

DOI:10.11830/ISSN.1000-5013.201805002



亭壁蒸发器换热性能的理论分析及仿真

李宗北, 田琦, 董旭, 秦成君

(太原理工大学 环境科学与工程学院, 山西 晋中 030600)

摘要: 为解决岗亭空调占地及冬季空气源热泵适应低温环境差的问题,提出一种在外壁面涂有太阳能选择性吸收材料的亭壁蒸发器,以吸收太阳能和室内外空气的热量的策略.应用制冷系统热动力学的理论,建立亭壁蒸发器数学模型,提出复合对流换热系数的概念.基于 Matlab 软件对亭壁蒸发器建立仿真程序,进行实验验证,并分析太阳能辐射照度、环境温度及结构参数对亭壁蒸发器运行状况的影响.研究表明:该模型能有效预测亭壁蒸发器的运行工况;太阳辐射照度对亭壁蒸发器的影响最大.

关键词: 亭壁蒸发器; 太阳能吸收材料; 热动力学; 复合对流换热系数; 仿真模拟

中图分类号: TK 5 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-5013(2018)06-0859-06

Theoretical Analysis and Simulation of Heat Transfer Performance of Kiosk Wall Evaporator

LI Zongbei, TIAN Qi, DONG Xu, QIN Chengjun

(College of Environmental Science and Engineering, Taiyuan University of Technology, Jinzhong 030600, China)

Abstract: In order to solve the problems of air conditioning occupied by post and air source heat pump in winter, the pavilion wall evaporator coated with solar selective absorbing material on the outer wall surface is proposed, which can absorb the heat of solar energy and indoor and outdoor air. By applying the thermodynamics theory of refrigeration system, a mathematical model of the kiosk evaporator is established, and the concept of composite convection heat transfer coefficient is proposed. Furthermore, a simulation program is established based on matlab for the kiosk evaporator, and the experimental verification is conducted to study the effect of solar radiation illumination, ambient temperature, and structure parameters on the operating conditions of the kiosk wall evaporator. The research shows that this model can predict the operating conditions of the kiosk wall evaporator effectively, and the solar radiation illumination has the greatest impact on the kiosk wall evaporator.

Keywords: kiosk wall evaporator; solar energy absorption material; thermodynamics; composite convection heat transfer coefficient; simulation

岗亭常见于小区、物业、交通等执勤场所,用来为安保人员遮风挡雨.岗亭一般空间狭小,大多安装常规风冷热泵空调.常规风冷蒸发器在蒸发器管外布置与制冷剂流动方向垂直的多层翅片,空气流过时,与翅片对流换热,热量传给翅片,再传递给制冷剂^[1].北方冬季室外温度低,空气源热泵的运行存在性能系数(COP)低、结霜、排气温度高等问题^[2-4].我国太阳能资源丰富^[5],近年来,国内对太阳能与空气源热泵耦合利用系统的研究增多^[6].文献[4,7-8]均提出一种与空气源结合的太阳能采暖系统,测试表

收稿日期: 2018-05-02

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:412559908@qq.com.

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

明,空气源与太阳能的组合使系统运行更加可靠与稳定.邢琳等^[9]提出一种直膨式太阳能热泵系统的柔性设计方案,通过仿真与验证得到影响 COP 的环境因素权重,即辐射照度占比最大,其次是环境温度和风速,并得到最优工况点组合;Dong 等^[10]提出在常规风冷蒸发器的结构上涂上太阳能选择性吸收材料,研究表明,该结构可吸收太阳辐射能,并与室外空气对流换热,可提高蒸发温度,抑制结霜,COP 值提高 8.1%,平均热力学完善度提高 5.4%.上述研究内容都充分利用了太阳能与空气能,提高蒸发温度与饱和压力,从而解决北方地区冬季空气源热泵 COP 值低和结霜等问题,但由于其设备复杂,占地大,对于岗亭这类空间狭小的建筑,没有合适的放置空间.因此,本文提出一种适用于岗亭的亭壁蒸发器,并对亭壁蒸发器的传热进行理论分析,讨论蒸发器结构对得热量的影响.

