

文章编号: 1671-6612 (2024) 01-040-07

# 板管型降膜式蒸发器换热特性数值模拟

谢 健<sup>1</sup> 陈观生<sup>1</sup> 罗硕成<sup>2</sup> 刘湘云<sup>1</sup> 柯秀芳<sup>1</sup> 刘良德<sup>1</sup>

(1. 广东工业大学 广州 510006;

2. 广州华德工业有限公司 广州 510663)

**【摘要】** 降膜式蒸发器兼有满液式蒸发器换热效果好及干式蒸发器制冷剂充灌量小的特点。对板管型降膜式蒸发器进行了数值模拟, 得出了其在使用 R410A 为制冷工质时, 条缝宽度、喷淋密度及板面温度对蒸发器换热性能的影响。结果表明, 当工质入口条缝宽度为 1.5mm 时, 板面的液膜覆盖率及换热系数最大, 条缝宽度小于或大于 1.5mm 时, 板面的液膜覆盖率及换热系数均有所降低; 板面的液膜覆盖率及其换热系数随着液膜雷诺数的增加而增加, 但当液膜雷诺数达到 10000 以上时, 增加幅度明显减小并趋于零; 板片温度升高可以增强蒸发器的换热性能, 但雷诺数较小时的影响很小, 只有雷诺数足够大时板片温度的影响才得到明显的体现。

**【关键词】** 降膜蒸发器; 传热; 数值模拟; 两相流; 流动

中图分类号 TB657.5 文献标志码 A

## Numerical Simulation on Heat Transfer Characteristics of Plate and Tube Falling Film Evaporator

Xie Jian<sup>1,2</sup> Chen Guansheng<sup>1</sup> Luo Shuocheng<sup>2</sup> Liu Xiangyun<sup>1</sup> Ke Xiufang<sup>1</sup> Liu Liangde<sup>1</sup>

(1. School of Material and Energy, Guangdong University of Technology, Guangzhou, 510006;

2. Guangzhou Wide Industry Co., Ltd, Guangzhou, 510663)

**【Abstract】** The falling film evaporator has the characteristics of higher heat transfer efficiency of flooded evaporator and smaller refrigerant filling capacity of the dry-type evaporator. This article conducts numerical simulation on the plate tube falling film evaporator and obtains the effects of slot width, spray density and plate surface temperature on the heat transfer performance of the evaporator when R410A is used as the refrigerant. The results show that when the width of the working fluid inlet slit is 1.5mm, the liquid film coverage and heat transfer coefficient on the board surface are the highest. When the slit width is less than or greater than 1.5mm, the liquid film coverage and heat transfer coefficient on the board surface are both reduced; The liquid film coverage and heat transfer coefficient of the plate surface increase with the increase of the liquid film Reynolds number, but when the liquid film Reynolds number reaches over 10000, the increase amplitude significantly decreases and tends to zero; The increase in plate temperature can enhance the heat transfer performance of the evaporator, but the effect is very small at low Reynolds number. Only when the Reynolds number is large enough the influence of plate temperature can be reflected significantly.

**【Keywords】** falling film evaporator; heat transfer; numerical simulation; two phase flow; flow

## 0 引言

由于制冷剂的温室气体效应会加剧全球变暖,

同时大多数制冷剂还具有一定的毒性和易燃性, 因此在保证蒸发器换热性能的同时减少制冷剂的充

基金项目: 广州市黄浦区科学技术局国际科技合作项目 (2021GH4)

作者简介: 谢 健 (1998.11-), 硕士研究生, E-mail: 1163269035@qq.com

通讯作者: 陈观生 (1970-), 男, 工学博士, 副教授, E-mail: chengs@gdut.edu.cn

收稿日期: 2023-10-08

灌量对蒸发器的发展意义重大。满液式蒸发器换热效果好但制冷剂的充灌量很大,干式蒸发器充灌量相对较小但换热效果通常不如满液式蒸发器。降膜式蒸发器兼有满液式蒸发器换热效果好及干式蒸发器制冷剂充灌量小的特点,可以在一定程度上替代现有的满液式蒸发器和干式蒸发器<sup>[1,2]</sup>。液膜流动蒸发换热的机理较复杂,受诸多因素影响如喷淋密度、热流密度、饱和温度、入口布液器等<sup>[3-8]</sup>。在整个换热过程中热传导和对流换热占主导地位<sup>[9]</sup>。由此可知液膜的分布以及厚度分布的均匀度与降膜式蒸发器换热性能密切相关<sup>[10-14]</sup>。许多学者也对液膜的流动形态进行了研究<sup>[15-18]</sup>。

