



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 113272598 A

(43) 申请公布日 2021.08.17

(21) 申请号 201980079380.3

(51) Int.Cl.

(22) 申请日 2019.01.16

F25B 5/00 (2006.01)

(85) PCT国际申请进入国家阶段日  
2021.05.27

F24F 1/0063 (2019.01)

F24F 13/30 (2006.01)

F25B 41/20 (2021.01)

(86) PCT国际申请的申请数据  
PCT/JP2019/001094 2019.01.16

(87) PCT国际申请的公布数据  
W02020/148826 JA 2020.07.23

(71) 申请人 三菱电机株式会社  
地址 日本东京都

(72) 发明人 坂部昭宪 佐藤正典 中川直纪  
川岛惇

(74) 专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司 11227

代理人 李洋 王培超

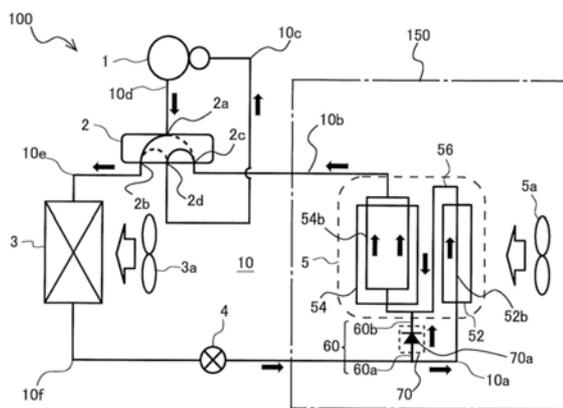
权利要求书1页 说明书13页 附图4页

(54) 发明名称

空调机

(57) 摘要

空调机具备：负载侧热交换器，具有第1热交换器以及第2热交换器；第1制冷剂配管，将减压装置与第1热交换器连接；连结配管，将上述第1热交换器与上述第2热交换器连接；旁通配管，与负载侧热交换器的连结配管连接；以及旁通阀，配置于旁通配管，第1热交换器在上述送风装置生成的空气流中被配置于第2热交换器的上风侧，通过第1热交换器的空气流通过第2热交换器，在制冷运转时，旁通阀使在第1制冷剂配管流动的制冷剂的一部分经由旁通配管流动至连结配管，在制热运转时，旁通阀将制冷剂从连结配管经由旁通配管向第1制冷剂配管的流动截断，使流动至连结配管的制冷剂全部从上述连结配管流动至第1热交换器。



1. 一种空调机,其特征在于,具备:

制冷剂回路,具有:压缩机、制冷剂流路切换装置、热源侧热交换器、减压装置、具有第1热交换器以及第2热交换器的负载侧热交换器、将所述减压装置与所述第1热交换器连接的第1制冷剂配管、将所述第1热交换器与所述第2热交换器连接的连结配管、以及将所述第2热交换器与所述制冷剂流路切换装置连接的第2制冷剂配管,该制冷剂回路供制冷剂循环;

送风装置,生成通过所述负载侧热交换器的空气流;

旁通配管,将所述第1制冷剂配管与所述连结配管连接;以及

旁通阀,配置于所述旁通配管,

所述制冷剂流路切换装置对制冷运转与制热运转进行切换,所述制冷运转使所述压缩机吸入从所述负载侧热交换器流出的低压的所述制冷剂,所述制热运转使从所述压缩机排出的高压的所述制冷剂流入至所述负载侧热交换器,

所述第1热交换器在所述送风装置生成的空气流中被配置于所述第2热交换器的上风侧,通过所述第1热交换器的所述空气流通过所述第2热交换器,

在所述制冷运转时,所述旁通阀使在所述第1制冷剂配管流动的制冷剂的一部分经由所述旁通配管流动至所述连结配管,

在所述制热运转时,所述旁通阀将制冷剂从所述连结配管经由所述旁通配管向所述第1制冷剂配管的流动截断,使流动至所述连结配管的制冷剂全部从所述连结配管流动至所述第1热交换器。

2. 根据权利要求1所述的空调机,其特征在于,  
所述旁通阀具有止回阀。

3. 根据权利要求2所述的空调机,其特征在于,  
所述旁通阀还具有毛细管。

4. 根据权利要求1所述的空调机,其特征在于,  
所述旁通阀具有开度自如调整的流量调整阀。

5. 根据权利要求1~4中任一项所述的空调机,其特征在于,  
所述第1热交换器具有第1内部流路,  
所述第2热交换器具有第2内部流路,  
所述第1内部流路的数量少于所述第2内部流路的数量。

6. 根据权利要求1~5中任一项所述的空调机,其特征在于,  
所述第1热交换器具有第1导热管,  
所述第2热交换器具有第2导热管,  
所述第1导热管的内径小于所述第2热交换器的第2导热管的内径。

7. 根据权利要求1~6中任一项所述的空调机,其特征在于,  
所述制冷剂为可燃性制冷剂。

8. 根据权利要求1~7中任一项所述的空调机,其特征在于,  
还具备对所述负载侧热交换器、所述送风装置、所述旁通配管以及所述旁通阀进行收纳的室内机。

## 空调机

### 技术领域

[0001] 本发明涉及在负载侧具有多个热交换器的空调机。

### 背景技术

[0002] 作为在负载侧具有多个热交换器的现有的空调机,例如在专利文献1中公开了一种能够切换使负载侧热交换器作为蒸发器发挥功能的制冷运转与使负载侧热交换器作为冷凝器发挥功能的制热运转的空调机。专利文献1的空调机具有上段的热交换器和下段的热交换器作为负载侧热交换器。在专利文献1中,在制冷运转时将上段的热交换器与下段的热交换器并联连接,使将负载侧热交换器的出入口间连通的制冷剂流路的数量增加,抑制了因制冷剂压力损失引起的蒸发性能的降低。另外,在专利文献1中,在制热运转时将上段的热交换器与下段的热交换器串联连接,使将负载侧热交换器的出入口间连通的制冷剂流路的数量减少,抑制了制冷剂流速的降低与管内热传递率的降低。另外,在专利文献1的空调机中,在制冷运转时的上段以及下段的热交换器的制冷剂流入口侧设置有流量控制阀,根据通过各个热交换器的风量分布来调整通过各个热交换器的内部的制冷剂流量。

[0003] 专利文献1:国际公开第2015/063853号

[0004] 在专利文献1的空调机中,通过在多个热交换器分别设置制冷剂控制阀,并在制冷运转时与制热运转时利用多个制冷剂控制阀进行流路控制,来机械地切换制冷剂流路,实现了制冷性能以及制热性能的合理化。在将专利文献1的空调机例如应用于家庭用的空调机的情况下,因设置尺寸的制约而需要将空调机小型化。然而,在专利文献1的空调机中,由于需要确保将进行流路控制的大量的控制阀收纳的空间,所以存在空调机的小型化困难这一课题。

[0005] 另外,在专利文献1的空调机中,负载侧热交换器的上段的热交换器以及下段的热交换器相对于负载侧热交换器的通风方向并联配置。在专利文献1的空调机中,若通过上段以及下段的热交换器的空气的风速分布偏向上段以及下段的热交换器中的任一方,则存在上段以及下段的热交换器的热负载不均匀的可能性。另外,即便空气的风速分布在上段以及下段的热交换器中均衡,若上段以及下段的热交换器的导热面积存在差异,则也存在上段以及下段的热交换器的热负载不均匀的可能性。

[0006] 特别是在专利文献1的空调机中,当负载侧热交换器作为蒸发器发挥功能的制冷运转时,在上段以及下段的热交换器的热负载变得不均匀的情况下,存在在上段以及下段的热交换器中的任一方产生制冷剂的干涸(dry out)的情况。这里,“制冷剂的干涸”是指二相制冷剂在热交换器的内部流路中状态变化为气相制冷剂、因二相制冷剂的不足而无法进行热交换器中的热交换的现象。在热交换器中,若产生制冷剂的干涸,则制冷剂的热传递率显著降低,空调机的制冷性能降低。在专利文献1的空调机中,由于为了防止制冷剂的干涸而需要在上段以及下段的热交换器还设置流量控制阀,所以需要收纳流量控制阀的空间。因此,在专利文献1的空调机中,存在难以在维持制冷性能的同时实现空调机的小型化这一课题。

