(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 108826554 A
(43)申请公布日 2018.11.16

(21)申请号 201810941319.2

(22)申请日 2018.08.17

(71)申请人 北京中热信息科技有限公司
地址 100097 北京市顺义区牛栏山镇腾仁路11号院3幢4层

(72)发明人 孙继东 丁式平 何慧丽 杨赢喜 张贺

(51)Int.Cl.
F24F 5/00(2006.01)
F24F 11/89(2018.01)
F25B 41/06(2006.01)
F25B 43/00(2006.01)

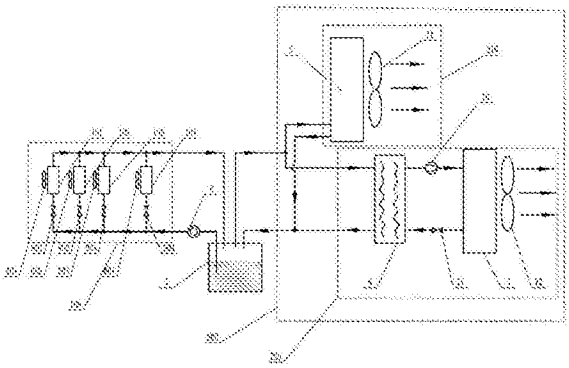
权利要求书1页 说明书6页 附图3页

(54)发明名称

一种双冷源热管空调多联机组

(57)摘要

一种双冷源热管空调多联机组，包括热管末端系统、储液罐、循环泵、多组并联的冷源系统、温度传感器和控制模块；所述循环泵的进口与储液罐连通；所述循环泵的出口连通于热管末端系统的进口，热管末端系统的出口与储液罐连通；所述多组并联的冷源系统的进口与出口分别与储液罐连通；所述热管末端系统包括多组并联的热管室内机；每一组热管室内机包括热管蒸发器和对应电子膨胀阀；每组冷源系统包括自然冷源和压缩机冷源，自然冷源和压缩机冷源是相互并联的，所有组冷源系统并联以后的总进口与储液罐的顶部连通，总出口与储液罐连通，这样整个装置的冷源系统有三种运行模式，即：压缩机冷源模式、自然冷源模式、压缩机和自然冷源同时使用的混合模式。



CN 108826554 A

1.一种双冷源热管空调多联机组，其特征在于，包括热管末端系统、储液罐、循环泵、多组并联的冷源系统、温度传感器和控制模块；所述循环泵的进口与储液罐连通；所述循环泵的出口连通于热管末端系统的进口，热管末端系统的出口与储液罐连通；所述多组并联的冷源系统的进口与出口分别与储液罐连通，其中多组并联的冷源系统的进口位于储液罐的顶部；所述热管末端系统包括多组并联的热管室内机；每一组热管室内机包括热管蒸发器和对应电子膨胀阀，所述电子膨胀阀连接在热管蒸发器的进口，这样所有组热管室内机的电子膨胀阀和热管蒸发器串联支路相互并联起来形成热管末端系统；每组冷源系统包括自然冷源和压缩机冷源，自然冷源和压缩机冷源是相互并联的，所有组冷源系统并联以后的总进口与储液罐的顶部连通，总出口与储液罐连通，这样整个装置的冷源系统有三种运行模式，即：压缩机冷源模式、自然冷源模式、压缩机和自然冷源同时使用的混合模式；所述温度传感器用于检测机房内外的湿度差，控制模块的信号输入端与温度传感器的信号输出端相连，根据温度传感器传输收录的信号控制热管空调装置的工作。

2.根据权利要求1所述的一种双冷源热管空调多联机组，其特征在于，所述每组冷源系统的自然冷源包括热管冷凝器，热管冷凝器的进口与储液罐的顶部连通，热管冷凝器的出口与储液罐连通。

3.根据权利要求1所述的一种双冷源热管空调多联机组，其特征在于，所述压缩机冷源包括中间换热器、压缩机、压缩机冷凝器和第一电子膨胀阀；所述中间换热器的热管管路的进口与储液罐的顶部连通，出口与储液罐连通；中间换热器的压缩机循环管路连接在压缩机和第一电子膨胀阀之间。

4.根据权利要求3所述的一种双冷源热管空调多联机组，其特征在于，所述中间换热器是板式换热器、管壳换热器、套管换热器或高效罐中的一种。

5.根据权利要求2或3所述的一种双冷源热管空调多联机组，其特征在于，所述热管冷凝器和中间换热器的位置均高于储液罐的位置，实现热管冷凝器和中间换热器冷凝的制冷工质靠重力回流至储液罐。

6.根据权利要求2或3所述的一种双冷源热管空调多联机组，其特征在于，所述自然冷源的热管冷凝器和压缩机冷源系统的压缩机冷凝器共用一个冷凝器风扇，压缩机冷凝器和热管冷凝器并排放置，冷凝器风扇安装于压缩机冷凝器的一侧，风向为从热管冷凝器到压缩机冷凝器，使室外空气依次通过热管冷凝器和压缩机冷凝器与其换热。

