

# 多孔蓄热墙太阳能采暖系统优化设计

欧阳莉<sup>1</sup> 刘伟<sup>2</sup>

1. 武汉理工大学汽车工程学院, 湖北 武汉 430070;  
2. 华中科技大学能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430074)

**摘要** 本文设计了一种优化的多孔蓄热墙太阳能采暖系统, 提出了采暖能量利用系数和采暖温度效率两个指标来评价气流组织对太阳能利用的影响, 并采用标准  $k-\epsilon$  紊流模型、饱和多孔介质能量双方程模型和 Brinkman-Forchheimer Extended Darcy 模型, 计算、分析和比较了通风方式对系统内的传热与流动特性的影响。结果表明, 多孔蓄热墙太阳能采暖系统的通风方式, 对采暖房内的温度场、流场有着很大的影响, 它直接影响到系统的保温作用和多孔墙的热利用率。当系统处于上进上排的通风方式时, 有利于提高多孔墙的利用率。

**关键词** 多孔蓄热墙; 采暖系统; 送排风方式; 优化设计

**中图分类号:** TK511 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2010)08-1367-04

## OPTIMAL DESIGN OF THE SOLAR HEATING SYSTEM WITH POROUS HEAT-STORAGE WALL

OUYANG Li<sup>1</sup> LIU Wei<sup>2</sup>

(1. School of Automobile Engineering, Wuhan Univ. of Tech., Wuhan 430070, China;  
2. School of Energy and Power Engineering, Huazhong Univ. of Sci & Tech., Wuhan 430074, China)

**Abstract** In this paper, an optimal solar heating system with porous heat-storage solar wall is designed. The heating energy available coefficient and the heating temperature efficiency proposed in this paper are regarded as two indicators to assess the effect of air distribution on the usage of solar energy. The effect of ventilation mode on the heat transfer and flow characteristics of the heating system are calculated, analyzed and compared by using the energy two-equation model and Brinkman-Forchheimer Extended Darcy model for saturated porous medium, and the standard  $k-\epsilon$  turbulent flow model. Results show that the ventilation mode of the solar heating system with porous heat-storage solar wall has a big influence on the temperature field, the flow field in the heating room, and it directly affects the insulation effect of the system and the heat utilization of the porous solar wall. The ventilation pattern of upper-side inlet and upper-side outlet is conducive to raising the utilization of the porous wall.

**Key words** porous heat-storage solar wall; heating system; air supply and exhaust mode; optimal design

## 0 引 言

太阳能采暖系统主要有“主动式”和“被动式”两种形式。主动式太阳能采暖系统是将太阳能作为低温热源, 利用工质的强制或热力循环达到采暖的目的。“被动式”太阳能采暖系统是利用建筑物内部空间和外部构造, 收集、贮存和分配太阳能, 并利用自然对流方式将热量进行传递, 低能耗地解决或部分解决建筑物的采暖问题。国内外学者对此作了大量的理论和应用研究<sup>[1~5]</sup>。然而, 在太阳能采暖系统的设计和研究中, 国内外学者没有综合利用这两

种形式, 以达到有效利用太阳能、降低运行能耗的目的。本文设计了综合利用这两种方式的太阳能采暖系统, 并从理论上验证了其可行性和优越性。

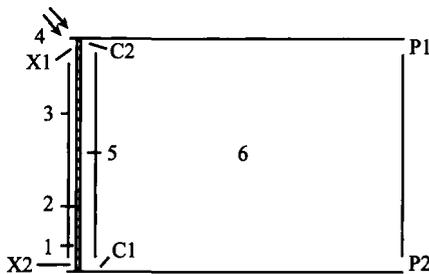
## 1 物理模型

图 1 为多孔蓄热墙太阳能采暖系统示意图, 它由两部分组成: (1) 太阳能多孔墙; (2) 空气输送系统。多孔蓄热墙的集热面朝南, 采用具有集热和蓄热特性的等径、均匀的球形多孔介质填充墙体。因此,

