

DOI: 10.7652/xjtub201611003

垫条对缠绕管换热器壳侧性能的影响研究

文键¹, 童欣¹, 杨辉著¹, 王斯民², 厉彦忠¹

(1. 西安交通大学能源与动力学院, 710049, 西安; 2. 西安交通大学化学工程与技术学院, 710049, 西安)

摘要: 目前针对缠绕管换热器的数值模拟研究中,大多为了简化模型而省略了管层间的垫条,造成模拟结果偏离实际情况。通过 CFD 数值模拟,着重研究了缠绕管换热器中垫条的存在及不同的排布方式和数量对换热器壳侧的流动、传热性能的影响。计算结果表明,垫条的存在不仅影响流体轴向流速,并且在径向截面上更易形成涡旋而加强流体扰动。在相同进口工况下,相比无垫条模型,垫条对齐排布时 Nu 下降了 1.6%~2.5%,换热器单位长度压降 ΔP_l 增加了 14.5%~17.0%,强化传热性能指标 F_p 减小了 5.7%~5.9%;错开排布时 Nu 上升了 17.0%~18.1%, ΔP_l 增加了 38.4%~39.9%, F_p 增加了 13.7%~15.4%。两种垫条排布方式中错开排布能够在更大程度上强化壳侧的湍流,从而强化传热。当垫条数量多于 12,依次为 13、14、15 时,对换热器壳侧的性能影响不大。所做研究为缠绕管换热器的数值模拟提供了新的思路,也为缠绕管换热器的性能优化提供了理论参考。

关键词: 缠绕管换热器;垫条;湍流强化;压降

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2016)11-0014-07

Effects of Space Bars on the Shell-Side Performance of Spiral-Wound Heat Exchanger

WEN Jian¹, TONG Xin¹, YANG Huizhu¹, WANG Simin², LI Yanzhong¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. School of Chemical Engineering and Technology, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: So far in the simulation research of spiral-wound heat exchanger the space bars are rarely considered, the deviation between simulation results and actual situation is thus enlarged. This paper mainly studies the effects of the number and arrangement of space bars on the shell side's thermal and hydraulic performance with numerical simulation method. Numerical results showed that the space bars affect the axial flow rate of shell side and cause more vortexes in radial sections. Compared with the calculation results of the models without space bars under the same inlet condition the Nusselt number Nu of lined up-space bar models was decreased by 1.6%-2.5%; the pressure drop per heat exchanger length ΔP_l was increased by 14.5%-17.0%; the performance evaluation criteria F_p was decreased by 5.7%-5.9%; the Nu of staggered-space bar models was increased by 17.0%-18.1%; ΔP_l was increased by 38.4%-39.9% and F_p was increased by 13.7%-15.4%. Moreover, the staggered arrangement of space bars can further enhance the turbulence of shell side, compared with the lined up arrangement the Nu of staggered

收稿日期: 2016-05-17。 作者简介: 文键(1976—),女,博士,副教授;王斯民(通信作者),男,副教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51676146);中央高校基本科研业务费专项资金资助项目。

网络出版时间: 2016-09-14

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20160914.1807.010.html>

arrangement was increased and ΔP_1 was increased accordingly in the same working conditions. When the number of space bars was more than 12 (13, 14 and 15), the number of space bars had little effect on the shell side performance. This paper provides a new approach for spiral-wound heat exchanger simulation and offers a theoretical reference for the performance optimization.

Keywords: spiral-wound heat exchanger; space bar; turbulence enhancement; pressure drop

