DOI: 10.19666/j.rlfd.202507131

电站间接空冷散热器冬季防冻临界运行参数研究

李展洋[1,2]，周维博[3]，汪丽娜[1,2]，陈 磊[1,2]，王伟佳[1,2]，杨立军[1,2]，杜小泽[1,2]
（1. 华北电力大学电站能量传递转化与系统教育部重点实验室，北京 102206；
2. 华北电力大学能源动力与机械工程学院，北京 102206；
3. 西安热工研究院有限公司，陕西 西安 710054）

［摘 要］在冬季低温条件下，空冷散热器翅片管束易发生冻结。探究不同风速和风向条件下间接空冷系统临界防冻环境温度与临界防冻循环水流量的变化规律，对保障电厂安全稳定运行具有重要指导意义。以某 2×350 MW 间接空冷机组为研究对象，采用数值模拟方法，结合百叶窗开度调节策略，对不同工况下间接空冷系统的临界防冻特性进行研究。通过对冬季不同环境气象条件下间接空冷系统流动传热性能变化规律进行分析计算，揭示了不同风速、风向以及不同百叶窗开度条件下间接空冷系统临界防冻环境温度和临界防冻流量变化规律。结果表明：环境风速升高导致临界防冻环境温度降低、临界防冻流量增大；通过降低百叶窗开度可以降低临界防冻环境温度，而临界防冻流量呈先降后升的变化趋势，但在 270°风向高风速条件下，临界防冻流量随百叶窗开度减小而持续降低。研究结论可为间接空冷机组在冬季低温环境下安全稳定运行提供运行指导。

［关 键 词］间接空冷系统；冬季防冻；临界环境温度；临界循环水流量；数值模拟

［引用本文格式］李展洋，周维博，汪丽娜，等. 电站间接空冷散热器冬季防冻临界运行参数研究[J]. 热力发电，2026, 55(4): 127-139. LI Zhanyang, ZHOU Weibo, WANG Lina, et al. Research on critical operating parameters for freeze protection of indirect air-cooling radiators in power plants in winter[J]. Thermal Power Generation, 2026, 55(4): 127-139.

Research on critical operating parameters for freeze protection of indirect air-cooling radiators in power plants in winter

LI Zhanyang[1,2], ZHOU Weibo[3], WANG Lina[1,2], CHEN Lei[1,2], WANG Weijia[1,2], YANG Lijun[1,2], DU Xiaoze[1,2]
(1. Key Laboratory of Power Station Energy Transfer Conversion and System of Ministry of Education, North China Electric Power University, Beijing 102206, China;
2. School of Energy Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Beijing 102206, China;
3. Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd., Xi'an 710054, China)

Abstract: Under low-temperature conditions in winter, the fin-tube bundles of air-cooled radiators are prone to freezing. Exploring the variation patterns of the critical anti-freezing ambient temperature and critical anti-freezing circulating water flow rate of the indirect air-cooling system at different wind speeds and directions is of great guiding significance for ensuring the safe and stable operation of power plants. Taking a 2×350 MW indirect air-cooled unit as the research object, this study adopts the numerical simulation method, combining with the louver opening adjustment strategy, to investigate the critical anti-freezing characteristics of the indirect air-cooling system under different operating conditions. Through the analysis and calculation of the variation patterns of the flow and heat transfer performance of the indirect air-cooling system under different ambient meteorological conditions in winter, the variation laws of the critical anti-freezing ambient temperature and critical anti-freezing flow rate of the

收 稿 日 期：2025-07-13 修 回 日 期：2025-08-18 接 受 日 期：2025-09-01
基 金 项 目：国家自然科学基金项目（52006070）
Supported by: National Natural Science Foundation of China (52006070)
第一作者简介：李展洋（2001），男，硕士研究生，主要研究方向为热力发电智慧冷端、多能互补，lizhanyang1001@163.com。
通信作者简介：陈磊（1988），男，副教授，主要研究方向为电站智慧冷端，leichen@ncepu.edu.cn。

indirect air-cooling system at different wind speeds, wind directions and louver openings are revealed. The results show that an increase in ambient wind speed leads to a decrease in the critical anti-freezing ambient temperature and an increase in the critical anti-freezing flow rate. Reducing the louver opening can lower the critical anti-freezing ambient temperature, while the critical anti-freezing flow rate shows a trend of decreasing at first and then increasing. However, under the condition of high wind speed in the 270 °wind direction, the critical anti-freezing flow rate decreases continuously with the reduction of louver opening. The research conclusions can provide operational guidance for the safe and stable operation of indirect air-cooled units in low-temperature winter environments.

Key words: indirect air-cooling system; winter freeze protection; critical ambient temperature; critical circulating water flow rate; numerical simulation

间接空冷系统以空气作为冷却介质，相较于湿冷机组具有显著的节水优势，因此在我国北方富煤缺水地区的大型火电机组中得到了广泛应用[1]。然而，北方大部分地区冬季寒冷且环境风速较高，空冷散热器面临较高的冻结风险。冻结现象将导致空冷塔换热效率显著下降，增加机组运行能耗，严重时甚至引发设备损坏，对机组安全稳定运行构成威胁[2]。

针对空气侧，采用百叶窗开度调节是电厂预防管束冻结的常用措施。孟令国等[3]提出通过调整百叶窗开度可以有效应对低温环境，并强调了极寒条件下采用辅助防冻措施的重要性。顾红芳等[4]指出，机组在冬季运行时需协同调节百叶窗开度、环境温度及机组负荷等参数。Wei 等人[5]基于火积理论提出了冬季侧风作用下间接空冷系统百叶窗开度的全局最优控制方法。康卫东等[6]通过环境风温–冷却水温耦合计算，揭示了迎风与背风扇段百叶窗的调节规律。赵倩[7]采用数值模拟研究了百叶窗开度对小六排管间冷塔气侧流场及水温分布的影响，为间冷塔的防冻节能控制提供优化方向。

针对循环水侧，采用循环水流量调节实现防冻的研究较多。Wang 等人[8]研究了不同风速条件下各扇区防冻水流量并引入防冻裕量表征各扇区防冻能力。李文东[9]研究了循环水流量对出塔水温分布特性的影响机理，确定了以出塔水温分布为基础，以相对出塔水温为标准的防冻参数。王伟佳等[10]系统研究了电站间接空冷系统的防冻高效运行控制逻辑，提出通过调控循环水流量和百叶窗开度避免冬季低温环境下管束冻结的策略。岳金鸿[11]从空气侧和循环水侧综合研究间接空冷系统散热器的传热及防冻性能，揭示了循环水流量分配对冬季防冻措施的影响规律。Wang 等人[12]和张明玉等[13]通过对间冷散热器翅片管束的临界防冻特性和防冻裕量的研究，阐明了顺流式和逆流式管束分别在不同环境温度、风速和入口水温下的防冻性能。Zhang 等人[14]开发了一种基于遗传算法优化的人工神经网络与凝汽器–空冷散热器传热模型耦合的方法，通过求解确定了各扇区最佳循环水流量。为空冷机组冬季防冻运行提供了理论指导。

针对其他防冻措施的研究工作也大量开展。王晗昀[15]开发了基于 BP 神经网络的防冻策略优化方案，实现了机组运行经济性与安全性的协同优化。Yang 等人[16]提出了一种基于卷帘式挡风板下拉调节气流控制的防结冰方法。Zhou 等人[17]研究了极寒天气下百叶窗全关时漏风的影响，提出在进风口高度塔体水平截面上设置新型环形防风布，以保障间冷系统安全高效运行。Ma 等人[18]提出通过部分可透风塔壳引入塔外冷空气的优化策略，分析了其对空冷塔百叶窗漏风的抑制作用，将系统安全运行的极限环境温度下限由–18.5 ℃降至–33.8 ℃。

前述研究为电厂间接空冷系统在冬季低温条件下的安全稳定运行提供了重要参考。然而，现有工作多为特定环境气象条件下机组防冻特性变化规律的研究，缺乏对于间接空冷机组临界防冻特性参数变化规律的探究。

本文基于实际工程背景，以某“两机一塔”布置的间接空冷机组为研究对象，采用数值模拟方法系统分析了不同环境气象参数（风速、风向）和百叶窗开度下间接空冷系统的流动传热特性，揭示了间冷系统临界防冻特性变化规律，得到了不同风向条件下的临界防冻环境温度曲线及对应的临界循环水流量。研究结果可为北方间冷机组在冬季低温环境下的安全稳定运行提供运行指导。

