

文章编号:1000-582X(2009)01-0086-05

## 聚光型混合光伏光热系统热电性能分析

崔文智,于松强,廖全

(重庆大学 动力工程学院,重庆 400030)

**摘要:**混合光伏光热(PV/T)系统将光伏组件与太阳能集热器组合在一起,能够同时提供电能和热能,具有较高的太阳能综合利用效率。建立了具有平板式蛇形冷却通道的聚光型混合光伏光热系统的三维稳态模型,对其中的光电光热转换以及流体流动和传热过程进行了数值模拟,得到了聚光比、冷却流体质量流率、环境风速,以及是否加装玻璃盖板等对系统性能影响的规律。

**关键词:**太阳能;集热器;光伏光热系统;数值模拟

中图分类号:TK513

文献标志码:A

## Performance analysis of a concentrating solar hybrid photovoltaic-thermal system

CUI Wen-zhi, YU Song-qiang, LIAO Quan

(College of Power Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, P. R. China)

**Abstract:** The photovoltaic components of a hybrid photovoltaic-thermal (PV/T) system are combined with a solar thermal collector, which generates both thermal and electrical energy simultaneously with a higher integrated efficiency. A three-dimensional steady model of the concentrating solar PV/T system which has a plate-type metallic thermal collector with a serpentine rectangular channel is developed. The processes of photovoltaic and thermal transformation and heat transfer in the PV/T collector are calculated and simulated. The effects of the optical concentrating ratio, coolant mass flow rate, ambient air velocity and glass cover on both thermal and electrical performance of the collector are presented and discussed.

**Key words:** solar energy; solar collector; photovoltaic-thermal system; numerical simulation

太阳能电池所吸收的大部分太阳辐射能量并没有转变成电能,而是提升了电池的温度,从而降低了太阳能电池的光电转换效率。太阳能电池的温度可以通过采取适当的自然或强制冷却的措施得以降低。普通光伏电池模块替代物是采用混合光伏光热(PV/T)系统,它的光伏组件与太阳能集热器组合在一起,同时提供电能和热能,可提高太阳能的总利用效率<sup>[1]</sup>。与分离的光伏系统和集热系统相比,太阳能电热联用可以共用一些组件、降低系统成本、减少安装面积、有利于建筑美观,更加有效的利用了太阳能<sup>[2]</sup>。

混合PV/T系统既可以是平板型,也可以是聚

光型。聚光条件下,太阳能电池单位面积发电量增加,但其温度的大幅上升导致其光电转换效率下降<sup>[3]</sup>。为了维持聚光型混合PV/T系统中太阳能电池较低的温度,需要采用强制循环流体移除电池组件产生的热量。这时,除了外部条件(如环境温度,风速等)之外,集热器的形式、流体的种类以及操作参数都会对聚光型混合光伏光热系统的热电综合性能产生影响。

多年来,各国学者对不同形式的太阳能混合PV/T系统进行了很多实验研究<sup>[4-7]</sup>。PV/T系统的理论研究主要是对PV/T集热器或PV/T系统建

收稿日期:2008-08-09

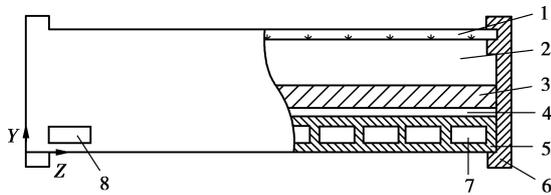
基金项目:重庆市自然科学基金资助项目(CSTC2007BB4114)

作者简介:崔文智(1973-),男,重庆大学副教授,博士,主要从事传热及其强化研究,(E-mail)wzcui@cqu.edu.cn。

立数学模型,分析集热器的形式、流体的种类、操作参数以及外部条件对于系统性能的影响。已有的研究<sup>[8-13]</sup>对多种设计形式和不同结构参数的集热器进行了模拟,比较了不同集热流体(如空气和水)对集热器性能的影响,分析了不同操作参数(如质量流量)和外部条件(如风速和环境温度)对集热器热电效率的影响。然而这些文献中通道模型多为单流程直通道,且为非聚光型集热器。笔者以蛇形槽道作为集热器流体通道,并引入聚光器,构建了聚光型混合光伏光热利用系统,对不同的集热流体、操作参数以及外部条件进行分析,尝试找到影响集热器效率的关键参数,为聚光型混合光伏光热系统的设计和运行提供参考。