缠绕管换热器是一种典型的管壳式换热器,它由换热盘管缠绕中心筒组成,相邻两层管螺旋方向相反。换热管内流体按照螺旋形式流动,从而出现二次环流强化换热,壳侧流体在换热管外和内外壳体间的空隙交叉流动,不断分离汇合,形成旺盛湍流。缠绕管换热器以其结构紧凑、耐高压、换热效率高和较低的投入费用等优点在核能、低温甲醇洗工业以及 LNG 液化天然气中得到广泛应用^[1]。Neer-aas 等对壳侧的换热性能进行了数百种工况的实验研究,使用了多种实验工质,研究了气液单相换热以及两相混合换热^[2-3],为其他学者的相关研究提供了可靠的实验数据参考,并且推荐了适用于各工况的数据处理方法和经验公式。Lu 等以空气为工质实验测试和数值模拟了一套 3 层的缠绕管换热器在恒定功率电加热条件下的壳侧流动及传热特性^[4-5],对比研究了定壁温、定热流边界条件以及考虑管内流动的传热耦合边界条件对计算的影响,在多数情况下用定壁温边界条件进行计算,得出了努塞尔数 Nu 及摩擦因子 f 关于雷诺数 Re 的经验关联式。Zeng 等对缠绕管换热器进行了数值建模,分析了换热器的各几何参数对流动及换热的影响^[6],指出了 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型在计算螺旋绕流时有更高的计算精度,并根据所得模拟结果对各几何参数变化的影响大小进行了评估,得出了 Nu 、 f 关于若干影响较大参数的经验关联式。文献[7-9]利用对称和周期性边界条件对缠绕管换热器数值模型进行了简化,计算得出了壳侧流体通道内制冷剂的压力、速度及温度分布,研究了缠绕管换热器的各几何参数对壳程换热性能的影响,并提出了改善换热性能的建议。但是,目前多数研究中均为简化模型而忽略了管层间垫条的影响,为了使数值计算更接近实际情况,本文重点研究在相同工况下垫条、垫条排布方式、垫条数量对缠绕管换热器壳侧流动和传热性能的影响。

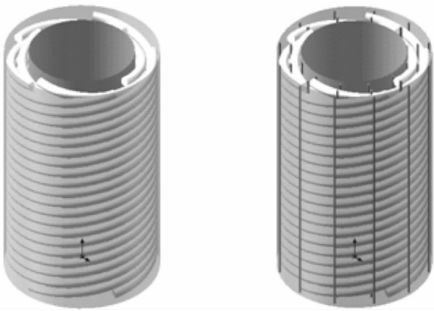
1 缠绕管换热器的物理模型及数值模拟方法

1.1 物理模型的建立

缠绕管换热器计算模型轴测如图 1 所示,建立

了有垫条和无垫条的物理模型,其中换热管层数为两层,管层间的垫条采用工业上较为常用的圆柱形金属丝,换热器的轴向剖面视图如图 2 所示。本文采用的流体通道的当量直径为 4 倍壳侧流通体积与传热表面积之比^[10]

$$D_h = \frac{4V_{sp}}{A_t} = \frac{4(V_{sh} - V_t - V_b)}{A_t} \tag{1}$$



(a) 无垫条 (b) 有垫条
图 1 缠绕管换热器计算模型轴测图

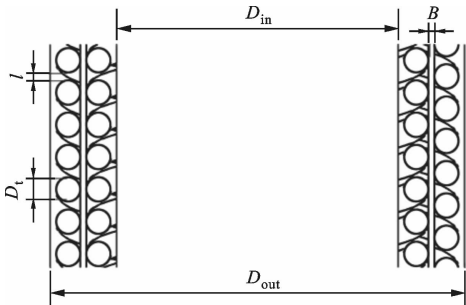


图 2 缠绕管换热器的剖面视图

1.2 基本方程和数值方法

经过重整化群处理的 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型能更好处理高应变率及流线弯曲程度较大的流动,从而提高螺旋流的预测精度^[6]。本文采用 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型,基本方程包括质量、动量、能量方程,表达式如下

连续性方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{2}$$

动量方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial P}{\partial x_k} \tag{3}$$

能量方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i t) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\frac{k}{C_p} \frac{\partial t}{\partial x_i}\right) \tag{4}$$

湍动能方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_k \mu_e \frac{\partial k}{\partial x_j}\right) + G_k - \rho \epsilon \tag{5}$$

湍动能耗散方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) &= \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_\epsilon \mu_e \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}\right) + \\ &C_{1\epsilon}^* \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned} \tag{6}$$

