

增湿型空冷器喷嘴热工特性比较实验研究

黄晓庆, 张 旭

(同济大学 暖通空调及燃气研究所, 上海 201804)

摘要: 针对空冷机组在夏季高温天气不能满发的问题, 采用喷雾增湿以降低入口空气的干球温度, 选用波纹板式增湿型空冷器对 3 种喷嘴布置方式的降温特性、空气侧与热水侧阻力、传热特性进行实验研究. 结果表明, 在空气冷却效果及热水冷却效果方面, 压力式螺旋型喷嘴较优. 得到了 3 种喷嘴布置方式的波纹板式空冷器阻力降关联式、换热系数关联式. 通过对喷嘴喷雾降温特性的研究, 拟合得到了接触系数与空气质量流速和水汽比关联式.

关键词: 增湿型空冷器; 阻力降; 换热系数; 喷雾降温关联式

中图分类号: TK264

文献标识码: A

A Comparative Study of Thermal Property Among Different Nozzles of Spray Humidification Air Cooler

HUANG Xiaoping, ZHANG Xu

(Institute of Heating, Ventilation and Air Conditioning and Gas Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: Aiming at the problem of air-cooled condenser output limit under high temperature in summer, the spray humidification system is adopted here to reduce inlet air temperature. Therefore, experiments are presented to study cooling characteristics of three nozzle layouts, air side and hot water side resistance, heat transfer characteristics of corrugated plate spray humidification air cooler. Experiment results show pressure screw-type nozzle is superior in both air side and hot water side cooling effects. Correlation expressions of pressure drop and heat transfer coefficient are obtained in three nozzle layouts. Through the research on spray cooling characteristics of nozzle, the correlation expression between contact coefficient and air mass velocity & water to air steam ratio is fitted and obtained.

Key words: spray humidification air cooler; pressure drop; heat transfer coefficient; spray cooling correlation expression

由于蒸发式冷却器具有比空冷换热效果好, 比水冷节水等显著优点, 在石油、化工、冶金、电力、制冷等领域有着广泛应用^[1]. 由于光管或翅片管式蒸发冷却器具有工艺简单、成熟, 密封性好等优点, 因此目前工业产品基本上都是光管式或翅片管式蒸发冷却器. 但光管式蒸发冷却器单位体积传热面积有限, 结构不紧凑, 占地多, 而翅片管式蒸发冷却器翅片间距小, 容易积水积垢. 因此, 紧凑、传热效率高、容易除垢的结构形式是蒸发冷却器发展的一个趋势^[2-5]. 板式换热器是一种高效、紧凑的换热设备形式, 将板式换热器的优点与蒸发冷却技术相结合, 开发板式蒸发冷却器是一个有益的尝试^[6].

本文对相同布置方式(500 mm×500 mm), 不同喷嘴布置方式(TF6×4, AM4×4, TF6×2&AM4×2)对空气降温效果与热水降温效果影响进行比较, 并进行波纹板式空冷器湿工况传热、阻力与喷雾特性实验研究, 得到空气与水侧阻力降与换热系数关联式, 为板式空冷器设计提供依据. 通过对喷嘴喷雾降温特性的研究, 拟合得到了接触系数与空气质量流速和水汽比关联式.

1 实验系统

实验系统包括 4 部分: 增湿系统、热流体系统、空气系统、测量与控制系统. 实验段主要由板式换热器、增湿系统组成. 图 1 是板式空冷器实验段结构示意图. 板式空冷器长 1.2 m, 宽 0.193 m(即板宽, 板束竖直放置), 高 1.2 m(即板长). 板束内侧走热流体, 通道间距为 6.4 mm, 板束外侧走空气, 通道间距为 6.4 mm, 不锈钢传热板片厚度为 0.7 mm. 25 个板束组成一个板程, 一共 4 个板程.

