



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 111033148 A

(43)申请公布日 2020.04.17

(21)申请号 201880054763.0

(22)申请日 2018.08.27

(30)优先权数据

2017-187648 2017.09.28 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2020.02.24

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2018/031580 2018.08.27

(87)PCT国际申请的公布数据

W02019/065039 JA 2019.04.04

(71)申请人 株式会社电装

地址 日本爱知县

(72)发明人 牧本直也 加藤吉毅 布施卓哉

(74)专利代理机构 上海华诚知识产权代理有限公司 31300

代理人 徐颖聪

(51)Int.Cl.

F25B 5/02(2006.01)

B60H 1/22(2006.01)

F25B 1/00(2006.01)

F25B 5/04(2006.01)

F25B 29/00(2006.01)

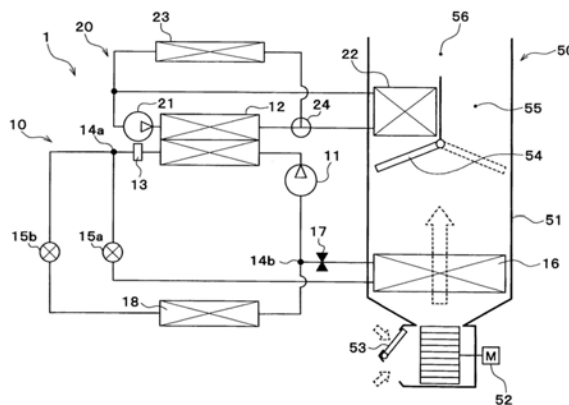
权利要求书2页 说明书33页 附图12页

(54)发明名称

制冷循环装置

(57)摘要

制冷循环装置(10)构成为具有压缩机(11)、高温侧水-制冷剂热交换器(12)、分支部(14a)、冷却用膨胀阀(15a)、吸热用膨胀阀(15b)、室内蒸发器(16)、室外蒸发器(18)。在分支部(14a)的一方的制冷剂流出口连接有冷却用膨胀阀(15a)及室内蒸发器(16),在另一方的制冷剂流出口连接有吸热用膨胀阀(15b)及室外蒸发器(18)。在制冷模式中,切换为使由冷却用膨胀阀(15a)减压后的制冷剂在室内蒸发器(16)与送风空气进行热交换的制冷剂回路,在制热模式中,切换为使由吸热用膨胀阀(15b)减压后的制冷剂在室外蒸发器(18)进行热交换,从而从外部气体吸热而加热送风空气的制冷剂回路。



1. 一种制冷循环装置,其特征在于,具有:
 - 压缩机(11),该压缩机压缩并排出制冷剂;
 - 加热部(12、12a、12b、20),该加热部将从所述压缩机排出的制冷剂所具有的热作为热源,对热交换对象流体进行加热;
 - 分支部(14a),该分支部将从所述加热部流出的高压制冷剂的流动分支;
 - 冷却用减压部(15a),该冷却用减压部使从所述分支部的一方的制冷剂流出口流出的制冷剂减压;
 - 冷却用吸热器(16),该冷却用吸热器使在所述冷却用减压部被减压的制冷剂与所述热交换对象流体进行热交换而蒸发;
 - 加热用减压部(15b),该加热用减压部使从所述分支部的另一方的制冷剂流出口流出的制冷剂减压;
 - 加热用吸热器(18),该加热用吸热器使在所述加热用减压部被减压的制冷剂与作为热源流体的外部气体进行热交换而蒸发;以及
 - 回路切换部(60b),该回路切换部对使制冷剂流入所述冷却用吸热器的制冷剂回路和使制冷剂流入所述加热用吸热器的制冷剂回路进行切换,
 - 在冷却所述热交换对象流体的冷却模式中,所述回路切换部切换为在所述冷却用吸热器使制冷剂进行热交换的制冷剂回路,在加热所述热交换对象流体的加热模式中,所述回路切换部切换为在所述加热用吸热器使制冷剂进行热交换的制冷剂回路。
2. 一种制冷循环装置,其特征在于,具有:
 - 压缩机(11),该压缩机压缩并排出制冷剂;
 - 加热部(12、12a、12b、20),该加热部将从所述压缩机排出的制冷剂所具有的热作为热源,对热交换对象流体进行加热;
 - 冷却用减压部(15a),该冷却用减压部使从所述加热部流出的制冷剂减压;
 - 冷却用吸热器(16),该冷却用吸热器使在所述冷却用减压部被减压的制冷剂与所述热交换对象流体进行热交换而蒸发;
 - 加热用减压部(15b),该加热用减压部使从所述冷却用吸热器流入的制冷剂减压;
 - 加热用吸热器(18),该加热用吸热器使在所述加热用减压部被减压的制冷剂与作为热源流体的外部气体进行热交换而蒸发;以及
 - 回路切换部(60b),该回路切换部对在所述冷却用吸热器使制冷剂进行热交换的制冷剂回路和在所述加热用吸热器使制冷剂进行热交换的制冷剂回路进行切换,
 - 在冷却所述热交换对象流体的冷却模式中,所述回路切换部切换为在所述冷却用吸热器使制冷剂进行热交换的制冷剂回路,在加热所述热交换对象流体的加热模式中,所述回路切换部切换为在所述加热用吸热器使制冷剂进行热交换的制冷剂回路。
3. 根据权利要求1或2所述的制冷循环装置,其特征在于,
 - 在所述冷却模式中,由所述冷却用吸热器吸收的热在所述加热部向外部气体放热。
4. 根据权利要求1至3中任一项所述的制冷循环装置,其特征在于,
 - 所述加热部具有高温侧水-制冷剂热交换器(12),该高温侧水-制冷剂热交换器使从所述压缩机排出的制冷剂所具有的热向在高温侧热介质回路(20)循环的高温侧热介质放热,从而加热所述高温侧热介质,

在所述高温侧热介质回路配置有加热器芯(22),该加热器芯将在所述水-制冷剂热交换器被加热的所述高温侧热介质作为热源来加热所述送风空气。

5.根据权利要求4所述的制冷循环装置,其特征在于,

在所述高温侧热介质回路配置有高温侧散热器(23),该高温侧散热器使所述高温侧热介质所具有的热向外部气体放热。

6.根据权利要求5所述的制冷循环装置,其特征在于,

构成为能够将在所述高温侧散热器流通的所述高温侧热介质所具有的热向所述加热用吸热器传递。

7.根据权利要求6所述的制冷循环装置,其特征在于,

所述加热用吸热器通过传热部件(31)与所述高温侧散热器连接,该传热部件构成为能够在流过该加热用吸热器的制冷剂和流过所述高温侧散热器的所述高温侧热介质之间传热。

8.根据权利要求6所述的制冷循环装置,其特征在于,

在通过该加热用吸热器及所述高温侧散热器的外部气体的流动方向(W)上,所述加热用吸热器配置在所述高温侧散热器的下游侧。

9.根据权利要求1至3中任一项所述的制冷循环装置,其特征在于,

所述加热部具有室内冷凝器(12a),该室内冷凝器使从所述压缩机排出的制冷剂所具有的热向所述热交换对象流体放热,从而加热所述热交换对象流体。

10.根据权利要求9所述的制冷循环装置,其特征在于,

所述加热部具有室外放热器(12b),该室外放热器使从所述压缩机排出的制冷剂所具有的热向外部气体放热。

11.根据权利要求10所述的制冷循环装置,其特征在于,

构成为能够将在所述室外放热器流通的制冷剂所具有的热向所述加热用吸热器传递。

12.根据权利要求11所述的制冷循环装置,其特征在于,

所述加热用吸热器通过传热部件(31)与所述高温侧散热器连接,该传热部件构成为能够在流过该加热用吸热器的制冷剂和流过所述室外放热器的所述制冷剂之间传热。

13.根据权利要求11所述的制冷循环装置,其特征在于,

在通过该加热用吸热器及所述室外放热器的外部气体的流动方向(W)上,所述加热用吸热器配置在所述室外放热器的下游侧。

14.根据权利要求1至13中任一项所述的制冷循环装置,其特征在于,

具有内部热交换器(19),该内部热交换器使从所述加热部流出的高压制冷剂与被吸入所述压缩机的低压制冷剂进行热交换。

制冷循环装置

[0001] 相关申请的相互参照

[0002] 本申请基于2017年9月28日申请的日本专利申请2017-187648号,并将该公开内容通过参照而编入本申请。

技术领域

[0003] 本发明涉及一种制冷循环装置。

背景技术

[0004] 以往,作为与应用于空调装置的蒸汽压缩式制冷循环装置相关的技术,已知有专利文献1所记载的技术。

[0005] 专利文献1的制冷循环构成为,能够根据冷却向作为装置空调对象空间的车室内吹送的送风空气的制冷模式、加热送风空气的制热模式、对冷却除湿后的送风空气进行再加热的除湿制热模式等多种运转模式,来切换制冷剂回路等。

[0006] 并且,专利文献1的制冷循环装置具备室内冷凝器、室外热交换器、室内蒸发器等多个热交换器,并构成为根据运转模式来切换各热交换器的功能。

[0007] 具体而言,在制冷模式时,切换为使室外热交换器作为散热器发挥作用,并且使室内蒸发器作为吸热器发挥作用的制冷剂回路。在制热模式时,切换为使室内冷凝器作为散热器发挥作用,并且使室外热交换器作为吸热器发挥作用的制冷剂回路。在除湿制热模式时,切换为使室内冷凝器作为散热器发挥作用,并且使室内蒸发器及室外热交换器双方作为吸热器发挥作用的制冷剂回路。

[0008] 现有技术文献

[0009] 专利文献

[0010] 专利文献1:日本特开2017-133823号公报

[0011] 根据本申请的发明人等的研究,在如专利文献1那样,在具备多个热交换器并根据运转模式将同一热交换器(在专利文献1中为室外热交换器)切换为散热器和吸热器中的一个的制冷循环装置中,由于在制冷剂回路中需要压力调整阀和切换阀,因此回路结构变得复杂。另外,由于需要在各运转模式下取得适当的循环平衡,因此伴随着切换也需要进行复杂的控制。

发明内容

[0012] 本发明是鉴于这些问题点而完成的,其目的在于,在具备多个吸热器且构成为能够切换运转模式的制冷循环装置中,简化回路结构及运转模式的切换控制。

[0013] 本发明的第一特征例的制冷循环装置具有:

[0014] 压缩机,该压缩机压缩并排出制冷剂;

[0015] 加热部,该加热部将从压缩机排出的制冷剂所具有的热作为热源,对热交换对象流体进行加热;

- [0016] 分支部,该分支部将从加热部流出的高压制冷剂的流动分支;
- [0017] 冷却用减压部,该冷却用减压部使从分支部的一方的制冷剂流出口流出的制冷剂减压;
- [0018] 冷却用吸热器,该冷却用吸热器使在冷却用减压部被减压的制冷剂与热交换对象流体进行热交换而蒸发;
- [0019] 加热用减压部,该加热用减压部使从分支部的另一方的制冷剂流出口流出的制冷剂减压;
- [0020] 加热用吸热器,该加热用吸热器使在加热用减压部被减压的制冷剂与作为热源流体的外部气体进行热交换而蒸发;以及
- [0021] 回路切换部,该回路切换部对使制冷剂流入冷却用吸热器的制冷剂回路和使制冷剂流入加热用吸热器的制冷剂回路进行切换,
- [0022] 在冷却热交换对象流体的冷却模式中,回路切换部切换为在冷却用吸热器使制冷剂进行热交换的制冷剂回路,在加热热交换对象流体的加热模式中,回路切换部切换为在加热用吸热器使制冷剂进行热交换的制冷剂回路。
- [0023] 根据该制冷循环装置,通过回路切换部,能够相对于分支部切换连接冷却用减压部及冷却用吸热器侧的制冷剂回路、和加热用减压部以及加热用吸热器侧的制冷剂回路。
- [0024] 具体而言,在冷却模式中,能够切换为在冷却用吸热器使制冷剂进行热交换来冷却热交换对象流体的制冷剂回路。另外,在加热模式中,通过在加热用吸热器使作为热源流体的外部气体与制冷剂进行热交换,能够切换为将外部气体作为热源对热交换对象流体进行加热的制冷剂回路。
- [0025] 根据该制冷循环装置,无论在切换到哪个制冷剂回路的情况下,都不需要使高压制冷剂流入冷却用吸热器及加热用吸热器,因此,能够以简单的结构切换制冷剂回路而不会导致循环结构的复杂化。
- [0026] 该制冷循环装置能够实现包含冷却热交换对象流体的冷却模式和将外部气体作为热源来加热热交换对象流体的加热模式的多个运转模式而不会导致循环结构的复杂化。
- [0027] 本发明的第二特征例的制冷循环装置具有:
- [0028] 压缩机,该压缩机压缩并排出制冷剂;
- [0029] 加热部,该加热部将从压缩机排出的制冷剂所具有的热作为热源,对热交换对象流体进行加热;
- [0030] 冷却用减压部,该冷却用减压部使从加热部流出的制冷剂减压;
- [0031] 冷却用吸热器,该冷却用吸热器使在冷却用减压部被减压的制冷剂与热交换对象流体进行热交换而蒸发;
- [0032] 加热用减压部,该加热用减压部使从冷却用吸热器流入的制冷剂减压;
- [0033] 加热用吸热器,加热用吸热器该加热用吸热器使在加热用减压部被减压的制冷剂与作为热源流体的外部气体进行热交换而蒸发;以及
- [0034] 回路切换部,该回路切换部对利用冷却用吸热器使制冷剂进行热交换的制冷剂回路和利用加热用吸热器使制冷剂进行热交换的制冷剂回路进行切换,
- [0035] 在冷却热交换对象流体的冷却模式中,回路切换部切换为在冷却用吸热器使制冷剂进行热交换的制冷剂回路,在加热热交换对象流体的加热模式在,回路切换部切换为在

加热用吸热器使制冷剂进行热交换的制冷剂回路。

[0036] 根据该制冷循环装置,通过回路切换部,能够切换在冷却用吸热器使制冷剂进行热交换的制冷剂回路和在加热用吸热器使制冷剂进行热交换的制冷剂回路。

[0037] 具体而言,在冷却模式中,能够切换为在冷却用吸热器使制冷剂进行热交换来冷却热交换对象流体的制冷剂回路。另外,在加热模式中,能够切换为在加热用吸热器使作为热源流体的外部气体与制冷剂进行热交换,从而将外部气体作为热源对热交换对象流体进行加热的制冷剂回路。

[0038] 根据该制冷循环装置,无论在切换到哪个制冷剂回路的情况下,都不需要使高压制冷剂流入冷却用吸热器及加热用吸热器,因此,能够以简单的结构切换制冷剂回路而不会导致循环结构的复杂化。

[0039] 该制冷循环装置能够实现包含冷却热交换对象流体的冷却模式和以外部气体为热源来加热热交换对象流体的加热模式的多个运转模式而不会导致循环结构的复杂化。

附图说明

[0040] 图1是第一实施方式的车辆用空调装置的整体结构图。

[0041] 图2是表示第一实施方式的车辆用空调装置的控制系统的框图。

[0042] 图3是关于第一实施方式中的热导入的说明图。

[0043] 图4是第二实施方式的车辆用空调装置的概略结构图。

[0044] 图5是关于第二实施方式中的热导入的说明图。

[0045] 图6是第三实施方式的车辆用空调装置的概略结构图。

[0046] 图7是关于第三实施方式中的热导入的说明图。

[0047] 图8是第四实施方式的车辆用空调装置的概略结构图。

[0048] 图9是关于第四实施方式中的热导入的说明图。

[0049] 图10是第五实施方式的车辆用空调装置的概略结构图。

[0050] 图11是第六实施方式的车辆用空调装置的概略结构图。

[0051] 图12是表示构成本发明的制冷循环装置的加热用吸热器的变形例的说明图。

具体实施方式

[0052] 以下,基于附图对本发明的实施方式进行说明。在以下的实施方式中,对于彼此相同或相当的部分,在图中标注相同的附图标记。

[0053] (第一实施方式)

[0054] 首先,参照图1~图3对本发明的第一实施方式进行说明。第一实施方式的制冷循环装置10适用于搭载在从行驶用电动机获得车辆行驶用的驱动力的电动汽车的车辆用空调装置1。

[0055] 制冷循环装置10在车辆用空调装置1中,起到对向作为空调对象空间的车室内吹送的送风空气的温度进行调整的功能。该送风空气相当于本发明中的热交换对象流体。

[0056] 并且,该车辆用空调装置1通过根据运转模式来切换制冷剂回路,能够实现多个运转模式。在多个运转模式中,包含制冷模式、制热模式、除湿制热模式等。

[0057] 制冷模式是冷却送风空气而进行车室内的制冷的运转模式,是本发明中的冷却模

式的一例。制热模式是加热送风空气来进行车室内的制热的运转模式，是本发明中的加热模式的一例。除湿制热模式是对冷却并除湿后的送风空气进行再加热而进行车室内的除湿制热的运转模式，是本发明中的加热模式的一例。

[0058] 另外，在该制冷循环装置10中，作为制冷剂，采用HFC类制冷剂（具体而言，R134a），构成高压侧制冷剂压力不超过制冷剂的临界压力的亚临界制冷循环。在制冷剂中混入有用于润滑压缩机11的制冷机油。作为制冷机油，采用与液相制冷剂具有相容性的PAG油（聚亚烷基二醇油）。制冷机油的一部分与制冷剂一起在循环中循环。

[0059] 接着，参照图1对第一实施方式的车辆用空调装置1的具体结构进行说明。首先，对构成车辆用空调装置1中的制冷循环装置10的各构成设备进行说明。

[0060] 压缩机11在制冷循环装置10中吸入、压缩并排出制冷剂，相当于本发明中的压缩机。压缩机11配置在车辆发动机罩内。压缩机11是通过电动机旋转驱动排出容量固定的固定容量型的压缩机构的电动压缩机。压缩机11通过从后述的空调控制装置60输出的控制信号来控制转速（即，制冷剂排出能力）。

[0061] 在压缩机11的排出口连接有高温侧水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路的入口侧。高温侧水-制冷剂热交换器12是使从压缩机11排出的高压制冷剂和在高温侧热介质回路20中循环的高温侧热介质进行热交换，从而加热高温侧热介质的热交换器。作为高温侧热介质，可以采用含有乙二醇的溶液、防冻液等。

[0062] 在此，高温侧热介质回路20是使高温侧热介质循环的高温侧的水回路。在高温侧热介质回路20中，配置有高温侧水-制冷剂热交换器12的水通路、高温侧热介质泵21、加热器芯22、高温侧散热器23、高温侧流量调整阀24等。

[0063] 高温侧热介质泵21是在高温侧热介质回路20中将高温侧热介质向高温侧水-制冷剂热交换器12的水通路的入口侧压送的高温侧水泵。高温侧热介质泵21是通过从空调控制装置60输出的控制电压来控制转速（即水压送能力）的电动泵。

[0064] 加热器芯22配置在后述的室内空调单元50的壳体51内。加热器芯22是使在高温侧水-制冷剂热交换器12被加热的高温侧热介质与通过后述的室内蒸发器16的送风空气进行热交换，从而加热送风空气的热交换器。该加热器芯22相当于根据本发明中的加热器芯。

[0065] 高温侧散热器23是使在高温侧水-制冷剂热交换器12被加热的高温侧热介质与从外部气体风扇30吹送的外部气体进行热交换，从而使高温侧热介质所具有的热向外部气体散热的热交换器。高温侧散热器23相当于本发明中的高温侧散热器。