式中： $\mu_e = \mu + \mu_t$ ； $\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$ ； $C_{1\epsilon}^* = C_{1\epsilon} - \frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3}$ ；

$$\eta = (2E_{ij}E_{ij})^{1/2} \frac{k}{\epsilon} ; E_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] .$$

模型计算按照 LNG 液化时的冷却工况设置，此工况下壳侧的换热为液态乙烷单相换热，假定其物性恒定；流体入口为速度进口，乙烷进口温度为 143 K，出口为压力出口边界条件；管壁采用定壁温边界条件^[4]，温度设为 220 K；壳体和垫条均按无滑移绝热壁面处理。壁面函数为默认的标准壁面函数，压力-速度耦合采用 SIMPLE 算法，动量和能量方程均为二阶迎风格式，各项残差均设为 1×10^{-6} 。

模型结构由 SolidWorks 建立，网格采用 ICEM 生成的非结构化网格，模型进出口均设置了延长段以防止回流的影响，网格示意图如图 3 所示。为保证计算结果准确，对无垫条模型进行了网格无关性验证，结果如图 4 所示。由图 4 可知，在网格数大于 2 365 999 之后，换热器的努塞尔数 Nu 的变化小于 0.9%，换热器单位长度压降 ΔP_1 小于 4.5%，模型的网格数为 2 365 999，本文中所有模型的网格数为 2 365 999~5 877 031。



图 3 缠绕管换热器网格示意图

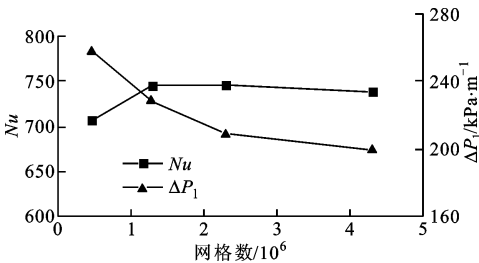


图 4 两层无垫条模型网格无关性验证

1.3 数学模型的实验验证

为了保证数值计算的准确，本文对文献[2]中的实验进行了数值模拟，实验工况为甲烷单相换热，模拟结果和实验数据对比如图 5 所示。计算所得的 Nu 与实验值的平均误差为 9.9%，换热管单位长度压降 ΔP_m 的平均误差为 12.4%。除了不可避免的计算误差之外，数值模拟与实验值的误差主要来源于对模型的简化， Nu 较实验值偏高主要是因为数值模型将内外壳体设置为绝热壁面，不计漏热损失。数值模型采用定物性计算，不考虑气体被加热后密度的降低所造成的 ΔP_m 值偏高，实验数据测量中也会带来一定误差，因此数值模拟结果是正确的。

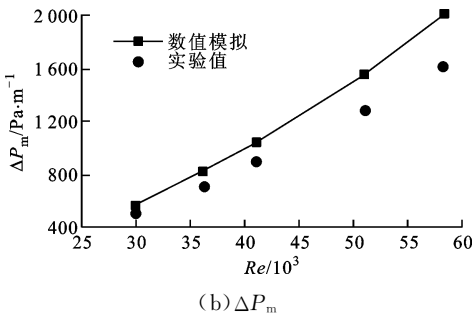
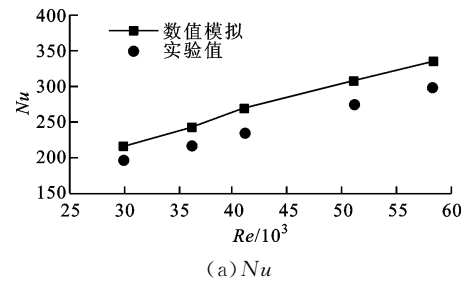


图 5 数值模拟与实验值对比

2 数值计算

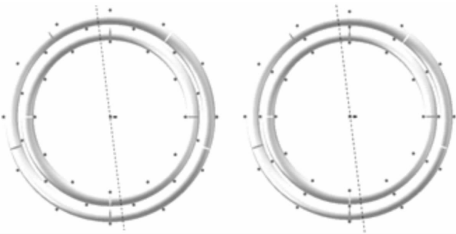
2.1 计算模型的几何参数

缠绕管换热器垫条的数量需根据换热器的尺寸来进行选取，选取原则如表 1 所示^[11]。为研究垫条的存在及排布方式对换热器性能的影响，分别对图

表 1 垫条数目选取原则

外层缠绕直径 D_o /mm	每层垫条总数
≤ 500	12~15
$> 500 \sim \leq 800$	16~20
$> 800 \sim \leq 1\,200$	21~25
$> 1\,200 \sim \leq 1\,500$	26~30
$> 1\,500 \sim \leq 2\,500$	31~35
$> 2\,500 \sim 3\,500$	36~40

