

文章编号: 1671-6612 (2025) 02-246-06

凹凸面蛇形流道换热板强化传热性能研究

王 天

(太原学院建筑与环境工程系 太原 030032)

【摘 要】 降低能耗、节能环保是制冷空调系统不断发展的方向。蒸发冷凝设备是一种高效、节水、节能的冷却换热设备。提出一种新型蒸发冷凝换热设备, 该设备主要由凹凸面蛇形流道换热板构成。对该凹凸面蛇形流道换热板内制冷剂流动和换热过程进行了数值模拟。结论表明, 传统凹凸换热板的平均传热系数为 $1054\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, 凹凸面蛇形流道换热板的平均传热系数为 $1286\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, 凹凸面蛇形流道换热板相较于传统凹凸换热板传热能力提高约 22% 左右。与传统换热板相比, 制冷剂在凹凸面蛇形流道换热板中换热更充分, 能达到更好的换热效果。

【关键词】 节能; 节水; 蒸发冷凝设备; 传热

中图分类号 TU831.6 文献标志码 A

Enhancement of Heat Transfer Performance in Serpentine Channel Plate with Concave and Convex Surfaces

Wang Tian

(Department of Architecture and Environmental Engineering, Taiyuan University, Taiyuan, 030032)

【Abstract】 Reducing energy consumption and mitigating the environmental impact are the direction of the continuous development of refrigeration and air-conditioning (A/C) systems. The evaporative condensation equipment is a kind of high-efficiency, water and energy-saving cooling and heat exchange apparatus. This study proposes a new type of evaporative condensation heat exchange equipment, which is mainly composed of the serpentine channel heat exchange plates with concave and convex surfaces. This paper presents a numerical simulation of the refrigerant flow and heat transfer process in a serpentine channel heat exchange plate with concave and convex surfaces. The conclusion shows that compared with traditional heat exchange plates, the refrigerant exchanges heat more fully in the new type of heat exchange plate, achieving better heat transfer efficiency.

【Keywords】 Energy-saving; Water-saving; Evaporative condensation equipment; Heat transfer

0 引言

近年来, 随着世界经济的飞速发展和对空调制冷系统要求的不断提高, 节能和绿色环保已成为可持续发展 and 追求新型设备的目标。空调设备约占世界总能耗的 30%, 制冷用水量占工业用水量的 70%-80%^[1]。因此, 开发和推广节能节水设备具有重大的现实意义。蒸发冷凝设备是一种将风冷冷凝器和水冷冷凝器相结合, 集成降膜蒸发技术的设

备, 目前广泛应用于制冷、化工、空调等领域。该设备利用换热管/板外喷淋循环冷却水的蒸发潜热, 带走管/板内制冷剂释放的冷凝热。由于换热管/板的传热过程涉及多相流和传质, 其传热机理复杂, 因此如何强化换热管/板传热一直是学者们的研究热点。许多学者研究了不同换热管型对蒸发式冷凝器传热传质的影响, 包括圆管、椭圆管、扭曲管、扁管、子弹管、环形椭圆翅片管等^[2-8]。李

基金项目: 太原学院院级科研项目 (21TYKQ16); 蒸发式冷凝设备强化传热传质性能研究

作者 (通讯作者) 简介: 王 天 (1990.1-), 女, 讲师, E-mail: 495442001@qq.com

收稿日期: 2024-09-11

元希^[9]等人通过实验分析了冷凝温度、空气湿球温度和相对湿度对板式蒸发冷凝设备传热性能的影响。结果表明, 空气的湿球温度越低, 通过换热板的热量越多。吴治将及郭常青^[10,11]等人对换热板中的传热传质过程进行了数值模拟。波纹板的结构对液膜的流动模式有重要影响, 具有较大尺寸和浅槽的波纹板有利于水膜的均匀分布, 并提高局部传热传质速率。吴学红^[12]等人设计了四种内翅片换热板(45°锯齿波纹板、60°锯齿波纹盘、梯形波纹板、半圆形波纹板)。实验证明半圆波纹板的传热性能优于其他板。当喷淋密度为 $0.524\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$ 、 $0.738\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$ 和 $0.905\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$ 时, 半圆形波纹板的传热性能分别是平板的 1.22 倍、1.24 倍和 1.21 倍。陆刘记^[13]等人提出一种新型肋片换热板, 研究了肋片间距和肋片高度对强化制冷剂传热和阻力性能的影响。任勤^[14]通过数值模拟及实验分析了凸凹板空气-水侧流动及传热特性, 并研究了半片间距、鼓包高度等对凸凹板性能影响。

