

熔盐堆用螺旋管换热器压降特性研究

卢昱^{1,2} 孔祥波^{2,3} 丁梦婷^{2,4} 李志军^{2,3,4}

1(上海科技大学 上海 201210)

2(中国科学院上海应用物理研究所 上海 201800)

3(中国科学院大学 北京 100049)

4(钍基核裂变能全国重点实验室 上海 201800)

摘要 螺旋管换热器具有结构简单、紧凑度高、可适应较大温差换热的特点,可满足熔盐堆用换热器工况要求。目前针对高温熔盐工况下的螺旋管换热器热工水力特性的研究较少。本研究主要对熔盐工况下的螺旋管换热器管程与壳程的流动特性进行研究。通过数值模拟研究了不同流速及不同几何因素对管程与壳程的压降的影响,对所有变量进行无量纲化,用摩擦因子来表示压降。结果发现雷诺数和缠绕直径的增大会导致管程的摩擦因子降低,当雷诺数较低时缠绕直径对管程的压降影响较大,随着雷诺数增大流速对管程的压降影响逐渐明显。壳程摩擦因子随雷诺数、层间距和管间距的增大而减小,随层数而增大。其中层间距对壳程的摩擦因子影响最为显著,远大于层数与管间距对壳程摩擦因子的影响。根据模拟结果给出适用于熔盐工况下的管程与壳程的压降关系式,平均误差分别为0.62%和2.5%。所拟合的关系式能够较好地描述螺旋管式换热器管程与壳程的压降特性,可为后续设计提供理论依据。

关键词 螺旋管式换热器, 数值模拟, 压降关系式, 管程, 壳程

中图分类号 TL99

DOI: 10.3724/j.0253-3219.2026.hjs.49.250451

CSTR: 32193.14.hjs.CN31-1342/TL.2026.49.250451

Pressure drop characteristics of spiral tube heat exchangers in molten salt reactor

LU Yu^{1,2} KONG Xiangbo^{2,3} DING Mengting^{2,4} LI Zhijun^{2,3,4}

1(ShanghaiTech University, Shanghai 201210, China)

2(Shanghai Institute of Applied Physics, Chinese Academy of Sciences, Shanghai 201800, China)

3(University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

4(State Key Laboratory of Thorium Energy, Shanghai Institute of Applied Physics, Chinese Academy of Sciences, Shanghai 201800, China)

Abstract [Background] Spiral tube heat exchanger (STHE) is simple, compact, and able to accommodate large temperature differences, which can fulfill the heat transfer demand of molten salt reactor. However, research on the thermo-hydraulic characteristics under high-temperature molten salt conditions is scarce. There are no suitable correlation equations for heat transfer and flow resistance applicable to STHE used in molten salt reactor. [Purpose] This study aims to develop pressure drop correlation formulas for the tube-side and shell-side flow of the STHEs which use molten salt as a heat transfer medium. [Methods] First, the $\varnothing 12\text{ mm} \times 1.6\text{ mm}$ spiral tube heat exchanger was taken as the research object, and three-dimensional models of the STHE with similar Prandtl number (Pr) as that

甘肃省科技重大专项“钍基熔盐堆关键装备与技术开发”(No.23ZDGH001)资助

第一作者: 卢昱, 男, 2001年出生, 2023年毕业于四川大学, 现为硕士研究生, 研究领域为热工水力

通信作者: 李志军, E-mail: lizhijun@sinap.ac.cn; 孔祥波, E-mail: kongxiangbo@sinap.ac.cn

收稿日期: 2026-04-10, 修回日期: 2026-05-08

Supported by Gansu Major Scientific and Technological Special Project (No.23ZDGH001)

First author: LU Yu, male, born in 2001, graduated from Sichuan University in 2023, master student, focusing on thermal hydraulics

Corresponding authors: LI Zhijun, E-mail: lizhijun@sinap.ac.cn; Kong Xiangbo, E-mail: kongxiangbo@sinap.ac.cn

Received date: 2026-04-10, revised date: 2026-05-08

of the molten salt reactor, were established. Then, the pressure drop characteristics of the tube-side and shell-side of the STHE under different flow velocities and geometric parameters were obtained by CFD simulation. The geometric parameters included layer spacing, tube spacing, number of layers, and helical winding diameter. Thereafter, the flow velocity was characterized by the Reynolds number (Re), and all geometric parameters were divided by the spiral tube diameter. The pressure drop was expressed in the form of the friction factor, so that all variables involved in the analysis were transformed into dimensionless parameters. On this basis, the quantitative relationships and variation trends of the dimensionless parameters were systematically analyzed. The sensitivity analysis of the influence of shell-side geometric parameters on the friction factor was performed. Finally, nonlinear regression of the numerical simulation results was conducted to establish correlation equations for the pressure drop characteristics of the tube-side and shell-side flows. **[Results]** The results show that the friction factor of the tube-side flow changes conversely with increasing Re and winding diameter. The winding diameter plays a dominant role in pressure drop of the tube-side flow when Re is small. While Re is large, the influence of flow velocity becomes essential. On the shell side, the friction factor is negatively correlated with Re , layer spacing and tube pitch, but is positively correlated with the number of layers. Among these geometric parameters, layer spacing has a significant impact on the shell-side pressure drop, substantially exceeding the influence of layer count and tube pitch. The average deviations between the results given by the correlation equations and the numerical data are 0.62% for the tube side and 2.5% for the shell side. **[Conclusions]** The established equations in this study can be used to describe the pressure drop characteristics on both sides of the spiral tube heat exchangers, which provide a theoretical basis for heat exchanger design.

Key words Spiral tube heat exchanger, Numerical simulation, Pressure-drop correlations, Tube side, Shell side

核能作为一种节能减排的重要手段,在国内外受到越来越广泛的关注^[1],钍基熔盐堆属于典型的第四代核电,是我国核能发展的方向之一^[2]。换热器是将堆芯核裂变能传递到发电系统的关键设备,其中螺旋管换热器具有结构紧凑、换热效率高、可适应较大温差换热等优点^[3],是钍基熔盐堆潜在理想的换热器结构类型。

与直管相比,螺旋管的几何结构复杂,为保证实际应用中管程与壳程进口处流量分配均匀与系统阻力设计,需要对螺旋管换热器的流动阻力特性进行研究。针对层流与湍流不同工况下的流动情况,任少伟^[4]通过数值模拟比较了不同参数对螺旋管压降的影响,结果发现管径与缠绕直径的影响最大,螺旋管的螺距对压降的影响可以忽略。Zhang等^[5]对缠绕形状为椭圆和圆形截面的螺旋管进行实验研究,结果表明:压降主要影响因素是长度。Rezaei等^[6]对4种不同缠绕形状的螺旋管压降进行实验研究,结果表明:在不同的形状下,摩擦因子(f)都会随缠绕直径而增加。Alabdali等^[7]比较了圆形截面和不同椭圆截面下螺旋管的换热和压降性能,发现在体积流量相同的情况下圆形截面的螺旋管的压降最低。郭燕妮等^[8]通过对比不同流速下的螺旋管压降结果,发现在低流速时($v < 0.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$),螺旋管的压降受螺旋管结构的影响较小;在高流速状态下($v > 0.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$),螺旋管的结构对压降的影响较大。在螺

