

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2015.05.005

# 列管式换热器中管程介质流动均匀性 数值模拟与优化

刘伟军<sup>1</sup>, 李雄<sup>2</sup>

(1. 上海工程技术大学机械工程学院, 上海 201620; 2. 上海工程技术大学汽车工程学院, 上海 201620)

**摘要:**在双管程烟-水介质的列管式换热器中, 针对烟气在管程中流量分布不均匀对换热效果的不利影响, 利用 FLUENT 软件对管程结构进行模拟与优化。考虑折返通道高度  $h$ 、两管程间距  $L$ 、换热管列数  $r$ 、管内径  $d$  和管节距  $S$  5 个主要特征尺寸对流动均匀性的影响, 采用正交试验方法进行数值模拟试验。通过极差和方差分析, 得出影响烟气流速均匀性的显著因素是  $d$ , 其次是  $r$  和  $h$ , 而不显著因素是  $L$  和  $S$ 。在模拟参数范围内, 得到管程结构的最优组合参数:  $h$  为 60 mm,  $L$  为 20 mm,  $r$  为 4,  $d$  为 7 mm,  $S$  为 11.6 mm $[1.45(d+1)]$ 。优化后的各管程中流动均匀性明显得到改善。

**关键词:**列管式换热器; 流动均匀性; 结构优化; 正交试验; 数值模拟

中图分类号: TK172.4 文献标志码: A 文章编号: 1005-2895(2015)05-0019-06

## Numerical Simulation and Optimization for Gas Flow Distribution in Tube Side of Tube Heat Exchanger

LIU Weijun<sup>1</sup>, LI Xiong<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620, China;

2. School of Automotive Engineering, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620, China)

**Abstract:** A numerical simulation based on FLUENT software was carried out for airflow distribution uniformity of tube side, which in the tubular heat exchanger with double tube side of smoke-water medium. The influence analysis on the maldistribution under different conditions of split range channels height, distance of both tube side, tube columns number, internal diameter of tube and tube spacing were considered. The orthogonal design theory was used to design numerical experiments. The simulation results show that the internal diameters of tube have an important influence on the maldistribution, and the next important factors are the tube columns number and split range channels height, but the insignificant factors are the distance of two tube side and tube spacing by the range analysis and variance analysis. The optimal combination structure of the tube side within the scope of the simulation is that, the split range channels height is 60 mm. The distance of both tube side is 20 mm. The tube columns number is 4. The internal diameter of tube is 7 mm, and the tube spacing is 11.6 mm. The flow uniformity was obviously improved in the tube side after optimization.  
**Key words:** tubular heat exchanger; distribution uniformity; structure optimization; orthogonal experiment; numerical simulation

列管式换热器具有结构坚固、操作弹性好, 单位体积的传热面积大等特点<sup>[1]</sup>, 应用广泛。对于多管程列管式换热器, 其介质折返处存在弯曲通道。当管程介质为热烟气, 流经折返通道时, 流线发生突变, 导致主

流与管壁脱离<sup>[2]</sup>, 使整个管程内流场不均匀。管程内速度场不均匀会对温度场的均匀性产生不利影响<sup>[3]</sup>, 换热器的换热效果将降低。因此, 有必要通过流场模拟计算得出最优管程结构。

收稿日期: 2015-01-14; 修回日期: 2015-04-08

基金项目: 上海市教委“十二五”内涵建设项目 (nhky-2012-05)

作者简介: 李雄 (1989), 男, 湖北武汉人, 硕士研究生, 主要研究方向为能源动力的节能降耗。E-mail: lixiong\_hl@sina.com

国内外对多管程及多管并列的换热器中流体分布均匀性也有一些研究, Hibib<sup>[4]</sup> 通过数值模拟, 以扁平结构的平行流换热器中影响流量分配的因素为研究对象, 得出影响流量分配的主要因素为分流管的直径和数量, 但仅适用于液态的管程介质。Chung<sup>[5]</sup> 通过数值模拟, 分析了平行流冷凝器中集流管通道高宽比、流量分配器等设计参数对流量分配的影响, 对本文数值模拟有指导意义。鲁红亮<sup>[6]</sup> 总结了近年来国内外有关换热器中流量分配均匀性的研究成果, 提出在优化换热器流道结构方面还需要深入研究其机理。本文借鉴前人研究的成果, 针对汽车尾气余热利用中的紧凑型换热器, 即主要对双管程烟-水介质的列管式换热器管程结构进行了数值模拟研究, 并通过正交试验分析法得出最优结构组合方案。