综上所述, 由于传统管式换热器在蒸发冷凝器中存在盘管易结垢且不易清理、喷淋水布水不均导致出现换热“干点”等问题^[15], 越来越多的学者将目光集中到了板式换热器的研究中。不同换热板结构及形状对传热传质及流动特性影响很大。实际工程中应用的板片种类很多, 有平板、波纹板、内翅板、凹凸板等。通过目前的研究可以看出, 大多板式换热器传热性能相关研究多集中于不同气象参数或喷淋参数对换热器性能影响; 对换热板结构及形状研究多集中于波纹板及内翅板的改进研究, 对凹凸板的优化研究较少。目前有关凹凸板的研究多集中于不同的鼓泡高度、鼓泡大小、焊点间距大小对改变换热器的换热性能的影响, 且凹凸板也存在喷淋水润湿不完全的问题, 因此板片结构优化还要进一步深入^[16]。通过对其他板型结构研究可以看出, 对板片结构细节稍加优化及改进, 就可能显著提高换热器性能。故本文提出一种新型换热板片结构, 并建立了模型对该换热板的流动及传热特性进行了研究与分析。

该换热板片是一种新型凹凸面蛇形流道换热板。该换热板在传统凹凸板的基础上增加了蛇形流道, 如图 1 所示。图中箭头方向为换热板中制冷剂

流动路径。换热板的两块钢板通过圆形和细长的焊点焊接在一起。制冷剂在圆形焊点周围流动, 并沿着由细长焊点形成的蛇形流道流动。一方面, 制冷剂流动过程受到圆形焊点的干扰, 有助于加强传热。另一方面, 与传统凹凸板(见图 2)相比, 细长的焊点形成制冷剂蛇形流道, 延长了制冷剂在换热板中的停留时间, 进一步增强了制冷剂冷凝传热。故相比传统凹凸板, 新型凹凸面蛇形流道换热板具有更好的传热传质特性。

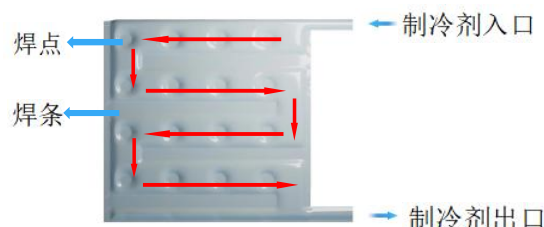


图1 新型凹凸面蛇形流道换热板示意图

Fig.1 Schematic diagram of the novel serpentine channel plate with concave and convex surfaces

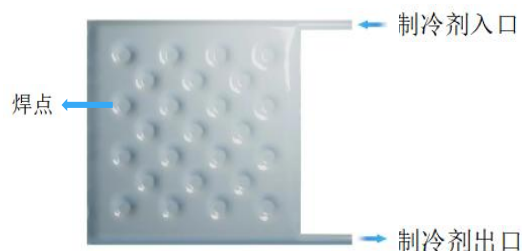


图2 传统凹凸换热板示意图

Fig.2 Schematic diagram of traditional concave and convex heat exchanger plate

1 蒸发冷凝设备工作原理

蒸发冷凝设备的主要部件包括热交换管/板、风扇、循环水泵、配水系统、过滤器、冷却水池、挡水板和补水设备。图 3 为蒸发冷凝设备实物图。换热管/板的材质为钢、铜、铁或不锈钢。板式蒸发冷凝设备的常见结构如图 4 所示。制冷剂蒸气通过顶部制冷剂管进入板内通道, 沿板内路径向下流动, 逐渐冷凝成制冷剂液体。喷淋循环水自上而下流动, 从两侧沿换热板垂直下落, 不断吸收板壁上内部制冷剂的热量; 同时, 空气扫过换热板两侧表面, 与喷淋循环水进行传热传质, 带走循环喷淋水的热量。