[0066] 该高温侧散热器23配置在车辆发动机罩内的前方侧。因此，在车辆行驶时，也能够使行驶风吹到高温侧散热器23。如图1所示，在高温侧热介质回路20中，加热器芯22及高温侧散热器23相对于高温侧热介质的流动并联连接。

[0067] 高温侧流量调整阀24由电气式的三通流量调整阀构成，在高温侧水-制冷剂热交换器12的出口侧的水通路中，配置于加热器芯22的热介质入口侧与高温侧散热器23的热介质入口侧的连接部。

[0068] 更具体而言，在高温侧水-制冷剂热交换器12的水通路的出口连接有高温侧流量调整阀24的入口侧。在高温侧流量调整阀24的一个出口连接有加热器芯22的热介质入口侧。在高温侧流量调整阀24的另一个出口连接有高温侧散热器23的热介质入口侧。

[0069] 因此，高温侧流量调整阀24能够连续地调整从高温侧水-制冷剂热交换器12流出

的高温侧热介质中的、流入加热器芯22的高温侧热介质的流量与流入高温侧散热器23的高温侧热介质的流量的高温侧流量比。高温侧流量调整阀24的工作由从空调控制装置60输出的控制信号控制。

[0070] 因此,在高温侧热介质回路20中,当高温侧流量调整阀24调整高温侧流量比时,流入加热器芯22的高温侧热介质的流量发生变化,加热器芯22中的高温侧热介质向送风空气的散热量发生变化。即,通过利用高温侧流量调整阀24调整高温侧流量比,能够调整加热器芯22中的送风空气的加热量。

[0071] 即,在第一实施方式中,通过配置于高温侧热介质回路20的高温侧热介质泵21、高温侧水-制冷剂热交换器12、加热器芯22、高温侧散热器23、高温侧流量调整阀24等,将从压缩机11排出的制冷剂作为热源对送风空气进行加热,因此,这些结构构成本发明中的加热部。

[0072] 如图1所示,在高温侧水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路的出口连接有调制器13。该调制器13是对从高温侧水-制冷剂热交换器12流出的制冷剂进行气液分离,并且储存剩余的液相制冷剂的制冷剂储存部。并且,在该调制器13连接有分支部14a的制冷剂流入口侧。

[0073] 分支部14a将从高温侧水-制冷剂热交换器12及调制器13的制冷剂通路流出的高压制冷剂的流动分支。分支部14a形成为具有相互连通的三个制冷剂流入流出口的三通接头结构,将三个流入流出口中的一个作为制冷剂流入口,将剩余的两个作为制冷剂流出口。

[0074] 分支部14a的一方的制冷剂流出口经由冷却用膨胀阀15a连接有室内蒸发器16的制冷剂入口侧。并且,分支部14a的另一方的制冷剂流出口经由吸热用膨胀阀15b连接有室外蒸发器18的制冷剂入口侧。因此,分支部14a相当于本发明中的分支部。

[0075] 冷却用膨胀阀15a是至少在制冷模式时及除湿制热模式时,使从分支部14a的一方的制冷剂流出口流出的制冷剂减压的冷却用减压部。该冷却用膨胀阀15a相当于本发明中的冷却用减压部。另外,冷却用膨胀阀15a还作为对流入室内蒸发器16的制冷剂的流量进行调整的冷却用流量调整部发挥作用。

[0076] 冷却用膨胀阀15a是电气式的可变节流机构,具有阀芯和电动促动器。即,冷却用膨胀阀15a由所谓的电气式膨胀阀构成。该冷却用膨胀阀15a的阀芯构成为能够变更制冷剂通路的通路开度(换言之,节流开度)。电动促动器具有使阀芯的节流开度变化的步进电动机。

[0077] 该冷却用膨胀阀15a的工作由从空调控制装置60输出的控制信号控制。而且,该冷却用膨胀阀15a由具有全开功能和全闭功能的可变节流机构构成,该全开功能是在全开节流开度时使制冷剂通路全开,该全闭功能是在全闭节流开度时闭塞制冷剂通路。

[0078] 即,冷却用膨胀阀15a通过使制冷剂通路全开,能够不发挥对制冷剂减压的作用。另外,该冷却用膨胀阀15a通过闭塞制冷剂通路,能够阻断制冷剂向室内蒸发器16的流入。即,冷却用膨胀阀15a兼具作为使制冷剂减压的减压部的功能和作为切换制冷剂回路的回路切换部的功能。

[0079] 在冷却用膨胀阀15a的出口连接有室内蒸发器16的制冷剂入口侧。室内蒸发器16配置在室内空调单元50的壳体51内。室内蒸发器16是至少在制冷模式时及除湿制热模式时,使在冷却用膨胀阀15a被减压后的低压制冷剂与送风空气进行热交换,从而使低压制冷

剂蒸发并冷却送风空气的冷却用蒸发器。即,室内蒸发器16相当于本发明中的冷却用吸热器。

[0080] 并且,在室内蒸发器16的制冷剂出口连接有蒸发压力调整阀17的入口侧。蒸发压力调整阀17是将室内蒸发器16中的制冷剂蒸发压力维持在预先设定的基准压力以上的蒸发压力调整部。蒸发压力调整阀17由机械式的可变节流机构构成,该可变节流机构随着室内蒸发器16的出口侧的制冷剂压力的上升而增加阀开度。

[0081] 另外,该蒸发压力调整阀17构成为,将室内蒸发器16中的制冷剂蒸发温度维持在能够抑制室内蒸发器16结霜的基准温度(在本实施方式中为1℃)以上。

[0082] 并且,在蒸发压力调整阀17的出口连接有合流部14b的一方的制冷剂流入口侧。合流部14b是与分支部14a同样的三通接头构造,将三个流入流出口中的两个作为制冷剂流入口,将剩余的一个作为制冷剂流出口。如图1所示,该合流部14b使从蒸发压力调整阀17流出的制冷剂的流动与从室外蒸发器18流出的制冷剂的流动合流。

[0083] 在此,在分支部14a的另一方的制冷剂流出口连接有吸热用膨胀阀15b。该吸热用膨胀阀15b是至少在制热模式时及除湿制热模式时,使从分支部14a的另一方的制冷剂流出口流出的液相制冷剂减压膨胀的吸热用减压部。该吸热用膨胀阀15b作为本发明中的加热用减压部发挥作用。

[0084] 而且,吸热用膨胀阀15b作为对流入室外蒸发器18的制冷剂的流量进行调整的吸热用流量调整部发挥作用。该吸热用膨胀阀15b的基本结构与冷却用膨胀阀15a相同。即,吸热用膨胀阀15b是电气式的可变节流机构,具有阀芯和电动促动器。而且,吸热用膨胀阀15b与冷却用膨胀阀15a同样,具有全开功能和全闭功能。

[0085] 即,吸热用膨胀阀15b通过使制冷剂通路全开,能够不发挥对制冷剂减压的作用,通过闭塞制冷剂通路,能够阻断制冷剂向室外蒸发器18的流入。即,吸热用膨胀阀15b兼具作为使制冷剂减压的减压部的功能和作为切换制冷剂回路的回路切换部的功能。

[0086] 在吸热用膨胀阀15b的出口连接有室外蒸发器18的制冷剂入口侧。室外蒸发器18是吸热用蒸发器,其至少在制热模式及除湿制热模式下,使由吸热用膨胀阀15b减压后的低压制冷剂与从外部气体风扇30吹送的外部气体进行热交换,使低压制冷剂蒸发而使制冷剂发挥吸热作用。室外蒸发器18作为本发明中的加热用吸热器发挥作用,外部气体作为热源流体发挥作用。

[0087] 该室外蒸发器18配置在车辆发动机罩内的前方侧。在室外蒸发器18的制冷剂出口连接有合流部14b的另一方的制冷剂流入口侧。并且,在合流部14b的制冷剂流出口连接有压缩机11的吸入口侧。

[0088] 接着,对构成车辆用空调装置1的室内空调单元50进行说明。室内空调单元50在车辆用空调装置1中形成有空气通路,该空气通路用于将由制冷循环装置10进行温度调整后的送风空气向车室内的适当部位吹出。室内空调单元50配置在车室内最前部的仪表盘(即,仪表板)的内侧。

[0089] 室内空调单元50构成为,在形成其外壳的壳体51的内部所形成的空气通路中收容送风机52、室内蒸发器16、加热器芯22等。壳体51形成向车室内吹送的送风空气的空气通路,由具有某种程度的弹性、强度也优良的树脂(具体而言是聚丙烯)成形。

[0090] 如图1所示,在壳体51的送风空气流最上游侧配置有内外气体切换装置53。内外气

体切换装置53将内部气体(车室内空气)和外部气体(车室外空气)切换导入壳体51内。

[0091] 内外气体切换装置53通过内外气体切换门连续地调整向壳体51内导入内部气体的内部气体导入口及导入外部气体的外部气体导入口的开口面积,从而能够使内部气体的导入风量和外部气体的导入风量的导入比例变化。内外气体切换门由内外气体切换门用的电动促动器驱动。该电动促动器的动作由从空调控制装置60输出的控制信号来控制。

[0092] 在内外气体切换装置53的送风空气流下游侧配置有送风机52。送风机52由通过电动机驱动离心多叶片风扇的电动送风机构成,起到将经由内外气体切换装置53吸入的空气向车室内吹送的功能。由送风机52吹送的送风空气相当于本发明中的热交换对象流体。该送风机52通过从空调控制装置60输出的控制电压来控制转速(即吹送能力)。

[0093] 在送风机52的送风空气流下游侧,室内蒸发器16及加热器芯22相对于送风空气流依次配置。即,室内蒸发器16配置在加热器芯22的送风空气流上游侧。

[0094] 另外,在壳体51内形成有冷风旁路通路55,该冷风旁路通路55使通过室内蒸发器16的送风空气绕过加热器芯22而向下游侧流动。

[0095] 在室内蒸发器16的送风空气流下游侧且在加热器芯22的送风空气流上游侧配置有空气混合门54。空气混合门54调整通过室内蒸发器16后的送风空气中的通过加热器芯22的风量与通过冷风旁路通路55的风量的风量比例。

[0096] 空气混合门54由用于驱动空气混合门的电动促动器驱动。该电动促动器的动作由从空调控制装置60输出的控制信号来控制。

[0097] 在加热器芯22的送风空气流下游侧设置有混合空间56,该混合空间56使在加热器芯22被加热的送风空气与通过冷风旁路通路55而未在加热器芯22被加热的送风空气混合。另外,在壳体51的送风空气流最下游部配置有将在混合空间混合的送风空气(空调风)向车室内吹出的开口孔。

[0098] 作为该开口孔,设置有面部开口孔、脚部开口孔以及除霜器开口孔(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。脚部开口孔是用于向乘员的脚下吹出空调风的开口孔。除霜器开口孔是用于向车辆前表面窗玻璃内侧面吹出空调风的开口孔。

[0099] 这些面部开口孔、脚部开口孔以及除霜器开口孔分别经由形成空气通路的管道与设置在车室内的面部吹出口、脚部吹出口以及除霜器吹出口(均未图示)连接。

[0100] 因此,空气混合门54调整通过加热器芯22的风量与通过冷风旁路通路55的风量的风量比例,从而调整在混合空间混合的空调风的温度。由此,从各吹出口向车室内吹出的送风空气(空调风)的温度也被调整。

[0101] 而且,在面部开口孔、脚部开口孔及除霜器开口孔的送风空气流上游侧,分别配置有调整面部开口孔的开口面积的面部门、调整脚部开口孔的开口面积的脚步部门、调整除霜器开口孔的开口面积的除霜器门(均未图示)。

[0102] 这些面部门、脚步部门、除霜器门构成对吹出空调风的吹出口进行切换的吹出模式切换装置。面部门、脚步部门、除霜器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并联动地进行旋转操作。该电动促动器的工作由从空调控制装置60输出的控制信号来控制。

[0103] 接着,参照图2对第一实施方式的车用空调装置1的控制系统进行说明。空调控

制装置60由包含CPU、ROM及RAM等公知的微型计算机和其周边电路构成。

[0104] 并且,该空调控制装置60根据存储在其ROM内的空调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的工作。在第一实施方式的控制对象设备中,包含压缩机11、冷却用膨胀阀15a、吸热用膨胀阀15b、高温侧热介质泵21、高温侧流量调整阀24、外部气体风扇30、送风机52等。

[0105] 如图2所示,在空调控制装置60的输入侧连接有内部气温传感器62a、外部气温传感器62b、日照传感器62c、高压传感器62d、蒸发器温度传感器62e、空调风温度传感器62f、出口侧温度传感器62g等空调控制用的传感器组。在空调控制装置60输入有这些空调控制用的传感器组的检测信号。

[0106] 内部气温传感器62a是检测车室内温度(内部气温) T_r 的内部气温检测部。外部气温传感器62b是检测车室外温度(外部气温) T_{am} 的外部气温检测部。日照传感器62c是检测向车室内照射的日照量 A_s 的日照量检测部。高压传感器62d是检测从压缩机11的排出口侧到冷却用膨胀阀15a或吸热用膨胀阀15b的入口侧的制冷剂流路的高压制冷剂压力 P_d 的制冷剂压力检测部。

[0107] 蒸发器温度传感器62e是检测室内蒸发器16中的制冷剂蒸发温度(蒸发器温度) T_{efin} 的蒸发器温度检测部。空调风温度传感器62f是检测向车室内吹送的送风空气温度 T_{AV} 的空调风温度检测部。并且,出口侧温度传感器62g是检测室外蒸发器18的出口侧的制冷剂的出口侧温度 T_e 的出口侧温度检测部。

[0108] 另外,在空调控制装置60的输入侧连接有配置在车室内前部的仪表盘附近的操作面板61。因此,来自设置于该操作面板61的各种操作开关的操作信号被输入到空调控制装置60。

[0109] 作为设置于操作面板61的各种操作开关,具体而言,有设定或解除车辆用空调装置1的自动控制运转的自动开关、要求进行车室内的制冷的制冷开关、手动设定送风机52的风量的风量设定开关、设定车室内的目标温度 T_{set} 的温度设定开关等。

[0110] 另外,在该空调控制装置60中,一体地构成有控制与该空调控制装置60的输出侧连接的各种控制对象设备的控制部,但控制各个控制对象设备的工作的结构(硬件及软件)构成控制各个控制对象设备的工作的控制部。

[0111] 例如,在空调控制装置60中,控制压缩机11的工作的结构是排出能力控制部60a。在空调控制装置60中,作为回路切换部,对冷却用膨胀阀15a及吸热用膨胀阀15b的工作进行控制的结构是回路切换控制部60b。并且,在空调控制装置60内,用于判定室外蒸发器18中的结霜的危险性等的结构是结霜判定部60c。

[0112] 另外,结霜判定部60c通过作为空调控制程序的子程序在每个规定的周期执行的判定用的控制程序来实现。具体而言,在由出口侧温度传感器62g检测出的出口侧温度 T_e 比由外部气温传感器检测出的外部气温 T_{am} 减去预先设定的基准温度 α 后的值低时,结霜判定部60c判定为存在室外蒸发器18中的结霜的危险性。

[0113] 接着,对第一实施方式中的车辆用空调装置1的工作进行说明。如上所述,在第一实施方式的车辆用空调装置1中,能够从多个运转模式中适当地切换运转模式。这些运转模式的切换通过执行预先存储在空调控制装置60中的空调控制程序来进行。

[0114] 更具体地说,在空调控制程序中,根据由空调控制用的传感器组检测出的检测信

号及从操作面板61输出的操作信号,计算出向车室内吹送的送风空气的目标吹出温度 TA_0 。然后,根据目标吹出温度 TA_0 及检测信号来切换运转模式。以下,对多个运转模式中的制冷模式下的工作和制热模式下的工作进行说明。

[0115] (a) 制冷模式

[0116] 制冷模式是冷却作为热交换对象流体的送风空气并向车室内吹送的运转模式,是本发明中的冷却模式的一例。在该制冷模式中,空调控制装置60以规定的节流开度打开冷却用膨胀阀15a,使吸热用膨胀阀15b成为全闭状态。

[0117] 因此,在制冷模式的制冷循环装置10中,构成制冷剂按照压缩机11→高温侧水-制冷剂热交换器12→调制器13→分支部14a→冷却用膨胀阀15a→室内蒸发器16→蒸发压力调整阀17→合流部14b→压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式制冷循环。

[0118] 即,在制冷模式中,使制冷剂流入室内蒸发器16,通过与送风空气的热交换来切换为冷却送风空气的制冷剂回路。

[0119] 并且,在该循环结构中,空调控制装置60控制与输出侧连接的各种控制对象设备的工作。

[0120] 例如,空调控制装置60控制压缩机11的工作,以使由蒸发器温度传感器62e检测出的制冷剂蒸发温度 $T_{e\text{fin}}$ 成为目标蒸发温度 TE_0 。目标蒸发温度 TE_0 基于目标吹出温度 TA_0 ,并参照预先存储在空调控制装置60中的制冷模式用的控制映射图来决定。

[0121] 具体而言,在该控制映射图中,随着目标吹出温度 TA_0 的上升,使目标蒸发温度 TE_0 上升,以使由空调风温度传感器62f检测出的送风空气温度 T_{AV} 接近目标吹出温度 TA_0 。进而,目标蒸发温度 TE_0 被决定为能够抑制室内蒸发器16的结霜的范围(具体而言为 1°C 以上)的值。

[0122] 另外,空调控制装置60使高温侧热介质泵21工作,以发挥预定的制冷模式时的水压送能力。另外,空调控制装置60控制高温侧流量调整阀24的工作,以使从高温侧水-制冷剂热交换器12的水通路流出的高温侧热介质的全部流量流入高温侧散热器23。

[0123] 然后,该空调控制装置60基于目标吹出温度 TA_0 ,参照预先存储于空调控制装置60的控制映射图来决定送风机52的控制电压(吹送能力)。具体而言,在该控制映射图中,在目标吹出温度 TA_0 的极低温区域(最大制冷区域)及极高温区域(最大制热区域),使送风机52的吹送量为最大,并随着接近中间温度区域而使吹送量减少。

[0124] 另外,空调控制装置60对空气混合门54的工作进行控制,以使冷风旁路通路55全开而闭塞加热器芯22侧的通风路。另外,该空调控制装置60对于其他各种控制对象设备也适当控制其动作。

[0125] 因此,在制冷模式的制冷循环装置10中,从压缩机11排出的高压制冷剂流入高温侧水-制冷剂热交换器12。在高温侧水-制冷剂热交换器12中,由于高温侧热介质泵21工作,因此高压制冷剂与高温侧热介质进行热交换,高压制冷剂被冷却而冷凝,高温侧热介质被加热。

[0126] 在高温侧热介质回路20中,在高温侧水-制冷剂热交换器12被加热的高温侧热介质经由高温侧流量调整阀24流入高温侧散热器23。流入到高温侧散热器23的高温侧热介质与外部气体进行热交换而散热。由此,高温侧热介质被冷却。在高温侧散热器23被冷却的高温侧热介质被吸入高温侧热介质泵21,而再次向高温侧水-制冷剂热交换器12的水通路压

送。

[0127] 在高温侧水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路被冷却的高压制冷剂经由分支部14a流入冷却用膨胀阀15a而被减压。冷却用膨胀阀15a的节流开度被调整为使室内蒸发器16的出口侧的制冷剂的过热度为大致3℃。

[0128] 在冷却用膨胀阀15a被减压后的低压制冷剂流入室内蒸发器16。流入到室内蒸发器16的制冷剂从由送风机52吹送的送风空气吸热而蒸发。由此,作为热交换对象流体的送风空气被冷却。从室内蒸发器16流出的制冷剂经由蒸发压力调整阀17及合流部14b被吸入压缩机11而再次被压缩。

