

引用格式:封蔚健,石秀东,姚晨明,等. 基于正交试验和 Fluent 的管翅式换热器结构优化[J]. 北京化工大学学报(自然科学版), 2020, 47(1): 93–99.

FENG WeiJian, SHI XiuDong, YAO ChenMing, et al. Structure optimization of a finned-tube heat exchanger based on orthogonal tests and Fluent[J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science), 2020, 47(1): 93–99.

# 基于正交试验和 Fluent 的管翅式换热器结构优化

封蔚健<sup>1</sup> 石秀东<sup>1\*</sup> 姚晨明<sup>2</sup> 彭晶鑫<sup>2</sup>

(江南大学 1. 机械工程学院; 2. 江苏省食品先进制造装备技术重点实验室, 无锡 214122)

**摘 要:** 通过正交试验和数值模拟相结合的方法研究平直翅片管式换热器的换热和流阻特性, 以换热系数和压降作为评价指标, 用逐个分析各参数对换热和流阻特性的影响以及综合换热评价指标两种评价方法实现对换热器风机风量、翅片间距、厚度和管横纵向间距的优化。结果表明: 翅片间距对压降影响最大, 管纵向间距对空气侧换热系数影响最大; 一种优化组合为风机风量  $1\,450\text{ m}^3/\text{h}$ 、翅片间距  $2.4\text{ mm}$ 、翅片厚度  $0.38\text{ mm}$ 、管横向间距  $28\text{ mm}$  和纵向间距  $15\text{ mm}$ , 另一种优化组合为风机风量  $1\,700\text{ m}^3/\text{h}$ 、翅片间距  $2.4\text{ mm}$ 、翅片厚度  $0.38\text{ mm}$ 、管横向间距  $28\text{ mm}$ 、纵向间距  $21\text{ mm}$ ; 使用优化换热器的冰淇淋机的换热能力比原设备分别提高了  $5.73\%$  和  $6.85\%$ 。

**关键词:** 管翅式换热器; 正交试验; 换热性能; 流阻特性; 结构优化

**中图分类号:** TH122 **DOI:** 10.13543/j.bhxbzr.2020.01.015

## 引 言

管翅式换热器<sup>[1]</sup>是一种制造工艺简单、结构紧凑、换热效率高的换热器, 广泛应用于制冷、食品加工等行业中。但是, 单一的试验研究不能准确获得换热器在实际工况下的最优结构参数, 换热器无法达到最佳的换热效果<sup>[2]</sup>。

目前, 国内外学者对管翅式换热器进行了大量的试验与数值模拟研究。Wang 等<sup>[3]</sup>对 18 组平直翅片管式换热器进行试验研究, 得出结构参数和雷诺数对其换热及流阻特性的影响; Jeanette 等<sup>[4]</sup>研究了紧凑型管翅式换热器的流体动力学和传热特性; 何泽明<sup>[5]</sup>以翅片效率为目标函数, 对层流状态下的平直翅片管式换热器的结构进行了优化; 杨辉著等<sup>[6]</sup>通过响应面法和遗传算法对板翅式换热器的结构参数进行优化; 杨文静等<sup>[7]</sup>运用数值模拟正交试验与工程试验相结合的方法对管翅式换热器结构参数进

行优化。

本文基于国内某企业设计的冰淇淋机平直翅片管式换热器建立单元翅管分析模型, 结合正交试验和数值模拟分别逐个分析各参数对换热器换热和流阻特性的影响, 以及采用换热设备综合评价指标<sup>[8]</sup>  $Nu/f^{1/3}$  对综合换热性能进行评价。将通过两种评价方式获得的优化结构与原结构进行流场、换热和阻力特性的分析比较, 实现对风机风量、翅片间距、翅片厚度和管横纵向间距等参数的优化, 为该平直翅片管式换热器的优化提供参考。

## 1 换热器模型与数值模拟

### 1.1 换热器几何模型

换热器翅片管模型如图 1 所示, 空气从翅片左侧流进, 右侧流出, 相关结构参数包括翅片间距  $F_p$ 、翅片厚度  $\delta$ 、管横向间距  $S_1$  以及纵向间距  $S_2$ , 其中圆管外径  $10\text{ mm}$ , 管壁厚  $0.4\text{ mm}$ 。因翅片结构具有良好的对称性与周期性, 为了减少计算量, 选择相邻两翅片厚度中剖面之间作为单元模拟区域, 如图 1 中阴影区域所示。

### 1.2 计算区域

为确保入口处无驻留现象以及出口截面处无回流现象, 分别将入口区和出口区分别延长 2 倍圆管直径和 10 倍圆管直径<sup>[8]</sup>, 以保证计算模型的

