(19)国家知识产权局

(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 118541576 A
(43)申请公布日 2024.08.23

(21)申请号 202280088753.5
(22)申请日 2022.01.21
(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2024.07.12
(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2022/002222 2022.01.21
(87)PCT国际申请的公布数据
WO2023/139758 JA 2023.07.27
(71)申请人 三菱电机株式会社
地址 日本东京都
(72)发明人 佐藤正典
(74)专利代理机构 北京三友知识产权代理有限公司 11127
专利代理师 孙明浩
(51)Int.Cl.
F25B 1/00(2006.01)

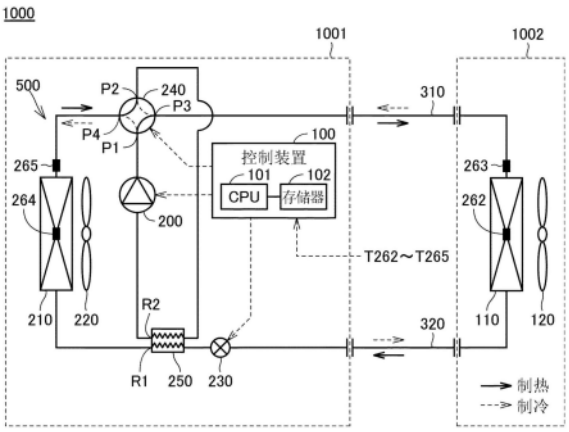
权利要求书2页 说明书9页 附图9页

(54)发明名称

空调装置

(57)摘要

空调装置(1000)具备制冷剂、制冷剂回路(500)、热交换器(250)以及控制装置(100)。制冷剂回路(500)至少包含压缩机(200)、冷凝器(210)以及蒸发器(110),供制冷剂循环。热交换器(250)具有供通过冷凝器(210)后的制冷剂流动的第1流路(R1)和供向压缩机(200)吸入的制冷剂流动的第2流路(R2),使通过第1流路(R1)的制冷剂与通过第2流路(R2)的制冷剂进行热交换。控制装置(100)对制冷剂回路(500)进行控制,使得在蒸发器(110)的出口部分处流动的制冷剂的过热度成为5度以下。



CN 118541576 A

1.一种空调装置,其中,

所述空调装置具备:

制冷剂;

制冷剂回路,其至少包含压缩机、冷凝器以及蒸发器,构成为供所述制冷剂循环;

热交换器,其具有供通过所述冷凝器后的所述制冷剂流动的第1流路和供向所述压缩机吸入的所述制冷剂流动的第2流路,构成为使通过所述第1流路的所述制冷剂与通过所述第2流路的所述制冷剂进行热交换;以及

控制装置,其构成为对所述制冷剂回路进行控制,使得在所述蒸发器的出口部分处流动的所述制冷剂的过热度成为5度以下的目标值。

2.根据权利要求1所述的空调装置,其中,

所述制冷剂回路还具备膨胀阀,该膨胀阀使由所述冷凝器冷凝后的制冷剂膨胀,

所述控制装置通过控制所述膨胀阀的开度,使在所述蒸发器的出口部分处流动的所述制冷剂的过热度与所述目标值一致。

3.根据权利要求2所述的空调装置,其中,

所述空调装置构成为,在制冷运转时,所述冷凝器将制冷剂冷凝,所述蒸发器使所述制冷剂蒸发,

所述制冷剂回路还具备四通阀,该四通阀在制热运转时,使通过所述冷凝器和所述蒸发器的制冷剂的流动方向相对于制冷运转时的方向发生改变,使得所述制冷剂在所述冷凝器中蒸发,所述制冷剂在所述蒸发器中冷凝,

所述热交换器的所述第1流路设置在所述冷凝器与所述膨胀阀之间,所述热交换器的所述第2流路设置在所述四通阀与所述压缩机的吸入部之间。

4.根据权利要求1所述的空调装置,其中,

通过所述第1流路的制冷剂的压力高于通过所述第2流路的制冷剂的压力,

所述第1流路的配管的内径小于所述第2流路的配管的内径。

5.根据权利要求4所述的空调装置,其中,

所述空调装置构成为,在制冷运转时,所述冷凝器将制冷剂冷凝,所述蒸发器使所述制冷剂蒸发,

所述制冷剂回路还具备四通阀,该四通阀在制热运转时,使通过所述冷凝器和所述蒸发器的制冷剂的流动方向相对于制冷运转时的方向发生改变,使得所述制冷剂在所述冷凝器中蒸发,所述制冷剂在所述蒸发器中冷凝,

所述热交换器的所述第1流路设置在所述冷凝器与所述蒸发器之间,所述热交换器的所述第2流路设置在所述四通阀与所述压缩机的吸入部之间。

6.根据权利要求5所述的空调装置,其中,

所述第1流路包含第1配管和第2配管,所述第2配管与所述第1配管并列设置,所述第2配管的内径小于所述第1配管的内径,

所述空调装置还具备切换阀,该切换阀切换所述制冷剂是在所述第1配管中流动还是在所述第2配管中流动,

所述控制装置对所述切换阀进行控制,使得在制冷运转时所述制冷剂在所述第1配管中流动,在制热运转时所述制冷剂在所述第2配管中流动。

7.根据权利要求1所述的空调装置,其中,

在所述蒸发器的出口部分处流动的所述制冷剂的所述过热度是0度,所述压缩机吸入的所述制冷剂的过热度大于0度。

8.根据权利要求1至7中的任意一项所述的空调装置,其中,

所述制冷剂具有全球变暖系数为205以下或者标准大气压下的饱和温度为-44.4℃以上的特性。

9.根据权利要求1至7中的任意一项所述的空调装置,其中,

所述制冷剂具有全球变暖系数为205以下且标准大气压下的饱和温度为-44.4℃以上的特性。

10.根据权利要求1至9中的任意一项所述的空调装置,其中,

所述制冷剂包含R32和R1234yf,

所述制冷剂中的R32的质量比例为30%以下。

空调装置

技术领域

[0001] 本公开涉及空调装置。

背景技术

[0002] 根据欧洲的制冷剂限制等的要求,对于在空调装置的制冷循环中使用的制冷剂,也要求使用全球变暖系数(GWP:Global Warming Potential)较低的制冷剂。

[0003] 在国际公开第2020/144764号中公开了使用这样的GWP较低的制冷剂来提高性能系数的制冷循环装置的一例。在该空调装置中,为了提高效率而使用了内部热交换器。

[0004] 现有技术文献

[0005] 专利文献

[0006] 专利文献1:国际公开第2020/144764号

发明内容

[0007] 发明要解决的问题

[0008] 但是,即便是GWP较低的制冷剂,当以单一制冷剂使用时,也存在制冷剂压力过低而使节能性能变差的情况。因此,正在研究使与其他制冷剂混合地使用。在这样的情况下,如何使用混合后的制冷剂以提高制冷循环装置的最终的性能系数成为问题。

[0009] 本公开是为了解决这样的问题而完成的,其目的在于,提供一种改善了性能系数的空调装置。

[0010] 用于解决问题的手段

[0011] 本公开涉及空调装置。空调装置具备制冷剂、制冷剂回路、热交换器以及控制装置。制冷剂回路至少包含压缩机、冷凝器以及蒸发器,构成为供制冷剂循环。热交换器具有供通过冷凝器后的制冷剂流动的第1流路和供向压缩机吸入的制冷剂流动的第2流路,构成为使通过第1流路的制冷剂与通过第2流路的制冷剂进行热交换。控制装置构成为对制冷剂回路进行控制,使得在蒸发器的出口部分处流动的制冷剂的过热度成为5度以下。

[0012] 发明的效果

[0013] 本公开的空调装置在确保了吸入制冷剂的过热度的情况下不会导致蒸发器的热交换性能的下降。因此,使用使通过冷凝器后的制冷剂与向压缩机吸入的制冷剂进行热交换的内部热交换器的空调装置的性能系数提高。

附图说明

[0014] 图1是示出实施方式1的空调装置1000的结构的图。

[0015] 图2是示出使用了各种制冷剂的情况下的空调装置的理论性能系数(以下为理论COP)的比较的图。

[0016] 图3是使用了R290制冷剂的制冷循环装置的无内部热交换器的情况下的PH线图。

[0017] 图4是使用了R290制冷剂的制冷循环装置的有内部热交换器的情况下的PH线图。

[0018] 图5是示出R32/R1234yf混合制冷剂的R32比例与理论COP比的关系的图。

[0019] 图6是示出R32/R1234yf混合制冷剂的R32比例与标准大气压下的饱和温度及GWP值的关系的图。

[0020] 图7是示出各种制冷剂在标准大气压下的饱和温度与理论COP比的关系的图。

[0021] 图8是示出各种制冷剂的GWP值与理论COP比的关系的图。

[0022] 图9是示出图1的空调装置的变形例的图。

[0023] 图10是用于说明膨胀阀230的控制的流程图。

[0024] 图11是示出实施方式2的空调装置的结构的图。

[0025] 图12是示出减压热交换器270的具体例的剖视图。

[0026] 图13是示出减压热交换器270的另一具体例的图。

[0027] 图14是示出图11的空调装置的变形例的结构的图。

[0028] 图15是示出减压热交换器280的结构例的剖视图。

具体实施方式

[0029] 以下,参照附图对本公开的实施方式详细进行说明。以下,对多个实施方式进行说明,但从申请当初就预定了适当组合在各实施方式中说明的结构。另外,针对图中相同或相当的部分标注相同的标号,不再重复其说明。另外,以下的图的各结构部件的大小关系有时与实际情况不同。

[0030] 实施方式1.

