



适于系统仿真的冷却塔模型及其实验验证

同济大学 孟 华[☆] 龙惟定
香港理工大学 王盛卫

摘要 从热力学、流体力学和传热传质的基本原理出发,以 TRNSYS 为仿真平台,建立了冷却塔动态数学模型,并对其进行了实验验证,结果表明辨识参数较准确时,仿真结果精度较高、可靠性较好,适合于系统仿真研究。

关键词 系统仿真 冷却塔 模型 参数辨识

Cooling tower model for system simulation and its experiment validation

By Meng Hua[★], Long Weiding and Wang Shengwei

Abstract Based on the principle of thermodynamics, hydromechanics and heat and mass transfer, taken TRNSYS as the simulation platform, presents the dynamics mathematical model of cooling tower and validates it by experiment. The results show that the model has high accuracy and reliability when the identification parameters are accurate. It is suitable for system simulation.

Keywords system simulation, cooling tower, model, parameter identification

★ Tongji University, Shanghai, China

①

0 引言

在集中空调系统中,制冷机中制冷剂产生的冷凝热,在大多数情况下可通过冷却水循环回路中的冷却塔向外排放。有关冷却塔的运行特性,人们已经进行过大量研究。最早对冷却塔进行理论分析的是 Merkel,其研究成果^[1]成为日后人们分析冷却塔热湿特性的基础。随后,学者们根据各自不同的研究目的和使用目标建立了大量的冷却塔模型,有些是基于详尽的传热传质理论,为设计和选型服务^[2];有些是基于经验关联式的简单模型,参数辨识量较大^[3]。本文在前人的研究基础上,建立了基于清晰物理概念的简单的冷却塔数学模型,该模型模拟冷却塔内空气和水的湿交换特性及动态响应,参数辨识量小,适合于系统仿真研究。

1 冷却塔的数学模型

假设空气和水在图 1 所示(下标 i 表示进口, o 表示出口, a 表示空气, w 表示水)的逆流式冷却塔

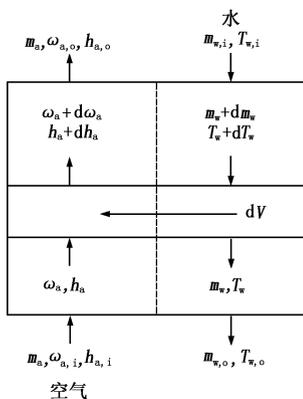


图 1 逆流式冷却塔示意图

中进行热湿交换,忽略塔壁的传热,取空气和水相接触的微元控制体 dV ,则根据能量方程有:

$$dQ = m_a dh_a = d(m_w h_w) \quad (1)$$

式中 Q 为空气和水的换热量; m_a 和 h_a 分别为干空气的质量流量及单位质量干空

①[☆] 孟华,女,1968年8月生,在读博士研究生,讲师
200092 上海市赤峰路67#同济大学南校区楼宇设备工程与管理系
(021) 65980902
E-mail: menghua@fem.tongji-univ.net
收稿日期:2003-11-13
修回日期:2004-05-29

气中湿空气的焓; m_w 和 h_w 分别为水的质量流量和液态水的焓。

又根据质平衡方程有:

$$dm_w = m_a d\omega_a \quad (2)$$

式中 ω_a 是湿空气的含湿量。

假设水的比定压热容 $c_{p,w}$ 为常数, 则通过微元控制体的水的温升为:

$$dT_w = \frac{dh_a - c_{p,w}(T_w - T_{ref})d\omega_a}{\left[\frac{m_{w,i}}{m_a} - (\omega_{a,o} - \omega_a) \right] c_{p,w}} \quad (3)$$

