

(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101825374 B

(45) 授权公告日 2011. 08. 03

(21) 申请号 201010170289. 3

(56) 对比文件

(22) 申请日 2010. 05. 13

CN 201672738 U, 2010. 12. 15, 权利要求 1.

(73) 专利权人 中原工学院

审查员 程应欣

地址 450007 河南省郑州市中原中路 41 号

(72) 发明人 周光辉 董秀洁 刘寅

(74) 专利代理机构 郑州中民专利代理有限公司

41110

代理人 郭中民

(51) Int. Cl.

F25B 30/02 (2006. 01)

F24D 3/18 (2006. 01)

F24F 5/00 (2006. 01)

F24H 4/02 (2006. 01)

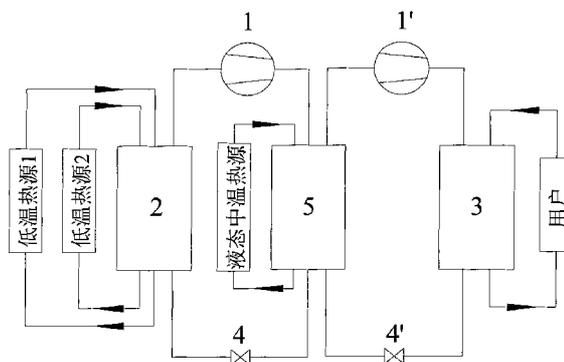
权利要求书 1 页 说明书 4 页 附图 2 页

(54) 发明名称

一种具有液态中温热源及双低温热源的复叠式高温热泵

(57) 摘要

一种具有液态中温热源及双低温热源的复叠式高温热泵,该装置由高、低温两个热泵循环系统复叠而成:所述低温热泵循环系统包括低温压缩机,双热源蒸发器,热源型冷凝蒸发器,低温节流阀及连接管路;其热泵工质为低温热泵工质;所述高温热泵循环系统包括高温压缩机,热源型冷凝蒸发器,高温冷凝器,高温节流阀及连接管路;其热泵工质为高温热泵工质;所述双热源蒸发器具有一个低温热泵工质通道和两个热源通道,热源型冷凝蒸发器具有一个低温热泵工质通道、一个高温热泵工质通道及一个液态热源通道。本发明的系统装置可高效地提供 75℃ 以上的水,可广泛应用于民用建筑、公共建筑、别墅建筑的供暖系统,并可满足工业生产的高温热水需求。



1. 一种具有液态中温热源及双低温热源的复叠式高温热泵,其特征在于:该装置由高、低温两个热泵循环系统复叠而成:

a、所述低温循环包括低温压缩机(1)、双热源蒸发器(2)、热源型冷凝蒸发器(5)、低温节流阀(4)及连接管路;所述双热源蒸发器(2)具有一个低温热泵工质通道和两个热源通道,热源型冷凝蒸发器(5)具有一个低温热泵工质通道、一个高温热泵工质通道及一个液态热源通道;其中低温压缩机(1)的进口连接双热源蒸发器(2)的低温热泵工质通道的出口,低温压缩机(1)的出口连接热源型冷凝蒸发器(5)的低温热泵工质通道的进口;热源型冷凝蒸发器(5)的低温热泵工质通道的出口通过低温节流阀(4)与双热源蒸发器(2)的低温热泵工质通道的进口相连接,其热泵工质为低温热泵工质;所述热源型冷凝蒸发器(5)的液态热源通道的进、出接口分别与液态热源的进、出口管道连接,构成独立的回路;所述双热源蒸发器(2)的两个热源通道各自的进、出接口分别与两种不同低温热源的进、出口管道连接,构成两个独立的回路;

b、所述高温循环包括高温压缩机(1')、热源型冷凝蒸发器(5)、高温冷凝器(3)、高温节流阀(4')及连接管路;其中高温压缩机(1')的进口连接热源型冷凝蒸发器(5)的高温热泵工质通道的出口,高温压缩机(1')的出口连接高温冷凝器(3)的热泵工质通道的进口,热源型冷凝蒸发器(5)的高温热泵工质通道的进口通过高温节流阀(4')与高温冷凝器(3)的热泵工质通道的出口相连接,其热泵工质为高温热泵工质。

