

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.201903032



微通道太阳能平板集热器的 集热性能试验

常晓琪, 杜震宇

(太原理工大学 环境科学与工程学院, 山西 太原 030024)

摘要: 为进一步提高传统太阳能平板集热器的集热性能,对一种自主设计的新型微通道太阳能平板集热器进行探究.通过采用矩形微通道吸热板结构,减小传统流道的截面面积及增加吸热板与循环工质的热传导面积,使流体吸收热能的时间延长,并提高总的传热量.同时,对该集热器在山西省某农村住宅供暖系统进行试验测试.试验结果表明:在冬季晴朗天气的典型工况下,微通道太阳能平板集热器日平均集热效率为 63.6%,最高集热效率可达 80.4%,系统平均能效比为 16.1,单块集热板平均热损失为 233.3 W,且集中在顶部;下进上出流动形式的瞬时效率较高,热损失较小.

关键词: 太阳能平板集热器;微通道;集热效率;热损失;能效比

中图分类号: TK 511.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-5013(2019)05-0653-08

Experiment on Heat Collecting Performance of Mini-Channel Flat-Plate Solar Collector

CHANG Xiaoqi, DU Zhenyu

(College of Environmental Science and Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: In order to further improve the heat collecting performance of traditional solar panel collector, a new type of self-designed mini-channel flat-plate solar collector is studied in this paper. By adopting rectangular mini-channel heat absorption plate, reducing the cross section area of traditional runner and increasing the heat conduction area of heat absorption plate and fluid, the time for the fluid to absorb heat energy is increased, and the total heat transfer is improved. At the same time, this collector is tested in a rural residential heating system in Shanxi Province. The results show that under the typical conditions of fine weather in winter, the average daily heat collecting efficiency of the mini-channel flat-plate solar collector is 63.6%, and the highest is 80.4%. The average coefficient of performance of the system is 16.1 and the average heat loss of a single collector plate is 233.3 W, mainly concentrated at the top. It can be concluded that the instantaneous efficiency of the flow coming from blow is higher and the heat loss is smaller.

Keywords: flat-plate solar collector; mini-channel; heat collecting efficiency; heat loss; coefficient of performance

由于自然资源日益消耗,新型能源的开发和传统能源的高效利用变得尤为重要^[1].太阳能因其具备普遍、安全、清洁、无害等优点,被广泛应用于光热、光电领域中.我国太阳能光照资源丰富,年日照时数

收稿日期: 2019-03-14

通信作者: 杜震宇(1964-),男,教授,博士,主要从事可再生能源利用的研究. E-mail: dsdd2004@163.com.

基金项目: 国家重点研发计划中欧政府间国际合作项目科技创新合作重点专项(2016YFE0133300-04);山西省重点研发计划重点项目(201603D111018)

大于 2 200 h,年总辐照度高于 5 016 MJ · m⁻²的地区占全国总面积 2/3 以上,具有良好的太阳能利用条件.目前,太阳能热利用主要集中在热泵热水系统的构建及提高集热器热性能等方面.黎珍等^[2]为解决太阳能热水系统中供水稳定性差、能效较低的问题,提出太阳能或空气能蒸发集热器,并构建热泵热水系统.集热器热性能主要从平板型太阳能集热器和真空管型太阳能集热器进行优化,平板型因其承压效果好、热效率高、便于与建筑一体化等优点,应用广泛^[3].国内外诸多学者对太阳能平板集热器的集热性能进行了大量研究^[4-6].文献[7-9]对基于太阳能光伏重力式热管的太阳能集热器进行研究,结果表明,每日平均电效率与热效率分别为 9.1%,39.2%,且系统平均能效比为 5.5.王勇等^[10]利用实验和模拟对全流道吸热板平板型太阳能集热器进行分析,结果表明,增大流体传热接触面积不仅可以使排管间流量分布更加均衡,还可以有效地增大板芯的对流换热系数.周伟等^[11]采用树形分支模型自主设计了一种微细通道的集热或蒸发器,并应用到太阳能热泵热水系统中,结果表明,系统运行良好,平均能效比为 4.8.江乐新等^[12]对单圆形、单矩形、五圆形、五矩形 4 种流道截面吸热板的传热特性、压降特性进行数值模拟,结果表明,五矩形流道的效果最好,最大导热速率比其他 3 种提高了 55.4%.Zhou 等^[13]使用一种微通道光伏光热集热器,并联合热泵、燃气热水器对住宅进行供热,结果表明,太阳能集热器的集热效率可以达到 50.8%,且在整个测试期间,室温均保持在 18 ℃ 以上,达到所需的热舒适条件.虽然已有的研究成果提出了多种流道结构的太阳能集热器,但大多仍为单一块板的实验室测量,并未应用到实际工程项目中,且集热效率还有待提高.因此,本文研究一种新型微通道太阳能平板集热器,分析其结构特点,并对该集热器应用于山西省某农村住宅的供暖系统进行试验测试.

