

文章编号:0254-0096(2018)02-0428-07

影响太阳能平板集热器抗冻性能因素分析

周 帆, 季 杰, 袁伟琪

(中国科学技术大学热科学与能源工程系, 合肥 230026)

摘 要: 建立一个平板集热器的全天运行模型(包括白天集热模型和夜间降温冻结模型),采用青海西宁1月份平均气象数据,并通过数值离散和程序编写对模型进行求解。该模型可以得到集热器内部温度变化和排管内工质的固液相界面变化,进而可以确定影响集热器夜间抗冻性能的各种因素。研究表明:在常用平板集热器的基础上,缩小支管间距和改用较大直径的支管或集管以及增大空气夹层厚度可以提高集热器夜间抗冻性能;使用TIM透明蜂窝或Low-E玻璃盖板均可显著提高集热器夜间抗冻性能。

关键词: 平板集热器; 抗冻性能; 数值模拟; 支管完全冻结时间

中图分类号: TK519

文献标识码: A

0 引 言

在寒冷地区由于平板集热器保温较差,冬季一天运行过后,到了夜间往往会出现冻结现象,对集热器造成严重破坏^[1]。为防止这种现象,国外较多采用防冻液二次循环防冻,但其价格较高,限制了其在内陆的发展。因此,找出影响平板集热器抗冻能力的因素对在寒冷地区使用的平板集热器有重要意义。针对集热器夜间降温冻结, Gordon 等^[2]研究铜管内部水冻结胀破管壁的过程。Salasovich 等^[3]详细研究在外界温度变化的情况下铜管内部冻结的变化情况。叶 宏等^[4]研究整体式太阳热水器在寒冷气候条件下的冻结厚度与热损系数 U 值及水层深度的关系。Tang Runsheng 等^[5]研究平板集热器使用夜间防冻循环的防冻效果。文献[6]研究一种新型抗冻太阳能热水系统。但是以上研究均未涉及集热器夜间降温冻结的具体过程以及集热器结构、材料因素对抗冻性能的影响。本文建立一个集热器全天运行模型,对平板集热器主动式热水系统全天运行状况进行了模拟。该模型考虑了材料、吸热板、盖板、管路结构对抗冻性能的影响。同时也对集热器使用中空玻璃、TIM 透明蜂窝和 Low-E 玻璃盖

板情况进行模拟,寻找可提高集热器夜间抗冻性能的途径。

1 集热器数理模型

1.1 集热器白天受照射情况下的数理模型

模型中因盖板与吸热板不直接接触且两者之间存在较为复杂的辐射换热,假设玻璃盖板温度梯度可以忽略。盖板的能量守恒方程为:

$$mc_g \frac{dT}{dt} = \alpha I + (T_{\text{air}} - T)h_{\text{cv}} + (T_{\text{sky}} - T)h_r + (T_p - T)(h_{\text{r,a}} + h_{\text{cv,a}}) \quad (1)$$

式中, m ——单位面积盖板质量, kg/m^2 ; c_g ——盖板比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; α ——盖板吸收率,使用文献[7]中透明盖板吸收率的公式计算; I ——太阳辐照强度, W/m^2 ; T_{air} ——环境空气温度, K ; T_{sky} ——天空温度,采用文献[8]中的经验公式 $T_{\text{sky}} = 0.0552T_{\text{air}}^{1.5}$, K ; T_p ——吸热板平均温度, K ; h_{cv} 、 h_r ——盖板与环境间的对流与辐射换热系数,使用文献[9]中公式 $h_{\text{cv}} = 6.5 + 3.3V_w$, $\text{W}/(\text{K} \cdot \text{m}^2)$; $h_{\text{r,a}}$ 、 $h_{\text{cv,a}}$ ——盖板与吸热板之间的对流与辐射换热系数, $\text{W}/(\text{K} \cdot \text{m}^2)$; $h_{\text{cv,a}}$ 可采用文献[7]中的倾斜矩形空间换热公式计算,其中包含空气夹层厚度项。

收稿日期: 2015-12-16

基金项目: 太阳能高品质吸收膜与平板集热器关键技术研发(2015BAA02B00); 十二五支撑项目课题(2015BAA02B03); 国家自然科学基金(51378483; 51366004); 东莞太阳能与建筑一体化综合利用技术创新团队(2014607101008)

