

文章编号:1006-3080(2017)04-0578-06

DOI:10.14135/j.cnki.1006-3080.2017.04.019

## 蒸发式空冷器低密度翅片管束干工况换热及阻力特性

张庆, 王学生, 阮伟程, 孟祥宇, 陈琴珠

(华东理工大学承压系统与安全教育部重点实验室, 上海 200237)

**摘要:**建立了工业用8排翅片管束空冷实验装置,讨论了翅片管干式空冷代替光管湿式空冷的可行性,研究低进口风温、风量对翅片管干式空冷换热的影响。实验结果表明:低进口风温下,翅片管干式空冷可用来代替光管湿式空冷换热,降低进口风温能有效强化翅片管干式空冷换热,其换热能力亦随着配风量的增加而提高。实验中翅片管管外换热系数和管束压降实验值与国外关联式计算结果有差别,拟合给出本实验翅片管管外传热关联式及管束压降关联式,为工业应用设计提供依据。

**关键词:**空气冷却器;翅片管;传热性能;压降

**中图分类号:**TQ051.5

**文献标志码:**A

## Heat Transfer and Resistance Characteristics of Evaporative Air Cooler with Low Density Finned Tube Bundles under Dry Condition

ZHANG Qing, WANG Xue-sheng, RUAN Wei-cheng, MENG Xiang-yu, CHEN Qin-zhu

(Key Laboratory of Pressure System and Safety, Ministry of Education, East China University of Science and Technology, Shanghai 200237, China)

**Abstract:** The air-cooled experimental device with 8-row industrial finned tube bundle was established, and the feasibility of using dry air cooling with finned tubes to substitute wet air cooling with smooth tubes was discussed. Meanwhile, the influence of low inlet air temperature and air flow on the dry air-cooled heat transfer performance is studied. The experimental results show that the dry air cooling of the finned tubes can be used to replace the wet air cooling of the smooth tubes under low inlet air temperature condition, reducing the inlet air temperature can effectively enhance the air-cooled heat transfer performance of the finned tubes, and the heat transfer capacity of the finned tubes increases with the increment of air distribution. In the experiment, the external heat transfer coefficient of the finned tubes is different from that of the foreign correlation calculation. The correlations of the heat transfer and the pressure drop of the tube bundles are given, which provide the basis for practical application in industry.

**Key words:** air cooler; finned tube; heat transfer performance; pressure drop

传统光管湿式空冷器采取喷淋水为冷却介质,耗水量较大<sup>[1-2]</sup>,而翅片管空冷器具有较大换热面积,采取空气为冷却介质,能取代传统的水冷却介质,达到节水的作用<sup>[3-4]</sup>,可用于年平均气温较低、水

资源匮乏地区。

国内外有研究者对翅片管干式空冷进行了理论和实验研究,其中 Briggs 等<sup>[5]</sup>对于翅片管束换热性能的研究以及 Robinson 等<sup>[6]</sup>对于翅片管束阻力

收稿日期:2016-10-28

作者简介:张庆(1993-),男,安徽宿州人,博士生,主要研究方向为过程装备热质传递强化。

通信联系人:王学生, E-mail: wangxs@ecust.edu.cn

降的研究最为大家重视。Webb<sup>[7]</sup>认为很难给出一个普适关联式,推荐采用文献[5]的传热关联式和文献[6]的压降关联式。而Eckels等<sup>[8]</sup>与Weierman等<sup>[9]</sup>的实验数据与文献[5-6]中关联式计算有误差。后续有国内外研究者<sup>[10-12]</sup>在文献[5-6]研究的基础上进行了实验验证以及管束的改进。本文依据实际表面蒸发工业应用装置,用于翅片管的干式空冷和湿式表面蒸发实验,其中翅片管干式空冷主要用于秋冬低温环境,而翅片管湿式表面蒸发则用于夏季高温环境。所采用表面蒸发装置集翅片管干湿应用工况于一体,有别于文献[5-6]中的纯干空冷工况装置结构,且文献[5-6]推荐关联式中未给出适用环境相对湿度范围,从而给具体的表面蒸发翅片管干式空冷的优化设计和实际工程应用的准确性与可靠性带来了误差。本文重点讨论翅片管干式空冷代替光管湿式空冷的可行性,研究低密度翅片管束干式空冷在实际不同进口风温工况下的传热性能与阻力特性,与国外研究进行对比,

