(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 104236164 B
(45)授权公告日 2017.03.22

(21)申请号 201410468130.8
(22)申请日 2014.09.15
(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 104236164 A
(43)申请公布日 2014.12.24
(73)专利权人 美意(浙江)空调设备有限公司
地址 313300 浙江省湖州市安吉县灵峰南路818号
(72)发明人 陈建红 胡易木 刘斌
(74)专利代理机构 杭州丰禾专利事务所有限公司 33214
代理人 王鹏举
(51)Int.Cl.
F25B 29/00(2006.01)
F25B 41/04(2006.01)
F25B 41/06(2006.01)

(56)对比文件
CN 204115294 U,2015.01.21,

审查员 胡修民

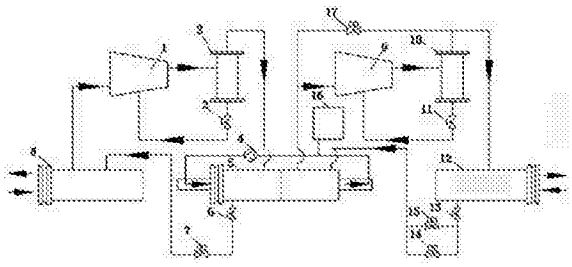
权利要求书1页 说明书3页 附图2页

(54)发明名称

一种超高温复叠式水源热泵系统

(57)摘要

本发明公开了一种超高温复叠式水源热泵系统，包括中间换热器、低温级机组和高温级机组，低温级机组包括第一级压缩机、第一级电子膨胀阀以及蒸发器，高温级机组包括第二级压缩机、冷凝器、第二级电子膨胀阀，其中，中间换热器作为低温侧制冷回路的第一级冷凝器用并作为高温侧制热回路的第二蒸发器用。本发明中，制冷剂的管内强化换热效果好，中间换热器的传热温差稳定，系统能效得到提高，同时制取高温热水和冷水时，水温和热量都可以得到保障。



CN 104236164 B

1.一种超高温复叠式水源热泵系统，其特征在于：包括中间换热器(5)、低温级机组和高温级机组，低温级机组包括第一级压缩机(1)、第一级电子膨胀阀(7)以及蒸发器(8)，高温级机组包括第二级压缩机(9)、冷凝器(12)、第二级电子膨胀阀(14)，其中，第一级压缩机(1)的出气口连接中间换热器(5)的第一接口，中间换热器(5)的第二接口连接第一级电子膨胀阀(7)的第一接口，第一级电子膨胀阀(7)的第二接口连接蒸发器(8)的第一接口，蒸发器(8)的第二接口连接第一级压缩机(1)的进气口，从而构成低温侧制冷回路；中间换热器(5)作为低温侧制冷回路的第一级冷凝器用，第二级压缩机(9)的出气口连接冷凝器(12)的第一接口，冷凝器(12)的第二接口连接第二级电子膨胀阀(14)的第一接口，第二级电子膨胀阀(14)的第二接口连接中间换热器(5)的第三接口，中间换热器(5)的第四接口连接第二级压缩机(9)的进气口，从而构成高温侧制热回路，中间换热器(5)作为高温侧制热回路的第二蒸发器用；还包括第二级液路旁通电磁阀(15)、第二级气路旁通电磁阀(17)，中间换热器(5)的第四接口连接第二级气路旁通电磁阀(17)的第一接口，第二级气路旁通电磁阀(17)的第二接口连接冷凝器(12)的第一接口，冷凝器(12)的第二接口连接第二级液路旁通电磁阀(15)的第一接口，第二级液路旁通电磁阀(15)的第二接口连接中间换热器(5)的第三接口。

2.根据权利要求1所述的超高温复叠式水源热泵系统，其特征在于：中间换热器(5)采用管壳式换热器、板式换热器、套管式换热器或板壳式换热器。

3.根据权利要求1所述的超高温复叠式水源热泵系统，其特征在于：还包括第一级油分离器(2)、第一级油路截止阀(3)，第一级压缩机(1)的出气口连接第一级油分离器(2)的第一接口，第一级油分离器(2)的第二接口连接中间换热器(5)的第一接口，第一级油分离器(2)的第三接口连接第一级油路截止阀(3)的第一接口，第一级油路截止阀(3)的第二接口连接第一级压缩机(1)的油分接口。

