

DOI:10.11784/tdxbz202310021

## 蒸发预冷进风闭式冷却塔的冷却性能对比研究

何锁盈<sup>1,2</sup>, 张晓楠<sup>1,2</sup>, 王怀琛<sup>3</sup>, 王举成<sup>3</sup>, 聂秋荣<sup>4</sup>, 李 扬<sup>1,2</sup>

(1. 山东大学能源与动力工程学院, 济南 250061; 2. 高效储能及氢能利用山东省工程研究中心, 济南 250061;

3. 山东泰王冷却设备有限公司, 泰安 271221; 4. 东营市垦利惠能热电有限公司, 东营 257029)

**摘要:** 闭式冷却塔因其稳定、环保、节水等特点而应用广泛, 为了减少机械通风闭式冷却塔塔内喷淋开启的运行时间以节省水损耗, 提出了一种直接/间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔, 利用蒸发预冷进风技术减少塔内喷淋开启的运行时间。采用 MATLAB 编写了机械通风闭式冷却塔、直接/间接蒸发预冷进风闭式冷却塔的迭代计算程序, 仿真研究了 3 种冷却塔在典型干热地区(新疆哈密)应用时的冷却性能和水损耗。结果表明, 塔内喷淋关闭时, 当进水温度都为 43 °C 时, 在 3 月、10 月、11 月, 直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔的出塔水温比间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔和机械通风闭式冷却塔的出塔水温分别低 0.46 °C 和 0.96 °C、0.42 °C 和 0.93 °C 以及 0.37 °C 和 0.45 °C。在 3 月、10 月、11 月, 相比于间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔, 直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔每单位 MW 排热率的节水率分别为 47.43%、48.66% 和 44.62%。可见, 在直接/间接蒸发预冷系统可以应用的 3 月、10 月和 11 月, 直接/间接蒸发预冷系统都可以提升机械通风闭式塔在塔内喷淋关闭时的冷却效果, 但直接蒸发预冷系统的冷却效果和水损耗均比间接蒸发预冷系统好, 建议实际应用时采用直接蒸发预冷进风以减少闭式冷却塔的运行水损耗。

**关键词:** 闭式冷却塔; 直接蒸发预冷; 间接蒸发预冷; 冷却效果

中图分类号: TK124

文献标志码: A

文章编号: 0493-2137(2024)11-1133-10

## Comparative Study on the Cooling Performance of Evaporative Precooled Air Intake Closed Cooling Tower

He Suoying<sup>1,2</sup>, Zhang Xiaonan<sup>1,2</sup>, Wang Huaichen<sup>3</sup>, Wang Jucheng<sup>3</sup>, Nie Qiurong<sup>4</sup>, Li Yang<sup>1,2</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China;

2. Shandong Engineering Research Center for High-Efficiency Energy Storage and Hydrogen Energy Utilization, Jinan 250061, China; 3. Shandong Taiwang Cooling Equipment Co., Ltd., Tai'an 271221, China;

4. Dongying Kenli Huineng Thermal Power Co., Ltd., Dongying 257029, China)

**Abstract:** Closed cooling towers are widely used because of their stable performance, environmental friendliness, and water-saving features. To reduce the running time of spray-on in a mechanically ventilated closed cooling tower to save water loss, direct and indirect evaporative precooled air intake closed cooling towers were proposed, which utilizing the evaporative precooled air intake technology. Iterative calculation programs for the mechanically ventilated as well as direct and indirect evaporative precooled air intake closed cooling towers were written using MATLAB, and the cooling performance and water loss of the three cooling towers were simulated and studied under typical dry heat regional conditions (e.g., Hami, Xinjiang). The results showed that when spray systems in all towers were switched off and all inlet water temperatures were at 43 °C in the months of March, October, and November, the outlet water temperatures of the closed cooling tower with direct evaporative precooled air intake were 0.46 °C and

收稿日期: 2023-10-18; 修回日期: 2024-01-05.

作者简介: 何锁盈 (1987—), 男, 博士, 副教授.

通信作者: 何锁盈, suoyinghe@hotmail.com.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (52476206); 山东省自然科学基金资助项目 (ZR2022ME008); 中国博士后科学基金资助项目 (2023M732102); 山东省科技型中小企业创新能力提升工程项目 (2022TSGC2018, 2023TSGC0756).

Supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 52476206), the Natural Science Foundation of Shandong Province, China (No. ZR2022ME008), the China Postdoctoral Science Foundation (No. 2023M732102), the Shandong Provincial Science and Technology SMEs Innovation Capacity Improvement Project (No. 2022TSGC2018, No. 2023TSGC0756).

0.96 °C, 0.42 °C and 0.93 °C, and 0.37 °C and 0.45 °C lower than those of the indirect evaporative pre-cooled air intake and the mechanically ventilated closed cooling towers, respectively. In March, October, and November, the water saving rate per unit MW of the closed cooling tower with direct evaporative pre-cooled air intake was 47.43%, 48.66%, and 44.62%, respectively, compared with the closed cooling tower with indirect evaporative pre-cooled air intake. These results show that during the months of March, October, and November, when the direct and indirect evaporation pre-cooled systems can be applied, these pre-cooling systems can improve the cooling effect of the mechanically ventilated closed cooling tower when the spray in the tower is closed. Additionally, the cooling effect and water loss of the direct evaporation pre-cooled system are better than those of the indirect evaporation pre-cooled system. Therefore, in practical applications, it is recommended to use the direct evaporation pre-cooled system to reduce the operating water loss of the closed cooling tower.

**Keywords:** closed cooling tower; direct evaporative pre-cooling; indirect evaporative pre-cooling; cooling effect

近年来,随着我国经济实力的不断提升,生态环境与经济发展之间的矛盾也日益凸显,如环境空气污染严重、水资源短缺等。水是人类生存和发展的必需品,水资源短缺、时空分布不均、污染和浪费严重是我国水资源所面临的现状<sup>[1]</sup>,已严重制约我国的经济的发展。据统计,2022年,全国用水总量为  $5\,988.2 \times 10^8 \text{ m}^3$ ,其中,工业用水为  $968.4 \times 10^8 \text{ m}^3$ ,占总用水量的 16.2%,超过了生活用水<sup>[2]</sup>。

工业用水主要包括冷却水、锅炉用水、生活用水等,其中冷却水占工业用水的 60% ~ 70%<sup>[3]</sup>,故节约冷却水可显著降低工业用水量。冷却塔是工业生产中一种最常用的冷却系统,冷却塔根据管内冷却水与空气是否直接接触,可以分为开式冷却塔和闭式冷却塔,闭式冷却塔不仅可以减少管内水的蒸发,还能保证水质,在对冷却水水质要求较高的行业应用广泛。

机械通风闭式冷却塔根据塔内喷淋是否开启,有塔内喷淋开启和塔内喷淋关闭两种模式。塔内喷淋开启时,通过显热和潜热交换热量,降低循环水温度,冷却塔换热效率较高,但运行过程中存在蒸发损耗和风吹损耗,在典型干热地区应用时存在限制;塔内喷淋关闭时,不存在水损失,但是在应用过程中存在冷却能力不足的问题,特别是在高温时段,不能满足系统的制冷需求。为了解决喷淋关闭时机械通风闭式冷却塔冷却能力不足的问题,国内外学者进行了大量的研究,蒸发预冷进风技术随之诞生,蒸发冷却技术首次出现于 20 世纪 70 年代<sup>[4]</sup>。