1 数值计算模型

1.1 物理模型

本文以某 2×350 MW 间接空冷机组为研究对象，该机组采用“两机一塔”布置方式。图 1 为间接空冷塔与周围建筑物的空间分布及环境风向特征。

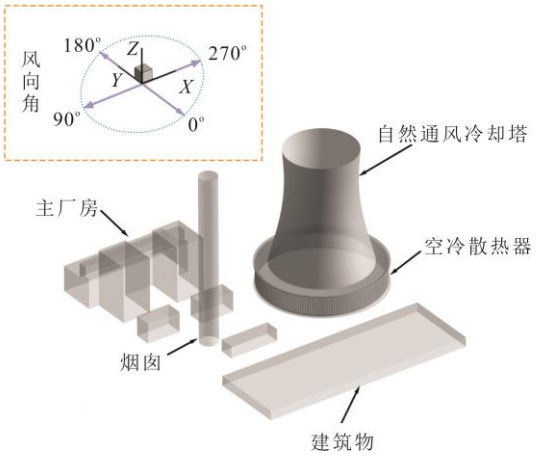


图 1 间接空冷机组空间分布及环境风向示意
Fig.1 Schematic diagram of spatial distribution and ambient wind direction of the indirect air-cooling unit

间接空冷散热器共有 170 个冷却三角，垂直布置在塔外侧一周。依据循环水管路系统结构将全塔冷却三角划分为 12 个扇区，2 台机组的对应扇区交替间隔布置。系统主要结构参数详见表 1。

表 1 间接空冷系统主要结构参数
Tab.1 Main structural parameters of the indirect air-cooling system

项目	数值
空冷塔高度/m	170
空冷塔入口高度/直径/m	27.8/120.2
空冷塔喉部高度/直径/m	133/81
空冷塔出口高度/直径/m	170/85
空冷塔外缘直径/m	145.3
空冷散热器高度/m	26
冷却三角夹角/(°)	46

1.2 数学模型

1.2.1 热平衡方程

间接空冷系统运行过程中涉及 2 次表面换热过程。首次换热过程是发生在凝汽器中的循环水冷却汽轮机排汽的过程，其热平衡方程如式(1)—式(3)[10]所示：

$$Q_{\mathrm{s}} = m_{\mathrm{s}}(h_{\mathrm{s}} - h_{\mathrm{w}}) \tag{1}$$

$$Q' = K'A'\frac{t'_{\mathrm{w1}} - t'_{\mathrm{w2}}}{\ln\left(\dfrac{t_{\mathrm{s}} - t'_{\mathrm{w2}}}{t_{\mathrm{s}} - t'_{\mathrm{w1}}}\right)} \tag{2}$$

$$Q'_{\mathrm{w}} = c_{p,\mathrm{w}} m_{\mathrm{w}}(t'_{\mathrm{w1}} - t'_{\mathrm{w2}}) \tag{3}$$

式中：Q_{s}、Q'、Q_{w}'分别为汽轮机末级排汽释热量、凝汽器换热量与循环水吸热量，且 Q_{s}=Q'=Q_{w}'；m_{s}为汽轮机末级排汽流量；h_{s}为蒸汽焓值；h_{w}为冷凝水焓值；K'为凝汽器换热系数；A'为凝汽器换热面积；t_{s}为蒸汽冷凝温度；t_{w1}'和 t_{w2}'分别为凝汽器出入口水温；$c_{p,\mathrm{w}}$为循环水定压比热容；m_{w}为循环水流量。

第 2 次换热发生在间接空冷散热器内的环境空气冷却循环水的过程，其热平衡方程如式(4)—式(6)[10]所示：

$$Q = KA\Psi\frac{(t_{\mathrm{w2}} - t_{\mathrm{a1}}) - (t_{\mathrm{w1}} - t_{\mathrm{a2}})}{\ln\left(\dfrac{t_{\mathrm{w2}} - t_{\mathrm{a1}}}{t_{\mathrm{w1}} - t_{\mathrm{a2}}}\right)} \tag{4}$$

$$Q_{\mathrm{w}} = c_{p,\mathrm{w}} m_{\mathrm{w}}(t_{\mathrm{w1}} - t_{\mathrm{w2}}) \tag{5}$$

$$Q_{\mathrm{a}} = c_{p,\mathrm{a}} m_{\mathrm{a}}(t_{\mathrm{a2}} - t_{\mathrm{a1}}) \tag{6}$$

式中：Q、Q_{w}、Q_{a}分别为间接空冷系统换热量、循环水放热量、环境空气吸热量，且 Q=Q_{w}=Q_{a}；K为散热器换热系数；A为散热器换热面积；ψ为小于 1 的修正系数；t_{w1}和 t_{w2}分别为散热器进、出口水温，其值分别与 t_{w1}'和 t_{w2}'相等；m_{a}为冷却空气质量流量；$c_{p,\mathrm{a}}$为冷却空气定压比热容；t_{a1}和 t_{a2}分别为空气进、出口温度。

假设循环水在凝汽器与空冷散热器之间无热量损失，2 次表面换热的热负荷守恒，即满足式(7)：

$$Q'_{\mathrm{w}} = Q_{\mathrm{w}} = Q_{\mathrm{s}} = Q' = Q = Q_{\mathrm{a}} \tag{7}$$

1.2.2 数值模型

数值模拟计算过程中，认为间接空冷系统的流动传热是稳态过程，假定空气为不可压缩理想流体。空气流动满足式(8)所示的控制方程[10,19-20]：

$$\nabla\rho u\varphi = \nabla(\Gamma_{\varphi}\nabla\varphi) + S_{\varphi} + S'_{\varphi} \tag{8}$$

式中：变量φ为 1、u、$c_{\mathrm{p}}t$、k、ε时，分别表示连续性方程、动量守恒方程、能量守恒方程与湍流模型；Γ_{φ}、S_{φ}、S_{φ}'分别为扩散项、源项与附加源项。

为准确描述空冷散热器流动传热特性，利用换热器（macro heat exchanger）模型表征空气与循环水之间的换热特性，以及空气流经翅片管束的阻力特性，如式(9)、式(10)所示[10,19-20]：

$$Q_{\mathrm{macro}} = \varepsilon_{\mathrm{macro}} m_{\mathrm{primary}} c_p (t_{\mathrm{auxiliary,in}} - t_{\mathrm{macro}}) \tag{9}$$

$$\Delta p = \frac{1}{2} f \rho_{\mathrm{a}} u_{\mathrm{a}}^2 \tag{10}$$

式中：Q_{macro}为矩形单元换热量；$\varepsilon_{\mathrm{macro}}$为换热器效能；$m_{\mathrm{primary}}c_p$为空气的热容流量；$t_{\mathrm{auxiliary,in}}$为循环水温度；$t_{\mathrm{macro}}$为矩形单元中心空气温度；$\Delta p$为空气流经翅片管束的压降；$f$为压力损失系数；$\rho_{\mathrm{a}}$为空气平均密度；$u_{\mathrm{a}}$为翅片管束的迎面风速。

为实现对百叶窗开度的数值模拟，将冷却三角的入口面设置为压力阶跃（porous-jump）模型，空

气流经百叶窗的阻力特性可由式(11)表示[2,10]：

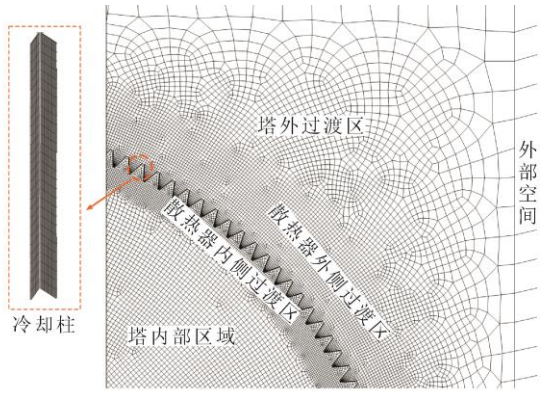
$$\Delta p_{\text{louver}} = -\left(\frac{\mu_{\text{a}}}{\omega} + u_{\text{a}} + \zeta\frac{1}{2}\rho_{\text{a}}u_{\text{a}}^2\right)\Delta L \tag{11}$$

式中：Δp_{louver}为空气流经百叶窗的压降；μ_{a}为空气黏度；ω为流通孔隙率；ζ为压力损失系数；ΔL为空气沿百叶窗的流程。

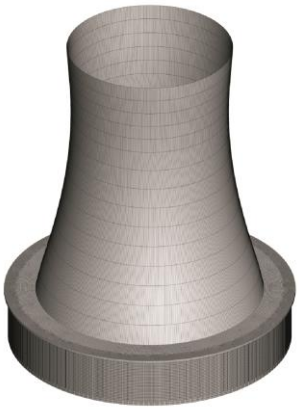
采用基于压力的求解器算法进行数值计算，控制方程采用压力−速度耦合的 SIMPLE 算法和二阶迎风离散格式，能量方程残差收敛标准设为 10^{-8}，其余方程设为 10^{-6}[19-20]。

