

DOI: 10.13652/j.spjx.1003.5788.2024.80608

基于数值模拟的气相换热器壳程结构优化与试验

郑宇¹ 万霖^{1,2} 车刚^{1,2} 刘季君³ 王洪超^{1,2}

(1. 黑龙江八一农垦大学工程学院, 黑龙江 大庆 163319; 2. 黑龙江省农机智能装备重点实验室, 黑龙江 大庆 163319; 3. 黑龙江省北大荒米业集团有限公司, 黑龙江 哈尔滨 150090)

摘要: [目的] 对气相旋转换热器进行结构优化, 改善单叶片壳程结构气相旋转换热器换热效率较低的问题。[方法] 通过建立简化模型和 CFD 法, 对 3 种壳程结构换热器性能进行分析。以壳程压降和对流换热系数为试验指标, 探究工作圈数、叶片高度、叶片宽度等主要参数对壳程压降和对流换热系数的影响规律, 并进行优化与验证。[结果] 六叶片结构换热器的总体性能较好, 壳程压降降低了 7%~8%, 对流换热系数提高了 8%~10%。当工作圈数为 3、叶片高度为 45.05 mm、叶片宽度为 4.79 mm 时, 六叶片结构换热器的最小壳程压降为 6.95 kPa, 较优化前降低了 15%~21%; 最大对流换热系数为 183.35 W/(m²·K), 较优化前提高了 10%~12%。壳程压降模拟值与试验值误差 ≤ 6%, 对流换热系数模拟值与试验值误差 ≤ 5%, 优化结果可靠。[结论] 在优化后的壳程结构下, 气相换热器具有良好的换热性能。

关键词: 数值模拟; 换热器; 性能分析; 结构优化

Shell-side structure optimization and experiment of gas-phase heat exchanger based on numerical simulation

ZHENG Yu¹ WAN Lin^{1,2} CHE Gang^{1,2} LIU Jijun³ WANG Hongchao^{1,2}

(1. Engineering College, Heilongjiang Bayi Agricultural University, Daqing, Heilongjiang 163319, China; 2. Heilongjiang Agricultural Machinery Intelligent Equipment Key Laboratory, Daqing, Heilongjiang 163319, China; 3. Heilongjiang Beidahuang Rice Industry Group Co., Ltd., Harbin, Heilongjiang 150090, China)

Abstract: [Objective] To optimize the structure of gas-phase rotary heat exchanger and address low heat transfer efficiency of gas-phase rotary heat exchanger with single-blade shell-side structure. [Methods] The performance of three kinds of shell-side heat exchangers is analyzed by establishing a simplified model and computational fluid dynamics (CFD) method. Taking the shell-side pressure drop and convective heat transfer coefficient as the test indexes, this study explores the influence of main parameters such as the number of working circles, blade height, and blade width on the shell-side pressure drop and convective heat transfer coefficient and conducts optimization and verification. [Results] The overall performance of the six-blade heat exchanger is better, with the shell-side pressure drop reduced by 7%~8% and the convective heat transfer coefficient increased by 8%~10%. In the case of 3 working circles, the blade height of 45.05 mm, and the blade width of 4.79 mm, the minimum shell-side pressure drop of the six-blade heat exchanger is 6.95 kPa, which is 15%~21% lower than that before optimization. The maximum convective heat transfer coefficient is 183.35 W/(m²·K), which is 10%~12% higher than that before optimization. The error between the simulated value and the experimental value of shell-side pressure drop is ≤ 6%, and the error between those of the convective heat transfer coefficient is ≤ 5%. The optimization results are reliable. [Conclusion] With the optimized shell-side structure, the gas-phase heat exchanger has good heat transfer performance.

Keywords: numerical simulation; heat exchanger; performance analysis; structural optimization

粮食安全是国家政治稳定和经济发展的保障^[1], 对于粮食干燥系统提出了更高的要求^[2-3]。因此, 开发随着现代大农业的快速发展, 中国的产粮水平大幅提高, 结构简单、耐高温, 在市场上流通性较强的管壳式换热器越

基金项目: 黑龙江省自然科学基金项目(编号: LH2022E098); 国家重点研发计划项目(编号: 2021YFD2100901)

通信作者: 万霖(1971—), 女, 黑龙江八一农垦大学教授, 博士。E-mail: 381995603@qq.com

收稿日期: 2024-07-01 改回日期: 2025-01-18

来越受到重视^[4-5]。

对于如何提高管壳式换热器换热效率,各国学者从优化壳程结构对性能影响的相关方面进行了大量研究^[6]。Wang 等^[7]研究发现,交错折流板换热器综合性能明显优于螺旋折流板和弓形折流板。El Maakoul 等^[8]研究发现,螺旋折流板换热器的传热性能优于分段折流板式换热器。Jian 等^[9]对螺旋折流板进行改进,并提出梯形折流板,其壳程流体类似螺旋流动,相较于连续型螺旋折流板,其传热系数提高了 3.2%,综合性能提高了 2.3%。张杏祥等^[10-12]使用 FLUENT 软件研究了 4 种管壳式换热器的传热和流体流动,包括弓形折流板换热器、盘环形折流板换热器、折流栅换热器和螺旋扭曲扁管换热器,其中螺旋扭曲扁管换热器的壳程综合性能最好。Gu 等^[13-14]对扭流式换热器结构进行了优化,对扭流式换热器的传热性能影响最为明显的是导流板的倾斜角度和间距。

