(19)国家知识产权局

(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 118140102 A
(43)申请公布日 2024.06.04

(21)申请号 202180103573.5
(22)申请日 2021.10.28
(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2024.04.22
(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2021/039845 2021.10.28
(87)PCT国际申请的公布数据
WO2023/073872 JA 2023.05.04
(71)申请人 三菱电机株式会社
地址 日本东京都
(72)发明人 行德骏哉
(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)

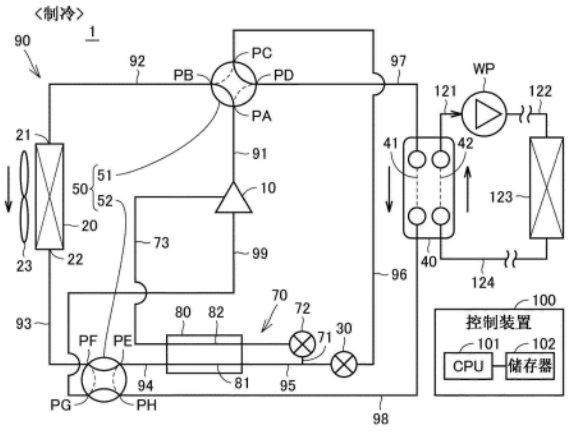
权利要求书2页 说明书13页 附图18页

(54)发明名称

制冷循环装置

(57)摘要

制冷循环装置的流路切换装置(50)在第1运转模式(制冷)中,将压缩机(10)的排出端口与第1热交换器(20)的制冷剂入口连接,将第1热交换器(20)的制冷剂出口与第1流路(81)的制冷剂入口连接,将第1膨胀阀(30)的制冷剂出口与第2热交换器(40)的制冷剂入口连接,将第2热交换器(40)的制冷剂出口与压缩机(10)的吸入端口连接。流路切换装置(50)在第2运转模式(制热)中,将压缩机(10)的排出端口与第2热交换器(40)的制冷剂入口连接,将第2热交换器(40)的制冷剂出口与第1流路(81)的制冷剂入口连接,将第1膨胀阀(30)的制冷剂出口与第1热交换器(20)的制冷剂入口连接,将第1热交换器(20)的制冷剂出口与压缩机(10)的吸入端口连接。



CN 118140102 A

1.一种制冷循环装置,其中

所述制冷循环装置具备压缩机、第1热交换器、第2热交换器、第3热交换器、第1膨胀阀、第2膨胀阀以及流路切换装置,

所述压缩机、所述第1热交换器、所述第2热交换器以及所述第1膨胀阀构成使制冷剂循环的制冷剂回路,

所述第2膨胀阀构成注入流路的一部分,该注入流路对所述制冷剂回路中的通过所述第1膨胀阀之前的制冷剂进行减压并使其返回所述压缩机,

所述第3热交换器具备使制冷剂流通的第1流路和使制冷剂流通的第2流路,所述第3热交换器构成为在通过所述第1流路的制冷剂与通过所述第2流路的制冷剂之间进行热交换,

所述第1流路被配置为,在所述制冷剂回路中使制冷剂朝向所述第1膨胀阀流动,

所述第2流路被配置为,使通过所述第2膨胀阀后的制冷剂返回所述压缩机,

所述流路切换装置在第1运转模式中构成为,

将所述压缩机的排出端口与所述第1热交换器的制冷剂入口连接,

将所述第1热交换器的制冷剂出口与所述第1流路的制冷剂入口连接,

将所述第1膨胀阀的制冷剂出口与所述第2热交换器的制冷剂入口连接,

将所述第2热交换器的制冷剂出口与所述压缩机的吸入端口连接,

所述流路切换装置在第2运转模式中构成为,

将所述压缩机的排出端口与所述第2热交换器的制冷剂入口连接,

将所述第2热交换器的制冷剂出口与所述第1流路的制冷剂入口连接,

将所述第1膨胀阀的制冷剂出口与所述第1热交换器的制冷剂入口连接,

将所述第1热交换器的制冷剂出口与所述压缩机的吸入端口连接。

2.根据权利要求1所述的制冷循环装置,其中,

所述第1热交换器、所述第2热交换器、所述第3热交换器、所述第1膨胀阀以及所述第2膨胀阀各自的制冷剂流动的方向在所述第1运转模式和所述第2运转模式中相同。

3.根据权利要求1或2所述的制冷循环装置,其中,

所述第1热交换器、所述第2热交换器、所述第3热交换器构成为进行热交换的热介质以对向流的关系进行热交换。

4.根据权利要求1至3中的任意一项所述的制冷循环装置,其中,

所述流路切换装置具备第1四通阀和第2四通阀,

所述第1四通阀构成为,在所述第1运转模式中,将所述压缩机的排出端口与所述第1热交换器的制冷剂入口连接,将所述第1膨胀阀的制冷剂出口与所述第2热交换器的制冷剂入口连接,在所述第2运转模式中,将所述压缩机的排出端口与所述第2热交换器的制冷剂入口连接,将所述第1膨胀阀的制冷剂出口与所述第1热交换器的制冷剂入口连接,

所述第2四通阀在所述第1运转模式中构成为,将所述第1热交换器的制冷剂出口与所述第1流路的制冷剂入口连接,将所述第2热交换器的制冷剂出口与所述压缩机的吸入端口连接,在所述第2运转模式中构成为,将所述第2热交换器的制冷剂出口与所述第1流路的制冷剂入口连接,将所述第1热交换器的制冷剂出口与所述压缩机的吸入端口连接。

5.根据权利要求1至3中的任意一项所述的制冷循环装置,其中,

所述流路切换装置具备六通阀和四通阀,

所述六通阀构成为,在所述第1运转模式中,将所述压缩机的排出端口与所述第1热交换器的制冷剂入口连接,将所述第1膨胀阀的制冷剂出口与所述第2热交换器的制冷剂入口连接,在所述第2运转模式中,将所述压缩机的排出端口与所述第2热交换器的制冷剂入口连接,将所述第1膨胀阀的制冷剂出口与所述第1热交换器的制冷剂入口连接,

所述四通阀在所述第1运转模式中构成为,将所述第1热交换器的制冷剂出口与所述第1流路的制冷剂入口连接,将所述第2热交换器的制冷剂出口与所述压缩机的吸入端口连接,在所述第2运转模式中构成为,将所述第2热交换器的制冷剂出口与所述第1流路的制冷剂入口连接,将所述第1热交换器的制冷剂出口与所述压缩机的吸入端口连接。

6.根据权利要求1至3中的任意一项所述的制冷循环装置,其中,

所述流路切换装置具备六通阀和四通阀,

所述四通阀构成为,在所述第1运转模式中,将所述压缩机的排出端口与所述第1热交换器的制冷剂入口连接,将所述第1膨胀阀的制冷剂出口与所述第2热交换器的制冷剂入口连接,在所述第2运转模式中,将所述压缩机的排出端口与所述第2热交换器的制冷剂入口连接,将所述第1膨胀阀的制冷剂出口与所述第1热交换器的制冷剂入口连接,

所述六通阀在所述第1运转模式中构成为,将所述第1热交换器的制冷剂出口与所述第1流路的制冷剂入口连接,将所述第2热交换器的制冷剂出口与所述压缩机的吸入端口连接,在所述第2运转模式中构成为,将所述第2热交换器的制冷剂出口与所述第1流路的制冷剂入口连接,将所述第1热交换器的制冷剂出口与所述压缩机的吸入端口连接。

7.根据权利要求1至3中的任意一项所述的制冷循环装置,其中,

所述流路切换装置具备第1六通阀和第2六通阀,

所述第1六通阀构成为,在所述第1运转模式中,将所述压缩机的排出端口与所述第1热交换器的制冷剂入口连接,将所述第1膨胀阀的制冷剂出口与所述第2热交换器的制冷剂入口连接,在所述第2运转模式中,将所述压缩机的排出端口与所述第2热交换器的制冷剂入口连接,将所述第1膨胀阀的制冷剂出口与所述第1热交换器的制冷剂入口连接,

所述第2六通阀在所述第1运转模式中构成为,将所述第1热交换器的制冷剂出口与所述第1流路的制冷剂入口连接,将所述第2热交换器的制冷剂出口与所述压缩机的吸入端口连接,在所述第2运转模式中构成为,将所述第2热交换器的制冷剂出口与所述第1流路的制冷剂入口连接,将所述第1热交换器的制冷剂出口与所述压缩机的吸入端口连接。

8.根据权利要求1至3中的任意一项所述的制冷循环装置,其中,

所述流路切换装置具备八通阀。

9.根据权利要求1至8中的任意一项所述的制冷循环装置,其中,

所述制冷循环装置还具备对所述第1膨胀阀和所述第2膨胀阀进行控制的控制装置,

所述控制装置对所述第2膨胀阀的开度进行控制,使得从所述第3热交换器的所述第1流路向所述第1膨胀阀流入的制冷剂的干度不增大至超过目标干度。

制冷循环装置

技术领域

[0001] 本公开涉及制冷循环装置。

背景技术

[0002] 以往,已知为了提高制冷循环装置的运转效率(COP)而使用注入回路。

[0003] 例如,在日本特开2020-186909号公报(专利文献1)中公开了注入回路,该注入回路将从热源侧热交换器和利用侧热交换器中的成为放热器的热交换器朝向膨胀机构的制冷剂的一部分向压缩机的吸入侧供给。

[0004] 现有技术文献

[0005] 专利文献

[0006] 专利文献1:日本特开2020-186909号公报

发明内容

[0007] 发明要解决的问题

[0008] 在日本特开2020-186909号公报(专利文献1)中公开的注入回路构成为,在制热、制冷和除霜运转中的任意运转下,都从成为放热器的热交换器的制冷剂出口部分将通过膨胀机构之前的液体制冷剂的一部分导入注入回路。因此,在制热、制冷和除霜运转中的任意运转下都可以预见注入回路带来的性能提高。

[0009] 但是,流过热源侧热交换器和利用侧热交换器的制冷剂流动在制热与制冷及除霜中反转,因此,在热交换器的效率提高方面存在改善的余地。

[0010] 本公开是为了对解决上述课题的实施方式进行说明而完成的,其目的在于提供制冷循环装置,能够实现基于注入回路的性能提高并且提高热交换器的效率。

[0011] 用于解决问题的手段

[0012] 本公开涉及制冷循环装置。制冷循环装置具备压缩机、第1热交换器、第2热交换器、第3热交换器、第1膨胀阀、第2膨胀阀以及流路切换装置。压缩机、第1热交换器、第2热交换器以及第1膨胀阀构成使制冷剂循环的制冷剂回路。第2膨胀阀构成注入流路的一部分,该注入流路对制冷剂回路中的通过第1膨胀阀之前的制冷剂进行减压并使其返回压缩机。第3热交换器具备使制冷剂流通的第1流路和使制冷剂流通的第2流路,第3热交换器构成为在通过第1流路的制冷剂与通过第2流路的制冷剂之间进行热交换。第1流路被配置为,在制冷剂回路中使制冷剂朝向第1膨胀阀流动。第2流路被配置为,使通过第2膨胀阀后的制冷剂返回压缩机。流路切换装置在第1运转模式中构成为,将压缩机的排出端口与第1热交换器的制冷剂入口连接,将第1热交换器的制冷剂出口与第1流路的制冷剂入口连接,将第1膨胀阀的制冷剂出口与第2热交换器的制冷剂入口连接,将第2热交换器的制冷剂出口与压缩机的吸入端口连接。流路切换装置在第2运转模式中构成为,将压缩机的排出端口与第2热交换器的制冷剂入口连接,将第2热交换器的制冷剂出口与第1流路的制冷剂入口连接,将第1膨胀阀的制冷剂出口与第1热交换器的制冷剂入口连接,将第1热交换器的制冷剂出口与压

缩机的吸入端口连接。

[0013] 发明的效果

[0014] 根据本公开的制冷循环装置,在各个热交换器中,制冷剂的流通方向不变化,并且注入流路的分支部成为第1膨胀阀的入口侧,因此,在多个运转模式中的任意运转模式下,制冷循环装置的性能都得到改善。

附图说明

[0015] 图1是示出实施方式1中的制冷循环装置的制冷剂回路图。

[0016] 图2是示出实施方式1中的制冷循环装置的制热运转时的制冷剂回路和制冷剂的流动的图。

[0017] 图3是示出使用没有温度梯度的制冷剂的情况下的各种传感器的配置的图。

[0018] 图4是示出使用没有温度梯度的制冷剂的情况下的制冷剂状态的变化的p-h线图。

[0019] 图5是用于对使用没有温度梯度的制冷剂的情况下的第2膨胀阀72的控制进行说明的流程图。

[0020] 图6是用于对第1膨胀阀30的各种参数的记号进行说明的图。

[0021] 图7是用于对导出第1膨胀阀30的入口部压力的处理进行说明的图。

[0022] 图8是示出使用非共沸制冷剂的情况下的各种传感器的配置的图。

[0023] 图9是示出使用非共沸制冷剂的情况下的制冷剂状态的变化的p-h线图。

[0024] 图10是用于对使用非共沸制冷剂的情况下的第2膨胀阀72的控制进行说明的流程图。

[0025] 图11是示出实施方式2中的制冷循环装置的制冷运转时的制冷剂回路和制冷剂的流动的图。

[0026] 图12是示出实施方式2中的制冷循环装置的制热运转时的制冷剂回路和制冷剂的流动的图。

[0027] 图13是示出实施方式3中的制冷循环装置的制冷运转时的制冷剂回路和制冷剂的流动的图。

[0028] 图14是示出实施方式3中的制冷循环装置的制热运转时的制冷剂回路和制冷剂的流动的图。

[0029] 图15是示出实施方式4中的制冷循环装置的制冷运转时的制冷剂回路和制冷剂的流动的图。

[0030] 图16是示出实施方式4中的制冷循环装置的制热运转时的制冷剂回路和制冷剂的流动的图。

[0031] 图17是示出实施方式5中的制冷循环装置的制冷运转时的制冷剂回路和制冷剂的流动的图。

[0032] 图18是示出实施方式5中的八通阀50B的制冷运转时的状态和制冷剂的流动的图。

[0033] 图19是示出实施方式5中的制冷循环装置的制热运转时的制冷剂回路和制冷剂的流动的图。

[0034] 图20是示出实施方式5中的八通阀50B的制热运转时的状态和制冷剂的流动的图。

具体实施方式

[0035] 以下,参照附图对本发明的实施方式详细进行说明。以下,对多个实施方式进行说明,但是从申请一开始就预定适当组合在各实施方式中说明的结构。另外,对于图中相同或相当的部分标注相同的标号,不重复其说明。

[0036] 实施方式1

[0037] ＜制冷循环装置1的结构＞

[0038] 图1是实施方式1中的制冷循环装置的制冷剂回路图。图1中示出制冷运转时的制冷剂回路和制冷剂的流动。另外,在制热运转时执行的除霜运转的情况也与图1相同。制冷循环装置1具备压缩机10、第1热交换器20、第2热交换器40、第3热交换器80、第1膨胀阀30、第2膨胀阀72、流路切换装置50。

