

轻钢屋面一体化V型孔板式空气集热器参数优化

庄春龙, 付博亨, 邓安仲, 黄光勤, 张洪宇

(中国人民解放军后勤工程学院国防建筑规划与环境工程系, 重庆 401311)

摘 要: 设计一种太阳辐射集热和结构承载一体化轻钢屋面结构,并在其内部添加V型扰流孔板,提高光热转化率。利用实验数据,验证集热器的传热数学模型,并拟合得出集热器的流动阻力系数经验关系式;以热效率和有效效率为综合评价指标,分析内部结构对集热器性能的影响,并结合正交试验得出该集热器结构的最佳组合:孔隙率12%,孔板间距0.3 m,空气层厚度0.05 m,孔板与边框夹角60°。

关键词: 钢结构; 孔板; 阻力系数; 热效率; 有效效率

中图分类号: TK519

文献标识码: A

0 引 言

轻钢结构屋面具有自重轻、保温隔热性能好、施工速度快、回收率高等优点,被广泛应用于民用建筑。在新一代民用建筑中,将太阳集热器制作成建筑屋面构件,形成标准化、系列化产品,以便于太阳能利用系统与建筑一体化,一直是学者们研究的重点^[1-3]。

为提高集热器的光热转化率,目前国内外学者在改进其内部结构方面做了大量研究。其中,新型太阳集热器有内插管式太阳能空气集热器^[4]、盖板式冲缝型集热器^[5]、蛇形流道太阳平板空气集热器^[6]、带丝网和翅片的空气集热器^[7]及带纵向翅纹吸热板的空气集热器^[8]。但这些集热器在结构承载和安装等方面与轻钢屋面较难结合。在吸热板上添加孔板也是一种强化传热有效方法^[9-12],且更易于与轻钢屋面一体化。但对于扰流孔板,过去的研究倾向于对其传热特性和阻力特性单独分析,缺乏将两者结合起来进行结构参数优化的相关研究。

在上述研究的基础上,本文设计出一种太阳辐射集热和结构承载一体化轻钢屋面结构,在透光板与吸热板之间设置V型扰流孔板。建立并验证集热部件的传热数学模型;通过实验数据拟合得出流

动阻力系数经验关系式;以热效率和有效效率为综合评价指标,分析内部结构对集热器性能的影响,并对结构参数进行优化。

1 一体化屋面设计

图1为太阳辐射集热和结构承载一体化轻钢屋面结构。此结构充分利用了轻钢结构屋面系统截面厚度大、系统内部空间大的特点,将太阳光热转化所需要的透明盖板、吸热板、空气层和保温隔热层集成布置在屋面结构内部。

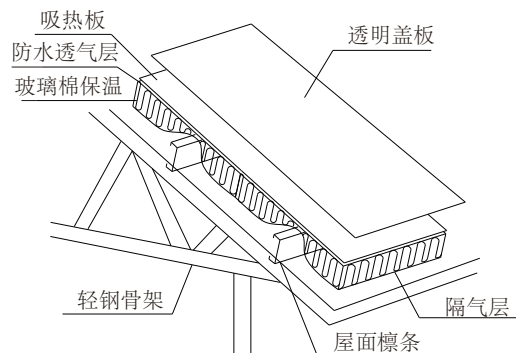


图1 太阳辐射集热和结构承载一体化轻钢屋面结构

Fig. 1 Light steel roof structure integrated with structural bearing and solar energy utilization

图2为集热器的内部结构。透明盖板采用3 mm厚普通玻璃,透射率为82%,导热系数为0.75 W/(m·K)。

收稿日期: 2016-09-28

基金项目: 重庆市科技计划(cstc2013jcyjA90016)

通信作者: 庄春龙(1975—),男,博士、副教授,主要从事建筑节能技术方面的研究。lilyzcl@163.com

吸热板材料选取 1 mm 厚钢板, 600 mm×1500 mm。吸热板外表面涂层吸收率为 0.95, 发射率为 0.77。孔板上开设直径为 6 mm 的小孔。

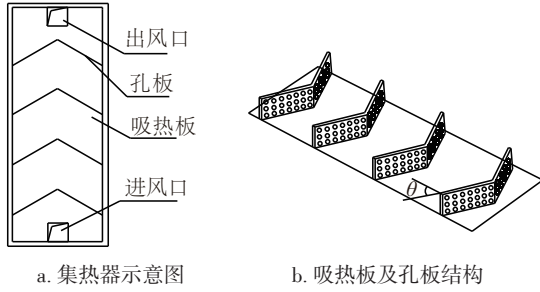


图2 集热器内部结构

Fig. 2 Internal structure of air collector

2 数学模型

2.1 物理模型简化

集热器的物理模型如图 3 所示。为保证模型准确度和方便求解, 对模型进行如下假设:

