

文章编号: 1671-6612 (2024) 06-760-08

屋面通风除湿床吸湿特性正交模拟分析

柳晟¹ 崔景潭² 徐新华¹ 严天³

(1. 华中科技大学环境科学与工程学院 武汉 430074;

2. 杭州佐帕斯工业有限公司 杭州 310018;

3. 武汉理工大学 武汉 430070)

【摘要】 屋面通风除湿床是一种新型的除湿装置, 白天可利用太阳能和自然通风对固体干燥剂进行零能耗的自动再生, 夜间则通过风机将室内空气循环流经除湿床, 其中的固体干燥剂吸附水蒸气, 实现对室内的除湿。介绍了该除湿床的结构及工作原理, 分析了其热湿传递过程, 采用 COMSOL 仿真软件建立了其数值模型, 设计正交模拟试验对其吸湿性能的影响因素进行了极差分析。研究结果表明, 入口空气温度每上升 2°C、空气流速每提高 0.5m/s、硅胶涂覆厚度每减小 1mm, 有效吸湿时间分别缩短 0.5/0.5/2.6 (h); 硅胶涂覆厚度每增加 1mm, 有效吸湿量平均增加约 9.8g; 入口空气温度每上升 2°C 或气流速度每提高 0.5m/s, 平均吸湿量均可上升约 0.3g/h。研究结果可为该屋面通风除湿床的设计与应用提供参考。

【关键词】 屋面通风除湿床; 吸湿特性; 有效吸湿时间; 正交模拟分析
中图分类号 TU111.4+3 文献标志码 A

Orthogonal Simulation Analysis of the Moisture Adsorption Characteristics of a Roof Ventilated Desiccant Bed

Liu Sheng¹ Cui Jingtan² Xu Xinhua¹ Yan Tian³

(1. School of Environmental Science & Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, 430074;

2. Zoppas Industries Hangzhou Ltd, Hangzhou, 310018;

3. Wuhan University of Technology, Wuhan, 430070)

【Abstract】 Roof ventilated desiccant bed is a novel dehumidifying device that utilizes solar energy and natural ventilation for zero-energy automatic regeneration of solid desiccant materials. This paper presents the structure and working principles of the desiccant bed, analyzes its thermal and moisture transfer processes, establishes a numerical model using COMSOL simulation software, and conducts orthogonal simulation experiments to analyze the factors influencing its moisture adsorption performance. The results indicate that for every 2°C increase in inlet air temperature, 0.5m/s increase in air velocity, or 1 mm decrease in silica gel coating thickness, the effective adsorption time is reduced by approximately 0.5/0.5/2.6h, respectively. Furthermore, with each 1 mm increase in silica gel coating thickness, the average effective adsorption amount increases by approximately 9.8g. Additionally, a 2°C increase in inlet air temperature or a 0.5m/s increase in air velocity results in an average rise of approximately 0.3g/h in moisture adsorption. These findings may provide valuable insights for the application of the roof ventilated desiccant bed.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目“基于自然能的被动再生干燥床与双层调湿结构墙体房间耦合的湿调节机制研究”(52378099); “辐射内嵌并联分离式重力热管的传热机理及性能优化研究”(52208109)

作者简介: 柳晟 (1999-), 男, 博士研究生, E-mail: liusheng2023@hust.edu.cn

通讯作者: 徐新华 (1972-), 男, 博士, 教授, E-mail: bexhxu@mail.hust.edu.cn

收稿日期: 2024-06-13

【Keywords】 Roof ventilated desiccant bed; Moisture adsorption characteristics; The effective adsorption time; Orthogonal simulation analysis

0 引言

室内湿环境显著地影响着人体的舒适和健康。过高的室内空气湿度不仅会促进尘螨、细菌等微生物的繁殖,还会增加室内建材家具的VOC、臭氧等污染物的挥发^[1,2]。建筑围护结构的寿命、资料的保存以及生产工艺的质量也会因过高的湿度受到影响^[3]。这个问题在我国夏热冬冷地区尤为明显,该气候区夏季闷热,冬季湿冷,年降水量大^[4],年平均相对湿度在70%~80%,过渡季更高达95%^[5]。因此,在夏热冬冷地区,无论夏季还是过渡季节都需要考虑除湿问题。常规家用空调系统除湿所消耗的冷量约占空调总能耗的30%~50%^[6],过渡季更高达70%^[7],除湿能耗很高。党的二十大报告中也再次强调了“积极稳妥推进碳达峰碳中和”,要求推进建筑领域清洁低碳转型。因此,研究低能耗的建筑除湿方式,降低建筑除湿所消耗的能量,从而降低建筑总能耗,对达成“双碳目标”有重要的意义。