## 发明内容

[0007] 本发明用于解决上述的课题,其目的在于,提供能够实现制冷性能以及制热性能的合理化与小型化的兼顾的空调机。

[0008] 本发明的空调机具备:制冷剂回路,该制冷剂回路具有压缩机、制冷剂流路切换装置、热源侧热交换器、减压装置、具有第1热交换器以及第2热交换器的负载侧热交换器、将上述减压装置与上述第1热交换器连接的第1制冷剂配管、将上述第1热交换器与上述第2热交换器连接的连结配管、以及将上述第2热交换器与上述制冷剂流路切换装置连接的第2制冷剂配管,并供制冷剂循环;送风装置,生成通过上述负载侧热交换器的空气流;旁通配管,将上述第1制冷剂配管与上述连结配管连接;以及旁通阀,配置于上述旁通配管,上述制冷剂流路切换装置对制冷运转与制热运转进行切换,上述制冷运转使上述压缩机吸入从上述负载侧热交换器流出的低压的上述制冷剂,上述制热运转使从上述压缩机排出的高压的上述制冷剂流入至上述负载侧热交换器,上述第1热交换器在上述送风装置生成的空气流中被配置于上述第2热交换器的上风侧,通过上述第1热交换器的上述空气流通过上述第2热交换器,在上述制冷运转时,上述旁通阀使在上述第1制冷剂配管流动的制冷剂的一部分经由上述旁通配管流动至上述连结配管,在上述制热运转时,上述旁通阀将制冷剂从上述连结配管经由上述旁通配管向上述第1制冷剂配管的流动截断,使流动至上述连结配管的制冷剂全部从上述连结配管流动至上述第1热交换器。

[0009] 在本发明的空调机中,由于在制冷运转时,从减压装置流出的制冷剂在向第2热交换器流入之前,分流成向第1热交换器流入的主制冷剂流与经由旁通配管以及旁通阀向连结配管流入的旁通流。被第1热交换器热交换后的主制冷剂流在连结配管中与经由旁通阀的旁通流再次合流,向第2热交换器流入,所以能够利用设置了旁通配管和旁通阀的简易的结构来减少通过第1热交换器的制冷剂的压力损失。另外,由于第1热交换器配置于第2热交换器的上风侧,通过第1热交换器的空气流通过第2热交换器,所以不会产生因第1热交换器与第2热交换器之间的热负载的差异而引起的干涸。另外,由于在制热运转时,第1热交换器与第2热交换器串联连接,所以能够在第2热交换器中提高制冷剂流速来提高管内热传递率。因此,根据本发明,能够实现制冷性能以及制热性能的合理化与小型化兼顾的空调机。

## 附图说明

[0010] 图1是表示本发明的实施方式1所涉及的空调机在制冷运转时的制冷剂回路的一个例子的简要的制冷剂回路图。

[0011] 图2是表示本发明的实施方式1的空调机中的负载侧热交换器的具体构造的一个例子的简图。

[0012] 图3是表示本发明的实施方式1的空调机中的负载侧热交换器的具体构造的另一个例子的简图。

[0013] 图4是表示本发明的实施方式1所涉及的空调机在制热运转时的制冷剂回路的一个例子的简要的制冷剂回路图。

[0014] 图5是表示本发明的实施方式2所涉及的空调机在制冷运转时的制冷剂回路的一个例子的简要的制冷剂回路图。

[0015] 图6是表示本发明的实施方式3所涉及的空调机在制冷运转时的制冷剂回路的一

个例子的简要的制冷剂回路图。

[0016] 图7是图示了流量调整阀的开度与制冷运转时的成绩系数的关系的图表。

[0017] 图8是表示本发明的实施方式4所涉及的空调机在制冷运转时的负载侧热交换器的具体构造的一个例子的简图。

[0018] 图9是表示使用了R290制冷剂或者R32制冷剂作为空调机的制冷剂的情况下的、空调机中的制冷能力与负载侧热交换器中的压力损失的关系的图表。

## 具体实施方式

[0019] 实施方式1.

[0020] 对本发明的实施方式1所涉及的空调机100进行说明。图1是表示本实施方式1所涉及的空调机100在制冷运转时的制冷剂回路10的一个例子的简要的制冷剂回路图。图1中的黑箭头表示制冷运转时的制冷剂的流动方向。另外，图1中的空心的框状箭头表示空气流的流动方向。

[0021] 此外，在包括图1的以下的附图中，存在各构成部件的尺寸的关系以及形状与实际状况不同的情况。另外，在以下的附图中，对相同或者类似的构成要素标注相同的附图标记。

[0022] 空调机100具备制冷剂回路10，该制冷剂回路10具有压缩机1、制冷剂流路切换装置2、热源侧热交换器3、减压装置4以及负载侧热交换器5。制冷剂回路10构成为经由制冷剂配管将压缩机1、热源侧热交换器3、减压装置4以及负载侧热交换器5连接而使制冷剂循环。

[0023] 压缩机1是对吸入的低压的制冷剂进行压缩而形成高压的制冷剂并排出的流体机械，例如可使用往复式压缩机、旋转式压缩机、涡旋式压缩机等。另外，压缩机1可以是立式压缩机，也可以是卧式压缩机。

[0024] 制冷剂流路切换装置2是根据空调机100的从制冷运转向制热运转的切换或者空调机100的从制热运转向制冷运转的切换来切换制冷剂流路切换装置2的内部的制冷剂流路的切换装置。制冷剂流路切换装置2具有与制冷剂流路切换装置2的内部的制冷剂流路连通的第1端口2a、第2端口2b、第3端口2c以及第4端口2d。第1端口2a通过配管连接与压缩机1的排出侧连通。第2端口2b通过配管连接与热源侧热交换器3连通。第3端口2c通过配管连接与负载侧热交换器5连通。第4端口2d通过配管连接与压缩机1的吸入侧连通。制冷剂流路切换装置2例如构成为应用了电磁阀的动作的四通阀。另外，制冷剂流路切换装置2也可以组合二通阀或者三通阀而构成。

[0025] 其中，在以后的说明中，“制冷运转”是指使压缩机1吸入从负载侧热交换器5流出的低压的制冷剂的空调机100的运转方式。另外，“制热运转”是指使从压缩机1排出的高压的上述制冷剂流入至负载侧热交换器5的空调机100的运转方式。

[0026] 热源侧热交换器3是在拥有的热能不同的2个流体间进行热能的移动以及交换的热传递设备。热源侧热交换器3在制冷运转时作为冷凝器发挥功能，在制热运转时作为蒸发器发挥功能。图1的热源侧热交换器3是在通过热源侧热交换器3的空气流与在热源侧热交换器3的内部流通的高压的制冷剂之间进行热交换的空冷式热交换器。根据空调机100的用途，热源侧热交换器3例如能够形成为翅片管式热交换器或者板翅式热交换器等。此外，在空调机100中，存在蒸发器被称为冷却器的情况，存在冷凝器被称为散热器的情况。

[0027] 通过热源侧热交换器3的空气流由热源侧送风装置3a生成。根据热源侧热交换器3的用途,热源侧送风装置3a能够为螺旋桨式风扇等轴流送风机、西洛克风扇或涡轮风扇等离心送风机、斜流送风机或者横流送风机等。

[0028] 另外,根据空调机100的用途,热源侧热交换器3还能够成为在通过热源侧热交换器3的热介质与通过热源侧热交换器3的高压的制冷剂之间进行热交换的水冷式热交换器。在将热源侧热交换器3形成为水冷式热交换器的情况下,空调机100能够成为不具有热源侧送风装置3a的结构。在将热源侧热交换器3构成为水冷式热交换器的情况下,根据空调机100的方式或者用途,热源侧热交换器3能够构成为管壳式热交换器、板式热交换器或者双层管式热交换器。此外,在热源侧热交换器3为水冷式热交换器的情况下,能够在空调机100设置使热介质从冷却塔循环的热介质回路。

[0029] 减压装置4是使高压的液相制冷剂膨胀以及减压的膨胀装置。作为减压装置4,根据空调机100的用途,可使用膨胀机、温度式自动膨胀阀、线性电子膨胀阀等。膨胀机是承压部采用了膜片的机械式膨胀阀。温度式自动膨胀阀是根据压缩机1的吸入侧的气相制冷剂的过热度来调整制冷剂的膨胀装置。线性电子膨胀阀是能够多级或连续地调节开度的膨胀装置。

[0030] 负载侧热交换器5是在拥有的热能不同的2个流体间进行热能的移动以及交换的热传递设备。负载侧热交换器5在制冷运转时作为蒸发器发挥功能,在制热运转时作为冷凝器发挥功能。负载侧热交换器5构成为在通过负载侧热交换器5的空气流与在负载侧热交换器5的内部流通的制冷剂之间进行热交换的空冷式热交换器。负载侧热交换器5构成为具有并列排列的多个翅片和贯通多个翅片的导热管的翅片管式热交换器。