通信作者: 季 杰(1963—), 男, 博士、教授, 主要从事太阳能光伏光热综合利用方面的研究。jjie@ustc.edu.cn

对于单块平板集热器,假设流量分布均匀,则吸热板上和每根支管所对应的部分的温度分布完全相同。模型中只需计算一根支管及其对应的半边吸热板翅片,其能量守恒方程为:

$$\rho_a \delta c \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \delta \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \alpha_a I + (T_g - T)(h_{r,a} + h_{cv,a}) + \frac{(T_b - T)}{L_{ins}} \lambda_{ins} \quad (2)$$

式中, ρ_a ——吸热板密度, kg/m^3 ; δ ——吸热板厚度, m ; λ 、 λ_{ins} ——吸热板和保温层的热导率, $\text{W/(K} \cdot \text{m}^2)$; x 、 y ——横向与纵向坐标, m ; α_a ——吸热板吸收率,使用文献[7]中吸热板吸收率的公式计算; c ——吸热板比热容, $\text{J/(kg} \cdot \text{K)}$; T_b ——背板平均温度, K ; L_{ins} ——保温层厚度, m 。对于与支管焊接处的吸热板,其能量守恒方程只需在原公式的基础上增加与支管的热传导项。

集热器的背板为 0.8 mm 镀铝锌板,其能量方程为:

$$mc_b \frac{dT}{dt} = (T_{air} - T)h_{cv,b} + \frac{(T_p - T)}{L_{ins}} \lambda_{ins} \quad (3)$$

式中, c_b ——背板比热容, $\text{J/(kg} \cdot \text{K)}$; $h_{cv,b}$ ——背板与环境间的对流换热系数, $\text{W/(K} \cdot \text{m}^2)$ 。

支管为 0.5 mm 厚铜管,其横截面的温度梯度可以忽略,其能量守恒公式为:

$$\rho_i c_i A \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_i A \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \pi D h (T_f - T) + U_{a,l} (T_a - T) \quad (4)$$

式中, A ——支管管壁横截面积, m^2 ; λ_i ——支管导热率, $\text{W/(K} \cdot \text{m)}$; T_f ——管内工质的温度, K ; D ——支管的内径, m ; h ——支管与流体对流换热系数, $\text{W/(K} \cdot \text{m}^2)$; T_a ——焊接点处吸热板的温度, K ; $U_{a,l}$ ——单位焊接长度的换热系数, $\text{W/(K} \cdot \text{m)}$; c_i ——铜管比热容, $\text{J/(kg} \cdot \text{K)}$; ρ_i ——铜管密度, kg/m^3 。

当循环水泵运行时对支管内水流采用一维模型,支管内部水流的能量方程为:

$$\rho_w c_w A_i \frac{\partial T}{\partial t} = \dot{m} c_w \frac{\partial T}{\partial y} + \lambda_w A_i \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \pi D h (T_{pi} - T) \quad (5)$$

式中, A_i ——支管内横截面积, m^2 ; \dot{m} ——质量流量, kg/s ; c_w ——流体比热容, $\text{J/(kg} \cdot \text{K)}$; λ_w ——载热流体的导热率, $\text{W/(K} \cdot \text{m)}$; T_{pi} ——支管管壁温度, K 。

水箱热平衡方程:

$$A_{\text{tank}} \rho_w c_w \frac{\partial T}{\partial t} = n \dot{m} c_w \frac{\partial T}{\partial x} + A_{\text{tank}} \lambda_w \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + h_{\text{tank}} P_{\text{tank}} (T_{\text{air}} - T) \quad (6)$$

式中, n ——支管根数; A_{tank} ——水箱横截面积, m^2 ; P_{tank} ——水箱横截面周长, m ; h_{tank} ——水箱热损系数, $\text{W/(K} \cdot \text{m}^2)$ 。

1.2 集热器在夜间降温冻结情况下的数理模型

集热器循环水泵停止运行后,盖板、吸热板和背板能量方程不做改变。由于支管内工质不流动,对支管内的工质采用二维焓法模型^[10],支管的能量方程改为:

$$C_i A \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_i A \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + U_{a,l} (T_a - T) + \lambda_{eq} \pi D \frac{(T_{i,r=\frac{D}{2}} - T) \frac{\Delta r}{2}}{\Delta r} \quad (7)$$