### 1 数值模拟试验设计

#### 1.1 换热器几何结构模型

双管程烟-水介质换热器的结构如图 1 所示。管组为传热元件, 管的内侧为热烟气, 外侧为被加热的水, 烟气流过换热器管程加热外面的水, 将加热的水送入车厢内部供暖, 实现汽车尾气的余热有效利用。换热器的管组为深度方向 5 排、长 100 mm 的铜质管, 管壁厚度为 0.5 mm, 呈方形顺列布置。因为在深度方向结构对称和一致性, 所以可以简化为如图 2 所示的二维平面模型。换热器管程的主要特征参数如表 1 所示。

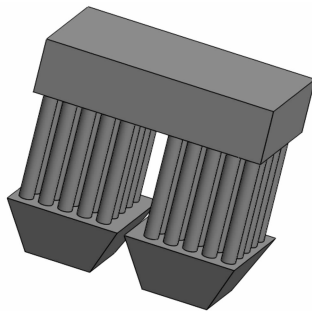


图 1 换热器管程三维结构

Figure 1 3D-structure model of heat exchanger tube side

表 1 换热器管程特征尺寸

Table 1 Feature size of heat exchanger tube side

水平	因数				
	折返通道高度 $h/\text{mm}$	管程间距 $L/\text{mm}$	换热管列数 $r/\text{列}$	管内径 $d/\text{mm}$	管节距 $S/\text{mm}$
1	30	20	4	7	1.25( $d+1$ )
2	40	30	5	9	1.35( $d+1$ )
3	50	40	6	11	1.45( $d+1$ )
4	60	50	7	15	1.55( $d+1$ )

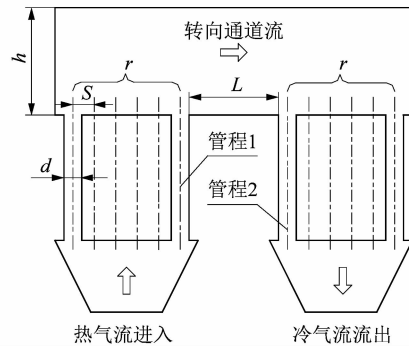


图 2 换热器管程二维结构

Figure 2 Simplified schematic of heat exchanger tube side

#### 1.2 考核指标

由于管程中的介质是连续的, 管程 2 的流动特性将对管程 1 产生影响, 当换热器特征尺寸改变时, 需对管程 1 和管程 2 中的流动均匀性同时做出评价, 其评价可以采用不均匀度  $D$  值作为标准<sup>[7-8]</sup>。计算公式如式(1)所示,  $D$  值越小, 说明同一管程中各换热管的流量分布差异越小, 流量分配越均匀。

$$D_i = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n \left( \frac{u_{ij}}{u_i} - 1 \right)^2} \quad (1)$$

式中:  $D_i$  为管程  $i$  的不均匀度 ( $i$  的取值为 1, 2);  $u_i$  为管程  $i$  中换热管的总平均流速 ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ );  $u_{1j}, u_{2j}$  为管程 1 和 2 各换热管截面的平均流速 ( $j$  的取值范围 1 ~ 35) ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ )。