- 1) 传热过程是稳态的;
- 2) 忽略透明盖板, 吸热板沿 Y 方向和 Z 方向的热传递, 及集热器背部和侧面的传热;
- 3) 对流换热系数用对应空间平均风速计算;
- 4) 忽略盖板和吸热板在区域边界处的导热。

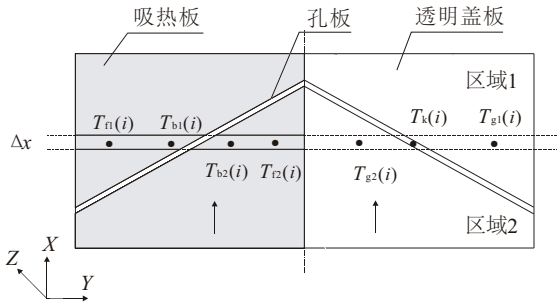


图3 集热器物理模型

Fig. 3 Physical model

2.2 数学模型建立

根据热平衡法建立透明盖板、吸热板及流道内空气三者之间的控制方程组。利用有限差分法, 将集热器各段沿 X 方向分成 $i=0, 1, 2, \dots, n$ 个控制体, 最终解出集热器出口温度。

2.2.1 透明盖板 i 节点能量平衡方程

$m=1, 2$, 分别代表不同的区域。

$$\begin{cases} \alpha_g I_c + h_1 [T_a - T_{gm}(i)] + \\ h_2 [T_{im}(i) - T_{gm}(i)] + h_3 [T_{bm}(i) - T_{gm}(i)] + \\ \lambda_g \delta_g \frac{T_{gm}(i-1) - 2T_{gm}(i) + T_{gm}(i+1)}{\Delta x^2} - q_{rad m} = 0 \\ q_{rad m} = \varepsilon_g \sigma_b [T_{gm}(i)^4 - F_{gs} T_{sky}^4 - F_{gg} T_{grad}^4] \end{cases} \quad (1)$$

2.2.2 吸热板 i 节点能量平衡方程

对于区域 1 内吸热板:

$$\begin{aligned} & \tau_g \alpha I_c + h_2 [T_{f1}(i) - T_{b1}(i)] + h_3 [T_{g1}(i) - T_{b1}(i)] + \\ & \frac{h_{back} e(1-\varphi)}{W \cos \theta} [T_{f1}(i) - T_k(i)] + \frac{h_{hole} 2e\delta_k \varphi}{WR \cos \theta} [T_{f1}(i) - T_k(i)] + \\ & \lambda_b \delta_b \frac{T_{b2}(i-1) - 2T_{b2}(i) + T_{b2}(i+1)}{\Delta x^2} = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

对于区域 2 内吸热板:

$$\begin{aligned} & \tau_g \alpha I_c + h_2 [T_{f2}(i) - T_{b2}(i)] + \\ & h_3 [T_{g2}(i) - T_{b2}(i)] + \frac{h_{front} e(1-\varphi)}{W \cos \theta} [T_{f2}(i) - T_k(i)] + \\ & \lambda_b \delta_b \frac{T_{b2}(i-1) - 2T_{b2}(i) + T_{b2}(i+1)}{\Delta x^2} = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

由于扰流孔板和吸热板采用同种材料, 其导热及蓄热系数相同, 假设:

$$T_k(i) = T_{bm}(i) \quad (4)$$

2.2.3 流道内空气 i 节点能量平衡方程

对于区域 1 内空气:

$$\begin{aligned} & \lambda d \frac{T_{f1}(i-1) - 2T_{f1}(i) + T_{f1}(i+1)}{\Delta x^2} + h_2 [T_{g1}(i) - T_{f1}(i)] + \\ & h_2 [T_{b1}(i) - T_{f1}(i)] + \frac{h_{back} e(1-\varphi)}{W \cos \theta} [T_k(i) - T_{f1}(i)] + \\ & \frac{h_{hole} 2e\delta_k \varphi}{WR \cos \theta} [T_k(i) - T_{f1}(i)] = \\ & \rho c_p \frac{Q_{f1}(i) T_{f1}(i) - Q_{f1}(i-1) T_{f1}(i-1) - Q T_{f1}(i-1)/2n}{3600 W \Delta x} \end{aligned} \quad (5)$$

