

换热器内逆向折流板对螺旋管传热性能的影响

季家东^{1,2}, 倪旭旺², 赵金辉², 潘玉玲², 陈清华²

(1. 安徽理工大学第一附属医院, 232001, 安徽淮南; 2. 安徽理工大学机电工程学院, 232001, 安徽淮南)

摘要: 为了提高换热器的综合传热能力,以逆向折流板螺旋管(RBST)换热器为研究对象,通过改变折流板与螺旋管的安装方式,获得了更高综合传热性能的 RBST 换热器;采用双向流-固耦合的计算方法,研究了不同流速和不同结构方案下流体诱导螺旋管振动对 RBST 换热器综合传热性能的影响,并探讨了螺旋管振动的有效性。结果表明:当 RBST 换热器内的折流板与螺旋管采用间隙安装时,螺旋管的振幅随入口速度的增加而增加,但其振动频率始终保持不变;螺旋管振动能够增强 RBST 换热器的综合传热性能,但是强化传热评价指标最高仅为 1.030 3,效果并不显著,且振动强化传热效果会随着入口速度的增加而削弱;当 RBST 换热器内的折流板与螺旋管采用无缝安装时,换热器综合性能评价指标最高为 1.018,这既延长了螺旋管的使用寿命,又提升了换热器的综合传热性能。

关键词: 振动强化传热;螺旋管;换热器;折流板;安装方式

中图分类号: TH123; TK172 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202411012 **文章编号:** 0253-987X(2024)11-0128-09

Effects of Reverse Baffles on the Heat Transfer Performance of Spiral Tubes in Heat Exchangers

JI Jiadong^{1,2}, NI Xuwang², ZHAO Jinhui², PAN Yuling², CHEN Qinghua²

(1. The First Affiliated Hospital of Anhui University of Science & Technology, Huainan, Anhui 232001, China;

2. School of Mechatronics Engineering, Anhui University of Science & Technology, Huainan, Anhui 232001, China)

Abstract: In order to improve the comprehensive heat transfer capacity of heat exchangers, the reverse baffle spiral tube (RBST) heat exchanger is studied. By altering the installation method of the baffle and the spiral tube, a more efficient RBST heat exchanger with enhanced heat transfer performance is obtained. Using a bidirectional flow-solid coupling calculation method, the effect of fluid-induced spiral tube vibration on the comprehensive heat transfer performance of the RBST heat exchanger at different flow rates and under different structural schemes is investigated, and the effectiveness of the spiral tube vibration is discussed. The research findings reveal that that when the baffle and spiral tube are installed with a gap within the RBST heat exchanger, the amplitude of the spiral tube increases with the inlet velocity while its vibration frequency remains constant. The vibration of the spiral tubes can enhance the comprehensive heat transfer performance of the RBST heat exchanger. However, the maximum value of the enhanced heat transfer evaluation indicator is only 1.030 3, indicating a modest impact. Furthermore, the

effectiveness of intensified heat transfer weakens as the inlet velocity increases. In contrast, when the baffle and the spiral tube inside the RBST heat exchanger are seamlessly installed, the heat exchanger achieves its highest comprehensive performance evaluation indicator of 1.018. This installation not only extends the service life of the spiral tube but also enhances the overall heat transfer performance of the heat exchanger.

Keywords: vibration-enhanced heat transfer; spiral tube; heat exchanger; baffle; assembly method

管壳式换热器作为一种热交换设备,因其结构简单、适应性强、加工制造容易等优点,广泛应用于石油、化工、制冷等领域^[1]。由于管壳式换热器在工业中占据着重要地位,在节约能源方面有着举足轻重的效果,因此众多科研人员致力于优化其工作性能,不断设计出更为高效的换热器结构。弓形折流板换热器作为一种传统管壳式换热器,因其成本低、可靠性高、适应性强,目前在工业上应用最为广泛,然而其存在着行程阻力大易出现流动死区、漏流等缺点^[2]。针对这些缺点,有学者提出螺旋折流板换热器,其壳程流体沿着折流板的结构方向,呈螺旋状连续流动,从而克服了上述困难。文献[3]研究结果表明,在相同条件下,较为理想状态下的螺旋折流板,其单位压降传热系数相对弓形折流板提升了约30%~50%,具有更高效的传热性和流动性。

针对折流板的改进,众多科研人员进行了深入研究,以此获得更为高效的管壳式换热器。文献[4]基于鲨鱼鳃裂结构设计了一种异形仿生换热器,并研究了其壳程对流换热的高效低阻特性。文献[5]对半圆柱空间换热器的传热性能进行了试验研究,并探究了其中梯形螺旋折流板结构的强化传热效果。文献[6]研究了带有螺旋和分段式导流板的刚性直管换热器,结果表明:与分段导流板相比,采用螺旋导流板的换热器传热性能提升了13.23%。文献[7-8]研究了折流板间距对一种小型管壳式换热器传热性能的影响,发现不同折流板间距方案下壳程流场的温度分布和传热速率具有明显的差别。文献[9]采用理论分析与数值模拟相结合的方法,对比分析了连续螺旋折流板与弓形折流板换热器的气动噪声与传热特性。