式中, r ——支管内部工质的径向坐标; Δr ——对工质划分网格时在径向方向上的步长, m ; λ_{eq} ——相变发生过程中管内工质的导热率, $\text{W/(K} \cdot \text{m)}$,采用式(8)。

$$\lambda_{eq} = \begin{cases} \lambda_w, & h_w > h_1^* \\ \lambda_i, & h_w < h_s^* \end{cases} \quad (8)$$

式中, λ_i ——冰的导热率, $\text{W/(K} \cdot \text{m)}$; h_w ——正在发生相变的工质的比焓, J/kg ; h_s^* 、 h_1^* ——相变温度下固相和液相的比焓, J/kg ; γ ——相变潜热, J/kg 。以相变温度下固态水的比焓为零,即 $h_s^* = 0$, 则 $h_1^* = h_s^* + \gamma$ 。

排管内工质相变过程的微分方程为:

$$\rho_w \frac{\partial h_w}{\partial t} = \lambda_{eq} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (9)$$

相变过程中工质温度和比焓的对应关系为:

$$T - T_0 = \begin{cases} (h_w - h_s^*)/c_s, & h_w < h_s^* \\ 0, & h_s^* \leq h_w \leq h_1^* \\ (h_w - h_1^*)/c_l, & h_w > h_1^* \end{cases} \quad (10)$$

式中, T_0 ——相变温度, K ,本文假设相变温度为 273.15 K; c_s 和 c_l ——固相和液相的比热容, $\text{J/(kg} \cdot \text{K)}$,下标 s 为固相, l 为液相。

在集热器夜间降温时,要考虑上下集管的热库作用^[4]对降温过程的影响,所以还需要计算与支管连接的左右半截集管内的工质,与支管连接的上下

集管采用以下焓法模型:

$$A_{ct} \rho_w \frac{\partial h_{ct}}{\partial t} = A_{ct} \lambda_{eq} \frac{\partial^2 T_{ct}}{\partial x^2} + U_c (T_{air} - T) \quad (11)$$

式中, A_{ct} ——上下集管横截面积, m^2 ; h_{ct} ——相变过程中集管内工质的比焓, J/kg ; T_{ct} ——集管水温, K ; U_c ——单位长度集管的热损失系数, $W/(K \cdot m)$ 。相变过程中温度和焓的对应关系仍采用式(8), 对于和支管连接处的集管, 只需在上式的基础上增加与支管内工质的热传导项。

1.3 使用中空玻璃、Low-E 玻璃盖板和 TIM 透明蜂窝的集热器数理模型

对于使用中空玻璃盖板集热器, 本文使用的中空玻璃由两块厚度为 3 mm 的超白钢化玻璃组成, 中间间隙为 12 mm。盖板和吸热板吸收率的计算采用文献[7]中双层盖板系统吸收率的计算方法。第一层和第二层盖板能量方程均采用和式(1)相同的形式, 只需改变辐射和对流换热系数。

使用 Low-E 玻璃盖板的集热器只需改变盖板的发射率, 本文采用双面镀膜层 Low-E 玻璃, 发射率为 0.1。

使用 TIM 透明蜂窝隔板的集热器, 如图 1 所示。

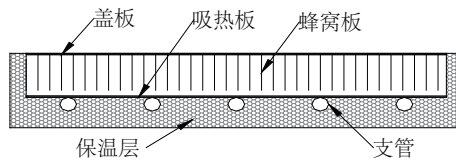


图1 使用透明蜂窝隔板集热器结构图

Fig. 1 Configuration of the solar collector consisting transparent honeycomb insulation

本文使用的透明蜂窝为矩形截面孔的复合蜂窝 ($4.5 \text{ mm} \times 4.5 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$), 吸热板和盖板之间包含空气夹层和透明蜂窝隔板, 之间的传热系数采用文献[11]中关于复合蜂窝辐射—导热耦合传热的分析计算得到。

$$U_{pg} = \frac{q_{r,p} + q_{c,p}}{T_p - T_g} \quad (12)$$

式中, U_{pg} ——吸热板和盖板之间的传热系数, $W/(K \cdot m^2)$; $q_{r,p}$ 、 $q_{c,p}$ ——通过透明蜂窝的导热量和辐射传热量, W/m^2 。