对于区域 2 内空气:

$$\begin{aligned} & \lambda d \frac{T_{f2}(i-1) - 2T_{f2}(i) + T_{f2}(i+1)}{\Delta x^2} + h_2 [T_{g2}(i) - T_{f2}(i)] + \\ & h_2 [T_{b2}(i) - T_{f2}(i)] + \frac{h_{front} e(1-\varphi)}{W \cos \theta} [T_k(i) - T_{f2}(i)] - \\ & \rho c_p \frac{Q_{f2}(i) T_{f2}(i) - Q_{f2}(i) T_{f2}(i-1)}{3600 W \Delta x} = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

2.2.4 无孔板段 i 节点能量平衡方程

透明盖板的能量平衡方程同式(1),吸热板的能量平衡方程为:

$$\tau_g \alpha I_e + h_2 [T_f(i) - T_b(i)] + h_3 [T_g(i) - T_b(i)] + \lambda_b \delta_b \frac{T_b(i-1) - 2T_b(i) + T_b(i+1)}{\Delta x^2} = 0 \quad (7)$$

流道内空气的能量平衡方程为:

$$\lambda d \frac{T_f(i-1) - 2T_f(i) + T_f(i+1)}{\Delta x^2} + h_2 [T_g(i) - T_f(i)] + h_3 [T_b(i) - T_f(i)] - \rho c_p \frac{QT_f(i) - QT_f(i-1)}{2 \times 3600 W \Delta x} = 0 \quad (8)$$

其中 h_2 根据 Augustus 等^[13]提出的模型计算, h_{hole} 、 h_{back} 、 h_{front} 根据文献[14, 15]提出的关联式计算:

$$h_1 = 5.7 + 3.8v_w \quad (9)$$

$$h_2 = Nu \times h/H = 0.664 \lambda \left(\frac{v_f \cdot H}{v} \right)^{0.5} Pr^{0.333} / H \quad (10)$$

$$h_3 = \sigma_b \left(\overline{T}_g^2 + \overline{T}_b^2 \right) \left(\overline{T}_g + \overline{T}_b \right) / \left(\frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_b} - 1 \right) \quad (11)$$

$$h_{\text{back}} = 1 / (1 + 0.144 Re_b^{1/3}) \quad (12)$$

$$h_{\text{hold}} = 1 - \exp \left[-4 \cdot \left(0.0047 \frac{B}{D_h} + \frac{3.66}{Pr \cdot Re_h} \frac{\delta_k}{D_h} \right) \right] \quad (13)$$

$$h_{\text{front}} = 1 / (1 + 1.733 Re_s / Re_w^{1/2}) \quad (14)$$

初始及边界条件:

$$\begin{aligned} T_{f1}(0) &= T_{f2}(0) = T_{in}, \quad T_{b1}(0) = T_{b2}(0) = T_b, \\ T_{g1}(0) &= T_{g2}(0) = T_g, \quad Q_{f1}(0) = Q_{f2}(n) = 0, \\ Q_{f2}(0) &= Q_{f1}(n) = Q/2 \end{aligned}$$

此外,其余各组成部分的顶部和底部边界采用绝热边界条件。以上为集热器入口处第1个孔板段的初始及边界条件,之后各段的初始条件为上一段的末端值。

利用 Matlab 求解出口温度,步骤如下:

- 1) 输入环境参数,集热器结构参数,边界条件和初始条件;
- 2) 对透明盖板、吸热板的平均温度作出假设;
- 3) 判断计算得到的2个平均温度与假设值的差是否都小于迭代精度 10^{-4} 。如果是,则认为计算已收敛;如果否,则不收敛,将计算值作为假设值,继续迭代,直至两者满足收敛条件。