图3 蒸发冷凝设备实物图

Fig.3 The diagram of the evaporative condensation

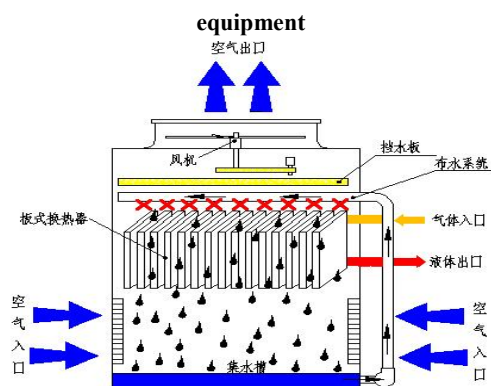


图4 板式蒸发冷凝设备内部结构

Fig.4 Internal structure of the plate evaporative condensation equipment

当蒸发冷凝设备工作时,循环喷淋水泵将水从冷却水池抽吸到位于热交换板上方的分配系统(喷嘴)。水滴通过风扇驱动的空气,流过换热板表面和过滤器表面,最后返回集水坑。空气从进风口进入,在风机的作用下掠过换热板表面,并在与板内制冷剂、板外喷淋水膜发生热质交换后排出。由于温度和水膜与空气之间的水蒸气分压差的共同作用,水膜和空气在接触后进行热质交换,因此水膜的表面温度降低。换热板中的制冷剂通过换热板的热传导被冷却,使得高温高压的制冷剂蒸汽冷凝成低温高压的制冷剂液体,产生的冷凝热通过风机被板外的空气排出到外部。

换热板为所有传热设备的核心部件。与平板片相比,板片表面的特殊结构不仅可以获得更大的传热面积,还可以起到改变流动状态、提高湍流程度度的作用,板片表面形状的变化使流体不断改变流动方向和速度,可增强流体扰动,促使流动边界层的厚度减薄。同时,由于凹凸不平的表面结构,液膜的表面张力可以使板片表面尖峰上的液膜厚度大幅减薄,因而产生了良好的液膜薄层蒸发效

果,强化了传热。

传统凹凸板片是使用冲压工艺将两块钢板有规律冲压并形成焊点,如图5所示。焊点所在位置叉排排列,焊点部位由于两块钢板紧贴向下凹陷,制冷剂流过前一排焊点受到扰动后,流经下一排的焊点后又受到再一次强化扰动。制冷剂在板内即两钢板间进行流动,截面上未被焊接的区域形成制冷剂流动道。流体绕过每个焊点流动,传热原理类似流体外掠横管流动,传热系数较大,如图2所示。本文在传统凹凸板片上稍加改动,提出了一种新型凹凸面蛇形流道换热板,如图1所示。



图5 传统凹凸板截面图

Fig.5 Cross-section of the traditional concave and convex heat exchange plate

2 换热板中传热传质过程

当换热板工作时,制冷剂、空气、水三种流体之间同时进行热质传递。制冷剂蒸汽通过顶部制冷剂配管进入换热板内通道,沿着板内部蛇形流道向下流动,并逐渐冷凝成制冷剂液体。喷淋循环水自上而下流动,从两侧沿换热板外表面垂直下落,不断吸收板壁内部制冷剂释放的热量;同时,空气自下而上掠过板换热板外表面,与喷淋循环水进行传热传质,带走喷淋循环水的热量。图6为凹凸面蛇形流道换热板中传热传质示意图。

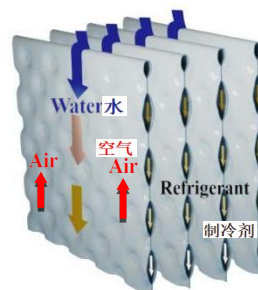


图6 凹凸面蛇形流道流体在换热板中流动方向示意图

Fig.6 Schematic diagram of the flow direction and region of fluids in the Serpentine Channel Plate with Concave and Convex Surfaces

