

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6605928号
(P6605928)

(45) 発行日 令和1年11月13日(2019.11.13)

(24) 登録日 令和1年10月25日(2019.10.25)

(51) Int. Cl.		F I			
B60H	1/02	(2006.01)	B60H	1/02	
B60H	1/22	(2006.01)	B60H	1/22	651A
B60H	1/20	(2006.01)	B60H	1/20	Z
F25B	1/00	(2006.01)	F25B	1/00	399Y

請求項の数 9 (全 18 頁)

(21) 出願番号	特願2015-227304 (P2015-227304)	(73) 特許権者	000004765
(22) 出願日	平成27年11月20日(2015.11.20)		マレリ株式会社
(65) 公開番号	特開2016-107979 (P2016-107979A)		埼玉県さいたま市北区日進町二丁目191
(43) 公開日	平成28年6月20日(2016.6.20)		7番地
審査請求日	平成30年10月31日(2018.10.31)	(74) 代理人	110002468
(31) 優先権主張番号	特願2014-239715 (P2014-239715)		特許業務法人後藤特許事務所
(32) 優先日	平成26年11月27日(2014.11.27)	(74) 代理人	100075513
(33) 優先権主張国・地域又は機関	日本国(JP)		弁理士 後藤 政喜
		(74) 代理人	100120260
			弁理士 飯田 雅昭
		(72) 発明者	島山 淳
			埼玉県さいたま市北区日進町二丁目191
			7番地 カルソニックカンセイ株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用空調装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

車両の車室内に導かれる空気を加熱する車室内放熱器を有する車両用空調装置であって、

冷却水がエンジンを通過する第1冷却水循環通路と、

前記第1冷却水循環通路と連通し、冷却水が前記車室内放熱器を通過する第2冷却水循環通路と、

遮断状態に切り換えられた場合に、前記第1冷却水循環通路と前記第2冷却水循環通路との連通を遮断する遮断機構と、

冷媒を圧縮する圧縮機と、冷媒が前記第1冷却水循環通路内の冷却水から吸熱する副蒸発器と、前記副蒸発器にて吸熱した冷媒から前記第2冷却水循環通路内の冷却水に放熱する副凝縮器と、前記副凝縮器を通過した冷媒を減圧する副膨張器と、を有する冷凍サイクルと、を備えることを特徴とする車両用空調装置。

【請求項2】

請求項1に記載の車両用空調装置であって、

前記第1冷却水循環通路は、

前記エンジンの一部に形成され冷却水が通過する第1冷却水通路と、

前記第1冷却水通路が形成される部分と比較して前記エンジンの運転による発熱量が小さい前記エンジンの他の一部に形成され冷却水が通過する第2冷却水通路と、

前記第2冷却水通路に導かれる冷却水の温度が所定の温度を超えると前記第2冷却水通

路を冷却水が通過するように閉状態から開状態に切り換えられる温度開閉弁と、を有することを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 3】

請求項 2 に記載の車両用空調装置であって、

前記第 1 冷却水循環通路は、前記副蒸発器が設けられる位置よりも上流に、冷却水が前記エンジンの排気から吸熱する排気熱交換器を更に有することを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 4】

請求項 1 から 3 のいずれか一つに記載の車両用空調装置であって、

前記遮断機構が前記第 1 冷却水循環通路と前記第 2 冷却水循環通路とを連通させるエンジン暖房モードと、

前記遮断機構が前記第 1 冷却水循環通路と前記第 2 冷却水循環通路とを遮断すると共に、前記冷凍サイクルが稼働するヒートポンプ暖房モードと、のいずれかによって暖房運転を行うことを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 5】

請求項 4 に記載の車両用空調装置であって、

前記エンジンが稼働している状態では、前記第 1 冷却水循環通路の冷却水の温度が予め設定された第 1 設定温度以下の場合に前記ヒートポンプ暖房モードによって暖房運転を行い、前記第 1 冷却水循環通路の冷却水の温度が前記第 1 設定温度よりも高い場合に前記エンジン暖房モードによって暖房運転を行うことを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 6】

請求項 5 に記載の車両用空調装置であって、

前記エンジンが停止している状態では、前記第 1 冷却水循環通路の冷却水が前記第 1 設定温度よりも低く設定される第 2 設定温度以下の場合に前記ヒートポンプ暖房モードによって暖房運転を行い、前記第 1 冷却水循環通路の冷却水が前記第 2 設定温度よりも高い場合に前記エンジン暖房モードによって暖房運転を行うことを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 7】

請求項 1 から 6 のいずれか一つに記載の車両用空調装置であって、

前記冷凍サイクルは、

冷媒を外気との熱交換によって冷却する室外熱交換器と、

前記室外熱交換器にて冷却された冷媒を減圧する主膨張器と、

前記主膨張器にて減圧された冷媒によって前記車室内に導かれる空気を冷却する主蒸発器と、

前記圧縮機によって圧縮された冷媒を前記副蒸発器に導く状態と前記主蒸発器に導く状態とに切り換える切換弁と、

開状態に切り換えられた場合に、前記圧縮機にて圧縮された冷媒を、前記副膨張器をバイパスして循環させるバイパス弁と、を更に有し、

前記切換弁を前記主蒸発器に冷媒を導く状態に切り換えると共に、前記バイパス弁を開状態に切り換えることによって冷房運転を行うことを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 8】

請求項 7 に記載の車両用空調装置であって、

冷房運転中に前記エンジンが停止している状態では、前記遮断機構を遮断状態に切り換えると共に、前記車室内に導かれる空気によって前記車室内放熱器を冷却することを特徴とする車両用空調装置。

【請求項 9】

請求項 7 又は 8 に記載の車両用空調装置であって、

冷房運転又は除湿暖房運転から暖房運転に切り換えられた場合には、前記切換弁を前記主蒸発器に冷媒を導く状態に切り換え、前記バイパス弁を閉状態に切り換えることによって、前記副膨張弁にて減圧された冷媒を前記室外熱交換器にて蒸発させて前記室外熱交換器内を減圧することを特徴とする車両用空調装置。

10

20

30

40

50

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両用空調装置に関する。

【背景技術】

【0002】

特許文献1には、ハイブリッド車両に搭載され、ヒータコアとエンジンとの間でエンジン冷却水を循環させて、蒸発器を通過した空気をエンジン冷却水との熱交換によって加熱する車両用空調装置が開示されている。この車両用空調装置は、ヒータコアの下流側に設けられる吸熱側熱交換器と、ヒータコアの上流側に設けられる放熱側熱交換器と、吸熱側熱交換器と放熱側熱交換器との間に設けられるペルチェ素子と、を備える。そして、エンジン停止時に、ヒータコアの下流側を流れるエンジン冷却水からヒータコアの上流側を流れるエンジン冷却水にペルチェ素子が熱を移動させることによって、ヒータコアに流入するエンジン冷却水の温度が下がらないようにしている。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開2011-131871号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

