中国科学: 技术科学 2012 年 第 42 卷 第 8 期: 937 ~ 944
www.scichina.com tech.scichina.com
《中国科学》杂志社
SCIENCE CHINA PRESS

空气/水双源热泵废热再用热水装置的性能分析

陈则韶[①], 陶文铨[②], 朱延文[③], 胡芃[①*]

① 中国科学技术大学热科学与能源工程系, 合肥 230027;
② 西安交通大学能源动力学院, 西安 710049;
③ 淮安恒信水务科技有限公司, 淮安 223005
* E-mail: hupeng@ustc.edu.cn

收稿日期: 2011-12-15; 接受日期: 2012-05-07
国家自然科学基金(批准号: 51076147)资助项目

摘要 提出一种新型空气/水双源热泵废热再用热水装置, 其热泵系统可用空气源或水源或空气源-水源联合 3 种模式加热水. 自来水分两级加热, 先由废热水预热, 后经热泵再加热; 废热水热能分两级回收, 先供自来水预热, 后作热泵水源循环热源. 采用无量纲对比态分析法, 并参考了实验值拟合的空气源热泵、水源热泵性能系数计算式, 以及废热回收-预热器的增益系数计算式, 导出了装置 6 种运行模式的性能系数计算式, 分析了废热回收-预热器的换热与热泵的吸热、放热关联的不同工况特性, 为选择最优运行模式和参数提供参考. 分析和实验表明, 本装置的性能系数在冬季也能到达 4~5.5, 为普通空气源热泵热水器 2 倍, 废水余热利用率优于废水仅作预热或热泵热源情况, 节能效益明显. 另外把无量纲对比态分析法引进到热泵循环性能分析中, 也有理论意义和实际使用价值.

关键词
热泵热水器
废热回收
双源热泵
对比态分析
性能分析

节能减排是人类社会可持续发展的必然要求. 电能、燃料的化学能、机械能的品位优于热能, 高温热能的品位优于低温热能[1]. 因此除了在能量数量上的节省外, 更应注重能量品质的有效利用. 热泵热水器是一种重要的节能设备, 可利用高品位的电能, 通过制冷循环, 吸收零品位空气能或低品位水源的能量, 制取 50°C~55°C 的生活用热水. 由于实际热泵在各环节的不可逆损失, 一般在一年中热泵的性能系数 *COP* 约为 2~4.5. Hepbasli 和 Kalinci[2]曾对热泵热水器进行了全面的综述. 其中空气源热泵适用范围广, 但是在冬季 *COP* 值低下, 单水源热泵, 在冬季能利用废水热量, 有较高的性能系数, 但水源中断时就无法提供热水. 因此都有单热源热泵的局限性. 空气-水双源热泵热水机组, 既具有水源热泵的能源利用率高, 又具有空气源热泵的适用范围广的双重优点, 适用于澡堂、宾馆等需要生活热水的场所, 可通过热泵利用温度 31°C~36°C 洗浴废水热能, 生产 50°C~55°C 的热水. Ito 和 Miura [3]对一种并联水源和空气源的双热源热泵热水器进行了研究, 表明比单空气源热泵热水器具有更高的 *COP*. 陈则韶[4]提出了一种利用洗浴废热水预热和双热源热泵制洗浴热水的方案, 朱延文[5]也设计了一种洗浴废水的余热回收装置, 另外郑晓琴[6]、黄坤荣[7]等人也都提出类似的方案, 其中郑晓琴[6]对洗浴废水热回收热泵系统进行了分析与研究, 利用浸泡在污水池中的铜盘管换热器来提取洗浴废水的热量, 预热自来水, 再用热泵加热热

英文版发表信息: Chen Z S, Tao W Q, Zhu Y W, et al. Performance analysis of air-water dual source heat pump water heater with heat recovery. Sci China Tech Sci, 2012, 55: 2148–2156, doi: 10.1007/s11431-012-4905-7

水, 最高性能系数能达到 5.2, 但没有涉及双热源热泵互补使用和废水两级回收热能的问题. 这些专利和研究说明洗浴废水热回收热泵系统节能潜力巨大, 有良好市场前景, 有必要开展深入研究.

1 新型空气/水双源热泵废水热能梯级回收装置的系统流程和工作原理

图 1 为新型空气/水双源热泵废热再用热水装置的结构原理图, 图 1 中各序号分别表示: 1 压缩机, 2 第一四通阀, 3 热水换热器, 4 储液罐, 5 过滤器, J 节流器, 6 第二四通阀, 7 水源换热器, 8 空气源换热器, 8f 风扇, 9 低压气液分离器, 10 热水循环泵, 11 废热回收-预热器, 12 废热水水泵, DF1 进水电磁阀, ZF1 进水流量调节阀, TF1 出水流量调节阀, D1 和 D2 水路单向阀, F1 进水旁通阀, 13 储水箱.

装置有 3 种制冷剂循环方式, 其制冷剂流程和功能如下.

1) 空气源循环. 制冷剂流程为: 压缩机、第一四通阀、热水换热器(制冷剂冷凝放热给热水)、储液罐、节流器、第二四通阀、空气源换热器(风扇开动, 吸热)、第一四通阀、低压气液分离器、压缩机; 功能为从空气吸热制热水.