一种具有液态中温热源及双低温热源的复叠式高温热泵

技术领域

[0001] 本发明涉及热泵空调技术领域,尤其是涉及一种可提供 75℃以上热水的具有液态中温热源及双低温热源的复叠式高温热泵。

背景技术

[0002] 随着国家节能减排工作的不断推进,城市中的中小型锅炉逐渐被淘汰,目前迫切需要新的高效节能环保装置代替被淘汰的中小型锅炉为采暖和生产提供 75℃以上的高温热水。传统的热泵系统只能提供水温不高于 55℃的热水,不能满足采暖和生产需求,而目前正在研究的单级循环和复叠式循环高温热泵均只能采用单一低温或单一中温热源,无法实现对两种以上热源的复合利用,且高温工况运转效率很低,难以推广应用。

发明内容

[0003] 本发明的目的正是针对上述现有技术中所存在的不足之处而提供一种可对空气、太阳能、地能等可再生能源及各种余热、废热进行综合与合理利用的,可制取 75℃以上热水的具有液态中温热源及双低温热源的复叠式高温热泵。

[0004] 本发明的目的可通过下述技术措施来实现:

[0005] 本发明的具有液态中温热源及双低温热源的复叠式高温热泵是由高、低温两个热泵循环系统复叠而成:

[0006] a、所述低温循环包括低温压缩机、双热源蒸发器、热源型冷凝蒸发器、低温节流阀及连接管路;所述双热源蒸发器具有一个低温热泵工质通道和两个热源通道,热源型冷凝蒸发器具有一个低温热泵工质通道、一个高温热泵工质通道及一个液态热源通道;其中低温压缩机的进口连接双热源蒸发器的低温热泵工质通道的出口,低温压缩机的出口连接热源型冷凝蒸发器的低温热泵工质通道的进口;热源型冷凝蒸发器的低温热泵工质通道的出口通过低温节流阀与双热源蒸发器的低温热泵工质通道的进口相连接,其热泵工质为低温热泵工质(为常规热泵空调所用的工质);所述热源型冷凝蒸发器的液态热源通道的进、出接口分别与液态热源的进、出口管道连接,构成独立的回路;所述双热源蒸发器的两个热源通道各自的进、出接口分别与两种不同低温热源的进、出口管道连接,构成两个独立的回路;

[0007] b、所述高温循环包括高温压缩机、热源型冷凝蒸发器、高温冷凝器、高温节流阀及连接管路;其中高温压缩机的进口连接热源型冷凝蒸发器的低温热泵工质通道的出口,高温压缩机的出口连接高温冷凝器的热泵工质通道的进口,热源型冷凝蒸发器的低温热泵工质通道的进口通过高温节流阀与高温冷凝器的热泵工质通道的出口相连接,其热泵工质为高温热泵工质(为冷凝温度较高的高温热泵工质、其正常工况范围内的冷凝温度 $\geq 75^{\circ}\text{C}$)。

[0008] 所述双热源蒸发器所使用的热源可为温度 $\leq 30^{\circ}\text{C}$ 的空气、太阳能、地能等可再生能源及各种余热和废热。

[0009] 所述热源型冷凝蒸发器所使用的热源可为温度 $\geq 30^{\circ}\text{C}$ 的太阳能、地能等可再生热

源及各种液态余热、废热。

[0010] 本发明的具有液态中温热源及双低温热源的复叠式高温热泵既可单独吸收气态低温热源、液态低温热源及气态中温热源热量,又可同时吸收气态低温热源、液态低温热源、液态中温热源中的任意两种或三种热源的热量。