7.根据权利要求1所述的一种双冷源热管空调多联机组，其特征在于，所述循环泵是氟泵或者二相流泵。

8.根据权利要求1所述的一种双冷源热管空调多联机组，其特征在于，所述所有压缩机是变频压缩机。

一种双冷源热管空调多联机组

技术领域

[0001] 本申请涉及制冷与空调技术领域，具体涉及一种双冷源热管空调多联机组。

背景技术

[0002] 随着我国通信行业迅猛发展，机房的能源消耗和节能问题亟待解决，而将热管技术用于通信机房和信息中心机房的空调节能这一新技术，以其高效节能，绿色环保的优越性引发了广泛的关注。

然而，热管系统的制冷能力很容易受机房室外温度状况的影响，当机房室外的温度越高，热管系统的制冷能力就会越差，即热管系统所能降低的机房室内的温度值越小；尤其是当机房室内外的温度差小于某一数值(如5℃)时，就可能会使热管系统无法有效制冷。因此，单独采用热管系统，难以有效保证机房室内的温度时刻都能满足机房设备对温度的要求。

[0003] 现有技术中，为了解决该问题，通常会将热管系统和常规机械压缩式制冷空调联合使用，这样当机房室外温度较高时，就通过常规机械压缩式制冷空调进行制冷，为机房设备提供适宜的工作温度。然而，使用这种热管系统和常规机械压缩式制冷空调联合运行的空调模式，也存在有1个较大问题：如果单压缩机供冷，系统无法备份；如果双压缩机供冷，会造成压缩机冷冻机油分布不均，造成压缩机损坏，起不到备份的效果。

[0004] 因此，如何设计一种既能提高室外自然冷源利用率，又能提高机组整体性能和可靠性，进而研究提出更佳的解决方案，确保数据中心或通信机房设备全年正常稳定运行的制冷降温装置，是本领域亟待解决的问题。

发明内容

[0005] 本发明的目的在于克服上述现有技术存在的问题，而提供了一种双冷源热管空调多联机组，通过机械制冷回路和热管冷却回路更加完善的结构设计和更加合理的制冷方法设计，实现本发明中的装置能够采用动力热管系统作为末端，自然冷源和机械制冷作为冷源的工作模式，在适应不同的室外环境温度情况，满足机房内全年室内温控的可靠和高效的同时，延长装置的使用寿命。

[0006] 为了达到上述目的，本发明的技术方案是：一种双冷源热管空调多联机组，包括热管末端系统、储液罐、循环泵、多组并联的冷源系统、温度传感器和控制模块；所述循环泵的进口与储液罐连通；所述循环泵的出口连通于热管末端系统的进口，热管末端系统的出口与储液罐连通；所述多组并联的冷源系统的进口与出口分别与储液罐连通，其中多组并联的冷源系统的进口位于储液罐的顶部；所述热管末端系统包括多组并联的热管室内机；每一组热管室内机包括热管蒸发器和对应电子膨胀阀，所述电子膨胀阀连接在热管蒸发器的进口，这样所有组热管室内机的电子膨胀阀和热管蒸发器串联支路相互并联起来形成热管末端系统；每组冷源系统包括自然冷源和压缩机冷源，自然冷源和压缩机冷源是相互并联的，所有组冷源系统并联以后的总进口与储液罐的顶部连通，总出口与储液罐连通，这样整

个装置的冷源系统有三种运行模式，即：压缩机冷源模式、自然冷源模式、压缩机和自然冷源同时使用的混合模式；所述温度传感器用于检测机房内外的湿度差，控制模块的信号输入端与温度传感器的信号输出端相连，根据温度传感器传输收录的信号控制热管空调装置的工作。

[0007] 进一步地，所述每组冷源系统的自然冷源包括热管冷凝器，热管冷凝器的进口与储液罐的顶部连通，热管冷凝器的出口与储液罐连通。

[0008] 进一步地，所述压缩机冷源包括中间换热器、压缩机、压缩机冷凝器和第一电子膨胀阀；所述中间换热器的热管管路的进口与储液罐的顶部连通，出口与储液罐连通；中间换热器的压缩机循环管路连接在压缩机和第一电子膨胀阀之间。

[0009] 进一步地，所述中间换热器是板式换热器、管壳换热器、套管换热器或高效罐中的一种。

[0010] 进一步地，所述热管冷凝器和中间换热器的位置均高于储液罐的位置，实现热管冷凝器和中间换热器冷凝的制冷工质靠重力回流至储液罐。

[0011] 进一步地，所述自然冷源的热管冷凝器和压缩机冷源系统的压缩机冷凝器共用一个冷凝器风扇，压缩机冷凝器和热管冷凝器并排放置，冷凝器风扇安装于压缩机冷凝器的一侧，风向为从热管冷凝器到压缩机冷凝器，使室外空气依次通过热管冷凝器和压缩机冷凝器与其换热。

