



# 地铁用间接蒸发冷却器换热性能影响因素

石沛, 何叶从, 傅俊萍, 刘珊

(长沙理工大学能源与动力工程学院, 长沙 410114)

**摘要:**为解决地铁站冷却塔设置难题,提出了一种采用低速电机驱动旋转布水装置的间接蒸发冷却器,在两种布置方式下,对其换热性能进行了单因素实验,并运用正交实验法对较优布置方式下影响换热器换热的因素进行了分析。结果表明:两种布置方式下,喷嘴与蒸发冷却器的间距、两组换热管束间距均存在最佳值,喷嘴双侧旋转布水优于单侧旋转布水;换热器平行气流布置且喷嘴双侧旋转布水为较优布置方式,此时,换热器换热量随喷水量、转速、空气速度、冷却水进口温度的增加以及喷水温度、空气温度的降低而增大,其中,冷却水进口温度对换热器换热影响最为显著,其他因素对其换热的影响从主到次顺序为:喷水量、空气温度、空气速度、喷水温度、转速、冷却水流量。

**关键词:**间接蒸发式冷却器;换热性能;布置方式;地铁

**中图分类号:**TU831.4 **文献标志码:**A **文章编号:**1674-4764(2015)05-0122-07

## Factors affecting heat transfer performance of subway indirect evaporative cooler

*Shi Pei, He Yecong, Fu Junping, Liu Shan*

(College of Energy and Power Engineering, Changsha University of Science and Technology, Changsha 410114, P. R. China)

**Abstract:** An indirect evaporative cooler installed with a rotary water distribution device which is driven by a low-speed motor, was proposed to solve the installation location problem of cooling tower in subway station. Single factor experimental method was used to investigate the heat transfer performance of indirect evaporative cooler under two types of arrangement. And under the optimal arrangement, the factors that affected the heat transfer performance were analyzed by orthogonal experimental method. The experimental results showed that the distance between nozzle and evaporative cooler and the distance between two sets of heat exchange coil under two types of arrangement both had optimal values. Rotating water on both sides was superior to rotating water on the one side. Heat exchanger arranged parallel to the air flow with nozzles rotating water on both sides was the better arrangement. And under this arrangement, heat

**收稿日期:**2015-06-16

**基金项目:**国家自然科学基金资助项目(51406015);湖南省科技厅项目(2013NK3003);长沙市科技局科研项目(K1403040-11)

**作者简介:**石沛(1991-),男,主要从事暖通空调设备及建筑节能研究,(E-mail)ship808@126.com。

何叶从(通讯作者),男,博士,(E-mail)heyecong@163.com。

**Received:**2015-06-16

**Foundation item:** National Natural Science Foundation of China (No. 51406015) Scientific Research Fund of Hunan Provincial Science and Technology Department (No. 2013NK3003); Scientific Research Fund Changsha Science and Technology Department (No. K1403040-11)

**Author brief:** Shi Pei (1991-), main research interests: heating ventilation and conditioning and building energy efficiency, (E-mail) ship808@126.com.

He Yecong (corresponding author), PhD, (E-mail) heyecong@163.com.

exchange increased with the increase of spray water quantity, rotational speed, air velocity, cooling water flow rate and cooling water inlet temperature, and the decrease of spray temperature and air temperature. The cooling water inlet temperature had the most significant effect on heat transfer performance and other factors that affected the heat transfer performance from main to secondary were spray water quantity, air temperature, air velocity, spray temperature, rotational speed and cooling water flow rate.

**Key words:** indirect evaporative cooler; heat transfer performance; arrangement; subway

当前,中国地铁事业日新月异,而地铁站空调系统的冷却塔却存在安装位置难题。一般而言,将冷却塔直接安装在站内的排风坑道内,可作为解决冷却塔设置难题最简单的方案。但冷却塔体积庞大,内部填料间距较小,如果将冷却塔安装在排风坑道内,必然导致排风系统动力设备的初投资和运行成本增大。因此,研发体积较小、空气侧阻力小、耗水量少并可安装在地铁站排风坑道内的高效换热设备,对于解决地铁站冷却塔设置难题以及推进地铁建设发展具有重要意义。