20

【0004】

しかしながら、特許文献1の車両用空調装置では、吸熱側熱交換器にて温度が低下したエンジン冷却水が循環して再び放熱側熱交換器に導かれる。そのため、一度冷却されたエンジン冷却水がリヒートされることになり、エネルギー効率が低下するおそれがある。

【0005】

本発明は、上記の問題点を鑑みてなされたものであり、冷却水のリヒートに起因するエネルギー効率の低下を抑制することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0006】

本発明のある態様によれば、車両の車室内に導かれる空気を加熱する車室内放熱器を有する車両用空調装置は、冷却水がエンジンを通過する第1冷却水循環通路と、前記第1冷却水循環通路と連通し、冷却水が前記車室内放熱器を通過する第2冷却水循環通路と、遮断状態に切り換えられた場合に、前記第1冷却水循環通路と前記第2冷却水循環通路との連通を遮断する遮断機構と、冷媒を圧縮する圧縮機と、冷媒が前記第1冷却水循環通路内の冷却水から吸熱する副蒸発器と、前記副蒸発器にて吸熱した冷媒から前記第2冷却水循環通路内の冷却水に放熱する副凝縮器と、前記副凝縮器を通過した冷媒を減圧する副膨張器と、を有する冷凍サイクルと、を備えることを特徴とする。

30

【発明の効果】

【0007】

この態様では、冷凍サイクルによって、冷却水がエンジンを通過する第1冷却水循環通路から冷却水が車室内放熱器を通過する第2冷却水循環通路へ冷媒を介して熱を移動させる。また、第1冷却水循環通路と第2冷却水循環通路とは、遮断機構によって連通が遮断可能である。よって、遮断機構が遮断状態に切り換えられた状態では、第2冷却水循環通路を循環する冷却水が一度冷却されてからリヒートされることはない。したがって、冷却水のリヒートに起因するエネルギー効率の低下を抑制することができる。

40

【図面の簡単な説明】

【0008】

【図1】図1は、本発明の第1の実施形態に係る車両用空調装置の構成図である。

【図2】図2は、第1冷却水循環通路の具体的な構成を説明する構成図である。

【図3】図3は、車両用空調装置の冷媒回収モードについて説明する図である。

50

【図４】図４は、車両用空調装置のヒートポンプ暖房モードについて説明する図である。

【図５】図５は、車両用空調装置のエンジン暖房モードについて説明する図である。

【図６】図６は、ヒータユニットの変形例について説明する構成図である。

【図７】図７は、車両用空調装置の冷房モードについて説明する図である。

【図８】図８は、車両用空調装置の蓄冷モードについて説明する図である。

【図９】図９は、本発明の第１の実施形態に係る車両用空調装置における運転モード切替制御を説明するフローチャートである。

【図１０】図１０は、車両用空調装置の作用を説明するタイムチャートである。

【図１１】図１１は、本発明の第１の実施形態の変形例に係る車両用空調装置の構成図である。

10

【図１２】図１２は、本発明の第２の実施形態に係る車両用空調装置の構成図である。

【発明を実施するための形態】

【０００９】

以下、図面を参照して、本発明の実施形態について説明する。

【００１０】

(第１の実施形態)

まず、図１を参照して、本発明の第１の実施形態に係る車両用空調装置１００の全体構成について説明する。

【００１１】

車両用空調装置１００は、ハイブリッド車両(Hybrid Electric Vehicle: HEV)など、停車時や走行時にエンジンを停止するエンジン停止機能を有する車両１に搭載される空調装置である。車両１は、車輪の駆動や発電に用いられるエンジン９と、循環する冷却水によってエンジン９を冷却するラジエータ８と、を備える。

20

【００１２】

車両用空調装置１００は、空気導入口２１を有する風路２と、空気導入口２１から空気を導入して風路２に流すブロワユニット３と、風路２を流れる空気を冷却するとともに除湿する冷凍サイクルとしてのヒートポンプユニット４と、風路２を流れる空気を温めるヒータユニット６と、を備える。

【００１３】

風路２には、空気導入口２１から吸い込まれた空気が流れる。風路２には、車室外の外気と車室内の内気とが吸い込まれる。風路２を通過した空気は、車室内に導かれる。

30

【００１４】

ブロワユニット３は、軸中心の回転によって風路２に空気を流す送風装置としてのブロワ３１を有する。ブロワユニット３は、車室外の外気を取り入れる外気取入口と車室内の内気を取り入れる内気取入口との開閉用のインテークドア(図示省略)を有する。ブロワユニット３は、外気取入口と内気取入口の開閉又は開度を調整し、車室外の外気と車室内の内気との吸込量を調整可能である。

【００１５】

ヒートポンプユニット４は、冷媒が循環する冷媒循環回路４１と、電動モータ(図示省略)によって駆動されて冷媒を圧縮する圧縮機としての電動コンプレッサ４２と、冷房時において電動コンプレッサ４２によって圧縮された冷媒を放熱させて凝縮させる室外熱交換器４３と、凝縮した冷媒を減圧して膨張させ温度を下げる主膨張器としての膨張弁４４と、膨張して温度が下がった冷媒によって風路２を流れる空気を冷却する主蒸発器としてのエバポレータ４５と、を有する。

40

【００１６】

電動コンプレッサ４２は、例えばベーン形の回転式コンプレッサであるが、スクロール形のコンプレッサを用いてもよい。電動コンプレッサ４２は、コントローラ(図示省略)からの指令信号によって回転速度が制御される。

【００１７】

電動コンプレッサ４２の上流には、アキュムレータ４６が設けられる。アキュムレータ

50

46は、エバポレータ45から送られてきた冷媒のうち余剰分を一時的に溜めると共に、気体冷媒のみを電動コンプレッサ42に送る。

【0018】

冷房時の室外熱交換器43は、外気との熱交換によって冷媒を冷却して液化させる。このときの室外熱交換器43は、気体冷媒を液化させる主室外熱交換器43aと、液体冷媒が溜められるリキッドタンク43bと、液体冷媒を更に冷却する過冷却室外熱交換器43cと、を有する。

【0019】

膨張弁44は、室外熱交換器43によって冷却された液体冷媒を膨張させて更に低温にする。膨張弁44は、エバポレータ45の出口側に取り付けられた感温筒部(図示省略)を有し、エバポレータ45の出口側における冷媒の過熱度を所定値に維持するように開度が自動的に調整される。

【0020】

エバポレータ45は、膨張弁44によって減圧された液体冷媒と風路2を流れる空気との間で熱交換を行う。エバポレータ45は、風路2内に設けられ、風路2を流れる空気を冷却及び除湿する。エバポレータ45では、風路2を流れる空気の熱によって液体冷媒が蒸発して気体冷媒になる。エバポレータ45によって蒸発した気体冷媒は、アキュムレータ46を介して再び電動コンプレッサ42に供給される。