降膜式蒸发器主要分为管型和板管型两种。目前管型降膜式蒸发器已得到较大范围的应用,涉及制冷、食品、轻工、有机溶液浓缩等领域,而板管型降膜式蒸发器主要应用在海水淡化<sup>[19]</sup>和化工行业<sup>[20]</sup>。板管型降膜式蒸发器的优势在于板面结构可以更好的形成稳定液膜,换热面积也更大,相比之下管型降膜蒸发器,特别是现在主流的水平管型降膜式蒸发器,在圆管底部比较容易存在干区,从而导致传热能力的下降。JERIN<sup>[21]</sup>等人用数值模拟的方式对水平圆管和波纹板导管落膜蒸发数值进行了对比,结果表明后者的薄膜传热系数相比前者提高了约 15%。液膜中的传热中对流传热和核态沸腾传热占主导地位<sup>[22-24]</sup>,MORAN<sup>[25]</sup>等对铜制平板液膜流动的实验模型进行了模拟研究,通过对比两者分析了降膜流动特性和验证了液膜厚度的关联式。KONG<sup>[26]</sup>等人利用吸收光谱测量氢氟碳制冷剂的方法在石英板对 R1233zd (E) 的液体形成的流动液膜厚度进行测量。S MILADNOVA 和 G LEBON 研究<sup>[27]</sup>发现,液膜受热不均匀是干区形成的主要原因,其会导致液膜的收缩破裂。板管型降膜式蒸发器的几何结构和尺寸对换热性能有着重要的影响,是降膜式蒸发器强化换热的重要手段。在实际生产中可以通过冲压板面形成凹陷,喷涂金属涂层来强化传热,其原理主要是成核位点和换热表面积的增加以及湍流等因素带来的影响<sup>[28]</sup>。WEISE 和 SCHOLL<sup>[29]</sup>通用实验的方法对不同的换热表面结构对降膜式蒸发器换热能力的影响进行了研究,结果表明使用波纹板、粗糙板能够增强换热能力,但

是比平板更容易出现液膜的断层,从而产生较大的压降,即在改变板管型降膜蒸发器几何结构来强化换热的同时,还需要考虑液膜破裂形成干区。

与水平管型降膜式蒸发器相比,垂直板管型降膜式蒸发器可以更紧凑、更轻便、更高效,但是目前对其进行的研究较少,因此本文对一种通过冲头点压成型的板管型降膜蒸发器进行结构设计,通过数值模拟的方式,研究入口条缝宽度、制冷剂喷淋密度及板面温度对其液膜流动状态与换热性能的影响。

## 1 模型介绍

### 1.1 物理模型

对板管外流制冷剂降膜蒸发的板管式降膜蒸发器建立了三维数值模型(见图 1),模拟在板管外受到重力、粘性力以及表面张力的作用下,制冷剂 R410A 在板管表面形成流动液膜并受热蒸发的相变传热过程。板片的长度  $l$  为 300mm,宽度  $d$  为 130mm。单片板面由圆形冲头冲压形成的凹凸面,以此加大传热面积、增强液膜扰动。制冷剂入口的缝隙宽度  $S$  为 1~2mm。板片设置为定温条件对液膜进行加热,板片温度  $T_w$  为 277.15~283.15K。板片外制冷剂喷淋密度  $\Gamma$  为板片外宽度方向单位长度的质量流量。通过制冷剂喷淋密度  $\Gamma$  可得液膜雷诺数  $Re$ :

$$Re = \frac{4\Gamma}{\mu} \quad (1)$$

式(1)中, $\mu$ 为粘度,Pa·s; $Re$ 为雷诺数; $\Gamma$ 为制冷剂喷淋密度,kg/(s·m)。

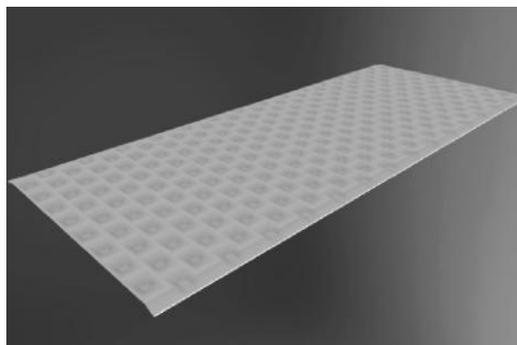


图 1 板片流体域模型

Fig.1 Plate fluid domain model

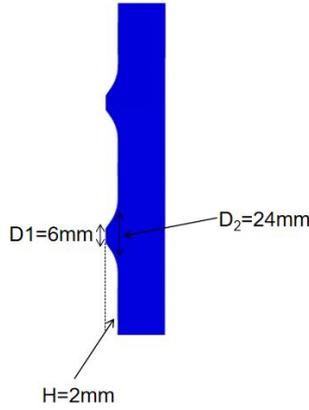


图2 板片凹陷尺寸

Fig.2 The size of the concave plate

不同的喷淋密度对应不同的液膜雷诺数, 该液膜雷诺数只适用于  $Re > 800$  的情况, 当雷诺数低于这个范围时, 液膜会发生破裂而形成干区<sup>[21]</sup>。