研究拟利用三维建模软件建立不同的换热器物理模型,运用 Ansys 对不同结构的换热器模型进行简化和仿真模拟,对比其温度场、速度场和压力场,分析壳程结构对气相旋转管壳式换热器性能的影响;利用仿真模拟数据进行旋转组合试验设计,获得壳程叶片结构最佳参数组合,并利用优化后的参数进行验证,旨在为气相旋转管壳式换热器的设计与优化提供依据。

1 气相旋转换热器模型的建立

1.1 物理模型的建立

气相旋转管壳式换热器主要由旋转滚筒、螺旋叶片和换热管组成,其结构参数见表 1。

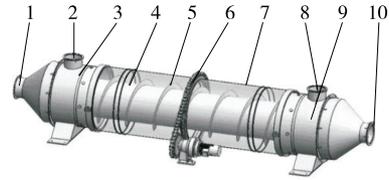
表 1 换热器参数

Table 1 Heat exchanger parameters

参数	单位	数值
壳体内径	mm	610
螺旋角	(°)	135
节距	mm	412
换热管长度	mm	2 982
换热管直径	mm	35
换热管个数	个	48
螺旋叶片厚度	mm	6

参照 GB/T 151—2014,并根据换热器参数对换热器进行物理模型建立,此换热器的壳程包含气体进出口和螺旋叶片,壳程流体为热空气,管程包含气体分配室、进出口和管束,管程流体为冷空气。换热器整机模型如图 1 所示。

由于此换热器体积较大,需对换热器进行简化处理,



1. 冷气进口 2. 热气进口 3. 气体分配室 4. 换热管束 5. 螺旋叶片 6. 旋转机构 7. 外壳体 8. 热气出口 9. 气体分配室 10. 冷气出口

图 1 换热器整机模型

Figure 1 Whole model of heat exchanger

其简化模型见图 2。为避免仿真模拟过程中因换热管数量过多(换热器有 48 根换热管)导致计算机负荷增大,在相同体积下,减少管束数量到 14 根。

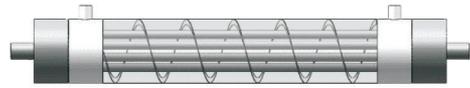


图 2 简化模型

Figure 2 Simplified model

对螺旋叶片结构进行优化,并分别进行物理简化建模,如图 3 所示,通过分析温度场、压力场和速度场来探究螺旋叶片结构对气相换热器传热性能的影响。



单叶片壳程 三叶片壳程 六叶片壳程

图 3 不同换热器壳程简化图

Figure 3 Simplification of shell side of different heat exchangers

为简化问题,将换热器内流体流动时的流场参数看作不变,同时根据实际情况,作出如下假设^[15-16]。

- (1) 换热器壳体外壁温度恒定,不与外界进行热交换。
- (2) 冷热空气均为理想气体。
- (3) 螺旋叶片同壳体壁面不存在间隙。
- (4) 换热管的壁温恒定,且与两端挡板之间不存在间隙。
- (5) 流体的物性参数为定值,不随时间发生变化。
- (6) 忽略重力和浮力的影响。
- (7) 忽略流体流动时黏性耗散作用产生的热。

1.2 数值模型的建立

质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒定律是在

流体流动和传热中需要遵循的基本定律,因此在数值计算过程中需要运用到作为求解流体流动与传热的基本理论的质量守恒方程、动量守恒方程和能量守恒三大方程^[17-19]。

质量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0, \quad (1)$$

动量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\mu_j}{\partial x_j} \right], \quad (2)$$

能量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{k}{C_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right], \quad (3)$$

式中:

x_i, x_j ——位移, m;

P ——流体压力, Pa;

u_i, u_j ——流体的流动速度, m/s;

μ ——流体的动力黏度, Pa·s;

μ_t ——湍流黏度, m²/s;

k ——湍流的脉动动能, m²/s²;

C_p ——流体的比热容, J/(kg·°C);

T ——温度, °C。

2 流体计算仿真模拟

2.1 湍流模型选择

不同的湍流模型在计算过程中的表现各不相同,因此需要根据计算过程中的实际工况进行湍流模型的选择。目前,直接数值模拟法、雷诺时均法和大涡模拟法为常用的湍流数值模拟计算方法^[20-22]。在气相换热器的壳程研究中,为了更加精确地表达螺旋叶片引起壳程涡流的流动特性,选用 Realizable $k-\epsilon$ 模型、 $k-\omega$ 模型和大涡模拟模型(LES)对壳程的速度中心剖面进行对比,比较各模型的模拟情况来选出最佳湍流模型。由图4可知,LES模型能够更好地描述壳程中流体流经螺旋叶片时,在靠近壳体壁面处的速度情况。

