

DOI :10.3876/j.issn.1000-1980.2009.05.019

大型冷却塔热力计算模型

韩 琴^{1,2},刘德有¹,陈负山¹,齐慧卿¹,焦诗元¹

(1.河海大学水利水电工程学院,江苏 南京 210098;2.国电机械设计研究院,浙江 杭州 310030)

摘要:基于质量守恒和能量守恒原理,以出塔水温作为冷却塔冷却性能的评价指标,建立了大型冷却塔热力计算的湿差模型,并与目前常用的焓差模型以及四变量模型进行了比较,分析了不同模型的计算结果差异以及气象条件(如大气压力、干球温度及湿球温度)、淋水面积和风速等参数对冷却塔出塔水温的影响.即随着干球温度及湿球温度的降低,或者在一定的范围内,淋水面积的增大,或者风速的增大,出塔水温均会降低.结果表明,湿差模型和焓差三阶模型是适用于大型或超大型冷却塔的热力计算模型,在大型冷却塔设计时,应特别重视循环冷却水系统冷端参数的综合优化分析.

关键词:大型冷却塔 热力计算 出塔水温 湿差模型 焓差模型 四变量模型

中图分类号:TK123 **文献标识码:**A **文章编号:**1000-1980(2009)05-0591-05

冷却塔是火电厂的重要冷端设备之一,其冷却性能的好坏直接影响整个电厂运行的经济性和安全性.而冷却塔的出塔水温是衡量冷却塔冷却性能的重要技术指标^[1-4].根据冷却塔的出塔水温及其变化规律,不仅可以对冷却塔系统进行运行监控和状态优化分析,而且可以为冷却塔的运行维护和检修改造提供基本技术依据.

冷却塔的出塔水温对发电机组热效率的影响较大,如对于 1 台超高压汽轮机,当冷却塔出塔水温降低 1℃,凝汽器真空提高 270 Pa,机组热循环效率提高 0.2%~0.3%^[5],因此,在冷却塔设计时首先必须采用准确的热力计算模型.

在现行的冷却塔设计中,大多采用以麦克尔方程^[6]为基础的焓差模型,即将接触散热和蒸发散热相关的 2 个未知变量(不同高度淋水截面的空气干球温度和空气中的水蒸气分压力)均用 1 个未知量‘比焓’来代替进行热力计算,而很少用不同传质和传质系数的计算模型来计算.在焓差模型的求解上,则大多采用辛普森二阶积分法.但工程实践表明,这种以辛普森二阶积分的焓差模型(以下简称焓差二阶模型)不能准确地适用于目前的大型冷却塔^[7]($8\,500\text{ m}^2\leq A<11\,000\text{ m}^2$)以及超大型冷却塔($A\geq 11\,000\text{ m}^2$)的热力计算分析,其中 A 为淋水面积.

本文基于质量守恒和能量守恒原理,建立了适用于大型冷却塔热力计算的新的湿差模型,并与焓差二阶、三阶模型以及四变量模型分别进行了比较计算,分析了各有关参数对大型冷却塔出塔水温的影响.

1 湿差模型的推导

1.1 水体质量守恒方程

根据质量守恒原理,水面蒸发的水量,即部分变为空气中水蒸气的水量可表示为

$$dQ = \beta_{pv}(p'_v - p_v)dV \tag{1}$$

式中: Q ——进入冷却塔的水量,kg/s; V ——填料体积, m^3 ; β_{pv} ——单位填料体积与水蒸气压力相关的散质系数,kg/($\text{m}^3\cdot\text{Pa}\cdot\text{s}$); p'_v ——空气温度为水温 t 时的饱和水蒸气压力,Pa; p_v ——水蒸气的分压力,Pa. p'_v 、 p_v 可分别改写为

$$p'_v = \frac{x'}{x' + 0.622}P_a \tag{2}$$

$$p_v = \frac{x}{x + 0.622}P_a \tag{3}$$

式中: x' ——空气温度为水温 t 时的饱和蒸气含湿量,kg/kg; x ——空气中水蒸气的含湿量,kg/kg; p_a ——大

收稿日期:2008-09-01

作者简介:韩琴(1983—),女,内蒙古包头人,硕士研究生,主要从事火电厂冷却水系统瞬变流及冷却塔热力计算研究.

