

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.
F24F 5/00 (2006.01)



[12] 实用新型专利说明书

专利号 ZL 200620067513.5

[45] 授权公告日 2008 年 1 月 9 日

[11] 授权公告号 CN 201003824Y

[22] 申请日 2006.11.10

[21] 申请号 200620067513.5

[73] 专利权人 中国科学院广州能源研究所

地址 510640 广东省广州市五山园区能源路 1
号中科院广州能源研究所

[72] 发明人 冯自平 杜艳利 肖 睿 黄 冲
何世辉

[74] 专利代理机构 广州华进联合专利商标代理有限公司

代理人 莫瑶江

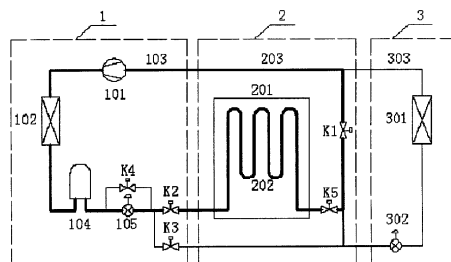
权利要求书 1 页 说明书 6 页 附图 3 页

[54] 实用新型名称

冰蓄冷空调装置

[57] 摘要

本实用新型公开了一种直接蒸发内融式的冰蓄冷空调装置，其包括室外机单元、蓄冰单元和室内机单元，该室外机单元包括压缩机、室外热交换器、储液罐、膨胀阀 I、以及其间的连接铜管和电磁阀，该蓄冰单元包括蓄冰槽、换热盘管、以及其间的连接铜管和电磁阀，该室内机单元包括室内热交换器、膨胀阀 II、以及其间的连接铜管和电磁阀，该室外机单元、蓄冰单元和室内机单元之间通过铜管和电磁阀相连接，可形成室外机单元和蓄冰单元之间，或室外机单元和室内机单元之间，或室外机单元、蓄冰单元和室内机单元之间的管道回路。本实用新型冰蓄冷空调装置效率高、能耗少、换热效果好。



1、一种直接蒸发内融式的冰蓄冷空调装置，其特征在于，其包括室外机单元（1）、蓄冰单元（2）和室内机单元（3），该室外机单元（1）包括压缩机（101）、室外热交换器（102）、储液器（104）、膨胀阀 I（105）、以及其间的连接铜管（103）和电磁阀，该蓄冰单元（2）包括蓄冰槽（201）、换热盘管（202）、以及其间的连接铜管（203）和电磁阀，该室内机单元（3）包括室内热交换器（301）、膨胀阀 II（302）、以及其间的连接铜管303和电磁阀，该室外机单元（1）、蓄冰单元（2）和室内机单元（3）之间通过铜管和电磁阀相连接，可形成室外机单元（1）和蓄冰单元（2）之间，或室外机单元（1）和室内机单元（3）之间，或室外机单元（1）、蓄冰单元（2）和室内机单元（3）之间的管道回路。

2、如权利要求1所述的冰蓄冷空调装置，其特征在于，该蓄冰单元（2）的换热盘管（202）包括设置成竖直排列布置的蛇形盘管。

3、如权利要求2所述的冰蓄冷空调装置，其特征在于，该蓄冰单元（2）的换热盘管（202）进一步包括设置成水平排列布置的盘管。

4、如权利要求1所述的冰蓄冷空调装置，其特征在于，该蓄冰单元（2）的蓄冰槽（201）内上部和/或中部设置有信号测试元件。

5、如权利要求4所述的冰蓄冷空调装置，其特征在于，该信号测试元件采用热敏电阻（21、22、23）。

冰蓄冷空调装置

【技术领域】

本实用新型是涉及一种空调装置，尤其是指一种直接蒸发内融式冰蓄冷空调装置。

【背景技术】

随着社会的快速发展，电力资源进一步出现资源短缺的局面，主要表现为电力总量的不足和电网峰谷差较大。国家为了解决电力矛盾，一方面依靠增加电力设备的投入，另一方面大力开发低谷用电技术，充分利用电力资源，实现电力负荷移峰填谷。近年来，冰蓄冷作为一项移峰填谷的有力技术，日益显示了其极强的社会效益和经济效益。

