

**中华人民共和国国家标准**

**机械通风冷却塔工艺设计规范**

Code for design of cooling tower  
for mechanical ventilation

**GB/T 50392 - 2006**

主编部门：中国工程建设标准化协会化工分会

批准部门：中华人民共和国建设部

施行日期：2 0 0 7 年 4 月 1 日

中国计划出版社

2007 北 京

# 中华人民共和国建设部公告

第 490 号

## 建设部关于发布国家标准 《机械通风冷却塔工艺设计规范》的公告

现批准《机械通风冷却塔工艺设计规范》为国家标准,编号为 GB/T 50392—2006,自 2007 年 4 月 1 日起实施。

本规范由建设部标准定额研究所组织中国计划出版社出版发行。

中华人民共和国建设部

二〇〇六年九月六日

## 前 言

本规范是根据中华人民共和国建设部建标函[2005]124 号文件的要求编制而成的。

本规范在总结我国多年来工业企业循环冷却水系统机械通风冷却塔的设计、运行经验,广泛征求国内有关单位和专家的意见的基础上,结合国内、外工业用机械通风冷却塔的先进技术和先进、成熟的理念,编制而成的。

本规范在编制中力求有较好的可操作性,对工业企业循环冷却水系统机械通风冷却塔的设计、设备招标能起到指导作用,推进我国工业企业循环冷却水系统机械通风冷却塔设计与国际接轨,使机械通风冷却塔在工业节水中发挥更好的作用。

本规范的内容有 6 章,包括:总则,术语和符号,一般规定,气象参数的整理和取值,设计计算,塔型及部件设计,另有 3 个附录。

本规范由建设部负责管理,中国工程建设标准化协会化工分会负责日常管理,由全国化工给排水设计技术中心站负责具体技术内容的解释。本规范在执行过程中如发现需要修改和补充之处,请将意见和有关资料寄交全国化工给排水设计技术中心站(地址:安徽省合肥市望江东路 70 号,邮编:230024,E-mail:hanling@chinaecec.com),以供今后修订时参考。

本规范主编单位、参编单位和主要起草人:

**主 编 单 位:** 全国化工给排水设计技术中心站

**参 编 单 位:** 中国成达工程公司

东华工程科技股份有限公司

西安建筑科技大学

**主要起草人:** 潘 椿 韩 玲 蒋晓明 张建平 王大哲

# 目 次

1 总 则 .....	( 1 )
2 术语和符号 .....	( 2 )
2.1 术语 .....	( 2 )
2.2 符号 .....	( 3 )
3 一般规定 .....	( 7 )
4 气象参数的整理和取值 .....	(10)
5 设计计算 .....	(11)
5.1 热力计算中常用参数计算 .....	(11)
5.2 逆流式冷却塔工作特性 .....	(12)
5.3 横流式冷却塔工作特性 .....	(14)
5.4 热力工作点计算 .....	(15)
5.5 阻力计算 .....	(16)
5.6 水量计算 .....	(18)
5.7 水力计算 .....	(19)
6 塔型及部件设计 .....	(23)
6.1 塔型设计 .....	(23)
6.2 集水池 .....	(23)
6.3 进风口 .....	(24)
6.4 填料选择 .....	(25)
6.5 配水系统 .....	(26)
6.6 除水器 .....	(27)
6.7 风筒 .....	(28)
6.8 风机 .....	(28)
附录 A 横流式冷却塔冷却数中心差分近似算法 .....	(30)

附录 B 逆流式冷却塔塔体阻力系数计算方法 .....	(33)
附录 C 出塔空气密度计算方法 .....	(41)
本规范用词说明 .....	(48)
附:条文说明 .....	(49)

# 1 总 则

**1.0.1** 为了经济、合理、安全地发挥机械通风冷却塔在工业循环冷却水系统的重要作用,使机械通风冷却塔的设计与计算规范化,制定本规范。

**1.0.2** 本规范适用于工业企业新建和改、扩建的敞开式循环冷却水系统中机械通风湿式冷却塔(以下简称“冷却塔”)的设计。不适用于开放式冷却塔、喷射式冷却塔、小型玻璃钢冷却塔的设计。

**1.0.3** 冷却塔的设计应符合安全生产、经济合理、保护环境、节约能源、节约用水、节约用地以及便于施工、运行和维护等方面的要求。

**1.0.4** 冷却塔的设计应在不断总结生产实践经验和科学试验的基础上,积极开发和慎重采用先进技术。

**1.0.5** 冷却塔设计除应执行本规范外,尚应符合国家现行有关标准的规定。

## 2 术语和符号

### 2.1 术 语

#### 2.1.1 冷却塔 cooling tower

利用水的蒸发及空气和水的传热原理带走水中热量的设备或构筑物。

#### 2.1.2 循环冷却水 circulating cooling water

以水作为冷却介质,并循环使用。

#### 2.1.3 气象参数 meteorological parameter

常指大气压力、干球温度、湿球温度(或相对湿度)、风速、风向。

#### 2.1.4 逼近度 approach

指冷却塔出水温度与进塔空气湿球温度之差值。

#### 2.1.5 水温差 cooling range

指冷却塔进水温度与出水温度之差值。

#### 2.1.6 工作特性曲线 performance curve

在设计气象参数、进出塔水温一定的条件下,由不同的气水比 $\lambda$ 计算出的一组冷却数 $\Omega$ (完成热力任务所需要的冷却数),表示为 $\Omega$ 和气水比 $\lambda$ 的关系曲线 $[\Omega=f(\lambda)]$ ,在双对数坐标中为一 $\Omega$ 随 $\lambda$ 增大而降低的曲线。

#### 2.1.7 热力性能曲线 thermal performance

冷却塔(填料)散热性能特性数 $\Omega'$ (填料能够提供的冷却数)与气水比 $\lambda$ 的关系曲线 $[\Omega'=f(\lambda)]$ ,在双对数坐标纸上为一 $\Omega'$ 随 $\lambda$ 增大而增大的直线。

#### 2.1.8 阻力特性 resistance characteristic

当空气流过冷却塔塔体和淋水填料时将会产生一定气流阻

力,阻力值为风速和淋水密度的函数,按各自的特定函数关系变化。

**2.1.9 进塔水压** entrance pressure of water into cooling tower  
指冷却塔正常工作所需要的、由给水系统提供的水压(总压力)。

## 2.2 符 号

$A$ ——系数;

$B$ ——某些构、建筑物布置中标示的宽度;

$C$ ——浓缩倍数;

$C_w$ ——水的比热;

$D, d, D_0, D_t$ ——圆形构筑物或设备的直径、管道内径、风机风筒扩散段出口直径、风机直径;

$F, F_m, F_i, F_0$ ——填料区面积(或配水管断面积)、冷却塔填料断面通风计算面积、 $i$ 断面处通风计算面积、横流冷却塔冷却数计算中的修正系数;

$G, G_1, G_2$ ——风量、进塔风量、出塔风量;

$G_0, G_{01}, G_{02}$ ——风机标准性能曲线(由制造厂样本提供的风机工作环境空气密度为标准状态,即  $\rho = \rho_0 = 1.2 \text{ kg/m}^3$ )所表示的风量、风机在进塔空气状态( $\rho = \rho_1$ )时的实际工作性能曲线所表示的风量、风机在出塔空气状态( $\rho = \rho_2$ )时的实际工作性能曲线所表示的风量;

$h, h_1, h_2$ ——湿空气比焓、进塔湿空气比焓、出塔湿空气比焓;

$h'', h_1'', h_2''$ ——饱和空气比焓、温度为  $t_1$  时的饱和空气比焓、温度为  $t_2$  时的饱和空气比焓;

$H$ ——填料高度;

$H_0, H_{01}, H_{02}$ ——风机标准性能曲线 ( $\rho = \rho_0 = 1.2 \text{ kg/m}^3$ ) 所表示的风压、风机在进塔空气 ( $\rho = \rho_1$ ) 状态下的实际工作性能曲线所表示的风压、风机在出塔空气 ( $\rho = \rho_2$ ) 状态下的实际工作性能曲线所表示的风压;

$\Delta h_m$ ——平均焓差;

$\Delta h_1, \Delta h_2$ ——填料进水端(水入口处)的焓差、填料出水端(水出口处)的焓差;

$\Delta h$ ——进出塔(填料)空气的焓差;

$\delta h''$ ——平均焓差法中使用的别尔曼推荐修正值;

$i$ ——给水管沿程水力损失坡度;

$K$ ——蒸发水量带走的热量系数;

$k_1$ ——蒸发水量增加热量系数;

$k_a$ ——以焓差为动力的容积散热系数;

$\beta_{sv}$ ——以含湿差为动力的容积散质系数;

$K, K'$ ——通风阻力计算中的渐缩、渐扩缓冲系数;

$K_e, K_0, K_m, K_T, K_Q$ ——蒸发水量损失系数、填料热力性能修正系数、填料阻力调整系数、塔体阻力调整系数、水量调整系数;

$L, l, L_0$ ——长度、管段长度、风机风筒扩散段长度(高度);

$m$ ——与计算公式中形式有关的指数、顺序数;

$n$ ——与计算公式中形式有关的指数、分段数、顺序数、面积比;

$P_b, P_e, P_w$ ——排污水量损失率、蒸发水量损失率、风吹水量损失率;

$P_{sc}, P_{s0}, P_{sl}, P_{0m}, P_r$ ——配水管进塔水压、配水水平主干管起端水压、配水水平支干管进水端水压、喷溅

装置(喷头)有效进水压力、压力比;

$P, P'', P_1'', P_0'', P_i''$ ——大气压力、饱和水蒸气压力、温度为  $t$  时  
饱和水蒸气压力、温度为干球温度时的  
饱和水蒸气压力、温度为湿球温度时的  
饱和水蒸气压力;

$\Delta P, \Delta P_1, \Delta P_2$ ——冷却塔通风总阻力、塔体部分通风总阻  
力、填料通风阻力;

$\Delta P_s, \Delta H, \sum \Delta h_i$ ——池顶以上立管沿程与局部阻力的水力损  
失、水平干管中心至池顶的标高高差、支  
管的水力损失总和;

$\nabla_0, \nabla_m$ ——支干管始端中心标高、喷嘴出口标高;

$q, q_m, q_i$ ——淋水密度、喷溅装置(喷头)水流量、支管  
水流量;

$Q, Q_m$ ——进塔(填料)水量、支干管三通分流前流  
量;

$Q_h, Q_e, Q_w$ ——排污损失水量、蒸发损失水量、风吹损失  
水量;

$r, r_m, r_a$ ——汽化热、平均水温时水的汽化热、出塔水  
温时水的汽化热;

$t, t_1, t_2, t_m$ ——温度、进塔(填料)水温、出塔(填料)水  
温、进出塔的平均水温;

$\Delta t, \delta t$ ——进出塔水温差、等分段的水温差;

$v, v_m, v_i, v, v_0, v_m, v_i$ ——冷却塔中计算风速、填料区计算风速、 $i$   
部位的计算风速、配水管中水流速度、支  
干管起始段水流速度、编号为  $m$  的支管  
三通前水流速度、支管在三通处(分流)  
的支管水流速度;

$V$ ——填料体积;

$x$ ——空气含湿量;

- $\varphi$ ——空气相对湿度；
- $\theta, \theta_1, \theta_2$ ——空气干球温度、进塔空气干球温度、出塔空气干球温度；
- $\tau$ ——空气湿球温度；
- $\rho, \rho_1, \rho_2, \rho_m, \rho_i, \rho_d, \rho_s$ ——湿空气密度、进塔湿空气密度、出塔湿空气密度、平均的湿空气密度、 $i$  部位的湿空气密度、湿空气中干空气部分的密度、湿空气中水蒸气部分的密度；
- $\lambda$ ——空气(以干空气计)和水的质量流量比，简称气水比，无量纲；或沿程阻力系数；
- $\Omega, \Omega_h, \Omega_n$ ——工作特性冷却数、横流式冷却塔工作特性冷却数、逆流式冷却塔工作特性冷却数；
- $\Omega'$ ——散热性能特性数；
- $\alpha$ ——角度；
- $\xi_i, [\xi_i], [\xi_i]'$ —— $i$  断面处的局部阻力系数(按常规方法确定)、 $i$  断面处局部阻力经换算到以填料断面处的湿空气密度及流速进行计算时的当量阻力系数、 $i$  断面处局部阻力经换算到以填料断面处的流速进行计算(未考虑空气密度变化)的当量阻力系数，无量纲；
- $\phi$ ——飞溅装置喷嘴直径；
- $\mu$ ——流量系数；
- $\epsilon$ ——配水管三通侧向分流阻力系数计算式中的系数；

### 3 一般规定

#### 3.0.1 冷却塔的大、中、小型界限宜按下列规定划分:

大型:单格冷却水量大于等于  $3000\text{m}^3/\text{h}$ ;

中型:单格冷却水量大于等于  $1000\text{m}^3/\text{h}$  且小于  $3000\text{m}^3/\text{h}$ ;

小型:单格冷却水量小于  $1000\text{m}^3/\text{h}$ 。

#### 3.0.2 换热器、冷凝器所需冷却水量与进出冷却塔的水温 $t_1$ 、 $t_2$ 有关,冷却塔设计应密切配合生产工艺,并进行多方案比较,达到技术先进、经济合理。

#### 3.0.3 为提高冷却塔风机运行总效率,宜采取下列措施:

1 横流式冷却塔宜控制填料顶部至风机吸入段下缘的高度等于或大于风机直径的 0.2 倍。

2 逆流式冷却塔填料顶面至风筒进口之间气流收缩段的高度应符合下列规定:

1)当塔顶盖板为平顶时,从填料顶面算起的气流收缩段顶角宜小于  $90^\circ$ ;当平顶盖板下设有导流圈(伞)时,从收水器顶面算起的气流收缩段顶角可采用  $90^\circ\sim 110^\circ$ 。

2)当塔顶盖板自收水器以上为收缩型时,收缩段盖板的顶角宜采用  $90^\circ\sim 110^\circ$ 。

3 横流式冷却塔的淋水填料从顶部至底部应有向塔的垂直中轴线的收缩倾角。点滴式淋水填料的收缩倾角宜为  $9^\circ\sim 11^\circ$ ;薄膜式淋水填料的收缩倾角宜为  $5^\circ\sim 6^\circ$ 。

4 双侧进风的逆流式冷却塔宜设中部挡风隔板,隔板上缘距填料支撑梁底  $200\sim 300\text{mm}$ ,下缘伸入塔的集水池水面以下。

5 横流式冷却塔宜设置防止空气从填料底至水面间短路流通的措施。

**3.0.4 逆流式冷却塔的淋水密度和塔内风速宜采用工业塔测试数据或模拟塔测试数据,模拟塔实测数据应根据实际情况加以修正。当缺乏上述资料时,可按下列范围确定:**

1 大、中型冷却塔:淋水密度: $12\sim14\text{m}^3/(\text{m}^2\cdot\text{h})$ ;

塔内风速: $2.2\sim2.5\text{m/s}$ 。

2 小型冷却塔:淋水密度: $13\sim15\text{m}^3/(\text{m}^2\cdot\text{h})$ ;

塔内风速: $2.0\sim2.5\text{m/s}$ 。

**3.0.5 横流式冷却塔的淋水密度宜根据所选用的填料类型或工程塔实测数据确定。选用点滴式或混装式填料,淋水密度宜为 $20\sim26\text{m}^3/(\text{m}^2\cdot\text{h})$ ;选用薄膜式填料,淋水密度宜为 $26\sim45\text{m}^3/(\text{m}^2\cdot\text{h})$ 。**

进风口风速宜为  $1.8\sim3.3\text{m/s}$ 。

**3.0.6 冷却塔的格数较多时,应考虑占地面积、湿热空气回流和干扰的影响因素。**

1 大、中型冷却塔,塔排的长宽比宜为  $3:1\sim5:1$ ;

2 小型冷却塔,塔排的长宽比宜为  $4:1\sim5:1$ 。

**3.0.7 多排布置的逆流式冷却塔的塔排间距,应符合下列要求:**

1 长轴位于同一直线上的相邻塔排,净距不小于  $4\text{m}$ ;

2 长轴不在同一直线上、平行布置的相邻塔排,净距不小于塔的进风口高度的 4 倍。

**3.0.8 多排布置的冷却塔,当相邻两个塔排的间距大于塔排平均长度时,可仅考虑湿热空气回流的影响。当塔排长度为  $50\sim100\text{m}$  时,设计湿球温度宜在选定的气象条件基础上,增加  $0.1\sim1.3^\circ\text{C}$ 。**

**3.0.9 多排布置的冷却塔,当相邻两个塔排的间距小于塔排平均长度时,除考虑湿热空气回流的影响外,还应考虑湿热空气干扰的影响。当塔排间距为  $20\sim40\text{m}$  时,设计湿球温度宜再增加回流影响湿球温度值的  $100\%\sim10\%$ 。**

**3.0.10 多格组合的冷却塔,当系统水温不同、开车试车阶段不同、检修条件或水质处理要求不同时,集水池应采取分隔措施。**

**3.0.11 冷却塔的位置按下列规定：**

- 1 宜靠近主要用水装置；
- 2 应布置在厂区主要建筑物及露天配电装置的主导风向的下风侧，并留有适当间距；
- 3 应布置在贮煤场等粉尘影响源的全年主导风向的上风侧；
- 4 应远离厂内露天热源；
- 5 冷却塔之间或冷却塔与其他建筑物之间的距离应满足通风要求；
- 6 宜考虑扩建余地。

**3.0.12 寒冷地区的冷却塔，宜采用下列防冻措施：**

- 1 塔体的设计具有防止水滴飞溅至塔外的措施；
- 2 当同一循环冷却水系统冷却塔的数量较多时，采用减少运行的塔数；停止运行的冷却塔的集水池设有保持一定量的热水循环或采取其他保温措施；
- 3 采用减小风机叶片安装角、采用变速电机、停止风机运行或选用允许倒转的风机等措施减少进入冷却塔的冷空气量；
- 4 在进风口上下缘及易结冰部位设热水化冰管，化冰管的热水流量应与防冻化冰要求相适应；
- 5 风机的减速器有润滑油循环系统时，应有对润滑油的加热设施；
- 6 设置能通过部分或全部循环水量的旁路水管，当冬季运行或热负荷较低时，循环水可通过旁路直接进入集水池；
- 7 冬季在进风口加挡风板。

**3.0.13 当环境对冷却塔的噪声有限制时，宜视工程具体条件采取下列措施，降低冷却塔的噪声：**

- 1 选用低噪声型的风机设备；
- 2 改善配水或集水系统，降低淋水噪声；
- 3 在冷却塔周围设置消声设施；
- 4 使冷却塔的位置远离对噪声敏感的区域。

## 4 气象参数的整理和取值

**4.0.1** 气象参数的整理和取值应选用能代表冷却塔所在地气象特征的气象台(站)的气象参数。必要时,宜在拟建冷却塔所在地设置气象观测站。

**4.0.2** 应采用近期连续不少于5年的气象参数,并取每年最热时期3个月的日平均值。

**4.0.3** 气象参数的取值应以一昼夜4次标准时间测值的算术平均值,作为日平均值。

**4.0.4** 应以日平均湿球温度为基础数据进行统计,宜采用当地多年平均的每年最热时期3个月中最热天数不超过5~10天的日平均湿球温度作为设计湿球温度,并以与之相对应的日平均干球温度、大气压作为设计干球温度、大气压。

## 5 设计计算

### 5.1 热力计算中常用参数计算

5.1.1 饱和水蒸气压力,应按下式计算:

$$\lg P'' = 2.0057173 - 3.142305 \left( \frac{10^3}{273.15 + t} - \frac{10^3}{373.15} \right) + 8.2 \lg \frac{373.15}{273.15 + t} - 0.0024804(100 - t) \quad (5.1.1)$$

式中  $P''$ ——饱和水蒸气压力(kPa);

$t$ ——温度(°C)。

5.1.2 当采用阿斯曼温度计时,空气相对湿度为:

$$\varphi = \frac{P_r'' - 0.000662P(\theta - \tau)}{P_\theta''} \times 100 \quad (5.1.2)$$

式中  $\varphi$ ——空气相对湿度(%);

$\theta$ ——空气干球温度(°C);

$\tau$ ——空气湿球温度(°C);

$P$ ——大气压力(kPa);

$P_\theta''$ ——空气温度等于 $\theta$ °C时的饱和水蒸气分压力(kPa);

$P_r''$ ——空气温度等于 $\tau$ °C时的饱和水蒸气分压力(kPa)。

5.1.3 空气含湿量,应按下式计算:

$$x = 0.622 \frac{\varphi P_\theta''}{P - \varphi P_\theta''} \quad (5.1.3)$$

式中  $x$ ——空气含湿量[kg/kg(DA)]。

5.1.4 湿空气比焓(简称空气焓),应按下式计算:

$$h = 1.005\theta + x(2500.8 + 1.846\theta) \quad (5.1.4)$$

式中  $h$ ——湿空气比焓[kJ/kg(DA)]。

5.1.5 饱和空气比焓(简称饱和空气焓),应按下式计算:

$$h'' = 1.005t + 0.622 \frac{P_i''}{P - P_i''} (2500.8 + 1.846t) \quad (5.1.5)$$

式中  $h''$ ——饱和空气比焓,即当空气温度为水蒸气分压达到饱和状态温度  $t$  时的比焓[kJ/kg(DA)]。

5.1.6 湿空气密度,应按下列式计算:

$$\rho = \rho_d + \rho_s = \frac{(P - \varphi P_s'') \times 10^3}{287.04(273.15 + \theta)} + \frac{\varphi P_s'' \times 10^3}{416.50(273.15 + \theta)} \quad (5.1.6)$$

式中  $\rho$ ——湿空气密度(kg/m<sup>3</sup>);

$\rho_d$ ——湿空气中干空气部分的密度(kg/m<sup>3</sup>);

$\rho_s$ ——湿空气中水蒸气部分的密度(kg/m<sup>3</sup>)。

## 5.2 逆流式冷却塔工作特性

5.2.1 逆流式冷却塔工作特性冷却数的热力计算,采用焓差法,冷却数的计算公式如下:

$$\Omega_n = \frac{k_a V}{Q} = \frac{1}{K} \int_{t_2}^{t_1} \frac{C_w dt}{h'' - h} \quad (5.2.1-1)$$

$$K = 1 - \frac{C_w t_2}{r_a} = 1 - \frac{t_2}{586 - 0.56(t_2 - 20)} \quad (5.2.1-2)$$

$$h = h_1 + \frac{C_w dt}{K \lambda} \quad (5.2.1-3)$$

式中  $\Omega_n$ ——逆流式冷却塔工作特性冷却数(无量纲);

$K$ ——蒸发水量带走热量系数( $K < 1.0$ , 无量纲);

$h_1$ ——进填料端空气的比焓[kJ/kg(DA)];

$h_2$ ——出填料端空气的比焓[kJ/kg(DA)];

$dt$ ——微元填料进水与出水的水温差(°C);

$k_a$ ——从焓差为动力的容积散热系数[kg/(m<sup>3</sup>·h)];

$V$ ——淋水填料体积(m<sup>3</sup>);

$Q$ ——进填料水量(kg/h);

$\lambda$ ——进填料的空气(以干空气计)与水的质量比[kg(DA)/

kg];

$C_w$ ——水的比热[kJ/(kg·℃)],取 4.1868 kJ/(kg·℃);

$t_1$ ——进填料(塔)水温(℃);

$t_2$ ——出填料(塔)水温(℃);

$r_{12}$ ——出填料水温时水的汽化热(kJ/kg)。

5.2.2 冷却数的计算宜采用以下多段辛普逊积分解法:

$$\begin{aligned} \int_{t_2}^{t_1} \frac{C_w dt}{h'' - h} \approx & \frac{C_w \Delta t}{3n} \left\{ \frac{1}{h_1'' - h_2} + \frac{4}{h_{(t_1 - \delta t)}'' - (h_2 - \delta h)} \right. \\ & + \frac{2}{h_{(t_1 - 2\delta t)}'' - (h_2 - 2\delta h)} \\ & + \frac{4}{h_{(t_1 - 3\delta t)}'' - (h_2 - 3\delta h)} + \dots \\ & + \frac{2}{h_{[t_1 - (n-2)\delta t]}'' - [h_2 - (n-2)\delta h]} \\ & \left. + \frac{4}{h_{[t_1 - (n-1)\delta t]}'' - [h_2 - (n-1)\delta h]} + \frac{1}{h_2'' - h_1} \right\} \end{aligned} \quad (5.2.2-1)$$

$$h_2 = h_1 + \frac{C_w \Delta t}{K \lambda} \quad (5.2.2-2)$$

$$\Delta t = t_1 - t_2 \quad (5.2.2-3)$$

$$\delta t = \Delta t / n = (t_1 - t_2) / n \quad (5.2.2-4)$$

$$\delta h = \Delta h / n = (h_1 - h_2) / n \quad (5.2.2-5)$$

式中  $n$ ——分段数;

$$h_{(t_1 - \delta t)}'', h_{(t_1 - 2\delta t)}'', h_{(t_1 - 3\delta t)}'', h_{[t_1 - (n-2)\delta t]}'', h_{[t_1 - (n-1)\delta t]}''$$

——对应水温度为  $t_1 - \delta t, t_1 - 2\delta t, t_1 - 3\delta t, t_1 - (n-2)\delta t, t_1 - (n-1)\delta t$  时的饱和空气焓[kJ/kg(DA)]。

$h_1$ ——进塔湿空气比焓[kJ/kg(DA)];

$h_2$ ——出塔湿空气比焓[kJ/kg(DA)];

$\Delta t$ ——进出塔水温差(℃);

$\delta t$ ——等分段的水温差( $^{\circ}\text{C}$ );

$\Delta h$ ——进出塔空气焓差 $[\text{kJ/kg(DA)}]$ ;

$\delta h$ ——等分段的焓差 $[\text{kJ/kg(DA)}]$ 。

$n$  宜大于等于 8, 并注意与填料试验数据整理过程中冷却数计算公式中采用的  $n$  分段数相一致。

### 5.3 横流式冷却塔工作特性

5.3.1 横流式冷却塔工作特性冷却数的热力计算采用焓差法, 冷却数的计算公式如下:

$$\Omega_h = \frac{k_s H}{q} = \frac{1}{K} \int_0^{x_d} \int_0^{z_d} \frac{-C_w \partial(\partial t / \partial x) / \partial z}{h'' - h} dx dz \quad (5.3.1-1)$$

$$K = 1 - \frac{t_2}{586 - 0.56(t_2 - 20)} \quad (5.3.1-2)$$

$$h = h_1 + \frac{C_w dt}{K \lambda} \quad (5.3.1-3)$$

$$q = Q/F \quad (5.3.1-4)$$

式中  $\Omega_h$ ——横流式冷却塔冷却数;

$x_d$ ——从进风口算起淋水填料深度(m);

$z_d$ ——从淋水填料顶层表面向下算起的填料高度(m);

$q$ ——淋水密度 $[\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})]$ ;

$H$ ——填料高度(m);

$F$ ——填料淋水面积( $\text{m}^2$ )。

5.3.2 冷却数积分公式宜采用以下求解方法:

1 单格水量小于  $3000 \text{ m}^3/\text{h}$ , 水温差为  $6 \sim 15^{\circ}\text{C}$  的中、小型横流式冷却塔宜采用修正系数法:

$$\Omega_h = \frac{\Omega_n}{F_0} \quad (5.3.2-1)$$

$$F_0 = 1 - 0.106 \left( 1 - \frac{h''_2 - h_2}{h''_1 - h_1} \right)^{3.5} \quad (5.3.2-2)$$

式中  $F_0$ ——修正系数;

$\Omega_n$ ——按逆流式冷却数计算公式计算出的冷却数。

2 单格水量大于  $3000\text{m}^3/\text{h}$ ，水温差为  $6\sim 15^\circ\text{C}$  的大型横流式冷却塔宜采用经过鉴定的计算机软件程序计算，条件不具备时，宜采用中心差分法或修正系数法。