旋管换热器流动特性研究基础上,相关研究人员根据实验结果拟合了不同的 f 公式^[9-14]。虽然公式的形式不同,但基本都以雷诺数(Re)、管外径(d)及缠绕直径(D)作为变量。除上述研究外,其他针对螺旋管流动特性的研究也主要以两相流动^[15-18]为主。

由于壳程流体的结构复杂,影响其流动性能的因素较多,Zeng等^[19]研究了 Re 、层数(C)、管间距(p_1)、螺旋管外径(d_o)、层间距(p_2)、壳程的内外壁直径及管道数量(N)的关系,发现 f 与 C 、 d_o 及壳程外壁直径与内壁直径的比值正相关,而随 Re 、 p_1 、 p_2 的增加而减小。当管道数量达到一定程度后,其对壳程流动的影响可忽略不计。最终通过模拟拟合了壳程流体 f 的关系式。Lu等^[20]也分析了几何因素对壳程压降的影响,其结论与Zeng等^[19]相似,不同点在于Lu等^[20]的结果显示 f 随 Re 而增大。Miansari等^[21]还对在壳程外壁和内壁均有凹槽和只有外壁有凹槽时的流动特性进行了分析,结果表明压降没有太大变化。

对换热器壳程进行数值模拟时,由于网格数量较多,部分学者采用扇形区域来代替整体模型。Haskins等^[22]截取了 15° 的扇形区域对螺旋管换热器壳程的压降进行研究,并拟合了 Re 在 $5 \sim 10^7$ 区间内 f 的关系式。吴志勇等^[23]使用 36° 的壳程模型来代替研究,之后与甲烷、乙烷的实验数据进行比对,发现在不进行模型修正的情况下,误差较大。汤奇雄等^[24]、何娜^[25]则使用简化后的微元结构进行数值

模拟。

以上文献的介质以水、空气、水蒸气为主,目前针对熔盐工况下的螺旋管换热器流动特性研究极少,且缺少适用于熔盐运行工况的螺旋管换热器压降计算公式。本研究以 $\varnothing 12\text{ mm} \times 1.6\text{ mm}$ 的螺旋管换热器为对象,分析了管程和壳程的压降与换热器几何参数及流速的关系,并拟合得到可适用于熔盐堆工况条件的流动阻力经验关系式。

1 模型介绍

1.1 物理模型介绍

本研究拟采用的螺旋管换热器的结构如图1所示,管程及壳程流体采用逆流形式,低温流体从下方流入螺旋管后从上方流出,高温流体从壳程右上方流入壳体,从左下方流出。通过对文献[26–27]熔盐堆冷却盐和燃料盐(FLiBe、FLiBeU)物性参数的计算,得到熔盐堆冷却盐与燃料盐的普朗特数(Prandtl number, Pr)分别为22.8~14.1、20.5~12.6,为模拟熔盐堆换热器工况条件,低温流体采用导热油^[28],在温度为160~240 °C时的 Pr 为26.2~15.7,高温流体采用三元硝酸盐^[29],在温度为200~300 °C时的 Pr 为19.8~12.1。可以较好地覆盖熔盐堆工况下的 Pr 。单根螺旋管的结构如图2(a)所示,螺旋管的建模使用Solidworks软件。螺旋管的螺旋部分与直管段连接部分采用的是圆弧段连接,结果见图2(b)。

螺旋管换热器的具体几何参数见图3。其中 D_c

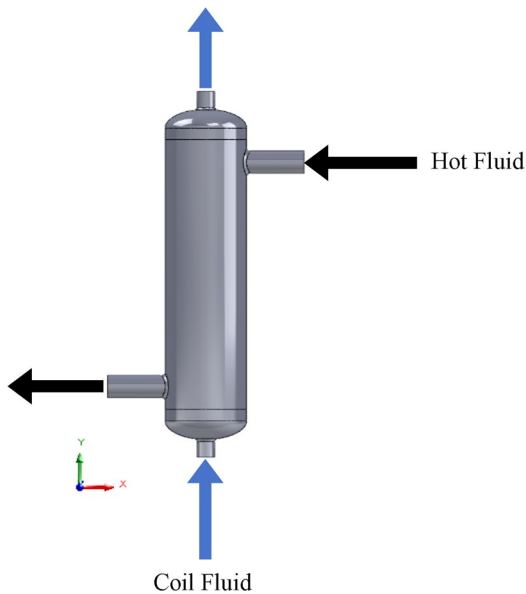


图1 螺旋管换热器示意图
Fig.1 Schematic diagram of coiled-tube heat exchanger

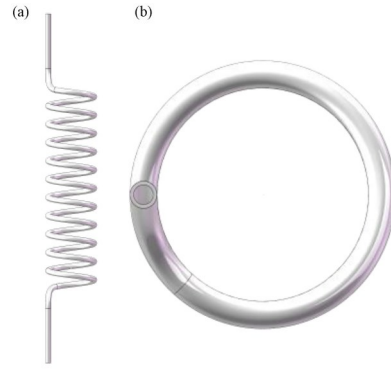


图2 (a) 单根螺旋管结构图, (b) 螺旋管俯视图
Fig.2 (a) Structural diagram of single coiled-tube, (b) Top view of coiled-tube

是螺旋管的缠绕直径, d_{ti} 是螺旋管内径, d_{to} 是螺旋管外径, p 是螺旋管螺距, D_{shell} 是换热器外壳内壁的直径, D_{core} 是换热器内筒外壁的直径, p_i 是缠绕后的同一层相邻螺旋管的管间距, p_t 是相邻层的螺旋管中心的距离。本次模拟的螺旋管换热器最多为三层, 每层的螺旋管数量分别为3、4、5。

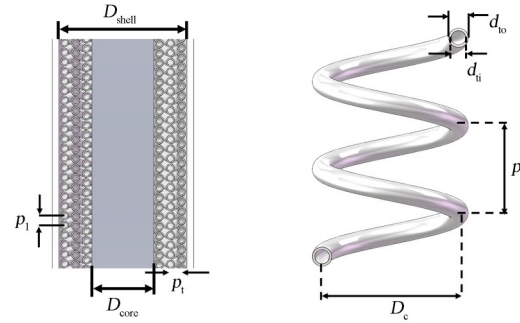


图3 换热器几何参数示意图
Fig.3 Schematic diagram of geometric parameters of the heat exchanger

1.2 螺旋管换热器压降关系式

螺旋管换热器的壳程几何结构较为复杂,对于壳程的流通面积采用简化处理,具体计算公式如下^[30]:

$$A_{shell} = \frac{\pi}{4} (D_{shell}^2 - D_{core}^2) - A_{tube} \quad (1)$$

$$A_{tube} = \sum_{i=1}^3 \frac{\pi}{4} ((D_{ci} + d_{to})^2 - (D_{ci} - d_{to})^2) \quad (2)$$

