[研究・设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2021.05.006

波纹节距对板壳式换热器壳程流动 性能和阻力性能的影响

石迎迎¹,赵 巍¹*,袁雨文²,张 华¹,潘书毅¹,袁兴阳¹

(1. 上海理工大学能源与动力工程学院,上海 200093; 2. 上海市质量监督检验技术研究院,上海 201114)

摘 要:为了对板壳式换热器进行优化设计,课题组以某型号板壳式换热器的壳侧流道为研究对象,建立单流道物理模型,采用 FLUENT 软件对壳侧流体的流动性能和阻力性能进行模拟研究。模拟结果表明:随波纹节距的增大,流体流线由十字交叉流逐渐转为曲折流,流体平均流速和湍动能逐渐减小;波纹节距为3.9 mm 时流动性能较好。随波纹节距的 增大,压降逐渐减小。在同一波纹节距下,随着雷诺数的增大压降逐渐增大;波纹节距为15.9 mm 时,阻力性能较好。减 小节距可以得到较好的壳程流动性能;增大节距可以得到较好的壳程阻力性能。

关键 词:板壳式换热器;波纹节距;流动性能;阻力性能

中图分类号:TB657.5;TH39 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2021)05-0032-05

Numerical Simulation of Effect of Corrugated Pitch on Shell-Side Flow and Resistance Performance of Plate-Shell Heat Exchanger

SHI Yingying ¹, ZHAO Wei^{1*}, YUAN Yuwen², ZHANG Hua¹, PAN Shuyi¹, YUAN Xingyang¹

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China;
 2. Shanghai Institute of Quality Inspection and Technical Research, Shanghai 201114, China)

Abstract: In order to optimize the plate-shell heat exchanger, the shell-side flow channel of a certain type of plate-shell heat exchanger was taken as the research object, and the single channel physical model was established to simulate the flow performance and resistance performance of shell-side fluid with FLUENT software. The simulation results show that with the increase of corrugated pitch, the flowing streamline changes from crisscross pattern into zigzag pattern, the average velocity and turbulent kinetic energy of fluid accordingly decrease gradually. When the corrugated pitch is 3.9 mm, the better flowing performance can be obtained. The pressure drop will decrease with the growing corrugated pitch. Under the same corrugated pitch, the pressure drop increases with the increase of Reynolds number. When the corrugated pitch reaches 15.9 mm, the resistance performance is relatively good. Better shell side flowperformance can be obtained by decreasing the pitch, while better shell side resistance performance can be obtained by increasing the pitch.

Keywords: plate-shell heat exchanger; corrugated pitch; flow performance; resistance performance

板壳式换热器是一种高效换热设备,广泛应用于 诸如石油化工和能源电力等领域^[1]。导孔型板壳式 换热器作为板壳式换热器的一种,结构更加紧凑、占地 面积更小,它的应用更为普遍。

陈武斌等^[2]发现一种蜂窝结构板片的板壳式换

热器,并发现蜂窝间距、蜂窝高度及焊点排布会对传热 与阻力的性能产生影响。栾辉宝^[3]从实验和模拟两 个方面对导孔型板壳式换热器进行了研究,得出壳程 内孔的存在使壳侧流体温度发生较大的变化。刘家 瑞^[45]针对板壳式换热器壳侧流体分布不均问题提出

收稿日期:2021-04-14;修回日期:2021-07-14

基金项目:国家重点研发计划(2020YFF0303900)。

第一作者简介:石迎迎(1996),女,河南清丰人,硕士研究生,主要研究方向板壳式换热器流动与传热性能研究。通信作者:赵 巍(1975),女,黑龙江绥化人,讲师,硕士生导师,主要研究方向为换热器流动与传热性能研究。E-mail:zw_cherry@163.com 设置圆形封头和圆弧状波纹板来有效解决流量分配问题。徐辉^[6]对板管型板壳式换热器的两侧进行模拟, 得出壳程进出口处的速度变化剧烈,流量分布均匀性 较差。袁雨文^[7-9]发现人字形波纹板壳式换热器板侧 波纹角度对导孔型板壳式换热器的壳程换热有较大 影响。