采用差分按下式计算：

$$\frac{C_w \partial t}{K \partial x} x_d = -\lambda \frac{\partial h}{\partial x} x_d = -\Omega'_h (h'' - h) \quad (5.3.2-3)$$

具体计算方法见附录 A。

3 水温差大于  $15^\circ\text{C}$  的大、中、小型冷却塔和新开发的横流式冷却塔宜采用经过鉴定的计算机软件程序计算。

## 5.4 热力工作点计算

5.4.1 填料特性参数的选用应考虑下列修正因素：

1 填料性能公式应采用下式：

$$\Omega' = A\lambda^m$$

式中  $\Omega'$ ——散热性能特性数；

$A$ ——散热性能系数；

$m$ ——散热性能指数。

当采用现有的  $\Omega' = A\lambda^m$  公式进行计算时，应对填料试验资料整理中  $\Omega'$  的计算公式进行比较，若与 5.2.1 中的公式或 5.3.1 中的公式不同，应进行修正。

2 设计工况宜与填料试验的工况相同或接近，否则应参照有关资料引入修正系数。

3 模拟塔试验所得热力性能公式与实塔测试所得公式不同时，宜选取  $0.90\sim 1.0$  的修正系数。

4 冷却水质如对冷却效果有显著影响的，应考虑参照有关资料引入修正系数。

5.4.2 热力工作点气水比的确定宜采用试算法或作图法，求取塔(填料)的热力性能曲线与塔的工作特性曲线的交点，交点处的

$\lambda$  即为热力工作点的气水比  $\lambda_0$ 。

## 5.5 阻力计算

5.5.1 冷却塔的通风阻力计算,宜采用原型塔的实测数据换算成总阻力系数,然后按总阻力系数法进行计算。

5.5.2 当缺乏原型塔的实测数据时,可按经验和通风工程理论计算方法,采用分步计算叠加求出塔体总阻力系数,然后按下式中的总阻力系数法进行计算。

$$\Delta P_1 = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} \xi_i \rho_i v_i^2 = A_1 \rho_1 v_m^2 \quad (5.5.2)$$

式中  $\Delta P_1$ ——塔体部分的通风总阻力(Pa);

$\rho_1$ ——进塔湿空气密度(kg/m<sup>3</sup>);

$v_m$ ——填料区计算风速(m/s),  $v_m = G_1 / (3600 F_m)$ ;

$A_1$ ——塔体部分总阻力系数  $A_1 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n [\xi_i]$ , 计算方法见

附录 B;

$n$ ——阻力部位的总数;

$\rho_i$ —— $i$  部位的湿空气密度(kg/m<sup>3</sup>);

$v_i$ —— $i$  部位的计算空气流速(m/s);

$\xi_i$ —— $i$  部位的阻力系数;

$[\xi_i]$ ——将  $\xi_i$  从以  $\rho_i, v_i$  计修正到以  $\rho_1, v_m$  计的阻力系数;

$F_m$ ——填料区计算面积(m<sup>2</sup>);

$G_1$ ——进塔风量(m<sup>3</sup>/h)。

5.5.3 填料阻力宜采用原型塔的实测数据,换算成填料阻力系数,按下式计算:

$$\frac{\Delta P_2}{\rho_1} = A_2 v_m^m \quad (5.5.3)$$

式中  $\Delta P_2$ ——填料通风阻力(Pa);

$v_m$ ——通过填料的风速(m/s);

$A_2, m$ ——系数,由试验资料整理后给出  $A_2=f(q), m=f(q)$  进行计算。

#### 5.5.4 塔的总阻力宜按下式计算:

$$\Delta P = K_T \Delta P_1 + K_m \Delta P_2 \quad (5.5.4)$$

式中  $\Delta P$ ——塔的总阻力(Pa);

$K_T$ ——塔体阻力调整系数,视  $A_1$  的实测数据或计算条件与该工程塔设计条件的差异程度以及计算精度而定,可酌情在 1.0~1.2 间选用;

$K_m$ ——填料热力性能修正系数,即填料试验模拟塔与工程塔间安装状况不同的阻力调整系数,可酌情在 1.0~1.2 间选用。

5.5.5 设计进塔风量应按阻力与风压相平衡的原则来确定,计算方法宜采取先将塔的阻力特性曲线  $\Delta P \sim G_1$  换算到与风机性能曲线气体状态相同,即  $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$  条件下的  $H_0' \sim G_0'$  曲线,再通过  $H_0' \sim G_0'$  曲线与制造厂提供的风机标准曲线  $H_0 \sim G_0$  求交点的方法。鼓风塔的风压、风量换算公式如下:

$$H_0' = \frac{1.2}{\rho_1} \Delta P, G_0' = G_1 \quad (5.5.5-1)$$

抽风塔的风压、风量换算公式如下:

$$H_0' = \frac{1.2}{\rho_2} \Delta P, G_0' = G_2 = \frac{\rho_{1d}}{\rho_{2d}} G_1 \quad (5.5.5-2)$$

式中  $H_0'$ ——换算到与风机标准状态( $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$ )相同时的当量阻力(Pa);

$G_0'$ ——换算到与风机标准状态( $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$ )相同时的当量风量( $\text{m}^3/\text{h}$ );

$\rho_2$ ——出塔湿空气密度( $\text{kg/m}^3$ );

$\rho_{1d}, \rho_{2d}$ ——进塔、出塔湿空气中干空气部分的密度 [ $\text{kg/kg(DA)}$ ];

$G_1, G_2$ ——进塔、出塔风量( $\text{m}^3/\text{h}$ )。

#### 5.5.6 出塔湿空气密度的计算宜选用下述方法之一:

1 设定若干个出塔空气干球温度  $\theta_2$ , 令湿球温度  $\tau_2 = \theta_2 - (0 \sim 0.3)^\circ\text{C}$ , 计算其空气焓  $h_2$ , 当其与热力计算设计工作点  $\lambda_0$  的  $h_2$  相同时, 用该组温度  $(\theta_2, \tau_2)$  计算  $\rho_2$ 。

设定  $\theta_2$  数值时可按下式计算:

$$\theta_2 = \theta_1 + (t_m - \theta_1) \frac{h_2 - h_1}{h_m - h_1} \quad (5.5.6)$$

式中  $\theta_1, \theta_2$ ——进塔、出塔空气干球温度( $^\circ\text{C}$ );

$t_m$ ——进出塔的平均水温( $^\circ\text{C}$ );

$h_m$ ——温度为  $t_m$  时的饱和空气比焓 [ $\text{kJ/kg(DA)}$ ]。

2 参考工况相近的运行塔的实测数据或按实测数据拟合的半经验公式进行计算, 见附录 C。

## 5.6 水量计算

5.6.1 冷却塔的设计水量应按以下公式计算:

$$Q = K_Q \frac{G_1 \rho_{1d}}{1000 \lambda_0} \quad (5.6.1)$$

式中  $Q$ ——设计进塔水量( $\text{m}^3/\text{h}$ );

$G_1$ ——设计进塔风量( $\text{m}^3/\text{h}$ );

$\rho_{1d}$ ——进塔空气中干空气部分的密度 [ $\text{kg(DA)}/\text{m}^3$ ];

$\lambda_0$ ——塔的设计气水比;

$K_Q$ ——调整系数。当冷却水中含有某些油、杂物等对冷却效果有明显影响的物质, 可根据实塔使用经验, 选取小于 1.0 的系数, 对常规清水塔  $K_Q = 1.0$ 。

5.6.2 冷却塔的蒸发损失水量  $Q_e$  宜按下列经验公式计算:

$$Q_e = P_e \cdot Q / 100 \quad (5.6.2-1)$$

$$P_e = K_e \cdot \Delta t \quad (5.6.2-2)$$

式中  $P_e$ ——蒸发水量损失百分率(%);

$\Delta t$ ——冷却塔进水与出水温度差( $^\circ\text{C}$ );

$K_e$ ——蒸发水量损失系数 ( $1/^\circ\text{C}$ ), 按表 5.6.2 选用, 中间

值按内插法计算。

表 5.6.2 系数  $K_s$

进塔气温干球温度(℃)	-10	0	10	20	30	40
$K_s(1/℃)$	0.08	0.10	0.12	0.14	0.15	0.16

5.6.3 冷却塔的风吹损失水量  $Q_w$  宜按下式计算:

$$Q_w = P_w \cdot Q / 100 \quad (5.6.3)$$

式中  $P_w$ ——除水器的风吹损失百分率,当缺乏测试数据时取 0.10。

5.6.4 排污损失水量  $Q_b$  应根据对循环水水质和浓缩倍数的要求计算确定,宜按下式计算:

$$Q_b = P_b \cdot Q / 100 \quad (5.6.4-1)$$

$$P_b = \frac{P_s - P_w(C-1)}{C-1} \quad (5.6.4-2)$$

式中  $P_b$ ——排污百分率(%);

$C$ ——浓缩倍数。

5.6.5 补充水量  $Q_m$  宜按下式计算:

$$Q_m = Q_c + Q_w + Q_b \quad (5.6.5)$$

## 5.7 水力计算

5.7.1 进塔水压力以集水池池顶为计算水压交接点,宜按下式计算:

$$P_{sc} = P_{s0} + 9.81\Delta H + \Delta P_s \quad (5.7.1)$$

式中  $P_{sc}$ ——配水管进塔水压(kPa);

$P_{s0}$ ——配水水平主干管起端水压(kPa);

$\Delta P_s$ ——池顶以上立管沿程与局部阻力(含三通分流)水力损失(kPa);

$\Delta H$ ——水平主干管中心标高至池顶的标高高差(m)。

5.7.2 当水平主干管上并联数根支干管时,水平配水支干管起点(入口)水压宜按下式计算:

$$P_{n1} = P_{s0} - 9.81 \sum i_n l_n - \sum \Delta h_n \quad (5.7.2-1)$$

式中  $P_{s1}$ ——配水水平支干管进水端水压(kPa);

$\sum \Delta h_i$ ——水平主干管起点至支干管起点(入口)之间的各个局部阻力损失总和(kPa);

9.81 $\sum i_i l_i$ ——水平主干管起点至支干管之间各段直管的沿程水力损失总和(kPa)。

当材质为钢管时沿程水力损失坡度  $i$  可按以下公式计算。

当  $v < 1.2 \text{ m/s}$  时:

$$i = 0.000912 \left( 1 + \frac{0.867}{v} \right)^{0.3} v^2 / d^{1.3} \quad (5.7.2-2)$$

当  $v \geq 1.2 \text{ m/s}$  时:

$$i = 0.00107 v^2 / d^{1.3} \quad (5.7.2-3)$$

式中  $d$ ——管道内径(m);

$v$ ——水流速度(m/s)。

5.7.3 当水平支干管的结构形式为等径直管上等距布置若干个支管,支管尺寸形状相同,末端安装喷溅装置(喷头)时,喷溅装置的有效进水压力宜按下式计算:

$$\begin{aligned} P_{0m} = & P_{s1} - 9.81 [i_1 l_1 + (i_2 + i_3 + i_4 + \cdots + i_m) l] \\ & - 0.175(m-1) \left( \frac{v_0}{n} \right)^2 - 0.5 \epsilon (v_m^2 + v_l^2) \\ & - \sum \Delta h_i + 9.81 (\nabla_0 - \nabla_m) \end{aligned} \quad (5.7.3-1)$$

式中  $P_{0m}$ ——喷溅装置(支管编号为  $m$ )有效进水压力(水头)(kPa);

$i_1, i_2, i_3, i_4, \cdots, i_m$ ——支干管起点至支管间第 1、2、3、4、 $\cdots$ 、 $m$  段的支干管直管段的沿程损失水力坡度;

$l_1, l$ ——干支管第 1 段、第(2、 $\cdots$ 、 $m$ )的各段长度(m);

$v_0, v_m, v_l$ ——支干管起始段水流速、编号为  $m$  的支管三通前水流速、支管在三通处(分流)的

支管流速(m/s);

$\Sigma \Delta h_f$ ——支管的水力损失总和(包括沿程及局部阻力损失)(kPa);

$\nabla_0 - \nabla_m$ ——支干管始端中心标高至支管编号为  $m$  的喷嘴出口(下口)之间的标高之差(m);

$n, m$ ——支管的总数、编号顺序数,从支干管始端顺次编号 1、2、 $\dots$ 、 $n$ ;

$\epsilon$ ——三通分流支管的阻力系数(侧流)。

其中  $\epsilon$  的值,取决于面积比与流量比,按下列公式计算。

当  $\frac{f}{F} \leq 0.35$  且  $\frac{q_i}{Q_m} \leq 0.4$  时:

$$\epsilon = 1.1 - 0.7 \frac{q_i}{Q_m} \quad (5.7.3-2)$$

而当  $\frac{q_i}{Q_m} > 0.4$  时:

$$\epsilon = 0.85 \quad (5.7.3-3)$$

当  $\frac{f}{F} > 0.35$  且  $\frac{q_i}{Q_m} \leq 0.6$  时:

$$\epsilon = 1 - 0.65 \frac{q_i}{Q_m} \quad (5.7.3-4)$$

而当  $\frac{q_i}{Q_m} > 0.6$  时:

$$\epsilon = 0.6 \quad (5.7.3-5)$$

式中  $f, F$ ——支管、支干管的断面积( $m^2$ );

$q_i, Q_m$ ——支管、支干管(编号为  $m$  的)三通分流前的流量( $m^3/h$ )。

5.7.4 喷溅装置(喷头)的流量宜按以下公式计算:

$$q_m = 3600 \times \frac{\pi}{4} \phi^2 \times \mu \sqrt{2P_{0m}} = 3999 \phi^2 \mu (P_{0m})^{0.5} \quad (5.7.4)$$

式中  $q_m$ ——顺序号为  $m$  的喷溅装置(喷头)喷水量( $m^3/h$ )；  
 $\phi$ ——喷溅装置(喷头)喷嘴出口的直径(m)；  
 $\mu$ ——流量系数，由试验得出，该系数与池式试验装置喷头直接与配水池底相连得到的流量系数  $\mu$  相当，而与管式配水试验装置给出的包含短管及三通分流阻力在内的流量系数值有差别。

5.7.5 水量、水压计算宜用试算法，并按下述步骤进行：

1 根据总水量及管网布置条件确定喷头数目及单个喷嘴喷水量  $q_m$ 。

2 按每个支干管上布置的喷嘴数计算各个支干管的始端进水流量。

3 假定一个  $P_{s0}$  值，按式 5.7.2-1 式计算  $P_{s1}$  值。

4 按式 5.7.3-1 及 5.7.4 计算出某一根支干管上各个喷头的喷水量  $q_m$  及支干管入口的计算流量。

5 累计各个支干管的流量与设计总水量进行比较后，调整(第二次)假定的  $P_{s0}$  值，重新计算，直至流量相同或非常接近。

6 按计算得到的各喷头流量计算出各支干管入口流量，进一步调整主干管各管段的计算流量和阻力损失，同时适当调整(第三次)  $P_{s0}$  值，重复计算，直至喷嘴累计流量与设计总水量相同，主干管各管段设定流量与计算结果的流量相等或非常接近。

7 检查各个喷嘴的喷水量与平均喷水量的误差值是否在允许范围内，如误差过大，则应修改管网的有关结构尺寸，并重新计算。

## 6 塔型及部件设计

### 6.1 塔型设计

6.1.1 冷却塔塔型的选择,宜根据冷却水量、水温差( $t_1 - t_2$ )、逼近度( $t_2 - \tau$ )、冷却水水质、运行方式、设备材料供应情况,及可供布置冷却塔空间的大小和施工条件,通过技术经济比较后确定。

6.1.2 选择塔型时,应使组合塔群的冷却能力和工艺装置要求的总冷却水量相匹配。

6.1.3 冷却塔设计在满足工艺要求的冷却水温( $t_2$ )条件下,塔型选择宜遵循下列规定:

1 逼近度( $t_2 - \tau$ ) $\leq 4^\circ\text{C}$ 时,宜采用逆流式冷却塔。

2 逼近度( $t_2 - \tau$ ) $> 4^\circ\text{C}$ 时,宜对横流式或逆流式冷却塔进行比较后确定。

6.1.4 在水温差( $t_1 - t_2$ )已定条件下,当工艺冷却水量参数变化幅度为 $\pm 10\%$ 左右时,宜采用逆流式冷却塔;变化幅度为 $\pm 20\%$ 左右时,宜采用横流式冷却塔。

6.1.5 塔体结构选择宜遵循下列原则:

1 大、中型冷却塔的塔体主要承重部分,宜采用钢筋混凝土结构或钢结构。

2 塔内承重梁柱布置应与通风气流顺畅的要求相一致,靠近进风口的梁宜平行气流方向布置;风机风筒进口梁宜为十字型或辐射型布置;风机承台宜直接布置在塔中心主柱顶上。

### 6.2 集水池

6.2.1 集水池平面尺寸宜与塔体填料区平面尺寸一致,在进风口侧池顶外加回水檐,回水檐伸出尺寸宜为 $1.0 \sim 1.5\text{m}$ 。

大、中型冷却塔根据需要也可加宽水池至进风口外 1.0~1.5m, 不设回水檐。

6.2.2 水池出水管渠应设置拦污格栅网。

6.2.3 池底应有一定坡度坡向池底排污坑。

6.2.4 集水池顶面至地面的高度宜根据防止地面风沙、水泵启动、水量调节、管道布置等要求确定, 取 0.5~2.5m。

6.2.5 水池有效水深宜取 1.2~2.3m。当有调节容积要求时, 宜按容积计算水深, 水面以上保护高度宜取 0.3m。

### 6.3 进 风 口

6.3.1 横流式冷却塔进风口应设百叶窗。逆流式冷却塔进风口可不设百叶窗, 多风沙或多飘浮物地区的逆流冷却塔宜设百叶窗或保护网。

6.3.2 进风口的高度宜根据进风口面积与填料区面积比确定。进风口面积与填料区面积比按以下条件选取:

单面进风时宜取 0.35~0.45;

二面进风时宜取 0.4~0.5;

三面进风时宜取 0.45~0.55;

四面进风时宜取 0.5~0.6。

6.3.3 进风口上沿的导流板(檐)应经下式计算后, 确定是否设置:

$$P_r = \sum \Delta P_i / \left( \frac{\rho_1}{2} v_1^2 \right) \quad (6.3.3)$$

式中  $P_r$ ——压力比;

$\sum \Delta P_i$ ——从进风口至收水器后的通风阻力损失总和(Pa);

$v_1$ ——进风口风速(m/s)。

当  $P_r > 8$  时可不设导流板(檐);

当  $P_r = 5 \sim 8$  时需设置导流板(檐);

当  $P_r < 5$  时需调整有关设计参数。

**6.3.4 进风口侧面导流板的设置符合下列原则：**

1 进风口与夏季主导风向或塔群周围小区空气流动方向平行时，可不设导流板。

2 进风口与夏季主导风向或与塔群小区空气流动方向存在一定夹角时，宜在塔排端部设置进风口侧面导流板。

## **6.4 填料选择**

**6.4.1 应根据冷却塔的型式、冷却任务、循环冷却水的水质、设计运行工况等条件，选择刚度好、耐腐蚀、抗老化、具有阻燃性能的填料。**

逆流式冷却塔宜采用薄膜式或点滴薄膜式；横流式冷却塔宜对薄膜式、点滴薄膜式、点滴式填料与塔体高度等配套比较后确定。

**6.4.2 应根据进塔水温  $t_1$  选择阻燃（氧指数 30~40）、耐温性能不同的填料：**

$t_1 \leq 45^\circ\text{C}$ ，宜选择聚氯乙烯；

$t_1 \leq 55^\circ\text{C}$ ，宜选择改性聚氯乙烯；

$t_1 \leq 60^\circ\text{C}$ ，宜选择聚酯玻璃钢。

**6.4.3 寒冷地区，填料材质应根据地区的最低月平均气温，选用相应耐寒等级的填料，最低月平均气温低于  $-8^\circ\text{C}$  的地区应选用耐寒型填料。**

**6.4.4 当冷却水的悬浮物小于  $20\text{mg/L}$  时，宜采用薄膜型填料。当冷却水的悬浮物大于  $50\text{mg/L}$  时，宜采用点滴式或点滴薄膜式填料。**

**6.4.5 填料的热力特性与阻力特性应结合风机特性进行综合评价，选择在相同设计条件下冷却能力最大者。**

对薄膜式填料，当片型相同而片距与片高组合不同者，应进行对比计算，当设计水温差较大时，宜选择片高较大者。

**6.4.6 当填料块直接简支在支撑小梁上时，支撑梁宜采用宽度**

小,通风阻力小的结构,梁中距应与填料块简支最优尺寸相配合。当采用支撑型格板时,格板简支设计跨度与支撑梁的跨度应一致,格板的耐腐蚀性能应与填料相适应。

**6.4.7** 当填料安装方式采用吊装时,应有防止填料发生晃动的措施。

**6.4.8** 填料的组装形式应稳定、便于施工和日常维护。

## **6.5 配水系统**

**6.5.1** 配水系统总体布置形式应满足配水均匀、水力损失小、通风阻力小、便于施工安装与维修的要求。

**6.5.2** 逆流式冷却塔宜采用管式配水。冷却水中悬浮物较多时,可采用槽式配水,应通过水力计算及布置条件比较,确定采用树枝状管式配水或环状管式配水。

**6.5.3** 树枝状配水管宜采用对称分流布置形式,使各支干管入口水压接近相同。

**6.5.4** 主干管管径宜采用分段变径措施。支干管宜通过计算,综合采用变径、变坡或变喷嘴标高的措施,使各喷头入口水压接近相同。

**6.5.5** 通过水力计算确定合理管径和分段变径布置的配管方案,应使 90% 的喷嘴出水量误差在 5% 以内,其余 10% 的喷嘴出水量误差在 10% 以内。

**6.5.6** 喷头平面布置形式宜采用正三角形交错、等腰三角形、正方形方阵布置。

**6.5.7** 横流点滴式冷却塔宜采用池式配水,池底标高应一致。配水池设计水深宜大于喷头内直径的 6 倍,且不小于 0.15m。配水池保护高度宜大于 0.1m,在最大设计水量时不产生溢流。

**6.5.8** 池式配水前的配水管应能向各配水池均匀供水。池数、各水池的配水点数、消能设施及水量控制调节设施应结合配水池尺寸经计算比较后确定。

**6.5.9** 池顶宜设置盖板或采取防止光照下滋生微生物和藻类的

措施。

**6.5.10** 横流薄膜式冷却塔宜采用管式配水,单格或双格冷却塔上塔立管宜置于塔体两端;多格冷却塔上塔立管宜分别设置于塔体进风口侧端。

**6.5.11** 管式配水的支干管宜在进水端设水量、水压调控检修阀,尾端宜设置连通管。

**6.5.12** 配水管网宜有放空、排气措施,并根据需要设置稳压管、直接向水池放水的旁路水管、防止结冰的化冰管等。

## 6.6 除水器

**6.6.1** 除水器应选用除水效率高,高(宽)度低,通风阻力小,刚度大,重量轻的型式,材质可采用塑料、玻璃钢等,其理化性能应与填料具有同等水平。

**6.6.2** 除水器布置断面积宜与填料区接近,当除水器构造形状能使出风方向偏转时,应将收水器分区布置,使出除水器的空气向风机(风筒)进口方向汇集。

**6.6.3** 逆流式冷却塔除水器宜直接敷设在配水管上,当配水管上方有适宜的横梁可以利用时,亦可布置在梁的空间内或梁上。

**6.6.4** 逆流式冷却塔除水器布置平面至风筒进口的距离宜符合下列要求:

1 当塔顶板为平盖板时,从风筒进口边缘作单边倾角  $45^\circ$  (顶角为  $90^\circ$ ) 的虚拟喇叭口向下延伸至收水器平面,得到喇叭进口圆的直径,核算在此圆范围内的收水器面积与总面积之比宜为 80% 左右。

2 当塔顶板为收缩形或平盖板下设计有导流伞时,则靠塔壁处塔顶(或导流伞)下沿至收水器顶面应有不少于 0.5m 的过渡高度。

**6.6.5** 横流式冷却塔除水器宜布置在填料(出风端)后面,从上到下宜分区采用具有不同阻力值的收水器,以使填料区上下风速均匀。

## 6.7 风 筒

6.7.1 塔顶盖板为平板时,安装风筒的圈梁底应与顶板内侧顶面平接。空气进口不得做成  $90^\circ$  直角入口,宜做成流线形、圆弧形或喇叭口形,圆弧形半径大小和喇叭口的顶角角度及高度大小宜根据土建施工难易、通风状况改善的效果综合平衡后选定。

6.7.2 风筒喉部风机叶片水平轴线以下的吸入段应采用流线型,吸入段高度宜大于  $1.2\text{m}$ 。

6.7.3 当采用圆锥台型风筒扩散段时,风筒喉部风机叶片水平轴线以上的扩散段(筒)高度  $L_0$  宜等于风机的半径,扩散段(筒)的中心角宜为  $14^\circ$ 。

6.7.4 扩散段(筒)的出口直径按下式计算:

$$D_0 = D_1 + \tan \frac{\alpha}{2} L_0 \quad (6.7.4)$$

式中  $D_0$ ——扩散段(筒)出口直径(m);

$D_1$ ——风机直径(m);

$\alpha$ ——扩散段(筒)中心角( $^\circ$ );

$L_0$ ——扩散段(筒)高度(m)。

6.7.5 当采用曲线回转型风筒时,风筒喉部风机叶片水平轴线以上的扩散段(筒)高度可低于公式 6.7.4 中的  $L_0$  值,但其动能回收效率不得降低。

6.7.6 风机叶片尖端至风筒内壁的间隙不应大于风机厂推荐的间隙值,宜取小于等于  $30\text{mm}$ 。

6.7.7 风机风筒宜采用聚酯玻璃钢制作,表面胶衣树脂应含光稳定剂、应有足够的刚性。

## 6.8 风 机

6.8.1 风机应采用效率高、噪声小、安全可靠、材料耐腐蚀、安装及维修方便、符合国家标准或行业标准的产品。

**6.8.2** 冷却塔的格数较多且布置集中时,风机宜集中控制。各台风机必须有可切断电源的转换开关及就地控制风机启、停的操作设施。

**6.8.3** 风机的减速器应配有油温检测和报警装置,当采用稀油润滑时应配有油位指示装置。直径大于等于 6.0m 的风机应配有振动检测、报警和防振保护装置;直径小于 6.0m 的风机宜配有振动检测、报警和防振保护装置。

**6.8.4** 塔顶应有固定或临时起吊风机的设施。

**6.8.5** 对于进塔风量随季节或负荷变化而改变的冷却塔,风机配带的电机宜采用多速电机或变速电机。

## 附录 A 横流式冷却塔冷却数中心差分 近似算法

A.0.1 在计算式  $\frac{C_w \partial t}{K \partial z} z_d = -\lambda \frac{\partial h}{\partial x} x_d = -\Omega_h (h'' - h)$  中, 令  $\xi = \frac{x}{x_d}$ ,  $\zeta = \frac{z}{z_d}$  则上式变成下式:

$$\frac{C_w \partial t}{K \partial \zeta} = -\lambda \frac{\partial h}{\partial \xi} = -\Omega_h' (h'' - h) \quad (\text{A.0.1})$$

将交换断面  $\xi=0 \sim 1$  分成  $m$  等分和  $\zeta=0 \sim 1$  分成  $n$  等分, 则共有  $(m+1)(n+1)$  个格子点, 位置以  $(i, j)$  表示, 分格为正方形, 如图 A.0.1 所示。

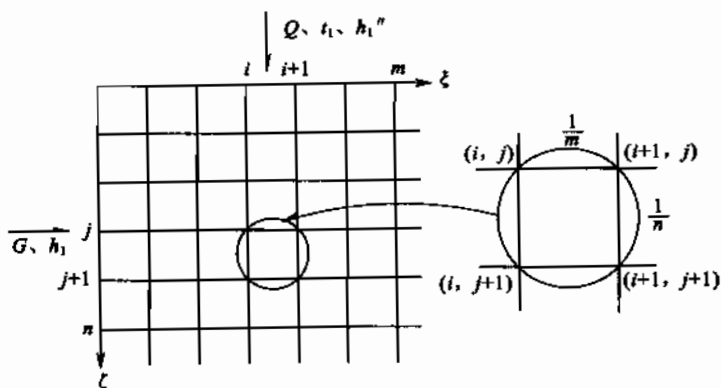


图 A.0.1 差分计算图

A.0.2 差分计算公式:

1 当边界条件(填料顶面)  $j=1, \zeta=0$  时,  $t_{(i,1)} = t_1, h''_{(i,1)} = h''_1, h_{(i,1)}$  按下式计算:

$$h_{(i,1)} = \frac{h_1'' \left\{ \exp \left[ \frac{\Omega_h'}{\lambda m} (i-1) \right] - 1 \right\}}{\exp \left[ \frac{\Omega_h'}{\lambda m} (i-1) \right]} \quad (\text{A. 0. 2-1})$$

2 当边界条件(进风面) $i=1, \xi=0$ 时,  $h_{(1,j)}=h_1, t_{(1,j+1)}$ 按下式计算:

$$t_{(1,j+1)} = t_{(1,j)} + (K_0 + 2K_1 + 2K_2 + K_3)/6 \quad (\text{A. 0. 2-2})$$

式中  $K_0, K_1, K_2, K_3$  按下式计算:

$$\begin{aligned} K_0 &= R_3 [h_{(1,j)}'' - h_1] \\ K_1 &= R_3 [h_{(K_0)}'' - h_1] \\ K_2 &= R_3 [h_{(K_1)}'' - h_1] \\ K_3 &= R_3 [h_{(K_2)}'' - h_1] \end{aligned} \quad (\text{A. 0. 2-3})$$

式中  $h_{(K_0)}'', h_{(K_1)}'', h_{(K_2)}''$ ——分别为水温  $t = t_{(1,j)} + K_0/2$ ,  
 $t = t_{(1,j)} + K_1/2, t = t_{(1,j)} + K_2$  时的  
 饱和空气焓[kJ/kg(DA)].