[0031] 通过负载侧热交换器5的空气流由送风装置5a生成。根据负载侧热交换器5的方式,送风装置5a能够构成为螺旋桨式风扇等轴流送风机、西洛克风扇或涡轮风扇等离心送风机、斜流送风机、或者横流送风机等。

[0032] 空调机100具备将压缩机1、制冷剂流路切换装置2、热源侧热交换器3、减压装置4以及负载侧热交换器5连接而构成制冷剂回路10的多个制冷剂配管。构成制冷剂回路10的制冷剂配管具有第1制冷剂配管10a、第2制冷剂配管10b、第3制冷剂配管10c、第4制冷剂配管10d、第5制冷剂配管10e以及第6制冷剂配管10f。第1制冷剂配管10a是将减压装置4与负载侧热交换器5之间连接的制冷剂配管。第2制冷剂配管10b是将负载侧热交换器5与制冷剂流路切换装置2的第3端口2c之间连接的制冷剂配管。第3制冷剂配管10c是将制冷剂流路切换装置2的第4端口2d与压缩机1的吸入侧之间连接的制冷剂配管。第4制冷剂配管10d是将压缩机1的排出侧与制冷剂流路切换装置2的第1端口2a之间连接的制冷剂配管。第5制冷剂配管10e是将制冷剂流路切换装置2的第2端口2b与热源侧热交换器3之间连接的制冷剂配管。第6制冷剂配管10f是将热源侧热交换器3与减压装置4之间连接的制冷剂配管。其中,第2制冷剂配管10b经由制冷剂流路切换装置2、第3制冷剂配管10c以及第4制冷剂配管10d中的任一个与压缩机1连接。即,第2制冷剂配管10b是将压缩机1与负载侧热交换器5连接的制冷剂配管。在以后的说明中,对于第1制冷剂配管10a、第2制冷剂配管10b、第3制冷剂配管10c、第4制冷剂配管10d、第5制冷剂配管10e以及第6制冷剂配管10f而言,在不需要区别的情况下简称为“制冷剂配管”。

[0033] 此外,根据空调机100的用途,空调机100能够是具有上述以外的设备例如储能器、

接收器、消音器、气液分离器或者油分离器等的结构。另外，空调机100可以设计为室内固定式的一体型空调机，也可以设计为仅包括负载侧热交换器5的一部分设备被配置于被空气调节对象空间的分体式空调机。

[0034] 接下来，使用图1、图2以及图3对本实施方式1的空调机100中的负载侧热交换器5的构造具体地进行说明。图2以及图3中的空心的框状箭头表示送风装置5a以及热源侧送风装置3a生成的空气流的流动方向。另外，图2以及图3中的黑箭头简要地示出了空调机100在制冷运转时的负载侧热交换器5中的制冷剂的流入方向以及流出方向。

[0035] 图2是表示本实施方式1的空调机100中的负载侧热交换器5的具体构造的一个例子的简图。图3是表示本实施方式1的空调机100中的负载侧热交换器5的具体构造的另一个例子的简图。

[0036] 如图1所示，负载侧热交换器5具备：第1热交换器52，配置于送风装置5a生成的空气流的上风侧；和第2热交换器54，配置于通过第1热交换器52的空气流的下风侧。此外，图1的送风装置5a配置为与第1热交换器52对置，但并不限于此。只要是能够以第1热交换器52比第2热交换器54靠上风的位置进行通风即可，图1的送风装置5a能够配置于与图1的送风装置5a的位置不同的位置。此外，第1热交换器52亦称为“辅助热交换器”，第2热交换器54亦称为“主热交换器”。

[0037] 另外，在图1中，第1热交换器52的第1内部流路52b的路径数为1个路径，第2热交换器54的第2内部流路54b的路径数为2个路径。然而，第1内部流路52b以及第2内部流路54b的路径数并不限于此。

[0038] 另外，在负载侧热交换器5中，连结配管56将第1热交换器52与第2热交换器54连接。即，第2热交换器54经由连结配管56与第1热交换器52串联连接。连结配管56是构成制冷剂回路10的制冷剂配管的1个。将减压装置4与负载侧热交换器5连接的制冷剂配管亦即第1制冷剂配管10a连接于减压装置4与第1热交换器52。压缩机1通过第2制冷剂配管10b以及第3制冷剂配管10c经由制冷剂流路切换装置2与负载侧热交换器5的第2热交换器54连接。

[0039] 在图2中，第1热交换器52由配置为W字形状的4个第1热交换部52a构成。另外，第2热交换器54由与第1热交换器52的4个第1热交换部52a串联连接并和第1热交换器52同样配置为W字形状的4个第2热交换部54a构成。第1热交换器52的第1热交换部52a配置于送风装置5a生成的空气流的上风侧。第2热交换器54的第2热交换部54a配置于送风装置5a生成并通过第1热交换器52的第1热交换部52a的空气流的下风侧。

[0040] 第1热交换部52a分别构成为具有并列排列的多个第1翅片52a1和贯通多个第1翅片52a1的第1导热管52a2的翅片管式热交换器。第2热交换部54a分别构成为具有并列排列的多个第2翅片54a1和贯通多个第2翅片54a1的第2导热管54a2的翅片管式热交换器。此外，第1导热管52a2以及第2导热管54a2在图2中构成为圆管，但也可以构成为扁平管。

[0041] 连接于第1热交换器52与第2热交换器54之间的连结配管56具有分支部56a。连结配管56通过具有分支部56a而能够将第1热交换器52的第1内部流路52b分支来与第2热交换器54的各个第2内部流路54b连通。此外，在图2中，与图1同样，第1热交换器52具有1个路径的第1内部流路52b，第2热交换器54具有2个路径的第2内部流路54b，但如上所述并不限于此。

[0042] 在图3的负载侧热交换器5中，仅在来自左上方的空气流的风路配置有第1热交换

器52。第1热交换器52配置于比第2热交换器54靠送风装置5a生成的空气流的上风侧。第2热交换器54与第1热交换器52串联连接。第2热交换器54的一部分配置于送风装置5a生成并通过第1热交换器52的空气流的下风侧。这样,第1热交换器52只要配置于由送风装置5a生成并通过第1热交换器52与第2热交换器54的空气流的上风侧即可,可以是仅设置于负载侧热交换器5的一部分风路的结构。

[0043] 另外,在图1~图3中,第1热交换器52以及第2热交换器54构成为独立的热交换器,但也可以一体形成第1热交换器52的第1翅片52a1以及第2热交换器54的第2翅片54a1而构成为一体式的负载侧热交换器5。

[0044] 接下来,对空调机100中的旁通构造进行说明。

[0045] 如图1~图3所示,空调机100具有旁通配管60和旁通阀70。旁通配管60是连接在将减压装置4与第1热交换器52连接的制冷剂配管亦即第1制冷剂配管10a与连结配管56之间的制冷剂配管,是构成制冷剂回路10的制冷剂配管的1个。旁通配管60具有:第1旁通配管60a,将第1制冷剂配管10a与旁通阀70之间连接;和第2旁通配管60b,将旁通阀70与连结配管56之间连接。在以后的说明中,对于第1旁通配管60a以及第2旁通配管60b而言,在不需要区别的情况下简称为旁通配管60。

[0046] 旁通阀70是控制旁通配管60的制冷剂流量的控制设备。旁通阀70构成为在制冷运转时使从第1制冷剂配管10a经由旁通配管60沿负载侧热交换器5的连结配管56的方向流动的上述制冷剂通过。另外,旁通阀70构成为在制热运转时将从负载侧热交换器5的连结配管56经由旁通配管60沿第1制冷剂配管10a的方向流动的制冷剂的流动截断。即,在制冷运转时,由于旁通阀70构成为将旁通配管60的内部的流路开放,所以制冷剂回路10成为具有将第1热交换器52的两端连接的旁通回路的结构。另一方面,在制热运转时,由于旁通阀70构成为关闭旁通配管60的内部的流路,所以制冷剂回路10成为不具有将第1热交换器52的两端连接的旁通回路的结构。

[0047] 旁通阀70能够是具有压力驱动式的阀等机械式阀或者电磁阀等电动式阀等自动阀的结构。如图1~图3所示,旁通阀70能够是具有止回阀70a作为压力驱动式的自动阀的结构。止回阀70a是构成为将流体的流动总保证为恒定方向、防止倒流的机械式阀。

