第37卷 第10期
2016年10月

太 阳 能 学 报
ACTA ENERGIAE SOLARIS SINICA

Vol. 37, No. 10
Oct., 2016

文章编号:0254-0096(2016)10-2562-07

平板型双流道太阳能空气集热器热性能研究

王林军[1], 高章维[1], 张 东[2], 刘 伟[1]

(1. 兰州理工大学机电工程学院, 兰州 730050; 2. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 兰州 730050)

摘 要: 基于已产业化应用的平板型太阳集热器,在长度方向上加工形成空气流道,进出口位置以对角线形式布置,提出一种平板型双流道太阳能空气集热器,搭建空气集热器实验平台,对改型后的集热器进行空气集热实验与分析。研究结果表明:在太阳辐射强度及环境温度平均值分别为535.2 W/m^{2}和22.2 ℃、空气质量流量为0.024 kg/s时,基于采光面积的集热效率平均值与最大值分别为51.29%和53.93%,空气最大温升与最大温差分别为60.4 ℃和40.6 ℃,热迁移因子为0.55;以对角线形式布置的空气进、出口和空气的双流道式流动,可增加空气流道长度,强化与吸热板的对流换热。这种空气集热器具有改型方便、成本低廉、易于产业化生产等优点,可广泛应用于采暖、干燥、通风等方面。

关键词: 太阳能空气集热器; 集热效率; 总热损系数; 热迁移因子; 归一化温差

中图分类号: TK512 **文献标识码**: A

0 引 言

液体介质平板型太阳集热器具有成本适中、承压能力强等优点,已大量产业化,但在北方应用存在防冻问题。气体介质平板型太阳集热器以气体(一般为空气)作为集热介质,从根本上克服了防冻问题,但空气的导热系数、密度及比热容较低,与吸热板之间的换热能力较差,系统光热转换效率较低,各研发生产机构也各自为战,阻碍了其进一步推广应用。

国内外学者就太阳能空气集热器进行了大量研究,通过实验和数值模拟研究单通道和双通道太阳能空气集热器的热性能[1]、建立数学模型并计算狭长条缝型对太阳能空气集热器系统热性能的影响[2]、研究应用于农产品干燥的空气集热器的集热和储热性能[3]、对强迫对流工况下太阳能空气集热器的集热性能进行模拟分析[4]。Sabzpooshani 等[5]对扰流板型空气集热器进行烟性能评价,对影响集热效率的各种参数进行详细研究。Grine 等[6]研究一种带有多孔材料的双通道的太阳能空气集热器,对其进行理论分析与实验。Joudi 等[7]把太阳能空气集热器应用于温室领域,与传统温室结构相结合,构成新型温室,对其进行实验研究与分析。Bekele 等[8]在集热板上安装扰流板,并对其进行性能测试与研究。季 杰等[9]提出一种新型太阳能平板集热器,可实现加热空气加热水的两种工作模式,并设计一种新型的"L"型翅片结构将两种功能有效结合。夏佰林等[10]对一种蛇形流道太阳能平板空气集热器的集热性能进行研究,揭示流道转弯数 N 与蛇形流道集热器之间的关系,得到集热器流道转弯数的推荐值。王崇杰等[11]利用 CFD 对渗透型空气集热器的工作特性进行模拟分析,并与传统空气集热器进行了比较。国内外学者对太阳能空气集热器进行比较全面的研究,多数是对空气集热器进行重新设计、制造,但设计时间较长,制造成本较高。

为了同时兼顾太阳能空气集热器集热效率及产品化周期两方面因素,本文以市场上广泛应用的液体介质平板型太阳集热器为基体,在其长度方向上以对角线加工形成空气双流道,以空气为介质形成平板型太阳能空气集热器,对其进行实验研究与分析,得出这种集热器效率与太阳辐射强度、环境

收稿日期: 2014-11-19
基金项目: 国家自然科学基金(51166008); 国家高技术研究发展(863)计划(2014AA052801); 甘肃省教育厅高等学校科研项目(2015A-040)
通信作者: 张 东(1985—), 男, 硕士、讲师, 主要从事可再生能源利用与建筑节能等方面的研究。zhdlgn@126.com

