



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 109716041 A

(43)申请公布日 2019.05.03

(21)申请号 201680089374.2

(51)Int.Cl.

(22)申请日 2016.09.23

F25B 5/02(2006.01)

(85)PCT国际申请进入国家阶段日  
2019.03.18

F25B 6/04(2006.01)

F25B 41/00(2006.01)

(86)PCT国际申请的申请数据  
PCT/JP2016/078058 2016.09.23

(87)PCT国际申请的公布数据  
W02018/055741 JA 2018.03.29

(71)申请人 三菱电机株式会社  
地址 日本东京

(72)发明人 西山拓未 田中航祐 赤岩良太

(74)专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专  
利商标事务所 11038

代理人 刘杨

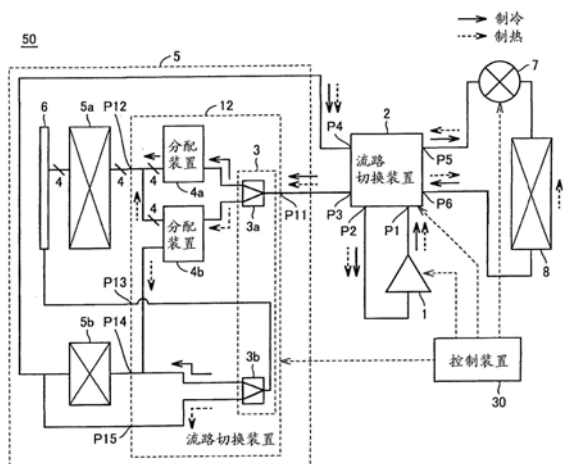
权利要求书4页 说明书22页 附图24页

(54)发明名称

制冷循环装置

(57)摘要

第二流路切换装置(12)包括:第一分配装置(4a),其构成为向第一热交换部的多个制冷剂通路分配制冷剂;第二分配装置(4b),其构成为向第一热交换部的多个制冷剂通路和第二热交换部分配制冷剂;以及切换部(3),其根据制冷剂循环的顺序是第一顺序(制冷)还是第二顺序(制热),对将第一热交换装置的制冷剂入口连接于第一分配装置还是连接于第二分配装置进行切换,并且,对是使从第一热交换部(5a)的制冷剂出口流出的制冷剂通过第二热交换部还是使其与从第二热交换部(5b)的制冷剂出口流出的制冷剂汇合进行切换。由此,能够实现无论制冷、制热如何均能够均等地分配制冷剂且提高了传热性能的制冷循环装置。



1. 一种制冷循环装置,其中,

所述制冷循环装置具备:

压缩机;

第一热交换装置;

膨胀阀;

第二热交换装置;以及

第一流路切换装置,所述第一流路切换装置构成为以将从所述压缩机排出的制冷剂循环的顺序切换为第一顺序和第二顺序的方式对流路进行变更,并且在所述第一顺序及所述第二顺序的任一顺序中,均以使制冷剂从所述第一热交换装置的制冷剂入口流入并使制冷剂从所述第一热交换装置的制冷剂出口流出的方式对流路进行切换,

所述第一顺序是制冷剂按照所述压缩机、所述第一热交换装置、所述膨胀阀、所述第二热交换装置的顺序循环的顺序,

所述第二顺序是制冷剂按照所述压缩机、所述第二热交换装置、所述膨胀阀、所述第一热交换装置的顺序循环的顺序,

所述第一热交换装置包括:

第一热交换部;

第二热交换部;以及

第二流路切换装置,所述第二流路切换装置构成为以如下方式对流路进行切换:在所述制冷剂循环的顺序为所述第一顺序的情况下,使制冷剂依次流向所述第一热交换部及所述第二热交换部,并且,在所述制冷剂循环的顺序为所述第二顺序的情况下,使制冷剂并行地流向所述第一热交换部及所述第二热交换部,

所述第二流路切换装置包括:

第一分配装置,所述第一分配装置构成为向所述第一热交换部的多个制冷剂流路分配所述制冷剂;

第二分配装置,所述第二分配装置构成为向所述第一热交换部的多个制冷剂流路和所述第二热交换部分配所述制冷剂;以及

切换部,所述切换部根据所述制冷剂循环的顺序是所述第一顺序还是所述第二顺序,对将所述第一热交换装置的所述制冷剂入口连接于所述第一分配装置还是连接于所述第二分配装置进行切换,并且,对是使从所述第一热交换部的制冷剂出口流出的制冷剂通过所述第二热交换部还是使其与从第二热交换部的制冷剂出口流出的制冷剂汇合进行切换。

2. 根据权利要求1所述的制冷循环装置,其中,

所述切换部包括:

第一切换阀,所述第一切换阀构成为在所述制冷剂循环的顺序为所述第一顺序的情况下,使制冷剂通过所述第一分配装置,在所述制冷剂循环的顺序为所述第二顺序的情况下,使制冷剂通过所述第二分配装置;以及

第二切换阀,所述第二切换阀构成为在所述制冷剂循环的顺序为所述第一顺序的情况下,将所述第一热交换部的制冷剂出口连接于所述第二热交换部的制冷剂入口,在所述制冷剂循环的顺序为所述第二顺序的情况下,使所述第一热交换部的制冷剂出口与所述第二热交换部的出口汇合。

3. 根据权利要求1所述的制冷循环装置,其中,  
所述第一分配装置是集管,  
所述第二分配装置是分发器。
4. 根据权利要求1所述的制冷循环装置,其中,  
所述第一分配装置是第一入口集管,  
所述第二分配装置是第二入口集管。
5. 根据权利要求1所述的制冷循环装置,其中,  
所述第二流路切换装置还包括:  
第一配管,所述第一配管连接于所述第一分配装置的出口;  
第一止回阀,所述第一止回阀设置于所述第一配管;  
第二配管,所述第二配管连接于所述第二分配装置的出口;  
第二止回阀,所述第二止回阀设置于所述第二配管;以及  
第三配管,所述第三配管在所述第一配管与所述第二配管汇合之后,向所述第一热交换部输送制冷剂。
6. 根据权利要求1所述的制冷循环装置,其中,  
所述第二流路切换装置还包括:  
第一配管,所述第一配管连接于所述第一分配装置的出口;  
第一开闭阀,所述第一开闭阀设置于所述第一配管;  
第二配管,所述第二配管连接于所述第二分配装置的出口;  
第二开闭阀,所述第二开闭阀设置于所述第二配管;以及  
第三配管,所述第三配管在所述第一配管与所述第二配管汇合之后,向所述第一热交换部输送制冷剂。
7. 根据权利要求1所述的制冷循环装置,其中,  
所述第一分配装置及所述第二分配装置是内部容积被分隔板分成两部分的入口集管。
8. 根据权利要求7所述的制冷循环装置,其中,  
所述分隔板构成为将所述入口集管的容积分隔成使相当于所述第一分配装置的部分成为50%以上。
9. 根据权利要求1所述的制冷循环装置,其中,  
所述切换部包括:  
轴;  
线圈,所述线圈使所述轴在沿着所述轴的方向上移动;  
多个阀芯,所述多个阀芯与所述轴的动作联动地移动;以及  
阀主体,所述阀主体形成有通过所述多个阀芯来切换流路的多个流路。
10. 根据权利要求1所述的制冷循环装置,其中,  
所述切换部包括:  
轴;  
线圈,所述线圈使所述轴在沿着所述轴的方向上移动;  
电动机,所述电动机以所述轴为中心而使所述轴旋转;  
第一阀芯,所述第一阀芯与所述轴的沿着所述轴的方向上的动作联动地移动;

第二阀芯,所述第二阀芯与所述轴的旋转联动地移动;以及  
阀主体,所述阀主体形成有通过所述第一阀芯及所述第二阀芯来切换流路的多个流路。

11. 根据权利要求1~10中任一项所述的制冷循环装置,其中,

将所述第一热交换部及所述第二热交换部构成为使所述第一热交换部的热交换容量比所述第二热交换部的热交换容量大,并使在所述第一热交换部中供制冷剂并行地流动的制冷剂流路的条数比在所述第二热交换部中供制冷剂并行地流动的制冷剂流路的条数多。

12. 根据权利要求1所述的制冷循环装置,其中,

所述第二流路切换装置还包括:

第一配管,所述第一配管连接于所述第一分配装置的出口;

第二配管,所述第二配管连接于所述第二分配装置的出口;以及

第三配管,所述第三配管在所述第一配管与所述第二配管汇合之后,向所述第一热交换部输送制冷剂,

在从沿着所述第三配管的方向观察所述第一配管与所述第二配管的汇合部时,若将重力方向设为 $0^\circ$ ,则所述第一配管与所述第二配管汇合的角度大于 $90^\circ$ 且为 $180^\circ$ 以下,或者为 $-180^\circ$ 以上且小于 $-90^\circ$ 。

13. 根据权利要求1所述的制冷循环装置,其中,

所述第二流路切换装置还包括:

第一配管,所述第一配管连接于所述第一分配装置的出口;

第二配管,所述第二配管连接于所述第二分配装置的出口;以及

第三配管,所述第三配管在所述第一配管与所述第二配管汇合之后,向所述第一热交换部输送制冷剂,

所述第一配管的配管直径大于所述第二配管的配管直径,

所述第一配管的配管长度比所述第二配管的配管长度短。

14. 根据权利要求1所述的制冷循环装置,其中,

所述第二流路切换装置还包括:

第一配管,所述第一配管连接于所述切换部的出口;

第二配管,所述第二配管连接于所述第二分配装置的出口;以及

第三配管,所述第三配管在所述第一配管与所述第二配管汇合之后,向所述第一热交换部输送制冷剂,

所述第一配管的配管直径大于所述第二配管的配管直径,

所述第一配管的配管长度比所述第二配管的配管长度短。

15. 根据权利要求1所述的制冷循环装置,其中,

所述第二热交换装置包括:

第三热交换部;

第四热交换部;以及

第三流路切换装置,所述第三流路切换装置构成为以如下方式对流路进行切换:在所述制冷剂循环的顺序为所述第二顺序的情况下,使制冷剂依次流向所述第三热交换部及所述第四热交换部,并且,在所述制冷剂循环的顺序为所述第一顺序的情况下,使制冷剂并行

地流向所述第三热交换部及所述第四热交换部，

所述第三流路切换装置包括：

第三分配装置，所述第三分配装置构成为向所述第三热交换部的多个制冷剂流路分配所述制冷剂；

第四分配装置，所述第四分配装置构成为向所述第三热交换部的多个制冷剂流路和所述第四热交换部分配所述制冷剂；以及

切换部，所述切换部根据所述制冷剂循环的顺序是所述第一顺序还是所述第二顺序，对将所述第一热交换装置的所述制冷剂入口连接于所述第一分配装置还是连接于所述第二分配装置进行切换，并且，对是使从所述第三热交换部的制冷剂出口流出的制冷剂通过所述第四热交换部还是使其与从第四热交换部的制冷剂出口流出的制冷剂汇合进行切换。

## 制冷循环装置

### 技术领域

[0001] 本发明涉及制冷循环装置,特别是涉及以在制冷时与制热时切换制冷剂流路的方式构成的制冷循环装置。

### 背景技术

[0002] 在空气调节装置中,为了有效地利用热交换器的性能并进行提高效率的运转,有效的是:在冷凝器的情况下,减少分支数而在流速快的状态下进行使用,在蒸发器的情况下,增加分支数而在流速慢的状态下进行使用。其理由是因为:在冷凝器的情况下,依赖于流速的热传递相对于性能的提高是支配性的,在蒸发器的情况下,使依赖于流速的压力损失减少相对于性能的提高是支配性的。

[0003] 例如在日本特开2015-117936号公报(专利文献1)中提出了着眼于冷凝器和蒸发器的这样的特性的室外热交换器。该热交换器通过根据进行制冷运转还是进行制热运转而将多个单位流路中的至少两个单位流路相互串联或并联地连结,从而能够改变制冷剂通过的流路的个数或长度。由于适当地选择流路的个数或长度并进行利用,所以能够提高效率。

[0004] 另外,已知有如下的热交换器:在作为冷凝器/蒸发器发挥功能时,热交换器主体的各制冷剂配管内的制冷剂流的方向相同,在制冷、制热时,均能够通过对流方式进行热交换(例如,参照日本特开平8-189724号公报(专利文献2))。

[0005] 在先技术文献

[0006] 专利文献

[0007] 专利文献1:日本特开2015-117936号公报(第16页,第4、第5图)

[0008] 专利文献2:日本特开平8-189724号公报(第5页,第1图)

### 发明内容

[0009] 发明要解决的课题

[0010] 对于上述日本特开2015-117936号公报记载的空气调节机而言,形成为在制冷运转时,第一单位流路的个数与第二单位流路的个数相等。在第二单位流路的个数与第一单位流路的个数相等的情况下,存在流速变慢而传热性能下降的问题。这是因为,若制冷剂的流量和流路的截面面积恒定,则在单位流路中流动的流量由流量 $[\text{kg}/\text{s}] = \text{制冷剂密度}[\text{kg}/\text{m}^3] \times \text{流速}[\text{m}/\text{s}] \times \text{截面面积}[\text{m}^2]$ 来表示,因此,当在冷凝器中伴随着液相区域的增加而制冷剂的密度增加时,制冷剂的流速下降。

[0011] 另外,一般而言,在室外热交换器中,在制热时[蒸发时]低压的二相制冷剂流入,在制冷时[冷凝时]高压的气体制冷剂流入。因此,由于在以往的回路中,在制冷与制热的情况下流入方向不同,所以在各入口侧设置有适合于制冷剂的分配的分配装置(在气体流入时,虽然难以受到重力或惯性力的影响,但由于为低密度,所以压力损失容易增大,因此,利用口径大的集管进行分配,在二相制冷剂流入时,由于容易受到重力或惯性力的影响,因此,通过设置毛细管等配管压损大的部件,从而相对地减小重力或惯性力的影响)。然而,在

上述日本特开平8-189724号公报的装置中,无论是在制冷时还是在制热时,均使制冷剂的流入方向相同。若在制冷运转时及制热运转时使制冷剂的流入方向相同,则在将入口侧的分配装置设计成气体流入时用时,在二相制冷剂流入时会受到重力或惯性力的影响,因此分配不再均等,另一方面,在设计成二相制冷剂流入时用时,在气体制冷剂流入时会在直径小的毛细管中流动,因此压力损失增大,性能下降。

[0012] 本发明是为了解决以上那样的课题而作出的,其目的在于提供构成为利用流路切换装置而在制冷时、制热时均能够实现对流化并且无论制冷、制热如何均能够均等地分配制冷剂且提高了传热性能的制冷循环装置。

[0013] 用于解决课题的方案

[0014] 本实施方式的制冷循环装置具备:压缩机;第一热交换装置;膨胀阀;第二热交换装置;以及第一流路切换装置,所述第一流路切换装置构成为以将从压缩机排出的制冷剂循环的顺序切换为第一顺序和第二顺序的方式对流路进行变更,并且在第一顺序及第二顺序的任一顺序中,均以使制冷剂从第一热交换装置的制冷剂入口流入并使制冷剂从第一热交换装置的制冷剂出口流出的方式对流路进行切换。第一顺序是制冷剂按照压缩机、第一热交换装置、膨胀阀、第二热交换装置的顺序循环的顺序,第二顺序是制冷剂按照压缩机、第二热交换装置、膨胀阀、第一热交换装置的顺序循环的顺序。第一热交换装置包括:第一热交换部;第二热交换部;以及第二流路切换装置,所述第二流路切换装置构成为以如下方式对流路进行切换:在制冷剂循环的顺序为第一顺序的情况下,使制冷剂依次流向第一热交换部及第二热交换部,并且,在制冷剂循环的顺序为第二顺序的情况下,使制冷剂并行地流向第一热交换部及第二热交换部。第二流路切换装置包括:第一分配装置,所述第一分配装置构成为向第一热交换部的多个制冷剂流路分配制冷剂;第二分配装置,所述第二分配装置构成为向第一热交换部的多个制冷剂流路和第二热交换部分配制冷剂;以及切换部,所述切换部根据制冷剂循环的顺序是第一顺序还是第二顺序,对将第一热交换装置的制冷剂入口连接于第一分配装置还是连接于第二分配装置进行切换,并且,对是使从第一热交换部的制冷剂出口流出的制冷剂通过第二热交换部还是使其与从第二热交换部的制冷剂出口流出的制冷剂汇合进行切换。

[0015] 发明效果

[0016] 根据本发明,通过在制冷制热中在热交换器入口侧设置多个分配器,从而能够与制冷制热无关地均等地分配制冷剂。

## 附图说明

[0017] 图1是表示实施方式1的制冷循环装置的结构图。

[0018] 图2是表示在图1的制冷循环装置中如何通过流路切换装置进行流路的切换的图。

[0019] 图3是表示实施方式1的制冷循环装置的具体第一结构例的图。

[0020] 图4是表示实施方式1的制冷循环装置的具体第二结构例的图。

[0021] 图5是表示六通阀102的结构例的制冷时的制冷剂流动的图。

[0022] 图6是表示六通阀102的结构例的制热时的制冷剂流动的图。

[0023] 图7是表示制冷时的室外热交换器的制冷剂的流动的图。

[0024] 图8是表示制热时的室外热交换器的制冷剂的流动的图。

- [0025] 图9是表示实施方式1的制冷循环装置的热交换器的行方向、列方向的配置的概略结构图。
- [0026] 图10是表示制冷循环装置的P-h线图的图。
- [0027] 图11是表示第一热交换部5a及第二热交换部5b的流路数比 ( $N_b/N_a$ ) 相对于制冷循环的空气-制冷剂间的温差比的关系的图。
- [0028] 图12是表示第一热交换部5a及第二热交换部5b的热交换容量比 ( $V_b/V_a$ ) 相对于制冷循环的空气-制冷剂间的温差比的关系的图。
- [0029] 图13是用于说明本实施方式的汇合部的配管的配置例的图。
- [0030] 图14是从XIV-XIV方向观察图13所示的配管的汇合部而得到的图。
- [0031] 图15是用于说明比较例的汇合部的配管的配置例的图。
- [0032] 图16是从XVI-XVI方向观察图15所示的配管的汇合部而得到的图。
- [0033] 图17是表示流路切换装置的变形例1的图。
- [0034] 图18是表示流路切换装置的变形例2的图。
- [0035] 图19是表示流路切换装置的变形例3的图。
- [0036] 图20是表示在实施方式1的制冷和制热中使通路数可变时的COP的峰值之差的概略结构图。
- [0037] 图21是实施方式2的制冷循环装置的概略结构图。
- [0038] 图22是实施方式3的制冷循环装置的概略结构图。
- [0039] 图23是实施方式4的制冷循环装置的概略结构图。
- [0040] 图24是实施方式4的制冷循环装置的第三入口集管4c的概略图。
- [0041] 图25是表示图24的XXV-XXV截面的图。
- [0042] 图26是实施方式5的制冷循环装置的概略结构图。
- [0043] 图27是表示实施方式5的制冷循环装置的第三流路切换阀3c的制冷时的状态的图。
- [0044] 图28是表示实施方式5的制冷循环装置的第三流路切换阀3c的制热时的状态的图。
- [0045] 图29是实施方式6的制冷循环装置的概略结构图。
- [0046] 图30是表示实施方式6的制冷循环装置的第四流路切换阀3d的制冷时的状态的图。
- [0047] 图31是表示实施方式6的制冷循环装置的第四流路切换阀3d的制热时的状态的图。
- [0048] 图32是表示实施方式7的制冷循环装置的第一结构例的图。
- [0049] 图33是表示实施方式7的制冷循环装置的第二结构例的图。
- [0050] 图34是表示实施方式7的制冷循环装置的第三结构例的图。
- [0051] 图35是表示将室外热交换器和室内热交换器分别进行了分割的情况下的制冷时和制热时的连接状态的图。
- [0052] 图36是表示实施方式8的制冷循环装置的第一结构例的图。
- [0053] 图37是表示实施方式8的制冷循环装置的第二结构例的图。
- [0054] 图38是表示实施方式8的制冷循环装置的第三结构例的图。



## 具体实施方式

[0055] 以下,参照附图,对本发明的实施方式进行详细说明。此外,在以下的附图中,各结构构件的大小的关系有时与实际的情况不同。另外,在以下的附图中,标注有相同的附图标记的结构是相同或与之相当的结构,该情况在说明书的全文中是共通的。而且,在说明书全文中示出的结构要素的形态只不过是例示,并不限定于这些记载。

[0056] 实施方式1.