【0021】

また、ヒートポンプユニット4は、冷媒が後述するエンジン冷却回路60内の冷却水から吸熱する副蒸発器としてのエバポレータ51と、エバポレータ51にて吸熱した冷媒から後述するヒータ回路70内の冷却水に放熱する副凝縮器としてのコンデンサ52と、コンデンサ52を通過した冷媒を減圧する副膨張器としてのオリフィス53と、電動コンプレッサ42によって圧縮された冷媒をエバポレータ51に導く状態とエバポレータ45に導く状態とに切り換える切換弁としての三方弁54と、電動コンプレッサ42にて圧縮された冷媒を、オリフィス53をバイパスして循環させるバイパス通路55と、バイパス通路55を開閉するバイパス弁としての開閉弁56と、を更に有する。

【0022】

エバポレータ51は、コンデンサ52及びオリフィス53を通過して減圧された冷媒と後述するエンジン冷却回路60の放熱器62との間で熱交換を行う。エバポレータ51によって蒸発した気体冷媒は、アキュムレータ46を介して再び電動コンプレッサ42に供給される。

【0023】

コンデンサ52は、後述するヒータ回路70の吸熱器72との熱交換によって冷媒を冷却する。

【0024】

オリフィス53は、冷媒の流れを絞って減圧する。オリフィス53は、コンデンサ52によって冷却された冷媒を膨張させて更に低温にする。オリフィス53に代えて、温度式膨張弁やキャピラリーチューブを副膨張器として用いてもよい。

【0025】

三方弁54は、コントローラからの指令信号によって切り換えられる。三方弁54が、電動コンプレッサ42によって圧縮された冷媒をエバポレータ45に導くように切り換えられると、冷媒は室外熱交換器43と膨張弁44とエバポレータ45とアキュムレータ46とを通過して再び電動コンプレッサ42に供給される。一方、三方弁54が、電動コンプレッサ42によって圧縮された冷媒をエバポレータ51に導く状態に切り換えられると、冷媒はエバポレータ51を通過した後、戻り通路57を通り、アキュムレータ46を介して再び電動コンプレッサ42に供給される。

【0026】

バイパス通路55は、冷媒循環回路41におけるコンデンサ52の上流とオリフィス53の下流とを連通させる。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 7 】

開閉弁 5 6 は、コントローラからの指令信号によって切り換えられる。開閉弁 5 6 は、開状態に切り換えられた場合にバイパス通路 5 5 を連通させ、閉状態に切り換えられた場合にバイパス通路 5 5 を遮断する。開閉弁 5 6 がバイパス通路 5 5 を連通させると、電動コンプレッサ 4 2 から導かれる冷媒は、コンデンサ 5 2 とオリフィス 5 3 とをバイパスし、減圧されずに三方弁 5 4 に導かれる。開閉弁 5 6 に代えて、電動コンプレッサ 4 2 から導かれる冷媒をコンデンサ 5 2 に導く状態とバイパス通路 5 5 に導く状態とを切り換える三方弁を用いてもよい。

【 0 0 2 8 】

ヒータユニット 6 は、エンジン 9 を冷却水によって冷却するエンジン冷却回路 6 0 と、風路 2 を通じて車両 1 の車室内に導かれる空気を加熱する車室内放熱器としてのヒータコア 7 5 を冷却水によって温めるヒータ回路 7 0 と、遮断状態に切り換えられた場合にエンジン冷却回路 6 0 とヒータ回路 7 0 との連通を遮断する遮断機構としての三方弁 7 と、を有する。

10

【 0 0 2 9 】

エンジン冷却回路 6 0 は、冷却水が循環する第 1 冷却水循環通路としての冷却水循環通路 6 3 と、冷却水循環通路 6 3 内の冷却水を循環させるウォーターポンプ 6 1 と、ヒートポンプユニット 4 のエバポレータ 5 1 と対峙して設けられる放熱器 6 2 と、を有する。冷却水循環通路 6 3 は、車両 1 のエンジン 9 に冷却水を循環させる。また、冷却水循環通路 6 3 は、車両 1 のラジエータ 8 にも冷却水を循環させることが可能である。

20

【 0 0 3 0 】

放熱器 6 2 は、エバポレータ 5 1 との間で熱交換を行う。具体的には、放熱器 6 2 は、エバポレータ 5 1 内を流れる液体冷媒を加熱して蒸発させる。図 1 では、冷却水循環通路 6 3 の一部の構成を省略して示している。冷却水循環通路 6 3 の具体的な構成については、後で図 2 を参照しながら詳細に説明する。

【 0 0 3 1 】

ヒータ回路 7 0 は、冷却水が循環する第 2 冷却水循環通路としての冷却水循環通路 7 3 と、冷却水循環通路 7 3 内の冷却水を循環させるウォーターポンプ 7 1 と、コンデンサ 5 2 と対峙して設けられる吸熱器 7 2 と、風路 2 内に配設されるヒータコア 7 5 と、を有する。

30

【 0 0 3 2 】

吸熱器 7 2 は、コンデンサ 5 2 との間で熱交換を行う。具体的には、吸熱器 7 2 は、コンデンサ 5 2 内を流れる気体冷媒を冷却する。

【 0 0 3 3 】

三方弁 7 は、コントローラからの指令信号によって切り換えられる。三方弁 7 が連通状態に切り換えられると、連通路 6 5 が連通して冷却水循環通路 6 3 と冷却水循環通路 7 3 とが連通する。この場合、エンジン 9 にて加熱された冷却水が、三方弁 7 を通過してヒータコア 7 5 に導かれる。一方、三方弁 7 が遮断状態に切り換えられると、連通路 6 5 が遮断されて冷却水循環通路 6 3 と冷却水循環通路 7 3 との連通が遮断される。この場合、冷却水循環通路 6 3 内と冷却水循環通路 7 3 内とでは、各々独立して冷却水が循環する。三方弁 7 に代えて、連通路 6 5 を連通状態と遮断状態とに切り換える開閉弁を遮断機構として用いてもよい。

40

【 0 0 3 4 】

風路 2 内におけるヒータコア 7 5 の上流には、風路 2 を流れる空気のうちヒータコア 7 5 に導かれる空気とヒータコア 7 5 をバイパスする空気との流量を調整するミックストア 7 6 が設けられる。ミックストア 7 6 は、コントローラの指令信号によって動作する。

【 0 0 3 5 】

次に、図 2 を参照して、冷却水循環通路 6 3 の具体的な構成について説明する。

【 0 0 3 6 】

図 2 に示すように、エンジン 9 は、ピストン（図示省略）が往復動するシリンダ（図示

50

省略)が形成されるシリンダブロック9bと、吸気ポート(図示省略)及び排気ポート(図示省略)が形成されてシリンダブロック9bの上部に締結固定されるシリンダヘッド9aと、を有する。エンジン9の冷間始動時の暖機運転では、シリンダヘッド9aは、燃焼室に近い分、シリンダブロック9bと比較してエンジン9の運転による発熱量が大きいので、早く温度が上昇する。

