



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 107848374 A

(43)申请公布日 2018.03.27

(21)申请号 201680045644.X

(22)申请日 2016.07.22

(30)优先权数据

2015-156200 2015.08.06 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2018.02.02

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2016/071517 2016.07.22

(87)PCT国际申请的公布数据

W02017/022512 JA 2017.02.09

(71)申请人 株式会社电装

地址 日本爱知县

(72)发明人 野村知志 桑原干治

(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 张丽颖

(51)Int.Cl.

B60H 1/22(2006.01)

F24F 11/89(2018.01)

F25B 47/02(2006.01)

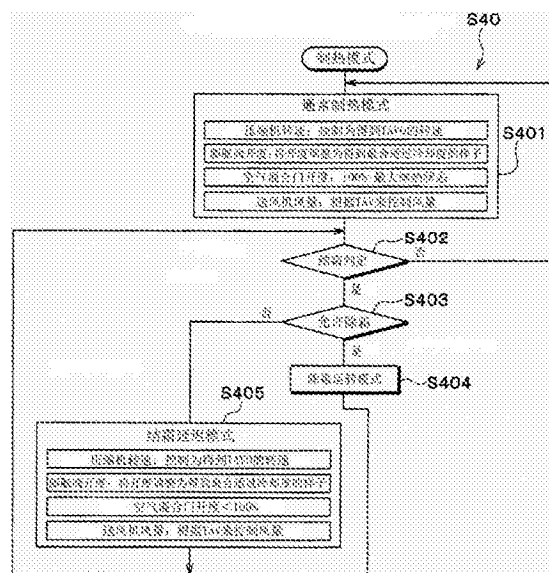
权利要求书2页 说明书14页 附图10页

(54)发明名称

车辆用空调装置

(57)摘要

一种车辆用空调装置,具备送风部(32)、压缩机(11)、散热器(12、25、34)、减压部(14)、吸热器(15)以及控制装置(40)。送风部将空气朝向车室内吹送。压缩机压缩并排出制冷剂。散热器使被从压缩机排出的制冷剂散热并且利用从制冷剂散发出的热来加热空气。减压部使在散热器散热的制冷剂减压。吸热器使由减压部减压了的制冷剂从外部气体吸热。控制装置判定是否为在吸热器产生结霜的结霜状态或者担忧结霜的结霜担忧状态,在判定为是结霜状态或者结霜担忧状态的情况下,控制装置进行结霜延迟控制,该结霜延迟控制是使制冷剂的高压侧压力上升以使结霜延迟的控制。这样的车辆用空调装置能够尽量不使减压部的动作变更地使吸热器的结霜延迟,以不使热泵循环的性能系数COP恶化。



1. 一种车辆用空调装置,其特征在于,具备:
送风部(32),该送风部(32)将空气朝向车室内吹送;
压缩机(11),该压缩机(11)压缩并排出制冷剂;
散热器(12、25、34),该散热器(12、25、34)使从所述压缩机(11)排出的所述制冷剂散热并且利用从所述制冷剂散发出的热来加热所述空气;
减压部(14),该减压部(14)使在所述散热器(12、25、34)散热的所述制冷剂减压,
吸热器(15),该吸热器(15)使由所述减压部(14)减压了的所述制冷剂从外部气体吸热;以及
控制装置(40),该控制装置(40)判定是否为在所述吸热器(15)产生结霜的结霜状态或者担忧结霜的结霜担忧状态,在判定为是所述结霜状态或者所述结霜担忧状态的情况下,所述控制装置进行结霜延迟控制,所述结霜延迟控制是指使所述制冷剂的高压侧压力上升以使所述结霜延迟的控制。

2. 根据权利要求1所述的车辆用空调装置,其特征在于,
具备空气混合门(36),该空气混合门(36)对所述送风部(32)的送风量中的在所述散热器(12、25、34)加热的所述空气的风量与所述送风部(32)的送风量中的剩余的风量的比例进行调整,

所述控制装置(40)在所述结霜延迟控制时控制所述空气混合门(36)的动作,以使得由所述散热器(12、25、34)加热的所述空气的风量减少。

3. 根据权利要求1或2所述的车辆用空调装置,其特征在于,
所述控制装置(40)在所述结霜延迟控制时使所述压缩机(11)的转速上升到针对目标吹出温度(TAO)确定的规定的转速。

4. 根据权利要求1~3中任一项所述的车辆用空调装置,其特征在于,
所述控制装置(40)在所述结霜延迟控制时确定所述减压部(14)的开度,以使得向所述减压部(14)流入的所述制冷剂的过冷却度接近目标过冷却度,该目标过冷却度以循环性能系数(COP)接近最大值的方式被确定。

5. 根据权利要求1~4中任一项所述的车辆用空调装置,其特征在于,
所述车辆用空调装置具备:
热介质回路(50),该热介质回路(50)供热介质进行循环;以及
泵(51),该泵(51)吸入并排出所述热介质,
所述散热器(12、25、34)具有:
制冷剂热介质热交换器(25),该制冷剂热介质热交换器(25)使从所述压缩机(11)排出的所述制冷剂向所述热介质散热;以及
热介质空气热交换器(34),该热介质空气热交换器(34)使所述热介质与所述空气进行热交换,
所述控制装置(40)在所述结霜延迟控制时使所述泵(51)排出的所述热介质的流量减少。

6. 根据权利要求1~4中任一项所述的车辆用空调装置,其特征在于,
所述车辆用空调装置具备:
热介质回路(50),该热介质回路(50)供热介质进行循环;以及

泵 (51), 该泵 (51) 吸入并排出所述热介质,

所述散热器 (12、25、34) 具有:

制冷剂热介质热交换器 (25), 该制冷剂热介质热交换器 (50) 使从所述压缩机 (11) 排出的所述制冷剂向所述热介质散热; 以及

热介质空气热交换器 (34), 该热介质空气热交换器 (34) 使所述热介质与所述空气进行热交换,

所述热介质回路 (50) 具有:

旁通流路 (52), 该旁通流路 (52) 供所述热介质绕过所述制冷剂热介质热交换器 (25) 而流动; 以及

流量调整部 (53), 该流量调整部 (53) 对流经所述旁通流路 (52) 的所述热介质的流量进行调整,

所述控制装置 (40) 在所述结霜延迟控制时控制所述流量调整部 (53) 的动作, 以在维持所述泵 (51) 所排出的所述热介质的流量的状态下增加流经所述旁通流路 (52) 的所述热介质的流量。

车辆用空调装置

[0001] 相关申请的相互参照

[0002] 本申请基于2015年8月6日申请的日本专利申请2015-156200号,并且通过参照而将该发明内容编入本申请。

技术领域

[0003] 本发明涉及一种被用于车辆的空调装置。

背景技术

[0004] 以往,在使用热泵循环来对车室内进行制热的车辆用空调装置中,当流经室外热交换器的制冷剂的温度低于露点温度时,室外热交换器的冷凝水冻结而产生结霜。当在室外热交换器产生结霜时,室外热交换器中的来自外部气体的吸热量减少,制热性能显著降低。

[0005] 以往,专利文献1记载有如下的车辆用空调装置:在室外热交换器变为容易结霜的状态的情况下,通过增大膨胀阀的开度来使室外热交换器中的制冷剂温度上升,从而使室外热交换器的结霜延迟。

[0006] 现有技术文献

[0007] 专利文献

[0008] 专利文献1:日本特开2014-159266号公报

[0009] 通常,调节膨胀阀的开度以使得热泵循环的性能系数COP成为最佳。具体而言,调节膨胀阀的开度以使从冷凝器流出的制冷剂的过冷却度成为目标过冷却度。

[0010] 然而,在上述以往技术中,在室外热交换器变为容易结霜的状态的情况下,使膨胀阀的开度增大以延迟室外热交换器的结霜,因此有从冷凝器流出的制冷剂的过冷却度从目标过冷却度偏离而导致热泵循环的性能系数COP恶化的问题。

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车辆用空调装置,尽可能不使减压部的动作改变就能够使吸热器的结霜延迟。

[0012] 本发明的车辆用空调装置具备送风部、压缩机、散热器、减压部、吸热器以及控制装置。送风部将空气朝向车室内吹送。压缩机压缩并排出制冷剂。散热器使从压缩机排出的制冷剂散热并且利用从制冷剂散发出的热来加热空气。减压部使在散热器散热的了的制冷剂减压。吸热器使由减压部减压了的制冷剂从外部气体吸热。控制装置判定是否为在吸热器产生结霜的结霜状态或者担忧结霜的结霜担忧状态,在判定为是结霜状态或者结霜担忧状态的情况下,进行结霜延迟控制,结霜延迟控制是指使制冷剂的高压侧压力上升以使结霜延迟的控制。

[0013] 由此,如图6的例子所示,当控制装置进行结霜延迟控制时,制冷剂的高压侧压力上升,由此,吸热器的出口侧制冷剂与入口侧制冷剂的焓差变小。其结果是,吸热器的吸热

量减少,因此能够使吸热器的结霜延迟。

附图说明

[0014] 对于本发明的上述目的以及其他的目的、特征、优点,通过参照附图及下述的详细记述而变得更加明确。

[0015] 图1是第一实施方式中的车辆用空调装置的整体结构图。

[0016] 图2是表示第一实施方式所涉及的车辆用空调装置的控制装置所执行的控制处理的流程的流程图。

[0017] 图3是表示第一实施方式所涉及的车辆用空调装置的控制处理的一部分的流程图。

[0018] 图4是表示第一实施方式所涉及的车辆用空调装置中的通常制热模式时的室内空调单元的工作状态的示意图。

[0019] 图5是表示第一实施方式所涉及的车辆用空调装置中的结霜延迟模式时的室内空调单元的工作状态的示意图。

[0020] 图6是表示第一实施方式所涉及的车辆用空调装置中的结霜延迟模式时以及通常制热模式时的制冷剂的状态的莫里尔图。

[0021] 图7是表示第一实施方式所涉及的车辆用空调装置中的结霜延迟模式时以及通常制热模式时的制热性能的推移的例子的图表。

[0022] 图8是表示图7的工作例中的工作条件的图表。

[0023] 图9是表示图7的工作例中的各种设备的控制状态的图表。

[0024] 图10是第二实施方式中的车辆用空调装置的整体结构图。

[0025] 图11是表示第三实施方式所涉及的车辆用空调装置中的通常制热模式时的热介质电路的工作状态的示意图。

[0026] 图12是表示第三实施方式所涉及的车辆用空调装置中的结霜延迟模式时的热介质回路的工作状态的示意图。

[0027] 图13是表示第四实施方式所涉及的车辆用空调装置中的通常制热模式时的热介质回路的工作状态的示意图。

[0028] 图14是表示第四实施方式所涉及的车辆用空调装置中的结霜延迟模式时的热介质回路的工作状态的示意图。

具体实施方式

[0029] 在以下,一边参照附图一边对用于实施本发明的多个实施方式进行说明。在各实施方式中,有时对与在先的实施方式中说明了的事项对应的部分附加相同的参照符号并省略重复的说明。在各实施方式中,在仅对结构的一部分进行说明的情况下,对于结构的其他部分,与在先说明了的实施方式相同。不仅是各实施方式中具体说明的部分的组合,只要不对组合产生特别的阻碍,则能够将实施方式彼此局部组合。

