

水平管外降膜蒸发气水对流过程换热量数值模拟分析

张梦超^{1,2}, 牟兴森¹, 沈胜强^{*1}

(1. 大连理工大学 能源与动力学院, 辽宁 大连 116024;

2. 上海空间推进研究所, 上海 201112)

摘要: 对水平管外降膜蒸发气水对流过程进行了三维数值模拟. 模拟了迎面风速分别为 1.0、1.6、2.2 m/s 以及喷淋密度从 0.036 kg/(m·s) 增加至 0.084 kg/(m·s) 工况下气水对流传热传质过程, 计算了气水对流过程的平均换热系数与 Sh . 结果表明, 研究工况范围内汽化换热量在总换热量中占比为 71%~77%; 同一迎面风速空气条件下, 随着喷淋雷诺数的增加, Sh 先增大后缓慢减小; 迎面风速的增大可以显著提高传热传质效果.

关键词: 蒸发式冷凝器; 降膜蒸发; 传热传质

中图分类号: TK123

文献标识码: A

doi:10.7511/dllgxb202202009

0 引言

蒸发式冷凝器是兼具空冷与水冷换热优势的高效换热设备. 蒸发式冷凝器中, 蒸汽在水平管内部冷却凝结, 冷却水喷淋至水平管外形成均匀液膜, 空气在风机驱动下与喷淋水直接接触进行对流传热与传质. 水平管外气水对流过程中空气温度上升, 且一部分喷淋水通过蒸发以水蒸气的形式进入空气中. 蒸发式冷凝器具有结构紧凑、换热效率高、维护方便等特点, 广泛应用于冶金、电力、制冷等行业^[1-2].

目前, 针对水平管外降膜蒸发气水对流过程进行传热传质耦合的数值模拟研究较少^[3], 水平管外气水对流过程质量能量传递较为复杂, 流动特性及压力分布是国内外许多研究的重点^[4-6]. Acunha 等^[7]比较了水平管在定壁温与定热流密度两种边界条件下管束间空气的温度分布, 通过数值手段得到管束间气相速度场和压力场的分布. 程嫚^[8]利用 VOF 模型(volume of fluid), 得到了气水对流水平单管液膜吹脱的迎面风速阈值. 单思宇等^[9]建立了二维数值计算模型, 对比了等周长水平圆管和扁管的传热特性, 并归纳了管外温度和湿度的分布特征. 另外, 迎面风速和喷淋密

度是影响蒸发式冷凝器传热传质性能的重要因素^[10]. 阮伟程等^[11]搭建了工业用 8 排圆管管束中型蒸发冷却实验台, 拟合得到了基于空气质量流率的空气-液膜传质系数经验关联式, 并编写了可计算蒸发式冷凝器结构参数的 MATLAB 程序. 倪双全^[12]搭建了椭圆管蒸发式冷凝器实验台, 实验表明一定迎面风速下存在最佳喷淋密度, 并根据实验结果处理得到了空气-液膜传质系数经验关联式.

综上, 针对蒸发式冷凝器传热传质性能的研究中, 较少定量计算气水对流过程汽化换热量在总换热量中的占比, 而深入研究蒸发过程中汽化换热量在总换热量中的占比, 可以为优化蒸发式冷凝器结构设计提供新的方向. 本文采用 Fluent 商用软件, 编写自编译程序, 对水平管外降膜蒸发气水对流过程进行传热传质耦合的三维数值模拟计算, 从引起空气温升的换热与喷淋水蒸发的汽化换热两个方面进行数据处理, 分析迎面风速和喷淋密度对气水对流过程换热量的影响.

1 数值模型方法及验证

1.1 物理模型

水平单管降膜流动过程中, 稳定的柱状流在

收稿日期: 2021-05-27; 修回日期: 2021-12-31.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(重点项目 51936002); 辽宁省科技重大专项(2019JH1/10300003); 大连市科技创新基金重大课题(2019J11CY020).

