

新型双通道光伏光热系统的建模仿真

赖勇全, 张研, 王浩, 王宝元, 苏进展*

西安交通大学能源与动力工程学院, 西安 710049

* 联系人, E-mail: j.su@mail.xjtu.edu.cn

2025-07-31 收稿, 2025-11-20 修回, 2025-11-21 接受, 2025-11-25 网络版发表

国家重点研发计划(2021YFF0500500)资助

摘要 为提升太阳能的综合利用率, 本文提出了一种新型双通道光伏光热系统, 并基于等效电路模型和流动传热理论, 构建了光伏组件电-热耦合的一维瞬态模型, 通过网格无关性分析验证计算可靠性. 首先, 研究材料厚度对系统性能的影响规律, 发现空气夹层厚度对系统电效率和热效率的影响最为显著, 是系统结构优化的优先调控参数; 玻璃盖板对系统性能的影响综合最小, 可在满足结构与成本约束条件下适当减薄以实现轻量化. 其次, 考察了不同太阳辐照强度下工质流量对系统性能的影响规律, 结果表明: 空气流量随光照强度增加应逐步提高, 在200、600与1000 W m⁻²条件下最佳流量分别为0.0007、0.002与0.003 kg/s; 冷却水流量应分段调节, 在低于300、300~700和700~1000 W m⁻²区间内, 最佳流量分别为0.004、0.008与0.012 kg/s. 再次, 综合对比3种系统性能, 发现新型双通道系统在热效率方面具有明显优势, 电效率略低于参比系统但整体性能更优. 最后, 结合空气和冷却水的不同流动组合, 对比评估了4种运行模式的电热性能, 并据此提出了面向不同工况条件和用量需求的系统运行调控策略.

关键词 太阳能, 光伏光热, 一维模型, 能量转换效率, 余热利用

太阳能光伏光热(photovoltaic thermal, PV/T)综合利用技术因其结构简单、运行可靠、成本适宜、易于规模化被认为是当前最具前景的太阳能利用方向之一^[1]. 该技术通常以空气或水为冷却工质, 一方面可回收光伏组件产生的余热直接用于生活热水或建筑采暖^[2], 另一方面通过降低电池温度, 提升光电转换效率, 从而实现太阳能资源的梯级高效利用^[3].

近年来, 国内外学者在PV/T集热器的流道结构与换热过程方面开展了大量研究. Lobera等人^[4]建立单通道PV/T集热器的一维动态模型, 通过环境响应实验验证其可靠性, 电池温度的仿真结果与实验测量数据偏差小于2℃. Gu等人^[5]结合等效电路模型与热阻模型, 构建了光伏组件在不同气象条件下的电热耦合瞬态模型, 系统分析了太阳辐照度、环境温度和风速等对光伏发电性能的影响规律. Othman等人^[6]在吸热板上下

两侧分别设置空气和水流道, 开发了一种双通道PV/T集热器, 其电效率为17%, 比单通道PV/T系统性能更好. Baljit等人^[7]将水冷光伏组件与螺旋流不锈钢管集成, 设计了一种改进的双通道集热器, 研究发现, 双流体协同运行可显著降低电池温度、提升电能输出, 综合效率最高. Su等人^[8]设计了适用不同流体的双通道太阳能集热器, 研究四种不同流体对集热器电热性能的影响规律. 研究表明, 当双通道工质均为水时, 系统电效率和热效率最高; 当双通道工质为空气和水时, 则可获得更高的出口水温. 秦智胜等人^[9]在光伏板与玻璃盖板间设置空气冷却通道, 建立二维非稳态传热模型, 指出典型工况下空气流道最佳高度为15 mm. 张赫男等人^[10]通过实验验证了秦智胜提出的模型, 研究冷却水流量对集热器电热效率的影响, 并提出运行优化方案.

引用格式: 赖勇全, 张研, 王浩, 等. 新型双通道光伏光热系统的建模仿真. 科学通报, 2026, 71: 1806–1816

Lai Y, Zhang Y, Wang H, et al. Modeling and simulation of a novel dual-channel photovoltaic thermal system (in Chinese). Chin Sci Bull, 2026, 71: 1806–1816, doi: [10.1360/CSB-2025-5316](https://doi.org/10.1360/CSB-2025-5316)

然而,单通道PV/T系统多适用于温和气候和稳定低负荷需求的场景,难以适应高温、缺水或高负荷需求的场景;并且其调控手段单一,调控过程的响应速度较慢.相比之下,双通道PV/T系统虽增加了设备复杂度,但可回收热水更多,用于工业预热过程以降低燃料消耗^[11],结合多效蒸馏(multi-effect distillation, MED)或膜蒸馏(membrane distillation, MD)技术还可实现小型海水淡化,服务于偏远海岛或船舶^[12];热空气可直接用于温室供暖、作物烘干^[13]和建筑暖风系统^[14].尽管现有研究通过优化流道结构提升了双通道PV/T系统的性能,但普遍忽视热空气的季节性需求问题,非采暖季产生的热空气往往被直接排放,导致热能浪费,难以实现全年高效利用.针对上述问题,本文设计了一种新型双通道PV/T系统结构,在非采暖季将热空气引入储热水箱,通过气-水换热回收热能,用于制备生活热水,从而实现热能的跨季节梯级利用,提升太阳能的全年综合利用率.基于等效电路模型与热阻模型,本文构建了系统一维瞬态的数学模型,开展网格无关性分析,并系统分析材料厚度、空气和冷却水质量流量对系统电热性能的影响规律,进而评估不同运行模式的系统性能.

1 光伏光热系统结构及原理

如图1所示,新型双通道光伏光热系统主要由光伏组件、管道、通风机、水泵和水箱组成.光伏组件总体尺寸为2 m(长)×0.5 m(宽).光伏组件由玻璃盖板、光伏电池、吸热背板、冷却排管组成.玻璃盖板和光伏电池之间是一个单流道的空气夹层.光伏电池采用64片单晶硅电池片(型号TUV-125),其转换效率为17.92%,达到工业平均水平,并且样品易获取,电池片的电学参数和物理性质参数见补充材料表S1和表S2.电池片由EVA胶膜封装.吸热背板为铝板,下方紧密贴合8根铜制冷却排管,排管外部包裹隔热棉以减少热损失.水箱采用管壳式换热器结构.该系统的工作原理如下:太阳辐射穿透玻璃盖板后,被光伏电池吸收,并同时转换为电能与热能.所产生的热能一部分以显热形式储存于光伏组件中,使其温度升高;另一部分则通过对流与辐射等形式,分别传递至外部环境、空气流道中的气流以及冷却流道中的水体.在空气回路中,环境空气由通风机驱动,流经光伏组件背部的空气夹层并吸收热量,形成热风后进入水箱中的换热器释放热量,最终排至外界环境.在水回路中,水箱中的水由水泵驱动,流经位于吸热背板上的冷却排管,捕获组件热量后

温度升高,最终返回水箱完成循环.