换热板中的传热传质机理如图7所示,该过程主要分为两个区域^[17]。

图7中的黑色部分显示了换热板的壁面。板壁外侧为喷淋循环水形成的水膜。第一区域位于水膜和空气之间的边界内。气态制冷剂在热交换板中冷凝并释放热量,并通过避面将热量传递给管外表面上的喷淋水膜。该区域可细分为四个部分。(1)管中的制冷剂冷凝并释放热量,将热量传递到管的内壁。(2)热量从管的内壁传递到外壁。(3)热量从管的外壁传递到水膜。(4)热量在水膜中传递。在这个区域,由于管壁和水膜的厚度较小,热阻可以忽略不计。也就是说,(2)和(4)的热阻可以忽略不计。这一区域传热的驱动力是管内制冷剂温度与管外水膜温度之间的差值。第二区域位于水膜和空气之间的边界之外。水膜表面与空气之间的传热传质过程。由于水膜与空气之间存在温差(水温>空气温度),水膜表面上的饱和水蒸气分压与空气中的水蒸气分压力之间也存在压差(水膜表面水蒸气的分压>水蒸气分气压),因此该区域同时存在显热传递和传质。此外,该区域还存在由传质引起的潜热交换。显热交换的驱动力是水膜表面的水蒸气与空气之间的温差。质量交换的驱动力是水膜含水量和空气含水量之间的差异。因此,该区域总热交换的驱动力是水膜表面饱和水蒸气与空气之间的焓差^[18]。

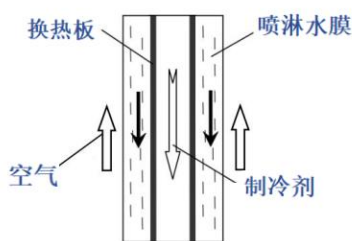


图7 换热板中传热传质机理图

Fig.7 Diagram of heat and mass transfer mechanism in heat exchange plate

总传热系数(K)如式(1)所示。

$$K = \frac{h_r A_i h_w}{h_w A_o + h_r A_i} \quad (1)$$

制冷剂释放的热量如式(2)所示。

$$Q_r = K A_o (t_r - t_w) = c_{p,r} m_r (t_{r,i} - t_{r,o}) + m_r h_{fg} \quad (2)$$

式中: K 为总传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; h_r 为凝结

系数, $W/(m^2 \cdot K)$; h_w 为水膜传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; A 为换热板外表面面积, m^2 ; A_i 是换热板内表面的面积, m^2 ; t_r 是制冷剂的平均温度, K ; t_w 是水膜的温度, K ; $c_{p,r}$ 为制冷剂的比热容, $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$; m_r 是制冷剂的质量流率, kg/s ; h_{fg} 为制冷剂汽化潜热, kJ/kg ; $t_{r,i}$ 是制冷剂的入口温度, K ; $t_{r,o}$ 是制冷剂的出口温度, K 。

界面处蒸发的水蒸气质量如式(3)所示。

$$m_w = h_D (d_w - d_a) A_o \quad (3)$$

空气吸收的热量如式(4)所示。

$$Q_a = h_D (i_w - i_a) A_o \quad (4)$$

式中: h_D 为水膜表面传质系数, $kg/(m^2 \cdot s)$; d_w 是水膜表面饱和空气中水蒸气的含水量, kg/kg ; d_a 为空气中水蒸气的含水量, kg/kg ; i_w 是水膜表面饱和空气的焓, kJ/kg ; i_a 为空气的焓, kJ/kg 。

3 模型和数值模拟

3.1 建立模型

利用CFD软件对凹凸面蛇形流道换热板及传统凹凸板中的制冷剂流动和传热过程进行数值模拟。建立了凹凸面蛇形流道换热板中制冷剂流体域的三维模型,获得了制冷剂的流动和传热特性。图8为凹凸面蛇形流道换热板中的制冷剂流体域模型。

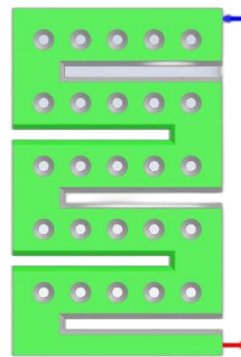


图8 凹凸面蛇形流道换热板中制冷剂流体域模型

Fig.8 Fluid Domain Model of Refrigerant in Serpentine Channel Plate with Concave and Convex Surfaces

