

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.201804065



# 空气源热泵换热器与岗亭 壁体一体化供暖性能

李宗北, 田琦, 董旭, 段兰兰, 秦成君

(太原理工大学 环境科学与工程学院, 山西 太原 030024)

**摘要:** 设计一种由太阳能供电、空气源热泵换热器与亭壁一体化的供暖岗亭. 首先, 建立一体化岗亭设备模型, 并采用 Matlab 语言编制仿真程序, 对岗亭进行性能模拟; 然后, 选取太原某日工况, 对岗亭模型进行实验验证, 并对其供暖季性能进行分析. 结果表明: 亭壁蒸发器吸收室内外两侧空气热量、得热量比相同条件下, 常规风冷蒸发器高 31.41%; 供暖季系统性能系数(COP)为 3.22~4.96, 平均 COP 值为 4.18, 高于常规风冷热泵, 节能效果良好; 供暖季太阳能发电量可满足岗亭热泵压缩机耗电量需求, 证明岗亭可实现供暖零能耗.

**关键词:** 供暖岗亭; 换热器亭壁一体化; 供暖零能耗; 空气源热泵; 太阳能发蓄电

中图分类号: TU 833

文献标志码: A

文章编号: 1000-5013(2018)04-0569-08

## Research on Heating Performance of Booth With Air-Source Heat Pump Heat Exchanger and Pavilion Wall Integrated

LI Zongbei, TIAN Qi, DONG Xu,  
DUAN Lanlan, QIN Chengjun

(College of Environmental Science and Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

**Abstract:** A heating booth integrated with solar energy, air source heat pump heat exchanger and booth wall was designed. Firstly, an integrated booth equipment model was established, and the Matlab language was used to make simulation programs, to simulate the performance of the booth; then, the conditions on a certain day in Taiyuan were selected, and the booth model was verified experimentally and its heating performance analyzed. The results show that the kiosk evaporator absorbs the heat of the air on both sides of the room and the outside, and the heat gain is 31.41% higher than that of the conventional air-cooled heat pump when the heat gain ratio is the same; the coefficient of performance (COP) is between 3.22 to 4.96 in the heating season, with the average COP value 4.18, which is higher than that of the conventional air-cooled heat pump, energy-saving effect is good; solar power generation in the heating season can meet the power needs of the booth heat pump compressor, which proves that the booth can achieve zero energy consumption of heating.

**Keywords:** heating booth; heat exchanger pavilion wall integration; heating zero energy consumption; air source heat pump; solar energy generation and storage

1976 年,“零能耗建筑”概念由丹麦科技大学 Esbensen 等首次提出<sup>[1]</sup>,是指能耗与产能达到平衡的建筑<sup>[2]</sup>. 迄今为止,零能耗建筑已成为建筑节能领域的前沿热点<sup>[3]</sup>. 零能耗建筑的设计策略为:能源需求

收稿日期: 2018-04-20

通信作者: 田琦(1966-),男,教授,博士,主要从事可再生能源利用及建筑节能新技术的研究. E-mail: 3414285801@qq.com.

基金项目: 国家科技支撑计划项目(2012BAJ04B02); 国家国际科技合作专项项目(2013DFA61580)

最小化,如选择高性能保温结构;可再生能源技术的利用,其中,光伏、太阳能热水及可再生能源热泵等节能技术应用最为广泛<sup>[4]</sup>.岗亭作为一种特殊的建筑,研究人员对其能源利用研究较少.文献[5-6]分别将冷气机、水蒸发系统应用于岗亭,改善室内环境,保证夏季岗亭舒适性,但未探讨冬季采暖问题.目前,岗亭供暖多采用风冷热泵,风冷热泵消耗高品质能源,系统性能系数(COP)较低,一般采用上送风;制热时,热气流聚集在岗亭上部,导致空调能耗增大且热分层现象严重,热舒适性不高<sup>[7]</sup>.基于此,本文提出一种由太阳能供电的空气源热泵换热器亭壁一体化的供暖岗亭<sup>[8]</sup>,通过对一体化岗亭各设备建模及仿真,模拟岗亭在太原地区运行特性,并给予实验验证.

## 1 空气源换热器亭壁一体化岗亭结构

空气源换热器亭壁一体化岗亭是一种采用太阳能光伏-空气源热泵的全新岗亭形式,主要设备包括亭壁蒸发器、压缩机、地板冷凝器、热力膨胀阀、太阳能光伏及蓄电设备.考虑到太阳能资源的利用及太阳一天的运行规律,太阳能光伏板宜南向布置,亭壁蒸发器布置的最优方向为南向,其次为东向、西向及北向.

一体化岗亭蒸发器亭壁从外到内依次是不锈钢板、蒸发管、绝热材料、铝塑板,蒸发器铜管安装在薄铝板凹槽内,薄铝板下采用绝热材料包敷,上面粘贴不锈钢板,其结构剖面图,如图1所示.图1中: $W$ 为相邻蒸发管管间距; $D$ 为蒸发管直径.亭壁蒸发器制冷剂吸收热量,变成过热蒸汽进入压缩机.压缩机高温排气进入敷设在地板中的冷凝管中,制冷剂放热直接加热地板,变成高温液体流入节流装置中.

