

4种用于温室除湿的亲水翅片管蒸发器热湿传递性能分析

管勇^{1*}, 赵盛英¹, 郭延隆², 林源山¹, 胡万玲¹, 陈冲¹

(1. 兰州交通大学环境与市政工程学院, 兰州 730070; 2. 青岛海尔施特劳斯水设备有限公司, 青岛 266100)

摘要: 温室冬季高效除湿需求已经成为制约中国温室产业高质量发展的技术难题之一。为了提高温室用冷冻除湿系统中亲水翅片管蒸发器的热湿传递性能, 该研究建立了低温高湿工况下平翅片、带涡产生器平翅片、波纹翅片、开缝翅片4种亲水翅片管蒸发器空气侧的数值传热模型, 采用蒸发器的换热量 Q 、努塞尔特数 Nu 、摩擦因子 f 、单位翅片面积析湿量和强化传热因子 JF 等评价参数, 对比分析了低温高湿工况下4种亲水翅片管蒸发器空气侧热湿传递性能。结果表明, 与平翅片相比, 带涡产生器平翅片、波纹翅片、开缝翅片空气侧的 Nu 、 Q 和 f 均高于平翅片, 且开缝翅片的 Q 和 f 在相同条件下均最大; 4种翅片的 f 随入口风速的增大而大幅度减小, 而相对湿度对 f 的影响较小; 单位翅片面积析湿量均随入口风速和相对湿度的增大而增大, 波纹翅片的除湿能力最优; 在入口风速1~4 m/s和相对湿度80%~95%条件下, 波纹翅片管蒸发器的 JF 因子平均值最大, 其热性能最优; 在冬季寒冷地区低温高湿的温室中, 推荐选用波纹亲水翅片管蒸发器对室内空气进行除湿。该研究可为温室低温高湿环境下除湿系统用亲水翅片管蒸发器的设计与应用提供参考。

关键词: 温室; 数值分析; 蒸发器; 除湿; 热湿传递性能

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202310003

中图分类号: TU834.9

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2024)-01-0255-10

管勇, 赵盛英, 郭延隆, 等. 4种用于温室除湿的亲水翅片管蒸发器热湿传递性能分析[J]. 农业工程学报, 2024, 40(1): 255-264. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202310003 <http://www.tcsae.org>

GUAN Yong, ZHAO Shengying, GUO Yanlong, et al. Heat and moisture transfer properties of four hydrophilic finned-tube evaporators for dehumidifying in greenhouse[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2024, 40(1): 255-264. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202310003 <http://www.tcsae.org>

0 引言

温室作为中国设施园艺建筑的重要组成部分, 它为反季节蔬菜生产提供了重要的种植环境保障^[1-3]。随着人们对反季节蔬菜品质需求的提升, 原有温室被动热湿环境调控模式所出现的低温高湿问题已无法满足生产新需求^[4], 冬季夜间温室内空气温度低于15℃, 空气相对湿度常高于80%, 甚至接近100%^[5], 需引入主动调控设备对其微气候温湿度环境因子进行精准调控^[6-9]。目前温室冬季高效除湿需求已经成为制约温室产业高质量发展的重要技术难题之一^[10]。为了解决此难题, 冷冻除湿技术逐渐被引入到温室除湿系统中, 该技术是运用制冷系统的蒸发器对温室湿空气除湿, 随后该系统的冷凝器加热被除湿后的空气以回收除湿时的热量, 在空气被除湿的同时也节省了除湿后的低温空气的再热能耗^[11]。翅片管蒸发器作为冷冻除湿系统的核心部件, 其空气侧的热性能将直接影响整个除湿系统的性能^[10]。当翅片管蒸发器处于除湿工况时, 翅片表面温度会低于湿空气的露点温度, 湿空气中的水蒸气凝结成液态水, 此时出现热量传递的同时也伴随着质量传递^[12-13], 凝结液对翅片管换热

器的换热过程影响较为复杂^[14-15]。刘帅领等^[16]对冷冻除湿系统中蒸发器进行数值研究, 认为在入口空气温度21~36℃, 相对湿度40%~85%时, 蒸发器的除湿量随相对湿度的增大而增大, 随风速的增大先增大后减小。胡万玲等^[12]将涡产生器引入蒸发器中, 通过与无涡产生器的平翅片进行对比试验, 结果表明在蒸发器进口空气温度为27℃, 相对湿度大于70%, 空气流速为2 m/s时, 带涡产生器平翅片更适用于温室除湿; HAN等^[17-18]采用机械制冷式除湿机在温室中进行除湿, 并对其在不同除湿工况下的性能进行了评价。

为提高冷冻除湿系统中蒸发器除湿效率, 研究者通过翅片管蒸发器翅片表面改性来强化其传热, 以求在较低压降下获得更优的传热传质特性^[19]。YANG等^[20]对疏水翅片与亲水翅片进行了对比研究, 发现除湿工况下亲水翅片表面会形成膜状凝结, 而疏水翅片表面形成滴状凝结, 宜产生液桥, 阻碍凝结液的排出, 增大摩擦阻力。LIU等^[21]对带有亲水、疏水涂层的开缝翅片在湿工况下进行了试验研究, 认为入口空气温度23.9~35.0℃, 质量流量为0.056 kg/s时带亲水涂层的翅片管换热器滞留的凝结液要比带疏水涂层的翅片管换热器的少, 在不降低显热换热系数的情况下, 亲水翅片管换热器的压降更低。MUNEESHWARAN等^[22]在入口空气温度为23℃和27℃, 相对湿度为50%、70%和90%下利用带有超疏水涂层和未处理的平翅片进行了对比试验, 发现超疏水涂层促进凝结液的持续脱落, 其空气侧压降大约比无

收稿日期: 2023-10-03 修订日期: 2023-11-21

基金项目: 国家自然科学基金项目(51866006; 51868035); 甘肃省优秀研究生创新之星项目(2023CXZX-558)

※通信作者: 管勇, 教授, 博士, 硕士生导师, 从事可再生能源利用与温室热湿环境调控技术研究。Email: guany2004@mail.lzjtu.cn

涂层的压降低两倍,但换热速率基本相同。MA 等^[23]在入口空气温度为 20、27 和 35 °C,相对湿度为 50%、60%、70% 和 80% 时,对有、无亲水涂层的波纹翅片进行了对比研究,结果表明带亲水涂层的波纹翅片管换热器能够有效地降低压降,最大降幅为 44%。SEOK 等^[24]对无涂层、亲水涂层、疏水涂层和碳纳米管涂层的翅片管换热器在入口空气温度 27 °C,相对湿度 80% 条件下传热与阻力性能进行了对比分析,认为亲水涂层和碳纳米管涂层的翅片管换热器的热工水力性能相比于无涂层翅片管换热器分别提高了 7.2% 和 6.1%,有疏水涂层的翅片管换热器与无涂层的热工水力性能几乎相同。

综上所述,目前学者们重点研究了改性表面翅片管换热器在 20~35 °C 和 30%~90% 的相对湿度条件下的传热传质与阻力特性,并取得了一系列有益成果。而面向低温高湿的温室环境除湿工况相关研究相对薄弱^[25],并且现有常温工况下针对亲水翅片管蒸发器热性能的研究成果已不适用于低温高湿工况^[26],各翅片类型的性能优劣仍未达成共识,尤其在冬季温室低温高湿的特殊环境下其热性能尚未有明确定论,亟需开发适用于温室调控环境的高性能除湿换热器。为此,本文将重点对温室低温高湿环境下除湿常用 4 种紧凑型亲水翅片管蒸发器空气侧的热湿传递性能展开对比研究,探究不同翅片类型亲水翅片管蒸发器空气侧的热湿性能,以为温室低温高湿环境下除湿系统用亲水翅片管蒸发器的设计与应用提供参考。

1 数值模拟计算方法

1.1 物理模型

平翅片、带涡产生器平翅片、波纹翅片以及开缝翅片 4 种翅片结构的紧凑型翅片管蒸发器物理模型示意图如图 1 所示。所研究蒸发器的结构参数均为课题组的前期研究以及现有文献中对比分析后的较优结构,具体几何参数见表 1 和表 2 所示。

