



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 105764727 B

(45)授权公告日 2017.08.08

(21)申请号 201480064180.8

(22)申请日 2014.10.30

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 105764727 A

(43)申请公布日 2016.07.13

(30)优先权数据
2013-242521 2013.11.25 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2016.05.24

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2014/005501 2014.10.30

(87)PCT国际申请的公布数据
W02015/075872 JA 2015.05.28

(73)专利权人 株式会社电装
地址 日本爱知县

(72)发明人 阪本宏太 伊藤诚司

(74)专利代理机构 上海市华诚律师事务所
31210

代理人 张丽颖 高永志

(51)Int.Cl.
B60H 1/22(2006.01)

(56)对比文件
CN 102548780 A,2012.07.04,
CN 102245412 A,2011.11.16,
CN 1886625 A,2006.12.27,
WO 2013084465 A1,2013.06.13,

审查员 王维康

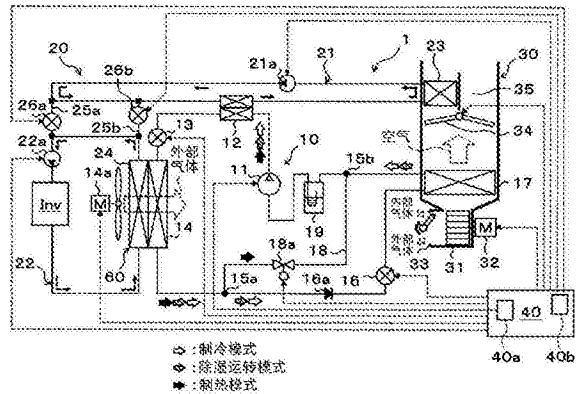
权利要求书3页 说明书30页 附图15页

(54)发明名称

热泵系统

(57)摘要

使在热泵循环(10)中加热后的冷却水循环的高压侧热介质循环回路(21)中配置有使冷却水和向车厢内送风的送风空气热交换的加热器芯部(23),在与高压侧热介质循环回路(21)连结的低压侧热介质循环回路(22)中配置有使从加热器芯部(23)流出的冷却水的至少一部分与热泵循环(10)的低压制冷剂进行热交换的散热器(24)。由此,通过从加热器芯部(23)流出的冷却水所具有的未用于加热送风空气的剩余的热量能够抑制室外热交换器(14)的结霜,能够对附着于室外热交换器(14)的霜进行除霜。



1. 一种热泵系统,其特征在于,具有:

热泵循环(10、10a),该热泵循环(10、10a)具有压缩机(11、11a)、热介质-制冷剂热交换器(12)、减压装置(13),以及室外热交换器(14),该压缩机(11、11a)将制冷剂压缩并排出,该热介质-制冷剂热交换器(12)使从所述压缩机(11、11a)排出的高压制冷剂与热介质进行热交换,该减压装置(13)使从所述热介质-制冷剂热交换器(12)流出的制冷剂减压,该室外热交换器(14)使在所述减压装置(13)中减压后的制冷剂与外部气体进行热交换,

热介质循环回路(20),在该热介质循环回路(20)中使所述热介质循环,并且在所述热介质循环回路(20)中配置有加热用热交换器(23),该加热用热交换器(23)使从所述热介质-制冷剂热交换器(12)流出的热介质与加热对象流体进行热交换而加热所述加热对象流体;

热介质散热部(24、27),该热介质散热部由热介质散热用热交换器构成,并且该热介质散热部(24、27)使从所述加热用热交换器(23)流出的热介质所具有的热量向低压制冷剂散热,该低压制冷剂在从所述减压装置(13)出口侧到所述压缩机(11、11a)吸入口的范围中流通;

热介质流量调整装置(26a、26b、50a、50b、52),该热介质流量调整装置(26a、26b、50a、50b、52)对从所述加热用热交换器(23)流出而流入所述热介质散热用热交换器的热介质的流量进行调整;以及

热介质流量控制部(40b),该热介质流量控制部(40b)对所述热介质流量调整装置(26a、26b)的动作进行控制,

所述热介质流量控制部(40b)根据所述热泵循环(10、10a)所要求的所述加热对象流体的加热能力来控制所述热介质流量调整装置(26a、26b)的动作。

2. 一种热泵系统,其特征在于,具有:

热泵循环(10、10a),该热泵循环(10、10a)具有压缩机(11、11a)、热介质-制冷剂热交换器(12)、减压装置(13),以及室外热交换器(14),该压缩机(11、11a)将制冷剂压缩并排出,该热介质-制冷剂热交换器(12)使从所述压缩机(11、11a)排出的高压制冷剂与热介质进行热交换,该减压装置(13)使从所述热介质-制冷剂热交换器(12)流出的制冷剂减压,该室外热交换器(14)使在所述减压装置(13)中减压后的制冷剂与外部气体进行热交换,

热介质循环回路(20),在该热介质循环回路(20)中使所述热介质循环,并且在所述热介质循环回路(20)中配置有加热用热交换器(23),该加热用热交换器(23)使从所述热介质-制冷剂热交换器(12)流出的热介质与加热对象流体进行热交换而加热所述加热对象流体;

热介质散热部(24、27),该热介质散热部由热介质散热用热交换器构成,并且该热介质散热部(24、27)使从所述加热用热交换器(23)流出的热介质所具有的热量向低压制冷剂散热,该低压制冷剂在从所述减压装置(13)出口侧到所述压缩机(11、11a)吸入口的范围中流通;

热介质流量调整装置(26a、26b、50a、50b、52),该热介质流量调整装置(26a、26b、50a、50b、52)对从所述加热用热交换器(23)流出而流入所述热介质散热用热交换器的热介质的流量进行调整;以及

热介质流量控制部(40b),该热介质流量控制部(40b)对所述热介质流量调整装置(26a、26b)的动作进行控制,

所述热介质流量控制部(40b)在要求停止所述热泵循环(10、10a)对所述加热对象流体

的加热时,使从所述加热用热交换器(23)流出而流入所述热介质散热用热交换器的热介质的流量增加。

3.一种热泵系统,其特征在于,具有:

热泵循环(10、10a),该热泵循环(10、10a)具有压缩机(11、11a)、热介质-制冷剂热交换器(12)、减压装置(13),以及室外热交换器(14),该压缩机(11、11a)将制冷剂压缩并排出,该热介质-制冷剂热交换器(12)使从所述压缩机(11、11a)排出的高压制冷剂与热介质进行热交换,该减压装置(13)使从所述热介质-制冷剂热交换器(12)流出的制冷剂减压,该室外热交换器(14)使在所述减压装置(13)中减压后的制冷剂与外部气体进行热交换,

热介质循环回路(20),在该热介质循环回路(20)中使所述热介质循环,并且在热介质循环回路(20)中配置有加热用热交换器(23),该加热用热交换器(23)使从所述热介质-制冷剂热交换器(12)流出的热介质与加热对象流体进行热交换而加热所述加热对象流体;

热介质散热部(24、27),该热介质散热部由热介质散热用热交换器构成,并且该热介质散热部(24、27)使从所述加热用热交换器(23)流出的热介质所具有的热量向低压制冷剂散热,该低压制冷剂在从所述减压装置(13)出口侧到所述压缩机(11、11a)吸入口的范围中流通;

热介质流量调整装置(26a、26b、50a、50b、52),该热介质流量调整装置(26a、26b、50a、50b、52)对从所述加热用热交换器(23)流出而流入所述热介质散热用热交换器的热介质的流量进行调整;以及

热介质流量控制部(40b),该热介质流量控制部(40b)对所述热介质流量调整装置(26a、26b)的动作进行控制,

在所述热介质循环回路(20)中配置有对流入所述热介质散热用热交换器的热介质进行加热的外部热源,

所述热介质流量控制部(40b)在由所述外部热源加热后的热介质的温度(T_w)为预定的基准热介质温度($K T_w$)以下时,使从所述加热用热交换器(23)流出而流入所述热介质散热用热交换器的热介质的流量增加。

4.根据权利要求3所述的热泵系统,其特征在于,

该热泵系统应用于车辆用空调装置,

所述外部热源是在动作时伴随发热的车载设备(I_{nv}),

所述加热对象流体是被向车厢内送风的送风空气。

5.根据权利要求1~4中任一项所述的热泵系统,其特征在于,

所述热介质散热用热交换器使从所述加热用热交换器(23)流出的热介质与外部气体进行热交换,

所述热介质散热用热交换器和所述室外热交换器(14)被一体化成能够在所述热介质散热用热交换器中流通的热介质与在所述室外热交换器(14)中流通的制冷剂之间的热移动。

6.根据权利要求1~4中任一项所述的热泵系统,其特征在于,

所述热介质散热用热交换器使从所述加热用热交换器(23)流出的热介质与外部气体进行热交换,

所述室外热交换器(14)被配置成使从所述热介质散热用热交换器流出的外部气体与

在所述减压装置(13)中减压后的制冷剂进行热交换。

7. 根据权利要求1~4中任一项所述的热泵系统,其特征在于,

所述热介质散热用热交换器使从所述加热用热交换器(23)流出的热介质与所述低压制冷剂进行热交换。

热泵系统

[0001] 关联申请的相互参照

[0002] 本申请以在2013年11月25日申请的日本专利申请2013-242521为基础,通过参照将该发明的内容组入本申请。

技术领域

[0003] 本发明涉及通过热泵循环对加热对象流体进行加热的热泵系统。

背景技术

[0004] 以往,公知有通过热泵循环(蒸汽压缩式的制冷循环)对加热对象流体进行加热的热泵系统。在应用于这种系统的热泵循环中,如果作为使低压制冷剂与外部气体进行热交换并蒸发的蒸发器而发挥功能的室外热交换器中的制冷剂蒸发温度降低到0℃以下,则有时在室外热交换器上产生结霜。

[0005] 此外,作为去除这样产生的室外热交换器的结霜的方法还公知有通过使从热泵循环的压缩机排出的高温高压制冷剂(热气)流入室外热交换器而进行除霜的所谓的热气除霜。但是,在该热气除霜中,除霜时间会变得比较长,压缩机为了除霜所消耗的能量会增大。

[0006] 对此,在专利文献1中公开了应用于车辆用空调装置的热泵系统,将在冷却车载电气设备的冷却水中蓄积的废热作为热源而进行产生了结霜的室外热交换器的除霜。在该专利文献1的热泵系统中,由于利用车载电气设备的废热进行室外热交换器的除霜,因此能够抑制压缩机为了除霜所消耗的能量增大。

[0007] 现有技术文献

[0008] 专利文献

[0009] 专利文献1:日本特开2013-139251号公报

[0010] 然而,根据本申请的发明者们研究,在像专利文献1的热泵系统那样通过从车载电气设备这样的外部热源供给的热量进行室外热交换器的除霜的结构中,根据外部热源的动作状态有时无法充分地确保除霜所需要的热量。其结果为,无法通过从外部热源供给的热量而恰当地对室外热交换器进行除霜,无法抑制室外热交换器的结霜。

发明内容

[0011] 本发明是鉴于上述点而完成的,其目的在于,提供一种热泵系统,能够不依赖于从外部供给的热量,还不会增大热泵循环的压缩机的消耗能量,而能够实现室外热交换器的除霜或者抑制结霜。

[0012] 为了达成上述目的,本发明的一方式的热泵系统具有热泵循环、热介质循环回路、热介质散热部、热介质流量调整装置,以及热介质流量控制部。热泵循环具有压缩机、热介质-制冷剂热交换器、减压装置、以及室外热交换器,该压缩机将制冷剂压缩并排出,该热介质-制冷剂热交换器使从压缩机排出的高压制冷剂与热介质进行热交换,该减压装置使从热介质-制冷剂热交换器流出的制冷剂减压,该室外热交换器使在减压装置中减压后的制

冷剂与外部气体进行热交换。在热介质循环回路中使热介质循环,并且在热介质循环回路中配置有加热用热交换器,并且使从热介质-制冷剂热交换器流出的热介质与加热对象流体进行热交换而对所述加热对象流体进行加热。此外在热介质散热部中,该热介质散热部由热介质散热用热交换器构成,并且使从加热用热交换器流出的热介质所具有的热量向低压制冷剂散热,该低压制冷剂在从减压装置出口侧到压缩机入口的范围中流通。在热介质流量调整装置中,对从加热用热交换器流出而流入热介质散热用热交换器的热介质的流量进行调整。在热介质流量控制部中,对热介质流量调整装置的动作进行控制。并且,热介质流量控制部根据热泵循环所要求的加热对象流体的加热能力来控制热介质流量调整装置的动作。

[0013] 本发明的一方式的热泵系统具有热泵循环、热介质循环回路、热介质散热部、热介质流量调整装置,以及热介质流量控制部。热泵循环具有压缩机、热介质-制冷剂热交换器、减压装置、以及室外热交换器,该压缩机将制冷剂压缩并排出,该热介质-制冷剂热交换器使从压缩机排出的高压制冷剂与热介质进行热交换,该减压装置使从热介质-制冷剂热交换器流出的制冷剂减压,该室外热交换器使在减压装置中减压后的制冷剂与外部气体进行热交换。在热介质循环回路中使热介质循环,并且在热介质循环回路中配置有加热用热交换器,并且使从热介质-制冷剂热交换器流出的热介质与加热对象流体进行热交换而对所述加热对象流体进行加热。此外在热介质散热部中,该热介质散热部由热介质散热用热交换器构成,并且使从加热用热交换器流出的热介质所具有的热量向低压制冷剂散热,该低压制冷剂在从减压装置出口侧到压缩机入口的范围中流通。在热介质流量调整装置中,对从加热用热交换器流出而流入热介质散热用热交换器的热介质的流量进行调整。在热介质流量控制部中,对热介质流量调整装置的动作进行控制。并且,热介质流量控制部在要求停止热泵循环对加热对象流体的加热时,使从加热用热交换器流出而流入热介质散热用热交换器的热介质的流量增加。

[0014] 本发明的一方式的热泵系统具有热泵循环、热介质循环回路、热介质散热部、热介质流量调整装置,以及热介质流量控制部。热泵循环具有压缩机、热介质-制冷剂热交换器、减压装置、以及室外热交换器,该压缩机将制冷剂压缩并排出,该热介质-制冷剂热交换器使从压缩机排出的高压制冷剂与热介质进行热交换,该减压装置使从热介质-制冷剂热交换器流出的制冷剂减压,该室外热交换器使在减压装置中减压后的制冷剂与外部气体进行热交换。在热介质循环回路中使热介质循环,并且在热介质循环回路中配置有加热用热交换器,并且使从热介质-制冷剂热交换器流出的热介质与加热对象流体进行热交换而对所述加热对象流体进行加热。此外在热介质散热部中,该热介质散热部由热介质散热用热交换器构成,并且使从加热用热交换器流出的热介质所具有的热量向低压制冷剂散热,该低压制冷剂在从减压装置出口侧到压缩机入口的范围中流通。在热介质流量调整装置中,对从加热用热交换器流出而流入热介质散热用热交换器的热介质的流量进行调整。在热介质流量控制部中,对热介质流量调整装置的动作进行控制。并且,在热介质循环回路中配置有对流入热介质散热用热交换器的热介质进行加热的外部热源,热介质流量控制部在由外部热源加热后的热介质的温度为预定的基准热介质温度以下时,使从加热用热交换器流出而流入热介质散热用热交换器的热介质的流量增加。

[0015] 由此,由于具有热介质散热部,因此能够使在热介质循环回路中循环的热介质所

具有的热量向低压制冷剂散热。并且,能够通过从热介质向低压制冷剂散热的热量对室外热交换器进行除霜或抑制室外热交换器的结霜。

[0016] 此外,在热介质散热部中,由于使从加热用热交换器流出的热介质所具有的热量向低压制冷剂散热,因此能够使在热介质-制冷剂热交换器中加热后的热介质所具有的热量优先用于加热对象流体的加热,将其剩余的热量用于室外热交换器的除霜或者结霜的抑制。因此,不会增大压缩机的消耗能量,就能够实现室外热交换器的除霜或者结霜的抑制。

[0017] 因此,能够提一种供热泵系统,不依赖于从外部热源等供给的热量,还不会使热泵循环的压缩机的消耗能量增大,就能够实现室外热交换器的除霜或者结霜的抑制。

[0018] 例如,也可以是,热介质散热部由热介质散热用热交换器构成,该热介质散热用热交换器使从加热用热交换器流出的热介质与外部气体进行热交换,热介质散热用热交换器和室外热交换器被一体化成能够实现在热介质散热用热交换器中流通的热介质与在室外热交换器中流通的制冷剂之间的热移动。

[0019] 由此,能够使在热介质散热用热交换器中流通的热介质所具有的热量直接地向室外热交换器传热,能够实现室外热交换器有效的除霜或者有效的结霜的抑制。

[0020] 并且,也可以是,热介质散热部由热介质散热用热交换器构成,该热介质散热用热交换器使从加热用热交换器流出的热介质与外部气体进行热交换,室外热交换器被配置成使从热介质散热用热交换器流出的外部气体与在减压装置中减压后的制冷剂进行热交换。

[0021] 由此,能够使在热介质散热用热交换器中流通的热介质所具有的热量经由外部气体间接性地向室外热交换器传热,能够容易地实现室外热交换器的除霜或者结霜的抑制。

[0022] 并且,热介质散热部也可以由使从加热用热交换器流出的热介质与低压制冷剂进行热交换的热介质散热用热交换器构成。

[0023] 由此,由于能够使低压制冷剂吸收在热介质散热用热交换器中流通的热介质所具有的热量,因此能够使室外热交换器中的制冷剂蒸发温度上升,从而实现结霜的抑制。

[0024] 此外,在具有上述的热介质散热用热交换器的热泵系统中,也可以具有热介质流量调整装置,该热介质流量调整装置对从加热用热交换器流出而流入热介质散热用热交换器的热介质的流量进行调整。

[0025] 由此,能够根据热泵循环所要求的加热对象流体的加热能力等,适当地调整从热介质向低压制冷剂散热的热量。

附图说明

[0026] 图1是第1实施方式的热泵系统的示意性的整体结构图。

[0027] 图2是第1实施方式的热交换器构造体的外观立体图。

[0028] 图3是图2的III-III剖面图。

[0029] 图4是表示目标吹出温度TA0与旁通流量的关系的控制特性图。

[0030] 图5是第2实施方式的热泵系统的示意性的整体结构图。

[0031] 图6是第3实施方式的热泵系统的示意性的整体结构图。

[0032] 图7是第4实施方式的热泵系统的示意性的整体结构图。

[0033] 图8是第5实施方式的热泵系统的示意性的整体结构图。

[0034] 图9是第6实施方式的热泵系统的示意性的整体结构图。

- [0035] 图10是第7实施方式的热泵系统的示意性的整体结构图。
- [0036] 图11是第8实施方式的热泵系统的示意性的整体结构图。
- [0037] 图12是第9实施方式的热泵系统的示意性的整体结构图。
- [0038] 图13是第10实施方式的热泵系统的示意性的整体结构图。
- [0039] 图14是第11实施方式的热泵系统的示意性的整体结构图。
- [0040] 图15是第12实施方式的热泵系统的示意性的整体结构图。
- [0041] 图16是表示其他的实施方式的冷介质流量调整装置的示意性的冷介质循环回路的结构图。
- [0042] 图17是表示其他的实施方式的另一冷介质流量调整装置的示意性的冷介质循环回路的结构图。

具体实施方式

[0043] (第1实施方式)

[0044] 根据图1~图4对本发明的第1实施方式进行说明。在本实施方式中,将本发明的热泵系统1应用于从内燃机(发动机)和行驶用电动机得到车辆行驶用的驱动力的所谓的混合动力车辆的车辆用空调装置。本实施方式的热泵系统1在车辆用空调装置中实现对被送风至作为空调对象空间的车厢内的送风空气进行加热或者冷却的功能。

[0045] 更具体而言,本实施方式的热泵系统1具有热泵循环10以及热介质循环回路20,热泵循环10作为对送风空气进行加热或者冷却的蒸汽压缩式的制冷循环,热介质循环回路20使作为热介质的冷却水(例如,乙二醇水溶液)循环。并且,在加热送风空气时,通过热泵循环10加热冷却水,将加热后的冷却水作为热源来加热送风空气。因此,本实施方式的热泵系统1中的加热对象流体是送风空气。

[0046] 此外,本实施方式的热泵循环10构成为能够切换成:冷却送风空气而进行车厢内的制冷的制冷模式的制冷剂回路;加热送风空气而进行车厢内的制热的制热模式的制冷剂回路;通过对冷却且除湿后的送风空气进行加热而在车厢内除湿并且进行制热的除湿制热模式的制冷剂回路。

[0047] 另外,在图1中,用空心箭头表示制冷模式的制冷剂回路中的制冷剂的流动,用黑色箭头表示制热模式的制冷剂回路中的制冷剂的流动,用斜线阴影箭头表示除湿制热模式的制冷剂回路中的制冷剂的流动。

