

文章编号:1672-3961(2008)01-0013-05

自然通风冷却塔进风口流场模型的建立及计算

王凯¹, 孙奉仲¹, 赵元宾¹, 高明¹, 高山²

(1. 山东大学能源与动力工程学院, 山东 济南 250061;

2. 济南黄台电厂, 山东 济南 250061)

摘要:冷却塔的运行状况对电厂的经济性和安全性有较大影响. 环境侧风严重影响冷却塔的冷却性能. 以逆流湿式自然通风冷却塔为研究对象, 建立了冷却塔进风口附近空气流动的数学模型和冷却塔内传热传质的物理模型. 采用有限体积法进行了数值计算. 得到了冷却塔进风口附近空气动力场的分布规律, 同时进行了实型塔在现场测量, 与模拟结果对比. 该方法可定量评价冷却塔的运行状况, 为冷却塔通风量和进风阻力的计算, 以及冷却塔全面优化设计和改善冷却塔的冷却性能提供了理论依据.

关键词:冷却塔; 空气动力场; 数值模拟; 进风口; FLUENT

中图分类号:TK2 **文献标志码:**A

Mathematical model and numerical simulation of the air inlet flow-field of a natural-draft cooling tower

WANG Kai¹, SUN Feng-zhong¹, ZHAO Yuan-bin¹, GAO Ming¹, GAO Shan²

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

2. Huangtai Power Plant of Jinan City, Jinan 250061, China)

Abstract: The performance of a cooling tower has great effects on the economy and security of a power plant, which is badly affected by cross-winds. A mathematical model of the air inlet aerodynamic field of a natural draft wet counter flow cooling tower was established. A heat and mass transfer model of the tower is built as well. In addition, a detailed numerical simulation was provided by the finite volume method. Distribution rules of the air inlet aerodynamic field were studied. Field experiments were put forth in a cooling tower of a power plant, of which the data obtained were compared with simulated data. It can be used to evaluate the performance of a cooling tower and to calculate the ventilation quantity and resistance of the air inlet. It also provides theoretical proofs for the design and performance optimization of a cooling tower.

Key words: cooling tower; aerodynamic field; numerical simulation; air inlet; FLUENT

0 引言

冷却水的冷却过程是电力生产中十分重要的过程. 冷却塔性能的好坏会在很大程度上影响电厂的

经济性和稳定性. 冷却塔的冷却性能与填料、配水系统等许多因素有关. Hawlader 等^[1-4]对冷却塔内的热质交换过程进行了理论分析, 分析了填料、配水喷嘴和除水器的工作状况, 建立了雨区和填料层汽水流动的物理模型并进行数值计算, 得到了不同工况

收稿日期: 2007-01-08

基金项目: 山东省自然科学基金资助项目(Z2003F03)

作者简介: 王凯(1982-), 男, 山东聊城人, 博士研究生, 主要从事电站设备节能与可靠性的研究.

E-mail: andru_1999@mail.sdu.edu.cn

时塔内的流场参数和出塔水温等参数,给出了自然通风冷却塔热力性能的计算和评价模型,并对不同外界天气状况时冷却塔外部的流场进行了模拟计算. Kaiser 等^[5]以太阳能代替风扇,模拟了机械通风冷却塔内部的工作情况,并分析了水滴直径、环境温度、淋水密度等各种参数对冷却塔的影响.在进行自然通风冷却塔的热力计算中,最关键的因素是确定塔的通风量和通风阻力.但冷却塔的通风量和冷却性能受环境侧风的影响很大.有侧风时塔内流场分布不均,产生纵向漩涡和横向漩涡,塔外空气绕流,使空气流动性能减弱,降低了冷却塔的冷却能力.然而目前关于冷却塔的研究很多是针对无风时的二维情况进行计算和分析.关于侧风对冷却塔的影响也只是停留在对塔内传热传质的分析和空气绕流的影响^[6-10],对于进风流场和进风量以及阻力分析方面的研究很少.赵振国等^[11]对不同高度进风口的冷却塔进行了模型试验,得到了进口流场分布和阻力系数模型,但这些是在无风的条件下测定的,也未考虑到塔内的传热传质影响.本文作者建立了自然通风湿式冷却塔的传热传质模型和阻力模型,并对不同侧风速度下进风口附近空气动力场的分布规律进行定量计算,与现场的试验结果进行对比.该方法为冷却塔的通风量计算和阻力计算提供了理论依据,有利于冷却塔的设计、运行状况的评价和冷却性能的优化.

