

双风道太阳墙内流动传热数值模拟分析

贾斌广, 刘芳, 张大鹏

(山东建筑大学 热能工程学院, 山东 济南 250101)

摘要: 太阳墙的供暖效果与自身的太阳能利用效率紧密相关。为了提升太阳墙的太阳能利用效率,文章提出一种双风道太阳墙。利用CFD软件对不同风量下单、双风道太阳墙内空气的换热特性进行数值模拟,并给出了当太阳辐照度为 311 W/m^2 时,双风道进、出口温度差与太阳能利用效率的关系曲线。研究结果表明:随着风量的增加,太阳墙的太阳能利用效率逐渐升高,集热板温度逐渐降低,空气与集热板之间的对流换热系数逐渐升高;与单风道太阳墙相比,双风道太阳墙的瞬时集热效率显著升高,最高可达14.12%。

关键词: 太阳墙; CFD; 双风道; 集热效率

中图分类号: TK513.3 文献标志码: A 文章编号: 1671-5292(2018)08-1137-07

DOI:10.13941/j.cnki.21-1469/tk.2018.08.006

0 前言

随着经济的发展和人民生活水平的提高,建筑能耗日益增加。据住建部测算,2030年我国建筑能耗将占总能耗的30%~40%,超过工业能耗成为最大能耗^[1]。其中,供暖能耗约占建筑能耗的36%,因此,太阳墙等清洁能源利用系统越来越受到建筑行业的青睐。

研究人员对不同太阳墙的结构及各项参数进行了对比和优化。欧阳莉^[2]提出了一种新型的多孔太阳墙,与未安装太阳墙的房间相比,安装多孔太阳墙建筑的室内温度相对升高了 $19.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。王一鸣^[3]、江雯^[4]、徐东^[5]、张学伟^[6]分别对多孔太阳墙进行了实验与模拟,分析了多孔材料、风道宽度、入口风速等参数对太阳墙集热效率的影响,并得到最佳设计参数。顾洁^[7]运用数值模拟方法分析了无盖板太阳墙结构对室内送风参数的影响,并对房间的窗墙面积比进行优化与改进。程友良^[8]提出了一种抛物线型吸热板结构的太阳能空气集热器,并运用ANSYS软件对其进行模拟计算,发现相比于采用平板和三角波纹吸热板的太阳能集热器,采用抛物线形吸热板的太阳能集热器具有较高的瞬时集热效率和较小的压力损失。王臣臣^[9]、Wei He^[10]分别设计了百叶式太阳墙,并在太阳强的阳面和阴面分别涂有高吸收率和高反射率的材料,能同时适应冬季和夏季工况,通过实验得到在室内无热源的情况下,当叶片倾

角为 45° 时,该太阳墙的集热效率最好,能够将房间温度提升 $12.6\text{ }^{\circ}\text{C}$,并且每半小时的升温速率为 $10.14\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。于瑾^[11]通过CFD软件模拟计算,分析了在不同风速下沿宽度、高度方向无盖板太阳墙墙体内部温度、风速的分布情况,发现随着出口风速的增大,沿着集热板垂直方向,太阳墙各断面的温度逐渐趋于均匀。李志高^[12]针对寒冷地区农村住宅设计了太阳墙集热系统,并通过数值模拟和实验对该系统进行分析,发现利用太阳墙集热系统可以使室内污染物的浓度降低76.5%,新风换气量由原来的 $18\text{ m}^3/\text{h}$ 升高到 $199.84\text{ m}^3/\text{h}$,室内温度升高 $4\sim 7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

目前,学者们大多通过改进太阳墙集热板的结构来提升太阳墙的太阳能利用效率,而对太阳墙风道的改进较少。本文提出一种双风道太阳墙,并对其内部的流场和温度场进行模拟计算,并与传统的单风道太阳墙进行对比分析,研究结果对太阳墙的设计具有参考作用。