[0048] 并且,在该热泵循环10中,作为制冷剂采用HFC系制冷剂(具体而言,R134a),构成循环的高压侧制冷剂压力 P_d 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。当然,也可以采用HFO系制冷剂(例如,R1234yf)等。此外,用于润滑压缩机11的冷冻机油混入制冷剂,冷冻机油的一部分与制冷剂一同在循环中循环。

[0049] 热泵循环10的结构设备中的压缩机11配置在发动机室内,在热泵循环10中吸入制冷剂并使其升压到成为高压制冷剂而排出。具体而言,本实施方式的压缩机11是构成为在一个外壳内收纳固定容量型的压缩机构以及驱动压缩机构的电动机的电动压缩机。

[0050] 作为该压缩机构可以采用滚动型压缩机构、叶片型压缩机构等各种压缩机构。并且,由于电动机根据从后述的空调控制装置40输出的控制信号来控制其动作(转速),因此也可以采用交流电动机、直流电动机的任意的形式。

[0051] 在压缩机11的排出口侧连接有高温侧水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路的制冷剂入口侧。高温侧水-制冷剂热交换器12是使从压缩机11排出的高压制冷剂与在热介质循环回路20中循环的冷却水热交换而加热冷却水的热介质-制冷剂热交换器。

[0052] 作为这样的高温侧水-制冷剂热交换器12可以采用以如下的方式构成的热交换器等,作为高压制冷剂通路设置使高压制冷剂流通的多根管,在相邻的管间形成使冷却水流通的水通路,在这些水通路内配置促进制冷剂与冷却水之间的热交换的内部散热片。

[0053] 在高温侧水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路的出口侧连接有制热用膨胀阀13的入口侧。制热用膨胀阀13是至少在制热模式时使从高温侧水-制冷剂热交换器12流出的高压制冷剂减压的减压装置,是构成为具有阀芯和电动致动器的电气式的可变节流机构,该阀芯构成为能够变更节流开度,该电动致动器由使该阀芯位移而使节流开度发生变化的步进电动机构成。

[0054] 此外,本实施方式的制热用膨胀阀13由通过使节流开度为全开而在几乎不发挥制冷剂减压作用的情况下单纯作为制冷剂通路发挥功能的带有全开功能的可变节流机构构成。制热用膨胀阀13根据从空调控制装置40输出的控制信号来控制其动作。

[0055] 在制热用膨胀阀13的出口侧连接有室外热交换器14的制冷剂入口侧。室外热交换器14是配置在发动机室内的前方侧而使高温侧水-制冷剂热交换器12下游侧的制冷剂与从送风风扇14a送风来的外部气体进行热交换的热交换器。

[0056] 更详细而言,室外热交换器14至少在制冷模式时作为使高压制冷剂散热的散热器发挥功能,至少在制热模式时作为使由作为减压装置的制热用膨胀阀13减压后的低压制冷剂蒸发而发挥吸热作用的蒸发器发挥功能。并且,送风风扇14a是根据从空调控制装置40输出的控制电压控制运转率,即转速(送风能力)的电动送风机。

[0057] 此外,本实施方式的室外热交换器14与后述的散热器24一体地构成。因此,本实施方式的送风风扇14a实现将外部气体朝向室外热交换器14和散热器24这双方送风的功能。另外,关于一体化后的室外热交换器14和散热器24(以下,称为热交换器构造体60)的详细结构后述说明。

[0058] 在室外热交换器14的制冷剂出口侧连接有将从室外热交换器14流出的制冷剂流分支的低压侧分支部15a的制冷剂流入口。低压侧分支部15a由三通接头构成,将三个流入口中的一个设为制冷剂流入口,将剩余的两个设为制冷剂流出口。这样的三通接头可以将管径不同的配管接合而形成,也可以通过在金属块或树脂块中设置多个制冷剂通路而形成。

[0059] 在低压侧分支部15a的一方的制冷剂流出口经由止回阀16a连接有制冷用膨胀阀16的制冷剂入口侧,在另一方的制冷剂流出口连接有储液器侧通路18的入口侧,储液器侧通路18使从低压侧分支部15a流出的制冷剂迂回制冷用膨胀阀16等而将其引导到后述的储液器19的上游侧。

[0060] 止回阀16a只允许从低压侧分支部15a的一方的制冷剂流出口流出的制冷剂从低压侧分支部15a向制冷用膨胀阀16侧流动。

[0061] 制冷用膨胀阀16的基本的结构与制热用膨胀阀13相同。此外,本实施方式的制冷用膨胀阀16由可变节流机构构成,该可变节流机构不仅具有在使节流开度为全开时使从室外热交换器14的制冷剂出口侧到室内蒸发器17的制冷剂入口侧的制冷剂通路全开的全开

功能,还具有在使节流开度为全闭时将该制冷剂通路封闭的全闭功能。

[0062] 在本实施方式的热泵循环10中,制冷用膨胀阀16以这种方式封闭制冷剂通路,从而能够切换使制冷剂循环的制冷剂回路。因此,本实施方式的制冷用膨胀阀16构成制冷剂回路切换部。

[0063] 在制冷用膨胀阀16的出口侧连接有室内蒸发器17的制冷剂入口侧。室内蒸发器17是配置在后述的室内空调单元30的壳体31内而使至少在制冷模式和除湿制热模式时在其内部流通的制冷剂与送风空气进行热交换而蒸发从而冷却送风空气的冷却用热交换器。

[0064] 在室内蒸发器17的制冷剂出口侧经由合流部15b连接有储液器19的入口侧。储液器19是对流入到其内部的制冷剂的进行气液分离而储存循环内的剩余制冷剂的气液分离器。合流部15b由与低压侧分支部15a相同的三通接头构成,将三个流入流出口中的两个设为制冷剂流入口,将剩余的一个设为制冷剂流出口。

[0065] 此外,在本实施方式的合流部15b的另一方的制冷剂流入口连接有上述的储液器侧通路18的出口侧。并且,在该储液器侧通路18中配置有对储液器侧通路18进行开闭的制热用开闭阀18a。制热用开闭阀18a是根据从空调控制装置40输出的控制电压而控制其开闭动作的电磁阀,与制冷用膨胀阀16一同构成制冷剂回路切换部。

[0066] 在储液器19的气相制冷剂出口连接有压缩机11的吸入侧。因此,该储液器19抑制压缩机11吸入液相制冷剂,而实现防止压缩机11的液压缩的功能。

[0067] 接着,对热介质循环回路20进行说明。首先,本实施方式的热介质循环回路20可分为高压侧热介质循环回路21和低压侧热介质循环回路22。

[0068] 这些高压侧热介质循环回路21和低压侧热介质循环回路22彼此连通。因此,在热介质循环回路20中,能够像后述那样使在高压侧热介质循环回路21中循环的冷却水的一部分流入低压侧热介质循环回路22,以及使在低压侧热介质循环回路22中循环的冷却水的一部分流入高压侧热介质循环回路21。

[0069] 首先,高压侧热介质循环回路21主要是在高温侧水-制冷剂热交换器12与加热器芯部23之间使冷却水循环的热介质循环回路。加热器芯部23是配置在室内空调单元30的壳体31内而使由高温侧水-制冷剂热交换器12加热的冷却水与通过室内蒸发器17之后的送风空气进行热交换而加热送风空气的加热用热交换器。

[0070] 并且,在高压侧热介质循环回路21中配置有使从高温侧水-制冷剂热交换器12流出的冷却水朝向加热器芯部23压送的高温侧水泵21a。该高温侧水泵21a是根据从空调控制装置40输出的控制电压来控制其转速(水压送能力)的电动式的泵。

[0071] 并且,如果空调控制装置40使高温侧水泵21a进行动作,则在高压侧热介质循环回路21中冷却水主要像图1的实线箭头所示那样按照高温侧水泵21a→高温侧水-制冷剂热交换器12的水通路→加热器芯部23→高温侧水泵21a的顺序循环。由此,在制热模式时等,使由高温侧水-制冷剂热交换器12加热后的冷却水流入加热器芯部23而能够加热送风空气。

[0072] 接着,低压侧热介质循环回路22主要是使冷却水在散热器24与设置于向行驶用电动机供给电力的逆变器Inv的内部的冷却水通路之间循环的热介质循环回路。散热器24是配置在发动机室内而使在低压侧热介质循环回路22中循环的冷却水与从送风风扇14a送风来的外部气体进行热交换从而使冷却水散热的热介质散热用热交换器。

[0073] 逆变器Inv是在动作时伴随着发热的车载设备,还实现作为对流入散热器24的冷

却水进行加热的外部热源的功能。并且,在低压侧热介质循环回路22中配置有使从设置于逆变器Inv的冷却水通路流出的冷却水朝向散热器24压送的低温侧水泵22a。该低温侧水泵22a的基本的结构与高温侧水泵21a相同。

[0074] 并且,如果空调控制装置40使低温侧水泵22a进行动作,则在低压侧热介质循环回路22中冷却水主要像图1的虚线箭头所示那样按照低温侧水泵22a→设置于逆变器Inv的冷却水通路→散热器24→低温侧水泵22a的顺序循环。

[0075] 由此,能够使得冷却水在通过冷却水通路时吸收逆变器Inv的废热,冷却水在散热器24中流通时将吸收了的热量向外部气体散热,能够冷却逆变器Inv。换言之,能够将逆变器Inv作为外部热源,使流入散热器24的冷却水的温度上升,使向室外热交换器14送风的外部气体的温度上升。

[0076] 并且,高压侧热介质循环回路21的高温侧水泵21a的排出口侧与低压侧热介质循环回路22的低温侧水泵22a的吸入口侧经由第1连结流路25a连结。低压侧热介质循环回路22的散热器24的出口侧与高压侧热介质循环回路21的高温侧水-制冷剂热交换器12的水通路的入口侧经由第2连结流路25b连结。

[0077] 此外,在第1连结流路25a中配置有对在第1连结流路25a中流通的冷却水流量进行调整的第1冷却水流量调整阀26a。在第2连结流路25b中配置有对在第2连结流路25b中流通的冷却水流量进行调整的第2冷却水流量调整阀26b。

[0078] 第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b都是构成为具有阀芯和电动致动器的电气式的流量调整阀,该阀芯构成为能够变更开度,该电动致动器使该阀芯位移而使开度发生变化。并且,第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b根据从空调控制装置40输出的控制信号来控制其动作。

[0079] 并且,空调控制装置40如果使第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b处于全闭状态,则在高压侧热介质循环回路21中,冷却水在高温侧水-制冷剂热交换器12与加热器芯部23之间循环,在低压侧热介质循环回路22中,冷却水在散热器24与逆变器Inv之间循环。因此,在高压侧热介质循环回路21中循环的冷却水与在低压侧热介质循环回路22中循环的冷却水不会混合。

[0080] 与此相对,空调控制装置40如果打开第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b,则根据其开度,在高压侧热介质循环回路21中循环的冷却水的一部分经由第1连结流路25a流入低压侧热介质循环回路22,并且在低压侧热介质循环回路22中循环的冷却水的一部分经由第2连结流路25b流入高压侧热介质循环回路21。

[0081] 更详细而言,在热介质循环回路20中,通过打开第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b而能够使从加热器芯部23流出的冷却水的一部分流入逆变器Inv。此外,能够使从逆变器Inv流出的冷却水流入散热器24,使从散热器24流出的冷却水的一部分返回高温侧水-制冷剂热交换器12的水通路侧。

[0082] 换言之,空调控制装置40通过调整第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b的开度而能够调整从配置在高压侧热介质循环回路21中的加热器芯部23流出的冷却水中的向配置在低压侧热介质循环回路22中的散热器24流入的冷却水的流量。因此,第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b构成本发明所要求保护的热介质流量调整装置。

[0083] 另外,空调控制装置40在打开第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b时,从高压侧热

介质循环回路21流入低压侧热介质循环回路22的流量和从低压侧热介质循环回路22返回高压侧热介质循环回路21的流量虽然在过渡时为不同的流量,但最终收敛成相同的流量。在以下的说明中,将收敛后的流量记载为旁通流量。

[0084] 接着,使用图2、图3,对将室外热交换器14和散热器24一体化后的热交换器构造体60的详细结构进行说明。

[0085] 本实施方式的室外热交换器14和散热器24构成为所谓的箱管式的热交换器,分别具有:使制冷剂或者冷却水流通的多根管;配置在该多根管的两端侧且对在各个管中流通的制冷剂或者冷却水进行集合或者分配的一对集合分配用箱等。

[0086] 更具体而言,室外热交换器14在内部具有使制冷剂流通的多根制冷剂用管14a。此外,作为该制冷剂用管14a如图3的剖面图所示那样采用长度方向垂直截面形状为扁平形状的多孔扁平管,各制冷剂用管14a以其外表面中的平坦面之间彼此平行地且相对的方式隔开规定的间隔地层叠配置。

[0087] 由此,在制冷剂用管14a的周围,即相邻的制冷剂用管14a之间形成使从送风风扇14a送风来的外部气体流通的吸热用空气通路14b。

[0088] 并且,散热器24在内部具有使冷却水流通的多根热介质用管24a。此外,作为该热介质用管24a如图3的剖面图所示那样采用长度方向垂直截面形状为扁平形状的单孔扁平管,与制冷剂用管14a同样,热介质用管24a以其外表面中的平坦面之间彼此平行且相对的方式隔开规定的间隔地层叠配置。

[0089] 由此,在热介质用管24a的周围,即相邻的热介质用管24a之间形成使从送风风扇14a送风来的外部气体流通的散热用空气通路24b。

[0090] 此外,在本实施方式中,使室外热交换器14和散热器24的集合分配用箱61的一部分由同一部件形成,并且在吸热用空气通路14b和散热用空气通路24b中配置由同一部件形成的外翅片62。并且,通过使外翅片62与双方的管14a、24a接合而将室外热交换器14和散热器24作为热交换器构造体60而一体化。

[0091] 作为该外翅片62采用将传热性优良的金属的薄板弯曲成型为波纹状的波纹散热片。该外翅片62中的配置在吸热用空气通路14b中的部位实现促进制冷剂与外部气体的热交换的功能,配置在散热用空气通路24b中的部位实现促进冷却水与外部气体的热交换的功能。

[0092] 此外,该外翅片62通过与制冷剂用管14a和热介质用管24a这双方接合而发挥使得制冷剂用管14a与热介质用管24a之间的热移动成为可能的功能。因此,将室外热交换器14和散热器24一体化为使得在室外热交换器14中流通的制冷剂与在散热器24中流通的制冷剂之间的热移动成为可能。

[0093] 即,在本实施方式的热交换器构造体60中,不仅具有使制冷剂(第1流体)与外部气体(第3流体)进行热交换的功能和使冷却水(第2流体)与外部气体(第3流体)进行热交换的功能,还具有使制冷剂(第1流体)与冷却水(第2流体)进行热交换的功能。

[0094] 因此,热交换器构造体60构成为能够进行三种流体间的热交换的复合型热交换器或者三流体热交换器。此外,散热器24构成热介质散热部,其至少在制热模式时使从加热器芯部23流出的冷却水所具有的热量向在从制热用膨胀阀13出口侧到压缩机11吸入口侧的范围的制冷剂流路中流通的低压制冷剂散热。

[0095] 并且,上述的本实施方式的室外热交换器14的制冷剂用管14a、散热器24的热介质用管24a、集合分配用箱61、外翅片62等都由铝合金形成,通过钎焊接合而一体化。此外,在本实施方式中,散热器24相对于室外热交换器14配置在由送风风扇14a送风来的外部气体的流动方向的上风侧而与室外热交换器14一体化。

[0096] 接着,对室内空调单元30进行说明。室内空调单元30是用于使由热泵系统1温度调整后的送风空气向车厢内吹出的装置,配置在车厢内最前部的仪表盘(仪表板)的内侧。此外,室内空调单元30构成为在形成其外壳的壳体31内收纳送风机32、室内蒸发器17、加热器芯部23等。

[0097] 由于壳体31是形成送风至车厢内的送风空气的空气通路的部件,具有一定程度的弹性,由强度上优良的树脂(例如,聚丙烯)成型。在该壳体31内的送风空气流动最上游侧配置有作为内外部气体切换部的内外部气体切换装置33,内外部气体切换装置33向壳体31内切换导入内部气体(车厢内空气)和外部气体(车厢外空气)。

[0098] 内外部气体切换装置33通过内外部气体切换门连续地调整向壳体31内导入内部气体的内部气体导入口和导入外部气体的外部气体导入口的开口面积,从而使内部气体的风量与外部气体的风量的风量比例连续地发生变化。内外部气体切换门由内外部气体切换门用的电动致动器驱动,该电动致动器根据从空调控制装置40输出的控制信号来控制其动作。

[0099] 在内外部气体切换装置33的送风空气流动下游侧配置有作为送风装置的送风机(鼓风机)32,送风机32将经由内外部气体切换装置33吸入的空气朝向车厢内送风。该送风机32是通过电动机驱动离心多翼风扇(西洛克风扇)的电动送风机,并根据从空调控制装置40输出的控制电压来控制转速(送风量)。

[0100] 在送风机32的送风空气流动下游侧相对于送风空气的流动依次配置有室内蒸发器17和加热器芯部23。并且,在壳体31内形成有使通过室内蒸发器17后的送风空气迂回加热器芯部23而向下游侧流动的冷风旁通路35。

[0101] 在室内蒸发器17的送风空气流动下游侧的加热器芯部23的送风空气流动上游侧配置有空气混合门34,该空气混合门34调整通过室内蒸发器17后的送风空气中的通过加热器芯部23的风量比例。

[0102] 并且,在加热器芯部23的送风空气流动下游侧设置有使由加热器芯部23加热后的送风空气与通过冷风旁通路35而未由加热器芯部23加热的送风空气混合的混合空间。此外,在壳体31的送风空气流动最下游部配置有使在混合空间中混合后的送风空气(空调风)向作为空调对象空间的车厢内吹出的开口孔。

[0103] 具体而言,作为该开口孔设置有朝向车厢内的乘员的上半身吹出空调风的面部开口孔、朝向乘员的脚边吹出空调风的脚部开口孔,以及朝向车辆前窗玻璃内侧面吹出空调风的除霜开口孔(均未图示)。这些面部开口孔、脚部开口孔,以及除霜开口孔的送风空气流动下游侧分别经由形成空气通路的管道而与设置于车厢内的面部吹出口、脚部吹出口,以及除霜吹出口(均未图示)连接。

[0104] 因此,空气混合门34通过对通过加热器芯部23的风量与通过冷风旁通路35的风量的风量比例进行调整而调整在混合空间中混合的空调风的温度,从而调整从各吹出口向车厢内吹出的送风空气(空调风)的温度。

[0105] 即,空气混合门34构成调整向车厢内送风的空调风的温度的温度调整装置。另外,空气混合门34被空气混合门驱动用的电动致动器驱动,该电动致动器根据从空调控制装置40输出的控制信号而控制其动作。

[0106] 并且,在面部开口孔、脚部开口孔,以及除霜开口孔的送风空气流动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脚部门,以及调整除霜开口孔的开口面积的除霜门(都未图示)。

[0107] 这些面部门、脚部门、除霜门构成切换开口孔模式的开口孔模式切换部,经由连杆机构等与吹出口模式门驱动用的电动致动器连结而联动地被旋转操作。另外,该电动致动器也根据从空调控制装置40输出的控制信号来控制其动作。

[0108] 作为由吹出口模式切换部切换的吹出口模式具体而言存在使面部吹出口全开而从面部吹出口朝向车厢内乘员的上半身吹出空气的面部模式,使面部吹出口和脚部吹出口这双方开口而朝向车厢内乘员的上半身和脚边吹出空气的双级模式,使脚部吹出口全开且将除霜吹出口小开度开口而主要从脚部吹出口吹出空气的脚部模式,以及将脚部吹出口和除霜吹出口开口相同程度而从脚部吹出口和除霜吹出口这双方吹出空气的脚部除霜模式。

[0109] 此外,乘员也能够通过对设置于操作面板的吹出模式切换开关进行手动操作而使除霜吹出口全开从而成为从除霜吹出口向车辆前窗玻璃内表面吹出空气的除霜模式。

[0110] 接着,对本实施方式的电气控制部的概况进行说明。空调控制装置40由包含CPU、ROM,和RAM等的公知的微型计算机及其周边电路构成。并且,根据存储在该ROM内的空调控制程序来进行各种运算、处理,对与其输出侧连接的各种控制对象设备11、13、14a、16、18a、21a、22a、26a、26b、32、34等的动作进行控制。