给出管外传热系数和管束压降关联式。

## 1 实验系统

### 1.1 实验装置

实验装置如图1所示,由热物料循环系统、喷淋水系统、风洞系统组成。热物料系统由加热炉、稳压罐组成,管内热物料为导热油。喷淋水系统由水泵与储水罐组成,经阳离子交换器处理的软化水作为管外喷淋水。风洞系统包括风道、离心风机与直流电机,离心风机由整流电路控制柜控制实现无级调速,保证风速的稳定可调,实验流程见图2。在进行干式空冷实验时将喷淋水系统关闭,导热油经加热炉加热、稳压罐稳压后进入空冷器翅片管束,将热量传导至翅片管,而空气经空冷器底部由引流式风机自下而上抽出,空气掠过翅片管束通过对流传热带走工质热量后经空冷器上部排出,而后导热油流回加热炉进行循环加热。

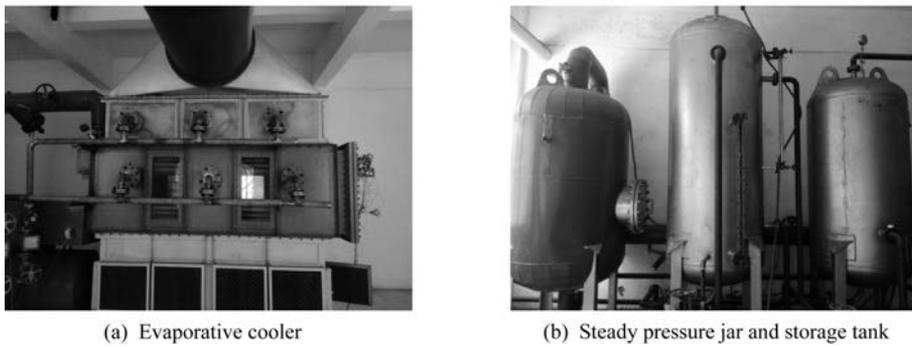


图1 实验装置

Fig.1 Experimental apparatuses

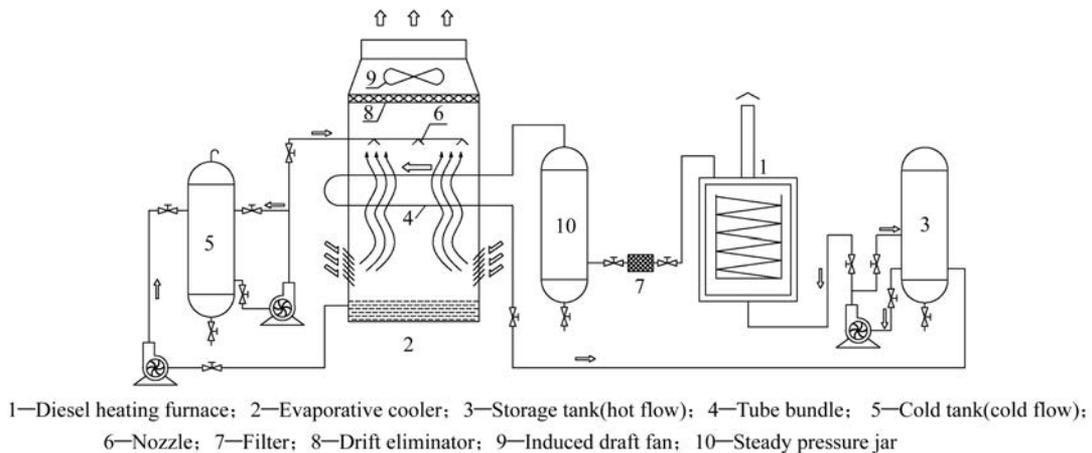


图2 实验装置流程图

Fig.2 Flow chart of the experimental apparatus

### 1.2 实验元件

实验用翅片管为双金属轧片管,基管为 25 mm×

2.5 mm 的 20# 碳钢管,外部轧制铝翅片,翅片厚度 0.7 mm,间距 3 mm,密度 333 片/m,高度 15.5

mm, 传热管成正三角形排列, 管间距 63.5 mm。管束为两管程, 共计 8 排管, 每排 10 根翅片管, 管长

2.31 m, 其中从上至下 1~4 排管为进口段, 5~8 排管为出口段。

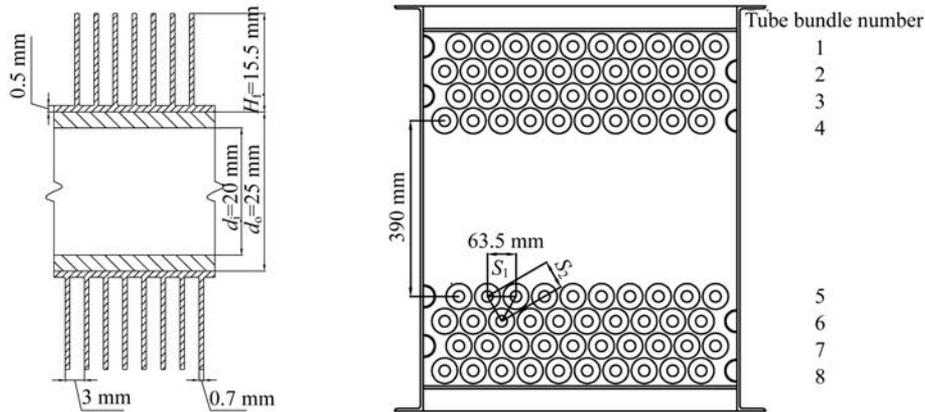


图3 翅片管参数及管束排布