[0030] (第一实施方式)

[0031] 图1所示的车辆用空调装置1是将车室内作为空调对象空间的空调装置。车辆用空调装置1搭载于混合动力车辆。混合动力车辆是从发动机以及行驶用电动机获得车辆行驶

用的驱动力的车辆。

[0032] 车辆用空调装置1具有制冷循环装置10。制冷循环装置10对被向车室内吹送的气体进行冷却或加热。

[0033] 制冷循环装置10构成为能够切换制冷模式的制冷剂流路、除湿制热模式的制冷剂流路以及制热模式的制冷剂流路。

[0034] 在制冷模式中,进行对车室内制冷的制冷运转。在除湿制热模式中,进行对车室内除湿并制热的除湿制热运转。在制热模式中,进行对车室内制热的制热运转。

[0035] 制冷循环装置10的制冷剂是氟利昂系制冷剂。制冷循环装置10构成高压制冷剂的的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的冷冻机油。冷冻机油的一部分与制冷剂一起在循环中进行循环。

[0036] 压缩机11配置于车辆的发动机室内。压缩机11在制冷循环装置10中吸入制冷剂,将制冷剂压缩并排出。压缩机11是电动压缩机。压缩机11具有压缩机构11a和电动机11b。

[0037] 压缩机构11a是排出容量固定的固定容量型压缩机构。电动机11b是对压缩机构11a进行驱动的驱动部。压缩机构11a是涡旋型压缩机构、叶片型压缩机构等的各种压缩机构。

[0038] 电动机11b的转速由从控制装置40输出的控制信号控制。电动机11b是交流电机或者直流电机。通过电动机11b的转速控制来变更压缩机构11a的制冷剂排出能力。电动机11b是压缩机构11a的排出能力变更部。

[0039] 在压缩机11的排出口侧连接有室内冷凝器12的入口侧。室内冷凝器12配置于室内空调单元30的壳体31内。室内冷凝器12是使从压缩机11排出的高压制冷剂散热的散热器。室内冷凝器12是对通过了室内蒸发器20的空气进行加热的加热用热交换器。

[0040] 在室内冷凝器12的出口侧连接有第一制冷剂通路13。第一制冷剂通路13是将室内冷凝器12流出的制冷剂向室外热交换器15引导的通路。在第一制冷剂通路13配置有第一膨胀阀14。第一膨胀阀14是能够变更第一制冷剂通路13的通路面积的第一节流部。

[0041] 第一膨胀阀14是使在室内冷凝器12热交换了的制冷剂减压的减压部。第一膨胀阀14是具有阀芯和电动促动器的电气式可变节流机构。阀芯构成为能够变更节流开度。电动促动器是使阀芯的节流开度变化的步进电机。

[0042] 第一膨胀阀14是带有全开功能的可变节流机构。第一膨胀阀14在将节流开度全开时将第一制冷剂通路13全开。第一膨胀阀14能够通过将第一制冷剂通路13全开而不发挥制冷剂的减压作用。第一膨胀阀14的动作由从控制装置40输出的控制信号控制。

[0043] 在第一膨胀阀14的出口侧连接有室外热交换器15的入口侧。室外热交换器15是使制冷剂与外部气体热交换的制冷剂外部气体热交换器。制冷剂在室外热交换器15的内部流通。外部气体是车室外的空气。外部气体由送风风扇23向室外热交换器15吹送。

[0044] 室外热交换器15在制热模式时等作为使制冷剂蒸发的蒸发器而起作用。室外热交换器15在制热模式时等作为使由第一膨胀阀14减压了的制冷剂从外部气体吸热的吸热器而起作用。室外热交换器15在制冷模式时等作为使制冷剂冷凝的冷凝器而起作用。室外热交换器15在制冷模式时等作为使制冷剂散热的散热器而起作用。

[0045] 在室外热交换器15的出口侧连接有第二制冷剂通路16以及第三制冷剂通路18。第二制冷剂通路16经由储液器21将从室外热交换器15流出的制冷剂向压缩机11的吸入侧引

导。第三制冷剂通路18经由第二膨胀阀19、室内蒸发器20以及储液器21将从室外热交换器15流出的制冷剂向压缩机11的吸入侧引导。

[0046] 第二制冷剂通路16是相对于第二膨胀阀19并列地流动有制冷剂的并列制冷剂通路。在第二制冷剂通路16配置有第一开闭阀17。第一开闭阀17是开闭第二制冷剂通路16的开闭部。第一开闭阀17是电磁阀。第一开闭阀17的动作由从控制装置40输出的控制信号控制。

[0047] 在第一开闭阀17打开的情况下，制冷剂通过第二制冷剂通路16时产生的压力损失相对于制冷剂通过第三制冷剂通路18时产生的压力损失小。这是由于在第三制冷剂通路18配置有止回阀24以及第二膨胀阀19。

[0048] 因此，在第一开闭阀17打开的情况下，从室外热交换器15流出的制冷剂沿第二制冷剂通路16侧流动，在第一开闭阀17关闭的情况下，从室外热交换器15流出的制冷剂沿第三制冷剂通路18侧流动。

[0049] 第一开闭阀17通过开闭第二制冷剂通路16来切换循环结构。第一开闭阀17通过开闭第二制冷剂通路16来切换在循环中进行循环的制冷剂的流路。第一开闭阀17构成对制冷剂的流路进行切换的制冷剂流路切换部。

[0050] 在第三制冷剂通路18配置有第二膨胀阀19。第二膨胀阀19是使制冷剂减压的减压部。第二膨胀阀是构成为能够变更第三制冷剂通路18的通路面积的第二节流部。

[0051] 第二膨胀阀19是具有阀芯和电动促动器的电气式可变节流机构。阀芯构成为能够变更节流开度。电动促动器是使阀芯的节流开度变化的步进电机。

[0052] 第二膨胀阀19是带有全开功能的可变节流机构。第二膨胀阀19在将节流开度全开时将第三制冷剂通路18全开。第二膨胀阀19能够通过将第三制冷剂通路18全开而不发挥制冷剂的减压作用。第二膨胀阀19的动作由从控制装置40输出的控制信号控制。

[0053] 在第二膨胀阀19的出口侧连接有室内蒸发器20的入口侧。室内蒸发器20配置于室内空调单元30的壳体31内的室内冷凝器12的空气流上游侧。

[0054] 室内蒸发器20是使制冷剂与通过室内冷凝器12前的空气进行热交换而蒸发的蒸发器。室内蒸发器20是通过发挥吸热作用来对空气进行冷却的吸热用热交换器。

[0055] 在室内蒸发器20的制冷剂出口侧连接有储液器21的入口侧。储液器21是将室内蒸发器20流出的制冷剂气液分离并储存制冷循环装置10的剩余制冷剂的气液分离器。

[0056] 在储液器21的气相制冷剂出口连接有压缩机11的吸入口侧。储液器21抑制液相制冷剂被吸入压缩机11，从而防止压缩机11中的液体压缩。

[0057] 在第三制冷剂通路18中的室外热交换器15的出口侧与第二膨胀阀19之间配置有止回阀24。止回阀24是防止制冷剂的逆流的逆流防止部。

[0058] 止回阀24允许制冷剂从室外热交换器15的出口侧向第二膨胀阀19的入口侧的流动，而禁止制冷剂从第二膨胀阀19的入口侧向室外热交换器15的出口侧的流动。止回阀24防止被从第二制冷剂通路16引导到储液器21侧的制冷剂向第三制冷剂通路18的室外热交换器15侧流动。

[0059] 室内空调单元30配置于车室内最前部的仪表板的内侧。壳体31形成室内空调单元30的外壳。在壳体31内收容有送风机32、室内冷凝器12以及室内蒸发器20等。

[0060] 壳体31形成空气通路。壳体31利用具有一定程度的弹性且强度优异的树脂而成

形。例如，壳体31利用聚丙烯而成形。

[0061] 在壳体31内的空气流最上游侧配置有内外部气体切换装置33。内外部气体切换装置33切换导入内部气体和外部气体。内部气体是车室内的空气。

[0062] 在内外部气体切换装置33形成有内部气体导入口以及外部气体导入口。内部气体导入口使内部气体导入壳体31内。外部气体导入口使外部气体导入壳体31内。在内外部气体切换装置33的内部配置有内外部气体切换门。内外部气体切换门连续地调整内部气体导入口以及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变化。

[0063] 在内外部气体切换装置33的空气流下游侧配置有送风机32。送风机32将经由内外部气体切换装置33导入地空气朝向车室内吹送。送风机32是具有离心多叶片风扇32a和电动机32b的电动送风机。

[0064] 离心多叶片风扇32a是将空气向车室内吹送的送风部。离心多叶片风扇32a是西洛克风扇。电动机32b驱动离心多叶片风扇32a。电动机32b的转速由从控制装置40输出的控制电压控制。送风机32的送风量由控制装置40控制。

[0065] 在送风机32的空气流下游侧相对于空气的流动依次配置有室内蒸发器20以及室内冷凝器12。室内蒸发器20相对于室内冷凝器12配置在空气的流动方向上游侧。