1 塔内传热传质和阻力模型

湿式自然通风冷却塔的运行是一个传热和传质同时进行的过程.冷却塔内的水的散热方式主要靠接触散热与蒸发散热,辐射散热量很小,可以不考虑.

1.1 塔内传热传质模型

冷却塔的传热传质过程如图1所示.为了便于计算,作如下假设:

(1) 塔内传热传质过程只沿流动方向进行;忽略水侧热阻和塔向环境的散热;

(2) 假设喷淋配水区、填料区和雨区中的水滴或水膜均被一层饱和空气膜所包围,该饱和空气膜温度与水温相同、相对湿度 $\varphi = 1.0$. 传热传质均是由此饱和空气膜的饱和含湿量 f_s 和饱和焓值 h_s 与湿空气的含湿量 f_a 及焓 h_a 之间的差值引起的;

(3) 饱和空气焓与水温为线性关系;

(4) 设传热系数为 K , 单位为 $J/(m^2 \cdot K \cdot s)$, 传质系数为 α , $kg/(m^2 \cdot s)$, 比热容为 c , $J/(kg \cdot K)$, 则反映传热系数与传质系数关系的刘易斯(Lewis)数 $Le = K/(\alpha * c) = 1.0$.

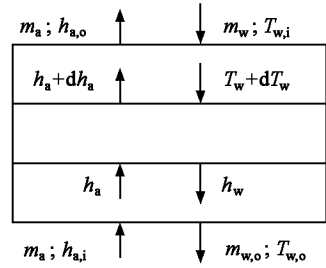


图1 冷却塔传热传质过程

Fig.1 Sketch of heat and mass transfer in cooling tower

图1中, m 为质量流量, kg/s ; h 为焓, J ; T 为温度, K ; 下脚标 a 表示空气, w 表示水, i 为进口, o 表示出口. 根据微元体的质量平衡方程、热量平衡方程及质量传递方程^[3], 有

$$dh_a/dV = -NTU(h_a - h_{sw})/A_F, \quad (1)$$

又热量平衡方程为

$$m_a dh_a = c_a m_i dT_a + c_w T_w m_a dT_w. \quad (2)$$

由于蒸发而损失的水量约占水流量的 $1\% \sim 4\%$, 所以对等式右端第二项蒸发水带走的显热乘上一个系数 j 进行修正, 整理可得

$$\frac{dh_{sw}}{dV} = j \frac{m_a c_s (dh_a/dV)}{m_w c_{pw}}, \quad (3)$$

$$j = 1 - c_{pw} m_e T_{wo} / (Q_a + Q_e). \quad (4)$$

公式(1)~(4)中, A_F 是塔体填料区总面积, m^2 ; $NTU = (\alpha A_V A_F) / m_a$, 是传热单元; A_V 为单位体积水滴表面积; Q_a 为接触散热量, J ; $Q_e = m_e R$ 为水蒸发吸收热量, J ; m_e 为蒸发水量, kg ; R 为水的汽化潜热, J/kg ; c_s 为对应温度的饱和空气比热容; c_{pw} 为水的定压比热容. 下角标 s 表示饱和, p 表示定压, w 表示水. 由于饱和空气焓随饱和温度的变化近似为直线, 所以 c_s 可取平均值为

$$c_s = (h_{swi} - h_{swo}) / (T_{wi} - T_{wo}). \quad (5)$$

h_{swi} , h_{swo} 分别为对应水温下进、出口饱和空气焓. 这里应用效能的概念, 其定义为: 实际传热量和最大可能传热比值. 应用空气侧的效能(空气侧的最大传热为进口空气焓和对应于进口水温下饱和空气焓的差值), 则实际的传热方程可以表示为

$$Q = \epsilon_a m_a (h_{swi} - h_{ai}), \quad (6)$$

式中, $\epsilon_a = \frac{1 - \exp(-NTU(1 - m^*))}{1 - m^* \exp(-NTU(1 - m^*))}$, 为一系数;

$m^* = \frac{\alpha m_a}{m_{wi} (c_{pw} / c_s)}$, 为水的当量比. 经过整理可得出塔水温为:

$$T_{wo} = T_{ref} + \frac{m_{wi} (T_{wi} - T_{ref}) c_{pw} - m_a (h_{ao} - h_{ai})}{m_{wo} c_{pw}}. \quad (7)$$

式中 T_{ref} 为水的焓为零时的参考温度.