[0129] 因此,在制冷模式中,通过将在室内蒸发器16被冷却的送风空气向车室内吹出,能够进行车室内的制冷。

[0130] (b) 制热模式

[0131] 制热模式是在室外蒸发器18从作为热源流体的外部气体吸热,且对作为热交换对象流体的送风空气进行加热而向车室内吹送的运转模式,是本发明中的加热模式的一例。在该制热模式中,空调控制装置60使冷却用膨胀阀15a成为全闭状态,以规定的节流开度打开吸热用膨胀阀15b。

[0132] 因此,在制热模式的制冷循环装置10中,构成制冷剂按照压缩机11→高温侧水-制冷剂热交换器12→调制器13→分支部14a→吸热用膨胀阀15b→室外蒸发器18→合流部14b→压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式制冷循环。

[0133] 即,在制热模式下,切换为如下制冷剂回路:使制冷剂流入室外蒸发器18,利用通过与外部气体的热交换而吸热的热来加热送风空气。

[0134] 并且,在该循环结构中,空调控制装置60控制与输出侧连接的各种控制对象设备的工作。

[0135] 例如,空调控制装置60控制压缩机11的工作,以使由高压传感器62d检测出的高压制冷剂压力Pd成为目标高压PC0。目标高压PC0基于目标吹出温度TA0,参照预先存储于空调控制装置60的制热模式用的控制映射图来决定。

[0136] 具体而言,在该控制映射图中,随着目标吹出温度TA0的上升而使目标高压PC0上升,以使送风空气温度TAV接近目标吹出温度TA0。

[0137] 另外,空调控制装置60使高温侧热介质泵21工作,以发挥预先设定的制热模式时的水压送能力。该空调控制装置60控制高温侧流量调整阀24的工作,以使从高温侧水-制冷剂热交换器12的水通路流出的高温侧热介质的全部流量流入加热器芯22。

[0138] 然后,空调控制装置60与制冷模式同样地决定送风机52的控制电压(吹送能力)。另外,空调控制装置60控制空气混合门54的工作,以使加热器芯22侧的通风路全开而闭塞冷风旁路通路55。另外,空调控制装置60对于其他各种控制对象设备也适当控制其工作。

[0139] 因此,在制热模式的制冷循环装置10中,从压缩机11排出的高压制冷剂流入高温侧水-制冷剂热交换器12。在高温侧水-制冷剂热交换器12中,由于高温侧热介质泵21工作,因此高压制冷剂与高温侧热介质进行热交换,高压制冷剂被冷却而冷凝,高温侧热介质被加热。

[0140] 在高温侧热介质回路20中,由高温侧水-制冷剂热交换器12加热的高温侧热介质经由高温侧流量调整阀24流入加热器芯22。由于空气混合门54使加热器芯22侧的通风路全

开,因此流入到加热器芯22的高温侧热介质与通过室内蒸发器16的送风空气进行热交换而散热。

[0141] 由此,作为热交换对象流体的送风空气被加热,送风空气的温度接近目标吹出温度 T_{A0} 。从加热器芯22流出的高温侧热介质被吸入高温侧热介质泵21,而再次向高温侧水-制冷剂热交换器12的水通路压送。

[0142] 从高温侧水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的高压制冷剂经由分支部14a流入到吸热用膨胀阀15b而被减压。吸热用膨胀阀15b的节流开度被调整为室外蒸发器18的出口侧的制冷剂成为气液两相状态。

[0143] 在吸热用膨胀阀15b被减压后的低压制冷剂流入室外蒸发器18。流入到室外蒸发器18的制冷剂从作为从外部气体风扇30吹送的热源流体的外部气体吸热而蒸发。从室外蒸发器18流出的制冷剂经由合流部14b被吸入压缩机11而再次被压缩。

[0144] 因此,在制热模式中,通过用加热器芯22加热作为热交换对象流体的送风空气并向车室内吹出,能够进行车室内的制热。

[0145] (c) 除湿制热模式

[0146] 除湿制热模式是利用在室外蒸发器18从作为热源流体的外部气体吸热的热,对在室内蒸发器16被冷却的作为热交换对象流体的送风空气进行加热并向车室内吹送的运转模式,是本发明中的加热模式的一例。在该除湿制热模式下,空调控制装置60分别以规定的节流开度打开冷却用膨胀阀15a及吸热用膨胀阀15b。

[0147] 因此,在除湿制热模式的制冷循环装置10中,制冷剂按照如下顺序流动并循环:向压缩机11→高温侧水-制冷剂热交换器12→调制器13→分支部14a流动,向分支部14a的一侧→冷却用膨胀阀15a→室内蒸发器16流动,并且向分支部14a的另一侧→吸热用膨胀阀15b→室外蒸发器18流动。并且,从室内蒸发器16流出的制冷剂及从室外蒸发器18流出的制冷剂在合流部14b合流后,流动到压缩机11。即,在除湿制热模式中,构成制冷剂并列地流入室内蒸发器16及室外蒸发器18的蒸汽压缩式的制冷循环。

[0148] 并且,在该循环结构中,空调控制装置60参照预先存储于空调控制装置60的除湿制热模式用的控制映射图等,控制与输出侧连接的各种控制对象设备的工作。

[0149] 在除湿制热模式的制冷循环装置10中,从压缩机11排出的高压制冷剂流入高温侧水-制冷剂热交换器12。在高温侧水-制冷剂热交换器12中,由于高温侧热介质泵21工作,因此高压制冷剂与高温侧热介质进行热交换,高压制冷剂被冷却而冷凝,高温侧热介质被加热。

[0150] 在高温侧热介质回路20中,在高温侧水-制冷剂热交换器12被加热的高温侧热介质经由高温侧流量调整阀24流入加热器芯22。由于空气混合门54使加热器芯22侧的通风路全开,因此流入到加热器芯22的高温侧热介质与在室内蒸发器16被冷却的送风空气进行热交换而散热。

[0151] 由此,作为热交换对象流体的送风空气从被冷却的状态被再加热,送风空气的温度接近目标吹出温度 T_{A0} 。从加热器芯22流出的高温侧热介质被吸入高温侧热介质泵21,而再次向高温侧水-制冷剂热交换器12的水通路压送。

[0152] 从高温侧水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的高压制冷剂经由分支部14a流入冷却用膨胀阀15a而被减压。冷却用膨胀阀15a的节流开度被调整为使室内蒸发器16的

出口侧的制冷剂的过热度为大致3℃。

[0153] 在冷却用膨胀阀15a被减压后的低压制冷剂流入室内蒸发器16。流入到室内蒸发器16的制冷剂从由送风机52吹送的送风空气吸热而蒸发。由此,作为热交换对象流体的送风空气被冷却。从室内蒸发器16流出的制冷剂经由蒸发压力调整阀17及合流部14b被吸入压缩机11而再次被压缩。

[0154] 在分支部14a分支的高压制冷剂流入吸热用膨胀阀15b而被减压。吸热用膨胀阀15b的节流开度被调整为使室外蒸发器18的出口侧的制冷剂成为气液两相状态。

[0155] 在吸热用膨胀阀15b被减压后的低压制冷剂流入室外蒸发器18。流入到室外蒸发器18的制冷剂从作为从外部气体风扇30吹送的热源流体的外部气体吸热而蒸发。从室外蒸发器18流出的制冷剂在合流部14b与通过室内蒸发器16及蒸发压力调整阀17后的制冷剂合流,被吸入压缩机11而再次被压缩。

[0156] 如上所述,在壳体51内部,由于在室内蒸发器16的送风空气流下游侧配置有加热器芯22,因此在除湿制热模式中,能够利用由室外蒸发器18吸热的热,在加热器芯22对在室内蒸发器16被冷却后的送风空气进行加热。

[0157] 如以上说明的那样,根据第一实施方式的车辆用空调装置1,通过制冷循环装置10切换制冷剂回路,能够在多个运转模式内切换制冷模式、制热模式、除湿制热模式,能够实现车室内的舒适的空调。

[0158] 在此,在根据运转模式来切换制冷剂回路的制冷循环装置10中,容易导致循环结构的复杂化。与此相对,在第一实施方式的制冷循环装置10中,不会对同一热交换器切换使高压制冷剂流入的制冷剂回路和使低压制冷剂流入的制冷剂回路。

[0159] 即,无论切换为哪一个制冷剂回路,都不需要使高压制冷剂流入室内蒸发器16及室外蒸发器18,因此,能够以简单的结构切换制冷剂回路而不会导致循环结构的复杂化。

[0160] 但是,在制热模式、除湿制热模式中,存在使室外蒸发器18中的制冷剂蒸发温度比外部气温低的情况。因此,在制热模式等中,有可能在室外蒸发器18产生结霜。若产生结霜,则室外蒸发器18中的热交换性能降低,因此使车辆用空调装置1的制热性能降低。

[0161] 作为与这样的室外蒸发器18的结霜对应的结构,已知对该室外蒸发器18导入高压制冷剂,利用导入的高压制冷剂的热进行除霜。但是,为了将高压制冷剂导入室外蒸发器18,需要在制冷循环装置10中追加切换阀等,导致循环结构复杂化。

[0162] 另外,在单纯地停止制热模式等的运转的结构中,能够抑制室外蒸发器18中的结霜的进行,通过外部气体使霜融化。在该情况下,由于停止制热模式等的运转,因此有损车室内的舒适性。另外,由于因与外部气温的温度差而进行除霜,因此设想到除霜结束为止需要较长时间的情况。

[0163] 在此,在第一实施方式的制冷循环装置10中,为了消除由室外蒸发器18的结霜引起的不良情况,采用图3所示的结构,利用在循环高压侧散热的热的一部分,实现室外蒸发器18中的结霜的抑制及除霜。

[0164] 具体而言,如图3所示,室外蒸发器18的热交换部通过具有热传导性的多个传热翅片31而与高温侧热介质回路20中的高温侧散热器23的热交换部连接。

[0165] 该传热翅片31通过使室外蒸发器18或高温侧散热器23的一部分的结构部件(例如,热交换翅片)共用化而构成,使用能够传热的金属而形成。该传热翅片31相当于本发明

中的传热部件。

[0166] 即,室外蒸发器18和高温侧散热器23通过多个传热翅片31热连接,构成为能够将高温侧散热器23散热的热向室外蒸发器18传递。

[0167] 另外,本发明中的传热部件并不限于将热交换翅片共用化而构成的传热翅片31。作为该传热部件,能够采用各种结构,只要能够从高温侧散热器23向室外蒸发器18传热即可,也可以不是将室外蒸发器18及高温侧散热器23的构成部件共用化,而是采用具有热传导性的分体的部件。

[0168] 通过这样构成,在该制冷循环装置10中,能够将由高温侧散热器23散热的热传递到作为低温侧的室外蒸发器18。其结果是,根据该制冷循环装置10,在执行制热模式、除湿制热模式等的情况下,能够抑制室外蒸发器18中的结霜的进行,或者进行室外蒸发器18的除霜。

[0169] 另外,也可以通过控制高温侧流量调整阀24的工作,关于高温侧热介质回路20的高温侧热介质的流量,也可以进行变更加热器芯22侧和高温侧散热器23侧的平衡的控制。

[0170] 例如,在需要对室外蒸发器18进行除霜的情况下,使向高温侧散热器23侧的高温侧热介质的流量比加热器芯22侧增加。由此,更多的热经由传热翅片31从高温侧散热器23向室外蒸发器18传递,因此能够迅速地进行室外蒸发器18的除霜。

[0171] 另外,在抑制室外蒸发器18的结霜的情况下,与加热器芯22侧相比,将向高温侧散热器23侧的高温侧热介质的流量控制得较少。由此,能够尽量维持加热器芯22对送风空气的加热能力,并且能够抑制室外蒸发器18的结霜。

[0172] 并且,在图3所示的结构的情况下,不需要为了进行室外蒸发器18的除霜等而向室外蒸发器18导入高压制冷剂,也不需要停止制热模式等的运转。即,根据该制冷循环装置10,能够以简单的循环结构维持作为空调对象空间的车室内的舒适性,并且抑制、消除因室外蒸发器18的结霜而引起的不良情况的发生。

[0173] 如以上说明的那样,根据第一实施方式的制冷循环装置10,通过回路切换控制部60b,能够切换与分支部14a连接的室内蒸发器16侧的制冷剂回路和室外蒸发器18侧的制冷剂回路。

[0174] 具体而言,根据该制冷循环装置10,在作为冷却模式的一例的制冷模式下,能够使在冷却用膨胀阀15a被减压后的制冷剂在室内蒸发器16进行热交换,从而冷却作为热交换对象流体的送风空气。

[0175] 并且,根据该制冷循环装置10,在作为加热模式的一例的制热模式中,通过使被吸热用膨胀阀15b减压后的制冷剂在室外蒸发器18与作为热源流体的外部气体进行热交换,能够以外部气体为热源来加热送风空气。

[0176] 另外,根据该制冷循环装置10,在作为加热模式的一例的除湿制热模式中,通过使被吸热用膨胀阀15b减压后的制冷剂在室外蒸发器18与作为热源流体的外部气体进行热交换,能够以外部气体为热源,对在室内蒸发器16被冷却后的送风空气进行加热。

[0177] 根据该制冷循环装置10,无论在切换为哪个制冷剂回路的情况下,都不需要使高压制冷剂流入室内蒸发器16及室外蒸发器18,因此,不会导致循环结构的复杂化,能够以简单的结构切换制冷剂回路。即,该制冷循环装置10能够实现包含制冷模式、制热模式及除湿制热模式的多个运转模式而不会导致循环结构的复杂化。

[0178] 在该制冷模式中,由室内蒸发器16吸收的热在构成加热部的高温侧热介质回路20的高温侧散热器23向外部气体散热。即,室外蒸发器18不作为散热器发挥作用,而作为吸热器发挥作用。换言之,在该制冷循环装置10的制冷模式中,不会使高压制冷剂流入室外蒸发器18。

[0179] 而且,第一实施方式的制冷循环装置10具有高温侧水-制冷剂热交换器12,在使高温侧热介质循环的高温侧热介质回路20配置有加热器芯22。因此,在制热模式时等,能够在高温侧水-制冷剂热交换器12被加热的高温侧热介质流入加热器芯22,从而加热送风空气。

[0180] 另外,在第一实施方式的制冷循环装置10中,在高温侧热介质回路20配置有高温侧散热器23。因此,能够使由室内蒸发器16或室外蒸发器18吸收的热向外部气体散热,在制冷模式时能够适当地进行车室内的制冷。

[0181] 而且,在第一实施方式中,室外蒸发器18与高温侧散热器23热连接,能够将高温侧热介质回路20中的高温侧热介质所具有的热传递到室外蒸发器18。

[0182] 具体而言,如图3所示,室外蒸发器18的热交换部和高温侧散热器23的热交换部通过多个传热翅片31连接。由此,能够经由多个传热翅片31将由高温侧散热器23散热的热向室外蒸发器18传递,因此能够抑制室外蒸发器18中的结霜的进行,或者进行室外蒸发器18的除霜。

[0183] (第二实施方式)

[0184] 接着,参照图4对与上述的第一实施方式不同的第二实施方式进行说明。另外,在图4中,对与第一实施方式相同或相当的部分标注相同的附图标记。这在以下的附图中也是同样的。

[0185] 第二实施方式的制冷循环装置10与第一实施方式相同,适用于搭载在电动汽车的车辆用空调装置1,起到调整向作为空调对象空间的车室内吹送的送风空气的温度的功能。

[0186] 如图4所示,第二实施方式的车用空调装置1与第一实施方式同样,具有制冷循环装置10、高温侧热介质回路20和室内空调单元50。

[0187] 第二实施方式中的高温侧热介质回路20和室内空调单元50的结构与第一实施方式相同。因此,省略关于它们的说明。在第二实施方式中,包括高温侧水-制冷剂热交换器12的高温侧热介质回路20作为本发明的加热部发挥作用。

[0188] 在第二实施方式的制冷循环装置10中,冷却用膨胀阀15a、吸热用膨胀阀15b、室内蒸发器16、室外蒸发器18的配置与上述第一实施方式不同。即,在第二实施方式中,在压缩机11的排出口连接有高温侧水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路的入口侧,在高温侧水-制冷剂热交换器12的制冷剂出口侧连接有调制器13。

[0189] 如图4所示,在调制器13连接有冷却用膨胀阀15a。冷却用膨胀阀15a与第一实施方式同样,由电气式膨胀阀构成,是使从高温侧水-制冷剂热交换器12流出的制冷剂减压的冷却用减压部。

[0190] 该冷却用膨胀阀15a与第一实施方式同样,具有全开功能和全闭功能,兼备作为使制冷剂减压的减压部的功能和作为切换制冷剂回路的回路切换部的功能。

[0191] 在第二实施方式中,在冷却用膨胀阀15a的出口连接有室内蒸发器16的制冷剂入口侧。室内蒸发器16配置在室内空调单元50的壳体51内,是使低压制冷剂与送风空气进行

热交换而使低压制冷剂蒸发,从而冷却送风空气的冷却用蒸发器。即,室内蒸发器16相当于本发明中的冷却用吸热器。

[0192] 如图4所示,在室内蒸发器16的制冷剂出口连接有吸热用膨胀阀15b。该吸热用膨胀阀15b与第一实施方式同样,由电气式膨胀阀构成,是使从室内蒸发器16流出的制冷剂减压的加热用减压部。

[0193] 该吸热用膨胀阀15b与第一实施方式同样,具有全开功能和全闭功能,兼备作为使制冷剂减压的减压部的功能和作为切换制冷剂回路的回路切换部的功能。

[0194] 在此,在从冷却用膨胀阀15a的出口到室内蒸发器16的制冷剂入口侧之间配置有三通阀16b。在三通阀16b的一个流出口连接有旁通流路16a。该旁通流路16a的另一端侧连接在从室内蒸发器16的制冷剂出口侧到吸热用膨胀阀15b的入口之间。

[0195] 因此,通过控制三通阀16b的动作,能够切换制冷剂通过室内蒸发器16的流路和制冷剂绕过室内蒸发器16的流路。该三通阀16b作为本发明中的回路切换部发挥作用。

[0196] 并且,在吸热用膨胀阀15b的出口连接有室外蒸发器18的制冷剂入口侧。室外蒸发器18是吸热用蒸发器,在除湿制热模式时等,该室外蒸发器18使在吸热用膨胀阀15b被减压后的低压制冷剂与从外部气体风扇30吹送的外部气体进行热交换,从而使低压制冷剂蒸发,并使制冷剂发挥吸热作用。即,室外蒸发器18作为本发明中的加热用吸热器发挥作用,外部气体作为热源流体发挥作用。

[0197] 并且,在室外蒸发器18的制冷剂出口侧连接有压缩机11的吸入口侧。即,在第二实施方式的制冷循环装置10中,室内蒸发器16和室外蒸发器18串联连接。另外,关于第二实施方式的车辆用空调装置1的控制系统,由于基本上也与第一实施方式相同,因此省略其说明。

[0198] 接着,对第二实施方式中的车辆用空调装置1的工作进行说明。第二实施方式的车辆用空调装置1能够从多个运转模式中适当切换运转模式。这些运转模式的切换与第一实施方式同样,通过执行预先存储在空调控制装置60的空调控制程序来进行。以下,对多个运转模式中的制冷模式中的动作、制热模式中的动作、除湿制热模式中的动作进行说明。