1 微通道太阳能平板集热器

1.1 微通道吸热板

微通道单元体吸热板横向剖面图,如图 1 所示.微通道吸热板由铝制的微通道整体结构与上层覆有黑铬涂层的吸热板构成,将 4 个微通道流道与两侧的翅片结构看作一个单元体,微通道整体由 21 个单元体并排排列组成,经两端的集管连接为一个整体.微通道材质厚度为 1 mm,中间的工质通道尺寸为 4 mm×5 mm,两边翅片宽度均为 15 mm.每个微通道单元体结构独立运行,若其中一个损坏,不会影响其他单元体的正常运行.另外,微通道结构采用铝材一次性挤压拉伸成型,成本远低于传统铜材.微通道结构可以减小传统管板式流道的截面尺寸,使流体流速减慢,从而延长循环工质吸收热能的时间.同时,微通道矩形截面能增大吸热板与循环工质的热传导面积,使总传热量提高.

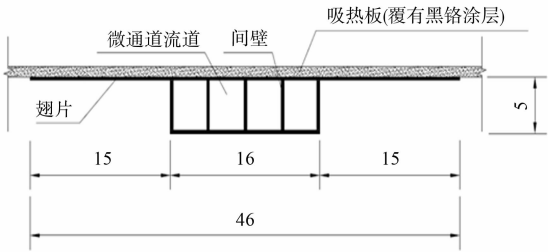


图 1 微通道单元体吸热板横向剖面图(单位:mm)
Fig. 1 Transverse section of micro-channel unit heat absorption plate (unit: mm)

1.2 微通道太阳能平板集热器的结构

微通道太阳能平板集热器的结构,如图 2 所示.图 2 中:微通道太阳能平板集热器主要是由玻璃盖板、微通道吸热板、保温层、外框等 4 个部件组成.外

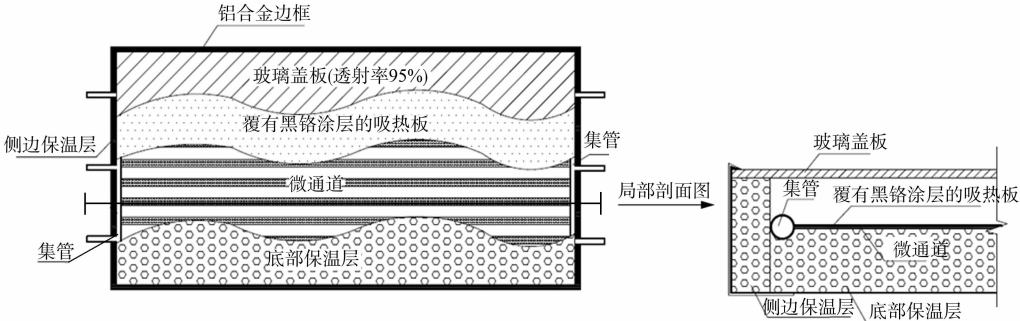


图 2 微通道太阳能平板集热器结构示意图
Fig. 2 Schematic diagram of micro-channel solar plate collector

形结构尺寸为 $2\,000\text{ mm}\times1\,000\text{ mm}\times80\text{ mm}$, 透明的玻璃盖板采用低铁钢化玻璃, 阳光透过率可以达到 95.0% , 4 个侧面与底部的保温采用聚氨酯发泡保温, 导热系数约为 $0.052\text{ W}\cdot(\text{m}\cdot^\circ\text{C})^{-1}$, 侧边、底部保温层厚度分别为 $20, 30\text{ mm}$, 外框采用轻质的铝制材料. 循环工质在单个集热器板中以 3 流程方式流动, 其流动示意图, 如图 3 所示.

由图 3 可知: 相较于传统单流程式的循环方式, 3 流程方式流动可极大地降低不同集热器中流体的温差, 从而降低热损失.