1 亭壁蒸发器结构及工作原理

与风冷蒸发器不同,亭壁蒸发器是将蒸发器与亭壁一体化.一体化亭壁从外到内依次是太阳能涂料、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,并在不锈钢板表面涂有太阳能选择性吸收材料,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.

因为蒸发温度(T_e)<室外温度(T_w)<室内温度(T_n),亭壁蒸发器将同时吸收亭壁两侧的空气热量.又因为在亭壁外侧涂有太阳能吸收材料,亭壁蒸发器将增大吸收太阳能辐射能量,制冷剂吸热后蒸发,变成过热气体流入压缩机.增加制冷剂的饱和压力与温度,系统运行的 COP 值将提高.以太原地区某应用亭壁蒸发器岗亭为例,环境温度在 $-12\sim-8\text{ }^{\circ}\text{C}$ 波动,其 COP 值变化,如图 2 所示.由图 2 可知:COP 最大值为 4.64,最小值为 1.83,平均值为 3.55,高于常规风冷热泵的 COP 值.

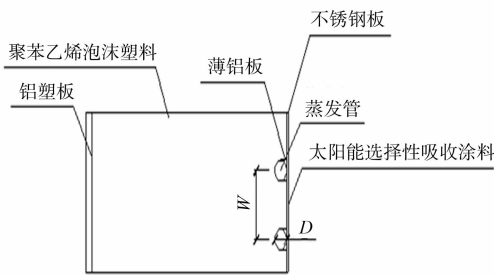


图 1 亭壁蒸发器结构剖面图
Fig. 1 Structure sectional view of pavilion wall evaporator

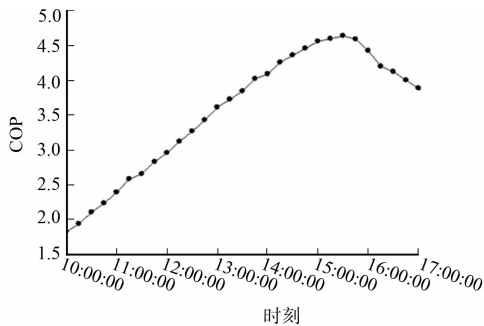


图 2 太原某岗亭热泵系统的 COP 变化情况
Fig. 2 Changes of COP of station booth heat pump system in Taiyuan

2 亭壁蒸发器理论分析及数学模型

- 对亭壁蒸发器的传热分析建立在以下 4 个假设的基础上.
- 1) 制冷剂在垂直于流动方向的温度分布均匀,温度梯度小,忽略管壁在流动方向上的导热,且为湍流状态.
 - 2) 太阳能吸收涂料吸收的太阳辐射在其表面分布均匀.
 - 3) 太阳能吸收涂料、不锈钢板、绝热材料、铝塑板间接触良好,忽略接触热阻.由于涂料、蒸发管管壁薄,使用材料导热系数高,忽略其导热热阻.
 - 4) 吸收室内与外界能量的蒸发管管壁面积各占蒸发管换热面积的一半.

薄铝板在垂直于制冷剂流动方向上看作是肋片的导热过程,能量转移过程,如图 3 所示.图 3 中: x 为制冷剂流动方向; y 为肋片中能量传递方向; z 为亭壁内外空气及太阳能向薄铝板传热方向,两两相互垂直; q_1 为室外空气向薄铝板传递的热流密度; q_2 为室内空气与向薄铝板传递的热流密度; S 为上层太阳能涂料传递来的热流密度; $q_{x,\text{in}}, q_{x,\text{out}}, q_{y,\text{in}}, q_{y,\text{out}}$ 分别为肋片微元沿 x, y 方向上的导热进出热流密度,满足傅里叶导热定理,即

$$q_x = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x}, \quad q_y = -\lambda \frac{\partial T}{\partial y}. \tag{1}$$

式(1)中: λ 为薄铝板的导热系数.

