第12卷 第12期 2012年4月
1671—1815(2012)12-2780-06

科 学 技 术 与 工 程
Science Technology and Engineering

Vol. 12 No. 12 Apr. 2012
© 2012 Sci. Tech. Engrg.

物理学

大型电厂2×1 000 MW机组间接空冷系统环境风影响分析

郑冠军[1] 王琦峰[2*] 王一伟[3]

(国核电力规划设计研究院[1],北京 100094; 北京大学工学院[2],北京 100871;
中国科学院力学研究所[2],北京 100190)

摘 要 间接空冷系统作为一种有效的节水型火力发电冷却技术、是我国西北等缺水地区新建采用的主要电厂冷却系统形式之一。间接空冷系统在环境风特别是高温大风条件下的散热能力及变化规律值得深入研究。利用计算流体力学方法,对一个2×1 000 MW大型电厂间接空冷系统实例进行了计算。通过对空冷塔及周围速度场温度等流场细节的分析,从经济型和安全性两个方面分析了系统散热能力的变化规律。结果表明,小风条件下间接空冷系统散热能力较好,背压波动幅度很小;大风条件下散热能力迅速恶化,高温大风条件下机组难以满发。

关键词 间接空冷系统 数值模拟 散热分析 环境风影响

中图法分类号 O39; **文献标志码** A

空冷技术是一种以节水为目的的火电厂冷却技术[1],是一种以空气取代水为冷却介质的冷却方式,它直接或间接的用空气来冷却汽轮机排除的乏汽。我国地域辽阔,水、煤炭等资源分布极不均衡,在我国华北、西北等富煤缺水地区,发电厂的空冷技术作为一种最有效的节水型火力发电技术,得到了极为广泛的应用。

由于空冷系统最终将热量散至周围环境的空气中,因此环境风对于散热能力的影响通常十分显著。直接空冷平台由于空气动力学性能较差,散热能力容易受到自然风的影响,造成机组背压升高甚至停机等问题,受到人们的较高重视[2]。间接空冷系统塔出口离散热器入口较远因而能基本消除热回流现象,并且圆柱形塔筒相对空气动力学性能相对较好,因而通常认为间接空冷系统受风影响远小于直接空冷系统。目前大型电厂通常集中于新疆等高温大风区域,环境条件对于空冷系统的影响很大。因此对于间接空冷系统的风影响问题,值得继续进行深入研究,获得环境风对大型电厂间接空冷系统的散热能力影响规律[3]。

对空冷系统乃至一般流体力学问题的研究,包括理论研究、现场试验[4]、风洞试验[5]和数值模拟[6]等多种手段。随着当今计算技术[7,8]的飞速发展,越来越多的工程实际问题采用计算流体力学方法即CFD(Computational Fluid Dynamics)手段开展[9,10]。对于空冷系统的研究,CFD方法能够在消耗较少时间和经费的条件下,全面、细致的得到包含速度场、温度场等流动细节的分析结果,有效地辅助实际工程设计。

本文将利用电厂间接空冷系统数值模拟方法,对一个2×1 000 MW电厂实例展开分析:计算不同风速、风向条件下系统的散热情况及冷却塔间的相互影响,通过对背压变化及速度、温度等流场细节的分析,获得大型间接空冷系统的运行性能,并提出相应的工程设计建议。

1 数值模拟方法

1.1 计算控制方程

数值模拟中流场为单一流体——空气,为理想

2012年2月9日收到

* 通信作者简介:王琦峰,E-mail:wangqfo411@163.com。

不可压流体，其密度随温度变化，满足关系式 $\rho = \frac{p_{op}}{\frac{R}{M_W}T}$，其中 p_{op} 为环境气压，R 为气体常数，M_W 为气体分子质量。

根据流体力学中的质量守恒定律，动量守恒定律，能量守恒定律，推导出下列基本控制方程[11]：

由质量守恒定律导出连续性方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\overrightarrow{\rho v}) = S_m。$$

其中，ρ 为流体密度，$\vec{v}$ 为其速度，源项 S_m 是从另一个分散相附加到连续相的质量液滴的，也可以是任何自定义源项。

由动量守恒定律导出运动方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\overrightarrow{\rho v}) + \nabla(\rho \vec{v}\vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\bar{T}}) + \rho \vec{g} + \vec{F}。$$

