

面向数据中心冷却的蒸发式冷凝器翅片结构多目标优化

段少斌¹, 谷雅秀¹, 任现超¹, 贾文竹¹, 何跃飞¹, 康凯¹, 王晓坡²

(1. 长安大学建筑工程学院, 710061, 西安;

2. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 针对数据中心机房高功率密度散热需求及冷却系统高能耗问题,提出基于换热设备本身优化的设计方案,以椭圆套管蒸发式冷凝器为研究对象,采用数值模拟与正交试验相结合的方法,对其翅片结构参数进行多目标优化。优化结果表明:最优翅片结构参数为翅片高度 24 mm、厚度 1 mm、间距 4 mm。在此参数组合下,蒸发式冷凝器综合评价因子较优化前提升了 6.41%。为进一步验证优化效果,实验研究了多种工况参数对优化前后蒸发式冷凝器传热性能的影响规律。实验结果表明:优化后蒸发式冷凝器在迎面风速为 $2.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、喷淋密度为 $5.6 \text{ g} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ 时综合性能最优,总换热量为 4 280.38 W,较优化前提升了 36.35%,压降为 12.18 Pa,较优化前降低了 19.86%。过大的空气湿球温度和冷却水流量会抑制冷凝器的外传热过程,但优化后换热量与优化前相比仍有所提升。该研究可为数据中心冷却系统的节能优化设计与高效低耗运行提供理论依据。

关键词: 椭圆套管蒸发式冷凝器;翅片结构优化;多目标优化;正交试验;数据中心冷却

中图分类号: TB61+1;TB657.5 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/jxtxb202512019 **文章编号:** 0253-987X(2025)12-0216-12

Multi-Objective Optimization of Evaporative Condenser Fin Structure for Data Center Cooling

DUAN Shaobin¹, GU Yaxiu¹, REN Xianchao¹, JIA Wenzhu¹,

HE Yuefei¹, KANG Kai¹, WANG Xiaopo²

(1. School of Civil Engineering, Chang'an University, Xi'an 710061, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To address the heat dissipation demand under high power density conditions and high energy consumption of cooling systems for equipment rooms of data centers, a design proposal based on the optimization of heat exchange equipment per se is proposed. In this study, an annular elliptical tube evaporative condenser was employed, and multi-objective optimization of its fin structure parameters was carried out by combining numerical simulation with orthogonal testing. The optimization results show that the optimal fin structure parameters are as follows: fin height of 24 mm, fin thickness of 1 mm and fin spacing of 4 mm. When this combination of

收稿日期: 2025-03-05。 作者简介: 段少斌(2001—),男,硕士生;谷雅秀(通信作者),女,副教授,博士生导师。
基金项目: 陕西省自然科学基金基础研究计划项目(2023-JC-YB-473);西部绿色建筑国家重点实验室开放基金项目(LSKF202314)。

网络出版时间: 2025-07-16

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20250716.1652.002>

parameters was applied, the comprehensive evaluation factor of the evaporative condenser was 6.41 % higher than that before the optimization. To further verify the optimization effect, impact of the parameters on the heat transfer performance of the evaporative condenser before and after the optimization was investigated under multiple operating conditions. The results show that after optimization, the evaporative condenser achieved the best comprehensive performance at the wind speed of $2.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ on the windward face and the spray density of $5.6 \text{ g} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$, with total heat transfer of $4\,280.38 \text{ W}$, 36.35 % up from that before the optimization, and a pressure drop of 12.18 Pa , 19.86 % lower than that before the optimization. Though excessive air wet bulb temperature and cooling water flow would inhibit the external heat transfer process of the condenser, the optimization secured an improvement in the heat transfer performance. This research is intended to offer a theoretical basis for design optimization of data center cooling systems in terms of energy efficiency, operating efficiency and energy consumption.

Keywords: annular elliptical tube evaporative condenser; optimization of fin structure; multi-objective optimization; orthogonal test; data center cooling

随着 5G 技术、物联网、云计算等相关产业的发展,我国数据中心规模持续扩大。由于数据机房内 IT 设备运行时会产生大量热量,因此为确保设备运行的可靠性与安全性,需要对冷却系统的散热效率提出严格要求^[1]。据统计,冷却系统能耗在数据中心总能耗中占比高达 40 %^[2],是数据中心节能减排的关键环节。因此,为推进数据中心的绿色低碳发展进程,降低其制冷能耗具有重要意义^[3]。

目前,国内外专家针对优化数据中心冷却系统提升提出了多种方案,主要包括优化机房冷热通道^[4]、利用自然冷源^[5]和开发复合冷却系统^[6]等方案。其中,利用自然冷源是目前效率最高,可行性最大的优化方案^[7]。包括直接空气冷却^[8]、直接湖水/海水冷却^[9]、蒸发冷凝^[10]等。在利用自然冷源技术中,蒸发式冷凝器利用水膜蒸发潜热与空气强制对流实现高效散热;与传统风冷式、水冷式冷凝器相比,其低耗水量(节水 30 %~50 %)^[11]、兼容环保制冷工质(R22、CO₂)^[12]及低运行能耗(节能 15 %~25 %)^[13]的特性成为当前优化数据中心冷却系统研究的重点方向。Han 等^[14]设计了一种新型水冷式蒸发冷凝器并将其应用于数据中心,使空调系统的制冷系数得到显著提升。Zhang 等^[15]开发了一种新型混合空气冷却和蒸发冷却空调系统,该系统适用于室外温度较高且夏季干/湿球温差较大地区的数据中心。Yang 等^[16]将喷雾蒸发冷凝系统应用于风冷式冷水机组进行研究,发现喷雾系统有助于节省机组 2.37 %~13.53 % 的电力。在工程应用方面,李婷婷等^[17]对银川某数据中心应用的蒸发式冷

凝器实测数据进行分析,发现该系统在满足机房供冷需求的同时,且节能效果显著。Wu 等^[18]将板管式蒸发式冷凝器用在数据中心,发现性能系数(COP)湿/干模式下分别为 5.2 和 33.3,且 PUE 值稳定在 1.22~1.34。此外,其他学者^[19-20]的研究成果进一步验证了蒸发式冷凝器应用在数据中心冷却系统的重要意义。

综上所述,当前研究主要聚焦于冷却系统架构优化、自然冷源深度利用以及系统能效-经济协同分析等方面,针对换热设备本身结构优化研究明显不足,制约了数据中心冷却系统能效的突破性提升。因此,基于团队前期数值模拟^[21-22]及实验研究^[23-24]工作。本文以面向数据中心冷却的椭圆套管蒸发式冷凝器为研究对象,为进一步提高其综合性能,对其翅片结构参数展开多目标优化设计;采用正交试验确定最优翅片结构参数,通过对比实验验证优化前后的传热强化效果,为今后椭圆套管蒸发式冷凝器在数据中心冷却系统中应用提供理论支撑与实验依据。

1 模型建立及求解

1.1 物理模型

该蒸发式冷凝器为套管结构,由椭圆形外管和圆形内管组成,如图 1 所示。外管长半轴 $a=8 \text{ mm}$,短半轴 $b=5 \text{ mm}$,圆形内管 $d=8 \text{ mm}$,翅片高度 $h=12 \text{ mm}$,翅片厚度 $\delta=0.8 \text{ mm}$,翅片间距 $s=3 \text{ mm}$ 。该尺寸参数为团队前期设计研究得出的最优数值^[24]。