间接蒸发式冷却器作为将空冷与水冷融为一体的高效换热器,被广泛应用于空调、电力、化工、制冷等领域<sup>[1-6]</sup>。科研人员通过大量理论及实验研究<sup>[7-18]</sup>,发现间接蒸发冷却器具有结构紧凑、节能、节水等优势,但实际过程中,常规间接蒸发式冷却器还存在表面水膜均匀性、完整性差,水膜与换热器壁面及水膜与空气的换热效率不高等问题。因此,提出了一种采用低速电机驱动旋转布水装置的间接蒸发冷却器,并将其安装于地铁排风坑道水平段,利用地下坑道的排风系统将地铁站内热量排出,以替代传统冷却塔。

Ana 等<sup>[19]</sup>运用单因素实验法主要研究了间接蒸发式冷却器在垂直气流和平行气流两种布置下,喷嘴与换热器间距、两组换热管束间距以及喷嘴单、双侧旋转布水等对间接蒸发式冷却器换热性能的影响,进而得出较优布置方式,并在此布置方式下,运用正交实验法<sup>[19]</sup>分析喷水温度、管内冷却水流量、冷却水进口温度等因素对其换热性能的影响,以改善换热器表面水膜传热传质微环境,进而提高换热效率,为旋转布水技术在实际中的应用提供参考依据。

## 1 实验方案

实验中换热器由两组翅片管束并联构成,即一个换热单元,翅片管束侧面中心开孔以实现其双侧旋转布水,开孔尺寸为 30 mm×25 mm×44 mm,每个换热单元换热面积为 1.69 m<sup>2</sup>。翅片管式换热器模型及其实体图如图 1 所示。图 2 所示为其两种布

置方式,垂直气流布置(a):换热器立管与 XOY、YOZ 平面垂直,气流方向与 X 轴平行;平行气流布置(b):将第一种布置方式中的换热器沿 YOZ 平面逆时针旋转 90°为平行气流布置方式,其中气流方向不变。