[0012] 进一步地，所述循环泵是氟泵或者二相流泵。

[0013] 进一步地，所述所有压缩机是变频压缩机。

[0014] 与现有技术相比，本发明具有以下优势：

1、通过热管末端系统和冷源系统更加完善的结构设计和更加合理的制冷方法设计，实现本发明中的装置能够采用动力热管系统作为末端，自然冷源和压缩机制冷作为冷源的工作模式，解决了现有空调与在适应不同的室外环境温度情况，满足机房内全年室内温控的可靠和高效的同时，延长装置的使用寿命、能耗大的问题；

2、压缩机制冷采用变频压缩机，根据冷量需求所有压缩机一起低频、中频或者高频工作，相互之间备份，减少压缩机的启停次数，提高制冷效率，延长使用寿命；

3、另外，通过在热管末端系统节流装置的设计，实现每个热管末端系统中制冷剂最佳充液率进行运作，降低能源消耗，提高效率，获得良好的节能效果。

附图说明

[0015] 图1为本发明热管空调装置第一种实施例的结构示意图。

[0016] 图2为本发明热管空调装置第二种实施例的结构示意图。

[0017] 图3为本发明热管空调装置第三种实施例的结构示意图。

[0018] 图4为本发明热管空调装置第四种实施例的结构示意图。

[0019] 图中：100、热管末端系统；101、热管第一蒸发器；102、热管第二蒸发器；103、热管第三蒸发器；104、热管第四蒸发器；10N、热管第N蒸发器；200、冷源系统；210、自然冷源；220、压缩机冷源；2、热管冷凝器；3、压缩机冷凝器； 4、中间换热器；5、储液罐；601、蒸发器第一风扇；602、蒸发器第二风扇；603、蒸发器第三风扇；604、蒸发器第四风扇；60N、蒸发器第N风扇；7、冷凝器风扇；71、热管冷凝器风扇；72、 压缩机冷凝器风扇；8、循环泵；901、第一

电子膨胀阀；902、第二电子膨胀阀；903、第三电子膨胀阀；904、第四电子膨胀阀；90N、第N电子膨胀阀；10、压缩机；11、压缩机电子膨胀阀。

具体实施方式

[0020] 下面用实施例来进一步说明本发明，以下所述仅为本发明的优选实施例而已，并不用于限制本发明，尽管参照前述实施例对本发明进行了详细的说明，对于本领域的技术人员来说，其依然可以对前述各实施例所记载的技术方案进行修改，或者对其中部分技术特征进行等同替换。凡在本发明的精神和原则之内，所作的任何修改、等同替换、改进等，均应包含在本发明的保护范围之内。

[0021] 具体实施方式一

请参考图1所示本发明一种双冷源热管空调多联机组包括热管末端系统100、储液罐5、循环泵8、冷源系统200、温度传感器和控制模块。所述循环泵8的进口与储液罐5连通，且进口深入储液罐5内的底部；所述循环泵8的出口连通于热管末端系统100的进口，热管末端系统100的出口与储液罐5连通；所述冷源系统200的进口与出口分别与储液罐5连通，其中冷源系统200的进口位于储液罐5的顶部。

[0022] 所述热管末端系统100包括N组并联的热管室内机，每一组热管室内机均包括一一对应的热管蒸发器、蒸发器风扇和电子膨胀阀，其中N是大于等于2的自然数；每一组热管室内机的电子膨胀阀串联在热管蒸发器的进口；所有热管室内机是相互并联的，即所有热管室内机中的电子膨胀阀与对应的热管蒸发器串联支路相互并联形成热管末端系统100的蒸发回路；每一组热管室内机的蒸发器风扇安装于对应的热管蒸发器的一侧，用于促进室内空气与热管蒸发器的换热。

[0023] 在本实施例中，N=4，即所述热管末端系统100包括四组并联的热管室内机；每组热管室内机包括一一对应的热管蒸发器101~104、蒸发器风扇601~604和电子膨胀阀901~904，每一组热管室内机的电子膨胀阀901~904连接在对应的热管蒸发器101~104的进口；每一组的蒸发器风扇601~604安装于对应的热管蒸发器101~104的一侧，用于促进室内空气与热管蒸发器101~104的换热。

[0024] 所述冷源系统200包括自然冷源210和压缩机冷源220，自然冷源210和压缩机冷源220并联以后，其总进口与储液罐5的顶部连通，总出口与储液罐5连通。

[0025] 所述自然冷源210包括热管冷凝器2和热管冷凝器风扇71，热管冷凝器2的进口与储液罐5的顶部连通，热管冷凝器2的出口与储液罐连通；热管冷凝器风扇71安装于热管冷凝器2的一侧，用于促进自然冷源与热管冷凝器2的换热。

[0026] 所述压缩机冷源220包括中间换热器4、压缩机10、压缩机冷凝器3、压缩机冷凝器风扇72和压缩机电子膨胀阀11，所述中间换热器4、压缩机10、压缩机冷凝器3和压缩机电子膨胀阀11按照以上顺序连通起来组成一个独立循环的压缩冷源系统；压缩机冷凝器风扇72安装于压缩机冷凝器3的一侧，用于促进压缩机冷凝器3向环境中散热。

