

[文章编号] 1002-8528(2010)06-0101-04

水温控制精度对蒸发式冷气机制冷量测量准确度的影响研究

刘 刚,曹 阳(国家空调设备质量监督检验中心,北京 100013)

[摘 要] 水蒸发冷却制冷设备性能的好坏直接关系到可再生低品位能源“干空气”能的推广和应用,本文对《蒸发式冷气机》(送审稿)中水温控制精度范围的不合理性进行了分析,对不同喷淋水温度对蒸发冷却制冷量测量准确性的影响进行了探讨,结合实验室测试检验要求和标准中制定的满足水蒸发冷却设备制冷量合格判据的要求,给出了应达到的喷淋水温度范围。

[关键词] 蒸发冷却;显热制冷量;喷淋水水温
[中图分类号] TU831 [文献标识码] A

Influences of Water Temperature Control Accuracy on Measurement Precision of Cooling Capacity of Evaporative Air Cooler

LIU Gang, CAO Yang (National Center for Quality Supervision and Inspection of Air Conditioning Equipment, Beijing 100013, China)

[Abstract] The application and extension of renewable low-grade energy of dry air is directly affected by the performance of water evaporative cooling appliances. In this paper, the unreasonable control accuracy range of water temperature in the standard of Evaporative Air Cooler (draft version for examination) was analyzed, the influences of different spray water temperatures on measurement precision of cooling capacity of this type of equipment was discussed. Furthermore, combined with the requirements of testing inspection and the reasonable criteria to satisfy the equipment cooling capacity presented in the standard, the suitable range of spray water temperature was given out.

[Keywords] evaporative cooling, sensible cooling capacity, temperature of spray water

1 引 言

2009 年 11 月 25 日,国务院召开常务会议指出,到 2020 年,中国单位国内生产总值 CO₂ 排放量比 2005 年下降 40%~45%。这是贯彻可持续发展战略的又一重要举措。建筑行业与能源和环境密切相关,而空调系统的能耗在整个建筑能耗中所占比例很大,且随着社会的进步和人民生活水平的不断提高而迅猛增长。

水蒸发冷却是人类已知最原始的冷却方式之一。随着能源短缺和环境问题的日益突出,蒸发冷

却以其节能、环保、经济及改善室内空气品质等优势,在空调领域有着广阔的应用前景,这项技术自 20 世纪 80 年代以来引起了众多学者的关注。

全世界目前正在使用的蒸发冷却器超过两千万台^[1],而我国蒸发冷却器的市场年销售量也达到了几十万台。由于蒸发冷却制冷设备制造技术的门槛不高,国内的生产厂家一拥而上,市场上出现了以次充好、夸大产品性能等现象。为了规范蒸发冷却制冷设备的生产,保证产品质量,国家开始制定相关标准。《蒸发式冷气机》(送审稿)中所规定的制冷量测量时的水温控制精度较宽,影响水蒸发冷却设备制冷量实测值不低于明示值 95% 的合格判据要求。本文通过该标准送审稿中制冷量测量条件对实际制冷量测量的影响进行分析,对蒸发冷却喷淋水温度的控制精度提出了要求,以期准确测量制冷量,避免依据标准生产的设备在市场销售中产生混乱。

[收稿日期] 2010-03-09

[基金项目] “十一五”国家科技支撑计划项目(2006BAJ04B04-01)

[作者简介] 刘 刚(1985-),男,在读硕士研究生

[联系方式] liugang29030302@163.com

2 水直接蒸发冷却原理

空气与水接触会发生传热传质现象,其热质交换量的大小、方向与空气的干湿球温度、水的温度等因素有关。空气的湿度不同,其容纳水汽的能力也不同,同时水蒸发会带走热量。因此,干空气在由干变潮的过程中,能为空调提供所需要的能量。在干燥地区,这是“取之不尽、用之不竭”的清洁无污染的能源。

