

带防冲板管壳式换热器入口流场数值模拟研究

张宇平^{1,2}, 付亚康^{1,2}

¹天津市特种设备监督检验技术研究院, 天津

²国家市场监督管理总局重点实验室(特种设备数字孪生共性技术), 天津

收稿日期: 2022年6月13日; 录用日期: 2022年7月20日; 发布日期: 2022年7月27日

摘要

换热器在化工、石油、热动力等许多工业领域中应用十分广泛, 其中管壳式换热器经常由于流体诱导振动发生破坏, 为防止入口处高速流体直接冲刷换热管导致破坏, 需在入口处加装防冲板。由于加装防冲板导致壳程流场更加复杂, 从而是否导致了换热器的管束流致振动, 因此开展带有防冲板管壳式换热器入口壳程流场研究具有重要意义。本文以化工生产中某一管壳式换热器为研究对象, 采用计算流体力学(CFD)方法建立入口壳程流场数值计算模型, 研究在加装防冲板情况下, 不同管束排布条件流场的分布特点。数值模拟结果表明, 在正三角形排布方式下, 靠近壳体的外排管束受到的扰动最大, 但正方形排布方式下的流场分布与其不同, 受到最大扰动的为靠近壳体的内排管束。并且数据显示, 在正三角形排布方式下, 靠近壳体的外排管束受到的扰动最大, 但正方形排布方式下的流场分布与其不同, 受到最大扰动的为靠近壳体的内排管束。

关键词

防冲板, 管壳式换热器, 流体诱导振动, 流场

Numerical Simulation of Inlet Flow Field of Shell and Tube Heat Exchanger with Scour Plate

Yuping Zhang^{1,2}, Yakang Fu^{1,2}

¹Tianjin Special Equipment Inspection Institute, Tianjin

²National Key Laboratory of Market Supervision (Digital Twin Common Technology of Special Equipment), Tianjin

Received: Jun. 13th, 2022; accepted: Jul. 20th, 2022; published: Jul. 27th, 2022

Abstract

The heat exchanger is widely used in many industrial fields, such as chemical industry, petroleum, thermal power, and so on. The shell and tube heat exchangers are often damaged due to fluid-induced vibration. In order to prevent the high-speed fluid from directly flushing the entrance, it is supposed to install the defending wave board at the entrance. We need a specific analysis, because the shell flow field is more complex, and even causes flow-induced vibration of the tube as a result of the installation of the defending wave board. Therefore, it is very important to carry out the study of the flow field of the inlet shell with defending wave board in the shell and tube heat exchangers. In this paper, a special type of shell and tube heat exchanger in chemical production is taken as the research object. The Computational Fluid Dynamics method (CFD) is used to establish the model of the inlet shell flow field. The paper studies the distribution characteristics of flow field under the installation of the defending wave board. The data obtained by numerical simulation show that the divergence of the outer tube bundle near the shell is the largest in the triangular arrangement, but the distribution of the flow field in the square arrangement is different from that of the casing tube bundle. Therefore, the significance of this research is to explore a new research system that can describe the relationship between different arrangements, different flow rates, and the characteristics of different flow fields. Try to offer some structure design ideas for defending wave board shell and tube heat exchanger. And the data show that the outer tube bundles close to the shell are the most disturbed in the equilateral triangle arrangement, but the flow field distribution is most disturbed in the square arrangement, where the inner tube bundles close to the shell.

Keywords

Defending Wave Board, Shell and Tube Heat Exchangers, Flow-Induced Vibration, CFD

Copyright © 2022 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

换热器在化工、炼油、动力和核能工业中都有十分广泛的应用, 其中管壳式换热器作为一种主流换热器具有耐高温、耐高压和操作稳定等特点, 应用最为普遍, 围绕其开展的研究也是最多的[1]。换热器主要功能在于传热, 管壳式换热器按其结构可分为固定管板式、U形管式、浮头式和填料函式四种类型[2], 其中换热管作为主要的传热间壁, 是研究的重点关注对象。随着换热设备的逐渐大型化, 其中一个急于解决的研究问题即壳程入口防冲保护的问题。

据统计, 换热器损坏大约 30% 是由于管束的振动[3] [4], 因此对于换热器流体诱导振动研究一直是当前相关领域重要课题。研究流体诱导振动的关键在于研究换热管在流体激振力的作用下的运动特点, 其主要反映于换热管的振动形式、振动频率和幅度等[5], 而换热管的运动直接受流场压力、速度等因素的影响, 因此壳程流场研究对于换热管的流体振动分析具有较强的现实意义。研究人员对流体诱导振动的主要机理进行了深入研究与验证, 应用于常规管壳式换热器的研究在理论和实验方面都取得了很大的进展, 提出了许多实验判别式和理论解释, 建立了比较准确的模型[6], 然而不能对振动引起换热器破坏进行准确的预测, 造成这种结果的原因是[7]: 1) 流体在管束中流动非常复杂; 2) 流体诱导振动还有许多