[0057] 图1是表示实施方式1的制冷循环装置的结构图。参照图1,制冷循环装置50具备压缩机1、第一热交换装置5(室外热交换器)、膨胀阀7、第二热交换装置8(室内热交换器)及第一流路切换装置2。

[0058] 第一流路切换装置2具有端口P1~P6。端口P1连接于压缩机1的制冷剂排出口,端口P2连接于压缩机1的制冷剂吸入口。端口P3连接于第一热交换装置5的制冷剂入口,端口P4连接于第一热交换装置5的制冷剂出口。端口P5连接于膨胀阀7的一端,膨胀阀7的另一端连接于第二热交换装置8的一端。第二热交换装置8的另一端连接于端口P6。

[0059] 第一流路切换装置2构成为以将从压缩机1排出的制冷剂循环的顺序切换为第一顺序(制冷)和第二顺序(制热)的方式对流路进行变更,并且在第一顺序及第二顺序的任一顺序中,均以使制冷剂从第一热交换装置5的制冷剂入口(P3)流入并使制冷剂从第一热交换装置5的制冷剂出口(P4)流出的方式对流路进行切换。

[0060] 在此,第一顺序(制冷)是制冷剂按照压缩机1、第一热交换装置5、膨胀阀7、第二热交换装置8的顺序循环的顺序。另外,第二顺序(制热)是制冷剂按照压缩机1、第二热交换装置8、膨胀阀7、第一热交换装置5的顺序循环的顺序。以下,也将制冷剂按照第一顺序(制冷)循环的情况称为制冷剂沿第一方向(制冷)循环。另外,也将制冷剂按照第二顺序(制热)循环的情况称为制冷剂沿第二方向(制热)循环。

[0061] 第一热交换装置5包括第一热交换部5a、出口集管6、第二热交换部5b及第二流路切换装置12。第一热交换装置5包括第一热交换部5a和第二热交换部5b,第二流路切换装置12构成为以如下方式对流路进行切换:在制冷剂循环的顺序为第一顺序(制冷)的情况下,使制冷剂依次流向第一热交换部5a及第二热交换部5b,并且,在制冷剂循环的顺序为第二顺序(制热)的情况下,使制冷剂并行地流向第一热交换部5a及第二热交换部5b。

[0062] 第二流路切换装置12包括:第一分配装置4a,所述第一分配装置4a构成为向第一热交换部5a的多个制冷剂流路(例如四条)分配制冷剂;第二分配装置4b,所述第二分配装置4b构成为向第一热交换部5a的多个制冷剂流路(例如四条)和第二热交换部5b分配制冷剂;以及切换部3。切换部3根据制冷剂循环的顺序是第一顺序(制冷)还是第二顺序(制热),对将第一热交换装置5的制冷剂入口连接于第一分配装置4a还是连接于第二分配装置4b进行切换,并且,对是使从第一热交换部5a的制冷剂出口流出的制冷剂通过第二热交换部5b还是使其与从第二热交换部5b的制冷剂出口流出的制冷剂汇合进行切换。

[0063] 作为第一分配装置4a及第二分配装置4b,可以将通过层叠平板而形成有流路的分配器或集管、分发器等对制冷剂进行分配或汇合的装置适当地组合使用。

[0064] 切换部3包括第一切换阀3a和第二切换阀3b。第一切换阀3a构成为在制冷剂循环的顺序为第一顺序(制冷)的情况下,使制冷剂通过第一分配装置4a,在制冷剂循环的顺序为第二顺序(制热)的情况下,使制冷剂通过第二分配装置4b。第二切换阀3b构成为在制冷

剂循环的顺序为第一顺序(制冷)的情况下,将第一热交换部5a的制冷剂出口连接于第二热交换部5b的制冷剂入口,在制冷剂循环的顺序为第二顺序(制热)的情况下,使第一热交换部5a的制冷剂出口与第二热交换部5b的出口汇合。

[0065] 图2是表示在图1的制冷循环装置中如何通过流路切换装置进行流路的切换的图。执行制冷运转时的制冷剂的循环方向在图1中由实线箭头表示,此时,如图2所示,在流路切换装置2中,以使制冷剂从端口P1向端口P3流动、使制冷剂从端口P4向端口P5流动、使制冷剂从端口P6向端口P2流动的方式形成流路。另外,在流路切换装置12中,以使从端口P11流入的制冷剂经由分配装置4a而从端口P12流出并使从端口P13流入的制冷剂从端口P14流出的方式形成流路。此时,第一热交换部5a与第二热交换部5b串联连接,制冷剂依次流向第一热交换部5a与第二热交换部5b。

[0066] 另一方面,执行制热运转时的制冷剂的循环方向在图1中由虚线箭头表示,此时,如图2所示,在流路切换装置2中,以使制冷剂从端口P1向端口P6流动、使制冷剂从端口P5向端口P3流动、使制冷剂从端口P4向端口P2流动的方式形成流路。另外,在流路切换装置12中,以使从端口P11流入的制冷剂经由分配装置4b而向端口P12及端口P14分配并使从端口P13流入的制冷剂从端口P15流出的方式形成流路。此时,第一热交换部5a与第二热交换部5b并联连接,制冷剂并行地流向第一热交换部5a与第二热交换部5b。

[0067] 在流路切换装置2和流路切换装置12中,通过来自控制装置30的控制信号来执行流路的切换。

[0068] 图3是表示实施方式1的制冷循环装置的具体的第一结构例的图。图4是表示实施方式1的制冷循环装置的具体的第二结构例的图。参照图3,制冷循环装置51包括:与图1的流路切换装置2对应的六通阀102、与流路切换装置12对应的流路切换装置112、压缩机1、膨胀阀7、室内热交换器8、第一热交换部5a及第二热交换部5b、以及出口集管6。

[0069] 流路切换装置112包括入口集管4a、分发器4b0以及切换阀3a、3b,所述入口集管4a构成为向第一热交换部5a的多个制冷剂流路(例如四条)分配制冷剂,所述分发器4b0构成为向第一热交换部5a的多个制冷剂流路(例如四条)和第二热交换部5b分配制冷剂。

[0070] 为了避免附图变得烦杂,虽然在图3中未记载图1的控制装置30,但是同样地设置有对六通阀102、切换阀3a、3b进行控制的控制装置。这在图3以后的图中也是同样的。

[0071] 此外,在图3所示的结构例中,第一分配装置是入口集管4a,第二分配装置是分发器4b0。相对于此,在图4所示的结构例中,第一分配装置是第一入口集管4a,第二分配装置是第二入口集管4b。图4所示的制冷循环装置52在图3所示的制冷循环装置51的结构中,取代流路切换装置112而包括流路切换装置212。流路切换装置212在流路切换装置112的结构中,将分发器4b0置换为了入口集管4b。其他部分的制冷循环装置52的结构与制冷循环装置51相同。以后,主要参照图4进行动作说明。

[0072] 第一流路切换阀3a构成为在循环方向为第一方向(制冷)的情况下,使制冷剂通过集管4a,在循环方向为第二方向(制热)的情况下,使制冷剂通过分发器4b0或入口集管4b。切换阀3b构成为在循环方向为第一方向(制冷)的情况下,将第一热交换部5a的制冷剂出口集管6连接于第二热交换部5b的制冷剂入口,在循环方向为第二方向(制热)的情况下,使第一热交换部5a的制冷剂出口集管6与第二热交换部5b的出口汇合。

[0073] 图5是表示六通阀102的结构例的制冷时的制冷剂流动的图。图6是表示六通阀102

的结构例的制热时的制冷剂流动的图。六通阀102包括在内部设置有空腔的阀主体和在阀主体内部滑动的滑动阀芯。

[0074] 在制冷时,六通阀102中的滑动阀芯被设定为图5所示的状态。在该情况下,与图2的制冷时的流路切换装置2同样地,以使制冷剂从端口P1向端口P3流动、使制冷剂从端口P4向端口P5流动、使制冷剂从端口P6向端口P2流动的方式形成流路。

[0075] 在制热时,六通阀102中的滑动阀芯被设定为图6所示的状态。在该情况下,与图2的制热时的流路切换装置2同样地,以使制冷剂从端口P1向端口P6流动、使制冷剂从端口P5向端口P3流动、使制冷剂从端口P4向端口P2流动的方式形成流路。

[0076] 通过如图5、图6所示那样切换六通阀102,从而在制冷运转时,使制冷剂如图4中的实线箭头所示的那样流动,在制热运转时,使制冷剂如图4中的虚线箭头所示的那样流动。此时,通过与六通阀102的切换协同地也对流路切换装置112的切换阀3a、3b进行切换,从而也使第一热交换部5a及第二热交换部5b的连接关系变更,另外,用于向第一热交换部5a的多个制冷剂流路分配制冷剂的分配装置也被切换。

[0077] 图7是表示制冷时的室外热交换器的制冷剂的流动的图。参照图4、图7,在制冷时,第一流路切换阀3a被设定成向入口集管4a引导从压缩机1流入到流路切换装置212中的制冷剂。此时,与入口集管4b连通的流路被关闭,因此,制冷剂不向入口集管4b流动。通过第一流路切换阀3a而在制冷时的制冷剂的分配中使用入口集管4a。

[0078] 另外,在制冷时,切换阀3b被设定成将第一热交换部5a与第二热交换部5b串联连接。由此,在制冷时,从入口集管4a通过了第一热交换部5a及出口集管6后的制冷剂在第二热交换部5b中流动。

[0079] 其结果是,在制冷时,高温高压的气体制冷剂从压缩机1向流路切换装置212流入,并经由第一流路切换阀3a、第一入口集管4a而向第一热交换部5a流入。流入后的制冷剂被冷凝,并从第一热交换部5a经由出口集管6、第二流路切换阀3b而在第二热交换部5b中被进一步冷凝。在第二热交换部5b中被冷凝后的制冷剂进一步经由六通阀102而从膨胀阀7到达室内热交换器8并在此处蒸发,经由六通阀102向压缩机1返回(参照图4实线箭头)。

[0080] 图8是表示制热时的室外热交换器的制冷剂的流动的图。参照图4、图8,在制热时,第一流路切换阀3a被设定成向入口集管4b引导从膨胀阀7流入到流路切换装置212中的制冷剂。此时,与入口集管4a连通的流路被关闭,因此,制冷剂不向入口集管4a流动。通过第一流路切换阀3a而在制热时的制冷剂的分配中使用入口集管4b。

[0081] 另外,在制热时,切换阀3b被设定成将第一热交换部5a与第二热交换部5b并联连接。由此,在制热时,从入口集管4b被分配到了第一热交换部5a及第二热交换部5b后的制冷剂并行地流向第一热交换部5a及第二热交换部5b,之后汇合。

[0082] 其结果是,在制热时,从压缩机1排出的高温高压的气体制冷剂经由六通阀102而到达室内热交换器8并进行冷凝,经由膨胀阀7、六通阀102而向第一流路切换阀3a流入。而且,制冷剂从第一流路切换阀3a经由第二入口集管4b而向第一热交换部5a及第二热交换部5b流入,并通过第一热交换部5a及第二热交换部5b而蒸发。流入到第一热交换部5a中的制冷剂经由出口集管6、第二流路切换阀3b而在第二热交换部5b的出口侧与通过了第二热交换部5b的制冷剂汇合。汇合后的制冷剂进一步经由六通阀102而向压缩机1返回(参照图4虚线箭头)。

[0083] [第一热交换部5a和第二热交换部5b的各结构]

[0084] 在此,在制冷时和制热时,若将第一热交换部5a和第二热交换部5b的传热面积设为 $A_a$ 、 $A_b$ ,将热交换容量设为 $V_a$ 、 $V_b$ ,将流路数设为 $N_a$ 、 $N_b$ ,则以成为 $A_a > A_b$ , $V_a > V_b$ , $N_a > N_b$ 的方式构成第一热交换部5a及第二热交换部5b。

[0085] 于是,在图7所示的制冷时,第一热交换部5a与第二热交换部5b串联连接,作为室外热交换器整体,在制冷时,在气体充裕(日文:少予)的入口侧,流路数为 $N_a$ ,在液体充裕的出口侧,流路数为 $N_b$ 。即,制冷剂入口侧的流路数比出口侧的流路数多。

[0086] 另外,在图8所示的制热时,第一热交换部5a与第二热交换部5b并联连接。此时,作为室外热交换器整体,流路数为第一热交换部5a的流路数 $N_a$ 与第二热交换部5b的流路数 $N_b$ 之和( $N_a + N_b$ )。

[0087] 图9是表示实施方式1的制冷循环装置的热交换器的行方向、列方向的配置的概略结构图。图9示出了图1、图3及图4记载的第一热交换部5a和热交换部5b的各流路的行方向、列方向的配置。在第一热交换部5a与第二热交换部5b的列数 $R$ 相等的情况下,在针对热交换器的行数 $C$ 而设为第一热交换部5a的行数为 $C_a$ 且第二热交换部5b的行数为 $C_b$ 时,优选的是,以成为 $C_a > C_b$ 的关系的方式构成各热交换部。另外,在第一热交换部5a与第二热交换部5b的行数 $C$ 相等的情况下,在针对热交换器的列数 $R$ 而设为第一热交换部5a的列数为 $R_a$ 且第二热交换部5b的列数为 $R_b$ 时,优选的是,以成为 $R_a > R_b$ 的关系的方式构成各热交换部。

[0088] 此外,在制冷剂冷凝时,随着流动成为下游,液相比率上升而容易受到重力的影响,因此,优选的是,以沿着重力方向流动的方式构成热交换器。在制冷剂蒸发时,随着流动成为下游,气相比率上升而难以受到重力的影响,因此,不必使制冷剂沿着重力方向流动,可以以沿与重力方向相反的方向流动的方式构成热交换器。

[0089] 图10是表示制冷循环装置的P-h线图的图。在本实施方式的制冷循环装置中,与气体部分、二相部分相比,液体部分在冷凝器中的比率较小。因此,针对第一热交换部5a及第二热交换部5b,将传热面积 $A$ 分别设为 $A_a$ 及 $A_b$ ,将热交换容积 $V$ 分别设为 $V_a$ 及 $V_b$ ,将流路数 $N$ 分别设为 $N_a$ 及 $N_b$ ,并以成为 $A_a > A_b$ , $V_a > V_b$ , $N_a > N_b$ 的关系的方式构成热交换部。这样,优选的是,将室外热交换器分割成利用第一热交换部5a对压力损失大的气体部分、二相部分的大半部分或全部都进行热交换,使在第二热交换部5b中流动的制冷剂的大半部分或全部都成为液相。

[0090] 图11是表示第一热交换部5a及第二热交换部5b的流路数比( $N_b/N_a$ )相对于制冷循环的空气-制冷剂间的温差比的关系的图。如图11所示,优选的是,将第一热交换部5a及第二热交换部5b构成为随着空气-制冷剂间的温差比减小而使流路数比( $N_b/N_a$ )减小。

[0091] 此外,通过由图11示出的关系而得到的流路数比表示某一条件下的状态的比率,在实际的热交换器中,由于室外机的尺寸、成本、风速分布、结构、制冷剂分配等的制约,可以对比率进行稍许变更。

[0092] 另外,伴随着液体比率的增加,压力损失会由于密度增加、流速下降而下降,且传热性能也会下降,因此,需要使压力损失成为同等以下并使流速增加而提高传热性能。因此,优选的是,在任意的空气-制冷剂间的温差比的情况下,均使流路数比( $N_b/N_a$ )至少小于100%。

[0093] 图12是表示第一热交换部5a及第二热交换部5b的热交换容量比( $V_b/V_a$ )相对于制

冷循环的空气-制冷剂间的温差比的关系的图。如图12所示,优选的是,将第一热交换部5a及第二热交换部5b构成为随着成为空气-制冷剂间的温差小的条件而使热交换容量比减少。

[0094] 此外,通过由图12示出的关系而得到的热交换容量比表示某一条件下的状态的比率,在实际的热交换器中,由于室外机的尺寸、成本、风速分布、结构、制冷剂分配等的制约,可以对比率进行稍许变更。

[0095] 但是,热交换容量比处于由 $0\% < \text{热交换容量比} < 50\%$ 表示的比率的范围内。即,这是因为若热交换容量比为 $0\%$ 的话,则第二热交换部5b不存在,因此,热交换容量比至少大于 $0\%$ 。另外,这是因为当热交换容量比为 $50\%$ 以上时,成为气体部分、二相部分的传热性能高的第一热交换部5a的热交换容量会小于第二热交换部5b的热交换容量,所以性能会下降。

[0096] [室外热交换器的制冷剂入口部分的分配装置的结构]

[0097] 室外热交换器在制热运转时作为蒸发器发挥作用并使低压的二相制冷剂流入,在制冷运转时作为冷凝器发挥作用并使高压的气体制冷剂流入。因此,在图3所示的制冷循环装置51的流路切换装置112中,在制冷与制热中,流入制冷剂的状态不同,因此,设置有适合于制冷时的分配装置(集管4a)和适合于制热时的分配装置(分发器4b0)。

[0098] 在气体制冷剂流入时(制冷时),虽然在制冷剂的分配时难以受到重力或惯性力的影响,但由于制冷剂为低密度且压力损失容易增大,因此,利用口径大的集管4a进行分配。另一方面,在二相制冷剂流入时(制热时),容易受到重力或惯性力的影响,分配容易变得不均等,因此,通过设置分发器4b0及毛细管等配管压损大的部件,从而相对地减小重力或惯性力的影响。

[0099] 在图4所示的结构中,取代分发器4b0而使用集管4b。即使在在在该情况下,也优选进行与图3的结构同样的考虑。在图4所示的制冷循环装置52的流路切换装置212中,经由入口集管4a的制冷剂配管13与经由入口集管4b的制冷剂配管14在汇合部15处汇合。

[0100] 将从入口集管4a至汇合部15的配管13的直径设为 $D1$ ,将长度设为 $L1$ ,将从入口集管4b至汇合部15的配管14的直径设为 $D2$ ,将长度设为 $L2$ 。此时,优选的是,使 $D1 > D2$ 、 $L1 < L2$ 的关系成立。另外,关于第二热交换部5b,也是将从第二流路切换阀3b至汇合部19的配管17的直径设为 $D3$ ,将长度设为 $L3$ ,将从第二入口集管4b至汇合部19的配管18的直径设为 $D4$ ,将长度设为 $L4$ 时,优选的是,使 $D3 > D4$ 、 $L3 < L4$ 的关系成立。此外,配管直径 $D2$ 与配管直径 $D4$ 可以相等,配管长度 $L2$ 与配管长度 $L4$ 可以相等。

[0101] 通过像这样对配管直径和配管长度进行设计,即使在使用集管4b作为分配装置的情况下,也能够相对地减小二相制冷剂状态下的重力或惯性力的影响。

[0102] 而且,对于汇合部15的配管的配置而言,也存在优选的配置。图13是用于说明本实施方式的汇合部的配管的配置例的图。图14是从XIV-XIV方向观察图13所示的配管的汇合部而得到的图。图15是用于说明比较例的汇合部的配管的配置例的图。图16是从XVI-XVI方向观察图15所示的配管的汇合部而得到的图。

[0103] 如图15、图16所示的比较例那样,若以使配管13的安装角度成为与重力方向( $0^\circ$ )相同的角度的方式安装配管13,则在二相制冷剂从配管14向热交换部5a流动时,液体制冷剂会向配管13流入,从制冷剂的有效利用的观点来看,这并不是优选的。

[0104] 因此,在本实施方式中,使配管13存在于比配管14靠重力方向的上侧的位置,如图14所示,对于配管13向汇合部15的安装角度而言,在如虚线所示那样将重力方向设为 $0^\circ$ 时,以成为 $90^\circ < \theta \leq 180^\circ$ 或 $-180^\circ \leq \theta < -90^\circ$ 的方式进行安装。另外,最优选的是如实线所示,以使角度成为 $\pm 180^\circ$ 的方式安装配管13。

[0105] 此外,图1所示的实施方式1的流路切换装置2及流路切换装置12可以通过各种结构实现。在此,示出若干结构例。

[0106] 图17是表示流路切换装置的变形例1的图。图17所示的制冷循环装置53在图4所示的制冷循环装置52的结构中,取代六通阀102而包括流路切换装置302。流路切换装置302包括四通阀100和使用了四个止回阀7aa~7ad的桥接回路。

[0107] 图18是表示流路切换装置的变形例2的图。图18所示的制冷循环装置54在图4所示的制冷循环装置52的结构中,取代六通阀102而包括流路切换装置402。流路切换装置402包括四通阀100和使用了四个开闭阀101a~101d的桥接回路。

[0108] 图19是表示流路切换装置的变形例3的图。图19所示的制冷循环装置55在图4所示的制冷循环装置52的结构中,取代六通阀102而包括流路切换装置302,取代流路切换装置212而包括流路切换装置512。流路切换装置302包括四通阀100和使用了四个止回阀7aa~7ad的桥接回路。流路切换装置512是在流路切换装置212的结构中将切换阀3a、3b置换为四个开闭阀101e~101h而成的结构。