[0011] 本发明中所述双热源蒸发器为中国专利 200720091299.1 所公开的翅片一套管式三介质复合式换热器,也可采用中国专利 200820069364.5 所公开的具有三种介质通道的壳一套管式三介质复合换热器。

[0012] 本发明中所述热源型冷凝蒸发器为中国专利 200820069364.5 所公开的具有三种介质通道的壳一套管式三介质复合换热器。

[0013] 本发明的有益效果如下:

[0014] 本发明的装置可高效地提供 75℃ 以上的热水,可广泛应用于民用建筑、公共建筑、别墅建筑的供暖系统,并可满足工业生产的高温热水需求。

附图说明

[0015] 图 1 为本发明具有液态中温热源及双低温热源的复叠式高温热泵的结构原理图。

[0016] 图 2 为低温热源为气态和液态的具有液态中温热源及双低温热源的复叠式高温热泵的结构原理图。

[0017] 图 3 为低温热源为两种液态热源的具有液态中温热源及双低温热源的复叠式高温热泵的结构原理图。

[0018] 图中序号:1 低温压缩机,1' 高温压缩机,2 双热源蒸发器,3 高温冷凝器,4 低温节流阀,4' 高温节流阀,5 热源型冷凝蒸发器。

具体实施方式

[0019] 本发明以下将结合实施例(附图)作进一步描述,但并不限制本发明。

[0020] 实施例 1

[0021] 如图 1 所示,本实施例的具有液态中温热源及双低温热源的复叠式高温热泵由高、低温两个热泵循环系统复叠而成;其中:所述低温循环包括低温压缩机 1、双热源蒸发器 2、热源型冷凝蒸发器 5、低温节流阀 4 及连接管路;所述双热源蒸发器 2 具有一个低温热泵工质通道和两个热源通道,热源型冷凝蒸发器 5 具有一个低温热泵工质通道、一个高温热泵工质通道及一个液态热源通道;其中低温压缩机 1 的进口连接双热源蒸发器 2 的低温热泵工质通道的出口,低温压缩机 1 的出口连接热源型冷凝蒸发器 5 的低温热泵工质通道的进口;热源型冷凝蒸发器 5 的低温热泵工质通道的出口通过低温节流阀 4 与双热源蒸发器 2 的低温热泵工质通道的进口相连接,其热泵工质为低温热泵工质(为常规热泵空调所用的工质);所述热源型冷凝蒸发器 5 的液态热源通道的进、出接口分别与液态热源的进、出口管道连接,构成独立的回路;所述双热源蒸发器 2 的两个热源通道各自的进、出接口分别与两种不同低温热源的进、出口管道连接,构成两个独立的回路;所述高温循环包括高温压缩机 1'、热源型冷凝蒸发器 5、高温冷凝器 3、高温节流阀 4' 及连接管路;其中高温压缩机 1' 的进口连接热源型冷凝蒸发器 5 的高温热泵工质通道的出口,高温压缩机 1' 的出口连接高温冷凝器 3 的热泵工质通道的进口,热源型冷凝蒸发器 5 的高温热泵工质通道的进

口通过高温节流阀 4' 与高温冷凝器 3 的热泵工质通道的出口相连接,其热泵工质为高温热泵工质(为冷凝温度较高的高温热泵工质、其正常工况范围内的冷凝温度 $\geq 75^{\circ}\text{C}$)。

[0022] 所述双热源蒸发器所使用的热源可为温度 $\leq 30^{\circ}\text{C}$ 的空气、太阳能、地能等可再生能源及各种余热和废热。

[0023] 所述热源型冷凝蒸发器所使用的热源可为温度 $\geq 30^{\circ}\text{C}$ 的太阳能、地能等可再生热源及各种液态余热、废热。

[0024] 本发明的具有液态中温热源及双低温热源的复叠式高温热泵既可单独吸收气态低温热源、液态低温热源及气态中温热源热量,又可同时吸收气态低温热源、液态低温热源及气态中温热源热量。

