(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 108488918 A
(43)申请公布日 2018.09.04

(21)申请号 201810381662.6

(22)申请日 2018.04.25

(71)申请人 菲尼克斯(上海)环境控制技术有限公司
地址 200131 上海市浦东新区中国(上海)自由贸易试验区华申路180号825室

(72)发明人 范耀先 张士蒙 李磊 任群

(74)专利代理机构 上海宝鼎专利代理有限公司 31222
代理人 龚峥嵘

(51)Int.Cl.
F24F 1/00(2011.01)
F24F 11/87(2018.01)
F24F 13/30(2006.01)
F25B 1/00(2006.01)
F25B 39/04(2006.01)
F25B 41/04(2006.01)
F25B 49/02(2006.01)
F28D 15/02(2006.01)

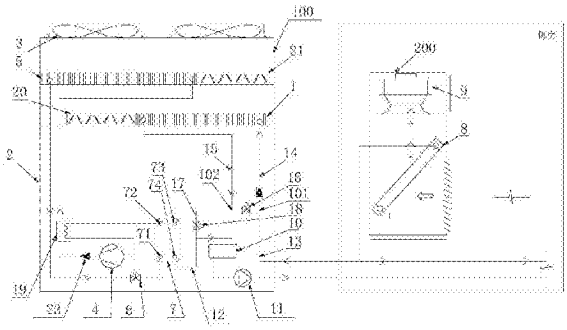
权利要求书2页 说明书9页 附图5页

(54)发明名称

一种全效多模式节能空调系统

(57)摘要

本发明公开了一种全效多模式节能空调系统，包括室外主机和室内机，室外主机为包含制冷系统和热管冷凝段换热器；制冷系统的高温侧和热管冷凝段换热器设置于风通道区；制冷端换热器内设置有能相互交换热量的第一工质通道和第二工质通道，第一工质通道串设于制冷系统，第二工质通道串设于热管系统；室内机为至少一个室内热管装置；室外主机内还设置有储液罐和工质泵，热管冷凝段换热器通过管道与热管系统的第二工质管道连通，并通过第一截断阀、第二截断阀的开启与关闭的组合来形成使用制冷系统和/或热管冷凝段换热器作为冷源的热管系统。本发明的空调系统能够提供适应于各种不同季节环境的多模式运行，更加全效、节能。



CN 108488918 A

1.一种全效多模式节能空调系统，包括室外主机和室内机，其特征在于：所述的室外主机包含有一套完整的制冷系统和热管冷凝段换热器；所述室外主机的空间功能区分为主机区和风通道区；在所述风通道区靠近所述主机区的室外主机外壳上设置有外机入风口，在所述风通道区远离所述主机区的末端设置有外风机，从所述外机入风口到外风机形成所述室外主机的冷风通道；

所述制冷系统包括高温侧和低温侧，所述低温侧为制冷端换热器；

所述制冷系统的高温侧和热管冷凝段换热器设置于所述风通道区，能与所述冷风通道中的冷风进行热交换；

所述制冷端换热器内设置有能相互交换热量的第一工质通道和第二工质通道，所述第一工质通道设置有第一工质通道入口和第一工质通道出口，所述第二工质通道设置有第二工质通道入口和第二工质通道出口；所述的制冷系统中循环第一工质；所述的第一工质通道串设于所述制冷系统的管路中作为所述制冷系统的低温侧；

所述室内机为至少一个室内热管装置，所述的室内热管装置包括热管蒸发段换热器和室内热管风机；

所述室外主机内还设置有储液罐和工质泵；所述储液罐的出口连通所述工质泵的入口，所述储液罐的入口通过第一热管管道与所述制冷端换热器的所述第二工质出口连通，所述工质泵的出口与所述室内热管装置中热管蒸发段换热器的工质入口连通，所述室内热管装置中热管蒸发段换热器的工质出口通过第二热管管道与所述制冷端换热器的所述第二工质入口连通；

所述热管冷凝段换热器的工质入口通过第三热管管道与所述第二热管管道连通、其连接处形成第一热管三通点；所述热管冷凝段换热器的工质出口通过第四热管管道与所述第二热管管道连通、其连接处形成第二热管三通点，所述第二热管管道上在所述第一、第二热管三通点之间串设有第一截断阀；所述第二热管管道在所述第二热管三通点与所述制冷端换热器的所述第二工质入口之间的管道通过第五热管管道与所述第一热管管道连通，在所述第五热管管道上串设有第二截断阀；

当所述第一截断阀开启、第二截断阀关闭时，由所述的热管蒸发段换热器、制冷端换热器、储液罐和工质泵形成使用制冷系统的所述室外主机和室内机之间的热量传输系统；

当所述第一截断阀关闭、第二截断阀开启时，由所述的热管蒸发段换热器、热管冷凝段换热器、储液罐和工质泵形成使用热管冷凝段换热器的所述室外主机和室内机之间的热量传输系统；

当所述第一、第二截断阀同时关闭时，由所述的热管蒸发段换热器、热管冷凝段换热器、制冷端换热器、储液罐和工质泵形成同时使用制冷系统和热管冷凝段换热器的所述室外主机和室内机之间的热量传输系统；

所述热量传输系统内循环第二工质。

2.根据权利要求1所述的空调系统，其特征在于：所述制冷系统包括按顺序串设的压缩机、冷凝器、膨胀阀和制冷端换热器；所述制冷系统的高温侧为冷凝器；所述压缩机具有排气口和回气口，所述的第一工质通道入口与所述的膨胀阀连通，所述的第一工质通道出口与所述压缩机的回气口连通。

3.根据权利要求2所述的空调系统，其特征在于：在所述的冷风通道中，所述热管冷凝

段换热器和冷凝器沿着从所述外机入风口到外风机的方向顺序设置，在所述热管冷凝段换热器的旁侧设置有第一旁通风阀，由所述热管冷凝段换热器和第一旁通风阀能隔开冷风通道的两侧空间；在所述冷凝器的旁侧设置有第二旁通风阀，由所述冷凝器和第二旁通风阀能隔开冷风通道的两侧空间；

当所述第一截断阀开启、第二截断阀关闭时，同时开启第一旁通风阀、关闭第二旁通风阀，由所述外机入风口进入的冷风主要通过第一旁通风阀后继续通过冷凝器完成换热；

当所述第一截断阀关闭、第二截断阀开启时，同时开启第二旁通风阀、关闭第一旁通风阀，由所述外机入风口进入的冷风通过所述热管冷凝段换热器换热后，主要通过第二旁通风阀排出；

当所述第一、第二截断阀同时关闭时，也同时关闭所述的第一旁通风阀、第二旁通风阀，所述外机入风口进入的冷风先通过所述热管冷凝段换热器换热后，再通过冷凝器换热。

4.根据权利要求1所述的空调系统，其特征在于：所述的第二工质为R744。

5.根据权利要求1至4中任一项所述的空调系统，其特征在于：还设置有一回热器，回热器内设置有相互之间能交换热量的第一回热管路和第二回热管路，所述第一回热管路串设于所述压缩机的排气口和冷凝器之间的管路上，所述的第二回热管路串设于所述制冷端换热器的第一工质通道出口与所述压缩机的回气口之间的管路上。