传热管束作为直接参与换热过程的重要部件,研究人员也对其进行了结构改进,探索出了众多更为高效的管束类型,如螺旋光管^[10]、波纹双管^[11]和扭曲椭圆管^[12]等。此外,研究人员根据换热器内管束易振动特性,针对弹性管束振动及传热方面进行了深入研究,致力于实现振动强化传热。文献[13]

对固定和周期余弦条件下管束的流动和传热进行了数值研究,结果表明管束壁面振动可以显著提高其传热性能,具有周期性壁振动的平均努塞尔数是静态管的2.854倍,但管内流体流动的摩擦系数提高了83.3%。文献[14-15]利用涡流发生器产生的脉动流,研究流体诱导振动对3种流场中平面弹性管束传热增强的影响,结果表明:在脉动流、耦合流和稳定流中,流体诱导管束振动使得传热系数分别提高了28%、25%和19.5%。文献[16-20]研究了壳程流体流动参数及管程结构对流体诱导振动实现强化传热的影响,结果表明:较低的壳程流速引起传热元件的小幅低频振动更利于实现振动强化传热。相比于螺旋管换热器中折流板与螺旋管同向布置,折流板与螺旋管逆向布置时,场协同角更小,壳程流体出口温度更高,综合传热性能更优^[20]。

实际上,随着对振动强化传热研究的深入,发现管束振动往往伴随着疲劳破坏,导致其使用寿命降低^[21],这说明振动强化传热技术对于换热器并非总是有益的。

据此,本文基于文献[20]中具有更高综合传热性能的逆向折流板螺旋管(RBST)换热器,以提升使用寿命为出发点,采用双向流-固耦合(TFSC)计算方法^[15, 21],对比分析了折流板与螺旋管间隙安装和无缝安装条件下螺旋管的振动、传热特性及RBST换热器的综合传热性能。

1 模型和方法

1.1 RBST 换热器模型

图1所示为RBST换热器示意图。其中,RBST换热器中两端设置封头,壳体内部有相同数量螺旋折流板和螺旋管,其螺距一致,螺旋折流板上开孔处理,壳体中心处同时设置一个中空管与螺旋折流板无缝连接。RBST换热器内管程和壳程的出/入口集成在封头上,壳程流体从壳程入口流入,经螺旋折流板导流并冲击螺旋管壁面,最后经壳程出口流出。管程流体从管程入口流入,经过封头内对

应开孔流入螺旋管内,最后从管程出口流出。基于本文的研究目的,这里提出了两种折流板与螺旋管的安装方式:间隙安装(标记为 GA)和无缝安装(标记为 SA),两种安装方式的 RBST 换热器分别记为 GA-RBST 换热器和 SA-RBST 换热器。其中,GA-RBST 换热器内会有少量流体从孔隙中穿出(见图 1)。

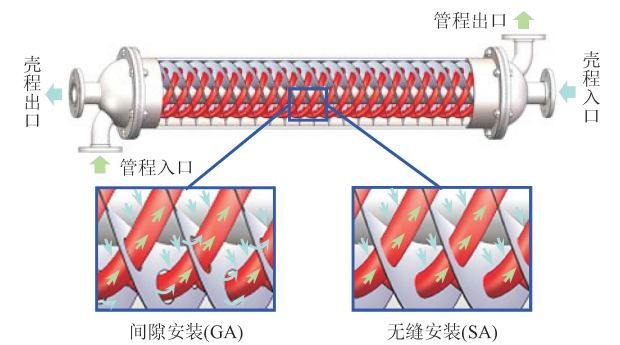


图 1 RBST 换热器示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the RBST heat exchanger

间隙安装与无缝安装的主要区别在于折流板与螺旋管的接触状态:间隙安装中折流板开孔孔径为 40 mm,折流板与螺旋管存在间隙;无缝安装中为了便于安装,折流板开孔孔径稍大于螺旋管外径,在安装至指定位置后通过焊接对间隙进行填充,实现无缝安装。

螺旋管为紫铜材质,其余结构均为不锈钢材质。由于壳程流体是导致螺旋管振动产生的主因且振动主要发生在铜制螺旋管^[22-23],因此本文计算域中仅保留了壳程部分,结构域中仅保留了螺旋管。GA-RBST 换热器与 SA-RBST 换热器除了折流板开孔孔径存在差异外,其余的结构参数均保持一致。RBST 换热器的主要结构参数见表 1。

表 1 RBST 换热器结构参数

Table 1 Structure parameters of the RBST heat exchanger					
结构	参数	数值	结构	参数	数值
螺旋管	外径 d_t /mm	8	折流板	外径 D_b /mm	120
	壁厚 δ_t /mm	1		内径 d_b /mm	40
	螺距 P_t /mm	120		壁厚 δ_b /mm	0.5
	螺旋中径 D /mm	80		螺距 P_b /mm	120
	圈数 N_t	9.5		圈数 N_b	9.5
壳体	内径 H /mm	120	中空管	外径 D_b /mm	40
	壁厚 δ /mm	5		壁厚 δ_b /mm	0.5
	长度 L /mm	1 220		长度 L_b /mm	1 170

