

研究论文

热泵和除湿板结合的固体除湿新风机组特性

涂壤, 曲世琳, 马飞

(北京科技大学机械工程学院, 北京 100083)

摘要: 提出一种热泵驱动的住宅用固体除湿新风机组。该机组采用两级除湿和再生, 每级由两个除湿板组成, 分别位于被处理空气侧和再生空气侧, 通过相互交换位置实现连续除湿。热泵系统的制冷量和排热量分别用于冷却被处理空气及加热再生空气。针对该机组建立相应数值模型并进行实验验证, 模拟分析各级除湿板位置交换模式(模式1: 同时交换位置; 模式2: 交替交换位置)、转换间隔(TI)、新风进口状态和级数对机组COP的影响。结果表明: 该机组存在最优TI, 模式2的最优TI是模式1的一半, 风量为 $300 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 时模式1的最优TI为8 min, 风量为 $500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 时模式1的最优TI为4 min; 随着级数增加, 机组COP增加; 新风进口越干燥、温度越低, 机组COP越高。在北京夏季工况和ARI夏季工况下, COP分别高于3.5和5.5。

关键词: 吸附除湿; 热泵; 两级; 模型; 数值模拟; 实验验证; 性能分析

DOI: 10.11949/j.issn.0438-1157.20150907

中图分类号: TU 834.9

文献标志码: A

文章编号: 0438—1157 (2015) 12—4796—10

Characteristics of outdoor air dehumidifier combined with heat pump system and solid desiccant plates

TU Rang, QU Shilin, MA Fei

(School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100084, China)

Abstract: A new type of heat pump driven household outdoor air processor using solid desiccant is proposed. Two stages of square solid desiccant plates are used for dehumidification. For each stage, two desiccant plates are placed in the processed air duct for dehumidification and in the regeneration air duct. Continuous dehumidification is realized by exchanging positions of the desiccant plates in the two air ducts. The cooling capacity and exhaust heat of the heat pump are utilized to cool the processed air and provide regenerative heat to the desiccant. Numerical models and experimental validations of the air processor are discussed. The influences of switching modes (mode 1: exchange positions simultaneously; mode 2: exchange positions alternatively), switching time interval, processed air inlet states, and stage number on the performance (COP) of air processor are numerically investigated. The results show that, the optimal time interval of mode 2 is half of that of mode 1. The optimal time intervals under mode 1 are 8 and 4 min, respectively, for air flow rates of 300 and $500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. COP enhances with the increase of stage number. The cooler and drier the processed air inlet state, the higher the COP. Under the Beijing summer condition and the ARI summer condition, COPs are above 3.5 and 5.5, respectively.

Key words: adsorption dehumidification; heat pump; two-stage; model; numerical simulation; experimental validation; performance analysis

2015-06-11 收到初稿, 2015-08-09 收到修改稿。

联系人: 曲世琳。第一作者: 涂壤 (1988—), 女, 博士研究生, 讲师。

基金项目: 国家科技支撑项目 (2014BAJ01B03); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目 (FRF-TP-15-020A1)。

Received date: 2015-06-11.

Corresponding author: QU Shilin, q.shilin@163.com

Foundation item: supported by the National Key Technology R&D Program (2014BAJ01B03) and the Fundamental Research Funds for the Central Universities (FRF-TP-15-020A1).

引言

固体吸附除湿是一种有效的空气除湿方法，广泛应用于工业建筑和商业建筑中。固体除湿装置主要包括除湿转轮^[1-4]和内冷除湿床^[5-8]。空气在转轮中进行除湿或对转轮进行再生时，其状态沿近似等焓线变化。因此除湿后的空气温度较高，需要附加冷源进行降温^[1-3]；同时所需再生温度较高（90~150℃）^[9]，从而抑制了太阳能、热泵排热等低温热源的使用。内冷除湿床将固体吸附剂均匀涂在换热器上。除湿工况下，换热器内部通入冷流体，对吸附剂进行降温，并对被处理空气进行降温除湿；再生工况下，换热器内部通入热流体，吸附剂被加热，并对再生空气进行加热加湿。因此，内冷除湿床的再生温度相对于转轮大大降低，使得低温热源的应用得以实现^[5-8]。但是，内冷除湿床除湿和再生工况的转换较为频繁，通常为 3~5 min^[5-7]，换热器和吸附剂被频繁地加热和冷却，导致冷热流体间存在较大的冷热抵消损失。

改变再生环境可有效降低再生温度^[10-11]。除此之外，两级转轮除湿系统由于可实现低温再生，在近几年引起了越来越广泛的关注^[3-4]。经第一级转轮除湿后，被处理空气被冷却后再进入下一级转轮；同理，再生空气被加热后再对下一级转轮进行再生。因此，被处理空气和再生空气可在更低的温度范围内被除湿和加湿，随着级数的增加，空气处理过程越来越接近内冷除湿床^[12-13]。因此，在转轮总厚度一定的情况下，多级系统的再生温度可以大大降低^[13]，同时避免了内冷除湿床存在的冷热抵消损失。Tu 等^[4]研究了热泵驱动的两级转轮系统的性能。结果显示，当送风含湿量为 $10 \text{ g} \cdot \text{kg}^{-1}$ 时再生温度可以降到 50℃ 以下，在北京夏季工况和 ARI (the Air-conditioning, Heating, and Refrigeration Institute) 夏季工况下机组 COP (coefficient of performance) 分别为 4.3 和 7.3。

本研究提出一种用于住宅的热泵驱动固体除湿新风机组，对空气的除湿过程通过两级固体除湿板实现。不同于转轮，除湿板可设计成不同长宽比，便于安装在住宅或办公室等安装空间有限的场所，并向该场所提供干燥新风。两级除湿和再生可有效降低再生温度，同时采用热泵驱动，可大大提高机组 COP。本文首先介绍该机组的数值模型及实验验证，接着采用数值模型对机组 COP 的主要影响因素

进行讨论。

1 除湿机组工作原理

如图 1 所示，该除湿机组由固体除湿板系统和热泵系统组成。固体除湿板系统共分为两级，每一级由两个除湿板组成（第一级：D1 和 R1；第二级：D2 和 R2），分别位于被处理空气风道（D1/D2）和再生空气风道（R1/R2）。所有除湿板均具有与转轮一样的蜂窝状空气孔道。热泵系统共有 3 个蒸发器（E1~E3）和 3 个冷凝器（C1~C3），分别位于 D1 和 D2 前后及 R1 和 R2 前后。所有蒸发器并联，所有冷凝器并联，共用一个压缩机和膨胀阀（管路连接形式及压缩机和膨胀阀此处未标出）。被处理空气（新风）和再生空气（室内空气）逆流。