收稿日期: 2019-06-14

基金项目: 江南大学江苏省食品先进制造装备技术重点实验室项目 (FMZ201801)

第一作者: 男, 1994 年生, 硕士生

\* 通信联系人

E-mail: shixd5718@163.com

可靠性和迭代计算的稳定性,计算区域如图 2 所示。

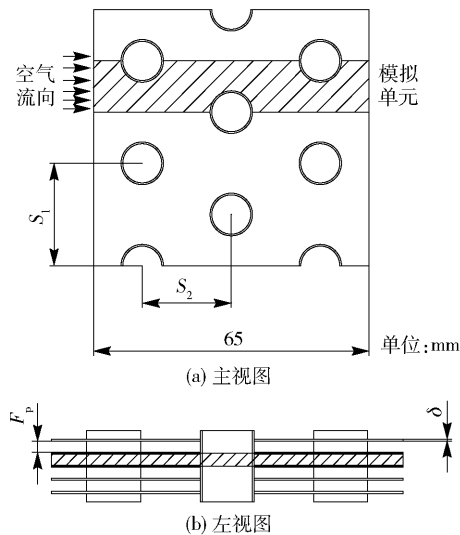


图 1 换热器局部二维示意图

Fig. 1 Partial two-dimensional schematic diagram of the heat exchanger

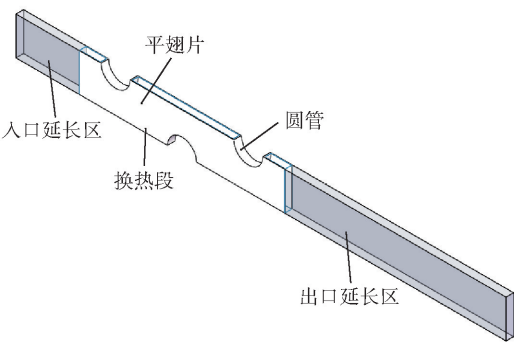


图 2 换热器 Fluent 计算区域

Fig. 2 Fluent calculation domain of the heat exchanger

1.3 数值模拟

1.3.1 基本假设

在模拟计算中作出以下假设:流体为不可压缩空气,且在计算区域中的流动始终处于湍流状态;在流动与换热过程中,空气、平直翅片及圆管的物性参数为常数;忽略翅片与基管间的接触热阻。

1.3.2 边界条件及物性参数

计算区域的边界条件设定如下。

(1)空气入口采用速度入口边界条件,速度取值根据风机风量确定,入口温度取值为 298 K,空气出口采用自由流出口边界条件。

(2)翅片前后两侧面设为对称边界条件,其余面都为壁面边界条件。其中,翅片与空气接触面设为耦合面,由翅片导热和空气对流换热耦合得

到;翅片厚度中剖面以及左右两侧端面设为绝热边界。

(3)圆管壁面均采用壁面边界条件,其中,内壁面设为恒温壁面,温度设置为 323 K;外壁面设为耦合面。

(4)进出口延长区的上下表面以及整个计算区域的两侧面均设置为对称边界条件。

在模拟计算中流体为空气,平翅片材质为铝,圆管材质为铜,其物性参数如表 1 所示。

表 1 空气和翅片管物性参数

Table 1 Physical parameters of air and the heat exchanger

| 名称 | 密度 $\rho/$<br>( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ) | 比热容 $C_p/$<br>( $\text{J}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$ ) | 导热系数 $\lambda/$<br>( $\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$ ) | 动力黏度<br>$\mu/(\text{Pa}\cdot\text{s})$ |
|----|---|--|--|--|
| 空气 | 1.185   | 1005   | 0.0263   | $1.185\times 10^{-5}$                  |
| 翅片 | 2719  | 871  | 202.4  | —                                      |
| 圆管 | 8978  | 381  | 287.6  | —                                      |

1.3.3 网格无关性验证

对翅片间距 2 mm、翅片厚度 0.38 mm、管横向间距 24 mm、纵向间距 21 mm 的换热器进行网格划分,得到网格数量分别为  $9.98\times 10^4$ 、 $6.86\times 10^5$ 、 $1.09\times 10^6$  的 3 种模型。在保证其他条件一定的情况下分别对这 3 种网格数量的模型进行计算,得到的  $Nu$  数和压降值如表 2 所示。网格数量为  $9.98\times 10^4$ 、 $6.86\times 10^5$  的  $Nu$  数和压降的相对误差分别为 26.58%、33.65%,网格数量为  $6.86\times 10^5$ 、 $1.09\times 10^6$  的  $Nu$  数和压降的相对误差分别为 2.06%、2.36%,二者相差不大,因此为了保证计算精度和速度,选择网格数量为  $7\times 10^5$  左右进行计算,并保证网格质量均在 0.7 以上。