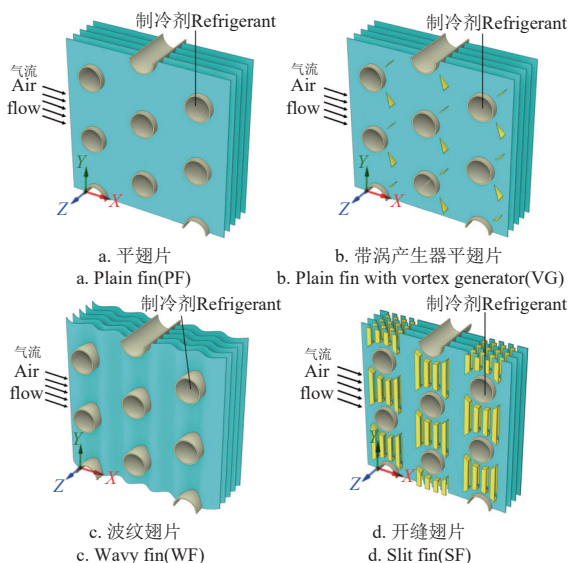


图 1 4 种亲水翅片管蒸发器示意图

Fig.1 Schematic diagram of the 4 types of the hydrophilic finned-tube evaporators

表 1 亲水翅片管蒸发器基本结构参数

Table 1 Basic structural parameters of the hydrophilic finned-tube evaporators

管排数 Tube rows N	管径 Outer diameter D/mm	横向管 间距 Transverse tube pitch P_t/mm	纵向管 间距 Longitudinal tube pitch P_l/mm	翅片 厚度 Fin thickness δ/mm	翅片 间距 Fin spacing S_p/mm	接触角 Contact angle $\theta/^\circ$
4	10	25.3	22	0.12	2	25

表 2 亲水翅片管蒸发器结构参数

Table 2 Structural parameters of the hydrophilic finned-tube evaporators

翅片类型 Fin types	参数 Parameter	单位 Unit	取值 Values
带涡产生器平翅片 Plain fin with vortex generator	攻击角 α_a	$^\circ$	45
	翼高 h	mm	1.75
波纹翅片 Wavy fin	波纹高度 W_h	mm	1.4
开缝翅片 Slit fin	开缝宽度 S_w	mm	2
	开缝高度 S_h	mm	1.12
	长轴 D_l	mm	18
	短轴 D_m	mm	16

图 1 中制冷剂在蒸发器的圆管内流动,湿空气在管翅间空气通道内流动,制冷剂通过管壁及翅片吸收来自湿空气的热量并使其水蒸气凝结实现除湿。本文根据翅片管蒸发器的周期性排列及其结构的对称性将其物理模型进行简化,得到如图 2 所示的计算区域。其中虚线部分为空气计算区域,为了保证湿空气在翅片管蒸发器进口截面处均匀且稳定流动,沿主流方向选取 1 倍的管径作为进口延长区域;为避免流体出口出现回流影响,选取 5 倍的管径作为出口延长区域,以此来提高数值模拟的准确性,计算区域内翅片网格划分如图 3 所示。

1.2 数值模型与边界条件

本文运用 ANSYS Fluent 对 4 种翅片结构的翅片管蒸发器的冷凝除湿过程进行模拟分析。为节约计算资源并保证计算的准确性,对本数值传热模型进行如下假设: 1) 湿空气是理想的不可压缩气体,仅由干空气和水蒸气组成,其物性均为常数; 2) 凝结液的形成机制是基于固定中心成核假说^[27],忽略换热通道内的水蒸气在空气中的直接凝结; 3) 假设凝结液的接触角为亲水翅片表面的水平接触角; 4) 假设凝结液在换热通道内的运动只受到自身重力、气流拖曳力及壁面黏附力的影响。忽略重力方向上凝结液膜的厚度变化; 5) 忽略亲水翅片管蒸发器中热辐射对空气侧性能的影响。数值计算的控制方程和模型如下。

体积分数模型 (volume of fluid, VOF)^[28]在相变现象的研究中得到了广泛应用,能够较好地处理流体的物性变化,准确地模拟两相流的流动情况。体积分数用 α 表示,每个网格单元中各相 α 之和为 1。

$$\alpha_1 + \alpha_v = 1 \quad (1)$$

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (2)$$

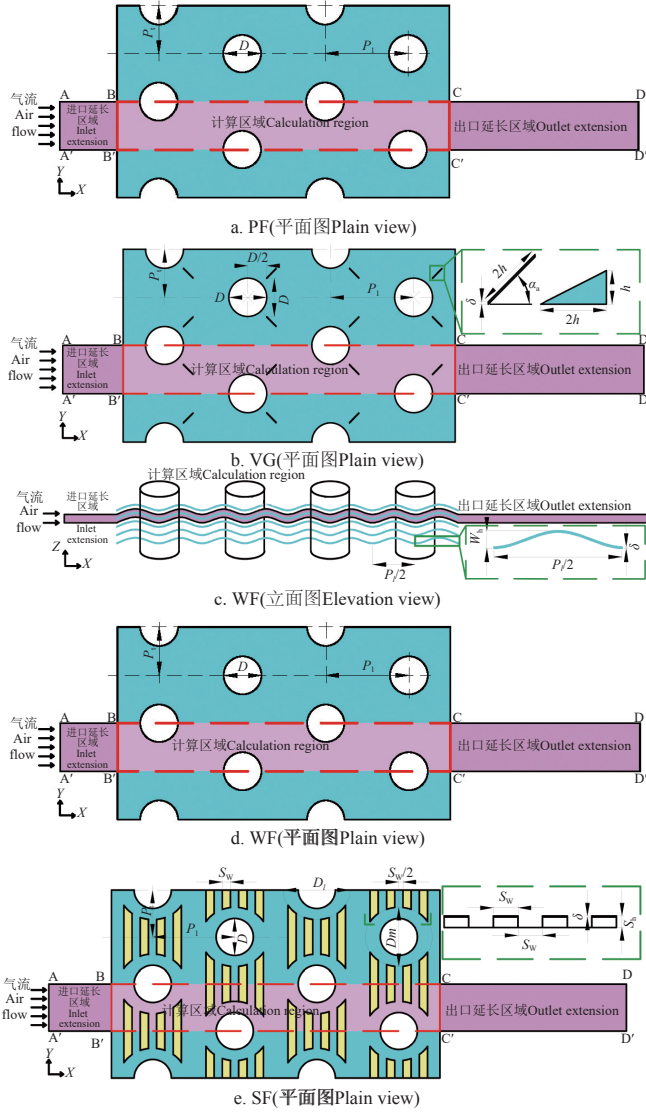


图 2 4 种亲水翅片管蒸发器结构及其计算区域示意图
Fig.2 Schematic diagram of the geometric structures of the 4 evaporators and their calculation regions

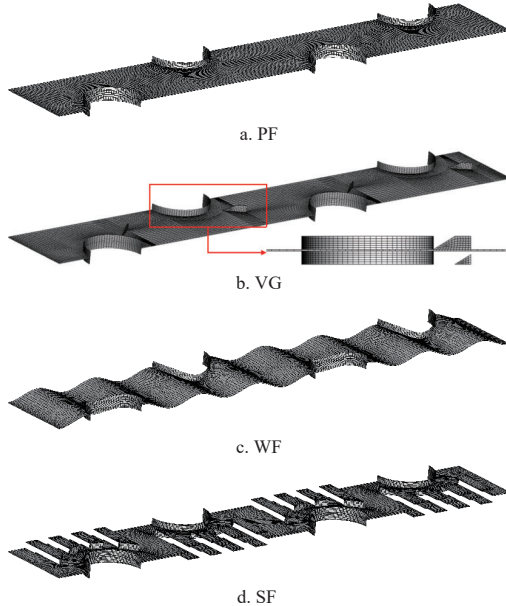


图 3 计算区域内翅片网格划分图
Fig.3 Fin grid system diagram in the calculation region

动量守恒方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{u}) + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu (\nabla \vec{u} + \nabla \vec{u}^T)] + \rho g + F \quad (3)$$

$$F = \sigma \frac{\alpha_l \rho_l \kappa_v \nabla \alpha_v + \alpha_v \rho_v \kappa_l \nabla \alpha_l}{\frac{1}{2}(\rho_l + \rho_v)} \quad (4)$$

$$\kappa_i = \nabla \cdot \frac{\nabla \alpha_i}{|\nabla \alpha_i|}, \quad i = l \text{ 或 } i = v \quad (5)$$