[0025] 实施例 2

[0026] 如图 2 所示,本实施例结构与实施例 1 相同,该实施例中所述的低温热源为气态和液态热源。

[0027] 实施例 3

[0028] 如图 3 所示,本实施例结构与实施例 1 相同,该实施例中所述的低温热源为两种液态热源。

[0029] 本发明中所述双热源蒸发器为中国专利 200720091299.1 所公开的翅片一套管式三介质复合式换热器,也可采用中国专利 200820069364.5 所公开的具有三种介质通道的壳一套管式三介质复合换热器。

[0030] 本发明中所述热源型冷凝蒸发器为中国专利 200820069364.5 所公开的具有三种介质通道的壳一套管式三介质复合换热器。

[0031] 本发明的工作流程如下:

[0032] (1) 单独低温热源模式

[0033] A、单一气态低温热源模式。

[0034] 低温热泵工质由低温压缩机 1 压缩,经至热源型冷凝蒸发器 5 释放热量后,经低温节流阀 4 进入双热源蒸发器 2,吸收气态热源热量后进入低温压缩机进入下一循环;高温热泵工质由高温压缩机 1' 压缩,经至高温冷凝器 3 释放热量后,经高温节流阀 4',热源型冷凝蒸发器 5,吸收低温热泵工质热量后进入高温压缩机进入下一循环。

[0035] B、单一液态低温热源模式。

[0036] 低温热泵工质由低温压缩机 1 压缩,经至热源型冷凝蒸发器 5 释放热量后,经低温节流阀 4 进入双热源蒸发器 2,吸收液态热源热量后进入低温压缩机进入下一循环;高温热泵工质由高温压缩机 1' 压缩,经至高温冷凝器 3 释放热量后,经高温节流阀 4',热源型冷凝蒸发器 5,吸收低温热泵工质热量后进入高温压缩机进入下一循环。

[0037] C、气态—液态双低温热源复合模式。

[0038] 低温热泵工质由低温压缩机 1 压缩,经至热源型冷凝蒸发器 5 释放热量后,经低温节流阀 4 进入双热源蒸发器 2,同时吸收气态热源和液态热源热量后进入低温压缩机进入下一循环;高温热泵工质由高温压缩机 1,压缩,经至高温冷凝器 3 释放热量后,经高温节流阀 4',热源型冷凝蒸发器 5,吸收低温热泵工质热量后进入高温压缩机进入下一循环。

[0039] D、双液态低温热源复合模式。

[0040] 低温热泵工质由低温压缩机 1 压缩,经至热源型冷凝蒸发器 5 释放热量后,经低温

节流阀 4 进入双热源蒸发器 2,同时吸收两种液态热源的热量后进入低温压缩机进入下一循环;高温热泵工质由高温压缩机 1' 压缩,经至高温冷凝器 3 释放热量后,经高温节流阀 4',热源型冷凝蒸发器 5,吸收低温热泵工质热量后进入高温压缩机进入下一循环。

[0041] (2) 单独液态中温热源模式

[0042] 关闭低温压缩机 1,高温热泵工质由高温压缩机 1' 压缩,经至高温冷凝器 3 释放热量后,经高温节流阀 4',热源型冷凝蒸发器 5,吸收液态中温热源热量后进入高温压缩机进入下一循环。

[0043] (3) 液态中温热源与单一低温热源复合模式

[0044] 低温热泵工质由低温压缩机 1 压缩,经至热源型冷凝蒸发器 5 释放热量后,经低温节流阀 4 进入双热源蒸发器 2,吸收气态或液态热源热量后进入低温压缩机进入下一循环;高温热泵工质由高温压缩机 1' 压缩,经至高温冷凝器 3 释放热量后,经高温节流阀 4',热源型冷凝蒸发器 5,吸收低温热泵工质及液态中温热源热量后进入高温压缩机进入下一循环。