室外空气向薄铝板传热过程经过不锈钢,其导热微分方程为

$$\frac{\lambda_s}{\rho_s c_s} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\partial T}{\partial t}, \quad t > 0, \quad 0 < x < \delta_s. \tag{2}$$

式(2)中: λ_s 为不锈钢的导热系数; ρ_s 为不锈钢的密度; c_s 为不锈钢的比热.

边界条件为第三类边界条件,即

$$-\lambda_s \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = h_1 (T_w - T \Big|_{x=0}), \quad t > 0. \tag{3}$$

式(3)中: h_1 为室外空气与亭壁的对流换热系数; T_w 为室外温度.

室内空气向薄铝板的传热过程需经过铝塑板与绝热材料,其导热微分方程为

$$\frac{\lambda_l}{\rho_l c_l} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\partial T}{\partial t}, \quad \frac{\lambda_c}{\rho_c c_c} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\partial T}{\partial t}, \quad t > 0, \quad 0 < x < \delta_c. \tag{4}$$

式(4)中: λ_l, λ_c 分别为铝塑板和绝热材料的导热系数; ρ_l, ρ_c 分别为铝塑板和绝热材料的密度; c_l, c_c 分别为铝塑板和绝热材料的比热.

边界条件为第三类边界条件,即

$$-\lambda_l \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = h_2 (T_n - T \Big|_{x=(\delta_l+\delta_c)}). \tag{5}$$

式(5)中: h_2 为室内空气与亭壁的对流换热系数; δ_l 为铝塑板厚度; δ_c 为绝热层厚度; T_n 为室内温度. h_1, h_2 满足 $h = 2.8 + 3.0 u_{\text{wind}}^{[11]}$, 其中: u_{wind} 为风速.

上层太阳能涂料传递的热流密度(S)计算式为

$$S = \alpha I + \varepsilon \sigma (T_w^4 - T_p^4). \tag{6}$$

式(6)中: α 为太阳能选择性吸收涂层的吸收率; I 为太阳辐射照度; ε 为太阳能涂层的发射率; σ 为斯蒂芬波尔兹曼常数, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$; T_p 为太阳能涂层表面温度.

建立肋片微元的能量平衡方程,并推导出导热微分方程,即

$$\lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{S + q_1}{\delta} + \frac{q_2}{\delta_c + \delta_l} = \rho_p \frac{\partial T}{\partial t}. \tag{7}$$

式(7)中: δ 为薄铝板厚度; ρ 为薄铝板的密度; c_p 为定压比热. 相应的初始条件为 $T|_{x=0} = T_c$.

亭壁蒸发器的制冷剂模型分析与常规风冷空调类似,制冷剂在蒸发管内是一个沸腾换热过程,模型如图 4 所示. 图 4 中: $h_{\text{in}}, h_{\text{out}}$ 分别为制冷剂进、出口焓值; q 为蒸发管管壁向单位制冷剂传递热量,满足

$$q = \frac{1}{1/h_i + 1/h_1} (T_o - T_r). \tag{8}$$

式(8)中: h_i 为制冷剂与管壁间对流系数; T_o 为蒸发管壁温; T_r 为制冷剂温度.

制冷剂在蒸发管中流动过程经历两相区和过热区,在计算制冷剂与管壁间的换热系数时,二者所选用的公式不同. 制冷剂两相区换热系数采用 Gungor-Winterton 关联式^[12] 计算,制冷剂单相区换热系数采用 Gnielinski 关联式^[13] 计算. 制冷剂传热微元满足的能量方程、连续性方程及动量方程分别为

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} = \frac{\pi d_i}{A_i} \cdot h_i (T_w - T_r), \tag{9}$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0, \tag{10}$$

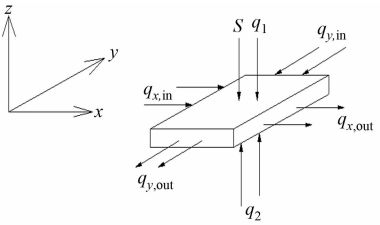


图 3 不锈钢板肋片微元导热分析
Fig. 3 Thermal conductivity analysis of fins on stainless steel plate

