

太阳能蓄能通风系统理论模型

卢军^a, 赵娟^b, 黄光勤^b, 张亚芹^b, 刘雨曦^b

(重庆大学 a. 三峡库区生态环境教育部重点实验室; b. 城市建设与环境工程学院, 重庆 400045)

摘要:建立一个太阳能蓄能通风系统的理论模型,以计算该系统白天蓄热量和夜间通风量。以昆明市气象参数为依据,分析了采用相变材料的相变温度分别为 38、44、50、63 °C 时,该系统通风量与烟囱倾角的变化关系。计算结果表明,对于不同相变材料,无论在何倾角下,他们的蓄热量大小趋势都是一致的,即相变温度越高,蓄热量越小。综合考虑通风量和通风时长 2 种因素,系统最佳倾角应该为 45°,而最佳相变材料应为 38 °C 十四烷酰。

关键词:太阳能;相变材料;相变温度;通风量;通风时长

中图分类号: TU834.1 文献标志码: A 文章编号: 1674-4764(2012)03-0110-07

A Mathematical Model of Solar Energy Storage Ventilation System

LU Jun^a, ZHAO Juan^b, HUANG Guangqin^b, ZHANG Yaqin^b, LIU Yuxi²

(a. Key Laboratory of the Three Gorges Reservoir Region's Eco-Environment, Ministry of Education;

b. Faculty of Urban Construction and Environmental Engineering, Chongqing University, Chongqing 400045, P. R. China)

Abstract: A mathematical model of solar energy storage ventilation system was built in order to calculate the heat storage during daytime and the ventilation rate during nighttime. Based on meteorological parameters of Kunming in China, phase change materials (PCM) were used at the temperature of 38 °C, 44 °C, 50 °C and 63 °C respectively to search the relationship between ventilation volume and the angle of chimney. The modeling calculation results show that for different phase change materials, and in any angle, the trend of heat accumulation is consistent, namely heat accumulation is smaller with a higher phase change temperature. Considering both the average hourly ventilation volume and the duration, the best angle of this system should be 45°, and the best phase change material should be 38 °C myristoyl.

Key words: solar energy; phase change materials (PCM); phase-translation temperature; ventilation volume; ventilation duration

利用太阳能进行自然通风不是一个新的概念,太阳能吸热壁由法国太阳能实验室主任 Felix Trombe 教授首次提出,因此也称为特朗勃墙。Ong^[1] 提出一个太阳能烟囱数学模型,并建立一个热网络模型,采用矩阵求解稳态传热方程组,确定系统各部分温度及热量。Mathur 等^[2] 研究了太阳能烟囱中烟囱倾角对空气流量的影响。Jyotirmay Mathur 给出各个纬度下,最佳的烟囱倾斜角度。Bassiouny 等^[3] 通过数值模拟分析研究了烟囱倾斜角度对每小时换气次数和室内空气流态的影响。叶宏等^[4] 对多种结构的太阳房进行了模拟分析,研究

了集热面的热辐射性质、特朗勃墙体材料的热物理性、不同的透明盖板以及在透明盖板与特朗勃墙之间增加金属吸热板等对太阳房热效果的影响。Zhang 等^[5] 研制了 20~60 °C 范围石蜡-聚乙烯体系定形相变材料,改进了定形相变材料热性能和阻燃性,将它与混凝土掺混,通过添加剂增大了其导热系数,并对其稳定性进行了研究。关于太阳能与相变墙相结合的技术已有大量研究,于瑾等^[6] 提出太阳能-相变墙一体化技术,在围护结构中加入相变材料增加其热惰性,从而减少室内温度波动幅度,提高室内环境的热舒适性。肖伟等^[7] 提出了一种与太阳能

收稿日期: 2011-09-24

基金项目: 国家支撑计划课题资助(2006BAJ02A02-05、2006BAJ01A05-06-04)

作者简介: 卢军(1966-),男,教授,博士生导师,主要从事建筑节能研究,(E-mail) lujun66@vip.sina.com.

空气集热器结合的定形相变蓄能地板采暖系统。何叶从等^[8]通过建立基于焓法相变墙板的传热模型,研究了其传热特性,分析了影响相变墙板传热性能的因素。李百战等^[9]将自制复合有机相变材料与EPS保温材料相粘和,制作成轻质建筑用墙体材料。上述研究中,太阳能烟囱的相关讨论均为白天利用太阳辐射进行通风。而关于太阳能与相变材料相结合的技术均为相变墙研究,主要用于增加墙体热惰性,减少室内温度波动。将相变材料引入太阳能烟囱进行夜间通风或全天通风的技术尚不多见。Arkar等^[10-12]提出一种相变蓄热模块(LHTES)进行建筑自然冷却通风,建立数学模型,对不同气候地点自然冷却潜力进行分析,并提出相变材料最佳熔化温度。