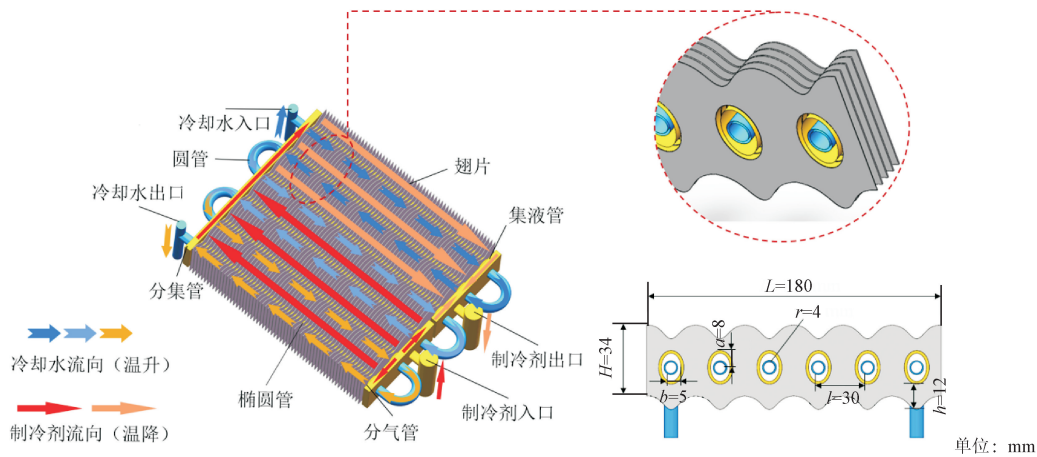


图 1 椭圆套管蒸发式冷凝器结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of annular elliptical tube evaporative condenser

1.2 数学模型及求解方法

为在简化计算的同时保证准确性,对该模型做出以下假设:①管外流场冷却介质仅有喷淋水与冷却空气;②流动与换热充分发展且无回流现象;③流体运动过程为湍流状态,不考虑空气的密度变化;④忽略因管壁厚度产生的导热热阻和水渍形成的污垢热阻,以及热辐射热损失;基于上述假设,控制方程^[25]可以进一步简化为以下 3 个方程。

连续性方程

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

动量方程

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \rho g_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + S_i \quad (2)$$

能量方程

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_i \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + S_h \quad (3)$$

式中: u_i, u_j 分别为 x_i, x_j 方向的速度分量, i, j 取 1、2、3 代表 x, y, z 方向; t 为时间; ρ 为流体密度; p 为压力; g_i 为重力加速度; T 为温度; μ 为黏性系数; c_p 为比定压热容; λ 为导热系数; S_i, S_h 为动量源项、热量源项。

由于该模型具有显著的周期性及对称性特征,故选取单个翅片换热管作为计算域。如图 2 所示。计算域的前、后表面为周期面,上、下表面为对称面。为确保来流的均匀性和避免出口回流,入口及出口长度均设置为椭圆管长轴的 7 倍^[26]。

边界条件设置:①将空气与喷淋水入口边界设置为速度入口;②基于充分发展流动与换热以及无回流的模型假设,并且由于出口处压力和速度未知,故出口边界设置为自由出流;③壁面均设定为无滑移边界条件;④沿喷淋水流动方向重力加速度设置

为 $9.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$;⑤壁面热边界条件选择耦合,模拟共轭传热。

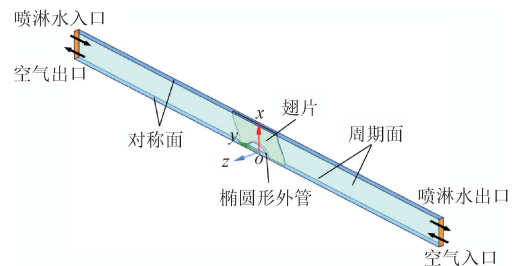


图 2 计算域三维模型

Fig. 2 3D model of the computational domain

使用 ICEM 对换热管外流域进行三维结构化网格划分,如图 3 所示。为提高网格质量和计算精度,对流体与管壁面的接触面进行网格加密,距离壁面的第一层网格高度设置为 0.05 mm ,共设置 30 层,增长率为 1.1。

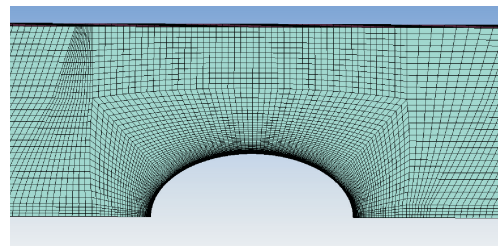


图 3 换热管外流域网格划分

Fig. 3 Grid division of the flow field outside the heat exchange tube

使用 Fluent 进行数值模拟计算,湍流模型选用标准 $k-\epsilon$ 模型,启用能量守恒方程及组分传输方程。压力-速度耦合选择 SIMPLE 算法,对方程中所有相关项采用二阶迎风格式进行离散化处理,各方程收敛残差均低于 10^{-6} 作为收敛的判定依据。其中

湍流方程和组分输运方程由参考文献[27]给出,如下所示。

湍流方程

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (5)$$

式中: k 为湍动能; ϵ 为湍动能耗散率; μ_t 为湍动黏度; G_k 为湍动能产生项; σ_k 和 σ_ϵ 为湍流系数; $C_{1\epsilon}$ 和 $C_{2\epsilon}$ 为经验常数。

组分输运方程

$$\frac{\partial(\omega \rho \varphi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\omega \rho V \varphi) = \nabla \cdot \tau + S_\varphi \quad (6)$$

式中: φ 为混合相; ω 为相体积分; V 为混合相速度; τ 为扩散项; S_φ 为源项。

1.3 数据处理

采用努塞尔数 Nu 和摩擦系数 f 对换热器传热性能和流动特性进行评价,计算公式如下

$$Nu = \frac{Kd}{\lambda} \quad (7)$$

$$f = \frac{\Delta F d_e}{2L\rho v^2} \quad (8)$$

式中: K 为对流换热系数; ΔF 为流体阻力损失; d 为管径; d_e 为截面水力直径; L 为流道长度。

1.4 网格无关性验证

为满足计算精度要求,选取了 5 个不同的网格数量对 Nu 和蒸发式冷凝器压降 Δp 进行网格无关性验证。表 1 给出了在空气入口速度为 $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, 进口空气湿球温度为 25.8°C 的工况下,不同网格数量下 Nu 与 Δp 的计算结果。从表 1 可知,当网格数量超过 173 952 时,进一步增加网格数量, Nu 和 Δp 的相对误差没有明显变化,考虑到计算精度及计算效率,最终确定网格数量为 173 952 进行后续仿真计算。