式中 T_{ref} 为焓值等于 0 的液态水的温度。

设冷却塔空气侧的换热效率 ϵ_a 等于实际换热量与空气侧最大可能换热量之比, 即

$$\epsilon_a = \frac{h_{a,o} - h_{a,i}}{h_{s,w,i} - h_{a,i}} \quad (4)$$

其中 $h_{s,w,i}$ 为入口水的饱和焓值。

而 ϵ_a 可以表示为传热单元数 NTU 及热容率 m^* 的函数, 后者可定义为:

$$m^* = \frac{m_a}{m_{w,i} \frac{c_{p,w}}{c_s}} \quad (5)$$

式中 c_s 为平均饱和比热容, 等于进出口水饱和焓值差与进出口水温差之比。

又根据经验关系式^[4]有

$$NTU = c \left(\frac{m_{w,i}}{m_a} \right)^{1+n} \quad (6)$$

式中 c, n 为反映冷却塔热湿交换的系数, 由具体冷却塔性能决定。

在空气和水的湿交换中, 假设 Lewis 数等于 1, 则出口空气的含湿量可表示为:

$$\omega_{a,o} = \omega_{s,w,e} + (\omega_{a,i} - \omega_{s,w,e}) \exp(-NTU) \quad (7)$$

式中 $\omega_{s,w,e}$ 为饱和含湿量效率, 当利用进出口空气焓值和 NTU 计算出饱和焓 $h_{s,w,e}$ 后, 根据湿空气的焓-湿图即可得到。

通常一台冷却塔包含数个并联的热湿交换填料层, 冷却水经各个填料层冷却流出, 在积水池中混合充分后, 再由冷却泵重新送入制冷机中, 经热湿交换后蒸发损失的水量, 在积水池中得到补给。

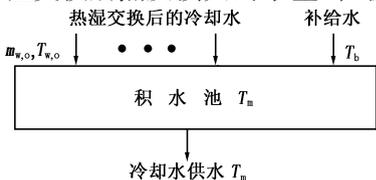


图 2 冷却塔积水池示意图

如图 2 所示, 假设补水量等于冷却水的蒸发损失总量, 冷却水和补水在积水池中混合

均匀, 考虑其动态特性, 由能量平衡方程有:

$$V\rho_w \frac{dT_m}{d\tau} = \sum_{k=1}^{N_{cell}} (m_{w,o}(T_{w,o} - T_m))_k + \left[m_{w,i} - \sum_{k=1}^{N_{cell}} (m_{w,o})_k \right] (T_{main} - T_m) \quad (8)$$

式中 V 为积水池的容积; ρ_w 是水的密度; T_m 为混合均匀后的水温; N_{cell} 为热湿交换填料层总数; T_b 为补水温度。

对于冷却塔风机, 在一定流量范围内可认为其输入功率近似与流量的三次方成正比。

将以上模拟冷却塔热湿交换特性、冷却塔积水池动态特性和风机能耗的三部分模型组合起来, 构成冷却塔模型。当根据具体的冷却塔运行特性确定了有关参数 c, n 后, 由冷却塔给水温度、流量、当地空气状态参数, 即可计算单台冷却塔的出水温度、流量、排出空气的状态参数和风机能耗, 以及积水池即冷却塔的排水温度和所有风机的总能耗。以 TRNSYS 为仿真平台的仿真模拟程序计算框图见图 3。

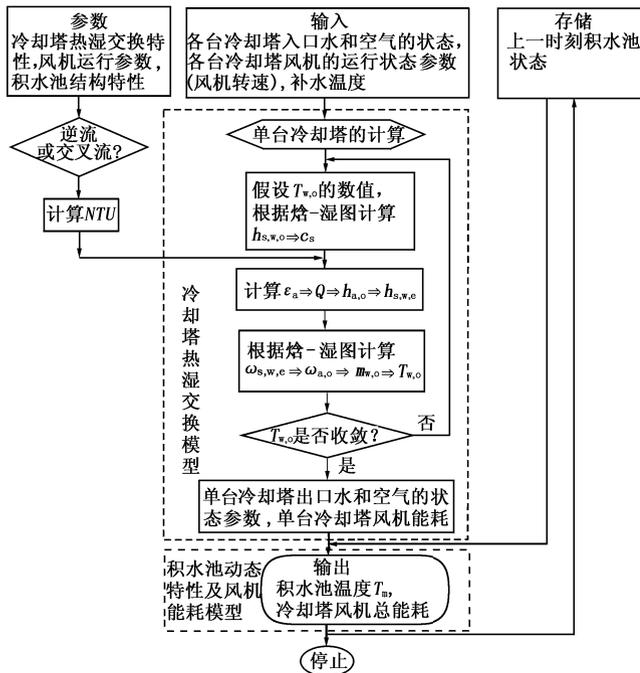


图 3 冷却塔仿真模拟程序框图

2 冷却塔模型的参数辨识

在本文的冷却塔模型中, 反映空气和水热湿交换特性的参数 c 和 n 必须通过实验测量加以计算获得。首先选择某需要仿真的实际空调系统中的冷却塔, 对其进行实验测试, 测试项目包括: 单台冷

