DOI: 10.19666/j.rlfd.202601052

严寒条件空冷塔迎风冷却三角临界防冻特性研究

韩中合，李 晨，李恒凡
（华北电力大学河北省低碳高效发电技术重点实验室，河北 保定 071003）

［摘 要］【目的】为探究间接空冷塔在冬季严寒条件下的防冻性能，保障火电厂冬季安全经济运行。【方法】基于计算流体力学建立了迎风空冷三角临界防冻系统的数学模型，通过耦合多孔介质模型和分布参数法，实现了对迎风侧与背风侧换热特性的分区量化分析，得到了不同环境风速风温和入口水温下冷却三角临界循环水流速和临界百叶窗开度，揭示了临界状态下各区块换热性能的变化趋势。【结果】结果表明：沿着水流动方向，各段出口水温持续下降。在背风侧，各区域进出口水温差先缓慢增长后趋于减小，而在迎风侧逐渐降低。风速升高、环境温度和散热器入口水温降低，迎风冷却三角循环水流速临界值增加，临界百叶窗开度减小；随着散热器入口水温的增加，临界循环水流速先迅速下降，后趋于平稳，并且在低入口水温工况下，环境温度对临界循环水流速影响更大，在环境风速 7 m/s、入口水温 5 ℃的情况下，临界循环水流速在环境温度−10 ℃和−35 ℃时分别为 2.27 m/s 和 10 m/s。临界水流速工况下，迎风侧区块的换热系数大于背风侧，背风侧区块的换热系数先上升后下降，迎风侧区块的换热系数先减小后上升。在临界开度工况下，当临界开度较大时，换热系数较高，且迎风侧大于背风侧；而当开度进一步减小接近全关状态时，换热系数逐渐降低，迎风侧和背风侧换热系数均呈现先减少后增大的趋势。【结论】该结果可为类似寒冷地区间接空冷系统的防冻设计和运行策略制定提供参考。

［关 键 词］空冷塔；迎风冷却三角；防冻特性；临界循环水流速；临界百叶窗开度

［引用本文格式］韩中合，李晨，李恒凡. 严寒条件空冷塔迎风冷却三角临界防冻特性研究[J]. 热力发电，2026, 55(9): 101.
Han Z H, Li C, Li H F. Study on critical anti-freezing characteristics of windward cooling triangles in air-cooled towers under severe cold conditions[J]. Thermal Power Generation, 2026, 55(9): 101.

Study on critical anti-freezing characteristics of windward cooling triangles in air-cooled towers under severe cold conditions

Han Zhonghe, Li Chen, Li Hengfan
(Hebei Key Laboratory of Low Carbon and High Efficiency Power Generation Technology, North China Electric Power University, Baoding 071003, China)

Abstract: [Objective] This study aims to investigate the anti-freezing performance of indirect air-cooled towers under severe winter conditions and ensure the safe and economical operation of thermal power plants. [Methods] A mathematical model of the critical anti-freezing system for windward air-cooled triangular units was developed based on computational fluid dynamics. By coupling a porous media model with the distributed parameter method, a partitioned quantitative analysis of the heat transfer characteristics on the windward and leeward sides was conducted. The study determined the critical circulating water velocity and critical louver opening for the cooling cell under various ambient wind speeds, ambient temperatures, and inlet water temperatures, revealing the variation trends in sector heat transfer performance under critical conditions. [Results] The results indicate that the outlet water temperature of each section continuously decreases along the flow direction. On the leeward side, the

收 稿 日 期：2026-01-20 修 回 日 期：2026-02-13 接 受 日 期：2026-03-17 网络首发日期：2026-04-23
基 金 项 目：河北省自然科学基金项目(E2023502025)
Supported by: Natural Science Foundation of Hebei Province (E2023502025)
第一作者简介：韩中合（1964），男，博士，教授，主要研究方向为综合能源系统设计、多元储能、可再生能源高效利用，anzhonghe@ncepu.edu.cn。
通信作者简介：李恒凡（1989），男，硕士，高级实验师，主要研究方向为电厂热力设备的状态监测与优化、可再生能源高效利用，lihengfan@ncepu.edu.cn。

temperature difference across sections initially increases slowly before decreasing, while on the windward side, it gradually decreases. A decrease in the radiator inlet water temperature, a decrease in ambient temperature, and an increase in wind speed all contribute to a higher freezing risk for the tube bundle. This leads to an increase in the critical water velocity and a decrease in the critical louver opening. As the inlet water temperature rises, the critical water velocity first decreases rapidly and then stabilizes. The influence of ambient temperature on the critical circulating water velocity is more pronounced under low inlet water temperature conditions. For example, at an ambient wind speed of 7 m/s and an inlet water temperature of 5 ℃, the critical velocities are 2.27 m/s and 10 m/s at ambient temperatures of -10 ℃ and -35 ℃, respectively. Under conditions near the critical water velocity, the heat transfer coefficient is higher for windward sectors than for leeward sectors. On the leeward side, the coefficient first increases and then decreases, while on the windward side, it first decreases and then increases. Under conditions near the critical opening, a larger critical opening corresponds to a higher heat transfer coefficient, with the windward side exhibiting a greater value than the leeward side. When the opening is further reduced, approaching a fully closed state, the heat transfer coefficient gradually decreases. Both the windward and leeward side coefficients show a trend of initially decreasing and then increasing. [Conclusion] In conclusion, this study provides a detailed analysis of the critical anti-freezing operational parameters for windward cooling cells, offering valuable insights for the anti-freezing design and operational strategy development of similar indirect air-cooled systems in cold regions.

Key words: air-cooled towers; windward cooling triangle; anti-freezing performance; critical circulation water flow velocity; critical louver opening

间接空冷燃煤发电机组在我国“富煤少水”的西北地区广泛应用[1]。然而，空冷机组在冬季运行时面临较大的防冻压力，特别是突遇极寒天气，极有可能造成冷却三角内冷却管束冻结[2]，导致机组安全经济运行受到严重威胁。

间接空冷机组空冷塔散热管束运行中的防冻问题，一直受到国内外学者的广泛关注。在运行中采取的措施主要包括部分扇区解列、调节百叶窗开度[3]、增大循环水流量[4-5]、加装挡风墙[6]或者增添辅助防冻设备[7]等。王丰力[8]对空冷散热器翅片管束开展了防冻性能测试，实验研究了电厂空冷散热器实际运行时的流动换热情况，得出空冷散热器管束临界冻结的工况参数。张明玉等[9]依托典型顺逆流式空冷翅片管束，分析了两类管束临界防冻特性和防冻裕量，并探究了中间型、左侧型、侧面型进水方式管束的临界值特点。王晗昀[10]通过数值模拟分析了空冷系统散热性能，并利用神经网络算法对防冻策略进行优化。孟令国等[11]探究了对空冷系统散热性能的影响因素，并分析了添加外部热源和加装空气预热器等措施的防冻效果。赵元宾等[12]通过数值模拟分析了环境风温风速对冷却柱、冷却三角以及空冷塔出口水温影响的分布规律，指出冷却柱和空冷散热器出口水温不均主要是因为受到侧风的影响。王伟佳等[13-14]建立了间接空冷翅片管束防冻预测模型，得到不同操作参数下管束内部的水温分布规律和冻结位置，为空冷系统防冻预测提供了理论依据。陈铁锋等[15]通过实时采集冷却柱特定位置的风速风温和壁温，揭示了冷却单元流动传热特性及影响因素，指出应对冷却单元进行空气流场重构，在实现传热强化的同时可实现防冻运行。张利等[16]通过模拟关闭迎风侧百叶窗、增大循环水流量和设置挡风墙对空冷塔散热的影响，指出这 3 种方式可显著提升间冷塔防冻能力，为现场防冻运行提供了参考。

前述研究工作为空冷系统防冻研究提供了基础，然而仍存在以下不足：首先，环境工况较为温和，而针对性、复杂性的边界条件研究较少；其次，单个冷却三角研究不够深入，不同区块的管束换热系数和散热量分析不够全面；最后，目前仍缺乏机组空冷管束的临界防冻运行参数，使临界防冻特性仍缺乏全面的分析。为此，本文首先建立迎风冷却三角临界防冻数值模型，进而探讨冬季严寒工况下机组的临界防冻特性，探究不同区块管束换热系数与换热量的规律，从而为空冷电站冬季防冻安全运行提供参考。

1 数值模拟方法

由于空冷塔迎风扇区冻结的风险最大[17]，为简化相关模型和计算，只对迎风冷却三角进行临界防冻模拟，并在计算过程中做出假设：1）忽略辐射换热、管壁热阻、管内外表面污垢热阻及基管和翅片间的接触热阻；2）管内外流动均为稳定流动，管内壁温设为定温，管内冷却水流速均匀。

1.1 空气侧流动传热控制方程

空气侧流动传热控制方程的通用形式为：

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho\vec{v}\varphi-\Gamma_{\varphi}\nabla\varphi)=S_{\varphi}+S_{\varphi}' \tag{1}$$

式中：v 为速度；φ为变量；Γ_{φ}为变量的扩散系数；S_{φ}为控制方程的内部源项；S_{φ}'为自定义源项。当式(1)分别表示质量、动量、能量及湍流方程时，式中 φ值分别为 1、空气速度分量 v_x（v_y 和 v_z）、环境空气温度 t_a、湍流动能 k、湍流耗散率ε。