[0111] 并且,在空调控制装置40的输入侧连接有如下空调控制用的传感器组:作为检测车厢内温度(内部气体温度) T_r 的内部气体温度检测器的内部气体传感器;作为检测车厢外温度(外部气体温度) T_{am} 的外部气体温度检测器的外部气体传感器;作为检测向车厢内照射的日照量 A_s 的日照量检测器的日照传感器;检测压缩机11排出制冷剂的排出制冷剂温度 T_d 的排出温度传感器;检测压缩机11排出制冷剂的排出制冷剂压力(高压侧制冷剂压力) P_d 的排出压力传感器;检测室内蒸发器17中的制冷剂蒸发温度(蒸发器温度) T_{efin} 的蒸发器温度传感器;检测从混合空间向车厢内送风的送风空气温度 T_{AV} 的送风空气温度传感器;检测室外热交换器14的室外器温度 T_s 的室外热交换器温度传感器等,该空调控制装置40的输入侧被输入这些传感器组的检测信号。

[0112] 另外,本实施方式的蒸发器温度传感器检测室内蒸发器17的热交换片温度,但作为蒸发器温度传感器也可以采用检测室内蒸发器17的其他部位的温度的温度检测器,也可以采用检测在室内蒸发器17中流通的制冷剂的温度的温度检测器。

[0113] 并且,本实施方式的室外热交换器温度传感器检测室外热交换器14的制冷剂流出口处的制冷剂的温度,但作为室外热交换器温度传感器也可以采用检测室外热交换器14的其他部位的温度的温度检测器,也可以采用检测在室外热交换器14中流通的制冷剂的温度的温度检测器。

[0114] 并且,在本实施方式中,设置检测送风空气温度 T_{AV} 的送风空气温度传感器,但作为该送风空气温度 T_{AV} 也可以采用根据蒸发器温度 T_{efin} 、排出制冷剂温度 T_d 等计算出的值。

[0115] 此外,在空调控制装置40的输入侧连接有配置在车厢内前部的仪表盘附近的未图示的操作面板,并被输入来自设置于该操作面板的各种操作开关的操作信号。

[0116] 作为设置于操作面板的各种操作开关,具体而言存在:设定或者解除车辆用空调装置的自动控制运转的自动开关;要求进行车厢内的制冷的制冷开关;手动设定送风机32的风量的风量设定开关;作为设定车厢内的目标温度 T_{set} 的目标温度设定部的温度设定开关;以及手动设定吹出模式的吹出模式切换开关等。

[0117] 另外,本实施方式的空调控制装置40中,一体地构成对连接于其输出侧的各种控制对象设备进行控制的控制部,但控制各个控制对象设备的动作的结构(硬件和软件)构成控制各个控制对象设备的动作的控制部。

[0118] 例如,空调控制装置40中的控制压缩机11的制冷剂排出能力(压缩机11的转速)的结构(硬件和软件)构成排出能力控制部40a,控制热介质流量调整装置(在本实施方式中为第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b)的动作的结构构成热介质流量控制部40b。当然,也可以使排出能力控制部40a、热介质流量控制部40b等相对于空调控制装置40构成为单独的控制装置。

[0119] 接着,对上述结构中的本实施方式的动作进行说明。在本实施方式的热泵系统1中,能够切换制冷模式、除湿制热模式,以及制热模式的运转。这些各个运转模式的切换通过执行空调控制程序而进行。该空调控制程序在接通操作面板的自动开关(ON)时执行。

[0120] 更具体而言,在空调控制程序的主程序中读入上述的空调控制用的传感器组的检测信号和来自各种空调操作开关的操作信号。并且,根据读入的检测信号和操作信号的值,根据以下等式F1计算作为向车厢内吹出的吹出空气的目标温度的目标吹出温度 $TA0$ 。

[0121] $TA0 = K_{set} \times T_{set} - K_r \times T_r - K_{am} \times T_{am} - K_s \times A_s + C \cdots (F1)$

[0122] 另外, T_{set} 是由温度设定开关设定的车厢内的目标温度(车厢内设定温度), T_r 是由内部气体传感器检测出的车厢内温度(内部气体温度), T_{am} 是由外部气体传感器检测出的外部气体温度, A_s 是由日照传感器检测出的日照量。 K_{set} 、 K_r 、 K_{am} 、 K_s 是控制增益, C 是补正用的常数。

[0123] 此外,在接通操作面板的制冷开关且目标吹出温度 $TA0$ 比预定的制冷基准温度 α 低的情况下,执行制冷模式的运转。并且,当在接通制冷开关的状态下目标吹出温度 $TA0$ 为制冷基准温度 α 以上的情况下,执行除湿制热模式的运转。并且,在未接通制冷开关的情况下,执行制热模式的运转。

[0124] 由此,在本实施方式的热泵系统1中,主要在像夏季那样外部气体温度比较高的情况下,执行制冷模式的运转,主要在早春季或者初冬季等,执行除湿制热模式的运转,主要在像冬季那样外部气体温度比较低的情况下,执行制热模式的运转。此外,在本实施方式中,在制热模式结束时执行制热结束模式的运转。以下对各运转模式的动作进行说明。

[0125] (a) 制冷模式

[0126] 在制冷模式中,空调控制装置40动作成使高温侧水泵21a和低温侧水泵22a发挥预定的水压送能力,使第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b为全闭。

[0127] 由此,在制冷模式的热介质循环回路20中,由于旁通流量为0,因此在高压侧热介质循环回路21中循环的冷却水与在低压侧热介质循环回路22中循环的冷却水不会混合,冷却水在各自的热介质循环回路中循环。

[0128] 此外,空调控制装置40使制热用膨胀阀13为全开,使制冷用膨胀阀16处于发挥减压作用的节流状态,关闭制热用开闭阀18a。

[0129] 由此,在制冷模式的热泵循环10中,如图1的空心箭头所示,构成制冷剂按照压缩机11→高温侧水-制冷剂热交换器12(→制热用膨胀阀13)→室外热交换器14→制冷用膨胀阀16→室内蒸发器17→储液器19→压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式的制冷循环。

[0130] 此外,利用该热介质循环回路和制冷剂回路的结构,空调控制装置40根据目标吹出温度TA0和传感器组的检测信号等决定各种控制对象设备的动作状态(向各种控制对象设备输出的控制信号)。

[0131] 例如,关于压缩机11的制冷剂排出能力,即向压缩机11的电动机输出的控制信号,以如下的方式决定。首先,根据目标吹出温度TA0,参照预先存储在空调控制装置40中的控制图而决定室内蒸发器17的目标蒸发器吹出温度TE0。

[0132] 具体而言,在该控制图中决定目标蒸发器吹出温度TE0伴随着目标吹出温度TA0的降低而降低。此外,目标蒸发器吹出温度TE0被决定成在基准结霜防止温度(例如,1℃)以上,基准结霜防止温度被决定成能够抑制室内蒸发器17的结霜。

[0133] 并且,向压缩机11的电动机输出的控制信号以如下方式决定,基于该目标蒸发器吹出温度TE0与由蒸发器温度传感器检测出的蒸发器温度Tefin的偏差,使用反馈控制方法而使蒸发器温度Tefin接近目标蒸发器吹出温度TE0。

[0134] 并且,关于向送风机32输出的控制电压以如下方式决定:根据目标吹出温度TA0,参照预先存储在空调控制装置40中的控制图而决定。具体而言,在该控制图中,在目标吹出温度TA0的极低温域(最大制冷域)和极高温域(最大制热域)使送风机32的送风量为最大风量。

[0135] 此外,伴随着目标吹出温度TA0从极低温域向中间温度域上升而根据目标吹出温度TA0的上升使送风量减少,伴随着目标吹出温度TA0从极高温域朝向中间温度域降低而根据目标吹出温度TA0的降低使送风量减少。并且,如果目标吹出温度TA0进入规定的中间温度域内,则使送风量为最小风量。

[0136] 并且,关于向驱动空气混合门34的电动致动器输出的控制信号以如下方式决定:使得空气混合门34封闭加热器芯部23侧的空气通路,通过室内蒸发器17后的送风空气的全部风量迂回加热器芯部23地流动。

[0137] 并且,关于向制冷用膨胀阀16输出的控制信号,以如下方式决定:参照预先存储在空调控制装置40中的控制图,使得向制冷用膨胀阀16流入的制冷剂的过冷却度接近目标过冷却度,目标过冷却度以如下方式决定:使得热泵循环10的成绩系数(COP)大致成为最大值。

[0138] 并且,关于向送风风扇14a输出的控制电压以如下方式决定:使得送风风扇14a根据运转模式而发挥预定的送风能力。

[0139] 并且,向各种控制对象设备输出像上述那样决定的控制信号等。然后,直到要求车辆用空调装置的动作停止为止,在每个规定的控制周期中重复进行上述的检测信号和操作信号的读入→目标吹出温度TA0的计算→各种控制对象设备的动作状态决定→控制电压和控制信号的输出这样的控制程序。另外,这样的控制程序的重复在其他的运转模式时也同样地进行。

[0140] 因此,在制冷模式时的热泵循环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的制冷剂通路。此时,在向高温侧水-制冷剂热交换器12的水通路流入的冷却水的温度比向高温侧水-制冷剂热交换器12流入的高压制冷剂的温度低的情况下,高压制冷剂所具有的热量向冷却水散热,在高压侧热介质循环回路21中循环的冷却水被加热。

[0141] 在制冷模式中,由于空气混合门34将加热器芯部23侧的空气通路封闭,因此即使在高压侧热介质循环回路21中循环的冷却水流入加热器芯部23,也几乎不会与送风空气进行热交换,而从加热器芯部23流出。因此,在高压侧热介质循环回路21中循环的冷却水的温度在制冷模式开始后上升到与高压制冷剂的温度同等。

[0142] 并且,在高压侧热介质循环回路21中循环的冷却水的温度上升到与高压制冷剂的温度同等时,即使高压制冷剂流入高温侧水-制冷剂热交换器12,也几乎不会与冷却水进行热交换,而从高温侧水-制冷剂热交换器12流出。

[0143] 从高温侧水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的制冷剂经由全开状态的制热用膨胀阀13而流入室外热交换器14。流入室外热交换器14的制冷剂在室外热交换器14中与从送风风扇14a送风且通过散热器24后的外部气体进行热交换而散热。

[0144] 此时,在散热器24中,在低压侧热介质循环回路22中循环的冷却水与从送风风扇14a送风的外部气体进行热交换而散热。更详细而言,在散热器24中,将冷却水在低压侧热介质循环回路22中循环时从逆变器Inv吸收的热量向外部气体散热。

[0145] 由于制热用开闭阀18a关闭,因此从室外热交换器14流出的制冷剂经由低压侧分支部15a流入制冷用膨胀阀16而减压成低压制冷剂。由制冷用膨胀阀16减压后的制冷剂流入室内蒸发器17,从由送风机32送风来的送风空气吸收而蒸发。

[0146] 由此,冷却送风空气。从室内蒸发器17流出的制冷剂经由合流部15b流入储液器19而被气液分离。由储液器19分离后的气相制冷剂被吸入压缩机11而再次被压缩。

[0147] 如上所述,在制冷模式的热泵系统1中,通过使由室内蒸发器17冷却后的送风空气向车厢内吹出而能够进行车厢内的制冷。

[0148] 此外,利用散热器24将在低压侧热介质循环回路22中循环的制冷剂从逆变器Inv吸收的热量向外部气体散热,从而能够冷却逆变器Inv。这主要在像执行制冷模式的运转的夏季那样外部气体温度比较高且逆变器Inv的温度容易上升的运转条件中是有效的。

[0149] (b) 除湿制热模式

[0150] 在除湿制热模式中,空调控制装置40与制冷模式同样地使高温侧水泵21a和低温侧水泵22a以发挥预定的水压送能力的方式进行动作,使第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b为全闭。

[0151] 由此,在制冷模式的热介质循环回路20中,由于旁通流量为0,因此在高压侧热介质循环回路21中循环的冷却水与在低压侧热介质循环回路22中循环的冷却水不会混合,冷却水在各自的热介质循环回路中循环。

[0152] 此外,空调控制装置40使制热用膨胀阀13处于节流状态,使制冷用膨胀阀16为全开,关闭制热用开闭阀18a。

[0153] 由此,在除湿制热模式的热泵循环10中,如图1的斜线阴影箭头所示,构成制冷剂按照压缩机11→高温侧水-制冷剂热交换器12→制热用膨胀阀13→室外热交换器14(→制

冷用膨胀阀16)→室内蒸发器17→储液器19→压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式的制冷循环。即,在除湿制热模式中实质上构成制冷剂按照与制冷模式相同的顺序循环的制冷循环。

[0154] 此外,利用该热介质循环回路和制冷剂回路的结构,空调控制装置40根据目标吹出温度TA0和传感器组的检测信号等决定各种控制对象设备的动作状态(向各种控制对象设备输出的控制信号)。

[0155] 例如,关于向压缩机11的电动机输出的控制信号、向送风机32输出的控制电压,以及向送风风扇14a输出的控制电压,以与制冷模式同样的方式被决定。

[0156] 并且,关于向制热用膨胀阀13输出的控制信号以如下方式决定:使得向制热用膨胀阀13流入的制冷剂的过冷却度接近目标过冷却度,目标过冷却度以如下方式决定:使得COP成为大致最大值。并且,关于向空气混合门34的电动致动器输出的控制信号,以如下方式决定:使得送风空气温度TAV接近目标吹出温度TA0。

[0157] 因此,在除湿制热模式时的热泵循环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。由此,在高压侧热介质循环回路21中循环的冷却水被加热。

[0158] 此外,在除湿制热模式中,由于空气混合门34打开加热器芯部23侧的空气通路,因此由高温侧水-制冷剂热交换器12加热的冷却水流入加热器芯部23,由此通过室内蒸发器17后的送风空气的一部分被加热。由此,从室内空调单元30的混合空间向车厢内送风的送风空气的温度接近目标吹出温度TA0。

[0159] 从高温侧水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的制冷剂流入制热用膨胀阀13而减压成低压制冷剂。由制热用膨胀阀13减压后的低压制冷剂流入室外热交换器14。流入室外热交换器14的制冷剂在室外热交换器14中从由送风风扇14a送风且通过散热器24后的外部气体吸热而蒸发。

[0160] 此时,在散热器24中,与制冷模式同样,在低压侧热介质循环回路22中循环的制冷剂与从送风风扇14a送风的外部气体进行热交换而散热。

[0161] 由于制热用开闭阀18a关闭,因此从室外热交换器14流出的制冷剂经由低压侧分支部15a和全开状态的制冷用膨胀阀16流入室内蒸发器17。流入室内蒸发器17的制冷剂从由送风机32送风的送风空气进一步吸热而蒸发。由此,冷却送风空气而进行送风空气的除湿。之后的动作与制冷模式相同。

[0162] 如上所述,在除湿制热模式的热泵系统1中,通过使由室内蒸发器17冷却且除湿后的送风空气在加热器芯部23中再加热而向车厢内吹出,从而能够进行车厢内的除湿制热。此外,通过使在低压侧热介质循环回路22中循环的制冷剂从逆变器Inv吸收的热量在散热器24中向外部气体等散热而能够进行逆变器Inv的冷却。

[0163] 此外,在本实施方式中,由于采用使室外热交换器14与散热器24一体化的热交换器构造体60,因此能够使在散热器24中流通的冷却水所具有的热量向在室外热交换器14中流通的制冷剂传热。因此,能够有效地利用冷却水吸热后的逆变器Inv的废热作为用于对除湿后的送风空气进行再加热的热源。

[0164] 并且,在除湿制热模式的热泵系统1中,由于使第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b为全闭,因此在高压侧热介质循环回路21中循环的冷却水与在低压侧热介质循环回路22中循环的冷却水不会混合。因此,在除湿制热模式时,例如即使外部气体温度降低,从而室外热交换器14中的制冷剂的吸热量减少,也能够通过在高压侧热介质循环回路21中循环的冷

却水所蓄积的热量对除湿后的送风空气进行再加热。

[0165] (c) 制热模式

[0166] 在制热模式中,空调控制装置40使高温侧水泵21a和低温侧水泵22a以发挥预定的水压送能力的方式进行动作,打开第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b。

[0167] 由此,在制热模式的热介质循环回路20中,冷却水不仅在各自的热介质循环回路21、22中循环,在高压侧热介质循环回路21中循环的冷却水的一部分经由第1连结流路25a流入低压侧热介质循环回路22,在低压侧热介质循环回路22中循环的冷却水的一部分经由第2连结流路25b返回高压侧热介质循环回路21。

[0168] 此外,空调控制装置40使制热用膨胀阀13处于节流状态,使制冷用膨胀阀16为全闭,打开制热用开闭阀18a。

[0169] 由此,在制热模式的热泵循环10中,如图1的涂黑箭头所示,构成制冷剂按照压缩机11→高温侧水-制冷剂热交换器12→制热用膨胀阀13→室外热交换器14→储液器侧通路18→储液器19→压缩机11的顺序循环的蒸汽压缩式的制冷循环。

[0170] 此外,利用该热介质循环回路和制冷剂回路的结构,空调控制装置40根据目标吹出温度TA0和传感器组的检测信号等决定各种控制对象设备的动作状态(向各种控制对象设备输出的控制信号)。

[0171] 例如,关于压缩机11的制冷剂排出能力,即向压缩机11的电动机输出的控制信号,以如下的方式被决定。首先,根据目标吹出温度TA0,参照预先存储在空调控制装置40中的控制图而决定高温侧水-制冷剂热交换器12中的目标冷凝温度TC0。具体而言,在该控制图中被决定成:伴随着目标吹出温度TA0的上升,目标冷凝温度TC0上升。

[0172] 并且,以如下方式决定向压缩机11的电动机输出的控制信号:根据该目标冷凝温度TC0和由排出温度传感器检测出的排出制冷剂温度Td之间的偏差,利用反馈控制手法使得排出制冷剂温度Td接近目标冷凝温度TC0,进一步,使得高压侧制冷剂压力Pd的异常上升得到抑制。

[0173] 并且,关于向送风机32输出的控制电压以及向送风风扇14a输出的控制电压,以与制冷模式同样的方式被决定。并且,关于向制热用膨胀阀13输出的控制信号,以与除湿制热模式同样的方式被决定。

[0174] 并且,关于向空气混合门34的电动致动器输出的控制信号,以如下方式决定:使得空气混合门34将冷风旁通路35封闭,通过室内蒸发器17后的送风空气的全部风量通过加热器芯部23侧的空气通路。

[0175] 并且,关于向第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b输出的控制信号,根据目标吹出温度TA0,参照预先存储在空调控制装置40中的控制图,决定从高压侧热介质循环回路21向低压侧热介质循环回路22流入的目标旁通流量,即从低压侧热介质循环回路22返回到高压侧热介质循环回路21的目标旁通流量。

[0176] 具体而言,在该控制图中,如图4所示那样决定为伴随着目标吹出温度TA0的上升,目标旁通流量增加。并且,以成为被决定的目标旁通流量的方式决定向第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b输出的控制信号。

[0177] 这里,上述的目标吹出温度TA0是为了使实际的车厢内温度保持为与乘员的期望的温度相当的车厢内设定温度Tset而决定的值。因此,像本实施方式的制热模式那样,在将

由高温侧水-制冷剂热交换器12加热的冷却水作为热源而加热送风空气的热泵循环10中,伴随着目标吹出温度TA0的上升,对热泵循环10所要求的送风空气的加热能力增加。

[0178] 即,在本实施方式中,热介质流量控制部40b控制第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b的动作,以使得从高压侧热介质循环回路21流入低压侧热介质循环回路22的冷却水的旁通流量(即,从低压侧热介质循环回路22向高压侧热介质循环回路21返回的冷却水的旁通流量)伴随着对热泵循环10所要求的送风空气的加热能力的增加而增加。

[0179] 因此,在制热模式时的热泵循环10中,与除湿制热模式同样,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,在高压侧热介质循环回路21中循环的冷却水被加热。此外,在制热模式中,由于空气混合门34使加热器芯部23侧的空气通路为全开,因此加热后的温水流入加热器芯部23,由此对通过室内蒸发器17后的送风空气进行加热。

[0180] 从高温侧水-制冷剂热交换器12流出的制冷剂流入制热用膨胀阀13而减压到低压制冷剂。由制热用膨胀阀13减压后的低压制冷剂流入室外热交换器14。流入室外热交换器14后的制冷剂与除湿制热模式同样地在室外热交换器14中从由送风风扇14a送风且通过散热器24后的外部气体吸热而蒸发。

[0181] 此时,在散热器24中,在低压侧热介质循环回路22中循环的制冷剂与从送风风扇14a送风来的外部气体进行热交换而散热。

[0182] 由于制热用开闭阀18a打开,因此从室外热交换器14流出的制冷剂经由低压侧分支部15a和储液器侧通路18流入储液器19而被气液分离。在储液器19被分离后的气相制冷剂与制冷模式和除湿制热模式同样地被吸入压缩机11而再次被压缩。