3 模型验证及流动阻力系数拟合

3.1 模型验证

本实验采用 TRT-2A 总辐射表记录辐射强度,将其感应面平行于吸热板放置;采用 T 型热电偶测量温度,在进风口和出风口分别布置;风速及进出口压差由 TSI 风速测试仪测试并记录。

实验周期为 7 d,测试时间从 10:00~15:30,每隔 15 min 采集读取 1 次数据,送风量选取 $120 \text{ m}^3/\text{h}$ 。图 4a 为晴朗与多云天气 2 种工况下集热器出口温度的对比,晴朗天气的太阳辐射照度大,出口温度提升较为明显,多云天气的出口温度则提升较少。因此选取晴朗天气的数据来进行模型验证,图 4b 为某日空气进口温度的实测值、空气出口温度的模拟和实测值及两者之间的相对误差。从图 4b 可看出,出口温度的模拟和实测值吻合度较好,说明所建数学模型准确可靠,可作为理论研究的基础。

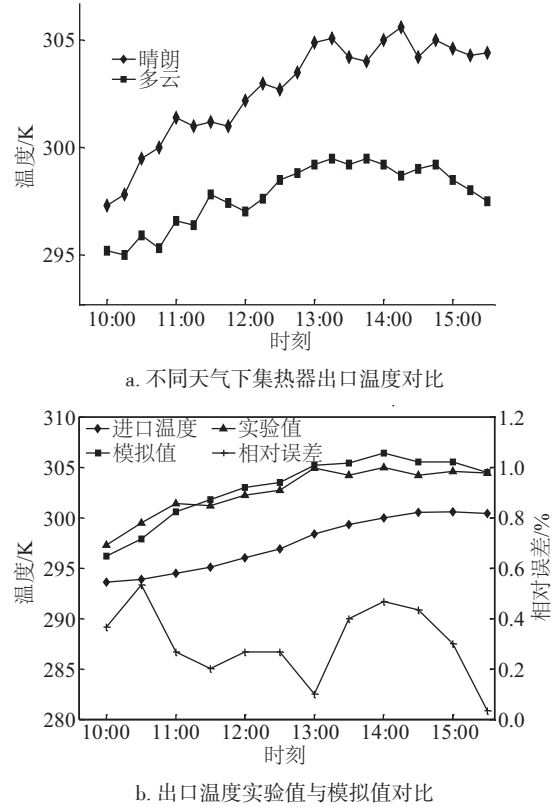


图 4 集热器进出口温度变化
Fig. 4 Change of inlet and outlet temperature

3.2 空气流动阻力系数拟合

空气穿过集热器的流动阻力计算方程为:

$$\Delta p = f \frac{H}{D} \frac{4\rho v_f^2}{2} \quad (15)$$

在改变流量、孔隙率、孔板间距、以及孔板与边框夹角时,根据测量得到的进出口压差得到各系数之间的关系,最终拟合得出流动阻力系数的经验关系式:

$$f = 0.2176 Re^{-0.092} \varphi^{-0.193} s^{-0.258} (\theta/60)^{-0.002} \exp\{-0.312[\ln(\theta/60)]^2\} \quad (16)$$

阻力的计算值与实验值比较如图5,大部分数据都落在允许误差范围内,说明拟合结果可靠。

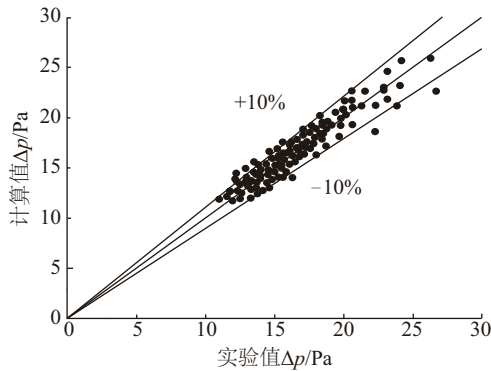


图5 阻力计算值与实验值

Fig. 5 Predicted and experimental values of resistance

4 模拟与分析

以热效率和有效效率^[16]为目标函数,在其他因素不变的情况下,分析某一条件改变后对集热器热性能的影响。有效效率计算公式为:

$$\eta_{th} = \frac{Q_u - (W_p/C_f)}{I_c A} = \eta - \frac{Q \Delta p / (\eta_{pm} C_f)}{3600 I_c A} \quad (17)$$