[0048] 此外,在将空调机100构成为分体式空调机的情况下,空调机100作为具有室内机150的结构而成为将负载侧热交换器5、送风装置5a、旁通配管60以及旁通阀70收纳于室内机150的结构。

[0049] 接下来,使用图1对空调机100在制冷运转时的动作进行说明。其中,在图1中,用实线表示了制冷运转时的制冷剂流路切换装置2的内部的制冷剂流路。

[0050] 在制冷运转时,在制冷剂流路切换装置2中,以高温高压的气体制冷剂从压缩机1向热源侧热交换器3流动的方式进行制冷剂流路切换装置2的内部的制冷剂流路的路径控制。即,在制冷运转时,制冷剂流路切换装置2的内部的制冷剂流路被切换为与压缩机1的排出侧配管连接的第1端口2a和与热源侧热交换器3配管连接的第2端口2b连通。另外,制冷剂流路切换装置2的内部的制冷剂流路被切换为与负载侧热交换器5配管连接的第3端口2c和与压缩机1的吸入侧配管连接的第4端口2d连通。

[0051] 从压缩机1排出的高温且高压的气相制冷剂经由第4制冷剂配管10d、制冷剂流路切换装置2的内部的第1端口2a与第2端口2b之间的制冷剂流路、以及第5制冷剂配管10e流

入至热源侧热交换器3。热源侧热交换器3在制冷运转时作为冷凝器发挥功能。流入至热源侧热交换器3的高温且高压的气相制冷剂与通过热源侧热交换器3的由热源侧送风装置3a生成的空气流之间热交换,成为高压的液相制冷剂而流出。

[0052] 从热源侧热交换器3流出的高压的液相制冷剂经由第6制冷剂配管10f流入至减压装置4。流入至减压装置4的高压的液相制冷剂被减压装置4膨胀以及减压,成为低温低压的二相制冷剂而从减压装置4流出,流入至第1制冷剂配管10a。在制冷运转时,由于通过旁通阀70将旁通配管60的内部的流路开放,所以流入至第1制冷剂配管10a的低压的二相制冷剂的一部分被分流并流入至旁通配管60,经由旁通阀70流入至连结配管56。

[0053] 低温低压的二相制冷剂的另一部分经由第1制冷剂配管10a流入至负载侧热交换器5的第1热交换器52。第1热交换器52在制冷运转中作为蒸发器发挥功能。流入至第1热交换器52的低压的二相制冷剂在与通过第1热交换器52的由送风装置5a生成的空气流之间热交换之后,成为二相制冷剂而流出至连结配管56。

[0054] 流入至连结配管56的二相制冷剂与从第1制冷剂配管10a分流出的二相制冷剂再次合流,流入至第2热交换器54。第2热交换器54在制冷运转中作为蒸发器发挥功能。流入至第2热交换器54的低压的二相制冷剂与通过第2热交换器54的空气流之间热交换,成为低压的气相制冷剂而流出。

[0055] 从第2热交换器54流出的低压的气相制冷剂经由第2制冷剂配管10b、制冷剂流路切换装置2的内部的第3端口2c与第4端口2d之间的制冷剂流路、以及第3制冷剂配管10c被吸入至压缩机1。吸入至压缩机1的低压的气相制冷剂被压缩机1压缩,成为高温且高压的气相制冷剂而从压缩机1排出。在空调机100的制冷运转时,重复以上的循环。

[0056] 接下来,对制冷运转时的空调机100的效果进行说明。

[0057] 在负载侧热交换器5作为蒸发器发挥功能的制冷运转的情况下,由于在负载侧热交换器5的内部流路流动的制冷剂成为相对容积大且流速快的状态,所以制冷剂的压力损失变大。例如,在构成为第1热交换器52的第1内部流路52b的数量少于第2热交换器54的第2内部流路54b的数量的情况下,通过第1内部流路52b的制冷剂的流速快于通过第2内部流路54b的制冷剂的流速。由于若内部流路中的制冷剂的流速变快,则内部流路中的制冷剂压力损失变大,所以在第1热交换器52中容易产生制冷剂的压力损失。然而,由于在第1制冷剂配管10a流动的低温低压的二相制冷剂的一部分分流而流入至旁通配管60,所以能够减少流入至第1热交换器52的制冷剂流量。由于若减少流入至第1热交换器52的制冷剂流量,则第1热交换器52中的制冷剂的压力损失能够减少,所以能够使第1热交换器52的制冷性能提高。

[0058] 通过从减压装置4流出的所有制冷剂向经由旁通配管60以及旁通阀70的流路和向第1热交换器52流入的流路分流,使得第1热交换器52中的制冷剂的压力损失减少。另一方面,若在第1热交换器52中流动的制冷剂的流量过度减少,则第1热交换器52中的热交换量减少,还存在将通过制冷剂的压力损失的减少而获得的制冷性能的改善效果抵消的可能性。因此,向经由旁通配管60以及旁通阀70的流路旁通的制冷剂的流量根据负载侧热交换器5应该发挥的制冷能力或者所有制冷剂流量来决定最佳值。对于旁通阀70而言,可以在旁通阀70开放时成为最佳值的规格,或者也可以是通过旁通阀70的开度的调整而被设定为最佳值的规格。

[0059] 并且,第1热交换器52以及第2热交换器54在制冷运转时经由连结配管56串联连

接。另外,第2热交换器54被配置于由送风装置5a生成并通过第1热交换器52的空气流的下游侧。另外,至少第2热交换器54被遍及由送风装置5a生成的空气流流动的风路的整个区域配置。因此,负载侧热交换器5的出口处的制冷剂的干涸的有无仅取决于第2热交换器54中的每个制冷剂流路的热交换量的分布,与第1热交换器52的热交换量的分布无关。例如,在空调机100中,即便任意设定第1热交换器52或者第2热交换器54的规格、例如翅片的间距宽度或者数量、导热管的根数等,也不会发生因第1热交换器52与第2热交换器54之间的热负载的差异引起的制冷剂的干涸。因此,在空调机100中,由于能够保证第1热交换器52以及第2热交换器54的设计变更的自由度,所以能够提供设计自由度高的空调机100。

[0060] 接下来,使用图4对空调机100在制热运转时的动作进行说明。图4是表示本实施方式1所涉及的空调机100在制热运转时的制冷剂回路10的一个例子的简要的制冷剂回路图。图4中的黑箭头表示制热运转时的制冷剂的流动方向。另外,图4中的空心的框状箭头表示空气流的流动方向。其中,在图4中,用实线表示了制热运转时的制冷剂流路切换装置2的内部的制冷剂流路。如图4所示,在空调机100中,制热运转时的在负载侧热交换器5的内部流路流动的制冷剂的流动方向与制热运转时的制冷剂的流动方向反向。

[0061] 在制热运转时,在制冷剂流路切换装置2中,以高温高压的气体制冷剂从压缩机1向负载侧热交换器5流动的方式进行制冷剂流路切换装置2的内部的制冷剂流路的路径控制。即,在制热运转时,制冷剂流路切换装置2的内部的制冷剂流路被切换为与压缩机1的排出侧配管连接的第1端口2a和与负载侧热交换器5配管连接的第3端口2c连通。另外,制冷剂流路切换装置2的内部的制冷剂流路被切换为与热源侧热交换器3配管连接的第2端口2b和与压缩机1的吸入侧配管连接的第4端口2d连通。

[0062] 从压缩机1排出的高温且高压的气相制冷剂经由第4制冷剂配管10d、制冷剂流路切换装置2的内部的第1端口2a与第3端口2c之间的制冷剂流路、以及第3制冷剂配管10c流入至负载侧热交换器5的第2热交换器54。第2热交换器54在制热运转时作为冷凝器发挥功能。流入至第2热交换器54的高温且高压的气相制冷剂与通过第2热交换器54的由送风装置5a生成的空气流之间热交换并从第2热交换器54流出。

[0063] 从第2热交换器54流出的制冷剂经由连结配管56流入至第1热交换器52。在制热运转时,由于旁通配管60的内部的流路被旁通阀70关闭,所以流入至连结配管56的制冷剂不会分流流入至旁通配管60,全部的制冷剂流入至第1热交换器52。

[0064] 第1热交换器52在制热运转时作为过冷却热交换器发挥功能。流入至第1热交换器52的制冷剂与通过第1热交换器52的由送风装置5a生成的空气流之间热交换,成为过冷却的高压的液相制冷剂而流出。