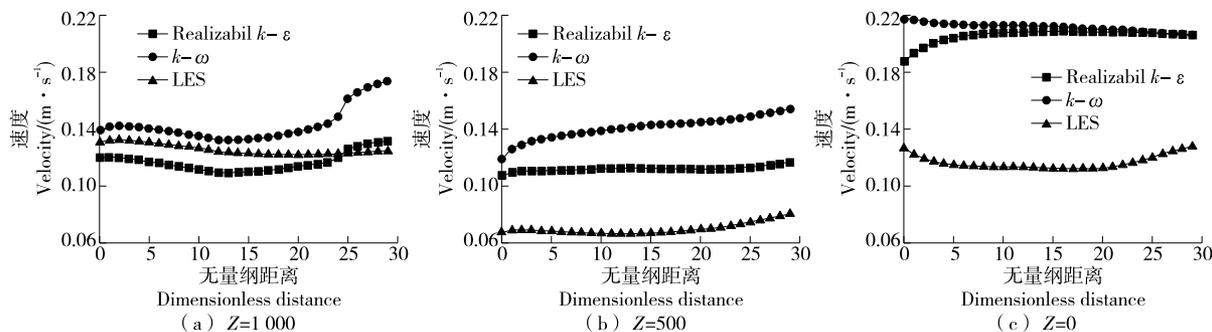


图4 不同湍流模型X=0时壳程中心剖面速度情况比较

Figure 4 Comparison of the velocity in the central section of the shell side with different turbulence models at X=0

2.2 网格划分与无关性检验

在对换热器模型进行网格划分时,由于气相换热器复杂的结构、庞大的尺寸和叶片同管束间的体积尺寸具有较大差距,且在整体结构中存在许多狭小区域,对于网格划分具有较大难度。因此,采用 Fluent Meshing 模块进行换热器的网格划分,相较于其他的网格划分工具,其具有极其高效的体网格生成技术,同时包含丰富的网格后处理技术。

在 Space Claim 模块中对模型进行简化和流体域的抽取,Fluent Meshing 模块中进行网格划分^[23],面网格采用正四面体网格,体网格采用基于“马赛克”技术的 Poly-Hexcore 体网格,将边界层设置为5层,以此来达到减少网格数量,降低伪扩散的影响,提高求解效率与精度的目的,网格划分如图5所示。

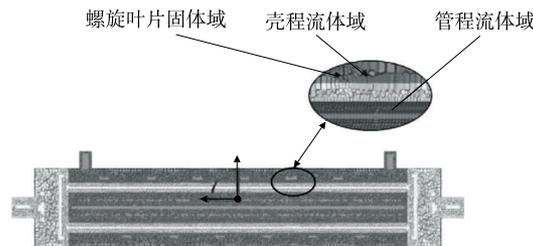


图5 网格情况

Figure 5 Grid situation

由于换热器模型较大,且壳程结构较为复杂,为了消除网格对计算结果的影响,在面网格情况和工况相同的条件下,对5种不同体网格尺寸进行无关性检验。选用5组体网格尺寸分别为8, 10, 12, 14, 16 mm。相同计算条件下,将壳程压降作为评价指标,对不同体网格尺寸下计

算得出的壳程压降进行分析,以此来对网格进行无关性检验。如图 6 所示,壳程压降的变化在体网格尺寸为 10~12 mm 时趋于稳定,此时偏差 $\leq 1\%$,综上,选取体网格尺寸为 10 mm 的网格模型进行仿真分析。

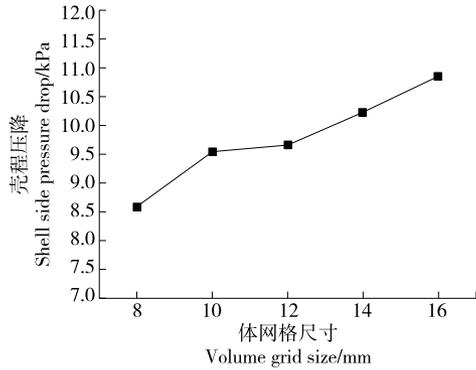


图 6 网格无关性检验

Figure 6 Grid independence test

2.3 边界条件设置

将划分好的网格模型导入 Fluent Solution 模块中,设置边界条件进行求解计算。根据实际工况条件^[24],确定壳程中流体为热空气,管程中流体为冷空气,且在建模中,壳程进口直径为 106 mm,管程进口直径为 76 mm,因此模拟壳程的质量流量为 3.9~7.8 kg/s。将热空气进口设置为速度入口,速度为 3.5 m/s,温度为 100 °C,出口设置为压力出口;将冷空气进口设置为速度入口,速度为 4 m/s,温度为 10 °C,出口设置为压力出口。固体区域设置为钢制材料,壁面采用无滑移的标准壁面函数。同时选择二阶迎风格式的 SIMPLE 算法进行求解计算^[25-26]。壳程和管程的流体物性参数。

表 2 物性参数

Table 2 Physical parameters

流体	密度/ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	导热系数/ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	入口温度/ $^{\circ}\text{C}$
壳程流体	0.946	3.207	100
管程流体	1.247	2.480	10

3 不同壳程结构的换热器性能对比

3.1 温度场分析

图 7 分别为螺距 412 mm 的单叶片壳程结构、三叶片壳程结构和六叶片壳程结构换热器中心平面温度云图。由图 7 可知,壳程入口和出口之间的温差随着螺旋叶片数量的增加而增加。在单叶片壳程结构中,由于单叶片造成的扰流不足,导致壳程中热流体温度下降较快,换热效率降低。在三叶片壳程结构中,螺旋叶片增加,起到了换