[0031] 图1是示出实施方式1的空调装置1000的结构的图。图1所示的空调装置1000具备制冷剂回路500、内部热交换器250以及控制装置100。

[0032] 制冷剂回路500至少包含压缩机200、室外热交换器210、膨胀阀230以及室内热交换器110,构成为供制冷剂循环。对于制冷剂,使用之后详细说明的具有GWP值的范围或标准大气压下的饱和温度的范围的特性的制冷剂。

[0033] 在图1的例子中,制冷剂回路500由压缩机200、室外热交换器210、室外送风机220、膨胀阀230、四通阀240、室内热交换器110、室内送风机120构成。四通阀240具有端口P1～P4。作为膨胀阀230,例如能够使用电子膨胀阀(LEV:Linear Expansion Valve)。

[0034] 制冷剂回路500划分为室外机1001和室内机1002进行配置。室外机1001包含压缩机200、四通阀240、室外热交换器210、室外送风机220、膨胀阀230、控制装置100以及内部热交换器250。室内机1002包含室内热交换器110和室内送风机120。室外机1001和室内机1002通过配管310和320而连接。

[0035] 压缩机200构成为通过从控制装置100接收的控制信号来变更运转频率。具体而言,压缩机200内置有被进行了变频控制的旋转速度可变的驱动马达,当变更了运转频率时,驱动马达的旋转速度发生变化。通过变更压缩机200的运转频率来调整压缩机200的输出。对于压缩机200,能够采用各种类型的压缩机,例如旋转型、往复型、涡旋型、螺杆型等的压缩机。

[0036] 四通阀240通过从控制装置100接收的控制信号而被控制成为制冷运转状态和制热运转状态中的任意运转状态。制冷运转状态是如虚线所示那样端口P1与端口P4连通且端口P2与端口P3连通的状态。制热运转状态是如实线所示那样端口P1与端口P3连通且端口P2

与端口P4连通的状态。通过使压缩机200在制冷运转状态下运转,从而制冷剂沿虚线箭头所示的方向在制冷剂回路中循环。此外,通过使压缩机200在制热运转状态下运转,从而制冷剂沿实线箭头所示的方向在制冷剂回路中循环。

[0037] 内部热交换器250包含流路R1和流路R2。在流路R1中,在制冷时流动通过冷凝器(室外热交换器210)后的高压高温的制冷剂。在制冷时,在流路R2中流动供压缩机200吸入的低压低温的制冷剂。内部热交换器250在制冷时使通过冷凝器(室外热交换器210)后的高压高温的制冷剂与供压缩机200吸入的低压低温的制冷剂进行热交换。

[0038] 空调装置1000还包含温度传感器262～265。温度传感器262配置在室内热交换器110中,在制冷时计测蒸发温度,在制热时计测成为冷凝温度的制冷剂温度T262。温度传感器263配置在将室内热交换器110与四通阀240的端口P3连接的配管中,计测制冷剂的温度T263。温度传感器264配置在室外热交换器210中,在制冷时计测冷凝温度,在制热时计测成为蒸发温度的制冷剂温度T264。温度传感器265配置在将室外热交换器210与四通阀240的端口P4连接的配管中,计测制冷剂的温度T265。

[0039] 控制装置100根据温度传感器262～265的输出,对膨胀阀230的开度进行控制,以调整蒸发器出口部的制冷剂的SH(过热:过热度)。

[0040] 控制装置100构成为包含CPU(Central Processing Unit:中央处理单元)101、存储器102(ROM(Read Only Memory:只读存储器)和RAM(Random Access Memory:随机存取存储器))、以及输入输出缓冲器(未图示)等。CPU101将存储于ROM的程序加载于RAM等来执行。存储于ROM的程序是记述了控制装置100的处理步骤的程序。控制装置100按照这些程序,来执行空调装置1000中的各设备的控制。关于该控制,不限于基于软件的处理,也能够通过专用的硬件(电子电路)来处理。

[0041] 这样,空调装置1000的制冷剂回路由压缩机200、室外热交换器210、室外送风机220、膨胀阀230、四通阀240、内部热交换器250、室内热交换器110、室内送风机120构成。内部热交换器250在制冷运转时在从室外热交换器210的出口流出到流路R1的高压制冷剂与通过流路R2并向压缩机200吸入而流入的低压制冷剂之间进行热交换。

[0042] 接着,针对在具有图1的结构的空调装置中使用哪种制冷剂较好进行讨论。图2是示出使用了各种制冷剂的情况下的空调装置的理论性能系数(以下为理论COP)的比较的图。图2的结果是将过冷却度(SC)设为0度(deg)、将蒸发温度(ET)设为17℃、将冷凝温度(CT)设为40℃、将压缩机效率设为1进行计算而得到的。

[0043] 如图2所示,R32和R410A等氢氟烃系制冷剂(以下称为HFC系制冷剂)的理论COP随着压缩机的吸入制冷剂的过热度(SH)增加而降低。另一方面,作为由烃构成的制冷剂(以下称为HC制冷剂)的R290和R600a的理论COP随着吸入制冷剂的过热度(SH)增加而增加。此外,作为氢氟烯烃制冷剂(以下称为HFO制冷剂)的R1234ze(E)、R1233zd(E)以及R1234yf的理论COP也与HC制冷剂同样地表现出在吸入制冷剂的过热度(SH)增加时增加的趋势。

[0044] 这是因为,在压缩机的吸入制冷剂的过热度(SH)增加时,HC制冷剂和HFO制冷剂等与HFC系制冷剂相比,蒸发器焓差的扩大率大于制冷剂循环量的下降率。

[0045] 因此,在使用了HC制冷剂或HFO制冷剂的空调装置中,通过进行控制使得吸入制冷剂具有过热度,从而理论上能够进行性能高的运转。但是,随着压缩机的吸入制冷剂的过热度(SH)增加,蒸发器内的气体制冷剂的比例变高,蒸发器性能下降,蒸发温度下降,因此,存

在实际的空调装置的性能系数(以下为实际COP)下降这样的问题。

[0046] 于是,为了解决这样的问题,在本实施方式的空调装置中,除了控制为使蒸发器出口过热度成为5度以下以及使用内部热交换器之外,还使用满足某种条件的低GWP制冷剂,由此,能够防止蒸发器性能的下降并进行空调性能高的运转。

[0047] 接着,以下使用图3～图4来说明PH线图根据内部热交换器的有无如何变化。

[0048] 图3是使用了R290制冷剂的制冷循环装置的无内部热交换器的情况下的PH线图。图4是使用了R290制冷剂的制冷循环装置的有内部热交换器的情况下的PH线图。

[0049] 图3所示的无内部热交换器的结果是假设吸入制冷剂的过热度(SH)为10度、冷凝器出口的制冷剂的过冷却度(SC)为0度、蒸发温度(ET)我17℃、冷凝温度(CT)为40℃、压缩机效率为1而计算的。另一方面,图4所示的有内部热交换器的结果是假设如下条件而计算出的结果:蒸发器的能力相同,通过膨胀阀230将蒸发器出口的制冷剂过热度(SH)控制为0度,蒸发器出口的低温低压制冷剂通过内部热交换器250与冷凝器出口的高温高压制冷剂进行了Δh热交换的结果为上升10℃。即,吸入制冷剂的过热度(SH)是10度。图3、图4均是压缩机的能力相同,因此,与蒸发器出口的制冷剂温度无关,蒸发温度(ET)相同。

[0050] 理论COP在有内部热交换器和无内部热交换器的结构中相同,都是10.82。但是,在无内部热交换器的结构中,蒸发器的出口部分的制冷剂的过热度(SH)与压缩机吸入的制冷剂的过热度相等。因此,在设吸入制冷剂的过热度为10度时,在比蒸发器的出口部分靠近前的位置,制冷剂的干度成为1,蒸发器性能下降了气体制冷剂部分的热交换性能下降的量。因此,蒸发温度ET小于17℃,实际COP相比于有内部热交换器的结构(蒸发器SH＝0度)而降低。通过在图3、图4所例示的使用了R290制冷剂的空调装置中使用内部热交换器,能够不降低实际COP而得到压缩机的吸入制冷剂的过热度(SH)上升带来的性能提高量。

[0051] 通常要求具有如下特性的制冷剂:当压缩机的吸入制冷剂的过热度(SH)增加时理论COP增加。即,通常要求当使用内部热交换器时能够提高实际COP的制冷剂。如图2所说明的那样,在HFC制冷剂中,当压缩机的吸入制冷剂的过热度(SH)增加时理论COP下降,另一方面,在HFO制冷剂中,当压缩机的吸入制冷剂的过热度(SH)增加时,理论COP增加。

[0052] 作为HFO制冷剂的R1234yf当前用于汽车空调等。但是,在用于高气密高隔热的空间并进一步追求节能性能的家庭用空调等中,为了避免蒸发温度相对于室内温度过度下降,正在研究使从前用于家庭用空调的作为HFC制冷剂的R32与R1234yf混合而进行使用。

[0053] 以下,研究了在使用作为HFC制冷剂的R32与作为HFO制冷剂的R1234yf的混合制冷剂的情况下确保了压缩机的吸入制冷剂的过热度(SH)时,R32比例以何种程度增加时理论COP下降。

[0054] 图5是示出R32/R1234yf混合制冷剂的R32比例与理论COP比的关系的图。理论COP比是有内部热交换器的结构的理论COP与无内部热交换器的结构的理论COP之比。即,理论COP比的值是(有内部热交换器的结构的理论COP)/(无内部热交换器的结构的理论COP)。