Fig. 3 Fin tube parameters and tube bundle arrangement

## 2 实验数据处理

### (1) 基本传热公式

$$Q = AU_o F_t \cdot \Delta T_m \quad (1)$$

式中:  $Q$  为传热量,  $W$ ;  $A$  为传热面积,  $m^2$ ;  $\Delta T_m$  为对数平均温差,  $^\circ C$ ;  $U_o$  为总传热系数,  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  $F_t$  为温差修正系数。

### (2) 传热总热阻

对翅片管式换热器, 以基管外表面为基准的传热总热阻可表示为

$$\sum R_o = \frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_i} \times \frac{A_o}{A_i} + R_{if} \frac{A_o}{A_i} + \frac{d_o}{2k} \ln \frac{d_o}{d_i} + R_g + R_f \frac{A_o}{A_f} + R_{ff} \frac{A_o}{A_f} + \frac{1}{h_o} \quad (2)$$

以翅片管外表面为基准的传热总热阻可表示为

$$\sum R_f = \frac{1}{U_f} = \frac{1}{h_i} \times \frac{A_f}{A_i} + R_{if} \frac{A_f}{A_i} + \frac{A_f}{2k\pi L_f} \ln \frac{d_o}{d_i} + R_g \frac{A_f}{A_o} + R_f + R_{ff} + \frac{1}{h_f} \quad (3)$$