[0065] 过冷却的高压的液相制冷剂经由第1制冷剂配管10a流入至减压装置4。流入至减压装置4的过冷却的高压的气相制冷剂被减压装置4膨胀以及减压,成为低温低压的二相制冷剂而从减压装置4流出。

[0066] 从减压装置4流出的低温低压的二相制冷剂经由第6制冷剂配管10f流入至热源侧热交换器3。热源侧热交换器3在制热运转时作为蒸发器发挥功能。流入至热源侧热交换器3的低温且低压的二相制冷剂与通过热源侧热交换器3的由热源侧送风装置3a生成的空气流之间热交换,成为低压的气相制冷剂而流出。此外,还存在从热源侧热交换器3流出的制冷剂成为低压的干燥度高的二相制冷剂的情况。

[0067] 从热源侧热交换器3流出的低压的气相制冷剂经由第5制冷剂配管10e、制冷剂流路切换装置2的内部的第2端口2b与第4端口2d之间的制冷剂流路、以及第4制冷剂配管10d被吸入至压缩机1。吸入至压缩机1的低压的气相制冷剂被压缩机1压缩,成为高温且高压的气相制冷剂而从压缩机1排出。在空调机100的制热运转时,重复以上的循环。

[0068] 接下来,对制热运转时的空调机100的效果进行说明。

[0069] 在负载侧热交换器5作为冷凝器发挥功能的制热运转时,当在负载侧热交换器5的内部并联设置的内部流路的数量增加的情况下,负载侧热交换器5的内部流路中的制冷剂流速降低。若负载侧热交换器5的内部流路中的制冷剂流速降低,则负载侧热交换器5的管内热传递率降低。然而,在制热运转时的负载侧热交换器5中,第1热交换器52以成为第2热交换器54的下游侧的方式与第2热交换器54串联连接,不与第2热交换器54并联连接。因此,在负载侧热交换器5的内部,并联设置的内部流路的数量不会增加。因此,在制热运转时中,由于在负载侧热交换器5的内部并联设置的内部流路的数量不增加,可以抑制负载侧热交换器5的内部流路中的制冷剂流速的降低,所以能够维持负载侧热交换器5的管内热传递率。

[0070] 另外,在制热运转时,由于旁通配管60的内部的流路被旁通阀70关闭,所以流入至连结配管56的高压的制冷剂全部流入至第1热交换器52、流速上升,因而能够提高第1导热管52a2的热传递率。另一方面,由于通过第1热交换器52的制冷剂是高压高密度的制冷剂,制冷剂的压力损失小,所以因制冷剂流速上升引起的压力损失的影响能够忽略。因此,在空调机100中,通过在制热运转时旁通配管60的内部的流路被关闭,能够提高制热性能。

[0071] 如以上那样,空调机100通过具有旁通配管60和旁通阀70,能够在制冷运转时减少压力损失,使负载侧热交换器5的制冷性能提高。另外,由于在制热运转时,第1热交换器52与第2热交换器54串联连接,所以能够在第2热交换器54提高制冷剂流速来提高管内热传递率。因此,根据空调机100,由于在制冷运转时以及制热运转时分别能够使负载侧热交换器5的制冷剂的压力损失与导热性能的关系最佳化,所以能够实现全年中的能量消耗量的减少。

[0072] 另外,在空调机100中,通过在第1热交换器52的两端连接旁通配管60并在旁通配管60设置有旁通阀70的简单的构造能够实现能量消耗量的减少。因此,在空调机100中,能够既维持空调机100的性能、又实现空调机100的小型化。另外,第1热交换器52以及第2热交换器54的设计内容、例如热交换器的尺寸、翅片的导热面积、导热管的配管数量、导热管的配管直径、导热管的内表面槽形状、热交换器的制冷剂流路数量能够以任意的组合来变更。因此,在空调机100中,可保证负载侧热交换器5的设计变更的自由度。因此,能够实现空调机100中的能量消耗量的减少与空调机100的小型化,还能够将空调机100的质量维持为高质量。

[0073] 例如,考虑在制冷运转时需要抑制第2热交换器54中的干涸的产生的情况。首先,考虑负载侧热交换器5的第1热交换器52以及第2热交换器54与本实施方式1不同而相对于负载侧热交换器5的通风方向并联配置的情况。该情况下,为了抑制第2热交换器54中的制冷剂的干涸,需要总考虑与第1热交换器52的热负载的关系。例如,作为抑制第2热交换器54中的制冷剂的干涸的方法,存在与第1热交换器52相比减少第2热交换器54的导热面积、或者使用流量控制阀来使向第2热交换器54分配的制冷剂流量比第1热交换器52增大等。接下

来,考虑本实施方式1的空调机100。在本实施方式1的空调机100中,第1热交换器52以及第2热交换器54在制冷运转时经由连结配管56串联连接。另外,第2热交换器54被配置于由送风装置5a生成并通过第1热交换器52的空气流的下游侧。另外,至少第2热交换器54遍及由送风装置5a生成的空气流流动的风路的整个区域配置。因此,在本实施方式1的空调机100中,由于第2热交换器54中的制冷剂的干涸的有无并不依据第1热交换器52中的制冷剂的热交换量等状态,所以能够仅对第2热交换器54独立地进行再设计。因此,在本实施方式1的空调机100中,能够保证负载侧热交换器5的设计变更的自由度。另外,能够将任意的使热交换器的性能以及质量提高的机构独立或者选择性地附加于第1热交换器52或者第2热交换器54。另外,在将本实施方式1的空调机100构成为分体式空调机并形成具有室内机150的结构的情况下,能够成为将负载侧热交换器5、送风装置5a、旁通配管60以及旁通阀70收纳于室内机150的简易的结构。因此,设置尺寸等设置条件有可能受限的室内机150向设置空间的安装变容易。

[0074] 实施方式2.

[0075] 使用图5对本发明的实施方式2的空调机100的结构进行说明。图5是表示本实施方式2所涉及的空调机100在制冷运转时的制冷剂回路10的一个例子的简要的制冷剂回路图。图5中的黑箭头表示制冷运转时的制冷剂的流动方向。另外,图5中的空心的框状箭头表示空气流的流动方向。

[0076] 如图5所示,在本实施方式2的空调机100中,旁通阀70构成为除了具有止回阀70a之外还具有毛细管70b。空调机100的其他结构与上述的实施方式1相同,因而省略说明。

[0077] 毛细管70b由细长的铜管构成,是通过配管阻力使所需的制冷剂量通过并对制冷剂进行减压的膨胀阀。毛细管70b被配置于止回阀70a与连结配管56之间。

[0078] 在上述的实施方式1中,描述为负载侧热交换器5的设计内容能够以任意的组合来变更,可保证设计变更的自由度,但根据设计变更的内容,存在负载侧热交换器5中的制冷剂的压力损失产生变动的情况。例如,第1热交换器52的压力损失越大,则在旁通配管60流动的制冷剂流量相对于在第1热交换器52流动的制冷剂流量的比例越大。在设计变更中,当以第1热交换器52的流动阻力变大、制冷剂压力损失变大的方式构成了负载侧热交换器5的情况下,由于通过旁通配管60的制冷剂流量过度,所以负载侧热交换器5的导热性能减少。

[0079] 若形成为旁通阀70具有毛细管70b的结构,则调整旁通配管60的流动阻力,能够抑制通过旁通配管60的制冷剂流量。因此,能够维持负载侧热交换器5中的制冷剂的压力损失和负载侧热交换器5的导热性能的平衡,进一步实现能量消耗量的减少。

[0080] 实施方式3.