2) 水源+空气源串联循环. 制冷剂流程为: 压缩机、第一四通阀、热水换热器(制冷剂冷凝放热给热水)、储液罐、节流器、第二四通阀、水源换热器(废水水泵开动, 从水源吸热)、第二四通阀、空气源换热器(风扇开动吸热, 或停止)、第一四通阀、低压气液分离器、压缩机; 功能 1: 当废水水泵和风扇都开动, 热泵循环从废水和空气中吸热制热水; 功能 2: 当风扇停止, 为单水源吸热制热水.

3) 除霜循环. 此循环中第一四通阀换向, 第二四通阀换向, 制冷剂流程与空气源循环反向; 空气源换热器的风扇停止, 制冷剂凝结放热除霜, 热水循环泵开动; 功能: 吸收储水箱循环热水的热量, 在空气源换热器放热除霜.

图 2 为本装置的清水和废水的换热过程. 温度为 T_1, 流量为 m_w 的自来水经废热回收-预热器与流量为 m_{pw}, 温度为 T_4 的废热水换热, 吸热 Q_w, 温度上升到 T_2, 再进入热泵的热水换热器, 吸热 Q_h, 升温到 T_3 输出; 废热水经废热回收-预热器一次放热 Q_w, 降温到 T_5, 再进到热泵的水源换热器二次放热 Q_e, 温度降低到 T_6 后排入地沟.

2 装置特性分析

热泵装置的性能系数和制热量随外界因素例如气温、进水温度、水源的温度, 用户要求的出水温度, 操作选择的模式和调整的运行参数而变化. 通过特性分析可以对操作模式进行优选.

2.1 装置的运行模式

本装置的可选择运行模式有如下 6 种.

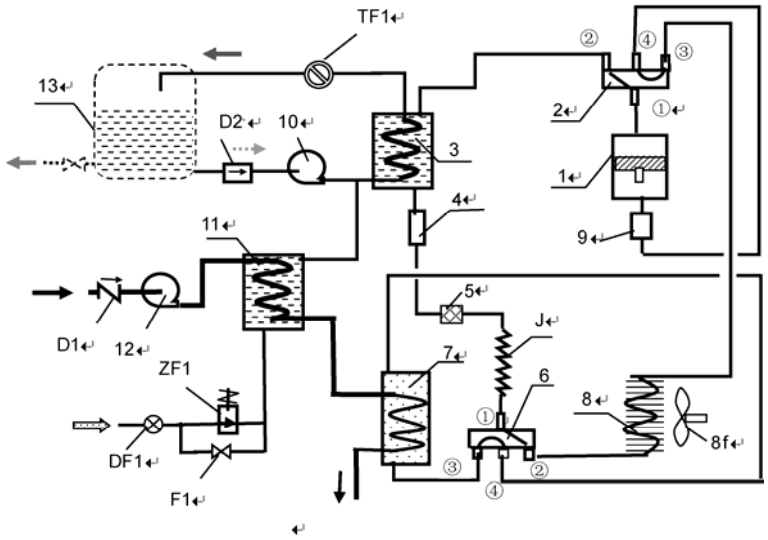

图 1 空气/水双源热泵废热再用热水装置的结构原理图

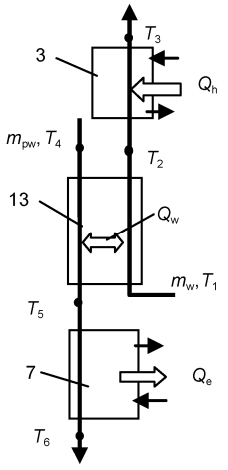

图 2　水路换热流程

1) 单空气源循环模式;

2) 废热回收-预热+空气源循环模式;

3) 废热回收-预热+水源循环模式;

4) 组合模式 1: 在有废水的时间, 采用废热回收-预热+水源循环模式; 在无废水时, 采用单空气源循环模式;

5) 组合模式 2: 在有废水的时间, 采用废热回收-预热+空气源循环模式; 在无废水时, 采用单空气源循环模式;

6) 组合模式 3: 在有废水的时间, 采用废热回收-预热+水源蒸发器串联空气源换热器的串联循环模式; 在无废水时, 采用单空气源循环模式.

2.2 基本热力关系式

废热回收-预热器的换热方程:

$$Q_w = m_{pw}c_w\left(T_4 - T_5\right) = m_w c_w\left(T_2 - T_1\right) = K_w A\Delta T_w, \tag{1}$$

其中, K_w, A, ΔT_w 分别为废热回收换热器的传热系数, 传热面积和传热温差, A 为定值, K_w 会因为污垢而降低, 废热回收器的废热水通道需要经常清洗, 设计的 ΔT_w 一般约 3°C~10°C.

