

# 《商业或工业用的蒸发型冷气机》 标准制定的若干问题探讨\*

西安工程大学 汪超<sup>☆</sup> 黄翔  
合肥通用机电产品检测院 张明圣  
澳蓝(福建)实业有限公司 黄华铃

**摘要** 通过对我国干燥地区、沿海高相对湿度地区代表性城市典型气象年气象数据的分析,选定蒸发型冷气机干燥地区名义工况的干湿球温度为 38 ℃/23 ℃,高相对湿度地区名义工况的干湿球温度为 38 ℃/28 ℃。通过分析蒸发型冷气机的供冷量,采用等效处理方法得到了供冷量的计算方法,为标准的供冷量、能效比的计算和试验方法的确定提供了参考。

**关键词** 蒸发型冷气机 标准 名义工况 制冷量 能效比

## Discussion on some problems in establishing the standard of Commercial or industrial evaporative air-conditioners

By Wang Chao<sup>☆</sup>, Huang Xiang, Zhang Mingsheng and Huang Hualing

**Abstract** With an analysis of typical meteorological year data in some representative cities in China's dry areas and highly humid coastal areas, selects 38 ℃/23 ℃ as the dry bulb temperature and wet bulb temperature of the nominal condition in dry areas and 38 ℃/28 ℃ in coastal areas with high relative humidity. By an analysis obtains the calculation method of the cooling capacity of evaporative air-conditioners, and provides a reference for the determination of the cooling capacity, energy efficiency ratio and testing method.

**Keywords** evaporative air conditioner, standard, nominal condition, cooling capacity, energy efficiency ratio

★ Xi'an Polytechnic University, Xi'an, China

### 0 引言

蒸发型冷气机(直接蒸发冷却器)是一种利用自然环境中可再生能源——干燥空气的干球温度与湿球温度差,通过水与空气直接接触或空气通过一个展开的湿表面材料,利用热湿交换来获取冷量的环保且经济的冷却装置<sup>[1,2]</sup>。这种冷却装置在降低空气温度的同时,使空气的含湿量和相对湿度增大,起到了加湿作用,这种用空气的显热换得潜热的处理过程既可称为空气的直接蒸发冷却,又可称为空气的绝热降温加湿,适用于低湿度地区,如我国赤峰市—张家口—大同—太原—延安—平凉—天水—甘孜—一线以西地区(如甘肃、新疆、内蒙古、宁夏、陕西、山西等省、自治区全部或部分地区)<sup>[3-4]</sup>。

目前,我国的蒸发型冷气机发展迅速。上世纪 90 年代末,国内部分厂家从国外引进了蒸发式冷气机技术。经过 10 年的发展,这项空调技术已经得到了快速的发展,形成

了产业化、规模化。随着蒸发型冷气机市场不规范竞争不断加剧,相关标准的制定迫在眉睫<sup>[5]</sup>。目前由全国冷冻空调设备标准化技术委员会牵头的《商业或工业用的蒸发型冷气机》国家标准正在紧张制定中。其中试验工况、制冷量、能效比等的确定是标准制定中最为关键的环节之一。

### 1 试验工况

用蒸发型冷气机处理空气时,空气的干球温度与湿球温度差是推动力。合理的干球温度、湿球温度试验工况是正确评价蒸发型冷气机性能的基础。

#### 1.1 国外部分标准规定的试验工况

美国 ANSI/ASHRAE Standard 133—2001《直接蒸发空气冷却器测试方法》规定了允许的试验工况:进口空气的

①☆ 汪超,男,1982年12月生,在读硕士研究生  
710048 西安工程大学环境与化学工程学院  
(029) 82330624  
E-mail: xpu\_chw@126.com  
收稿日期:2009-07-11  
修回日期:2009-07-25

\* 西安工程大学研究生创新基金资助项目(编号:chx090711)