[0027] 所述中间换热器4是板式换热器、管壳换热器、套管换热器或高效罐的一种；中间换热器4的热管管路作为热管末端系统100的冷凝器，其进口与储液罐5的顶部连通，出口与储液罐5连通；中间换热器4的压缩机循环管路作为压缩机冷源220的蒸发器，其连接在压缩机10和压缩机电子膨胀阀11之间，实现压缩机冷源220通过中间换热器4的热交换为热管末

端系统100的热管蒸发器1提供冷量。

[0028] 所述压缩机10是变频压缩机。

[0029] 所述循环泵8为氟泵或者二相流泵。

[0030] 所述热管冷凝器2和中间换热器4的安装位置要高于储液罐5的位置，实现储液罐5内部的气态制冷工质自然上行进入热管冷凝器2或中间换热器4的热管管道进行散热，热管冷凝器2或中间换热器4的热管管道中冷凝的制冷工质靠重力回流至储液罐5。

[0031] 所述热管冷凝器2和中间换热器4的安装位置位于储液罐5上方大于等于200mm处。

[0032] 所述热管冷凝器2和中间换热器4的安装位置位于储液罐5上方大于等于300mm处。

[0033] 所述温度传感器用于检测机房内外的湿度差，控制模块的信号输入端与温度传感器的信号输出端相连，根据温度传感器传输收录的信号控制热管空调装置的工作，即通过温度高低的判断和运算后，控制压缩机电子膨胀阀11和电子膨胀阀901~904的开度、以及热管冷凝器风扇71、压缩机冷凝器风扇72和压缩机10的转速；使得整个装置的冷源系统有三种运行模式，即：压缩机冷源模式、自然冷源模式、压缩机和自然冷源同时使用的混合模式。三种模式可最大化的使用室外冷源，减少压缩机的运行时间，大幅提高制冷系统的全年能效。

[0034] 当冬季室外天气寒冷时，室内外温差较大，压缩机10停止工作，热管末端系统100单独使用室外自然冷源210为室内降温，该工作模式下所有热管室内机的热管换热器101~104内的液体冷媒工质，吸收室内热量汽化成为蒸汽，汽化的冷媒工质和没有汽化的部分液体冷媒工质直接被送入储液罐5，在储液罐5内进行气液分离；由于热管冷凝器2内有冷凝过程，储液罐5内的气态冷媒工质自然上行进入热管冷凝器2，通过室外自然冷空气释放热量，从而冷凝为液体靠重力作用流回储液罐5内；储液罐5内的液体冷媒工质在循环泵8的作用下分别经电子膨胀阀901~904流回对应的热管蒸发器101~104。

[0035] 当处于夏季等炎热室外天气时，室内外温差很小或者为负，热管末端系统100单独使用压缩机冷源220为室内降温，该工作模式，压缩机10变频开启，各热管室内机的热管蒸发器101~104 内的液体冷媒工质，吸收室内热量汽化成为蒸汽，汽化的冷媒工质和没有汽化的部分液体冷媒工质直接被送入储液罐5，在储液罐5内进行气液分离；由于中间换热器4的热管管路内有冷凝过程，储液罐5内的气态冷媒工质自然上行进入中间换热器4热管管路与压缩机循环管路中的制冷剂进行热交换，释放热量，从而冷凝为液体靠重力作用流入储液罐5内；储液罐5内的液体冷媒工质在循环泵8的作用下分别经电子膨胀阀901~904节流回对应的热管蒸发器101~104；而中间换热器4压缩机循环管路中的液体制冷剂吸收了热管管路冷媒释放的热量气化成为蒸气，被吸入压缩机10，压缩后的高压气体流入压缩机冷凝器3，冷凝成为液体，并经压缩机电子膨胀阀11重新流入中间换热器4的压缩机循环管路。

[0036] 在春秋过渡季节室外天气凉爽变化，压缩机开启，热管末端系统100同时使用室外自然冷源210和压缩机冷源220为室内降温。该工作模式下，每组热管室内机的热管蒸发器101~104内的液体冷媒工质，吸收室内热量汽化成为蒸汽，汽化的冷媒工质和没有汽化的部分液体冷媒工质直接被送入储液罐5，在储液罐5内进行气液分离；储液罐5内的气态冷媒工质自然上升部分直接进入热管冷凝器2，通过室外自然冷空气释放热量，冷凝为液体靠重力作用流入储液罐5内；另一部分蒸汽直接进入中间换热器4热管管路与压缩机循环管路中的制冷剂进行热交换，释放热量，冷凝为液体靠重力作用也流入储液罐5内；储液罐5内的液

体冷媒工质在循环泵8的作用下经电子膨胀阀901~904节流回对应的热管蒸发器101~104；而中间换热器4压缩机循环管路中的液体制冷剂吸收了热管管路冷媒释放的热量气化成为蒸气，被吸入压缩机10，压缩后的高压气体流入压缩机冷凝器3，冷凝成为液体，并经压缩机电子膨胀阀11重新流入中间换热器4压缩机循环管路。

