



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 115666985 A

(43) 申请公布日 2023. 01. 31

(21) 申请号 202180035622.6

(22) 申请日 2021.05.17

(30) 优先权数据

2020-111492 2020.06.29 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2022.11.15

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2021/018572 2021.05.17

(87) PCT国际申请的公布数据

W02022/004159 JA 2022.01.06

(71) 申请人 株式会社电装

地址 日本爱知县刈谷市昭和町1丁目1番地

(72) 发明人 铃木聪 伊藤诚司 三桥拓也

山田淳司

(74) 专利代理机构 上海华诚知识产权代理有限公司 31300

专利代理师 张丽颖

(51) Int.Cl.

B60H 1/22 (2006.01)

B60K 11/04 (2006.01)

B60K 11/08 (2006.01)

B60L 1/00 (2006.01)

F25B 27/02 (2006.01)

F25B 1/00 (2006.01)

B60H 1/32 (2006.01)

B60L 9/18 (2006.01)

B60L 50/60 (2006.01)

B60L 58/26 (2006.01)

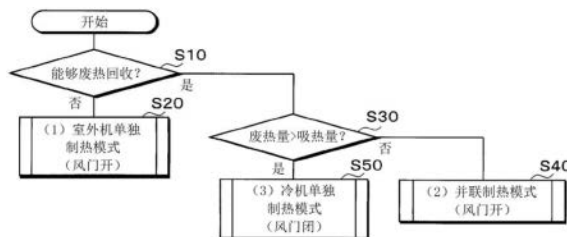
权利要求书1页 说明书20页 附图13页

(54) 发明名称

制冷循环装置

(57) 摘要

具备:压缩机(11),将制冷剂吸入、压缩并排出;散热部(12、42),使从压缩机排出的制冷剂散热,从而加热向车室内空间吹送空气;减压部(14a、14c),使由散热部散热的制冷剂减压;外气吸热部(16、19、50、54),使由减压部减压的制冷剂从外气吸热;废热吸热部(19),使由减压部减压的制冷剂吸收废热设备(80、56)的废热;风门(90),对导入外气吸热部的外气的通路的开度进行调整;及控制部(60),在判断为废热设备的废热量比外气吸热部和废热吸热部中的制冷剂的吸热量多的情况下,关闭风门。



1. 一种制冷循环装置,其特征在于,具备:
 - 压缩机(11),该压缩机将制冷剂吸入、压缩并排出;
 - 散热部(12、42),该散热部使从所述压缩机排出的所述制冷剂散热,从而加热向车室内空间吹送空气;
 - 减压部(14a、14c),该减压部使由所述散热部散热的所述制冷剂减压;
 - 外气吸热部(16、19、50、54),该外气吸热部使由所述减压部减压的所述制冷剂从外气吸热;
 - 废热吸热部(19),该废热吸热部使由所述减压部减压的所述制冷剂吸收废热设备(80、56)的废热;
 - 风门(90),该风门对导入所述外气吸热部的所述外气的通路的开度进行调整;以及
 - 控制部(60),该控制部在判断为所述废热设备的废热量比所述外气吸热部和所述废热吸热部中的所述制冷剂的吸热量多的情况下,关闭所述风门。
2. 根据权利要求1所述的制冷循环装置,其特征在于,
 - 所述控制部在所述制冷剂向所述外气吸热部的流动被切断的情况下,关闭所述风门。
3. 根据权利要求1或2所述的制冷循环装置,其特征在于,
 - 所述控制部基于所述外气吸热部的起因于所述制冷剂的温度的物理量和外气温度,判定所述外气吸热部是否吸热,
 - 所述控制部在判定为所述外气吸热部吸热的情况下,判断所述废热设备的废热量是否比所述外气吸热部和所述废热吸热部中的所述制冷剂的吸热量多,
 - 所述控制部在判断为所述废热设备的废热量比所述外气吸热部和所述废热吸热部中的所述制冷剂的吸热量多的情况下,关闭所述风门。
4. 根据权利要求1至3中任意一项所述的制冷循环装置,其特征在于,
 - 所述废热吸热部使所述制冷剂从冷却所述废热设备的热介质吸热,
 - 所述制冷循环装置还具备辐射器(54),该辐射器使所述热介质与所述外气进行热交换,
 - 所述风门也对导入所述辐射器的所述外气的通路进行开闭,
 - 所述控制部在所述热介质的温度变为强制冷却温度以上的情况下,打开所述风门。
5. 根据权利要求1至4中任意一项所述的制冷循环装置,其特征在于,
 - 能够对通过所述废热吸热部吸收所述废热设备的废热的废热回收模式和通过所述外气吸热部从所述外气吸热的外气吸热模式进行切换,
 - 所述废热吸热部使所述制冷剂从冷却所述废热设备的热介质吸热,
 - 在所述热介质的温度变为废热回收温度以上的情况下,所述控制部转移至所述废热回收模式,在所述废热回收模式下,所述控制部在判断为所述废热设备的废热量比所述外气吸热部和所述废热吸热部中的所述制冷剂的吸热量多的情况下,关闭所述风门。
6. 根据权利要求1至5中任意一项所述的制冷循环装置,其特征在于,
 - 所述废热设备具有车辆的行驶负荷变高则废热量变多的特性,
 - 所述控制部在所述行驶负荷超过规定负荷的情况下,关闭所述风门。

制冷循环装置

[0001] 关联申请的相互参照

[0002] 本申请基于2020年6月29日提出申请的日本专利申请2020-111492号,并将其记载内容援用于此。

技术领域

[0003] 本发明涉及一种搭载于车辆的制冷循环装置。

背景技术

[0004] 以往,记载于专利文献1的车辆制冷循环装置具备热交换器,该热交换器在进行车室内的制冷时作为冷凝器发挥功能,在进行车室内的制热时作为蒸发器发挥功能。

[0005] 空气从车辆的外部朝向热交换器流入的路径由风门装置开闭。在热交换器作为冷凝器发挥功能的情况下,风门装置成为打开的状态,在热交换器中,通过制冷剂向从车辆的外部流入的空气散热而使制冷剂冷凝。在热交换器作为蒸发器发挥功能的情况下,风门装置成为关闭状态,在热交换器中,车辆的外部的空气不流入,由于制冷剂吸收发动机的废热而制冷剂蒸发。即,利用发动机的废热对车室内进行制热,由此实现车辆的节能化。

[0006] 现有技术文献

[0007] 专利文献

[0008] 专利文献1:日本特开2019-51899号公报

[0009] 在该现有技术中,在热交换器作为蒸发器发挥功能的情况下,如果不能充分地得到发动机的废热,则不能对车室内充分制热。例如,在混合动力车那样的发动机的工作频率较低的车辆中,发动机的废热有时比制热所需的热量少,因此可能产生不能对车室内充分制热的情况。因此,可能产生不能充分实现节能化的情况。

发明内容

[0010] 鉴于上述问题,本发明的目的在于,提供一种能够有效地实现车辆的节能化的制冷循环装置。

[0011] 本发明的一个方式涉及的制冷循环装置具备压缩机、散热部、减压部、外气吸热部、废热吸热部、风门以及控制部。

[0012] 压缩机将制冷剂吸入、压缩并排出。散热部使从压缩机排出的制冷剂散热,从而加热向车室内空间吹送空气。减压部使通过散热部散热的制冷剂减压。

[0013] 外气吸热部使由减压部减压的制冷剂从外气吸热。废热吸热部使由减压部减压的制冷剂吸收废热设备的废热。风门以对向外气吸热部导入的外气的通路的开度进行调整的方式进行开闭。

[0014] 控制部在判断为废热设备的废热量比外气吸热部和废热吸热部中的制冷剂的吸热量多的情况下,关闭风门。

[0015] 由此,不仅通过废热吸热部从废热设备吸热,而且通过外气吸热部从外气吸热,从

而进行制热,因此,能够实现制热的节能化。进而,在不需要为了制热而通过外气吸热部从外气吸热的情况下,由于关闭风门,因此能够降低车辆的行驶阻力,实现车辆的节能化。

附图说明

[0016] 通过参照附图和以下的详细描述,本发明的上述目的及其他目的、特征、优点变得更为明确。

[0017] 图1是第一实施方式的车辆用空调装置的整体结构图。

[0018] 图2是表示第一实施方式的车辆用空调装置的电控制部的框图。

[0019] 图3是表示第一实施方式的控制程序的控制处理的一部分的流程图。

[0020] 图4是表示与第一实施方式的电池和冷却对象设备有关的温度区域的曲线图。

[0021] 图5是表示第一实施方式的室外机单独制热模式的控制处理的流程图。

[0022] 图6是第一实施方式的车辆用空调装置的整体结构图,表示室外机单独制热模式下的制冷剂的流动。

[0023] 图7是表示第一实施方式的并联制热模式的控制处理的流程图。

[0024] 图8是表示第一实施方式的并联制热模式下的膨胀阀开度图形的控制特性图。

[0025] 图9是第一实施方式的车辆用空调装置的整体结构图,表示并联制热模式下的制冷剂的流动。

[0026] 图10是表示第一实施方式的冷机单独制热模式的控制处理的流程图。

[0027] 图11是第一实施方式的车辆用空调装置的整体结构图,表示冷机单独制热模式下的制冷剂的流动。

[0028] 图12是表示第一实施方式中的制冷循环装置的废热回收量与压缩机的电力消耗以及与制冷循环装置的蒸发压力的关系的曲线图。

[0029] 图13是表示第一实施方式中的风门开度与向室外热交换器的导风量以及与车辆的空气阻力值的关系的曲线图。

[0030] 图14是表示第二实施方式的并联制热模式下的膨胀阀开度图形和冷却用膨胀阀的规定开度的控制特性图。

[0031] 图15是第三实施方式的车辆用空调装置的整体结构图。

[0032] 图16是第四实施方式的车辆用空调装置的整体结构图。

具体实施方式

[0033] 以下,参照附图说明用于实施本发明的多个方式。在各实施方式中,有时对与之前的实施方式中说明的事项对应的部分标注相同参照符号并省略重复说明。在各实施方式中仅说明结构的一部分的情况下,对于结构的其他部分能够应用之前说明的其他实施方式。不仅各实施方式中明确表示能够具体组合的部分彼此的组合,只要对于组合没有产生特别的障碍,即使没有明确表示,也能够将实施方式彼此部分地组合。

[0034] (第一实施方式)

[0035] 使用图1~图13说明第一实施方式。在本实施方式中,将制冷循环装置10应用于搭载在从电动机获得行驶用的驱动力的电动汽车的车辆用空调装置1。车辆用空调装置1是带电池温度调整功能的空调装置。车辆用空调装置1进行作为空调对象空间的车室内空间的

空气调节,并且调整电池80的温度。

[0036] 电池80是储存向电动机等车载设备供给的电力的二次电池。本实施方式的电池80是锂离子电池。电池80是通过将多个电池单元81层叠配置并将这些电池单元81串联或并联地电连接而形成的、所谓的电池组。

[0037] 这种电池在低温时输出容易降低,在高温时容易劣化。因此,电池的温度需要被维持在能够充分地利用电池的充放电容量的适当的温度范围内(在本实施方式中为15℃以上且55℃以下)。

[0038] 于是,在车辆用空调装置1中,能够利用由制冷循环装置10生成的冷能来冷却电池80。本实施方式的制冷循环装置10中的冷却对象物(换言之,吸热对象物)是空气和电池80。电池80是随着工作产生废热的废热设备。

[0039] 如图1的整体结构图所示,车辆用空调装置1具备制冷循环装置10、室内空调单元30、高温侧热介质回路40、低温侧热介质回路50等。

[0040] 为了进行车室内的空气调节,制冷循环装置10冷却向车室内吹送空气,并加热在高温侧热介质回路40循环的高温侧热介质。为了冷却电池80,制冷循环装置10冷却在低温侧热介质回路50循环的低温侧热介质。

[0041] 为了进行车室内的空气调节,制冷循环装置10能够切换各种运转模式用的制冷剂回路。例如,能够切换制冷模式的制冷剂回路、除湿制热模式的制冷剂回路、制热模式的制冷剂回路等。在空调用的各运转模式下,制冷循环装置10能够对冷却电池80的运转模式与不进行电池80的冷却的运转模式进行切换。

[0042] 在制冷循环装置10中,采用HFO系制冷剂(具体是R1234yf)作为制冷剂,构成从压缩机11排出的排出制冷剂的压力不超过制冷剂的临界压力的蒸汽压缩式的亚临界制冷循环。制冷剂中混入用于润滑压缩机11的冷冻机油。冷冻机油的一部分与制冷剂一起在循环中循环。

[0043] 在制冷循环装置10的构成设备中,压缩机11在制冷循环装置10中吸入、压缩并排出制冷剂。压缩机11配置于驱动装置室内,该驱动装置室配置于车室的前方并收容电动机等。压缩机11是通过电动机驱动排出容量固定的固定容量型的压缩机构旋转的电动压缩机。通过从循环控制装置60输出的控制信号控制压缩机11的转速(即制冷剂排出能力)。

[0044] 压缩机11的排出口与水制冷剂热交换器12的制冷剂通路的入口侧连接。水制冷剂热交换器12具有供从压缩机11排出的高压制冷剂流通的制冷剂通路和供在高温侧热介质回路40循环的高温侧热介质流通的水通路。水制冷剂热交换器12是使在制冷剂通路流通的高压制冷剂与在水通路流通的高温侧热介质热交换来加热高温侧热介质的加热用的热交换器。

[0045] 水制冷剂热交换器12的制冷剂通路的出口与具有彼此连通的三个流入流出口的第一三通接头13a的流入口侧连接。作为这样的三通接头,能够采用将多个配管接合而形成的部件、通过在金属块、树脂块设置多个制冷剂通路而形成的部件。

[0046] 制冷循环装置10具备第二三通接头~第六三通接头13b~13f。这些第二三通接头~第六三通接头13b~13f的基本结构与第一三通接头13a相同。

[0047] 第一三通接头13a的一方的流出口与制热用膨胀阀14a的入口侧连接。第一三通接头13a的另一方的流出口经由旁路通路22a而与第二三通接头13b的一方的流入口侧连接。