微通道太阳能平板集热器与传统平板集热器相比, 具有以下 3 个优点: 1) 采用矩形截面的微通道流道, 延长循环工质在流道内的停留时间, 提高集热器的集热效率; 2) 微通道与两端集管采用嵌套式连接, 与传统使用的焊接式相比, 可极大地降低流动热阻; 3) 吸热板与微通道流道厚度共有 7 mm , 采用铝制材料, 使集热器更加紧凑、轻便, 且成本较低.

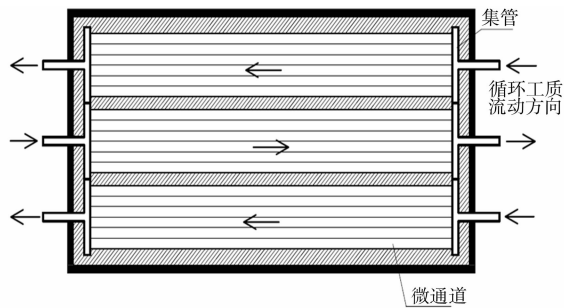


图 3 循环工质流动示意图

Fig. 3 Flow diagram of circulating working fluid

2 热传导基本理论

2.1 传热过程

当太阳辐射透过集热器的玻璃盖板后, 其能量被涂有黑铬涂层的吸热板吸收, 吸收的这部分能量 Q_s 全部转化为热能, 其中, 大部分热能传递给微通道内的循环工质, 使工质温度升高, 通过流动将热量带入水箱, 从而间接加热水箱中的水. 被循环工质吸收的这部分能量称为集热器获得的有用能 Q_u , 集热器玻璃盖板和保温层表面均以对流和辐射的形式连续不断地向周围环境散失热量, 这些向环境散失的热量包括集热器的顶部热损失 Q_t 、底部热损失 Q_b 和边缘热损失 Q_e , 该过程循环往复, 直至稳定. 具体的传热过程, 如图 4 所示.

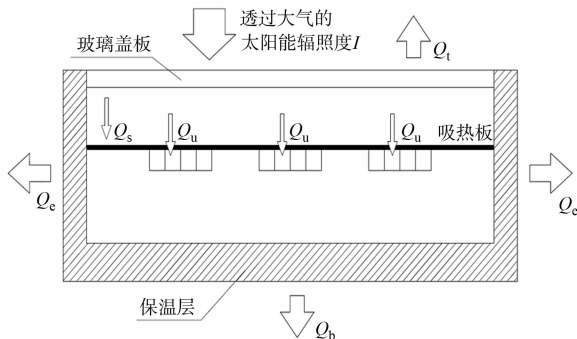


图 4 平板太阳能集热器热量传递过程

Fig. 4 Heat transfer process of flat plate solar collector

2.2 评价参数

2.2.1 集热效率 平板太阳能集热器的热性能可以用集热效率衡量. 在稳态运行工况下, 其集热效率定义为在单位时间内, 集热器实际获得的有用能与集热器表面所接收的太阳总辐射之比, 其计算式为

$$\eta = \frac{Q_u}{AI} = \frac{M \cdot c_p (\theta_{t,o} - \theta_{t,i})}{AI} \times 100\%.$$

(1)

式(1)中: I 为太阳辐射度; A 为集热器采光面积; M 为集热器循环工质的质量流量; c_p 为工质定压比热容; $\theta_{t,o}, \theta_{t,i}$ 分别为集热器工质出口、进口温度.

2.2.2 瞬时效率 归一化温差^[14]是指单位面积单位辐射度集热器的温升. 集热器的热性能可以用基于进口温度归一化温差 $\Delta\theta$ 的瞬时效率 η' 进行计算, 即

$$\Delta\theta = \frac{(\theta_{t,i} - \theta_a)}{I}, \quad \eta' = \frac{M \cdot c_p (\theta_{t,i} - \theta_a)}{AI} \times 100\%.$$

(2)

式(2)中: θ_a 为环境温度.

2.2.3 总热损失 集热器只要在吸热板高于环境温度时吸收太阳辐射, 就不可避免地有一部分热量会散失到周围的环境中. 这部分热量越大, 有用能越小, 这将直接影响集热效率. 集热器总热损失 Q_L 为

$$Q_L = Q_t + Q_b + Q_e = AU_t(\theta_p - \theta_a) + A_b U_b(\theta_p - \theta_a) + A_e U_e(\theta_p - \theta_a).$$

(3)

式(3)中: θ_p 为吸热板平均温度; U_t 为顶部热损失系数; A_b 为集热器底部面积; U_b 为底部热损失系数; U_e 为边缘热损失系数; A_e 为集热器边缘面积之和.