对于壳程的当量直径的计算采用壳程空隙体积的4倍与螺旋管的表面积之比^[31]:

$$D_e = 4 \frac{V_f}{\pi d L N} \quad (3)$$

式中: d 为螺旋管外径; D_e 是壳程当量直径; V_f 是壳程空隙体积; L 是管长; N 代表螺旋管数量。壳程体积 V_r 的计算公式如下:

$$V_f = V_a - V_c - V_m \quad (4)$$

$$V_a = \frac{\pi}{4} (D_{\text{shell}}^2 - D_{\text{core}}^2) H \quad (5)$$

$$V_c = \frac{\pi}{4} d_{\text{io}}^2 L N \quad (6)$$

$$V_m = S L N_G \quad (7)$$

式中： S 代表垫条的面积； L 表示垫条的长度； N_G 表示垫条的数量； H 为换热器螺旋段高度，m。

压降的相关计算公式如下：

$$\Delta P = P_{\text{in}} - P_{\text{out}} \quad (8)$$

$$f_i = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho v^2} \frac{d_{\text{ti}}}{L} \quad (9)$$

$$f_s = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho v^2} \frac{d_{\text{io}}}{L} \quad (10)$$

式中： P_{in} 、 P_{out} 分别是入口和出口处的压力； f_i 、 f_s 分别是管程和壳程的 f 。

1.3 计算模型

1.3.1 控制方程与边界条件

本研究中换热流体在工作区间内的温度变化幅度较小，经核算其温度波动范围对密度、导热系数、黏度等关键物性参数的影响微弱，参数相对偏差均低于可接受误差限值，不会对流动的分析结果产生显著影响。基于上述条件，流体物性参数随温度的变化可近似忽略，因此本研究采用常物性假设，同时无需额外开展温度场数值计算，在保证计算精度满足工程分析要求的前提下，有效简化了求解模型。由于只考虑流场运动，不进行温度场的计算，故材料的物性为常数，考虑重力场的作用，重力方向为图1中的 $-y$ 方向。研究中使用的连续性方程、动量方程为^[32]：

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (11)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = - \frac{\partial}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right) \right] + \rho g_i \quad (12)$$

湍流模型的方程中湍流动能 k 方程为：

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - \rho \varepsilon \quad (13)$$

湍流耗散率 ε 的方程为：

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (14)$$

式中： ρ 为流体密度； u_i 、 u_j 分别为 i 、 j 方向的速度分

量； x_i 、 x_j 分别为笛卡尔坐标系下 x 轴在 i 、 j 方向的单位矢量； P 为压力； μ 为流体的动力黏度； μ_t 为湍流黏度； δ_{ij} 为单位张量； g_i 为 i 方向的重力分量； σ_ε 为耗散率对应的湍流普朗特数； G_k 表示由平均速度梯度引起的湍流动能生成项； $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 为经验常数。

模拟计算中的边界条件设定如下：入口处采用速度入口，出口设定为压力出口。控制方程采用双精度的Fluent求解，其中采用SIMPLE算法求解耦合压力和耦合速度，对流项采用二阶迎风式，扩散项采用二阶中心差分式，梯度项采用最小二乘法，每个控制方程的收敛准则是所有残差目标均设为 10^{-6} 。

1.3.2 网格无关性检验

对模型进行网格无关性验证，采用不同的网格进行计算，得到的结果见图4。从图中可以发现，在网格数量达到1 300万之后，压力损失值趋于稳定，说明可以忽略网格数量对压力损失的计算结果影响。故使用网格数量为1 300万的网格进行后续计算。

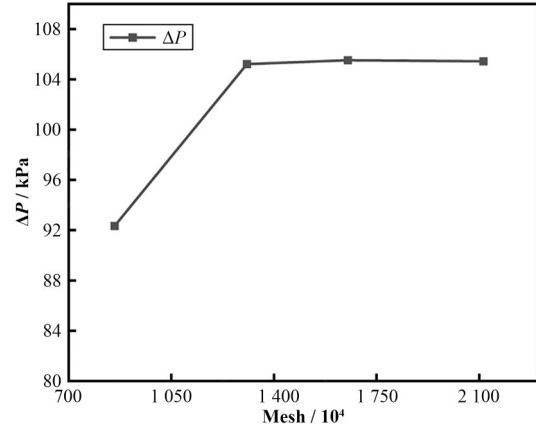


图4 网格无关性检验
Fig.4 Grid independence test

1.3.3 模型验证

为验证计算模型的正确性，将其与Wu^[33]等使用的螺旋管换热器测量得到的实验数据进行比对。湍流模型采用的是Realizable k - ε 模型，壁面函数使用Scalable Wall函数进行计算，将计算结果与实验结果的对比图见图5。从图中可以看出，模拟数据与实验数据有一定差距，但两者的偏差在15%以内，有较高的拟合度，可以认为模型计算是可靠的。

2 结果与讨论

2.1 管程压降

与螺旋管相关的几何因素有螺距、管道尺寸、管长及缠绕直径。本研究拟采用的换热管长度为

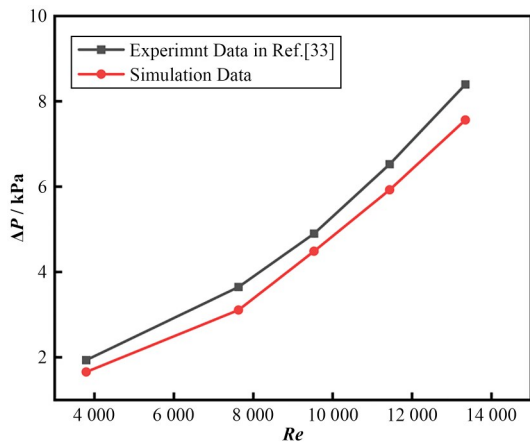


图5 管程压降的数值模拟与实验数据对比(彩图见网络版)
Fig.5 Comparison of pressure drop on the tube side between numerical simulation and experimental data (color online)

4 m、管径为 $\varnothing 12 \text{ mm} \times 1.6 \text{ mm}$,因此只需要考虑螺距与缠绕直径对螺旋管压降的影响。图6列出了不同螺距下的压降情况。从图中可知,在同一流速下不同螺距的压降基本相同,因此在一定范围内螺距对压降的影响可以忽略。尽管螺距增大会使流体的旋转角速度变小,但同时会使流体的整体旋转运动加强,最终使螺旋管的压降基本保持不变,因此主要分析缠绕直径及流速对管程压降的影响。

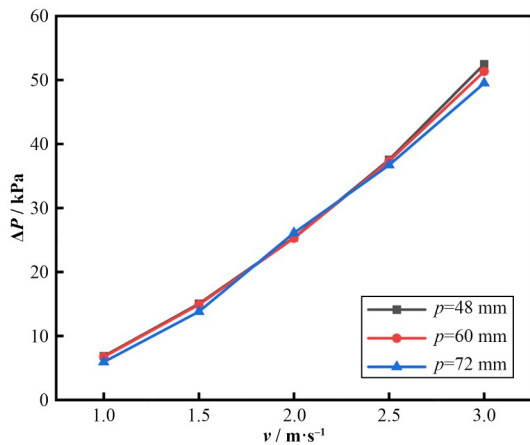


图6 不同螺距对管程压降的影响(彩图见网络版)
Fig.6 The influence of different pitches on the pressure drop on the tube side (color online)