[0055] 图5示出假设在内部热交换器中吸入侧的温度进行10度热交换而计算出的结果。根据图5可知,当R32的质量比例超过30％时,使用了内部热交换器的情况下的理论COP提高的效果消失。即,通过使用内部热交换器而具有效果的R32制冷剂的质量比例的范围W1为0％～30％。

[0056] 图6是示出R32/R1234yf混合制冷剂的R32比例与标准大气压下的饱和温度及GWP

值的关系的图。在即便在相同压力下也具有温度梯度的制冷剂中,饱和温度根据制冷剂的干度而不同。图6所示的结果表示干度为0.5的位置处的标准大气压下的饱和温度。

[0057] 将在图5中求出的通过使用内部热交换器而具有效果的R32制冷剂的质量比例的范围W1(0%～30%)应用于图6。这样,如果是标准大气压下的饱和温度为-44.4℃以上的制冷剂,则可以说具有内部热交换器的使用效果。同样,如果是GWP为205以下的制冷剂,则可以说具有内部热交换器的使用效果。

[0058] 图7是示出各种制冷剂的标准大气压下的饱和温度与理论COP比的关系的图。图8是示出各种制冷剂的GWP值与理论COP比的关系的图。

[0059] 计算理论COP比时的无内部热交换器的结构的COP是假设吸入制冷剂的过热度(SH)为10度、过冷却度(SC)为0度、蒸发温度(ET)为17℃、冷凝温度(CT)为40℃、压缩机效率为1而计算的。另一方面,有内部热交换器的结构的COP是假设压缩机的能力相同、通过膨胀阀将蒸发器出口部分的制冷剂的过热度(SH)控制为0度、在内部热交换器中吸入侧的温度进行相当于10度的热交换,而计算出的结果。根据图7、图8可知,关于在图6中应用范围W1而求出的、具有内部热交换器的使用效果的饱和温度范围W3和GWP值范围W4,针对除了R32和R410A的各种制冷剂通常是成立的。

[0060] 因此,本实施方式中适合使用的制冷剂具有标准大气压下的饱和温度为-44.4℃以上的制冷剂或者GWP为205以下这样的特性。空调装置的开发者或使用者能够选择将这些特性用为指标的制冷剂。

[0061] 在图1所示的结构中,内部热交换器250设置为主要在制冷运转时发挥作用,但设置为主要在制热运转时发挥作用也没有问题。或者如以下的变形例所示,也可以追加膨胀阀。

[0062] 图9是示出图1的空调装置的变形例的图。图9所示的空调装置1010代替制冷剂回路500而具备制冷剂回路510。制冷剂回路510相对于制冷剂回路500在室外机1011的内部还包含第2膨胀阀231。作为膨胀阀231,能够使用电子膨胀阀。膨胀阀230连接在内部热交换器250的第1流路R1与室外热交换器210之间。

[0063] 控制装置100在制冷运转时将第2膨胀阀231设为全开,通过膨胀阀230来控制蒸发器出口的制冷剂过热度(SH),在制热运转时将膨胀阀230设为全开,通过第2膨胀阀231来控制蒸发器出口的制冷剂过热度(SH)。通过这种方式,在制冷运转、制热运转时均能够提高内部热交换器250中的热交换的效率。

[0064] 另外,内部热交换器250只要使通过冷凝器后的高压制冷剂与向压缩机吸入的低压制冷剂进行热交换即可,可以是任意的热交换器,例如,也可以是由内管和外管构成的双重管热交换器,还可以使高压侧配管与低压侧配管通过焊料等进行钎焊而接触并进行热交换。

[0065] 此外,图1和图9所示的空调装置为具备四通阀的结构,但也可以为不具有四通阀的制冷专用的空调装置。

[0066] 在图1和图9中,以实线表示制热运转模式时的制冷剂的流动,以虚线表示制冷运转模式时的制冷剂的流动。与通常的空调装置相同,控制装置100变更压缩机200的频率,使得室内温度成为目标(设定)温度。

[0067] 以下,针对图1的膨胀阀230的控制和在图9的结构中将膨胀阀231固定为全开的情

况下的膨胀阀230的控制进行说明。图10是用于说明膨胀阀230的控制的流程图。

[0068] 首先,在步骤S21中,控制装置100将膨胀阀230的开度设定为规定值。在经过一定时间后,在步骤S22中,控制装置100将变量Count初始化为0。之后,在步骤S23中,控制装置100使膨胀阀230的开度减小固定值。在经过一定时间后,在步骤S24中,控制装置100判断蒸发器出口的制冷剂过热度(SH)是否发生了变化。

[0069] 在制冷运转时,蒸发器出口的制冷剂过热度(SH)是通过从由温度传感器263取得的蒸发器出口的制冷剂温度减去由温度传感器262取得的制冷剂的蒸发温度而计算的。在制热运转时,蒸发器出口的制冷剂过热度(SH)是通过从由温度传感器265取得的蒸发器出口的制冷剂温度减去由温度传感器264取得的制冷剂的蒸发温度而计算的。

[0070] 在步骤S24中判定为否的情况下,即,在蒸发器出口SH不存在变化的情况下,蒸发器出口的制冷剂的状态没有从气液2相状态发生变化,因此,控制装置100在步骤S25中对变量Count加1,之后将处理返回到步骤S23,使膨胀阀230的开度减小固定值。

[0071] 通过反复进行步骤S23～S25的处理,能够成为蒸发器出口的制冷剂过热度(SH)大致为0的最佳状态。另一方面,在步骤S24中判定为是的情况下(在蒸发器出口的制冷剂的状态为过热气体状态的情况下),控制装置100使处理进入步骤S26,判断变量Count是否为0。

[0072] 在步骤S26中判定为否的情况下,即,在变量Count不是0的情况下,在步骤S23～S25中,蒸发器出口的制冷剂过热度(SH)被适当地控制,因此,控制装置100结束该流程图的处理。另一方面,在步骤S26中判定为是的情况下,变量Count为0,因此,不经由步骤S25而一次通过步骤S24的处理。在步骤S21的既定值的开度下,蒸发器出口的制冷剂为过热气体状态,步骤S23的处理的结果为制冷剂过热度(SH)从该状态进一步增加,因此,不可以说是适当的状态。因此,控制装置100在步骤S27中使膨胀阀230的开度增大固定值。然后,在经过一定时间后,控制装置100在步骤S28中判断蒸发器出口的制冷剂过热度(SH)的值有无变化。

[0073] 在步骤S28中判定为否的情况下,即,在蒸发器出口的制冷剂过热度(SH)存在变化的情况下,由于蒸发器出口的制冷剂过热度(SH)存在变化,因此,返回到步骤S27,控制装置100使膨胀阀230的开度增大固定值。通过反复进行步骤S27～S28的处理,能够成为蒸发器出口的制冷剂过热度(SH)大致为0的最佳状态。另一方面,在步骤S28中判定为是的情况下,即,在蒸发器出口的制冷剂过热度(SH)不存在变化的情况下,能够判断为蒸发器出口的制冷剂为气液2相状态(过热度0),蒸发器中的热交换效率良好,因此,控制装置100结束该流程图的处理。

[0074] 当经过一定时间时,再次执行图10的流程图的处理,将膨胀阀230的开度设定为成为蒸发器出口的制冷剂的过热度大致为零的状态。另外,在该情况下,步骤S21的规定值也可以继续采用在上次的处理中决定的膨胀阀230的开度。

[0075] 以上,对膨胀阀230的控制进行了说明。在图10所示的流程图中,控制为使蒸发器出口的制冷剂过热度(SH)的值接近目标值(零),但也可以是,预先设定与蒸发器出口的制冷剂过热度(SH)的值对应的压缩机200的排出制冷剂的过热度(SH)的目标值或压缩机200的排出制冷剂温度的目标值,控制为使排出制冷剂的过热度(SH)或排出制冷剂温度成为目标值。此外,在图9的结构中针对制热运转时的膨胀阀231,也将膨胀阀230固定为全开并进行与图10同样的控制即可。

[0076] 在图10的流程图中说明的蒸发器出口的制冷剂过热度(SH)的计算方法中,采用了

根据温度传感器求出的方法。在该方法中,当温度传感器之间存在压力损耗或者制冷剂存在温度梯度时,制冷剂过热度(SH)变化。在压力损耗变大的制冷剂中,通过该方法求出的蒸发器出口的制冷剂过热度(SH)变小,在温度梯度较大的制冷剂中,通过该方法求出的蒸发器出口的制冷剂过热度(SH)变大。但是,在现实中如果过热度(SH)为5度左右,则蒸发器的性能不会太降低,因此,将过热度(SH)控制为5度以下即可,因此容许一些误差。

[0077] 在以上说明的实施方式1的空调装置中,能够在使用低GWP制冷剂的同时不导致蒸发器性能的下降而确保压缩机的吸入制冷剂的过热度(SH),能够提高空调装置的COP。

[0078] 实施方式2.