集热器顶部热损失系数在计算时需多次迭代, Klein^[15]于 1974 年提出了经验公式, 即

$$U_t = \left\{ \left[\frac{N}{\frac{c}{\theta_p} \times \left(\frac{\theta_p - \theta_a}{N + f} \right)^e + \frac{1}{h_w}} \right]^{-1} + \frac{\sigma(\theta_p - \theta_a) \times (\theta_p^2 + \theta_a^2)}{\frac{1}{\epsilon_p + 0.00591Nh_w} + \frac{2N + f - 1 + 0.133\epsilon_p}{\epsilon_g} - N} \right\}$$
$$f = (1.0 + 0.892h_w - 0.1166h_w\epsilon_p) \times (1 + 0.7866N),$$
$$h_w = 5.7 + 3.8v,$$
$$e = 0.43 \left(1 - \frac{100}{\theta_p} \right).$$

(4)

式(4)中: N 为透明盖板的层数; ϵ_p 为吸热板的发射率; ϵ_g 为透明盖板的发射率; σ 为斯蒂芬-玻尔兹曼常数; h_w 为由于风引起的对流换热系数^[16]; v 为环境风速. 当 $0^\circ < \beta < 70^\circ$ 时, $c = 520 \times (1 - 0.000\,05\beta^2)$; 当 $70^\circ \leq \beta < 90^\circ$ 时, β 为 70° 时, c 为 392.6, 其中, β 为集热器倾角.

由于集热器底部外表面温度一般较低, 在与环境辐射换热时, 辐射换热量可忽略不计. 故底部热损失系数可表示为

$$U_b = \frac{1}{R_{\lambda 1} + R_{h1}} = \frac{1}{\frac{\delta_b}{\lambda_b} + \frac{1}{h_w}}.$$

(5)

式(5)中: $R_{\lambda 1}$ 为底部导热热阻; R_{h1} 为底部对流换热热阻; λ_b 为底部保温层材料的导热系数; δ_b 为底部保温层厚度.

边缘热损失系数 U_e 与底部热损失系数 U_b 的计算过程类似, 不再赘述.

2.2.4 系统能效比 对于以太阳能集热器为吸热装置的供暖系统, 利用水泵提供动力, 在使循环工质不断流动的同时, 还消耗电量. 因此, 采用集热器获取的有用能与水泵的实时变化功率之比, 表示系统能效比(COP), 具体可表示为

$$\text{COP} = \frac{Q_u}{P}.$$

(6)

式(6)中: P 为水泵实时变化功率.

3 项目概况

试验项目设在山西省某农村, 其目的在于为 3 间长、宽、高分别为 14 000, 7 000, 4 000 mm 的农村住宅提供房间供暖热负荷及部分生活热水负荷. 项目整体由 2 组并联的太阳能集热器、蓄热装置、地板辐射供暖系统及作为补充热源的空气源热泵组成.

系统整体采用二次换热, 具体的系统流程图与测点布置, 分别如图 5 所示. 太阳能集热器系统实物图, 如图 6 所示. 图 5 中: 蓄热装置由 1.5 m³ 的蓄热大水箱、潜水泵及位于顶部的换热小水箱等部件构成; 小水箱内有波纹管式换热器, 用于集热器与地板辐射采暖系统的热量交换; 大水箱主要用于太阳辐射度较高时热量的保存, 以及辐射度较低时热量的释放.