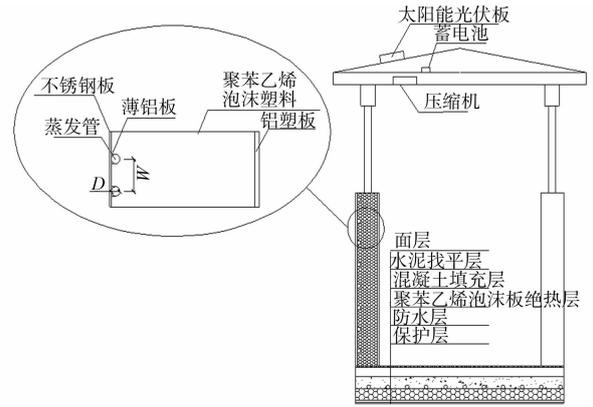


图1 换热器亭壁一体化结构剖面示意图

Fig. 1 Structure sectional schematic of integrated heat exchanger kiosk wall

## 2 空气源换热器亭壁一体化岗亭数学模型

### 2.1 亭壁蒸发器数学模型

亭壁蒸发器是一体化岗亭的关键部件,研究其内部传热过程是一体化岗亭的整体性能研究的基础.传统岗亭在冬季工况下,由于岗亭内外温差,热量从室内向室外传递,形成岗亭热负荷,造成热量浪费.由于蒸发温度( $\theta_e$ ) < 室外温度( $\theta_w$ ) < 室内温度( $\theta_n$ ),所以,亭壁蒸发器内的制冷剂同时吸收室内外空气热量,使室内空气热量得到有效利用.

对亭壁蒸发器的传热分析建立在以下2个假设的基础上:1) 亭壁内侧铝塑板和外侧不锈钢板的厚度远小于绝热材料壁厚,且所用的金属材料导热系数大,因此,忽略其热阻;2) 由于蒸发管管壁较薄,且铜导热系数大,忽略蒸发管管壁传热热阻.

制冷剂在蒸发管内是一个沸腾换热过程,蒸发器管段传热分析,如图2所示.图2中: $x$ 为岗亭内外空气向制冷剂传热方向, $y$ 为制冷剂流动方向,两者相互垂直; $h_{in}$ ,  $h_{out}$ 分别为制冷剂流动方向上的进、出口焓值; $q_1$ ,  $q_2$ 分别为室外、室内空气传递到制冷剂中的热流密度.相应的导热微分方程为

$$\frac{\lambda}{\rho c} \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \frac{\partial \theta}{\partial t}, \quad t > 0, \quad 0 < x < \delta. \quad (1)$$

初始条件为

$$\theta |_{t=0} = \theta_e, \quad 0 \leq x \leq \delta. \quad (2)$$

亭壁与室内、外空气的接触面的边界条件分别为

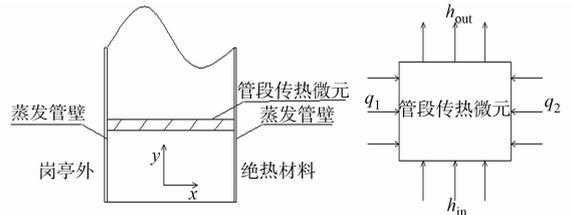


图2 蒸发管管段微元传热分析

Fig. 2 Microelement heat transfer analysis of evaporation pipe

$$-\lambda \frac{\partial \theta}{\partial x} \Big|_{x=0} = h_1(\theta_w - \theta \Big|_{x=0}), \quad t > 0. \quad (3)$$

$$-\lambda \frac{\partial \theta}{\partial x} \Big|_{x=0} = h_2(\theta_n - \theta \Big|_{x=0}), \quad t > 0. \quad (4)$$

式(1)~(4)中: $\lambda$ 为亭壁材料的导热系数; $\rho$ 为亭壁材料的密度; $c$ 为亭壁材料的比热; $\theta_e$ 为蒸发温度; $\delta$ 为亭壁材料厚度; $h_1$ 为岗亭外空气与亭壁外壁面的对流换热系数; $\theta_w$ 为岗亭外空气温度; $h_2$ 为岗亭内空气与亭壁内壁面的对流换热系数; $\theta_n$ 为室内温度。

制冷剂微元热量平衡方程为

$$m(h_{out} - h_{in}) = \sum F(q_1 + q_2) = \sum F \left[ \frac{\theta_w - \theta_o}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_r}} + \frac{\theta_n - \theta_o}{\frac{1}{h_2} + \frac{1}{h_r} + \frac{\delta}{\lambda}} \right]. \quad (5)$$

式(5)中: $m$ 为质量流量; $F$ 为蒸发管传热面积; $\theta_o$ 为蒸发管壁温; $h_r$ 为制冷剂对流换热系数。

亭壁蒸发器与常规自然对流风冷蒸发器的主要区别在于,制冷剂双向吸热。常规自然对流风冷蒸发器制冷剂微元热量平衡方程式为

$$m(h_{out} - h_{in}) = \sum Fq_1 = \sum F \left[ \frac{\theta_w - \theta_o}{\frac{1}{h} + \frac{1}{h_r}} \right]. \quad (6)$$

