

doi:10.11835/j.issn.1674-4764.2015.01.007

喷淋工况下闭式热源塔传热特性

贺志明, 李念平, 成剑林, 陈琦, 张鼎

(湖南大学 土木工程学院, 长沙 410082)

摘要:建立了闭式热源塔的数学模型, 利用 MATLAB 自编程序, 实现了对喷淋工况下热源塔的数值模拟, 并将计算结果与实验结果进行了比较。利用程序得到了喷淋工况下的闭式热源塔内喷淋溶液、载热流体、空气焓值的分布, 结果表明: 塔内空气焓值呈线性分布, 翅片换热器上半部分换热效果比下半部分好, 塔的中部位置附近最先出现结霜现象, 空气干球温度高于 5.1°C , 相对湿度高于 75%, 闭式热源塔热泵系统没有结霜风险, 可以停止喷淋泵, 有助减少热泵系统的运行能耗。

关键词:模型简化; 数值模拟; 传热; 热源塔; 喷淋工况

中图分类号: TU831 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-4764(2015)01-0035-05

Performance of closed heat source tower under spraying conditions

He Zhiming, Li Nianping, Cheng Jianlin, Chen Qi, Zhang Ding

(College of Civil Engineering, Hunan University, Changsha 410082, P. R. China)

Abstract: Compiling a program by matlab to investigate closed heat source tower operating under spraying conditions. The numerical results of the spray solution temperature, the refrigerant temperature, air enthalpy value were compared with the experimental ones. The program was used to calculate the distribution of the spray temperature, refrigerant temperature, air enthalpy in the closed heat source tower under spraying conditions. Some results were obtained. The air enthalpy is linear distribution and upper fin heat exchanger heat transfer effect is better than the lower part. The center of the tower is firstly frosting. The air dry bulb temperature is above 5.1°C and relative humidity is above 75%. The closed heat source heat pump system is without risk of frost, so stopping the spray pump is viable in order to reduce the energy consumption of the operation of the heat pump system.

Key words: model reduction ; numerical simulation ; heat transfer ; heat source tower ; spraying conditions

闭式热源塔热泵系统是一种通过输入少量高位能源, 利用热源塔吸收空气中的冷量或热量, 将低品位能源向高品位转移的新型、节能、环保的系统, 在

“低温高湿”的条件下, 能够持续、有效地为用户创造舒适度较高的室内环境^[1-2]。随着闭式热源塔热泵技术逐渐应用于实际工程, 并取得了很好的效果, 对

收稿日期: 2014-06-18

基金项目: 国家“十二五”科技支撑计划项目(2011BAJ03B05-6); 长沙市科技计划项目(K1104010-11)

作者简介: 贺志明(1989-), 男, 主要从事闭式热源塔热泵系统研究, (E-mail)792616332@qq.com。

李念平(通信作者), 男, 博士, 教授, (E-mail)381397487@qq.com。

Received: 2014-06-18

Foundation item: Twelfth Five-Year National Science and Technology Support Program(No. 2011BAJ03B05-6); Changsha City Science and Technology Project(No. K1104010-11)

Author brief: He Zhiming(1989-), main research interest: closed heat-source tower pump system, (E-mail)792616332@qq.com.

Li Nianping(corresponding author), PhD, professor, (E-mail)381397487@qq.com.

热源塔热泵系统的研究也逐渐增多。章文杰等^[3]基于 ϵ -NTU 模型,进行了热源塔在含湿工况下的热工计算,得出热源塔从空气中吸收的热量仍然以空气的显热为主,但在高湿地区,如长沙、重庆和南昌等城市,空气中的水蒸气产生的相变潜热也占较大的比重,均高于 35%,湿空气中水蒸气的相变潜热用于空调方式采暖的热源具有重要意义。黄从健等^[4]利用 MATLAB 软件对干工况下闭式热源塔进行了数值求解,对比了顺流式和逆流式之间传热传质的异同。文先太等^[5]采用实验的方式,在不同室外空气参数情况下,以水和溶液(乙二醇水溶液)作为介质且在不同液气比时,对热源塔的夏季工况、冬季干湿工况的换热性能进行了研究。文先太等^[6]针对热源塔喷淋溶液稀释问题,提出了一种基于空气能量回收的热源塔溶液再生系统,并对其节能性进行了模拟分析。