1 物理模型

本文建立了单、双风道太阳墙模型,这两个模型的几何尺寸均为 $1\text{ m}\times 0.16\text{ m}\times 3\text{ m}$,并且均为空心结构,内部均有空气风道,新风入口的几何尺寸均为 $0.2\text{ m}\times 0.05\text{ m}$,送风口的几何尺寸均为 $0.12\text{ m}\times 0.15\text{ m}$,太阳墙外侧均包覆了厚度为 40 mm 的硬质聚氨酯保温层。单风道太阳墙的结构如图1所示。

收稿日期: 2018-01-20。

基金项目: 中国工程院咨询项目(2012-ZD-16)。

通讯作者: 刘芳(1977-),女,副教授,研究方向为建筑节能及空气源热泵供暖技术。E-mail: fliu@sdjzu.edu.cn

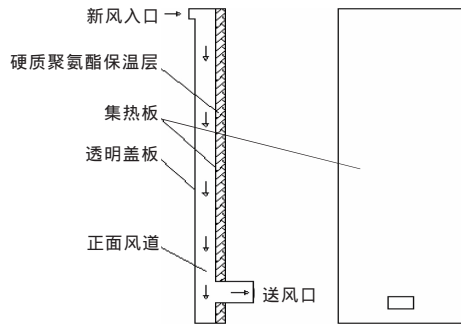


图1 单风道太阳墙的结构

Fig.1 The new wind system of the traditional solar wall

由图1可知,集热板紧靠聚氨酯保温层的外侧,该集热板的材质为铝,厚度为4 mm。

双风道太阳墙的结构如图2所示。

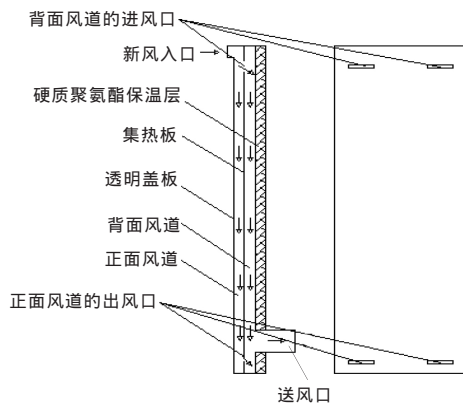


图2 双风道太阳墙的结构

Fig.2 The new wind system of the solar wall in double air duct

由图2可知,双风道太阳墙集热板的上、下两侧均有两个几何尺寸为0.2 m×0.03 m的通风口,该集热板将太阳墙内部的风道分成正面风道和背面风道。

2 数学模型

2.1 控制方程

本文作如下假设:忽略太阳墙外壁面与环境之间的辐射换热;仅透明盖板吸收太阳辐射能;风道内的空气与集热板之间只存在对流换热;风道内的空气为粘性不可压缩流体;风道内的空气为辐射透明介质;风道内的空气为低速气流,流动状态为不可压缩流动。此外,忽略流体黏性力做功引起的耗散热,建立如下数学模型。其中,连续性方程,动量方程,能量方程分别为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \text{div}(\rho u u_i) = \text{div}(\mu \text{grad} u_i) - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho u T) = \text{div}\left(\frac{\lambda}{c} \text{grad} T\right) - S_T \quad (3)$$

式中: ρ 为空气密度,kg/m³; \vec{u} 为空气的速度矢量; S_T 为广义源项; u_i 为空气沿直角坐标的速度分量,m/s; μ 为空气动力粘度,Pa·s; p 为空气压力,Pa; λ 为空气导热系数,W/(m·K); T 为空气温度,K; c 为空气比热容,J/(kg·K); x_i 为坐标系的方向向量。

空气在太阳墙风道内的流动状态通常以湍流为主,其 Re 通常较低,为1 000~4 000。本文采用Realizable $K-\varepsilon$ 模型。当模拟低雷诺数湍流流动时,Realizable $K-\varepsilon$ 模型的模拟精度高于标准的 $K-\varepsilon$ 模型。

本文所采用的湍流流动方程为^[13]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} \quad (5)$$

式中: ε 为空气的湍动能,J; k 为空气的耗散率; v 为空气粘度,m²/s; C_1 为湍流时间尺度与应变率的比值; C_2, σ_ε 均为计算常数,分别取1.9,1.2; μ_t 为空气的模化粘性系数; G_k 为空气平均速度梯度引起的湍动能; σ_k 空气湍动能的普朗特数; S_ε 为空气紊动能耗散率的源项。