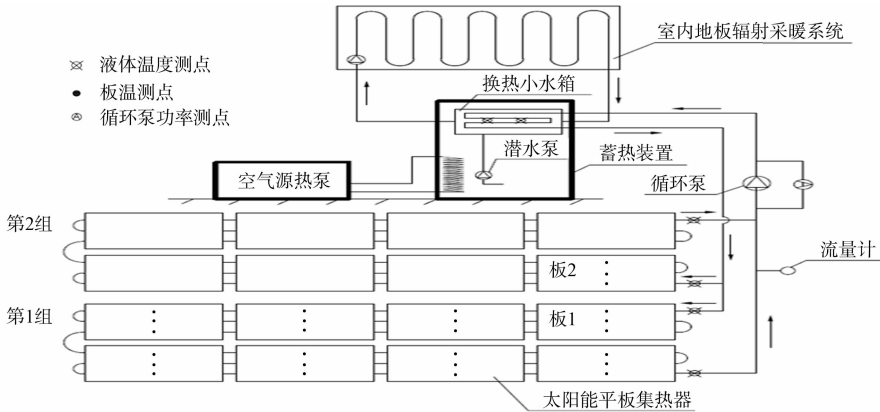


图 5 系统流程图与测点布置

Fig. 5 System flowchart and measuring point

太阳能集热器以体积分数为 40% 的乙二醇与水的混合溶液作为循环工质, 通过循环泵实现工质的强制循环. 太阳能集热器根据循环工质进出口方式的不同分为 2 组: 第 1 组集热器工质进出口方式为上进下出; 第 2 组集热器工质进出口方式为下进上出. 采光面与水平面的倾角均为 60°, 朝向为正南. 太阳能集热器的运行是通过循环泵的启停进行控制, 当工质通过的第 1 块板的平均板温达到 35 ℃ 时, 循环泵开启, 太阳能集热器开始运行; 当测量计算的平均板温低于 36 ℃ 时, 循环泵关闭, 集热器停止运行.



图 6 太阳能集热器系统实物图
Fig. 6 Physical diagram of solar collector system

4 试验结果与分析

4.1 测试系统

试验中的测试内容包括运行参数与环境参数. 运行参数包括集热器进口、出口温度、板温、循环工质流量、水泵实时功率等; 环境参数包括室外温度、太阳辐照度和环境风速等. 测试仪器主要有太阳辐照仪、风速仪、流量计、铂电阻温度传感器和数据采集仪等. 测试仪器的相关参数, 如表 1 所示.

表 1 测试仪器的相关参数
Tab. 1 Parameters of testing instrument

测试仪器	型号	个数	测量范围	精度	放置位置
太阳辐照仪	TQB-2C	1	0~2 000 W·m ⁻²	±2%	距太阳能集热器 0.5 m 范围内, 与集热器采光面平行
风速仪	HS-FS01	1	0~30 m·s ⁻¹	0.2 m·s ⁻¹	太阳能集热器旁
流量计	LWGY-MK-DN25	3	0.5~10.0 m ³ ·h ⁻¹	±0.5%	太阳能集热器总、分支路处
铂电阻温度传感器	PT1000	35	-50~150 ℃	±0.002 ℃	太阳能集热器进出口、吸热板表面、水箱内、环境中等
数据采集仪	34970A	1	0~300 V	±0.004%	测试房间内

4.2 试验过程

4.2.1 试验方法 试验时间为 2017 年整个冬季, 从中选取具有代表性的 5 个晴天(12 月 23—27 日)进行数据整理, 根据集热器的开启时间, 详细分析 10:00—16:00 时间段内的环境参数和运行参数. 使用 34970A 型数据采集仪(美国 Agilent 安捷伦公司)采集环境参数和运行参数数据, 数据采集时间间隔为 2 min, 将采集的数据按设置的采集间隔导入 Excel 中, 分析处理并绘制相关曲线图. 在数据采集过程中, 由于存在传感器故障、环境条件突变等因素的影响, 因此, 可能会出现数据异常等情况. 在数据分析和拟合公式过程中, 应及时剔除坏值.

4.2.2 试验分析 以 12 月 26 日试验结果为例. 当天天气晴朗, 无云, 微风, 测试结果, 如图 7 所示. 图 7 中: θ 为温度.

由图 7 可知: 当太阳辐照度稳定增大时, 微通道集热器循环工质的进出口温度、小水箱温度均不断提升, 两组出口温度在集热器运行初期增长较快, 在 12:20 时, 第 2 组出口温度达到最高值 62.5 ℃, 微通道太阳能集热器可以快速地将太阳能转化为热能, 使循环工质较快升温, 为小水箱提供热量; 而进口温度的最高温度(52.7 ℃)出现在 13:00, 这是因为随着时间的推移, 小水箱温度不断提升, 使得集热器回水温度, 即板进口温度达到最高值; 小水箱温度具有一定的滞后性, 在 13:40 时, 小水箱温度达到最高值 49.3 ℃.

由图 7 还可知: 第 1 组、第 2 组太阳能集热器虽进出口方式不同, 但在相同进口温度时, 出口温度相差不大.