### 1 物理模型

集热器平面与地面呈 30° 夹角,正向中午 12 点太阳位置布置。集热器长度  $L$  为 1 m,宽度  $W$  为 0.5 m,集热器总厚度  $H$  为 0.037 m,包括玻璃盖板、夹层空气、电池组件、粘结层和蛇形槽道 5 个部分,如图 1 所示。玻璃盖板厚度  $H_g$  为 0.002 m,透射率  $\tau$  为 0.9,它隔绝了电池板与环境的直接对流换热,减少由电池组件上部向环境的散热;夹层空气厚度  $H_{air}$  为 0.02 m;电池组件厚度  $H_c$  为 0.005 m,吸收率  $\alpha$  为 0.85,它将太阳辐射转换为电能,通过外接电路输出,同时将不能转化为电能的太阳辐射变为热能,向下传导;粘结层厚度  $H_i$  为 0.001 m,其作用是连接电池板和流体槽道。



1. 玻璃盖板;2. 夹层空气;3. 电池组件;  
4. 粘结层;5. 蛇形槽道;6. 框架;7. 入口;8. 出口

图 1 PV/T 集热器结构示意图

蛇形槽道结构如图 2 所示,其上下壁面和间壁厚度为 0.002 m,高  $H_w$  为 0.005 m,单个通道宽  $W_w$  为 0.05 m,蛇形槽道相对于单流程直通道来说,流程更长,换热更充分。

### 2 控制方程

由于图 1 所示集热器各个部分的上下表面积远大于其四周表面积,故可以忽略其四周对外散热,把它们看做绝热壁面。

玻璃盖板的吸收率  $\alpha_g$  为 0.03,其接受到的太阳

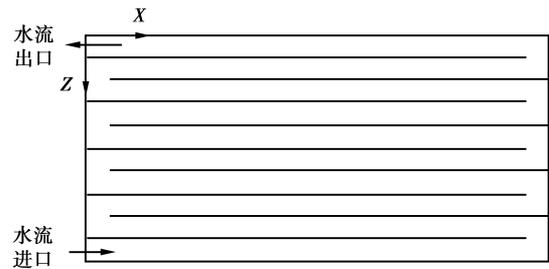


图 2 流体槽道结构示意图

辐射  $\alpha_g G$  ( $G$  为太阳辐射强度)看做内热源,玻璃盖板与环境以及夹层气体之间存在对流换热,其控制方程

$$\lambda_g \frac{\partial^2 T_g}{\partial x^2} + \lambda_g \frac{\partial^2 T_g}{\partial y^2} + \lambda_g \frac{\partial^2 T_g}{\partial z^2} + \alpha_g \frac{G}{H_g} = 0, \quad (1)$$

边界条件

$$y = 0.037, \quad -\lambda_g \frac{dT_g}{dx} = h_{g,am}(T_{g,up} - T_{am}), \quad (2)$$

$$y = 0.035, \quad -\lambda_g \frac{dT_g}{dy} = h_{g,air}(T_{g,down} - T_{air}), \quad (3)$$

式中:  $T$  为温度;  $\lambda$  为导热系数;  $h$  为换热系数;  $H_g$  为玻璃板厚度。下标  $g, am, air, up$  和  $down$  分别代表玻璃盖板、环境、夹层空气、上表面和下表面。

假定夹层空气完全透明没有内热源,只考虑上下表面的对流换热,其控制方程

$$(\mathbf{u}_{air} \cdot \nabla) \mathbf{u}_{air} = \mathbf{f} - \frac{1}{\rho_{air}} \nabla p_{air} + \nu_{air} \nabla^2 \mathbf{u}_{air}, \quad (4)$$

$$\frac{\partial u_{air}}{\partial x} + \frac{\partial v_{air}}{\partial y} + \frac{\partial w_{air}}{\partial z} = 0, \quad (5)$$

$$\begin{aligned} & u_{air} \frac{\partial T_{air}}{\partial x} + v_{air} \frac{\partial T_{air}}{\partial y} + w_{air} \frac{\partial T_{air}}{\partial z} \\ &= \frac{\lambda_{air}}{\rho_{air} c_{p,air}} \left( \frac{\partial^2 T_{air}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{air}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_{air}}{\partial z^2} \right), \end{aligned} \quad (6)$$