表 2 网格无关性验证

Table 2 Verification of grid independence

| 网格数量              | $Nu$ 数 | 压降 $\Delta p/\text{Pa}$ |
|-------------------|--------|-------------------------|
| $9.98\times 10^4$ | 12.803 | 78.871                  |
| $6.86\times 10^5$ | 17.437 | 118.868                 |
| $1.09\times 10^6$ | 17.796 | 121.678                 |

1.3.4 模拟方法验证

利用上述模拟方法对文献[9]中的管翅式换热器进行仿真,将仿真结果与该文献的实验结果进行比较。在风速 2~4 m/s 的工况下,该换热器仿真空气侧换热系数  $h_a$  和实验结果  $h'_a$  如表 3 所示,平均误差为 9.68%,说明本文模拟方法是可靠的。

表 3 空气侧换热系数仿真与实验结果对比

Table 3 Comparison of simulation and experimental results for the air side heat transfer coefficient

| 入口风速/<br>( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) | $h_a$ /<br>( $\text{W}\cdot(\text{m}^2\cdot\text{K})^{-1}$ ) | $h'_a$ /<br>( $\text{W}\cdot(\text{m}^2\cdot\text{K})^{-1}$ ) | 误差/%  |
|---|--|---|-------|
| 2   | 15.09  | 17.24   | 12.47 |
| 3   | 18.34  | 20.36   | 9.92  |
| 4   | 21.23  | 22.74   | 6.65  |

2 模拟方案的确定

2.1 正交试验表的设计

对于平直翅片管式换热器,通过文献可知翅片间距、翅片厚度以及管横纵向间距等结构参数之间的交互作用并不显著<sup>[7-8,10-13]</sup>,对其换热和阻力特性的影响不大,所以在不考虑各因素交互作用的前提下,对于某公司使用的平直翅片管式换热器,其传热和阻力特性主要由风机风量  $Q_F$ 、翅片间距  $F_p$ 、翅片厚度  $\delta$ 、管横向间距  $S_1$  以及纵向间距  $S_2$  这 5 个因素影响,选用正交表  $L_{16}(4^5)$  进行正交试验,试验各因素水平如表 4 所示。

表 4 正交试验因素水平

Table 4 Factors and levels of orthogonal tests

| 水平 | 试验因素   |                  |                     |                  |                  |
|----|--|------------------|---------------------|------------------|------------------|
|    | $Q_F$ (A)/<br>( $\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ ) | $F_p$ (B)/<br>mm | $\delta$ (C)/<br>mm | $S_1$ (D)/<br>mm | $S_2$ (E)/<br>mm |
| 1  | 1460   | 1.8              | 0.26                | 22               | 15               |
| 2  | 1540   | 2.0              | 0.30                | 24               | 18               |
| 3  | 1620   | 2.2              | 0.34                | 26               | 21               |
| 4  | 1700   | 2.4              | 0.38                | 28               | 24               |

2.2 评价指标

描述换热器传热和流阻性能的参数一般包括换热系数  $h$ 、努塞尔数  $Nu$ 、压降  $\Delta p$  和阻力因子  $f$  等。换热系数越大,单位面积内交换的能量越多,换热性能更好; $Nu$  越大,流体换热能力越强;进出口压降越大时阻力因子越大,空气的流动阻力也越大<sup>[14]</sup>。这些参数的计算公式如下<sup>[5]</sup>。

最小截面处水力直径  $D_e$

$$D_e = \frac{2F_p(S_1 - d)}{S_1 - d + F_p} \tag{1}$$

换热系数  $h$

$$h = \frac{Q}{A\Delta t_m} \tag{2}$$

努塞尔数  $Nu$

$$Nu = \frac{hD_e}{\lambda} \tag{3}$$

空气进出口压降  $\Delta p$

$$\Delta p = p_{in} - p_{out} \tag{4}$$

阻力系数  $f$

$$f = 2 \frac{\Delta p D_e}{\rho L U_{max}^2} \tag{5}$$

普朗特数  $Pr$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \tag{6}$$

式中,  $U_{max}$  为最小截面处空气的流速,  $\text{m/s}$ ;  $Q$  为总换热量,  $\text{W}$ ;  $A$  为总换热面积,  $\text{m}^2$ ;  $\Delta t_m$  为对数平均温差,  $\text{K}$ ;  $Pr$  为普朗特数, 本文假设换热过程中空气的物性参数不变, 因此取  $Pr = 0.7$ ;  $L$  为翅片长度,  $\text{m}$ 。