#### 1.3 正交数值模拟试验设计

在数值模拟计算时, 当换热器管程结构的尺寸改变时, 需要重新对其划分网格和定义边界类型, 由于因素较多, 如果逐一进行单因素分析, 将会大大增加工作量和计算时间, 使研发周期变长。为了降低计算次数, 而又能达到较好的统计效果, 本文将运用正交设计理论进行数值模拟试验。通过预设的正交表安排模拟试验, 将试验结果进行不均匀度计算和统计分析, 找出较优的试验方案。根据换热器管程结构的实际情况, 选择了可能对流动均匀性有影响的 5 个特征因素:  $h, L, r, d$  和  $S$ 。根据影响因素的特性, 每个因素对应取 4 个水平, 选用  $L_{16}(4^5)$  正交表安排数值模拟方案, 总共进行 16 次模拟。正交设计法数值模拟方案及计算结果如表 2 所示。

### 2 数值模拟计算模型及边界条件

#### 2.1 计算模型

选取整个换热器的管程进行模拟计算。利用 GAMBIT 进行建模和网格划分, 数值模拟与计算则用

表2 正交设计法数值模拟方案及计算结果

Table 2 Orthogonal test schemes and numerical simulation results

试验号	因数					管程 1	管程 2
	$h$	$L$	$r$	$d$	$S$	不均匀度 $D_1$	不均匀度 $D_2$
1	1	1	1	1	1	0.093 2	0.128 8
2	1	2	2	2	2	0.134 9	0.175 0
3	1	3	3	3	3	0.212 3	0.265 4
4	1	4	4	4	4	0.353 1	0.492 5
5	2	1	2	3	4	0.087 6	0.112 7
6	2	2	1	4	3	0.117 0	0.139 0
7	2	3	4	1	2	0.109 4	0.148 3
8	2	4	3	2	1	0.146 7	0.201 4
9	3	1	3	4	2	0.190 9	0.301 5
10	3	2	4	3	1	0.176 9	0.260 0
11	3	3	1	2	4	0.039 6	0.069 6
12	3	4	2	1	3	0.049 6	0.078 2
13	4	1	4	2	3	0.072 2	0.114 6
14	4	2	3	1	4	0.048 6	0.082 1
15	4	3	2	4	1	0.137 2	0.189 8
16	4	4	1	3	2	0.061 5	0.087 2

FLUENT 软件完成。为提高换热管近壁处流动边界层及热边界层的计算精度,管壁附近采用六面体型网格进行边界层加密;由于换热器模型形状规则,为了提高网格生成的质量与计算速度,采用六面体结构性网格划分,总网格数为 691 060。各管的数据采集断面选为管程 1、2 的中间段,图 3(以 12<sup>#</sup>换热器为例)为换热器横截面的俯视图,管组中各管的编号顺序为从左到右,从下到上。

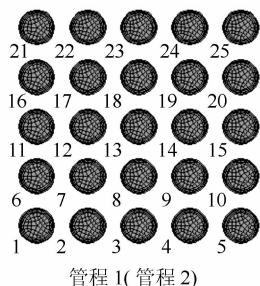


图3 换热器管程数据采集断面编号

Figure 3 Serial number of tube side section for data acquisition

## 2.2 边界条件及算法

假定换热周期性充分发展条件已满足。入口边界条件选 velocity-inlet 选项,并参考汽车尾气流速  $30 \text{ m/s}$ <sup>[9-10]</sup>,入口温度为 473 K,换热器入口流体雷诺数为  $5.16 \times 10^4$ ,为湍流流态,选用的计算模型为标准  $\kappa\text{-}\varepsilon$

模型。采用分离变量法隐式求解,以保证收敛的稳定性,压力和速度的耦合采用同位网格上的 SIMPLE 算法。出口边界条件选 outflow 选项,设定换热管组外壁温度为 373 K 的恒壁温边界条件。动量、能量以及湍流扩散率的求解采用一阶迎风格式;定义收敛条件为质量和能量计算残差绝对值分别为  $1 \times 10^{-4}$  和  $1 \times 10^{-6}$  的精度。