[0199] (a) 制冷模式

[0200] 在第二实施方式中,制冷模式是对作为热交换对象流体的送风空气进行冷却而向车室内吹送的运转模式,是本发明中的冷却模式的一例。在该制冷模式中,空调控制装置60以规定的节流开度打开冷却用膨胀阀15a,并使吸热用膨胀阀15b成为全开状态。另外,三通阀16b被控制为闭塞旁通流路16a。由此,从冷却用膨胀阀15a流出的制冷剂流入室内蒸发器16。

[0201] 因此,在制冷模式的制冷循环装置10中,构成制冷剂按照压缩机11→高温侧水-制冷剂热交换器12→调制器13→冷却用膨胀阀15a→三通阀16b→室内蒸发器16→吸热用膨胀阀15b→室外蒸发器18→压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式制冷循环。

[0202] 即,在制冷模式中,使制冷剂流入室内蒸发器16,切换为以通过与送风空气的热交换来冷却送风空气为目的的制冷剂回路。

[0203] 并且,在该循环结构中,空调控制装置60基于目标吹出温度TA0、传感器组的检测信号,控制与输出侧连接的各种控制对象设备的工作。例如,空调控制装置60使高温侧热介质泵21工作,以发挥预定的制冷模式时的水压送能力。

[0204] 另外,空调控制装置60控制高温侧流量调整阀24的工作,以使从高温侧水-制冷剂热交换器12的水通路流出的高温侧热介质的全部流量流入高温侧散热器23。

[0205] 并且,该空调控制装置60基于目标吹出温度TA0,参照预先存储于空调控制装置60的控制映射图来决定送风机52的控制电压(吹送能力)。另外,空调控制装置60对空气混合门54的工作进行控制,以使冷风旁路通路55全开而闭塞加热器芯22侧的通风路。另外,该空调控制装置60对于其他各种控制对象设备也适当控制其工作。

[0206] 因此,在第二实施方式中,在制冷模式的制冷循环装置10中,从压缩机11排出的高压制冷剂也流入高温侧水-制冷剂热交换器12。在高温侧水-制冷剂热交换器12中,由于高温侧热介质泵21工作,因此高压制冷剂与高温侧热介质进行热交换,高压制冷剂被冷却而冷凝,高温侧热介质被加热。

[0207] 在高温侧热介质回路20中,在高温侧水-制冷剂热交换器12被加热的高温侧热介质经由高温侧流量调整阀24流入高温侧散热器23。流入到高温侧散热器23的高温侧热介质与外部气体进行热交换而散热。由此,高温侧热介质被冷却。在高温侧散热器23被冷却的高温侧热介质被吸入高温侧热介质泵21,而再次向高温侧水-制冷剂热交换器12的水通路压送。

[0208] 在高温侧水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路被冷却的高压制冷剂流入冷却用膨胀阀15a而被减压。冷却用膨胀阀15a的节流开度被调整为使室内蒸发器16的出口侧的制冷剂的过热度为大致3℃。

[0209] 在冷却用膨胀阀15a被减压后的低压制冷剂流入室内蒸发器16。流入到室内蒸发器16的制冷剂从由送风机52吹送的送风空气吸热而蒸发。由此,作为热交换对象流体的送风空气被冷却。

[0210] 从室内蒸发器16流出的制冷剂不被吸热用膨胀阀15b减压,而流入室外蒸发器18,在室外蒸发器18中几乎不进行热交换,被吸入压缩机11而再次被压缩。

[0211] 因此,在第二实施方式的制冷模式中,通过将在室内蒸发器16被冷却的送风空气向车室内吹出,能够进行车室内的制冷。

[0212] (b) 制热模式

[0213] 第二实施方式中的制热模式是利用在室外蒸发器18从作为热源流体的外部气体吸收的热对作为热交换对象流体的送风空气进行加热而向车室内吹送的运转模式,是本发明中的加热模式的一例。

[0214] 在制热模式中,该空调控制装置60使冷却用膨胀阀15a全开,并以规定的节流开度打开吸热用膨胀阀15b。此时,三通阀16b被控制为使旁通流路16a全开。由此,通过冷却用膨胀阀15a的制冷剂不会流入室内蒸发器16,而是经由旁通流路16a流入吸热用膨胀阀15b。

[0215] 因此,在制热模式的制冷循环装置10中,构成制冷剂按照压缩机11→高温侧水-制冷剂热交换器12→调制器13→三通阀16b→旁通流路16a→吸热用膨胀阀15b→室外蒸发器18→压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式制冷循环。即,在制热模式中,切换为以利用由室外蒸发器18吸收的热来加热送风空气为目的的制冷剂回路。

[0216] 并且,在该循环结构中,空调控制装置60基于目标吹出温度TA0、传感器组的检测信号,控制与输出侧连接的各种控制对象设备的工作。例如,吸热用膨胀阀15b的节流开度基于目标吹出温度TA0等,参照与制热模式相关的控制映射图来确定。

[0217] 另外,空调控制装置60使高温侧热介质泵21工作,以发挥预先设定的制热模式时的水压送能力。空调控制装置60控制高温侧流量调整阀24的动作,以使从高温侧水-制冷剂热交换器12的水通路流出的高温侧热介质流入加热器芯22侧。

[0218] 并且,空调控制装置60决定向空气混合门54的伺服电动机输出的控制信号,使得空气混合门54完全打开加热器芯22侧的空气通路,从而使通过室内蒸发器16的空气中的全部流量通过加热器芯22侧的空气通路。

[0219] 在制热模式的制冷循环装置10中,从压缩机11排出的高压制冷剂流入高温侧水-制冷剂热交换器12。在高温侧水-制冷剂热交换器12中,由于高温侧热介质泵21工作,因此高压制冷剂与高温侧热介质进行热交换,高压制冷剂被冷却而冷凝,高温侧热介质被加热。

[0220] 在高温侧热介质回路20中,在高温侧水-制冷剂热交换器12被加热的高温侧热介质经由高温侧流量调整阀24流入加热器芯22。由于空气混合门54使加热器芯22侧的通风路全开,因此流入加热器芯22的高温侧热介质与通过室内蒸发器16的送风空气进行热交换而散热。

[0221] 由此,作为热交换对象流体的送风空气被加热,送风空气的温度接近目标吹出温度TA0。从加热器芯22流出的高温侧热介质被吸入高温侧热介质泵21,而再次向高温侧水-制冷剂热交换器12的水通路压送。

[0222] 从高温侧水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的高压制冷剂流入冷却用膨胀阀15a。此时,由于冷却用膨胀阀15a为全开,因此高压制冷剂不被减压就流入三通阀16b而在旁通流路16a中流通。因此,在制热模式中,高压制冷剂绕过室内蒸发器16而流入吸热用膨胀阀15b。

[0223] 并且,由于被控制为规定的节流开度,因此流入吸热用膨胀阀15b的高压制冷剂被减压至成为低压制冷剂。在吸热用膨胀阀15b被减压后的低压制冷剂流入室外蒸发器18,从作为从外部气体风扇30吹送的热源流体的外部气体吸热而蒸发。从室外蒸发器18流出的制冷剂直接被吸入压缩机11而再次被压缩。

[0224] 因此,在制热模式中,通过由加热器芯22加热送风空气并向车室内吹出,能够进行车室内的制热。

[0225] (c) 除湿制热模式

[0226] 第二实施方式中的除湿制热模式是利用在室外蒸发器18从作为热源流体的外部气体吸收的热,对在室内蒸发器16被冷却的作为热交换对象流体的送风空气进行加热并向车室内吹送的运转模式,是本发明中的加热模式的一例。

[0227] 在除湿制热模式中,该空调控制装置60分别以规定的节流开度打开冷却用膨胀阀15a及吸热用膨胀阀15b。此时,三通阀16b被控制为闭塞旁通流路16a。由此,通过冷却用膨胀阀15a的制冷剂不会流入旁通流路16a,而流入室内蒸发器16。

[0228] 因此,在除湿制热模式的制冷循环装置10中,构成制冷剂按照压缩机11→高温侧水-制冷剂热交换器12→调制器13→冷却用膨胀阀15a→三通阀16b→室内蒸发器16→吸热用膨胀阀15b→室外蒸发器18→压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式的制冷循环。

[0229] 即,在除湿制热模式中,切换为以利用由室外蒸发器18吸收的热对由室内蒸发器16冷却的送风空气进行加热为目的的制冷剂回路。

[0230] 并且,在该循环结构中,空调控制装置60基于目标吹出温度TA0、传感器组的检测

信号,控制与输出侧连接的各种控制对象设备的工作。例如,冷却用膨胀阀15a、吸热用膨胀阀15b的节流开度根据目标吹出温度TA0等,分别参照与除湿制热模式相关的控制映射图来确定。

[0231] 另外,空调控制装置60使高温侧热介质泵21工作,以发挥预先设定的除湿制热模式时的水压送能力。空调控制装置60控制高温侧流量调整阀24的工作,以使从高温侧水-制冷剂热交换器12的水通路流出的高温侧热介质至少流入加热器芯22侧。

[0232] 此时,空调控制装置60根据需要控制高温侧流量调整阀24的工作,以使高温侧热介质流入加热器芯22侧和高温侧散热器23侧的任一侧。关于加热器芯22侧的流量和高温侧散热器23侧的流量的平衡,也可以根据除湿制热模式中的目标吹出温度TA0等条件适当变更。

[0233] 并且,空调控制装置60决定向空气混合门54的伺服电动机输出的控制信号,以使得空气混合门54完全打开加热器芯22侧的空气通路,从而使通过室内蒸发器16的空气中的全部流量通过加热器芯22侧的空气通路。

[0234] 在该除湿制热模式中,作为制冷剂的流动,是与上述制冷模式相同的流动,但冷却用膨胀阀15a及吸热用膨胀阀15b的制冷剂减压量不同。另外,作为车辆用空调装置1的工作方式,在加热器芯22中的送风空气的加热的有无这一点上也不同。

[0235] 在除湿制热模式的制冷循环装置10中,从压缩机11排出的高压制冷剂流入高温侧水-制冷剂热交换器12。在高温侧水-制冷剂热交换器12中,由于高温侧热介质泵21工作,因此高压制冷剂与高温侧热介质进行热交换,高压制冷剂被冷却而冷凝,高温侧热介质被加热。

[0236] 在高温侧热介质回路20中,在高温侧水-制冷剂热交换器12被加热的高温侧热介质经由高温侧流量调整阀24流入加热器芯22。由于空气混合门54使加热器芯22侧的通风路全开,因此流入到加热器芯22的高温侧热介质与通过室内蒸发器16的送风空气进行热交换而散热。

[0237] 由此,作为热交换对象流体的送风空气被加热,送风空气的温度接近目标吹出温度TA0。从加热器芯22流出的高温侧热介质被吸入高温侧热介质泵21,而再次向高温侧水-制冷剂热交换器12的水通路压送。

[0238] 另外,通过高温侧流量调整阀24的动作,高温侧热介质的一部分流入高温侧散热器23。流入到高温侧散热器23的高温侧热介质与外部气体进行热交换而散热。该高温侧热介质被吸入高温侧热介质泵21,而再次向高温侧水-制冷剂热交换器12的水通路压送。

[0239] 从高温侧水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的高压制冷剂流入冷却用膨胀阀15a而被减压。在冷却用膨胀阀15a被减压后的低压制冷剂通过三通阀16b流入室内蒸发器16,从由送风机52吹送的送风空气吸热而蒸发。由此,作为热交换对象流体的送风空气被冷却。

[0240] 然后,从室内蒸发器16流出的低压制冷剂流入吸热用膨胀阀15b,进一步被减压。在吸热用膨胀阀15b被减压后的低压制冷剂流入室外蒸发器18,从作为从外部气体风扇30吹送的热源流体的外部气体吸热而蒸发。从室外蒸发器18流出的制冷剂直接被吸入压缩机11而再次被压缩。

[0241] 因此,在除湿制热模式中,通过加热器芯22对由室内蒸发器16冷却的送风空气进

行加热并向车室内吹出,从而能够进行车室内的除湿制热。

[0242] 如以上说明的那样,根据第二实施方式的车辆用空调装置1,通过制冷循环装置10切换制冷剂回路,能够在多个运转模式内切换制冷模式、制热模式、除湿制热模式,能够实现车室内的舒适的空调。

[0243] 在第二实施方式的制冷循环装置10中,与第一实施方式相同,不会切换对同一热交换器使高压制冷剂流入的制冷剂回路和使低压制冷剂流入的制冷剂回路,因此,能够以简单的结构切换制冷剂回路而不会导致循环结构的复杂化。

[0244] 在第二实施方式的制热模式、除湿制热模式中,也需要使室外蒸发器18中的制冷剂蒸发温度低于外部气温,因此与第一实施方式同样,室外蒸发器18有可能结霜。

[0245] 因此,在第二实施方式的制冷循环装置10中,为了消除由室外蒸发器18的结霜引起的不良情况,采用图5所示的结构,利用在循环高压侧散热的热的一部分,实现室外蒸发器18中的结霜的抑制及除霜。

[0246] 具体而言,如图5所示,在外部气体风扇30的外部气体的吹送方向W上,排列有室外蒸发器18及高温侧散热器23,由外部气体风扇30吹送的外部气体通过室外蒸发器18及高温侧散热器23。并且,室外蒸发器18在外部气体风扇30的外部气体的吹送方向W上配置在高温侧散热器23的下游侧。

[0247] 在制热模式、除湿制热模式中,通过控制高温侧流量调整阀24的工作,使高温侧热介质不仅流入加热器芯22,还流入高温侧散热器23。因此,高温侧热介质所具有的热对向吹送方向W通过高温侧散热器23的外部气体进行散热。

[0248] 然后,由高温侧散热器23加热的外部气体向吹送方向W流动并通过室外蒸发器18。此时,在室外蒸发器18中,进行由吸热用膨胀阀15b减压后的低压制冷剂与外部气体的热交换。

[0249] 由此,在第二实施方式中,室外蒸发器18和高温侧散热器23经由向吹送方向W流动的外部气体而热连接,构成为能够将由高温侧散热器23散热的热向室外蒸发器18传递。

[0250] 通过像这样构成,在第二实施方式的制冷循环装置10中,能够将在高温侧散热器23散热的热传递到作为低温侧的室外蒸发器18。其结果是,根据该制冷循环装置10,在执行制热模式、除湿制热模式等的情况下,能够抑制室外蒸发器18中的结霜的进行,或者进行室外蒸发器18的除霜。

[0251] 特别是,通过利用高温侧流量调整阀24调整加热器芯22侧与高温侧散热器23侧的高温侧热介质的流量比率,能够与室外蒸发器18的结霜进行状况对应地传递高温侧散热器23侧的热。

[0252] 例如,在需要对室外蒸发器18进行除霜的情况下,控制高温侧流量调整阀24的工作,以使流向高温侧散热器23侧的高温侧热介质比加热器芯22侧多。由此,能够经由向吹送方向W流动的外部气体而从高温侧散热器23向室外蒸发器18传递较多的热,因此能够迅速地进行室外蒸发器18的除霜。

[0253] 另一方面,在抑制室外蒸发器18的结霜的情况下,控制高温侧流量调整阀24的工作,以使高温侧热介质相比于高温侧散热器23侧而更多地流向加热器芯22侧。由此,能够在维持除湿制热模式中的制热能力的同时,抑制室外蒸发器18的结霜。

[0254] 并且,在图5所示的结构的情况下,不需要为了进行室外蒸发器18的除霜等而向室

外蒸发器18导入高压制冷剂,也不需要停止制热模式、除湿制热模式的运转。即,根据该制冷循环装置10,能够以简单的循环结构维持作为空调对象空间的车室内的舒适性,并且抑制、消除因室外蒸发器18的结霜而引起的不良情况的发生。

[0255] 如以上说明的那样,根据第二实施方式的制冷循环装置10,通过回路切换控制部60b,能够切换以在室内蒸发器16与送风空气的热交换为主的制冷剂回路和以在室外蒸发器18使用从外部气体吸收的热来加热送风空气为主的制冷剂回路。

[0256] 具体而言,根据第二实施方式的制冷循环装置10,在作为冷却模式的一例的制冷模式中,能够使被冷却用膨胀阀15a减压后的制冷剂在室内蒸发器16进行热交换,从而对作为热交换对象流体的送风空气进行冷却。

[0257] 并且,根据该制冷循环装置10,在作为加热模式的一例的制热模式中,通过使被吸热用膨胀阀15b减压后的制冷剂在室外蒸发器18与作为热源流体的外部气体进行热交换,能够以外部气体为热源来加热送风空气。

[0258] 另外,根据该制冷循环装置10,在作为加热模式的一例的除湿制热模式下,通过使被吸热用膨胀阀15b减压后的制冷剂在室外蒸发器18与作为热源流体的外部气体进行热交换,能够以外部气体为热源,对在室内蒸发器16被冷却后的送风空气进行加热。

[0259] 根据该制冷循环装置10,在将室内蒸发器16及室外蒸发器18串联连接的结构中,无论在切换为哪个制冷剂回路的情况下,都不需要使高压制冷剂流入室内蒸发器16及室外蒸发器18,因此,能够以简单的结构切换制冷剂回路而不会导致循环结构的复杂化。即,该制冷循环装置10能够实现包含制冷模式和制热模式的多个运转模式而不会导致循环结构的复杂化。

[0260] 在该制冷模式中,由室内蒸发器16吸收的热由构成加热部的高温侧热介质回路20的高温侧散热器23向外部气体散热。即,室外蒸发器18不作为散热器发挥作用,而作为吸热器发挥作用。换言之,在该制冷循环装置10的制冷模式中,不会使高压制冷剂流入室外蒸发器18。

[0261] 另外,第二实施方式的制冷循环装置10具有高温侧水-制冷剂热交换器12,在使高温侧热介质循环的高温侧热介质回路20配置有加热器芯22。进而,在高温侧热介质回路20配置有高温侧散热器23。因此,第二实施方式的制冷循环装置10在这一点上发挥与第一实施方式相同的效果。

[0262] 而且,在第二实施方式中,室外蒸发器18与高温侧散热器23热连接,能够将高温侧热介质回路20中的高温侧热介质所具有的热传递到室外蒸发器18。

[0263] 具体而言,如图5所示,关于外部气体风扇30的外部气体的吹送方向W,将室外蒸发器18配置在高温侧散热器23的下游侧。由此,能够将由高温侧散热器23散热的热经由向吹送方向W吹送的外部气体而向室外蒸发器18传递,因此能够抑制室外蒸发器18中的结霜的进行,或者进行室外蒸发器18的除霜。

[0264] (第三实施方式)

[0265] 接着,参照图6对与上述各实施方式不同的第三实施方式进行说明。第三实施方式的制冷循环装置10与上述实施方式相同,适用于搭载在电动汽车的车辆用空调装置1,起到调整向作为空调对象空间的车室内吹送的送风空气的温度的功能。

[0266] 如图6所示,在第三实施方式的车辆用空调装置1中,废除第一实施方式中的高温

侧水-制冷剂热交换器12、高温侧热介质回路20等,采用室内冷凝器12a及室外热交换器12b作为加热部。

[0267] 因此,在第三实施方式中,室内冷凝器12a及室外热交换器12b作为本发明中的加热部发挥作用。第三实施方式的结构除了这一点之外,基本上与第一实施方式相同。

[0268] 在第三实施方式的压缩机11的排出口侧连接有室内冷凝器12a。该室内冷凝器12a是使从压缩机11排出的高温高压的制冷剂与送风空气进行热交换而对送风空气进行加热的热交换器。