表 1 不同网格数量下 Nu 和 Δp 的计算结果

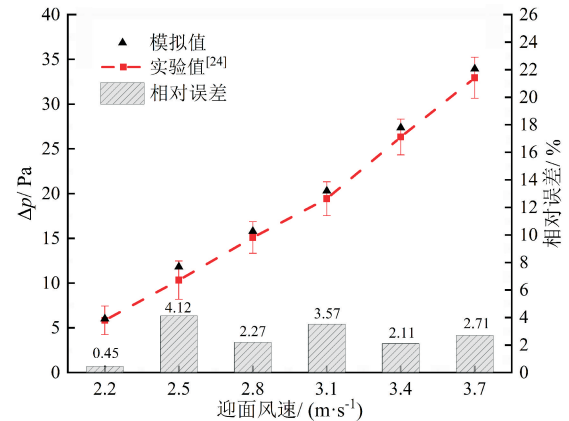
Table 1 Calculation results of Nu and Δp under different grid numbers

网格数	Nu		Δp	
	计算值	相对误差/%	计算值/Pa	相对误差/%
128 346	38.87	2.89	12.98	4.62
146 384	39.62	1.02	13.48	0.96
173 952	40.03		13.61	
197 224	39.78	0.62	13.88	1.98
211 676	40.87	2.09	14.01	2.93

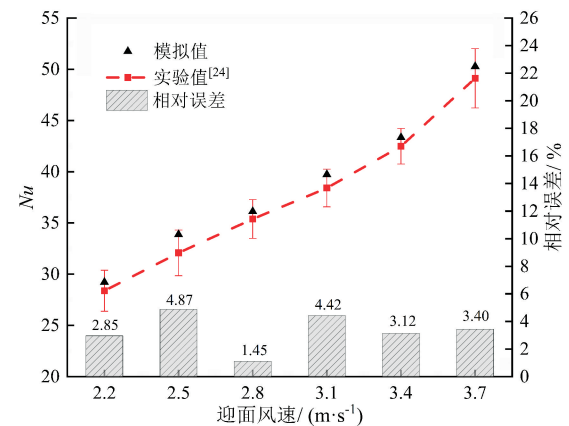
注:相对误差为该网格数下 Nu 和 Δp 的计算值与 173 952 网格数下计算值的相对误差的计算结果。

1.5 实验验证

为验证模型的可靠性,控制模型进口空气湿球温度为 25.8°C , 迎面风速从 $2.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 增大至 $3.7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, 模拟值与文献[24]中的实验结果进行比较,如图 4 所示, Δp 与 Nu 的模拟值与实验值之间的相对误差均在 5% 范围内。模拟结果与实验结果的良好一致性表明,该模拟结果具备较高的可信度。



(a) Δp 参数对比



(b) Nu 参数对比

图 4 Δp 与 Nu 的模拟结果与实验结果[24]对比

Fig. 4 Simulation results of Δp and Nu are compared with the experimental results[24]

2 模拟结果与分析

2.1 翅片高度对流动传热特性的影响

保持翅片厚度 0.8 mm 和翅片间距 3 mm 不变, 设计翅片高度分别为 15 、 18 、 21 和 24 mm , 得到的温度分布云图以及 Nu 和 f 随翅片高度的变化曲线如图 5 和图 6 所示。相同风速下, 翅片高度增加, f 和 Nu 均增大, 翅片高度增加改变了流体在流动过程中的扰动程度, 提升了湍流强度; 同时变相的增加了换热面积, 强化了换热器的传热性能。与此同时, 流道长度增加会显著提升流动阻力, 导致进出口压降上升。如图 7 所示, 沿 Y 方向上翅片温度降幅分别为

3.28%、4.14%、4.64%和4.98%，翅片高度24 mm时，相比于翅片高度15 mm出口面平均温度降低了

2.48℃。总体而言，增加翅片高度有利于增强换热器传热性能，但需兼顾 f 增大所产生的不利影响。

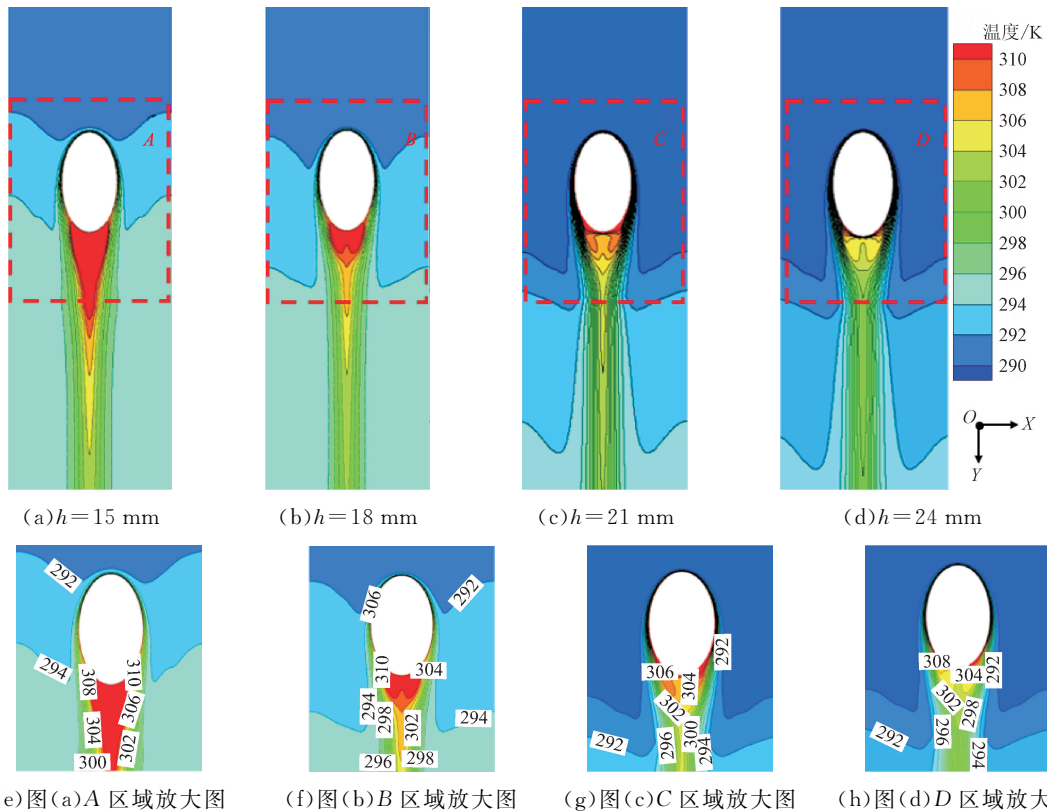


图5 不同翅片高度的温度分布云图

Fig. 5 Temperature distribution of different fin height

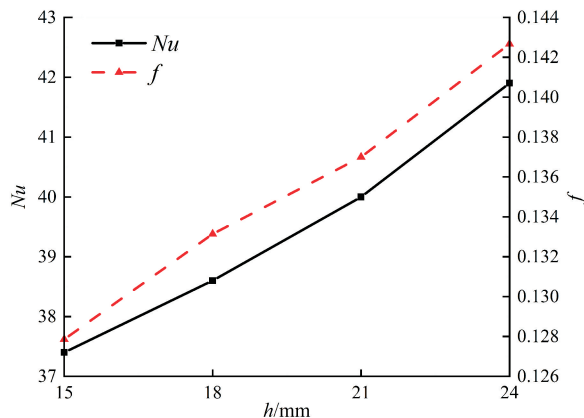


图6 翅片高度对 Nu 、 f 的影响
Fig. 6 Effect of fin height on Nu and f

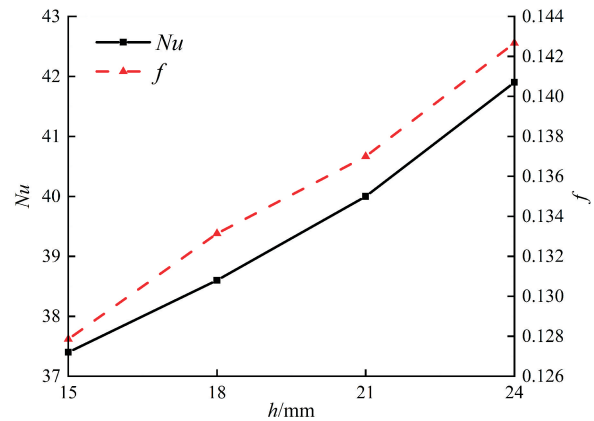


图7 在Y方向上不同翅片高度的温度变化
Fig. 7 Temperature variation diagram of different fin height in Y direction

