

doi:10.11835/j.issn.1674-4764.2014.05.002

# 地铁专用间接蒸发冷却器布水方式优化

刘 珊<sup>1</sup>, 何叶从<sup>1</sup>, 傅俊萍<sup>1</sup>, 曹金洲<sup>2</sup>, 石 沛<sup>1</sup>

(1. 长沙理工大学 能源与动力工程学院, 长沙 410076;

2. 湖南天人机电设备安装有限公司, 长沙 410076)

**摘要:**为了解决常规间接蒸发冷却器由于表面水膜均匀性、完整性差而导致换热效率低的问题,提出了两侧旋转布水间接蒸发冷却器,进行了3种布置方式下的换热性能实验,运用正交实验对影响换热器性能的因素进行研究,研究表明:开孔正对气流方向时换热器换热性能最佳,且旋转布水装置存在最佳转速76 r/min,喷水量、空气流速、冷却水流量、冷却水进口温度的增加使换热器的换热量增大,喷水温度、空气温度的升高使换热器的换热量减少,其中冷却水进口温度的改变对换热性能的影响最为显著,温度由35℃上升到39℃时,换热量提高37.62%,单位面积换热量为1.14 kW,该换热器可安装于地下车站排风坑道内,可有效地解决地铁站冷却塔安装位置难题。

**关键词:**间接蒸发冷却器;地铁;布置方式;换热性能

中图分类号:TU831.4 文献标志码:A 文章编号:1674-4764(2014)05-0011-05

## Optimization of Subway Indirect Evaporative Cooler Water Distribution Methods

Liu Shan<sup>1</sup>, He Yecong<sup>1</sup>, Fu Junping<sup>1</sup>, Cao Jinzhou<sup>2</sup>, Shi Pei<sup>1</sup>

(1. College of Energy and Power Engineering, Changsha University of Science and Technology, Changsha 410076, P. R. China;

2. Hunan G H Machinery & Equipment Installation Co. Ltd, Changsha 410076, P. R. China)

**Abstract:** In conventional indirect evaporative cooler, the lack of uniformity and integrity of water film surface results in low thermal efficiency. To solve the problem, an indirect evaporative cooler with rotating water on both sides is put forward. The experiment was carried out to explore the heat transfer performance of heat exchanger under three types of arrangement and the factors influence the performance were studied by orthogonal experiment. The study results show that when the hole is on the direction of air flow, the thermal performance of heat exchanger is optimal and the recommended rate of rotating water distribution installation 76 r/min. Heat exchange increases with the increase of water spray quantity, air velocity, cooling water flow rate, cooling water inlet temperature and decrease with increase of water temperature, air temperature cooling water inlet temperature has the most significant effect on the performance of heat transfer. And when the temperature increases form 35℃ to 39℃, the heat transfer improved 37.62%, Heat transfer in per unit area is about 1.14 kW. The heat exchanger can be installed in exhaust tunnel of underground stations, which can effectively solve the subway station cooling tower installation location problem.

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

收稿日期:2014-01-14

基金项目:国家自然科学基金(51406015);长沙市科技局科研项目(K1403040-11)

作者简介:刘珊(1989-),女,主要从事新型制冷空调设备研究,(E-mail)645693148@qq.com。

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

目前,中国地铁建设已进入快速发展时期,根据规划,到 2020 年,28 个城市将建成 177 条轨道交通线路,总长约 6 100 km。为了给乘客提供舒适的环境,地铁站空调系统大多需在地铁站外安装冷却塔排出站内热量,但由于地铁沿线都是城市繁华区域和主干道,很难在地铁站外地面上找到既与周边环境协调,又满足冷却塔安装环境的安装位置。因此,研究适于地铁等地下建筑的专用冷却器来替代目前常用的冷却塔,具有重要的工程应用价值。