【0037】

冷却水循環通路63は、シリンダヘッド9aに形成され冷却水が通過する第1冷却水通路63aと、シリンダブロック9bに形成され冷却水が通過する第2冷却水通路63bと、第2冷却水通路63bに導かれる冷却水の温度が所定の温度を超えると閉状態から開状態に切り換えられる温度開閉弁としてのサーモスタット63cと、を有する。つまり、第1冷却水通路63aは、エンジン9の一部に形成され、第2冷却水通路63bは、第1冷却水通路63aが形成される部分と比較してエンジン9の運転による発熱量が小さいエンジン9の他の一部に形成される。

10

【0038】

冷却水循環通路63は、ラジエータ8とエンジン9とを連結する冷却水の通路におけるラジエータ8の上流に設けられる温度開閉弁としてのサーモスタット8aを有する。サーモスタット8aは、ラジエータ8に導かれる冷却水の温度が所定の温度を超えると閉状態から開状態に切り換えられる。サーモスタット63cが開状態に切り換えられる所定の温度は、サーモスタット8aが開状態に切り換えられる所定の温度と比較して低く設定される。

20

【0039】

冷却水循環通路63は、エンジン9の下流であり、かつエバポレータ51が設けられる位置よりも上流に、冷却水がエンジン9の排気から吸熱する排気熱交換器64を有する。排気熱交換器64は、例えば、排気管(図示省略)から排出される排気ガスから吸熱して排熱を回収する排熱回収装置や、排気ガスの一部を吸気側に還流させるEGR(Exhaust Gas Recirculation)装置(図示省略)に設けられEGRガスを冷却するEGRクーラである。

【0040】

以下、主に図3から図10を参照して、車両用空調装置100の作用について説明する。

30

【0041】

車両用空調装置100では、空気導入口21から風路2に導入された空気は、まず、ブロワ31によってヒートポンプユニット4に導かれる。ヒートポンプユニット4では、風路2を流れる空気が、エバポレータ45との熱交換によって冷却されるとともに除湿される。

【0042】

エバポレータ45を通過した空気は、ミックストア76によって、ヒータコア75に導かれる空気とヒータコア75をバイパスする空気とに分けられる。ヒータコア75に導かれた空気は、ヒータコア75との熱交換によって温められる。そして、ヒータコア75によって温められた空気とヒータコア75をバイパスした空気とが再び合流して、車室内に導かれる。このように、車両用空調装置100は、空気導入口21から風路2に導入された空気の温度と湿度とを調整して車室内に導く。

40

【0043】

次に、図3から図8を参照して、各運転モードについて説明する。図3から図8では、冷媒又は冷却水が循環する通路を太実線で示し、冷媒又は冷却水の循環が停止する通路を破線で示す。

【0044】

車両用空調装置100では、三方弁7が冷却水循環通路63と冷却水循環通路73とを連通させるエンジン暖房モードと、三方弁7が冷却水循環通路63と冷却水循環通路73とを遮断すると共に、ヒートポンプユニット4が稼働するヒートポンプ暖房モードと、の

50

いずれかによって暖房運転が行われる。

【 0 0 4 5 】

< 冷媒回収モード >

冷媒回収モードによる運転は、晩秋や初冬など暖房が必要とされるシーズン当初のように、冷房運転から暖房運転に切り換える際に少なくとも一度行われる。あるいは、除湿暖房運転から暖房運転に切り換える際にも行われる。冷媒回収モードによる運転は、例えば1分間程度連続して行われ、その後暖房運転に切り換えられる。図3に示すように、冷媒回収モードでは、三方弁54は、室外熱交換器43に冷媒を導く状態に切り換えられる。開閉弁56は、閉状態に切り換えられる。三方弁7は、遮断状態に切り換えられる。

【 0 0 4 6 】

これにより、ヒートポンプユニット4では、電動コンプレッサ42によって圧縮された冷媒が、コンデンサ52を通過して冷却され、その一部が液化される。次いで、冷媒はオリフィス53を通過して減圧され、室外熱交換器43にて蒸発する。このとき、室外熱交換器43は、蒸発器として機能する。そして、気相化した冷媒は、膨張弁44を通過してエバポレータ45に導かれ、アキュムレータ46を介して再び電動コンプレッサ42に供給される。このとき、冷却水循環通路63と冷却水循環通路73とでは、各々独立して冷却水が循環する。

【 0 0 4 7 】

このように、車両用空調装置100では、冷媒回収モードで運転することにより、オリフィス53にて室外熱交換器43内を減圧することで、室外熱交換器43内の冷媒を蒸発させ、電動コンプレッサ42に冷媒を吸引させる。よって、室外熱交換器43内で寝込んでいた液体冷媒を回収して、ヒートポンプ暖房モードにおける冷媒の循環量を確保することができる。車両用空調装置100では、冷媒回収モードで運転することで、ヒートポンプ暖房モードによる暖房運転を行うための準備が行われる。

【 0 0 4 8 】

< ヒートポンプ暖房モード >

ヒートポンプ暖房モードによる運転は、冷却水の温度が比較的低温の状態で行われる。図4に示すように、ヒートポンプ暖房モードでは、三方弁54は、エバポレータ51に冷媒を導く状態に切り換えられる。開閉弁56は、閉状態に切り換えられる。三方弁7は、遮断状態に切り換えられる。

【 0 0 4 9 】

これにより、ヒートポンプユニット4では、電動コンプレッサ42によって圧縮された冷媒は、コンデンサ52とオリフィス53とを通過して冷却され、その一部が液化される。このとき、コンデンサ52から吸熱器72に冷媒の熱が移動して、ヒータ回路70内の冷却水が温められる。

【 0 0 5 0 】

オリフィス53を通過した冷媒は、三方弁54を介してエバポレータ51に導かれる。エバポレータ51では、放熱器62の冷却水からエバポレータ51の冷媒に熱が移動することによって、冷媒が温められる。よって、エバポレータ51に導かれた冷媒は、一部又は全部が蒸発して戻り通路57に導かれる。エバポレータ51にて温められた冷媒は、アキュムレータ46を介して再び電動コンプレッサ42に供給される。このとき、冷却水循環通路63と冷却水循環通路73とでは、各々独立して冷却水が循環する。

【 0 0 5 1 】

このように、ヒートポンプ暖房モードでは、ヒートポンプユニット4が、エンジン冷却回路60からヒータ回路70へ冷媒を介して熱を移動させる。よって、車両用空調装置100では、ヒートポンプユニット4によって移動したエンジン9の熱によってヒータコア75が温められて暖房運転が行われる。