6.根据权利要求5所述的空调系统，其特征在于：在所述第一回热管路和所述压缩机的排气口之间还串设有单向阀，禁止由所述第一回热管路向压缩机方向的逆流。

7.根据权利要求1至4中任一项所述的空调系统，其特征在于：在所述室外主机的风通道区靠近外机入风口的起始段设置有喷雾装置，沿通风方向所述喷雾装置设置于所述的冷凝器和热管冷凝段换热器之前；所述的喷雾装置包括储水盒、增压水泵、雾化喷头和水盘，所述储水盒通过补水阀与供水管道连接，所述的雾化喷头通过增压水泵与所述的储水盒连通，所述的水盘设置于所述雾化喷头下方并与所述储水盒连接，收集多余的水滴后重新汇集至所述储水盒中。

8.根据权利要求5所述的空调系统，其特征在于：在所述室外主机的风通道区靠近外机入风口的起始段设置有喷雾装置，沿通风方向所述喷雾装置设置于所述的冷凝器和热管冷凝段换热器之前；所述的喷雾装置包括储水盒、增压水泵、雾化喷头和水盘，所述储水盒通过补水阀与供水管道连接，所述的雾化喷头通过增压水泵与所述的储水盒连通，所述的水盘设置于所述雾化喷头下方并与所述储水盒连接，收集多余的水滴后重新汇集至所述储水盒中。

9.根据权利要求1至4中任一项所述的空调系统，其特征在于：所述的第一、第二截断阀为电磁阀。

一种全效多模式节能空调系统

技术领域

[0001] 本发明涉及一种空调系统，尤其涉及一种适用机房环境的空调系统。

背景技术

[0002] 随着社会信息化发展，各种规模大小的数据中心、基站等信息化设施数量飞速增加，而其中各种IT设备的发热量也随之成倍增长，目前数据中心中精密空调制冷能耗已成为仅次于IT设备的第二大耗能项目，因此，精密空调的节能设计意义重大。

[0003] 与常规舒适性空调不同，数据中心机房的IT设备及附属设备全年发热，无论冬夏都需要制冷散热，而在冬季或者春秋季节室外温度较低时，可以采用自然冷却的方法、利用室外环境可以作为冷源直接或者间接来冷却机房设备，来代替或者辅助高耗能的压缩制冷设备。

[0004] 目前有如下几种自然冷却方式：

[0005] 1.空气-空气直接换热(以下简称空空换热)：其原理如图1所示，高温机房回风(如35℃)和低温新风(如15℃)在板式热交换器进行热交换，回风降温后(如23℃)送入机房，承担室内热负荷。

[0006] 其优点是热源和冷源空气直接换热，换热效率高，其缺点是由于空气比热容很小(约1.005kj/kg.℃)，必须很大的空气流量才能获得足够冷却，故而机组和连接风道体积巨大，只能安装于距离机房很近的位置，且须在墙面或屋面预制巨大的风口，机房建筑往往不能提供合适的安装条件，使用场合严重受限。

[0007] 2.直接引入低温新风：这种方式最为直接，但数据中心对稳定性可靠性要求很高，新风存在尘埃、酸性气体、腐蚀气体、湿度等诸多不可控因素，直接送入或者经过一般的过滤处理后送入机房存在较大风险，故而实际应用很少。

[0008] 3.分离式热管自然冷却：其主要原理是采用室内和室外两个换热器分别作为热管的蒸发侧和冷凝侧，二者通过管道连接成为一个密闭的空间，腔内一般灌注低沸点的制冷剂(如R22,R410a,R134a等)作为热管工质，目前在户外机柜应用广泛，利用重力来克服工质的循环阻力。如图2所示。

[0009] 其优点是可以分离安装，无需巨大的风道连接，但因为无机械动力循环，也存在严格的安装距离、高差限值，且换热效率一般，只能作为辅助节能应用。

[0010] 综上所述，目前常用的包括新兴的自然冷却方式，存在诸多问题，尚不能稳定高效的利用自然冷源。

[0011] 一方面是现有方案存在各种弊端，而另一方面，现在对更为环保的天然工质制冷剂研究方兴未艾，如有诸多优点的R744(即CO_2)由于其临界温度及工作压力，不能得到广泛应用；故而迫切需要一种能解决上述问题、并能实现新工质应用的新型节能空调机组。

发明内容

[0012] 本发明所要解决的技术问题是提供一种多模式运行的、适应于各种不同季节环境的、更加全效的节能空调系统。

[0013] 为了解决这个技术问题，本发明采用的技术方案如下：

[0014] 一种全效多模式节能空调系统，包括室外主机和室内机，所述的室外主机包含有一套完整的制冷系统和热管冷凝段换热器；所述室外主机的空间功能区分为主机区和风通道区；在所述风通道区靠近所述主机区的室外主机外壳上设置有外机入风口，在所述风通道区远离所述主机区的末端设置有外风机，从所述外机入风口到外风机形成所述室外主机的冷风通道；

[0015] 所述制冷系统包括高温侧和低温侧，所述低温侧为制冷端换热器；

[0016] 所述制冷系统的高温侧和热管冷凝段换热器设置于所述风通道区，能与所述冷风通道中的冷风进行热交换；所述冷风是指室外空气在所述冷风通道中形成的气流，其温度低于所述冷凝器和热管冷凝段换热器的温度，所以称之为冷风。

[0017] 所述制冷端换热器内设置有能相互交换热量的第一工质通道和第二工质通道，所述第一工质通道设置有第一工质通道入口和第一工质通道出口，所述第二工质通道设置有第二工质通道入口和第二工质通道出口；所述的制冷系统中循环第一工质；所述的第一工质通道串设于所述制冷系统的管路中作为所述制冷系统的低温侧；

[0018] 所述室内机为至少一个室内热管装置，所述的室内热管装置包括热管蒸发段换热器和室内热管风机；

[0019] 所述室外主机内还设置有储液罐和工质泵；所述储液罐的出口连通所述工质泵的入口，所述储液罐的入口通过第一热管管道与所述制冷端换热器的所述第二工质出口连通，所述工质泵的出口与所述室内热管装置中热管蒸发段换热器的工质入口连通，所述室内热管装置中热管蒸发段换热器的工质出口通过第二热管管道与所述制冷端换热器的所述第二工质入口连通；

[0020] 所述热管冷凝段换热器的工质入口通过第三热管管道与所述第二热管管道连通、其连接处形成第一热管三通点；所述热管冷凝段换热器的工质出口通过第四热管管道与所述第二热管管道连通、其连接处形成第二热管三通点，所述第二热管管道上在所述第一、第二热管三通点之间串设有第一截断阀；所述第二热管管道在所述第二热管三通点与所述制冷端换热器的所述第二工质入口之间的管道通过第五热管管道与所述第一热管管道连通，在所述第五热管管道上串设有第二截断阀；

[0021] 当所述第一截断阀开启、第二截断阀关闭时，由所述的热管蒸发段换热器、制冷端换热器、储液罐和工质泵形成使用制冷系统的所述室外主机和室内机之间的热量传输系统(即热管系统)；

[0022] 当所述第一截断阀关闭、第二截断阀开启时，由所述的热管蒸发段换热器、热管冷凝段换热器、储液罐和工质泵形成使用热管冷凝段换热器的所述室外主机和室内机之间的热量传输系统(即热管系统)；

[0023] 当所述第一、第二截断阀同时关闭时，由所述的热管蒸发段换热器、热管冷凝段换热器、制冷端换热器、储液罐和工质泵形成同时使用制冷系统和热管冷凝段换热器的所述室外主机和室内机之间的热量传输系统(即热管系统)。