1.2 冷却塔的进风阻力模型

忽略塔内水滴在径向的位移,假设垂直方向上水滴单位时间的位移为 Z ,则有

$$dZ_w/dt = u_w, \quad (8)$$

其中, u_w 为水滴的瞬时速度, m/s; 在笛卡儿坐标系的 Z 方向上有:

$$du_w/dt = F_D |u_w - u_a| + g(\rho_w - \rho_a)/\rho_w, \quad (9)$$

其中 ρ 为密度, kg/m³; u_a 为空气的速度, m/s; $F_D |u_w - u_a|$ 为单位质量的雨滴下落时受到的气流阻力。

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_w d_0^2} \cdot \frac{C_d Re}{24} = C_{d\text{rain}} \cdot \frac{1}{2} \rho_a u_a^2. \quad (10)$$

上式中 μ 为水的动力粘度, kg/(m·s); d_0 为水滴直径, C_d 为气流作用于水滴的阻力系数, Re 为气流通过水滴的雷诺数, 计算如下

$$\begin{cases} Re = \frac{\rho d_0 |u_w - u_a|}{\mu}, \\ C_d = \frac{24}{Re} + \frac{6}{1 + \sqrt{Re}} + 0.4. \end{cases} \quad (11)$$

整理后可得

$$C_{d\text{rain}} = \frac{\mu}{\rho_a \rho_w d_0^2} \cdot \frac{C_D Re}{u_a^2}, \quad (12)$$

所以空气经过冷却塔的阻力损失为

$$\Delta P = C_{d\text{gross}} \frac{1}{2} \rho_a u_a^2. \quad (13)$$

$C_{d\text{gross}}$ 为总阻力系数. $C_{d\text{gross}} = C_{d\text{rain}} + C_{d\text{fill}} + C_{d\text{spray}} + C_{d\text{drift}} + C_{d\text{shell}}$. 其中 $C_{d\text{fill}}$ 为填料阻力系数; $C_{d\text{spray}}$ 为配水喷嘴系数, 可近似取为 0.5; $C_{d\text{drift}}$ 为除水器系数; $C_{d\text{shell}}$ 为冷却塔出口系数, 近似取为 0.81. $C_{d\text{fill}}$ 和 $C_{d\text{drift}}$ 可根据文献【10】中的经验公式计算:

$$\begin{cases} C_{d\text{fill}} = a_{\text{fill}} u_a^{-0.236}, \\ C_{d\text{drift}} = a_{\text{drift}} u_a^{-0.341}. \end{cases} \quad (14)$$

系数 a_{fill} , a_{drift} 与填料和除水器材料有关。

2 应用研究

2.1 控制方程

冷却塔模拟的控制方程组包括: 连续方程、动量方程、能量方程和组分方程, 这里不再赘述. 为使方程封闭, 采用 Realizable $k-\epsilon$ 模型, 避免了时均应变率特别大的情况时可能导致负的应力. 在近壁区, 由于 Re 较低, 湍流发展不充分, 湍流脉动影响不如分子粘性的影响大, 因而采用壁面函数法进行处理. 当与壁面相邻的控制体积节点满足 $y^+ > 11.63$ 时, 认为流动处于对数律层, 此时速度 u 为:

$$\begin{cases} u^+ = \frac{u}{u_\tau}; \\ u_\tau = (\tau_w/\rho)^{1/2}; \\ y^+ = \frac{\Delta y \rho}{\mu} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} = \frac{\Delta y}{\mu} (C_\mu^{1/4} k^{1/2}); \\ u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+); \\ \tau_w = \rho C_\mu^{1/4} k^{1/2} u/u^+. \end{cases} \quad (15)$$

其中, u 为流体的时均速度, u_τ 是壁面摩擦速度, τ_w 是壁面切应力, Δy 是节点到壁面的距离, μ 为动力粘度, k 是节点的湍动能, E 为与表面粗糙度有关的常数, 取值 9.8, C_μ 与参考系中的时均转动速度张量有关, 计算时近似取为 0.09. 此时, 在近壁区能量方程中的温度计算式为

$$\begin{cases} T^+ = \frac{(T_w - T) \rho C_p C_\mu^{1/4} k^{1/2}}{Q_w} = Pr_t [\ln(Ey^+) / k + P], \\ P = 9.24 \left[\left(\frac{Pr_t}{Pr_t} \right)^{3/4} - 1 \right] (1 + 0.28e^{-0.007 \frac{Pr_t}{Pr_t}}). \end{cases} \quad (16)$$