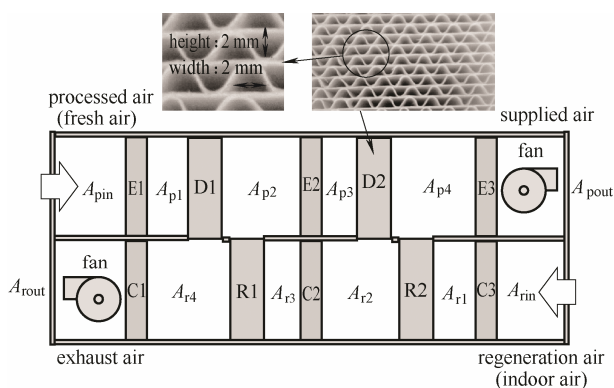


图 1 机组和热泵系统连接示意图

Fig.1 Schematics diagram of two-stage air processor

空气在除湿板内的热湿传递过程与转轮相同，均接近等焓状态变化。图 2 为该机组的空气处理过程。

由图 1 和图 2 所示，被处理空气先被 E1 降温（ $A_{pin} \rightarrow A_{p1}$ ），然后被 D1 除湿加热（ $A_{p1} \rightarrow A_{p2}$ ），接着被 E2 降温（ $A_{p2} \rightarrow A_{p3}$ ），再被 D2 除湿加热（ $A_{p3} \rightarrow A_{p4}$ ），最后被 E3 降温（ $A_{p4} \rightarrow A_{pout}$ ）后送

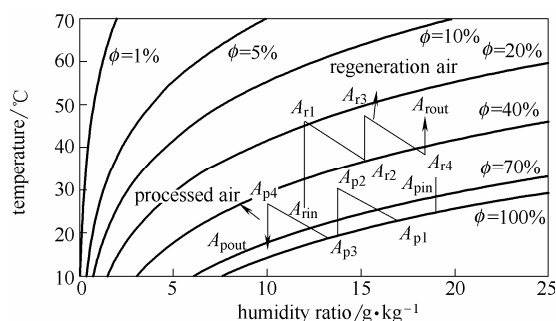


图 2 机组的空气处理过程

Fig.2 Air handling process of two-stage air processor

入室内；再生空气先被 C3 加热到再生温度 ($A_{r1} \rightarrow A_{r1}$)，然后对 R2 进行再生 ($A_{r1} \rightarrow A_{r2}$)，接着被 C2 加热 ($A_{r2} \rightarrow A_{r3}$) 后再对 C1 进行再生 ($A_{r3} \rightarrow A_{r4}$)，最后同 C3 换热排除热泵系统余热后 ($A_{r4} \rightarrow A_{rout}$) 被排至室外。

除湿进行一段时间后，D1 和 D2 的含水率增加，失去除湿能力，同时 R1 和 R2 完成干燥。为了实现连续除湿和再生，每级除湿系统中的两个除湿板需要以一定频率相互交换位置。两级除湿板既可同时交换位置（模式 1）也可交替交换位置（模式 2）。此处定义两个时间，分别为机组相邻两次转换动作的时间间隔 TI (time interval) 和每一个除湿模块的除湿运行时间 RT (running time)。对于模式 1，TI=RT；对于模式 2，TI=RT/2。与模式 2 相比，如果模式 1 的风机在位置交换过程中继续运行，未经处理的被处理空气会进入室内。

2 除湿机组模型

2.1 固体除湿板模型

除湿板中蜂窝状孔道内的热湿传递过程可采用双维（空气流动方向和时间方向）双扩散（吸附剂内的气体扩散系数 D_A 和表面扩散系数 D_S ）模型^[14-15]描述，其空气通道的控制单元如图 3 所示。

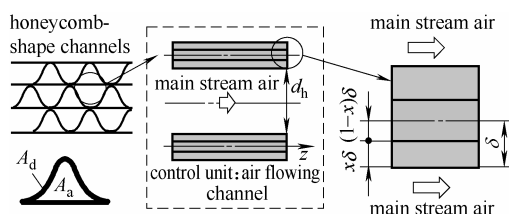


图 3 除湿板的空气通道控制单元

Fig.3 Control unit of desiccant plate

模型采用的假设条件有：①孔道均匀分布在吸附材料迎风面上；②空气进口参数在迎风面上一致，而且不随时间改变；③空气状态只沿流动方向和时间方向变化；④忽略孔道中空气沿垂直流动方向和平行流动方向的扩散和导热；⑤吸附材料状态只沿空气流动方向和时间方向变化；⑥只考虑吸附材料在空气流动方向的导热和扩散。

控制单元内的传热传质方程如式(1)~式(4)所示。式(1)和式(2)分别为空气的能量和质量守恒方程

$$\frac{1}{u_a} \frac{\partial t_a}{\partial \tau} + \frac{\partial t_a}{\partial z} = \frac{4h}{\rho_a c_{pa} u_a d_h} (t_d - t_a) \quad (1)$$

$$\frac{1}{u_a} \frac{\partial \omega_a}{\partial \tau} + \frac{\partial \omega_a}{\partial z} = \frac{4h_m}{\rho_a u_a d_h} (\omega_d - \omega_a) \quad (2)$$

式(3)和式(4)为固体材料的能量和质量守恒方程

$$(\rho_d c_{pd} + x \rho_{ad} c_{pw} W) \frac{\partial t_d}{\partial \tau} + x \rho_{ad} c_{pw} t_d \frac{\partial W}{\partial \tau} = k_d \frac{\partial^2 t_d}{\partial z^2} + x q_{st} \rho_{ad} \frac{\partial W}{\partial \tau} + \frac{4h}{d_{hf}} (t_a - t_d) \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon \rho_a \frac{\partial \omega_d}{\partial \tau} + \rho_{ad} \frac{\partial W}{\partial \tau} \\ = \varepsilon \rho_a D_A \frac{\partial^2 \omega_d}{\partial z^2} + \rho_{ad} D_S \frac{\partial^2 W}{\partial z^2} + \frac{4h_m}{x d_{hf}} (\omega_a - \omega_d) \end{aligned} \quad (4)$$

