2 冷却水流量調整弁 26 a、26 b を備えているので、冷却水から低圧冷媒に放熱される熱量を適切に調整することができる。

[0174] 具体的には、暖房モード時には、ヒートポンプサイクル 10 に要求される送風空気の加熱能力が増加するに伴って、ヒータコア 23 から流出してラジエータ 24 へ流入する冷却水の流量を増加させている。これにより、暖房モ

ード時には、室外熱交換器 14 における冷媒蒸発温度が低くなるに伴って、低圧側熱媒体循環回路 22 を循環する冷却水の温度を上昇させて、室外熱交換器 14 の着霜を効率的に抑制することができる。

[0175] また、暖房終了モード時には、ヒートポンプサイクル 10 による送風空気の加熱の停止が要求された際に、ヒータコア 23 から流出してラジエータ 24 へ流入する冷却水の流量を増加させている。これにより、暖房終了モード時には、車室内の暖房運転の終了後に速やかに室外熱交換器 14 の除霜を行うことができる。

[0176] (第 2 実施形態)

第 1 実施形態では、室外熱交換器 14 およびラジエータ 24 を熱交換器構造体 60 として一体的に構成した例を説明したが、本実施形態では、図 5 の全体構成図に示すように、室外熱交換器 14 およびラジエータ 24 を、それぞれ別の熱交換器で構成している。なお、図 5 では、第 1 実施形態と同一もしくは均等部分には同一の符号を付している。このことは、以下の図面でも同様である。

[0177] さらに、本実施形態の室外熱交換器 14 は、内部を流通する冷媒と送風ファン 14a から送風されてラジエータ 24 を通過した外気とを熱交換させるように配置されている。つまり、室外熱交換器 14 は、ラジエータ 24 よりも、送風ファン 14a から送風される外気流れの下流側に配置されている。その他のヒートポンプシステム 1 の構成および作動は第 1 実施形態と同様である。

[0178] 従って、本実施形態のヒートポンプシステム 1 を作動させても、車室内の冷房、除湿暖房および暖房を行うことができ、第 1 実施形態と同様の効果を得ることができる。

[0179] より詳細には、本実施形態では、送風ファン 14a から送風された外気をラジエータ 24 → 室外熱交換器 14 の順で流すので、ラジエータ 24 を流通する冷却水の有する熱を、外気を介して間接的に室外熱交換器 14 を流通する冷媒へ伝熱することができる。従って、除湿暖房モードでは、冷却水が吸

熱したインバータ 1 n v の廃熱を、除湿された送風空気を再加熱するための熱源として有効に利用することができる。

[0180] また、暖房モードでは、第 1 実施形態と同様に、インバータ 1 n v の作動状態によらず、熱媒体循環回路 2 0 を循環する冷却水の有する熱を、送風空気を加熱するための熱源として有効に利用できるとともに、室外熱交換器 1 4 の着霜の抑制のために用いることができる。また、暖房終了モードでは、第 1 実施形態と同様に、インバータ 1 n v の作動状態によらず、熱媒体循環回路 2 0 を循環する冷却水の有する熱を、室外熱交換器 1 4 の除霜のために用いることができる。

[0181] さらに、本実施形態では、室外熱交換器 1 4 およびラジエータ 2 4 を別の熱交換器で構成しているので、複雑な構成の熱交換器を用いることなく、室外熱交換器 1 4 の除霜あるいは着霜の抑制を容易に実現することができる。

[0182] (第 3 実施形態)

本実施形態では、第 2 実施形態に対して、図 6 の全体構成図に示すように、ラジエータ 2 4 に代えて、熱媒体循環回路 2 0 (具体的には、低圧側熱媒体循環回路 2 2) を循環する冷却水と低圧冷媒 (具体的には、室外熱交換器 1 4 流出冷媒) とを熱交換させる低温側水-冷媒熱交換器 2 7 を採用した例を説明する。

[0183] この低温側水-冷媒熱交換器 2 7 の基本的構成は、高温側水-冷媒熱交換器 1 2 と同様である。さらに、本実施形態では、低温側水-冷媒熱交換器 2 7 が、ヒータコア 2 3 から流出した冷却水と低圧冷媒とを熱交換させる熱媒体放熱用熱交換器を構成している。その他のヒートポンプシステム 1 の構成は第 1 実施形態と同様である。

[0184] また、本実施形態のヒートポンプシステム 1 では、暖房終了モードでの運転を行わない。その他のヒートポンプシステム 1 の作動は第 1 実施形態と同様である。従って、本実施形態のヒートポンプシステム 1 を作動させても、車室内の冷房、除湿暖房および暖房を行うことができ、第 1 実施形態と同様の効果を得ることができる。

[0185] より詳細には、本実施形態の除湿暖房モードでは、低温側水－冷媒熱交換器 27 にて、低温側水－冷媒熱交換器 27 を流通する冷却水の有する熱を低压冷媒に吸熱させることができる。従って、除湿暖房モードでは、冷却水が吸熱したインバータ 1nv の廃熱を、除湿された送風空気を再加熱するための熱源として有効に利用することができる。

[0186] また、暖房モードでは、第 1 実施形態と同様に、インバータ 1nv の作動状態によらず、熱媒体循環回路 20 を循環する冷却水の有する熱を、送風空気を加熱するための熱源として有効に利用できるとともに、室外熱交換器 14 の着霜の抑制のために用いることができる。

[0187] なお、本実施形態の低温側水－冷媒熱交換器 27 では、インバータ 1nv から流出した冷却水を、室外熱交換器 14 から流出した低压冷媒と熱交換させているが、もちろん、他の部位を流通する低压冷媒と熱交換させてもよい。例えば、インバータ 1nv から流出した冷却水を、暖房用膨張弁 13 の出口側から室外熱交換器 14 の冷媒入口側へ至る冷媒流路を流通する低压冷媒と熱交換させてもよい。

[0188] (第 4 ～ 第 6 実施形態)

第 4 実施形態では、第 1 実施形態に対して、図 7 の全体構成図に示すように、ヒートポンプサイクル 10 に代えて、少なくとも暖房モード時にガスインジェクションサイクル（エコノマイザ式冷凍サイクル）を構成する冷媒回路に切り替え可能なヒートポンプサイクル 10a を採用した例を説明する。

[0189] より具体的には、本実施形態のヒートポンプサイクル 10a では、圧縮機 11a として、その外殻を形成するハウジングの内部に、低段側圧縮機構と高段側圧縮機構との 2 つの圧縮機構、および双方の圧縮機構を回転駆動する電動モータを収容して構成された二段昇圧式の電動圧縮機を採用している。

[0190] 本実施形態の圧縮機 11a には、外部から低段側圧縮機構へ低压冷媒を吸入させる吸入口および高段側圧縮機構から吐出された高压冷媒をハウジングの外部へ吐出させる吐出口に加えて、外部からサイクル内で生成された中間圧冷媒を流入させて低压から高压への圧縮過程の冷媒に合流させる中間圧吸

入口が設けられている。

[0191] さらに、中間圧吸入口は、低段側圧縮機構の冷媒吐出口側（すなわち、高段側圧縮機構の冷媒吸入口側）に接続されている。また、低段側圧縮機構および高段側圧縮機構は、それぞれスクロール型圧縮機構、ベーン型圧縮機構、ローリングピストン型圧縮機構等の各種形式のものを採用することができる。

[0192] なお、本実施形態では、2つの圧縮機構を1つのハウジング内に収容した圧縮機11aを採用しているが、圧縮機の形式はこれに限定されない。つまり、中間圧吸入口から中間圧冷媒を流入させて低圧から高圧への圧縮過程の冷媒に合流させることが可能であれば、ハウジングの内部に、1つの固定容量型の圧縮機構およびこの圧縮機構を回転駆動する電動モータを収容して構成された電動圧縮機を採用してもよい。

[0193] さらに、2つの圧縮機を直列に接続して、低段側に配置される低段側圧縮機の吸入口を二段昇圧式の圧縮機全体としての吸入口とし、高段側に配置される高段側圧縮機の吐出口を二段昇圧式の圧縮機全体としての吐出口とし、低段側圧縮機の吐出口と高段側圧縮機との吸入口とを接続する接続部に中間圧吸入口を設け、低段側圧縮機と高段側圧縮機との2つ圧縮機によって、1つの二段昇圧式の圧縮機を構成してもよい。

[0194] また、ヒートポンプサイクル10aでは、暖房用膨張弁13の出口側に、暖房用膨張弁13から流出した冷媒の気液を分離する気液分離部である気液分離器28の冷媒流入口が接続されている。

[0195] 本実施形態では、この気液分離器28として、円筒状の本体部の内部空間へ流入した冷媒を旋回させることで生じる遠心力の作用によって冷媒の気液を分離する遠心分離方式のものを採用している。さらに、気液分離器28の内容積は、サイクルに負荷変動が生じてサイクルを循環する冷媒循環流量が変動しても、実質的に余剰冷媒を溜めることができない程度の容積になっている。

[0196] 気液分離器28の気相冷媒流出口には、圧縮機11aの中間圧吸入口が接

続されている。さらに、気液分離器 28 の気相冷媒流出口と圧縮機 11 a の中間圧吸入口とを接続する冷媒通路には、この冷媒通路を開閉する気相冷媒通路開閉弁 18 b が配置されている。気相冷媒通路開閉弁 18 b の基本的構成は、暖房用開閉弁 18 a と同様である。

[0197] そして、空調制御装置 40 が、気相冷媒通路開閉弁 18 b を開いた際には、気液分離器 28 の気相冷媒流出口から流出した気相冷媒が圧縮機 11 a の中間圧吸入口側へ導かれる冷媒回路に切り替えられ、気相冷媒通路開閉弁 18 b を閉じた際には、気液分離器 28 の気相冷媒流出口から冷媒が流出しない冷媒回路に切り替えられる。従って、気相冷媒通路開閉弁 18 b は、冷媒回路切替部を構成している。

[0198] 一方、気液分離器 28 の液相冷媒流出口には、気液分離器 28 にて分離された液相冷媒を減圧させる減圧装置としての中間圧固定絞り 29 の入口側が接続されている。この中間圧固定絞り 29 としては、絞り開度が固定されたノズル、オリフィス、キャピラリチューブ等を採用することができる。中間圧固定絞り 29 の出口側には、室外熱交換器 14 の冷媒入口側が接続されている。

[0199] さらに、気液分離器 28 の液相冷媒流出口には、気液分離器 28 にて分離された液相冷媒を中間圧固定絞り 29 を迂回させて室外熱交換器 14 の冷媒入口側へ導く固定絞り迂回通路 29 a が接続されている。この固定絞り迂回通路 29 a には、固定絞り迂回通路 29 a を開閉する迂回通路開閉弁 18 c が配置されている。迂回通路開閉弁 18 c の基本的構成は、気相冷媒通路開閉弁 18 b と同等である。

[0200] また、冷媒が迂回通路開閉弁 18 c を通過する際に生じる圧力損失は、冷媒が中間圧固定絞り 29 を通過する際に生じる圧力損失に対して極めて小さい。従って、空調制御装置 40 が迂回通路開閉弁 18 c を開いた際には、気液分離器 28 から流出した液相冷媒が固定絞り迂回通路 29 a を介して室外熱交換器 14 へ流入する。一方、空調制御装置 40 が迂回通路開閉弁 18 c を閉じた際には、気液分離器 28 から流出した全流量の液相冷媒が中間圧固

定絞り 29 にて減圧された後に室外熱交換器 14 へ流入する。

[0201] なお、迂回通路開閉弁 18c、中間圧固定絞り 29、および固定絞り迂回通路 29a に代えて、気液分離器 28 の液相冷媒流出口から室外熱交換器 14 の冷媒入口側へ至る冷媒配管に暖房用膨張弁 13 と同様の全開機能付きの可変絞り機構を配置してもよい。その他のヒートポンプシステム 1 の構成は、第 1 実施形態と同様である。

[0202] 次に、上記構成における本実施形態のヒートポンプシステム 1 の作動について説明する。本実施形態のヒートポンプシステム 1 においても、第 1 実施形態と同様に、冷房モード、除湿暖房モード、暖房モード、暖房終了モードの運転を実行することができる。以下に各運転モードにおける作動を説明する。

[0203] (a) 冷房モード

本実施形態の冷房モードでは、空調制御装置 40 が、高温側水ポンプ 21a および低温側水ポンプ 22a を予め定めた水圧送能力を発揮するように作動させ、第 1、第 2 冷却水流量調整弁 26a、26b を全閉とする。

[0204] これにより、冷房モードの熱媒体循環回路 20 では、第 1 実施形態と同様に、バイパス流量が 0 となるので、高圧側熱媒体循環回路 21 を循環する冷却水と低圧側熱媒体循環回路 22 を循環する冷却水が混ざり合うことはなく、冷却水がそれぞれの熱媒体循環回路を循環する。

[0205] さらに、空調制御装置 40 は、暖房用膨張弁 13 を全開とし、冷房用膨張弁 16 を絞り状態とし、暖房用開閉弁 18a を閉じ、気相冷媒通路開閉弁 18b を閉じ、迂回通路開閉弁 18c を開く。

[0206] これにより、冷房モードのヒートポンプサイクル 10a では、図 7 の白抜き矢印に示すように、圧縮機 11a → 高温側水－冷媒熱交換器 12 (→ 暖房用膨張弁 13 → 気液分離器 28 → 迂回通路開閉弁 18c) → 室外熱交換器 14 → 冷房用膨張弁 16 → 室内蒸発器 17 → アクムレータ 19 → 圧縮機 11a の順に冷媒が循環する蒸気圧縮式の冷凍サイクルが構成される。