6 所示的垫条对齐及错开排布方式进行建模计算,本文采用的计算模型的几何参数如表 2 所示。计算模型的外层缠绕直径均小于 500 mm,每层换热管的垫条总数取为 12。



(a) 对齐排布 (b) 错开排布
图 6 两层缠绕管模型垫条排布方式俯视图

表 2 模型几何参数

参数	取值
换热管外径 D_c/mm	12
缠绕层数 N	2
第 1、2 层换热管数	4、5
轴向管间距 l/mm	4
垫条直径 B/mm	3
中心筒体直径 D_c/mm	140
外壳直径 D_s/mm	206
换热部分高度 H/mm	320

2.2 数据处理

缠绕管换热器的常用最小流通面积公式为^[12]

$$A_{\min} = \pi \frac{(D_c + D_s)}{2} NB \tag{7}$$

壳侧最大流速 $v_{\max}$ 可用质量守恒求得,壳侧雷诺数 Re 的计算式为

$$Re = \frac{\rho v_{\max} D_h}{\mu} \tag{8}$$

热力计算式为

$$h = \frac{mc_p(T_{\text{out}} - T_{\text{in}})}{A\Delta t_m} \tag{9}$$

$$\Delta t_m = (T_{\text{out}} - T_{\text{in}}) / \ln\left(\frac{T_w - T_{\text{in}}}{T_w - T_{\text{out}}}\right) \tag{10}$$

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda} \tag{11}$$

式中: N 为换热管层数; B 为垫条厚度; ρ 为流体密度; D_h 为当量直径; μ 为动力黏度; h 为传热系数; m 为壳侧流体质量流量; c_p 为比定压热容; T 为温度; Δt_m 为对数平均温差; λ 为导热系数。

换热器单位长度压降和摩擦因子为

$$\Delta P_l = \frac{\Delta P}{L} \tag{12}$$

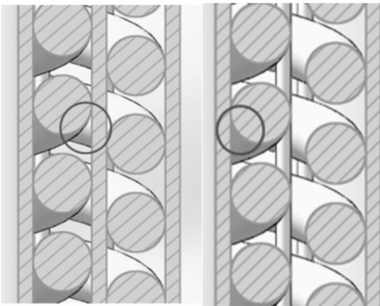
$$f = \frac{2\Delta P D_h}{\rho v_{\max}^2 L} \tag{13}$$

式中: ΔP 为进出口压差; L 为换热器有效换热段的长度。

3 计算结果分析与讨论

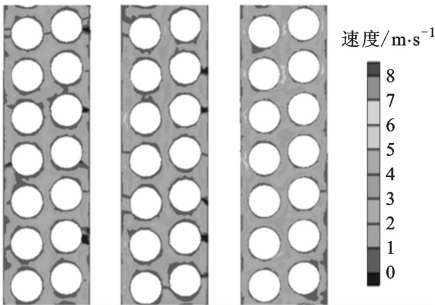
3.1 壳侧场分析

3.1.1 垫条及排布方式对壳侧轴向流动的影响
缠绕管换热器的壳侧流动复杂,流体在换热管和壳体的间隙中不断地分离汇合,湍流旺盛。流体在壳侧进行轴向流动时主要分为:沿相邻管层和壳体间空隙的轴向主流流动;同层管排间的低流速交叉流动。当存在垫条时,垫条与换热管之间沿轴向的狭窄区域易形成流体滞留区域和涡旋,使得垫条所在区域的轴向主流流速降低,并且造成压降的提升及换热能力的下降,垫条截面剖视图如图 7 所示。相比无垫条模型,有垫条时壳侧的流动区域变窄,会使得轴向流速有所提升。