但是对于传统的冰蓄冷空调系统，通常蓄冷和放冷过程都是两次热交换的过程，效率低下，能耗也较高。同时，对于传统冰蓄冷系统而言，蓄冷系统庞大，只适合于大型的供冷系统，对于小型的商用空调系统来说则无法使用。

对于国外现有的直接蒸发内融式冰蓄冷空调系统，在融冰运转时，盘管和冰层之间的换热热阻随着冰层的逐步融化而逐步增大，融冰速率逐步降低，特别是在融冰运行后期，融冰速率极其低下，同时由于水的密度差和融冰过程的换热特点，冰槽内的水上下温差较大，存在严重的分层现象。

传统的冰蓄冷空调的蓄冰过程通常是制冷机先把不冻液（乙二醇水溶液）降温至 0°C 以下，再通过 0°C 以下的不冻液把冰槽里的水进行降温结冰蓄冷，即热交换过程是制冷剂～不冻液～水；融冰过程通常是冰融解吸收不冻液的热量，不冻液再吸收冷冻水的热量，即热交换过程是冰～不冻液～冷冻水。这种间接冰蓄冷空调的二次换热过程使得效率明显低下且能耗大。

因此，需要提供一种效率高、能耗少、换热效果好、实现电力负荷的移峰填谷的冰蓄冷空调装置。

【发明内容】

本实用新型的目的是提供一种效率高、能耗少、换热效果好的冰蓄冷空调装置。

为了实现上述目的，本实用新型采用如下技术方案：

提供一种直接蒸发内融式的冰蓄冷空调装置，其包括室外机单元、蓄冰单元和室内机单元，该室外机单元包括压缩机、室外热交换器、储液器、膨胀阀 I、以及其间的连接铜管和电磁阀，该蓄冰单元包括蓄冰槽、换热盘管、以及其间的连接铜管和电磁阀，该室内机单元包括室内热交换器、膨胀阀 II、以及其间的连接铜管和电磁阀，该室外机单元、蓄冰单元和室内机单元之间通过铜管和电磁阀相连接，可形成室外机单元和蓄冰单元之间，或室外机单元和室内机单元之间，或室外机单元、蓄冰单元和室内机单元之间的管道回路。在用电低谷其间（例如夜晚），蓄冰槽作为蒸发器直接进行制冰蓄冷，在用电高峰其间（例如白天），蓄冰槽作为过冷器，即通过融冰把从冷凝器出来的制冷剂进行过冷（融冰时，冰层沿盘管径向由内向外融化），增大其冷凝温差，从而增大制冷量，同时改善空调的运行工况，从而达到减小空调装机容量，实现电力负荷的移峰填谷的目的。

该蓄冰单元的换热盘管包括设置成竖直排列布置的蛇形盘管，也可以进一步包括设置成水平排列布置的盘管。该换热盘管的最佳布置形式为竖直等间距排列布置的蛇形盘管，它可以使得换热盘管内外的热交换较为均匀，管外的冰层厚度在管道的径向均匀一致，同时使得蓄冰槽的占地面积大大缩小，有利于实际应用。同时，在冰槽的中下部，与竖直盘管交叉布置一路水平盘管，强化了融冰运行时的换热过程，提高了融冰速率，克服了无此盘管时的冰槽内水的严重分层现象。

该蓄冰单元的蓄冰槽内上部和/或中部设置有信号测试元件以通过信号测试来判断蓄冰是否结束，一般采用热敏电阻。

与现有技术相比，本实用新型有如下有益效果：

本实用新型的直接蒸发内融式冰蓄冷空调装置与传统的冰蓄冷空调相比，少了二次换热系统，是一种新型的、高效的冰蓄冷空调。

直接蒸发内融式冰蓄冷空调装置的蓄冰过程则是制冷机直接把水冻成冰，即热交换过程是制冷剂～水；融冰过程是冰融解吸收制冷剂的热量，即热交换过程是冰～制冷剂，从而克服了间接冰蓄冷空调二次换热问题，效率