在旁路通路22a配置有除湿用开闭阀15a。

[0048] 除湿用开闭阀15a是对将第一三通接头13a的另一方的流出口侧与第二三通接头13b的一方的流入口侧连接的制冷剂通路进行开闭的电磁阀。制冷循环装置10具备制热用开闭阀15b。制热用开闭阀15b的基本结构与除湿用开闭阀15a相同。

[0049] 除湿用开闭阀15a和制热用开闭阀15b能够通过制冷剂通路进行开闭来切换各运转模式的制冷剂回路。除湿用开闭阀15a和制热用开闭阀15b是对循环的制冷剂回路进行切换的制冷剂回路切换部。通过从循环控制装置60输出的控制电压控制除湿用开闭阀15a和制热用开闭阀15b。

[0050] 制热用膨胀阀14a是在至少进行车室内的制热的运转模式时使从水制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的高压制冷剂减压并且对向下游侧流出的制冷剂的流量(质量流量)进行调整的制热用减压部。制热用膨胀阀14a是具有构成为能够变更节流开度的阀芯和使该阀芯的开度变化的电动促动器而构成的电气式的可变节流机构。

[0051] 制冷循环装置10具备制冷用膨胀阀14b和冷却用膨胀阀14c。制冷用膨胀阀14b和冷却用膨胀阀14c的基本结构与制热用膨胀阀14a相同。

[0052] 制热用膨胀阀14a、制冷用膨胀阀14b以及冷却用膨胀阀14c,具有通过将阀开度设为全开而基本不发挥流量调整作用和制冷剂减压作用而作为单纯的制冷剂通路发挥功能的全开功能,以及通过将阀开度设为全闭而封闭制冷剂通路全闭功能。

[0053] 利用该全开功能和全闭功能,制热用膨胀阀14a、制冷用膨胀阀14b以及冷却用膨胀阀14c能够切换各运转模式的制冷剂回路。制热用膨胀阀14a、制冷用膨胀阀14b以及冷却用膨胀阀14c作为制冷剂回路切换部发挥功能。通过从循环控制装置60输出的控制信号(控制脉冲)控制制热用膨胀阀14a、制冷用膨胀阀14b以及冷却用膨胀阀14c。

[0054] 制热用膨胀阀14a的出口与室外热交换器16的制冷剂入口侧连接。室外热交换器16是使从制热用膨胀阀14a流出的制冷剂与由未图示的冷却风扇吹送的外气进行热交换的热交换器。室外热交换器16配置于驱动装置室内的前方侧。因此,在车辆行驶时,能够使行驶风与室外热交换器16接触。室外热交换器16是从制冷剂向外气散热的外气散热部,并且是使制冷剂从外气吸热的外气吸热部。

[0055] 在驱动装置室内,室外热交换器16的前方侧配置有风门90。风门90在驱动装置室内以调整空气从车辆的外部朝向室外热交换器16流入的通路的方式开度的方式进行开闭。在风门90打开的情况下,空气从车辆的外部朝向室外热交换器16流入。在风门90关闭的情况下,空气基本不从车辆的外部朝向室外热交换器16流入。通过从循环控制装置60输出的控制信号(控制脉冲)控制风门90。

[0056] 室外热交换器16的制冷剂出口与第三三通接头13c的流入口侧连接。第三三通接头13c的一方的流出口经由制热用通路22b与第四三通接头13d的一方的流入口侧连接。在制热用通路22b配置有对该制冷剂通路进行开闭的制热用开闭阀15b。

[0057] 第三三通接头13c的另一方的流出口与第二三通接头13b的另一方的流入口侧连接。在将第三三通接头13c的另一方的流出口侧与第二三通接头13b的另一方的流入口侧连接的制冷剂通路,配置有逆止阀17。逆止阀17容许制冷剂从第三三通接头13c侧向第二三通接头13b侧流动,禁止制冷剂从第二三通接头13b侧向第三三通接头13c侧流动。

[0058] 第二三通接头13b的流出口与第五三通接头13e的流入口侧连接。第五三通接头

13e的一方的流出口与制冷用膨胀阀14b的入口侧连接。第五三通接头13e的另一方的流出口与冷却用膨胀阀14c的入口侧连接。

[0059] 制冷用膨胀阀14b是在至少进行车室内的制冷的运转模式时使从室外热交换器16流出的制冷剂减压并对向下游侧流出的制冷剂的流量进行调整的空调用减压部。

[0060] 制冷用膨胀阀14b的出口与室内蒸发器18的制冷剂入口侧连接。室内蒸发器18配置在室内空调单元30的空调壳体31内。室内蒸发器18是使由制冷用膨胀阀14b减压的低压制冷剂与从送风机32吹送的空气进行热交换而使低压制冷剂蒸发,并使低压制冷剂发挥吸热作用的空调用蒸发部,由此冷却空气。室内蒸发器18的制冷剂出口与第六三通接头13f的一方的流入口侧连接。

[0061] 冷却用膨胀阀14c是在至少进行电池80的冷却的运转模式时使从室外热交换器16流出的制冷剂减压并对向下游侧流出的制冷剂的流量进行调整的电池用减压部。

[0062] 冷却用膨胀阀14c的出口与冷机19的制冷剂通路的入口侧连接。冷机19具有供由冷却用膨胀阀14c减压的低压制冷剂流通的制冷剂通路和供在低温侧热介质回路50循环的低温侧热介质流通的水通路。冷机19是使在制冷剂通路流通的低压制冷剂与在水通路流通的低温侧热介质进行热交换而使低压制冷剂蒸发,发挥吸热作用的蒸发部。冷机19是使制冷剂吸收电池80的废热的废热吸热部。冷机19的制冷剂通路的出口与第六三通接头13f的另一方的流入口侧连接。

[0063] 第六三通接头13f的流出口与蒸发压力调整阀20的入口侧连接。为了抑制室内蒸发器18的结霜,蒸发压力调整阀20将室内蒸发器18中的制冷剂蒸发压力维持在预先确定的基准压力以上。蒸发压力调整阀20是随着室内蒸发器18的出口侧制冷剂的压力的上升而增加阀开度的机械式的可变节流机构。

[0064] 由此,蒸发压力调整阀20将室内蒸发器18中的制冷剂蒸发温度维持在能够抑制室内蒸发器18结霜的结霜抑制温度(本实施方式中为1℃)以上。蒸发压力调整阀20与作为合流部的第六三通接头13f相比配置于制冷剂流的下游侧。因此,蒸发压力调整阀20将冷机19中的制冷剂蒸发温度也维持在结霜抑制温度以上。

[0065] 蒸发压力调整阀20的出口与第四三通接头13d的另一方的流入口侧连接。第四三通接头13d的流出口与储液器21的入口侧连接。储液器21是使流入内部的制冷剂气液分离并存储循环内的剩余液相制冷剂的气液分离部。储液器21的气相制冷剂出口与压缩机11的吸入口侧连接。

[0066] 在储液器21形成有使混在分离出的液相制冷剂中的冷冻机油返回压缩机11的油返回孔。储液器21内的冷冻机油与少量的液相制冷剂一起返回压缩机11。

[0067] 本实施方式的第五三通接头13e是使从室外热交换器16流出的制冷剂的流动分支的分支部。第六三通接头13f是使从室内蒸发器18流出的制冷剂的流动与从冷机19流出的制冷剂的流动合流而向压缩机11的吸入侧流出的合流部。

[0068] 室内蒸发器18和冷机19相对于制冷剂流彼此并联地连接。旁路通路22a将从水制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的制冷剂向分支部的上游侧引导。制热用通路22b将从室外热交换器16流出的制冷剂向压缩机11的吸入口侧引导。

[0069] 高温侧热介质回路40是供高温侧热介质循环的热介质循环回路。作为高温侧热介质,能够采用含有乙二醇、二甲基聚硅氧烷或纳米流体等的溶液、防冻液等。在高温侧热介

质回路40配置有水制冷剂热交换器12的水通路、高温侧热介质泵41、加热器芯42、电加热器43等。

[0070] 高温侧热介质泵41是向水制冷剂热交换器12的水通路的入口侧压送高温侧热介质的水泵。高温侧热介质泵41是通过从循环控制装置60输出的控制电压控制转速(即压送能力)的电动泵。

[0071] 水制冷剂热交换器12的水通路的出口与加热器芯42的热介质入口侧连接。加热器芯42是使由水制冷剂热交换器12加热的高温侧热介质与通过了室内蒸发器18的空气热交换而加热空气的热交换器。加热器芯42配置于室内空调单元30的空调壳体31内。加热器芯42的热介质出口与高温侧热介质泵41的吸入口侧连接。

[0072] 因此,在高温侧热介质回路40中,高温侧热介质泵41对流入加热器芯42的高温侧热介质的流量进行调整,由此能够调整加热器芯42中向高温侧热介质的空气散热的散热量(即加热器芯42中的空气的加热量)。

[0073] 电加热器43是例如具有PTC元件(即正特性热敏电阻)的PTC加热器。电加热器43能够通过从循环控制装置60输出的控制电压任意地调整用于加热高温侧热介质的热量。

[0074] 水制冷剂热交换器12和高温侧热介质回路40的各构成设备是将从压缩机11排出的制冷剂作为热源来加热空气的加热部。

[0075] 低温侧热介质回路50是供低温侧热介质循环的热介质循环回路。作为低温侧热介质,能够采用与高温侧热介质相同的流体。在低温侧热介质回路50配置有冷机19的水通路、第一低温侧热介质泵51、冷却用热交换部52、第一三通阀53a、低温侧辐射器54、第二低温侧热介质泵55、冷却对象设备56等。

[0076] 第一低温侧热介质泵51是向冷却用热交换部52的入口侧压送低温侧热介质的水泵。第二低温侧热介质泵55是向冷却对象设备56的入口侧压送低温侧热介质的水泵。第一低温侧热介质泵51和第二低温侧热介质泵55的基本结构与高温侧热介质泵41相同。

[0077] 冷却对象设备56是随着工作产生废热的废热设备,例如是逆变器、电动发电机、ADAS控制装置等。逆变器、电动发电机具有车辆的行驶负荷(例如行驶速度)变高时废热量变多的特性。

[0078] 冷却用热交换部52具有热介质流路。冷却用热交换部52通过在热介质流路流通的低温侧热介质而被冷却。

[0079] 冷机19的水通路的出口与第一三通阀53a的一方的流入口侧和第二三通阀53b的一方的流入口侧连接。第一三通阀53a和第二三通阀53b具有一个流入口和两个流出口并且能够连续地调整两个流出口的通路面积比的电气式的三通流量调整阀。通过从循环控制装置60输出的控制信号控制第一三通阀53a和第二三通阀53b。

[0080] 第一三通阀53a的一方的流出口与第一低温侧热介质泵51的吸入口侧连接,第一三通阀53a的另一方的流出口与冷机19的水通路的入口侧连接。第一低温侧热介质泵51的排出口与冷却用热交换部52的入口侧连接。冷却用热交换部52具有被配置为与多个电池单元81接触的多个热介质流路。冷却用热交换部52是通过使在热介质流路流通的低温侧热介质与电池单元81进行热交换来冷却电池80的热交换部。

[0081] 冷却用热交换部52通过将热介质流路配置在层叠配置的电池单元81彼此之间而形成。冷却用热交换部52也可以与电池80形成为一体。例如也可以是,通过将热介质流路层

设置于收容层叠配置的电池单元81的专用壳体而与电池80形成为一体。冷却用热交换部52的出口与第一三通阀53a的另一方的流入口侧连接。

[0082] 第二三通阀53b的一方的流出口与低温侧辐射器54的热介质入口侧连接,第二三通阀53b的另一方的流出口与冷机19的水通路的入口侧连接。

[0083] 低温侧辐射器54是使从冷却用热交换部52流出的制冷剂与由未图示的外气风扇吹送的外气进行热交换而将低温侧热介质所具有的热向外气散热的热交换器。

[0084] 低温侧辐射器54是使从冷却用热交换部52流出的制冷剂与由未图示的外气风扇吹送的外气进行热交换而使低温侧热介质吸收外气所具有的热的热交换器。

[0085] 低温侧辐射器54配置于驱动装置室内的前方侧。因此,在车辆行驶时,能够使行驶风与低温侧辐射器54接触。低温侧辐射器54在空气的流动上与室外热交换器16串联地配置。低温侧辐射器54也可以在空气的流动上与室外热交换器16并联地配置。低温侧辐射器54可以与室外热交换器16等形成为一体。通过风门90调整空气朝向低温侧辐射器54流入的通路的开度。

[0086] 低温侧辐射器54的热介质出口与第二低温侧热介质泵55的吸入口侧和冷机19的水通路的入口侧连接。第二低温侧热介质泵55的排出口与冷却对象设备56的水通路的入口侧连接。

[0087] 在低温侧热介质回路50中,第一低温侧热介质泵51、第二低温侧热介质泵55、第一三通阀53a以及第二三通阀53b对向冷机19、冷却用热交换部52、低温侧辐射器54、冷却对象设备56流入的低温侧热介质的流量进行调整,由此,能够对冷却用热交换部52中的低温侧热介质从电池80夺取的吸热量以及低温侧热介质从冷却对象设备56夺取的吸热量进行调整。

[0088] 冷机19和低温侧热介质回路50的各构成设备是使从冷却用膨胀阀14c流出的制冷剂蒸发而冷却电池80和冷却对象设备56的冷却部。冷机19和低温侧热介质回路50的各构成设备是使制冷剂吸收电池80和冷却对象设备56的废热的废热吸热部。

[0089] 作为外气吸热部的室外热交换器16、作为废热吸热部的冷机19和低温侧热介质回路50的各构成设备是使制冷剂从外气吸热并且使制冷剂吸收电池80和冷却对象设备56的废热的吸热部。

[0090] 室内空调单元30将由制冷循环装置10调整了温度的空气向车室内吹出。室内空调单元30配置于车室内最前部的仪表盘(仪表面板)的内侧。

[0091] 如图1所示,室内空调单元30收容形成于空调壳体31内的空气通路内收容送风机32、室内蒸发器18、加热器芯42等,该空调壳体31形成室内空调单元30的外壳。