图 2a 为板式增湿空冷系统实验段, 喷嘴布置方式为 500 mm×500 mm(每排布置两个喷嘴, 共两

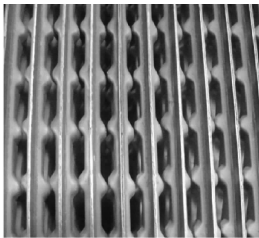
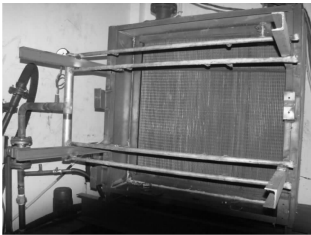


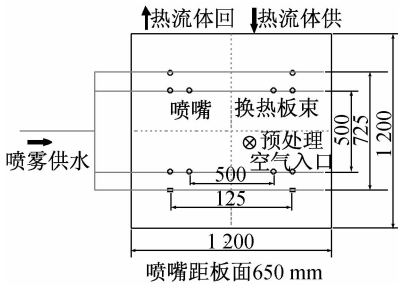
图 1 板式空冷器实验段结构示意图

Fig.1 Structure schematic for plate air-cooled heat exchanger on experimental section

排). 图 2b 为实验装置的原理图,热流体从板换右上侧流入,从左上侧流出. 干工况时,板束外直接空气冷却(空气与热流体叉流换热);湿工况时,板束侧面喷雾开启,喷嘴在空气入口处喷雾,喷嘴距离板束 650 mm.



a 实验段



b 原理图

图 2 板式增湿型空冷器(单位:mm)

Fig.2 Plate spray humidification air-cooled heat exchanger(unit: mm)

喷嘴类型为 TF6,AM4,其结构如图 3 所示.



压力式螺旋型喷嘴 TF6 撞击式雾化喷嘴 AM4

图 3 喷嘴结构示意图

Fig.3 Structure diagram of nozzle

2 相同布置方式不同喷嘴降温特性比较

本节实验工况选定喷嘴布置方式为 500 mm×500 mm,喷嘴选用 TF6×4(每排 2 个,2 排)、AM4×4(每排 2 个,2 排)、TF6×2+AM4×2(每排各 1 个,2 排)进行相同布置方式不同喷嘴降温特性比较,工况参数见表 1.

图 4 为不同喷嘴对喷雾前后空气冷却效果的影响,其中入口空气干湿球温差为冷却极限,喷水量和雾滴与空气的接触面积紧密相关. 随着入口干湿球温差×喷水量的增大,空气冷却效果增强,其中喷嘴 TF6×4 的冷却效果最好,AM4×4 稍差,TF6×2&AM4×2 对空气冷却效果最弱,其原因可能是 TF6×2&AM4×2 喷雾过程中,在两种喷嘴共同覆盖的区域内,由于液滴相互撞击所产生的新的喷雾模式对空气的冷却效果不佳. 从入口空气冷却效果来讲,TF6×4 的冷却效果最好.

图 5 为不同喷嘴对板式换热器中热水冷却效果的影响比较,其中对数平均温差为热交换的推动力,喷水量与进入板换进行蒸发吸热的未蒸发雾滴量密

表 1 实验工况表

Tab.1 Experiment conditions

工况 编号	喷嘴 类型	喷嘴背压/ 10 ⁻⁵ Pa	空气侧入口			热流体侧	
			干球温 度/℃	湿球温 度/℃	迎面风速变化范 围/(m·s ⁻¹)	入口温度设 定值/℃	流量设定值/ (t·h ⁻¹)
1	TF6	1.0~8.0	38	28	3.0	60	50
2	AM4	1.0~8.0	38	28	3.0	60	50
3	TF6+AM4	1.0~8.0	38	28	3.0	60	50
4	TF6	5.5	38	28	0.3~4.9	60	50
5	AM4	3.5	38	28	0.3~4.9	60	50
6	TF6+AM4	7.5	38	28	0.3~4.9	60	50

切相关. 随着对数平均温差×喷水量的增大,热水冷却效果增强,其中 TF6×4 与 TF6×2&AM4×2 的冷却效果较好,AM4×4 的冷却效果稍差.