明显提高，能耗减少。

【附图说明】

图1是本实用新型冰蓄冷空调装置的制冰蓄冷流程的示意图；
图2是本实用新型冰蓄冷空调装置的融冰释冷流程的示意图；
图3是本实用新型冰蓄冷空调装置实施例二的融冰释冷流程的示意图；
图4是本实用新型冰蓄冷空调装置的常规运行流程的示意图；
图5是本实用新型冰蓄冷空调装置的蓄冰槽内换热盘管的结构示意图；
图6是本实用新型冰蓄冷空调装置的信号测试元件的分布示意图。

【具体实施方式】

请参阅图1~图4，本实用新型的直接蒸发内融式的冰蓄冷空调装置，其包括室外机单元1、蓄冰单元2和室内机单元3，该室外机单元1包括压缩机101、室外热交换器102、储液器104、膨胀阀 I 105、以及其间的连接铜管103和电磁阀K2、K4，该蓄冰单元2包括蓄冰槽201、换热盘管202、以及其间的连接铜管203和电磁阀K1、K5，该室内机单元3包括室内热交换器301、膨胀阀 II 302、以及其间的连接铜管303和电磁阀K3，该室外机单元1、蓄冰单元2和室内机单元3之间通过铜管和电磁阀相连接，可形成室外机单元1和蓄冰单元2之间，或室外机单元1和室内机单元3之间，或室外机单元1、蓄冰单元2和室内机单元3之间的管道回路。在用电低谷其间，蓄冰槽作为蒸发器直接进行制冰蓄冷，在用电高峰其间，蓄冰槽作为过冷器，即通过融冰把从冷凝器出来的制冷剂进行过冷，增大其冷凝温差，从而增大制冷量，同时改善空调的运行工况，从而达到减小空调装机容量，实现电力负荷的移峰填谷的目的。

该蓄冰单元2的换热盘管包括设置成竖直等间距排列布置的蛇形盘管202，它可以使得换热盘管内外的热交换较为均匀，管外的冰层厚度在管道的径向均匀一致，同时使得蓄冰槽的占地面积大大缩小，有利于实际应用。在如图3所示中，同时在冰槽的中下部，与竖直盘管202交叉布置一路水平盘管204，强化了融冰运行时的换热过程，提高了融冰速率。

如图6所示，该蓄冰单元2的蓄冰槽201内上部设置有热敏电阻21、22，蓄冰槽201内中部设置有热敏电阻23，以判断蓄冰是否结束。

本实用新型冰蓄冷空调装置的运转情况如下所述:

(1) 制冰蓄冷运转流程:

图1为本发明的制冰蓄冷运转流程图, 在制冰运转时, 电磁阀K3、K4关闭, 电磁阀K1、K2、K5打开, 电子膨胀阀302关闭, 105打开, 而且105的开度根据变频压缩机101的转速和压缩机的回气过热度自动调节。在制冰运转时, 室外单元1的压缩机101排出的高温高压的气体冷媒经过制冷剂管道进入室外热交换器102进行冷凝降温, 降温后的液体冷媒进入储液器104, 储液器中的一部分液体冷媒经过电子膨胀阀105节流降压后进入蓄冰槽201的蛇形盘管202进行蒸发(另一部分除存在储液器里), 蒸发后的低温低压气体冷媒依次经过电磁阀K5、K1、管道203、103后回到压缩机进行压缩, 此时室内单元不工作。具体参照图1中黑体线所示。