[0081] 使用图6对本发明的实施方式3的空调机100的结构进行说明。图6是表示本实施方式3所涉及的空调机100在制冷运转时的制冷剂回路10的一个例子的简要的制冷剂回路图。图6中的黑箭头表示制冷运转时的制冷剂的流动方向。另外,图6中的空心的框状箭头表示空气流的流动方向。

[0082] 如图6所示,在本实施方式3的空调机100中,旁通阀70构成为具有自由调整开度的流量调整阀70c。另外,空调机100具有能够经由通信线75控制流量调整阀70c的开度的控制部80。另外,空调机100成为具有与控制部80有线连接或者无线连接的1个以上温度传感器的结构。空调机100的其他结构与上述的实施方式1相同,因而省略说明。

[0083] 流量调整阀70c是通过调整内部流路的开度来调整在内部流动的制冷剂流量的控制设备。流量调整阀70c例如构成为线性电子膨胀阀等。流量调整阀70c构成为根据来自控制部80的指令来调整通过旁通配管60的制冷剂流量。

[0084] 控制部80例如构成为专用的硬件、或者具备中央运算装置、存储器等的微型计算机或者微处理单元。此外,控制部80可以是能够实施空调机100的运转状态、例如压缩机1的频率控制、减压装置4的开度控制等的结构,也可以是仅进行流量调整阀70c的开度控制的结构。另外,流量调整阀70c与控制部80之间的通信线75可以是有线的,也可以是无线的。

[0085] 温度传感器例如能够是包括热敏电阻等半导体材料或者测温电阻体等金属材料等的结构。设置于空调机100的多个温度传感器可以是具有相同构造的温度传感器,也可以是具有不同构造的温度传感器。此外,在图6中,控制部80与温度传感器之间的连接线未图示。

[0086] 如图6所示,空调机100能够是具有第1温度传感器90、第2温度传感器92、第3温度传感器94、第4温度传感器96以及第5温度传感器98作为温度传感器的结构。此外,空调机100可以是根据空调机100的方式而省略一部分温度传感器的结构,也可以是追加了更多的温度传感器的结构。

[0087] 第1温度传感器90是配置于负载侧热交换器5的周围的任意的场所、检测被空气调节对象空间的温度的温度传感器。第2温度传感器92是经由第2导热管54a2检测在第2热交换器54的第2导热管54a2流动的制冷剂的温度的温度传感器。第3温度传感器94是经由第1导热管52a2检测在第1热交换器52的第1导热管52a2流动的制冷剂的温度的温度传感器。第4温度传感器96是经由连结配管56检测在连结配管56流动的制冷剂的温度的温度传感器。第5温度传感器98是配置于热源侧热交换器3的周围的任意的场所、检测外部空气温度的外部空气温度传感器。其中,在以后的说明中,在不需要区别第1温度传感器90、第2温度传感器92、第3温度传感器94、第4温度传感器96以及第5温度传感器98的情况下简称为“温度传感器”。

[0088] 控制部80能够基于从压缩机1发送的运转频率的信息以及由温度传感器检测出的温度信息来进行流量调整阀70c的开度的控制。图7是图示了流量调整阀70c的开度与制冷运转时的成绩系数的关系的图表。图7的横轴表示流量调整阀70c的开度,开度随着朝向箭头方向而变高。图7的纵轴表示将关闭了流量调整阀70c时、即开度为0时的成绩系数设为100%时的成绩系数的改善率,成绩系数随着朝向箭头方向而变高。此外,在以后的说明中,存在将成绩系数简称为“COP”的情况。另外,各个图表的制冷能力用千瓦单位表示,加括弧标注了制冷剂的种类。

[0089] 如图7所示,给出的启示是:在R32制冷剂中,制冷运转时的成绩系数的改善率最高的流量调整阀70c的开度根据空调机100的制冷能力、即空调机100的制冷剂的循环量而不同。另外,在图7中给出的启示是:存在通过伴随着制冷能力变大而增大流量调整阀70c的开度由此能够提高成绩系数的改善率的可能性。因此,通过构成具有流量调整阀70c的旁通阀70,并根据制冷能力来控制量调整阀70c的开度,能够更高效地维持负载侧热交换器5中的制冷剂的的压力损失与负载侧热交换器5的导热性能的平衡。

[0090] 另外,空调机100的制冷能力与空调机100的制冷剂的循环量对应,空调机100的制冷剂的循环量伴随着压缩机1的运转频率的增加而增加。因此,通过在空调机100的可动频

率区域的整个区域中控制流量调整阀70c的开度,能够更高效地维持负载侧热交换器5中的制冷剂的压力损失与负载侧热交换器5的导热性能的平衡。

[0091] 另外,流量调整阀70c的开度、即通过旁通配管60的制冷剂流量因具有控制部80而能够基于外部空气温度、被空气调节对象空间的温度以及压缩机1的运转频率等制冷运转的状态调整为使成绩系数最大化。因此,通过具有流量调整阀70c、控制部80以及温度传感器,即便在存在温度的变动的情况下,也能够进一步高效地削减制冷期间的消耗电力量。

[0092] 另外,在图7中给出的启示是:当在相同的制冷能力下观察的情况下,与R32制冷剂相比,R290制冷剂存在通过流量调整阀70c的开度的调整能够提高成绩系数的改善率的可能性。

[0093] 此外,本实施方式3的空调机100中的旁通阀70可以是还具有止回阀70a的结构。

[0094] 实施方式4.

[0095] 使用图8对本发明的实施方式4的空调机100的结构进行说明。图8是表示本实施方式4所涉及的空调机100在制冷运转时的负载侧热交换器5的具体构造的一个例子的简图。图8中的空心的框状箭头表示送风装置5a生成的空气流的流动方向。另外,图8中的黑箭头简要地表示了空调机100在制冷运转时的负载侧热交换器5中的制冷剂的流入方向以及流出方向。

[0096] 如图8所示,在图8的负载侧热交换器5中,构成为第1热交换器52的第1导热管52a2的内径小于第2热交换器54的第2导热管54a2的内径。负载侧热交换器5的其他结构与上述的实施方式1相同,因而省略说明。

[0097] 负载侧热交换器5例如构成为在第1导热管52a2的管的壁厚与第2导热管54a2的管的壁厚相同的情况下,第2导热管54a2的外径为7mm,第1导热管52a2的外径为5mm。

[0098] 作为在空调机100中循环的制冷剂,存在使用地球温暖化系数低的碳氢制冷剂(hydrocarbonrefrigerant)或者氢氟烃制冷剂(hydrofluorocarbon refrigerant)的情况。然而,由于碳氢制冷剂为可燃性制冷剂,所以要求装入的制冷剂量为少量。此外,碳氢制冷剂存在被简称为HC制冷剂的情况。另外,氢氟烃制冷剂存在被简称为HFC制冷剂的情况。

[0099] 在空调机100的制热运转时,第1热交换器52作为过冷却热交换器发挥功能,液相制冷剂在第1导热管52a2的内部流动。当液相制冷剂在第1导热管52a2的内部流动的情况下,由于第1导热管52a2的内径越小,则第1导热管52a2的内部的制冷剂流速越快,所以第1导热管52a2的热传递率提高,制热性能提高。另外,由于第1导热管52a2的内径越小,则第1导热管52a2的内容积越小,所以能够减少制冷剂回路10的动作所需的制冷剂的填充量。

[0100] 在制冷运转时,随着第1导热管52a2的内径变小、制冷剂流量变大,制冷剂的压力损失变大。然而,通过如在上述的实施方式1~3中描述那样具有旁通配管60和旁通阀70,能够在制冷运转时减少在第1热交换器52的压力损失、使第1热交换器52的制冷性能提高。

[0101] 另外,在上述的实施方式1中也曾提及,能够形成为第1热交换器52的第1内部流路52b的数量少于第2热交换器54的第2内部流路54b的数量的结构。在空调机100的制热运转时,当液相制冷剂在第1内部流路52b流动的情况下,由于第1内部流路52b的数量越少,则第1内部流路52b的内部的制冷剂流速越快,所以第1导热管52a2中的热传递率提高,制热性能提高。另外,由于第1热交换器52的第1内部流路52b的数量越小,则第1热交换器52中的第1内部流路52b的内容积越小,所以能够减少制冷剂回路10的动作所需的制冷剂的填充量。如

图7所示,负载侧热交换器5例如能够是具有1个路径的第1内部流路52b和2个路径的第2内部流路54b的结构。

[0102] 此外,在制冷运转时中,随着第1内部流路52b的数量变少、制冷剂流量变大,制冷剂的压力损失变大。然而,通过具有旁通配管60和旁通阀70,能够在制冷运转时中减少第1热交换器52中的压力损失,使第1热交换器52的制冷性能提高。

[0103] 此外,第1导热管52a2以及第2导热管54a2的外径并不局限于上述的具体例,只要使用内径比7mm外径的第2导热管54a2的内径小的管作为第1导热管52a2即可,能够获得同样的效果。另外,第1内部流路52b以及第2内部流路54b的数量也不限定于上述的具体例,例如若第1导热管52a2为扁平管,则可以是内部流路的数量为2个路径以上的结构。

[0104] 图9是表示使用了R290制冷剂或者R32制冷剂作为空调机100的制冷剂的情况下的、空调机100的制冷能力与负载侧热交换器5中的压力损失的关系的图表。图表的横轴是空调机100的制冷能力,制冷能力随着朝向箭头方向而提高。图表的纵轴是负载侧热交换器5中的压力损失,压力损失随着朝向箭头方向而变大。另外,R290制冷剂为碳氢制冷剂,R32制冷剂为氢氟烃制冷剂。