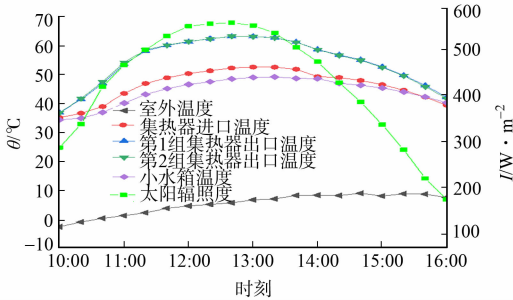


图 7 12 月 26 日试验测试结果
Fig. 7 Test result on December 26

4.3 结果分析

4.3.1 集热效率 12月26日集热效率与太阳辐照度随时间的变化曲线,如图8所示.图8中: η 为集热效率.根据式(1)可以计算出第1组、第2组集热器日平均集热效率分别为63.5%,63.7%,两组集热器的平均集热效率为63.6%.

由图8可知:在集热器运行初期,集热效率迅速增大,在11:20时,第1组、第2组集热器的集热效率分别达到最大值77.9%,80.4%;随后,2组集热器的集热效率有所下降,这是因为当板进口温度不断提升时,循环工质从外界吸收的热量有所减少;随着时间的推移,虽然太阳辐照度不断降低,集热效率平缓下降,但集热效率也能保持较大数值,说明该集热器集热能力强,保温性能好.

4.3.2 瞬时效率 为了更准确地得到基于进口温度的归一化温差与瞬时效率的关系,选取12月23—27日5天的测试数据进行处理分析.拟合第1组、第2组集热器的瞬时效率曲线,如图9所示.图9中: η'_1, η'_2 分别为第1组、第2组集热器的瞬时效率.

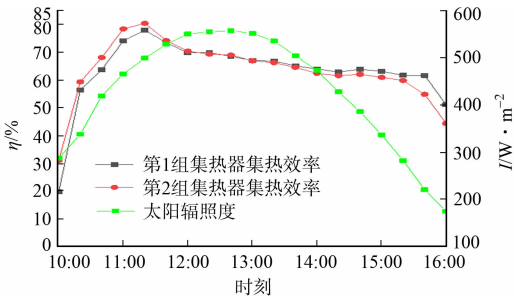
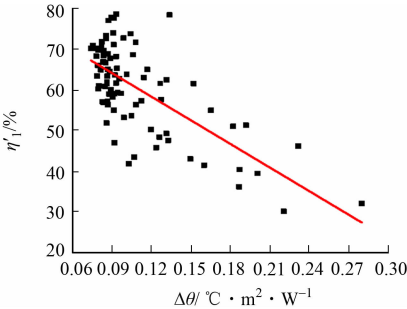
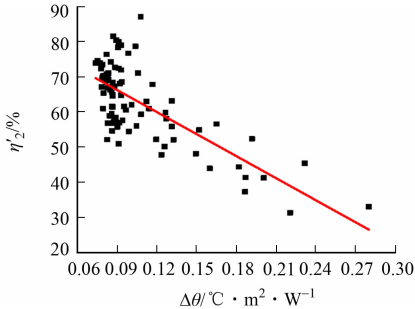


图8 集热效率与太阳辐照度随时间变化曲线
Fig. 8 Curve of heat collection efficiency and solar irradiance with time



(a) 第1组集热器



(b) 第2组集热器

图9 基于进口温度的集热器瞬时效率曲线

Fig. 9 Efficient curve of collector based on inlet temperature

拟合的微通道太阳能集热器的瞬时效率方程为

$$\Delta\theta = \frac{(\theta_{t,i} - \theta_a)}{I}, \quad \eta'_1 = (0.86 - 3.24\Delta\theta) \times 100\%, \quad \eta'_2 = (0.88 - 3.07\Delta\theta) \times 100\%. \quad (7)$$

由式(7)的计算结果可知:第1组、第2组集热器的最大瞬时效率分别为86.0%,88.0%,而第1组、第2组集热器的实际热损失仅为3.24,3.07 W · (m² · °C)⁻¹,可见微通道结构能够高效地吸收经吸热板转化的光能,从根本上改善太阳能集热器的集热性能.

由图9可知:第2组集热器的瞬时效率比第1组大.这是因为第2组集热器工质采用下进上出的流动方式,其吸热板上部温度远大于下部温度,使封闭空气夹层内上层热空气与下层冷空气之间不发生对流作用,从而减小因对流而产生的热损失,故第2组集热器的瞬时效率较高.

4.3.3 总热损失 由式(3)~(5)可计算单个集热板顶部、底部、边缘的热损失值.以第1组集热器的板1为例,12月23—27日的平均热损失分布,如图10所示.