作者简介: 张梦超(1996-), 男, 硕士, E-mail: zmc1016maildlut.edu@163.com; 沈胜强*(1961-), 男, 博士, 教授, E-mail: zzbshen@dlut.edu.cn.

空间上具有周期性,两相邻液柱间的空间可以看作一个流动单元,每一个流动单元内有着相同的流动和传热分布规律.由于流动单元内部空间上的对称性,数值计算单元选取为流动单元的1/2,建立以下三维模型,如图1所示. x 轴方向长度为0.025 4 m, y 轴方向长度为0.050 8 m, z 轴方向长度为0.012 m.水平管外径为0.025 4 m,喷淋水进口半径为0.002 m.

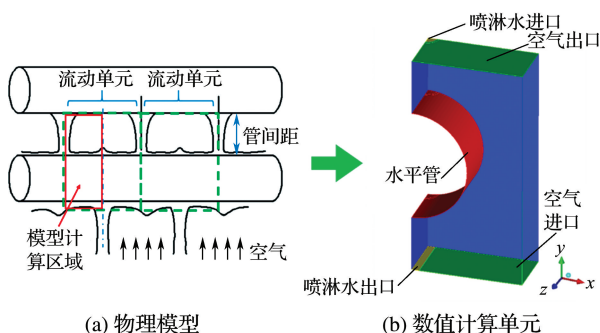


图1 计算单元

Fig. 1 The calculation unit

1.2 数学模型

(1) 连续性方程

气水两相的连续性方程为

$$\frac{\partial \alpha_a \rho_a}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\rho_a \mathbf{v} \alpha_a) = S_v \quad (1)$$

$$\frac{\partial \alpha_l \rho_l}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\rho_l \mathbf{v} \alpha_l) = -S_v \quad (2)$$

$$\sum_{k=a,l} \alpha_k = 1 \quad (3)$$

式中: α_a 和 α_l 分别表示空气和喷淋水的体积分数; ρ_a 和 ρ_l 分别表示空气和喷淋水的密度, kg/m^3 ; $\mathbf{v}$ 表示速度矢量, m/s ; $\frac{\partial}{\partial \tau}$ 表示对时间的偏导.

源项 S_v 可表达为

$$S_v = \left(\frac{\rho_a D_{va}}{1 - Y_v} \nabla Y_v \right)_i \quad (4)$$

式中:下标 i 代表气水界面; D_{va} 表示空气中水蒸气的扩散系数, m^2/s ; Y_v 表示空气中水蒸气的质量分数.

(2) 动量方程

在动量方程添加表面张力源项 $\mathbf{F}_\sigma$,可通过CSF(continuum surface force)模型^[13]得到.

$$\frac{\partial \rho \mathbf{v}}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu (\nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T)] + \rho \mathbf{g} + \mathbf{F}_\sigma \quad (5)$$

式中: p 为压力, Pa ; ρ 为密度, kg/m^3 ; μ 为动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$.

(3) 能量方程

在能量方程中添加由水蒸发引起的能量源项 S_T .

$$\frac{\partial \rho E}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\mathbf{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S_T \quad (6)$$

式中: E 为热力学能, J ; λ 为导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; T 为温度, K .对于包含气水两相的网格,能量源项 S_T 可表示为

$$S_T = S_v \cdot r_e \quad (7)$$

式中: r_e 为水的汽化热, J/kg .

1.3 边界条件

边界条件如图2所示.