热泵的能量方程:

$$Q_h = Q_e + W, \tag{2}$$

其中, Q_e 为热泵蒸发器吸收的热量, 蒸发器可以是单空气源、单水源、双热源中的一种; 单水源吸收的热量为:

$$Q_{e,w} = m_{pw}c_w\left(T_5 - T_6\right) = K_{e,w}A_{e,w}\Delta T_{e,w}. \tag{3}$$

Q_h 为热泵的输出热量, 在清水不经过废热回收-预热器时,

$$Q_h = m_w c_w\left(T_3 - T_1\right), \tag{4a}$$

$$Q_h = m_w c_w\left(T_3 - T_2\right). \tag{4b}$$

(4b)式中, T_2 与(1)式相关.

2.3 无量纲对比态分析法

目前了解热泵性能主要应用实验和针对具体热泵参数建模分析[8~11], 有一定局限性. 同类事物具有一定程度的相似性, 通过无量纲对比态的方法, 可以反映其较为普遍的关系, 如热力学性质的对比态原理, 传热学及流体力学中的相似性分析等. 蒸气压缩式制冷/热泵循环特性同样也有一定的相似性, 因此本文引入无量纲对比态分析法, 分析这类设备的性能.

1) 无量纲对比态分析法

无量纲对比态参数可定义为不同工况的各种参数与标准工况对应基准参数之比. 例如, 无量纲对比态理论性能系数 $\tilde{C}OP_i$ 可定义为,

$$\tilde{C}OP_i = COP_i / COP_{i,0}, \tag{5}$$

其中, 脚注 0 表示标准工况下的基准参数, 脚注 i 表示理论循环. 热泵国家标准对标准工况的气温、水源温度、进水温度、出水温度等都有规定. 各个厂家设计的热泵实际性能与理论性能偏差程度不同, 这主要是由于选择的换热器形式、面积, 系统流程结构等因素引起的, 因此可以用热泵实际性能系数与理论性能系数之比的装置系数 W 来修正,

$$\eta = COP / COP_i. \tag{6}$$

标准工况的装置系数用 η_0 表示. 同种热泵的换热器面积, 系统结构都基本相同, 因此有相同的装置系数 W. 当同种热泵的不同工况的实际性能系数与标准工况的性能系数相比时, 可以消除同类设备的装置系数 M_0, 得到实际的无量纲对比性能系数 $\tilde{C}OP$

$$\tilde{C}OP = COP / COP_0. \tag{7}$$

$\tilde{C}OP$ 的拟合式可借助 $\tilde{C}OP_i$ 曲线并依据实际性能修正获得. 不同热泵的实际性能系数为

$$COP = \tilde{C}OP \cdot COP_0 = \eta_0 \cdot \tilde{C}OP \cdot COP_{0,i}. \tag{8}$$

$\tilde{C}OP$ 具有通用性, η_0 体现不同热泵性能的差别.

因此, 使用对比态分析方法, 使热泵不同工况性能的推算和预测变得简单.

2) 废水无量纲工作的时间 $\tilde{\tau}_{\mathrm{pw}}$

在洗浴场所, 一天的废热水总量 M_{pw} 与产生的热水总量 M_{w} 相等, 但是废热水的产生量不稳定, 以清水平均流量定义一个工作周期时间 $\tau_{\mathrm{T}}=M_{\mathrm{w}}/m_{\mathrm{w}}$, 那么废水通过废热回收-预热器和水源热泵的工作时间为:

$$\tau_{\mathrm{pw}}=\frac{M_{\mathrm{pw}}}{m_{\mathrm{pw}}}=\frac{M_{\mathrm{w}}}{Jm_{\mathrm{w}}}=\frac{\tau_{\mathrm{T}}}{J}. \tag{9}$$

则有废水工作的无量纲时间为:

$$\tilde{\tau}_{\mathrm{pw}}=\tau_{\mathrm{pw}}/\tau_{\mathrm{T}}=1/J. \tag{10}$$

无废水工作的无量纲时间为:

$$\tilde{\tau}_{\mathrm{a}}=1-1/J, \tag{11}$$

$$J=m_{\mathrm{pw}}/m_{\mathrm{w}}. \tag{12}$$

3) 对比热水总产量 $\tilde{M}_{\mathrm{w}}$ 与装置的性能系数

令性能系数为 1 时消耗电功 W 产生的热水量 M_0 为对比参数, 装置在无量纲单位时间内产生的对比热水总产量(即装置的性能系数)为:

$$\tilde{M}_{\mathrm{w}}=M_{\mathrm{w}}/M_0=COP_{\mathrm{s}}, \tag{13}$$

其中, M_0 由下式计算:

$$M_0=\frac{W}{c_{\mathrm{w}}\left(T_3-T_1\right)} \quad \text{或} \quad M_0c_{\mathrm{w}}\left(T_3-T_1\right)=W. \tag{14}$$