实验结果表明,在空气冷却效果及热水冷却效果方面,喷嘴 TF6×4 优于 AM4×4 及 TF6×2&AM4×2.

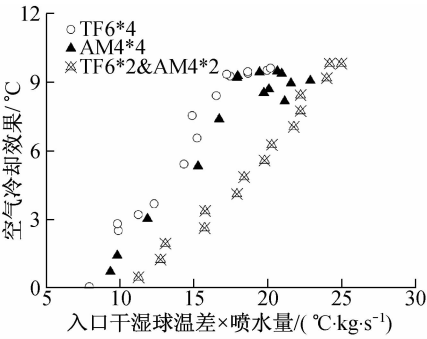


图 4 不同喷嘴空气冷却效果

Fig.4 Air side cooling effect comparison among different nozzles

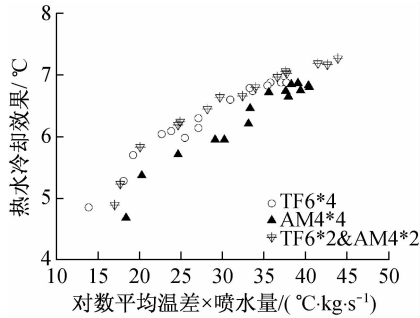


图 5 不同喷嘴热水冷却效果

Fig.5 Hot water side cooling effect comparison among different nozzles

3 实验数据处理

3.1 传热实验数据整理

空冷器干工况运行时,传热系数 K 为

$$K = \frac{Q}{F \Delta t_m} \tag{1}$$

式中: K 为总传热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$; 由于空冷器两侧换热量测量存在偏差,数据处理时,传热量 Q 取两侧换热量计算值的平均值, W ; F 为换热面积, m^2 ; Δt_m 为对数平均温差, $^{\circ}\text{C}$. 由于空冷器刚投入实验,所以忽略污垢热阻,则传热系数 K 又等于

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_f} + \frac{S_p}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_a} \right)^{-1} \tag{2}$$

式中: α_f 为板束内热水对流换热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$; α_a 为干工况空气的对流换热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$; S_p 为板片厚度, m ; λ_p 为板片的导热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

板束内热水的对流换热系数准则关联式可写为^[7]

$$Nu_f = C_1 Re_f^m \tag{3}$$

式中: Nu_f 为热水侧努塞尔数; Re_f 为热水侧雷诺数; C_1 为系数; m 为指数.

板束外空气的对流换热系数准则关联式可写为

$$Nu_a = C_2 Re_a^n \tag{4}$$

式中: Nu_a 为空气侧努塞尔数; Re_a 为空气侧雷诺数; C_2 为系数; n 为指数.

式(3)与式(4)中系数 C_1, C_2 和指数 m, n 可通过多次实验数据拟合后确定. 雷诺数 Re 的特征长度为 2 倍的通道间距,即两倍空气侧通道距离 $2S_a$ 或两倍热流体侧通道距离 $2S_f$,特征速度取通道内流体平均流速,特征温度取流体进出口温度的平均值.

3.2 接触系数

影响增湿降温效果的因素很多,诸如空气的质量流速、喷嘴类型与布置密度、喷嘴孔径与喷嘴前水压、空气与水的接触时间、空气与水滴的运动方向以及空气与水的初、终参数等. 但是,对一定的空气处理过程而言,主要影响因素可归纳为空气质量流速、喷水系数和喷嘴结构.

为了表征实际过程与水量有限、接触时间足够充分的理想过程的接近程度,定义接触效率 η 为^[8]

$$\eta = 1 - \frac{t_2 - t_{s1}}{t_1 - t_{s1}} \tag{5}$$

式中: t_1 为空气入口干球温度, $^{\circ}\text{C}$; t_{s1} 为空气入口湿球温度, $^{\circ}\text{C}$; t_2 为空气出口干球温度, $^{\circ}\text{C}$.