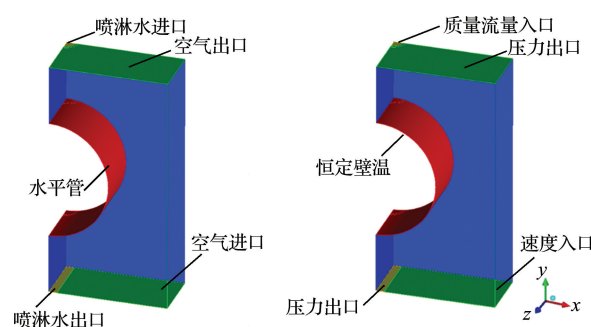


图2 边界条件

Fig. 2 The boundary conditions

(1) 喷淋水进口($y = 0.050\ 8$, $\sqrt{x^2 + z^2} \leq 0.002$)为质量流量入口.

$$m_1 = \Gamma \cdot L_z, \quad t_1 = 40\ ^\circ\text{C}$$

式中: Γ 为喷淋密度, $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$; L_z 为水平管轴向长度, m .

(2) 空气进口($y = 0, 0 \leq z \leq 0.012, 0.002 \leq x \leq 0.025\ 4$)为速度入口.

$$v_x = 0, \quad v_y = v_a, \quad v_z = 0, \quad t = t_a$$

式中: t_a 为湿空气温度, $^\circ\text{C}$; v_a 为空气迎面风速, m/s .

(3) 水平管壁面($0 \leq z \leq 0.012$, $\sqrt{x^2 + (y - 0.025\ 4)^2} = 0.012\ 7$)为恒定壁温.

$$t_{\text{wall}} = 60\ ^\circ\text{C}$$

(4) 喷淋水出口($y = 0, 0 \leq z \leq 0.012, 0 \leq x < 0.002$)为压力出口.

$$p = 101.325\ \text{kPa}$$

(5) 空气出口($y = 0.050\ 8, \sqrt{x^2 + z^2} >$

0.002)为压力出口.

$$p=101.325 \text{ kPa}$$

(6)其他边界为对称边界.

1.4 求解方法

本文基于瞬态(transient)模型,采用压力基(pressure-based)求解器求解,CFD 参数及相关设置见表 1.

表 1 CFD 参数及相关设置

Tab. 1 The CFD parameters and related settings

多相流模型	湍流模型	主相	压力-速度耦合	体积分数
VOF 模型	SST $k-\omega$ 湍流模型 ^[14]	空气	PISO 算法	Geo-Reconstruct
动量方程	能量方程	时间步长/s	蒸发源项	
QUICK	QUICK	2.5×10^{-5}	DEFINE SOURCE(UDF)	

1.5 模型验证

(1)网格无关性验证

空气出口水蒸气质量分数综合反映了气水对流传热传质过程的强弱.在进口空气相对湿度 75%, $t_{a,in}=25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{l,in}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $v_a=1.6\text{ m/s}$, $\Gamma=0.048\text{ kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$ 条件下,5 种网格数量下空气出口水蒸气质量分数见图 3.综合考虑计算耗时和网格无关性要求,选择数量为 3.92×10^5 的网格.

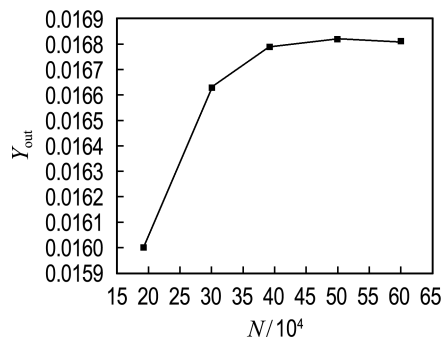


图 3 5 种网格数量下空气出口水蒸气质量分数

Fig. 3 The mass fraction of water vapor at the air outlet under five grid quantities

(2)时间步长无关性验证

在进口空气相对湿度 75%, $t_{a,in}=25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{l,in}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $v_a=1.6\text{ m/s}$, $\Gamma=0.048\text{ kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$ 条件下,不同时间步长下空气出口水蒸气质量分数见表 2,选择 $2.5 \times 10^{-5}\text{ s}$ 作为计算的时间步长可满足计算要求.