对缠绕直径在76~126 mm之间的螺旋管内流动特性进行数值模拟,得到流速在1~3 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时的管程 f ,最终结果见图7。在速度为1.7 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时 f 的变化趋势有明显区别,在 $v > 1.7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时 f 随流速的变化趋势较大,此时流速是 f 变化的主要原因。在 $v < 1.7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,缠绕直径的变化对 f 的影响更为显著。并且 f 随缠绕直径的增大而减小,在 $D_{\text{core}} > 106 \text{ mm}$ 后,缠绕直径对管程 f 的影响减小。

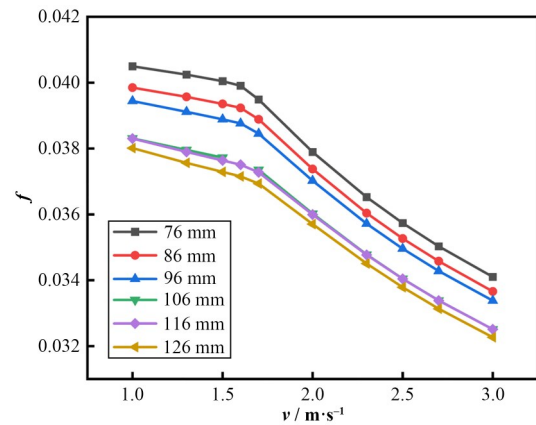


图7 不同缠绕直径对管程 f 的影响(彩图见网络版)
Fig.7 The influence of different winding diameters on the friction factor (color online)

2.2 壳程压降

影响壳程压降的结构因素较多,螺旋管的 p_1 、 p_2 、 C 、缠绕直径、管外径及管道数量都会对壳程压降产生影响。Zeng等^[19]通过模拟研究,发现缠绕直径及管道数量对壳程压降的影响较小,故本研究不予考虑。在管外径及管长保持不变的情况下,研究 p_1 、 p_2 及 C 对壳程压降的影响。

2.2.1 管间距的影响

图8(a)给出了在 $C=1$ 、 $p_1=16 \text{ mm}$ 、壳程入口流速0.3~1.2 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时不同 p_2 对壳程压降的影响,从图中可以看到,壳程 f 随 p_2 的增大而减小,在低流速时的 f 的变化更明显。当壳程流速从0.3 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 增加到0.6 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, $p_1=16 \text{ mm}$ 、 $p_2=20 \text{ mm}$ 、 $p_2=22 \text{ mm}$ 、 $p_2=24 \text{ mm}$ 的壳程 f 减小幅度分别为6.64%、4.92%、4.49%、7.48%。当 p_1 从16 mm增加到24 mm时,壳程 f 减小幅度分别为6.25%、3.47%、4.60%。可以认为由 p_1 变化引起的 f 的变化幅度小于由流速引起的变化幅度。以壳程入口流速为1.2 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 为例,不同 p_1 下的速度的云图见图8(b),随着 p_1 的增大,换热管对壳程流体的局部扰流作用减弱,换热管表面速度梯度降低,流经换热管区域的流体速度变化更趋平缓,导致壳程压降减小。尽管 p_1 增大会使螺旋管换热区域高度增加,但高度变化导致的压降增加远小于由 p_1 增大引起的流动均匀性提高对压降的影响。

2.2.2 层间距的影响

图9(a)给出了在 $C=1$ 、 $p_1=16 \text{ mm}$ 、壳程入口流速0.3~1.2 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时不同 p_2 对壳程压降的影响,从图中可以看到,在 p_1 由16 mm变化到20 mm时,壳程的 f 有剧烈变化;在 p_1 由20 mm变化到24 mm时,壳程 f 的变化减缓。随着螺旋管层间距改变,管间流通面积、管间扰流相互作用发生显著变化, p_1 较小时,管间间距紧凑,相邻螺旋管之间的流体扰动显著,壁面剪切

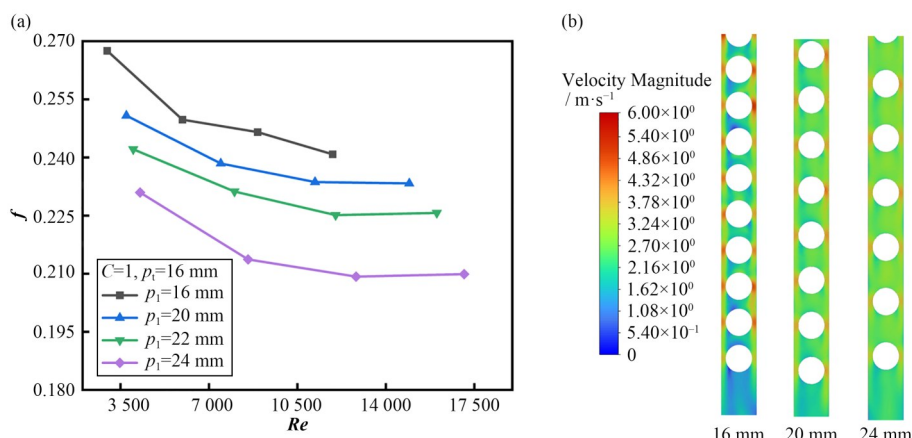

 图8 p_t 对壳程 f 的影响(a),不同 p_t 的流速分布图(b)(彩图见网络版)

Fig.8 The influence of tube spacing on the shell-side friction coefficient (a), velocity distribution diagrams for different tube spacings (b) (color online)

应力与局部旋涡耗散急剧增大,随着 p_t 增大,管间干扰减弱,表现为非线性变化规律,对应壳程压降值经过急剧降低后趋向平稳。比较不同流速下的壳程 f 发现,由速度引起的 f 的变化小于由 p_t 引起的变化。图9(b)是在壳程入口速度为 $1.2 m \cdot s^{-1}$ 时不同 p_t 下的壳程速度云图。近壁区域受黏性阻滞影响,流速较

低,沿截面方向存在明显的速度梯度与剪切层分布,随着 p_t 的增大,管道与壁面之间的流动区域增大,靠近螺旋管外壁的流体区域流速下降更为显著,管壁附近的速度梯度相应减小,整体流速分布的不均匀性随之减弱。由于管道表面速度梯度降低,进而表现为压降明显降低。