3.2 数值模拟

换热板的内外部流动和传热均与制冷剂相关。制冷剂蒸汽进入换热板,并在内部冷凝成液体制冷剂。因此,该过程属于多相流。制冷剂在流动过程中遵循连续性方程、动量守恒方程和能量方程。

连续性方程如式(5)所示。

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial x} + \frac{\partial \vec{v}}{\partial y} + \frac{\partial \vec{w}}{\partial z} = 0 \quad (5)$$

动量守恒方程如式(6)所示。

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \bar{u}_i \bar{u}_j \right) \quad (6)$$

能量守恒方程如式(7)所示。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T - \sum h_j \vec{J}) + S_h \quad (7)$$

4 结果分析

分别模拟了制冷剂在凹凸面蛇形流道换热板 and 传统凹凸板中的流动过程。图9显示了制冷剂同时在两种换热板中的流动和传热。图9(a)为传统凹凸面换热板中的制冷剂温度场。图9(b)为凹凸面蛇形流道换热板中的制冷剂温度场。

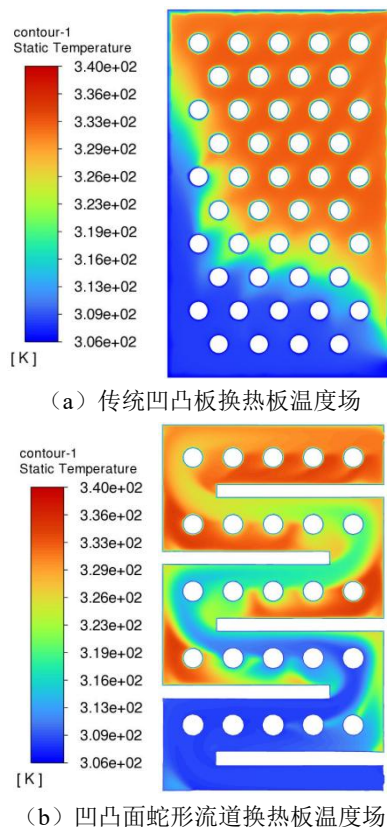


图9 换热板中制冷剂温度场
Fig.9 Temperature Field of Refrigerant in the Heat Exchange Plate

在传统凹凸换热板中,制冷剂在重力作用下从

上到下流动,而制冷剂在凹凸面蛇形通道板中沿着蛇形通道流动。凹凸面蛇形通道换热板中的制冷剂流动路径较长,制冷剂在凹凸面蛇形通道换热板中可以更充分的进行热量交换。在此次模拟中,达到相同的出口温度,凹凸面蛇形流道换热板所用的时间远远小于传统凹凸换热板所需要的时间。传统凹凸板达到图9(a)中温度场需要40.8s的时间,而凹凸面蛇形流道换热板达到与(a)相同的出口温度,即图(b)只需要33.4s,说明凹凸面蛇形流道换热板的传热效率远远高于传统凹凸板。这是因为,在相同的流动时间内,凹凸面蛇形流道板中的制冷剂开始更早地冷凝,制冷剂在单位流动长度内释放的热量更多。

图10为制冷剂出口温度随时间变化图。可以看出,凹凸面蛇形流道换热板更快达到制冷剂设计出口温度。在相同的流动时间内,凹凸面蛇形流道换热板的制冷剂温度均高于传统凹凸板。通过对模拟结果分析可知,传统凹凸换热板的平均传热系数为1054W/(m²·K),凹凸面蛇形流道换热板的平均传热系数为1286W/(m²·K)。由此可知,凹凸面蛇形流道换热板相比于传统凹凸换热板传热能力提高22%左右。

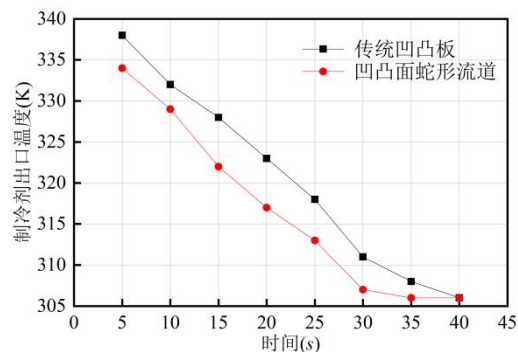


图10 制冷剂出口温度随时间变化趋势图

Fig.10 Diagram of the variation of refrigerant outlet temperature with running time