DO模型适用于所有光学厚度并可以解决半透明墙壁问题,因此,对于太阳墙透明盖板的数值模拟可采用DO模型,该模型的方程式为

$$\frac{dI_\lambda(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (\alpha_\lambda + \sigma_s) I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) = \alpha_\lambda n^2 I_{b\lambda} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega \quad (6)$$

式中: I_λ 为太阳辐射强度,W/m²; α_λ 为集热板光谱吸收系数; $I_{b\lambda}$ 为集热板的黑体辐射强度,W/(m²·μm); Ω 为计算微元的立体角,rad; \vec{r} 为太阳辐射的位置向量; \vec{s} 为太阳辐射的方向向量; \vec{s}' 为太阳辐射的散射方向向量; n 为透明盖板太阳光线折射指数; Φ 为凝聚相的散射相函数; σ_s 为斯蒂芬-波尔兹曼常数,W/(m²·K⁴)。

2.2 边界条件及物性参数

为了更好地反映两种太阳墙的太阳能利用效率,选取济南地区供暖季内天气晴朗、温度适中的12月8日12:00的气象参数作为外部条件,模型的边界条件作如下设置:

①新风入口为速度入口边界条件,设定不同入口风速为0.5,1,1.5,2,2.5,3 m/s,入口的空气温度参照当地12:00的气温,设定为5℃;

②太阳墙南向竖直布置,12:00直射竖直面的太阳辐射量为311 W/m²;

③透明盖板设置为对流换热边界,外界自由流温度设置为5℃,外界空气与透明盖板之间的对流换热系数 h_w 由文献[14]的经验公式得到,为15 W/(m²·K)。

太阳墙集热单元各组成结构的材质及其相关参数见表1。

表1 太阳墙集热单元各组成结构的材质及其相关参数
Table 1 Fundamental unit of structure and material of the solar air collector

组成	几何尺寸/mm	材质	密度/kg·m ⁻³	比热容/J·(kg·K) ⁻¹	导热系数/W·(m·K) ⁻¹	吸收率	透射率
透明盖板	3 000×1 000×4	聚碳酸酯	1 200	1 170	0.24	—	0.9
集热板	3 000×1 000×4	铝	2 719	871	202.4	0.94	—
保温材料	3 000×1 000×40	聚氨酯	45	1 800	0.026	—	—

2.3 网格划分及无关性验证

计算过程中,速度与压力的耦合采用SIMPLE算法进行计算,其余变量采用二阶迎风差分格式进行计算。依据上文中数学模型的特点,采用TGrid四面体非结构性网格进行网格划分,并进行网格无关性验证。

本文模型的网格无关性验证结果见表2。

表2 网格无关性验证
Table 2 Grid independence verification

网格数	风道内空气流量/m ³ ·h ⁻¹	太阳墙进、出口温差/℃	太阳墙集热量/W
480 000	54	31.70	608.90
618 000	54	32.07	613.60
930 000	54	33.24	617.49
1 090 000	54	32.29	618.29
1 650 000	54	32.31	618.40

由表2可知,当网格数≥1 090 000时,随着网格数的增加,利用该模型计算得到的集热量的变化量小于0.5%,因此,本文模型的网格数取1 090 000。

2.4 数值模拟验证

将本文所提算法的计算结果与文献[15]的实验结果进行对比。实验条件:空气进口温度为24.29℃;平均太阳辐射量为818.61 W/m²;空气进口流量为0.06 kg/s。边界条件:透明盖板为混合边界条件,透射率为0.88;保温层采用厚度为70 mm的硬质聚氨酯;集热板的吸收率为0.94。对比分析结果见表3。由表3可知,本文所提算法的计算结果与文献[15]实验结果的吻合情况良好,各温度

表3 模型验证与文献解的对比

Table 3 Comparison between model verification and literature solution

平均入口温度/℃	平均太阳辐射度/W·m ⁻²	实验集热器出口温度/℃	模拟集热器出口温度/℃
22.16	870.60	42.67	43.98
24.29	818.61	38.75	40.01
25.51	874.00	44.29	45.91