## 1.2 控制方程

运用 VOF 模型对板片外流的制冷剂进行传热传质的研究, 在 VOF 模型中相的体积分数作为变量, 在每个计算单元中各相的体积分数总和为 1。采用 Navier-Stokes 方程以及质量、动量及能量守恒方程, 则有:

$$\sum_{m=1}^n \alpha_m = 1 \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u V) = \text{div}(\mu \text{grad} u) - \frac{\partial \rho}{\partial x} + f_x \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v V) = \text{div}(\mu \text{grad} v) - \frac{\partial \rho}{\partial y} + f_y \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w V) = \text{div}(\mu \text{grad} w) - \frac{\partial \rho}{\partial z} + f_z \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + \text{div}(\rho c_p T V) = \text{div}(k_{\text{eff}} \text{grad} T) + Q_T \quad (7)$$

式 (2) ~ 式 (7) 中,  $\alpha$  为体积分数;  $\rho$  为密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $t$  为时间,  $\text{s}$ ;  $u, v, w$  分别为 X, Y, Z 轴的速度分量;  $V$  为速度矢量,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $P$  为压力,  $\text{Pa}$ ;  $\mu$  为动力黏度;  $c_p$  定压比热容,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $k_{\text{eff}}$  为有效导热率;  $T$  为温度,  $\text{K}$ ;  $f_x, f_y, f_z$  分别为 X, Y, Z 轴的体积力;  $Q_T$  为蒸发过程中单位体积产生的热量。把气体相设置为第一相, 液体相设置为第二项, VOF 方程可表示为:

$$\frac{\partial(\alpha_v \rho_v)}{\partial t} + \text{div}(\alpha_v \rho_v V_v) = S_{\alpha_v} + \dot{m}_e \quad (8)$$

$$\alpha_l + \alpha_v = 1 \quad (9)$$

$$\rho = \alpha_v \rho_v + (1 - \alpha_v) \rho_l \quad (10)$$

式 (8) ~ 式 (10) 中,  $\dot{m}_e$  为相变过程中的质量输运, 源项  $S$ ,  $\alpha_v$  默认为 0;  $\alpha_l$  和  $\alpha_v$  分别液相和气相的体积分数;  $\rho_l$  和  $\rho_v$  分别为液相和气相的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ; 计算单元的密度  $\rho$  为各相密度的体积分数加权平均值。

采用基于物理学机械论模型的 Lee 模型<sup>[30]</sup>来定义不同相之间的质量和能量传递。在 Lee 模型中, 气液相蒸发冷凝的运输方程如式 (11) 所示:

$$\frac{\partial(\alpha_v \rho_v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \bar{V}_v) = \dot{m}_{lv} - \dot{m}_{vl} \quad (11)$$

根据不同的温度范围, 质量传递定义如下:

当  $T > T_{\text{sat}}$  时即为蒸发过程:

$$\dot{m}_{lv} = \text{coeff} \times \alpha_l \rho_l \frac{T_l - T_{\text{sat}}}{T_{\text{sat}}} \quad (12)$$

当  $T < T_{\text{sat}}$  时即为冷凝过程:

$$\dot{m}_{vl} = \text{coeff} \times \alpha_v \rho_v \frac{T_{\text{sat}} - T_v}{T_{\text{sat}}} \quad (13)$$

式中,  $\bar{V}_v$  为气相运动速度;  $\dot{m}_{lv}$  和  $\dot{m}_{vl}$  为气液相之间的蒸发冷凝的传质速率, 且定义正向的传质过程为液相蒸发成为气相,  $\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^3)$ , 能量方程的源项可以通过传质速率乘以相变潜热获得;  $T_{\text{sat}}$  为饱和温度;  $T_l$  和  $T_v$  分别为工质液相和气相的温度。coeff 是可调节的系数, coeff 的表达式为:

$$\text{coeff} = \frac{6}{d_b} \beta \sqrt{\frac{M}{2\pi RT_{\text{sat}}}} L \left( \frac{\alpha_v \rho_v}{\rho_l - \rho_v} \right) \quad (14)$$

其中, coeff 称为调节系数;  $T_{\text{sat}}$  为箱变饱和温度  $d_b$  为气泡直径;  $\beta$  为传质时间弛豫系数;  $L$  为相

