

## 参考文献:

- [1] 黄翔. 蒸发冷却空调理论与应用[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2010
- [2] 黄翔. 空调工程[M]. 北京:机械工业出版社,2006
- [3] 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):24-28
- [4] 张登春,陈焕新. 蒸发冷却技术在我国干燥地区的应用研究[J]. 建筑热能通风空调,2001,20(3):12-14
- [5] 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
- [6] 徐方成. 蒸发冷却与机械制冷复合空调机组的研究[D]. 西安:西安工程大学,2009
- [7] 王伟,黄翔,吴生,等. 浅析两级管式间接与直接三级蒸发冷却空调的运行和性能[J]. 流体机械,2011,39(4):62-66
- [8] 王伟,黄翔,吴生,等. 管式间接-直接组合式蒸发冷却空调系统的工程应用分析[J]. 暖通空调,2011,41(7):25-30
- [9] 黄翔,樊丽娟,吴志湘. 管式间接蒸发冷却器性能测试与分析[J]. 建筑科学,2009,25(6):49-53
- [10] 尧德华,黄翔,吴志湘. 四级蒸发冷却组合式空调机组能耗分析[J]. 建筑节能,2009,37(5):42-46

# 中等湿度地区蒸发冷却空调的 冷却效率分析和验证

西安工程大学 陕西省现代建筑设计研究院 王 伟<sup>☆</sup>

西安工程大学 黄 翔 孙铁柱 吴 生

西安井上人工环境有限公司 于优城 唐永戩 杨晓弟

**摘要** 对中等湿度地区实际工程中的蒸发冷却空调系统,在不同季节开启不同功能段时的冷却效率进行了实验测试及分析。结果表明,无论在过渡季还是夏季,管式间接蒸发冷却器冷却效率的最大值超过 80%;制取相同冷量,蒸发冷却空调机组的 EER 是机械制冷空调机组的 3 倍以上,只要运行合理,机组能耗可以降低 50% 左右。

**关键词** 蒸发冷却空调 干湿球温差 冷却效率 能效比 测试分析

## Analysis and verification of cooling efficiency for evaporative cooling air conditioning in medium humid areas

By Wang Wei<sup>★</sup>, Huang Xiang, Sun Tiezhu, Wu Sheng,

Yu Youcheng, Tang Yongjian and Yang Xiaodi

**Abstract** Tests and analyses the cooling efficiency of evaporative cooling air conditioning system with different functions in projects by experiments in the medium humid areas in different seasons. The result shows that the maximum of the cooling efficiency for tube type indirect evaporative coolers is over 80% in both transition seasons and summer. When making the same refrigeration output, the energy efficiency ratio (EER) for evaporative cooling air conditioning units is more than three times as higher as that for mechanical refrigeration units. So long as operating reasonably, the energy consumption of the units can be decreased by about 50%.

**Keywords** evaporative cooling air conditioning, difference between dry-bulb temperature and wet-bulb temperature, cooling efficiency, energy efficiency ratio (EER), test and analysis

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

①

目前,国内外许多研究者开展了大量的有关蒸发冷却空调冷却效率的理论分析和实验研究,但这些研究都过于理论化,缺乏对实际工程应用的指导。本文旨在通过对中等湿度地区的蒸发冷却空调工程实例冷却效率分析来验证理论,供实际工程设计参考。

### 1 蒸发冷却空调的冷却效率的理论分析

室外空气的干湿球温差是影响蒸发冷却冷却效率的主要因素,室外空气的干湿球温差越大,蒸发冷却的动力越大。在不同的气候条件下,室外空气的干湿球温差不相同,在干燥地区,室外空气的干湿球温差较大,蒸发冷却空调的冷却效率较高;在中等湿度地区,由于室外空气的干湿球温差较

小,蒸发冷却空调的冷却效率相对较低。

直接蒸发冷却过程主要关注空气和水的热质交换过程中的热平衡和湿平衡,而间接蒸发冷却的过程较为复杂,包括一次空气、二次空气和水三者之间的热质交换。

#### 1.1 直接蒸发冷却器的冷却效率分析

①<sup>☆</sup> 王伟,男,1984年3月生,硕士研究生  
710048 陕西省西安市金花南路15号陕西省现代建筑设计研究院  
(0) 15229218695  
E-mail: haizi198433@163.com  
收稿日期:2011-12-31  
一次修回:2012-02-16  
二次修回:2012-09-03  
三次修回:2012-11-01