[0183] 并且,在制热模式的热介质循环回路20中,由于第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b打开,因此从高压侧热介质循环回路21的加热器芯部23流出的冷却水的一部分流入低压侧热介质循环回路22的逆变器Inv。进一步,从逆变器Inv流出的冷却水流入散热器24,从散热器24流出的冷却水的一部分返回高压侧热介质循环回路21的高温侧水-制冷剂热交换器12的水通路。

[0184] 如上所述,在制热模式的热泵系统1中,通过向车厢内吹出在加热器芯部23中被加热的送风空气而能够进行车厢内的制热。

[0185] 此外,在本实施方式中,由于采用使室外热交换器14与散热器24一体化的热交换器构造体60,因此能够使在散热器24中流通的冷却水所具有的热量向在室外热交换器14中流通的制冷剂传热。因此,能够有效地利用冷却水从逆变器Inv吸收的废热作为用于加热送风空气的热源。

[0186] (d) 制热结束模式

[0187] 制热结束模式是在制热模式结束时执行的运转模式,即,是在要求停止热泵循环10对送风空气的加热时执行的运转模式。在本实施方式中,从在制热模式的执行中乘员关闭操作面板的自动开关开始起经过预定的规定时间为止执行该制热结束模式的运转。

[0188] 在该制热结束模式中,空调控制装置40使压缩机11和送风机32停止。因此,在制热结束模式中,热泵循环10不发挥调整冷却水和送风空气的温度的功能。此外,空调控制装置40使高温侧水泵21a和低温侧水泵22a以发挥预定的水压送能力的方式进行动作,使第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b为全开。

[0189] 因此,在制热结束模式的热介质循环回路20中,与制热模式同样,在高压侧热介质

循环回路21中循环的冷却水的一部分流入低压侧热介质循环回路22,在低压侧热介质循环回路22中循环的冷却水的一部分返回高压侧热介质循环回路21。此时,在制热结束模式中,由于第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b为全开,因此与制热模式相比,增加旁通流量。

[0190] 即,在制热结束模式中,从加热器芯部23流出的高温的冷却水中的向配置在低压侧热介质循环回路22中的散热器24流入的冷却水的流量与制热模式相比增加。由此,在制热结束模式中,能够使在低压侧热介质循环回路22中循环的冷却水的温度与制热模式相比上升。

[0191] 因此,在制热结束模式中,即使在制热模式就要结束之前在室外热交换器14产生结霜,也能够通过在散热器24中流通的冷却水所具有的热量对其进行除霜。

[0192] 在本实施方式的车辆用空调装置中,热泵系统1像上述那样进行动作,能够进行车厢内的制冷、除湿制热,以及制热。此外,根据本实施方式的热泵系统1,能够像以下记载的那样得到在制热模式时和制热结束模式时优良的效果。

[0193] 这里,制热模式通常是在像冬季那样外部气体温度比较低时执行的运转模式。因此,在制热模式中,热泵循环10的室外热交换器14中的制冷剂蒸发温度也容易降低。此外,如果室外热交换器14中的制冷剂蒸发温度降低到0℃以下,则有时室外热交换器14产生结霜。

[0194] 如果产生这样的结霜则室外热交换器14的吸热用空气通路14b会被霜阻塞,从而室外热交换器14的热交换性能会大幅降低。因此,在制热模式时,考虑有利用逆变器Inv的废热来抑制室外热交换器14的结霜的方法。同样,在制热结束模式中考考虑有利用逆变器Inv的废热来进行室外热交换器14的除霜的方法。

[0195] 但是,逆变器Inv的废热会根据车辆的行驶状态而发生变化。因此,在根据从逆变器Inv这样的外部热源供给的热量进行室外热交换器14的除霜或者结霜的抑制的结构中,有这样的担忧:有可能因外部热源的动作状态而无法充分地确保室外热交换器14的除霜或者结霜的抑制所需要的热量。

[0196] 与此相对,根据本实施方式的热泵系统1,由于具有作为热介质散热部的散热器24,因此能够使在热介质循环回路20中循环的冷却水所具有的热量向热泵循环10的低压制冷剂散热。

[0197] 因此,在制热模式时,能够不依赖于作为外部热源的逆变器Inv的动作状态,使室外热交换器14中的制冷剂蒸发温度上升而抑制室外热交换器14的结霜。并且,在制热结束模式时,能够不依赖于作为外部热源的逆变器Inv的动作状态,根据从冷却水向室外热交换器14传热的热量而对其进行除霜。

[0198] 此外,在散热器24中,由于使从加热器芯部23流出的冷却水所具有的热量向外部气体和室外热交换器14散热,因此能够使在高温侧水-制冷剂热交换器12中被加热的冷却水所具有的热量用于送风空气的加热,使其剩余的热量用于室外热交换器14的除霜或者结霜的抑制。因此,不会增大压缩机11的消耗能量,而能够实现抑制室外热交换器14的结霜。

[0199] 即,根据本实施方式的热泵系统1,不依赖于从外部热源等供给的热量,还不会使压缩机11的消耗能量增大,就能够实现室外热交换器14的除霜或者结霜的抑制。

[0200] 并且,在本实施方式的热泵系统1中,由于采用热交换器构造体60,因此能够使在作为热介质散热用热交换器的散热器24中流通的冷却水所具有的热量直接地向室外热交

换器14传热,能够有效地实现室外热交换器14的结霜的抑制或者除霜。

[0201] 并且,在本实施方式的热泵系统1中,由于具有作为热介质流量调整装置的第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b,因此能够适当地调整从冷却水向低压制冷剂散热的热量。

[0202] 具体而言,在制热模式时,伴随着热泵循环10所要求的送风空气的加热能力增加,而使从加热器芯部23流出并流入散热器24的冷却水的流量增加。由此,在制热模式时,伴随着室外热交换器14中的制冷剂蒸发温度降低,而使在低压侧热介质循环回路22中循环的冷却水的温度上升,从而能够有效地抑制室外热交换器14的结霜。

[0203] 并且,在制热结束模式时,在要求停止热泵循环10对送风空气的加热时,使从加热器芯部23流出并流入散热器24的冷却水的流量增加。由此,在制热结束模式时,能够在车厢内的制热运转的结束后快速地进行室外热交换器14的除霜。

[0204] (第2实施方式)

[0205] 在第1实施方式中,对将室外热交换器14和散热器24一体地构成为热交换器构造体60的例子进行了说明,但在本实施方式中,如图5的整体结构图所示,室外热交换器14和散热器24分别由分开的热交换器构成。另外,在图5中,对与第1实施方式相同或者等同部分标注同一符号。这在以下的附图中也相同。

[0206] 此外,本实施方式的室外热交换器14被配置为使在内部流通的制冷剂与从送风风扇14a送风来并通过散热器24后的外部气体进行热交换。即,室外热交换器14与散热器24相比配置在从送风风扇14a送风来的外部气体流动的下游侧。其他的热泵系统1的结构和动作与第1实施方式相同。

[0207] 因此,即使使本实施方式的热泵系统1进行动作,也能够进行车厢内的制冷、除湿制热,以及制热,能够得到与第1实施方式相同的效果。

[0208] 更详细而言,在本实施方式中,由于使从送风风扇14a送风来的外部气体按照散热器24→室外热交换器14的顺序流动,因此能够使在散热器24中流通的冷却水所具有的热量经由外部气体间接性地向在室外热交换器14中流通的制冷剂传热。因此,在除湿制热模式中,能够有效地利用冷却水所吸收的逆变器Inv的废热作为用于对除湿后的送风空气进行再加热的热源。

[0209] 并且,在制热模式中,与第1实施方式同样,能够不依赖于逆变器Inv的动作状态,有效地利用在热介质循环回路20中循环的冷却水所具有的热量来作为用于加热送风空气的热源,并且能够用于抑制室外热交换器14的结霜。并且,在制热结束模式中,与第1实施方式同样,能够不依赖于逆变器Inv的动作状态,将在热介质循环回路20中循环的冷却水所具有的热量用于室外热交换器14的除霜。

[0210] 此外,在本实施方式中,由于室外热交换器14和散热器24由分开的热交换器构成,因此不使用复杂结构的热交换器,就能够容易地实现室外热交换器14的除霜或者结霜的抑制。

[0211] (第3实施方式)

[0212] 在本实施方式中,相对于第2实施方式,如图6的整体结构图所示,对取代散热器24而采用低温侧水-制冷剂热交换器27的例子进行说明,低温侧水-制冷剂热交换器27使在热介质循环回路20(具体而言,低压侧热介质循环回路22)中循环的冷却水与低压制冷剂(具体而言,室外热交换器14流出制冷剂)进行热交换。

[0213] 该低温侧水-制冷剂热交换器27的基本的结构与高温侧水-制冷剂热交换器12相同。此外,在本实施方式中,低温侧水-制冷剂热交换器27构成使从加热器芯部23流出的冷却水与低压制冷剂进行热交换的热介质散热用热交换器。其他的热泵系统1的结构与第1实施方式相同。

[0214] 并且,在本实施方式的热泵系统1中不进行制热结束模式下的运转。其他的热泵系统1的动作与第1实施方式相同。因此,即使使本实施方式的热泵系统1进行动作,也能够进行车厢内的制冷、除湿制热,以及制热,能够得到与第1实施方式相同的效果。

[0215] 更详细而言,在本实施方式的除湿制热模式中,能够在低温侧水-制冷剂热交换器27中使低压制冷剂吸收在低温侧水-制冷剂热交换器27中流通的冷却水所具有的热量。因此,在除湿制热模式中,能够有效地利用冷却水吸收的逆变器Inv的废热作为用于对除湿后的送风空气进行再加热的热源。

[0216] 并且,在制热模式中,与第1实施方式同样,能够不依赖于逆变器Inv的动作状态,有效地利用在热介质循环回路20中循环的冷却水所具有的热量作为用于加热送风空气的热源,并且能够用于抑制室外热交换器14的结霜。

[0217] 另外,在本实施方式的低温侧水-制冷剂热交换器27中,使从逆变器Inv流出的冷却水与从室外热交换器14流出的低压制冷剂进行热交换,但当然也可以与在其他的部位中流通的低压制冷剂进行热交换。例如,也可以使从逆变器Inv流出的冷却水与在从制热用膨胀阀13的出口侧到室外热交换器14的制冷剂入口侧的制冷剂流路中流通的低压制冷剂进行热交换。

[0218] (第4~第6实施方式)

[0219] 在第4实施方式中,相对于第1实施方式,如图7的整体结构图所示,对取代热泵循环10而采用至少在制热模式时能够切换到构成气体喷射循环(节能式制冷循环)的制冷剂回路的热泵循环10a的例子进行说明。

[0220] 更具体而言,在本实施方式的热泵循环10a中,作为压缩机11a采用构成为在形成其外壳的壳体的内部收纳低级侧压缩机构和高级侧压缩机构这两个压缩机构以及旋转驱动双方的压缩机构的电动机的二级升压式的电动压缩机。

[0221] 在本实施方式的压缩机11a中除了从外部向低级侧压缩机构吸入低压制冷剂的吸入口和使从高级侧压缩机构排出的高压制冷剂向外壳的外部排出的排出口,还设置有中间压吸入口,该中间压吸入口使在循环内生成的中间压制制冷剂从外部流入而与从低压到高压的压缩过程的制冷剂合流。

[0222] 此外,中间压吸入口与低级侧压缩机构的制冷剂排出口侧(即,高级侧压缩机构的制冷剂吸入口侧)连接。并且,低级侧压缩机构和高级侧压缩机构能够分别采用滚动型压缩机构、叶片型压缩机构、滚动活塞型压缩机构等各种形式的机构。

[0223] 另外,在本实施方式中,采用将两个压缩机构收纳在一个外壳内的压缩机11a,但压缩机的形式不限于此。即,只要能够使中间压制制冷剂从中间压吸入口流入而与从低压到高压的压缩过程的制冷剂合流,也可以采用构成为在外壳的内部收纳一个固定容量型的压缩机构和旋转驱动该压缩机构的电动机的电动压缩机。

[0224] 此外,也可以使两个压缩机串联地连接,而将配置在低级侧的低级侧压缩机的吸入口设作为二级升压式的压缩机整体的吸入口,将配置在高级侧的高级侧压缩机的排出口

设作为二级升压式的压缩机整体的排出口,在将低级侧压缩机的排出口与高级侧压缩机的吸入口连接的连接部中设置中间压吸入口,通过低级侧压缩机和高级侧压缩机这两个压缩机而构成一个二级升压式的压缩机。

[0225] 并且,在热泵循环10a中,在制热用膨胀阀13的出口侧连接作为对从制热用膨胀阀13流出的制冷剂的气液进行分离的气液分离部的气液分离器28的制冷剂流入口。

[0226] 在本实施方式中,作为该气液分离器28采用离心分离方式,通过使向圆筒状的主体部的内部空间流入的制冷剂旋转而产生的离心力的作用对制冷剂的气液进行分离。此外,气液分离器28的内容积成为如下程度的容积:即使在循环中产生负荷变动从而在循环中循环的制冷剂循环流量发生变动,实质上也无法贮存剩余制冷剂。

[0227] 在气液分离器28的气相制冷剂流出口连接有压缩机11a的中间压吸入口。此外,在将气液分离器28的气相制冷剂流出口与压缩机11a的中间压吸入口连接的制冷剂通路中配置有对该制冷剂通路进行开闭的气相制冷剂通路开闭阀18b。气相制冷剂通路开闭阀18b的基本的结构与制热用开闭阀18a相同。

[0228] 并且,空调控制装置40在打开气相制冷剂通路开闭阀18b时,切换到将从气液分离器28的气相制冷剂流出口流出的气相制冷剂向压缩机11a的中间压吸入口侧引导的制冷剂回路,在关闭气相制冷剂通路开闭阀18b时,切换到制冷剂不从气液分离器28的气相制冷剂流出口流出的制冷剂回路。因此,气相制冷剂通路开闭阀18b构成制冷剂回路切换部。

[0229] 另一方面,在气液分离器28的液相制冷剂流出口连接有中间压固定节流部件29的入口侧,中间压固定节流部件29作为使在气液分离器28中分离后的液相制冷剂减压的减压装置。作为该中间压固定节流部件29可以采用节流开度被固定的喷嘴、节流孔、毛细管等。在中间压固定节流部件29的出口侧连接有室外热交换器14的制冷剂入口侧。

[0230] 此外,在气液分离器28的液相制冷剂流出口连接有固定节流部件迂回通路29a,固定节流部件迂回通路29a使在气液分离器28中分离后的液相制冷剂迂回中间压固定节流部件29而向室外热交换器14的制冷剂入口侧引导。在该固定节流部件迂回通路29a中配置有对固定节流部件迂回通路29a进行开闭的迂回通路开闭阀18c。迂回通路开闭阀18c的基本的结构与气相制冷剂通路开闭阀18b同等。

[0231] 并且,制冷剂在通过迂回通路开闭阀18c时所产生的压力损失相对于制冷剂通过中间压固定节流部件29时所产生的压力损失极其小。因此,在空调控制装置40打开迂回通路开闭阀18c时,从气液分离器28流出的液相制冷剂经由固定节流部件迂回通路29a流入室外热交换器14。另一方面,在空调控制装置40关闭迂回通路开闭阀18c时,从气液分离器28流出的全流量的液相制冷剂在中间压固定节流部件29中被减压之后向室外热交换器14流入。

[0232] 另外,也可以取代迂回通路开闭阀18c、中间压固定节流部件29以及固定节流部件迂回通路29a,而在从气液分离器28的液相制冷剂流出口到室外热交换器14的制冷剂入口侧的制冷剂配管中配置带有与制热用膨胀阀13相同的全开功能的可变节流机构。其他的热泵系统1的结构与第1实施方式相同。

[0233] 接着,对上述结构中的本实施方式的热泵系统1的动作进行说明。在本实施方式的热泵系统1中,与第1实施方式同样地也能够执行制冷模式、除湿制热模式、制热模式、制热结束模式的运转。以下对各运转模式中的动作进行说明。

[0234] (a) 制冷模式

[0235] 在本实施方式的制冷模式中,空调控制装置40使高温侧水泵21a和低温侧水泵22a以发挥预定的水压送能力的方式进行动作,使第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b为全闭。

[0236] 由此,在制冷模式的热介质循环回路20中,由于与第1实施方式同样,旁通流量为0,因此在高压侧热介质循环回路21中循环的冷却水与在低压侧热介质循环回路22中循环的冷却水不会混合,冷却水在各自的热介质循环回路中循环。

[0237] 此外,空调控制装置40使制热用膨胀阀13为全开,使制冷用膨胀阀16处于节流状态,关闭制热用开闭阀18a,关闭气相制冷剂通路开闭阀18b,打开迂回通路开闭阀18c。

[0238] 由此,在制冷模式的热泵循环10a中,如图7的空心箭头所示,构成制冷剂按照压缩机11a→高温侧水-制冷剂热交换器12(→制热用膨胀阀13→气液分离器28→迂回通路开闭阀18c)→室外热交换器14→制冷用膨胀阀16→室内蒸发器17→储液器19→压缩机11a的顺序循环的蒸汽压缩式的制冷循环。

[0239] 即,在本实施方式的制冷模式中,构成制冷剂按照与第1实施方式的制冷模式相同的顺序循环的制冷循环。其他的动作与第1实施方式的制冷模式相同。因此,在本实施方式的制冷模式中,能够与第1实施方式的制冷模式同样地进行车厢内的制冷,并且能够冷却逆变器Inv。

[0240] (b) 除湿制热模式

[0241] 在本实施方式的除湿制热模式中,空调控制装置40使高温侧水泵21a和低温侧水泵22a以发挥预定的水压送能力的方式进行动作,使第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b为全闭。

[0242] 由此,在除湿制热模式的热介质循环回路20中,由于旁通流量为0,因此在高压侧热介质循环回路21中循环的冷却水与在低压侧热介质循环回路22中循环的冷却水不会混合,而冷却水在各自的热介质循环回路中循环。

[0243] 此外,空调控制装置40使制热用膨胀阀13处于节流状态,使制冷用膨胀阀16为全开,关闭制热用开闭阀18a,关闭气相制冷剂通路开闭阀18b,打开迂回通路开闭阀18c。

[0244] 由此,在除湿制热模式的热泵循环10a中,如图7的斜线阴影箭头所示,构成制冷剂按照压缩机11a→高温侧水-制冷剂热交换器12→制热用膨胀阀13(→气液分离器28→迂回通路开闭阀18c)→室外热交换器14(→制冷用膨胀阀16)→室内蒸发器17→储液器19→压缩机11a的顺序循环的蒸汽压缩式的制冷循环。

[0245] 即,在本实施方式的除湿制热模式中,构成制冷剂按照与第1实施方式的除湿制热模式相同的顺序循环的制冷循环。其他的动作与第1实施方式的除湿制热模式相同。因此,在本实施方式的除湿制热模式中,与第1实施方式的除湿制热模式同样,能够进行车厢内的除湿制热,并且能够有效地利用逆变器Inv的废热用于对送风空气进行再加热。

[0246] (c) 制热模式

[0247] 在本实施方式的制热模式中,空调控制装置40使高温侧水泵21a和低温侧水泵22a以发挥预定的水压送能力的方式进行动作,打开第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b。

[0248] 由此,在制热模式的热介质循环回路20中,与第1实施方式同样,冷却水并不是在各自的热介质循环回路21、22中循环,在高压侧热介质循环回路21中循环的冷却水的一部分流入低压侧热介质循环回路22,在低压侧热介质循环回路22中循环的冷却水的一部分返

回高压侧热介质循环回路21。

[0249] 此外,空调控制装置40使制热用膨胀阀13处于节流状态,使制冷用膨胀阀16为全闭,打开制热用开闭阀18a,打开气相制冷剂通路开闭阀18b,关闭迂回通路开闭阀18c。

[0250] 并且,在制热模式的热泵循环10a中,如图7的涂黑箭头所示,构成制冷剂按照压缩机11a→高温侧水-制冷剂热交换器12→制热用膨胀阀13→气液分离器28→中间压固定节流部件29→室外热交换器14(→储液器侧通路18)→储液器19→压缩机11a的顺序循环,并且使气相制冷剂从气液分离器28的气相制冷剂流出口向压缩机11a的中间压吸入口流入的气体喷射循环。其他的动作与第1实施方式的制热模式相同。

[0251] 因此,在制热模式时的热泵循环10a中,与第1实施方式的制热模式同样,从压缩机11a排出的高压制冷剂流入高温侧水-制冷剂热交换器12,对在高压侧热介质循环回路21中循环的冷却水进行加热。此外,在高温侧水-制冷剂热交换器12中加热后的冷却水流入加热器芯部23,由此送风空气被加热。

[0252] 从高温侧水-制冷剂热交换器12流出的制冷剂流入制热用膨胀阀13而被减压至中间压制冷剂。在制热用膨胀阀13中减压后的中间压制冷剂流入气液分离器28而被气液分离。由于气相制冷剂通路开闭阀18b打开,因此在气液分离器28中分离后的气相制冷剂从压缩机11a的中间压吸入口被吸入,与从低级侧压缩机构排出的中间压制冷剂合流而被吸入高级侧压缩机构。