5 结论

本文开发了一种新型凹凸面蛇形流道换热板,分析了制冷剂、水和空气在换热板内部及外部流动过程,建立了模型并对换热板内流动及传热过程进行了数值模拟。通过对模拟结果分析得出以下结论:

(1) 凹凸面蛇形流道换热板的传热效率远远

高于传统凹凸板。凹凸面蛇形通道换热板中的制冷剂流动路径更长,制冷剂在凹凸面蛇形通道换热板中可以更充分的进行热量交换。达到相同制冷剂出口温度,凹凸面蛇形通道换热板需要更少的时间。

(2) 相同的流动时间内,凹凸面蛇形流道板中的制冷剂开始更早地冷凝,制冷剂在单位流动长度内释放的热量更多。

参考文献:

- [1] Islam M R, Jahangeer K A, Chua K J. Experimental and numerical study of an evaporatively-cooled condenser of air-conditioning systems[J]. *Energy*, 2015,87(JUL.1): 390-399.
- [2] Starace G, Falcicchia L, Panico P, et al. Experimental performance comparison between circular and elliptical tubes in evaporative condensers[J]. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2021:1-11.
- [3] Yin Y, Zhu D, Sun J, et al. Experimental investigation of evaporative condensed refrigerating system by variation of heat transfer tube types[J]. *Procedia Engineering*, 2017,205:175-182.
- [4] Gu Y, Wang J, Wang X. et al. Analysis of Annular Elliptic Finned Tube Evaporative Condenser Based on Field Measurement[J]. *Journal of Thermal Science*, 2020,29(5):1355-1369.
- [5] Shan S, Tan H. Study on heat and mass transfer characteristics outside flat tube for evaporative condensers[J]. *CIESC Journal*, 2019,70(S1):69-78.
- [6] 张景卫,蒋翔,吴治将,等.蒸发式冷凝器异型管束中流体流场数值模拟及实验研究[J].*流体机械*,2008,(8):8-11.
- [7] Ala Hasan, Kai Siren. Performance investigation of plain and finned tube evaporatively cooled heat exchangers[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2004,24:777-790.
- [8] Wang D, Wan F, Zhou J. Performance analysis and numerical simulation of evaporative condenser with special-shaped flat tube[J]. *Journal of Zhengzhou University(Engineering Science)*, 2010,31(2):64-67.
- [9] 李元希,蒋翔,张景卫,等.板式蒸发式冷凝器热工性能实验[J].*化工进展*,2009,28(1):27-30.
- [10] 吴治将,朱冬生,张景卫,等.板式蒸发式冷凝器气-液两相流流动的数值模拟[J].*工程热物理学报*,2008,(6): 971-974.
- [11] 郭常青,朱冬生,蒋翔,等.板式蒸发式冷凝器传热传质的数值模拟[J].*华南理工大学学报(自然科学版)*, 2009,37(3):53-57.
- [12] 吴学红,陆刘记,刘旭,等.内翅板蒸发式冷凝器水膜流动特性[J].*化工进展*,2017,36(6):2017-2022.
- [13] 陆刘记,张胜利,侯俊峰,等.肋片板式蒸发冷凝器传热性能及优化研究[J].*低温与超导*,2022,50(1):27-32,75.
- [14] 任勤.凸凹板蒸发式冷凝器强化传热及性能分析[D].广州:华南理工大学,2015.
- [15] 董俐言,王宝龙,石文星,等.板式蒸发式冷凝器传热传质的数值模拟[J].*制冷学报*,2013,34(1):10-17.
- [16] 张坤龙,陈浩,叶军,等.凹凸板式换热器的研究现状[J].*广州化学*,2020,45(1):66-73.
- [17] Jahangeer K A, Tay A A O, Islam M R. Numerical investigation of transfer coefficients of an evaporatively-cooled condenser[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2011,31(10):1655-1663.
- [18] Ren C, Yang H. An analytical model for the heat and mass transfer processes in indirect evaporative cooling with parallel/counter flow configurations[J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 2006, 49(3/4):617-627.