



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 104813111 B

(45)授权公告日 2017.08.29

(21)申请号 201280077384.6

森本修 西冈浩二 小野达生

(22)申请日 2012.11.30

(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

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 104813111 A

代理人 朱龙

(43)申请公布日 2015.07.29

(51)Int.Cl.

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2015.05.28

F24F 11/02(2006.01)

F25B 1/00(2006.01)

F25D 17/02(2006.01)

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2012/081071 2012.11.30

(56)对比文件

CN 102483272 A, 2012.05.30,

WO 2011/114368 A1, 2011.09.22,

CN 102575880 A, 2012.07.11,

JP 特许第4669335号 B2, 2011.04.13,

(87)PCT国际申请的公布数据
W02014/083680 JA 2014.06.05

(73)专利权人 三菱电机株式会社
地址 日本东京

审查员 刘婵

(72)发明人 本村祐治 岛本大祐 本多孝好

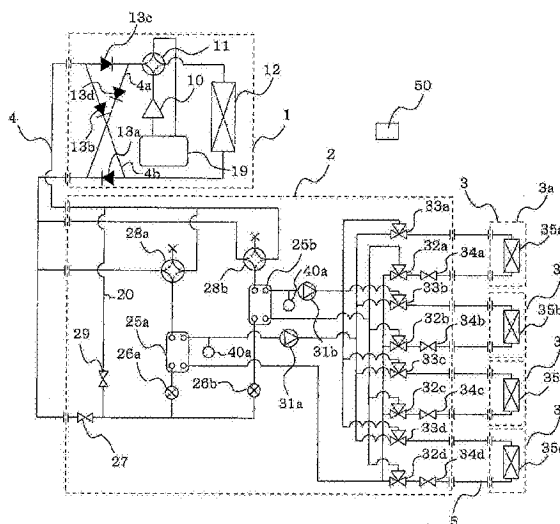
权利要求书2页 说明书25页 附图12页

(54)发明名称

空气调节装置

(57)摘要

一种空气调节装置(100),多个泵(31)全部运转,利用侧换热器(35)的热交换量成为在热介质循环回路(B)中能够输送的热容量的下限容量以下时,在使多个泵(31)中的至少1台停止之前,使连接着停止的泵(31)的热介质侧换热器(25)的制冷剂侧流路关闭,然后,使多个泵(31)中的至少1台停止,利用多个泵(31)的剩余部分向利用侧换热器(35)输送必要的热容量。



1. 一种空气调节装置,具有:

制冷剂循环回路,所述制冷剂循环回路是通过制冷剂配管连接压缩机、热源侧换热器、多个节流装置、多个热介质间换热器的制冷剂侧流路、切换制冷剂循环路径的多个制冷剂流路切换装置而成的,使热源侧制冷剂循环;

热介质循环回路,所述热介质循环回路是通过热介质输送配管连接分别与所述多个热介质间换热器对应地设置的多个热介质输送装置、多个利用侧换热器、所述多个热介质间换热器的热介质侧流路而成的,使热介质循环;

以及控制装置,

在所述热介质间换热器中,所述热源侧制冷剂和所述热介质进行热交换,

其特征在于,

所述控制装置被设置成当所述多个热介质输送装置全部运转,所述利用侧换热器的热交换量成为在所述热介质循环回路中能够输送的热容量的下限容量以下时,

在使所述多个热介质输送装置中的至少1台停止之前,使连接着要停止的所述热介质输送装置的所述热介质间换热器的制冷剂侧流路关闭,然后,使所述多个热介质输送装置中的至少1台停止,

利用所述多个热介质输送装置中的剩余部分向所述利用侧换热器输送需要的热容量。

2. 如权利要求1所述的空气调节装置,其特征在于,

所述控制装置被设置成当所述利用侧换热器的热交换量变得比在所述热介质循环回路中能够输送的热容量的下限容量大时,

使停止了的所述热介质输送装置的工作再开始之后,使连接着所述停止的热介质输送装置的所述热介质间换热器的制冷剂侧流路打开。

3. 如权利要求1所述的空气调节装置,其特征在于,具有:

所述热介质间换热器全部作为冷凝器发挥作用的全制热运转模式;

所述热介质间换热器全部作为蒸发器发挥作用的全制冷运转模式;

所述热介质间换热器的一部分作为冷凝器发挥作用、而所述热介质间换热器的一部分作为蒸发器发挥作用的制冷制热运转混合运转模式,

所述控制装置被设置成在所述全制热运转模式及所述全制冷运转模式中,

当所述利用侧换热器的热交换量成为在所述热介质循环回路中能够输送的热容量的下限容量以下时,

执行所述多个热介质输送装置中的至少1台的停止控制。

4. 如权利要求2所述的空气调节装置,其特征在于,具有:

所述热介质间换热器全部作为冷凝器发挥作用的全制热运转模式;

所述热介质间换热器全部作为蒸发器发挥作用的全制冷运转模式;

所述热介质间换热器的一部分作为冷凝器发挥作用、而所述热介质间换热器的一部分作为蒸发器发挥作用的制冷制热运转混合运转模式,

所述控制装置被设置成在所述全制热运转模式及所述全制冷运转模式下,

当所述利用侧换热器的热交换量比在所述热介质循环回路中能够输送的热容量的下限容量大时,

执行所述停止了的所述热介质输送装置的再开始控制。

5. 如权利要求1或3所述的空气调节装置,其特征在于,

所述控制装置被设置成根据所述多个热介质输送装置的能够供给的流量、在所述热介质循环回路中循环的热介质的最大流速、以及热交换量相对于所述利用侧换热器的总热交换量的比例来决定执行所述多个热介质输送装置中的至少1台的停止控制的定时。

6. 如权利要求2或4所述的空气调节装置,其特征在于,

所述控制装置被设置成根据所述多个热介质输送装置的能够供给的流量、在所述热介质循环回路中循环的热介质的最大流速、以及热交换量相对于所述利用侧换热器的总热交换量的比例来决定执行所述停止了了的所述热介质输送装置的再开始控制的定时。

7. 如权利要求1~4中任一项所述的空气调节装置,其特征在于,

在所述制冷剂循环回路中循环的制冷剂采用单一制冷剂、近共沸混合制冷剂、非共沸混合制冷剂、包含自然制冷剂在内的伴随二相变化的制冷剂、成为超临界的制冷剂中的任意1种或任意2种以上的混合物。

8. 如权利要求1~4中任一项所述的空气调节装置,其特征在于,

在热介质循环回路中循环的热介质采用防冻液、水、防冻液和水的混合液、或者向它们添加了防腐蚀效果高的添加剂而形成的热介质。

空气调节装置

技术领域

[0001] 本发明涉及适用于例如大厦用中央空调等的空气调节装置。

背景技术

[0002] 以往,在大厦用中央空调等空气调节装置中,制冷剂在例如配置在建筑物外的热源机即室外单元和配置在建筑物的室内的室内单元之间循环。而且,制冷剂散热、吸热,通过被加热、冷却的空气进行空调对象空间的制冷或制热。作为这样的空气调节装置所使用的制冷剂,大多使用例如HFC(氢氟烃)类制冷剂。另外,也提出了使用二氧化碳(CO₂)等自然制冷剂。

[0003] 另外,在被称为冷机的空气调节装置中,利用配置在建筑物外的热源机,生成冷能或热能。而且,利用配置在室外机内的换热器对水、防冻液等进行加热、冷却,并将其输送到室内单元即风机盘管单元、板式加热器等来进行制冷或制热(例如,参照专利文献1)。

[0004] 另外,在被称为排热回收型冷机的装置中,热源机和室内单元之间连接有4根水管,同时供给冷却、加热了的水等,在室内单元中能够自由选择制冷或制热(例如,参照专利文献2)。

[0005] 另外,有以如下方式构成的装置,即将1次制冷剂和2次制冷剂的换热器配置在各室内单元附近,将2次制冷剂输送到室内单元(例如,参照专利文献3)。

[0006] 另外,有以如下方式构成的装置,即,具有室外机和换热器的分支单元之间用2根配管连接,将2次制冷剂输送到室内单元(例如,参照专利文献4)。

[0007] 另外,在大厦用中央空调等空气调节装置中,存在一种空气调节装置,使制冷剂从室外机循环到中继器,使水等热介质从中继器循环到室内单元,由此,使水等热介质在室内单元循环的同时,降低热介质的输送动力(例如,参照专利文献5)。

[0008] 现有技术文献

[0009] 专利文献

[0010] 专利文献1:日本特开2005-140444号公报(第4页,图1等)

[0011] 专利文献2:日本特开平5-280818号公报(第4、5页,图1等)

[0012] 专利文献3:日本特开2001-289465号公报(第5~8页,图1、图2等)

[0013] 专利文献4:日本特开2003-343936号公报(第5页,图1)

[0014] 专利文献5:W010/049998号公报(第3页,图1等)

[0015] 在以往的大厦用中央空调等空气调节装置中,由于使制冷剂循环到室内单元,所以制冷剂可能泄露到室内等。另一方面,在专利文献1及专利文献2记载的空气调节装置中,制冷剂不通过室内单元。但是,在专利文献1及专利文献2记载的空气调节装置中,需要在建筑物外的热源机中,加热或冷却热介质并向室内单元侧输送。由此,热介质的循环路径变长。这里,通过热介质输送进行规定的加热或冷却工作的热量时,由输送动力等导致的能量的消耗量变得比制冷剂高。由此,循环路径变长时,输送动力变得非常大。由此,在空气调节装置中,只要能够良好地控制热介质的循环,就能够实现节能。

[0016] 在专利文献2记载的空气调节装置中,为按每个室内单元能够选择制冷或制热,从室外侧到室内必须连接4根配管,施工性差。在专利文献3记载的空气调节装置中,需要在室内单元中单独地设置泵等2次介质循环构件,不仅系统变得昂贵,噪音也变大,不实用。而且,换热器处于室内单元的附近,从而不能排除制冷剂在接近室内的场所泄露的可能性。

[0017] 在专利文献4记载的空气调节装置中,热交换后的1次制冷剂与热交换前的1次制冷剂流入相同的流路,从而在连接了多个室内单元的情况下,各室内单元不能发挥最大能力,成为浪费能量的结构。另外,分支单元和延长配管的连接需要制冷2根、制热2根合计4根配管,其结果,成为与室外机和分支单元通过4根配管连接的系统类似的结构,成为施工性差的系统。

[0018] 在专利文献5记载的空气调节装置中,将单一制冷剂或近共沸制冷剂作为制冷剂使用的情况时没有问题,但将非共沸混合制冷剂作为制冷剂使用的情况下,将制冷剂-热介质间换热器作为蒸发器使用时,由于制冷剂的饱和液温度和饱和气体温度的温度梯度,水等热介质可能冻结。

[0019] 另外,在专利文献5中,热介质被制冷剂加热的情况下,使用热介质输送构件,对于所连接的室内单元中的进行制热运转的室内单元输送被加热的热介质。另外,热介质被制冷剂冷却的情况下,使用热介质输送构件,对于所连接的室内单元中的进行制冷运转的室内单元输送被冷却的热介质。因此,在使用这样的制冷剂及热介质进行制冷运转或制热运转的基础上,需要作为制冷用热容量输送构件、制热用热容量输送构件的热介质输送装置,能够通过热介质输送装置的工作继续进行制冷运转或制热运转。

[0020] 而且,在专利文献5中,即使在所连接的室内单元的负载充分小的情况下,也使用热介质输送构件,继续输送被加热或冷却的热介质。由此,还存在将必要以上的热介质流量向所连接的室内单元输送的情况。

[0021] 将必要以上的热介质输送到所连接的室内单元的结果是,在连接配管或室内单元内部流动的热介质的流速持续保持为使形成在配管内部的氧化覆膜剥离的流速以上。其结果,可能引起配管的孔蚀。

[0022] 另外,将必要以上的热介质输送到所连接的室内单元的结果是,由热介质输送装置产生的驱动动力的消耗超出了原本假设的量,其结果,系统的消耗电力会变得过大。

[0023] 由此,在空气调节装置中,所连接的室内单元的负载充分小的情况下,只要能够进行使多个热介质输送装置中的1台停止而通过其他的热介质输送装置继续进行制冷运转、制热运转的控制,就能够减小空气调节装置中的流速增加导致的配管孔蚀的风险,并且能够维持由热介质输送装置的台数削减带来的节能性。

发明内容

[0024] 本发明是为解决上述课题而研发的,其目的是提供一种空气调节装置,其具有多台热介质输送装置,在单一的运转模式下,即使在室内单元的负载充分小的情况下,也能够通过多台热介质输送装置的控制,提高节能性、安全性。

[0025] 本发明的空气调节装置具有:制冷剂循环回路,该制冷剂循环回路是通过制冷剂配管连接压缩机、热源侧换热器、多个节流装置、多个热介质间换热器的制冷剂侧流路、切换制冷剂循环路径的多个制冷剂流路切换装置而成的,使热源侧制冷剂循环;热介质循环

回路,该热介质循环回路是通过热介质输送配管连接分别与所述多个热介质间换热器对应地设置的多个热介质输送装置、多个利用侧换热器、所述多个热介质间换热器的热介质侧流路而成的,使热介质循环,在所述热介质间换热器中,所述热源侧制冷剂 and 所述热介质进行热交换,在所述空气调节装置中,在所述多个热介质输送装置全部运转,所述利用侧换热器的热交换量成为在所述热介质循环回路中能够输送的热容量的下限容量以下时,在使所述多个热介质输送装置中的至少1台停止之前,使连接着所述要停止的热介质输送装置的所述热介质间换热器的制冷剂侧流路关闭,然后,使所述多个热介质输送装置中的至少1台停止,利用所述多个热介质输送装置中的剩余部分向所述利用侧换热器输送所需的热容量。

[0026] 发明的效果

[0027] 根据本发明的空气调节装置,被连接的室内单元的负载充分小的情况下,使热介质输送装置部分停止,由此,能够削减热介质输送装置的驱动动力。另外,能够避免伴随多个热介质输送装置的热介质输送导致的热介质输送流量过多,其结果,能够避免由热介质的流量增加导致的配管孔蚀的风险,能够提高节能性、安全性。

附图说明

[0028] 图1是表示本发明的实施方式的空气调节装置的设置例的概要图。

[0029] 图2是表示本发明的实施方式的空气调节装置的回路结构的一例的概要回路结构图。

[0030] 图3是表示本发明的实施方式的空气调节装置的全制热运转模式时的制冷剂流动的制冷剂回路图。

[0031] 图4是表示本发明的实施方式的空气调节装置的全制冷运转模式时的制冷剂流动的制冷剂回路图。

[0032] 图5是表示本发明的实施方式的空气调节装置的制冷制热混合运转模式时的制冷剂流动的制冷剂回路图。

[0033] 图6是表示本发明的实施方式的空气调节装置的全制冷运转模式时的使1台泵不工作时的制冷剂流动及热介质流动的制冷剂回路图。

[0034] 图7是表示本发明的实施方式的空气调节装置的全制冷运转模式时的使1台泵不工作时的制冷剂流动及热介质流动的制冷剂回路图。

[0035] 图8是表示本发明的实施方式的空气调节装置的全制热运转模式时的使1台泵不工作时的制冷剂流动及热介质流动的制冷剂回路图。

[0036] 图9是表示本发明的实施方式的空气调节装置的全制热运转模式时的使1台泵不工作时的制冷剂流动及热介质流动的制冷剂回路图。

[0037] 图10是表示本发明的实施方式的空气调节装置的泵旋转运转控制1、2时的泵的运行台数的切换处理的流程的流程图。

[0038] 图11是表示本发明的实施方式的空气调节装置的泵旋转运转控制3、4时的泵的运行台数的切换处理的流程的流程图。

[0039] 图12是表示本发明的实施方式的空气调节装置中的各运转模式下的连接室内单元的负载小的情况下,使1台泵停止的情况下的制冷剂循环回路及热介质循环回路的动作

的表。

[0040] 图13是在连接室内单元的负载小的情况下,对于使用2台泵来降低流量的情况下的驱动动力的变化和使用1台泵来降低流量的情况下的驱动动力的变化进行比较的线图。

具体实施方式

[0041] 以下,基于附图说明本发明的实施方式。

[0042] 图1是表示本发明的实施方式的空气调节装置的设置例的概要图。基于图1说明空气调节装置的设置例。该空气调节装置通过利用使制冷剂(热源侧制冷剂,热介质)循环的制冷循环(制冷剂循环回路A,热介质循环回路B),各室内单元作为运转模式能够自由选择制冷模式或制热模式。在图1中,概要地示出了连接了多台室内单元3的空气调节装置的整体。此外,包括图1在内,在以下的附图中,各构成部件的大小的关系有时与实际情况不同。

[0043] 在图1中,本实施方式的空气调节装置具有室外单元(热源机)1、多台室内单元3以及隔设在室外单元1和室内单元3之间的1台中继单元2。中继单元2利用热源侧制冷剂和热介质进行热交换。室外单元1和中继单元2通过使热源侧制冷剂导通的制冷剂配管4被连接。中继单元2和室内单元3通过使热介质导通的配管(热介质配管)5被连接。而且,由室外单元1生成的冷能或热能通过中继单元2被输送到室内单元3。