气压力,Pa.

将式(2)~(3)代入式(1),得

$$dQ = \beta_{xv}(x' - x)dV = \beta_{xv}(x' - x)Adz \tag{4}$$

$$\beta_{xv} = 1.61\beta_{pv}[1 - 1.61(x' + x)]p_a \tag{5}$$

式中: β_{xv} ——单位填料体积与空气含湿量相关的散质系数, $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$; A ——塔中填料水平断面面积, m^2 ; z ——垂向坐标,向上为正.

由于空气中水蒸气增加的水量 dQ 也可以表示为

$$dQ = Gdx \tag{6}$$

因此,由式(4),(6)可得

$$\beta_{xv}(x' - x)Adz = Gdx \tag{7}$$

式中 G 为进塔空气质量, kg/s .

1.2 热量平衡方程

水散出的总热量为其水面接触散热量与其蒸发水量所引起空气温度增加的蒸发散热量的总和,即

$$dH_q = \alpha_v(t - \theta)Adz + \gamma_w\beta_{xv}(x' - x)Adz + ct dQ \tag{8}$$

式中: H_q ——水散出的热量, kJ/s ; α_v ——单位体积接触散热系数, $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C})$; t ——水温, $^\circ\text{C}$; θ ——空气的干球温度, $^\circ\text{C}$; γ_w ——水的汽化热,取 $2428.3 \text{ kJ}/\text{kg}$; c ——水的比热容,取 $4.1868 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$.

空气增加的总热量为

$$dH_g = Gc_w d\theta + h_q dQ \tag{9}$$

式中: H_g ——空气增加的热量, kJ/s ; c_w ——湿空气的比热,取 $1.05 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; h_q ——水蒸气含热量, kJ/kg .

在正常稳定运行状态下,水散发的总热量等于空气增加的总热量,则由式(8),(9)可得

$$\alpha_v(t - \theta)Adz + \gamma_w\beta_{xv}(x' - x)Adz + ct dQ = Gc_w d\theta + h_q dQ \tag{10}$$

考虑到蒸发水量 dQ 相对很小,将其带走的热量忽略,且 $h_q = r_0 + c_v\theta$,则式(10)可化简为

$$Gc_w d\theta = \alpha_v(t - \theta)Adz \tag{11}$$

式中: r_0 ——水 0°C 时的汽化热, kJ/kg ; c_v ——水蒸气比热容,取 $1.842 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$.

1.3 热传递平衡方程

水损失的热量为

$$dH_q = cQt - c(Q - dQ)(t - dt) \tag{12}$$

式(12)为忽略二阶微量化简得到的.将式(8)代入式(12),化简后可得

$$cQdt = \alpha_v(t - \theta)Adz + \gamma_w\beta_{xv}(x' - x)Adz \tag{13}$$

令 $\frac{G}{A} = g_a, \frac{Q}{A} = q$,将式(7),(11),(13)分别改写导出湿差模型即可:

$$\frac{dx}{dz} = \frac{\beta_{xv}(x' - x)}{g_a} \tag{14}$$

$$\frac{d\theta}{dz} = \frac{\alpha_v(t - \theta)}{c_w g_a} \tag{15}$$

$$\frac{dt}{dz} = \frac{\alpha_v(t - \theta) + \gamma_w\beta_{xv}(x' - x)}{cq} \tag{16}$$

求解式(14)~式(16)需作如下假设:(a)系数 α_v, c_p, c_w, c 及 γ_w 都取常数;(b)水温取其断面平均值,不考虑交面阻力;(c)空气在填料出口处未达到饱和状态;(d)填料面积沿垂直方向不变;(e)取刘易斯数 $Le = \alpha_v/(c_w\beta_{xv}) = 1.1, 1, 0.93, 0.91, 0.9$,分别计算其对出塔水温的影响.

2 焓差模型和四变量模型简介

2.1 焓差模型

水所损失的热量等于空气所获得的热量,即

$$cqdt = g_a di \tag{17}$$

式中 i 为湿空气焓, kJ/kg .