2.4 6 种运行模式能性能系数

1) 空气源热泵循环的 COP_{a}

定义理论的空气源热泵循环对比性能系数 $\tilde{COP}_{\mathrm{a,i}}$ 为:

$$\tilde{COP}_{\mathrm{a,i}}=COP_{\mathrm{a,i}}/COP_{\mathrm{a,i,0}}, \tag{15}$$

其中, 脚注 a 表示空气源热泵循环, $COP_{\mathrm{a,i}}$ 为空气源热泵的理论制冷循环性能系数, $COP_{\mathrm{a,i,0}}$ 为标准工况下空气源热泵的理论性能系数. 以 R22 工质为例, 标准工况蒸发温度 T_{e} 为 15°C, 冷凝温度 55°C, 理想循环的 $COP_{\mathrm{a,i,0}}$ =6.87, 而符合国家标准的空气源热泵的实际性能系数 $COP_{\mathrm{a,0}}$ 为 3.8. 定义空气源热泵装置系数 $\eta_{\mathrm{a,0}}$ 为

$$\eta_{\mathrm{a,0}}=COP_{\mathrm{a,0}}/COP_{\mathrm{a,i,0}}. \tag{16}$$

则此时 $\eta_{\mathrm{a,0}}$ =0.553. 因此, 尽管均工作在相同的标准工况下, 实际循环的性能系数与理论循环的性能系数仍有很大差别. 但如果把变工况实际测定的 COP_{a} 与 $COP_{\mathrm{a,0}}$ 相比, 即空气源热泵对比态无量纲实际性能系数 $\tilde{COP}_{\mathrm{a}}$

$$\tilde{COP}_{\mathrm{a}}=COP_{\mathrm{a}}/COP_{\mathrm{a,0}}. \tag{17}$$

由图 3 可以看出, $\tilde{COP}_{\mathrm{a}}$ 与 $\tilde{COP}_{\mathrm{a,i}}$ 曲线十分接近, 这是因为对比参数 $\tilde{COP}_{\mathrm{a}}$ 消除了同种热泵实际的结构差别的影响因素, 即消除了热泵装置系数 $\eta_{\mathrm{a,0}}$.

由于在偏离标准工况较远的高温工况下, 蒸发器的换热能力增长率比压缩机吸气密度增长率低, 所以修正的 $\tilde{COP}_{\mathrm{a}}$ 曲线在高温区的增长率逐渐减小. 以 $\tilde{COP}_{\mathrm{a,i}}$ 为基础的 $\tilde{COP}_{\mathrm{a}}$ 拟合计算式为:

$$\tilde{COP}_{\mathrm{a}}=\tilde{T}_{\mathrm{e}}^{8}, \tag{18}$$

式中 $\tilde{T}_{\mathrm{e}}$ 为热力学温标的对比标准工况的蒸发温度, 本文约定标准蒸发温度为 288 K, 在 T_{a} 和 T_{e} 的单位为 K 时, $\tilde{T}_{\mathrm{e}}$ 的定义式为:

$$\tilde{T}_{\mathrm{e}}=T_{\mathrm{e}}/288=\left(T_{\mathrm{a}}-\Delta T_{\mathrm{e}}\right)/288, \tag{19}$$

其中, ΔT_{e} 为蒸发器平均传热温差, 通常为 5°C~7°C.

实验点的数据和(18)式计算的 $\tilde{COP}_{\mathrm{a}}$ 曲线表示在图 3 中. 其中实心方点为最新的样机数据, 在气温 23.4°C, 输入功率 9.2 kW 时, 测得制热量为 40.5 kW, COP_{a} 为 4.5, 其标准工况的性能系数 $COP_{\mathrm{a,0}}$ 为 3.85; 实心圆点为广东某工厂的空气源热泵测定的数据,

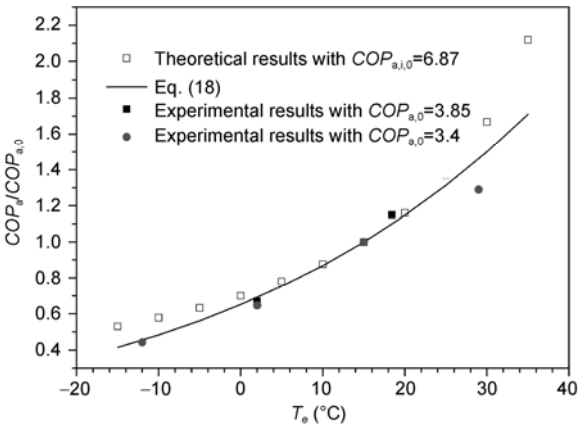

图 3 空气源热泵对比 $\tilde{COP}_{\mathrm{a}}$ 与 T_{e} 关系

在气温 29°C 时, 测得 COP_{a} 为 4.3, 其标准工况的性能系数 $COP_{\mathrm{a},0}$ 为 3.4.

2) 废热回收-预热+空气源热泵循环模式的 $COP_{\mathrm{a+r}}$

$$COP_{\mathrm{a+r}}=\frac{T_3-T_1}{T_3-T_2}COP_{\mathrm{a}}=\left(1+\frac{T_2-T_1}{T_3-T_2}\right)COP_{\mathrm{a}},\quad(20)$$

其中, 定义废热回收-预热器的增益系数为:

$$h=COP_{\mathrm{a+r}}/COP_{\mathrm{a}}=(T_3-T_1)/(T_3-T_2).\quad(21)$$

3) 废热回收-预热+水源热泵循环模式的 $COP_{\mathrm{w+r}}$

在有废水时, 废水必然先经过废热回收-预热器, 再进入水源热泵循环的蒸发器, 因此有

$$COP_{\mathrm{w+r}}=\frac{T_3-T_1}{T_3-T_2}COP_{\mathrm{w}}=\left(1+\frac{T_2-T_1}{T_3-T_2}\right)COP_{\mathrm{w}},\quad(22)$$

其中, COP_{w} 为水源热泵的性能系数.