[0066] 在壳体31内形成有冷风旁通通路35。冷风旁通通路35是使通过了室内蒸发器20的空气绕过室内冷凝器12而流动的通路。

[0067] 在室内蒸发器20的空气流下游侧且室内冷凝器12的空气流上游侧，配置有空气混合门36。空气混合门36是对通过室内蒸发器20后的空气中的通过室内冷凝器12的空气与通过冷风旁通通路35的空气中的风量比例进行调整的风量比例调整部。空气混合门36对送风机32的送风量中的在室内冷凝器12加热的空气的风量与剩余的风量的比例进行调整。

[0068] 在室内冷凝器12的空气流下游侧以及冷风旁通通路35的空气流下游侧设置有混合空间。混合空间是使通过了室内冷凝器12的空气与通过了冷风旁通通路35的空气混合的空间。

[0069] 在壳体31的空气流最下游侧配置有吹出口。吹出口将由混合空间混合了的空调风朝向车室内吹出。吹出口包括面部吹出口、脚部吹出口以及除霜吹出口。面部吹出口向车室内的乘员的上半身吹出空调风。脚部吹出口向乘员的脚边吹出空调风。除霜吹出口向车辆前面窗玻璃内侧面吹出空调风。

[0070] 空气混合门36通过调整通过室内冷凝器12的空气与通过冷风旁通通路35的空气中的风量比例来调整由混合空间混合的空调风的温度，从而调整从各吹出口吹出的空调风的温度。

[0071] 空气混合门36由伺服电机37驱动。伺服电机37的动作由从控制装置40输出的控制信号控制。控制装置40通过控制伺服电机37的动作而在从0%到100%的范围调整空气混合门36的开度。

[0072] 当空气混合门36的开度被调整为0%时成为最大制冷状态。即，当空气混合门36的开度被调整为0%时，空气混合门36将冷风旁通通路35全开并将室内冷凝器12侧的空气通路全闭。当空气混合门36的开度被调整为100%时成为最大制热状态。即，当空气混合门36的开度被调整为100%时，空气混合门36将冷风旁通通路35全闭并将室内冷凝器12侧的空

气通路全开。

[0073] 在面部吹出口、脚部吹出口以及除霜吹出口的空气流上游侧配置有面部门、脚部门以及除霜门。面部门对面部吹出口的开口面积进行调整。脚部门对脚部吹出口的开口面积进行调整。除霜门对除霜吹出口的开口面积进行调整。

[0074] 面部门、脚部门以及除霜门是切换吹出口模式的吹出口模式切换部。面部门、脚部门以及除霜门经由连杆机构等而由伺服电机驱动。伺服电机的动作由从控制装置40输出的控制信号控制。

[0075] 控制装置40由包含CPU、ROM、RAM等众所周知的微型计算机及其周边电路构成。控制装置40基于存储于ROM内的控制程序来进行各种计算、处理,从而控制与输出侧连接的各种控制设备的动作。

[0076] 在控制装置40的输入侧连接有内部气体传感器、外部气体传感器41、日照传感器、蒸发器温度传感器、排出温度传感器、高压压力传感器以及出口制冷剂温度传感器42等各种空调控制用的传感器组。

[0077] 内部气体传感器对车室内温度 T_r 进行检测。外部气体传感器41对外部气体温度 T_{am} 进行检测。日照传感器对车室内的日照量 T_s 进行检测。蒸发器温度传感器是对来自室内蒸发器20的吹出空气温度(蒸发器温度) T_e 进行检测的蒸发器吹出温度检测部。排出温度传感器对从压缩机11排出的制冷剂的温度 T_d 进行检测。高压压力传感器对室内冷凝器12的制冷剂压力 P_h 进行检测。出口制冷剂温度传感器42对室外热交换器15的出口侧的制冷剂的温度进行检测。

[0078] 在控制装置40,输入有来自各种操作开关的操作信号。各种操作开关设置于操作板。操作板设置于车室内前部的仪表板附近。

[0079] 各种操作开关包括空气调节开关、温度设定开关等。空气调节开关是用于设定是否利用室内空调单元30来进行空气的冷却的操作开关。温度设定开关是用于设定车室内的设定温度的操作开关。

[0080] 控制装置40与控制部一体地构成,该控制部对与控制装置40的输出侧连接的各种控制设备的动作进行控制。控制装置40中的对各个控制设备的动作进行控制的软件以及硬件构成对各个控制设备的动作进行控制的控制部。

[0081] 例如,对压缩机11的电动机进行控制的软件以及硬件构成排出能力控制部。对第一膨胀阀14进行控制的软件以及硬件构成第一节流控制部。对第二膨胀阀19进行控制的软件以及硬件构成第二节流控制部。对第一开闭阀17进行控制的软件以及硬件构成流路切换控制部。对空气混合门36驱动用的伺服电机37进行控制的软件以及硬件构成空气混合门控制部。

[0082] 接着,对上述结构中的本实施方式的车用空调装置1的动作进行说明。在本实施方式的车用空调装置1中,如前所述,能够切换对车室内进行制冷的制冷模式、对车室内进行制热的制热模式、对车室内一边除湿一边制热的除湿制热模式。

[0083] 基于图2对各运转模式的切换控制处理进行说明。图2是表示本实施方式的车用空调装置1的控制装置40所执行得控制处理的流程的流程图。此外,图2的流程图作为相对于空调控制的主程序的子程序而被执行。图2的各控制部构成控制装置40所具有的各种功能实现部。

[0084] 在S10中,控制装置40读入上述的传感器组的检测信号以及操作板的操作信号。在S20中,基于读入的检测信号以及操作信号的值,并基于以下的数学式F1来算出目标吹出温度TA0。目标吹出温度TA0是向车室内吹出的吹出空气的目标温度。本实施方式的控制部S20构成目标吹出温度确定部。

[0085] $TA0 = K_{set} \times T_{set} - K_r \times Tr - K_{am} \times T_{am} - K_s \times T_s + C \cdots (F1)$

[0086] Tset是由温度设定开关设定的车室内设定温度,Tr是由内部气体传感器检测的车室内温度(内部气体温度),Tam是由外部气体传感器41检测的外部气体温度,Ts是由日照传感器检测的日照量。Kset、Kr、Kam、Ks是控制增益,C是补正用的常数。

[0087] 在S20中,控制装置40基于目标吹出温度TA0并参照预先存储的控制映射来确定室内冷凝器12的目标吹出温度TAV0。

[0088] 在S30中,判定操作板的空气调节开关是否打开。其结果是,在判定为空气调节开关关闭的情况下,进入S40,将运转模式确定为制热模式。在判定为空气调节开关打开的情况下,向S50转移。

[0089] 在S50中,判定目标冷凝器吹出温度TAV0是否小于制冷基准温度 α 。制冷基准温度 α 被预先确定并被存储于控制装置40。在判定为目标冷凝器吹出温度TAV0低于制冷基准温度 α 的情况下,进入S60,将运转模式确定为制冷模式。在判定为目标冷凝器吹出温度TAV0为制冷基准温度 α 以上的情况下,进入S90,将运转模式确定为除湿制热模式。

[0090] 这样一来,能够根据车辆用空调装置1的运转环境来将各运转模式适当地切换为制热模式、制冷模式以及除湿制热模式。

[0091] 接着,对制热模式、制冷模式以及除湿制热模式中的动作进行说明。

[0092] (A) 制热模式

[0093] 在制热模式中,控制装置40利用第一开闭阀17打开第二制冷剂通路16。由此,在制冷循环装置10中,切换到制冷剂如图1的黑色箭头所示那样流动的制冷剂流路。

[0094] 在该制冷剂流路的结构中,控制装置40基于目标吹出温度TA0、目标冷凝器吹出温度TAV0、传感器组的检测信号等来确定与控制装置40连接的各种控制设备的工作状态(向各种控制设备输出的控制信号)。

[0095] 基于图3的流程图对确定制热模式时的各种控制设备的工作状态的处理、即确定向各种控制设备输出的控制信号的处理进行说明。

[0096] 在S401中,确定通常制热模式时的各种控制设备的工作状态、即确定向通常制热模式时的各种控制设备输出的控制信号。

[0097] 对于压缩机11的转速、即被输出到压缩机11的电动机11b的控制信号,如以下那样确定。首先,基于目标冷凝器吹出温度TAV0与冷凝器吹出空气温度TAV的偏差,使用反馈控制方法来确定被输出到压缩机11的电动机11b的控制信号,以使得向车室内吹出的吹出空气温度接近目标吹出温度TA0。由此,确定压缩机11的转速,换言之,确定压缩机11的制冷剂排出能力。

[0098] 对于第一膨胀阀14的开度、即被向第一膨胀阀14输出的控制信号,被确定为使向第一膨胀阀14流入的制冷剂的过冷却度接近目标过冷却度,目标过冷却度以使循环的性能系数COP接近最大值的方式被预先确定。

[0099] 对于空气混合门36的开度、即被向空气混合门36的伺服电机输出的控制信号,被

确定为:如图4所示,使空气混合门36封闭冷风旁通通路35,从而使通过室内蒸发器20后的空气的全流量通过室内冷凝器12的空气通路。即,在通常制热模式中,空气混合门36的开度被确定为100%,空气混合门36被操作到最大制热状态的位置。

[0100] 对于送风机32的风量、即被向送风机32的电动机32b输出的控制信号,根据冷凝器吹出空气温度TAV确定。

[0101] 在接下来的S402中,进行结霜判定。例如,基于外部气体传感器41检测的外部气体温度Tam以及出口制冷剂温度传感器42检测的室外热交换器15的出口侧制冷剂温度来判定室外热交换器15是否为结霜状态或者结霜担忧状态。结霜状态是在室外热交换器15产生规定量的结霜的状态。结霜担忧状态是有在室外热交换器15产生结霜的担忧的状态。

[0102] 在判定为室外热交换器15处于结霜状态或者结霜担忧状态的情况下,进入S403,判定是否为允许结霜状态。允许结霜状态是能够允许除霜运转模式的状态。除霜运转模式是使高温高压制冷剂流动到室外热交换器15而将霜融化的运转模式。例如,在车辆处于行驶中的情况下,判定为非允许结霜状态。