【 0 0 5 2 】

このとき、冷却水循環通路63と冷却水循環通路73との連通は三方弁7によって遮断されているため、冷却水循環通路73を循環する冷却水が一度冷却されてからリヒートさ

10

20

30

40

50

れることはない。したがって、冷却水のリヒートに起因するエネルギー効率の低下を抑制することができる。

【 0 0 5 3 】

ここで、例えば、エンジン 9 の冷間始動時にヒートポンプ暖房モードによる運転を行った場合には、ヒータコア 7 5 を温めるためにエンジン 9 の熱がヒートポンプユニット 4 を介して冷却水循環通路 7 3 に移動する。そのため、エンジン 9 の暖機運転に時間がかかるおそれがある。

【 0 0 5 4 】

これに対して、図 2 に示すように、エンジン冷却回路 6 0 では、冷却水循環通路 6 3 は、シリンダヘッド 9 a に形成される第 1 冷却水通路 6 3 a と、シリンダブロック 9 b に形成される第 2 冷却水通路 6 3 b と、を有する。冷却水の温度が比較的低いうちは、サーモスタット 6 3 c は閉状態であるため、冷却水は、第 1 冷却水通路 6 3 a を通過するが第 2 冷却水通路 6 3 b を通過しない。よって、冷却水の温度が比較的低いうちは、燃焼室に近く早く温度が上昇するシリンダヘッド 9 a のみを冷却水が通過するため、シリンダブロック 9 b の暖気を損なうことなく冷却水を効率的に温めることができる。

10

【 0 0 5 5 】

また、冷却水循環通路 6 3 は、冷却水がエンジン 9 の排気から吸熱する排気熱交換器 6 4 を有する。そのため、エバポレータ 5 1 と熱交換を行う前の冷却水をエンジン 9 の排気熱によっても温めることができる。よって、ヒートポンプユニット 4 の運転を早期に開始することができると共に、エンジン 9 の暖機運転を迅速に行うことができる。

20

【 0 0 5 6 】

そして、冷却水循環通路 6 3 を循環する冷却水が所定の温度を超えると、サーモスタット 6 3 c が閉状態から開状態に切り換えられる。これにより、冷却水は、第 1 冷却水通路 6 3 a と第 2 冷却水通路 6 3 b との両方を通過するようになる。よって、冷却水は、シリンダヘッド 9 a とシリンダブロック 9 b との両方の熱によって温められる。

【 0 0 5 7 】

< エンジン暖房モード >

エンジン暖房モードによる運転は、ヒートポンプ暖房モードと比較して冷却水の温度が高温の状態で行われる。図 5 に示すように、エンジン暖房モードでは、電動コンプレッサ 4 2 の運転が停止され、ヒートポンプユニット 4 内を冷媒は循環しない。三方弁 7 は、連

30

【 0 0 5 8 】

これにより、冷却水循環通路 6 3 と冷却水循環通路 7 3 とが連通し、エンジン 9 にて温められた冷却水がヒータコア 7 5 に導かれる。よって、車両用空調装置 1 0 0 では、エンジン 9 の熱によってヒータコア 7 5 が温められて暖房運転が行われる。

【 0 0 5 9 】

なお、図 6 に示すように、三方弁 7 が連通状態に切り換えられた場合に冷却水が通過せず遮断状態に切り換えられた場合にのみ冷却水が通過する冷却水循環通路 7 3 の連通通路部 7 3 a にウォーターポンプ 7 1 を設けてもよい。この場合、ウォーターポンプ 7 1 の運転を停止させ、ウォーターポンプ 6 1 のみを運転させてエンジン暖房モードによる暖房運

40

【 0 0 6 0 】

< 冷房モード >

図 7 に示すように、冷房モードでは、三方弁 5 4 は、エバポレータ 4 5 に冷媒を導く状態に切り換えられる。開閉弁 5 6 は、開状態に切り換えられる。

【 0 0 6 1 】

これにより、ヒートポンプユニット 4 では、電動コンプレッサ 4 2 によって圧縮された冷媒は、開閉弁 5 6 と三方弁 5 4 とを介してコンデンサに導かれる。室外熱交換器 4 3 に導かれた冷媒は、冷却されて液化され、膨張弁 4 4 にて更に低温低圧にされてエバポレータ 4 5 に導かれる。エバポレータ 4 5 に導かれた冷媒は、蒸発してアキュムレータ 4 6 に

50

導かれる。アキュムレータ 4 6 に導かれた冷媒は、再び電動コンプレッサ 4 2 に供給される。

【 0 0 6 2 】

冷房運転を最大能力で行う場合には、図 7 に示すように、三方弁 7 が遮断状態に切り換えられると共に、ウォーターポンプ 7 1 の運転が停止される。よって、冷却水循環通路 7 3 内を冷却水が循環しないため、ヒータコア 7 5 が温められることはない。また、このときミックスタア 7 6 は、風路 2 を流れる空気がヒータコア 7 5 に導かれないように閉じられる。よって、エバポレータ 4 5 によって冷却及び除湿された空気は、温められることなく低温を維持したまま車室内に導かれる。

【 0 0 6 3 】

一方、冷房運転を最大能力で行う場合以外において、三方弁 7 を連通状態に切り換えてもよい。これにより、冷却水循環通路 6 3 と冷却水循環通路 7 3 とが連通し、エンジン 9 にて温められた冷却水がヒータコア 7 5 に導かれる。よって、ヒータコア 7 5 が温められるため、ミックスタア 7 6 によって、風路 2 を流れる空気のうちヒータコア 7 5 に導かれる空気とヒータコア 7 5 をバイパスする空気との流量が調整される。

【 0 0 6 4 】

なお、ミックスタア 7 6 の位置を調整して、風路 2 を流れる空気のうちヒータコア 7 5 に導かれる空気の流量を増やせば、エバポレータ 4 5 にて除湿された空気をヒータコア 7 5 で温めて車室内に導く除湿暖房運転となる。

【 0 0 6 5 】

< 蓄冷モード >

蓄冷モードによる運転は、主に暑い時期における冷房運転時に行われる。また、蓄冷モードによる運転は、エンジン 9 が停止している状態で行われる。図 8 に示すように、蓄冷モードでは、冷房モードと同様に、三方弁 5 4 は、エバポレータ 4 5 に冷媒を導くように切り換えられ、開閉弁 5 6 は、開状態に切り換えられる。また、蓄冷モードでは、三方弁 7 は、遮断状態に切り換えられる。

【 0 0 6 6 】

これにより、冷却水循環通路 6 3 と冷却水循環通路 7 3 とでは、各々独立して冷却水が循環する。そのため、エンジン 9 にて温められた冷却水がヒータコア 7 5 に導かれることはない。よって、冷却水循環通路 7 3 内の冷却水は、風路 2 内でエバポレータ 4 5 を通過して冷却及び除湿された空気がヒータコア 7 5 に導かれることによって蓄冷される。そして、蓄冷された冷却水を冷房運転時にヒータコア 7 5 に流すことで、風路 2 内の空気を冷却することができる。よって、冷房運転時のエネルギー消費量を抑制することができる。