水源热泵与空气源热泵的区别之一在于, 水源蒸发器的水温不断下降, 制冷剂蒸发温度低于蒸发器的出水温度 T_6. 因此, COP_{w} 主要与 T_6 有关. 直热式水源热泵的标准工况规定冷凝器的进、出水温度分别为 15°C 和 55°C, 但仅规定蒸发器进水温度为 15°C, 未规定出水温度和水流量. 因此, 为提高水源热泵的性能, 蒸发器水流量很大, 进出水温差仅约为 4°C~5°C, 水源蒸发器与冷凝换热器的水流量之比约为 8. 因此, 普通直热式水源热泵的对比 $\tilde{C}OP_{\mathrm{w}}$, 可以用 T_6 或蒸发器进出水平均温度 T_{m} 来关联. 参考(18)式, $\tilde{C}OP_{\mathrm{w}}$ 的近似拟合计算式为

$$\tilde{C}OP_{\mathrm{w}}=\tilde{T}_{\mathrm{e,w}}^{8},\quad(23)$$

$$\tilde{T}_{\mathrm{e,w}}=(T_6-\Delta T_{\mathrm{e,w}})/288.\quad(24)$$

直热式水源热泵的性能系数低于循环式的性能系数, 其原因在于直热式水源热泵的冷凝压力始终处于设定出水温度 55°C 所对应的饱和压力, 而循环式热泵, 冷凝器的水温是逐渐升高的, 大部分时间设备的压缩比都低于直热式的压缩比. 在标准工况下, 循环式水源热泵的性能系数可高于 4.0, 直热式水源热泵的性能系数会低于 3.5.

为了利用废热回收-预热器尚未利用完的废水热能, 本装置的水源热泵循环的 COP_{w} 会受废水与清水流量比的约束. 根据热泵能量方程(2), 可导出水源热泵 COP_{w} 关系式为

$$COP_{\mathrm{w}}=\frac{Q_{\mathrm{h}}}{W}=1+\frac{Q_{\mathrm{e,w}}}{Q_{\mathrm{h}}}\cdot\frac{Q_{\mathrm{h}}}{W}=1+\frac{J(T_5-T_6)}{T_3-T_2}COP_{\mathrm{w}},$$

$$COP_{\mathrm{w}}=1/\left(1-\frac{T_5-T_6}{T_3-T_2}\cdot J\right),\quad(25)$$

式中, 未知参数有 T_2, T_5, T_6. 据方程(1)和(8)得

$$T_5=T_4-(T_2-T_1)/J.\quad(26)$$

根据方程(3)并引进废热回收-预热器的传热单元数 NTU[12]:

$$NTU=\frac{kA}{m_{\mathrm{w}}c_{\mathrm{w}}}=\frac{T_2-T_1}{\Delta T_{\mathrm{w}}},\quad(27)$$

其中,

$$\Delta T_{\mathrm{w}}=\frac{(T_5-T_1)-(T_4-T_2)}{\ln\dfrac{(T_5-T_1)}{(T_4-T_1)}}.\quad(28)$$

当 J=1 时, $T_5-T_1=T_4-T_2=\Delta T_{\mathrm{w1}}$, 设计给定 ΔT_{w1}, 则能确定 NTU. 联立(25)~(28)式用迭代法可求出 T_2, T_5, T_6 和 COP_{w}.

4) 组合模式 1 的 COP_{S1}

在有废水的 $\tilde{\tau}=1/J$ 的时间内, 水源系统工作, 其余时间空气源工作, 其性能系数为

$$COP_{\mathrm{S1}}=\tilde{M}_{\mathrm{w}}=\left(\frac{T_3-T_1}{T_3-T_2}\cdot COP_{\mathrm{w}}\right)/J+(1-1/J)COP_{\mathrm{a}}.\quad(29)$$

5) 组合模式 2 的 COP_{S2}

此模式是在环境气温高于水源蒸发器排放的废水温度 T_6 时采用. 在有废水的 $\tilde{\tau}=1/J$ 时间内清水经预热, 热泵空气源热泵联合废热回收-预热器运行, 性能系数计算式为:

$$COP_{\mathrm{S2}}=\left(\frac{T_3-T_1}{T_3-T_2}\right)COP_{\mathrm{a}}/J+(1-1/J)COP_{\mathrm{a}}.\quad(30)$$

6) 组合模式 3 的 COP_{S3}

废热回收-预热器和热泵水-空气源串联循环联合运行, 在有废水的 $\tilde{\tau}=1/J$ 时间内清水经预热, 全部时间热泵都运行水-空气源串联循环加热; 其性能系数计算式为:

$$COP_{\mathrm{S3}}=\left(\frac{T_3-T_1}{T_3-T_2}\right)COP_{\mathrm{w+a}}/J+(1-1/J)COP_{\mathrm{a}}.\quad(31)$$

3　算例与分析

算例 1. T_1, T_3, T_4 和 ΔT_{w1} 分别为 10°C, 50°C, 31°C,

3°C.