根据空气与水是否直接接触,可以分为直接蒸发预冷和间接蒸发预冷。Cuce 等<sup>[5]</sup>对蒸发冷却技术在建筑物中的应用进行了综述,指出蒸发冷却技术在典型干热地区有很大的应用前景。Jahangiri 等<sup>[6]</sup>研究了环境温度和风速对机组换热性能的影响,结果表明环境温度和风速都会影响机组性能,环境温度升高带来的负面影响比风速带来的负面影响更大,高温会严重

降低空冷塔换热性能。Sun 等<sup>[7]</sup>对喷淋系统的影响因素进行了理论分析,指出在高温时期喷淋进风预冷可以有效改善自然通风空冷塔的换热性能。王颖等<sup>[8]</sup>通过搭建试验台研究了填料的材质等对填料蒸发预冷性能的影响,指出所研究填料中植物填料的压降最高,冷却效果较好。He 等<sup>[9]</sup>研究了 4 种填料对典型高温干热地区空冷塔换热性能的影响,指出填料蒸发预冷系统可以明显改善空冷塔的换热性能。张治愚<sup>[10]</sup>研究了喷淋区域、喷嘴布置对进风预冷空冷塔换热性能的影响,指出多喷嘴应在较高喷雾位置,使用较大水流量。Ma 等<sup>[11]</sup>研究了填料预冷进风系统对空冷塔换热性能的提升效果,排热率的最大提升效果为 20.9%。

在间接蒸发冷却技术中,一次空气和二次空气分别为产出介质和工作介质<sup>[12]</sup>。张龙爱等<sup>[13-14]</sup>验证了 CFD 数值计算方法探究间接蒸发冷却方面温度场的可行性,并通过计算表明,一次空气干球温度对换热器冷却效率有很大影响。胡凯等<sup>[15]</sup>对不同换热模式下板式换热器的换热过程进行了实验测试,结果表明相比于干工况模式运行,湿工况运行时可使一次空气出口温度降低 4.0 ~ 6.4 °C。卢萍等<sup>[16]</sup>通过实验研究了直接/间接蒸发冷却机组的冷却性能,结果表明间接蒸发冷却效率与空气湿球温度和相对湿度有关,效率最大可达到 94.48%。

综上,目前学者的研究多集中在自然通风冷却塔,对机械通风闭式冷却塔的研究相对较少,进风预冷技术大多针对的是直接蒸发技术,缺乏对间接蒸发冷却技术的研究。针对目前研究存在的不足,本文建立了机械通风闭式冷却塔、直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔和间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔的迭代程序。直接/间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔是在机械通风闭式冷却塔的进风口位置安装蒸发预冷系统,通过蒸发预冷系统,进一步降低循环水温度,在节水的

前提下,提高冷却塔的冷却能力.基于建立的MATLAB迭代程序,计算对比机械通风闭式冷却塔、直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔和间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔的冷却性能和水耗情况,得到一种既能满足冷却需求又较为节水的冷却方案.

## 1 数学模型

### 1.1 喷淋关闭时系统内流动与换热分析

当塔内喷淋关闭时,管内流体与管外空气不直接接触,冷却极限为空气的干球温度.系统的换热主要集中在塔内的光滑换热管束,在此换热过程中,传热阻力由3部分构成,分别是管内流体和管壁内表面的对流换热热阻、管壁的导热热阻和管壁外表面和管外空气的对流换热热阻.闭式塔内流动与换热是个较为复杂的过程,为方便计算,在数值模型中采用以下假设<sup>[17]</sup>:

- (1) 管内介质与管壁内表面充分接触,且传热过程中不发生相变;
- (2) 闭式塔绝热,换热过程只发生在塔内;
- (3) 整个换热过程为稳态过程.

喷淋关闭时系统内流动与传热分析如下,当闭式塔以纯空冷模式运行时,总换热量有两种表示形式,分别为

$$Q_1 = q_{m,a} c_{p,a} (T_{a4} - T_{a3}) = q_{m,w} c_{p,w} (T_{wi} - T_{wo}) \quad (1)$$

$$Q_2 = \frac{K_o A F_T [(T_{wi} - T_{a4}) - (T_{wo} - T_{a3})]}{\ln[(T_{wi} - T_{a4}) / (T_{wo} - T_{a3})]} = K_o A F_T \Delta T_{lm} \quad (2)$$

式中:  $q_{m,a}$  为空气质量流量, kg/s;  $c_{p,a}$ 、 $c_{p,w}$  分别为空气和水的比定压热容, J/(kg·K);  $T_{a3}$ 、 $T_{a4}$  分别为空气流经换热器前后的温度, K;  $q_{m,w}$  为管内流体质量流量, kg/s;  $T_{wi}$ 、 $T_{wo}$  分别为冷却塔进出塔水温, K;  $A$  为面积, m<sup>2</sup>;  $F_T$  为温差修正系数;  $\Delta T_{lm}$  为对数平均温度差, K;  $K_o$  为换热过程中的总传热系数, 可以表示为

$$\frac{1}{K_o} = \left( \frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o}{2k_s} + \frac{1}{h_o} \right) \quad (3)$$

式中  $h_i$  为管内水对流换热系数, 该值可由经验公式<sup>[18]</sup>计算得出, 即

$$Nu = \frac{(f_D/8)(Re_p - 1000)Pr_p [1 + (d_o/L)^{0.67}]}{1 + 12.7(f_D/8)^{0.5} (Pr_p^{0.67} - 1)} \quad (4)$$

式中:  $Re_p$  为流体的雷诺数,  $2300 < Re_p < 1 \times 10^6$ ;  $Pr_p$  为流体的普朗特数,  $0.5 < Pr_p < 1 \times 10^4$ ;  $d_o$  为换热管外径, m,  $0 < d_o/L < 1$ ;  $d_i$  为换热管内径, m;  $k_s$  为管壁导

热系数, W/(m·K);  $L$  为单管长, m;  $f_D$  为阻力系数, 流动状态决定其取值公式.

$h_o$  为管外空气对流换热系数, 可由经验公式<sup>[17]</sup>计算得出, 即

$$h_o = 5.25 \frac{v_{\max}^{0.6}}{d_o^{0.4}} \quad (5)$$

式中  $v_{\max}$  为气流最大速度, m/s.