式中:  $h_i$  为管内传热系数,  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  $A_i$  为管内表面积,  $m^2$ ;  $A_o$  为基管无翅片表面积,  $m^2$ ; 管内热阻  $R_{if} = 0.00017 (m^2 \cdot ^\circ C)/W$ ;  $d_o$  为基管外径,  $m$ ;  $d_i$  为基管内径,  $m$ ; 间隙热阻  $R_g$  忽略不计;  $R_f$  为翅片热阻,  $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$ ;  $A_f$  为翅片管外表面积,  $m^2$ ; 翅片管表面污垢热阻  $R_{ff} = 0.00007 (m^2 \cdot ^\circ C)/W$ ;  $h_o$  为以基管外表面为基准的管外换热系数,  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ;  $L_f$  为翅片管束总长度,  $m$ ;  $h_f$  为以基管外表面为基准管外换热系数,  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。

### (3) 管内传热系数

应用 Dittus-Boelter 公式<sup>[13]</sup>:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (4)$$

式中:  $Nu$  为努塞尔数;  $Re$  为雷诺数;  $Pr$  为普朗特数。

### (4) 翅片热阻 $R_f$

$$R_f = \left( \frac{1}{h_o} + R_{ff} \right) \times \left[ \frac{1 - E_f}{E_f + (A_o/A_f)} \right] \quad (5)$$

式中:  $E_f$  为翅片效率, 根据等厚度圆形翅片效率曲线查取<sup>[14]</sup>。

## 3 结果分析

### 3.1 翅片管干空冷代替光管湿空冷的可行性

常见的圆管型蒸发式冷却器虽然换热性能优良, 但是常年需要较高的风量和用水量, 还会产生很高的排污量, 导致其生产成本与维护成本高昂<sup>[15]</sup>。采用翅片管替代圆管, 主要着眼于降低蒸发式冷却器的年用水量, 并减免相关生产与维护成本。文献<sup>[16]</sup>利用本实验装置, 将翅片管换成铝碳钢复合光管, 在其实验装置的基础上, 分别进行了进口风温为  $24^\circ C$ 、 $32^\circ C$  的光管湿式空冷实验, 翅片管干空冷随进口风温变化的热流密度与光管湿空冷随喷淋密度变化的热流密度对比如图 4 所示。

由图 4 可知, 在进口风温为  $8 \sim 18^\circ C$ , 风机频率为  $40 \text{ Hz}$  时翅片管干空冷实验换热效果比光管湿空冷对应的换热效果差, 此时翅片管较大换热面积的优势不足以替代光管喷淋水的优势, 可以通过稍微提高风机频率来增加管束迎面风速, 使得翅片管干空冷换热得到强化。图 4 显示翅片管干空冷在风机频率  $50 \text{ Hz}$ , 进口风温  $12.9^\circ C$  时换热效果与光管湿

空冷在风机频率 40 Hz,进口风温 32 °C,喷淋密度 0.017 3 kg/(m·s)时换热效果相当,同样翅片管干空冷在风机频率 50 Hz,进口风温 8.3 °C时换热效果与光管湿空冷在风机频率 40 Hz,进口风温 24 °C,喷淋密度 0.007 5 kg/(m·s)时换热效果相当。可见在低进口风温条件下,可用翅片管干空冷替代光管湿空冷换热,可以有效节水。

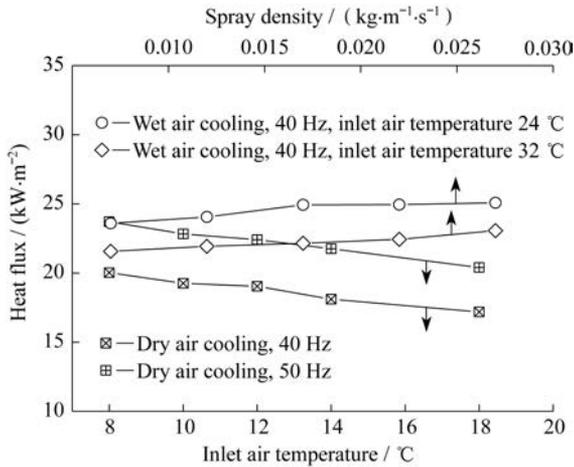


图 4 热流密度对比

Fig. 4 Comparison of heat flux

### 3.2 环境温度和风速的影响

翅片管干式空冷器运行受环境温度影响较大,随着环境温度降低,进口风温降低,对数温差增大,传热推动力增加,有利于强化管外换热过程,如图 5 所示。而随着迎面风速的增加,翅片管外空气流动  $Re$  变大,翅片管间的漩涡流动愈加强烈,使得两翅片通道中两壁面上的边界层产生的干扰愈加明显,管外换热得到强化。