2.2 翅片厚度对流动传热特性的影响

保持翅片高度12 mm和翅片间距3 mm不变，设计翅片厚度分别为0.8、1.0、1.2和1.4 mm，得到的温度分布云图以及 Nu 和 f 随翅片厚度的变化曲线如图8和图9所示。空气进口流速一定时， f 和 Nu 均呈现上升趋势。提高翅片厚度，导致流道内阻塞

率提升，增大了流动过程中的流动阻力。此外，翅片厚度增加破坏了流体流动的稳定性，对边界层破坏更加明显，从而强化了传热。但在保证翅片间距不变的前提下，增加翅片厚度使单位面积内翅片数量减少，换热面积减小，使得 Nu 增幅较小。如图10所示，沿Y方向上翅片温度降幅分别为3.16%、

3.75%、4.10%和 4.34%。在翅片厚度 0.8 mm 和 1.4 mm 的出口面平均温度差值仅为 1.58 °C。综

上,通过改变翅片厚度来提高传热性能的方式收益很小。

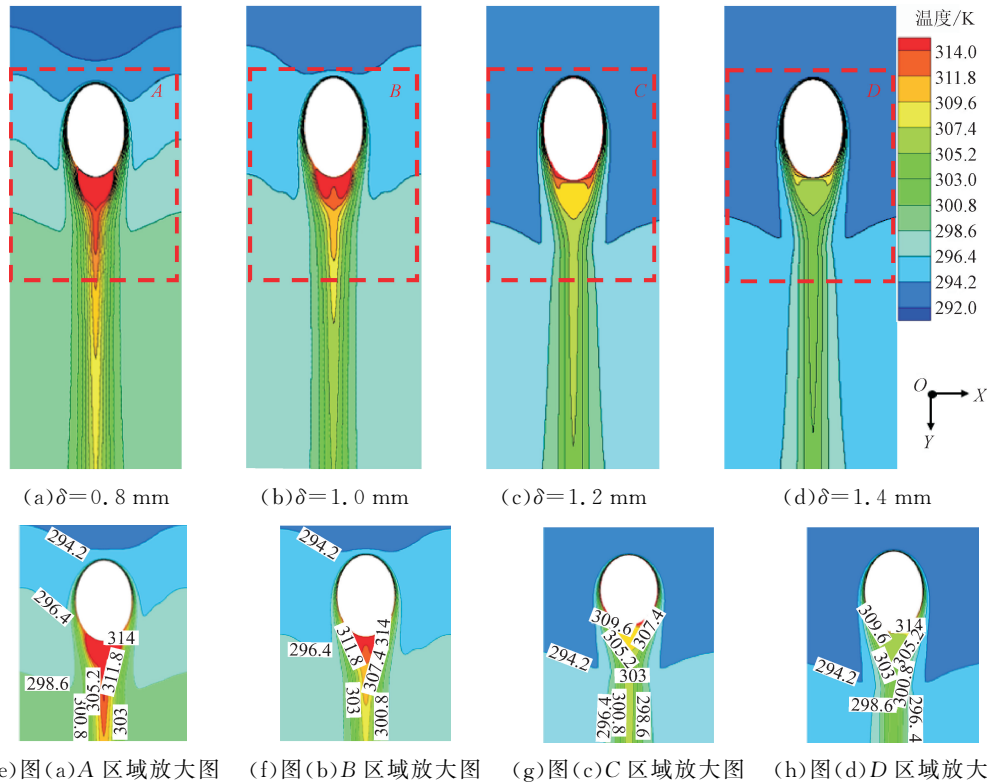


图 8 不同翅片厚度的温度分布云图

Fig. 8 Temperature distribution of different fin thickness

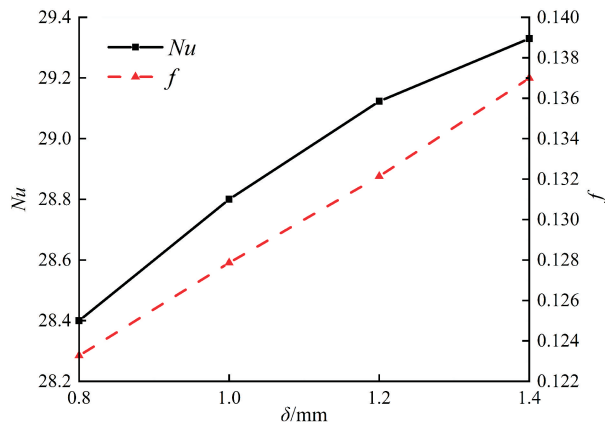


图 9 翅片厚度对 Nu 、 f 的影响

Fig. 9 Effect of fin thickness on Nu and f

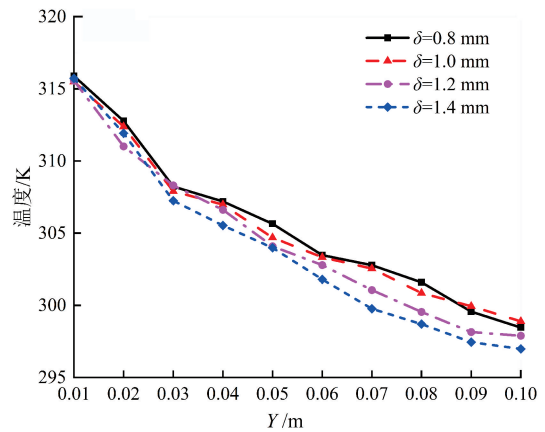


图 10 在 Y 方向上不同翅片厚度的温度变化

Fig. 10 Temperature variation diagram of different fin thickness in the Y direction

2.3 翅片间距对流动传热特性的影响

保持翅片高度 12 mm 和翅片厚度 0.8 mm 不变,设计翅片间距分别为 3.0、3.5、4.0 和 4.5 mm,得到的温度分布云图以及 Nu 和 f 随着翅片厚度的变化曲线如图 11 和图 12 所示。相同流速下,随着翅片间

距增加,导致空气流域增大,空气流动阻力降低, f 逐渐减小。与此同时, Nu 随翅片间距的增大而减小,较小的翅片间距,导致翅片表面间的流动边界层相互扰动,削弱了边界层厚度,强化了换热效果。图 13 所示,沿 Y 方向上翅片温度降幅分别为 11.40%、