[0253] 另一方面,由于迂回通路开闭阀18c关闭,因此在气液分离器28中分离后的液相制冷剂从气液分离器28的液相制冷剂流出口流入中间压固定节流部件29侧,在中间压固定节流部件29中被减压成低压制冷剂。从中间压固定节流部件29流出的制冷剂流入室外热交换器14,而从由送风风扇14a送风来并通过散热器24后的外部气体吸热而蒸发。

[0254] 此时,在散热器24中,在低压侧热介质循环回路22中循环的制冷剂与从送风风扇14a送风来的外部气体进行热交换而散热。之后的热泵循环10a的动作与第1实施方式相同。

[0255] 因此,在本实施方式的制热模式中,与第1实施方式的制热模式同样,通过向车厢内吹出在加热器芯部23中加热后的送风空气而能够进行车厢内的制热,并且将逆变器Inv的废热有效地利用为用于加热送风空气的热源。

[0256] 此外,与第1实施方式的制热模式同样,能够不依赖于作为外部热源的逆变器Inv的动作状态,使室外热交换器14中的制冷剂蒸发温度上升,从而抑制室外热交换器14的结霜。

[0257] 并且,在本实施方式的热泵循环10a中被切换成构成气体喷射循环的制冷剂回路,在该制冷剂回路中,在制热模式时使制冷剂多阶段地升压,使在循环内生成的中间压制冷剂与从低级侧压缩机构排出的制冷剂合流而向高级侧压缩机构被吸入。由此,能够使压缩机11a的机械效率(压缩效率)提高,而使COP提高。

[0258] (d) 制热结束模式

[0259] 在本实施方式的制热结束模式中,空调控制装置40使压缩机11a和送风机32停止。此外,空调控制装置40使高温侧水泵21a和低温侧水泵22a以发挥预定的水压送能力的方式进行动作,使第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b为全开。其他的动作与第1实施方式的制热结束模式相同。

[0260] 因此,在本实施方式的制热结束模式中,与第1实施方式的制热结束模式完全相

同,即使在制热模式就要结束之前室外热交换器14产生结霜,也能够不依赖于作为外部热源的逆变器Inv的动作状态,利用在散热器24中流通的冷却水所具有的热量而对其进行除霜。

[0261] 并且,在第5实施方式中,相对于第2实施方式,如图8的整体结构图所示,采用在第4实施方式中说明的热泵循环10a。其他的热泵系统1的结构和动作与第2实施方式相同。因此,即使使本实施方式的热泵系统1进行动作,也能够进行车厢内的制冷、除湿制热,以及制热,能够得到与第2实施方式同等的效果。此外,在制热模式中,能够通过构成气体喷射循环而得到COP提高效果。

[0262] 在第6实施方式中,相对于第3实施方式,如图9的整体结构图所示,采用在第4实施方式中说明的热泵循环10a。其他的热泵系统1的结构和动作与第3实施方式相同。因此,即使使本实施方式的热泵系统1进行动作,也能够进行车厢内的制冷、除湿制热,以及制热,能够得到与第3实施方式同等的效果。此外,在制热模式中,能够通过构成气体喷射循环而得到COP提高效果。

[0263] (第7~第9实施方式)

[0264] 在第7实施方式中,相对于第1实施方式,如图10的整体结构图所示,使作为外部热源的逆变器Inv与低压侧热介质循环回路22不连接。其他的结构和动作与第1实施方式相同。

[0265] 这里,像第1实施方式所说明的那样,根据热泵系统1,能够不依赖于从外部热源等供给的热量,而实现室外热交换器14的除霜或者结霜的抑制。因此,即使像本实施方式的热泵系统1那样废弃逆变器Inv也能够得到与第1实施方式相同的效果。

[0266] 并且,在第8实施方式中,相对于第2实施方式,如图11的整体结构图所示,使作为外部热源的逆变器Inv与低压侧热介质循环回路22不连接。其他的结构和动作与第2实施方式相同。因此,根据本实施方式的热泵系统1,能够得到与第2实施方式相同的效果。

[0267] 在第9实施方式中,相对于第3实施方式,如图12的整体结构图所示,使作为外部热源的逆变器Inv与低压侧热介质循环回路22不连接。其他的结构和动作与第3实施方式相同。因此,根据本实施方式的热泵系统1,能够得到与第3实施方式相同的效果。

[0268] (第10~第12实施方式)

[0269] 在第10实施方式中,如图13的整体结构图所示,变更第1实施方式的热泵循环10的结构。

[0270] 具体而言,在本实施方式的热泵循环10中设置有对从高温侧水-制冷剂热交换器12的制冷剂通路流出的制冷剂流进行分支的高压侧分支部15c。该高压侧分支部15c的基本的结构与低压侧分支部15a相同。高压侧分支部15c的一方的制冷剂流出口连接有制热用膨胀阀13的入口侧,高压侧分支部15c的另一方的制冷剂流出口连接有室外器迂回通路51的入口侧。

[0271] 室外器迂回通路51是使在高压侧分支部15c中分支后的制冷剂迂回制热用膨胀阀13和室外热交换器14而向制冷用膨胀阀16的制冷剂流动上游侧引导的制冷剂通路。此外,在室外器迂回通路51中配置有对室外器迂回通路51进行开闭的室外器迂回通路开闭阀18d。室外器迂回通路开闭阀18d的基本的结构与制热用开闭阀18a等相同,构成本实施方式中的制冷剂回路切换部。其他的热泵系统1的结构与第1实施方式相同。

[0272] 接着,对上述结构中的本实施方式的热泵系统1的动作进行说明。在本实施方式的热泵系统1中也与第1实施方式同样能够执行制冷模式、除湿制热模式、制热模式、制热结束模式的运转。以下对各运转模式中的动作进行说明。

[0273] (a) 制冷模式

[0274] 在本实施方式的制冷模式中,空调控制装置40使高温侧水泵21a和低温侧水泵22a以发挥预定的水压送能力的方式进行动作,使第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b为全闭。此外,空调控制装置40使制热用膨胀阀13为全开,使制冷用膨胀阀16处于节流状态,关闭制热用开闭阀18a,关闭室外器迂回通路开闭阀18d。

[0275] 由此,在制冷模式的热介质循环回路20中,冷却水与第1实施方式的除湿制热模式同样地循环,在制冷模式的热泵循环10中,如图13的空心箭头所示,与第1实施方式完全同样地构成制冷剂循环的蒸汽压缩式的制冷循环。其他的动作与第1实施方式的制冷模式相同。

[0276] 因此,在本实施方式的制冷模式中,与第1实施方式的制冷模式同样,能够进行车厢内的制冷,并且能够冷却逆变器Inv。

[0277] (b) 除湿制热模式

[0278] 在本实施方式的除湿制热模式中,空调控制装置40使高温侧水泵21a和低温侧水泵22a以发挥预定的水压送能力的方式进行动作,使第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b为全闭。

[0279] 由此,在除湿制热模式的热介质循环回路20中,由于旁通流量为0,因此在高压侧热介质循环回路21中循环的冷却水与在低压侧热介质循环回路22中循环的冷却水不会混合,冷却水在各自的热介质循环回路中循环。

[0280] 此外,空调控制装置40使制热用膨胀阀13处于节流状态,使制冷用膨胀阀16处于节流状态,关闭制热用开闭阀18a,打开室外器迂回通路开闭阀18d。

[0281] 由此,在除湿制热模式的热泵循环10中,如图13的斜线阴影箭头所示,构成制冷剂按照压缩机11→高温侧水-制冷剂热交换器12→制热用膨胀阀13→室外热交换器14(→储液器侧通路18)→储液器19→压缩机11的顺序循环,并且制冷剂按照高温侧水-制冷剂热交换器12(→室外器迂回通路51)→制冷用膨胀阀16→室内蒸发器17→储液器19的顺序循环的蒸汽压缩式的制冷循环。

[0282] 即,在除湿制热模式的热泵循环10中,室外热交换器14和室内蒸发器17相对于制冷剂流并联地连接。此外,利用该热介质循环回路和制冷剂回路的结构,空调控制装置40决定向制热用膨胀阀13和制冷用膨胀阀16输出的控制信号,以使得制热用膨胀阀13和制冷用膨胀阀16的节流开度成为预定的除湿制热用的规定开度。其他的动作与第1实施方式的除湿制热模式相同。

[0283] 因此,在除湿制热模式的热泵循环10中,与第1实施方式的除湿制热模式同样,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,对在高压侧热介质循环回路21中循环的冷却水进行加热。此外,在高温侧水-制冷剂热交换器12中加热后的冷却水流入加热器芯部23,由此对送风空气进行加热。

[0284] 从高温侧水-制冷剂热交换器12流出的制冷剂流在高压侧分支部15c中被分支。在高压侧分支部15c中分支后的一方的制冷剂在制热用膨胀阀13中被减压成低压制冷剂,而

流入室外热交换器14。流入室外热交换器14的制冷剂在室外热交换器14中从由送风风扇14a送风来并通过散热器24后的外部气体吸热而蒸发。

[0285] 此时,在散热器24中,在低压侧热介质循环回路22中循环的制冷剂与从送风风扇14a送风来的外部气体进行热交换而散热。

[0286] 由于制热用开闭阀18a打开,因此从室外热交换器14流出的制冷剂经由低压侧分支部15a、储液器侧通路18,以及合流部15b流入储液器19而被气液分离。此时,通过止回阀16a的作用而使从室外热交换器14流出的制冷剂不会向制冷用膨胀阀16侧流出。在储液器19中分离后的气相制冷剂被吸入压缩机11而再次被压缩。

[0287] 在高压侧分支部15c中分支后的另一方的制冷剂在制冷用膨胀阀16中被减压成低压制冷剂,流入室内蒸发器17。流入室内蒸发器17的制冷剂在室内蒸发器17中从由送风机32送风来的送风空气吸热而蒸发。由此,冷却送风空气。从室内蒸发器17流出的制冷剂经由合流部15b流入储液器19。

[0288] 如上所述,在除湿制冷模式的热泵系统1中,通过使在室内蒸发器17中被冷却且除湿后的送风空气在加热器芯部23中进行再加热而向车厢内吹出,而能够进行车厢内的除湿制热。此外,通过使在低压侧热介质循环回路22中循环的制冷剂从逆变器Inv吸收的热量在散热器24中向外部气体等散热,而能够进行逆变器Inv的冷却。

[0289] 并且,在本实施方式的除湿制热模式中,由于室外热交换器14和室内蒸发器17相对于制冷剂流并联地连接,因此能够使室外热交换器14中的制冷剂蒸发温度与室内蒸发器17中的制冷剂蒸发温度相比降低。

[0290] 即,即使为了抑制室内蒸发器17的结霜而使室内蒸发器17中的制冷剂蒸发温度为比上述的基准结霜防止温度高的值,也能够使室外热交换器14中的制冷剂蒸发温度与基准结霜防止温度相比降低,而能够增大室外热交换器14中的制冷剂的吸热量。

[0291] 其结果为,相对于像第1实施方式那样,室外热交换器14和室内蒸发器17依次相对于制冷剂流动串联地连接,无法使室外热交换器14中的制冷剂蒸发温度与室内蒸发器17中的制冷剂蒸发温度相比降低的情况,能够增大送风空气的加热能力。

[0292] (c) 制热模式

[0293] 在本实施方式的制热模式中,空调控制装置40使高温侧水泵21a和低温侧水泵22a以发挥预定的水压送能力的方式进行动作,打开第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b。此外,空调控制装置40使制热用膨胀阀13处于节流状态,使制冷用膨胀阀16为全闭,打开制热用开闭阀18a,关闭室外器迂回通路开闭阀18d。

[0294] 由此,在制热模式的热介质循环回路20中,冷却水与第1实施方式的制热模式同样地循环,在制冷模式的热泵循环10中,如图13的涂黑箭头所示,构成制冷剂与第1实施方式完全同样地循环的蒸汽压缩式的制冷循环。其他的动作与第1实施方式的制热模式相同。

[0295] 因此,在本实施方式的制热模式中,与第1实施方式的制热模式同样地能够进行车厢内的制热,并且能够有效地利用逆变器Inv的废热作为用于加热送风空气的热源。此外,与第1实施方式的制热模式同样,能够不依赖于作为外部热源的逆变器Inv的动作状态,使室外热交换器14中的制冷剂蒸发温度上升,而抑制室外热交换器14的结霜。

[0296] (d) 制热结束模式

[0297] 在本实施方式的制热结束模式中,空调控制装置40使压缩机11和送风机32停止。

此外,空调控制装置40使高温侧水泵21a和低温侧水泵22a以发挥预定的水压送能力的方式进行动作,使第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b为全开。其他的动作与第1实施方式的制热结束模式相同。

[0298] 因此,在本实施方式的制热结束模式中,与第1实施方式的制热结束模式完全同样,即使在制热模式就要结束之前室外热交换器14产生结霜,也能够不依赖于作为外部热源的逆变器Inv的动作状态,利用在散热器24中流通的冷却水所具有的热量而对其进行除霜。

[0299] 并且,在第11实施方式中,相对于第2实施方式,如图14的整体结构图所示,添加高压侧分支部15c、室外器迂回通路51、室外器迂回通路开闭阀18d。其他的热泵系统1的结构与第2实施方式相同。

[0300] 因此,在除湿制热模式以外的运转模式中,通过关闭室外器迂回通路开闭阀18d而能够与第2实施方式完全同样地进行动作,能够得到与第2实施方式相同的效果。此外,在除湿制热模式中,通过打开室外器迂回通路开闭阀18d而能够与第10实施方式同样地提高送风空气的加热能力。

[0301] 在第12实施方式中,相对于第3实施方式,如图15的整体结构图所示,添加高压侧分支部15c、室外器迂回通路51、室外器迂回通路开闭阀18d。其他的热泵系统1的结构与第3实施方式相同。

[0302] 因此,在除湿制热模式以外的运转模式中,通过关闭室外器迂回通路开闭阀18d而能够与第3实施方式完全同样地进行动作,能够得到与第3实施方式相同的效果。此外,在除湿制热模式中,通过打开室外器迂回通路开闭阀18d而能够与第10实施方式同样地提高送风空气的加热能力。

[0303] (其他的实施方式)

[0304] 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可以以如下的方式进行各种变形。

[0305] (1) 在上述的实施方式中,对将本发明的热泵系统1应用于混合动力车辆的车辆用空调装置的例子进行了说明,但热泵系统1的应用不限于此。

[0306] 例如,也可以应用于从车辆行驶用电动机得到车辆行驶用的驱动力的电动车(包含燃料电池车辆)或从发动机得到车辆行驶用的驱动力的通常的车辆的空调装置。此外,本发明的热泵系统1不限于车辆用,也可以应用于定置型空调装置、低温保存库、液体加热冷却装置等。

[0307] 并且,在上述的实施方式中,作为在动作时伴有发热的车载设备(外部热源)对采用逆变器Inv的例子进行了说明,但外部热源不限于此。例如,在将热泵系统1应用于车辆用空调装置的情况下,可以采用发动机、行驶用电动机等电气设备作为外部热源。

[0308] (2) 在上述的实施方式中,对作为热介质流量调整装置采用第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b的例子进行了说明,但热介质流量调整装置不限于此。例如,也可以将第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b的一方作为对连结流路进行开闭的开闭阀。并且,控制在另一方的流量调整阀打开连结流路时,打开该开闭阀。

[0309] 除此之外,在高压侧热介质循环回路21与第1连结流路25a的连接部中配置第1三方式流量调整阀,该第1三方式流量调整阀对在高压侧热介质循环回路21中循环的流量与

从高压侧热介质循环回路21向低压侧热介质循环回路22流出的旁通流量的流量比进行调整。此外,在低压侧热介质循环回路22与第2连结流路25b的连接部中配置第2三方式流量调整阀,该第2三方式流量调整阀对在低压侧热介质循环回路22中循环的流量与从低压侧热介质循环回路22返回到高压侧热介质循环回路21的旁通流量的流量比进行调整。并且,也可以通过这些第1、第2三方式流量调整阀而构成热介质流量调整装置。

[0310] 除此之外,为了以简单的结构实现热介质流量调整装置,也可以像图16的示意性的热介质循环回路20的结构图那样通过第1、第2三通阀50a、50b构成热介质流量调整装置。

[0311] 具体而言,如图16所示,第1三通阀50a配置在高压侧热介质循环回路21与第1连结流路25a的连接部,而实现切换将高温侧水泵21a的排出口侧与高温侧水-制冷剂热交换器12的冷却水入口侧连接的回路以及将高温侧水泵21a的排出口侧与低温侧水泵22a的吸入口侧连接的回路的功能。

[0312] 第2三通阀50b配置在低压侧热介质循环回路22与第2连结流路25b的连接部,而实现切换将散热器24的冷却水出口侧与低温侧水泵22a的吸入口侧连接的回路以及将散热器24的冷却水出口侧与高温侧水-制冷剂热交换器12的冷却水入口侧连接的回路的功能。

[0313] 并且,在第1连结流路25a中配置有第1止回阀51a,第1止回阀51a只允许冷却水从高压侧热介质循环回路21侧向低压侧热介质循环回路22侧流动,在第2连结流路25b中配置有第2止回阀51b,第2止回阀51b只允许冷却水从低压侧热介质循环回路22侧向高压侧热介质循环回路21侧流动。

[0314] 并且,如图16的粗实线箭头所示,通过切换到第1三通阀50a将高温侧水泵21a的排出口侧与高温侧水-制冷剂热交换器12的冷却水入口侧连接并且第2三通阀50b将散热器24的冷却水出口侧与低温侧水泵22a的吸入口侧连接的回路,而能够构成在高压侧热介质循环回路21中循环的冷却水与在低压侧热介质循环回路22中循环的冷却水不混合的热介质循环回路。

[0315] 另一方面,如图16的粗虚线箭头所示,通过切换到第1三通阀50a将高温侧水泵21a的排出口侧与低温侧水泵22a的吸入口侧连接并且第2三通阀50b将散热器24的冷却水出口侧与高温侧水-制冷剂热交换器12的冷却水入口侧连接的回路,而能够构成冷却水的全流量在高压侧热介质循环回路21和低压侧热介质循环回路22这双方中循环的热介质循环回路。

[0316] 除此之外,也可以如图17的示意性的热介质循环回路20的结构图所示那样通过四通阀52构成热介质流量调整装置。

[0317] 具体而言,四通阀52实现切换将高温侧水泵21a的排出口侧与高温侧水-制冷剂热交换器12的冷却水入口侧连接的同时将散热器24的冷却水出口侧与低温侧水泵22a的吸入口侧连接的回路,以及将高温侧水泵21a的排出口侧与低温侧水泵22a的吸入口侧连接的同时将散热器24的冷却水出口侧与高温侧水-制冷剂热交换器12的冷却水入口侧连接的回路的功能。

[0318] 并且,四通阀52像图17的粗实线箭头所示那样切换冷却水回路,从而能够构成在高压侧热介质循环回路21中循环的冷却水与在低压侧热介质循环回路22中循环的冷却水不混合的热介质循环回路。并且,四通阀52像图17的粗虚线箭头所示那样切换冷却水回路,从而能够构成冷却水的全流量在高压侧热介质循环回路21和低压侧热介质循环回路22这

双方中循环的热介质循环回路。

[0319] 另外,在图16、图17的结构中,如果切换到冷却水像粗虚线箭头所示那样流动的回路,则冷却水的全流量会在高压侧热介质循环回路21和低压侧热介质循环回路22这双方中循环。在这样的结构中,也可以通过间断地切换冷却水像粗实线箭头所示那样流动的回路和冷却水像粗虚线箭头所示那样流动的回路,而调整实质性的旁通流量。

[0320] (3) 热泵系统1的各种结构设备不限于上述的实施方式所公示的内容。

[0321] 具体而言,在上述的实施方式中,对作为压缩机11、11a采用电动压缩机的例子进行了说明,但压缩机11、11a不限于此。例如,作为压缩机也可以采用通过经由滑轮、传送带等从内燃机(发动机)传递的旋转驱动力进行驱动的发动机驱动式的压缩机。

[0322] 作为这种发动机驱动式的压缩机可以采用能够根据排出容量的变化来调整制冷剂排出能力的可变容量型压缩机,根据电磁离合器的接通断开使压缩机的运转率发生变化而调整制冷剂排出能力的固定容量型压缩机等。

[0323] 并且,在第1实施方式中,对将室外热交换器14和散热器24一体化为热交换器构造体60的例子进行了说明,但只要能够实现在室外热交换器14中流通的制冷剂与在散热器24中流通的冷却水之间的热移动,室外热交换器14和散热器24的一体化就不限于此。