能量守恒方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\rho E \vec{u}) = \nabla \cdot (\lambda_{\text{eff}} \nabla T) + h_{\text{fg}} \dot{m}_{\text{vl}} \quad (6)$$

体积分方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \vec{u}_v) = \dot{m}_{\text{lv}} - \dot{m}_{\text{vl}} \quad (7)$$

组分守恒方程：

$$\frac{\partial(\rho Y_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} Y_i) = -\nabla \cdot (J_i) + S_i \quad (8)$$

Lee 模型^[28] 对于相变过程的模拟以及应用范围具有较好的通用性，并给出了结构简单的传质方程。

蒸发过程 ($T_l > T_{\text{sat}}$)：

$$\dot{m}_{\text{lv}} = r_l \alpha_l \rho_l (T_l - T_{\text{sat}}) / T_{\text{sat}} \quad (9)$$

冷凝过程 ($T_v < T_{\text{sat}}$)：

$$\dot{m}_{\text{vl}} = r_v \alpha_v \rho_v (T_{\text{sat}} - T_v) / T_{\text{sat}} \quad (10)$$

式中下标 l、v 和 i 分别代表冷凝液、水蒸气和第 i 相； ρ 为密度， kg/m^3 ； t 为时间，s； ∇ 为散度算子； \vec{u} 为流体速度， m/s ； α 为体积分； \dot{m}_{lv} 和 \dot{m}_{vl} 为液相和气相之间的传质速率， $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$ ； μ 为动力粘度， $(\text{N} \cdot \text{s})/\text{m}^2$ ； g 为重力加速度， m/s^2 ； F 为液滴的表面张力， N/m^3 ； σ 为表面张力系数， N/m ； κ_i 为两相交界面曲率， $1/\text{m}$ ； E 为流体的比焓， kJ/kg ； λ_{eff} 为导热系数， $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ； T 为温度， K ； h_{fg} 为相变潜热， kJ/kg ； Y_i 为组分的质量分数； J_i 为组分的扩散通量， $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ； T_{sat} 代表饱和状态下的温度， K ； r_l 、 r_v 为调整系数，是弛豫时间的倒数， $1/\text{s}$ ； S_i 为各组分由凝结获得的传质速率， $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$ 。

本文采用 VOF 模型与 Lee 传质模型进行除湿工况下翅片管蒸发器空气侧的数值模拟。在模拟中采用隐式求解体积分方程；体积力采用隐式格式；单元内参数梯度均采用最小二乘法；压力场与速度场耦合选用 PISO 算法；压力插值采用 PRESTO! 方法；动量和能量守恒方程求解均采用二阶迎风格式；相界面差值采用 Modified HRIC 方法。

不同种类的温室作物在其不同的生长阶段对空气湿度的需求都不同，中国北方冬季温室常种植喜温蔬菜，温室设计规范中指出喜温果菜的室内计算温度取 12°C ^[29]，温室内作物各阶段生长所需的适宜湿度范围通常为 60%~80%。实际冬季温室内空气温度为 $5\sim 10^\circ\text{C}$ 时，空气相对湿度大多接近 90%^[30]，尤其夜间空气相对湿度常处在饱和状态，因此，必须对温室内空气进行去湿处理。为研究低温高湿工况下翅片管蒸发器的除湿性能，

基于上述分析, 本文重点研究入口空气相对湿度为 80%~95%, 结合换热器热性能测试标准^[31], 湿空气入口风速为 1~4 m/s, 其中推荐流速为 1.5~2.3 m/s^[32]。本文所采用的计算工况汇总如表 3 所示。

表 3 计算工况参数

Table 3 Calculation condition parameters

变量 Variate	取值 Values
入口空气流速 Inlet air velocity $u_{a,in}/m \cdot s^{-1}$	1,2,3,4
空气相对湿度 Inlet air relative humidity RH/%	80,85,90,95
空气入口温度 Inlet air temperature $T_{a,in}/^{\circ}C$	12
翅片管壁温度 Wall temperature of tinned tube $T_{r,in}/^{\circ}C$	-3

模型边界条件: 湿空气入口为速度入口; 出口边界采用压力出口; 管壁为无滑移定壁温边界条件; 翅片表面为耦合边界条件; z 轴方向两个外侧面边界为周期性边界; y 轴方向两边界均为对称边界; 延长区域所有壁面为绝热条件。

2 数据处理

空气侧换热量 Q 由式 (11) 求得:

$$Q = Q_1 + Q_s \quad (11)$$

潜热换热量 Q_1 为:

$$Q_1 = m_a i_{fg} (d_{a,in} - d_{a,out}) \quad (12)$$

显热换热量 Q_s 为:

$$Q_s = m_a c_{p,a} (T_{a,in} - T_{a,out}) \quad (13)$$

式中 Q 、 Q_1 和 Q_s 分别为空气侧换热量、潜热换热量和显热换热量, W; m_a 为空气侧质量流量, kg/s; i_{fg} 为饱和水蒸气的焓值, J/kg; $d_{a,in}$ 和 $d_{a,out}$ 分别为空气侧进口和出口含湿量, kg/kg; $c_{p,a}$ 为湿空气的定压比热容, J/(kg·K); $T_{a,in}$ 和 $T_{a,out}$ 分别为湿空气进口与出口温度, $^{\circ}C$ 。

空气侧传热系数 h :

$$h = \frac{Q}{(A_{tb} + A_f \eta_{f,wet}) \times (T_{a,in} - T_{tb} + i_{fg} / (c_{p,a} \cdot Le^{2/3}) \cdot (d_a - d_{tb}))} \quad (14)$$

式中 h 为空气侧传热系数, W/(m²·K); T_{tb} 为翅根温度, $^{\circ}C$; A_{tb} 、 A_f 分别为管面积和翅片面积, m²; $\eta_{f,wet}$ 为湿翅片效率, 按照文献 [33] 中的方法计算; Le 为刘易斯数; d_a 和 d_{tb} 分别为湿空气的含湿量和翅根处湿空气含湿量, kg/kg。

空气侧努塞尔数 Nu 是评价蒸发器空气侧对流传热的重要指标, 其计算式如式 (15) 所示。

$$Nu = h d_e / \lambda \quad (15)$$

式中 d_e 为空气侧当量直径, m; λ 为空气侧的导热系数, W/(m·K)。

单位翅片面积析湿量 $\overline{\Delta m}$ 通过式 (16) 计算。

$$\overline{\Delta m} = (\beta_{in} \cdot m_{in} - \beta_{out} \cdot m_{out}) / A_f \quad (16)$$

式中 β 和 m 分别为计算区域进出口截面处湿空气中水蒸气的平均质量分数和湿空气的质量流量, kg/(m²·s); 下标 in 和 out 分别为进口和出口。

空气侧阻力采用凯斯等^[34] 提出的摩擦因子 f 的计算方法, 如式 (17) 所示。

$$f = \frac{A_{min} \rho_{a,m}}{A_o \rho_{a,in}} \left[\frac{2 \Delta P_a \rho_{a,in}}{G_{max}^2} - \left(1 + \left(\frac{A_{min}}{A_{fr}} \right)^2 \right) \left(\frac{\rho_{a,in}}{\rho_{a,out}} - 1 \right) \right] \quad (17)$$

$$G_{max} = m_a / A_{min} \quad (18)$$

式中 $\rho_{a,in}$ 和 $\rho_{a,out}$ 分别为湿空气的进出口密度, $\rho_{a,m}$ 为空气侧的平均密度, kg/m³; ΔP_a 为空气侧的压降, Pa; A_{min} 、 A_{fr} 为空气侧换热通道的最小截面积和迎风面积, m²; A_o 为翅片和管外总换热面积, m²; G_{max} 为空气侧换热通道最小截面处对应的质量流量, kg/(m²·s)。