2 双通道PV/T系统的数学模型

光伏光热系统主要由光伏组件和辅助设备构成.其中,光伏组件的模型包含电学模型和热力学模型,辅助设备包含通风机模型、水泵模型和水箱模型.对于上述模型,提出以下假设:1) 在给定时间范围内,光照强度、环境温度和风速视为恒定的;2) 固体材料的物理性质参数视为恒定的;3) 空气夹层内初始压力为一个标准大气压;4) 每个排管内水的质量流量是相等的;5) 光伏组件的边界条件采用第三类边界条件.

2.1 光伏电池的电学模型

基于等效电路模型,利用光伏电池的光生电流、反向饱和电流、修正理想因子、分流电阻及串联电阻等五个参数,能够获得比较准确的光伏电池伏安特性曲线.不同工况的转换公式和相关参数在补充材料中描述.在标准条件下,光伏电池的数学模型为

$$I = I_{ph} - I_0 \left[\exp\left(\frac{V + IR_s}{a}\right) - 1 \right] - \frac{V + IR_s}{R_{sh}}, \quad (1)$$

$$a = \frac{nkT_c}{q}, \quad (2)$$

式中, I_{ph} 表示光生电流; I_0 表示二极管反向饱和电流; R_{sh} 表示分流电阻; R_s 表示串联电阻; T_c 表示电池温度; a 表示修正理想因子; q 表示电子电荷; k 表示玻兹曼常数; n 表示二极管理想因子.

图2展示了光伏组件的串并联结构.沿X方向对控制方程进行离散,并将玻璃盖板、空气夹层、电池片、吸热背板和冷却排管的各层结构均划分为32个节点,各层节点位置相互对应.冷却排管与空气夹层的首末端点分别设置为流体入口与出口.此外,8片单晶硅电池沿X方向串联,每片电池覆盖4个离散节点.

由于采用一维模型,每个流道的流量和结构参数相同,并且串联电池组的结构参数也相同.因此,在Y方向上各个材料的温度一致,在X方向上温度呈现梯度分布.单电池的电流等于各个节点的电流之和,单电池的电压等于各个节点的电压.光伏组件电流电压的表达式描述如下:

$$V = \sum_{i=1}^8 V_i, \quad (3)$$

$$I = \sum_{n=1}^4 i_n W_c dx = \sum_{n=5}^8 i_n W_c dx = \dots = \sum_{n=29}^{32} i_n W_c dx, \quad (4)$$

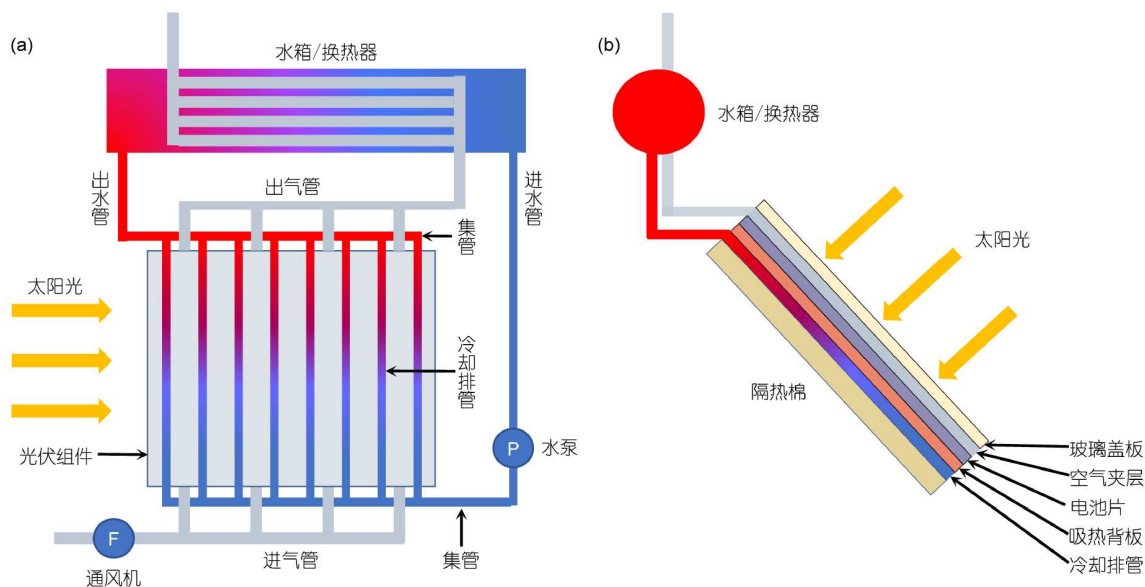


图1 新型双通道光伏光热系统的结构布局. (a) 正视图; (b) 侧视图

Figure 1 The structural layout of the novel dual-channel photovoltaic thermal system. (a) Front view; (b) side view

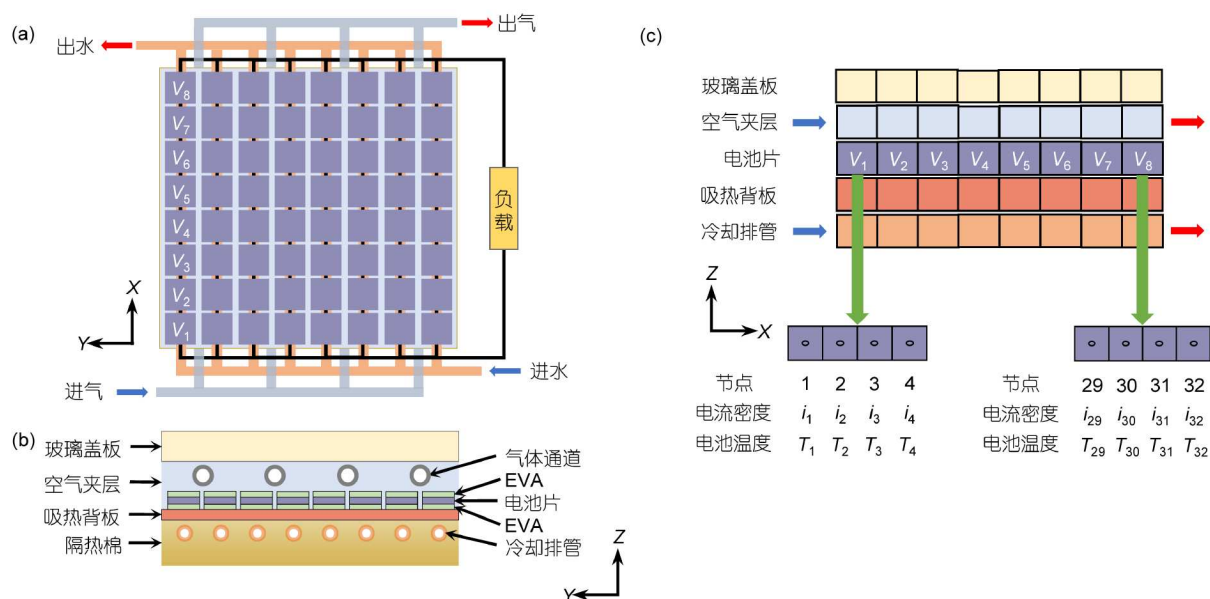


图2 光伏组件的分布模型. (a) X-Y截面; (b) Y-Z截面; (c) X-Z截面

Figure 2 The structure of photovoltaic modules. (a) X-Y section; (b) Y-Z section; (c) X-Z section

式中, V 、 V_i 表示光伏组件的总电压和单电池的电压; I 表示光伏组件的总电流; i_n 表示单个节点的电流密度; W_c 表示单电池的宽度.