却塔的进出口水温(出口水温必须是经过热湿填料层后淋下来的水的温度,而不能是经过冷却塔积水池混合后的水温),入口水流量,周围空气干、湿球温度,冷却塔风机的风量。为分析这些不同运行状态下的测试数据,笔者编制了冷却塔模型参数辨识的预处理程序,由此可以回归出参数 c 和 n 。具体思路为:首先根据冷却塔内空气和水的湿交换模型,利用焓-湿图分别计算平均饱和比热容 c_s 、热容率 m^* 。假设进出口水流量相等,由此得到空气侧换热效率 ϵ_a 的假设值,进而算出空气和水进行热湿交换的传热单元数 NTU 、出口空气焓值 $h_{a,o}$,最终确定出口水流量。当空气侧换热效率 ϵ_a 的值计算收敛后,利用最小二乘法回归 c 和 n 。有关参数辨识的预处理程序框图见图 4。

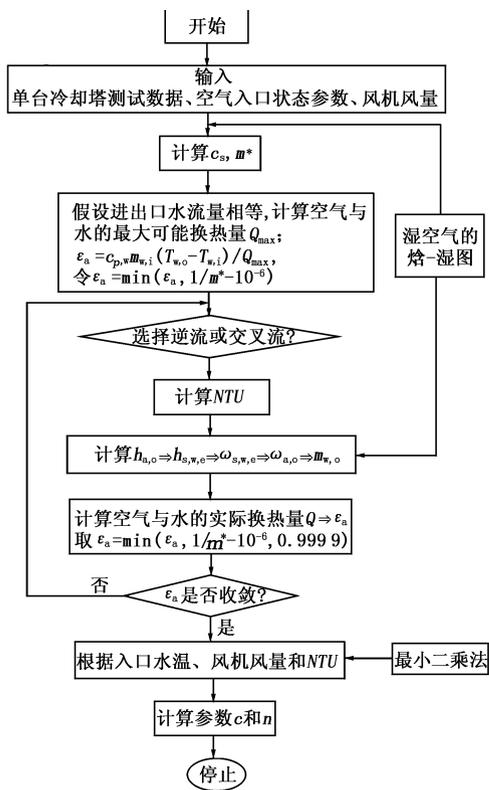


图 4 冷却塔模型参数辨识程序框图

3 冷却塔模型的实验验证及模型参数的讨论

选择位于上海浦东的一座高 140 m 的商务大楼作为测试对象。该大楼总建筑面积 71 000 m²,地上 39 层,地下 3 层。集中空调系统的冷源采用 5 台大小相同的离心式冷水机组(四用一备),布置在地下 3 层,单台设计冷量为 1 934 kW(550 USRt)。通过置于 38 层平台的 5 台冷却塔向环境散热,每台冷却塔的设计参数为进水 37 ℃,出水

32 ℃,湿球温度 27 ℃,冷却能力 2 721 kW,循环水量 7 800 L/min。每台冷却塔中有 3 台定风量风机,单台风机风量 1 100 m³/min,功率 14 kW,在实际运行时采取 3 台风机同时联动的控制方式。为减小对制冷机的压力,冷却水泵布置在冷却水回水侧。冷水采用二次泵系统,但初级、次级泵都为定流量泵,当负荷发生变化时,通过调整次级泵运行台数进行控制。水系统示意图见图 5,当室外气温较低时,为防止冷凝器冻结,可开启旁通阀 1。