传热因子 j_h 和传质因子 j_m 根据文献 [26] 计算, 如式 (19)~(20) 所示。

$$j_h = \frac{h_s}{G_{max} c_{p,a}} Pr^{2/3} \quad (19)$$

$$j_m = \frac{h_m}{G_{max}} Sc^{2/3} \quad (20)$$

式中 h_s 为显热传热系数, W/(m²·K); h_m 为传质系数, kg/(m²·s), 根据文献 [33] 中的计算式计算; Pr 和 Sc 分别为普朗特数和施密特数。

采用 YUN 等^[35] 提出的强化换热因子 JF 来衡量各翅片管蒸发器热动力性能的优劣, 如式 (21)。

$$JF = \frac{Nu}{Nu_{ref}} \left(\frac{f_{ref}}{f} \right)^{1/3} \quad (21)$$

式中下标 ref 代表参考翅片管蒸发器。本文以平翅片管蒸发器为参考基准。

3 网格独立性及数值方法正确性验证

3.1 网格独立性验证

本文采用结构化网格系统, 根据计算区域内温度场和速度场的梯度分布, 对场梯度较大的区域进行局部网格细化。以平翅片和开缝翅片为例, 分别采用 3 套网格系统对其 Nu 和 f 进行考核, 结果如表 4 所示, 平翅片和开缝翅片的 Nu 最大相对误差分别为 0.66% 和 1.34%, f 最大相对误差分别为 0.19% 和 2.88%, 均在 3% 以内, 可认为网格系统已经独立。所以本文中平翅片和开缝翅片将采用 251 860 和 182 728 的网格系统开展数值模拟。

表 4 网格独立性验证

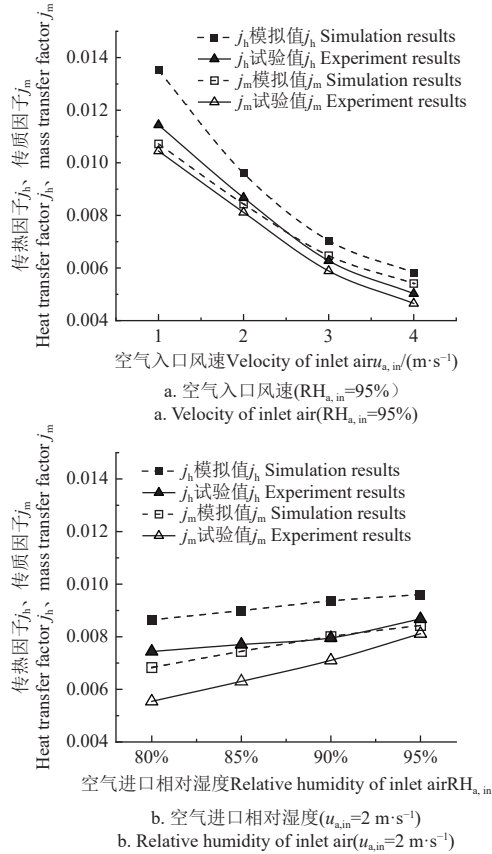
Table 4 Verification of grid system independence

翅片类型 Fin types	网格数 Grid number	努塞尔数 Nusselt number Nu	摩擦因子 Friction factor f
平翅片 Plain fin	123 292	3.232 2	0.056 8
	251 860	3.247 3	0.056 9
	496 536	3.253 7	0.056 9
开缝翅片 Slit fin	120 636	5.369 7	0.059 9
	182 728	5.376 6	0.061 7
	394 800	5.442 8	0.061 7

3.2 数值方法正确性验证

本文采用 HU 等^[26] 的试验数据考核数值计算方法的正确性, 试验及数值模拟的对比结果如图 4 所示。由图 4 可知, 模拟值与试验值变化趋势相同, 吻合度较好。不同入口风速下传热及传质因子的模拟值与试验值的平均

相对误差分别为14.25%和8.18%,不同进口相对湿度下传热及传质因子的平均误差分别为15.27%和14.54%,模拟值与试验值的平均相对误差在工程允许误差范围内,且整体变化趋势基本一致,说明本文所采用的数值计算方法是准确可靠的。



注：试验数据引自文献[26]。

Note: The experimental data were obtained from the reference [26].

图4 数值模拟方法正确性验证

Fig.4 Validation of the correctness of the numerical simulation method

4 结果与分析

4.1 不同翅片结构蒸发器空气侧温度、速度与凝结液分布

在 $T_{r,in}=-3\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{a,in}=12\text{ }^{\circ}\text{C}$, $u_{a,in}=4\text{ m/s}$, $RH_{a,in}=95\%$ 的低温高湿工况下,平翅片、带涡产生器平翅片、波纹翅片和开缝翅片管蒸发器空气侧换热通道空气运动流线与温度及速度的分布情况如图5a和图5b所示。从图5a和图5b中可以看到平翅片蒸发器在换热管尾部附近的流速较低且存在回流现象,横向涡的存在使得流体在换热管尾部区域旋转,导致温度几乎不受主流区域的影响;在带涡产生器平翅片中,纵向涡使流体被拉伸至换热管尾部区域,减小尾部区域的面积,流体之间的换热较充分;波纹翅片由于波纹结构对气流扰动较强,对换热管尾部区域的扰流脱体现象有一定的破坏作用,同样减小了尾部滞留区的面积,从而增强了换热效果;开缝翅片中,空气沿流动方向通过冲刷翅片表面进行对流换热,开缝

的交错存在对流体边界层有一定的破坏作用,并且前排管尾部形成的涡流、扰流对后排管的换热起到了一定的强化作用,从而加强了换热通道整体的换热性能。

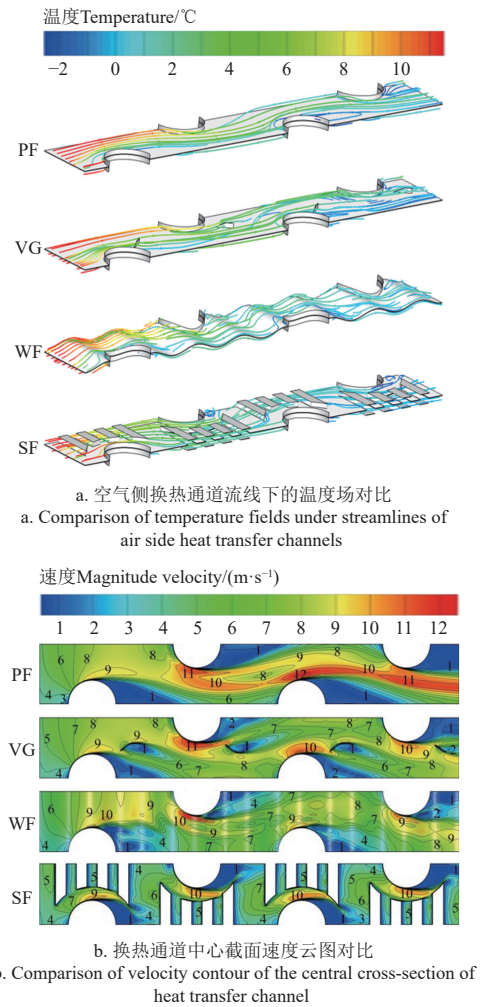


图5 4种翅片换热通道温度场和速度云图对比

Fig.5 Comparison of temperature field and velocity contours in heat exchange channels for 4 fin types

图6为4种不同类型翅片管蒸发器翅片表面的凝结液分布。对于强化翅片,凝结液更多的在强化结构处形成,并沿重力方向流出翅片表面。由图6可知4种翅片表面上的凝结液均沿主流方向逐渐增多,在第三、四排管处凝结液量达到最大,尤其在开缝翅片中表现最为显著;4种翅片中,波纹翅片表面的凝结液相对较少,并且主要分布在翅片的凹槽处,这主要是翅片表面的液膜受到了气流影响聚集在翅片的凹槽处,使得凹槽处的凝结液增多;带涡产生器平翅片由于涡产生器的存在对膜状凝结液的运动形成阻碍,凝结液主要聚集在涡产生器附近;在开缝翅片中可以明显发现凝结液分布最多,并且在翅片的后端出现凝结液大量聚集现象,这主要是与开缝翅片的断面有关,虽然该结构翅片对空气侧的换热起到了明显的强化作用,但是大量凝结液的存在使其摩擦阻力也随之增大。