的变化趋势一致,误差在4%以内。

3 结果分析与讨论

受风道的影响,两种太阳墙内空气的流场和温度场的分布情况明显不同,对流换热特性也存在显著差别。本文对不同新风量下两种太阳墙的对流换热系数、换热温差及太阳能利用效率的变化情况进行分析,以期获得太阳墙内的流动、传热特性。

3.1 太阳墙的流动及传热特性分析

若太阳墙内集热板吸收到的太阳辐射能为定值,那么集热板所吸收的热量一部分以对流换热的方式传递给空气,另一部分成为集热板自身的内能,因此,集热板的平均温度越低,该集热板将吸收到的太阳辐射能传递给空气的份额就越多。

图3为不同新风量 Q_n 下两种太阳墙集热板的平均温度。由图3可知,随着新风量的增大,两种太阳墙集热板的平均温度均整体上呈现出逐渐下降的变化趋势,这说明随着新风量的增加,集热板将更多的能量以对流换热的方式传递给空气。同时,随着新风量的增加,集热板温度的降低幅度逐渐趋于平缓,当新风量大于54 m³/h时,集热板

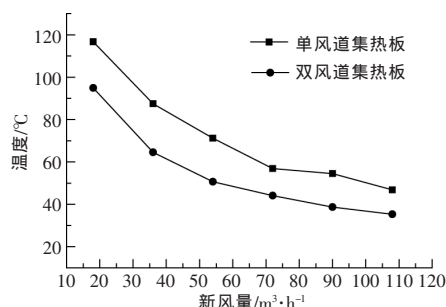


图3 不同新风量下两种太阳墙集热板的平均温度
Fig.3 Average temperature of two kinds of solar wall heat collector plate in different air volume

的温度逐渐趋于稳定,即新风量的增加对太阳墙集热量的影响逐渐降低。

图4为不同新风量下两种太阳墙与空气之间的对流换热系数和换热温差。

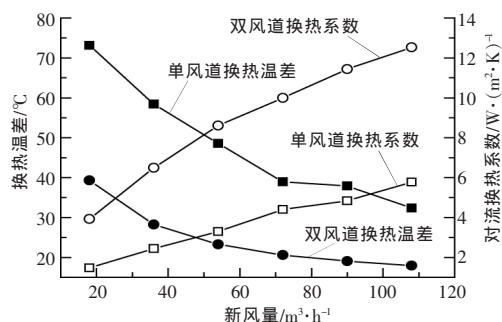


图4 不同新风量下两种太阳墙与空气之间的对流换热系数和换热温差

Fig.4 Heat transfer coefficient and heat transfer temperature difference between two kinds of solar walls

由图4可知,随着新风量的增加,两种太阳墙与空气之间的对流换热系数逐渐增加,对流换热温差逐渐降低,同时可以看出,双风道太阳墙与空气之间的对流换热系数的升高幅度大于单风道太阳墙与空气之间的对流换热系数,双风道太阳墙与空气之间的对流换热温差的降低幅度小于单风道太阳墙与空气之间的对流换热温差。因此,双风道太阳墙内部的对流换热能力强于单风道太阳墙。

图5,6分别为不同新风量下单、双风道太阳墙集热板的温度场。由图5,6可知,随着新风量的增加,两种太阳墙集热板的平均温度逐渐降低,温度分布逐渐趋于均匀,温度梯度逐渐减小。这说明随着新风量的增加,两种太阳墙的集热量均逐渐增加。由图5,6还可看出,当新风量相同时,在单风道太阳墙集热板的边界处存在局部高温区,双风道太阳墙集热板边界处的温度低于单

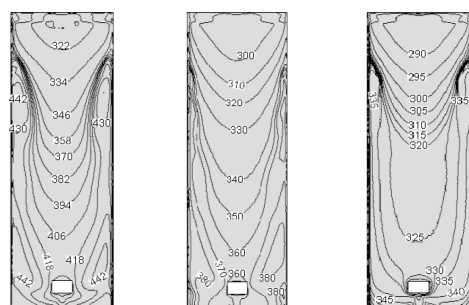


图5 不同新风量下单风道太阳墙集热板温度场

Fig.5 Temperature field of the collector wall of the single duct in different air volume