式中， τ 和 z 分别为除湿板内热湿递过程的时间方向和厚度方向（亦为空气流动方向）； h 和 h_m 分别为主流空气和孔道周围壁面间的对流传热系数和对流传质系数； f 为控制体迎风面上的固体面积 (A_d) 和空气流通面积 (A_a) 的比值； d_h 为空气通道的水力直径，由式(5)给出

$$d_h = \frac{4A_a}{P} \quad (5)$$

ρ_d 和 c_{pd} 为固体材料考虑基材和吸附材料后的加权密度和加权比热容，由式(6)和式(7)给出：

$$\rho_d = x \rho_{ad} + (1-x) \rho_m \quad (6)$$

$$c_{pd} = x^* c_{pad} + (1-x^*) c_{pm} \quad (7)$$

x 和 x^* 分别为固体材料中固体吸附剂占总材料的体积比和质量比，两者的关系如式(8)所示

$$x^* = x \rho_{ad} / [x \rho_{ad} + (1-x) \rho_m] \quad (8)$$

吸附材料内的气体扩散系数 D_A 和表面扩散系数 D_S 分别由式(9)和式(10)给出^[15]

$$D_A = \frac{\varepsilon}{\xi} \left(\frac{1}{D_{AO}} + \frac{1}{D_{AK}} \right)^{-1} \quad (9)$$

$$D_{AO} = 1.758 \times 10^{-4} \frac{T_d^{1.685}}{p_a}, D_{AK} = 97a \left(\frac{t_d + 273.15}{M} \right)^{1/2}$$

$$D_S = \frac{1}{\xi} D_0 \exp[-0.974 \times 10^{-3} q_{st} / T_d] \quad (10)$$

该机组的除湿板采用硅胶吸附材料，其吸附等温线由式(11)给出^[14]

$$W = \frac{W_{\max}}{1 - C + C / \phi} \quad (11)$$

式中， C 为吸附材料的形状因子，此处取 0.3； $W_{\max}$ 为吸附材料的最大含水率，此处取 0.39。

吸附材料在不同的温度 (t_d) 和含水率 (W) 下，其等效含湿量可由 Clapeyron 方程得到，如式(12)所示^[14]

$$\frac{\phi}{\omega_d} = 10^{-6} \exp \left(\frac{5297}{t_d + 273.15} \right) - 1.61 \phi \quad (12)$$

2.2 热泵系统模型和机组 COP

对于热泵系统,采用 η -NTU法(η 是换热器的传热系数)^[16]描述制冷剂和被处理空气在蒸发器中以及制冷剂和再生空气在冷凝器中的热量传递过程,如式(13)和式(14)所示

$$\eta_{\text{evap}} = 1 - e^{-NTU_{\text{evap}}}, NTU_{\text{evap}} = \frac{hA_{\text{evap}}}{m_p c_{pa}} \quad (13)$$

$$\eta_{\text{cond}} = 1 - e^{-NTU_{\text{cond}}}, NTU_{\text{cond}} = \frac{hA_{\text{cond}}}{m_r c_{pa}} \quad (14)$$

热泵系统的卡诺 $COP(COP_{\text{Carnot}})$ 通过蒸发温度和冷凝温度计算,如式(15)所示

$$COP_{\text{Carnot}} = \frac{t_{\text{evap}} + 273.15}{t_{\text{cond}} - t_{\text{evap}}} \quad (15)$$

热泵系统 $COP(COP_{\text{HP}})$ 为蒸发器供冷量(Q_{evap})和压缩机功率(P_c)的比值,也等于 COP_{Carnot} 和压缩

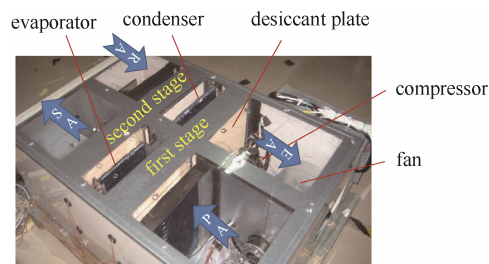


图4 实验装置

Fig.4 Sample machine used for experiment

PA—processed air; SA—supplied air; RA—regeneration air; EA—exhaust air

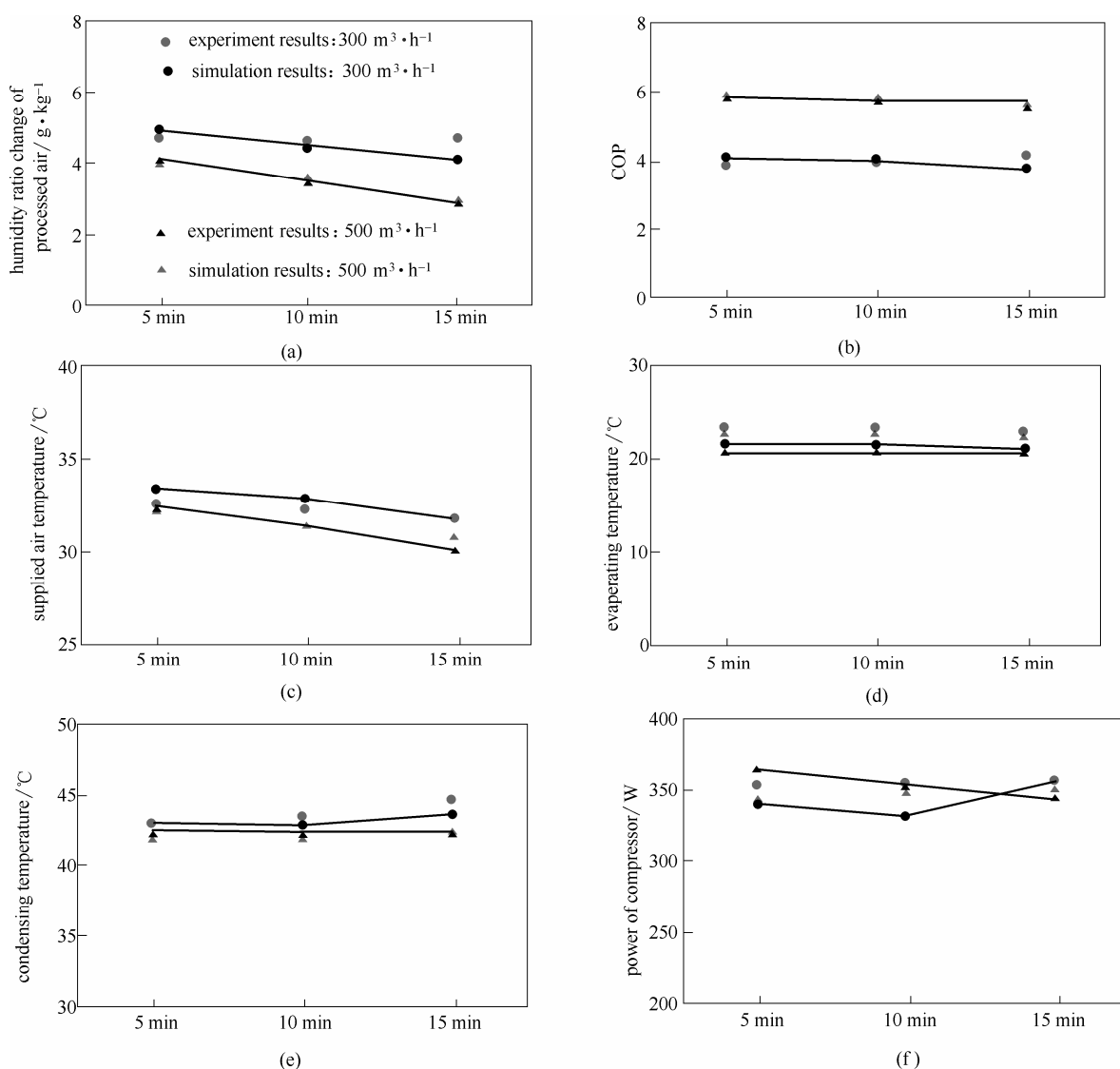


图5 实验结果和模拟结果对比

Fig.5 Comparison of experimental and simulation results

● experiment results: 300 m³ · h⁻¹; ● simulation results: 300 m³ · h⁻¹; ▲ experiment results: 500 m³ · h⁻¹; ▲ simulation results: 500 m³ · h⁻¹