1.3 网格划分和边界条件

图 2 为数值模型的网格划分情况。模型采用区块化网格划分技术[18,20]：空冷塔及散热器的核心区域选用六面体结构化网格并进行加密处理，散热器内外两侧网格尺寸逐层向外过渡，冷却塔外围小计算域选用结构化和非结构化混合网格，外部空间扩展计算域选用较为稀疏的结构化网格。



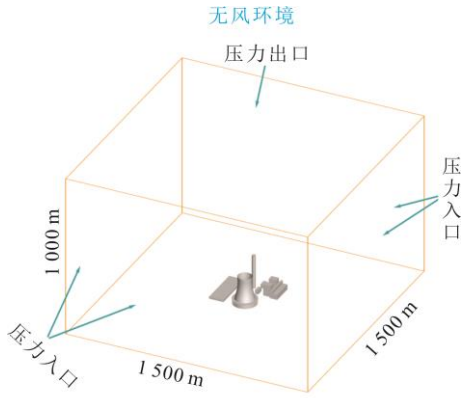
a) 局部网格划分



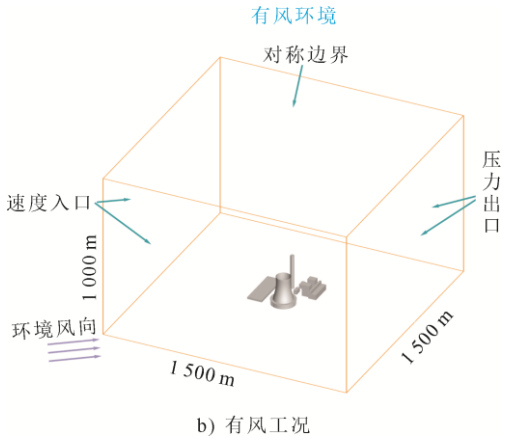
b) 整体网格划分

图 2 网格划分示意
Fig.2 Schematic diagram of mesh generation

图 3 为间接空冷系统数值模型的计算域及边界条件设置。无风工况中，计算域四周为压力入口、顶部为压力出口；有风工况下，迎风面采用速度入口，背风面设为压力出口，顶部面设为对称边界条件。



a) 无风工况



b) 有风工况

图 3 数值模型计算域及边界条件
Fig.3 Computational domain and boundary conditions of the numerical model

1.4 模型验证

本文共设计了 3 种数量的网格方案，分别为：方案 1（3 958 239）、方案 2（5 632 593）、方案 3（6 698 912），针对 TMCR 和 THA 工况进行校核计算，计算结果见表 2。

表 2 TMCR 和 THA 工况模型验证结果 单位：%
Tab.2 Model validation results for TMCR and THA conditions

项目	TMCR	THA
方案 1 换热量误差	0.386 3	0.382 1
方案 2 换热量误差	0.196 1	0.302 4
方案 3 换热量误差	0.153 6	0.211 9

综合考虑计算精度和计算资源，最终确定的计算域网格数量为 5 632 593。

1.5 计算逻辑

在相同运行条件下，环境温度降低导致汽轮机排汽背压下降。阻塞背压为汽轮机安全运行的最低允许背压，因此，在面临临界防冻问题时，机组需维持在阻塞背压工况下运行。表 3 为单台机组在阻塞背压工况下汽轮机的排汽参数。

表 3　单台机组在阻塞背压工况下汽轮机排汽参数
Tab.3 Steam turbine exhaust parameters of a single unit under blocked back pressure condition

项目	数值
背压/kPa	4.71
排汽量/(t h^{-1})	525.72
排汽焓/(kJ kg^{-1})	2 383.10
饱和水温/℃	31.82
饱和水焓/(kJ kg^{-1})	133.34

图 4 为间接空冷系统临界防冻特性的计算流程。首先，假设循环水流量，通过凝汽器热平衡方程求解循环水入口温度；其次，假设临界防冻环境温度，将环境参数和循环水参数输入间接空冷数值模型进行模拟计算。控制空冷散热器的翅片管束最低出口水温为 0~0.5 ℃，并确保数值计算所得热负荷与凝汽器热负荷满足误差精度；最后，通过迭代计算，确定该百叶窗开度及环境风条件下，机组保持阻塞背压运行时对应的临界防冻环境温度和临界防冻循环水流量。

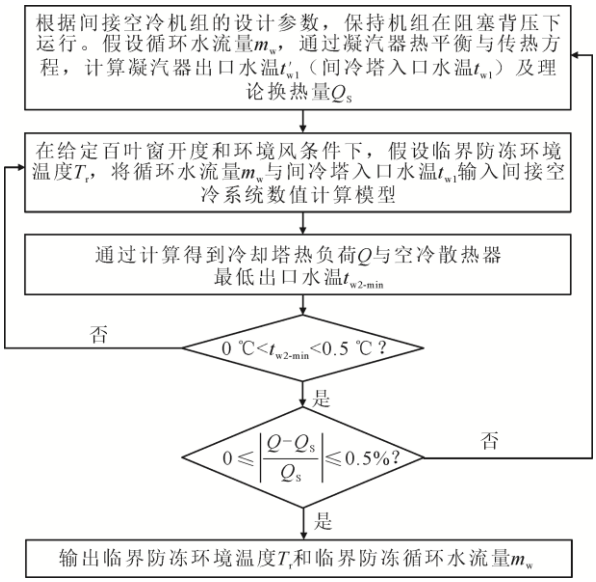


图 4　间接空冷系统临界防冻特性计算流程
Fig.4 Critical anti-freeze characteristics computational flow of the indirect air-cooled system

2 计算结果分析

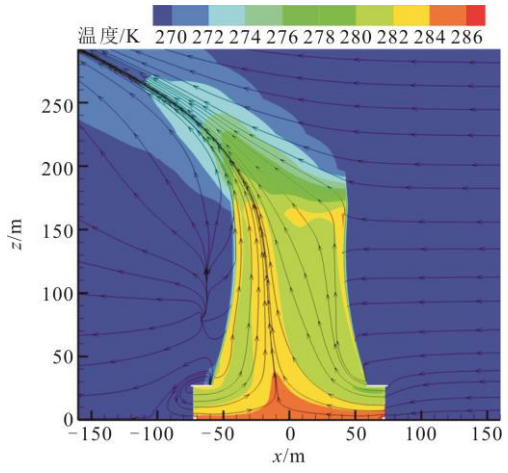
2.1 间接空冷系统流动传热特性分析

间接空冷塔以温差为驱动力，依赖自然抽吸作用进行换热，其热力性能和安全性能易受环境风条件及环境温度的影响。电厂运行中普遍采用调节循环水流量和百叶窗开度的措施实现防冻。选取图 5—图 9 所示工况，针对 90 °、180 °和 270 °3 个风向，对不同环境风速和百叶窗开度下间接空冷塔的流动传热特性展开分析。

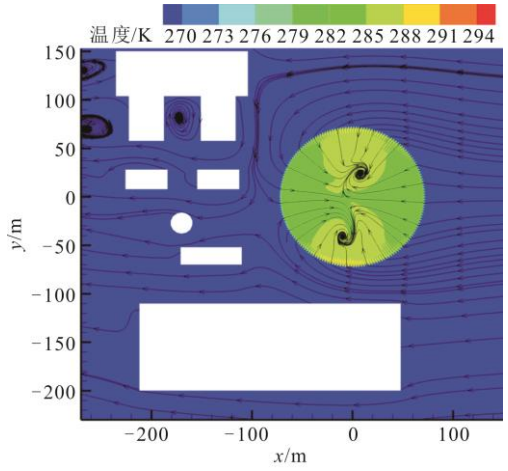
2.1.1 90 °风向下间冷系统物理场分布规律

图 5 为 90 °风向、百叶窗开度 100%条件下，风速分别为 4 m/s 和 10 m/s 时间接空冷系统的流场和温度场分布云图。

百叶窗全开条件下，4 m/s 风速时，环境风的强制通风作用导致塔内外流场紊乱，塔外出现类似圆柱绕流的现象，不同扇区的流场分布不均，换热性能出现差异：迎风扇区进风量最大、换热能力最强、出口水温最低；侧风扇区因切向速度较大而径向速度较小，进风作用最差，换热性能显著降低、出口水温最高；背风扇区处于风向下游，受塔体遮挡效应的影响，环境风的作用较弱，但由于塔内流场紊乱，其进风量和换热性能也受到一定的削弱。