未知因素; 3) 振动的阻尼不能确定; 4) 换热器元件的破坏速度不能精准计量等。

研究此问题可以借助实验方法, 但实验的可视化效果不好, 技术条件、环境条件限制了实验结果的准确性, 并且实验模型的规模也有限, 因此通过实验方法对壳程流场分布特征的研究成果相对较少[8]。随着计算流体的力学(CFD)的发展, 无论是三维还是二维的复杂, 都可以借助它来分析并进行可视化模拟, CFD 已经成为对换热器进行研究的重要工具, 具有获取数据快, 适应性强等特点[9]。针对此类问题的数值模拟研究, 赖永兴等人[7]利用程序的参数化设计语言, 对模型进行智能化网格剖分、材料参数设定、模型几何参数设置, 完成了单管和四种节径比的正方形排列管束的建模, 用能量的观点解释了流体力与能量或发散衰减的关系。付磊等人[10]通过计算分析, 使用管程流体与壳程流体耦合计算的方法进行模拟计算, 同时考虑壳侧和管侧流体流动与传热, 更有助于揭示换热器局部温度场变化的实际情况。经经验公式验证, 该方法得到的结果与实际情况吻合较好, 为换热器的结构优化设计提供了很好的参考依据。邓斌等人[11]根据体积多孔度、表面渗透度的概念, 采用分布阻力方法建立了管壳式换热器壳侧湍流流动的三维数值模型, 其中管束对湍流的产生和耗散的影响采用修正的 $k-\varepsilon$ 模型加以考虑, 壳壁和折流板的壁面效应采用壁面函数法处理。使用该模型对一台换热器壳侧的流动进行了三维数值研究, 经比对其提出的模型能更有效地模拟管壳式换热器壳侧的流动特性。

GB/T 151《热交换器》规定当有腐蚀性气体、蒸汽以及气液混合物流入换热器时, 入口处应当设置防冲板[12]。加装防冲板之后, 入口壳程流场更加复杂, 虽然已有研究表明加装防冲板会造成局部横向流速增大, 但目前所进行的研究还有不足之处, 不同排布方式, 不同的流速下加装防冲板后流场的变化情况还没有一个有效的研究体系。

本文针对管壳式换热器, 通过流体力学(CFD)方法进行模拟仿真, 研究在加装防冲板, 不同的管束排布情况下的流场分布、流体力变化等规律, 为带有防冲板结构的管壳式换热器的结构设计提供参考依据, 并且提供研究此类问题的分析方法。

2. 防冲板设置规则

1) 相关标准

a) TEMA 标准中规定, 当入口管线的 ρV^2 值超过下列数值时, 需设置防冲板: 非腐蚀、非腐蚀性的单向流体为 1500 (2232); 其他各种液体, 包括在沸点下的液体为 500 (744); 此处 V 是流体的线速度, 单位: in/s (mm/s), ρ 是密度单位: lbs/ft³ (kg/m³)。

b) GB/T 151《热交换器》中规定[13]: 防冲板外表面到圆筒内壁的距离, 应不小于接管外径的 1/4; 防冲板的直径或边长, 应大于外接管外径 50 mm。

2) 防冲板形式

a) 固定形式: 防冲板的两侧焊接在定距管或拉杆上, 也可同时焊接在靠近管板的第一块折流板上; 焊在圆筒上; 用 U 型螺栓将防冲板固定在换热管上。

b) 厚度设定规则: 当壳程进口接管直径 \leq DN 30 mm 时, 防冲板的最小厚度: 碳钢为 4.5 mm, 不锈钢为 3 mm; 当壳程进口接管直径 \geq DN 50 mm 时, 防冲板的最小厚度: 碳钢为 6 mm, 不锈钢为 4.5 mm [14]。

3) 结构形式

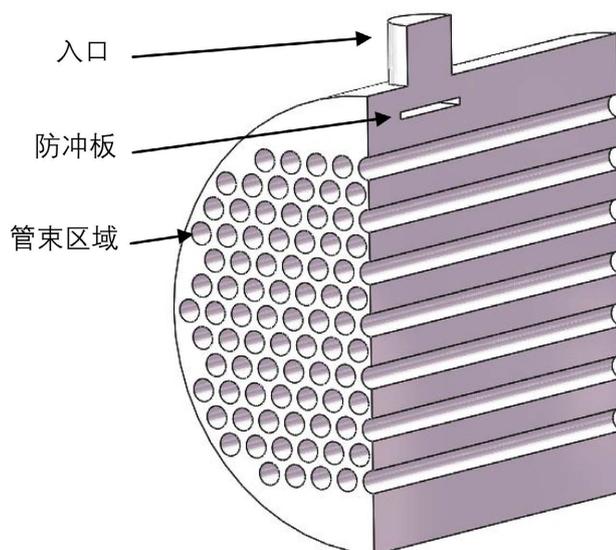
目前常见的有四种: 喇叭管结构防冲板, 焊接在筒体上的防冲板, 固定在换热管的防冲板, 焊接在定距管的防冲板。