[0207] つまり、本実施形態の冷房モードでは、第 1 実施形態の冷房モードと同様

の順で冷媒が循環する冷凍サイクルが構成される。その他の作動は、第1実施形態の冷房モードと同様である。従って、本実施形態の冷房モードでは、第1実施形態の冷房モードと同様に、車室内の冷房を行うことができるとともに、インバータ1n vを冷却することができる。

[0208] (b) 除湿暖房モード

本実施形態の除湿暖房モードでは、空調制御装置40が、高温側水ポンプ21 aおよび低温側水ポンプ22 aを予め定めた水圧送能力を発揮するように作動させ、第1、第2冷却水流量調整弁26 a、26 bを全閉とする。

[0209] これにより、除湿暖房モードの熱媒体循環回路20では、バイパス流量が0となるので、高圧側熱媒体循環回路21を循環する冷却水と低圧側熱媒体循環回路22を循環する冷却水が混ざり合うことはなく、冷却水がそれぞれの熱媒体循環回路を循環する。

[0210] さらに、空調制御装置40は、暖房用膨張弁13を絞り状態とし、冷房用膨張弁16を全開とし、暖房用開閉弁18 aを閉じ、気相冷媒通路開閉弁18 bを閉じ、迂回通路開閉弁18 cを開く。

[0211] これにより、除湿暖房モードのヒートポンプサイクル10 aでは、図7の斜線ハッチング付き矢印に示すように、圧縮機11 a→高温側水-冷媒熱交換器12→暖房用膨張弁13（→気液分離器28→迂回通路開閉弁18 c）→室外熱交換器14（→冷房用膨張弁16）→室内蒸発器17→アキュムレータ19→圧縮機11 aの順に冷媒が循環する蒸気圧縮式の冷凍サイクルが構成される。

[0212] つまり、本実施形態の除湿暖房モードでは、第1実施形態の除湿暖房モードと同様の順で冷媒が循環する冷凍サイクルが構成される。その他の作動は、第1実施形態の除湿暖房モードと同様である。従って、本実施形態の除湿暖房モードでは、第1実施形態の除湿暖房モードと同様に、車室内の除湿暖房を行うことができるとともに、インバータ1n vの廃熱を送風空気を再加熱するために有効に利用することができる。

[0213] (c) 暖房モード

本実施形態の暖房モードでは、空調制御装置 40 が、高温側水ポンプ 21 a および低温側水ポンプ 22 a を予め定めた水圧送能力を発揮するように作動させ、第 1、第 2 冷却水流量調整弁 26 a、26 b を開く。

これにより、暖房モードの熱媒体循環回路 20 では、第 1 実施形態と同様に、冷却水がそれぞれの熱媒体循環回路 21、22 を循環するだけでなく、高圧側熱媒体循環回路 21 を循環する冷却水の一部が低圧側熱媒体循環回路 22 へ流入し、低圧側熱媒体循環回路 22 を循環する冷却水の一部が高圧側熱媒体循環回路 21 へ戻る。

[0214] さらに、空調制御装置 40 は、暖房用膨張弁 13 を絞り状態とし、冷房用膨張弁 16 を全閉とし、暖房用開閉弁 18 a を開き、気相冷媒通路開閉弁 18 b を開き、迂回通路開閉弁 18 c を閉じる。

[0215] また、暖房モードのヒートポンプサイクル 10 a では、図 7 の黒塗り矢印に示すように、圧縮機 11 a → 高温側水－冷媒熱交換器 12 → 暖房用膨張弁 13 → 気液分離器 28 → 中間圧固定絞り 29 → 室外熱交換器 14 (→ アキュムレータ側通路 18) → アキュムレータ 19 → 圧縮機 11 a の順に冷媒が循環するとともに、気液分離器 28 の気相冷媒流出口から圧縮機 11 a の中間圧吸入口へ気相冷媒を流入させる、ガスインジェクションサイクルが構成される。その他の作動は、第 1 実施形態の暖房モードと同様である。

[0216] 従って、暖房モード時のヒートポンプサイクル 10 a では、第 1 実施形態の暖房モードと同様に、圧縮機 11 a から吐出された高圧冷媒が、高温側水－冷媒熱交換器 12 へ流入し、高圧側熱媒体循環回路 21 を循環する冷却水が加熱される。さらに、高温側水－冷媒熱交換器 12 にて加熱された冷却水がヒータコア 23 へ流入することにより、送風空気が加熱される。

[0217] 高温側水－冷媒熱交換器 12 から流出した冷媒は、暖房用膨張弁 13 へ流入して中間圧冷媒となるまで減圧される。暖房用膨張弁 13 にて減圧された中間圧冷媒は、気液分離器 28 へ流入して気液分離される。気液分離器 28 にて分離された気相冷媒は、気相冷媒通路開閉弁 18 b が開いているので、圧縮機 11 a の中間圧吸入口から吸入されて、低段側圧縮機構から吐出され

た中間圧冷媒と合流して、高段側圧縮機構へ吸入される。

[0218] 一方、気液分離器 28 にて分離された液相冷媒は、迂回通路開閉弁 18c が閉じているので、気液分離器 28 の液相冷媒流出口から中間圧固定絞り 29 側へ流入し、中間圧固定絞り 29 にて低圧冷媒となるまで減圧される。中間圧固定絞り 29 から流出した冷媒は、室外熱交換器 14 へ流入して、送風ファン 14a から送風されてラジエータ 24 通過後の外気から吸熱して蒸発する。

[0219] この際、ラジエータ 24 では、低圧側熱媒体循環回路 22 を循環する冷媒が送風ファン 14a から送風された外気と熱交換して放熱する。以降のヒートポンプサイクル 10a の作動は第 1 実施形態と同様である。

[0220] 従って、本実施形態の暖房モードでは、第 1 実施形態の暖房モードと同様に、ヒータコア 23 にて加熱された送風空気を車室内へ吹き出すことによって、車室内の暖房を行うことができるとともに、インバータ In v の廃熱を、送風空気を加熱するための熱源として有効に利用することができる。

[0221] さらに、第 1 実施形態の暖房モードと同様に、外部熱源であるインバータ In v の作動状態によらず、室外熱交換器 14 における冷媒蒸発温度を上昇させて、室外熱交換器 14 の着霜を抑制できる。

[0222] また、本実施形態のヒートポンプサイクル 10a では、暖房モード時に、冷媒を多段階に昇圧して、サイクル内で生成された中間圧冷媒を低段側圧縮機構から吐出された冷媒と合流させて高段側圧縮機構へ吸入させるガスインジェクションサイクルを構成する冷媒回路に切り替えられる。これにより、圧縮機 11a の機械効率（圧縮効率）を向上させて、COP を向上させることができる。

[0223] (d) 暖房終了モード

本実施形態の暖房終了モードでは、空調制御装置 40 が、圧縮機 11a および送風機 32 を停止させる。さらに、空調制御装置 40 は、高温側水ポンプ 21a および低温側水ポンプ 22a を予め定めた水压送能力を発揮するように作動させ、第 1、第 2 冷却水流量調整弁 26a、26b を全開とする。

その他の作動は、第1実施形態の暖房終了モードと同様である。

[0224] 従って、本実施形態の暖房終了モードでは、第1実施形態の暖房終了モードと全く同様に、暖房モードの終了直前に室外熱交換器14に着霜が生じていたとしても、外部熱源であるインバータ1n vの作動状態によらず、ラジエータ24を流通する冷却水の有する熱によってこれを除霜することができる。

[0225] また、第5実施形態では、第2実施形態に対して、図8の全体構成図に示すように、第4実施形態で説明したヒートポンプサイクル10aを採用している。その他のヒートポンプシステム1の構成および作動は第2実施形態と同様である。従って、本実施形態のヒートポンプシステム1を作動させても、車室内の冷房、除湿暖房および暖房を行うことができ、第2実施形態と同等の効果を得ることができる。さらに、暖房モードでは、ガスインジェクションサイクルを構成することによるCOP向上効果を得ることができる。

[0226] 第6実施形態では、第3実施形態に対して、図9の全体構成図に示すように、第4実施形態で説明したヒートポンプサイクル10aを採用している。その他のヒートポンプシステム1の構成および作動は第3実施形態と同様である。従って、本実施形態のヒートポンプシステム1を作動させても、車室内の冷房、除湿暖房および暖房を行うことができ、第3実施形態と同等の効果を得ることができる。さらに、暖房モードでは、ガスインジェクションサイクルを構成することによるCOP向上効果を得ることができる。

[0227] (第7～第9実施形態)

第7実施形態では、第1実施形態に対して、図10の全体構成図に示すように、外部熱源であるインバータ1n vを低圧側熱媒体循環回路22に接続していない。その他の構成および作動は第1実施形態と同様である。

[0228] ここで、第1実施形態で説明したように、ヒートポンプシステム1によれば、外部熱源等から供給される熱に依存することなく室外熱交換器14の除霜あるいは着霜の抑制を実現することができる。従って、本実施形態のヒートポンプシステム1のようにインバータ1n vを廃止しても、第1実施形態

と同様の効果を得ることができる。

[0229] また、第8実施形態では、第2実施形態に対して、図11の全体構成図に示すように、外部熱源であるインバータ1n vを低圧側熱媒体循環回路22に接続していない。その他の構成および作動は第2実施形態と同様である。従って、本実施形態のヒートポンプシステム1によれば、第2実施形態と同様の効果を得ることができる。

[0230] 第9実施形態では、第3実施形態に対して、図12の全体構成図に示すように、外部熱源であるインバータ1n vを低圧側熱媒体循環回路22に接続していない。その他の構成および作動は第3実施形態と同様である。従って、本実施形態のヒートポンプシステム1によれば、第3実施形態と同様の効果を得ることができる。

[0231] (第10～第12実施形態)

第10実施形態では、図13の全体構成図に示すように、第1実施形態のヒートポンプサイクル10の構成を変更している。

[0232] 具体的には、本実施形態のヒートポンプサイクル10には、高温側水-冷媒熱交換器12の冷媒通路から流出した冷媒の流れを分岐する高圧側分岐部15cが設けられている。この高圧側分岐部15cの基本的構成は、低圧側分岐部15aと同様である。高圧側分岐部15cの一方の冷媒流出口には、暖房用膨張弁13の入口側が接続され、高圧側分岐部15cの他方の冷媒流出口には、室外器迂回通路51の入口側が接続されている。

[0233] 室外器迂回通路51は、高圧側分岐部15cにて分岐された冷媒を、暖房用膨張弁13および室外熱交換器14を迂回させて、冷房用膨張弁16の冷媒流れ上流側へ導く冷媒通路である。さらに、室外器迂回通路51には、室外器迂回通路51を開閉する室外器迂回通路開閉弁18dが配置されている。迂回通路開閉弁18cの基本的構成は、暖房用開閉弁18a等と同様であり、本実施形態における冷媒回路切替部を構成している。その他のヒートポンプシステム1の構成は、第1実施形態と同様である。

[0234] 次に、上記構成における本実施形態のヒートポンプシステム1の作動につ

いて説明する。本実施形態のヒートポンプシステム 1 においても、第 1 実施形態と同様に、冷房モード、除湿暖房モード、暖房モード、暖房終了モードの運転を実行することができる。以下に各運転モードにおける作動を説明する。

[0235] (a) 冷房モード

本実施形態の冷房モードでは、空調制御装置 40 が、高温側水ポンプ 21 a および低温側水ポンプ 22 a を予め定めた水圧送能力を発揮するように作動させ、第 1、第 2 冷却水流量調整弁 26 a、26 b を全閉とする。さらに、空調制御装置 40 は、暖房用膨張弁 13 を全開とし、冷房用膨張弁 16 を絞り状態とし、暖房用開閉弁 18 a を閉じ、室外器迂回通路開閉弁 18 d を閉じる。

[0236] これにより、冷房モードの熱媒体循環回路 20 では、第 1 実施形態の除湿暖房モードと同様に冷却水が循環し、冷房モードのヒートポンプサイクル 10 では、図 13 の白抜き矢印に示すように、第 1 実施形態と全く同様に冷媒が循環する蒸気圧縮式の冷凍サイクルが構成される。その他の作動は、第 1 実施形態の冷房モードと同様である。

[0237] 従って、本実施形態の冷房モードでは、第 1 実施形態の冷房モードと同様に、車室内の冷房を行うことができるとともに、インバータ In v を冷却することができる。

[0238] (b) 除湿暖房モード

本実施形態の冷房モードでは、空調制御装置 40 が、高温側水ポンプ 21 a および低温側水ポンプ 22 a を予め定めた水圧送能力を発揮するように作動させ、第 1、第 2 冷却水流量調整弁 26 a、26 b を全閉とする。

[0239] これにより、除湿暖房モードの熱媒体循環回路 20 では、バイパス流量が 0 となるので、高圧側熱媒体循環回路 21 を循環する冷却水と低圧側熱媒体循環回路 22 を循環する冷却水が混ざり合うことはなく、冷却水がそれぞれの熱媒体循環回路を循環する。

[0240] さらに、空調制御装置 40 は、暖房用膨張弁 13 を絞り状態とし、冷房用

膨張弁 16 を絞り状態とし、暖房用開閉弁 18 a を閉じ、室外器迂回通路開閉弁 18 d を開く。

[0241] これにより、除湿暖房モードのヒートポンプサイクル 10 では、図 13 の斜線ハッチング付き矢印に示すように、圧縮機 11 → 高温側水－冷媒熱交換器 12 → 暖房用膨張弁 13 → 室外熱交換器 14 (→ アキュムレータ側通路 18) → アキュムレータ 19 → 圧縮機 11 の順に冷媒が循環するとともに、高温側水－冷媒熱交換器 12 (→ 室外器迂回通路 51) → 冷房用膨張弁 16 → 室内蒸発器 17 → アキュムレータ 19 の順に冷媒が循環する蒸気圧縮式の冷凍サイクルが構成される。