[0039] 压缩机10、第1热交换器20、第2热交换器40、第1膨胀阀30、配管91～99构成使制冷剂循环的制冷剂回路90。

[0040] 第1热交换器20构成为在由风扇23吹送的外部空气与制冷剂之间进行热交换。第2热交换器40构成为在制冷剂与在利用侧回路中循环的热介质之间进行热交换。第2热交换器40例如是板式热交换器。

[0041] 利用侧回路具备泵WP、利用侧热交换器123、配管121、122、124。在利用侧回路中循环的热介质例如是水或盐水等。利用侧热交换器123例如是热水器、制冷制热装置等。第2热交换器40具有流路41、流路42。第2热交换器40构成为在流过流路41的制冷剂与流过流路42的热介质之间进行热交换。

[0042] 注入流路70包含配管71、73以及第2膨胀阀72。注入流路70对制冷剂回路90中的通过第1膨胀阀30之前的制冷剂进行减压并使其返回压缩机10。

[0043] 第3热交换器80具备分别使制冷剂流通的第1流路81和第2流路82。第3热交换器80构成为,在通过第1流路81的制冷剂与通过第2流路82的制冷剂之间进行热交换。

[0044] 第1流路81在制冷剂回路90中配置为使制冷剂朝向第1膨胀阀30流动,第2流路82配置为使在第2膨胀阀72中通过后的制冷剂返回压缩机10。

[0045] 流路切换装置50在图1所示的第1运转模式(制冷)中构成为,将压缩机10的排出端口与第1热交换器20的制冷剂入口21连接,将第1热交换器20的制冷剂出口与第1流路81的制冷剂入口连接,将第1膨胀阀30的制冷剂出口与第2热交换器40的制冷剂入口连接,将第2热交换器40的制冷剂出口与压缩机10的吸入端口连接。另外,第1运转模式不仅是制冷,还可以是制热时的除霜运转。

[0046] 关于流路切换装置50,考虑各种结构,但是,在实施方式1中,示出流路切换装置50包含第1四通阀51和第2四通阀52的例子。

[0047] 第1四通阀51具有端口PA、PB、PC、PD。第2四通阀52具有端口PE、PF、PG、PH。

[0048] 首先,对制冷剂回路90的配管的连接进行说明。配管91将压缩机10的排出端口与端口PA连接。配管92将端口PB与第1热交换器20的制冷剂入口21连接。配管93将第1热交换器20的制冷剂出口22与端口PF连接。

[0049] 配管94将端口PE与第1流路81的制冷剂入口连接。配管95将第1流路81的制冷剂出口与第1膨胀阀30的制冷剂入口连接。配管96将第1膨胀阀30的制冷剂出口与端口PC连接。配管97将端口PD与第2热交换器40的制冷剂入口连接。配管98将第2热交换器40的制冷剂出

口与端口PH连接。配管99将端口PG与压缩机10的吸入端口连接。

[0050] 接着,对注入流路70的配管的连接进行说明。配管71从配管95分支,将配管95与第2流路82的制冷剂入口连接。在配管71的中途配置第2膨胀阀72。配管73将第2流路82的制冷剂出口与压缩机10的中间压端口连接。

[0051] 制冷循环装置1还具备对流路切换装置50进行控制的控制装置100。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))、输入输出缓冲器(未图示)等。CPU101将ROM中存储的程序加载于RAM等来执行。ROM中存储的程序是记述了控制装置100的处理过程的程序。控制装置100按照这些程序来执行制冷循环装置1中的各设备的控制。关于该控制,不限于基于软件的处理,还可以通过专用的硬件(电子电路)进行处理。

[0052] <流路切换装置50的切换控制>

[0053] 以下,针对控制装置100根据运转模式的切换而执行的流路切换装置50的控制进行说明。

[0054] 在第1运转模式(制冷)中,如图1的实线所示,第1四通阀51被设定为,端口PA与端口PB连通,端口PC与端口PD连通。另一方面,如图1的虚线所示,在第1四通阀51中,端口PA与端口PD不连通,端口PB与端口PC不连通。即,第1四通阀51在第1运转模式(制冷)中构成为,将压缩机10的排出端口与第1热交换器20的制冷剂入口21连接,将第1膨胀阀30的制冷剂出口与第2热交换器40的制冷剂入口连接。

[0055] 在第1运转模式(制冷)中,如图1的实线所示,第2四通阀52被设定为,端口PE与端口PF连通,端口PG与端口PH连通。另一方面,如图1的虚线所示,在第2四通阀52中,端口PE与端口PH不连通,端口PF与端口PG不连通。即,第2四通阀52在第1运转模式(制冷)中构成为,将第1热交换器20的制冷剂出口与第1流路81的制冷剂入口连接,将第2热交换器40的制冷剂出口与压缩机10的吸入端口连接。

[0056] 图2是示出实施方式1中的制冷循环装置的制热运转时的制冷剂回路和制冷剂的流动的图。

[0057] 流路切换装置50在第2运转模式(制热)中构成为,将压缩机10的排出端口与第2热交换器40的制冷剂入口连接,将第2热交换器40的制冷剂出口与第1流路81的制冷剂入口连接,将第1膨胀阀30的制冷剂出口与第1热交换器20的制冷剂入口21连接,将第1热交换器20的制冷剂出口22与压缩机10的吸入端口连接。另外,第2运转模式不仅是制热,也可以是在热水装置中对冷水进行加热的加温运转。

[0058] 在第2运转模式(制热)中,第1四通阀51被设定为,端口PA与端口PD连通,端口PC与端口PB连通。另一方面,如图2的虚线所示,在第1四通阀51中,端口PA与端口PB不连通,端口PC与端口PD不连通。即,第1四通阀51在第2运转模式(制热)中构成为,将压缩机10的排出端口与第2热交换器40的制冷剂入口连接,将第1膨胀阀30的制冷剂出口与第1热交换器20的制冷剂入口连接。

[0059] 在第2运转模式(制热)中,第2四通阀52被设定为,端口PE与端口PH连通,端口PG与端口PF连通。另一方面,如图2的虚线所示,在第2四通阀52中,端口PE与端口PF不连通,端口PG与端口PH不连通。即,第2四通阀52在第2运转模式(制热)中构成为,将第2热交换器40的

制冷剂出口与第1流路81的制冷剂入口连接,将第1热交换器20的制冷剂出口与压缩机10的吸入端口连接。

[0060] 通常,在热交换器中,进行热交换的热介质处于对向流的关系时的热交换效率高于处于并行流的关系时的热交换效率。在制冷和制热中制冷剂的流通方向反转的热交换器中,当在制冷时设为对向流的关系时,在制热时成为并行流的关系,因此,2个运转模式中的任意一方的热交换效率成为变差的趋势。

[0061] 对此,如图1、图2所示,在实施方式1的制冷循环装置1中,通过对流路切换装置50进行控制,在第1热交换器20、第2热交换器40和第3热交换器80各自中,在第1运转模式(制冷)、第2运转模式(制热)中均能够使制冷剂流动的方向成为相同方向。

[0062] 因此,与制热运转、制冷运转无关,能够在各热交换器中实现对向流的关系,因此,能够在2个运转模式中使热交换效率良好。

[0063] 此外,与制热运转、制冷运转无关,配管95成为第1膨胀阀30和第2膨胀阀72的制冷剂入口侧,因此,如果将配管95的制冷剂的干度控制为保持接近液相的状态,则能够良好地发挥第1膨胀阀30和第2膨胀阀72的压力调整性能。

[0064] ＜注入流路70的膨胀阀控制＞

[0065] 控制装置100运算作为第1膨胀阀30和第2膨胀阀72的入口侧的配管95中的制冷剂的干度,对第2膨胀阀72进行控制,使得干度成为目标值。当配管95中的制冷剂的干度过度上升时,在第1膨胀阀30和第2膨胀阀72的入口混入气相制冷剂,膨胀阀的压力调整性能降低。因此,在干度过度上升了的情况下,控制装置100对第2膨胀阀72的开度进行控制,使得干度降低。

[0066] (a)没有温度梯度的制冷剂的情况

[0067] 图3是示出使用没有温度梯度的制冷剂的情况下的各种传感器的配置的图。控制装置100基于图3所示的各种传感器的输出来控制第2膨胀阀72的开度。制冷循环装置1具备压力传感器110、116、温度传感器111、112、114、115、117以及流量传感器113。

[0068] 压力传感器110检测压缩机10的排出压力Pd[MPa]。压力传感器116检测压缩机10的吸入压力P_s[MPa]。温度传感器112检测第2热交换器40的制冷剂入口温度$T_{e,in}$[℃]。温度传感器117检测压缩机10的制冷剂吸入温度T_s[℃]。温度传感器115检测第2热交换器40的入口水温$T_{w,in}$[℃]。温度传感器114检测第2热交换器40的出口水温$T_{w,out}$[℃]。流量传感器113检测第2热交换器40的水的流量V_w[L/min]。

[0069] 图4是示出使用没有温度梯度的制冷剂的情况下的制冷剂状态的变化的p-h线图。从压缩机10排出的制冷剂进入制冷剂回路90中,状态按照状态A、B、C、D、E的顺序变化。此外,从制冷剂回路90的第1流路81的出口部分支的制冷剂进入注入流路70,状态按照状态C、F、G的顺序变化。在图3中的与状态A～G分别对应的位置标注相同的标号A～E。

[0070] 被压缩机10压缩至中间压的状态J的制冷剂与由注入流路70供给的状态G的制冷剂合流,成为状态K的制冷剂。状态K的制冷剂进一步被压缩机10压缩,成为状态A。

[0071] 在这样的p-h线图中,将目标干度X_{tgt}设定为使得状态C不太从液相线偏离,控制装置100对第2膨胀阀72的开度进行控制,使得实现目标干度X_{tgt}。

[0072] 图5是用于对使用没有温度梯度的制冷剂的情况下的第2膨胀阀72的控制进行说明的流程图。

[0073] 在以下的流程图中,各记号表示以下的内容。Cv_{main}[mm^2]表示膨胀阀30的Cv值。$C_{p,w}$[kJ/(kg·K)]表示水的比热。F_{comp}[Hz]表示压缩机10的运转频率。Gr_s[kg/h]表示压缩机10的吸入端口的制冷剂循环量。P_d[MPa]表示压缩机10的排出制冷剂的压力。P_s[MPa]表示压缩机10的吸入制冷剂的压力。$T_{e,in}$[℃]表示蒸发器的入口的制冷剂温度。T_s[℃]表示压缩机10的吸入制冷剂的温度。

[0074] $T_{w,in}$[℃]表示热交换器40的入口水温。$T_{w,out}$[℃]表示热交换器40的出口水温。V_w[L/min]表示热交换器40的水流量。

[0075] V_{st}[cc]表示压缩机10的冲程容积。η_v[-]表示压缩机10的体积效率。$\rho_{LEV,in}$[kg/m^3]表示膨胀阀30的入口的制冷剂密度。ρ_s[kg/m^3]表示压缩机10的吸入制冷剂密度。h_s表示压缩机10的吸入端口的焓。

[0076] 此外,fx(A,B)表示将A、B作为输入并输出x的函数,该函数预先被映射。

[0077] 首先,在步骤S1中,控制装置100通过下式(1)来计算冷却能力Q_e。

[0078] $$Q_e = V_w \cdot C_{p,w}(T_{w,in} - T_{w,out}) \cdots (1)$$

[0079] 接着,在步骤S2中,控制装置100通过下式(2)来计算低压侧的制冷剂循环量Gr_s。

[0080] $$Gr_s = Fcomp \cdot V_{st} \cdot f\rho_s(P_s, T_s) \cdot \eta_v \cdots (2)$$

[0081] 然后,在步骤S3中,控制装置100通过下式(3)(4)来计算蒸发器入口焓$h_{e,in}$和蒸发器入口压力$P_{e,in}$。

[0082] $$h_{e,in} = f_{hs}(P_s, T_s) - Q_e/Gr_s \cdots (3)$$

[0083] $$P_{e,in} = f_{Pe,in}(h_{e,in}, T_{e,in}) \cdots (4)$$

[0084] 接着,将基于膨胀阀30的变化假定为等焓变化,在步骤S4中,控制装置100通过下式(5)(6)来计算膨胀阀30的入口部分的制冷剂的压力$P_{LEV,in}$和干度$X_{LEV,in}$。

[0085] $$P_{LEV,in} = f_{PLEV,in}(Gr_s, P_{e,in}, Cv_{main}, f\rho_{LEV,in}(P_{LEV,in}, h_{e,in})) \cdots (5)$$

[0086] $$X_{LEV,in} = f_{XLEV,in}(P_{LEV,in}, h_{e,in}) \cdots (6)$$

[0087] 另外,干度X被定义为,在0＜X＜1时为二相制冷剂,在X≦0时为液体制冷剂(过冷却液),在过冷却液的的情况下,X为负。

[0088] 接着,在步骤S5中,控制装置100通过下式(7)来计算膨胀阀30的入口部分的制冷剂的目标干度Xtgt。

[0089] $$X_{tgt} = f_{Xtgt}(P_d, P_s, Fcomp) \cdots (7)$$

[0090] 然后,在步骤S6中,控制装置100对目标干度X_{tgt}与计算出的当前的干度$X_{LEV,in}$进行比较。在干度$X_{LEV,in}$为目标干度X_{tgt}以下的情况下(S6中为“是”),在步骤S7中,控制装置100使配置于注入流路70的第2膨胀阀72的开度减小。另一方面,在干度$X_{LEV,in}$并非目标干度X_{tgt}以下的情况下(S6中为“否”),在步骤S8中,控制装置100使配置于注入流路70的第2膨胀阀72的开度增大。

[0091] 通过这样的处理,控制装置100对所述第2膨胀阀72的开度进行控制,使得从第3热交换器80的第1流路81向第1膨胀阀30流入的制冷剂的干度$X_{LEV,in}$不会增大至超过目标干度X_{tgt}。

[0092] 这里,在图5的步骤S4中的第1膨胀阀30的入口部压力$P_{LEV,in}$的计算中需要进行收敛计算,因此稍作说明。

[0093] 图6是用于对第1膨胀阀30的各种参数的记号进行说明图。第1膨胀阀30具备脉冲

马达的定子线圈31和转子32、螺杆33、针34。在转子32旋转时,针34插入孔口35的量通过螺杆33而发生变化。由此,膨胀阀30能够使开度变化。

[0094] 如图6所示,$P_{LEV,in}$、$h_{LEV,in}$、$\rho_{LEV,in}$分别表示第1膨胀阀30的入口部的制冷剂压力、焓、制冷剂密度。此外,Cv_{main}[mm^2]表示膨胀阀30的Cv值,Gr_s[kg/h]表示压缩机10的吸入端口的制冷剂循环量,$h_{LEV,in}$[kJ/kg]表示膨胀阀30的入口的制冷剂的焓,$P_{e,in}$[MPa]表示膨胀阀30的入口的制冷剂的压力。