不饱和空气与水之间进行换热与空气的3个温度有关:空气的干球温度 t_g 、湿球温度 t_s 和露点温度 t_l ,且 $t_g > t_s > t_l$ 。空气在直接蒸发冷却器中的热质交换大致可划分为如下7种过程,其中 t_w 为水温。

1) 当 $t_w > t_g$ 时,空气从水中获得显热,总热流方向指向空气,空气升温增焓加湿。

2) 当 $t_w = t_g$ 时,空气和水之间无显热交换,总热流指向空气,空气等温增焓加湿。

3) 当 $t_g > t_w > t_s$ 时,空气失去显热,发生降温增焓加湿过程,总热流指向空气。

4) 当 $t_w = t_s$ 时,空气失去显热,但获得潜热,失去的显热量等于获得的潜热量,总热流为零,发生降温等焓加湿过程。

5) 当 $t_s > t_w > t_l$ 时,空气失去显热,发生降温减焓加湿过程,总热流指向水。

6) 当 $t_w = t_l$ 时,空气失去显热,发生等湿降温减焓过程,总热流指向水。

7) 当 $t_w < t_l$ 时,空气失去显热,发生降温减焓减湿过程,总热流指向水。

从以上分析可以看出,因为空气和水之间温度的不同,空气会被加热或冷却、加湿或除湿。对于采用水蒸发冷却制冷的空调系统,因为没有人工机械冷源,水温无法控制,所以用显热制冷指标对供冷效果进行评价,其定义为 Q_x :

$$Q_x = G_a C_p (t_{g2} - t_{g1}) \quad (1)$$

式中, G_a 为空气的质量流量,kg/s; C_p 为空气的定压比热容,J/(kg·°C); t_{g1} 、 t_{g2} 分别为进、出口空气干球温度,°C。

3 理论分析

3.1 淋水水温对空气出口温度影响的理论分析

按照能量守恒的基本原理对直接蒸发冷却过程建立计算模型(见图1)。空气横向流过填料层,喷

淋水由淋水器喷出,在填料层上形成薄薄的水膜,水膜在质量力(重力)的作用下沿填料层向下流动。填料层的厚度为 L ,宽度为 B ,高度为 A 。进口空气的质量流量为 G_{a1} 、干球温度为 t_{g1} 、湿球温度为 t_{s1} 、含湿量为 d_1 ;出口空气的质量流量为 G_{a2} 、干球温度为 t_{g2} 、含湿量为 d_2 。沿填料厚度方向取一微元层,其厚度为 δx ,进口空气状态不变(G_{a1} 、 t_{g1} 、 t_{s1} 和 d_1),经过厚度为 δx 的填料层后空气质量流量为 G_{ax} 、干球温度为 t_{gx} 、湿球温度为 t_{sx} 、含湿量为 d_x 。

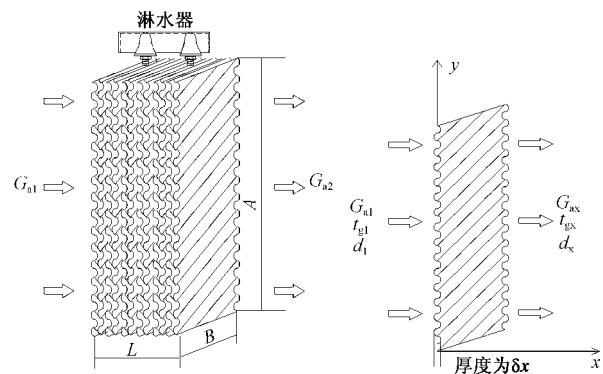


图1 直接蒸发冷却模型

在厚度为 δx 的填料层内,空气和水之间的显热交换量为 dQ_x :

$$dQ_x = G_{ax} C_p dt = h(t_{gx} - t_w) dF \quad (2)$$

式中, dF 为 δx 处填料层的表面积, m^2 , $dF = kAB\delta x$, k 为填料的比表面积, m^2/m^3 ; h 为传热系数, $kJ/(m^2 \cdot ^\circ C)$; dt 为通过厚度为 δx 的填料层后空气的干球温度变化量,°C;其余参数含义同前。