[0079] 图11是示出实施方式2的空调装置的结构的图。以下,对与图1的结构的不同进行说明。图11所示的空调装置1100代替图1的制冷剂回路500而具备制冷剂回路600。制冷剂回路600在制冷剂回路500的结构中代替内部热交换器250和膨胀阀230而在室外机1101的内部具备减压热交换器270。

[0080] 即,在空调装置1100中,内部热交换器250和膨胀阀230被变更为一体地实施高压制冷剂的减压和热交换的减压热交换器270。减压热交换器270构成为包含供低压制冷剂流动的低压配管271和供中压制冷剂流动的第1中压配管272。第1中压配管272被设定为内径比低压配管271的内径小。此外,第1中压配管272被设定为配管直径比与中压配管272的两端连接的配管的内径小,以对从冷凝器流出的高压制冷剂进行减压。此外,第1低压配管271与第1中压配管272接触以进行热交换。具体而言,利用焊料等进行了钎焊的2个配管以能够进行热交换的方式接触。

[0081] 图12是示出减压热交换器270的具体例的剖视图。在空调装置是室内空调的情况下,低压配管271的配管直径为φ9.52且第1中压配管272的配管直径为φ3.0。低压配管271的直径被设定得较大,使得压力损耗的影响变小,中压配管272的配管直径被设定得较小,以使压力从高压下降到低压。

[0082] 图13是示出减压热交换器270的另一具体例的图。在图13所示的例子中,在低压配管271的周围呈螺旋状地卷绕有第1中压配管272。通过这种方式,第1中压配管272相对于低压配管271的每单位长度的接触面积变大,因此,热交换效率变高。由此,用于得到减压热交换器270所需的热交换量的低压配管271的长度比不卷绕中压配管272而沿着中压配管272时短即可。由于低压配管271的长度变短,因此,具有机械室内的配管的处理变得容易的效果。此外,低压配管271的压力损耗也通过长度缩短而变小,因此,能够减小低压配管271的配管直径。

[0083] 在图11的结构中,第1中压配管272为1根配管,但通过1根配管只能实现1个固定的节流,因此,也可以采用并列设置有多个配管的结构。

[0084] 图14是示出图11的空调装置的变形例的结构的图。图14所示的空调装置1110代替图11的制冷剂回路600而具备制冷剂回路601。制冷剂回路601在制冷剂回路600的结构中代替减压热交换器270而在室外机1111的内部具备减压热交换器280。

[0085] 减压热交换机280除了低压配管271和第1中压配管272之外还具备第2中压配管273。中压配管272和中压配管273的配管直径彼此不同。可以通过切换阀232来切换流路,使得制冷剂通过与制冷剂循环量对应的最佳内径的配管,也可以在制冷运转和制热运转中变更流动制冷剂的配管。期望的是,在制热运转时通过的中压配管的配管直径最好小于在制

冷运转时通过的中压配管的配管直径。

[0086] 这是因为,室内热交换器110进行热交换的空气与室外热交换器210进行热交换的空气的温度差在制热运转时比在制冷运转时大,因此,制热运转时与制冷运转时相比,增加中压配管中的节流量更合适。例如,根据由日本工业标准(JIS)决定的制冷标准条件,室外热交换器210的入口的空气温度为35℃,室内热交换器110的入口的空气温度为27℃,因此,2个空气温度的温度差为8℃。另一方面,在制热标准条件下,室内热交换器110的入口的空气温度为20℃,室外热交换器210的入口的空气温度为7℃,因此,2个空气温度的温度差为13℃。

[0087] 图15是示出减压热交换器280的结构例的剖视图。在具有多个中压配管的情况下,如图15所示,配管直径被设定为中压配管的直径彼此不同,并且与低压配管接触以进行热交换。

[0088] 具体而言,在空调装置是室内空调的情况下,低压配管271的配管直径为φ9.52,第1中压配管272的配管直径为φ3.0,第2中压配管273的配管直径为φ2.5即可。低压配管271的直径被设定得较大,使得压力损耗的影响变小,中压配管272、273的配管直径被设定得较小,以使压力从高压下降到低压。

[0089] 如图14所说明的那样,在制热运转时使制冷剂通过配管直径2.5mm的中压配管273,在制冷运转时使制冷剂通过配管直径3.0mm的中压配管272即可。

[0090] 如以上说明的那样,实施方式2的空调装置除了实施方式1的空调装置所起到的效果之外,还在制冷运转和制热运转中分别能够始终确保热交换部中的温度差,因此,在制冷运转和制热运转双方实现了空调装置的性能提高。此外,由于不存在膨胀阀230,因此,能够低价地构成空调装置。

[0091] (总结)

[0092] 以下,再次参照附图对本实施方式进行总结。另外,在括弧内记载了与制冷时相符的单元。

[0093] 本公开涉及空调装置。图1所示的空调装置1000具备制冷剂、制冷剂回路500、热交换器250以及控制装置100。制冷剂回路500至少包含压缩机200、冷凝器(室外热交换器210)以及蒸发器(室内热交换器110),构成为供制冷剂循环。热交换器250具有供通过冷凝器(室外热交换器210)后的制冷剂流动的第1流路R1和供向压缩机200吸入的制冷剂流动的第2流路R2,构成为使通过第1流路R1的制冷剂与通过第2流路R2的制冷剂进行热交换。控制装置100构成为对制冷剂回路500进行控制,使得在蒸发器(室内热交换器110)的出口部分处流动的制冷剂的过热度成为5度以下。

[0094] 优选的是,图1所示的制冷剂回路500还具备使由冷凝器(室外热交换器210)冷凝后的制冷剂膨胀的膨胀阀230。控制装置100通过控制膨胀阀230的开度,使在蒸发器(室内热交换器110)的出口部分处流动的制冷剂的过热度变化。

[0095] 更优选的是,在制冷运转时,构成为冷凝器(室外热交换器210)将制冷剂冷凝,蒸发器(室内热交换器110)使制冷剂蒸发。制冷剂回路500还具备四通阀240,该四通阀240在制热运转时,使通过冷凝器(室外热交换器210)和蒸发器(室内热交换器110)的制冷剂的流动方向相对于制冷运转时的方向发生改变,使得制冷剂在冷凝器(室外热交换器210)中蒸发,制冷剂在蒸发器(室内热交换器110)中冷凝。热交换器250的第1流路R1设置在冷凝器

(室外热交换器210)与膨胀阀230之间,热交换器250的第2流路R2设置在四通阀240与压缩机200的吸入部之间。

[0096] 优选的是,如图11和图12所示,通过第1流路(中压配管272)的制冷剂的压力高于通过第2流路(低压配管271)的制冷剂的压力,第1流路(中压配管272)的配管的内径比第2流路(低压配管271)的配管的内径小。

[0097] 更优选的是,在制冷运转时,构成为冷凝器(室外热交换器210)将制冷剂冷凝,蒸发器(室内热交换器110)使制冷剂蒸发。制冷剂回路600还具备四通阀240,该四通阀240在制热运转时,使通过冷凝器(室外热交换器210)和蒸发器(室内热交换器110)的制冷剂的流动方向相对于制冷运转时的方向发生改变,使得制冷剂在冷凝器(室外热交换器210)中蒸发,制冷剂在蒸发器(室内热交换器110)中冷凝。减压热交换器270的第1流路(中压配管272)设置在冷凝器(室外热交换器210)与蒸发器(室内热交换器110)之间。减压热交换器270的第2流路(低压配管271)设置在四通阀240与压缩机200的吸入部之间。

[0098] 进一步优选的是,如图14、图15所示,第1流路包含第1配管(中压配管272)和第2配管(中压配管273),该第2配管(中压配管273)与第1配管(中压配管272)并列设置,内径比第1配管(中压配管272)的内径小。空调装置1110还具备切换阀232,该切换阀232切换制冷剂是在第1配管(中压配管272)中流动还是在第2配管(中压配管273)中流动。控制装置100对切换阀232进行控制,使得在制冷运转时制冷剂在第1配管(中压配管272)中流动,在制热运转时制冷剂在第2配管(中压配管273)中流动。

[0099] 优选的是,在蒸发器(室内热交换器110)的出口部分处流动的制冷剂的过热度是0度,压缩机200吸入的制冷剂的过热度大于0度。

[0100] 优选的是,用于制冷剂回路500的制冷剂具有全球变暖系数为205以下或者标准大气压下的饱和温度为-44.4℃以上这样的特性。

[0101] 优选的是,制冷剂具有全球变暖系数为205以下且标准大气压下的饱和温度为-44.4℃以上这样的特性。

[0102] 优选的是,制冷剂包含R32和R1234yf,制冷剂中的R32的质量比例为30%以下。

[0103] 此次公开的实施方式在所有方面进行了例示,不应认为是限制性的内容。本公开的范围由权利要求书示出而非上述实施方式的说明,包含与权利要求书同等的含义和范围内的所有变更。

[0104] 附图标记说明

[0105] 100控制装置,101CPU,102存储器,110室内热交换器,120室内送风机,200压缩机,210室外热交换器,220室外送风机,230、231膨胀阀,232切换阀,240四通阀,250内部热交换器,262、263、264、265温度传感器,270、280减压热交换机,271低压配管,272、273中压配管,310、320配管,500、510、600、601制冷剂回路,1000、1010、1100、1110空调装置,1001、1011、1101、1111室外机,1002室内机,P1、P2、P3、P4端口,R1第1流路,R2第2流路。