干球温度最高应为 46 °C (115 °F), 湿球温度最低应为 5 °C (41 °F), 湿球温度降最小应为 14 °C (57 °F), 为确保试验结果有效, 上游湿球温度与下游湿球温度的差值不应大于 1 °C (2 °F)<sup>[6]</sup>。新修订的 ANSI/ASHRAE Standard 133—2008《直接蒸发空气冷却器测试方法》对允许的试验工况作了修改, 进口空气的干球温度最高应为 46 °C (115 °F), 湿球温度最低应为 5 °C (41 °F), 湿球温度降最小应为 11 °C (20 °F), 为确保试验结果有效, 上游湿球温度与下游湿球温度的差值不应大于 1 °C (2 °F)<sup>[7]</sup>。作此修改是为了增加采用非标准工况空气且不降低准确性的测试完成次数。

澳大利亚 AS 2913—2000《蒸发式空调设备》未推荐具体的试验工况值, 只是要求试验应在与标识数据一致的工况下进行, 如供电条件, 或者试验应在能代表试验工况的温湿度环境下进行。该标准在参考性附录中给出了具体的名义试验工况条件: 进口干球温度 38 °C, 进口湿球温度 21 °C, 室内干球温度 27.4 °C<sup>[8]</sup>。

### 1.2 国内蒸发型冷气机标准试验工况

蒸发型冷气机适用于低相对湿度地区, 但目前除了在我国兰州、呼和浩特、银川、乌鲁木齐和吐鲁番等西北地区得到了大量的应用和推广外, 还广泛应用于江苏、浙江、福建和广东沿海地区的企业厂房。在确定试验工况时, 既要考虑适用于干燥地区的试验工况, 也要考虑沿海地区等高相对湿度地区的试验工况, 这样才具有广泛的适用性和较强的针对性。

### 1.3 干燥地区的试验工况

干燥地区的试验工况参数包括干球温度和湿球温度。根据蒸发型冷气机适用地域选取呼和浩特、延安、兰州、银川、乌鲁木齐、克拉玛依、吐鲁番和哈密等主要城市为对象, 研究其在夏季空调不保证率条件下的室外计算干湿球温度分布(见图1), 从中选取合理的温度值作为干燥地区名义工况的干球温度值, 并根据其对应的湿球温度分布情况, 确定湿球温度值。

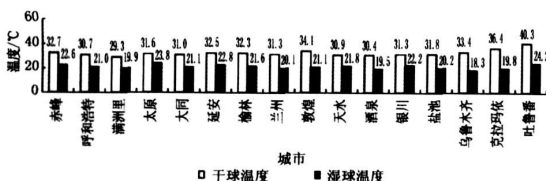


图1 我国干燥地区夏季空调室外计算干湿球温度分布情况

#### 1.3.1 干球温度

根据《中国建筑热环境分析专用气象数据集》<sup>[9]</sup>的典型气象年数据库进行分析。图2为所选城市典型气象年不同夏季空调不保证率下的室外设计干球温度统计图。

综合考虑蒸发型冷气机在大部分干燥地区使用的广泛性, 以及与国外相关标准保持一致性等原因, 最终以典型气象年夏季空调不保证率为 2.5% 条件下的室外干球温度为

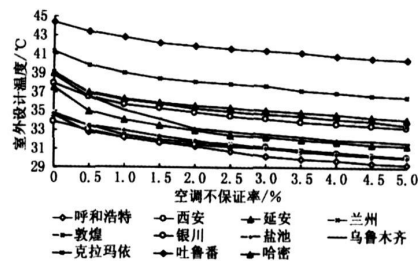


图2 所选城市典型气象年不同夏季空调不保证率下的室外设计干球温度统计图

基准确定蒸发型冷气机干燥地区的试验工况, 即室外干球温度为 38 °C。

#### 1.3.2 湿球温度

湿球温度与干球温度具有密切的相关性, 但并不遵循一定的分布规律, 因此采用统计平均的方法来确定湿球温度较为合理, 即提取所选干燥地区主要城市干球温度为 38 °C 左右的数据点所对应的湿球温度进行统计平均, 结果如图3所示。从图3可以看出, 干球温度为 38 °C 左右的数据点所对应的平均湿球温度为 16.4~25 °C, 考虑干湿球温度应有一定的差值, 最终取湿球温度为 23 °C。