3. 带防冲板换热器入口壳程流场模型

本文所研究的带防冲板管壳式换热器壳程流场示意图结构参数如表 1 所示, 结构示意图如图 1 所示。

Table 1. Heat exchanger parameters**表 1.** 换热器规格参数

参数名称	规格参数
壳体内径	1900 mm
换热管直径	$\Phi 19$ mm
防冲板	450 mm*450 mm*6 mm
排布方式	正三角形排布和正方形排布
节径比	1.28
进口	$\Phi 355.6*10$ mm
进口接管长度	250 mm

**Figure 1.** Schematic diagram of inlet flow field of heat exchanger with scour plate**图 1.** 带防冲板管壳式换热器入口流场示意图

3.1. 模型假设

由于换热器入口结构复杂, 如果所有的方面都考虑到, 网格数量多, 计算量大, 计算时间长, 所以需要建立的物理模型做出如下的假设:

1) 换热器的入口简化为二维模型, 减小网格数, 减少计算时间, 如图 2, 图 2(a)为正三角形布管方式结构示意图, 换热管共 94 根, 图 2(b)为正方形布管方式结构示意图换热管共 97 根。

2) 将流体视为不可压缩流体;

3) 换热器内部元件对壳程流场的影响非常小, 忽略该换热器的内件;

4) 假设换热管为刚性管, 为进一步进行流固耦合分析打下基础;