蒸发式冷却器因其节能、结构紧凑等优点被广泛应用于空调、化工、制冷、电力等领域<sup>[1-4]</sup>,学者们对其传热性能的实验研究和理论分析进行了大量研究,管内冷却水流速、空气流速及温湿度、喷淋密度、换热器结构参数等因素影响其性能<sup>[5-11]</sup>。Leidenfrost 等<sup>[12]</sup>指出换热器表面的水膜完全包裹管束是设备达到最佳换热性能的必要条件。黄翔等<sup>[13]</sup>提出采用包覆吸水材料、改进布水器结构型式来改善换热器表面水膜均匀性、完整性,提高冷却器的传热传质效率。文献<sup>[14]</sup>中对全膜流板式蒸发冷却器在气液顺流、逆流、叉流条件下的传热特性进行了对比研究,得出叉流条件下局部  $Nu$  数最大,将其设置于地铁排风道水平段为最佳。文献<sup>[15]</sup>提出了旋转喷雾间接蒸发冷却器,其研究表明两侧旋转喷雾冷却换热能力比固定喷雾冷却提高 32%,比喷淋水冷却提高 80%,换热器表面包覆吸水材料时,前期运行时换热性能提高,长期运行后,热阻增加,比光管喷淋水冷却换热效果差,通过实测地下坑道排风参数发现,地下排风通道内的热源、湿源对抗道排风参数影

响很小,将冷却塔移入站台内部可行,但该研究还存在布水器泄漏、能耗和阻力偏大的问题需继续深入研究。

笔者提出采用全新的两侧旋转布水器替换文献<sup>[15]</sup>中的利用气流反作用力的自旋式两侧旋转布水器,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,以替代传统的冷却塔。对换热器的布水方式进行实验优化研究,并分析喷水量、喷水温度、转速等因素对其换热性能的影响,以改善表面水膜传热传质微环境,提高换热效率。

## 1 研究内容及方案

主要优化研究换热器在 3 种不同布置方式时换热性能,3 种布置方式如图 1 所示。布置方式 1 中:1)换热器与  $XOY$ 、 $XOZ$  平面垂直,气流方向与  $Y$  轴平行;2)将第 1 种布置方式中的换热器沿  $XOZ$  平面顺时针旋转  $90^\circ$  为第 2 种布置方式,其中气流方向不变,布置方式 1、2 中,气流方向均与换热器中心开孔方向垂直;3)将第 2 种布置方式中的换热器沿  $YOZ$  平面顺时针旋转  $90^\circ$  为第 3 种布置方式,其中气流方向也不变,且正好与换热器中心开孔方向平行。

在实验研究确定的最佳布水方式下,进一步研究各影响因素对蒸发冷却器换热性能的影响。由于蒸发冷却器的换热过程涉及质交换和气液两相流,其性能涉及的相关因素较多,因此通过采用正交实验<sup>[16]</sup>来逐步分析其对两侧旋转布水间接蒸发冷却器换热性能的影响。

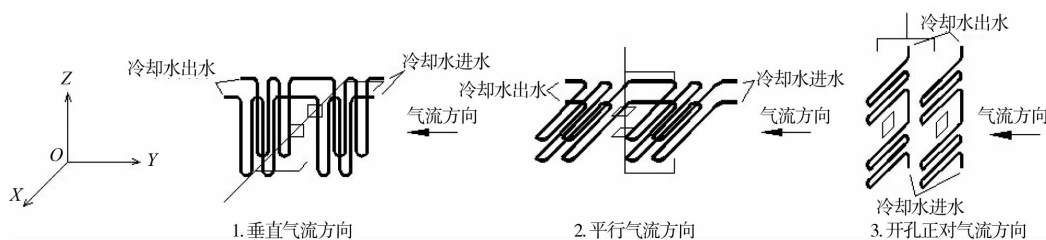


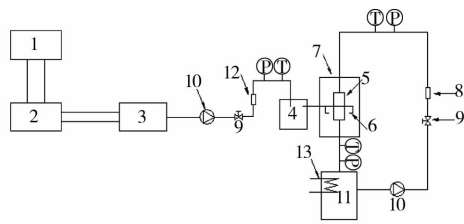
图 1 换热器 3 种布置方式

整个试验台由风洞系统、冷却水系统、喷淋水系统、试验设备以及测量和控制设备组成,实验系统示意图如图 2 所示。

由于该换热器安装在地铁站排风道水平段,外掠空气垂直掠过水膜表面,且在一定的外掠空气参数下,因此,为提供上述实际使用条件,搭建与恒温恒湿室相结合的回流式风洞实验台。通过恒温恒湿室产生达到试验要求的空气温湿度,然后从其出风

口由风机将空气吸至风洞中,风洞出风口连接恒温恒湿室的回风口,形成一个循环封闭风洞系统,通过调节风机频率以改变风速。采用德国 testo635 型便携式温湿度仪测量风洞试验段入口处空气温湿度,运用 QDF-3 型热球式电风速仪测量其风速,并对测试结果进行修正。