[0095] 图7是用于对导出第1膨胀阀30的入口部压力的处理进行说明的图。

[0096] 首先,在步骤S11中,控制装置100设定第1膨胀阀30的入口部压力的假定值$P_{LEV,in1}$。然后,在步骤S12中,控制装置100在下式(8)中应用假定值$P_{LEV,in1}$,从而计算膨胀阀30的入口部分的制冷剂密度$\rho_{LEV,in}$。

[0097] $$\rho_{LEV,in}=f(P_{LEV,in},h_{LEV,in})\cdots(8)$$

[0098] 进而,在步骤S13中,控制装置100通过下式(9)来计算膨胀阀30的入口部分的制冷剂压力$P_{LEV,in2}$。

[0099] $$P_{LEV,in2}=f(Grs,P_{e,in},Cv_{main},\rho_{LEV,in})\cdots(9)$$

[0100] 接着,在步骤S14中,控制装置100对假定值$P_{LEV,in1}$与计算出的制冷剂压力$P_{LEV,in2}$进行比较,判断它们是否相等。另外,在步骤S14中,表现为$P_{LEV,in1}=P_{LEV,in2}$,但是,表示是否满足收敛条件,收敛条件包含进行比较的2个值的误差在一定值以内。

[0101] 在没有满足收敛条件的情况下(S14中为“否”),返回步骤S11,重新设定假定值。关于假定值的重新设定,使用收敛计算中通常使用的牛顿法、二分法等即可。

[0102] (b)存在温度梯度的非共沸制冷剂的情况

[0103] 以上,对使用没有温度梯度的制冷剂的情况进行了说明,但是,在存在温度梯度的非共沸制冷剂的情况下,能够减少传感器数量,使制冷剂的干度$X_{LEV,in}$的计算成为简单的处理。

[0104] 图8是示出使用非共沸制冷剂的情况下的各种传感器的配置的图。对图3与图8进行比较时,制冷循环装置1具备压力传感器110、116这一点是共同的。而且,在图8的情况下,追加了温度传感器111和压力传感器118,但是未设置有温度传感器112、114、115、117和流量传感器113。

[0105] 图9是示出使用非共沸制冷剂的情况下的制冷剂状态的变化的p-h线图。对图4与图9进行比较时,在图9的情况下,等温线TL在二相区域中与横轴不平行,因此,在冷凝工序A-C中看到温度的变化。当干度X变大时,点C向接近点A的方向偏离,因此温度$T_{LEV,in}$也上升。因此,理解如下内容:在使用在二相区域中示出温度梯度的非共沸制冷剂的情况下,在二相区域中也可以根据压力$P_{LEV,in}$和温度$T_{LEV,in}$来计算干度$X_{LEV,in}$。

[0106] 图10是用于对使用非共沸制冷剂的情况下的第2膨胀阀72的控制进行说明的流程图。

[0107] 首先,在步骤S21中,控制装置100通过下式(10)计算膨胀阀30的入口部分的制冷剂的干度$X_{LEV,in}$。

[0108] $$X_{LEV,in}=f_{XLEV,in}(P_{LEV,in},T_{LEV,in})\cdots(10)$$

[0109] 接着,在步骤S22中,控制装置100通过下式(11)计算膨胀阀30的入口部分的制冷剂的目标干度X_{tgt}。

[0110] $X_{tgt}=f_{Xtgt}(P_d,P_s,F_{comp})\cdots(11)$

[0111] 然后,控制装置100变更第2膨胀阀72的开度,使得$X_{LEV,in}$等于X_{tgt}。具体而言,在步骤S23中,控制装置100对目标干度X_{tgt}与计算出的当前的干度$X_{LEV,in}$进行比较。在干度$X_{LEV,in}$为目标干度X_{tgt}以下的情况下(S23中为“是”),在步骤S24中,控制装置100使配置于注入流路70的第2膨胀阀72的开度减小。另一方面,在干度$X_{LEV,in}$并非目标干度X_{tgt}以下的情况下(S23中为“否”),在步骤S25中,控制装置100使配置于注入流路70的第2膨胀阀72的开度增大。

[0112] 通过反复执行图10的处理,控制第2膨胀阀72的开度,使得干度$X_{LEV,in}$与目标干度X_{tgt}一致。

[0113] <与讨论例的比较>

[0114] 以下,将设计为制热主体的制冷循环装置作为讨论例而与实施方式1的制冷循环装置进行比较讨论。

[0115] 本实施方式的制冷循环装置特别适合用于热水机、循环加温机这样的以制热为主体的热泵机。

[0116] 在热水机、循环加温机这样的以制热为主体的热泵机中,通常,封入了制热运转时所需要的制冷剂量,在制冷运转时,制冷剂量稍有不足。这是因为,在制冷运转时,相对于负载侧热交换器而容积较大的空气热交换器成为冷凝器(高压),通过液体制冷剂填满冷凝器出口所需要的制冷剂量增加。

[0117] 近年来,由于制冷剂限制,低GWP制冷剂的使用增加,但是,与以往的制冷剂(R410A,R32等)相比,这样的制冷剂的流通量少且单价高。因此,当制冷剂量多时,设备的成本可能增加。因此,向热泵机封入的制冷剂量也存在被削减的趋势。此外,由于制冷剂限制而使用丙烷(R290)等自然制冷剂,但是,是可燃性制冷剂,根据安全性的观点,存在限制最大封入制冷剂量的情况。

[0118] 此时,在制冷运转时或除霜运转时,如果制冷剂不足则膨胀阀的入口的制冷剂成为二相,制冷剂密度降低,因此,引起因膨胀阀的开度不足而导致的低压侧压力的降低。当低压降低时,在负载侧热交换器中发生冻结,在负载侧热交换器损伤的情况下,可能发生因破裂导致的制冷剂泄漏。

[0119] 此外,在设计为制热运转主体的情况下,以制热运转时的性能确保为目的,配置成在制热运转时的热交换器中制冷剂与热介质(空气、水、制冷剂等)成为对向流。因此,在制冷运转时和除霜运转时,热交换器的制冷剂流通方向反转,成为并行流,因此性能降低。

[0120] 与此相对,根据以上说明的实施方式1的制冷循环装置,能够得到以下的效果。

[0121] 在制热运转、制冷运转、除霜运转中的任意运转的情况下,都能够使3个热交换器的制冷剂流入方向统一为对向流化的方向,因此,相比于混合存在并行流的以往的制冷循环装置,能够预见性能提高。

[0122] 在制热运转、制冷运转、除霜运转中的任意运转的情况下,都能够将使用第3热交换器80的内部热交换和配置于注入流路70的第2膨胀阀72用于冷凝器出口部分的制冷剂,因此,能够预见通过制冷剂的注入而提高制冷循环装置的性能。

[0123] 此外,由于能够降低第1膨胀阀30的入口侧的制冷剂的干度$X_{LEV,in}$,因此,第1膨胀阀30的入口的制冷剂密度增加,能够抑制压缩机10吸入制冷剂的压力降低。

[0124] 此外,通过低压部的压力降低抑制能够避免负载侧热交换器的冻结。

[0125] <流路切换装置的各种变形例>

[0126] 以下在实施方式2～5中对流路切换装置的各种变形例进行说明。

[0127] 实施方式2

[0128] 图11是示出实施方式2中的制冷循环装置的制冷运转时的制冷剂回路和制冷剂的流动的图。图11所示的制冷循环装置201的流路切换装置50具备六通阀51A和四通阀52。

[0129] 六通阀51A除了端口PA～PD以外,还具备端口PB2和端口PC2。关于端口PA～PD,与图1同样,与制冷剂回路的各配管连接。端口PB2和端口PC2在六通阀51A的外部通过配管而连接。

[0130] 通过这样进行连接,能够将六通阀51A与图1所示的四通阀51同样地用于连接的切换。近年来,也生产六通阀,如果能够代替四通阀而使用六通阀,则有时在原材料的库存调整等方面是方便的。

[0131] 另外,关于四通阀52和其他的连接部分,图11所示的制冷循环装置201是与图1所示的制冷循环装置1同样的结构,因此这里不重复说明。

[0132] 六通阀51A在第1运转模式(制冷)中构成为,将压缩机10的排出端口与第1热交换器20的制冷剂入口21连接,将第1膨胀阀30的制冷剂出口与第2热交换器40的制冷剂入口连接。此时,在六通阀51A的内部,以端口PA与端口PB连通、端口PC与端口PD连通、端口PB2与端口PC2连通的方式形成流路。

[0133] 四通阀52在第1运转模式(制冷)中构成为,将第1热交换器20的制冷剂出口22与第1流路81的制冷剂入口连接,将第2热交换器40的制冷剂出口与压缩机10的吸入端口连接。

[0134] 图12是示出实施方式2中的制冷循环装置的制热运转时的制冷剂回路和制冷剂的流动的图。

[0135] 六通阀51A在第2运转模式(制热)中构成为,将压缩机10的排出端口与第2热交换器40的制冷剂入口连接,将第1膨胀阀30的制冷剂出口与第1热交换器20的制冷剂入口21连接。此时,在六通阀51A的内部,以端口PA与端口PD连通、端口PB与端口PB2连通、端口PC2与端口PC连通的方式形成流路。其结果是,端口PB与端口PC经由外部配管从而连通。

[0136] 四通阀52在第2运转模式(制热)中构成为,将第2热交换器40的制冷剂出口与第1流路81的制冷剂入口连接,将第1热交换器20的制冷剂出口22与压缩机10的吸入端口连接。

[0137] 通过以上那样构成的实施方式2的制冷循环装置201,也能够得到与实施方式1同样的效果。

[0138] 实施方式3

[0139] 图13是示出实施方式3中的制冷循环装置的制冷运转时的制冷剂回路和制冷剂的流动的图。图13所示的制冷循环装置202的流路切换装置50具备四通阀51和六通阀52A。

[0140] 六通阀52A除了具备端口PE～PH之外还具备端口PG2和端口PH2。关于端口PE～PH,与图1同样地连接于制冷剂回路的各配管。端口PG2和端口PH2在六通阀52A的外部通过配管而连接。

[0141] 通过这样连接,能够将六通阀52A与图1所示的四通阀52同样地用于连接的切换。

[0142] 四通阀在第1运转模式(制冷)中构成为,将压缩机10的排出端口与第1热交换器20的制冷剂入口21连接,将第1膨胀阀30的制冷剂出口与第2热交换器40的制冷剂入口连接。

[0143] 六通阀52A在第1运转模式(制冷)中构成为,将第1热交换器20的制冷剂出口22与第1流路81的制冷剂入口连接,将第2热交换器40的制冷剂出口与压缩机10的吸入端口连接。此时,在六通阀52A的内部,以端口PE与端口PF连通、端口PG与端口PG2连通、端口PH2与端口PH连通的方式形成流路。其结果是,端口PG与端口PH经由外部配管而连通。

[0144] 图14是示出实施方式3中的制冷循环装置的制热运转时的制冷剂回路和制冷剂的流动的图。

[0145] 四通阀51在第2运转模式(制热)中构成为,将压缩机10的排出端口与第2热交换器40的制冷剂入口连接,将第1膨胀阀30的制冷剂出口与第1热交换器20的制冷剂入口21连接。

[0146] 六通阀52A在第2运转模式(制热)中构成为,将第2热交换器40的制冷剂出口与第1流路81的制冷剂入口连接,将第1热交换器20的制冷剂出口22与压缩机10的吸入端口连接。此时,在六通阀52A的内部,以端口PG与端口PF与连通、端口PE与端口PH与连通、端口PG2与端口PH2连通的方式形成流路。

[0147] 通过以上那样构成的实施方式3的制冷循环装置202也能够得到与实施方式1和2同样的效果。

[0148] 实施方式4

[0149] 图15是示出实施方式4中的制冷循环装置的制冷运转时的制冷剂回路和制冷剂的流动的图。图15所示的制冷循环装置203的流路切换装置50具备第1六通阀51A和第2六通阀52A。关于第1六通阀51A的连接,与实施方式2同样,关于第2六通阀52A的连接,与实施方式3同样,因此这里不重复说明。

[0150] 第1六通阀51A在第1运转模式(制冷)中构成为,将压缩机10的排出端口与第1热交换器20的制冷剂入口21连接,将第1膨胀阀30的制冷剂出口与第2热交换器40的制冷剂入口连接。

[0151] 第2六通阀52A在第1运转模式(制冷)中构成为,将第1热交换器20的制冷剂出口22与第1流路81的制冷剂入口连接,将第2热交换器40的制冷剂出口与压缩机10的吸入端口连接。

[0152] 图16是示出实施方式4中的制冷循环装置的制热运转时的制冷剂回路和制冷剂的流动的图。

[0153] 第1六通阀51A在第2运转模式(制热)中构成为,将压缩机10的排出端口与第2热交换器40的制冷剂入口连接,将第1膨胀阀30的制冷剂出口与第1热交换器20的制冷剂入口21连接。

[0154] 第2六通阀52A在第2运转模式(制热)中构成为,将第2热交换器40的制冷剂出口与第1流路81的制冷剂入口连接,将第1热交换器20的制冷剂出口22与压缩机10的吸入端口连接。

[0155] 通过这样构成的实施方式4的制冷循环装置202也能够得到与实施方式1～3同样的效果。

[0156] 实施方式5

[0157] 实施方式5的制冷循环装置204的流路切换装置50具备八通阀50B。

[0158] 图17是示出实施方式5中的制冷循环装置的制冷运转时的制冷剂回路和制冷剂的

流动的图。图18是示出实施方式5中的八通阀50B的制冷运转时的状态和制冷剂的流动的图。

[0159] 如图18所示,八通阀50B具备筒状的阀主体308。在阀主体308的周向的一侧形成有端口PA和端口PE,在另一侧形成有端口PB、PC、PD、PF、PG、PH。

[0160] 关于端口PA～PH的连接目的地,与图1同样,因此不重复说明。在八通阀50B的阀主体308内设置有将3个滑动受压体310A、310B、310C与连结棒311结合而成的活塞312。在连结棒311固定有滑动阀芯313A、313B。

[0161] 通过活塞312的移动,滑动阀芯313A在设置有端口PB、PC、PD的阀座上滑动,滑动阀芯313B在设置有端口PF、PG、PH的阀座上滑动。

[0162] 活塞312划分第1室R1、第2室R2、第3室R3、第4室R4。八通阀50B还具备滑动阀芯切换用的先导电磁阀514。先导电磁阀514具备与柱塞515结合的阀芯516、螺线管线圈517和螺旋弹簧518。

[0163] 当对先导电磁阀514的螺线管线圈517通电并启动制冷循环装置时,柱塞515被吸引而使阀芯516移动,使到达压缩机10的吸入管的低压连通管519与针对第4室R4的导管522连通,并且使高压导入管521与针对第1室R1的导管520连通。当在该状态下启动压缩机10时,向第1室R1导入高压,活塞312和滑动阀芯313A、313B如图18所示,移动至第4室R4侧并固定。