光伏组件的输出功率为

$$P_{pv} = V \cdot I. \quad (5)$$

2.2 光伏组件的热力学模型

光伏电池上方空气夹层的连续性方程和动量方程为

$$\frac{\partial \rho_a}{\partial t} + \frac{\partial \rho_a u_a}{\partial x} = 0, \quad (6)$$

$$\frac{\partial p_a}{\partial t} + \frac{\partial \rho_a u_a^2}{\partial x} = -\frac{\partial p_a}{\partial x} - f_a \frac{\rho_a u_a |u_a|}{2D_h} - \rho_a g \sin \beta, \quad (7)$$

式中, ρ_a 、 u_a 、 p_a 表示空气密度、流速和压力; f_a 表示空气与流道的摩擦系数; g 表示重力加速度; D_h 表示空气夹层的水力直径; β 表示流道与水平面的倾斜角。

光伏电池下方冷却排管的连续方程和动量方程为

$$\frac{\partial \rho_w}{\partial t} + \frac{\partial \rho_w u_w}{\partial x} = 0, \quad (8)$$

$$\frac{\partial \rho_w u_w}{\partial t} + \frac{\partial \rho_w u_w^2}{\partial x} = -\frac{\partial p_w}{\partial x} - f_w \frac{\rho_w u_w |u_w|}{2D_r} - \rho_w g \sin \beta - F_{\text{thermal}}, \quad (9)$$

式中, ρ_w 、 u_w 、 p_w 表示水的密度、流速和压力; f_w 表示水与流道的摩擦系数; D_r 表示圆管的直径; F_{thermal} 表示密度变化引起的热浮力。

玻璃盖板的能量方程为

$$\delta_g \rho_g c_g \frac{\partial T_g}{\partial t} = \delta_g k_g \frac{\partial^2 T_g}{\partial x^2} + (h_{\text{wind}} + h_{r, \text{ag}})(T_{\text{amb}} - T_g) + S\alpha_g + h_{\text{air, up}}(T_a - T_g) + \frac{T_c - T_g}{\frac{1}{h_{r, \text{gc}}} + R_{\text{eva}}}, \quad (10)$$

式中, ρ_g 、 c_g 、 k_g 、 δ_g 、 T_g 表示玻璃盖板的密度、比热容、导热系数、厚度和温度; T_{amb} 表示环境温度; T_a 、 T_c 表示空气温度和电池片温度; α_g 表示玻璃的吸收率; S 表示光照强度; h_{wind} 表示玻璃盖板上表面主要由风速引起的对流换热系数; $h_{r, \text{ag}}$ 表示玻璃盖板上表面与周围环境的辐射换热系数; $h_{r, \text{gc}}$ 表示玻璃盖板与电池片的辐射换热系数; $h_{\text{air, up}}$ 表示玻璃盖板下表面与空气的对流换热系数; R_{eva} 表示EVA薄膜的热阻。

空气夹层的能量方程为

$$\delta_a \rho_a c_a \frac{\partial T_a}{\partial t} = c_a \dot{m}_a \frac{\partial T_a}{\partial x} + \delta_a k_a \frac{\partial^2 T_a}{\partial x^2} + h_{\text{air, up}}(T_g - T_a) + \frac{T_c - T_a}{\frac{1}{h_{\text{air, down}}} + R_{\text{eva}}}, \quad (11)$$

式中, c_a 、 k_a 、 δ_a 表示空气的比热容、导热系数和夹层厚度; $\dot{m}_a$ 表示空气的质量流量; $h_{\text{air, down}}$ 表示电池片与空气的对流换热系数。

电池片的能量方程为

$$\delta_c \rho_c c_c \frac{\partial T_c}{\partial t} = \delta_c k_c \frac{\partial^2 T_c}{\partial x^2} + S(\tau_a \tau_p \alpha_c) - E + \frac{T_b - T_c}{R_{\text{eva}}} + \frac{T_a - T_c}{\frac{1}{h_{\text{air, down}}} + R_{\text{eva}}} + \frac{T_g - T_c}{\frac{1}{h_{r, \text{gc}}} + R_{\text{eva}}}, \quad (12)$$

式中, ρ_c 、 c_c 、 k_c 、 δ_c 表示电池片的密度、比热容、导

热系数、厚度; T_b 表示吸热背板的温度; τ_a 表示玻璃的透过率; τ_p 、 α_c 表示电池片的透过率和有效吸收率; E 表示单位面积光伏电池产生的电能。

吸热背板的能量方程为

$$\delta_b \rho_b c_b \frac{\partial T_b}{\partial t} = \delta_b k_b \frac{\partial^2 T_b}{\partial x^2} + \frac{T_c - T_b}{R_{\text{eva}}} + \frac{T_{\text{amb}} - T_b}{R_{\text{in}}} + \frac{N_f \pi D_r (T_w - T_b)}{WR_{\text{bw}}}, \quad (13)$$

式中, ρ_b 、 c_b 、 k_b 、 δ_b 表示吸热背板的密度、比热容、导热系数和厚度; T_w 表示冷却水的温度; R_{bw} 表示吸热背板与冷却水之间的热阻; R_{in} 表示隔热棉热阻; N_f 表示排管的数量; W 表示光伏组件的宽度。

冷却排管的能量方程为

$$\frac{\pi D_r^2}{4} \rho_w c_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = c_w \dot{m}_w \frac{\partial T_w}{\partial x} + \frac{\pi D_r^2 k_w}{4} \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} + \frac{\pi D_r (T_b - T_w)}{R_{\text{bw}}}, \quad (14)$$

式中, c_w 、 k_w 、 $\dot{m}_w$ 表示水的比热容、导热系数和质量流量。

当空气质量流量为0时, 空气夹层内的空气处于静止状态, 传热过程可以视为小空间的自然对流传热和辐射传热。玻璃盖板和电池片的能量守恒方程简化为

$$\delta_g \rho_g c_g \frac{\partial T_g}{\partial t} = \delta_g k_g \frac{\partial^2 T_g}{\partial x^2} + (h_{\text{wind}} + h_{r, \text{ag}})(T_{\text{amb}} - T_g) + S\alpha_g + \frac{T_c - T_g}{\frac{1}{h_{\text{gc}} + h_{r, \text{gc}}} + R_{\text{eva}}}, \quad (15)$$

$$\delta_c \rho_c c_c \frac{\partial T_c}{\partial t} = \delta_c k_c \frac{\partial^2 T_c}{\partial x^2} + S(\tau_a \tau_p \alpha_c) - E + \frac{T_g - T_c}{\frac{1}{h_{\text{gc}} + h_{r, \text{gc}}} + R_{\text{eva}}} + \frac{T_b - T_c}{R_{\text{eva}}}, \quad (16)$$