[0037] 具体实施方式二

请参考图2所示，本实施例中，所述自然冷源的热管冷凝器2和压缩机冷源的压缩机冷凝器3共用一个冷凝器风扇7，压缩机冷凝器3和热管冷凝器2并排放置，冷凝器风扇7安装于压缩机冷凝器3的一侧，风向为从热管冷凝器2到压缩机冷凝器3，使室外空气依次通过热管冷凝器2和压缩机冷凝器3与其换热。其余部分与实施例一相同，工作方法也相同。

[0038] 具体实施方式三

请参考图3所示，本实施例中，热管末端系统100包括N组并联的热管室内机，其中N是大于等于2的自然数；每组热管室内机包括一一对应的热管蒸发器101~10N和电子膨胀阀901~90N，每一组热管室内机的电子膨胀阀901~90N连接在对应的热管蒸发器101~10N的进口；所有热管室内机按照图3所示并联起来组成热管末端系统100；所述热管末端系统100的总进口与循环泵8出口连接，热管末端系统100的出口与储液罐5连接。

[0039] 所述每组热管室内机的热管蒸发器101~10N的一侧均安装有蒸发器风扇601~60N，其用于促进室内空气与热管蒸发器101~10N的换热。

[0040] 热管空调多联机组的冷源系统也包括L组（其中，L大于等于2，L是自然数）并联的冷源系统200；每组冷源系统200包括自然冷源210和压缩机冷源220，每组冷源系统200的自然冷源210和压缩机冷源220并联以后，其总进口与储液罐5的顶部连通，总出口与储液罐5连通。

[0041] 每组冷源系统的自然冷源210和压缩机冷源220的结构与部件的连接方式跟实施例一相同，工作方法也相同。

[0042] 本实施例中热管多联机组的工作原理为：

当冬季室外天气寒冷时，室内外温差较大，所有组冷源系统的压缩机10停止工作，热管末端系统100单独使用所有组冷源系统的室外自然冷源210为室内降温；该工作模式下，所有热管室内机的热管蒸发器101~10N内的液体冷媒工质，吸收室内热量汽化成为蒸汽，汽化的冷媒工质和没有汽化的部分液体冷媒工质直接被送入储液罐5，在储液罐5内进行气液分离；由于各组冷源系统的热管冷凝器2内有冷凝过程，储液罐5内的气态冷媒工质自然上行进入各组冷源系统的热管冷凝器2，通过室外自然冷空气释放热量，从而冷凝为液体靠重力作用流回储液罐5内；储液罐5内的液体冷媒工质在循环泵8的作用下分别经电子膨胀阀901~904流回对应的热管蒸发器101~104。

[0043] 当处于夏季等炎热室外天气时，室内外温差很小或者为负，热管末端系统100单独使用所有的压缩机冷源220为室内降温，该工作模式，压缩机10开启，根据需要所有压缩机10通过变频提供对应的冷量；每组热管室内机的热管蒸发器101~10N内的液体冷媒工质，吸收室内热量汽化成为蒸汽，汽化的冷媒工质和没有汽化的部分液体冷媒工质直接被送入储液罐5，在储液罐5内进行气液分离；由于所有的中间换热器4热管管路内有冷凝过程，储液罐5内的气态冷媒工质自然上行进入各组冷源系统200的中间换热器4热管管路与压缩机循环管路中的制冷剂进行热交换，释放热量，从而冷凝为液体靠重力作用流入储液罐5内；储

液罐5内的液体冷媒工质在循环泵8的作用下经电子膨胀阀901~90N节流回对应的热管蒸发器101~10N;而各组压缩机冷源220的中间换热器4压缩机循环管路中的液体制冷剂吸收了热管管路冷媒释放的热量气化成为蒸气,被吸入压缩机10,压缩后的高压气体流入压缩机冷凝器3,冷凝成为液体,并经压缩机电子膨胀阀11重新流入中间换热器4的压缩机循环管路。

[0044] 在春秋过渡季节室外天气凉爽变化,压缩机10开启,根据需要所有压缩机10通过变频提供对应的冷量;热管末端系统100同时使用所有的室外自然冷源210和机械制冷源220为室内降温。该工作模式下,每组的热管蒸发器101~10N内的液体冷媒工质,吸收室内热量汽化成为蒸汽,汽化的冷媒工质和没有汽化的部分液体冷媒工质直接被送入储液罐5,在储液罐5内进行气液分离;储液罐5内的一部分气态冷媒工质自然上行进入各组冷源系统的热管冷凝器2,通过室外自然冷空气释放热量,从而冷凝为液体靠重力作用流回储液罐5内;储液罐5内的另一部分蒸汽进入冷源系统200的各中间换热器4热管管路与压缩机循环管路中的制冷剂进行热交换,释放热量,冷凝为液体靠重力作用也流入储液罐5内;储液罐5内的液体冷媒工质在循环泵8的作用下分别经电子膨胀阀901~90N节流回对应的热管蒸发器101~10N;而冷源系统200的各中间换热器4压缩机循环管路中的液体制冷剂吸收了热管管路冷媒释放的热量气化成为蒸气,被吸入压缩机10,压缩后的高压气体流入压缩机冷凝器3,冷凝成为液体,并经压缩机电子膨胀阀11重新流入中间换热器4压缩机循环管路。