[0242] つまり、除湿暖房モードのヒートポンプサイクル 10 では、室外熱交換器 14 および室内蒸発器 17 が、冷媒流れに対して並列的に接続される。さらに、この熱媒体循環回路および冷媒回路の構成で、空調制御装置 40 が、暖房用膨張弁 13 および冷房用膨張弁 16 の絞り開度が予め定めた除湿暖房用の所定開度となるように、暖房用膨張弁 13 および冷房用膨張弁 16 へ出力される制御信号を決定する。その他の作動は、第 1 実施形態の除湿暖房モードと同様である。

[0243] 従って、除湿暖房モードのヒートポンプサイクル 10 では、第 1 実施形態の除湿暖房モードと同様に、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒が、高温側水－冷媒熱交換器 12 へ流入し、高圧側熱媒体循環回路 21 を循環する冷却水が加熱される。さらに、高温側水－冷媒熱交換器 12 にて加熱された冷却水がヒータコア 23 へ流入することにより、送風空気が加熱される。

[0244] 高温側水－冷媒熱交換器 12 から流出した冷媒の流れは、高圧側分岐部 15 c にて分岐される。高圧側分岐部 15 c にて分岐された一方の冷媒は、暖房用膨張弁 13 にて低圧冷媒となるまで減圧されて、室外熱交換器 14 へ流入する。室外熱交換器 14 へ流入した冷媒は、室外熱交換器 14 にて、送風ファン 14 a から送風されてラジエータ 24 通過後の外気から吸熱して蒸発する。

[0245] この際、ラジエータ 24 では、低圧側熱媒体循環回路 22 を循環する冷媒

が送風ファン１４ａから送風された外気と熱交換して放熱する。

[0246] 室外熱交換器１４から流出した冷媒は、暖房用開閉弁１８ａが開いているので、低压側分岐部１５ａ、アキュムレータ側通路１８および合流部１５ｂを介してアキュムレータ１９へ流入して気液分離される。この際、逆止弁１６ａの作用によって、室外熱交換器１４から流出した冷媒が冷房用膨張弁１６側へ流出することはない。アキュムレータ１９にて分離された気相冷媒は、圧縮機１１へ吸入されて再び圧縮される。

[0247] 高压側分岐部１５ｃにて分岐された他方の冷媒は、冷房用膨張弁１６にて低压冷媒となるまで減圧されて、室内蒸発器１７へ流入する。室内蒸発器１７へ流入した冷媒は、室内蒸発器１７にて、送風機３２から送風された送風空気から吸熱して蒸発する。これにより、送風空気が冷却される。室内蒸発器１７から流出した冷媒は、合流部１５ｂを介してアキュムレータ１９へ流入する。

[0248] 以上の如く、除湿冷房モードのヒートポンプシステム１では、室内蒸発器１７にて冷却されて除湿された送風空気をヒータコア２３にて再加熱して車室内へ吹き出すことによって、車室内の除湿暖房を行うことができる。さらに、低压側熱媒体循環回路２２を循環する冷媒がインバータ１ｎｖから吸熱した熱を、ラジエータ２４にて外気等へ放熱することによって、インバータ１ｎｖの冷却を行うことができる。

[0249] また、本実施形態の除湿暖房モードでは、室外熱交換器１４および室内蒸発器１７が、冷媒流れに対して並列的に接続されるので、室外熱交換器１４における冷媒蒸発温度を、室内蒸発器１７における冷媒蒸発温度よりも低下させることができる。

[0250] つまり、室内蒸発器１７の着霜を抑制するために、室内蒸発器１７における冷媒蒸発温度を前述した基準着霜防止温度より高い値としても、室外熱交換器１４における冷媒蒸発温度を基準着霜防止温度よりも低下させて、室外熱交換器１４における冷媒の吸熱量を増大させることができる。

[0251] その結果、第１実施形態のように、室外熱交換器１４および室内蒸発器１

7が、この順で冷媒流れに対して直列的に接続されて、室外熱交換器14における冷媒蒸発温度を室内蒸発器17における冷媒蒸発温度よりも低下させることができない場合に対して、送風空気の加熱能力を増大させることができる。

[0252] (c) 暖房モード

本実施形態の暖房モードでは、空調制御装置40が、高温側水ポンプ21aおよび低温側水ポンプ22aを予め定めた水圧送能力を発揮するように作動させ、第1、第2冷却水流量調整弁26a、26bを開く。さらに、空調制御装置40は、暖房用膨張弁13を絞り状態とし、冷房用膨張弁16を全閉とし、暖房用開閉弁18aを開き、室外器迂回通路開閉弁18dを閉じる。

[0253] これにより、暖房モードの熱媒体循環回路20では、第1実施形態の暖房モードと同様に冷却水が循環し、冷房モードのヒートポンプサイクル10では、図13の黒塗り矢印に示すように、第1実施形態と全く同様に冷媒が循環する蒸気圧縮式の冷凍サイクルが構成される。その他の作動は、第1実施形態の暖房モードと同様である。

[0254] 従って、本実施形態の暖房モードでは、第1実施形態の暖房モードと同様に、車室内の暖房を行うことができるとともに、インバータ1nvの廃熱を、送風空気を加熱するための熱源として有効に利用することができる。さらに、第1実施形態の暖房モードと同様に、外部熱源であるインバータ1nvの作動状態によらず、室外熱交換器14における冷媒蒸発温度を上昇させて、室外熱交換器14の着霜を抑制できる。

[0255] (d) 暖房終了モード

本実施形態の暖房終了モードでは、空調制御装置40が、圧縮機11および送風機32を停止させる。さらに、空調制御装置40は、高温側水ポンプ21aおよび低温側水ポンプ22aを予め定めた水圧送能力を発揮するように作動させ、第1、第2冷却水流量調整弁26a、26bを全開とする。その他の作動は、第1実施形態の暖房終了モードと同様である。

[0256] 従って、本実施形態の暖房終了モードでは、第1実施形態の暖房終了モードと全く同様に、暖房モードの終了直前に室外熱交換器14に着霜が生じていたとしても、外部熱源であるインバータ1n vの作動状態によらず、ラジエータ24を流通する冷却水の有する熱によってこれを除霜することができる。

[0257] また、第11実施形態では、第2実施形態に対して、図14の全体構成図に示すように、高圧側分岐部15 c、室外器迂回通路51、迂回通路開閉弁18 cを追加している。その他のヒートポンプシステム1の構成は第2実施形態と同様である。

[0258] 従って、除湿暖房モード以外の運転モードでは、室外器迂回通路開閉弁18 dを閉じることによって、第2実施形態と全く同様に作動させることができ、第2実施形態と同様の効果を得ることができる。さらに、除湿暖房モードでは、室外器迂回通路開閉弁18 dを開くことによって、第10実施形態と同様に、送風空気の加熱能力を向上させることができる。

[0259] 第12実施形態では、第3実施形態に対して、図15の全体構成図に示すように、高圧側分岐部15 c、室外器迂回通路51、迂回通路開閉弁18 cを追加している。その他のヒートポンプシステム1の構成は第3実施形態と同様である。

[0260] 従って、除湿暖房モード以外の運転モードでは、室外器迂回通路開閉弁18 dを閉じることによって、第3実施形態と全く同様に作動させることができ、第3実施形態と同様の効果を得ることができる。さらに、除湿暖房モードでは、室外器迂回通路開閉弁18 dを開くことによって、第10実施形態と同様に、送風空気の加熱能力を向上させることができる。

[0261] (他の実施形態)

本開示は上述の実施形態に限定されることなく、本開示の趣旨を逸脱しない範囲内で、以下のように種々変形可能である。

[0262] (1) 上述の実施形態では、本開示に係るヒートポンプシステム1をハイブリッド車両の車両用空調装置に適用した例を説明したが、ヒートポンプシ

ステム 1 の適用はこれに限定されない。

[0263] 例えば、車両走行用電動モータから車両走行用の駆動力を得る電気自動車（燃料電池車両を含む）や、エンジンから車両走行用の駆動力を得る通常の車両の空調装置に適用してもよい。さらに、本開示に係るヒートポンプシステム 1 は、車両用に限定されることなく、定置型空調装置、冷温保存庫、液体加熱冷却装置等に適用してもよい。

[0264] また、上述の実施形態では、作動時に発熱を伴う車載機器（外部熱源）として、インバータ Inv を採用した例を説明したが、外部熱源はこれに限定されない。例えば、ヒートポンプシステム 1 を車両用空調装置に適用する場合は、エンジン、走行用電動モータ等の電気機器を外部熱源として採用できる。

[0265] （２）上述の実施形態では、熱媒体流量調整装置として第 1、第 2 冷却水流量調整弁 26 a、26 b を採用した例を説明したが、熱媒体流量調整装置はこれに限定されない。例えば、第 1、第 2 冷却水流量調整弁 26 a、26 b の一方を連結流路を開閉する開閉弁としてもよい。そして、他方の流量調整弁が連結流路を開いた際に、この開閉弁を開くように制御してもよい。

[0266] この他にも、高圧側熱媒体循環回路 21 と第 1 連結流路 25 a との接続部に、高圧側熱媒体循環回路 21 を循環させる流量と高圧側熱媒体循環回路 21 から低圧側熱媒体循環回路 22 へ流出させるバイパス流量との流量比を調整する第 1 三方式流量調整弁を配置する。さらに、低圧側熱媒体循環回路 22 と第 2 連結流路 25 b との接続部に、低圧側熱媒体循環回路 22 を循環させる流量と低圧側熱媒体循環回路 22 から高圧側熱媒体循環回路 21 へ戻すバイパス流量との流量比を調整する第 2 三方式流量調整弁を配置する。そして、これらの第 1、第 2 三方式流量調整弁によって、熱媒体流量調整装置を構成してもよい。

[0267] この他にも、熱媒体流量調整装置を簡素な構成で実現するために、図 16 の模式的な熱媒体循環回路 20 の構成図に示すように第 1、第 2 三方弁 50 a、50 b によって熱媒体流量調整装置を構成してもよい。

- [0268] 具体的には、図 1 6 に示すように、第 1 三方弁 5 0 a は、高温側熱媒体循環回路 2 1 と第 1 連結流路 2 5 a との接続部に配置されて、高温側水ポンプ 2 1 a の吐出口側と高温側水－冷媒熱交換器 1 2 の冷却水入口側とを接続する回路、および高温側水ポンプ 2 1 a の吐出口側と低温側水ポンプ 2 2 a の吸入口側とを接続する回路を切り替える機能を果たす。
- [0269] 第 2 三方弁 5 0 b は、低温側熱媒体循環回路 2 2 と第 2 連結流路 2 5 b との接続部に配置されて、ラジエータ 2 4 の冷却水出口側と低温側水ポンプ 2 2 a の吸入口側とを接続する回路、およびラジエータ 2 4 の冷却水出口側と高温側水－冷媒熱交換器 1 2 の冷却水入口側とを接続する回路を切り替える機能を果たす。
- [0270] また、第 1 連結流路 2 5 a には、高温側熱媒体循環回路 2 1 側から低温側熱媒体循環回路 2 2 側へ冷却水が流れることのみを許容する第 1 逆止弁 5 1 a が配置され、第 2 連結流路 2 5 b には、低温側熱媒体循環回路 2 2 側から高温側熱媒体循環回路 2 1 側へ冷却水が流れることのみを許容する第 2 逆止弁 5 1 b が配置されている。
- [0271] そして、図 1 6 の太実線矢印に示すように、第 1 三方弁 5 0 a が高温側水ポンプ 2 1 a の吐出口側と高温側水－冷媒熱交換器 1 2 の冷却水入口側とを接続するとともに、第 2 三方弁 5 0 b がラジエータ 2 4 の冷却水出口側と低温側水ポンプ 2 2 a の吸入口側とを接続する回路に切り替えることで、高温側熱媒体循環回路 2 1 を循環する冷却水と低温側熱媒体循環回路 2 2 を循環する冷却水が混ざり合わない熱媒体循環回路を構成できる。
- [0272] 一方、図 1 6 の太破線矢印に示すように、第 1 三方弁 5 0 a が高温側水ポンプ 2 1 a の吐出口側と低温側水ポンプ 2 2 a の吸入口側とを接続するとともに、第 2 三方弁 5 0 b がラジエータ 2 4 の冷却水出口側と高温側水－冷媒熱交換器 1 2 の冷却水入口側とを接続する回路に切り替えることで、冷却水の全流量が高温側熱媒体循環回路 2 1 および低温側熱媒体循環回路 2 2 の双方を循環する熱媒体循環回路を構成できる。
- [0273] この他にも、図 1 7 の模式的な熱媒体循環回路 2 0 の構成図に示すように

四方弁 52 によって熱媒体流量調整装置を構成してもよい。

[0274] 具体的には、四方弁 52 は、高温側水ポンプ 21a の吐出口側と高温側水—冷媒熱交換器 12 の冷却水入口側とを接続すると同時にラジエータ 24 の冷却水出口側と低温側水ポンプ 22a の吸入口側とを接続する回路、および、高温側水ポンプ 21a の吐出口側と低温側水ポンプ 22a の吸入口側とを接続すると同時にラジエータ 24 の冷却水出口側と高温側水—冷媒熱交換器 12 の冷却水入口側とを接続する回路を切り替える機能を果たす。

[0275] そして、四方弁 52 が図 17 の太実線矢印に示すように冷却水回路を切り替えることで、高圧側熱媒体循環回路 21 を循環する冷却水と低圧側熱媒体循環回路 22 を循環する冷却水が混ざり合わない熱媒体循環回路を構成できる。また、四方弁 52 が図 17 の太破線矢印に示すように冷却水回路を切り替えることで、冷却水の全流量が高圧側熱媒体循環回路 21 および低圧側熱媒体循環回路 22 の双方を循環する熱媒体循環回路を構成できる。