机热力学完善度(η_{HP})的乘积, 如式(16)所示

$$\text{COP}_{HP} = \frac{Q_{\text{evap}}}{P_c} = \eta_{HP} \text{COP}_{\text{Carnot}} \quad (16)$$

除湿机组的 COP 为被处理空气的全热变化与压缩机功率的比值, 如式(17)所示

$$\text{COP} = \frac{m_p(i_{\text{pin}} - i_{\text{pout}})}{P_c} \quad (17)$$

3 实验验证

搭建如图 4 所示的热泵驱动两级除湿装置, 采用实验结果对上述模型的准确性进行验证。

与图 1 的结构相比, 该装置无 E1 和 C1。每级除湿板 390 mm 宽、379 mm 高、50 mm 厚; 每级蒸发器 211 mm 宽、396 mm 高、19 mm 厚, 共有 117 片翅片; 每级冷凝器 272 mm 宽、396 mm 高、19 mm 厚, 共有 150 片翅片。温度采用精度为 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 的热电偶记录; 相对湿度采用精度为 $\pm 0.2\%$ 的温湿度记录仪记录; 风速采用精度为 $\pm 5\%$ 的热球风速仪记录; 风机和压缩机功耗采用精度为 $\pm 5\%$ 的电表记录。实验记录了模式 1 下, 空气体积流量为 300 和

$500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 时(被处理空气和再生空气流量相同), TI 为 5、10、15 min 时两股空气的进出口相对湿度, 每级除湿板和换热器后的空气温度以及电耗。被处理空气(PA)进口温度为 35°C , 含湿量为 $21.2 \text{ g} \cdot \text{kg}^{-1}$; 再生空气(RA)进口温度为 26°C , 含湿量为 $12 \text{ g} \cdot \text{kg}^{-1}$ 。

实验结果如图 5 和图 6 所示。图 5 为被处理空气的进出口含湿量变化、COP、送风温度、蒸发温度、冷凝温度和压缩机功耗。图 6 为 TI 为 5 min 时被处理空气和再生空气在每级除湿板和换热器后的温度值。经计算, 温度误差为 $\pm 0.2^\circ\text{C}$, 含湿量误差在 $\pm 0.1 \text{ g} \cdot \text{kg}^{-1}$ 以内, 压缩机功率误差在 $\pm 17 \text{ W}$ 以内, COP 误差在 ± 0.5 以内。该组测试结果精度较高, 可以用于模拟结果的验证。

在实验条件基础上, 采用上述模型模拟该装置的性能。模拟时蒸发器、冷凝器以及除湿板的尺寸同实验装置一致。蒸发器和冷凝器的对流传热系数通过实验数据计算得出, 在 300 和 $500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 的体积流量下分别为 40 和 $60 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ 。除湿板空气孔道中空气流动为充分发展层流状