[0044] 室外单元1通常被配置在大厦等的建筑物9外的空间(例如,屋顶等)即室外空间6,并通过中继单元2向室内单元3供给冷能或热能。室内单元3被配置在能够向建筑物9的内部的空间(例如,室内等)即室内空间7供给制冷用空气或制热用空气的位置,并向成为空调对象空间的室内空间7供给制冷用空气或制热用空气。中继单元2作为与室外单元1及室内单元3独立的框体,能够设置在与室外空间6及室内空间7不同的位置,并通过制冷剂配管4及配管5分别与室外单元1及室内单元3连接,将从室外单元1供给的冷能或热能传递到室内单元3。

[0045] 简单说明本发明的实施方式的空气调节装置的工作。

[0046] 热源侧制冷剂从室外单元1通过制冷剂配管4被输送到中继单元2。被输送的热源侧制冷剂在中继单元2内的热介质间换热器(后述的热介质间换热器25)中与热介质进行热交换,加热或冷却热介质。也就是说,在热介质间换热器中,产生热水或冷水。因中继单元2产生的热水或冷水通过热介质输送装置(后述的泵31)经由配管5被输送到室内单元3,在室内单元3中被用于对室内空间7的制热运转(只要是需要热水的运转状态即可)或制冷运转(只要是需要冷水的运转状态即可)。

[0047] 作为热源侧制冷剂,能够使用例如R-22、R-134a、R-32等单一制冷剂,R-410A、R-404A等近共沸混合制冷剂,R-407C等非共沸混合制冷剂,化学式内含有双键的 $\text{CF}_3\text{C}=\text{CH}_2$ 等地球变暖系数较小的值的制冷剂或其混合物,或者 CO_2 或丙烷等自然制冷剂。

[0048] 另一方面,作为热介质,能够使用例如水、防冻液、水和防冻液的混合液、水和防腐蚀效果高的添加剂的混合液等。

[0049] 如图1所示,在本实施方式的空气调节装置中,室外单元1和中继单元2使用2根制冷剂配管4,中继单元2和各室内单元3使用2根配管5,并分别被连接。像这样,在本实施方式的空气调节装置中,使用2根配管(制冷剂配管4、配管5)连接各单元(室外单元1、室内单元3及中继单元2),由此,施工变得容易。

[0050] 此外,在图1中,例示了中继单元2被设置在建筑物9的内部但与室内空间7不同的空间即顶棚里侧等的空间(以下简称为空间8)的状态。因此,中继单元2可以设置在顶棚里侧以外,也可以设置在居住空间以外,只要是与屋外能够通气的空间,也可以设置在任意位置,例如存在电梯等的共用空间、与屋外通气的空间等。另外,中继单元2还能够设置在室外单元1的附近。但是,从中继单元2到室内单元3的距离过长时,热介质的输送动力变得相当大,从而需要留意节能效果变差的情况。

[0051] 在图1中,例示了室外单元1被设置在室外空间6的情况,但不限于此。例如,室外单元1也可以设置在带有换气口的机械室等被包围的空间,只要是能够利用排气管将废热向建筑物9外排气,也可以设置在建筑物9的内部,或者,在使用水冷式的室外单元1的情况下,也可以设置在建筑物9的内部。即使将室外单元1设置在这样的场所,也不会发生特别的问题。

[0052] 在图1中,例示了室内单元3为顶棚盒式的情况,但不限与此,也可以采用顶棚嵌入式或顶棚悬挂式等,只要能够直接或通过管道等向室内空间7吹出制热用空气或制冷用空气,可以采用任意种类。

[0053] 而且,室外单元1、室内单元3及中继单元2的连接台数不限于图1所示的台数,与设置了本实施方式的空气调节装置的建筑物9相应地决定台数即可。

[0054] 对于1台室外单元1连接多台中继单元2的情况下,能够将该多台中继单元2分散地设置在大厦等的建筑物中的共用空间或顶棚里侧等的空间。由此,各中继单元2内的热介质间换热器能够承担空调负载。另外,能够将室内单元3设置在各中继单元2内的热介质输送装置的输送允许范围内的距离或高度,并能够对于大厦等的建筑物整体进行配置。

[0055] 图2是表示本实施方式的空气调节装置(以下称为空气调节装置100)的回路结构的一例的概要回路结构图。基于图2,关于空气调节装置100的结构,也就是说构成制冷剂回路的各驱动构件的作用进行详细说明。如图2所示,室外单元1和中继单元2经由中继单元2所具有的热介质间换热器(制冷剂-水换热器)25a及热介质间换热器(制冷剂-水换热器)25b被制冷剂配管4连接。另外,中继单元2和室内单元3经由热介质间换热器25a及热介质间换热器25b被配管5连接。此外,关于制冷剂配管4及配管5在后面详细说明。

[0056] [室外单元1]

[0057] 在室外单元1中,压缩机10、四通阀等第1制冷剂流路切换装置11、热源侧换热器12和存储器19被制冷剂配管4串联连接并搭载。另外,在室外单元1中,设置有制冷剂用连接配管4a、制冷剂用连接配管4b、止回阀13a、止回阀13b、止回阀13c及止回阀13d。通过设置制冷剂用连接配管4a、制冷剂用连接配管4b、止回阀13a、止回阀13b、止回阀13c及止回阀13d,无论室内单元3所要求的运转是何种运转,都能够使流入中继单元2的热源侧制冷剂的流动成为恒定方向。

[0058] 压缩机10吸入热源侧制冷剂,压缩该热源侧制冷剂成为高温·高压的状态并向制冷剂循环回路A输送,由例如能够控制容量的变频压缩机等构成即可。第1制冷剂流路切换装置11切换制热运转时(全制热运转模式时及制热主体运转模式时)的热源侧制冷剂的流向和制冷运转时(全制冷运转模式时及制冷主体运转模式时)的热源侧制冷剂的流向。

[0059] 热源侧换热器12在制热运转时作为蒸发器发挥功能,在制冷运转时作为冷凝器(或散热器)发挥功能,在从省略图示的风扇等的风机供给的空气等的流体和热源侧制冷剂

之间进行热交换,使该热源侧制冷剂蒸发气化或冷凝液化。存储器19被设置在压缩机10的吸入侧,蓄积因制热运转时和制冷运转时的不同产生的剩余制冷剂、或者用于过渡性运转变化的剩余制冷剂。

[0060] 止回阀13c被设置在中继单元2和第1制冷剂流路切换装置11之间的制冷剂配管4,仅允许规定方向(从中继单元2向室外单元1的方向)的热源侧制冷剂的流动。止回阀13a被设置在热源侧换热器12和中继单元2之间的制冷剂配管4,仅允许规定方向(从室外单元1向中继单元2的方向)的热源侧制冷剂的流动。止回阀13d被设置在制冷剂用连接配管4a,在制热运转时,使从压缩机10排出的热源侧制冷剂向中继单元2流通。止回阀13b被设置在制冷剂用连接配管4b,使制热运转时从中继单元2返回的热源侧制冷剂向压缩机10的吸入侧流通。

[0061] 制冷剂用连接配管4a用于在室外单元1内连接第1制冷剂流路切换装置11和止回阀13c之间的制冷剂配管4、与止回阀13a和中继单元2之间的制冷剂配管4。制冷剂用连接配管4b用于在室外单元1内连接止回阀13c和中继单元2之间的制冷剂配管4、与热源侧换热器12和止回阀13a之间的制冷剂配管4。此外,在图2中,例示了设置有制冷剂用连接配管4a、制冷剂用连接配管4b、止回阀13a、止回阀13b、止回阀13c及止回阀13d的情况,但不限与此,也不一定必须设置。

[0062] [室内单元3]

[0063] 在室内单元3中分别搭载有利用侧换热器35。该利用侧换热器35通过配管5与中继单元2的热介质流量调整装置34和第2热介质流路切换装置33连接。该利用侧换热器35使从省略图示的风扇等的风机供给的空气和热介质之间进行热交换,生成用于向室内空间7供给的制热用空气或制冷用空气。

[0064] 在该图2中,例示了4台室内单元3与中继单元2连接的情况,从纸面上侧开始以室内单元3a、室内单元3b、室内单元3c和室内单元3d的顺序进行了图示。另外,与室内单元3a~室内单元3d相应地,利用侧换热器35也从纸面上侧开始以利用侧换热器35a、利用侧换热器35b、利用侧换热器35c和利用侧换热器35d的顺序进行了图示。此外,与图1同样地,室内单元3的连接台数不限于图2所示的4台。

[0065] [中继单元2]

[0066] 在中继单元2中搭载了至少2个以上的热介质间换热器25、2个节流装置26、2个开闭装置(开闭装置27,开闭装置29)、2个第2制冷剂流路切换装置28、2个热介质输送装置(以下称为泵31)、4个第1热介质流路切换装置32、4个第2热介质流路切换装置33和4个热介质流量调整装置34。

[0067] 2个热介质间换热器25(热介质间换热器25a、热介质间换热器25b)是在对于进行制热运转的室内单元3供给热能时作为冷凝器(散热器)发挥功能,并在对于进行制冷运转的室内单元3供给冷能时作为蒸发器发挥功能,使热源侧制冷剂和热介质进行热交换,将由室外单元1生成的存储于热源侧制冷剂的冷能或热能向热介质传递。热介质间换热器25a被设置在制冷剂循环回路A中的节流装置26a和第2制冷剂流路切换装置28a之间,在制冷制热混合运转模式时用于热介质的冷却。另外,热介质间换热器25b被设置在制冷剂循环回路A中的节流装置26b和第2制冷剂流路切换装置28b之间,在制冷制热混合运转模式时用于热介质的加热。

[0068] 2个节流装置26(节流装置26a、节流装置26b)具有作为减压阀或膨胀阀的功能,使热源侧制冷剂减压膨胀。节流装置26a在制冷运转时的热源侧制冷剂的流动中被设置在热介质间换热器25a的上游侧。节流装置26b在制冷运转时的热源侧制冷剂的流动中被设置在热介质间换热器25b的上游侧。2个节流装置26能够开度可变地控制,由例如电子式膨胀阀等构成即可。

[0069] 2个开闭装置(开闭装置27、开闭装置29)由通过通电能够开闭工作的电磁阀等构成,用于开闭制冷剂配管4。也就是说,2个开闭装置根据运转模式控制开闭来切换热源侧制冷剂的流路。开闭装置27被设置在热源侧制冷剂的入口侧的制冷剂配管4(连接室外单元1和中继单元2的制冷剂配管4中的位于纸面最下级的制冷剂配管4)。开闭装置29被设置在热源侧制冷剂的入口侧的制冷剂配管4和出口侧的制冷剂配管4进行连接的配管(旁通管20)。此外,开闭装置27、开闭装置29只要是能够进行制冷剂流路的切换的部件即可,也可以使用例如电子式膨胀阀等能够可变地控制开度的部件。

[0070] 2个第2制冷剂流路切换装置28(第2制冷剂流路切换装置28a、第2制冷剂流路切换装置28b)由例如四通阀等构成,根据运转模式,热介质间换热器25作为冷凝器或蒸发器发挥作用来切换热源侧制冷剂的流动。第2制冷剂流路切换装置28a在制冷运转时的热源侧制冷剂的流动中被设置在热介质间换热器25a的下游侧。第2制冷剂流路切换装置28b在全制冷运转模式时的热源侧制冷剂的流动中被设置在热介质间换热器25b的下游侧。

[0071] 2个泵31(泵31a、泵31b)使在配管5中导通的热介质向热介质循环回路B循环。泵31a被设置在热介质间换热器25a和第2热介质流路切换装置33之间的配管5。泵31b被设置在热介质间换热器25b和第2热介质流路切换装置33之间的配管5。2个泵31由例如能够控制容量的泵等构成,能够通过室内单元3中的负载的大小来调整其流量即可。

[0072] 4个第1热介质流路切换装置32(第1热介质流路切换装置32a~第1热介质流路切换装置32d)由三通阀等构成,在热介质间换热器25a和热介质间换热器25b之间切换热介质的流路。第1热介质流路切换装置32设置了与室内单元3的设置台数相应的个数(这里是4个)。第1热介质流路切换装置32的三通之一与热介质间换热器25a连接,三通之一与热介质间换热器25b连接,三通之一与热介质流量调整装置34连接,并被设置在利用侧换热器35的热介质流路的出口侧。此外,与室内单元3对应地从纸面上侧开始以第1热介质流路切换装置32a、第1热介质流路切换装置32b、第1热介质流路切换装置32c和第1热介质流路切换装置32d的顺序进行了图示。另外,对于热介质流路的切换,不仅包含从一通向另一通的完全切换,还包含从一通向另一通的部分切换。

[0073] 4个第2热介质流路切换装置33(第2热介质流路切换装置33a~第2热介质流路切换装置33d)由三通阀等构成,在热介质间换热器25a和热介质间换热器25b之间切换热介质的流路。第2热介质流路切换装置33设置了与室内单元3的设置台数相应的个数(这里是4个)。第2热介质流路切换装置33的三通之一与热介质间换热器25a连接,三通之一与热介质间换热器25b连接,三通之一与利用侧换热器35连接,并被设置在利用侧换热器35的热介质流路的入口侧。此外,与室内单元3对应地从纸面上侧开始以第2热介质流路切换装置33a、第2热介质流路切换装置33b、第2热介质流路切换装置33c、第2热介质流路切换装置33d的顺序进行了图示。另外,对于热介质流路的切换,不仅包含从一通向另一通的完全切换,还包含从一通向另一通的部分切换。

[0074] 4个热介质流量调整装置34(热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d)由能够控制开口面积的二通阀等构成,控制向配管5流动的热介质的流量。热介质流量调整装置34设置了与室内单元3的设置台数相应的个数(这里是4个)。热介质流量调整装置34的一通与利用侧换热器35连接,另一通与第1热介质流路切换装置32连接,并被设置在利用侧换热器35的热介质流路的出口侧。即,热介质流量调整装置34通过流入室内单元3的热介质的温度及流出的热介质的温度来调整流入室内单元3的热介质的量,能够将与室内负载相应的最佳的热介质量提供给室内单元3。

[0075] 此外,与室内单元3对应地从纸面上侧开始以热介质流量调整装置34a、热介质流量调整装置34b、热介质流量调整装置34c和热介质流量调整装置34d的顺序进行了图示。另外,也可以将热介质流量调整装置34设置在利用侧换热器35的热介质流路的入口侧。而且,也可以将热介质流量调整装置34设置在利用侧换热器35的热介质流路的入口侧即第2热介质流路切换装置33和利用侧换热器35之间。而且,在室内单元3中,在停止或温度传感器关闭等不需要负载的时候,通过使热介质流量调整装置34全闭,能够停止向室内单元3的热介质供给。

[0076] 此外,在第1热介质流路切换装置32或第2热介质流路切换装置33中,若使用附加了热介质流量调整装置34的功能的部件,也可以省略热介质流量调整装置34。

[0077] 另外,在中继单元2中设置有用于检测热介质间换热器25的出口侧的热介质的温度的温度传感器40(温度传感器40a、温度传感器40b)。由温度传感器40检测的信息(温度信息)被输送到综合控制空气调节装置100的工作的控制装置50,并被用于压缩机10的驱动频率、省略图示的风机的转速、第1制冷剂流路切换装置11的切换、泵31的驱动频率、第2制冷剂流路切换装置28的切换,热介质的流路的切换、室内单元3的热介质流量的调整等的控制。此外,例示了控制装置50与各单元独立地搭载的状态,但不限与此,也可以能够与室外单元1、室内单元3及中继单元2的至少1个或者各单元通信地搭载。

[0078] 另外,控制装置50由微机等构成,基于各种检测构件中的检测信息及来自遥控器的指示,控制压缩机10的驱动频率、风机的转速(包含ON/OFF)、第1制冷剂流路切换装置11的切换、泵31的驱动、节流装置26的开度、开闭装置的开闭、第2制冷剂流路切换装置28的切换、第1热介质流路切换装置32的切换、第2热介质流路切换装置33的切换及热介质流量调整装置34的驱动等、各驱动构件(泵31、第1热介质流路切换装置32、第2热介质流路切换装置33、节流装置26、第2制冷剂流路切换装置28等的驱动部件),并实施后述的各运转模式的执行及热介质流路向热介质蓄热槽的切换。

[0079] 导通热介质的配管5由与热介质间换热器25a连接的部件和与热介质间换热器25b连接的部分构成。配管5与和中继单元2连接的室内单元3的台数相应地分支(这里是各4分支)。而且,配管5被连接在第1热介质流路切换装置32及第2热介质流路切换装置33。通过控制第1热介质流路切换装置32及第2热介质流路切换装置33,决定使来自热介质间换热器25a的热介质流入利用侧换热器35还是使来自热介质间换热器25b的热介质流入利用侧换热器35。

[0080] 而且,在空气调节装置100中,利用制冷剂配管4连接压缩机10、第1制冷剂流路切换装置11、热源侧换热器12、开闭装置27、开闭装置29、第2制冷剂流路切换装置28、热介质间换热器25的制冷剂流路、节流装置26及存储器19来构成制冷剂循环回路A。另外,利用配