收稿日期: 2009-12-30; 修订日期: 2010-6-30

作者简介: 欧阳莉 (1967-), 女, 湖南长沙人, 讲师, 博士, 主要从事可再生能源、多孔介质理论及应用研究。

墙体具有集热蓄热双层作用。为了减小多孔墙与环境之间的长波辐射,在多孔墙与环境之间装有透明的玻璃盖板,形成一个玻璃通道。此外,为了强化对流换热和引入热空气,在多孔蓄热墙太阳能采暖系统的出口处设有排风机。该系统的一个重要特点是:系统的上、下进风口,采暖房的上、下进风口以及系统的上、下排风口均为可开启式风口,而且,上下排风口处均设有风机。其作用是:白天,开启 X1、C1 和 P1 风口,关闭 X2、C2 和 P2 风口,启动系统上排风口处的风机,停止系统下排风口处的风机,这时,系统的通风方式为上进、上排方式,对采暖房进行主动式供暖,其工作过程是,在风机的作用下,室外空气从风口吸入系统,在流动过程中与多孔墙进行对流换热后,空气被加热到一定温度,并经空气输送系统送入采暖房,最后由排风口排出室外。而到了夜间,关闭系统的上下进风口和系统的上下排风口,停止风机的运行,采用被动式方式供暖。在本文中,采用数值模拟的方法,对该采暖系统的下进、下排和上进、上排两种通风方式的传热与流动特性进行了分析比较,进一步验证了在白天采用上进、上排通风方式进行采暖的可行性和优越性。



1. 玻璃通道 2. 多孔墙 3. 玻璃盖板 4. 太阳辐射 5. 通道  
6. 采暖房 X1. 系统上进风口 X2. 系统下进风口  
C1. 采暖房下进风口 C2. 采暖房上进风口  
P1. 系统上排风口 P2. 系统下排风口  
1. glass duct 2. porous wall 3. glass cover 4. solar radiation  
5. duct 6. heating room X1. upper-side inlet of system  
X2. lower-side inlet of system C1. lower-side inlet of heating  
room C2. upper-side inlet of heating room P1. upper-  
side outlet of system P2. lower-side outlet of system

图 1 多孔蓄热墙太阳能采暖系统示意图

Fig. 1 Schematic structure of solar heating system with porous heat storage wall

## 2 数学模型

### 2.1 空气输送通道、采暖房

采用常规的连续性方程、标准  $k-\varepsilon$  紊流方程和能量方程来描述空气输送通道和采暖房内的空气流动及温度分布。

### 2.2 多孔太阳墙数学模型

采用饱和多孔介质 Brinkman-Forchheimer Extended Darcy 模型和能量双方程模型来描述多孔墙内的传热与流动。控制方程如下:

$$\nabla \cdot \rho_f \vec{V} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\rho_f}{\varepsilon^2} \nabla \cdot (\vec{V} \cdot \vec{V}) = -\nabla P + \mu_{\text{eff}} \nabla^2 \vec{V} - \frac{\mu_f \vec{V}}{K} - \frac{\rho_f C}{\sqrt{K}} |\vec{V}| \vec{V} \quad (2)$$

$$K = \frac{d_b^2 \varepsilon^3}{175(1-\varepsilon)^2}, C = \frac{1.75}{\sqrt{175}} \varepsilon^{-3/2} \quad (3)$$

$$(c_f \rho_f) \vec{V} \cdot \nabla T_f = \nabla \cdot (\lambda_f \nabla T_f) + S_f \quad (4)$$

$$\nabla \cdot (\lambda_{\text{seff}} \nabla T_s) + \varphi \alpha_p \tau G_{\text{sun}} \Omega + S_s = 0 \quad (5)$$