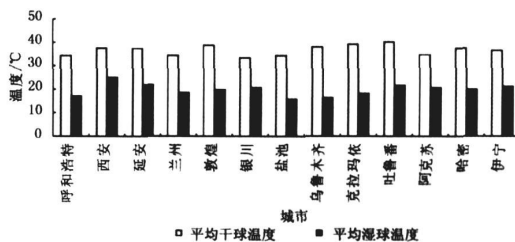


图3 干燥地区部分城市室外干、湿球温度统计结果

综上所述, 蒸发型冷气机干燥地区名义工况的干湿球温度为 38 °C/23 °C。该条件在我国干燥地区具有广泛的适用性, 同时又与国外相关标准保持一致性。

### 1.4 高相对湿度地区的试验工况

#### 1.4.1 干球温度

根据《中国建筑热环境分析专用气象数据集》<sup>[9]</sup>的典型气象年数据库进行统计分析可知, 我国高相对湿度地区不同夏季空调不保证率下的室外设计干球温度相差不大, 为了保持一定的一致性, 同样采用 38 °C 作为蒸发型冷气机在高相对湿度地区试验工况的干球温度值。

#### 1.4.2 湿球温度

选取福州、厦门、广州、汕头、韶关、温州、杭州和上海等主要城市为对象, 采用统计平均的方法确定湿球温度, 即提取所选主要城市干球温度为 38 °C 左右的数据点所对应的湿球温度进行统计平均, 结果如图4所示。从图4可以看出, 干球温度为 38 °C 左右的数据点所对应的平均湿球温度分布为 26.8~30.0 °C, 考虑干湿球温度应有一定的差值, 最终取湿球温度为 28 °C。

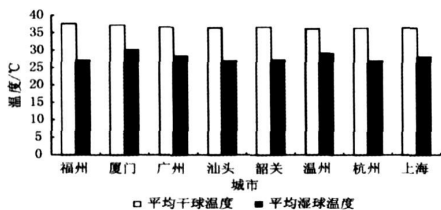


图4 高相对湿度地区部分城市室外干、湿球温度统计结果

空气温度;  $t_o$  为送风温度;  $d_{w_x}$  为室外空气含湿量;  $d_{o_x}$  为室内空气含湿量。

由蒸发型冷气机的热平衡关系(如图6所示)可知,进入蒸发型冷气机的热量(包括新风带入的显热冷量  $q_m c_p t_{w_x}$

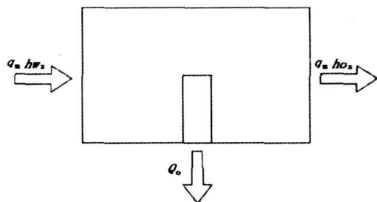


图6 蒸发型冷气机空气处理过程的热平衡关系

综上所述,蒸发型冷气机高相对湿度地区名义工况的干湿球温度为  $38\text{ }^\circ\text{C}/28\text{ }^\circ\text{C}$ 。

## 2 制冷量

蒸发型冷气机处理空气的过程不同于传统的空调系统的空气处理过程,其空气处理过程是等焓冷却过程。被处理空气经过等焓冷却后,温度降低,相对湿度增加,显热量与潜热量正负相抵,全热量为零,因此采用蒸发型冷气机处理空气只能提供显热冷量,不能提供全热冷量。

### 2.1 蒸发型冷气机制冷量分析

蒸发型冷气机夏季空气处理过程为:

$W_x \xrightarrow[\text{蒸发型冷气机}]{\text{等焓冷却}} O_x \xrightarrow{\epsilon_x} N_x \rightarrow$ 排至室外,如图5所示。