热效果,但温度扩散效果不明显,导致温差减小,因此叶片数仍需增加。而在六叶片壳程结构中,扰流充分,热流体在通过螺旋叶片时流动较为均匀,热损失减少,从而达到温度逐渐降低的效果。

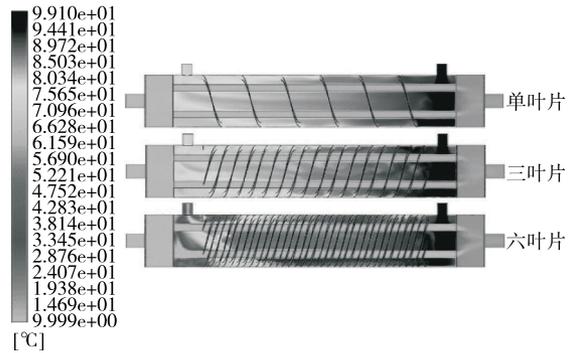


图 7 不同壳程结构的中心平面温度云图

Figure 7 Central plane temperature cloud diagram of different shell-side structures

3.2 压力场分析

由图 8 可知,单叶片壳程压差最大,而叶片间距随着叶片数量的增加逐渐变小,因此壳程中流体的阻力也随之增大。所以六叶片壳程结构的壳程压降最小,可以有效加强壳程中流体间的对流换热。

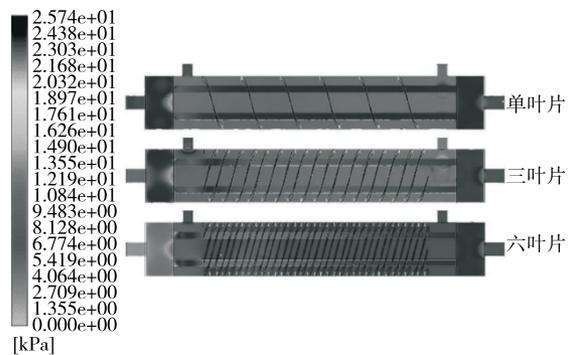


图 8 不同壳程结构的中心平面压力云图

Figure 8 Central plane pressure cloud diagram of different shell-side structures

3.3 速度场分析

由图 9 可知,在单叶片壳程结构中,由于叶片间距较大,壳程流体在流经叶片与管束间时出现速度增大的情况,流体对叶片产生较大冲击。随着螺旋叶片数量的增加,壳程中叶片间距随之减小,但是在三叶片结构中的流体速度没有显著降低。当叶片数量增加到六片时,壳程流体在流经叶片与管束间时的流体速度几乎保持稳定,处于相对平稳的状态,流体不会对叶片产生较大冲击。

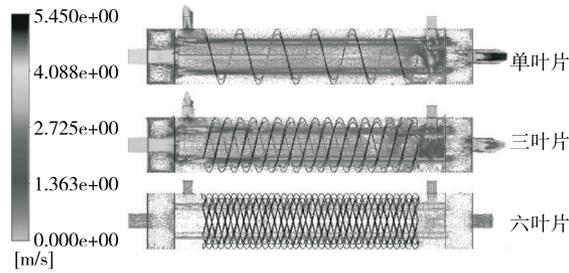


图9 不同壳程结构的中心平面速度矢量云图

Figure 9 Central plane velocity vector cloud diagram of different shell-side structures

通过对不同壳程结构的换热器的温度场、压力场、速度场的分析可知,当壳程为六叶片结构时,换热器的综合效果最佳,该换热过程中,温度逐步降低,换热较为均匀,达到较好的换热效果,同时整体的壳程压降较小,流速也相较稳定,避免了由于流速过大引起振动对叶片的冲击破坏,同时也防止因叶片间距过大引起稳定性差和传热效果不佳的现象。

由图10可知,随着螺旋叶片数量的增加,对流换热系数先减小后增大。壳程压降随着螺旋叶片数量的增加而减小。

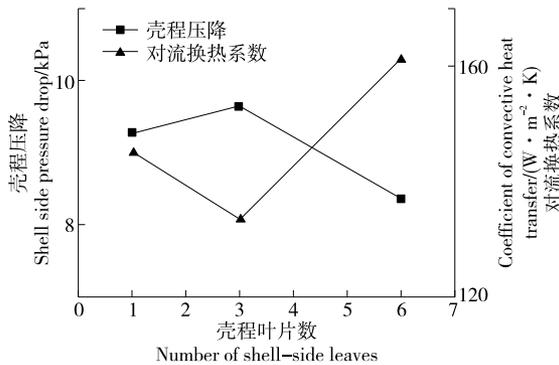


图10 不同壳程结构的壳程压降和对流换热系数曲线

Figure 10 Shell-side pressure drop and convective heat transfer coefficient curves of different shell-side structures

4 试验设计与分析

对六叶片结构进行仿真试验分析,以得出最佳的六叶片壳程结构。在Fluent软件中的求解器模块中读取壳程压降,并按式(4)计算出对流换热系数。

对流换热系数:

$$h = \frac{Q_r/A}{LMTD}, \quad (4)$$

式中:

Q_r ——换热量, W;

A ——换热面积, m^2 ;