3 结果分析与结构优化

3.1 正交试验结果分析

利用正交试验对平直翅片管式换热器换热进行仿真,空气侧换热系数  $h_a$ 、压降  $\Delta p$  以及  $Nu/f^{1/3}$  值的模拟结果如表 5 所示。

表 5 正交试验方案及数值模拟结果

Table 5 Scheme of orthogonal tests and results of numerical simulation

| 试验号 | 试验安排              | 试验结果   |                |              |
|-----|-------------------|--|----------------|--------------|
|     |                   | $h_a$ /( $\text{W}\cdot(\text{m}^2\cdot\text{K})^{-1}$ ) | $\Delta p$ /Pa | $Nu/f^{1/3}$ |
| 1   | $A_1B_1C_1D_1E_1$ | 27.464   | 128.626        | 29.3254      |
| 2   | $A_1B_2C_2D_2E_2$ | 26.017   | 104.909        | 31.5249      |
| 3   | $A_1B_3C_3D_3E_3$ | 24.136   | 89.248         | 34.1299      |
| 4   | $A_1B_4C_4D_4E_4$ | 24.383   | 79.076         | 34.3297      |
| 5   | $A_2B_1C_2D_3E_4$ | 25.204   | 116.326        | 28.6349      |
| 6   | $A_2B_2C_1D_4E_3$ | 26.091   | 94.521         | 32.1744      |
| 7   | $A_2B_3C_3D_1E_2$ | 25.765   | 120.736        | 35.6542      |
| 8   | $A_2B_4C_4D_2E_1$ | 27.674   | 101.451        | 37.4947      |
| 9   | $A_3B_1C_3D_4E_2$ | 29.781   | 123.847        | 33.0423      |
| 10  | $A_3B_2C_4D_3E_1$ | 30.519   | 123.923        | 34.1733      |
| 11  | $A_3B_3C_1D_2E_4$ | 23.411   | 106.575        | 34.1331      |
| 12  | $A_3B_4C_2D_1E_3$ | 24.016   | 112.578        | 37.1939      |
| 13  | $A_4B_1C_4D_2E_3$ | 27.391   | 153.892        | 31.1157      |
| 14  | $A_4B_2C_3D_1E_4$ | 24.878   | 146.602        | 32.2963      |
| 15  | $A_4B_3C_2D_4E_1$ | 30.402   | 107.339        | 38.4549      |
| 16  | $A_4B_4C_1D_3E_2$ | 27.194   | 98.090         | 40.4478      |

由极差分析(表 6)可知,各因素对空气侧换热系数影响的主次顺序为管纵向间距影响最大,其次是管横向间距、风机风量、翅片间距,翅片厚度影响最小。在一定情况下换热系数值最大的组合是 $A_4B_1C_4D_4E_1$ ,即风机风量  $1\,700\text{ m}^3/\text{h}$ ,翅片间距  $1.8\text{ mm}$ ,翅片厚度  $0.38\text{ mm}$ ,管横向间距  $28\text{ mm}$ ,纵

向间距  $15\text{ mm}$ ;对压降影响主次顺序为翅片间距影响最大,其次是风机风量、管横向间距、翅片间距,管纵向间距影响最小,使压降最小的组合是  $A_1B_4C_4D_4E_2$ ,即风机风量  $1\,460\text{ m}^3/\text{h}$ ,翅片间距  $2.4\text{ mm}$ ,翅片厚度  $0.38\text{ mm}$ ,管横向间距  $28\text{ mm}$ ,纵向间距  $18\text{ mm}$ 。

表 6 数值模拟结果极差分析

Table 6 Range analysis of numerical simulation results

| 因素 | $h_a/(W\cdot(m^2\cdot K)^{-1})$ |          |          |          |       | $\Delta p/\text{Pa}$ |          |          |          |        |
|----|---------------------------------|----------|----------|----------|-------|----------------------|----------|----------|----------|--------|
|    | $k_{11}$                        | $k_{12}$ | $k_{13}$ | $k_{14}$ | $R_1$ | $k_{21}$             | $k_{22}$ | $k_{23}$ | $k_{24}$ | $R_2$  |
| A  | 25.500                          | 26.184   | 26.931   | 27.466   | 1.966 | 100.465              | 108.258  | 116.731  | 126.481  | 26.016 |
| B  | 27.460                          | 26.876   | 25.928   | 25.817   | 1.643 | 130.673              | 117.489  | 105.975  | 97.799   | 32.874 |
| C  | 26.040                          | 26.410   | 26.140   | 27.492   | 1.452 | 106.953              | 110.288  | 120.108  | 114.585  | 13.155 |
| D  | 25.531                          | 26.123   | 26.763   | 27.664   | 2.133 | 127.135              | 116.707  | 106.897  | 101.196  | 25.939 |
| E  | 29.015                          | 27.189   | 25.408   | 24.469   | 4.546 | 115.335              | 111.896  | 112.559  | 112.145  | 3.439  |