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

温度、归一化温差等参数的关系，为其进一步结构优化及产业化推广提供一定理论依据。

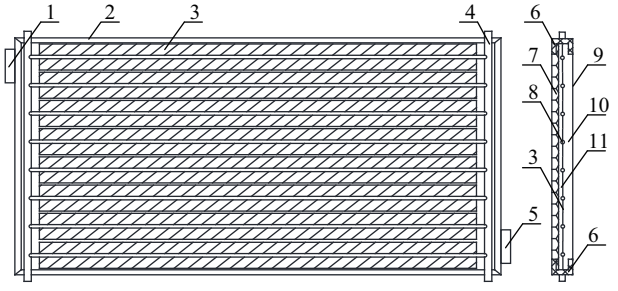
1　空气集热器结构与实验测试系统

1.1　空气集热器结构

平板型太阳能空气集热器结构如图1所示，长、宽、厚分别为2000、1000、65 mm，两侧和底部均用岩棉作为隔热保温材料，底部岩棉厚度为18.8 mm，集热器上表面覆盖3.2 mm单层平板钢化玻璃，空气流道以对角线形式布置，空气进、出口尺寸为260 mm×50 mm，。吸热板由8块长1937 mm的铝锌板连接组成，每块铝锌板宽55 mm、厚0.35 mm，表面镀有选择性吸收涂层。吸热板把集热器内空气流道分成上、下两流道，上流道（玻璃盖板和吸热板之间的夹层）高26.2 mm，下流道（吸热板和底板之间的夹层）高20 mm。

1.2　实验测试系统

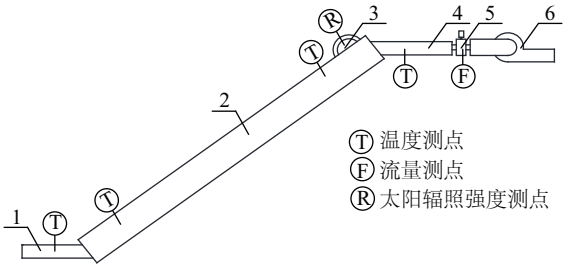
平板型空气集热器的性能测试系统如图2所示，集热器面朝南，以55°倾斜角放置。整个集热器的实验测试系统由平板型太阳集热器、太阳辐照表、空气流量计、数据采集仪等组成。其中采用TRT-2辐射仪测量集热器表面的太阳辐照强度、PT100铂电阻温度传感器实时测量环境温度、K型热电偶实时测量集热器各部位的温度，包括空气进出口温度、吸热板温度以及玻璃盖板温度。空气流量采用智能补偿型涡街流量计实时测量，实验数据记录时间间隔为5 s。实验时，空气在自然对流和风机抽吸作用下由集热器进风口进入，加热后由出风口流出，进入气体流量计，最后由风机排出。



1. 进风口　2. 外壳　3. 翅片　4. 原有集管　5. 出风口
6. 侧面保温层　7. 底部保温层　8. 原有支管　9. 玻璃盖板
10. 上流道　11. 下流道

图1　平板型太阳能空气集热器示意图

Fig. 1　Schematic diagram of flat plate solar air collector



1. 进风口　2. 集热器　3. 太阳辐射仪
4. 出风口　5. 流量计　6. 风机

图2　平板型太阳能空气集热器测试系统

Fig. 2　Experimental test system of flat plate soar air collector

2　空气集热器热性能测试与评价方法

2.1　空气集热器热性能测试方法

由于稳态测试方法在测试过程中对天气等因素的限制条件很严格，给实际操作过程带来一定的难度，本文采用文献[12]中的动态测试方法研究空气集热器，表1列出了动态测试的试验条件。本文根据这种动态测试方法，实验研究太阳能空气集热器在不同工况下的热性能。

2.2　集热效率

空气集热器的光热转换效率定义为加热空气得到的能量与照射到集热器表面的太阳辐照之比为：

$$\eta = \frac{mc_p(T_o - T_i)}{A_C G_T} \tag{1}$$

式中，η——集热效率；m——空气质量流量，kg/s；c_p——空气定压比热容，J/(kg·K)；T_o、T_i——空气出口、进口温度，K；A_C——集热器玻璃盖板面积（采光面积），m²；G_T——太阳辐照强度，W/m²。