[0045] 具体实施方式四

请参考图4所示,本实施例中,每组冷源系统的自然冷源的热管冷凝器2和压缩机冷源的压缩机冷凝器3共用一个冷凝器风扇7,压缩机冷凝器3和热管冷凝器2并排放置,冷凝器风扇7安装于压缩机冷凝器3的一侧,风向为从热管冷凝器2到压缩机冷凝器3,使室外空气依次通过热管冷凝器2和压缩机冷凝器3与其换热。其余部分与实施例三相同,工作方法也相同。

[0046] 需要说明的是,对于前述的各实施例,为了简单描述,故将其都表述为的部件或部件组合,但是本领域技术人员应该知悉,本申请并不受所描述的部件名称的限制,因为依据本申请,某些部件可以实现上述对应部件的功能的也在本申请的保护范围之内。其次,本领域技术人员也应该知悉,说明书中所描述的实施例均属于优选实施例,所涉及的部件并不一定是本申请所必须的。

[0047] 上述本申请实施例序号仅仅为了描述,不代表实施例的优劣。

[0048] 在本申请的上述实施例中,对各个实施例的描述都各有侧重,某个实施例中没有详述的部分,可以参见其他实施例的相关描述。

[0049] 以上所述仅是本申请的优选实施方式,应当指出,对于本技术领域的普通技术人员来说,在不脱离本申请原理的前提下,还可以做出若干改进和润饰,这些改进和润饰也应视为本申请的保护范围。