算例 2. T_1, T_3, T_4 和 ΔT_{w1} 分别为 10°C, 50°C, 36°C 和 5°C.

3.1 T_2, T_5, T_6 与 J 的关系

两算例的 J 从 1 变化至 4 时, T_2, T_5, T_6 的计算值见图 4. 由图 4 可知, T_2 的变动较小, 且随 J 的增大很快趋于 T_4; T_5 和 T_6 受 J 的影响变动较大, 特别是在 J<2 的范围, 随 J 的减小迅速降低.

3.2 水源热泵 COP_w 和增益系数与 J 的关系

图 5 为两种算例的 COP_w 和 h 随 J 的变化关系. 由图 5 可知水源热泵的性能随 J 的增大而增大, 这是由于废水流量大, 使水源热泵蒸发器温度提高, 但废水总量有限, J 的增大使水源热泵循环工作时间比下降, 因此不一定 J 越大越好. 增益系数 h 也随 J 的增大而增大, 但仅在 J<1.5 之前比较明显, 后面增长趋势平缓. 废热回收-预热器与水源热泵联用的理论性能系数 $hCOP_w$ 会超过 9, 但是, 受到装置热水换热器换热能力的制约, 实际数据偏小一些.

3.3 3 种组合模式 COP_S 与 J 的关系

图 6 为装置在算例 1 和 2 的条件下 3 种组合模式的总性能系数 COP_S 与 J 的关系. 组合模式 1 的 COP_{S1} 随 J 的增大先升后降, 极大值在 J=2 附近; 组合模式 2 的 COP_{S2} 随 J 的增大逐渐减小; 组合模式 3 的 COP_{S3} 只在 $COP_w \leqslant COP_a$ 且水源换热器的蒸发温度低于环境气温时使用情况有效, 当 $COP_w > COP_a$ 时, 组合模式 3 不会增加制热量, 由于一般 COP_w 随 J 的增大而

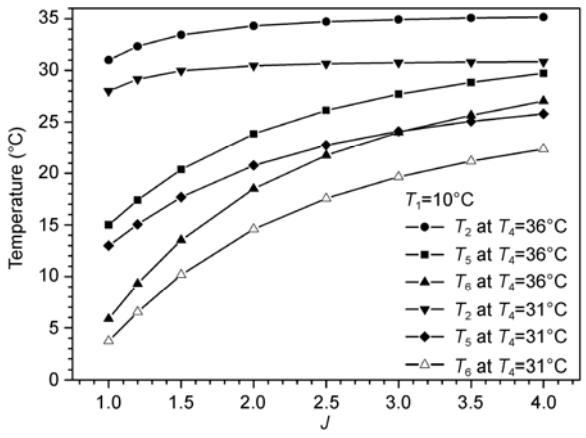

图 4 两种算例的 T_2, T_5, T_6 随 J 的变化关系

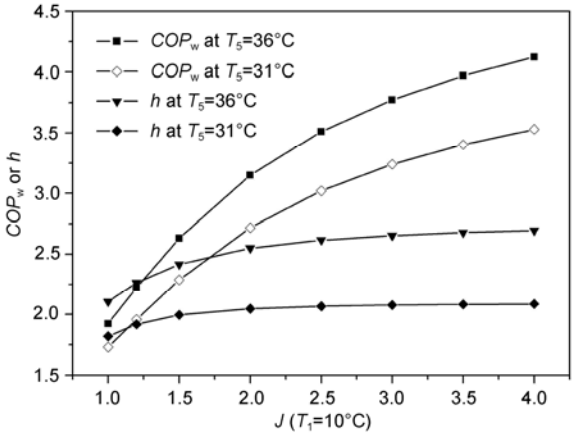

图 5 两种算例的 COP_w 和 h 随 J 的变化关系

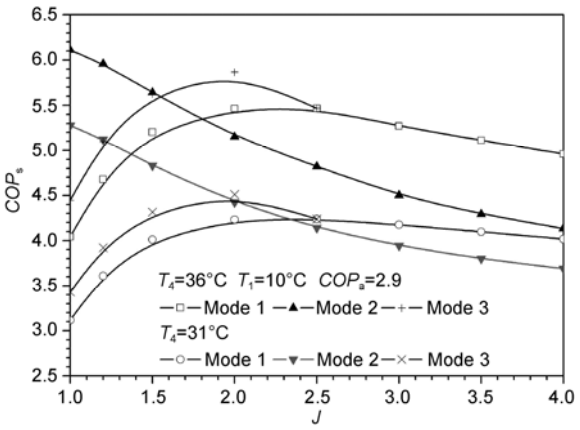

图 6 三种组合模式的 COP_S 与 J 的关系
(T_a=10°C)

增大, 所以只可能在 $J \leqslant 2$ 范围内运行组合模式 3, J>2 时运行组合模式 1. 虽然在 J=1 时, 组合模式 2 有很高的 COP_{S2}, 但实际废热水不稳定, 难以按 J=1 方式运行. 目前, 实验结果表明在 J=1.5 左右系统性能较好, 基本与理论分析的最优流量比在 J=2±0.5 区域相吻合. 在 T_4 = 36 °C 时 3 种模式的最大性能系数分别是 COP_{S1}=5.46 (J=2), COP_{S2}=6.10 (J=1), COP_{S3}=5.86 (J=2).