溶液除湿在低温干燥、空调制冷等领域有着广泛的应用,但溶液的浓缩再生装置结构较为复杂^[8]。固体吸附除湿是一种低能耗的绿色除湿方式,利用多孔吸湿材料(如硅胶)从待处理的空气中吸附水蒸气,以达到除湿目的^[9]。固体吸附除湿有诸多优点,比如运动部件少、运行维护费用低、再生温度较低等^[10],因而被国内外学者广泛研究。文献[11]利用TRNSYS软件建立了适用于地下工程的转轮除湿式空调系统和常规式空调系统能耗模型,结果表明转轮除湿式空调系统的节能率可达11.3%。能耗模型文献[12]提出了一种带有预冷和循环再生组件的转轮除湿系统。针对空气温湿度、流量等对除湿性能的影响展开了实验研究。结果表明,与传统的冷凝除湿相比,该系统的除湿能力可提升29.7%。文献[13]使用静电喷涂技术制备了一种微通道除湿换热器,通过正交实验分析发现,风速是对除湿性能最主要的影响因素。文献[14]提出了一种在除湿床内嵌入水管的结构。控制不同的水温进行实验研究,结果显示,55℃的再生水温最佳。目前的研究主要针对除湿器或除湿材料本身的性能,并且大多利用主动加热对除湿器进行再生,对

与建筑结合起来的系统并且利用自然能进行再生的研究较少。

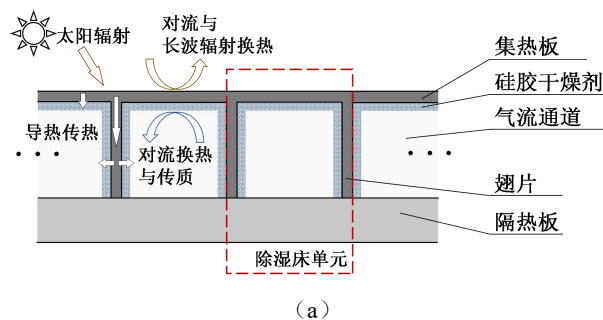
本文在相关研究的基础上,提出了一种利用太阳能和自然通风对吸湿材料(硅胶)进行再生的一种装置,该装置设置于屋顶,白天利用太阳能的热效应实现吸湿材料的自动再生;而夜间通过风机将室内空气循环流经除湿床,流道中涂覆的硅胶干燥剂吸附水蒸气,实现室内的除湿。

本文利用COMSOL软件平台建立了该除湿床吸湿过程的数值模型,设计正交模拟试验,研究了入口空气温度、空气流速以及硅胶干燥剂的涂覆厚度对该除湿床吸湿性能的影响,研究结果可为该除湿床的设计与应用提供参考。

1 屋面通风除湿床

1.1 结构描述

本文所述屋面通风除湿床由金属集热板/辐射板、翅片、气流通道和隔热板4部分组成。白天,集热板接收太阳辐射并将热量传导给与其相连的翅片,夜晚则通过辐射散热。翅片和集热板共同形成气流通道,其内表面涂覆硅胶干燥剂。通风除湿床倾斜安装于屋面,由数个流道单元组成,每个流道长1m,截面尺寸为5cm×5cm,如图1(a)所示。在夜间的吸湿工况下,室内湿空气在风机的驱动下循环流过气流通道,其中的硅胶干燥剂吸附水蒸气,经过干燥的空气返回室内,实现室内除湿。白天,太阳辐射使集热板升温,热量传递给下方的干燥剂,水蒸气脱附,流道内的空气也因“烟囱效应”自下而上流动,带走脱附产生的水蒸气,除湿床完成再生。其工作原理如图1(b)所示。



(a)

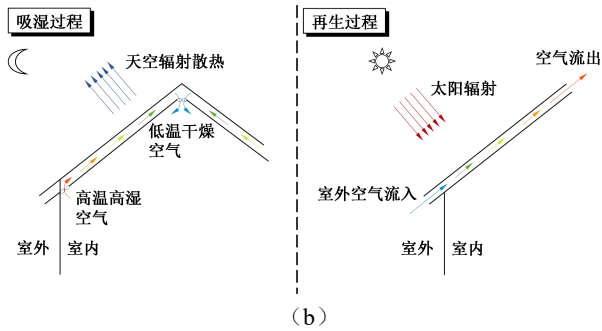


图1 屋面通风除湿床剖面示意 (a) 及原理图 (b)

Fig.1 Schematic cross-section (a) and principle diagram (b) of the roof ventilated desiccant bed