管5连接热介质间换热器25的热介质流路、泵31、第1热介质流路切换装置32、热介质流量调整装置34、利用侧换热器35及第2热介质流路切换装置33来构成热介质循环回路B。也就是说,多台利用侧换热器35分别与热介质间换热器25并联连接,将热介质循环回路B作为多个系统。

[0081] 因此,在空气调节装置100中,室外单元1和中继单元2经由设置在中继单元2中的热介质间换热器25a及热介质间换热器25b被连接,中继单元2和室内单元3也经由热介质间换热器25a及热介质间换热器25b被连接。即,在空气调节装置100中,利用热介质间换热器25a及热介质间换热器25b使在制冷剂循环回路A中循环的热源侧制冷剂和热介质循环回路B中循环的热介质热交换。通过使用这样的结构,空气调节装置100能够实现与室内负载相应的最佳的制冷运转或制热运转。

[0082] [运转模式]

[0083] 关于空气调节装置100执行的各运转模式进行说明。该空气调节装置100基于来自各室内单元3的指示,能够利用其室内单元3进行制冷运转或制热运转。也就是说,空气调节装置100能够利用全部室内单元3进行同一运转,并且能够分别利用室内单元3进行不同运转。

[0084] 在空气调节装置100执行的运转模式中,存在正在驱动的室内单元3全部执行制冷运转的全制冷运转模式、正在驱动的室内单元3全部执行制热运转的全制热运转模式、制冷制热混合运转模式中的制冷负载比制热负载大的制冷主体运转模式和制冷制热混合运转模式中的制热负载比制冷负载大的制热主体运转模式。以下,关于各运转模式,与热源侧制冷剂及热介质的流动一起进行说明。

[0085] [全制热运转模式]

[0086] 图3是表示空气调节装置100的全制热运转模式时的制冷剂的流动的制冷剂回路图。在该图3中,以利用侧换热器35a~利用侧换热器35d全部产生热能负载的情况为例对全制热运转模式进行说明。此外,在图3中,粗线所示的配管表示热源侧制冷剂流动的配管。另外,在图3中,用实线箭头表示热源侧制冷剂的流动方向,用虚线箭头表示热介质的流动方向。

[0087] 图3所示的全制热运转模式的情况下,在室外单元1中,将第1制冷剂流路切换装置11切换成使从压缩机10排出的热源侧制冷剂不经由热源侧换热器12地流入中继单元2。在中继单元2中,使泵31a及泵31b进行驱动,开放热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d,热介质分别在热介质间换热器25a及热介质间换热器25b与利用侧换热器35a~利用侧换热器35d之间循环。另外,第2制冷剂流路切换装置28a及第2制冷剂流路切换装置28b被切换到制热侧,开闭装置27成为关闭,开闭装置29成为打开。

[0088] 首先,关于制冷剂循环回路A中的热源侧制冷剂的流动进行说明。

[0089] 低温·低压的制冷剂被压缩机10压缩,成为高温·高压的气态制冷剂并排出。从压缩机10排出的高温·高压的气态制冷剂通过第1制冷剂流路切换装置11,在制冷剂用连接配管4a中导通,并通过止回阀13d,从室外单元1流出。从室外单元1流出的高温·高压的气态制冷剂通过制冷剂配管4流入中继单元2。流入中继单元2的高温·高压的气态制冷剂被分支并通过第2制冷剂流路切换装置28a及第2制冷剂流路切换装置28b,分别流入热介质间换热器25a及热介质间换热器25b。

[0090] 流入热介质间换热器25a及热介质间换热器25b的高温·高压的气态制冷剂向在热介质循环回路B中循环的热介质散热的同时冷凝液化,成为高压的液态制冷剂。从热介质间换热器25a及热介质间换热器25b流出的液态制冷剂在节流装置26a及节流装置26b中膨胀,成为低温·低压的二相制冷剂。这些二相制冷剂合流之后,通过开闭装置29,从中继单元2流出,通过制冷剂配管4再流入室外单元1。流入室外单元1的制冷剂在制冷剂用连接配管4b中导通,通过止回阀13b,并流入作为蒸发器发挥作用的热源侧换热器12。

[0091] 而且,流入热源侧换热器12的热源侧制冷剂在热源侧换热器12中从室外空间6的空气(以下称为外气)吸热,成为低温·低压的气态制冷剂。从热源侧换热器12流出的低温·低压的气态制冷剂经由第1制冷剂流路切换装置11及存储器19再被吸入压缩机10。

[0092] 此时,以作为将在热介质间换热器25和节流装置26之间流动的热源侧制冷剂的压力换算成饱和温度的值、与热介质间换热器25的出口侧的温度的差而得到的过冷(过冷度)成为恒定的方式控制节流装置26的开度。此外,能够测定热介质间换热器25的中间位置的温度的情况下,也可以代替地使用对该中间位置的温度进行了换算得到的饱和温度。该情况下,不用设置压力传感器,能够廉价地构成系统。

[0093] 以下,关于热介质循环回路B中的热介质的流动进行说明。

[0094] 在全制热运转模式下,利用热介质间换热器25a及热介质间换热器25b双方将热源侧制冷剂的热能传递到热介质,通过泵31a及泵31b使被加热的热介质在配管5内流动。被泵31a及泵31b加压并流出的热介质经由第2热介质流路切换装置33a~第2热介质流路切换装置33d流入利用侧换热器35a~利用侧换热器35d。而且,热介质在利用侧换热器35a~利用侧换热器35d中向室内空气散热,由此进行室内空间7的制热。

[0095] 然后,热介质从利用侧换热器35a~利用侧换热器35d流出并流入热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d。此时,通过热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d的作用,将热介质的流量控制成负担室内必要的空调负载所需的流量并流入利用侧换热器35a~利用侧换热器35d。从热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d流出的热介质通过第1热介质流路切换装置32a~第1热介质流路切换装置32d,流入热介质间换热器25a及热介质间换热器25b,并从制冷剂侧接受通过室内单元3向室内空间7供给的这部分热量,再被吸入泵31a及泵31b。

[0096] 此外,在利用侧换热器35的配管5内,热介质沿着从第2热介质流路切换装置33经由热介质流量调整装置34到达第1热介质流路切换装置32的方向流动。另外,通过将由温度传感器40a检测的温度或者由温度传感器40b检测的温度与从利用侧换热器35流出的热介质的温度之差保持为目标值地进行控制,能够负担室内空间7必要的空调负载。热介质间换热器25的出口温度可以使用温度传感器40a或温度传感器40b中的任意一方的温度,也可以使用它们的平均温度。

[0097] 此时,第1热介质流路切换装置32及第2热介质流路切换装置33被控制成中间开度或者与热介质间换热器25a及热介质间换热器25b的出口的热介质温度相应的开度,以确保向热介质间换热器25a及热介质间换热器25b双方流通的流路。另外,利用侧换热器35原本应以其入口和出口的温度差进行控制,但利用侧换热器35的入口侧的热介质温度是与由温度传感器40b检测的温度相同的温度,通过使用温度传感器40b,能够减少温度传感器的数量,廉价地构成系统。

[0098] 在执行全制热运转模式时,由于热介质不需要向无热负载的利用侧换热器35(包括温度传感器关闭)流动,所以通过热介质流量调整装置34关闭流路,热介质不向利用侧换热器35流动。在图3中,利用侧换热器35a~利用侧换热器35d全部存在热负载,从而有热介质流动,但变得没有热负载的情况下,使对应的热介质流量调整装置34全闭即可。而且,再次产生热负载的情况下,开放对应的热介质流量调整装置34,使热介质循环即可。对此,在以下说明的其他运转模式中也同样。

[0099] [全制冷运转模式]

[0100] 图4是表示空气调节装置100的全制冷运转模式时的制冷剂的流动的制冷剂回路图。在该图4中,以利用侧换热器35a~利用侧换热器35d全部产生冷能负载的情况为例对全制冷运转模式进行说明。此外,在图4中,粗线所示的配管表示热源侧制冷剂流动的配管。另外,在图4中,用实线箭头表示热源侧制冷剂的流动方向,用虚线箭头表示热介质的流动方向。

[0101] 图4所示的全制冷运转模式的情况下,在室外单元1中,将第1制冷剂流路切换装置11切换成使从压缩机10排出的热源侧制冷剂流入热源侧换热器12。

[0102] 在中继单元2中,使泵31a及泵31b进行驱动,开放热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d,热介质在热介质间换热器25a及热介质间换热器25b分别与利用侧换热器35a~利用侧换热器35d之间循环。另外,第2制冷剂流路切换装置28a及第2制冷剂流路切换装置28b被切换到制冷侧,开闭装置27打开,开闭装置29关闭。

[0103] 首先,关于制冷剂循环回路A中的热源侧制冷剂的流动进行说明。

[0104] 低温·低压的制冷剂被压缩机10压缩,成为高温·高压的气态制冷剂并排出。从压缩机10排出的高温·高压的气态制冷剂经由第1制冷剂流路切换装置11通过热源侧换热器12,与外气进行热交换,成为高温高压的液态或二相制冷剂,通过了止回阀13a之后,在制冷剂用连接配管4a中导通,并从室外单元1流出。从室外单元1流出的高温·高压的液态或二相制冷剂通过制冷剂配管4流入中继单元2。

[0105] 流入中继单元2的高温·高压的液态或二相制冷剂通过开闭装置27之后,被分支并在节流装置26a及节流装置26b中膨胀,成为低温·低压的二相制冷剂。这些二相制冷剂从在热介质循环回路B中循环的热介质吸热的同时蒸发气化,成为低温的气态制冷剂。从热介质间换热器25a及热介质间换热器25b流出的气态制冷剂通过第2制冷剂流路切换装置28a及第2制冷剂流路切换装置28b并从中继单元2流出,在制冷剂配管4中导通,并通过止回阀13c经由第1制冷剂流路切换装置11及存储器19再被吸入压缩机10。

[0106] 此时,以作为将在热介质间换热器25和节流装置26之间流动的热源侧制冷剂的压力换算成饱和温度的值、与热介质间换热器25的出口侧的温度的差而得到的过热(过热度)成为恒定的方式,控制节流装置26的开度。此外,能够测定热介质间换热器25的中间位置的温度的情况下,也可以代替地使用对其中间位置的温度进行了换算的饱和温度。该情况下,不用设置压力传感器,能够廉价地构成系统。

[0107] 以下,关于热介质循环回路B中的热介质的流动进行说明。

[0108] 在全制冷运转模式下,利用热介质间换热器25a及热介质间换热器25b双方将热源侧制冷剂的冷能传递到热介质,被冷却的热介质被泵31a及泵31b加压并流出,经由第2热介质流路切换装置33a~第2热介质流路切换装置33d,流入利用侧换热器35a~利用侧换热器

35d。而且,热介质在利用侧换热器35a~利用侧换热器35d中从室内空气吸热,由此进行室内空间7的制冷。

[0109] 然后,热介质从利用侧换热器35a~利用侧换热器35d流出并流入热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d。此时,通过热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d的作用,将热介质的流量控制成负担室内必要的空调负载所需的流量并流入利用侧换热器35a~利用侧换热器35d。从热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d流出的热介质通过第1热介质流路切换装置32a~第1热介质流路切换装置32d,流入热介质间换热器25a及热介质间换热器25b,并将通过室内单元3从室内空间7吸热这部分的热量向制冷剂侧输送,再被吸入泵31a及泵31b。

[0110] 此外,在利用侧换热器35的配管5内,热介质沿着从第2热介质流路切换装置33经由热介质流量调整装置34到达第1热介质流路切换装置32的方向流动。另外,将由温度传感器40a检测的温度或由温度传感器40b检测的温度与从利用侧换热器35流出的热介质的温度之差保持在目标值地进行控制,由此能够负担室内空间7必要的空调负载。热介质间换热器25的出口温度也可以使用温度传感器40a或温度传感器40b中的任意一方的温度,也可以使用它们的平均温度。

[0111] 此时,第1热介质流路切换装置32及第2热介质流路切换装置33被控制成中间开度或者与热介质间换热器25a及热介质间换热器25b的出口的热介质温度相应的开度,以确保向热介质间换热器25a及热介质间换热器25b双方流通的流路。另外,利用侧换热器35原本应以其入口和出口的温度差进行控制,但利用侧换热器35的入口侧的热介质温度是与由温度传感器40b检测的温度几乎相同的温度,通过使用温度传感器40b,能够减少温度传感器的数量,能够廉价地构成系统。

[0112] [制冷制热混合运转模式]

[0113] 图5是表示空气调节装置100的制冷制热混合运转模式时的制冷剂的流动的制冷剂回路图。在该图5中,关于利用侧换热器35中的任意一方产生热能负载、利用侧换热器35中的剩余部分产生冷能负载的情况即制冷制热混合运转中的制热主体运转模式进行说明。此外,在图5中,粗线所示的配管表示热源侧制冷剂循环的配管。另外,在图5中,用实线箭头表示热源侧制冷剂的流动方向,用虚线箭头表示热介质的流动方向。

[0114] 图5所示的制热主体运转模式的情况下,在室外单元1中,将第1制冷剂流路切换装置11切换成使从压缩机10排出的热源侧制冷剂部经由热源侧换热器12地流入中继单元2。在中继单元2中,使泵31a及泵31b进行驱动,开放热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d,热介质分别在热介质间换热器25a和产生冷能负载的利用侧换热器35之间、以及热介质间换热器25b和产生热能负载的利用侧换热器35之间循环。另外,第2制冷剂流路切换装置28a被切换到制冷侧,第2制冷剂流路切换装置28b被切换到制热侧,节流装置26a成为全开,开闭装置27关闭,开闭装置29关闭。

[0115] 首先,关于制冷剂循环回路A中的热源侧制冷剂的流动进行说明。

[0116] 低温·低压的制冷剂被压缩机10压缩,成为高温·高压的气态制冷剂并排出。从压缩机10排出的高温·高压的气态制冷剂通过第1制冷剂流路切换装置11,并在制冷剂用连接配管4a中导通,通过止回阀13d,从室外单元1流出。从室外单元1流出的高温·高压的气态制冷剂通过制冷剂配管4流入中继单元2。流入中继单元2的高温·高压的气态制冷剂

通过第2制冷剂流路切换装置28b流入作为冷凝器发挥作用的热介质间换热器25b。

[0117] 流入热介质间换热器25b的气态制冷剂向在热介质循环回路B中循环的热介质散热的同时冷凝液化,成为液态制冷剂。从热介质间换热器25b流出的液态制冷剂在节流装置26b中膨胀成为低压二相制冷剂。该低压二相制冷剂经由节流装置26a流入作为蒸发器发挥作用的热介质间换热器25a。流入热介质间换热器25a的低压二相制冷剂从在热介质循环回路B中循环的热介质吸热而蒸发,对热介质进行冷却。该低压二相制冷剂从热介质间换热器25a流出,经由第2制冷剂流路切换装置28a从中继单元2流出,通过制冷剂配管4再流入室外单元1。

[0118] 流入室外单元1的低温·低压的二相制冷剂通过止回阀13b,流入作为蒸发器发挥作用的热源侧换热器12。而且,流入热源侧换热器12的制冷剂在热源侧换热器12中从外气吸热,成为低温·低压的气态制冷剂。从热源侧换热器12流出的低温·低压的气态制冷剂经由第1制冷剂流路切换装置11及存储器19再被吸入压缩机10。

[0119] 此外,以热介质间换热器25b的出口制冷剂的过冷(过冷却度)成为目标值的方式控制节流装置26b的开度。此外,也可以使节流装置26b全开,利用节流装置26a控制过冷。

[0120] 以下,关于热介质循环回路B中的热介质的流动进行说明。

[0121] 在制热主体运转模式下,在热介质间换热器25b中,热源侧制冷剂的热能传递到热介质,被加热的热介质通过泵31b在配管5内流动。另外,在制热主体运转模式下,在热介质间换热器25a中,热源侧制冷剂的冷能传递到热介质,被冷却的热介质通过泵31a在配管5内流动。被泵31a加压并流出的被冷却的热介质经由第2热介质流路切换装置33流入产生冷能负载的利用侧换热器35,被泵31b加压并流出的热介质经由第2热介质流路切换装置33流入产生热能负载的利用侧换热器35。

[0122] 此时,第2热介质流路切换装置33是在所连接的室内单元3为制热运转模式时,被切换到连接有热介质间换热器25b及泵31b的方向,在所连接的室内单元3为制冷运转模式时,被切换到连接有热介质间换热器25a及泵31a的方向。即,通过第2热介质流路切换装置33,能够将向室内单元3供给的热介质切换到制热用或制冷用。

[0123] 在利用侧换热器35中,进行由热介质从室内空气吸热来实施的室内空间7的制冷运转、或者由热介质向室内空气散热来实施的室内空间7的制热运转。此时,根据热介质流量调整装置34的作用,热介质的流量被控制成负担室内必要的空调负载所需的流量并流入利用侧换热器35。