当冷却塔纯空冷模式运行时, 风机提供的动力与总流动阻力平衡, 驱动力方程为

$$\Delta R_a \approx K_{Fs} (q_{m,a} / A_f)^2 / 2\rho_{a4} \quad (6)$$

式中:  $K_{Fs}$  为风机静压上升系数;  $A_f$  为风机外壳的横截面积, m<sup>2</sup>;  $\rho_{a4}$  为空气流经换热器后的密度, kg/m<sup>3</sup>;  $\Delta R_a$  为空气流经冷却塔各部分的阻力之和, 由  $\Delta R_{ts}$ 、 $\Delta R_{he}$ 、 $\Delta R_{Fsi}$  和  $\Delta R_{up}$  4部分组成, 分别为换热器支撑引起的阻力损失、空气流经换热管束的阻力损失、风机入口阻力损失和风机出口阻力损失.

$$\Delta R_a = \Delta R_{ts} + \Delta R_{he} + \Delta R_{Fsi} + \Delta R_{up} \quad (7)$$

风机静压上升系数计算式<sup>[19]</sup>为

$$K_{Fs} = \frac{2\Delta p_{Fs} \rho_a}{[4q_{m,a} / (\pi d_c^2)]^2} \quad (8)$$

式中:  $\rho_a$  为空气密度, kg/m<sup>3</sup>;  $d_c$  为风机外壳直径, m;  $\Delta p_{Fs}$  为风机实际静压差, 其计算式<sup>[18]</sup>为

$$\Delta p_{Fs} = \Delta p'_F \left( \frac{n_F}{n'_F} \right)^2 \left( \frac{d_F}{d'_F} \right)^2 \left( \frac{\rho_a}{\rho_r} \right) \quad (9)$$

式中:  $\Delta p'_F$  为测试风机静压差;  $n_F$  为风机转速, r/min;  $n'_F$  为测试风机转速, r/min;  $d_F$  为风机直径, m;  $d'_F$  为测试风机直径, m;  $\rho_r$  为参考空气密度, kg/m<sup>3</sup>.

风机实际功率  $P_F$  计算式<sup>[18]</sup>为

$$P_F = P'_F \left( \frac{n_F}{n'_F} \right)^3 \left( \frac{d_F}{d'_F} \right)^5 \left( \frac{\rho_a}{\rho_r} \right) \quad (10)$$

式中  $P'_F$  为测试风机功率<sup>[18]</sup>, 计算式为

$$P'_F = 4\,245.1 - 64.134q'_{V,F} + 17.586q_{V,F}^2 - 0.710\,79q_{V,F}^3 \quad (11)$$

式中  $q'_{V,F}$  为通过测试风机的空气体积流量, m<sup>3</sup>/s.

$$q'_{V,F} = q_{V,F} \frac{n'_F}{n_F} \left( \frac{d'_F}{d_F} \right)^3 \quad (12)$$

式中  $q_{V,F}$  为通过风机的空气体积流量, m<sup>3</sup>/s.

$$q_{V,F} = \frac{q_{m,a}}{\rho_a} \quad (13)$$

### 1.2 直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔

直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔是在机械通风闭式冷却塔两端的进风口位置布置填料直接蒸发预

冷系统. 进入塔内的空气在入口位置进行预冷却, 空气温度降低, 预冷后的空气流过换热盘管, 与管内工质进行热量交换, 管内工质温度降低, 空气温度升

高, 升温后的空气流经喷嘴、除水器、风机后排出塔外. 预冷后的空气与管内工质的温差增大, 起到强化传热的作用, 其结构示意图如图 1 所示.

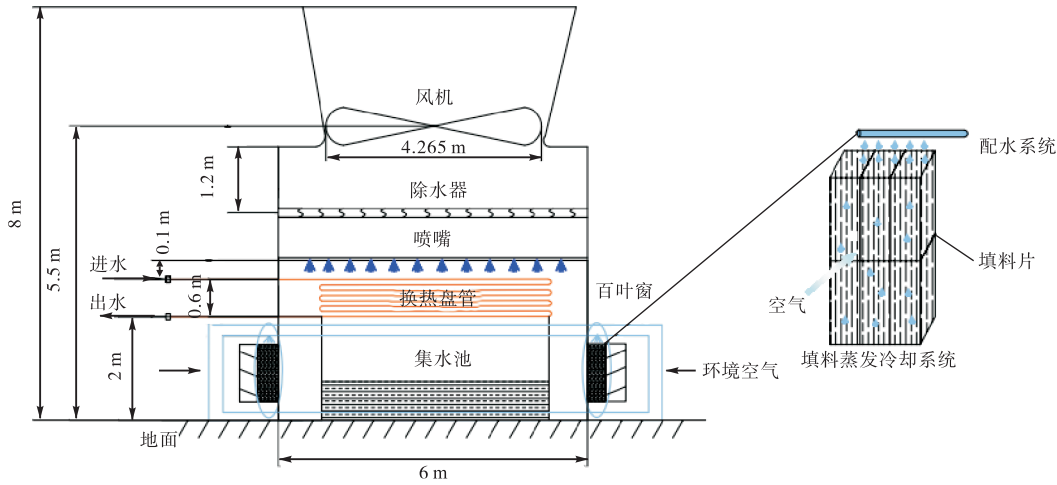


图 1 直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔示意

Fig.1 Schematic of closed cooling tower with direct evaporative pre-cooled air intake

根据 He 等<sup>[9,20]</sup>的研究, 填料蒸发预冷系统可以明显改善空冷塔的性能, 且薄膜式填料相比于点滴式填料, 换热效果更好. 在所研究的填料中, CELdek7060 的冷却效果最好, 且填料厚度越大, 冷却效果越好, 但填料厚度增大也会使得空气阻力增大, 影响塔的进风量, 进而影响冷却效果. 根据徐梦菲<sup>[21]</sup>的研究, 300 mm 厚的 CELdek7060 冷却效率已经大于 90%, 再增加厚度, 效率不会有太大提升, 但会增大进风口阻力, 故本文选取 300 mm 厚的 CELdek7060 应用于闭式冷却塔的直接蒸发预冷系统.

CELdek7060 的冷却效率和压损的计算式<sup>[21]</sup>分别为

$$\eta = 1 - \exp\left(-\beta \frac{l^d}{u_{va}^n}\right) \quad (14)$$

$$\Delta p = a \left(\frac{l_e}{l}\right)^b \left(1 + c \frac{q_{v,w}}{q_{v,a}}\right) \frac{\rho_{va} u_{va}^2}{2} \quad (15)$$

$$q_{v,w} = q_{wa} W_i / 60\,000 \quad (16)$$

式中:  $\eta$  为冷却效率, %;  $\beta = a_1 Pr^{-2/3} \zeta^{2-m} b_1^{1-m}$ ;  $d = 1 - b_1$ ;  $n = 1 - m$ ;  $\Delta p$  为空气侧压降, Pa;  $l$  为填料厚度, m;  $u_{va}$  为通过填料时的空气流速, m/s;  $l_e$  为填料特征长度, 即填料体积与填料表面积比值, 其值为 0.002 742<sup>[22-23]</sup>;  $q_{v,w}$  为通过填料的水流量, m<sup>3</sup>/s;  $q_{wa}$  为每平方米水平截面积对应的水流量, L/min, 其值为 31 L/min<sup>[22-23]</sup>;  $q_{v,a}$  为通过填料的空气流量, m<sup>3</sup>/s;  $\rho_{va}$  为空气密度, kg/m<sup>3</sup>;  $W_i$  为冷却塔的入口宽度, m. 式 (14)、(15) 中的  $b$ 、 $d$ 、 $m$ 、 $n$  均为常数, 其取值见

表 1.