自定义动量源项 S_m'和能量源项 S_e'来描述冷空气流经散热管所产生的压损和热交换，分别为：

$$S_{\mathrm{m}}'=-\frac{\Delta\vec{p}}{L} \tag{2}$$

$$S_e'=\frac{Q_{\mathrm{cell}}}{V_{\mathrm{cell}}} \tag{3}$$

式中：Δp 为流动压损，Pa；L 为流动方向长度，m；Q_{cell} 为单个网格的换热量，W；V_{cell} 为单个网格体积，m^3。

1.2 空气侧、水侧传热方程

环境空气与循环冷却水的换热过程中，水侧、壁面及空气侧的热流密度 q 分别为：

$$q=\frac{h_{\mathrm{w}}}{\beta}(t_{\mathrm{w}}-t_{\mathrm{wl,i}}) \tag{4}$$

式中：h_w 为水侧对流换热系数，W/(m·℃)；t_w 为循环冷却水温度，℃；$t_{wl,i}$ 为翅片管内壁温，℃。

$$q=\frac{\lambda_{\mathrm{wl}}}{\delta\beta}(t_{\mathrm{wl,i}}-t_{\mathrm{wl,o}}) \tag{5}$$

式中：λ_{wl} 为管壁的导热系数，W/(m·℃)；δ为管壁厚度，m；β为翅化比；$t_{wl,o}$ 为翅片管外壁温，℃。

$$q=h_{\mathrm{a}}(t_{\mathrm{wl,o}}-t_{\mathrm{a}}) \tag{6}$$

式中：h_a 为空气侧的对流换热系数，W/(m²·℃)；t_a 为空气温度，℃。

整理式(4)—式(6)可得：

$$q=\frac{1}{\dfrac{\beta}{h_{\mathrm{w}}}+\dfrac{\delta\beta}{\lambda_{\mathrm{wl}}}+\dfrac{1}{h_{\mathrm{a}}}}\cdot(t_{\mathrm{w}}-t_{\mathrm{a}})=k_{\mathrm{h}}(t_{\mathrm{w}}-t_{\mathrm{a}}) \tag{7}$$

式中：k_h 为空冷散热器整体换热系数，W/(m²·℃)。

空气侧换热系数 h_a 可表示成翅片管散热器迎风速度 v_n 的函数关系式，即：

$$h_{\mathrm{a}}=36.21v_{\mathrm{n}}^{0.45} \tag{8}$$

空冷散热器内水侧换热为管内强制对流换热，换热系数 h_w 的关系式为：

$$h_{\mathrm{w}}=\frac{\lambda_{\mathrm{w}}}{D_{\mathrm{b}}}Nu=\frac{\lambda_{\mathrm{w}}}{D_{\mathrm{b}}}\cdot0.023Re_{\mathrm{w}}^{0.8}Pr_{\mathrm{w}}^{0.3} \tag{9}$$

式中：D_b 为翅片管内径，m；Re 为雷诺数；Pr 为普朗特数。

在圆管内循环水的雷诺数和普朗特数计算公式为：

$$Re=\frac{D_{\mathrm{b}}u_{\mathrm{w}}\rho}{\mu} \tag{10}$$

$$Pr=\frac{\mu c_{p,\mathrm{w}}}{\lambda_{\mathrm{w}}} \tag{11}$$

式中：μ为管内循环水动力黏度，Pa·s；ρ为循环水密度，kg/m³；λ_w 为水的导热系数，W/(m·℃)。

由于忽略管壁传热热阻，结合式(7)—式(11)可得 k_h 的计算公式为：

$$k_{\mathrm{h}}=\frac{0.832\ 83\lambda_{\mathrm{w}}^{0.7}u_{\mathrm{w}}^{0.8}\rho^{0.8}c_{p,\mathrm{w}}^{0.3}v_{\mathrm{n}}^{0.45}}{36.21\beta\mu^{0.5}D_{\mathrm{b}}^{0.2}v_{\mathrm{n}}^{0.45}+\lambda_{\mathrm{w}}^{0.7}u_{\mathrm{w}}^{0.8}\rho^{0.8}c_{p,\mathrm{w}}^{0.3}} \tag{12}$$

1.3 区块单元传热方程

由于翅片管束到整个空冷塔尺度跨越较大，很难对每个散热单管及翅片几何建模来捕捉翅片管局部的流动和传热特性。因此本文耦合多孔介质模型和分布参数法对空冷散热器整体的流动和换热特性进行表征，忽略内部散热单管及翅片的几何结构，并将每个冷却柱沿循环冷却水流程等分为 20 个多孔区块，即区块 1—10 为背风侧区块，区块 11—20 为迎风侧区块。图 1 为空冷散热器数值建模。

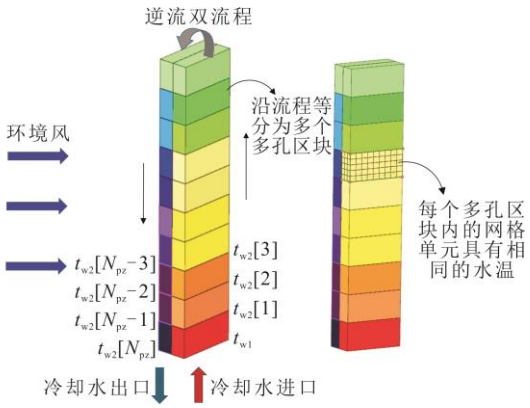


图 1 空冷散热器数值建模

Fig.1 Numerical model of the air-cooled radiator

如图 1 所示，多孔区块的数目记为 N_{pz}，且 N_{pz}=20，并且每个区块内循环冷却水近似为进出口水温的平均值，计算公式为：

$$t_{\mathrm{wl}}[i]=\begin{cases}(t_{\mathrm{w1}}+t_{\mathrm{w2}}[i])/2, & i=1\\ (t_{\mathrm{w2}}[i-1]+t_{\mathrm{w2}}[i])/2, & 1<i\leqslant N_{\mathrm{pz}}\end{cases} \tag{13}$$

式中：i 为冷却柱中多孔区块的序号；t_{w1} 为冷却柱进水温度，℃；$t_{w2}[i]$为冷却柱第 i 个区块的出水温度，℃。

基于分布参数法沿循环水流程计算冷却柱各个多孔区块的进出口水温，区块内的网格温度被赋值为进出口水温的平均值，则每个多孔区块的换热

量由式(14)计算。

$$Q_{\mathrm{pz}}[i]=\begin{cases}\sum_e k_{\mathrm{h}}^e A_{\mathrm{h}}^e\left(\dfrac{t_{\mathrm{w1}}+t_{\mathrm{w2}}[i]}{2}-t_{\mathrm{a}}\right), i=1\\ \sum_e k_{\mathrm{h}}^e A_{\mathrm{h}}^e\left(\dfrac{t_{\mathrm{w2}}[i-1]+t_{\mathrm{w2}}[i]}{2}-t_{\mathrm{a}}\right), 1<i\leqslant N_{\mathrm{pz}}\end{cases} \tag{14}$$

式中：A_{h}为各单元所代表的散热面积，m^2。

对于某个冷却柱，其整体换热量计算公式为：

$$Q_{\mathrm{cc}}=\sum_{i=1}^{N_{\mathrm{pz}}}Q_{\mathrm{pz}}[i] \tag{15}$$

每次数值迭代计算之后，空气温度、速度等标量场信息均得到自动更新，而各个冷却柱内沿流程水温可由式(16)进行更新。

$$t_{\mathrm{w2}}[i]=\begin{cases}t_{\mathrm{w1}}-Q_{\mathrm{pz}}[i]/(m_{\mathrm{w,cc}}c_{p,\mathrm{w}}), i=1\\ t_{\mathrm{w2}}[i-1]-Q_{\mathrm{pz}}[i]/(m_{\mathrm{w,cc}}c_{p,\mathrm{w}}), 1<i\leqslant N_{\mathrm{pz}}\end{cases} \tag{16}$$

式中：$m_{\mathrm{w,cc}}$为柱内的循环水流量，kg/s。

为满足计算精度要求，管束出口防冻约束条件为：

$$0\leqslant\frac{t_{\mathrm{w2}}[20]-0}{t_{\mathrm{w1}}-t_{\mathrm{w2}}[20]}\leqslant 0.5\% \tag{17}$$

计算域迎风侧和顶部速度入口边界远离冷却三角，因此其空气流动受塔体影响很小。塔外大空间环境风认为是稳定水平层流，则入口边界风速为：

$$v_{\mathrm{x}}=v_{\mathrm{a}}\left(\frac{z}{10}\right)^{\alpha} \tag{18}$$

式中：v_{a}为 z=10 m 处参考风速，m/s；α 为风速廓线指数，本文 α 取 0.16[18]。

2 物理模型及网格验证

2.1 物理模型

以某 350 MW 机组为研究对象，其间接空冷塔迎风冷却三角物理模型如图 2 所示。

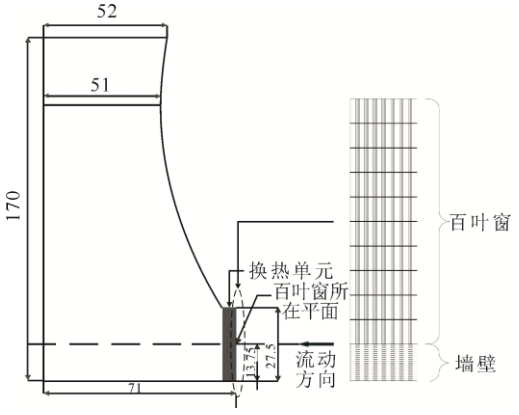


图 2 间接空冷塔迎风冷却三角物理模型（单位：m）

Fig.2 Physical model of the windward cooling delta of the indirect air-cooled tower