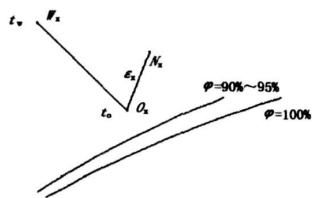


图5 蒸发型冷气机空调系统夏季空气处理过程

蒸发型冷气机所需的冷量  $Q_o$  包括显热冷量  $Q_{Ox}$  和潜热冷量  $Q_{OQ}$ , 分别为

$$Q_{Ox} = q_m c_p (t_{w_x} - t_{o_x}) \quad (1)$$

$$Q_{OQ} = q_m \times 2500(d_{w_x} - d_{o_x}) \quad (2)$$

式(1), (2)中  $q_m$  为风量;  $c_p$  为空气比定压热容;  $t_w$  为室外

$$Q_o = Q_{Ox} + Q_{OQ} = q_m c_p (t_{N_x} - t_{o_x}) + q_m \times 2500(d_{N_x} - d_{o_x}) + q_{m, w_x} c_p (t_{w_x} - t_{N_x}) + q_m \times 2500(d_{w_x} - d_{N_x}) \quad (4)$$

式(4)说明,蒸发型冷气机处理空气所需的显热冷量和潜热冷量即为空调系统的总冷量,这个结论与从  $h-d$  图分析得出的式(1), (2)是相同的。用  $h-d$  图算出的显热冷量、潜热冷量和用热平衡关系求出的冷量是一致的。

### 2.2 蒸发型冷气机显热制冷量

图7中状态点  $W_x$  到  $O_x$  的等焓冷却处理过程可等效为先进行  $W_x$  到  $O'_x$  的等湿冷却处理,再进行  $O'_x$  到  $O_x$  的等温加湿处理过程。

蒸发型冷气机处理空气提供的显热冷量  $Q_2 = q_m (h_{w_x} - h_{o_x})$ , 潜热冷量  $Q_3 = q_m (h_{o_x} - h_{o'_x})$  (式中  $h_{o_x}$  为状态点为  $O_x$  的空气的比焓,  $h_{o'_x}$  为状态点为  $O'_x$  的空气的比焓), 全热冷量  $Q_o = Q_2 + Q_3 = q_m (h_{w_x} - h_{o_x}) + q_m (h_{o_x} -$

和潜热冷量  $q_m \times 2500d_{w_x}$ ) 和蒸发型冷气机输出的热量(包括送风带走的显热冷量  $q_m c_p t_{o_x}$  和潜热冷量  $q_m \times 2500d_{o_x}$ ; 制冷剂带走的显热冷量  $Q_{Ox}$  和潜热冷量  $Q_{OQ}$ ) 相等, 即

$$q_m c_p t_{w_x} + q_m \times 2500d_{w_x} = q_m c_p t_{o_x} + q_m \times 2500d_{o_x} + Q_{Ox} + Q_{OQ} \quad (3)$$

由式(3)可见,冷量消耗在冷却室外新风和消除室内余热上。

从空调系统热平衡的关系来分析蒸发型冷气机空调系统冷量的含义可知,它反映了以下几部分负荷。

#### 1) 室内冷负荷

送风量为  $q_m$ 、状态点为  $O_x$  的空气送到室内后,吸收室内的余热和余湿,沿  $\epsilon_x$  线变化到状态点  $N_x$  后离开房间,显热冷量数值为  $q_m c_p (t_{N_x} - t_{o_x})$  (式中  $t_{N_x}$  为状态点为  $N_x$  的空气温度,  $t_{o_x}$  为状态点为  $O_x$  的空气温度), 潜热冷量数值为  $q_m \times 2500(d_{N_x} - d_{o_x})$  (式中  $d_{N_x}$  为状态点为  $N_x$  的空气含湿量,  $d_{o_x}$  为状态点为  $O_x$  的空气含湿量)。