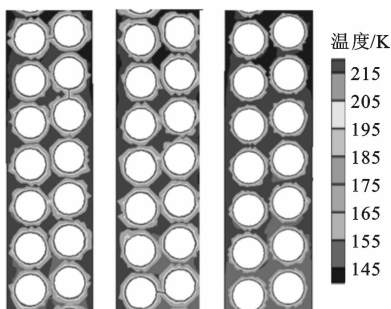
(a) 对齐排布 (b) 错开排布
图 7 垫条截面剖视图

选取位于垫条附近的无垫条轴向截面进行研究,当进口流速 $v_{\text{in}} = 1.5 \text{ m/s}$ 时截面速度和温度分布云图如图 8、9 所示。



(a) 无垫条 (b) 对齐排布 (c) 错开排布
图 8 $v_{\text{in}} = 1.5 \text{ m/s}$ 时截面速度分布云图

由图 8 可知,相比无垫条模型,对齐和错开排布模型的管层间流速均有增加,其中错开排布模型的增幅更加明显。垫条使壳侧流体区域变小轴向流速



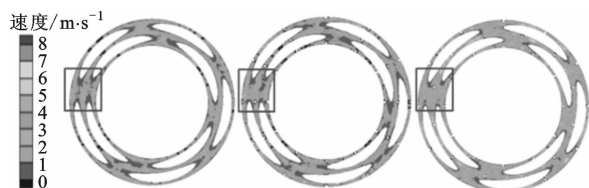
(a) 无垫条 (b) 对齐排布 (c) 错开排布

图9 $v_{in}=1.5\text{ m/s}$ 时截面温度分布云图

得到提升,并且排布方式不同对轴向流速的提升效果也不同。对齐排布时垫条处低流速区域和无垫条处的高流速区域沿径向依次对应,无加强流体扰动的趋势;错开排布时垫条处的低流速区域对应相邻无垫条处的高流速区域,低流速区域的流体因黏性力作用流向高流速区域,增强了管排间交叉流动,减薄了换热管壁的边界层,强化了湍流。由图9可知,对齐排布模型和无垫条模型的温度分布差别不大,而错开排布模型的流体边界层厚度比前两者更薄,而且流体在流经相同的管排数后温度的变化幅度更大。这说明对齐排布模型轴向流速的小幅提升对壳侧的换热效果影响不大,而错开排布模型在轴向流速及换热能力方面均有较大程度的提升。

3.1.2 垫条及排布方式对壳侧径向流动的影响

流体沿径向截面做湍流旺盛的螺旋流动,各模型在径向 $z=150\text{ mm}$ 、 $v_{in}=1.5\text{ m/s}$ 时的截面速度分布云图和流线图如图10、11所示。



(a) 无垫条 (b) 对齐排布 (c) 错开排布

图10 $z=150\text{ mm}$ 、 $v_{in}=1.5\text{ m/s}$ 时壳侧径向截面速度云图



(a) 无垫条 (b) 对齐排布 (c) 错开排布

图11 $z=150\text{ mm}$ 、 $v_{in}=1.5\text{ m/s}$ 时壳侧局部流线分布图

由图10可知,与无垫条模型相比,对齐排布模型的整体速度分布相差不大,低流速区域相对较多,而错开排布模型的径向流速明显增大。由图11可

知:无垫条模型有两个紧挨的涡旋正在形成;在对齐排布模型中的相同区域也有涡旋形成并且在垫条附近存在另一正在耗散的涡旋;在错开排布模型中涡旋数量达到3个,2个正在形成而1个正在耗散。这说明在垫条附近由于流体脱离壁面而更易形成涡旋,并且错开排布的涡旋数量多于对齐排布。沿径向旋转的涡旋能够加强流体扰动和强化换热,当流线汇集形成涡旋时也会使得附近区域的轴向流速进一步提高。错开模型中有相对较多正在形成的涡旋,对轴向流速的提升作用更为显著。