1.2 计算域及网格划分

图 2 所示为 RBST 换热器计算域及网格,为了

深入分析螺旋管的振动特性,在 TFSC 交界面的最大变形位置设置了监测点 P_i (i 为螺旋管编号, $i = 1, 2, 3, 4$) 用以分析 4 根螺旋管的振动情况。

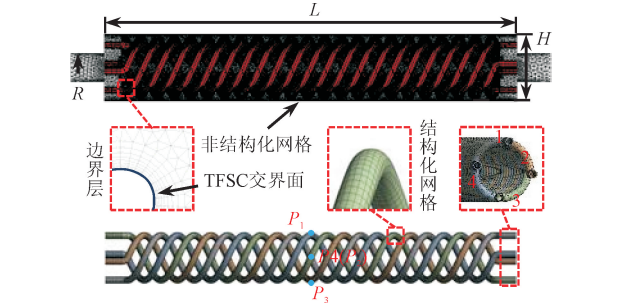


图 2 RBST 换热器计算域及网格示意图

Fig. 2 Schematic of calculation domain and grid of the RBST heat exchanger

计算域结构及物性参数见表 2。由于螺旋管结构较为规则,采用六面体网格来划分。由于流体域的结构较为复杂,采用四面体网格来划分。为了提高计算精度,选用标准近壁面函数,并设置 7 层边界网格。需要指出,为了开展有效对比,GA-RBST 换热器和 SA-RBST 换热器采用相同的网格划分策略。

表 2 RBST 换热器计算域物性及结构参数
Table 2 Physical properties and structural parameters of the RBST heat exchanger calculation domain

域或结构	参数	数值
计算域	长度 L /mm	1 220
	高度 H /mm	120
	出、入口半径 R /mm	15, 15
螺旋管	密度 ρ /($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	8 900
	弹性模量 E /Pa	1.29×10^{11}
	泊松比 ν	0.33

1.3 计算方法及边界条件

计算分为粗略计算和精确计算两个阶段,精确计算为 TFSC 计算,具体流程参见文献[20]。粗略计算的总时长设为 300 s,时间步长设为 0.1 s;精确计算的总时长设为 1.2 s,时间步长设为 0.001 s。

边界条件:螺旋管两端固定约束,其余外部表面设为 TFSC 交界面,重力加速度设置为垂直向下,其值为 9.81 m/s^2 。流体域设置入口流速 U_{in} (0.05、0.20、0.35、0.50、0.65 m/s)、入口水温 T_{in} (293.15 K)、出口压力 P_{out} (0 Pa)和管壁温度 T_F (333.15 K),流体域内管壁面设为 TFSC 交界面,其余壁面设为非滑移绝热壁面。

1.4 控制方程

计算采用不可压缩流体水作为工作介质,其热物性参数取决于流体的平均温度,不考虑热损失。振动条件下,螺旋管周围的流体在入口流体速度较低时也会呈现湍流状态,故选择标准 $k-\epsilon$ 湍流模型进行数值模拟。为了评估数值解的收敛性,进行残差检查,阈值设置为 10^{-5} 。用于构建流体动力学模型数值解的控制方程^[14]如下

$$\nabla(u_f - u_{mf}) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial u_f}{\partial t} + (u_f - u_{mf}) \nabla u_f = -\frac{\nabla P}{\rho} + \nu \nabla^2 u_f \tag{2}$$

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p (u_f - u_{mf}) \nabla T = \lambda \nabla^2 T \tag{3}$$

式中: u_f 为流体流速; u_{mf} 为网格移动速度; P 为流体压力; ν 为流体运动黏度; λ 为导热系数; c_p 为比定压热容; T 为流体温度; t 为时间。

由于采用 TFSC 的计算方法,因此需要在 TFSC 交界面上实现力学边界条件连续和牵引力条件平衡,表达式如下

$$n_f \sigma_f = n_s \sigma_s \tag{4}$$

$$d_f = d_s \tag{5}$$

式中: n 为垂直于 TFSC 交界面的法向量; σ 为作用力; d 为位移; 下标 f 和 s 分别为流体域和结构域。

在结构方面,同时利用哈密顿(Hamilton)原理建立弹性管束的整体运动方程,离散后弹性管束的结构力学方程表示如下

$$M_s \frac{d^2 d}{dt^2} + C_s \frac{dd}{dt} + K_s d = \sigma_f + \sigma_s \tag{6}$$

式中: M_s 、 C_s 和 K_s 分别为质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵。

1.5 数据处理

螺旋管的传热性能由努塞尔数(Nu)反映,表示为

$$Nu = h d_t / \lambda \tag{7}$$

式中: h 为面均传热系数,表达式为

$$h = \frac{q}{\Delta T} \tag{8}$$

其中, q 为热流量, ΔT 为对数平均温差^[14],表达式如下

$$\Delta T = \frac{T_{out} - T_{in}}{\ln[(T_{in} - T_F)/(T_{out} - T_F)]} \tag{9}$$