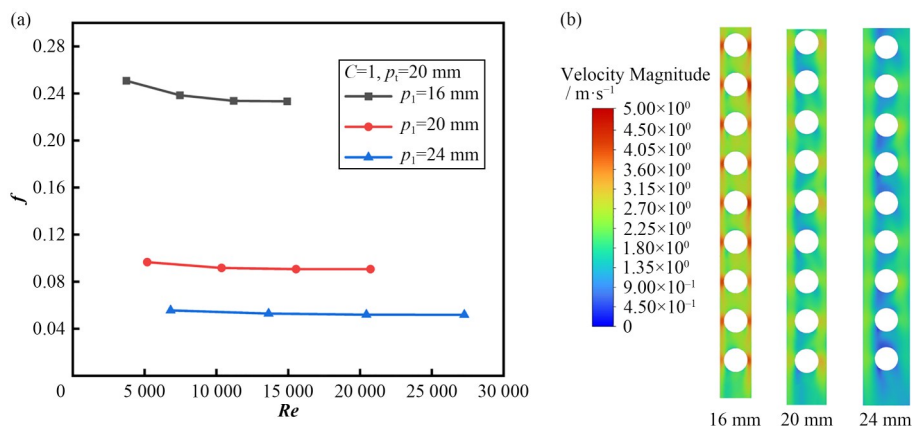

 图9 p_l 对壳程 f 的影响(a),不同 p_l 的流速分布图(b)(彩图见网络版)

Fig.9 The influence of layer spacing on the shell-side friction coefficient (a), velocity distribution diagrams for different layer spacing (b) (color online)

2.2.3 层数的影响

图10(a)给出了在 $p_t=16$ mm、 $p_l=16$ mm、壳程入口流速 $0.3 \sim 1.2 m \cdot s^{-1}$ 时不同螺旋管 C 对壳程压降的影响,其中相邻两层螺旋管之间的缠绕方向相反。从图中可以看出,随着 C 的增加,壳程的 f 不断增大,由此可知,由流速变化引起的 f 的变化小于由 C 引起的 f 的变化。图10(b)是在壳程入口速度为 $1.2 m \cdot s^{-1}$ 时不同 C 下的壳程速度云图,随着 C 的增加,壳程的流动区域增加,各层之间的流动不均匀性急剧增加,当层数为三层时,第3层管道之间的流体流速明显高于第2层与第1层管道之间的流体流速。当层数

为两层时,内层管道之间的流速低于外层管道之间的流速。这是由于相邻层的螺旋管缠绕方向相反,加强了管道对流体的扰流作用,层数增加时,管道对流体的扰流效果不断增强,导致流体内外层管道间的流体流速分布不均匀,流体流动的不均匀性进一步加剧了壳程的压力损失。

3 模型拟合及修正

3.1 管程公式的拟合

由于螺旋管 f 的经验公式的形式较多,为确定拟

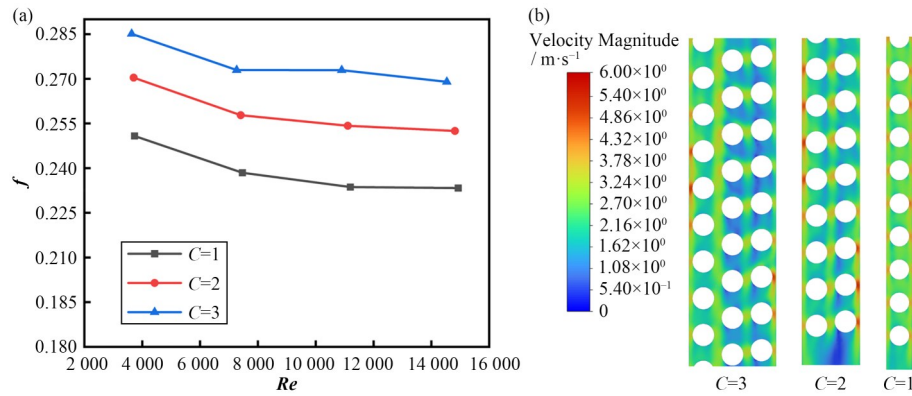
图 10 C 对壳程 f 的影响(a), 不同 C 的流速分布图(b)(彩图见网络版)

Fig.10 The influence of the number of layers on the shell-side friction coefficient (a), velocity distribution diagrams for different numbers of layers (b) (color online)

表 1 螺旋管 f 经验公式
Table 1 Spiral-tube f empirical formula

编号 number	公式 Formula	条件 Condition
1 ^[9]	$f = [1 + 0.14(\frac{d_{ti}}{D_c})^{0.97} Re^m] \frac{64}{Re}$ $f = [1 + \frac{28\,800}{Re} (\frac{d_{ti}}{D_c})^{0.62}] \frac{0.316\,4}{Re^{0.25}}$	$100 < Re < Re_c$ $Re_c < Re < 22\,000$
2 ^[10]	$f = \frac{0.084}{Re^{0.2}} (\frac{d_{ti}}{D_c})^{0.1}$	$2\,500 < Re < 24\,880$
3 ^[11]	$f = 1.216 Re^{-0.25} + 0.116 (\frac{d_{ti}}{D_c})^{0.5}$	$Re < 50\,000$
4 ^[12]	$f = 0.029\,85 + \frac{75.89 [0.5 - \tan^{-1}(\frac{Dn - 39.88}{77.56})/\pi]}{(\frac{D_c}{d_{i,out} - d_{o,in}})^{1.45}}$	$210 < Re < 23\,000$
5 ^[13]	$f = 1.55 \exp(14.12 \frac{d_{ti}}{D_c}) Re^{-0.64}$ $f = 0.038\,2 \exp(11.17 \frac{d_{ti}}{D_c}) Re^{-0.2}$	$1\,200 < Re < Re_c$ $Re_c < Re < 27\,000$
6 ^[14]	$f = 0.079 Re^{-0.25} + 0.007\,5 (\frac{d_{ti}}{D_c})^{0.5}$	$4\,500 < Re < 100\,000$

合公式的形式,将模拟数据与公式计算得到的数据进行对比,得到适合的形式。将之前的管程模拟条件代入表 1 中总结的公式进行计算(m 为经验系数,

$$m = 1 - 0.644 (\frac{d_{ti}}{D_c})^{0.312}; Dn \text{ 为迪恩数}, Dn = Re (\frac{d_{ti}}{D_c})^{0.5}.$$

并将其与模拟结果进行对比,以缠绕直径 76 mm、96 mm 和 116 mm 为例,比较不同缠绕直径下,模拟与公式计算的螺旋管 f 随速度的变化趋势,其结果如图 11 所示。以入口速度 $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 、 $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 和 $3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 为例,比较不同速度下,模拟与公式计算的螺旋管 f 随速度的变化趋势,其结果如图 12 所示。

从图 11 与图 12 可以看到,式(3)的计算结果与模拟数据的差距较大,因此式(3)的公式形式不予考虑。在同一缠绕直径下,管程 f 随速度变化的趋势与式(1)和式(4)的计算结果有较大差异,故式(1)与式(4)的公式形式不予考虑。在同一速度下,管程 f 随缠绕直径的变化趋势与式(4)和式(5)的计算结果有较大差异,故不纳入考虑。将式(2)与式(6)的计算结果放大 4 倍后与模拟结果对比(图 13),可见式(6)扩大后与模拟结果在数值和变化趋势上均较接近。故以式(6)的形式为基础进行管程 f 的公式拟合。