5) 入口截面的流体速度变化较小, 因此设定流体入口速度为稳定轴向流。

3.2. 网格划分方式与质量检验

模型网格划分主要采用 Multizone 方法生成流场网格, 如图 3 所示。

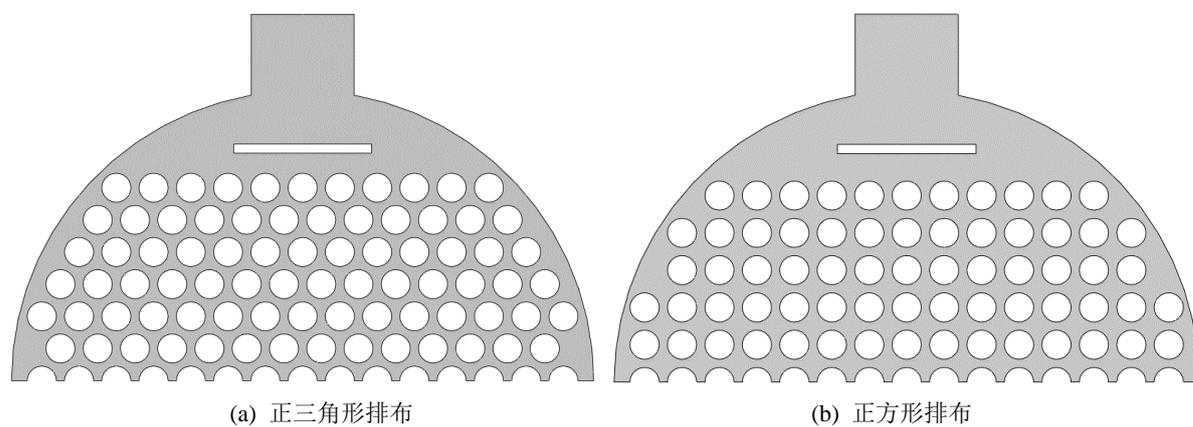


Figure 2. Heat exchanger model
图 2. 换热器模型

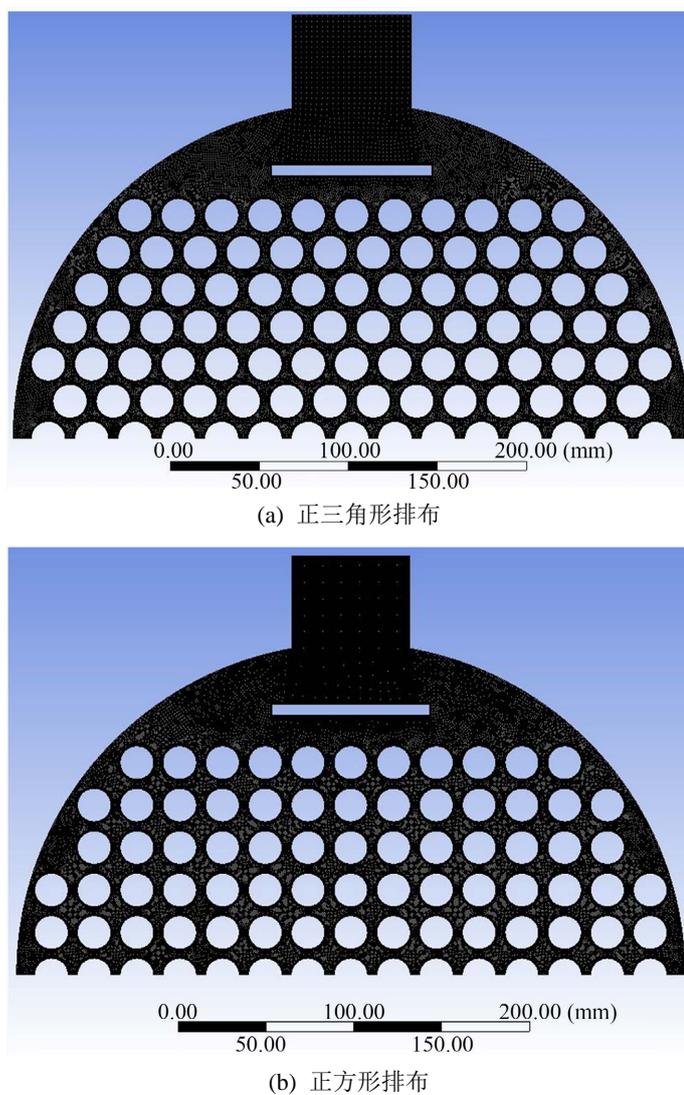


Figure 3. Meshing
图 3. 网格划分

3.3. 网格无关性检验

如图 4 所示。对于正三角形排布, 网格数量超过 14.5 万后增幅变得很小, 所使用的 14.5 万网格单元具有独立性。对于正方形排布, 可以认为所使用的 14.7 万网格单元具有独立性。

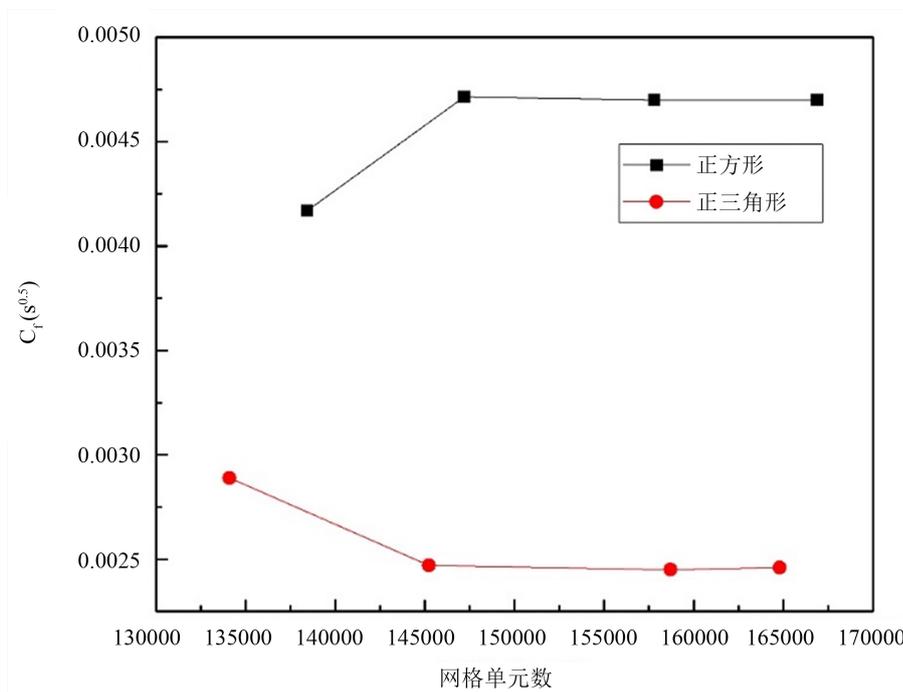


Figure 4. The excitation force varies with the number of grids

图 4. 激振力随网格数量变化

3.4. 数值模型条件设置

稳态计算部分的湍流模型设置为 $k-\varepsilon$ 模型(k-Epsilon), 瞬态计算部分的湍流模型设置为大涡模型 (LES)。流体入口条件均设定为速度条件, 出口处设定为压力条件, 统一设置成 0 pa。速度入口依照 TEMA 标准设定了临界速度 1.48 m/s, 之后的每组实验在上一组的流速基础上增加 0.2 m/s, 总共分为 6 组, 如表 2 所示。