1.2 吸湿过程的热湿传递

以一个除湿床单元为研究对象,其夜间吸湿过程的热质交换主要包括以下几个方面:集热板与外界的传热,集热板与干燥剂之间的导热,气流通道内部的自然对流换热,干燥剂与空气之间的传热/传质。为了简化研究,下面只考虑硅胶干燥剂的热湿传递过程:热传递大体可分为外部和内部两个部分,湿传递则发生在内部。

从外部的传热主要包括与室外空气的自然对流换热和与天空的辐射换热。由于集热板导热系数较大,比热小,且厚度小,因此假定集热板的温度是均匀的,所有来自外部的热量(q_{out})都以导热的方式进入硅胶干燥剂,如式(1)所述。

$$q_{out} = h_{out}(T_{amb} - T_{sc}) + \varepsilon_{sc}\sigma(T_{sky}^4 - T_{sc}^4) \quad (1)$$

式中: ε_{sc} 为集热板外表面的发射率; h_{out} 为集热板外表面的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; σ 为史蒂芬玻尔兹曼常数, $5.67 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$; T_{amb} 为室外空气温度, K ; T_{sc} 为集热板的温度, K ; T_{sky} 为天空温度, K 。

内部的传热主要包括气流通道中空气与硅胶干燥剂表面的对流换热以及由水蒸气吸附产生的热效应,由式(2)计算。硅胶干燥剂的能量守恒方程,如式(3)所示。根据质量及能量守恒定律,硅胶干燥剂中水的质量守恒方程如式(4)所示。

$$q_{in} = h_{in}(T_a - T_d) + k_m q_{ads}(Y_a - Y_d) \quad (2)$$

$$\frac{\partial T_d}{\partial \tau} = \frac{A_{out} q_{out} + A_{in} q_{in}}{M_d(C_{p,d} + WC_{p,w})} \quad (3)$$

$$\frac{\partial W}{\partial \tau} = \frac{k_m A_{in}}{M_d}(Y_d - Y_a) \quad (4)$$

式中: h_{in} 为硅胶干燥剂表面的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; T_a 和 T_d 分别为气流通道中空气的温度以及硅胶干燥剂的温度, K ; k_m 为气流通道中硅胶干燥剂表面对水的传质系数, $kg/(m^2 \cdot s)$; q_{ads} 为水的吸附热, J/kg ; Y_a 和 Y_d 分别为气流通道中空气的含湿量以及硅胶干燥剂表面空气的含湿量, kg/kg ; τ 为时间, s ; A_{in} 和 A_{out} 分别为硅胶干燥剂涂覆面积以及集热板上表面积, m^2 ; M_d 为硅胶干燥剂及其中的水的总质量, kg ; $C_{p,d}$ 和 $C_{p,w}$ 分别为干燥剂和液态水的比热容, $J/(kg \cdot K)$; W 为干燥剂的含水量, g/kg ; 其他参数含义同前。

2 数值模型

本文采用 COMSOL 有限元仿真软件展开研究。该软件擅长于多物理场耦合求解,可以通过求解偏微分方程组来实现多个物理场的耦合模拟,并自动计算它们之间的耦合关系。本文主要使用 COMSOL 中三个物理场,即流体流动物理场、流体传热物理场和稀物质传递物理场,对这三个物理场进行耦合求解。流体流动物理场用于模拟液体和气体的流动场和压力场,本文使用其中的 $k-\varepsilon$ 湍流接口来模拟气流通道中的空气流动;流体传热物理场用于模拟导热传热、对流传热和辐射传热,本文用它来模拟除湿床中的传热问题;稀物质传递物理场用于计算在溶剂中稀溶质的浓度分布,可以计算气态、液态或固态介质中的物质传输和反应,还可以分析饱和或部分饱和多孔介质中的扩散、对流、弥散、吸附和挥发,本文使用它求解除湿床中湿传递的问题。

根据除湿床物理模型,在 COMSOL 中构建了其全尺寸几何模型,并通过映射扫掠法进行网格划分。为确保足够的精度而又不过度消耗计算资源,本文首先进行网格独立性验证以确定最佳网格数量。设置不同网格密度的模型(硅胶涂覆厚度均为 5mm)在相同的边界条件下进行数值模拟计算,比较硅胶的含水量,如图 2 所示。从图中可以观察到不同网格数量的模型模拟结果存在差异。其中,网格数量为 246400 和 302515 的两个模型结果相近,而网格数量为 213052 和 183311 的模型结果明显偏低,误差较大。因此,本文选择网格数量为 246400 的模型进行后续模拟研究。同样地,对于 4mm、3mm 和 2mm 硅胶涂覆厚度的模型,确定适当的网