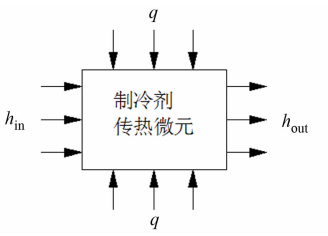


图 4 亭壁蒸发器
制冷剂传热微元模型
Fig. 4 Microstructure model of refrigerant heat transfer in pavilion wall evaporator

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = X - \frac{dP}{dx}.$$

(11)

式(9)~(11)中: X 为单位体积力在流动方向上的分量; A_i 为蒸发器管内截面积; d_i 为内径; u 为制冷剂流动方向上的流速; P 为压力.

整理式(7),(9),可得

$$Q = \xi(h_{out} - h_{in}) = \sum \frac{F}{2}(S + q_1 + q_2) =$$
$$\sum \frac{F}{2} \left[\frac{T_w - T_o}{1/h_1 + 1/h_i + 1/h_s} + \frac{T_n - T_o}{1/h_2 + 1/h_i + \sum \frac{\delta}{\lambda}} \right].$$

(12)

式(12)中: $h_s = \frac{\alpha I + \varepsilon \sigma(T_w^4 - T_o^4)}{T_w - T_o}$ 为太阳能换热系数,表示太阳能传递到蒸发管的热量换算为对流换热量的等价对流换热的系数; $h_w = \frac{1}{1/h_1 + 1/h_i + 1/h_s}$ 为外对流换热系数; $h_n = \frac{1}{1/h_2 + 1/h_i + \delta/\lambda}$ 为内对流换热系数; $h_a = (h_w + h_n)/2$ 为复合对流换热系数; ξ 为制冷剂质量流量; F 为蒸发器换热面积.

换热理论中的换热系数应取作用在全管换热面积上的换热系数,但在假设条件中,蒸发管与室内外的换热面积分别取半管,故取 h_w, h_n 的平均值作为全管的换热系数.可兼顾全管换热的均匀性,同时提高蒸发管得热量计算的准确性.由上述分析可知,影响亭壁蒸发器得热量的因素有太阳辐射照度、室内外温度等气候条件及亭壁自身结构.此外,复合对流换热系数 h_a 也可在一定程度上反映上述因素对亭壁传热的影响.

分别将 h_w, h_n, h_a 计算式代入式(12),可得亭壁蒸发器得热量,即

$$q = h_a(T_w - T_o) + h_n(T_n - T_w)/2.$$

(13)

基于上述数学模型应用于 Matlab 软件编写程序,对亭壁蒸发器进行仿真计算,制冷剂性质从 REFPROP 软件中调取^[14].亭壁蒸发器的仿真流程^[15],如图 5 所示.

3 实验验证

3.1 实验装置

选取太原地区的某岗亭,供暖原理是以低位能源(太阳能与空气能)为热源,制冷剂直接采用地板辐射采暖.岗亭中的制冷剂在亭壁蒸发器内,可同时吸收太阳辐射能和室内外两侧空气热量,将吸收的热量变成过热气体,经压缩机流入地板结构里的冷凝管;在冷凝管中,冷凝放热以加热室内空气,经热力膨胀阀节流降压后,返回亭壁蒸发器中.至此,完成一个工作循环.

亭壁蒸发器的结构参数如下:蒸发管管长 L 为 40 m;管间距 W 为 50 mm;管内径 D_i 、外径 D_o . 分别为 9, 10 mm;薄铝板厚度 δ_{Al} 为 0.5 mm;不锈钢板厚度 δ_s 为 1 mm;太阳能发射率取 0.11;太阳能涂层厚度在 5~7 μm 之间,黑色光滑,以丙烯酸树脂为基础材料,以 AlPO_4 及 $\text{NiSO}_4 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ 为功能成分;吸热系数取 0.97;绝热材料导热系数 λ_c 为 $0.02 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$;厚度 δ_c 为 100 mm;铝塑板厚度为 3 mm. 在实验工况下,制冷剂(R134a)流量为 $0.015 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$,过热度为 $8 \text{ }^\circ\text{C}$. 实验测试时间段选 10:00—17:00,每隔 30 min 记录一组数据.