由模拟计算可见:垫条对齐排布对壳侧的流动影响相对较小;错开排布时壳侧流体轴向和径向的流动速度都有较为明显的提升,并且湍流强度也得到较大幅度的增强。

3.2 垫条及排布方式对壳侧换热性能的影响

无垫条、垫条对齐和错开排布模型的努塞尔数 Nu 和换热器单位长度压降 ΔP_l 随 v_{in} 的变化如图12、13所示。

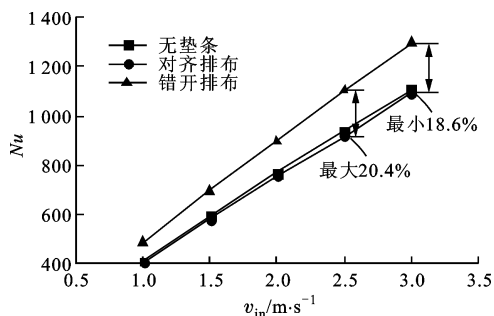


图12 Nu 随 v_{in} 的变化趋势

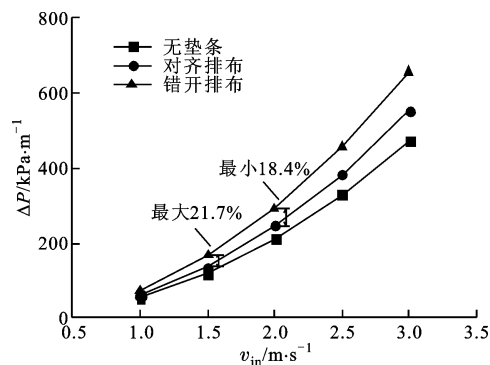


图13 ΔP_l 随 v_{in} 的变化趋势

由图12可知,对齐排布模型与无垫条模型相比 Nu 下降1.3%~2.5%,而错开排布模型的 Nu 在同工况下比无垫条高17.1%~18.1%,两垫条模型中错开排布模型 Nu 比对齐排布高18.6%~20.4%。垫条与换热管接触的狭小区域会在轴向产生流动死区,带来压降的上升并且减弱换热效果,但是垫条亦

可在一定程度上起到加快流速和增强湍流的作用。错开排布模型的湍流强化作用大于死区涡旋的弱化作用,所以其 Nu 最高;对齐模型的强弱化作用基本相互抵消, Nu 与无垫条模型基本持平,这与流场分析中的结果相符。由图 13 可知,两垫条模型的壳侧换热器单位长度压降 ΔP_1 均比无垫条模型高,对齐模型高 14.6%~17.0%,错开模型高 38.4%~39.9%;两垫条模型中错开排布模型 ΔP_1 较高,比对齐模型高 18.4%~21.7%。

3.3 垫条数量对壳侧性能的影响

根据表 1 所提垫条数量选取原则,本文计算模型的每层合理垫条数为 12~15,为研究垫条数量对壳侧性能的影响,对垫条数量 S 为 12、13、14、15 的模型在相同进口工况下进行建模计算,垫条的排布方式为换热性能较高的错开排布。在不同进口流速下不同垫条数量模型的 Nu 、 ΔP_1 值对比如图 14、15 所示。