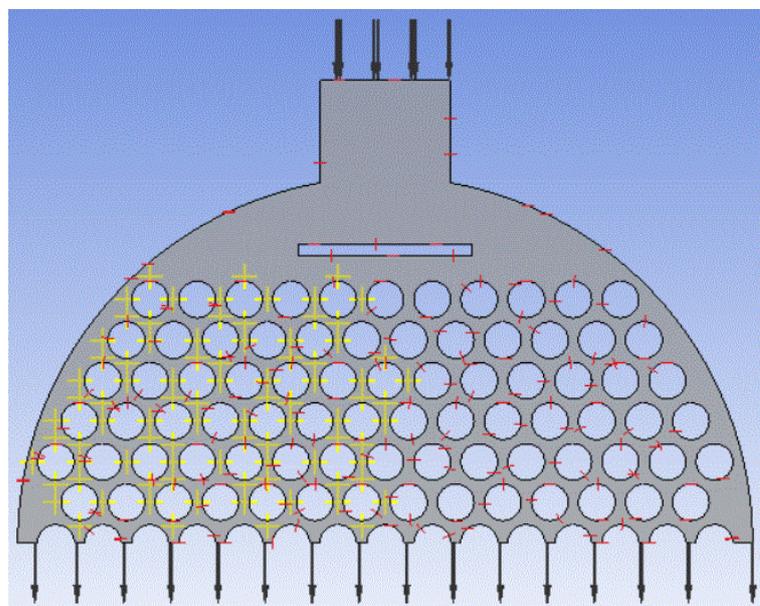
Table 2. Numerical simulation flow velocity

表 2. 数值模拟部分模拟流速设定

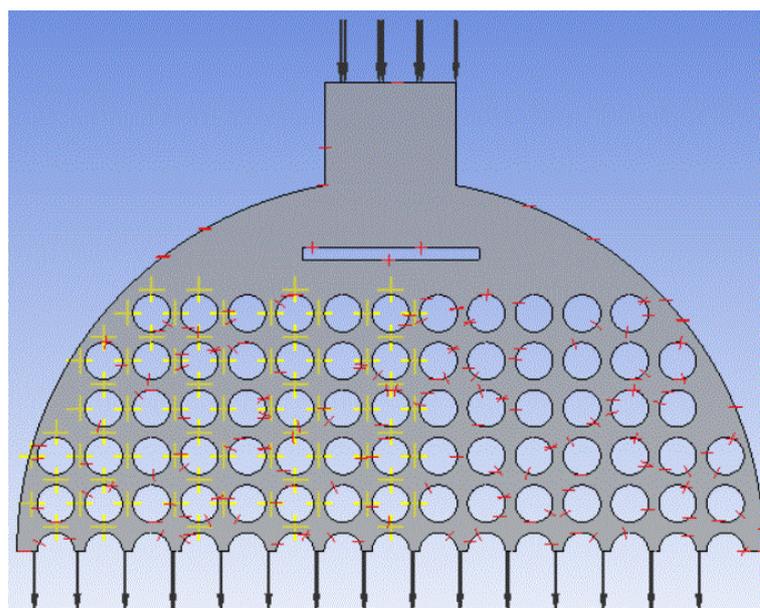
组数	1	2	3	4	5	6
流速(m/s)	1.48	1.68	1.88	2.08	2.28	2.48

管壁、换热器壳程壁面为壁面模型(Wall), 质量和动量(Mass And Momentum)设置为无滑移壁面(No Slip Wall)。壁面粗糙度(Wall Roughness)为平滑壁面(Smooth Wall)。瞬态模拟的总时长为 5 s, 时间步长为 0.001 s, 稳态模拟和瞬态模拟的收敛判据均为最大残差值 1×10^{-4} , 监控点监测面的设置如图 5(a)和图 5(b)所示。

数值模拟部分设置监测面和监测点, 每一个监测面的四周沿水平和垂直方向共四个监测点, 每个监测点距离所对应监测面距离相同, 正方形排布和正三角形排布设置的监测面均为 22 个, 共 88 个监测点。



(a) 正三角形排布



(b) 正方形排布

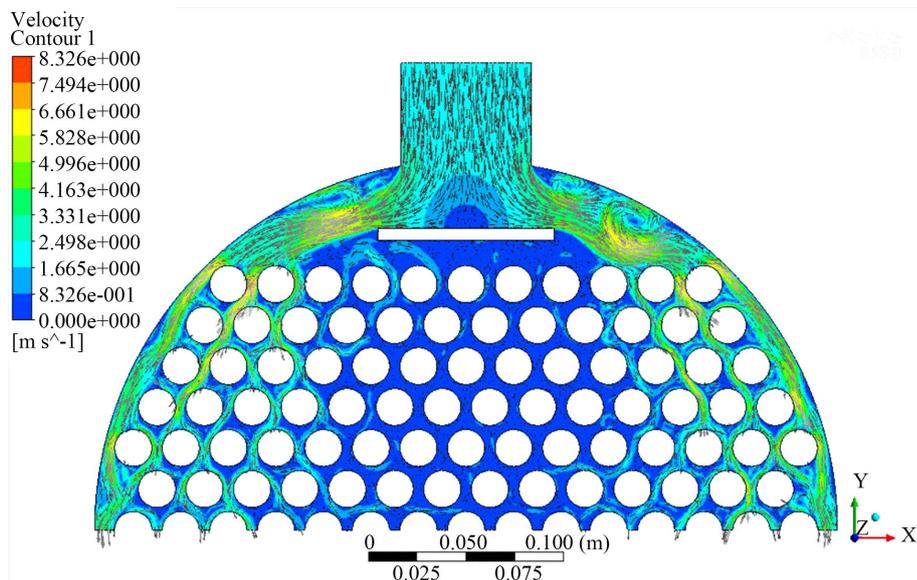
Figure 5. Monitoring surface distribution**图 5.** 监测面分布