[0109] 此外,虽然未进行图示,但是也可以将图18的流路切换装置402与图19的流路切换装置512组合使用。

[0110] 在以上那样的变形例中,也能够与图4所示的结构同样地对制冷剂的流动进行切换控制。

[0111] 此外,虽然在图中示出了将第一入口集管4a及第二入口集管4b配置成使长度方向成为垂直方向的例子,但是也可以将长度方向配置成水平。另外,也可以将膨胀阀7的安装位置设于室内机。

[0112] 以上的结构是能够实现制冷剂的流动的切换并能够实现制冷制热运转的最小要素,也可以将气液分支器、接收器、储蓄器、高低压热交换器等设备连接而形成制冷循环装置。

[0113] 室外机热交换器(第一热交换部5a、第二热交换部5b)及室内机热交换器(室内热交换器8)例如可以是板翅式热交换器、翅片管式热交换器、扁平管(多孔管)热交换器、波纹式热交换器中的任意。

[0114] 与制冷剂进行热交换的热交换介质除了空气之外,还可以是水、不冻液(例如丙二醇、乙二醇等)。

[0115] 热交换器的种类及翅片的形状等可以分别在室外机热交换器及室内机热交换器中不同。例如,也可以是,在室外机热交换器中应用扁平管,在室内机热交换器中应用翅片管式热交换器。

[0116] 另外,在本实施方式中,仅记载了室外机具备第一热交换部5a及第二热交换部5b的情况,但是对于室内机而言,也可以具备同样的回路结构,并以在制冷时并联、在制热时串联的方式形成。此外,由于对由室外机与室内机在制冷制热时发挥的作用进行替换,因此,也对串联、并联进行替换。

[0117] 在本实施方式中,室外机热交换器被分割成第一热交换部5a及第二热交换部5b这两个,但是也可以将室内机热交换器及室外机热交换器中的至少任一个分割成三个以上。例如,也可以按照气相、二相、液相中的各相,以使室内机热交换器及室外机热交换器的各自的热交换容量、流路数成为最佳的方式对结构进行变更。

[0118] 接下来,对实施方式1的制冷循环装置的效果进行说明。

[0119] 实施方式1的制冷循环装置形成为无论是在制冷时还是在制热时,均使制冷剂在同一方向上向室外机的热交换器流入,并且,在制冷时(冷凝时)将分割后的热交换器串联连接,在制热时(蒸发时)将分割后的热交换器并联连接。并且,通过在室外热交换器的入口侧进一步设置适合于制冷、制热的多个分配装置,从而在制冷、制热中均能够向热交换器的多个流路均等地分配制冷剂。

[0120] 图20是表示在实施方式1的制冷和制热中使通路数可变时的COP的峰值之差的概略结构图。根据实施方式1的制冷循环装置,使第一热交换部5a的热交换器容量比第二热交换部5b的热交换器容量大,并使第一热交换部5a的流路的条数比第二热交换部5b的流路的条数多。因此,当使第一热交换部5a及第二热交换部5b在制冷时成为串联配置、在制热时成为并联配置时,如图20所示,能够以在制冷时与制热时分别成为适合的流路数(通路数)的方式对流路数进行变更。

[0121] 另外,通过形成最佳的流路数,从而能够分别在制冷、制热中提高性能系数(COP: Coefficient of Performance),并且能够提高期间效率(APF: Annual Performance Factor)。

[0122] 另外,通过在制冷时使第一热交换部5a的热交换器容量比第二热交换部5b的热交换器容量大,从而能够增大向第二热交换部5b流入的制冷剂的流速变慢的液相区域的比率。

[0123] 另外,通过在制冷时使第一热交换部5a的流路数比第二热交换部5b的流路数多,从而能够提高向第二热交换部5b流入的制冷剂的流速。

[0124] 另外,通过使第一热交换部5a的流路数比第二热交换部5b的流路数多并使第一热交换部5a的热交换器容量比第二热交换部5b的热交换器容量大,从而能够减少气体、二相区域的压损,并且能够在压损小的液相区域提高传热性能。

[0125] 另外,在本实施方式中,以如下的方式形成流路,即:使从第一入口集管4a至汇合部15的配管13的直径D1、长度L1与从第二入口集管4b至汇合部15的配管14的直径D2、长度L2的关系为 $D1 > D2$ 、 $L1 < L2$ ,使从第二流路切换阀3b至汇合部19的配管17的直径D3、长度L3与从第二入口集管4b至汇合部19的配管18的直径D4、长度L4的关系为 $D3 > D4$ 、 $L3 < L4$ 。由此,在制冷时,能够减少从第一入口集管4a流动至汇合部时的压力损失。另外,在制热时,在从第一入口集管4a流动至汇合部时,能够均等地分配二相制冷剂(这是因为与重力的影响相比,配管压损的影响变大)。

[0126] 另外,如图13、图14所示,配管13存在于比配管14靠重力方向的上侧的位置,对于配管13向汇合部15的安装角度而言,在如虚线所示那样将重力方向设为 $0^\circ$ 时,以成为 $90^\circ < \theta \leq 180^\circ$ 或 $-180^\circ \leq \theta < -90^\circ$ 的方式进行安装。因此,当二相制冷剂在制热时从第二入口集管4b向第一热交换部5a流动时,能够通过汇合部15来防止液体制冷剂向第一入口集管4b的流入。

[0127] 根据上述结构,通过将制冷剂均等地分配,从而能够提高热交换部的传热性能。通过提高传热性能,从而能够使制冷循环的动作压力在高压侧下降并在低压侧上升,因此,能够使压缩机输入减少,并能够提高制冷循环的性能。

[0128] 另外,在制热时,通过使室外热交换器的流路数为第一热交换部5a与第二热交换部5b的流路数之和,从而能够缩短供制冷剂流动的各流路的长度。另外,在制热时,通过使流路数增加并缩短流路的长度,从而能够减少蒸发时的压力下降。

[0129] 实施方式2.

[0130] 图21是实施方式2的制冷循环装置的概略结构图。参照图21,实施方式2的制冷循环装置56包括压缩机1、六通阀102、流路切换装置612、膨胀阀7、室内热交换器8、第一热交换部5a、第二热交换部5b及室外机出口集管6。流路切换装置612包括第一流路切换阀3a、第二流路切换阀3b、第一入口集管4a、第二入口集管4b、止回阀7ba~7bd及止回阀7ca~7ce。

[0131] 此外,实施方式2的制冷循环装置56的基本结构与实施方式1相同,但是不同点在于,在第一入口集管4a的下游和第二入口集管4b的下游设置有止回阀7ba~7bd及止回阀7ca~7ce。此外,对与实施方式1相同的结构要素标注相同的附图标记。

[0132] 另外,虽然在图中未进行记载,但是作为流路切换装置2,可以取代六通阀102而使用流路切换装置302、402中的任一回路来形成回路,作为流路切换装置12的切换部3,可以取代切换阀3a、3b而使用开闭阀101e~101g来形成回路。

[0133] 若如实施方式1那样构成在入口集管4a及4b的下游未设置止回阀的回路,则例如在制冷时,从第一流路切换阀3a经由第二入口集管4b而到达汇合部15的流路会成为没有流动的滞留部。在该滞留部中,气体制冷剂由于向外部气体散热而成为液体制冷剂状态,制冷剂有可能会滞留。由于液体制冷剂滞留于滞留部而使得循环的制冷剂量减少,因此,存在为了发挥最大性能而需要的制冷剂量增加这样的课题。

[0134] 另外,若没有止回阀,则在制热时,至少气体制冷剂有可能会从汇合部15经由第一入口集管4a而向其他路径流入,在流入的情况下,各路径的二相制冷剂流入时的干度与设计时相比会产生变化,其结果是,存在传热性能下降的课题。

[0135] 为了避免产生上述那样的现象,在实施方式2的制冷循环装置中,通过在第一入口集管4a的下游和第二入口集管4b的下游分别设置止回阀7ba~7bd及止回阀7ca~7ce,从而能够形成不使制冷剂滞留及逆流的回路。

[0136] 此外,对于实施方式2的制冷循环装置的基本的制冷制热运转而言,由于与实施方式1相同,所以进行省略。

[0137] 接下来,对实施方式2的制冷循环装置的效果进行说明。

[0138] 在实施方式2中,通过在第一入口集管4a和第二入口集管4b的下游设置止回阀7ba~7bd及止回阀7ca~7ce,从而能够在制冷时防止制冷剂滞留于第二入口集管4b侧。另外,能够在制热时防止制冷剂的逆流。

[0139] 另外,由于能够防止制冷剂的逆流,因此,在如图14的虚线所示的那样将重力方向设为 $0^\circ$ 时,可以将第一入口集管4a、第二入口集管4b及第一热交换部5a的汇合部15的气体侧配管的安装角度设为 $-90^\circ < \theta < 90^\circ$ ,配管的配置自由度增加。

[0140] 另外,通过防止制冷剂的滞留,从而能够减少为了发挥最大性能而需要的制冷剂量。



[0141] 实施方式3.

[0142] 图22是实施方式3的制冷循环装置的概略结构图。参照图22,实施方式3的制冷循环装置57包括压缩机1、六通阀102、流路切换装置712、膨胀阀7、室内热交换器8、第一热交换部5a、第二热交换部5b及室外机出口集管6。流路切换装置712包括第一流路切换阀3a、第二流路切换阀3b、第一入口集管4a、第二入口集管4b、开闭阀101aa~101ad及开闭阀101ba~101be。

[0143] 此外,实施方式3的制冷循环装置57的基本结构与实施方式1相同,但是不同点在于,在第一入口集管4a的下游和第二入口集管4b的下游分别设置有开闭阀101aa~101ad及开闭阀101ba~101be。此外,对与实施方式1相同的结构要素标注相同的附图标记。

[0144] 另外,虽然在图中未进行记载,但是作为流路切换装置2,可以取代六通阀102而使用流路切换装置302、402中的任一回路来形成回路,作为流路切换装置12的切换部3,可以取代切换阀3a、3b而使用开闭阀101e~101g来形成回路。

[0145] 例如,在实施方式1那样的制冷循环装置中,在高温外部气体制热时、低温外部气体制冷时及低容量制冷制热运转时,在由于高压降低或能力降低而压缩机频率下降时,无法确保所需要的压缩比,根据情况的不同,存在如下课题:由于高压下降,在冷凝器出口处无法确保过冷却度,二相制冷剂向膨胀阀入口侧流入。

[0146] 另外,在使压缩机频率下降至下限频率时的空调能力成为空调负载较低时的目标能力以上的情况下,存在压缩机频繁地反复进行运转与停止的课题。

[0147] 为了避免上述那样的动作,在实施方式3的制冷循环装置中,在低外部气体温度时的制冷运转时或低容量制冷运转时,通过将开闭阀101aa~101ad中的至少一个以上关闭并将开闭阀101ba~101be关闭,从而对向第一热交换部5a流入的制冷剂部位进行限制。通过像这样进行控制,可以形成使热交换器容量(AK值)降低的回路。此外,AK值是使热交换器的热通过率K与传热面积A相乘而得到的值,表示热交换器的传热特性。

[0148] 此外,也可以是,通过将第二流路切换阀3b切换为与通常的制冷制热时相反而将流路设定为不使制冷剂经由第二热交换部5b,从而使热交换器容量降低。该方法虽然未特别记载,但是也能够应用于实施方式1或2的各结构。

[0149] 另外,在高外部气体温度时的制热运转或低容量制热运转时,可以通过将开闭阀101aa~101ad关闭并将开闭阀101ba~101be中的一部分(至少一个以上)关闭,从而对制冷剂向第一热交换部5a及第二热交换部5b的流入部位进行限制,由此形成使热交换器容量(AK值)降低的回路。

[0150] 接下来,对实施方式3的制冷循环装置的动作的一例进行说明。此外,对于基本的制冷制热运转而言,由于与实施方式1相同,所以进行省略。

[0151] 在低外部气体温度时的制冷运转时或低容量制冷运转时,将开闭阀101aa~101ad中的至少一个以上关闭并将开闭阀101ba~101be关闭。从压缩机1排出的高温高压的气体制冷剂在经由六通阀102、第一流路切换阀3a而流入到第一入口集管4a中之后,通过开闭阀101ba~101be中的打开的开闭阀而向第一热交换部5a流入并被冷凝。在第一热交换部5a被冷凝后的制冷剂从第一热交换部5a经由室外机出口集管6、第二流路切换阀3b而在第二热交换部5b被进一步冷凝。之后,制冷剂从第二热交换部5b经由六通阀102及膨胀阀7而在室内热交换器8蒸发,并再次经由六通阀102而向压缩机1返回(参照图22的实线箭头)。

[0152] 此外,也可以是,通过对第二流路切换阀3b的流路进行切换,从而以不使制冷剂经由第二热交换部5b的方式对热交换器容量进行变更。

[0153] 另外,在高外部气体温度时的制热运转或低容量制热运转时,将开闭阀101aa~101ad关闭并将开闭阀101ba~101be中的一部分(至少一个以上)关闭。此时,高温高压的气体制冷剂从压缩机1经由六通阀102而向室内热交换器8流入并被冷凝。在室内热交换器8被冷凝后的制冷剂经由膨胀阀7、六通阀102、第一流路切换阀3a而向第二入口集管4b流入。之后,制冷剂从第二入口集管4b通过开闭阀101ba~101be中的打开的开闭阀而向第一热交换部5a或第二热交换部5b流入并被蒸发。流入到第一热交换部5a的制冷剂经由室外机出口集管6、第二流路切换阀3b而在第二热交换部5b出口侧与通过了第二热交换部5b后的制冷剂汇合,之后,经由六通阀102而向压缩机1返回(参照图22的虚线箭头)。

[0154] 接下来,对实施方式3的制冷循环装置的效果进行说明。实施方式3的制冷循环装置在高温外部气体制热、低温外部气体制冷时或低容量制冷制热运转时,能够通过切换开闭阀的开闭及流路切换阀来变更热交换器的容量。

[0155] 在实施方式3中,在低外部气体温度时的制冷运转时或低容量制冷运转时,通过将开闭阀101aa~101ad中的至少一个以上关闭并将开闭阀101ba~101be关闭,从而能够降低热交换容量(AK值)并提高冷凝压力,由此,能够确保压缩比、过冷却度。

[0156] 另外,在高外部气体温度时的制热运转或低容量制热运转时,通过将开闭阀101aa~101ad关闭并将开闭阀101ba~101be中的至少一个以上关闭,从而能够降低热交换容量(AK值)并提高冷凝压力,由此,能够确保压缩比、过冷却度。

[0157] 另外,在低外部气体温度时的制冷运转时或低容量制冷运转时,通过将开闭阀101aa~101ad中的至少一个以上关闭并将开闭阀101ba~101be关闭,从而能够防止压缩机频繁地反复进行起动与停止。

[0158] 另外,在高外部气体温度时的制热运转或低容量制热运转时,通过将开闭阀101aa~101ad关闭并将开闭阀101ba~101be中的至少一个以上关闭,从而能够防止压缩机频繁地反复进行起动与停止。

[0159] 即使是在高温外部气体制热、低温外部气体制冷时或低容量制冷制热运转时,也使运转能够继续,由此,与以往相比,能够扩大制冷循环装置的运转范围。

[0160] 实施方式4.

[0161] 图23是实施方式4的制冷循环装置的概略结构图。参照图23,实施方式4的制冷循环装置58包括压缩机1、六通阀102、流路切换装置812、膨胀阀7、室内热交换器8、第一热交换部5a、第二热交换部5b及室外机出口集管6。流路切换装置812包括第一流路切换阀3a、第二流路切换阀3b及第三入口集管4c。

[0162] 此外,实施方式4的制冷循环装置58的基本结构与实施方式1相同,但是不同点在于,取代第一入口集管4a和第二入口集管4b而设置有将内部容积分成两部分的一体型的第三入口集管4c。此外,对与实施方式1相同的结构要素标注相同的附图标记。

[0163] 图24是实施方式4的制冷循环装置的第三入口集管4c的概略图。图25是表示图24的XXV-XXV截面的图。参照图24、图25,第三入口集管4c具有圆筒状的集管框体4cx和设置在框体4cx内的分隔板4cy。通过分隔板4cy将第三入口集管4c分成区域4ca和区域4cb这两个部分。区域4ca是在制冷运转时供气体制冷剂流动的区域,相当于入口集管4a。区域4cb是在

制热运转时供二相制冷剂流动的区域,相当于入口集管4b。区域4ca与区域4cb被分隔板4cy分隔成彼此能够避免制冷剂泄漏。

[0164] 此外,在图25中,集管框体4cx为圆筒形,但也可以是截面为矩形的长方体。在图23中,供制冷剂从第一流路切换阀3a流入的入口集管4c的流入口设置在集管下部,但是也可以在侧面的任意位置或上部设置流入口。

[0165] 另外,优选的是,将分隔板4cy设置成使气体侧区域4ca的容积成为集管框体4cx的容积的50%以上。这是因为,在分配时优选在气体侧区域4ca抑制压力损失,对于二相侧区域4cb而言,优选使管径变细,以便在分配时难以受到重力或惯性力等的影响。

[0166] 出于同样的理由,在将从第三入口集管4c的气体侧区域4ca至汇合部15的配管13的直径设为D5、将长度设为L5、将从第三入口集管4c的二相侧区域4cb至汇合部15的配管14的直径设为D6、将长度设为L6时,优选的是,以使 $D5 > D6$ 、 $L5 < L6$ 的关系成立的方式构成流路。另外,在将从第二流路切换阀3b至汇合部19的配管17的直径设为D8、将长度设为L8、将从第三入口集管4c的二相侧区域4cb至汇合部19的配管18的直径设为D9、将长度设为L9时,优选的是,以使 $D8 > D9$ 、 $L8 < L9$ 的关系成立的方式构成流路。

[0167] 与图13、图14所示的形状同样地,对于图23的第三入口集管4c与第一热交换部5a、第二热交换部5b的汇合部15、19处的气体侧配管的安装角度而言,在将重力方向设为 $0^\circ$ 时,优选的是,以成为 $90^\circ < \theta \leq 180^\circ$ 或 $-180^\circ \leq \theta < -90^\circ$ 的方式进行安装。

[0168] 对于实施方式4的制冷循环装置的动作例而言,由于基本上与实施方式1相同,所以进行省略。

[0169] 接下来,对实施方式4的制冷循环装置的效果进行说明。实施方式4的制冷循环装置通过取代第一入口集管4a和第二入口集管4b而设置一体型的第三入口集管4c,从而能够得到与实施方式1同样的效果,并且能够进一步减少零件个数。通过减少零件个数,从而能够简化安装作业。通过零件个数削减及安装作业简化,从而能够降低成本。

[0170] 另外,通过使第三入口集管4c的气体侧的容积 $\geq 50\%$ ,从而能够降低冷凝时的压力损失(这是因为通过确保气体侧流路,从而能够使压损减小)。通过降低冷凝时的压力损失,从而能够降低压缩机高压侧压力的高压化。通过降低压缩机高压侧压力的高压化,从而能够降低压缩机出口温度。另外,通过降低压缩机高压侧压力的高压化,从而能够降低压缩机输入。

[0171] 实施方式5.