4.2 不同翅片结构蒸发器空气侧传热与除湿性能分析

在低温高湿工况下 ($T_{a,in}=12\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{r,in}=-3\text{ }^{\circ}\text{C}$, $RH_{a,in}=95\%$)

80%~95% 和 $u_{a,in}=1\sim4$ m/s), 翅片对换热量的影响如图 7 所示, 从图 7 中可知, 4 种类型亲水翅片管蒸发器的换热量均随入口风速和相对湿度的增大而增大。图 7a 中 $u_{a,in}=1\sim4$ m/s 范围内, 在相同流速下, 开缝翅片蒸发器的换热量最大, 其次是波纹翅片和带涡产生器平翅片, 平翅片蒸发器的换热量最小。当 $u_{a,in}=4$ m/s 时, 4 种类型翅片的换热量均达到最大, 依次为 2.357、2.312、2.065 和 1.856 W; 不同流速下, 与平翅片相比开缝翅片、波纹翅片和带涡产生器平翅片换热量的增幅分别为 7.36%~27.01%、2.44%~24.58% 和 1.36%~11.28%。

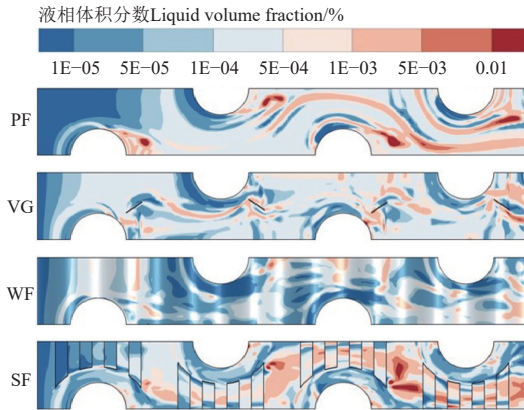


图 6 4 种翅片蒸发器翅片表面凝结水的分布对比

Fig.6 Comparison of the distribution of condensation water on the fin surface of evaporators for 4 fin types

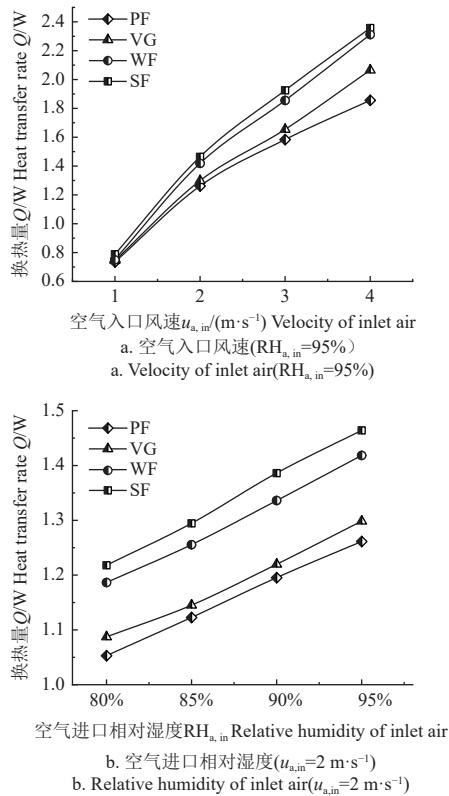


图 7 4 种翅片蒸发器空气侧换热量的对比

Fig.7 Comparison of heat transfer capacity on airside of evaporators for 4 fin types

图 7b 为 4 种类型翅片管蒸发器在不同进口相对湿度下换热量的对比, 换热量随着相对湿度的增大而增大,

当 $RH_{a,in}=95\%$ 时, 平翅片、带涡产生器平翅片、波纹翅片及开缝翅片的换热量均达到最大, 分别为 1.261、1.298、1.418 和 1.464 W。与平翅片相比, 带涡产生器平翅片、波纹翅片和开缝翅片的换热量分别增加了 2.94%、12.45% 和 16.07%; 在相同相对湿度下, 开缝翅片换热效果最佳, 波纹翅片次之, 最后是平翅片, 这主要与翅片的强化机理相关, 开缝翅片依靠破坏边界层厚度来强化换热, 波纹翅片通过加长空气通道和增强空气混合来强化换热, 而带涡产生器平翅片主要依赖涡产生器对气流的扰动来强化换热。

图 8 展示了低温高湿工况下 4 种不同翅片管蒸发器空气侧压降的变化曲线, 从图 8a 可以发现, 4 种亲水翅片管蒸发器空气侧压降均随进口风速增大而增大, 其中, 开缝翅片的增幅最大, 其次为波纹翅片、带涡产生器平翅片和平翅片, 而空气进口相对湿度对 4 种亲水翅片管蒸发器空气侧压降的影响不明显 (图 8b)。在图 8a 中, 平翅片、带涡产生器平翅片、波纹翅片、开缝翅片在 $u_{a,in}$ 为 1~4 m/s, $RH_{a,in}=95\%$ 时空气侧的平均压降分别为: 55.2、64.0、77.4 和 84.3 Pa; 在图 8b 中, 平翅片、带涡产生器平翅片、波纹翅片、开缝翅片在 $RH_{a,in}$ 为 80%~95%, $u_{a,in}=2$ m/s 时空气侧的平均压降分别为: 33.8、39.6、47.1 和 53.0 Pa。无论是改变空气进口风速还是相对湿度, 平翅片的压降总是最小的, 其次是带涡产生器平翅片及波纹翅片, 开缝翅片最大。并且随着进口风速的增大, 这种差异更加明显。

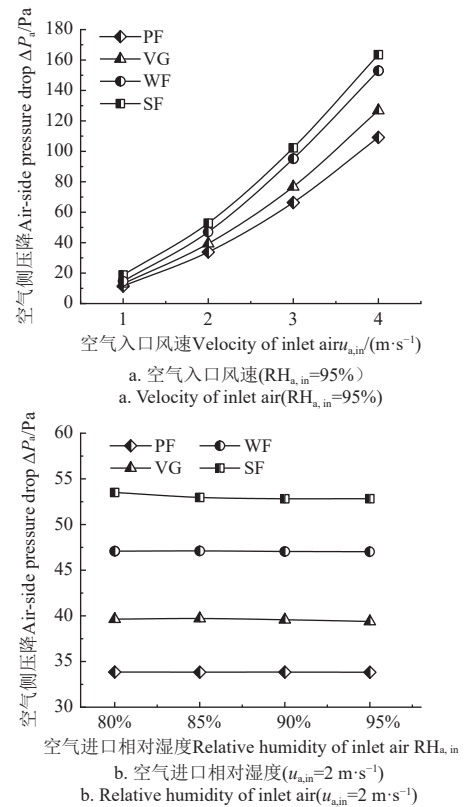


图 8 4 种翅片蒸发器空气侧压降的对比

Fig.8 Comparison of pressure drop on airside of evaporators for 4 fin types

图9描述了低温高湿工况下4种类型翅片管蒸发器空气侧摩擦因子的变化曲线,由图9a可知,4种亲水翅片管蒸发器空气侧摩擦因子均与入口风速呈负相关关系,随风速的增大呈现大幅度减小的趋势,在 $u_{a,in}$ 为2~4 m/s, $RH_{a,in}=95\%$ 时,与 $u_{a,in}=1$ m/s平翅片、带涡产生器平翅片、波纹翅片和开缝翅片的摩擦因子相比,这4种亲水翅片摩擦因子的平均降幅分别为26.06%、24.87%、21.10%和29.06%。从图9b可知,进口相对湿度对4种类型翅片管蒸发器摩擦因子的影响较小,摩擦因子并没有随相对湿度的变化呈现较为明显的变化趋势,但与平翅片相比,带涡产生器平翅片、波纹翅片和开缝翅片的摩擦因子在不同相对湿度下的平均增幅分别为15.38%、34.33%和46.24%。