a) 4 m/s风速时竖直截面



b) 4 m/s风速时水平截面

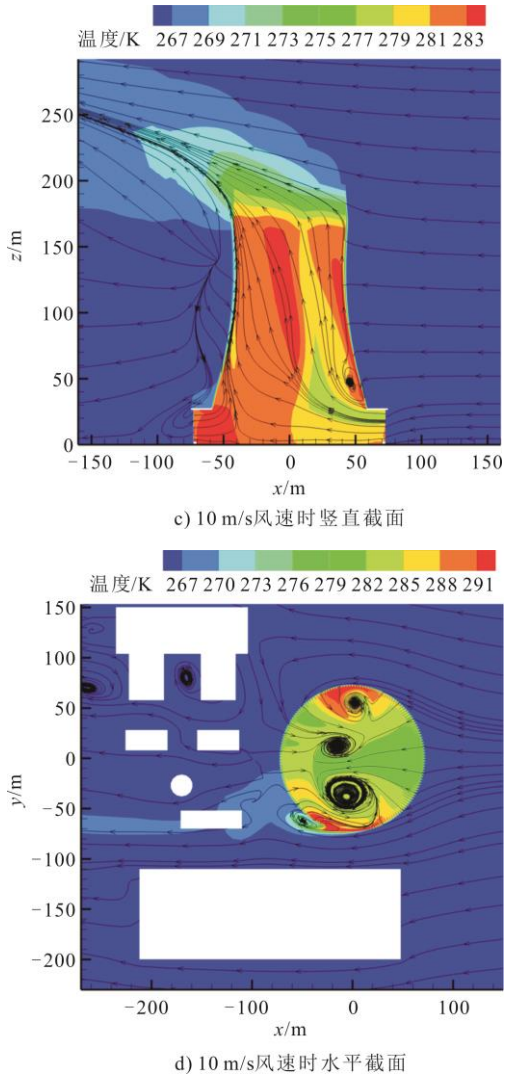
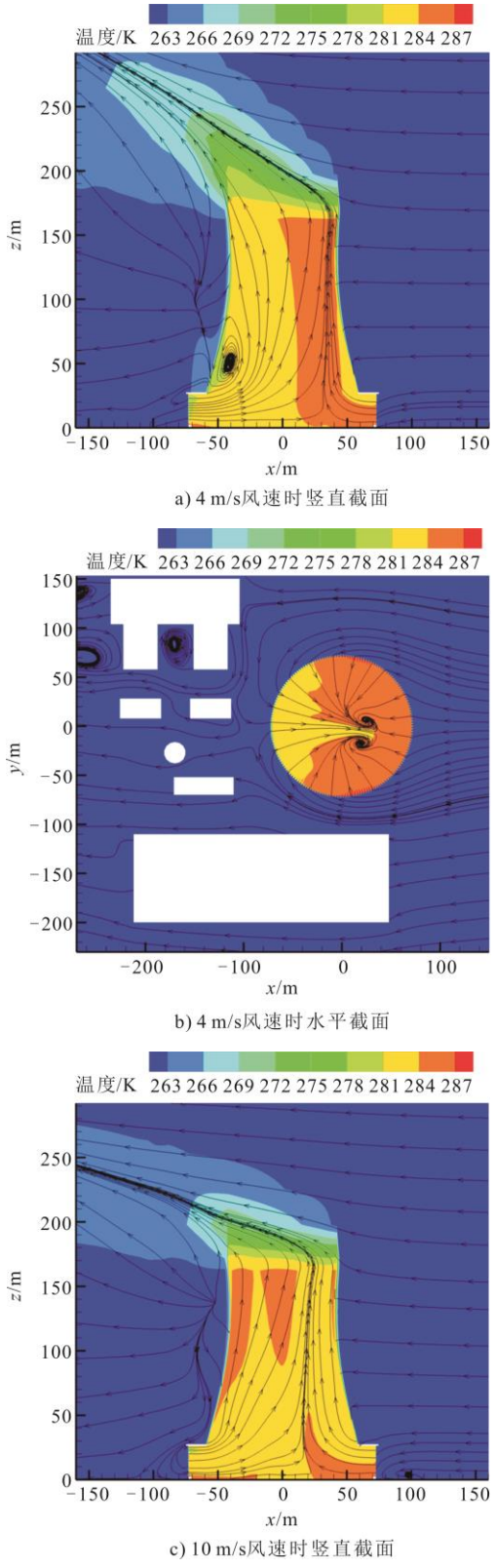
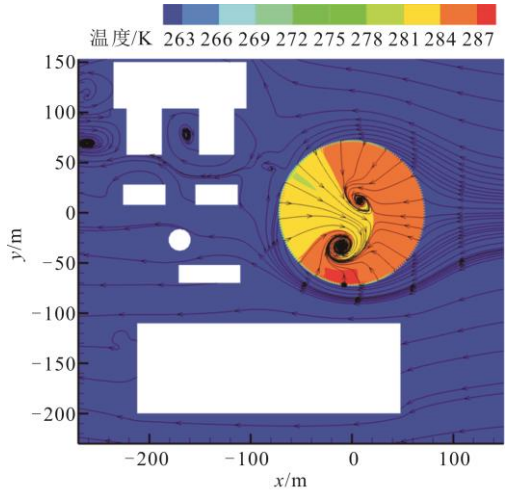


图 5 90 °风向、百叶窗开度 100%时间冷系统流场和温度场
Fig.5 Flow and temperature fields of the indirect air-cooling system at 90 °wind direction and full louver opening

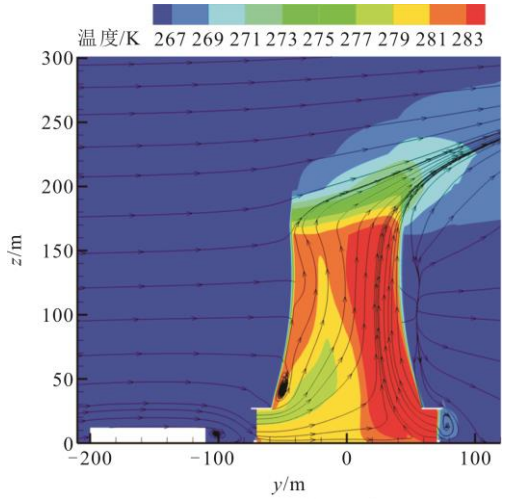
当风速增至 10 m/s 时，塔内流场的紊乱程度加剧，形成更强的漩涡，侧风扇区出现“穿堂风”现象，外界空气更难以流入散热器，侧后方扇区换热被削弱，不同扇区换热能力的差异加剧。同时，塔顶出口通流面积减小，气流被严重抑制，出口阻力增大，出口羽流区向下偏移。在降低间冷散热器整体换热性能的同时，反而加强了迎风扇区换热。因此，环境风的存在显著加剧了迎风扇区的冻结风险，且风险水平随风速增大而进一步升高。

百叶窗开度降低至 50%后间接空冷系统的流场和温度场分布云图如图 6 所示。对比图 5（百叶窗全开工况）可以看出，降低百叶窗开度可以有效减少间冷塔进风量，抑制环境风对间冷塔的不良影响，改善塔内外流场分布，减小塔内漩涡区域，塔内气流中心位置向迎风侧偏移，温度场分布更加均匀，热空气聚集在靠近迎风侧区域。并且改善效果随风速增大而更加明显，风速为 10 m/s 时，间冷塔内外流场分布紊乱程度显著降低，且“穿堂风”现象得到消除。提高了扇区间进风量和换热性能的均匀性，增强了间冷系统的防冻能力。





d) 10 m/s风速时水平截面

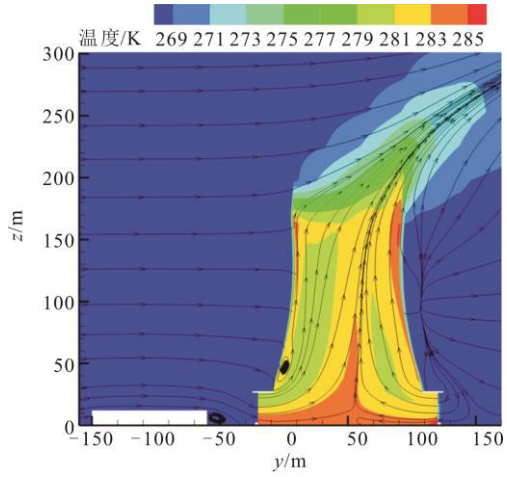


c) 10 m/s风速时竖直截面

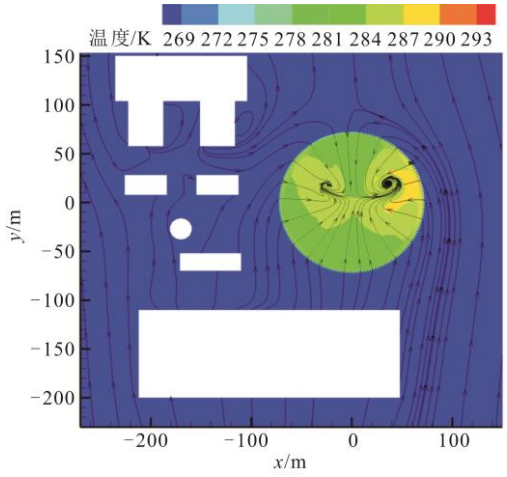
图 6 90 °风向、百叶窗开度 50%时间冷系统流场和温度场
Fig.6 Flow and temperature fields of the indirect air-cooling system at 90 °wind direction and 50% louver opening