得热量与复合对流换热系数为亭壁蒸发器的主要性能参数.在亭壁蒸发器进出口,设置商用冷媒压力表和 Pt100 型热电偶温度探测器(精度为 $0.1 \text{ }^\circ\text{C}$),依据制冷剂的压力值和温度,通过 REFPROP 查取制冷剂进出口焓值,两者差值为亭壁蒸发器的得热量;用 ETH-P 型环境试验设备智能多路巡检仪(精度为 $\pm 0.2 \text{ }^\circ\text{C}$)测量室外温度;用天空辐射表和辐射电流表(精度为 $1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$)测量室外太阳辐射照度.

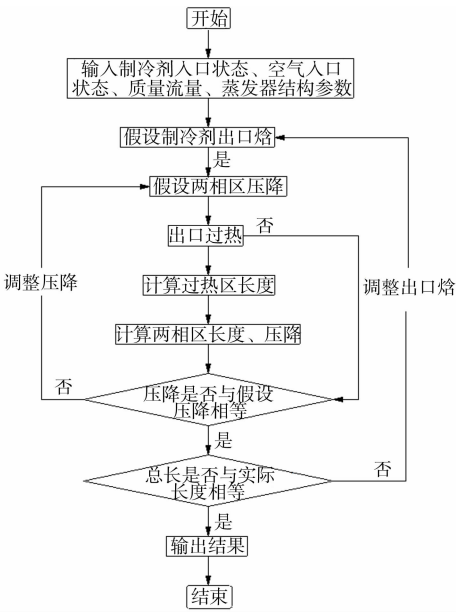


图 5 亭壁蒸发器仿真流程

Fig. 5 Simulation process of pavilion wall evaporator

3.2 实验结果与分析

当天的室外温度(T_w)与太阳辐射照度(I),如图 6 所示.由图 6 可知:室外温度在 $-0.5\sim5.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 间波动,在 15:00 时达到最大值;太阳辐射照度在 $100\sim500\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ 间波动,在 13:00 时达到最大值.

亭壁蒸发器的得热量(Q)与复合对流换热系数(h_a)随时间的变化,如图 7 所示.由图 7 可知:随着太阳辐射照度的增强,亭壁蒸发器的得热量逐渐增大,在 13:00 时达到最大值(0.4 kW),随后逐渐降低.对亭壁蒸发器的分析可知,对于特定结构的亭壁蒸发器,影响其得热量的主要因素包括太阳辐射照度和环境温度等气候参数.在 10:00—13:00 时,太阳辐射照度及环境温度均升高,蒸发器得热量升高;在 13:00—15:00 时,环境温度升高,但太阳辐射照度下降,亭壁得热量下降,说明太阳辐射照度对蒸发器得热量的影响比环境温度大;在 15:00—17:00 时,环境温度下降,蒸发器得热量下降.太阳辐射照度增大,太阳能传递到制冷剂的热量从而增大,蒸发器制冷剂得热量增大;当太阳辐射照度增大至最大值时,蒸发器得热量则最大.蒸发器的得热量模拟结果与实验数据较吻合,仅在开始时段误差较大(最大相对误差小于 5.00%),证明仿真模型的准确性较高.通过与常规风冷热泵的得热量比较可知,亭壁蒸发器的得热量平均提高 47.42% .