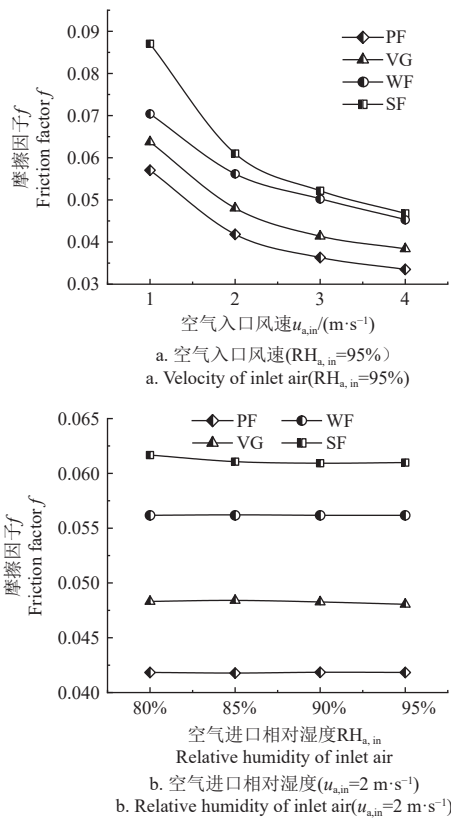


图9 4种翅片蒸发器空气侧摩擦因子 f 的对比
Fig.9 Comparison of friction factors f on air side of evaporators for 4 fin types

无论是改变空气入口风速还是相对湿度,平翅片的 f 总是最小的,其次是带涡产生器平翅片及波纹翅片,开缝翅片的 f 最大,并且在风速较低的情况下这种差异更加明显。这主要是由于平翅片结构简单,空气通道平整流畅,空气所受阻力较小;带涡产生器平翅片由于涡产生器的存在对管尾流处空气的流动造成了一定的影响;波纹翅片则因翅片表面的高低起伏,空气流过换热通道时受到强烈的扰动,产生了一定的能量损失,进而使得压降增大;开缝翅片由于断面的存在空气扰动剧烈,并且断面处容易积聚凝结水,甚至可能出现液桥现象(图6),压力损失较大,但是同时又由于亲水层的存在,对压力的损失起到的一定的缓解作用。

图10呈现了不同翅片对蒸发器空气侧努塞尔特数的变化。4种翅片管蒸发器空气侧的努塞尔特数均随入口风速和相对湿度的增大而增大。从图10a可知,与平翅片相比,当入口风速从1 m/s增至4 m/s时,带涡产生器平翅片、波纹翅片和开缝翅片的努塞尔特数平均增幅分别为6.41%、19.29%和19.90%。图10b中在不同相对湿度下,相较于平翅片,带涡产生器平翅片、波纹翅片和开缝翅片对应的努塞尔特数平均增幅分别为2.04%、14.87%和14.85%。此外,与带涡产生器平翅片相比,波纹翅片和开缝翅片的努塞尔特数更大,即采用波纹翅片和开缝翅片有利于增强蒸发器空气侧的对流传热。

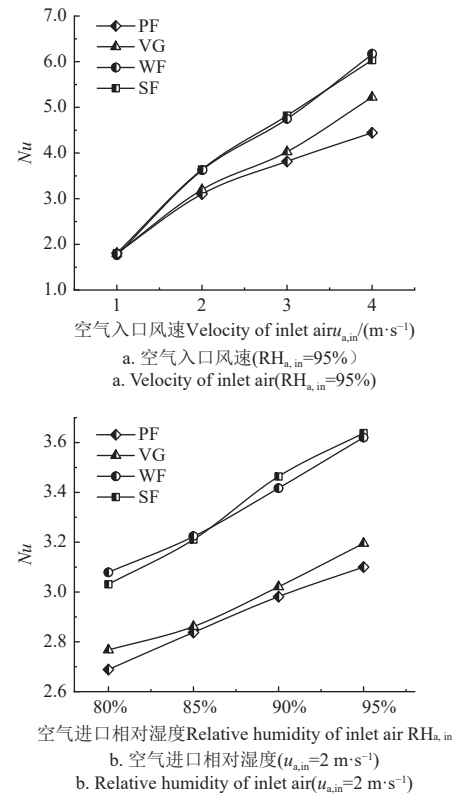


图10 4种翅片蒸发器空气侧努塞尔特数 Nu 的对比
Fig.10 Comparison of Nusselt number Nu on air side of evaporators for 4 fin types

图11展示了不同翅片对单位翅片面积析湿量 $\overline{\Delta m}$ 影响的变化。由图11可知,4种翅片 $\overline{\Delta m}$ 均随空气入口风速和相对湿度的增大而增大。从图11a中可以发现,平翅片、带涡产生器平翅片、波纹翅片和开缝翅片与其 $u_{a,in}=1$ m/s时的 $\overline{\Delta m}$ 相比,在 $u_{a,in}$ 为2~4 m/s, $RH_{a,in}=95\%$ 时单位翅片面积析湿量的平均增幅分别为90.01%、98.32%、114.12%和111.14%;相比于平翅片,带涡产生器平翅片、波纹翅片和开缝翅片在 $u_{a,in}$ 为1~4 m/s时单位翅片面积析湿量的平均增幅分别为3.27%、8.68%和8.04%,并且在 $RH_{a,in}=95\%$, $u_{a,in}=4$ m/s时 $\overline{\Delta m}$ 的增幅达到最大,分别为9.21%、18.26%和16.13%。这表明波纹翅片管蒸发器在不同的入口风速下的除湿能力最强。

在图11b中,当 $RH_{a,in}$ 为80%~95%, $u_{a,in}=2$ m/s时,相比于平翅片,带涡产生器平翅片、波纹翅片和开缝翅

片 $\overline{\Delta m}$ 的平均增幅分别为 1.22%、7.60% 和 7.08%，并且在 $RH_{a,in}=80\%$ ， $u_{a,in}=2$ m/s 时，波纹翅片和开缝翅片的 $\overline{\Delta m}$ 相较于平翅片的增幅达到最大，分别为 9.36% 和 8.53%。从图 11 中可以发现，除了 $RH_{a,in}=95\%$ ， $u_{a,in}=1$ m/s 时 4 种翅片的 $\overline{\Delta m}$ 差别不大外，在其他除湿工况下，平翅片的 $\overline{\Delta m}$ 最小，波纹翅片的 $\overline{\Delta m}$ 最大，接下来是开缝翅片和带涡产生器平翅片。这表明在低温高湿工况下波纹翅片的除湿能力最优，开缝翅片次之。

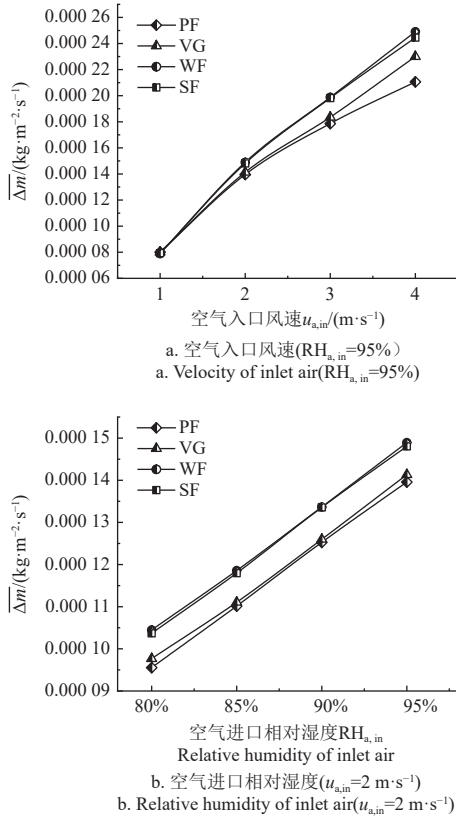


图 11 4 种翅片蒸发器空气侧单位翅片面积析湿量 $\overline{\Delta m}$ 的对比
Fig.11 Comparison of dehumidification capacity per area $\overline{\Delta m}$ on air side of evaporators for 4 fin types