换热器各结构参数对空气侧换热系数和压降的影响如图 3 所示。从图 3(a)可知,空气侧换热系数随着风机风量和管横向间距的增大而增大,随着翅片间距和管纵向间距的增大而减小;由图 3(b)可得,进出口压降随着风机风量增大而增大,随着翅片间距和管横向间距的增大而减小,随着翅片厚度的增大先增大后减少,管纵向间距对其影响不大。

3.2 换热器最优参数组合的确定

有利于传热性能和流阻特性的参数组合存在矛盾,因此通过以下两种方法确定对换热器的最优参数组合。

3.2.1 逐个考虑各参数确定最优组合

从各因素对传热和流阻特性影响的主次顺序来看,风机风量对压降的影响顺序靠前,因此以压降为评价指标选出  $A_1$ ;翅片间距对压降的影响排在首位,以此为评价指标选出最优参数  $B_4$ ;翅片厚度对压降的影响次序靠前,选出最优参数  $C_4$ 。管横向间距对空气侧换热系数影响较大,选取最优水平  $D_4$ ;纵向间距对空气侧换热系数影响最大,选取最优水平  $E_1$ 。综上所述换热器的最优参数组合为风机风量  $1\,450\text{ m}^3/\text{h}$ ,翅片间距  $2.4\text{ mm}$ ,翅片厚度  $0.38\text{ mm}$ ,管横向间距  $28\text{ mm}$  和纵向间距  $15\text{ mm}$ 。

3.2.2 综合换热评价指标确定最优组合

综合评价指标  $Nu/f^{1/3}$  结合了换热和流阻性能,表示相同功率消耗下翅片管换热能力的大小。该值

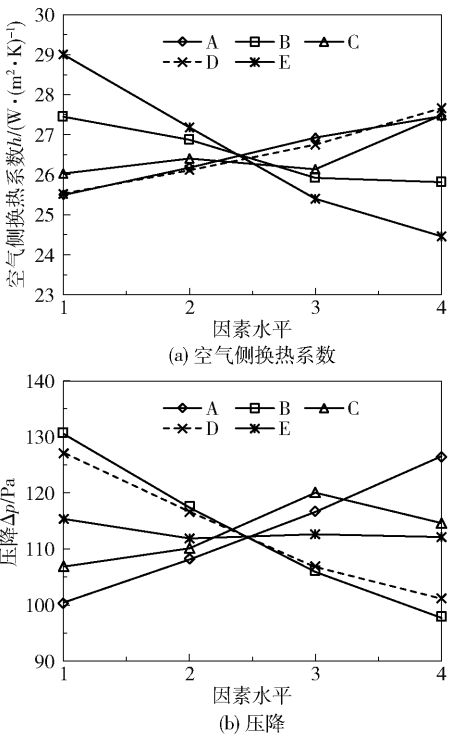


图 3 各因素对评价指标的影响

Fig. 3 Influence of various factors on the evaluation index

越大,换热器的换热性能越好,流动阻力越小,综合换热效果越好<sup>[15]</sup>。根据综合换热评价指标极差分析(表 7)可知,使换热器达到最优综合换热效果的组合是  $A_4B_4C_4D_4E_2$ ,即风机风量  $1\,700\text{ m}^3/\text{h}$ ,翅片间距  $2.4\text{ mm}$ ,翅片厚度  $0.38\text{ mm}$ ,管横向间距  $28\text{ mm}$ ,纵向间距  $21\text{ mm}$ 。



表 7 综合换热评价指标极差分析

Table 7 Range analysis of the comprehensive heat transfer evaluation index

| 因素 | $Nu/f^{1/3}$ |          |          |          |         |
|----|--------------|----------|----------|----------|---------|
|    | $k_{31}$     | $k_{32}$ | $k_{33}$ | $k_{34}$ | $R_3$   |
| A  | 32.326 0     | 33.488 6 | 34.635 6 | 35.579 8 | 3.253 8 |
| B  | 30.529 1     | 32.542 4 | 35.591 4 | 37.367 0 | 6.837 9 |
| C  | 34.020 6     | 33.951 1 | 33.779 6 | 34.278 6 | 0.499 0 |
| D  | 33.617 6     | 33.566 5 | 34.347 3 | 34.498 6 | 0.932 1 |
| E  | 3.253 8      | 35.166 4 | 33.654 9 | 32.347 3 | 2.819 1 |