式(6)中: $h$ 为空气侧换热系数; $h_1, h_2, h, h_r$ 的计算方法参考文献[9-10]。

## 2.2 压缩机数学模型

压缩机输入功率和质量流量采用 ANSI/ARI 540 提出的“三次方十系数”的拟合公式<sup>[11]</sup>,并对压缩机频率进行修正,采用邵双全等<sup>[12]</sup>提出的变频压缩机质量流量和输入功率修正公式修正,即

$$f(T_e, T_c) = C_1 + C_2 \times T_e + C_3 \times T_c + C_4 \times T_e^2 + C_5 \times T_e \times T_c + C_6 \times T_c^2 + C_7 \times T_e^2 \times T_c + C_8 \times T_e \times T_c^2 + C_9 \times T_c^3 + C_{10} \times T_e^3, \quad (7)$$

$$M_0 = M_0^* \left( \frac{f - f^0}{f^* - f^0} \right)^c, \quad (8)$$

$$P_0 = P_0^* \exp(d_1(f - f^*)^2 + d_2(f - f^*)). \quad (9)$$

式(7)~(9)中: $T_c$ 为冷凝温度, $T_c = \theta_c + 273$ ;  $T_e$ 为蒸发温度, $T_e = \theta_e + 273$ ;  $f(T_e, T_c)$ 为压缩机输入功率或质量流量; $C_1 \sim C_{10}$ 为根据具体数据拟合的系数; $M_0, P_0$ 为不同频率下的质量流量和输入功率; $M_0^*, P_0^*$ 为根据式(7)拟合出的特定频率下的质量流量和输入功率; $f$ 为压缩机频率; $f^0$ 为基频; $f^*$ 为特定频率; $c, d_1, d_2$ 为实验系数。

采用 Dabiri 等<sup>[13]</sup>提出的一种压缩机吸气过热度修正公式,对吸气过热度进行修正,即

$$M = \left[ 1 + F_v \left( \frac{\nu_0}{\nu} - 1 \right) \right] M_0. \quad (10)$$

$$P = (M/M_0) \left( \frac{h_{out,act} - h_{in,act}}{h_{out} - h_{in}} \right) P_0. \quad (11)$$

式(10),(11)中: $M$ 为压缩机修正后的质量流量; $\nu_0$ 为压缩机修正前吸气比容; $\nu$ 为压缩机吸气比容; $F_v$ 为容积效率修正系数,取 0.75; $h_{act}$ 为实际工况下焓值; $h$ 为理论工况下焓值; $P$ 为压缩机功率。

## 2.3 地板冷凝器数学模型

冷凝器模型,如图 3 所示。图 3 中: $L_c$ 为冷凝器各区段长度; $m$ 为制冷剂流量; $h$ 为制冷剂焓值, $\theta_o$ 为冷凝器壁温,下角标只表示制冷剂不同状态。对地板冷凝器采用稳态分布参数法<sup>[14]</sup>建模,主要作如下 4 点假设:1) 制冷剂径向物性参数一致,在管内流动为一维均相流动;2) 不考虑管壁的热阻;3) 地板各结构为均相材料;4) 冷凝器下的绝热材料热阻无限大,不考虑制冷剂向下传热。

地板冷凝器的传热系数为

$$K = 1 / \left( \frac{1}{h_a} + \frac{1}{h_r} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right). \quad (12)$$

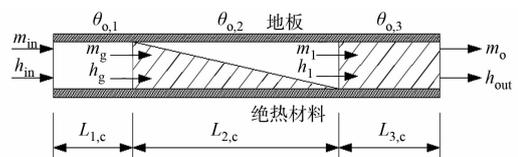


图 3 冷凝器模型

Fig. 3 Model of condenser

地板冷凝器能量控制方程为

$$Q = m_{in}(h_{in} - h_{out}) = \xi \sum KF\theta_m. \tag{13}$$

式(12), (13)中:  $h_a$  为空气侧换热系数;  $\delta_i$  为地板各结构层厚度;  $\lambda_i$  为地板各结构层导热系数;  $\xi$  为漏热系数;  $\theta_m$  为每区段制冷剂与室内温度的温差; 制冷剂侧换热系数  $h_r$ , 空气侧换热系数  $h_a$  的计算方法参考文献[10, 15-16].

为简化模拟过程, 假定制冷剂流经热力膨胀阀的过程为绝热等焓节流, 故不对热力膨胀阀建模.

### 2.4 太阳能发电功率数学模型

太阳能光伏板发电功率计算式<sup>[17]</sup>为

$$W_p = G\eta\tau_g\alpha_p A_p. \tag{14}$$

式(14)中:  $W_p$  为太阳能输出功率;  $G$  为太阳能辐射量;  $\eta$  为光伏板的光电转换率;  $\tau_g$  为透射率;  $\alpha_p$  为光伏板吸收率;  $A_p$  为太阳能光伏板有效面积.