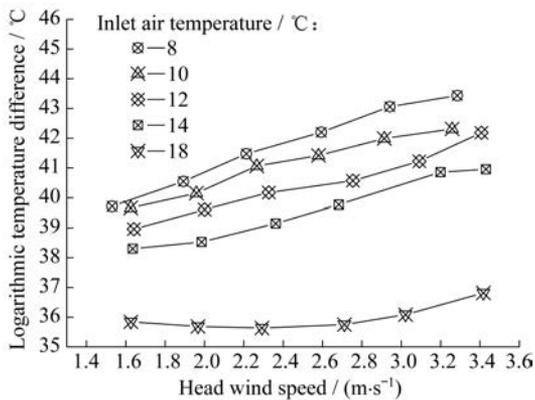


图 5 进口风温、迎面风速与对数温差的关系

Fig. 5 Relationship between inlet air temperature and head wind speed and logarithmic temperature difference

控制管程导热油流量为 22.8 m<sup>3</sup>/h,管程流体湍流充分发展,来流空气干湿球温度由立式空调机组调

节稳定,空气侧温、湿度传感器精度为 0.15%,进口风温分别为 8、10、12、14、18 °C,空气相对湿度为 65%~75%,每组进口风温下迎面风速变化范围:1.51~3.43 m/s。管束热流密度随环境温度和迎面风速的变化如图 6 所示。当迎面风速恒定时,进口风温越低,管束热流密度越大,换热得到强化。在同一进口风温下,随着管束迎面风速的增加,管束间流体湍动越剧烈,边界层扰动越强烈,管束换热能力越强。

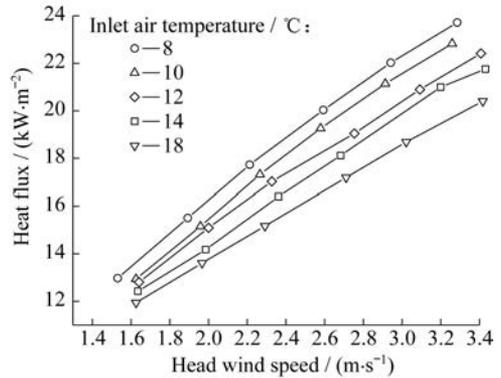


图 6 热流密度与迎面风速及进口风温关系

Fig. 6 Relationship between heat flux and head wind speed and inlet air temperature

### 3.3 翅片管束传热系数

Briggs 和 Young 对正三角形排列的圆形管束的管外空气侧换热系数进行了研究,获得了以翅片外表面为基准的换热系数计算式<sup>[5]</sup>:

$$h_f = 0.1378 \frac{k}{d_r} \left( \frac{d_r G_{\max}}{\mu} \right)^{0.718} \left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^{0.333} \left( \frac{s}{l} \right)^{0.296} \quad (6)$$

式中: $G_{\max}$ 为最窄截面空气质量流速,kg/(m<sup>2</sup>·s); $k$ 为空气导热系数,W/(m·°C); $C_p$ 为空气比热容,J/(kg·°C); $\mu$ 为空气黏度,Pa·s; $d_r, l, s$ 分别为翅根直径、翅片高度和翅片净间距,m,式(6)的标准误差为 5.1%。

由公式(6)可给出以翅片外表面为基准的换热系数计算值,由式(1)、(3)、(4)、(5)可得出以翅片管外表面为基准的换热系数实验值。5组进口风温实验条件下空气相对湿度保持在 65%~75%,计算出翅片管外换热系数并与式(6)计算值进行比较,结果如图 7 所示。