设定 $I_c = 500 \text{ W/m}^2$, $Q = 120 \text{ m}^3/\text{h}$, $T_{in} = 293 \text{ K}$, $T_b = 303 \text{ K}$, $T_g = 292 \text{ K}$, $v_w = 0.3 \text{ m/s}$, $T_a = 285 \text{ K}$, $s = 0.3 \text{ m}$, $\varphi = 12\%$, $\theta = 60^\circ$, $e = 0.05 \text{ m}$ 。

4.1 孔板间距的影响

保持其他参数不变,孔板间距从 0.2 m 增加到 0.8 m 对集热器性能的影响如图6所示。随着孔板间距增加,扰流孔板数量减少,对流换热减弱,热效率从 48.3% 减小到 42.9%。考虑到流动阻力带来的影响,孔板间距越小,阻力越大,有效效率从 44.8% 增加到 45.8% 后下降到 42.0%。综合考虑,建议孔

板间距控制在 0.2~0.4 m。

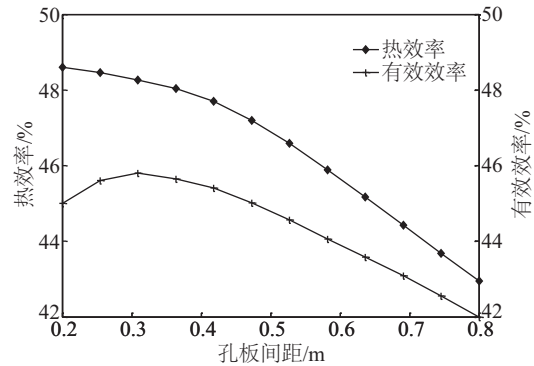


图6 孔板间距对性能的影响

Fig. 6 Effect of gap of blocks on collector performance

4.2 孔板开孔率的影响

保持其他参数不变,开孔率从 4% 增加到 44% 对集热器性能的影响如图7所示。当开孔率增加,冲击射流作用减弱,导致空气与集热器的对流换热系数减小,热效率从 49.5% 下降到 44.6%。但当开孔率从 4% 变化到 12% 时,有效效率反而从 44.3% 上升到 45.5%,这是因为冲击射流较强,空气流动阻力急剧增加,开孔率越小有效效率下降越多。当开孔率从 12% 变化到 44% 时,空气流动阻力减小,有效效率从 45.5% 下降到 43.4%。建议将孔板开孔率控制在 8%~12%。

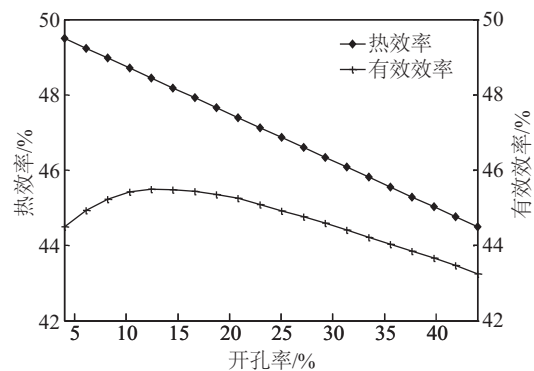


图7 孔板开孔率对性能的影响

Fig. 7 Effect of open area ratio on collector performance

4.3 孔板角度的影响

保持其他参数不变,孔板与边框夹角从 30° 增加到 80° 对集热器性能的影响如图8所示。孔板与边框夹角增大,孔板长度和小孔数量减少,穿过小

孔内流速增加,扰流作用增强,热效率从 44.1%增加到 48.4%;当孔板与边框夹角不断增大,小孔内流速虽然增加,但扰流区域减小,热效率从 48.4%下降到 45.5%。随着夹角的增大,由式(16)可知,摩擦阻力系数提高,当大于 60° 时略有下降。因此,夹角从 30° 增加到 80° 时,有效效率从 42.3%增加到 45.5%后下降至 42.6%。建议孔板与边框夹角控制在 60° 。