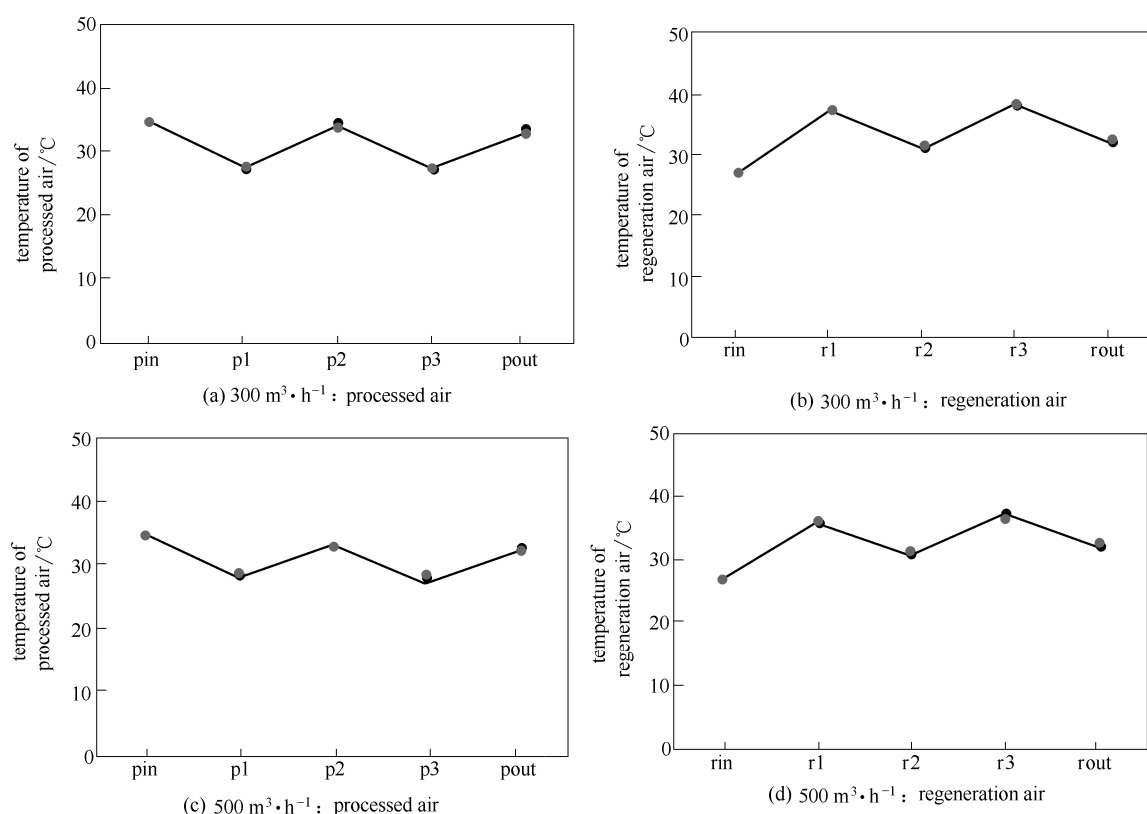


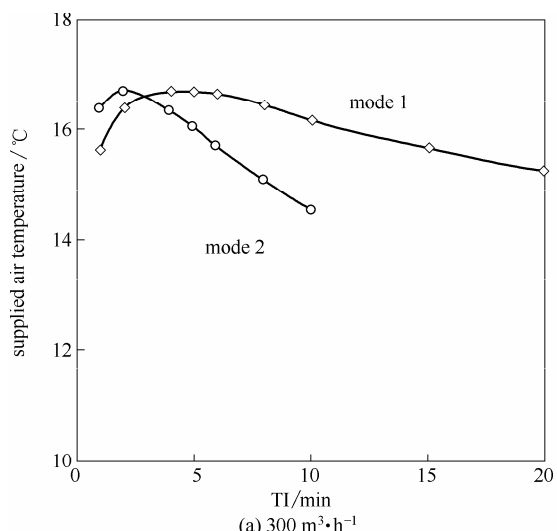
图 6 实验结果和模拟结果对比

Fig.6 Comparison of experimental and simulation results

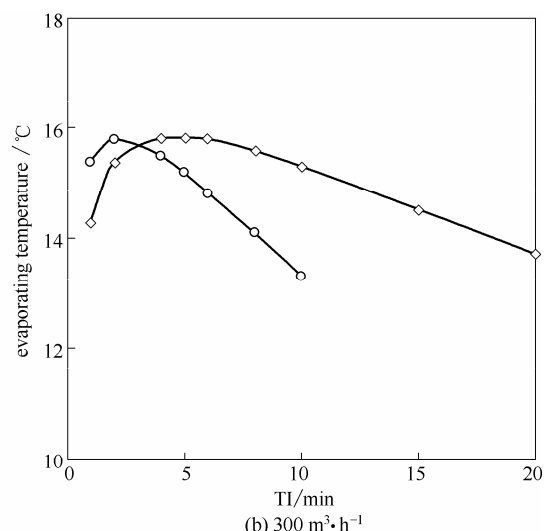
● experiment results; ● simulation results

态, 其 Nusselt 数(Nu)只与孔道尺寸及孔道的形状相关^[17]。实验装置中除湿板的空气孔道为正弦形, 孔道高度为 2 mm、宽度为 2 mm, 因此 Nu 为 2.46^[17]。

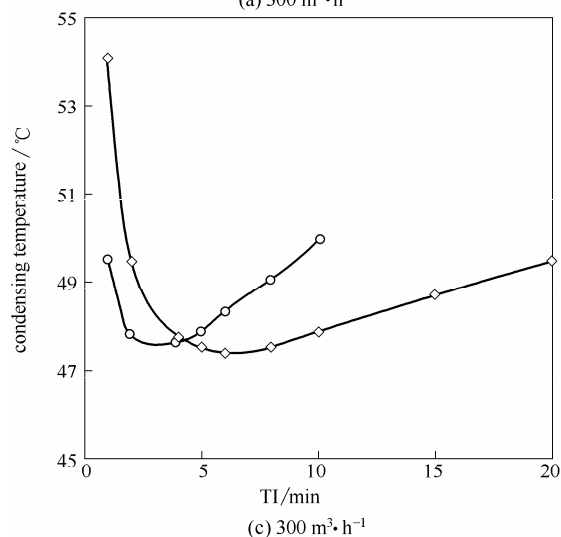
模型中其他参数的取值见表 1^[13]。实验工况下模拟结果和实验结果的对比由图 5 和图 6 所示。可见, 模拟结果和实验结果比较相近, 上述模型的可信度较高, 可用于后续模拟研究。