表1　动态测试试验条件

Table 1　Requirement of testing under quasi-dynamic conditions

参数	条件	偏差范围
太阳辐射总辐照度G/W·m^{-2}	300<G<1100	—
太阳辐照入射角θ/(°)	—	—
散射辐射的比例(G_d/G)/%	—	—
环境温度t_a/K	—	—
环境风速u/m·s^{-1}	—	—
集热器进口温度t_{in}/K	—	±1
工质流量/kg·m^{-2}·s^{-1}	—	±1%

注：—表示对此项条件无特殊要求。

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

2.3 集热器总热损系数

本文利用 Klein 于 1979 年提出的经验公式，计算顶部热损失系数 U_t。

$$U_t=\frac{1}{\dfrac{N}{\dfrac{\zeta}{T_{p,m}}\left(\dfrac{T_{p,m}-T_a}{N+f}\right)^x}+\dfrac{1}{h_w}}+\frac{\sigma\left(T_{p,m}+T_a\right)\left(T_{p,m}^2+T_a^2\right)}{\dfrac{1}{\varepsilon_p+0.00591Nh_w}+\dfrac{2N+f-1+0.133\varepsilon_p}{\varepsilon_c}-N} \tag{2}$$

$$\zeta=(1-0.000051\beta^2)\quad(0°<\beta<70°) \tag{3}$$

$$f=(1+0.0892h_w-0.1166h_w\varepsilon_p)(1+0.07866N) \tag{4}$$

$$x=0.43\left(1-\frac{100}{T_{P,m}}\right) \tag{5}$$

$$h_w=5.7+3.8v \tag{6}$$

式中，N——玻璃层数；ζ——系数；$T_{P,m}$——吸热板平均温度，K；T_a——环境温度，K；f——系数；x——指数；h_w——环境空气与玻璃盖板的对流换热系数，W/(m²·K)；σ——斯蒂芬-玻耳兹曼常数，5.669·10⁻⁸W/(m²·K⁴)；ε_p——吸热板发射率；ε_c——玻璃发射率；β——集热器倾斜角度，(°)；v——环境风速，m/s。

集热器底部损失是通过底部隔热层和外壳以热传导方式向环境空气散失的，一般可作为一维热传导处理，因此集热器底部损失系数 U_b 为：

$$U_b=\frac{k}{d} \tag{7}$$

式中，k——底部保温材料的导热系数，W/(m·K)；d——保温材料厚度，m。

集热器边缘损失系数 U_e 为：

$$U_e=\frac{kA_e}{dA_c} \tag{8}$$

式中，A_e/A_c——集热器 4 个侧壁总面积与集热器面积之比。

集热器总热损系数 U_L 为：

$$U_L=U_t+U_b+U_e \tag{9}$$

2.4 热迁移因子

集热器热迁移因子 F_R 定义为集热器实际输出的能量与假定整个吸热板处于工质进口温度输出的能量之比，且 $F_R<1$，热迁移因子数学表达式[13]为：

$$F_R=\frac{mc_p\left(T_o-T_i\right)}{A_c\left[S-U_L\left(T_i-T_a\right)\right]} \tag{10}$$

式中，S——单位面积上吸收的太阳能，W/m²。

2.5 归一化温差

集热器工作温度（吸热板温度、集热器平均温度或集热器进口温度）和环境温度的差值与太阳辐射强度之比，称为归一化温差，用 T^* 表示。本文采用以集热器进口温度为参考的归一化温差 T_i^*：

$$T_i^*=\frac{T_i-T_a}{G_T} \tag{11}$$

2.6 误差分析

本文实验中利用各种测量仪器直接测得的物理量主要有太阳辐射强度、空气质量流量、空气进出口温度、吸热板温度和环境温度。由以上物理量及关系式，得到间接测得量是空气集热器效率、集热器总热损系数、热迁移因子和归一化温差。表 2 列出各主要测量仪器的误差精度，根据各仪器的误差精度及参考文献[14]中关于绝对误差限的计算法则，分析测试结果误差。计算法则为：