4. 数值模拟研究

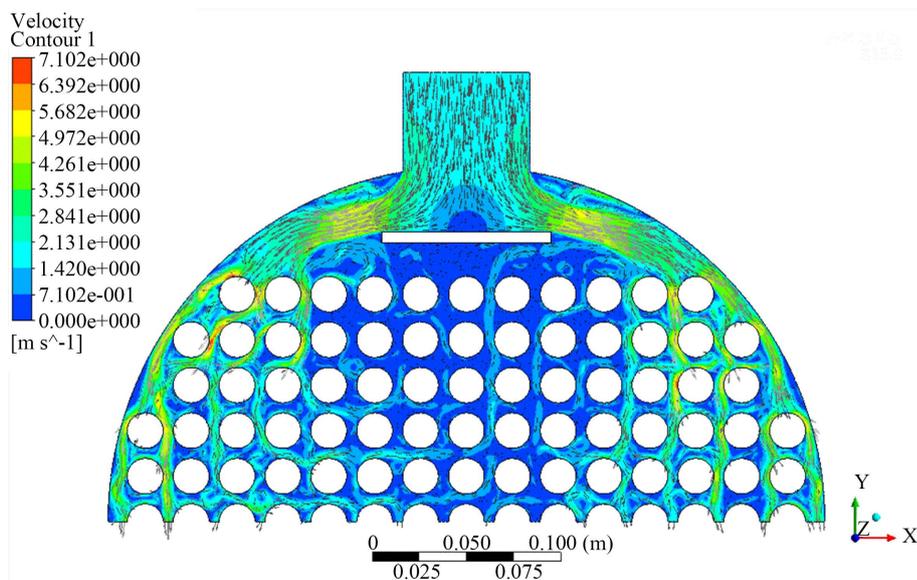
4.1. 横向流速分布

图 6(a)和图 6(b)分别为正三角形排布和正方形排布的速度分布示意图, 由于两种排布在入口流速不同时速度分布示意图的特征大致相同, 这里只列举入口流速为 2.28 m/s 时流场的速度分布示意图。