变潜热。

### 1.3 表面张力模型

采用连续表面张力模型 (CSF), 气液相交界面的压力差取决于表面张力系数和表面曲率, 由垂直方向的 2 个半径  $r_1$  和  $r_2$  决定, 即:

$$\Delta P = P_2 - P_1 = \sigma \kappa \quad (15)$$

$$\kappa = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \quad (16)$$

式 (15)、式 (16) 中,  $\Delta P$  为表面两侧的压力差, Pa;  $P_1$ 、 $P_2$  分别为 2 个表面压力差, Pa;  $\sigma$  为液体表面张力系数, N/(m·K);  $\kappa$  为表面曲率。在 CSF 模型中, 表面张力可以采用散度定理来表示为体积力  $f_{vol}$ , 而该体积力也是添加至动量方程中的源项, 其表达式为:

$$f_{vol} = \sum_{i < j} \sigma_{ij} \frac{\alpha_i \rho_i \kappa_j \nabla \alpha_j + \alpha_j \rho_j \kappa_i \nabla \alpha_i}{0.5(\rho_v + \rho_l)} \quad (17)$$

板片外降膜流动只有制冷剂气相和液相, 因而式 (17) 可简化为:

$$f_{vol} = 2\sigma_{lv} \frac{\rho \kappa_v \nabla \sigma_v}{\rho_v + \rho_l} \quad (18)$$

### 1.4 网格划分与边界条件

为了提高计算过程的收敛性和计算精度, 对计

算区域网格的处理采用分区划分, 具体如图 3 所示。近壁面区域进行网格加密, 液体喷淋缝隙入口条件为质量流量入口, 制冷剂的物性如表 1 所示, 板片为无滑移定壁面温度边界, 板片相对面为对称边界, 其余边界都为压力出口边界。有研究表明, 冷凝因子与蒸发因子之比设置为工质的液相与气相密度之比有利于模拟的准确与收敛<sup>[31,32]</sup>, 结合制冷剂 R410A 的物性, 文中冷凝因子及蒸发因子分别定为 36 及 1。

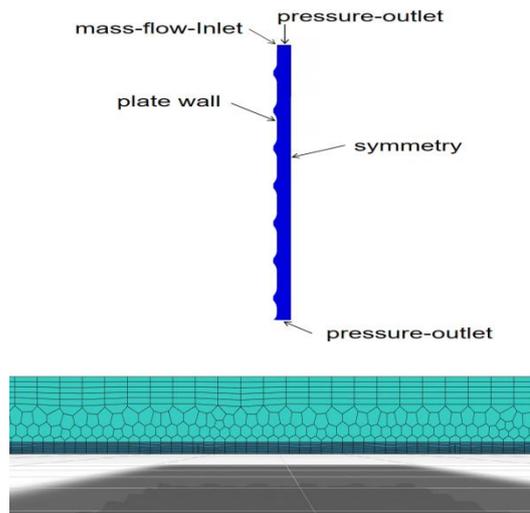


图 3 边界条件、局部网格

Fig.3 Boundary conditions and grid generations

表 1 R410A 的物性参数

Table 1 Physical parameters of R410A

状态	密度/ (kg/m <sup>3</sup> )	比热/ [J/(kg·K)]	粘度/ (Pa·s)	导热/ [W/(K·m)]	相变温度/ K	表面张力/ [N/(m·K)]
液态	1161.9	1530	1.57×10 <sup>-4</sup>	0.102	275.15	8.607×10 <sup>-3</sup>
气态	32.01	1164	1.27×10 <sup>-5</sup>	0.013	275.15	—

为保证数值模拟的准确性, 同时合理运用计算资源, 对模型进行网格无关性分析和时间步长无关性分析, 对条缝宽度  $S$  为 1.5mm, 板面温度为 279.15K, 液膜雷诺数  $Re$  为 8000 时的工况进行了 3 种不同网格数量、时间步长的模拟。当网格数量为 806497 个, 时间步长为  $5 \times 10^{-4}$ s 时板片外的无量纲平均努塞尔系数  $Nu$  与网格数量为 1235261, 时间步长为  $1 \times 10^{-5}$ s 时的板片外无量纲平均努塞尔系数的相对误差小于 0.3%, 为了节省计算机的计算资源, 故选择网格数量 806497, 时间步长为  $5 \times 10^{-4}$ s 的模型进行后续计算。

表 2 网格、时间步长无关性分析

Table 2 Grid and time step independence analysis

网格数量/个	时间步长	平均努塞尔系数 $Nu$
358642	$1 \times 10^{-3}$ S	0.721
806497	$5 \times 10^{-4}$ S	0.742
1235261	$1 \times 10^{-5}$ S	0.744