[0045] (4) 液态中温热源与双低温热源复合模式

[0046] 低温热泵工质由低温压缩机 1 压缩,经至热源型冷凝蒸发器 5 释放热量后,经低温节流阀 4 进入双热源蒸发器 2,同时吸收气态和液态热源热量后进入低温压缩机进入下一循环;高温热泵工质由高温压缩机 1' 压缩,经至高温冷凝器 3 释放热量后,经高温节流阀 4',热源型冷凝蒸发器 5,吸收低温热泵工质及液态中温热源热量后进入高温压缩机进入下一循环。

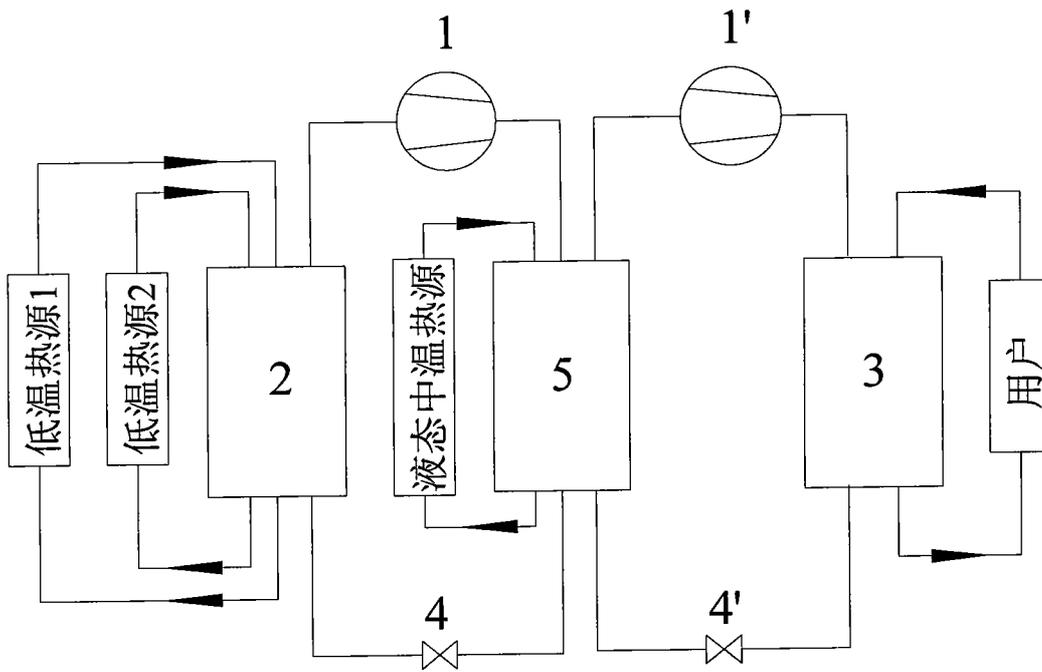


图 1

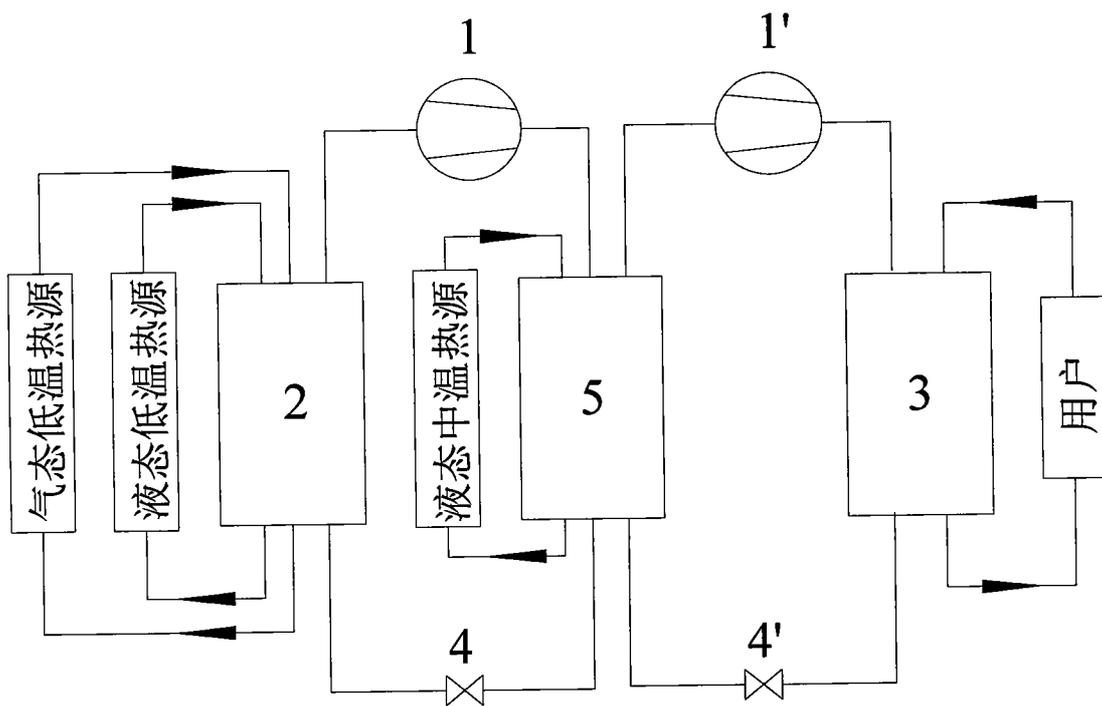


图 2

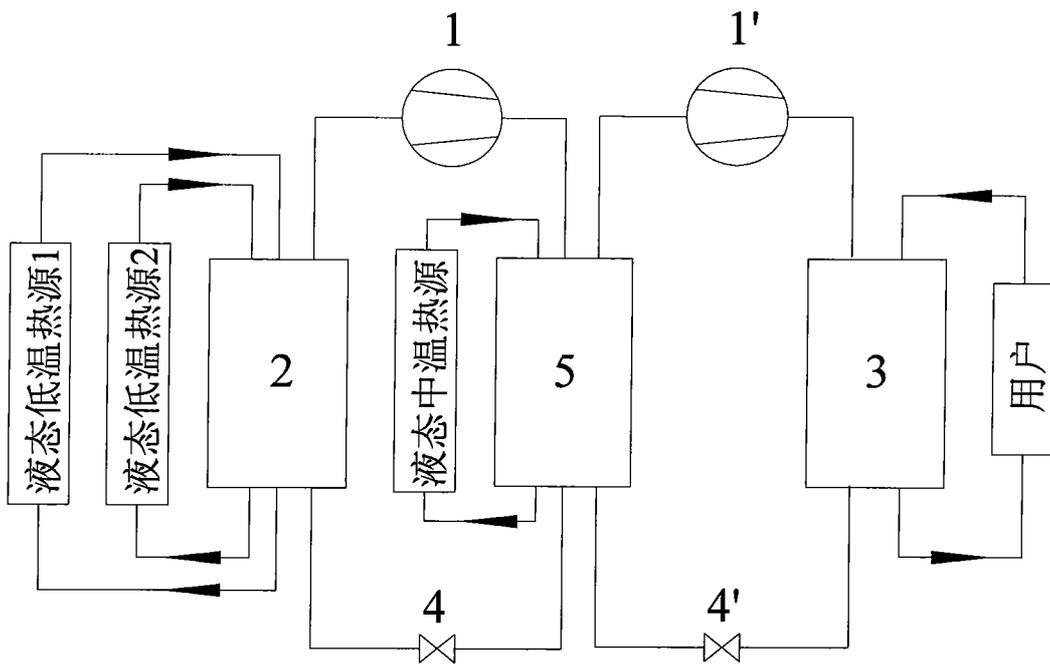


图 3