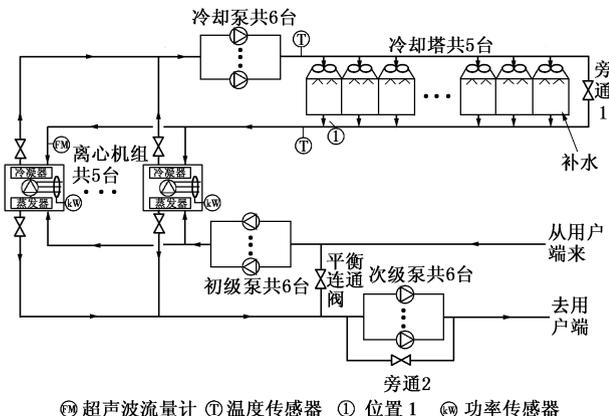


图 5 被测对象的水系统结构示意图及传感器布置点

测试在 10 月份进行,这时由于整个建筑空调负荷相对较小,因此每天只开启制冷机、冷却塔、冷却泵和初级泵各一台,而次级泵则根据日负荷的变化开启一到两台,主要根据图 5 中通过旁通 2 的流量来控制。对于停止运行的制冷机或冷却塔,其水路控制阀门关闭以切断水流。由于 10 月份上海的室外气温并不很低,因此旁通阀门 1 常关。这时水系统变得相对简单,有利于测试的准确性。

大楼每日的空调运行时间为 6:00~18:00,采取利用建筑物管理系统 BMS 和实际测试相结合的方法来获得原始数据。该 BMS 采集数据的时间间隔为 6 min。由于 BMS 对冷却塔的监测控制只包括水侧部分,而没用风侧部分,即可以从电脑终端显示器上人工读数或存盘打印输出的数据只有冷却水的总供水温度和总回水温度(见图 5 的温度传感器布置点),而本文需要测试的冷却水温度包括单台冷却塔的进水温度即冷却水的总回水温度、以及单台冷却塔的出水温度即图中位置 1 的温度,对于前者,可以直接通过 BMS 进行数据采集;而后者由于有补水,从理论上讲,位置 1 的水温并不等于冷却水的总供水温度。于是利用位置 1 已有的温度计预留孔,采用人工方式测量水温,从

BMS 进行数据采集的某个时刻开始,每隔 6 min 测温一次,每次记录下测试时间和水温值,经过一天、共 81 个温度数据的记录观察,发现位置 1 的人工测试温度值与同时刻 BMS 记录的冷却水总供水温度值差别不过在 0.2 °C 左右,考虑人工读数尚有一定误差,因此直接利用 BMS 监测的总供水温度作为位置 1 的温度。

由于实际条件所限,没有测量通过单台冷却塔的冷却水流量,而将其视为等于流经单台离心机冷凝器的冷却水流量,并且考虑为整日恒定。分别采用温度记录仪和湿度记录仪记录冷却塔的进风、排风温度和进风湿度,从 BMS 进行数据采集的某个时刻开始,每隔 6 min 记录数据一次。考虑冷却塔排风的高湿性,利用 TSI Veloci Calc Plus 多功能仪器,采取人工读数的方法记录排风湿度,开始记录数据的时刻及时间间隔都与其他测试数据相同,在最初读数时留出了足够的稳定时间。测试用仪器仪表见表 1。

表 1 冷却塔参数测试用仪器仪表

测试项目	仪器仪表	最小分度或精度
冷却水总供、回水温度	BMS 对布置点的温度传感器进行数据采集	0.001 °C, 每隔 3 个月标定一次
单台冷却塔出水温度	玻璃水银温度计	0.1 °C
冷却塔进、排风温度	温度记录仪	0.01 °C
冷却塔进风湿度	湿度记录仪	0.1%
冷却塔排风湿度	TSI Veloci Calc Plus 多功能仪器	0.1%

测试共进行了 3 天,测试时间为 9:30~17:30。选择两天的测试数据,利用其中一天的数据进行参数辨识,另一天的数据进行模型校验。其中某日所测试的冷却塔进出口水温、进出口空气温度、进出口空气湿度分别见图 6~8。