[0276] なお、図 16、図 17 の構成では、太破線矢印に示すように冷却水が流れる回路に切り替えると、冷却水の全流量が高圧側熱媒体循環回路 21 および低圧側熱媒体循環回路 22 の双方を循環してしまう。このような構成では、太実線矢印に示すように冷却水が流れる回路と太破線矢印に示すように冷却水が流れる回路とを断続的に切り替えることで、実質的なバイパス流量を調整してもよい。

[0277] (3) ヒートポンプシステム 1 の各種構成機器は、上述の実施形態に開示されたものに限定されない。

[0278] 具体的には、上述の実施形態では、圧縮機 11、11a として電動圧縮機を採用した例を説明したが、圧縮機 11、11a はこれに限定されない。例えば、圧縮機として、プーリ、ベルト等を介して内燃機関（エンジン）から伝達される回転駆動力によって駆動されるエンジン駆動式の圧縮機を採用してもよい。

[0279] この種のエンジン駆動式の圧縮機としては、吐出容量の変化により冷媒吐出能力を調整することのできる可変容量型圧縮機、電磁クラッチの断続によ

り圧縮機の稼働率を変化させて冷媒吐出能力を調整する固定容量型圧縮機等を採用することができる。

[0280] また、第1実施形態では、室外熱交換器14およびラジエータ24を熱交換器構造体60として一体化した例を説明したが、室外熱交換器14を流通する冷媒とラジエータ24を流通する冷却水との間の熱移動が可能であれば、室外熱交換器14およびラジエータ24の一体化はこれに限定されない。

[0281] 例えば、冷媒用チューブ14aおよび熱媒体用チューブ24aを交互に積層配置し、隣り合う冷媒用チューブ14aおよび熱媒体用チューブ24aとの間に、送風ファン14aから送風された外気を流通させる空気通路を形成する。そして、この空気通路に双方のチューブ14a、24aに接合されるアウターフィン62を配置することによって、室外熱交換器14およびラジエータ24を一体化してもよい。さらに、冷媒用チューブ14aの本数および熱媒体用チューブ24aの本数を異なる本数としてもよい。

[0282] また、第4～第6実施形態では、迂回通路開閉弁18cを採用した例を説明したが、迂回通路開閉弁18cに代えて、気液分離器28の液相冷媒流出口と中間圧固定絞り29入口側とを接続する冷媒回路と、気液分離器28の液相冷媒流出口と固定絞り迂回通路29a入口側とを接続する冷媒回路とを切り替える電気式の三方弁を採用してもよい。

[0283] (4) 第1～第9実施形態では、除湿暖房モード時に、空調制御装置40が、暖房用膨張弁13を絞り状態とし、冷房用膨張弁16を全開とし、さらに、送風空気温度TAVが目標吹出温度TAOに近づくようにエアミックスドア34の開度を制御した例を説明したが、除湿暖房モード時の制御はこれに限定されない。

[0284] 例えば、空調制御装置40が、ヒータコア23側の空気通路を全開とするようにエアミックスドア34の開度を制御し、さらに、目標吹出温度TAOの上昇に伴って、暖房用膨張弁13の絞り開度を徐々に減少させるとともに、冷房用膨張弁16の絞り開度を徐々に増加させるように制御してもよい。

[0285] これによれば、目標吹出温度TAOの上昇に伴って、室外熱交換器14が

放熱器として機能する冷媒回路から蒸発器として機能する冷媒回路へ切り替えることができる。より詳細には、室外熱交換器 14 が放熱器として機能する冷媒回路では、目標吹出温度 T_{AO} の上昇に伴って室外熱交換器 14 における冷媒の放熱量を徐々に減少させ、冷媒回路から蒸発器として機能する冷媒回路では、目標吹出温度 T_{AO} の上昇に伴って室外熱交換器 14 における冷媒の吸熱量を徐々に増加させることができる。

[0286] 従って、目標吹出温度 T_{AO} の上昇に伴って、高温側水－冷媒熱交換器 12 における冷媒の放熱量を徐々に増加させることができ、高温側水－冷媒熱交換器 12 にて加熱される冷却水の温度を上昇させて送風空気の温度を上昇させることができる。

[0287] さらに、第 10～第 12 実施形態では、除湿暖房モード時に、空調制御装置 40 が、室外器迂回通路開閉弁 18d を開くことによって、室外熱交換器 14 および室内蒸発器 17 が、冷媒流れに対して並列的に接続される冷媒回路に切り替えられる例を説明したが、除湿暖房モード時の制御はこれに限定されない。

[0288] 例えば、第 1、第 2 除湿暖房モードの 2 つの運転モードを設け、第 1 除湿暖房モードでは、空調制御装置 40 が室外器迂回通路開閉弁 18d を閉じることによって、室外熱交換器 14 および室内蒸発器 17 が直列的に接続される冷媒回路に切り替える。さらに、第 2 除湿暖房モード、空調制御装置 40 が室外器迂回通路開閉弁 18d を開くことによって、室外熱交換器 14 および室内蒸発器 17 が並列的に接続される冷媒回路に切り替える。

[0289] そして、ヒートポンプサイクル 10 に要求される送風空気の加熱能力の増加に伴って、第 1 除湿暖房モードから第 2 除湿暖房モードへ切り替えるようにすればよい。

[0290] (5) 上述の各実施形態では、暖房モード時に、図 4 を用いて説明したように、ヒートポンプサイクル 10 に要求される送風空気の加熱能力が増加するに伴って、バイパス流量を増加させて、ヒータコア 23 から流出してラジエータ 24 へ流入する冷却水の流量を増加させた例を説明したが、暖房モ－

ド時の制御はこれに限定されない。

[0291] 例えば、ヒートポンプサイクル 10 に要求される送風空気の加熱能力が増加するに伴って、高圧側熱媒体循環回路 21 から低圧側熱媒体循環回路 22 へ流入させる冷却水のバイパス流量（すなわち、低圧側熱媒体循環回路 22 から高圧側熱媒体循環回路 21 へ戻す冷却水のバイパス流量）が減少するように、熱媒体流量調整装置（第 1、第 2 冷却水流量調整弁 26 a、26 b）の作動を制御してもよい。

[0292] これによれば、室外熱交換器 14 の着霜の抑制に対して、加熱対象流体（送風空気）の温度上昇を優先できるので、例えば、暖房モードの開始直後に速やかに送風空気を加熱して、即効暖房を実現することができる。

[0293] （6）さらに、上述の第 1～第 6、第 10～第 12 実施形態のヒートポンプシステム 1 において、外部熱源であるインバータ InV に設けられた冷却水通路から流出した冷却水の温度を検出する温度検出器（冷却水温度センサ）を設け、この温度検出器によって検出された冷却水の温度 T_w が、室外熱交換器 14 の着霜の抑制あるいは除霜のために決定された基準熱媒体温度 $K T_w$ 以下となった際に、バイパス流量を増加させてさせてもよい。

[0294] これによれば、冷房モード、除湿暖房モード、暖房モードといった運転モードによらず、室外熱交換器 14 の着霜の抑制あるいは除霜をより確実に実行することができる。さらに、室外熱交換器温度センサによって検出された室外器温度 T_s が 0°C 以下となっており、かつ、冷却水の温度 T_w が基準熱媒体温度 $K T_w$ 以下となった際に、バイパス流量を増加させてさせてもよい。

[0295] また、上述の各実施形態の除湿暖房モードあるいは暖房モードにおいて、冷却水の有する熱のうち、加熱対象流体である送風空気を加熱するために利用されない熱を、室外熱交換器 14 の着霜の抑制あるいは除霜のために積極的に用いてもよい。例えば、送風空気温度 T_{AV} が目標吹出温度 T_{AO} 以上となった際に、バイパス流量を増加させてさせてもよい。

[0296] （7）上述の第 1、第 2、第 4、第 5、第 7、第 8、第 10、第 11 実施

形態等では、暖房モードの実行中に乗員が操作パネルのオートスイッチをOFFにしてから予め定めた所定時間が経過するまで、暖房終了モードでの運転を実行する例を説明したが、暖房終了モードの実行は、これに限定されない。

[0297] 例えば、暖房モードの実行中に乗員が操作パネルのオートスイッチをOFFにした際に、室外熱交換器温度センサによって検出された室外器温度 T_s が 0°C 以下となっている際に、 0°C より高い温度となるまで暖房終了モードを実行するようにしてもよい。

[0298] また、車両停車時にエンジンの作動を停止する、いわゆるアイドリングストップ車両では、エンジンの作動状態に同期してヒートポンプサイクル10による送風空気の加熱を停止し、この停止に伴って暖房終了モードでの運転を実行するようにしてもよい。また、車両の駐停車時に、暖房終了モードでの運転を実行するようにしてもよい。

[0299] (8) 上述の実施形態では、冷媒として通常のプロン系冷媒を採用した例を説明したが、冷媒の種類はこれに限定されない。例えば、炭化水素系冷媒、二酸化炭素等を採用してもよい。さらに、上述したヒートポンプサイクル10、10aを高圧側冷媒圧力が冷媒の臨界圧力を超える超臨界冷凍サイクルとして構成してもよい。

[0300] (9) 上述の実施形態に開示された構成は、実施可能な範囲で適宜組み合わせてもよい。例えば、第4～第6実施形態で説明したガスインジェクションサイクルを構成可能なヒートポンプシステム1において、第7～第9実施形態で説明したように、インバータInvを低圧側熱媒体循環回路22に接続していない構成としてもよい。また、第10～第12実施形態で説明したように、高圧側分岐部15c、室外器迂回通路51、迂回通路開閉弁18cを追加してもよい。

請求の範囲

- [請求項1] 冷媒を圧縮して吐出する圧縮機（11、11a）、前記圧縮機（11、11a）から吐出された高圧冷媒と熱媒体とを熱交換させる熱媒体－冷媒熱交換器（12）、前記熱媒体－冷媒熱交換器（12）から流出した冷媒を減圧させる減圧装置（13）、および前記減圧装置（13）にて減圧された冷媒と外気とを熱交換させる室外熱交換器（14）を有するヒートポンプサイクル（10、10a）と、
- 前記熱媒体を循環させるとともに、前記熱媒体－冷媒熱交換器（12）から流出した熱媒体と加熱対象流体とを熱交換させて前記加熱対象流体を加熱する加熱用熱交換器（23）が配置された熱媒体循環回路（20）と、
- 前記加熱用熱交換器（23）から流出した熱媒体の有する熱を前記減圧装置（13）出口側から前記圧縮機（11、11a）吸入口へ至る範囲を流通する低圧冷媒に放熱させる熱媒体放熱部（24、27）と、を備えているヒートポンプシステム。
- [請求項2] 前記熱媒体放熱部は、前記加熱用熱交換器（23）から流出した熱媒体と外気とを熱交換させる熱媒体放熱用熱交換器（24）にて構成されており、
- 前記熱媒体放熱用熱交換器（24）および前記室外熱交換器（14）は、前記熱媒体放熱用熱交換器（24）を流通する熱媒体と前記室外熱交換器（14）を流通する冷媒との間の熱移動を可能に一体化されている請求項1に記載のヒートポンプシステム。
- [請求項3] 前記熱媒体放熱部は、前記加熱用熱交換器（23）から流出した熱媒体と外気とを熱交換させる熱媒体放熱用熱交換器（24）にて構成されており、
- 前記室外熱交換器（14）は、前記熱媒体放熱用熱交換器（24）から流出した外気と前記減圧装置（13）にて減圧された冷媒とを熱交換させるように配置されている請求項1に記載のヒートポンプシス

テム。

[請求項4] 前記熱媒体放熱部は、前記加熱用熱交換器（23）から流出した熱媒体と前記低圧冷媒とを熱交換させる熱媒体放熱用熱交換器（27）によって構成されている請求項1に記載のヒートポンプシステム。

[請求項5] 前記加熱用熱交換器（23）から流出して前記熱媒体放熱用熱交換器（24）へ流入する熱媒体の流量を調整する熱媒体流量調整装置（26a、26b、50a、50b、52）を備えている請求項2ないし4のいずれか1つに記載のヒートポンプシステム。

[請求項6] 前記熱媒体流量調整装置（26a、26b）の作動を制御する熱媒体流量制御部（40b）を備え、

前記熱媒体流量制御部（40b）は、前記ヒートポンプサイクル（10、10a）に要求される前記加熱対象流体の加熱能力に基づいて、前記熱媒体流量調整装置（26a、26b）の作動を制御する請求項5に記載のヒートポンプシステム。

[請求項7] 前記熱媒体流量調整装置（26a、26b）の作動を制御する熱媒体流量制御部（40b）を備え、

前記熱媒体流量制御部（40b）は、前記ヒートポンプサイクル（10、10a）による前記加熱対象流体の加熱の停止が要求された際に、前記加熱用熱交換器（23）から流出して前記熱媒体放熱用熱交換器（24）へ流入する熱媒体の流量を増加させる請求項5に記載のヒートポンプシステム。