[0092] 空调壳体31形成向车室内吹送的空气的空气通路。空调壳体31通过具有一定程度的弹性且强度也优异的树脂(例如聚丙烯)成形。

[0093] 在空调壳体31的空气流的最上游侧,配置有内外气切换装置33。内外气切换装置33切换内气(即车室内空气)和外气(即车室外空气)并向空调壳体31内导入。

[0094] 内外气切换装置33通过内外气切换门连续地调整向空调壳体31内导入内气的内气导入口和导入外气的外气导入口的开口面积,使内气的导入风量与外气的导入风量的导入比例发生变化。内外气切换门由内外气切换门用的电动促动器驱动。通过从循环控制装置60输出的控制信号控制内外气切换门用的电动促动器。

[0095] 在内外气切换装置33的空气流的下游侧配置有送风机32。送风机32向车室内吹送经由内外气切换装置33吸入的空气。送风机32是通过电动机驱动离心多叶片风扇的电动送风机。通过从循环控制装置60输出的控制电压控制送风机32的转速(即送风能力)。

[0096] 在送风机32的空气流的下游侧,相对于空气流依次配置有室内蒸发器18、加热器芯42。室内蒸发器18与加热器芯42相比配置于空气流的上游侧。

[0097] 在空调壳体31内设置有使通过室内蒸发器18后的空气绕过加热器芯42流动的冷风旁路通路35。在空调壳体31内的室内蒸发器18的空气流的下游侧且加热器芯42的空气流的上游侧配置有空气混合门34。

[0098] 空气混合门34是对通过室内蒸发器18后的空气中的、通过加热器芯42侧的空气中的风量与通过冷风旁路通路35的空气中的风量的风量比例进行调整的风量比例调整部。空气混合门34由空气混合门用的电动促动器驱动。通过从循环控制装置60输出的控制信号控制该电动促动器。

[0099] 在空调壳体31内的加热器芯42和冷风旁路通路35的空气流的下游侧配置于混合空间。混合空间是使由加热器芯42加热的空气与通过冷风旁路通路35而未被加热的空气混合的空间。

[0100] 在空调壳体31的空气流的下游部配置有开口孔,该开口孔用于将在混合空间混合后的空气(即空调风)向作为空调对象空间的车室内吹出。

[0101] 作为该开口孔,设置有面部开口孔、足部开口孔以及除霜开口孔(均未图示)。面部开口孔是用于向车室内的乘员的上半身吹出空调风的开口孔。足部开口孔是用于向乘员的足边吹出空调风的开口孔。除霜开口孔是用于向车辆前表面窗玻璃的内侧面吹出空调风的开口孔。

[0102] 这些面部开口孔、足部开口孔以及除霜开口孔分别经由形成空气通路的管道与设置于车室内的面部吹出口、足部吹出口以及除霜吹出口(均未图示)连接。

[0103] 空气混合门34通过对通过加热器芯42的风量与通过冷风旁路通路35的风量的风量比例进行调整而调整在混合空间混合的空调风的温度。由此调整从各吹出口向车室内吹出的空气(空调风)的温度。

[0104] 在面部开口孔、足部开口孔以及除霜开口孔的空气流的上游侧,分别配置有面部门、足部门以及除霜门(均未图示)。面部门调整面部开口孔的开口面积。足部门调整足部开口孔的开口面积。除霜门调整除霜开口孔的开口面积。

[0105] 这些面部门、足部门、除霜门构成切换吹出口模式的吹出口模式切换装置。这些门经由连杆机构等与吹出口模式门驱动用的电动促动器连结而连动地进行旋转操作。该电动促动器也通过从循环控制装置60输出的控制信号控制其工作。

[0106] 作为由吹出口模式切换装置切换的吹出口模式,具体有面部模式、双级模式、足部模式等。

[0107] 面部模式是将面部吹出口设为全开,从面部吹出口向车室内乘员的上半身吹出空气的吹出口模式。双级模式是使面部吹出口和足部吹出口双方开口,向车室内乘员的上半身和足边吹出空气的吹出口模式。足部模式是将足部吹出口设为全开并且使除霜吹出口以小开度开口,主要从足部吹出口吹出空气的吹出口模式。

[0108] 也可以通过乘员手动操作设置于操作面板70的吹出模式切换开关而切换为除霜

模式。除霜模式是将除霜吹出口设为全开,从除霜吹出口向前窗玻璃的内表面吹出空气的吹出口模式。

[0109] 接着,对本实施方式的电控制部的概要进行说明。循环控制装置60由包含CPU、ROM和RAM等的周知的微型计算机及其周边电路构成。而且,基于存储于其ROM内的控制程序进行各种运算、处理,控制与其输出侧连接的各种控制对象设备11、14a~14c、15a、15b、32、41、43、51、53等工作。

[0110] 如图2的框图所示,循环控制装置60的输入侧与内气温度传感器61、外气温度传感器62、日照传感器63、第一制冷剂温度传感器~第五制冷剂温度传感器64a~64e、蒸发器温度传感器64f、第一制冷剂压力传感器65a、第二制冷剂压力传感器65b、高温侧热介质温度传感器66a、第一低温侧热介质温度传感器67a、第二低温侧热介质温度传感器67b、空调风温度传感器68、电池温度传感器69等连接。而且,这些传感器组的检测信号被输入至循环控制装置60。

[0111] 内气温度传感器61是对内气温度 T_r (即车室内温度)进行检测的内气温度检测部。外气温度传感器62是对外气温度 T_{am} (即车室外温度)进行检测的外气温度检测部。日照传感器63是对照射至车室内的日照量 T_s 进行检测的日照量检测部。

[0112] 第一制冷剂温度传感器64a是对从压缩机11排出的制冷剂的温度 T_1 进行检测的排出制冷剂温度检测部。第二制冷剂温度传感器64b是对从水制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的制冷剂的温度 T_2 进行检测的第二制冷剂温度检测部。第三制冷剂温度传感器64c是对从室外热交换器16流出的制冷剂的温度 T_3 进行检测的第三制冷剂温度检测部。

[0113] 第四制冷剂温度传感器64d是对从室内蒸发器18流出的制冷剂的温度 T_4 进行检测的第四制冷剂温度检测部。第五制冷剂温度传感器64e是对从冷机19的制冷剂通路流出的制冷剂的温度 T_5 进行检测的第五制冷剂温度检测部。

[0114] 蒸发器温度传感器64f是对室内蒸发器18中的制冷剂蒸发温度即蒸发器温度 T_{efin} 进行检测的蒸发器温度检测部。本实施方式的蒸发器温度传感器64f检测室内蒸发器18的热交换翅片温度。

[0115] 第一制冷剂压力传感器65a是对从水制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的制冷剂的压力 P_1 进行检测的第一制冷剂压力检测部。第二制冷剂压力传感器65b是对从冷机19的制冷剂通路流出的制冷剂的压力 P_2 进行检测的第二制冷剂压力检测部。

[0116] 高温侧热介质温度传感器66a是对从水制冷剂热交换器12的水通路流出的高温侧热介质的温度即高温侧热介质温度 T_{WH} 进行检测的高温侧热介质温度检测部。

[0117] 第一低温侧热介质温度传感器67a是对从冷机19的水通路流出的低温侧热介质的温度即第一低温侧热介质温度 T_{WL1} 进行检测的第一低温侧热介质温度检测部。第二低温侧热介质温度传感器67b是对从冷却用热交换部52流出的低温侧热介质的温度即第二低温侧热介质温度 T_{WL2} 进行检测的第二低温侧热介质温度检测部。

[0118] 空调风温度传感器68是对从混合空间向车室内吹送的空气温度 T_{AV} 进行检测的空调风温度检测部。

[0119] 电池温度传感器69是对电池温度 T_B (即电池80的温度)进行检测的电池温度检测部。本实施方式的电池温度传感器69具有多个温度传感器,并检测电池80的多个部位的温度。因此,在循环控制装置60中,能够检测电池80的各部分的温度差。作为电池温度 T_B ,采用

多个温度传感器的检测值的平均值。

[0120] 设备温度传感器69b是对从冷却对象设备56流出的低温侧热介质的温度即第三低温侧热介质温度TWL3进行检测的第三低温侧热介质温度检测部。

[0121] 如图2所示,循环控制装置60的输入侧与配置于车室内前部的仪表盘附近的操作面板70连接,且被输入来自设置于操作面板70的各种操作开关的操作信号。

[0122] 作为设置于操作面板70的各种操作开关,具体有设定或解除车辆用空调装置的自动控制运转的自动开关、要求由室内蒸发器18进行空气的冷却的空调开关、手动设定送风机32的风量的风量设定开关、设定车室内的目标温度 T_{set} 的温度设定开关、手动设定吹出模式的吹出模式切换开关等。

[0123] 另外,在本实施方式的循环控制装置60中,一体地构成控制与其输出侧连接的各种控制对象设备的控制部。控制循环控制装置60中各个控制对象设备的工作的结构(硬件和软件)是控制各个控制对象设备的工作的控制部。

[0124] 例如,循环控制装置60中的、控制压缩机11的制冷剂排出能力(具体是压缩机11的转速)的结构是压缩机控制部60a。另外,控制制热用膨胀阀14a、制冷用膨胀阀14b以及冷却用膨胀阀14c的工作的结构是膨胀阀控制部60b。控制除湿用开闭阀15a和制热用开闭阀15b的工作的结构是制冷剂回路切换控制部60c。

[0125] 另外,控制高温侧热介质泵41的高温侧热介质的压送能力的结构是高温侧热介质泵控制部60d。控制第一低温侧热介质泵51的低温侧热介质的压送能力的结构是低温侧热介质泵控制部60e。

[0126] 接着,对上述结构下的本实施方式的工作进行说明。本实施方式的车辆用空调装置1进行车室内的空气调节并调整电池80和冷却对象设备56的温度。在制冷循环装置10中,能够切换制冷剂回路,进行制冷运转、制热运转以及除湿制热运转。

[0127] 在制冷运转下,由室内蒸发器18将空气冷却并向车室内吹出,由此进行车室内的制冷。在制冷运转下,根据需要也可以进行电池80和冷却对象设备56的冷却。

[0128] 在除湿制热运转下,通过将由室内蒸发器18冷却而除湿的空气通过加热器芯42再加热并向车室内吹出,从而进行车室内的除湿制热。在除湿制热运转下,根据需要也可以进行电池80和冷却对象设备56的冷却。

[0129] 在制热运转下,由加热器芯42加热空气并向车室内吹出,由此进行车室内的制热。在制热运转下,根据需要也可以进行电池80和冷却对象设备56的冷却。

[0130] 制冷运转、除湿制热运转、制热运转的切换通过循环控制装置60执行程序来进行。控制程序在通过乘员的操作接通(ON)操作面板70的自动开关而设定车室内的自动控制时被执行。

[0131] 例如,控制程序读入上述的传感器组的检测信号和操作面板70的操作信号。然后,在外气温度 T_{am} 为基准外气温度 K_A (本实施方式中为 0°C)以上且目标吹出温度 T_{A0} 为制冷用基准温度 α_1 以下的情况下,选择制冷运转。

[0132] 例如,在外气温度 T_{am} 为基准外气温度 K_A (本实施方式中为 0°C)以上且目标吹出温度 T_{A0} 为制热用基准温度 γ 以上的情况下,选择除湿制热运转。

[0133] 例如,在外气温度 T_{am} 低于基准外气温度 K_A (本实施方式中为 0°C)且目标吹出温度 T_{A0} 为制热用基准温度 γ 以上的情况下,选择制热运转。

[0134] 目标吹出温度TA0通过以下公式F1计算出。

[0135] $TA0 = K_{set} \times T_{set} - K_r \times T_r - K_{am} \times T_{am} - K_s \times T_s + C \dots (F1)$

[0136] Tset是通过温度设定开关设定的车室内设定温度。Tr是通过内气传感器检测出的车室内温度。Tam是通过外气传感器检测出的车室外温度。Ts是通过日照传感器检测出的日照量。Kset、Kr、Kam、Ks是控制增益,C是修正用的常数。

[0137] 基准外气温度KA被设定为,使由室内蒸发器18来冷却空气对于进行空调对象空间的制冷或除湿有效。

[0138] 更详细地说,在本实施方式中,为了抑制室内蒸发器18的结霜,通过蒸发压力调整阀20将室内蒸发器18中的制冷剂蒸发温度维持在结霜抑制温度(本实施方式中为1℃)以上。因此,在室内蒸发器18中,不能将空气冷却至比结霜抑制温度低的温度。

[0139] 即,在流入室内蒸发器18的的空气的温度变得低于结霜抑制温度时,由室内蒸发器18冷却空气不是有效的。因此,在将基准外气温度KA设定为低于结霜抑制温度的值且外气温度Tam变得低于基准外气温度KA时,不通过室内蒸发器18冷却空气。

[0140] 在制热运转下,能够进行以下三种工作模式的运转。

[0141] (1) 室外机单独制热模式

[0142] 在室外机单独制热模式下,不通过通过冷机19从低温侧热介质吸热,而通过室外热交换器16从外气吸热,通过加热器芯42加热空气。

[0143] (2) 并联制热模式

[0144] 在并联制热模式下,通过室外热交换器16从外气吸热,并且通过冷机19从低温侧热介质吸热并通过加热器芯42加热空气。

[0145] (3) 冷机单独制热模式

[0146] 在冷机单独制热模式下,不通过室外热交换器16从外气吸热,通过冷机19从低温侧热介质吸热并通过加热器芯42加热空气。

[0147] 室外机单独制热模式和并联制热模式是通过室外热交换器16从外气吸热的外气吸热模式。并联制热模式和冷机单独制热模式是通过冷机19吸收电池80和冷却对象设备56中至少一方的废热的废热回收模式。

[0148] 使用图3说明切换室外机单独制热模式、并联制热模式以及冷机单独制热模式的控制程序。图3等的流程图所示的各控制步骤是循环控制装置60所具有的功能实现部。

[0149] 首先,在图3的步骤S10中,判定是否能够由冷机19进行废热回收。具体而言,在电池80的温度和冷却对象设备56的温度中的至少一方位于图4所示的可回收废热区域的情况下,判定为能够由冷机19进行废热回收。

