

被动调节模式环路热管型光伏光热系统性能分析

李 洪, 张 曼, 孙 跃, 韩志鹏

(1. 燕山大学河北省建筑低碳清洁供热技术创新中心, 秦皇岛 066004; 2. 燕山大学河北省土木工程绿色建筑与智能运维重点实验室, 秦皇岛 066004)

摘 要: 针对环路热管型太阳能光伏光热系统冬、夏季运行中的不利工况, 该研究提出将空调排风引导至集热/蒸发器空气夹层的被动式调节方法, 以进一步提升系统的太阳能利用效率。基于质量、动量和能量守恒定律, 借助 ANSYS Fluent 软件建立了被动式调节模式下集热/蒸发器的数学模型, 模拟分析了该调节方法对热管循环启动和系统性能的影响, 通过室外试验验证了模型的准确性。研究结果表明, 夏季工况, 采用低档风速调节更有利于维持热管运行, 而高档风速则更利于光电效率的提升; 与调节前的系统相比, 高、中、低档风速作用下的日均光电效率分别提高了 8.4%、5.7% 和 3.5%, 日发电量增加了 8.0%、5.3% 和 3.5%。对不同调节策略的研究表明, 第一阶段采用低档风速的运行策略可最大程度提升太阳能光热利用, 同时保证较优的光电效率。冬季工况下, 所提调节方法可有效缩短热管循环的启动时间, 日出半小时内的有效集热量增加 375.7%。因此, 该调节方法对 2 种不利工况均有一定程度改善, 调节策略对系统性能影响较大, 应根据用户负荷需求进行选择与优化。

关键词: 太阳能; 模型; 试验; 效率; 热管

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2021.16.026

中图分类号: TE0

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2021)-16-0205-07

李洪, 张曼, 孙跃, 等. 被动调节模式环路热管型光伏光热系统性能分析[J]. 农业工程学报, 2021, 37(16): 205-211.

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2021.16.026 <http://www.tcsae.org>

Li Hong, Zhang Man, Sun Yue, et al. Performance analysis of loop-heat-pipe type solar photovoltaic/thermal system under passive regulation operating mode[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2021, 37(16): 205-211. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2021.16.026 <http://www.tcsae.org>

0 引 言

为解决传统水冷式太阳能光伏光热 (Photovoltaic Thermal, PV/T) 系统在寒冷地区应用的冻结问题, 众多学者提出了太阳能 PV/T 技术与热管相结合的热管型太阳能 PV/T 系统^[1-3], 有效扩大了太阳能集热器的应用范围, 提高了太阳能的综合利用效率^[4-5]。整体热管由于蒸发段和冷凝段结合紧凑, 不易实现远距离的热量传递。环路热管 (Loop Heat Pipe, LHP) 可根据实际要求布置蒸发段、冷凝段, 结构设计和布置方式灵活, 可借助外界附属物进行散热, 适用于各种复杂的散热场合。该技术已广泛应用于卫星^[6]、航天器的热控制^[7]及地面电子设备^[8-10]冷却系统, 在太阳能采集及输运系统中的应用则刚刚起步。

基于 LHP 的性能优势, Zhao 等^[11]通过一独特的三通结构将 PV/T 集热器与 LHP 相结合, 提出一种新型太阳能 PV/LHP 热水系统, 并建议 LHP 工作温度应保持在 72 °C 左右, 以保证理想的光伏光热效率。基于文献[6]中的 PV/LHP 集热器, Zhang 等^[12]将其与热泵技术相结合, 提出一种新型 PV/LHP 热泵热水器。研究表明, 通过合理控制热泵机组运行时间, 可确保热管环路适宜的工作

温度, 进而保证系统较高运行效率。针对重力和动力型 LHP 太阳能平板集热系统, 季杰等^[13]研究指出, 重力 LHP 太阳能平板集热系统与传统水冷型集热系统光热效率相当, 动力型的则相对偏低, 但是 2 种系统不存在冬季结冰和腐蚀的问题, 应用范围更广, 使用寿命更长, 因此在高纬度地区或冬季结冰的地方是传统型较好的替代品。

综上所述, 在正常工作温度范围内, 热管型太阳能 PV/T 系统可有效保障太阳能光电光热综合转换效率^[14-16]。但是, 学者们同时指出, 该类系统在夏、冬季运行中存在工作温度过高或光热、光电效率较低两种典型的不利工况^[11,17]。例如, Deng 等^[17]针对一微通道热管型 PV/T 热水系统的研究显示: 夏季工况下系统工作温度较高, 导致太阳能光电转换效率较低, 太阳能光热效率逐渐下降。冬季工况下, 系统光热效率较低, 出水温度不能满足用户需求。Zhao 等^[11]研究发现, 当工作温度为 72 °C 时, 系统可获得最高太阳能光热转换效率, 若工作温度继续升高, 则导致其太阳能光热转换效率明显下降。本课题组针对 PV/LHP 热水系统开展了一系列理论模拟^[18-19]和试验研究^[20]。研究结果显示: 夏季工况下, 系统工作温度达到 75 °C 以后, 光电效率最低, 光热效率下降明显。冬季工况下, LHP 循环启动较晚, 停止运行较早, 系统光热效率较低^[21]。若将该系统应用于严寒/热带等极端气候区, 可以预见, 上述 2 种不利工况将进一

收稿日期: 2021-03-16 修订日期: 2021-06-15

基金项目: 河北省高等学校科学技术研究项目 (ZD2018031); 河北省重点研发计划项目 (20374505D)