在制冰运转时, 蓄冰槽内换热盘管内的两相冷媒吸收盘管外的水的热量直接蒸发, 而盘管外的水放出热量并直接在管外结冰, 在结冰过程中, 冰槽内的蒸发温度不断降低(最后蒸发温度维持在 -10°C 左右), 同时由于冰层厚度不断增大, 传热热阻不断增大, 为了维持较高的结冰速率, 根据压缩机的回气过热度, 压缩机101的转速和膨胀阀105的开度需要不断的进行调整。在结冰过程中, 由于水结冰后体积膨胀, 水位不断上升, 当水面到达一定高度后, 用于测量判断结冰是否结束的热敏电阻21(或22)的温度信号为 0°C 时, 停止蓄冰。

(2) 融冰释冷运转流程:

图2为本发明的融冰释冷运转流程图, 在融冰运转时, 电磁阀K1、K3关闭, 电磁阀K2、K4、K5打开, 电子膨胀阀105关闭, 302打开, 而且302的开度根据变频压缩机101的转速和压缩机的回气过热度自动调节。在融冰运转时, 室外单元1的压缩机101排出的高温高压的气体冷媒经过制冷剂管道进入室外热交换器102进行冷凝降温, 降温后的两相冷媒经过电磁阀K4进入蓄冰槽进一步过冷为液体, 然后经电子膨胀阀302节流降压后进入室内热交换器进行蒸发, 蒸发后的低温低压气体冷媒依次经过制冷剂管道303、203、103回到压缩机进行压缩。在融冰过程中, 为了维持较高的融冰速率, 电子膨胀阀302的开度根据冰槽进出口的制冷剂的温差进行调整。具体参照图2中黑体线所示。

(3) 常规运转流程:

图4为本发明的常规运转流程图。在常规运转时, 电磁阀K1、K2、K4、K5关闭, 电磁阀K3打开, 电子膨胀阀105关闭, 302打开, 而且302的开度根据变频压缩机101的转速和压缩机的回气过热度自动调节。在常规运转时, 室外单元1的压缩机101排出的高温高压的气体冷媒经过制冷剂管道进入室外热交换器102进行冷凝降温后, 依次通过电磁阀K4、K3及其间的连接管道、然后经电子膨胀阀302节流降压后进入室内热交换器进行蒸发, 蒸发后的低温低压气体冷媒依次经过制冷剂管道303、203、103回到压缩机进行压缩。具体参照图3中黑体线所示。

(4) 蓄冰槽的布置:

图5为本发明的蓄冰槽的布置图。蓄冷槽201为保温槽体, 并能承受相应的水压, 以及抵抗锈蚀。蓄冰槽内的换热盘管材质为铜管, 布置方式采用竖直等间距的蛇形排列。结合水的密度效应和实际的应用工艺, 冰槽内的冷媒管道的进出口方向为采用上进上出。冷媒管道进入冰槽后经分流器将冷媒均匀的分配到各个冷媒回路里, 较一个回路的系统而言, 这样做的好处是可以减少系统阻力, 同时极大程度的提高了换热系数, 使得各个回路里的冷媒与管外的水(或冰)之间充分进行热交换。采用竖直排列的原因是为了减小管道内的制冷剂的重力对管内的流动和传热特性的影响(尤其在结冰过程中, 制冷剂的重力对其蒸发过程的影响较大, 采用竖直布置可以使管内壁的液膜在径向均匀一致, 从而使得管内外的热交换更加均匀, 管外的冰层厚度在管道的径向均匀一致), 同时竖直布置的管道使得蓄冰槽的占地面积大大缩小, 有利于实际应用。

同时, 在冰槽的中下部, 和竖直盘管交叉布置一路水平换热盘管204, 通过阀门K6、K7进行控制, 在融冰时, 打开阀门K6、K7, 通入制冷剂, 从而两组换热盘管交叉处的冰很快融化掉, 竖直的冰柱被截断, 使得竖直冰柱内外的水之间的自然对流得到加强, 换热效果得到强化, 融冰速率得到提高, 水的分层现象得到明显改善。该运行过程, 具体参照图3中黑体线所示。