[0150] 在电池80的温度和冷却对象设备56的温度都位于图4所示的可回收废热区域的情况下,至少从电池80进行废热回收。即,从电池80回收废热比从冷却对象设备56回收废热优先。由此,能够适当地维持电池80的温度。

[0151] 在步骤S10中,在低温侧热介质的温度为废热回收温度以上的情况下,判定为能够由冷机19进行废热回收。废热回收温度是图4中的可回收废热区域与暖机加温区域的边界的温度。

[0152] 在步骤S10中判定为不能够由冷机19进行废热回收的情况下,进入步骤S20,作为制热模式,选择(1)室外机单独制热模式。在步骤S10中判定为能够由冷机19进行废热回收

的情况下,进入步骤S30,对废热量是否大于吸热量进行判定。

[0153] 即,对由于制冷循环装置10的制冷剂而成为吸热的对象的废热设备的废热量(本实施方式中是电池80和冷却对象设备56的废热量)是否大于制冷循环装置10整体的制冷剂的吸热量(本实施方式中是室外热交换器16和冷机19中的制冷剂的吸热量)进行判定。

[0154] 具体而言,计算电池80和冷却对象设备56的废热量,并且计算室外热交换器16和冷机19中的制冷剂的吸热量,比较计算出的废热量与吸热量。

[0155] 例如,废热量能够使用电池80和冷却对象设备56的入口与出口之间低温侧热介质的温度差和低温侧热介质的流量来计算。低温侧热介质的流量可以由流量传感器检测,也可以使用第一低温侧热介质泵51和第二低温侧热介质泵55的输出来计算。例如,废热量能够使用电池80和冷却对象设备56的电流值和电阻值计算发热量,将计算出的发热量乘以效率来计算。

[0156] 例如,室外热交换器16中的制冷剂的吸热量能够使用室外热交换器16的入口与出口之间的焓差以及室外热交换器16中的制冷剂流量来计算。冷机19中的制冷剂的吸热量能够使用冷机19的入口与出口之间的焓差和冷机19中的制冷剂流量来计算。

[0157] 例如,室外热交换器16和冷机19中的制冷剂的吸热量能够通过从车辆用空调装置1的制热能力减去压缩机11的动力而计算。车辆用空调装置1的制热能力能够使用加热器芯42中的高温侧热介质的流量和高温侧热介质的温度来计算。

[0158] 在步骤S30中判定为废热量不大于吸热量的情况下,进入步骤S40,选择并联制热模式。

[0159] 在步骤S30中判定为废热量大于吸热量的情况下,进入步骤S50,选择冷机单独制热模式。

[0160] 以下,对制热运转的各工作模式下的车辆用空调装置1的详细工作进行说明。以下的说明的各工作模式中所参照的控制映射图按各工作模式预先存储于控制装置。

[0161] (1) 室外机单独制热模式

[0162] 在室外机单独制热模式下,循环控制装置60执行图5所示的室外机单独制热模式的控制流程。首先,在步骤S900中,决定高温侧热介质的目标高温侧热介质温度TWH0,以能够由加热器芯42加热空气。基于目标吹出温度TA0和加热器芯42的效率,参照控制映射图决定目标高温侧热介质温度TWH0。在本实施方式的控制映射图中,决定为随着目标吹出温度TA0的上升,目标高温侧热介质温度TWH0上升。

[0163] 在步骤S910中,决定压缩机11的转速的增减量 $\Delta IV0$ 。在室外机单独制热模式下,基于目标高温侧热介质温度TWH0与高温侧热介质温度TWH的偏差,通过反馈控制手法,以高温侧热介质温度TWH接近目标高温侧热介质温度TWH0的方式,决定增减量 $\Delta IV0$ 。

[0164] 在步骤S920中,决定从水制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的制冷剂的目标过冷却度SC02。基于流入室内蒸发器18的的空气的吸入温度或外气温度Tam,参照控制映射图决定目标过冷却度SC02。在本实施方式的控制映射图中,以循环的成绩系数(COP)接近极大值的方式,决定目标过冷却度SC02。

[0165] 在步骤S930中,决定制热用膨胀阀14a的节流开度的增减量 ΔEVH 。基于目标过冷却度SC02与从水制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的制冷剂的过冷却度SC2的偏差,通过反馈控制手法,以从水制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的制冷剂的过冷却度SC2接

近目标过冷却度SC02的方式,决定增减量 ΔEVH 。

[0166] 从水制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的制冷剂的过冷却度SC2基于由第二制冷剂温度传感器64b检测出的温度T2和由第一制冷剂压力传感器65a检测出的压力P1来计算。

[0167] 在步骤S940中,使用以下公式F2,计算空气混合门34的开度SW。

[0168] $SW = \{TA0 + (Tefin + C2)\} / \{TWH + (Tefin + C2)\} \cdots (F2)$

[0169] TWH是由高温侧热介质温度传感器66a检测出的高温侧热介质温度。C2是控制用的常数。在室外机单独制热模式下,因为目标吹出温度TA0变高,所以空气混合门34的开度SW接近100%。因此,在室外机单独制热模式下,空气混合门34的开度被决定为,使通过室内蒸发器18后的空气的几乎全部流量通过加热器芯42。

[0170] 在步骤S950中,为了将制冷循环装置10切换为制热模式的制冷剂回路,将制热用膨胀阀14a设为节流状态,将制冷用膨胀阀14b设为全闭状态,将冷却用膨胀阀14c设为全闭状态,关闭除湿用开闭阀15a,打开制热用开闭阀15b,并且打开风门90。由此,由室外热交换器16从外气吸热。进而,对各控制对象设备输出控制信号或控制电压,以得到在步骤S910、S930、S940决定的控制状态,返回至步骤S10。

[0171] 因此,在室外机单独制热模式的制冷循环装置10中,如图6的粗实线所示,构成制冷剂以压缩机11、水制冷剂热交换器12、制热用膨胀阀14a、室外热交换器16、制热用通路22b、储液器21、压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式的制冷循环。

[0172] 即,在室外机单独制热模式的制冷循环装置10中,构成水制冷剂热交换器12作为使从压缩机11排出的制冷剂散热的散热器发挥功能,制热用膨胀阀14a作为减压部发挥功能,室外热交换器16作为蒸发器发挥功能的制冷循环。

[0173] 据此,能够通过室外热交换器16从外气吸热,并通过水制冷剂热交换器12加热高温侧热介质。因此,在制热模式的车辆用空调装置1中,能够通过向车室内吹出由加热器芯42加热的空气来进行车室内的制热。

[0174] (2) 并联制热模式

[0175] 在并联制热模式中,循环控制装置60执行图7所示的并联制热模式的控制流程。首先,在步骤S500中,与外器单独制热模式同样地,室高温侧热介质的目标高温侧热介质温度TWH0被决定为能够通过加热器芯42加热空气。

[0176] 在步骤S510中,决定压缩机11的转速的增减量 $\Delta IV0$ 。在制热并联冷却模式中,与室外机单独制热模式同样地,基于目标高温侧热介质温度TWH0与高温侧热介质温度TWH的偏差,根据反馈控制手法,以使高温侧热介质温度TWH接近目标高温侧热介质温度TWH0的方式,决定增减量 $\Delta IV0$ 。

[0177] 在步骤S520中,决定冷机19的制冷剂通路的出口侧制冷剂的目标过热度SHC0。作为目标过热度SHC0,能够采用预先确定的常数(在本实施方式中是5°C)。

[0178] 在步骤S530中,决定开度图形KPN2的变化量 $\Delta KPN2$ 。开度图形KPN2是用于决定制热用膨胀阀14a的节流开度和冷却用膨胀阀14c的节流开度的组合的参数。

[0179] 在制热并联冷却模式下,基于目标过热度SHC0与冷机19的制冷剂通路的出口侧制冷剂的过热度SHC的偏差,通过反馈控制手法,以过热度SHC接近目标过热度SHC0的方式进行决定。

[0180] 具体而言,如图8所示,随着目标吹出温度TA0上升,开度图形KPN2变大。然后,随着开度图形KPN2变大,制热用膨胀阀14a的节流开度变小,冷却用膨胀阀14c的节流开度变大。

[0181] 因此,若开度图形KPN2增加而变大,流入冷机19的制冷剂通路的制冷剂流量增加,冷机19的制冷剂通路的出口侧制冷剂的过热度SHC降低。

[0182] 在步骤S540中,与室外机单独制热模式同样地,计算空气混合门34的开度SW,进入步骤S580。

[0183] 在步骤S580中,为了将制冷循环装置10切换为并联制热模式的制冷剂回路,将制热用膨胀阀14a设为节流状态,将制冷用膨胀阀14b设为全闭状态,将冷却用膨胀阀14c设为节流状态,打开除湿用开闭阀15a,打开制热用开闭阀15b,并且打开风门90。然后,对各控制对象设备输出控制信号或控制电压,以得到在步骤S510、S530、S540决定的控制状态,返回步骤S10。

[0184] 因此,在并联制热模式的制冷循环装置10中,如图9的粗实线所示,构成制冷剂以压缩机11、水制冷剂热交换器12、制热用膨胀阀14a、室外热交换器16、制热用通路22b、储液器21、压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式的制冷循环。另外,在并联制热模式的制冷循环装置10中,构成制冷剂以压缩机11、水制冷剂热交换器12、旁路通路22a、冷却用膨胀阀14c、冷机19、蒸发压力调整阀20、储液器21、压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式的制冷循环。

[0185] 即,在并联制热模式的制冷循环装置10中,构成水制冷剂热交换器12作为从压缩机11排出的制冷剂散热的散热器发挥功能,制热用膨胀阀14a作为减压部发挥功能,室外热交换器16作为蒸发器发挥功能,并且相对于制热用膨胀阀14a和室外热交换器16并联连接的冷却用膨胀阀14c作为减压部发挥功能,冷机19作为蒸发器发挥功能的制冷循环。

[0186] 据此,能够通过室外热交换器16从外气吸热并且通过冷机19从低温侧热介质吸热,通过水制冷剂热交换器12加热高温侧热介质。

[0187] 因此,在并联制热模式的车辆用空调装置1中,能够通过向车室内吹出由加热器芯42加热的空气来进行车室内的制热。

[0188] 在并联制热模式下,通过随着目标吹出温度TA0的上升而使开度图形KPN2变大,从而能够增加水制冷剂热交换器12中的制冷剂向高温侧热介质的散热量。因此,在并联制热模式下,能够随着目标吹出温度TA0的上升而提高加热器芯42中的空气的加热能力。

[0189] (3) 冷机单独制热模式

[0190] 在冷却模式中,循环控制装置60执行图10所示的冷机单独制热模式的控制流程。首先,在步骤S1000~S1020中,与室外机单独制热模式的步骤S900~S920同样地决定高温侧热介质的目标高温侧热介质温度TWH0、压缩机11的转速的增减量 $\Delta IV0$ 、目标过冷却度SC02。

[0191] 在步骤S1030中,决定冷却用膨胀阀14c的节流开度的增减量 ΔEVB 。基于目标过冷却度SC02与从水制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的制冷剂的过冷却度SC2的偏差,通过反馈控制手法,以从水制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的制冷剂的过冷却度SC2接近目标过冷却度SC02的方式,决定增减量 ΔEVB 。

[0192] 在步骤S1040中,与室外机单独制热模式的步骤S940同样地,计算空气混合门34的开度SW,进入步骤S1050。

[0193] 在步骤S1050中,为了将制冷循环装置10切换为冷机单独制热模式的制冷剂回路,

将制热用膨胀阀14a设为全闭状态,将制冷用膨胀阀14b设为全闭状态,将冷却用膨胀阀14c设为节流状态,打开除湿用开闭阀15a,关闭制热用开闭阀15b,并且关闭风门90。然后,对各控制对象设备输出控制信号或控制电压,以得到由步骤S1010、S1030、S1040决定的控制状态,返回至步骤S10。

[0194] 因此,在冷机单独制热模式的制冷循环装置10中,如图11的粗实线所示,构成制冷剂以压缩机11、水制冷剂热交换器12、旁路通路22a、冷却用膨胀阀14c、冷机19、蒸发压力调整阀20、储液器21、压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式的制冷循环。

[0195] 即,在冷机单独制热模式的制冷循环装置10中,构成水制冷剂热交换器12作为使从压缩机11排出的制冷剂散热的散热器发挥功能,冷却用膨胀阀14c作为减压部发挥功能,冷机19作为蒸发器发挥功能的蒸汽压缩式的制冷循环。

[0196] 据此,能够通过冷机19从低温侧热介质吸热,通过水制冷剂热交换器12加热高温侧热介质。因此,在冷机单独制热模式的车辆用空调装置1中,能够通过向车室内吹出由加热器芯42加热的空气来进行车室内的制热。因为关闭风门90,因此能够抑制车辆的空气阻力。

[0197] 循环控制装置60不仅进行与室外机单独制热模式、并联制热模式和冷机单独制热模式相应的风门90控制,也进行以下那样的风门90的控制。

[0198] 循环控制装置60在电池80的温度和冷却对象设备56的温度中的至少一方处于图4所示的强制冷却区域的情况下打开风门90。换言之,在电池80的温度和冷却对象设备56的温度中的至少一方成为强制冷却温度以上的情况下,循环控制装置60打开风门90。强制冷却温度是图4中的可回收废热区域与强制冷却区域的边界的温度。由此,能够通过低温侧辐射器54从低温侧热介质向外气散热而使低温侧热介质的温度降低。因此,能够使电池80的温度和冷却对象设备56的温度处于图4所示的可回收废热区域。

[0199] 循环控制装置60在电池80的温度和冷却对象设备56的温度中的至少一方处于图4所示的暖机加温区域的情况下通过打开风门90,从而能够通过低温侧辐射器54使低温侧热介质从外气吸热,使低温侧热介质的温度上升。

[0200] 换言之,循环控制装置60在电池80的温度和冷却对象设备56的温度中的至少一方成为废热回收温度以下的情况下,通过打开风门90,从而能够通过低温侧辐射器54使低温侧热介质从外气吸热,使低温侧热介质的温度上升。废热回收温度是图4中的可回收废热区域与暖机加温区域的边界的温度。因此,能够使电池80的温度和冷却对象设备56的温度处于图4所示的可回收废热区域。