LMTD——壳程对数平均温差, K。

4.1 二次回归正交旋转组合试验

对六叶片壳程结构的换热器进行三因素五水平二次旋转组合试验设计,默认没有其他环境因素影响,选取叶片工作圈数、叶片高度和叶片宽度为影响因素,以壳程压降和对流换热系数为优化指标。各试验因素编码见表3,试验设计与结果见表4。

表3 试验因素编码

Table 3 Test factor coding

编码	X_1 工作圈数	X_2 叶片高度/mm	X_3 叶片宽度/mm
1.682	5	70	10
1	4	60	8
0	3	50	6
-1	2	40	4
-1.682	1	30	2

表4 试验设计与结果

Table 4 Experimental design and results

试验号	X_1	X_2	X_3	Y_1 壳程压降/kPa	Y_2 对流换热系数/ $(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$
1	-1	-1	-1	7.37	163.51
2	1	-1	-1	7.85	186.51
3	-1	1	-1	8.55	165.52
4	1	1	-1	8.82	186.05
5	-1	-1	1	7.46	143.54
6	1	-1	1	7.83	156.54
7	-1	1	1	8.24	155.57
8	1	1	1	8.14	177.05
9	-1.682	0	0	7.08	158.64
10	1.682	0	0	9.22	161.44
11	0	-1.682	0	7.28	173.52
12	0	1.682	0	7.98	177.55
13	0	0	-1.682	7.17	177.34
14	0	0	1.682	8.37	163.52
15	0	0	0	6.36	181.75
16	0	0	0	6.28	179.25
17	0	0	0	6.96	185.46
18	0	0	0	7.26	187.13
19	0	0	0	7.45	190.13
20	0	0	0	7.23	180.25
21	0	0	0	7.16	176.84
22	0	0	0	7.68	175.73
23	0	0	0	7.08	180.96

4.2 试验结果分析

运用 Design-Expert 13 软件对试验结果进行多元回归拟合分析,建立各因素间与壳程压降和换热系数的回归方程。除去不显著因素,得到多元二次响应面回归模型:

$$Y_1=7.05+0.338 2X_1+0.323 4X_2+0.416 3X_1^2+0.282X_2^2, \tag{5}$$

$$Y_2=181.97+6.06X_1-6.75X_3-7.97X_1^2-4.29X_3^2. \tag{6}$$

由表 5 可知,对于壳程压降,模型 $P<0.05$,表明该模型具有统计学意义;失拟 $P=0.249 1>0.05$,不显著,说明无失拟因素存在;一次项 $X_1、X_2$,二次项 X_3^2 影响显著 ($P<0.05$);二次项 X_1^2 影响极显著 ($P<0.01$)。对于对流换热系数,模型 $P<0.05$,表明该模型具有统计学意义;失拟

$P=0.063 3>0.05$,对模型有利,没有拟合损失因子,拟合度良好,因此可以使用回归方程代替实际测试对试验结果进行分析;一次项 $X_1、X_3$,二次项 X_1^2 影响极显著 ($P<0.01$);二次项 X_3^2 影响显著 ($P<0.05$)。

4.3 各因素对壳程压降与对流换热系数的影响

4.3.1 对壳程压降的影响

(1) 叶片高度与叶片宽度的交互作用:由图 11(a)可知,当叶片高度固定不变时,随着叶片宽度的增大,壳程压降先减小后增大。当叶片宽度固定不变时,随着叶片高度的增大,壳程压降逐渐增大。当叶片高度为 40~50 mm,叶片宽度为 4~8 mm 时,壳程压降最小。

(2) 叶片宽度与工作圈数的交互作用:由图 11(b)可

表 5 回归方程方差分析

Table 5 Analysis of variance of regression equation

来源	壳程压降				对流换热系数			
	平方和	自由度	F 值	P 值	平方和	自由度	F 值	P 值
模型	8.12E+00	9	3.34	0.024 3	2.77E+03	9	7.10	0.000 9
X_1	1.56E+00	1	5.78	0.031 8	5.01E+02	1	11.58	0.004 7
X_2	1.43E+00	1	5.29	0.038 7	1.22E+02	1	2.83	0.116 6
X_3	8.83E-02	1	0.33	0.577 3	6.22E+02	1	14.36	0.002 3
X_1X_2	5.78E-02	1	0.21	0.651 4	4.52E+00	1	0.10	0.751 8
X_1X_3	2.88E-02	1	0.11	0.749 3	1.02E+01	1	0.24	0.634 8
X_2X_3	1.40E-01	1	0.52	0.483 7	1.20E+02	1	2.77	0.119 7
X_1^2	2.75E+00	1	10.19	0.007 1	1.01E+03	1	23.31	0.000 3
X_2^2	8.59E-01	1	3.18	0.098 0	9.85E+01	1	2.28	0.155 4
X_3^2	1.26E+00	1	4.67	0.049 8	2.93E+02	1	6.77	0.021 9
残差	3.51E+00	13			5.63E+02	13		
失拟	1.79E+00	5	1.66	0.249 1	3.81E+02	5	3.34	0.063 3
误差	1.72E+00	8			1.82E+02	8		
总和	1.16E+01	22			3.33E+03	22		