[0269] 室内冷凝器12a在室内空调单元50的壳体51内配置于与第一实施方式中的加热器芯22相同的位置。室内冷凝器12a相当于本发明中的室内冷凝器。

[0270] 在室内冷凝器12a的制冷剂流出口侧连接有室外热交换器12b。该室外热交换器12b是使从室内冷凝器12a流出的制冷剂与从外部气体风扇30吹送的外部气体进行热交换,从而使制冷剂所具有的热向外部气体散热的热交换器。因此,室外热交换器12b相当于本发明中的室外放热器。

[0271] 该室外热交换器12b配置在车辆发动机罩内的前方侧。在室外热交换器12b的制冷剂流出口侧,经由调制器13连接有分支部14a。其他结构与第一实施方式相同。

[0272] 另外,在室外热交换器12b的外部气流上游侧配置有未图示的挡板机构。该挡板机构成为对在室外热交换器12b使外部气体流通的外部气体风路进行开闭。因此,在挡板机构闭塞外部气体风路时,在室外热交换器12b中制冷剂与外部气体不进行热交换。

[0273] 接着,对第三实施方式的车辆用空调装置1的工作进行说明。在第三实施方式的车辆用空调装置1中,也与第一实施方式同样,通过执行空调控制程序来切换运转模式。以下,对多个运转模式中的制冷模式中的工作、制热模式中的工作、除湿制热模式中的工作进行说明。

[0274] (a) 制冷模式

[0275] 第三实施方式的制冷模式是本发明中的冷却模式的一例。在该制冷模式中,空调控制装置60与第一实施方式相同,以规定的节流开度打开冷却用膨胀阀15a,并使吸热用膨胀阀15b成为全闭状态。

[0276] 因此,在制冷模式的制冷循环装置10中,构成制冷剂按照压缩机11→室内冷凝器12a→室外热交换器12b→调制器13→分支部14a→冷却用膨胀阀15a→室内蒸发器16→蒸发压力调整阀17→合流部14b→压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式制冷循环。

[0277] 并且,在制冷模式中,空调控制装置60控制挡板机构的工作,以打开室外热交换器12b的外部气体风路。对于其他的控制对象设备,与第一实施方式的制冷模式同样地进行控制。

[0278] 因此,在制冷模式的制冷循环装置10中,从压缩机11排出的高温高压的制冷剂流入室内冷凝器12a。在制冷模式中,空气混合门54使冷风旁路通路55全开,而闭塞室内冷凝器12a侧的通风路。因此,流入室内冷凝器12a的制冷剂几乎不向送风空气散热,从室内冷凝器12a流出而流入室外热交换器12b。

[0279] 由于挡板机构打开室外热交换器12b的外部气体风道,因此流入到室外热交换器12b的制冷剂向外部气体放热而冷凝。并且,从室外热交换器12b流出的制冷剂经由分支部14a流入冷却用膨胀阀15a而被减压。以后的工作与第一实施方式的制冷模式相同。

[0280] 因此,在制冷模式中,通过将室内蒸发器16被冷却的送风空气向车室内吹出,能够进行车室内的制冷。

[0281] (b) 制热模式

[0282] 第三实施方式的制热模式与第一实施方式同样,是本发明中的加热模式的一例。在该制热模式中,空调控制装置60使冷却用膨胀阀15a成为全闭状态,并以规定的节流开度打开吸热用膨胀阀15b。

[0283] 因此,在制热模式的制冷循环装置10中,构成制冷剂按照压缩机11→室内冷凝器12a→室外热交换器12b→调制器13→分支部14a→吸热用膨胀阀15b→室外蒸发器18→合流部14b→压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式制冷循环。

[0284] 进而,在制热模式中,空调控制装置60控制挡板机构的动作,以使室外热交换器12b的外部气体风路成为比全开状态小的开度(例如,几乎闭塞的状态)。对于其他的控制对象设备,与第一实施方式的制热模式同样地进行控制。

[0285] 在制热模式的制冷循环装置10中,从压缩机11排出的高温高压的制冷剂流入室内冷凝器12a。在制热模式中,空气混合门54闭塞冷风旁路通路55,而使室内冷凝器12a侧的通风路全开。因此,流入到室内冷凝器12a的制冷剂向送风空气散热而冷凝。由此,送风空气被加热,送风空气的温度接近目标吹出温度TA0。

[0286] 从室内冷凝器12a流出的制冷剂流入室外热交换器12b。由于挡板机构使室外热交换器12b的外部气体风路成为比全开状态小的开度(例如,几乎闭塞的状态),因此流入到室外热交换器12b的制冷剂以与开度对应的散热量从室外热交换器12b流出。基本上,通常在室外热交换器12b中,几乎不向外部气体散热,在后述的结霜抑制时、除霜时散热。

[0287] 从室外热交换器12b流出的制冷剂经由分支部14a流入吸热用膨胀阀15b而被减压。以后的工作与第一实施方式的制热模式相同。

[0288] 因此,在制热模式中,通过将由室内冷凝器12a加热的送风空气向车室内吹出,能够进行车室内的制热。

[0289] (c) 除湿制热模式

[0290] 第三实施方式的除湿制热模式与第一实施方式同样,是本发明中的加热模式的一例。在该除湿制热模式中,空调控制装置60以规定的节流开度打开冷却用膨胀阀15a及吸热用膨胀阀15b。

[0291] 因此,在除湿制热模式的制冷循环装置10中,制冷剂按照如下顺序流动并循环:向压缩机11→室内冷凝器12a→室外热交换器12b→调节器13→分支部14a流动,向分支部14a的一侧→冷却用膨胀阀15a→室内蒸发器16流动,并且向分支部14a的另一侧→吸热用膨胀阀15b→室外蒸发器18流动。并且,从室内蒸发器16流出的制冷剂及从室外蒸发器18流出的制冷剂在合流部14b合流后,流动到压缩机11。即,在除湿制热模式中,构成制冷剂并列地流入室内蒸发器16及室外蒸发器18的蒸汽压缩式的制冷循环。

[0292] 并且,在该循环结构中,空调控制装置60与第一实施方式同样地控制与输出侧连接的各种控制对象设备的工作。

[0293] 在第三实施方式的除湿制热模式中,关于利用室内冷凝器12a加热送风空气的工作方式,与第三实施方式的制热模式相同。另外,其他结构的工作方式与上述第一实施方式的除湿制热模式相同。因此,省略关于这些点的再次说明。

[0294] 像这样,在第三实施方式的除湿制热模式中,通过室内冷凝器12a对在室内蒸发器16被冷却后的送风空气进行加热并向车室内吹出,从而能够进行车室内的除湿制热。

[0295] 如以上说明的那样,根据第三实施方式的车辆用空调装置1,通过制冷循环装置10切换制冷剂回路,能够在多个运转模式内切换制冷模式、制热模式、除湿制热模式,能够实现车室内的舒适的空调。

[0296] 即,无论切换为哪一个制冷剂回路,都不需要使高压制冷剂流入室内蒸发器16及室外蒸发器18,因此,能够以简单的结构切换制冷剂回路而不会导致循环结构的复杂化。

[0297] 在第三实施方式的制冷循环装置10中,在制热模式、除湿制热模式中,也有可能发生室外蒸发器18的结霜。在第三实施方式中,为了消除由室外蒸发器18的结霜引起的不良情况,采用图7所示的结构,利用在循环高压侧散热的热的一部分,实现室外蒸发器18中的结霜的抑制及除霜。

[0298] 具体而言,如图7所示,关于外部气体风扇30的外部气体的吹送方向W,并列配置室外热交换器12b及室外蒸发器18。即,配置为通过外部气体风扇30向吹送方向W吹送的外部气体通过室外热交换器12b及室外蒸发器18。

[0299] 而且,第三实施方式的室外蒸发器18,关于由外部气体风扇30产生的外部气体的吹送方向W,配置在室外热交换器12b的下游侧。

[0300] 如上所述,在制热模式、除湿制热模式中,通过控制挡板机构的工作,在室外热交换器12b中使高压制冷剂的热向外部气体散热。该外部气体向外部气体风扇30的吹送方向W流动而通过室外蒸发器18。此时,在室外蒸发器18中,进行由吸热用膨胀阀15b减压后的低压制冷剂与外部气体的热交换。

[0301] 由此,在第三实施方式中,室外热交换器12b和室外蒸发器18经由向吹送方向W流动的外部气体而热连接,构成为能够将由室外热交换器12b散热的热向室外蒸发器18传递。

[0302] 通过像这样构成,在第三实施方式的制冷循环装置10中,能够将由室外热交换器12b散热的热传递到低温侧的室外蒸发器18,从而能够抑制室外蒸发器18中的结霜的进行,或者进行室外蒸发器18的除霜。

[0303] 特别是,通过利用室外热交换器12b中的挡板机构控制外部气体风路的开度来调整对外部气体的散热量,能够与由结霜判定部60c判定的室外蒸发器18的结霜进行状况对应地传递室外热交换器12b侧的热。

[0304] 例如,在需要对室外蒸发器18进行除霜的情况下,通过挡板机构进行控制以增大外部气体风路的开度。由此,能够增加室外热交换器12b相对于向吹送方向W流动的外部气体的散热量,能够经由外部气体从室外热交换器12b向室外蒸发器18传递较多的热。因此,能够迅速地进行室外蒸发器18的除霜。

[0305] 另一方面,在抑制室外蒸发器18的结霜的情况下,不通过挡板机构闭塞外部气体风路的开度,而控制为较小的开度。由此,能够在维持制热模式中的制热能力的同时,抑制室外蒸发器18的结霜。

[0306] 并且,在图7所示的结构的情况下,不需要为了进行室外蒸发器18的除霜等而向室外蒸发器18导入高压制冷剂,也不需要停止除湿制热模式等的运转。即,根据该制冷循环装置10,能够以简单的循环结构维持作为空调对象空间的车室内的舒适性,并且抑制、消除因室外蒸发器18的结霜而引起的不良情况的发生。

[0307] 如以上说明的那样,根据第三实施方式的制冷循环装置10,与第一实施方式同样,能够通过回路切换控制部60b切换与分支部14a连接的室内蒸发器16侧的制冷剂回路和室外蒸发器18侧的制冷剂回路。

[0308] 根据该制冷循环装置10,无论在切换为哪个制冷剂回路的情况下,都不需要使高压制冷剂流入室内蒸发器16及室外蒸发器18,因此,能够以简单的结构切换制冷剂回路而不会导致循环结构的复杂化。即,该制冷循环装置10能够实现包含制冷模式、制热模式和除湿制热模式的多个运转模式而不会导致循环结构的复杂化。

[0309] 而且,在第三实施方式的制冷模式中,在室内蒸发器16被吸热的热在构成加热部的室外热交换器12b向外部气体散热。即,室外蒸发器18不作为散热器发挥作用,而作为吸热器发挥作用。换言之,在该制冷循环装置10的制冷模式下,不会使高压制冷剂流入室外蒸发器18。

[0310] 如图6所示,第三实施方式的制冷循环装置10具备室内冷凝器12a。因此,在制热模式等中,能够使从压缩机11排出的高温高压的制冷剂与作为热交换对象流体的送风空气直接进行热交换,从而加热送风空气。

[0311] 另外,第三实施方式的制冷循环装置10具备室外热交换器12b。因此,能够使在室内蒸发器16或室外蒸发器18吸热的热向外部气体散热,在制冷模式时能够适当地进行车室内的制冷。

[0312] 并且,在第三实施方式中,室外热交换器12b与室外蒸发器18热连接,能够将室外热交换器12b中的高压制冷剂所具有的热传递到室外蒸发器18。

[0313] 具体而言,如图7所示,关于外部气体风扇30的外部气体的吹送方向W,将室外蒸发器18配置在室外热交换器12b的下游侧。由此,能够将在室外热交换器12b中散热的热经由向吹送方向W吹送的外部气体向室外蒸发器18传递,因此能够抑制室外蒸发器18中的结霜的进行,或者进行室外蒸发器18的除霜。

[0314] (第四实施方式)

[0315] 接着,参照图8对与上述各实施方式不同的第四实施方式进行说明。第四实施方式的制冷循环装置10与上述实施方式相同,适用于搭载在电动汽车的车辆用空调装置1,起到调整向作为空调对象空间的车室内吹送的送风空气的温度的功能。

[0316] 如图8所示,第四实施方式的车用空调装置1废除了第二实施方式中的高温侧水-制冷剂热交换器12、高温侧热介质回路20等,采用室内冷凝器12a及室外热交换器12b作为加热部。

[0317] 因此,在第四实施方式中,室内冷凝器12a及室外热交换器12b作为本发明中的加热部发挥作用。第四实施方式的结构除了这一点之外,基本上与第二实施方式相同。

[0318] 在第四实施方式的压缩机11的排出口侧连接有室内冷凝器12a。该室内冷凝器12a是使从压缩机11排出的高温高压的制冷剂与送风空气进行热交换,从而对送风空气进行加热的热交换器。室内冷凝器12a与第三实施方式中的室内冷凝器12a同样地配置,相当于本发明中的室内冷凝器。

[0319] 在室内冷凝器12a的制冷剂流出口侧连接有室外热交换器12b。该室外热交换器12b是使从室内冷凝器12a流出的制冷剂与从外部气体风扇30吹送的外部气体进行热交换,从而使制冷剂所具有的热向外部气体散热的热交换器。因此,室外热交换器12b相当于本发

明中的室外放热器。

[0320] 在该室外热交换器12b的外部气流上游侧配置有未图示的挡板机构。该挡板机构与第三实施方式相同,构成为对在室外热交换器12b中使外部气体流通的外部气体风路进行开闭。

[0321] 在该室外热交换器12b的制冷剂流出口侧,经由调制器13连接有冷却用膨胀阀15a。其他结构与第二实施方式相同。

[0322] 接着,对第四实施方式的车辆用空调装置1的工作进行说明。在第四实施方式的车辆用空调装置1中,也与第二实施方式同样,通过执行空调控制程序来切换运转模式。以下,对多个运转模式中的制冷模式中的工作、制热模式中的工作、除湿制热模式中的工作进行说明。

[0323] (a) 制冷模式

[0324] 第四实施方式的制冷模式是本发明中的冷却模式的一例。在该制冷模式中,空调控制装置60与第二实施方式相同,以规定的节流开度打开冷却用膨胀阀15a,并使吸热用膨胀阀15b成为全开状态。另外,三通阀16b被控制为闭塞旁通流路16a。

[0325] 因此,在制冷模式的制冷循环装置10中,构成制冷剂按照压缩机11→室内冷凝器12a→室外热交换器12b→调制器13→冷却用膨胀阀15a→三通阀16b→室内蒸发器16→吸热用膨胀阀15b→室外蒸发器18→压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式制冷循环。

[0326] 即,在第四实施方式的制冷模式中,切换为以使制冷剂流入室内蒸发器16并通过与送风空气的热交换来冷却送风空气为目的的制冷剂回路。

[0327] 并且,在该循环结构中,空调控制装置60基于目标吹出温度TA0、传感器组的检测信号,控制与输出侧连接的各种控制对象设备的工作。例如,空调控制装置60控制空气混合门54的工作,以使冷风旁路通路55全开而闭塞室内冷凝器12a侧的通风路。

[0328] 另外,空调控制装置60控制挡板机构的工作,以打开室外热交换器12b的外部气体风路。另外,该空调控制装置60对其他各种控制对象设备也与第二实施方式同样地适当控制其工作。

[0329] 在第四实施方式的制冷循环装置10的制冷模式中,从压缩机11排出的高温高压的制冷剂流入室内冷凝器12a。在制冷模式中,与第二实施方式同样,空气混合门54闭塞室内冷凝器12a侧的通风路。因此,流入室内冷凝器12a的制冷剂几乎不向送风空气放热,从室内冷凝器12a流出而流入室外热交换器12b。

[0330] 由于挡板机构打开室外热交换器12b的外部气体风道,因此流入到室外热交换器12b的制冷剂向外部气体放热而冷凝。并且,从室外热交换器12b流出的制冷剂经由调制器13流入冷却用膨胀阀15a而被减压。以后的工作与第二实施方式的制冷模式相同。

[0331] 因此,在制冷模式中,通过将由室内蒸发器16冷却的送风空气向车室内吹出,能够进行车室内的制冷。

[0332] (b) 制热模式

[0333] 第四实施方式的制热模式与第二实施方式同样,是本发明中的加热模式的一例。在该制热模式中,空调控制装置60使冷却用膨胀阀15a全开,并以规定的节流开度打开吸热用膨胀阀15b。此时,三通阀16b被控制为使旁通流路16a全开。

[0334] 因此,在制热模式的制冷循环装置10中,构成制冷剂按照压缩机11→室内冷凝器

12a→室外热交换器12b→调制器13→三通阀16b→旁通流路16a→吸热用膨胀阀15b→室外蒸发器18→压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式制冷循环。即,在制热模式中,切换为以利用由室外蒸发器18吸收的热来加热送风空气为目的的制冷剂回路。

[0335] 并且,在该循环结构中,空调控制装置60基于目标吹出温度TA0、传感器组的检测信号,参照与制热模式相关的控制映射图来控制与输出侧连接的各种控制对象设备的工作。另外,该空调控制装置60对其他各种控制对象设备也与第二实施方式同样地适当控制其工作。

[0336] 在第四实施方式的制冷循环装置10的制热模式中,从压缩机11排出的高温高压的制冷剂流入室内冷凝器12a。在制热模式中,与第二实施方式同样,空气混合门54闭塞冷风旁路通路55,使室内冷凝器12a侧的通风路全开。因此,流入到室内冷凝器12a的制冷剂向送风空气放热,加热通过室内蒸发器16后的送风空气。

[0337] 由于挡板机构以规定的开度打开室外热交换器12b的外部气体风路,因此从室内冷凝器12a流出并流入室外热交换器12b的制冷剂向外部气体放热而冷凝。并且,从室外热交换器12b流出的制冷剂经由调制器13、冷却用膨胀阀15a、三通阀16b、旁通流路16a流入吸热用膨胀阀15b而被减压。以后的工作与第二实施方式的制热模式相同。

[0338] 因此,在制热模式下,利用在室外蒸发器18中从外部气体吸热的热,能够对通过室内蒸发器16的送风空气进行加热并向车室内吹出,能够进行车室内的制热。

[0339] (c) 除湿制热模式

[0340] 第四实施方式的除湿制热模式与第二实施方式同样,是本发明中的加热模式的一例。在该除湿制热模式中,空调控制装置60分别以规定的节流开度打开冷却用膨胀阀15a及吸热用膨胀阀15b。此时,三通阀16b被控制为闭塞旁通流路16a。

[0341] 因此,在除湿制热模式的制冷循环装置10中,构成制冷剂按照压缩机11→室内冷凝器12a→室外热交换器12b→调制器13→冷却用膨胀阀15a→三通阀16b→室内蒸发器16→吸热用膨胀阀15b→室外蒸发器18→压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式制冷循环。即,在除湿制热模式中,切换为以利用由室外蒸发器18吸收的热对在室内蒸发器16被冷却的送风空气进行加热为目的的制冷剂回路。

[0342] 并且,在该循环结构中,空调控制装置60基于目标吹出温度TA0、传感器组的检测信号,参照与除湿制热模式相关的控制映射图来控制与输出侧连接的各种控制对象设备的工作。

[0343] 另外,空调控制装置60控制挡板机构的工作,以使室外热交换器12b的外部气体风路以比制冷模式时小的开度打开。关于具体的基于挡板机构的外部气体风路的开度,根据室外蒸发器18中的结霜的进行程度等,参照控制映射图来确定。另外,该空调控制装置60对其他各种控制对象设备也与第二实施方式同样地适当控制其工作。