$R_3$  按下式计算:

$$R_3 = \frac{-K\Omega_h'}{C_w n} \quad (\text{A. 0. 2-4})$$

3  $t=t_{(i+1,j+1)}$  按下式计算:

$$\begin{aligned} t_{(i+1,j+1)} &= t_{(i,j)} - \{ t_{(i,j+1)} - t_{(i+1,j)} + R_1 [2h_{(i,j)}'' + h_{(i,j+1)}'' \\ &\quad + h_{(i+1,j)}'' - 2h_{(i,j)} - 2h_{(i,j+1)}] \} / [1 + R_1 C_{S(i,j)}] \end{aligned} \quad (\text{A. 0. 2-5})$$

式中  $R_1$  及  $C_{S(i,j)}$  分别按下式计算:

$$R_1 = \frac{K\Omega_h' \lambda m}{C_w (2\lambda m + \Omega_h') n} \quad (\text{A. 0. 2-6})$$

$$C_{S(i,j)} = \frac{h_{(i+1,j+1)}'' - h_{(i,j)}''}{t_{(i+1,j+1)} - t_{(i,j)}} \quad (\text{A. 0. 2-7})$$

4  $h_{(i+1,j+1)}$  按下式计算:

$$h_{(i+1,j+1)} = h_{(i,j+1)} - h_{(i+1,j)} + h_{(i,j)} - \frac{C_w n}{K \lambda m} [t_{(i+1,j+1)} - t_{(i+1,j)} + t_{(i,j+1)} - t_{(i,j)}] \quad (\text{A. 0. 2-8})$$

5  $t_2$  由下式计算:

$$t_2 = \frac{1}{m} [t_{(1,n+1)}/2 + t_{(m+1,n+1)}/2 + \sum_{i=2}^m t_{(i,n+1)}] \quad (\text{A. 0. 2-9})$$

**A. 0. 3** 当进塔空气干球温度  $\theta_1$ , 湿球温度  $\tau_1$ , 大气压  $P$ , 进塔水流量  $Q$ , 进塔水温  $t_1$ , 出塔水温  $t_2$ , 进塔空气流量  $G$ , 淋水填料的高度  $x_d$ 、深度  $x_d$  已知时, 将交换面分成边长不大于 0. 5m 的方格, 在假定特性数  $\Omega_b'$  的条件下, 按照由上到下、从左到右的顺序计算出塔水温  $t_2$ , 如算出的  $t_2$  与已给出的  $t_2$  相差小于  $\pm 0. 05^\circ\text{C}$  时, 假定的特性数  $\Omega_b'$  即为所求, 否则需重新假定特性数  $\Omega_b'$ , 直到符合要求为止。

**A. 0. 4** 假定特性数  $\Omega_b'$  后求出水温  $t_2$  步骤如下:

1 当  $i=1, 2, 3, \dots, m+1$  时,  $t_{(i,1)} = t_1$ ,  $h''_{(i,1)} = h''_1$ , 由式 A. 0. 2-1 计算  $h_{(i,1)}$ ;

2 当  $j=1, 2, 3, \dots, n+1$  时,  $h_{(1,j+1)} = h_1$ , 由式 A. 0. 2-2 计算  $t_{(1,j+1)}$ , 并根据  $t_{(1,j+1)}$  计算  $h''_{(1,j+1)}$ ;

3 当  $i=1, 2, 3, \dots, m$  和  $j=1, 2, 3, \dots, n$  时, 由式 A. 0. 2-5 计算  $t_{(i+1,j+1)}$  并由  $t_{(i+1,j+1)}$  计算  $h''_{(i+1,j+1)}$ ;

4 由式 A. 0. 2-8 计算  $h_{(i+1,j+1)}$ ;

5 由式 A. 0. 2-9 计算  $t_2$ 。

## 附录 B 逆流式冷却塔塔体阻力系数 计算方法

**B. 0.1** 在 5.5.2 条中给出了逆流式冷却塔塔体阻力系数的计算

公式 5.5.2, 它的详细式为  $\Delta P_1 = \sum_{i=1}^n \frac{\rho_i}{2} v_i^2 \xi_i = \frac{\rho_1 v_m^2}{2} \sum_{i=1}^n \frac{\rho_i}{\rho_1} \frac{F_m^2}{F_i^2} \xi_i$   
 $= \rho_1 v_m^2 \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n [\xi_i] = A_1 \rho_1 v_m^2$ , 式中  $\sum_{i=1}^n [\xi_i]$  为换算到以填料区风速  
 和空气密度进行计算的冷却塔各部件的阻力系数之和, 以  $\xi_i$  表示  
 换算前的各部件的阻力系数, 以  $[\xi_i]$  表示换算后的各部件阻力系  
 数, 换算原则分两部分, 第一部分为断面积不同的静态换算, 以  
 $[\xi_i]'$  表示, 第二部分为动态换算,  $\frac{\rho_2}{\rho_1} \left( \frac{\rho_{1d}}{\rho_{2d}} \right)^2$  表示因空气密度变化引  
 起的体积风量流速变化等因素的换算, 具体计算方法在 B. 0.2 ~  
 B. 0.12 中介绍。

**B. 0.2** 进风口的阻力系数  $[\xi_1]$ 。

$[\xi_1]$  是由进风口处气流速度所决定的阻力系数  $\xi_1 = 0.55$  换  
 算到以填料区风速和空气密度计的阻力系数:

$$[\xi_1] = 0.55 (F/F_1)^2 \quad (\text{B. 0.2})$$

式中  $F_1$  —— 进风口面积 ( $\text{m}^2$ );

$F$  —— 填料区面积 ( $\text{m}^2$ )。

**B. 0.3** 导风装置阻力系数  $[\xi_2]$ 。

$$[\xi_2] = \xi_2 = (0.1 + 0.025q)L \quad (\text{B. 0.3})$$

式中  $L$  —— 导风装置的长度 ( $\text{m}$ );

$q$  —— 淋水密度 [ $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ ]。

**B. 0.4** 进入淋水装置前气流转弯阻力系数  $[\xi_3]$ 。

以淋水装置中气流速度所决定的阻力系数:

$$[\xi_s] = \xi_s = 0.5 \quad (\text{B. 0. 4})$$

### B. 0. 5 淋水装置支撑梁的阻力系数 $[\xi_s]$ 。

气流进入淋水装置处通过梁的突然收缩与突然扩大阻力系数引用下式计算:

$$\xi_s = 0.5(1 - F_s/F) + (1 - F_s/F)^2 \quad (\text{B. 0. 5-1})$$

式中  $F_s$ ——淋水装置支撑梁处气流通过的净通风面积( $\text{m}^2$ )。

将  $\xi_s$  换算为以填料区风速计的阻力系数:

$$[\xi_s] = [0.5(1 - F_s/F) + (1 - F_s/F)^2](F/F_s)^2 \quad (\text{B. 0. 5-2})$$

### B. 0. 6 配水装置阻力系数 $[\xi_s]$ 。

由于配水装置的管槽占据了冷却塔的有效横截面积而造成的阻力系数  $\xi_s$  可利用适合不动格栅的伊捷利契克公式来计算:

$$\xi_s = [0.5 + 1.3(1 - F_s/F)^2](F/F_s)^2 \quad (\text{B. 0. 6-1})$$

式中  $F_s$ ——配水装置管槽平面上的冷却塔的净通风面积( $\text{m}^2$ )。

对填料后方的各部件还应考虑填料后方空气密度与体积风量变化对阻力值的影响因素,因为部件阻力与湿空气密度成正比,同时与风速的平方成正比,而风速与风量成正比,即与干空气密度成反比,写成计算式为 $\left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)\left(\frac{G_2}{G_1}\right)^2 = \frac{\rho_2}{\rho_1}\left(\frac{\rho_{1d}}{\rho_{2d}}\right)^2$ ,换算公式改为:

$$[\xi_s]' = \xi_s \quad (\text{B. 0. 6-2})$$

$$[\xi_s] = \frac{\rho_2}{\rho_1}\left(\frac{\rho_{1d}}{\rho_{2d}}\right)^2 [\xi_s]' \quad (\text{B. 0. 6-3})$$

式中  $[\xi_s]'$ ——静态条件下的阻力系数。

### B. 0. 7 收水器支撑梁处的收缩与扩大阻力系数 $[\xi_s]$ 。

$$[\xi_s]' = [0.5(1 - F_s/F) + (1 - F_s/F)^2](F/F_s)^2 \quad (\text{B. 0. 7-1})$$

$$[\xi_s] = \frac{\rho_2}{\rho_1}\left(\frac{\rho_{1d}}{\rho_{2d}}\right)^2 [\xi_s]' \quad (\text{B. 0. 7-2})$$

式中  $F_6$ ——收水器支撑梁处气流通过的净通风面积( $\text{m}^2$ )。

若收水器是搁在配水管上,则不必计算支撑梁的阻力系数。

### B.0.8 收水器阻力系数 $[\xi_7]$ 。

收水器的阻力系数 $\xi_7$ 采用试验测得的阻力系数 $\xi_7$ 经下述换算求得:

$$[\xi_7]' = (F/F_7)^2 \xi_7 \quad (\text{B.0.8-1})$$

$$[\xi_7] = \frac{\rho_2}{\rho_1} \left( \frac{\rho_{1d}}{\rho_{2d}} \right)^2 [\xi_7]' \quad (\text{B.0.8-2})$$

式中  $F_7$ ——收水器支撑梁处气流通过的净通风面积( $\text{m}^2$ ),其值与  $F_6$  相同;若收水器搁在配水管上,  $F_7$  与  $F_5$  相同。

### B.0.9 风筒圈梁进口阻力系数 $[\xi_8]$ 。

进风口阻力系数的计算按进风口的形式分以下几种:

1 当进风口为锥形渐缩喇叭口,如图 B.0.9-1 所示。计算公式如下:

$$[\xi_8]' = \epsilon \xi_8' (F/F_8)^2 \quad (\text{B.0.9-1})$$

$$[\xi_8] = \frac{\rho_2}{\rho_1} \left( \frac{\rho_{1d}}{\rho_{2d}} \right)^2 [\xi_8]' \quad (\text{B.0.9-2})$$

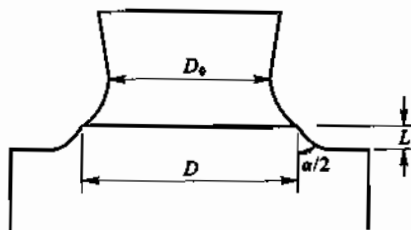


图 B.0.9-1

根据收缩段高度与小口直径之比  $L/D$  值和渐缩角  $\alpha$  及小口面积与填料区面积之比查表 B.0.9-1 和表 B.0.9-2 得  $\xi_8'$  和  $\epsilon$ 。

表 B.0.9-1 锥形渐缩喇叭口局部阻力系数  $\xi_s'$

L/D	不同渐缩角 $\alpha$ 时的 $\xi_s'$								
	0	10	20	30	40	60	100	140	180
0.025	0.5	0.47	0.45	0.43	0.41	0.40	0.42	0.45	0.5
0.050	0.5	0.45	0.41	0.36	0.33	0.30	0.35	0.42	0.5
0.075	0.5	0.42	0.35	0.30	0.26	0.23	0.30	0.40	0.5
0.100	0.5	0.39	0.32	0.25	0.22	0.18	0.27	0.38	0.5
0.150	0.5	0.37	0.27	0.20	0.16	0.15	0.25	0.37	0.5
0.600	0.5	0.27	0.18	0.13	0.11	0.12	0.23	0.36	0.5

表 B.0.9-2 面积比阻力修正系数  $\epsilon$

$F_s/F$	0	0.2	0.4	0.6	0.8	0.9	1.0
$\epsilon$	1.0	0.85	0.68	0.50	0.30	0.18	0

2 当进风口为圆弧形渐缩喇叭口,如图 B.0.9-2 所示。计算方法如下:

$$[\xi_s]' = \epsilon \xi_s'' (F/F_s)^2 \quad (\text{B.0.9-3})$$

$$[\xi_s] = \frac{\rho_2}{\rho_1} \left( \frac{\rho_{1d}}{\rho_{2d}} \right)^2 [\xi_s]' \quad (\text{B.0.9-4})$$

根据  $r/D$  值及面积比查表 B.0.9-2 和表 B.0.9-3 得  $\xi_s''$  和  $\epsilon$ 。

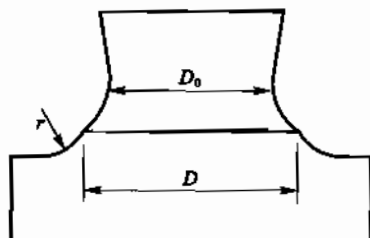


图 B.0.9-2

表 B.0.9-3 圆弧形渐缩喇叭口局部阻力系数  $\xi_s''$ 

$r/D$	0	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.16	$>0.2$
$\xi_s''$	0.50	0.43	0.36	0.31	0.26	0.22	0.20	0.15	0.12	0.09	0.06	0.03

3 当进风口为“天圆地方形”渐缩管时,如图 B.0.9-3 所示,计算方法如下:

$$[\xi_s]' = (F/F_s)^2 \xi_s \quad (\text{B.0.9-5})$$

$$[\xi_s] = \frac{\rho_2}{\rho_1} \left( \frac{\rho_{1d}}{\rho_{2d}} \right)^2 [\xi_s]' \quad (\text{B.0.9-6})$$

式中  $F_s$ ——风筒进口面积为  $0.785D^2(\text{m}^2)$ 。

根据渐缩角以及两端面积比查表 B.0.9-4 得  $\xi_s$ 。渐缩角为  $\alpha$  时采用下式:

$$\alpha = 2 \arctan \frac{\sqrt{F/0.785} - D}{2L} \quad (\text{B.0.9-7})$$

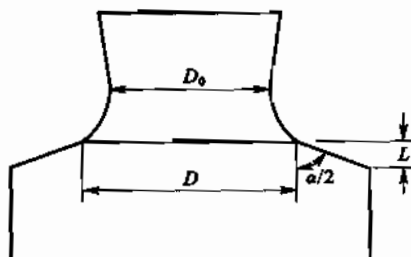


图 B.0.9-3

表 B.0.9-4 “天圆地方形”渐缩管阻力系数  $\xi_s$ 

$F/F_s$	$\alpha$						
	$10^\circ$	$15^\circ \sim 40^\circ$	$50^\circ \sim 60^\circ$	$90^\circ$	$120^\circ$	$150^\circ$	$180^\circ$
2	0.05	0.05	0.06	0.12	0.18	0.24	0.26
4	0.05	0.04	0.07	0.17	0.27	0.35	0.41
6	0.05	0.04	0.07	0.18	0.28	0.36	0.42
10	0.05	0.05	0.08	0.19	0.29	0.37	0.43

### B.0.10 风筒进口渐缩段阻力系数 $[\xi_9]$ 。

$\xi_9$  先按渐缩管方法计算,再将其换算至以填料区风速和空气密度计的阻力系数,计算方法如下:

$$\xi_9 = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left( 1 - \frac{1}{n^2} \right) + K \left( \frac{1}{\epsilon} - 1 \right)^2 \quad (\text{B.0.10-1})$$

式中  $n = F_{\text{大}}/F_{\text{小}}$ ,  $F_{\text{大}}$  为风筒进口面积,  $F_{\text{小}}$  为风筒喉部面积;

$K$ ——逐渐缩小缓冲系数,可由图 B.0.10 查得;

$\lambda$ ——沿程损失的摩擦阻力系数,可参照通风工程计算方法详细计算,一般粗算可取  $\lambda \approx 0.03$ 。

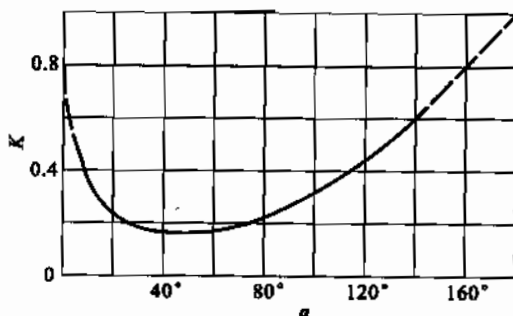


图 B.0.10 逐渐缩小缓冲系数  $K$

$$\epsilon = 0.57 + \frac{0.43}{1.1 - \frac{F_{\text{小}}}{F_{\text{大}}}} \quad (\text{B.0.10-2})$$

$$[\xi_9]' = (F/F_{\text{小}})^2 \xi_9 \quad (\text{B.0.10-3})$$

$$[\xi_9] = \frac{\rho_2}{\rho_1} \left( \frac{\rho_{1d}}{\rho_{2d}} \right)^2 [\xi_9]' \quad (\text{B.0.10-4})$$

### B.0.11 风筒出口扩散段阻力系数 $[\xi_{10}]$ 。

风筒出口扩散段示意图 B.0.11-1。风筒出口扩散段的阻力系数应包括风筒扩散段和风筒出口动能损失两部分阻力系数,即:

$$\xi_{10} = \xi_{\text{扩}} + \xi_{\text{出}} \quad (\text{B. 0. 11-1})$$

$$\xi_{\text{扩}} = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left( 1 - \frac{1}{n^2} \right) + K' \left( \frac{1}{n} - 1 \right)^2 \quad (\text{B. 0. 11-2})$$

式中  $\alpha$ ——渐扩角；

$K'$ ——逐渐扩大缓冲系数，可由表 B. 0. 11 查得；

$n$ —— $F_{\text{出}}/F_{\text{喉}}$ ， $F_{\text{出}}$  为风筒出口面积， $F_{\text{喉}}$  为风筒喉部面积。

表 B. 0. 11 逐渐扩大的缓冲系数  $K'$

$\alpha$	4°	8°	15°	30°	60°
$K'$	0.08	0.16	0.35	0.8	0.95

$\xi_{\text{出}}$  的计算，气流在离开风筒时，其能量全部以动能损失掉了。所以，以风筒出口全断面风速计的阻力系数为 1，换算至以风筒喉部全断面风速计的阻力系数为：

$$\xi_{\text{出}} = 1 \times (F_{\text{喉}}/F_{\text{出}})^2 \quad (\text{A. 0. 11-3})$$

考虑到风筒内装风机造成风速分布不均匀的修正系数  $\delta$  后则为：

$$\xi_{10} = (\xi_{\text{扩}} + \xi_{\text{出}}) \cdot (1 + \delta) \quad (\text{A. 0. 11-4})$$

在没有更精确的数据情况下，式中  $\delta$  按图 B. 0. 11-2 选取。

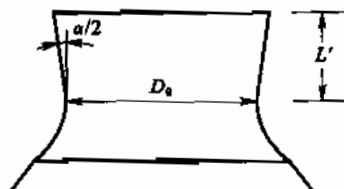


图 B. 0. 11-1 风筒出口扩散段示意

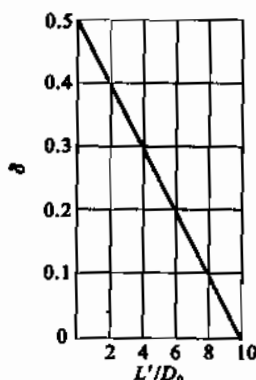


图 B.0.11-2 风筒内风速不均匀系数

将  $\xi_{10}$  换算到以填料区风速和空气密度计的阻力系数为：

$$[\xi_{10}]' = (F/F_{\text{管}})^2 \xi_{10} \quad (\text{B.0.11-5})$$

$$[\xi_{10}] = \frac{\rho_2}{\rho_1} \left( \frac{\rho_{1d}}{\rho_{2d}} \right)^2 [\xi_{10}]' \quad (\text{B.0.11-6})$$

### B.0.12 塔体总阻力系数 $\sum_{i=1}^n [\xi_i]$ 。

将塔体各部件的阻力系数相加得塔体总阻力系数：

$$\begin{aligned}
 \sum_{i=1}^{10} [\xi_i] &= [\xi_1] + [\xi_2] + [\xi_3] + [\xi_4] + [\xi_5] + [\xi_6] \\
 &\quad + [\xi_7] + [\xi_8] + [\xi_9] + [\xi_{10}] \\
 &= (0.1 + 0.025q)L + \{[\xi_1] + [\xi_3] + [\xi_4]\} \\
 &\quad + \frac{\rho_2}{\rho_1} \left( \frac{\rho_{1d}}{\rho_{2d}} \right)^2 \{[\xi_5]' + [\xi_6]' + [\xi_7]' + [\xi_8]' \\
 &\quad + [\xi_9]' + [\xi_{10}']\} \quad (\text{B.0.12})
 \end{aligned}$$

## 附录 C 出塔空气密度计算方法

C.0.1 出塔湿空气密度计算公式:

$$\frac{\rho_{2d}}{\rho_{1d}} = 1.40347 \left( \frac{\theta_1 - \tau_1}{t_1 - \tau_1} \right)^{0.01} \left( \frac{\lambda}{t_1 - t_2} \right)^{0.05} - 0.33959$$

(C.0.1-1)

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = 0.885408 \left( \frac{\theta_1 - \tau_1}{t_1 - \tau_1} \right)^{0.02} \left( \frac{\lambda}{t_1 - t_2} \right)^{0.03} + 0.16391$$

(C.0.1-2)

C.0.2 按公式 C.0.1-1 和 C.0.1-2 计算的  $\rho_2'$ 、 $\rho_{2d}'$  与实测  $\rho_2$ 、 $\rho_{2d}$  的比较见表 C.0.1、表 C.0.2、表 C.0.3。

表 C.0.1 华东地区安庆某厂逆流冷却塔测试:进塔、出塔空气状态比较表

序号		计算项目		测试日期及测试数据组序号																	
				1979.8.3			1979.8.8			1979.8.7			1980.4.17			1980.4.16			1980.4.21		
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13					
1	大气压力 $P_0$ (kPa)		101.06	101.06	101.02	101	101.03	101	101.03	101	101	101.58	101.41	101.7	100.89						
2	进塔干球温度 $t_1$ (°C)		35.33	34.76	32.36	35.33	34.64	34.53	35.64	35.93	18.25	15.06	20.27	21.23	23.46						
3	进塔湿球温度 $t_{s1}$ (°C)		27.12	27.65	28.41	29.28	29.29	28.6	27.51	26.85	13.89	12.75	13.61	12.43	14.91						
4	出塔干球温度 $t_2$ (°C)		41.95	41.51	40.8	41.14	41.07	40.39	40.14	40.22	31.23	29.78	27.19	29.17	26.6						
5	出塔湿球温度 $t_{s2}$ (°C)		41.49	41.22	40.44	40.82	40.77	39.97	39.78	39.72	31.23	29.73	27.11	29.1	26.39						
6	气水比 $\lambda$		0.3940	0.3940	0.4800	0.4800	0.5600	0.5800	0.6360	0.6100	0.51420	0.65110	0.69470	0.77410	1.00380						
7	进塔水量 $q_1$ (°C)		42.26	42.08	42.55	43.44	43.37	42.76	42.89	42.58	32.56	32.36	29.34	32.6	30.34						
8	出塔水量 $q_2$ (°C)		34.8	34.82	34.03	35	34.56	33.32	32.59	32.14	25.38	23.59	21.93	22.48	21.25						
9	$\eta_1$		0.53096	0.58160	0.74323	0.64018	0.67398	0.64195	0.53715	0.45738	0.61785	0.76810	0.48152	0.33691	0.38906						
10	$\eta_2$		0.97231	0.98238	0.97795	0.98048	0.98157	0.97416	0.97775	0.98021	1.00000	0.99533	0.99383	0.99480	0.98367						
11	$A_{12} [\log(DA)/m^2]$		1.10662	1.10655	1.11047	1.09888	1.10113	1.10342	1.10417	1.10227	1.19162	1.21148	1.19007	1.19311	1.17141						

续表 C.0.1

序号	计算项目	测试日期及测试数据组序号													
		1979.8.3		1979.8.8			1979.8.7			1980.4.17	1980.4.16	1980.4.21	1980.4.16	1980.4.21	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
12	$\rho_{2d} [(\text{kg}/\text{DA})/\text{m}^3]$	1.02909	1.03165	1.03713	1.03405	1.03483	1.04038	1.04232	1.04209	1.10355	1.11984	1.13438	1.12521	1.13240	
13	$\rho_1 (\text{kg}/\text{m}^3)$	1.12796	1.12925	1.13603	1.12461	1.12727	1.12818	1.12611	1.12224	1.20124	1.22137	1.19851	1.19935	1.17961	
14	$\rho_2 (\text{kg}/\text{m}^3)$	1.08375	1.08569	1.08905	1.08700	1.08765	1.09106	1.09255	1.09208	1.13593	1.14968	1.16021	1.15404	1.15715	
15	$y = \rho_{2d}/\rho_{1d}$	0.92994	0.93231	0.93396	0.94101	0.93979	0.94287	0.94399	0.94541	0.92609	0.92436	0.95321	0.94310	0.96670	
16	$z = \rho_2/\rho_1$	0.95080	0.96142	0.95865	0.96655	0.96486	0.96710	0.97020	0.97313	0.94563	0.94131	0.96804	0.96221	0.98096	
17	$y'$	0.93752	0.93635	0.93154	0.93802	0.93619	0.94054	0.94307	0.94363	0.93843 *	0.93119	0.95626	0.94898	0.96638	
18	$\Delta y = y' - y$	0.00757	0.00404	-0.00242	-0.00298	-0.00693	-0.00222	-0.00092	-0.00176	0.01233 *	0.00683	0.00395	0.00589	-0.00382	
19	$z'$	0.96469	0.96319	0.95566	0.96309	0.96101	0.96451	0.96796	0.96987	0.95853 *	0.94871	0.97428	0.97012	0.98296	
20	$\Delta z = z' - z$	0.00388	0.00177	-0.00298	-0.00346	-0.00385	-0.00259	-0.00224	-0.00238	0.01280 *	0.00741	0.00624	0.00791	0.00200	

注: 表中  $y' = \frac{\rho_{2d}}{\rho_{1d}} = 1.40347 \left( \frac{\rho_2 - \tau_1}{\rho_1 - \tau_1} \right)^{0.01} \left( \frac{\lambda}{t_1 - t_2} \right)^{0.03} - 0.33959$ ,  $z' = \frac{\rho_2}{\rho_1} = 0.885408 \left( \frac{\rho_2 - \tau_1}{\rho_1 - \tau_1} \right)^{0.02} \left( \frac{\lambda}{t_1 - t_2} \right)^{0.03} + 0.16391$ .