[0024] 所述热量传输系统内循环第二工质。

[0025] 进一步地，所述制冷系统包括按顺序串设的压缩机、冷凝器、膨胀阀和制冷端换热器；所述制冷系统的高温侧为冷凝器；所述压缩机具有排气口和回气口，所述的第一工质通

道入口与所述的膨胀阀连通，所述的第一工质通道出口与所述压缩机的回气口连通。

[0026] 进一步地，在所述的冷风通道中，所述热管冷凝段换热器和冷凝器沿着从所述外机入风口到外风机的方向顺序设置，在所述热管冷凝段换热器的旁侧设置有第一旁通风阀，由所述热管冷凝段换热器和第一旁通风阀能隔开冷风通道的两侧空间；在所述冷凝器的旁侧设置有第二旁通风阀，由所述冷凝器和第二旁通风阀能隔开冷风通道的两侧空间；

[0027] 当所述第一截断阀开启、第二截断阀关闭时，同时开启第一旁通风阀、关闭第二旁通风阀，由所述外机入风口进入的冷风主要通过第一旁通风阀后继续通过冷凝器完成换热，即大部分的冷风从风阻更小的第一旁通风阀通过，一小部分冷风从所述热管冷凝段换热器通过；

[0028] 当所述第一截断阀关闭、第二截断阀开启时，同时开启第二旁通风阀、关闭第一旁通风阀，由所述外机入风口进入的冷风通过所述热管冷凝段换热器换热后，主要通过第二旁通风阀排出；

[0029] 当所述第一、第二截断阀同时关闭时，也同时关闭所述的第一旁通风阀、第二旁通风阀，所述外机入风口进入的冷风先通过所述热管冷凝段换热器换热后，再通过冷凝器换热。

[0030] 进一步地，所述的第二工质为R744。

[0031] 更优地，还设置有一回热器，回热器内设置有相互之间能交换热量的第一回热管路和第二回热管路，所述第一回热管路串设于所述压缩机的排气口和冷凝器之间的管路上，所述的第二回热管路串设于所述制冷端换热器的第一工质通道出口与所述压缩机的回气口之间的管路上。

[0032] 进一步地，在所述第一回热管路和所述压缩机的排气口之间还串设有单向阀，禁止由所述第一回热管路向压缩机方向的逆流。

[0033] 进一步地，在所述室外主机的风通道区靠近外机入风口的起始段设置有喷雾装置，沿通风方向所述喷雾装置设置于所述的冷凝器和热管冷凝段换热器之前；所述的喷雾装置包括储水盒、增压水泵、雾化喷头和水盘，所述储水盒通过补水阀与供水管道连接，所述的雾化喷头通过增压水泵与所述的储水盒连通，所述的水盘设置于所述雾化喷头下方并与所述储水盒连接，收集多余的水滴后重新汇集至所述储水盒中。

[0034] 进一步地，所述的第一、第二截断阀为电磁阀。

[0035] 本发明的全效多模式空调系统结构巧妙，首先本发明将空调系统分离为室外主机的制冷系统和室外主机和室内机之间的热管式的热量传输系统；通过这样的分离使得长距离的空调系统工质管道中可以使用环保冷媒工质，其对于各种环境的适应性以及环保性都得以大大提升。同时本发明巧妙地将热管式的热量传输系统的冷凝段设置为在制冷系统模式和/或自然风冷模式的三种冷凝模式之间自由切换，以适应不同季节的环境变化以期获得最佳的能源利用和空调的使用效率；本发明通过室外主机部分的热量传输系统的独特的管路设计并匹配第一、第二截断阀的设置，巧妙地完成了三种冷凝模式的切换。本发明的空调系统既具备正常制冷功能，又具备气温较低时全效利用室外自然冷源的功能，特别适用于数据中心、精密机房等需要全年制冷的应用场合，契合了节能减排的现代工业发展理念。

[0036] 为了提高冷风通道配合三种冷凝模式的工作效率，本发明进一步地优化了冷风通道的结构，巧妙地设置第一、第二旁通风阀分别与热管冷凝段换热器和冷凝器匹配形成分隔冷风通道的二级风道隔离，通过第一、第二旁通风阀的不同开闭组合形式来匹配三种冷

凝模式的切换使得冷风通道达到最佳的使用效率。

[0037] 更进一步地，通过室外主机的风通道区靠近外机入风口的起始段设置喷雾装置，将进入室外主机冷风通道的空气能先进行降温后再经过热管冷凝段换热器或冷凝器换热，使得冷凝段热交换的强度和效率更高。

[0038] 本发明的空调系统主要优点如下：

[0039] 1.室外冷源利用率高，无论制冷系统是否开启，只要室外气温低于热管系统第二工质温度即可换热，可全效利用自然冷源。

[0040] 2.热管系统室内外连接简单，无须考虑制冷系统常见的回油问题。

[0041] 3.热管系统还可采用多种相变工质，在工质的选择上十分自由，与氟泵空调机组相比，不需要考虑处于共用系统的压缩机高低压饱和温度、压缩比、制冷剂溶油性、极高的清洁度等诸多苛刻要求，故而可以寻找更为环保、且成本低廉的天然工质，以天然工质R744(即CO_2)为例，若用于常规的压缩制冷系统，CO_2有着临界温度(31.1℃)偏低、工作压力高的缺点，但在热管系统中不存在压缩机升压过程，运行中制冷剂温度一般在20℃以下，可以很好的在两相区工作。

[0042] 若应用于热管系统，CO_2有着其它制冷剂无法比拟的优点，如：

[0043] a、环保廉价，CO_2为天然工质，其臭氧衰减指数ODP＝0，温室指数GWP＝1。

[0044] b、蒸发潜热大、单位容积制冷量大，如在0℃时，其单位容积制冷量高达R22制冷剂的5.12倍，是R12的8.25倍。这样能大大缩小管道容积及充注量。

[0045] c、运动粘度低。如0℃时其运动粘度只有R717的5.2％、R12的23.8％，能在不增加压降的前提下、进一步缩小管径，提高流速。

[0046] d、导热系数高，能缩小换热器体积。

[0047] 4.热管系统的管道安装更为简单，由于系统内没有压缩机、膨胀阀等高精度部件，也没有吸湿性很强的冷冻油，故而工艺要求简化，也无须安装存油弯等附加弯头。

[0048] 5.由于安装的便利化使得其应用性更好，与空空换热相比，不再需要巨大的风道连接，数十吨重的换热机组，也不存在空空板式换热器的高风阻。

[0049] 6.制冷系统一体化，其部件组装、抽真空加制冷剂等工序全部工厂化安装，大大提高了制冷系统的可靠性和稳定性，消除了常见的工程安装弊病，如焊接泄漏、焊接防氧化不到位造成管内氧化杂质、抽真空不彻底、冷媒充注量不准确等等，避免制冷系统效率下降和故障率提高。

[0050] 7.常规机房空调一般将压缩机等制冷部件放置于室内机，冷凝器置于室外。而本发明的空调系统由于采用了自然冷却方式，在低温季节压缩机无须启动，故而压缩机等制冷部件全部放在室外机无须考虑低温启动、制冷剂迁移等问题，室内机仅需换热器和风机组成，可以缩小机组体积，节约了宝贵的机房面积。