从水到空气的热量传递,可用焓差^[8]表示为

$$cq\,dt = \beta_{xv}(i' - i)\,dz \tag{18}$$

式中 i' 为水温 t 时的饱和空气焓, kJ/kg .

将式(18)改写成积分形式,即

$$\frac{\beta_{xv}z}{q} = \int_{t_2}^{t_1} \frac{c\,dt}{i' - i} \tag{19}$$

求解式(19)需作如下假设:(a)水膜或水滴的表面温度与冷却水内部温度一致;(b)忽略蒸发水量损失;(c)由于冷却塔内水蒸气的压力很小,对塔内压力影响很小,因此按照平均大气压来计算;(d)散热系数、散质系数和湿空气的比热在整个过程中均为常数.

对于式(19)右边项的积分,可采用辛普森展开法.当取辛普森阶数 $n = 2, 3$ 时,可分别写成式(20),(21)的积分形式,本文分别称之为焓差二阶、三阶模型,即

$$\int_{t_2}^{t_1} \frac{c\,dt}{i' - i} = \frac{c_w\Delta t}{3n} \left(\frac{1}{h'_2 - h_1} + \frac{4}{h'_m - h_m} + \frac{1}{h'_1 - h_2} \right) \tag{20}$$

$$\int_{t_2}^{t_1} \frac{c\,dt}{i' - i} = \frac{c_w\Delta t}{3n} \left(\frac{1}{h'_2 - h_1} + \frac{4}{h'_{23} - h_{13}} + \frac{2}{h'_{13} - h_{23}} + \frac{1}{h'_1 - h_2} \right) \tag{21}$$

式中: h_1, h_2 ——进塔、出塔空气比焓, kJ/kg ; h_m, h'_m ——塔内平均水温的空气比焓、饱和比焓; h_{13}, h'_{23} ——空气干球温度为 $t = t_2 + 1/3\Delta t$ 时的比焓、饱和比焓, kJ/kg ; h_{23}, h'_{13} ——空气干球温度 $t = t_2 + 2/3\Delta t$ 时的比焓、饱和比焓, kJ/kg .

2.2 四变量模型

根据质量守恒和能量守恒原理,并考虑蒸发损失引起的水量变化,可得四变量模型^[6]:

$$\frac{dq}{dz} = \beta_{pv}(p'_v - p_v) \tag{22}$$

$$\frac{dt}{dz} = \frac{\alpha_v}{cq}(t - \theta) + \frac{\gamma_w\beta_{pv}}{cq}(p'_v - p_v) \tag{23}$$

$$\frac{d\theta}{dz} = \frac{c}{c_w g_a} \left[q \frac{dt}{dz} + \frac{1}{c}(ct - \gamma_w - c\theta) \right] \frac{dq}{dz} \tag{24}$$

$$\frac{dp_v}{dz} = \frac{(p_a - p_v)^2}{0.622 g_a p_a} \frac{dq}{dz} \tag{25}$$

求解四变量模型需作如下假设^[9]:(a)冷却塔内水蒸气分压力所占比例很小,可采用不变的大气压力;(b)系数 α_v, c_v, c_w, c 及 γ_w 都取常数;(c)水温取其断面平均值,不考虑交面阻力;(d)空气在填料出口处未达到饱和状态;(e)填料面积沿垂直方向不变.

3 4 种模型的比较计算分析

现针对湿差模型、焓差二阶模型、焓差三阶模型、四变量模型这 4 种热力计算模型进行比较计算分析,并作如下说明:(a)湿差模型的求解,采用中心差分方法将偏微分方程组转化为差分方程组后再编写程序;(b)焓差模型的求解,分别对其二阶、三阶模型进行对比分析,同时为了保证式(20)的解有合理的求解区间曲线^[10],根据 4 个焓差都大于零的条件来编写 Fortran 程序,以使其解具有数学和实际意义;(c)四变量模型,采用中心差分方法将其转化为方程组后再进行求解,并考虑水量的蒸发损失.

本文以邯峰电厂冷却塔为研究对象.该冷却塔为自然通风冷却塔,淋水面积为 $9\,000\,\text{m}^2$,采用高为 $1.2\,\text{m}$ 的 T26-60°梯形波填料.气象条件为:空气干球温度 21.5°C ,湿球温度 17°C ,大气压力 $99\,850\,\text{Pa}$.