## 2 模拟结果与数据分析

### 2.1 液膜流场及干区

板片上方条缝为质量流量入口, 条缝宽度  $S$  为 1~2mm, 板片为定温壁面条件, 温度为

277.15~283.15K。将液相率为 0.5 的界面定义为气液交界面，建立液相率为 0.5 的等值面为气液交界面，该等值面面积与板片面积的比值定义为液膜的覆盖率。

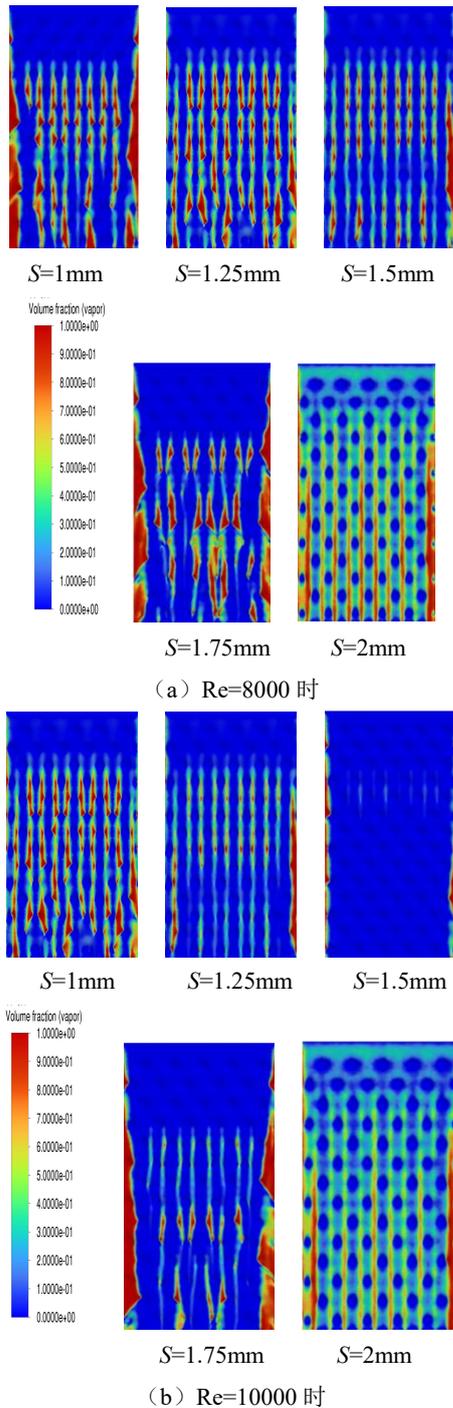


图 4 板片液膜流场图

Fig.4 Plate liquid film flow field diagram

图 4 是雷诺数 8000~10000 板片温度为 279.15K、不同入口条缝宽度  $S$  时，板片表面液膜

流动的云图。由图 4 可得知，R410 在板片外流动时，容易在凸起部形成细条状的干区，并且板片边缘也较难覆盖。在五种不同制冷剂入口条缝宽度  $S$  的情况下对比其液膜流动分布情况可知，入口条缝宽度  $S$  较小时，随着制冷剂喷淋密度的增大，液膜可将凸起处的干区覆盖，并使边缘处的干区显著减小，整块板片的液膜覆盖率更高，同时液膜具有良好的均匀度，液膜的流动更具有稳定性，液面不易破裂形成干区。此外，在质量流量不变的情况下，入口条缝宽度  $S$  越小，流体流速越大，液膜内部的扰流也会增强，从而强化换热，但当入口条缝宽度  $S$  宽度过小时，液膜速度过快，导致液膜破裂，液膜覆盖率与均匀度均有所下降，与板片间的换热不够充分，从而使得换热系数降低。

2.2 覆盖率及换热系数

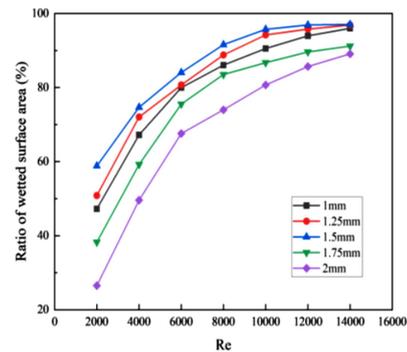


图 5 喷淋密度、入口条缝宽度对液膜覆盖率的影响

Fig.5 Effect of spray density and inlet slit width on liquid film coverage

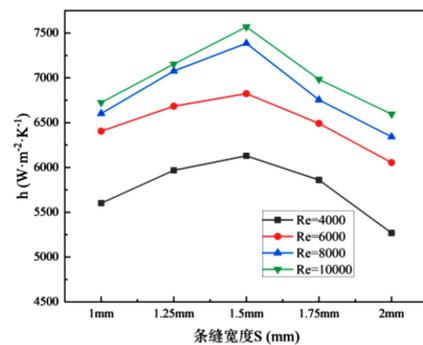


图 6 喷淋密度、入口条缝宽度对总换热系数的影响

Fig.6 Effect of spray density and inlet slit width on liquid film coverage

图 5、图 6 分别是液膜覆盖率、板片平均换热系数随液膜雷诺数及条缝宽度的变化关系。由图 5 可知，当  $2000 < Re < 10000$  时，随着  $Re$  数的增大，板片的液膜覆盖率也明显增长。对比图 4 中不同条