作者简介: 李洪, 博士, 副教授, Email: be_leecandy@163.com

步加剧,从而导致热管型太阳能 PV/T 集热系统运行性能明显降低。

针对夏季工况中出现的系统工作温度过高问题, Pei 等^[22]提出采用循环水连续冷却方案,但该方案的实施需具备一定操作条件。Huang 等^[23]则选用集热水箱蓄热方式,但热管冷凝器中水温随运行持续升高,最终导致热管性能下降。Mohamed 等^[24]将传统空气型 PV/T 系统与空调机组相结合,夏季利用空调排风对电池板进行降温,降温幅度最高可达 9.46 °C;冬季则由空气 PV/T 集热器为空调房间预热新风,平均节能率达 24.2%。

综上,目前针对该类系统 2 种不利工况改善方面的研究主要聚焦于夏季工况,针对冬季不利工况改善方面的研究目前鲜有涉及。基于此,本文提出将空调房间排风引导至 PV/LHP 集热/蒸发器空气夹层的被动式调节运行模式,利用空调排风调节集热板工作温度,以期达到改善目标系统 2 种不利工况下运行性能的目的。基于质量、动量和能量守恒定律,借助 ANSYS Fluent 软件建立了被动调节模式下 PV/LHP 集热/蒸发器的数学模型,模拟分析了该调节模式对环路热管循环启动和系统运行性能的影响。

1 系统描述

本文将环路热管型太阳能 PV/T 热水系统进行拓展,引导空调房间排风通过 PV/LHP 集热器空气流动夹层,利用自然循环的空调排风实现对两种不利工况的被动式调节。系统结构及运行原理如图 1 所示,系统主要包括 PV/LHP 集热/蒸发器和蓄热水箱。其中,核心部件 PV/LHP 集热/蒸发器为管板式平板集热器,主要包含单层玻璃盖板、单晶硅电池板、吸热板、吸热管等各结构层;蓄热水箱采用螺旋盘管沉浸式,即热式电加热器作为辅助热源。系统的详细设计参数如表 1 所示。

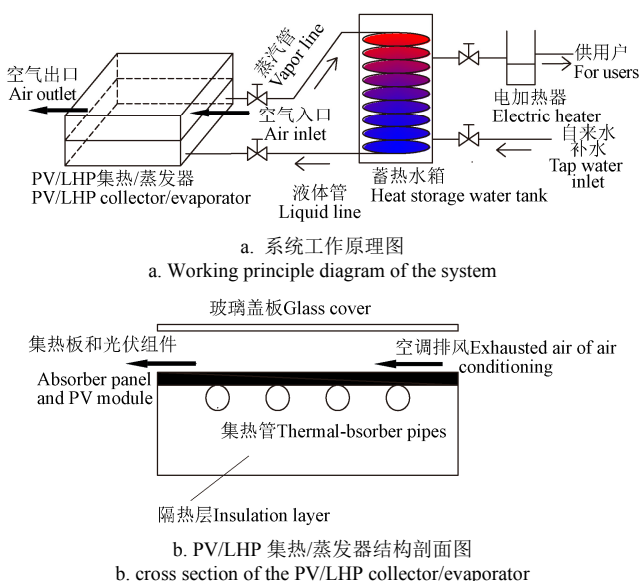


图 1 PV/LHP 系统原理示意图
Fig.1 Schematic diagram of the PV/LHP (Photovoltaic Thermal/Loop Heat Pipe) system

夏季工况下,当蓄热水箱内水温达到用户需求后,

将空调排风引至集热器空气流动夹层,开启被动调节运行模式;冬季工况下,LHP 启动较晚,通过开启被动调节模式,提高系统输入热量,将系统启动时间提前,进而提升系统光电光热的综合利用。

表 1 系统主要设计参数
Table 1 Main design parameters of the system

组件 Components	参数 Parameters
玻璃盖板 Glass cover	低铁布纹玻璃
吸热板 Thermal-absorber panel	铝: 表面涂有黑铬: 1 960 mm×960 mm×0.4 mm
吸热管 Thermal-absorber pipe	紫铜: 15-Φ12 mm×1 mm
集管 Collecting-pipe	紫铜: Φ22 mm×0.6 mm
电池板 PV module	单晶硅: 125 mm×125 mm×56
保温层 Insulation layer	35K 玻璃棉: 厚度 30 mm
水箱 Water tank	200 L
冷凝器 Condenser	紫铜: Φ12 mm×1 mm, 盘管间距: 70 mm
电加热器 Electric heater	功率: 6 kW

2 数学模型

由于 PV/LHP 集热/蒸发器结构复杂、计算量较大,研究中仅针对玻璃盖板、空气层、集热板、集热管各主要结构层及管内工质建立物理模型,假设条件如下:

- 1) 忽略光伏组件、导热胶等结构对传热过程的影响,假定光伏组件温度始终较集热板温度高出 1 °C;
- 2) 忽略不同集热管内制冷剂工质流量差异对集热板温度分布的影响;
- 3) 忽略冷凝端凝结换热效率变化对系统运行性能的影响,仅以冷凝管入口工质与冷却水之间的有效冷凝温差作为判断热管循环能否启动或连续运行的条件;
- 4) 忽略 LHP 冷凝段的热损失及管内部工质与管壁间的温差,假定 LHP 循环能稳定运行的最低有效冷凝温差为 10 °C。

2.1 传热计算模型

PV/LHP 集热器传热模型连续性方程如下:

$$\frac{\partial \rho_{ap}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_{ap} \cdot \vec{u}_{ap}) = m_{ap} \quad (1)$$

式中 ρ_{ap} 为空气通道内空气密度, kg/m³; m_{ap} 为空气质量流量, kg/s; \vec{u}_{ap} 为空气质量平均流速, m/s; t 为时间, s。

集热器传热模型动量平衡方程为

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_{ap} \cdot \vec{u}_{ap}) + \nabla \cdot (\rho_{ap} \cdot \vec{u}_{ap} \cdot \vec{u}_{ap}) = -\nabla p_{ap} + \nabla \cdot [\mu_{ap} \cdot (\nabla \vec{u}_{ap} + \nabla \vec{u}_{ap}^T)] + \rho_{ap} \cdot \vec{g} + \vec{F} \quad (2)$$