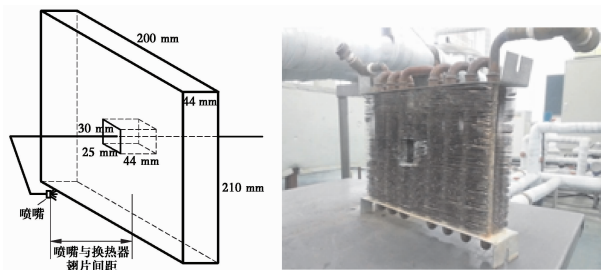


图 1 翅片管式换热器模型及其实体图

Fig. 1 The model diagram and photo of finned tube heat exchanger

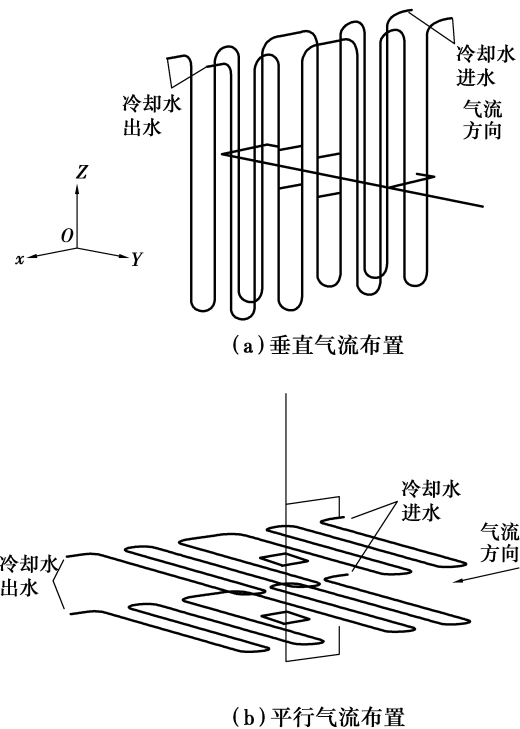


图 2 图换热器两种布置方式

Fig. 2 Two types of arrangement of heat exchanger

实验采用低速电机驱动旋转布水装置,通过改

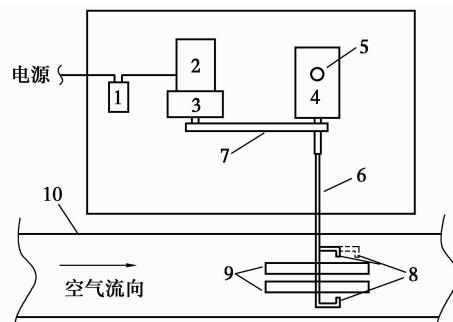
变电机源频率实现对旋转布水装置的转速调节,通过控制转速,避免了常规旋转布水器中杂质易导致装置停止转动等问题。图3所示为旋转布水装置平面图,布水装置的横干管上等间距设置若干布水立管,每两根立管间叉排两组换热管束,构成一个换热单元,若干个换热单元沿横干管轴向并联设置,组成换热器盘管,传动装置驱动横干管旋转布水,实现换热管表面水膜的均匀性、完整性。由于本文提出的旋转布水间接蒸发冷却器安装在地铁站排风通道水平段内,为了获得其在实际使用环境中相应的数据,搭建与恒温恒湿室相结合的回流式风洞实验台,将间接蒸发式冷却器安装在风洞内进行实验,通过调节恒温恒湿室内的空气温度和湿度,以提供设备在实际工程运行中所处环境的空气参数。采用安装温控型电加热器的热水箱进行自动加热,为换热器提供恒定的冷却水进口温度,利用冷却塔和热泵为实验提供相应温度的喷淋水,并采用基于组态软件制成的冷却水和喷淋水动态控制系统记录实验数据。

## 2 实验结果与分析

旋转布水间接蒸发冷却器安装于地铁排风通道内时,其换热器表面水膜蒸发吸收的汽化潜热来自于两部分:是换热盘管内热水放出的热量,传热的动力是盘管内热水与喷淋水之间的温差,这部分热量是热水降温需要被带走的热量;二是空调排风与喷淋水之间的传热量,喷淋水与空气的传热传质过程始终由水膜与空气的显热换热和水膜蒸发的潜热换热两种过程耦合构成,由于蒸发换热的潜热远大于其显热交换的热量,水膜与空气的传热传质过程的强化方向应着重强化水膜与空气的传质过程,增大潜热传递量在整个能量传递中的比重。由于喷淋水在喷淋到换热器表面形成水膜过程中,空气中水蒸气分压强不可避免地会增大,由传热传质理论可知,水膜向空气的质扩散通量必然降低,空气参数受到喷淋水的影响越大,水膜与空气的传质推动力降低越大。因此,通过实验对影响换热器换热的因素进行分析,优化布水方式,尽可能削弱喷淋水对空气参数传质能力的影响,最大限度利用水膜与空气传质能力,对于提高其换热效率具有十分重要的意义。

### 2.1 间接蒸发冷却器换热性能的单因素实验研究

根据雷诺准则、努谢尔特准则及实用节能手册<sup>[20]</sup>推荐的管内流速,实验取冷却水流量为



(a)



(b)

- 1—调速器;2—电机;3—齿轮箱;4—放置装置;
- 5—喷淋水进口;6—布水干管;7—传动轴;8—喷嘴;
- 9—翅片管束;10—风洞

图3 旋转布水装置平面图及其喷淋装置实体图  
Fig. 3 Schematic diagram of rotary water distribution device and the photo of spray system

600 L/h,使管中水流处于紊流状态,利于换热。由于实际应用中地铁站空调排风温度为 $26 \pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$ ,实验取空气温度 $26 \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 。为避免风速过大使喷淋水飘逸,影响换热器表面水膜分布,并依据节能手册的推荐最佳迎面风速,实验取空气速度 $2.86 \text{ m/s}$ 。根据文献[8]对自旋式旋转布水器的转速的实验研究,本实验取布水装置转速为 $76 \text{ r/min}$ 。根据节能手册中提及的单位宽度上的喷淋水量的取值一般为 $50 \sim 200 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{h})$ ,实验中,喷嘴单侧布水时取喷淋水量为 $30 \text{ L/h}$ ,喷嘴双侧布水时取值 $50 \text{ L/h}$ ,相应的喷淋密度 $119.05 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{h})$ 。喷淋水温度取环境温度 $28 \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ,冷却水进口温度依据冷却塔的设计进口温度,实验中取 $37.8 \pm 0.1 \text{ }^\circ\text{C}$ 。进而运用单因素实验法研究间接蒸发式冷却器在垂直气流和平行气流两种布置方式下,喷嘴与换热器间距、两组换热管束间距对蒸发式冷却器换热性能的影响,并对比喷嘴单、双侧旋转布水时的换热效果,优化布水方式。实验中各参数取值如表1。