[0164] 在滑动阀芯313A中形成有在端口PB、PC、PD中使相邻的2个端口连通的2个连通用内腔,在图18的状态中,连通用内腔使端口PC、PD连通,并且端口PA经由第2室R2而与端口PB连通。

[0165] 在滑动阀芯313B中形成有在端口PF、PG、PH中使相邻的2个端口连通的2个连通用内腔,在图18的状态中,连通用内腔使端口PG、PH连通,并且端口PE经由第3室R3而与端口PF连通。

[0166] 这样,八通阀50B成为制冷剂在图17的实线的路径中循环的制冷运转位置。

[0167] 图19是示出实施方式5中的制冷循环装置的制热运转时的制冷剂回路和制冷剂的流动的图。图20是示出实施方式5中的八通阀50B的制热运转时的状态和制冷剂的流动的图。

[0168] 在螺线管线圈517未通电时,被螺旋弹簧518施力的阀芯516使低压连通管519与针对第1室R1的导管520连通,并且使高压导入管521与针对第4室R4的导管522连通,因此,向第4室R4导入高压,活塞312和滑动阀芯313A、313B向第1室R1的方向移动。

[0169] 在图20的状态中,滑动阀芯313A的连通用内腔使端口PB、PC连通,并且端口PA经由第2室R2而与端口PD连通。

[0170] 同样,在图20的状态中,滑动阀芯313B的连通用内腔使端口PF、PG连通,并且端口PE经由第3室R3而与端口PH连通。

[0171] 这样,八通阀50B成为制冷剂在图19的实线的路径中循环的制热运转位置。

[0172] 通过使用这样的八通阀,实施方式5中的制冷循环装置能够起到与实施方式1～4同样的效果,并且能够减少部件个数和基板的端口使用数。

[0173] (总结)

[0174] 以下,再次参照附图对实施方式1～5进行概括。

[0175] 图1所示的制冷循环装置1具备压缩机10、第1热交换器20、第2热交换器40、第3热交换器80、第1膨胀阀30、第2膨胀阀72、流路切换装置50。

[0176] 压缩机10、第1热交换器20、第2热交换器40、第1膨胀阀30构成使制冷剂循环的制冷剂回路90。第2膨胀阀72构成对制冷剂回路90中的通过第1膨胀阀30之前的制冷剂进行减压并使其返回压缩机10的注入流路70的一部分。

[0177] 第3热交换器80具备使制冷剂流通的第1流路81以及使制冷剂流通的第2流路82。第3热交换器80构成为在通过第1流路81的制冷剂与通过第2流路82的制冷剂之间进行热交换。第1流路81在制冷剂回路90中被配置为使制冷剂朝向第1膨胀阀30流动。第2流路82被配置为使通过第2膨胀阀72后的制冷剂返回压缩机10。

[0178] 流路切换装置50在第1运转模式(制冷)中构成为,将压缩机10的排出端口与第1热交换器20的制冷剂入口连接,将第1热交换器20的制冷剂出口与第1流路81的制冷剂入口连接,将第1膨胀阀30的制冷剂出口与第2热交换器40的制冷剂入口连接,将第2热交换器40的制冷剂出口与压缩机10的吸入端口连接。

[0179] 流路切换装置50在第2运转模式(制热)中构成为,将压缩机10的排出端口与第2热交换器40的制冷剂入口连接,将第2热交换器40的制冷剂出口与第1流路81的制冷剂入口连接,将第1膨胀阀30的制冷剂出口与第1热交换器20的制冷剂入口连接,将第1热交换器20的制冷剂出口与压缩机10的吸入端口连接。

[0180] 优选的是,第1热交换器20、第2热交换器40、第3热交换器80、第1膨胀阀30和第2膨胀阀72各自的制冷剂流动的方向在第1运转模式和第2运转模式中相同。

[0181] 优选的是,第1热交换器20、第2热交换器40、第3热交换器80构成为,在第1运转模式、第2运转模式中的任意运转模式中,进行热交换的热介质都以对向流的关系进行热交换。该情况下,关于与制冷剂进行热交换的热介质,在第1热交换器20中是空气,在第2热交换器40中是水或盐水,在第3热交换器80中是制冷剂。

[0182] 优选的是,如图1和图2所示,流路切换装置50具备第1四通阀51和第2四通阀52。第1四通阀51构成为,在第1运转模式(制冷)中,将压缩机10的排出端口与第1热交换器20的制冷剂入口连接,将第1膨胀阀30的制冷剂出口与第2热交换器40的制冷剂入口连接,在第2运转模式(制热)中,将压缩机10的排出端口与第2热交换器40的制冷剂入口连接,将第1膨胀阀30的制冷剂出口与第1热交换器20的制冷剂入口连接。第2四通阀52在第1运转模式(制冷)中构成为,将第1热交换器20的制冷剂出口与第1流路81的制冷剂入口连接,将第2热交换器40的制冷剂出口与压缩机10的吸入端口连接,在第2运转模式(制热)中构成为,将第2热交换器40的制冷剂出口与第1流路81的制冷剂入口连接,将第1热交换器20的制冷剂出口与压缩机10的吸入端口连接。

[0183] 优选的是,如图11和图12所示,流路切换装置50具备六通阀51A和四通阀52。六通阀51A构成为,在第1运转模式(制冷)中,将压缩机10的排出端口与第1热交换器20的制冷剂入口连接,将第1膨胀阀30的制冷剂出口与第2热交换器40的制冷剂入口连接,在第2运转模式(制热)中,将压缩机10的排出端口与第2热交换器40的制冷剂入口连接,将第1膨胀阀30的制冷剂出口与第1热交换器20的制冷剂入口连接。四通阀52在第1运转模式(制冷)中构成为,将第1热交换器20的制冷剂出口与第1流路81的制冷剂入口连接,将第2热交换器40的制冷剂出口与压缩机10的吸入端口连接,在第2运转模式(制热)中构成为,将第2热交换器40

的制冷剂出口与第1流路81的制冷剂入口连接,将第1热交换器20的制冷剂出口与压缩机10的吸入端口连接。

[0184] 优选的是,如图13和图14所示,流路切换装置50具备四通阀51和六通阀52A。四通阀51构成为,在第1运转模式(制冷)中将压缩机10的排出端口与第1热交换器20的制冷剂入口连接,将第1膨胀阀30的制冷剂出口与第2热交换器40的制冷剂入口连接,在第2运转模式(制热)中将压缩机10的排出端口与第2热交换器40的制冷剂入口连接,将第1膨胀阀30的制冷剂出口与第1热交换器20的制冷剂入口连接。六通阀52A在第1运转模式(制冷)中构成为,将第1热交换器20的制冷剂出口与第1流路81的制冷剂入口连接,将第2热交换器40的制冷剂出口与压缩机10的吸入端口连接,在第2运转模式(制热)中构成为,将第2热交换器40的制冷剂出口与第1流路81的制冷剂入口连接,将第1热交换器20的制冷剂出口与压缩机10的吸入端口连接。

[0185] 优选的是,如图15和图16所示,流路切换装置具备第1六通阀51A和第2六通阀52A。第1六通阀51A构成为,在第1运转模式(制冷)中,将压缩机10的排出端口与第1热交换器20的制冷剂入口连接,将第1膨胀阀30的制冷剂出口与第2热交换器40的制冷剂入口连接,在第2运转模式(制热)中,将压缩机10的排出端口与第2热交换器40的制冷剂入口连接,将第1膨胀阀30的制冷剂出口与第1热交换器20的制冷剂入口连接。第2六通阀52A在第1运转模式(制冷)中构成为,将第1热交换器20的制冷剂出口与第1流路81的制冷剂入口连接,将第2热交换器40的制冷剂出口与压缩机10的吸入端口连接,在第2运转模式(制热)中构成为,将第2热交换器40的制冷剂出口与第1流路81的制冷剂入口连接,将第1热交换器20的制冷剂出口与压缩机10的吸入端口连接。

[0186] 优选的是,如图17～图20所示,流路切换装置50具备八通阀50B。

[0187] 优选的是,如图5和图7所示,制冷循环装置还具备对第1膨胀阀30和第2膨胀阀72进行控制的控制装置100。控制装置100对第2膨胀阀72的开度进行控制,使得从第3热交换器80的第1流路81向第1膨胀阀30流入的制冷剂的干度不会增大至超过目标干度。

[0188] 本次公开的实施方式在全部方面是例示而不应认为是制限性的内容。本公开的范围不由上述的实施方式的说明示出而是由权利要求书示出,意图包含与权利要求书均等的含义和范围内的全部变更。

[0189] 附图标记说明

[0190] 1、201～204制冷循环装置,10压缩机,20、40、80、123热交换器,23风扇,30、72第2膨胀阀,31定子线圈,32转子,33螺杆,34针,35孔口,41、42、70流路,50流路切换装置,50B八通阀,51、52四通阀,51A、52A六通阀,71、73、91～99、121、122、124配管,81第1流路,82第2流路,90制冷剂回路,100控制装置,101CPU,102存储器,110、116、118压力传感器,111、112、114、115、117温度传感器,113流量传感器,308阀主体,310A、310B滑动受压体,311连结棒,312活塞,313A、313B滑动阀芯,514先导电磁阀,515柱塞,516阀芯,517螺线管线圈,518螺旋弹簧,519低压连通管,520、522导管,521高压导入管,R1第1室,R2第2室,R3第3室,R4第4室,WP泵。

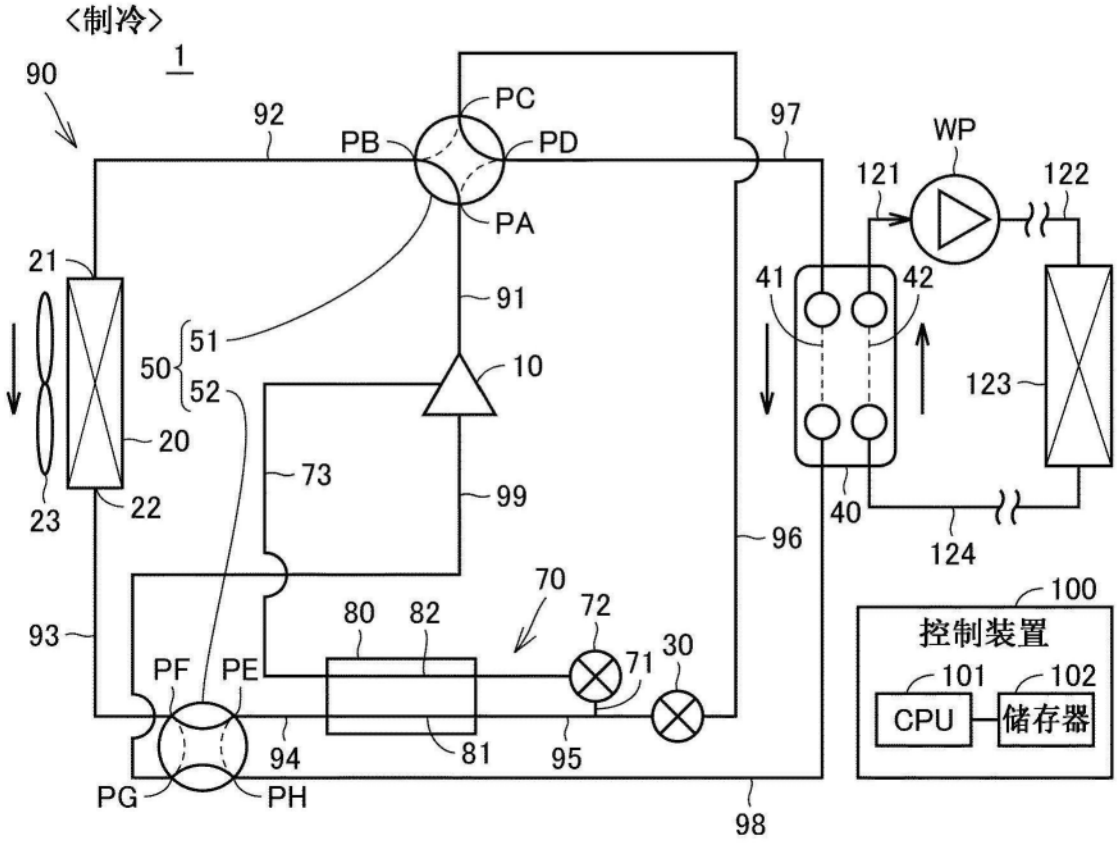

<制冷>
1
90
92
PB
PC
PD
PA
97
WP
121
122
21
91
41
42
51
50
52
10
123
20
73
99
23
22
40
124
96
70
72
100
80
82
93
71
30
控制装置
PF
PE
101
102
CPU
储存器
94
81
95
PG
PH
98

图1

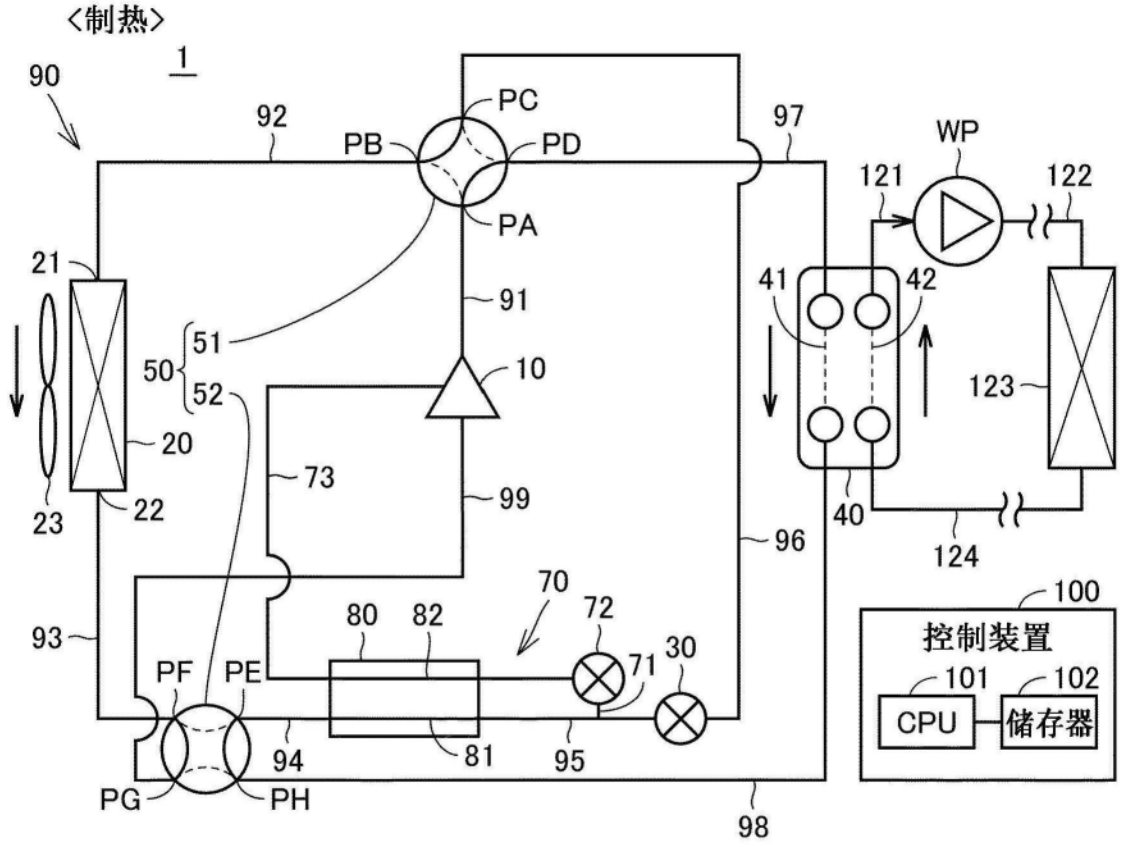

<制热>
1
90
92
PB
PC
PD
PA
97
WP
121
122
21
91
41
42
51
50
52
10
123
20
73
99
23
22
40
96
124
70
100
80
82
72
93
控制装置
71
30
PF
PE
101
102
CPU
储存器
94
81
95
PG
PH
98