[0124] 被用于制冷运转并通过利用侧换热器35而温度稍上升了的热介质通过热介质流量调整装置34及第1热介质流路切换装置32,流入热介质间换热器25a,再被吸入泵31a。被用于制热运转并通过利用侧换热器35而温度稍降低了的热介质通过热介质流量调整装置34及第1热介质流路切换装置32,流入热介质间换热器25b,再被吸入泵31a。此时,第1热介质流路切换装置32是在所连接的室内单元3为制热运转模式时,被切换到连接有热介质间换热器25b及泵31b的方向,在所连接的室内单元3为制冷运转模式时,被切换到连接有热介质间换热器25a及泵31a的方向。

[0125] 期间,加热的热介质和冷却的热介质根据第1热介质流路切换装置32及第2热介质流路切换装置33的作用,不混合地分别被导入存在热能负载、冷能负载的利用侧换热器35。由此,使被用于制热运转模式的热介质作为制热用途流入由制冷剂提供热量的热介质间换

热器25b,使被用于制冷运转模式的热介质作为制冷用途流入制冷剂接受热量的热介质间换热器25a,再次分别与制冷剂进行了热交换之后,向泵31a及泵31b输送。

[0126] 此外,在利用侧换热器35的配管5内,在制热侧和制冷侧,热介质都沿着从第2热介质流路切换装置33经由热介质流量调整装置34至第1热介质流路切换装置32的方向流动。另外,在制热侧,将由温度传感器40b检测的温度与从利用侧换热器35流出的热介质的温度之差,在制冷侧,将从利用侧换热器35流出的热介质的温度与由温度传感器40a检测的温度之差确保为目标值来进行控制,由此能够负担室内空间7必要的空调负载。

[0127] 另外,在图5的空气调节装置100中的制冷制热混合运转模式时,在利用侧换热器35中的任意一方产生冷能负载、而利用侧换热器35中的剩余部分产生热能负载的情况即混合运转中的制冷主体运转模式下,制冷剂循环回路A中的热源侧制冷剂的流动及热介质循环回路B中的热介质的流动变得与制热主体运转模式相同。

[0128] [泵旋转运转控制1(制热主体侧泵运转,全制冷运转模式)]

[0129] 图6是表示空气调节装置100的全制冷运转模式时的泵31a不工作时的制冷剂的流动及热介质的流动的制冷剂回路图。在该图6中,关于全制冷运转模式时的泵旋转运转控制1进行说明。此外,在图6中,粗线所示的配管表示供热源侧制冷剂循环的配管。另外,在图6中,实线箭头表示热源侧制冷的流动方向,虚线箭头表示热介质的流动方向。

[0130] 图6所示的泵旋转运转控制1的情况下,在室外单元1中,第1制冷剂流路切换装置11切换成使从压缩机10排出的热源侧制冷剂流入热源侧换热器12。即,在空气调节装置100中,在全制冷运转模式时,制热主体侧即泵31a不工作的情况下,实施室外单元1的工作与在先说明的通常的全制冷运转模式工作相同的运转。

[0131] 在中继单元2中,使制热主体侧的泵31a停止,使与泵31a独立的制冷主体侧即泵31b驱动,开放热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d,热介质在热介质间换热器25b和利用侧换热器35a~利用侧换热器35d之间循环。此时,在热介质间换热器25a中,由于泵31a停止,所以热介质不能在与利用侧换热器35a~利用侧换热器35d之间循环。由此,在热介质间换热器25a中,不需要进行制冷剂和热介质之间的热交换,第2制冷剂流路切换装置28b被切换到制冷侧。另一方面,第2制冷剂流路切换装置28a被切换到制热侧。另外,开闭装置27打开,开闭装置29关闭。

[0132] 首先,关于制冷剂循环回路A中的热源侧制冷剂的流动进行说明。

[0133] 低温·低压的制冷剂被压缩机10压缩,成为高温·高压的气态制冷剂并排出。从压缩机10排出的高温·高压的气态制冷剂通过第1制冷剂流路切换装置11,并通过热源侧换热器12,进行与外气的热交换,成为高温高压的液态或二相制冷剂,通过了止回阀13a之后,在制冷剂用连接配管4a中导通,从室外单元1流出。从室外单元1流出的高温·高压的液态或二相制冷剂通过制冷剂配管4流入中继单元2。

[0134] 流入中继单元2的高温·高压的液态或二相制冷剂通过了开闭装置27之后,在节流装置26b中膨胀,成为低温·低压的二相制冷剂。此外,此时,节流装置26a关闭,制冷剂不通过。该二相制冷剂从在热介质循环回路B中循环的热介质吸热的同时蒸发气化,成为低温的气态制冷剂。从热介质间换热器25b流出的气态制冷剂通过第2制冷剂流路切换装置28b从中继单元2流出,通过制冷剂用连接配管4b,并通过止回阀13c经由第1制冷剂流路切换装置11及存储器19再被吸入压缩机10。

[0135] 此时,以对于在热介质间换热器25b和节流装置26b之间流动的热源侧制冷剂的压力进行了饱和温度换算得到的值、与热介质间换热器25b的出口侧的温度之差即过热(过热度)成为恒定的方式控制节流装置26b的开度。此外,能够测定热介质间换热器25b的中间位置的温度的情况下,也可以代替使用对于其中间位置处的温度进行了换算的饱和温度。该情况下,不用设置压力传感器,能够廉价地构成系统。

[0136] 以下,关于热介质循环回路B中的热介质的流动进行说明。

[0137] 在泵31a停止时的全制冷运转模式下,仅在热介质间换热器25b中,热介质的热能传递到热源侧制冷剂,被冷却的热介质被泵31b加压并流出,经由第2热介质流路切换装置33a~第2热介质流路切换装置33d,流入利用侧换热器35a~利用侧换热器35d。而且,热介质在利用侧换热器35a~利用侧换热器35d中从室内空气吸热,由此进行室内空间7的制冷。

[0138] 由此,热介质从利用侧换热器35a~利用侧换热器35d流出并流入热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d。此时,根据热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d的作用,被控制成负担热介质的流量他室内必要的空调负载所需的流量并流入利用侧换热器35a~利用侧换热器35d。从热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d流出的热介质通过第1热介质流路切换装置32a~第1热介质流路切换装置32d,流入热介质间换热器25b,将通过室内单元3从室内空间7吸热的量的热量向制冷剂侧转移,再被吸入泵31b。

[0139] 此外,在利用侧换热器35的配管5内,热介质沿着从第2热介质流路切换装置33经由热介质流量调整装置34至第1热介质流路切换装置32的方向流动。另外,以将由温度传感器40b检测的温度和从利用侧换热器35流出的热介质的温度之差确保为目标值的方式进行控制,由此能够负担室内空间7必要的空调负载。

[0140] 此时,对于第1热介质流路切换装置32及第2热介质流路切换装置33,泵31a不工作,由此,不流入热介质间换热器25a,以确保流入热介质间换热器25b的热介质的流路的方式,向热介质间换热器25b这一侧调整开度,或者,被控制成与热介质间换热器25b的出口的热介质温度相应的开度。另外,利用侧换热器35原本应根据其入口和出口的温度差进行控制,但利用侧换热器35的入口侧的热介质温度是与由温度传感器40b检测的温度几乎相同的温度,通过使用温度传感器40b,能够减少温度传感器的数量,能够廉价地构成系统。

[0141] [泵旋转运转控制2(制冷主体侧泵运转,全制冷运转模式)]

[0142] 图7是表示空气调节装置100的全制冷运转模式时的泵31b不工作时的制冷剂的流动及热介质的流动的制冷剂回路图。在该图7中,关于全制冷运转模式时的泵旋转运转控制2进行说明。此外,在图7中,粗线所示的配管表示供热源侧制冷剂循环的配管。另外,在图7中,实线箭头表示热源侧制冷的流动方向,虚线箭头表示热介质的流动方向。

[0143] 图7所示的泵旋转运转控制2的情况下,在室外单元1中,将第1制冷剂流路切换装置11切换成使从压缩机10排出的热源侧制冷剂流入热源侧换热器12。即,在空气调节装置100中,在全制冷运转模式时,制冷主体侧即泵31b不工作的情况下,实施室外单元1的工作与在先说明的通常的全制冷运转工作相同的运转。

[0144] 在中继单元2中,使制冷主体侧的泵31b停止,使与泵31b独立的制热运转侧即泵31a驱动,开放热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d,热介质在热介质间换热器25a和利用侧换热器35a~利用侧换热器35d之间循环。此时,在热介质间换热器25b中,由

于泵31b停止,所以热介质不能在与利用侧换热器35a~利用侧换热器35d之间循环。由此,在热介质间换热器25b中,不需要进行制冷剂和热介质之间的热交换,第2制冷剂流路切换装置28b被切换到制热侧。另一方面,第2制冷剂流路切换装置28a被切换到制冷侧。另外,开闭装置27打开,开闭装置29关闭。

[0145] 首先,关于制冷剂循环回路A中的热源侧制冷剂的流动进行说明。

[0146] 低温·低压的制冷剂被压缩机10压缩,成为高温·高压的气态制冷剂并排出。从压缩机10排出的高温·高压的气态制冷剂通过第1制冷剂流路切换装置11,并通过热源侧换热器12,进行与外气的热交换,成为高温高压的液态或二相制冷剂,通过了止回阀13a之后,在制冷剂用连接配管4a中导通,从室外单元1流出。从室外单元1流出的高温·高压的液态或二相制冷剂通过制冷剂配管4流入中继单元2。

[0147] 流入中继单元2的高温·高压的液态或二相制冷剂通过了开闭装置27之后,在节流装置26a中膨胀,成为低温·低压的二相制冷剂。此外,此时,节流装置26b关闭,制冷剂不通过。该二相制冷剂从在热介质循环回路B中循环的热介质吸热的同时蒸发气化,成为低温的气态制冷剂。从热介质间换热器25a流出的气态制冷剂通过第2制冷剂流路切换装置28a从中继单元2流出,并通过制冷剂用连接配管4b,通过止回阀13c经由第1制冷剂流路切换装置11及存储器19再被吸入压缩机10。

[0148] 此时,以将在热介质间换热器25a和节流装置26a之间流动的热源侧制冷剂的压力进行了饱和温度换算得到的值、与热介质间换热器25a的出口侧的温度之差得到的过热(过热度)成为恒定的方式,控制节流装置26a的开度。此外,在能够测定热介质间换热器25a的中间位置的温度的情况下,也可以代替地使用对其中间位置的温度进行了换算的饱和温度。该情况下,不用设置压力传感器,能够廉价地构成系统。

[0149] 以下,关于热介质循环回路B中的热介质的流动进行说明。

[0150] 在泵31b停止时的全制冷运转模式下,仅在热介质间换热器25a中,热介质的热向热源侧制冷剂传递,被冷却的热介质被泵31a加压并流出,经由第2热介质流路切换装置33a~第2热介质流路切换装置33d,流入利用侧换热器35a~利用侧换热器35d。而且,热介质在利用侧换热器35a~利用侧换热器35d中从室内空气吸热,由此进行室内空间7的制冷。

[0151] 由此,热介质从利用侧换热器35a~利用侧换热器35d流出并流入热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d。此时,根据热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d的作用,被控制成负担热介质的流量他室内必要的空调负载所需的流量并流入利用侧换热器35a~利用侧换热器35d。从热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d流出的热介质通过第1热介质流路切换装置32a~第1热介质流路切换装置32d,流入热介质间换热器25a,并将通过室内单元3从室内空间7吸热的量的热量向制冷剂侧转移,再被吸入泵31a。

[0152] 此外,在利用侧换热器35的配管5内,热介质沿着从第2热介质流路切换装置33经由热介质流量调整装置34至第1热介质流路切换装置32的方向流动。另外,以将由温度传感器40a检测的温度和从利用侧换热器35流出的热介质的温度之差确保成目标值的方式进行控制,由此能够负担室内空间7必要的空调负载。

[0153] 此时,对于第1热介质流路切换装置32及第2热介质流路切换装置33,泵31b不工作,由此不流入热介质间换热器25b,以确保流入热介质间换热器25a的热介质的流路的方向。

式,向热介质间换热器25a这一侧调整开度,或者,控制成与热介质间换热器25a的出口的热介质温度相应的开度。另外,利用侧换热器35原本应根据其入口和出口的温度差进行控制,但利用侧换热器35的入口侧的热介质温度使与由温度传感器40a检测的温度大致相同的温度,通过使用温度传感器40a,能够减少温度传感器的数量,能够廉价地构成系统。

[0154] [泵旋转运转控制3(制热主体侧泵运转,全制热运转模式)]

[0155] 图8是表示空气调节装置100的全制热运转模式时的泵31a不工作时的制冷剂的流动及热介质的流动的制冷剂回路图。在该图8中,关于全制热运转模式时的泵旋转运转控制3进行说明。此外,在图8中,粗线所示的配管表示供热源侧制冷剂循环的配管。另外,在图8中,实线箭头表示热源侧制冷的流动方向,虚线箭头表示热介质的流动方向。

[0156] 图8所示的泵旋转运转控制3的情况下,在室外单元1中,将第1制冷剂流路切换装置11切换成使从压缩机10排出的热源侧制冷剂不经由热源侧换热器12地流入中继单元2。即,在空气调节装置100中,在全制热运转模式时,制热主体侧即泵31a不工作的情况下,实施室外单元1的工作与在先说明的通常的全制热运转模式工作相同的运转。

[0157] 在中继单元2中,使制热主体侧的泵31a停止,使与泵31a独立的制冷主体侧即泵31b驱动,开放热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d,热介质在热介质间换热器25b和利用侧换热器35a~利用侧换热器35d之间循环。此时,在热介质间换热器25a中,由于泵31a停止,所以热介质不能在与利用侧换热器35a~利用侧换热器35d之间循环。由此,在热介质间换热器25a中,不需要进行制冷剂和热介质之间的热交换,第2制冷剂流路切换装置28b被切换到制热侧,另一方面,第2制冷剂流路切换装置28a被切换到制冷侧。另外,开闭装置27关闭,开闭装置29打开。

[0158] 首先,关于制冷剂循环回路A中的热源侧制冷剂的流动进行说明。

[0159] 低温·低压的制冷剂被压缩机10压缩,成为高温·高压的气态制冷剂并排出。从压缩机10排出的高温·高压的气态制冷剂通过第1制冷剂流路切换装置11,在制冷剂用连接配管4a中导通,通过止回阀13d,从室外单元1流出。从室外单元1流出的高温·高压的气态制冷剂通过制冷剂配管4流入中继单元2。流入中继单元2的高温·高压的气态制冷剂通过第2制冷剂流路切换装置28b流入热介质间换热器25b。此外,此时,由于泵31a不工作,所以流入热介质间换热器25a,没有循环的热介质。由此,流入中继单元2的气态制冷剂向热介质间换热器25a内流入,没有进行热交换。

[0160] 流入热介质间换热器25b的高温·高压的气态制冷剂向在热介质循环回路B中循环的热介质散热的同时冷凝液化,成为高压的液态制冷剂。从热介质间换热器25b流出的液态制冷剂在节流装置26b中膨胀,成为低温·低压的二相制冷剂。该二相制冷剂通过开闭装置29,从中继单元2流出,通过制冷剂配管4再流入室外单元1。流入室外单元1的制冷剂在制冷剂用连接配管4b中导通,通过止回阀13b,流入作为蒸发器发挥作用的热源侧换热器12。此时,节流装置26a为不使制冷剂流入热介质间换热器25a而关闭。

[0161] 而且,流入热源侧换热器12的热源侧制冷剂在热源侧换热器12中从室外空间6的外气吸热,成为低温·低压的气态制冷剂。从热源侧换热器12流出的低温·低压的气态制冷剂经由第1制冷剂流路切换装置11及存储器19再被吸入压缩机10。

[0162] 此时,以将在热介质间换热器25b和节流装置26b之间流动的热源侧制冷剂的压力换算成饱和温度得到的值、与热介质间换热器25的出口侧的温度之差得到的过冷(过冷却

度)成为恒定的方式,控制节流装置26b的开度。此外,能够测定热介质间换热器25b的中间位置的温度的情况下,也可以代替地使用对其中间位置的温度进行了换算的饱和温度。该情况下,不用设置压力传感器,能够廉价地构成系统。

[0163] 以下,关于热介质循环回路B中的热介质的流动进行说明。

[0164] 在泵31a停止时的全制热运转模式下,仅在热介质间换热器25b中,热源侧制冷剂的热能传递到热介质,被加热的热介质通过泵31b在配管5内流动。被泵31b加压并流出的热介质经由第2热介质流路切换装置33a~第2热介质流路切换装置33d,流入利用侧换热器35a~利用侧换热器35d。而且,热介质在利用侧换热器35a~利用侧换热器35d中向室内空气散热,由此进行室内空间7的制热。

[0165] 由此,热介质从利用侧换热器35a~利用侧换热器35d流出并流入热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d。此时,根据热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d的作用,热介质的流量被控制成负担室内必要的空调负载所需的流量并流入利用侧换热器35a~利用侧换热器35d。从热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d流出的热介质通过第1热介质流路切换装置32a~第1热介质流路切换装置32d,流入热介质间换热器25b,从制冷剂侧接受通过室内单元3向室内空间7供给的量的热量,再被吸入泵31b。