边界条件

$$y = 0.035, \quad -\lambda_g \frac{dT_g}{dy} = h_{g,air}(T_{g,down} - T_{air}), \quad (7)$$

$$y = 0.015, \quad -\lambda_c \frac{dT_c}{dy} = h_{c,air}(T_{c,up} - T_{air}), \quad (8)$$

式中,  $u, v, w$  分别代表  $x, y, z$  3 个方向的速度,  $P$  为压力,  $\nu$  为动力粘度,  $\rho$  为密度,  $C_p$  为定压比热容,  $C$  为太阳电池。

假定电池板接受的太阳辐射除去转化为电能部分,剩余的全部转化为热能,并将其看做内热源,则电池板的控制方程为

$$\begin{aligned} & \lambda_c \frac{\partial^2 T_c}{\partial x^2} + \lambda_c \frac{\partial^2 T_c}{\partial y^2} + \lambda_c \frac{\partial^2 T_c}{\partial z^2} \\ & + \frac{G}{H_c} \tau_g \alpha_c (1 - \eta_e) = 0, \end{aligned} \quad (9)$$

边界条件

$$y = 0.015, -\lambda_c \frac{dT_c}{dy} = h_{c,air}(T_{c,up} - T_{air}), \quad (10)$$

$$y = 0.01, T_{c,down} = T_{b,up}, \quad (11)$$

式中:  $\tau_g$  为玻璃盖板的透射率;  $\eta_e$  为太阳能电池的发电效率, 下标 b 表示粘接剂。

粘结层的控制方程

$$\frac{\partial^2 T_b}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_b}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_b}{\partial z^2} = 0, \quad (12)$$

边界条件

$$y = 0.01, T_{b,up} = T_{c,down}, \quad (13)$$

$$y = 0.009, T_{b,down} = T_{p,up}, \quad (14)$$

式中, 下标 p 表示蛇形槽道。

蛇形槽的控制方程

$$\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} = 0, \quad (15)$$

边界条件: 管道外边界  $T_{p,up} = T_{b,down}$ , (16)

内边界  $\lambda_p \frac{\partial T_p}{\partial y} = h_{p,w}(T_w - T_p)$ 。 (17)

设定管内冷却流体为层流流动, 其控制方程为

$$(\mathbf{u}_w \cdot \nabla) \mathbf{u}_w = \mathbf{f} - \frac{1}{\rho_w} \nabla p_w + \nu_w \nabla^2 \mathbf{u}_w, \quad (18)$$

$$\frac{\partial u_w}{\partial x} + \frac{\partial v_w}{\partial y} + \frac{\partial w_w}{\partial z} = 0, \quad (19)$$

$$\begin{aligned} & u_w \frac{\partial T_w}{\partial x} + v_w \frac{\partial T_w}{\partial y} + w_w \frac{\partial T_w}{\partial z} \\ &= \frac{\lambda_w}{\rho_w c_{p,w}} \left( \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_w}{\partial z^2} \right), \end{aligned} \quad (20)$$

边界条件为

$$-\lambda_p \frac{\partial T_p}{\partial y} = h_{p,w}(T_p - T_w), \quad (21)$$

式中, 下标 w 表示蛇形槽道中的冷却水。

光电转换效率计算式为<sup>[11]</sup>

$$\eta_e = \eta_c [1 - 0.0045(T_c - 298)], \quad (22)$$

式中  $\eta_c$  是电池板在标准状况下 (即  $T_c = 25^\circ\text{C}$ , 辐射强度  $G = 1000 \text{ W/m}^2$ ) 的光电转换效率, 其值为 0.15。