图2

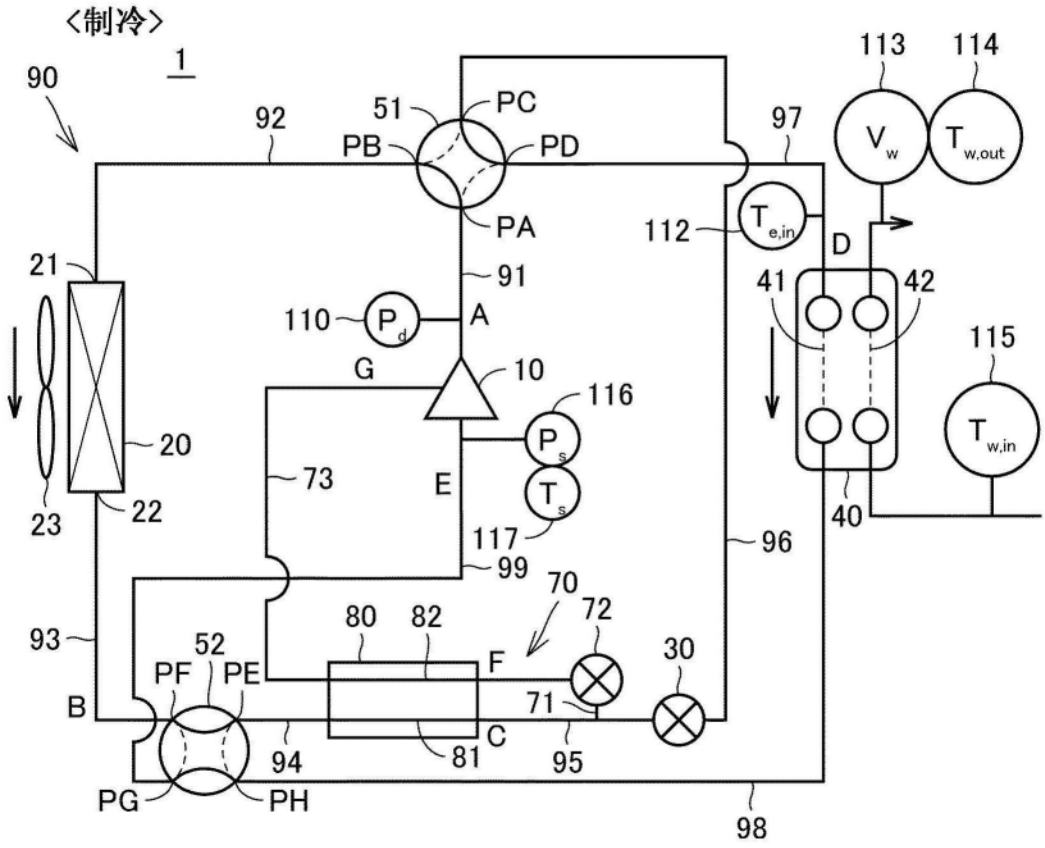

<制冷>
1
90
92
51
PC
PB
PD
PA
97
113
114
V_w
$T_{w,out}$
112
$T_{e,in}$
D
21
91
110
P_d
A
41
42
115
G
10
116
20
73
E
P_s
T_s
$T_{w,in}$
23
22
117
96
40
99
70
72
80
82
93
52
F
30
PF
PE
B
71
C
94
81
95
PG
PH
98

图3

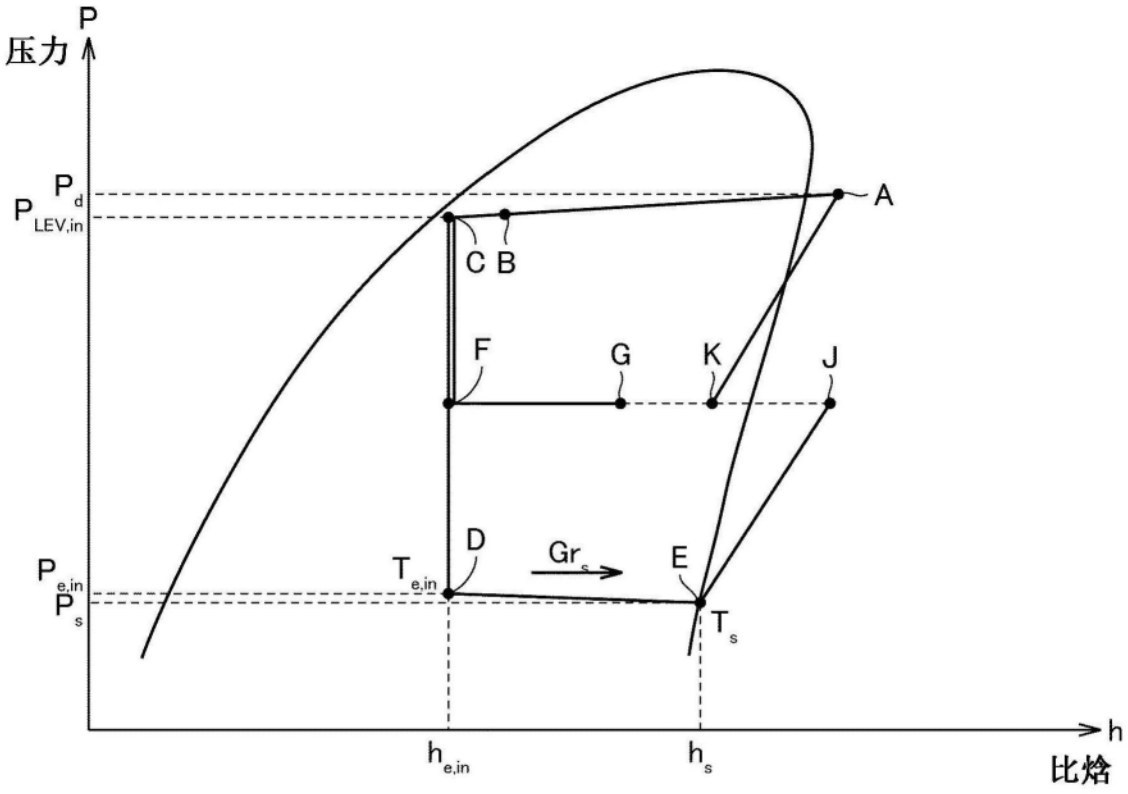


图4

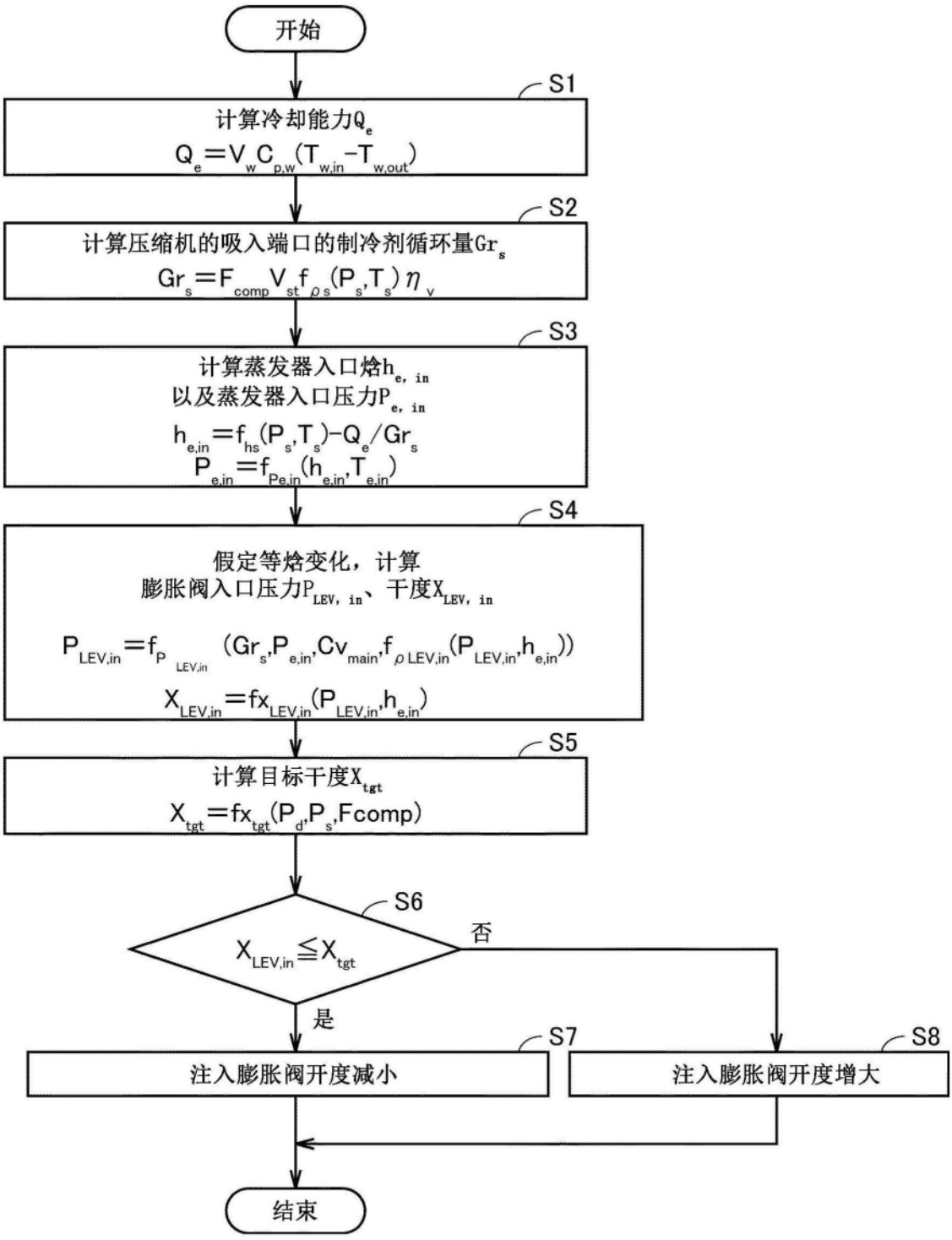

开始
S1
计算冷却能力Q_e
$Q_e=V_w C_{p,w}(T_{w,in}-T_{w,out})$
S2
计算压缩机的吸入端口的制冷剂循环量Gr_s
$Gr_s=F_{comp} V_{st} f_{\rho s}(P_s,T_s)\eta_v$
S3
计算蒸发器入口焓$h_{e,in}$
以及蒸发器入口压力$P_{e,in}$
$h_{e,in}=f_{hs}(P_s,T_s)-Q_e/Gr_s$
$P_{e,in}=f_{Pe,in}(h_{e,in},T_{e,in})$
S4
假定等焓变化，计算
膨胀阀入口压力$P_{LEV,in}$、干度$X_{LEV,in}$
$P_{LEV,in}=f_{P\ LEV,in}(Gr_s,P_{e,in},Cv_{main},f_{\rho\ LEV,in}(P_{LEV,in},h_{e,in}))$
$X_{LEV,in}=fx_{LEV,in}(P_{LEV,in},h_{e,in})$
S5
计算目标干度X_{tgt}
$X_{tgt}=fx_{tgt}(P_d,P_s,Fcomp)$
S6
$X_{LEV,in}\leqq X_{tgt}$
否
是
S7
注入膨胀阀开度减小
S8
注入膨胀阀开度增大
结束

图5

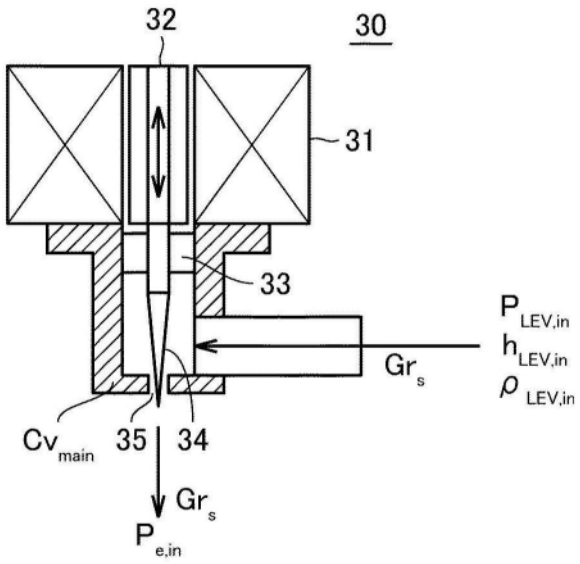

32
30
31
33
$P_{LEV,in}$
$h_{LEV,in}$
$\rho_{LEV,in}$
Gr_s
Cv_{main}
35
34
Gr_s
$P_{e,in}$

图6

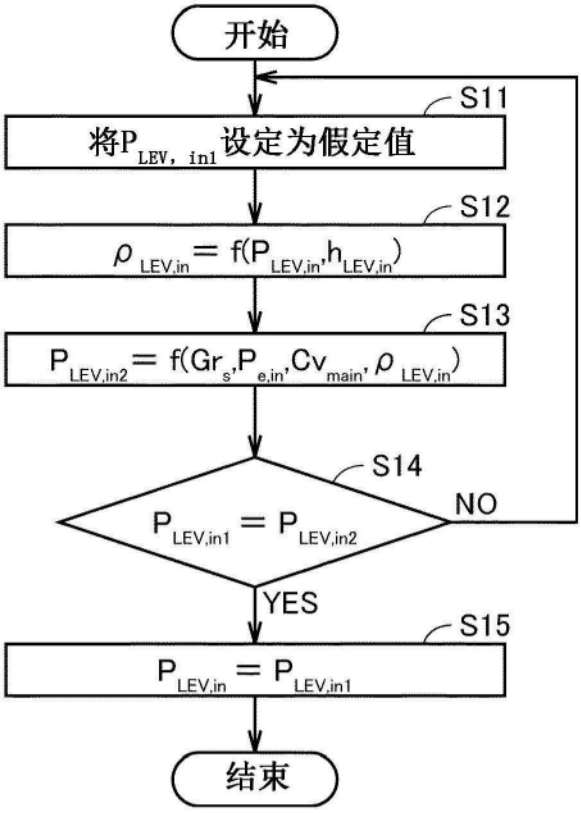

开始
S11
将$P_{LEV,in1}$设定为假定值
S12
$\rho_{LEV,in} = f(P_{LEV,in}, h_{LEV,in})$
S13
$P_{LEV,in2} = f(Gr_s, P_{e,in}, Cv_{main}, \rho_{LEV,in})$
S14
$P_{LEV,in1} = P_{LEV,in2}$
NO
YES
S15
$P_{LEV,in} = P_{LEV,in1}$
结束