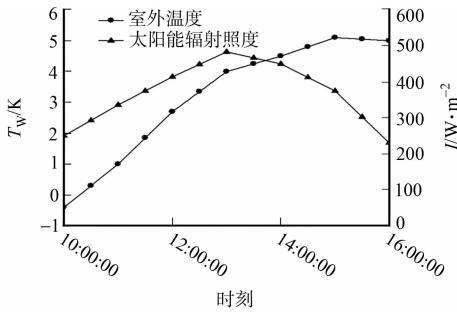


图 6 室外温度和太阳辐射照度的变化情况
Fig. 6 Changes of ambient temperature and solar irradiance

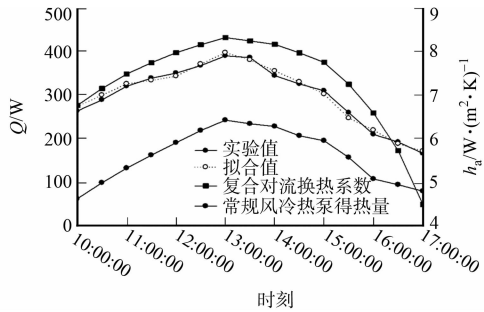


图 7 蒸发器的得热量和复合对流换热系数的变化情况
Fig. 7 Changes of heat gain of pavilion wall evaporator and composite convection heat transfer coefficient

复合对流换热系数(h_a)与太阳辐射照度、环境温度、室内温度等条件有关,其变化趋势与亭壁蒸发器得热量的变化趋势相同,随着太阳辐射照度的增强(减弱)而增大(减小).在 13:00 时达到了最大值 $8.32\text{ W}\cdot(\text{m}^2\cdot\text{K})^{-1}$,说明太阳辐射照度对其影响最大.

除气候条件外,亭壁蒸发器的自身结构对得热量有一定的影响,如蒸发管管长、管间距、绝热层厚度等.为便于分析比较,假定环境温度为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$,太阳辐射照度为 $400\text{ W}\cdot\text{m}^2$.假设管间距等条件不变,蒸发管管长(L)对蒸发器得热量(Q)的影响,如图 8 所示.由图 8 可知:随着蒸发管管长的增加,蒸发器的面积随之增大,蒸发器的得热量也随之增大,但趋势趋于平缓.这是因为受到环境温度与太阳辐射的影响,使蒸发器的得热量增大,同时,由于蒸发器表面与室外空气的温差减小,导致蒸发器得热量的增幅减小.亭壁蒸发器与常规风冷蒸发器相比,得热量平均提高 35.22% .

假设管长等不变,管间距(W)对蒸发器得热(Q)的影响,如图 9 所示.由图 9 可知:管间距增大,意味着单位管射面积增大,蒸发器得热量从而增加;而蒸发器表面温度升高,散热量增加,使得热量增速放缓,并趋于稳定.亭壁蒸发器与常规风冷蒸发器相比,得热量平均提高 28.50% .

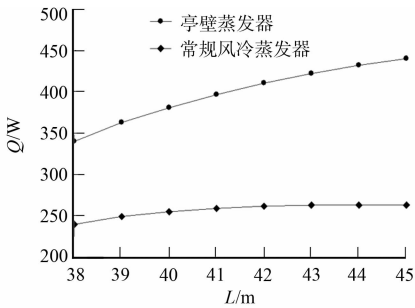


图 8 蒸发器管长对得热量的影响
Fig. 8 Effect of evaporator tube length on heat gain

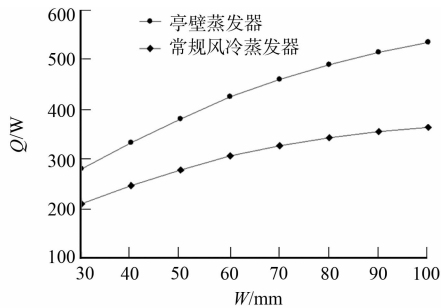


图 9 蒸发器管间距对得热量的影响
Fig. 9 Effect of evaporator tube spacing on heat gain

长的太阳辐假设管间距等条件不变,绝热层厚度(δ_c)对蒸发器得热(Q)的影响,如图 10 所示.由图 10 可知:随着绝热层厚度的增加,室内空气与制冷剂之间的热阻增大,使室内空气对蒸发管的传热量减小,从而减小蒸发器的得热量;当绝热层厚度增大到一定数值时,蒸发管的得热量趋于稳定.