[0051] 8.制冷系统一体化并放置于室外机，不仅增加了可靠性和效率，也大大减少了进入机房内进行空调维护的次数，更利于保证机房环境的稳定。

[0052] 9.室外主机可实现模块化组装效果，例如两台或多台室外主机组合，共用同一个热管系统，这样既实现了分散搬运、安装，又能简化系统减少管道。

[0053] 10.热量传输系统(热管系统)室内末端设计灵活，可采用柜式、行间、吊顶、箱式、冷却背板等多种形式，满足不同场合需要。

[0054] 11.室外主机带有风阀切换功能，使得冷凝器和热管冷凝段换热器能够共用一套风机且不增加风机阻力能耗。

[0055] 12.室外主机还可带有喷雾加湿功能，使得室外进风干球温度下降，进一步节约能耗，扩展利用自然冷源的范围。

附图说明

[0056] 为让本发明的上述目的、特征和优点能更明显易懂，以下结合附图对本发明的具体实施方式作详细说明，其中：

[0057] 图1为现有技术中空气-空气直接换热的空调的结构示意图。

[0058] 图2为现有技术中分离式热管空调的结构示意图。

[0059] 图3为本发明全效多模式节能空调系统的结构示意图。

[0060] 图4a为第一电磁阀开启、第二电磁阀关闭时的第二工质流转示意图，其中粗线条为第二工质流转的管路。

[0061] 图4b为第一旁通风阀开启、第二旁通风阀关闭时的冷风通道空气流路示意图。

[0062] 图5a为第一电磁阀关闭、第二电磁阀开启时的第二工质流转示意图，其中粗线条为第二工质流转的管路。

[0063] 图5b为第一旁通风阀关闭、第二旁通风阀开启时的冷风通道空气流路示意图。

[0064] 图6a为第一电磁阀、第二电磁阀同时关闭时的第二工质流转示意图，其中粗线条为第二工质流转的管路。

[0065] 图6b为第一旁通风阀、第二旁通风阀同时关闭时的冷风通道空气流路示意图。

[0066] 图7为空调系统设置喷雾装置的结构示意图。

[0067] 图中：

[0068] 100、室外主机

[0069] 1、热管冷凝段换热器 2、外机入风口 3、外风机

[0070] 4、压缩机 5、冷凝器 6、膨胀阀

[0071] 7、制冷端换热器

[0072] 71、第一工质通道入口 72、第一工质通道出口

[0073] 73、第二工质通道入口 74、第二工质通道出口

[0074] 200、室内热管装置

[0075] 8、热管蒸发段换热器 9、室内热管风机 10、储液罐

[0076] 11、工质泵 12、第一热管管道 13、第二热管管道

[0077] 14、第三热管管道 15、第四热管管道

[0078] 101、第一热管三通点 102、第二热管三通点

[0079] 16、第一电磁阀 17、第五热管管道 18、第二电磁阀

[0080] 19、回热器 20、第一旁通风阀 21、第二旁通风阀

[0081] 22、喷雾装置 23、单向阀

[0082] 221、储水盒 222、增压水泵 223、雾化喷头

[0083] 224、水盘 225、补水阀

具体实施方式

[0084] 以下结合附图和实施例对本发明作进一步详细说明：

[0085] 图3示出了一种全效多模式节能空调系统，包括室外主机100和室内机，所述的室外主机100包含有一套完整的制冷系统和热管冷凝段换热器1；所述室外主机100的空间功能区分为主机区和风通道区；在所述风通道区靠近所述主机区的室外主机100外壳上设置有外机入风口2，在所述风通道区远离所述主机区的末端设置有外风机3，从所述外机入风口2到外风机3形成所述室外主机100的冷风通道。

[0086] 所述制冷系统包括按顺序串设的压缩机4、冷凝器5、膨胀阀6和制冷端换热器7；所述制冷系统采用常规压缩制冷方法，系统内充注制冷剂；其中制冷端换热器7在所述制冷系统中起到蒸发换热器的作用，可采用多种换热器类型，包括但不限于管壳式、套管式、板式换热器等；所述压缩机具有排气口和回气口。

[0087] 所述冷凝器5和热管冷凝段换热器1设置于所述风通道区，能与所述冷风通道中的冷风进行热交换；所述冷风是指室外空气在所述冷风通道中形成的气流，其温度低于所述冷凝器5和热管冷凝段换热器1的温度，所以称之为冷风。

[0088] 所述制冷端换热器内设置有能相互交换热量的第一工质通道和第二工质通道，所述第一工质通道设置有第一工质通道入口71和第一工质通道出口72，所述第二工质通道设置有第二工质通道入口73和第二工质通道出口74；所述的制冷系统中循环第一工质；所述的第一工质通道入口71与所述的膨胀阀6连通，所述的第一工质通道出口72与所述压缩机4的回气口连通。

[0089] 所述室内机为至少一个室内热管装置200，所述的室内热管装置200包括热管蒸发段换热器8和室内热管风机9；

[0090] 所述室外主机100内还设置有储液罐10和工质泵11；所述储液罐10的出口连通所述工质泵11的入口，所述储液罐10的入口通过第一热管管道12与所述制冷端换热器7的所述第二工质出口74连通，所述工质泵11的出口与所述室内热管装置200中热管蒸发段换热器8的工质入口连通，所述室内热管装置200中热管蒸发段换热器8的工质出口通过第二热管管道13与所述制冷端换热器7的所述第二工质入口73连通。

[0091] 所述热管冷凝段换热器1的工质入口通过第三热管管道14与所述第二热管管道13连通、其连接处形成第一热管三通点101；所述热管冷凝段换热器1的工质出口通过第四热管管道15与所述第二热管管道13连通、其连接处形成第二热管三通点102，所述第二热管管道13上在所述第一热管三通点101、第二热管三通点102之间串设有第一电磁阀16；所述第二热管管道13在所述第二热管三通点102与所述制冷端换热器7的所述第二工质入口73之间的管道通过第五热管管道17与所述第一热管管道12连通，在所述第五热管管道17上串设有第二电磁阀18；

[0092] 制冷系统的制冷原理如下：气液两相状态的制冷剂在制冷端换热器7中蒸发吸热制冷，低温低压的制冷剂气体被压缩机4吸入升压，变为高温高压制冷剂气体，之后进入冷凝器5等压放热后变为高压液体，制冷剂液体经过膨胀阀6节流降压，重新进入制冷端换热器7中蒸发制冷，如此循环。

[0093] 更优地，该空调系统还设置有一回热器19，回热器19内设置有相互之间能交换热

量的第一回热管路和第二回热管路，所述第一回热管路串设于所述压缩机4的排气口和冷凝器5之间的管路上，所述的第二回热管路串设于所述制冷端换热器7的第一工质通道出口72与所述压缩机4的回气口之间的管路上。

[0094] 之所以采用回热器是由于制冷端换热器采用高效换热形式，作为第一工质的制冷剂与第二工质换热温差较小，不宜有大过热度，为避免压缩机液击须采用回热器使吸气具备一定过热度，同时也起到排气预冷效果。另考虑到该系统蒸发温度较高，过渡季节时会出现吸气温度与液管温度温差不大的情况，故而采用独特的排气回热而不是传统的液管回热。

[0095] 在所述的冷风通道中，所述热管冷凝段换热器1和冷凝器5沿着从所述外机入风口2到外风机3的方向顺序设置，在所述热管冷凝段换热器1的旁侧设置有第一旁通风阀20，由所述热管冷凝段换热器1和第一旁通风阀20能隔开冷风通道的两侧空间；在所述冷凝器5的旁侧设置有第二旁通风阀21，由所述冷凝器5和第二旁通风阀21能隔开冷风通道的两侧空间；