式中 p_{ap} 为空气通道内平均压力, Pa; μ_{ap} 为空气黏性系数, m²/s; \vec{F} 为容积力, N; \vec{g} 为重力加速度, m/s²。

集热器传热模型的能量平衡方程为

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_{ap} \cdot \vec{E}_{ap}) + \nabla \cdot [\vec{u}_{ap} \cdot (\rho_{ap} \cdot \vec{E}_{ap} + p_{ap})] = \nabla \cdot (k_{eff} \cdot \nabla T) + S_e \quad (3)$$

式中 \vec{E}_{ap} 为空气动能, kJ/kg; k_{eff} 为有效导热系数, W/m²·K;

$\nabla \cdot (k_{eff} \cdot \nabla T)$ 为单位时间内以导热方式传递的能量, W ;
 S_e 为由辐射及其他容积热源引起的能量传递, W 。

本文采用多表面辐射传热 (S2S) 模型对空气通道内表面辐射换热进行计算, 离开任意表面 k 的总辐射热流 $q_{out,k}$ 为

$$q_{out,k} = \varepsilon_k \cdot \sigma \cdot T_k^4 + \rho_k \cdot q_{in,k} \quad (4)$$

式中 ε_k 为表面 k 发射率, T_k 为平均温度, K ; ρ_k 为反射率, $q_{in,k}$ 为投射辐射热流, $W/(m^2 \cdot K)$ 。

投射到 k 表面的热流密度与离开各表面的辐射, 以及各表面的空间位置有关:

$$q_{in,k} = \sum_{j=1}^N F_{jk} \cdot q_{out,j} \quad (5)$$

式中 $q_{out,j}$ 为离开表面 j 的辐射热流, $W/m^2 \cdot K$; N 为参与辐射换热的表面总数, F_{jk} 为表面 j 相对于 k 的角系数, $j \neq k$ 。

2.2 传质计算模型

对于集热管内的沸腾过程, 因液态工质与气态工质之间存在贯穿现象, 采用混合物模型对管内传质进行数值计算^[25-26], 连续性方程为

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \cdot \overline{u_m}) = m_m \quad (6)$$

式中 ρ_m 为液态和气态工质的平均密度, kg/m^3 ; $\overline{u_m}$ 为液态和气态工质的平均质量流速, m/s ; m_m 为液态和气态工质的平均质量流量, kg/s 。

集热管传质计算模型的动量平衡方程如下:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} (\rho_m \cdot \overline{u_m}) + \nabla \cdot (\rho_m \cdot \overline{u_m} \cdot \overline{u_m}) = \\ & -\nabla p_m + \nabla \cdot \left[\mu_m \cdot (\nabla \overline{u_m} + \nabla \overline{u_m}^T) \right] + \rho_m \cdot \overline{g} + \overline{F} + \\ & \nabla \cdot (\alpha_l \cdot \rho_l \cdot \overline{u_{dr,l}} + \alpha_v \cdot \rho_v \cdot \overline{u_{dr,v}} \cdot \overline{u_{dr,v}}) \end{aligned} \quad (7)$$

式中 p_m 为液态和气态工质的平均压力, Pa ; α_l 、 α_v 分别为液态、气态工质容积分数, ρ_l 、 ρ_v 为液态、气态工质密度, μ_m 为液态和气态工质的平均黏性系数, m^2/s ; $\overline{u_{dr,l}}$ 、 $\overline{u_{dr,v}}$ 分别为液态、气态工质的漂移速度, m/s 。

传质模型的能量平衡方程如下:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} (\alpha_l \cdot \rho_l \cdot \overline{E_l} + \alpha_v \cdot \rho_v \cdot \overline{E_v}) + \\ & \nabla \cdot [\alpha_l \cdot \overline{u_l} \cdot (\rho_l \cdot \overline{E_l} + p) + \alpha_v \cdot \overline{u_v} \cdot (\rho_v \cdot \overline{E_v} + p)] = \\ & \nabla \cdot (k_{eff} \cdot \nabla T) + S_e \end{aligned} \quad (8)$$

式中 $\overline{E_l}$ 、 $\overline{E_v}$ 分别为液态、气态工质的动能, kJ/kg ; S_e 为由辐射及其他体积热源引起的能量传递, 此处为 0;

气相工质体积分数由下式计算:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_v \cdot \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \cdot \rho_v \cdot \overline{u_m}) = -\nabla \cdot (\alpha_v \cdot \rho_v \cdot \overline{u_{dr,v}}) \quad (9)$$

气相工质相对液相工质的相对速度为

$$\overline{u_{dr,v}} = \overline{u_v} - \overline{u_l} \quad (10)$$

2.3 边界条件设置

2.3.1 传热模型边界条件

玻璃盖板表面和空气通道侧的换热方式为复合换热。玻璃盖板和空气通道交界面、空气通道和集热板交界面均为气固耦合面, 热边界条件均设为 Coupled 类型。模型计算中, 玻璃盖板与吸热板发射率分别取 1 和 0.2。

集热板凸起点传热方式为恒定热流密度型, 其热流为

$$q_{cs} = q_{ps} \cdot \frac{A_s}{A_{cs}} + q_b \quad (11)$$

式中 q_{ps} 为集热板下表面未接触集热管部分热流密度, W/m^2 ; A_s 为集热管截面积, m^2 ; A_{cs} 为集热板凸起点面积, m^2 ; q_b 为因工质沸腾导致的管壁面热流传输, W/m^2 。