格数量, 分别为 229040、212000 和 195040。其中, 5mm 硅胶涂覆厚度的模型网格划分结果如图 3 所示。

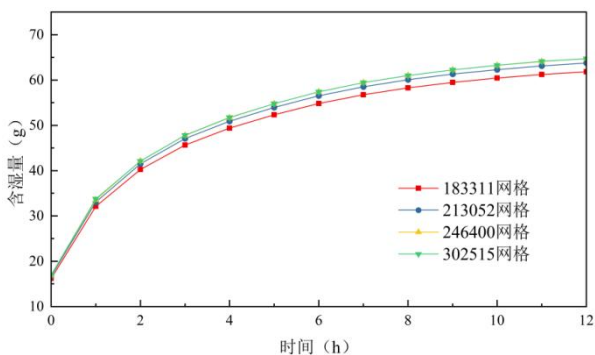


图 2 5mm 模型网格独立性验证

Fig.2 Verification of 5mm model mesh independence

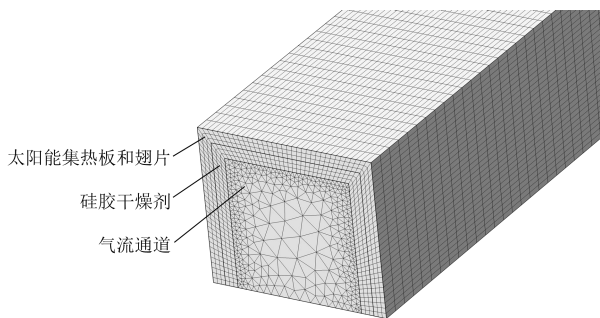


图 3 5mm 涂覆厚度除湿床单元网格

Fig.3 The mesh diagram of 5mm model desiccant bed unit

3 正交试验设计与边界条件等

国内外学者对除湿床吸湿性能的影响因素做了大量探究, Abd-Elhady 等^[15,16]认为除湿床入口空气温湿度、除湿床流道中的气流速度以及除湿床的结构设计、干燥剂厚度等对除湿床的除湿性能均有一定影响; 文献[17]也针对气流速度、入口温度、相对湿度对除湿床的吸湿性能的影响做了实验研究。本文选择待处理的空气温度、除湿床流道中的空气流速和硅胶干燥剂的涂覆厚度这三个因素展开研究。

3.1 正交试验设计

为了研究入口空气温度、空气流速以及硅胶干燥剂的涂覆厚度对屋面通风除湿床吸湿性能的影响, 选取这三项影响因素进行正交模拟分析。每个因素下取 4 个水平, 如图 4 所示。

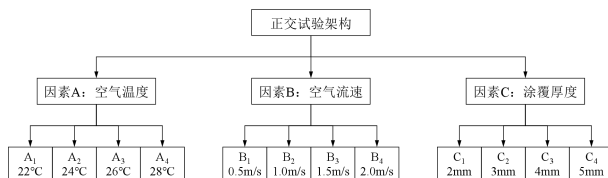


图 4 正交试验数据架构图

Fig.4 Orthogonal experiment data architecture diagram

本次试验架构为 3 因素 4 水平, 则选择 $L_{16}(4^3)$ 正交试验工况, 研究这 3 个因素在不同水平组合下对屋面通风除湿床吸湿性能的影响规律。模拟工况如表 1 所示。

表 1 吸湿性能正交试验模拟工况

Table 1 Simulated conditions of orthogonal experiments for hygroscopic performance

| 模拟工况 | 空气温度 (因素 A) °C | 空气流速 (因素 B) m/s | 涂覆厚度 (因素 C) mm |
|------|----------------------|-----------------------|----------------------|
| a | 22 | 0.5 | 2 |
| b | 24 | 1.0 | 2 |
| c | 26 | 1.5 | 2 |
| d | 28 | 2.0 | 2 |
| e | 22 | 1.0 | 3 |
| f | 24 | 0.5 | 3 |
| g | 26 | 2.0 | 3 |
| h | 28 | 1.5 | 3 |
| i | 22 | 1.5 | 4 |
| j | 24 | 2.0 | 4 |
| k | 26 | 0.5 | 4 |
| l | 28 | 1.0 | 4 |
| m | 22 | 2.0 | 5 |
| n | 24 | 1.5 | 5 |
| o | 26 | 1.0 | 5 |
| p | 28 | 0.5 | 5 |

3.2 物性参数与边界条件

除湿床各部分材料的物性参数依据表 2 进行设置。模拟的边界条件依据表 3 进行设置。

表 2 物性参数

Table 2 Physical property parameters

| | C_p (J/kg·K) | λ (W/m·K) | ρ (kg/m ³) |
|-------------|----------------|-------------------|-----------------------------|
| 集热板及翅片 (铝) | 900 | 238 | 2700 |
| 多孔吸湿材料 (硅胶) | 1279.4 | 0.102 | 1910 |