本文提出的新型太阳能蓄能通风系统是在常规的太阳能通风系统中加入相变蓄热材料(PCM),在白天利用集热面吸收透过玻璃盖板的太阳辐射热,并传入蓄热层进行蓄热,或同时进行热压通风;夜晚蓄热层放热实现热压通风^[13]。

1 物理模型

太阳能蓄能通风系统的结构如图1、图2所示。系统置于建筑屋顶之上,由太阳能烟囱、玻璃盖板、空气通道、集热面、相变蓄热材料、挤塑板、外墙构成。

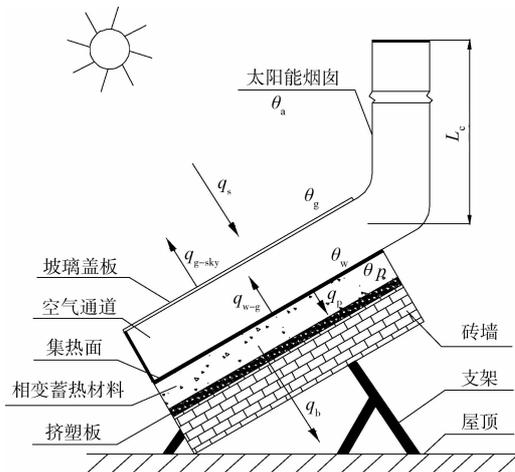


图1 白天蓄热期间系统能量示意图

如图1所示,白天蓄热期间,系统进出口封闭。太阳辐射透过玻璃盖板,照射到黑色集热面上,使集热面的温度升高,向相变蓄热材料传热,当相变蓄热材料的温度达到其相变温度时,发生潜热,这期间相变蓄热材料的温度大致不变。

如图2所示,夜间通风期间,此系统进出口开启。相变蓄热材料向外传热。

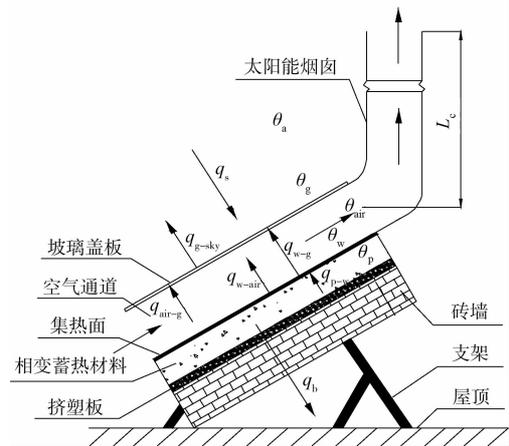


图2 夜间通风期间系统能量示意图

2 数学模型

2.1 几点假设

太阳能蓄能通风系统内部传热过程比较复杂,特别是蓄热材料在相变过程中各项参数有所变化,为简化模型、更好的分析传热特性,在建立数学模型和数值分析前,先提出一些有利于分析系统动态传热特性的合理假定、简化和必要的前提。

1)白天蓄热期间,相变蓄热材料的温度在达到其相变温度 θ_m 之前与集热面的温度相等(即 $\theta_m = \theta_w$),一旦达到其相变温度 θ_m 之后,温度就不再变化;

2)夜晚通风期间,相变蓄热材料释放热量,温度 θ_p 恒定为相变温度(即 $\theta_p = \theta_m$),直至热量全部放完;

3)夜晚通风期间,当相变蓄热材料向集热面传递的总热量与其向室内传递的总热量之和等于其白天的蓄热量时,即 $Q_{p-w} + Q_b = Q_x$ 时,通风结束;

4)相变蓄热材料内部各点温度相等,不考虑内部导热。相变材料物理性质不随相变过程发生改变。

2.2 能量平衡

2.2.1 白天蓄热期间 系统各部分传热如图1所示,根据能量平衡,玻璃盖板所得能量=玻璃盖板吸收的太阳辐射量+集热面对玻璃盖板的传热量-玻璃盖板向天空散失的热量

$$\frac{d\theta_g}{dt} \rho_g C_g V_g = \alpha_g q_s A + q_{w-g} A - q_{g-sky} A \quad (1)$$

集热面所得能量=集热面吸收的太阳辐射量-集热面对玻璃盖板的传热量-集热面向相变蓄热材料传递的热量

$$\frac{d\theta_w}{dt} \rho_w C_w V_w = \tau_g \alpha_w f q_s A - q_{w-g} A - q_p A \quad (2)$$