4.根据权利要求1所述的超高温复叠式水源热泵系统，其特征在于：还包括第一级液路截止阀(6)，中间换热器(5)的第二接口连接第一级液路截止阀(6)的第一接口，第一级液路截止阀(6)的第二接口连接第一级电子膨胀阀(7)的第一接口。

5.根据权利要求1所述的超高温复叠式水源热泵系统，其特征在于：还包括第二级油分离器(10)、第二级油路截止阀(11)，第二级压缩机(9)的出气口连接第二级油分离器(10)的第一接口，第二级油分离器(10)的第二接口连接冷凝器(12)的第一接口，第二级油分离器(10)的第三接口连接第二级油路截止阀(11)的第一接口，第二级油路截止阀(11)的第二接口连接第二级压缩机(9)的油分接口。

6.根据权利要求1所述的超高温复叠式水源热泵系统，其特征在于：还包括第二级液路截止阀(13)，冷凝器(12)的第二接口连接第二级液路截止阀(13)的第一接口，第二级液路截止阀(13)的第二接口连接第二级电子膨胀阀(14)的第一接口。

7.根据权利要求1所述的超高温复叠式水源热泵系统，其特征在于：还包括水泵(4)和水箱(16)，中间换热器(5)的换热媒介进口连接至水泵(4)的出水口，水泵(4)的进水口连接中间换热器(5)的换热媒介出口和水箱(16)。

8.根据权利要求1所述的超高温复叠式水源热泵系统，其特征在于：第一级压缩机(1)和第二级压缩机(9)采用螺杆压缩机。

一种超高温复叠式水源热泵系统

技术领域

[0001] 本发明涉及一种超高温复叠式水源热泵系统，该水源热泵适用于用在制冷空调领域的低温侧及高温侧。

背景技术

[0002] 水源热泵是利用地球水所储藏的太阳能资源作为冷、热源，进行转换的空调技术。水源热泵技术的工作原理就是：通过输入少量高品位能源(如电能)，实现低温位热能向高温位转移。水体分别作为冬季热泵供暖的热源和夏季空调的冷源，即在夏季将建筑物中的热量“取”出来，释放到水体中去，由于水源温度低，所以可以高效地带走热量，以达到夏季给建筑物室内制冷的目的；而冬季，则是通过水源热泵机组，从水源中“提取”热能，送到建筑物中采暖。

[0003] 现有的水源热泵机组制取的水温较低，在制取高温热水的时候，能效相比制冷运行时大幅下降，同时制取高温热水和冷水时，水温和热量受到压缩机和系统的极大限制。目前的水源热泵机组的中间换热是采用两侧制冷剂直接换热的形式，制冷剂的管内强化换热效果较差，会导致中间换热器的传热温差较大，系统能效不佳。

发明内容

[0004] 本发明的目的在于克服现有技术中存在的上述不足，而提供一种结构设计合理，可制取超高温热水，同时能够满足制冷、制冰等传统空调系统的要求的超高温复叠式水源热泵系统。

[0005] 本发明解决上述问题所采用的技术方案是：

[0006] 一种超高温复叠式水源热泵系统，其特征在于：包括中间换热器、低温级机组和高温级机组，低温级机组包括第一级压缩机、第一级电子膨胀阀以及蒸发器，高温级机组包括第二级压缩机、冷凝器、第二级电子膨胀阀，其中，第一级压缩机的出气口连接中间换热器的第一接口，中间换热器的第二接口连接第一级电子膨胀阀的第一接口，第一级电子膨胀阀的第二接口连接蒸发器的第一接口，蒸发器的第二接口连接第一级压缩机的进气口，从而构成低温侧制冷回路，中间换热器作为低温侧制冷回路的第一级冷凝器用，第二级压缩机的出气口连接冷凝器的第一接口，冷凝器的第二接口连接第二级电子膨胀阀的第一接口，第二级电子膨胀阀的第二接口连接中间换热器的第三接口，中间换热器的第四接口连接第二级压缩机的进气口，从而构成高温侧制热回路，中间换热器作为高温侧制热回路的第二蒸发器用。