其中，p 为压力，$\bar{\bar{T}}$ 为应力张量，而 $\rho\vec{g}$ 和 $\vec{F}$ 分别是重力和外部的体力。$\vec{F}$ 也包含依赖其他模型的源项，例如多孔介质和自定义源项。应力张量由下式给出

$$\bar{\bar{T}} = \mu\left[\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}) - \frac{3}{2}\nabla \cdot \vec{v} I\right]。$$

其中，μ 为流体动力黏性系数，I 是单位张量，而右边第二项是体积膨胀作用。

由能量守恒定律导出能量方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho + E + p)) =$$
$$\nabla\left(K_{eff}\nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\bar{\bar{T}}_{eff} \cdot \vec{v})\right) + S_h。$$

其中，$k_{eff} = k + k_t$ 是有效的传导率（k 为介质的热传导系数，而 k_t 是依照使用的湍流模型定义的湍流导热系数），$\vec{J}_j$ 是组分 j 的扩散流量。方程右边前三项分别描述了热传导、组分扩散和黏性耗散带来的能量输运。S_h 包括了化学反应热以及其它所有用户定义的体积热源项。上一方程中：

$$E = h - p\rho\frac{v^2}{2}。$$

1.2　湍流模式

标准 k-ε 模型[12]是最简单的完整湍流模型，有两个独立的方程，求解两个变量，分别代表湍流的速度尺度和长度尺度。自从被 Launder 和 Spalding 提出之后，标准 k-ε 模型就成为实际工程流场计算的主要工具。它适用范围广、经济、精度合理，这使它在工业流场和热交换模拟中有广泛的应用。它是个半经验的公式，是从实验现象中总结出来的。标准 k-ε 模型是一种高雷诺数的模型，而我们模拟的流场中气体的惯性力远远超过黏性力，所以我们采用标准 k-ε 湍流模型。

在 FLUENT 中，标准 k-ε 湍流模型的湍动能 k 及其耗散率 ε 满足下列方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial_k}{\partial x_j}\right] + G_k + G_b - \rho\varepsilon - Y_M + S_k；$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu t}{\sigma \varepsilon}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{K}(G_k + G_{3\varepsilon}G_b)e - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon。$$

方程中，G_k 表示由平均速度梯度产生的湍流动能，G_b 是由浮力产生的湍动能，Y_M 描绘在可压缩湍流对全部耗散率中，涨落扩张的贡献。

通过构造计算网格，对方程进行离散，引入来流速度的边界条件，对方程进行求解，就能够获得流场内任意位置的压力、速度、温度等物理量，以进一步换算散热量及背压。

其中，来流速度条件考虑大气边界层剖面因素，以位于空冷平台处 10 m 标高的风速为工况中计算的风速，按照下面的公式给定大气边界层速度分布剖面：

$$V^* = V_{con}\left(\frac{Z}{10}\right)^{0.16}。$$

1.3　散热器特性计算方法

对于空冷系统的散热单元，翅片管束结构相当复杂，直接模拟内外流畅通过壁面传热到外部空气显然不太现实，必须参数化处理。利用 Fluent 软件提供的换热器模型（Heat Exchanger Model），用一个带能量和动量传递的区域代替实际的管壁传热情形，将散热器的阻力特性及传热特性参数化。

其中散热量与通风量的关系近似用以下工程公式来处理：

$$q = K_f S\Delta t = c\dot{m}^{\alpha} S\Delta t。$$

其中 K_f 为传热系数，S 为散热面积，Δt 为温差（取散热器内外流体的平均温度之差），c 为系数，$\dot{m}$ 为空气质量流量，α 为指数系数，与散热器处的雷诺数及流态有关，根据资料对于铝管铝翅片的间接空冷散热器此处取 0.515。

1.4 数值模型与计算条件

以环境温度 38 ℃，相对于主厂房为正方形布置方式，风速为（3～15）m/s，每 3 m/s 一个间隔，5 个风速进行计算。针对一机一塔，塔间净距 100 m 布置方案建立模型并划分计算。计算网格如图 1。