由图10可知:在12月23—27日,10:00—16:00时间段内,集热器板1的平均热损失量为233.3 W,其中,顶部热损失为139.7 W,底部热损失为72.1 W,边缘热损失为21.5 W;顶部热损失最大,占整个板全部热损失的59.9%,而底部热损失和边缘热损失较少,分别占整个板全部热损失的30.9%,9.2%.这是因

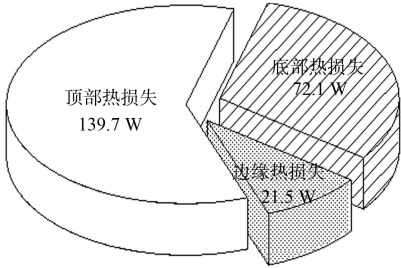


图10 集热器板1的平均热损失分布图
Fig. 10 Average heat loss distribution diagram of collector plate 1

为板上部的单层玻璃盖板与外界接触的表面受风速的影响, 有较大的对流传热系数; 同时, 低铁钢化玻璃的导热系数约为 $5.8 \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$, 对封闭空气夹层内的热量有一定的散失作用。

因此, 减少热损失可以从减小顶部热损失入手, 如使用双层玻璃盖板或采用导热系数更小的 LowE 膜玻璃^[17], 其导热系数可以降低到 $1.4 \text{ W} \cdot (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$; 减小底部和边缘热损失可以采用保温性能更高的材料, 并根据气候、选用材料等确定保温层厚度。

12 月 23—27 日, 集热器板 1 与集热器板 2 的总热损失随时间的变化曲线, 如图 11 所示。由图 11 可知: 板 1、2 每日热损失变化趋势均是先增后减, 且最大热损失出现在 12 月 25 日中午 12:40, 此时, 板 1、2 热损失分别为 340.5、319.1 W, 二者相差 21.4 W; 板 1 在 15:20 之前, 平均热损失明显大于板 2, 这是因为在太阳辐照度较高时, 第 1 组集热器采用上进下出的流动方式, 使板 1 下部分吸热板温度较高, 这不仅加大与外界的辐射传热, 还增大夹层内部上、下空气对流换热, 导致热损失明显增大。

4.3.4 系统能效比 12 月 23—27 日, 系统能效比随时间的变化曲线, 如图 12 所示。由图 12 可知: 每天的系统能效比均随着时间的推移先增后减; 在 10:00—16:00 时间段内, 瞬时能效比均在 3.0 以上; 5 日平均能效比为 16.1; 12 月 25 日 12:00 时, 能效比达到最大值(24.0), 说明该系统效率较高, 可以通过消耗较少的电能获得较多的热能。相比于其他供热设备, 如电加热器(最大 COP 为 1.0)和空气源热泵(COP 为 3.0~5.0), 自主设计的供热系统可极大地提高能源的利用效率。

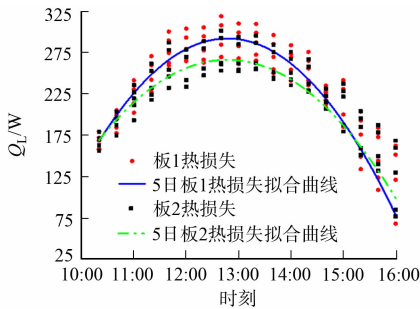


图 11 集热器板 1、2 的热损失随时间变化曲线
Fig. 11 Heat loss of collector plate 1, 2 with time

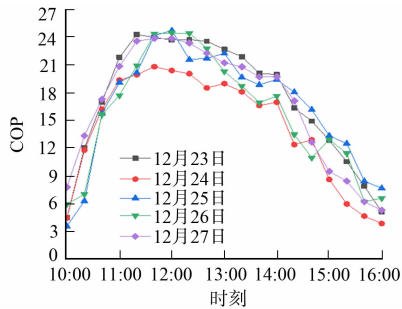


图 12 系统能效比随时间变化曲线
Fig. 12 Diagram of system coefficient of performance with time

5 结论

通过对新型微通道太阳能平板集热器的基本结构及基本理论进行分析, 以及对其在农村住宅供暖系统进行试验, 得出以下 4 点结论。

- 1) 自主设计的微通道太阳能平板集热器集热能力强, 日平均集热效率为 63.6%, 集热效率最高可以达到 80.4%, 且在太阳辐照度持续降低时, 集热效率仍然能够保持较大数值。
- 2) 由太阳能集热器瞬时效率的拟合方程可知, 第 1 组、第 2 组集热器的瞬时效率分别为 86.0%、88.0%, 热损失系数分别为 $3.24, 3.07 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$, 这表明微通道能够高效地吸收经上层吸热板转化的光能, 且采用下进上出的工质循环形式, 热损失系数较小, 瞬时效率较高。
- 3) 板 1 的平均热损失为 233.3 W, 其中, 顶部热损失占整个板全部热损失的 59.9%。因此, 减小顶部热损失是减小板热损失的有效途径, 可以通过采用双层玻璃盖板或使用 LowE 膜玻璃等减小顶部热损失。
- 4) 系统 5 日平均能效比为 16.1, 与其他供热设备相比, 自主设计的供热系统可极大地提高能源利用效率。