板壳式换热器壳侧流体对换热器的流动性能有较 大影响,学者们对板壳式换热器研究虽多,但对人字形 波纹板片的板壳式换热器壳侧有较大影响的波纹节 距、波纹高度和波纹角度研究不够充分。为深入了解 波纹节距对板壳式换热器壳侧流动性能的影响,课题 组建立单流道三维物理模型,对板壳式换热器壳程流 体的流动性能和阻力性能进行数值模拟研究。

1 数值模拟计算模型

1.1 物理模型

课题组参考广东某换热器生产商所提供的 APS46 型全焊接^[10]人字形板壳式换热器板片^[11],对其主流 区进行几何建模,如图 1 所示。流体通道如图 2 所示, 板片主流区外形尺寸见表 1。





图 2 流体通道结构图 Figure 2 Fluid channel structure diagram 表 1 波纹节距的几何参数表

Table 1 Geometric parameter table of corrugated pitch

波纹角度/(°)	波纹高度/mm	波纹节距/mm
60	2.2	3.9,5.9,7.9,9.9,11.9,13.9,15.9
当量直径/mm	导孔间距/mm	人字数
4.4	164	1

1.2 数学模拟

本课题研究的是单相对流换热问题,满足连续性 方程、动量方程和能量方程,采用湍流模型为 RNG κ-ε 模型^[12]。结合板壳式换热器的流动和换热的特点,假 设壳程流体为不可压缩的常物性流体,流体的流动为 三维稳态单相对流换热,同时忽略浮升力和重力以及 流体流动过程中的黏性耗散^[13]。计算传热控制方程 如下:

1) 连续性方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho w)}{\partial z} = 0_{\circ}$$

2) 动量方程
 $\frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho u V) = \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} u) + S_{u} - \frac{\partial \rho}{\partial x};$
 $\frac{\partial (\rho v)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho v V) = \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} v) + S_{v} - \frac{\partial \rho}{\partial y};$
 $\frac{\partial (\rho w)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho w V) = \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} w) + S_{w} - \frac{\partial \rho}{\partial z} \circ$
3) 能量方程
 $\frac{\partial (\rho T)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho V T) = \operatorname{div}(\frac{\lambda}{c_{v}} \operatorname{grad} T) + S_{T \circ}$

式中: ρ 为流体密度, kg/m³; μ 为动力黏度, kg/(m・s⁻¹);u,v 和w 为流体分别在x,y 和z 方向的流速, m/s;t 为时间, s; S_u, S_v, S_w 为动量方程的广义源项; λ 为导 热系数, W/(m・K); c_p 为比热容, J/(kg・K); S_T 为所 有体积内热源。

1.3 网格划分和无关性验证

模型在几何结构、荷载和换热等条件下具有对称 分布特性,因此选用具有对称性的半个实体进行非结 构化网格划分。通过努塞尔数和压降的变化来判断网 格无关性影响。如图3所示,随着网格数量的增大,平



图 3 网格无关性检验 Figure 3 Grid independence test

均努塞尔数逐渐增大直至趋于平稳,压降先增大后减 小最后趋于稳定;当网格数量达到 700 万之后努塞尔 数和压降的变化趋势不明显,此时网格数量对结果不 再产生影响,保证了模拟结果的准确性^[14]。因此选用 网格数量为 700 万左右,整体网格及局部网格放大显 示如图 4 和图 5 所示。



图4 整体网格 Figure 4 Overall grid diagram



图 5 局部网格 Figure 5 Local grid diagram

1.4 边界条件

壳程工质为水,定义入口为速度入口边界,入口温 度为 323 K;流道出口为压力出口,压力为 101.325 kPa;定义上下波纹板片壁面为恒温壁面,壁面温度为 300 K;剩余壁面设置为不可渗透,无滑移绝热边界条 件^[15]。

应用控制容积法及非耦合稳态隐式格式求解控制 方程组,压力和速度选择传统的 SMPLE 方法,离散化 为二阶精度的迎风模式进行运算^[16]。

2 数值模拟计算分析

2.1 不同波纹节距的流动性能

由图 6 可以清楚地看到流体在壳程的流动情况: 流体的流向为从左至右,在流道的左侧入口处,由于受 到角孔的阻碍,流线向两侧发展,直至绕过角孔后重新 会合。当波纹节距 P 小于 7.9 mm 时,流体的流动以 十字交叉状为主,十字交叉流的比例明显高于曲折流; 当 P 为 7.9 mm 时,曲折流比例升高,十字交叉流比例 下降^[17];而当 P 增大至 9.9 mm 以上时流态基本为纯 曲折流。这一现象的出现是因为随着波纹节距增大, 触点数目直线下降,波纹陡度逐渐变缓,流向更易受对 侧流体的拖拽作用而发生变化,导致曲折流变多。