集热板平面传热方式为恒定热流:

$$q_{ps} = I_t \cdot \tau_{cg} \cdot (1 - \eta_p) \quad (12)$$

式中 I_t 为到达集热板表面的太阳辐照, W/m^2 ; τ_{cg} 为玻璃盖板透过率, η_p 光伏模块光电转化效率。

其中, 因工质沸腾导致的管壁面热流传输:

$$q_b = -\frac{3.6 \times 10^6 \cdot Q_b}{A_{cs} \cdot \tau} \quad (13)$$

式中 τ 为工质通过集热管所用时长, s ; Q_b 为工质沸腾导致的管壁面传输热量, $kW \cdot h$ 。

时长 τ 内因工质沸腾产生的管壁面传输热量:

$$Q_b = \frac{m_b \cdot r}{3.6 \times 10^6} \quad (14)$$

式中 m_b 为液态工质向气态工质的沸腾传质量, kg ; r 为工质汽化潜热, kJ/kg 。

空气通道入口动量边界条件: 入口类型为速度入口。本文假定空调排风以自然对流进入集热/蒸发器, 忽略其进入和离开空气通道时的压降。入口表压强取 10 Pa, 最大风速取 0.55 m/s。

空气通道入口热边界条件: 入口空气温度取 298.15 K。空气通道出口热边界条件为自由出流。集热板侧面的热边界条件为绝热。

2.3.2 集热管传质模型边界条件

在蒸发-冷凝模型中, 单位时间单位相界面面积由液态工质向气态工质传递的质量如下^[27]:

$$m_{lv} = \beta_l \cdot \alpha_l \cdot \frac{T_{sat} - T}{T_{sat}} \quad (15)$$

式中 T_{sat} 为平均压力下液态工质饱和温度, 取 233 K, T 为混合相工质平均温度, K 。

集热管入口边界条件: 入口类型为速度入口, 入口风速由集热管内的沸腾速率确定, 入口工质温度与集热板温度相同。集热管管壁边界条件: 选择恒定壁面温度类型。集热管出口边界条件: 出口类型为自由出流。

3 结果与分析

基于上述模型及文献[18]中所采用的太阳能光电、光热性能计算方法模拟分析被动调节前后系统性能的变化规律, 并对比分析不同调节策略对系统性能的影响。同

时, 基于室外试验测试数据验证所建模型的准确性。

3.1 夏季工况性能模拟

以广州地区为例, 选取夏季典型工况对系统性能进行模拟分析。所选典型工况的逐时平均太阳辐射强度为 704 W/m^2 , 环境温度在 $25.4 \sim 31.7 \text{ }^\circ\text{C}$ 范围内波动。系统开始运行时, 冷却水的计算温度取当月逐时平均环境温度。用户热水需求温度取 $45 \text{ }^\circ\text{C}$, 为确保系统的供热性能, 被动调节模式在水箱内水温达标后启动, 即下午 13:00 开始以被动调节模式运行, 直至系统运行结束。空调房间排风温度取 $25 \text{ }^\circ\text{C}$, 空气通道入口流速峰值为 0.55 m/s 。因此, 入口风速分别取低 (0.11 m/s)、中 (0.33 m/s)、高 (0.55 m/s) 三档研究系统性能的变化。

3.1.1 入口风速对性能的影响

由图 2a 可以看出, 从被动调节开始至系统运行结束包含两个阶段: 第一阶段从启动被动式调节到 LHP 循环停止, 第二阶段从 LHP 循环停止到系统运行结束。第一阶段中, LHP 蒸发吸热与空调排风冷却吸热同时进行, 入口风速越高, 冷却吸热带走的热量越多。因此, 3 档风速对应的有效冷凝温差均呈下降趋势, 中、高档风速的尤其显著, 低档风速的逐渐趋于平缓, 直至低于最低有效冷凝温差, LHP 循环停止。相应地, 3 档风速下的光热利用效率呈现出与有效冷凝温差一致的变化规律。具体地, 低、中、高 3 档风速下, LHP 循环分别继续运行了约 69、12 和 6 min。因此, 较低的入口风速更有利于维

持 LHP 循环的运行, 即有利于保障太阳能光热能量的有效利用。第二阶段中, LHP 循环停止, 系统运行转换为由空调排风冷却的 PV 发电模式。该模式下, 风速越高, 冷却效果越佳, 越有利于太阳能光电性能的提升。正如图 2b 所示, 在被动式调节运行的第一阶段, 中、高档风速的光伏组件工作温度直线下降, 降温幅度达 $12 \sim 15 \text{ }^\circ\text{C}$; 而低档风速的温降相对平缓。进入第二阶段, 3 档风速下的工作温度均迅速回涨。最终, 低档风速的温升幅度最大, 温度峰值达 $78 \text{ }^\circ\text{C}$, 中、高档的最高温度分别为 74 和 $67 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

系统的太阳能光电转化效率如图 2c 所示。下午 13:00 至 14:00, 高、中、低档风速作用下光伏组件的逐分钟平均太阳能光电转化效率分别为 11.4% 、 11.1% 和 11.5% , 低档风速的最高, 可以看出: 在被动调节运行初期, 入口风速控制在较低水平有利于提高系统的光电转化效率。下午 14:00 以后, 高、中档风速作用下太阳能光电转化效率均呈上升趋势, 平均值分别为 12.1% 和 11.8% ; 而此时低档风速的光电转化效率相对较低, 平均值仅为 11.2% , 即在调节中后期, 增大入口风速对改善光电转化效率更为有利。与调节前的系统相比, 高、中、低档风速作用下的日均太阳能光电转化效率分别提高了 8.4% 、 5.7% 和 3.5% , 日发电量则增加了 8.0% 、 5.3% 和 3.5% 。所以, 被动调节运行模式下, 高档风速更利于对太阳能光电能量的有效应用。