表 C.0.2 东北地区抚顺某厂横流式冷却塔测试:进塔、出塔空气状态比较表

序号		测试日期及测试数据组序号																	
		1992.8.25		1992.8.26				1992.8.27				1992.8.28				1992.8.29			
		14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	
1	大气压力 $P_0$ (kPa)	99.800	99.700	99.700	99.500	99.500	99.700	99.700	99.600	99.600	100.100	100.000	99.900	99.900	100.100	100.100	100.100	100.000	
2	进塔干球温度 $t_1$ (°C)	26.980	27.780	28.150	29.570	29.970	27.250	28.580	31.100	31.000	26.330	27.960	30.770	29.400	26.310	26.670	26.970	28.570	
3	进塔湿球温度 $t_{s1}$ (°C)	21.680	20.600	22.030	23.040	23.120	21.270	20.770	20.470	21.130	21.690	22.270	22.730	22.670	22.310	22.510	22.530	23.500	
4	出塔干球温度 $t_2$ (°C)	28.160	27.760	28.760	29.840	31.470	27.420	27.680	28.120	28.120	30.830	31.170	29.770	29.530	30.720	30.410	28.650	29.410	
5	出塔湿球温度 $t_{s2}$ (°C)	27.710	26.920	28.360	29.090	31.400	26.800	26.480	26.970	28.830	30.530	30.680	28.740	28.470	30.610	30.400	28.430	28.900	
6	气水比 $\lambda$	1.5858	1.6031	1.5808	1.2985	0.8750	1.8314	1.8351	1.4366	1.4569	1.0357	1.0253	1.7851	1.8085	0.8863	0.8581	1.5952	1.5532	
7	进塔水温 $t_{w1}$ (°C)	35.950	35.350	36.670	36.770	36.830	35.770	35.100	36.500	35.800	35.200	36.270	36.400	36.300	36.400	36.470	36.350	36.450	
8	出塔水温 $t_{w2}$ (°C)	26.640	26.010	26.840	28.750	29.130	25.970	25.330	27.880	27.970	25.900	27.260	27.420	27.380	28.980	28.760	27.650	27.750	
9	$\rho_1$	0.62959	0.52306	0.58855	0.57624	0.56139	0.58962	0.49516	0.37420	0.41294	0.66706	0.61266	0.50321	0.56504	0.70944	0.70093	0.68440	0.65502	
10	$\rho_2$	0.96632	0.93713	0.97038	0.94595	0.99503	0.95309	0.91067	0.91506	0.90497	0.97855	0.95971	0.92602	0.92357	0.99209	0.99928	0.98360	0.96274	
11	$\rho_{1A}$ [kg(DA)/m <sup>3</sup> ]	1.33205	1.33124	1.12647	1.11726	1.11587	1.13131	1.2842	1.12657	1.11922	1.13748	1.12989	1.11920	1.12338	1.13590	1.13428	1.13332	1.12473	

续表 C.0.2

序号		测试日期及测试数据组序号																	
		1992. 8. 25		1992. 8. 26			1992. 8. 27					1992. 8. 28				1992. 8. 29			
		14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	
12	$\rho_a [\text{kg}(\text{DA})/\text{m}^3]$	1.11092	1.11348	1.10587	1.09798	1.08508	1.11490	1.15100	1.11111	1.11581	0.99690	0.94581	1.03978	1.05581	0.99691	0.98631	1.10571	1.0562	
13	$\rho_1 (\text{kg}/\text{m}^3)$	1.14822	1.14528	1.14260	1.13433	1.13286	1.14651	1.42320	1.32710	1.32431	1.54010	1.46501	1.35101	1.39901	1.53401	1.51901	1.50891	1.4310	
14	$\rho_2 (\text{kg}/\text{m}^3)$	1.13742	1.13862	1.13336	1.12640	1.11772	1.13993	1.39421	1.36151	1.36310	1.27971	1.25571	1.31631	1.32801	1.28241	1.29591	1.38271	1.3388	
15	$y = \rho_{2d}/\rho_{1d}$	0.98134	0.98430	0.98171	0.98274	0.97240	0.98562	0.98820	0.99156	0.99315	0.98138	0.98076	0.98640	0.98415	0.98574	0.98657	0.97983	0.98301	
16	$z = \rho_2/\rho_1$	0.99559	0.99418	0.99192	0.99301	0.98863	0.99428	0.99747	1.00304	1.00343	0.97744	0.98174	0.99700	0.99382	0.97813	0.99057	0.98803	0.99194	
17	$y'$	0.97818	0.98206	0.97747	0.97944	0.96615	0.98320	0.98713	0.98490	0.98550	0.980470	0.983570	0.990400	0.988870	0.960730	0.958600	0.979190	0.98074	
18	$\Delta y = y' - y$	-0.00327	-0.00222	-0.00442	-0.00328	-0.00663	-0.0028	-0.0011	-0.0086	-0.0036	-0.0036	-0.0055	0.0040	0.0047	-0.0050	-0.0100	-0.0087	-0.0023	
19	$z'$	0.98706	0.99172	0.98759	0.98898	0.98156	0.99106	0.99584	0.99611	0.99811	0.97536	0.97863	0.98852	0.98610	0.97398	0.97865	0.98649	0.98809	
20	$\Delta z = z' - z$	-0.0005	-0.0005	-0.0043	-0.0031	-0.0047	-0.0032	-0.0016	-0.0069	-0.0043	-0.0021	-0.0031	0.0015	0.0023	-0.0042	-0.0075	-0.0025	-0.0028	

注:表中  $y' = \frac{\rho_{2d}}{\rho_{1d}} = 1.40347 \left( \frac{\theta_1 - \tau_1}{\theta_1 - \tau_1} \right)^{0.01} \left( \frac{\lambda}{t_1 - t_2} \right)^{0.03} - 0.33959$ ,  $z' = \frac{\rho_2}{\rho_1} = 0.885408 \left( \frac{\theta_1 - \tau_1}{\theta_1 - \tau_1} \right)^{0.02} \left( \frac{\lambda}{t_1 - t_2} \right)^{0.03} + 0.16391$ .

表 C.0.3 华北地区天津某厂逆流式冷却塔测试:进塔、出塔空气状态比较表

测试日期及测试数据组序号																									
序号	计算项目	1982.8.18				1982.8.19				1982.8.20				1982.8.21				1982.8.23				1982.8.24			
		31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45									
1	大气压力 $P_0$ (kPa)	100.300	100.220	100.730	100.720	101.010	100.940	100.870	100.750	100.610	100.880	100.810	100.760	100.910	100.840	100.810									
2	进塔干球温度 $t_1$ (°C)	29.650	30.219	29.056	29.260	28.667	28.977	28.930	28.979	29.646	29.507	29.994	30.057	28.926	28.663	29.181									
3	进塔湿球温度 $t_{w1}$ (°C)	23.385	22.462	19.730	19.443	20.158	19.922	20.315	20.966	20.813	22.094	22.222	21.883	21.520	21.282	20.608									
4	出塔干球温度 $t_2$ (°C)	28.680	27.210	26.931	26.730	28.401	28.070	28.090	29.910	27.339	27.005	27.006	27.233	27.335	26.918	26.090									
5	出塔湿球温度 $t_{w2}$ (°C)	28.680	27.090	26.643	26.510	28.163	27.804	27.590	29.523	27.076	26.608	26.751	26.974	27.018	26.643	25.700									
6	气水比 $\lambda$	1.4798	1.4939	1.4030	1.5150	0.9357	0.9270	0.9140	1.2836	1.2970	1.6102	1.6566	1.6408	2.1604	2.1684	2.1998									
7	进塔水温 $t_{w1}$ (°C)	32.183	30.250	29.710	29.680	30.600	30.175	30.268	33.950	29.825	30.900	31.075	31.225	33.000	33.138	31.938									
8	出塔水温 $t_{w2}$ (°C)	24.325	22.710	21.375	21.400	23.567	23.625	24.000	24.563	23.338	23.225	23.275	23.325	22.788	22.575	21.575									
9	$\rho_1$	0.59126	0.51292	0.41723	0.39432	0.45592	0.43023	0.45323	0.48649	0.44962	0.52448	0.50934	0.48839	0.51949	0.51862	0.48822									
10	$\rho_2$	1.00000	0.99078	0.97780	0.98295	0.98214	0.97993	0.96247	0.97187	0.97989	0.96949	0.98036	0.98014	0.97576	0.97878	0.96847									
11	$A_d$ [kg(DA)/m <sup>2</sup> ]	1.12532	1.12522	1.14150	1.14146	1.14488	1.14371	1.14208	1.13938	1.13568	1.13593	1.13333	1.13346	1.13951	1.14010	1.13990									

续表 C.0.3

测试日期及测试数据组序号																			
序号	计算项目	1982.8.18		1982.8.19		1982.8.20				1982.8.21				1982.8.23			1982.8.24		
		31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45			
12	$\rho_{2d}[\text{kg}(\text{DA})/\text{m}^3]$	1.11195	1.12059	1.12876	1.12966	1.12270	1.12406	1.12389	1.11111	1.12477	1.13039	1.12912	1.12715	1.12845	1.13007	1.13514			
13	$\rho_1[\text{kg}/\text{m}^3]$	1.14291	1.14095	1.15352	1.15294	1.15773	1.15804	1.15504	1.15333	1.14905	1.15141	1.14877	1.14831	1.15437	1.15472	1.15319			
14	$\rho_2[\text{kg}/\text{m}^3]$	1.14016	1.14637	1.15381	1.15457	1.14699	1.15000	1.15018	1.14402	1.15045	1.15533	1.15434	1.15269	1.15403	1.15713	1.15885			
15	$y = \rho_{2d}/\rho_{1d}$	0.98811	0.99588	0.98884	0.98966	0.98063	0.98232	0.98408	0.97519	0.99039	0.99512	0.99628	0.99444	0.99029	0.99120	0.99582			
16	$z = \rho_2/\rho_1$	0.99759	1.00475	1.00026	1.00141	0.99331	0.99546	0.99579	0.99881	1.00122	1.00341	1.00486	1.00382	0.99970	1.00036	1.00491			
17	$y'$	0.99079	0.99730	0.98933	0.99380	0.97977	0.98228	0.98316	0.97619	0.99745	0.99734	0.99766	0.99745	0.99412	0.99044	0.99639			
18	$\Delta y = y' - y$	0.00268	0.00141	0.00109	0.00394	-0.00186	-0.00054	-0.00103	0.00100	0.00705	0.00222	0.00138	0.00302	0.00383	0.00124	0.00056			
19	$z'$	1.00036	1.00728	1.00209	1.00453	0.99392	0.99580	0.99710	0.99000	1.00724	1.00589	1.00644	1.00629	1.00163	1.00026	1.00439			
20	$\Delta z = z' - z$	0.00277	0.00253	0.00184	0.00322	0.00061	0.00134	0.00131	0.00119	0.00602	0.00248	0.00159	0.00247	0.00193	-0.00008	-0.00052			

注:表中  $y' = \frac{\rho_{2d}}{\rho_1} = 1.40347 \left( \frac{\rho_2 - \tau_1}{\tau_1 - \tau_2} \right)^{0.01} \left( \frac{\lambda}{\tau_1 - \tau_2} \right)^{0.03} - 0.33959$ ,  $z' = \frac{\rho_2}{\rho_1} = 0.885408 \left( \frac{\rho_2 - \tau_1}{\tau_1 - \tau_2} \right)^{0.02} \left( \frac{\lambda}{\tau_1 - \tau_2} \right)^{0.03} + 0.16391$ .

## 本规范用词说明

**1** 为便于在执行本规范条文时区别对待,对要求严格程度不同的用词说明如下:

1)表示很严格,非这样做不可的用词:

正面词采用“必须”,反面词采用“严禁”。

2)表示严格,在正常情况下均应这样做的用词:

正面词采用“应”,反面词采用“不应”或“不得”。

3)表示允许稍有选择,在条件许可时首先应这样做的用词:

正面词采用“宜”,反面词采用“不宜”;

表示有选择,在一定条件下可以这样做的用词,采用“可”。

**2** 本规范中指明应按其他有关标准、规范执行的写法为“应符合……的规定”或“应按……执行”。

中华人民共和国国家标准

机械通风冷却塔工艺设计规范

GB/T 50392-2006

条文说明

# 目 次

1	总 则 .....	(53)
3	一般规定 .....	(55)
4	气象参数的整理和取值 .....	(67)
5	设计计算 .....	(70)
5.1	热力计算中常用参数计算 .....	(70)
5.2	逆流式冷却塔工作特性 .....	(70)
5.3	横流式冷却塔工作特性 .....	(74)
5.4	热力工作点计算 .....	(76)
5.5	阻力计算 .....	(78)
5.6	水量计算 .....	(81)
5.7	水力计算 .....	(82)
6	塔型及部件设计 .....	(101)
6.1	塔型设计 .....	(101)
6.2	集水池 .....	(101)
6.3	进风口 .....	(102)
6.4	填料选择 .....	(102)
6.5	配水系统 .....	(104)
6.6	除水器 .....	(110)
6.7	风筒 .....	(111)
6.8	风机 .....	(112)
附录 A	横流式冷却塔冷却数中心差分近似计算法 .....	(114)
附录 B	逆流式冷却塔塔体阻力系数计算方法 .....	(116)
附录 C	出塔空气密度计算方法 .....	(118)

# 1 总 则

1.0.1 冷却塔是工业节水的重要设备,国家有关部门一直关注冷却塔技术的发展。化工、石化、冶金、纺织等高耗水行业以及民用空调系统广泛使用的是机械通风式冷却塔,电力行业也有一些循环冷却水系统使用的是机械通风式冷却塔,可以说有循环冷却水的地方就有机械通风冷却塔。

我国广泛使用机械通风式冷却塔始于 20 世纪 70 年代,三十多年来,我国的冷却塔技术经历了一个从无到有、从低水平到具有一定水平的过程。目前,我国机械通风冷却塔及其相关产品方面的新技术、新产品层出不穷,有的确实有较高的技术含量,有的尚需加以规范。由于缺少必要的设计规范,在机械通风冷却塔的设计、招标过程中不可避免地存在盲目性和人为性。有的制造商为了达到目的,不惜偷工减料,不合格的冷却塔投入使用后,轻则影响生产,影响节水效果,重则造成人力、物力的巨大浪费,影响了工业生产装置长周期、安全、稳定地运行。为了经济、合理、安全地发挥冷却塔在工业节水领域中的重要作用,特制定本规范。

1.0.2 本条规定了本规范的适用范围。

循环冷却水系统以冷却水是否与空气直接接触而分为敞开式(湿式)系统和密闭式(干式)系统。本规范适用于循环水与空气直接接触,热交换和物质交换同时进行的敞开式循环供水系统机械通风冷却塔的设计。

机械通风冷却塔由以下类别构成:

机械通风冷却塔 { 鼓风式  
抽风式 { 逆流式  
横流式

由于密闭式冷却塔的传热方式与敞开式循环供水系统机械通风冷却塔的传热方式完全不同,因此本规范不适用于密闭式循环系统。

在机械通风冷却塔中还有一类喷射式冷却塔,目前对喷射式冷却塔研究较少,测试数据也少,因此本规范也不适于喷射式冷却塔的设计。

对适用的工程类别方面,本规范规定了“新建”和“扩建”工程。由于改建工程的实际情况比较复杂,亦不便作统一规定,实际工作中可参照本规范的有关规定执行。

**1.0.3** 本条提出在冷却塔设计中,需要贯彻国家技术经济方针、政策的几个重要方面。

**1.0.4** 为了使设计的冷却塔能够安全、经济、高效、实用,必须坚持在不断总结生产实践经验和科学试验的基础上,积极开发和慎重采用先进的技术。近三十年以来,我国循环冷却水技术的迅速发展,设计水平的不断提高,在长期设计实践工作中,各设计部门联合科研、生产部门,结合工程的实际需要,不断开发和推广应用了许多先进技术的结果。例如冷却塔的淋水填料、除水器及配水喷头的型式和材料的不断创新,冷却塔使用的轴流风机的改进和发展等等。

随着我国工业的发展,工业冷却水将大量增长。由于水资源的限制,冷却水的循环使用必将日益发展。为了使设计的冷却设施安全、经济、高效、实用,必须坚持在不断总结生产实践经验和科学试验的基础上,积极开发和慎重采用先进技术这一原则。

**1.0.5** 本条规定了执行本规范与其他国家标准、规范之间的关系。冷却塔的设计中会遇到建筑的布置、防火、防爆、交通道路、环保、噪声等,应按国家现行的有关强制性标准、规范执行。本条在原条文基础上强调执行本规范与国家现行的其他有关强制性标准、规范之间的关系。

### 3 一般规定

**3.0.1** 冷却塔大、中、小型的界限划分,可按风机直径的大小、土建结构尺寸和结构难易度,以及单格塔的冷却水量进行划分。对近年来国内高耗水行业如化工、石化、冶金等系统使用的机械通风冷却塔调查表明,单格水量负荷已达到  $4000\text{m}^3/\text{h}$  及以上。根据国内常用冷却塔的能力,将冷却塔划分成三个级别。对特殊水质或温差  $>15^\circ\text{C}$  的水来说,水量界限可适当调整。

**3.0.2** 冷却塔的设计水温是依据工艺所提供需要的冷却水量、水温差 ( $t_1 - t_2$ ) 以及当地气象条件数据,进行合理设计计算的。故本条规定应密切配合工艺装置,进行多方案比较,达到技术先进、经济合理,注意克服设计过分保守的倾向。

#### 3.0.3

1 横流式冷却塔填料顶面至风机吸入段下缘(风筒入口)之间要留出一过渡高度,供从填料水平方向流出的气流顺利转弯向上进入风筒,根据设计和实践经验,此高度宜取等于或大于风机直径的 0.2 倍。

2 逆流式抽风式冷却塔中的气流从面积较大的填料顶面流出后,经气流收缩段进入面积较小的风筒入口,当二者之间高差足够大时气流为自由收缩,损失最小,气流稳定性最佳,但一般做不到,故气流受塔壁形状和尺寸大小的影响产生不同效果。例如,风筒进口采用流线型、抛物线型可以使气流平稳进入风机风筒,避免气流与风筒边壁分离产生涡流耗损。根据中国水利水电科学研究院的研究结果,风筒进口采用流线型比直角型风量可提高 18%。同时根据实践经验提出以下适宜措施:

1) 当塔顶为平盖板时,气流收缩段的顶角是指一个当量的直

圆锥台形渐缩管的顶角；其大口面积等于填料顶面积(或除水器顶面积)，小口面积等于风机风筒进口面积，高度为填料顶(除水器顶)至塔顶板内壁的高度差，此高度决定于顶角的大小。见图 1 和图 2。

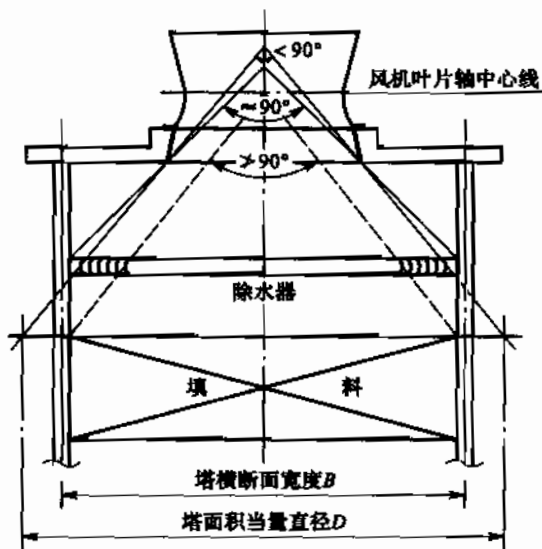


图 1 塔顶为平盖板时气流收缩顶角示意

对气流收缩角的描述曾有两种说法，其一是从填料顶两侧边缘作风机叶片中心线与塔中心线交点的连线形成一个三角形，其顶角即为气流收缩角，如图 1 中虚线所示，从图上可以看出，它不是气流收缩角，因为气流是从宽度等于填料宽度的断面流出，一路渐缩，到直径等于风筒进口的断面，而后进入风筒，但按此三角形推算，在风筒下口标高处，此三角形的宽度明显小于风筒入口直径，故不能将它定义为气流收缩角。

另一种说法是从填料顶两侧边缘作风筒圈梁下口直径两侧边缘的连线并延伸至塔中心线形成一个三角形，如图 2 中虚线所示，它的顶角称为气流收缩角，对塔身为圆形的塔来说是正确的，但对

正方形塔或矩形塔则显得不完全对,因为在塔横断面处填料边缘离塔中心距离最短,以此距离推求的顶角最小,而在进风口边缘处(即塔水平断面斜对角)的填料边缘至塔中心的距离为最长,对方形塔二者比值为 1.414 倍,以此值推算的顶角为最大。对这样的气流收缩段顶角,采用哪一个数值为代表值,目前众说纷纭尚没有规定可依。

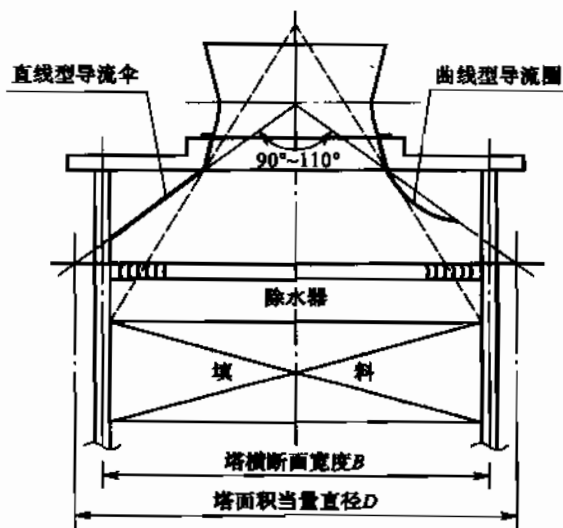


图 2 有导流伞时气流收缩顶角示意

参照通风工程对于从方形(矩形)断面渐变至圆形断面的渐缩管,又称天圆地方形渐缩管,它对气流收缩角的正确定义方法是:将方形(矩形)断面(面积用  $F$  表示)按面积相同折合成当量圆形断面  $D = \sqrt{\frac{F}{0.785}}$  来计算,可以求出一个当量的顶角,它除可确定一个高度外,还可按此顶角值,进一步求出通风阻力损失值。此种方法定义比较准确合理,故本规定采用此种定义方法。

工程设计时,先分别定出塔顶板内壁至除水器的高差,除水器

至配水装置的高差,配水装置至填料顶面的高差,以三者合计的高差,推求填料顶算起的气流收缩角,如果该角度小于  $90^\circ$ ,可认为符合要求,如果大于  $90^\circ$ 则应调整上述高度。

2)塔顶盖板为收缩型时,塔顶板的收缩角即为除水器上方的气流收缩角,见图 3。

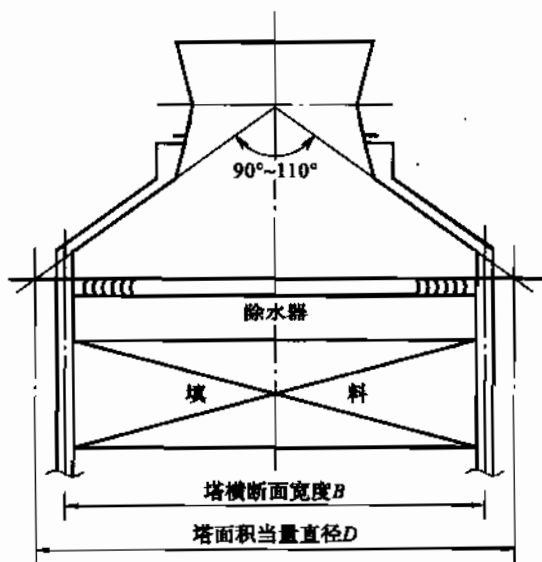


图 3 收缩型塔顶气流收缩顶角示意

3 横流式机械通风冷却塔的进风口风速较高,一般在  $3.0\text{m/s}$  左右,同时总高度较大,沿填料垂直下落的水流将产生横向偏移,为充分发挥填料换热作用,填料宜采取按收缩倾角安装形式,根据设计和众多横流塔的实践经验提出适宜收缩倾角的数据。

4 双侧进风的逆流式机械通风冷却塔宜设中部挡风隔板,能减少单向穿堂风及涡流旋风不稳定的影响。隔板上缘距填料支撑梁底  $200\sim 300\text{mm}$ ,具有稳定风压,减少涡流旋风的作用。

5 横流式冷却塔填料底部至水面间一般有  $300\text{mm}$  左右的空间,有的冷却塔利用横梁作为挡风板防止气流短路流通,但当池

中水位降低时,该空间成为空气短路的通道,致使塔的冷却能力下降,故应另考虑有效措施。

**3.0.4** 本条规定的参数,系参照国内外工程设计及市场冷却塔发展趋势,以大量实测数据为准的原则提出。

**3.0.5** 本条规定的参数系参照美国尼尔·W·凯利著《横流冷却塔性能手册》中的数据。

**3.0.6** 本条是依据各类塔型、各种塔排布置形式进行湿热空气回流和干扰影响因素推算及占地面积推算成果,筛选后提出推荐的数据。塔排长度与宽度之比,前苏联规范规定为 3:1;英国规范规定宜取 5:1。在总图平面布置狭窄地区,大、中型冷却塔可放宽至 5:1,但应对湿热空气和干扰影响进行精确计算。

**3.0.7** 结合我国现有工程实际布置情况制定本条条文。

1 长轴位于同一直线上的相邻塔排,净距不少于 4m,主要为考虑施工期基坑开挖和两排塔基础间的结构间距和运行管理、检修期间的通道要求。

2 长轴不在同一直线上、平行布置的相邻塔排,净距不少于塔进风口高度的 4 倍,主要是考虑塔的通风要求。

以上规定没有考虑湿热空气回流和干扰的影响。如果考虑回流和干扰的影响,塔排间距可参考表 1 和前苏联 B·A·格拉特柯夫的关于塔排间距的建议可参考表 2。

表 1 国外有关塔排间距数据

塔排相互关系	两塔排平行,长轴在同一直线上的单列布置	两塔排平行,长轴不在同一直线上的双列或多列布置
风向	垂直于塔长轴	平行于塔长轴
英国冷却塔规范 BS-4485	$L \geq \frac{1}{2}(L_1 + L_2)$	$L \geq \frac{1}{2}(L_1 + L_2)$
前苏联 B·A·格拉特柯夫 《机械通风冷却塔》	4~6m	$L \geq 10H_0$
美国 N·P·彻雷密西诺夫 《凉水塔》	$L \geq \frac{1}{8}(L_1 + L_2)$	$L \geq \frac{1}{2}(L_1 + L_2)$