其中, T_{in} 、 T_{out} 、 T_F 分别为壳程入口流体温度、出口流体温度和 TFSC 交界面的温度。

4 根螺旋管的平均传热性能由平均努塞尔数($\overline{Nu}$)反映,表示如下

$$\overline{Nu} = \sum_{i=1}^4 Nu_i / 4 \tag{10}$$

式中,下标 i 为 4 根螺旋管的编号。

1.6 网格独立性分析及计算方法验证

网格独立性分析基于 GA-RBST 换热器开展,计算结果如表 3 所示。采用上述计算方法,入口速度 $U_{in}=0.2\text{ m/s}$,对比数据选择了螺旋管的平均面均传热系数($\bar{h}$)和 GA-RBST 换热器的压降(ΔP)。

从表 3 可以看出,无论是增加或减少网格数量,采用类型 II 的网格方案时, $\bar{h}$ 和 ΔP 的相对误差都没有明显变化。这说明类型 II 的网格方案满足网格独立性条件,因此后续计算均采用了该种方案。

表 3 不同网格方案下 $\bar{h}$ 和 ΔP 的计算结果
Table 3 Calculation results of $\bar{h}$ and ΔP under different grid schemes

类型	网格数	$\bar{h}$		ΔP	
		计算值/ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$)	误差/ %	计算值/ Pa	误差/ %
I	6 949 515	798.19	3.44	73.51	2.76
II	8 105 496	826.61		75.60	
III	11 649 714	835.16	1.03	76.26	0.87
IV	15 175 832	834.32	0.93	76.14	0.71

注:误差为基于类型 II 的计算结果。

表 4 列出了基于类型 II 网格方案的 RBST 换热器网格参数。其中,网格正交质量取值 $0\sim 1$,用于衡量网格单元中相邻面之间的夹角是否接近 90° ,取值越高,表示网格质量越好。

表 4 RBST 换热器网格参数
Table 4 Grid parameters of the RBST heat exchanger

模型	区域	网格数	节点数	网格正交质量
GA-RBST 换热器	结构域	25 600	179 360	0.929
	流体域	8 079 896	1 509 596	0.761
SA-RBST 换热器	结构域	25 600	179 360	0.929
	流体域	8 115 792	1 549 617	0.763

为了验证本研究所用的 TFSC 计算方法的有效性,建立了与文献[24]中相同的螺旋管壳式换热器模型,并保持相同的流动条件、传热条件和结构参数。利用 TFSC 计算方法得到换热器在振动条件下的努塞尔数(Nu_v),并将其与文献[24]中的实验数据和文献[25]中的经验公式数据进行了比较,结果如图 3 所示。

从图 3 可以看出,采用 TFSC 计算方法计算得到的 Nu_v 与实验数据和经验公式数据吻合较好, Nu_v 的最大误差仅为 4.27%,验证了本文所用的计算方法是有效的。

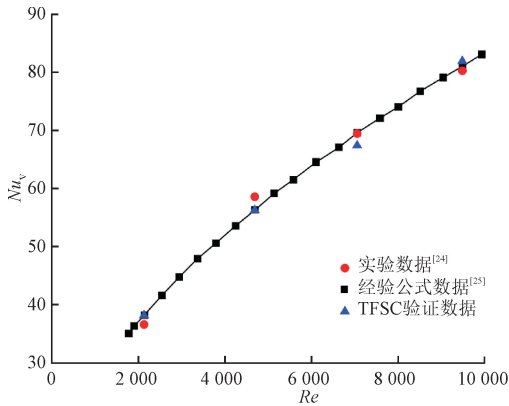


图 3 基于文献[24]的 TFSC 计算方法验证
Fig. 3 Validation of TFSC calculation method with literature [24]

2 结果与分析

相较于 GA-RBST 换热器,SA-RBST 换热器中的折流板能够有效地固定螺旋管,使螺旋管的振动幅度极小,可以忽略不计。因此,仅对 GA-RBST 换热器中的螺旋管振动特性进行分析。

在 GA-RBST 换热器与 SA-RBST 换热器中,非振动条件是指换热器中的螺旋管处于理想的静止状态,而振动条件是指换热器中的螺旋管在流体冲击作用下的实际状态。非振动条件与振动条件均按照粗算和精算两个阶段进行,振动条件下精算阶段调用流体域和结构域进行 TFSC 计算,而非振动条件下精算阶段仅调用流体域进行计算,两者采用相同的计算时间和时间步长。