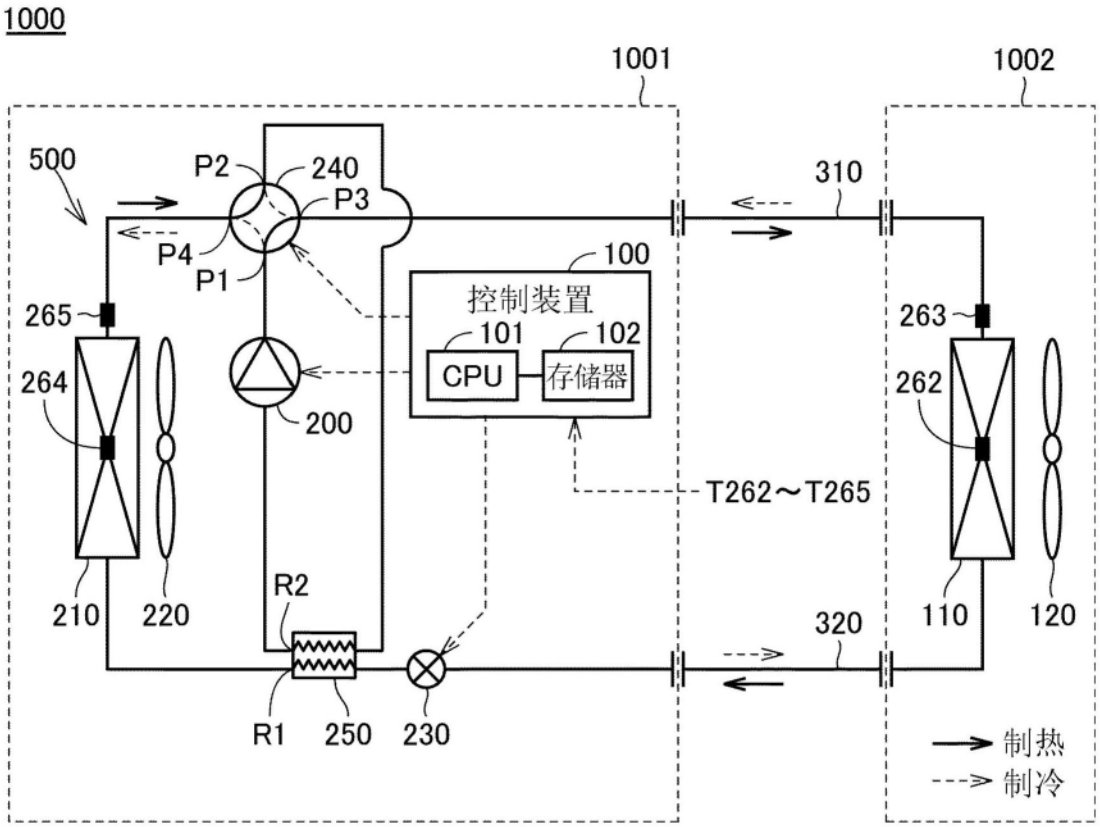

1000
1001
1002
500
P2
240
P3
P4
P1
310
100
控制装置
101
102
CPU
存储器
265
263
264
262
200
T262～T265
R2
210
220
110
120
320
R1
250
230
制热
制冷

图1

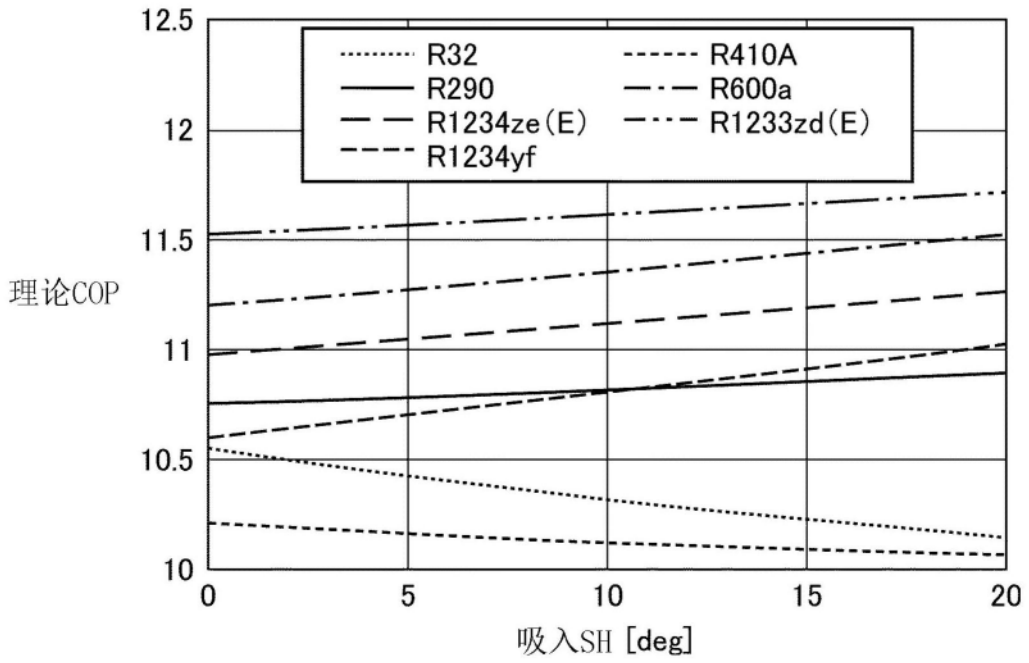

R32
R410A
R290
R600a
R1234ze(E)
R1233zd(E)
R1234yf
12.5
12
11.5
11
10.5
10
理论COP
0
5
10
15
20
吸入SH [deg]