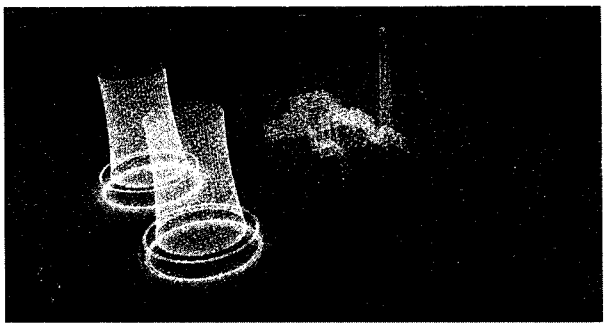

图 1 计算网格

将环境来风风向离散为 16 种等间隔风向，每隔 22.5°计算一组数据。机组编号和来流方向的俯视示意图如图 2。

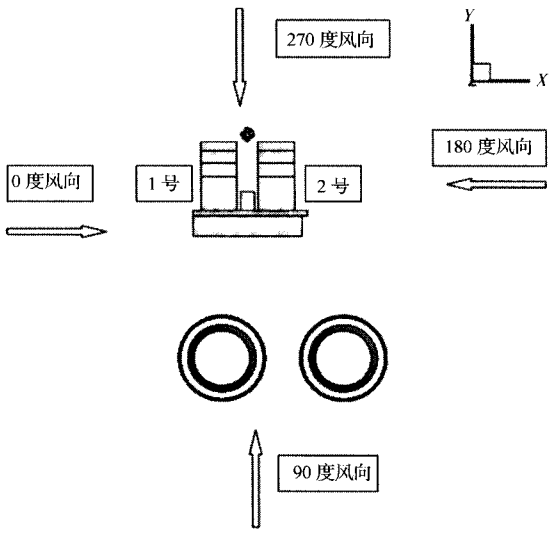

图 2 电厂模型及风向说明

2 数值模拟结果及分析

基于上述方法开展对该 2×1 000 MW 系统的数值模拟，可以得到空冷塔及冷却系统在不同环境条件下的散热情况；并依据饱和蒸汽在不同温度下的汽化热值，最终得到汽轮机运行背压，从而作为电厂设计的最重要指标。考虑到我国目前空冷电厂在建地区通常面临高温大风等不利状况，本文选取夏季工况环境温度 35℃ 条件作为主要研究对象，无风情况基准系统背压为 31 kPa。

为了全面评估各种布置方式，本文将兼顾经济性和安全性两方面进行分析。针对前述实验条件，一方面，对小风速 3 m/s 和中等风速 6 m/s 进行数值模拟，评估该大型间冷系统夏季运行的经济性；另一方面从大风的 9 m/s、15 m/s 风速实验结果出发，讨论高温大风条件下的安全性。

2.1 经济性评估

图 3 为 3 m/s 风速下外流场及塔内气流的流线图，图 3 中颜色代表温度。可见塔内空气在自然抬升力的作用下，加速向上从塔出口流出，同时带动塔周围空气通过散热器升温后进入冷却塔。在有外界来风的情况下，塔内的空气主要来自于环境风的上游，而塔的进风处流动状况较为顺畅，没有出现明显的涡流等情况。塔出口流动方向基本向上，向下风方向略有偏斜，没有热空气被卷回到冷却塔入口处，也就是说这种条件下不会出现直冷系统平台常见的热回流现象。

从截面温度场（图 4）可以看出塔内温度比较均匀，并在出塔后均匀传热至外界大气，温度逐渐降低。塔进风口基本处在低温区内，进风条件良好。

中等风速条件环境风对流场的扰动相对强烈，但定性的流动情况与小风条件类似。为了宏观分析冷却系统的运行状况，能够折算的道小风和中等风速条件下不同机组背压曲线如图 5、图 6。可见小风条件下横向来风背压相对较低，而正吹和炉后来风背压略高。中等风速条件下侧面来风两塔背压差距有所拉大，这是因为下风塔处在前塔的背流区，受环境风影响较小，因此背压相对较低。总的来看，空冷系统在小风和中等风速条件下散热情况