2.1 GA-RBST 换热器振动与传热分析

图 4 所示为 GA-RBST 换热器内螺旋管在不同入口速度下监测点 P_1 的振动幅值。从图中可以看出,随着入口速度的提高,监测点 P_1 处的振动幅值

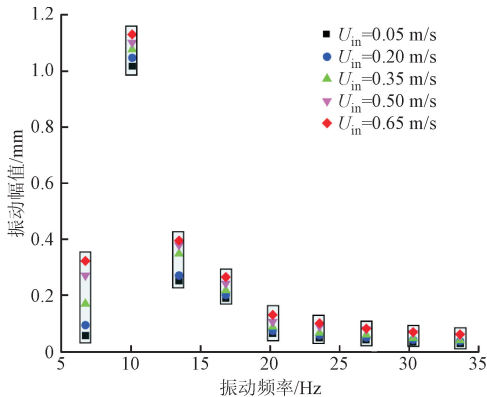


图 4 不同入口速度下检测点 P_1 的幅频特性
Fig. 4 Amplitude-frequency characteristics of detection point P_1 at different inlet velocities

也逐步增大,然而增幅比较微弱,且其振动频率始终保持在 10.10 Hz。这表明,螺旋管振幅会随着流体流速的增加而增加,但其固有频率不会随之变化。

表 5 展示了不同入口速度下螺旋管的传热性能。可以看出,当入口速度 U_{in} 分别为 0.20、0.50 m/s 时,无论是非振动条件 Nu 还是振动条件 Nu_v ,螺旋管 1、2、3 和 4 之间的差异都很小,表明螺旋管在不同状态下具有良好的一致性。因此,以下仅分析基于 4 根螺旋管的平均数据。

表 5 不同入口速度下螺旋管的传热性能

Table 5 Heat transfer performance of spiral tubes at different inlet velocities

$U_{in}/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	螺旋管 编号	非振动 条件 Nu	振动 条件 Nu_v
0.20	1	10.892	10.894
	2	10.890	10.892
	3	10.902	10.904
	4	10.901	10.903
0.50	1	19.089	19.092
	2	19.072	19.075
	3	19.091	19.093
	4	19.099	19.101

表 6 展示了不同入口速度下螺旋管的平均传热性能。可以看出,随着入口速度的提高,螺旋管振动条件 $\overline{Nu}_v$ 与非振动条件 $\overline{Nu}$ 均随之增大。然而,振动条件 $\overline{Nu}_v$ 相比非振动条件 $\overline{Nu}$ 只有微小的增加,最大仅为 0.09%。这表明 GA-RBST 换热器内螺旋管的传热性能随入口速度提高而增强,但振动条件对其影响较弱。入口速度的增加虽然促进了壳内流体的湍流特性,但对边界层厚度的影响不明显,因此振动条件的传热强化作用有限。

表 6 不同入口速度下螺旋管的平均传热性能

Table 6 Average heat transfer performance of spiral tubes at different inlet velocities

$U_{in}/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	非振动条件	振动条件	提升幅度
	$\overline{Nu}$	$\overline{Nu}_v$	/ %
0.05	4.531	4.535	0.09
0.20	10.896	10.898	0.02
0.35	15.415	15.417	0.01
0.50	19.088	19.090	0.01
0.65	22.271	22.275	0.02

注:提升幅度为相较于非振动条件的 $\overline{Nu}$ 。

图 5 显示了不同入口速度下的压降。从图中可以看出,GA-RBST 换热器的压降随着入口速度的提高而显著增大。然而,在相同的入口速度下,非振

动与振动条件下的压降几乎没有差异,这表明 GA-RBST 换热器内螺旋管的振动对压降的影响较小。

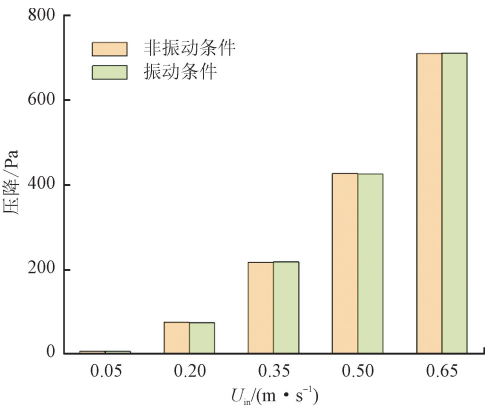


图 5 不同入口速度下的压降

Fig. 5 Pressure drop at different inlet velocities

为了进一步分析 GA-RBST 换热器内螺旋管振动对综合传热性能的影响,引入强化传热评价指标 E_{pec} 进行反馈^[26-27],其表达式如下

$$E_{pec} = (\overline{Nu}_v / \overline{Nu}) / (f_v / f)^{1/3} \tag{11}$$

式中: f_v 和 f 分别为振动和非振动条件下的达西摩擦因子,后者的表达式如下

$$f = \frac{2\Delta P d}{L \rho U^2} \tag{12}$$

其中, $\overline{U}$ 为壳程流体平均流速。

表 7 展示了不同入口速度下的 E_{pec} 。可以看出,螺旋管振动能够提升 GA-RBST 换热器的综合传热性能,但提升幅度十分有限,并且随着入口速度的增加而逐渐减小。当 $U_{in}=0.05\text{ m/s}$ 时,综合传热性能评价指标提高了 3.03%,而当 $U_{in}=0.65\text{ m/s}$ 时,仅提高了 0.01%。综合分析图 5、表 6 和表 7,发现随着入口速度的增加,同一速度下振动条件 $\overline{Nu}_v$ 相较于非振动条件 $\overline{Nu}$ 的强化传热性能提升幅度(ξ)逐渐降低,而同一速度下振动条件 ΔP 与非振动条件 ΔP 几乎没有差异。这说明随着入口速度提高,振动强化传热性能逐渐降低,导致 E_{pec} 降低。