图 7 为考察气温变动对装置运行模式和运行参数的影响. 此图的计算条件在算例 1 和 2 的基础上变动在于: 气温 T_a=5°C, COP_a=2.50 或 T_a=15°C, COP_a=3.34. 与图 6 比较得知, 在气温降低后, J 的优选值往增大方向移动, 但是, 仍在 J=2±0.5 区域. 气温较低时, 采用组合模式 1 运行较好; 气温较高时, 采用模式 2 运行, 并且 J 尽可能减小为好. 在气温较低时(T_a=

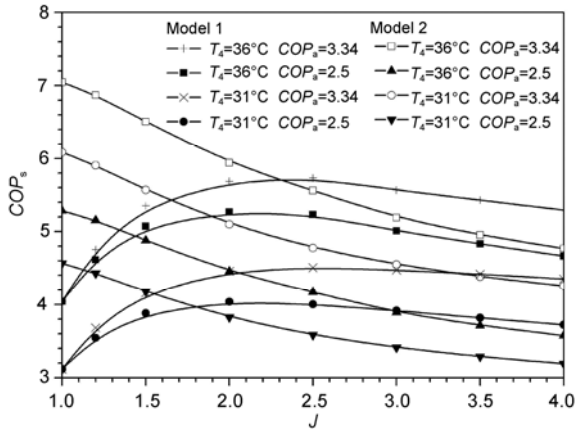

图 7　组合模式 1 和 2 的 COP_S 与 J 的关系

5°C, T_4=31°C) 最大性能系数 COP_{S1}=4.04 (J=2), COP_{S2}= 4.56 (J=1), COP_{S2}=4.17 (J=1.5); 在气温较高时 (T_a=15°C, T_4=36°C), 最大性能系数 COP_{S1} =5.73 (J=2.5), COP_{S2}= 7.04 (J=1), COP_{S2}=6.50 (J=1.5).

3.4　样机的测试结果

试制的样机在 2012 年 1 月 13 日通过淮安科技局组织的鉴定, 由江苏省产品质量监督检验研究院检测, 机组在额定工况(废水初始温度 36°C, 冷凝器进水 15°C, 热水出水温度 55°C, 气温 20°C, 湿球温度 15°C) 的性能系数 COP≥5.5. 在 2012 年 1 月 12 日气温 8.12°C, J=1.5, 自来水温度 7.5°C, 出水温度 56.14°C, 废水温度 38.18°C, 废水出水温度 9.71°C, 测得 $COP_{w=r}$= 4.407; 在环境温度 7°C, 自来水温度 7.31°C, 出水温度 52.46°C, 废水温度 38.31°C, 废水出水温度 8.01°C, 测得 COP_{S3}=5.232; $COP_{S3}/COP_{w=r}$=1.18. 这说明在气温与废水出水温度相近时, 使用水源和空气源双源联合组合模式 3 运行, 可以有效提高装置性能系数.

3.5　3 种废水余热利用方式的比较

为了进一步说明废水两级热回收优点, 比较以下 3 种情况: 废水经预热+水源热泵两级热回收, 废水仅作为预热源和废水仅作为热水源.

1) 废水作为预热和水源热泵热源. 在只考察清水经废热回收-预热器和热泵两级加热时段的情况, 装置的不同模式的能效系数统一表示为

$$COP_s = hCOP = \left(\frac{T_3 - T_1}{T_3 - T_2}\right) COP, \tag{32}$$

其中, COP 可以是 COP_a, COP_w, 或 COP_{w+a}. 因此导得废水废热回收-预热的利用率为

$$R_1 = h - 1 = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_2} = \frac{J(T_4 - T_5)}{T_3 - T_2}. \tag{33}$$

如果废水继续作为热泵热源, 废水二次废热回收利用率为

$$R_2 = COP_w - 1 = \frac{J(T_5 - T_6)}{T_3 - T_2}. \tag{34}$$

废水余热总利用率 R 定义为废水余热利用量与废水最大余热量 $m_{pw}(T_4 - T_1)$ 之比, 则两级余热利用的废水余热总利用率为

$$R = \frac{T_4 - T_6}{T_4 - T_1}. \tag{35}$$

样机的实验参数见表 1, 实验结果见表 2.

2) 废水仅作为预热源. 其回收的热量与废热回收-预热器和热泵联用时回收的热量相同, 如果没有热泵再对清水加热, 热水得不到需要的温度. 此方案, 废水余热总利用率为 R =0.663.