图2

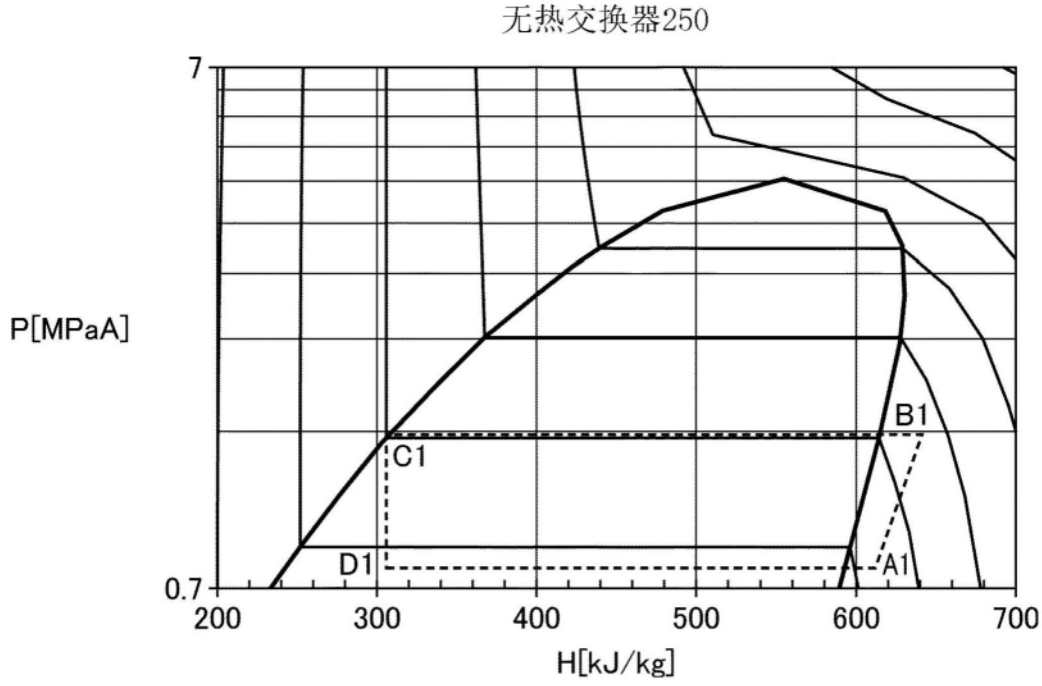

无热交换器250
P[MPaA]
7
0.7
200
300
400
500
600
700
H[kJ/kg]
B1
C1
D1
A1

图3

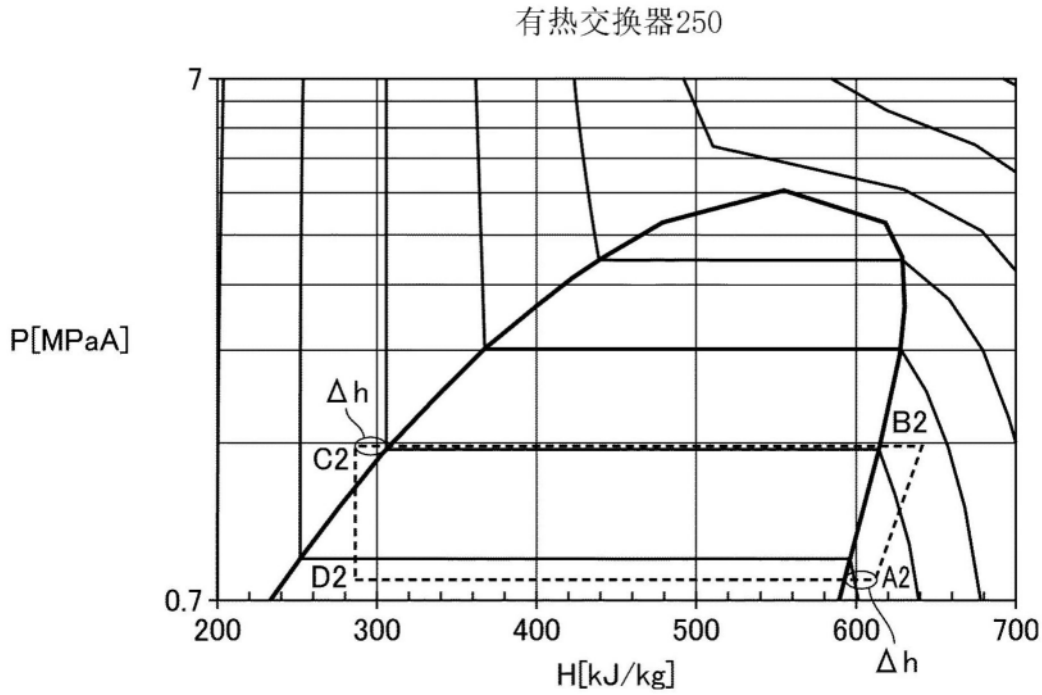

有热交换器250
P[MPaA]
7
0.7
200
300
400
500
600
700
H[kJ/kg]
Δh
C2
B2
D2
A2
Δh

图4

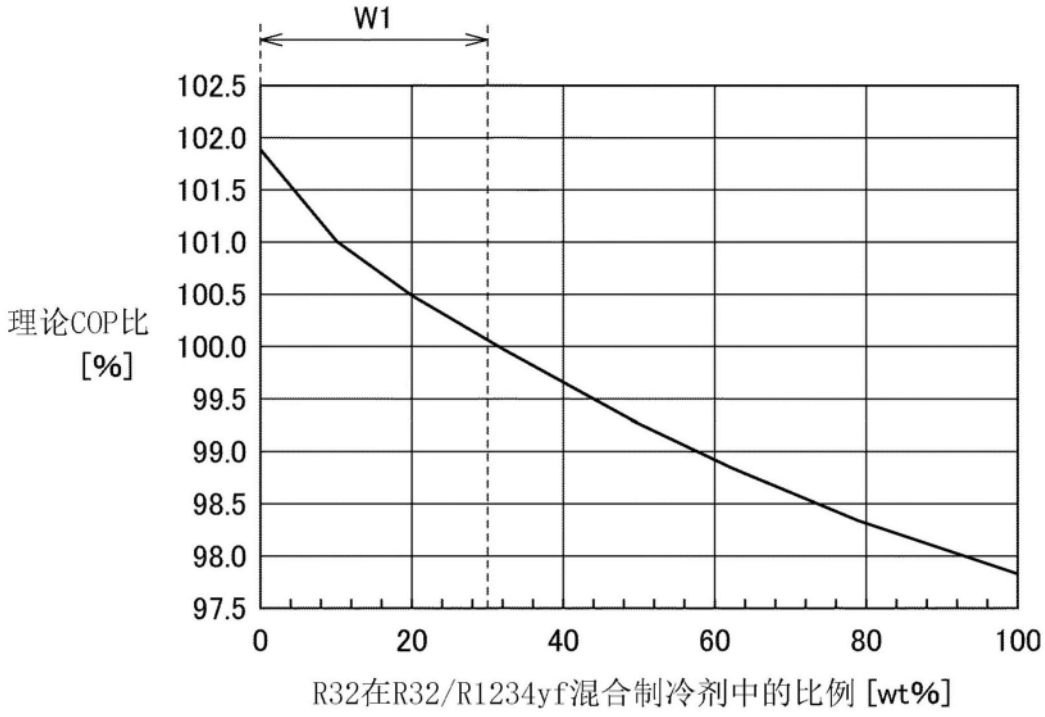

W1
102.5
102.0
101.5
101.0
100.5
100.0
99.5
99.0
98.5
98.0
97.5
理论COP比
[%]
0
20
40
60
80
100
R32在R32/R1234yf混合制冷剂中的比例 [wt%]

图5

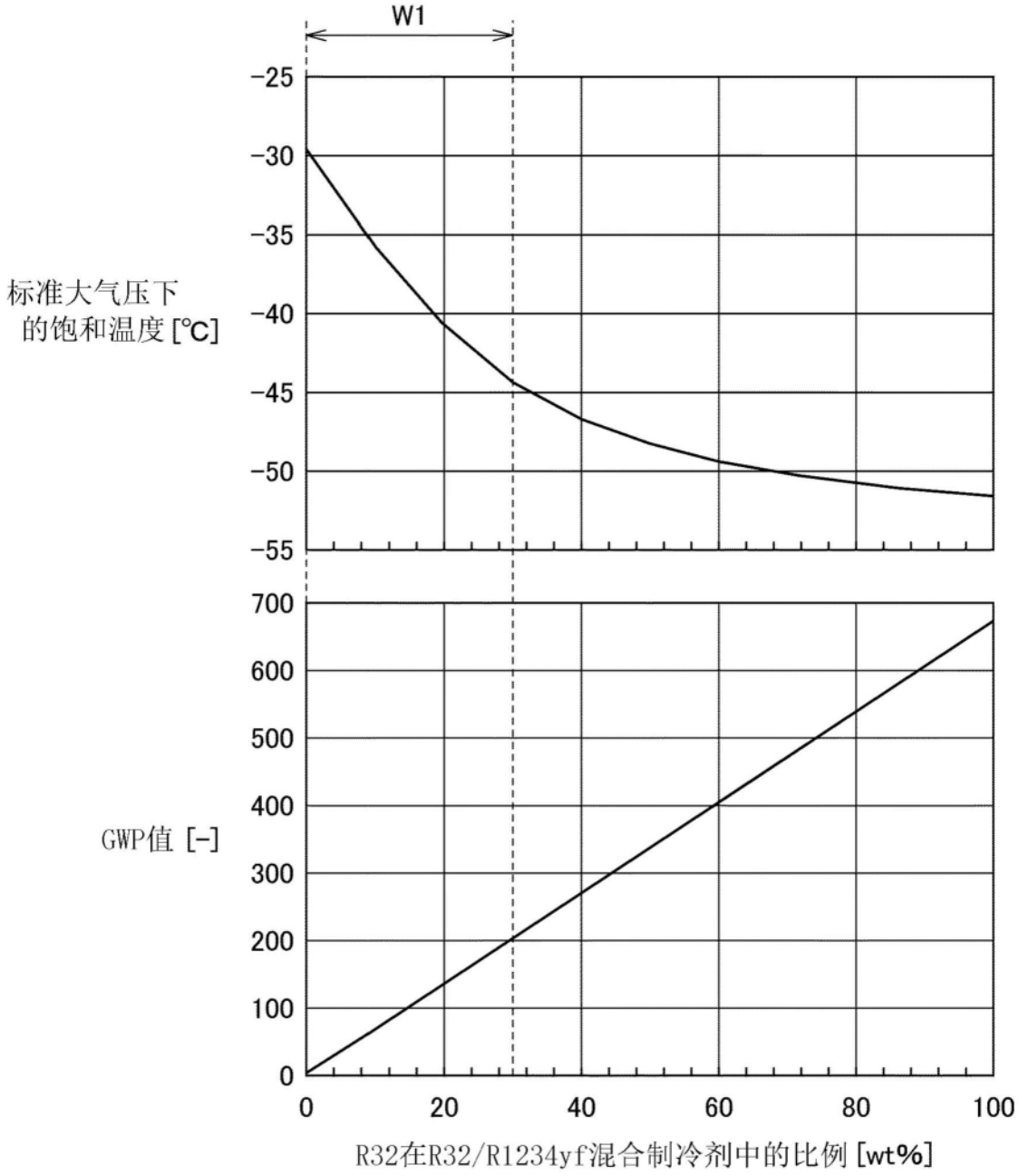

W1
-25
-30
-35
-40
-45
-50
-55
标准大气压下
的饱和温度[℃]
700
600
500
400
300
200
100
0
GWP值 [-]
0
20
40
60
80
100
R32在R32/R1234yf混合制冷剂中的比例 [wt%]

图6

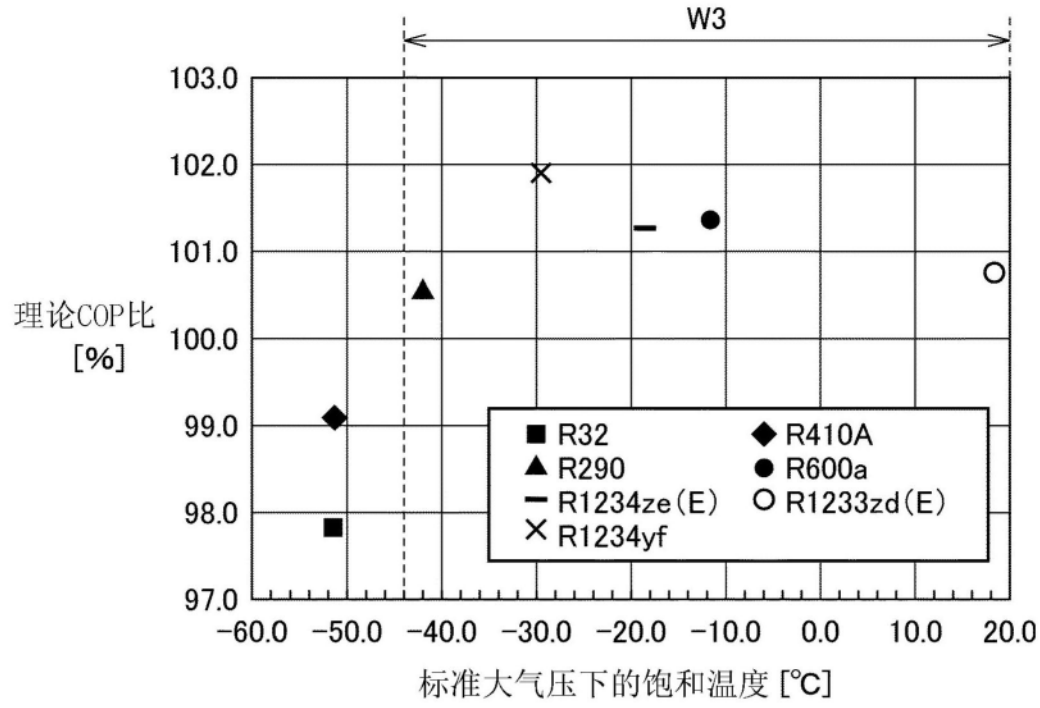

W3
103.0
102.0
101.0
100.0
99.0
98.0
97.0
理论COP比
[%]
R32
R410A
R290
R600a
R1234ze(E)
R1233zd(E)
R1234yf
-60.0 -50.0 -40.0 -30.0 -20.0 -10.0 0.0 10.0 20.0
标准大气压下的饱和温度 [℃]