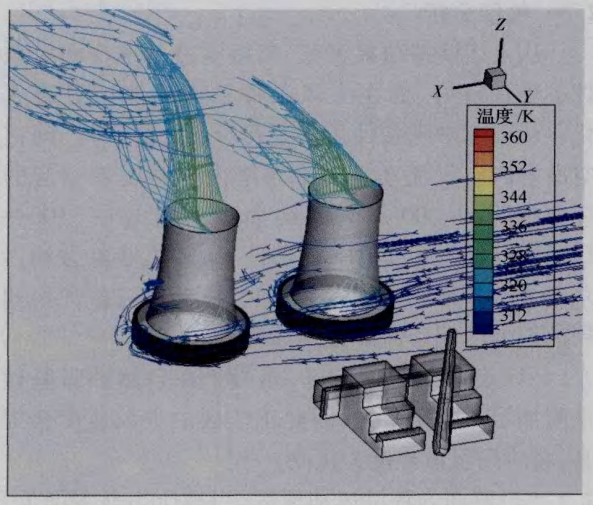

图 3　小风条件流场速度矢量

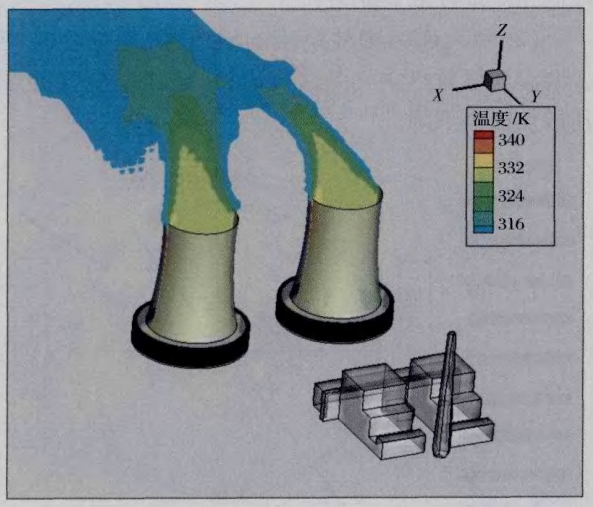

图 4　小风条件塔内及出口外界面温度分布

较好，尤其是小风情况表现良好，背压波动幅度很小，不超过 3 kPa。对比通常类似直冷系统在相近条件下背压波动一般超过 10 kPa，更能看出间冷系统在小风环境下散热能力的优越性。

2.2　安全性评估

图 7 为大风（15 m/s）条件下速度矢量，可见进风主要集中于迎风一侧，背风一侧出现了明显的涡流，从图 8 温度场也可看出背风处的涡流区空气发生盘旋难以散出，会造成该处的散热器换热性能下降。