表 2 不同时间步长下空气出口水蒸气质量分数

Tab. 2 The mass fraction of water vapor at the air outlet under different time steps

时间步长/s	水蒸气质量分数
1×10^{-4}	0.016 93
5×10^{-4}	0.016 84
2.5×10^{-5}	0.016 79
1×10^{-5}	0.016 80

(3)模型可靠性验证

在相同工况条件下,将数值计算结果与 Dreyer 等^[15]气水对流传质实验结果进行对比,由图 4 可知,计算结果与实验较为接近,说明本模型的计算结果具有一定的可信度.

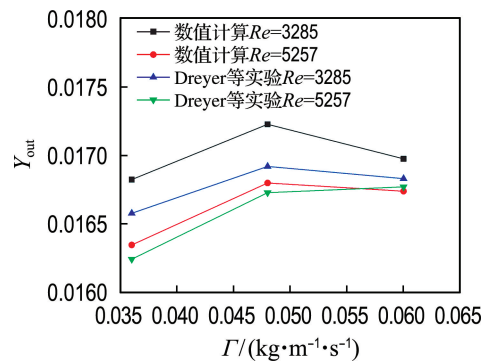


图 4 数值计算与 Dreyer 等实验结果对比

Fig. 4 The comparison of numerical calculation and experiment of Dreyer *et al.*

2 数值计算结果与讨论

2.1 数据处理及参数定义

喷淋雷诺数和空气雷诺数分别为

$$Re_l = \frac{4\Gamma}{\mu_l} \quad (8)$$

$$Re_a = \frac{\rho_a v_{\max} d_0}{\mu_a} \quad (9)$$

式中: μ_l 和 μ_a 分别为喷淋水和空气动力黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; $v_{\max}$ 为计算域内空气最大流速, m/s ; d_0 为特征长度,即水平管外径.

通过下式计算气水对流过程换热量:

$$Q=Q_1+Q_2 \quad (10)$$

$$Q=m_a(h_{\text{out}}-h_{\text{in}}) \quad (11)$$

$$Q_1=\Delta m \cdot r_e \quad (12)$$

$$\Delta m=m_a(Y_{\text{out}}-Y_{\text{in}}) \quad (13)$$

式中: Q 、 Q_1 、 Q_2 分别为气水对流过程总换热量、

汽化换热量和空气温升换热量, W ; m_a 为空气的质量流量, kg/s ; h_{in} 、 h_{out} 分别为空气进、出口焓值, J/kg ; Δm 为传质质量; Y_{in} 、 Y_{out} 分别为空气进、出口处水蒸气的质量分数。

定义 R 为汽化换热量在总换热量中的占比, 表达式如下:

$$R = \frac{Q_1}{Q} \quad (14)$$

通过下式计算气水对流过程平均换热系数和 Sh :

$$Q_2 = h_{al} A \Delta T \quad (15)$$

$$\Delta m = k_m A \Delta Y \quad (16)$$

$$Sh = \frac{k_m d_0}{D_{va}} \quad (17)$$

式中: h_{al} 、 k_m 分别为气水对流过程平均换热系数和传质系数, A 为气水对流换热面积, ΔT 为对数平均温差, ΔY 为对数平均质量分数差, 表达式如下:

$$\Delta T = \frac{t_{a,out} - t_{a,in}}{\ln \left(\frac{t_l - t_{a,in}}{t_l - t_{a,out}} \right)} \quad (18)$$

$$\Delta Y = \frac{Y_{out} - Y_{in}}{\ln \left(\frac{Y_{sat} - Y_{in}}{Y_{sat} - Y_{out}} \right)} \quad (19)$$

气水界面面积平均温度表达式如下:

$$t_i = \frac{\sum_j t_{ij} A_{ij}}{\sum_j A_{ij}} \quad (20)$$

式中: j 表示气水界面第 j 个网格, A_{ij} 表示气水界面第 j 个网格在气水界面方向的投影面积, t_{ij} 表示网格的温度。本文定义计算域中气水两相体积分数均为 0.5 时为气水界面。在 Fluent 中, 可通过建立独立平面获取面积平均温度。