表 1 单因素实验参数选取表  
Table 1 Select table of single factor experimental parameters

参数	冷却水流量/ (L · h <sup>-1</sup> )	空气温度/ ℃	空气速度/ (m · s <sup>-1</sup> )	喷水温度/ ℃	冷却水进口 温度/℃	喷水量/ (L · h <sup>-1</sup> )	布水装置转速/ (r · min <sup>-1</sup> )
实验取值	600	26±0.5	2.86	28±0.5	37.8±0.1	30(喷嘴单侧布置) 50(喷嘴双侧布置)	76

结果如图 4 所示。

由图 4(a)、4(b)知,两种布置方式下,随着喷嘴与换热器间距、两组换热管束间距的增大,换热量都是先增大至一定数值后保持不变,而间距相等的情况下,换热器平行气流布置时的换热量均比垂直布置时高。可见,两种布置方式下,喷嘴与换热器的间距、两组换热管束间距均存在最佳值,使得换热器换热性能达到最优。原因在于,喷嘴的喷射角不变,随着两间距适当地增大,换热器表面湿润系数增大,换热管外壁与管外水膜的对流换热增强,提高了热交换效率,但当间距继续增大时,液滴到达换热盘管表面的速度下降,后排换热盘管表面水膜的分布受到的影响不大,换热管外侧换热效果变化不大。同时,随着间距的增大,喷淋水受风截面相应增加,对流冲刷过程中携带走的水量会相应越大,但由于此时空气流速保持不变,且受风截面增加量很小,因而,忽略其对喷淋水冷却效率的影响。

由图 4(c)知,喷嘴双侧布水与单侧布水相比,换热器垂直气流布置时换热量提高了 30.8%,平行气流布置时则提高了 19%。而平行气流布置与垂直气流布置相比,喷嘴双侧布水时换热量提高了 5%,喷嘴单侧布水时提高了 15.4%,而且换热器平行气流布置且喷嘴双侧旋转布水时的换热量最高。由此可见,喷嘴双侧布水优于单侧布水,平行气流布置优于垂直气流布置,原因在于,单侧布水时换热器的另一侧表面得不到充分湿润,而当双侧布水时,整个换热器表面水膜分布较完整,换热管外壁与管外水膜能够很好地完成对流换热。换热器平行气流布置时,其表面的水膜分布较垂直气流布置时更均匀,而当换热器垂直气流布置时,水膜与空气热质交换后不能迅速排走,表面水膜厚度不断增加,从而热阻增大,换热效率降低。因此,换热器平行气流布置且喷嘴双侧旋转布水为较优布水方案,此时换热量为 0.74 kW/m<sup>2</sup>。