透明蜂窝透过率的计算采用文献[12]中的蜂

窝壁多次反射模型。将蜂窝孔面划分为 $n \times n$ 个网格。

$$T(\theta_x, \theta_z) = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n (\rho + \tau)^{n_{z(i,j)} + n_{x(i,j)} - n_1} \quad (13)$$

式中, $T(\theta_x, \theta_z)$ ——透明蜂窝对入射光线的透过率; θ_x 、 θ_z ——入射光线所在面与矩形腔体入射口所在面的夹角; ρ 、 τ ——蜂窝壁反射率和透过率; $n_{z(i,j)}$ 、 $n_{x(i,j)}$ ——投射到孔面 (i,j) 单元的光线在蜂窝互相垂直的两个壁面上的反射次数; n_1 ——光线与蜂窝腔体棱相交的个数。

模型中, 集热器对应一根支管的吸热板部分采用点中心网格划分为 50×20 网格, 以计算吸热板的温度分布, 支管和水流各被划分为 50 个温度节点。支管内工质的二维冻结模型采用块中心网格径向划分为 10 个温度节点, 轴向划分为 50 个温度节点。集管内工质划分为 20 个温度节点, 对吸热板, 铜管和上下集管, 在对称中心和边缘处均采用绝热边界。在网格的基础上对以上方程和边界条件做二阶隐式离散, 其中对流项采用二阶迎风格式。对集热器各部分温度和排管内工质的焓进行迭代求解。对使用蜂窝隔板的情况, 蜂窝孔沿轴向划分为 40 个温度节点, 在对集热器内部温度的每一步迭代求解之前, 利用蜂窝孔内部辐射—导热耦合传热分析求解出蜂窝的温度分布, 从而确定吸热板和盖板间的传热系数。

在计算中, 每次进入下一时刻首先更新气象参数, 然后根据入射光入射角计算盖板与吸热板的吸收率, 其次根据结构和各个点温度计算各部分之间的换热系数, 最后根据离散方程计算出所有节点温度。集热器白天运行过后, 利用各个节点的最终温度初始化集热器夜间降温冻结过程的求解程序, 然后运行程序直至支管完全冻结。

计算程序在首次运行时先对使用不同网格节点数的多种情况进行了测试。结果显示在不同情况下, 对支管完全冻结时间计算结果的偏差均在 0.5% 以内。因此可以确保网格划分对计算结果不产生较大影响。

2 结果与分析

青海省西宁市 1 月份夜间室外环境温度一般

在 -5°C 以下,在这种情况下平板集热器很容易发生冻结,故模型采用青海西宁1月份平均气象数据,如图2所示。

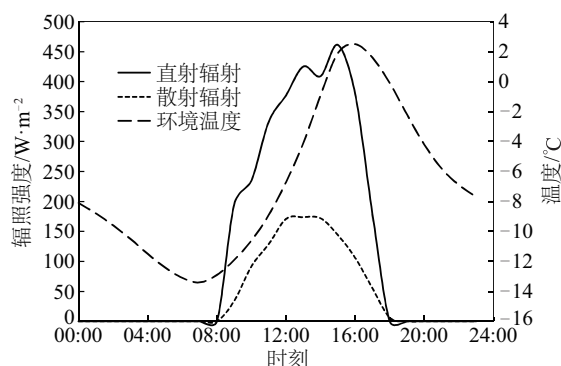


图2 青海西宁1月份气象数据

Fig. 2 Meteorological data of Xining Qinghai in January

集热器长2 m,宽1 m,8根直径1 cm的铜管沿长边均匀布置。集热器倾角根据青海西宁纬度选取为 37° ,面积流量 0.03 L/m^2 。循环水泵工作时段为10:00~18:00。