螺旋管 f 的数学模型为:

$$f = a Re^b + c \left(\frac{d_{ti}}{D_c} \right)^d \quad (15)$$

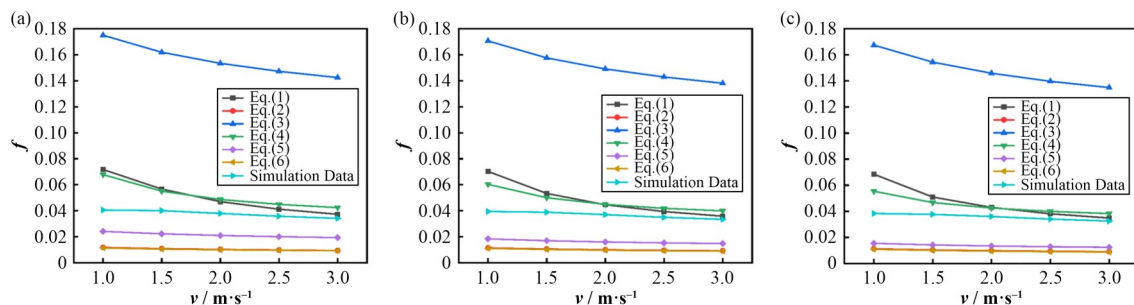


图 11 不同缠绕直径下管程的文献公式计算结果与模拟值比较(彩图见网络版) (a) $D_c=76 \text{ mm}$, (b) $D_c=96 \text{ mm}$, (c) $D_c=116 \text{ mm}$
Fig.11 Comparison of tube-side friction coefficient between calculation results from literature formulas and simulation values under different winding diameters (color online) (a) $D_c=76 \text{ mm}$, (b) $D_c=96 \text{ mm}$, (c) $D_c=116 \text{ mm}$

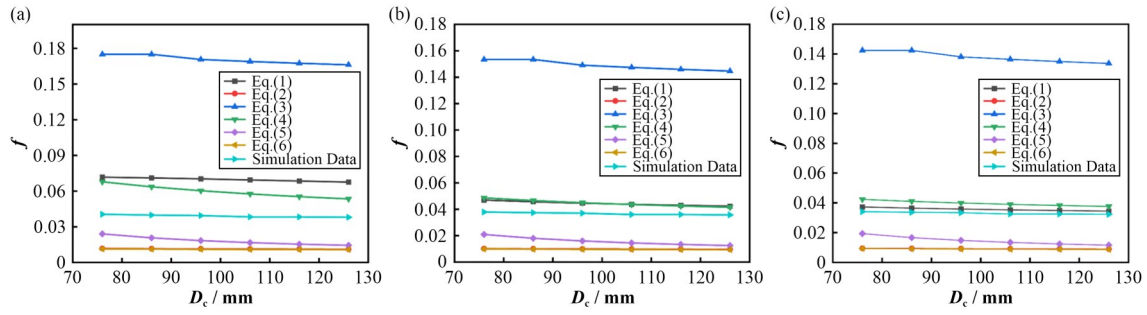


图12 不同速度下管程的文献公式计算结果与模拟值比较(彩图见网络版)
 Fig.12 Comparison of tube-side friction coefficient between calculation results from literature formulas and simulation values under different velocity conditions (color online) (a) $v=1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, (b) $v=2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, (c) $v=3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

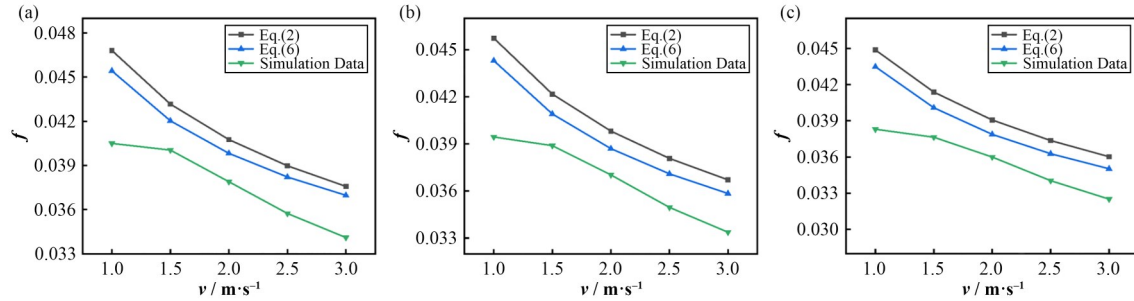


图13 变形后管程的式(2)与式(6)计算结果与模拟值比较(彩图见网络版)
 Fig.13 Comparison of tube-side friction coefficient between the post-transformation calculation results of Eq.(2) and Eq.(6) with the simulation values (color online) (a) $D_c=76 \text{ mm}$, (b) $D_c=96 \text{ mm}$, (c) $D_c=116 \text{ mm}$

式中： a 、 b 、 c 、 d 为待定系数； Re 为管内流体的雷诺数； d_{ti} 是螺旋管内径； D_c 是缠绕直径。又在 $Re < 11\,000$ 和 $Re > 11\,000$ 时，螺旋管内的 f 的趋势不一致，故分为两段进行拟合，通过MATLAB中的nlinfit函数进行非线性回归拟合，得到各参数的值，最终的拟合公式如下：

$$\begin{cases} f = 0.572Re^{-0.3132} + 0.0307\left(\frac{d_{ti}}{D_c}\right)^{0.6021}, & Re < 11\,000 \\ f = 0.0475Re^{-0.0625} + 0.0365\left(\frac{d_{ti}}{D_c}\right)^{0.4675}, & Re > 11\,000 \end{cases} \quad (16)$$

在 $d_{ti}=12 \text{ mm}$ 、 $76 \text{ mm} < D_c < 190 \text{ mm}$ 、 $6\,481 < Re < 19\,443$ 时成立，根据式(16)计算后的值与模拟值的对比图见图14。

3.2 壳程压降公式拟合

壳程的压降是换热器性能的重要指标之一，壳程 f 受多个几何因素的影响，为明确设计螺旋管换热器时的关键几何因素，需要比较各几何参数对壳程 f 的影响大小，引入信噪比(Signal-to-noise Ratio, SNR)进行评估，为后续设计提供理论基础。本次对壳程压降的研究主要考虑了三个几何因素，管间距(p_1)、层间距(p_t)及层数(C)，设计表2所示的9种情

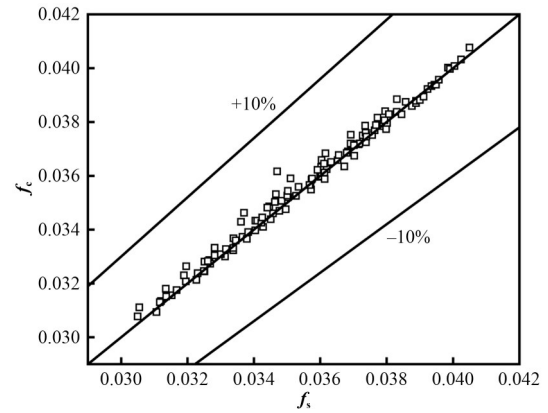


图14 管程 f 计算值与模拟值比较
 Fig.14 Comparison of tube-side friction coefficient between calculated and simulated data of spiral tube friction factor