[0096] 在室外主机的散热有三种情况：

[0097] 1、当室外温度较高时(如>22℃)，系统不能直接利用室外空气降温，须利用制冷系统作为冷源，第二工质在制冷端换热器7中冷凝，不经过热管冷凝段换热器1。制冷系统启动制冷，热量传输系统(即热管系统)的热量通过制冷端换热器7传递到制冷系统中，实现降温效果。

[0098] 如图4a所示，此时所述第一电磁阀16开启、第二电磁阀18关闭时，由所述的热管蒸发段换热器8、制冷端换热器7、储液罐10和工质泵11形成使用制冷系统的所述室外主机100和室内机之间的热量传输系统(即热管系统)。第二工质(CO_2)仅进入制冷端换热器7冷凝(因热管冷凝段换热器1中压力高及存在阻力，故第二工质不会经过热管冷凝段换热器1)。

[0099] 同时冷风通道的空气流路如图4b所示，开启第一旁通风阀20、关闭第二旁通风阀21，由所述外机入风口2进入的冷风主要通过第一旁通风阀20后继续通过冷凝器5完成换热，即大部分的冷风从风阻更小的第一旁通风阀20通过，一小部分冷风从所述热管冷凝段换热器1通过(仅通过而不换热)；这样总的空气流通截面积加大，有效降低了风阻，节约风机能耗。此时第二旁通风阀21关闭，使空气全部流经过制冷系统的冷凝器5。

[0100] 由于利用了第二工质(CO_2)的相变换热等温性和热传导性能，其室内盘管和制冷端换热器7中换热温差得以维持在较低水平，使得制冷系统能够以较高的蒸发温度高效运行，且因制冷系统的一体化设计，不再存在长配管损耗、现场安装抽空充注不规范损耗，且无须考虑回油、低温等问题，更为高效和可靠。

[0101] 2、当室外温度较低时(如<10℃)，系统可直接利用室外空气作为低温冷源，此时制冷系统关闭，热管系统中第二工质直接在热管冷凝段换热器1中冷凝。此模式下仅需少量风机和工质泵能耗，最为节能。

[0102] 如图5a所示，此时所述第一电磁阀16关闭、第二电磁阀18开启时，由所述的热管蒸发段换热器8、热管冷凝段换热器1、储液罐10和工质泵11形成使用热管冷凝段换热器1的所述室外主机100和室内机之间的热量传输系统(即热管系统)；

[0103] 同时冷风通道的空气流路如图5b所示，开启第二旁通风阀21、关闭第一旁通风阀20，由所述外机入风口2进入的冷风通过所述热管冷凝段换热器1换热，带走热管系统中的

热量，然后主要通过第二旁通风阀21排出；因冷凝器5也并非是封闭的，其翅片间隙仍能通过气流，所以也会有一部分空气流经冷凝器5(仅通过而不换热，因制冷系统已关闭)，这样总的空气流通截面积加大，降低风阻。

[0104] 3、当过渡季节、气温处于二者之间时，仅仅依靠室外气温不足以将全部热量排出，需制冷系统辅助散热。第二工质先进入热管冷凝段换热器预冷，再经过制冷端换热器7继续冷凝。

[0105] 如图6a所示，此时所述第一、第二电磁阀16、18同时关闭时，由所述的热管蒸发段换热器8、热管冷凝段换热器1、制冷端换热器7、储液罐10和工质泵11形成同时使用制冷系统和热管冷凝段换热器1的所述室外主机100和室内机之间的热量传输系统(即热管系统)。

[0106] 同时冷风通道的空气流路如图6b所示，关闭所述的第一旁通风阀20、第二旁通风阀21，所述外机入风口2进入的冷风先通过所述热管冷凝段换热器1换热后，再通过冷凝器5换热。

[0107] 该模式下，室外空气一直流经热管冷凝段换热器1，能最大限度的全效利用室外冷源，热管冷凝段换热器回收新风中的冷量虽然会造成空气升温，但由于过渡季节温差较小，故而升温有限，且本来进风温度已经比标准工况低了很多，因此升温后也不至于对制冷系统造成影响。事实上，常规的机房空调在过渡季节运行时，为了防止冷凝压力过低，还必须采用强制风机降速的方法来抑制冷凝效果，所以该模式的空气流路设计也是相当巧妙而有效的。

[0108] 上述热量传输系统(热管系统)内循环第二工质，所述第二工质为R744(即CO_2工质)。

[0109] 热管系统制冷原理为：室内热管风机9使得机房内空气强制循环，不断流经热管蒸发段换热器8，其盘管内液态CO_2蒸发吸热，使空气温度降低，产生制冷效果。而气态CO_2经管道进入室外主机100中的制冷端换热器7和/或热管冷凝段换热器1。CO_2冷凝成液体后进入储液罐10，再进入工质泵11，由功耗极小的工质泵11将液态CO_2输送至室内末端(即室内热管装置200热管蒸发段换热器8的盘管中)，如此周而复始。

[0110] 所述的第二工质除CO_2工质外，亦可应用多种相变工质，如常规相变制冷剂工质：R410A、R22、R134a等等。

[0111] 当然，上述室外主机100中的冷风通道中的第一、第二旁通风阀16、18的空气流路结构管理设计也可以根据具体环境和设计思路的不同另外设计、甚至不设置旁通风阀，只要通过第一第二电磁阀能够切换制冷系统和/或热管系统作为冷源，所述的热管冷凝段换热器1和冷凝器5在冷风通道中能正常工作即可。

[0112] 进一步地，为了避免由所述第一回热管路向压缩机方向的逆流，在所述第一回热管路和所述压缩机的排气口之间还可以串设有单向阀23。

[0113] 为了进一步节约能耗，扩展利用自然冷源的范围，在所述室外主机100的风通道区靠近外机入风口2的起始段设置有喷雾装置22，如图7所示，沿通风方向所述喷雾装置22设置于所述的冷凝器5和热管冷凝段换热器1之前；所述的喷雾装置22包括储水盒221、增压水泵222、雾化喷头223和水盘224，所述储水盒221通过补水阀225与供水管道连接，所述的雾化喷头223通过增压水泵222与所述的储水盒221连通，所述的水盘224设置于所述雾化喷头223下方并与所述储水盒221连接，收集多余的水滴后重新汇集至所述储水盒221中。

[0114] 在自然冷却或者混合模式下，加湿功能可显著降低进风温度，而在制冷模式下，该功能可显著降低制冷系统高压，节约压缩机能耗。

[0115] 该功能扩大了利用室外冷源的温度范围，以下简要计算说明：

[0116] 已知喷雾加湿(或湿膜加湿)为等焓加湿降温过程。设不带加湿功能的机组可利用的室外温度范围为<22℃；设室外空气相对湿度为50％，设喷雾加湿可将进风相对湿度加至90％。