表 1 式 (14)、式 (15) 中的常数<sup>[22-23]</sup>

Tab.1 Constants in formulas (14) and (15)<sup>[22-23]</sup>

$\beta$	$d$	$n$	$a$	$b$	$c$	$m$
6.785	0.952	0.232	0.124	-1.038	1 825	0.768

### 1.3 间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔

间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔是在机械通风闭式冷却塔两端的进风口位置布置板式间接蒸发预冷系统. 在蒸发预冷过程中, 湿通道内介质通过和喷淋水直接接触发生热量交换, 干通道则通过壁面导热传递热量, 从而冷却进入冷却塔的空气 (该过程为等湿冷却). 需要注意的是, 间接蒸发预冷系统里的喷淋水与闭式塔的喷淋水不同, 间接蒸发预冷系统里的喷淋水的量很少, 通过少量水的蒸发实现等湿预冷进风的目的. 冷却后的空气流过换热盘管, 与管内工质进行热量交换, 管内工质温度降低, 空气温度升高, 升温后的空气流经喷嘴、除水器、风机后排出塔外. 板式间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔结构示意图如图 2 所示.

板式间接蒸发预冷系统的冷却效率计算式<sup>[24]</sup>为

$$\eta = \left[ \frac{1}{1 - \exp(-NTU)} + \frac{\frac{q_{m,1} c_{p,1}}{q_{m,2} c'_{p,a}}}{1 + \exp\left[\left(\frac{q_{m,1} c_{p,1}}{q_{m,2} c'_{p,a}}\right) NTU\right]} - \frac{1}{NTU} \right]^{-1} \quad (17)$$

式中:  $q_{m,1}$ 、 $q_{m,2}$  分别为一次和二次空气的质量流量, kg/s;  $c_{p,1}$  为进口空气比定压热容, J/(kg · K);  $c'_{p,a}$  为

湿球温度下的比定压热容,  $J/(kg \cdot K)$ ;  $NTU$  为传热单元数,  $NTU = K_{oy}A/q_{m,i}c_{p,i}$ . 其中  $K_{oy}$  为总传热系数<sup>[24]</sup>, 其计算式为

$$K_{oy} = \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_w} \right)^{-1} \quad (18)$$

式中:  $1/\alpha_1$  为一次空气与壁面之间的对流换热热阻,  $(m^2 \cdot K)/W$ ;  $\delta_m/\lambda_m$  为平板间的导热热阻,  $(m^2 \cdot K)/W$ ;  $1/\alpha_w$  为湿球温度下二次通道内的对流换热热阻,  $(m^2 \cdot K)/W$ ;  $\delta_w/\lambda_w$  为壁面水膜的导热热阻(二次

空气侧),  $(m^2 \cdot K)/W$ ;  $\lambda_w$  为液膜的导热系数,  $W/(m \cdot K)$ ;  $\delta_w$  为液膜的厚度,  $m$ ,  $\delta_w = \left[ \frac{3u\Gamma}{\rho_w^2 g} \right]^{1/3}$  <sup>[24]</sup>.

干空气侧阻力损失计算表达式<sup>[25]</sup>为

$$\Delta R = \frac{1}{2} f \rho u_1^2 \frac{L_y}{d_{e,1}} \quad (19)$$

式中:  $d_{e,1}$  为一次通道的当量直径,  $m$ ;  $L_y$  为一次空气通道长度;  $f$  为阻力系数, 其值与空气雷诺数有关<sup>[25]</sup>.

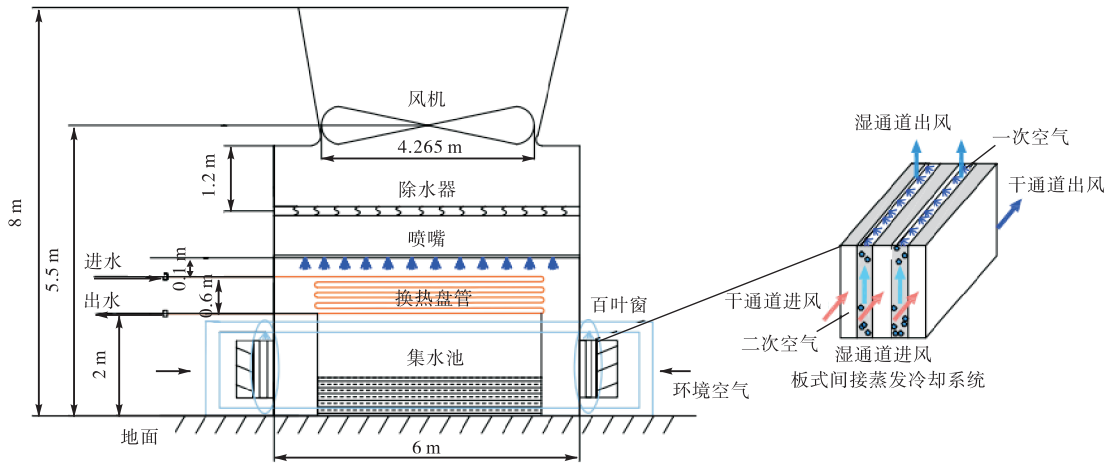


图2 间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔示意

Fig.2 Schematic of closed cooling tower with indirect evaporative pre-cooled air intake

#### 1.4 直接/间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔的建模

直接/间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔在建模过程中和机械通风闭式冷却塔有很多相同的过程, 除了蒸发预冷系统外, 其余部分的热力计算过程是相同的. 在机械通风闭式冷却塔的基础上耦合填料或板式间接蒸发预冷系统的冷却效率和压降就可得到直接/间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔, 直接/间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔的运行性能受驱动力方程和能量方程的共同影响. 直接/间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔迭代过程中的前两步与机械通风闭式冷却塔的相同, 建立 MATLAB 迭代程序进行求解, 过程如下.

**步骤 1** 输入所需的各种参数, 假定换热器出口温度和循环水入口温度相同, 计算初始空气流量  $q_{m,ao}$ .

**步骤 2** 考虑流动过程中的所有损失, 计算新的空气流量  $q_{m,ao}$ .

**步骤 3** 在假设冷却效率为 0 的基础上, 重新计算预冷却出口空气状态参数.

**步骤 4** 根据步骤 3 获得的新的出口空气状态参数重复步骤 1 和步骤 2, 计算空气流量  $q_{m,ao}$ , 判断

系统的冷却效率是否和步骤 3 相同, 若不相同, 则返回步骤 3 继续迭代.

**步骤 5** 利用步骤 4 获得的  $q_{m,ao}$  重新计算能量方程, 迭代计算流程如图 3 所示.

#### 1.5 模型验证

为验证机械通风闭式塔计算程序的准确性, 本文将建立的机械通风闭式冷却塔计算程序的模拟结果与 Facão 等<sup>[19]</sup>的实验数据进行对比, 验证时机械通风闭式塔内喷淋开启, 冷却塔塔高 1.55 m, 塔宽 0.6 m. 换热器尺寸如下: 管外径 0.01 m, 管排数 12, 每排管数 19, 管长 1.2 m. 工况 1、2 的进口水流量均为 0.40 kg/s, 工况 3、4 的进口水流量均为 0.60 kg/s, 工况 1~4 的进塔水温分别为 18.54 °C、23.96 °C、18.01 °C 和 23.86 °C. 图 4 给出了 4 种工况下出塔水温的模拟和实验结果, 由图 4 数据可知, 机械通风闭式冷却塔出塔水温的模拟结果和实验结果的相对误差分别为 2.79%、2.55%、5.08% 和 3.45%, 其中最大相对误差为 5.08%, 满足精度要求, 可用于后续计算.