[請求項8] 前記熱媒体循環回路（20）には、前記熱媒体放熱用熱交換器（24）へ流入する熱媒体を加熱する外部熱源（Inv）が配置されており、

さらに、前記熱媒体流量調整装置（26a、26b）の作動を制御する熱媒体流量制御部（40b）を備え、

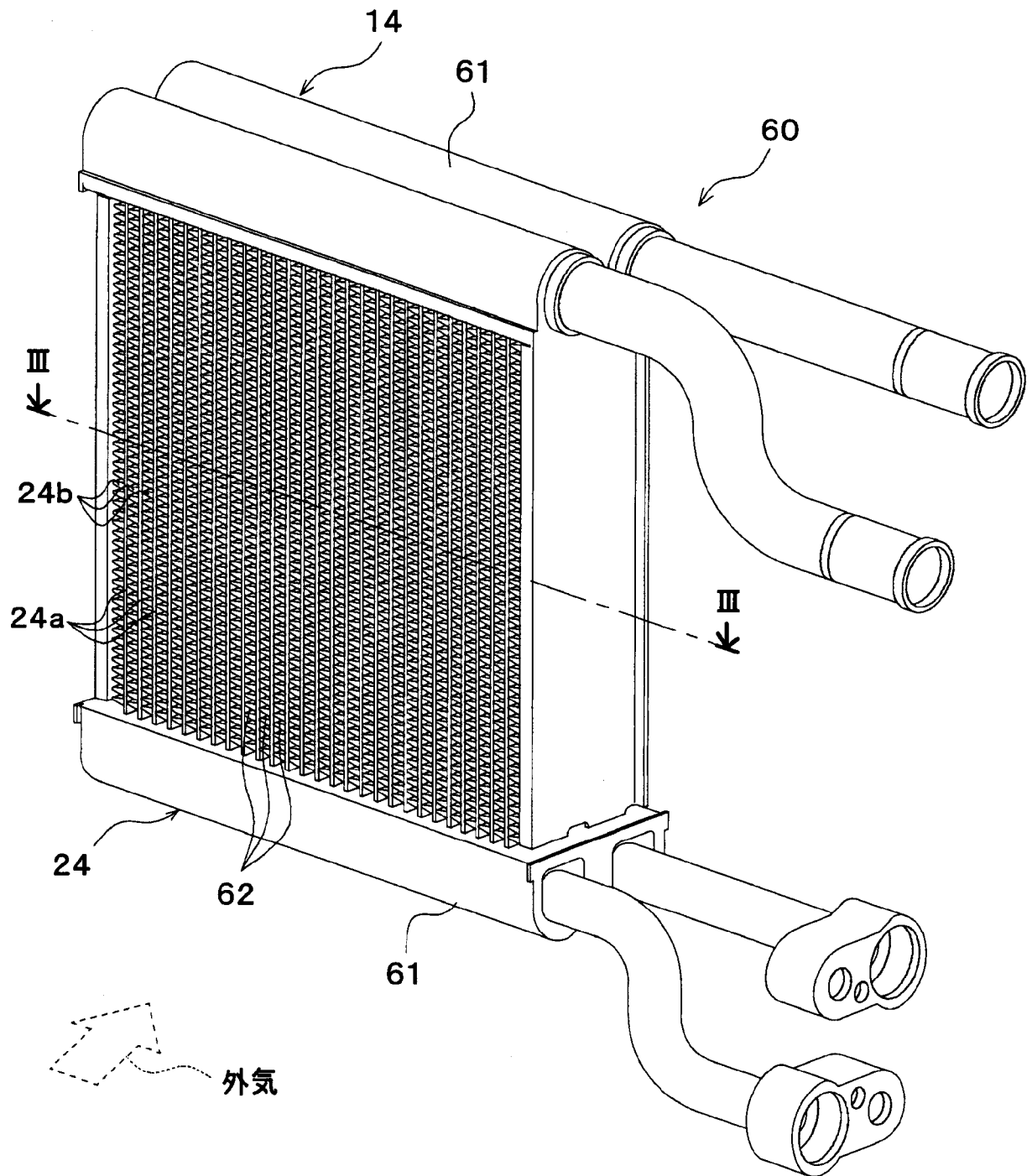
前記熱媒体流量制御部（40b）は、前記外部熱源（Inv）にて加熱された熱媒体の温度（Tw）が予め定めた基準熱媒体温度（KT

w) 以下となった際に、前記加熱用熱交換器（23）から流出して前記熱媒体放熱用熱交換器（24）へ流入する熱媒体の流量を増加させる請求項5に記載のヒートポンプシステム。

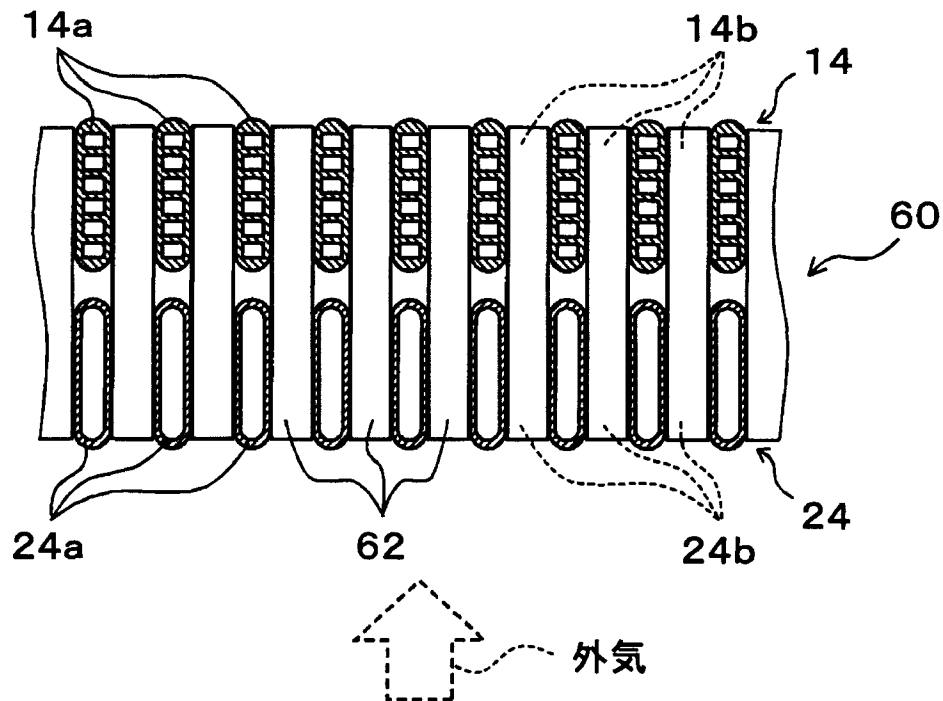
[請求項9]

車両用空調装置に適用されるヒートポンプシステムであって、
前記外部熱源は、作動時に発熱を伴う車載機器（InV）であり、
前記加熱対象流体は、車室内へ送風される送風空気である請求項8
に記載のヒートポンプシステム。

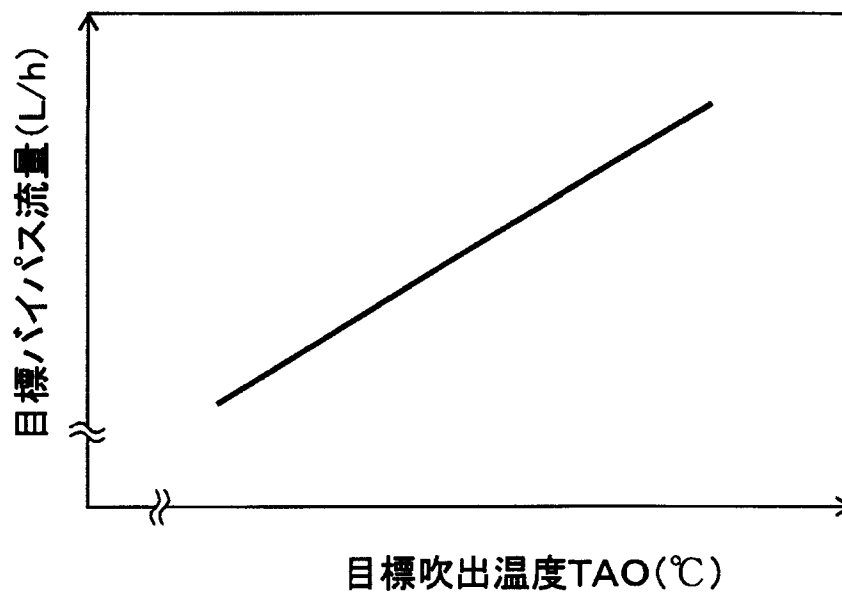
[図2]



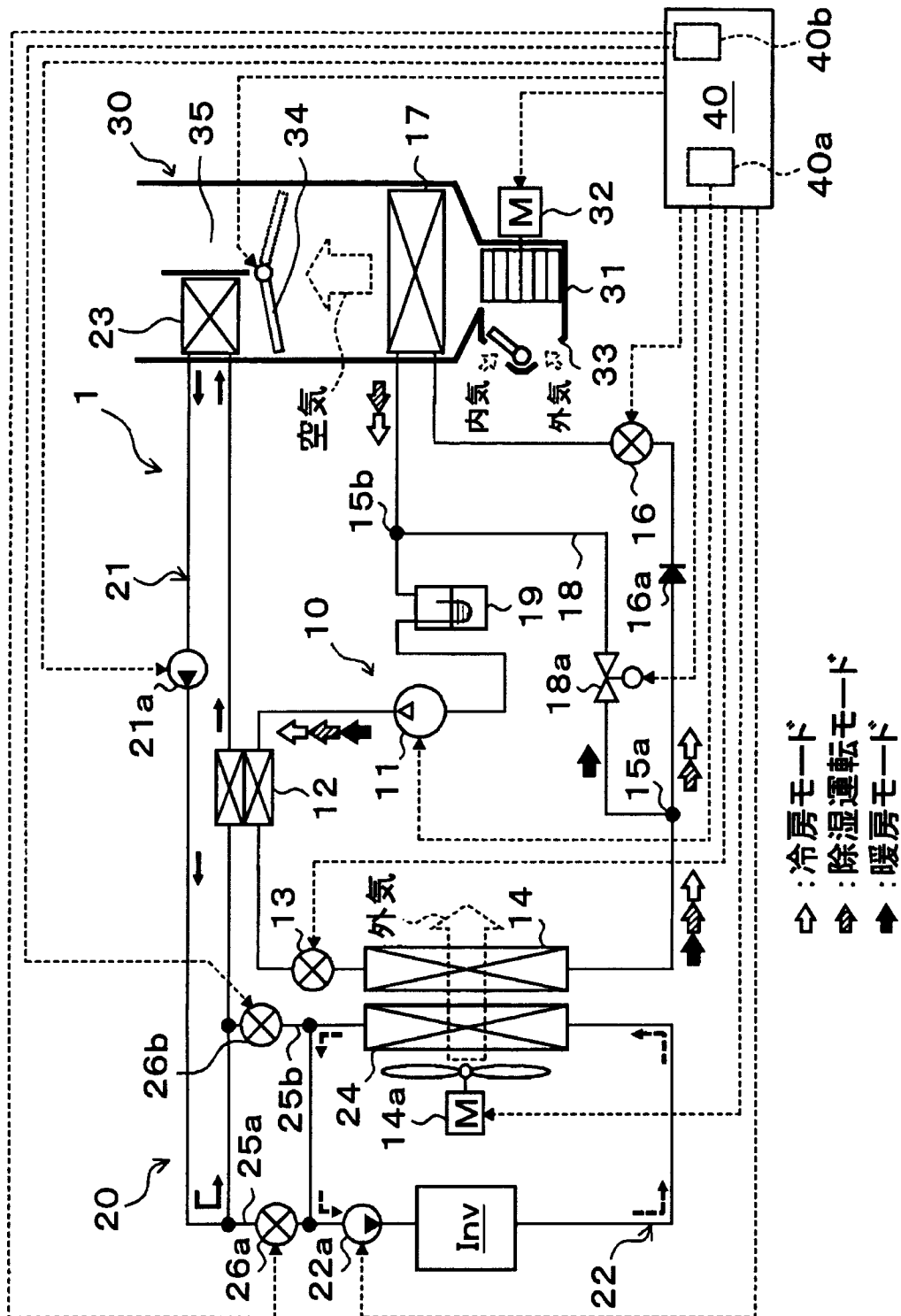
[図3]