式中, h_{gc} 表示玻璃盖板与电池片之间的对流换热系数。

2.3 边界条件

冷却水的入口和出口边界条件为

$$\dot{m}_w(0, t) = \dot{m}_{\text{pump}}(t), T_w(0, t) = T_{w, \text{t}}(t), \quad (17)$$

$$p_w(L, t) = p_{\text{amb}} + \rho_w g H_t, \quad (18)$$

式中, $\dot{m}_{\text{pump}}$ 表示水泵流量; $T_{w, \text{t}}$ 表示水箱里的水温; p_{amb} 表示大气压; L 表示光伏组件的长度; H_t 表示水箱距冷却排管出口的高度差。

空气的入口和出口边界条件为

$$\dot{m}_a(0, t) = \dot{m}_{\text{fan}}(t), T_a(0, t) = T_{\text{amb}}(t), \quad (19)$$

$$p_a(L, 0) = p_{\text{amb}} + \Delta p, \quad (20)$$

式中, $\dot{m}_{\text{fan}}$ 表示通风机流量; Δp 表示空气流道下游部件和管道的总压降。

流-固耦合界面采用热流密度的连续边界为

$$-k_s \frac{\partial T_s}{\partial z} = h_f(T_s - T_f), \quad (21)$$

式中, k_s 、 T_s 表示固体的导热系数和温度, 固体包括玻璃盖板、电池片、吸热背板; T_f 表示流体温度, 流体包括空气和水; h_f 为界面的传热系数。

2.4 辅助设备的数学模型

水箱储存大量水, 水吸收空气的余热, 水箱内水和空气的能量方程为

$$m_{w,t} c_w \frac{dT_{w,t}}{dt} = A_p h_{aw} (T_{a,t} - T_{w,t}) + A_t h_t (T_{\text{amb}} - T_{w,t}) + c_w N_f \dot{m}_w (T_{w,t}^{\text{in}} - T_{w,t}^{\text{out}}), \quad (22)$$

$$m_{a,t} c_a \frac{dT_{a,t}}{dt} = A_p h_{aw} (T_{w,t} - T_{a,t}) + c_a \dot{m}_a (T_{a,t}^{\text{in}} - T_{a,t}^{\text{out}}), \quad (23)$$

式中, $m_{w,t}$ 、 $m_{a,t}$ 表示水箱内水和空气的质量; $T_{w,t}$ 、 $T_{a,t}$ 表示水箱内水和空气的温度; $T_{w,t}^{\text{in}}$ 、 $T_{w,t}^{\text{out}}$ 表示水箱入口和出口的水温; $T_{a,t}^{\text{in}}$ 、 $T_{a,t}^{\text{out}}$ 表示水箱入口和出口的空气温度; A_t 表示水箱与外界环境的换热面积; h_t 表示水箱与外界环境的换热系数; A_p 表示水箱内水与空气的换热面积; h_{aw} 表示水箱内水与空气之间的对流换热系数。

对于每一个管路, 压力水头损失都是由沿程压力损失和局部压力损失组成。水泵克服所有管路的压力损失做功, 因此水泵功率可以通过以下公式计算:

$$P_{\text{pump}} = \sum \left(f \frac{L_i}{D_i} \frac{u_w^2}{2} + \zeta \frac{u_w^2}{2} \right) \dot{m}_w, \quad (24)$$

式中, L_i 、 D_i 表示任一管路的长度和直径; u_w 表示水的流速; f 、 ζ 表示水在冷却排管内流动过程的沿程阻力系数和局部阻力系数。

通风机耗能克服了气体流道的压力损失, 因此通风机功率的公式如下:

$$P_{\text{fan}} = \frac{\dot{m}_a \Delta p_a}{\rho_a} = \frac{128 \mu_a u_a \Delta L_a \dot{m}_a}{\rho_a^2 g W^2}, \quad (25)$$

式中, u_a 表示空气流速; μ_a 表示空气的动力黏度; p_a 表示空气压力; L_a 表示空气沿流道流动的距离。

2.5 系统性能的评价指标

光伏光热系统电效率和热效率的公式如下:

$$\eta_{e,\text{sys}} = \frac{\int_0^t P_{\text{pv}} - P_{\text{pump}} - P_{\text{fan}} dt}{\int_0^t S A_{\text{pv}} dt}, \quad (26)$$

$$\eta_{\text{th},\text{sys}} = \frac{c_w m_{w,t} (T_{w,t}^{\text{end}} - T_{w,t}^{\text{ini}})}{\int_0^t S A_{\text{pv}} dt}, \quad (27)$$

式中, $T_{w,t}^{\text{ini}}$ 、 $T_{w,t}^{\text{end}}$ 表示水箱内水的初始温度和终止温度; A_{pv} 表示光伏组件的上表面积。

3 结果与分析

为探究系统的动态响应过程, 对双通道PVT系统的数学模型进行求解并使用Julia编程语言仿真。主要部件和工质的初始温度设为环境温度, 详细参数见补充材料表S3。

3.1 网格无关性分析

为确保数值模拟结果的准确性与可靠性, 避免因网格划分及时间步长选择不当而引入计算误差, 对所建立的一维非稳态模型进行了网格与时间步长的无关性分析。基于以下典型工况进行分析: 光照强度为 600 W m^{-2} , 空气的质量流量为 0.001 kg s^{-1} , 冷却水质量流量为 0.004 kg s^{-1} 。

首先, 在固定网格数量为32的条件下, 研究了时间步长对模拟结果的影响。补充材料的图S1(a)展示了系统启动1 h后不同时间步长下光伏电池在X方向上的温度分布。当时间步长从0.5 s减小至0.1 s后, 温度分布曲线几乎重合, 表明数值解已基本不随时间的细分而改变。其次, 在固定时间步长为0.1 s的条件下, 比较多种网格划分方案的仿真结果。补充材料图S1(b)展示了系统启动1 h后不同网格数量条件下光伏电池在X方向上的温度分布。随着网格数量从16增加到32, 温度分布的细节愈发清晰, 曲线也变得更加平滑, 表明数值解已达到网格无关状态。最后, 为进一步量化网格密度对计算结果的影响, 计算不同网格数量下电池平均温度的相对误差。由表1可知, 随着网格数量的增加, 相对误差迅速减小。当网格数量为32时, 电池平均温度的相对误差已降至1%以下。

通过时间步长与网格独立性验证, 确定了本模型的数值设置: 采用0.1 s的时间步长和32个网格。该配置能够在保证计算精度的前提下, 高效地求解光伏光热系统的一维非稳态模型, 为后续的性能分析提供了可靠基础。

表1 不同网格数量的相对误差

Table 1 Relative error in different mesh numbers

网格数量	电池平均温度(℃)	相对误差(%)
8	40.6822	
16	41.1572	1.1676
32	41.5683	0.9989
64	41.9041	0.8078