[0007] 上述结构的工作原理，水源热泵系统由低温侧制冷回路、高温侧制热回路构成，两套可独立运作，低温侧制冷回路内的制冷剂在中间换热器中低温侧制冷回路与水换热，水温升高，高温侧制热回路内的制冷剂在中间换热器中通过高温侧制热回路与水换热，将低温侧制冷回路内热水温度降低，反复循环加热冷却中间换热器回路中的水，制冷剂的管内强化换热效果好，中间换热器的传热温差稳定，系统能效得到提高，同时制取高温热水和冷

水时，水温和热量都可以得到保障，经试验，低温侧制冷回路可实现出水温度-12℃～65℃，高温侧制热回路可实现出水温度25℃～95℃。

[0008] 作为优选，还包括第二级液路旁通电磁阀、第二级气路旁通电磁阀，中间换热器的第四接口连接第二级气路旁通电磁阀的第一接口，第二级气路旁通电磁阀的第二接口连接冷凝器的第一接口，冷凝器的第二接口连接第二级液路旁通电磁阀的第一接口，第二级液路旁通电磁阀的第二接口连接中间换热器的第三接口。

[0009] 采用这种结构，当水温要求不高时，第二级压缩机停止工作，第二级液路旁通电磁阀、第二级气路旁通电磁阀打开，旁通高温级管路系统，高温级制冷剂在中间换热器中蒸发直接通过第二级气路旁通电磁阀进入冷凝器冷凝，并通过第二级液路旁通电磁阀回到中间换热器，实现换热，极大地降低了能源损耗，提高了系统能效。

[0010] 作为优选，中间换热器采用管壳式换热器、板式换热器、套管式换热器或板壳式换热器。

[0011] 作为优选，还包括第一级油分离器、第一级油路截止阀，第一级压缩机的出气口连接第一级油分离器的第一接口，第一级油分离器的第二接口连接中间换热器的第一接口，第一级油分离器的第三接口连接第一级油路截止阀的第一接口，第一级油路截止阀的第二接口连接第一级压缩机的油分接口。采用这种结构，将第一级压缩机排出的高压蒸汽中的润滑油进行分离，以保证装置安全高效地运行。

[0012] 作为优选，还包括第一级液路截止阀，中间换热器的第二接口连接第一级液路截止阀的第一接口，第一级液路截止阀的第二接口连接第一级电子膨胀阀的第一接口。采用这种结构，以实现关闭或开启低温侧制冷回路。

[0013] 作为优选，还包括第二级油分离器、第二级油路截止阀，第二级压缩机的出气口连接第二级油分离器的第一接口，第二级油分离器的第二接口连接冷凝器的第一接口，第二级油分离器的第三接口连接第二级油路截止阀的第一接口，第二级油路截止阀的第二接口连接第二级压缩机的油分接口。采用这种结构，将第二级压缩机排出的高压蒸汽中的润滑油进行分离，以保证装置安全高效地运行。

[0014] 作为优选，还包括第二级液路截止阀，冷凝器的第二接口连接第二级液路截止阀的第一接口，第二级液路截止阀的第二接口连接第二级电子膨胀阀的第一接口。采用这种结构，以实现关闭或开启高温侧制冷回路。

[0015] 作为优选，还包括水泵和水箱，中间换热器的换热媒介进口连接至水泵的出水口，水泵的进水口连接中间换热器的换热媒介出口和水箱。采用这种结构，不仅结构简单，而且系统稳定，制造方便。

[0016] 作为优选，第一级压缩机和第二级压缩机采用螺杆压缩机。

[0017] 本发明与现有技术相比，具有以下优点和效果：制冷剂的管内强化换热效果好，中间换热器的传热温差稳定，系统能效得到提高，同时制取高温热水和冷水时，水温和热量都可以得到保障；当水温要求不高时，第二级压缩机停止工作，旁通高温级管路系统，高温级制冷剂在中间换热器中蒸发直接通过第二级气路旁通电磁阀进入冷凝器冷凝，并通过第二级液路旁通电磁阀回到中间换热器，实现换热，极大地降低了能源损耗，提高了系统能效。