2.1.2 180 °风向下间冷系统物理场分布规律

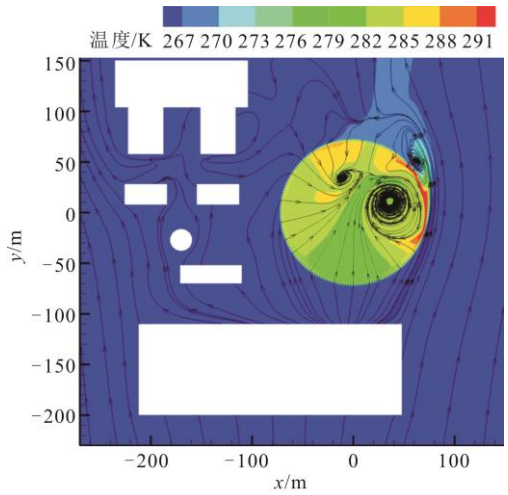
图 7 为 180 °风向、百叶窗开度 100%条件下，风速分别为 4 m/s 和 10 m/s 时间接空冷系统的流场和温度场分布云图。



a) 4 m/s风速时竖直截面



b) 4 m/s风速时水平截面



d) 10 m/s风速时水平截面

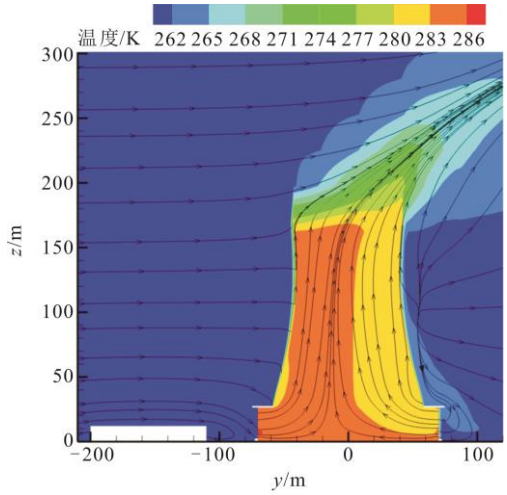
图 7 180 °风向、百叶窗开度 100%时间冷系统流场和温度场
Fig.7 Flow and temperature fields of the indirect air-cooling system at 180 °wind direction and full louver opening

相比于 90 °风向，180 °风向条件下环境风在迎风方向需先绕经建筑物才能对间冷塔产生影响。在相同环境风条件下，由于主厂房和烟囱位于塔体左侧，环境风在间冷塔左侧形成紊流区域，并且塔外紊流程度随风速增大而更加严重。左侧风扇区受环境风圆柱绕流现象影响较小，塔内涡流区域呈现左小右大的非对称分布。与 90 °风向工况相比，180 °风向条件下塔内温度场分布均匀性更优。

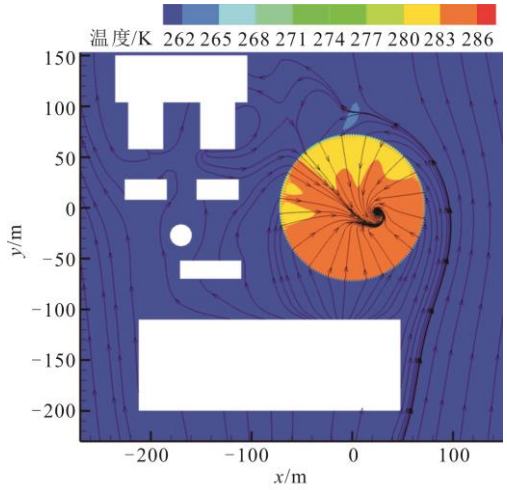
图 8 为 180 °风向、百叶窗开度 50%条件下，风速分别为 4 m/s 和 10 m/s 时间接空冷系统的流场和温度场分布云图。

180 °风向条件下百叶窗开度降低显著降低了塔内流场的紊乱程度。相比于 90 °风向，180 °风向时塔内流场漩涡仅有一处，且更偏向右侧风扇区，其漩涡区域更小。在竖直截面上，塔内气流中心位置更

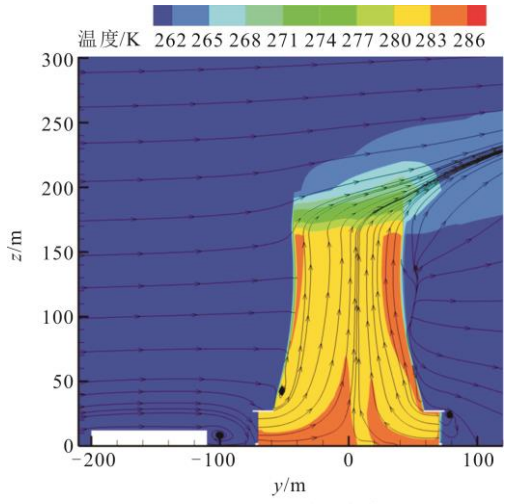
偏向塔中心区域。塔内温度场分布更加均匀，10 m/s风速下塔内空气高温区域集中在右侧风扇区，其余扇区换热差异较小。



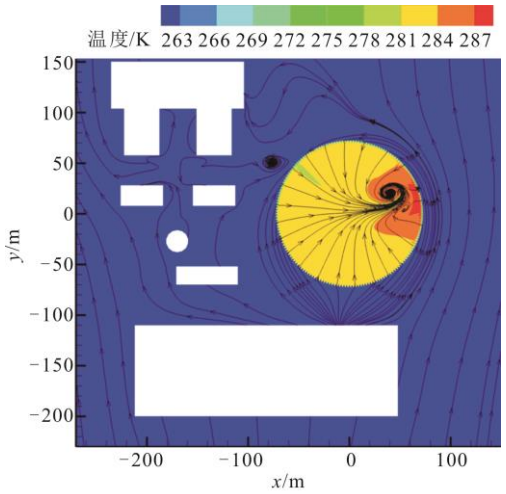
a) 4 m/s风速时竖直截面



b) 4 m/s风速时水平截面



c) 10 m/s风速时竖直截面

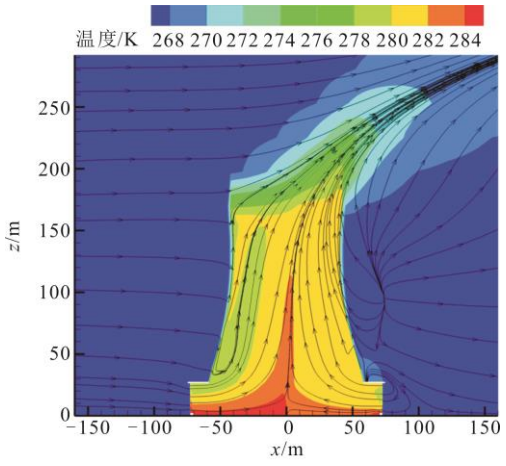


d) 10 m/s风速时水平截面

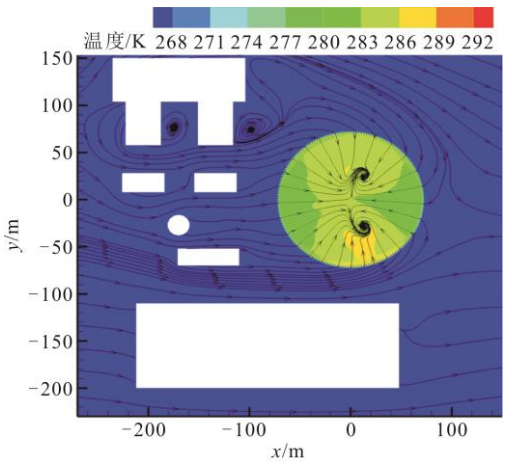
图 8 180 °风向、百叶窗开度 50%时间冷系统流场和温度场
Fig.8 Flow and temperature fields of the indirect air-cooling system at 180 °wind direction and 50% louver opening