图7

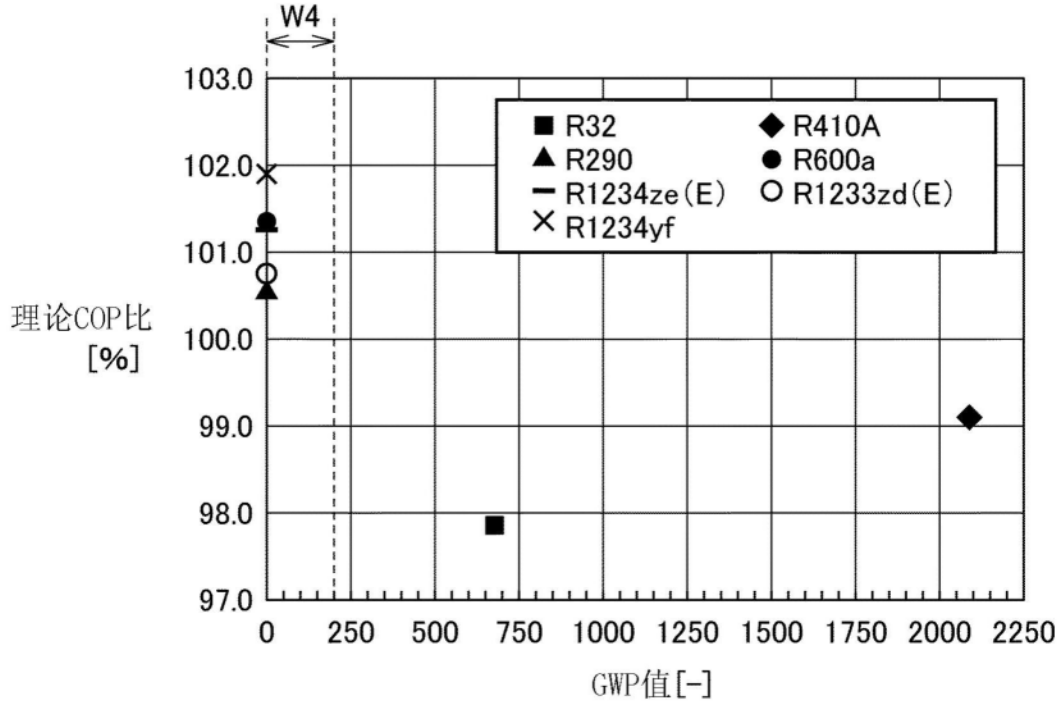

W4
103.0
102.0
101.0
100.0
99.0
98.0
97.0
理论COP比
[%]
R32
R410A
R290
R600a
R1234ze(E)
R1233zd(E)
R1234yf
0 250 500 750 1000 1250 1500 1750 2000 2250
GWP值[-]

图8

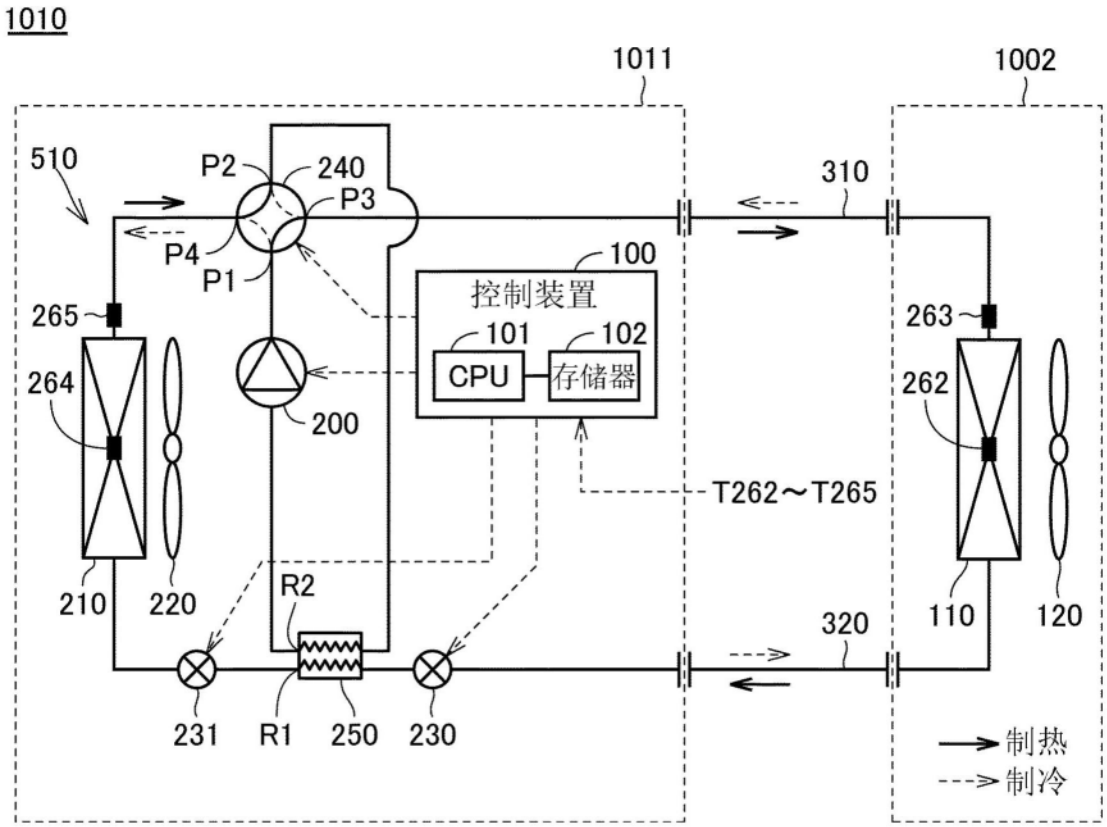

1010
1011
1002
510
P2
240
P3
P4
P1
310
100
控制装置
101
CPU
102
存储器
265
263
264
262
200
T262～T265
210
220
R2
320
110
120
231
R1
250
230
制热
制冷

图9

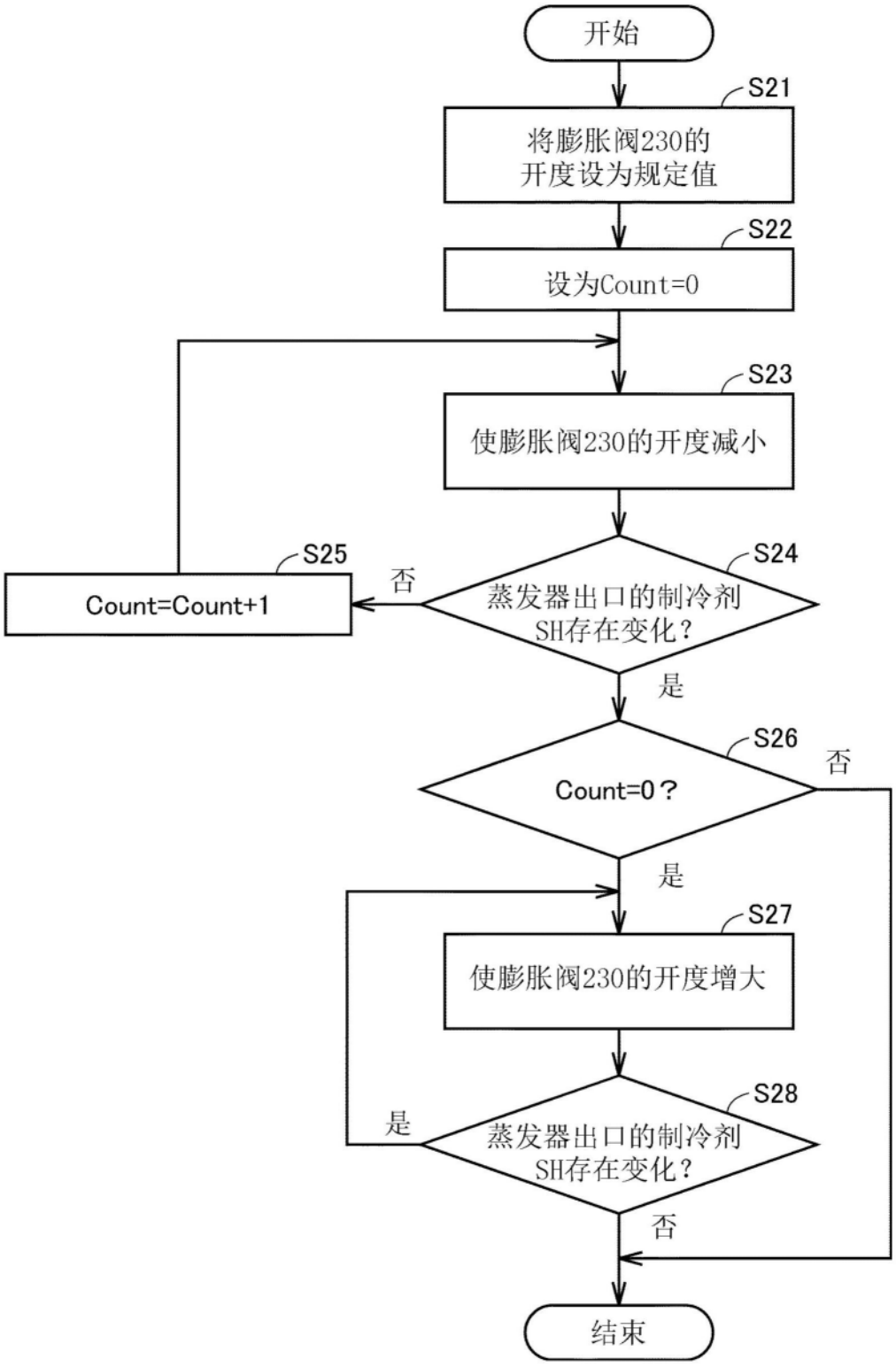

开始
S21
将膨胀阀230的
开度设为规定值
S22
设为Count=0
S23
使膨胀阀230的开度减小
S24
蒸发器出口的制冷剂
SH存在变化？
否
S25
Count=Count+1
是
S26
Count=0？
否
是
S27
使膨胀阀230的开度增大
S28
蒸发器出口的制冷剂
SH存在变化？
是
否
结束