[0117] 由以上条件可知加湿后的空气状态点为：干球温度＝22℃，焓值＝60.2kj/kg。

[0118] 由焓值和相对湿度即可求出进风状态点：干球温度＝28.6℃。

[0119] 也就是说，在空气相对湿度在50％的情况下，其温度利用范围可提高至<28.6℃。如果在气候干燥地区会获得更好的利用效果。

[0120] 在制冷模式下，近似采用冷凝温度下降6.6℃，压缩机能耗约降为原来的87％。

[0121] 当然，加湿功能的采用有其局限性，须耗费水资源并须应用在气候干燥地区，出于使用环境和设计方案的不同，喷雾装置22可以不设置。

[0122] 上述制冷系统也可采用吸附式、磁制冷、吸收式等其它制冷方式，总之只要制冷系统功能在于通过输入能量(电能或热能等)实现热量从低温侧到高温侧的非自发转移。只要制冷系统中所述低温侧为制冷端换热器7，所述制冷系统的高温侧和热管冷凝段换热器1设置于所述风通道区，能与所述冷风通道中的冷风进行热交换；而制冷端换热器7的第一工质通道串设于所述制冷系统的管路中作为所述制冷系统的低温侧即可。

[0123] 上述的电磁阀，也可以是其它的常规形式的截断阀，只要能够通过开启、关闭截断阀来控制切换设置处管路的工质流动通道的开关状态即可，甚至截断阀可以是手动控制的。

[0124] 以上所述，仅为本发明的具体实施方式，但本发明的保护范围并不局限于此，任何熟悉本技术领域的技术人员在本发明揭露的技术范围内，可轻易想到变化或替换，都应涵盖在本发明的保护范围之内。因此，本发明的保护范围应所述以权利要求的保护范围为准。

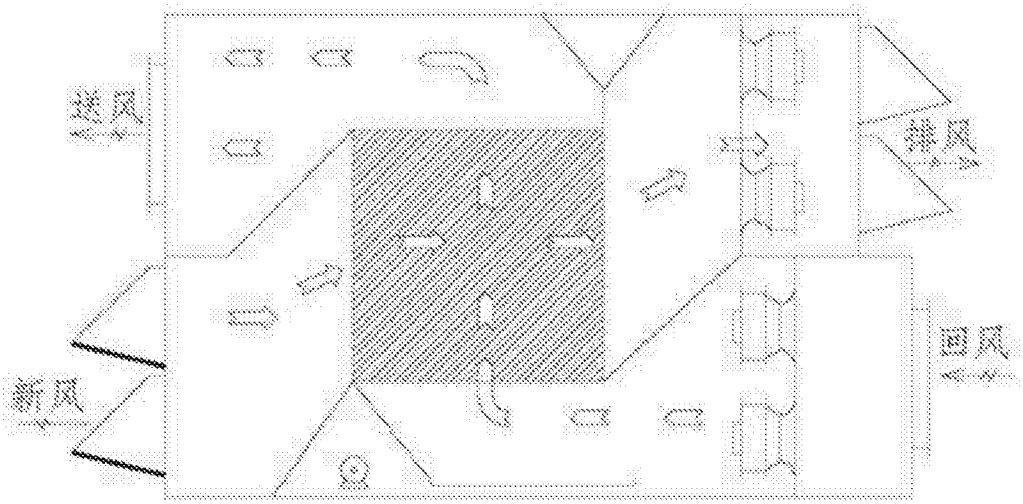


图1

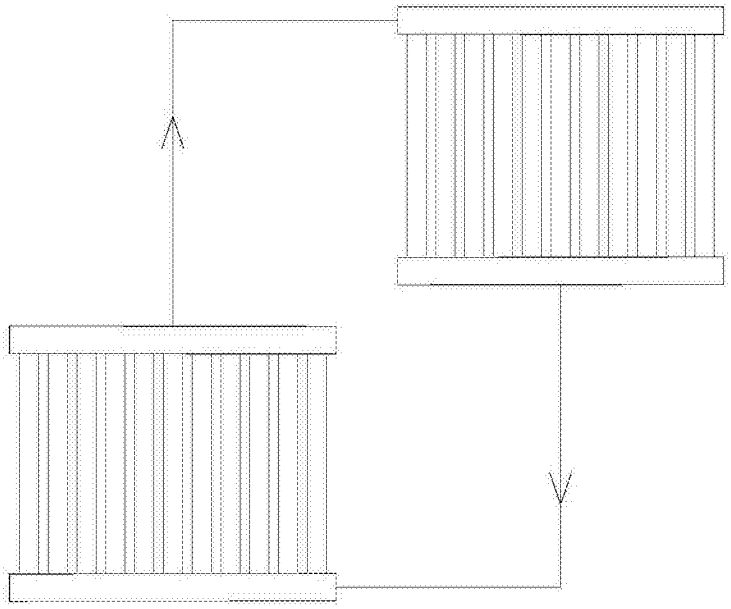


图2

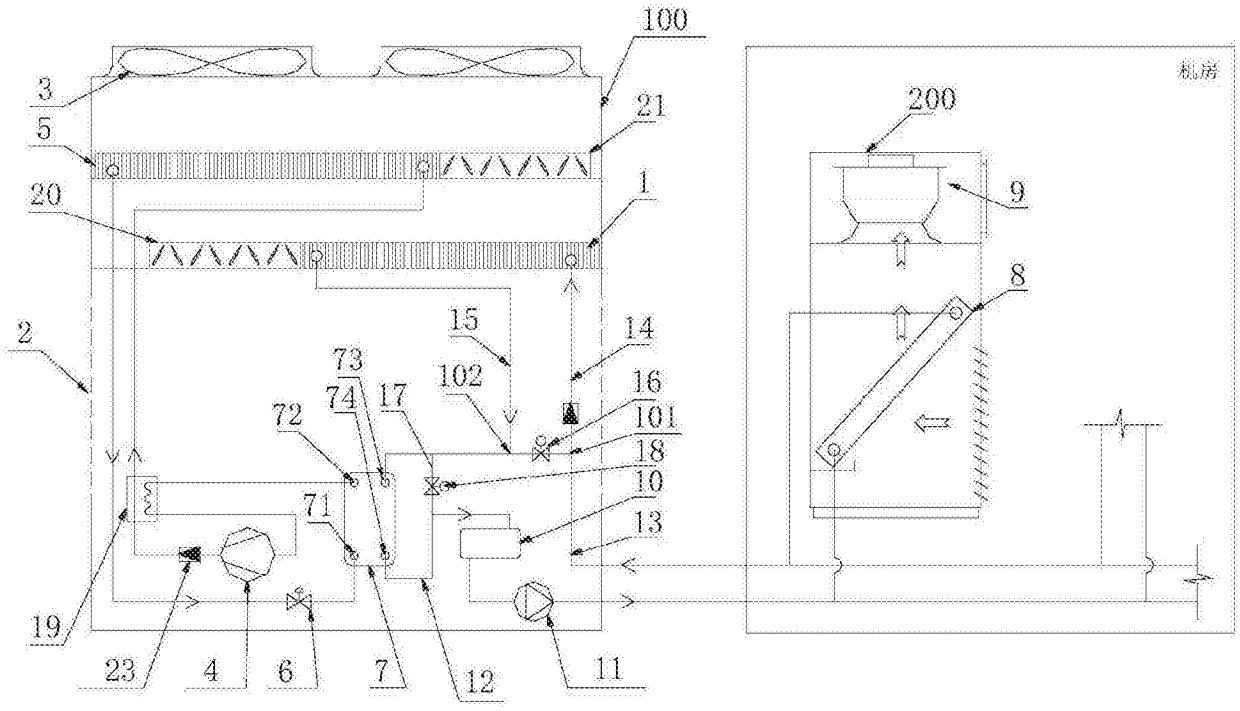

100
3
21
5
1
20
2
15
14
73
102
16
74
17
72
101
18
10
71
13
19
23
4
6
7
12
11
机房
200
9
8