影响增湿降温效果的因素是极其复杂的,不能用纯数学方法确定接触系数,只能用实验的方法. 对于喷嘴类型及布置方式相同的情况,接触系数可表示为

$$\eta = A(v\rho)^{m'}\mu^{n'} \tag{6}$$

式中:系数 A 和指数 m', n' 可通过多次实验数据拟合后确定; v 为空气流速, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$; ρ 为空气密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; $v\rho$ 表示空气质量流速; 喷水量的大小常以处理每千克空气所用的水量,即喷水系数 μ 来表示

$$\mu = \frac{W}{G} \tag{7}$$

式中: W 为总喷水量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; G 为空气质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$.

4 湿工况板式换热器阻力特性

湿工况时,板式空冷器空气侧阻力降随迎面风速增大而增大,如图 6 所示. 经曲线拟合, $\text{TF6} \times 4$ 空气侧阻力降与迎面风速和板片宽度的关联式为^[9]

$$\begin{aligned} \Delta p_a &= 97.98 H v_a^2 \\ 0.3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} &\leq v_a \leq 5.0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \\ R^2 &= 0.996\,19 \end{aligned} \tag{8}$$

式中: Δp_a 为空气侧阻力降, Pa ; H 为空冷器板片宽度, m ; v_a 为空气侧的迎面风速, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$.

AM4 × 4 空气侧阻力降与迎面风速和板片宽度的关联式为

$$\Delta p_a = 95.54 H v_a^2$$
$$0.3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \leq v_a \leq 5.0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$
$$R^2 = 0.996\ 02$$

(9)

TF6 × 2&AM4 × 2 空气侧阻力降与迎面风速和板片宽度的关联式为

$$\Delta p_a = 97.82 H v_a^2$$
$$0.3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \leq v_a \leq 5.0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$
$$R^2 = 0.996\ 44$$

(10)

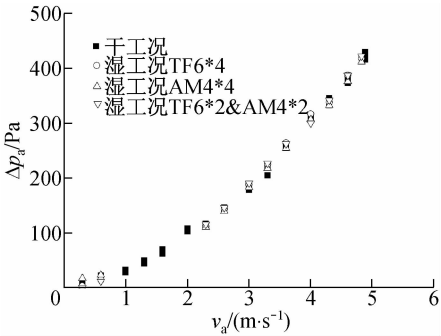


图 6 湿工况空气侧阻力降拟合曲线
Fig.6 Air side pressure drop fitting curve (wet environment)

图 7 中雷诺数 Re_a 与欧拉数 Eu_a 的关系表明,当板束外空气迎面风速为 $3.0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,干工况及湿工况空气侧均达到充分湍流。

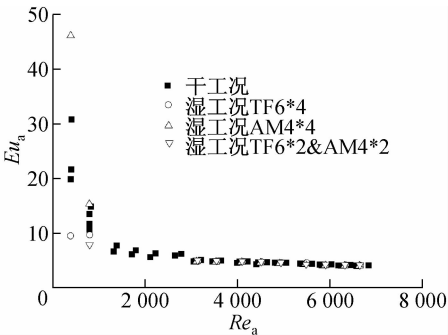


图 7 湿工况空气侧阻力曲线
Fig.7 Air side resistance curve(wet environment)

从图 6,7 可以看出,湿工况喷嘴与干工况的阻力降曲线及阻力曲线基本重合,即未蒸发的液滴没有堵塞空气侧流道,导致空气流通截面变小,空气阻力增大。

干工况时,板式空冷器热水侧阻力降随热水流量增大而增大,板式空冷器热水侧的阻力降曲线如图 8 所示,根据实验数据拟合得到^[10]

$$\Delta p_f = 62.98 L v_f^2$$
$$0.09 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \leq v_f \leq 0.90 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$
$$R^2 = 0.986\ 93$$

(11)

式中: Δp_f 为热水侧阻力降,Pa; L 为空冷器板片长度,m; v_f 为流道内热水流速, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