### 2.5 换热器亭壁一体化空气源热泵系统整机仿真流程

建立的整机仿真流程, 如图 4 所示.

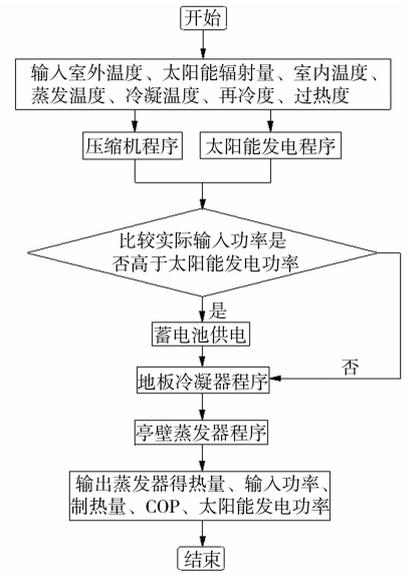


图 4 空气源热泵系统仿真流程图  
Fig. 4 Simulation flow chart of air source heat pump system

## 3 实验验证

### 3.1 实验概况

选取的实验岗亭位于太原市, 地板面积为  $6.25 \text{ m}^2$ , 层高为  $2.2 \text{ m}$ , 蒸发管敷设在南向与东向的两面亭壁; 其他亭壁为传统亭壁, 四面亭壁都有窗户, 每面窗户面积尺寸为  $2.0 \text{ m} \times 0.8 \text{ m}$ . 一体化岗亭围护结构, 如表 1 所示. 在岗亭屋顶朝南方向布置 3 块太阳能光伏板, 放置倾角为  $40^\circ$ , 光伏板尺寸为  $1650 \text{ mm} \times 991 \text{ mm}$ , 额定光电转换率为  $16.51\%$ , 由太阳能光伏板供电至压缩机.

表 1 一体化岗亭围护结构

Tab. 1 Integrated booth enclosure structure

名称	一体化岗亭围护结构材料
亭壁	1 mm 不锈钢+100 mm 聚苯乙烯泡沫塑料(含 6 mm 蒸发管, 20 mm 管间距)+3 mm 铝塑板
窗户	内张膜中空玻璃(双膜)
地板	5 mm 面层+20 mm 水泥砂浆+30 mm 混凝土(含 6 mm 冷凝管, 80 mm 管间距)+40 mm 绝热材料+防水层
屋顶	保温屋面

岗亭内外温度采用 ETH-P 型环境试验设备智能多路巡检仪进行测量, 其温度误差为  $\pm 0.2 \text{ }^\circ\text{C}$ . 其中, 室内温度测点设置在距离地板  $0.75 \text{ m}$  处; 室外太阳辐射强度采用天空辐射表和辐射电流表测量, 精度为  $1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ ; 太阳能发电量及压缩机的耗电量均采用电子式单相表测量; 在蒸发器、冷凝器制冷剂进出口处, 分别设置温度探测点, 安装一对 PT 1000 型热电偶温度探测器(精度为  $0.1 \text{ }^\circ\text{C}$ ), 并在流体入口处安装流量计. 分别发送温度模拟信号及流量脉冲信号给积算仪, 积算仪根据积算公式算出热量值. 热泵的运行时间为 8:00 到 19:00, 每隔  $15 \text{ min}$  自动记录统计数据.

### 3.2 仿真结果分析

采用有限差分法离散数学模型, 对热泵系统进行模拟. 模拟过程中, 设定室内温度为  $18 \text{ }^\circ\text{C}$ , 蒸发温度初始值为  $-25 \text{ }^\circ\text{C}$ , 冷凝温度恒为  $37 \text{ }^\circ\text{C}$ , 过热度为  $8 \text{ }^\circ\text{C}$ , 再冷度为  $2 \text{ }^\circ\text{C}$ . 实验当天太阳辐射照度(S)与室外温度( $\theta_w$ ), 如图 5 所示. 由图 5 可知: 室外温度均随时间先升高再降低, 太阳

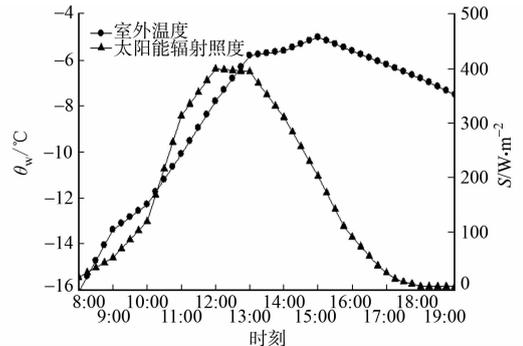


图 5 实验日的室外工况

Fig. 5 Outdoor conditions on experimental day

辐射照度在 12:00 达到最大值  $400 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ , 在 18:00 时降为 0; 室外温度最大值出现在 15:00, 为  $-5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . 需要验证参数为压缩机输入功率、蒸发器吸热量、制热量、COP 值及太阳能发电功率.