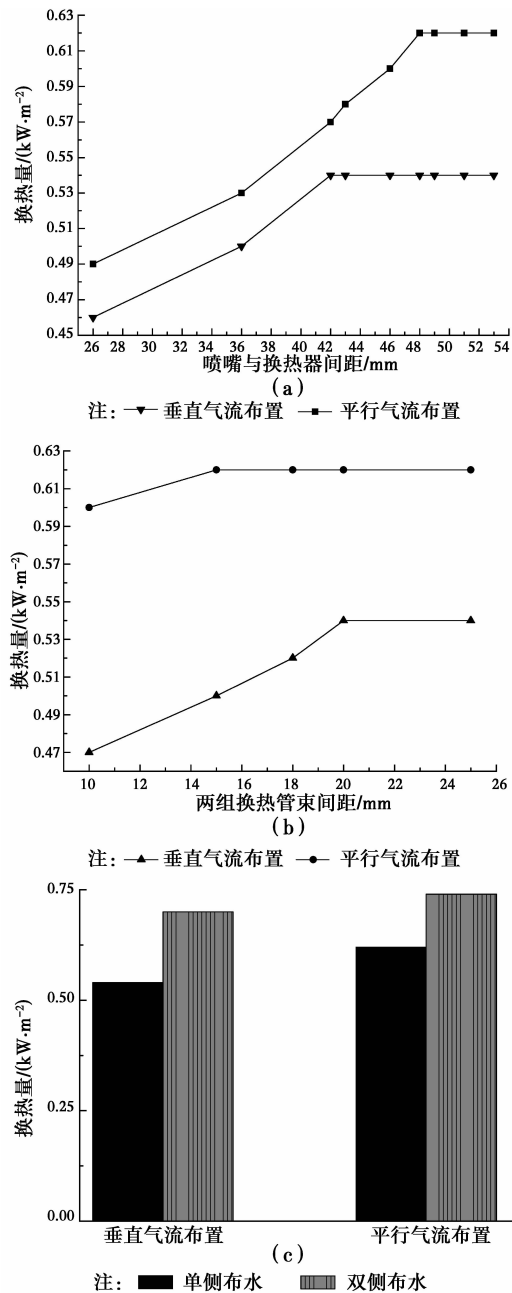


图 4 喷嘴与换热器间距、两组换热管束间距及喷嘴单双侧布水对换热器换热的影响  
Fig. 4 The influence on heat transfer performance of the distance between nozzle and evaporative cooler, the distance between two sets of heat exchange coil and rotating water on one side or both sides

2.2 间接蒸发冷却器换热性能的正交实验研究

由 2.1 知,换热器平行气流布置且喷嘴双侧旋转布水为较优布水方案,在此基础上,运用正交实验法进一步研究两侧旋转布水间接蒸发式冷却器在平行

气流布置方式下,喷水量、喷水温度、管内冷却水流量、冷却水进口温度、空气温度、空气速度、旋转布水装置转速等因素对其换热性能的影响。正交实验因素水平如表 2 所示,选用正交表  $L_{27}(3^{13})$  来安排实验。

表 2 正交实验因素水平表

Table 2 The level table of orthogonal factors

因素	喷水量/ (L·h <sup>-1</sup> )	喷水温度/ ℃	转速 r/min	空气温度/ ℃	空气速度/ (m·s <sup>-1</sup> )	冷却水流量/ (L·h <sup>-1</sup> )	冷却水进 口温度/℃
水平	1	2	3	4	5	6	7
1	40	27	50	24	2.5	600	35
2	50	29	76	26	2.75	800	37
3	60	31	100	28	3	1 000	39

实验得出各因素的水平影响趋势图如图 5 所示。

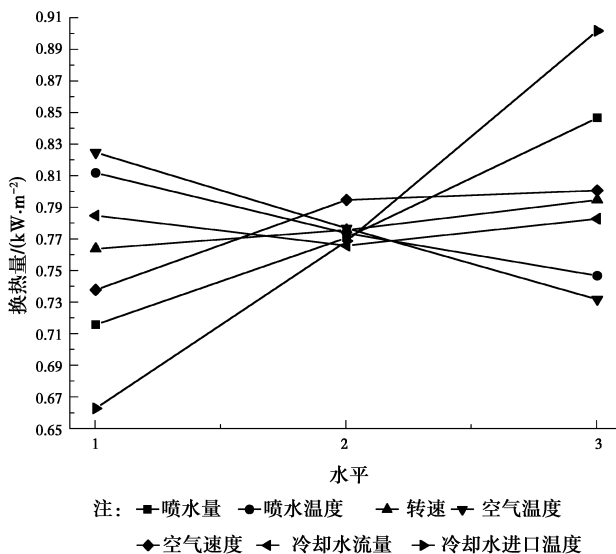


图 5 换热器平行气流布置时各因素的正交水平趋势图  
Fig. 5 The trend graph of orthogonal factors level when heat exchanger arranged parallel to the air flow

从图 5 可以看出,随着喷水量的增加、转速的提高、空气速度的增大、冷却水进口温度的升高,换热器换热量呈现增加趋势,但各因素的影响程度有所不同。其中,当喷水量为 50 和 60 L/h 时,换热量比喷水量为 40 L/h 时分别提高了 7.68%、18.26%;当布水装置转速由 50 r/min 升高到 100 r/min 时,与转速为 50 r/min 时的换热量相比,分别提高了 1.56%、4.06%;当空气速度为 2.75 m/s、3 m/s