[0166] 此外,在利用侧换热器35的配管5内,热介质沿着从第2热介质流路切换装置33经由热介质流量调整装置34至第1热介质流路切换装置32的方向流动。另外,以将由温度传感器40b检测的温度和从利用侧换热器35流出的热介质的温度之差确保为目标值的方式进行控制,由此能够负担室内空间7必要的空调负载。

[0167] 此时,第1热介质流路切换装置32及第2热介质流路切换装置33被控制成能够确保流向热介质间换热器25b的流路的开度或者与热介质间换热器25b的出口的热介质温度相应的开度。另外,利用侧换热器35原本应根据其入口和出口的温度差进行控制,但利用侧换热器35的入口侧的热介质温度使与由温度传感器40b检测的温度几乎相同的温度,通过使用温度传感器40b,能够减少温度传感器的数量,能够廉价地构成系统。

[0168] [泵旋转运转控制4(制冷主体侧泵运转,全制热运转模式)]

[0169] 图9是表示在空气调节装置100的全制热运转模式时的泵31b不工作时的制冷剂的流动及热介质的流动的制冷剂回路图。在该图9中,关于全制热运转模式时的泵旋转运转控制4进行说明。此外,在图9中,粗线所示的配管表示供热源侧制冷剂循环的配管。另外,在图9中,实线箭头表示热源侧制冷的流动方向,虚线箭头表示热介质的流动方向。

[0170] 图9所示的泵旋转运转控制4的情况下,在室外单元1中,将第1制冷剂流路切换装置11切换成使从压缩机10排出的热源侧制冷剂不经由热源侧换热器12地流入中继单元2。即,在空气调节装置100中,在全制热运转模式时,制冷主体侧即泵31b不工作的情况下,实施室外单元1的工作与在先说明的通常的全制热运转模式工作相同的运转。

[0171] 在中继单元2中,使制冷主体侧的泵31b停止,使与泵31b独立的制热主体侧即泵31a驱动,开放热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d,热介质在热介质间换热器25a和利用侧换热器35a~利用侧换热器35d之间循环。此时,在热介质间换热器25b中,由于泵31b停止,所以热介质不能在与利用侧换热器35a~利用侧换热器35d之间循环。由此,在热介质间换热器25b中,不需要进行制冷剂和热介质之间的热交换,第2制冷剂流路切换装置28a被切换到制热侧。另一方面,第2制冷剂流路切换装置28b被切换到制冷侧。另外,开

闭装置27关闭,开闭装置29打开。

[0172] 首先,关于制冷剂循环回路A中的热源侧制冷剂的流动进行说明。

[0173] 低温·低压的制冷剂被压缩机10压缩,成为高温·高压的气态制冷剂并排出。从压缩机10排出的高温·高压的气态制冷剂通过第1制冷剂流路切换装置11,在制冷剂用连接配管4a中导通,通过止回阀13d,从室外单元1流出。从室外单元1流出的高温·高压的气态制冷剂通过制冷剂配管4流入中继单元2。流入中继单元2的高温·高压的气态制冷剂通过第2制冷剂流路切换装置28a,流入热介质间换热器25a。此外,此时,由于泵31b不工作,所以流入热介质间换热器25b,没有循环的热介质。由此,流入中继单元2的气态制冷剂流入热介质间换热器25b内,没有进行热交换。

[0174] 流入热介质间换热器25a的高温·高压的气态制冷剂向在热介质循环回路B中循环的热介质散热的同时冷凝液化,成为高压的液态制冷剂。从热介质间换热器25a流出的液态制冷剂在节流装置26a中膨胀,成为低温·低压的二相制冷剂。该二相制冷剂通过开闭装置29,从中继单元2流出,通过制冷剂配管4再流入室外单元1。流入室外单元1的制冷剂在制冷剂用连接配管4b中导通,通过止回阀13b,流入作为蒸发器发挥作用的热源侧换热器12。此时,节流装置26b为不使制冷剂流入热介质间换热器25b而关闭。

[0175] 而且,流入热源侧换热器12的热源侧制冷剂在热源侧换热器12中从室外空间6的外气吸热,成为低温·低压的气态制冷剂。从热源侧换热器12流出的低温·低压的气态制冷剂经由第1制冷剂流路切换装置11及存储器19再被吸入压缩机10。

[0176] 此时,以将在热介质间换热器25a和节流装置26a之间流动的热源侧制冷剂的压力换算成饱和温度得到的值、与热介质间换热器25的出口侧的温度之差得到的过冷(过冷却度)成为恒定的方式,控制节流装置26a的开度。此外,能够测定热介质间换热器25a的中间位置的温度的情况下,也可以代替地使用对其中间位置的温度进行了换算的饱和温度。该情况下,不用设置压力传感器,能够廉价地构成系统。

[0177] 以下,关于热介质循环回路B中的热介质的流动进行说明。

[0178] 在泵31b停止时的全制热运转模式下,仅在热介质间换热器25a中,热源侧制冷剂的热能传递到热介质,被加热的热介质通过泵31a在配管5内流动。被泵31a加压并流出的热介质经由第2热介质流路切换装置33a~第2热介质流路切换装置33d,流入利用侧换热器35a~利用侧换热器35d。而且,热介质在利用侧换热器35a~利用侧换热器35d中向室内空气散热,由此进行室内空间7的制热。

[0179] 由此,热介质从利用侧换热器35a~利用侧换热器35d流出并流入热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d。此时,根据热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d的作用,热介质的流量被控制成负担室内必要的空调负载所需的流量并流入利用侧换热器35a~利用侧换热器35d。从热介质流量调整装置34a~热介质流量调整装置34d流出的热介质通过第1热介质流路切换装置32a~第1热介质流路切换装置32d,流入热介质间换热器25a,从制冷剂侧接受通过室内单元3向室内空间7供给的量的热量,再被吸入泵31a。

[0180] 此外,在利用侧换热器35的配管5内,热介质沿着从第2热介质流路切换装置33经由热介质流量调整装置34至第1热介质流路切换装置32的方向流动。另外,以将由温度传感器40a检测的温度和从利用侧换热器35流出的热介质的温度之差确保为目标值的方式进行控制,由此能够负担室内空间7必要的空调负载。

[0181] 此时,第1热介质流路切换装置32及第2热介质流路切换装置33被控制成能够确保流向热介质间换热器25a的流路的开度或者与热介质间换热器25a的出口的热介质温度相应的开度。另外,利用侧换热器35原本应根据其入口和出口的温度差进行控制,但利用侧换热器35的入口侧的热介质温度是与由温度传感器40a检测的温度大致相同的温度,通过使用温度传感器40a,能够减少温度传感器的数量,能够廉价地构成系统。

[0182] 以上,在空气调节装置100中,所连接的室内单元3中的制冷负载或制热负载小的情况下,在全制冷运转模式、全制热运转模式中,使多个泵31中的一部分停止,能够持续进行制冷运转或制热运转。此外,在以下的说明中,有时将所连接的室内单元3称为连接室内单元3。

[0183] 在热介质循环回路B内,为实现制冷运转、制热运转,在用于连接中继单元2和连接室内单元3的配管5、或者中继单元2自身、连接室内单元3自身中,所使用的配管的素材有时为铜。由此,为输送热介质,通过泵31输出过大的流量时,在管内流动的热介质的流速增加(一般来说为2[m/S]以上),可能在配管内引起孔蚀。尤其,在空气调节装置100中,连接室内单元3的运转容量非常小的情况下,使泵31a、泵31b双方运转时,对于两泵,无论最低输出值,都可能以过大的流量输送热介质。

[0184] 为避免因热介质的流速导致的孔蚀,在空气调节装置100中,实施图6~图9说明的泵旋转运转控制1~4中的任意一个的运转模式。

[0185] 而且,通过进行使用了多台泵31中的1台的运转模式,与进行使用多台泵31的运转控制相比,驱动动力更少。

[0186] 这里,关于实施空气调节装置100的泵旋转运转控制1~4中的任意一个的运转模式时的泵31的运转台数的切换处理的流程进行说明。图10是表示空气调节装置100的泵旋转运转控制1、2时的泵31的运转台数的切换处理的流程的流程图。图11是表示空气调节装置100的泵旋转运转控制3、4时的泵31的运转台数的切换处理的流程的流程图。图12是表示空气调节装置100中的各运转模式下的连接室内单元3的负载小的情况下,1台泵31停止时的制冷剂循环回路A及热介质循环回路B的工作的表。图13是连接室内单元3的负载小的情况下,对于使用2台泵31使流量降低时的驱动动力的变化和使用1台泵31使流量降低时的驱动动力的变化进行比较的图线。

[0187] 基于图10~图12,关于全制冷运转模式、全制热运转模式下的与伴随泵31台数的变化流入热介质间换热器25的热源侧制冷剂相关的制冷剂循环回路A的驱动部件的工作定时及热介质循环回路B的驱动部件的工作进行具体说明。此外,图12所示的(1)~(8)与图10及图11所示的(1)~(8)对应。另外,在图13中,横轴表示连接室内单元3中的必要负载,纵轴表示此时能够满足负载的热介质流量下的泵31的总输入值。

[0188] [全制冷运转模式时的泵31的运转切换]

[0189] 基于图10、图12及图13,关于全制冷运转模式时的泵31的运转台数的切换处理进行说明。此外,以下说明的连接室内单元3的容量与该连接室内单元3中收容的利用侧换热器35的容量同义。

[0190] 在全制冷运转模式时,控制装置50判定连接室内单元3中的实施制冷运转的连接室内单元3的总容量(实施制冷运转的连接室内单元3的负载相对于全连接室内单元3的比例)是否是在热介质循环回路B中能够输送的热容量的下限容量以下(S1)。判定为连接室内

单元3的总容量是在热介质循环回路B中能够输送的热容量的下限容量以下时(S1;是),控制装置50使运转的泵31的台数减少(S2;是~S5)。另一方面,判定为连接室内单元3的总容量比在热介质循环回路B中能够输送的热容量的下限容量大时(S1;否),控制装置50使运转的泵31的台数增加(S6;否~S9)。

[0191] 在S2中,控制装置50判定泵31是否多台运转。判定为多台泵31运转的情况下(S2;是),控制装置50为实施泵旋转运转控制1、2,判定泵31的运转优先度(S3)。泵31的运转优先度例如根据泵31的总驱动时间的长短来决定即可。由此,能够使总驱动时间长的一方的泵31停止,并能够实现所有泵31的总驱动时间的均一化。

[0192] 在S3中,判定为泵31b的优先度比泵31a高的情况下(S3;泵31b),控制装置50执行工作序号(1)(S4)。在工作序号(1)中,从泵31a、泵31b双方都运转的状态开始,使泵31a停止。但是,使泵31a停止之前,将第2制冷剂流路切换装置28a切换到制热侧(工作(1)),关闭节流装置26a(工作(2))。然后,使泵31a停止(工作(3))。

[0193] 在S3中,判定为泵31a的优先度比泵31b高的情况下(S3;泵31a),控制装置50执行工作序号(2)(S5)。在工作序号(2)中,从泵31a、泵31b双方都运转的状态开始,使泵31b停止。但是,使泵31b停止之前,将第2制冷剂流路切换装置28b切换到制热侧(工作(1)),关闭节流装置26b(工作(2))。然后,使泵31b停止(工作(3))。

[0194] 在S2中,判定为不是多台泵31运转的情况下(S2;否),控制装置50结束泵旋转运转控制1、2。

[0195] 在S6中,控制装置50判定是否是多台泵31运转。判定为不是多台泵31运转的情况下(S6;否),控制装置50对泵31的运转号码进行指定(S7)。

[0196] 在S7中,指定为泵31b运转的情况下(S7;泵31b),控制装置50执行工作序号(3)(S8)。在工作序号(3)中,从泵31a停止的状态开始,使泵31a、泵31b双方运转。但是,使泵31a、泵31b双方低速驱动(工作(1)),解除节流装置26a的关闭(工作(2)),然后,将第2制冷剂流路切换装置28a切换到制冷侧(工作(3))。

[0197] 在S7中,指定为泵31a运转的情况下(S7;泵31a),控制装置50执行工作序号(4)(S9)。在工作序号(4)中,从泵31b停止的状态开始,使泵31a、泵31b双方运转。但是,使泵31a、泵31b双方低速驱动(工作(1)),解除节流装置26b的关闭(工作(2)),然后,将第2制冷剂流路切换装置28b切换到制冷侧(工作(3))。

[0198] 在S6中,不是多台泵31运转的情况下(S6;否),控制装置50结束泵旋转运转控制1、2。

[0199] 此外,对泵31的运转台数进行变更的比例为例如在热介质循环回路B中能够输送的热容量的50%以下。但是,关于对泵31的运转台数进行变更的比例,依赖于用于输送热介质的泵31能够发挥的扬程及流量,从而不限于50%以下。对于2台泵31的能够发挥的最低流量与必要室内负载之差进行比较的同时,为了热介质循环回路B内的流速不引起由上述说明的过大流速导致的配管孔蚀的风险,需要慎重地选定此时的流量。

[0200] 另外,如图13所示,连接室内单元3的负载小的情况下,能够满足连接室内单元3中的必要负载的热介质流量下的泵31的总输入值在使泵31a、泵31b双方驱动的情况和使泵31的任意一方驱动的情况下是不同的。因此,关于对泵31的运转台数进行变更的比例,除了图10的控制处理以外,还考虑该图13的内容,需要选定与各室内负载相应的最佳的泵31的台

数。

[0201] 而且,使泵31的台数减少的情况下,需要有选择地使泵31a或泵31b的任意一方停止。例如,利用空气调节装置100中的控制装置50,存储泵31a及泵31b的总驱动时间之后,以泵31的运转台数减少的定时使总驱动时间长的一方的泵31停止,由此,使泵31双方的总驱动时间均一化即可。但是,不限于此,设置与连接室内单元3的运转状态、泵31a、泵31b各自的泵规格相应的切换基准即可。

[0202] 另外,使泵31的台数增加的情况下,对于至此泵31a或泵31b的任意一方运转的情况,随着台数增加,热介质循环回路B内的流量可能急剧地上升。由此,在使泵31的台数增加的情况下,除了至此驱动的泵31以外,在增加的泵31中双方都以能够输送稳定的流量的最低流量驱动。

[0203] 而且,在使泵31的台数减少的情况下,热介质的流量降低的同时,不对连接有停止的泵31的热介质间换热器25输送热介质。由此,关于流入该热介质间换热器25的热源侧制冷剂,也同样地使流入的制冷剂封闭,对于不进行热交换的热介质间换热器25,能够避免浪费的制冷剂的流入。而且,使流入的热源侧制冷剂封闭的定时比使流入热介质间换热器25的热介质封闭的定时提前,由此,能够避免因热源侧制冷剂带来的吸热导致的热介质间换热器25内的热介质冻结的风险。

[0204] 另外,在使泵31的台数增加的情况下,也通过增加的泵31输送,流入所连接的热介质间换热器25的热介质的定时比流入热介质间换热器的热源侧制冷剂的定时提前,由此,能够避免因热源侧制冷剂带来的吸热导致的热介质间换热器25内的热介质冻结的风险。

[0205] [全制热运转模式时的泵31的运转切换]

[0206] 基于图11,关于全制热运转模式时的泵31的运转台数的切换处理进行说明。

[0207] 在全制热运转模式时,控制装置50判定连接室内单元3中的实施制热运转的连接室内单元3的总容量(实施制热运转的连接室内单元3的负载相对于全连接室内单元3的比例)是否是在热介质循环回路B中能够输送的热容量的下限容量以下(S11)。判定为连接室内单元3的总容量是在热介质循环回路B中能够输送的热容量的下限容量以下时(S11;是),控制装置50使运转的泵31的台数减少(S12;是~S15)。另一方面,判定为连接室内单元3的总容量比在热介质循环回路B中能够输送的热容量的下限容量大时(S11;否),控制装置50使运转的泵31的台数增加(S16;否~S19)。

[0208] 在S12中,控制装置50判定是否是多台泵31运转。判定为多台泵31运转的情况下(S12;是),控制装置50为实施泵旋转运转控制3、4,判定泵31的运转优先度(S13)。泵31的运转优先度例如根据泵31的总驱动时间的长短来决定即可。由此,能够使总驱动时间长的一方的泵31停止,能够实现所有泵31的总驱动时间的均一化。

[0209] 在S13中,判定为泵31b的优先度比泵31a高的情况下(S13;泵31b),控制装置50执行工作序号(5)(S14)。在工作序号(5)中,从泵31a、泵31b双方都运转的状态开始,使泵31a停止。但是,关闭节流装置26a(工作(1)),使泵31a停止(工作(2)),然后,将第1热介质流路切换装置32及第2热介质流路切换装置33切换到泵31b侧(工作(3))。

[0210] 在S13中,判定为泵31a的优先度比泵31b高的情况下(S13;泵31a),控制装置50执行工作序号(6)(S15)。在工作序号(6)中,从泵31a、泵31b双方都运转的状态开始,使泵31b停止。但是,关闭节流装置26b(工作(1)),使泵31b停止(工作(2)),然后,将第1热介质流路