由图 7 可知,流体的速度沿中心线呈对称性分布。 圆形板片角孔两侧速度较大,其余部分较小,且随节距 的变大,角孔两侧的高速区域略有变大。这是由于角 孔的阻挡使入口流体流向左右两侧,形成了小范围的 流量聚集、扰流程度增大,使得流速增大;但随节距的



图 6 壳程不同波纹节距流线图 Figure 6 Flow diagram of shell side with different corrugated pitch





Figure 7 Cloud image of velocity distribution of different pitches on the shell side

变大,触点数目直线下降,扰流程度减小、流速减缓,使 得流体的扩散速度变慢,导致了高速区的增大。此外, 由于流态改变,角孔两侧的高速区也由顺着波纹纹路 发展转为横向分布。深入观察可以发现,随节距增大, 平均流速降低,触点后低速流动涡流区域逐渐扩大。 这是由于流体随波纹节距的增大,曲折流幅度升高,漩 涡变大,同时波纹陡度变缓,触点数降低,扰流变差,流 速降低。

2.2 不同波纹节距的湍动能

湍动能 κ 是表示流体湍流程度的参数, κ 越大, 湍 流程度越剧烈。由图8可知,在同一雷诺数下,随波纹 节距增大湍动能值逐渐减小,波纹节距为3.9 mm 时 湍动能最高。这是因为波纹节距的增大,导致波纹陡 度下降、触点数目减少、扰动能力变差使得流速降低, 造成湍动能减缓,这与前面流速分析一致。相同的波 纹节距,湍动能随着雷诺数的增大而增大,但增幅逐渐 减小。当波纹节距为3.9 mm时,随着雷诺数的增大, 湍动能从 0.018 6 m²/s²增大到 0.155 5 m²/s², 增大了 0.1369 m²/s²;当波纹节距为15.9 mm 时,湍动能从 0.009 876 987 m²/s² 增加到 0.074 776 987 m²/s²,增 大了 0.064 9 m²/s²。波纹节距为 3.9 mm 时湍动能的 增大值是波纹节距为15.9 mm 时的2.1 倍多。当雷 诺数为8 705时, 湍动能从 0.155 498 360 m²/s² 降低至 0.074 776 987 m²/s²,减小了 0.080 7 m²/s²;当雷诺数 为2374时,湍动能从0.0186m²/s²降到0.0099m²/ s^2 ,减小了 0.008 7 m^2/s^2 。 雷诺数 8 705 时湍动能的 减小值是雷诺数 2 374 时的 9.3 倍。由此可知:当波 纹节距相同时,湍动能随雷诺数的增大而增大,且增值 随节距变大而减小;降低雷诺数或者减小节距可以对 流体扰动起到强化作用,提高流体的湍流强度。



2.3 不同波纹节距的阻力性能

对板壳式换热器的阻力性能分析,研究者通常采 用压降来衡量阻力损失,为探明波纹节距对阻力性能 的影响,课题组对压降的变化进行了研究,研究结果如 图9所示。压降 Δp 表达式为

$$\Delta p = \frac{2d_{e}f}{L\rho v^{2}}$$

式中: Δp 为压降, Pa; d_e 为当量直径, mm; L为流道长

度,m;f为摩擦因数; ρ 为流体密度,kg/m³;v为流体流 速,m/s。

由图9可知,在同一雷诺数下,随节距的增大,压 降逐渐减小,这是因为随着节距的增大,触点数目下 降,流体阻力性能减小使得压降减小;随雷诺数的增 大,压降也增大。当雷诺数为2374时,波纹节距从 3.9 mm 增大到 15.9 mm, 压降从 21 136.34 Pa 降低到 5 298.49 Pa, 压降降低了 15 837.85 Pa; 而当雷诺数为 8 705 时, 压降从 229 754.81 Pa 降低到 62 874.79 Pa, 压降降低了 166 880.02 Pa。即雷诺数为 8 705 时压降 的下降值是雷诺数为2 374 时的 10.54 倍。从图中可 知波纹节距为15.9 mm 时压降较小,阻力性能较好。 由此得出降低雷诺数或增大节距可以减小压降,对板 壳式换热器的阻力性能有积极影响。