循环冷却水由冷却柱底部进水口进入上水侧管束，并在冷却柱上集箱混合，进入下水侧管束，流动过程中环境空气时刻与循环冷却水进行热量交换，水温逐渐降低，下水侧出水口温度最低，最易冻结，是防冻的关键。

2.2 网格划分及边界条件

采用六面体结构性网格，并充分考虑计算域相对于空冷塔传热区域的尺寸跨度超大的特点，对计算域进行分区划分网格，粗化空冷塔内部大空间及外部远离散热器进风口的外部流场网格，细化空冷塔冷却柱及其附近的流场网格。冷却三角附近局部网格划分如图 3 所示。

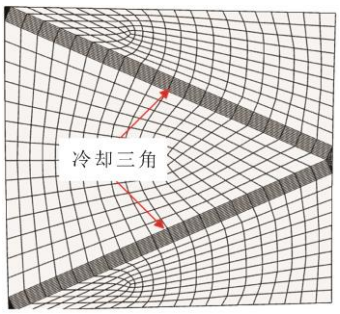


图 3 冷却三角附近局部网格示意

Fig.3 Schematic diagram of the local mesh near the cooling delta

划分了网格总数分别为 96 万、155 万和 217 万的 3 套网格，不同网格数时（网格无关性验证），THA 工况下的温降和冷却三角换热量见表 1，由表 1 可知，当网格数为 155 万和 217 万时，计算结果的差值较小，为节省时间成本，最终选取 155 万网格数进行后续计算。

表 1 网格无关性验证

Tab.1 Grid independence verification

对比参数	温降/℃	换热量/MW
实际运行数据	11.50	5.394
网格 96 万	10.01	4.701
网格 155 万	11.45	5.387
网格 217 万	11.46	5.387

进风口边界条件设置为速度进口，外部流场顶部为压力出口，侧面为对称边界，塔筒为墙，换热单元采用基于非平衡热条件的多孔介质模型。由于百叶窗是由多个可转动且均匀排列的金属片组成，密封板与组件之间不可避免存在缝隙，本文假设百叶窗全关时的漏风工况等于百叶窗开度为 1%的进气工况[19]，采用多孔阶跃模型模拟百叶窗，通过设

置不同的压损系数来反映百叶窗开度大小，百叶窗不同开度的压损系数由风洞试验[20]获得，不同百叶窗开度对应的压损系数如图 4 所示。

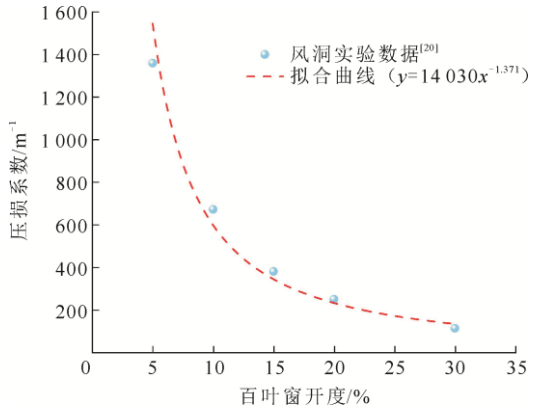


图 4 不同百叶窗开度对应的压损系数

Fig.4 Pressure loss coefficients corresponding to different louver openings

2.3 模型可靠性验证

本研究数值模型与文献[21]的数值模型在容量和空冷塔形式上具有高度相似性。将数值模拟结果与实验结果进行对比验证，结果见表 2，模拟结果与实际结果基本相同，出塔水温模拟值与文献[21]中实际值最大误差在 0.5 ℃以内，散热误差在 4%以内，可验证本文模型的准确性较高。

表 2 实际工况下数值模拟结果与实际值对比

Tab.2 Comparison between the numerical results and the field data under actual working conditions

项目	工况 C1	工况 C2	工况 C3
环境温度/℃	34.0	31.0	33.5
环境风速/(m s^{-1})	0	3	5
进塔水温/℃	69.6	66.5	66.8
出塔水温实际值/℃	56.7	54.6	56.6
出塔水温模拟值/℃	56.4	54.1	56.1
散热误差/%	2.5	3.8	3.3

2.4 数学迭代模型

空冷管束在多种工况下临界流速防冻特性计算流程如图 5 所示。具体为：首先在 Ansys Fluent 软件中定义进口边界条件，输入冬季工况参数 t_a、v_a、t_{w1}，不考虑百叶窗开度逻辑。然后假定管束内水流速为 u_w，根据热力学公式依次进行背风侧和迎风侧多孔区块温度迭代计算，迭代计算过程中，管束出口水温与散热器进出口空气温度时刻更新变化，直到收敛稳定。数值稳定后，判断防冻约束条件是否满足，若满足约束条件，则输出临界水流速，定义其为此环境工况下的临界防冻循环水流速 u_{wc}，否则根据约束条件增大或减小 u_w，继续迭代计算，直到满足防冻约束条件。

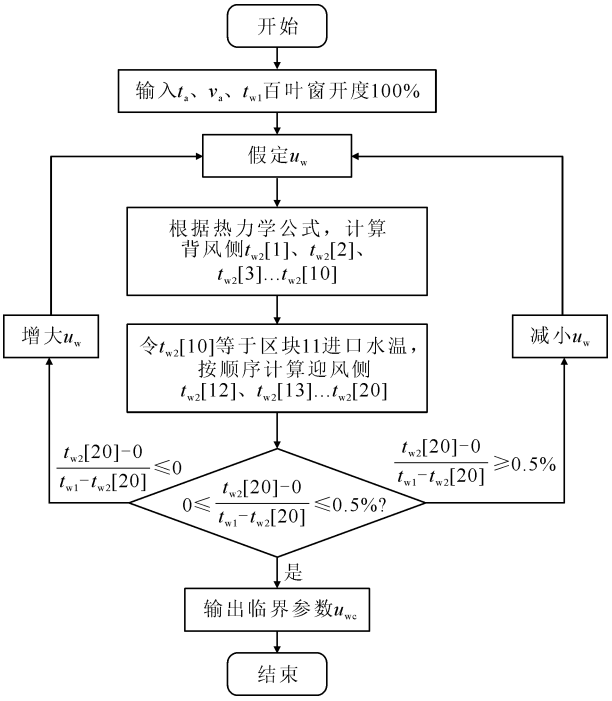


图 5 临界流速防冻特性计算流程

Fig.5 Calculation flowchart of anti-freezing characteristics at critical flow velocity

THA 工况下空冷管束临界百叶窗开度计算流程如图 6 所示。

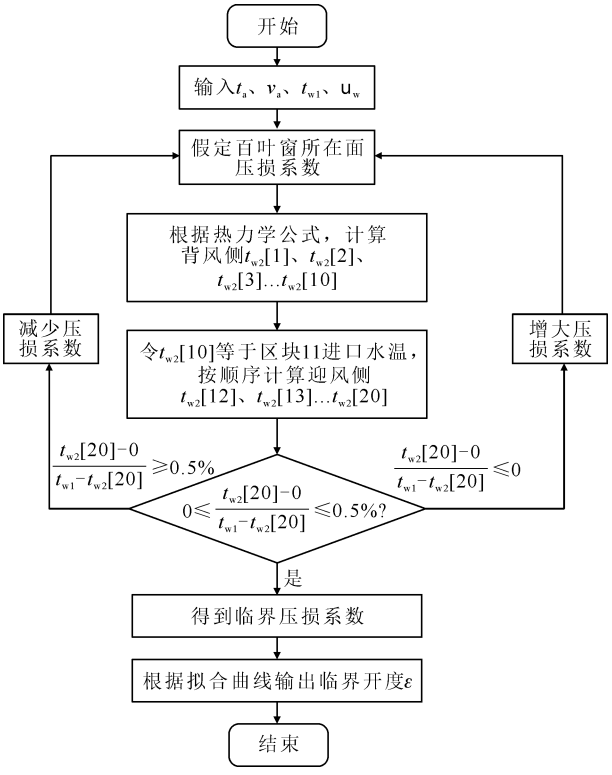


图 6 临界百叶窗开度防冻特性计算流程

Fig.6 Calculation flowchart of anti-freezing characteristics at critical louver openings