Pr 为普朗特数, Pr_t 为湍动普朗特数. T_w 为壁面温度, Q_w 为壁面热流密度, J/(s·m²). 实际计算时, 用有限体积法对偏微分方程组离散, 采用精度较高的二阶迎风格式. 耦合迭代计算采用 SIMPLE 算法, 网格使用非均匀的贴体交错网格. 在模拟湿式冷却塔流场的时候, 把阻力模型通过不同项的阻力系数引入数值计算过程, 并把下面几个方面作为源项:

- (1) 动量方程中, 淋水填料区、雨区和塔体入口处的阻力处理成阻力源项;
- (2) 能量方程中, 淋水填料区和雨区循环水方程的热量处理成热量源项;
- (3) 塔内由于空气的密度差引起的浮升力可以根据 Boussinesq 假设处理, 即认为方程中除密度外其它物性为常数, 且对密度也仅考虑动量方程中与体积力有关的项。

2.2 研究对象

对山东省某 300 MW 机组的冷却塔进行了不同侧风速度下, 塔进风口流场的数值计算. 冷却塔塔体的有关尺寸(单位: m)、阻力和环境参数如下:

塔底半径: 46.646, 塔顶半径: 28.846, 塔喉部半径: 26.641, 塔高: 125, 进风口高度: 9, 雨区高度: 8, 填料厚度: 2, 除水器高度: 12.50. 大气干球温度: 12℃, 湿球温度: 8℃, 大气压: 101325 Pa. 水的密度 ρ_w : 1000 kg/m³, 冷却水流量: 11375 kg/s, 淋水密度 q : 1.75 kg/(s·m²), 填料面积 A_F : 6500 m², 水的比热容 c_w : 4.1868 kJ/(kg·K), 雨区的实验常数: 1.00E-01.

建立如图2所示直角坐标系,冷却塔进风口上沿截面的圆心为坐标原点,塔对称轴为Z轴.侧风向沿X轴的负方向.在塔的外测,建立一个长方体作为计算区域,该区域的范围是:X方向(-100,+100),Y方向(-100,+100),Z方向(-9,+160).

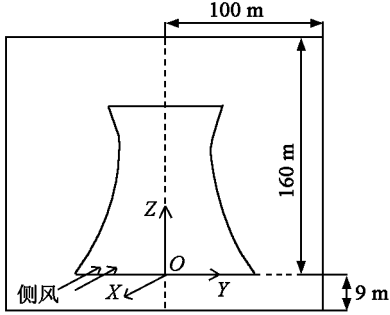


图2 冷却塔计算区域结构图

Fig.2 Structure sketch of the computation region of cooling tower

3 结果与分析

作者对距离地面2 m处高度无穷远处风速 v_2 分别为1 m/s(一级风),2.5 m/s(二级风),2.8 m/s,4 m/s(三级风),6 m/s(四级风)和9 m/s(五级风)共6个工况进行了数值计算.分别提取各个工况进风口的风速数值.其中,高度Z选取-0.5~ -8 m,沿塔周向的角度 θ (规定从Z轴俯视,沿X轴负方向 θ 为 0° ,逆时针旋转为正)选取 $0^\circ \sim 360^\circ$,径向距离 r (距离塔中心轴Z的距离,在Z轴上各点 $r=0$)选取47~51 m.结果表明:当 r 和 θ 确定时,沿高度各点的风速值大小相差不多,在离地3~6 m高度范围内差别更是细微,与 v_2 无关.篇幅所限,仅给出 $v_2=4$ m/s, $r=50$ m, $\theta=135^\circ$ 时风速沿高度Z的分布图做为代表,如图3所示.