岗亭室内实际温度( $\theta_{in}$ )的变化情况, 如图 6 所示. 由图 6 可知: 在 8:00 时, 热泵开机, 室内温度迅速升温; 120 min 后, 室温升到设定值  $18 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , 逐渐稳定在  $18.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ; 在 15:00 后, 室外温度开始下降, 由于岗亭围护结构蓄热作用, 室温延迟 0.5 h 开始下降; 到 19:00 热泵关机时, 室温降为  $15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

实验日的亭壁蒸发器得热量( $Q_e$ )模拟值与实验值、常规风冷蒸发器得热量模拟值, 如图 7 所示. 由图 7 可知: 当室外温度升高时, 蒸发器得热量增大; 当室外温度降低时, 得热量减小; 亭壁蒸发器模拟结果与实验结果较吻合, 最大误差为 9.20%. 由对亭壁蒸发器的分析可知, 对于特定结构的亭壁蒸发器, 室外温度升高会导致与蒸发器制冷剂温差增大, 从而蒸发器的得热量增大.

热泵开启初期, 亭壁蒸发器得热量的实验值低于模拟值, 且上升速率小于模拟值, 因为亭壁结构的热阻使室内外空气热量向蒸发器传热时, 吸热量有一定的延迟与衰减; 亭壁蒸发器得热量高于常规风冷蒸发器得热量, 这是由于亭壁蒸发器吸收室内外两侧空气热量, 而常规风冷蒸发器只吸收室外空气热量, 在稳定运行阶段, 亭壁蒸发器平均得热量比常规风冷蒸发器提高了 31.41%.

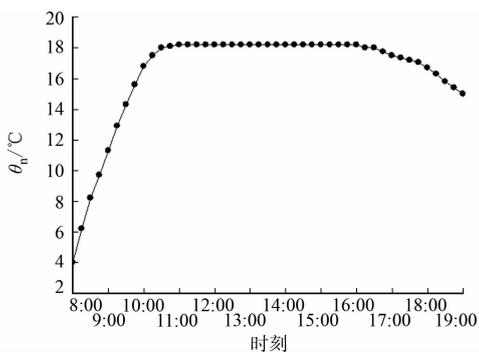


图 6 岗亭室内的实际空气温度变化

Fig. 6 Changes of actual air temperature in booth

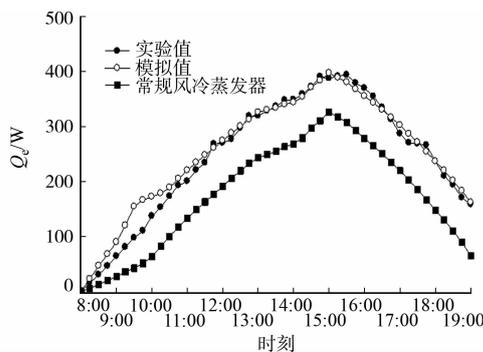


图 7 蒸发器得热量模拟值与实验值比较

Fig. 7 Comparison between simulated calorific value of evaporator and experimental values

实验日, 压缩机输入功率( $P$ )模拟值与实验值的比较, 如图 8 所示. 由图 8 可知: 压缩机输入功率模拟值与实验值吻合较好, 最大误差为 7.43%; 热泵开启初期, 压缩机高频运转, 制冷剂质量流量迅速提高, 导致输入功率迅速升高; 热泵运行稳定后, 室外温度升高, 输入功率减小, 之后, 随室外温度的下降而增大. 由对蒸发器得热量的分析可知: 当热泵运行稳定时, 室外温度升高, 系统的能量输入增大, 提高了亭壁蒸发器中制冷剂的饱和压力和温度, 压缩机的压缩比下降, 输入功率随之减小; 当室外温度开始下降, 输入功率增大.

实验日, 制热量( $Q_c$ )模拟值与实验值的比较, 如图 9 所示. 由图 9 可知: 模拟数据与实验数据吻合较好, 误差最大为 8.39%; 制热量与蒸发器得热量的变化趋势相同, 先随室外温度升高而增大, 随后随室外温度的下降而减小; 室外温度升高, 系统输入能量增大, 根据能量守恒定律, 系统的制热量增大, 反之,

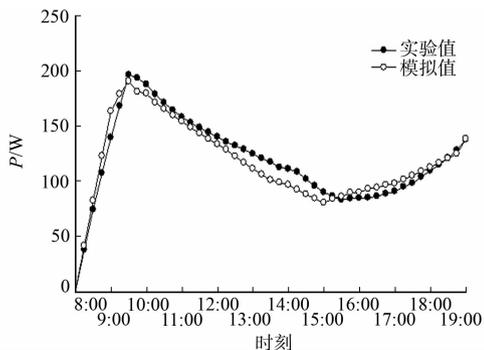


图 8 压缩机输入功率模拟值与实验值比较

Fig. 8 Comparison between simulated value of power of compressor and experimental value

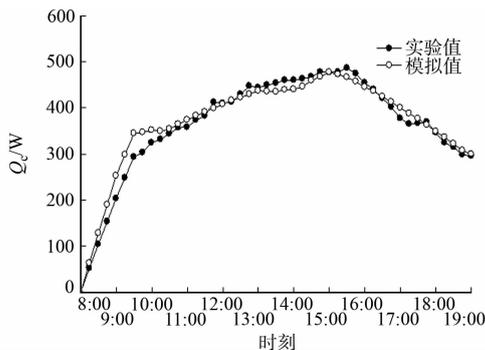


图 9 制热量模拟值与实验值比较

Fig. 9 Comparison between simulated and input experimental values of heating

系统的制热量减小.