$$\varepsilon(x\pm y)\leqslant\varepsilon(x)\pm\varepsilon(y) \tag{12}$$

$$\varepsilon(xy)\leqslant|x|\varepsilon(y)+|y|\varepsilon(x) \tag{13}$$

$$\varepsilon\left(\frac{x}{y}\right)\leqslant\frac{|y|\varepsilon(x)+|x|\varepsilon(y)}{|y|^2} \tag{14}$$

$$\varepsilon\left(x^n\right)\leqslant nx^{n-1}\varepsilon(x) \tag{15}$$

式中，ε——绝对误差；x、y——直接测得的物理量；n——幂指数。

表 2 仪器测量精度

Table 2 Error precision of instruments

仪器	精度
PT铂100温度传感器	A级，±(0.15+0.002t)℃
K型热电偶传感器	B级，±0.75%t ℃
空气流量计	1.5级，±4.8 m³/h
太阳辐射仪	±2%

注：t 为测量温度，℃。

根据以上计算法则及主要测量仪器的误差参数，可得到间接测得量的平均相对误差限，具体计算结果如表 3 所示。

由误差限分析结果得知集热器效率的平均相对误差限值最大，主要是由于计算式中涉及进出口温度误差、空气质量流量误差、太阳能辐射误差，导

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

致其平均相对误差限较大。表 3 中所有间接测得量的平均相对误差限均小于 10%，说明本实验测量结果具有较高的可信度。

表3　间接测得量的平均相对误差限

Table 3　Limits of average relative error of indirect measured quantity

间接测得量	平均相对误差限/%
η	9.0
U_L	0.29
F_R	8.8
T_i^*	6.3

3　实验结果与分析

为了准确研究太阳能空气集热器热性能，对集热器漏风程度进行测量与分析。利用风速仪在进风口等间距分布的 6 个测点测量空气流速，共测得 3 组实验数据，结合测得的环境温度值（3.0 ℃）及兰州当地大气压（84820 Pa），得出进风口质量流量为 0.023 kg/s，出口质量流量由空气流量计测得为 0.024 kg/s，相对漏风量为 4.3%，基本可满足集热器测试条件。

在兰州地区进行了一系列实验测试，部分测量日的平均太阳辐照强度、平均环境温度、最大温升（某时刻空气最大出口温度）、最大温差（某时刻空气进、出口最大温度差）以及全天平均效率的实验数据列于表 4，选取 2014 年 9 月 19 日和 10 月 26 日的实验数据示于图 3 中。实验中的空气质量流量均为 0.024 kg/s。由图 3 可见，随着太阳辐照强度的不断增加，空气的出口温度不断升高，两者的变化趋势基本一致，两天的最大温升都出现在正午以后，但其测试结果却有所不同，主要原因是 10 月 26 日当天环境温度偏低、午后太阳辐照强度减弱较快，导致当天的最大温升、最大温差和平均效率均低于 9 月 19 日的数据。由表 4 可知，随着 9 月 19 日以后环境温度的不断降低，空气的最大温升大幅度下降，集热效率与空气最大温差略微下降，环境温度与太阳辐照强度对空气的温升有着显著的影响，对温差以及集热效率也有一定的影响。

表4　太阳能空气集热器实验测试结果

Table 4　The experimental test results of solar air collector

日期	平均辐照强度/ W·m^{-2}	平均环境温度/ ℃	最大温升/ ℃	最大温差/ ℃	平均集热效率/ %
2014-09-17	542.8	20.5	60.6	39.1	54.65
2014-09-18	651.5	23.2	58.1	37.0	50.27
2014-09-19	535.2	22.2	60.4	40.6	51.29
2014-09-24	618.8	19.4	53.4	36.9	49.03
2014-10-25	548.3	16.2	52.2	40.8	50.90
2014-10-26	512.2	16.8	49.2	39.1	50.04