热源塔的传热性能对热源塔热泵系统稳定运行至关重要,为了保证热源塔能够从空气中取热,防止热源塔换热表面结霜,因此在低温高湿环境下需要采用冰点较低的防冻溶液对其换热表面进行喷淋,而对热源塔喷淋工况研究的内容目前采用比较少,故本文将着重从喷淋工况的角度,研究热源塔热泵系统喷淋条件下的传热特性。

1 闭式热源塔喷淋条件下传热过程分析

为了简化模型方便计算作如下假设:

- 1) 闭式热源塔内空气侧传热传质只沿着空气流动方向进行,翅片换热器四周边界绝热。
- 2) 塔内空气侧的比热、流速、刘易斯数沿着换热器表面保持不变。
- 3) 塔内导管内的流量分布均匀,且保持恒定。
- 4) 热源塔喷淋系统近似成闭式系统,忽略飘洒,喷淋水均匀分布在翅片换热器表面。
- 5) 当管程数超过 4 时,交叉流翅片换热器性能近似为全逆流翅片换热器。

闭式热源塔的主要换热元件为翅片换热器,在喷淋工况期间,热源塔从空气中取热,翅片换热器内流动着体积浓度为 27.7% 的乙二醇溶液,外部采用了密度为 $1\ 094\ \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ 的 CaCl_2 溶液加以喷淋,同时风机抽取空气进行强制对流,以热源塔翅片换热器为研究对象,取热源塔翅片换热器的微元高度 dz 来讨论,计算模型微元控制体如图 1 所示。

塔管内流体得热量为

$$dQ_w = m_w \times C_{pw} \times dt_w = K_i \times A_i \times (t_x - t_w) \times A \times dz \quad (1)$$

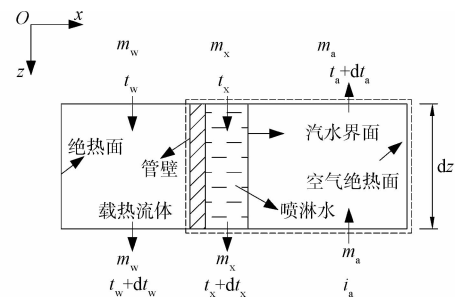


图 1 传热模型微元控制体

Fig. 1 A heat transfer model micro control volume

式中: m_w 为导管内乙二醇溶液的质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; K_i 为从传热管内流体到管外喷淋水本身的总传热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$; A_i 为热源塔翅片换热器单位容积的传热管的传热面积, $\text{m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$; A 为热源塔翅片换热器横截面积, m^2 ; z 为距离翅片换热器顶部的距离。

空气失去的热量为

$$dQ_a = m_a \times di_a = hmd \times A_o \times (i_a - i_{sa}) \times A \times dz \quad (2)$$

式中: m_a 为导管外空气的质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; A_o 为热源塔翅片换热器单位容积空气侧总换热面积, $\text{m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$; i_{sa} 为管外湿空气喷淋水温度下饱和湿空气的焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; hmd 为从管外喷淋水本身向空气的总传质系数, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

管外喷淋水得到的热量为

$$dQ_x = (m_x + dm_x)(i_x + di_x) - m_x di_x \quad (3)$$

式中: m_x 为喷淋水的质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; i_x 为管外喷淋水的焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ 。

取图 1 中虚框内的部分计算控制体, 所得能量方程为

$$dQ_w + dQ_x - dQ_a = 0 \quad (4)$$

将式(1)、(2)、(3)代入式(4), 略去二阶无穷小, 假设 $m_x = \text{const}$, 化简整理为

$$\frac{dt_x}{dz} = \frac{hmd \cdot A_o \cdot A}{m_x \cdot C_{px}} (i_a - i_{sa}) + \frac{K_i \cdot A_i \cdot A}{m_x \cdot C_{pw}} (t_w - t_x) \quad (5)$$