4.3 较优亲水翅片结构的确定

以平翅片管蒸发器为参考基准，低温高湿工况下其他 3 种亲水翅片管蒸发器的强化换热因子 JF 对比如图 12 所示。通过分析 3 种翅片的 JF 因子可以发现，波纹翅片在不同入口风速以及不同相对湿度下 JF 因子的平均数值均最大，分别为 1.084 和 1.041，这说明波纹翅片在综合换热性能上要优于其他类型翅片。图 12a 中带涡产生器平翅片、波纹翅片和开缝翅片的 JF 因子均随空气入口风速的增加呈现增长的趋势。在 $RH_{a,in}=95\%$ ， $u_{a,in}$ 为 2~4 m/s 时，与带涡产生器平翅片、波纹翅片和开缝翅片 $u_{a,in}=1$ m/s 时的 JF 因子相比，带涡产生器平翅片、波纹翅片和开缝翅片 JF 因子的最大增幅分别为 17.06%、38.06% 和 39.71%；当空气入口风速 $u_{a,in}=4$ m/s 时，波纹翅片的 JF 因子达到最大，为 1.253。当 $u_{a,in}>2$ m/s 时波纹翅片和开缝翅片的 JF 因子均大于 1；当 $u_{a,in}>3$ m/s 时，带涡产生器平翅片的 JF 也大于 1。这说明在低温高湿工况下，当入口风速较大时，这 3 种强化翅片的综合换热

性能均优于平翅片。

图 12b 也展现出波纹翅片对空气侧的热性能强化程度更高、性能更优的特点。在 $RH_{a,in}>80\%$ 时，波纹翅片的 JF 因子均大于其他两类翅片的，在 $RH_{a,in}=95\%$ 时达到最大，为 1.059；波纹翅片在 $RH_{a,in}>80\%$ 的范围内 JF 因子均大于 1，表明波纹翅片更适用于相对湿度较高的环境。因此，处于冬季寒冷地区的温室，在 $RH_{a,in}>80\%$ ， $u_{a,in}>2$ m/s 条件下，优先选择波纹亲水翅片管蒸发器进行除湿。

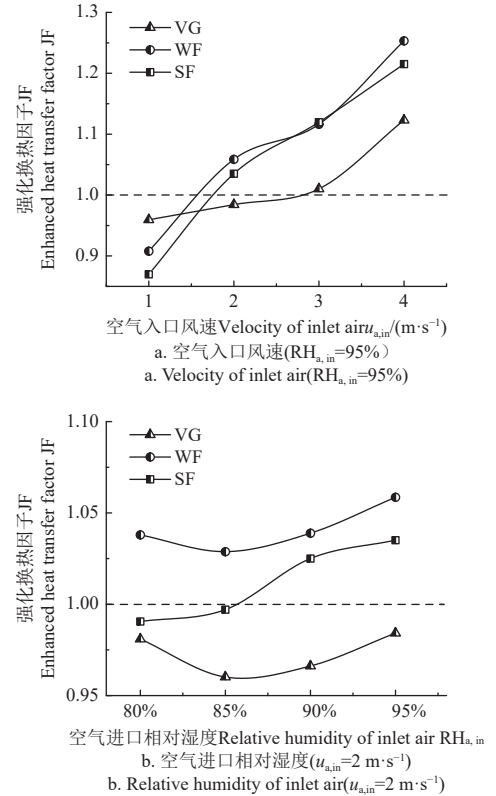


图 12 4 种翅片蒸发器空气侧强化传热因子 JF 的对比
Fig.12 Comparison of enhanced heat transfer factor JF on air side of evaporators for 4 fin types

5 结论

本文采用数值模拟的方法，针对温室低温高湿环境除湿场景用的平翅片、带涡产生器平翅片、波纹翅片及开缝翅片 4 种紧凑型亲水翅片管蒸发器空气侧的热湿传递性能开展对比研究，主要研究结论如下：

1) 相比于平翅片，带涡产生器平翅片、波纹翅片和开缝翅片的翅片结构特殊，减小了圆管尾部滞留区面积，从而改善局部换热，且努塞尔特数和换热量均要高于平翅片。在相同的入口风速或相对湿度下，开缝翅片的换热量均最大，其次是波纹翅片，平翅片的换热量最小。

2) 4 种翅片的单位翅片面积析湿量均随入口风速和相对湿度的增大而增大，且波纹翅片的平均增幅最大，开缝翅片次之，波纹翅片的除湿能力最优；摩擦因子随入口风速的增大而大幅度减小，相对湿度对摩擦因子的影响较小，在风速为 1~4m/s，相对湿度为 80%~95% 时，

平翅片的摩擦因子均最小, 开缝翅片的最大。

3) 在所研究的入口风速和相对湿度条件下, 强化翅片管蒸发器的强化换热因子随空气入口风速的增加而增大, 波纹翅片的强化换热因子平均值最大, 综合换热性能最优, 开缝翅片次之。在低温高湿的温室环境中, 当换热器的进口空气相对湿度大于 80%, 空气流速大于 2 m/s 时, 优先推荐波纹亲水翅片管蒸发器对室内空气进行除湿。

[参 考 文 献]