[0103] 在判定为是允许结霜状态的情况下,进入S404,确定向除霜运转模式的转移。在判定为是非允许结霜状态的情况下,进入S405,确定结霜延迟模式时的各种控制设备的工作状态,即确定向各种控制设备输出的控制信号。

[0104] 对于压缩机11的转速、即被输出到压缩机11的电动机11b的控制信号,与S401的通常制热模式时同样地确定。即,基于目标冷凝器吹出温度TAVO与冷凝器吹出空气温度TAV的偏差,使用反馈控制方法来确定被输出到压缩机11的电动机11b的控制信号,以使得向车室内吹出的吹出空气温度接近目标吹出温度TAO。由此,确定压缩机11的转速,换言之确定压缩机11的制冷剂排出能力。

[0105] 对于第一膨胀阀14的开度、即被向第一膨胀阀14输出的控制信号,与S401的通常制热模式时同样地被确定为使向第一膨胀阀14流入的制冷剂的过冷却度接近目标过冷却度,目标过冷却度以使循环的性能系数(COP)接近最大值的方式被预先确定。

[0106] 对于空气混合门36的开度、即被向空气混合门36的伺服电机输出的控制信号,被确定为:如图5所示,空气混合门36将冷风旁通通路35打开规定量,从而通过室内蒸发器20后的空气分开通过室内冷凝器12的空气通路和冷风旁通通路35。

[0107] 即,在结霜延迟模式中,空气混合门36的开度被确定为不足100%,不成为最大制热状态。换言之,在霜延迟模式中,空气混合门36的开度比通常制热模式时小。

[0108] 对于送风机32的风量、即被向送风机32的电动机32b输出的控制信号,与S401的通常制热模式时同样地根据冷凝器吹出空气温度TAV确定。

[0109] 并且,将如上述那样确定了的控制信号等向各种控制设备输出。其后,直到通过操作板而要求车辆用空调装置1的动作停止为止,在每个规定的周期重复进行运转模式的确定处理、各种控制设备的工作状态的确定、控制信号等的输出这样的控制程序。此外,这样的控制程序的重复在其他运转模式时也同样进行。

[0110] 因此,在制热模式时的制冷循环装置10中,从压缩机11排出的高压制冷剂流入室内冷凝器12。流入室内冷凝器12的制冷剂与由送风机32吹送且通过室内蒸发器20的空气进行热交换而散热。由此,向车室内吹送空气被加热。

[0111] 从室内冷凝器12流出的制冷剂经由第一制冷剂通路13流入第一膨胀阀14,并由第

一膨胀阀14减压膨胀为低压制冷剂。并且,由第一膨胀阀14减压了的低压制冷剂流入室外热交换器15并从由送风风扇吹送的外部气体吸热。从室外热交换器15流出的制冷剂经由第二制冷剂通路16向储液器21流入并被气液分离。

[0112] 并且,由储液器21分离出的气相制冷剂被从压缩机11的吸入侧吸入而再次由压缩机11压缩。此外,由储液器21分离出的液相制冷剂作为剩余制冷剂而储存于储液器21的内部,该剩余制冷剂并不需要用来发挥循环所要求的制冷能力。此外,第三制冷剂通路18由第二膨胀阀19封闭,因此制冷剂未流入室内蒸发器20。

[0113] 如以上那样,在制热模式中,能够利用室内冷凝器12来使从压缩机11排出的高压制冷剂所具有的热散热到空气,并将被加热了的空气向车室内吹出。由此,能够实现车室内的制热。

[0114] 在结霜延迟模式中,与通常制热模式相比较,使空气混合门36的开度变小。由此,与通常制热模式相比较,通过室内冷凝器12的风量变少,制冷循环的高压侧制冷剂压力上升。

[0115] 如图6的莫里尔图所示,在结霜延迟模式中,与通常制热模式相比较,由于制冷循环的高压侧制冷剂压力上升,因此室外热交换器15的入口侧与出口侧的焓差变小。因此,室外热交换器15的吸热量减少,因此室外热交换器15的结霜量减少。

[0116] 其结果是,能够使室外热交换器15的结霜延迟,因此,在结霜延迟模式中,与通常制热模式相比较能够抑制制热性能的降低。在图7所示的动作例中,在通常制热模式中,经过30分钟后的制热性能从最大制热性能降低55%,与此相对,在结霜延迟模式中,经过30分钟后的制热性能仅从最大制热性能降低29%。图8以及图9表示图7的工作例中的工作条件以及各种设备的控制状态。

[0117] 在结霜延迟模式中,送风机32的全送风量与通常制热模式相同,因此能够将向车室内吹出的吹出空气的风量维持与通常制热模式时相同。

[0118] 在结霜延迟模式中,与通常制热模式相比较,压缩机11的转速上升,因此能够将向车室内吹出的吹出空气的温度维持与通常制热模式时相同。

[0119] 在结霜延迟模式中,控制第一膨胀阀14的开度以使得向第一膨胀阀14流入的制冷剂的过冷却度接近目标过冷却度,因此能够使循环的性能系数(COP)接近最大值。

[0120] 在确定为除霜模式的情况下,切换制冷模式的制冷剂流路。由此,能够使高温高压制冷剂流动到室外热交换器15而将霜融化。

[0121] (B) 制冷模式

[0122] 在制冷模式中,控制装置40利用第一开闭阀17关闭第二制冷剂通路16。此外,利用第一膨胀阀14使第一制冷剂通路13为全开状态。由此,在制冷循环装置10中,切换到制冷剂如图1的白色箭头所示那样流动的制冷剂流路。

[0123] 在该制冷剂流路的结构中,控制装置40基于目标吹出温度 TA_0 、传感器组的检测信号等来确定与控制装置40连接的各种控制设备的工作状态,即确定向各种控制设备输出的控制信号。

[0124] 例如,对于压缩机11的制冷剂排出能力、即被输出到压缩机11的电动机11b的控制信号,如以下那样确定。首先,基于目标吹出温度 TA_0 并参照预先存储于控制装置40的控制映射来确定从室内蒸发器20吹出的空气的目标蒸发器吹出温度 TE_0 。因此,控制装置40所执

行得控制程序中的确定该目标蒸发器吹出温度TEO的控制部构成目标蒸发器吹出温度确定部。

[0125] 并且,基于该目标蒸发器吹出温度TEO与蒸发器温度传感器的检测值的偏差,使用反馈控制方法来确定被输出到压缩机11的电动机11b的控制信号,以使得通过了室内蒸发器20的温度的空气接近目标吹出温度TAO。

[0126] 另外,对于被向第二膨胀阀19输出的控制信号,被确定为使向第二膨胀阀19流入的制冷剂的过冷却度接近目标过冷却度,目标过冷却度以使COP接近最大值的方式被预先确定。

[0127] 另外,对于被向空气混合门36的伺服电机输出的控制信号,被确定为:使空气混合门36封闭室内冷凝器12的空气通路,从而使通过室内蒸发器20后的空气的全流量通过冷风旁通通路35。

[0128] 因此,在制冷模式时的制冷循环装置10中,从压缩机11排出的高压制冷剂流入室内冷凝器12。此时,空气混合门36封闭室内冷凝器12的空气通路,因此流入室内冷凝器12的制冷剂几乎不与空气进行热交换地从室内冷凝器12流出。

[0129] 从室内冷凝器12流出的制冷剂经由第一制冷剂通路13流入第一膨胀阀14。此时,第一膨胀阀14使第一制冷剂通路13为全开状态,因此从室内冷凝器12流出的制冷剂不由第一膨胀阀14减压就流入室外热交换器15。并且,流入室外热交换器15的制冷剂在室外热交换器15向由送风风扇吹送的外部气体散热。

[0130] 从室外热交换器15流出的制冷剂经由第三制冷剂通路18向第二膨胀阀19流入,并由第二膨胀阀19减压膨胀为低压制冷剂。由第二膨胀阀19减压了的低压制冷剂流入室内蒸发器20,并从由送风机32吹送的空气吸热而蒸发。由此,向车室内吹送空气被冷却。

[0131] 从室内蒸发器20流出的制冷剂向储液器21流入并被气液分离。并且,由储液器21分离出的气相制冷剂被从压缩机11的吸入侧吸入而再次由压缩机11压缩。此外,由储液器21分离出的液相制冷剂作为剩余制冷剂而储存于储液器21的内部,该剩余制冷剂并不需要用来发挥循环所要求的制冷能力。

[0132] 如以上那样,在制冷模式中,能够利用空气混合门36来封闭室内冷凝器12的空气通路,因此能够将在室内蒸发器20冷却了的空气向车室内吹出。由此,能够实现车室内的制冷。

[0133] (C) 除湿制热模式

[0134] 在除湿制热模式中,控制装置40利用第一开闭阀17关闭第二制冷剂通路16。并且,使第一膨胀阀14以及第二膨胀阀19为节流状态或者全开状态。由此,制冷循环装置10与制冷模式同样地切换到制冷剂如图1的白色箭头所示那样流动的制冷剂流路。此外,在除湿制热模式中,室外热交换器15与室内蒸发器20相对于制冷剂流串联连接。

[0135] 在该制冷剂流路的结构中,控制装置40基于目标吹出温度TAO、目标冷凝器吹出温度TAVO、传感器组的检测信号等来确定与控制装置40连接的各种控制设备的工作状态,即确定向各种控制设备输出的控制信号。

[0136] 例如,对于被输出到压缩机11的电动机11b的控制信号,能够与制冷模式同样地被确定。另外,对于被向空气混合门36的伺服电机输出的控制信号,被确定为:使空气混合门36封闭冷风旁通通路35,从而使通过室内蒸发器20后的空气的全流量通过室内冷凝器12的

空气通路。

[0137] 另外,对于第一膨胀阀14以及第二膨胀阀19,根据基于向车室内吹出的吹出空气的目标温度即目标吹出温度TA0计算出的目标冷凝器吹出温度TAV0来变更节流开度。具体而言,伴随目标冷凝器吹出温度TAV0的上升,控制装置40利用第一膨胀阀14使第一制冷剂通路13的通路面积减少并且利用第二膨胀阀19使第三制冷剂通路18的通路面积增大。由此,在除湿制热模式中,连续地执行从第一模式到第四模式的四个阶段的模式。