为了使换热器获得恒定的冷却水进口温度,采用冷却水系统。冷却水系统由热水箱、热水泵、电磁



注: ⓐ压力表 ⓑ温度表

1. 冷却塔; 2. 热泵; 3. 冷水箱; 4. 旋转布水装置; 5. 换热器; 6. 喷嘴; 7. 风洞; 8. 电磁流量计; 9. 流量调节阀; 10. 水泵; 11. 热水箱; 12. 转子流量计; 13. 电加热器

图2 实验系统示意图

流量计、压力传感器和温度传感器以及相应的调节阀组成。热水箱内配备了40 kW的温控型电加热器进行自动加热,以保持换热器进水温度的恒定。

喷淋水系统主要由冷却塔、热泵、冷水箱、冷水泵、布水装置和测量设备等构成,系统的布水方式为换热器两侧旋转布水,采用旋转布水装置来实现,由传动装置驱动管径为10 mm配水横干管以换热器侧面中心线为轴旋转,在横干管上等间距设置若干与其轴线垂直且在一个平面上的布水立管,布水立管上设置其出口方向垂直布水立管轴线且与布水装置横干管轴线平行的喷嘴,第一根和最后一根布水立管沿立管轴线等间距设置1个喷嘴,其余布水立管上等间距设置2个喷嘴,其喷射方向相反。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。喷嘴喷淋水采用压力配水,冷却塔为其提供相应的喷淋水温度,并采用精度为0.1 °C的水银温度计进行测量,以对其进行校核。喷水量用LZB-15S玻璃转子流量计测得,其量程为16~160 L/h。

试验设备由两组翅片管束并联构成,即一个换热单元。翅片管束尺寸210 mm×200 mm×44 mm,铜管管径10 mm×0.33 mm,翅片间距2.2 mm,管间距25 mm,翅片管束侧面中心开孔尺寸30 mm×25 mm×44 mm。为保证实验数据的可靠性,在换热器进出口处分别安装了LCD-280S型数显温度计,并用精度为0.1 °C的水银温度计对其进行校核。将数显温度计测试结果与冷却水系统中温度传感器所测结果进行对比,以减小实验数据的误差。

试验台采用了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,根据实验工况选用相应的冷却水流量、换热器进水温度、冷水箱水温等,记录的实验数据有冷却水系统的流量,换热器

进、出口水温和压力,热水箱水温,冷水箱水温等。

## 2 实验结果

对换热器采用“垂直气流方向、平行气流方向、开孔正对气流方向”进行实验研究,根据雷诺准则、努谢尔特准则,管内壁与管内工质的对流换热系数与管内流速有关,因此,依据文献[17]中管内推荐流速0.975~1.59 m/s,实验取冷却水流量600、800、1 000 L/h作为研究范围,使管中水流处于紊流状态,有利于换热。根据设备在实际应用中安装于地铁站空调排风通道内,空调排风温度为26 °C±2 °C,实验取空气温度26 °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,并依据文献[18]中的最佳迎面风速,实验取空气速度2.86 m/s。喷淋水温度取环境温度27.9±0.1 °C左右,冷却水进口温度依据冷却塔的设计进口温度37 °C,实验中取37.7 °C±0.1 °C。根据文献[15]中对自旋式两侧旋转布水器的转速的实验研究,实验取转速76 r/min,喷水量取值50 L/h,相应的喷淋密度119.05 kg/(m·h),实验结果如图3所示。

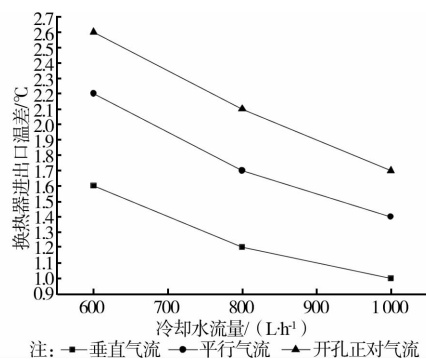


图3 3种不同布置方式时换热器进出口温差趋势图

图3为换热器在3种不同布置方式下冷却水流量变化时的进出口温差趋势图。通过试验结果分析得出,换热器在3种不同布置方式下,冷却水流量为600、800、1 000 L/h时,其进出口压力差均为0.03、0.06、0.1 MPa,可见,3种不同布置方式时对换热器的进出口压力差影响较小。随着冷却水流量由600 L/h增加至800 L/h,进出口温差减小,但换热量增加。冷却水流量为800 L/h时,与600 L/h时相比,换热量在垂直气流布置时增加了4.17%,平行气流布置时增加了6.06%,开孔正对气流布置时增加了8.97%。在3种布置方式中,换热器开孔正对气流布置时换热量最大,与垂直气流布置时相比,平行气流布置时换热量增加了28.06%,中心开孔正对气流布置时换热量增加了61.53%,其原因在