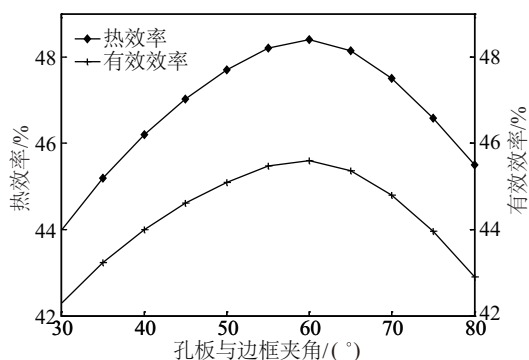


图8 孔板与边框夹角对性能的影响

Fig. 8 Effect of angle of attack on collector performance

4.4 空气层厚度的影响

保持其他参数不变,当空气层厚度从 0.03 m 增加到 0.12 m 对集热器性能的影响如图 9 所示。随着空气层厚度的增加,热效率从 49.1%下降到 44.1%。因为空气层厚度增加,断面流速就会减小,换热系数相应减少;当空气层厚度较小时,流速增大也会伴随着换热不充分,因此空气层厚度由 0.03 m 增加到 0.05 m 时,热效率的下降速率较低。并且,随着空气层厚度的降低,空气流动阻力逐渐增加,

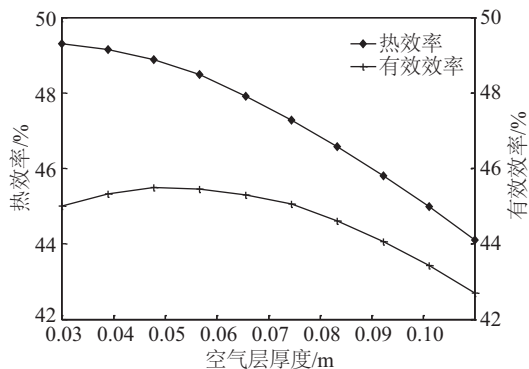


图9 空气层厚度对性能的影响

Fig. 9 Effect of thickness of air on collector performance

导致有效效率先由 45.1%升高至 45.5%后下降到 42.8%。综合考虑,建议空气层厚度应控制在 0.04~0.06 m。

4.5 正交试验

为进一步优化设计,选取开孔率、孔板间距以及空气层厚度 3 个参数作为主要试验因素。试验时孔板与边框夹角设为 60° 。

正交试验设计表如表 1 所示。极差 R 越大说明该因素对试验指标的影响越大,从表 1 看出,空气层厚度是影响有效效率的主要因素,其次是孔板间距和孔隙率。当每个因素在 3 个水平试验指标的平均值 K 达到最大时,就是试验的最佳水平组合。因此,最佳水平组合是孔板的孔隙率为 12%,孔板间距为 0.3 m,空气层厚度为 0.05 m。

表 1 正交模拟试验结果

Table 1 Simulation results of orthogonal simulation test

因素 水平	开孔 率/%	孔板 间距/m	空气层 厚度/m	有效 效率
1	12	0.2	0.04	0.349
2	12	0.3	0.05	0.455
3	12	0.4	0.06	0.403
4	10	0.2	0.05	0.427
5	10	0.3	0.06	0.396
6	10	0.4	0.04	0.358
7	8	0.2	0.06	0.373
8	8	0.3	0.04	0.370
9	8	0.4	0.05	0.460
K_1	0.402	0.394	0.401	—
K_2	0.383	0.407	0.406	—
K_3	0.359	0.447	0.391	—
R	0.008	0.024	0.088	—

4.6 与其他集热器对比

图 10 为不同集热器之间的性能对比,可以看出 V 型孔板式空气集热器的有效效率比横向孔板和普通无孔板集热器都高。进一步说明了 V 型孔板式空气集热器的效率较高,流动阻力较小。

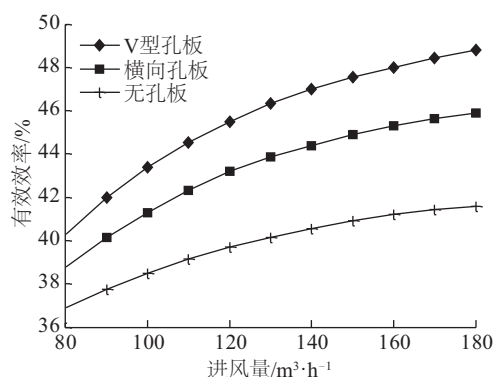


图10 不同集热器性能对比

Fig. 10 Performance comparison in different collectors

5 结 论

设计出一种太阳辐射集热和结构承载一体化轻钢屋面结构,并对集热部件的结构参数进行优化,得出以下结论:

1)将集热器空气出口温度的模拟值和实验值进行对比,两者吻合度较好,说明所建数学模型准确可靠,可作为理论研究的基础;

2)通过实验数据,拟合得出集热器的流动阻力系数经验关系式;

3)通过分析结构参数对集热器性能的影响和正交试验得出集热器的最佳组合是孔隙率为12%,孔板间距为0.3 m,空气层厚度为0.05 m,孔板与边框夹角为60°;

4)该V型孔板式集热器与轻钢屋面结构易结合,其结构承载能力较好,孔板在支撑透明盖板,减轻物体对盖板的冲击的同时,还可改善气流组织,提高换热效果。

符号表

T_a	环境温度, K
T_b	吸热板温度, K
T_g	透明盖板温度, K
T_k	孔板温度, K
T_f	流体温度, K
I_c	太阳辐射照度, W/m²
T_{gnd}	地表温度, K
T_{sky}	有效天空温度, K
q_{rad}	透明盖板与环境之间的辐射换热, W/m²
$T_{\text{in}}, T_{\text{ou}}$	空气进出口温度, K
Q, Q_f	送风量和流道内空气的体积流量, m³/h

h_1	透明盖板与环境间的对流换热系数, W/(m²·K)
h_2	流体与吸热板和盖板之间的对流换热系数, W/(m²·K)
h_3	透明盖板与吸热板间的辐射换热系数, W/(m²·K)
h_{hole}	空气穿过小孔的对流换热系数, W/(m²·K)
h_{back}	流体与孔板背侧的对流换热系数, W/(m²·K)
h_{front}	流体与孔板前侧的对流换热系数, W/(m²·K)
$R_{\text{es}}, R_{\text{cb}}, R_{\text{ch}}, R_{\text{ew}}$	孔板迎面、背侧、孔内、流道空气雷诺数
α	吸热板的吸收率
α_g	透明盖板的吸收率
τ	透明盖板的透射率
$\lambda, \lambda_g, \lambda_b$	空气、盖板、吸热板的导热系数, W/(m·K)
$\varepsilon_g, \varepsilon_b$	透明盖板和吸热板的表面发射率, W/(m·K)
$\delta_g, \delta_b, \delta_k$	透明盖板、吸热板和孔板的厚度, m
v_f	流道内空气的截面流速, m/s
v_{hole}	小孔内风速, m/s
v_w	室外风速, m/s
φ	开孔率
s	孔板间距, m
D, D_k	流道和小孔的当量直径, m
θ	孔板与边框夹角, (°)
B	孔中心距, m
W	集热器宽度的一半, m
H	集热器每段长度, m
Re, Nu, Pr	雷诺数、努谢尔数、普朗克数
F_{gs}, F_g	玻璃与天空和大地之间的角系数, 0.5
Δp_f	集热器内流动阻力, Pa
d	空气层厚度, m
f	流动阻力系数
η	热效率
η_{th}	有效效率
Q_u	集热器有效能量, W
W_p	风机耗功, W
η_{pm}	风机效率, 0.85
C_f	热能-机械能转换因子, 0.02

[参考文献]

- [1] 袁 董, 王国栋, 王子克. 集热器构件化-太阳能与建筑一体化设计的必由之路[J]. 太阳能学报, 2005, 26(1): 48—52.
- [1] Yuan Dong, Wang Guodong, Wang Zike. Solar collector components-only way of solar building integration [J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2005, 26(1): 48—52.
- [2] 季 杰, 罗成龙, 孙 炜, 等. 一种新型的与建筑一体