式中,  $\vec{V}$  表示空气在多孔墙内流动的达西速度矢量;  $\varepsilon$ 、 $\mu_{\text{eff}}$ 、 $K$ 、 $C$  分别表示多孔墙的平均孔隙率、有效黏度、渗透率、惯性系数;  $d_b$  表示平均颗粒直径;  $\Omega$  表示多孔介质比面;  $\varphi$  表示太阳辐射结构修正系数,它反映多孔墙结构、材料对太阳辐射透过和吸收性能的影响,该参数由实验或计算确定,是多孔墙结构设计和材料研制的宏观参数。式 (4) 和式 (5) 构成能量双方程模型,式 (4) 的源项为:  $S_f = h_v(T_s - T_f)$ , 而式 (5) 中的源项为:  $S_s = -h_v(T_s - T_f)$ , 其中  $\lambda_{\text{seff}}$  可按下面的公式计算<sup>[6]</sup>:

$$\lambda_{\text{seff}} = \lambda_f \left\{ 1 - \sqrt{1-\varepsilon} + 2 \frac{\sqrt{1-\varepsilon}}{1-\lambda B} \times \left[ \frac{B(1-\lambda)}{(1+\lambda B)^2} \ln\left(\frac{1}{\lambda B}\right) - \frac{B+1}{2} - \frac{B-1}{1-\lambda B} \right] \right\} \quad (6)$$

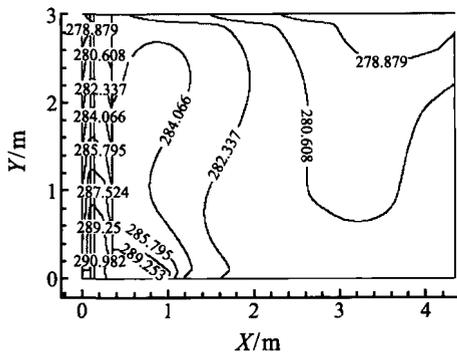
以上各式中,  $\lambda_{\text{seff}}$ 、 $\lambda_s$ 、 $\lambda_f$ 、 $\mu_f$ 、 $\rho_f$ 、 $c_f$  分别表示多孔墙有效导热系数、多孔墙固体骨架导热系数、空气的导热系数、黏度、密度、比热容;  $B$  表示规则球体构成的堆积床的形状系数,  $B = 1.25((1-\varepsilon)/\varepsilon)^{10/9}$ ; 比值  $\lambda = \lambda_f/\lambda_s$ 。

## 3 数值计算结果及分析

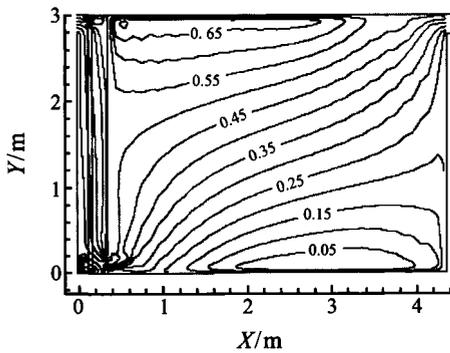
图 2 为上进、上排通风方式时的计算结果。此时,系统中的采暖房采用下送上排的气流组织形式。图 2(a) 为系统内的温度分布。从图中可看出,在风机的作用下,温度为 277.15 K 的室外空气流入多孔墙内部,在流动过程中,被不断加热,空气的温度升高,靠近多孔墙底部,空气的温度较高,温度值大约为 290.98~292.15 K。这充分说明多孔墙是太阳能采暖系统的主要能量吸收器和蓄热器。被加热的空气,又在风机的作用下,从采暖房底部送风口流入采暖房间,与室内空气充分混合,提高房间内的温度。通过计算得出,工作区的平均温度比室外温度高 8.5 K