注: L 为塔排间距(m);  $L_1$ 、 $L_2$  分别为相邻塔排的长度(m);  $H_0$  为塔的进风口高度(m)。

表 2 不同面积的塔排间距

塔排中单格淋水面积(m <sup>2</sup> )	<10	<20	<100	<200	>200
塔排净距(m)	9	12	21	27	33

表 2 中给出的数据折算为进风口高约相当于  $6\sim 10H_0$ ，折算为塔排长度约相当于  $1.0\sim 0.6L_m$  ( $L_m$  为塔排长度)。

3.0.8、3.0.9 关于湿热空气回流和干扰的影响从下列几个方面加以说明：

### 1 名词的定义。

回流——是指进塔的空气中混入一部分本塔排出的湿热空气。

干扰——是指进塔的空气中混入一部分其他塔排出的湿热空气。

### 2 关于回流、干扰计算方法的探讨。

#### 1) 美国冷却塔协会(CTI)推荐的公式：

$$R_e = \frac{0.073L}{1+0.004L} \% \quad (1)$$

式中  $R_e$ ——回流率(%),  $R_e = \frac{G_e}{G}$ ;

$G_e$ ——回流空气量(kg/h);

$G$ ——设计空气量(kg/h);

$L$ ——塔距(ft)。

从这个公式分析，回流率  $R_e$  与塔距  $L$  成正比例关系。 $L$  为塔距，即是工程通称的塔排长度，而不是塔排间距，这也可从美国 N·P·彻雷密西诺夫著《凉水塔》中得到证实。因此，有的译为“塔间距”是错误的。将塔排长度换算为以 m 计，则公式应修正为：

$$R_e = \frac{0.24L_1}{1+0.013L_1} \quad (2)$$

式中  $L_1$ ——塔排长度(m)。

从《凉水塔》一书中的论述可以推断,在满足美国规定的塔排间距条件下,回流率  $R_e$  计算公式仅含回流因素一项,不包括干扰因素。

2) 日本经验公式:

$$R_e = \frac{0.22L_1}{1+0.012L_1} \quad (3)$$

式中  $R_e$ ——回流率(%);

$L_1$ ——塔排长度(m)。

这个计算公式常见于《中小型冷却塔设计与计算》、李德兴著《冷却塔》及《给水排水设计手册》第4册中。目前不清楚对塔排间距的要求,尚未找到出处。一般情况,用该公式计算的干扰回流影响产生的附加正值较大,但考虑到过去设计习惯采用该公式,本规范仍以该公式进行复核算,并作为旁证数据。

3) 英国冷却塔规范 BS-4485:

英国冷却塔规范认为:在塔的下风侧空气回流的百分比最大为出塔空气量的20%,并建议按最大回流率的60%作为设计采用的预计回流率。由于使用范围不明确,故未采用 BS-4485 规范规定。

4) 前苏联“全苏给水、排水、水工结构物和工程水文地质科学研究所”经验公式:

$$\tau'_1 = \tau_1 + 0.2B[1 + K(n-1)\sin\alpha] \quad (4)$$

式中  $\tau'_1$ ——考虑回流后的冷却塔进口湿球温度(°C);

$\tau_1$ ——未考虑回流的设计湿球温度(°C);

$n$ ——顺风向排列的塔排序号;

$\alpha$ ——风与塔排长轴的夹角;

$K$ ——考虑塔排间距影响的系数;

$B$ ——考虑塔排长度影响的系数。

$K$  与  $B$  的关系见表3。

表3 K与B的关系

塔排间距(m)	20	25	30	35	40
系数 K	1.00	0.48	0.32	0.20	0.10
塔排长度(m)	100	75	50	25	10
系数 B	1.0	0.8	0.5	0.2	0.1

前苏联经验公式,系单格塔面积为  $64\sim 192\text{m}^2$  的多格塔排及单格面积  $400\text{m}^2$  的塔排,塔排间距为  $20\sim 40\text{m}$ ,并且是逆流式冷却塔。

从公式分析  $0.2B$  一项,系指塔排长度影响湿球温度的附加值,而  $0.2B[K(n-1)\sin\alpha]$  一项,系指塔排间距尺寸的大小影响湿球温度的附加值。两项之和,即考虑干扰,也考虑回流的影响因素。

本规范推荐采用前苏联“全苏给水、排水、水工结构物和水文地质科学研究所”计算逆流式冷却塔的干扰和回流影响的经验公式。

### 3 各种计算公式成果分析见表4。

回流率  $R_e$  确定后,宜按下列公式计算回流影响因素后的相对湿度  $\varphi'$ 、进塔空气湿球温度  $\tau'_1$ 、进塔干球温度  $\theta'_1$ 。

$$h'_1 = h_1 + (1 + 0.00085t_2) \frac{R_e}{1 - R_e} \cdot \frac{\Delta t \cdot C_w}{\lambda} \quad (5)$$

$$x'_1 = x_1 + \frac{0.00085R_e}{1 - R_e} \cdot \frac{\Delta t}{\lambda} \quad (6)$$

$$h'_1 = 1.005\theta'_1 + (2500.8 + 1.846\theta'_1)x'_1 \quad (7)$$

由公式(7)求  $\theta'_1$ ,由  $\theta'_1$ 、 $h'_1$  或  $\theta'_1$ 、 $x'_1$  查相关图表,即可求到回流影响因素后的  $\varphi'$ 、 $\tau'_1$ 、 $\theta'_1$ 。

式中  $h_1$ 、 $x_1$ ——冷却塔周围空气的焓 [ $\text{kJ/kg(DA)}$ ] 及相应含湿量 [ $\text{kg/kg(DA)}$ ];

$h'_1$ 、 $x'_1$ ——冷却塔周围空气和回流空气混合后的焓 [ $\text{kJ/kg(DA)}$ ] 及相应含湿量 [ $\text{kg/kg(DA)}$ ];

$t_2$ ——冷却后水温 ( $^{\circ}\text{C}$ );

$\Delta t$ ——水温度差(°C);

$\lambda$ ——气水比;

$R_e$ ——回流率(%).

表4 湿球温度附加值( $\tau'_1 - \tau_1$ )计算结果

塔排长度(m)	日本经验公式 $R_e = \frac{0.22L_1}{1+0.012L_1} \%$	美国 CTI 协会公式 $R_e = \frac{0.24L_1}{1+0.013L_1} \%$	前苏联经验公式 $\tau'_1 = \tau_1 + 0.2B[1+K(n-1)\sin\alpha]$	
			不考虑干扰因素 $K=0$	考虑干扰因素
50	$R_e=6.88$ $\tau'_1 - \tau_1 \approx 0.8^\circ\text{C}$	$R_e=7.27$ $\tau'_1 - \tau_1 \approx 0.9^\circ\text{C}$	$\tau'_1 - \tau_1 \approx 0.1^\circ\text{C}$	$\tau'_1 - \tau_1 \approx 0.13^\circ\text{C}$
60	$R_e=7.67$ $\tau'_1 - \tau_1 \approx 0.9^\circ\text{C}$	$R_e=8.09$ $\tau'_1 - \tau_1 \approx 1.0^\circ\text{C}$	$\tau'_1 - \tau_1 \approx 0.13^\circ\text{C}$	$\tau'_1 - \tau_1 \approx 0.16^\circ\text{C}$
70	$R_e=8.37$ $\tau'_1 - \tau_1 \approx 1.0^\circ\text{C}$	$R_e=8.80$ $\tau'_1 - \tau_1 \approx 1.1^\circ\text{C}$	$\tau'_1 - \tau_1 \approx 0.15^\circ\text{C}$	$\tau'_1 - \tau_1 \approx 0.20^\circ\text{C}$
100	$R_e=10.00$ $\tau'_1 - \tau_1 \approx 1.2^\circ\text{C}$	$R_e=10.43$ $\tau'_1 - \tau_1 \approx 1.3^\circ\text{C}$	$\tau'_1 - \tau_1 \approx 0.20^\circ\text{C}$	$\tau'_1 - \tau_1 \approx 0.26^\circ\text{C}$
说明	未找到公式的原版资料,不明确对塔排间距和塔排长度的适用范围,有待于进一步探讨研究	公式中 $L_1$ 一项应该是塔排长度。该公式认为布置合理干扰就可避免, $R_e$ 值不包括干扰因素	该经验公式仅适用于机械通风逆流式冷却塔干扰系数 $K$ 和回流系数 $B$ , 前述中已给出, 适用范围也已确定	

从表4数据分析,本规范3.0.8条、3.0.9条的规定是可行的。目前关于塔排间距的研究成果较少,以上数据都是选自经典的冷却塔专著。随着工业装置的逐步大型化,循环装置也在大型化,由此而导致的区域气候的变化不容忽视。国内某大型石化企业曾在塔排设计进行过试验和计算机软件模拟,发现由于湿空气回流和干扰引起区域湿球温度的上升大于本条给出的湿球温度修正范围。因此,对于大型循环水装置,当采用多排布置时,湿空气的修正值宜通过试验确定。

**3.0.10** 本条是根据实践经验提出分隔的基本原则,冷却塔的集水池是否进行分隔,直接与冷却塔的运行管理是否方便、合理及经

济性有关。

**3.0.11** 冷却塔在厂区总平面规划中的位置应当根据生产工艺流程的要求、冷却塔与周围环境之间的相互影响及工业企业的发展扩建规模等因素综合考虑确定。

1 为避免或减轻冷却塔的漂滴、水雾对厂区主要建筑物和露天配电装置的影响,冷却塔应布置在厂区冬季主导风向的下风侧。

2 为防粉尘影响和污染,冷却塔应布置在粉尘源全年主导风向的上风侧。

3 冷却塔应远离厂内露天热源,如高炉,石油化工厂和化肥厂的露天加热设备、火炬等。热源影响使进入冷却塔的空气参数长时间处于高设计值,导致冷却塔冷却效果达不到设计要求。

4 从冷却塔本身的进风要求,结合国内外研究成果,机械通风冷却塔与相邻建筑物的净距至少应为塔的进风口高度的两倍。

**3.0.12** 在气候寒冷的地区修建的冷却塔,冬季运行中的最大危害是冷却塔的结冰。冷却塔结冰后,不仅影响塔的通风、降低冷却效率,严重时还会造成淋水填料塌落、塔体结构和设备的损坏。冷却塔易结冰的部位、原因及危害:

1)进风口处结冰。这是一种最普遍的结冰形式。在各种类型冷却塔的进风口处均有可能结冰。逆流冷却塔一般是在进风口上、下缘及两侧结冰。横流式冷却塔会因进风口百叶窗内缘挂冰及顶部进水槽漏水造成的进风口支柱和百叶窗外侧大面积结冰。

进风口处结冰的主要原因是冷却塔淋水填料外围水量过小,沿塔壁下流的少量水在进风口上缘或挡水槽边缘滞留时间过长,遇冷空气而结冰。进风口处结冰除对冷却塔的混凝土有破坏作用外,还影响冷却塔的进风,使塔的冷却效果降低。

2)淋水填料结冰。淋水填料的大面积结冰是由于冷却塔的热负荷及水量过小,造成淋水填料底部挂冰,淋水填料大面积塌落。

3)塔顶结冰。当除水器除水效果较差时,水滴随出塔空气飞出塔外,飘落在塔顶平台及风筒上造成结冰。塔顶的结冰除对冷

却塔结构造成危害外,还将影响运行人员的安全巡逻。

4)冷却塔周围地面结冰。由于除水器的效率较差,大量水滴飘落在冷却塔周围或进风口处,由于风的旋流,将一部分水滴带出塔外洒落在进风口周围的地面上,都会造成塔周围地面结冰。这种结冰主要影响运行人员的安全巡视及冷却塔附近的交通安全。

5)风机叶片表面结冰。当冷却塔的格数较多时,冬天常有一些塔格不运行。由于运行的塔格排出的水汽飘落到停止运行的塔格风机叶片上,在叶片表面结冰。如果不对这些结冰的叶片进行融冰处理,在启动运行时,因叶片的静、动平衡失调,将引起风机振动,严重时会造成风机及塔体结构的损坏。

6)某些风机的减速器采用稀润滑油,并带有油循环系统。当冬季停用时间较长时,润滑油会在管路中凝固,风机在启动运行之前如果不对油加热解凝,将会造成油路不畅,风机减速器因失润滑造成事故。

7)除上述塔本身的冰冻之外,塔的进水干管阀门及集水池也会因塔停止运行而导致进水阀门被冻裂,集水池池壁冻裂的事故。

多年来国内很多生产运行单位和设计单位在冷却塔的防冰方面积累了丰富的经验,国外的一些成熟经验也可借鉴。本条给出的是一些机械通风冷却塔常用的防冻方法。

3.0.13 国家环境保护部门对城市环境的噪声视不同类型的区域有不同的控制标准。各种类型的冷却塔的噪声都远远超过规定标准。机械通风冷却塔的噪声是由配水、淋水及水滴落入集水池时产生的水滴撞击声、风机和传动机构产生的鼓风和机械传动噪声等项构成。据国外和国内的一些资料介绍,各种不同类型冷却塔在距塔外缘 10m、距地面 1.2m 处测得的噪声约为 70~80dB(A)。

控制冷却塔噪声影响的办法为:

1 选用低噪声风机和传动装置或采用高级数电动机与低转速风机直联的风机动力系统。

2 改善配水和集水系统,在集水池内放置吸声材料,降低淋

水噪声。

采用以上两项措施后机械通风冷却塔的噪声可降至60dB(A)以下。

3 在塔的周围建消声隔墙或种植林带也可以使冷却塔的噪声降低 10~20dB(A)。

当上述措施仍不能满足环境对噪声的要求时,则需要把冷却塔布置在远离对噪声敏感的区域。

## 4 气象参数的整理和取值

4.0.1 本条规定了收集气象资料时选择气象台(站)的原则。在实际工作中,往往冷却塔所在地没有国家气象台(站),必要时可在拟建冷却塔所在地设短期气象观测站,用短期观测资料求取与国家气象台(站)的相关关系,只有选取相关关系较好的气象台(站)的资料,才可进行必要的修正,以供设计使用。

4.0.2 根据对某些城市连续5年和10年的气象资料进行频率统计的结果,两条频率曲线基本重合。日平均干球或湿球温度,两种资料年限的统计结果,在相同频率时相差仅 $0.1\sim 0.2^{\circ}\text{C}$ 。为减少资料的收集及统计计算工作量,采用连续5年的资料就能够满足设计精度的要求。

4.0.3 设计单位对日平均气象参数的取值方法可归纳为以下4种:

- 1 取国家气象部门统一规定的一昼夜4次标准时间(每天的2、8、14、20点)测值的算术平均值作为日平均值;
- 2 取每天24小时的24次测值的算术平均值作为日平均值;
- 3 取每天的8、14、20点3次测值的算术平均值作为日平均值;
- 4 取每天14点测值作为日平均值。

按第3和第4种方法取值无疑会使计算气温增高,使冷却塔尺寸增大。

对国内某些城市的湿球温度分别按第1和第2两种方法计算日平均值,其结果表明,不同频率时的日平均湿球温度均相差甚小。为便于气象资料的收集和简化统计计算工作,以一昼夜4次标准时间测值的算术平均值作为日平均值是适宜的。对冷却塔水

温要求不严格或无法得到所需要的每天 4 次气象数据时,可取一昼夜 3 次标准时间测值的算术平均值的取值方法。

**4.0.4** 冷却塔热力计算中采用的气象条件由空气的干球温度、湿球温度(或相对湿度)和大气压力各参数组成。用于计算的空气温度和湿度越高为达到工艺允许的最高冷却水温所需要的冷却塔尺寸就越大,但是空气的高温度和高湿度的持续时间是短暂的。如果采用能观测到的最高温度和湿度进行计算,虽然能满足工艺要求,但会使冷却塔尺寸增大、投资增加,经济效益不一定好。如果用于计算的空气温度和湿度较低,虽然冷却塔尺寸可以减小,但又可能导致在炎热季节冷却水温长时间高于工艺允许的最高水温,使工艺过程受到破坏,造成不同程度的损失。因此必须恰当地选用计算的气象条件,用这样的气象条件确定的冷却塔的尺寸既能满足工艺过程在较长的时间内不受破坏,又能在常年运行中得到较好的经济效益。

美国冷却塔设计最高计算水温的气象条件是按夏季(6~9 月)湿球温度频率统计方法计算的频率为 2%~10% 的小时气象条件,频率值由业主视工程条件选定。

英国冷却塔规范 BS-4485(1988 年版)规定:根据不同工艺过程的需要,选择历年炎热时期(一般以 4 个月计)频率为 1%~5% 的小时湿球温度值作为设计气象条件。

我国《火力发电厂设计技术规程》DL/T 5000—2000(1994 年版)规定:冷却水的最高计算温度宜按历年最炎热时期(一般以 3 个月计)频率为 10% 的日平均气象条件计算。

我国石油、化工、纺织和机械系统的设计单位是以每年夏季不超过 5 个最热天的日平均湿球温度及对应的干球温度的多年平均值作为气象条件的最高计算值。

综合各工业系统的需要,同时使设计人员通过现有的设计手册取得气象参数资料,本规范规定以多年平均每年最热时期 3 个月中最热天数不超过 5~10d 的日平均湿球温度作为设计湿球温

度。个别对冷却水温要求较严格或要求不高的工艺过程,在充分论证的基础上,本规范允许提高或降低标准。

按频率统计步骤从收集不少于 5 年的气象记录资料(每年夏季),对规定温度区间的天数进行统计计算,求得平均每年湿球温度及对应干球温度超过某一温度值的相应的频率,也称保证率。该方法统计工作量大,过程较复杂。

以每年夏季最热时期 3 个月中不超过 5~10 个最热天的日平均湿球温度及对应的干球温度的多年平均值作为最高温度计算值。该方法统计清楚简单,确定设计湿球温度及对应的干球温度所需的工作量较少,易于实施,并能保证精度,故本规范推荐采用此种方法。

## 5 设计计算

### 5.1 热力计算中常用参数计算

很多冷却塔方面的专著都给出了本节所列出的参数的计算公式,但大多是采用非法定单位表示,使用者每次都要自行换算,很容易出差错,本规范将它全部改用法定单位表示,并一一详细列出,以保证和提高计算质量和速度。

### 5.2 逆流式冷却塔工作特性

**5.2.1 逆流式与横流式冷却塔工作特性的热力计算方法**有压差动力法和焓差动力法两种计算方法,各有优劣。由于焓差法具有求解简便的优点,得到世界各国工程技术人员的普遍应用,而且我国有关部门在冷却塔的热力试验中基本上都采用焓差法整理试验数据,因此本规范推荐采用焓差法。

冷却数计算公式国内常见有3种表达形式,除公式5.2.1-1~5.2.1-3外,尚有以下两种计算公式,分述如下:

$$1 \quad \Omega_{n_2} = \frac{K k_2 V}{Q} = \int_{t_2}^{t_1} \frac{C_w dt}{h^n - h} \quad (8)$$

式中  $K$  与  $h$  分别与公式5.2.1-2、5.2.1-3相同。

$$2 \quad \Omega_{n_3} = \frac{k_1 V}{k_1 Q} = \int_{t_2}^{t_1} \frac{C_w dt}{h^n - h} \quad (9)$$

$$\text{式中 } k_1 = 1 + 0.53 \frac{C_w t_m}{\gamma_m} (1 - 0.12\lambda) \quad (10)$$

$$h = h_1 + \frac{K_1 C_w dt}{\lambda} \quad (11)$$

式中  $k_1$ ——蒸发水量增加热量系数( $k_1 > 1.0$ , 无量纲);  
 $t_m$ ——平均水温,  $t_m = (t_1 + t_2)/2$  (°C);

$\gamma_m$ ——平均水温时水的汽化热(kJ/kg)；

$\lambda$ ——气水比。

以上冷却数的表达形式，当  $k_s$  (有些资料用  $\beta_s$  表示) 为定值时，公式 5.2.1-1 表示的冷却数与填料体积成正比而与水量成反比，亦即单位水量需要的填料体积乘以容积散热系数后即表示单位水量散发的总热量。此参数与温度无关，而与温度有关的参数  $K$ 、 $t$ 、 $h$ 、 $h''$  全部集中在等式右边，它的技术含义是在焓差为  $h'' - h$  时所传递的总热量为  $C_w dt/K$ ，其中  $C_w dt$  系水温  $dt$  变化所产生的热量，它没有被计入蒸发水量的散热量，当在分母中引入系数  $K$  ( $K \leq 1.0$ ) 后，即代表总热量，因此技术含义比较清楚。

公式 8 与公式 5.2.1-1 形式上的不同之处，是将系数  $K$  由等式右边移至等式左边，从热量平衡观点看是没有问题的，但在技术含义上则混淆不清。因为  $C_w dt/K$  表示热量与温度变化  $dt$  之间存在的函数关系，它不仅表现在积分式的分子上，同时也包含在分母  $h'' - h$  中的  $h$  一项当中，只不过它在数学运算过程中将  $K$  作为常数处理，仅将与分子有关的  $K$  移至积分式外，对分母  $h$  中暗含的  $K$  则不动，故而以公式 5.2.1-1 计算的  $\Omega_m$  正确无误，而公式 8 只计算积分式部分的数值，即只计算表征因温差  $\Delta t$  引起的主体热量，而漏掉了蒸发水量所带走的附加热量，为保持热量平衡关系，公式 8 将  $K$  移至等式左边成为  $k(k_s V/Q)$  形式， $K$  是与水温有关的热量修正系数，与温度无关的  $k_s V/Q$  参数群体相乘，技术含义不清。故而本规定推荐采用公式 5.2.1-1 作为冷却数的基本计算公式  $\Omega_n = \Omega_{n1}$ 。

由于国内有相当多的设计单位和试验单位都习惯于采用公式 8，故而当设计具体工程时如采用的试验资料或实测资料，其整理数据过程中采用的冷却数计算是采用公式 8 时，工程设计应采用公式 8 进行计算，否则应作换算修正，使二者在同一基础上。

公式 9 与公式 8 基本相同，不同之处是该式中的热量修正系

数为  $K_1 (K_1 \geq 1.0)$  与  $K (K \leq 1.0)$  位置互换, 作用相同, 数值有差异,  $K_1$  考虑了气水比不同的修正因素, 理论上讲比  $K$  的精度要好一些。故在合适条件下也可采用公式 9 进行计算。

### 5.2.2 冷却数积分公式实用解法。

冷却数积分公式的近似解法有多种, 在国内较为多见的有如下几种:

#### 1 辛普森积分法。

$$\int_{t_2}^{t_1} \frac{C_w dt}{h'' - h} \approx \frac{C_w \Delta t}{3n} \left\{ \frac{1}{h''_1 - h_2} + \frac{4}{h''_{(t_1 - \delta t)} - (h_2 - \delta h)} + \frac{2}{h''_{(t_1 - 2\delta t)} - (h_2 - 2\delta h)} + \frac{4}{h''_{(t_1 - 3\delta t)} - (h_2 - 3\delta h)} + \dots + \frac{2}{h''_{[t_1 - (n-2)\delta t]} - [h_2 - (n-2)\delta h]} + \frac{4}{h''_{[t_1 - (n-1)\delta t]} - [h_2 - (n-1)\delta h]} + \frac{1}{h''_2 - h_1} \right\} \quad (12)$$

该式中分段数  $n$  (偶数) 越高则差别越小,  $n > 8$  后其差别已在小数点后 3 位以后, 故宜取  $n \geq 8$ , 过去用手工计算时, 分段数越多, 计算工作量越大, 难以实施, 故一般规定水温差  $\leq 15^\circ\text{C}$  可以采用  $n=2$  的简化辛普森积分法, 当水温差  $> 15^\circ\text{C}$  时要求采用  $n \geq 4$ ; 随着计算机的普及使用, 利用计算机进行辛普森积分法计算, 分段数的多少已不是限制因素, 故本规定建议取  $n \geq 8$ ; 但考虑到与采用的试验数据整理公式的一致性, 避免因取用分段数不同带来的额外误差, 故提出二者宜取相同的分段数。

#### 2 切比雪夫积分法。

$$\int_{t_2}^{t_1} \frac{C_w dt}{h'' - h} \approx \frac{C_w \Delta t}{4K} \left( \frac{1}{\Delta h_1} + \frac{1}{\Delta h_2} + \frac{1}{\Delta h_3} + \frac{1}{\Delta h_4} \right) \quad (13)$$

计算式:

$$\Delta h_1 = h''_{(t_2+0.1\Delta t)} - (h_1 + 0.1\Delta h)$$

$$\Delta h_2 = h''_{(t_2+0.4\Delta t)} - (h_1 + 0.4\Delta h)$$

$$\Delta h_3 = h''_{(t_1-0.4\Delta t)} - (h_2 - 0.4\Delta h)$$

$$\Delta h_4 = h''_{(t_1-0.1\Delta t)} - (h_2 - 0.1\Delta h)$$

该近似积分法与辛普逊积分法相比较,取小数点后 3 位有效数字相同时,相当于 6~8 段辛普逊积分法,而当与 20 段辛普逊积分法相比较时,最大误差为 0.336%。此法在国内使用不如辛普逊近似积分法普遍。

### 3 平均焓差法。

$$\int_{t_2}^{t_1} \frac{C_w dt}{h'' - h} \approx \frac{C_w \Delta t}{\Delta h_m} \quad (14)$$

式中  $\Delta h_m$ ——平均焓差[kJ/kg(DA)]。

计算式:

$$\begin{aligned} \Delta h_m &= \frac{\Delta h_1 - \Delta h_2}{2.3 \lg \frac{\Delta h_1}{\Delta h_2}} \\ \Delta h_1 &= h''_1 - h_2 - \delta h'' \\ \Delta h_2 &= h''_2 - h_1 - \delta h'' \\ \delta h'' &= \frac{h''_1 + h''_2 - 2h''_m}{4} \end{aligned}$$

式中  $h''_1$ ——对应温度  $t_1$  时的饱和空气焓[kJ/kg(DA)];

$h''_2$ ——对应温度  $t_2$  时的饱和空气焓[kJ/kg(DA)];

$h''_m$ ——对应平均水温  $t_m$  时的饱和空气焓[kJ/kg(DA)];

$\Delta h_1$ ——填料进水口处的焓差[kJ/kg(DA)];

$\Delta h_2$ ——填料出水口处的焓差[kJ/kg(DA)];

$\delta h''$ ——别尔曼推荐修正值[kJ/kg(DA)]。

平均焓差法过去常用于水温差为 6~15℃ 的中、小型冷却塔的计算,主要优点是用手工计算时可节省工作量,而其精度不如多段辛普逊积分法,在计算机普遍使用的今天优点已不存在。

这些实用解法是前化工部第六设计院编制的《冷却塔热力计

算探讨》、前苏联 И·И·别尔曼著《循环水的蒸发冷却》、《中小型冷却塔设计与计算》、美国 N·P·彻雷密西诺夫著《凉水塔》、我国李德兴著《冷却塔》、《给水排水设计手册》、国家标准《工业循环水冷却设计规范》、中国工程建设标准化协会标准《冷却塔验收测试规程》以及一些工程的设计计算实用方法筛选整理提出来的。以往冷却数的计算散见于以上书籍、标准规范,适用条件不同,使计算出的冷却数有一定的差异,不具有可比性,对于工程设计和设备招标都有一定的影响,本规范对此加以规定,可避免因计算公式不同而导致的不可比性。