缝宽度  $S$ , 当条缝宽度  $S$  为 1.75mm 时, 液膜的流动状态较为混乱; 当条缝宽度  $S$  为 2mm 时, 液膜在板片表面的附着性较差, 干区明显增多。结合图 6, 在板面温度为 279.15K、条缝宽度  $S$  为 1.75mm 和 2mm 时板片的换热系数明显也更低, 显然当入口条缝宽度过大时不利于板管型降膜式蒸发器的换热。

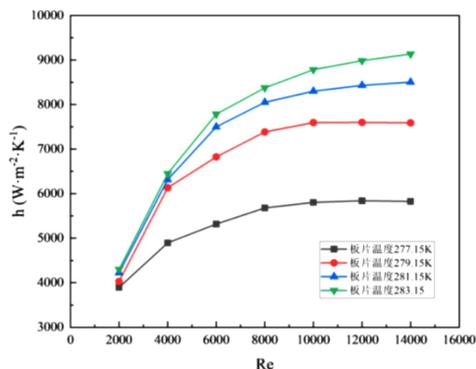


图 7 喷淋密度、板片温度对总传热系数的影响

Fig.7 Effect of spray density and plate temperature on total heat transfer coefficient

图 7 为不同板面温度及 Re 数时蒸发器的换热系数变化情况。随着喷淋密度的增加, 液膜换热效果增强明显, 因为液膜在板片的覆盖率显著提升, 但随着喷淋密度的继续增大, 液膜由于堆积使得流速增加, 液膜厚度也随之增厚, 使得换热系数的增强趋势趋于平缓。在喷淋密度较低时, 增加板片与液膜间的换热温差对换热性能的强化并没有非常明显的效果。但当喷淋密度逐渐增加时, 换热温差大的工况下, 液膜堆积较少, 换热能力增加更为显著。

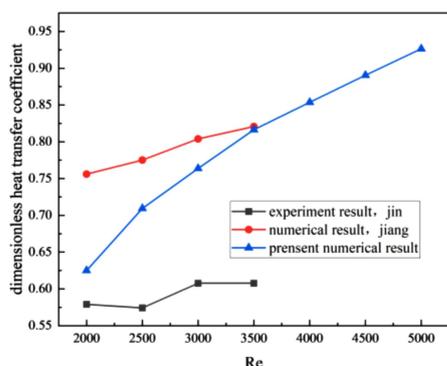


图 8 与水平管降膜蒸发器换热能力对比

Fig.8 Comparison of heat transfer effect with horizontal tube falling film evaporator

蒋淳<sup>[33]</sup>、靳蒲航<sup>[34]</sup>等人对 R410A 制冷剂在水

平光滑圆管上的降膜传热分别进行了模拟以及实验, 由图 8 板管型降膜蒸发器与水平圆管型降膜式蒸发器相同条件下无量纲换热系数 Nu 的对比图可以看出低流量下圆管的总换热面积较小, 可以较好的覆盖形成流动液膜, 但根据 Nu 的上升趋势可判断出随着流量的增大, 板管型降膜式蒸发器的换热上限更高。

$$Nu = h \left( \frac{\mu^3}{g \rho^2 \lambda^3} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (19)$$

### 3 结论

建立了可以应用在制冷系统中板管型降膜式蒸发器的三维模型, 结合制冷工况进行了数值模拟, 结果表明:

(1) 制冷剂入口条缝宽度为 1.5mm 时, 板面液膜覆盖率及换热系数最大;

(2) 液膜雷诺数增加会提高液膜覆盖率及其换热系数, 但雷诺数超过 10000 后, 增加幅度明显减小并趋于零;

(3) 板片温度升高可以增强蒸发器的换热性能, 但在雷诺数较小时影响很小, 只有雷诺数足够大时板片温度的影响才明显;

(4) 相比于水平管降膜式蒸发器, 加大流量等参数后, 板管型降膜式蒸发器可达到的换热能力上限更高, 因此板管型降膜式蒸发器更适合于较大大型制冷系统采用。

### 参考文献:

- [1] D S Kim, C A Infante Ferreira. Flow patterns and heat and mass transfer coefficients of low Reynolds number falling film flows on vertical plates: effects of a wire screen and an additive[J]. Int. J. Refrig., 2009,(32): 138-149.
- [2] M Flamensbeck, F Summerer, P Riesch, et al. A cost effective absorption chiller with plate heat exchangers using water and hydroxides[J]. Appl. Therm. Eng., 1998,(18):413-425.
- [3] ABRAHAM R, MANI A. Heat transfer characteristics in horizontal tube bundles for falling film evaporation in multi-effect desalination system[J]. Desalination, 2015, 375:129-137.