3) 废水仅作为热水源. 由于水源温度的提高水源热泵的性能系数有所提高, 在废水量不受限制的情况下, 水源热泵的性能系数(COP)一般在 3~4.5 范围, 或可根据(23)式近似计算. 表 3 为废水回收水源热泵样机实验数据. 序号 1 和序号 2 的为不同厂家试制的样机, 输入功率包括水源循环水泵功率和压缩机的功率.

表 1 样机实验参数

T_1 (°C)	T_2 (°C)	T_3 (°C)	T_4 (°C)	T_5 (°C)	T_6 (°C)	M_w (kg/h)	W (kW)	Q (kW)
7.5	29.3	56.1	38.1	17.8	8.3	815	10.5	46.1

表 2 样机废热利用率实验结果

COP_s	h	R_1	COP_w	R_2	R	J	R_1COP_w
4.41	1.81	0.81	2.43	1.43	0.973	1.07	1.97

表 3　废水回收水源热泵实验数据

No.	T_1 (°C)	T_3 (°C)	T_4 (°C)	T_6 (°C)	M_w (kg/h)	M_{pw} (kg/h)	J	W (kW)	Q (kW)	COP
1	29	46	31	23	2250	3660	1.63	10.8	44.63	4.13
2	29	44	31	24	1740	2810	1.61	10.25	30.45	2.97

表 4　废水回收水源热泵冬季实验数据

No.	T_1 (°C)	T_3 (°C)	T_4 (°C)	T_6 (°C)	M_w (kg/h)	M_{pw} (kg/h)	J	W (kW)	Q (kW)	COP
1	10	46	31	23	1066	3660	3.45	10.8	44.63	4.13
2	10	44	31	24	766.5	2810	3.64	10.25	30.45	2.97

表 4 为废水回收水源热泵冬季实验数据. 当进水温度 T_1 为 10°C, 其余温度参数不变时, R=(31−23)/(31−10)=0.381, 其废水余热利用率在所研究的运行状态中最低. 虽然序号 1 的 COP=4.13 值与表 2 的 COP_s=4.41 接近, 但是表 4 序号 1 的 J=3.45, 这意味此条件下有 $\tau=\left(1-1/J\right)=0.71$ 的时间没有废水源而必须停止水源热泵.

比较结果表明, 本论文提出的废水经预热+热泵热水源两级热回收方案, 比废水仅作为预热源和废水仅作为热水源方案有明显优势, 废水仅作为热水源方案最差.

4　结束语

1) 提出了一种新型空气/水双源热泵热水废热再用热水装置, 具有空气源、水源和双源联合循环的 3 种循环方式, 并配置废热水废热回收-预热换热器, 使自来水进水通过预热和热泵两级加热, 废热水通过热回收和向热泵水源循环供热, 实现了热源废热的梯级利用.

2) 采用无量纲对比态分析法, 分析了双源热泵与废热回收-预热器联合运行的特性, 给出了空气源热泵、水源热泵性能系数的无量纲计算式, 求解了废热回收-预热器变流量的换热特性, 及其与热泵联合运行的耦合问题, 导出了带热回收-预热器双源热泵 6 种运行模式的性能系数计算式, 结合算例进行分析, 得出在气温和进水温度较低的冬季, 采用组合模式 3 在 J=2±0. 5 区域运行, 装置能获得 COP_S = 4~5.5; 气温高于 15°C 时, 采用组合模式 2 在 J<1. 5 区间运行, 可以获得 COP_S >5. 5.

参考文献

1　陈则韶. 高等工程热力学. 北京: 高等教育出版社, 2008
2　Hepbasli A, Kalinci Y. A review of heat pump water heating systems. Renew Sust Energ Rev, 2009, 13: 1211–1229
3　Ito S, Miura N. Studies of a heat pump using water and air heat sources in parallel. Heat Transf Asian Res, 2000, 29: 473–90
4　陈则韶, 程文龙, 胡芃. 储能式热泵热水锅炉供热水装置. 专利号: 01244858.3, 2002-07-24
5　朱延文, 马志贵, 冯其宝, 等. 洗浴废水的余热回收装置. 专利号: 02263931.4, 2003-10-12
6　郑晓琴. 洗浴废水热回收热泵系统的分析与研究. 硕士学位论文. 大连: 大连理工大学, 2007
7　黄坤荣, 王林, 卿德藩. 热泵技术在浴室废热回收上的应用研究. 制冷与空调, 2005, 5(1): 79–81
8　张洁, 张良俊, 王如竹, 等. 空气源热泵热水器系统优化计算及实验研究. 太阳能学报, 2007, 28(3): 286–289
9　江斌, 陈则韶, 陈建新. 空气源热泵热水器变工况特性分析. 暖通空调, 2007, 37(4): 70–73
10　赵海波, 吴坤. 热泵热水器性能分析. 烟台大学学报(自然科学与工程版), 2009, 22(2): 141–146
11　董玉军, 黄东, 袁秀玲. 空气源热泵冷热水机组的系统仿真与实验研究. 制冷与空调, 2006, 6(5): 52–57
12　杨世铭, 陶文铨. 传热学. 第四版. 北京: 高等教育出版社, 2006