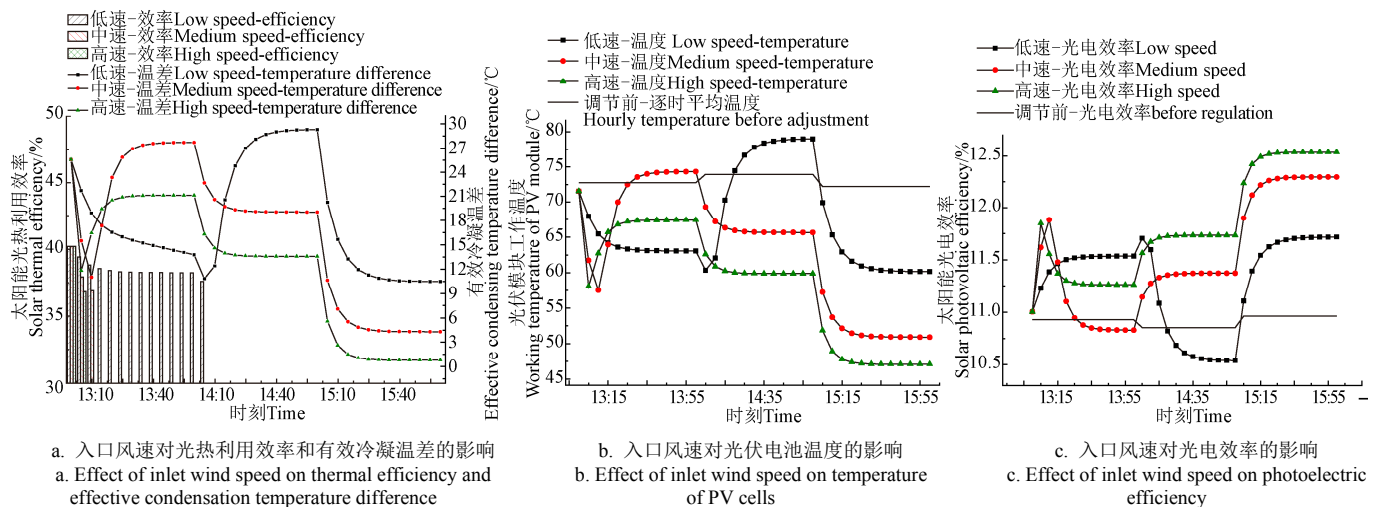


图 2 入口风速对系统运行性能的影响

Fig.2 Effect of inlet wind speed on system operation performances

3.1.2 调节策略对系统性能的影响

根据上述分析, 本文提出了 3 种不同的系统运行调节策略, 进一步研究不同调节策略对系统性能的影响规律。

策略 1: 在被动式调节运行的第一阶段, 将入口风速设为 0.11 m/s , 待热管循环停止运行后将风速调至 0.55 m/s ;

策略 2: 在被动式调节运行的第一阶段, 将入口风速设为 0.33 m/s , 待热管循环停止运行后将风速调至 0.55 m/s ;

策略 3: 整个被动式调节运行过程中, 入口风速恒设为 0.55 m/s 。

3 种不同调节策略的对比如图 3 所示。由图 3a 可以看出, 在被动式调节运行初期, 采用策略 2 和策略 3 时,

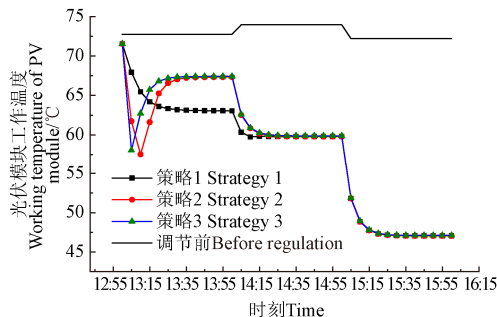
光伏组件的工作温度均呈先下降后上升的变化趋势, 且策略 2 的平均工作温度较低; 采用策略 1 时, 电池组件的工作温度则始终呈现下降趋势。对比图 2b 与图 3a 两组结果可知, 在被动式调节运行过程中, 通过合理调整入口风速可以有效抑制光伏组件工作温度的回升, 降低调节模式下的平均工作温度, 从而提升系统的光电转换效率, 延长光伏组件的使用寿命。

3 种不同调节策略所对应的太阳能光电效率如图 3b 所示。可以得出, 系统的日均太阳能光电效率分别为 11.88% , 11.85% 和 11.83% , 较调节前分别提高了 8.9% , 8.5% 和 8.4% ; 系统的日发电量亦明显增加, 较调节前上

涨了 8.6%, 8.2% 和 8%。因此, 调节策略 1 可以最大程度地提升太阳能光热利用的同时保证较高的太阳能光电转换效率和日发电量。

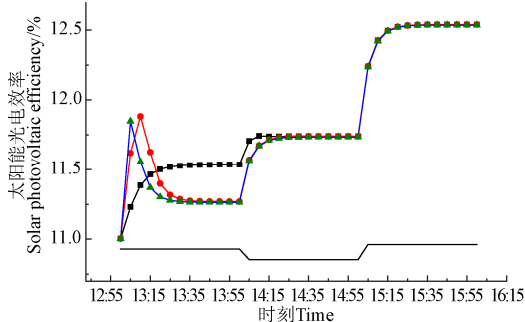
3.2 冬季工况性能分析

冬季不利工况的性能分析以北京地区为例, 所选典型日为一月某天, 上午 8:00 周围环境温度为 $-13.34\text{ }^{\circ}\text{C}$, 太阳辐照强度为 263.27 W/m^2 。空气通道的入口风速取 0.55 m/s , 环路热管开始启动时的冷却水温度取 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。如图 4a 所示, 在调节模式运行初期, 由于集热板的温升速度加快, 更快地增大了冷凝管入口工质与冷却水之间的有效冷凝温差, 进而加快了 PV-LHP 的启动速度。如图 4b 所示, 与调节前相比, 冷却水温和有效集热量均有明显上升, 日出半小时后系统的累积有效集热量可达 $0.068\text{ kW}\cdot\text{h}$, 较调节前增加了 375.7%; 冷却水温度升高了 $0.39\text{ }^{\circ}\text{C}$, 较之前高出 $0.31\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。综上, 在冬季工况下, 所提调节方法可以有效缩短 PV-LHP 循环的启动时间, 改善目标系统的集热性能。