[0201] 在电池80的温度处于可回收废热区域,电池80的废热量比低温侧辐射器54中从外气吸收的吸热量多的情况下,因为能够从电池80吸热,因此能够关闭风门90。此时,冷却对象设备56也可以处于暖机加温区域。

[0202] 在冷却对象设备56的温度处于可回收废热区域,冷却对象设备56的废热量比低温侧辐射器54中从外气吸收的吸热量多的情况下,因为能够从冷却对象设备56吸热,因此能够关闭风门90。此时,电池80也可以处于暖机加温区域。

[0203] 循环控制装置60在车辆的行驶阻力变大且冷却对象设备56的废热量变大的高车速时关闭风门90。换言之,循环控制装置60在车辆的行驶速度超过规定速度的情况下关闭风门90。由此,能够将冷却对象设备56的废热量有效地利用于制热,并且有效地降低车辆的

行驶阻力,实现车辆的节能化。

[0204] 循环控制装置60也可以在车辆的行驶负荷变高而冷却对象设备56的废热量变大时关闭风门90。换言之,循环控制装置60也可以在车辆的行驶负荷超过规定负荷的情况下,关闭风门90。由此,能够将冷却对象设备56的废热量有效地利用于制热,并且有效地降低车辆的行驶阻力,实现车辆的节能化。

[0205] 图12是表示制冷循环装置10的废热回收量与压缩机11的电力消耗和制冷循环装置10的蒸发压力的关系的曲线图,表示在外气温度-7℃、外气的风速2m/s、内气温度9℃、室内容积250m³/h、制热能力3.58kW的条件下的验证结果。

[0206] 逆变器、电动发电机这样的冷却对象设备56由于高速行驶而废热量增加。若废热量增加而废热回收量增加,则制冷循环装置10的蒸发压力增加,因此压缩机11的电力消耗减少。因此,能够实现节能化。

[0207] 如图13所示,若风门90的开度变小,则至室外热交换器16的导风量减小,车辆的空气阻力值(所谓的Cd值)降低。在本实施方式中,在冷机单独制热模式下不需要向室外热交换器16导入外气,因此关闭风门90。由此,能够在冷机单独制热模式时降低车辆的空气阻力,因此能够实现节能化。

[0208] 在本实施方式中,如在步骤S30、S50等中说明的那样,循环控制装置60在判断为室外热交换器16和冷机19中的制冷剂的吸热量比电池80和冷却对象设备56的废热量多的情况下关闭风门90。

[0209] 由此,不仅通过冷机19从冷却对象设备56吸热,还通过室外热交换器16从外气吸热,从而进行制热,因此,能够实现制热的节能化。而且,在不需要为了制热而通过室外热交换器16从外气吸热的情况下,关闭风门90,因此,能够降低车辆的行驶阻力,实现车辆的节能化。

[0210] 在本实施方式中,如在步骤S1050等说明的那样,循环控制装置60在制冷剂向室外热交换器16的流动被切断的情况下,关闭风门90。由此,在不通过室外热交换器16从外气吸热的情况下,关闭风门90,因此,能够降低车辆的行驶阻力,实现车辆的节能化。

[0211] 在本实施方式中,循环控制装置60在低温侧热介质的温度变为强制冷却温度以上的情况下,打开风门90。由此,能够通过低温侧辐射器54强制性地冷却低温侧热介质,因此能够抑制低温侧热介质的温度过度上升。

[0212] 在本实施方式中,循环控制装置60,在低温侧热介质的温度变为废热回收温度以上的情况下,转移至通过冷机19吸收电池80和冷却对象设备56中至少一方的废热的废热回收模式,在废热回收模式下,在判断为室外热交换器16中的吸热量比电池80和冷却对象设备56的废热量多的情况下,关闭风门。

[0213] 由此,能够将电池80和冷却对象设备56的废热有效地利用于制热,因此能够有效地实现节能化。

[0214] 在本实施方式中,循环控制装置60在车辆的行驶负荷超过规定负荷的情况下,(即,电池80和冷却对象设备56的废热量变大的情况下),关闭风门。由此,能够将电池80和冷却对象设备56的废热有效地利用于制热,并且有效地降低车辆的行驶阻力,实现车辆的节能化。

[0215] 在本实施方式中,对在制热运转下的风门90的开闭工作进行了说明,但这样的风

门90的开闭工作对于除湿制热模式也同样能够适用。

[0216] (第二实施方式)

[0217] 在上述第一实施方式的步骤S30中,通过将计算出的废热量与吸热量进行比较来判定废热量是否大于吸热量,但在本实施方式的步骤S30中,基于制冷循环装置10的工作状态来判定废热量是否大于吸热量。

[0218] 具体而言,在制热用膨胀阀14a的开度为规定开度KB以下的情况下,判定为废热量大于吸热量。例如,如图14所示,在开度图形KPN2为阈值 δ 以上的情况下,制热用膨胀阀14a的开度变为规定开度KB以下,因此,判定为废热量大于吸热量。

[0219] 在本实施方式中,也能够起到与上述第一实施方式相同的作用效果。

[0220] (第三实施方式)

[0221] 如图15所示,在本实施方式中,相对于上述第一实施方式废除旁路通路22a。因此,在本实施方式中,没有(2)并联制热模式。在(3)冷机单独制热模式下,制热用膨胀阀14a被控制为使室外热交换器16中的制冷剂温度与外气温度相同。由此,在冷机单独制热模式下,停止在室外热交换器16的吸热,通过冷机19吸热。

[0222] 在制热运转或除湿制热运转中,基于制冷剂温度、制冷剂压力、外气温度等判定室外热交换器16是作为散热器发挥功能还是作为吸热器发挥功能。例如,在室外热交换器16中的制冷剂温度高于外气温度的情况下,判定为室外热交换器16作为散热器发挥功能,在室外热交换器16中的制冷剂温度低于外气温度的情况下,判定为室外热交换器16作为吸热器发挥功能。室外热交换器16中的制冷剂温度可以通过制冷剂温度传感器来检测,也可以根据室外热交换器16中的制冷剂压力来计算。

[0223] 在室外热交换器16作为吸热器发挥功能的情况下,与上述实施方式同样地,如果电池80和冷却对象设备56的废热量大于室外热交换器16中的吸热量,则选择(3)冷机单独制热模式。此时,风门90被关闭,因此能够减少车辆的空气阻力,实现节能化。

[0224] 即,在本实施方式中,循环控制装置60基于室外热交换器16的起因于制冷剂的温度的物理量和外气温度判定室外热交换器16是否吸热。在判定为室外热交换器16吸热的情况下,判断电池80和冷却对象设备56的废热量是否比冷机19中的吸热量多。然后,在判断为电池80和冷却对象设备56的废热量多于冷机19中的吸热量冷机19中的吸热量的情况下,关闭风门90。

[0225] 由此,在不需要为了制热而通过室外热交换器16从外气吸热的情况下,关闭风门90,因此,能够降低车辆的行驶阻力,实现车辆的节能化。

[0226] (第四实施方式)

[0227] 在上述实施方式中,在制热冷却模式时,通过室外热交换器16使制冷剂从外气吸热,但在本实施方式中,如图16所示,在制热冷却模式时,通过室外热交换器16使制冷剂从外气吸热,通过低温侧辐射器54、低温侧热介质回路50以及冷机19,使制冷剂经由低温侧热介质从外气吸热。本实施方式的低温侧辐射器54、低温侧热介质回路50以及冷机19是使制冷剂从外气吸热的外气吸热部。

[0228] 在低温侧热介质回路50也配置有电池80和冷却对象设备56。因此,低温侧辐射器54、低温侧热介质回路50以及冷机19是使制冷剂从外气吸热并且使制冷剂吸收电池80和冷却对象设备56的废热的吸热部。

[0229] 本实施方式的制冷循环装置10是具备压缩机11、水制冷剂热交换器12、制冷用膨胀阀14b、室内蒸发器18、蒸发压力调整阀20、冷却用膨胀阀14c以及冷机19的蒸汽压缩式的亚临界制冷循环。

[0230] 冷却用膨胀阀14c和冷机19在制冷剂流中相对于制冷用膨胀阀14b、室内蒸发器18以及蒸发压力调整阀20并联地配置。

[0231] 在本实施方式的制冷循环装置10中,形成有第一制冷剂循环回路和第二制冷剂循环回路。在第一制冷剂循环回路中,制冷剂以压缩机11、水制冷剂热交换器12、制冷用膨胀阀14b、室内蒸发器18、蒸发压力调整阀20、压缩机11的顺序循环。在第二制冷剂循环回路中,制冷剂以压缩机11、水制冷剂热交换器12、冷却用膨胀阀14c、冷机19的顺序循环。

[0232] 水制冷剂热交换器12具有冷凝部12a、接收器12b以及过冷却部12c。冷凝部12a通过使从压缩机11排出的高压侧制冷剂与高温侧热介质回路40的冷却水进行热交换,从而使高压侧制冷剂冷凝。

[0233] 接收器12b是使从冷凝部12a流出的高压制冷剂气液分离,使分离出的液相制冷剂向下游侧流出,并且存储循环的剩余制冷剂的气液分离部。

[0234] 过冷却部12c使从接收器12b流出的液相制冷剂与高温侧热介质回路40的冷却水进行热交换而使液相制冷剂过冷却。

[0235] 在高温侧热介质回路40,配置有水制冷剂热交换器12、高温侧热介质泵41、加热器芯42、高温侧辐射器44、高温侧储水箱45、加热器芯流路开闭阀46以及辐射器流路开闭阀47。

[0236] 高温侧热介质泵41是将冷却水吸入并排出的热介质泵。高温侧热介质泵41是电动式的泵。高温侧热介质泵41是排出流量恒定的电动式的泵,但高温侧热介质泵41也可以是排出流量可变的电动式的泵。

[0237] 加热器芯42是使高温侧热介质回路40的冷却水与吹送至车室内的空气进行热交换而加热被吹送至车室内的空气的空气加热器。在加热器芯42中,冷却水向被吹送至车室内的空气散热。

[0238] 水制冷剂热交换器12和加热器芯42是通过使从压缩机11排出的高压的制冷剂散热来加热被吹送至车室内的空气的空气加热部。

[0239] 高温侧辐射器44是使高温侧热介质回路40的冷却水与外气进行热交换,从冷却水向外气散热的散热器。

[0240] 高温侧储水箱45是储存剩余冷却水的冷却水储存部。通过将剩余冷却水预先储存于高温侧储水箱45,从而能够抑制在各流路循环的冷却水的液量降低。

[0241] 高温侧储水箱45是密闭式储水箱或大气开放式储水箱。密闭式储水箱是使储存的冷却水的液面处的压力成为规定压力的储水箱。大气开放式储水箱是使储存的冷却水的液面处的压力成为大气压的储水箱。

[0242] 水制冷剂热交换器12、高温侧热介质泵41以及高温侧储水箱45配置于冷凝器流路40a。冷凝器流路40a是供高温侧热介质回路40的冷却水流动的流路。

[0243] 加热器芯42和加热器芯流路开闭阀46配置于加热器芯流路40b。加热器芯流路40b是供高温侧热介质回路40的冷却水流动的流路。加热器芯流路开闭阀46是对加热器芯流路40b进行开闭的电磁阀。加热器芯流路开闭阀46的工作由循环控制装置60控制。

[0244] 高温侧辐射器44和辐射器流路开闭阀47配置于辐射器流路40c。辐射器流路40c是供高温侧热介质回路40的冷却水相对于加热器芯42并联地流动的流路。辐射器流路开闭阀47是对辐射器流路40c进行开闭的电磁阀。辐射器流路开闭阀47的工作由循环控制装置60控制。

[0245] 加热器芯流路开闭阀46在高温侧热介质回路40中配置于高温侧分支部40d与加热器芯42之间,该高温侧分支部40d是加热器芯流路40b与辐射器流路40c的分支部。加热器芯流路开闭阀46对流入加热器芯42的高温侧热介质回路40的冷却水的流量进行调整。

[0246] 辐射器流路开闭阀47在高温侧热介质回路40中配置于高温侧分支部40d与高温侧辐射器44之间。辐射器流路开闭阀47对流入高温侧辐射器44的高温侧热介质回路40的冷却水的流量进行调整。

[0247] 加热器芯流路开闭阀46和辐射器流路开闭阀47是对流动于加热器芯42的冷却水与流动于高温侧辐射器44的冷却水的流量比进行调整的高温热介质调整部。流动于加热器芯42的冷却水与流动于高温侧辐射器44的冷却水的流量比是高温热介质流量比。辐射器流路开闭阀47是散热器侧调整部。加热器芯流路开闭阀46是空气加热器侧调整部。加热器芯流路开闭阀46和辐射器流路开闭阀47是对冷却水的流量进行调整的流量调整机构(换言之,流量调整机构)。

[0248] 在低温侧热介质回路50,配置有低温侧热介质泵51、冷机19、冷却用热交换部52、低温侧辐射器54、冷却对象设备56以及低温侧储水箱57。

[0249] 高温侧辐射器44和低温侧辐射器54在外气的流动方向上依次串联配置。

[0250] 高温侧辐射器44和低温侧辐射器54配置于车辆的最前部。因此,在车辆行驶时,能够使行驶风与高温侧辐射器44和低温侧辐射器54接触。

[0251] 低温侧储水箱57是储存剩余冷却水的冷却水储存部。通过将剩余冷却水预先储存于低温侧储水箱57,从而能够抑制循环于各流路的冷却水的液量降低。低温侧储水箱57是密闭式储水箱、大气开放式储水箱。

[0252] 在低温侧热介质回路50配置有三通阀53。三通阀53是对流向冷却用热交换部52侧的冷却水的流量与流向低温侧辐射器54侧的冷却水的流量的流量比进行调整的低温热介质调整部。

[0253] 三通阀53是对冷却水流向低温侧辐射器54的状态和冷却水不流向低温侧辐射器54的状态进行切换的热介质流切换部。三通阀53的工作由循环控制装置60控制。