[0172] 图26是实施方式5的制冷循环装置的概略结构图。参照图26,实施方式5的制冷循环装置59包括压缩机1、六通阀102、流路切换装置912、膨胀阀7、室内热交换器8、第一热交换部5a、第二热交换部5b及室外机出口集管6。流路切换装置912包括第三流路切换阀3c及第三入口集管4c。

[0173] 此外,实施方式5的制冷循环装置59的基本结构与实施方式4相同,但是不同点在于,取代第一流路切换阀3a和第二流路切换阀3b而设置有一体型的第三流路切换阀3c。此外,对与实施方式1相同的结构要素标注相同的附图标记。

[0174] 图27是表示实施方式5的制冷循环装置的第三流路切换阀3c的制冷时的状态的图。图28是表示实施方式5的制冷循环装置的第三流路切换阀3c的制热时的状态的图。

[0175] 参照图27、图28,第三流路切换阀3c具备供制冷剂进出的端口3ca~3cf、多个阀芯

105、通过单轴对多个阀芯105进行上下驱动的柱塞(可动铁心)104、对柱塞104进行驱动的线圈103、以及阀座106。第三流路切换阀3c具有在制冷制热运转时利用线圈103对阀芯105进行控制而切换流路的功能。在制冷时,如图27所示,线圈103为非通电,利用弹簧使柱塞104向下方移动,如实线箭头所示那样形成供制冷剂流动的流路。在制热时,如图28所示,对线圈103进行通电,柱塞104被吸引而向上方移动,如虚线箭头所示那样形成供制冷剂流动的流路。

[0176] 另外,在图26中,在将从第三入口集管4c的气体侧至汇合部15的配管13的直径设为 $D_5$ 、将长度设为 $L_5$ 、将从第三入口集管4c的二相侧至汇合部15的配管14的直径设为 $D_6$ 、将长度设为 $L_6$ 时,优选的是,以使 $D_5 > D_6$ 、 $L_5 < L_6$ 的关系成立的方式形成流路。另外,在将从第三流路切换阀3c至汇合部19的配管17的直径设为 $D_7$ 、将长度设为 $L_7$ 、将从第三入口集管4c的二相侧至汇合部19的配管18的直径设为 $D_8$ 、将长度设为 $L_8$ 时,优选的是,以使 $D_7 > D_8$ 、 $L_7 < L_8$ 的关系成立的方式形成流路。

[0177] 接下来,对实施方式5的制冷循环装置的动作例进行说明。此外,对于基本的制冷制热运转而言,由于与实施方式4相同,所以进行省略。

[0178] 在制冷时,第三流路切换阀3c成为图27所示的形态,从六通阀102(端口P3)流入到端口3cb的制冷剂从端口3cc朝向第三入口集管4c流出。此时,由于端口3ca利用阀芯105和阀座106将流路关闭,所以制冷剂不流动。

[0179] 另外,从室外机出口集管6流入到端口3ce的制冷剂从端口3cf朝向第二热交换部5b流出。此时,由于端口3cd利用阀芯105和阀座106将流路关闭,所以制冷剂不流动。

[0180] 另一方面,在制热时,第三流路切换阀3c成为图28所示的形态,从六通阀102(端口P3)流入到端口3cb的制冷剂从端口3ca朝向第三入口集管4c流出。此时,由于端口3cc利用阀芯105和阀座106将流路关闭,所以制冷剂不流动。

[0181] 另外,从室外机出口集管6流入到端口3ce的制冷剂从端口3cd朝向第二热交换部5b的出口侧流路流出,并与通过了第二热交换部5b后的制冷剂汇合。此时,由于端口3cf利用阀芯105和阀座106将流路关闭,所以制冷剂不流动。

[0182] 接下来,对实施方式5的制冷循环装置的效果进行说明。实施方式5的制冷循环装置通过取代第一流路切换阀3a和第二流路切换阀3b而设置一体型的第三流路切换阀3c,从而能够得到与实施方式4同样的效果,并且能够进一步减少零件个数。

[0183] 另外,由于第三流路切换阀3c通过单轴而使多个阀芯移动,所以柱塞(驱动部)和线圈能够由一个结构来构建。因此,可以成为能够抑制成本的结构。

[0184] 另外,第三流路切换阀3c能够通过控制单轴的阀芯而同时对多个流路进行控制,操作性优异。

[0185] 实施方式6.

[0186] 图29是实施方式6的制冷循环装置的概略结构图。参照图29,实施方式6的制冷循环装置60包括压缩机1、六通阀102、流路切换装置612、第一热交换部5a、第二热交换部5b、室外机出口集管6、膨胀阀7及室内热交换器8。流路切换装置612具备第四流路切换阀3d。

[0187] 此外,实施方式6的制冷循环装置60的基本结构与实施方式1相同,但是不同点在于,取代第一流路切换阀3a、第二流路切换阀3b、第一入口集管4a、第二入口集管4b而设置有一体型的第四流路切换阀3d。此外,对与实施方式1相同的结构要素标注相同的附图标

记。

[0188] 图30是表示实施方式6的制冷循环装置的第四流路切换阀3d的制冷时的状态的图。图31是表示实施方式6的制冷循环装置的第四流路切换阀3d的制热时的状态的图。

[0189] 参照图30、图31,第四流路切换阀3d具有:供在制冷循环中流动的热交换介质流入或流出的端口200a~200f;通过单轴的阀芯而使阀沿周向旋转的阀芯203a;使阀芯203a旋转的电动机202;进行上下驱动的阀芯203b;对阀芯203b进行上下驱动的线圈201;以及阀座204。

[0190] 另外,与图13、图14所示的形状同样地,对于图30的第四流路切换阀3d与第一热交换部5a、第二热交换部5b的汇合部15、19的气体侧配管的安装角度而言,在如虚线所示那样将重力方向设为 $0^\circ$ 时,优选的是,以成为 $90^\circ < \theta \leq 180^\circ$ 或 $-180^\circ \leq \theta < -90^\circ$ 的方式进行安装。

[0191] 另外,对于第四流路切换阀3d的端口200b(气体侧)与第四流路切换阀3d的端口200c(二相侧)的汇合部15而言,在将从第四流路切换阀3d的端口200b(气体侧)至汇合部15的配管13的直径设为 $D_9$ 、将长度设为 $L_9$ 、将从第四流路切换阀3d的端口200c(二相侧)至汇合部15的配管14的直径设为 $D_{10}$ 、将长度设为 $L_{10}$ 时,优选的是,以使 $D_9 > D_{10}$ 、 $L_9 < L_{10}$ 的关系成立的方式形成流路。同样地,对于第一热交换部5a与第二热交换部5b的汇合部19而言,在将从第四流路切换阀3d(端口200e)至汇合部19的配管直径设为 $D_{11}$ 、将长度设为 $L_{11}$ 、将从第四流路切换阀3d的液体侧(端口200c)至汇合部19的配管直径设为 $D_{12}$ 、将长度设为 $L_{12}$ 时,优选的是,以使 $D_{11} > D_{12}$ 、 $L_{11} < L_{12}$ 的关系成立的方式形成流路。

[0192] 接下来,对实施方式6的制冷循环装置的动作例进行说明。此外,对于基本的制冷制热运转而言,由于与实施方式4相同,所以进行省略。

[0193] 在制冷时,第四流路切换阀3d成为图30所示的形态,从六通阀102(端口P3)流入到端口200a的制冷剂从端口200b朝向第一热交换部5a流出。此时,由于端口200c利用阀芯203a将流路关闭,所以制冷剂不流动。

[0194] 另外,从室外机出口集管6流入到端口200d的制冷剂从端口200e朝向第二热交换部5b流出。此时,由于在端口200f处利用阀芯203b和阀座204将流路关闭,所以制冷剂不流动。

[0195] 在制热时,第四流路切换阀3d成为图31所示的形态,从六通阀102(端口P3)流入到端口200a的制冷剂从端口200c流出,且并行地流入第一热交换部5a及第二热交换部5b。此时,由于利用阀芯203a将流路关闭,所以在端口200b处制冷剂不流动。

[0196] 另外,从室外机出口集管6流入到端口200d的制冷剂从端口200f向第二热交换部5b的出口侧流路流出,并与通过了第二热交换部5b后的制冷剂汇合。此时,由于利用阀芯203b和阀座204将流路关闭,所以在端口200e处制冷剂不流动。

[0197] 接下来,对实施方式6的制冷循环装置的效果进行说明。实施方式6的制冷循环装置通过取代第一流路切换阀3a、第二流路切换阀3b、第一入口集管4a及第二入口集管4b而设置一体型的第四流路切换阀3d,从而能够得到与实施方式1同样的效果,并且能够减少零件个数。

[0198] 实施方式7.

[0199] 在实施方式6中,通过设置一体型的第四流路切换阀3d,从而利用一个零件实现了入口集管4a、4b、切换阀3a、3b的作用。也可以在该实施方式6的结构中将高低压热交换器、

接收器、气液分离器组合使用。

[0200] 图32是表示实施方式7的制冷循环装置的第一结构例的图。图33是表示实施方式7的制冷循环装置的第二结构例的图。图34是表示实施方式7的制冷循环装置的第三结构例的图。

[0201] 在图32~图34的任一结构例中,制冷循环装置均包括压缩机1、六通阀102、第四回路切换阀3d、第一热交换部5a、第二热交换部5b、室外机出口集管6、膨胀阀7及室内热交换器8,这些结构例在这一点上相同。

[0202] 除了上述结构之外,在制热运转时,在从室内热交换器8的下游侧至膨胀阀7、7b或7c的流路中追加以下的结构,以使制冷剂成为过冷却状态或饱和液体状态。

[0203] 图32所示的制冷循环装置61还具备高低压热交换器350,在这一点上与实施方式6的制冷循环装置不同。高低压热交换器350构成为在向压缩机1的吸入口侧配管流动的制冷剂与制热时从室内热交换器8朝向膨胀阀7流动的制冷剂之间进行热交换。

[0204] 图33所示的制冷循环装置62还具备接收器351,并取代膨胀阀7而具备膨胀阀7a和膨胀阀7b,在这一点上与实施方式6的制冷循环装置不同。接收器351构成为在向压缩机1的吸入口侧配管流动的制冷剂与制热时在从高压侧的膨胀阀7b朝向低压侧的膨胀阀7a的中途积存的液体制冷剂之间进行热交换。

[0205] 图34所示的制冷循环装置63还具备气液分离器352和气体释放大膨胀阀7c,在这一点上与实施方式6的制冷循环装置不同。

[0206] 通过设为图32~图34所示的结构,从而能够在制热运转时,在从室内热交换器8的下游侧至膨胀阀7、7b或7c的流路中,使制冷剂成为过冷却状态或饱和液体状态。

[0207] 另外,当要在室内侧得到同样的效果的情况下,可以将各部件设置成在制冷运转时在膨胀阀7的下游成为过冷却状态或饱和液体状态。虽然为了简略而省略了图示,但是只要将第一热交换部5a、第二热交换部5b和室内热交换器8分别置换为第一室内机热交换部、第二室内机热交换部及室外热交换器而使制冷剂流动在制冷时与制热时相反即可。

[0208] 接下来,对实施方式7的制冷循环装置的动作例进行说明。此外,对于基本的制冷制热运转而言,由于与实施方式6相同,所以进行省略。

[0209] 在图32所示的制冷循环装置61中,在制热时,在室内热交换器8被冷凝后的制冷剂与从六通阀102的端口P2朝向压缩机1流动的低压低温的制冷剂在高低压热交换器350中进行热交换,在过冷却度增加之后,向膨胀阀7流入。

[0210] 另外,在图32所示的制冷循环装置61中,在制冷时,由于从膨胀阀7流出后的低温低压的制冷剂与从六通阀102的端口P2朝向压缩机1流动的低压低温的制冷剂的温差较小,所以不在高低压热交换器350中进行热交换地向室内热交换器8流入。

[0211] 在图33所示的制冷循环装置62中,在制热时,在室内热交换器8被冷凝后的制冷剂在被高压侧的膨胀阀7b膨胀之后,被接收器351进行气液分离,进而与从六通阀102的端口P2朝向压缩机1流动的低压低温的制冷剂在接收器351中进行热交换,至少饱和液向低压侧的膨胀阀7a流入。

[0212] 另外,在图33所示的制冷循环装置62中,在制冷时,从膨胀阀7a流出的制冷剂被接收器351进行气液分离,进而与从六通阀102的端口P2朝向压缩机1流动的低压低温的制冷剂进行热交换,至少饱和液向低压侧的膨胀阀7b流入。

[0213] 在图34所示的制冷循环装置63中,在制热时,在室内热交换器8被冷凝后的制冷剂在被膨胀阀7膨胀之后,被气液分离器352进行气液分离,饱和液向六通阀102的端口P5流入。另外,在气液分离器352中被分离出的气体制冷剂经由膨胀阀7c而与蒸发后的制冷剂汇合并向六通阀102的端口P4流入。

[0214] 另外,在图34所示的制冷循环装置63中,在制冷时,气液分离器352成为被冷凝后的液体制冷剂充满的状态,饱和液或过冷却液向膨胀阀7流入。

[0215] 接下来,对实施方式7的制冷循环装置的效果进行说明。

[0216] 图32所示的制冷循环装置61设置有高低压热交换器350和膨胀阀7,通过在冷凝时在冷凝器出口侧的过冷却区域使高压液体制冷剂与低压气体制冷剂进行热交换,从而能够在膨胀阀7的高压侧进一步得到过冷却度。另外,由于能够在膨胀阀7的高压侧较大地得到过冷却度,所以能够减小成为低压部的蒸发器入口侧的干度。另外,通过减小蒸发器入口侧的干度,从而能够使制冷剂从二相接近于液相单相,因此,能够进一步均等地分配端口200c处(在实施方式1的情况下为入口集管4b,在实施方式3的情况下为入口集管4c的二相制冷剂流入侧)的制冷剂。

[0217] 图33所示的制冷循环装置62通过设置接收器351和被分为高压侧及低压侧的膨胀阀7a、7b,从而使在成为中压区域的接收器351内被二相分离的饱和液向低压侧的膨胀阀流入,由此,能够减小成为低压部的接收器351的蒸发器入口侧的干度。另外,由于能够在高压侧较大地得到过冷却度,所以能够减小成为低压部的蒸发器入口侧的干度。另外,通过减小蒸发器入口侧的干度,从而能够使制冷剂从二相接近于液相单相,因此,能够进一步均等地分配端口200c处(在实施方式1的情况下为入口集管4b,在实施方式3的情况下为入口集管4c的二相制冷剂流入侧)的制冷剂。

[0218] 图34所示的制冷循环装置63通过设置气液分离器352、膨胀阀7及气体释放用膨胀阀7c,从而能够使在成为低压区域的气液分离器352内被二相分离的饱和液或低干度的制冷剂向蒸发器流入。另外,通过对气体释放用膨胀阀7c进行开闭,从而能够选择使在下游侧流动的制冷剂的状态为饱和液还是为二相状态。另外,通过在蒸发器入口侧设为饱和液或低干度,从而能够使制冷剂从二相接近于液相单相,因此,能够进一步均等地分配端口200c处(在实施方式1的情况下为入口集管4b,在实施方式3的情况下为入口集管4c的二相制冷剂流入侧)的二相制冷剂。

[0219] 实施方式8.

[0220] 在实施方式1~7中,仅记载了室外机具备第一热交换部5a及第二热交换部5b的情况,但是对于室内机而言,也可以具备同样的回路结构,并以在制冷时并联、在制热时串联的方式形成。此外,由于对由室外机与室内机在制冷制热时发挥的作用进行替换,因此,也对串联、并联进行替换。

[0221] 图35是表示将室外热交换器和室内热交换器分别进行了分割的情况下的制冷时和制热时的连接状态的图。参照图35,在制冷时,室外热交换器作为冷凝器发挥作用,被分割成两部分的热交换器被串联连接。另外,在制冷时,室内热交换器作为蒸发器发挥作用,被分割成两部分的热交换器被并联连接。

[0222] 另一方面,在制热时,室外热交换器作为蒸发器发挥作用,被分割成两部分的热交换器被并联连接。另外,在制热时,室内热交换器作为冷凝器发挥作用,被分割成两部分的

热交换器被串联连接。

[0223] 图36是表示实施方式8的制冷循环装置的第一结构例的图。图37是表示实施方式8的制冷循环装置的第二结构例的图。图38是表示实施方式8的制冷循环装置的第三结构例的图。

[0224] 图36所示的制冷循环装置64在图19所示的制冷循环装置55的结构中,在室内机中也采用了与室外机同样的流路的切换结构。对于室外机侧的结构而言,由于与图19相同,所以将说明省略。

[0225] 制冷循环装置64的室内机包括:将室内热交换器分割而成的热交换部8a、8b、出口集管9、切换热交换部8a、8b的连接的流路切换装置1412、以及在制冷时与制热时将室内机的制冷剂出口和制冷剂入口切换为相同的流路切换装置1402。

[0226] 流路切换装置1412包括入口集管1004a、1004b和开闭阀1101e~1101g。流路切换装置1402包括止回阀7ae、7af、7ag、7ah。

[0227] 接下来,对制冷时的制冷循环装置64的动作进行说明。在制冷时,将开闭阀101f、101g、1101e、1101h关闭,将开闭阀101e、101h、1101f、1101g打开。另外,对四通阀100进行控制,以便如实线所示那样形成流路。在压缩机1运转时,使制冷剂如实线箭头所示那样流动。

[0228] 从压缩机1排出的制冷剂经由四通阀100、止回阀7ab、开闭阀101e而向室外热交换器的入口集管4a流入,并向热交换部5a的多个流路分配。

[0229] 通过热交换部5a后的制冷剂在经由出口集管6、开闭阀101h而通过热交换部5b之后,经由止回阀7ac到达膨胀阀7。通过膨胀阀7并被减压后的制冷剂经由止回阀7ag、开闭阀1101f而到达室内热交换部的入口集管1004b并向热交换部8a的多个流路及热交换部8b分配。通过热交换部8a后的制冷剂经由出口集管9及开闭阀1101g而与通过热交换部8b后的制冷剂汇合,之后,经由止回阀7af及四通阀100向压缩机1的吸入口返回。

[0230] 如以上说明的那样,在制冷时,如图35所示,室外机的热交换部5a、5b被串联连接,室内机的热交换部8a、8b被并联连接。

[0231] 接下来,对制热时的制冷循环装置64的动作进行说明。在制热时,将开闭阀101f、101g、1101e、1101h打开,将开闭阀101e、101h、1101f、1101g关闭。另外,对四通阀100进行控制,以便如虚线所示那样形成流路。在压缩机1运转时,使制冷剂如虚线箭头所示那样流动。

[0232] 从压缩机1排出的制冷剂经由四通阀100、止回阀7ah、开闭阀1101e而向室内热交换器的入口集管1004a流入,并向热交换部8a的多个流路分配。

[0233] 通过热交换部8a后的制冷剂在经由出口集管9、开闭阀1101h而通过热交换部8b之后,经由止回阀7ae到达膨胀阀7。通过膨胀阀7并被减压后的制冷剂经由止回阀7aa、开闭阀101f而到达室外热交换部的入口集管4b,并向热交换部5a的多个流路及热交换部5b的流路分配。通过热交换部5a后的制冷剂经由出口集管6及开闭阀101g而与通过热交换部5b后的制冷剂汇合,之后,经由止回阀7ad及四通阀100向压缩机1的吸入口返回。

[0234] 如以上说明的那样,在制热时,如图35所示,室外机的热交换部5a、5b被并联连接,室内机的热交换部8a、8b被串联连接。

[0235] 图37所示的制冷循环装置65在图36所示的制冷循环装置64的结构中,取代室外机侧的流路切换装置302而包括流路切换装置402,取代室内机侧的流路切换装置1402而包括流路切换装置1502。流路切换装置402包括开闭阀101a~101d。流路切换装置1502包括开闭



阀1101a~1101d。对于其他部分的结构而言,由于与图36相同,所以将说明省略。

[0236] 接下来,对制冷时的制冷循环装置65的动作进行说明。在制冷时,将开闭阀101f、101g、1101e、1101h关闭,将开闭阀101e、101h、1101f、1101g打开。另外,对四通阀100进行控制,以便如实线所示那样形成流路。以上内容与图36的制冷循环装置64相同,但是在制冷循环装置65中,还进行流路切换装置402及流路切换装置1502中的开闭控制。具体而言,在制冷时,将开闭阀101b、101c、1101a、1101d打开,将开闭阀101a、101d、1101c、1101b关闭。对于制冷剂的流动而言,由于与图36的实线箭头所示的情况相同,所以将说明省略。

[0237] 接下来,对制热时的制冷循环装置65的动作进行说明。在制热时,将开闭阀101f、101g、1101e、1101h打开,将开闭阀101e、101h、1101f、1101g关闭。另外,对四通阀100进行控制,以便如虚线所示那样形成流路。以上内容与图36的制冷循环装置64相同,但是在制冷循环装置65中,还进行流路切换装置402及流路切换装置1502中的开闭控制。具体而言,在制热时,将开闭阀101b、101c、1101a、1101d关闭,将开闭阀101a、101d、1101c、1101b打开。对于制冷剂的流动而言,由于与图36的虚线箭头所示的情况相同,所以将说明省略。

[0238] 图38所示的制冷循环装置66在图4所示的制冷循环装置52的结构中,对室外机的结构进行了稍许变更,且在室内机中也采用了流路的切换结构。对于室外机侧的结构而言,在制冷循环装置52的结构中,对六通阀的端口P2的连接目的地与端口P4的连接目的地进行了替换,并追加了膨胀阀7d。对于室外机侧的其他结构而言,由于与图4相同,所以将说明省略。

[0239] 制冷循环装置66的室内机包括:将室内热交换器分割而成的热交换部8a、8b、出口集管9、以及切换热交换部8a、8b的连接的流路切换装置1612。

[0240] 流路切换装置1612包括入口集管1004a、1004b和切换阀1003a、1003b。

[0241] 接下来,对制冷时的制冷循环装置66的动作进行说明。在制冷时,对六通阀进行控制,以便如实线所示那样形成流路。另外,切换阀3a、3b、1003a、1003b将流路切换到由实线示出的一侧。使膨胀阀7全开,并将膨胀阀7d作为通常的膨胀阀而对开度进行控制。在压缩机1运转时,使制冷剂如实线箭头所示那样流动。