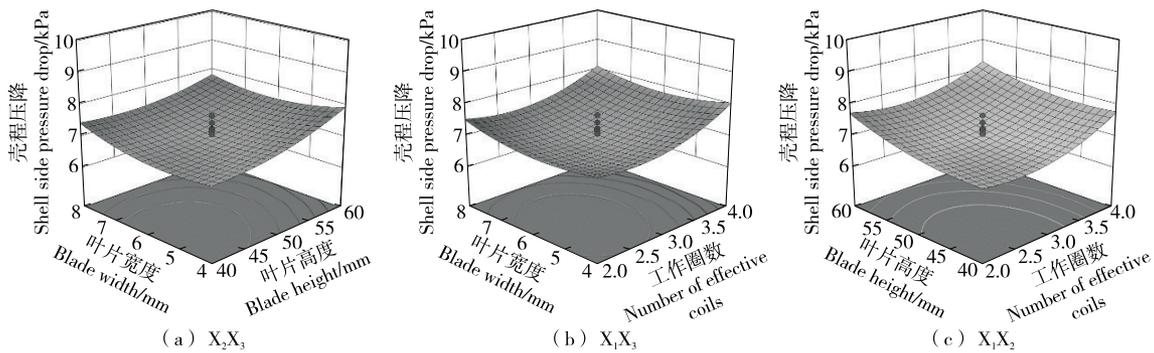


图 11 交互作用对壳程压降的影响

Figure 11 Effect of interaction on shell-side pressure drop

知,当叶片宽度固定不变时,随着工作圈数的增大,壳程压降先减小后增大。当工作圈数固定不变时,随着叶片宽度的增大,壳程压降先减小后增大。当叶片宽度为4~8 mm,工作圈数为2~4时,壳程压降最小。

(3) 叶片高度与工作圈数的交互作用:由图 11(c)可知,当叶片高度固定不变时,随着工作圈数的增大,壳程压降先减小后增大。当工作圈数固定不变时,随着叶片高度的增大,壳程压降逐渐增大。当叶片高度为40~

50 mm,工作圈数为2~4时,壳程压降最小。

4.3.2 各因素对对流换热系数的影响

(1) 叶片高度与叶片宽度的交互作用:由图 12(a)可知,当叶片高度固定不变时,随着叶片宽度的增大,对流换热系数逐渐减小。当叶片宽度固定不变时,随着叶片高度的增大,对流换热系数先增大后减小。当叶片高度为40~50 mm,叶片宽度为2~4 mm时,对流换热系数最大。

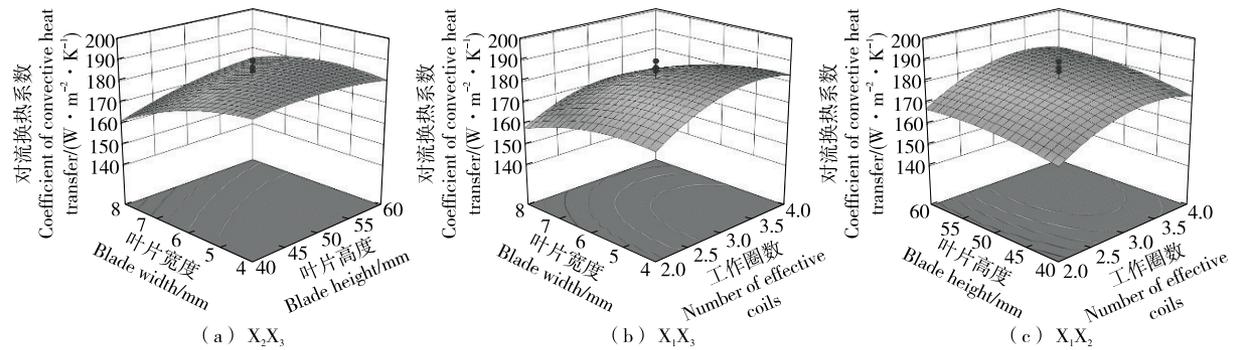


图 12 交互作用对对流换热系数的影响

Figure 12 Effect of interaction on convective heat transfer coefficient

(2) 叶片宽度与工作圈数的交互作用:由图 12(b)可知,当叶片宽度固定不变时,随着工作圈数的增大,对流换热系数逐渐增大。当工作圈数固定不变时,随着叶片宽度的增大,对流换热系数先增大后减小。当叶片宽度为4~8 mm,工作圈数为3~5时,对流换热系数最大。

(3) 叶片高度与工作圈数的交互作用:由图 12(c)可知,当叶片高度固定不变时,随着工作圈数的增大,对流换热系数先增大后减小。当工作圈数固定不变时,随着叶片高度的增大,对流换热系数逐渐增大。当叶片高度为50~70 mm,工作圈数为2~4时,对流换热系数最大。

4.4 优化试验

运用 Design-Expert 13 软件进行优化,建立数学模型式[式(7)],当工作圈数为3,叶片高度为45.05 mm,叶片宽度为4.79 mm时,壳程压降最小为6.95 kPa,对流换热

系数最大为183.35 W/(m²·K)。

$$\begin{cases} \min Y_1 \\ \min Y_2 \\ 1 \leq X_1 \leq 5 \\ 30 \leq X_2 \leq 70 \\ 2 \leq X_3 \leq 10 \\ 6.28 \leq Y_1 \leq 9.22 \\ 143.54 \leq Y_2 \leq 190.13 \end{cases} \quad (7)$$