[0105] 当要求相同的制冷能力时,使用R290制冷剂的情况与使用R32制冷剂的情况相比,压力损失总是变大。然而,如在上述的实施方式3的图7的说明中描述那样,当在相同的制冷能力下观察的情况下,与R32制冷剂相比,R290制冷剂存在通过流量调整阀70c的开度的调整而能够提高成绩系数的改善率的可能性。因此,特别是在采用碳氢制冷剂作为空调机100的制冷剂的情况下,能够提高制冷剂的量的减少以及能耗减少的效果。

[0106] 另外,在一定的制冷能力下,若提高成绩系数,则空调机100的消耗电力降低。因此,还能够以制冷能力在一定的消耗电力下提高的方式构成空调机100,还可获得能够实现空调机100的最大制冷能力的提高的效果。

[0107] 附图标记说明:

[0108] 1…压缩机;2…制冷剂流路切换装置;2a…第1端口;2b…第2端口;2c…第3端口;2d…第4端口;3…热源侧热交换器;3a…热源侧送风装置;4…减压装置;5…负载侧热交换器;5a…送风装置;10…制冷剂回路;10a…第1制冷剂配管;10b…第2制冷剂配管;10c…第3制冷剂配管;10d…第4制冷剂配管;10e…第5制冷剂配管;10f…第6制冷剂配管;52…第1热交换器;52a…第1热交换部;52a1…第1翅片;52a2…第1导热管;52b…第1内部流路;54…第2热交换器;54a…第2热交换部;54a1…第2翅片;54a2…第2导热管;54b…第2内部流路;56…连结配管;56a…分支部;60…旁通配管;60a…第1旁通配管;60b…第2旁通配管;70…旁通阀;70a…止回阀;70b…毛细管;70c…流量调整阀;75…通信线;80…控制部;90…第1温度传感器;92…第2温度传感器;94…第3温度传感器;96…第4温度传感器;98…第5温度传感器;100…空调机;150…室内机。