[0344] 在第四实施方式的制冷循环装置10的除湿制热模式中,从压缩机11排出的高温高压的制冷剂流入室内冷凝器12a。在除湿制热模式中,与第二实施方式同样,空气混合门54闭塞冷风旁路通路55,使室内冷凝器12a侧的通风路全开。因此,流入室内冷凝器12a的制冷剂向送风空气散热,对在室内蒸发器16中冷却的送风空气进行加热。

[0345] 由于挡板机构以规定的开度打开室外热交换器12b的外部气体风路,因此从室内冷凝器12a流出并流入室外热交换器12b的制冷剂向外部气体放热而冷凝。并且,从室外热

换热器12b流出的制冷剂经由调制器13流入冷却用膨胀阀15a而被减压。以后的工作与第二实施方式的除湿制热模式相同。

[0346] 因此,在除湿制热模式中,利用在室外蒸发器18从外部气体吸收的热,能够对在室内蒸发器16被冷却的送风空气进行加热并向车室内吹出,从而能够进行车室内的除湿制热。

[0347] 像这样,根据第四实施方式的车辆用空调装置1,即使是室内蒸发器16及室外蒸发器18串联连接的结构,通过制冷循环装置10切换制冷剂回路,也能够多个运转模式内切换制冷模式、制热模式、除湿制热模式,从而能够实现车室内的舒适的空调。

[0348] 即,无论切换为哪一个制冷剂回路,都不需要使高压制冷剂流入室内蒸发器16及室外蒸发器18,因此,能够以简单的结构切换制冷剂回路而不会导致循环结构的复杂化。

[0349] 在第四实施方式的制冷循环装置10中,在制热模式、除湿制热模式中,也有可能发生室外蒸发器18的结霜。在第四实施方式中,为了消除由室外蒸发器18的结霜引起的不良情况,采用图9所示的结构,利用在循环高压侧散热的热的一部分,实现室外蒸发器18中的结霜的抑制及除霜。

[0350] 具体而言,室外蒸发器18的热交换部通过具有热传导性的多个传热翅片31与室外热交换器12b的热交换部连接。各传热翅片31通过使室外热交换器12b或室外蒸发器18的一部分的构成部件(例如,热交换翅片)共用化而构成,相当于本发明中的传热部件。

[0351] 即,室外热交换器12b与室外蒸发器18通过多个传热翅片31热连接,构成为能够将室外热交换器12b散热的热向室外蒸发器18传递。

[0352] 通过这样构成,在该制冷循环装置10中,能够将由室外热交换器12b散热的热传递到低温侧的室外蒸发器18。其结果是,根据该制冷循环装置10,在执行制热模式、除湿制热模式的情况下,能够抑制室外蒸发器18中的结霜的进行,或者进行室外蒸发器18的除霜。

[0353] 另外,通过控制室外热交换器12b中的挡板机构的动作,也能够调整室外热交换器12b的散热量,增减传递到室外蒸发器18的热量。通过利用挡板机构增大外部气体风路的开度,如果增加传递到室外蒸发器18的热量,就能够迅速地进行室外蒸发器18的除霜。

[0354] 另外,在抑制室外蒸发器18的结霜的情况下,只要通过挡板机构将外部气体风路的开度缩小而限制传递到室外蒸发器18的热量即可。由此,能够尽量维持室内冷凝器12a对送风空气的加热能力,并且能够抑制室外蒸发器18的结霜。

[0355] 并且,在图9所示的结构的情况下,不需要为了进行室外蒸发器18的除霜等而向室外蒸发器18导入高压制冷剂,也不需要停止制热模式等的运转。即,根据该制冷循环装置10,能够以简单的循环结构维持作为空调对象空间的车室内的舒适性,并且抑制、消除因室外蒸发器18的结霜而引起的不良情况的发生。

[0356] 如以上说明的那样,第四实施方式的制冷循环装置10与第二实施方式同样,即使是将室内蒸发器16及室外蒸发器18串联连接的结构,也能够通过回路切换控制部60b来切换以在室内蒸发器16与送风空气进行热交换为主的制冷剂回路和以在室外蒸发器18使用从外部气体吸收的热来加热送风空气为主的制冷剂回路。

[0357] 根据该制冷循环装置10,无论在切换为哪个制冷剂回路的情况下,都不需要使高压制冷剂流入室内蒸发器16及室外蒸发器18,因此,能够以简单的结构切换制冷剂回路而不会导致循环结构的复杂化。即,该制冷循环装置10能够实现包含制冷模式、制热模式、除

湿制热模式的多个运转模式而不会导致循环结构的复杂化。

[0358] 并且,在第四实施方式的制冷模式中,在室内蒸发器16被吸收的热在构成加热部的室外热交换器12b向外部气体散热。即,室外蒸发器18不作为散热器发挥作用,而作为吸热器发挥作用。换言之,在该制冷循环装置10的制冷模式中,不会使高压制冷剂流入室外蒸发器18。

[0359] 如图8所示,第四实施方式的制冷循环装置10由于具备室内冷凝器12a,因此能够使从压缩机11排出的高温高压的制冷剂与作为热交换对象流体的送风空气直接进行热交换,从而加热送风空气。

[0360] 另外,由于该制冷循环装置10具备室外热交换器12b,因此,能够将在室内蒸发器16或室外蒸发器18吸收的热向外部气体散热,从而能够在制冷模式时适当地进行车室内的制冷。

[0361] 并且,在第四实施方式中,室外热交换器12b与室外蒸发器18通过多个传热翅片31热连接,能够将室外热交换器12b中的高压制冷剂所具有的热传递到室外蒸发器18。

[0362] 由此,能够将在室外热交换器12b散热的热经由向吹送方向W吹送的外部气体向室外蒸发器18传递,因此能够抑制室外蒸发器18中的结霜的进行,或者进行室外蒸发器18的除霜。

[0363] (第五实施方式)

[0364] 接着,参照图10对与上述各实施方式不同的第五实施方式进行说明。第五实施方式的制冷循环装置10与上述实施方式相同,适用于搭载在电动汽车的车辆用空调装置1,起到调整向作为空调对象空间的车室内吹送的送风空气的温度的功能。

[0365] 如图10所示,第五实施方式的制冷循环装置10相对于第一实施方式,构成为追加了内部热交换器19。具体而言,内部热交换器19是使在高压侧制冷剂通路流通的制冷剂与在低压侧制冷剂通路流通的制冷剂进行热交换的热交换器。该内部热交换器19相当于本发明中的内部热交换器。

[0366] 在第五实施方式中,在高压侧制冷剂通路流通的制冷剂是从高温侧水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的高压制冷剂。在低压侧制冷剂通路流通的制冷剂是从室外蒸发器18流出并从合流部14b的制冷剂流出口流出的低压制冷剂,是从压缩机11的吸入口吸入的低压制冷剂。

[0367] 接着,对第五实施方式的车辆用空调装置1的工作进行说明。在第五实施方式的车辆用空调装置1中,也与第一实施方式同样,通过执行空调控制程序来切换运转模式。以下,说明各运转模式的工作。

[0368] (a) 制冷模式

[0369] 第五实施方式的制冷模式相当于本发明中的实施方式的冷却模式。在该制冷模式中,空调控制装置60与第一实施方式的制冷模式同样地控制冷却用膨胀阀15a及吸热用膨胀阀15b的节流开度。

[0370] 因此,在制冷模式的制冷循环装置10中,构成制冷剂按照压缩机11→高温侧水-制冷剂热交换器12→调制器13→内部热交换器19的高压侧制冷剂通路→分支部14a→冷却用膨胀阀15a→室内蒸发器16→蒸发压力调整阀17→合流部14b→内部热交换器19的低压侧制冷剂通路→压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式制冷循环。

[0371] 并且,在该循环结构中,空调控制装置60与第一实施方式的制冷模式同样地控制与输出侧连接的各种控制对象设备的工作。因此,在制冷模式中,实质上与第一实施方式相同,通过将在室内蒸发器16被冷却的送风空气向车室内吹出,能够进行车室内的制冷。

[0372] (b) 制热模式

[0373] 第五实施方式的制热模式相当于本发明中的加热模式。在该制热模式中,空调控制装置60与第一实施方式的制热模式同样地控制冷却用膨胀阀15a及吸热用膨胀阀15b的节流开度。

[0374] 因此,在制热模式的制冷循环装置10中,构成制冷剂按照压缩机11→高温侧水-制冷剂热交换器12→调制器13→内部热交换器19的高压侧制冷剂通路→分支部14a→吸热用膨胀阀15b→室外蒸发器18→合流部14b→内部热交换器19的低压侧制冷剂通路→压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式制冷循环。

[0375] 并且,在该循环结构中,空调控制装置60与第一实施方式的制热模式同样地控制与输出侧连接的各种控制对象设备的工作。由此,与第一实施方式的制热模式同样,能够利用在室外蒸发器18从外部气体吸收的热,在加热器芯22加热送风空气,从而能够进行车室内的制热。

[0376] (c) 除湿制热模式

[0377] 第五实施方式的除湿制热模式相当于本发明中的加热模式的一例。在该除湿制热模式中,空调控制装置60与第一实施方式的除湿制热模式同样地控制冷却用膨胀阀15a及吸热用膨胀阀15b的节流开度。

[0378] 因此,在除湿制热模式的制冷循环装置10中,制冷剂按照如下顺序流动并循环:流动到压缩机11→高温侧水-制冷剂热交换器12→调制器13→分支部14a,然后向分支部14a的一侧→冷却用膨胀阀15a→室内蒸发器16流动,并且向分支部14a的另一侧→吸热用膨胀阀15b→室外蒸发器18流动。并且,从室内蒸发器16流出的制冷剂及从室外蒸发器18流出的制冷剂在合流部14b合流后,流动到压缩机11。即,在除湿制热模式中,构成制冷剂并列地流入室内蒸发器16及室外蒸发器18的蒸汽压缩式的制冷循环。

[0379] 并且,在该循环结构中,空调控制装置60与第一实施方式的除湿制热模式同样地控制与输出侧连接的各种控制对象设备的工作。由此,与第一实施方式的除湿制热模式同样,能够利用在室外蒸发器18从外部气体吸收的热,在加热器芯22加热由室内蒸发器16冷却的送风空气,从而能够进行车室内的除湿制热。

[0380] 在此,从高温侧水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的高压制冷剂流入内部热交换器19的高压侧制冷剂通路。流入到内部热交换器19的高压侧制冷剂通路的高压制冷剂与在内部热交换器19的低压侧制冷剂通路流通的低压制冷剂进行热交换,从而使焓降低。

[0381] 从内部热交换器19的高压侧制冷剂通路流出的高压制冷剂经由分支部14a流入吸热用膨胀阀15b而被减压,流入室外蒸发器18。流入到室外蒸发器18的制冷剂从作为从外部气体风扇30吹送的热源流体的外部气体吸热而蒸发。从室外蒸发器18流出的制冷剂经由合流部14b流入内部热交换器19的低压侧制冷剂通路。

[0382] 流入到内部热交换器19的低压侧制冷剂通路的低压制冷剂与在内部热交换器19的高压侧制冷剂通路流通的高压制冷剂进行热交换,从而使焓上升。从内部热交换器19的

低压侧制冷剂通路流出的低压制冷剂被吸入压缩机11而再次被压缩。

[0383] 因此,根据该制冷循环装置10,能够利用内部热交换器19降低流入室内蒸发器16及室外蒸发器18的制冷剂的焓。由此,能够增大作为蒸发器发挥作用的热交换器中的制冷剂的冷却能力,从而提高制冷循环装置10的性能系数(COP)。

[0384] 另外,在第五实施方式中,在制热模式、除湿制热模式中,室外蒸发器18也有可能结霜。因此,采用将在高温侧散热器23散热的热传递到室外蒸发器18的结构。例如,可以采用图3所示的结构和图5所示的结构中的任一种。

[0385] 也可以是组合图3及图5的结构,构成为,关于外部气体风扇30的吹送方向W,室外蒸发器18配置在高温侧散热器23的下游侧,同时,通过多个传热翅片31热连接室外蒸发器18及高温侧散热器23。

[0386] 如以上说明的那样,根据第五实施方式的制冷循环装置10,与第一实施方式同样,能够通过回路切换控制部60b切换与分支部14a连接的室内蒸发器16侧的制冷剂回路和室外蒸发器18侧的制冷剂回路。

[0387] 根据该制冷循环装置10,无论在切换为哪个制冷剂回路的情况下,都不需要使高压制冷剂流入室内蒸发器16及室外蒸发器18,因此,能够以简单的结构切换制冷剂回路而不会导致循环结构的复杂化。即,该制冷循环装置10能够实现包含制冷模式、制热模式和除湿制热模式的多个运转模式而不会导致循环结构的复杂化。

[0388] 另外,由于第五实施方式的制冷循环装置10具备内部热交换器19,因此能够降低流入室内蒸发器16及室外蒸发器18的制冷剂的焓。因此,该制冷循环装置10能够增大作为蒸发器发挥作用的热交换器中的制冷剂的冷却能力,从而提高制冷循环装置10的性能系数(COP)。

[0389] (第六实施方式)

[0390] 接着,参照图11对与上述各实施方式不同的第六实施方式进行说明。第六实施方式的制冷循环装置10与上述实施方式相同,适用于搭载在电动汽车的车辆用空调装置1,起到调整向作为空调对象空间的车室内吹送的送风空气的温度的功能。

[0391] 第六实施方式的制冷循环装置10相对于第二实施方式,构成为追加了内部热交换器19。内部热交换器19是使在高压侧制冷剂通路流通的制冷剂与在低压侧制冷剂通路流通的制冷剂进行热交换的热交换器。并且,该内部热交换器19相当于本发明中的内部热交换器。

[0392] 在第六实施方式中,在高压侧制冷剂通路流通的制冷剂是从高温侧水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的高压制冷剂。在低压侧制冷剂通路流通的制冷剂是从室外蒸发器18流出的低压制冷剂,是从压缩机11的吸入口吸入的低压制冷剂。

[0393] 接着,对第六实施方式的车辆用空调装置1的工作进行说明。在第六实施方式的车辆用空调装置1中,也与第二实施方式同样地切换运转模式。以下,说明各运转模式的工作。

[0394] (a) 制冷模式

[0395] 第六实施方式的制冷模式相当于本发明中的冷却模式。在该制冷模式中,空调控制装置60与第二实施方式的制冷模式同样地控制冷却用膨胀阀15a及吸热用膨胀阀15b的节流开度、三通阀16b的工作。

[0396] 因此,在制冷模式的制冷循环装置10中,构成制冷剂按照压缩机11→高温侧水-制

冷剂热交换器12→调制器13→内部热交换器19的高压侧制冷剂通路→冷却用膨胀阀15a→三通阀16b→室内蒸发器16→吸热用膨胀阀15b→室外蒸发器18→内部热交换器19的低压侧制冷剂通路→压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式制冷循环。

[0397] 并且,在该循环结构中,空调控制装置60与第二实施方式的制冷模式同样地控制与输出侧连接的各种控制对象设备的工作。因此,在制冷模式中,实质上与第二实施方式相同,通过将在室内蒸发器16被冷却的送风空气向车室内吹出,从而能够进行车室内的制冷。

[0398] (b) 制热模式

[0399] 第六实施方式的制热模式相当于本发明中的加热模式。在该制热模式中,空调控制装置60与第二实施方式的制热模式同样地控制冷却用膨胀阀15a及吸热用膨胀阀15b的节流开度、三通阀16b的工作。

[0400] 因此,在制热模式的制冷循环装置10中,构成制冷剂按照压缩机11→高温侧水-制冷剂热交换器12→调制器13→三通阀16b→旁通流路16a→吸热用膨胀阀15b→室外蒸发器18→压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式制冷循环。

[0401] 并且,在该循环结构中,空调控制装置60与第二实施方式的制热模式同样地控制与输出侧连接的各种控制对象设备的工作。因此,在制热模式中,实质上与第二实施方式相同,通过将由室外蒸发器18吸收的热加热的送风空气向车室内吹出,从而能够进行车室内的制热。

[0402] (c) 除湿制热模式

[0403] 第六实施方式的除湿制热模式相当于本发明中的加热模式的一例。在该除湿制热模式中,空调控制装置60与第二实施方式的除湿制热模式同样地控制冷却用膨胀阀15a及吸热用膨胀阀15b的节流开度、三通阀16b的工作。

[0404] 因此,在除湿制热模式的制冷循环装置10中,构成制冷剂按照压缩机11→高温侧水-制冷剂热交换器12→调制器13→内部热交换器19的高压侧制冷剂通路→冷却用膨胀阀15a→三通阀16b→室内蒸发器16→吸热用膨胀阀15b→室外蒸发器18→内部热交换器19的低压侧制冷剂通路→压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式制冷循环。

[0405] 并且,在该循环结构中,空调控制装置60与第二实施方式的除湿制热模式同样地控制与输出侧连接的各种控制对象设备的工作。由此,与第二实施方式的除湿制热模式同样,能够利用在室外蒸发器18从外部气体吸收的热对在室内蒸发器16被冷却的送风空气进行加热,从而能够进行车室内的除湿制热。

[0406] 另外,在第六实施方式中,也能够使流入到内部热交换器19的高压侧制冷剂通路的高压制冷剂与在内部热交换器19的低压侧制冷剂通路流通的低压制冷剂进行热交换,从而降低流入室内蒸发器16及室外蒸发器18的制冷剂的焓。由此,该制冷循环装置10能够增大作为蒸发器发挥作用的热交换器中的制冷剂的冷却能力,从而能够提高制冷循环装置10的性能系数(COP)。

[0407] 另外,在第六实施方式中,在制热模式、除湿制热模式中,室外蒸发器18也有可能结霜。因此,采用将在高温侧散热器23散热的热传递到室外蒸发器18的结构。例如,可以采用图3所示的结构、图5所示的结构、将上述图3及图5组合的结构中的任一种。

[0408] 如以上说明的那样,根据第六实施方式的制冷循环装置10,与第二实施方式同样,即使是将室内蒸发器16及室外蒸发器18串联连接的结构,也能够通过回路切换控制部60b

来切换以在室内蒸发器16与送风空气进行热交换为主的制冷剂回路和以在室外蒸发器18使用从外部气体吸热的热来加热送风空气为主的制冷剂回路。

[0409] 根据该制冷循环装置10,无论在切换为哪个制冷剂回路的情况下,都不需要使高压制冷剂流入室内蒸发器16及室外蒸发器18,因此,能够以简单的结构切换制冷剂回路而不会导致循环结构的复杂化。即,该制冷循环装置10能够实现包含制冷模式和除湿制热模式的多个运转模式而不会导致循环结构的复杂化。

[0410] 另外,由于第六实施方式的制冷循环装置10具备内部热交换器19,因此能够降低流入室内蒸发器16及室外蒸发器18的制冷剂的焓。因此,该制冷循环装置10能够增大作为蒸发器发挥作用的热交换器中的制冷剂的冷却能力,从而提高制冷循环装置10的性能系数(COP)。

[0411] (其他实施方式)

[0412] 尽管已经基于实施方式对本发明进行了说明,但是本发明不限于上述实施方式。即,在不脱离本发明的主旨的范围内,能够进行各种改进和变更。例如,可以适当组合上述各实施方式,也可以对上述实施方式进行各种变形。

[0413] (1)在上述实施方式中,是将室外蒸发器18和调制器13分体配置的结构,但不限于该结构。例如,如图12所示,也可以采用相对于室外蒸发器18的热交换部的侧部一体地配置调制器13的结构。

[0414] 此时,优选在室外蒸发器18和调制器13之间配置隔热部件36,实现调制器13和室外蒸发器18之间的隔热。通过像这样构成,能够利用现有的调制器一体型的热交换器,制造本发明的制冷循环装置10的结构的一部分。