对于填料蒸发冷却系统, 空气速率和填料厚度都会对填料蒸发预冷系统产生影响, 冷却效率采用 Wu 等<sup>[26]</sup>的研究结果, 压降公式采用 Franco 等<sup>[27]</sup>的实验

结果.

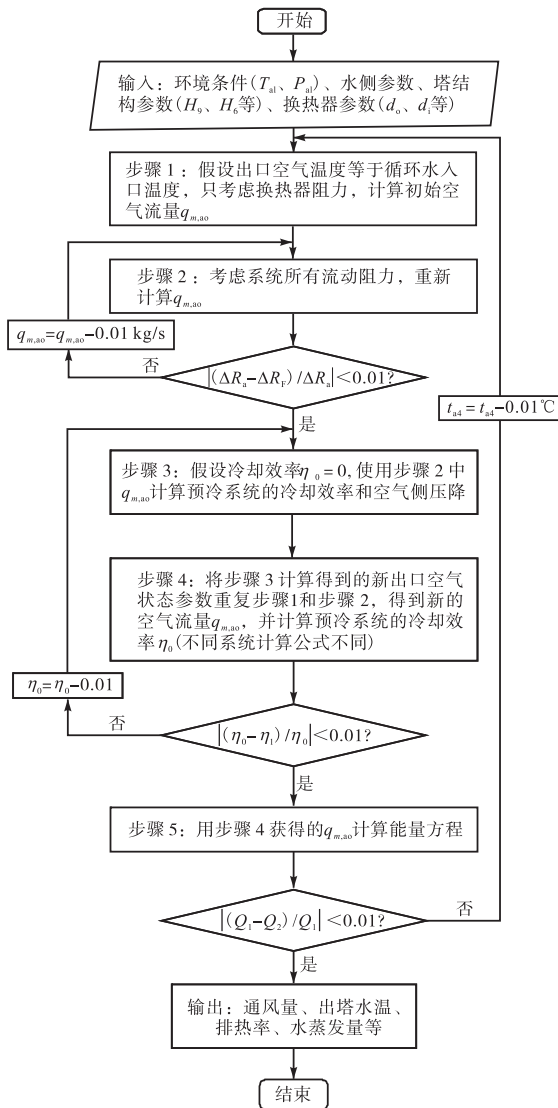


图 3 直接/间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔迭代流程  
 Fig.3 Iterative process for closed cooling tower with direct and indirect evaporative precooled air intake

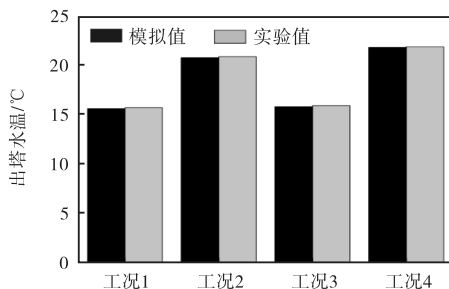


图 4 机械通风闭式冷却塔实验与模拟结果的对比分析  
 Fig.4 Comparative analysis of the experimental and simulation results for mechanically ventilated closed cooling tower

对于板式间接蒸发冷却系统,建立的模型与文献

[24]完全相同,具体参数为:板式冷却器尺寸:370 mm × 570 mm × 355 mm,一次空气和二次空气的通道数分别为 34、35,平板间距离均为 5 mm,板厚 0.2 mm,喷淋水密度为 0.002 5 kg/(m · s),喷淋水温为 24.2 °C. 表 2 给出了不同工况下的空气进口参数,图 5 汇总了不同工况下间接蒸发冷却器出口气温的模拟和实验结果. 由图 5 数据可知,对于工况 1~5,间接蒸发冷却器出口气温模拟结果和实验结果的相对误差分别为 0.89%、1.65%、3.66%、8.42%、5.88%,相对误差均不超过 10%,满足精度要求,可用于后续计算.

表 2 不同工况下的空气进口参数  
 Tab.2 Air inlet parameters for different operating conditions

工况	一次空气风量/(m <sup>3</sup> /h)	二次空气风量/(m <sup>3</sup> /h)	一次空气干球温度/°C	二次空气干球温度/°C	一次空气气湿球温度/°C	二次空气气湿球温度/°C
1	1 009.93	802.11	38.20	37.95	20.50	20.24
2	808.07	641.32	37.98	38.22	20.43	20.33
3	615.56	486.30	38.13	38.19	20.43	20.25
4	408.43	320.66	38.12	38.12	19.92	20.02
5	1 009.93	802.71	38.17	38.07	23.27	23.17

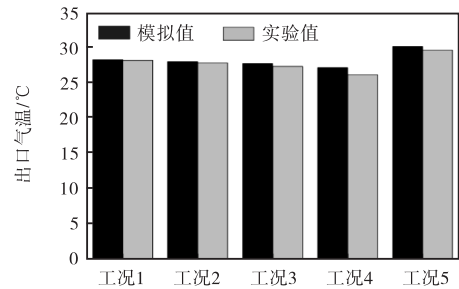


图 5 间接蒸发板式冷却器实验与模拟结果的对比分析  
 Fig.5 Comparative analysis of the experimental and simulation results for indirect evaporative plate cooler

本文建立的是闭式塔内喷淋关闭的模型,但模型验证时,现有的公开数据均为闭式塔内喷淋开启的相关数据,故采用对已建立的闭式塔内喷淋关闭模型进行了修改,增加了喷淋换热的影响,通过与闭式塔内喷淋开启的公开数据对比验证了模型;之后,又去掉了喷淋换热部分,即为闭式塔内喷淋关闭的模型,通过理论分析发现,闭式塔内喷淋关闭的模型计算结果与理论分析趋势一致.

## 2 结果与讨论

### 2.1 闭式塔参数

本文以新疆哈密 2022 年逐月气象参数为例验证

直接/间接蒸发预冷系统的节水性,以确定机械通风闭式冷却塔的最优进风预冷方案.图6为新疆哈密地区2022年月平均温湿度.

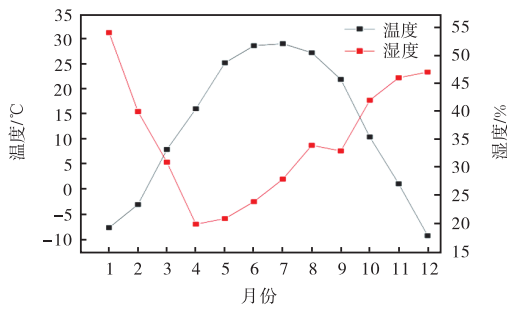


图6 2022年新疆哈密气象数据

Fig.6 Meteorological data of Hami, Xinjiang in 2022

机械通风闭式冷却塔换热器的设计工况为:进塔水温为43°C,循环水温降为8°C,循环水流量为30.55 kg/s,塔内水平截面为6 m×6 m,换热器结构参数如表3所示.