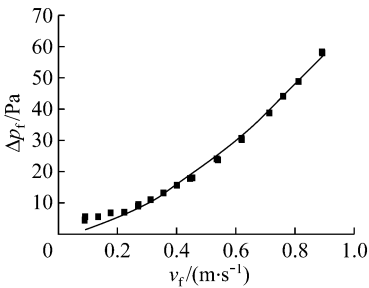


图 8 热水侧阻力降曲线
Fig.8 Hot water side pressure drop fitting curve

5 湿工况板式换热器传热特性

湿工况时,板式空冷器空气侧的努塞尔数 Nu_a 随雷诺数 Re_a 的变化关系见图 9。以 2 倍空气通道间距 $2S_a$ 为特征尺寸,以空气进出口温度的平均值为特征温度,以板束外通道内空气平均流速为特征速度,整理得到了 TF6 × 4 空气侧 Nu_a 与 Re_a 的关联式如下:

$$Nu_a = 0.032 Re_a^{1.140}$$
$$397.34 \leq Re_a \leq 6\ 650.72$$
$$R^2 = 0.968\ 52$$

(12)

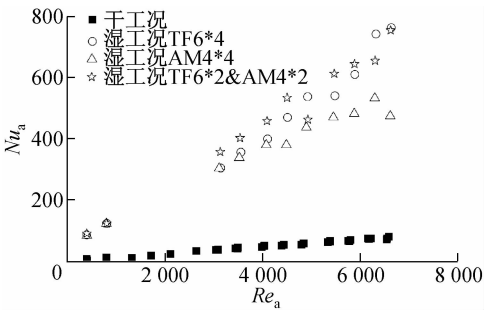


图 9 湿工况空气侧对流换热系数关联式
Fig.9 Correlation expression for air side convection heat transfer coefficients(wet environment)

整理得到了 AM4 × 4 空气侧 Nu_a 与 Re_a 的关联式如下:

$$Nu_a = 1.49 Re_a^{0.666}$$
$$397.80 \leq Re_a \leq 6\ 628.55$$
$$R^2 = 0.979\ 69$$

(13)

整理得到了 TF6 × 2&AM4 × 2 空气侧 Nu_a 与 Re_a 的关联式如下:

$$Nu_a = 0.286 Re_a^{0.889}$$
$$396.94 \leq Re_a \leq 6\ 635.48$$
$$R^2 = 0.970\ 38$$

(14)

由图 9 可以看出,在相同风量的情况下,湿工况

空气侧对流换热系数较干工况有显著提高. 实验结果表明, 喷雾一方面降低了入口空气的干球温度, 加大了板换的对数平均温差; 另一方面, 未完全蒸发的水滴在板换内部继续蒸发吸热, 大幅度提高了空气侧的换热系数.

干工况时, 板式空冷器热水侧的努塞尔数随雷诺数变化情况见图 10. 经曲线拟合得到水侧 Nu_f 与 Re_f 的关联式如下:

$$\begin{aligned} Nu_f &= 0.59 Re_f^{0.375} \\ 2\,536.57 \leq Re_f \leq 19\,301.36 \\ R^2 &= 0.983\,88 \end{aligned} \tag{15}$$

空冷器湿工况运行时, 板束内热水对流换热和干工况基本相同, α_f 的大小取决于热水的雷诺数.

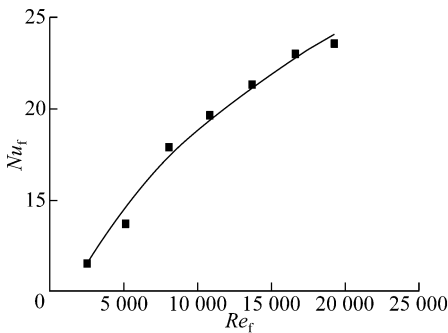


图 10 干工况热水侧对流换热系数关联式

Fig. 10 Correlation expression for hot water side convection heat transfer coefficients (dry environment)