[0324] 例如,将制冷剂用管14a和热介质用管24a交替地层叠配置,在相邻的制冷剂用管14a和热介质用管24a之间形成使从送风风扇14a送风来的外部气体流通的空气通路。并且,通过在该空气通路中配置与双方的管14a、24a接合的外翅片62而使室外热交换器14和散热器24一体化。此外,也可以使制冷剂用管14a的根数和热介质用管24a的根数为不同的根数。

[0325] 并且,在第4~第6实施方式中,对采用迂回通路开闭阀18c的例子进行了说明,也可以取代迂回通路开闭阀18c采用三通阀,该三通阀切换如下制冷剂回路:将气液分离器28的液相制冷剂流出口和中间压固定节流部件29入口侧连接的制冷剂回路,以及将气液分离器28的液相制冷剂流出口和固定节流部件迂回通路29a入口侧连接的制冷剂回路。

[0326] (4) 在第1~第9实施方式中,对如下的例子进行了说明:在除湿制热模式时,空调控制装置40使制热用膨胀阀13处于节流状态,使制冷用膨胀阀16为全开,此外,控制空气混合门34的开度,以使得送风空气温度TAV接近目标吹出温度TA0,但除湿制热模式时的控制不限于此。

[0327] 例如,也可以是空调控制装置40控制空气混合门34的开度,以使得加热器芯部23侧的空气通路为全开,此外也可控制为伴随着目标吹出温度TA0的上升,使制热用膨胀阀13的节流开度逐渐减少,并使制冷用膨胀阀16的节流开度逐渐增加。

[0328] 由此,能够伴随着目标吹出温度TA0的上升,从室外热交换器14作为散热器发挥功能的制冷剂回路切换到室外热交换器14作为蒸发器发挥功能的制冷剂回路。更详细而言,在室外热交换器14作为散热器发挥功能的制冷剂回路中,伴随着目标吹出温度TA0的上升使室外热交换器14中的制冷剂的散热量逐渐减少,在从制冷剂回路到作为蒸发器发挥功能的制冷剂回路中,能够伴随着目标吹出温度TA0的上升使室外热交换器14中的制冷剂的吸热量逐渐增加。

[0329] 因此,能够伴随着目标吹出温度TA0的上升使高温侧水-制冷剂热交换器12中的制冷剂的散热量逐渐增加,能够使在高温侧水-制冷剂热交换器12中被加热后的冷却水的温度上升而使送风空气的温度上升。

[0330] 此外,在第10~第12实施方式中,对如下的例子进行了说明:在除湿制热模式时,空调控制装置40打开室外器迂回通路开闭阀18d,由此切换到室外热交换器14和室内蒸发器17相对于制冷剂流并联地连接的制冷剂回路,但除湿制热模式时的控制不限于此。

[0331] 例如,设置第1、第2除湿制热模式这两个运转模式,在第1除湿制热模式中,空调控制装置40关闭室外器迂回通路开闭阀18d,由此切换到室外热交换器14和室内蒸发器17串联地连接的制冷剂回路。此外,在第2除湿制热模式中,空调控制装置40打开室外器迂回通路开闭阀18d,由此切换到室外热交换器14和室内蒸发器17并联地连接的制冷剂回路。

[0332] 并且,只要伴随着热泵循环10中要求的送风空气的加热能力的增加,从第1除湿制热模式切换到第2除湿制热模式即可。

[0333] (5) 在上述的各实施方式中,对如下的例子进行了说明:在制热模式时,如用图4说明那样,伴随着热泵循环10所要求的送风空气的加热能力增加,使旁通流量增加,使从加热器芯部23流出而流入散热器24的冷却水的流量增加,但制热模式时的控制不限于此。

[0334] 例如,也可以控制热介质流量调整装置(第1、第2冷却水流量调整阀26a、26b)的动作,以使得伴随着热泵循环10所要求的送风空气的加热能力增加,从高压侧热介质循环回路21流入低压侧热介质循环回路22的冷却水的旁通流量(即,从低压侧热介质循环回路22返回高压侧热介质循环回路21的冷却水的旁通流量)减少。

[0335] 由此,由于能够相对于室外热交换器14的结霜抑制,优先加热对象流体(送风空气)的温度上升,因此例如能够在制热模式刚刚开始之后快速地加热送风空气,而实现即效制热。

[0336] (6) 此外,在上述的第1~第6、第10~第12实施方式的热泵系统1中,也可以设置对从设置于作为外部热源的逆变器Inv的冷却水通路流出的冷却水的温度进行检测的温度检测器(冷却水温度传感器),在由该温度检测器检测出的冷却水的温度 T_w 在为了抑制室外热交换器14的结霜或者除霜而决定的基准热介质温度 $K T_w$ 以下时,增加旁通流量。

[0337] 由此,能够不依赖于制冷模式、除湿制热模式、制热模式这样的运转模式,可靠地执行室外热交换器14的结霜的抑制或者除霜。此外,也可以在由室外热交换器温度传感器检测出的室外器温度 T_s 为 0°C 以下且冷却水的温度 T_w 为基准热介质温度 $K T_w$ 以下时,增加旁通流量。

[0338] 并且,在上述的各实施方式的除湿制热模式或者制热模式中,也可以将冷却水所具有的热量中的未用于对作为加热对象流体的送风空气进行加热的热量积极地用于室外热交换器14的结霜抑制或者除霜。例如,也可以在送风空气温度 T_{AV} 为目标吹出温度 T_{A0} 以上时,增加旁通流量。

[0339] (7) 在上述的第1、第2、第4、第5、第7、第8、第10、第11实施方式等中,对如下的例子进行了说明:在制热模式的执行中从乘员关闭操作面板的自动开关开始起经过预定的规定时间为止,执行制热结束模式的运转,但制热结束模式的执行不限于此。

[0340] 例如,也可以在制热模式的执行中乘员关闭操作面板的自动开关时,在由室外热交换器温度传感器检测出的室外器温度 T_s 为 0°C 以下时,执行制热结束模式直到成为高于 0°C 的温度。

[0341] 并且,在车辆停车时停止发动机的动作的所谓的怠速制动车辆中,可以与发动机的动作状态同步地停止热泵循环10对送风空气的加热,伴随着该停止执行制热结束模式的

运转。并且,也可以在车辆的泊车时,执行制热结束模式的运转。

[0342] (8) 在上述的实施方式中,对作为制冷剂采用通常的氟利昂系制冷剂的例子进行了说明,但制冷剂的种类不限于此。例如,也可以采用烃系制冷剂、二氧化碳等。此外,也可以将上述的热泵循环10、10a构成为高压侧制冷剂压力超过制冷剂的临界压力的超临界制冷循环。

[0343] (9) 上述的实施方式所公示的结构也可以在能够实施的范围内适当组合。例如,也可以构成为在第4~第6实施方式中说明的气体喷射循环的热泵系统1中,像第7~第9实施方式中说明的那样,采用使逆变器Inv不与低压侧热介质循环回路22连接的结构。并且,也可以像第10~第12实施方式中说明的那样,添加高压侧分支部15c、室外器迂回通路51、室外器迂回通路开闭阀18d。