[0415] (2)另外,在上述第五实施方式、第六实施方式中,说明了由制冷剂热交换器12及高温侧热介质回路20等构成本发明中的加热部的情况,但不限于该方式。即,如第三实施方式、第四实施方式那样,在由室内冷凝器12a及室外热交换器12b构成本发明中的加热部的情况下,也能够配置内部热交换器19。

[0416] (3)并且,上述实施方式中的循环结构和对室外蒸发器18导入由高压制冷剂产生的热的结构的组合能够适当变更。

[0417] 具体而言,作为传递由高温侧散热器23散热的热的结构,在第一实施方式中,采用图3所示的使用多个传热翅片31的结构,在第二实施方式中,采用图5所示的使用由外部气体风扇30吹送的外部气体的结构。

[0418] 但是,传递由高温侧散热器23散热的热的结构的组合并不限于该组合。即,对于第一实施方式的循环结构,也可以采用图5所示的结构,对于第二实施方式的循环结构,也可以采用图3所示的结构。

[0419] (4)同样,对于传递由室外热交换器12b散热的热的结构和循环结构的组合,也能够适当变更。具体而言,在第三实施方式中,采用了使用由图7所示的外部气体风扇30吹送的外部气体的结构,在第四实施方式中,采用了使用图9所示的多个传热翅片31的结构。关于这一点,对于第三实施方式的循环结构,也可以采用图9所示的结构,对于第四实施方式的循环结构,也可以采用图7所示的结构。

[0420] (5)并且,在上述实施方式中,在经由外部气体传递热而进行室外蒸发器18的结霜的抑制、除霜时,室外蒸发器18关于外部气体的空气流位于室外热交换器12b或高温侧散热

器23的下游侧即可。

[0421] 即,也可以构成为,在通常时,以室内蒸发器16位于室外热交换器12b或高温侧散热器23的上游侧的方式进行吹送,在进行结霜的抑制、除霜时,使外部气体风扇30的吹送方向相反。该情况下的吹送方向的反转既可以使外部气体风扇30(例如轴流风扇)中的叶轮的旋转为相反方向,也可以通过多台送风机来实现。

[0422] (6)另外,在上述各实施方式中,作为在制冷循环装置10导入低压制冷剂的热交换器,列举了具备作为冷却用吸热器的室内蒸发器16和作为加热用吸热器的室外蒸发器18的结构,但不限于该方式。例如,也可以是将用于对冷却用的热介质进行冷却的冷却器、用于对该电动汽车的后部座椅进行空气调节的后蒸发器相对于上述的室内蒸发器16及室外蒸发器18并联连接的结构。

[0423] (7)并且,在上述的第二、第四、第六实施方式中,为了在制热模式时抑制室内蒸发器16中的热交换(即,送风空气的冷却),配置了旁通流路16a和三通阀16b,使制冷剂绕过室内蒸发器16而流动,但不限于该方式。

[0424] 只要能够防止室内蒸发器16中的热交换即可,也可以构成为切换送风空气的流路,使送风空气绕过室内蒸发器16。具体而言,也可以在送风机52和室内蒸发器16之间配置能够开闭的挡板装置,并且在壳体51形成绕过室内蒸发器16的旁通流路。