表 7 不同入口速度下的 E_{pec}

Table 7 E_{pec} values at different inlet velocities

$U_{in}/(m \cdot s^{-1})$	E_{pec}	$\xi/\%$
0.05	1.030 3	3.03
0.20	1.002 2	0.22
0.35	1.001 7	0.17
0.50	1.001 3	0.13
0.65	1.000 1	0.01

注: $\xi = |E_{pec} - 1| / 1 \times 100\%$ 。

综合上述分析,可以得以下结论:

- (1) GA-RBST 换热器内的螺旋管具有较好的一致性,随着流体入口速度的提高,螺旋管的振动幅度也随之增加,但其振动频率不受流体冲击的影响;
- (2) 随着入口速度的提高,GA-RBST 换热器内螺旋管的振幅也会随之增大,然而这却降低了振动强化传热的效果;
- (3) 螺旋管振动确实可以提高 GA-RBST 换热器的综合传热性能,但是提升幅度相对有限。

2.2 GA-RBST 换热器与 SA-RBST 换热器对比分析

GA-RBST 换热器与 SA-RBST 换热器对比分析中均采用振动条件下的数值。

图 6 展示了 GA-RBST 换热器与 SA-RBST 换热器不同入口速度下的传热性能和压降。从图中可以看出,随着入口速度的提高,两种换热器内螺旋管的 $\overline{Nu}_v$ 都呈现出上升的趋势,但上升的幅度逐渐减小;压降也随之增加,但增加的幅度逐渐加大。此外,相比于 SA-RBST 换热器,GA-RBST 换热器在相同的入口速度条件下,其 $\overline{Nu}_v$ 更高,而压降更低。

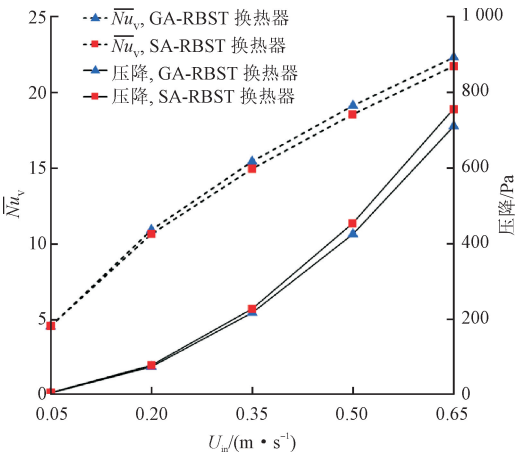


图 6 不同入口速度下的传热性能和压降

Fig. 6 Heat transfer performance and pressure drop at different inlet velocities

表 8 展示了不同入口速度下流体的平均流速。从表 8 中可以看出,SA-RBST 换热器内流体的平均流速明显高于 GA-RBST 换热器,同一入口速度下,其壳内流体流速最高提升了 9.59%。

由于 RBST 换热器的综合传热性能受到多种因素影响,为了定量分析 GA-RBST 换热器与 SA-RBST 换热器综合传热性能的差异,引用综合性能评价指标 Q_{JF} ^[28-29],其表达式如下

$$Q_{JF} = \left(\frac{J}{J_r} \right) / \left(\frac{F}{F_r} \right)^{1/3} \tag{13}$$

式中：下标 r 代表参考换热器； J 为科尔本因子； F 为范宁摩擦因子，其表达式分别如下

$$J = \frac{Nu}{RePr^{1/3}} \tag{14}$$

$$F = \frac{1}{4}f \tag{15}$$

表 8 不同入口速度下流体的平均流速
Table 8 Average flow velocity of fluid at different inlet velocities

$U_{in}/(m \cdot s^{-1})$	振动条件下平均流速/ ($m \cdot s^{-1}$)		平均流速 提升幅度/%
	GA-RBST 换热器	SA-RBST 换热器	
	换热器	换热器	
0.05	0.020 3	0.021 6	6.40
0.20	0.081 3	0.089 1	9.59
0.35	0.142 7	0.155 4	8.90
0.50	0.204 2	0.220 6	8.03
0.65	0.265 6	0.286 0	7.68

注：平均流速提升幅度为基于 GA-RBST 换热器内流体的平均流速。

图 7 展示了 GA-RBST 换热器与 SA-RBST 换热器在不同入口速度下的 J 和 F 。可以看出，随着入口速度的提高，两种换热器的 J 和 F 均呈现下降的趋势。SA-RBST 换热器的 F 明显低于 GA-RBST 换热器，最大降幅达到了 12.17%，而 J 虽然也有所下降，但相比 F 的降幅较小，最大仅为 3.14%。这表明 SA-RBST 换热器在传热性能损失较小的同时，能更大程度降低壳程流体的阻力。