换热器亭壁一体化的空气源热泵的 COP 值可定义为  $COP=Q/P$ . 其中,  $Q$  为冷凝器单位时间制热量, 可由热量表测得;  $P$  为压缩机输入功率, 可由功率表测得.

实验日, COP 的模拟值和实验值的变化情况, 如图 10 所示. 由图 10 可知: COP 值模拟数据与实验数据吻合较好, 最大误差为 6.29%; 在热泵开启初始时较低, COP 值随室外温度升高而增大, 之后随室外温度下降而减小; 热泵除了在预热阶段 COP 值变化很大外, 在稳定运行时间里, 热泵 COP 的实验值最大值为 5.69, 平均值为 3.34, 高于常规风冷热泵, 说明该岗亭热泵系统的节能效果较好; 室外温度越高, 岗亭的节能效果越好.

太阳能发电功率模拟值与实验值的变化, 如图 11 所示. 由图 11 可知: 在 8:00 时, 太阳能发电功率从 0 开始增加, 在 13:00 达到最大值, 随后开始下降, 到 18:00 发电功率归零; 由式(14)可知, 太阳能发电功率与太阳辐射照度成正比; 发电功率模拟值与实验值在早上及傍晚太阳辐射照度较小的时间段里, 误差较大, 在 9:30 相对误差最大, 为 9.00%, 太阳辐射照度较大时, 误差越小. 对比图 8 和图 11 可知: 在 10:00—17:00 内, 太阳能发电量高于压缩机用电量, 因此, 满足系统用电的要求. 将多余发电量储存在蓄电池中, 可在 8:00—10:00, 18:00—19:00 间、太阳能发电量不足的情况下, 继续为热泵供电, 实现岗亭的零能耗.

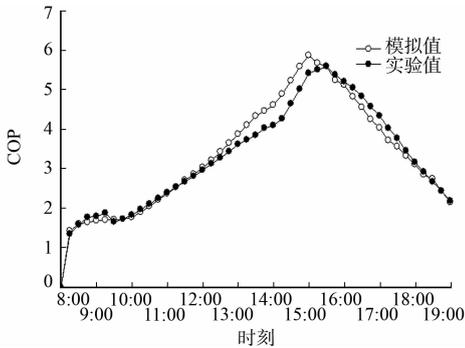


图 10 系统 COP 模拟值与实验值比较  
Fig. 10 Comparison between system COP simulation values and experimental values

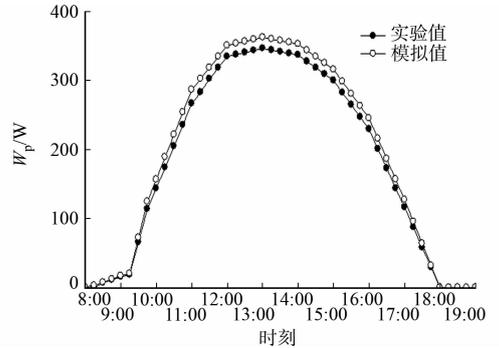


图 11 太阳能发电功率模拟值与实验值比较  
Fig. 11 Comparison between simulated and experimental values of solar power

由于热泵在 8:00—10:00 时处于预热阶段, 实验岗亭的室温迅速上升, 岗亭的热舒适性不高, 建议提前开启热泵, 使室内温度提前至 18℃; 文中实验工况的室外温度变化较均匀, 各实验参数的测定非常理想, 且在模拟过程中, 模型对各参数进行修正, 数据吻合较好, 岗亭各项参数的模拟值与实验值的最大误差均不超过 10%, 证明岗亭数学模型的正确性, 为研究一体化岗亭在太原地区整个供暖季的可行性提供依据.

#### 4 一体化岗亭在太原地区的性能分析

为了分析整个供暖季一体化岗亭在太原地区的性能情况, 模拟一体化岗亭热泵运行 COP 值, 比较太阳能发电量与压缩机耗电量, 研究热泵在太原地区的可行性. 太原地区供暖季的太阳辐射量<sup>[18]</sup>和室外温度变化情况, 如图 12, 13 所示. 图 12 中:  $R_p$  为太阳能日总辐射量.