由图 7 可知翅片管外换热系数实验值与 Briggs 和 Young 计算值存在误差,实验值比理论计算值小 24.35%~44.29%。

造成上述误差的主要原因是实验装置中管束部分过渡段的存在,如图 8 所示,过渡段是用于安装喷嘴以便下一步翅片管湿式空冷实验。由文献

[17]圆翅片管从层流转变为湍流的临界雷诺数为8 000,当雷诺数低于8 000时,处于混合流动范围,实验中处于过渡段的空气雷诺数为2 390~5 530,对错排的翅片管束,位于下层的各排管束对上层的各排管束起到湍流发生器的作用,但当空气从底部穿过下层4排管束,流经过渡段时,气流湍动减弱,空气对上层管束换热边界层扰动变弱,使得上层管束换热效率降低。此外,翅片管束两侧距空冷器管箱壁面的距离不同造成旁路流的差异,文献[18]指出了旁路流对蒸发式空冷器换热的影响,以及进口空气相对湿度范围的不同所造成的空气物性有所变化都使得实验结果和关联式有所偏差。

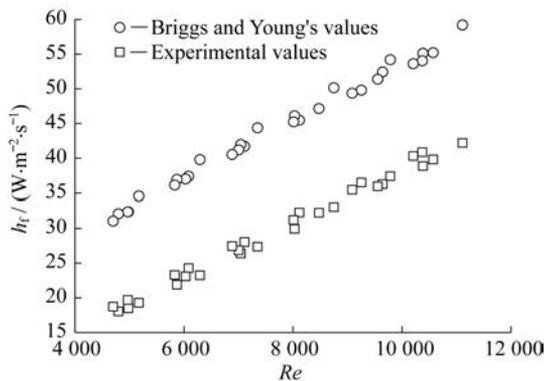


图7 换热系数与雷诺数关系

Fig. 7 Relationship between heat transfer coefficient and Reynolds number

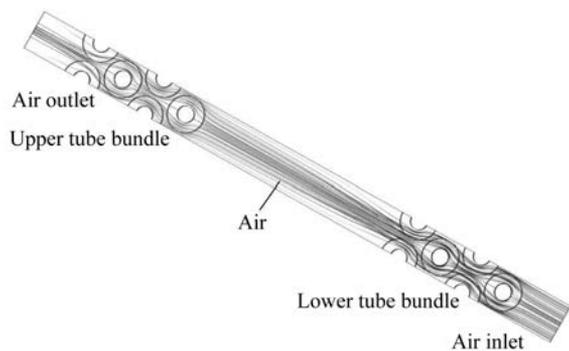


图8 管束气流分布示意图

Fig. 8 Schematic diagram of airflow distribution

考虑雷诺数以及管束换热定性温度下空气导热系数和普朗特数的综合影响,将进口风温分别为8、10、12、14、18 °C下的实验数据拟合得到以翅片管外表面为基准的换热系数关联式:

$$h_t = 0.3805\lambda Re^{1.002} Pr^{2.865} \quad (7)$$

式中: $\lambda$ 为空气导热系数,  $W/(m \cdot ^\circ C)$ 。关联式适用范围为管间距63.5 mm,管束三角形排布,翅片密度333片/m,进口空气相对湿度65%~75%,管内