式中:下标 g 表示玻璃盖板、w 表示集热面、p 表示相变蓄热材料; Δt 为时间步长,s; θ_g 、 θ_w 、 θ_p 分别为玻璃盖板、集热面和相变蓄热材料的温度,K; ρ_g 、 ρ_w 分别为玻璃盖板、集热面的密度, kg/m^3 ; C_g 、 C_w 分别为玻璃盖板、集热面的比热, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; V_g 、 V_w 分别为玻璃盖板、集热面的体积, m^3 ; A 为玻璃盖板、集热面和相变蓄热材料表面积, m^2 ; α_g 、 α_w 分别为玻璃盖板和集热面对太阳辐射的吸收率,文中取值分别为 0.06 和 0.92; τ_g 为玻璃盖板对太阳辐射的透射率,文中取值为 0.84; f 为受两侧墙的遮挡作用的影响,太阳辐射所需乘以的系数,文中取值为 1; q_s 为照射到倾斜面的总太阳辐射能 W/m^2 ; q_{w-g} 为集热面向玻璃盖板损失的热量, W/m^2 ; q_{g-sky} 为玻璃盖板向外界空气损失的热量, W/m^2 ; q_p 为集热面向相变蓄热材料传递的热量 W/m^2 ; q_b 为相变蓄热材料向室内传递的热量, W/m^2 ; q_x 为相变蓄热材料的蓄热量, W/m^2 。

能量平衡方程中各传热量计算方式如下:

1) 相变蓄热材料的蓄热量

$$q_x = q_p - q_b \quad (3)$$

2) 集热面传给玻璃的热量

$$q_{w-g} = U_{w-g}(\theta_w - \theta_g) \quad (4)$$

$$U_{w-g} = h_{r,w-g} + h_{c,w-g} \quad (5)$$

$$h_{r,w-g} = \frac{\sigma(\theta_w^2 + \theta_g^2)(\theta_w + \theta_g)}{\xi_w^{-1} + \xi_g^{-1} - 1} \quad (6)$$

$$h_{c,w-g} = \frac{Nu\lambda_{air}}{\delta_{air}} \quad (7)$$

努谢尔数 Nu 可根据有限空间自然对流换热关联式^[14]给出,

$$Nu = [0.06 - 0.017(\beta/90)]Gr^{1/3} \quad (8)$$

$$Gr = \frac{g(\theta_w - \theta_g)\delta_{air}^3}{\nu^2\theta_{air}} \quad (9)$$

式中:下标 air 表示集热面和玻璃盖板间的空气层、r 表示辐射换热、c 表示对流换热; U_{w-g} 为集热面到玻璃盖板的总换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; $h_{r,w-g}$ 为集热面到玻璃盖板的辐射换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; $h_{c,w-g}$ 为集热面到玻璃盖板的对流传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; ξ_w 为集热面的发射率,取 0.94; ξ_g 为玻璃盖板的发射率,取 0.90; σ 为斯蒂芬-波尔兹曼数, $5.67 \times 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$; λ_{air} 为夹层空气导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; β 为热面倾角; g 为重力加速度, m/s^2 ; ν 为空气层的运动黏度,取 $19.5 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$; σ_{air} 为集热面和玻璃盖板间的空气层的厚度,m; θ_{air} 为夹层空气温度,K。

3) 玻璃向周围环境的传热量

$$q_{g-sky} = U_{g-sky}(\theta_g - \theta_a) \quad (10)$$

$$U_{g-sky} = h_{r,g-sky} + h_{c,g-sky} \quad (11)$$

$$h_{r,g-sky} = \frac{\sigma\xi_g(\theta_g + \theta_s)(\theta_g^2 + \theta_s^2)(\theta_g - \theta_s)}{\theta_g - \theta_a} \quad (12)$$

$$h_{c,g-sky} = 5.7 + 3.8v_a \quad (13)$$

$$\theta_s = 0.055 2\theta_a^{1.5} \quad (14)$$

式中:下标 sky 表示天空、a 表示室外环境; U_{g-sky} 为玻璃盖板与室外环境的总换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; $h_{r,g-sky}$ 为玻璃与天空的辐射换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; $h_{c,g-sky}$ 为玻璃与室外空气的对流传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; v_a 为室外空气的风速, m/s ; θ_s 、 θ_a 分别为天空温度、室外空气温度,K。

4) 集热面传给蓄热材料的热量

$$q_p = U_w(\theta_w - \theta_p) \quad (15)$$

式中 U_w 为集热面到相变蓄热材料的传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

5) 蓄热材料向室内的传热量

$$q_b = U_b(\theta_p - \theta_i) \quad (16)$$

$$U_b = \frac{1}{1/h_i + \Delta w_1/k_{w1} + \Delta w_2/k_{w2}} \quad (17)$$

$$h_i = \frac{Nu_i \times \lambda_i}{L} \quad (18)$$

式中:下标 r 表示室内环境; θ_i 为室内空气温度,K; h_i 为建筑墙体与室内空气的对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; Δw_1 为建筑墙体的厚度,m,取 0.24 m; Δw_2 为保温材料的厚度,m,取 0.03 m; k_{w1} 为建筑墙体的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$,取 0.93 $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; k_{w2} 为保温材料的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$,取 0.028 $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; L 为系统的定型尺寸,m; θ_i 为定性温度,其值如下式所示

$$\theta_i = \frac{\theta_{xb} + \theta_r}{2} \quad (19)$$

式中: θ_{xb} —相变蓄热材料的相变温度,K。

将式(19)代入能量方程(2)后,未知数只有 θ_g 和 θ_w ,采用差分的方法即可求出系统各个部分每个时刻所对应的温度、传热量以及相变蓄热材料所储存的能量,从而求出相变蓄热材料所需体积量。