2.1.3 270 °风向下间冷系统物理场分布规律

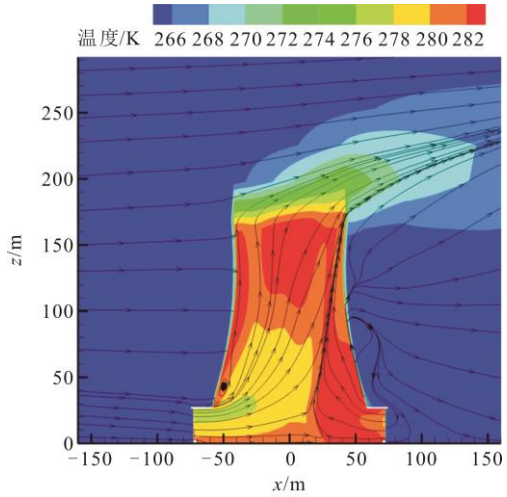
图 9 为 270 °风向、百叶窗开度 100%条件下，风速分别为 4 m/s 和 10 m/s 时间接空冷系统的流场和温度场分布云图。



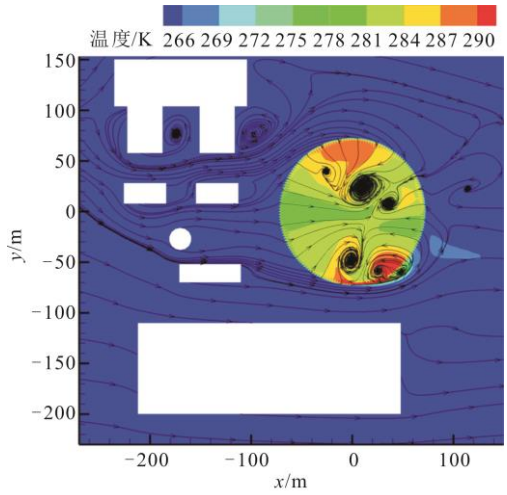
a) 4 m/s风速时竖直截面



b) 4 m/s风速时水平截面



c) 10 m/s风速时竖直截面

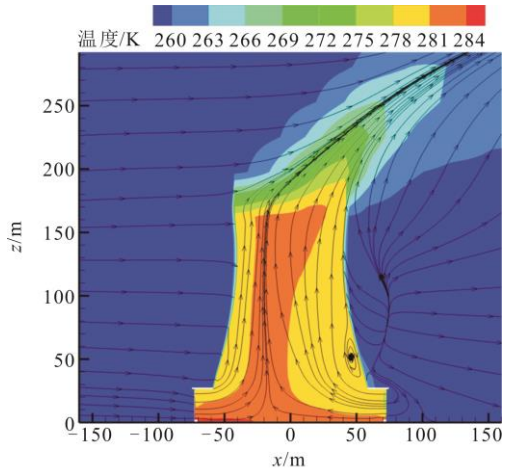


d) 10 m/s风速时水平截面

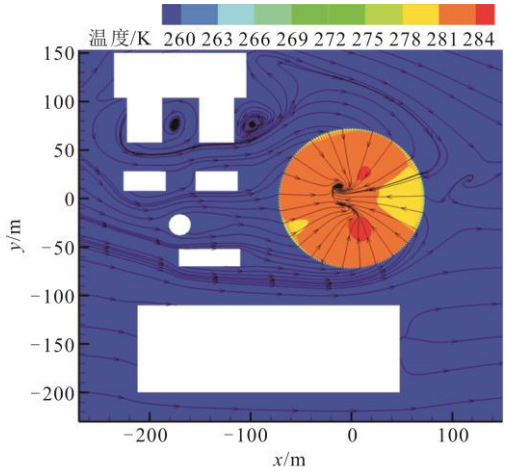
图 9 270 °风向、百叶窗开度 100%时间冷系统流场和温度场
Fig.9 Flow and temperature fields of the indirect air-cooling system at 270 °wind direction and full louver opening

与 90 °风向时环境风直吹散热器迎风扇区不同，270 °风向时环境风需经建筑物绕流作用后才能对间冷塔产生影响，且建筑物的遮挡效应大于 180 °风向。此工况下，塔外流场分布紊乱程度加剧，特别是迎风侧塔外区域的流场更加紊乱，但塔内流场分布反而优于 90 °和 180 °风向。塔内漩涡区域更小，侧风扇区“穿堂风”范围更小，迎风扇区的进风量显著降低。在竖直截面上，气流位置向中心偏移，迎风扇区进风对塔内流场的压制效应明显减弱，各扇区间进风能力和换热性能的差异缩小。建筑物的扰流作用产生了类似挡风墙的效应，可以改善间冷塔的换热性能，提高防冻能力。

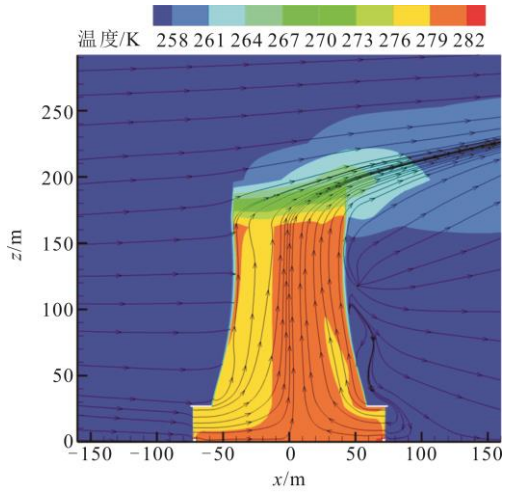
将百叶窗开度降低到 50%后间接空冷系统的流场和温度场分布云图如图 10 所示。相较于 90 °和 180 °风向，在 270 °风向条件下降低百叶窗开度，塔内流场紊乱程度最低，塔内漩涡区域最小且更靠近塔中心位置，塔内气流中心位置更偏向塔中心区域。在竖直截面上，热空气集中在背风侧区域且均匀性更好；在水平截面上，间冷塔内各扇区间空气温度分布最为均匀，不同扇区的换热量差异最小，迎风扇区的换热量占比小于另外 2 个风向。综合分析表明，在相同条件下，270 °风向时间接空冷系统的防冻性能最好。



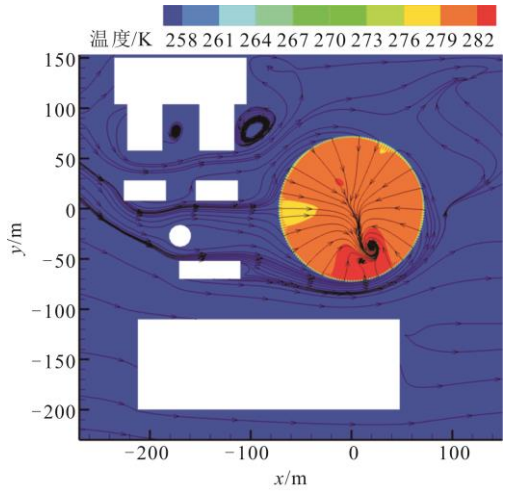
a) 4 m/s风速时竖直截面



b) 4 m/s风速时水平截面



c) 10 m/s风速时竖直截面



d) 10 m/s风速时水平截面

图 10 270 °风向、百叶窗开度 50%时间冷系统流场和温度场

Fig.10 Flow and temperature fields of the indirect air-cooling system at 270 °wind direction and 50% louver opening

2.2 间接空冷系统临界防冻特性

间接空冷系统的临界防冻工况是指机组在阻塞背压下运行，并满足防冻要求的运行条件。在此前提下，本文通过数值迭代计算，求解了不同环境风向、风速及百叶窗开度组合工况下的临界防冻环境温度及临界循环水流量。