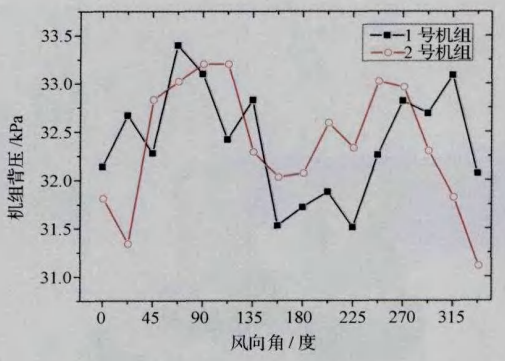

图 5　小风条件背压变化曲线（3 m/s）

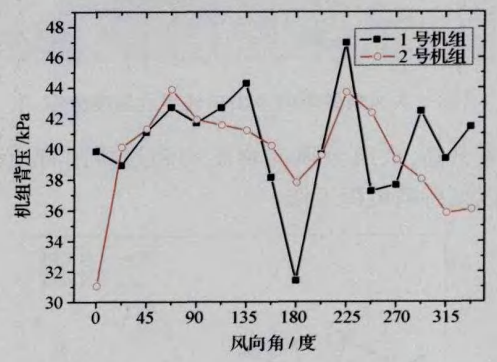

图 6　中等风速条件背压变化曲线（6 m/s）

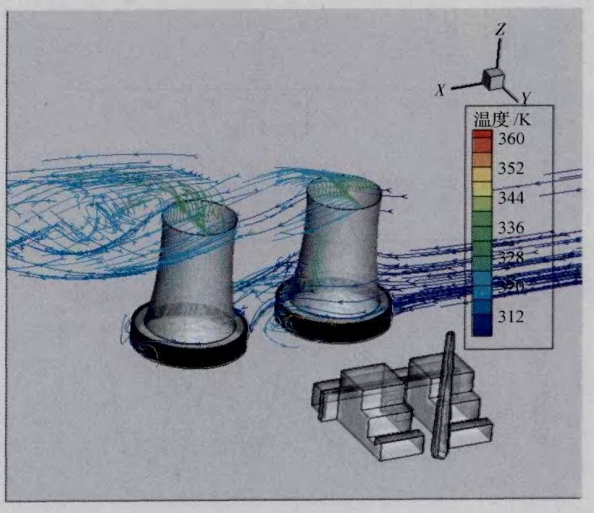

图 7　大风条件流场速度矢量

从机组背压曲线（图 9、图 10）来看，空冷系统在 9 m/s 风速散热能力已有明显恶化，个别方向背压超过跳闸背压。在 15 m/s 的大风条件下，机组背

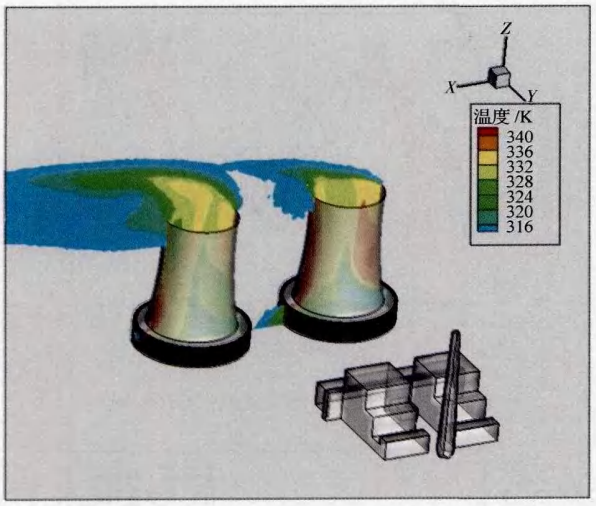

图 8 大风条件塔内及出口外界面温度分布

压显著升高，大部分风向背压均超过跳闸背压，系统难以维持满负荷工作。

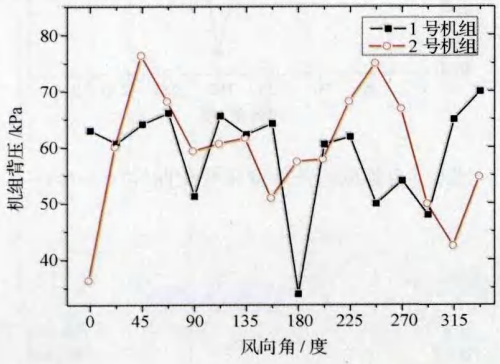

图 9 大风条件背压变化曲线(9 m/s)

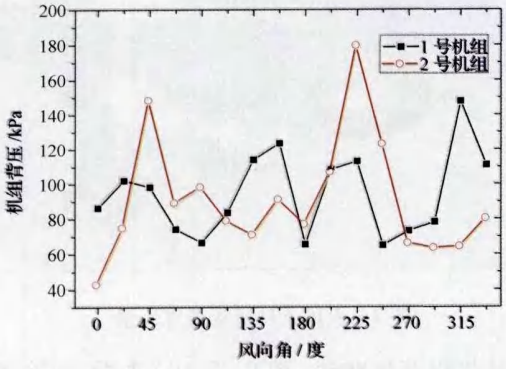

图 10 大风条件背压变化曲线(15 m/s)

2.3 性能分析

从上述模拟结果可见，间接空冷系统在小风条件下表现良好，而在大风条件下散热能力显著恶化。从环境来风条件角度进行分析(图 11)。间接空冷塔内空气流动动力来自塔内外密度差引起的浮力抽吸，1 000 MW 系统抽吸力通常在(100—150)Pa 左右，无风的平衡条件下，散热器阻力约占总阻力的一半。当环境来风吹过空冷塔进口时，四周散热器所处条件可分为三种：