#### 2) 新风冷负荷

流量为  $q_{m, w_x}$  的新风进入系统时的温度为  $t_{w_x}$ , 含湿量为  $d_{w_x}$ , 排出时的温度为  $t_{N_x}$ , 含湿量为  $d_{N_x}$ , 则显热冷量为  $q_{m, w_x} c_p (t_{w_x} - t_{N_x})$ , 潜热冷量为  $q_{m, w_x} \times 2500(d_{w_x} - d_{N_x})$ 。

通过以上分析可得

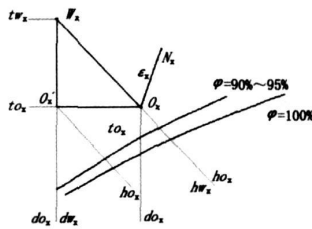


图7 蒸发型冷气机空调系统夏季空气等效处理过程

$h_{o_x}) = q_m (h_{w_x} - h_{o_x})$  (式中  $h_{w_x}$  为状态点为  $W_x$  的空气的比焓), 其中,

$$Q_2 = q_m (h_{w_x} - h_{o_x}) = q_m [1.01 t_{w_x} + d_{w_x} (2500 + 1.84 t_{w_x}) -$$

$$\begin{aligned}
 & 1.01t_{\delta x} - d_{\delta x}(2500 + 1.84t_{\delta x})] \\
 = & q_m[1.01(t_{w_x} - t_{\delta x}) + 1.84d_{w_x}(t_{w_x} - t_{\delta x})] \\
 = & q_m(1.01 + 1.84d_{w_x})(t_{w_x} - t_{\delta x}) \\
 = & q_m(1.01 + 1.84d_{w_x})(t_{w_x} - t_{\delta x}) \\
 = & q_m \Delta t(1.01 + 1.84d_{w_x}) \quad (5)
 \end{aligned}$$

由式(5)可见,蒸发型冷气机处理空气提供的显热冷量取决于风量、被处理空气的温降以及进口空气的含湿量。

由于  $\eta = \frac{t_{w_x} - t_{\delta x}}{t_{w_x} - t_s}$  (其中  $t_s$  为蒸发型冷气机进口空气的湿球温度),蒸发型冷气机处理空气提供的显热冷量为

$$\begin{aligned}
 Q_2 &= q_m(h_{w_x} - h_{\delta x}) \\
 &= q_m \eta(1.01 + 1.84d_{w_x})(t_{w_x} - t_s) \quad (6)
 \end{aligned}$$

### 3 能效比

蒸发型冷气机的耗能部件只有水泵和风机,其能效比为

$$\begin{aligned}
 EER &= \frac{Q_2}{W} = \frac{q_m(h_{w_x} - h_{\delta x})}{W} \\
 &= \frac{q_m \eta(1.01 + 1.84d_{w_x})(t_{w_x} - t_s)}{W} \quad (7)
 \end{aligned}$$

式中  $W$  为蒸发型冷气机功率消耗。

蒸发型冷气机  $EER$  受风机、泵的效率,空气阻力等因素的影响。此外还受进口空气含湿量、蒸发型冷气机效率以及当地实际干湿球温度差等因素的影响。

由于蒸发型冷气机实际供冷能力是由当地实际干湿球温差决定的,因此,计算蒸发型冷气机实际的经济性能评价指标  $EER_{dec}$  时需要将式(7)中的  $EER$  乘以当地设计干湿球温度差,再除以供冷期平均干湿球温度差,即

$$EER_{dec} = EER \frac{\Delta t_{des}}{\Delta t_{avr}} \quad (8)$$

式中  $\Delta t_{des}$  为当地设计干湿球温度差;  $\Delta t_{avr}$  为空调期平均干湿球温度差。

### 4 结论

名义试验工况是蒸发型冷气机性能评价的基础,采用对《中国建筑热环境分析专用气象数据集》<sup>[9]</sup> 中数据进行统计的方法,结合我国的实际情况确定出干燥地区名义工况的干湿球温度为  $38^\circ\text{C}/23^\circ\text{C}$ ,高相对湿度地区名义工况的干湿球温度为  $38^\circ\text{C}/28^\circ\text{C}$ ,既考虑了适用于干燥地区的试验工况,也考虑了沿海地区等高相对湿度地区的试验工况,具有广泛的适用性和较强的针对性,并与国外相关标准保持了一致性。通过对蒸发型冷气机制冷量进行分析,采用等效处理方法得到了显热制冷量的计算方法,为标准的制冷量计算方法、试验方法以及能效比的计算、试验方法的确定提供了参考。