图3

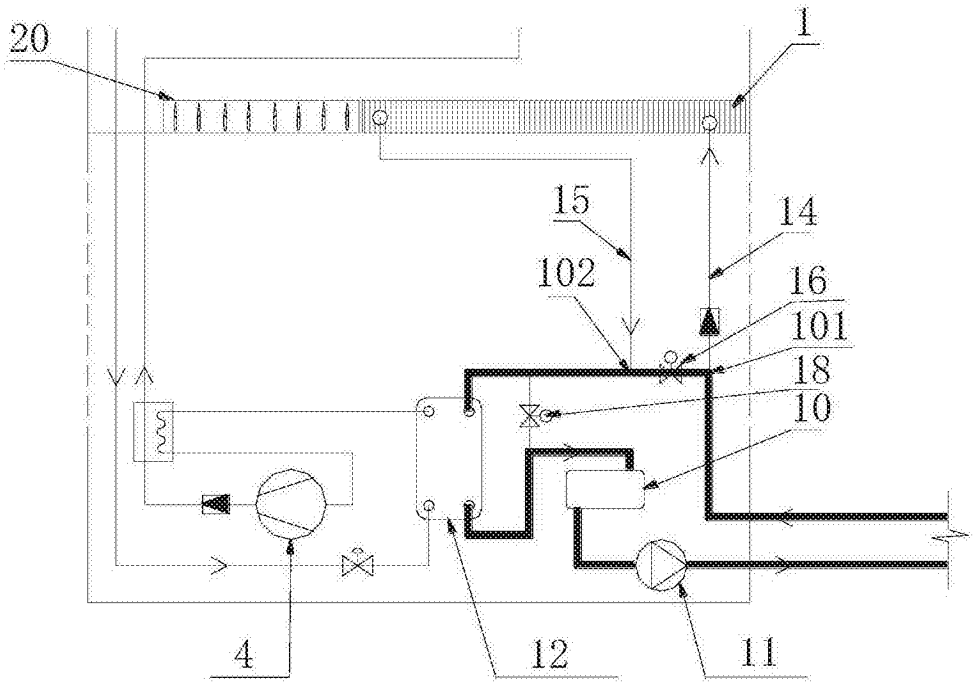

20
1
15
14
102
16
101
18
10
4
12
11

图4a

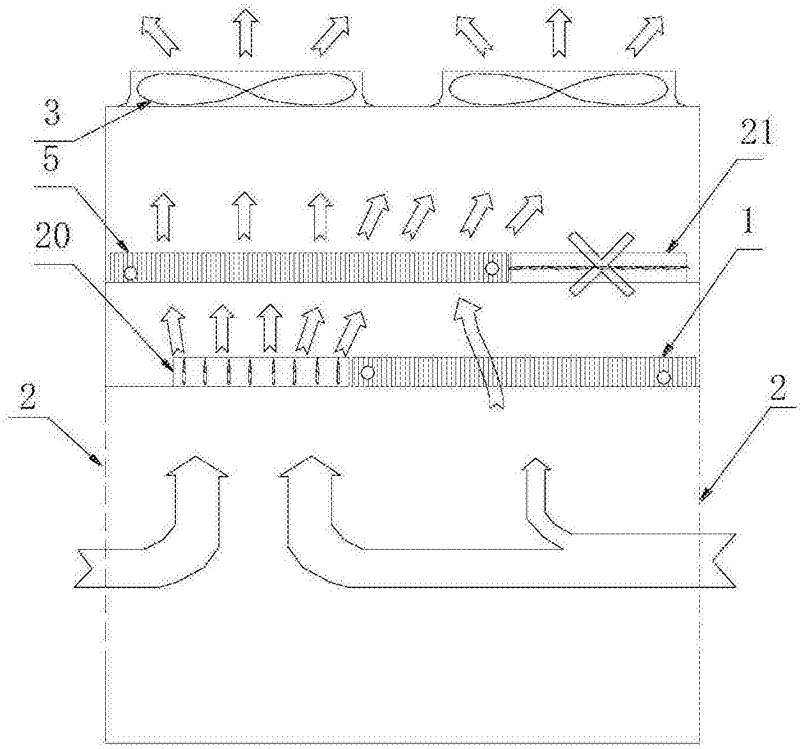


图4b

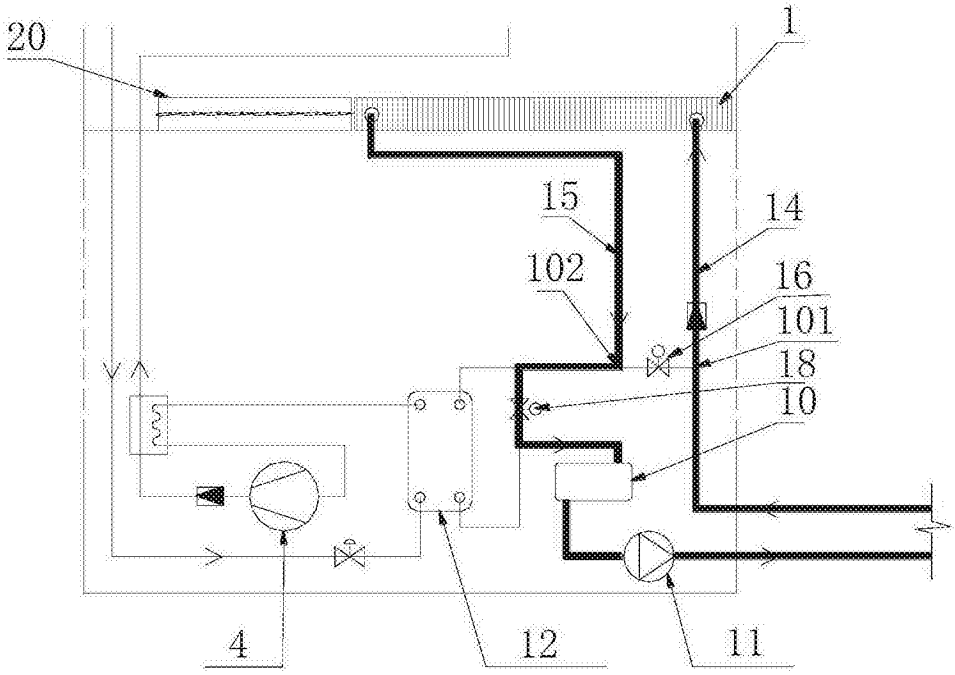


图5a