2.2.2 夜间通风期间 系统各部分传热如图 2 所示,系统进出口打开,夹层空气流通。假设相变蓄热材料储存的热量放完之前,温度 θ_p 恒定($\theta_p = \theta_m$)。

根据能量平衡,玻璃盖板所得能量=玻璃盖板吸收的太阳辐射量+夹层空气对玻璃盖板的对流传热量+集热面对玻璃盖板的辐射换热量-玻璃盖板向天空散失的热量

$$\frac{d\theta_g}{\Delta t} \rho_g C_g V_g = \alpha_g q_s A + q_{air-g} A + q_{r,w-g} A - q_{g-sky} A \quad (20)$$

空气夹层所得能量=集热面对空气夹层的对流换热量-空气夹层对玻璃盖板的对流换热量-夹层空气所带走的能量

$$\frac{d\theta_{\text{air}}}{dt} \rho_{\text{air}} C_{\text{air}} V_{\text{ty}} = q_{\text{w-air}} A - q_{\text{air-g}} A - m C_{\text{air}} (\theta_{\text{fo}} - \theta_{\text{fi}}) \quad (21)$$

集热面所得能量=集热面吸收的太阳辐射量+相变蓄热材料对集热面传递的热量-集热面对玻璃盖板的辐射换热量-集热面对夹层空气的对流换热量

$$\frac{d\theta_{\text{w}}}{dt} \rho_{\text{w}} C_{\text{w}} V_{\text{w}} = \tau_{\text{g}} \alpha_{\text{w}} q_{\text{s}} + q_{\text{p-w}} A - q_{\text{r,w-g}} A - q_{\text{w-air}} A \quad (22)$$

通道内空气温度 θ_{air} 与通道进出口空气温度 θ_{fi} , θ_{fo} 的关系如下所示:

$$\theta_{\text{air}} = \gamma \theta_{\text{fo}} + (1 - \gamma) \theta_{\text{fi}} \quad (23)$$

式中: θ_{fi} , θ_{fo} 为通道进出口空气温度, K, 取 $\theta_{\text{fi}} = \theta_{\text{air}}$; γ 根据文献[2, 15-16], 取 0.74。

集热面传给玻璃的热量

$$q_{\text{r,w-g}} = h_{\text{r,w-g}} (\theta_{\text{w}} - \theta_{\text{g}}) \quad (24)$$

蓄热材料传给集热面的热量

$$q_{\text{p-w}} = U_{\text{w}} (\theta_{\text{p}} - \theta_{\text{w}}) \quad (25)$$

集热面传给空气的热量

$$q_{\text{w-air}} = h_{\text{w-air}} (\theta_{\text{w}} - \theta_{\text{air}}) \quad (26)$$

空气传给玻璃盖板的的热量

$$q_{\text{air-g}} = h_{\text{air-g}} (\theta_{\text{air}} - \theta_{\text{g}}) \quad (27)$$

$$h_{\text{w-air}} = \frac{Nu_{\text{w-air}} \lambda_{\text{air}}}{L_{\text{w}}} \quad (28)$$

$$h_{\text{air-g}} = \frac{Nu_{\text{air-g}} \lambda_{\text{air}}}{L_{\text{g}}} \quad (29)$$

式中: L_{w} 为集热面长度, L_{g} 为玻璃盖板长度。

对于自然对流层流, 倾斜通道内 Nu 的算法如下:

$$Nu = 0.6 (Gr \cos \beta Pr)^{1/5}, 10^5 < Gr \cdot Pr < 10^{11} \quad (30)$$

单位时间内进入通道的空气质量可用下式计算:

$$m = \frac{C_{\text{d}} \rho_{\text{air}} A_{\text{o}}}{\sqrt{1 + (A_{\text{o}}^2 / A_{\text{i}}^2)}} \sqrt{2g(L_{\text{i}} \sin \beta + L_{\text{c}}) \left(\frac{\theta_{\text{air}}}{\theta_{\text{r}}} - 1 \right)} \quad (31)$$

$$C_{\text{air}} = 1007 + 0.04(\theta_{\text{air}} - 300) \quad (32)$$

式中: L_{i} 为太阳能通风屋顶的长度, $L_{\text{i}} = L_{\text{w}} = L_{\text{g}}$; L_{c} 为太阳能烟囱的长度。