- [1] 张纪涛, 史向远, 李永平, 等. 优化日光温室热环境与建构的工程技术研究进展[J]. 农学学报, 2021, 11(9): 72-78. ZHANG Jitao, SHI Xiangyuan, LI Yongping, et al. Engineering technology for optimizing the thermal environment and the construction of solar greenhouse: Research progress[J]. Journal of Agriculture, 2021, 11(9): 72-78. (in Chinese with English abstract)
- [2] 李天来. 我国设施蔬菜科技与产业发展现状及趋势[J]. 中国农村科技, 2016(5): 75-77.
- [3] 齐飞, 魏晓明, 张跃峰. 中国设施园艺装备技术发展现状与未来研究方向[J]. 农业工程学报, 2017, 33(24): 1-9. QI Fei, WEI Xiaoming, ZHANG Yuefeng. Development status and future research emphase on greenhouse horticultural equipment and its relative technology in China[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2017, 33(24): 1-9. (in Chinese with English abstract)
- [4] AMANI M, FOROUSHANI S, SULTAN M, et al. Comprehensive review on dehumidification strategies for agricultural greenhouse applications[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 181: 115979.
- [5] 张云. 基于日光温室冬季除湿需求的除湿机除湿性能实验研究[D]. 兰州: 兰州交通大学, 2021. ZHANG Yun. Experimental Study on Dehumidification Performance of Dehumidifier based on Winter Dehumidification Demand for Solar Greenhouse[D]. Lanzhou: Lanzhou Jiaotong University, 2021. (in Chinese with English abstract)
- [6] RAHMAN M S, GUO H, HAN J. Dehumidification requirement modelling and control strategy for greenhouses in cold regions[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2021, 187: 106264.
- [7] ENGLER N, KRARTI M. Optimal designs for net zero energy controlled environment agriculture facilities[J]. Energy and Building, 2022, 272: 112364.
- [8] MIAARI A A, KHATIB A E, ALI H M. Design and thermal performance of an innovative greenhouse[J]. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2023, 57: 103285.
- [9] BENYEZZA H, BOUHEDDA M, KARA R, et al. Smart platform based on IoT and WSN for monitoring and control of a greenhouse in the context of precision agriculture[J]. Internet of Things, 2023, 23: 100830.
- [10] 张翊玻, 胡万玲, 王静, 等. 温室冷却除湿用翅片管换热器空气侧的性能[J]. 农业工程学报, 2022, 38(21): 205-211. ZHANG Yibo, HU Wanling, WANG Jing, et al. Airside performance of fin-tube heat exchangers for cooling dehumidification in greenhouses[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2022, 38(21): 205-211. (in Chinese with English abstract)
- [11] 金文, 杜鹃. 制冷技术与工程应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2019.
- [12] 胡万玲, 张程, 唐睿, 等. 日光温室冷凝除湿系统用蒸发器强化传热数值分析[J]. 农业工程学报, 2020, 36(9): 221-228. HU Wanling, ZHANG Cheng, TANG Rui, et al. Numerical analysis of enhanced heat-mass transfer in evaporator for condensing dehumidification in solar greenhouses[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2020, 36(9): 221-228. (in Chinese with English abstract)
- [13] 胡万玲, 姜林秀, 张程, 等. 析湿工况下翅片材质对管翅式换热器性能影响的实验研究[J]. 工程热物理学报, 2019, 40(7): 1642-1647. HU Wanling, JIANG Linxiu, ZHANG Cheng, et al. The effect of fin material on the airside performance of tube-fin heat exchanger under dehumidifying conditions[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2019, 40(7): 1642-1647. (in Chinese with English abstract)
- [14] 庄大伟. 析湿工况下换热器翅片表面冷凝液滴行为的数值模拟与实验验证[D]. 上海: 上海交通大学, 2015. ZHUANG Dawei. Simulation and Experimental Validation of Condensing Droplet Behaviors on Fin Surfaces in Heat Exchangers under Wet Conditions[D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2015. (in Chinese with English abstract)
- [15] KIM N H, KIM C H, HAN H S. An airside performance of the wavy fin-and-tube heat exchangers having oval tubes[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 190: 116807.
- [16] 刘帅领, 马国远, 许树学, 等. 蒸发器冷冻除湿特性模拟分析与优化研究[J]. 制冷学报, 2020, 41(2): 15-21. LIU Shuailing, MA Guoyuan, XU Shuxue, et al. Simulation analysis and optimization research on cooling and dehumidifying effects of evaporator[J]. Journal of Refrigeration, 2020, 41(2): 15-21. (in Chinese with English abstract)
- [17] HAN J, GAO Z, GUO H, et al. Comparison of greenhouse dehumidification strategies in cold regions[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2015, 31(1): 133-142.
- [18] NAUTA A, HAN J, TASNIM S H, et al. Performance evaluation of a commercial greenhouse in Canada using dehumidification technologies and LED lighting: A modeling study[J]. Energies, 2023, 16(3): 1015.
- [19] SADEGHIANJAHROMI A, WANG C C. Heat transfer enhancement in fin-and-tube heat exchangers-A review on different mechanisms[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2021, 137: 110470.
- [20] YANG K S, LIN H Y, WU Y L, et al. Influence of surface modification on the transient dehumidification performance of fin-and-tube heat exchanger[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2021, 173: 121202.
- [21] LIU L, JACOBI A M. Air-side surface wettability effects on the performance of slit-fin-and-tube heat exchangers operating under wet-surface conditions[J]. Journal of Heat Transfer, 2009, 131(5): 1-9.
- [22] MUNESHWARAN M, WANG C C. Energy-saving of air-cooling heat exchangers operating under wet conditions with the help of superhydrophobic coating[J]. Energy Conversion and Management, 2021, 229: 113740.
- [23] MA X K, DING G L, ZHANG Y M, et al. Effects of hydrophilic coating on air side heat transfer and friction characteristics of wavy fin and tube heat exchangers under dehumidifying conditions[J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(9): 2525-2532.

- [24] SEOK H, HAN C, LEE D, et al. Thermal-hydraulic performance enhancement of fin-and-tube heat exchangers using carbon nanotube coatings under dry and wet conditions[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 231: 120938.
- [25] ZHANG G H, WANG B L, LI X T, et al. Review of experimentation and modeling of heat and mass transfer performance of fin-and-tube heat exchangers with dehumidification[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 146: 701-717.
- [26] HU W L, WANG J, ZHANG Y B, et al. Air side performance of fin-and-tube heat exchangers with a hydrophilic layer under low-temperature frost-free conditions[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 219: 119532.
- [27] JAKOB M. Heat transfer in evaporation and condensation[J]. *Mechanical Engineering*, 1936, 58: 729-739.
- [28] MUDAWAR I, LEE J. Experimental and computational investigation into hydrodynamic and heat transfer characteristics of subcooled flow boiling on the international space station[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2023, 207: 124000.
- [29] 中华人民共和国农业部. 日光温室设计规范: NY/T 3223-2018 [S]. 北京: 中国农业出版社, 2018.
- [30] ZHOU B, ZHANG Y, YANG Q, et al. Dehumidification in a Chinese solar greenhouse using dry outdoor air heated by an active heat storage-release system[J]. *Applied Engineering in Agriculture*, 2016, 32(4): 447-456.
- [31] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. 空气冷却器与空气加热器: GB/T 14296-2008 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
- [32] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范: GB50736-2012 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.
- [33] 马小魁. 空调蒸发器空气侧特性及系统制冷剂分布[D]. 上海: 上海交通大学, 2008.
- MA Xiaokui. Airside Characteristics of Evaporator and Refrigerant Distribution of Air-conditioner[D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2008. (in Chinese with English abstract)
- [34] 凯斯 W M, 伦敦 A L. 紧凑式换热器[M]. 宣益民, 张后雷, 译. 北京: 科学出版社, 1997: 39-53.
- [35] YUN J Y, LEE K S. Influence of design parameters on the heat transfer and flow friction characteristics of the heat exchanger with slit fins[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, 43(14): 2529-2539.

Heat and moisture transfer properties of four hydrophilic finned-tube evaporators for dehumidification in greenhouse

GUAN Yong^{1*}, ZHAO Shengying¹, GUO Yanlong², LIN Yuanshan¹, HU Wanling¹, CHEN Chong¹

(1. School of Environmental and Municipal Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou 730070, China;

2. Qingdao Haier Strauss Water Co., Ltd., Qingdao 266100, China)

Abstract: Efficient dehumidification has been one of the technical problems to restrict the high-quality development of the greenhouse industry in China. It is a high demand to dehumidify and recover the heat energy in the process of dehumidification during winter. Among them, the airside thermal and humidity transfer properties of finned-tube evaporators have had direct impacts on the performance of the entire dehumidification system in the greenhouse. In this study, the heat transfer models were established for the evaporators under both low temperatures and high relative humidity. Four hydrophilic finned-tube evaporators were taken with the plain fin, the plain fin with vortex generator, wavy fin, and slit fin. The numerical simulation was verified to compare the experimental data. The thermal and humidity transfer properties of four evaporators were assessed for the refrigeration dehumidification systems in the greenhouse using various parameters, including the heat transfer capacity, Nusselt number, friction factor, dehumidification capacity per area, and the enhanced heat-transfer factor. The results showed that average relative errors of less than 3% were achieved in the Nusselt number and friction factor of the models for the grid system. There were the higher Nusselt number, heat transfer capacity, friction factor of the air side in the plain fin with vortex generator, the wavy fin, and the slit fin, compared with the plain fin. The largest heat-transfer capacity and friction factor of the slit fin were achieved under the same inlet air velocity and relative humidity conditions. The friction factor also decreased significantly with the increase of inlet air velocity, with an average decrease of 26.06%, 24.87%, 21.10%, and 29.06%, respectively. By contrast, there was a relatively small effect of the relative humidity on the friction factor. The slit fin exhibited the highest heat transfer capacity and friction factor, whereas, the plain fin displayed the lowest under the same conditions. The other three types of fins improved the convection heat transfer on the air side of the evaporator, due to their unique structure. The dehumidification capacity was augmented with the rise in the inlet air velocity and relative humidity. The wavy fin shared the greatest average increase in the dehumidification capacity per area, with 8.68% and 7.60%, respectively, at inlet air velocity and relative humidity. The wavy fin-tube evaporator presented the highest average enhanced heat transfer factor of 1.084 and 1.041, respectively, under the conditions of inlet air velocity and relative humidity, indicating the most favorable thermal and humidity transfer properties. Hence, the wavy fin-tube evaporator was recommended for dehumidification at low temperatures and high relative humidity in the winter of cold regions, when the inlet air velocity exceeded 2 m/s and the relative humidity was over 80% in the greenhouse environment. The findings can provide a strong reference for the design and application of the hydrophilic finned-tube evaporators in the refrigeration dehumidification systems in the greenhouse.

Keywords: greenhouse; numerical analysis; evaporators; dehumidification; thermal-humidity transfer properties