a. 调节策略对光伏电池温度的影响

a. Effect of regulation strategy on the temperature of photovoltaic cells



b. 调节策略对光电效率的影响

b. Effect of regulation strategy on the photoelectric efficiency

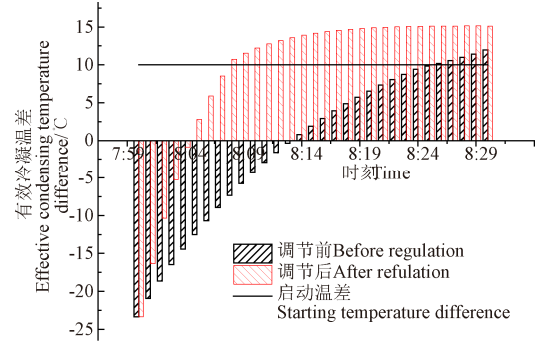
图 3 调节策略对系统光电性能的影响

Fig.3 Effects of regulation strategy on photoelectric performances

3.3 数学模型验证

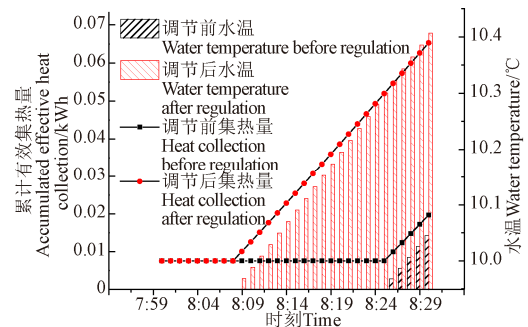
试验测试系统 (图 5) 安装在秦皇岛市燕山大学教学号楼楼顶, 选择 7 月 13 日和 12 月 11 日为夏、冬季典型工况, 分别对 2 种工况被动调节前的系统运行性能进行测试。PV/T 集热/蒸发器朝向正南布置, 安装倾角 50° , 水箱与集热器高差 0.6 m , 工质为 R22。试验过程中, 水温、光伏组件温度、集热板温度均由 Pt100 热阻测得, 由数据采集仪 34970A 采集。环境温度和风速由 HHF-SD1 热线风速仪测得, 玻璃盖板表面的太阳辐照由 TBQ-2 辐射表测得。选取室外测试系统运行较为稳定的时段进行测量, 即将 10:00 至 11:00 时间段的实测值与模拟值进行对比, 采用文献[28]中所提误差计算方法。如图 6 所示, 在夏季工况下, 光伏

组件工作温度和光电效率的平均相对误差分别为 3.37% 和 5.34%。水温与太阳能光热效率的模拟和测试结果对比显示, 其平均相对误差分别为 0.02% 与 0.47%。冬季工况下, 光伏组件工作温度及水温的平均相对误差稍高, 分别为 4.56% 和 1.2%。误差的产生与系统工作温度范围、物理模型结构、边界条件及其参数设定等因素有关。



a. 调节前后的有效冷凝温差

a. Effective condensation temperature differences before and after regulation



b. 调节前后的冷却水温和有效热量

b. Water temperatures and accumulated effective heat collection before and after regulation

图 4 调节前后系统性能对比

Fig.4 Comparison of system performances before and after regulation



图 5 环路热管型光伏光热系统测试装置

Fig.5 Experimental system of PV-LHP system

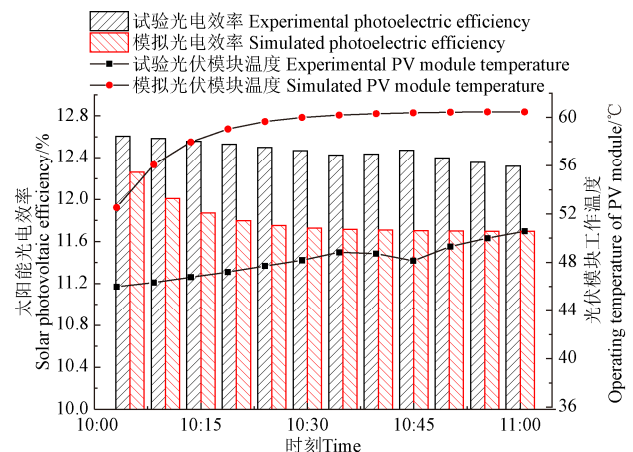


图 6 光伏电池工作温度及光电效率的模拟与试验值对比

Fig.6 Comparison of simulated and experimental values of PV operating temperature and efficiency

4 结 论

针对环路热管型太阳能 PV/T 系统冬、夏季运行中的两种不利工况, 本文提出将空调排风中的冷/热量进行回收利用的被动调节运行模式, 模拟分析了调节运行模式下系统性能的变化规律, 主要结论包括:

1) 采用低档入口风速调节时, PV-LHP 循环的运行时间是其他入口风速的 5~11 倍, 因此, 该档风速的调节明显更利于对太阳能光热能量的有效应用;

2) 与调节前的系统相比, 高、中、低档风速作用下的日均光电效率分别提高了 8.4%、5.7%和 3.5%, 日发电量增加了 8.0%, 5.3%和 3.5%。所以被动调节模式下, 高档风速更利于对太阳能光电能量的有效应用;