图7

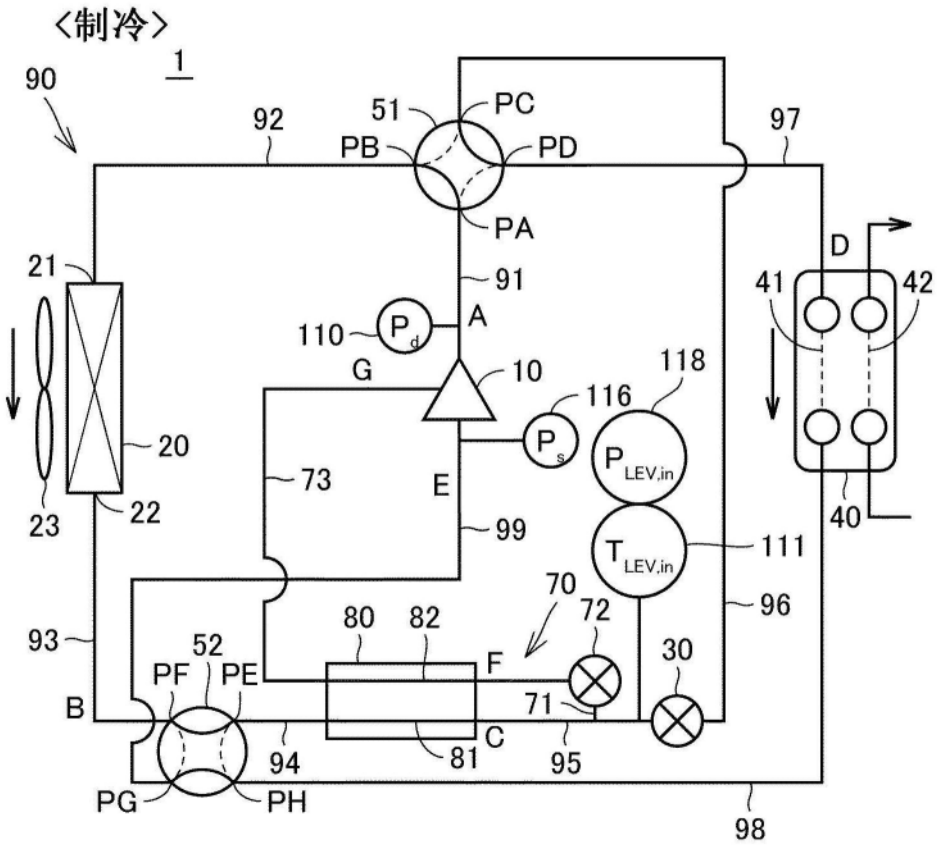

<制冷>
1
90
92
51
PC
PB
PD
97
PA
D
21
91
41
42
110
A
G
10
118
116
20
73
E
99
111
23
22
40
70
72
96
93
80
82
52
F
30
PF
PE
B
71
C
94
81
95
PG
PH
98

图8

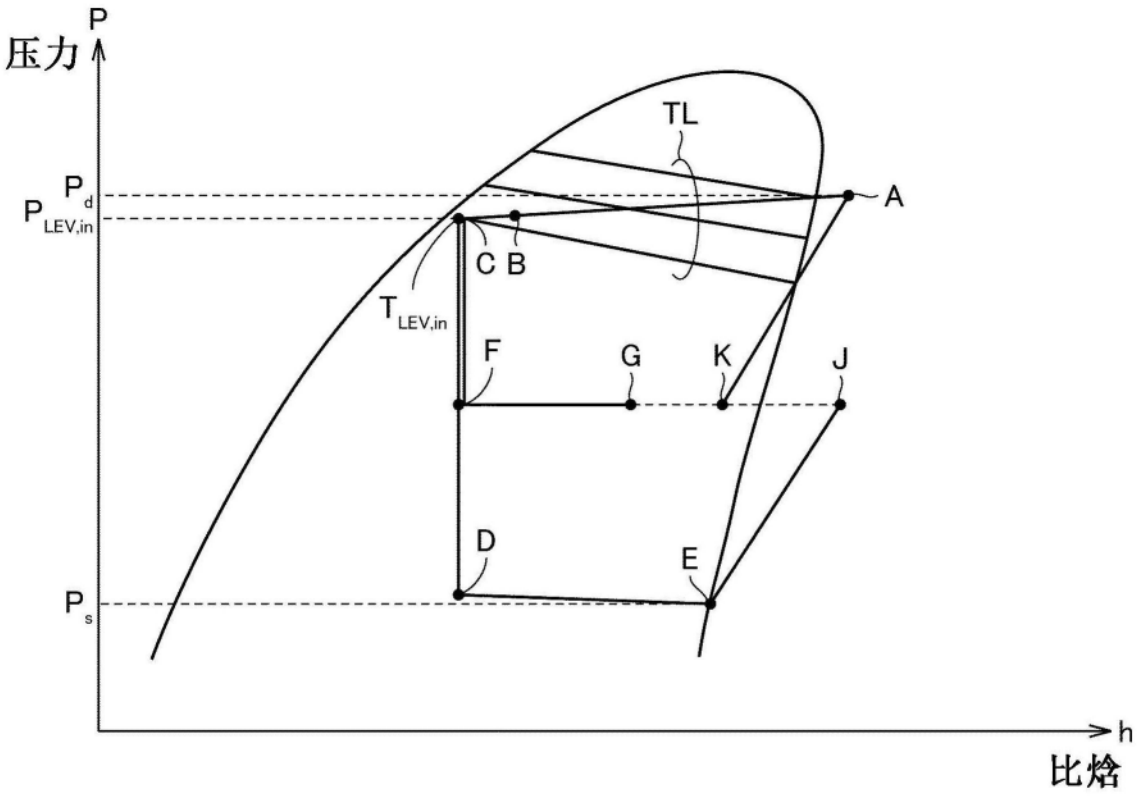

P
压力
TL
P_d
$P_{LEV,in}$
A
C B
$T_{LEV,in}$
F
G
K
J
D
E
P_s
h
比焓

图9

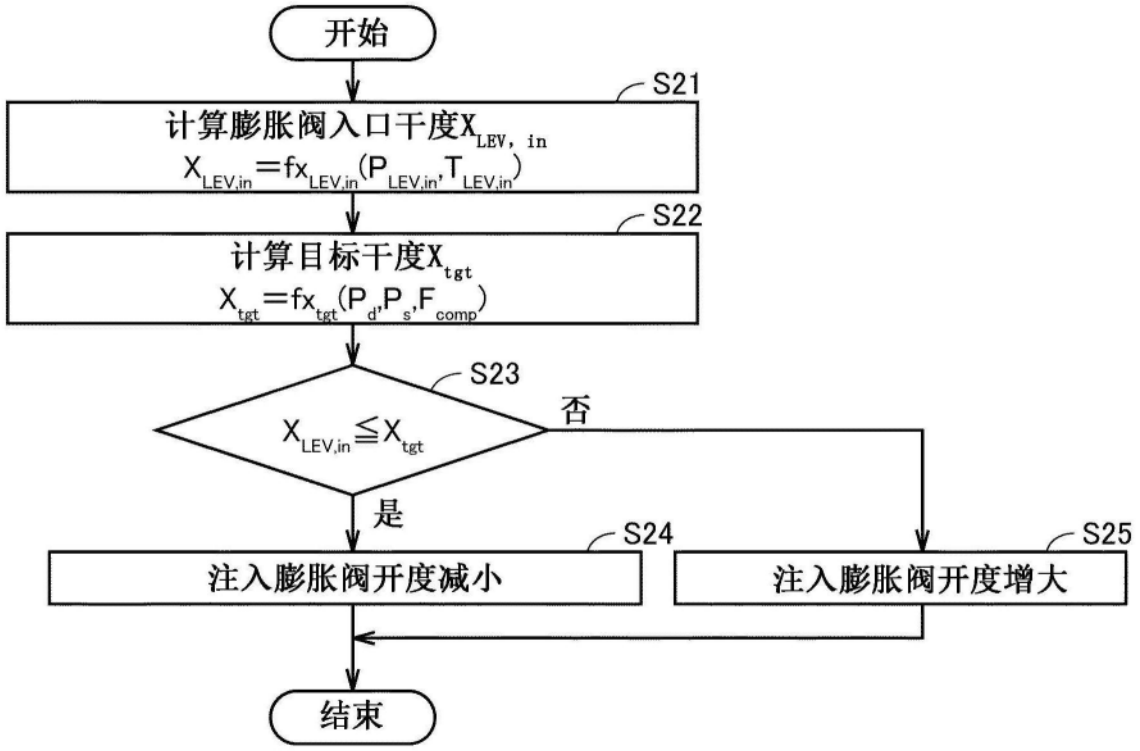

开始
S21
计算膨胀阀入口干度$X_{LEV,in}$
$X_{LEV,in}=fx_{LEV,in}(P_{LEV,in},T_{LEV,in})$
S22
计算目标干度X_{tgt}
$X_{tgt}=fx_{tgt}(P_d,P_s,F_{comp})$
S23
$X_{LEV,in}\leqq X_{tgt}$
否
是
S24
注入膨胀阀开度减小
S25
注入膨胀阀开度增大
结束

图10

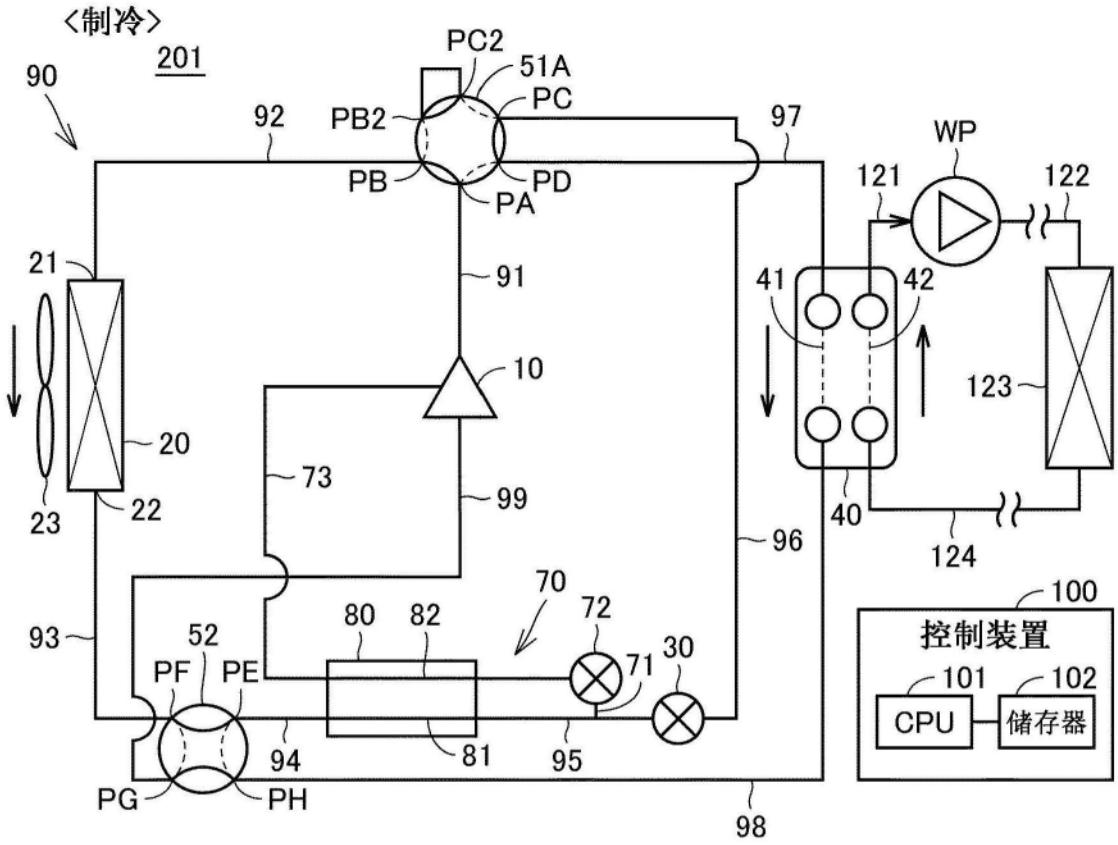

<制冷>
201
90
PC2
51A
PC
92
PB2
97
WP
121
122
PB
PD
PA
21
91
41
42
10
123
20
73
99
23
22
40
96
124
70
72
100
93
80
82
控制装置
52
71
30
PF
PE
101
102
CPU
储存器
94
81
95
PG
PH
98