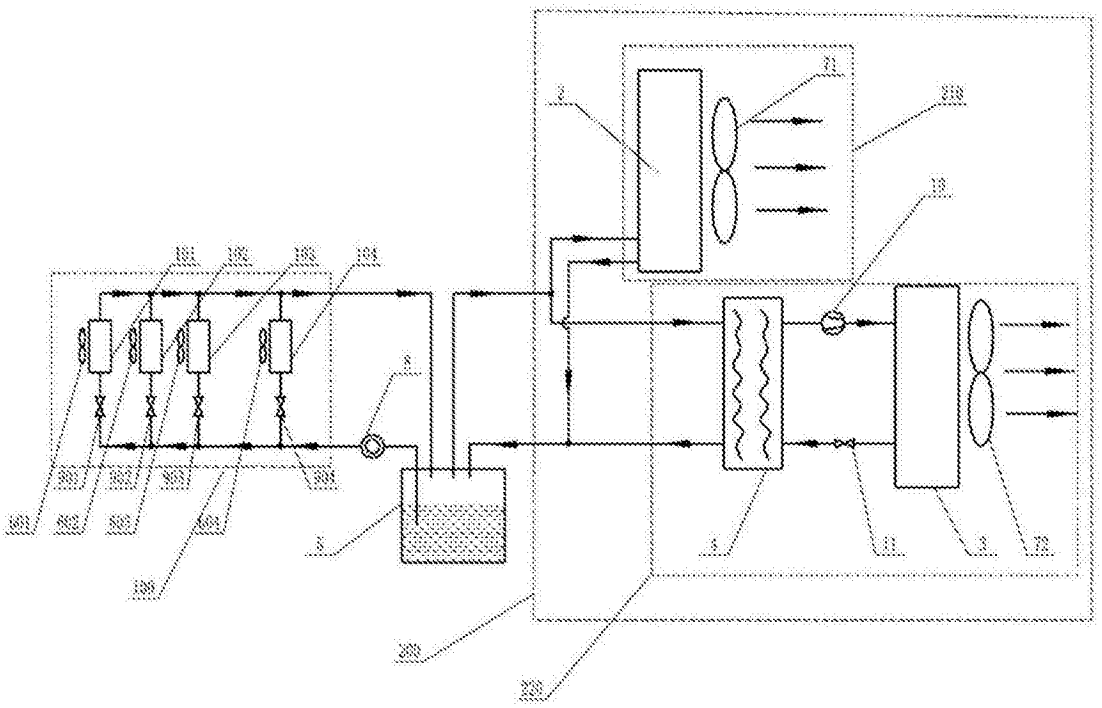


图1

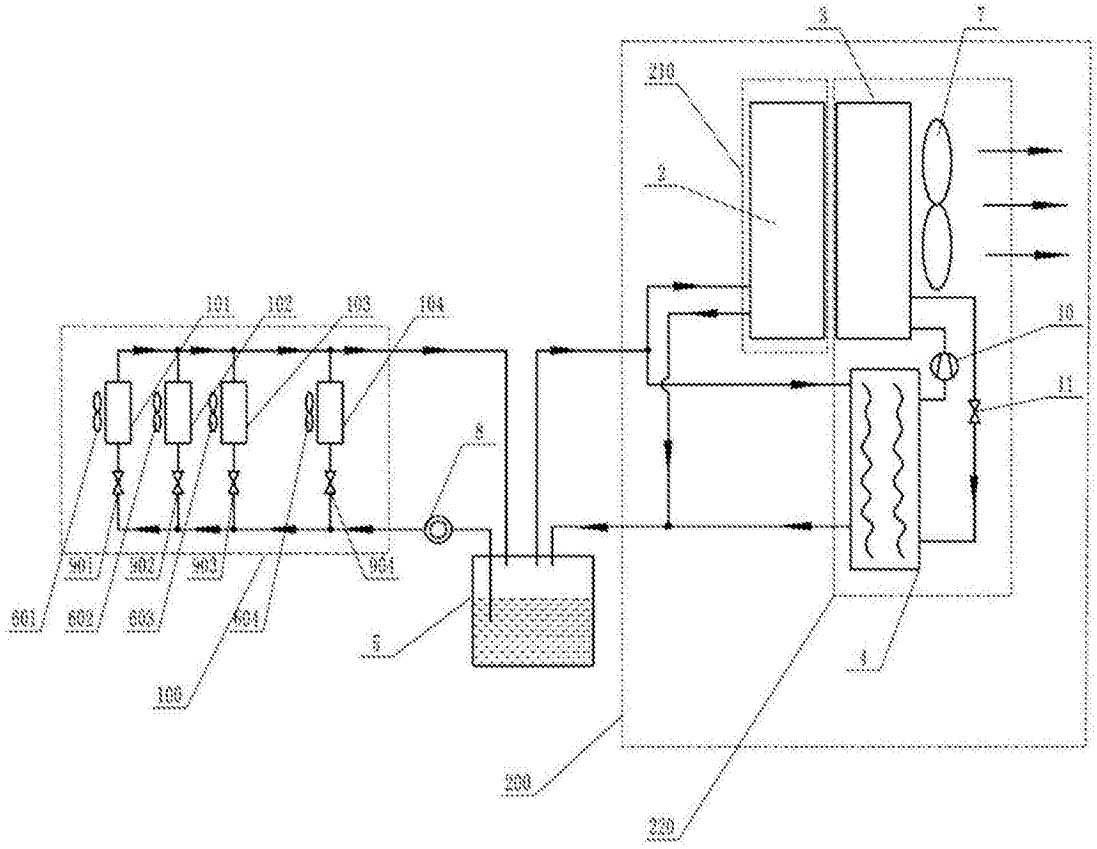


图2