[0242] 从压缩机1排出的制冷剂经由六通阀102的端口P1、P3、切换阀3a,而向室外热交换器的入口集管4a流入,并向热交换部5a的多个流路分配。

[0243] 通过热交换部5a后的制冷剂在经由出口集管6、切换阀3b而通过热交换部5b之后,到达膨胀阀7d。通过膨胀阀7d并被减压后的制冷剂经由六通阀102的端口P2、P6及切换阀1003a而到达室内热交换部的入口集管1004b并向热交换部8a的多个流路及热交换部8b分配。通过热交换部8a后的制冷剂经由出口集管9及切换阀1003b而与通过热交换部8b后的制冷剂汇合,之后,经由成为全开的膨胀阀7及六通阀102的端口P5、P4向压缩机1的吸入口返回。

[0244] 如以上说明的那样,在制冷时,如图35所示,室外机的热交换部5a、5b被串联连接,室内机的热交换部8a、8b被并联连接。

[0245] 接下来,对制热时的制冷循环装置66的动作进行说明。在制热时,对六通阀102进行控制,以便如虚线所示那样形成流路。另外,切换阀3a、3b、1003a、1003b将流路切换到由虚线示出的一侧。使膨胀阀7d全开,并将膨胀阀7作为通常的膨胀阀而对开度进行控制。在压缩机1运转时,使制冷剂如虚线箭头所示那样流动。

[0246] 从压缩机1排出的制冷剂经由六通阀102的端口P1、P6及切换阀1003a而向室内热交换器的入口集管1004a流入,并向热交换部8a的多个流路分配。

[0247] 通过热交换部8a后的制冷剂在经由出口集管9、切换阀1003b而通过热交换部8b之后,到达膨胀阀7。通过膨胀阀7并被减压后的制冷剂经由六通阀102的端口P5、P3及第一流路切换阀3a而到达室外热交换部的入口集管4b并向热交换部5a的多个流路及热交换部5b的流路分配。通过热交换部5a后的制冷剂经由出口集管6及切换阀3b而与通过热交换部5b后的制冷剂汇合,之后,经由成为全开的膨胀阀7d及六通阀的端口P2、P4向压缩机的吸入口返回。

[0248] 如以上说明的那样,在制热时,如图35所示,室外机的热交换部5a、5b被并联连接,室内机的热交换部8a、8b被串联连接。

[0249] 根据实施方式8的制冷循环装置,通过分别在室外机、室内机中形成为使第一热交换部比第二热交换部的热交换器容量大且流路数多,从而能够分别在制冷制热中形成最佳的流路数。由此,能够降低气体、二相区域的压损,并且能够在压损小的液相区域提高传热性能。

[0250] 另外,通过在室外机中使第一热交换部5a大于第二热交换部5b,从而能够在制冷时使向第二热交换部5b流入的制冷剂的液相区域比率增大,能够以使流速减慢的方式形成。

[0251] 另外,通过在室内机中使第一热交换部8a大于第二热交换部8b,从而能够在制热时使向第二热交换部8b流入的制冷剂的液相区域比率增大,能够以使流速减慢的方式形成。

[0252] 另外,通过分别在室外机、室内机中,在制冷、制热时变更分配装置而均等地分配制冷剂,从而能够提高传热性能。通过提高传热性能,从而能够使制冷循环的动作压力在高压侧下降并在低压侧上升。通过使制冷循环的动作压力在高压侧下降并在低压侧上升,从而能够使压缩机输入降低,能够提高制冷循环的性能。

[0253] 此外,也可以是图36~图38所示的室内机侧的结构以外的结构。例如,可以采用在实施方式1~7中说明的流路切换装置12、112、212、512、612、712、812、912、1012、1412、1612中的任一个来作为实施方式8的室内机侧的流路切换装置。另外,对于室外机侧的结构而言,也可以采用在实施方式1~7中说明的结构中的任一个。

[0254] 应当认为,本次公开的实施方式在所有方面均为例示,而非是限制性的内容。本发明的范围并不由上述实施方式的说明表示,而是通过权利要求书示出,意图将与权利要求书等同的意思及范围内的全部变更都包括在内。

[0255] 附图标记说明

[0256] 1压缩机,2、12、112、212、302、402、512、612、712、812、912、1012、1402、1412、1502、1612流路切换装置,3切换部,3a~3d、1003a、1003b切换阀,3ca~3cf、200a~200f、P1~P6、P11~P15端口,4a、4b、4c、1004a、1004b入口集管,4b0分发器,4ca气体侧区域,4cb二相侧区域,4cx集管框体,4cy分隔板,5第一热交换装置,5a、5b、8a、8b热交换部,6、9出口集管,7、7a~7d膨胀阀,7aa~7ah、7ba~7bd、7ca~7ce止回阀,8第二热交换装置,13、14、17、18配管,15、19汇合部,30控制装置,50~66制冷循环装置,100四通阀,101a~101h、101aa~101ad、101ba~101be、1101a~1101h开闭阀,102六通阀,103、201线圈,104柱塞,105、203a、203b阀

芯,106、204阀座,202电动机,350高低压热交换器,351接收器,352气液分离器。

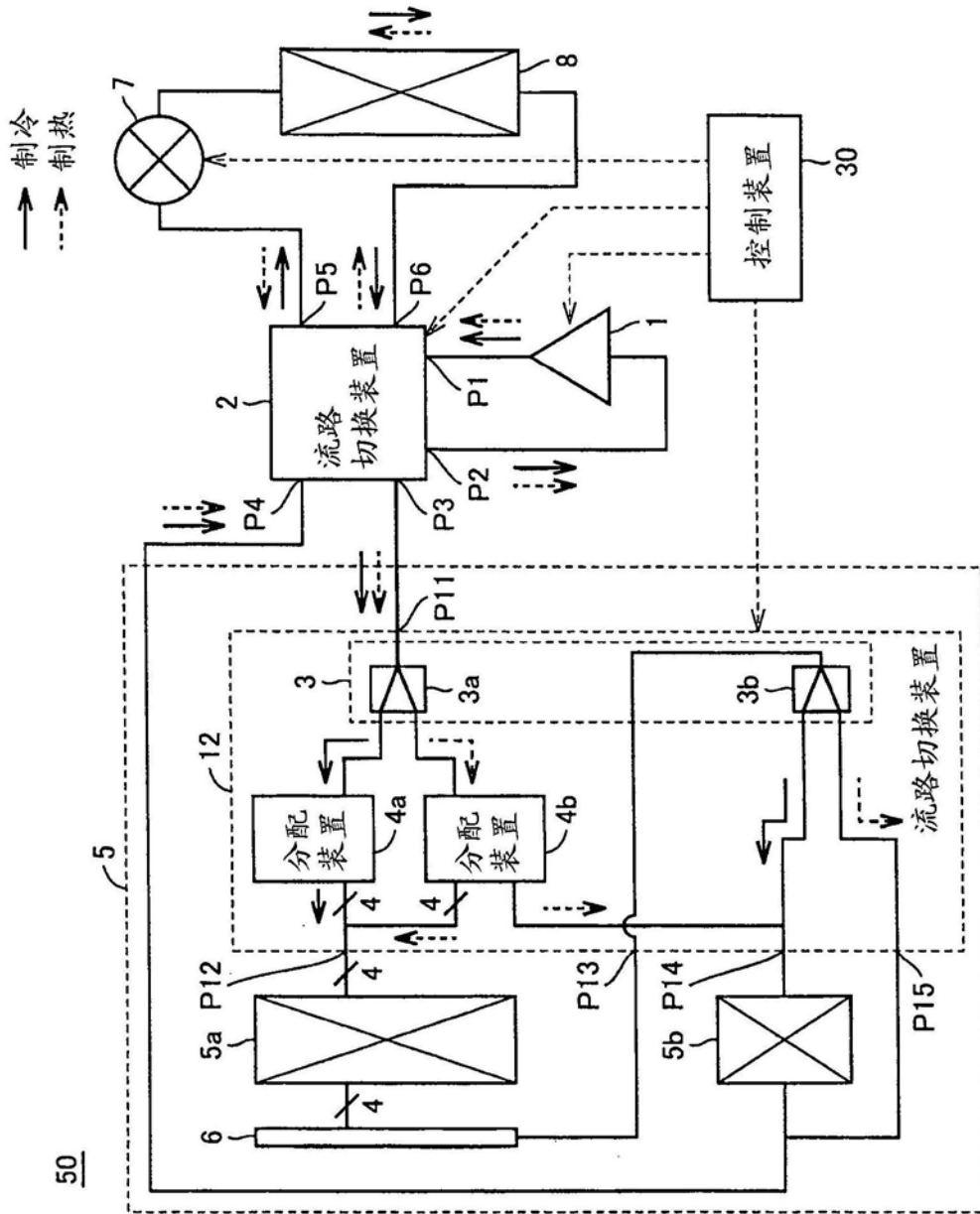


图1

	流路切换装置 (2)	流路切换装置 (12)
1. 制冷时	P1 → P3 P4 → P5 P6 → P2	P11 → (4a) → P12 P13 → P14 (串联连接)
2. 制热时	P1 → P6 P5 → P3 P4 → P2	P11 → (4b) → P12 P11 → (4b) → P14 P13 → P15 (并联连接)