空气在直接蒸发冷却器内与喷淋水进行热湿交换后,温度降低,含湿量增加,温度由  $t_{g1i}$  下降到  $t_{g1o}$ 。当该过程可能实现最大降温时出口空气达到饱和,即出口空气的干球温度等于进口空气的湿球温度,其性能可以用冷却效率  $\eta$  来衡量,其定义为空气进出口温差与空气进口干湿球温差之比<sup>[1]</sup>,即:

$$\eta = \frac{t_{g1i} - t_{g1o}}{t_{g1i} - t_{s1i}} \times 100\% \quad (1)$$

式中  $t_g$  为干球温度,℃;  $t_s$  为湿球温度,℃;下标  $i$  表示进口,  $o$  表示出口,  $1$  表示一次空气。

直接蒸发冷却过程中,出口空气温度与进口空气干球温度没有明显的相关性,而主要受进口空气干湿球温差影响。在进口空气干球温度不变的情况下,出口空气温度随进口空气湿球温度的升高而升高。实际出口空气温度比较接近进口空气湿球温度,但比进口空气平均湿球温度稍高。

## 1.2 管式间接蒸发冷却器的冷却效率分析

管式间接蒸发冷却器具有布水均匀、流道较宽、不堵塞、流动阻力小、有利于蒸发冷却的特点,已广泛应用于干燥地区的实际工程中。因此对管式间接蒸发冷却器冷却效率的分析尤为重要。管式间接蒸发冷却既区别于一般的气-气换热,又不同于冷却塔中的绝热蒸发。从传递过程理论看,在管式间接蒸发冷却器中热量的交换和质量的传递同时发生,尤其在管外的二次空气侧,二次空气与水膜在温差和水蒸气浓度差的共同作用下进行热湿交换,因此一次空气与二次空气及水膜间的传递过程十分复杂。一般二次空气温度先降低后升高,这是因为二次空气的入口段水蒸气质量分数比较低,湿通道中水蒸发剧烈造成二次空气迅速降温,随着空气的流动,二次空气逐渐趋于饱和,水膜蒸发速率放慢,当蒸发水分吸收的潜热不足以抵消一次空气向水膜释放的显热时,就会造成二次空气温度升高。管式间接蒸发冷却器中一次空气的热量被二次空气带走,其热湿交换过程可分解为以下两步:1) 一次空气通过干通道管壁将显热传递给湿通道管壁的水膜;2) 湿通道管壁的水膜与二次空气进行热质交换,二次空气带走一次空气的显热。

管式间接蒸发冷却器处理空气的性能可用其冷却效率,即用一次空气的进出口干球温度之差与一次空气干球温度和二次空气的湿球温度之差的

比值来表示:

$$\eta = \frac{t_{g1i} - t_{g1o}}{t_{g1i} - t_{s2}} \times 100\% \quad (2)$$

式中  $t_{s2}$  为二次空气的湿球温度,℃,此过程中的二次空气为室外空气,所以  $t_{s2}$  与一次空气的湿球温度相同<sup>[1-3]</sup>。

## 2 中等湿度地区蒸发冷却空调机组的使用分析

文献[4]认为影响蒸发冷却效果的主要因素是室外湿球温度,文献[1]对西北地区一些城市采用间接蒸发冷却空调系统空气温降的测试结果显示,空气温降主要取决于湿球温度。本文借鉴这两种观点,采用湿球温度来对研究对象进行划分。将空调运行期划分为蒸发冷却与机械制冷同时运行期和蒸发冷却空调运行期。根据《中国建筑热环境分析专用气象数据集》<sup>[5]</sup>对西安地区4—10月,正常工作时段08:00—18:00的室外气象参数进行统计,预测降温效果,计算能效比  $EER$ ,同时总结分析各阶段空气的处理方式特点。本实验需要研究的处理过程由于回风系统存在问题,并没有完全进行实际测试。分析结果如下。

1) 湿球温度超过 23℃ 的时间有 689 h, 占总工作时间 1 590 h 的 43.3%; 在状态 1 工况——干球温度超过 26℃、湿球温度超过 23℃ 的时间有 620 h, 占总工作时间的 39%; 在状态 2 工况——干球温度低于 26℃、湿球温度超过 23℃ 的时间有 69 h, 占总工作时间的 4.3%。这时气象参数点  $W_x$  在焓湿图上位于室内状态点  $N_x$  的右上方, 单独使用蒸发冷却空调满足不了设计要求, 此时蒸发冷却空调需与机械制冷空调同时开启配合使用。