250 = 3.9 mm = 5.9 mm 200 7.9 mm 9.9 mm 11.9 mm 150 日本△p/kPa = 13.9 mm 15.9 mm 50 0 0 1 2 3 5 10 $Re \times 10^3$

图 9 不同波纹节距的压降

Figure 9 Pressure drop at different corrugated pitch

3 结语

课题组通过改变波纹节距,模拟分析了板壳式换 热器壳侧流体湍动能和压降的变化规律,得到了以下 结论:随着波纹节距的增大,流体流线逐渐由十字交叉 流转为曲折流,湍动能逐渐减小,并且在不同波纹节距 时,随雷诺数的增大,湍动能逐渐增大,流动性能更优; 随着波纹节距的增大,压降逐渐减小,并且在同一波纹 节距下,随雷诺数的增大,压降逐渐增大,阻力性能更 优;减小节距可以得到较好的流动性能,增大节距可以 得到较好的阻力性能。

波纹节距、波纹高度和波纹角度是板壳式换热器

重要的设计参数,研究者可进一步研究波纹高度和波 纹角度对板壳式换热器流动性能和阻力性能的影响, 及3者对板壳式换热器性能的综合影响,得出最佳设 计参数。

参考文献:

- [1] 王光明,李雅智,童国斌,等.管壳式换热器和板式换热器在海洋 平台的应用[J]. 化工设计通讯,2019,45(3):114.
- [2] 陈武滨. 板壳式换热器传热性能研究及结构优化[D]. 广州:华南 理工大学,2012:40.
- [3] 栾辉宝,陈斌,郑伟业,等. 板壳式换热器传热与流动特性研究 [J]. 热能动力工程,2014,29(5):503-508.
- [4] 刘家瑞,赵巍,张华,等. 板壳式换热器板程流量分布特性的模拟 与优化[J]. 热能动力工程,2016,31(5):7-15.
- [5] 刘家瑞,赵巍,黄晓东,等.一种板壳式换热器壳程物流分配特性 的模拟与优化[J]. 化工进展,2015,34(10):3569-3576.
- [6] 徐辉,苏文献.板壳式换热器流动与传热的数值模拟[J].能源工 程,2018(4):71-74.
- [7] 袁雨文,赵巍,刘家瑞,等.波纹夹角对板壳式换热器的流动与传 热性能的影响[C]//海市制冷学会2017年学术年会论文集.上 海:上海市制冷学会出版社,2017:160-165.
- [8] 袁雨文,赵巍,刘家瑞,等. 板壳式换热器板片流动与传热性能的 数值模拟[J]. 能源工程,2020(3):39-45.
- [9] YUAN Y W, ZHAO W, ZHANG H. The influence of corrugated angle on the flow and heat transfer performance of plate and shell heat exchanger[C]//The 9th International Conference on Compressor and Refrigeration. Xi' an: Xi' an Jiaotong University Press, 2019: 105 -106.
- [10] 张健.全焊接板壳式热交换器在热水伴热中的应用[J].石油化 工设备,2007,36(6):87-89.
- [11] 李含苹.全焊接板壳式换热器在传热中的应用[J].船舶,2004, 15(4):37.
- [12] 蔡毅. 板式换热器性能的数值模拟和实验研究[D]. 北京:北京 化工大学,2008:62.
- [13] 陈武滨,江楠.新型板壳式换热器壳程流动与换热的数值模拟 [J]. 化学工程,2012,40(1):30-34.
- [14] 李伟.轴承腔油气两相流动特性的数值研究[D].南京:南京航 空航天大学,2017,34.
- [15] 罗朝嘉,韩东,牟春燕,等. 孔板结构对梅花形孔板换热器壳程传 热影响的模拟研究[J]. 能源化工,2016,37(1):55-59.
- [16] 李晓伟. 通道湍流换热强化的数值与实验研究[D]. 北京:清华 大学,2008,136.
- [17] 邱小亮.人字形板片结构参数对板式换热器传热与流阻特性影 响研究[D]. 广州:华南理工大学,2013,34.



· 36 ·