空气与水之间的潜热交换量 dQ_q 为:

$$dQ_q = r G_{ax} d(d) = r\alpha(d_x - d_1) dF \quad (3)$$

式中, r 为水的气化潜热, kJ/kg ; α 为传质系数, $kJ/(m^2 \cdot s)$; $d(d)$ 为通过厚度为 δx 的填料层后空气的含湿量变化量, g/kg 干空气;其余参数含义同前。

空气与水之间的总热交换量 dQ_z 为:

$$dQ_z = dQ_x + dQ_q \quad (4)$$

空气总热量的变化可表示为:

$$G_{ax} di = h(t_{gx} - t_w) dF + r\alpha(d_x - d_1) dF \quad (5)$$

式中, i 为空气的焓值, kJ/kg ;其余参数含义同前。

$$i = C_p t + (r + C_{pv} t) d \quad (6)$$

式中, C_{pv} 为水蒸气的定压比热, $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ ^[2];其余参数含义同前。

将式(2)、(3)和(6)代入式(5),并忽略 $C_{pv} d$,

化简得:

$$\frac{dt}{dx} = kAB(t_{gx} - t_w) \left[\frac{h}{C_p G_{ax}} + \frac{d(d)}{dx} \frac{C_{pv}}{C_p} \right] \quad (7)$$

在水蒸发冷却过程中,设 $\frac{d(d)}{dx} = 0$, 对式(7)进行积分有:

$$\ln \frac{|t_{g1} - t_w|}{|t_{gx} - t_w|} = \frac{kABh}{C_p G_{ax}} x \quad (8)$$

对于水蒸发冷却制冷,进口空气的干球温度大于喷淋水温度,即 $t_{g1} \geq t_w$, 则式(8)可化简为:

$$t_{gx} = t_w + (t_{g1} - t_w) e^{-\frac{kh}{C_p G_{ax}} x} \quad (9)$$

式(9)表示一般情况下,喷淋水初始温度对空气冷却温度的影响。当填料层的长度为已知数值 L 时,出口空气的干球温度 t_{g2} 为:

$$t_{g2} = t_w + (t_{g1} - t_w) e^{-\frac{kh}{C_p G_{ax}} L} \quad (10)$$

当喷淋水温 t_w 为 $(t_{s1} + \Delta t)^\circ\text{C}$ 时,代入式(10)可得:

$$t_{g2} = t_{s1} + (t_{g1} - t_{s1}) e^{-\frac{kh}{C_p G_{ax}} L} + \Delta t (1 - e^{-\frac{kh}{C_p G_{ax}} L}) \quad (11)$$

直接蒸发冷却等焓过程效率的表达式为^[3]:

$$\eta = 1 - e^{-\frac{kh}{C_p G_{ax}} L} \quad (12)$$

喷淋水温与入口空气湿球温度温差不大时,蒸发冷却效率近似与等焓过程的效率相等。将式(12)代入式(11),则得到不同喷淋水温下,空气出口的干球温度:

$$t_{g2} = t_{s1} + (t_{g1} - t_{s1}) e^{-\frac{kh}{C_p G_{ax}} L} + \Delta t \eta \quad (13)$$

等焓处理过程和其它处理过程出口温度之间的关系如 2 所示,图中 1 为进口空气状态,2 为任意其它处理过程的出口状态点,2' 为在等焓过程下的出口状态点,1-2' 为等焓处理过程,1-2 为任意其它处理过程。

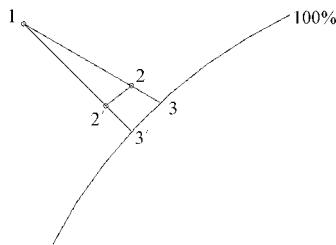


图 2 空气不同处理过程的效率图示

图 2 中 $\triangle 12'2$ 和 $\triangle 13'2$ 可近似看作相似三角

形,由三角形相似定理可得:

$$\eta = \frac{1 \rightarrow 2}{1 \rightarrow 3} = \frac{1 \rightarrow 2'}{1 \rightarrow 3'} = \frac{2 \rightarrow 2'}{3 \rightarrow 3'} \quad (14)$$