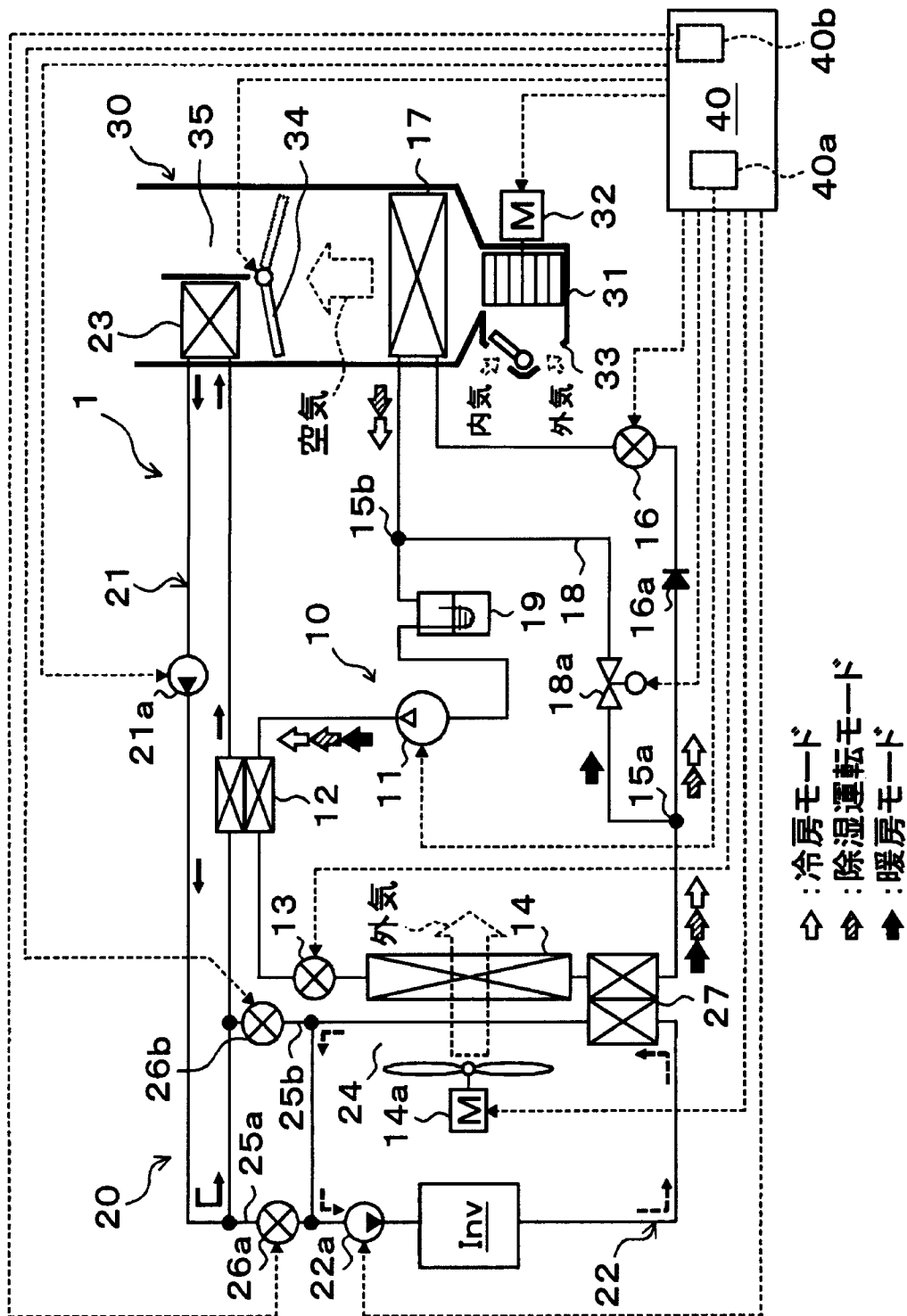
[図4]



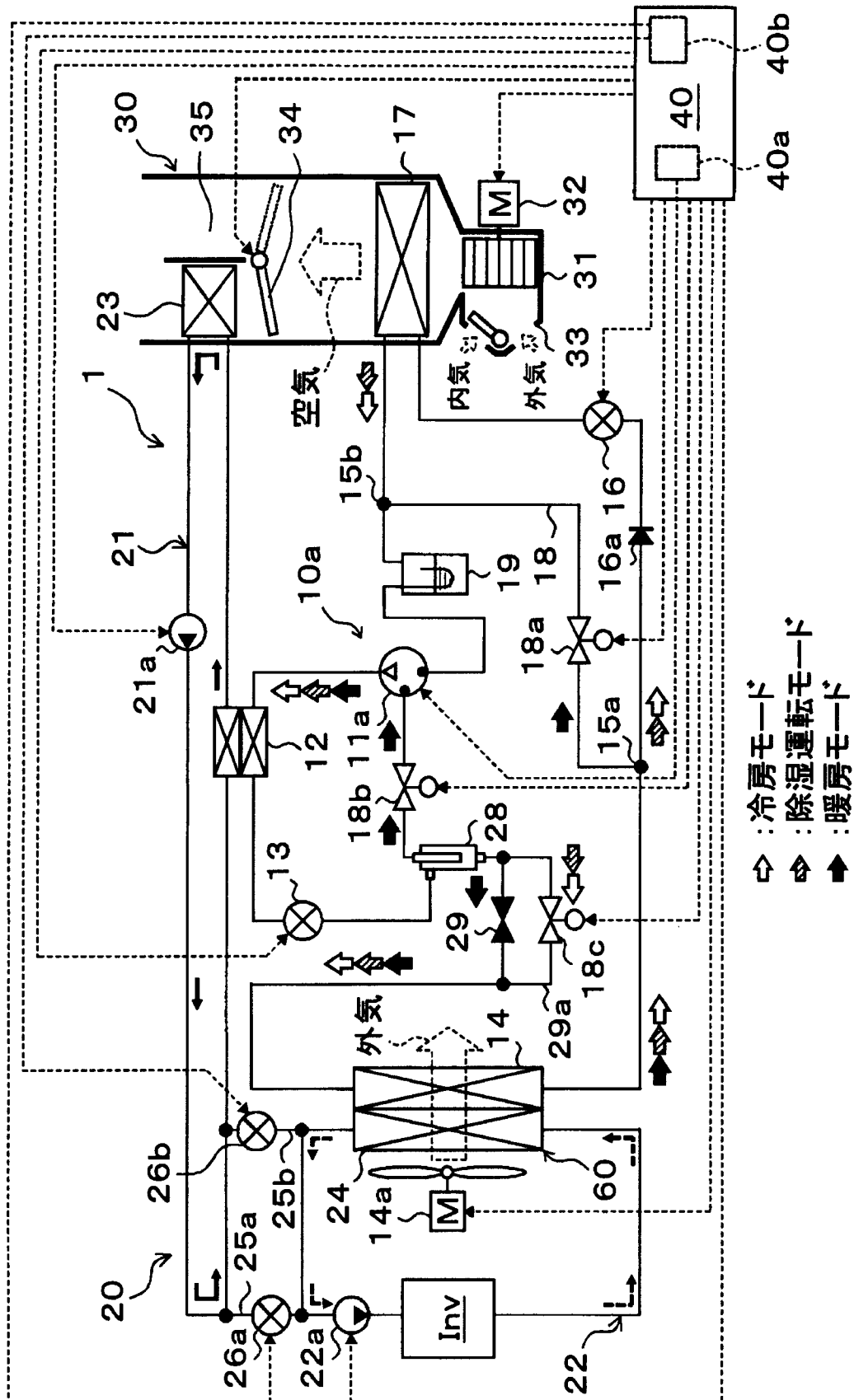
[図5]



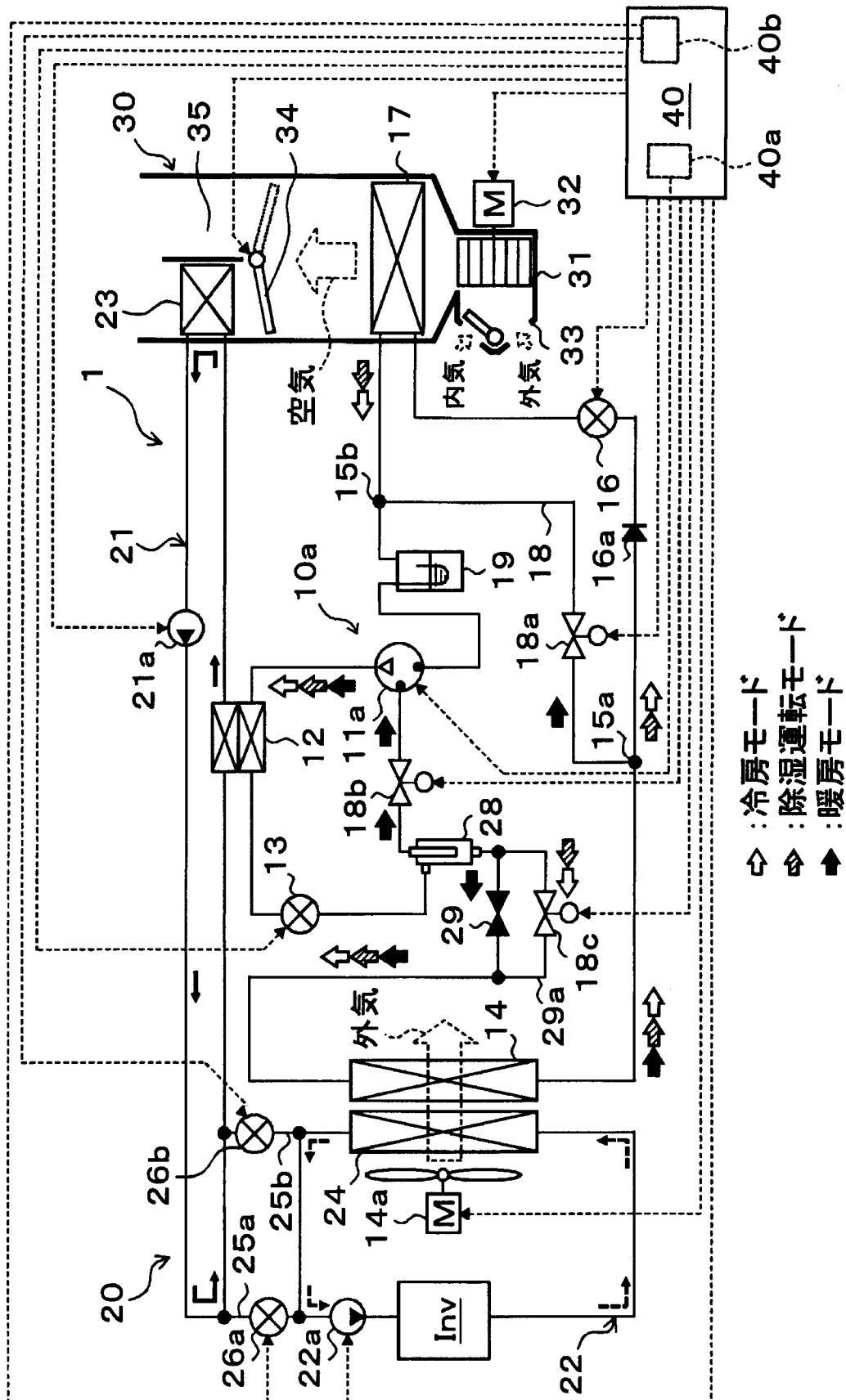
[図6]



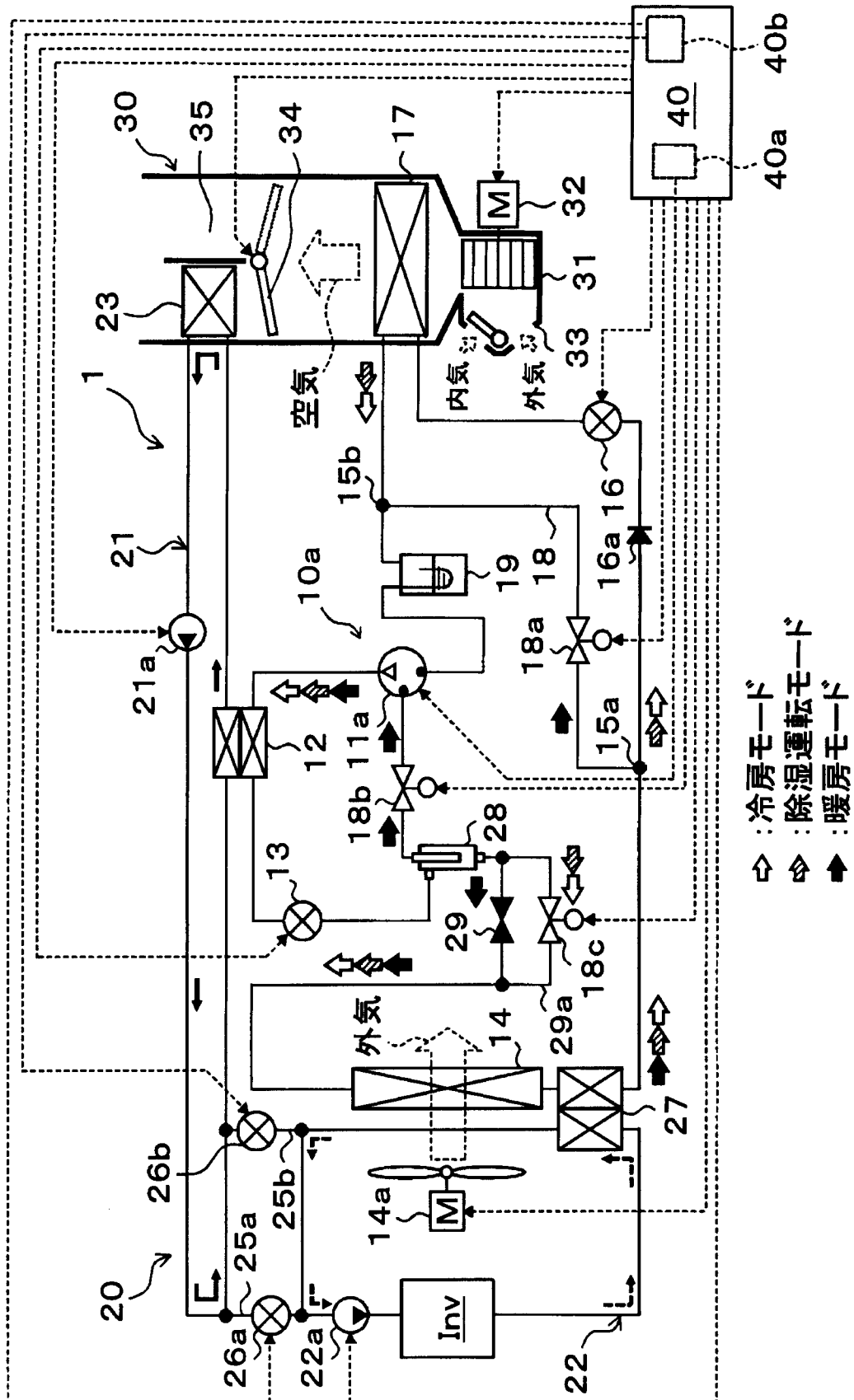
[図7]