2) 湿球温度低于 23℃ 的时间有 901 h, 占总工作时间的 56.7%; 在状态 3 工况——干球温度超过 26℃、湿球温度低于 23℃ 的时间有 496 h, 占总工作时间的 31.2%; 在状态 4 工况——干球温度低于 26℃、湿球温度低于 23℃ 的时间有 405 h, 占总工作时间的 25.5%; 这时气象参数点  $W_x$  在焓湿图上位于室内状态点  $N_x$  的左上方, 在这种气象条件下蒸发冷却空调完全可以满足室内温湿度要求。

## 3 中等湿度地区蒸发冷却空调机组的实际运行测试

理论分析中假设了过多的理想条件, 为了验证以上的理论分析, 本文对中等湿度地区西安某车间

应用的组合式三级蒸发冷却空调进行实际运行测试。

### 3.1 工程概况

西安某装配测试车间,总面积 588 m<sup>2</sup>,车间主要用来组装设备,空间较大,工作人员较多,空调区夏季最大冷负荷为 115.5 kW,冬季最大热负荷为 89 kW。如果使用机械制冷空调来满足降温,能耗费用较大。为了降低空调的能耗费用,经过计算,选用 JSEC-50Ⅲ组合式三级蒸发冷却空调机组 1 台,额定送风量为 50 000 m<sup>3</sup>/h,机组总功率为 18.5 kW。组合式三级蒸发冷却空调机组的结构示意图如图 1 所示。

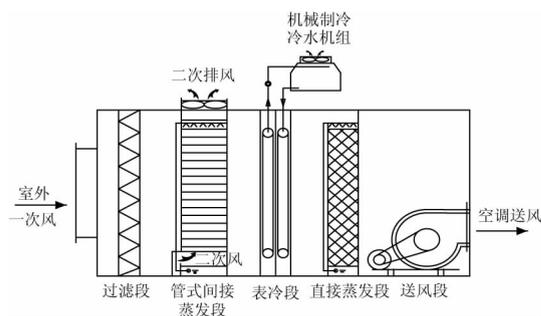


图1 组合式三级蒸发冷却空调机组结构

### 3.2 测试实验

为了验证中等湿度地区机组的性能和冷却效率,对机组采用高压柱塞泵强化喷嘴的雾化程度,对称布置喷嘴来调节喷淋水,二次空气采用四面进风等方式进行优化。由于条件限制,该机组的循环水系统采用定流量,且只对机组在过渡季和夏季不同风量及开启不同功能段运行时分别进行测试分析,测试时的室外气象条件满足测试要求。

#### 3.2.1 过渡季节的测试结果及分析

##### 1) 仅开启管式间接蒸发段时的测试数据

① 过渡季节二次/一次空气量比  $m_2/m_1$  对机组的影响

机组总送风量(50 000 m<sup>3</sup>/h)保持不变,二次空气侧淋水密度不变,通过变频器调节  $m_2/m_1$ ,测试  $m_2/m_1$  从 0.6~1 变化时对机组出风温度和管式间接蒸发冷却器的影响,结果见图 2。

② 过渡季节二次空气的湿球温度对机组的影响

当机组总送风量(50 000 m<sup>3</sup>/h)不变、二次空气侧淋水密度不变,迎面风速为 3.5 m/s 时,管式间接蒸发冷却器的效率和机组出风温度随室外空气干湿球温差的变化如图 3 所示。

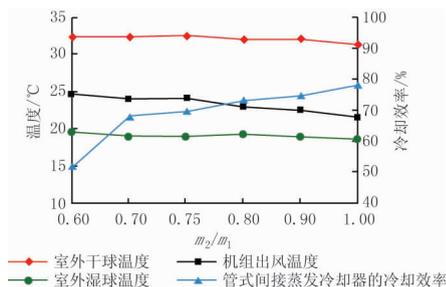


图2  $m_2/m_1$  对机组出风温度及管式间接蒸发冷却器冷却效率的影响(过渡季)