4 种模型的热力计算结果如图 1~4 所示.比较分析这些计算结果,可得出如下结论:

a. 四变量模型的出塔水温计算结果比其他模型大,与实测出塔水温比较误差较大,说明该模型相对不准确.

b. 由图 1 可见,当淋水面积从 $4\,000\,\text{m}^2$ 增大到 $8\,000\,\text{m}^2$ 时,焓差二阶模型的出塔水温计算结果与湿差模

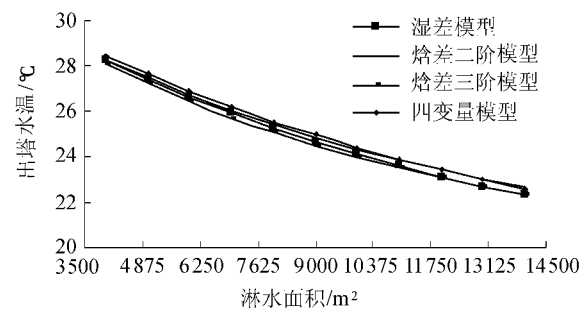


图 1 出塔水温随淋水面积变化曲线

Fig. 1 Variation of outlet water temperature of cooling tower with filling area for 4 thermal models

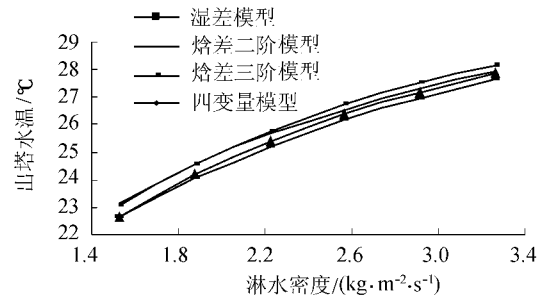


图 3 淋水密度对出塔水温的影响

Fig. 3 Influence of water density on outlet water temperature of cooling tower for 4 thermal models

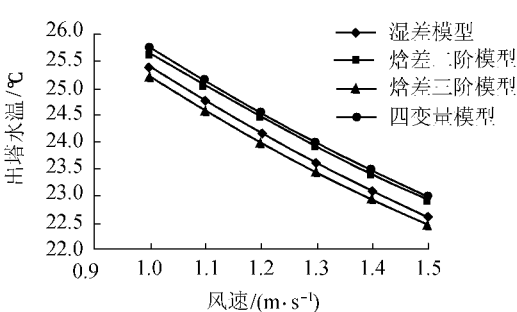


图 2 风速对出塔水温的影响

Fig. 2 Influence of wind velocity on outlet water temperature of cooling tower for 4 thermal models

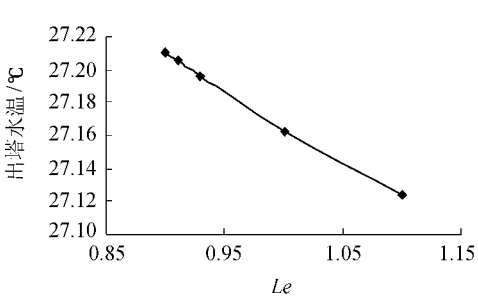


图 4 刘易斯数取值对出塔水温的影响

Fig. 4 Influence of different values of Lewis number on outlet water temperature of cooling tower

型的计算结果相差很小.但随着淋水面积的增大,焓差二阶模型的计算结果与湿差模型的计算结果相差越来越大,此时,焓差三阶模型与湿差模型的计算结果越来越接近,且与实测出塔水温很接近.说明大型冷却塔的热力计算不宜再用焓差二阶模型,应采用湿差模型和焓差三阶模型.

c. 由图 2 可见,随着风速的增加,出塔水温呈近似直线下降趋势.而由图 3 可见,随着冷却塔淋水密度的增加,出塔水温也相应增加.由图 4 可见,随着刘易斯数的增大,出塔水温减小;当刘易斯数从 1.1 减小到 1.0 时,出塔水温增加 0.15%.由此可见,刘易斯数的选取是值得注意的问题.