[0138] 在第一模式中,利用第一膨胀阀14使第一制冷剂通路13变为全开状态,并使第二膨胀阀19变为节流状态。即,对于循环结构,虽然变为与制冷模式完全相同的制冷剂流路,但空气混合门36将室内冷凝器12侧的空气通路变为全开状态。

[0139] 由此,在室内冷凝器12中,从压缩机11排出的高压制冷剂与在室内蒸发器20冷却并除湿的空气进行热交换而散热。由此,向车室内吹送空气被加热。

[0140] 因此,在除湿制热模式的第一模式时,能够利用室内冷凝器12对在室内蒸发器20冷却并除湿了的空气进行加热并向车室内吹出。由此,能够实现车室内的除湿制热。

[0141] 在第二模式中,使第一膨胀阀14变为节流状态,并使第二膨胀阀19的节流开度变为与第一模式时相比增加的节流状态。因此,在第二模式中,相对于第一模式,能够使向室外热交换器15流入的制冷剂的温度降低。因此,能够缩小室外热交换器15中的制冷剂的温度与外部气体温度的温度差,而使室外热交换器15中的制冷剂的散热量减少。

[0142] 其结果是,相对于第一模式时,能够使室内冷凝器12中的制冷剂的散热量增加,能够使从室内冷凝器12吹出的吹出空气的温度上升。

[0143] 在第三模式中,使第一膨胀阀14的节流开度变为与第二模式时相比减少的节流状态,使第二膨胀阀19的节流开度变为与第二模式时相比增加的节流状态。

[0144] 因此,在第三模式中,从室内冷凝器12流出的制冷剂经由第一制冷剂通路13流入第一膨胀阀14,并被减压为与外部气体温度相比温度低的中间压制制冷剂。并且,由第一膨胀阀14减压的中间压制制冷剂流入室外热交换器15并从由送风风扇吹送的外部气体吸热。

[0145] 即,在第三模式中,通过使第一膨胀阀14的节流开度减少,而使室外热交换器15发挥作为对制冷剂吸热的吸热器的功能,因此与第二模式相比能够使被从室内冷凝器12吹出的温度上升。

[0146] 其结果是,相对于第二模式时,能够使室内冷凝器12中的制冷剂的散热量增加,能够使被从室内冷凝器12吹出的吹出空气的温度上升。

[0147] 在第四模式中,使第一膨胀阀14的节流开度变为与第三模式时相比减少的节流状态,并利用第二膨胀阀19使第三制冷剂通路18变为全开状态。

[0148] 因此,在第四模式中,相对于第三模式,能够使室外热交换器15中的制冷剂蒸发温度降低,能够使室外热交换器15中的制冷剂的吸热量增加。

[0149] 其结果是,与第三模式相比能够使被从室内冷凝器12吹出的吹出空气的温度上升。

[0150] 这样一来,在除湿制热模式中,根据基于目标吹出温度TA0而计算出的目标冷凝器吹出温度TAV0来变更第一膨胀阀14、第二膨胀阀19的节流开度,由此,能够在遍及从低温域到高温域的广范围内调整向车室内吹出的吹出空气的温度。

[0151] 换言之,在除湿制热模式中,能够一边将室外热交换器15从发挥作为使制冷剂散

热的散热器的功能的状态切换到发挥作为对制冷剂吸热的蒸发器的功能的状态,一边调整室外热交换器15中的制冷剂的散热量或吸热量。

[0152] 因此,能够在广范围内调整室内冷凝器12中的制冷剂的散热量,能够使在除湿运转时被向空调对象空间吹出的吹出空气的温度调整范围扩大。

[0153] 在本实施方式中,如S402、S405所说明的那样,控制装置40判定是否为在室外热交换器15产生结霜的结霜状态或者担忧结霜的结霜担忧状态,在判定为是结霜状态或者结霜担忧状态的情况下,进行使制冷剂的高压侧压力上升的结霜延迟控制,以使结霜延迟。

[0154] 由此,如图6所示,当控制装置40进行结霜延迟控制时,制冷剂的高压侧压力上升,由此,室外热交换器15的出口侧制冷剂与入口侧制冷剂的焓差变小。其结果是,室外热交换器15的吸热量减少,因此能够使室外热交换器15的结霜延迟。

[0155] 在本实施方式中,如S405所说明的那样,控制装置40在结霜延迟控制时控制空气混合门36的动作,以使得在室内冷凝器12加热的空气的风量减少。

[0156] 由此,在结霜延迟控制时,在室内冷凝器12加热的空气的风量减少,由此能够使制冷剂的高压侧压力上升。此时,利用空气混合门36来使在室内冷凝器12加热的空气的风量减少,因此能够维持被吹出到车室内的空气的风量。因此,能够在尽量维持乘员的空调舒适性的状态下使室外热交换器15的结霜延迟。

[0157] 在本实施方式中,如S405所说明的那样,控制装置40在结霜延迟控制时使压缩机11的转速上升到针对目标吹出温度TA0确定的规定的转速。

[0158] 由此,在结霜延迟控制时,即使减少室外热交换器15的吸热量也能够抑制目标吹出温度TA0的降低。因此,能够在尽量维持乘员的空调舒适性的状态下使室外热交换器15的结霜延迟。

[0159] 在本实施方式中,如S405所说明的那样,控制装置40在结霜延迟控制时将第一膨胀阀14的开度确定为向第一膨胀阀14流入的制冷剂的过冷却度接近目标过冷却度,目标过冷却度以循环性能系数COP接近最大值的方式被确定。

[0160] 由此,在结霜延迟控制时,即使使制冷剂的高压侧压力上升,也能够使制冷剂的过冷却度接近目标过冷却度。因此,能够一边尽量抑制循环性能系数COP的降低一边使室外热交换器15的结霜延迟。

[0161] (第二实施方式)

[0162] 在第一实施方式中,从压缩机11排出的高压制冷剂在室内冷凝器12向空气散热,但在本实施方式中,如图10所示,从压缩机11排出的高压制冷剂在制冷剂热介质热交换器25向热介质散热,在制冷剂热介质热交换器25被散热的热介质在加热器芯34向空气散热。例如,热介质是乙二醇系的防冻液,是所谓的LLC。

[0163] 制冷剂热介质热交换器25以及加热器芯34是使从压缩机11排出的制冷剂散热并且利用从制冷剂散发出来的热来加热空气的散热器。加热器芯34是使热介质与空气进行热交换的热介质空气热交换器。

[0164] 代替第一实施方式的室内冷凝器12,加热器芯34被收容于室内空调单元30的壳体31内。加热器芯34相对于室内蒸发器20配置在空气的流动方向下游侧。

[0165] 冷风旁通通路35使通过室内蒸发器20的空气绕过加热器芯34流动。空气混合门36对通过加热器芯34的空气与通过冷风旁通通路35的空气的风量比例进行调整。

[0166] 加热器芯34是使在热介质回路50进行循环的热介质与空气进行热交换的加热用热交换器。在热介质回路50配置有吸入并排出热介质的泵51。泵51的动作由控制装置40控制。

[0167] 在通常制热模式时,对于被向空气混合门36的伺服电机输出的控制信号,与第一实施方式同样地被确定为:空气混合门36封闭冷风旁通通路35,从而使通过室内蒸发器20后的空气的全流量通过加热器芯34的空气通路。在通常制热模式中,空气混合门36被操作到最大制热状态的位置。

[0168] 在结霜延迟模式时,对于被向空气混合门36的伺服电机输出的控制信号,与第一实施方式同样地被确定为:空气混合门36将冷风旁通通路35打开规定量,从而通过室内蒸发器20后的空气分开通过加热器芯34的空气通路和冷风旁通通路35。在结霜延迟模式中,空气混合门36的开度被确定为不足100%。

[0169] 由此,制冷剂热介质热交换器25的效率降低且循环高压上升,因此能够实现与第一实施方式相同的作用效果。

[0170] (第三实施方式)

[0171] 在第二实施方式中,在结霜延迟模式时,空气混合门36通过使加热器芯34的通过风量减少而使室外热交换器15的结霜延迟,但在本实施方式中,如图11、图12所示,在结霜延迟模式时,通过使泵51排出的热介质的流量减少来使室外热交换器15的结霜延迟。

[0172] 在结霜延迟模式时,对于控制装置40向泵51输出的控制信号,被确定为变为比通常制热模式时的流量V1少的流量V2。结霜延迟模式时的泵排出流量V2比通常制热模式时的泵排出流量V1少。

[0173] 由此,流经制冷剂热介质热交换器25的热介质的流量减少而制冷剂热介质热交换器25的效率降低且循环高压上升,因此能够实现与第二实施方式相同的作用效果。

[0174] 在本实施方式中,控制装置40在结霜延迟控制时使泵51排出的热介质的流量减少。

[0175] 由此,在结霜延迟控制时,流经制冷剂热介质热交换器25的热介质的流量减少,由此,能够使制冷剂的高压侧压力上升。因此,能够使室外热交换器15的结霜延迟。

[0176] (第四实施方式)

[0177] 在第三实施方式中,在结霜延迟模式时,通过使泵51排出的热介质的流量减少来使室外热交换器15的结霜延迟,但在本实施方式中,如图13、图14所示,在结霜延迟模式时,通过使热介质绕过制冷剂热介质热交换器25而流动,从而使室外热交换器15的结霜延迟。

[0178] 热介质电路50具有旁通流路52和旁通切换阀53。旁通流路52是供热介质绕过制冷剂热介质热交换器25而流动的流路。旁通切换阀53是调整旁通流路52的开度从而调整流经旁通流路52的热介质的流量的调整部。旁通切换阀53的动作由控制装置40控制。

[0179] 在通常制热模式时,对于控制装置40向旁通切换阀53输出的控制信号,被确定为:如图13所示,关闭旁通流路52,从而泵51排出的热介质的全流量通过制冷剂热介质热交换器25。

[0180] 在结霜延迟模式时,对于控制装置40向旁通切换阀53输出的控制信号,被确定为:如图14所示,打开旁通流路52,从而泵51排出的热介质分开通过制冷剂热介质热交换器25和旁通流路52。