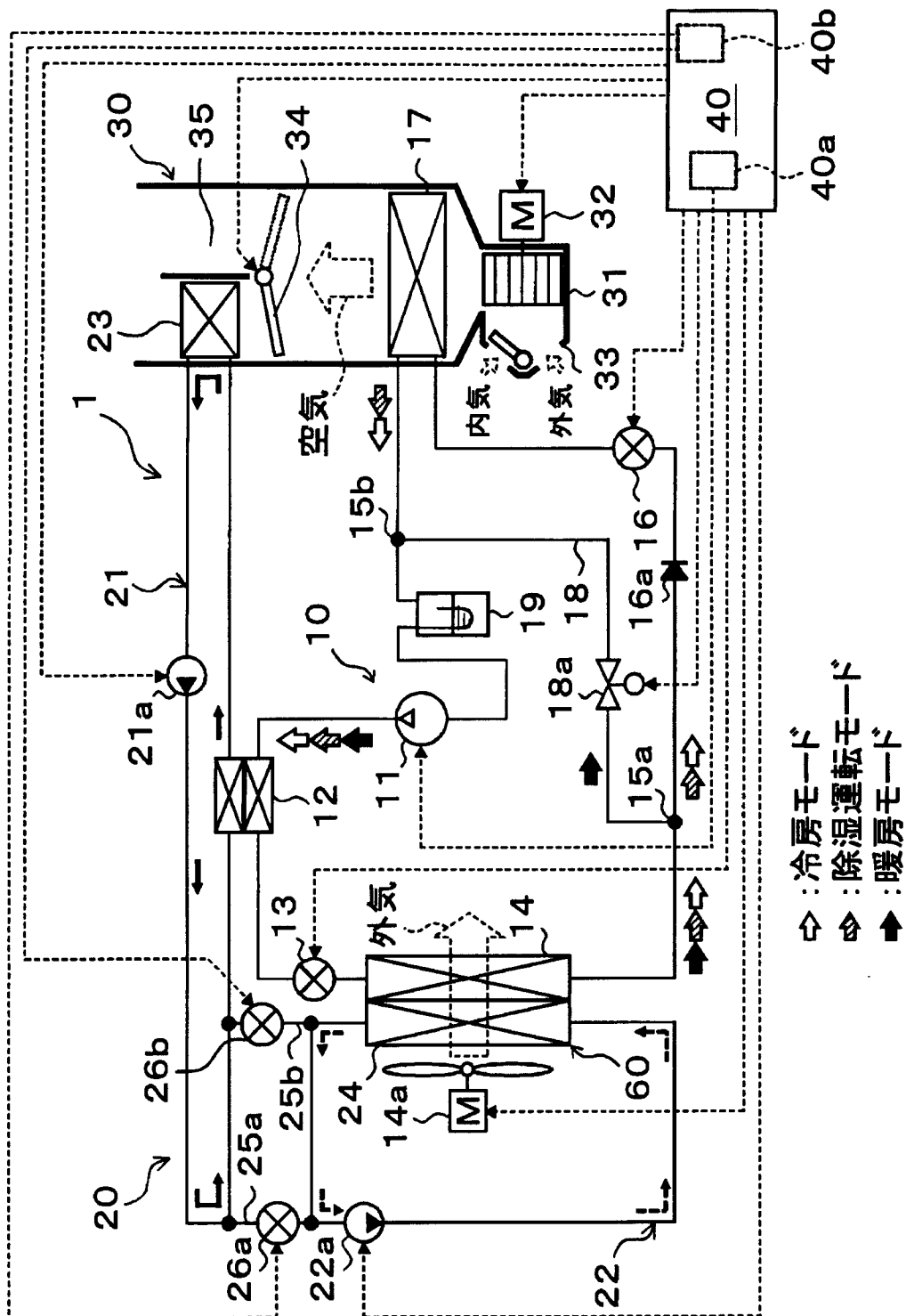
[図8]



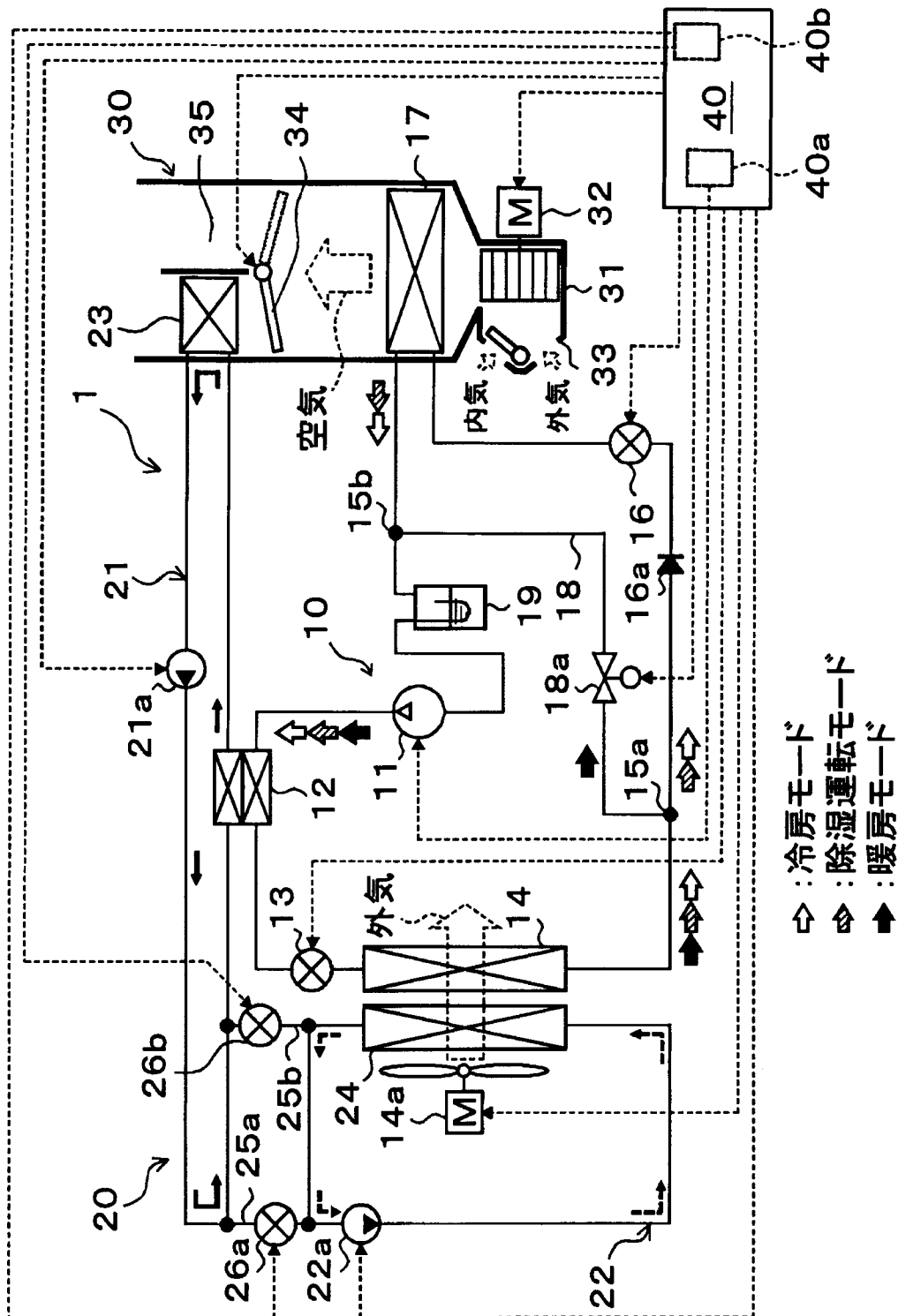
[図9]



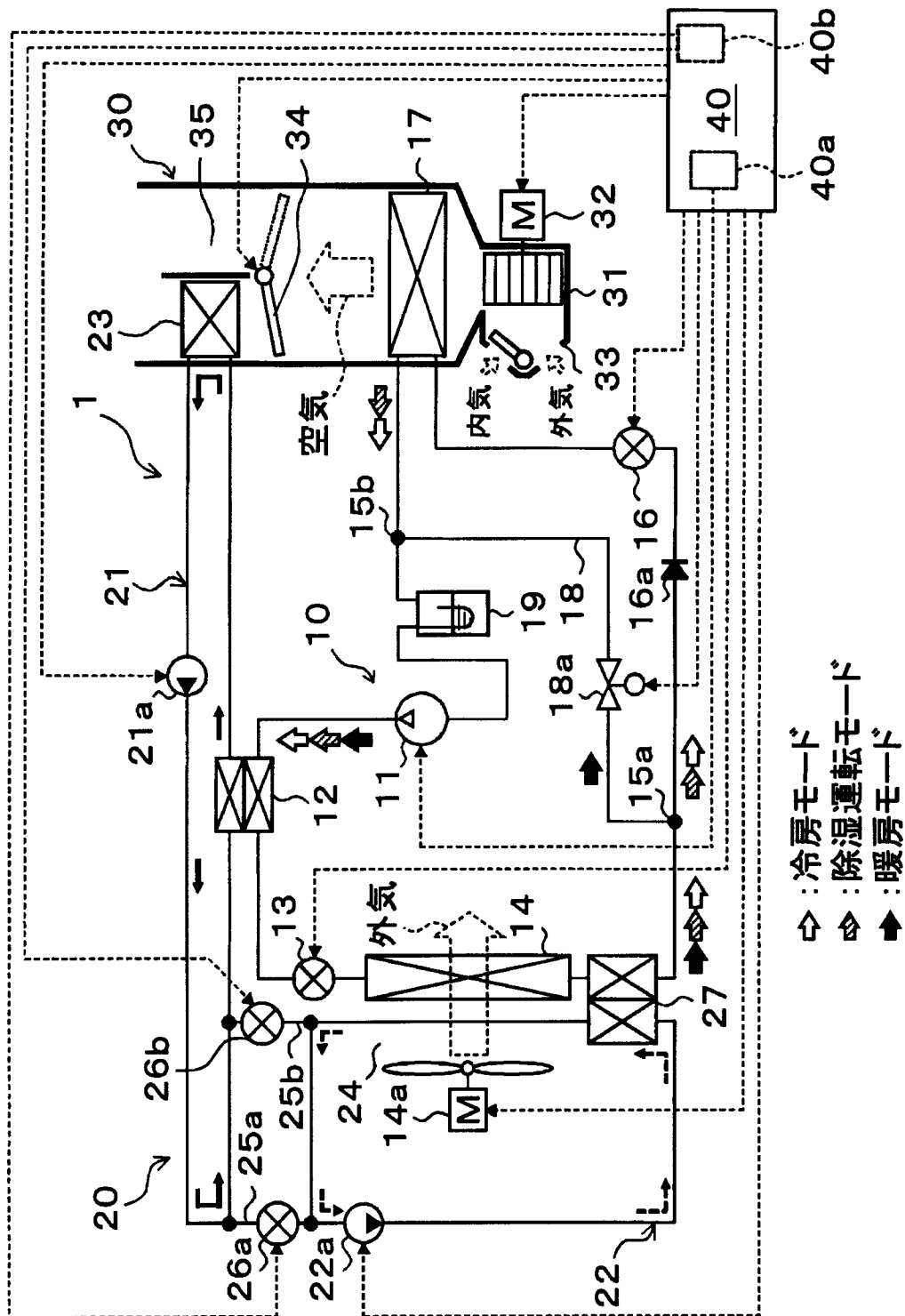
[図10]

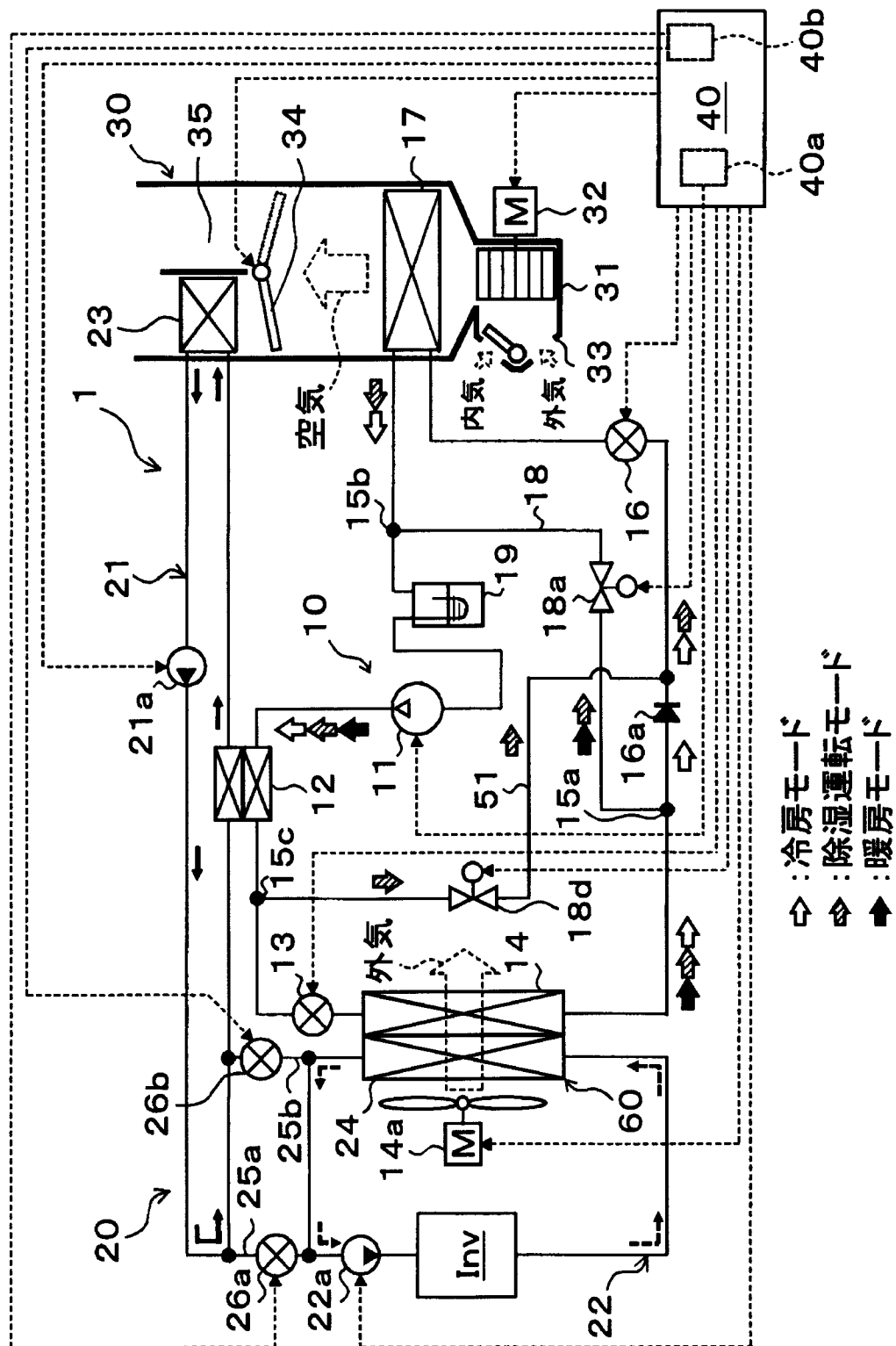


[図11]