[0254] 对本实施方式的工作进行说明。在本实施方式的制冷循环装置10中,能够对制冷剂回路、高温侧热介质回路40以及低温侧热介质回路50进行切换而进行制冷运转、制热运转以及除湿制热运转。

[0255] 在至少制冷剂流过冷机19而通过加热器芯42制热的工作模式下,在冷机19中的吸热量大于电池80和冷却对象设备56的废热量的情况下,通过三通阀53调整流动于电池80和冷却对象设备56的冷却水的流量,控制吸热量,此时,风门90被打开。

[0256] 在电池80和冷却对象设备56的废热量大于冷机19中的吸热量的情况下,不进行通过低温侧辐射器54从外气吸热,通过冷机19吸收电池80和冷却对象设备56的废热。此时,能够通过关闭风门90而减少车辆的空气阻力,因此,能够实现节能化。

[0257] 本发明不限于上述的实施方式,在不脱离本发明的主旨的范围内,能够如下所

述地进行各种变形。另外,上述各实施方式中公开的方式能够在可实施的范围内进行适当组合。

[0258] 例如,也可以采用室内冷凝器作为制冷循环装置10的加热部。室内冷凝器是使从压缩机11排出的高温高压制冷剂与空气进行热交换,使制冷剂冷凝并加热空气的热交换器。室内冷凝器是与第一实施方式中说明的加热器芯42同样地配置于室内空调单元30的空调壳体31内的热交换器。

[0259] 在制热运转中,按各工作模式决定风门90的开闭,但在除湿制热运转中也同样可以按各工作模式决定风门90的开闭。

[0260] 在上述的实施方式中,对能够切换为多个运转模式的制冷循环装置10进行了说明,但制冷循环装置10的运转模式的切换不限于于此。只要能够至少执行制热运转或除湿制热运转即可。另外,各运转模式的详细控制不限于于上述的实施方式中公开的内容。

[0261] 制冷循环装置的构成设备不限于于上述的实施方式公开的内容。为了能够发挥上述的效果,也可以进行多个循环构成设备的一体化等。例如,也可以采用将第二三通接头13b和第五三通接头13e一体化的四通接头结构的部件。另外,作为制冷用膨胀阀14b和冷却用膨胀阀14c,也可以采用将不具有全闭功能的电气式膨胀阀和开闭阀直接连接的部件。

[0262] 另外,在上述的实施方式中,说明了采用R1234yf作为制冷剂的例子,但制冷剂不限于于此。例如,也可以采用R134a、R600a、R410A、R404A、R32、R407C等。或者,可以采用混合这些制冷剂中的多种制冷剂的混合制冷剂等。进而,也可以采用二氧化碳作为制冷剂,构成高压侧制冷剂压力为制冷剂的临界压力以上的超临界制冷循环。

[0263] 加热部的结构不限于于上述的实施方式公开的内容。例如,也可以是,对在第一实施方式中说明的高温侧热介质回路40增加与低温侧热介质回路50的第一三通阀53a和低温侧辐射器54同样的三通阀和高温侧辐射器,使剩余的热向外气散热。进而,在混合动力车辆那样的具备内燃机(发动机)的车辆中,也可以使发动机冷却水在高温侧热介质回路40中循环。

[0264] 电池冷却部的结构不限于于上述的实施方式公开的内容。例如,作为电池冷却部,也可以采用将在第一实施方式中说明的低温侧热介质回路50的冷机19作为冷凝部,将冷却用热交换部52作为蒸发部发挥功能的热虹吸管。据此,能够废除第一低温侧热介质泵51。

[0265] 热虹吸管具有使制冷剂蒸发的蒸发部和使制冷剂冷凝的冷凝部,通过将蒸发部和冷凝部连结为闭环状(即环状)而构成。而且,是通过蒸发部中的制冷剂的温度与冷凝部中的制冷剂的温度的温度差而使回路内的制冷剂产生比重差,利用重力的作用使制冷剂自然循环,与制冷剂一起输送热的热输送回路。

[0266] 另外,在上述的实施方式中,作为冷却对象设备56的例子列举了逆变器、电动发电机、ADAS控制装置,但冷却对象设备56不限于于此。例如,冷却对象设备56也可以是向对电池80充电的充电器那样的在工作时伴随发热的电气设备。

[0267] 本发明基于实施例而记叙,但应当理解,本发明不限定与该实施例、结构。本发明也包括各种变形和在等同范围内的变形。此外,各种组合、形式、甚至包括仅一个要素、一个要素以上或以下的其他组合、方式也属于本发明的范畴、思想范围。