[0181] 由此,流经制冷剂热介质热交换器25的热介质的流量减少而制冷剂热介质热交换器25的效率降低且循环高压上升,因此能够实现与第二实施方式相同的作用效果。

[0182] 在结霜延迟模式时,流经加热器芯34的热介质的流量与通常制热模式时相同,因此能够抑制在被从加热器芯34吹出的空气的温度产生温度分布。

[0183] 在本实施方式中,控制装置40在结霜延迟控制时控制流量调整部53的动作,以在维持泵51所排出的热介质的流量的状态下增加流经旁通流路52的热介质的流量。

[0184] 由此,在结霜延迟控制时,通过减少流经制冷剂热介质热交换器25的热介质的流量,能够使制冷剂的高压侧压力上升。此时,利用旁通流路52使流经制冷剂热介质热交换器25的热介质的流量减少,因此能够维持流经加热器芯34的热介质的流量。因此,能够一边抑制被从加热器芯34吹出的空气的温度分布一边使室外热交换器15的结霜延迟。

[0185] (其他实施方式)

[0186] 以上,对本发明的优选的实施方式进行了说明,但本发明不限于上述的实施方式,在不脱离本发明的主旨的范围内能够进行各种变形并实施。上述实施方式的结构只不过是例示,本发明的范围不限定于这些记载的范围。本发明的范围包含与本发明中的记载相等的意味及范围内的全部变更。

[0187] (1) 在上述的各实施方式中,对通过空气调节开关的操作信号来切换制热模式、制冷模式以及除湿制热模式的例子进行了说明,但不限于此。例如,也可以在操作板设置对各运转模式进行设定的运转模式设定开关,根据该运转模式设定开关的操作信号来切换制热模式、制冷模式以及除湿制热模式。