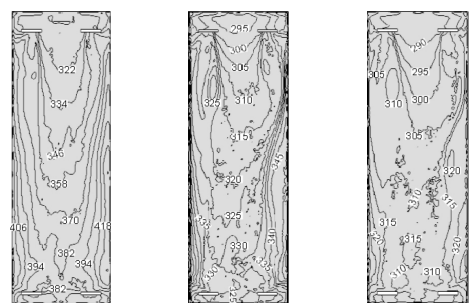


图6 不同新风量下双风道太阳墙集热板温度场

Fig.6 Temperature field of the collector wall of the double duct in different air volume

风道太阳墙集热板。

图7为不同新风量下单风道太阳墙风道内空气的速度场。

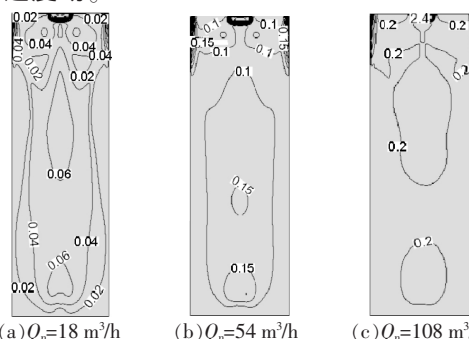


图7 不同新风量下单风道太阳墙风道内空气的速度场
Fig.7 Velocity distribution in the flow field of Single duct solar wall in different air volume

图8,9分别为不同新风量下双风道太阳墙正、背面风道内空气的速度场。由图7~9可知,两种太阳墙内空气速度场的分布情况相类似,进、出口处速度梯度均较大,且随着新风量逐渐增大,风道内空气的速度场均趋于均匀。由图7可知,单风道太阳墙风道左、右两侧出现对称低速涡流区,这是因为出风口位于集热板下侧的中心位置,因此在进、出口压力差的作用下风道左、右两侧会出现

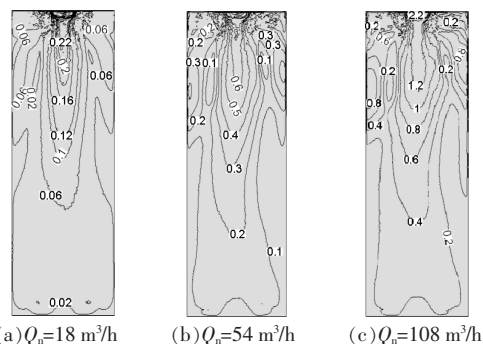


图 8 不同新风量下双风道太阳墙正面风道内空气的速度场

Fig.8 Velocity field distribution in the frontal flow channel of a dual-duct solar wall in different air volume

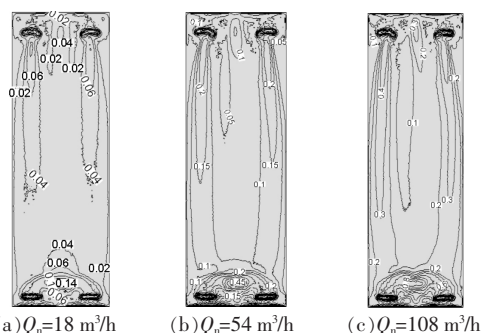


图 9 不同新风量下双风道太阳墙背面风道内空气的速度场

Fig.9 Velocity field distribution in the back flow channel of dual-duct solar wall in different air volume

低速涡流区。该低速涡流会降低空气与集热板之间的对流换热强度。由图 8,9 可知,对于双风道太阳墙的正面风道,由于集热板下部左、右两侧各有一个出风口,因此可以有效减小正面风道左、右两侧的低速涡流区;对于双风道太阳墙的背面风道,空气通过集热板上部左、右两侧的进风口进入背面风道,导致背面风道左、右两侧边界区域空气流速较大,中间区域空气流速较小,这样可以有效解决集热板左、右两侧因空气流速低而导致集热板与空气之间的换热效率较低的问题。