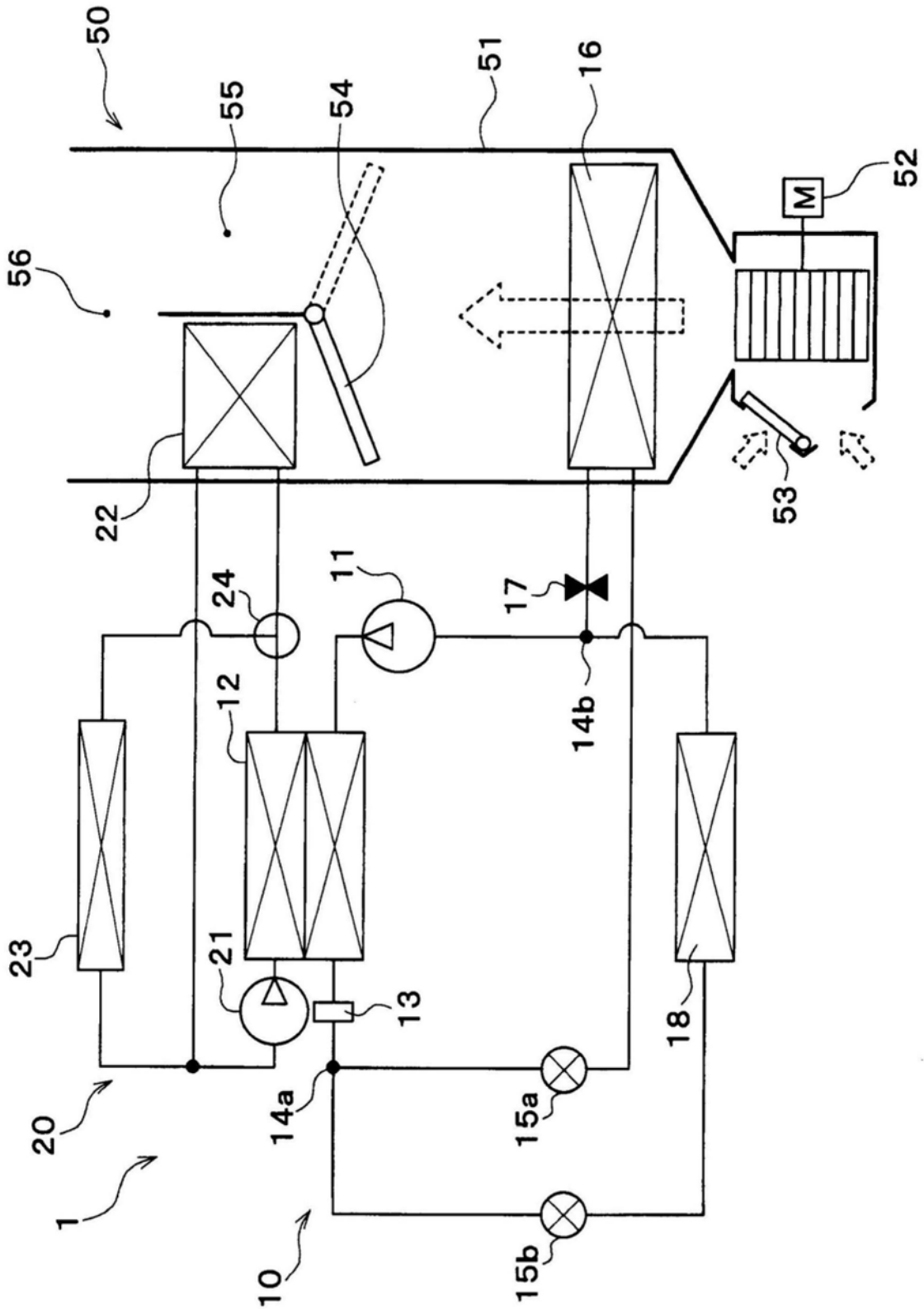


图1

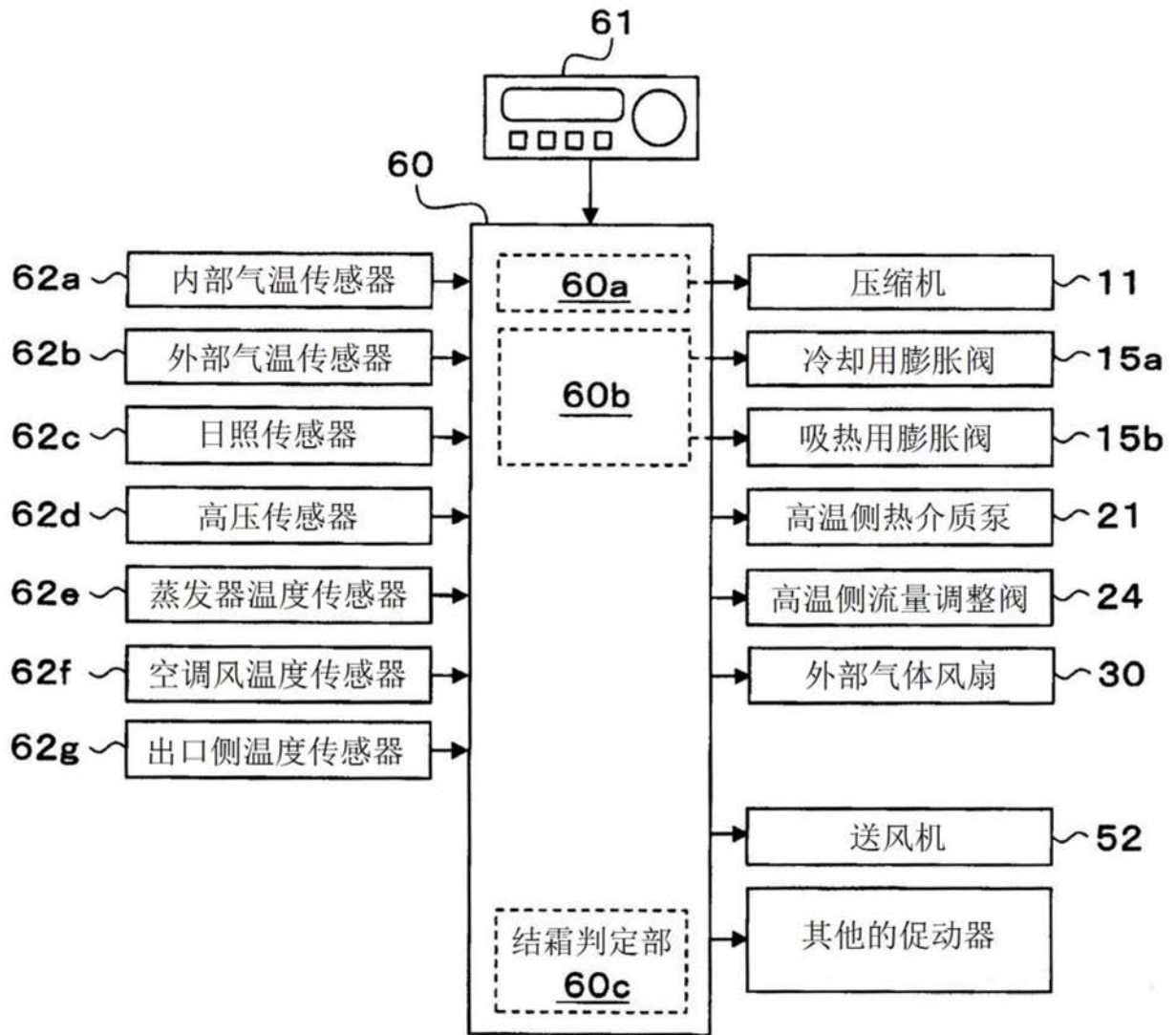


图2

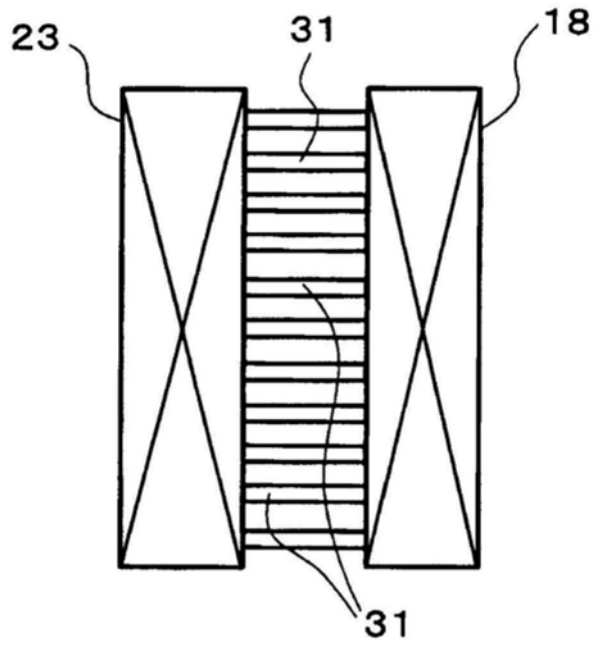


图3

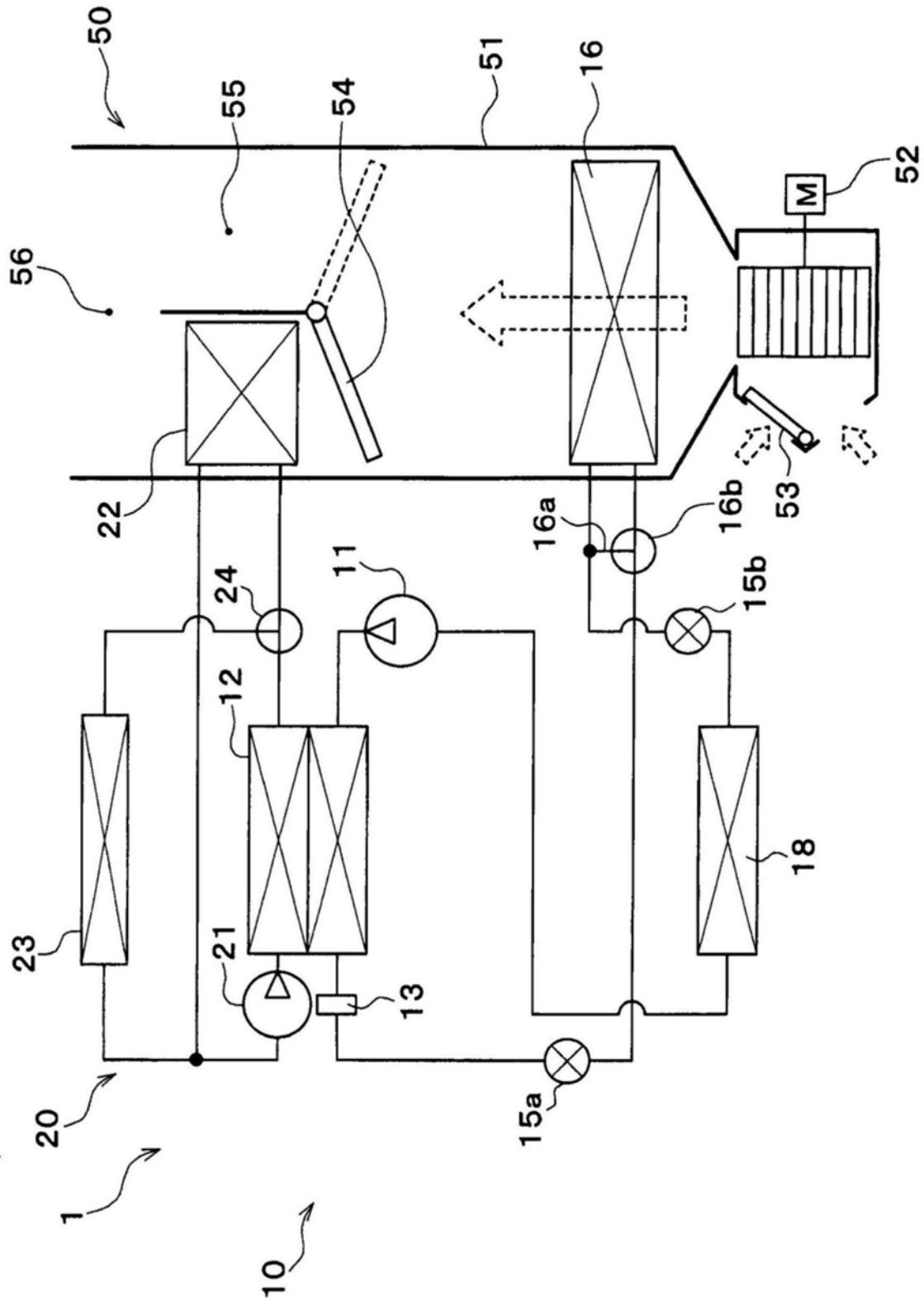


图4

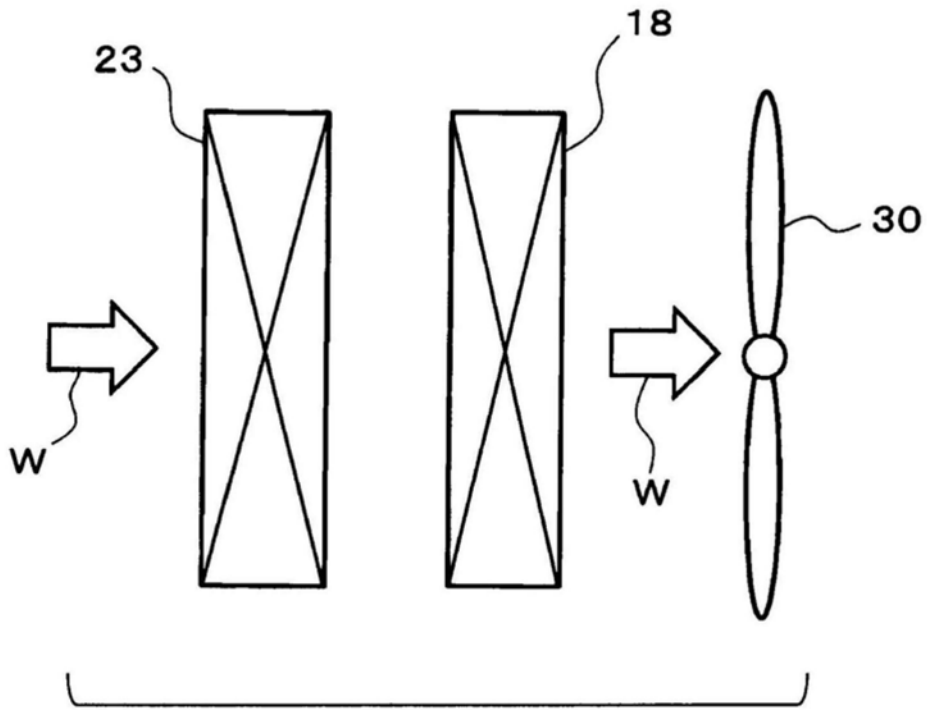


图5

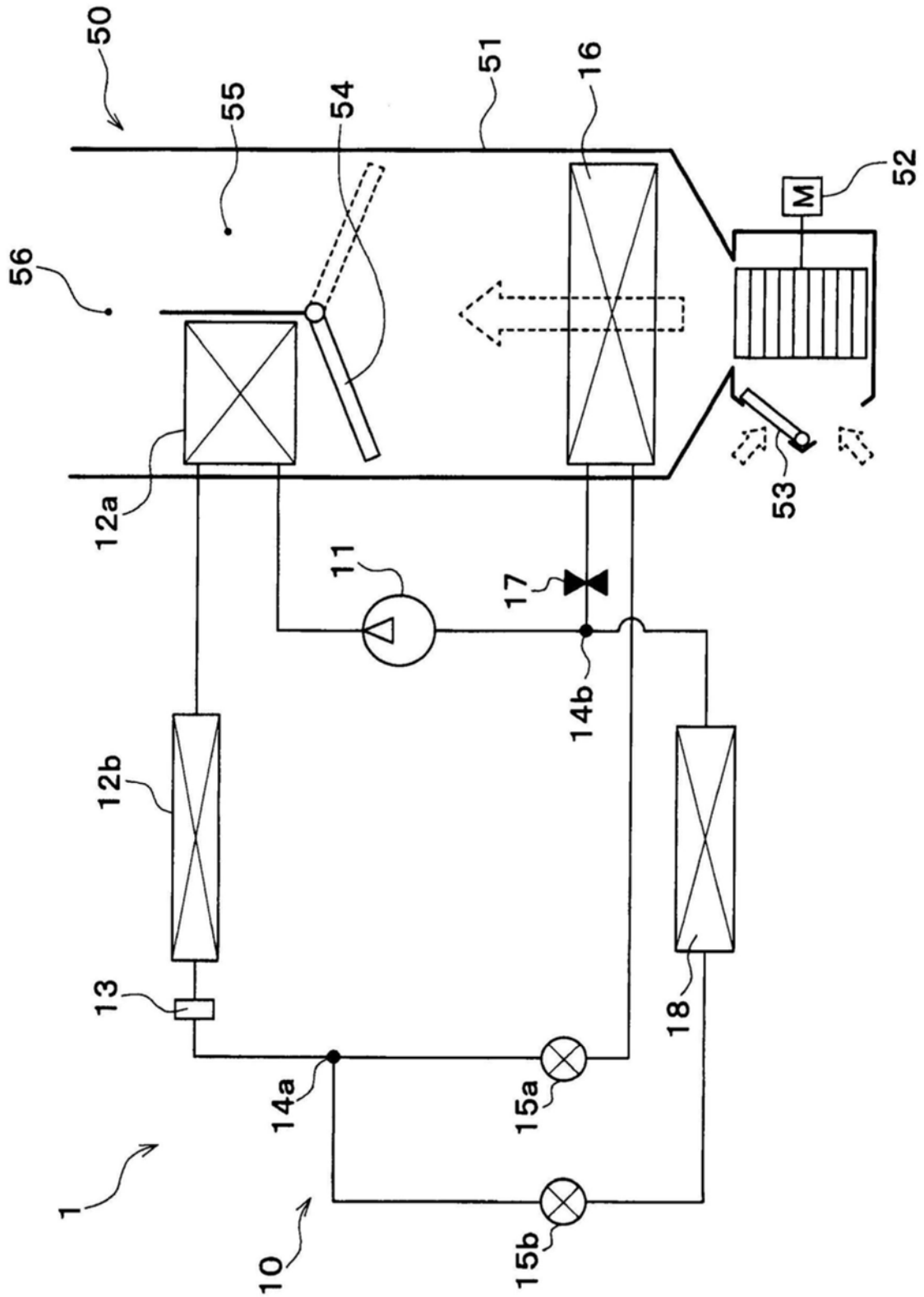


图6

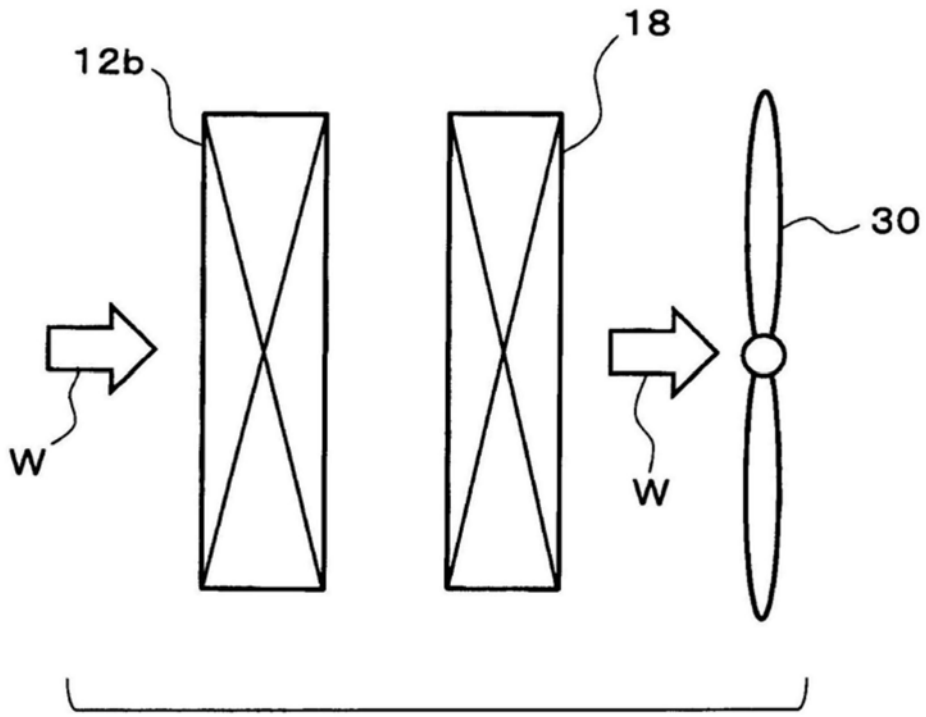


图7

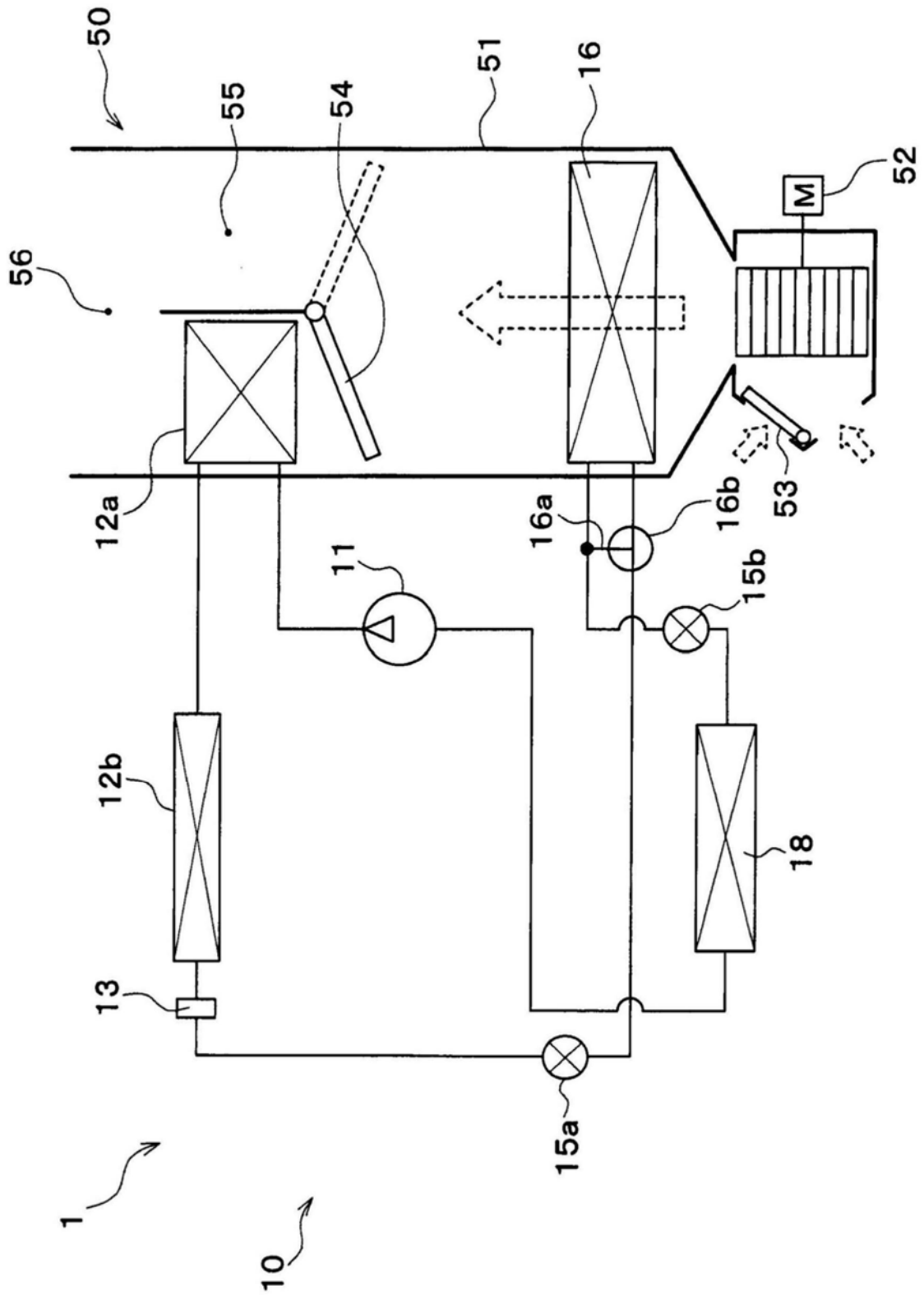


图8

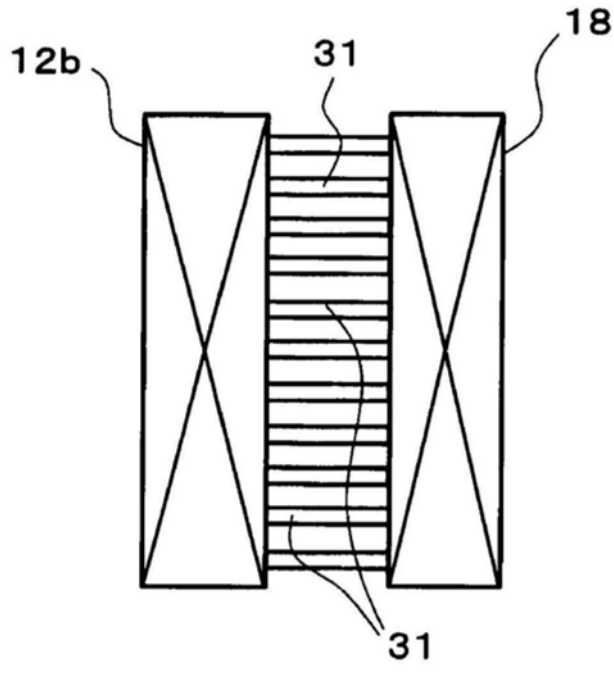


图9

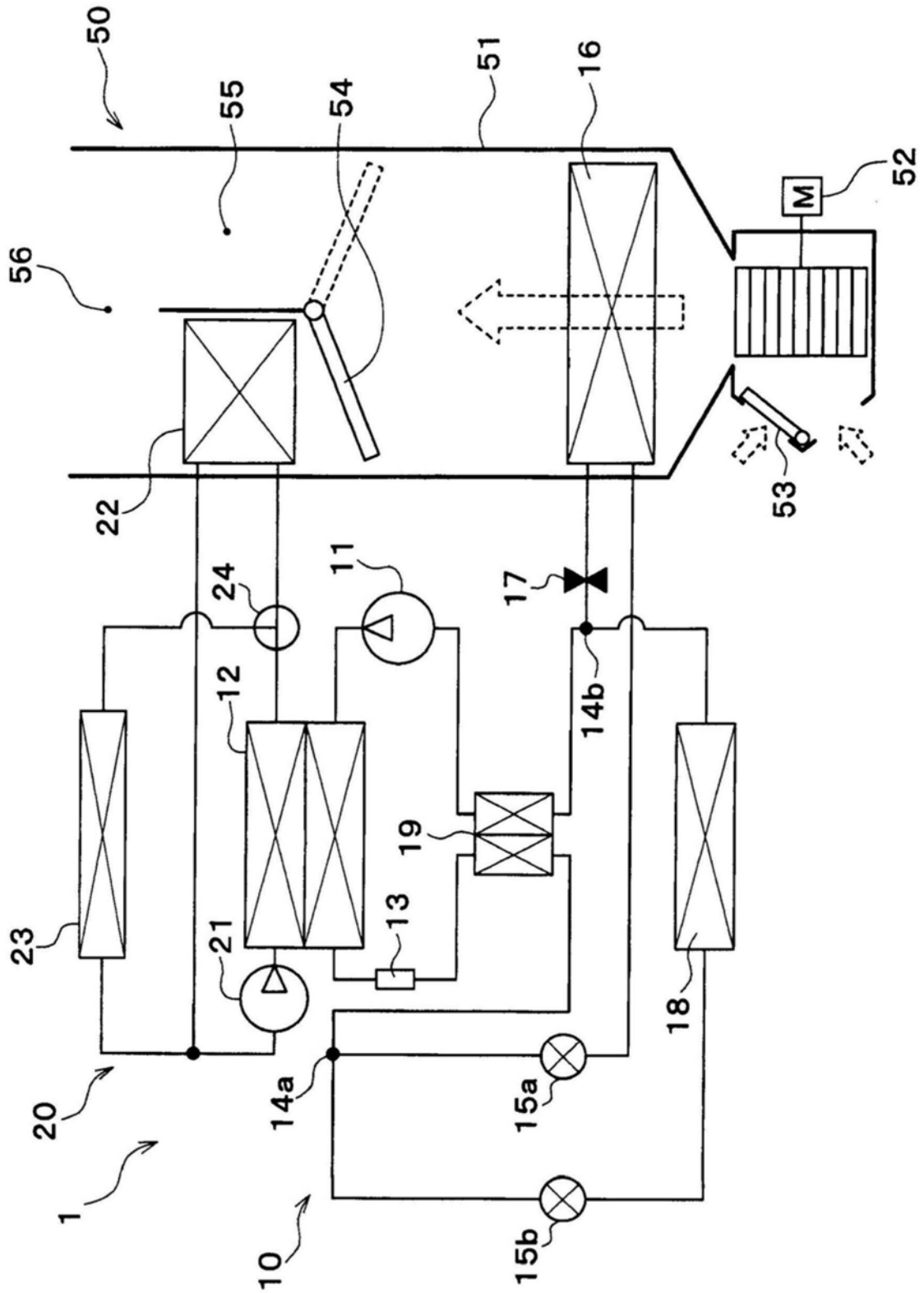


图10

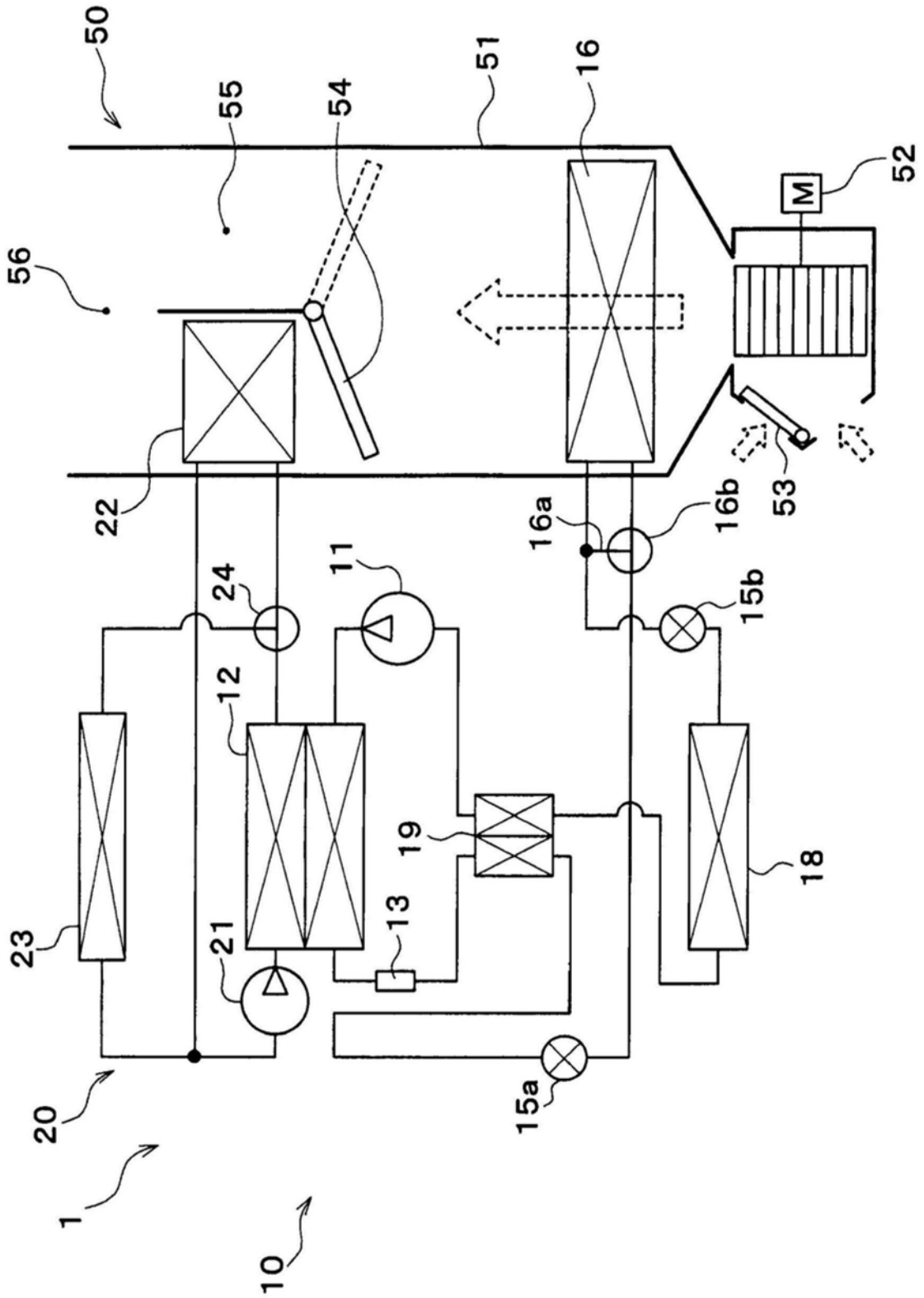


图11

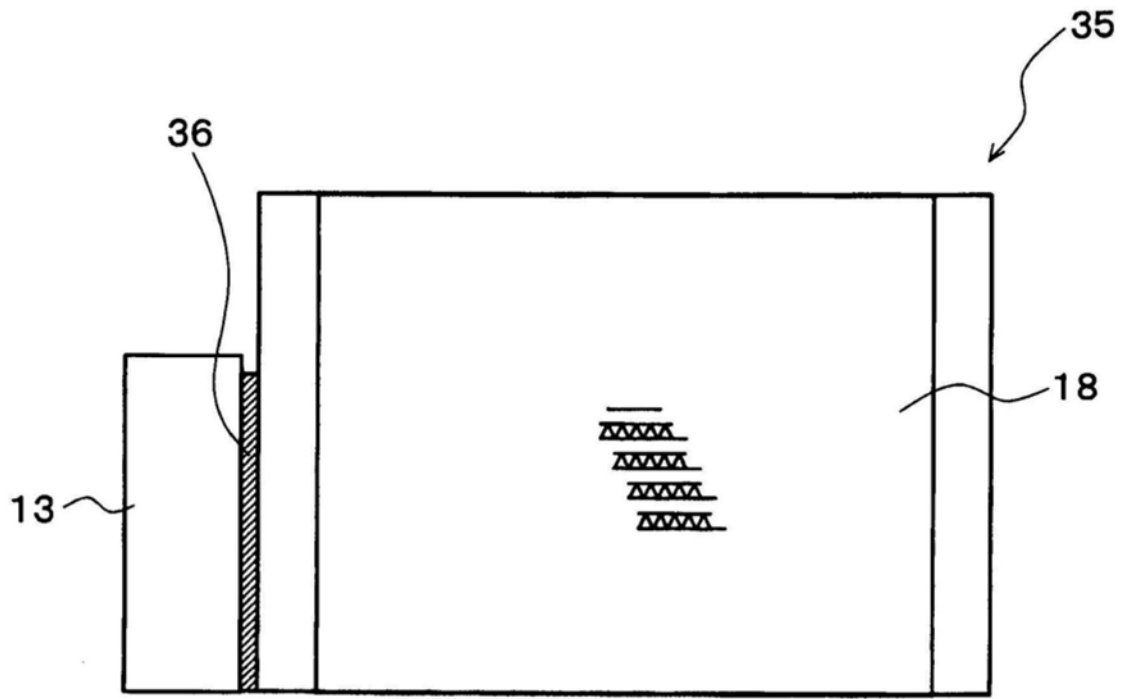


图12