从图中可以看出, 防冲板改变了流体流动方向和速度大小, 使壳壁附近流体流速较大, 且流向更为复杂。相比而言, 防冲板下方管束流场流速较小。



(a) 正三角形排布



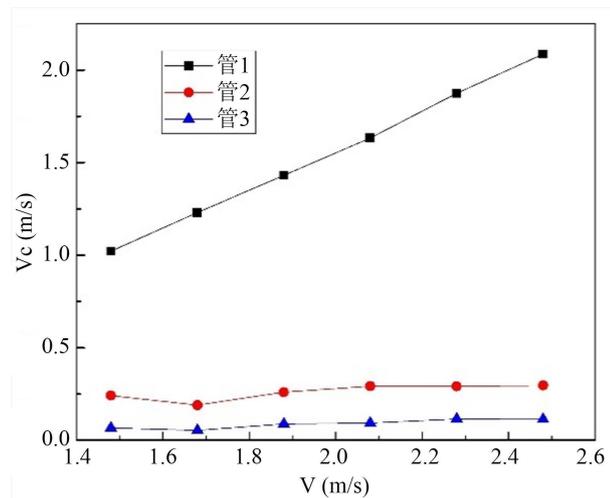
(b) 正方形排布

Figure 6. Schematic diagram of velocity distribution

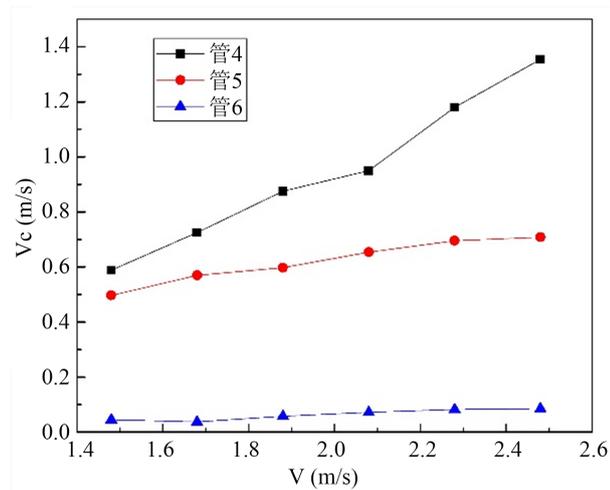
图 6. 速度分布示意图

4.1.1. 正三角形排布

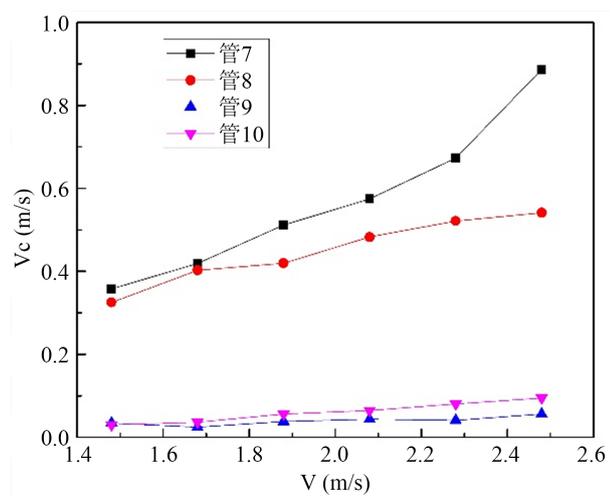
图 7 是在正三角形排布下, 不同换热管周围的横向流速度变化趋势图。结合图 6 和图 7 可以得出, 正三角形排布时, 入口流速从 1.48 m/s 到 2.48 m/s 变化时, 远离壳体的内部 2、3、6、9、10 号换热管横向流速的变化较小, 总体变化幅度不大于 0.05 m/s; 靠近壳体的外排 1、4、5、7、8 号换热管的起始横向流速度较大, 且随进口流速的增大而增大。1 号管其横向流速度起始为 1 m/s, 总体的变化幅度接近 1 m/s, 4 号管横向流速度起始为 0.59 m/s, 总体变化幅度接近 0.8 m/s, 7 号管横向流速度起始为 0.36 m/s, 总体变化幅度接近 0.6 m/s, 且均一直处于上升趋势, 因此应重点关注对进口流速变化较敏感的 1、4、7 号管。



(a) 第一排换热管

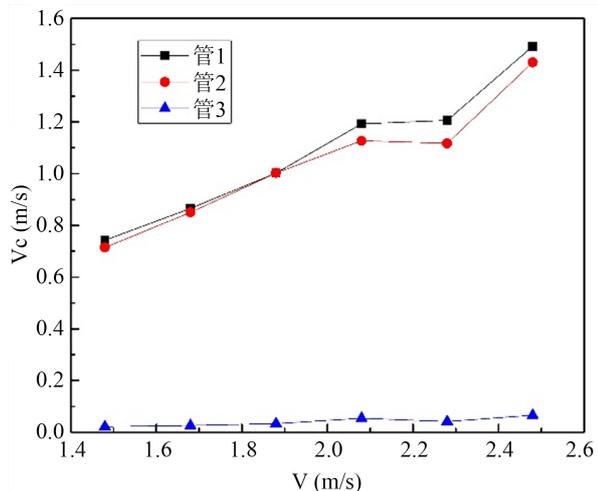


(b) 第二排换热管

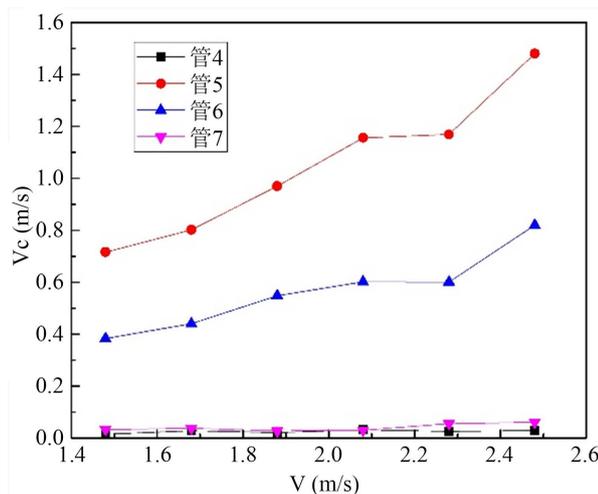


(c) 第三排换热管

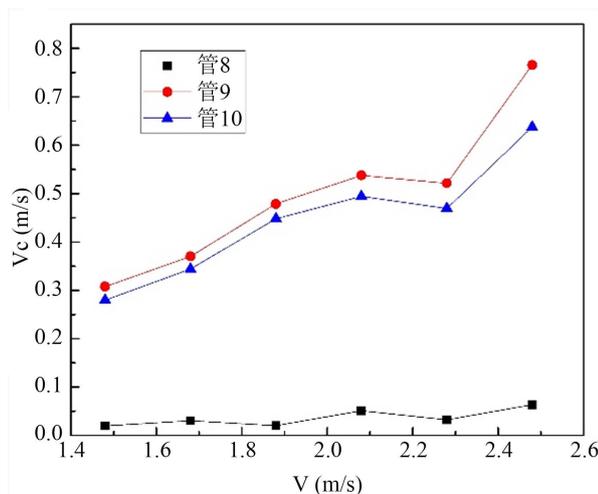
Figure 7. Variation of transverse flow velocity at heat exchange tubes
图 7. 换热管处横向流速的变化