3.2 太阳墙换热效率分析

太阳墙的瞬时换热效率 η 的计算式为^[16]

$$\eta = \frac{Q_u}{AG} = \frac{mc_f(t_e - t_i)}{AG} \quad (7)$$

式中: Q_u 为单位时间空气获得的热量, W; A 为集热器的采光面积, m^2 ; G 为单位面积集热器的太阳辐射量, W/m^2 ; m 为空气的质量流量, kg/s ; c_f 空气的定压比热容, $J/(kg \cdot ^\circ C)$; t_i 为空气的进口温度, $^\circ C$; t_e 为空气的出口温度, $^\circ C$ 。

图 10 为不同新风量下两种太阳墙的出风温度和换热效率。

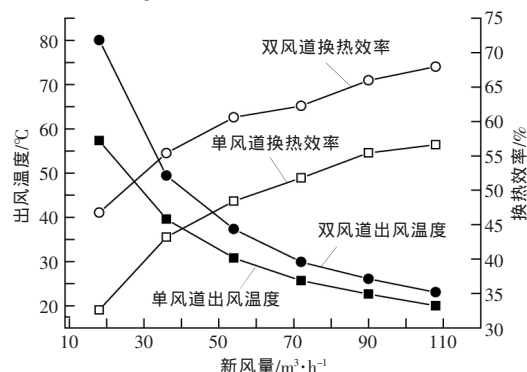


图 10 不同新风量下两种太阳墙的出风温度和换热效率
Fig.10 The air temperature and efficiency of two kinds of solar walls in different air volume

由图 10 可知,两种太阳墙的换热效率随新风量的变化趋势一致。两种太阳墙的换热效率均随着新风量的增加而逐渐升高,这是由于随着新风量的增加,风道内空气的流速逐渐增大,从而增大了空气与吸热板之间的对流换热强度。此外,新风量相同的条件下双风道太阳墙的换热效率明显高于单风道太阳墙。由图 10 还可看出,两种太阳墙的出风温度均随着新风量的增加而呈现出逐渐下降的变化趋势。随新风量的增加,双风道太阳墙的瞬时集热效率比单风道太阳墙提升了 10% 以上,最高可达 14.12%。此外,在新风量相同的条件下,双风道太阳墙的出风温度明显高于单风道太阳墙,当新风量为 $18 m^3/h$ 时,两种太阳墙出风温度的差值最大,为 $22.73 ^\circ C$ 。随着新风量的逐渐增大,两种太阳墙出风温度的差值逐渐降低,当新风量为 $108 m^3/h$ 时,两种太阳墙出风温度的差值仅为 $3.03 ^\circ C$ 。综上可知,随着新风量的增大,两种太阳墙的出风温度逐渐降低,换热效率逐渐升高。

3.3 太阳墙换热效率的拟合

图 11 为在太阳辐射度为 $311 W/m^2$ 的条件下,利用最小二乘法拟合得到的两种太阳墙的 η 与进、出口温度差 ΔT 的关系曲线。图 11 中单、双风道太阳墙的拟合精度分别为 0.997, 0.986。