图11

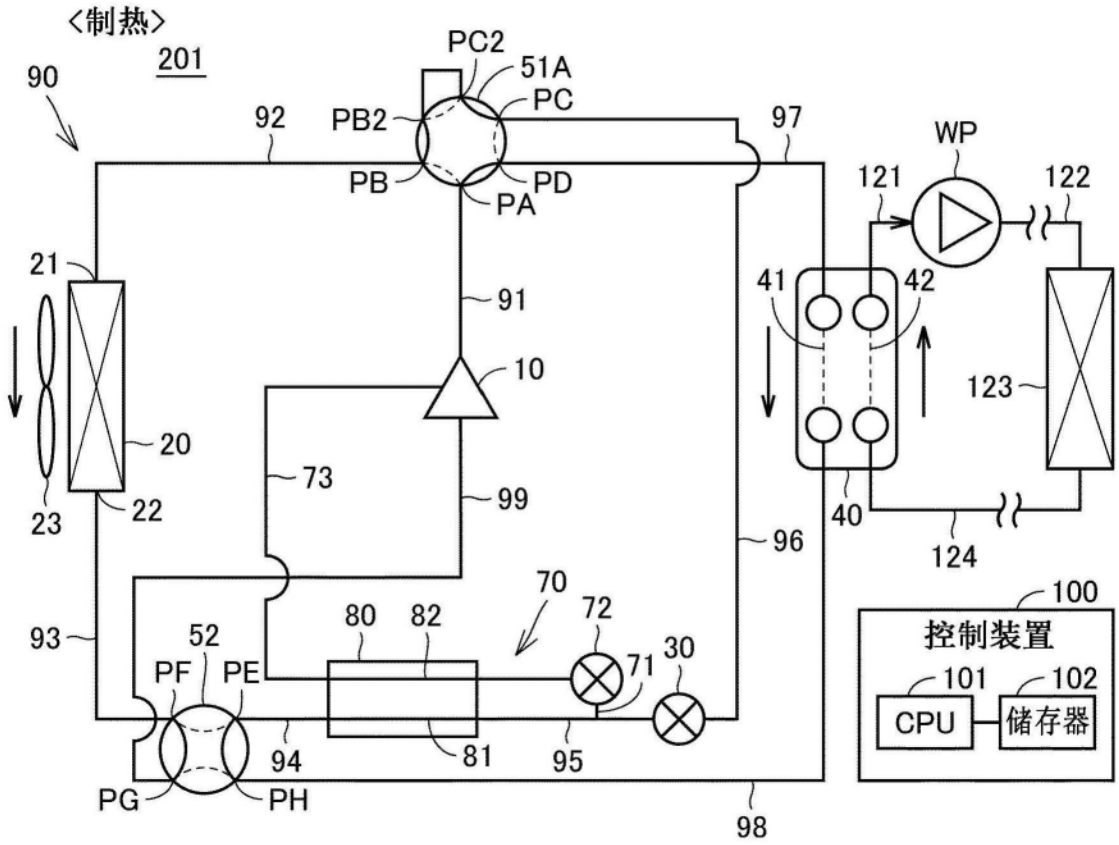

<制热>
201
90
PC2
51A
PC
92
PB2
97
WP
121
122
PB
PD
PA
21
91
41
42
10
123
20
73
99
23
22
40
96
124
70
100
93
80
82
72
控制装置
52
71
30
PF
PE
101
102
CPU
储存器
94
81
95
PG
PH
98

图12

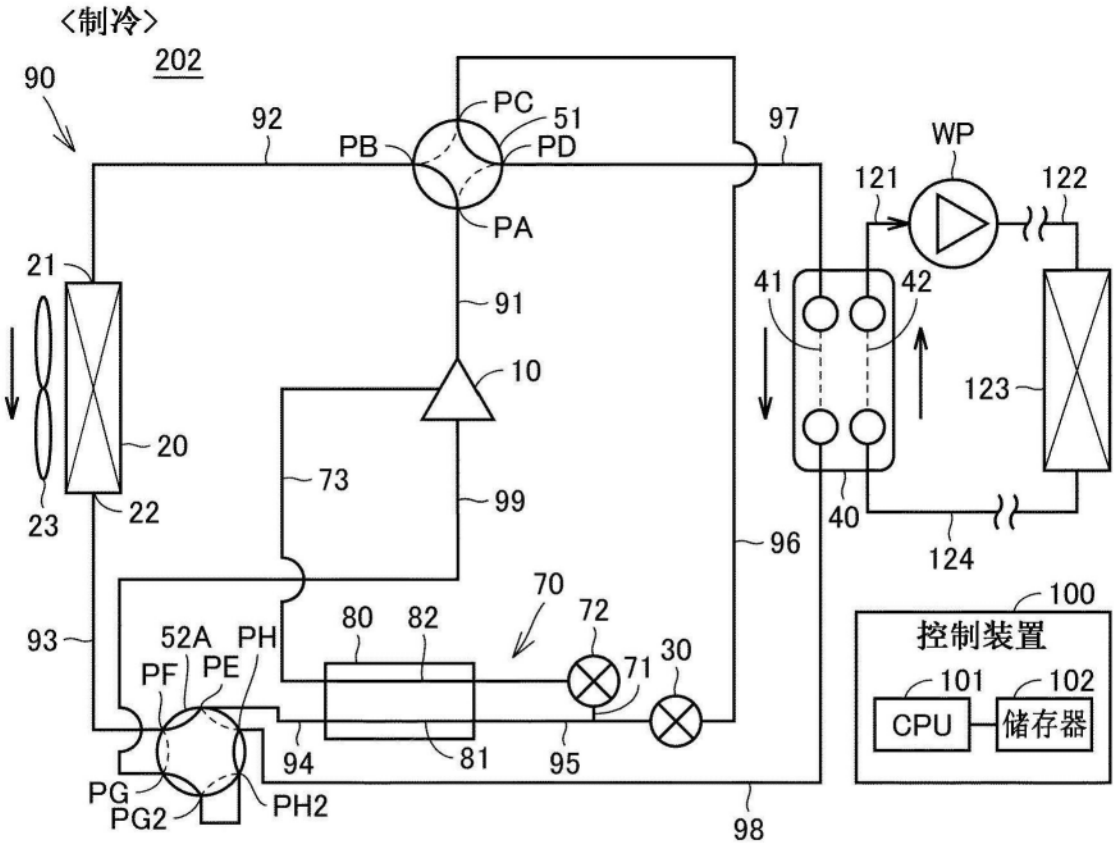

<制冷>
202
90
92
PC
51
PB
PD
97
WP
121
122
PA
21
91
41
42
10
123
20
73
99
23
22
40
96
124
70
100
93
80
82
72
52A
PH
控制装置
PF
PE
71
30
101
102
CPU
储存器
94
81
95
PG
PG2
PH2
98

图13

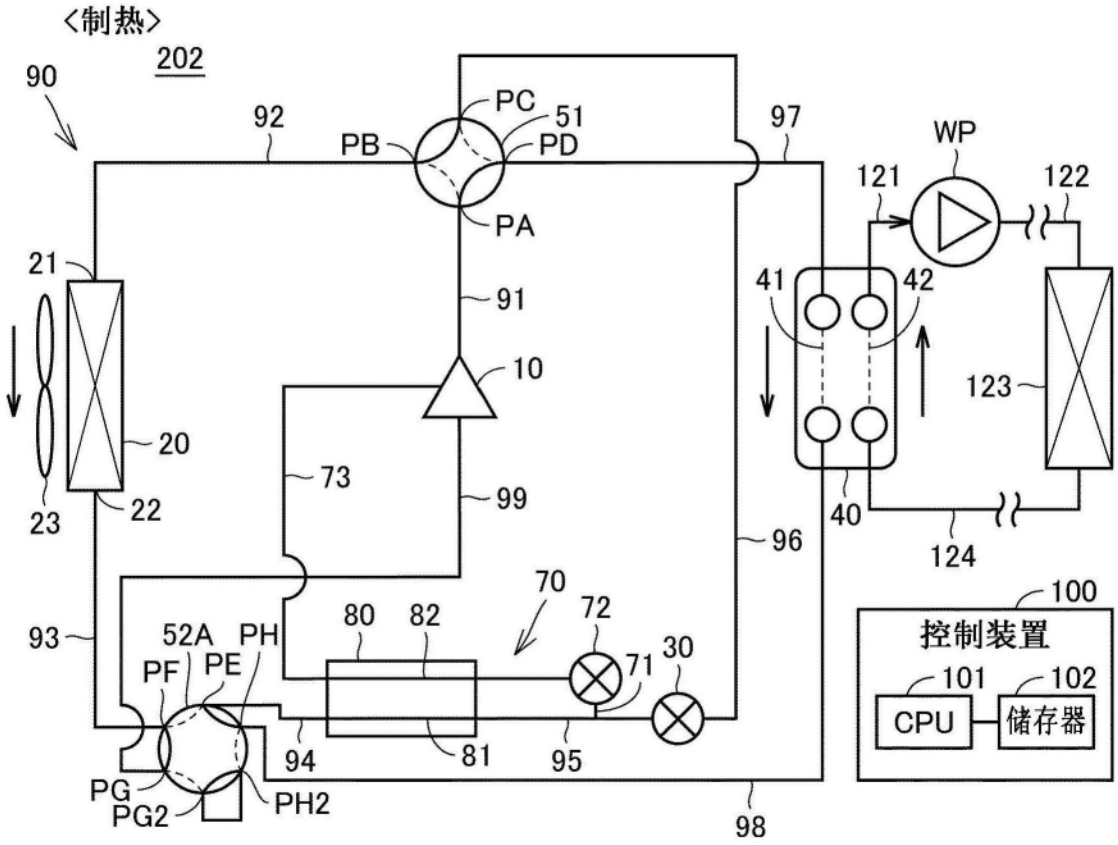

<制热>
202
90
92
PC
51
PB
PD
97
WP
121
122
PA
21
91
41
42
10
123
20
73
99
23
22
40
96
124
70
72
100
93
80
82
控制装置
52A
PH
71
30
PF
PE
101
102
CPU
储存器
94
81
95
PG
PG2
PH2
98

图14

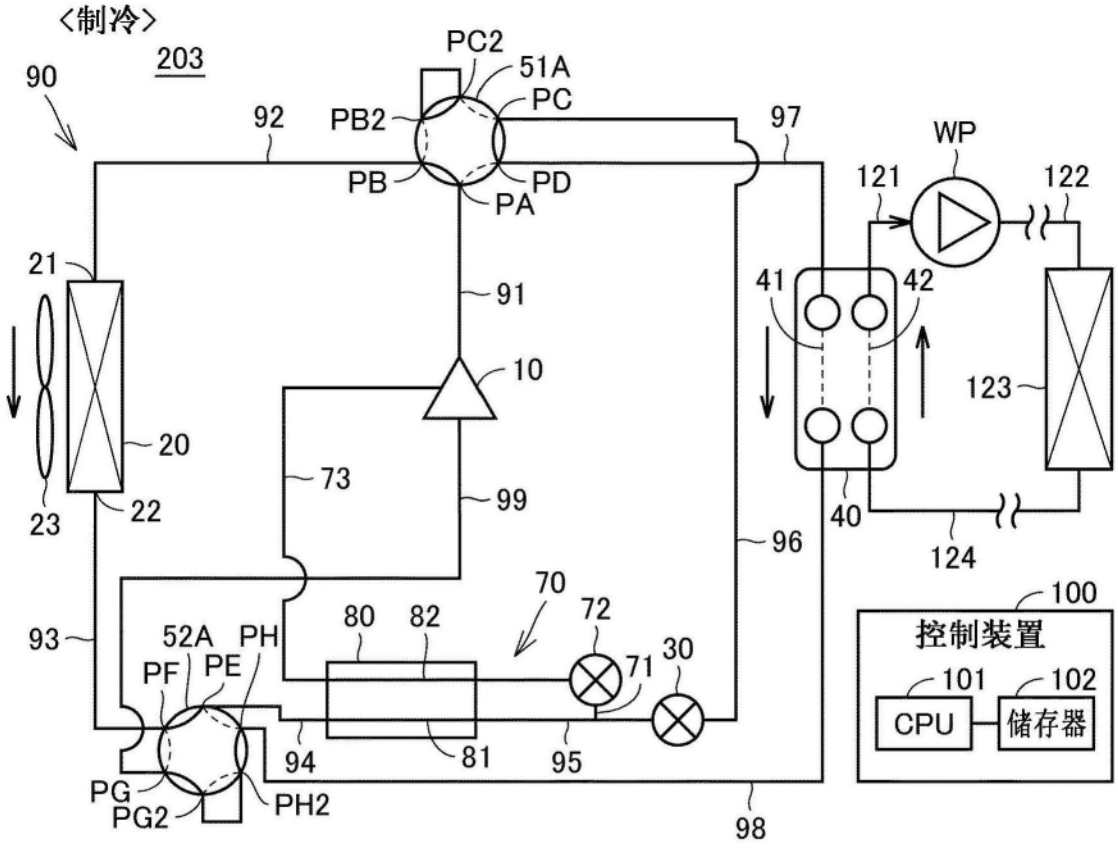

<制冷>
203
90
92
PC2
51A
PC
PB2
PB
PD
PA
97
WP
121
122
21
91
41
42
10
123
20
73
99
23
22
40
96
124
70
72
100
93
80
82
控制装置
52A
PH
PF
PE
71
30
101
102
CPU
储存器
94
81
95
PG
PG2
PH2
98

图15

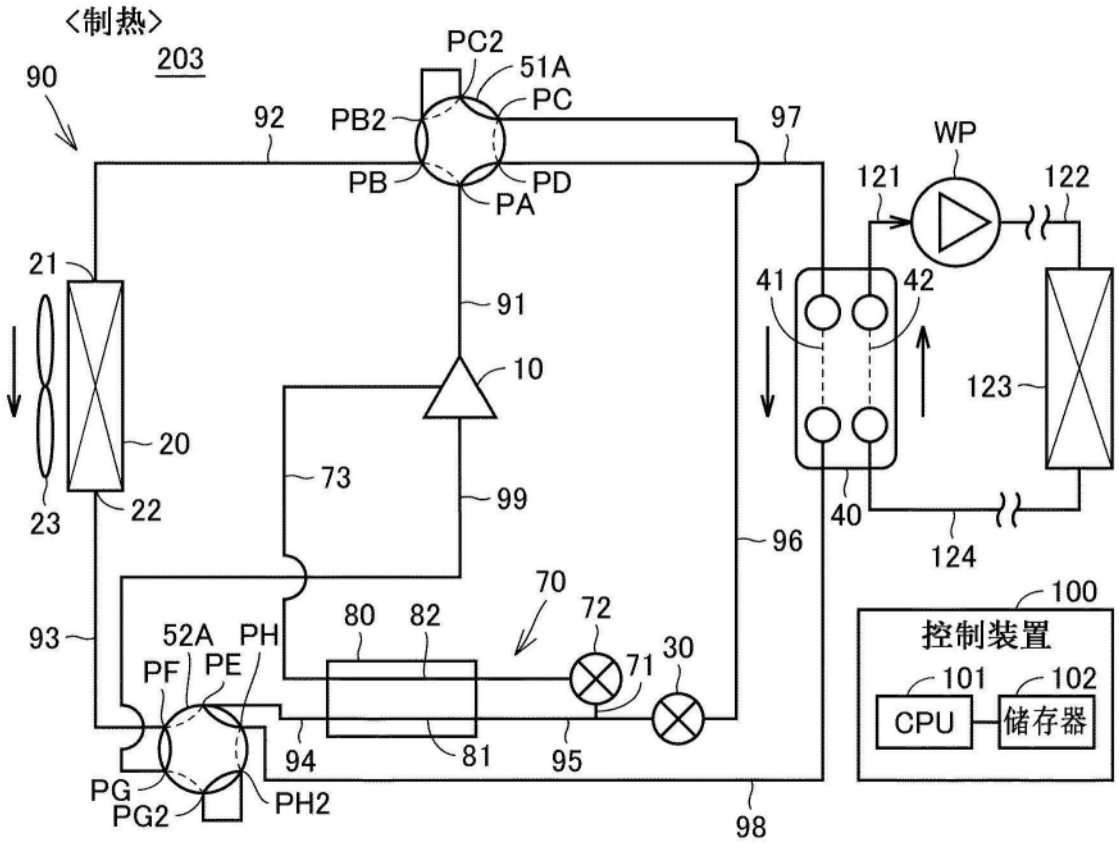

<制热>
203
90
92
PC2
51A
PC
PB2
PB
PA
PD
97
WP
121
122
21
91
10
41
42
123
20
73
99
23
22
40
96
124
70
72
100
93
80
82
52A
PH
PF
PE
71
30
控制装置
101
102
CPU
储存器
94
81
95
PG
PG2
PH2
98