表 3 吸湿性能模拟边界条件

Table 3 Boundary conditions for hygroscopic performance simulation

| 边界 | 边界条件 | 备注 |
|------------|--------|---------------------|
| 入口/出口 | 速度入口 | 依据表 1 设置入口速度及入口空气温度 |
| | 压力出口 | 入口空气相对湿度 80% |
| 集热板/辐射板外表面 | 热流通量 | 模拟夜间天空辐射 |
| 通道内壁面 | 无滑移壁面 | 应用热湿传递模型 |
| 其余表面 | 绝热绝湿表面 | — |

在集热板/辐射板外表面考虑夜间天空辐射的影响，理想的辐射冷却表面的理论热流极限约为 150W/m²，夜间辐射冷却器的制冷能力也可达 50~150W/m²，本文在集热板表面设置 70W/m² 向外的热流通量^[18,19]。此外，本文设置硅胶域空气初始相对湿度为 10%，用于模拟硅胶除湿材料处于较为干燥的初始状态。

4 结果分析

屋面通风除湿床气流通道内湿空气的水蒸气分压力与硅胶表层湿空气的水蒸气分压力之差为湿传递的驱动力。随着吸湿过程的进行，硅胶表层湿空气的水蒸气分压力逐渐增大，而通道内水蒸气分压力基本不变，因此分压力差逐渐降低，吸湿过程减速，湿流逐渐下降。理论上，硅胶域含湿量会无限趋近于饱和含湿量，湿流则会无限趋于零，难以确定吸湿工况的终点。本文定义吸湿过程中湿流等于 1×10⁻⁶kg/(m²·s) 的时刻为吸湿工况的终点，吸湿到达终点所需时间为有效吸湿时间，期间硅胶干燥剂的吸湿量为有效吸湿量，有效吸湿量除以有效吸湿时间则为小时平均吸湿量。

标的柱形图，有效吸湿量呈现出明显的阶梯状，随屋面通风除湿床硅胶层涂覆厚度的增大而上升。

根据上述数据结果，可进行极差分析。极差分析法又称直观分析法，具有计算简便、直观形象等优点。极差分析法在分析问题时通过计算每一个因素在不同水平下的平均指标和来获得极差值，从而得出考察指标的影响因素的主次顺序以及最佳的因素水平组合^[20]。首先需要计算 k_i 值（同一因素同一水平试验结果的平均值），计算如式（5）所示。

$$k_i = \frac{\sum_{j=1}^n Y_j}{n} \quad (5)$$

式中： i 表示因素水平编号； j 表示第 i 因素对应的指标编号； n 为水平数。

计算出 k_i 值之后，可进而计算得到极差 R_i ，为同一因素 n 个水平试验结果的平均值之间差值的最大值，如式（6）所示计算。

$$R_i = \max \{k_i\} - \min \{k_i\} \quad (6)$$

通常情况下，各因素对应的指标极差值并不相同，而这些极差值主要反映了各因素在试验指标影响权重的差异。极差越大则说明这一因素在试验水平变化范围内对试验结果影响越大，反之越小。试验结果的极差分析表如表 4 所示。

表 4 吸湿过程试验结果极差分析表

Table 4 Range analysis of experimental results for the hygroscopic proces

| 评价指标 | 参数 | 因素 | | |
|------------|-------|--------|--------|--------|
| | | A 空气温度 | B 空气流速 | C 涂覆厚度 |
| 有效吸湿时间 (h) | k_1 | 9.33 | 9.60 | 4.80 |
| | k_2 | 9.00 | 8.60 | 7.30 |
| | k_3 | 8.43 | 8.28 | 10.10 |
| | k_4 | 7.98 | 8.25 | 12.53 |
| | R | 1.35 | 1.35 | 7.73 |