充分湍流,管束空气雷诺数4 600~11 200。式(7)最大拟合偏差为-4.580%~4.139%。拟合公式与实验值对比见图9。

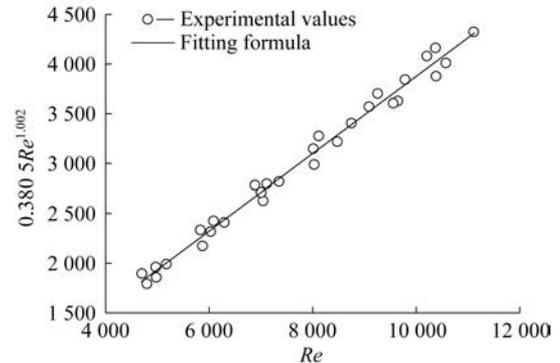


图9 换热性能综合影响关系曲线

Fig. 9 Comprehensive impact curve of heat transfer performance

### 3.4 低密度翅片管束压力降

Robinson和Briggs通过实验研究求得空气掠过三角形排列的圆形翅片管束的气流阻力计算式<sup>[6]</sup>,如式(8)和式(9)所示。

$$\Delta P_{st} = f_a N_p \frac{G_{\max}^2}{2\rho_a} \quad (8)$$

$$f_a = 37.86 \left( \frac{d_r G_{\max}}{\mu_a} \right)^{-0.316} \left( \frac{S_1}{d_r} \right)^{-0.927} \left( \frac{S_1}{S_2} \right)^{0.515} \quad (9)$$

式中: $\Delta P_{st}$ 为空气穿过翅片管束压降,Pa; $f_a$ 为摩擦因子; $N_p$ 为管排数; $\rho_a$ 为定性温度下空气密度,  $kg/m^3$ ; $\mu_a$ 为定性温度下空气黏度,  $Pa \cdot s$ ; $S_1$ 为迎风面方向传热管管心距,m; $S_2$ 为管排方向纵向管心距,m。上式的标准差为10.7%。

将由式(8)、式(9)计算得到的管束压降值与本文实验值对比,结果如图10所示,可知本文翅片管束压降实验值与Robinson和Briggs计算值相比减小0.12%~21.66%,在低迎面风速时,过渡段影响较小,两者误差较小;随着迎面风速的增加,空气湍动加剧,过渡段的存在影响显著,由式(8)、式(9)计算得到的管束压降值与实际实验值误差增加。文献[5]中给出的以翅片外表面为基准的换热系数关联式与文献[6]给出的圆形翅片管束的气流阻力关联式是实验时基于不同管束结构范围给出的,因此两者在相同雷诺数下与实验结果的偏差有所不同。

实验所用管束翅片密度333片/m,有别于传统国产高翅片管,属于低密度翅片管,综合考虑5组进口风温下的管束压降数据,将管束压降实验数据拟合成关于雷诺数的关联式:

$$\Delta p = 1.083 \times 10^{-4} Re^{1.528} \quad (10)$$

式(10)适用范围:管间距63.5 mm,管束三角形

排布,翅片密度每米333片,进口空气相对湿度65%~75%,管内充分湍流,管束空气雷诺数4 600~11 200。式(10)最大拟合偏差为-6.196%~2.951%。拟合公式与实验值对比见图11。