(5) 蓄冰和融冰结束的判断:

图5为本发明的蓄冰结束的控制示意图。其中21、22均为判断蓄冰是否结束的信号热敏电阻。在结冰过程中, 水位不断上升, 在某一时刻热敏电阻

21和22的温度输出为0℃或低于0℃时，判断为蓄冰结束时刻，即停止蓄冰。对于融冰结束时刻的判断主要是根据测试冰槽内中部水温的热敏电阻23的温度（如15℃）输出信号进行判断的。

根据以上介绍的实施措施，对本发明的空调装置进行优化运行，空调的装机容量可以减小30%左右，从而即将电力负荷的峰值时间的30%左右移到谷间。

以上所述仅为本实用新型的较佳实施实例，本实用新型的保护范围并不局限于此，本领域中的技术人员任何基于本实用新型技术方案上非实质性变更均包括在本实用新型保护范围之内。

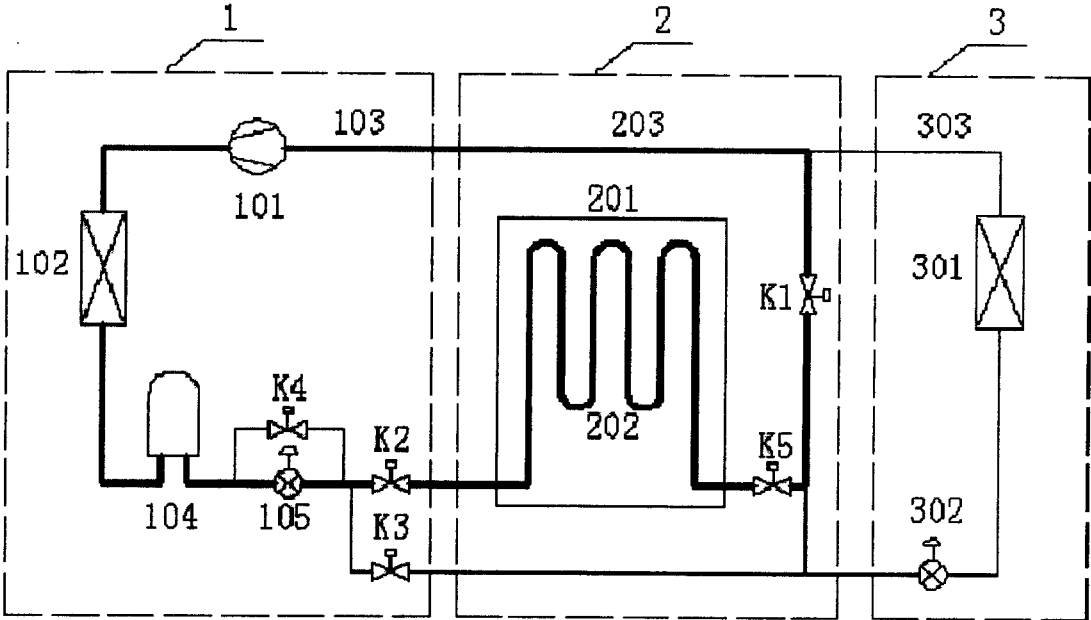


图1

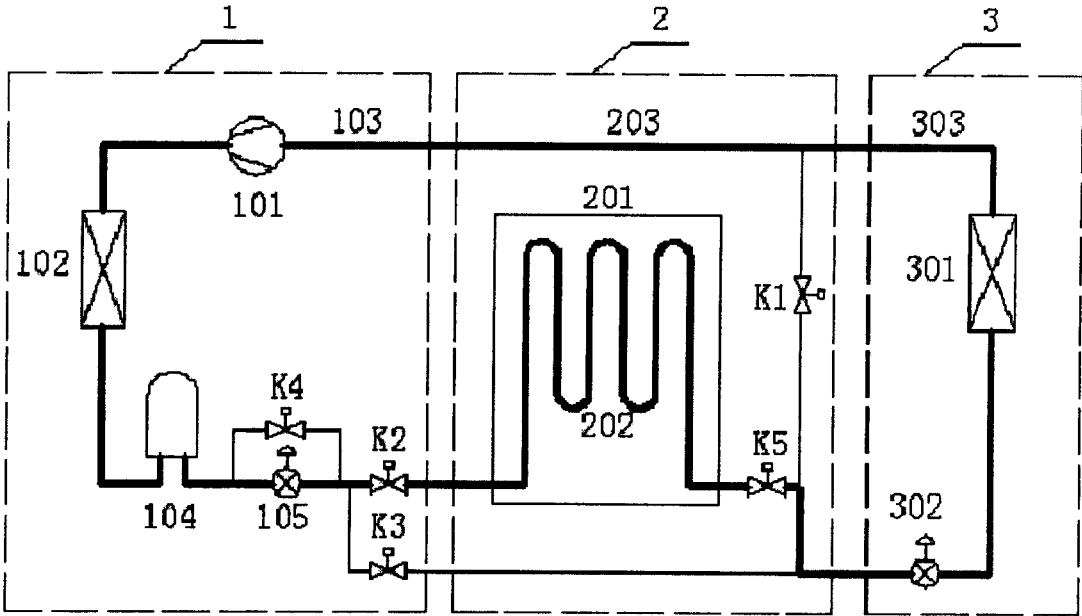