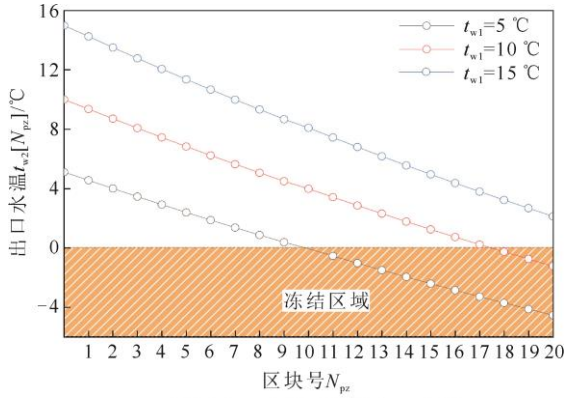
临界百叶窗开度防冻特性计算流程图与临界流速防冻特性计算流程图逻辑类似，在经过多种环境工况计算下，找出散热器循环水流速 u_w=1.6 m/s 时出口水温仍低于 273.15 K 的工况，在此工况中介入百叶窗开度逻辑，调节散热器出口水温。首先输入冻结工况参数 t_a、v_a、t_{w1}，将 u_w 设定为 1.6 m/s，然后假定百叶窗所在平面压损系数，根据热力学公式依次进行背风侧和迎风侧多孔区块温度迭代计算，迭代计算过程中，管束出口水温与散热器进出口空气温度时刻更新变化直到稳定。数值稳定后，判断防冻约束条件是否满足，若满足约束条件，则输出百叶窗临界压损系数，根据拟合曲线进一步计算出临界开度 ε，定义其为此环境工况下的临界防冻百叶窗开度 ε，否则根据约束条件增大或减小百叶窗压损系数，继续迭代计算，直到满足防冻约束条件。

3 计算结果分析

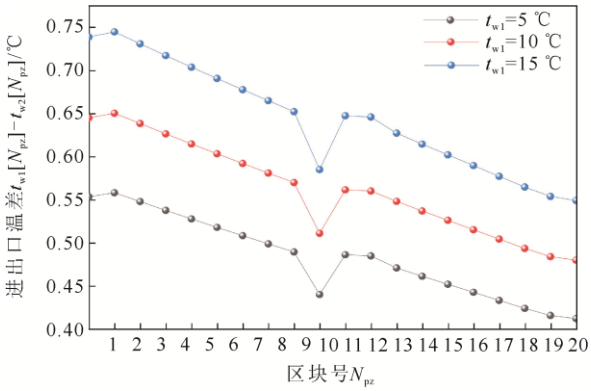
3.1 THA 工况下迎风冷却三角冻结特性

为了探究 THA 工况迎风冷却三角管束逆流方式的冻结特性，在 THA 工况循环水流速 u_w=1.6 m/s 情况下，设置环境温度 t_a=−25 ℃、风速 v_a=2 m/s、入口水温 t_{w1}=15 ℃为参照 A 工况，采用单一变量法，对影响冷却三角换热特性的 3 个因素进行探讨。由于迎风冷却三角 A 柱和 B 柱是对称结构，换热规律基本一致，因此本文只对 A 柱进行分析。各因素对冷却三角换热特性的影响如图 7 所示。由图 7 可见，随着区块编号的增加，即沿着水流动方向，各段出口水温持续下降，各区域进出口温差整体逐渐降低。在背风侧，各区域进出口温差先缓慢增长后趋于减小，而在迎风侧逐渐降低。沿着水流动的方向，水温逐渐降低，与空气间的温差逐渐降低，使得每区块的换热量降低，各区域进出口温差逐渐减小。在背风侧，由于底部墙壁的阻挡作用，入口冷空气流动向上抬升，导致流经区块 2 的冷空气量较区块 1 多，所以在区块 2 处观察到一个短暂的温降增加。在参照 A 工况下，流经区块 1 的空气流量为 152 kg/s，迎面风速为 1.61 m/s，区块 2 的空气流量为 165 kg/s，迎面风速为 1.75 m/s。在迎风侧，随着水侧水温的降低，气水温差和风速分布均不断减小，导致温差降低的幅度逐步放缓。

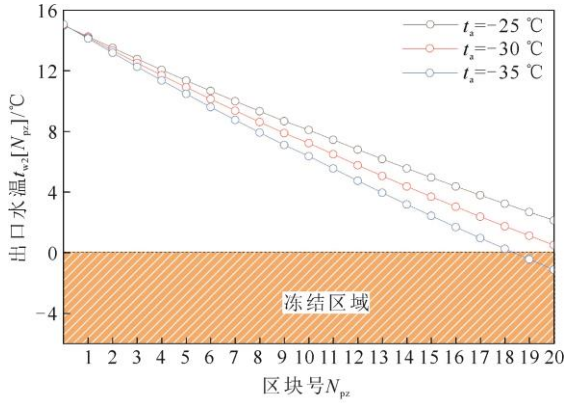
如图 7a)、图 7b)所示，在同一风速和环境温度条件下，入口水温越低，水温降至冻结点所需的热量越少，管束越易发生冻结，且冻结位置越靠近前端。在入口水温 t_{w1}=10 ℃时，冻结点出现在区块 18，位于迎风侧换热器底部；而当 t_{w1}=5 ℃时，冻结点提前至区块 10 之间，处于背风侧换热器顶部。



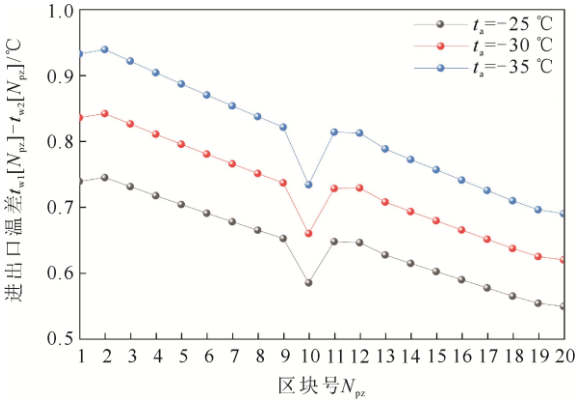
a) 不同入口水温下沿程出口水温



b) 不同入口水温下进出口温差



c) 不同环境温度下沿程出口水温



d) 不同环境温度下进出口温差

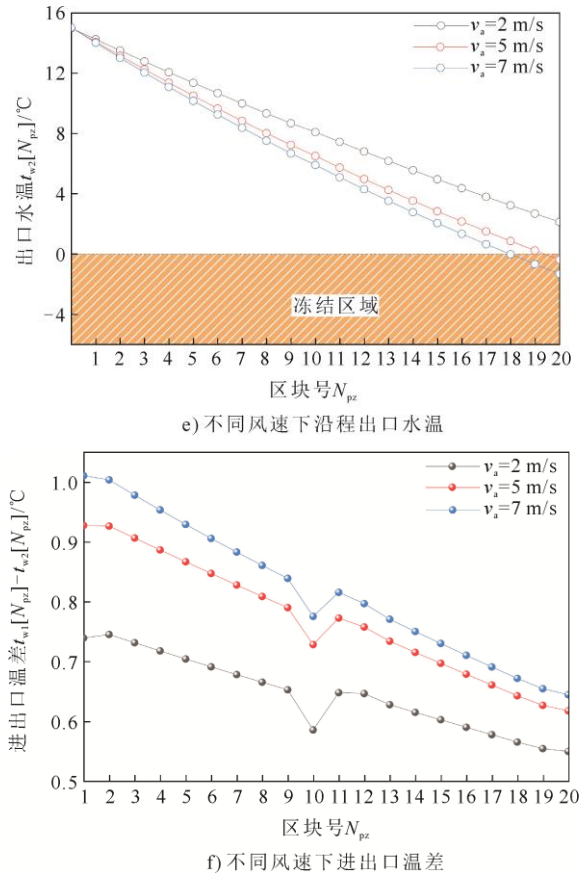


图 7 各因素对冷却三角换热特性的影响

Fig.7 Effects of the factors on heat transfer characteristics of the cooling delta

图 7c)、图 7d)展示了不同环境温度对换热管束冻结状态的影响，结果显示，仅在环境温度 t_a=−35 ℃时，换热管束才会发生冻结，而在其他环境温度时，管束出口水温均高于冻结点。随着区块编号的增加，3 条曲线间的差异逐渐扩大，这是因为在相同的风速和入口水温条件下，入口空气温度越低，气水温差越大，空气冷却效能越强。

从图 7e)、图 7f)可见，随着风速的增强，冷却三角冷却能力增强，管束冻结风险增大，且冻结位置更靠近前端，在高风速和中等风速情况下，管束均呈现出冻结状态，并且冻结位置分别在迎风侧底部的 18 和 19 区块。随着区块编号的增加，不同风速下区块进出口温差差值逐渐减小，对于区块 3，低风速与高风速之间温差差值为 0.25 ℃，而对于区块 18，低风速与高风速之间温差差值为 0.11 ℃。

3.2 冷却三角临界循环水流速

计算环境温度 t_a 为–10、–15、–20、–25、–30、–35 ℃，环境风速 v_a 为低风速 2 m/s、中风速 5 m/s 和高风速 7 m/s 时，逆流管束临界防冻曲线，结果如图 8 所示。