将式(23)~(32)代入能量方程(20)~(22)后, 未知数只有 θ_{g} , θ_{air} 和 θ_{w} , 采用差分的方法即可求出夜间通风期间系统各个部分每个时刻所对应的温度、传热量以及相变蓄热材料所释放的能量, 当相变蓄热材料向集热面传递的总热量与其向室内传递的总热量之和等于其白天的蓄热量时, 即 $Q_{\text{p-w}} + Q_{\text{b}} =$

Q_{x} 时, 通风结束。从而得知夜间的通风时间, 求出夜间总通风量。

3 计算结果和讨论

选取昆明各月典型日气象参数进行计算, 根据典型气象年的日总辐射年变化图可以查出 12 个月中各日太阳辐射值与各月日平均辐射值相近的那一天, 共 12 d, 作为计算昆明地区全年范围内夜间通风量的代表日, 如表 4.1 所示。

表 1 计算昆明地区全年范围内夜间通风量的代表日

日期	太阳辐射能/ (MJ · m ⁻²)	日期	太阳辐射能/ (MJ · m ⁻²)
1月21日	14.13	7月16日	15.81
2月1日	15.76	8月22日	14.76
3月19日	19.85	9月27日	13.53
4月29日	21.64	10月15日	12.09
5月20日	17.12	11月18日	11.32
6月23日	15.10	12月13日	11.40

以相变温度分别为 38、44、50、63 °C 的十四(烷)酰、月桂酸、十四(烷)酸、棕榈酸作为太阳能蓄能通风系统的相变蓄热材料, 选取烟囱倾斜角度为 0°、30°、45°、60° 以及 90°, 设集热面的尺寸为 1 500 mm × 1 000 mm, 烟囱高度 $L_{\text{c}} = 2$ m, 进出口面积 $A_{\text{i}} = A_{\text{o}} = 0.2$ m², 空气通道高度 $\delta_{\text{air}} = 0.2$ m。通风时间预定为晚上 19:00—次日 7:00。采用 Matlab 软件计算在各相变温度以及各种倾斜角度下代表日的蓄热量和通风量。

图 3 显示了各倾角、不同相变温度下各月代表日白天蓄热量。倾角为 0° 时, 各相变材料最大蓄热量均出现在 4 月 19 日, 最小蓄热量在 11 月 18 日 (63 °C 最小辐射量在 12 月 13 日), 从全年变化趋势观察, 1 月—4 月呈上升趋势, 之后下降, 7 月有所上升, 之后持续下降, 在 10 月和 12 月蓄热量略有上升; 倾角为 30° 时, 各相变材料最大蓄热量出现在 2 月 1 日 (38 °C 最大辐射量在 3 月 19 日), 最小蓄热量在 11 月 18 日, 从全年变化趋势观察, 2 月—4 月蓄热量最大, 之后下降, 7 月有所上升, 之后持续下降, 在 10 月和 12 月蓄热量有所上升; 倾角为 45° 时, 各相变材料最大蓄热量出现在 2 月 1 日, 最小蓄热量在 9 月 27 日 (38 °C 最小辐射量在 11 月 18 日), 从全年变化趋势观察, 从 2 月份之后蓄热量开始下降至 6 月, 7 月有所上升, 之后持续下降, 在 10 月和 12 月蓄热量有所上升; 倾角为 60° 时, 各相变材料最大蓄热量出现在 2 月 1 日, 最小蓄热量在 6 月 23 日, 从全年变化趋势观察, 从 2 月份之后蓄热量开始下降至 6 月, 7 月有所上升, 之后持续下降, 在 10 月和 12 月蓄热量有所上升; 倾角为 90° 时, 各相变材料最大