11.02%、10.70%和10.31%。翅片间距为3 mm时,相比于翅片间距4.5 mm的出口面平均温度降低了

3.52℃。综上,翅片间距对换热器流动传热性能影响较大,应综合考虑各个因素,选取合适的翅片间距。

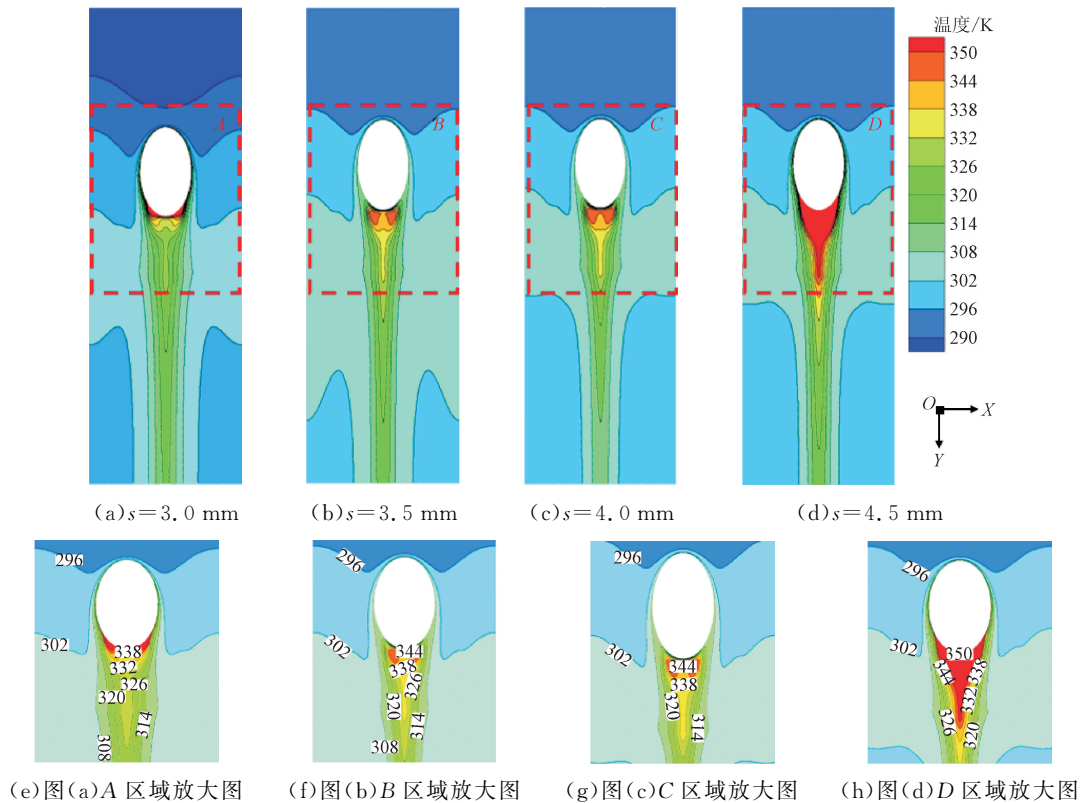


图 11 不同翅片间距的温度分布云图

Fig. 11 Temperature distribution of different fin spacing

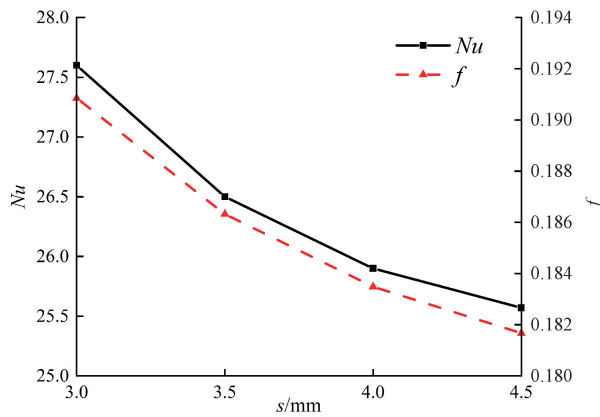


图 12 翅片间距对 Nu 、 f 的影响

Fig. 12 Effect of fin pitch on Nu and f

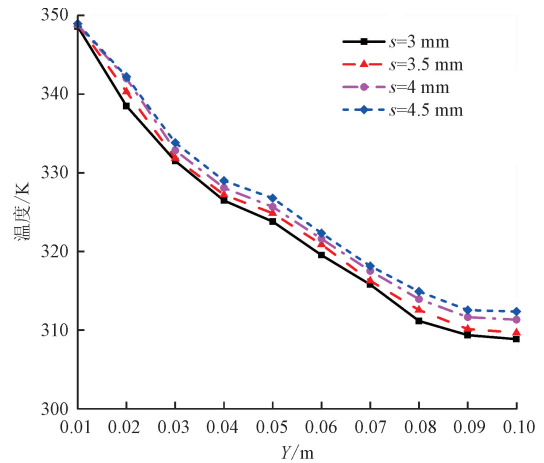


图 13 在 Y 方向上不同翅片间距的温度变化

Fig. 13 Temperature change diagram of different fin spacing in the Y direction

3 正交试验设计及优化

3.1 正交试验设计

正交试验是研究多因素水平的一种优化设计方法。通过正交表确定试验方案,根据结果分析设计

出最佳翅片参数组合。同时,引入了综合评价因子 J_{PEC} 对换热器综合性能进行评价,计算公式为

$$J_{\text{PEC}} = \frac{Nu}{f^{1/3}} \quad (9)$$

J_{PEC} 越大,表明换热器传热和流动综合性能越好;越

小则说明综合性能越差。

本文选取翅片高度、翅片间距和翅片厚度为影响因素,以 J_{PEC} 为响应值进行正交试验设计,选用三因素四水平正交表。如表 2 所示。

表 2 本文正交试验水平因素

Table 2 Orthogonal test level factor of this paper

水平	翅片高度/mm	翅片厚度/mm	翅片间距/mm
1	15	0.8	3.0
2	18	1.0	3.5
3	21	1.2	4.0
4	24	1.4	4.5

3.2 正交试验分析

本文正交试验结果如表 3 所示,采用极差法进行分析。以 J_{PEC} 为响应值的极差分析结果,如表 4 所示。表中, $\bar{J}_{\text{PEC}}$ 指分析参数 K_i (i 取 1、2、3、4) 为某因素在 i 水平下响应值的平均值;极差 R 为分析参数 K_i 下 $\bar{J}_{\text{PEC}}$ 的最大值与最小值之差。极差 R 越大,代表该因素影响程度越大。

表 3 本文正交试验结果

Table 3 Results of orthogonal test of this paper

实验组别	翅片高度/mm	翅片厚度/mm	翅片间距/mm	J_{PEC}
1	15	0.8	3.0	71.49
2	15	1.0	3.5	73.14
3	15	1.2	4.0	72.64
4	15	1.4	4.5	68.91
5	18	0.8	3.5	71.82
6	18	1.0	3.0	72.01
7	18	1.2	4.5	71.45
8	18	1.4	4.0	71.38
9	21	0.8	4.0	71.90
10	21	1.0	4.5	70.77
11	21	1.2	3.0	72.80
12	21	1.4	3.5	72.49
13	24	0.8	4.5	72.82
14	24	1.0	4.0	72.68
15	24	1.2	3.5	71.70
16	24	1.4	3.0	71.90