3) 调节策略的影响研究结果表明, 所提调节方法可以有效抑制光伏组件工作温度的回升, 降低调节模式下的平均工作温度, 从而提升系统的光电转换效率, 延长光伏组件的使用寿命; 与调节前的系统相比, 系统的日均光电效率和日发电量均有小幅增加, 其中调节策略 1 可以最大程度地提升系统的光热利用, 且具有较高的光电效率和日发电量;

4) 针对冬季工况的分析显示, 所提调节方法可有效缩短 PV-LHP 循环的启动时间, 改善目标系统的集热性能。

参 考 文 献

- [1] Zhang B Z, Lv J, Yang H X, et al. Performance analysis of a heat pipe PV/T system with different circulation tank capacities. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 87: 89-97.
- [2] 王玲珑, 吴薇, 赵士林, 等. 建筑一体化的蓄能型太阳能热泵热水器初步研究[J]. *南京师范大学学报: 工程技术版*, 2013, 13(3): 45-51.
Wang Linglong, Wu Wei, Zhao Shiling, et al. Preliminary study of storage type solar heat pump water heater integrated with buildings[J]. *Journal of Nanjing Normal University(Engineering and Technology Edition)*, 2013, 13(3): 45-51. (in Chinese with English abstract)
- [3] 陈红兵, 姚华宁, 龚雨桐, 等. 新型平板热管式太阳能 PV/T 集热系统的性能研究[J]. *可再生能源*, 2019, 37(8): 1139-1145.
Chen Hongbing, Yao Huaning, Gong Yutong, et al. Performance study of a novel flat plate heat pipe solar PV/T collector system[J]. *Renewable Energy Resources*, 2019, 37(8): 1139-1145. (in Chinese with English abstract)
- [4] Hu M K, Zheng R C, Pei G, et al. Experimental study of the effect of inclination angle on the thermal performance of heat pipe photovoltaic/thermal (PV/T) systems with wickless heat pipe and wire-meshed heat pipe[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 106: 651-660.
- [5] 王瑞祥, 常旭东, 唐文涛, 等. 建筑用太阳能热管式光伏光热系统优化[J]. *科学技术与工程*, 2020, 20(15): 6073-6080.
Wang Ruixiang, Chang Xudong, Tang Wentao, et al. Optimization of tube photovoltaic and thermal system for buildings[J]. *Science Technology and Engineering*, 2020, 20(15): 6073-6080. (in Chinese with English abstract)
- [6] 孟庆亮, 杨涛, 于志, 等. 空间遥感器用环路热管瞬态数值模拟与在轨验证[J]. *北京航空航天大学学报*, 2020, 46: No.333(11): 50-60.
Meng Qingliang, Yang Tao, Yu Zhi, et al. Transient numerical simulation and on-orbit verification of loop heat pipe used for space remote sensor[J]. *Journal of Beijing*

- University of Aeronautics and Astronautics*, 2020, 46:No.333(11):50-60.
- [7] Su Q, Chang S N, Song M J, et al. An experimental study on the heat transfer performance of a loop heat pipe system with ethanol-water mixture as working fluid for aircraft anti-icing[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 139: 280-292.
- [8] Anand S, Senthil K M, Balasubramanian K R, et al. An experimental study on thermal management of concentrated photovoltaic cell using loop heat pipe and heat sink[J]. *Heat Transfer-Asian Research*, 2019, 48(6): 2456-2477.
- [9] 谢明君, 王建, 孙彤辉. 某无人机功放载荷被动散热结构设计[J]. *中国设备工程*, 2019, 20: 142-144.
- [10] Du S, Zhang Q, Hou P L, et al. Experimental study and steady-state model of a novel plate loop heat pipe without compensation chamber for CPU cooling[J]. *Sustainable Cities and Society*, 2020, 53:101894.
- [11] Zhao X D, Wang Z Y, Tang Q. Theoretical investigation of the performance of a novel loop heat pipe solar water heating system for use in Beijing China[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2010, 30(16): 2526-2536.
- [12] Zhang X X, Zhao X D, Shen J C, et al. Dynamic performance of a novel solar photovoltaic/loop-heat-pipe heat pump system[J]. *Applied Energy*, 2014, 114: 335-352.
- [13] 季杰. 基于平板集热的太阳能光热利用新技术研究及应用[M]. 北京: 科学出版社, 2018.
- [14] 张涛, 朱群志, 张苏阳, 等. 环形重力热管式 PV/T 系统与常规 PV/T 系统的对比实验研究[J]. *太阳能学报*, 2017, 38(12): 3251-3258.
Zhang Tao, Zhu Qunzhi, Zhang Suyang, et al. Comparative experimental study of loop thermosyphon PV/T system and common PV/T system[J]. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2017, 38(12): 3251-3258. (in Chinese with English abstract)
- [15] 陈红兵, 李宝武, 王聪聪, 等. 新型平板热管式 PV/T 热泵系统的集热模块优化研究[J]. *热科学与技术*, 2021, 20(4): 357-363.
Chen Hongbing, Li Baowu, Wang Congcong, et al. Optimization study on the collector module of the novel flat plate heat pipe PV/T heat pump system[J]. *Thermal Science and Technology*, 2021, 20(4): 357-363. (in Chinese with English abstract)
- [16] Zhang, T, Zheng W, Wang L, et al. Experimental study and numerical validation on the effect of inclination angle to the thermal performance of solar heat pipe photovoltaic/thermal system[J]. *Energy*, 2021, 223(8): 120020.
- [17] Deng Y C, Quan Z H, Zhao Y H, et al. Experimental research on the performance of household-type photovoltaic - thermal system based on micro-heat-pipe array in Beijing[J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 106: 1039-1047.
- [18] Li H, Sun Y. Performance optimization and benefit analyses of a photovoltaic loop heat pipe/solar assisted heat pump water heating system[J]. *Renewable Energy*, 2019, 134: 1240-1247.
- [19] 李洪, 孙跃, 付新书. 新型太阳能光伏—环路热管/热泵热水系统[J]. *太阳能学报*, 2020, 41(4): 59-66.
Li Hong, Sun Yue, Fu Xinshu. A novel solar photovoltaic loop heat pipe/heat pump water heating system[J]. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2020, 41(4): 59-66. (in Chinese with English abstract)
- [20] 李洪, 侯平炜, 孙跃. 太阳能光伏环路热管热水系统光电光热性能试验[J]. *农业工程学报*, 2018, 34(7): 235-240.
Li Hong, Hou Pingwei, Sun Yue. Experience study on a solar photovoltaic/loop-heat-pipe water heating system[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2018, 34(7): 235-240. (in Chinese with English abstract)
- [21] Li Hong, Sun Y. Operational performance study on a