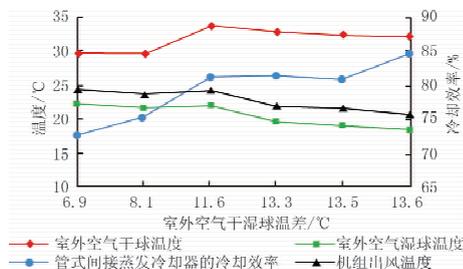


图3 室外空气干湿球温差对机组出风温度及管式间接蒸发冷却器冷却效率的影响

##### 2) 仅开启直接蒸发段时的测试数据

当机组总送风量(50 000 m<sup>3</sup>/h)不变、直接段淋水密度不变时,对于 300 mm 厚的金属铝箔填料来说,室外平均干球温度为 32 °C、湿球温度为 19.5 °C 时,机组的平均出风温度为 21.5 °C,可计算得出直接段填料的效率为 77.8%,说明选择的机组填料厚度比较符合实际工程的要求。图 4 是仅开直接蒸发段时对机组出风温度的影响。

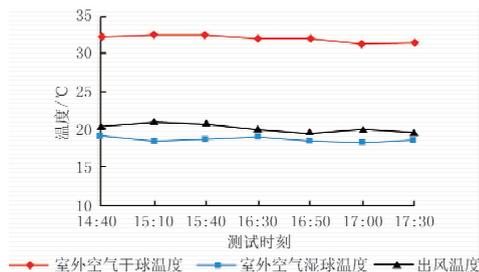
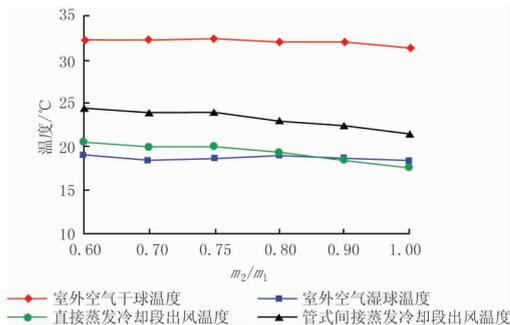


图4 仅开直接蒸发段时对机组出风温度的影响

##### 3) 开启管式间接蒸发段+直接蒸发段时的测试数据

为了对比验证仅开管式间接蒸发段和直接蒸发段时的测试数据,开启管式间接蒸发段+直接蒸发段两级来处理空气,测试数据见图 5。

从图 5 中可以看出,在室外空气平均干球温度为 32 °C、湿球温度为 19 °C 时,管式间接+直接两级处理后,管式间接段的出风温度平均为 23.3 °C,

图5  $m_2/m_1$  对机组出风温度的影响

随着  $m_2/m_1$  的增大,温度逐渐降低且温降曲线较陡。直接段的出风温度平均为  $18.2\text{ }^\circ\text{C}$ ,随着  $m_2/m_1$  的增大,温度也是逐渐降低,但是  $m_2/m_1$  小于  $0.8$  时,两级处理的机组出风温度高于室外湿球温度; $m_2/m_1$  大于  $0.8$  以后,机组的出风温度才逐渐低于湿球温度,而且曲线弯曲程度较为明显,最终送风温度处在室外空气的湿球温度与露点温度之间。

综合对比以上三种状态时的运行测试结果发现,管式间接+直接蒸发冷却两级处理过程最优,随着  $m_2/m_1$  的逐渐增大,室外空气的干湿球温差越大,管式间接蒸发冷却器的换热效率越高,机组的效率也就越高。

### 3.2.2 夏季测试结果及分析

#### 1) 开启低温表冷段+回风的测试结果及分析

该实验设计要求空调机组的低温表冷器通入空气源热泵冷(热)水机组提供的  $7\text{ }^\circ\text{C}/12\text{ }^\circ\text{C}$  冷水,但是测试期间空气源热泵冷(热)水机组的运行没有达到设计参数,低温表冷器的实际供回水温度为  $14.2\text{ }^\circ\text{C}/18.2\text{ }^\circ\text{C}$ 。图6为开启低温表冷段+回风时的测试结果。