表 4 以 J_{PEC} 为响应值的极差分析

Table 4 Range analysis with J_{PEC} as the response value

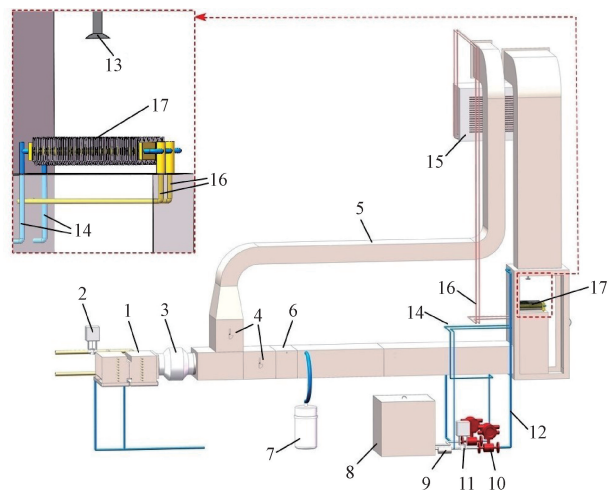
因素	$\bar{J}_{\text{PEC}}$				R
	K_1	K_2	K_3	K_4	
翅片高度	71.542	71.663	71.989	72.376	0.834
翅片厚度	72.004	72.150	72.125	71.379	0.771
翅片间距	72.048	72.126	72.151	70.989	1.162

根据正交试验可知,翅片结构参数对换热器综合性能影响程度从大到小依次是:翅片间距、翅片高度、翅片厚度。换热器最佳翅片结构参数组合为:翅片间距 4 mm,翅片高度 24 mm,翅片厚度 1 mm。数值模拟结果表明,优化后换热器的 J_{PEC} 相比于优化前提升了 6.41%,综合性能最佳。

4 实验结果与分析

4.1 实验系统

为测试蒸发式冷凝器优化后实际传热性能,构建了蒸发式冷凝器实验系统^[23],如图 14 所示。实验过程中,借助表冷器和空气加热器对进口空气的温度、相对湿度等关键参数进行调节,风机和旁通风道调节风速;喷淋密度和冷却水流量通过电动调节阀进行控制,从而满足不同实验对工况参数的要求。



1—表冷器;2—冷冻水调节阀;3—风机;4—风阀;5—旁通风管;
6—空气加热器;7—蒸汽加湿器;8—恒温水箱;9—循环水泵;
10—喷淋水电动调节阀;11—电磁流量计;12—喷淋水管;13—喷头;
14—冷却水管;15—室外机;16—冷媒管;17—椭圆套管换热器。

图 14 实验系统结构示意图

Fig. 14 Schematic diagram of the experimental system

4.2 实验数据处理

换热量计算公式为

$$Q_i = c_{pc} q_m c (t_{c2} - t_{c1}) \quad (10)$$

$$Q_o = q_{ma} (i_{a2} - i_{a1}) \quad (11)$$

$$Q = Q_i + Q_o \quad (12)$$

式中: Q_i 和 Q_o 分别为换热器内换热量与外换热量; Q 为总换热量; c_{pc} 表示冷却水的比定压热容; q_{mc} 、 q_{ma} 表示冷却水、空气的质量流量; t_{c1} 、 t_{c2} 表示冷却水进口、出口的温度; i_{a1} 、 i_{a2} 表示空气进口、出口的比焓。

4.3 换热器传热性能实验方案

换热器传热性能实验过程中,为确保实验数据

的准确性,相同工况下重复进行 5 次实验,取平均值。实验方案如表 5 所示。

表 5 换热器传热性能实验方案

Table 5 Experimental scheme for heat transfer performance of heat exchangers

实验组别	研究变量	数值范围	固定参数及数值
1	迎面风速/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	2.2~3.7	喷淋密度为 $5.6 \text{ g} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ 空气湿球温度为 19.5°C 冷却水流量为 $0.8 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$
2	喷淋密度/ ($\text{g} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$)	2.8~8.4	迎面风速为 $3.1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 空气湿球温度为 19.5°C 冷却水流量为 $0.8 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$
3	空气湿球温度/ $^\circ\text{C}$	12.9~26.9	迎面风速为 $3.1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 喷淋密度为 $5.6 \text{ g} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ 冷却水流量为 $0.8 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$
4	冷却水 流量/ ($\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$)	0.8~3.2	迎面风速为 $3.1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 喷淋密度为 $5.6 \text{ g} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ 空气湿球温度为 19.5°C

4.4 迎面风速对换热量及压降的影响

图 15 为迎面风速对换热量的影响。由图 15 可知,当迎面风速从 $2.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 增大至 $2.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,总换热量从 $3\,093.89 \text{ W}$ 提升至 $4\,280.38 \text{ W}$,增幅为 38.35% ,较优化前提升了 $9.60\% \sim 36.35\%$ 。相应的外换热量从 $1\,589.39 \text{ W}$ 提升至 $2\,850.52 \text{ W}$,增幅为 79.37% ,较优化前提升了 $82.70\% \sim 91.44\%$ 。优化后换热器在迎面风速为 $2.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,换热量达到峰值。但当迎面风速超过 $2.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 后,换热量逐渐减小并趋于平稳。这是由于迎面风速过大,会破坏水膜完整性,出现光管换热情况,致使换热量减小。

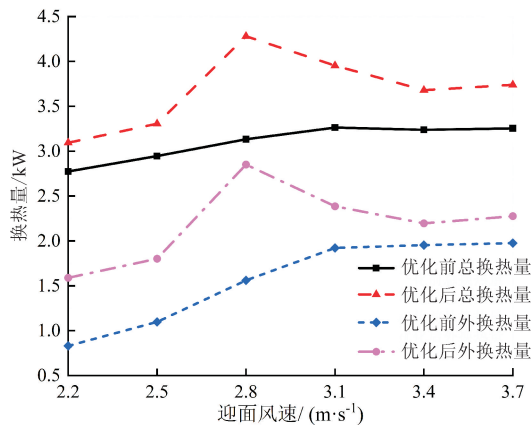


图 15 迎面风速对换热量的影响

Fig. 15 Influence of frontal wind speed on heat transfer

图 16 为迎面风速对压降的影响。由图 16 可知,当迎面风速从 $2.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 增大至 $3.7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,优化前后换热器压降分别从 2.49 、 2.13 Pa 提升至 38.50 、 29.70 Pa 。但优化后换热器压降较优化前平均下降了 $11.86\% \sim 26.87\%$ 。表明合理设计翅片结构参数可以减小流动阻力,强化换热。