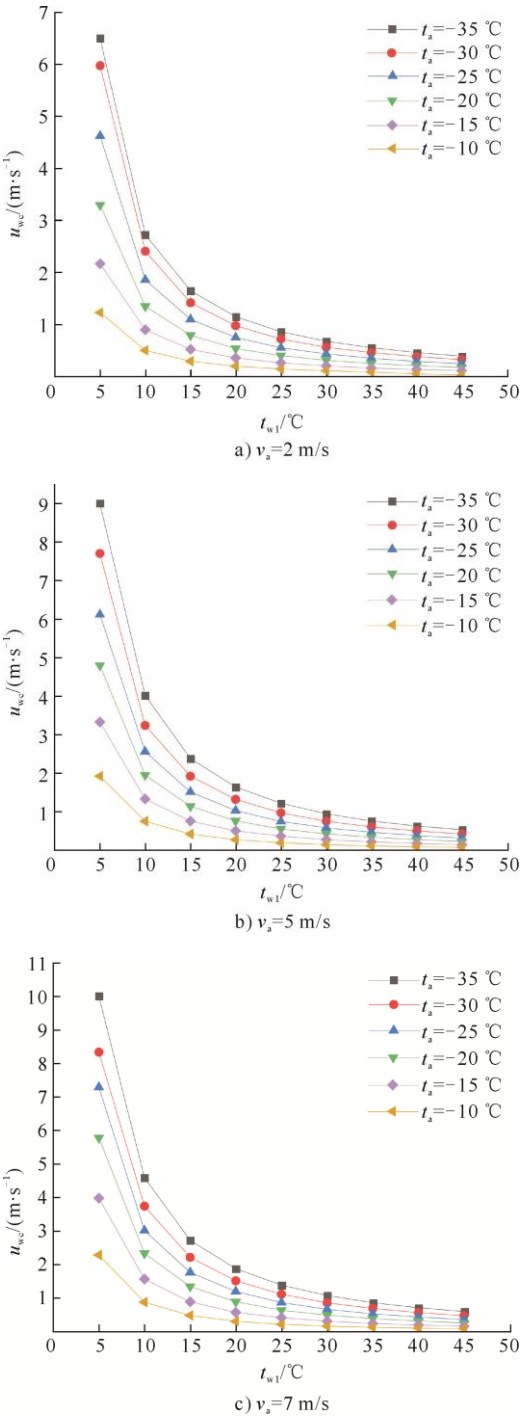


图 8 低、中、高风速下空冷管束循环水流速临界防冻曲线

Fig.8 Critical anti-freezing curves of circulating water velocity in air-cooled tube bundles at low, medium and high wind speeds

由图 8 可见，随着风速增加，环境温度降低和散热器入口水温降低，管束的临界循环水流速逐渐增加，且不同临界防冻曲线其整体变化趋势类似。

随着散热器入口水温的增加，临界循环水流速先迅速下降，后趋于平稳。在环境风速、风温分别为 2 m/s、–25 ℃时，散热器入口温度由 5 ℃增长

到 10、15 ℃，临界循环水流速从 4.62 m/s 分别降至 1.85 和 1.09 m/s，当散热器水口水温由 35 ℃增长到 40、45 ℃，临界循环水流速从 0.34 m/s 降至 0.28 m/s 和 0.24 m/s。

随着入口水温的降低，环境温度对临界值的影响更加突出。如当环境风速、入口水温分别为 7 m/s、45 ℃时，环境温度–10 ℃和–35 ℃对应的临界循环水流速分别为 0.068 m/s 和 0.583 m/s，相差 0.515 m/s；而当环境风速、入口水温分别为 7 m/s、5 ℃时，环境温度–10 ℃和–35 ℃对应的临界循环水流速分别为 2.270 m/s 和 10.000 m/s，相差 7.730 m/s。

为探究入口水温、环境温度和风速单因素对冷却三角临界循环水流速影响规律，选取 t_a=−25 ℃、v_a=2 m/s、t_{w1}=10 ℃时的工况为参照 B 工况。采用单一变量法，计算循环水临界流速下不同区域的整体换热系数和换热量。图 9 为 A 柱临界循环水流速下各因素对迎、背风区块整体换热系数的影响，图 10 为参照 B 工况下冷却三角的迎面风速。

由图 9 可见：不同入口水温、环境温度和风速时，各曲线趋势基本一致，迎风侧的换热系数均大于背风侧，背风侧区块的整体换热系数先上升，随后在最顶部区块处下降；而在迎风侧，整体换热系数则先逐渐减小，直到底部区块时再次上升。

根据图 10 所示，这种现象主要是由于迎风侧的迎面风速普遍大于背风侧；且背风侧区块 1 和区块 10 的迎面风速较小，而迎风侧区块 11 和区块 20 的迎面风速较大；对于中间区块而言，随着区块号增加，背风侧区块在高度方向上，速度分布逐步增大，导致整体换热系数缓慢上升，而迎风侧换热系数则沿水流程缓慢下降。

由图 9a)可见，随着入口水温的降低，临界防冻水流量增加，使得换热系数增加，当散热器入口水温从 15 ℃降低到 5 ℃，区块整体换热系数平均值增加了 11.1 W/(m·℃)；由图 9b)可见，随着环境温度的降低，临界循环水流速增加，使得换热系数增加，当环境温度由–15 ℃降低到–35 ℃，区块换热系数平均值增加了 9.6 W/(m·℃)；由图 9c)可见，随着风速的增加，临界循环水流速增加，由于水侧和空气侧换热系数均增大，使得整体换热系数增加剧烈，从低风速到高风速的区块换热系数平均值增加了 18.5 W/(m·℃)，显著高于散热器入口水温和环境温度降低的影响。

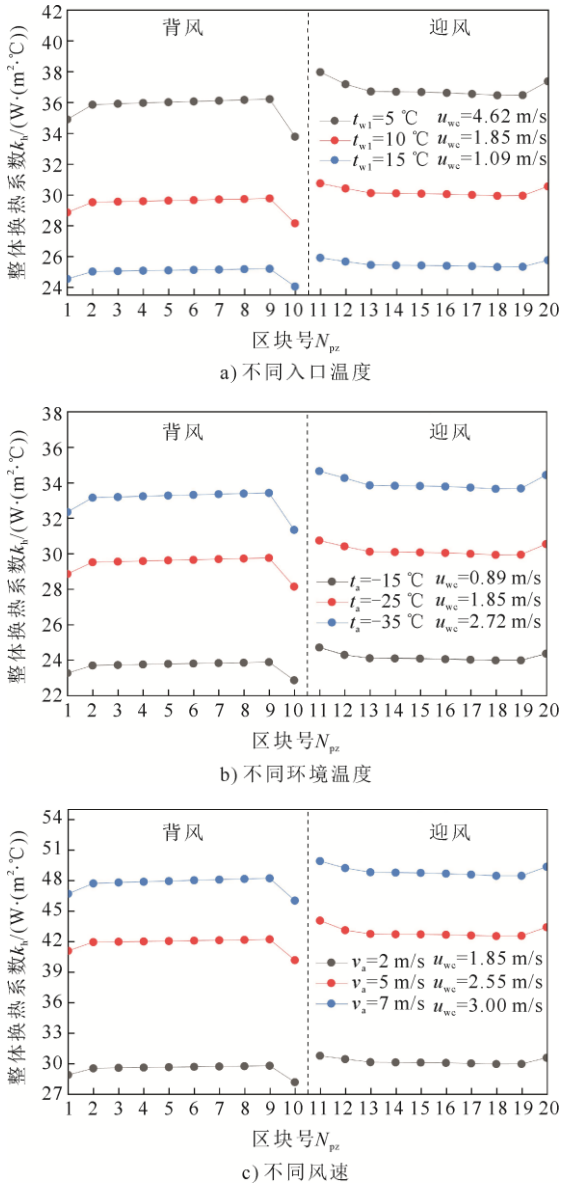


图 9 临界循环水流速下各因素对迎、背风区块整体换热系数的影响

Fig.9 Effects of the factors on overall heat transfer coefficients in windward and leeward sectors at critical circulating water velocity

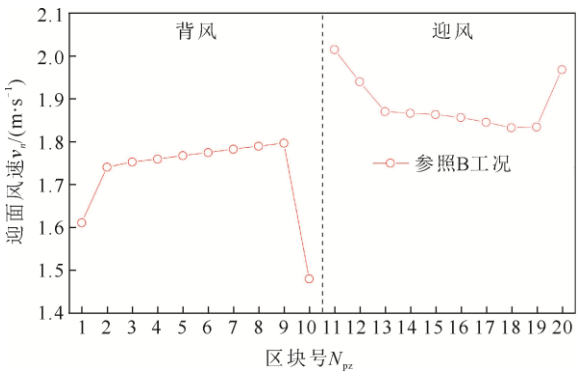
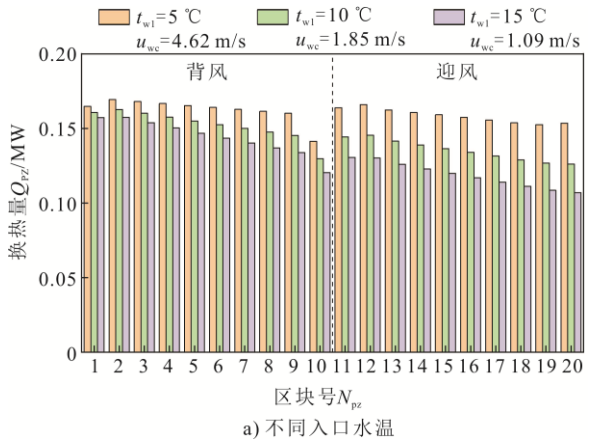