2.2 气水对流过程换热量分析

图 5 显示了汽化换热量随迎面风速和喷淋密度的变化。由图 5 可知, 当迎面风速从 1.0 m/s 增大到 2.2 m/s, 喷淋密度在 0.036~0.084 $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ 时, 气水对流过程汽化换热量平均增大 35.0%。迎面风速的增大加快了液膜表面空气的更新, 使得液膜附近空气中水蒸气质量分数较低, 促进了喷淋水的蒸发。因此, 随着迎面风速的增大, 气水对流过程汽化换热量增大。

从图 5 可见, 喷淋密度为 0.048 $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ 时, 汽化换热量取得最大值。一方面, 在喷淋密度

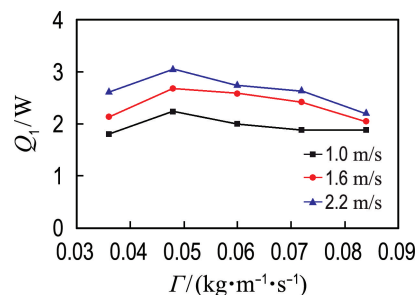


图 5 汽化换热量随迎面风速和喷淋密度的变化

Fig. 5 The variation of vaporization heat transfer with the air face velocity and spray density

小于 0.1 $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ 条件下, 喷淋密度的增大有利于液膜与水平管之间的换热, 液膜与水平管之间对流换热系数变大^[16]。另一方面, 随着喷淋密度的增大, 液膜厚度增加, 水平管与外层空气之间热阻变大。两者共同影响气水界面面积平均温度, 气水界面面积平均温度随喷淋密度的变化见图 6, 同一迎面风速条件下, 当喷淋密度为 0.048 $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ 时, 气水界面面积平均温度取得最大值, 而较高的气水界面温度有利于喷淋水的蒸发。这是因为一方面气水界面温度决定饱和空气的水蒸气分压, 气水界面温度越高, 饱和空气中水蒸气质量分数越高; 另一方面较高的气水界面温度促进了水蒸气在空气中的扩散。因此, 同一迎面风速条件下, 随着喷淋密度的增大, 气水界面面积平均温度存在峰值, 汽化换热量存在峰值。

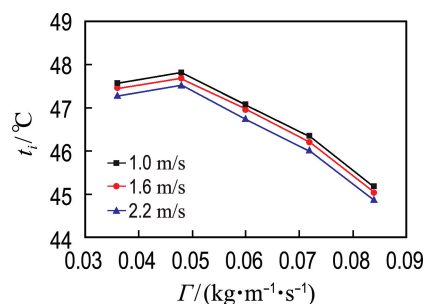


图 6 气水界面面积平均温度随迎面风速和喷淋密度的变化

Fig. 6 The variation of area average temperature of gas-water interface with the air face velocity and spray density

图 7 显示了总换热量随迎面风速和喷淋密度的变化。当迎面风速从 1.0 m/s 增大到 2.2 m/s, 喷淋密度在 0.036~0.084 $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ 时, 气水对

流过程总换热量平均增大 39.2%。迎面风速的增大加剧了液膜的扰动,促进了气水对流过程的换热。同时,迎面风速的增大也可以促进水的蒸发汽化。因此,随着迎面风速的增大,气水对流过程总换热量增大。

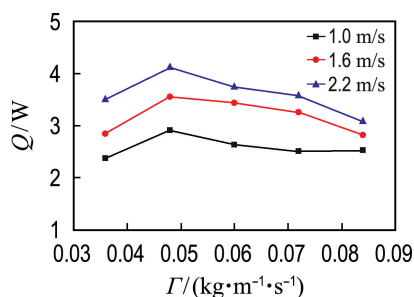


图 7 总换热量随迎面风速和喷淋密度的变化
Fig. 7 The variation of total heat transfer with the air face velocity and spray density