附图说明

[0018] 图1是本发明实施例的结构示意图。

[0019] 图2是本发明实施例低温侧制冷回路的结构示意图。

[0020] 图3是本发明实施例高温侧制热回路的结构示意图。

具体实施方式

[0021] 下面结合附图并通过实施例对本发明作进一步的详细说明，以下实施例是对本发明的解释而本发明并不局限于以下实施例。

[0022] 参见图1-图3，本实施例超高温复叠式水源热泵系统，包括中间换热器5、水泵4、水箱16、低温级机组和高温级机组，低温级机组包括第一级压缩机1、第一级油分离器2、第一级油路截止阀3、第一级液路截止阀6、第一级电子膨胀阀7以及蒸发器8，高温级机组包括第二级压缩机9、第二级油分离器10、第二级油路截止阀11、冷凝器12、第二级液路截止阀13、第二级电子膨胀阀14、第二级液路旁通电磁阀15、第二级气路旁通电磁阀17，第一级压缩机1和第二级压缩机9采用螺杆压缩机。其中，第一级压缩机1的出气口连接中间换热器5的第一接口，中间换热器5的第二接口连接第一级电子膨胀阀7的第一接口，第一级电子膨胀阀7的第二接口连接蒸发器8的第一接口，蒸发器8的第二接口连接第一级压缩机1的进气口，从而构成低温侧制冷回路，中间换热器5作为低温侧制冷回路的第一级冷凝器用，第二级压缩机9的出气口连接冷凝器12的第一接口，冷凝器12的第二接口连接第二级电子膨胀阀14的第一接口，第二级电子膨胀阀14的第二接口连接中间换热器5的第三接口，中间换热器5的第四接口连接第二级压缩机9的进气口，从而构成高温侧制热回路，中间换热器5作为高温侧制热回路的第二蒸发器用。中间换热器5的第四接口连接第二级气路旁通电磁阀17的第一接口，第二级气路旁通电磁阀17的第二接口连接冷凝器12的第一接口，冷凝器12的第二接口连接第二级液路旁通电磁阀15的第一接口，第二级液路旁通电磁阀15的第二接口连接中间换热器5的第三接口。中间换热器5采用管壳式换热器、板式换热器、套管式换热器或板壳式换热器。

[0023] 第一级压缩机1的出气口连接第一级油分离器2的第一接口，第一级油分离器2的第二接口连接中间换热器5的第一接口，第一级油分离器2的第三接口连接第一级油路截止阀3的第一接口，第一级油路截止阀3的第二接口连接第一级压缩机1的油分接口。中间换热器5的第二接口连接第一级液路截止阀6的第一接口，第一级液路截止阀6的第二接口连接第一级电子膨胀阀7的第一接口。第二级压缩机9的出气口连接第二级油分离器10的第一接口，第二级油分离器10的第二接口连接冷凝器12的第一接口，第二级油分离器10的第三接口连接第二级油路截止阀11的第一接口，第二级油路截止阀11的第二接口连接第二级压缩机9的油分接口。冷凝器12的第二接口连接第二级液路截止阀13的第一接口，第二级液路截止阀13的第二接口连接第二级电子膨胀阀14的第一接口。中间换热器5的换热媒介进口连接至水泵4的出水口，水泵4的进水口连接中间换热器5的换热媒介出口和水箱16。

[0024] 本说明书中所描述的以上内容仅仅是对本发明所作的举例说明。本发明所属技术领域的技术人员可以对所描述的具体实施例做各种各样的修改或补充或采用类似的方式替代，只要不偏离本发明说明书的内容或者超越本权利要求书所定义的范围，均应属于本发明的保护范围。