图 10 迎面风速

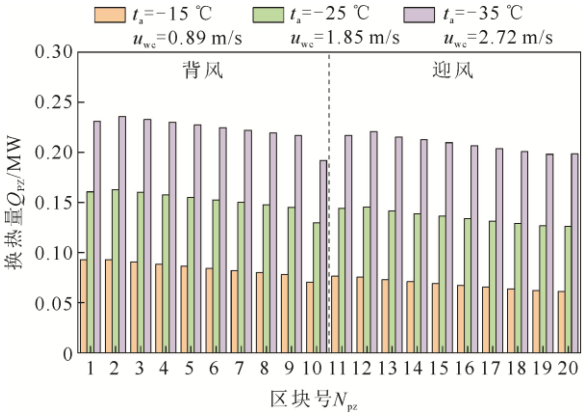
Fig.10 Frontal wind speed

图 11 为临界循环水流速下各因素对迎、背风区块换热量的影响，图 12 为参照 B 工况各区块的循环水、冷空气温度与气水温差。由图 11 可见，不同入口水温、环境温度和风速时，背风侧总换热量大于迎风侧，高度相同的区块背风侧换热量整体大于迎风侧。这是由于沿着水流动的方向，循环水温逐渐下降，而各区块冷空气温度接近，背风侧区块与冷空气温差大，换热增强，而顶部区块 10 和区块 11 却相反，这是因为区块 11 的汽水温差大于区块 10，如图 12 所示，且由前述可知，区块 11 的整体换热系数大于区块 10，所以迎风侧区块 11 大于背风侧区块 10 的换热量。背风侧和迎风侧的换热量整体呈现先增大后减少的趋势，分别在区块 2 和区块 12 达到最大。这是由于虽然在区块 2 处的气水温差略小于区块 1，但其换热系数显著上升，换热量相应增加；在区块 12 处，尽管区块换热系数有所降低，但由于该处气水温差大于区块 11，因此换热量仍有所提升。

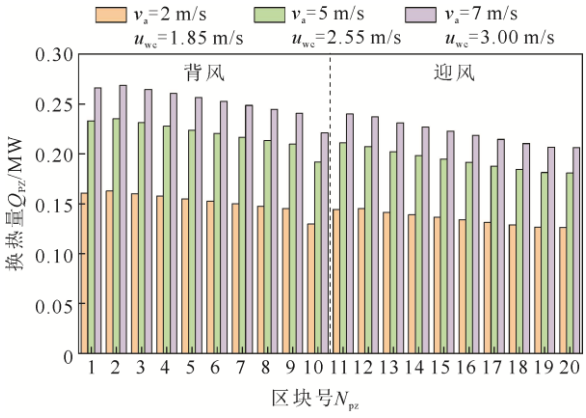
由图 11a)所示，随着入口水温的增加，换热量逐渐减少，沿着水流动方向，相同区块间的差值逐渐增大。这是由于在靠近入口的前段区块中，低入口水温工况下的气水传热温差相对较小，但由于此时临界循环水流速较大，导致换热系数显著增大，从而提升了整体换热能力，使得换热量较高；而在高入口水温工况下，尽管气水温差较大，但由于循环水流速较低，换热系数较小，因此换热量反而较低，所以低、高入口水温对应的换热量差异不大；而随着水流沿程推进至后段区块，循环水温度逐步降低，趋近于临界冻结温度，高入口水温与低入口水温工况区块间的气水温差逐渐缩小，但两者在换热系数上的差距仍然显著，导致不同入口水温条件下各区块的换热量差异随区块号增加不断加大。



a) 不同入口水温



b) 不同环境水温



c) 不同风速

图 11 临界循环水流速下各因素对迎、背风区块换热量影响
Fig.11 Effects of the factors on heat transfer capacity in windward and leeward sectors at critical circulating water velocity

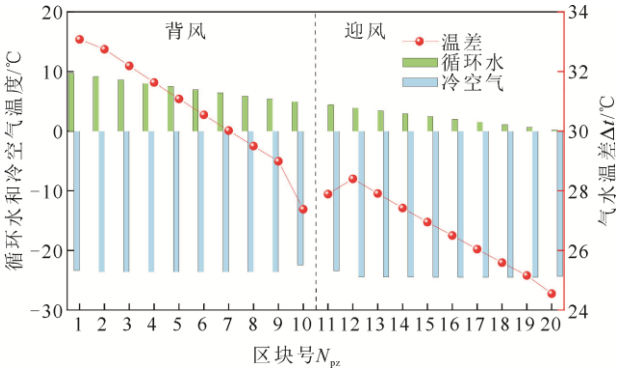


图 12 参照 B 工况循环水、冷空气温度与气水温差
Fig.12 Circulating water temperature, cold air temperature, and air-water temperature difference under reference condition B

由图 11b)可见，随着环境温度的升高，循环水与空气之间的传热温差逐渐减小，导致整体换热量呈下降趋势。随着环境温度升高，循环水从区块 11 到区块 12 换热量的增量逐渐减小，直至在 t_a=−15 ℃ 工况下，区块 11 的散热量超过了区块 12。这是因为随着环境温度上升，区块 12 的气水温差逐渐接

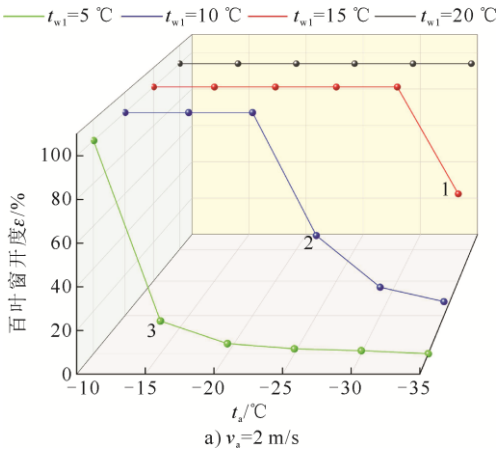
近区块 11。同时，由于两区块的换热系数随区块号增加呈现下降趋势，使得两区块之间的换热量差异进一步缩小。最终，在整体换热系数和气水温差双重因素的影响下，区块 11 的散热量大于区块 12。

由图 11c)可见，随着风速的增加，换热量逐渐增大，背风侧换热量随区块号增加而持续缓慢下降；在中、高风速的影响下，换热量并未在区块 12 出现明显的增加，说明此时换热系数的降低超过了气水温差增加的作用。因此，迎风侧换热量整体呈下降趋势。

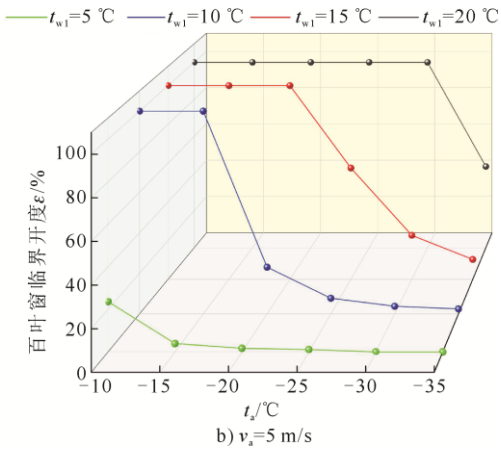
3.3 THA 工况下迎风冷却三角百叶窗临界开度

在 THA 额定工况下，管束内循环水流速为固定值，为防止管束出口在极端风况和环境温度下冻结，可通过调整百叶窗开度，调节散热器迎风面空气流量，降低换热单元散热量以达到防冻目的。额定 THA 工况下，百叶窗的临界防冻开度曲线如图 13 所示。由图 13 可见，随着风速的增加，冷却三角百叶窗开度调整增大，即出现冻结的工况逐渐增加。在环境风速为 2、5、7 m/s 时依次有 9、14、16 个冻结工况。随着环境温度和入口水温降低，百叶窗开度均降低，出现冻结工况增多；相较于低风速工况，中风速工况在 t_{w1}=20 ℃、t_a=35 ℃时首次出现冻结情况。

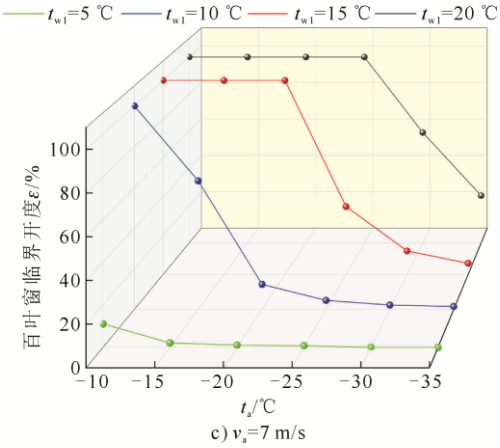
如图 13a)所示，在非冻结工况与冻结工况之间，环境温度对百叶窗开度的影响更加明显。随着入口水温降低，首次出现冻结时，百叶窗开度调整的幅度越大，使得开度越小，如图 13 中点 1、2、3 所示，分别从非冻结工况时的 100%开度调整为 44.93%、39.47%、15.36%。由图 13b)、图 13c)可知，随着风速增加，百叶窗需要完全关闭的状态增加，由中风速下的 2 个工况，增加到高风速下的 3 个。



a) v_a=2 m/s



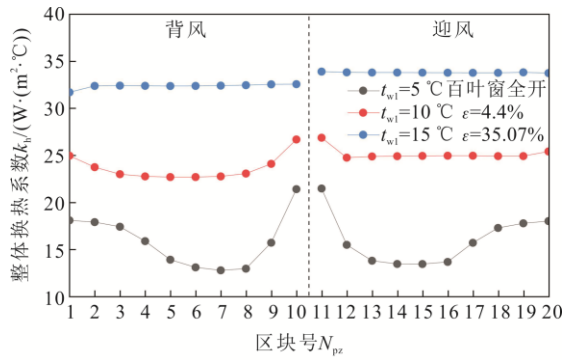
b) v_a=5 m/s



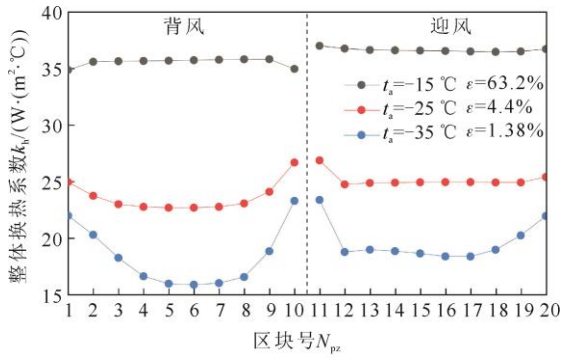
c) v_a=7 m/s

图 13 低、中、高风速下空冷管束百叶窗临界防冻开度曲线
Fig.13 Critical anti-freezing louver opening curves for air-cooled tube bundles under low, medium, and high wind speeds