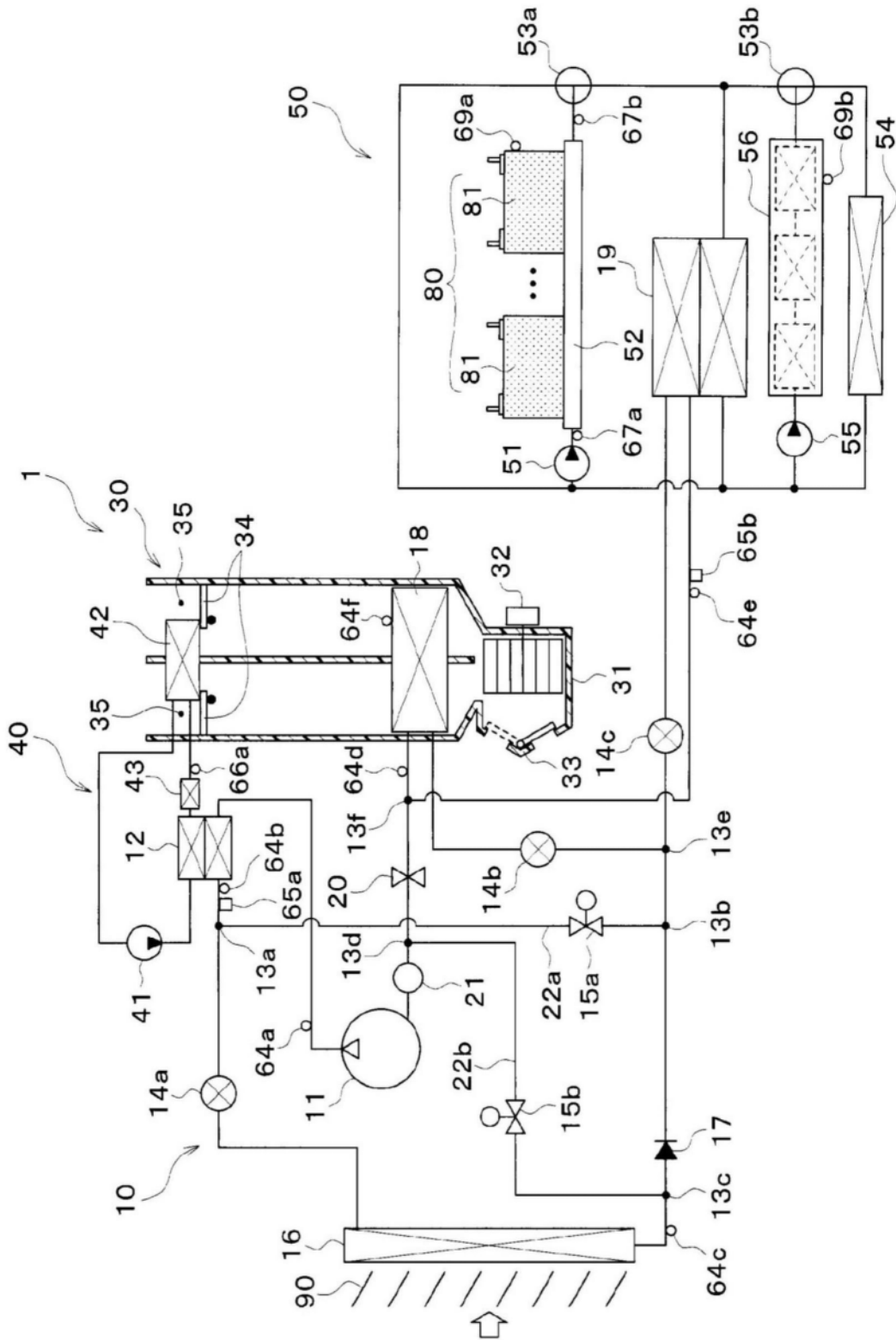


图1

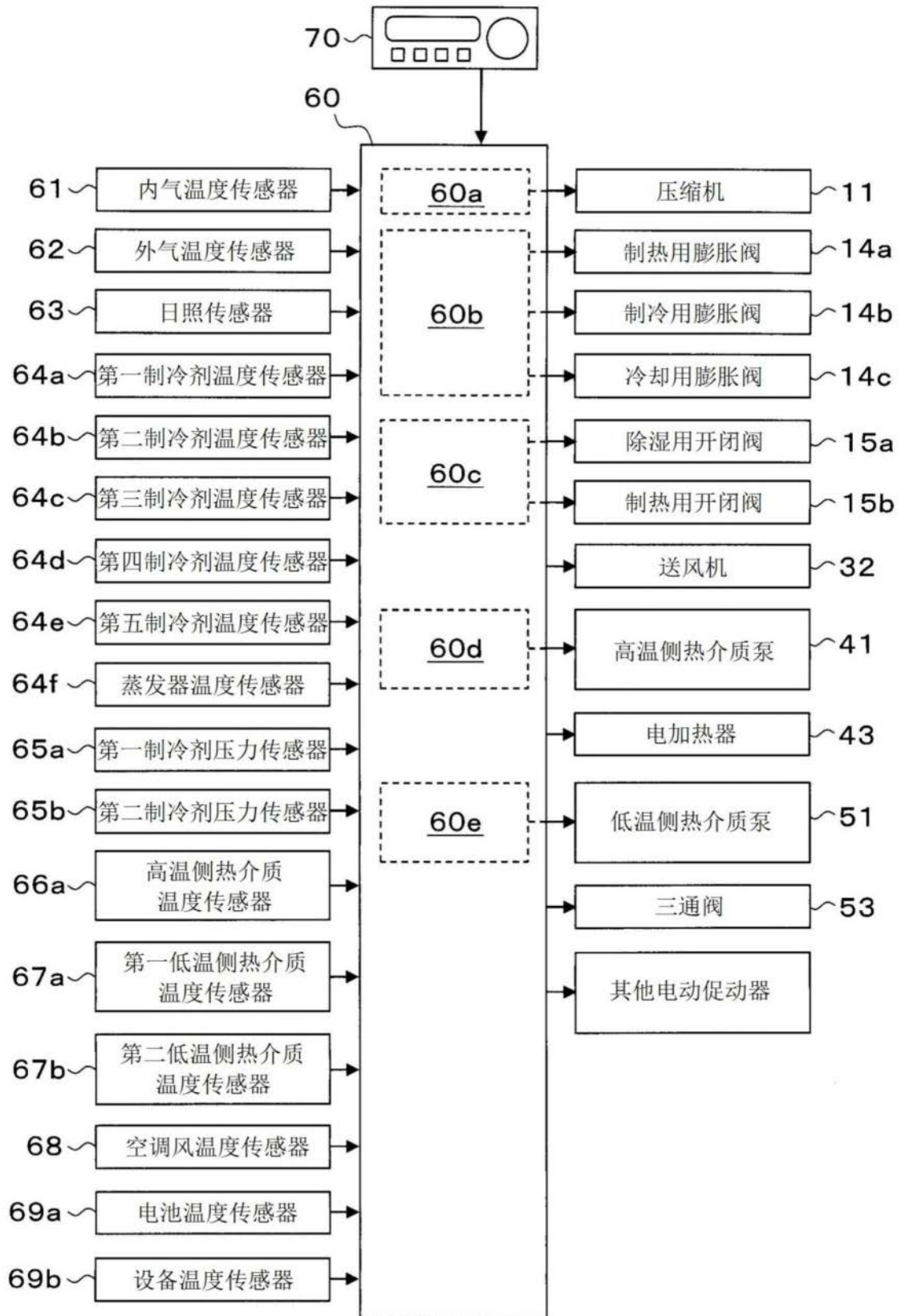


图2

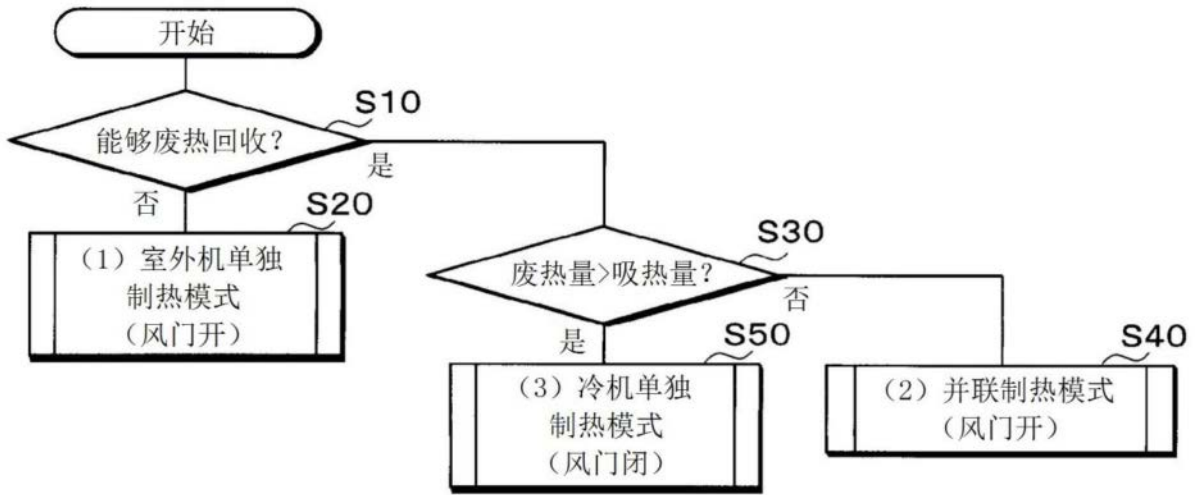


图3

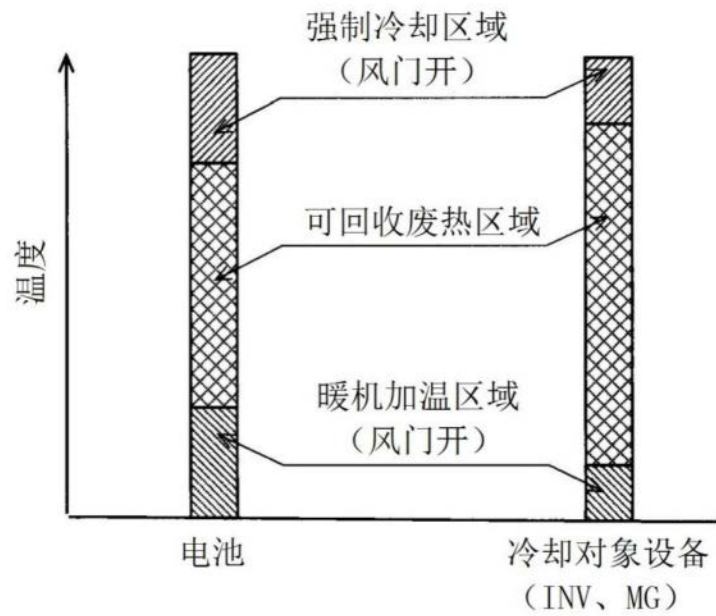


图4

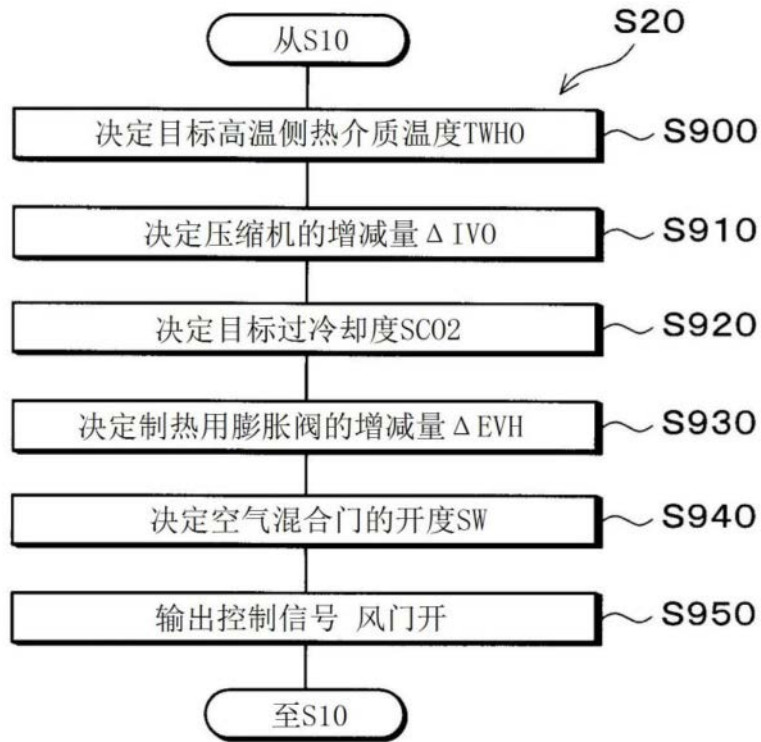


图5

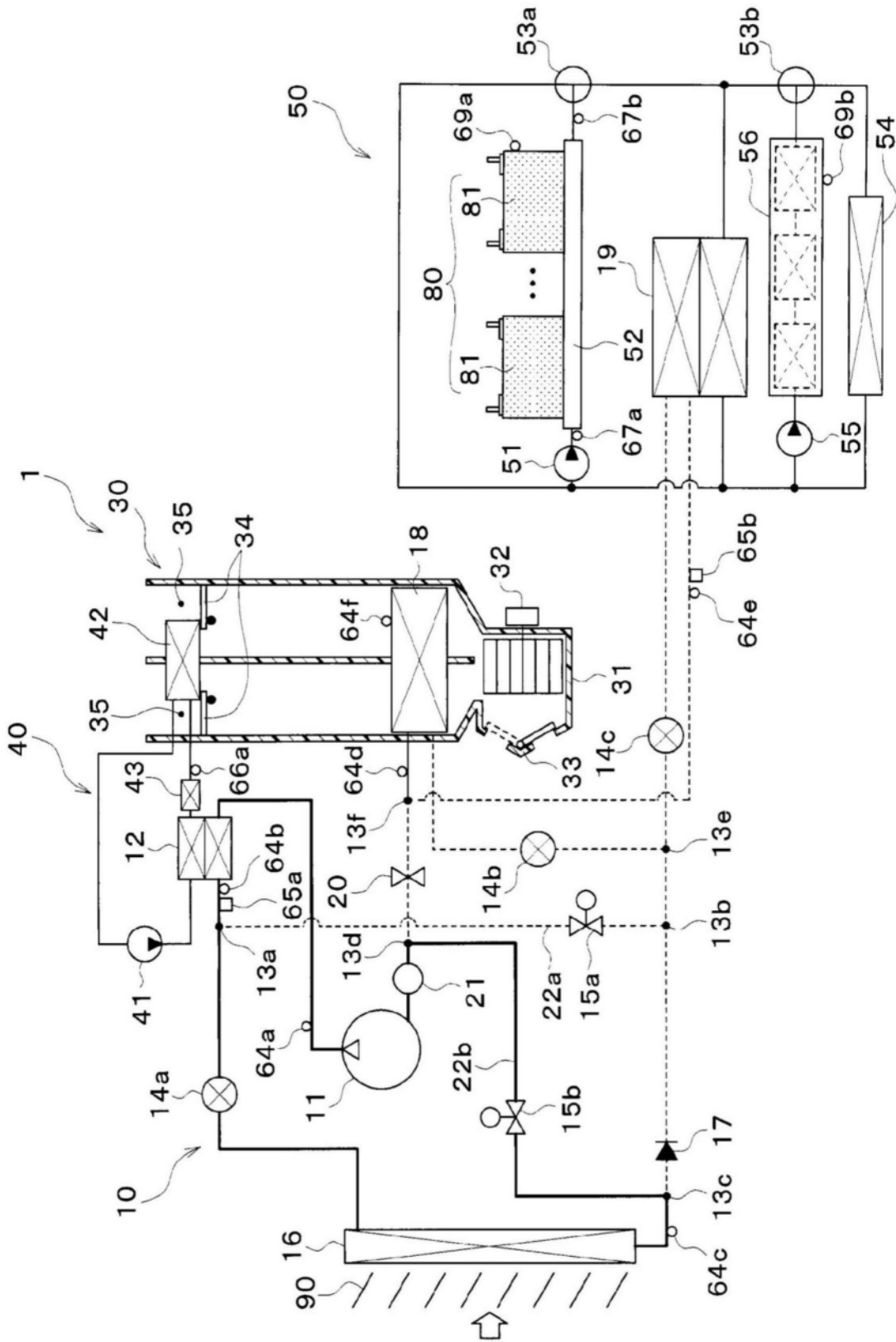


图6

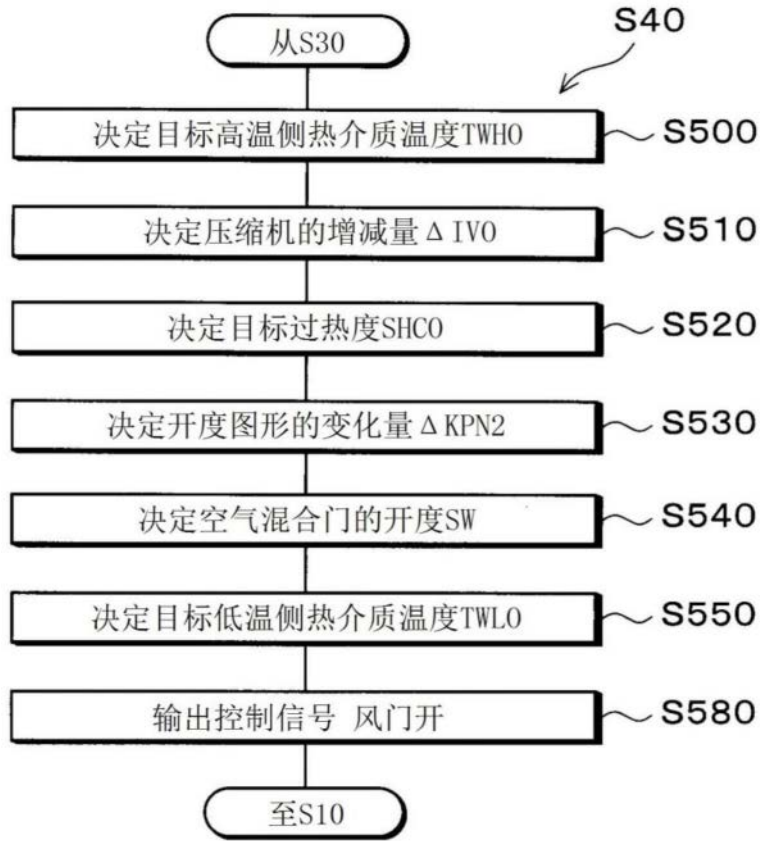


图7

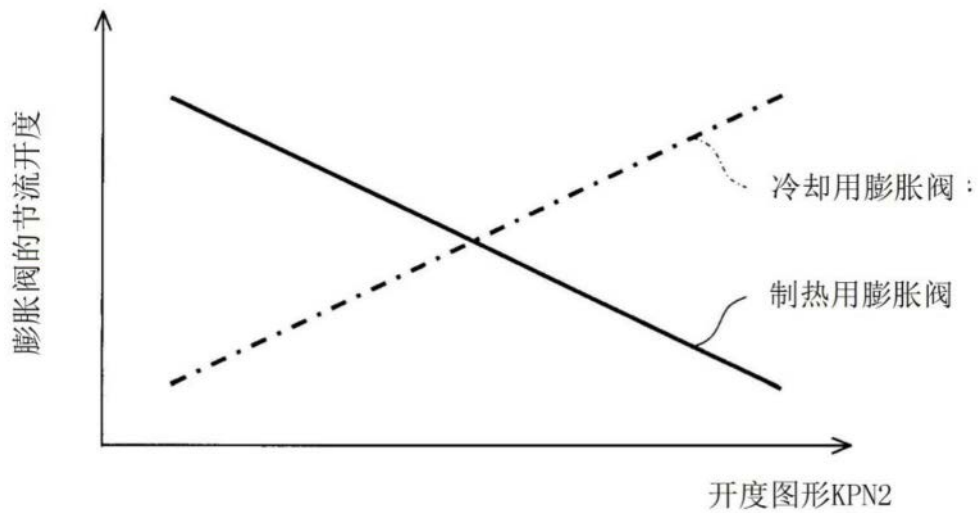