2.2.1 90 °风向下间接空冷系统的临界防冻特性

当环境风向为 90 °时，因无建筑物遮挡，间接空冷散热器迎风扇区受环境风直吹作用，冻结风险显著高于其他风向。图 11 为 90 °风向条件下，环境风速与百叶窗开度对临界防冻环境温度及翅片管束临界循环水流量的影响。由图 11 可知，固定百叶窗开度时，无风工况的临界防冻环境温度低于低风速工况，且对应循环水流量最低。这是由于无环境风作用时，散热器扇区间换热均匀、换热性能最优，能够以最小的循环水流量承受较低的环境温度，间冷散热器的防冻能力最强。随百叶窗开度降低，临界防冻环境温度持续下降，对应循环水流量逐渐增大，表明通过降低百叶窗开度可以有效提高空冷塔的防冻能力。

当有环境风存在时，临界环境温度随风速的增大而降低，对应循环水流量随风速的增大而增大。固定风速工况下，百叶窗开度越低，临界环境温度越低且下降幅度随开度的减小而增大。例如风速为 4 m/s 时临界环境温度随百叶窗开度降低的变化幅度分别为 3.00、3.30、9.00 ℃；临界循环水流量随百叶窗开度的减小呈先降后升趋势，但始终低于全开工况的值。此外，随着百叶窗开度的减小，临界循环水流量随风速增大的增长幅度逐渐降低。百叶窗开度为 100%、75%、50%、30%时，循环水流量随环境风速的最大变化幅度分别为 12.83、7.72、5.22、5.21 kg/s。

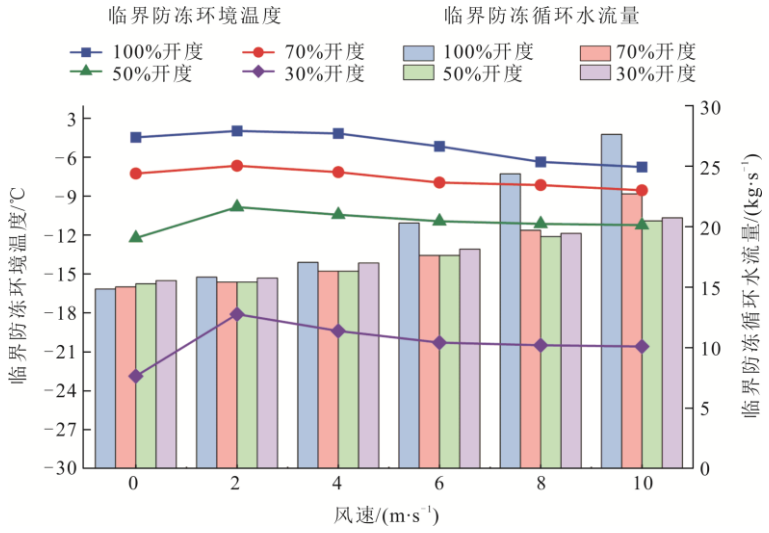


图 11 90 °风向下间接空冷系统的临界防冻特性

Fig.11 Critical anti-freezing characteristics of the indirect air-cooling system at 90 °wind direction

随着风速增加，散热器整体换热性能降低，导致维持机组以阻塞背压条件运行所需环境温度进一步降低。同时，增大风速加剧了迎风扇区与其他扇区的换热量差异，因此需要提高循环水流量来避免冻结。

百叶窗全开工况下，空冷塔进风量最大，扇区间换热量的差异最大，防冻能力较差，对应的环境温度和循环水流量较高。减小百叶窗开度可有效降

低空冷塔的进风量，提升扇区换热均匀性，满足间冷系统在更低环境温度下空气侧的热负荷需求。百叶窗开度越低，进风能力的削弱程度越大，散热器的临界防冻环境温度越低，且变化幅度越大。百叶窗开度的降低能够改善散热器扇区换热量的均匀性，从而使机组在循环水流量略低于百叶窗全开工况时，仍可满足热负荷需求。但百叶窗开度降至30%时，扇区间换热量的差异及迎风扇区的换热量反而增大，需提高循环水流量来满足防冻要求。百叶窗开度越低，迎风扇区空气侧受到的阻挡作用越大，削弱了风速对换热量的影响，循环水流量变化幅度变小。

2.2.2 180 °风向下间接空冷系统的临界防冻特性

相较于 90 °风向，180 °风向存在建筑物的遮挡效应，且侧面主厂房也会对环境风的圆柱绕流现象产生一定的影响。图 12 为 180 °风向条件下，环境风速与百叶窗开度对临界防冻环境温度及翅片管束临界循环水流量的影响。由图 12 可知，180 °风向条件下间接空冷系统的临界防冻特性随风速和百叶窗开度的变化规律与 90 °风向基本一致。固定百叶窗开度条件下，临界环境温度随风速的增大而降低，临界循环水流量随风速的增大而增大；固定风速条件下，临界环境温度随百叶窗开度降低而降低，临界循环水流量呈先降后升的变化趋势。

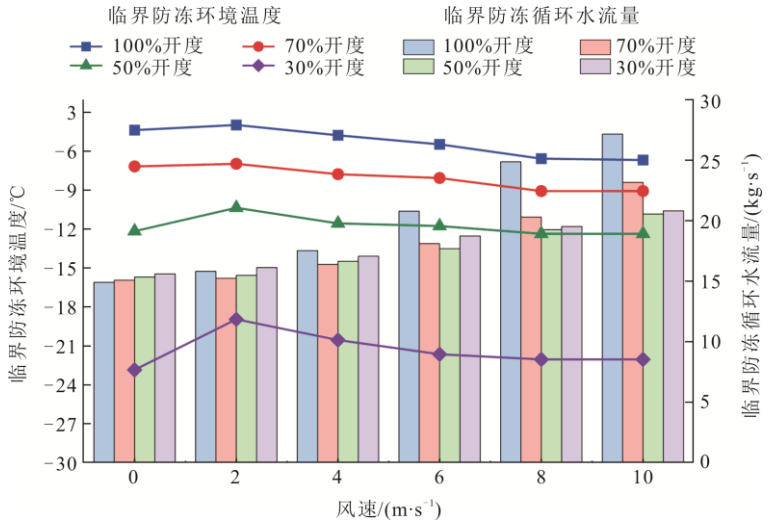


图 12 180 °风向下间接空冷系统的临界防冻特性

Fig.12 Critical anti-freezing characteristics of the indirect air-cooling system at 180 °wind direction

相较于 90 °风向工况，180 °风向工况的临界防冻特性在数值方面存在差异。相同风速和百叶窗开度下，180 °风向的临界防冻环境温度低于 90 °风向工况。风速为 8 m/s 时，180 °风向百叶窗开度为 100%、75%、50%、30%下的临界环境温度相较于 90 °风向分别下降了 0.30、1.00、1.30、1.50 ℃。临界循环水流量在百叶窗开度较高时较 90 °风向小幅上升，低开度时则基本不变。

180 °风向条件下，由于建筑物的遮挡效应以及对圆柱绕流现象削弱的影响，间冷散热器能够承受的环境温度比迎面风条件下更低，防冻能力更好。在百叶窗开度较高时，由于环境温度降低和建筑物遮挡的协同效应导致迎风扇区的换热量增加，需提高循环水流量来避免冻结；百叶窗开度较低时，百叶窗阻力对迎风扇区进风阻力的影响增强，因此循环水流量与 90 °风向基本相同。

2.2.3 270 °风向下间接空冷系统的临界防冻特性

在 270 °环境风向工况下，环境风需流经厂房、烟囱等建筑群，导致间接空冷散热器周边流场呈高度紊乱特性，且受建筑物遮挡效应的影响最显著。图 13 为 270 °风向条件下，环境风速与百叶窗开度对临界防冻环境温度及翅片管束临界循环水流量的影响。由图 13 可知，270 °风向下仍遵循百叶窗开度固定时临界环境温度随风速的增大而降低、临界循环水流量随风速的增大而增大、风速相同条件下临界环境温度随百叶窗开度减小而降低的变化规律。但循环水流量在低风速条件下随百叶窗开度的减小呈先降后升趋势，而在高风速条件下则持续降低。这是由于在低风速时临界循环水流量随风速增大的变化幅度较小，而在高风速条件下，百叶窗开度越小，循环水流量随风速增大的变化幅度越小，导致高风速条件下临界循环水流量随百叶窗开度

减小而持续降低。270 °风向下，百叶窗开度为 100%、75%、50%、30%时，循环水流量随环境风速的最大变化幅度分别为 11.19、5.99、3.91、2.19 kg/s，低于相同条件下 90 °风向时的变化幅度。