3.2 材料厚度对系统性能的影响

以补充材料表S3的设计参数为基准,按照特定的百分比改变材料厚度,分别研究光照强度200、600和1000 W m⁻²下系统电效率和热效率的变化规律。图3展示了不同材料的厚度对系统性能的影响规律。玻璃盖板厚度增加导致玻璃吸收的太阳能增加,透过玻璃的太阳能减少,系统电效率和热效率同时减少;空气夹层厚度增加导致空气流速减小,电池上表面的换热量减少,电池温度升高,系统的电效率降低,然而冷却水能获取更多的热能,系统热效率反而提升;EVA胶膜厚度增加阻碍电池的散热,系统电效率减小,同时热量无法转移到空气和冷却水中,系统的热效率会减小;吸热背板厚度增加导致背板热阻增加,换热量减少,系统热效率减小;隔热棉厚度增加避免电池余热的浪费,系统热效率增加,同时阻碍电池下侧与环境之间的散热,提升电池温度,系统电效率减小。

图中曲线的斜率反映了材料厚度对系统效率的敏感程度。在不同光照强度下,各类材料厚度对系统热效率的影响趋势基本一致。材料厚度对热效率的敏感度由高到低依次为空气夹层、隔热棉、吸热背板、玻璃盖板、EVA胶膜。空气夹层厚度变化会导致空气流速变化,从而改变换热系数,直接影响电池散热,因此空气夹层厚度对系统电效率和热效率的敏感度最高。随着光照强度增加,隔热棉和EVA胶膜对系统电效率的敏感度显著增加。这是因为在高辐照条件下,光伏组件整体温度更高,而隔热棉与EVA胶膜作为高热阻材料,会进一步阻碍电池散热,导致电池工作温度上升,从而加剧其输出功率的下降。在不同光照下,玻璃厚度变化对系统电效率和热效率的影响都不大,主要是因为玻璃盖板本身具有极高的透光率,其厚度变化引起的透光率变化小,并且主要与环境进行热交换,只有极少部分会传递到下方的电池片。因此,以成本和重量作为首选因素,可以降低玻璃厚度,不太影响系统性能。

3.3 空气质量流量对系统性能的影响

光伏电池上方的空气流道为单一流道,长2 m,宽

0.5 m,高0.025 m。部件初始温度和环境温度均为25℃,冷却水质量流量固定为0.004 kg s⁻¹。图4展示了不同光照强度下空气质量流量对系统效率的影响规律。随着流量增加,系统热效率在200、600和1000 W m⁻²光照强度下分别下降5.1%、5.0%和4.9%。空气质量流量的增加会提高空气与电池上表面之间的换热量以及空气与玻璃之间的换热量,导致电池下表面的吸热量减少,因此系统热效率降低。另一方面,换热量增加导致电池温度降低,电池输出功率提高,然而通风机耗能增加,因此系统电效率存在最优点。当光照强度为200 W m⁻²时,最佳空气流量为0.0007 kg s⁻¹,此时电效率为12.166%;当光照强度为600 W m⁻²时,最佳空气流量为0.002 kg s⁻¹,此时电效率为12.837%;当光照强度为1000 W m⁻²时,最佳空气流量为0.003 kg s⁻¹,此时电效率为13.40%。

3.4 冷却水质量流量对系统性能的影响

电池吸收的太阳能少部分转化为电能,大部分转化为热能。冷却水可以吸收热能,减少对外界环境的热损失,因此冷却水流量增加可以提升系统的热效率。另外,通过冷却水散热可以降低电池温度,提升电池的发电功率。然而,冷却水流量增加会导致水泵耗功的增加,系统的电效率与冷却水流量之间不会呈现线性关系。研究不同工况下冷却水质量流量对系统性能的影响规律,提出不同工况下冷却水质量流量的调节方案。

冷却排管为圆管,直径6.8 mm,长度2 m,管壁厚度0.5 mm。冷却排管共有8根,假定每根排管的流量相等。部件初始温度和环境温度均为25℃,空气质量流量固定为0.001 kg s⁻¹。图5展示了冷却水流量和光照强度对系统电效率的影响规律。在实际运行时,优先以系统电效率为评价指标,其次考虑系统热效率。当光照强度小于300 W m⁻²时,质量流量0.004 kg s⁻¹的系统电效率更高;当光照强度在300~700 W m⁻²范围内时,质量流量0.008 kg s⁻¹的系统电效率更高;当光照强度在700~1000 W m⁻²范围内时,质量流量0.008~0.012 kg s⁻¹的系统电效率相差不大,但是高流量的系统热效率更高,因此质量流量取0.012 kg s⁻¹。