4 结 语

由湿差模型、焓差二阶模型、焓差三阶模型、四变量模型这 4 种热力计算模型的对比分析可见,对于大型冷却塔的热力计算,本文湿差模型和焓差三阶模型优于焓差二阶模型和四变量模型.因此,采用本文导出的湿差模型,结合冷却塔的空气动力学阻力-抽力关系等进行冷却塔各未知量的设计计算,可以避免塔形对计算结果的影响.

对于特定的地形条件和气候条件,并不是冷却塔淋水面积越大越好.如图 1 所示,当冷却塔淋水面积从 4000 m² 增大到 10000 m² 时,出塔水温从 28.295℃降低到 24.114℃,出塔水温的变化是很明显的,但冷却塔淋水面积增大到一定限度后,如果再增大淋水面积,冷却塔出塔水温的降低非常缓慢,如塔淋水面积从 13000 m² 增大到 14000 m² 时,出塔水温只降低 0.296℃,但其相应的造价以及运行维护费用却明显增加,这在技术经济上显然是不合适的.因此,在冷却塔设计时,应结合整个循环冷却水系统的冷端参数设计进行系统综合优化分析.

参考文献:

[1] 史佑吉. 冷却塔运行与试验[M]. 北京: 水利电力出版社,1990: 194-208.
[2] SOYLETMEZ M S. On the optimum performance of forced draft counter flow cooling towers[J]. Energy Conversion and Management, 2004,45: 2335-2341.
[3] JABER H,WEBB R L. Design of cooling towers by the effectiveness-NTU method[J]. ASME J Heat Transfer,1989,111: 837-843.

[4] BERMIER M A. Thermal performance of cooling towers[J]. ASHRAE J,1995,7 :56-61.

[5] 齐复东,贾树本,马义伟.冷却塔[M]. 北京 水利电力出版社,1990 :10-11.

[6] 赵振国.冷却塔[M]. 北京 中国水利水电出版社,1996 :195-197.

[7] 赵顺安.海水冷却塔[M]. 北京 中国水利水电出版社,2007 :171-173.

[8] 王启山.冷却塔热力计算的数学模型[J]. 中国给水排水,1996(12) :4-7. (WANG Qi-shan. A mathematical model of cooling tower thermodynamic calculation[J]. China Water & Wastewater,1996(12) :4-7. (in Chinese))

[9] 钱焕群,金安.冷却塔的模型探讨[J]. 冷藏技术,1998(1) :15-18. (QIAN Huan-qun, JIN An. Discussion on cooling tower models [J]. Cold Storage Technic, 1998(1) :15-18. (in Chinese))

[10] 王东. 自然通风冷却塔冷却性能计算模型及影响因素[D]. 北京 华北电力大学,2007.

Thermal calculation models for large cooling towers

HAN Qin^{1,2}, LIU De-you¹, CHEN Fu-shan¹, QI Hui-qing¹, JIAO Shi-yuan¹

(1. *College of Water Conservancy and Hydropower Engineering, Hohai University, Nanjing 210098, China* ;
2. *State Power Machinery, Hangzhou 310030, China*)

Abstract : According to the conservation of mass and energy, a thermal calculation model for large cooling towers, namely humidity difference model, was established by regarding the outlet water temperature as the assessment index of cooling performance. A comparison was made among the enthalpy difference model, four-variable model and humidity difference model. The differences of the results calculated by various models as well as the influences of meteorological conditions (atmospheric pressure, air dry-bulb temperature and air wet-bulb temperature), filling area and wind velocity on the outlet water temperature of large cooling towers were analyzed. With the decrease of the dry-bulb temperature and the air wet-bulb temperature or the increase of the filling area or the increase of the wind in certain range, the outlet water temperature decreases. The results show that the present model and the enthalpy difference model are applicable to the thermal calculation of large or super-large cooling towers, and during the design of large cooling towers, much importance should be attained to the optimization of cold end parameters of a circulating cooling water system.

Key words : large cooling tower ;thermal calculation ;outlet water temperature of cooling tower ;humidity difference model ; enthalpy difference model ;four-variable model