### 5.3 横流式冷却塔工作特性

5.3.1 横流式冷却塔的热力计算方法采用焓差法的理由与 5.2 节所述相同。横流式冷却塔冷却数计算公式与逆流式相类似也有 3 种表示形式,除本条中给出的公式 5.3.1-1、5.3.1-2、5.3.1-3、5.3.1-4 外,还有以下两种计算公式:

$$1 \quad \Omega_{h_2} = \frac{K k_1 H}{q} = \int_0^{x_d} \int_0^{z_d} \frac{C_w \partial(\partial t / \partial x) / \partial z}{h'' - h} dx dz \quad (15)$$

$$2 \quad \Omega_{h_3} = \frac{k_1 H}{k_1 q} = \int_0^{x_d} \int_0^{z_d} \frac{C_w \partial(\partial t / \partial x) / \partial z}{h'' - h} dx dz \quad (16)$$

$$k_1 = 1 + 0.53 \frac{C_w t_m}{\gamma_m} (1 - 0.12 \lambda) \quad (17)$$

$$h = h_1 + \frac{k_1 C_w dt}{\lambda} \quad (18)$$

以上计算公式中的  $K$ 、 $h$ 、 $q$  采用公式 5.3.1-2、5.3.1-3、5.3.1-4 计算。

5.3.2 横流式冷却塔冷却数积分公式的实用解法除了本条给出的修正系数法外,还有以下两种方法。

1 平均焓差法——别尔曼近似求解法(B·努谢尔特公式)。

$$\int_0^{x_d} \int_0^{z_d} \frac{C_w \partial(\partial t / \partial x) / \partial z}{h'' - h} dx dz = \frac{\Delta t \cdot C_w}{\Delta h_m} \quad (19)$$

式中  $\Delta h_m$ ——平均焓差[kJ/kg(DA)]。

$\Delta h_m$  的计算方法如下式：

$$\Delta h_m = x_s (h''_1 - \delta h'' - h_1) \quad (20)$$

其中

$$\delta h'' = \frac{h''_1 + h''_2 - 2h''_m}{4} \quad (21)$$

令

$$\eta = \frac{h''_1 - h''_2}{h''_1 - \delta h'' - h_1} \quad (22)$$

$$\xi = \frac{h_2 - h_1}{h''_1 - \delta h'' - h_1} \quad (23)$$

根据  $\eta$ 、 $\xi$  交点从图 4 求出  $x_s$  值，代入公式 20 求出  $\Delta h_m$ 。

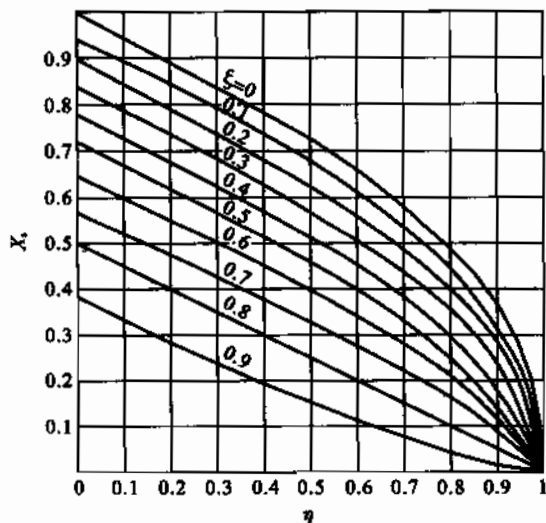


图 4  $x_s$  计算图

以上方法为国内过去手工计算水温差 6~15℃ 的中小型横流冷却塔的常用方法。经比较可知，修正系数法可直接采用公式计算，误差比较小，而平均焓差法计算过程中要查曲线图，易产生人为取值误差，故本条规定采用修正系数法。

## 2 中心差分法。

采用公式：

$$\frac{C_w \partial t}{K \partial x} x_d = -\lambda \frac{\partial h}{\partial x} x_d = -\Omega'_h (h'' - h) \quad (24)$$

式中  $\Omega'_h$ ——横流式冷却塔特性数；

$\lambda$ ——气水比。

或按下式计算：

$$\frac{1}{K} C_w q \frac{\partial t}{\partial x} = -g \frac{\partial h}{\partial x} = -k_s (h'' - h) \quad (25)$$

式中  $q$ ——淋水密度 [ $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ ]；

$g$ ——单位进风面积质量风速 [ $\text{kg}(\text{DA})/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ ]；

$k_s$ ——以焓差为动力的容积散热系数 [ $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{h})$ ]。

中心差分法精度较高，但计算过程较繁，故宜用于容积较大的单格冷却水量大于  $3000 \text{m}^3/\text{h}$ ，冷却水温差  $6 \sim 15^\circ\text{C}$  的大型横流式冷却塔的計算。

3 除中心差分法外尚有其他计算方法；当编成计算机软件程序提供设计者使用时，为保证计算精度，宜采用经过鉴定的计算机软件。

水温差大于  $15^\circ\text{C}$  的大、中、小型冷却塔以及新开发的横流式冷却塔，为提高和保证计算精度，故宜采用经过鉴定的计算机软件程序计算。

## 5.4 热力工作点计算

5.4.1 热力工作点计算就是用塔的工作特性曲线与填料的热力性能曲线求交点。其计算原理简单明确，但实际工作中常因没有对二者采用的基本计算公式是否在同一基础进行核查，而直接按其表达式求交点，结果导致较大误差；又如资料的依据条件与工程设计条件并不相同，应引入必要的修正系数，否则所求交点也会产生较大误差，纵观这些误差都是由于求交点不规范所致，故本规范

提出应注意的因素,以利于提高精确程度。

冷却塔的热交换性能通常以冷却数  $\Omega$ 、容积散热系数  $k_v$  的经验关系式表示:

$$\Omega = A\lambda^m \quad (26)$$

$$k_v = k \cdot g^{m'} q^n t_1^p \quad (27)$$

式中  $g$ ——通风密度 [ $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ];

$q$ ——淋水密度 [ $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ];

$t_1$ ——进水温度 ( $^{\circ}\text{C}$ );

$A, k$ ——常数;

$m, m', n, p$ ——经验指数。

常数  $A, k$  和指数  $m, m', n, p$ , 均需通过原型塔或模拟塔试验求得。依据国内外有关资料, 在使用模拟塔试验成果时, 应采用 0.90~1.00 的修正值。

公式 26 中的  $\Omega$  有些资料是用  $N$  表示, 内容相同仅符号不同。公式 27 中的  $k_v$  有些资料是用  $\beta_{\text{ev}}$  表示, 二者数值相同, 但含义不同,  $k_v$  是以焓差为动力的散热系数, 而  $\beta_{\text{ev}}$  是以含湿差为动力的散质系数。

#### 5.4.2 确定热力工作点的方法与步骤如下:

先作塔的(填料)热力性能曲线, 令:

$$\Omega_0 = K\Omega = KA\lambda^m \quad (28)$$

式中  $\Omega_0$  为考虑条文 5.4.1 所述修正因素采用综合修正值  $K$  后的实用计算式, 给定不同的  $\lambda$  值后可得不同的  $\Omega_0$ ,  $\Omega_0$  随  $\lambda$  增大而增加。

再作塔的工作特性曲线: 在气象条件  $p, \theta, \tau$  和进出塔水温  $t_1, t_2$  选定的条件下, 按 5.2.1 条的  $\Omega_n$  计算公式(或按 5.3.1 条的  $\Omega_h$  计算公式), 给定不同的  $\lambda$  值, 计算可得不同的  $\Omega_n$  (或  $\Omega_h$ ) 值,  $\Omega_n$  (或  $\Omega_h$ ) 随  $\lambda$  的增大而减低。

当  $\Omega_0 = \Omega_n$  ( $\Omega_h$ ) 时所对应的  $\lambda$  值即为所求设计工作点的气水比  $\lambda_0$ 。

## 5.5 阻力计算

5.5.1 条文中着重指出采用的是总阻力系数,不是具体测定数据,是防止随机采用数据产生的误差。

5.5.2 由于原型塔的总阻力系数资料不足以满足需要,实际工程设计时一般都按经验和通风工程理论计算方法,对各个局部阻力分别进行计算,然后叠加求出总阻力,步骤重复繁琐、计算工作量大,如先换算成总阻力系数然后求总阻力,则可大大简化计算工作量。通观所有资料,大都只有原则性的叙述,对使用者指导意义不大,本条对此予以详细的介绍。

5.5.3 填料阻力的计算公式除 5.5.3 外目前可见到的有以下几种:

$$1 \quad \frac{\Delta P_2}{\gamma_1} = A_2' v_m^m \quad (29)$$

$$2 \quad \frac{\Delta P_2}{\rho_1} = 9.81 A_2' v_m^m \quad (30)$$

公式 29、30 均系按非法定单位测量得到的数据整理而成,再转换为以法定单位表示的公式形式。公式 29 中  $\gamma_1$  以  $\text{N/m}^3$  表示与以  $\text{kg/m}^3$  表示的  $\rho_1$  相差 9.81 倍,公式 30 为  $\gamma_1$  改用  $\rho_1$  表示后将 9.81 移至等式右边而成,与公式 5.5.3 相比较  $A_2 = 9.81 A_2'$ 。

$$3 \quad \frac{\Delta P_2}{\gamma_1} = A_2' v_m^m \quad (31)$$

式中  $\gamma_1$ ——空气重度( $\text{kg} \cdot \text{f/m}^3$ );

$\Delta P_2$ ——空气阻力( $\text{mmH}_2\text{O}$ )。

公式 31 为过去按非法定单位测量得到的数据,整理得到的以非法定单位表示的阻力公式。从表示形式看与公式 29 相同,但采用单位不同,公式 31 中  $\Delta P_2$  的阻力单位采用  $\text{mmH}_2\text{O}$  计量,而空气重度采用  $\text{kg} \cdot \text{f/m}^3$  计量。由于公式 31 中的  $\gamma_1$  与公式 5.5.3 中的  $\rho_1$  在数值上是相同的,但公式 5.5.3 中  $\Delta P_2$  以  $\text{Pa}$  来计量,而

公式 31 中  $\Delta P_2$  以  $\text{mmH}_2\text{O}$  来计量,二者相差 9.81 倍,故公式 31 转换成用法定计量单位后即变为公式 30。

在设计工作过程中要注意采用的填料阻力计算公式的形式与单位是否与本规定采用的公式 5.5.3 相同,如有不同,应进行换算后采用。

由于有关填料阻力特性公式的资料是在不同时期整理出来的,故表示的具体公式有不同,容易搞错,故本条特别提出要对其先进行鉴别,然后根据情况合理使用。

**5.5.4** 本条提出了塔的总阻力计算公式。式中对塔体阻力与填料阻力分别乘以调整系数,供计算者在工程设计时按实际情况采用适当的数值,根据以往工程设计实践经验此调整系数总是大于 1.0,可以在 1.0~1.2 之间变化,而且塔体阻力调整系数与填料阻力调整系数并不一定相同。

**5.5.5** 风机工作点风压风量的推求原理是用塔的阻力特性曲线与风机特性曲线求交点,看似简单,实际上并不简单。很多人,甚至某些书的作者都陷入错位配对的误区,作出不正确的解法,归纳起来有以下几个方面:

1 把风机的特性曲线  $H_0 \sim G_0$  看成是固定不变的,直接将塔的特性曲线  $\Delta P \sim G$  与其求交点,所求的交点并非实际工作点。这是因为制造厂提供的风机特性曲线是指标准状态即空气密度  $\rho_0 = 1.2 \text{ kg/m}^3$  时的  $H_0 \sim G_0$  值,如果风机工作场所的  $\rho$  不等于  $1.2 \text{ kg/m}^3$ ,则风机特性要发生改变,即自动变成另一条特性曲线。例如对于鼓风塔,通过风机的空气密度为  $\rho_1$ ,则风机实际工作时的特性曲线变为  $H_{01} \sim G_{01}$ ,对于抽风塔,通过风机的空气密度为出塔空气密度,风机实际工作时特性曲线变为  $H_{02} \sim G_{02}$ ,其中  $G_{01} = G_{02} = G_0$ ,即体积风量相同,但风压不同,分别为  $H_{01} = (\rho_1/\rho_0)H_0$  及  $H_{02} = (\rho_2/\rho_0)H_0$ ,即风压随  $\rho$  成正比改变。因此要求在求交点时要将风机特性曲线换算到  $H_{01} \sim G_{01}$  (用于鼓风塔)或  $H_{02} \sim G_{02}$  (用于抽风塔)形式再与塔阻力特性曲线求交点。

2 对塔的阻力特性曲线没有分情况区别对待。塔的总阻力是空气通过各部分产生阻力的总和,是体积风量由进塔时的  $G_1$  变化到出塔时的  $G_2$  整个过程所产生的阻力总和,同一数值的阻力  $\Delta P$  可以对  $G_1$  也可对  $G_2$ ,即作出两条阻力特性曲线  $\Delta P \sim G_1$  和  $\Delta P \sim G_2$ 。对鼓风塔只能取  $\Delta P \sim G_1$  与  $H_{01} \sim G_{01}$  相交求交点;对抽风塔只能取  $\Delta P \sim G_2$  与  $H_{02} \sim G_{02}$  相交求交点;否则就犯错位配对的错误。

3 把风机特性曲线  $H_0 \sim G_0$  的变化规律和塔的变化规律混为一体。对冷却塔来说通过塔的干空气质量(重量)风量不变,体积风量随  $\rho_d$  的变化成反比变化,这只能用于冷却塔;而风机特性曲线是由风机构造与空气动力特性决定的,其特点正好与塔的变化特点相反,风机的变化规律是体积风量不变而风压随  $\rho$  的变化成正比变化,二者不能混淆。有的人在推求交点时取  $\Delta P = H_0$ ,

$G_0 = G_1(\rho_1/\rho_0)$  是错误的,正确的解法对鼓风机应为  $H_0 = \Delta P \frac{\rho_0}{\rho_1}$   
 $= \frac{1.2}{\rho_1} \Delta P, G_0 = G_1$ ; 对抽风塔应为  $H_0 = \Delta P \frac{\rho_0}{\rho_2} = \frac{1.2}{\rho_2} \Delta P, G_0 = G_2 =$

$\frac{\rho_{1d}}{\rho_{2d}} G_1$ 。

4 按上述 1、2 两款的做法确定工作点,必须做实际工况下的风机性能曲线和对应的塔阻特性曲线来求交点,制作曲线工作量大,且易产生误差。在实际工作中还可采用试算法,即选定若干个进塔风量  $G_1$  用公式 5.5.4 算出对应的塔总阻力  $\Delta P$ ,应用公式 5.5.5-1、5.5.5-2 算出对应的当量阻力  $H'_0$ 、当量风量  $G'_0$ ,然后与风机制造厂提供的风机标准性能曲线相比较,当曲线上某点的  $H_0$ 、 $G_0$  值与  $H'_0$ 、 $G'_0$  相同时,该点的  $H_0$ 、 $G_0$  即为风机当量工作点的参数,其对应的  $\Delta P$ 、 $G_1$  值即为塔的设计工作点的塔全阻及设计进塔风量。

5.5.6 出塔空气密度  $\rho_2$  及  $\rho_{2d}$  在焓差法热力计算中没有涉及,故而有的人在空气动力计算中就忽略  $\rho_2$  的存在,仅按  $\rho_1$  进行计算

以致塔阻计算结果偏低,选用的风机工作点也偏低,使冷却塔达不到设计要求,故不能忽视  $\rho_2$ 、 $\rho_{2d}$  的作用,此处给出  $\rho_2$  及  $\rho_{2d}$  的计算方法,以满足设计需要。

## 5.6 水量计算

5.6.1 本条文列出塔的水量计算公式,式中引入安全调整系数  $K_Q$ ,主要考虑冷却塔是按清水条件进行计算的,如果循环水中带进某些介质,对冷却效果有影响,则应乘以调整系数,此系数宜通过使用经验来确定。

5.6.2 表 5.6.2 的数据主要采用前苏联给水设计规范的条文内容,经与英国《冷却塔设计规范》BS-4485 对照,所推算得蒸发水量损失率  $P$ 。数据基本相符。

5.6.3 冷却塔的风吹损失主要与塔的通风方式(自然通风或机械通风)、淋水填料的型式(点滴式或薄膜式)、配水喷嘴的型式和喷射方向(上喷或下喷)、除水器的型式、收水效率、溢出水率以及冷却塔的冷却水量、塔内风速(特别是除水器断面风速)等因素有关。

当前国内广泛应用于机械通风冷却塔的除水器的收水效率均较高,各型除水器的逸出水率(飘滴损失水量与进塔循环水量之比)经试验室测试均较低。如广泛用于逆流式冷却塔的 BO-160-45 型除水器的逸出水率为 0.003%,用于横流式冷却塔的 HC130-50 型除水器的逸出水率为 0.005%。

英国冷却塔设计规范 BS-4485 规定对于安装除水器,并在塔的进风口采取防溅和回收措施,从估算补给水量的角度,冷却塔的风吹总损失按循环水量的 0.1% 已足够。

故本规范确定风吹损失百分率为 0.1。

5.6.4 冷却塔的排污水量应考虑水质要求、水质稳定处理方法、循环冷却水的浓缩倍数等因素。排污损失水量计算还有一个常用的公式,例如美国 J·W·麦科伊所著《冷却水的化学处理》一书

中  $Q_b = \frac{Q_e}{C-1}$ , 循环冷却水处理计算中通常采用此公式。此式中的排污水量实际包含了风吹损失水量  $Q_w$ 。从工程角度考虑, 排污水量涉及到排污管径和阀门的设计, 不应包括风吹损失水量, 故采用本条规定的公式计算排污水量。

5.6.5 本条提出补充水量应为蒸发水量  $Q_e$ 、风吹损失水量  $Q_w$ 、排污水量  $Q_b$  之和。

## 5.7 水力计算

5.7.1~5.7.5 按不同情况分别列出水力计算公式, 将常规的水力计算公式整理成适合冷却塔配水系统的专用计算公式, 使计算条理化。

1 支干管内的水压分布与喷头供水支管入口的水压分布规律: 支干管为等直径直管, 在侧面开一定数量的支管, 支管间距相等, 支管管径远比支干管的管径小, 支管断面积总和与支干管断面面积相近, 支管间距  $l$  与支干管的管内径  $d$  相比即  $l/d$  数值不大, 属于短导管范畴, 支干管内的水压(静压)将是进口端低而末端反而升高。这就是通常说的动压恢复现象。

从水力计算进行分析可知: 支干管内的水流状态属于紊流状态, 雷诺数的计算方法如下:

$$Re = v \cdot d / \nu \quad (32)$$

式中  $v$  ——水流速度(m/s);

$d$  ——管道内径(m);

$\nu$  ——水的运动黏度。

1) 当选用  $\phi 159 \times 4.5$  钢管联结 1~5 个喷头支管, 每个喷头设计水量为  $8.13 \text{ m}^3/\text{h}$  时, 管内水流的雷诺数  $Re_s$  为:

$$\begin{aligned} Re_s &= v \cdot d / \nu \\ &= (0.12786 \sim 0.6393) \times 0.15 / 1.01 \times 10^{-6} \\ &= 18989 \sim 94946 \end{aligned}$$

2)当选用  $\phi 325 \times 8$  钢管联结 1~41 个喷头支管时,管内水流的雷诺数  $Re_b$  为:

$$\begin{aligned} Re_b &= v \cdot d / \nu \\ &= (0.0301 \sim 1.2353) \times 0.309 / 1.01 \times 10^{-6} \\ &= 9209 \sim 372928 \end{aligned}$$

3)当采用  $\phi 720 \times 8$  钢管,联结 10~246 个喷头时,管内水流的雷诺数  $Re_c$  为:

$$\begin{aligned} Re_c &= v \cdot d / \nu \\ &= (0.058 \sim 1.428) \times 0.704 / 1.01 \times 10^{-6} \\ &= 40428 \sim 995358 \end{aligned}$$

以上三例雷诺数均大于 3600,故水流全部属于紊流状态。故而支干管内水流沿程摩擦阻力造成的水力坡降可以采用以下 2 式计算:

当  $v < 1.2 \text{ m/s}$  时

$$i = 0.000912(1 + 0.867/v)^{0.3} v^2 / d^{1.3} \quad (33)$$

当  $v \geq 1.2 \text{ m/s}$  时

$$i = 0.00107 v^2 / d^{1.3} \quad (34)$$

支干管内水流的局部损失,按照三通管的直流阻力按下式计算:(参见 A·M·库尔干诺夫, H·Φ·非得洛夫. 给水排水系统水力计算手册[M]. 北京:中国建筑工业出版社,1983.)

$$\Delta H_{m-(m+1)} = \xi_{m-(m+1)} v_m^2 / 2$$

而

$$\xi_{m-(m+1)} = 0.35(Q_f/Q_m)^2$$

因为

$$Q_f = Q_m - Q_{m+1}$$

所以  $\xi_{m-(m+1)} = 0.35(Q_m - Q_{m+1})^2 / Q_m^2 = 0.35[(v_m - v_{m+1})/v_m]^2$

代入上式

$$\Delta H_{m-(m+1)} = 0.35[(v_m - v_{m+1})/v_m]^2 v_m^2 / 2$$

整理后可得公式:

$$\Delta H_{m-(m+1)} = 0.35(v_m - v_{m+1})^2 / 2 \quad (35)$$

式中  $\Delta H_{m-(m+1)}$ ——三通管处前后的直流水力损失(kPa);

$v_m$ ——三通前断面水流速(m/s);

$v_{m+1}$ ——三通后断面水流速(m/s);

$Q_m$ ——三通前断面过流量( $m^3/h$ );

$Q_{m-1}$ ——三通后断面过流量( $m^3/h$ );

$Q_i$ ——三通断面侧向分流出去的流量(即进入支管的流量)( $m^3/h$ );

$\xi_{m(m+1)}$ ——编号为  $m$  的支管三通直流阻力系数;

$m$ ——支管的序号数  $1, 2, 3, \dots$ 。

对于具有  $n$  个支管的支干管, 每个支管的设计流量相等, 设起始断面至第一个支管间水流速为  $v_0$ , 则最后一个(序号为  $n$ )喷头支管三通前的流速为  $v_n = v_0/n$ , 而公式(35)中  $v_m - v_{m+1} = v_0/n$ , 故又可推导出各个三通的直通阻力值都相同并可用下式表示:

$$\Delta H_{m(m+1)} = 0.35(v_0/n)^2/2 \quad (36)$$

支干管全长共有  $n-1$  个直流三通阻力损失, 在最后一个支管前的直流局部损失总和, 按下式计算:

$$\sum_{m=1}^n \Delta H_{m(m+1)} = 0.35(n-1)(v_0/n)^2/2 \quad (37)$$

从起始断面至某一个序号为  $m$  的三通前的直流总阻力按下式计算式为:

$$\sum_{m=1}^m \Delta H_{m(m+1)} = 0.35(m-1)(v_0/n)^2/2 \quad (38)$$

对于支管等间距布置的支干管, 设间距为  $l$ , 起始断面至第一个支管间的距离为  $l_1$ , 起始断面至最后一个支管的支干管总长为  $L_0 = l_1 + (n-1)l$ , 设起始端面处的水流总水头为  $P_d$  (以管中心标高为基准线), 则第一个支管三通前的总水头为:

$$H_1 = P_d - 9.81i_1 \times l_1$$

第二个支管三通前的总水头为:

$$H_2 = H_1 - 9.81i_2 \times l - \Delta H_{1-2}$$

第三个支管三通前的总水头为:

$$H_3 = H_2 - 9.81i_3 \times l - \Delta H_{2-3}$$

写成通式,第  $m$  个支管前的总水头采用下式计算:

$$H_m = P_{sl} - 9.81i_1l - 9.81(i_2 + i_3 + i_4 + \cdots + i_{(m-2)} + i_{(m-1)} + i_m)l - 0.35(m-1)(v_0/n)^2/2 \quad (39)$$

式中  $P_{sl}$ ——支干管始端的总水头(kPa);

$i_1, i_2, i_3, \cdots, i_m$ ——支干管第一段,第二段,第三段,第  $m$  段的水力坡降。

由公式 39 可见支干管内的总水头是随着  $m$  数的增大而下降,即起端高末端低。序号为  $m$  的三通支管前的水流动压头按下式计算:

$$\begin{aligned} H_{dm} &= \left( \frac{n-m+1}{n} v_0 \right)^2 \cdot \frac{1}{2} = \frac{1}{2} \left[ \frac{n-(m-1)}{n} v_0 \right]^2 \\ &= \frac{[n-(m-1)]^2 \left( \frac{v_0}{n} \right)^2}{2} \end{aligned} \quad (40)$$

相应该处水流的静压头  $H_{jm}$  为:

$$\begin{aligned} H_{jm} &= H_m - H_{dm} \\ &= P_{sl} - 9.81 \times [i_1l + (i_2 + i_3 + i_4 + \cdots + i_m)l] \\ &\quad - \{[n-(m-1)]^2 + 0.35(m-1)\} (v_0/n)^2/2 \end{aligned} \quad (41)$$

从公式 41 中可以看出等式右边第二大项方括号内数值为累计沿程摩擦阻力,它随着支管序号  $m$  的增加而增大,而第三大项大括号内数值为动压头的变化系数,其中  $[n-(m-1)]^2$  的数值,随  $m$  值的增大成二次方关系减少,而后一项  $0.35(m-1)$  的数值则随  $m$  值的增加成一次方关系增加,由于  $m$  是在  $1 \sim n$  范围内变动的正整数,每次增量为 1,故它的正变化率低于  $[n-(m-1)]^2$  的负变化率,随着  $m$  的增大,整个大括号内的数值在减少,如果第三大项减少率高于第二大项数值的增加率,则  $H_{jm}$  是随  $m$  的增加而增大。冷却塔配水系统支干管的  $il$  一般数值均不大,故支干管的静压是起始端低而末端高。随支管序号的增加,而呈多段上升折线相连的曲线形状,折线斜率先大后小。

2 供水支管入口的水压、分布规律与喷头的有效作用水头：支干管与支管联结处三通的侧向流(转弯分流)阻力远较直流为大,而且它的阻力系数是个变数,不但是支管面积与主管面积比的函数(几何尺寸的函数)而且还是支管流量与主管流量比的函数(可变运行函数)。三通转弯处的阻力采用以下公式计算：

$$\Delta H_t = \xi_t \times \frac{v_m^2}{2} \quad (42)$$

$$\xi_t = \epsilon \left\{ 1 + \left[ \left( \frac{q_m \cdot F}{Q_m \cdot f} \right) - 2 \cos \theta \right] \left( \frac{q_m \cdot F}{Q_m \cdot f} \right) \right\} \quad (43)$$

式中  $\Delta H_t$ ——三通转弯分流阻力损失(kPa)；

$\xi_t$ ——转弯分流阻力系数；

$Q_m$ ——序号为  $m$  的三通前流量( $\text{m}^3/\text{h}$ )；

$q_m$ ——序号为  $m$  的支管流量( $\text{m}^3/\text{h}$ )；

$F$ ——支干管断面积( $\text{m}^2$ )；

$f$ ——支管断面积( $\text{m}^2$ )；

$\epsilon$ ——系数；

$v_m$ ——序号为  $m$  的三通前流速( $\text{m/s}$ )。

由于一般情况下支管与支干管成  $90^\circ$  角,故：

$$\xi_t = \epsilon [1 + (q_m \cdot F)^2 / (Q_m \cdot f)^2] = \epsilon (1 + v_t^2 / v_m^2)$$

而进一步合并简化可得：

$$\Delta H_t = \epsilon (v_m^2 + v_t^2) / 2$$

式中  $v_t$ ——三通支管流速( $\text{m/s}$ )。

式中系数  $\epsilon$  随不同条件按以下计算式采用：

$$\text{当 } \frac{f}{F} \leq 0.35 \text{ 且 } \frac{q_m}{Q_m} \leq 0.4 \text{ 时, } \epsilon = 1.1 - 0.7 \frac{q_m}{Q_m}$$

$$\text{而 } \frac{q_m}{Q_m} > 0.4 \text{ 时, } \epsilon = 0.85$$

$$\text{当 } \frac{f}{F} \geq 0.35 \text{ 且 } \frac{q_m}{Q_m} \leq 0.6 \text{ 时, } \epsilon = 1 - 0.65 \frac{q_m}{Q_m}$$