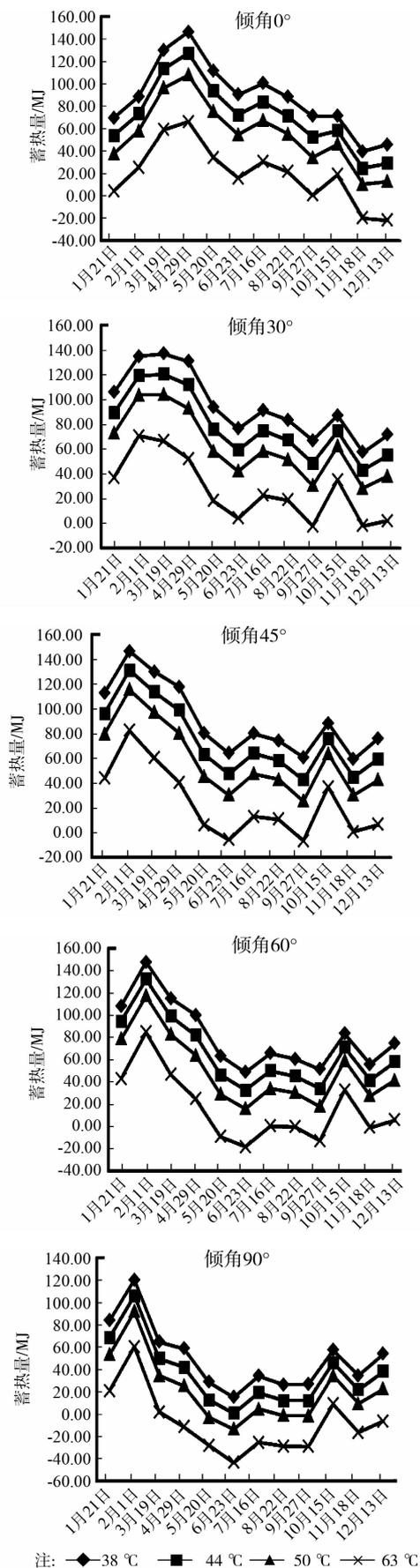


图3 各倾角不同相变温度代表日蓄热量

蓄热量出现在2月1日,最小蓄热量在6月23日,从全年变化趋势观察,从2月份之后蓄热量开始下降至6月,7月有所上升,之后平缓下降至9月,在10月和12月蓄热量有所上升,11月蓄热量也比9月有所提高。

由以上分析可知,对于不同相变材料,无论在何倾角下,他们的蓄热量大小趋势都是一致的,即 $38^{\circ}\text{C} > 44^{\circ}\text{C} > 50^{\circ}\text{C} > 63^{\circ}\text{C}$ 。63℃棕榈酸蓄热量最不理想,且在任何倾角下都会出现负值,即蓄热面无法蓄热,反而会散失热量,不能进行夜间通风;倾角为 90° 时4种相变材料蓄热量相比其它倾角都小,但变化趋势基本相同。

图4显示了各倾角不同相变温度各代表日平均每小时通风量及通风时长。首先观察各倾角、不同相变温度下各月代表日平均每小时通风量,从图4可以发现,44℃通风量 $>$ 38℃通风量,44℃与38℃相变材料的平均通风量差值约在 $10\text{ m}^3/\text{h}$ 以内。50℃平均通风量在38℃与44℃周围上下波动,总体通风量大于这两者,63℃相变材料在各代表日的平均通风量波动尤为剧烈。另外,对比每种相变材料在各个倾角下的平均通风量大小,以38℃相变材料为例,倾角为 0° 时,平均通风量在 $80\sim 100\text{ m}^3/\text{h}$ 之间;倾角为 30° 时,平均通风量在 $45\sim 55\text{ m}^3/\text{h}$ 之间;倾角为 45° 时,平均通风量在 $90\sim 110\text{ m}^3/\text{h}$ 之间;倾角为 60° 时,平均通风量在 $70\sim 90\text{ m}^3/\text{h}$ 之间;倾角为 90° 时,平均通风量在 $70\sim 110\text{ m}^3/\text{h}$ 之间。因此倾角为 45° 时通风效果最为显著。同理分析其它温度相变材料在各个倾角下的平均通风量,均可发现,倾角为 45° 的通风效果最理想,其次为 0° 和 60° ,当倾角为 90° 时,各种相变材料的通风量变化比较剧烈,且50℃和63℃相变材料的不通风日较多,不利于全年通风。

观察各倾角、各温度下夜间通风时长,12个代表日中4种相变材料通风时长大小趋势相同,即 $38^{\circ}\text{C} > 44^{\circ}\text{C} > 50^{\circ}\text{C} > 63^{\circ}\text{C}$ 。另外,对比每种相变材料在各个倾角下的通风时长,以38℃相变材料为例,倾角为 0° 时,12个代表日中有8d可连续通风12h,最小通风时长为6h(11月18日);倾角为 30° 时,有10d可连续通风12h,11月18日通风时长为最小为8h;倾角为 45° 时,有9d可连续通风12h,11月18日通风时长为最小为8h;倾角为 60° 时,有8d可连续通风12h,11月18日通风时长为最小为8h;倾角为 90° 时,有2d可以连续通风12h,8月22日、9月27日及11月18日仅能通风5h。同理分析其它温度相变材料在各个倾角下的通风时长,均可