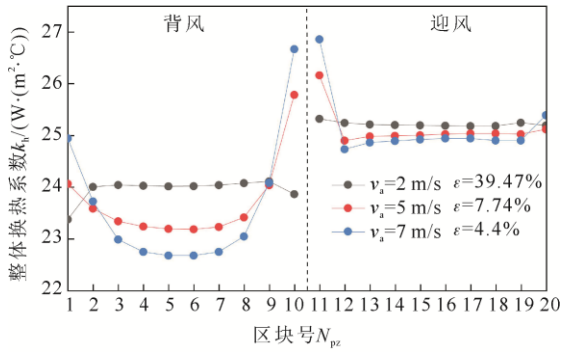
为探究 3 种影响因素对冷却三角百叶窗临界开度的单因素影响规律，本文选取 t_a=−25 ℃、v_a=7 m/s、t_{w1}=10 ℃为参照 C 工况。采用单一变量法，分析临界百叶窗开度下整体换热系数、换热量变化趋势。图 14 为百叶窗临界开度下各因素对迎、背风区块整体换热系数的影响，图 15 为高、低开度下的迎面风速及其变化率，其中变化率是各区块分别相对于背、迎风侧区块迎面风速平均值的变化百分比。



a) 不同入口温度



b) 不同环境温度



c) 不同风速

图 14 百叶窗临界开度下各因素对迎、背风区块整体换热系数的影响

Fig.14 Effects of the factors on overall heat transfer coefficients in windward and leeward sectors at critical louver opening angle

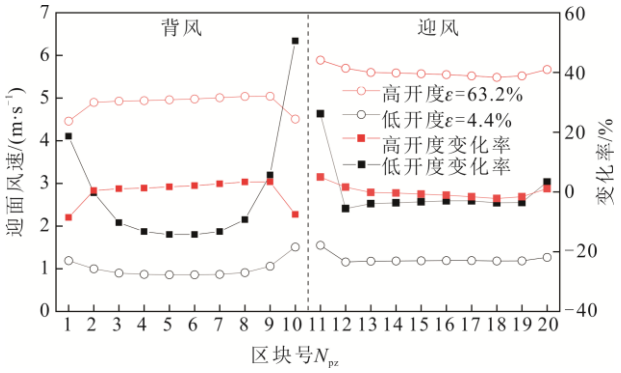


图 15 高、低开度下迎面风速与迎面风速变化率

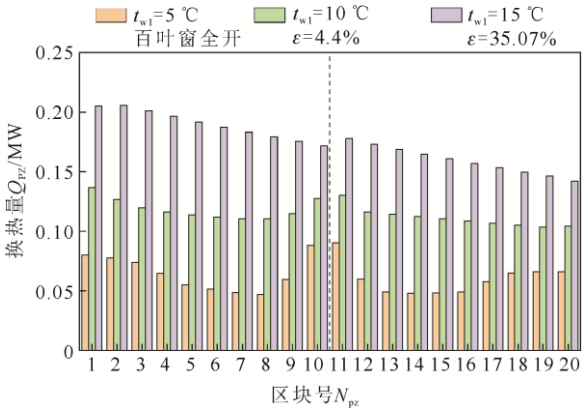
Fig.15 Frontal wind speed and its change rate under high and low opening angles

由图 14、图 15 可见：当临界开度较大时，迎面风速较大，使整体换热系数较高，且迎风侧大于背风侧，各区块换热系数比较接近，由于迎面风速的作用，背风侧整体换热系数先增大后减小，迎风侧先减小后增大；而当开度进一步减小接近全关状态时，整体换热系数逐渐降低，且区块间的换热系数差距增大，这是由于百叶窗的阻挡作用，百叶窗入口处的环境风向发生改变，导致迎风侧、背风侧的顶部和底部区块的迎面速度相对较高，迎风侧和背风侧整体换热系数均呈现先减小后增大的趋势。

由图 14a)可见，随着入口水温的增加，百叶窗开度增加，环境风作用增强，使得换热系数增加。而当百叶窗开度全关时，相同高度的迎、背风侧区块的换热系数基本相同，例如，背风侧区块 1、5、10 换热系数分别为 18.06、13.87、21.38 W/(m·℃)，对应迎风侧区块 20、16、11 换热系数分别为 17.98、13.64、21.45 W/(m·℃)。这一现象主要是因为在百叶窗全关条件下，冷却三角内部主流通风受到极大限制，风向在百叶窗的作用下较为均匀，所以迎风侧与背风侧对应区域之间的换热差异减弱。

由图 14b)、图 14c)可见：随着环境温度的增加，百叶窗开度增加，使得整体换热系数增加；随着风速的增加，百叶窗开度减小，开度从 39.47%、7.74%降到 4.40%，区块整体换热系数平均值接近，分别为 24.58、24.41 和 24.38 W/(m·℃)；高开度下不同区块间换热系数变化较小，但低开度下变化较大。这是由于在高开度工况下，区块迎面风速普遍较大，迎面风速的小波动使得区块风速变化率变化较小，换热系数变化平缓；而对于低开度工况，区块迎面风速小，较小的风速变动就能使区块风速变化率变化剧烈，所以在低开度工况下，区块的换热系数变化较大，如图 15 所示。

图 16 展示了 A 柱分区后各区块的换热量分布情况，图 17 为高、低开度下循环水、冷空气温度与气水温差。由图 16、图 17 可见：不同入口水温、环境温度和风速时，背风侧总换热量大于迎风侧，高开度下背风侧换热量先增大后减少，在区块 2 处最大，而低开度时，背风侧换热量先减小后增大，开度越小区块间差别越大；迎风侧只有开度为 1.38%和全关时，换热量先减小后增大，其他工况均逐渐下降；随着区块号的增加，循环水温降低到临界值，高、低开度下气水温差整体逐渐降低。



a) 不同入口水温

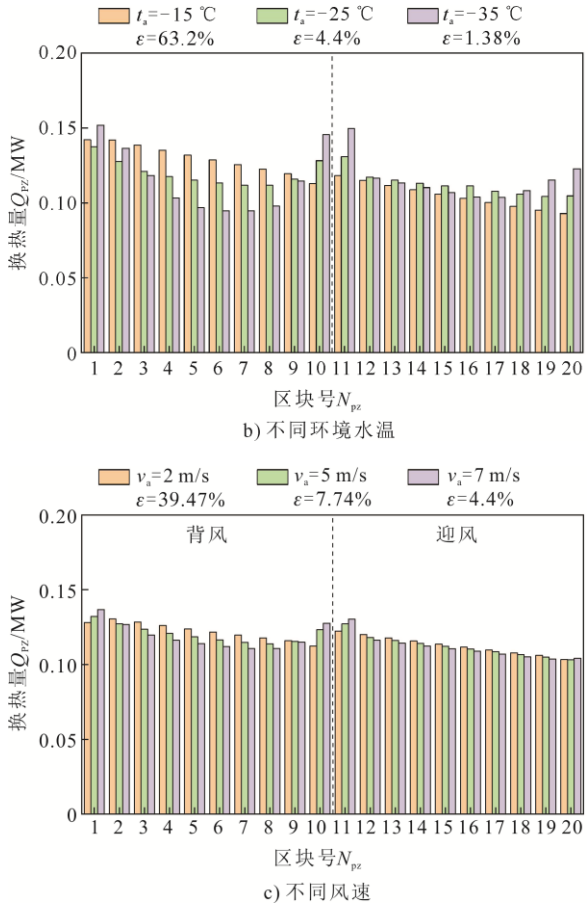


图 16 临界百叶窗开度下各因素对迎、背风区块换热量影响
Fig.16 Effects of the factors on heat transfer capacity in windward and leeward sectors at critical louver opening angle