## 3 模拟与计算结果及分析

### 3.1 不同结构烟道中各管程速度分布

图 4(以 1<sup>#</sup>换热器为例)和图 5(以最优换热器为例)所示为管组截面的速度云图。从图 4 中可以看出,不同管程的各列之间速度分布差别相对较大。在管程 1、2 中,烟气进入和流出管道均呈现从左列到右列管内的流速不断增加,造成流动分布不均。其原因是:管程 1 处转向通道内从左至右动压递增而静压递减,管程 2 处转向通道内从左至右动压递减而静压递增,进而使得管程进出口压差从左至右递增。从图 5 看出,特性参数被优化的换热器结构中管程流速分布均匀性改善明显。

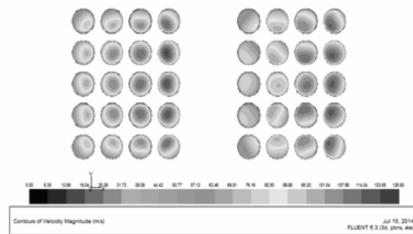


图4 换热管组速度云图

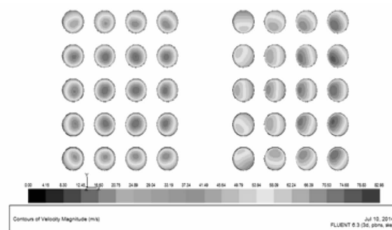
Figure 4 Velocity contour of 1<sup>#</sup> heat exchanger

图5 最优组合换热管速度云图

Figure 5 Velocity contour of optimum heat exchanger

图 6 和图 7 所示为 3<sup>#</sup>、11<sup>#</sup>、15<sup>#</sup> 和最优组合换热管内流量分布图,图中的横坐标为各管程中换热管的编号(见图 3)。从图 6 和图 7 中可以看出,具有不同特征尺寸的换热器中,其流量在换热管中的分布差异明显,管程 2 中的流量波动比管程 1 更强烈,优化结构中流量波动不均性显著改善。

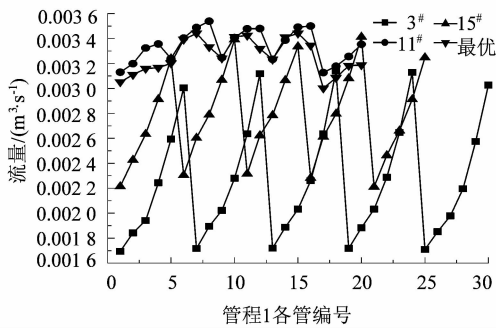


图6 不同结构下管程1的流量分布  
Figure 6 Flow distribution of tube side 1

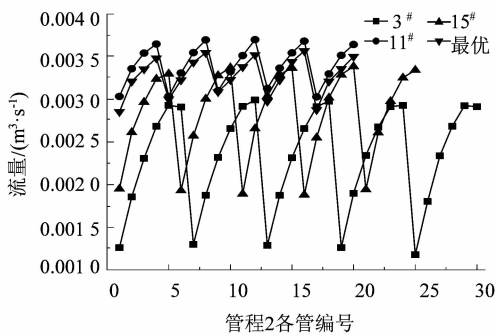


图7 不同结构下管程2的流量分布  
Figure 7 Flow distribution of tube side 2

### 3.2 模拟结果极差分析

正交表具有综合可比性,可以认为试验结果的波动是由于因素水平的变化引起的,故用极差分析法可直观简便地分析计算结果,确定相应因素的主次和试验范围内的最优组合<sup>[11]</sup>。因素  $h, L, r, d$  和  $S$  对指标影响的平均值、极差和排序如表3所示,其中  $k_1, k_2, k_3$  和  $k_4$  为平均值,  $R$  为极差。