- photovoltaic loop heat pipe/solar assisted heat pump water heating system[J]. *Energy and Buildings*, 2018, 158: 861-872.
- [22] Pei G, Fu H D, Zhang T, et al. A numerical and experimental study on a heat pipe PV/T system[J]. *Solar Energy*, 2011, 85(5): 911-921.
- [23] Huang B J, Lee J P, Chyng J P. Heat pipe enhanced solar-assisted heat pump water heater[J]. *Solar Energy*, 2005(3), 78: 375-381.
- [24] Mohamed A, Ali M, Tahar Z. Design and analysis of a BIPV/T system with two applications controlled by an air handling unit[J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 175: 49-66.
- [25] 刘馨, 王洪利, 张率华, 等. 基于 fluent 的 R1234yf 套管式蒸发器模拟[J]. *华北理工大学: 自然科学版*, 2018, 2(40): 18-29.
- Liu Xin, Wang Hongli, Zhang Shuaihua, et al. Simulation of double-tube evaporator with R1234yf based on fluent[J]. *Journal of North China University of Science and Technology: Natural Science Edition*, 2018, 2(40): 18-29. (in Chinese with English abstract)
- [26] 江帆, 黄鹏. FLUENT 高级应用与实例分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2008: 53-82.
- [27] 张育民. 基于 CFD 的热管两相流数学模型与数值模拟[D]. 广州: 华南理工大学, 2017: 31-40.
- Zhang Yuming. *Mathematical Model and Numerical Simulation Based on CFD of Two-Phase Flow in Heat Pipe*[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2017: 31-40. (in Chinese with English abstract)
- [28] Wang Z, Duan Z, Zhao X, et al. Dynamic performance of a facade-based solar loop heat pipe water heating system[J]. *Solar Energy*, 2012, 86: 1632-1647.

Performance analysis of loop-heat-pipe type solar photovoltaic/thermal system under passive regulation operating mode

Li Hong, Zhang Man, Sun Yue, Han Zhipeng

(1. Yanshan University, Hebei Province Low-carbon and Clean Building Heating Technology Innovation Center, Qinhuangdao 066004, China; 2. Key Laboratory of Green Construction and Intelligent Maintenance for Civil Engineering of Hebei Province, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

Abstract: Solar photovoltaic/thermal (PV/T) collectors using the heat pipe cooling technology are expected to be a new generation in the field of solar PV/T utilization, compared with the conventional flat plate. However, there are still two adverse operating conditions of PV/T systems in winter and summer. In summer, the photoelectric efficiency of the system decreases to be the lowest, while the photothermal efficiency reduces obviously, when the operating temperature reaches 75 °C. In winter, the heat pipe loop starts to work late, due to the relatively weak solar radiation at low ambient temperature. Such working performance of the system can get worse under two adverse operating conditions, particularly in severe cold or tropical areas. In this study, a passive regulation was proposed to recycle the exhausted air from the air conditioning system, further to regulate the working temperature of solar photovoltaic/thermal collectors. In summer, the exhausted air was sent to the air layer between the absorber plate and the glass cover in the LHP-PV/T collector at the required water temperature. In winter, the exhausted air was sent to the air layer at sunrise. As such, the absorber plate was used to absorb the thermal energy from both the exhausted air and the solar radiation. Accordingly, the cycle of LHP started earlier, in order to improve the solar energy utilization efficiency of the system. A mathematical model of PV/T collector was established to explore the influence of system regulation on performances and circulation start of LHP using ANSYS Fluent software. Several assumptions were also proposed to simplify the model and reduce the amount of calculation, as well as some boundary conditions, such as the flow, thermal and momentum. The system operating performances were simulated before and after passive regulation, thereby comparing the influence of different regulation strategies on system performance. Additionally, a self-developed system outdoor was constructed to verify the accuracy of the model. A field test was also carried out under a typical working condition in summer in Qinhuangdao City, Hebei Province, China. Correspondingly, an outdoor test system was selected to operate in a relatively stable period, where the measured value was collected to compare with the simulated from 10:00 a.m. to 11:00 a.m. The simulation and test results show that the average relative errors were 0.02% and 0.47% for the water temperature and the solar thermal efficiency, respectively. The simulation and test results shows that the calculation accuracy of model was within the acceptable range of engineering design. Furthermore, the lower wind speed under the regulation mode was more conducive to the the heat pipe operation in summer, whereas, the higher wind speed greatly contributed improving the photoelectric efficiency of system. Different strategies of regulation demonstrated that the lower wind speed at the beginning of regulation mode contributed significantly to the solar thermal energy for better photoelectric efficiency of system. In winter, the regulation greatly advanced the starting time of LHP circulation, while the effective solar heat collection increased by 375.7% within half an hour after sunrise.

Keywords: solar energy; models; test; efficiency; heat pipe