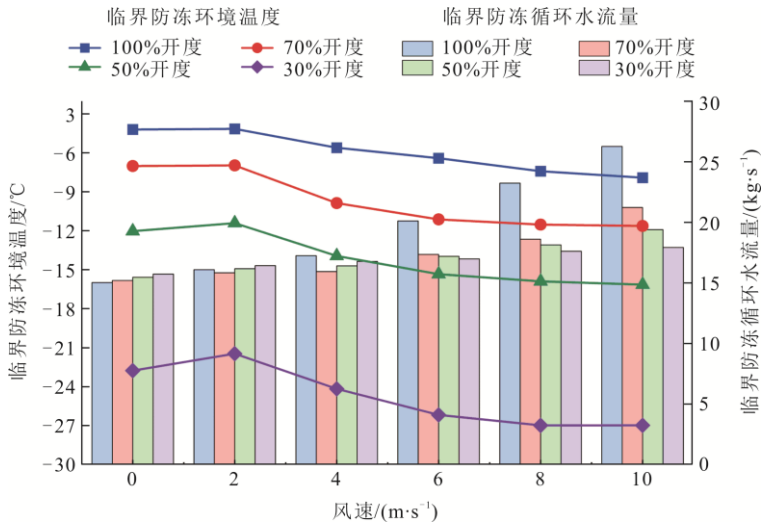


图 13 270 °风向下间接空冷系统的临界防冻特性

Fig.13 Critical anti-freezing characteristics of the indirect air-cooling system at 270 °wind direction

相比于 90 °和 180 °风向工况，270 °风向工况的临界防冻环境温度最低。270 °风向条件下，风速为 8 m/s 时，百叶窗开度为 100%、75%、50%、30%对应的临界环境温度相较于 90 °风向分别下降了 1.30、3.60、4.95、6.60 ℃，相较于 180 °风向分别下降了 1.00、2.60、3.65、5.10 ℃。270 °风向条件下，风速为 2 m/s 时临界循环水流量高于其他风向，由于建筑物的遮挡削弱了风速对迎风扇区换热量的影响，又因为环境温度低于其他风向，导致散热器需要提升循环水流量来避免冻结；风速大于 2 m/s 时循环水流量则低于其他风向。这表明 270 °风向条件下，间冷散热器能够以较低的循环水流量承受更低的环境温度，综合防冻能力最优。

3 结 论

本文建立了间接空冷系统冬季防冻数值计算模型，在保证机组阻塞背压运行前提下，针对 90 °、180 °和 270 °3 种风向，模拟分析了不同环境风速与百叶窗开度下间接空冷散热器的流动传热特性，得到不同条件下的临界防冻环境温度及对应临界防冻循环水流量，主要结论如下。

1）建筑物的遮挡效应导致散热器在不同风向条件下的防冻能力并不相同：270 °风向下防冻性能最好、180 °风向下次之、90 °风向下最差。

2）环境风削弱了散热器整体换热性能，但同时强化了迎风扇区换热能力，导致迎风扇区翅片管束面临较高的冻结风险。因此，无风工况下，间冷系统能够以最低的循环水流量承受较低的环境温度，防冻性能最优；有风工况下，为同时满足机组保持阻塞背压运行和防冻要求，导致风速越高，所需临界循环水流量越高，临界防冻环境温度越低。

3）降低百叶窗开度可以显著改变间冷散热器的进气情况，提升扇区间换热均匀性，增强散热器管束防冻能力。降低百叶窗开度对临界防冻环境温度具有显著影响。临界循环水流量随百叶窗开度降低呈先降后升的变化趋势，但在 270 °风向高风速条件下持续降低。

4）通过计算获得了 90 °、180 °和 270 °风向条件下临界防冻环境温度变化曲线及对应临界流量。当环境温度高于临界防冻环境温度曲线时，机组没有冻结风险，可提高循环水流量以满足热负荷需求；当环境温度低于临界防冻环境温度曲线时，需要降低百叶窗开度以防范管束冻结风险。本研究结论可为电厂在冬季低温环境下的安全稳定运行提供理论依据与运行指导。

[参 考 文 献]

[1] 卜永东, 杨立军, 杜小泽, 等. 电站空冷技术[J]. 现代电力, 2013, 30(3): 69-79.
BU Yongdong, YANG Lijun, DU Xiaoze, et al. Review of dry cooling technologies in power plants[J]. Modern Electric Power, 2013, 30(3): 69-79.

[2] CHEN L, YANG L J, DU X Z, et al. Anti-freezing of air-cooled heat exchanger by air flow control of louvers in

power plants[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 106: 537-550.
[3] 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): 13-18.
MENG Lingguo, YANG Fang, CHEN Chengxian, et al. Research on antifreeze of indirect dry cooling tower in severe cold region[J]. Electric Power Survey & Design, 2021(Suppl.1): 13-18.
[4] 顾红芳, 王海军, 陈琦, 等. 百叶窗开度对间接空气冷却塔冬季防冻的影响[J]. 热力发电, 2016, 45(4): 70-75.
GU Hongfang, WANG Haijun, CHEN Qi, et al. Effect of louver opening degree on anti-freezing performance of natural drafted air-cooling tower[J]. Thermal Power Generation, 2016, 45(4): 70-75.
[5] WEI H M, GE Z H, YANG L J, et al. Entransy based optimal adjustment of louvers for anti-freezing of natural draft dry cooling system[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 134: 468-481.
[6] 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): 474-480.
KANG Weidong, LI Gaochao, WANG Zihao, 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 (Natural Science Edition), 2023, 49(4): 474-480.
[7] 赵倩. 气侧流场优化对冷却三角两侧管束传热特性及水温分布的影响机制[D]. 济南: 山东大学, 2024: 1.
ZHAO Qian. Effect mechanism of the aerodynamic field optimization on cooling triangle bilateral bundles heat transfer characteristics and water temperature distribution[D]. Jinan: Shandong University, 2024: 1.
[8] WANG W J, YANG L J, DU X Z, et al. Anti-freezing water flow rates of various sectors for natural draft dry cooling system under wind conditions[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 102: 186-200.
[9] 李文东. 自然通风间接空冷塔关键参数分布特性及其影响机理[D]. 济南: 山东大学, 2020: 1.
LI Wendong. Distribution characteristics and effect mechanism of key parameters for natural draft dry cooling tower[D]. Jinan: Shandong University, 2020: 1.
[10] 王伟佳, 陈磊, 孔艳强, 等. 电站间接空冷系统防冻高效运行控制逻辑及数值验证[J]. 中国电机工程学报, 2022, 42(6): 2258-2268.
WANG Weijia, CHEN Lei, KONG Yanqiang, et al. Anti-freezing controlling logics and numerical verification for natural draft dry cooling system in power plant[J]. Proceedings of the CSEE, 2022, 42(6): 2258-2268.
[11] 岳金鸿. 间接空冷系统散热器传热及防冻性能的研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2023: 1.
YUE Jinhong. Research on heat transfer and antifreezing performance of radiator in indirect air cooling system[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2023: 1.
[12] WANG W J, KONG Y Q, WANG F L, et al. Anti-freezing prediction model for different flow patterns of air-cooled heat exchanger[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 153: 119656.
[13] 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): 92-101.
ZHANG Mingyu, WANG Xiaojing, GUAN Xin, et al. Anti-freezing characteristics and margin of indirect air-cooled finned tube bundle[J]. Thermal Power Generation, 2024, 53(4): 92-101.
[14] ZHANG W W, MA L, JIA B, et al. Optimization of the circulating cooling water mass flow in indirect dry cooling system of thermal power unit using artificial neural network based on genetic algorithm[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 223: 120040.
[15] 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 Hanyun. Study on anti-freezing strategy for indirect air-cooling tower of large capacity fossil-fired generating unit[D]. Nanjing: Southeast University, 2017: 1.
[16] YANG X R, WEI H M, JIN R N, et al. Anti-freezing of air-cooled heat exchanger with rolling-type wind-breaker[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 136: 70-86.
[17] ZHOU J X, MA H, SI F Q, et al. To broaden safe operation range of the indirect dry cooling system with internal annular windbreak cloth in extremely cold days[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 152: 420-429.
[18] MA H, SI F Q, ZHU K P, et al. Utilization of partial through-flow tower shell to cope with the excess cooling capacity of dry cooling tower in extremely cold days with crosswind[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2019, 136: 70-85.
[19] WANG W J, CHEN L, KONG Y Q, et al. Cooling performance evaluation for double-layer configuration of air-cooled heat exchanger[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 151: 119396.
[20] YANG L J, WU X P, DU X Z, et al. Dimensional characteristics of wind effects on the performance of indirect dry cooling system with vertically arranged heat exchanger bundles[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 67: 853-866.

（责任编辑　邓玲惠）