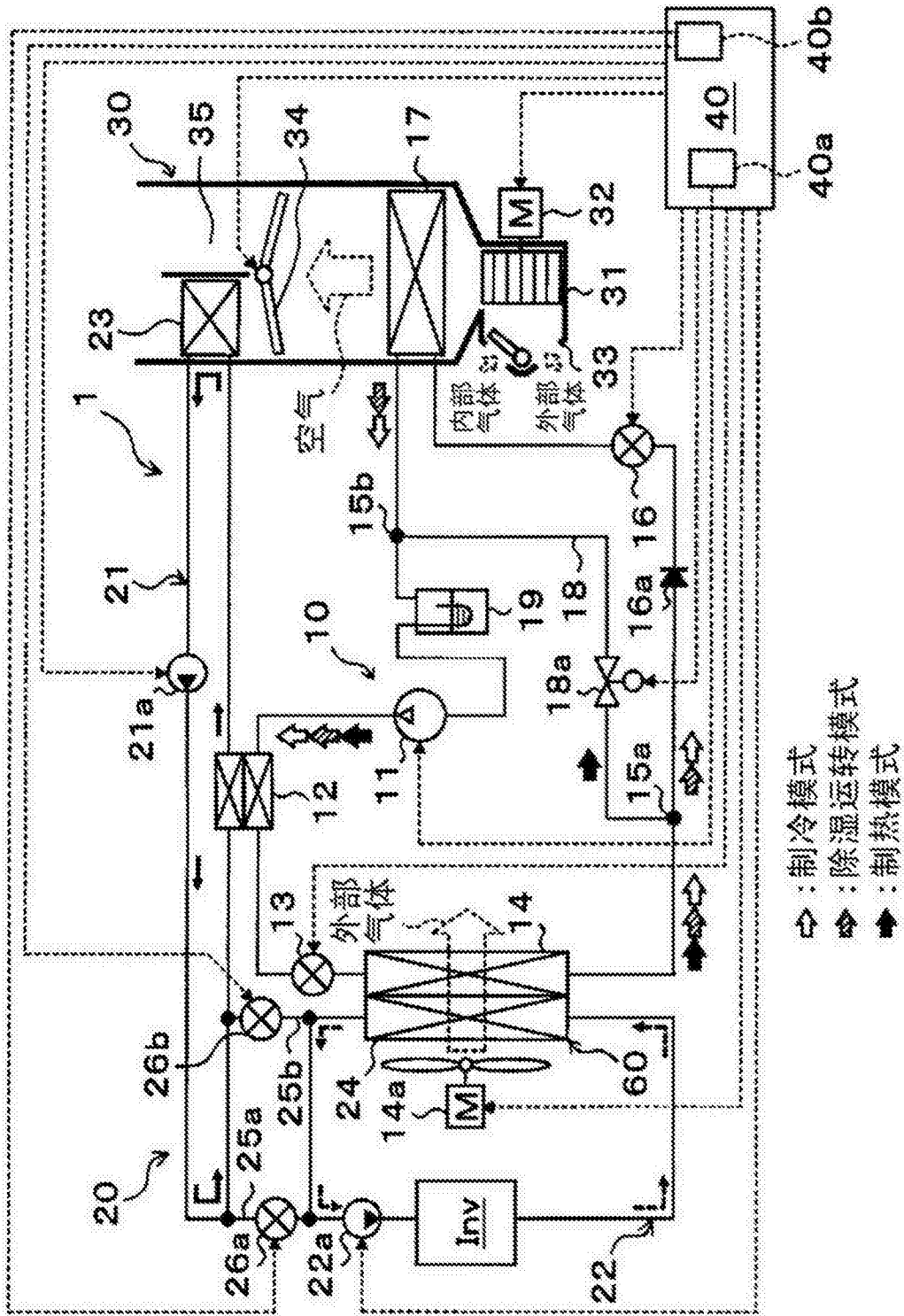


图1

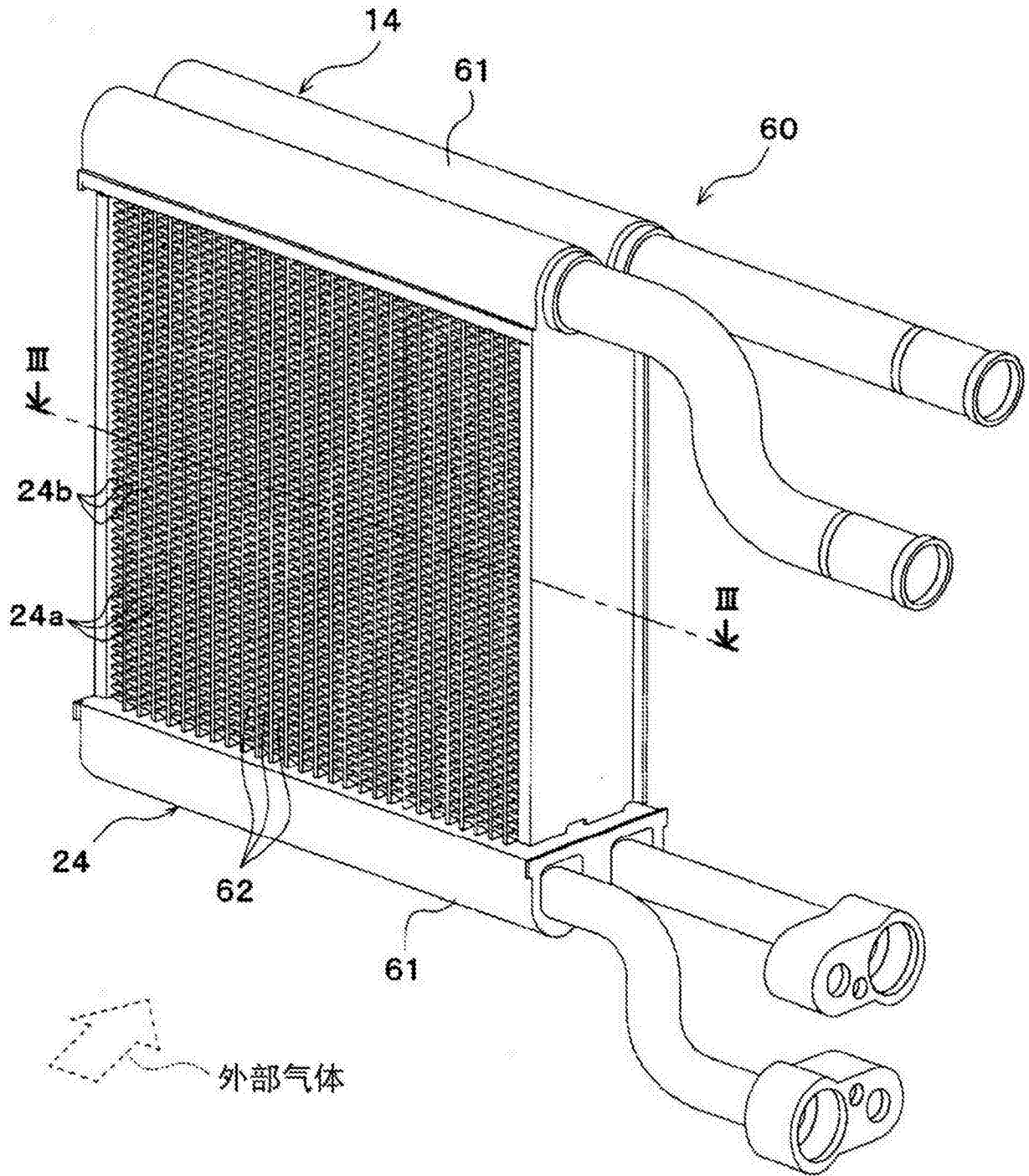


图2

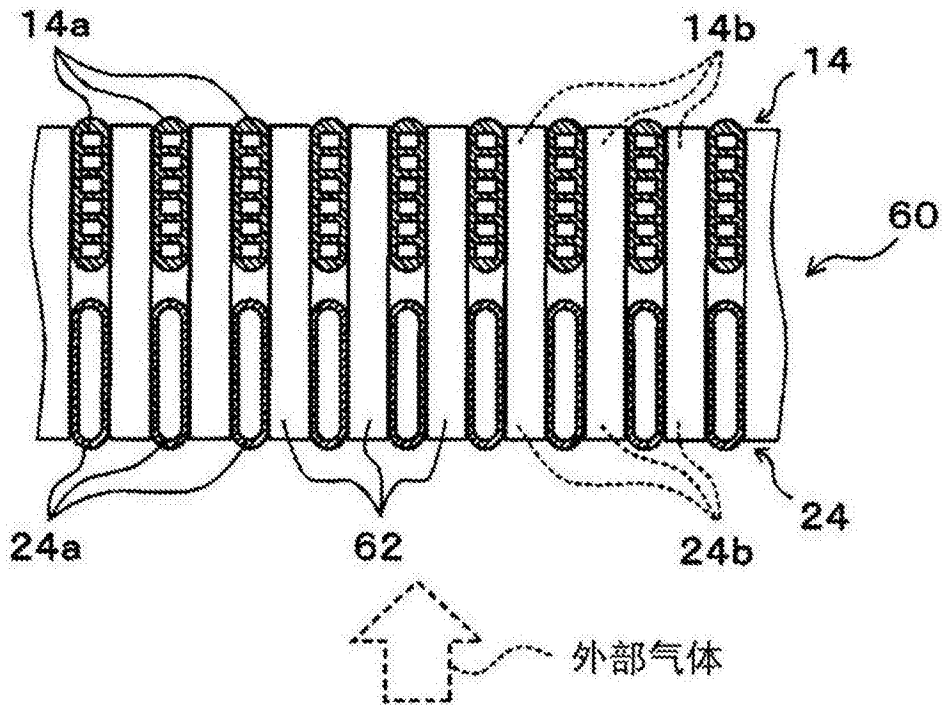


图3

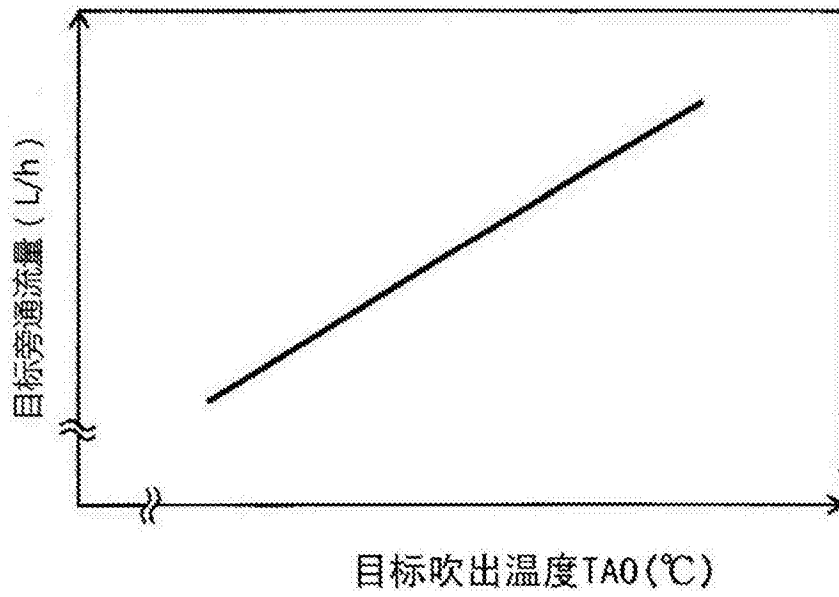


图4

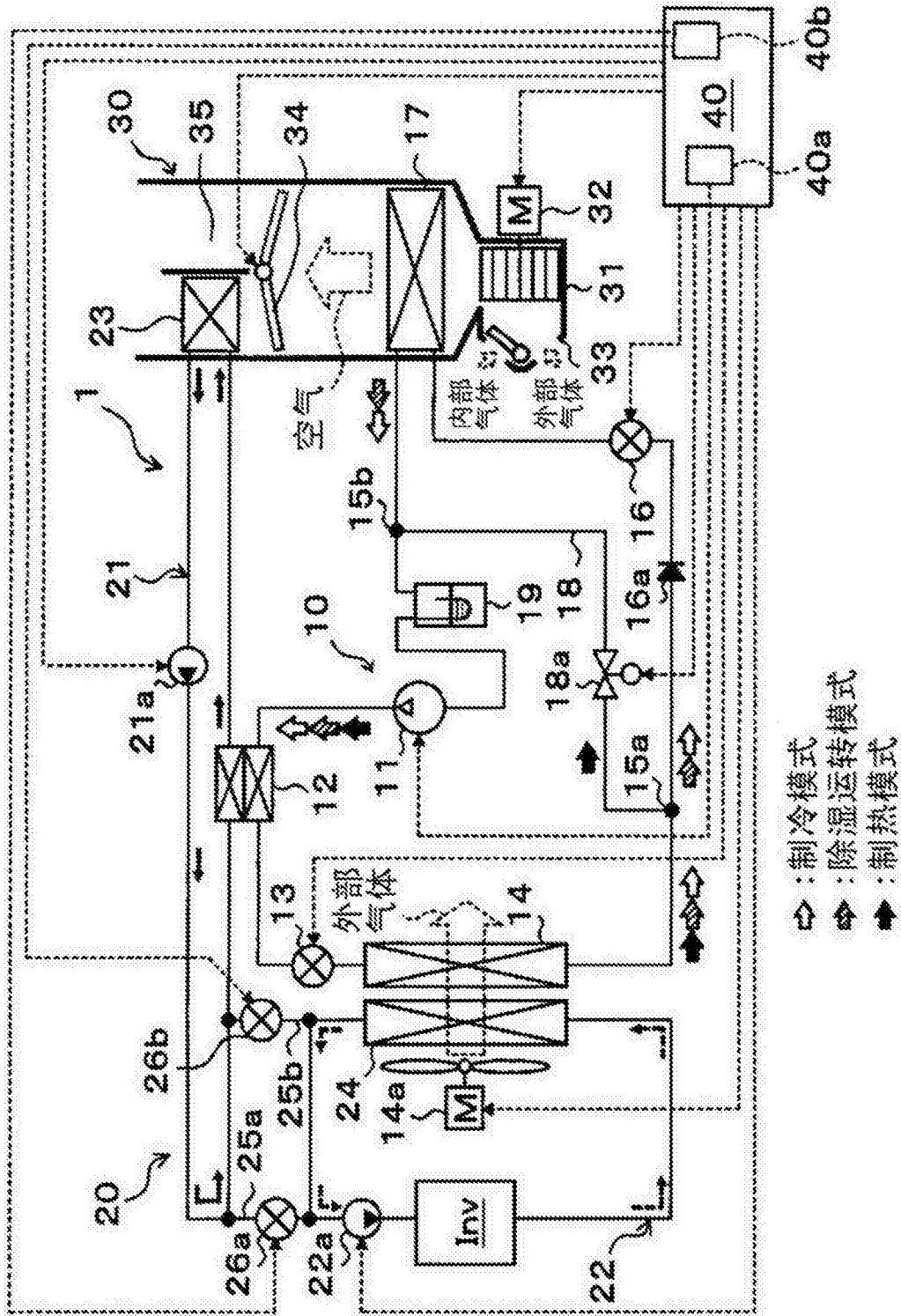


图5

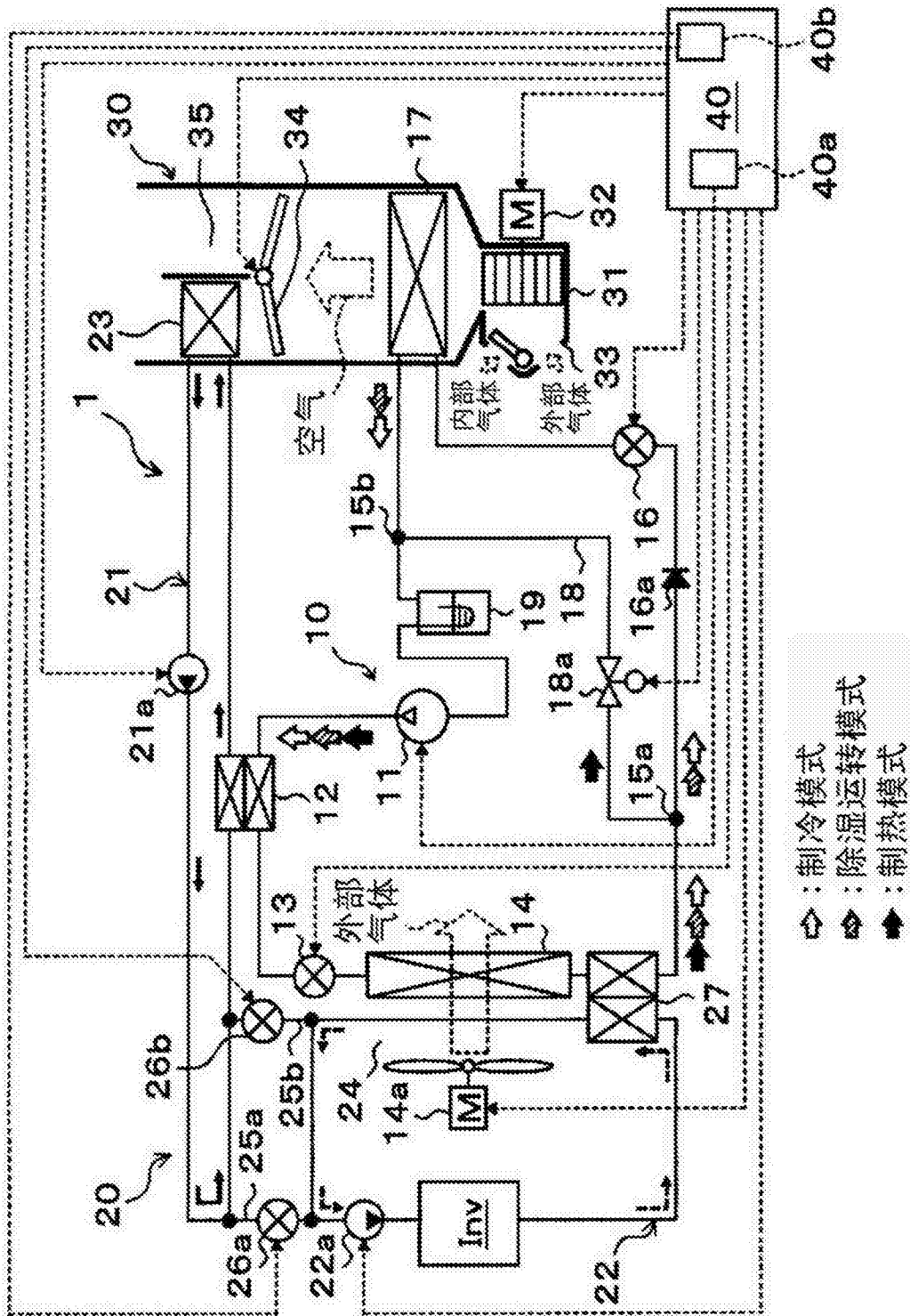


图6

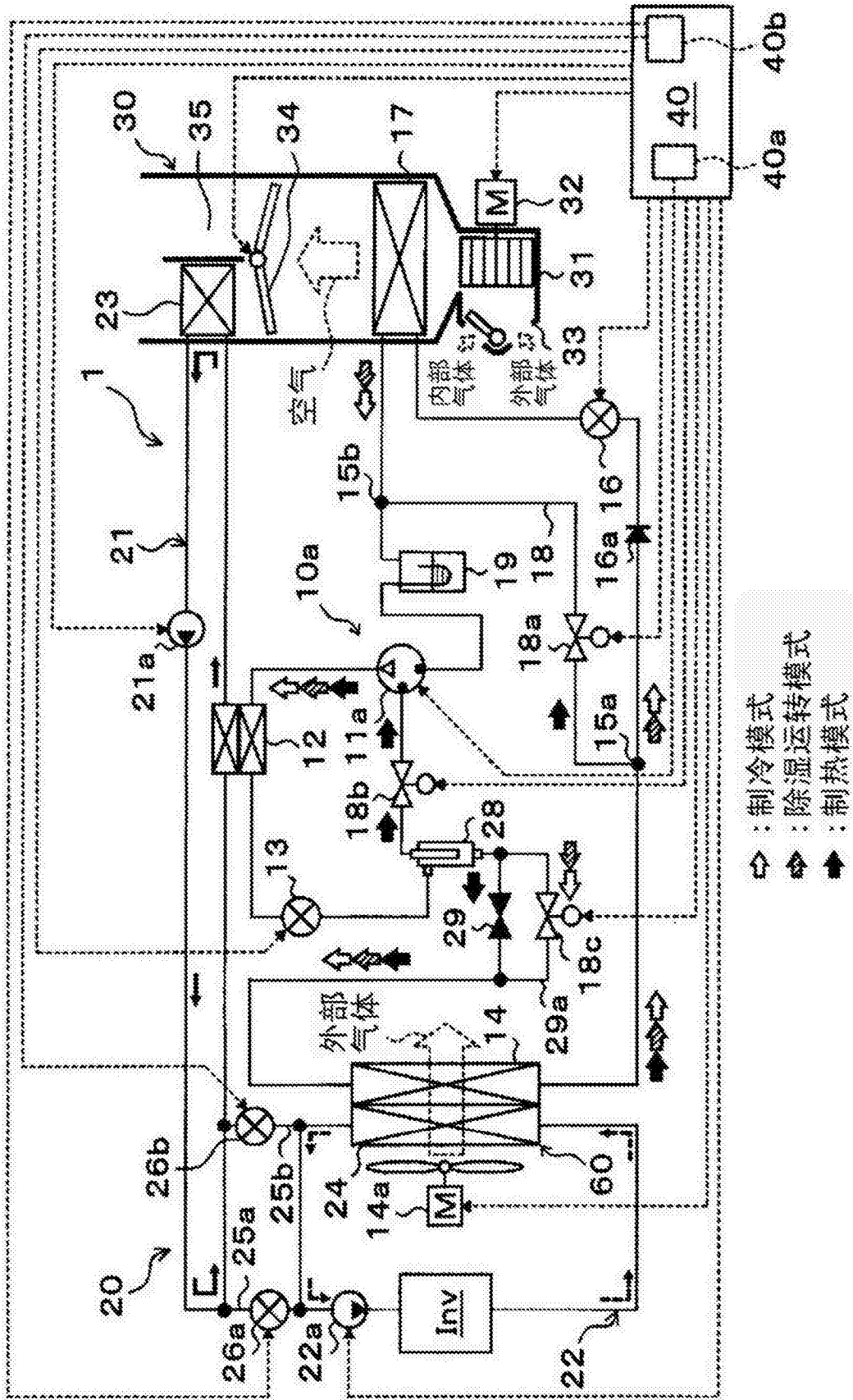


图7

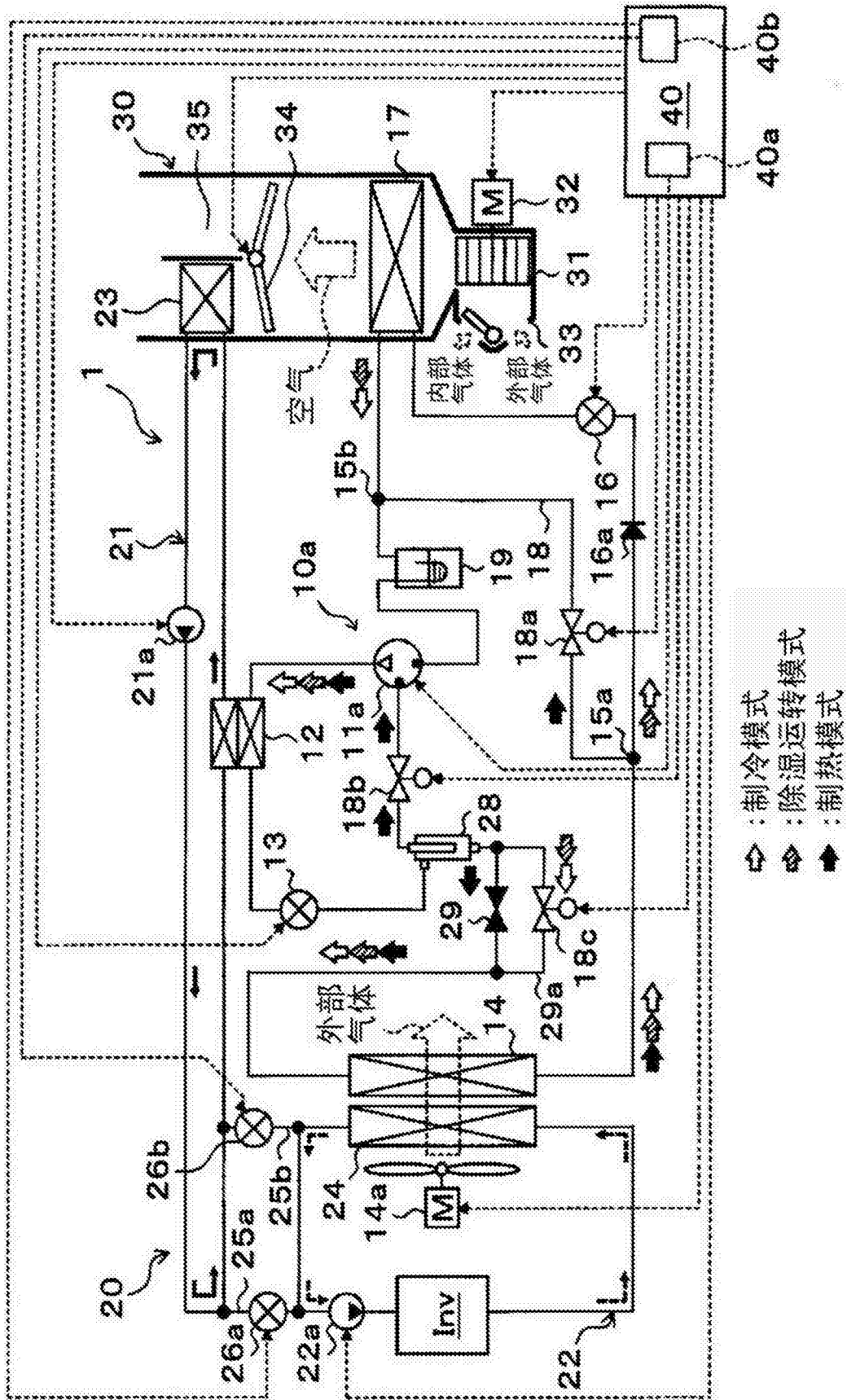


图8

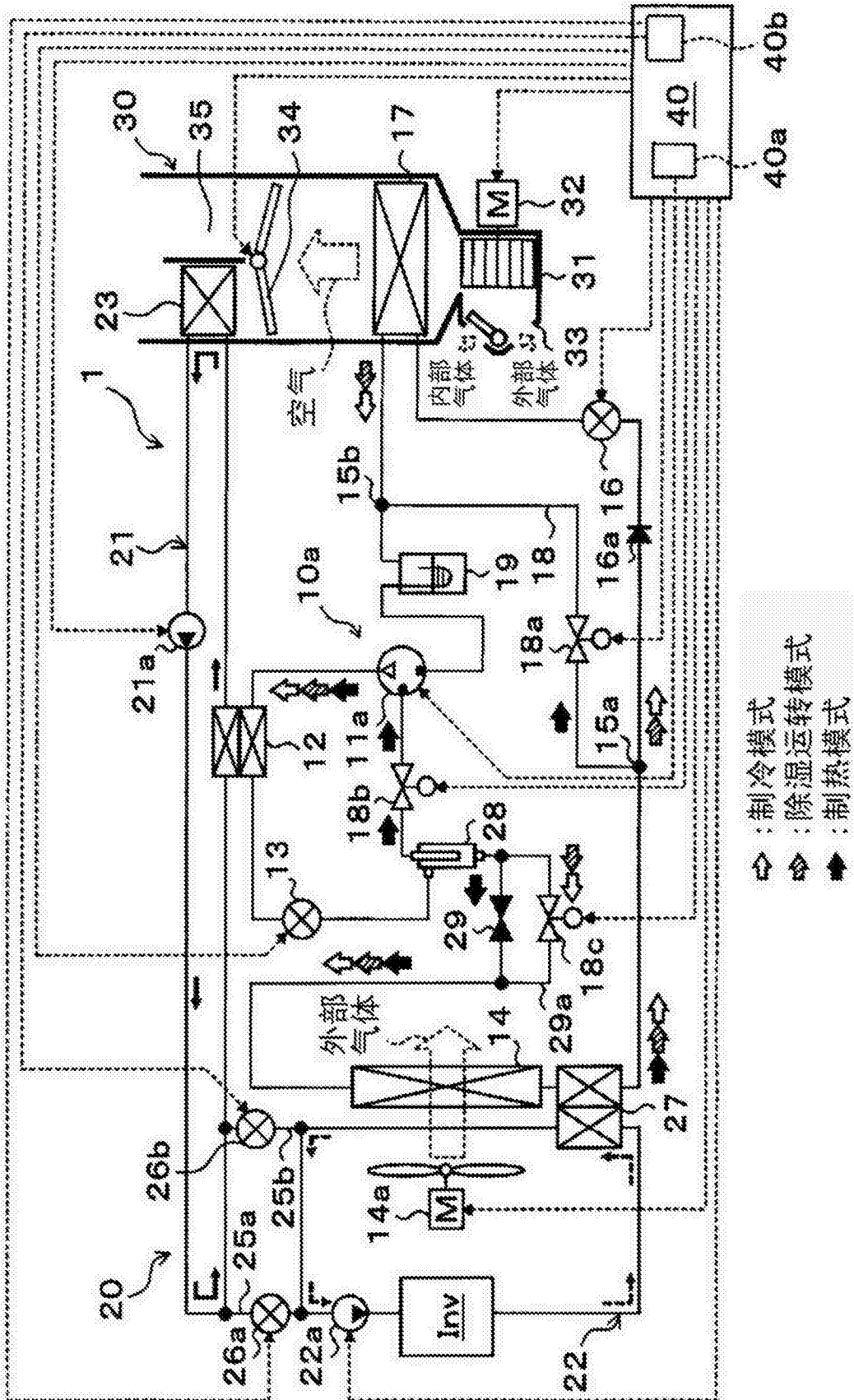