通过模拟可得到供暖季 COP 值的变化曲线, 如图 14 所示. 由图 14 可知: 11 月, COP 值为 3.76~4.91, 平均值为 4.48; 12 月, COP 值为 3.54~4.46, 平均值为 3.98; 1 月, COP 值为 3.84~4.28, 平均值为 4.06; 2 月, COP 值为 3.84~3.96, 平均值为 3.89; 3 月, COP 值为 4.22~4.96, 平均值为 4.75; 12 月至次年 2 月, 由于室外温度较低, 热泵系统蒸发温度较低, 导致 COP 值较低, 11 月与 3 月 COP 值较高; 整个供暖季, 岗亭热泵 COP 值为 3.22~4.96, 平均 COP 值为 4.18, 而风冷热泵 COP 值一般小于 3, 证明岗亭热泵的热性能良好, 节能效果显著.

为了对一体化岗亭进行零能耗分析, 模拟整个供暖季一体化岗亭的太阳能发电量与压缩机功耗, 并对二者进行比较, 结果如图 15 所示. 由图 15 可知: 整个供暖季中, 太阳能发电量可满足压缩机的耗电

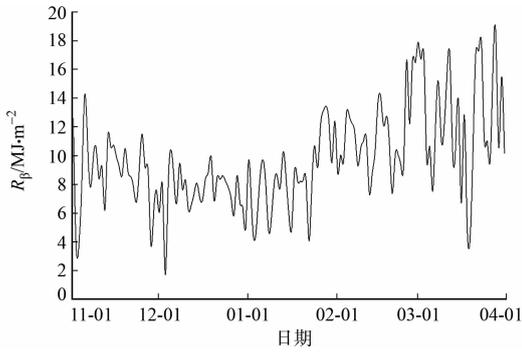


图 12 供暖季太阳能日总辐射量变化

Fig. 12 Total daily solar radiation in heating season

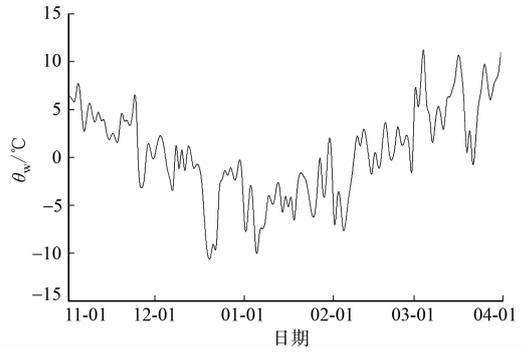


图 13 供暖季室外温度变化

Fig. 13 Outdoor temperature change during heating season

量. 太阳能发电量充足时, 将多余电量储存在蓄电池中, 阴天雨雪等太阳能发电量不足的天气下, 由蓄电池为压缩机供电, 以确保岗亭空调的正常运行.

11 月至次年 3 月, 太阳能发电总量与压缩机总功耗, 如表 2 所示. 由表 2 可知: 11 月、12 月、2 月、3 月的太阳能发电总量超过压缩机耗能, 多余的发电量储存在蓄电池中; 1 月份, 室外温度低, 岗亭能耗大, 压缩机耗电量增大, 但太阳能发电量不足, 由蓄电池为岗亭供电. 整个供暖季太阳能发电量富余 39 kW·h, 证明零能耗岗亭在太原地区具有可行性.

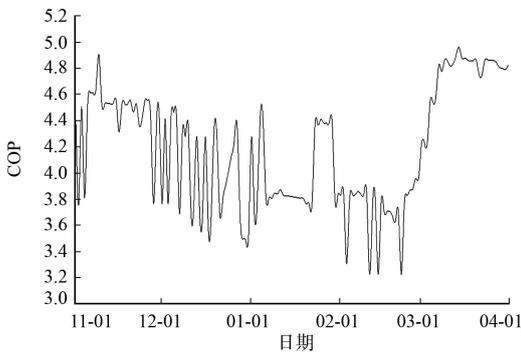


图 14 供暖季岗亭热泵系统 COP 值变化

Fig. 14 Change of COP value of heat pump system in heating season booth

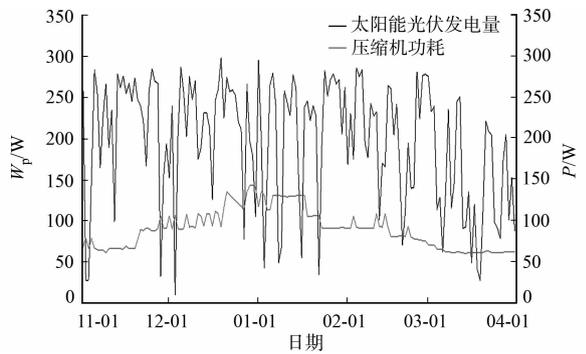


图 15 供暖季太阳能发电量与压缩机功耗比较

Fig. 15 Comparison of solar energy generation and compressor power consumption in heating season

表 2 供暖季每月太阳能发电量与压缩机耗能比较

Tab. 2 Comparison of monthly solar power generation and compressor power consumption in heating season

参数	月份					总计
	11 月	12 月	1 月	2 月	3 月	
太阳能光伏发电量	47.16	41.08	34.39	28.52	38.35	189.49
压缩机耗能	25.01	37.91	38.85	27.17	21.56	150.49
蓄电池蓄放电量	22.15(蓄)	3.18(蓄)	4.45(放)	1.35(蓄)	16.79(蓄)	39.01(蓄)

## 5 结论

对一体化岗亭各设备建模, 在此基础上进行性能模拟及实验验证, 并对一体化岗亭在供暖季运行性能进行分析, 得出以下 4 点主要结论.