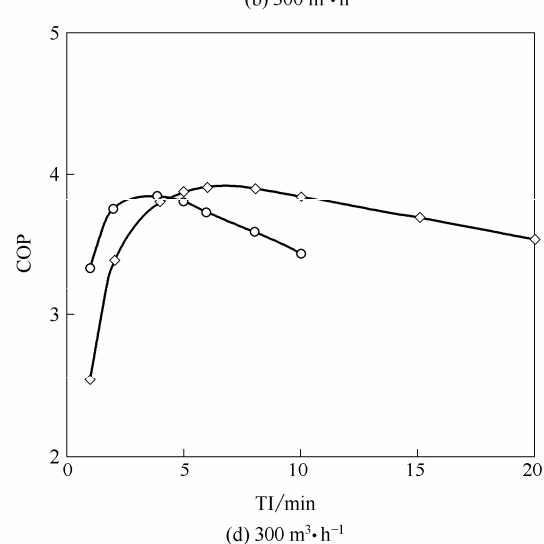
(a) 300 m³·h⁻¹



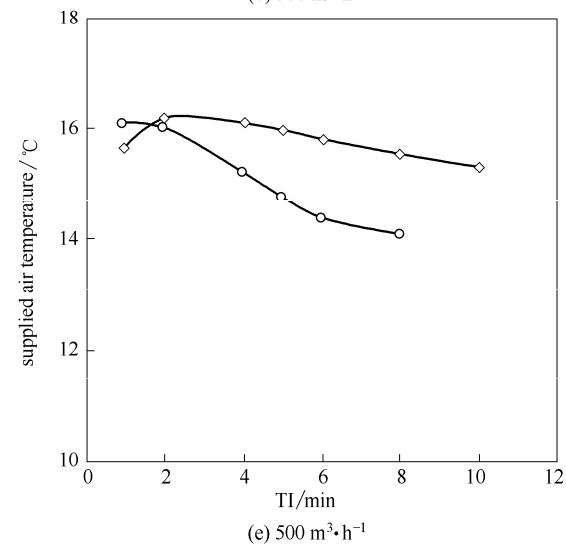
(b) 300 m³·h⁻¹



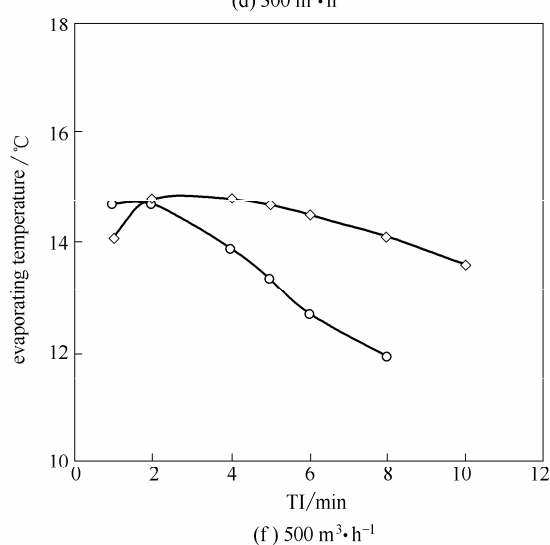
(c) 300 m³·h⁻¹



(d) 300 m³·h⁻¹



(e) 500 m³·h⁻¹



(f) 500 m³·h⁻¹

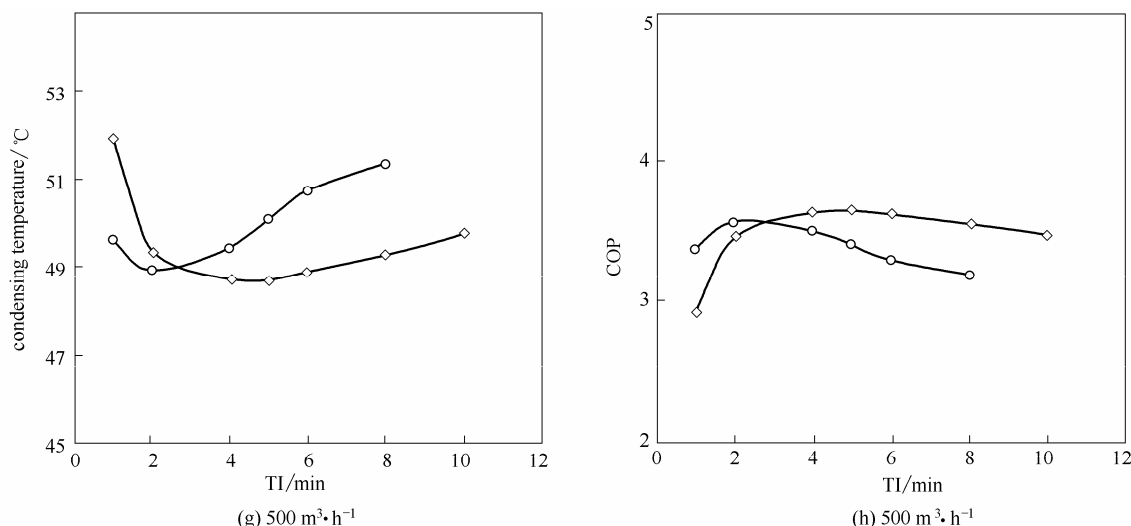


图 7 风量为 300 和 500 m³·h⁻¹ 时不同转换模式下的模拟结果

Fig.7 Simulation results when air flow rate are 300 and 500 m³·h⁻¹ under different switching modes

表 1 模型中用到的主要参数

Table 1 Main parameters in simulation

$W_{\max}$	ρ_{ad}	ρ_{m}	C_{pad}	C_{pm}	ε
0.39	1129	625	920	880	0.7
q_{st}	a	D_0	x	k_d	ξ
2.65×10^6	11×10^{-10}	1.6×10^{-6}	0.8	0.2	2.8

4 机组性能影响因素模拟分析

4.1 机组设计参数

除湿板采用类似转轮的蜂窝状空气通道结构,但是在相同迎风面积下除湿板迎风面的宽高比设计灵活,可满足不同安装空间的需求。本节在图 1 所示的结构形式基础上对机组尺寸进行重新设计,以满足 300~500 m³·h⁻¹ 风量下的高效除湿。机组对室外新风(被处理空气)进行除湿,采用室内空气(再生空气)对除湿板再生,两股空气体积流量相同。每个除湿板 400 mm 宽、300 mm 高、50 mm 厚;每个蒸发器和冷凝器 400 mm 宽、300 mm 高、50 mm 厚,翅片数为 200。考虑压缩机、膨胀阀、管道等装置的空间需求后,该机组外形尺寸约为 1 m 宽、0.5 m 高(建筑层高方向)、1 m 厚(空气流动方向)。若想继续降低机组高度以节省建筑层高方向的空间,可在相同迎风面积下增大除湿板的宽高比。

4.2 两种转换模式下的最优 TI

以北京夏季工况(PA: 33℃, 19 g·kg⁻¹)为例,分析两种转换模式下的最优 TI。室内空气状

态为 26℃、12 g·kg⁻¹,送风含湿量为 10 g·kg⁻¹。风量为 300 和 500 m³·h⁻¹ 时,模拟结果如图 7 所示。

由图 7 可见,在不同的工况下,送风含湿量为 10 g·kg⁻¹,温度在 14~16℃ 之间,因此被处理空气的全热变化基本相同。如式(17)所示,压缩机输入功率越小, COP 越高,此时对应的 TI 为最优。

如图 7 所示,不同转换模式和风量下均具有一个最优 TI,此时对应的冷凝温度最低,蒸发温度最高, COP 最高。这是因为,当 TI 过短时,吸附剂若要及时完成除湿和再生,需要在除湿阶段通过被处理空气使其温度降至更低水平,在再生阶段通过再生空气使其温度升至更高水平,以维持吸附剂表面更低和更高的含湿量,达到除湿和再生效果,因此热泵的蒸发温度要更低、冷凝温度要更高,系统 COP 降低;当 TI 过长时,在除湿或再生的后期,吸附剂已失去除湿能力或不能再被干燥,反而会被继续降温或加热,在下一阶段的除湿或再生阶段为了及时将吸附剂降温或升温以满足除湿或再生要求,需要降低蒸发温度、升高冷凝温度,因此系统 COP 降低。综上所述,系统存在最优 TI。

当风量为 300 m³·h⁻¹ 时,模式 1 的最优 TI 约为 8 min, COP 为 3.90;模式 2 的最优 TI 约为 4 min, COP 为 3.84。当风量为 500 m³·h⁻¹ 时,模式 1 的最优 TI 约为 4 min, COP 为 3.63;模式 2 的最优 TI 约为 2 min, COP 为 3.57。可见,在不同风量下模式 2 的最优 TI 是模式 1 的一半。对于模式 1,每个除湿板 RT=TI;对于模式 2,每个除湿板 RT=2TI。

因此在最优 TI 下每种模式中每个除湿板的 RT 相同。然而, 在最优工况下模式 2 的 COP 略低于模式 1。

4.3 被处理空气进口状态对系统性能的影响

本节在模式 1 下分析被处理空气进口参数对机组性能的影响。送风含湿量为 $10 \text{ g} \cdot \text{kg}^{-1}$ 。

图 8 所示为风量 $500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 且 TI 为 4 min 的模拟结果。可以看出, 随着被处理空气进口温度和含湿量的降低, 送风温度逐渐降低, 热泵系统的冷凝温度逐渐降低, 蒸发温度逐渐升高, 机组 COP 逐渐提高。在 ARI 夏季工况 (PA: 35°C , $14.3 \text{ g} \cdot \text{kg}^{-1}$) 下, 与北京夏季工况 (PA: 33°C , $19.0 \text{ g} \cdot \text{kg}^{-1}$) 相比,