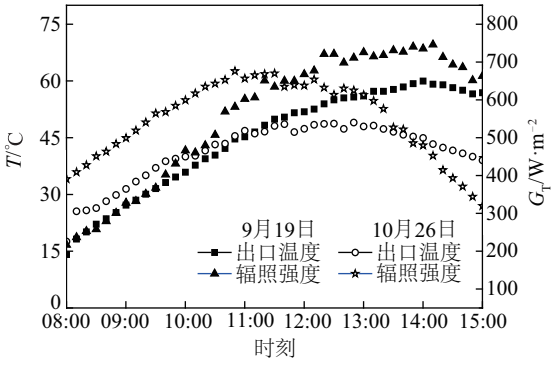


图3　集热器出口温度随辐照强度的变化

Fig. 3　Variation of outlet air temperature with soalr radiation intensity

文献[15]中指出集热器效率曲线实际上就是集热器效率与归一化温差的关系曲线。所以本文以集热器玻璃盖板面积和集热器进口温度为参考，对实验数据进行拟合得到集热器效率与归一化温差的表达式：

$$\eta = \eta_0 - U_a T_i^* \tag{16}$$

式中，η_0——效率曲线 η 轴的截距；U_a——以集热器玻璃盖板面积（采光面积）和 T_i^* 为参考的常数（效率曲线斜率）。

图 4 是 9 月 19 日与 10 月 26 日集热效率与归一化温差的关系图，由图 4 可知，集热效率与归一化温差基本成线性关系。图中 η 轴上的截距值表示集热器可获得的最大效率，曲线的斜率值与集热器总热损系数有着直接关系[15]，斜率值越大，则集热器总热损系数就越大；反之，则集热器总热损系数越小。从图 4 可以看出，集热器的最大集热效率分别为 53.93%和 54.24%，斜率值为 5.08 和 5.10，与文献[16]中的集热器最大集热效率 57.60%、斜率值 4.11 相比，这种集热器总热损系数偏大，反映出集热器与外界环境换热量较大，主要原因是进口处没有安装保温装置；出口风管长度过长，其表面保温措施没有做好及空气出口温度的升高，导致总热损系数偏高。但集热器最大效率只降低约 3%，说明

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

空气进、出口以对角线形式布置，增加了空气流道长度，有利于与吸热板的对流换热；其次空气在上下流道流动，也强化了与吸热板的对流换热，使集热器最大效率保持在54%。

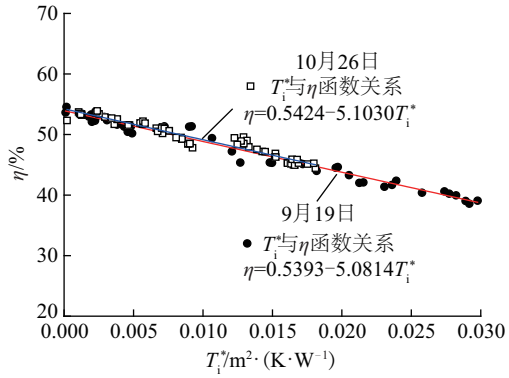


图4 归一化温差与集热效率的关系

Fig. 4 Variation of collector efficiency with normalized temperature difference

总热损系数与空气出口和环境温差之间的关系示于图5。由图5可见，集热器总热损系数与空气出口和环境温差基本成线性关系。随着集热器空气出口与环境温差的不断增加，总热损系数不断增加，且主要变化范围在8~10 W/(m²·K)，与太阳能空气集热器的技术要求的不超过9 W/(m²·K)[17]相比，总热损系数偏大，主要原因是空气出口与环境温差的不断增加，导致与外界环境换热量增加，同时，环境风速较大时也会增加与周围环境的换热量。

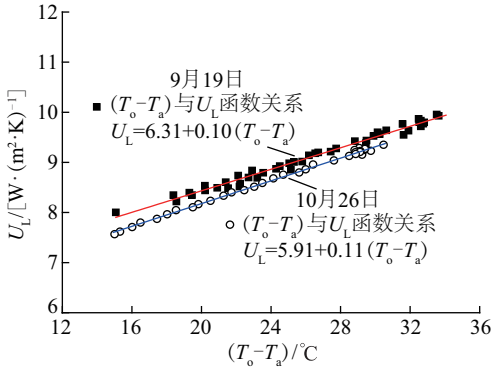


图5 总热损系数与空气出口和环境温差的关系

Fig. 5 Variation of heat loss coefficient with outlet and environment's temperature difference