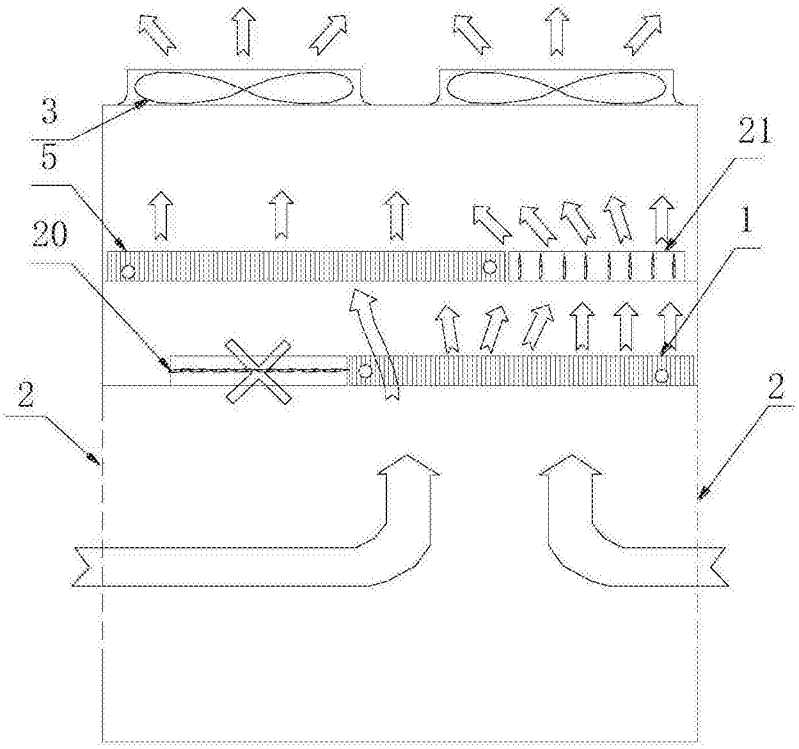


图5b

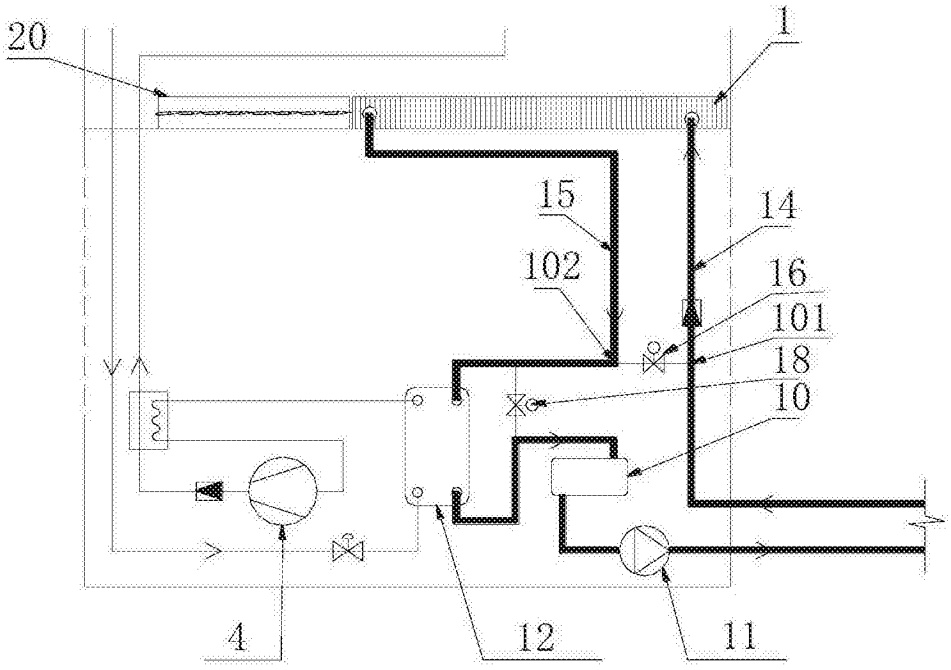


图6a

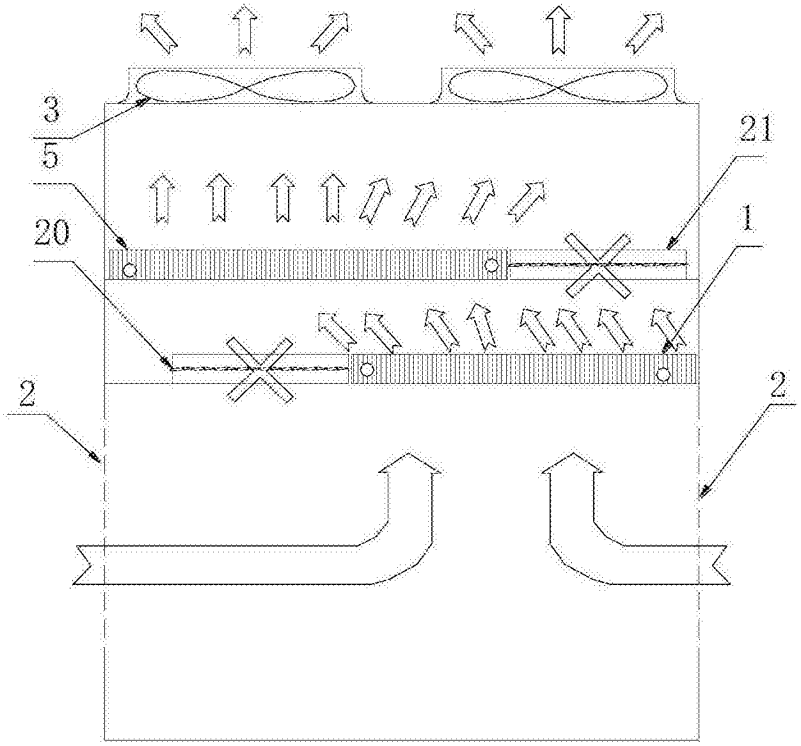


图6b

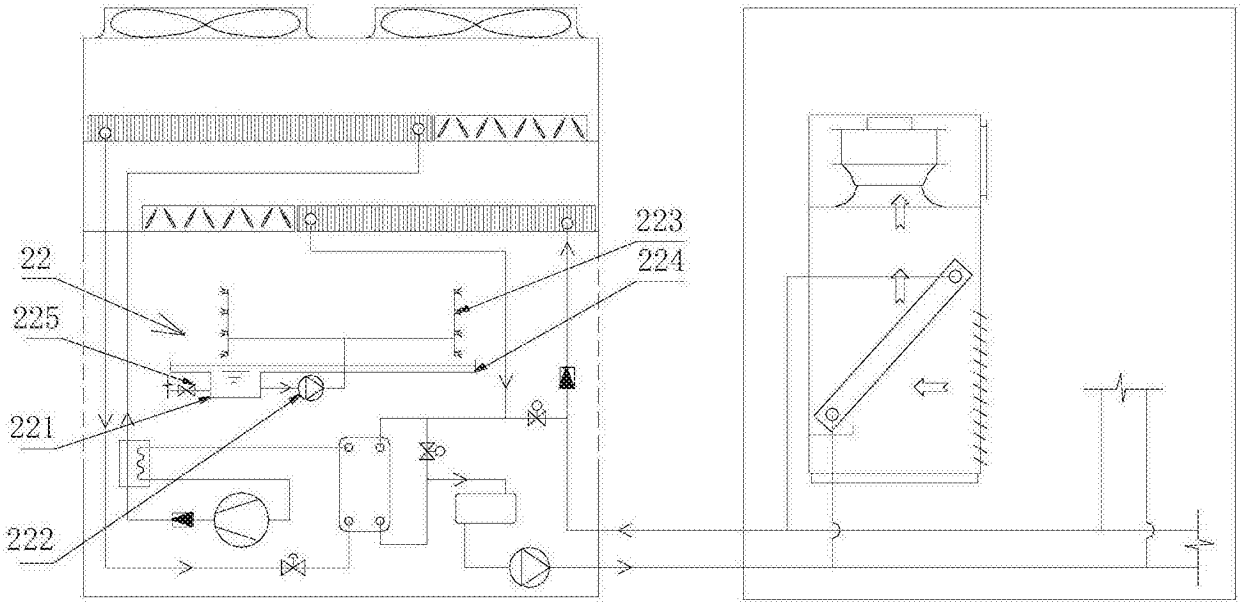


图7