参考文献:

[1] 王勇, 段广彬, 刘宗明. 平板太阳能集热器强化传热特性研究[J]. 材料导报, 2014, 28(19): 62-67. DOI: 10.11896/j.issn.1005-023X.2014.19.013.
[2] 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(自然版科学版),

- 2017,38(5):670-675. DOI:10.11830/ISSN.1000-5013.201612014.
- [3] 卢郁,于洪文,丁海成,等. 平板太阳能集热器热性能数学建模及模拟[J]. 济南大学学报(自然科学版),2013,27(3):293-297.
- [4] MODJINO M,JI Jie,LI Jing,*et al.* A numerical and experimental study of micro-channel heat pipe solar photovoltaics thermal system[J]. *Applied Energy*,2017,206:708-722. DOI:10.1016/j.apenergy.2017.08.221.
- [5] LI Guiqiang,PEI Gang,JI Jie,*et al.* Numerical and experimental study on a PV/T system with static miniature solar concentrator[J]. *Solar Energy*,2015,120:565-574. DOI:10.1016/j.solener.2015.07.046.
- [6] 李骥洪,江晴. 一种高效平板太阳能集热器试验研究[J]. 太阳能学报,2001,22(2):131-135. DOI:10.3321/j.issn:0254-0096.2001.02.003.
- [7] ZHANG Xingxing,ZHAO Xudong,SHEN Jingchun,*et al.* Design fabrication and experimental study of a solar photovoltaic/loop-heat-pipe based heat pump system[J]. *Solar Energy*,2013,97:551-568. DOI:10.1016/j.solener.2013.09.022.
- [8] ZHANG Xingxing,ZHAO Xudong,SHEN Jingchun,*et al.* Dynamic performance of a novel solar photovoltaic/loop-heat-pipe heat pump system[J]. *Applied Energy*,2014,114(2):335-352. DOI:10.1016/j.apenergy.2013.09.063.
- [9] XU Peng,SHEN Jingchun,ZHANG Xingxing,*et al.* Design, fabrication and experimental study of a novel loop-heat-pipe based solar thermal facade water heating system[J]. *Energy Procedia*,2015,75:566-571. DOI:10.1016/j.egypro.2015.07.456.
- [10] 王勇,段广彬,丁海成,等. 全流道式平板型太阳能集热器的试验研究与模拟分析[J]. 可再生能源,2015,33(12):1762-1768.
- [11] 周伟,张小松. 基于微细通道集热/蒸发器的太阳能热泵热水系统性能模拟与实验研究[J]. 暖通空调,2017,47(10):108-113.
- [12] 江乐新,李雅瑾,江劲松. 流道型式对光热组件传热影响的数值模拟[J]. 广西大学学报(自然科学版),2013,38(2):339-344. DOI:10.3969/j.issn.1001-7445.2013.02.015.
- [13] ZHOU Jinzhi,ZHAO Xudong,MA Xiaoli,*et al.* Clear-days operational performance of a hybrid experimental space heating system employing the novel mini-channel solar thermal and PV/T panels and a heat pump[J]. *Solar Energy*,2017,155:464-477. DOI:10.1016/j.solener.2017.06.056.
- [14] 中国国家标准化管理委员会. 太阳能集热器热性能试验方法: GB/T 4217—2007[S]. 北京:中国标准出版社,2007.
- [15] KLEIN S A. Calculation of flat-plate collector loss coefficients[J]. *Solar Energy*,1975,17:79-80. DOI:10.1016/0038-092X(75)90020-1.
- [16] 高腾. 平板太阳能集热器的传热分析及设计优化[D]. 天津:天津大学,2011.
- [17] 林鸿宾,徐美君,韩彤. 我国深加工玻璃的发展与现状[J]. 玻璃,2010,37(12):26-30. DOI:10.3969/j.issn.1003-1987.2010.12.009.

(责任编辑: 陈志贤 英文审校: 刘源岗)