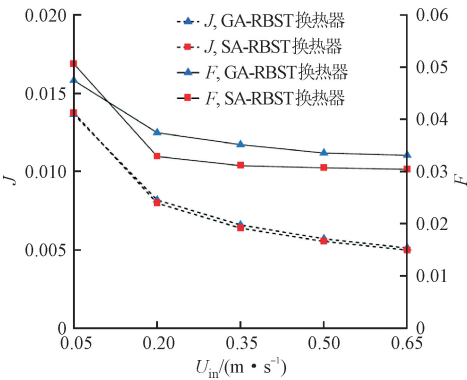


图 7 不同入口速度下的 J 和 F
Fig. 7 J and F values at different inlet velocities

图 8 展示了不同入口速度下的 Q_{JF} ，其中以 GA-RBST 换热器的 J 与 F 为参考。从图中可以看出，当入口速度 U_{in} 为 0.20~0.50 m/s 时， Q_{JF} 均大于 1，这表明 SA-RBST 换热器相比 GA-RBST 换热器具有更高的综合传热性能。

上述研究结果表明，GA-RBST 换热器内的螺旋

管可以通过振动实现强化传热的目的，但效果并不理想。这说明振动并非在任何情况下都能提升传热性能，反而可能导致管束的疲劳寿命大幅降低，而传热增益却微乎其微。相比之下，SA-RBST 换热器内的螺旋管由折流板固定，有效减轻了流体对螺旋管的振动作用，从而延长了管束的使用寿命，同时也保证了高效换热，这对工程应用具有重大意义。

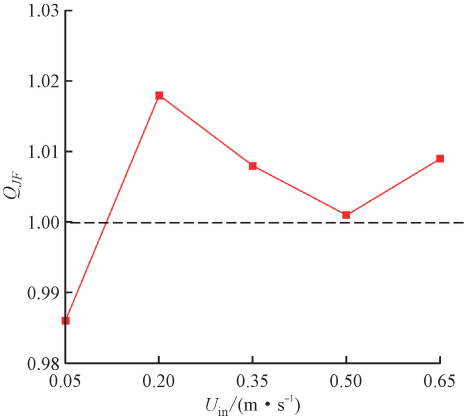


图 8 不同入口速度下的 Q_{JF}
Fig. 8 Q_{JF} values at different inlet velocities

3 结 论

基于一种高传热性能的 RBST 换热器，通过分析折流板与螺旋管的安装方式，提出了两种结构方案：GA-RBST 换热器与 SA-RBST 换热器。利用 TFSC 的数值计算方法，研究了流体诱导螺旋管振动对 RBST 换热器综合传热性能的影响，并探讨了螺旋管振动的有效性，主要结论如下。

- (1) 入口速度越高，GA-RBST 换热器内螺旋管振动幅度越大，但振动频率保持不变。同时，入口速度的增加也导致 E_{pec} 逐步下降，振动对传热的强化作用减弱。
- (2) 螺旋管振动能够增强 GA-RBST 换热器综合传热性能，但是强化传热评价指标最高仅为 1.030 3，效果并不显著，而且会大幅降低螺旋管的使用寿命。
- (3) 螺旋管振动并不适合提升 RBST 换热器的综合传热性能。相较于 GA-RBST 换热器，SA-RBST 换热器内的折流板与螺旋管无缝安装，换热器综合性能评价指标最高为 1.018，这样既能够有效削弱螺旋管振动强度，延长螺旋管的使用寿命，也可实现 RBST 换热器综合传热性能的提升。

参考文献：

[1] 高正源，张翔，白佳龙，等. 管壳式换热器折流部件优化研究进展 [J]. 热能动力工程，2023，38(7)：1-12.