6 湿工况喷雾降温特性

对于喷嘴类型及布置方式相同的情况, 接触系数可表示为式(6)的形式. 其中, TF6 * 4 的接触系数拟合式为

$$\begin{aligned} \eta &= 17.49(\nu\rho)^{3.64}\mu^{3.56} \\ R^2 &= 0.930\,62 \end{aligned} \tag{16}$$

AM4 * 4 的接触系数拟合式为

$$\begin{aligned} \eta &= 51.72(\nu\rho)^{3.40}\mu^{3.64} \\ R^2 &= 0.909\,45 \end{aligned} \tag{17}$$

TF6 * 2&AM4 * 2 的接触系数拟合式为

$$\begin{aligned} \eta &= 4.22(\nu\rho)^{3.15}\mu^{2.79} \\ R^2 &= 0.973\,56 \end{aligned} \tag{18}$$

7 结论

相同布置方式不同喷嘴降温特性实验结果表明, 在空气冷却效果及热水冷却效果方面, 喷嘴 TF6 * 4 优于 AM4 * 4 及 TF6 * 2&AM4 * 2.

在 500 mm×500 mm 布置方式下, 得到了波纹板式空冷器 TF6 * 4, AM4 * 4, TF6 * 2&AM4 * 2 阻力降关联式和换热系数关联式, 可为板式空冷器阻力与热工设计提供依据.

TF6 * 4, AM4 * 4, TF6 * 2&AM4 * 2 的实验结果均表明, 喷雾一方面降低了入口空气的干球温度, 加大了板换的对数平均温差; 另一方面, 未完全蒸发的水滴在板换内部继续蒸发吸热, 大幅度提高了空气侧的换热系数, 没有堵塞空气侧流道, 导致空气流通截面变小, 空气阻力增大.

通过对喷嘴喷雾降温特性的研究, 拟合得到 TF6 * 4, AM4 * 4, TF6 * 2&AM4 * 2 接触系数与空气质量流速和水汽比关联式.

参考文献:

[1] 马义伟. 空冷器设计与应用[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1998.
MA Yiwei. Design and application of air-cooled condenser[M]. Harbin: Harbin Institute of Technology Press, 1998.

[2] Hasan A, Sirén K. Performance investigation of plain circular and oval tube evaporatively cooled heat exchangers[J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24(5/6): 777.

[3] Niitsu Y Y, Naito K, Anzai T. Studies on characteristics and design procedure of evaporative coolers[J]. Journal of SHASE Japan, 1967, 41(12): 61.

[4] Parker R O, Treybal R E. The heat mass transfer characteristics of evaporative coolers[J]. American Institute of Chemical Engineers Chemical Engineering Progress Symposium Series, 1978, 54(3): 138.

[5] Mizushima T, Ito R, Miyashita H. Experimental study of an evaporative cooler [J]. International Journal of Chemical Engineering, 1967, 7(4): 727.

[6] 尾花英朗. 热交换器设计手册[M]. 北京: 石油工业出版社, 1987.
Fleur Hideo. Heat exchanger design handbook[M]. Beijing: Petroleum Industry Press, 1987.

[7] 章熙民, 任泽涛, 梅飞鸣. 传热学[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007.
ZHANG Ximin, REN Zepei, MEI Feiming. Heat transfer[M]. Beijing: China Architecture and Building Press, 2007.

[8] 连之伟. 热质交换原理与设备[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001.
LIAN Zhiwei. Principle and equipment of heat and mass transfer[M]. Beijing: China Architecture and Building Press, 2001.

[9] 许旺发. 板式湿式空冷器湿球温度迁移特性与优化研究[D]. 上海: 同济大学机械工程学院, 2007.
XU Wangfa. Transfer characteristic of the wet-bulb temperature and optimization for the plate wet air cooler[D]. Shanghai: College of Mechanic Engineering of Tongji University, 2007.

[10] 余建祖. 换热器原理与设计[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006.
YU Jianzu. Heat exchanger principle and design[M]. Beijing: Beihang University Press, 2006.