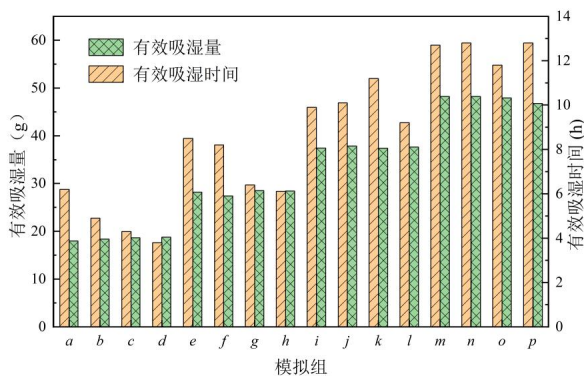


图 5 有效吸湿时间及其有效吸湿量

Fig.5 Effective adsorption time and effective adsorption amount

图 5 展示了有效吸湿时间及其有效吸湿量 2 项指

续表 4 吸湿过程试验结果极差分析表

Table 4 Range analysis of experimental results for the hygroscopic proces

| 评价指标 | 参数 | 因素 | | |
|-------------|-------|--------------|--------------|--------------|
| | | A 空气温度 | B 空气流速 | C 涂覆厚度 |
| 有效吸湿量 (g) | k_1 | 32.95 | 32.38 | 18.45 |
| | k_2 | 32.97 | 33.03 | 28.13 |
| | k_3 | <u>33.11</u> | 33.18 | 37.58 |
| | k_4 | 32.90 | <u>33.34</u> | <u>47.78</u> |
| | R | 0.21 | 0.97 | 29.33 |
| 平均吸湿量 (g/h) | k_1 | 3.45 | 3.31 | <u>3.98</u> |
| | k_2 | 3.65 | 3.80 | 3.94 |
| | k_3 | 4.05 | 4.14 | 3.74 |
| | k_4 | <u>4.34</u> | <u>4.24</u> | 3.82 |
| | R | 0.89 | 0.93 | 0.24 |

通过极差分析表可知, 各因素对 3 个评价指标的影响程度不同。为了量化影响, 并更为直观地呈现, 以因素水平为横坐标, 各因素各水平对应的 k_i 为纵坐标, 可得到如图 6、图 7 和图 8 所示的单因素影响效应趋势图。

(1) 对有效吸湿时间的影响

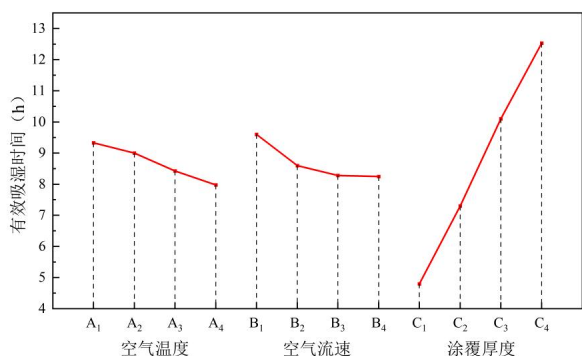


图 6 各因素水平对有效吸湿时间的影响效应趋势

Fig.6 Effect trend of each factor level on effective adsorption time

图 6 为各因素水平对有效吸湿时间的影响效应趋势。从图中可知, 随着空气温度的上升, 有效吸湿时间逐渐下降。在试验的指标范围内, 入口空气温度每上升 2℃, 有效吸湿时间约缩短 0.5h。这是因为硅胶材料表面水蒸气分压力与流道中湿空气水蒸气分压力之差是吸附的主要驱动力。当气流温度上升时, 其同温度下饱和湿空气的水蒸气分压

力上升, 在空气相对湿度不变的情况下, 湿空气的水蒸气分压力也随之上升, 提高了分压力差, 进而导致了传质驱动力的上升。吸湿过程加快, 导致有效吸湿时间的缩短。

空气流速的上升也缩短了有效吸湿时间。空气流速每提高 0.5m/s, 有效吸湿时间缩短约 0.5h。这是由于随着湿空气沿通道向上流动, 气流逐渐因硅胶的吸湿而干燥, 水蒸气分压力降低进而减弱了传质驱动力, 这就导致沿着气流方向吸湿的速度逐渐减弱。入口空气的相对湿度最高, 为 80%, 当气流速度加快时, 高湿的湿空气会更快地进入流道, 整体上提高了流道中湿空气的水蒸气分压力, 传质驱动力上升, 从而使传湿提速, 缩短了有效吸湿时间。

硅胶涂覆厚度增加会延长有效吸湿时间, 涂覆厚度每增加 1mm, 除湿床的有效吸湿时间平均延长约 2.6h。这主要是因为硅胶涂覆厚度增大导致硅胶干燥剂总量的上升, 用于吸附水蒸气的微孔结构增多、孔隙的总表面积增大。这很大程度上提高了除湿床的饱和吸湿量。在湿传递速度相同的情况下, 硅胶涂覆厚度越高, 除湿床达到湿饱和状态所需的时间越长。

通过比较表 4 中各因素对有效吸湿时间的极差值, $R_C > R_A = R_B$, 可以得出 3 个因素对有效吸湿时间影响的显著性顺序依次为: 硅胶涂覆厚度 (因素 C) → 空气温度 (因素 A) = 空气流速 (因素 B)。又通过比较各因素不同水平下 k_i 值的大小, 可得到对于有效吸湿时间的较优试验工况为 $A_4B_4C_1$ 。