为了使方程有唯一解, 需要确定方程组的边界条件, 由于喷淋水是循环的, 因此微分方程满足 $Q_w = Q_a$, 因此微分方程组的边界条件为:

$$\left\{ \begin{array}{l} t_w |_{z=0} = t_{w, \text{in}} \\ Q_w = Q_a \\ i_a |_{z=\text{max}} = i_{a, \text{in}} \end{array} \right. \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \text{令 } a_1 &= \frac{K_i \cdot A_i \cdot A}{m_w \cdot C_{pw}}, a_2 = \frac{hmd \cdot A_o \cdot A}{m_x \cdot C_{px}}, a_3 = \\ & \frac{K_i \cdot A_i \cdot A}{m_x \cdot C_{px}}, a_4 = \frac{hmd \cdot A_o \cdot A}{m_a} \text{ 得方程组} \end{aligned}$$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dt_w}{dz} &= a_1(t_x - t_w) \\ \frac{dt_x}{dz} &= a_2(i_a - i_{sa}) + a_3(t_w - t_x) \\ \frac{di_a}{dz} &= a_4(i_a - i_{sa}) \end{aligned} \right. \quad (7)$$

式(7)为线性齐次微分方程组,采用经典四阶 Runge-Kutta 方法计算,如图 2 所示,当第 1 层的所有变量已知,就能求出各层的所有变量,而第 1 层中的 $t_{x,in}$ 、 $i_{a,out}$ 都未知,故必须先假设这两个变量的初值,当 $i_{a,in} = i_a(n)$ 、 $Q_w = Q_a$ 时,所有结果即为最终结果^[7-15]。

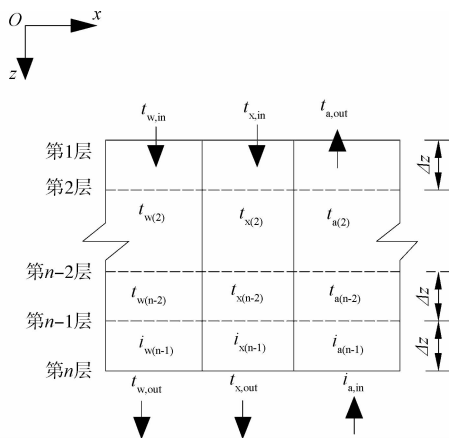


图 2 喷淋工况计算示意图

Fig. 2 Calculating diagram under spraying conditions

2 闭式热源塔热泵系统实验台的搭建

如图 3 所示,实验台分为 2 个环路,其中 1 个环路向室内供热,另 1 个环路从空气中取热,图 4 为热源塔安装现场图。实验系统中对热源塔的风机、热源水泵加载了变频器,以便风量、流量的控制,实现变工况运行。系统采用的闭式热源塔以及水源热泵机组的技术参数如表 1 所示,同时用英华达无纸记录仪、流量计等记录热泵系统的各种运行参数,测试仪器如表 2 所示,测试时间从 2013 年 1 月 4 日,气温 10℃ 以下,持续时间 2 周。从表 3 可以看出利用编制好的程序的计算值和实测值的吻合度比较好,误差在可以接受的范围内。(注:表 1 中 $R = |2(Q_a - Q_w)/(Q_a + Q_w)|$)