(a) 第一排换热管



(b) 第二排换热管



(c) 第三排换热管

Figure 8. Variation of transverse flow velocity at heat exchange tubes
图 8. 换热管处横向流速变化

4.1.2. 正方形排布

图 8 是在正方形排布下, 不同换热管周围的横向流速度变化趋势图。结合图 6 和图 8 可以得出, 在正方形排布下, 从 1.48 m/s 到 2.48 m/s 按照 6 种设定的进口流速变化时, 靠近壳体的外排 3、4、8 号换热管以及处于内部 7 号换热管的横向流速的变化较小, 总体变化幅度不大于 0.07 m/s。靠近壳体的内排 1、2、5、6、9、10 号换热管随进口流速的增大而增大, 1、2、5 号管在进口流速为 1.48 m/s 时, 较其他换热管横向流流速较大。而且从 1.48 m/s 到 2.08 m/s 变化时, 横向流流速一直处于上升趋势, 变化幅度都接近 0.8 m/s, 但在进口流速从 2.08 m/s 到 2.48 m/s 变化时, 横向流流速有下降趋势。因此需重点关注横向流速度较大, 而且对进口流速变化较敏感的 1、2、5 号换热管。

4.2. 两种排布方式的流场特性对比

相比于正三角形排布时, 1、4、7 号换热管横向流速度随进口流速一直上升的趋势, 正方形排布时, 1、2、5 号换热管横向流速度在进口流速为 2.08 m/s 到 2.28 m/s 间时有减小的趋势。说明正方形排布时, 因为流体惯性的原因, 不同的排布方式对冲击防冲板之后局部的流体流动产生速度大小及方向上的影响, 从而使两种排布下换热管周围横向流速度出现较大差异。

从进口到换热器内部, 随着流体的流动, 流通面积逐渐增大, 所以当流量不变的时候, 从前排管束到后排管束, 横向流速逐渐减小。

5. 结论

本文针对化工过程中某一型号带防冲板管壳式换热器入口壳程流场分布规律进行了数值模拟研究。采用计算流体力学方法, 建立了该换热器入口处的数值计算模型, 通过数值模拟方法研究了加装防冲板情况下, 不同流速的流场的变化。通过数据的分析与对比, 主要结论如下:

1) 正三角形排布和正方形排布两种情况下, 换热管横向流速度随进口流速变化的趋势不同。说明由于流体惯性, 不同的排布方式对冲击防冲板之后局部的流体流动产生了速度大小及方向上的影响, 从而使两种排布下换热管周围横向流速度出现较大差异;

2) 在正三角形排布方式下, 靠近壳体的外排管束受到的扰动最大, 需要重点关注。但正方形排布方式下的流场分布与其不同, 受到最大扰动的为靠近壳体的内排管束。

参考文献

- [1] 董其伍, 张焱, 等. 换热器[M]. 北京: 化学工业出版社, 1998.
- [2] 吴成义, 张磊, 曹野. 浅谈 U 形管式换热器设计[J]. 科学与财富, 2017(7): 108.
- [3] Goyder, H.G.D. (2002) Flow-Induced Vibration in Heat Exchangers. *Chemical Engineering Research and Design*, **80**, 226-232. <https://doi.org/10.1205/026387602753581971>
- [4] 凌星, 黄素逸. 浅谈蒸汽发生器的更换[J]. 核动力工程, 2004, 25(3): 267-269.
- [5] 冯刚. 换热器管束流体诱导振动机理与防振研究进展[J]. 化工进展, 2012, 31(3): 508-512.
- [6] Prakash, V., Thirumalai, M., Prabhakar, R., et al. (2009) Assessment of Flow Induced Vibration in a Sodium—Sodium Heat Exchanger. *Nuclear Engineering and Design*, **239**, 169-179. <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2008.10.007>
- [7] 赖金星. 换热器管束动态特性分析及流体诱导振动研究[D]: [博士学位论文]. 南京: 南京工业大学, 2006.
- [8] Laura, P., Rossit, C.A. and Bambill, D.V. (1997) *Vibrations of Tubes in Heat Exchangers*. Begell House, New York, NY.
- [9] 王福军. 计算流体力学分析: CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- [10] 付磊, 唐克伦, 李良, 等. 管壳式换热器流场数值模拟方法研究[J]. 现代制造工程, 2013(1): 66-72.
- [11] 邓斌, 陶文铨. 管壳式换热器壳侧湍流流动的数值模拟及实验研究[J]. 西安交通大学学报, 2003, 37(9): 889-924.
- [12] 全国锅炉压力容器标准化技术委员会. GB/T 151-2014. 热交换器[S]. 北京: 中国标准出版社, 2014.

- [13] TEMA (2007) Standards of Tubular Exchanger Manufactures Association. 9th Ed., Tubular Exchanger Manufactures Association Inc., New York.
- [14] 刘月芹. 浅谈换热器防冲板[J]. 化工设备与管道, 2002, 39(5): 20-21.