【 0 0 6 7 】

次に、図 9 を参照して、車両用空調装置 1 0 0 における運転モード切替制御について説明する。コントローラは、図 9 のルーチンを、例えば 1 0 ミリ秒ごとの一定時間隔で繰り返し実行する。

【 0 0 6 8 】

ステップ S 1 1 では、目標温度 X_m [] を設定する。この目標温度 X_m [] は、エンジン暖房モードによる暖房運転が可能となるエンジン 9 の冷却水の温度である。

【 0 0 6 9 】

ステップ S 1 2 では、車両用空調装置 1 0 0 が暖房運転を行うか否かを判定する。ステップ S 1 2 にて、車両用空調装置 1 0 0 が暖房運転を行うと判定された場合には、ステップ S 1 3 に移行する。一方、ステップ S 1 2 にて、車両用空調装置 1 0 0 が暖房運転を行わないと判定された場合には、ステップ S 1 9 に移行して冷房モードによる冷房運転が行われる。

【 0 0 7 0 】

ステップ S 1 3 では、車両用空調装置 1 0 0 が前回運転された際に、冷房運転又は除湿暖房運転であったか否かを判定する。ステップ S 1 3 にて、前回運転時に車両用空調装置 1 0 0 が冷房運転又は除湿暖房運転であったと判定された場合には、ステップ S 1 6 に移

10

20

30

40

50

行して冷媒回収モードによる運転が行われる。一方、ステップ S 1 3 にて、前回運転時に車両用空調装置 1 0 0 が冷房運転又は除湿暖房運転でなかったと判定された場合には、ステップ S 1 4 に移行する。

【 0 0 7 1 】

ステップ S 1 4 では、エンジン 9 の冷却水の温度 T [] を検出する。具体的には、ステップ S 1 4 では、冷却水循環通路 6 3 の冷却水の温度を検出する。

【 0 0 7 2 】

ステップ S 1 5 では、冷却水の温度 T [] が上昇している場合に $T > X m + 5$ となったか否か、又は冷却水の温度 T [] が下降している場合に $T > X m$ であるか否かを判定する。このとき、 $X m + 5$ [] が、第 1 設定温度に該当し、 $X m$ [] が、第 2 設定温度に該当する。なお、第 1 設定温度は、第 2 設定温度よりも高ければよいため、 $X m + 5$ [] に限られない。

10

【 0 0 7 3 】

ステップ S 1 5 にて、冷却水の温度上昇時に $T > X m + 5$ となったか、又は冷却水の温度下降時に $T > X m$ であると判定された場合には、ステップ S 1 7 に移行してエンジン暖房モードによる暖房運転が行われる。一方、ステップ S 1 5 にて、冷却水の温度上昇時に $T > X m + 5$ であるか、又は冷却水の温度下降時に $T > X m$ となったと判定された場合には、ステップ S 1 8 に移行してヒートポンプ暖房モードによる暖房運転が行われる。

【 0 0 7 4 】

このように、車両用空調装置 1 0 0 は、エンジン 9 が稼働している状態では、冷却水の温度が上昇するため、冷却水循環通路 6 3 の冷却水の温度が $X m + 5$ [] 以下の場合にヒートポンプ暖房モードによって暖房運転を行い、冷却水循環通路 6 3 の冷却水の温度が $X m + 5$ [] よりも高くなった場合にエンジン暖房モードに切り換えて暖房運転を行う。

20

【 0 0 7 5 】

一方、車両用空調装置 1 0 0 は、エンジン 9 が停止している状態では、冷却水の温度が下降するため、冷却水循環通路 6 3 の冷却水の温度が $X m$ [] よりも高い場合にエンジン暖房モードによって暖房運転を行い、冷却水循環通路 6 3 の冷却水の温度が $X m$ [] 以下になった場合にヒートポンプ暖房モードによって暖房運転を行う。

【 0 0 7 6 】

次に、図 1 0 を参照して、暖房運転時における車両用空調装置 1 0 0 の運転モード切替制御の作用について説明する。

30

【 0 0 7 7 】

図 1 0 では、横軸が時間 t [s] であり、縦軸が冷却水の温度 T [] である。また、図 1 0 では、エンジン 9 の冷却水の温度を実線で示し、電動コンプレッサ 4 2 を最高出力で運転し続けた場合のヒータコア 7 5 の冷却水の温度を破線で示し、電動コンプレッサ 4 2 の出力制御を行う実際のヒータコア 7 5 の冷却水の温度を太実線で示す。

【 0 0 7 8 】

図 1 0 に示すように、車両用空調装置 1 0 0 の運転を開始すると、エンジン 9 の熱によって冷却水の温度が上昇する。このとき、ヒートポンプ暖房モードにて暖房運転が行われるため、冷却水循環通路 6 3 内の冷却水の熱がヒートポンプユニット 4 によって冷却水循環通路 7 3 内の冷却水に移動する。よって、ヒータコア 7 5 を通過する冷却水の温度の方が、エンジン 9 を通過する冷却水の温度と比較して早く上昇する。

40

【 0 0 7 9 】

ヒータコア 7 5 を通過する冷却水の温度が $X m + 5$ [] まで上昇すると、電動コンプレッサ 4 2 の出力制御が行われる。具体的には、コントローラは、ヒータコア 7 5 を通過する冷却水の温度が $X m + 5$ [] を維持するように電動コンプレッサ 4 2 の出力を調整する。

【 0 0 8 0 】

そして、エンジン 9 を通過する冷却水の温度が $X m + 5$ [] を超えると、ヒートポン

50

プ暖房モードからエンジン暖房モードに切り換えられて暖房運転が行われる。このとき、冷却水循環通路63と冷却水循環通路73とが連通するため、ヒータコア75を通過する冷却水の温度は、エンジン9を通過する冷却水の温度と等しくなる。

【0081】

このように、ヒートポンプ暖房モードでは、エンジン9の熱がヒートポンプユニット4を介して冷却水循環通路73に伝達されるため、エンジン9を通過する冷却水循環通路63の冷却水の温度よりもヒータコア75を通過する冷却水循環通路73の冷却水の温度の方が早く上昇する。よって、ヒータコア75の温度が早く上昇するため、ヒータコア75を温めるためにエンジン9を運転する時間を短縮することができる。

【0082】

以上の第1の実施形態によれば、以下に示す効果を奏する。

【0083】

車両用空調装置100では、ヒートポンプユニット4によって、冷却水がエンジン9を通過する冷却水循環通路63から冷却水がヒータコア75を通過する冷却水循環通路73へ冷媒を介して熱を移動させる。また、冷却水循環通路63と冷却水循環通路73とは、三方弁7によって連通が遮断可能である。よって、三方弁7が遮断状態に切り換えられた状態では、冷却水循環通路73を循環する冷却水が一度冷却されてからリヒートされることはない。したがって、冷却水のリヒートに起因するエネルギー効率の低下を抑制することができる。