3.5 多种光伏光热系统的性能对比

为评估本研究提出的新型双通道PV/T系统的性能优势,本节将其与单通道PV/T系统和传统双通道系统进行对比分析。在相同的运行条件下,空气质量流量固

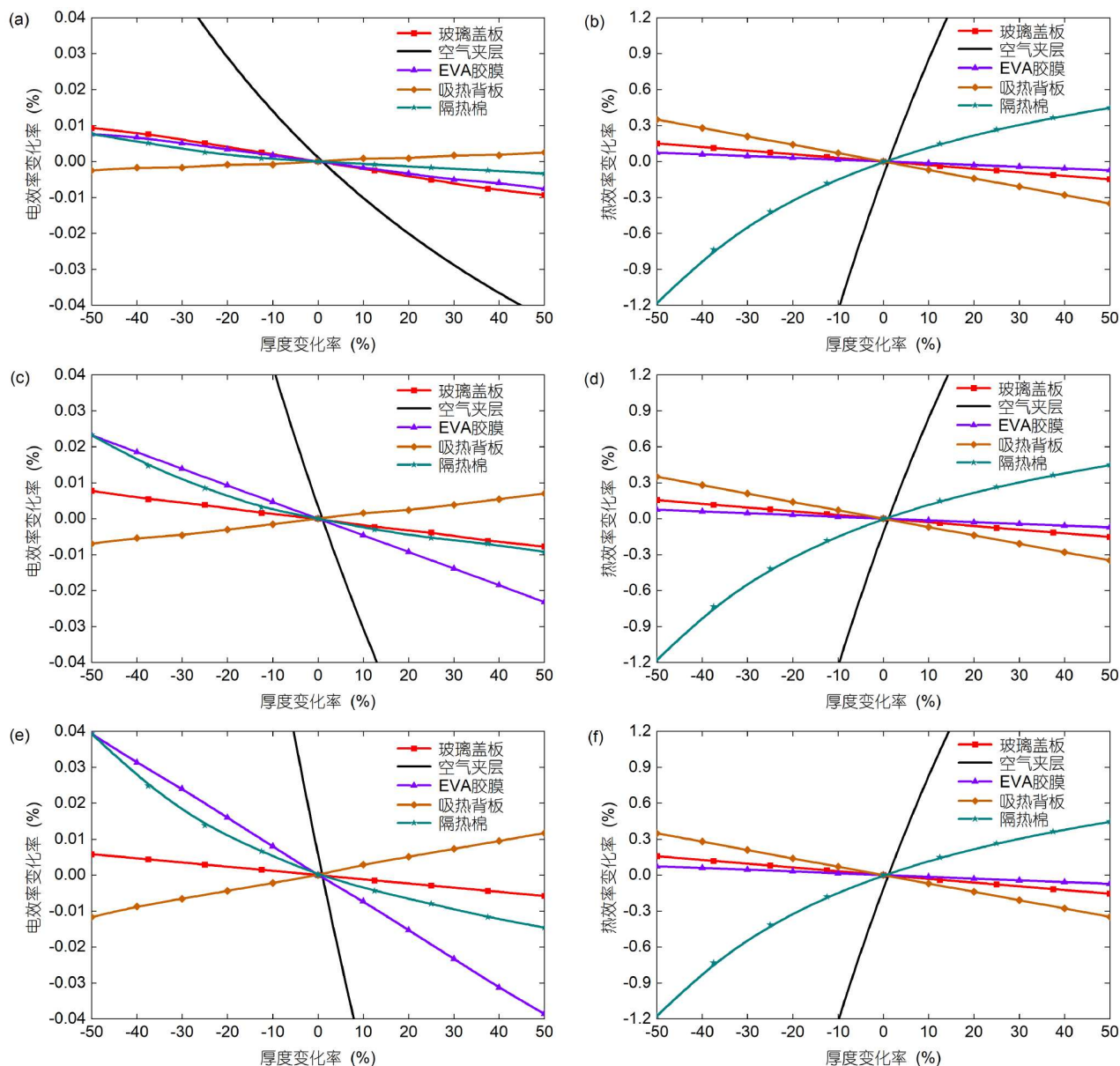


图3 材料厚度对系统效率的影响. (a) 光照强度 200 W m^{-2} 系统电效率; (b) 光照强度 200 W m^{-2} 系统热效率; (c) 光照强度 600 W m^{-2} 系统电效率; (d) 光照强度 600 W m^{-2} 系统热效率; (e) 光照强度 1000 W m^{-2} 系统电效率; (f) 光照强度 1000 W m^{-2} 系统热效率

Figure 3 The effect of material thickness on the system efficiency. (a) Electrical efficiency at 200 W m^{-2} ; (b) thermal efficiency at 200 W m^{-2} ; (c) electrical efficiency at 600 W m^{-2} ; (d) thermal efficiency at 600 W m^{-2} ; (e) electrical efficiency at 1000 W m^{-2} ; (f) thermal efficiency at 1000 W m^{-2}

定为 0.001 kg s^{-1} , 冷却水质量流量固定为 0.004 kg s^{-1} . 通过改变光照强度, 系统地评估三类系统在不同环境驱动下的电热性能.

图6展示了三种系统的电效率和热效率随光照强度的变化趋势. 多种工况下单通道系统的电效率均高于双通道系统, 但是最大偏差仅有0.318%. 这是因为双通道系统增加了通风机, 额外消耗电能. 另外, 传统双

通道系统与新型双通道系统的电效率曲线几乎重合, 表明将空气通道连接至水箱进行换热, 并未牺牲其原有的光伏冷却效果. 值得注意的是, 三种系统的热效率存在显著差异, 新型双通道系统比传统双通道系统热效率平均高1.562%, 比单通道系统热效率平均高13.824%. 单通道完全依赖于冷却水收集热量, 大部分热能通过电池上表面耗散到外界环境中, 因此热效率

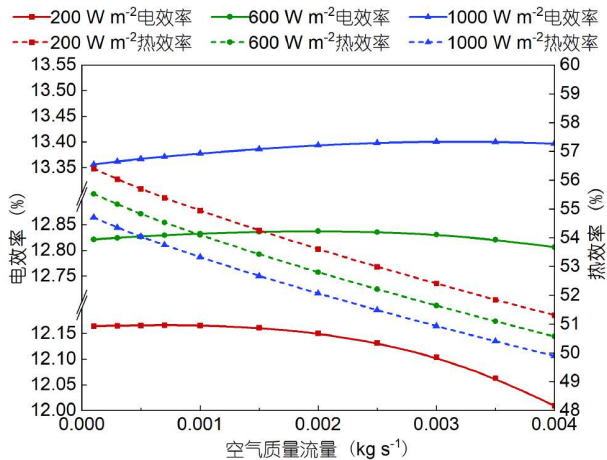


图4 空气质量流量对系统效率的影响
Figure 4 The effect of air mass flow rate on the system efficiency

最低。此外,传统双通道系统的空气在非采暖季无法利用,仿真结果反映了这种潜在的浪费。新型双通道系统将被浪费的空气余热通过水箱进行了回收利用,提供了全年有需求的生活热水,因此,新型双通道系统热效率最高。

3.6 不同工作模式的性能分析

由于能源需求与自然条件随季节和时段动态变化,采用固定工作模式的系统难以实现高效运行。为此,本系统设计了灵活的控制策略,通过组合不同的工作模式,有效回收非采暖季通常被浪费的热空气,从而保障

系统在全年不同时段和气候条件下的高效、稳定运行。系统中空气设有两种工作模式:零流量和非零流量。冷却水则包含自然循环模式和水泵强制循环模式。冷却水自然循环依靠进水管和出水管的密度差,产生压力差,从而驱动管道内水的流动,无需水泵做功,水的流量自动调节。4种工作模式的流量调节方案如下:1)工作模式1设定空气为零流量,冷却水为自然循环;2)工作模式2设定空气为零流量,冷却水为水泵循环,质量流量 0.004 kg s^{-1} ;3)工作模式3设定空气质量流量为 0.001 kg s^{-1} ,冷却水为自然循环;4)工作模式4设定空气质量流量为 0.001 kg s^{-1} ,冷却水为水泵循环,质量流量 0.004 kg s^{-1} 。

图7为4种工作模式的系统电效率和热效率与光照强度的关系曲线。在相同空气流量下,当光照强度小于 200 W m^{-2} 时,自然循环的电效率大于水泵循环;当光照强度大于 200 W m^{-2} 时,自然循环的电效率小于水泵循环,并且二者的差距随着光照强度增加而增加。这是因为水泵循环能降低电池温度,提升发电功率,但是额外的水泵能耗会增加系统的负担,高光照强度下水泵循环对电池的冷却效果更好,发电量提升更多,因此系统电效率增加。另一方面,在相同冷却水循环模式下,零流量空气的系统热效率更高。这是因为空气流动吸收了电池的余热,但是这部分热量不能很好地回收利用,因此,零流量空气的系统热效率更高。