- GAO Zhengyuan, ZHANG Xiang, BAI Jialong, et al. Research progress of improvement of baffle components of shell and tube heat exchangers [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2023, 38(7): 1-12.
- [2] 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(Part A): 175-185.
- [3] 孟芳. 螺旋折流板管壳式换热器的 CFD 模拟研究 [D]. 天津: 天津大学, 2015.
- [4] 刘辰玥, 郑通, 刘渊博, 等. 异形仿生换热器壳侧对流换热的高效低阻特性研究 [J]. *化工学报*, 2021, 72(9): 4511-4522.
- LIU Chenyue, ZHENG Tong, LIU Yuanbo, et al. Shell side high efficiency and low resistance performance of heat exchanger with bionic structures [J]. *CIESC Journal*, 2021, 72(9): 4511-4522.
- [5] 苏金栋, 陈亚平, 吴嘉峰, 等. 半圆柱空间梯式螺旋折流板换热器传热性能试验研究 [J]. *压力容器*, 2022, 39(4): 1-8.
- SU Jindong, CHEN Yaping, WU Jiafeng, et al. Experimental study on heat transfer performances of ladder type helical baffle heat exchangers in half-cylindrical space [J]. *Pressure Vessel Technology*, 2022, 39(4): 1-8.
- [6] GU Xin, LI Ning, CHEN Cheng, et al. Analysis of fluid retention zones in heat exchangers with segmental baffle and helical baffle [J]. *International Journal of Chemical Reactor Engineering*, 2022, 20(7): 681-696.
- [7] BAYRAM H, SEVILGEN G. Numerical investigation of the effect of variable baffle spacing on the thermal performance of a shell and tube heat exchanger [J]. *Energies*, 2017, 10(8): 1156.
- [8] BAYRAM H, SEVILGEN G. Numerical investigation of the effects of different baffle types on the thermal performance of a shell and tube heat exchanger [J]. *Academic Platform-Journal of Engineering and Science*, 2018, 6(3): 58-66.
- [9] CAO Yiping, KE Hanbing, KLEMEŠ J J, et al. Comparison of aerodynamic noise and heat transfer for shell-and-tube heat exchangers with continuous helical and segmental baffles [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 185: 116341.
- [10] WANG Cong, CUI Zhengyu, YU Hongmei, et al. Intelligent optimization design of shell and helically coiled tube heat exchanger based on genetic algorithm [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 159: 120140.
- [11] BASHTANI I, ESFAHANI J A. ϵ -NTU analysis of turbulent flow in a corrugated double pipe heat exchanger: a numerical investigation [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 159: 113886.
- [12] MASHAYEKHI R, EISAPOUR A H, EISAPOUR M, et al. Hydrothermal performance of twisted elliptical tube equipped with twisted tape insert [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2022, 172(Part A): 107233.
- [13] ZHANG Wanyu, YANG Weiwei, JIAO Yuhang, et al. Numerical study of periodical wall vibration effects on the heat transfer and fluid flow of internal turbulent flow [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2022, 173: 107367.
- [14] DUAN Derong, CHENG Yujun, GE Mengran, et al. Experimental and numerical study on heat transfer enhancement by flow-induced vibration in pulsating flow [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 207: 118171.
- [15] DUAN Derong, GE Peiqi, BI Wenbo, et al. An empirical correlation for the heat transfer enhancement of planar elastic tube bundle by flow-induced vibration [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2020, 155: 106405.
- [16] JI Jiadong, NI Xuwang, SHI Baojun, et al. Influence of deflector direction on heat transfer capacity of spiral elastic tube heat exchanger [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 236(Part C): 121754.
- [17] JI Jiadong, LI Feiyang, SHI Baojun, et al. Analysis of the effect of baffles on vibration and heat transfer characteristics of elastic tube bundles [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2022, 136: 106206.
- [18] 季家东, 邓如意, 卢钰, 等. 椭圆截面螺旋铜管换热器传热性能分析 [J]. *西安交通大学学报*, 2023, 57(6): 123-132.
- JI Jiadong, DENG Ruyi, LU Yu, et al. Heat transfer characteristic of elliptical section spiral copper tube heat exchanger [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2023, 57(6): 123-132.
- [19] JI Jiadong, LU Yu, SHI Baojun, et al. Numerical research on vibration and heat transfer performance of a conical spiral elastic bundle heat exchanger with baffles [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 232: 121036.
- [20] 季家东, 倪旭旺, 张经纬, 等. 导流板旋向对螺旋铜管换热器传热性能的影响 [J]. *振动与冲击*, 2023, 42(23): 151-158.
- JI Jiadong, NI Xuwang, ZHANG Jingwei, et al.

- Effects of rotating direction of spiral deflector on heat transfer performance of helical copper tube heat exchanger [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2023, 42(23): 151-158.
- [21] 段德荣. 弹性管束流体诱导振动强化换热与疲劳强度研究 [D]. 济南: 山东大学, 2017.
- [22] CHENG L, LUAN T, DU W, et al. Heat transfer enhancement by flow-induced vibration in heat exchangers [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, 52(3/4): 1053-1057.
- [23] JI Jiadong, GAO Runmiao, SHI Baojun, et al. Improved tube structure and segmental baffle to enhance heat transfer performance of elastic tube bundle heat exchanger [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 200: 117703.
- [24] JAMSHIDI N, FARHADI M, GANJI D D, et al. Experimental analysis of heat transfer enhancement in shell and helical tube heat exchangers [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 51(1/2): 644-652.
- [25] SALIMPOUR M R. Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2009, 33(2): 203-207.
- [26] GONG Quanyu, YU Chulin, WANG Wenqing, et al. Experimental and numerical exploration on improved heat transfer by continuous spiral flow in shell of spiral wound corrugated tube heat exchanger [J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2023, 51: 103483.
- [27] YU Chulin, CUI Yulin, ZHANG Haiqing, et al. Comparative study on turbulent flow characteristics and heat transfer mechanism of a twisted oval tube with different twisted tapes [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2022, 174: 107455.
- [28] YUN J Y, LEE K S. Influence of design parameters on the heat transfer and flow friction characteristics of the heat exchanger with slit fins [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, 43(14): 2529-2539.
- [29] HSIEH C T, JANG J Y. Parametric study and optimization of louver finned-tube heat exchangers by Taguchi method [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2012, 42: 101-110.

(编辑 亢列梅)