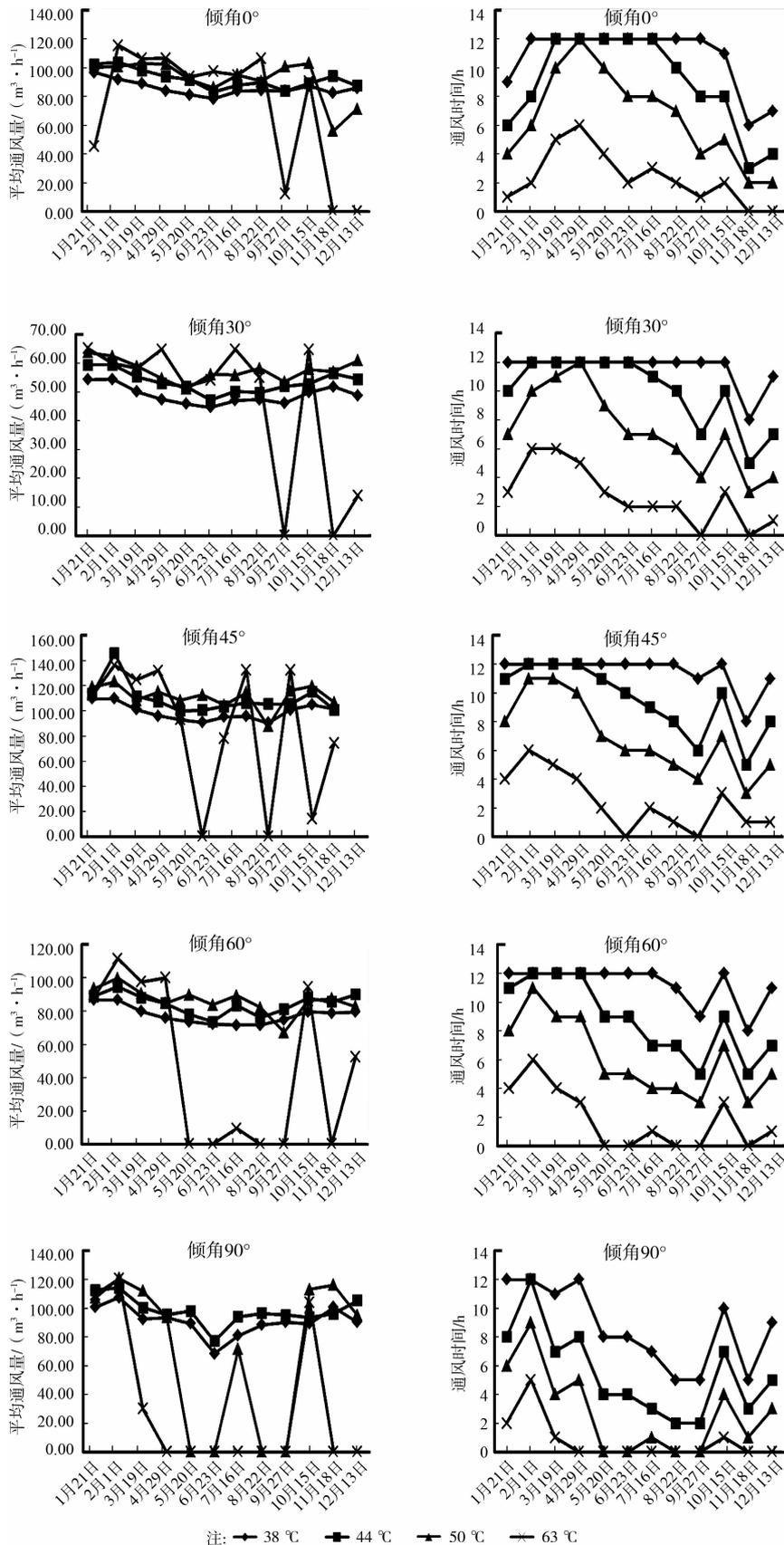


图 4 各倾角不同相变温度各代表日平均每小时通风量及通风时长

发现,倾角为 30°时,在所计算的 12 个代表日中通风时长维持在较大值的天数最多。其次为 45°、60°、

0°,对通风时间最不利的倾角为 90°。

通过 2 组对比,可以发现倾角 45°时,4 种相变

材料的通风量都是最理想的,可以维持在 $90 \sim 110 \text{ m}^3/\text{h}$;而倾角为 30° 时 12 个代表日通风时长最理想,相比之下 45° 倾角稍有劣势。因此,综合考虑通风量和通风时长 2 种因素,系统最佳倾角应该为 45° 。

对比倾角为 45° 时不同相变温度各代表日平均每小时通风量及夜间通风时长,寻找倾角为 45° 时最佳相变材料。由图 4 可以发现相变温度越高,通风量越大,但通风时间越短。 63°C 棕榈酸全年通风量波动很大,2 月—4 月、8 月、10 月通风量达最大值,其它月通风量为最小值,且全年最长通风时间仅为 6 h(2 月),且 6 月、9 月无法通风。若考虑该系统全年通风,则棕榈酸不可取。 50°C 十四烷酸 3 月、9 月的通风量小于 44°C 月桂酸,其他月均稍大于后者,但通风时长比月桂酸短,6 月—12 月(除 10 月)十四烷酸通风时间都在 6 h 以下。综合考虑, 44°C 月桂酸整体通风性能要优于 50°C 十四烷酸。 38°C 十四烷酰可 12 h 连续通风的天数达 9 d,通风量也基本在 $90 \sim 110 \text{ m}^3/\text{h}$,比 44°C 月桂酸同日通风量小大约 $10 \text{ m}^3/\text{h}$,而通风小时数要明显优于月桂酸。因此,最佳相变材料应为 38°C 十四烷酰。