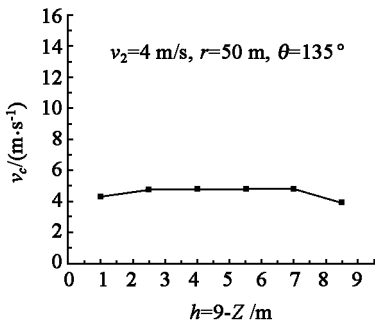


图3 入口风速沿高度方向的分布

Fig.3 Relationship between v_c and height Z

随着 r 增加,各点风速 v_c 逐渐降低;在距离塔底外壁2 m的范围内, v_c 降低的速度较为平缓.在 $\theta=0^\circ$ 的正迎风面和 $\theta=180^\circ$ 的正背风面, v_c 随 r 的变化最为剧烈;在其他侧风区域, v_c 随 r 的变化相对

平缓.此外, v_2 提高时,除了 $\theta=180^\circ$ 的背风区,进风口附近各点的速度值也随之增加.而在 $\theta=180^\circ$ 的背风区,各点的速度在1.5~5.5 m/s的范围内,说明背风区外界风速的影响比迎风面要小.由于篇幅所限,仅给出 $Z=-4.5$ m截面上 $\theta=0^\circ$ 和 180° 的 v_c 与 r 的关系图,如图4所示.

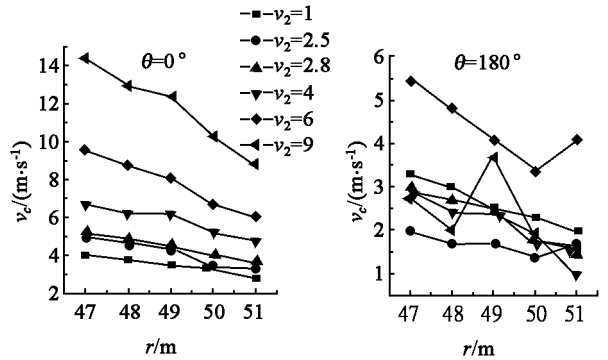


图4 $Z=-4.5$ m截面上 $\theta=0^\circ$ 和 180° 的 v_c 与 r 的关系

Fig.4 Relationship between v_c and r at the cross section with $Z=-4.5$ m

由于篇幅所限,仅给出 $Z=-4.5$ m, $r=49$ m时各点的进风速度 v_c ,如图5所示.从 $0^\circ \sim 90^\circ$ 的迎风面,随着 θ 的增加, v_c 也相应增大,并在 $\pm 90^\circ$ 附近达到最大值(但它沿塔径向的分量却非常小,因此,在该区域尽管速度是最大值,但是进风量却不是最大);在 $90^\circ \sim 180^\circ$ 的背风面, θ 增加时, v_c 降低, v_c 在 180° 附近达到最小值.需要注意的是,以上均指速度矢量的模,而不是各点速度在径向的分量.

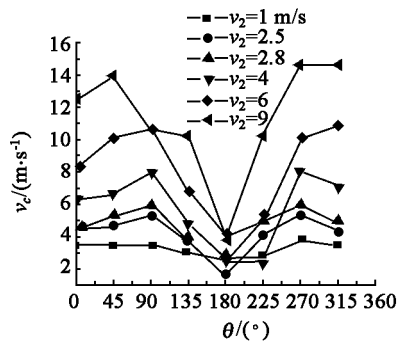


图5 入口风速 v_c 与周向角度 θ 的关系图

Fig.5 Relationship between inlet air velocity v_c and circumferential angle θ

根据数值计算的结果,已知各点的风速 v_c ,然后可计算进风量和塔的进风阻力,对冷却塔的运行状况和效率进行定量评价和理论分析,这也是作者今后进一步的工作.

为了验证本次数值计算的可靠性程度,作者对山东省某电厂的300 MW实型塔进行了测试试验.分别测量了无风, $v_2=2$ m/s,2.5 m/s,2.8 m/s四种工况下

进风口各点的风速值.此时环境大气压0.102 MPa,空气的干湿球温度分别是 10.4 °C 和 7.2 °C.由于篇幅所限,仅给出 $Z = -5$ m, $r = 49$ m 圆周处各点的实测值,如图 6 所示.