图6是9月19日与10月26日集热效率与热迁移因子关系图，两者大致呈线性关系，随着热迁移因子的增加，效率不断增加。图中的热迁移因子主要集中在0.5~0.6之间，其较大部分测点落在了0.52附近，U_L为9 W/(m²·K)，与文献[16]中优化后的扰流板型太阳能空气集热器的热迁移因子0.88相比，这种集热器热迁移因子偏低。因此要提高热迁移因子，首先需减少总热损系数，如增加玻璃层数与保温层厚度等，其次可以在集热器的吸热板的正面与背面加装金属扰流板，增加空气流道长度，更好地与集热器进行对流换热，提高集热效率。

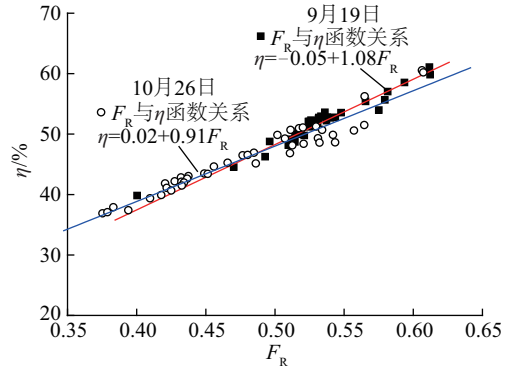


图6 集热效率与热迁移因子关系

Fig. 6 Variation of collector efficiency with heat-removal factor

4 结 论

1)改型后的空气集热器总热损系数较大，需进一步改进，如增加玻璃盖板层数与保温层厚度。但基于采光面积的集热器最大效率仍然保持在54%，表明空气进出口位置以对角线形式布置，增加了空气流道长度，强化了与吸热板的对流换热，同时空气以双流道形式在集热器内部流动也强化了与吸热板的对流换热，在二者的共同作用下，使集热效率并未大幅降低。

2)揭示了热迁移因子与效率的线性关系，说明热迁移因子可以表征集热器效率的高低。因此，提高热迁移因子除了做好保温与隔热措施外，还可在集热器内部安装金属扰流板，强化与空气的对流换热。

3)利用市场上比较成熟的平板型太阳集热器，在其长度方向上以对角线形式布置空气进、出口，这种空气集热器改型方便、经济实用、易于产业化生产，可以广泛应用于采暖、干燥等方面，具有一定的市场前景与普适性。

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

[参考文献]

[1] Forson F K. Experimental and simulation studies on a single pass double solar air heater collectors[J]. Energy Conversion and Management, 2003, 44(8): 1209—1227.

[2] Ammari H D. A mathematical model of thermal performance of a solar air heater with slats[J]. Renewable Energy, 2003, 28(10): 1597—1615.

[3] Ayadi M, Mabrouk S B, Zouari I, et al. Simulation and performance of a solar air collector and a storage system for a drying unit[J]. Solar Energy, 2014, 107: 292—304.

[4] Ramani B M, Gupta A , Kumar R. Performance of a double pass solar air collector[J]. Solar Energy, 2010, 84(11): 1929—1937.

[5] Sabzpooshani M, Mohammadi K, Khorasanizadeh H. Exergetic performance evaluation of a single pass baffled solar air heater[J]. Energy, 2014, 64: 697—706.

[6] Grine A, Radjouh A, Harmand S. Analytical modeling using Green's functions of heat transfer in a flat solar air collector[J]. Solar Energy, 2014, 105: 760—769.

[7] Joudi K A, Farhan A A, Greenhouse heating by solar air heaters on the roof[J]. Renewable Energy, 2014, 72: 406—414.

[8] Bekele A, Mishra M, Dutta S. Performance characteristics of solar air heater with surface mounted obstacles[J]. Energy Conversion and Management, 2014, 85: 603—611.

[9] 季 杰，马进伟，孙 炜，等. 一种新型双效太阳能平板集热器的光热性能研究[J]. 太阳能学报，2011，32(10)：1471—1474.