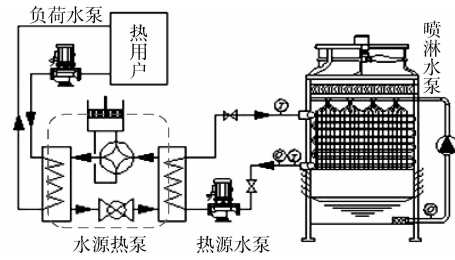


图 3 闭式热源塔热泵系统实验台

Fig. 3 Experimental apparatus of closed heat source heat pump system

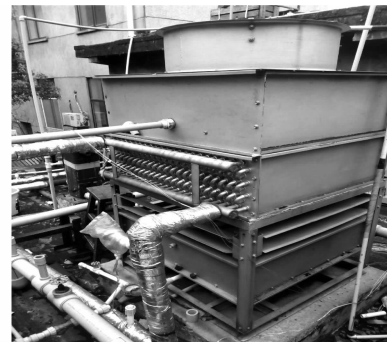


图 4 热源塔现场图

Fig. 4 Field diagram of closed heat source tower

表 1 典型计算数据

Table 1 Typical calculated Data

闭式热源塔翅片换热器的技术参数	
翅片形式:连续平板翅片	换热器垂直高度:320 mm
导管的外径:16 mm	沿气流方向导管排数:8
导管的壁厚:2 mm	垂直气流方向导管排数:21
翅片间距:6 mm	翅片为铝片;导管为铜管
翅片厚度:0.3 mm	导管水平间距:38 mm
翅片总数:130	导管垂直间距:33 mm
迎风断面尺寸:820 mm × 820 mm	
翅片总面积:59.44 m ²	翅片间导管总面积:6.59 m ²
导管内侧总面积:6.49 m ²	翅片换热器体积:0.215 m ³
水源热泵的技术参数	
额定制冷量:15.3 kW	额定制热量:16 kW
制冷额定功率:3.1 kW	制热而定功率:4.1 kW

表 2 测试仪器及精度

Table 2 Test equipment

仪器名称	型号	测量范围	精度
铂电阻温度传感器	Pt100	-50~100℃	±0.1℃
装配式铂电阻温度传感器	Pt100	-50~100℃	±0.1℃
便携式超声波流量计	P204	流速:0.12~12.39 m/s 管径:13~115 mm	±0.1%
手持式风速仪	TSI8347	0~30	±0.01
密度计		1.100~1.200	±0.001
无纸记录仪	EN880-X-48		

表 3 实测数据与模拟计算数据对比
Table 3 Comparison of test results with model

	测试初参数							热平衡 $R/\%$	出风焓值 $h_{a2}/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$			乙二醇出口温度 $t_{w2}/\text{℃}$			喷淋液温度 $t_x/\text{℃}$		
	$m_a/$ ($\text{m}^3 \cdot$ h^{-1})	$m_w/$ ($\text{m}^3 \cdot$ h^{-1})	$t_{db1}/\text{℃}$	$t_{wb1}/\text{℃}$	$t_{db2}/\text{℃}$	$t_{wb2}/\text{℃}$	$t_{w1}/\text{℃}$		实测	计算	误差%	实测	计算	误差%	实测	计算	误差%
	1	2 627	2.11	5.7	5.3	2.9	1.8		-7.7	1.224	12.70	12.343	2.84	-5.0	-4.897	2.07	1.7
2	3 399	2.11	4.4	3.9	1.8	1.3	-7.4	-1.353	11.81	11.560	2.11	-4.8	-4.817	-0.36	1.4	1.368 8	2.44
3	4 343	2.11	4.0	3.7	1.7	1.7	-6.6	1.249	12.52	12.264	2.08	-4.1	-4.051	1.19	2.0	1.972 6	1.37

3 分析与讨论

绘制图 5、6、7 的工况条件 $m_a = 3\ 399\ \text{m}^3/\text{h}$ 、 $m_w = 2.11\ \text{m}^3/\text{h}$ 、 $t_{db1} = 4.4\ \text{℃}$ 、 $t_{wb1} = 3.9\ \text{℃}$ 、 $t_{w1} = -7.4\ \text{℃}$ 。图 5 中,沿着 z 轴方向,塔内空气焓值近似呈线性增长。这主要是因为,热源塔热泵冬季运行采用是小温差大流量技术,载热流体进出口温差比较小,实验台所测得两者温差近似相等($3\ \text{℃}$ 左右),在狭窄的变化区间内,空气与载热流体的温差变化沿着 z 轴方向比较均匀,同时总的传热系数沿 z 轴方向不变,故空气沿着 z 轴均匀放热,空气焓值与 z 值呈线性关系。图 6、7 中,沿着 z 轴方向,载热流体的温度先增长较快,后增长较慢,喷淋溶液温度先降低后升高,这主要是因为闭式热源塔采用的是逆流方式换热,载热流体自上而下的流动,空气流向正好相反,塔的上半部分温度比下半部分低,载热流体不仅得到来自空气中的热量,同时喷淋溶液自身也向载热流体传热,而在塔的下半部分中,喷淋溶液与载热流体的温差比上半部分小,而空气的传热量两者是近似相等的,喷淋溶液传给载热流体的热量减少,自身还得到了来自空气中的热量,所以下半部分载流体的温度增长速度减缓,喷淋溶液温度上升。