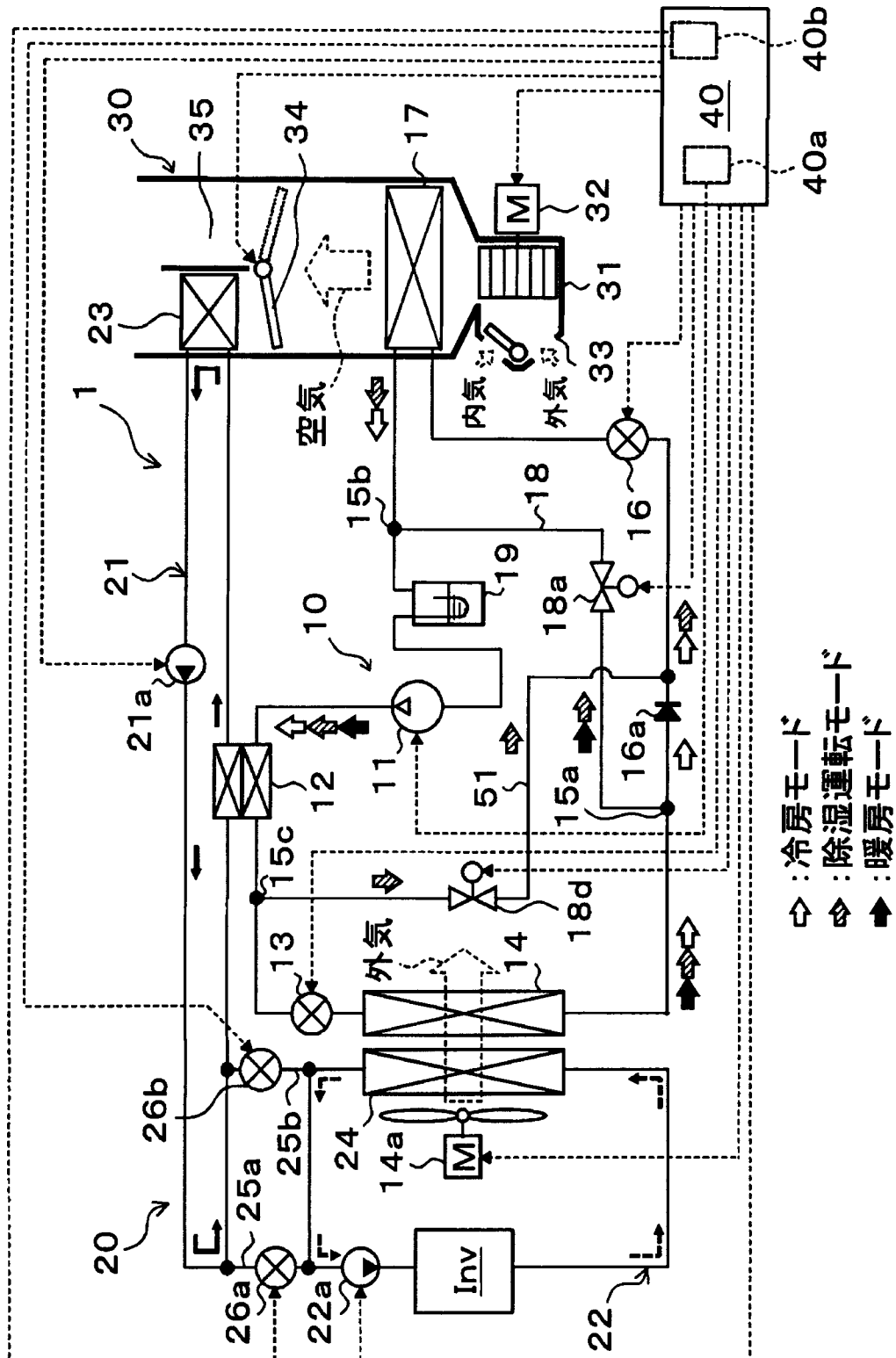


[図12]

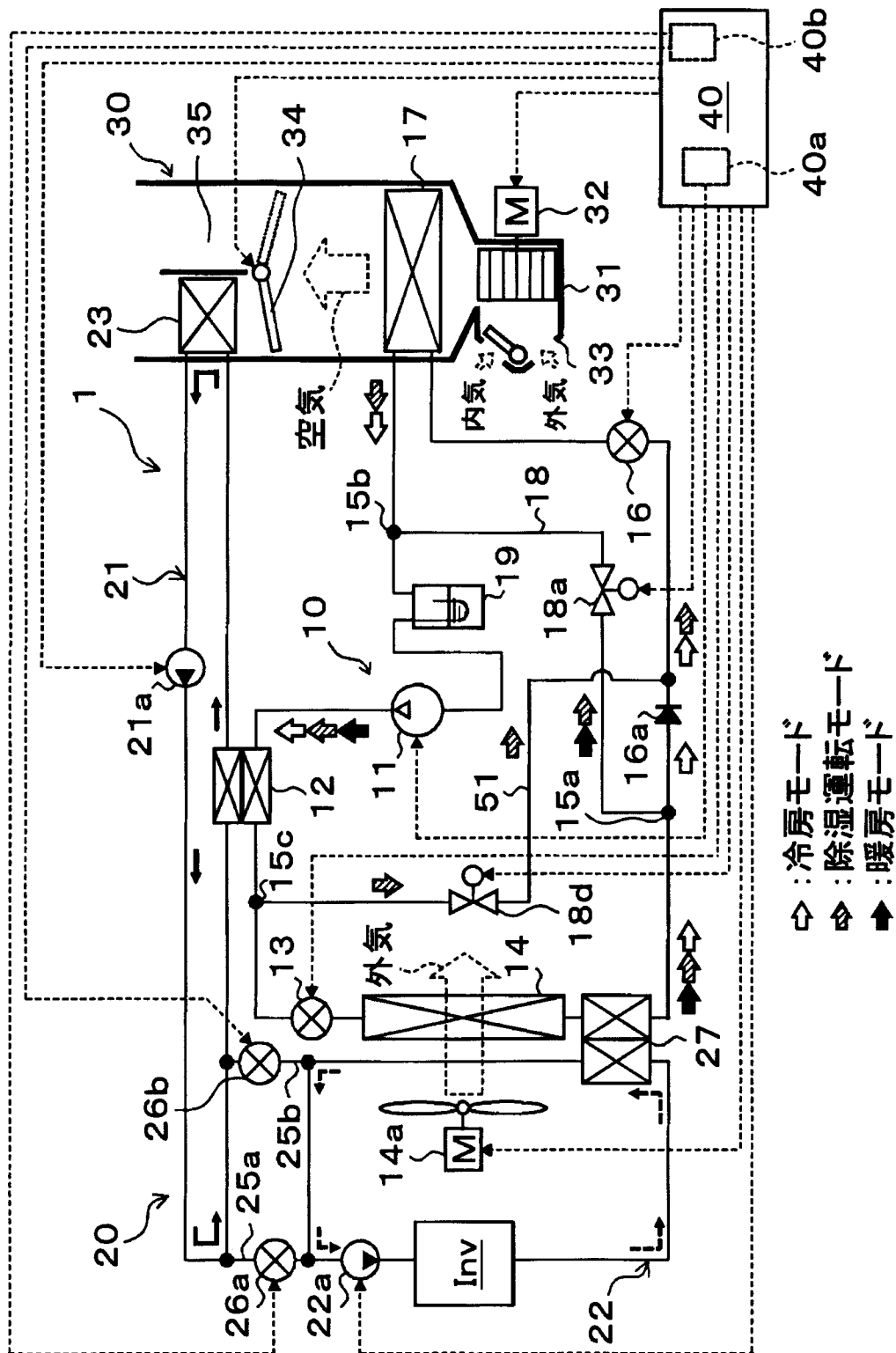




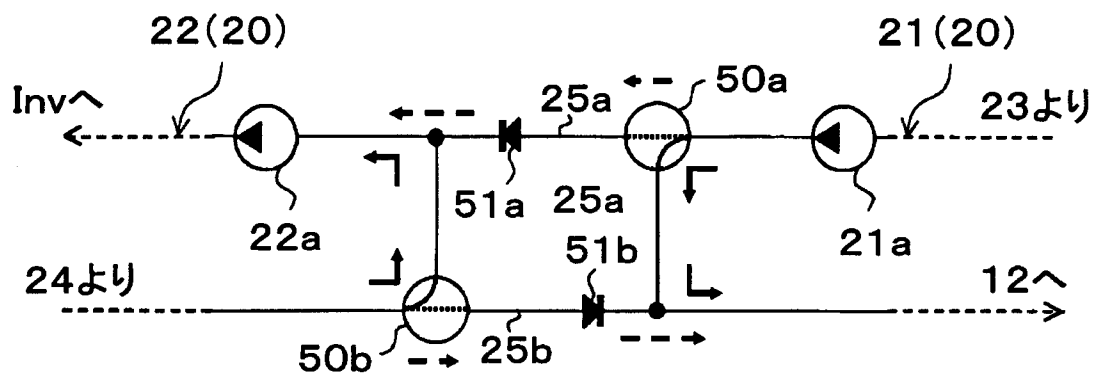
[図14]



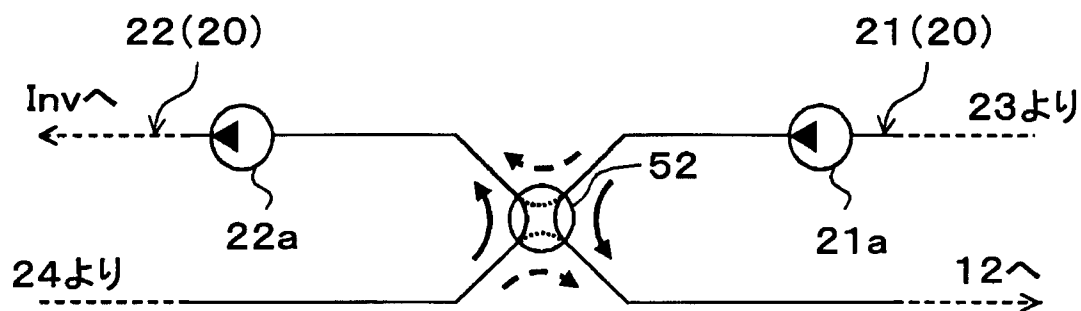
[図15]



[図16]



[図17]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2014/005501

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60H1/22(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)

B60H1/22

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	1996-2015
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2015	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2015

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 2012-506820 A (Valeo System Thermiques), 22 March 2012 (22.03.2012), paragraphs [0073] to [0079]; fig. 6 to 7 & WO 2010/049332 A1 & FR 2937589 A1 & CN 102245412 A	1, 3, 5 2 4, 6-9
X A	JP 2013-500903 A (Renault S.A.S.), 10 January 2013 (10.01.2013), paragraph [0075]; fig. 11 & US 2012/0174602 A1 & WO 2011/015734 A1 & FR 2948898 A1 & CN 102548780 A	1, 4 2-3, 5-9
Y	JP 2013-139251 A (Denso Corp.), 18 July 2013 (18.07.2013), paragraph [0161] & WO 2013/084465 A1	2

☐ 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
26 January 2015 (26.01.15)

Date of mailing of the international search report
03 February 2015 (03.02.15)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. B60H1/22(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（I P C））

Int.Cl. B60H1/22

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	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 5 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 5 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 5 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 2012-506820 A（ヴァレオ システム テルミク）2012.03.22, 【0073】 - 【0079】 , 図 6-7 & WO 2010/049332 A1 & FR 2937589 A1 & CN 102245412 A	1, 3, 5 2 4, 6-9
X A	JP 2013-500903 A（ルノー・エス・アー・エス）2013.01.10, 【0075】 , 図 11 & US 2012/0174602 A1 & WO 2011/015734 A1 & FR 2948898 A1 & CN 102548780 A	1, 4 2-3, 5-9

☒ 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

2 6 . 0 1 . 2 0 1 5

国際調査報告の発送日

0 3 . 0 2 . 2 0 1 5

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）

郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5

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）

小野田 達志

3 M

3 1 1 7

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 7 7

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 2013-139251 A (株式会社デンソー) 2013.07.18, 【0161】 & WO 2013/084465 A1	2