图2

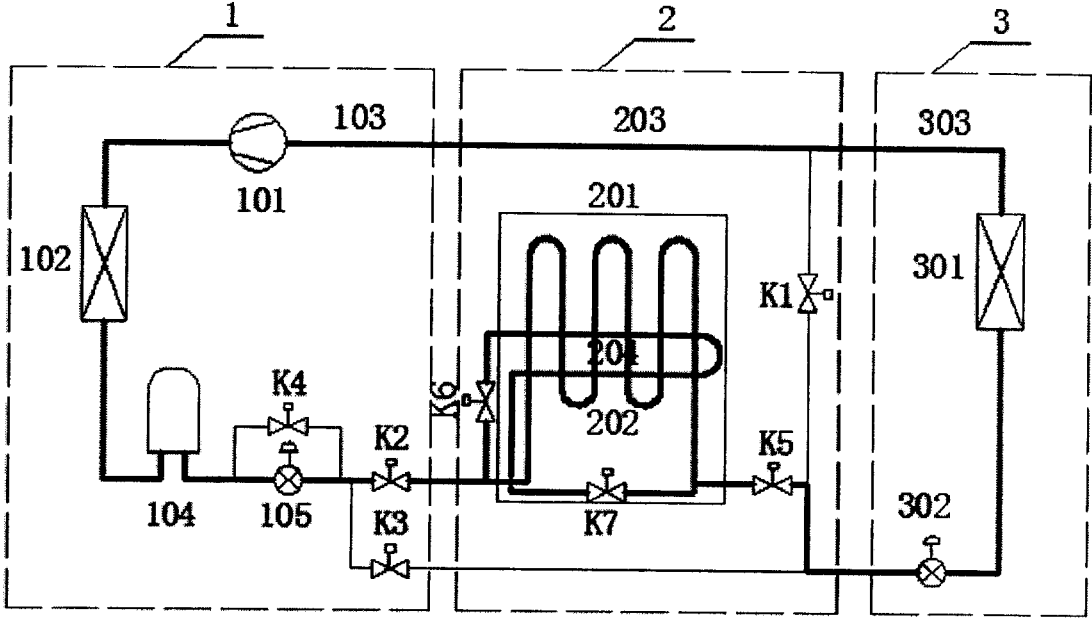


图 3

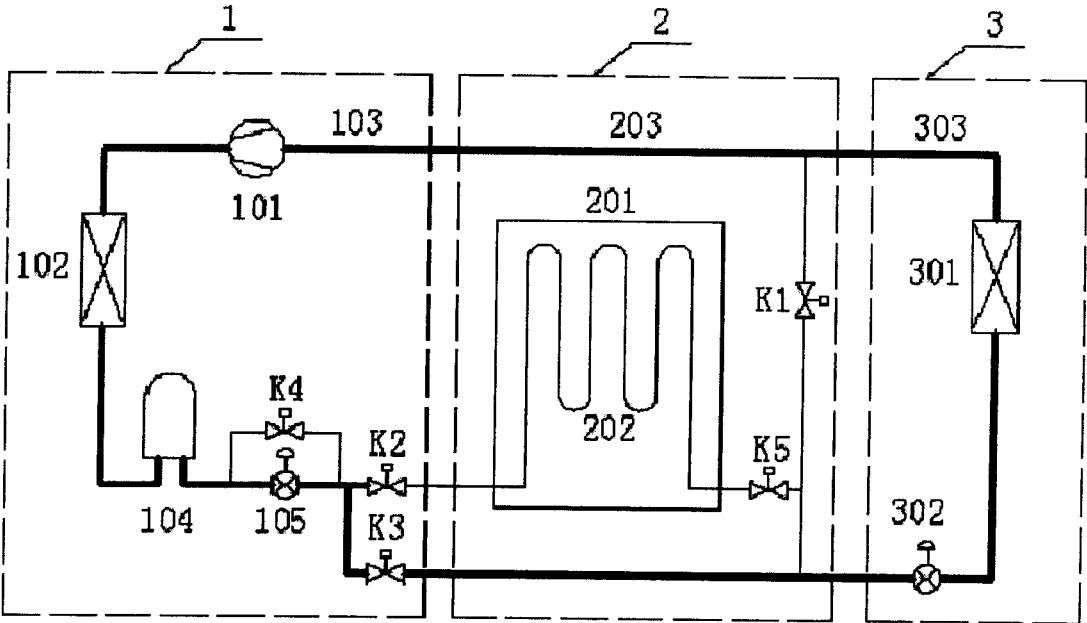


图 4

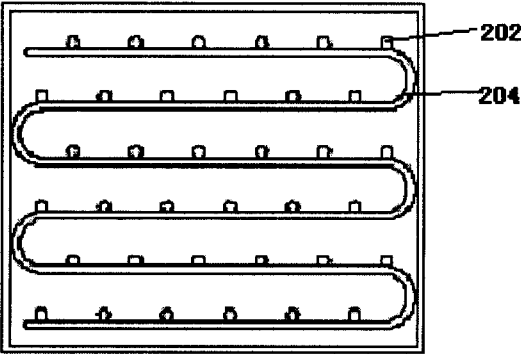


图 5

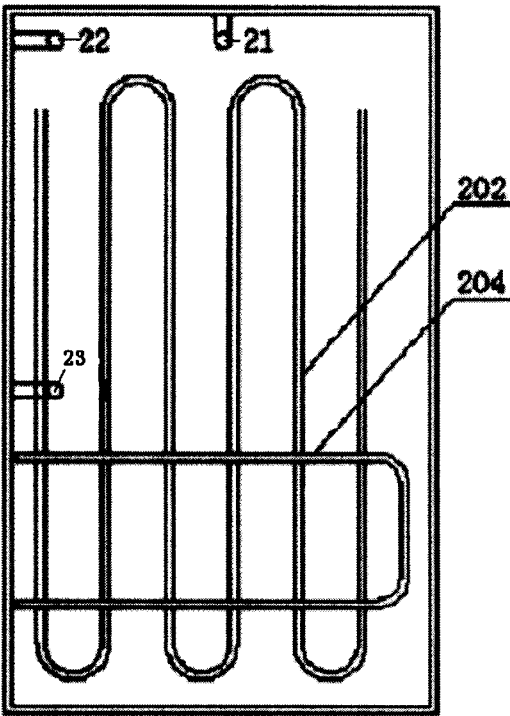


图 6