环境与玻璃盖板之间的换热系数计算式<sup>[11]</sup>

$$h_{g,am} = 3u_{am} + 2.8, \quad (23)$$

夹层空气可以看做是水平封闭夹层的自然对流换热, 它与电池板和玻璃盖板之间的对流换热系数关联式<sup>[14]</sup>

$$Nu = 0.212(GrPr)^{1/4},$$

$$Gr = 1 \times 10^4 \sim 4.6 \times 10^5, \quad (24)$$

$$Nu = 0.061(GrPr)^{1/3}, Gr > 4.6 \times 10^5, \quad (25)$$

式中,  $Nu$  为努谢尔特数;  $Gr$  为格拉晓夫数;  $Pr$  为普朗特数。

对于槽道内流体对流换热系数<sup>[15]</sup>, 当  $Re < 2300$  时,

$$Nu = 7.54, \quad (26)$$

当  $Re > 2300$  时, 使用 Dittus-Boelter 公式

$$Nu_w = 0.023Re_w^{0.8}Pr_w^{0.4}, \quad (27)$$

水的质量流量为  $m_w$ , 比热为  $c_w$ , 集热器电效率和热效率计算公式

$$\text{热效率 } \eta_t = \frac{m_w c_w (T_{w,out} - T_{w,in})}{GS}, \quad (28)$$

$$\text{电效率 } \eta_e = \frac{E_c}{GS}, \quad (29)$$

式中,  $T_{w,in}$  和  $T_{w,out}$  分别为蛇形槽道进出口水温,  $E_c$  为太阳能电池电功率,  $S$  为集热器面积。

用 Fluent 软件模拟, 网格划分用六面体网格, 采用有限容积算法, 电能计算与输出用自定义函数。

### 3 结果分析

模拟了冷却流体质量流率、聚光比、环境风速和玻璃盖板对 PV/T 集热器性能的影响。

#### 3.1 质量流率

图 3 给出了在入射辐射强度为  $3000 \text{ W/m}^2$  (即聚光比为 3, 标准辐射强度按  $1000 \text{ W/m}^2$  计) 时, 冷却流体质量流率对集热器温度的影响。由图可见, 随着冷却流体质量流率的增加, 其出口水温、电池板平均温度和水的平均温度均逐渐下降。在流量小于  $80 \text{ kg/m}^2\text{s}$  时, 温度随流量的变化较为剧烈; 而当流量大于  $80 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , 温度的变化趋于平缓。对集热器来说, 通过改变流量来改变出口温度的方法在流量  $80 \text{ kg/m}^2\text{s}$  以下时效果较好, 在  $80 \text{ kg/m}^2\text{s}$  以上时则效果不明显。

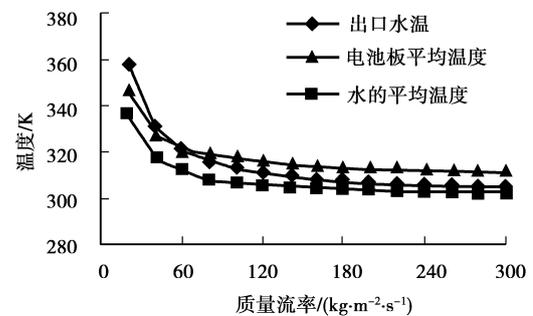


图 3 不同质量流率下出口温度、水的平均温度和电池板平均温度

图 4 为入射辐射强度为  $3000 \text{ W/m}^2$  时 PV/T 集热器热效率和电效率随流体质量流率的变化。可以看出, PV/T 的电效率和热效率均随流率的增加而增加。当流量小于  $80 \text{ kg/m}^2\text{s}$  时, 流量的增加带来热

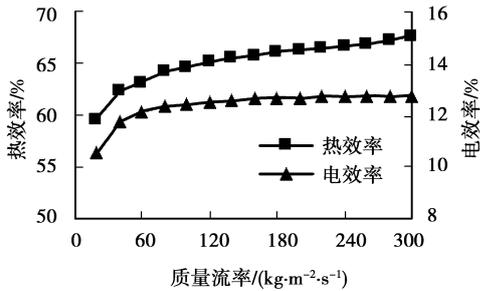


图 4 不同质量流率下的热电效率

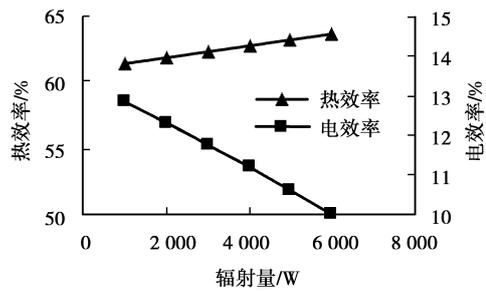


图 5 不同辐射强度下的集热器热电效率

电效率上升较快。而流量大于 80 kg/m<sup>2</sup>s 时,热效率增加减缓,电效率变化不明显。这是因为流率在 80 kg/m<sup>2</sup>s 以下时,随流量的增加,换热系数增加很快,而在 80 kg/m<sup>2</sup>s 以上时,流速的增加对换热系数的影响变小。结果表明,在小流量范围内可通过提高冷却流体流量来提高集热器的热电效率,但当流率在 80 kg/m<sup>2</sup>s 以上时,单纯提高流量来提高集热器效率已经不明显。