机组 COP 可提高至 5.64。

4.4 级数对机组性能的影响

本节以模式 1 为例分析级数对机组性能的影响, 不同级数下除湿板和换热器的总厚度不变。

以北京夏季工况为例, 风量为 $500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 、TI 为 4 min 时, 机组从 1 级变为 2 级和 4 级时的结果如图 9 所示。在相同送风含湿量 ($10 \text{ g} \cdot \text{kg}^{-1}$) 的前提下, 随着级数的增加, 蒸发温度逐渐升高, 冷凝温度逐渐降低, 机组 COP 从一级 (2.66) 增加至 3.63 (二级) 和 4.42 (四级)。因此, 可通过增加级数提高机组性能, 级数从二级增加到四级, 性能可提高 21.8%。

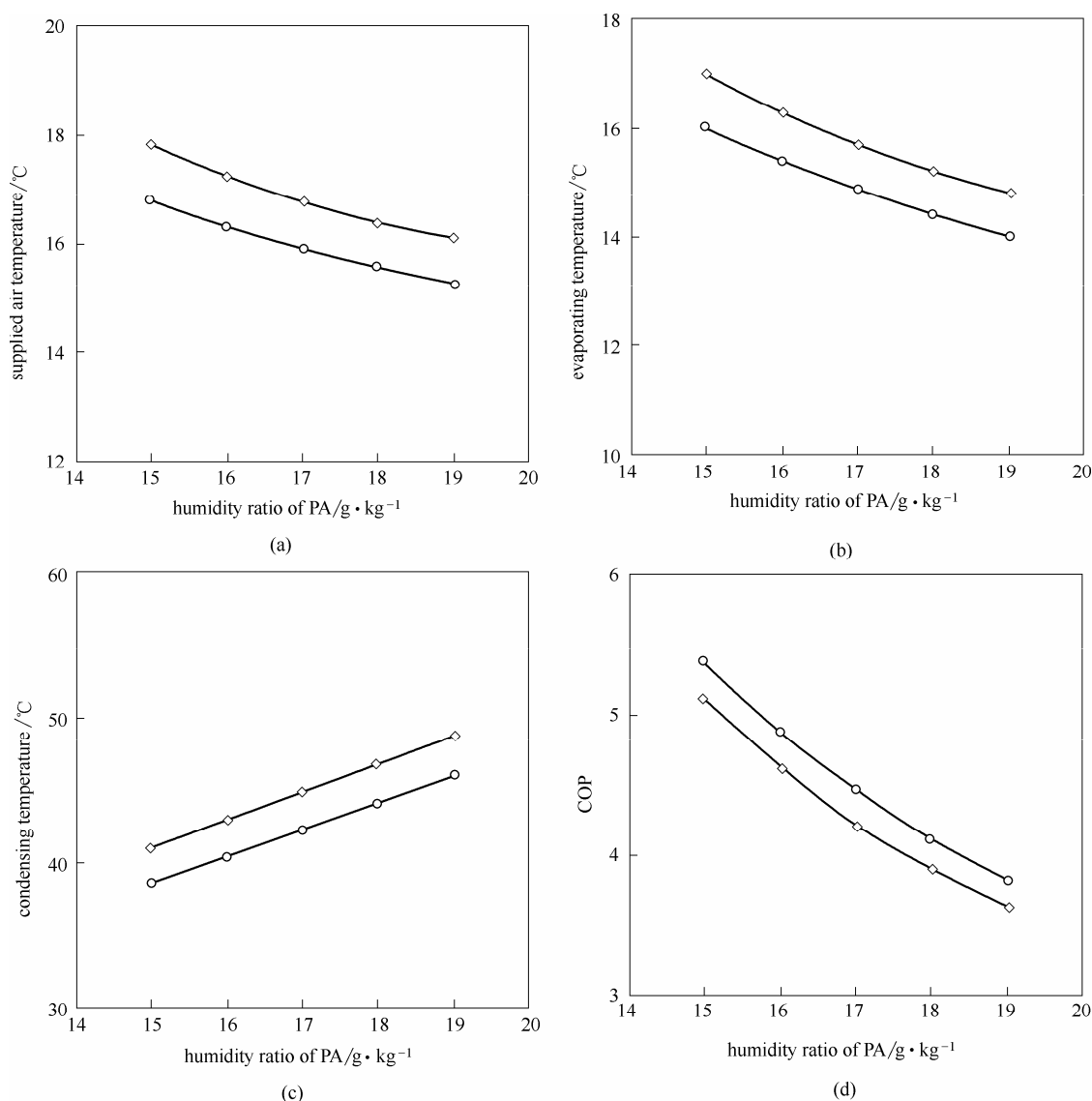


图 8 被处理空气(PA)进口状态对机组性能的影响 (模式 1, 风量为 $500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 且 TI 为 4 min)

Fig.8 Influences of inlet states of PA when air flow rate is $500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ and TI equals 4 min under switching mode 1

temperature of PA: ◇ 33°C ; ○ 28°C

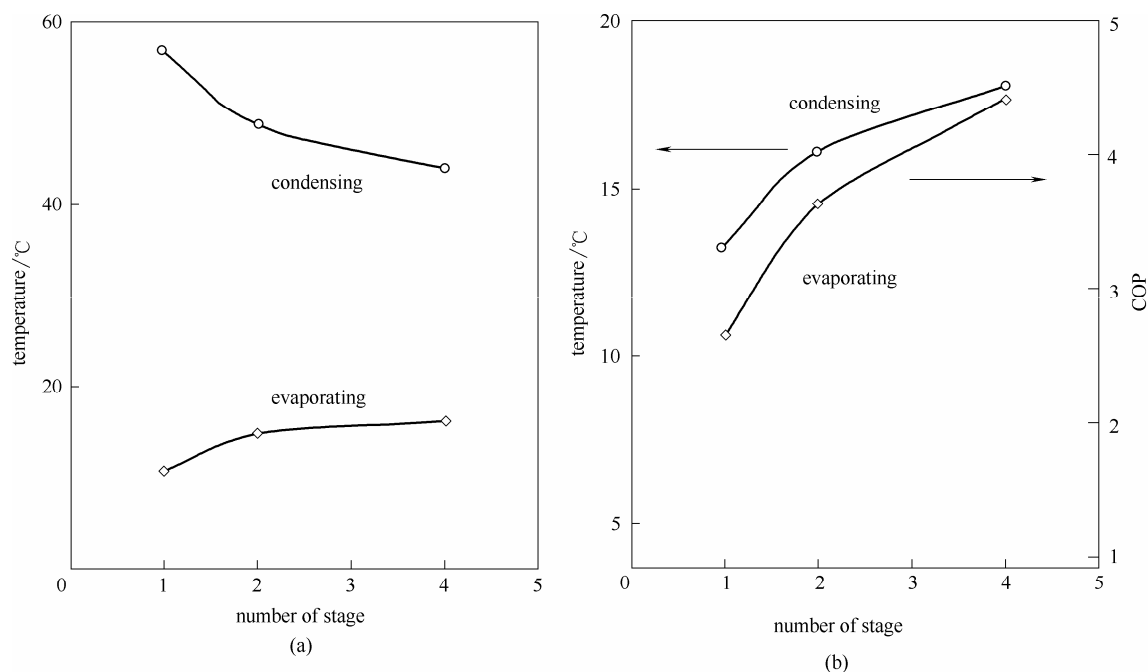


图 9 级数对机组性能的影响 (模式 1, 风量为 $500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 且 TI 为 4 min)