3.3 优化结果分析及对比

将逐个考虑各参数得到的换热器结构参数优化结果记为优化 1, 综合评价指标  $Nu/f^{1/3}$  得到的优化参数记为优化 2, 将优化 1、优化 2 与原结构的流场、换热和阻力特性进行分析比较。

3.3.1 流场

图 4 为优化 1、优化 2 和原结构在空气流道中剖面上的速度分布云图。空气在流入换热段后, 流向圆管最左端部分的流速不断减小, 接近为零; 在流道最小截面处时流速最大; 在圆管背风侧有一定面积的流速趋近于零的流动死区, 此区域换热性能最差。从图中可以看出, 优化 1、优化 2 的流动死区面积比原结构更小, 低流速流区长度较短, 流动性能较好; 优化 2 速度梯度更小, 空气流动较为平缓, 能够更加平滑地绕过圆管, 且前一排管对后一排管空气流动的影响逐步减弱, 即优化 2 中的空气流动性能更好。

3.3.2 换热与阻力特性

图 5 为优化 1、优化 2 和原结构在空气流道中剖面上的温度场。可以看出三者的温度分布相似, 温度等值线分层呈波纹状, 且较为均匀, 在翅管迎风侧等温线密集, 背风侧稀疏; 在管子背风面尾迹区, 空气温度与壁温接近, 但换热最弱。在换热区入口段优化 1 比原结构和优化 2 的风机风量小, 即空气在进入换热区时流速较小, 因此优化 1 的温升较好, 即优化 1 换热效果较好; 在换热区中段优化 1 的温度梯度较大, 等温线密集; 在出口段时, 优化 1 的出口温度较高。

优化 1、优化 2 的  $Nu$  分别为 21.900、20.893, 是原结构的 1.256 和 1.198 倍。优化 1、优化 2 和原结构的压降分别 101.069 Pa、97.043 Pa、118.868 Pa, 优化 1、优化 2 的压力损失分别比原结构少 14.97%、

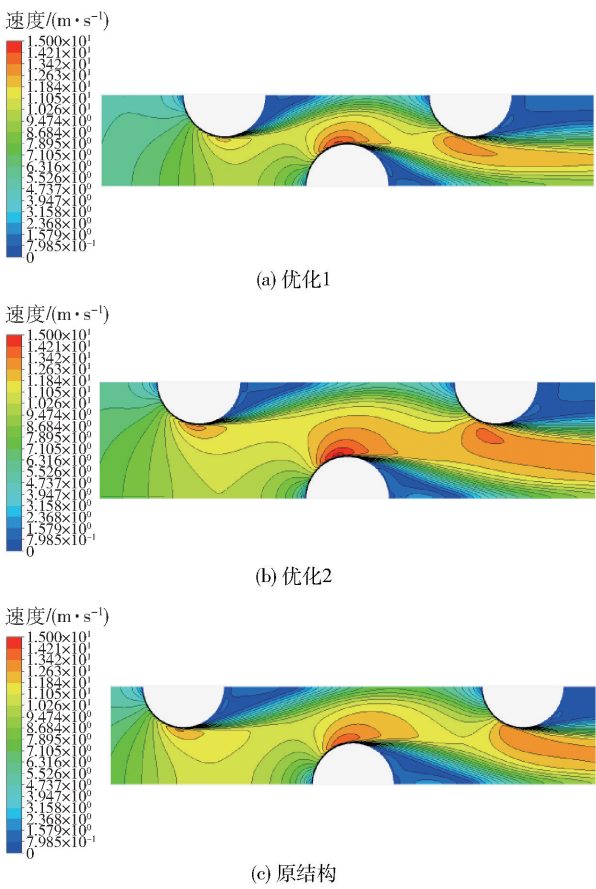


图 4 优化前后空气流道中剖面速度分布图

Fig.4 Velocity fields at the center surface of the air flow before and after optimization

18.34%。优化 1、优化 2 和原结构的阻力系数分别为 0.1758、0.1650、0.1789, 优化 1、优化 2 的阻力系数分别比原结构少 1.73%、7.77%。

4 实验验证

冰淇淋机的制冷效果与制冷系统中换热器的换热能力密切相关, 在保证其他实验条件不改变的前提下, 换热能力是通过冰淇淋的膨胀率来体现的。通过对国内某企业设计的冰淇淋机平直翅片管式换热器的优化来实现冰淇淋机整体换热能力的提高。对两种较优组合设计参数的平直翅片换热器进行实验验证, 在保证料液量 0.9 L、电流极值 4.0 A、搅拌器转速以及料液静置时间等条件相同的情况下, 对安装 3 种换热器的冰淇淋机的冰淇淋膨胀率进行测定。每种换热器实验时均进行 3 次膨胀率的测定并取平均值, 得到优化 1、优化 2 和原结构的平均膨胀率为 75.6%、76.4% 和 71.5%, 优化 1、优化 2 冰淇淋机的换热能力与原结构相比分别提高了 5.73%、6.85%。