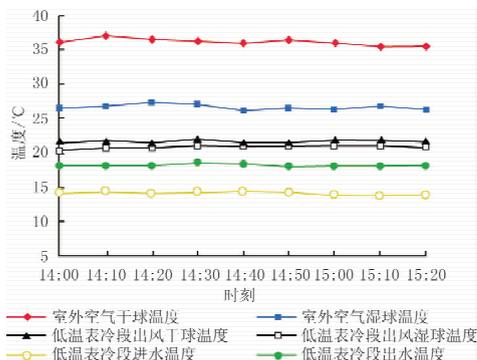


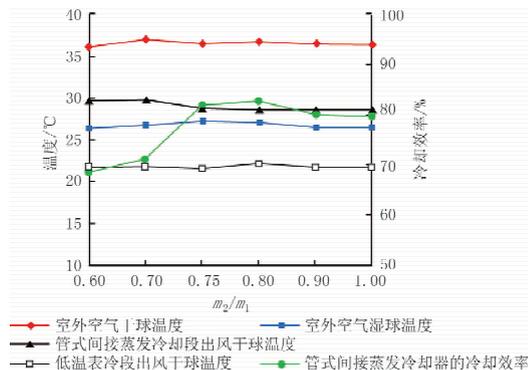
图6 开启低温表冷段+回风时的测试结果

由图6可以看出,当室外空气平均干球温度为  $36\text{ }^\circ\text{C}$ 、湿球温度为  $26.5\text{ }^\circ\text{C}$  时,通过查焓湿图得知

室外空气的露点温度为  $23.8\text{ }^\circ\text{C}$ 。从测试数据来看,室外空气源热泵冷(热)水机组是在没有达到设计参数的工况下运行,所以通入低温表冷段的不是  $7\text{ }^\circ\text{C}$  的低温水,因此低温表冷段出风平均干球温度为  $21.5\text{ }^\circ\text{C}$ ,从车间的温湿度设计要求来看是满足条件的,如果整个空调运行期间都采用这一种模式,空气源热泵冷(热)水机组的运行费用相当大,所以建议根据气候参数将该模式与其他几种模式搭配,选择性运行。

#### 2) 开启管式间接段+低温表冷段两级组合的测试结果及分析

在夏季特别炎热时期,采用管式间接+直接两级来处理空气不能满足设计要求,并会使室内的湿度增加,所以必须关闭直接蒸发冷却器,开启低温表冷段,采用管式间接+低温表冷段对室外空气进行除湿降温才能满足设计要求。图7给出了  $m_2/m_1$  从  $0.6\sim 1$  变化时对机组出风温度和管式间接蒸发冷却器的影响。

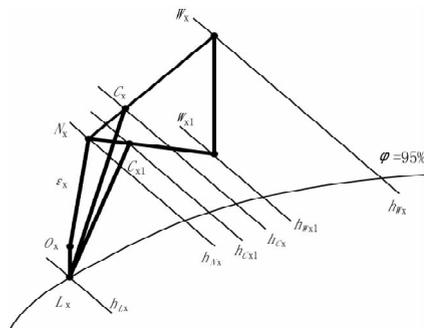
图7  $m_2/m_1$  对机组出风温度及管式间接蒸发冷却器效率的影响(夏季)

实际运行时,低温表冷段所通冷水并没有达到  $7\text{ }^\circ\text{C}$  设计要求。在空调机组开启管式间接段+低温表冷段两级组合时,在实际运行情况下测得室内送风口的平均干球温度为  $24\text{ }^\circ\text{C}$ ,相对湿度为  $78\%$ ,送风口风速为  $1.9\text{ m/s}$ ;室内空气干球温度为  $28.8\text{ }^\circ\text{C}$ ,湿球温度为  $23.8\text{ }^\circ\text{C}$ ,相对湿度为  $67.8\%$ ,风速为  $0.35\text{ m/s}$ 。综合室内热舒适性的几个因素可以看出,这种状态的室内空气参数能满足人的热舒适性要求。但是相比开启低温表冷段+回风时的运行测试结果,采用管式间接段+低温表冷段这种模式且表冷器通入高温冷水时的降温效果不是很理想,随着室外空气的干湿球温差逐渐增大,当  $m_2/m_1$  达到  $0.8$  时,管式间接蒸发冷却

器的效率达到最大值。但随着  $m_2/m_1$  的增大,管式间接蒸发冷却器的降温效果渐渐变差,表明在中等湿度地区,管式间接蒸发冷却器的效率受室外空气的干湿球温差和  $m_2/m_1$  的影响较大。

### 3) 开启管式间接蒸发冷却段+回风+低温表冷段组合处理空气的理论分析

夏季使用管式间接蒸发冷却段+回风+低温表冷段组合处理方式时,室外新风先在管式间接蒸发冷却段对新风进行预冷,然后与室内回风混合,再通过低温表冷段进一步冷却除湿,然后送入室内。其空气处理焓湿图和处理流程如图 8,9 所示。由于新风负荷对低温表冷器的影响较大,因此在室外空气的干湿球温差较小时,采用的新风量应小于回风量;室外空气的干湿球温差较大时,采用的新风量应大于回风量。对于机械制冷空调机组来说,其空气处理流程如图 10 所示。