图2

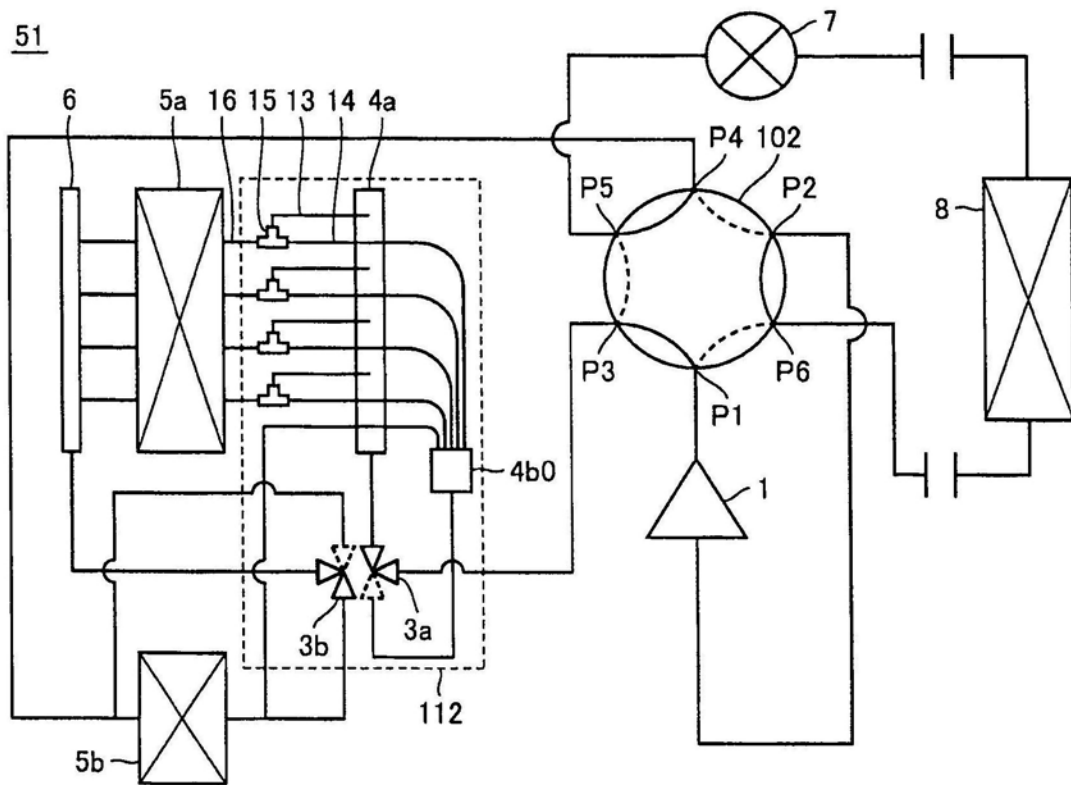


图3

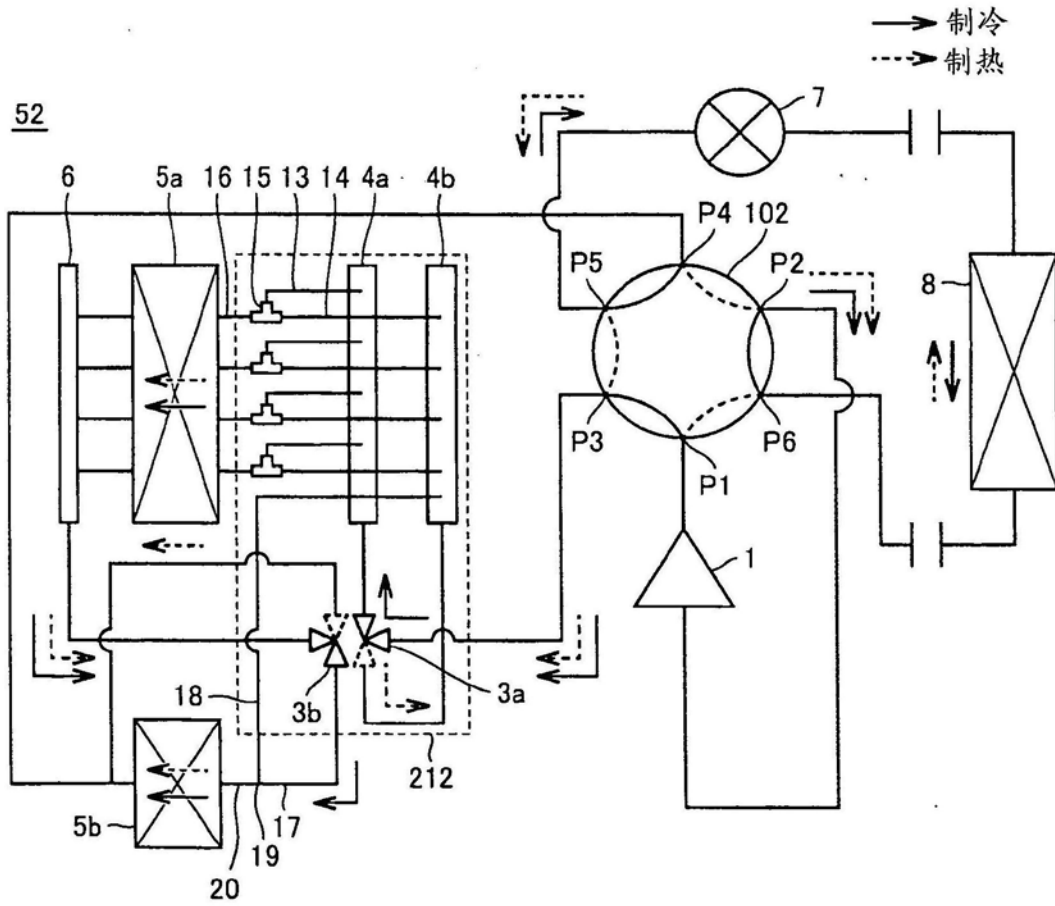


图4

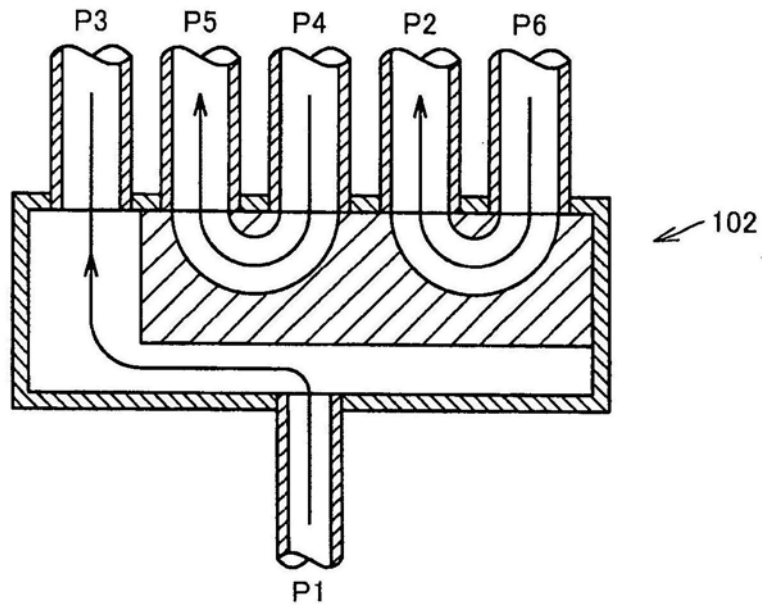


图5

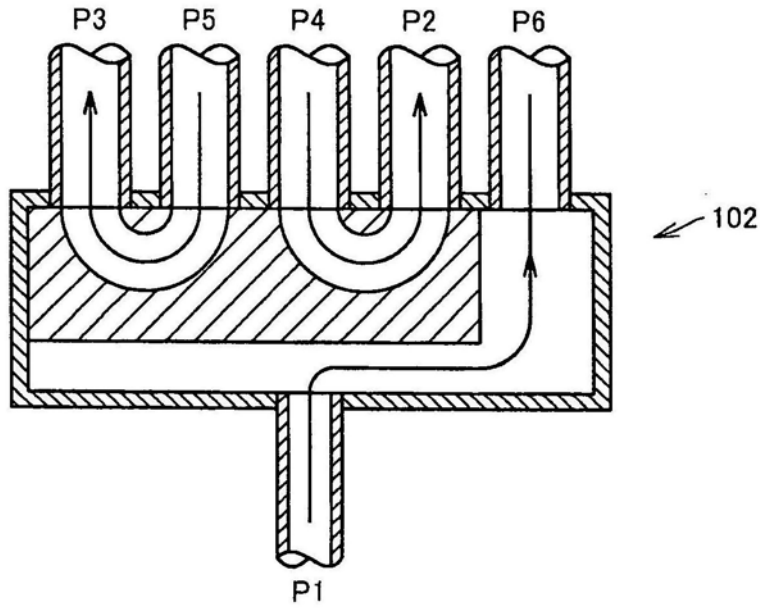


图6

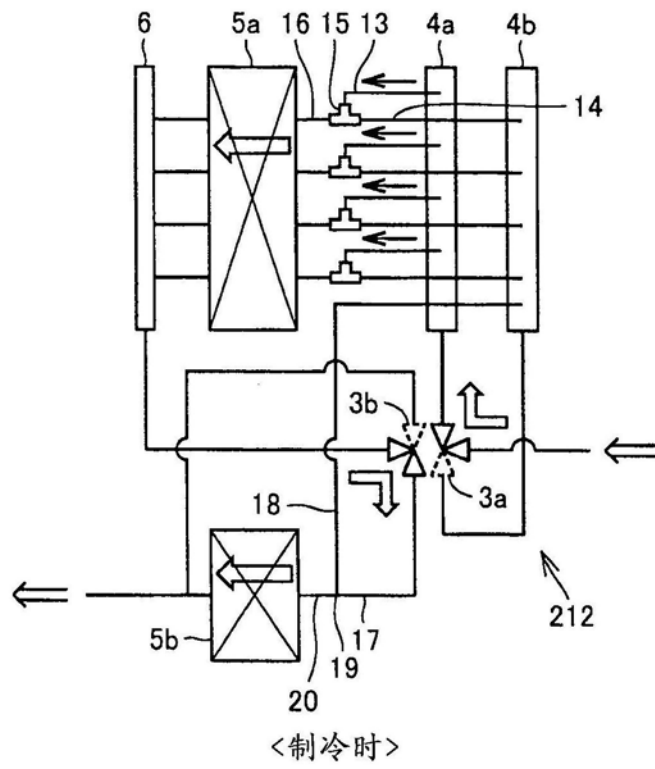


图7

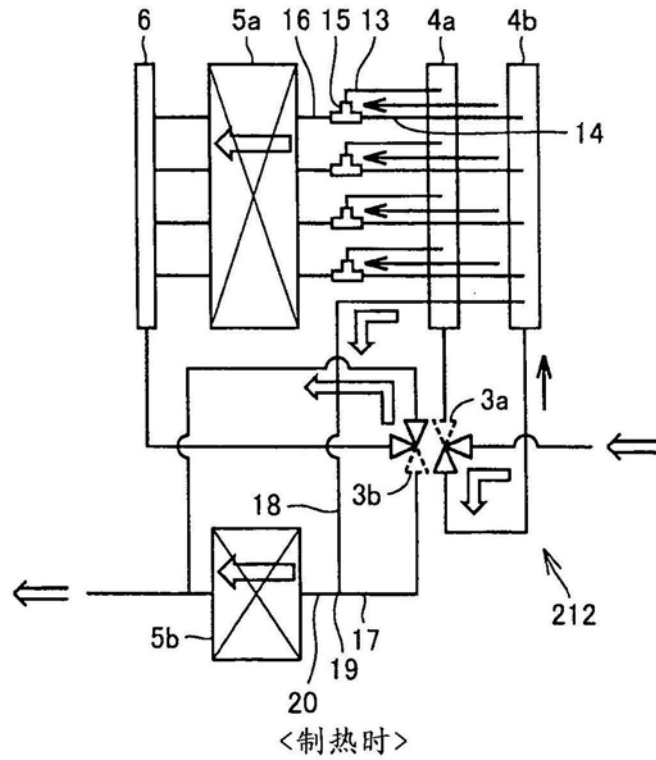


图8

在热交换器的列数 R 相等的情况下，使行数 C 为  $C_a > C_b$

在热交换器的行数 C 相等的情况下，使列数 R 为  $R_a > R_b$

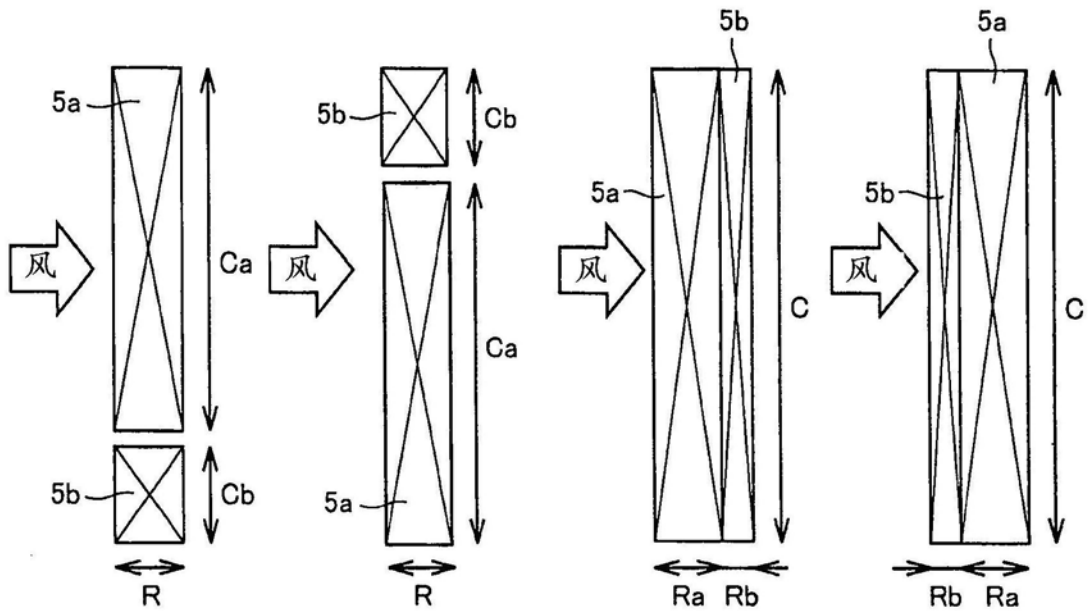


图9



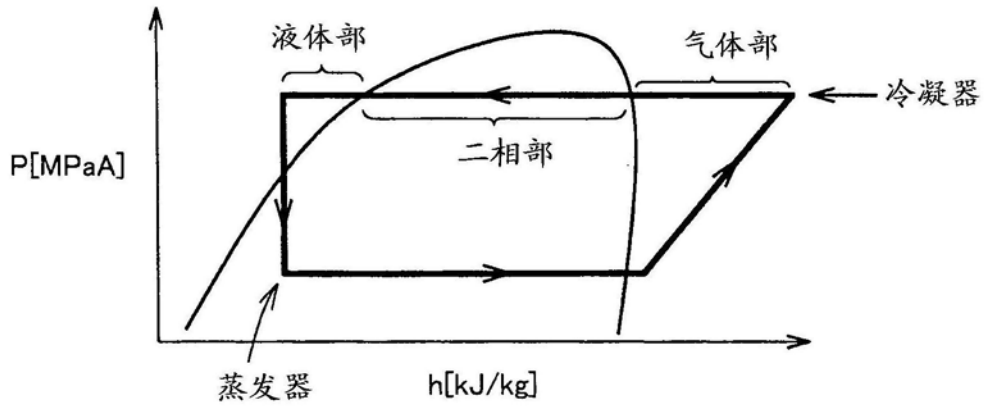


图10

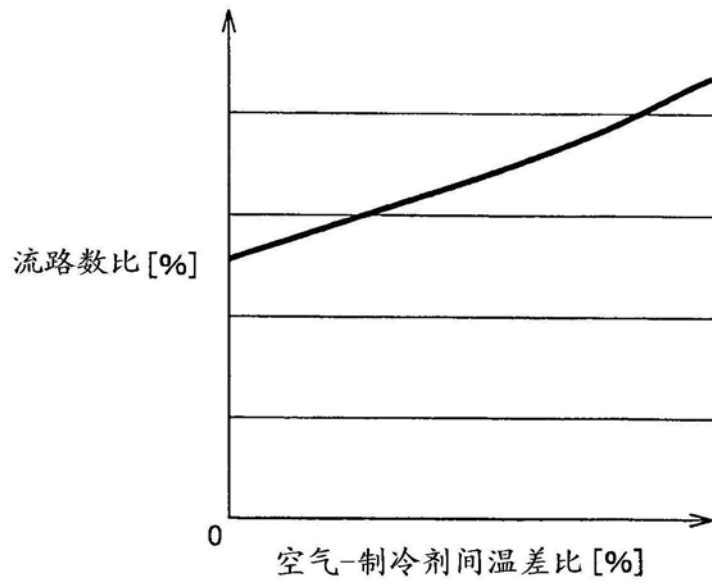


图11

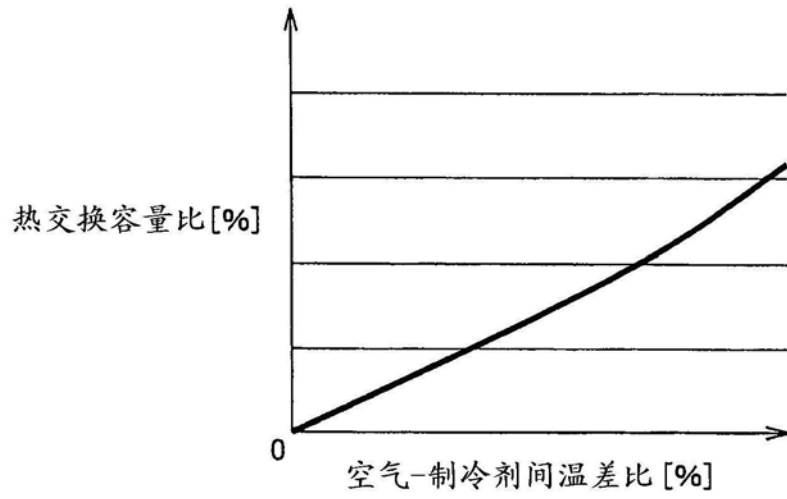


图12

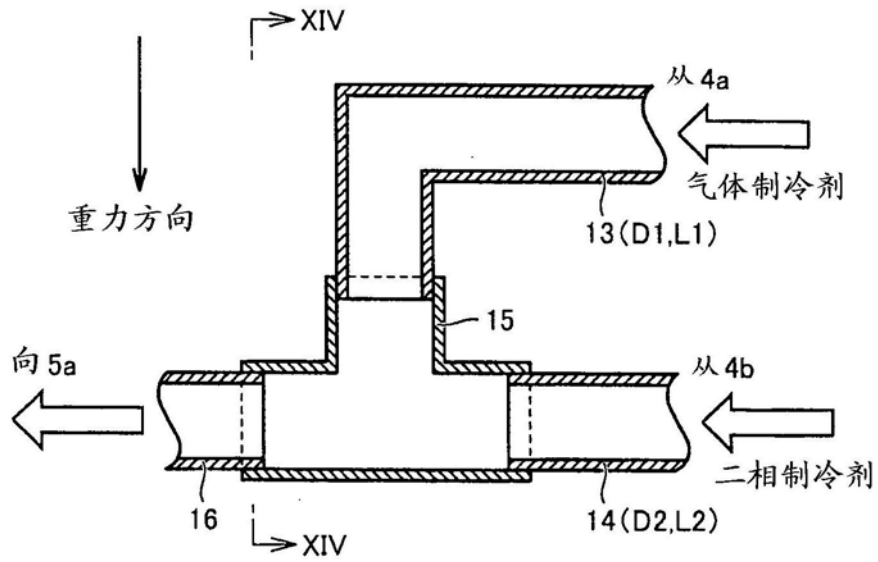


图13