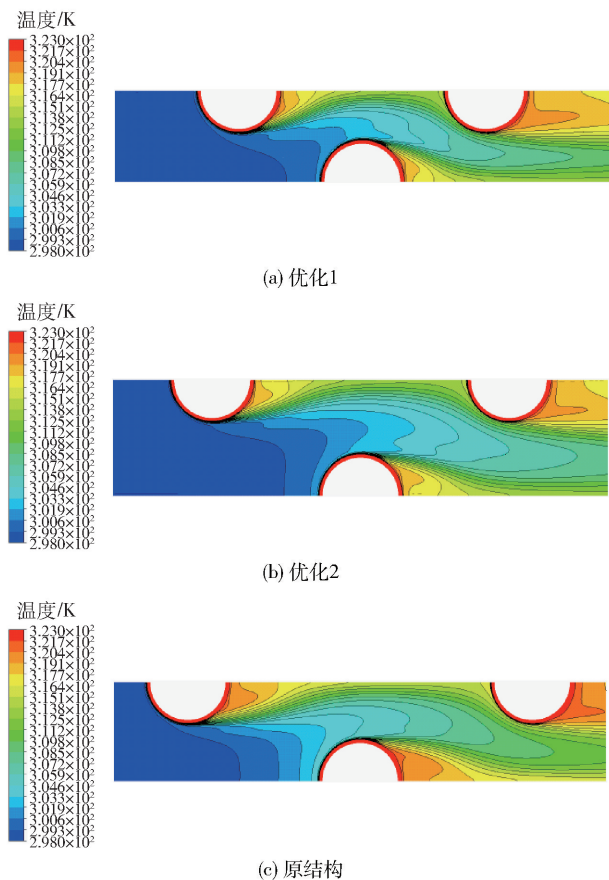


图5 优化前后空气流道中剖面温度分布图

Fig. 5 Temperature fields at the center surface of the air flow before and after optimization

## 5 结论

(1)通过正交试验和数值模拟分析平直翅片管式换热器换热和流阻特性,结果表明管纵向间距对空气侧换热系数影响最大,翅片间距对压降影响最大。

(2)根据逐步分析各个参数获得最优换热和流阻特性的方法获得的优化组合为风机风量  $1450 \text{ m}^3/\text{h}$ 、翅片间距  $2.4 \text{ mm}$ 、翅片厚度  $0.38 \text{ mm}$ 、管横向间距  $28 \text{ mm}$  和纵向间距  $15 \text{ mm}$ ,此组合下  $Nu$  增加  $25.6\%$ ,压降减少  $14.97\%$ ,阻力系数减小  $1.73\%$ ;以综合换热评价指标确定的优化组合为风机风量  $1700 \text{ m}^3/\text{h}$ 、翅片间距  $2.4 \text{ mm}$ 、翅片厚度  $0.38 \text{ mm}$ 、管横向间距  $28 \text{ mm}$ 、纵向间距  $21 \text{ mm}$ ,此组合下  $Nu$  增加  $19.8\%$ ,压降减少  $18.34\%$ ,阻力系数减少  $7.77\%$ 。