2.1 集热器温度和支管内固液相界面变化

集热器停止运行后吸热板平均温度以及支管结冰量的变化和集热器在12:00、23:00和24:00时支管内工质固液相界面变化情况如图3和图4所示。

由图3可知,吸热板温度在集热器停止运行后前2小时内下降很快,后由于排管内工质发生相变所释放的潜热,使吸热板温度在零度附近下降减缓。23:30时过后,由于排管冻结速率变缓,使相变释放潜热速率减小,且由于支管冻结厚度的增大,释放的潜热很难传递至吸热板,故吸热板逐渐降至当时的环境温度。第2天01:15时过后,结冰量不再增加,支管完全冻结。由图4可看出,支管内工质从支管中点偏下集管端一侧开始冻结,这是由于上下集管的热容量较大,降温速率小于排管的降温速率,且集热器停止运行后上集管水温略大于下集管水温。

集热器冻坏是指集管或支管内由于两端冻结堵塞而造成中间区域压力逐步增加将管胀破。由于在支管冻结过程中由于冻结从支管中间开始,冻结膨胀排开的水在支管完全冻结以前可通过上下

集管排入水箱,在支管完全冻住以后,集管内相邻两支管接口之间的区域由于还未完全冻结就会造成集管胀破,因此支管完全冻结时间可以衡量集热器的抗冻性能。

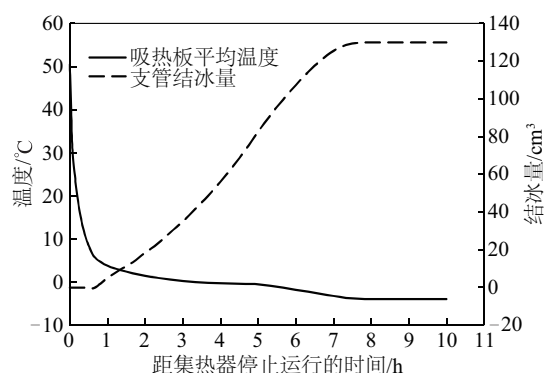
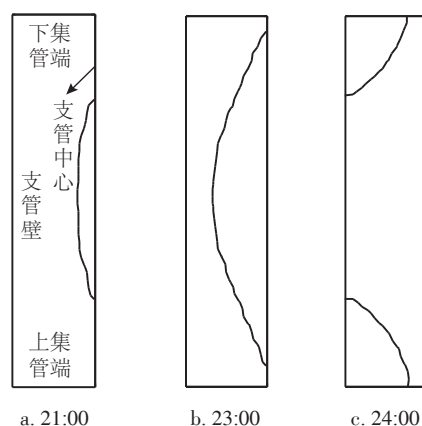


图3 吸热板平均温度的变化

Fig. 3 Temperature change of absorber plate



(沿支管长度方向压缩比例为1:40)

图4 支管内部固液相界面变化

Fig. 4 Phase change boundary in the pipe

2.2 支管间距对集热器抗冻性能的影响

图5显示支管间距对抗冻性能的影响,纵坐标为支管完全冻结的时刻(从18:00到第2天09:00)。由图5可知,支管间距越小支管完全冻结所需的时间就越长。这是由于支管间距越小,单根支管及其翅片的散热面积就越小。由此可见缩小管间距可提高集热器抗冻性能,但减小支管间距会造成集热器集热效率的下降^[13],所以在集热效率允许的范围内,缩小支管间距是提高抗冻性能的有效途径。

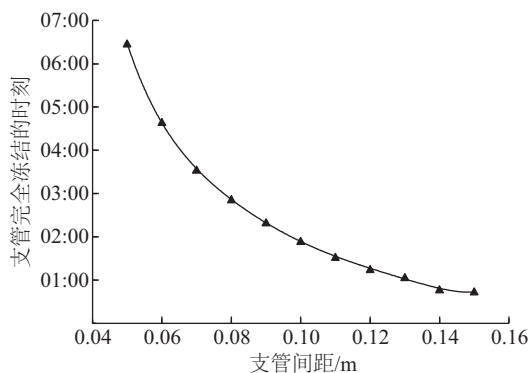


图5 支管间距对抗冻性能的影响

Fig. 5 Variation of antifreeze performance with spacing of pipes

2.3 吸热板涂层对集热器抗冻性能的影响

图6显示在使用选择性涂层(发射率为0.05)和黑漆板(发射率为0.95)两种情况下吸热板厚度对集热器抗冻性能的影响。可知,使用选择性涂层的集热器抗冻性能明显优于使用黑漆板的集热器,使用选择性涂层能将集热器排管完全冻结时间延迟2 h。但吸热板厚度的变化对抗冻性能的影响很小。