4 结 论

- 1) 在亭壁蒸发器传热分析中,提出复合对流换热系数概念,构建亭壁蒸发器数学模型.亭壁蒸发器得热量的模拟值与实验值的误差在 5.00%之内,数据吻合较好.
- 2) 亭壁蒸发器的得热量与复合对流换热系数受太阳辐射照度的影响较大,受环境温度影响较小;蒸发器得热量、复合对流换热系数随太阳辐射照度的增强而增大,随太阳辐射照度的减弱而减小.
- 3) 随着亭壁蒸发器的管长增加,得热量增大;随着亭壁蒸发器的管间距增加,得热量增大;随着亭壁蒸发器的绝热层厚度增加,得热量减小.

参考文献:

[1] 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.

[2] 李先庭,宋鹏远,石文星,等.实现冬夏季均高效运行的新型热泵系统:柔性热泵系统[J]. 暖通空调,2016,46(12): 1-7.

[3] 王伟,刘景东,孙育英,等.空气源热泵在北京地区全工况运行的关键问题及应对策路[J]. 暖通空调,2017,47(1): 20-27.

[4] 黎珍,田琦,董旭.太原地区太阳能耦合空气源热泵一体化热水系统性能分析[J]. 华侨大学学报(自然科学版), 2017,38(5):670-675. DOI:10.11830/ISSN.1000-5013.201612014.

[5] CAPPEL C,STREICHER W,LICHTBLAU F,*et al.* Barriers to the market penetration of facade-integrated solar thermal systems[J]. Energy Procedia,2014,48:1336-1344. DOI:10.1016/j.egypro.2014.02.151.

[6] 季杰,刘可亮,裴刚,等.对太阳能热泵 PV 蒸发器的理论研究及基于分布参数法的数值模拟[J]. 太阳能学报, 2006,27(12):1202-1207. DOI:10.3321/j.issn:0254-0096.2006.12.004.

[7] 张井山,许道金,魏加杰,等.一种与空气源热泵结合的太阳能采暖系统性能分析[J]. 太阳能,2017(6):46-48.

[8] 杜海存,马立.太阳能-空气源热泵的直接采暖系统[J]. 南昌大学学报(工科版),2015(2):155-158. DOI:10.3969/j.issn.1006-0456.2015.02.012.

[9] 邢琳,闫金州,汪坤海,等.直膨式太阳能热泵柔性设计[J]. 制冷学报,2018(2):31-38. DOI:10.3969/j.issn.0253-4339.2018.02.031.

[10] DONG Xu,TIAN Qi,LI Zhen. Energy and exergy analysis of solar integrated air source heat pump for radiant floor heating without water[J]. Energy and Buildings,2017,142:128-138. DOI:10.1016/j.enbuild.2017.03.015.

[11] DUFFIE J A,BECKMAN W A. Solar engineering of thermal processes second edition[J]. Editionjohn Wiley and Sons,1980,81(4):16591. DOI:10.1119/1.14178.

[12] GUNGOR K E,WINTERTON R H S. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,1986,29(3):351-358. DOI:10.1016/0017-9310(86)90205-X.

[13] 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.

[14] WHITMAN W C,JOHNSON W M,TOMCZYK J A,*et al.* Refrigeration and air conditioning technology[M]. 6th ed. Delmar:Cengage Learning,2008.

[15] 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.

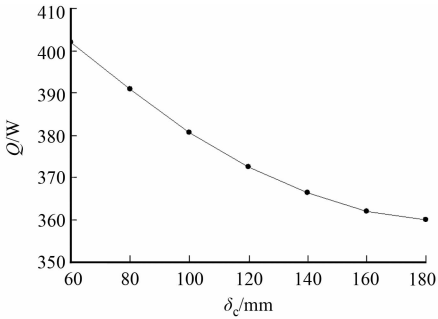


图 10 蒸发器绝热层厚度对得热量影响
Fig. 10 Effect of evaporator insulation layer thickness on heat gain