Fig.9 Influences of number of stage when air flow rate is $500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ and TI equals 4 min under switching mode 1

5 结 论

本研究提出一种热泵和固体除湿板结合的小型住宅用新风机组, 主要结论如下。

(1) 使用除湿板替代转轮, 实现机组尺寸的灵活设计; 采用多级除湿再生及热泵驱动, 可降低再生温度并提高系统性能; 通过交换除湿板位置实现除湿再生工况转, 可避免冷热源间冷热抵消损失。

(2) 存在最优 TI, 使得机组具有最高 COP。模式 2 的最优 TI 是模式 1 的一半。风量为 300 和 $500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 时, 模式 1 的最优 TI 分别为 8 和 4 min。最优工况下, 模式 2 的 COP 略低于模式 1。

(3) 随着被处理空气进口温度和含湿量的降低, 机组 COP 逐渐提高。在北京夏季工况和 ARI 夏季工况下, 二级机组的 COP 分别高于 3.5 和 5.5。

(4) 机组 COP 随级数的增加而升高。北京夏季工况下, 二级和四级机组的 COP 在一级 (2.66) 的基础上分别提高至 3.63 和 4.42。

符 号 说 明

A ——面积, m^2
 a ——固体吸附剂内的孔道半径, m
COP ——性能系数
 c_p ——比热容, $\text{W} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$

D_A ——气体扩散系数, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
 D_S ——表面扩散系数, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
 D_0 ——表面扩散常数, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
 d_h ——水力直径, m
 f ——固体面积与空气流通面积的比值
 h ——对流传热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$
 h_m ——对流传质系数, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$
 i ——空气比焓, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
 k_d ——吸附剂热导率, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$
 M ——吸附水摩尔质量, $\text{kg} \cdot \text{mol}^{-1}$
 m ——空气质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$

NTU ——传热单元数

P ——湿周, m
 P_c ——压缩机功耗, W
 p_a ——大气压力, Pa
 Q ——冷量, W
 q_{st} ——吸附热, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
RT ——运行时间, min
 T ——热力学温度, K
TI ——转换时间, min
 t ——摄氏温度, $^\circ\text{C}$
 u ——速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
 W ——含水率
 x ——固体材料中吸附剂体积占总体积的比例
 x^* ——固体材料中吸附剂质量占总质量的比例
 z ——位置方向, m
 ω ——含湿量, $\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$

τ ——时间方向, s

ρ ——密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$

ε ——固体吸附剂孔隙率

ϕ ——相对湿度

η_{HP} ——压缩机热力学完善度

下角标

a ——空气

ad ——吸附剂

cond ——冷凝器

d ——固体材料

evap ——蒸发器

in ——进口

m ——基材

out ——出口

p ——被处理空气

r ——再生空气

w ——吸附态水

References

- [1] Jain S, Dhar P L. Evaluation of solid-desiccant-based evaporative cooling cycles for typical hot and humid climates [J]. *Int. J. Refrig.*, 1995, **18**(5): 287-296.
- [2] Goldsworthy M, White S. Optimization of a desiccant cooling system design with indirect evaporative cooler [J]. *Int. J. Refrig.*, 2011, **34**(1): 148-158.
- [3] Jeong J, Yamaguchi S, Saito K, *et al.* Performance analysis of four-partition desiccant wheel and hybrid dehumidification air-conditioning system [J]. *Int. J. Refri.*, 2010, **33**(3): 496-509.
- [4] Tu R, Liu X H, Jiang Y. Performance analysis of a two-stage desiccant cooling system [J]. *Appl. Energy*, 2014, **13**: 1562-1574.
- [5] Ge T S, Dai Y J, Wang R Z. Performance study of silica gel coated fin-tube heat exchanger cooling system based on a developed mathematical model [J]. *Energy Convers. Management*, 2011, **6**: 2329-2338.
- [6] <http://www.daikinaircon.com/catalog/desika/system/sikumi.html>
- [7] Zheng Yi(郑毅), Yuan Weixing(袁卫星), Wang Hai (王海), *et al.* Experiments on dynamic dehumidification of internally cooling compact solid dehumidifier [J]. *J. Beijing Univ. Aeronaut. Astronaut.* (北京航空航天大学学报), 2006, **32**(9): 1100-1103.
- [8] Zheng Yuwei (郑宇薇), Liu Xiaohua (刘晓华), Tu Rang (涂壤). Performance research of a semiconductor cooling device with solid desiccant [J]. *J. Refrig.* (制冷学报), 2013, **34**(5): 59-64.
- [9] Liu Xiaohua (刘晓华), Jiang Yi (江亿), Zhang Tao (张涛). Temperature and Humidity Independent Control of Air-conditioning Systems (温湿度独立控制空调系统) [M]. 2nd ed. Beijing: China Architecture & Building Press, 2013.
- [10] Qi Ronghui (綦戎辉), Tian Changqing (田长青), Shao Shuangquan (邵双全). Electro-osmotic regeneration for solid desiccant [J]. *CIESC Journal* (化工学报), 2010, **61**(3): 642-647.
- [11] Ye Y, Zhang W J, He B X. Investigation on the kinetic models for the regeneration of silica gel by hot air combined with power ultrasonic [J]. *Energy Convers. Management*, 2011, **52**: 3319-3326.
- [12] Tu Rang (涂壤), Liu Xiaohua (刘晓华), Jiang Yi (江亿). Heat and mass transfer analysis and performance comparison of different dehumidification methods [J]. *CIESC Journal* (化工学报), 2013, **64**(6): 1939-1947.
- [13] Tu Rang (涂壤). Analysis of heat and mass transfer of solid desiccant dehumidification and air handling process optimization [D]. Beijing: Tsinghua University, 2014.
- [14] Zhang Lizhi(张立志). Dehumidification Technology (除湿技术) [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2005.
- [15] Majumdar P. Heat and mass transfer in composite desiccant pore structures for dehumidification [J]. *Sol. Energy*, 1998, **62**: 1-10.
- [16] Holman J P. Heat Transfer[M]. 10th ed. New York: McGraw-Hill Companies, 2009.
- [17] Zhang L Z. Total Heat Recovery: Heat and Moisture Recovery from Ventilation Air [M]. New York: Nova Science Publishers, 2008.