代入这些状态点的干球温度值,可得:

$$\eta = \frac{t_{g1} - t_{g2}}{t_{g1} - t_{g3}} = \frac{t_{g1} - t'_{g2}}{t_{g1} - t'_{g3}} = \frac{t_{g2} - t'_{g2}}{t_{g3} - t'_{g3}} \quad (15)$$

并由 $\Delta t = t'_{g3} - t_{g3} = t_w - t_{s1}$ 得任意其它处理过程出口空气的干球温度 t_{g2} :

$$t_{g2} = t'_{g2} + \Delta t \eta \quad (16)$$

3.2 淋水水温对显热换热量影响的理论分析

由图 2 所示的 2 种不同的处理过程可知,当空气为等焓处理过程时,显热换热量计算为:

$$Q'_x = G_{a1} C_p (t_{g1} - t'_{g2}) \quad (17)$$

当空气处理过程为非等焓过程时,显热换热量计算为:

$$Q_x = G_{a1} C_p (t_{g1} - t_{g2}) \quad (18)$$

设 θ 为两者的百分比值:

$$\theta = \frac{Q_x}{Q'_x} = \frac{G_{a1} C_p (t_{g1} - t_{g2})}{G_{a1} C_p (t_{g1} - t'_{g2})} \times 100\% \quad (19)$$

即:

$$\theta = \frac{t_{g1} - t_{g2}}{t_{g1} - t'_{g2}} \times 100\% \quad (20)$$

将式(16)代入式(20)得淋水水温对显热换热量测量影响的百分比为:

$$\theta = \left(1 - \frac{\Delta t \eta}{t_{g1} - t'_{g2}} \right) \times 100\% \quad (21)$$

4 结果分析

4.1 2 种工况下显热换热量的误差分析

《蒸发式冷气机》(送审稿)第 6 部分的实验条件给出了名义实验工况^[4]:“干燥工况的干球温度为 38°C ,湿球温度为 23°C ;高温工况的干球温度为 38°C ,湿球温度为 28°C 。”

经过查表计算,干燥工况对应的露点温度为 16.3°C ,等焓处理出风温度为 25.3°C 。现以蒸发式冷气机的效率 85% 为例,在 101 325 Pa 标准大气压下,对所规定的喷淋水进口水温的影响进行误差分析,分析结果见表 1 和表 2。可以看出,不同喷淋水温度情况下的显热制冷量与等焓过程制冷量相比,偏差范围最大可达 74%。因此,产品标准中增加对喷淋水温控制精度范围非常必要。

表 1 干燥工况下的误差分析

$t_w / ^\circ\text{C}$	$t'_{g2} / ^\circ\text{C}$	$t_{g2} / ^\circ\text{C}$	$(t_{g2} - t'_{g2}) / ^\circ\text{C}$	相对误差 / %
$12 \leq t_w < 16.3$		$16 \leq t_{g2} < 19.6$	$-9.3 \leq (t_{g2} - t'_{g2}) < -5.7$	$74 \leq \text{相对误差} < 45$
$16.3 \leq t_w < 23$	25.3	$19.6 \leq t_{g2} < 25.3$	$-5.7 \leq (t_{g2} - t'_{g2}) < 0$	$45 \leq \text{相对误差} < 0$
$23 \leq t_w \leq 32$		$25.3 \leq t_{g2} \leq 33$	$0 \leq (t_{g2} - t'_{g2}) \leq 7.7$	$0 \leq \text{相对误差} \leq 60$