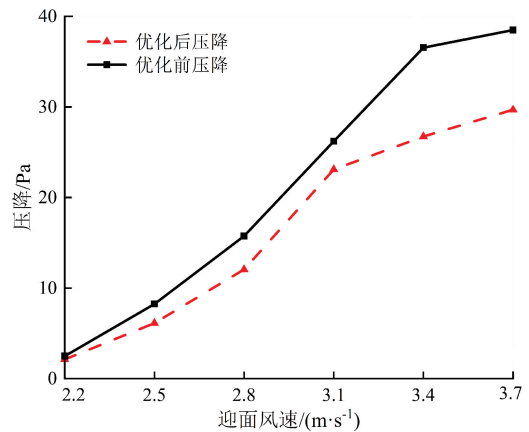


图 16 迎面风速对压降的影响

Fig. 16 Influence of the oncoming wind speed on the pressure drop

4.5 喷淋密度对换热量的影响

图 17 为喷淋密度对换热量的影响。由图 17 可知,当喷淋密度从 $2.8 \text{ g} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ 增大至 $8.4 \text{ g} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,总换热量由 $2\,373.08 \text{ W}$ 增大至 $3\,611.29 \text{ W}$,增大

了 0.52 倍,较优化前提升了 0.46%~16.79%;相应的外换热量由 885.60 W 增大至 2 590.38 W,增大了 1.93 倍;较优化前提升了 2.13%~33.67%;随着喷淋密度的增加,换热器外部能够形成均匀水膜,进而加快了其与冷却空气之间热质交换的速率,在喷淋密度为 $5.6 \text{ g} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ 时换热量达到峰值。然而,当喷淋密度进一步增大时,管外水膜厚度增加,相应水膜热阻增大,致使换热量出现下降趋势。

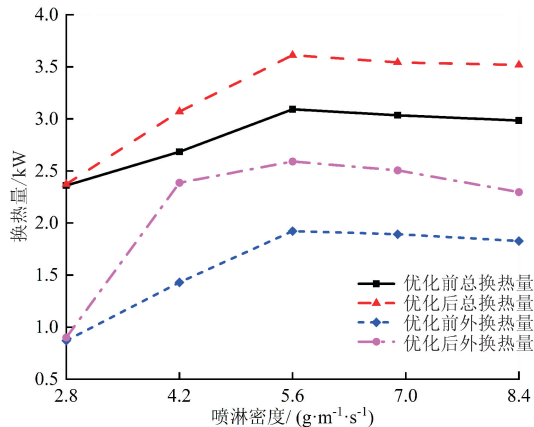


图 17 喷淋密度对换热量的影响

Fig. 17 Effect of spray density on heat transfer

4.6 空气湿球温度对换热量的影响

由图 18 可知,当湿球温度从 12.9°C 提升至 26.9°C 时,当湿球温度从 12.9°C 提升至 26.9°C 时,总换热量由 4 166.31 W 减少至 2 410.22 W,降幅为 42.10%,但相较于改进前提升了 2.50%~5.10%;外换热量由 3 366.24 W 减小至 1 203.41 W,降幅为 64.20%,但相较于改进前提升了 3.10%~12.20%。可以看出,空气湿球温度升高会抑制换热器外换热过程,导致总换热量下降。优化后结构使得管外热

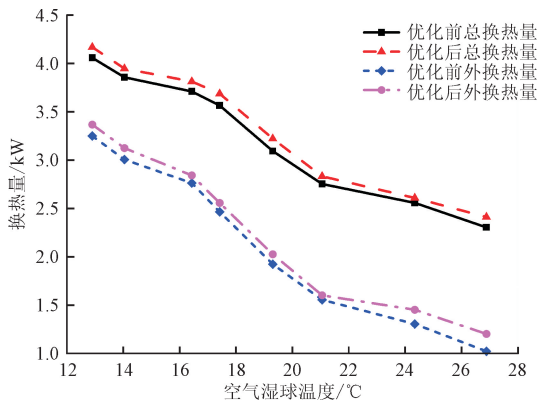


图 18 空气湿球温度对换热量的影响

Fig. 18 Influence of air wet bulb temperature on heat transfer

湿交换过程更为高效,减轻了空气湿球温度对外换热过程的抑制作用。

4.7 冷却水流量对换热量的影响

由图 19 可知,当冷却水流量从 $0.8 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ 提升至 $3.2 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ 时,总换热量由 2 877.51 W 增大至 3 570.62 W,增幅为 24.10%,较优化前提升了 6.42%~10.50%;外换热量由 2 403.45 W 减小至 1 774.08 W,降幅为 26.20%,较优化前提升了 9.33%~12.25%。这表明增大冷却水流量会抑制换热器的外传热过程。且随着冷却水流量提升至 $2.4 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ 以上时,总换热量相较于外换热量增幅逐渐增大,这是由于内传热过程换热量的增加量超过了外换热过程换热量的减少量,使总换热量呈现上升趋势。同时当冷却水流量降低至 $1.6 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ 以下时,既能够满足基本换热需求,又可以降低水泵能耗。

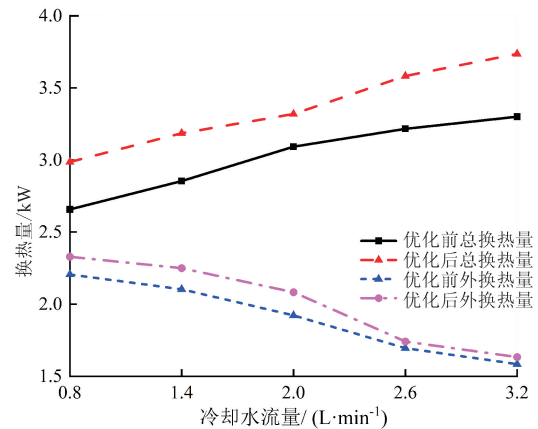


图 19 冷却水流量对换热量的影响

Fig. 19 Effect of cooling water flow on heat transfer

5 结 论

本文以面向数据中心冷却的椭圆套管蒸发式冷凝器为研究对象,对其翅片结构参数展开多目标优化。探究了不同翅片结构参数对换热器传热性能和流动特性的影响规律,确定最优翅片高度-间距-厚度参数组合,并通过实验研究优化前后换热器传热性能随迎面风速、喷淋密度、空气湿球温度及冷却水流量的变化规律。研究得到的主要结论如下。

(1) 换热器最佳翅片参数为:翅片间距 4 mm,翅片高度 24 mm、翅片厚度 1 mm;翅片结构参数对换热器综合性能影响程度从大到小依次为:翅片间距、翅片高度、翅片厚度。优化后换热器综合评价因子 J_{PEC} 提升了 6.41%,强化传热效果显著。

(2)合理优化换热器翅片结构参数在提升换热量的同时能够有效减小换热器压降,降低风机能耗。该换热器在迎面风速 $2.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、喷淋密度 $5.6 \text{ g} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ 下传热性能最优。因此在数据中心冷却系统应用中建议采用风机与喷淋水泵智能联合控制,过渡季将风速提高至 $2.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,而高温高湿工况需控制喷淋密度不超过 $5.6 \text{ g} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ 避免液膜过厚导致传热恶化。

(3)空气湿球温度过高或冷却水流量过大均会抑制冷凝器外传热过程,但优化后换热器显著减轻两者抑制作用。当数据中心机房内空气湿球温度高于 19.5°C ,建议将冷却水流量提升至 $2.4 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ 以上,以补偿外换热过程的衰减;而在干旱地区可适当降低冷却水流量至 $1.6 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ 以下,以节约水泵能耗。该蒸发式冷凝器可广泛应用于不同气候环境条件下的数据中心冷却系统,且强化传热效果显著。

参考文献:

- [1] MOAZAMIGOODARZI H, GUPTA R, PAL S, et al. Modeling temperature distribution and power consumption in IT server enclosures with row-based cooling architectures [J]. *Applied Energy*, 2020, 261: 114355.
- [2] CHU Junjie, HUANG Xiang. Research status and development trends of evaporative cooling air-conditioning technology in data centers [J]. *Energy and Built Environment*, 2023, 4(1): 86-110.
- [3] 周峰, 谷文龙, 马国远, 等. 数据中心冷却系统研究及应用进展 [J]. *制冷与空调*, 2024, 24(2): 63-71.
ZHOU Feng, GU Wenlong, MA Guoyuan, et al. Progress on research and application of cooling system for data center [J]. *Refrigeration and Air-Conditioning*, 2024, 24(2): 63-71.
- [4] FULPAGARE Y, HSU P H, WANG Chichuan. Experimental analysis of airflow uniformity and energy consumption in data centers [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 209: 118302.
- [5] 邹海峰. 自然冷源在数据中心的应用 [J]. *能源与节能*, 2024(12): 28-30.
ZOU Haifeng. Application of natural cooling sources in data centers [J]. *Energy and Energy Conservation*, 2024(12): 28-30.
- [6] XIANG Ke, TIAN Zhiyong, ZHOU Chaohui, et al. Performance analysis and optimization of a hybrid mechanical and free cooling system with cold water storage for a data center [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2025, 267: 125831.
- [7] 黄翔, 屈名勋. "双碳"目标下绿色数据中心冷却关键技术路径的探讨 [J]. *制冷与空调*, 2022, 22(3): 1-10.
HUANG Xiang, QU Mingxun. Discussion on the key technology path of green data center cooling under carbon peaking and carbon neutrality goals [J]. *Refrigeration and Air-Conditioning*, 2022, 22(3): 1-10.
- [8] AMADO E A, SCHNEIDER P S, BRESOLIN C S. Free cooling potential for Brazilian data centers based on approach point methodology [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2021, 122: 171-180.
- [9] WANG Jiaqiang, ZHANG Quan, YOON S, et al. Reliability and availability analysis of a hybrid cooling system with water-side economizer in data center [J]. *Building and Environment*, 2019, 148: 405-416.
- [10] 王红利, 黄翔, 寇凡, 等. 数据中心用蒸发冷却(凝)技术发展现状 [J]. *制冷与空调*, 2021, 21(11): 1-6.
WANG Hongli, HUANG Xiang, KOU Fan, et al. Development status of data center evaporative cooling (condensation) technology [J]. *Refrigeration and Air-Conditioning*, 2021, 21(11): 1-6.
- [11] 马国远, 高磊, 刘帅领, 等. 制冷空调用换热器研究进展 [J]. *制冷与空调*, 2023, 23(4): 88-100.
MA Guoyuan, GAO Lei, LIU Shuailing, et al. Research progress of refrigeration and air-conditioning heat exchangers [J]. *Refrigeration and Air-Conditioning*, 2023, 23(4): 88-100.
- [12] DAI Baomin, WU Tianhao, LIU Shengchun, et al. Assessment of booster refrigeration system with eco-friendly working fluid CO_2 /halogenated alkene (HA) mixture for supermarket application around the world: Energy conservation, cost saving, and emissions reduction potential [J]. *Energy*, 2024, 297: 131244.
- [13] 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.
- [14] HAN Zongwei, JI Qiang, WEI Haotian, et al. Simulation study on performance of data center air-conditioning system with novel evaporative condenser [J]. *Energy*, 2020, 210: 118521.
- [15] ZHANG Yaxi, HAN Haixiao, ZHANG Yanqiu, et

- al. Experimental study on the performance of a novel data center air conditioner combining air cooling and evaporative cooling [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2025, 170: 98-112.
- [16] YANG Hua, RONG Lan, LIU Xuanchen, et al. Experimental research on spray evaporative cooling system applied to air-cooled chiller condenser [J]. *Energy Reports*, 2020, 6: 906-913.
- [17] 李婷婷, 黄翔, 罗绒, 等. 银川某数据中心用蒸发式冷凝器测试分析 [J]. *制冷与空调(四川)*, 2018, 32(4): 380-386.
- LI Tingting, HUANG Xiang, LUO Rong, et al. Test and analysis of application of evaporative condenser in a data center in Yinchuan [J]. *Refrigeration & Air Conditioning*, 2018, 32(4): 380-386.
- [18] WU Xueyuan, SHAO Shuangquan, AKKURT N. Investigation on application of plate-tube evaporative condensing technology for data centres in the northwest of China [J]. *Energy Reports*, 2023, 9: 4713-4720.
- [19] SUN Tiezhu, HUANG Xiang, CHEN Yi, et al. Experimental investigation of water spraying in an indirect evaporative cooler from nozzle type and spray strategy perspectives [J]. *Energy and Buildings*, 2020, 214: 109871.
- [20] LI Chao, MAO Ruiyong, WANG Yong, et al. Experimental study on direct evaporative cooling for free cooling of data centers [J]. *Energy*, 2024, 288: 129889.
- [21] 谷雅秀, 王俊伟, 刘广东, 等. 新型椭圆形套管-管翅式蒸发式冷凝器研究 [J]. *制冷学报*, 2020, 41(4): 103-110.
- GU Yaxiu, WANG Junwei, LIU Guangdong, et al. Study on a new type of annular elliptic finned tube evaporative condenser [J]. *Journal of Refrigeration*, 2020, 41(4): 103-110.
- [22] GU Yaxiu, WANG Junwei, WANG Xinru, et al. Theoretical analysis of annular elliptic finned tube evaporative condenser based on field measurement [J]. *Journal of Thermal Science*, 2020, 29(5): 1355-1369.
- [23] 谷雅秀, 刘力文, 李汉林, 等. 椭圆形套管-管翅式蒸发式冷凝器传热性能实验研究 [J]. *制冷学报*, 2022, 43(3): 71-77.
- GU Yaxiu, LIU Liwen, LI Hanlin, et al. Experimental study on heat transfer performance of annular elliptic finned tube evaporative condenser [J]. *Journal of Refrigeration*, 2022, 43(3): 71-77.
- [24] 李汉林, 谷雅秀, 何跃飞, 等. 椭圆型套管-管翅式蒸发式冷凝器传热传质性能及实验研究 [J]. *制冷学报*, 2024, 45(2): 41-52.
- LI Hanlin, GU Yaxiu, HE Yuefei, et al. Experimental study of heat and mass transfer performance of annular elliptic finned tube evaporative condenser [J]. *Journal of Refrigeration*, 2024, 45(2): 41-52.
- [25] 杨垚, 李早阳, 王君岚, 等. 环境风影响下换流变压器空冷换热系统换热能力衰减特性研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2024, 58(12): 78-88.
- YANG Yao, LI Zaoyang, WANG Junlan, et al. Research on heat exchange capacity attenuation characteristics of air-cooled heat exchange systems for converter transformers under the influence of environmental winds [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2024, 58(12): 78-88.
- [26] ZHANG Tianjiao, SU Mengyang, ZHANG Hua, et al. Design and simulation of a new type of fin-and-tube heat exchanger with trapezoidal slit fins [J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2024, 59: 104604.
- [27] 张楠楠. 蒸发式冷凝器设计与数值实验研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨商业大学, 2017.

(编辑 刘懿莹 刘杨)