[0188] (2) 在上述的各实施方式中,将车辆用空调装置1搭载于混合动力车辆,但不限于此,也可以将车辆用空调装置1搭载于电动车等各种车辆。

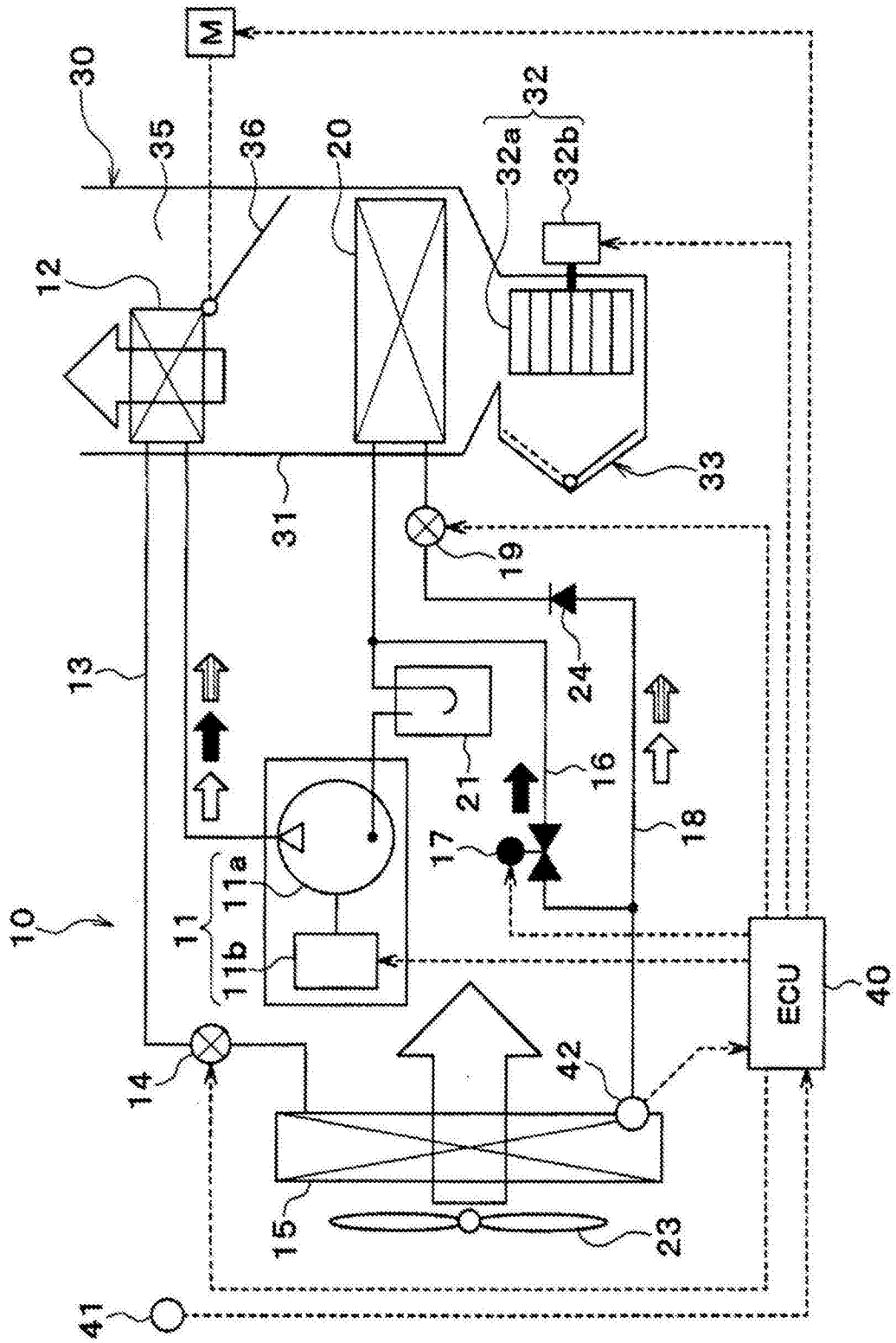


图1

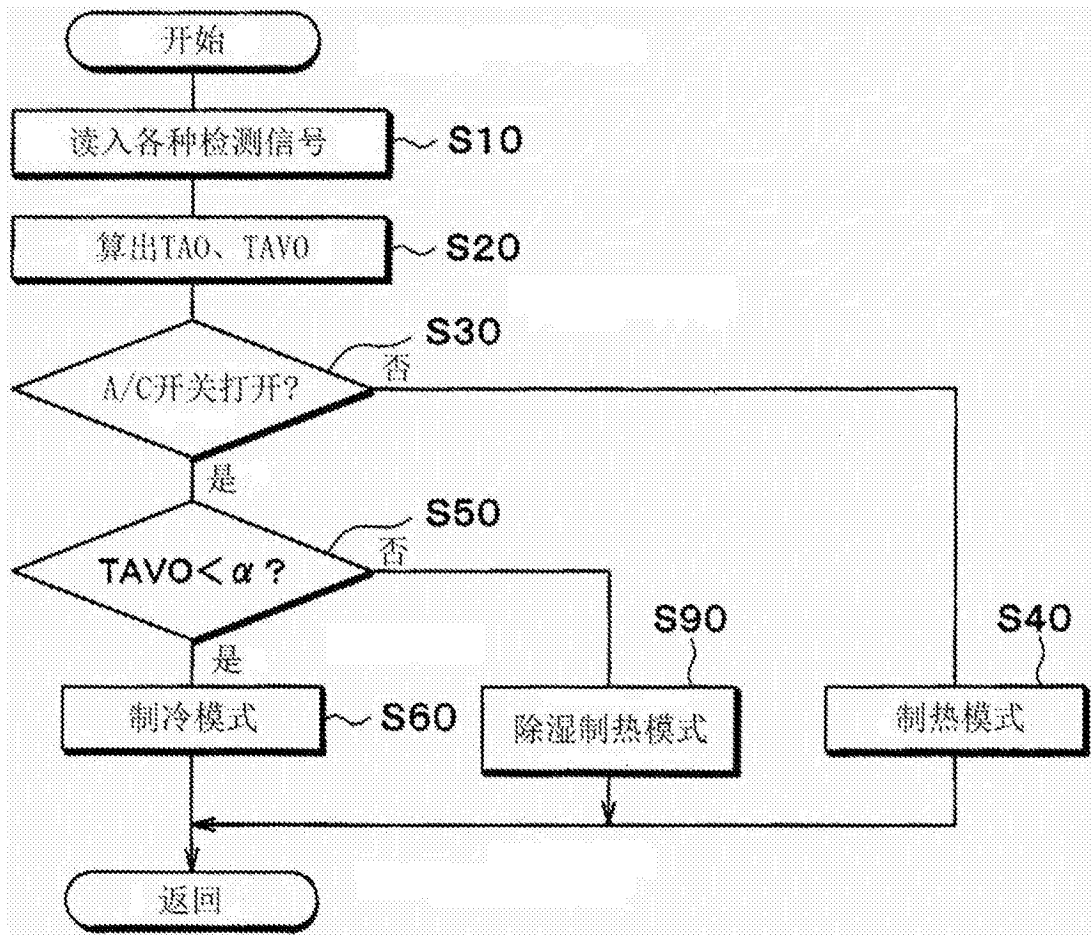


图2

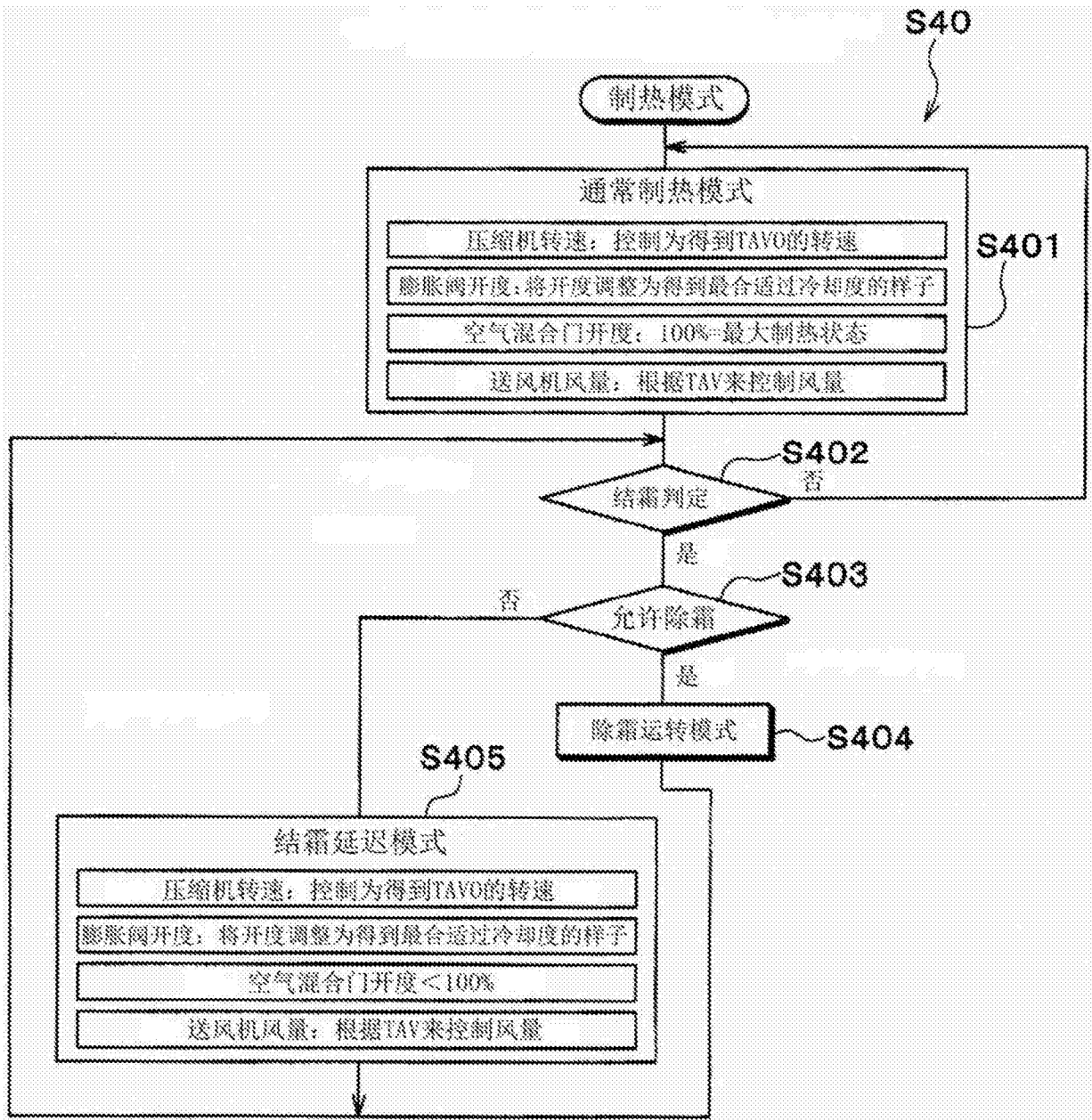


图3

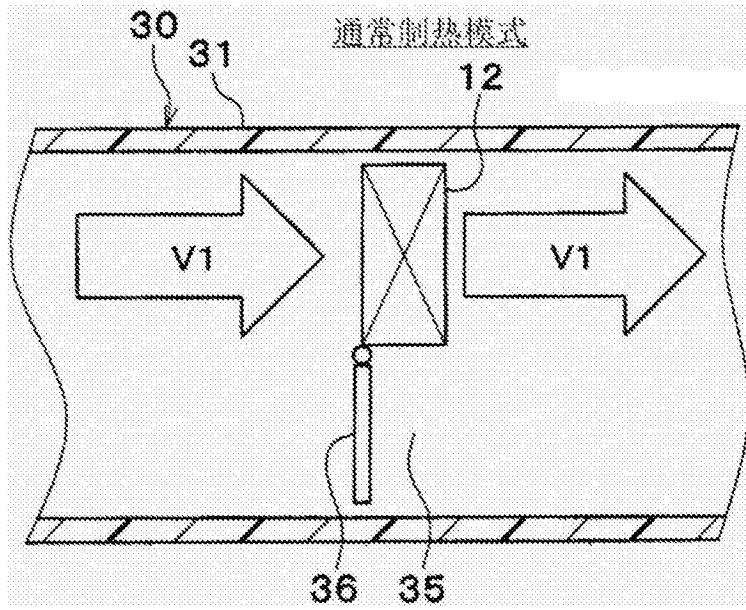


图4

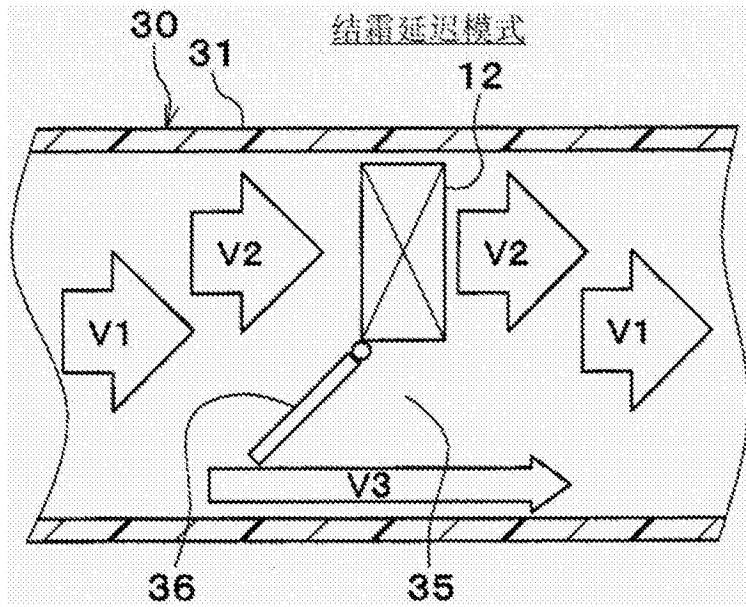


图5

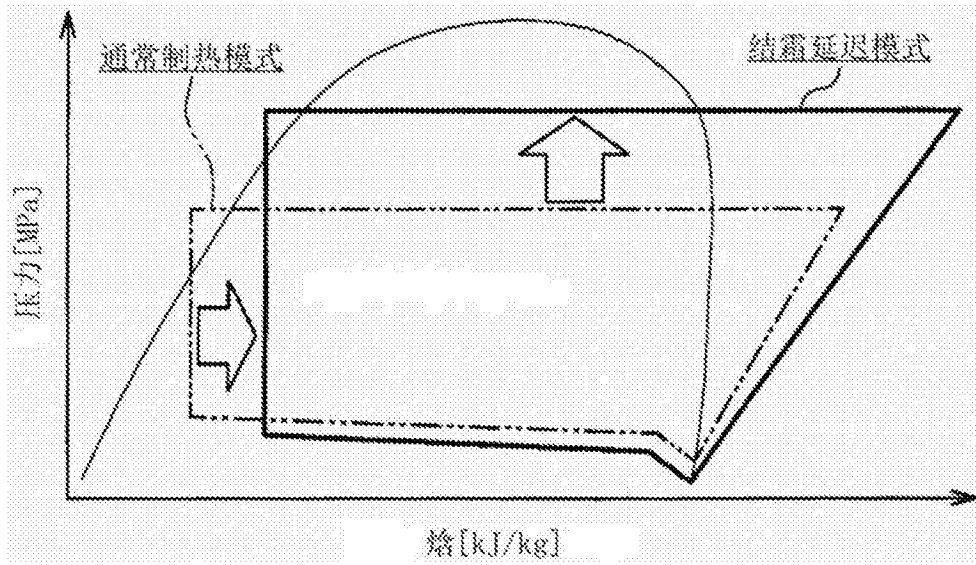


图6

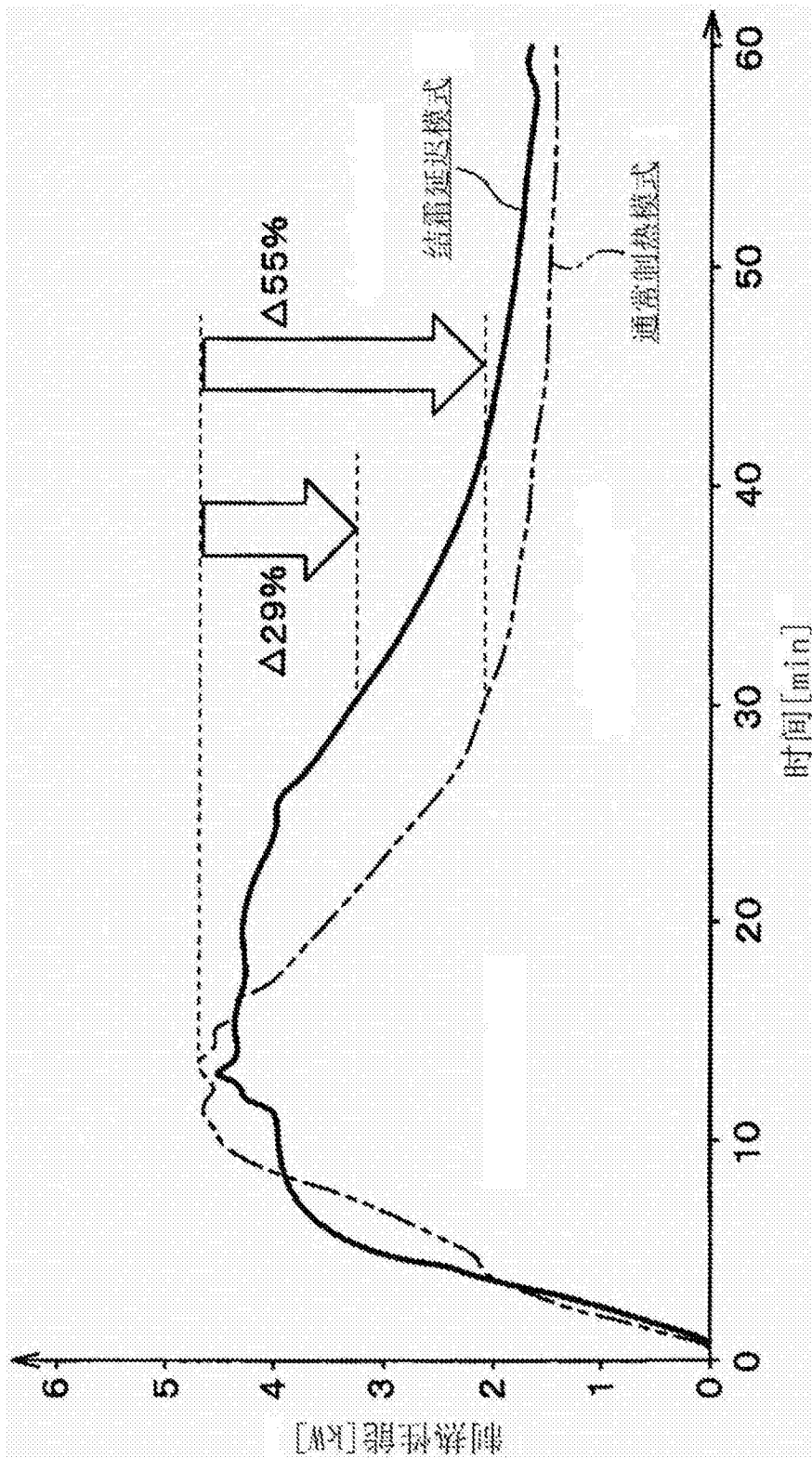


图7

室外: -10°C (80%) 2.5m/s (初期)
 室内: -10°C
 Nc: 8600rpm (MAX)