4.5 验证实验

为验证仿真模拟的可靠性,对优化后的壳程结构参数进行验证实验。取壳程入口速度为4~8 m/s,壳程入口温度为100 ℃的,每组试验进行多次测量,去除不合理数据后取平均值进行记录。验证实验结果见表6,气相换热器运行原理如图13所示。

由表6可知,壳程压降和对流换热系数的模拟值与试

表 6 验证实验参数记录

Table 6 Verification test parameter record

壳程入口速度/ (m·s ⁻¹)	壳程入口温度/ ℃	壳程压降/kPa		对流换热系数/(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	
		模拟值	试验值	模拟值	试验值
4	100	7.45	7.95	177.35	169.05
5	100	9.25	9.65	176.57	168.48
6	100	12.35	13.05	174.62	167.58
7	100	14.75	15.55	173.28	165.19
8	100	20.35	21.35	170.52	164.44

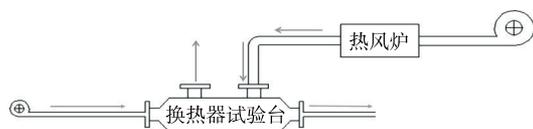


图 13 气相换热器试验台原理图

Figure 13 Schematic diagram of gas-phase heat exchanger test bench

验值具有相同的变化趋势。壳程压降模拟值与试验值误差 $\leq 6\%$, 对流换热系数模拟值与试验值误差 $\leq 5\%$ 。综上, 气相换热器模型模拟是可靠的。

5 结论

针对单叶片壳程结构的气相旋转换热器换热效率较低的问题, 利用 SolidWorks 建立单叶片壳程结构、三叶片壳程结构和六叶片壳程结构的简化模型, 并利用 Fluent 进行对比仿真分析, 确定六叶片壳程结构的换热器换热效率较好。六叶片壳程结构换热器的最优工艺条件为工作圈数 3, 叶片高度 45.05 mm, 叶片宽度 4.79 mm, 此时壳程压降最小, 为 6.95 kPa, 较优化前降低了 15%~17%; 对流换热系数最大, 为 183.35 W/(m²·K), 较优化前提高了 10%~12%; 壳程压降模拟值与试验值误差 $\leq 6\%$, 对流换热系数模拟值与试验值误差 $\leq 5\%$, 确定仿真可靠。后续可通过拓扑优化的方式, 对壳程结构进行更好的优化。

参考文献

- [1] 张雪漫. 农业基础设施对粮食产量的影响研究[D]. 杭州: 浙江财经大学, 2022: 26.
ZHANG X M. Study on the influence of agricultural infrastructure investment on grain yield[D]. Hangzhou: Zhejiang University of Finance & Economics, 2022: 26.
- [2] 刁显琪, 万霖, 车刚, 等. 基于粮食干燥机旋转管壳式换热器设计与研究[J]. 农机化研究, 2019, 41(5): 232-236.
DIAO X Q, WAN L, CHE G, et al. Innovative design of grain dryer rotating shell and tube heat exchanger based on heat transfer enhancement theory[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2019, 41(5): 232-236.
- [3] 郑元昊, 王曦. 新材料技术在节能减排中的作用及应用[J]. 科技创新与应用, 2022, 12(26): 157-160.
ZHENG Y H, WANG X. The role and application of new material technology in energy saving and emission reduction[J]. Technology Innovation and Application, 2022, 12(26): 157-160.
- [4] 孙通通. 换热器的研究现状及应用进展[J]. 现代制造技术与装备, 2019, 55(6): 164-165.
SUN T T. Research and application progress of heat exchangers [J]. Modern Manufacturing Technology and Equipment, 2019, 55(6): 164-165.

- [5] 林文珠, 曹嘉豪, 方晓明, 等. 管壳式换热器强化传热研究进展[J]. 化工进展, 2018, 37(4): 1 276-1 286.
LIN W Z, CAO J H, FANG X M, et al. Research progress of heat transfer enhancement of shell-and-tube heat exchanger[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2018, 37(4): 1 276-1 286.
- [6] 田金凯, 车刚, 万霖, 等. 气相旋转换热器壳程强化传热数值模拟[J]. 农机化研究, 2024, 46(5): 257-261, 268.
TIAN J K, CHE G, WAN L, et al. Numerical simulation of heat transfer enhancement on shell side of gas rotary heat exchanger [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2024, 46 (5): 257-261, 268.
- [7] WANG X T, ZHENG N B, LIU Z C, et al. Numerical analysis and optimization study on shell-side performances of a shell and tube heat exchanger with staggered baffles[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 124: 247-259.
- [8] EL MAAKOUL A, LAKNIZI A, SAADEDDINE S, et al. Numerical comparison of shell-side performance for shell and tube heat exchangers with trefoil-hole, helical and segmental baffles[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 109: 175-185.
- [9] JIAN W, YANG H Z, WANG S M, et al. Numerical investigation on baffle configuration improvement of the heat exchanger with helical baffles[J]. Energy Conversion and Management, 2015, 89: 438-448.
- [10] 张杏祥. 螺旋扭曲扁管换热器传热与流阻特性研究[D]. 南京: 南京工业大学, 2006: 19.
ZHANG X X. Study on heat transfer and flow friction properties of twisted tube heat exchanger[D]. Nanjing: Nanjing University of Technology, 2006: 19.
- [11] 张杏祥, 魏国红, 桑芝富. 螺旋扭曲扁管换热器传热与流阻性能试验研究[J]. 化学工程, 2007, 35(2): 17-20, 25.
ZHANG X X, WEI G H, SANG Z F. Experimental research of heat transfer and flow friction properties in twisted tube heat exchanger[J]. Chemical Engineering(China), 2007, 35(2): 17-20, 25.
- [12] 张杏祥, 王海峰, 桑芝富. 螺旋扭曲扁管换热器壳程湍流传热的数值分析[J]. 热力发电, 2007, 36(4): 24-28.
ZHANG X X, WANG H F, SANG Z F. Numerical analysis of turbulent flow heat transfer on the shell-side of spirally twisted flat-tube heat exchanger[J]. Thermal Power Generation, 2007, 36(4): 24-28.
- [13] GU X, LUO Y K, XIONG X C, et al. Numerical and experimental investigation of the heat exchanger with trapezoidal baffle[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 127: 598-606.
- [14] GU X, ZHENG Z Y, XIONG X C, et al. Characteristics of fluid flow and heat transfer in the shell side of the trapezoidal-