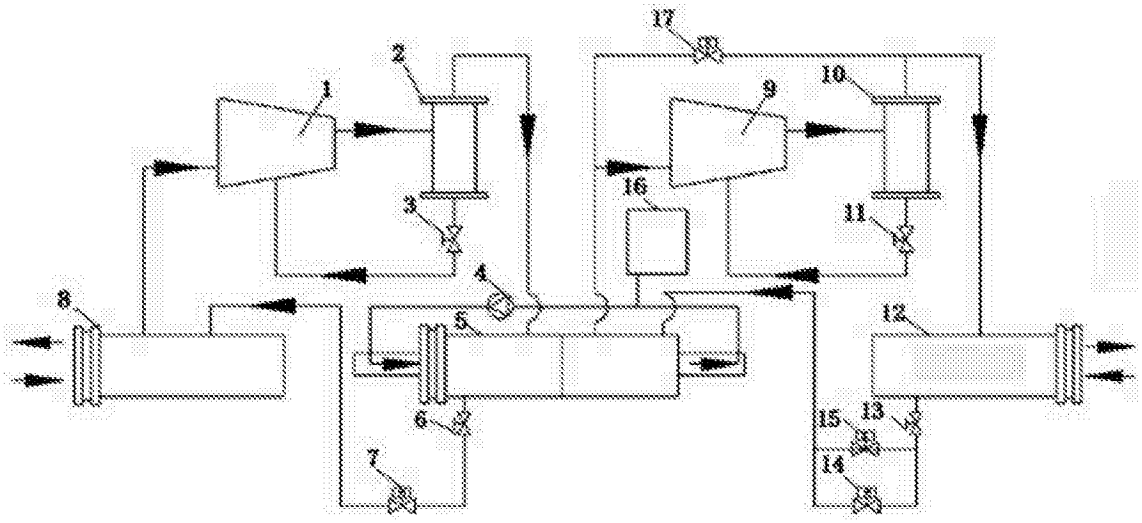


图1

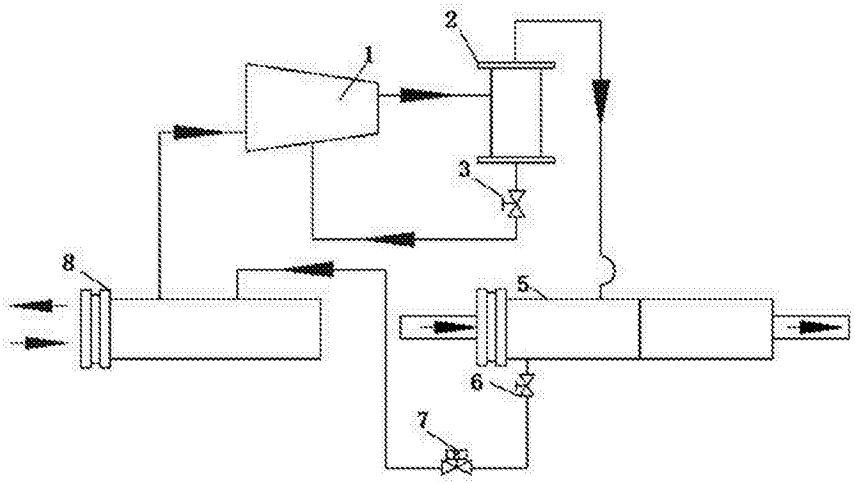


图2

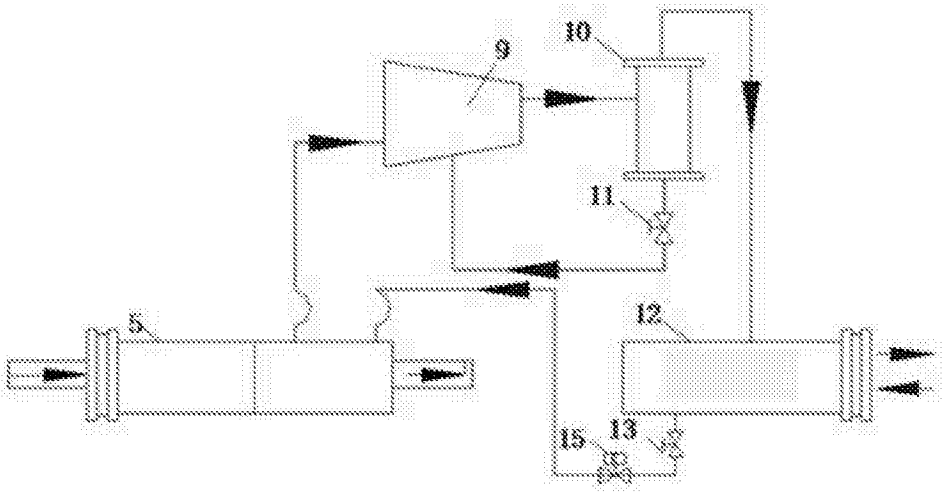


图3