切换装置32及第2热介质流路切换装置33切换到泵31a侧(工作(3))。

[0211] 在S12中,判定为不是多台泵31运转的情况下(S12;否),控制装置50结束泵旋转运转控制3、4。

[0212] 在S16中,控制装置50判定是否是多台泵31运转。判定为不是多台泵31运转的情况下(S16;否),控制装置50对泵31的运转号码进行指定(S17)。

[0213] 在S17中,指定为泵31b运转的情况下(S17;泵31b),控制装置50执行工作序号(7)(S18)。在工作序号(7)中,从泵31a停止的状态开始,使泵31a、泵31b双方运转。但是,将第1热介质流路切换装置32及第2热介质流路切换装置33切换到泵31a及泵31b双方侧(工作(1)),使泵31a、泵31b双方低速驱动(工作(2)),然后,解除节流装置26a的关闭(工作(3))。

[0214] 在S17中,指定为泵31a运转的情况下(S17;泵31a),控制装置50执行工作序号(8)(S19)。在工作序号(8)中,从泵31b停止的状态开始,使泵31a、泵31b双方运转。但是,将第1热介质流路切换装置32及第2热介质流路切换装置33切换到泵31a及泵31b双方侧(工作(1)),使泵31a、泵31b双方低速驱动(工作(2)),然后,解除节流装置26b的关闭(工作(3))。

[0215] 在S16中,多台泵31运转的情况下(S16;是),控制装置50结束泵旋转运转控制3、4。

[0216] 此外,对泵31的运转台数进行变更的比例例如在热介质循环回路B中能够输送的热容量的50%以下。但是,关于对泵31的运转台数进行变更的比例,依赖于用于输送热介质的泵31能够发挥的扬程及流量,从而不限于50%以下。对于2台泵31的能够发挥的最低流量与必要室内负载之差进行比较的同时,伴随热介质循环回路B内的流速为上述说明的过大流速带来的配管孔蚀的风险,需要慎重地选定此时的流量。

[0217] 另外,如图13所示,连接室内单元3的负载小的情况下,能够满足连接室内单元3中的必要负载的热介质流量下的泵31的总输入值在使泵31a、泵31b双方驱动的情况和使泵31的任意一方驱动的情况下是不同的。因此,关于变更泵31的运转台数的比例,除了图11的控制处理以外,还考虑该图13的内容,需要选定与各室内负载相应的最佳的泵31的台数。

[0218] 而且,使泵31的台数减少的情况下,需要有选择地使泵31a或泵31b的任意一方停止。例如,利用空气调节装置100中的控制装置50,存储泵31a及泵31b的总驱动时间之后,以泵31的运转台数减少的定时使总驱动时间长的一方的泵31停止,由此使泵31双方的总驱动时间均一化即可。但是,不限与此,设置与连接室内单元3的运转状态、泵31a、泵31b各自的泵规格相应的切换基准即可。

[0219] 另外,使泵31的台数增加的情况下,对于至此泵31a或泵31b的任意一方运转的情况,伴随台数增加,热介质循环回路B内的流量可能急剧上升。由此,使泵31的台数增加的情况下,除了至此驱动的泵31以外,在增加的泵31中,双方都以能够输送稳定的流量的最低流量驱动。

[0220] 而且,使泵31的台数减少的情况下,热介质的流量降低的同时,对于连接有停止的泵31的热介质间换热器25,不输送热介质。由此,关于流入该热介质间换热器25的热源侧制冷剂,也同样地封闭所流入的制冷剂,由此,对于不进行热交换的热介质间换热器25,能够避免浪费的制冷剂的流入。而且,使流入的热源侧制冷剂封闭的定时比使流入热介质间换热器25的热介质封闭的定时提前,由此,能够避免伴随由热源侧制冷剂带来的散热导致的热介质间换热器25内的热介质的温度过升产生的热介质循环回路部件损坏的风险。

[0221] 另外,使泵31的台数增加的情况下,通过增加的泵31进行输送,流入所连接的热介

质间换热器25的热介质的定时比流入热介质间换热器的热源侧制冷剂的定时提前,由此,能够避免伴随由热源侧制冷剂带来的散热导致的热介质间换热器25内的热介质的温度过升产生的热介质循环回路部件损坏的风险。

[0222] 空气调节装置100的第1热介质流路切换装置32及第2热介质流路切换装置33组合使用三通阀等的切换三通流路的部件和开闭阀等的进行二通流路的开闭的部件这两个部件等,来切换流路即可。另外,也可以组合步进电机驱动式的混合阀等的使三通流路的流量变化的部件和电子式膨胀阀等的使二通流路的流量变化的部件这两个部件等,作为第1热介质流路切换装置32及第2热介质流路切换装置33。该情况下,还能够防止由流路的突然开闭导致的水锤。而且,在本实施方式中,以热介质流量调整装置34为二通阀的情况为例进行了说明,但作为具有三通流路的控制阀,也可以一并设置使利用侧换热器35旁通的旁通管。

[0223] 另外,热介质流量调整装置34使用能够以步进电机驱动式控制在流路中流动的流量的部件即可,无论二通阀还是封闭了一端的三通阀都可以。另外,作为热介质流量调整装置34,也可以使用开闭阀等进行二通流路的开闭的部件,反复进行ON/OFF开控制平均流量。

[0224] 另外,示出了第2制冷剂流路切换装置28为四通阀的情况,但不限于此,使用多个二通流路切换阀或三通流路切换阀,制冷剂也可以同样地流动。

[0225] 另外,在利用侧换热器35和热介质流量调整装置34只连接了1个的情况下,当然也同样地成立,而且,作为热介质间换热器25及节流装置26,即使设置多个实施相同工作的部件,当然没有问题。而且,热介质流量调整装置34以内置于中继单元2的情况为例进行了说明,但不限于此,也可以内置于室内单元3,中继单元2和室内单元3也可以分体地构成。

[0226] 作为热介质,能够使用例如载冷剂(防冻液)、水、载冷剂和水的混合液、水和防腐效果高的添加剂的混合液等。因此,在空气调节装置100中,即使热介质经由室内单元3向室内空间7泄露,由于热介质使用安全性高的物质,所以有助于安全性的提高。

[0227] 在本实施方式中,以空气调节装置100包含存储器19的情况为例进行了说明,但也可以不设置存储器19。另外,一般来说,在热源侧换热器12及利用侧换热器35中安装有风机,通过送风促进冷凝或蒸发的情况较多,但不限于此。例如,作为利用侧换热器35还能够使用利用辐射的板式加热器,作为热源侧换热器12还能够使用通过水或防冻液使热量移动的水冷式的部件。也就是说,作为热源侧换热器12及利用侧换热器35,只要是能够散热或吸热的构造的部件,无论种类,都能够使用。

[0228] 在本实施方式中,以利用侧换热器35为4个的情况为例进行了说明,但对个数没有特别限定。另外,以热介质间换热器25a、热介质间换热器25b为2个情况为例进行了说明,当然不限于此,只要能够冷却和/或加热热介质,设置几个都行。而且,泵31a、泵31b分别不限于一个,也可以并联连接多个小容量的泵。

[0229] 以上,本实施方式的空气调节装置100是在具有多个泵31的空气调节装置中,在单一的运转模式下,连接室内单元3的负载充分小的情况下,使一个泵31不工作,而使其他的泵31工作,由此通过尽可能小的消耗电力将与热源侧制冷剂进行了热交换的热介质输送到所连接的室内单元3,继续制冷运转或制热运转的同时,能够避免由热介质流速增加导致的配管孔蚀的风险,能够提高节能性、安全性。

[0230] 附图标记的说明

[0231] 1室外单元,2中继单元,3室内单元,3a室内单元,3b室内单元,3c室内单元,3d室内

单元,4制冷剂配管,4A制冷剂用连接配管,4B制冷剂用连接配管,5配管,6室外空间,7室内空间,8空间,9建筑物,10压缩机,11第1制冷剂流路切换装置,12热源侧换热器,13a止回阀,13b止回阀,13c止回阀,13d止回阀,19存储器,20旁通管,25热介质间换热器,25a热介质间换热器,25b热介质间换热器,26节流装置,26a节流装置,26b节流装置,27开闭装置,28第2制冷剂流路切换装置,28a第2制冷剂流路切换装置,28b制冷剂流路切换装置,29开闭装置,31泵,31a泵,31b泵,32第1热介质流路切换装置,32a第1热介质流路切换装置,32b第1热介质流路切换装置,32c第1热介质流路切换装置,32d第1热介质流路切换装置,33第2热介质流路切换装置,33a第2热介质流路切换装置,33b第2热介质流路切换装置,33c第2热介质流路切换装置,33d第2热介质流路切换装置,34热介质流量调整装置,34a热介质流量调整装置,34b热介质流量调整装置,34c热介质流量调整装置,34d热介质流量调整装置,35利用侧换热器,35a利用侧换热器,35b利用侧换热器,35c利用侧换热器,35d利用侧换热器,40温度传感器,40a温度传感器,40b温度传感器,50控制装置,100空气调节装置,A制冷剂循环回路,B热介质循环回路。