【0084】

また、ヒートポンプ暖房モードでは、エンジン9の熱がヒートポンプユニット4を介して冷却水循環通路73に伝達されるため、エンジン9を通過する冷却水循環通路63の冷却水の温度よりもヒータコア75を通過する冷却水循環通路73の冷却水の温度の方が早く上昇する。よって、ヒータコア75の温度が早く上昇するため、ヒータコア75を温めるためにエンジン9を運転する時間を短縮することができる。

【0085】

なお、図11に示す変形例のように、バイパス通路55がコンデンサ52とオリフィス53とをバイパスする構成に代えて、オリフィス53のみをバイパスするようにしてもよい。この場合にも、上記実施形態と同様に、冷媒回収モード、ヒートポンプ暖房モード、エンジン暖房モード、及び冷房モードによる運転が可能である。

【0086】

(第2の実施形態)

次に、図12を参照して、本発明の第2の実施形態に係る車両用空調装置200について説明する。なお、第2の実施形態では、上述した第1の実施形態と同様の構成には同一の符号を付し、重複する説明は適宜省略する。

【0087】

第2の実施形態では、電動コンプレッサ42に代えてベルト駆動コンプレッサ47が適用される。また、ヒートポンプユニット4とは別に、冷却水循環通路63内の冷却水の熱を冷却水循環通路73内の冷却水に移動させるサブ冷凍サイクルとしてのサブヒートポンプユニット5が設けられる。

【0088】

第2の実施形態では、第1の実施形態と同様に、ヒートポンプ暖房モード、エンジン暖房モード、冷房モード、及び蓄冷モードによる運転が可能である。なお、第2の実施形態では、冷媒回収モードによる運転を行う必要はない。

【0089】

ヒートポンプユニット4は、冷房用の冷媒が循環する冷媒循環回路41と、エンジン9によって駆動されて冷媒を圧縮する圧縮機としてのベルト駆動コンプレッサ47と、ベルト駆動コンプレッサ47によって圧縮された冷媒を冷却して凝縮させる室外熱交換器43と、凝縮した冷媒を減圧して膨張させ温度を下げる膨張弁44と、膨張して温度が下がった冷媒によって風路2を流れる空気を冷却するエバポレータ45と、を有する。

10

20

30

40

50

【0090】

サブヒートポンプユニット5は、冷媒が循環する冷媒循環回路59と、エンジン冷却回路60内の冷却水から吸熱するエバポレータ51と、エバポレータ51にて吸熱した冷媒からヒータ回路70内の冷却水に放熱するコンデンサ52と、コンデンサ52を通過した冷媒を減圧するオリフィス53と、電動コンプレッサ42と比較して小型の電動コンプレッサ58と、を有する。

【0091】

ヒートポンプ暖房モードでは、三方弁7は、遮断状態に切り換えられる。これにより、冷却水循環通路63と冷却水循環通路73とは、各々独立して冷却水が循環する。

【0092】

また、車両用空調装置200では、サブヒートポンプユニット5が、エンジン冷却回路60からヒータ回路70へ冷媒を介して熱を移動させる。よって、車両用空調装置200では、サブヒートポンプユニット5によって移動したエンジン9の熱によってヒータコア75が温められて暖房運転が行われる。

【0093】

このとき、冷却水循環通路63と冷却水循環通路73との連通は三方弁7によって遮断されているため、冷却水循環通路73を循環する冷却水が一度冷却されてからリヒートされることはない。したがって、冷却水のリヒートに起因するエネルギー効率の低下を抑制することができる。

【0094】

一方、エンジン暖房モードでは、電動コンプレッサ58の運転が停止され、サブヒートポンプユニット5内を冷媒は循環しない。三方弁7は、連通状態に切り換えられる。

【0095】

これにより、冷却水循環通路63と冷却水循環通路73とが連通し、エンジン9にて温められた冷却水がヒータコア75に導かれる。よって、車両用空調装置200では、エンジン9の熱によってヒータコア75が温められて暖房運転が行われる。

【0096】

以上の第2の実施形態によれば、第1の実施形態と同様に、サブヒートポンプユニット5によって、冷却水がエンジン9を通過する冷却水循環通路63から冷却水がヒータコア75を通過する冷却水循環通路73へ冷媒を介して熱を移動させる。また、冷却水循環通路63と冷却水循環通路73とは、三方弁7によって連通が遮断可能である。よって、三方弁7が遮断状態に切り換えられた状態では、冷却水循環通路73を循環する冷却水が一度冷却されてからリヒートされることはない。したがって、冷却水のリヒートに起因するエネルギー効率の低下を抑制することができる。

【0097】

以上、本発明の実施形態について説明したが、上記実施形態は本発明の適用例の一部を示したに過ぎず、本発明の技術的範囲を上記実施形態の具体的構成に限定する趣旨ではない。

【0098】

例えば、上記実施形態において、電動コンプレッサ42に代えて、エンジンによるベルト駆動のコンプレッサを用いてもよい。ただし、この場合には、エンジン停止時において、ヒートポンプ暖房モードでの暖房運転は行わず、エンジン暖房モードによる暖房運転を行う。

【符号の説明】

【0099】

- 100 車両用空調装置
- 200 車両用空調装置
- 1 車両
- 4 ヒートポンプユニット(冷凍サイクル)
- 5 サブヒートポンプユニット(サブ冷凍サイクル)

10

20

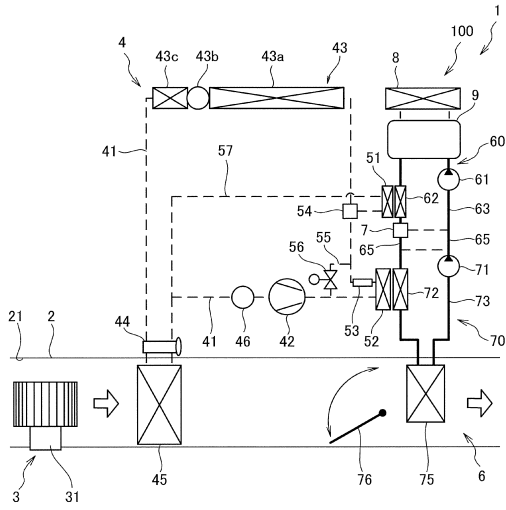
30

40

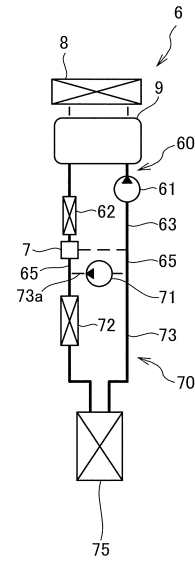
50

6	ヒータユニット	
7	三方弁（遮断機構）	
8 a	サーモスタット（温度開閉弁）	
9	エンジン	
4 1	冷媒循環回路	
4 2	電動コンプレッサ（圧縮機）	
4 3	室外熱交換器	
4 4	膨張弁（主膨張器）	
4 5	エバポレータ（主蒸発器）	
4 6	アキュムレータ	10
4 7	ベルト駆動コンプレッサ（圧縮機）	
5 1	エバポレータ（副蒸発器）	
5 2	コンデンサ（副凝縮器）	
5 3	オリフィス	
5 4	三方弁（切換弁）	
5 6	開閉弁（バイパス弁）	
5 8	電動コンプレッサ（圧縮機）	
5 9	冷媒循環回路	
6 0	エンジン冷却回路	
6 2	放熱器	20
6 3	冷却水循環通路（第1冷却水循環通路）	
6 3 a	第1冷却水通路	
6 3 b	第2冷却水通路	
6 3 c	サーモスタット（温度開閉弁）	
6 4	排気熱交換器	
7 0	ヒータ回路	
7 2	吸熱器	
7 3	冷却水循環通路（第2冷却水循環通路）	
7 5	ヒータコア（車室内放熱器）	