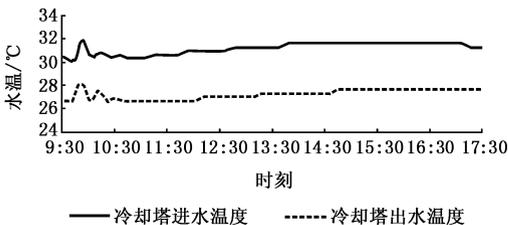


图 6 冷却塔进出口水温实测值

将上述实测的冷却塔进出口水温、进口流量、空气入口温湿度、冷却塔风机风量等参数编制成数据文件,输入冷却塔模型的参数辨识程序中进行迭

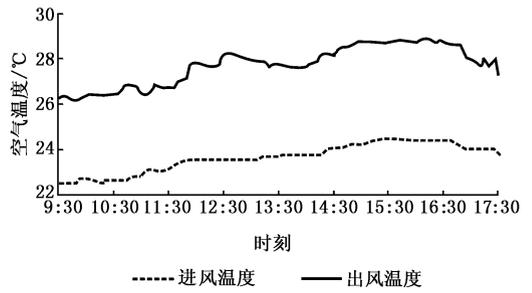


图 7 冷却塔进出口空气温度实测值

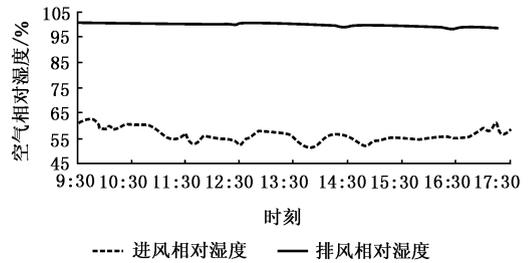


图 8 冷却塔进出口空气相对湿度实测值

代计算,考虑到由于冷却水流量和冷却塔风机风量都恒定,为便于系数回归,使二者的流量比在恒定值上下作微小变化(变化幅度在±2%以内),虽然这种微小变化纯粹是数学上的技术处理,但其与实际情况也能基本吻合,因为实际系统在运行时,无论风量还是水量,尽管是定流量的,但一天中也会有微小变化,所以这样的数学处理不会引起与实际情况的较大出入。由此计算出不同数据记录时刻的传热单元数 NTU 和流量比 $m_{w,i}/m_a$,见图 9。从图中可见, NTU 在基本恒定的流量比下变化也很

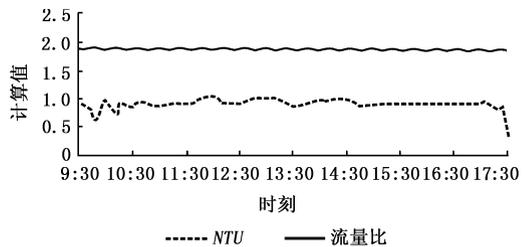


图 9 利用实测数据计算出一天不同时刻的 NTU 和流量比

小。将 NTU 和流量比绘制成对数图,见图 10,最终回归出的系数为 $c=3.2723, n=-2.9489$ 。

将另一天实测数据中的冷却塔进水温度、进水流量、冷却塔进风状态等参数,按照 TRNSYS 要求编制成数据读入文件,并利用前面所得到的系数 c 和 n ,输入到本文的冷却塔仿真模型中,发现冷却塔的出水温度和出风温度的仿真结果都与实测值有较大误差(20%左右)。分析其原因,发现问题出

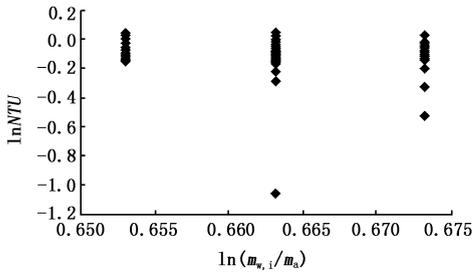


图 10 NTU-流量比的对数图

在参数辨识上面。因为参数 c 和 n 的获得关键取决于 NTU 和流量比,实际测量中应该取得很大范围内的 NTU 和流量比变化值,才能正确回归 c 和 n ,但因为本文所选择的测量对象,其冷却塔风机为定风量,且冷却水回路也为定流量,这样就造成二者的流量比为准恒定值,实测获得的 NTU 和流量比都是变化较小的量,这从图 9 和图 10 中也可以看出,因此最终回归出的参数 c 和 n 可能具有一定的偏差,由此造成仿真结果误差较大。