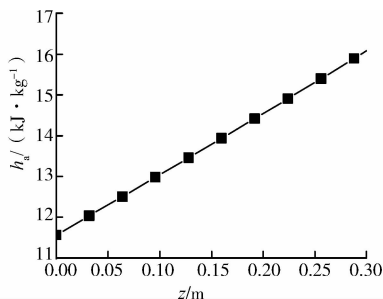


图 5 热源塔内空气焓值分布
Fig. 5 Air enthalpy value distribution in the heat source tower

图 8 中初始条件为 $m_a = 3\ 399\ \text{m}^3/\text{h}$ 、 $m_w = 2.11\ \text{m}^3/\text{h}$ 、 $\varphi = 75\%$ 、 $t_{w1} = -10\ \text{℃}$,保持相对湿度不变,空气干球温度提高,热源塔内喷淋溶液温度分布整体提高。

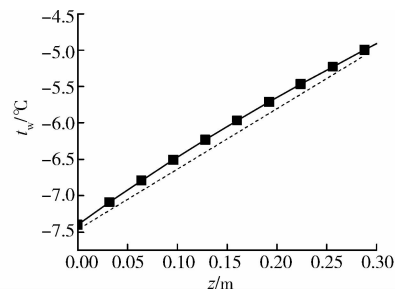


图 6 载热流体温度分布
Fig. 6 Refrigerant temperature distribution in the heat source tower

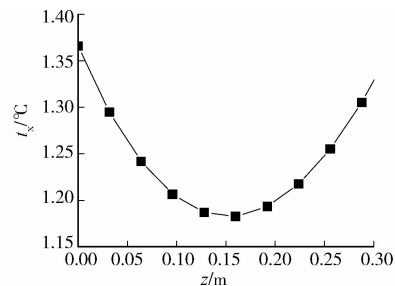


图 7 热源塔内喷淋溶液温度分布
Fig. 7 Spray solution temperature distribution in the heat source tower

图 9 中初始条件为 $m_a = 3\ 399\ \text{m}^3/\text{h}$ 、 $m_w = 2.11\ \text{m}^3/\text{h}$ 、 $t_{db1} = 5.1\ \text{℃}$ 、 $t_{w1} = -10\ \text{℃}$,保持干球温度不变,空气相对湿度减少,热源塔内喷淋溶液温度分布整体降低;这主要是因为喷淋工况下,闭式热源塔换热的驱动力跟空气的焓值有关,提高空气的干球温度,相对湿度,空气入口的焓值增加,空气沿 z 轴焓值分布整体提高,故喷淋溶液温度分布也随着空气焓值分布增加而增加。但是当空气温度低于 $5.1\ \text{℃}$ 时候,提高相对湿度,喷淋溶液整体分布最初会提高,但是相对湿度增加,热源塔中凝结水量增加,喷淋溶液的浓度降低,冰点下降,当冰点高于喷淋溶液的最低温度,热源塔热泵系统内出现结霜,随着结霜程度加深,喷淋溶液温度分布反而整体下降,热源塔换热将恶化,影响热源塔热泵系统的运行,所以在低温高湿

地区,闭式热源塔热泵系统必须考虑喷淋溶液稀释的问题,或者改进化霜手段。综述所述,当空气干球温度高于 $5.1\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度大于 75% 时候,喷淋溶液最低温度将高于 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$,没有结霜风险,此时可以停止开启喷淋泵,有助于减少热泵系统的运行能耗。

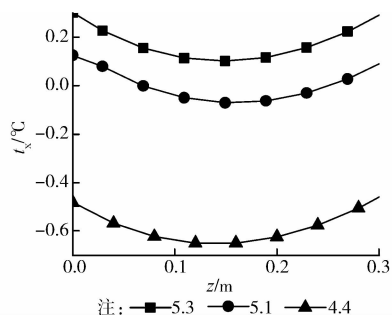


图 8 不同进风干球温度下喷淋溶液塔内温度分布
Fig. 8 Spray solution temperature distribution with different inlet dry bulb temperature