(2) 对有效吸湿量的影响

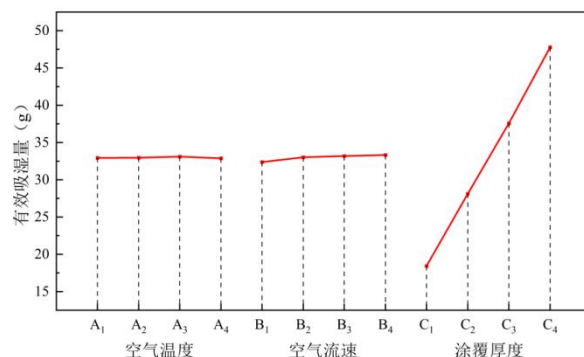


图 7 各因素水平对有效吸湿量的影响效应趋势

Fig.7 Effect trend of each factor level on effective adsorption amount

图 7 为各因素水平对有效吸湿量的影响效应趋势, 从图中可以看出, 除湿床硅胶涂覆厚度在试

验水平的变化范围内对有效吸湿量的影响很大 ($R_C=29.33$), 涂覆厚度每增加 1mm, 有效吸湿量平均增加约 9.8g。表明有效吸湿量随饱和吸湿量的增加有很大提升。

流道入口的空气温度及入口空气流速这两项因素对有效吸湿量的影响相对较小 ($R_A=0.21$, $R_B=0.97$), 这是因为空气温度和空气流速主要影响气流通道中湿空气的水蒸气分压力, 这直接影响了湿传递的驱动力, 进而影响湿传递的速度, 表现为对有效吸湿时间的影响, 而对除湿床整体的吸湿量影响较小。

对有效吸湿量的极差值 $R_C > R_B > R_A$, 因此对有效吸湿量影响的显著性顺序依次为: 硅胶涂覆厚度 (因素 C) → 空气流速 (因素 B) → 空气温度 (因素 A)。又通过比较各因素不同水平下 k_i 值的大小, 可得到对于有效吸湿量的较优试验工况为 $A_3B_4C_4$ 。

(3) 对平均吸湿量的影响

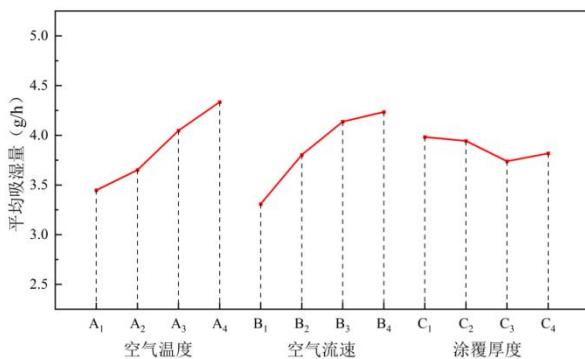


图 8 各因素水平与平均吸湿量的影响效应趋势

Fig.8 Effect trend of each factor level on average adsorption amount

图 8 为各因素水平对平均吸湿量的影响效应趋势。平均吸湿量作为一项综合指标, 由有效吸湿时间和有效吸湿量计算得到, 体现了屋面通风除湿床的综合吸湿性能。从图中可知, 空气温度和气流速度在试验水平的变化范围内对除湿床平均吸湿量的影响较大, 空气温度每上升 2℃, 平均吸湿量上升约 0.3g/h; 气流速度每提高 0.5m/s, 平均吸湿量上升约 0.3g/h。这是因为随着空气温度的上升, 虽然有效吸湿量基本保持不变, 但是有效吸湿时间缩短, 综合表现为平均吸湿量的上升。空气流速对平均吸湿量的影响同理。

而考虑到硅胶涂覆厚度的增加会显著提高除湿床的有效吸湿量, 但相应地也会延长有效吸湿时

间, 综合来看, 硅胶涂覆厚度对除湿床平均吸湿量的影响相对较小。

由于 $R_B > R_A > R_C$, 3 个因素对平均吸湿量影响的显著性顺序依次为: 空气流速 (因素 B) → 空气温度 (因素 A) → 硅胶涂覆厚度 (因素 C)。对于平均吸湿量的较优试验工况为 $A_4B_4C_1$ 。

5 总结

本文提出了一种屋面通风除湿床, 介绍了其结构和工作原理, 并分析了其吸湿过程中的热湿传递过程。使用 COMSOL 仿真软件搭建了其热湿传递数值模型。随后设计正交模拟试验, 通过极差分析得到待处理空气温度、流道空气流速及硅胶涂覆厚度对除湿床吸湿性能的影响。

(1) 对于有效吸湿时间, 提升空气温度、加快空气流速和减小硅胶涂覆厚度均能缩短有效吸湿时间, 入口空气温度每上升 2℃、空气流速每提高 0.5m/s、硅胶涂覆厚度每减小 1mm, 有效吸湿时间分别缩短 0.5/0.5/2.6 (h)。