基于上述分析,提出一个简单的调控策略:阴雨天或低辐照条件下,采用模式1无需外部设备驱动,系统

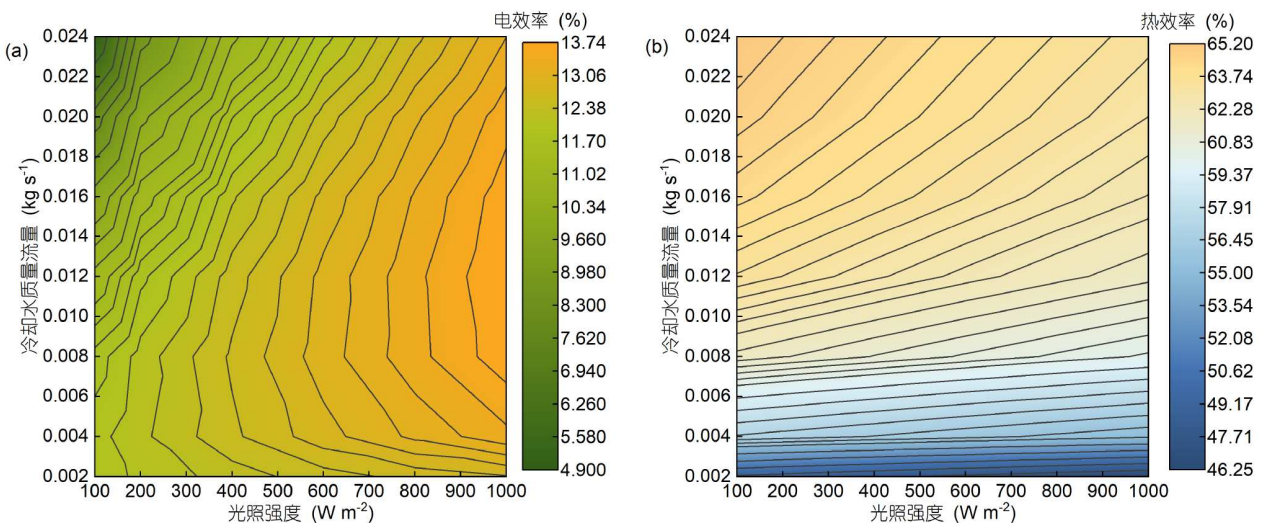


图5 冷却水质量流量的影响。(a)对系统电效率;(b)对系统热效率
Figure 5 The effect of water mass flow rate on (a) the electrical efficiency, and (b) the thermal efficiency of the system

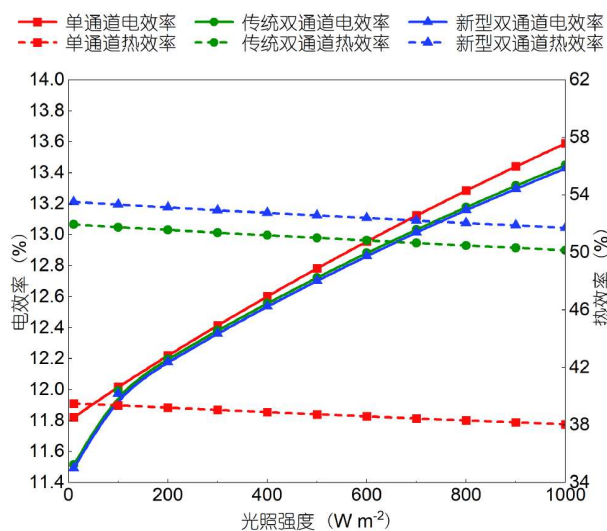


图6 不同光照强度下多种系统的电效率和热效率
Figure 6 The electrical and thermal efficiencies of various systems under different solar irradiance

可自动维持运行,同时避免管道冻结;春秋季用电需求和热水需求处于中等水平,采用模式2系统综合性能更好;夏季用电需求高,而热水需求低,早晚光照强度低于 200 W m^{-2} ,适合采用模式3,而中午光照强度高($>200 \text{ W m}^{-2}$),则切换至模式4以获得最大发电效率。

4 结论

本文建立了新型双通道PV/T系统的一维动态模型,系统研究了材料厚度、空气质量流量和冷却水质量流量对系统性能的影响规律,并对比分析了4种工作模式的电效率和热效率,主要结论如下。

结构优化方面:为了提高系统的电效率和热效率,优先改变空气夹层的厚度;玻璃盖板的厚度对系统性能影响综合最小,为了降低成本和减轻重量,可以优先减小玻璃盖板厚度。

空气流量优化:在不同辐照强度下存在最优空气质量流量,当光照强度为 200 W m^{-2} 时,最佳空气质量流量为 0.0007 kg s^{-1} ;当光照强度为 600 W m^{-2} 时,最佳空气质量流量为 0.002 kg s^{-1} ;当光照强度为 1000 W m^{-2} 时,最佳

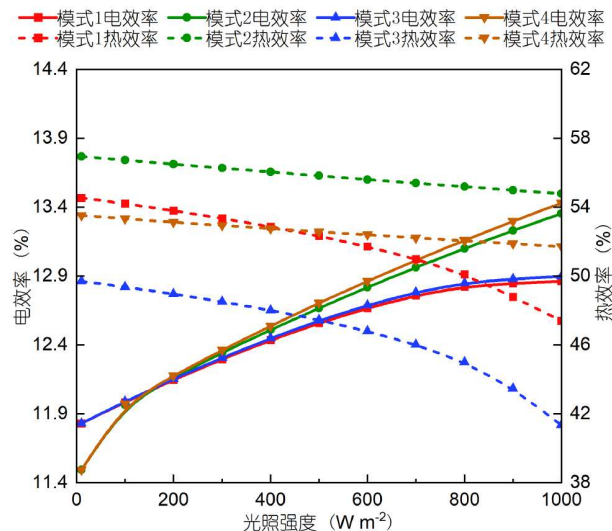


图7 4种工作模式的系统性能
Figure 7 The system performance under four operating modes

空气流量为 0.003 kg s^{-1} 。

冷却水流量优化:冷却水最佳质量流量随辐照强度分段变化,当光照强度小于 300 W m^{-2} 时,冷却水最佳质量流量取 0.004 kg s^{-1} ;当光照强度为 $300 \sim 700 \text{ W m}^{-2}$ 时,冷却水最佳质量流量取 0.008 kg s^{-1} ;当光照强度为 $700 \sim 1000 \text{ W m}^{-2}$ 时,冷却水最佳质量流量取 0.012 kg s^{-1} 。

运行模式选择策略:阴雨天或低光照条件下,模式1无需设备驱动,可自行维持系统运行,防止管道冻结;春秋季用电需求和热水需求均衡,采用模式2系统综合性能最佳;夏季用电需求高,热水需求低,早晚光照强度小于 200 W m^{-2} ,模式3最优,中午光照强度大于 200 W m^{-2} ,模式4最适合。

本文提出的双通道PV/T系统为太阳能综合利用提供了一种可行的技术路径,兼具建筑一体化应用潜力与工业规模化推广前景。未来的研究工作可聚焦于在模型的实验验证和先进控制算法的开发上,为系统设计优化和运行控制策略制定提供更好的指导。

参考文献

- Liu H, Zhang J, Pei M, et al. Optical, electrical, and thermal performance enhancement for a concentrating photovoltaic/thermal system using optimized polynomial compound parabolic concentrators. *Appl Energy*, 2024, 358: 122596
- Chaurasia H, Reddy K S. Integrated model for comprehensive performance investigation of solar concentrated photovoltaic-thermal system

embedded with microchannel heat sinks. [Energy Tech](#), 2024, 12: 2400005

3 Gholami A, Ameri M, Zandi M, et al. Electrical, thermal and optical modeling of photovoltaic systems: step-by-step guide and comparative review study. [Sustain Energy Technologies Assessments](#), 2022, 49: 101711