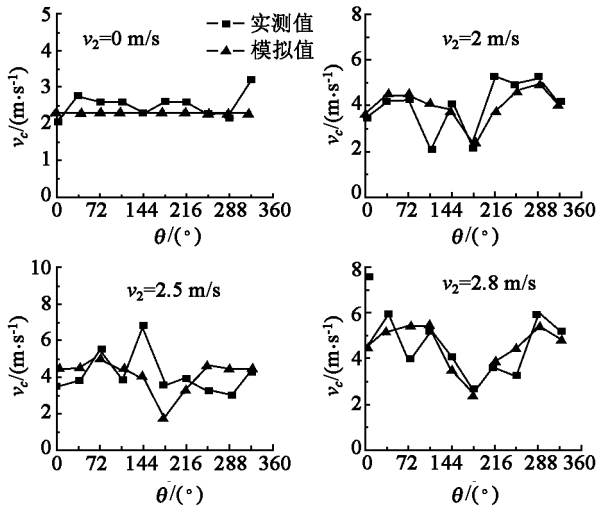


图 6 不同侧风速度时的特征风速实测值

Fig.6 Measured inlet air velocity at various cross-wind speeds

图 6 中某些区域计算和模拟结果误差较大,主要由以下两方面原因造成.第一,现场测量时外界风速的瞬时变化性很大,各点在测量时也不能充分保证同时性;第二,测量仪器选用三叶片式风速仪,由于现场风速的瞬时变化性,某些时候风速仪可能并不与当地风速的方向垂直.经过统计,进风口各点实测值与模拟值的误差在 0.6 m/s 以内的占总数据的大部分,可以达到 60% 以上,而误差超过 1.6 m/s 的仅占不到 8%.因此可以认为模拟结果总体上是比较成功的.

4 结论

(1) 建立了逆流湿式自然通风冷却塔内外空气流动和传热传质的数学模型,对冷却塔进风口有侧风时的空气动力场进行了数值模拟,获得了塔进口流场的分布规律.

(2) 侧风的存在会破坏冷却塔周围流场的轴对称性,迎风面的速度要高于背风面,而在 180°附近的背风区风速最小.

(3) 对实型塔进行了测试.结果表明,计算值与实测数据之间的误差在 0.6 m/s 以内的数据占总测量的 60% 以上,而误差在 1.6 m/s 以上的数据点不超过 10%.

参考文献:

[1] 张学镭,张明智,刘树华,等.冷却塔冷却性能的评价模

型[J].汽轮机技术,2002,44(5):299-303.

ZHANG Xue-lei, ZHANG Ming-zhi, LIU Shu-hua, et al. Valuation model of cooling tower cooling performance[J]. Turbine Technology, 2002, 44(5):299-303.

[2] HAWLADER M N A, LIU B M. Numerical study of the thermal-hydraulic performance of evaporative natural draft cooling towers[J]. Applied Thermal Engineering, 2002, 22(1):41-59.

[3] MILOSAVLJEVIC NENAD, HEIKKILA PERTTI. A comprehensive approach to cooling tower design[J]. Applied Thermal Engineering, 2001, 21(9):899-915.

[4] FISENKO S P, PETRUCHIK A I, SOLODUKHIN A D. Evaporative cooling of water in a natural draft cooling tower[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(23):4683-4694.

[5] KAISER A S, LUCAS M, VIEDMA A, et al. Numerical model of evaporative cooling processes in a new type of cooling tower [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(5):986-999.

[6] 符松,翟志强.三维分区算法在复杂多连域湍流问题中的应用[J].计算力学学报,2002,19(1):20-25.

FU Song, ZHAI Zhi-qiang. Application of multi block technique in 3D complex turbulent flow with multiply-connected domain[J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2002, 19(1):20-25.

[7] 翟志强,朱克勤,符松.横向风对自然通风干式冷却塔空气流场影响的模型实验研究[J].实验力学,1997,12(8):306-311.

ZHAI Zhi-qiang, ZHU Ke-qin, FU Song. Model experiment for the influence of cross-wind on the air flow field in natural draft dry-cooling tower [J]. Journal of Experimental Mechanics, 1997, 12(8):306-311.

[8] 张晓东,郑永刚,王清照.空冷却塔内外流场的数值分析[J].热能动力工程,2000,15(1):52-55.

ZHANG Xiao-dong, ZHENG Yong-gang, WANG Qing-zhao. Numerical simulation of aerodynamic field of dry cooling tower [J]. Thermal Engineering, 2000, 15(1):52-55.

[9] AL-WAKED RAFAT, BEHNIA MASUD. CFD simulation of wet cooling towers [J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 6(4):382-395.

[10] 赵振国.冷却塔[M].北京:中国水利水电出版社,1996. ZHAO Zhen-guo. Cooling tower[M]. Beijing: Chinese Water Conservancy and Electric Power Publisher, 1996.

[11] 王福军.计算流体力学分析[M].北京:清华大学出版社,2004.

WANG Fu-jun. Computational fluid dynamics analysis [M]. Beijing: Tshinghua University Publisher, 2004.

(编辑:陈燕)