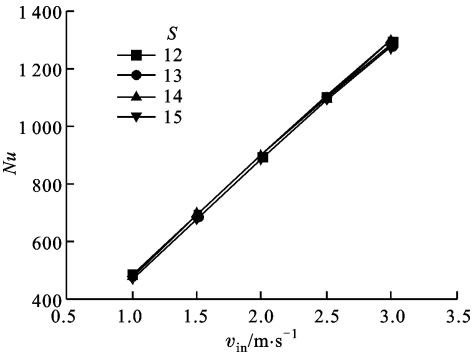


图 14 不同垫条数量 Nu 值对比

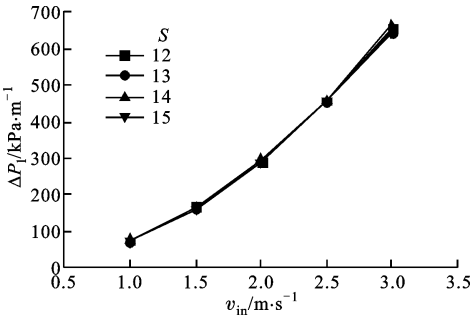


图 15 不同垫条数量 ΔP_1 值对比

由图 14、15 可知,在各进口工况下,相对 $S=12$ 时的模型,当 $S=13,14$ 时 Nu 变化为 $-1.0\% \sim 0.5\%$,当 S 增加到 15 时 Nu 下降了 $1.9\% \sim 3.0\%$ 。压降方面各垫条数量模型差别不大,在较高进口速度 $v_{in}=3\text{ m/s}$ 工况下, $S=15$ 时模型的 ΔP_1 下降了 5.3% 。在相同排布情况下,垫条数量在一定范围的改变对壳侧流动和换热的影响均较小,但过多的垫

条数对壳侧的换热有不利影响,因此在垫条数量的选取时应满足强度和安装要求。

3.4 强化传热性能指标 PEC 评价

PEC(performance evaluation criteria)是一种强化传热性能的评价方法^[13]。强化换热器中流体的流动及传热方法很多,每种方法在强化对流换热的同时流动阻力等功耗也会相应增加,这是强化传热中的不利因素。因此,需要提出一个能涵盖强化传热和阻力增加这两种因素的评价指标,PEC 是其中一种最常用的方法,定义为

$$F_P = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}}$$

(14)

式中: Nu 、 f 分别为无垫条时壳侧通道内的传热和阻力参数。若 $F_P > 1.0$ 则表明传热强化效果大于流阻增加,当垫条数为 12 时,两种垫条排布方式对应的 F_P 如图 16 所示。在各进口流速下,垫条对齐排布模型的 F_P 始终小于 1.0,即传热强化效果小于流阻的增加;错开排布模型则相反, F_P 始终大于 1.0,表明相比于无垫条模型,错开排布模型的换热性能更加优越。

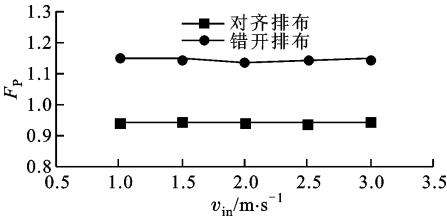


图 16 两种垫条排布方式对应的 F_P

4 结 论

针对缠绕管换热器,对垫条、垫条排布方式及数量对壳侧流动换热性能的影响进行了数值模拟研究,得出以下结论。

(1)垫条的存在对壳侧的流动和换热有显著的影响,不考虑垫条的换热器简化模型会带来较大的计算误差。尤其是垫条错开排布时,轴向高流速区域对应邻层垫条处的低流速区域,对流体具有一定扰流作用,且在径向截面上,因流体在垫条附近壁面脱离的影响,更易形成涡旋而加强流体扰动。

(2)在相同工况下,垫条错开排布使得换热器的压降增大,但换热性能更高。错开排布模型的 Nu 比无垫条高 $17.1\% \sim 18.1\%$, ΔP_1 高 $38.4\% \sim 39.9\%$ 。而且,错开排布的强化传热性能指标 F_P 较高,始终大于 1.0,说明其传热强化效果大于流阻增加,有利于壳侧传热性能提升。

(3) 垫条数量的小幅度变化对壳侧的流动和换热性能影响不大,但当垫条数量过多时对换热有不利影响。在计算工况下,当垫条数量由 12 增至 15 时, Nu 下降 1.9%~3.0%,因此在垫条的数量选择时满足强度和安装要求即可,数量不宜过多。

参考文献:

- [1] 李亚飞, 毛文睿, 张灿灿. 缠绕管换热器的发展与应用 [J]. 广东化工, 2014, 46(1): 131-132.
LI Yafei, MAO Wenrui, ZHANG Cancan. Development and applications of helically coiled heat exchanger [J]. Guangdong Chemical Industry, 2014, 46(1): 131-132.
- [2] NEERAAS B O, FREDHEIM A O. Experimental shell-side heat transfer and pressure drop in gas flow for spiral-wound LNG heat exchanger [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(2): 353-361.
- [3] NEERAAS B O, FREDHEIM A O. Experimental data and model for heat transfer, in liquid falling film flow on shell-side, for spiral-wound LNG heat exchanger [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(14): 3565-3572.
- [4] LU Xing, DU Xueping, ZENG Min. Shell-side thermal-hydraulic performances of multilayer spiral-wound heat exchangers under different wall thermal boundary conditions [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 70(2): 1216-1227.
- [5] LU Xing, DU Xueping, ZHANG Sen. Experimental and numerical investigation on shell-side performance of multilayer spiral-wound heat exchangers [J]. Chemical Engineering Transactions, 2013, 35: 445-450.
- [6] ZENG Min, ZHANG Gaopeng, LI Ye. Geometrical parametric analysis of flow and heat transfer in the shell side of a spiral-wound heat exchanger [J]. Heat Transfer Engineering, 2014, 36(9): 790-805.
- [7] WU Zhiyong, CHEN Jie, PU Hui. Numerical simulation of superheated flow of refrigerant at shell side of spiral wound heat exchanger [J]. Gas & Heat, 2014, 34(8): 6-11.
- [8] WU Zhiyong, CAI Weihua, QIU Guodong. Prediction of mass transfer time relaxation parameter for boiling simulation on the shell-side of LNG spiral wound heat exchanger [J]. Advances in Mechanical Engineering,

2014(4): 1-11.

- [9] 魏江涛, 曾桃. 缠绕管换热器壳程传热特性的数值研究 [J]. 化学工程与装备, 2015(2): 21-23.
WEI Jiangtao, ZENG Tao. Numerical investigation of spiral wound heat exchanger shell side heat transfer [J]. Chemical Engineer & Equipment, 2015(2): 21-23.
- [10] 于清野. 缠绕管式换热器计算方法研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2011: 19-20.
- [11] 王抚华. 化工实用专题设计手册: 上册 [M]. 北京: 学苑出版社, 2002: 183-187.
- [12] FREDHEIM A O. Thermal design of coil-wound LNG heat exchangers, shell-side heat transfer and pressure drop [D]. Trondheim, Norway: Norwegian Institute of Technology, 1994: 39-42.
- [13] 马飞. 缠绕管换热器传热数值模拟 [D]. 郑州: 郑州大学, 2014: 18-19.

[本刊相关文献链接]

- 王哲, 厉彦忠, 李正宇, 等. 液氮/超流氮制冷系统负压换热器仿真及优化设计. 2016, 50(8): 143. [doi: 10. 7652/xjtuxb201608023]
- 唐上朝, 胡浩威, 牛东, 等. 大量不凝性气体存在时不同润湿性管束对流冷凝传热实验研究. 2016, 50(5): 24-31. [doi: 10. 7652/xjtuxb201605004]
- 吴毅, 胡东帅, 王明坤, 等. 一种新型的跨临界 CO_2 储能系统. 2016, 50(3): 45-49. [doi: 10. 7652/xjtuxb201603007]
- 王斯民, 王萌萌, 顾昕, 等. 换热器的理论强化传热评价准则研究. 2016, 50(1): 1-7. [doi: 10. 7652/xjtuxb201601001]
- 姚尔人, 王焕然, 席光. 一种压缩空气储能与内燃机技术耦合的冷热电联产系统. 2016, 50(1): 22-27. [doi: 10. 7652/xjtuxb201601004]
- 粘权鑫, 郭少龙, 方文振, 等. 液化天然气浸没燃烧式气化器数值模拟方法研究. 2016, 50(1): 67-71. [doi: 10. 7652/xjtuxb201601011]
- 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. 2015, 49(12): 90-96. [doi: 10. 7652/xjtuxb201512015]
- 王斯民, 王萌萌, 顾昕, 等. 螺旋折流板换热器结构参数多目标优化的数值模拟. 2015, 49(11): 14-19. [doi: 10. 7652/xjtuxb201511003]
- 季家东, 葛培琪, 毕文波. 换热器内弹性管束流体组合诱导振动响应的数值分析. 2015, 49(9): 24-29. [doi: 10. 7652/xjtuxb201509005]

(编辑 赵炜 杜秀杰)