[9] Ji Jie, Ma Jinwei, Sun Wei, et al. Study of thermal performance of a novel dual-function flat plate solar collector[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2011, 32(10): 1471—1474.

[10] 夏佰林，赵东亮，代彦军，等. 蛇形流道太阳能平板空气集热器集热性能研究[J]. 太阳能学报，2012，33(9)：1561—1564.

[10] Xia Bailin, Zhao Dongliang, Dai Yanjun, et al. Study on a flat plate solar air collector with serpentine flow passages[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2012, 33(9): 1561—1564.

[11] 王崇杰，管振忠，薛一冰，等. 渗透型太阳能空气集热器集热效率研究[J]. 太阳能学报，2008，29(1)：36—39.

[11] Wang Chongjie, Guan Zhenzhong, Xue Yibing, et al. Simulation study on unglazed transpired solar air collector[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2008, 29(1): 36—39.

[12] 朱晓临. 数值分析[M]. 合肥：中国科学技术大学出版社，2010，8—10.

[12] Zhu Xiaolin. Numerical analysis[M]. HeFei: Press of University of Science and Technology of China, 2010, 8—10.

[13] Fischer S, Perers B, Bergquist P. Collector test method under quasi-dynamic conditions accordingto the European Standard EN 12975-2[J]. Solar Energy, 2004, 76(1-3): 117—123.

[14] 张鹤飞. 太阳能热利用原理与计算机模拟[M]. 西安：西北工业大学出版社，2004，95—114.

[14] Zhang Hefei. The principle of solar heat utilization and computer simulation[M]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University Press, 2004, 95—114.

[15] 罗运俊，何梓年，王长贵. 太阳能热利用技术[M]. 北京：化学工业出版社，2012，43—52.

[15] Luo Yunjun, He Zinian, Wang Changgui. Solar heat utilization technology[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2012, 43—52.

[16] 夏佰林，赵东亮，代彦军，等. 扰流板型太阳能平板空气集热器集热性能[J]. 上海交通大学学报，2011，45(6)：871—873.

[16] Xia Bailin, Zhao Dongliang, Dai Yanjun, et al. Study on a flat plate solar air collector with Baffles[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2011, 45(6): 871—873.

[17] GB/T 26976—2011，太阳能空气集热器技术条件[S].

[17] GB/T 26976—2011, Specifications of solar air collectors[S].

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

THERMAL PERFORMANCE ANALYSIS OF A FLAT PLATE SOLAR AIR COLLECTOR WITH DOUBLE CHANNELS

Wang Linjun[1], Gao Zhangwei[1], Zhang Dong[2], Liu Wei[1]

(1. *School of Mechanical and Electronical Engineering*, *Lanzhou University of Technology*, *Lanzhou* 730050, *China*;
2. *School of Energy and Power Engineering*, *Lanzhoou University of Technology*, *Lanzhou* 730050, *China*)

Abstract: The flat plate solar air collector with double channels was proposed based on flat plate solar collector used widely in hot water supply, building heating, air conditioning and other fields. The air flow channels of air collector were arranged in length direction of the collector, the entrance and exit positions were arranged in diagonal form. The test platform of air collector was established to test and analyze the thermal performance of improved air collectors. The results show that the average and maximum efficiency of air collector based on the day lighting area are 51.29% and 53.93%, respectively when the average solar radiation intensity and environmental temperature are 535.2 W/m^2 and 22.2 ℃, the mass flow rate of air is 0.024 kg/s, respectively. The maximum temperature rise and temperature difference of the working fluid (air) are 60.4 ℃ and 40.6 ℃, respectively, and the heat transfer factor is about 0.55. The length of air flow channel can be increased and the convection heat transfer between working fluid and absorber plat can be strengthened for diagonally arranged air inlet and outlet flow of double flow channels. This type of solar air collector has the advantages of convenient remodeling, low cost, easy industrialization, and can be applied to the field of heating, drying and ventilation, etc.

Keywords: solar air collector; collection efficiency; overall heat loss coefficient; heat transfer factor; normalized temperature difference

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net