- [4] ZHAO C Y, JI W T, JIN P H, et al. Heat transfer correlation of the falling film evaporation on a single horizontal smooth tube[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016,103:177-186.
- [5] LI Y L, WANG K, WU W, et al. Investigation on the effect of ejector liquid recirculation system on the performance of falling-film water chiller with R134a[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2016,74:333-344.
- [6] RIBATSKI G, THOME J R. Experimental study on the onset of local dryout in an evaporating falling film on horizontal plain tubes[J]. *Experimental Thermal & Fluid Science*, 2007,31(6):483-493.
- [7] GONG L, SHEN S, LIU H, et al. Three-dimensional heat transfer coefficient distributions in a large horizontal-tube falling film evaporator[J]. *Desalination*, 2015,357:104-116.
- [8] SHEN S Q, CHEN X, MU X S, et al. Experimental studies on heat transfer coefficients of horizontal tube falling film evaporation with seawater[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2016,139(1):011504-015504-6.
- [9] MU X S, SHEN S Q, YANG Y, et al. Experimental study of falling film evaporation heat transfer coefficient on horizontal tube[J]. *Desalination*, 2008,220(1/2/3):654-660.
- [10] HASSAN I A, SADIKIN A, ISA N M. The numerical modelling of falling film thickness flow on horizontal tubes[C]. *International Conference on Mechanical & Manufacturing Engineering: International Conference on Mechanical & Manufacturing Engineering*. New York, US: AIP Publishing LLC, 2017:325-332.
- [11] HOU H, BI Q, MA H, et al. Distribution characteristics of falling film thickness around a horizontal tube[J]. *Desalination*, 2012,285(3):393-398.
- [12] QI C H, FENG H J, LV H Q, et al. Numerical and experimental research on the heat transfer of seawater desalination with liquid film outside elliptical tube[J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 2016,93:207-216.
- [13] WANG X, HUAI T, LI Y. Numerical simulation research of horizontal single-tube falling film evaporation[J]. *Procedia Engineering*, 2017,205:1500-1506.
- [14] 王小飞,何茂刚,张颖,等.水平管降膜蒸发器管外液流动数值模拟[J]. *工程热物理论*, 2008,29(8):1347-1350.
- [15] CHEN J, ZHANG R, NIU R. Numerical simulation of horizontal tube bundle falling film flow pattern transformation[J]. *Renewable Energy*, 2015,73:62-68.
- [16] 朱晓静,邱庆刚,权生林,等.水平管降膜蒸发器中液膜厚度周向分布研究[J]. *太阳能学报*, 2016,37(12):3207-3213.
- [17] 段林林,高虹,郭玉君,等.布液装置影响降膜特性的三维数值模拟[J]. *膜科学与技术*, 2017,37(2):60-64.
- [18] LIN S, ZHANG Z, LIU X, et al. Numerical study of falling film flow on a horizontal rotating tube[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018,117:465-473.
- [19] F Kaffifi, V Renaudin, D Alonso, et al. New med plate desalination process: thermal performances[J]. *Desalination*, 2004,(166):53-62.
- [20] J R Thome. Falling film evaporation: state-of-the-art review of recent work[J]. *J. Enhanc. Heat Transf.*, 1999,(6):263-277.
- [21] Jerin Robins Ebanesar, Annamalai Mani. Falling film evaporation on a thermal spray metal coated vertical corrugated plate conduits[J]. *Science and Technology for the Built Environment*, 2017,23(6):875-883.
- [22] L-H Chien, C-H Cheng. A predictive model of falling film evaporation with bubble nucleation on horizontal tubes[J]. *HVAC&R Res.*, 2006,(12):69-87.
- [23] D Jige, H Miyata, N Inoue. Falling film evaporation of R1234ze(E) and R245fa on a horizontal smooth tube[J]. *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 2019,(105)58-66.
- [24] M M Shah. A general correlation for heat transfer during evaporation of falling films on single horizontal plain tubes[J]. *Int. J. Refrig.*, 2021,(130):424-433.
- [25] MORAN K, INUMARU J, KAWAJI M. Instantaneous hydrodynamics of a laminar wavy liquid film[J]. *International of Multiphase Flow*, 2002,28(5):732-755.
- [26] S Kong, Z Wang, X Xu, et al. Film thickness measurements in the R1233zd film evaporation and flow processes on a quartz plate[J]. *Int. J. Multiph. Flow*, 2022,(153):104108. (下转第 60 页)