于:1)当换热器垂直布置时,其表面的水膜分布较其他两种布置方式相比不均匀,且水膜与空气热质交换后不能迅速排走,使表面水膜厚度不断增加,热阻增大,换热效率下降;2)换热器垂直、平行气流布置时,当空气掠过换热器表面时,水膜与空气的热质交换使空气中的水蒸气分压力不断增加,空气的传质能力不断被削弱,使以潜热交换为主的翅片蒸发式冷却器换热能力逐渐下降,而换热器开孔正对气流

布置时,空气掠过换热器表面时间短,空气与水膜热质交换后被快速排走,由新的来流空气取代。因此,开孔正对气流布置时换热器性能最佳,为其最优布水方式。

换热器开孔正对气流布置时,影响其性能的因素为:喷水量、喷水温度、冷却水流量及进口温度、空气温度和速度、旋转布水装置转速,正交试验因素水平表如表1所示,选用正交表 $L_{27}(3^{13})$ 来安排实验。

表1 正交试验因素水平表

因素	喷水量 $Q_s /$ ( $L \cdot h^{-1}$ )	喷水温度 $t_s /$ $^{\circ}C$	转速 $n /$ ( $r \cdot min^{-1}$ )	空气温度 $t_a /$ $^{\circ}C$	空气速度 $v_a /$ ( $m \cdot s^{-1}$ )	冷却水流量 $Q_L / (L \cdot h^{-1})$	冷却水进口温度 $t_{Li} / ^{\circ}C$
水平	1	2	3	4	5	6	7
1	40	27	50	24	2.50	600	35
2	50	29	76	26	2.75	800	37
3	60	31	100	28	3.00	1000	39

由实验结果分析得出转速的提高使换热器的换热量先增大后减小,与转速为50 r/min相比,转速为76 r/min时换热量提高1.41%;与转速为100 r/min相比,转速为76 r/min时换热量提高1.55%,表明换热器开孔正对气流布置时旋转布水装置存在最佳转速。同时,换热器的换热量随着喷水量的增加、空气流速增大、冷却水流量增加、冷却水进口温度的提高而增大,随着喷水温度、空气温度的升高而减少,但各因素的影响程度有所差异,其中,冷却水进口温度由35 $^{\circ}C$ 上升到39 $^{\circ}C$ 时,与35 $^{\circ}C$ 时相比,换热量分别提高17.78%、37.62%;喷水量由40 L/h增加到60 L/h时,与40 L/h时相比,换热量分别提高3.70%、8.79%;空气速度由2.5 m/s增加到3 m/s时,与2.5 m/s时相比,换热量分别提高3.55%、8.43%;冷却水流量600 L/h增加到1000 L/h时,与600 L/h时相比,换热量分别提高0.82%、5.26%;喷水温度由27 $^{\circ}C$ 上升到31 $^{\circ}C$ 时,与27 $^{\circ}C$ 时相比,换热量分别降低3.73%、8.11%;空气温度由24 $^{\circ}C$ 上升到28 $^{\circ}C$ 时,与24 $^{\circ}C$

时相比,换热量分别降低8.08%、15.84%,可见,冷却水进口温度的改变对换热器性能影响最为显著,当冷却水进口温度为39 $^{\circ}C$ 时,换热量为1.14 kW/m $^2$ 。实验结果如图4~6所示。