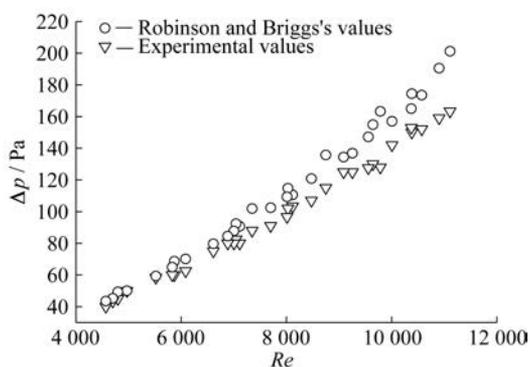


图10 管束压降与雷诺数关系曲线

Fig. 10 Relationship between pressure drop of tube bundle and Reynolds number

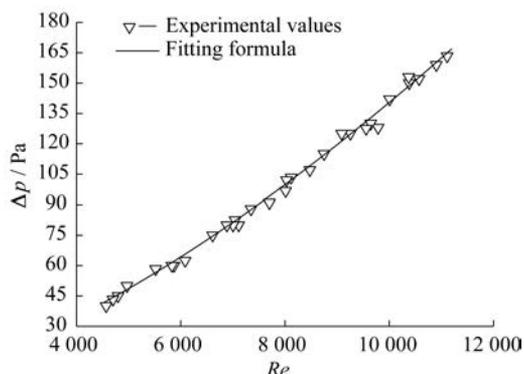


图11 管束压降综合影响曲线

Fig. 11 Comprehensive impact curve of pressure drop

## 4 结论

(1) 在低环境温度条件下,可用翅片管干式空冷来替代光管湿式空冷换热。

(2) 环境温度对翅片管干式空冷换热性能影响较大,进口风温降低,对数温差增大,传热推动力增加。而迎面风速的增加,使得两翅片壁面上的边界层扰动变强,管外换热得到强化。

(3) 由实验结果推出以翅片管外表面为基准的管外换热系数关联式: $h_f = 0.380 5 \lambda Re^{1.002} Pr^{2.865}$ ;翅片管束压降关联式: $\Delta p = 1.083 \times 10^{-4} Re^{1.528}$ 。本文为蒸发式空冷器在干工况下的实际工业应用设计提供了参考。

## 参考文献:

- [1] 姜学军. 湿式空冷器的研制[D]. 青岛: 中国石油大学(华东), 2010.
- [2] 韩龙娜, 史永征, 李德英. 浅谈湿式空冷器[J]. 建筑节能, 2015, 43(1): 10-12.
- [3] 张新海. 电站空冷系统适宜性分析及型式选择[J]. 山西电力, 2010(6): 52-54.
- [4] 王厚华, 方赵嵩, 郑爽英. 圆孔翅片管式制冷换热器的节能性能试验[J]. 西南交通大学学报, 2009, 44(3): 455-460.
- [5] BRIGGS D E, YOUNG E H. Convection heat transfer and pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes[J]. Chemical Engineering Progress Symposium Series, 1963, 59(41): 1-10.
- [6] ROBINSON K K, BRIGGS D E. Pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes[J]. Chemical Engineering Progress Symposium Series, 1966, 62(64): 177-184.
- [7] WEBB R L. Air-side heat transfer in finned tube heat exchangers[J]. Heat Transfer Engineering, 1980, 1(3): 33-49.
- [8] ECKELS P W, RABAS T J. Heat transfer and pressure drop of typical air cooler finned tubes[J]. Journal of Heat Transfer, 1985, 107(1): 198-204.
- [9] WEIERMAN C, TABOREK J, MARNER W J. Comparison of the performance of in-line and staggered banks of tubes with segmented fins[J]. The American Institute of Chemical Engineers Symposium, 1978, 74(174): 39-46.
- [10] XIE G, WANG Q, SUNDEN B. Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(1): 1-16.
- [11] LEE M, KANG T, KIM Y. Air-side heat transfer characteristics of spiral-type circular fin-tube heat exchangers[J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(2): 313-320.
- [12] 常灵. 翅片管式换热器流动与传热特性的实验研究[D]. 辽宁鞍山: 辽宁科技大学, 2012.
- [13] 靖周. 高等传热学[M]. 北京: 科学出版社, 2009.
- [14] 赖周平, 张荣克. 空气冷却器[M]. 北京: 中国石化出版社, 2010.
- [15] REZAEI E, SHAFIEI S, ABDOLLAHNEZHAD A. Reducing water consumption of an industrial plant cooling unit using hybrid cooling tower[J]. Energy Conversion and Management, 2010, 51(2): 311-319.
- [16] 赵巍, 陈琴珠, 王学生, 等. 复合管蒸发式冷却器的传热性能[J]. 实验室研究与探索, 2016, 35(3): 70-72.
- [17] 罗来勤, 王启杰. 低Re数流动条件下翅片管束换热及阻力特性的研究[J]. 西安交通大学学报, 1992, 26(4): 95-102.
- [18] 郑伟业. 蒸发式冷却器传热传质的试验研究及数值模拟[D]. 上海: 华东理工大学, 2013.