- like tilted baffles heat exchanger[J]. *Journal of Thermal Science*, 2018, 27(6): 602-610.
- [15] 李凯, 王正方, 张金成, 等. 基于数值模拟的J型换热器折流板参数优化研究[J]. *低温与超导*, 2023, 51(5): 43-48.
LI K, WANG Z F, ZHANG J C, et al. Parameter optimization of J-type heat exchanger baffles based on numerical simulation [J]. *Cryogenics & Superconductivity*, 2023, 51(5): 43-48.
- [16] 黄成, 徐恺, 韦智博, 等. 双圆弧齿轮泵流量特性影响因素数值模拟[J]. *食品与机械*, 2023, 39(10): 87-92, 111.
HUANG C, XU K, WEI Z B, et al. Numerical simulation of factors affecting flow characteristics of double-circular-arc gear pump[J]. *Food & Machinery*, 2023, 39(10): 87-92, 111.
- [17] 古新, 张前欣, 王超鹏, 等. U形导流板换热器传热和阻力性能分析[J]. *化工进展*, 2022, 41(7): 3 465-3 474.
GU X, ZHANG Q X, WANG C P, et al. Analysis of heat transfer and resistance performance of U-shaped baffle heat exchanger[J]. *Chemical Industry and Engineering Progress*, 2022, 41(7): 3 465-3 474.
- [18] 汤亮, 叶方平, 龚发云, 等. 不同湍流模型在小尺寸换热器CFD计算中的应用与比较[J]. *武汉大学学报(工学版)*, 2015, 48(3): 407-411.
TANG L, YE F P, GONG F Y, et al. Application and comparison of different turbulence models to small size heat exchanger CFD calculations[J]. *Engineering Journal of Wuhan University*, 2015, 48(3): 407-411.
- [19] 柯华, 明廷臻, 涂正凯. 旋流叶片传热管内湍流强化传热数值模拟[J]. *冶金能源*, 2009, 28(2): 38-41.
KE H, MING T Z, TU Z K. Numerical simulation of turbulent heat transfer enhancement in the heat transfer tube with swirling blades[J]. *Energy for Metallurgical Industry*, 2009, 28(2): 38-41.
- [20] YANG W, MENG H, SHENG J. Dynamics of hairpin vortices generated by a mixing tab in a channel flow[J]. *Experiments in Fluids*, 2001, 30(6): 705-722.
- [21] LEMENAND T, HABCHI C, DELLA VALLE D, et al. Vorticity and convective heat transfer downstream of a vortex generator[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2018, 125: 342-349.
- [22] KAMBOJ R, DHINGRA S. CFD simulation of heat transfer enhancement by plain and curved winglet type vortex generators with punched holes[J]. *International Journal of Engineering Research and General Science*, 2014, 2(4): 2 091-2 130.
- [23] 崔亮. 基于ANSYS FLUENT Meshing的复杂模型网格划分[J]. *CAD/CAM与制造业信息化*, 2014(4): 55-57.
CUI L. Meshing of complex model based on ANSYS FLUENT Meshing[J]. *Intelligent Manufacturing*, 2014(4): 55-57.
- [24] 杜拙. 扭曲管管壳式换热器壳程流动传热数值研究[D]. 兰州: 兰州交通大学, 2021: 21.
DU Z. Numerical study on flow and heat transfer in shell side of twisted tube and shell heat exchanger[D]. Lanzhou: Lanzhou Jiaotong University, 2021: 21.
- [25] 孔德霞. 高效率热交换器结构优化[J]. *设备管理与维修*, 2020(20): 39-41.
KONG D X. Structure optimization of high efficiency heat exchanger[J]. *Plant Maintenance Engineering*, 2020(20): 39-41.
- [26] 王珂, 刘佳奇, 安博, 等. 权式折流栅对管壳式换热器壳程性能的影响[J]. *压力容器*, 2021, 38(8): 52-59.
WANG K, LIU J Q, AN B, et al. Effect of branch baffle on shell-side performance of shell-and-tube heat exchanger[J]. *Pressure Vessel Technology*, 2021, 38(8): 52-59.