表3 换热器结构参数

Tab.3 Structural parameters of heat exchanger

管外径/m	管内径/m	管排数	每排管数	管程数	单管长/m
0.019	0.015	8	159	2	4

### 2.2 3种闭式塔的运行性能对比

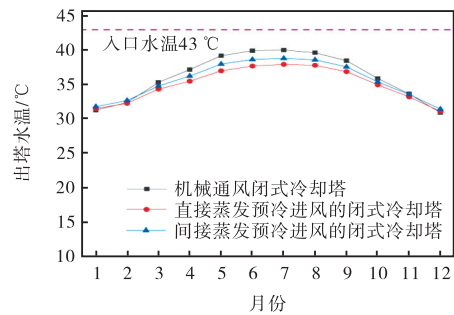
依据上文建立的 MATLAB 计算程序,分别计算了机械通风闭式冷却塔、直接/间接蒸发预冷进风闭式冷却塔在典型干热地区(新疆哈密)应用时的运行性能,研究过程中,机械通风闭式冷却塔,直接/间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔风量相同、闭式塔内的喷淋均关闭,研究结果如下.

#### 2.2.1 冷却性能对比

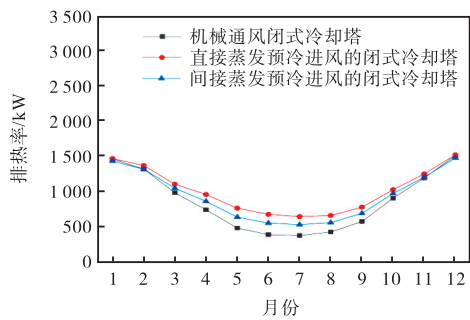
图7(a)为3种闭式冷却塔循环水出塔水温的逐月变化示意.由图可知,1月、2月、12月新疆哈密地区的环境温度均小于0°C,这3个月份的循环冷却水温降分别为11.67°C、10.56°C和12.04°C,已经达到10°C的冷却需求,此时纯空冷模式即可满足系统的制冷需求,不需要添加预冷系统.4—9月的环境温度较高,均大于15°C,在原功率条件下运行,水温降小于7°C,使用预冷系统达不到系统的冷却需求,故在4—9月不考虑塔内喷淋系统关闭的情况;直接、间接蒸发预冷进风系统仅应用在3月、10月和11月.机械通风闭式冷却塔在3月、10月和11月的出塔水温分别为35.33°C、35.92°C、33.69°C;直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔在3月、10月和11月的出塔水温分别为34.37°C、34.99°C、33.24°C;间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔在3月、10月和11月的出塔水温分别

为34.83°C、35.41°C、33.61°C.直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔循环水出塔水温最低,其次是间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔,机械通风闭式冷却塔的循环水出塔水温最高,即当塔内喷淋处于关闭状态时,直接/间接蒸发预冷都可以降低机械通风闭式冷却塔的循环水出塔水温,且直接蒸发预冷系统冷却效果更好,循环水温降更大.

图7(b)为3种闭式冷却塔的排热率的逐月变化示意.由图可知,环境温度越高,闭式冷却塔的排热率越低.机械通风闭式冷却塔、直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔和间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔在3月份的排热率分别为978.67 kW、1100.60 kW、1043.00 kW,在10月份的排热率分别为903.64 kW、1021.70 kW、968.33 kW,在11月份的排热率分别为1187.80 kW、1244.90 kW、1198.90 kW.直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔排热率大于机械通风闭式冷却塔和间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔,间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔的排热率略大于机械通风闭式冷却塔.与机械通风闭式冷却塔排热率相比,直接/间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔在3月份的排热率分别提升12.45%和6.57%,在10月份的排热率分别提升13.06%和6.82%,在11月份的排热率分别提升4.80%和0.93%.



(a) 出塔水温



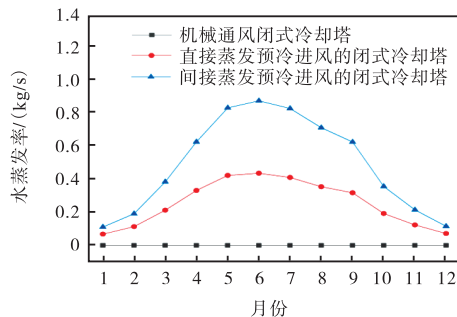
(b) 排热率

图7 3种闭式冷却塔出塔水温与排热率的逐月变化示意  
Fig.7 Schematic of monthly changes in the outlet water temperature and heat rejection rate for three types of closed cooling towers

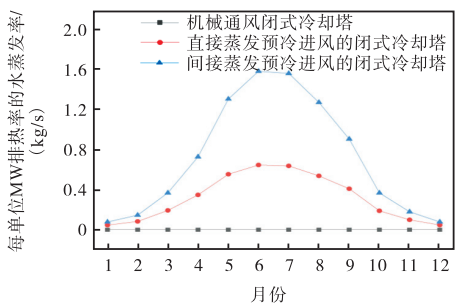
2.2.2 水损耗对比

图 8(a) 为 3 种闭式冷却塔水蒸发率的逐月变化示意. 由图可知, 直接/间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔的水蒸发率变化趋势相同, 水蒸发率随着环境气温的变化先逐渐升高再逐渐降低, 环境气温高, 则水蒸发率大, 机械通风闭式冷却塔因为没有喷淋系统, 故不存在水蒸发. 直接/间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔在 3 月份的水蒸发率分别为 0.212 9 kg/s、0.384 kg/s, 在 10 月份的水蒸发率分别为 0.192 9 kg/s、0.356 2 kg/s, 在 11 月份的水蒸发率分别为 0.123 8 kg/s、0.215 1 kg/s. 当塔内喷淋关闭时, 直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔的水蒸发率稍小一些, 耗水量更低一些.

图 8(b) 为 3 种闭式冷却塔每单位 MW 排热率的水蒸发率逐月变化示意, 机械通风闭式冷却塔因为没有喷淋系统, 每单位 MW 排热率的水蒸发率为 0, 直接/间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔每单位 MW 排热率的水蒸发率变化趋势和水蒸发率的变化趋势相同. 直接/间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔在 3 月份每单位 MW 排热率的水蒸发率分别为 0.193 4 kg/s、0.368 1 kg/s, 在 10 月份每单位 MW 排热率的水蒸发率分别为 0.188 8 kg/s、0.367 8 kg/s, 在 11 月份每单位



(a) 水蒸发率



(b) 每单位 MW 排热率的水蒸发率

图 8 3 种闭式冷却塔水蒸发率和每单位 MW 排热率的水蒸发率的逐月变化示意

Fig.8 Schematic of monthly changes in the water evaporation rate and water evaporation rate per unit MW heat rejection rate for three types of closed cooling towers

MW 排热率的水蒸发率分别为 0.099 4 kg/s、0.179 5 kg/s. 与间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔相比, 3 月、10 月、11 月直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔的节水率分别为 47.43%、48.66% 和 44.62%, 直接蒸发预冷系统的节水性能更好一些.