(1)采用顶部中送风+下部就近排风的通风方式,可获得较好的污染物排除效果,0.9m和1.5m高处污染物均能有效排除。

(2)采用顶部中送风+下部就近排风的通风方式,在保证污染物能够有效排除的前提下,随着换气次数的增大,污染物排除效果更好,不满足率逐渐降低,卫生间换气次数应大于 $10\text{h}^{-1}$ 。

(3)在排风量不变的前提下,随着送风量增大,污染物排除效果更好,不满足率及最大值浓度也随之降低,送风量与排风量比值应大于0.6。

(4)当送风速度大于排风速度时,污染物排除效果差,此时不满足率过高;当送风速度小于等于排风速度时,污染物浓度变化不大,送风速度应小于等于排风速度。

#### 参考文献:

- [1] 吴子敬,王雪峰.卫生间有害气体检测及排风方案设计[J].轻工科技,2014,30(12):80-81.
- [2] Alves C A, Vicente E D, Evtyugina M, et al. Cooking activities in a domestic kitchen: Chemical and toxicological profiling of emissions[J]. Science of the Total Environment, 2021,772:145412.
- [3] 吉少杰,茅靳丰.自然通风条件下卫生间污染物浓度研究[J].洁净与空调技术,2012,(4):22-24.
- [4] 曾雅娴.公共卫生间点源氨污染分布研究及通风控制[D].广州:广州大学,2021.
- [5] 赵民,郭亚磊.公共建筑卫生间排风模拟优化分析[J].暖通空调,2023,53(2):76-81.
- [6] 赵金罡,于靖华,田利伟,等.某铁路旅客站房卫生间排风系统优化设计研究[J].洁净与空调技术,2019,103(3):11-15.
- [7] 李程,王如竹,陆紫生,等.公共卫生间通风气流组织及室内环境研究[C].中国制冷学会2009年学术年会论文集,2009.
- [8] 任海霞.公共卫生间通风设计探讨[J].砖瓦,2020,(4):73,75.
- [9] Launder B E, Spalding D B. Lectures in Mathematical Model of Turbulence [J]. New York: Academic Press, 1972.
- [10] 李先庭,赵彬.室内空气流动数值模拟[M].北京:机械工业出版社,2009.
- [11] 王晨辉.公共建筑卫生间污染物扩散及通风控制数值模拟[D].西安:西安建筑科技大学,2020.
- [12] 汪洋,周颖,代立.高层建筑公共卫生间 $\text{NH}_3$ 浓度分布数值模拟及补风优化[J].暖通空调,2016,46(11):123-128.
- [13] Tung Y C, Hu S C, Tsai T I, et al. An experimental study on ventilation efficiency of isolation room[J]. Building and Environment, 2009, 44(2):271-279.
- [14] GB/T 17217-2021,公共厕所卫生规范[S].北京:中国质检出版社,2021.
- [27] Miladinova S, Lebon G. Effect of nonuniform heating and thermocapillarity in evaporating films falling down an inclined plate[J]. Acta mechanica, 2005,174(1-2):33-49.
- [28] Ribatski G, AM Jacobi. Falling film evaporation on horizontal tubes—A critical review. International Journal of Refrigeration, 2005,28(5):635-653.
- [29] W F, S S. Evaporation of pure liquids with increased viscosity in a falling film evaporator[J]. Heat Mass Transfer, 2009,4(5):1037-1046.
- [30] WH Lee. A Pressure Iteration Scheme for Two-Phase Modeling[R]. Technical Report LA-UR 79-975, Los Alamos Scientific Laboratory, Los Alamos, New Mexico, 1979.
- [31] KIM Y, CHOI J, KIM S, et al. Effects of mass transfer time relaxation parameters on condensation in a thermosyphon [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015,29(12):5497.
- [32] 李维平,李隆键,崔文智,等.液冷系统中均热板气液相变的热质传输模拟[J].哈尔滨工业大学学报,2022,54(7):96-103.
- [33] 蒋淳,陈振乾.水平管外降膜蒸发流动和传热特性数值模拟[J].化工学报,2018,69(10):4224-4230.
- [34] 靳蒲航,赵创要,刘霖鑫,等.R410A在水平光滑单管外降膜蒸发实验研究[EB/OL].[2018-5-6].

(上接第46页)