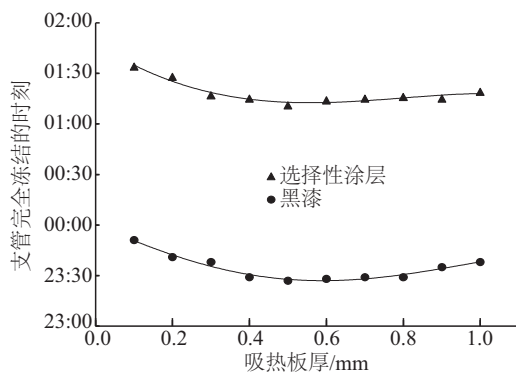


图6 吸热板厚度对抗冻性能的影响

Fig. 6 Variation of antifreeze performance with plate thickness

2.4 集管管径对集热器抗冻性能的影响

图7显示当集管直径分别为2.0和1.5 cm时支管长度对抗冻性能的影响。可知,使用较长支管可以提高集热器的抗冻性能;2.0 cm集管直径集热器的抗冻性能明显优于1.5 cm集管直径集热器,能将排管完全冻结时间延迟将近1 h,这是因为集管直径越大,蓄热就越多,集管的热库作用越明显。

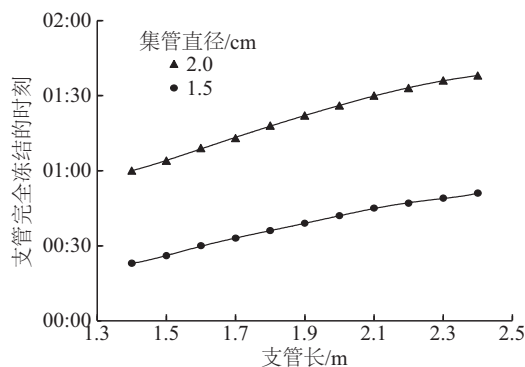


图7 支管长对抗冻性能的影响

Fig. 7 Variation of antifreeze performance with length of pipes

2.5 支管管径对集热器抗冻性能的影响

图8是在2种支管管径下不同管壁厚对集热器抗冻性能的影响。可以看出,随着支管管壁厚度增加,集热器抗冻性能下降。使用10 mm管径支管集热器的抗冻性能优于使用8 mm管径支管集热器。因此使用较大直径的支管可以提高集热器的抗冻性能。

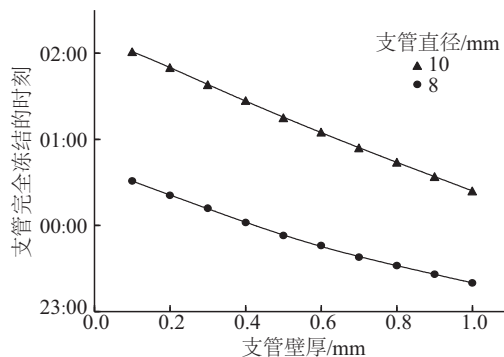


图8 支管壁厚对抗冻性能的影响

Fig. 8 Variation of antifreeze performance with pipe wall thickness

2.6 空气夹层厚度对集热器抗冻性能的影响

图9显示空气夹层厚度对抗冻性能的影响。由图可知,当空气夹层厚度大于2.5 cm后集热器抗冻性能随夹层厚度增大而提高。对于平板集热器在白天运行情况下通常可能达到的吸热板和盖板之间的温差(25~30℃),间距通常取3~4 cm^[14],但当集热器在夜间降温冻结的情况下,吸热板和盖板之间的温差很小(5~10℃),夹层内对流换热效果不明显,间距应该取得更大。所以在现有平板集热器的基础上增加空气夹层厚度有利于提高集热器抗