表3 不均匀度  $D_1$  和  $D_2$  的极差分析

Table 3 Range analysis of maldistribution  $D_1$  and  $D_2$

指标	因数	$k_1$	$k_2$	$k_3$	$k_4$	$R$	排序
$D_1$	$h$	0.198 4	0.115 2	0.114 3	0.079 9	0.118 5	2
	$L$	0.111 0	0.119 3	0.124 6	0.152 7	0.041 7	4
	$r$	0.077 8	0.102 3	0.149 6	0.177 9	0.100 1	3
	$d$	0.075 2	0.098 4	0.134 6	0.199 5	0.124 3	1
	$S$	0.138 5	0.124 1	0.112 8	0.132 2	0.025 7	5
$D_2$	$h$	0.265 4	0.150 3	0.177 3	0.118 4	0.147 0	3
	$L$	0.164 4	0.164 0	0.168 3	0.214 8	0.050 8	4
	$r$	0.106 1	0.138 9	0.212 6	0.253 9	0.147 8	2
	$d$	0.109 4	0.140 2	0.181 3	0.280 7	0.171 3	1
	$S$	0.195 0	0.178 0	0.149 3	0.189 2	0.045 7	5

极差是不同水平之间的最大值与最小值之差,用以衡量因素水平的变化对指标的影响幅度。极差大,表明此因素对指标的影响大,是重要因素,应优先考

虑;极差小,表明此因素对指标的影响小,为不重要因素<sup>[12]141</sup>。从表3中可以看出,因素对不同指标  $D_1$  和  $D_2$  的影响情况大体相同,因素  $d$  的极差最大,为主要因素,其次是因素  $h, r$ , 因素  $L$  和  $S$  极差最小,且与其它因素的极差相差一个数量级,为不重要因素。因此,因素对不均匀度  $D_1$  指标影响的大小顺序是:  $d \rightarrow h \rightarrow r \rightarrow L \rightarrow S$ , 在各因素的4个水平均值中选取最小不均匀度  $D_1$  值的较优组合为  $h_4 L_1 r_1 d_1 S_3$ ; 因素对不均匀度  $D_2$  指标影响的大小顺序是:  $d \rightarrow r \rightarrow h \rightarrow L \rightarrow S$ ,  $D_2$  的最佳组合为  $h_4 L_2 r_1 d_1 S_3$ 。当因素  $L$  由2水平变为1水平时,  $D_1$  降低6.96%, 而  $D_2$  增加0.24%, 所以考虑到因素对  $D_1$  和  $D_2$  的综合影响,在本文研究范围内,最佳的组合方案为  $h_4 L_1 r_1 d_1 S_3$ 。

### 3.3 正交数值模拟试验设计

极差分析方法简单明了,计算量少,但没有把由于因素水平的改变而引起的数据波动与试验误差引起的数据波动区别开来。而且,对影响试验结果的各因素的重要程度没有给出精确的数量估计,没有提供一个用来判断因素的影响是否显著的标准。为弥补极差分析的不足,下面采用方差分析法分析数值模拟试验结果,计算结果如表4所示。

由于正交试验中无空白列作为误差列来反映随机因素所引起的误差,可以选择离差平方和中最小的因素做近似估计<sup>[12]147</sup>,故选择因素  $S$  作为误差列。由表4可知,所有因素的  $F$  值(用组间均方去除组内均方的商,并与1相比较,若远大于1,则说明各组均值间的差异有统计学意义)均小于  $F_{0.99}$ , 无高度显著因素;因素  $h, r$  和  $d$  的  $F$  值在  $F_{0.95}$  和  $F_{0.99}$  之间,它们的影响是显著的,为该换热器结构优化的关键因素;因素  $L$  的  $F$  值小于  $F_{0.90}$ , 该因素的影响不显著。根据  $F$  值的大小对因素排序,与极差分析的结果一致。

表4 不均匀度  $D_1$  和  $D_2$  的方差分析

Table 4 Variance analysis of maldistribution  $D_1$  and  $D_2$

指标	因数	平方和	自由度	均方	$F$ 值	显著性	顺序
$D_1$	$h$	0.030 5	3	0.010 2	20.597	*	2
	$L$	0.003 9	3	0.001 3	2.655		4
	$r$	0.024 5	3	0.008 2	16.581	*	3
	$d$	0.035 3	3	0.011 8	23.860	*	1
	$S$	0.001 5	3	0.000 5	/		5
$D_2$	$h$	0.047 8	3	0.015 9	9.655	*	3
	$L$	0.007 3	3	0.002 4	1.480		4
	$r$	0.054 6	3	0.018 2	11.015	*	2
	$d$	0.066 8	3	0.022 3	13.480	*	1
	$S$	0.005 0	3	0.001 7	/		5