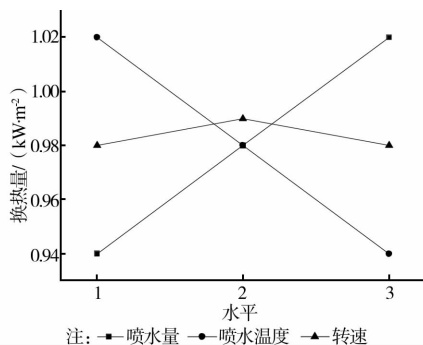


图4 喷水量、喷水温度、转速的水平趋势图

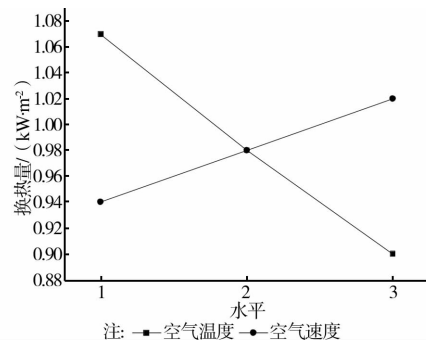


图5 空气温度、速度的水平趋势图

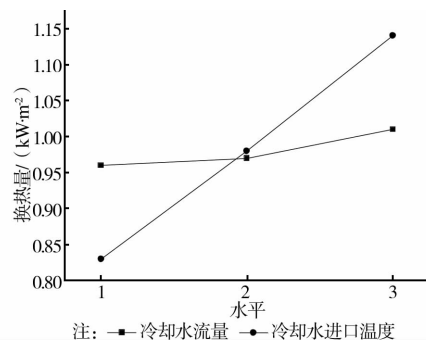


图6 冷却水流量、冷却水进口温度的水平趋势图

### 3 结论

通过实验研究得出换热器在开孔正对气流布置时换热性能最佳,为其最优布水方式。在此布置方

式下,冷却器的旋转布水装置转速存在最佳值 76 r/min,换热器换热量随着喷水量、空气流速、冷却水流量、冷却水进口温度的增加而增大,随着喷水温度、空气温度的升高而减小。其中,冷却水进口温度的改变对换热器换热性能的影响最为显著,冷却水进口温度为 39 °C 时,换热量比 35 °C 时提高了 37.62%,换热量为 1.14 kW/m<sup>2</sup>,其他因素对换热器换热性能的影响从主到次的顺序为空气温度、喷水量、空气速度、喷水温度、冷却水流量。

#### 参考文献:

- [1] 赵昌富. 蒸发式冷却器应用总结[J]. 化肥工业, 2009, 36(3):43-45.  
Zhao C F. Sum-up of use of evaporative cooler [J]. Chemical Fertilizer Industry, 2009, 36(3): 43-45.
- [2] Hasan A, Sirén K. Theoretical and computational analysis of closed wet cooling towers and its applications in cooling of buildings [J]. Energy and Buildings, 2002, 34(5): 477-486.
- [3] 李卫军,董晓强,杨君. 蒸发式冷凝/冷却技术的应用及研究进展[J]. 制冷与空调, 2010, 10(1):40-44.  
Li W J, Dong X Q, Yang J. Application and research progress of evaporative condensing/cooling technology [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2010, 10(1): 40-44.
- [4] 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.
- [5] 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.
- [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 (11/12): 1447-1454.
- [7] 李雪玲. 非饱和蒸发式冷却器设计及强化传热性能研究 [D]. 上海:华东理工大学, 2011.
- [8] Xia Z Z, Chen C J, Wang R Z. Numerical simulation of a closed wet cooling tower with novel design [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011, 54(11/12): 2367-2374.
- [9] Facao J, Oliveira A C. Heat and mass transfer in an indirect contact cooling tower: CFD simulation and experiment [J]. Numerical Heat Transfer Part A: Applications, 2008, 54(10): 933-944.
- [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, 33/34 (1): 199-207.
- [11] 刘乃玲,邵东岳. 管式蒸发冷却器性能影响因素的数值分析[J]. 制冷, 2009, 28(3):13-18.  
Liu N L, Shao D Y. Numerical calculation on the influence of tube evaporative cooler cooling performance [J]. Refrigeration, 2009, 28(3): 13-18.
- [12] Leidenfrost W, Korenic B. Evaporative cooling and heat transfer augmentation related to reduced condenser temperatures [J]. Heat Transfer Engineering, 1982, 3 (3/4): 38-59.
- [13] 黄翔,周斌,于向阳,等. 管式间接蒸发冷却器均匀布水的实验研究[J]. 暖通空调, 2006, 36(12):48-52.  
Huang X, Zhou B, Yu X Y, et al. Experimental study on water distribution uniformity of tubular indirect evaporative coolers [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2006, 36(12): 48-52.
- [14] 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.
- [15] 何叶从. 地铁专用间接蒸发冷却器研究[D]. 重庆:重庆大学, 2009.
- [16] 田胜元,萧曰嵘. 实验设计与数据处理[M]. 北京:中国建筑工业出版社, 1988.
- [17] 沈家龙. 蒸发式冷凝器传热传质理论分析及实验研究 [D]. 广州:华南理工大学, 2005.
- [18] 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.