由图 7 可见,喷淋密度为 0.048 kg/(m·s)时,总换热量取得最大值。喷淋密度大于 0.048 kg/(m·s)时,随着喷淋密度的增大,气水界面面积平均温度降低,喷淋水与空气之间温差减小,对换热有不利的影响。同时,较低的气水界面面积平均温度也抑制了蒸发传质。因此,同一迎面风速条件下,随着喷淋密度的增大,气水对流过程总换热量存在峰值。

图 8 显示了 R 随迎面风速和喷淋密度的变化。由图 8 可知,同一喷淋密度下,随着迎面风速的增大, R 变小。这是因为当迎面风速从 1.0 m/s 增大到 2.2 m/s,喷淋密度在 0.036~0.084 kg/(m·s)时,气水对流过程总换热量平均增幅为

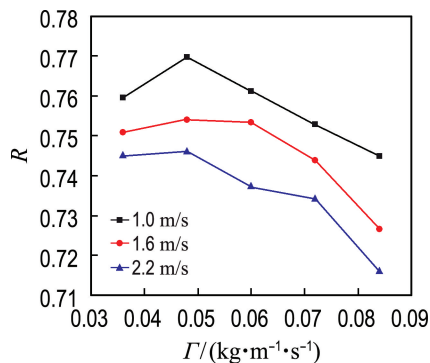


图 8 R 随迎面风速和喷淋密度的变化
Fig. 8 The variation of R with the air face velocity and spray density

39.2%,大于汽化换热量的平均增幅 35.0%,即随着迎面风速的增大,空气温升换热量的增幅大于汽化换热量。因此,随着迎面风速的增大,气水对流过程的汽化换热量在总换热量中的占比减小, R 下降。

由图 8 可知, R 在 0.71~0.77,这表明在本文数值计算的工况范围内,水平管外气水对流过程中,由喷淋水蒸发引起的汽化换热占据主导地位。

2.3 气水对流过程平均换热系数与 Sh

图 9 显示了平均换热系数随喷淋雷诺数和空气雷诺数的变化。从图中可以看出,当空气雷诺数从 3 285 增长到 7 228,喷淋雷诺数在 221~515 时,平均换热系数平均增大 56.1%。迎面风速增大,单位时间内计算域中空气流量变大,空气温升较小,空气与液膜之间温差较大,促进了喷淋水与空气之间的换热。因此,随着迎面风速的增大,气水对流过程平均换热系数变大。

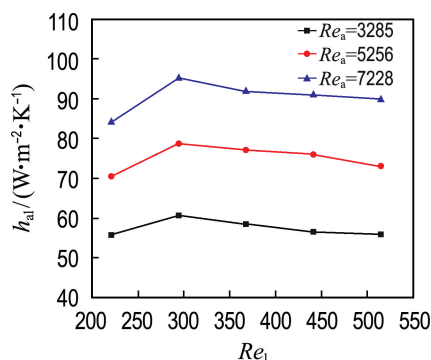


图 9 平均换热系数随喷淋雷诺数和空气雷诺数的变化

Fig. 9 The variation of average heat transfer coefficient with spray Reynolds number and air Reynolds number

由图 9 可知,同一空气雷诺数下,在喷淋雷诺数为 294 时,平均换热系数取得最大值。随着喷淋雷诺数的增大,液膜厚度增加这一不利于提升气水界面面积平均温度的因素占主导,气水界面温度先上升后下降,喷淋水与空气之间温差先增大后减小,从而导致平均换热系数先增大后减小。

图 10 显示了 Sh 随喷淋雷诺数和空气雷诺数的变化。从图中可以看出,当空气雷诺数从 3 285 增长到 7 228,喷淋雷诺数在 221~515 时,气水对流过程 Sh 平均增大 33.7%。空气雷诺数

的增大,一方面可以加快液膜表面空气的更新,快速带走液膜蒸发出的水蒸气,有利于水的蒸发;另一方面,迎面风速的增大加剧了液膜的波动,有利于强化传质.因此,空气雷诺数的增大促进了气水对流传过程的传质效果, Sh 变大.