注:临界值  $F_{0.90}(3,3) = 5.39, F_{0.95}(3,3) = 9.28, F_{0.99}(3,3) = 29.46$

### 3.4 最优组合方案验证计算

通过对正交试验计算结果的极差分析,给出了换热器的最优结构组合方案,为验证该方案的准确性,对具有  $h = 60 \text{ mm}$ ,  $L = 20 \text{ mm}$ ,  $r = 4$ ,  $d = 7 \text{ mm}$ ,  $S = 1.45(d+1)$  特征尺寸的换热器进行数值模拟, FLUENT 中的参数设置与以上正交试验相同。通过计算,不均匀度  $D_1 = 0.0409$ ,  $D_2 = 0.0658$ , 同表 2 中的试验结果对比,验证了该组合方案为换热器最优结构方案。并将所得换热管内速度云图(图 5)与 1# 换热器的速度云图(图 4)相比较,各管的流动均匀性明显得到改善。

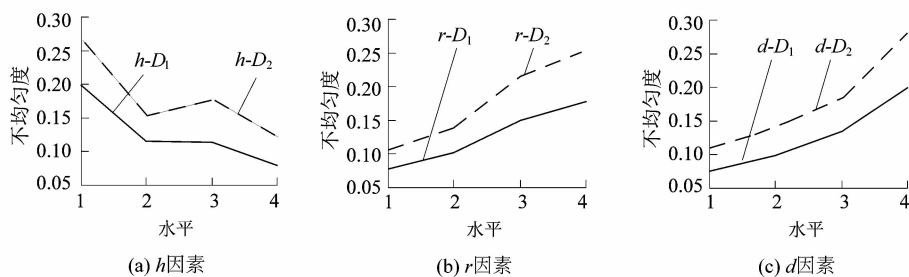


图 8  $h, r, d$  因素不同水平-不均匀度关系

Figure 8 Relation diagram between factors  $h, r, d$  with index

#### 3.5.1 管内径 $d$ 对流动均匀性的影响

管内径  $d$  对流动均匀性的影响最大。由图 8 可以看出,不均匀度  $D_1, D_2$  随着  $d$  的增加而增加。因为随着  $d$  的增加,烟气通过换热管时,进、出口及沿程阻力损失减小,转向通道静压变化对管程及出口压差影响更敏感,更易造成流动不均匀。

#### 3.5.2 管列数 $r$ 对流动均匀性的影响

换热管列数  $r$  对流动均匀性的影响显著。在图 8 中,不均匀度  $D_1, D_2$  随着管列数的增加而增加。因为随着  $r$  的增加,换热管的数量增加,烟气的速度随之降低,其流动阻力损失降低,与此同时折返通道中静压不均匀度增加,因此对管程进出口压差影响变大,使得流动不均匀性增加。

#### 3.5.3 烟道高度 $h$ 对流动均匀性的影响

烟道高度  $h$  对流动均匀性的影响显著。由图 8 可以得出,各管程的不均匀度  $D_1, D_2$  随着  $h$  的增加呈减小趋势。但水平 2 和水平 3 之间的  $D_1$  和  $D_2$  均反常,可能与其它因素产生交互效应<sup>[12]158</sup>,为提高试验的有效性和准确性,需要进一步对因素  $h$  做单因素分析。

固定特征尺寸: $L = 20 \text{ mm}$ ,  $r = 5$ ,  $d = 11 \text{ mm}$ ,  $S = 1.25(d+1)$  以及  $h$  的取值范围  $20 \sim 80 \text{ mm}$ 。FLUENT 中的参数设置与以上相同。通过仿真及计算,  $D_1, D_2$  随  $h$  的变化如图 9 所示。从图中可以看出,随着  $h$  的