图10

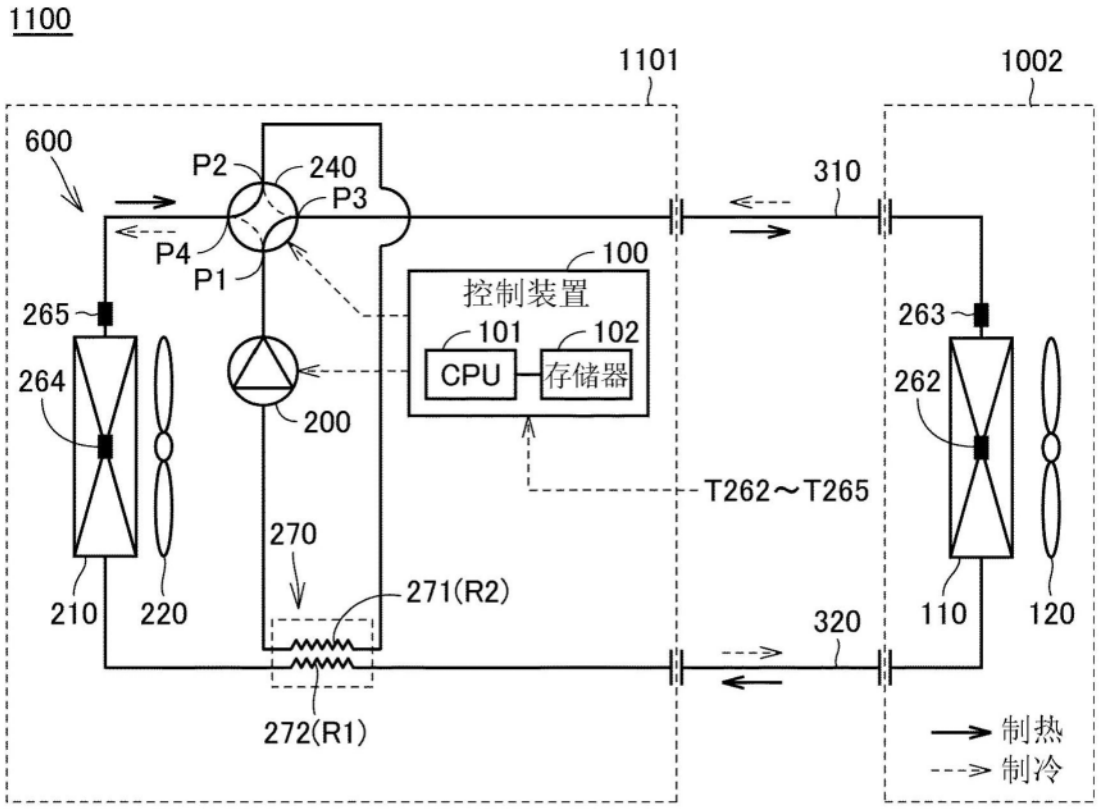

1100
1101
1002
600
P2
240
P3
P4
P1
310
100
控制装置
101
102
CPU
存储器
265
263
264
262
200
T262～T265
270
271(R2)
210
220
110
120
320
272(R1)
制热
制冷

图11

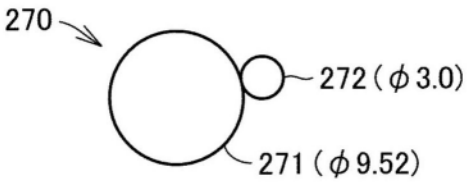

270
272（φ3.0）
271（φ9.52）

图12

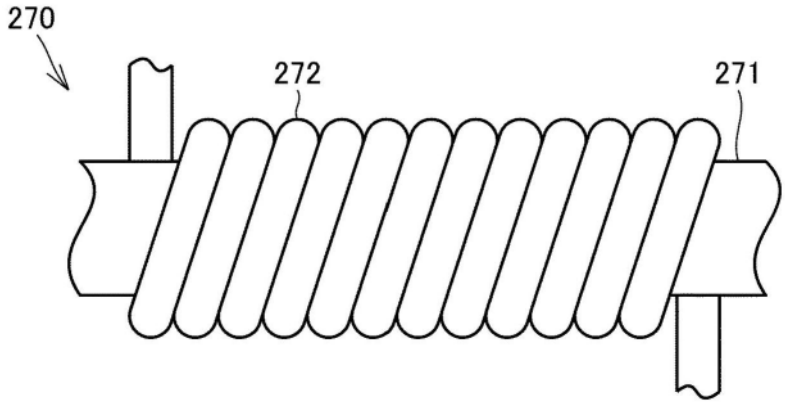

270
272
271

图13

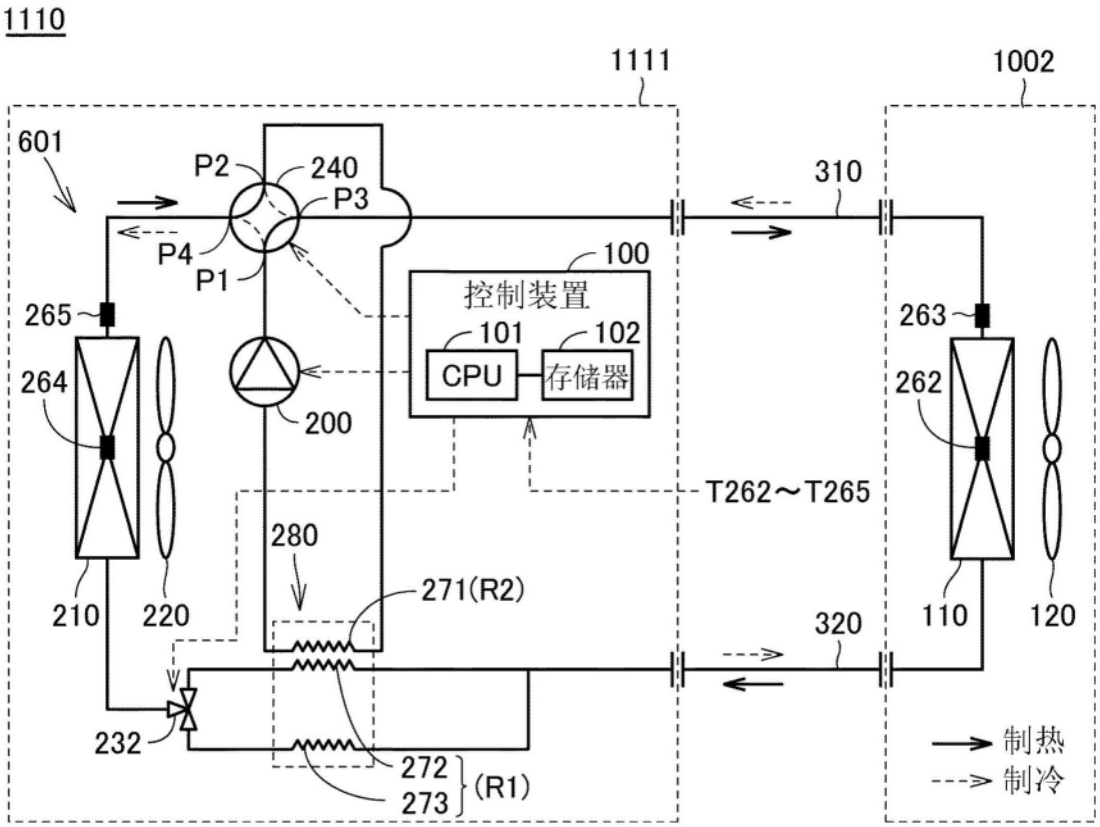

1110
1111
1002
601
P2
240
P3
P4
P1
310
100
控制装置
101
CPU
102
存储器
265
263
264
262
200
T262～T265
280
271(R2)
210
220
110
120
320
232
272
273
(R1)
制热
制冷

图14

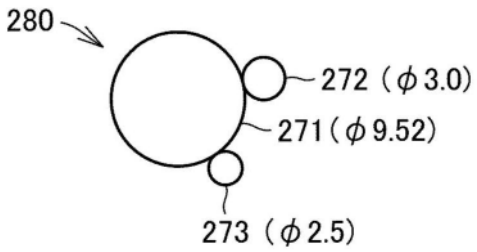

280
272（φ3.0）
271（φ9.52）
273（φ2.5）

图15