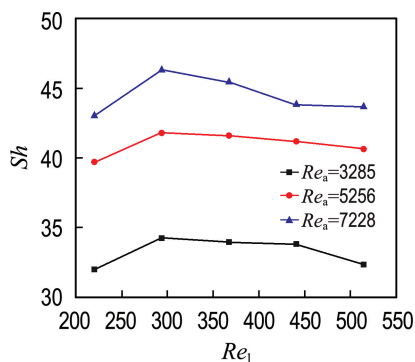


图 10 Sh 随喷淋雷诺数和空气雷诺数的变化

Fig. 10 The variation of Sh with spray Reynolds number and air Reynolds number

由图 10 可知,同一空气雷诺数下,当喷淋雷诺数大于 294 时,随着喷淋雷诺数的增大, Sh 有缓慢减小的趋势.随着喷淋雷诺数的增大,液膜厚度增加这一不利于提升气水界面面积平均温度的因素占主导,使得气水界面面积平均温度降低,抑制了气水对流传过程的传质.因此,同一空气雷诺数下,随着喷淋雷诺数的增大, Sh 存在最大值.

3 结 论

(1)定量计算出在本研究工况范围内的气水对流传过程中汽化换热量在总换热量中的占比为 71%~77%.这表明了汽化换热在换热过程中占据主导,后续可将提升 Sh 作为研究蒸发式冷凝器管外传热传质过程的重点方向.

(2)喷淋密度的增大一方面提升了喷淋水与水平管之间的对流换热系数,另一方面导致液膜厚度增加,从而使水平管与外层空气之间热阻变大.在这两方面的共同作用下,随着喷淋密度的增大,同一迎面风速条件下气水界面面积平均温度存在峰值,而较高的气水界面面积平均温度可以促进气水对流传过程换热.本文从气水界面面积平均温度的角度解释了喷淋密度对气水对流传过程换热的影响,为进一步探究不同工况条件下的最佳喷淋密度指出了方向.

(3)迎面风速的增大可以显著提高水平管外

气水对流传过程的传热传质效果,本文为进一步研究不同管径、管间距离下最佳迎面风速提供了参考.

参考文献:

- [1] 李安军,邢桂菊,周丽雯.表面蒸发式空冷器在冶金行业中的应用[J].节能,2007,26(11):47-49.
LI Anjun, XING Guiju, ZHOU Liwen. Application state on the surface evaporation air cooler in the metallurgical industry [J]. *Energy Conservation*, 2007, 26(11): 47-49. (in Chinese)
- [2] 吴佳菲,朱冬生,郑伟业.高效复合凝汽器在电站冷凝系统的可行性分析[J].流体机械,2013,41(2):39-42.
WU Jiafei, ZHU Dongsheng, ZHENG Weiye. Feasibility analysis of high efficiency and hybrid condenser in power plant steam condensing system [J]. *Fluid Machinery*, 2013, 41(2): 39-42. (in Chinese)
- [3] 张庆,王学生,阮伟程,等.基于两相流 EWF 模型蒸发式空冷器数值模拟[J].华东理工大学学报(自然科学版),2018,44(6):928-934.
ZHANG Qing, WANG Xuesheng, RUAN Weicheng, et al. Numerical simulation of evaporative air cooler based on Eulerian wall film model of two-phase flow [J]. *Journal of East China University of Science and Technology (Natural Science Edition)*, 2018, 44(6): 928-934. (in Chinese)
- [4] FIORENTINO M, STARACE G. Numerical investigations on two-phase flow modes in evaporative condensers [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 94: 777-785.
- [5] MILOSAVLJEVIC N, HEIKKILÄ P. A comprehensive approach to cooling tower design [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2001, 21(9): 899-915.
- [6] 赵雪,陈良才,段飞.空气横掠叉排降膜管束的压降特性[J].制冷与空调,2017,17(3):17-20,25.
ZHAO Xue, CHEN Liangcai, DUAN Fei. Pressure drop characteristic of air flowing across falling-film staggered tube bundle [J]. *Refrigeration and Air-Conditioning*, 2017, 17(3): 17-20, 25. (in Chinese)
- [7] ACUNHA J I, SCHNEIDER P S. Numerical simulation of air-water flows in an evaporative condenser [J]. *Thermal Engineering*, 2009, 8(1):