图8

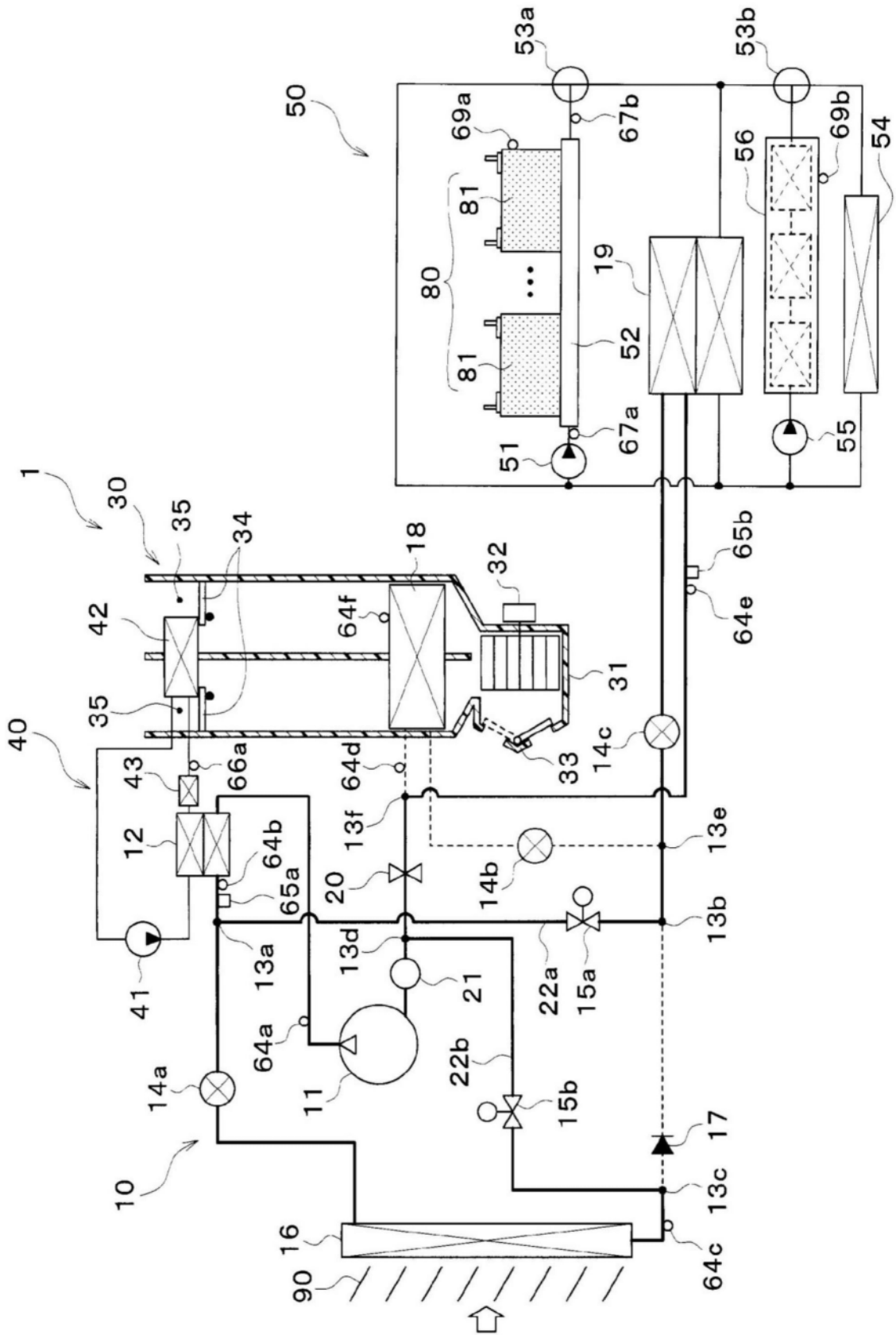


图9

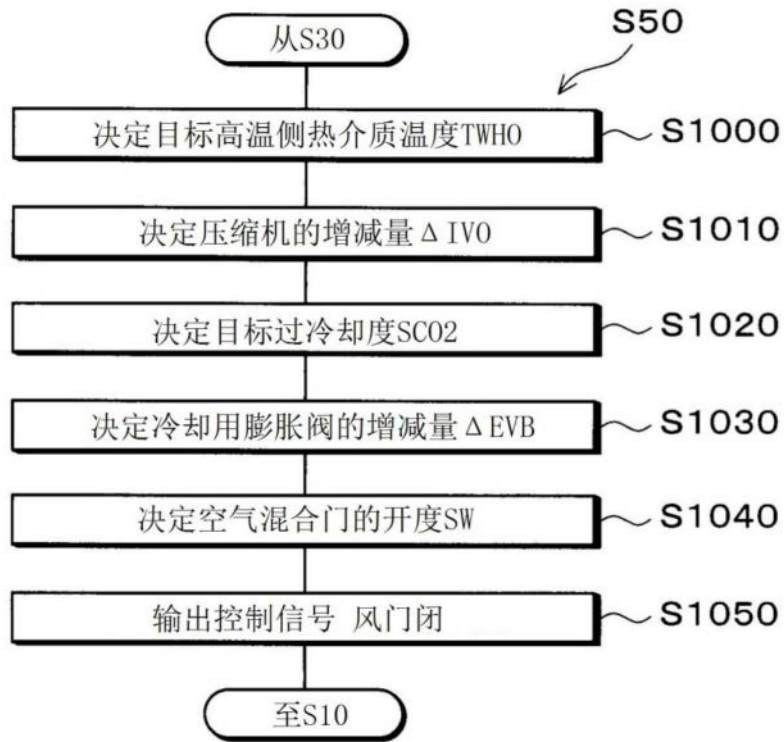


图10

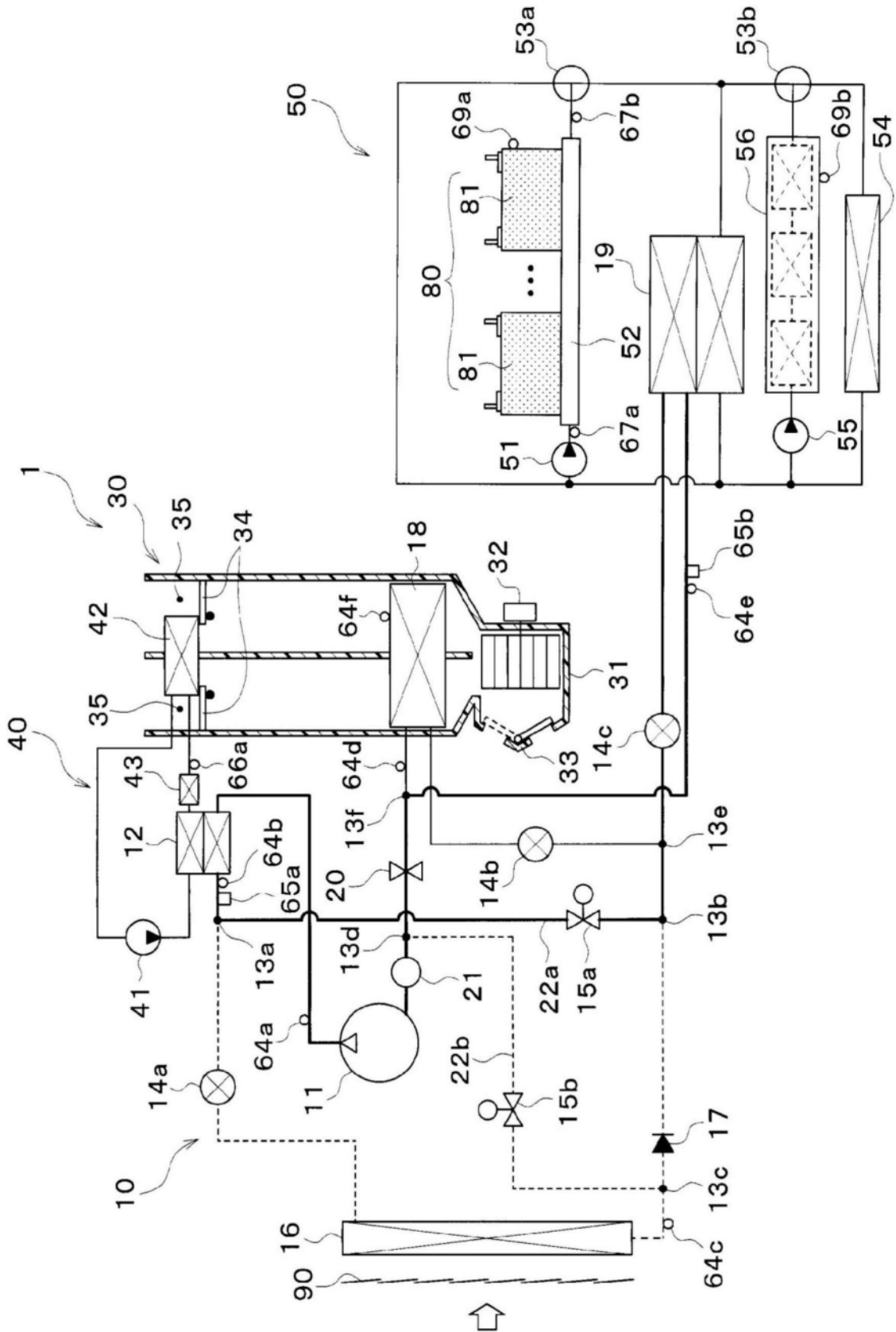


图11

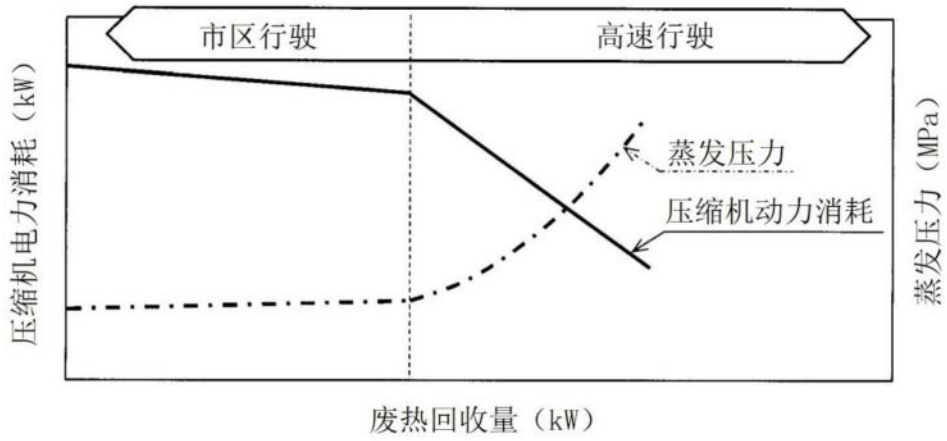


图12

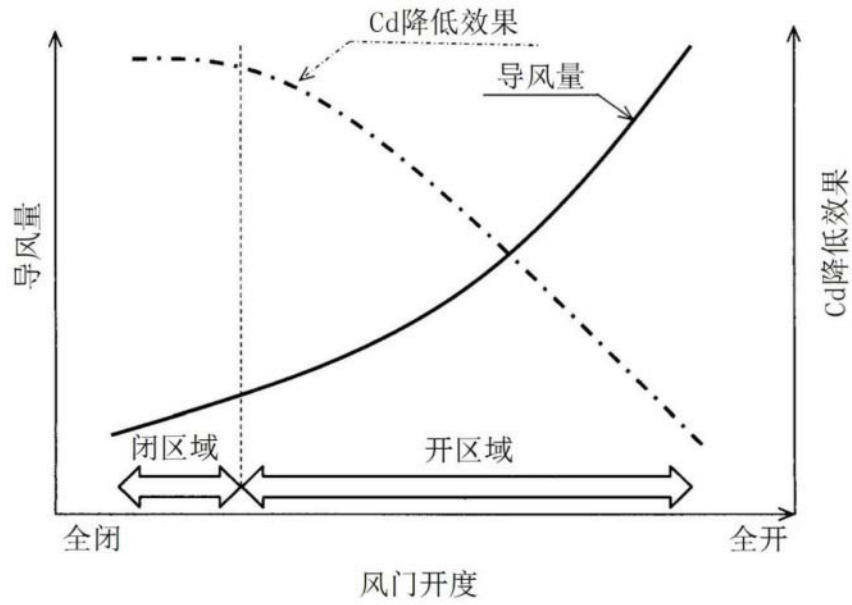


图13

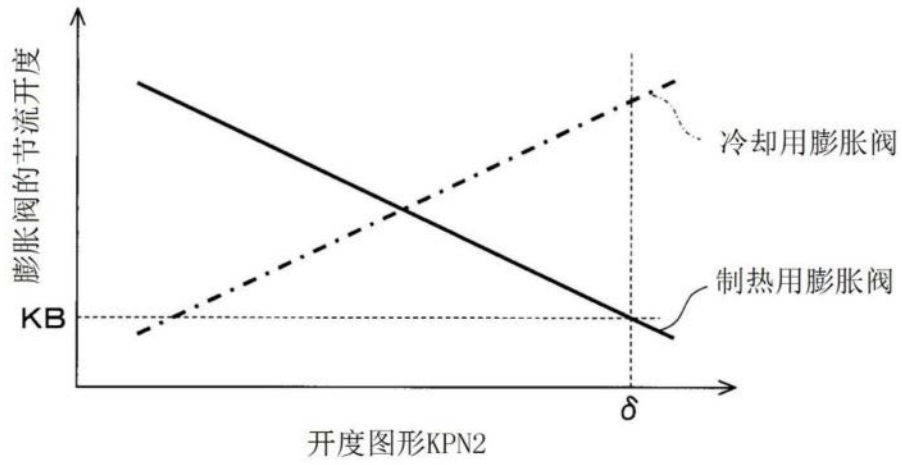


图14

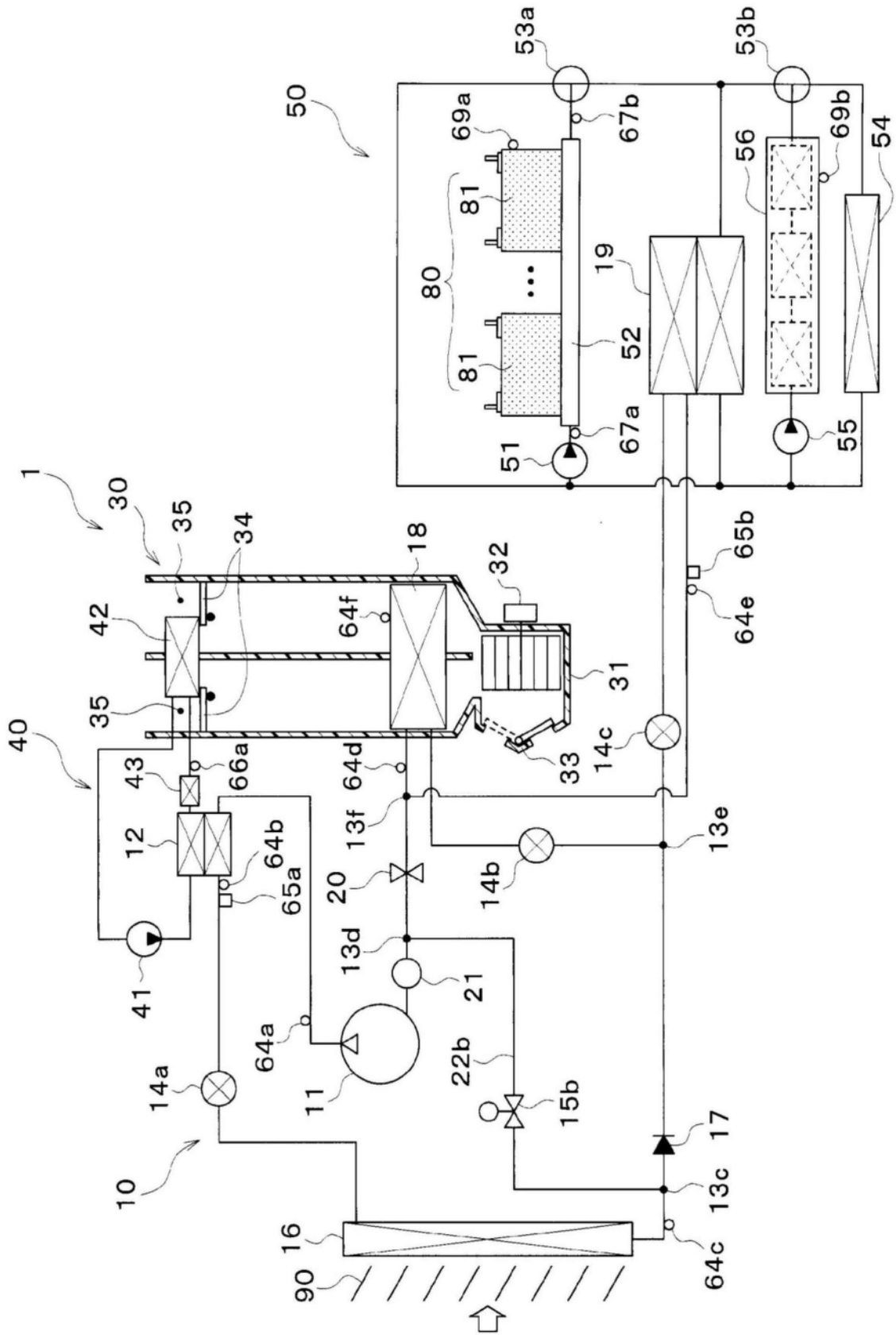


图15