左右, 约为 285.69 K, 能够满足冬季辅助采暖的要求, 这表明该系统具节能效果。另外, 从图中还可看出, 房间内大部分区域的温度沿纵向分层分布, 入口处的空气温度较高, 而排风口处, 空气温度较低。室内工作区温度分布均匀, 工作人员不会处在冷热交界面处, 不会产生温度梯度带来的下送风的负面影响。而且, 采暖房内的环境, 受外界冷壁面和冷空气的影响较弱, 在冬天的时候, 室内热量损失较少。因此, 采用该系统能满足人体的热舒适要求。图 2(b) 为上进、上排通风方式的流函数分布。从图中可看出, 在风机的作用下, 热空气从采暖房下部送风口吸入后, 并借助热气流自身的浮升力和卷吸作用向上流动, 贯穿整个房间, 分别在左上方和右下方大范围内形成了回流区。室内工作区内速度较小, 而且分布均匀, 不会产生吹风感, 因此, 能保证较好的舒适度。从图中还能看到, 工作区处于回流区中, 送风能够与室内空气充分地混合, 使得工作区内温度分布均匀。另外, 由于采暖房的送排风方式利用了热气流的上升作用, 从而降低系统的运行能耗。

为系统内的温度分布。从图中可看出, 室外空气从采暖系统下部风口流入, 冷气流从下至上流经多孔墙, 在流动过程中被不断加热, 在多孔墙顶部, 空气温度较高, 约为 292.71~293.15 K。被加热的空气在风机的作用下, 从采暖房上部风口流入房间, 与室内空气混合达到供暖的目的。工作区内空气平均温度约为 281.35 K, 高于环境温度约 4.2 K。从图中看到, 采暖房内空气温度沿水平方向分层分布, 靠近房间南墙处, 空气的温度较高, 而靠近房间的北墙处, 空气的温度较低。工作人员易处于冷热交界面上, 不利于人的健康, 舒适性较差, 特别是靠近底部排风口处, 这种影响更明显。而且, 工作区受到外界冷壁面和冷空气的影响较大, 房间内热量损失较多, 室内的保温效果较差。图 3(b) 为下进、下排通风方式的流函数分布。从图中可看出, 在风机的作用下, 热气流从采暖房上部风口进入房间, 由于热气流的浮升作用, 使得气流在房间右上方形成较大的回流区。同时, 在风机的强制作用下, 热气流贯穿房间, 并且在房间左下方, 也形成一个较大的回流区。室内工作区流速较小, 而且分布均匀, 不会产生吹风感。



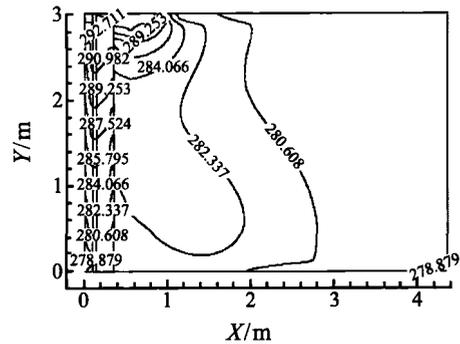
(a) 温度分布 (K)  
(a) Temperature distribution (K)



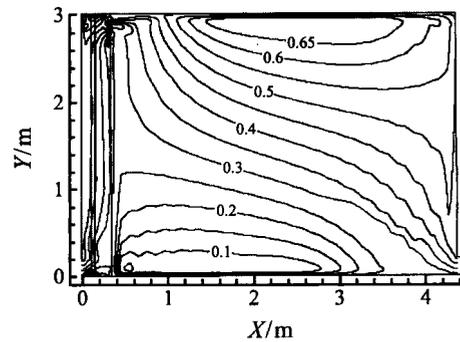
(b) 流函数分布  
(b) Stream function distribution

图 2 上进上排通风方式

Fig. 2 Ventilation pattern of upper-side inlet and upper-side outlet



(a) 温度分布 (K)  
(a) Temperature distribution (K)



(b) 流函数分布

(b) Stream function distribution

图 3 下进下排通风方式

Fig. 3 Ventilation pattern of lower-side inlet and lower-side outlet

图 3 为下进、下排通风方式的计算结果。图 3(a)

表 1 上进、上排方式时, 采暖房内工作区的温度

Table 1 Air temperature of work zone in the heating room for the ventilation pattern of upper-side inlet and upper-side outlet

number	1	2	3	4	5	6	7	8
$T_1(K)$	291.27	290.52	289.78	289.04	288.29	287.55	286.81	286.07
number	9	10	11	12	13	14	15	16
$T_1(K)$	285.32	284.58	283.84	283.09	282.35	281.61	280.86	280.12