综上所述, 在 3 月、10 月和 11 月, 直接/间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔的排热率大于机械通风闭式冷却塔, 循环水出塔水温小于机械通风闭式冷却塔, 直接蒸发预冷进风闭式冷却塔的水蒸发率和每单位 MW 排热率的水蒸发率均小于间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔. 直接蒸发预冷系统在冷却性能和节水方面都优于间接蒸发预冷系统, 故综合考虑采用直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔更加合理.

2.2.3 冷却塔风机和预冷水泵功耗对比分析

上文对比分析了出塔水温和水蒸发量, 本节主要对比分析冷却塔的风机功耗及预冷水泵功耗. 在 3 月、10 月、11 月中, 10 月的气温最高, 故以 10 月的气象数据为例进行对比分析.

1) 冷却塔的风机功耗分析

在 10 月份气象数据下, 当机械通风闭式冷却塔和直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔的风机均以相同转速运行时, 采用本文建立的 MATLAB 计算程序计算发现: 直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔的出塔水温为 34.99 °C, 风机功率为 104.83 kW; 机械通风闭式冷却塔的出塔水温为 35.36 °C, 风机功率为 106.02 kW. 可见, 直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔与机械通风闭式冷却塔相比, 出塔水温降低了 0.37 °C, 风机功率降低了 1.19 kW. 冷却塔的风机功率计算式如式(8)~式(13)所示, 风机功率受风机转速、风机直径、通风量等多因素的影响. 相同风机转速时, 与直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔相比, 空气流经机械通风闭式冷却塔的阻力较小, 通风量较大, 故风机功率相比于直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔反而大一些, 具体见式(10).

上文分析可知, 相同风机转速下, 直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔的风机功率比机械通风闭式冷却塔的降低了 1.19 kW. 基于 10 月份气象数据, 以 1 个月运行时间为 667 h 估算<sup>[28]</sup>, 直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔与机械通风闭式冷却塔相比, 可节省风机耗电为 793.7 kW · h.

2) 蒸发预冷系统的水泵功耗分析

计算蒸发预冷系统的水泵功耗时, 需先计算蒸发预冷系统的喷淋水流量:

$$q_{v,w} = q_{wa} W_i \ln t_1 / 60\ 000 \tag{20}$$

式中:  $q_{v,w}$  为喷淋水流量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $q_{wa}$  为填料上每平方米水平截面的水流量, 取值为  $31 \text{ L}/\text{min}^{[22-23]}$ ;  $W_1$  为冷却塔的进口宽度(填料宽度与其一致),  $\text{m}$ ;  $n_1$  为水泵个数, 闭式冷却塔两侧进风, 每个进风口各 1 个水泵, 共 2 个。通过式(20)计算可得, 直接蒸发预冷系统的喷淋水流量为  $0.00186 \text{ m}^3/\text{s}$ 。

预冷系统的单个水泵功耗<sup>[28]</sup>为

$$P_{wi} = H \frac{q_{m,w}/n_1 g}{1000 \eta_p} \quad (21)$$

式中:  $H$  为水泵扬程, 这里  $H = 5 \text{ m}$ ;  $q_{m,w}$  为喷淋水流量, 即  $q_{v,w} \rho$ , 其值为  $1.86 \text{ kg}/\text{s}$ ,  $\rho$  为水的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $n_1$  为水泵个数, 其值为 2;  $g$  为重力加速度,  $g = 9.8 \text{ m}/\text{s}^2$ ;  $\eta_p$  为水泵效率, 其值为  $0.8^{[29]}$ 。通过式(21)计算可得, 预冷系统的单个水泵功耗为  $5.7 \times 10^{-2} \text{ kW}$ 。

直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔两侧进风, 每个进风口各 1 个预冷水泵, 共 2 个。基于 10 月份气象数据, 以 1 个月运行时间为  $667 \text{ h}$  估算, 直接蒸发预冷系统的水泵电耗为  $76 \text{ kW} \cdot \text{h}$ 。

综上, 在 10 月份气象数据下, 直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔与机械通风闭式冷却塔相比, 出塔水温降低了  $0.37 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 以 10 月份运行时间为  $667 \text{ h}$  估算, 直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔可节省风机电耗为  $793.7 \text{ kW} \cdot \text{h}$ , 直接蒸发预冷系统的水泵电耗为  $76 \text{ kW} \cdot \text{h}$ , 故直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔与机械通风闭式冷却塔相比, 可节省净电耗  $717.7 \text{ kW} \cdot \text{h}$ 。

### 3 结论

本文通过编写 MATLAB 计算程序, 仿真研究并得到了直接/间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔的排热率、出塔水温、水蒸发率等运行性能, 得到以下结论。

(1) 在直接/间接蒸发预冷系统可以应用的 3 月、10 月和 11 月, 直接/间接蒸发预冷系统都可以提升机械通风闭式塔在塔内喷淋关闭时的冷却效果, 但直接蒸发预冷系统冷却效果更好。

(2) 直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔的出塔水温最低。当进塔水温都为  $43 \text{ }^\circ\text{C}$  时, 在 3 月、10 月、11 月, 直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔出塔水温比间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔和机械通风闭式冷却塔依次低  $0.46 \text{ }^\circ\text{C}$ 、 $0.96 \text{ }^\circ\text{C}$ 、 $0.42 \text{ }^\circ\text{C}$ 、 $0.93 \text{ }^\circ\text{C}$  和  $0.37 \text{ }^\circ\text{C}$ 、 $0.45 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

(3) 在 3 月、10 月和 11 月, 直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔每单位 MW 排热率的水蒸发率低于间接蒸发预冷进风的闭式冷却塔, 在 3 月、10 月和 11

月的节水率分别为  $47.43\%$ 、 $48.66\%$  和  $44.62\%$ 。

(4) 以 10 月份运行时间为  $667 \text{ h}$  估算, 直接蒸发预冷进风的闭式冷却塔与机械通风闭式冷却塔相比, 出塔水温降低了  $0.37 \text{ }^\circ\text{C}$ , 可节省冷却塔的风机电耗为  $793.7 \text{ kW} \cdot \text{h}$ , 直接蒸发预冷系统的水泵电耗为  $76 \text{ kW} \cdot \text{h}$ , 节省的净电耗为  $717.7 \text{ kW} \cdot \text{h}$ 。