再根据文献[3]中推荐的 c 和 n 的经验值,经过多次仿真试算,发现对于本文的仿真对象,当 c 和 n 分别取 2.12 和 -0.73 时,仿真模拟结果较好,其中,冷却塔出水温度和出风温度的仿真结果与实测值对比见图 11, 12, 仿真结果误差都在 $\pm 6\%$ 以内。

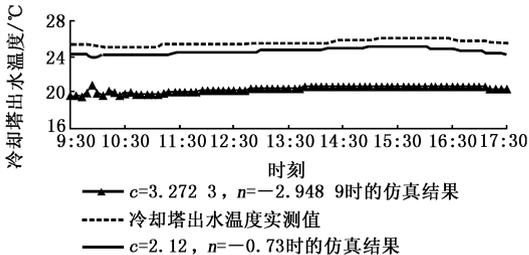


图 11 冷却塔出水温度测量值与不同参数时计算值的对比

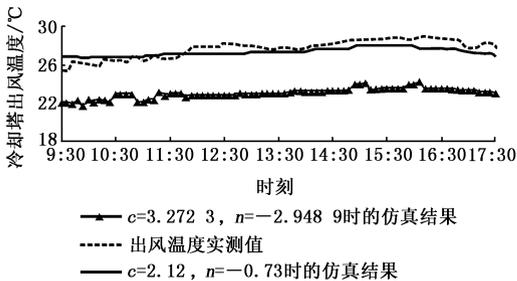


图 12 冷却塔出风温度测量值与不同参数时计算值的对比

从测试实验分析结果可得出如下结论:

a) 如果参数辨识相对准确,则仿真结果精度较高、可靠性较好,这证明了该冷却塔模型本身精度较好,能够准确模拟冷却塔的工作特性和空气与

水的热湿交换等特性;

b) 要想获得相对准确的模型参数,最好对实际系统在一定变化范围内的气水流量比和传热单元数进行测试。比如像本文这种测试对象的定流量比系统,对于冷却水流量,由于制冷机冷凝器的要求一般不会有较大变化,基本常年保持恒定;但对于冷却塔风机,虽然为定风量风机,但这类轴流风机叶片的安装角都可以调整,以改变风机的流量和压头,而且据测试大楼物业管理人说,他们通常在夏季时让所有的冷却塔风机处于最高风量下运行,等到过渡季节时,常常将风机叶片的安装角调小以减小风量,这样可以更好地适应系统负荷的变化,同时可以节能。因此,若能在风机额定流量和部分流量运行的季节分别对其风量进行测试,则能获得在一定范围内的气水流量比,这样将有利于获得更加准确的模型参数,从而提高模型的仿真模拟精度。

c) 若将该冷却塔模型应用于变冷却水流量或变冷却塔风机风量的系统,则可能更易获得相对准确的模型参数。

4 结语

本文根据热力学、流体力学和传热传质的基本理论,采用动态方法、以 TRNSYS 为仿真平台,建立了冷却塔的数学模型,并利用实际空调系统的测试数据对模型进行了实验验证。实验结果表明:a) 最好对实际系统在一定变化范围内的测试数据进行分析以获得相对准确的模型参数;b) 该冷却塔模型仿真精度高、可靠性高,物理概念清晰,数学形式简洁,计算量小,参数辨识简单,适合于系统仿真研究。

参考文献

- 1 Merkel F. Verdunstungskühlung. VDI Forschungsarbeiten, Berlin, 1925
- 2 Jaber H, Webb R L. Design of cooling towers by the effectiveness - NTU method. ASME Winter Annual Meeting, Boston, Massachusetts, 1987
- 3 Maclaine-cross I L, Banks P J. A general theory of wet surface heat exchangers and its application to regenerative cooling. ASME J of Heat Transfer, 1981, 103(3): 579 - 585
- 4 Braun J E. Methodologies for the design and control of central cooling plants: [Ph D Thesis]. Madison: University of Wisconsin, 1988