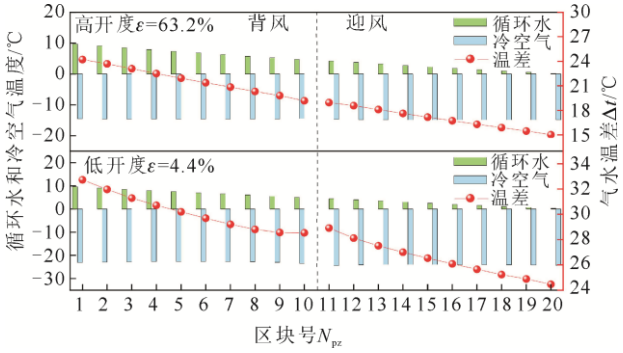


图 17 高、低开度下循环水、冷空气温度与气水温差
Fig.17 Circulating water temperature, cold air temperature, and air-water temperature differences under high and low opening angles

由图 16a)可见：随着入口水温的增加，换热量逐渐增加；在入口水温 t_{w1}=5 ℃且百叶窗处于全关状态时，观察到换热量在迎风侧与背风侧均表现出先降低后升高的变化趋势。这一现象主要是因为在背风侧和迎风侧区域，较低的入口水温导致各区块间气水温差差距较小，整体换热量主要受换热系数影响，与换热系数趋势基本一致，在迎风侧与背风侧换热量均先降低后升高。

由图 16b)、图 16c)可见，随着环境温度和风速的增加，由于散热器进出口水温相同，总换热量 Q_{cc} 基本一致，环境温度从−35 ℃到−15 ℃的工况，总换热量分别为 2.31、2.32、2.34 MW，风速从 2 m/s 到 7 m/s 的工况，总换热量分别为 2.35、2.33、2.32 MW，且背风侧中间区块的换热量差异较大。这是因为在中部区块，气水温差的影响弱于整体换热系数，整体换热系数在区块 5、区块 6 最小，区块间换热量差值在此处达到最大。

4 结 论

本文建立了 350 MW 机组空冷塔迎风冷却三角在极端风速与低温耦合工况下的精细化数学模型，分析了其在 THA 工况下的冻结特性，获得了特定环境条件下的临界防冻参数及其变化规律，并揭示了临界状态下区块整体换热性能的变化趋势。本研究所得的具体临界参数曲线与定量结论，严格基于所述特定容量与结构的空冷塔模型，其数值结论与规律可适用于该类型机组，可为同类空冷塔的防冻设计与运行提供理论指导。主要结论如下：

1）沿着水流动方向，散热器区块出口水温持续下降。进出口温差整体逐渐降低，在背风侧，区块进出口温差先缓慢增长后趋于减少，而在迎风侧逐渐降低。

2）随着环境风速的增加、环境温度和入口水温降低，管束所需的防冻循环水流速也相应提高。此外，随着入口水温的进一步降低，环境温度对临界循环水流速的影响变得更加显著。环境温度、入口水温和风速都通过影响整体换热系数和气水温差进一步影响换热量。

3）冷却三角冻结工况随着风速的增加而增加。随着环境温度和入口水温降低，临界百叶窗开度均降低，入口水温和环境温度是影响气水温差大小的主要因素。在低环境温度和高风速的情况下，需要进一步减小百叶窗开度，降低冷却三角进气量，抑制冷空气与循环水的换热效果，从而达到临界防冻目的。

[参 考 文 献]

[1] 李恒凡, 李玉龙, 韩中合. 喷水预冷特性对蒸发冷却性能影响的数值模拟[J]. 动力工程学报, 2023, 43(7): 850.

Li H F, Li Y L, Han Z H, et al. Numerical simulation of the influence of water spray precooling characteristics on evaporative cooling performance[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2023, 43(7): 850.

[2] 张学镭, 周兰欣, 陈海平, 等. 基于模糊层次分析法的直接空冷凝汽器防冻性能监测[J]. 动力工程学报, 2012, 32(10): 809.
Zhang X L, Zhou L X, Chen H P, et al. Antifreezing performance monitoring of direct air-cooled condenser based on fuzzy analytic hierarchy process[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2012, 32(10): 809.

[3] 李昊, 罗云, 李瑞东, 等. 基于粒子群优化算法优化 BP 神经网络模型的间接空冷散热器性能监测[J]. 动力工程学报, 2019, 39(12): 973.
Li H, Luo Y, Li R D, et al. Performance monitoring of indirect air-cooled radiators based on particle swarm optimization BP neural network model[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2019, 39(12): 973.

[4] Kong Y, Wang W, Yang L, et al. Energy efficient strategies for anti-freezing of air-cooled heat exchanger[J]. Applied Energy, 2020, 261: 114468.

[5] Wang W, Huang X, Yang L, et al. Anti-freezing operation strategies of natural draft dry cooling system[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 118: 165.

[6] Yang X, Wei H, Jin R, et al. Anti-freezing of air-cooled heat exchanger with rolling-type windbreaker[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 136: 70.

[7] Yan J, Huang X, Huang W, et al. Auxiliary heat exchanger layout for freeze-proofing and performance recovery of natural draft dry cooling system[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 150: 119381.

[8] 王丰力. 空冷散热器管束防冻特性实验及模拟[D]. 北京: 华北电力大学, 2021: 1.
Wang F L. Experimental and simulation study on anti-freezing characteristics of air-cooled radiator tube bundles[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2021: 1.

[9] 张明玉, 王晓静, 关欣, 等. 间接空冷翅片管束临界防冻特性及防冻裕量研究[J]. 热力发电, 2024, 53(4): 92.
Zhang M Y, Wang X J, Guan X, et al. Anti-freezing characteristics and margin of indirect air-cooled finned tube bundle[J]. Thermal Power Generation, 2024, 53(4): 92.

[10] 王晗昀. 大型火电机组间接空冷塔防冻策略研究[D]. 南京: 东南大学, 2017: 1.
Wang H Y. Research on anti-freezing strategies for indirect air-cooling towers of large thermal power units[D]. Nanjing: Southeast University, 2017: 1.

[11] 孟令国, 杨芳, 陈承宪, 等. 严寒地区间接空冷塔防冻措施研究[J]. 电力勘测设计, 2021(增刊 1): 13.
Meng L G, Yang F, Chen C X, et al. Research on antifreeze of indirect dry cooling tower in severe cold region[J]. Electric Power Survey & Design, 2021(S1): 13.

[12] 赵元宾, 孙奉仲. 环境侧风下间接空冷塔水温分布特性的研究[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(18): 5367.
Zhao Y B, Sun F Z. Study on water temperature distribution characteristics of dry cooling tower under crosswind impact[J]. Proceedings of the CSEE, 2017, 37(18): 5367.

[13] 王伟佳, 孔艳强, 温新宇, 等. 电站间接空冷散热器管束防冻预测模型及数值验证和实验研究[J]. 中国电机工程学报, 2022, 42(17): 6357.
Wang W J, Kong Y Q, Wen X Y, et al. Anti-freezing predicting models, numerical verification and experimental research for air-cooled heat exchanger tube bundles of natural draft dry cooling system in power plant[J]. Proceedings of the CSEE, 2022, 42(17): 6357.

[14] 王伟佳. 自然通风空冷系统防冻高效运行技术研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2018: 1.
Wang W J. Research on anti-freezing and high-efficiency operation technology of natural ventilation air-cooling systems[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2018: 1.

[15] 陈铁锋, 陈庆杰, 王立东, 等. 间接空冷冷却三角气侧流动传热特性实验研究[J]. 中国电机工程学报, 2020, 40(增刊 1): 188.
Chen T F, Chen Q J, Wang L D, et al. Experimental research on the airside flow and heat transfer characteristics of natural draft dry cooling tower cooling deltas[J]. Proceedings of the CSEE, 2020, 40(S1): 188.

[16] 张利, 荆涛, 王子豪, 等. 火电机组间接空冷塔冬季防冻措施模拟研究[J]. 节能技术, 2022, 40(1): 43.
Zhang L, Jing T, Wang Z H, et al. Simulation study on anti-freezing measures of indirect air-cooling tower in thermal power unit in winter[J]. Energy Conservation Technology, 2022, 40(1): 43.

[17] 康卫东, 李高潮, 王子豪, 等. 基于环境风温-冷却水温耦合计算的间接空冷塔冬季运行及防冻研究[J]. 华东理工大学学报(自然科学版), 2023, 49(4): 474.
Kang W D, Li G C, Wang Z H, et al. Winter operation and anti-freezing research of indirect air-cooling tower based on coupling calculation between ambient wind temperature and cooling water temperature[J]. Journal of East China University of Science and Technology, 2023, 49(4): 474.

[18] Zhai Z, Fu S. Improving cooling efficiency of dry-cooling towers under cross-wind conditions by using wind-break methods[J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(10): 1008.

[19] 马欢. 大型间接空冷系统热力特性与空气侧流场优化研究[D]. 南京: 东南大学, 2020: 1.
Ma H. Research on thermal characteristics and air-side flow field optimization of large-scale indirect air cooling systems[D]. Nanjing: Southeast University, 2020: 1.

[20] Chen L, Yang L, Du X, et al. Anti-freezing of air-cooled heat exchanger by air flow control of louvers in power plants[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 106: 537.

[21] 栾少白, 马欢, 王柏公, 等. 环境侧风作用下进气喷雾预冷对间接空冷塔散热性能的影响[J]. 热力发电, 2025, 54(12): 56.
Luan S B, Ma H, Wang B G, et al. Effect of air inflow spray pre-cooling on heat dissipation performance of the indirect air cooling tower under environmental cross-wind[J]. Thermal Power Generation, 2025, 54(12): 56.

（责任编辑　杜亚勤）