而  $\frac{q_m}{Q_m} > 0.6$  时,  $\epsilon = 0.6$

因而可以得出支管入口的总水头  $h_m$  可用下式表示:

$$\begin{aligned} h_m &= H_m - \Delta H_f \\ &= P_{a1} - 9.81[i_1 l_1 + (i_2 + i_3 + i_4 + \dots + i_m)l] \\ &\quad - \frac{0.35(m-1)\left(\frac{v_0}{n}\right)^2 + \epsilon(v_m^2 + v_l^2)}{2} \end{aligned} \quad (44)$$

从公式 44 可看出  $h_m$  也是始端低而末端高, 其变化幅度大于  $H_{jm}$ , 原因是  $\Delta H_f$  变幅较大。支管末端联结喷头, 则喷头的有效作用总水头  $P_{om}$  为

$$\begin{aligned} P_{om} &= h_m - \sum \Delta h_f + 9.81 \Delta Z \\ &= P_{a1} - 9.81[i_1 l_1 + (i_2 + i_3 + i_4 + \dots + i_m)l] - \\ &\quad 0.175(m-1)\left(\frac{v_0}{n}\right)^2 - 0.5\epsilon(v_m^2 + v_l^2) \\ &\quad - \sum \Delta h_f + 9.81(\nabla_0 - \nabla_m) \end{aligned} \quad (45)$$

式中  $\sum \Delta h_f$ ——支管的局部阻力损失和沿程损失的总和(kPa)。

$$\Delta Z = \nabla_0 - \nabla_m$$

3 喷头的流量计算通式如下:

$$q_m = 3600 \cdot \frac{\pi}{4} \phi^2 \cdot \mu \sqrt{2P_{om}} = 3999 \cdot \mu \cdot \phi^2 (P_{om})^{0.5} \quad (46)$$

4 配水管水力计算示例:

如图 5 所示共有型式尺寸均相同的 8 根支干管, 因为采取对称布置, 可分为水力条件完全相同的四组, 故只需对 1<sup>#</sup>、2<sup>#</sup> 两根支干管进行详细计算, 即可了解整个管网的水量与水压分布情况。

1) 配合管道布置方案确定喷头数和水量: 如图 5 可知每根支干管上有 37 个支管和喷头, 另在支干管三通附近的次干管上有一个喷头共计 38 个喷头, 全塔为 304 个喷头, 设每个喷嘴设计水量为  $q_m = 10 \text{ m}^3/\text{h}$ , 则塔的总水量为  $Q = 3040 \text{ m}^3/\text{h}$ 。



$$i_{b-c} = 0.000912 \left( 1 + \frac{0.867}{v} \right)^{0.3} v^2 / d^{1.3}$$

$$= 0.000912 \left( 1 + \frac{0.867}{1.0174} \right)^{0.3} \times 1.0174^2 / 0.514^{1.3} = 0.00270$$

管段长:  $l_{b-c} = 1.5\text{m}$

沿程水头损失:  $i_{b-c} \times l_{b-c} = 0.00270 \times 1.5 = 0.00405(\text{m})$

$$c-d \text{ 段: } v_{c-d} = \frac{3040 \div 4 - 10}{3600 \times 0.7854 \times 0.514^2} = 1.004 \text{ (m/s)}$$

$$i_{c-d} = 0.000912 \left( 1 + \frac{0.867}{1.004} \right)^{0.3} \times 1.004^2 / 0.514^{1.3} = 0.00263$$

管段长:  $l_{c-d} = 0.5\text{m}$

沿程水头损失:  $i_{c-d} \times l_{c-d} = 0.00263 \times 0.5 = 0.00132(\text{m})$

$$d-e \text{ 段: } v_{d-e} = \frac{3040 \div 8}{3600 \times 0.7854 \times 0.514^2} = 0.5087 \text{ (m/s)}$$

$$i_d = 0.000912 \left( 1 + \frac{0.867}{0.5087} \right)^{0.3} \times 0.5087^2 / 0.514^{1.3} = 0.00076$$

管段长:  $l_{d-e} = 1.5\text{m}$

沿程水头损失:  $i_{d-e} \times l_{d-e} = 0.00076 \times 1.5 = 0.00114(\text{m})$

$$e-f \text{ 段: } v_{e-f} = \frac{3040 \div 8 - 10}{3600 \times 0.7854 \times 0.514^2} = 0.4953 \text{ (m/s)}$$

$$i_e = 0.000912 \left( 1 + \frac{0.867}{0.4953} \right)^{0.3} \times 0.4953^2 / 0.514^{1.3} = 0.00072$$

管段长:  $l_{e-f} = 0.5\text{m}$

沿程水头损失:  $i_{e-f} \times l_{e-f} = 0.00072 \times 0.5 = 0.00036(\text{m})$

局部损失:

$$a-b \text{ 段 } 90^\circ \text{ 弯头一个 } \xi_a = 0.96, \Delta h_a = \frac{v_{a-b}^2}{2} \xi_a = \frac{2.035^2}{2} \times 0.96$$

$$= 1.98779(\text{kPa})$$

$$b-c \text{ 段分流三通一个 } \xi_b = 1.5, \Delta h_b = \frac{v_{a-b}^2}{2} \xi_b = \frac{2.035^2}{2} \times 1.5 =$$

$$3.10592(\text{kPa})$$

c—d 段 直流三通,  $\Delta h_{c-d} = 0.175 (v_{b-c} - v_{c-d})^2 = 0.175 (1.0174 - 1.004)^2 = 0.00003 (\text{kPa})$

支管 c 分流(侧流)三通一个, 支管流速

$$v_t = \frac{10}{3600 \times 0.7854 \times 0.053^2} = 1.2591 (\text{m/s})$$

因为,  $\frac{f}{F} < 0.35, \frac{q}{Q} < 0.4$

所以, 系数  $\epsilon = 1.1 - 0.7 \frac{q_t}{Q_c} = 1.1 - 0.7 \times \frac{10}{760} = 1.0908$

$$\Delta h_{c-d} = \frac{\epsilon(v_{b-c}^2 + v_t^2)}{2} = \frac{1.0908(1.0174^2 + 1.2591^2)}{2} = 1.42919 (\text{kPa})$$

d—e 段支管(2# 支干管)分流(侧流)三通一个,

$$\text{支干管流速 } v_t = \frac{10 \times 37}{3600 \times 0.7854 \times 0.313^2} = 1.3357 (\text{m/s})$$

因为,  $\frac{f}{F} = \frac{0.313^2}{0.514^2} = 0.371 > 0.35$ , 而  $\frac{q_t}{Q_c} = \frac{370}{750} = 0.493 \leq 0.6$

所以, 系数  $\epsilon = 1 - 0.65 \frac{q_t}{Q_c} = 1 - 0.65 \times \frac{370}{750} = 0.679$

$$\Delta h_{d-e} = \frac{\epsilon(v_{c-d}^2 + v_t^2)}{2} = \frac{0.679(1.004^2 + 1.3357^2)}{2} = 0.9479 (\text{kPa})$$

d—e 直流三通一个,

$$\Delta h_{d-e} = 0.175 (v_{c-d} - v_{d-e})^2 = 0.175 (1.004 - 0.5087)^2 = 0.04293 (\text{kPa})$$

e—f 段支管 e 分流(侧流)三通一个,

$$\text{支管流速 } v_t = \frac{10}{3600 \times 0.7854 \times 0.053^2} = 1.2591 (\text{m/s})$$

系数  $\epsilon = 1.1 - 0.7 \frac{q_t}{Q_c} = 1.1 - 0.7 \times \frac{10}{370} = 1.0811$

$$\Delta h_{e-f} = \frac{\epsilon(v_{d-e}^2 + v_t^2)}{2} = \frac{1.0811(0.5087^2 + 1.2591^2)}{2} = 0.9968 (\text{kPa})$$

e—f 直流三通一个,

$$\Delta h_{e-f} = 0.175 (v_{a-e} - v_{e-f})^2 = 0.175 (0.5087 - 0.4953)^2 = 0.00003 (\text{kPa})$$

f 支管(1#支干管)分流(侧流)三通一个,

$$\text{支干管流速 } v_f = \frac{370}{3600 \times 0.7854 \times 0.313^2} = 1.3357 (\text{m/s})$$

因为,  $\frac{f}{F} = 0.371 > 0.35$ , 而  $\frac{q_f}{Q_f} = 1 > 0.6$

所以, 系数  $\epsilon = 0.6$

$$\Delta h_{fx} = \frac{\epsilon(v_e^2 + v_f^2)}{2} = \frac{0.6(0.4953^2 + 1.3357^2)}{2} = 0.6088 (\text{kPa})$$

3) 水平配水支干管起点(入口)水压及支管 c、e 入口水压计算, 按照公式 5.7.2。

对第 1# 支干管

$$\begin{aligned} P_{s(1)} &= P_{s0} - 9.81 \sum i_s l_s - \sum \Delta h_s \\ &= P_{s0} - 9.81 (0.0735 + 0.00405 + 0.00132 + 0.00114 + \\ &\quad 0.00036) - (1.98779 + 3.10592 + 0.00003 + 0.04293 \\ &\quad + 0.00003 + 0.6088) \\ &= P_{s0} - 9.81 \times 0.08039 - 5.74455 \\ &= P_{s0} - 6.53413 \end{aligned}$$

对第 2# 支干管

$$\begin{aligned} P_{s(2)} &= P_{s1} - 9.81 (0.0735 + 0.00405 + 0.00132) - \\ &\quad (1.98779 + 3.10592 + 0.00003 + 0.9479) \\ &= P_{s0} - 9.81 \times 0.07887 - 6.04164 \\ &= P_{s0} - 6.81535 \end{aligned}$$

对支管 c

$$\begin{aligned} P_{s(c)} &= P_{s0} - 9.81 (0.0735 + 0.00405) - (1.98779 + 3.10592 \\ &\quad + 1.42919) \\ &= P_{s0} - 9.81 \times 0.0776 - 6.5229 \\ &= P_{s0} - 7.28416 \end{aligned}$$

对支管 e

$$\begin{aligned} P_{s(e)} &= P_{s0} - 9.81(0.0735 + 0.00405 + 0.00132 + 0.00114) - \\ &\quad (1.98779 + 3.10592 + 0.00003 + 0.04293 + 0.9968) \\ &= P_{s0} - 9.81 \times 0.0800 - 6.13347 \\ &= P_{s0} - 6.91827 \end{aligned}$$

4) 喷头有效作用总水头计算

支管 c 及支管 e 是在次干管下方接出支管, 支管管径  $d = 50$  ( $\phi 60 \times 3.5$ ), 支管长  $l_z = 0.235\text{m}$ , 流速  $v_1 = 10 / (3600 \times 0.7854 \times 0.053^2) = 1.2591 \text{ (m/s)}$ ,  $i_1 = 0.00107 v^2 / d^{1.3} = 0.00107 \times 1.2591^2 / 0.053^{1.3} = 0.07726$ , 支管总损失  $\sum \Delta h_i = 0.07726 \times 0.235 \times 9.81 = 0.1781 \text{ (kPa)}$ 。

一般支管均为从支干管侧面接出经弯头向下, 管长  $l_{\text{管}} = 0.337 + 0.5 = 0.837 \text{ (m)}$ , 局部阻力  $90^\circ$  弯头一个  $\xi = 1.1$ , 则  $\sum \Delta h_i = 9.81 i l_{\text{管}} + 0.5 v^2 \xi = 9.81 \times 0.07726 \times 0.837 + 0.5 \times 1.2591^2 \times 1.1 = 0.63438 + 0.87193 = 1.50631 \text{ (kPa)}$ 。

支干管起点中心标高至喷溅装置(喷头)喷嘴出口高差  $\Delta Z = 0.5 + 0.09 = 0.59 \text{ (m)}$

喷头有效作用总水头按下式计算:

$$\begin{aligned} P_{\text{om}} &= P_s - \sum \Delta h_i + 9.81 \Delta Z - 9.81 [i_1 l_1 + (i_2 + i_3 + i_4 + \dots + i_m) l] \\ &\quad - 0.175(m-1) \left( \frac{v_0}{n} \right)^2 - 0.5 \epsilon (v_m^2 + v_f^2) \\ &= P_{s1} - \sum \Delta h_i + 9.81 \Delta Z - \sum \Delta h_{z_m} \end{aligned}$$

式中  $\sum \Delta h_{z_m}$  ——支干管的总水力损失(kPa)。

$$\begin{aligned} \sum \Delta h_{z_m} &= 9.81 [i_1 l_1 + (i_2 + i_3 + i_4 + \dots + i_m) l] + \\ &\quad 0.175(m-1) \left( \frac{v_0}{n} \right)^2 + 0.5 \epsilon (v_m^2 + v_f^2) \end{aligned}$$

对于 1<sup>#</sup> 支干管:  $P_{\text{om}(1)} = P_{s0} - 6.53413 - 1.50631 + 9.81 \times 0.59 - \sum \Delta h_{z_m} = P_{s0} - 2.25254 - \sum \Delta h_{z_m} \text{ (kPa)}$

对于 2<sup>#</sup> 支干管:  $P_{\text{om}(2)} = P_{s0} - 6.81535 - 1.50631 + 9.81 \times$

$$0.59 - \sum \Delta h_{zm} = P_{s0} - 2.53376 - \sum \Delta h_{zm} \text{ (kPa)}$$

$$\text{对于支管 c: } P_{\text{om}(c)} = P_{s0} - 7.28416 - 0.1781 + 9.81 \times 0.59 = P_{s0} - 1.67436 \text{ (kPa)}$$

$$\text{对于支管 e: } P_{\text{om}(e)} = P_{s0} - 6.91827 - 0.1781 + 9.81 \times 0.59 = P_{s0} - 1.30847 \text{ (kPa)}$$

式中  $\sum \Delta h_{zm}$  用列表法计算。

5) 喷头流量按下式用列表法计算, 取  $\mu = 0.92$ ,  $\phi = 0.032$

$$q_m = 3999 \cdot \mu \cdot \phi^2 (P_{\text{om}})^{0.5} = 3.7674 (P_{\text{om}})^{0.5} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

计算内容及结果见表 5。从表中可以看出:

a) 当管网为水平布置, 喷嘴标高相同时, 在 76 个喷嘴中误差大于 5% 者为 3 个占总数的 4%, 其最大误差为 +16.7%;

b) 同 a 条件, 但将布置在主干管下方的喷嘴标高提 0.135m 后, 误差大于 5% 者为 3 个占 4%, 其最大误差为 +8.4%;

c) 支干管采用上坡方式, 即每个喷嘴标高调高 0.004m, 在支干管上的 74 个喷嘴的流量变化减低, 误差从 +5.81% ~ -3.64% 降为 +3.34% ~ -1.02%。

表 5 配水管网计算

项号	计算内容	三通节点编号										
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
A	支干管流量 $Q_m$ (节点前) ( $m^3/h$ )	370	360	350	340	330	320	310	300	290	280	270
B	支管流量 $Q_i$ (节点处) ( $m^3/h$ )	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
C	支干管流速 $v_m$ (节点前) ( $m/s$ ) ( $\phi 325 \times 6$ )	1.3357	1.3	1.2635	1.2274	1.1913	1.1552	1.1191	1.083	1.0469	1.0108	0.9747
D	支管流速 $v_i$ (节点处) ( $m/s$ ) ( $\phi 60 \times 3.5$ )	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591
E	主管管段长度 $l_1, l$ (m)	0.145	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41
F	水力坡度当 $v < 1.2 m/s$ 时 $i = 0.000912(1 + 0.867/v)^{0.3} q^2/d^{1.3}$					0.00690	0.00652	0.00614	0.00578	0.00542	0.00508	0.00475
	水力坡度当 $v > 1.2 m/s$ 时 $i = 0.00107 v^2/d^{1.3}$	0.00864	0.00819	0.00773	0.00730							
G	管段沿程损失 $\Delta h_1 = l(\text{或 } l_1) i \times 9.81$ (kPa)	0.012292	0.032924	0.031101	0.02935	0.027757	0.026212	0.024701	0.023234	0.02181	0.02043	0.019094
H	累计沿程损失 $\Sigma \Delta h_1$ (kPa)	0.0123	0.0452	0.0763	0.1057	0.1334	0.1596	0.1843	0.2076	0.2294	0.2498	0.2689

续表 5

项号	计算内容	三通节点编号										
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
I	累计直流三通损失 $\Sigma \Delta H_m = 0.175(m-1)(1.3357/37)^2 \text{ (kPa)}$	0	0.000228	0.000456	0.000684	0.000912	0.00114	0.001368	0.001596	0.001824	0.002053	0.002281
J	支管分流流量比 $Q_i/Q_m \text{ (kPa)}$	0.0270	0.0278	0.0286	0.0294	0.0303	0.0313	0.0323	0.0333	0.0345	0.0357	0.0370
K	分流阻力系数 $\epsilon = 1.1 - 0.7(Q_i/Q_m)$	1.081	1.081	1.080	1.079	1.079	1.078	1.077	1.077	1.076	1.075	1.074
L	分流阻力 $\Delta H_{fm} = 0.5\epsilon(\sigma_m^2 + \sigma^2) \text{ (kPa)}$	1.821	1.770	1.718	1.669	1.621	1.574	1.529	1.485	1.442	1.401	1.362
M	支干管总阻力 $\Sigma \Delta h_{zm} = \langle H \rangle + \langle I \rangle + \langle L \rangle \text{ (kPa)}$	1.834	1.815	1.795	1.775	1.755	1.735	1.714	1.694	1.674	1.653	1.633
当 $P_w = 10.91 \text{ kPa}, \Delta Z = 0.59 \text{ m}$ 时												
N	1* 支干管各喷头流量 $q_m = 3.7674(P_w - 2.25254 - \langle M \rangle)^{0.5} \text{ (m}^3/\text{h)}$	9.841	9.855	9.869	9.884	9.898	9.912	9.927	9.942	9.956	9.971	9.985
O	2* 支干管各喷头流量 $q_m = 3.7674(P_w - 2.53376 - \langle M \rangle)^{0.5} \text{ (m}^3/\text{h)}$	9.636	9.650	9.665	9.680	9.694	9.709	9.724	9.739	9.754	9.768	9.783

续表 5

项号	计算内容	三通节点编号										
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
P	支管 c 流量 $q_c = 3.7674(P_{s0} - 1.67436)^{0.5} (\text{m}^3/\text{h})$	11.45										
Q	支管 e 流量 $q_e = 3.7674(P_{s0} - 1.30847)^{0.5} (\text{m}^3/\text{h})$	11.67										
当 $P_{s0} = 10.91 \text{kPa}$ , $\Delta Z = 0.59 - 0.135 = 0.455 \text{m}$ 时												
R	支管 c 流量 $q_c = 3.7674(P_{s0} - 1.67436 - 9.81 \times 0.135)^{0.5} (\text{m}^3/\text{h})$	10.60										
S	支管 e 流量 $q_e = 3.7674(P_{s0} - 1.30847 - 9.81 \times 0.135)^{0.5} (\text{m}^3/\text{h})$	10.84										
当 $P_{s0} = 11.65 \text{kPa}$ , $\Delta Z = 0.59 - 0.004 \times m$ 时												
T	1# 支干管 $q_m = 3.7674(P_{s0} - 2.25254 - \langle M \rangle - 9.81 \times 0.004 \times m)^{0.5}$	10.334	10.320	10.307	10.294	10.280	10.267	10.254	10.241	10.228	10.215	10.202
U	2# 支干管 $q_m = 3.7674(P_{s0} - 2.53376 - \langle M \rangle - 9.81 \times 0.004 \times m)^{0.5}$	10.144	10.130	10.116	10.103	10.089	10.076	10.063	10.049	10.036	10.023	10.009

续表 5

项号	三通节点编号															
	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
A	260	250	240	230	220	210	200	190	180	170	160	150	140	130	120	110
B	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
C	0.9386	0.9025	0.8664	0.8303	0.7942	0.7581	0.7220	0.6859	0.7220	0.6137	0.5776	0.5415	0.5054	0.4693	0.4332	0.3971
D	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591
E	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41
F	0.0043	0.00412	0.00382	0.00353	0.00325	0.00298	0.00273	0.00248	0.00273	0.00203	0.00181	0.00161	0.00142	0.00124	0.00108	0.00092
G	0.01780	0.01655	0.01534	0.01418	0.01306	0.01199	0.01096	0.00998	0.01096	0.00814	0.00729	0.00648	0.00572	0.00500	0.00433	0.00370
H	0.2867	0.3033	0.3186	0.3328	0.3459	0.3579	0.3688	0.3788	0.3898	0.3979	0.4052	0.4117	0.4174	0.4224	0.4268	0.4305
I	0.00250	0.00273	0.00296	0.00319	0.00342	0.00364	0.00387	0.00410	0.00433	0.00456	0.00479	0.00501	0.00524	0.00547	0.00570	0.00593
J	0.0385	0.0400	0.0417	0.0435	0.0455	0.0476	0.0500	0.0526	0.0556	0.0588	0.0625	0.0667	0.0714	0.0769	0.0833	0.0909
K	1.073	1.072	1.071	1.070	1.068	1.067	1.065	1.063	1.061	1.059	1.056	1.053	1.050	1.046	1.042	1.036

续表 5

项号		三通节点编号															
		12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
L	1.323	1.286	1.251	1.216	1.184	1.152	1.122	1.093	1.118	1.039	1.013	0.989	0.966	0.944	0.923	0.903	
M	1.612	1.592	1.572	1.552	1.533	1.514	1.494	1.476	1.512	1.441	1.423	1.406	1.389	1.372	1.356	1.340	
当 $P_{\infty}=10.9\text{kPa}, \Delta Z=0.59\text{m}$ 时																	
N	10.000	10.014	10.028	10.042	10.056	10.070	10.083	10.096	10.071	10.120	10.133	10.145	10.157	10.169	10.180	10.191	
O	9.798	9.813	9.827	9.841	9.855	9.869	9.883	9.897	9.871	9.921	9.934	9.946	9.958	9.970	9.982	9.994	
P																	
Q																	
当 $P_{\infty}=10.9/\text{kPa}, \Delta Z=0.59-0.135=0.455\text{m}$ 时																	
R																	
S																	
当 $P_{\infty}=10.9/\text{kPa}, \Delta Z=0.59-0.004\times m$ 时																	
T	10.189	10.175	10.162	10.148	10.135	10.121	10.107	10.092	10.039	10.061	10.046	10.031	10.015	9.999	9.983	9.966	
U	9.996	9.982	9.969	9.955	9.941	9.927	9.912	9.898	9.843	9.866	9.851	9.835	9.819	9.802	9.786	9.769	

续表 5

项号	三通节点编号													
	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37				
A	100	90	80	70	60	50	40	30	20	10				
B	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10				
C	0.361	0.3249	0.2888	0.2527	0.2166	0.1805	0.1444	0.1083	0.0722	0.0361				
D	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591	1.2591				
E	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41	0.41				
F	0.00078	0.00064	0.00052	0.00041	0.00031	0.00023	0.00015	0.00009	0.00005	0.00001				
G	0.003124	0.002589	0.0021	0.001657	0.001263	0.000917	0.000621	0.000377	0.000187	5.88E-05				
H	0.4336	0.4362	0.4383	0.4399	0.4412	0.4421	0.4427	0.4431	0.4433	0.4434				
I	0.006158	0.006386	0.006614	0.006842	0.00707	0.007298	0.007526	0.007754	0.007982	0.00821				
J	0.1000	0.1111	0.1250	0.1429	0.1667	0.2000	0.2500	0.3333	0.5000	1.0000				
K	1.030	1.022	1.013	1.000	0.983	0.960	0.925	0.867	0.750	0.400				
L	0.884	0.864	0.845	0.825	0.803	0.777	0.743	0.692	0.596	0.317				
M	1.323	1.307	1.290	1.271	1.251	1.226	1.193	1.143	1.048	0.769				

续表 5

项号	三通节点编号											$\Sigma q_m$
	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37		
当 $P_w=10.91\text{kPa}, \Delta Z=0.59\text{m}$ 时												
N	10.203	10.214	10.226	10.239	10.253	10.270	10.293	10.327	10.393	10.581		373.593
O	10.005	10.017	10.029	10.042	10.057	10.074	10.097	10.132	10.199	10.391		366.205
P												
Q												
当 $P_w=10.91\text{kPa}, \Delta Z=0.59-0.135=0.455\text{m}$ 时												
R												
S												
当 $P_w=11.65\text{kPa}, \Delta Z=0.59-0.004\times m$ 时												
T	9.950	9.934	9.918	9.903	9.890	9.879	9.875	9.883	9.923	10.093		373.460
U	9.753	9.736	9.720	9.705	9.691	9.680	9.676	9.684	9.725	9.898		366.255

## 6 塔型及部件设计

### 6.1 塔型设计

6.1.1 本条规定了塔型选择时应考虑的因素,并要求通过技术方案比较后确定塔型。

6.1.2 本条规定塔群的总冷却能力和工艺要求的总冷却水量相匹配,是说明冷却塔的设计应经济合理,不宜过分保守,当设计冷却塔群时,不应考虑备用塔。

6.1.3 逆流式冷却塔气水热交换是在完全对流条件下进行,出塔水是与热焓最低的进塔空气换热,能够取得较低的  $t_2 - t_1$  值,实塔测试发现可达  $2^{\circ}\text{C}$  以下,横流式冷却塔换热条件较复杂,出塔水只有少部分与热焓最低的进塔空气换热,故  $t_2 - t_1$  值一般都较大,实塔测试一般都大于  $4^{\circ}\text{C}$ ,随着  $t_2 - t_1$  值的提高横流式冷却塔总的热交换能力提高较快;与逆流式冷却塔相比,视具体条件而定优劣,故宜经比较后确定。

6.1.4 本条系参照美国尼尔·W·凯利《横流冷却塔性能手册》中提出的推荐数据。

6.1.5 本条按大、中、小型冷却塔分类规定应采用的塔体结构。

1 国内或国外工程中,有用户指定用木结构。在特定的条件下,木结构有投资省、使用寿命长的优点。

2 根据工程实践经验推荐一些有利气流通畅的梁柱布置形式。

### 6.2 集水池

6.2.1 集水池平面尺寸与填料区平面尺寸相同外加回水檐的做

法是结构简单和经济的。对于有些场合,例如有水面需要除油(污物)的冷却塔,可将水池加宽,取消回水檐。

**6.2.2** 为防止冷却塔出塔水中夹带杂物,例如填料碎片等进入水泵和换热器造成故障,故应设计拦污格栅网。

**6.2.3~6.2.5** 综合工程设计实践对池底坡度、池顶高出地面高度、池有效水深提出参考数值。

## **6.3 进 风 口**

**6.3.1** 根据实践经验提出对进风口百叶窗的设置条件。

**6.3.2** 一般资料介绍,进风口的高度均由进风口面积与填料区面积比来决定。有关资料认为两侧进风的冷却塔,进风口与填料区面积之比宜取 $0.4\sim 0.5$ ,但对单面进风、三面进风及四面进风,不加以区别是不合理的,因为从气流阻力大小及气流分布均匀性优劣比较来说,进风口较高时有利,但从增加塔的高度、造价、供水水压来看则不利,从兼顾二者关系考虑,并参照工程设计实践经验,对后三种情况提出了不同进风面时进风口与填料面积之比的建议值。

还有一种方法是通过进风口风速及阻力计算和塔的其他部位风速、阻力计算结果,合理匹配确定进风口面积和相应高度。

**6.3.3** 本条计算方法参照美国马利冷却塔公司与国内工程技术人员进行技术交流时介绍的方法,有借鉴作用,可避免设计进风口上沿导流板的盲目性。

**6.3.4** 进风口侧面导流板是设计人员容易忽视的,因而有一些位于冷却塔群两端的冷却塔格出现较大涡流,使下落的水流洒向塔外,浪费冷却水、污染环境,也降低了冷却塔的冷却能力,故提出是否设置侧面导流板的条件,供设计者考虑采用。

## **6.4 填 料 选 择**

**6.4.1** 本条给出了选择填料的原则。逆流式冷却塔的填料布置

在塔进风口上方,采用薄膜式或点滴薄膜式可使塔总高度降低,降低造价,一般工程设计宜优先考虑采用。

横流式冷却塔的填料高度与塔进风口高度相同,有利于采用高度大的点滴式填料,点滴薄膜式或薄膜式填料对高度不是制约条件,亦可应用。但填料深度(厚度)对塔的总体尺寸有直接影响,故填料应与塔体高度等配套进行比较。