冻性能。

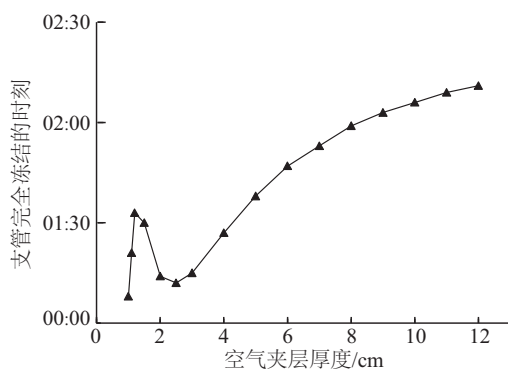


图9 空气夹层厚度对抗冻性能的影响

Fig. 9 Variation of antifreeze performance with thickness of airgap

2.7 使用中空玻璃、Low-E玻璃盖板和TIM透明蜂窝的集热器的抗冻性能

顶部热损失是平板集热器热损失的主要来源,在寒冷地区使用中空玻璃盖板集热器可以减少集热器通过盖板的热损失,提高夜间集热器的抗冻能力;使用TIM透明蜂窝隔板可以抑制夹层间空气的对流换热,减小集热器通过盖板的热损失;冬季夜间天空温度极低,集热器玻璃盖板向天空的辐射热损失很大,使用Low-E玻璃可以减少盖板对天空的辐射热损失。图10为分别使用中空玻璃盖板、TIM透明蜂窝隔板和Low-E玻璃盖板的集热器夜间单根支管内的冻结量随时间的变化,并与普通单层玻璃盖板集热器做了对比。

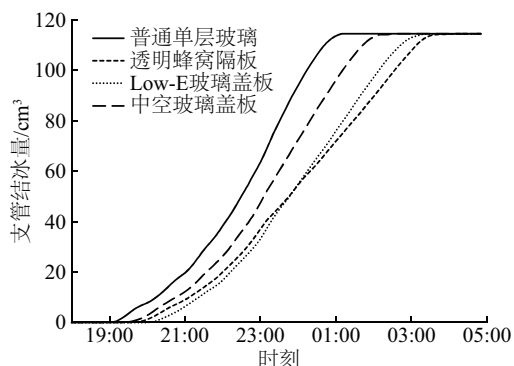


图10 使用中空玻璃盖板、Low-E玻璃盖板和TIM透明蜂窝隔板集热器的抗冻性能

Fig. 10 Antifreeze performance of collector consisting double glaze, Low-E glaze and honeycomb insulation

由图10可看出,使用中空玻璃盖板的集热器抗冻能力高于普通单层盖板集热器,可将支管最后

完全冻结时间推迟1 h;使用Low-E玻璃盖板或TIM透明蜂窝隔板的集热器均可将支管最后完全冻结时间推迟2~3 h。从成本的角度来看,中空玻璃和TIM透明蜂窝的加工成本都高于Low-E玻璃,因此使用Low-E玻璃盖板是提高集热器夜间抗冻性能的有利途径。

3 结 论

本文建立了一个平板集热器的全天运行模型,对平板集热器全天运行状况进行了模拟,得到了集热器内的温度变化和排管内工质相界面的变化,分析了影响集热器夜间抗冻能力的影响因素。得到以下结论:

1)在集热器结构方面,缩小支管间距和改用较大直径的支管或集管以及增大空气夹层厚度可以提高集热器夜间抗冻性能。

2)在集热器材料方面,使用选择性涂层的集热器相比使用黑漆板的集热器可以将支管完全冻结时间推迟2 h。

3)使用中空玻璃盖板可将支管最后完全冻结时间推迟1小时;使用TIM透明蜂窝或Low-E玻璃盖板都可将支管最后完全冻结时间推迟2~3 h,从而显著提高集热器夜间抗冻性能。若考虑加工成本,使用Low-E玻璃盖板是提高集热器夜间抗冻性能的比较有利的途径。

[参考文献]