况，每种情况都包含壳程的4种速度($0.3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 、 $0.6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 、 $0.9 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 、 $1.2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$)。壳程的 f 的SNR计算公式如式(7)所示^[34]：

$$\text{SNR}_f = -10\log\left[\frac{1}{4}\sum_{i=1}^4 f_s^2\right] \quad (17)$$

在计算各组情况的SNR后，对各几何参数下的SNR进行求和计算。如需要计算 $p_1=16 \text{ mm}$ 对应的值时，需要将情况1、2、3的SNR进行加和，得到表3第一排第一列的数据，其他数据以此类推。表3的 R 值与贡献率 σ 的计算公式如下：

表2 正交表及SNR计算值
Table 2 Orthogonal table and SNR calculation values

模拟情况 Test	几何参数 Geometric parameter			SNR
	p_t	p_l	C	
1	16	16	1	12.68
2	16	20	3	10.98
3	16	24	2	12.20
4	20	16	3	20.21
5	20	20	2	19.84
6	20	24	1	21.69
7	24	16	2	26.26
8	24	20	1	25.50
9	24	24	3	25.04

表3 影响大小排序
Table 3 Ranking of importance

	p_t	p_l	C
1	35.86	59.15	59.87
2	61.74	56.32	58.29
3	76.79	58.93	56.23
R	13.65	0.94	3.65
σ	74.82%	5.17%	20.00%
排序 Rank	1	3	2

$$R_i (j = 1, 2, 3) = \max \{ T_{ij} | t = 1, 2, 3 \} / 3 - \min \{ T_{ij} | t = 1, 2, 3 \} / 3 \quad (18)$$

$$\sigma_j = R_j / \sum_{j=1}^3 R_j \quad (19)$$

根据表3可得,层间距(p_t)对壳程 f 的影响最大,管间距(p_l)的影响最小,层数(C)的影响介于两者之间。将上述几何参数分别用 p_t/d_{to} 、 p_l/d_{to} 与 C 三个无量纲数来进行公式拟合计算,按以下形式进行拟合:

$$f = a Re^b C^c \left(\frac{p_t}{d_{to}} \right)^d \left(\frac{p_l}{d_{to}} \right)^e \quad (20)$$

式中: a 、 b 、 c 、 d 、 e 均为待定常数,使用MATLAB中的nlinfit函数进行非线性回归拟合,计算得到的壳程 f 与 p_t 、 p_l 、 C 和 Re 的关系式如下:

$$f = 1.4935 Re^{-0.0743} C^{0.2086} \left(\frac{p_t}{d_{to}} \right)^{-4.0788} \left(\frac{p_l}{d_{to}} \right)^{-0.1250} \quad (21)$$

在 $d_{to}=12\text{ mm}$; $D_{core}=90\text{ mm}$; $2\,974 \leq Re \leq 32\,581$; $1 \leq C \leq 3$; $16\text{ mm} \leq p_t \leq 24\text{ mm}$; $16\text{ mm} \leq p_l \leq 24\text{ mm}$ 时成立,根据式(20)计算值与模拟值的比较见图15,壳程 f 的平均误差值为2.50%,计算值与模拟值之间有较高的吻合度。

4 结语

通过对螺旋管换热器管程及壳程的不同几何参数的仿真计算模拟,得到的主要结论如下:

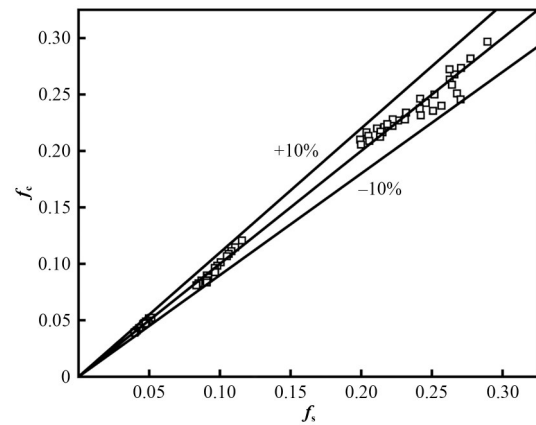


图15 壳程 f 计算值与模拟值比较
Fig.15 Comparison of shell-side friction coefficient between calculated and simulated data of shell-side friction factor

1)管程的 f 随流速的增大而减小,随缠绕直径的增大而减小。在 $Re < 11\,000$ 时,缠绕直径是影响 f 的主要因素,在 $Re > 11\,000$ 时流速是影响 f 的主要因素,因此在面对不同的应用场景时需考虑的侧重点不一致。

2)壳程 f 随 p_t 及 p_l 的增大而减小,随 C 而增大,对流速的变化不敏感。在 d_{to} 保持不变的情况下, p_t 是影响 f 的主要因素,在设计时需要首先考虑。

3)通过MATLAB拟合得到管程与壳程的 f 的经验公式的拟合度较高,平均误差较小。相关拟合公式可覆盖熔盐堆工况条件,对熔盐堆用螺旋管换热器结构设计具有重要的指导意义。

作者贡献声明 卢昱负责制定论文框架与研究思路,完善仿真模型,进行仿真计算,完成公式拟合,撰写论文稿件;孔祥波负责完善研究思路,提供理论指导,修改稿件;丁梦婷负责完善仿真模型,提供理论指导;李志军负责指导研究工作方法和文章内容把控。

参考文献

- 1 陈大明,王天峰,陈钊,等.小型堆发展的现状及面临的机遇[C]//中国核科学技术进展报告(第八卷)中国核学会2023年学术年会论文集第8册 知识产权 核能综合利用 核安保 电离辐射计量 核环保.西安,2023:246-252. DOI: 10.26914/c.cnkihy.2023.103874.
CHEN Daming, WANG Tianfeng, CHEN Zhao, et al. The current status and opportunities of small modular reactor development[C]//Chinese Nuclear Society. Progress Report on China's Nuclear Science and Technology (Volume 8): Proceedings of the 2023 Academic Annual Meeting of the Chinese Nuclear Society, Volume 8: Intellectual Property, Comprehensive Utilization of