对于 PV/T 集热器来说,热电效率和出口水温是 2 个重要的性能参数,它们的值越高越好。由以上分析可知,热电效率随着流量的增加而增加,而出口水温则随流量的增加而减小,二者不能同时兼顾。计算表明,当入射辐射强度为 3 000 W/m<sup>2</sup>,流率为 40 kg/m<sup>2</sup>s 时,出口水温可达 58 ℃,能满足基本生活热水的需要。此时 PV/T 集热器的热效率为 42.3%,电效率为 12.5%。

### 3.2 聚光比

模拟了在质量流率为 40 kg/m<sup>2</sup>s 时,低聚光比(聚光比在 1~6 之间)下的集热器热、电效率。忽略聚光过程中的损失,聚光比从 1 到 6,辐射量也由 1 000 W/m<sup>2</sup>增加到 6 000 W/m<sup>2</sup>。从图 5 可以看出热效率随辐射量的增加变化不大,由 1 000 W/m<sup>2</sup> 时的 61%变为 6 000 W/m<sup>2</sup> 时的 63%,增加了 2 个百分点。而电效率则由 1 000 W/m<sup>2</sup> 时的 13%变为 6 000 W/m<sup>2</sup> 的 10%,降低了 3 个百分点。电效率的下降大于热效率的上升,因此提高聚光对集热器的总效率是不利的。虽然聚光后集热器总效率下降,但电、热的输出总量都有很大的增加,即聚光比由 1 增加到 6 时,电输出量增加了 366%,热输出量增加了 522%,出口水温也由 310 K 增加到 362 K。这对于降低系统成本,增加出口水温都是十分有利的。

### 3.3 环境风速

图 6 给出了在质量流率为 40 kg/m<sup>2</sup>s,入射辐射为 3 000 W/m<sup>2</sup> 时,不同风速下的集热器性能。从图中可以看出,集热器的热效率随着环境风速的增加而下降,而电效率则随风速增加而增加。风速从

1 m/s 增加到 11 m/s 热效率下降了 12 个百分点,电效率仅上升了 0.2 个百分点,热效率的下降远大于电效率的上升,所以环境风速的上升对集热器性能是不利的。

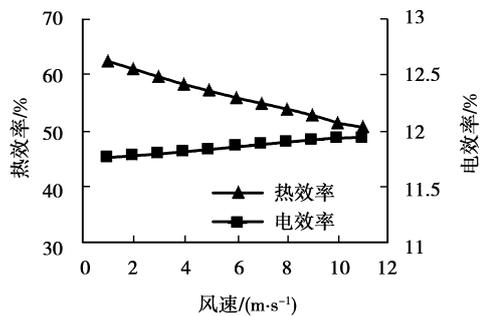


图 6 不同风速下集热器的热电效率

### 3.4 玻璃盖板

模拟了入射辐射为 3 000 W/m<sup>2</sup>,环境风速为 1 m/s 时,有无玻璃盖板时集热器热电效率的变化。从图 7 和图 8 可以看出,有玻璃盖板集热器的热效率高于没有玻璃盖板集热器的热效率,有玻璃盖板集热器的电效率低于没有玻璃盖板集热器的电效率,并且随着质量流率的降低其效率差值都是逐渐增大的。热效率平均差值为 2.5%,电效率的平均差值 0.1%。虽然加盖玻璃盖板会降低集热器的电效率,但是与热效率的增加相比是很小的,增加玻璃盖板能够提高 PV/T 集热器的综合能量利用效率。

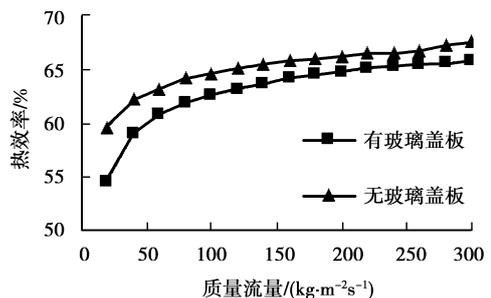


图 7 玻璃盖板对集热器热效率的影响

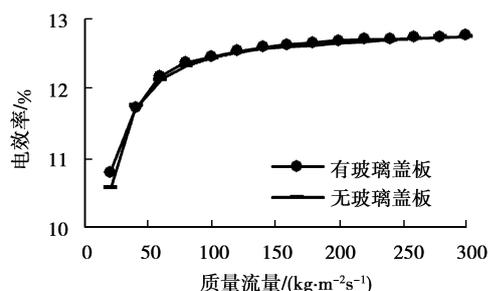


图 8 玻璃盖板对集热器电效率的影响

## 4 结 论

针对聚光混合光伏光热(PV/T)利用系统中的集热器,建立了三维稳态模型,用 CFD 软件进行了计算模拟,着重考察了各种操作参数对 PV/T 集热器电热性能的影响,得到如下结论:

1) 集热器的出口流体温度随着流体质量流率的增加而减小,热电效率则随着流量的增加而增大,当质量流率增加到一定程度时( $80 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ),这种变化趋势变得不明显。

2) 采用聚光方法可以大大提高 PV/T 集热器的热电输出总量,降低系统成本,但同时会导致电效率的下降,综合能量利用效率也略有下降。

3) 环境风速增加会显著降低集热器的热效率,对其电效率影响甚微。

4) 集热器加装玻璃盖板能提高其热效率,而对电效率的影响不大。

### 参考文献:

- [1] ZONDAG H A. Flat-plate PV-thermal collectors and systems; a review [J]. *Renewable and Sustainable Energy Review*, 2008, 12(4): 891-959.
- [2] CHOW T T, HE W, CHAN A L S, et al. Computer modeling and experimental validation of a building-integrated photovoltaic and water heating system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2008, 28(11-12): 1356-1364.
- [3] 吴玉庭,朱宏晔,任建勋,等. 聚光与冷却条件下常规太阳电池的特性[J]. *清华大学学报:自然科学版*, 2003, 43(8): 1052-1055.  
WU YU-TING, ZHU HUA-YE, REN JIAN-XUN, et al. Thermal and power characteristics of ordinary solar cells in concentrating solar collectors [J]. *Journal of Tsinghua University Science and Technology*, 2003, 43(8): 1052-1055.
- [4] 卢智恒,姚强. 平板式太阳能电热联用面板[J]. *太阳能学报*, 2006, 27(6): 545-553.  
LU ZHI-HENG, YAO QIANG. Flat-plate solar energy photovoltaic/thermal (PVT) combi-panel [J]. *Acta Energetica Solaris Sinica*, 2006, 27(6): 545-553.
- [5] HEGAZY A A. Comparative study of the performances of four photovoltaic/thermal solar air collectors [J]. *Energy Conversion and Management*, 2000, 41(8): 861-881.
- [6] HE W, CHOW T T, JI J, et al. Hybrid photovoltaic and thermal solar-collector designed for natural circulation of water [J]. *Applied Energy*, 2006, 83(3): 199-210.
- [7] CHOW T T, HE W, JI J. Hybrid photovoltaic-thermosiphon water heating system for residential application [J]. *Solar Energy*, 2006, 80(3): 298-306.
- [8] ZONDAG H A, DE VRIES D W, VAN HELDEN W G J, et al. The thermal and electrical yield of a PV-thermal collector [J]. *Solar Energy*, 2002, 72(2): 113-128.
- [9] ZONDAG H A, DE VRIES D W, VAN HELDEN W G J, et al. The yield of different combined PV-thermal collector designs [J]. *Solar Energy*, 2003, 74(3): 253-269.
- [10] BERGENE T, LVVIK O M. Model calculations on a flat plate solar heat collector with integrated solar cells [J]. *Solar Energy*, 1995, 55(6): 453-462.
- [11] CHOW T T. Performance analysis of photovoltaic-thermal collector by explicit dynamic model [J]. *Solar Energy*, 2003, 75(2): 143-152.
- [12] OTHMAN M Y H, YATIM B, SOPIAN K, et al. Performance analysis of a double-pass photovoltaic/thermal (PV/T) solar collector with CPC and fins [J]. *Renewable Energy*, 2005, 30(13): 2005-2017.
- [13] JI J, LU J P, CHOW T T, et al. A sensitivity study of a hybrid photovoltaic/thermal water-heating system with natural circulation [J]. *Applied Energy*, 2007, 84(2): 222-237.
- [14] HOLMAN J P. *Heat transfer* (8th Ed.) [M]. New York: McGraw-Hill Companies, 1997.
- [15] 陶文铨. *计算流体力学与传热学* [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1991.

(编辑 陈移峰)