(1)迎风面为正压区，相当于在自然抽吸基础上附加了一个正压力，因此正压区的进风速度会提高，相应扇区散热能力提高；

(2)侧面为环境风加速区，当地压力显著降低，相当于降低了原有抽吸力，会导致进风速度下降，降低相应扇区散热能力；

(3)背风面为圆柱绕流的涡流区，此处容易产生漩涡而导致热空气无法流出，造成相应位置散热器散热能力下降。

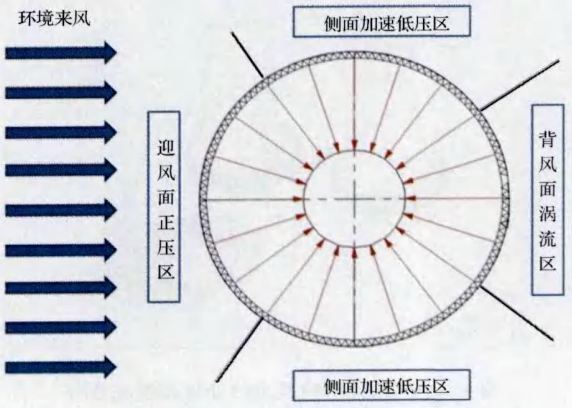

图 11 散热器入口条件分析

由于环境来风形成的风压与来流速度二次方成正比，可表示为 $p = \frac{1}{2}\rho v^2$，其中 ρ 为空气密度，v 为来流速度。当风速较小时，形成的风压扰动较小，不同区间的进风条件有的变好有的变差，综合来看影响较小。当风速较大时，产生风压与散热器阻力甚至整塔抽力相当，而正压区的散热变好受到当地流量的限制，难以弥补其他三个区域的变差趋势，因而造成散热能力迅速恶化。

3 结论及建议

本文利用数值模拟方法,研究了环境风对大型电厂间接空冷系统的影响问题,结果表明:

(1)风速较小时,间接空冷系统散热能力较好,尤其小风条件背压波动幅度很小;

(2)大风情况下,间接空冷系统散热能力迅速恶化,特别是高温大风的极端条件下,间冷系统散热能力也存在较大问题,难以保证机组满发。

本文结论来自于某实际电厂设计评估工作,对于类似环境条件下大型间冷系统有参考意义。基于文章的分析结果,可进一步研究对应的控制手段和改善装置,以优化间冷系统在大风条件下的散热能力。

参 考 文 献

1 温　高. 发电厂空冷技术. 北京:中国电力出版社,2008

2 高增宝,柴靖宇. 关于空冷机组在夏季炎热期满发的问题. 电力建设,1998;8(9):30—33

3 冯　璟,刘志刚. 1 000 MW 机组间接空冷系统设计. 电力建设,2009;12:46—48

4 赵万里,刘沛清,环境风对直接空冷系统塔下热回流影响的试验研究. 动力工程学报,2008;28(3):390—394

5 顾志福,陈学锐,李燕等,大型电厂直冷系统风效应风洞模拟. 力学学报,2005;37(5):558—563

6 张遐龄,杨　旭,李向群等. 火电厂空冷平台换热的数值模拟. 水动力学研究与进展 A 辑,2005;20(z1):874—880

7 John D, Anderson J R. 计算流体力学入门. 姚朝晖,周　强,译. 北京:清华大学出版社,2002

8 吴子牛. 计算流体力学基本原理. 北京:科学出版社,2001

9 陈耀松: 创新与构思 - 力学小议之二,力学与实践,2002; 24(3):72—72

10 陈耀松,陈沪东. 力学小议. 力学与实践,2001; 23(4):74—75

11 Fluent Inc, Fluent User Manual (Version 6.1.22). http://www.fluent.com,2004

12 Wilcox D C. Tubulence Modeling for CFD (2nd Edition). DCW Industries, Inc., 1998

Influence of Wind about Indirect Air-cooling Systems of a 2×1 000 MW Power Plant

ZHENG Guan-jun[1], WANG Qi-feng[2*], WANG Yi-wei[3]

(State Nuclear Electric Power Planning Design and Research Institute[1], Beijing 100094, P. R. China;
Collage of Engineering, Peking University[2], Beijing 100871, P. R. China;
Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences[3], Beijing 100190, P. R. China)

[**Abstract**] Indirect air-cooling system as an effective water-saving cooling technology for thermal power plants, is one of most used cooling system for new constructed power plant in China's Northwest regions which are lack of water. The cooling capacity of indirect air-cooling system under conditions of high temperature and strong wind is worthy of further study. Based on CFD method, heat dissipation of a practical power plant with 2×1 000 MW unit is calculated. By analyzing the detailed flow field such as velocity and temperature around cooling towers, variation of cooling capacity is analyzed in the aspects of economy and safety. The result indicates that indirect air-cooling system has good performance under small winds but deteriorates seriously under large winds.

[**Key words**] indirect air-cooling systems　numerical simulation　analysis of heat diffusion　influence of winds