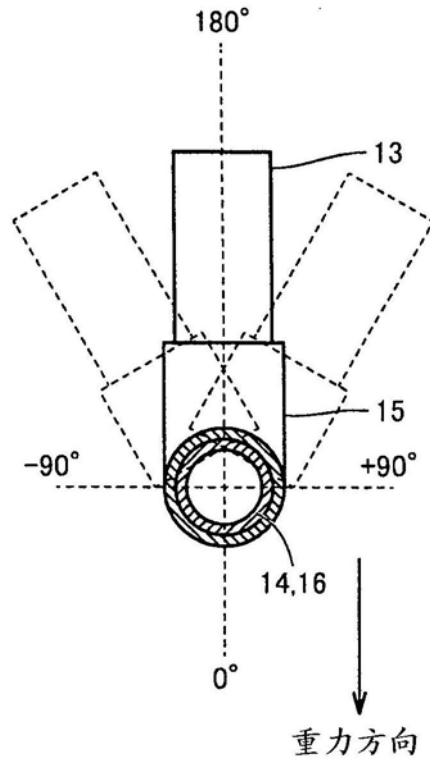


图14

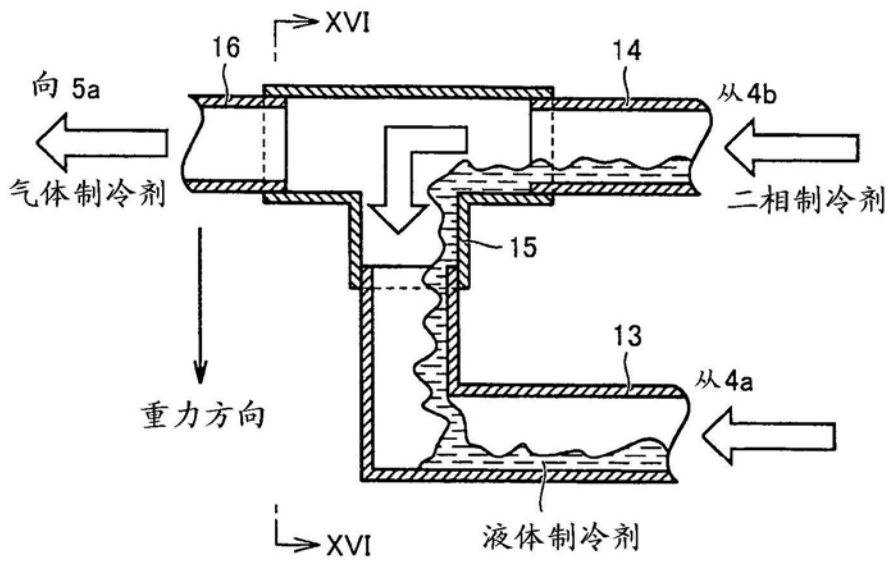


图15

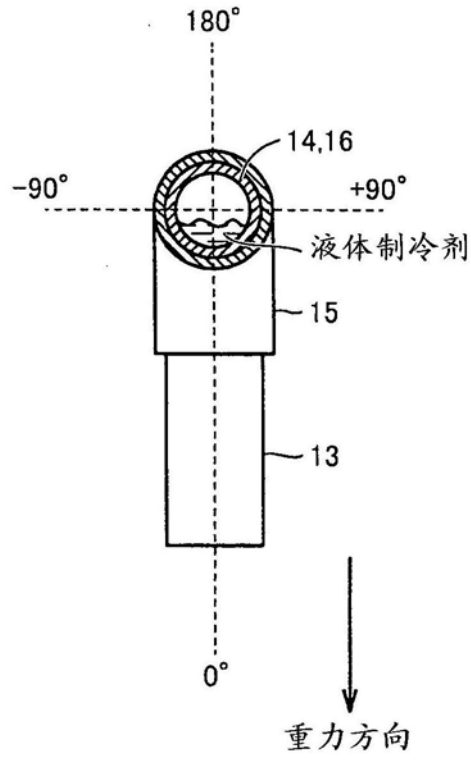


图16

53

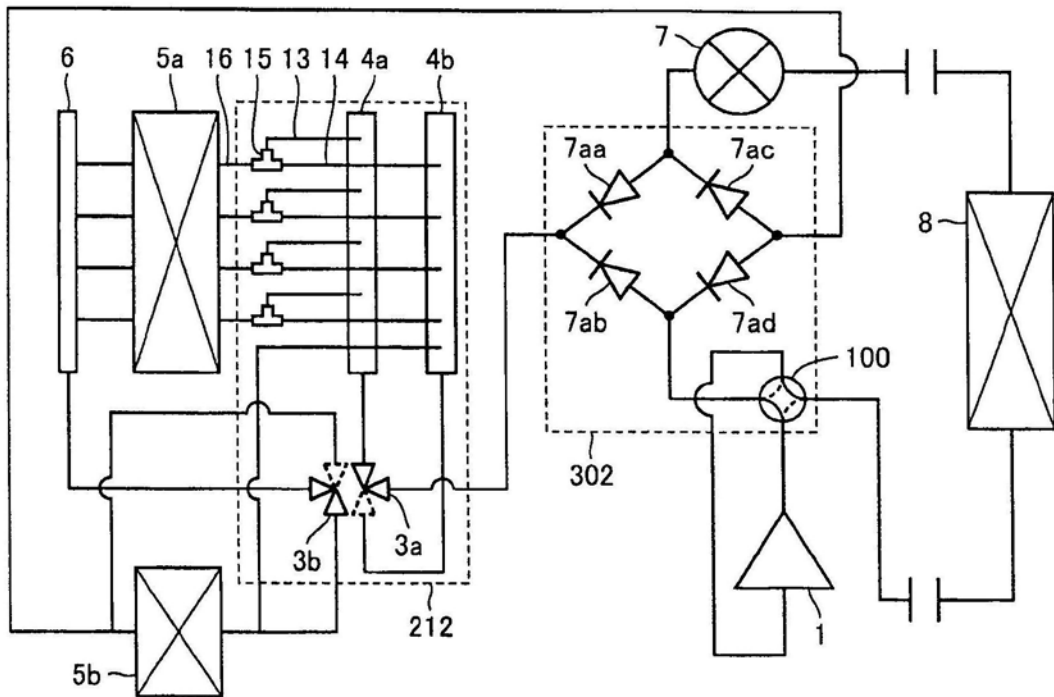


图17

54

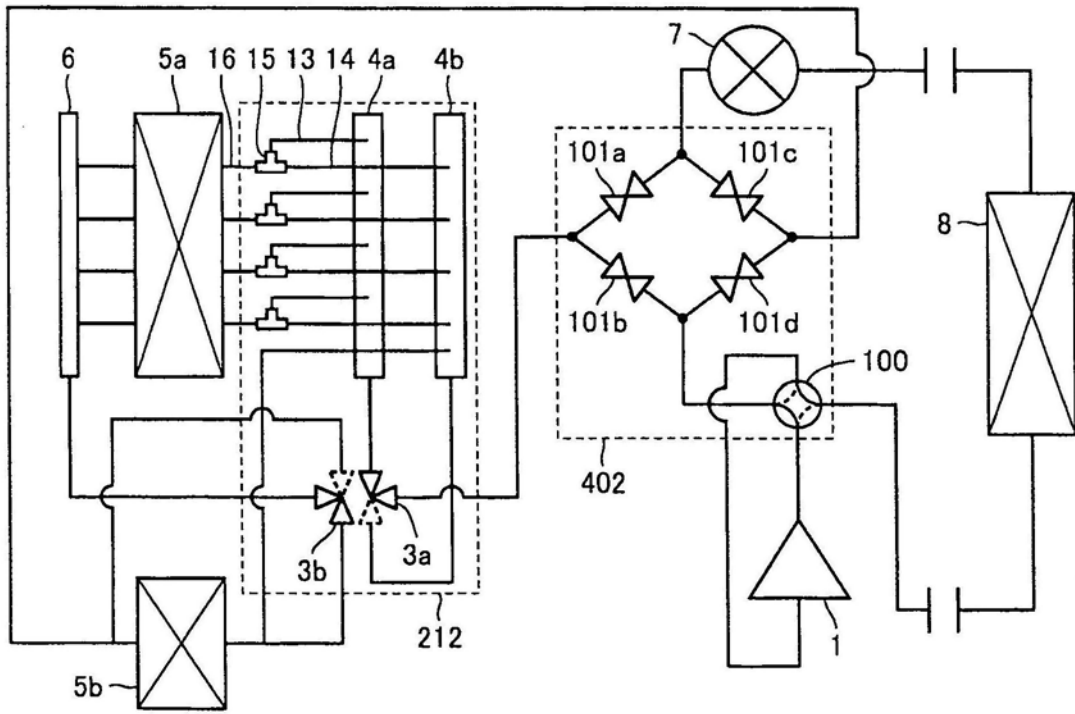


图18

55

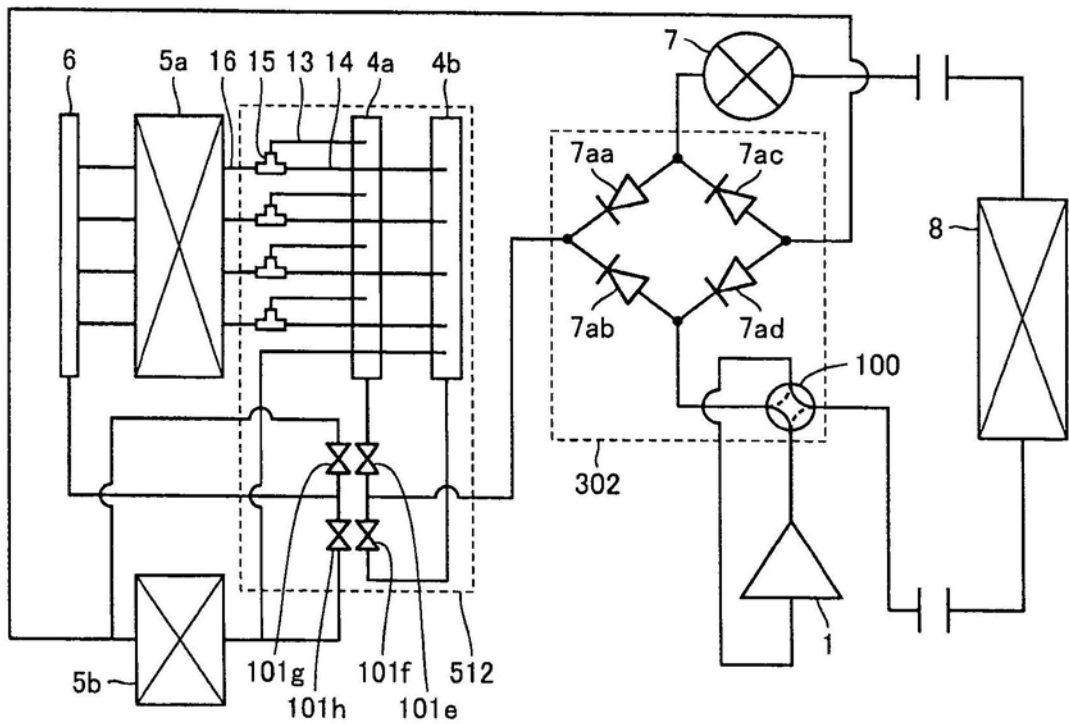


图19

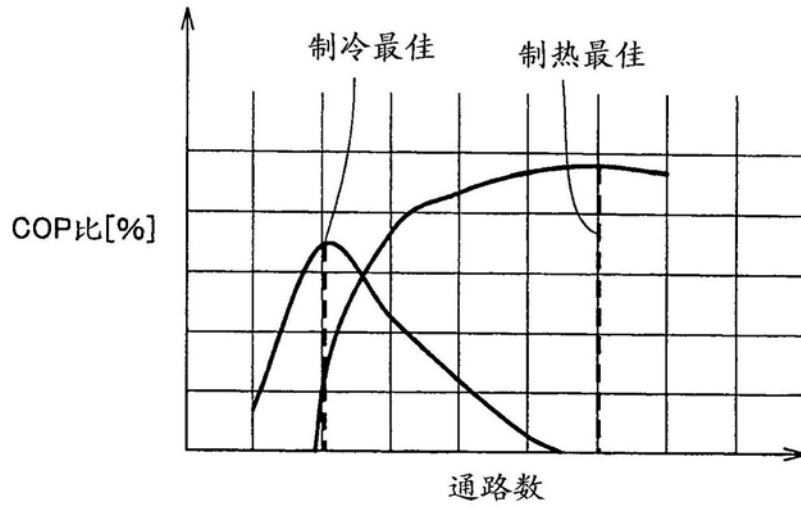


图20

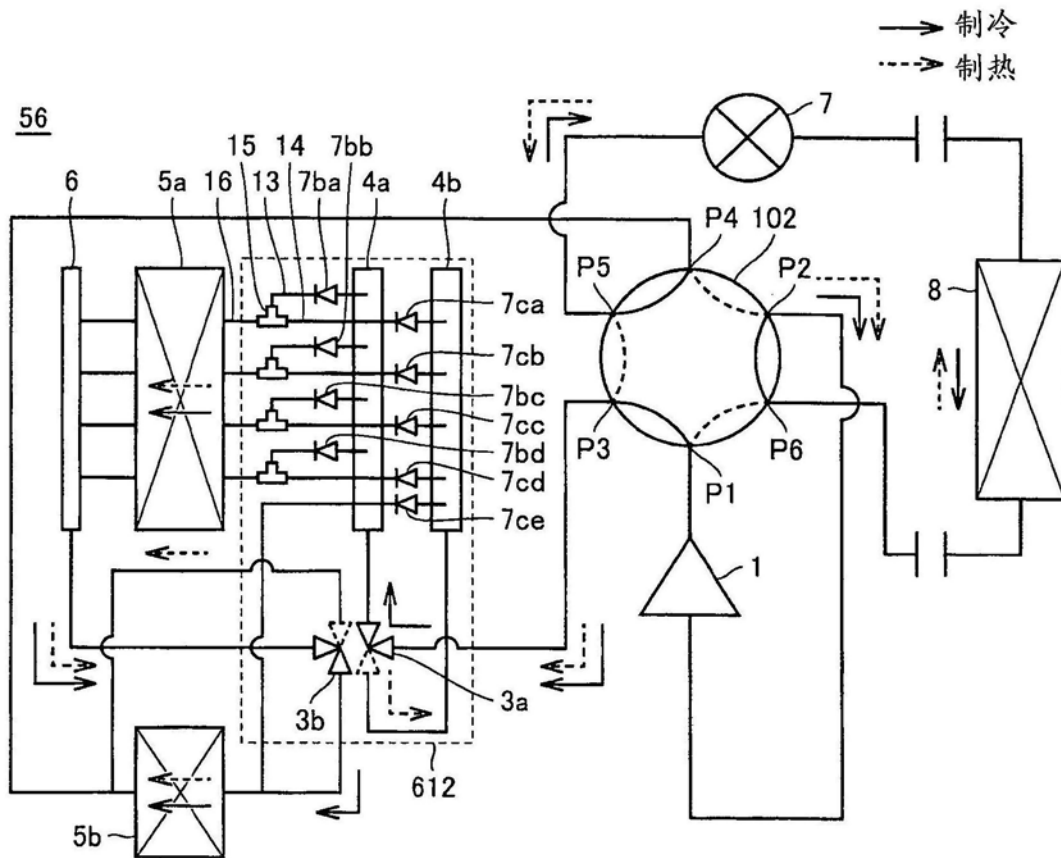


图21

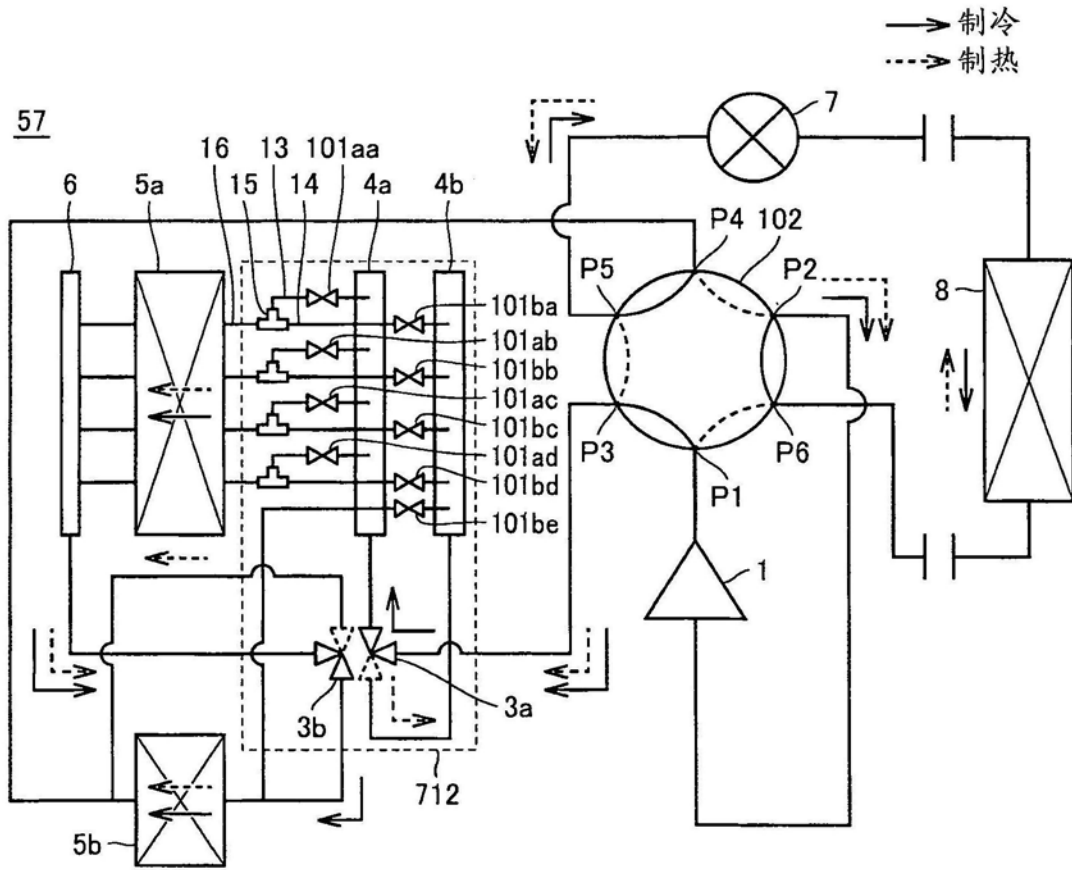


图22

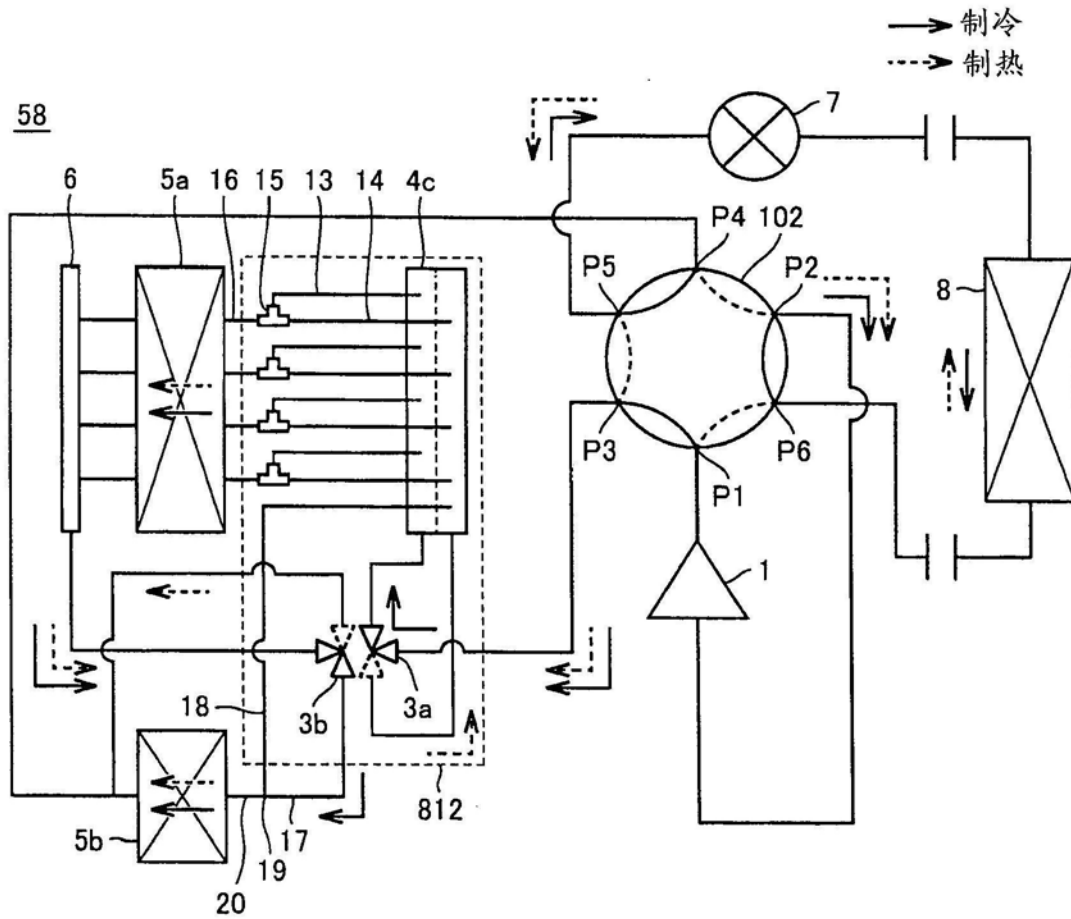


图23

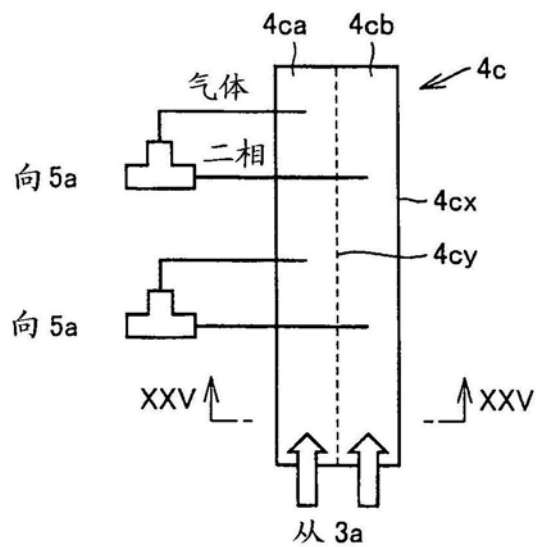


图24



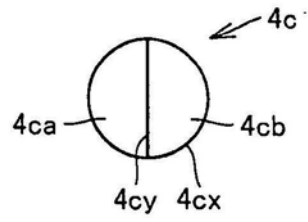


图25

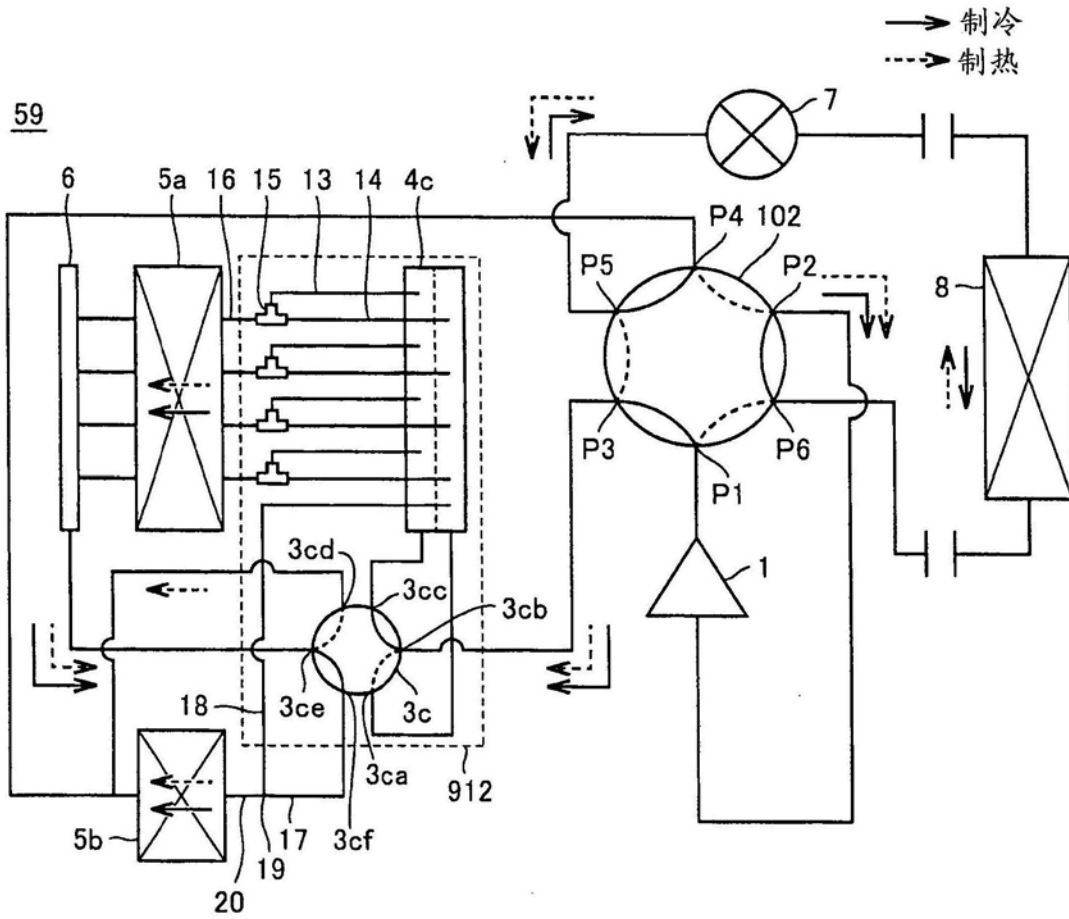