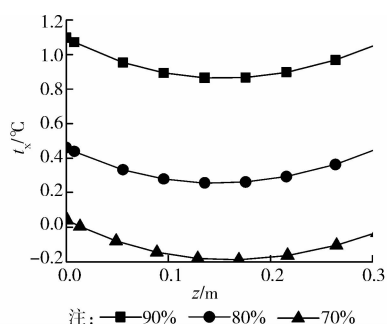


图 9 不同进风相对湿度下喷淋溶液塔内温度分布
Fig. 9 Spray solution temperature distribution with different inlet relative humidity

4 结论

1) 自编了喷淋工况下闭式热源塔的数值程序,经实验验证是可靠的,对以后研究喷淋条件下闭式热源塔热泵系统的运行优化提出了新思路。

2) 在喷淋条件下闭式热源塔内,空气焓值从翅片换热器顶部至底部,近似呈线性变化,对载热流体而言,翅片换热器上半部分换热强度比下半部分强。喷淋溶液最低温度处于塔的中部位置,结霜现象最先从这里开始。

3) 当空气干球温度高于 $5.1\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度大于 75% 时候,喷淋溶液最低温度将高于 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$,闭式热源塔热泵系统没有结霜风险,可以停止喷淋泵,减少能耗。

参考文献:

[1] 刘克武,王英武. 热源塔热泵低热能再生技术在我国南方的应用[J]. 建设与科技,2008(19):94-95.

Liu Q K, Wang Y W. The application of heat source tower heat pump technology in south China [J]. Construction Science and Technology, 2008(19):94-95. (in Chinese)

[2] 游程赢,陈阳阳. 热源塔热泵系统的产生与运用[J]. 世界华商经济年鉴·城乡建设,2012,19(11):156-168.

You C Y, Chen Y Y. The introduction of heat source tower heat pump system [J]. World Chinese Economic Yearbook: Urban and Rural Construction, 2012, 19(11): 156-168. (in Chinese)

[3] 章文杰,李念平,王丽洁. 热源塔热泵系统相变潜热的应用研究[J]. 重庆大学学报,2011,34(Sup):58-59

Zhang W J, Li N P, Wang L J. Availability of latent heat by moist air condensation with the heat-source tower heat pump units [J]. Journal of Chongqing University, 2011, 34(Sup):58-59. (in Chinese)

[4] 黄从健,李念平,申小杭,等. 冬季干工况下闭式热源塔传热特性分析[J]. 安全与环境学报,2013,13(6):96-100.

Huang C J, Li N P, Shen X H, et al. Analysis and study of the heat transfer characteristics of closed heat source tower in winter dry working conditions [J]. Journal of Safety and Environment; 2013, 13(6): 96-100. (in Chinese)

[5] 文先太,梁彩华,张小松,等. 热源塔传质特性的分析及实验研究[J]. 化工学报,2011,62(4):901-907.

Wen X T, Liang C H, Zhang X S, et al. Mass transfer characteristics in heat-source tower [J]. CIESC Journal, 2013, 13(6):96-100. (in Chinese)

[6] 文先太,梁彩华,刘成兴,等. 基于空气能量回收的热源塔溶液再生系统节能性分析[J]. 化工学报,2011,62(11):3242-3247

Wen X T, Liang C H, Liu C X, et al. Energy-saving analysis of solution regeneration in heat-source tower based on recovery of air energy [J]. CIESC Journal, 2011, 62(11):3242-3247. (in Chinese)

[7] Ala H, Kai S. Theoretical and computational analysis of closed wet cooling towers and its applications in cooling of buildings [J]. Energy and Building, 2002, 34(5): 477-486.

[8] 刘乃玲,邵东岳,稽旭明,等. 小型闭式冷却塔的数值计算[J]. 山东建筑大学学报,2008,23(2):120-124

Liu N L, Shao D Y, Ji X M, et al. Numerical calculation on small-scaled closed wet cooling tower [J]. Journal of Shandong JianZhu University, 2008, 23(2):120-124. (in Chinese)

[9] Ala H. Performance analysis of heat transfer processes from wet and dry surfaces: cooling towers and heat exchangers [D]. Finland: Helsinki University of Technology, 005.

(下转第 54 页)