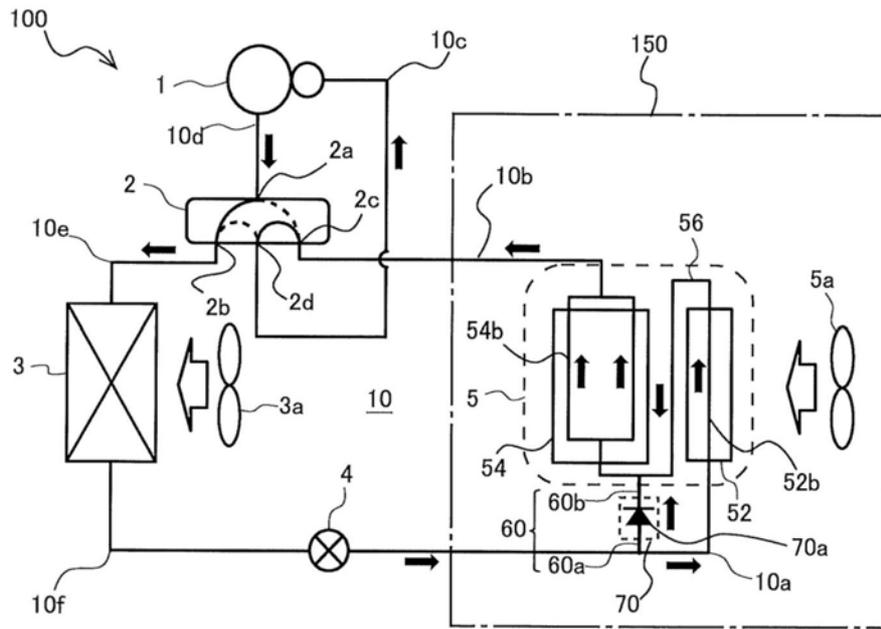


图1

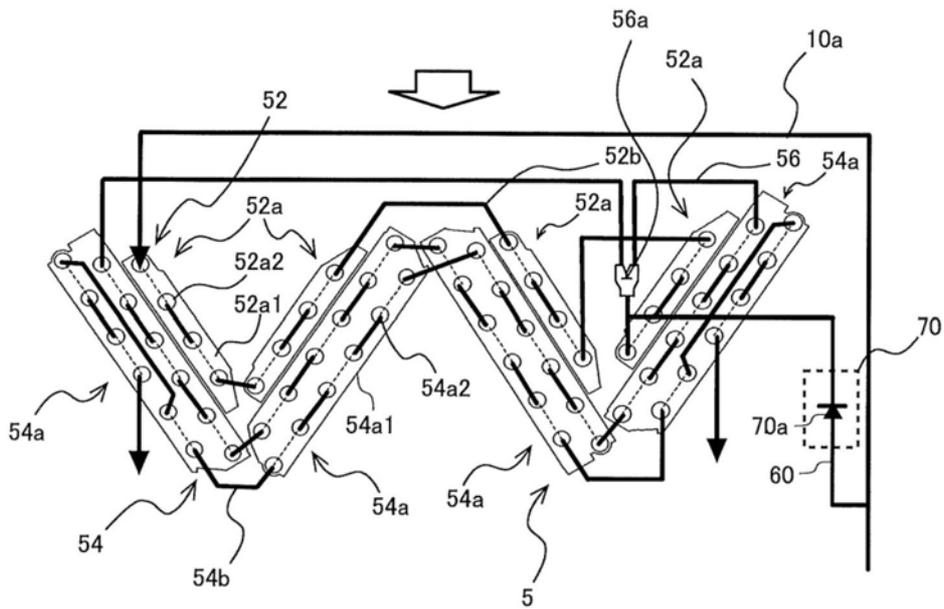


图2

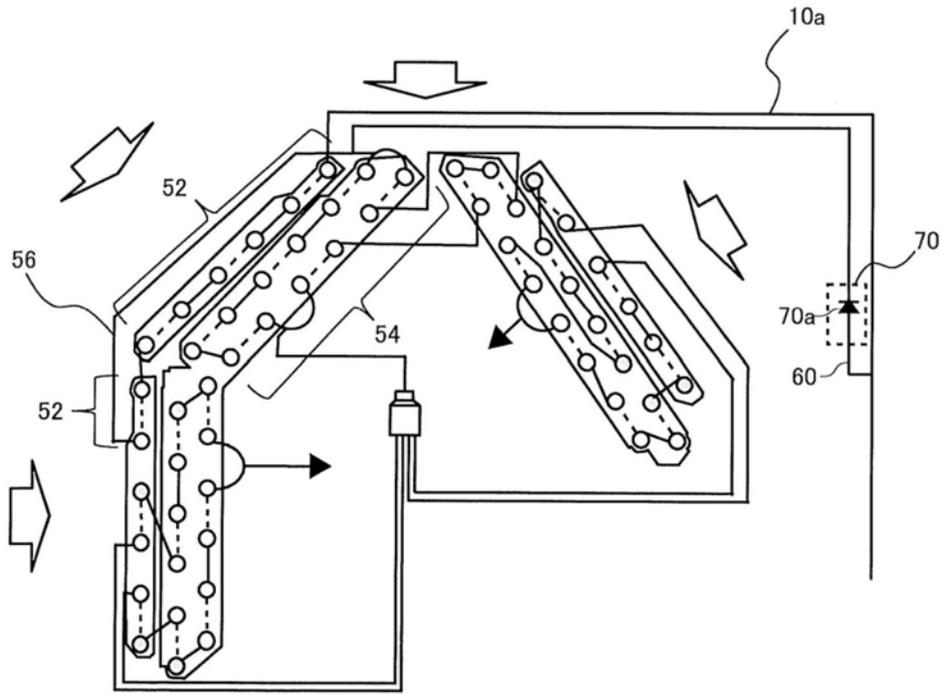


图3

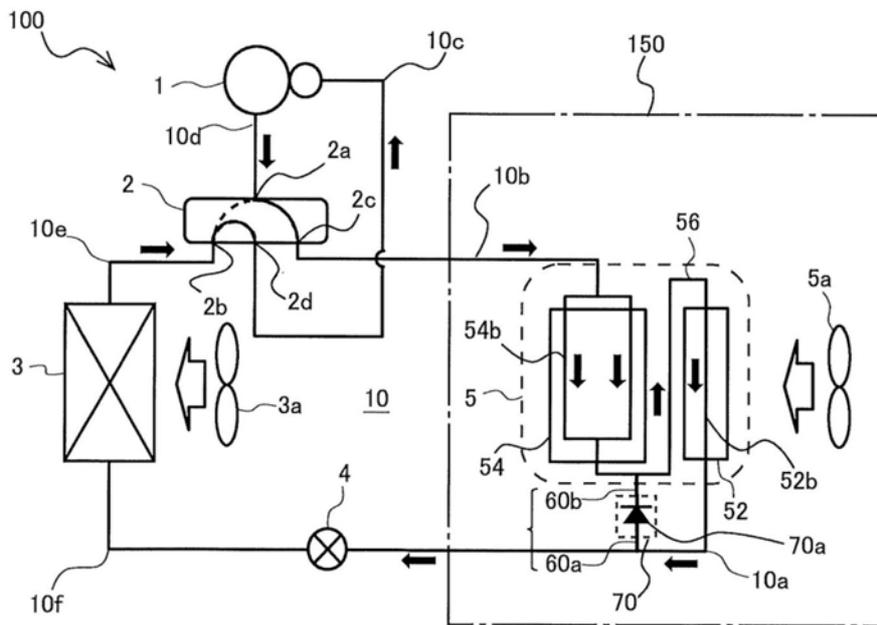


图4

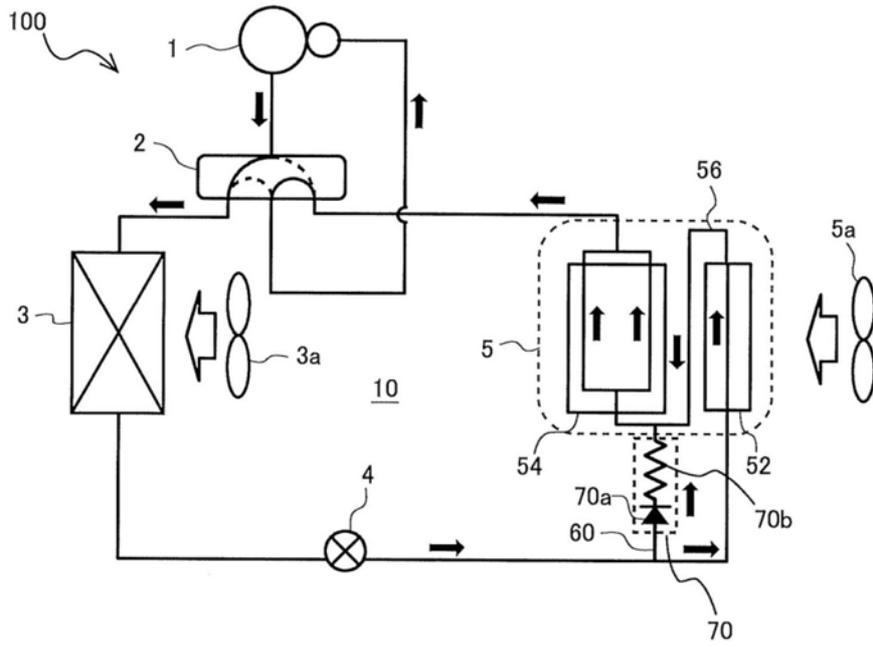


图5

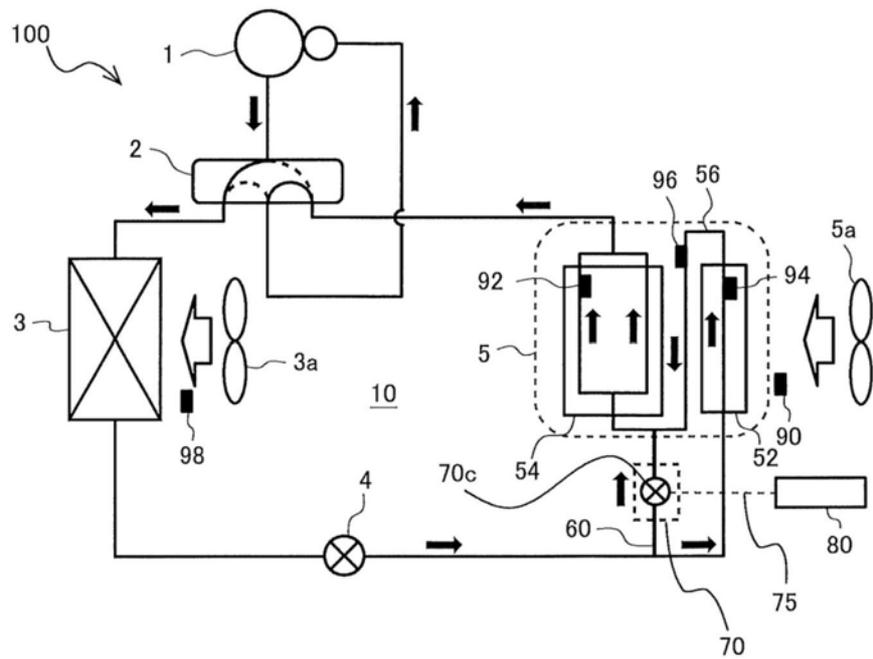


图6

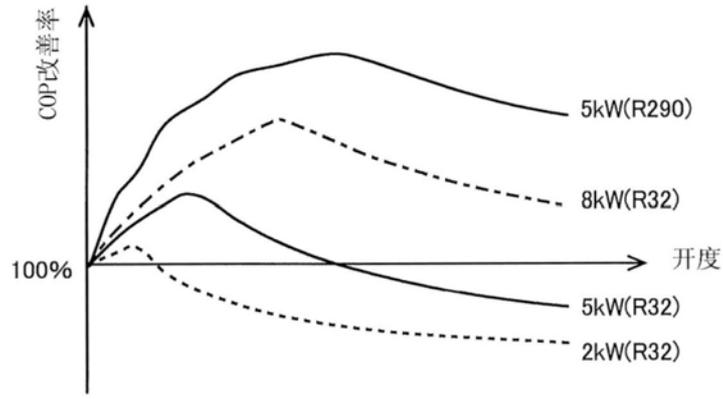


图7

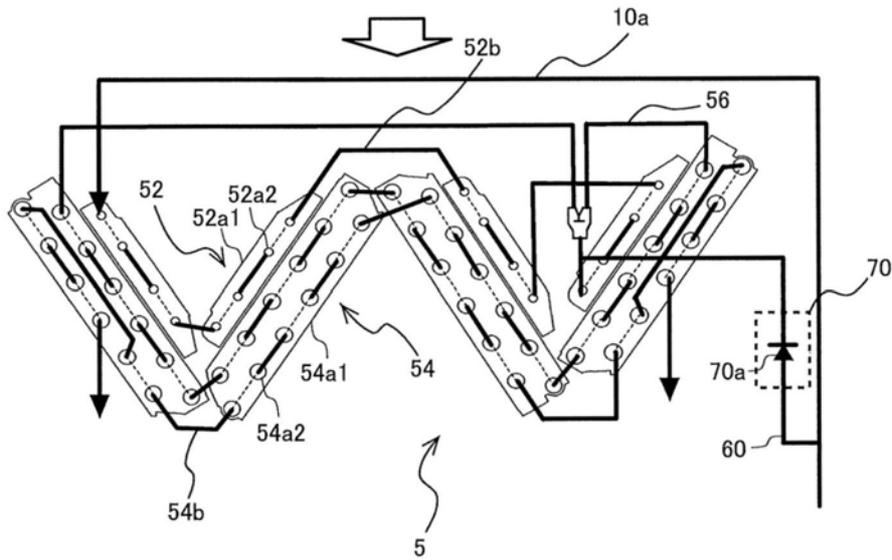


图8

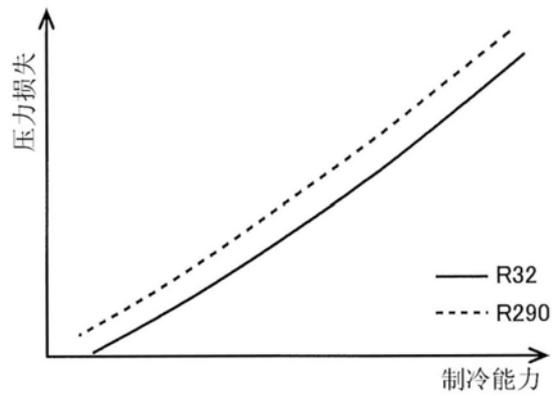


图9