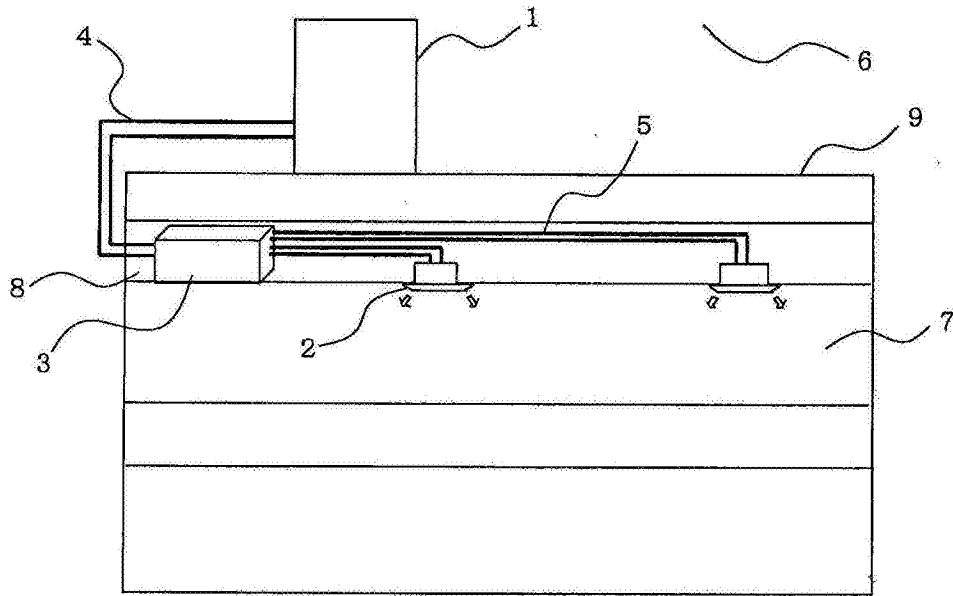


图1

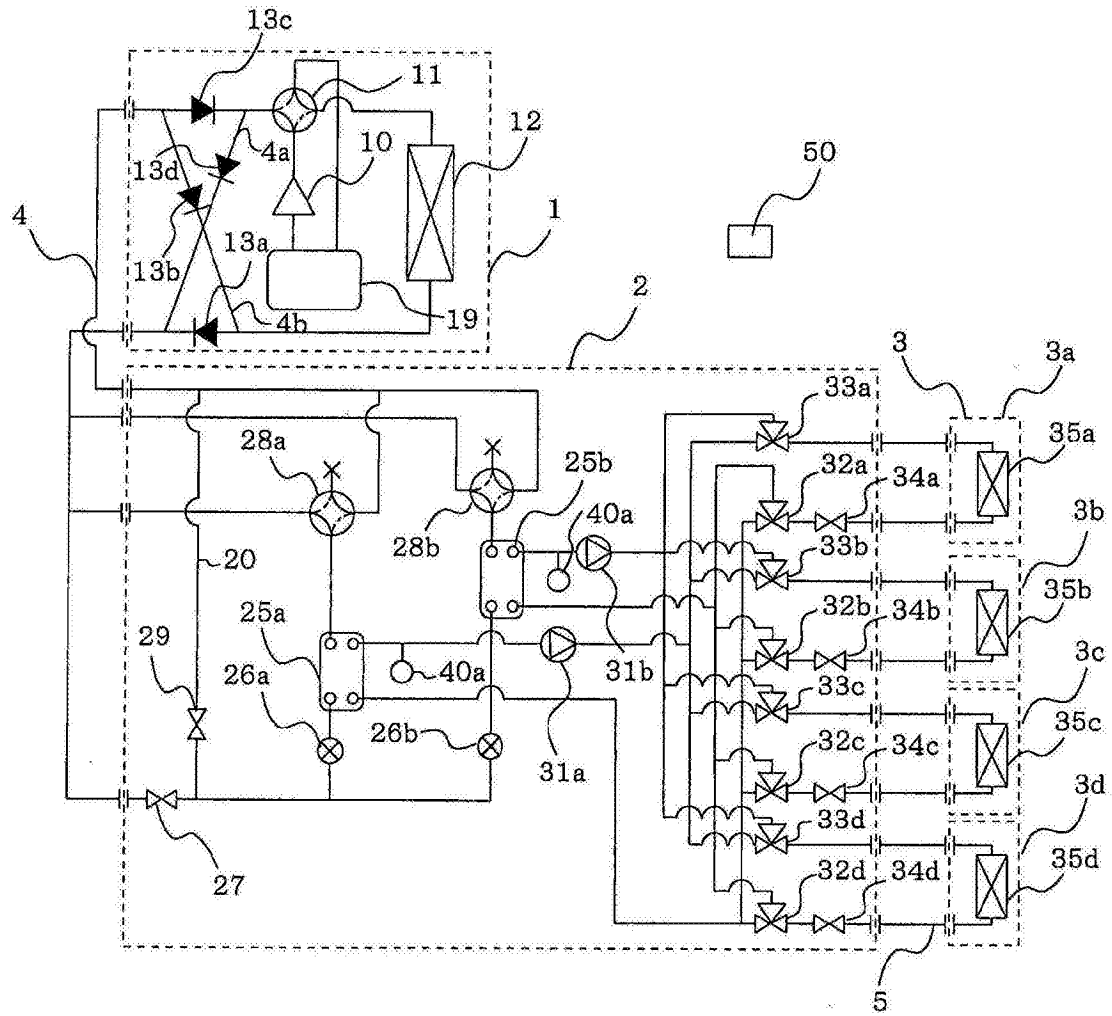


图2

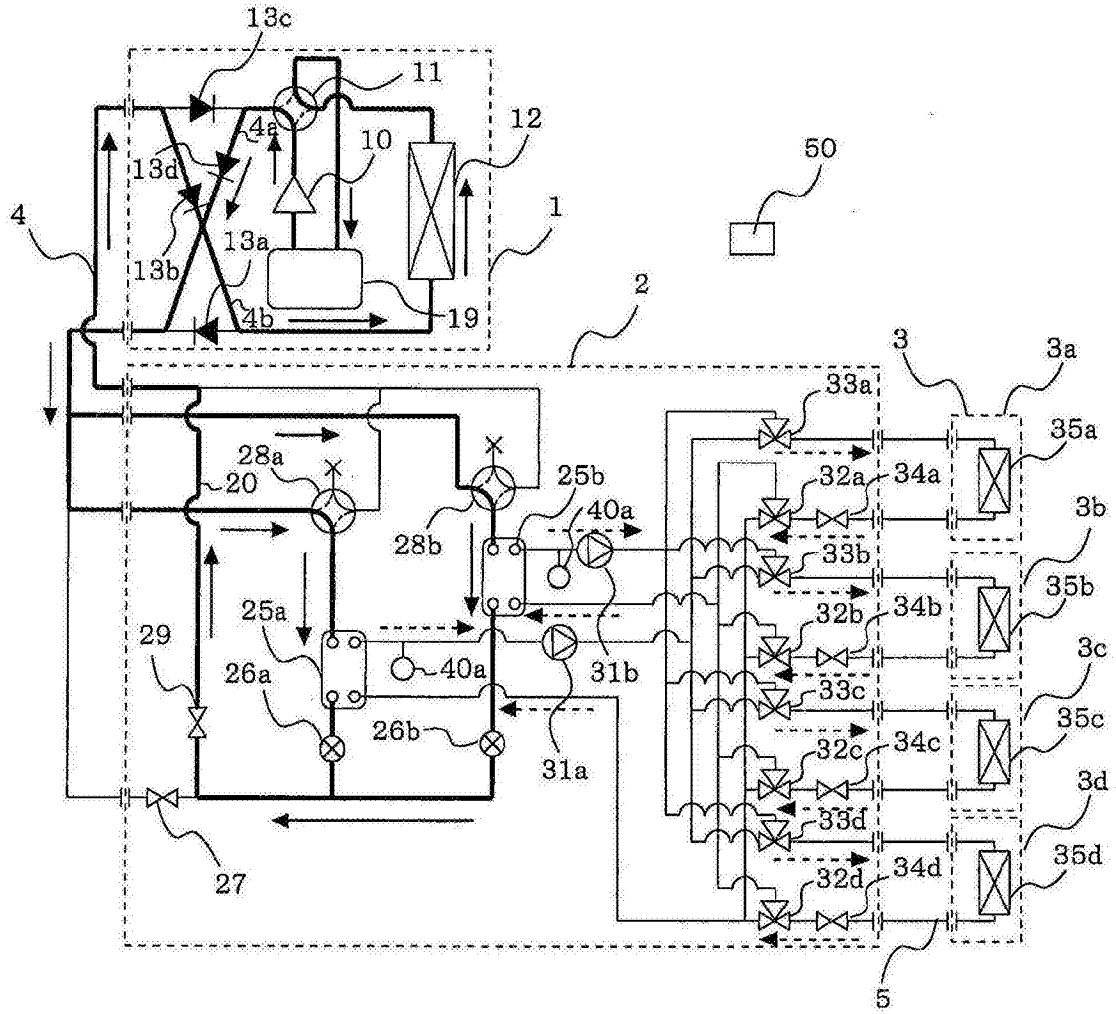


图3

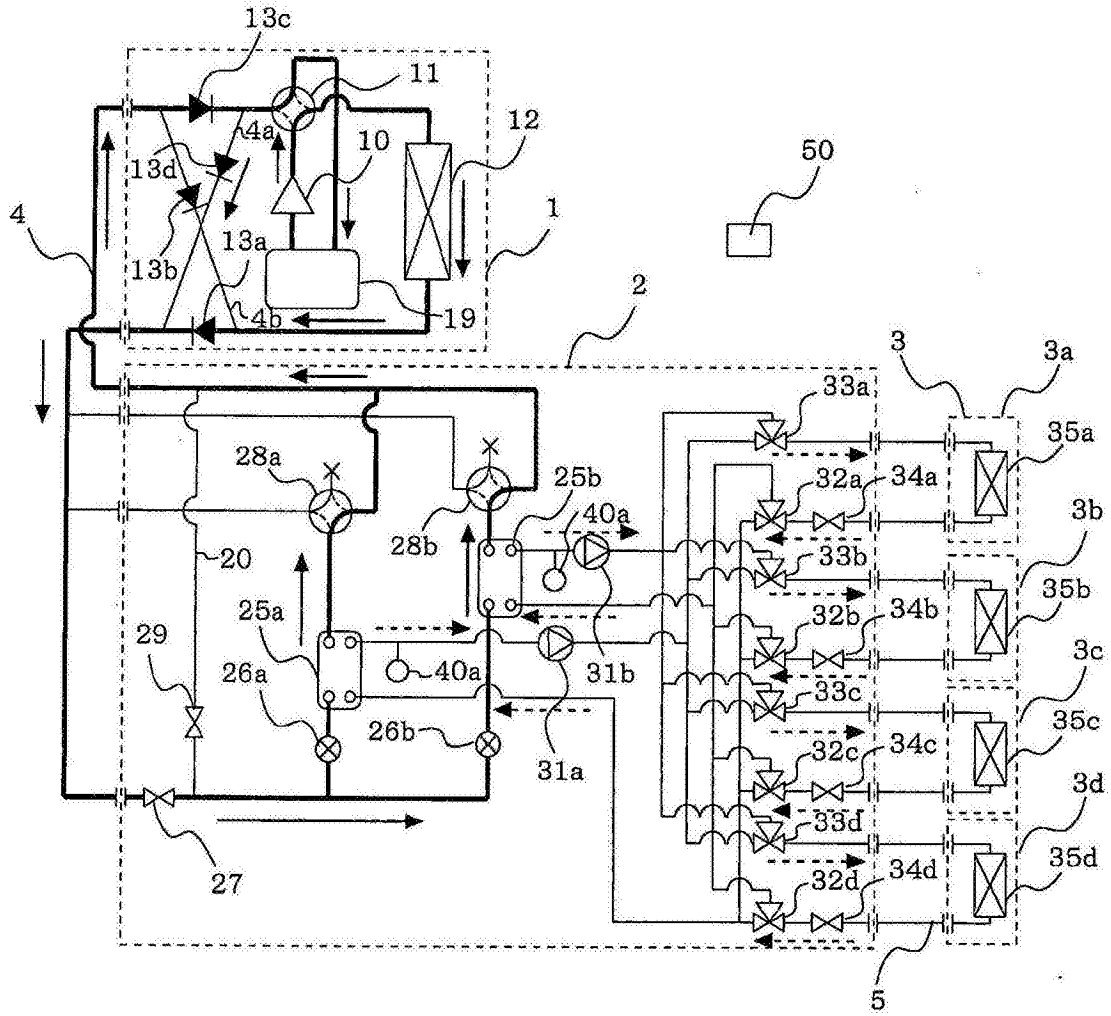


图4

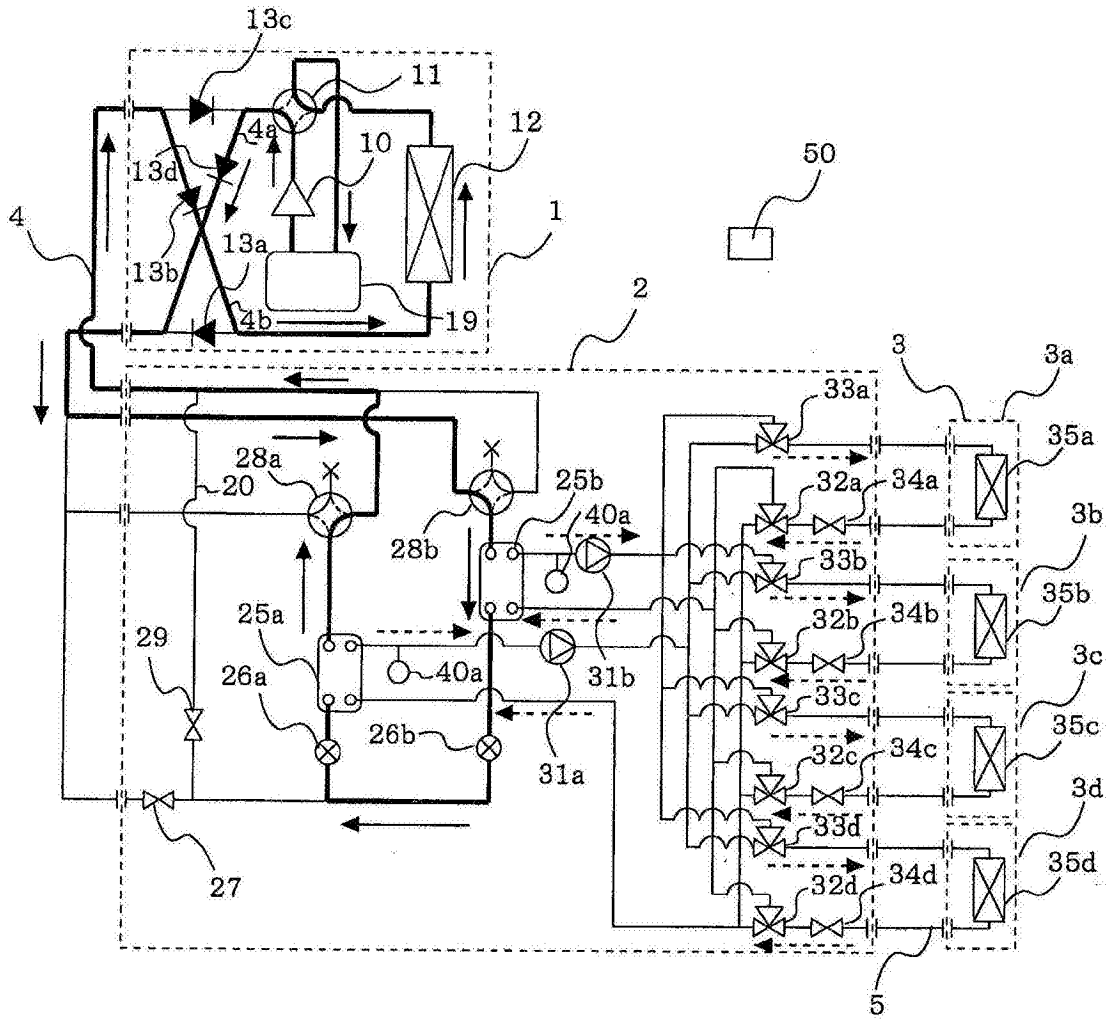


图5

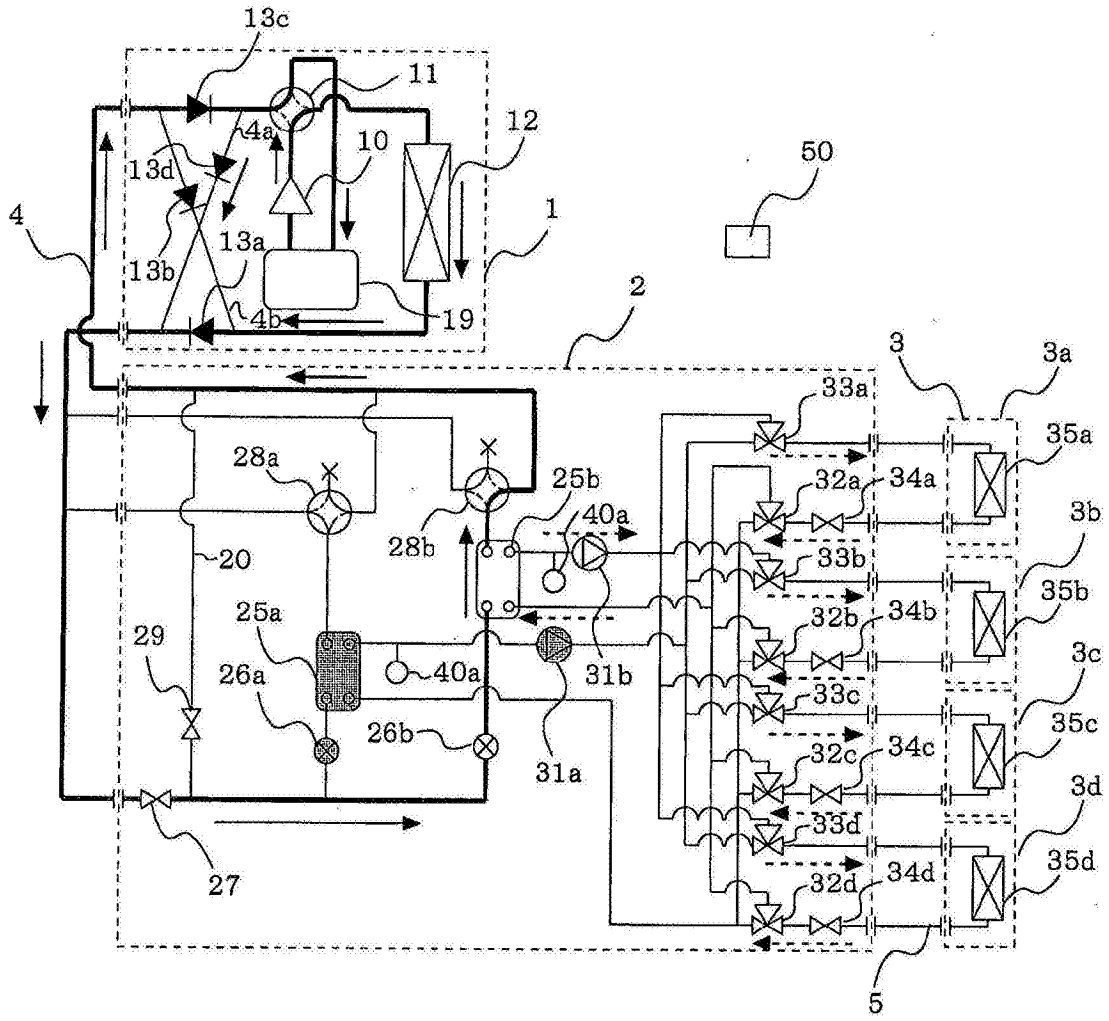


图6

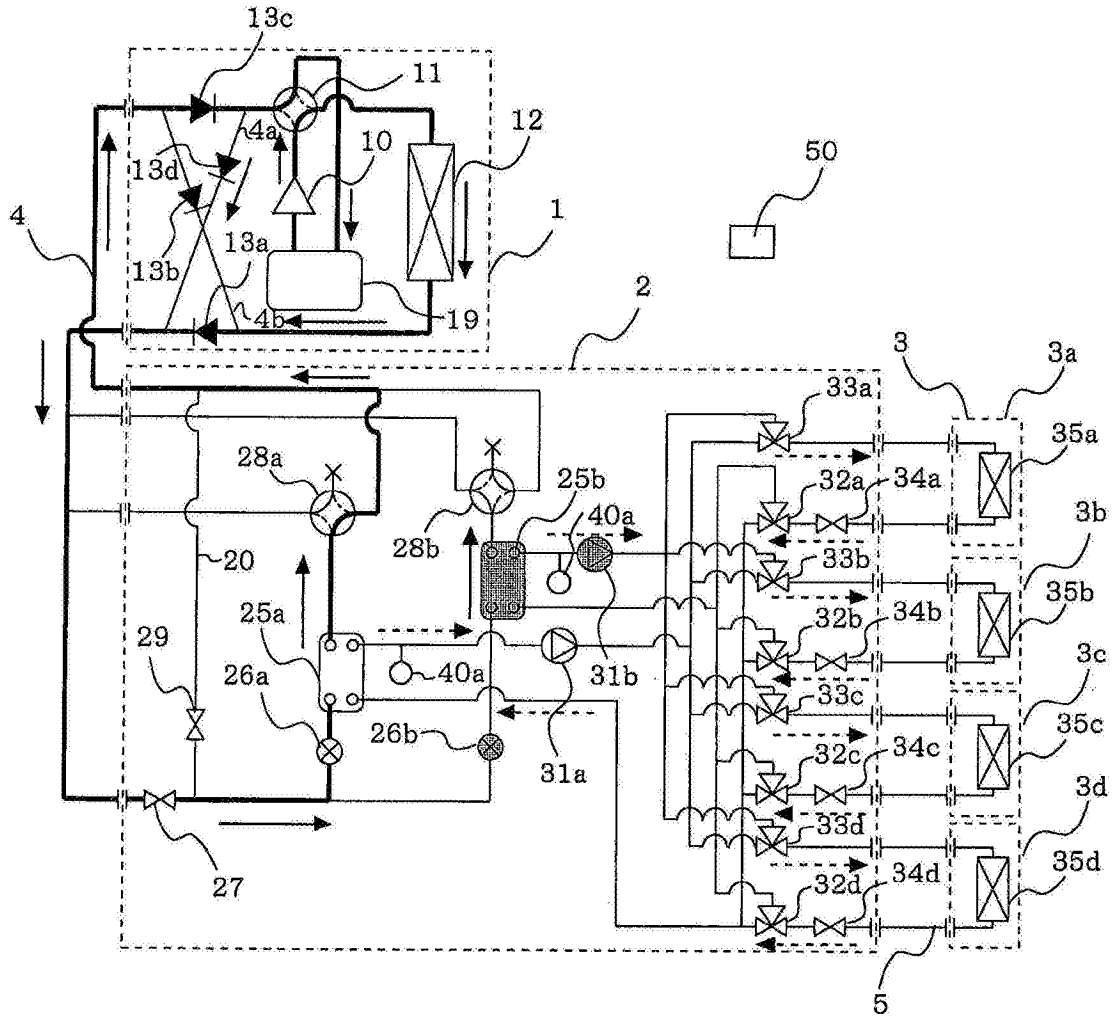


图7

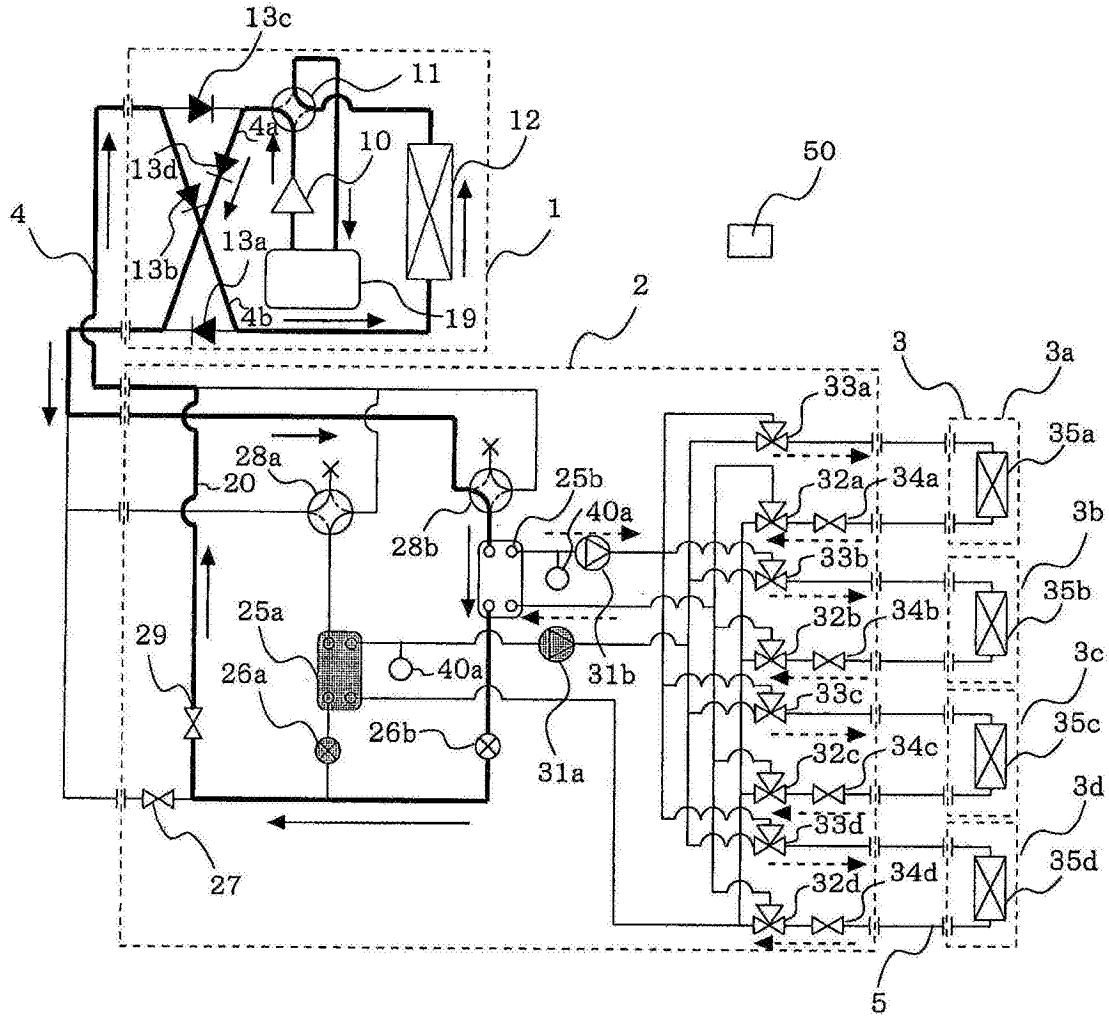


图8

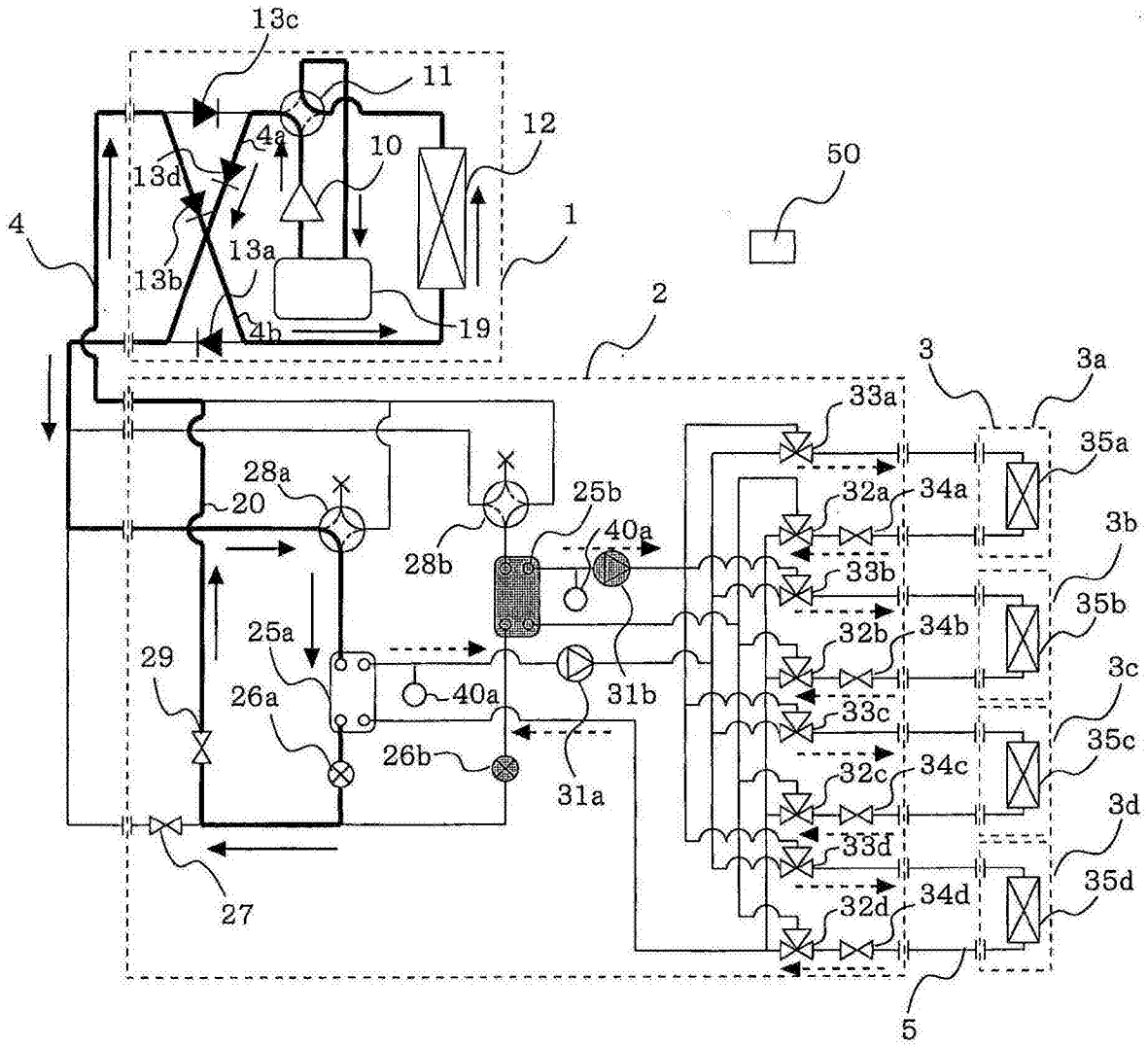


图9

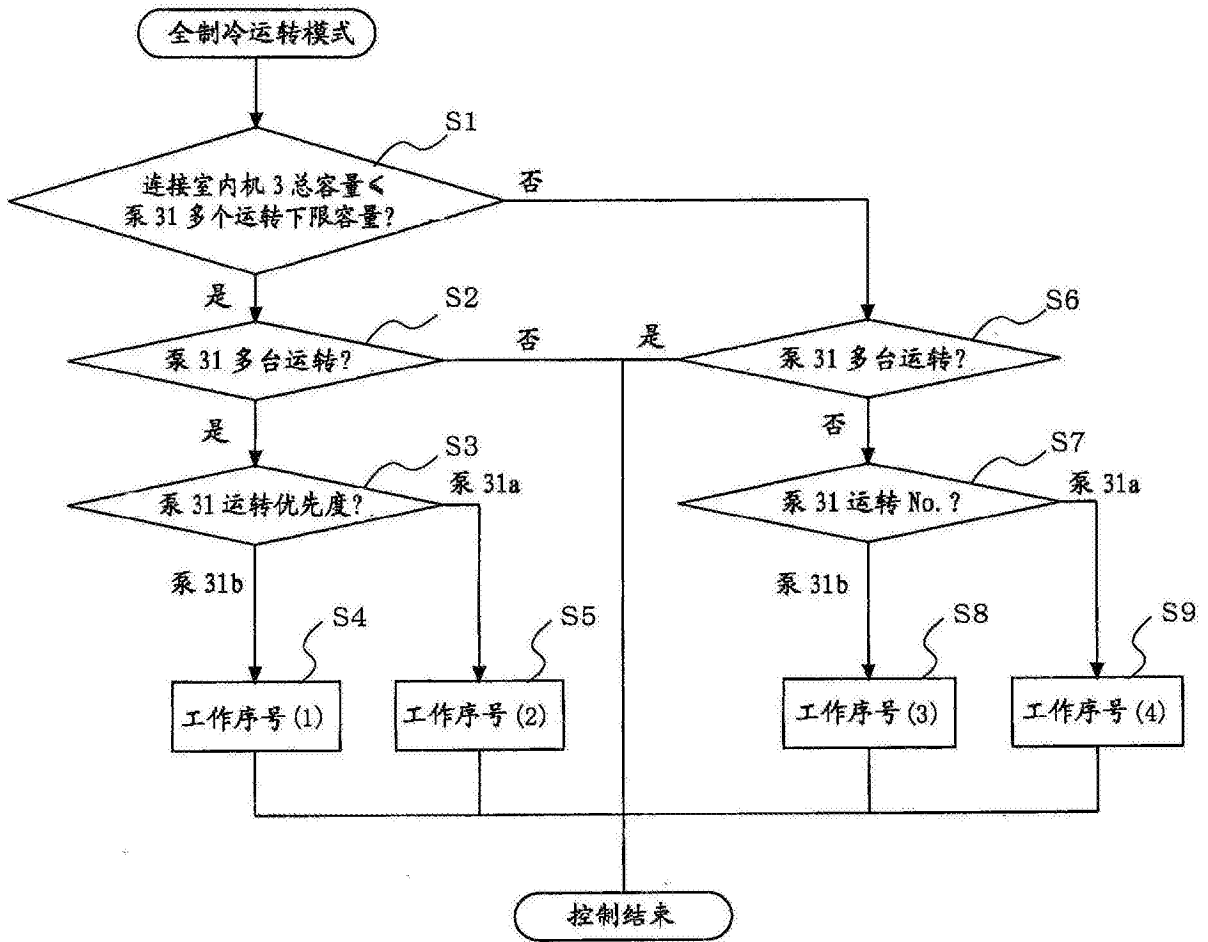


图10

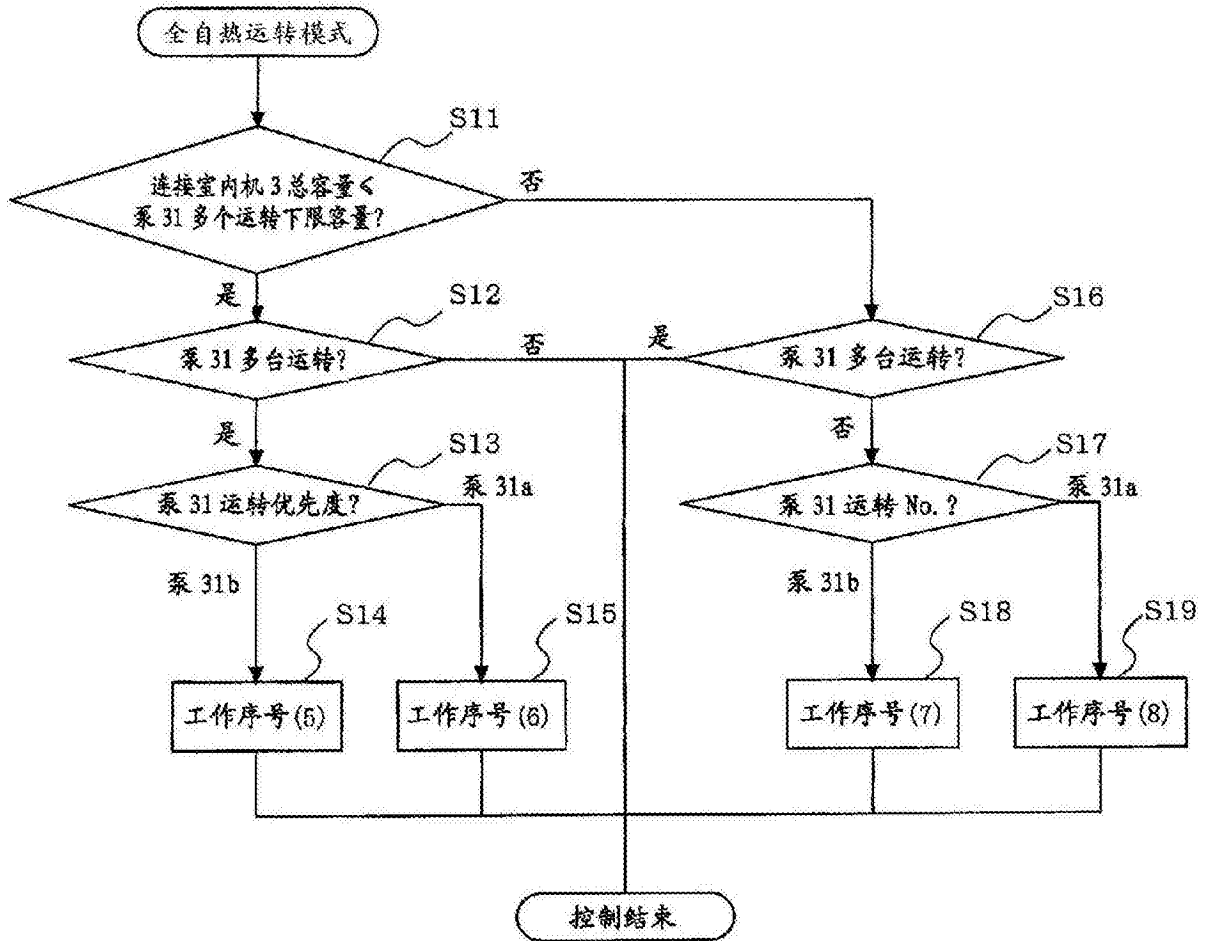


图11