(3)将仿真优化结果运用到冰淇淋机实际工作过程中,使用两种优化换热器的冰淇淋机比原设备的换热能力分别提高了  $5.73\%$  和  $6.85\%$ 。

## 参考文献:

- [1] 史美中,王中铮. 热交换器原理与设计[M]. 6版. 南京:东南大学出版社,2014.  
SHI M Z, WANG Z Z. Theory and design of heat exchanger[M]. 6th ed. Nanjing: Southeast University Press, 2014. (in Chinese)
- [2] 徐跃明,李俏,罗新民,等. 热处理技术进展[J]. 金属热处理, 2015, 40(9): 1-15.  
XU Y M, LI Q, LUO X M, et al. Technology progress in heat treatment [J]. Heat Treatment of Metals, 2015, 40(9): 1-15. (in Chinese)
- [3] WANG C C, CHI K Y. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43(15): 2681-2691.
- [4] COBIAN-IÑIGUEZ J, WU A, DUGAST F, et al. Numerically-based parametric analysis of plain fin and tube compact heat exchangers[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 86: 1-13.
- [5] 何泽明. 空气横掠平直翅片管流动与换热的数值研究[D]. 太原:太原理工大学, 2013.  
HE Z M. Numerical study on flow and heat transfer of air across rectangular plate fin and tube heat exchangers [D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2013. (in Chinese)
- [6] 杨辉著,文键,童欣,等. 板翅式换热器锯齿型翅片参数的遗传算法优化研究[J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(12): 90-96.  
YANG H Z, WEN J, TONG X, et al. Optimization design for offset fin in plate heat exchanger with genetic algorithm[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015, 49(12): 90-96. (in Chinese)
- [7] 杨文静,王赫,丛培武,等. 翅片管换热器的结构优化[J]. 金属热处理, 2017, 42(4): 208-211.  
YANG W J, WANG H, CONG P W, et al. Structure optimization of fin-tube heat exchanger[J]. Heat Treatment of Metals, 2017, 42(4): 208-211. (in Chinese)
- [8] 马士伟. 不同翅片条件下径向热管换热器的仿真与优化[D]. 长沙:中南大学, 2013.  
MA S W. Simulation and optimization of radial heat pipe heat exchanger with different fins[D]. Changsha: Central South University, 2013. (in Chinese)
- [9] 方赵嵩. 圆孔翅片管式制冷换热器的节能性能研究[D]. 重庆:重庆大学, 2008.  
FANG Z S. Study on energy conservation performance of circle holes fin-tube refrigeration heat exchanger [D]. Chongqing: Chongqing University, 2008. (in Chinese)

- [10] 魏双. 翅片管换热器强化传热与流阻性能分析及结构优化[D]. 杭州: 浙江大学, 2016.  
WEI S. Enhanced heat transfer and flow resistance performance analysis and structure optimization of finned tube heat exchangers[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2016. (in Chinese)
- [11] 葛玮. 车用热交换器翅片几何结构优化的数值研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2016.  
GE W. Numerical simulation on the optimization of fin structure in automotive heat exchangers[D]. Chongqing: Chongqing University, 2016. (in Chinese)
- [12] SALVIANO L O, DEZAN D J, YANAGIHARA J I. Thermal-hydraulic performance optimization of inline and staggered fin-tube compact heat exchangers applying longitudinal vortex generators[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 95: 311–329.
- [13] HONG S W, AHN S H, KWON O K, et al. Optimization of a fin-tube type adsorption chiller by design of experiment[J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 49: 49–56.
- [14] 屠琦琅, 袁益超, 胡晓红. 翅片结构对双向开缝翅片管换热器性能的影响[J]. 化工学报, 2016, 67(11): 4615–4622.  
TU Q L, YUAN Y C, HU X H. Effects of fin structure on heat transfer and resistance characteristics of super slit finned tube heat exchangers[J]. CIESC Journal, 2016, 67(11): 4615–4622. (in Chinese)
- [15] 侯昆. 轿车用微通道冷凝器换热性能研究[D]. 长春: 吉林大学, 2017.  
HOU K. Research of heat transfer performance of vehicle micro-channel condenser[D]. Changchun: Jilin University, 2017. (in Chinese)

## Structure optimization of a finned-tube heat exchanger based on orthogonal tests and Fluent

FENG WeiJian<sup>1</sup> SHI XiuDong<sup>1\*</sup> YAO ChenMing<sup>2</sup> PENG JingXin<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering; 2. Jiangsu Province Key Laboratory of Advanced Food Manufacturing Equipment and Technology, Jiangnan University, Wuxi 214122, China)

**Abstract:** Orthogonal tests and numerical simulation have been employed to investigate the heat transfer characteristics and flow resistance of a plate finned-tube heat exchanger, as well as the heat transfer coefficient and pressure drop. By individual analysis of the influence of each parameter on the heat transfer, flow resistance and comprehensive heat transfer evaluation index, this paper use two different approaches to optimize the wind volume of the fan of the heat exchanger, the fin spacing, the fin thickness and the horizontal and vertical spacings. The results show that the fin spacing has the most significant effect on pressure drop, and the vertical spacing between tubes has the greatest effect on the airside heat transfer coefficient. One optimization is a fan air volume of 1 450 m<sup>3</sup>/h, fin pitch of 2.4 mm, fin thickness of 0.38 mm, transverse spacing of the pipe of 28 mm, and vertical spacing of the pipe of 15 mm; the other optimization is a fan air volume of 1 700 m<sup>3</sup>/h, fin pitch of 2.4 mm, fin thickness of 0.38 mm, transverse spacing of 28 mm, and vertical spacing of 21 mm. By using the two optimized heat exchangers, the heat transfer capacity of an ice cream machine can be increased by 5.73% and 6.85%, respectively.

**Key words:** fin-tube heat exchanger; orthogonal tests; heat transfer characteristics; flow resistance characteristics; structure optimization

(责任编辑: 吴万玲)