图26

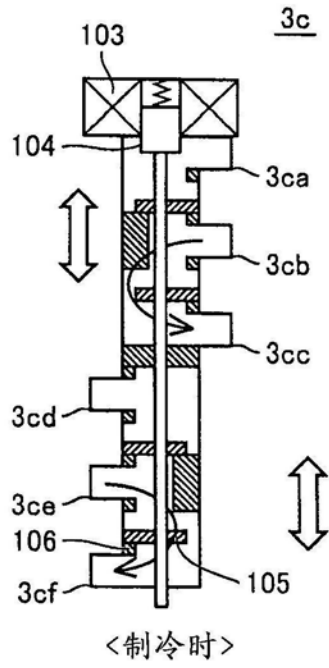


图27

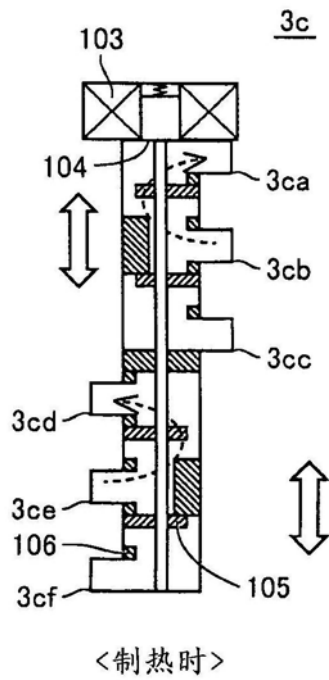


图28

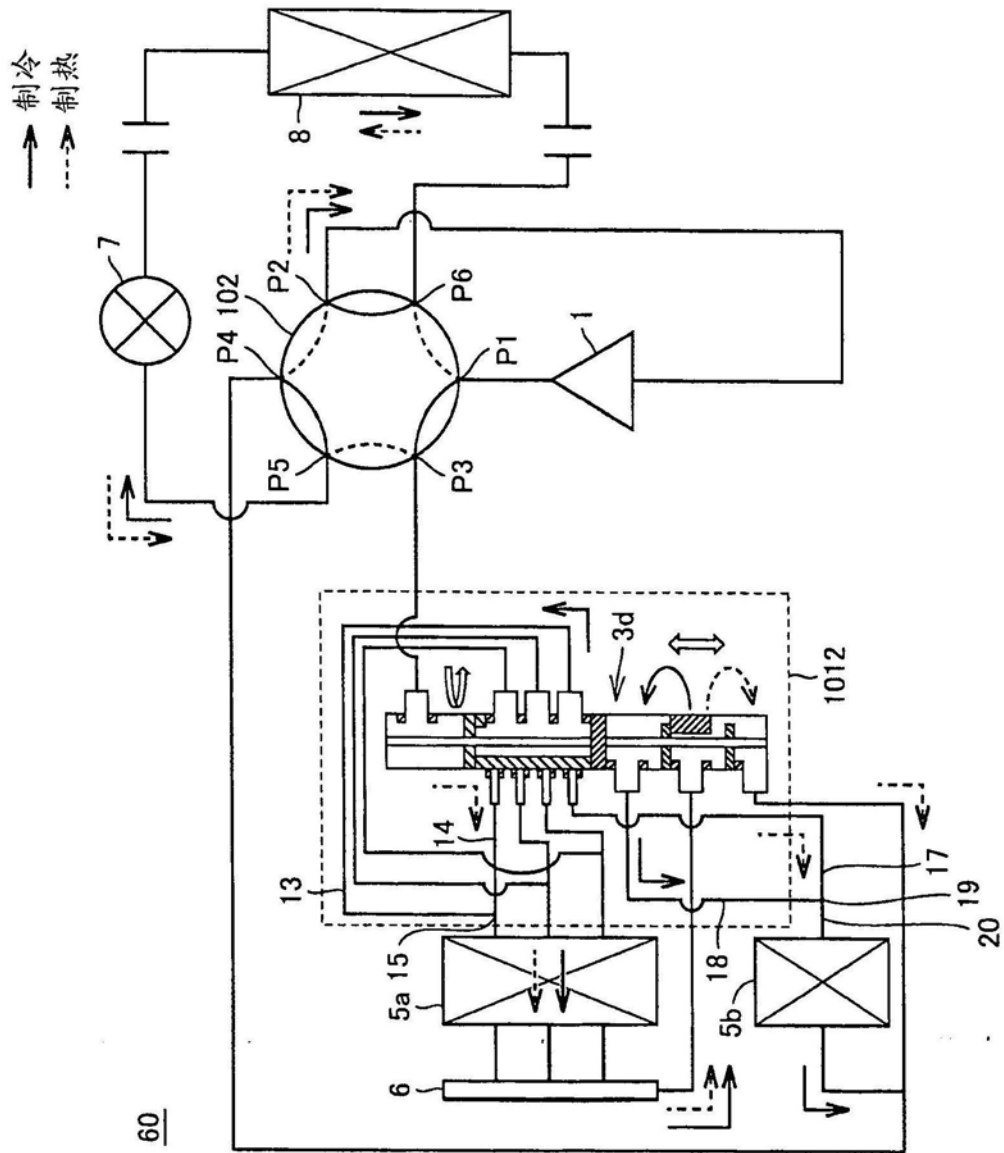


图29

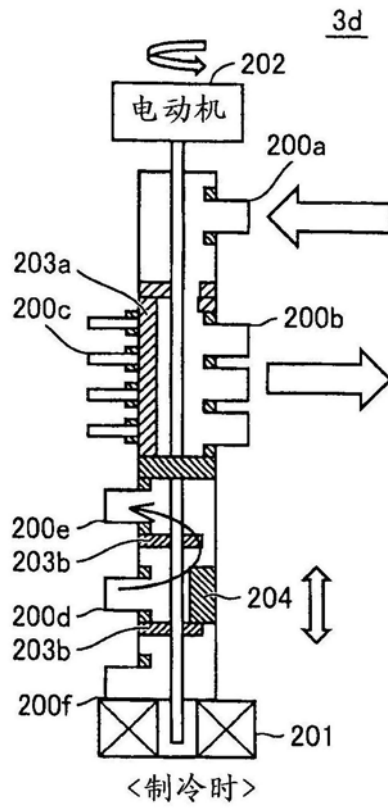


图30

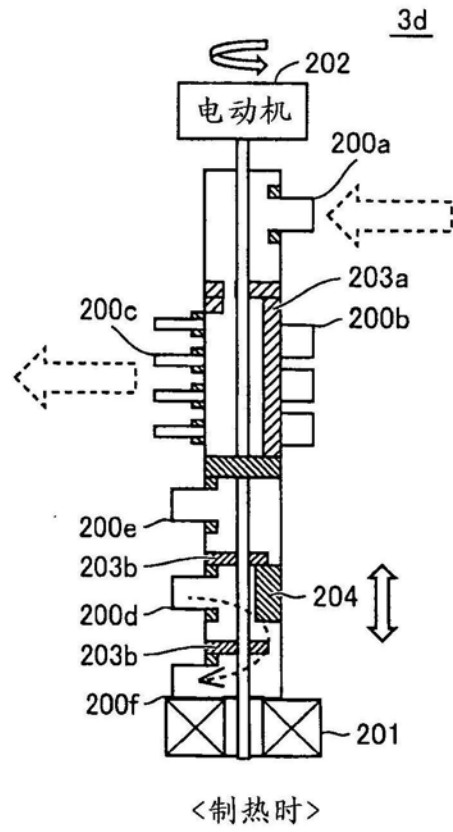


图31

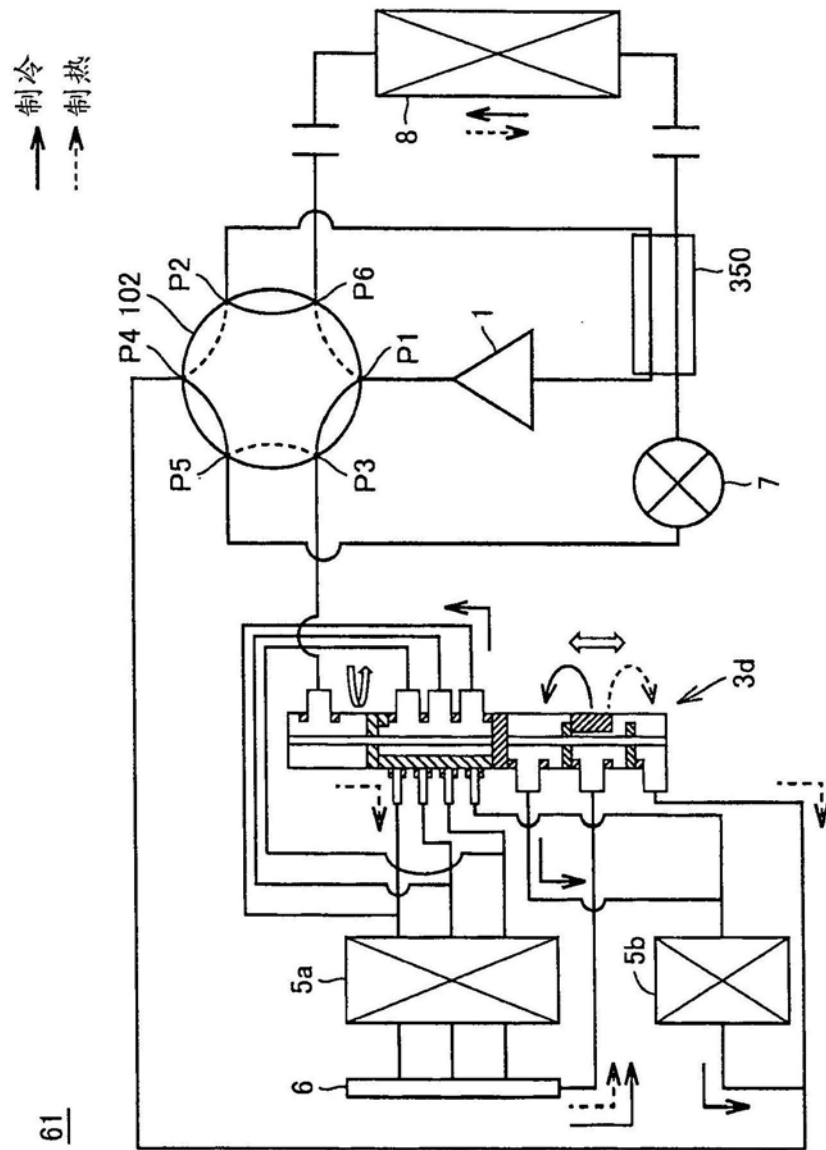


图32

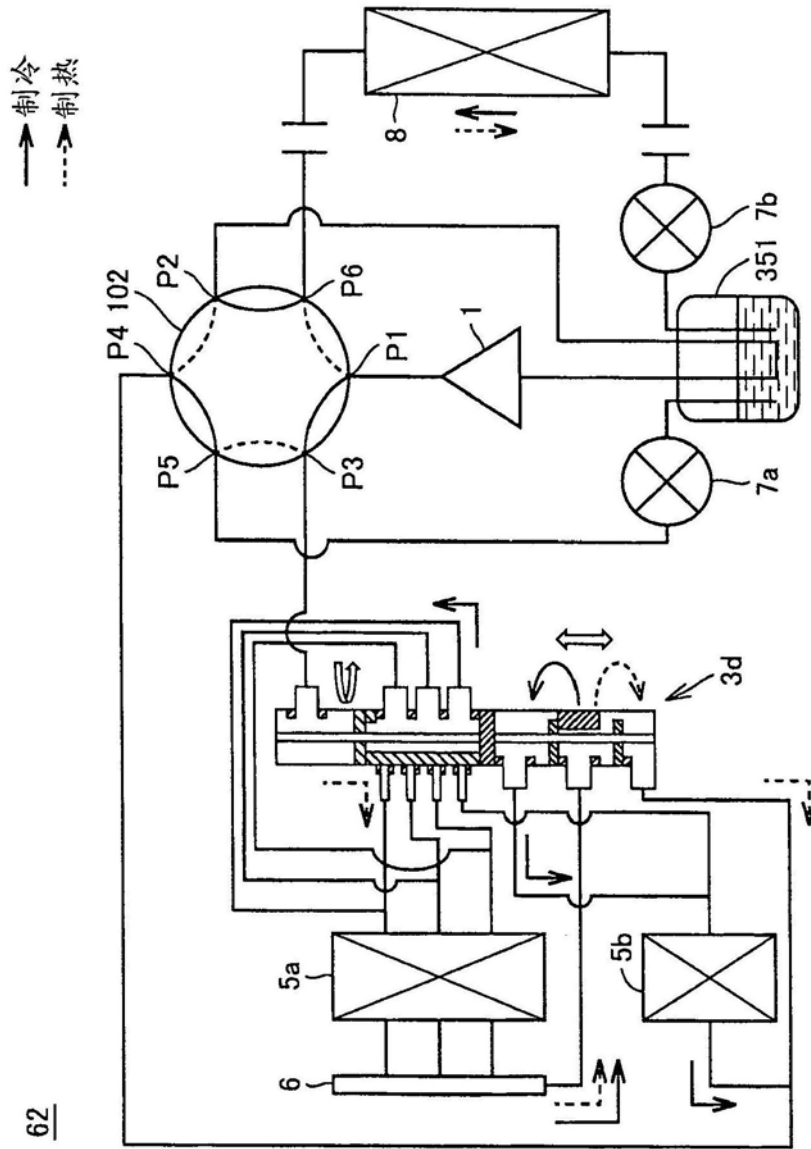


图33

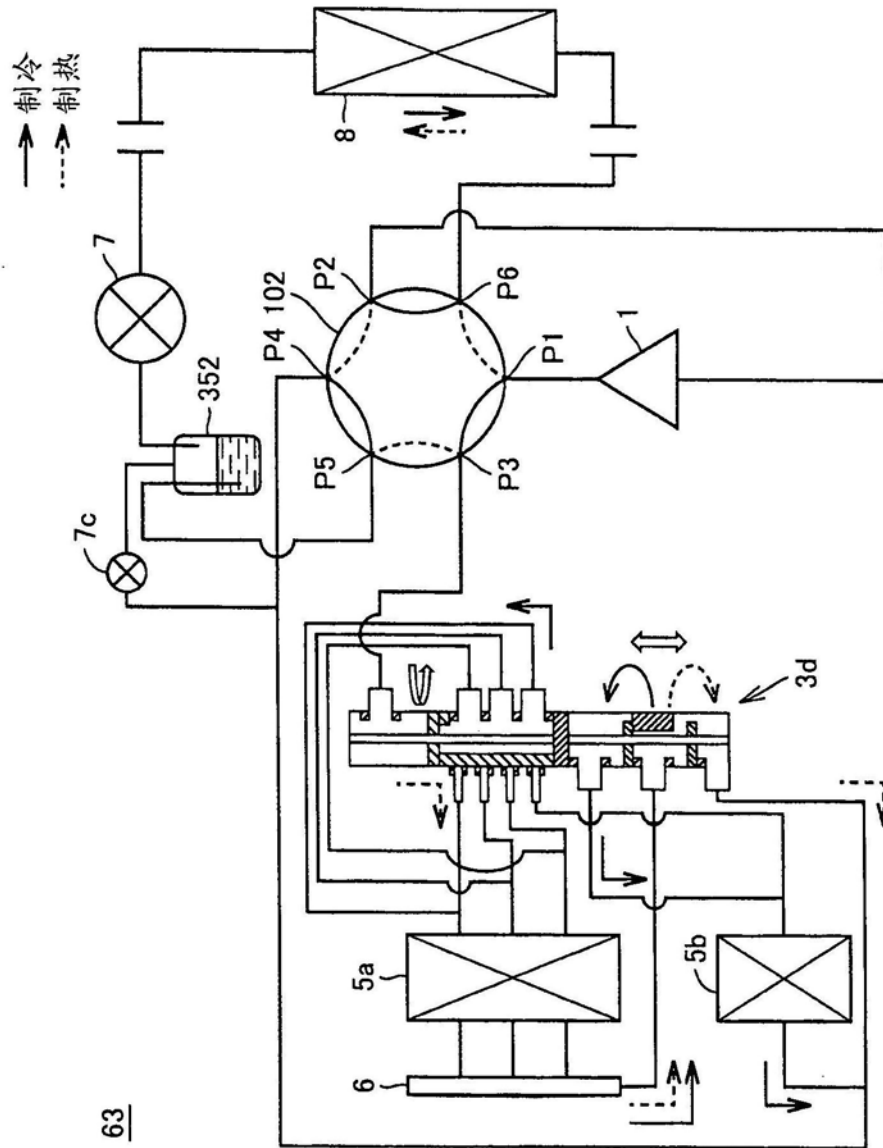


图34

	制冷	制热
室外热交换器	串联(冷凝器)	并联(蒸发器)
室内热交换器	并联(蒸发器)	串联(冷凝器)

图35



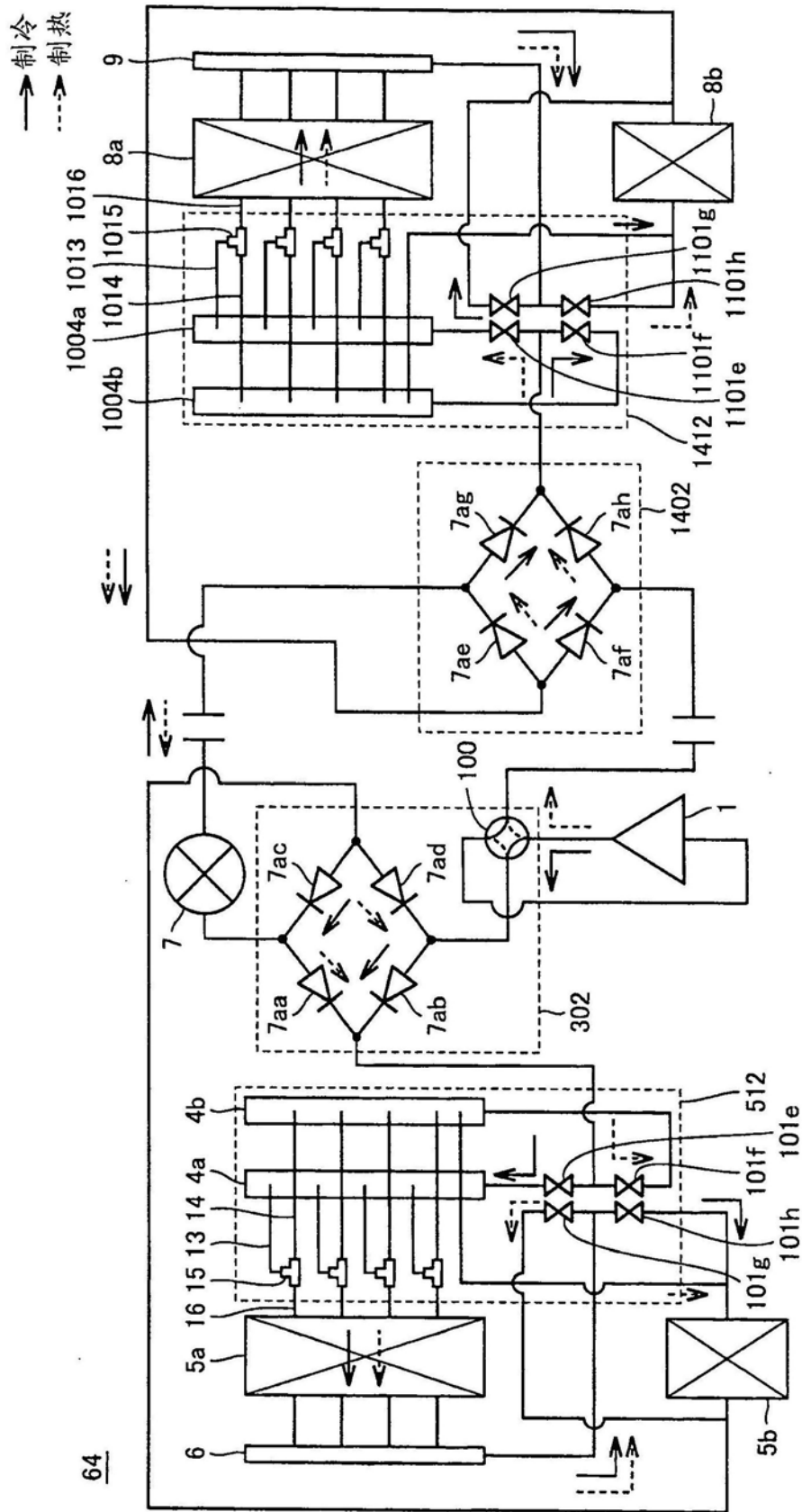
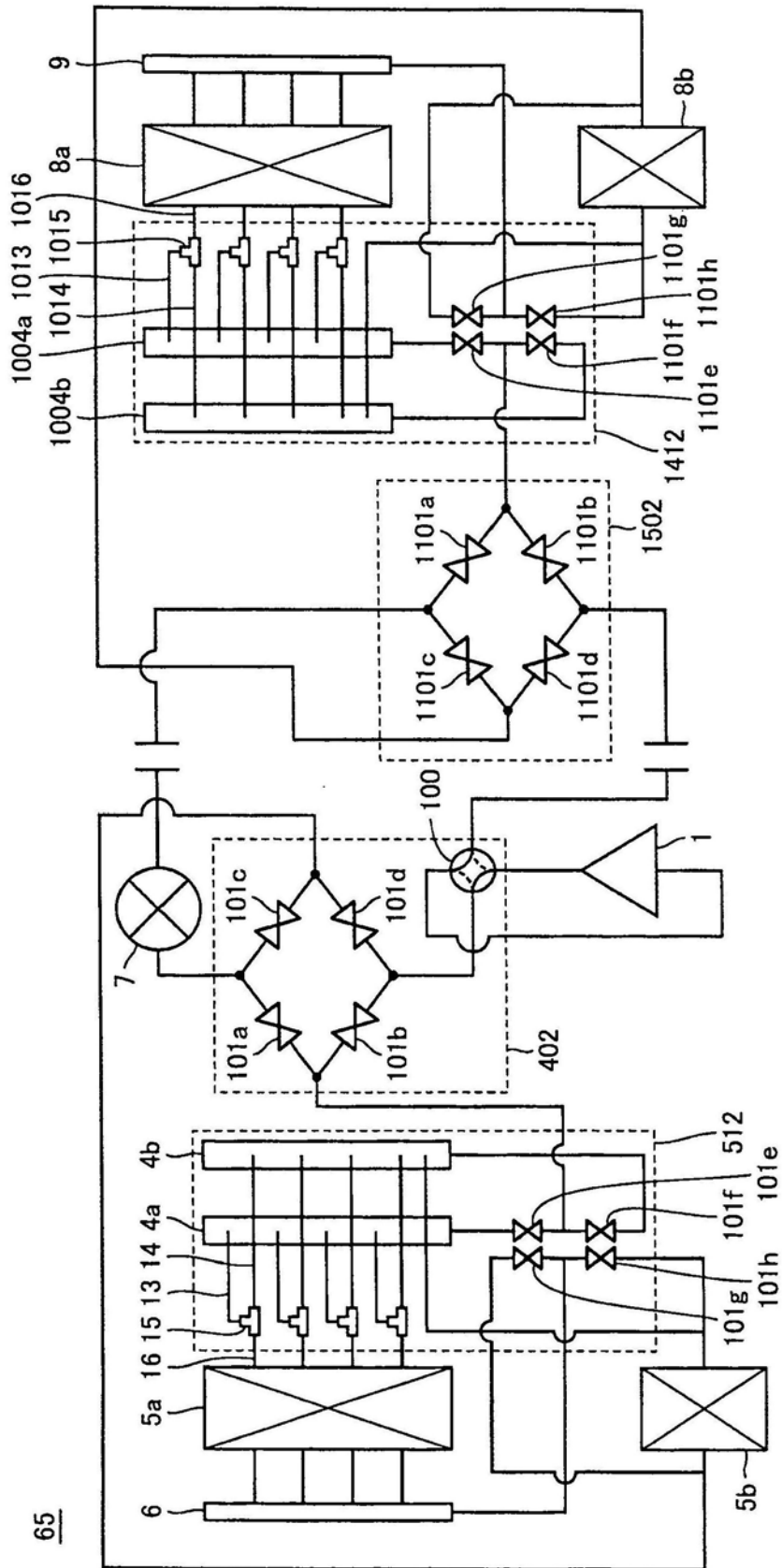


图36



65

图37

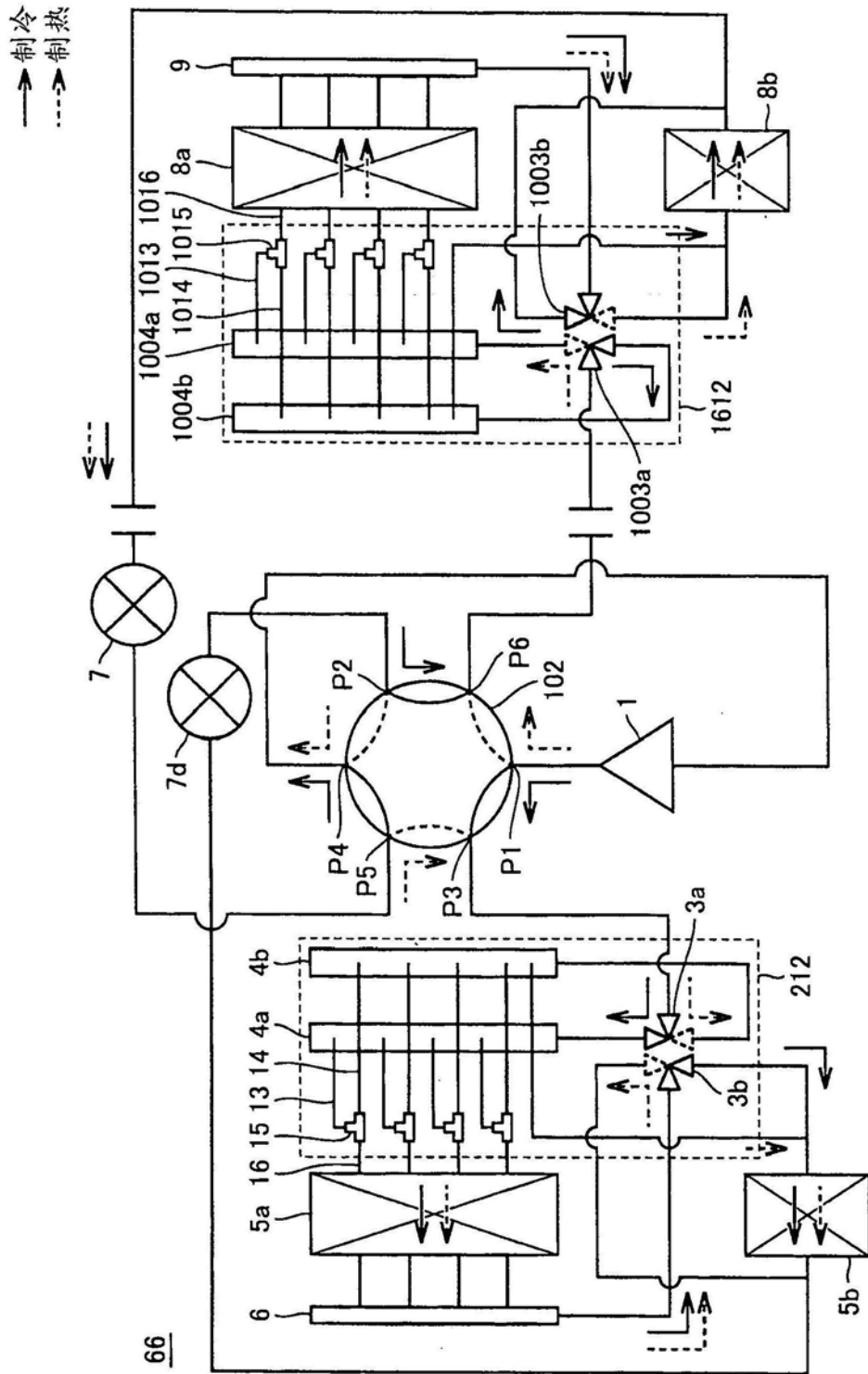


图38