运转模式	工作序号	泵 31	变化前	变化后	工作(1)	工作(2)	工作(3)
全制冷运转模式	(1)	31a	ON	OFF	28a切换	26a关闭	31a停止
		31b	ON	ON			
	(2)	31a	ON	ON	28b切换	26b关闭	31b停止
		31b	ON	OFF			
(3)	31a	OFF	ON	31a/31b:低速	26a关闭解除	28a切换	
	31b	ON	ON				
(4)	31a	ON	ON	31a/31b:低速	26b关闭解除	28b切换	
	31b	OFF	ON				
全制热运转模式	(5)	31a	ON	OFF	26a关闭	31a停止	32/33切换(25b侧)
		31b	ON	ON			
	(6)	31a	ON	ON	26b关闭	31b停止	32/33切换(25a侧)
		31b	ON	OFF			
	(7)	31a	OFF	ON	32/33切换(两侧)	31a/31b:低速	28a关闭解除
		31b	ON	ON			
	(8)	31a	ON	ON	32/33切换(两侧)	31a/31b:低速	26b关闭解除
		31b	OFF	ON			

图12

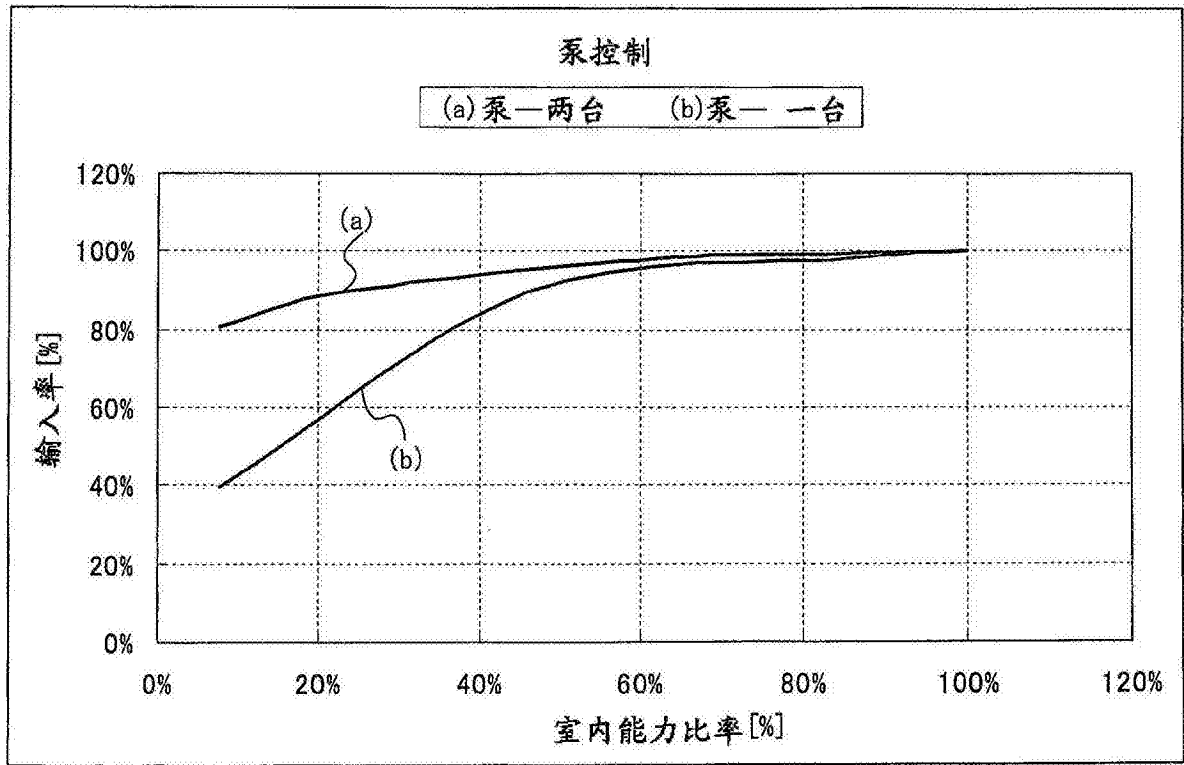


图13