 室内冷凝器出口SC: 10°C

图8

运转模式	总风量	空气混合门开度	室内冷凝器风量	旁通风量
通常制暖模式	$250\text{m}^3/\text{h}$	100%	$250\text{m}^3/\text{h}$	$0\text{m}^3/\text{h}$
结霜延迟模式	↑	68%	$170\text{m}^3/\text{h}$	$80\text{m}^3/\text{h}$

图9

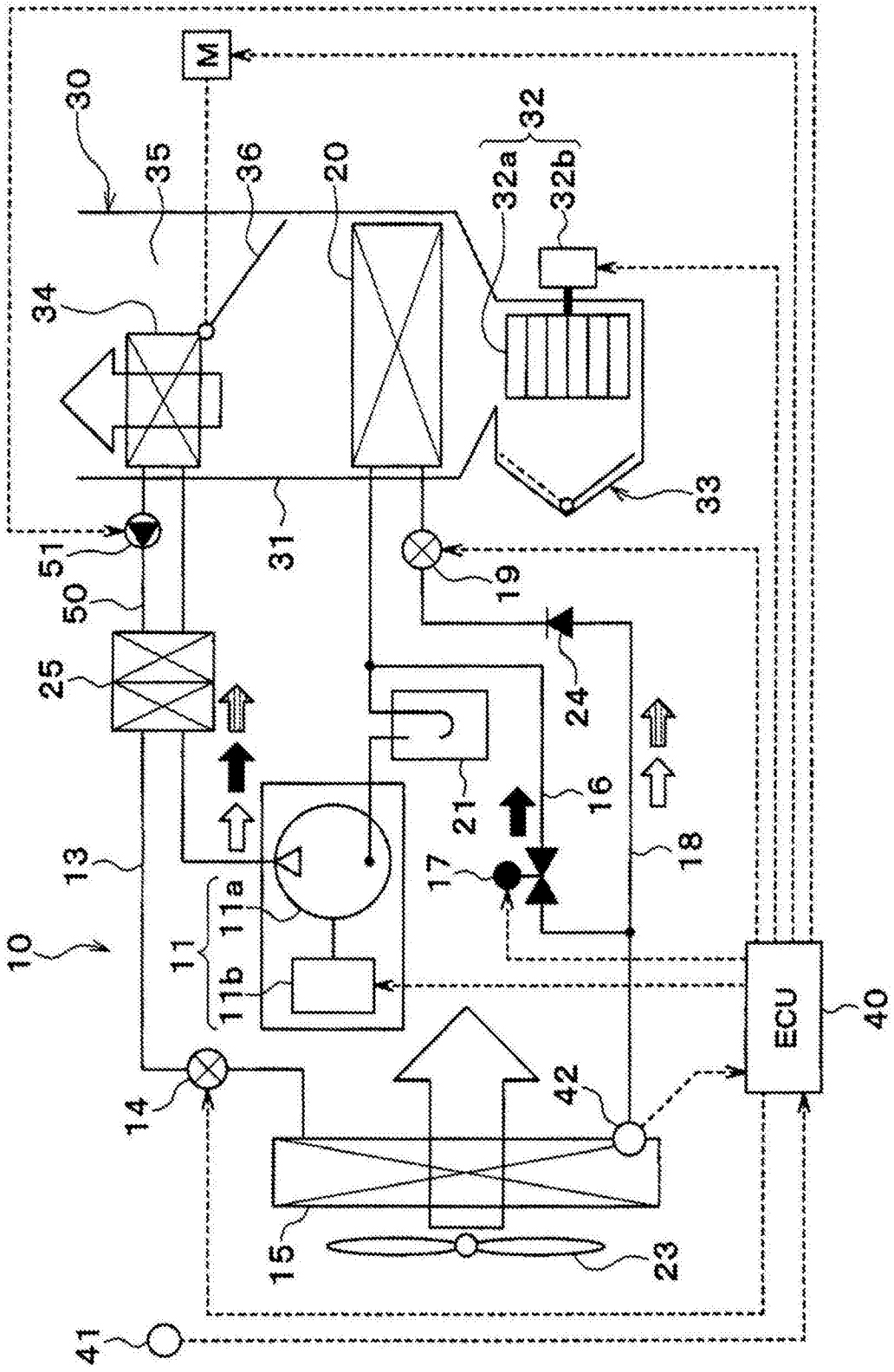


图10

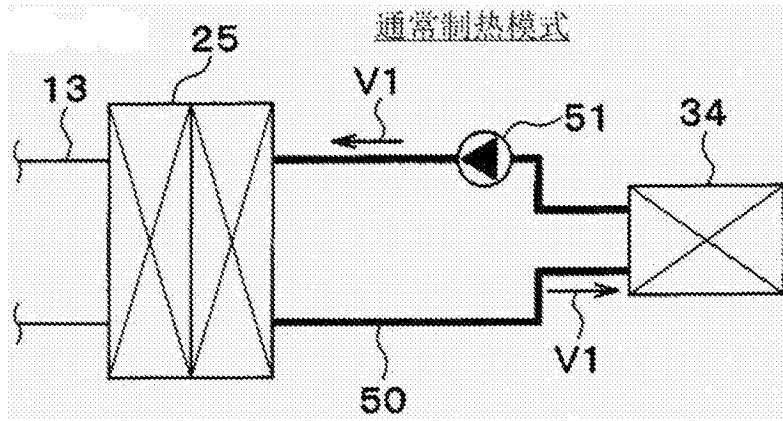


图11

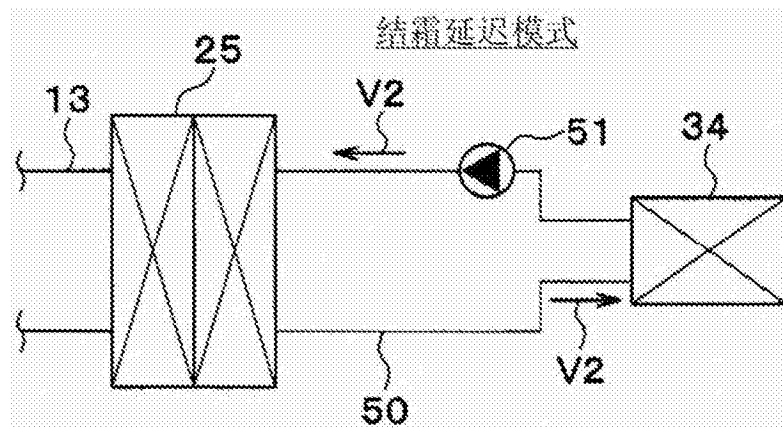


图12

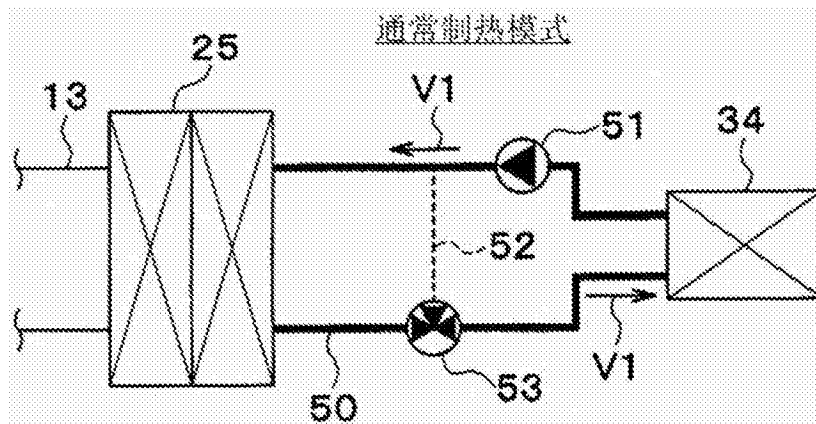


图13

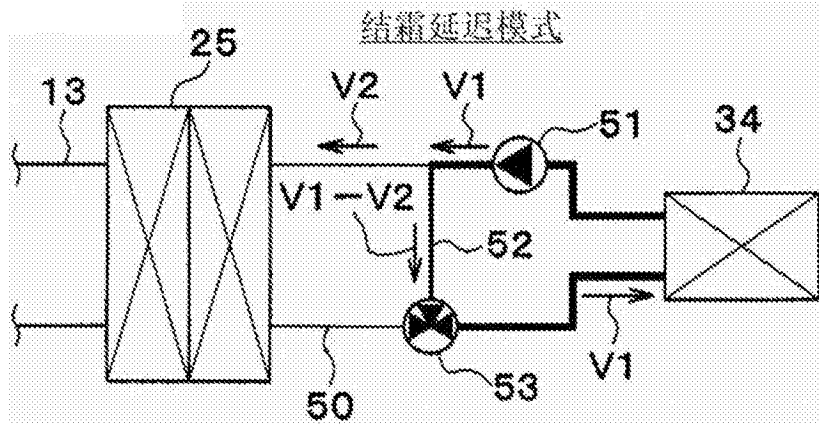


图14