时,与空气速度为 2.5 m/s 时相比,换热量分别提高了 7.79%、8.54%;同时,考虑到由于空气速度的增加,空气与喷淋水对流冲刷过程中携带走的水量会相应增大,将会对喷淋水的冷却效率有一定影响,但由于实验选取的风速均在节能手册推荐的最佳迎面风速 2.5~3 m/s 范围内,避免了由于风速过大使得喷淋水飘逸,影响喷淋水的冷却效率。当冷却水进口温度由 35℃ 升高到 39℃ 时,与温度为 35℃ 时相比换热量分别提高了 16.08%、36.01%。而随着喷水温度、空气温度的升高,换热器换热量却呈现减少趋势,其中,喷水温度由 27℃ 上升到 31℃ 时,与 27℃ 时换热器的换热量相比,分别降低了 4.69%、8.03%;空气温度由 24℃ 上升到 28℃ 时,与 24℃ 时相比换热量分别降低了 5.82%、11.23%。冷却水流量的增大使换热量呈先减少后增加趋势。与冷却水流量为 800 L/h 相比,冷却水流量为 600、1 000 L/h 时,换热量分别增加了 2.50%、2.29%,可见,并不是冷却水流量越大换热器的换热性能越好,冷却水流量只有在一定的范围内增加时,换热量才呈现上升趋势。以上可知,冷却水进口温度的改变对换热器换热性能影响最为显著,当冷却水进口温度为 39℃ 时,单位面积换热量为 0.902 kW。

为了进一步分析各因素对换热器换热性能的影响程度,分别运用极差分析法和方差分析法对正交实验结果进行了分析,如表 3、表 4 所示。

表 3 正交实验结果极差分析表

Table 3 Range analysis table of orthogonal experiment results

因素	喷水量/ (L·h <sup>-1</sup> )	喷水温度/ ℃	转速 r/min	空气温度/ ℃	空气速度/ (m·s <sup>-1</sup> )	冷却水流量/ (L·h <sup>-1</sup> )	冷却水进 口温度/℃
水平	1	2	3	4	5	6	7
K <sub>1</sub>	10.89	12.36	11.61	12.55	11.22	11.94	10.08
K <sub>2</sub>	11.73	11.78	11.80	11.82	12.10	11.65	11.70
K <sub>3</sub>	12.88	11.36	12.09	11.14	12.18	11.91	13.71
极差 R	1.99	0.99	0.47	1.41	0.96	0.29	3.63

表 4 正交实验结果方差分析表

Table 4 Variance analysis table of orthogonal experiment results

方差来源	平方和	自由度	均方	F	临界值	实验误差
喷水量	0.221	2	0.111	103.133		
喷水温度	0.055	2	0.028	25.667		
转速	0.013	2	0.006	6.067		
空气温度	0.111	2	0.055	51.800	F <sub>0.05</sub> (2,14)=3.74	0.033
空气速度	0.063	2	0.031	29.400	F <sub>0.01</sub> (2,14)=6.51	
冷却水流量	0.006	2	0.003	2.800		
冷却水进口温度	0.735	2	0.368	343.000		
空列	0.015	14	0.001 1			

对比两表结果可知,两种分析方法得出的各因素对换热器换热性能影响的主次顺序排列中仅空气速度和喷水温度的前后排列顺序不同,其他因素的排列顺序一致,可以认为按两种分析方法排出的主次顺序相同:冷却水进口温度、喷水量、空气温度、空气速度、喷水温度、转速、冷却水流量。其中改变冷却水流量对换热的影响最小,即此时换热器换热量受管内侧的对流换热过程影响较小,而受管外侧的对流传热传质影响较大,其中,管外侧的对流传热传质包括管外壁与水膜的传热过程和水膜与空气的传热传质过程。而喷淋水在换热器表面形成水膜过程中,喷淋水与空气的传热传质过程是由水膜与空气的显热换热和水膜蒸发的潜热换热耦合构成,由于蒸发换热的潜热远大于其显热交换的热量,可知换热过程中空气侧热阻为主要热阻,因此,蒸发式冷却器换热过程应着重强化水膜与空气的传热传质过程。

### 3 结 论

通过实验研究得出:间接蒸发式冷却器在垂直气流和平行气流布置方式下,喷嘴与换热器的间距、

两组换热盘管间距均存在最佳值;喷嘴双侧布水优于单侧布水,且同等布水方式下,换热器平行气流布置优于垂直气流布置;换热器平行气流布置且喷嘴双侧旋转布水为较优布置方式,此时,换热器换热量随着喷水量、转速、空气速度及冷却水进口温度的增加以及喷水温度、空气温度的降低而增大,而冷却水流量只有在一定的范围内增加时,换热量才会呈现上升趋势,各因素对间接蒸发式冷却器换热性能的影响从主到次顺序为:冷却水进口温度、喷水量、空气温度、空气速度、喷水温度、转速、冷却水流量,这也为开发地铁用两侧旋转布水间接蒸发式冷却器提供了实验依据。