### 3.5 特征尺寸对流动均匀性的影响

通过方差分析和极差分析,对换热器流动均匀性影响不显著的因素为  $L$  和  $S$ , 在原则上其最佳水平可任取,由于此换热器为车用换热器,其体积不宜过大,所以两管程间距  $L$  需要尽可能小,故取  $L = 20 \text{ mm}$ ; 因素管节距  $S$  基本对指标无影响,故取  $S$  为试验中不均匀度结果最小的水平 3。图 8 表示了显著影响不均匀度的 3 个因素  $h, r, d$  与考核指标关系。从图 8 中可以看出,管程 2 的不均匀度普遍高于管程 1,且高出的相对平均值约为 29%。

增加,  $D_1, D_2$  降低,因为  $h$  越大,烟气在折返通道中的流通截面越大,速度变化减小,使动压的变化减小,静压变化相应减小,管程进出口压差变化减小,因此管内流动不均匀度降低。当  $h \geq 60 \text{ mm}$  时,  $D_1, D_2$  降低的幅度迅速减小至基本不变。

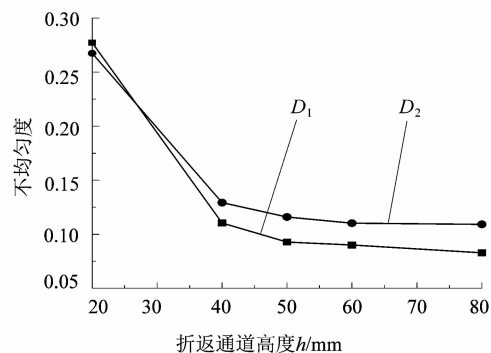


图 9  $h$  对不均匀度的影响

Figure 9 Influence of  $h$  on maldistribution

## 4 结语

本文按照正交试验设计方法,对具有不同结构参数的列管式换热器中管程侧的流动均匀性进行了数值模拟,通过极差和方差分析,找出关键因素,在所研究范围内,给出换热器最优结构方案,并通过补充的数值模拟得到验证,模拟结果对双管程烟-水介质换热器的设计具有参考价值。主要结论如下:

1) 换热管中烟气的速度在各管程中均为沿流体行进方向从低至高分布;管程 2 的不均匀度普遍高于管程 1,其相对平均值相差约为 29%。

2) 随着列数和管径的增加,管程 1、2 的不均匀度均呈上升趋势;随着折返通道高度的增加,管程 1、2 的不均匀度呈下降趋势,当折返通道高度大于等于 60 mm 时,不均匀度基本趋于不变;

3) 采用多因素正交分析方法,对双管程烟-水介质换热器结构进行优化,得到对流动均匀性影响显著的因素是换热管内径、换热管列数和折返通道高度;而管程间距和管节距对流动均匀性影响不显著。推荐换热器结构的最优组合参数为  $h = 60 \text{ mm}$ ,  $L = 20 \text{ mm}$ ,  $r = 4$ ,  $d = 7 \text{ mm}$ ,  $S = 1.45(d + 1)$ 。