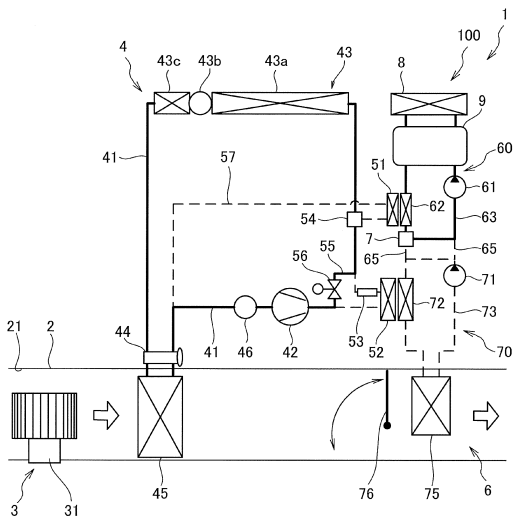
【図5】



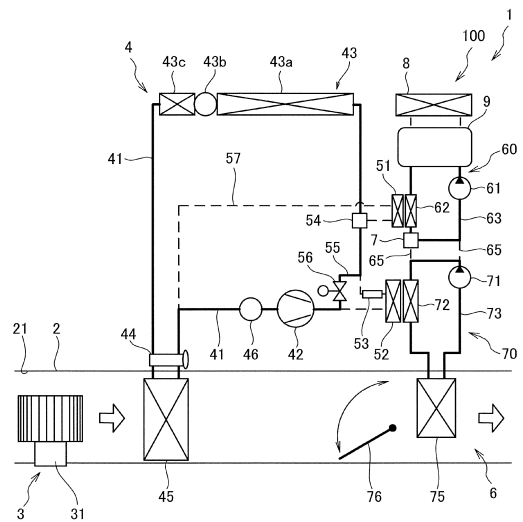
【図6】



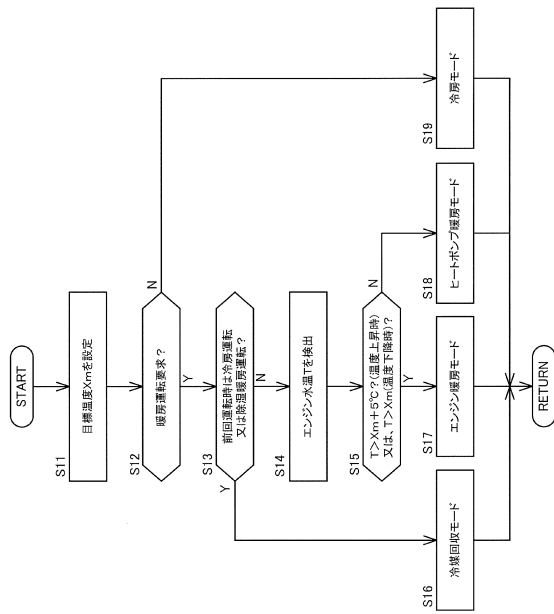
【図7】



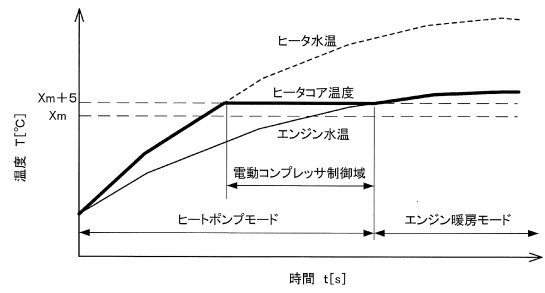
【図8】



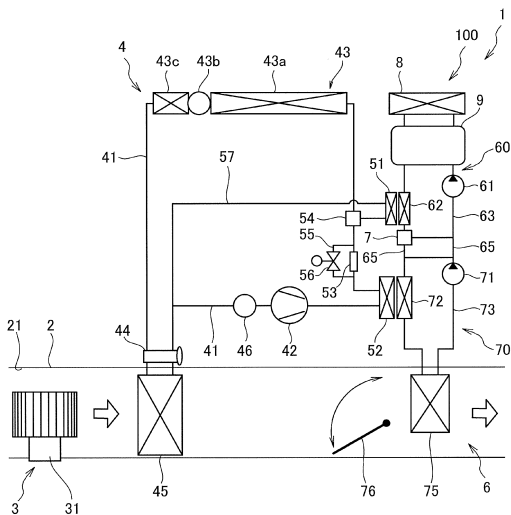
【図9】



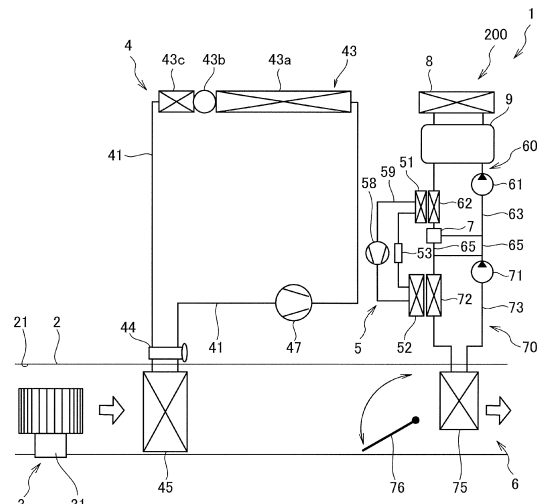
【図10】



【図11】



【図12】



フロントページの続き

(72)発明者 荻原 智

埼玉県さいたま市北区日進町二丁目1917番地 カルソニックカンセイ株式会社内

(72)発明者 大野 裕之

埼玉県さいたま市北区日進町二丁目1917番地 カルソニックカンセイ株式会社内

審査官 佐藤 正浩

(56)参考文献 特開2004-058951(JP,A)

特開2012-001141(JP,A)

特開平10-166847(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60H 1/02

B60H 1/20

B60H 1/22

F25B 1/00