(2) 对于有效吸湿量, 干燥剂涂覆厚度的增加可显著提升有效吸湿量, 涂覆厚度每增加 1mm, 有效吸湿量平均增加约 9.8g, 空气温度和流速的影响很小。

(3) 对于小时平均吸湿量, 空气温度和空气流速的增加均会提高小时平均吸湿量, 入口空气温度每上升 2℃或气流速度每提高 0.5m/s, 平均吸湿量均可上升约 0.3g/h, 硅胶涂覆厚度的影响很小。

在实际应用时, 需要综合考虑吸湿量与吸湿材料涂覆厚度及空气流速的关系。若除湿量的需求不大, 但是需要快速降低室内空气湿度, 则需要尽量加快室内空气流经气流通道的速度, 并采用较小硅胶涂覆厚度的更多通道的除湿床。若除湿量需求大, 允许除湿时间较长, 则可以采用较厚硅胶涂覆层的多通道的除湿床。

参考文献:

- [1] 田少宸, 苏醒. 夏热冬冷地区近零能耗居住建筑除湿需求分析[J]. 建筑科学, 2019, 35(10): 48-53.
- [2] LV Y, LIANG J Y, WANG B B, et al. Effect of heat and moisture transfer on the growth of mould on the inner surface of walls: A case study in Dalian of China [J]. Building Simulation, 2020, 13(6): 1269-1279.

- [3] ZHANG K, RICHMAN R. Wood sheathing durability from moisture sorption isotherm variability due to age and temperature [J]. *Construction and Building Materials*, 2021,273:121672.
- [4] 敬丽君,王军.夏热冬冷地区办公建筑能耗指标特征研究[J].*制冷与空调*,2022,36(2):263-268.
- [5] GE F, GUO X, HU Z, et al. Energy savings potential of a desiccant assisted hybrid air source heat pump system for residential building in hot summer and cold winter zone in China [J]. *Energy and Buildings*, 2011,43(12): 3521-3527.
- [6] 李震,江亿,刘晓华,等.从建筑物内除湿过程的能效分析[J].*暖通空调*,2005,35(1):90-96.
- [7] LI Z, LIU X H, ZHANG L, et al. Analysis on the ideal energy efficiency of dehumidification process from buildings [J]. *Energy and Buildings*, 2010,42(11):2014-2020.
- [8] 郭子瑞,谢继红,刘洪达,等.热泵气扫式膜蒸馏装置再生除湿溶液性能研究[J].*制冷与空调*,2023,37(5):675-678,698.
- [9] 刘忠宝,韩君地,郎辉伟.涂覆 MIL-101(Cr)干燥剂的翅片管换热器的实验研究[J].*制冷与空调*,2021, 35(1): 1-12.
- [10] 李震,江亿,陈晓阳,等.溶液除湿空调及热湿独立处理空调系统[J].*暖通空调*,2003,33(6):26-29,33.
- [11] 王威,姜建中,叶茂林,等.温湿度独立控制空调系统在地下工程中的节能模拟研究[J].*制冷与空调*,2022, 36(6):903-908,962.
- [12] SU M, HAN X, CHONG D, et al. Experimental study on the performance of an improved dehumidification system integrated with precooling and recirculated regenerative rotary desiccant wheel [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021,199:117608.
- [13] 王聪,季旭,杨边凤,等.微通道除湿换热器除湿性能实验研究[J].*云南师范大学学报(自然科学版)*, 2021,41(1):10-13.
- [14] 杨丽君,李维,陈立楠,等.固定吸附床结构对再生和除湿效果的影响[J].*制冷学报*,2015,(2):101-105.
- [15] ABD-ELHADY M M, EL-SHARKAWY I I, HAMED A M, et al. Performance evaluation of a novel multi-tray packed bed solid desiccant dehumidification system [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2023,146:403-415.
- [16] ABD-ELHADY M M, SALEM M S, HAMED A M, et al. Solid desiccant-based dehumidification systems: A critical review on configurations, techniques, and current trends [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2022, 133:337-352.
- [17] 黄浩鹏.新型太阳能除湿窗的结构优化及性能试验研究[D].广州:广东工业大学,2020.
- [18] HUANG Z, RUAN X. Nanoparticle embedded double-layer coating for daytime radiative cooling [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017,104:890-896.
- [19] MEIR M G, REKSTAD J B, LØVVIK O M. A study of a polymer-based radiative cooling system [J]. *Solar Energy*, 2002,73(6):403-417.
- [20] 史周浩,谢占山,施卫东,等.基于正交试验的微通道翼形流场特征分析[J].*流体机械*,2021,49(12):42-48.