#### 参考文献:

- [1] 董俐言,王宝龙,石文星,等. 板式蒸发式冷凝器传热传质的数值模拟[J]. 制冷学报,2013,34(1):10-17.  
Dong L Y Wang B L, Shi W X, et al. Numerical simulation on heat and mass transfer of plate evaporative condenser [J]. Journal of Refrigeration, 2013, 34(1):10-17. (in Chinese)
- [2] Ghaddar N, Ghali K, Chakroun W. Evaporative cooler improves transient thermal comfort in chilled ceiling

- displacement ventilation conditioned space[J]. *Energy and Buildings*, 2013, 61:51-60.
- [3] Goldsworthy M, White S. Optimisation of a desiccant cooling system design with indirect evaporative cooler [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2011, 34: 148-158.
- [4] 朱康玲,于飞,戴建军,等. 蒸发式空冷器强化传热性能[J]. *化学工程*, 2014, 42(7):37-41.  
Zhu K L, Yu F, Dai J J, et al. Enhanced heat transfer performance of evaporative air coolers [J]. *Chemical Engineering*, 2014, 42(7):37-41. (in Chinese)
- [5] 石仲憬,施筠逸,钱泰磊,等. 填料组合板蒸发式冷却器传热性实验研究[J]. *热力发电*, 2014, 43(3):65-70.  
Shi Z J, Shi Y Y, Qian T L, et al. Experimental study on heat transfer performance of filler-plate combination evaporative coolers [J]. *Thermal Power Generation*, 2014, 43(3):65-70. (in Chinese)
- [6] Gomez E V, Martinez F J R, Gonzalez A T. Experimental characterisation of the operation and comparative study of two semi-indirect evaporative systems [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2010, 30 (11):1447-1454.
- [7] Cui K, Chua K J. Fundamental formulation of a modified LMTD method to study indirect evaporative heat exchangers [J]. *Energy Conversion and Management*, 2014, 88:372-381.
- [8] 何叶从. 地铁专用间接蒸发冷却器研究[D]. 重庆:重庆大学, 2009.
- [9] Ana T G, Manuel A C. Influence of constructive parameters on the performance of two indirect evaporative cooler prototypes [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 51:1017-1025.
- [10] Papaefthimiou V D, Rogdakis E D, Koronaki I P, et al. Thermodynamic study of the effects of ambient air conditions on the thermal performance characteristics of a closed wet cooling tower [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2012, 34(1):199-207.
- [11] Lee J Y, Choi B S, Lee D Y. Comparison of configurations for a compact regenerative evaporative cooler [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 65:192-198.
- [12] 王磊,淮秀兰. 喷雾冷却中微液滴碰撞薄液膜的流动与换热[J]. *工程热物理学报*, 2010, 31(6):987-990.  
Wang L, Huai X L. Flow and heat transfer of micro-droplet impact on thin liquid film during spray cooling [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2010, 31 (6):1447-1454. (in Chinese)
- [13] 蒋斌,付祥钊,王勇. 地铁站全膜流板式蒸发冷却器设置位置分析[J]. *暖通空调*, 2011, 41(6):106-108.  
Jiang B, Fu X Z, Wang Y. Installation location of intact film plate evaporative cooler in underground railway stations [J]. *Heating Ventilating & Air Conditioning*, 2011, 41(6): 106-108. (in Chinese)
- [14] Kim M H, Jeong J W. Cooling performance of a 100% outdoor air system integrated with indirect and direct evaporative coolers [J]. *Energy*, 2013, 52:245-257.
- [15] Ahmad A, Rehman S, Luai M, et al. Performance evaluation of an indirect evaporative cooler under controlled environmental conditions [J]. *Energy and Buildings*, 2013, 62 :278-285.
- [16] Heyns J A, Kroger D G. Experimental investigation into the thermal-flow performance characteristics of an evaporative cooler [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2010, 30(5):492-498.
- [17] Cui X, Chua K J, Yang W M. Numerical simulation of a novel energy-efficient dew-point evaporative air cooler [J]. *Applied Energy*, 2014, 136:979-988.
- [18] Lee J Y, Lee D Y. Experimental study of a counter flow regenerative evaporative cooler with finned channels [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 65:173-179.
- [19] 张成军. 实验设计与数据处理[M]. 北京:化学工业出版社, 2011.
- [20] 上海市能源领导小组节能办公室. 实用节能手册[M]. 上海:上海科学技术出版社, 1986.