单风道太阳墙瞬时换热效率的关系式为

$$\eta = 0.568 \exp\left(\frac{-\Delta T}{32}\right) + 0.229 \quad (8)$$

双风道太阳墙瞬时换热效率的关系式为

$$\eta = 0.453 \exp\left(\frac{-\Delta T}{53}\right) + 0.358 \quad (9)$$

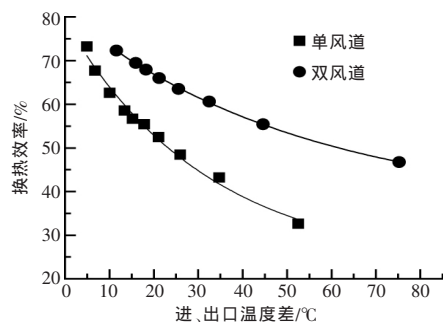


图 11 太阳墙的进、出口温度差与瞬时换热效率的拟合曲线

Fig.11 Temperature difference and efficiency fitting curve

由图 11 可知,两种太阳墙的瞬时换热效率均随着进、出口温度差的增大而逐渐降低,且在相同的进、出口温度差下,双风道太阳墙的瞬时换热效率远高于单风道太阳墙。

4 结论

本文提出了一种双风道太阳墙,并对单、双风道太阳墙的温度场、速度场、出风温度和换热效率进行分析,而后利用最小二乘法拟合得到当太阳辐照度为 311 W/m^2 时,太阳墙进、出口温度差与换热效率的关系曲线。分析结果表明,当新风量为 $18\sim 108 \text{ m}^3/\text{h}$ 时,双风道太阳墙的换热效率比单风道太阳墙提高了 10%以上,最高可达 14.12%。

参考文献:

- [1] 张雨.城市污水热能资源化的研究及应用[D].长春:吉林大学,2008.
- [2] 欧阳莉.多孔太阳墙的传热与流动分析[D].武汉:华中科技大学,2008.
- [3] 王一鸣,杨昆,刘伟,等.一种新型多孔太阳墙采暖房[J].工程热物理学报,2012,33(3):501-504

- [4] 江雯.多孔太阳墙采暖房的性能测试与优化设计[D].武汉:华中科技大学,2012.
- [5] 徐东.多孔太阳墙系统传热与流动的数值模拟[D].武汉:华中科技大学,2007.
- [6] 张学伟,刘伟,徐冬.太阳能多孔集热墙内传热与流动特性分析[J].建筑节能,2007,35(12):54-56.
- [7] 顾洁,黄俊,王晓博.多孔太阳墙结构热特性及应用分析[J].可再生能源,2012,30(8):20-23.
- [8] 程友良,杨国宁,王月坤.太阳能空气集热器吸热板结构优化及其数值模拟 [J]. 可再生能源,2016,34(7):949-954.
- [9] 王臣臣.百叶型太阳能集热蓄热墙系统[D].合肥:中国科技大学,2014.
- [10] Wei He,Zhongting Hu,Bingqing Luo,et al.The thermal behavior of Trombe wall system with venetian blind: An experimental and numerical study [J].Energy and Buildings,2015,104:395-404.
- [11] 于瑾,马忠娇,宋嘉林.太阳墙内部流动及传热规律[J].沈阳建筑大学学报(自然科学版),2014,30(4):682-687.
- [12] 李志高.寒区农宅太阳墙热风系统及对室内环境影响分析[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2015.
- [13] 纪宏超,李耀刚.基于 Realizable 湍流模型的弯管流动模拟分析[J].机械工程与自动化,2013(4):46-47.
- [14] 刘京,张文武,邵建涛.建筑外表面对流换热系数的 CFD 模拟 [J]. 华南理工大学学报(自然科学版),2009,37(8):94-98.
- [15] 班婷,朱明,王海.太阳能集热器的研制及结构优化[J].农业工程学报,2011,27(S1):277-281.
- [16] 丁刚,左然,张旭鹏,等.平板式太阳能空气集热器风道改进的试验研究和数值模拟 [J]. 可再生能源,2011,29(2):12-15,21.

Numerical simulation analysis of fluid flow and heat transfer in double-duct solar wall

Jia Binguang, Liu Fang, Zhang Dapeng

(School of Thermal Energy Engineering, Shandong Jianzhu University, Jinan 250101, China)

Abstract: The efficiency of solar energy utilization was closely related to the heating effect of the solar wall. In order to improve the utilization rate of solar wall, a kind of solar wall with double air duct was proposed in this paper. CFD software was used to simulate the heat transfer characteristics of the air in solar wall under different air volume conditions in traditional single-duct solar wall and double-duct solar wall. Then, the curve graphs which used to represent the relationship between the temperature difference of inlet and outlet and the efficiency is given when the irradiance was 311 W/m^2 . The results showed that with the increase of air volume, the utilization efficiency of solar wall increased, the temperature of collector plate decreases, and the convective heat transfer coefficient of air and collector plate increased. Compared with traditional single-duct solar wall, double-duct solar wall enhanced the instantaneous heat collection efficiency significantly up to 14.12%.

Key words: solar wall; CFD; double duct; heat collection efficiency