**6.4.2、6.4.3 冷却塔填料**目前广泛使用塑料材质。不同品种的塑料,其耐温性能有不同,应根据国家电力行业标准《冷却塔塑料部件技术条件》DL/T 742—2001 进行试验,根据填料的试验数据及工程经验,提出填料适宜使用的温度范围;聚丙烯填料耐高温性能较佳,可用于  $t_1 \leq 80^\circ\text{C}$  条件,但低温性能及抗老化性能差、易燃,一般情况下不宜用于薄膜填料;以聚丙烯制作的格栅填料,国内外已有一些冷却塔在采用,但使用范围较窄。

**6.4.4 薄膜型填料**一般比表面积大、间距小、容易被水中悬浮物或因结垢而堵塞,从工程经验看,水中悬浮物宜控制在  $20\text{mg/L}$  以下。而点滴式或点滴薄膜式填料比表面积相对较小、但间距较大、防堵性能提高,故当特殊冷却水质水中悬浮物大于  $50\text{mg/L}$  时宜采用后者。

**6.4.5 填料的热力性能高**,往往阻力也高,在自然塔中,填料阻力由塔的抽力进行平衡,而抽力与填料的进出空气密度差成正比。一般来讲,热力性能高的填料,采用的气水比相对较低,而空气密度差则较大,有提高抽力的作用。在抽风式机械通风冷却塔中,抽力由风机的风压提供,而风机的实际工作风压与空气密度成正比,使用气水比相对较低的填料时塔出口空气密度相对较低,存在降低风压的作用,与前者正好相反。在一些实例计算比较中可看到,某些填料在自然塔中排序在前的填料,用于机械通风冷却塔,则发生次序退后现象,故选择填料时应与风机特性一起进行综合评价。

填料高度较大者热交换流程与时间也较长,对降温有利,故  $\Delta t$  较大者宜选用片高较大者。

6.4.6 填料块直接布置在小梁上方时,填料块承受弯矩,梁中距与填料设计最优支点跨度相一致。当采用格栅型支撑架板时,填料上的负荷都转由支架板来支撑,此时支架板尺寸往往与填料块尺寸不相同,一般配合塔体水平梁的布置条件而定,为便于填料安装,格栅型支架板相当于一层多孔楼板,其设计跨度宜与梁的跨度相同。

6.4.7 填料安装采用吊装形式有利于提高通风及布水均匀性,但实际使用过程中,发现某些塔出现填料晃动产生噪声及容易损坏现象,究其原因是水平方向定位措施欠缺所致,故着重提出应设有防止晃动的措施。

## 6.5 配水系统

6.5.1 本条给出了配水系统总体布置形式的原则。

6.5.2 逆流塔配水管网由支干管与主干管的不同组合,可分成两类,一类为环状布置如图 6 所示,另一类为树枝状布置,如图 7~图 11 等所示:

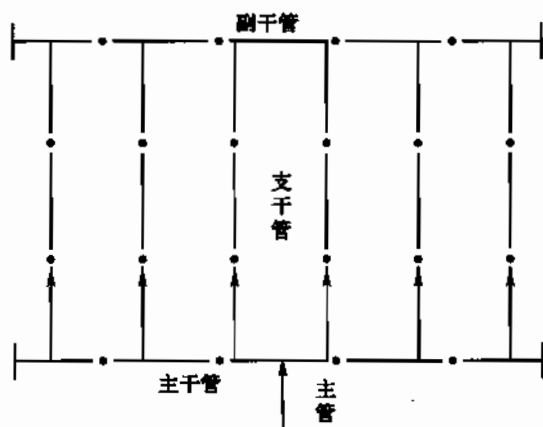


图 6 环网状排管布置

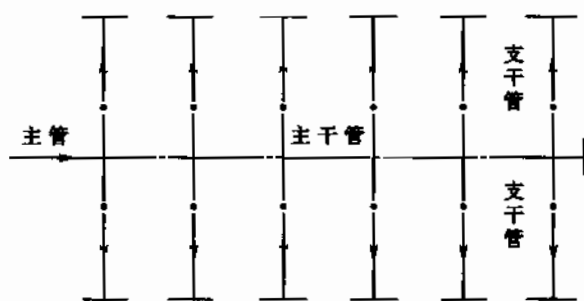


图 7 中心干管排管布置

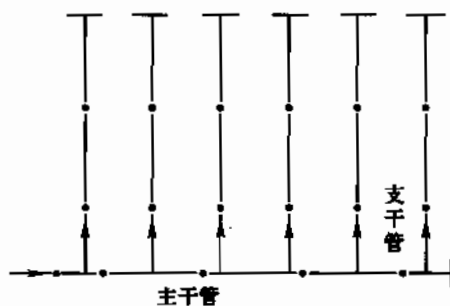


图 8 一端进水单侧干管排管布置

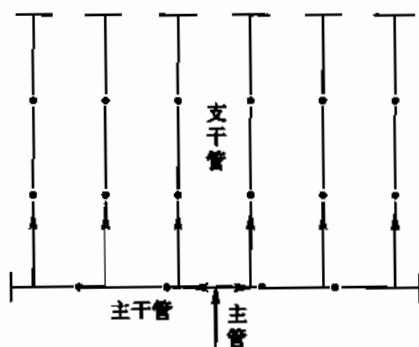


图 9 中央进水单侧干管排管布置

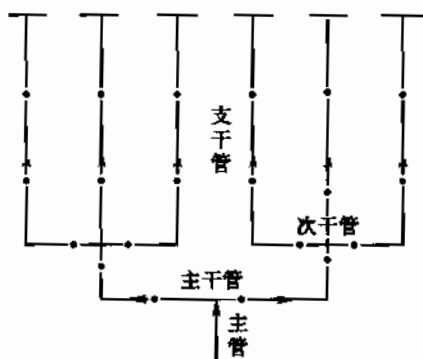


图 10 半对称树枝状排管布置

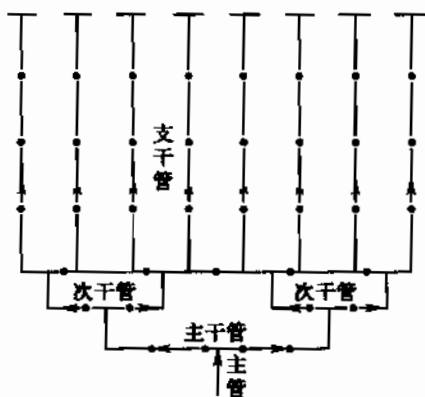


图 11 全对称树枝状排管布置

对于小型逆流式冷却塔的配水管网来说,只有同一总供水点,各出水点(喷头)为恒流量工作,不存在水量需要随时二次分配调整的问题,因而树枝状管网与环状管网的实际效果相近或相同,但树枝状管网结构较简单,施工与维护检修较容易,造价较低,故一般情况宜采用树枝状管网。对于大、中型冷却塔布水面积较大,当通过计算比较,表明对提高布水均匀度有较大影响时,宜采用环状配水管网,或结合排气管(稳压管)布置将支干管末端联通而形成

环状管网。

**6.5.3、6.5.4** 树枝状管网分流时采用对称分流布置形式,理论上分流后二者水压、水量相同。当无法采用对称分流,而用一般的直流三通型式时,对于一根等径主干管上并联有几根支干管的布置形式来说,各支干管入口水压将有较大差别。如根据水流速度变化情况主干管采取变径措施控制分流三通的流速在适宜范围内,则可使各支干管入口水压接近相同;对于支干管来说,为使施工方便,通常采用一根直径相同的支干管上等距布置若干个相同管径的支管,支管下方联结喷头,在水力学上属于均匀出流的短导管,其特征是始端流速高、静压低、侧向分流阻力系数高,而末端则流速低、静压高、侧向分流阻力低。对于各个支管来说,靠近支干管进水端的支管的入口水压较低,随后逐个上升,在接近支干管末端的某一支管处,其入口水压达到最高值,而后略有波动。支管入口水压变化幅度与支干管对支管的管径比值和所并联的支管数目有关,支干管采用分段变径的结构型式,一般可使水压变化幅度减少,但在某些组合条件下可能收益不明显,故应通过计算比较来决定。

过去配水管网一般采用全部布置在同一标高水平上,对设计施工较便利,但对提高布水均匀度则不利。例如,支干管上各支管的入口水压,如上所述,从始端到末端的变化规律是逐个上升的,则各喷嘴流量也在逐个增大,如果支干管采用向上坡的型式,喷头的标高亦随同上升,如喷头标高上升幅度与支管入口水压变化幅度相等或接近,二者相互抵消,则可使各支管入口水压接近相同,则喷嘴流量也可接近相同,因而可以提高布水均匀性。此外支干管采取向上坡布置形式,当支干管末端布置放气管(稳压管)时,还具有使管道中积存的空气易于向管末端排出的好处,可提高稳压管的作用。故在适当场合可考虑作为提高布水均匀度的一种措施形式。

**6.5.5** 过去对配水系统的布水均匀度没有提出量的概念,而国外

一些冷却塔设计公司在与国内工程技术人员的技术交流中提出控制布水均匀度的指标,经分析是合理的,也是可以做到的,故将其提出,便于设计者使用。

**6.5.6 喷头平面布置形式**常见有正三角形交错布置、等腰三角形交错布置、正方形方阵布置三种形式,分别如图 12~图 14 所示。三种布置形式各有优缺点:等边正三角形(即正六边形)布置以任何一个喷头为中心,在其周围都有六个喷头均匀分布,各喷头距离都相同,故布水均匀性最好,但缺点是布点有一定难度,配管较复杂;正方形方阵布置配管最方便,以任何一个喷头为中心则其周围有八个喷头成田字状分布,喷头间距离  $r_1 = a = b$  者有 4 个,另有 4 个  $r_2 = 1.414a = 1.414b$ ,二者大小比值达 1.414 倍,故布水均匀度较差;等腰三角形(即菱形)布置是正方形布置的改进型,以任何一个喷头为中心,在其周围都有六个喷头,但距离不完全相等,  $r_1 = b$  者有 2 个,另有 4 个  $r_2 = 1.15a = 1.15b$ ,二者比值为 1.15,故布水均匀度略次于正六边形布置,但好于正方形布置,其配管比正六边形方便,比正方形布置略为复杂一些。本条提出推荐采用序次,供设计人员选用。

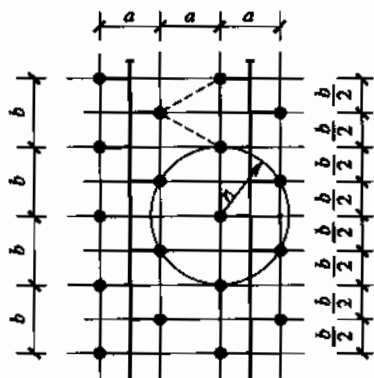


图 12 喷头成正三角形交错布置( $a=0.866b$ ,正六边形)

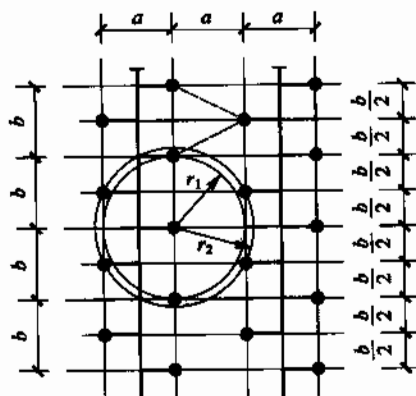


图 13 喷头成等腰三角形交错布置( $a=b$ , 菱形)

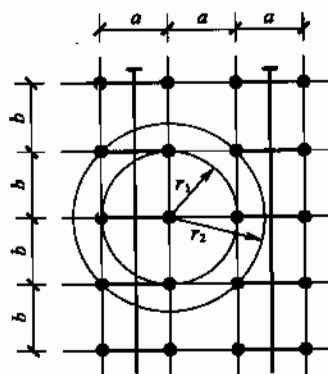


图 14 喷头成正方形方阵布置( $a=b$ )

**6.5.7** 池式配水设计水深宜大于喷头内直径的 6 倍是为保证不产生吸气漩涡, 保证喷头恒流量出水; 池的设计水深不少于 0.15m, 保护高度不少于 0.1m 是根据实践经验为保证满足配水要求的前提下降低造价提出的可行数据。

**6.5.8** 本条提出配水池前配水管设计应考虑的条件和因素, 避免因配水管设计不合理而导致各配水池分配水量不均, 在已投产的冷却塔中发现为数不少的塔存在这方面缺陷。

**6.5.9** 本条根据实践情况提出防止横流式冷却塔配水池滋生微生物和藻类的措施,过去一些塔的设计中没有考虑此项,给生产运行带来了危害。

**6.5.10** 横流薄膜式冷却塔宜采用管式配水,其原因是淋水密度较大,一般在  $40\text{m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$  左右,相对布水面积较小,要求单喷头出水流量大,低压水头喷水均匀,这些是池式配水及喷头所不能满足的主要因素。冷却塔上塔立管分露天布置和管室布置,露天布置上塔总管位于塔体两端,露天设置在塔顶板上,经顶板穿孔的连通管与支干管或支管连接。管室布置宜用于多格冷却塔,上塔立管分别设置于塔体进风口侧端。管室顶板设置带盖板的检修人孔,使管式配水检修方便。管式配水与池式配水相比,减少了水与空气、阳光、粉尘的接触,避免了菌藻的滋生。

**6.5.11** 管式配水的支干管在进水端设阀,有调节水量、水压,以及检修切断进水的作用。尾端设置连通管,使干管成为环状管网,起稳压作用。

**6.5.12** 为防止水管中积存空气造成“气堵”或“水锤”,在配水管网上最高点宜有使管网中空气排出的措施。例如,排气口(管、阀),为便于管道检修,在管网最低点宜有放空措施。例如,放空管、阀,另外尚宜有按工程需要选用的设施。例如,当对系统水压波动大,水中含有可挥发性气体时,应设置稳压管;当有防冰冻要求时设置化冰管;当有调配上塔水量直接进入塔下集水池的要求时,则应设置旁路水管等。

## 6.6 除水器

**6.6.1** 本条给出了除水器选择的原则。

**6.6.2、6.6.3** 根据近年来设计和运行的冷却塔实践经验提出除水器布置可行的有效做法。

**6.6.4** 综合冷却塔实践经验及参考国外一些冷却塔公司做法提出逆流式冷却塔除水器设置位置的适宜条件,除水器顶面以上高

度的控制尺寸如图 15、图 16 所示。

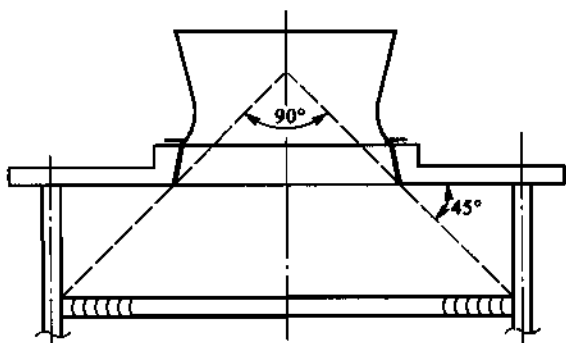


图 15 平塔顶除水器顶面高度控制

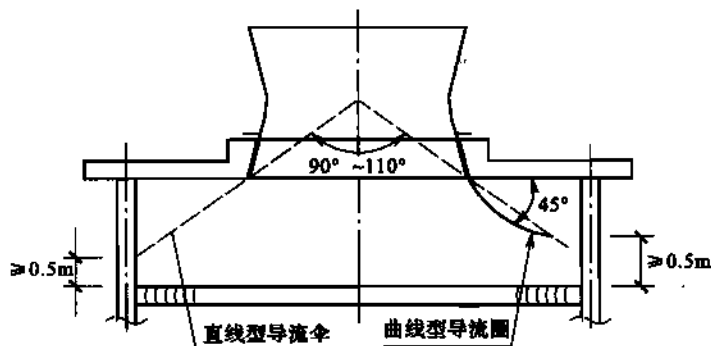


图 16 收缩型塔顶除水器顶面高度控制

6.6.5 横流式冷却塔进风口(填料)高度大,填料内风速分布上、中、下相差很大,填料后采用不同阻力值的除水器,可以使上、中、下风速差值减少,接近均匀配风,是目前较为有效和经济的做法。

## 6.7 风 筒

6.7.1 本条根据国外、国内一些使用效果较好的冷却塔的风机进口做法,归纳提出可供选用的方法。风筒进口采用流线型可避免进口涡流,中国水利水电科学研究院的研究结果表明,流线型比直

角型风量可提高 18%。

6.7.2 本条规定风筒以风机叶片水平轴线为界,以下称吸入段,以上称扩散段(筒),与通常所指的逆流式冷却塔淋水填料上部至风机入口的“气流收缩段”相区别。

6.7.3 据对国内外冷却塔的统计并从流体力学的要求考虑,规定扩散段(筒)中心角的角度宜为  $14^{\circ}$ 。

6.7.4 本条参照美《横流冷却塔性能手册》中有关风筒扩散段的计算公式。

6.7.5 近年来美国马利冷却塔公司推出的曲线回转型风筒,其扩散段不是直线的圆锥台型,而是扩散角为渐变的曲线绕轴心旋转而成的扩散段(筒),其高度比圆锥台型的风筒矮,造价也有所降低,而回收效率不低于圆锥台型。国内有不少厂家也推出了类似风筒,对于其选用,除控制尺寸、强度、刚度条件外,主要是控制动能回收效率不得降低。

6.7.6 风机叶片尖端至风筒内壁的间隙对风机效率影响较大,间隙过大影响风机效率;间隙过小安装难度大,运行安全度降低。根据工程应用经验,宜取等于或少于 30mm。

6.7.7 过去冷却塔风筒采用钢筋混凝土制作,自重大,施工困难,精度、光洁度等难以保证,故而近年来冷却塔的风筒都采用聚酯玻璃钢制作。

## 6.8 风 机

6.8.1 本条提出对风机设备及配套产品的选用原则。

6.8.2 冷却塔风机集中控制便于管理,但是为了便于对风机设备运行中紧急情况的处理及检修过程中的安全性,还应当在各台风机附近设有就地开停按钮和切断电源的设施。实践证明这些措施是非常必要的。

6.8.3 大型风机的减速器多采用稀油润滑并配有油循环设备。由于油循环设备故障或油路故障将使润滑油不能循环,减速器内

油温升高或断油失润造成减速器事故,严重时事故扩大将导致电动机事故。为安全计应当装设油位指示、油温检测及报警装置。

大型风机由于叶片动平衡失调及其他原因造成风机或减速器振动,严重时将影响风机设备和冷却塔结构的安全。设置对振动的检测和防振保护设施就可以避免事故扩大。这些设施一般应在风机订货时注明要求,由风机设备制造厂提供。

目前国内已有对风机减速器油温、油位、振动进行监测或自动控制的成套仪器,同时已有不少大、中型冷却塔成功采用的实例,故本条提出对直径 6.0m 以上风机应配有振动检测、报警和防振保护装置;直径小于 6.0m 的风机宜配有振动检测、报警和防振保护装置。

6.8.4 本条是为了便于对风机的安装与检修而提出的。

6.8.5 对于有按季节变化或负荷变化而变更进塔风量的要求者,风机配带的电机宜采用多速电机或变速电机,应通过全年典型工况节能技术经济比较后决定。这是由于降低风量虽然可以减少冷却塔电耗,但同时会使出塔水温提高,当水温提高会影响工艺生产能力时,则应对二者的得失综合做比较后而定。另外低风量运行时间占总运行时间需要达到一定比例才是经济的,这是由于单速电机装置费用低、效率高,而变速电机系统装置费用较高、效率相对较低,故应根据全年使用典型情况来选择电机的类型。

## 附录 A 横流式冷却塔冷却数中心差分近似算法

本附录给出了横流式冷却塔冷却数计算的差分法计算公式，该方法由 Poppe, M · K 提出，在德文及日文文献中均有介绍。另外，差分法计算公式还有中国水利水电科学院冷却水所推荐的公式以及《中小型冷却塔设计与计算》一书中介绍的公式，这三种差分基本公式是一样的，边界条件也相同，主要是计算推动焓差  $h''-h$  的公式不同，如图 17 所示，不同方法的焓差  $h''-h$  如下。

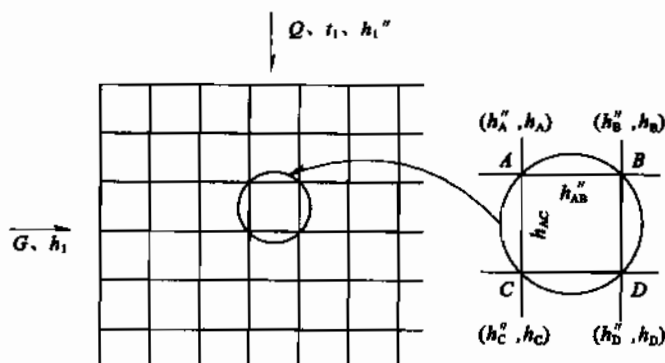


图 17 差分计算图

《中小型冷却塔设计与计算》一书中的公式：

$$h''-h = h''_{AB} - h_{AC}$$

中国水利水电科学研究院推荐的公式：

$$h''-h = (h''_C + h''_D - h_C - h_D) / 2$$

Poppe, M · K 提出的公式，也称中心差分法：

$$h''-h = (h''_A + h''_B + h''_C + h''_D - h_A - h_B - h_C - h_D) / 4$$

《冷却塔验收测试规程》编制组曾选择不同尺寸以及不同进塔参数值,由以上三种差分方法及修正系数法进行了计算,当分割尺寸取  $0.02\text{m} \times 0.02\text{m}$  时,三种差分法如取小数点后两位有效数字,则冷却数完全相同,修正系数法与中心差分法比较,差值一般不超过 1%,有 1 组误差为 1.3%。当分割尺寸为  $0.5\text{m} \times 0.5\text{m}$  时,与分割为  $0.02\text{m} \times 0.02\text{m}$  的计算结果相比,误差一般不超过 1%,有 1 组达到 1.1%。以《中小型冷却塔设计计算》一书差分法计算出的冷却数与上述分割法相比,有两组误差在 1.5% 以上,有 3 组在 2% 以上。中国水利水电科学研究院推荐公式计算结果,有 4 组误差在 1.0% 以上,而且由于分割不尽,计算结果会出现跳跃现象,所以推荐 Poppe, M · K 提出的中心差分法,修正系数法也有较高的精度。

## 附录 B 逆流式冷却塔塔体阻力系数 计算方法

逆流式冷却塔塔体阻力计算一般是参考通风工程的计算方法,分步将各个部位的阻力计算出来以后,再叠加求出总阻力,在实践过程中,人们已认识到此法计算得到的总阻力往往比实际值低,究其原因一般都认为是由于冷却塔中各阻力部位相距很近,相互干扰所致,而此干扰大小目前还没有理论方法可以计算,故而有些人得出悲观结论,认为冷却塔的阻力是无法采用分步计算法来解决的。

全国化工给排水设计计算中心站在分析过去冷却塔的设计与实测资料之后认为上述原因并非唯一原因,上述原因只是因素之一,尚有一些因素是由于计算方法存在“漏洞”所致,而这些“漏洞”是可以通过改进计算方法得到解决的,现分述如下:

1 在冷却塔中空气通过填料换热,使出填料的空气温度上升、密度下降,由于通过冷却塔的质量风量(以干空气计)不变,故填料后方体积风量变大,对同一断面的风速也变大,其变化比值为

$\frac{\rho_{1d}}{\rho_{2d}}$ ,此比值从实塔测试资料看,有的可高达 1.082,而湿空气密度

变化比值  $\frac{\rho_2}{\rho_1}$  可达 0.941,在阻力计算式  $\Delta P = \frac{1}{2} \rho v^2$  中  $\Delta P$  的变化

$\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \times \left( \frac{\rho_{1d}}{\rho_{2d}} \right)^2 = 0.941 \times 1.082^2 = 1.102$ ,过去一些资料介绍均不考虑体积风量的变化因素,造成冷却塔填料后方各阻力计算值偏低,偏低值约为 10%。

2 还有些人在计算空气流速时不考虑体积风量变化,即流速

$v$  的变化比值, 取为 1.0, 而对  $\frac{\rho_2}{\rho_1}$  取用 0.98, 结果形成  $\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} = 0.98 \times 1.0^2 = 0.98$ , 而实际的比值应为 1.102, 导致更大误差, 使计算值偏低达 12%。

从以上分析可看出, 本规定提出的计算方法, 可纠正计算不妥造成的偏低误差达 10%~12%。

## 附录 C 出塔空气密度计算方法

出塔空气密度  $\rho_{2d}$ 、 $\rho_2$  一般难以用理论公式直接计算,主要原因是出塔空气的相对湿度并非 100%,只是接近 100%,从一些出塔空气实测资料看  $\theta_2 - \tau_2$  约在 0~1.2℃ 范围内变化,而多数为 0.2~0.4℃。此差值与多种因素有关,如气水比、进塔空气的干、湿球温度与进出塔水温间的相对湿度差,塔的结构及空气分布均匀状态等诸多因素有关,尚无资料可将逐个因素用公式计算。全国化工给排水设计技术中心站对若干塔实测的资料进行整理分析,寻找其变化规律与主要影响因素,发现主要因子有  $\left(\frac{\lambda}{t_1 - t_2}\right)$  及

$\left(\frac{\theta_1 - \tau_1}{t_1 - \tau_1}\right)$ , 它们对  $\frac{\rho_{2d}}{\rho_{1d}}$  和  $\frac{\rho_2}{\rho_1}$  有较好的相关性。通过多条回归曲线比

较,从中找出两条精度较高的曲线表达式为  $\frac{\rho_{2d}}{\rho_{1d}} = 1.40347$

$$\left(\frac{\theta_1 - \tau_1}{t_1 - \tau_1}\right)^{0.01} \left(\frac{\lambda}{t_1 - t_2}\right)^{0.03} - 0.33959 \text{ 及 } \frac{\rho_2}{\rho_1} = 0.885408 \left(\frac{\theta_1 - \tau_1}{t_1 - \tau_1}\right)^{0.02}$$

$$\left(\frac{\lambda}{t_1 - t_2}\right)^{0.03} + 0.16391。$$

在统计的 45 组资料中,用以上公式计算所得的计算值与实测值进行比较,有 44 组均不超过 1%,仅有 1 组超过 1%,为 1.23%~1.29%,其原因是该组实测数据本身误差较大(热平衡差大于 10%)。

$\frac{\rho_{2d}}{\rho_{1d}}$  和  $\frac{\rho_2}{\rho_1}$  主要用于塔体阻力计算及风机选择的修正计算,以上精度可以满足工程设计的要求,而其计算过程简便,本规定提出这

两个计算式,可供设计者参考。

利用 $\frac{\rho_{2d}}{\rho_{1d}}$ 和 $\frac{\rho_2}{\rho_1}$ 的经验公式数据可方便地进行塔体阻力和风机特性的修正计算,使其计算结果与实际情况更接近。曾经采用本规范提出的方法进行计算的结果与风机直径为 9.14m,塔体尺寸为 17.0m×17.0m 的方形工程塔的实测数据进行对比,求出误差,结果为:以冷却水量计为-2.3% ~ +2.1%,以体积风量为 2.6% ~ 4.6%,误差值在工程设计许可范围内,说明本计算方法是可行的。