4 Torres Lobera D, Valkealahti S. Dynamic thermal model of solar PV systems under varying climatic conditions. [Sol Energy](#), 2013, 93: 183–194

5 Gu W, Ma T, Shen L, et al. Coupled electrical-thermal modelling of photovoltaic modules under dynamic conditions. [Energy](#), 2019, 188: 116043

6 Othman M Y, Hamid S A, Tabook M A S, et al. Performance analysis of PV/T Combi with water and air heating system: an experimental study. [Renew Energy](#), 2016, 86: 716–722

7 Baljit S S S, Chan H Y, Audwinto V A, et al. Mathematical modelling of a dual-fluid concentrating photovoltaic-thermal (PV-T) solar collector. [Renew Energy](#), 2017, 114: 1258–1271

8 Su D, Jia Y, Huang X, et al. Dynamic performance analysis of photovoltaic–thermal solar collector with dual channels for different fluids. [Energy Convers Manage](#), 2016, 120: 13–24

9 Qin Z, Zhang H, Lin C, et al. Photo-thermal performance study and optimization on new tube-plate type solar PV/T collector (in Chinese). *Acta Energ Sol Sin*, 2022, 43: 130–136 [秦智胜, 张赫男, 林成楷, 等. 新型管板式太阳能PV/T集热器光热特性研究与优化. *太阳能学报*, 2022, 43: 130–136]

10 Zhang H, Liu Z, Li Z, et al. Analysis and optimization of winter operating conditions for dual channel PV/T collectors (in Chinese). *Acta Energ Sol Sin*, 2023, 44: 331–337 [张赫男, 刘宗江, 李忠, 等. 双流道PV/T集热器冬季运行工况分析及优化. *太阳能学报*, 2023, 44: 331–337]

11 Barmavatu P, Gaddala B, Mendonca S, et al. Enhancing energy efficiency of industrial boiler application by the integration of ground-source heat pumps and photovoltaic-thermal solar water collectors. [Case Studies Therm Eng](#), 2025, 73: 106550

12 Balachandran G B, Baskaran V K, David P W. Study on photovoltaic/thermal application for water desalination and electricity power generation using high thermal conducting materials. [Appl Therm Eng](#), 2024, 249: 123435

13 Kazem H A, Al-Waeli A H A, Chaichan M T, et al. Photovoltaic-thermal systems applications as dryer for agriculture sector: a review. [Case Studies Therm Eng](#), 2023, 47: 103047

14 Qu M, Xu Z, Yan X, et al. Performance analysis of a photovoltaic/thermal integrated dual-source heat pump with electrical energy storage system for building heating applications. [Energy Buildings](#), 2025, 334: 115526

补充材料

- 表S1 单晶硅电池的电学参数
- 表S2 各种材质的物理性质参数
- 表S3 各个部件的结构参数
- 图S1 网格无关性分析

本文以上补充材料见网络版csb.scichina.com. 补充材料为作者提供的原始数据, 作者对其学术质量和内容负责.

Summary for “新型双通道光伏光热系统的建模仿真”

Modeling and simulation of a novel dual-channel photovoltaic thermal system

Yongquan Lai, Yan Zhang, Hao Wang, Baoyuan Wang & Jinzhan Su*

*School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China** Corresponding author, E-mail: j.su@mail.xjtu.edu.cn

Solar photovoltaic thermal (PV/T) systems have gained increasing attention due to their ability to simultaneously generate electricity and thermal energy. PV/T systems typically employ air and water as working fluids to reduce cell temperature and recover waste heat. Active cooling for the PV cell is beneficial for boosting electrical output. In addition, the captured thermal energy can be directly utilized for domestic hot water supply and industrial heating applications. However, the single-channel PV/T system faces challenges in adapting to high-temperature environments and peak thermal demand periods. Furthermore, the single-channel PV/T system exhibits limited control flexibility due to single-mode operation and slow response characteristics. The dual-channel PV/T system requires additional components, but it improves thermal energy recovery capabilities. It can reduce primary fuel consumption for industrial preheating applications. When integrated with multi-effect distillation (MED) or membrane distillation (MD) systems, this configuration enables efficient small-scale seawater desalination for remote islands and maritime applications. Furthermore, the system directly delivers conditional hot air for agricultural applications (greenhouse heating, crop drying) and building heating systems. Previous studies have enhanced dual-channel PV/T system performance through flow channel optimization. However, these improvements fail to address seasonal variations in thermal demand, particularly the year-round utilization of hot air. To address these limitations, this study proposed a novel dual-channel PV/T system for enhanced energy harvesting. The present system features a carefully configured layout with defined structural parameters for key components, including the photovoltaic module, auxiliary equipment, and all pipes. A comprehensive one-dimensional transient model was developed based on an equivalent electrical circuit theory and thermodynamic principles. A grid independence test was conducted to verify the computational reliability of the model. This modeling approach enabled the characterization of the dynamic behavior of PV modules and provided an analysis of interactions between the current and the temperature distribution.

Firstly, an investigation of structure parameters was conducted to evaluate system performance under different operating conditions. Material dimensional studies revealed that the air interlayer thickness exerts the most significant sensitivity on system performance metrics. Subsequently, the optimization of air mass flow rate was examined across various solar irradiance levels. The system exhibited peak performance at distinct optimal air flow rates, which scale with solar irradiance: 0.0007 kg s^{-1} (200 W m^{-2}), 0.002 kg s^{-1} (600 W m^{-2}), and 0.003 kg s^{-1} (1000 W m^{-2}). Similarly, the study revealed a stepwise dependence of optimal water flow rate on solar irradiance. For solar irradiance under 300 W m^{-2} , the appropriate water flow rate is 0.004 kg/s . For solar irradiance from 300 to 700 W m^{-2} , the optimal flow rate is 0.008 kg/s . For solar irradiance from 700 to 1000 W m^{-2} , a suitable flow rate is 0.012 kg/s . The proposed system achieves markedly higher thermal efficiency than both single-channel and conventional dual-channel PV/T systems. Although its electrical efficiency is slightly lower than that of the reference systems, the overall performance is superior. Furthermore, the study investigated four operational modes arising from the combinations of air and water flow patterns. Based on the performance evaluation of these modes, a regulation strategy was developed to guide operational adjustments according to energy demands and environmental conditions.

The proposed dual-channel PV/T system demonstrates the flexibility in energy output control compared to conventional designs. This research offers a viable solution for high-efficiency solar energy utilization in diverse applications, including building-integrated systems and industrial-scale solar installations. Future work will focus on experimental validation of the numerical model and advanced control algorithms.

solar energy, photovoltaic thermal, one-dimensional model, energy conversion efficiency, waste heat utilizationdoi: [10.1360/CSB-2025-5316](https://doi.org/10.1360/CSB-2025-5316)