### 参考文献:

- [1] 安婷, 董增川. 基于等流时带的水资源大系统优化分配模型[J]. 天津大学学报, 2008, 41(9): 1073-1077. An Ting, Dong Zengchuan. Model for optimal water resource allocation of large scale system based on Isochrones[J]. Journal of Tianjin University, 2008, 41(9): 1073-1077 (in Chinese).
- [2] 中华人民共和国水利部. 2022 年中国水资源公报[J]. 水资源开发与管理, 2023, 9(7): 2. Ministry of Water Resources of the People's Republic of China. China's water resources bulletin 2022[J]. Water Resources Development and Management, 2023, 9(7): 2 (in Chinese).
- [3] 杨文忠, 尹晓爽, 陈云, 等. 我国工业冷却水处理技术发展回顾与展望[J]. 工业水处理, 2021, 41(9): 1-10. Yang Wenzhong, Yin Xiaoshuang, Chen Yun, et al. Review and prospect of the development of industrial cooling water treatment technology in China[J]. Industrial Water Treatment, 2021, 41(9): 1-10 (in Chinese).
- [4] 黄翔, 刘鸣, 于向阳. 蒸发冷却技术在新疆地区纺织行业应用现状分析[J]. 棉纺织技术, 2002(4): 14-18. Huang Xiang, Liu Ming, Yu Xiangyang. Analysis of the application status-quo of evaporative cooling technology used in Xinjiang textile industry[J]. Cotton Textile Technology, 2002(4): 14-18 (in Chinese).
- [5] Cuce P M, Riffat S. A state of the art review of evaporative cooling systems for building applications[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2016, 54: 1240-1249.
- [6] Jahangiri A, Rahmani F. Power production limitations due to the environmental effects on the thermal effectiveness of NDDCT in an operating powerplant[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 141: 444-455.
- [7] Sun Y, Guan Z, Hooman K. A review on the performance evaluation of natural draft dry cooling towers and possible improvements via inlet air spray cooling[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2017, 79: 618-637.
- [8] 王颖, 黄翔, 杜妍, 等. 直接蒸发冷却空调填料的性能实验与适用性分析[J]. 制冷学报, 2022, 43(3): 94-100. Wang Ying, Huang Xiang, Du Yan, et al. Performance measurement and applicability analysis of fillers in direct evaporative cooling air conditioners[J]. Journal of Refrigeration, 2022, 43(3): 94-100 (in Chinese).
- [9] He S Y, Xu Y, Zhang G H, et al. Selection of wetted

- media for pre-cooling of air entering natural draft dry cooling towers[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 114: 857-863.
- [10] 张治愚. 进风预喷淋空冷塔的数值模拟及其性能调控机制研究[D]. 济南: 山东大学, 2020.  
Zhang Zhiyu. Numerical Simulation and Performance Control Mechanism of Natural Draft Dry Cooling Tower Pre-Cooled with Water Spray[D]. Jinan: Shandong University, 2020(in Chinese).
- [11] Ma H, Cai L, Si F Q, et al. Exploratory research on annular-arranged moist media to improve cooling capacity of natural draft dry cooling tower and thermo-flow characteristics of its radiators[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, 172(2): 121123.
- [12] 黄翔, 孙铁柱, 汪超. 蒸发冷却空调技术的诠释(3)[J]. *制冷与空调*, 2012, 12(4): 1-3, 12.  
Huang Xiang, Sun Tiezhu, Wang Chao. Explanation of evaporative air-conditioning technology(3)[J]. *Refrigeration and Air-Conditioning*, 2012, 12(4): 1-3, 12(in Chinese).
- [13] 张龙爱, 任承钦, 丁杰, 等. CFD方法与间接蒸发冷却换热器的三维数值模拟[J]. *制冷与空调(四川)*, 2005(4): 14-19.  
Zhang Longai, Ren Chengqin, Ding Jie, et al. Used CFD for the three-dimensions numerical simulation of the indirect evaporative cooler[J]. *Refrigeration & Air Conditioning*, 2005(4): 14-19(in Chinese).
- [14] 张龙爱, 任承钦. 间接蒸发冷却板式换热器换热性能的数值模拟[J]. *制冷空调与电力机械*, 2005(5): 9-12, 45.  
Zhang Longai, Ren Chengqin. Numerical simulation of the thermal performance of the indirect evaporative cooling plate heat exchangers[J]. *Refrigeration Air Conditioning & Electric Power Machinery*, 2005(5): 9-12, 45(in Chinese).
- [15] 胡凯, 郭春梅, 李勇刚, 等. 不同运行工况下间接蒸发冷却器换热性能试验研究[J]. *流体机械*, 2021, 49(8): 21-27, 70.  
Hu Kai, Guo Chunmei, Li Yonggang, et al. Experimental study on heat transfer performance of indirect evaporative cooler under various operating conditions[J]. *Fluid Machinery*, 2021, 49(8): 21-27, 70(in Chinese).
- [16] 卢萍, 唐亚鸣, 金文赵, 等. 间接-直接蒸发冷却机组间冷段的实验研究[J]. *机械制造*, 2015, 53(9): 43-45.  
Lu Ping, Tang Yaming, Jin Wenzhao, et al. Experimental study of the cooling zone between indirect-direct expansion cooling units[J]. *Machinery*, 2015, 53(9): 43-45(in Chinese).
- [17] 尾花英朗. 热交换器设计手册[M]. 徐中权, 译. 北京: 石油工业出版社, 1982.  
Ohana H. Heat Exchanger Design Manual [M]. Xu Zhongquan, Trans. Beijing: Petroleum Industry Press, 1982(in Chinese).
- [18] Kröger D G. Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers: Thermal-Flow Performance Evaluation and Design (Vols. 1-2) [M]. Tulsa: Pennwell Corporation, 2004.
- [19] Facão J, Oliveira A C. Thermal behaviour of closed wet cooling towers for use with chilled ceilings[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2000, 20(13): 1225-1236.
- [20] He S Y, Gurgenci H, Guan Z Q, et al. Pre-cooling with munters media to improve the performance of natural draft dry cooling towers[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 53(1): 67-77.
- [21] 徐梦菲. 机械通风干湿联合冷却塔的换热性能及其运行调控研究[D]. 济南: 山东大学, 2022.  
Xu Mengfei. Study on Heat Transfer Performance and Operation Regulation of Mechanical Draft Dry-Wet Hybrid Cooling Tower[D]. Jinan: Shandong University, 2022(in Chinese).
- [22] He S Y, Guan Z Q, Gurgenci H. Experimental study of film media used for evaporative pre-cooling of air[J]. *Energy Conversion and Management*, 2014, 87: 877-884.
- [23] He S Y, Guan Z Q, Gurgenci H. Experimental study of the application of two trickle media for inlet air pre-cooling of natural draft dry cooling towers[J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 89: 644-654.
- [24] 周孝清, 陈沛霖. 间接蒸发冷却器的设计计算方法[J]. *暖通空调*, 2000, 30(1): 39-42.  
Zhou Xiaoqing, Chen Peilin. Thermal analysis of the indirect evaporative cooler[J]. *Journal of HV&AC*, 2000, 30(1): 39-42(in Chinese).
- [25] 罗森诺 W M. 传热学手册[M]. 北京: 科学出版社, 1987.  
Rosenow W M. Handbook of Heat Transfer[M]. Beijing: Science Press, 1987(in Chinese).
- [26] Wu J M, Huang X, Zhang H. Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29(5/6): 980-984.
- [27] Franco A, Valera D L, Madueno A. Influence of water and air flow on the performance of cellulose evaporative cooling pads used in Mediterranean greenhouse[J]. *Transactions of the ASABE*, 2010, 53(2): 565-576.
- [28] Zou Z, Guan Z Q, Gurgenci H. Optimization design of solar enhanced natural draft dry cooling tower[J]. *Energy Conversion and Management*, 2013, 76: 945-955.
- [29] 张贯虹. 蒸发预冷进风空冷塔的性能优化及其经济性分析[D]. 济南: 山东大学, 2019.  
Zhang Guan hong. Performance Optimization and Economic Analysis of Pre-Cooled Natural Draft Dry Cooling Towers[D]. Jinan: Shandong University, 2019(in Chinese).

(责任编辑: 田 军)