4 结 论

通过建立太阳能蓄能通风系统的理论模型,以昆明市气象参数为依据,采用 Matlab 软件计算该系统白天蓄热量和夜间通风量。得出以下结论:

1) 对于不同相变材料,无论在何倾角下,他们的蓄热量大小趋势都是一致的,即随相变温度升高而降低。 63°C 棕榈酸蓄热量最不理想,且在任何倾角下都会在部分代表日出现负值而无法蓄热,不能进行夜间通风;倾角为 90° 时 4 种相变材料蓄热量相比其它倾角都最小,但变化趋势基本相同。

2) 综合考虑通风量和通风时长 2 种因素,系统最佳倾角应该为 45° ,而最佳相变材料应为 38°C 十四烷酰。

参考文献:

- [1] Ong K S. A mathematical model of a solar chimney[J]. *Renewable Energy*, 2003, 23: 1047-1060.
- [2] Mathur J, Mathur S, Anupma. Summer-performance of inclined roof solar chimney for natural ventilation[J]. *Energy and Buildings*, 2006, 38(10): 1156-1163.
- [3] Bassiouny R, Korah N. Effect of solar chimney inclination angle on space flow pattern and ventilation rate[J]. *Energy and Buildings*, 2009, 41(2): 190-196.
- [4] 叶宏, 葛新石. 几种集热-贮热墙式太阳房的动态模拟及热性能比较[J]. *太阳能学报*, 2000, 21(4): 349-357.
YE Hong, GE Xinshi. Dynamic simulations of several solar houses with different composite trombe-michel walls and the compare of their thermal performances[J]. *Acta Energiæ Solaris Sinica*, 2000, 21(4): 349-357.
- [5] Zhang Y, Ding J, Wang X, et al. Influence of additives on thermal conductivity of shape-stabilized phase change material[J]. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 2006, 90(11): 1692-1702.
- [6] 于瑾, 梁若冰, 杨景利, 等. 太阳能——相变墙一体化技术的可行性研究[J]. *建筑节能*, 2007, 35(196): 57-59.
YU Jin, LIANG Ruobing, YANG Jingli, et al. Feasibility study on the technology of solar energy-phase change wallboard integration[J]. *Construction Conserves Energy*, 2007, 35(196): 57-59.
- [7] 肖伟, 王馨, 张群力, 等. 结合太阳能空气集热器的定形相变蓄能地板采暖系统实验研究[J]. *太阳能学报*, 2008, 29(11): 1319-1323.
XIAO Wei, WANG Xin, ZHANG Qunli, et al. Experimental study on underfloor air supply system with air solar collector and shape-stabilized PCM[J]. *Acta Energiæ Solaris Sinica*, 2008, 29(11): 1319-1323.
- [8] 何叶从, 周杰, 王厚华, 等. 相变墙房间传热特性研究[J]. *太阳能学报*, 2007, 28(10): 1085-1090.
HE Yecong, ZHOU Jie, WANG Houhua, et al. Research on the performance of the phase change material wallboard room[J]. *Acta Energiæ Solaris Sinica*, 2007, 28(10): 1085-1090.
- [9] 李百战, 庄春龙, 邓安仲, 等. 相变墙体与夜间通风改善轻质建筑室内热环境[J]. *土木工程与环境工程*, 2009, 31(3): 109-113.
LI Baizhan, ZHUANG Chunlong, DENG Anzhong, et al. Improvement of indoor thermal environment in light weight building combining phase change material wall and night ventilation[J]. *Journal of Civil, Architectural & Environmental Engineering*, 2009, 31(3): 109-113.
- [10] Medved S O, Arkar C. Correlation between the local climate and the free-cooling[J]. *Energy and Buildings*, 2008, 40: 429-437.
- [11] Arkar C, Medved S. Free cooling of a building using PCM heat storage integrated[J]. *Solar Energy*, 2007, 81: 1078-1087.
- [12] Arkara C, Vidrihb B, Medveda S. Efficiency of free cooling using latent heat storage integrated[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2007, 30: 134-143.
- [13] 卢敬彦. 太阳能通风技术实验研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2008.
- [14] Khoukhi M, Maruyama S. Theoretical approach of a flat plate solar collector with clear and low-iron glass covers taking into account the spectral absorption and emission within glass covers layer[J]. *Renewable Energy*, 2005, 30(8): 1177-1194.
- [15] Ong K. Performance of a solar chimney[J]. *Solar Energy*, 2003, 74(1): 1-17.
- [16] Bassiouny R, Koura N S A. An analytical and numerical study of solar chimney use for room natural ventilation[J]. *Energy and Buildings*, 2008, 40(5): 865-873.