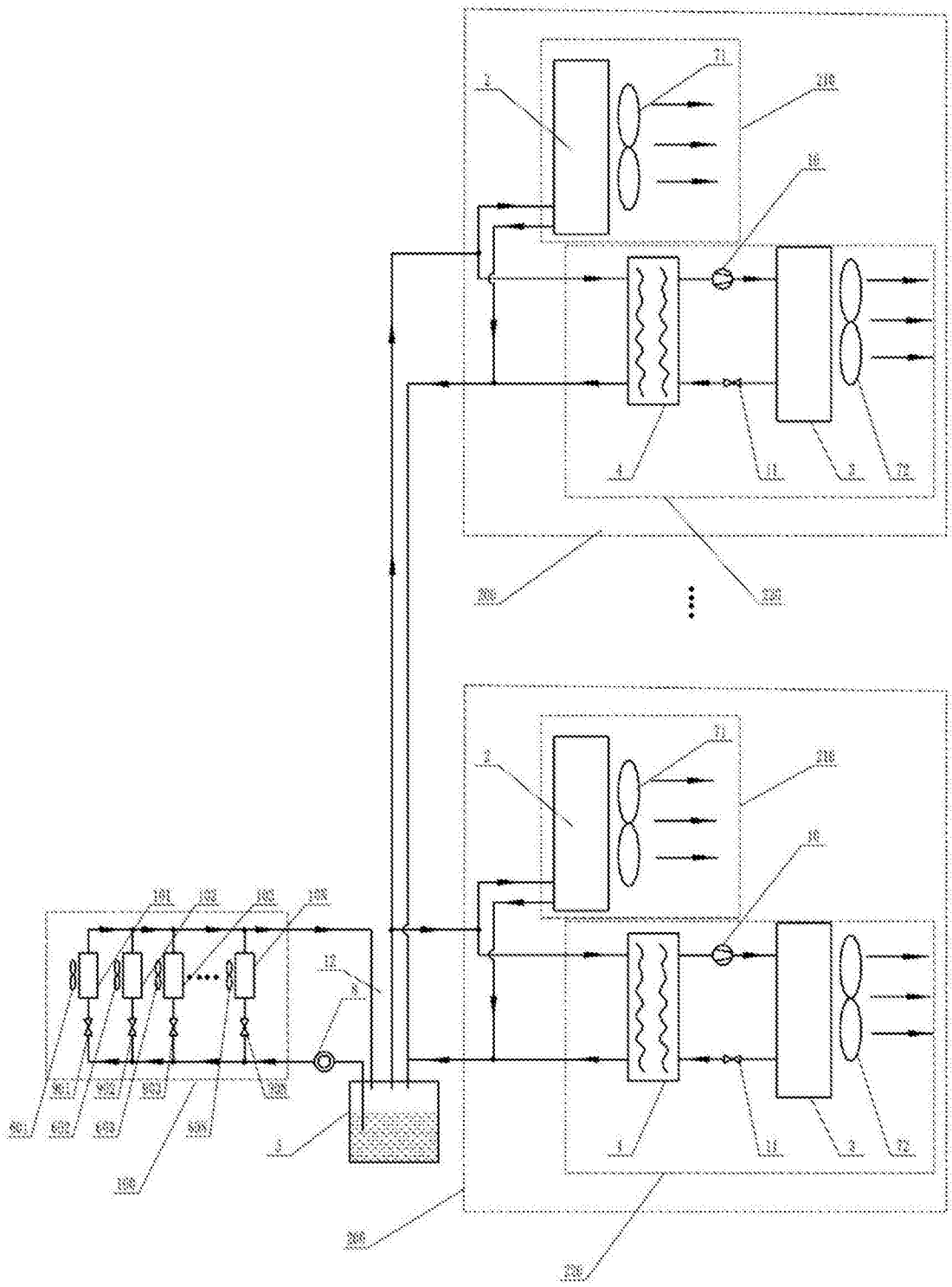


图3

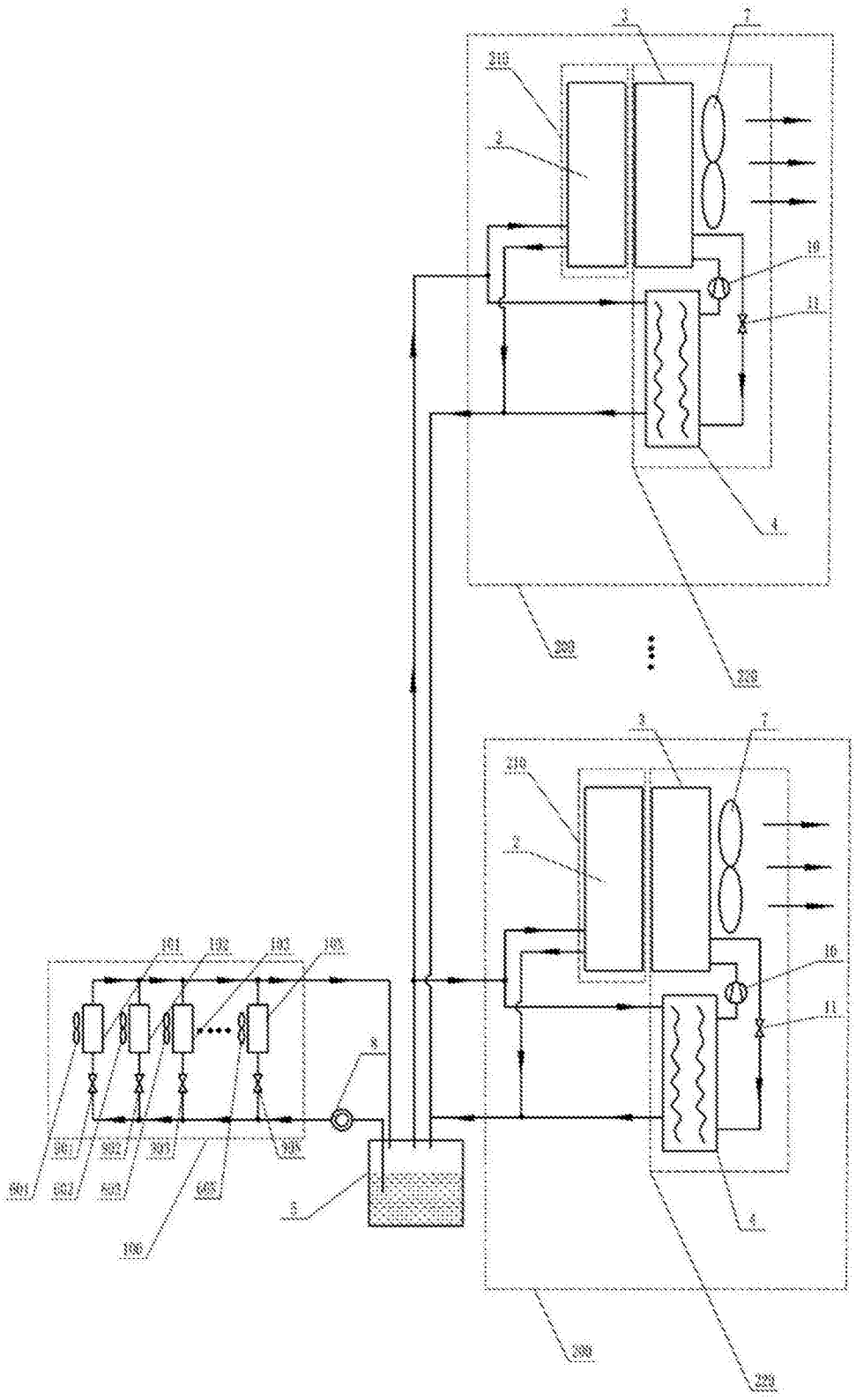


图4