- [1] 李芷昕, 杨 坚, 李淑兰. 平板太阳能集热器抗冻研究进展[J]. 太阳能, 2008, (5): 24—26.
- [1] Li Zhixi, Yang Jian, Li Shulan. Research progress of the antifreeze performance of flat-plate solar collector [J]. Solar Energy, 2008, (5): 24—26.
- [2] Gordon J. An investigation into freezing and bursting water pipes in residential construction [R]. University of Illinois at Urbana-Champaign, 1996.
- [3] Salasovich J, Burch J, Barker G. Geographic constraints on passive solar domestic hot water systems due to pipe freezing [J]. Solar Energy, 2002, 73 (6): 469—474.
- [4] 叶 宏, 葛新石, 张永峰. 整体式太阳热水器在寒冷气候条件下的冻结厚度与热损系数 U 值及水层深度的关系[J]. 太阳能学报, 2002, 23(3): 270—276.
- [4] Ye Hong, Ge Xinshi, Zhang Yongfeng. An investigation

- into the relationship between freezing thickness and heat loss coefficient U and depth of water in ICS solar water heater in cold climate[J]. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2002, 23(3): 270—276.
- [5] Tang Runsheng, Cheng Yanbin, Wu Maogang, et al. Experimental and modeling studies on thermosiphon domestic solar water heaters with flat-plate collectors at clear nights[J]. *Energy Conversion and Management*, 2010, 51(12): 2548—2556.
- [6] Liu Huifang, Zhang Shicong, Jiang Yiqiang, et al. Feasibility study on a novel freeze protection strategy for solar heating systems in severely cold areas[J]. *Solar Energy*, 2015, 112: 144—153.
- [7] Duffie J A, Beckman W A, Mcgowan J, et al. Solar engineering of thermal processes[J]. *American Journal of Physics*, 1985, 53(4), 382—382.
- [8] Swinbank W C. Long-wave radiation from clear skies[J]. *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, 1963, 89(381): 339—348.
- [9] Dayan M. High performance in low-flow solar domestic hot water systems[R]. Office of Scientific & Technical Information Technical Reports, 1997.
- [10] Shamsundar N, Sparrow E M. Analysis of multidimensional conduction phase change via the enthalpy model[J]. *ASME, Transactions Series C—Journal of Heat Transfer*, 1975, 97(3): 333—340.
- [11] Coquard R, Thomas M, Estebe B, et al. Modeling of heat transfer across porous honeycomb structures[J]. *Journal of Porous Media*, 2012, 15(7): 647—663.
- [12] 何立群, 焦冬生, 叶 宏. 透明蜂窝透过率的计算研究[J]. *太阳能学报*, 2003, 24(3): 316—320.
- [12] He Liqun, Jiao Dongsheng, Ye Hong. A study on the transmittance of transparent honeycomb[J]. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2003, 24(3): 316—320.
- [13] 高留花, 赵 军, 高 腾. 吸热板参数对平板太阳集热器热性能的影响[J]. *太阳能学报*, 2014, 35(10): 2054—2059.
- [13] Gao Liuhua, Zhao Jun, Gao Teng. A study on the effect of heat absorbing plate parameters on the thermal performance of flat plate solar collector[J]. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2014, 35(10): 2054—2059.
- [14] 邓月超, 赵耀华, 全贞花, 等. 平板太阳能集热器空气夹层内自然对流换热的数值模拟[J]. *建筑科学*, 2012, 28(10): 84—87, 92.
- [14] Deng Yuechao, Zhao Yaohua, Quan Zhenhua, et al. Numerical study of natural convection heat transfer in the air gap of flat-plate solar collector[J]. *Building Science*, 2012, 28(10): 84—87, 92.

NUMERICAL STUDY OF ANTIFREEZE PERFORMANCE OF FLAT-PLATE SOLAR COLLECTOR

Zhou Fan, Ji Jie, Yuan Weiqi

(Department of Thermal Science and Energy Engineering, University of Science and Technology of China, Hefei 230026, China)

Abstract: An all day operation model for flat-plate solar collector (including heating process in the daytime and freezing process in night) was presented. The average meteorological data of Qinghai Xining in January were used to solve the model through numerical discretization and program compilation. The temperature variation inside the collector and phase change boundary of the working fluid in pipe can be obtained from the model. On this basis, the factors influencing the antifreeze performance of the collector in night were investigated. The results showed that the antifreeze performance of the collector can be improved by narrowing the pipe space, increasing the diameter of pipe and the thickness of the air gap, or utilizing TIM transparent honeycomb or Low-E glass cover.

Keywords: flat-plate solar collector; antifreeze performance; numerical simulation; pipe complete frozen time