- 化太阳能双效集热器系统的实验研究[J]. 太阳能学报, 2011, 32(2): 149—153.
- [2] Ji Jie, Luo Chenglong, Sun Wei, et al. Experimental study on a dual functional solar collector integrated with building[J]. *Acta Energaie Solaris Sinica*, 2011, 32(2): 149—153.
- [3] 季 杰, 于 志, 孙 炜, 等. 多种太阳能技术与建筑一体化的应用研究[J]. 太阳能学报, 2016, 37(2): 489—493.
- [3] Ji Jie, Yu Zhi, Shun Wei, et al. Study of multiple solar technologies integrated with building[J]. *Acta Energaie Solaris Sinica*, 2016, 37(2): 489—493.
- [4] 袁颖利, 李 勇, 代彦军, 等. 内插式太阳能真空管空气集热器实验研究[J]. 太阳能学报, 2010, 31(11): 1429—1433.
- [4] Yuan YingLi, Li Yong, Dai Yanjun, et al. Study on thermal performance of evacuated tubular solar air collector with inserted tubes[J]. *Acta Energaie Solaris Sinica*, 2010, 31(11): 1429—1433.
- [5] 李宪莉, 李 超, 张 彦, 等. 盖板式冲缝型空气集热器参数优化[J]. 太阳能学报, 2013, 34(10): 1810—1817.
- [5] Li Xianli, Li Chao, Zhang Yan, et al. Parameters optimization of glazed transpired collector with slit like perforation[J]. *Acta Energaie Solaris*, 2013, 34(10): 1810—1817.
- [6] 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): 1560—1564.
- [6] Xia Bailin, Zhao Dongliang, Dai yanjun. Study on a flat plate solar air collector with serpentine flow passages[J]. *Acta Energaie Solaris Sinica*, 2012, 33(9): 1560—1564.
- [7] Omojaro A P, Aldabbagh L B Y. Experimental performance of single and double pass solar air heater with fins and steel wire mesh as absorber[J]. *Applied Energy*, 2010, 87(12): 3759—3765.
- [8] Pakdaman M F, Lashkari A, Tabrizi H B, et al. Performance evaluation of a natural-convection solar air-heater with a rectangular-finned absorber plate[J]. *Energy Conversion and Management*, 2011, 52(2): 1215—1225.
- [9] Sara O N, Pekdemir T, Yapici S, et al. Heat transfer enhancement in a channel flow with perforated rectangular blocks[J]. *Heat Fluid Flow*, 2001, 22(5): 509—518.
- [10] Karwa R, Maheshwari B K. Heat transfer and friction in an asymmetrically heated rectangular duct with half and fully perforated baffles at different pitches[J]. *International Communications in Heat & Mass Transfer*, 2009, 36(3): 264—268.
- [11] Chamoli S, Thakur N S. Heat transfer enhancement in solar air heater with V-shaped perforated baffles[J]. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 2013, 5(2): 222—231.
- [12] Shin S, Kwak J S. Effect of hole shape on the heat transfer in a rectangular duct with perforated blockage walls[J]. *Journal of Mechanical Science And Technology*, 2008, 22(5): 1945—1951.
- [13] Augustus L M, Kumar S. Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors[J]. *Solar Energy*, 2007, 81(1): 62—75.
- [14] Van Decker G W E, Hollands K G T, Brunger A P. Heat-exchange relations for unglazed transpired solar collectors with circular holes on a square or triangular pitch[J]. *Solar Energy*, 2001, 71(1): 33—45.
- [15] Cho H, Jabbari M, Goldstein R. Experimental mass (heat) transfer in and near a circular hole in a flat plate[J]. *Journal of Heat and Mass Transfer*, 1997, 40(10): 2431—2443.
- [16] Gupta M K, Kaushik S C. Performance evaluation of solar air heater for various artificial roughness geometries based on energy, effective and exergy efficiencies[J]. *Renewable Energy*, 2009, 34(3): 465—476.

PARAMETER OPTIMIZATION OF INTEGRATION OF LIGHT STEEL ROOF AND AIR COLLECTOR WITH V-SHAPED PERFORATED BLOCKS

Zhuang Chunlong, Fu Boheng, Deng Anzhong, Huang Guangqing, Zhang Hongyu

(Department of National Defense Architecture Planning & Environmental Engineering, LEU, Chongqing 401311, China)

Abstract: Designing a light steel roof structure with structural bearing and solar energy utilization, which equipped with V-shaped perforated blocks to improve light and heat conversion rates. Using regressed experiment data, the heat transfer model of air collector was verified, and the empirical relationship of flow friction coefficient was deduced. Taking the thermal efficiency and effective efficiency as comprehensive evaluation indexes, the effect of structure on the collector performance was analyzed, and combining the orthogonal test, the optimized values was obtained for open area ratio of 12%, gap of blocks of 0.3 m, thickness of air of 0.05 m, angle of attack of 60°.

Keywords: steel structure; well perforation; friction coefficient; thermal efficiency; effective efficiency