参考文献:

- [1] 黄翔.蒸发冷却空调技术发展动态[J].制冷,2009,28(1):19-25
- [2] 黄翔.国内外蒸发冷却空调技术研究进展(1)[J].暖通空调,2007,37(2):24-25
- [3] 黄翔.空调工程[M].北京:机械工业出版社,2006
- [4] 王如竹.制冷学科进展研究与发展报告[M].北京:科学出版社,2007
- [5] 黄翔,汪超,吴志湘.国内外蒸发冷却空调标准初探[J].暖通空调,2008,38(12):71-75
- [6] ASHRAE Standards Committee. ANSI/ASHRAE Standard 133-2001 Method of testing direct evaporative air coolers[S],2001
- [7] ASHRAE Standards Committee. ANSI/ASHRAE Standard 133-2008 Method of testing direct evaporative air coolers[S],2008
- [8] Standards Australia International Ltd. AS 2913-2000 Evaporative air conditioning equipment[S],2000
- [9] 中国气象局气象信息中心气象资料室,清华大学建筑技术科学系.中国建筑热环境分析专用气象数据集[M].北京:中国建筑工业出版社,2005

· 会讯 ·

## 2009年山东省制冷空调学术年会在青岛召开

2009年山东省制冷空调学术年会于7月31日至8月2日在青岛市中国气象局青岛度假村召开,参加本次会议的有山东制冷学会全部委员,各设计单位、高等院校、企事业单位等280多名代表。中国建筑学会暖通空调分会理事长、中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院徐伟院长,国际制冷理事会理事、制冷设备专业委员会副主席、上海制冷学会王如竹理事长,合肥通用机械研究院张秀平总工,国内贸易部设计研究院副院长、中国制冷学会肖大海副理事长,中国制冷学会荆华乾副秘书长,江苏省制冷学会吴百灵理事长,中国建筑学会建筑热动力分会朱传堂副理事长,山东土木建筑学会建筑热动力专业委员会左廷荣主任委员,山东制冷学会孔繁彬常务副理事长,山东制冷学会李永安副理事长等领导专家和出席了本次盛会。

本次会议的主题是“制冷空调与节能减排”;宗旨是“沟通行业信息,传授节能减排经验,交流典型工程案例,推介新材料、新产品,学习先进技术,活跃理论研究”。

大会上中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院徐伟院

长、上海制冷学会王如竹理事长、合肥通用机械研究院张秀平总工、山东建筑大学李永安首席教授纷纷围绕会议主题,就大家普遍关心的制冷空调行业的发展趋势、标准规范、技术创新、节能减排等热点问题作了专题学术报告。代表们一致认为受益匪浅,对今后的工作有重要的指导意义。青岛海信日立空调系统有限公司等17家单位也紧紧围绕会议主题作了技术交流和研讨,德州亚太集团举办了青岛办事处揭牌仪式和招待酒会。大会于7月31日晚召开了省内高校和生产企业的联谊会,共同研讨了山东省制冷空调行业产、学、研如何纵深发展,如何使山东省由制冷空调大省向制冷空调强省跨越等有关问题。

本次年会收到学术论文111篇,这些论文集中反映了近年来山东省在制冷空调领域新系统、新设备、新标准等方面的科研成果。经过专家评审共评出一等奖10篇,二等奖42篇,三等奖55篇。本次年会学术氛围活跃,交流了创新经验,沟通了行业信息,会议开得圆满成功。

(本刊特约通讯员 刘学来)