1) 蒸发器得热量、压缩机输入功率、制热量、COP 值、太阳能光伏发电功率的模拟数据与实验数据的最大相对误差为 9.20%, 7.43%, 5.39%, 6.29%, 9.00%, 数学模型与实测结果吻合较好.

2) 与常规风冷蒸发器相比, 亭壁蒸发器除吸收室外空气的热量外, 还能有效利用室内空气热量, 使系统输入能量增大, 热泵系统稳定运行期间, 平均得热量提高了 31.41%.

3) 一体化岗亭热泵在供暖季期间, COP 值为 3.22~4.96, 平均 COP 值为 4.18, 一般风冷热泵 COP 值小于 3, 证明一体化岗亭热泵节能性优于风冷热泵。

4) 一体化岗亭太阳能发电量在整个供暖季富余 39.01 kW·h, 由蓄电装置储存后, 可满足系统在阴天雨雪等太阳能发电量不足时的供电需求, 证明供暖季零能耗岗亭在太原地区是可行的, 可脱离电网下独立运行, 具有更广泛的适应性。

#### 参考文献:

- [1] ESBENSEN T V, KORSGAARD V. Dimensioning of the solar heating system in the zero energy house in Denmark [J]. *Solar Energy*, 1977, 19(2): 195-199. DOI: 10.1016/0038-092X(77)90058-5.
- [2] 王伟栋, 薛峰, 李婷. 零能耗建筑实现的能耗分配控制策略设计研究[J]. *建筑科学*, 2015, 31(6): 168-172. DOI: 10.13614/j.cnki.11-1962/tu.2015.06.029.
- [3] 王志勇, 王俊, 刘畅荣. 零能耗建筑技术研究现状与发展展望[J]. *湖南工业大学学报*, 2017, 31(2): 8-14. DOI: 10.3969/j.issn.1673-9833.2017.02.002.
- [4] LI D H W, LIU Yang, LAM J C. Zero energy buildings and sustainable development implications: A review[J]. *Energy*, 2013, 54(6): 1-10. DOI: 10.1016/j.energy.2013.01.070.
- [5] 鞠昊宏, 黄翔. 蒸发式冷气机在交通岗亭中的应用[J]. *制冷与空调*, 2016, 16(11): 63-65.
- [6] 刘忠宝, 王浚. 交通岗亭间接水蒸发开式空调[J]. *暖通空调*, 2000, 30(2): 74-76. DOI: 10.3969/j.issn.1002-8501.2000.02.023.
- [7] WU Chengjun, LIU D P, PAN Jie. A study of the aerodynamic and acoustic performance of an indoor unit of a DC-inverter split air-conditioner[J]. *Applied Acoustics*, 2012, 73(4): 415-422. DOI: 10.1016/j.apacoust.2011.10.005.
- [8] 杜彦, 田琦, 杨晋明, 等. 空气源热泵直接地板辐射供暖系统优化运行方式[J]. *华侨大学学报(自然科学版)*, 2015, 36(2): 199-204. DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.2015.02.0199.
- [9] DUFFIE J A, BECKMAN W A. *Solar engineering of thermal processes second edition*[J]. Edition John Wiley and Sons, 1980, 81(4): 16591. DOI: 10.1119/1.14178.
- [10] 石文星, 王宝龙, 邵双全. 小型空调热泵装置设计[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2013: 96-100.
- [11] 孙成龙. R290 空气源热泵热水器的仿真与实验研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2016.
- [12] 邵双全, 石文星. 变频压缩机性能仿真建模[J]. *清华大学学报(自然科学版)*, 2004, 44(3): 362-365. DOI: 10.3321/j.issn:1000-0054.2004.03.028.
- [13] DABIRI A E, RICE C K. A compressor simulation method with correlations for the level of suction gas superheat [J]. *ASHRAE Transactions*, 1981, 87(2): 1019-1025.
- [14] 丁国良, 张春路. 制冷空调装置仿真与优化[M]. 北京: 科学出版社, 2001: 31-36, 50-55.
- [15] Air-Conditioning Engineers. 2013 ASHRAE handbook: fundamentals[M]. SI edition. New York: ASHRAE, 2013.
- [16] 冉茂宇. 采暖地板对室内人体热辐射的理论计算模型[J]. *华侨大学学报(自然科学版)*, 2010, 31(1): 95-98. DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.2010.01.0095.
- [17] MIYAZAKI T, AKISAWA A, KASHIWAGI T, *et al.* Energy savings of office buildings by the use of semi-transparent solar cells for windows[J]. *Renewable Energy*, 2005, 30(3): 281-304. DOI: 10.1016/j.renene.2004.05.010.
- [18] 中国建筑研究院. 被动式太阳能建筑技术规范: JGJ/T 267-2012[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.

(责任编辑: 黄晓楠 英文审校: 刘源岗)