#### 参考文献:

- [1] 王永红. 列管式换热器强化传热研究及发展[J]. 制冷技术, 2012, 40(5): 53 - 57.
- [2] 戴干策, 陈敏恒. 化工流体力学[M]. 北京: 化学工业出版社, 2005: 154 - 155.
- [3] 董登峰, 梦晓风, 张卫军, 等. 基于场协同原理的容腔内气流场温度均匀化方法数值研究[J]. 热科学与技术, 2011, 10(1): 57 - 62.
- [4] HABIB M A, BEN-MANSOUR R, SAID S A M, et al. Correlations of flow maldistribution parameters in an air cooled heat exchanger [J]. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 2008, 56(2): 143 - 165.
- [5] CHUNG K, LEE K S, KIM W S. Optimization of the design factors for thermal performance of a parallel-flow heat exchanger [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(24): 4773 - 4780.
- [6] 鲁红亮, 陶红歌, 胡云鹏, 等. 平行流换热器中热流体分布均匀性的研究进展[J]. 制冷学报, 2010, 31(6): 39 - 45.
- [7] CHO J M, CHOI J W, HONG S H, et al. The methodology to improve the performance of a selective catalytic reduction system installed in HRSG using computational fluid dynamics analysis [J]. Environmental Engineering Science, 2006, 23(5): 863 - 873.
- [8] HABIB M A, BEN-MANSOUR R, SAID S A M, et al. Evaluation of flow maldistribution in air-cooled heat exchangers [J]. Computers & Fluids, 2009, 38(3): 677 - 690.
- [9] 徐承隆, 刘伟军, 胡伟平. 汽车排烟余热回收强化换热管的数值模拟与分析[J]. 河北科技大学学报, 2013, 34(6): 589 - 596.
- [10] 谢小敏, 顾伯勤. 热管换热器模拟重要参数的选择[J]. 轻工机械, 2013, 31(3): 23 - 27.
- [11] 陶鸿飞, 邱秀云, 赵丽娜, 等. 基于正交设计的分离鳍结构优化数值模拟研究[J]. 水力发电学报, 2013, 32(5): 204 - 212.
- [12] 杨虎, 钟波, 刘琼芬. 应用数理统计[M]. 北京: 清华大学出版社, 2006: 141 - 158.

(上接第 18 页)

## 5 结论

在气辅成型模的设计过程中,进气口数量和位置是相互关联的,一般成均布状态,它们影响塑件的熔体充填情况和气道结构。高脚椅子的气辅注射成型过程比较复杂,模具结构也比常见气辅模具复杂,为了保证得到满意的产品,利用 CAE 技术对进气系统设计多种方案进行分析、比较、优化,最终得到 4 条椅脚处直接进气即四点均布进气的最优气辅设计方案。气辅成型工艺参数经过正交试验及实际使用要求综合分析,得出当熔体预注射量 90%,熔体温度 245 ℃,进气延迟时间 3 s,气体压力 20 MPa 时,制品的气体穿透达到最好效果。

#### 参考文献:

- [1] 埃弗里. 气体辅助注射成型原理及应用[M]. 杨卫民, 丁玉梅, 译. 北京: 化学工业出版社, 2003.
- [2] 赖家美, 柳和生, 罗章, 等. 复杂壳体类塑料件气体辅助注射成型工艺参数优化研究[J]. 工程塑料应用, 2012, 40(7): 36 - 40.
- [3] 赖家美, 罗章, 柳和生, 等. 基于正交试验的气体辅助注射成型工艺参数优化[J]. 工程塑料应用, 2011, 39(11): 44 - 47.
- [4] 车一楠, 何建军. 塑料刀叉气辅成型模具浇注系统设计[J]. 轻工机械, 2012, 30(6): 10 - 12.
- [5] 陈崇辉, 杜遥雷, 胡建朋. 泵盖气辅成型和注射成型的 MPI 仿真比较[J]. 五邑大学学报, 2012, 26(2): 58 - 62.
- [6] 李漠树. 整体式手柄气体辅助注射模设计[J]. 模具工业, 2011, 37(6): 44 - 52.
- [7] 沈俭, 鄢和兵. 汽车手柄气体辅助注射模设计[J]. 模具制造, 2011(12): 54 - 57.
- [8] 何文. 电视机前壳气体辅助注射模设计[J]. 模具工业, 2010, 36(1): 51 - 54.
- [9] 欧荔苹, 杨军, 邓云. 气体辅助注射成型技术在汽车内饰件上的应用[J]. 工程塑料应用, 2009, 37(8): 42 - 44.
- [10] 王泽. Pro/E 与 Moldflow 技术在气体辅助注射成型分析中的应用[J]. 江苏技术师范学院学报, 2010, 16(3): 35 - 38.
- [11] 李学锋. 塑料模具设计与制造[M]. 北京: 机械工业出版社, 2012.