图9

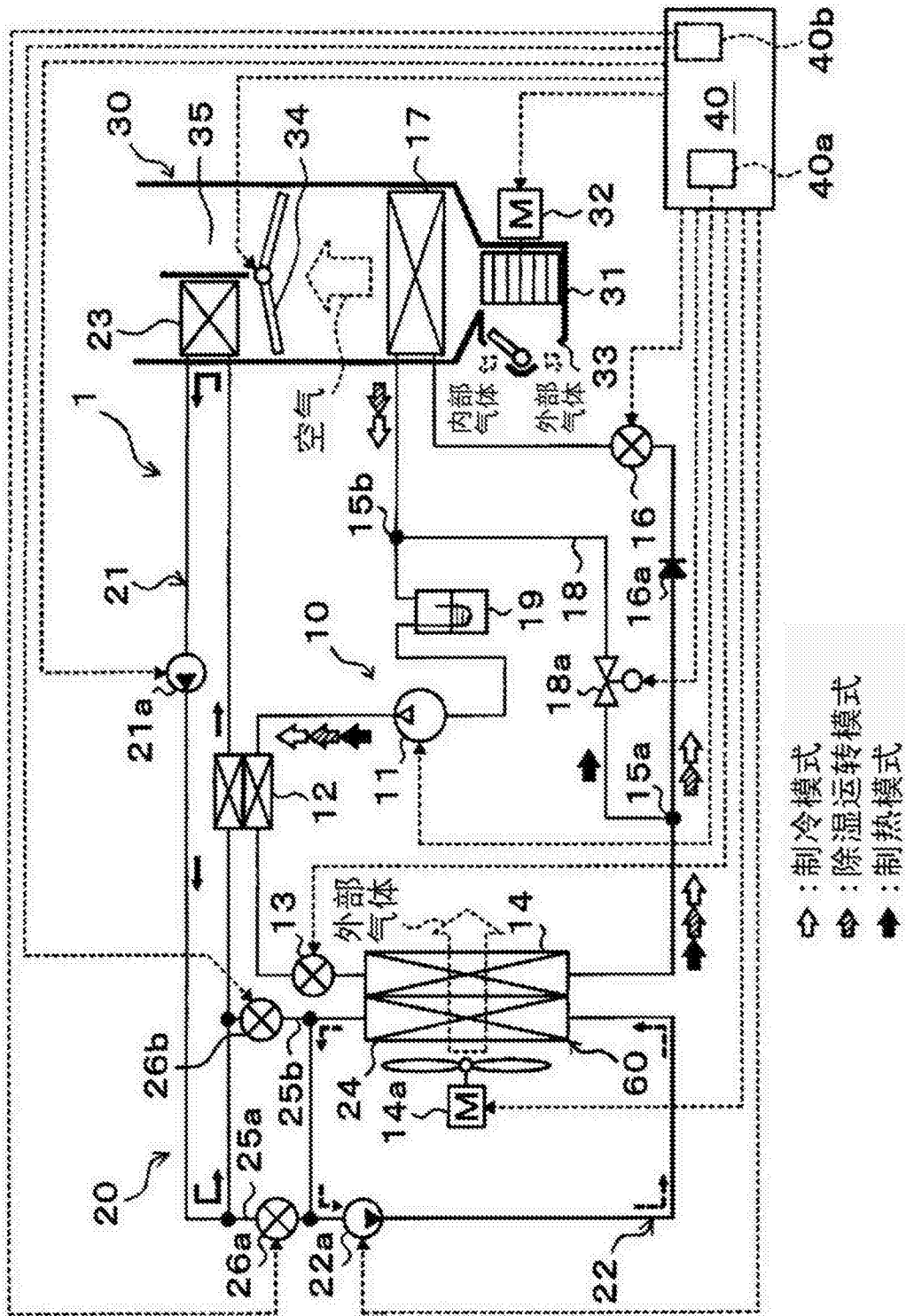


图10

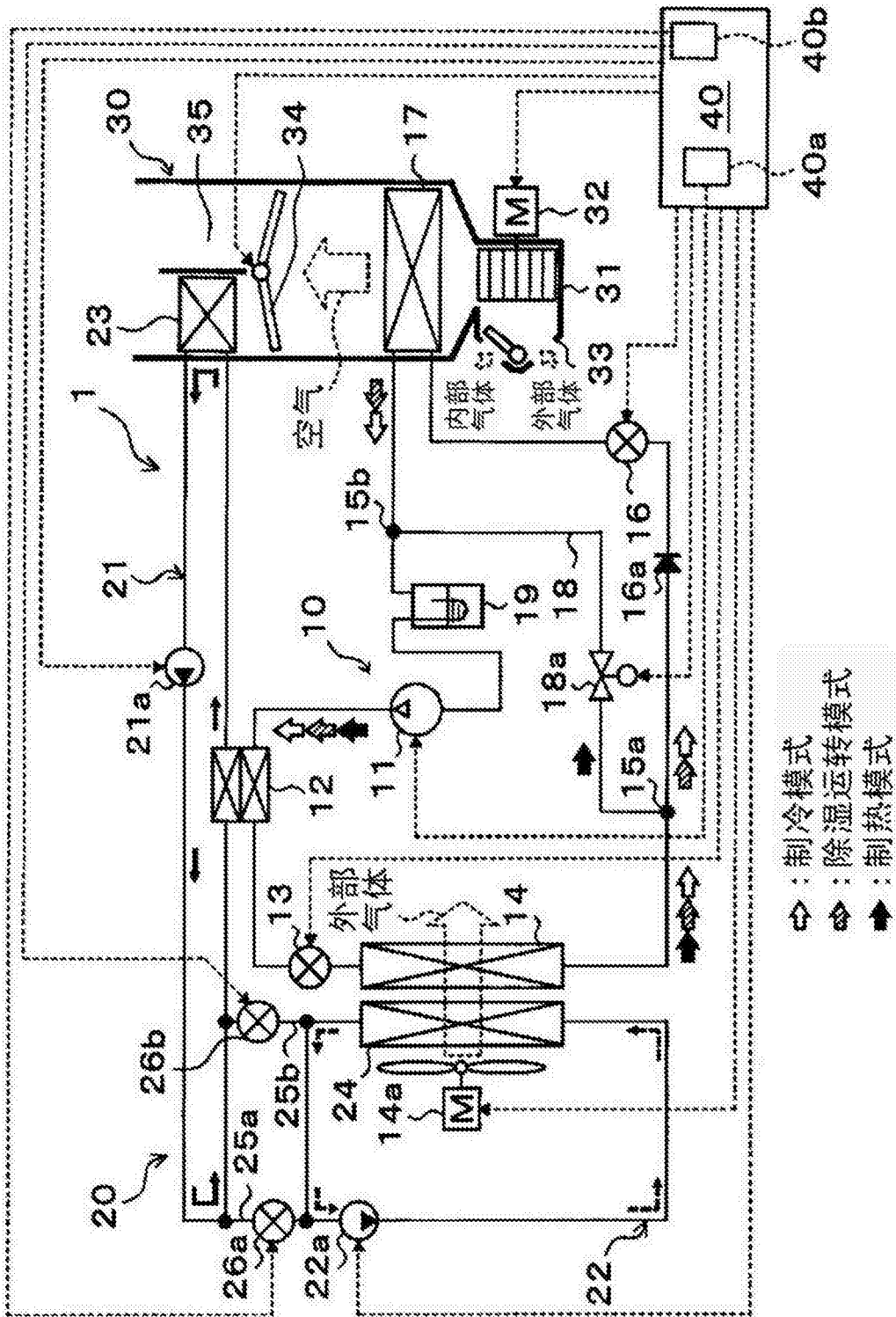


图11

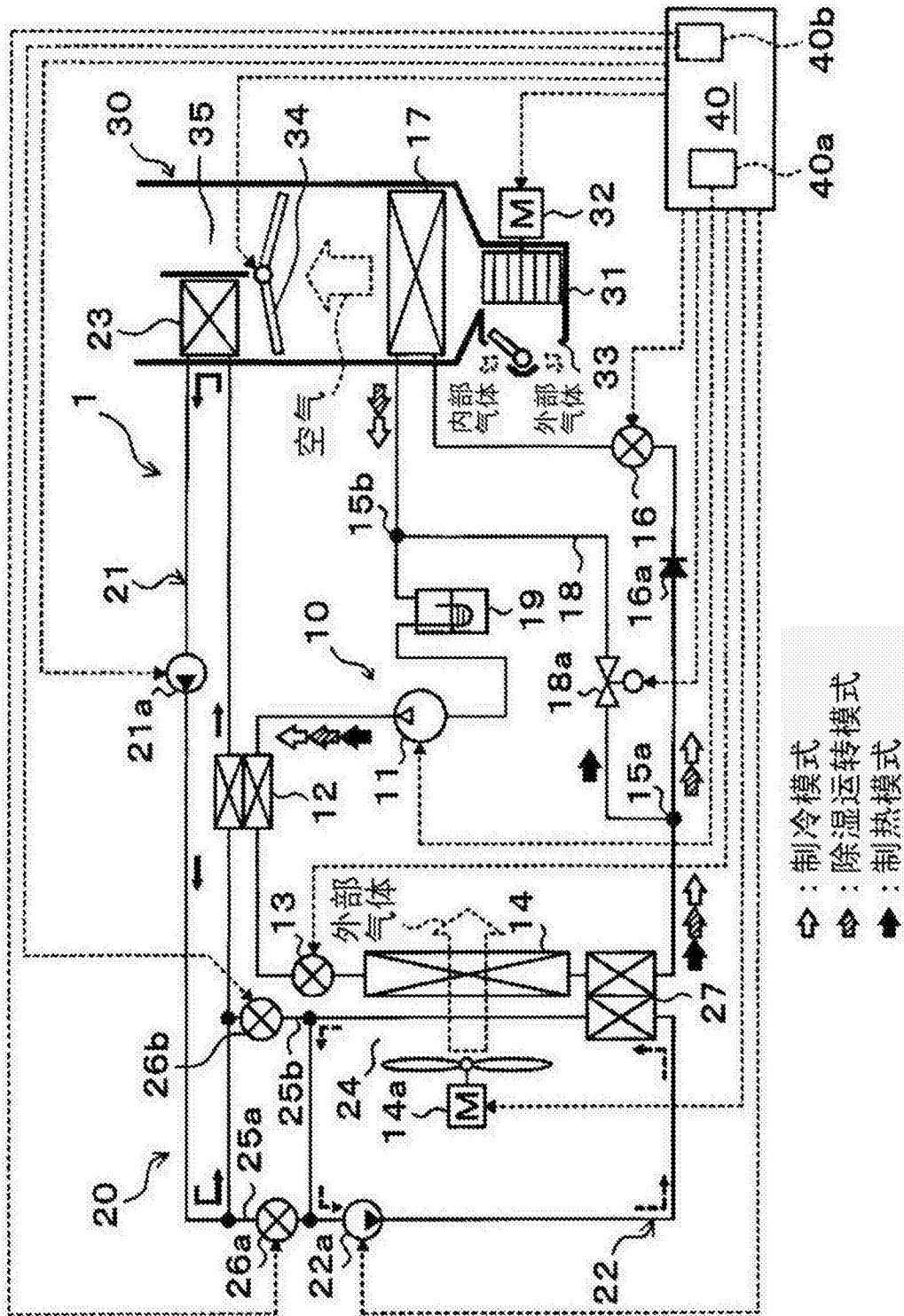


图12

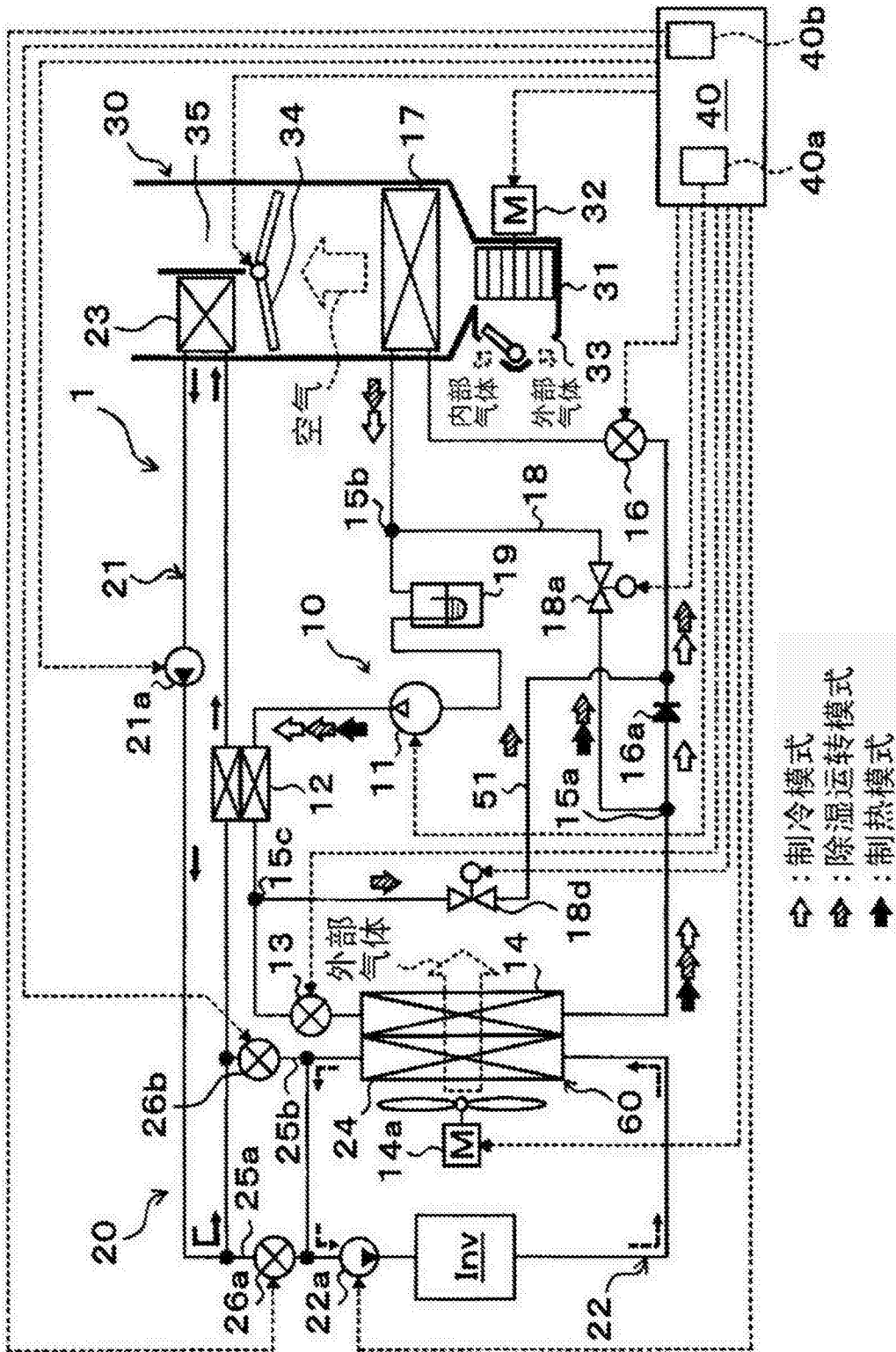


图13

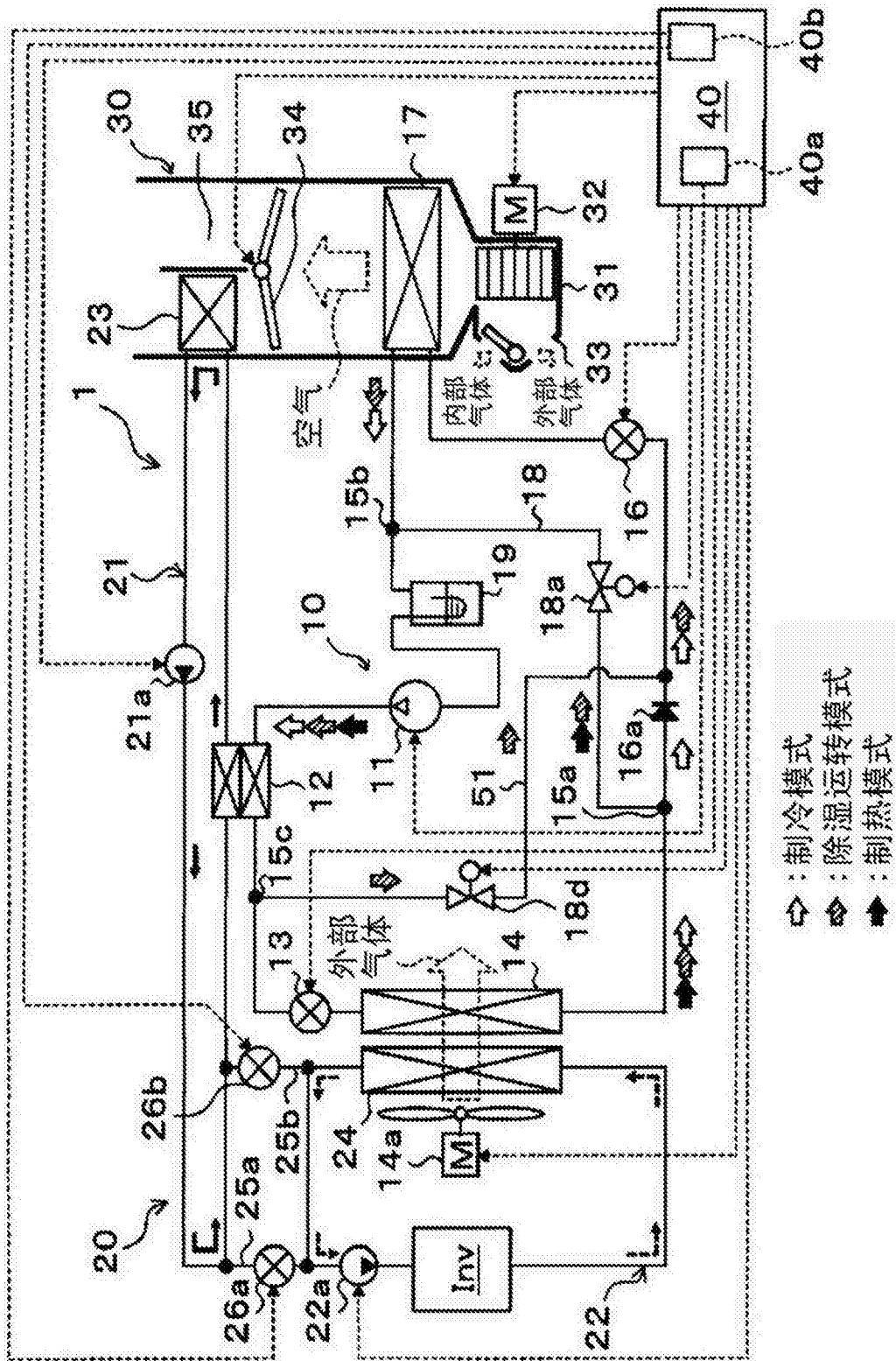


图14

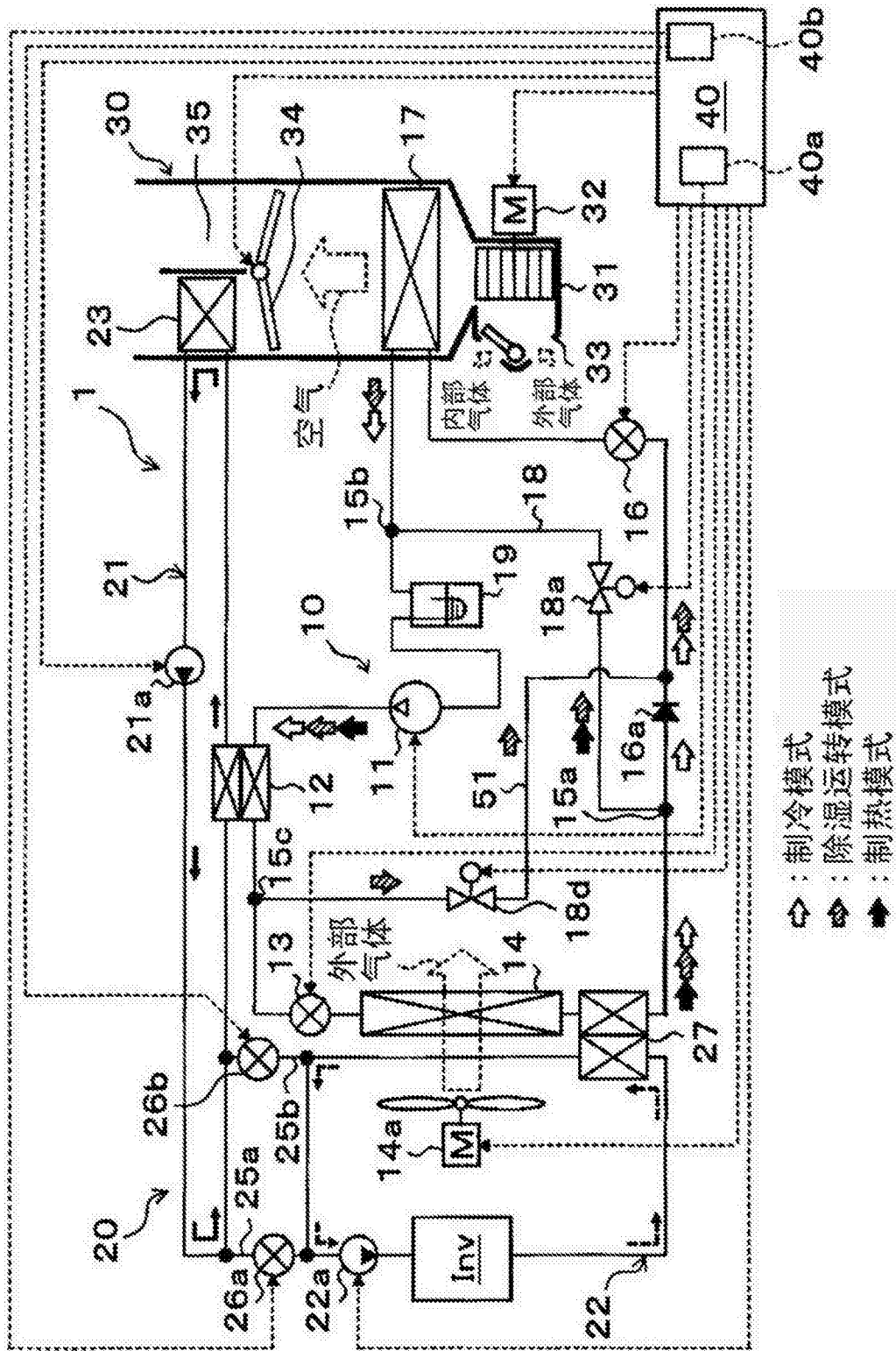


图15

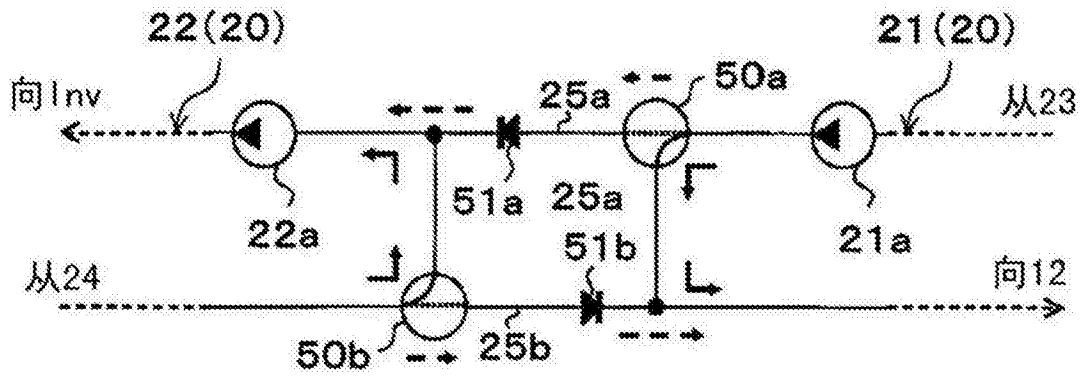


图16

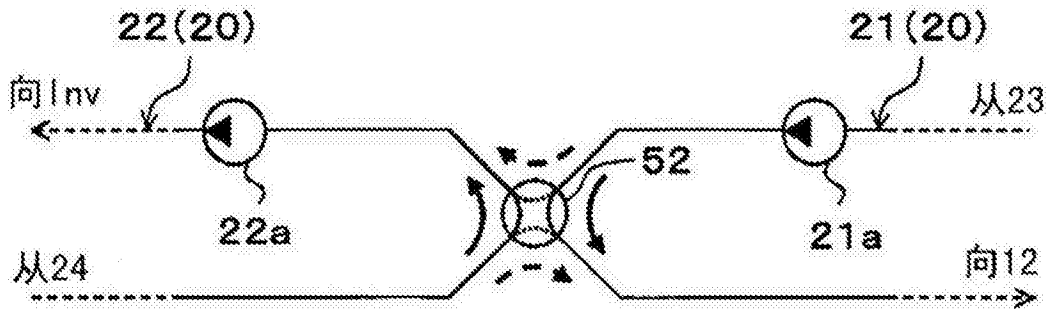


图17