- 24-30.
- [8] 程 嫻, 水平管外水风传热传质数值模拟 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2014.
- CHENG Man. Numerical simulation of heat and mass transfer of water and air outside the horizontal tube [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2014. (in Chinese)
- [9] 单思宇, 谭宏博. 基于扁管的蒸发式冷凝器管外传热传质特性研究 [J]. 化工学报, 2019, **70**(s1): 69-78.
- SHAN Siyu, TAN Hongbo. Study on heat and mass transfer characteristics outside flat tube for evaporative condensers [J]. *CIESC Journal*, 2019, **70**(s1): 69-78. (in Chinese)
- [10] 杨永安, 宣朝辉, 王飞飞. 迎面风速和喷淋密度对蒸发式冷凝机组的影响 [J]. 工程热物理学报, 2020, **41**(7): 1751-1756.
- YANG Yongan, XUAN Chaohui, WANG Feifei. Effect of air faced speed and spray density on performance of evaporative condenser refrigeration unit [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2020, **41**(7): 1751-1756. (in Chinese)
- [11] 阮伟程, 王学生, 张 庆, 等. 蒸发式空冷器热质传递实验及计算模拟研究 [J]. 化学工程, 2018, **46**(3): 68-73.
- RUAN Weicheng, WANG Xuesheng, ZHANG Qing, *et al.* Experimental and numerically investigation of heat and mass transfer in evaporative cooler [J]. *Chemical Engineering*, 2018, **46**(3): 68-73. (in Chinese)
- [12] 倪双全. 水平椭圆管蒸发式冷凝器传热传质实验研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2018.
- NI Shuangquan. Experimental study on heat and mass transfer of horizontal oval tube evaporative condenser [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2018. (in Chinese)
- [13] BRACKBILL J U, KOTHE D B, ZEMACH C. A continuum method for modeling surface tension [J]. *Journal of Computational Physics*, 1992, **100**(2): 335-354.
- [14] MENTER F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications [J]. *AIAA Journal*, 1994, **32**(8): 1598-1605.
- [15] DREYER A A, ERENS P J. Heat and mass transfer coefficient and pressure drop correlations for a crossflow evaporative cooler [J]. *Heat Transfer, Proceedings of the International Heat Transfer Conference*, 1990: 233-238.
- [16] ZHAO Chuangyao, JI Wentao, HE Yaling, *et al.* A comprehensive numerical study on the subcooled falling film heat transfer on a horizontal smooth tube [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, **119**: 259-270.

Numerical simulation analysis of heat transfer in falling film evaporation process of air-water convection outside horizontal tube

ZHANG Mengchao^{1,2}, MU Xingsen¹, SHEN Shengqiang^{*1}

(1. School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;

2. Shanghai Institute of Space Propulsion, Shanghai 201112, China)

Abstract: A three-dimensional numerical simulation was carried out for the falling film evaporation process of air-water convection outside horizontal tube. In the simulation, air face velocity was 1.0, 1.6, 2.2 m/s and the spray density increased from 0.036 kg/(m·s) to 0.084 kg/(m·s). Under the working conditions, the average heat transfer coefficient and Sh were calculated. The results show that the vaporization heat transfer accounts for 71%-77% of the total heat transfer under the working conditions of the study. Under the same air face velocity condition, as the spray Reynolds number increases, the Sh first increases and then slowly decreases. The increase of the air face velocity can significantly improve the heat and mass transfer effect.

Key words: evaporative condenser; falling film evaporation; heat and mass transfer