表 2 高湿工况下的误差分析

$t_w / ^\circ\text{C}$	$t'_{g2} / ^\circ\text{C}$	$t_{g2} / ^\circ\text{C}$	$(t_{g2} - t'_{g2}) / ^\circ\text{C}$	相对误差 / %
$12 \leq t_w < 24.9$		$15.9 \leq t_{g2} < 26.9$	$-13.6 \leq (t_{g2} - t'_{g2}) < -2.6$	$160 \leq \text{相对误差} < 31$
$24.9 \leq t_w < 28$	29.5	$26.9 \leq t_{g2} < 29.5$	$-2.6 \leq (t_{g2} - t'_{g2}) < 0$	$31 \leq \text{相对误差} < 0$
$28 \leq t_w \leq 32$		$29.5 \leq t_{g2} \leq 32.9$	$0 \leq (t_{g2} - t'_{g2}) \leq 3.4$	$0 \leq \text{相对误差} \leq 40$

4.2 显热制冷量与等焓过程制冷量的偏差维持 5% 的喷淋水温度要求

依据式 (21), 以直接蒸发冷却设备效率 0.85 计算可知, 实际显冷制冷量与理论显冷制冷量之间

的相对误差 $\frac{|t'_{g2} - t_{g2}|}{t_{g1} - t'_{g2}}$ 每增大 5%, 水温所允许的偏差见表 3。

表 3 相对冷量误差每增大 5% 所对应喷淋水温度的偏差

相对误差 / %	0.05	0.1	0.15	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5	0.55	0.6	0.65	0.7	0.75	0.8	0.85	0.9	0.95	1
干燥工况 / °C	0.7	1.5	2.2	3	3.7	4.5	5.2	6	6.7	7.5	8.2	9	9.7	10.5	11.2	12	12.7	13.4	14.2	14.9
高湿工况 / °C	0.5	1	1.5	2	2.5	3.0	3.5	4	4.5	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10

由表 3 得出, 为满足《蒸发式冷气机》(送审稿) 中“蒸发式冷气机的显热制冷量与额定值误差在 5% 以内”的判据要求, 干燥工况喷淋水温度的范围必须保持在 $22.3 \text{ } ^\circ\text{C} \leq t_w \leq 23.7 \text{ } ^\circ\text{C}$, 高湿工况必须保持在 $27.5 \text{ } ^\circ\text{C} \leq t_w \leq 28.5 \text{ } ^\circ\text{C}$, 波动范围非常狭小。因此进行直接蒸发冷却产品的实验室性能检验测试时, 需要严格控制喷淋水的温度。

验工况和水温波动范围内, 对干燥工况显热制冷量的最大影响为 74%, 对高湿工况的最大影响为 160%。

3) 为保证蒸发冷气机制冷量测量值满足实测值不低于明示值的 95% 判据的要求, 干燥工况喷淋水温度范围应保证 $22.3 \text{ } ^\circ\text{C} \leq t_w \leq 23.7 \text{ } ^\circ\text{C}$, 高湿工况喷淋水温度范围应保证 $27.5 \text{ } ^\circ\text{C} \leq t_w \leq 28.5 \text{ } ^\circ\text{C}$ 。

5 结 论

本文通过对影响水直接蒸发冷却显热制冷量合格判据因素的分析, 得出以下结论:

1) 喷淋水温不同, 会影响水直接蒸发冷气机显热制冷量测量的准确性;

2) 在《蒸发式冷气机》(送审稿) 给定的名义实

[参考文献]

- [1] 约翰·瓦特, 威尔·布朗. 蒸发冷却空调技术手册 [M]. 黄翔, 武俊梅, 等. 译. 北京: 机械工业出版社, 2008.
- [2] 薛殿华. 空气调节 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1991.
- [3] 蒋毅. 高效节能的蒸发冷却技术及其应用的建模与实验研究 [D]. 南京: 东南大学, 2006.
- [4] 合肥通用机械研究院. 蒸发式冷气机 (送审稿) [S].

更 正

2010 年第 4 期第 58 页 1.1 节第 2 行“……选用 $\varphi 305$ 的多孔陶瓷管”应为“……选用 $\varphi 30 \times 5$ 的多孔陶瓷管”。特此更正。

本刊编辑组