图16

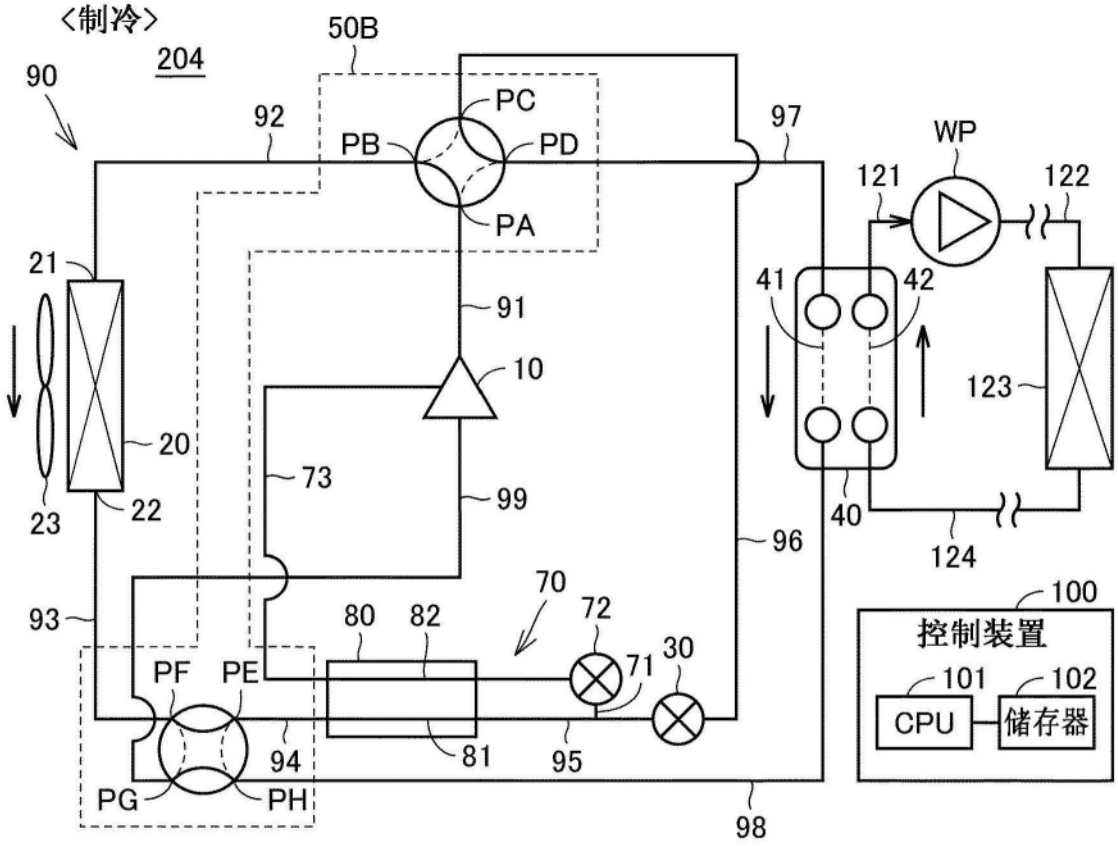

<制冷>
204
50B
90
92
PC
PB
PD
PA
97
WP
121
122
21
91
41
42
10
123
20
73
99
23
22
40
96
124
70
72
100
93
80
82
控制装置
30
71
PF
PE
101
102
CPU
储存器
94
81
95
PG
PH
98

图17

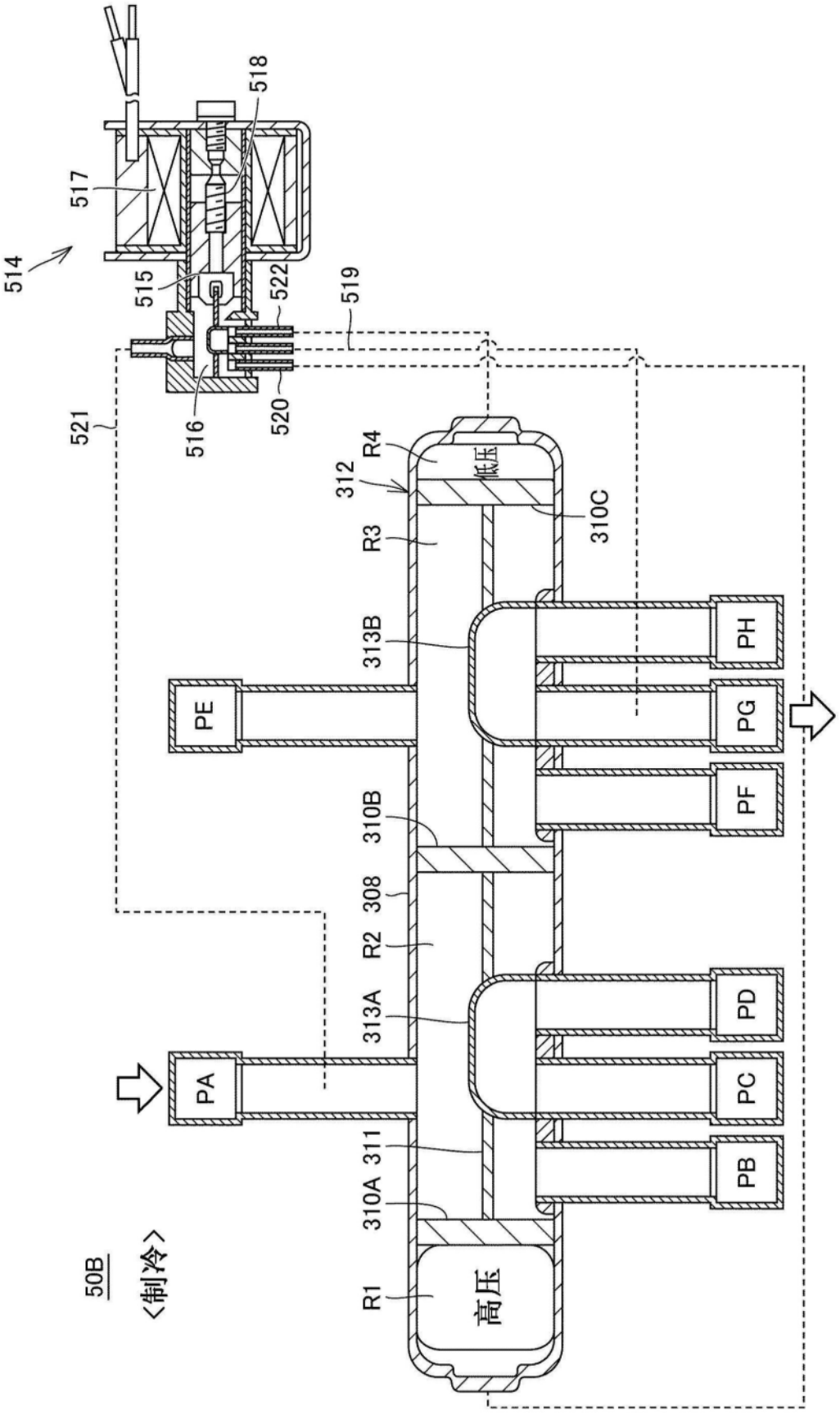

514
515
516
517
518
519
520
521
522
312
R4
R3
R2
R1
310C
310B
310A
311
308
313B
313A
低压
高压
PA
PB
PC
PD
PE
PF
PG
PH
50B
〈制冷〉

图18

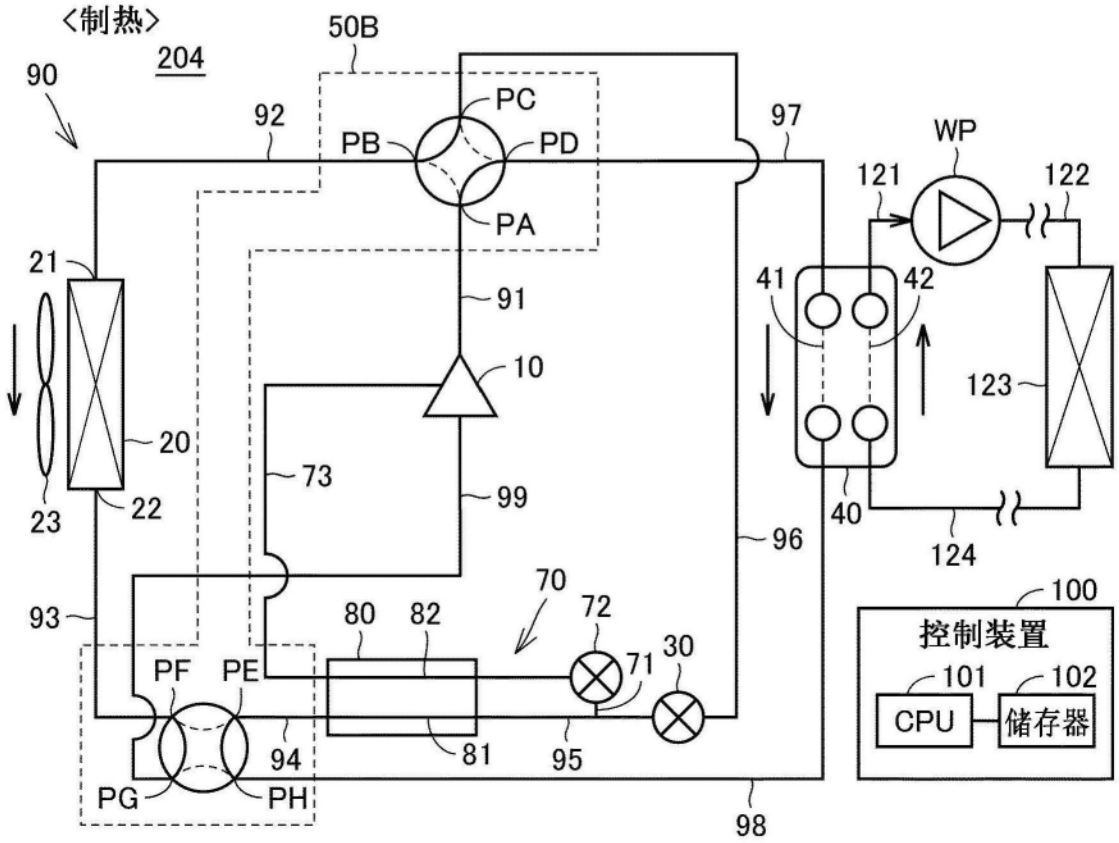

<制热>
204
50B
90
92
PC
PB
PD
PA
97
WP
121
122
21
91
41
42
10
123
20
73
99
40
22
23
96
124
70
72
100
93
80
82
控制装置
71
30
PF
PE
101
102
CPU
储存器
94
81
95
PG
PH
98

图19

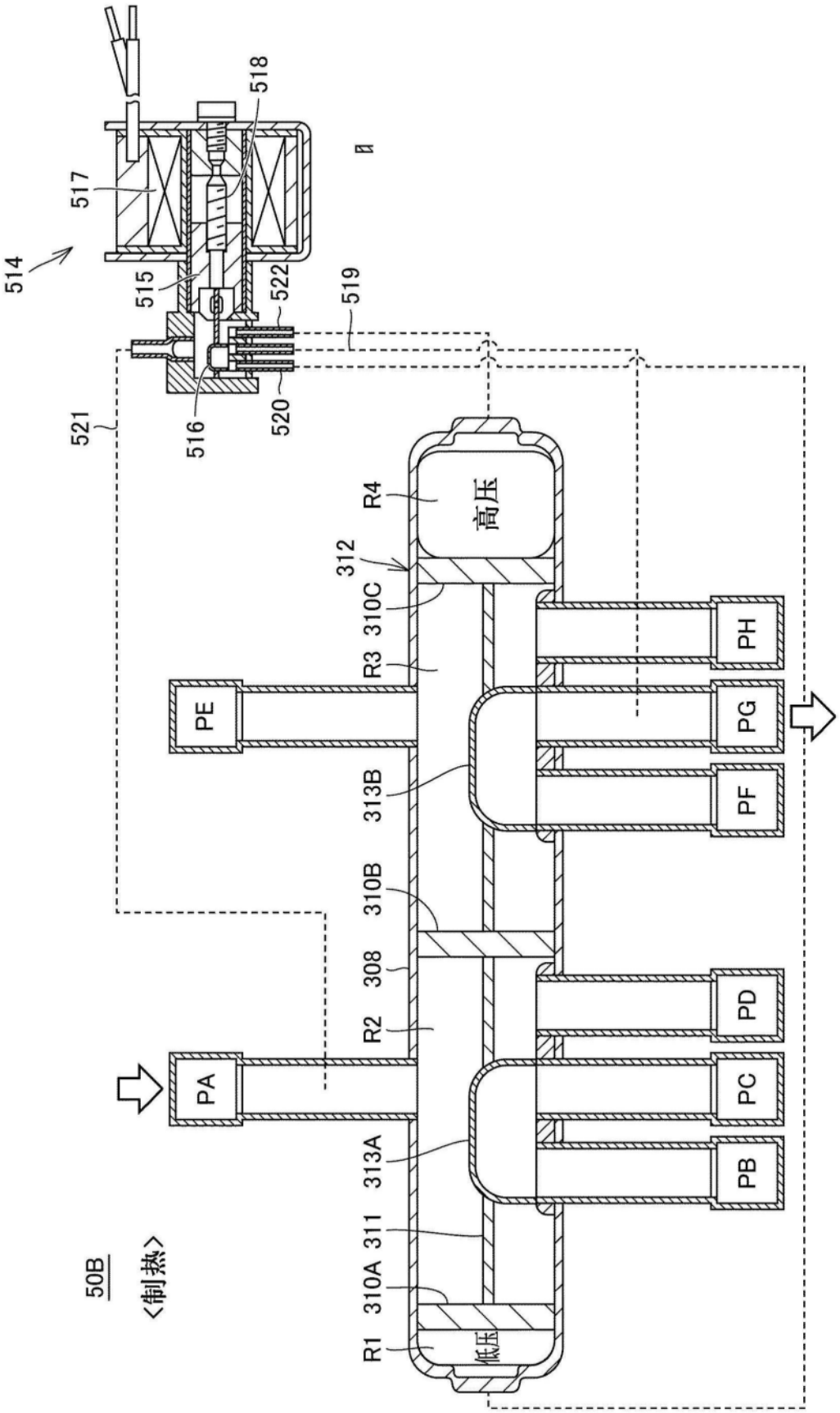

514
517
518
515
522
519
516
520
521
R4
高压
312
310C
R3
PE
313B
310B
308
R2
PA
313A
311
310A
R1
低压
PH
PG
PF
PD
PC
PB
50B
<制热>

图20