W 室外状态点 N 室内状态点 C 混合状态点 O 送风状态点  
L 露点 ε 热湿比 h 比焓 下标 x 表示新风

图 8 一次回风空调系统空气的焓湿图处理过程

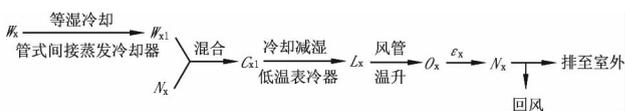


图 9 蒸发冷却空调机组一次回风空调系统空气的处理过程

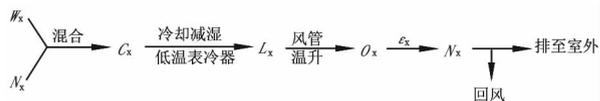


图 10 机械制冷空调机组一次回风空调系统空气的处理过程

通过开启管式间接段+低温表冷段两级组合时的测试数据,可以预测管式间接段+回风+低温表冷段组合时机组各段的温度及室内温度有  $\pm(1\sim 2)$  °C 的修正。从图 8 可以看出,机械制冷空调机组一次回风空调系统的新风与回风混合后,低温表冷器处理的总冷量  $Q_x = q_m(h_{Cx} - h_{Lx})$ ; 蒸发冷却空调机组一次回风空调系统的新风先经过

管式间接蒸发冷却段预冷,然后与回风混合,低温表冷器处理的总冷量  $Q_{x1} = q_m(h_{Cx1} - h_{Lx})$ 。对比两个过程处理的总冷量  $Q_x$  和  $Q_{x1}$ ,因  $h_{Cx}$  大于  $h_{Cx1}$ ,因此总冷量  $Q_x$  大于  $Q_{x1}$ ,所以可以验证随着混合时新风比的不同,蒸发冷却空调机组一次回风空调系统的运行模式更加合理,节能效果更加明显<sup>[6]</sup>。

## 4 结论

4.1 在过渡季节,对管式间接蒸发冷却器的测试结果表明,采用高压柱塞泵强化喷嘴的雾化程度、对称布置喷嘴调节喷淋水及二次空气采用四面进风等方式优化,管式间接蒸发冷却器的效率显著提高。其效率值随  $m_2/m_1$  的增大而逐渐变大,当  $m_2/m_1$  达到优化设计值 1 时,其效率可达到 80% 且有上升的趋势。

4.2 在中等湿度地区过渡季节分别开启管式间接蒸发冷却段、直接蒸发冷却段以及管式间接+直接两级组合时,蒸发冷却空调机组的送风温度都是随着  $m_2/m_1$  增大逐渐降低,同时机组处理空气的温降变化范围随着室外空气干湿球温差的增大而减小,表明在中等湿度地区甚至高湿度地区的过渡季节,采用管式间接+直接多级蒸发冷却空调可以减少传统机械制冷空调的能耗,达到节能的效果。

4.3 在夏季运行的几种工况模式中,管式间接蒸发冷却器的效率随  $m_2/m_1$  的增大先升高后降低,当该比值接近 0.8 时,效率达到最大值 83%; 当  $m_2/m_1$  为设计最佳值 1 时,效率又降低到 80%, 且有下降的趋势。其次对比仅开低温表冷段模式和开启低温表冷段+管式间接蒸发冷却器模式的温降范围变化,比较两种模式的运行测试结果看出,管式间接+低温表冷段这种模式的降温效果不是很理想,随着室外空气的湿球温度逐渐增大,当  $m_2/m_1$  达到 0.8 时,管式间接蒸发冷却器的效率达到最大值,但随着室外空气干湿球温差及  $m_2/m_1$  的增加,管式间接蒸发冷却器的降温效果渐渐降低。充分证明在中等湿度地区,管式间接蒸发冷却器的效率受干湿球温差的影响较大,且在中等湿度地区的  $m_2/m_1$  的最佳值接近 0.8。

4.4 面积 588 m<sup>2</sup>、空调总冷负荷为 115.5 kW 的装配车间,选用三级蒸发冷却空调机组,其装机功率为 18.5 kW,能效比 EER 为 6.24。在整个空调运行期,机组蒸发冷却段单独运行时间占 56.7%。

(下转第 17 页)