表 2 上进、上排方式时的计算结果

Table 2 Calculation results for the ventilation pattern of upper-side inlet and upper-side outlet

$T_{m_1}(K)$	$T_{m_2}(K)$	$T_s(K)$	$T_{out}(K)$	$\eta_{e_1}$	$T_{e_1}(\%)$
284.21	285.69	290.31	277.92	2.55	60.72

表 3 下进、下排方式时, 采暖房内工作区的温度

Table 3 Air temperature of work zone in the heating room for the ventilation pattern of lower-side inlet and lower-side outlet

number	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$T_1(K)$	280.39	281.20	282.01	282.82	283.63	282.82	282.01	281.20	280.39	278.77	279.58

表 4 下进、下排方式时的计算结果

Table 4 Calculation results for the ventilation pattern of lower-side inlet and lower-side outlet

$T_{m_1}(K)$	$T_{m_2}(K)$	$T_s(K)$	$T_{out}(K)$	$\eta_{e_2}$	$T_{e_2}(\%)$
285.25	281.35	291.27	278.34	1.30	23.29

本文提出了采暖能量利用系数和采暖温度效率两个评价指标, 进一步验证采用上进、上排通风方式的优越性, 计算温度采用工作区温度。

采暖能量利用系数为:

$$\eta_e = \frac{T_s - T_{out}}{T_s - T_{m_2}} \quad (7)$$

采暖温度效率为:

$$T_e = \frac{T_{m_2} - T_{out}}{T_s - T_{out}} \quad (8)$$

$T_{m_1}$ 、 $T_{m_2}$  分别为系统和工作区的平均温度,  $T_s$  为采暖房送风温度,  $T_{out}$  为系统排风温度。当排风温度越低, 工作区的空气平均温度越高时, 采暖能量利用系数越高。当采暖房的送风温度和排风温度一定时, 工作区的平均温度越高, 则采暖温度效率越高。因此, 两者能综合反映系统的气流组织方式对太阳能利用的影响。计算结果见表 1~4。

## 4 结 论

本文设计了一种优化的多孔蓄热墙太阳能采暖系统, 该系统能针对太阳能断续性的特点, 充分地发挥蓄热墙的蓄热作用, 有效利用太阳能供暖。基于数值模拟方法, 进一步验证了白天采用上进、上排通风

方式的可行性和优越性, 并从系统的设计和运行两个方面, 提出了有效利用太阳能的优化方案。

## 参 考 文 献

- [1] 陈威. 温室-蓄热层-采暖房系统中的传热与流动研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2004  
CHEN Wei. The Study of Heat Transfer and Flow in Greenhouse, Heat Storage Layer and Heating Room [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2004
- [2] 郑瑞登. 太阳能供热采暖工程应用推广 [J]. 太阳能, 2007(2): 37-41  
ZHENG Ruideng. The Popularization and Application of Solar Energy in Heating Engineering [J]. Solar Energy, 2007(2): 37-41
- [3] 卫欣. 一种公共建筑上的太阳墙系统 [J]. 太阳能, 2007(1): 28-29  
WEI Xin. A Solar Wall System of Public Buildings [J]. Solar Energy, 2007(1): 28-29
- [4] Luis A, Medineli S, Ricardo A, et al. Modelling and Identification of Solar Energy Water Heating System Incorporating Nonlinearities [J]. Solar Energy, 2007, 81(5): 570-580
- [5] Huseyin G, Arif H. Exergetic Modelling and Performance Evaluation of Solar Water Heating Systems for Building Applications [J]. Energy and Buildings, 2007, 39(5): 509-516
- [6] Zehner P, Schlunder E U. Thermal Conductivity of Granular Materials at moderate temperature. Chemie Ingenieur Technik, 1970, 42(14): 933-941