- Nuclear Energy, Nuclear Security, Ionizing Radiation Metrology, Nuclear Environmental Protection. China General Nuclear Power Research Institute, 2023: 246 – 252. DOI: 10.26914/c.cnkihy.2023.103874.
- 2 蔡翔舟, 戴志敏, 徐洪杰. 钍基熔盐堆核能系统[J]. 物理, 2016, **45**(9): 578 – 590.
CAI Xiangzhou, DAI Zhimin, XU Hongjie. Thorium molten salt reactor nuclear energy system[J]. Physics, 2016, **45**(9): 578 – 590.
- 3 张周卫, 汪雅红, 薛佳幸, 等. 低温甲醇用系列缠绕管式换热器的研究与开发[J]. 化工机械, 2014, **41**(6): 705 – 711. DOI: 10.3969/j.issn.0254-6094.2014.06.003.
ZHANG Zhouwei, WANG Yahong, XUE Jiaying, *et al.* Research and development of winding tubular heat exchangers for cryogenic methanol[J]. Chemical Engineering & Machinery, 2014, **41**(6): 705 – 711. DOI: 10.3969/j.issn.0254-6094.2014.06.003.
- 4 任少伟. 缠绕管换热器用螺旋管内流体压降特性研究[D]. 兰州: 兰州交通大学, 2023. DOI: 10.27205/d.cnki.gltec.2023.001408.
REN Shaowei. Study on pressure drop characteristics of fluid in spiral tube for coil-wound heat exchanger[D]. Lanzhou: Lanzhou Jiaotong University, 2023. DOI: 10.27205/d.cnki.gltec.2023.001408.
- 5 Zhang X Y, Jiang F F, Zhao S Y, *et al.* Experimental study on heat transfer characteristics and pressure drops for water flowing in spiral coil heat exchanger[J]. Advanced Materials Research, 2013, **732 – 733**: 593 – 599. DOI: 10.4028/www.scientific.net/amr.732-733.593.
- 6 Rezaei R A, Jafarmadar S, Khorasani S. Presentation of frictional behavior of micro helical tubes with various geometries and related empirical correlation; an experimental study[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2019, **140**: 377 – 387. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2019.03.011.
- 7 Alabdali G, El-Maghlany W M, Mohamed Y S, *et al.* Experimental and numerical investigation of the thermal - hydraulic performance of flow inside helical coil elliptic tubes[J]. Alexandria Engineering Journal, 2025, **110**: 24 – 36. DOI: 10.1016/j.aej.2024.10.006.
- 8 郭燕妮, 杨遥, 黄正梁, 等. 缠绕管结构参数对管内压降的影响及压降模型[J]. 浙江大学学报(工学版), 2020, **54**(8): 1620 – 1627. DOI: 10.3785/j.issn.1008-973X.2020.08.022.
GUO Yanni, YANG Yao, HUANG Zhengliang, *et al.* Pressure drop model and influence of structure parameters of helical coil on pressure drop in tube[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2020, **54**(8): 1620 – 1627. DOI: 10.3785/j.issn.1008-973X.2020.08.022.
- 9 Schmidt E F. Wärmeübergang und druckverlust in rohrschlangen[J]. Chemie Ingenieur Technik, 1967, **39**(13): 781 – 789. DOI: 10.1002/cite.330391302.
- 10 McCann R C, Islas C G. Frictional pressure loss during turbulent flow in coiled tubing[C]//Proceedings of SPE/ ICoTA North American Coiled Tubing Roundtable. February 26-28, 1996. Society of Petroleum Engineers, 1996: SPE-36345-MS. DOI: 10.2523/36345-ms..
- 11 Itō H. Laminar flow in curved pipes[J]. ZAMM - Journal of Applied Mathematics and Mechanics / Zeitschrift Für Angewandte Mathematik und Mechanik, 1969, **49**(11): 653 – 663. DOI: 10.1002/zamm.19690491104.
- 12 Xin R C, Awwad A, Dong Z F, *et al.* An experimental study of single-phase and two-phase flow pressure drop in annular helicoidal pipes[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1997, **18**(5): 482 – 488. DOI: 10.1016/S0142-727X(97)80006-9.
- 13 Rao M V R, Sadasivudu D. Pressure-drop studies in helical coils[J]. Indian Journal of Technology, 1974, **12**(11): 473 – 474.
- 14 Mishra P, Gupta S N. Momentum transfer in curved pipes. 1. Newtonian fluids[J]. Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development, 1979, **18**(1): 130 – 137.
- 15 Fsadni A M, Whitty J P M. A review on the two-phase pressure drop characteristics in helically coiled tubes[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, **103**: 616 – 638. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.04.125.
- 16 Santini L, Cioncolini A, Lombardi C, *et al.* Two-phase pressure drops in a helically coiled steam generator[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, **51**(19 – 20): 4926 – 4939. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.02.034.
- 17 Zhao L, Guo L J, Bai B F, *et al.* Convective boiling heat transfer and two-phase flow characteristics inside a small horizontal helically coiled tubing once-through steam generator[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, **46**(25): 4779 – 4788. DOI: 10.1016/S0017-9310(03)00354-5.
- 18 Wu J X, Li Z, Li S G, *et al.* Numerical simulation research on two-phase flow boiling heat transfer in helically coiled tube[J]. Nuclear Engineering and Design,

- 2022, **395**: 111827. DOI: 10.1016/j. nucengdes. 2022. 111827.
- 19 Zeng M, Zhang G P, Li Y, *et al.* Geometrical parametric analysis of flow and heat transfer in the shell side of a spiral-wound heat exchanger[J]. Heat Transfer Engineering, 2015, **36**(9): 790 - 805. DOI: 10.1080/01457632.2015.963386.
- 20 Lu X, Zhang G P, Chen Y T, *et al.* Effect of geometrical parameters on flow and heat transfer performances in multi-stream spiral-wound heat exchangers[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, **89**: 1104 - 1116. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.04.084.
- 21 Miansari M, Darvishi M R, Toghraie D, *et al.* Numerical investigation of grooves effects on the thermal performance of helically grooved shell and coil tube heat exchanger[J]. Chinese Journal of Chemical Engineering, 2022, **44**: 424 - 434. DOI: 10.1016/j.cjche.2021.05.038.
- 22 Haskins D A, El-Genk M S. CFD analyses and correlation of pressure losses on the shell-side of concentric, helically-coiled tubes heat exchangers[J]. Nuclear Engineering and Design, 2016, **305**: 531 - 546. DOI: 10.1016/j.nucengdes.2016.05.014.
- 23 吴志勇, 陈杰, 浦晖, 等. LNG 绕管式换热器壳侧过热态流动的数值模拟[J]. 煤气与热力, 2014, **34**(8): 6 - 11. DOI: 10.13608/j.cnki.1000-4416.2014.08.012.
- WU Zhiyong, CHEN Jie, PU Hui, *et al.* Numerical simulation of superheated flow of refrigerant at shell side of LNG spiral wound heat exchanger[J]. Gas & Heat, 2014, **34**(8): 6 - 11. DOI: 10.13608/j.cnki.1000-4416.2014.08.012.
- 24 汤奇雄, 陈高飞, 郭浩, 等. 绕管换热器壳侧气相流动实验与数值模拟[J]. 低温工程, 2017(5): 1 - 5, 11. DOI: 10.3969/j.issn.1000-6516.2017.05.001.
- TANG Qixiong, CHEN Gaofei, GUO Hao, *et al.* Experimental and numerical investigation on gas flow in shell side of spiral-wound heat exchangers[J]. Cryogenics, 2017(5): 1 - 5, 11. DOI: 10.3969/j.issn.1000-6516.2017.05.001.
- 25 何娜. 绕管式换热器壳侧液体降膜流动和传热特性研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2022. DOI: 10.27206/d.cnki.ggsu.2022.000100.
- HE Na. The research on flow and heat transfer characteristics of liquid falling film flow in the shell side of spiral wound heat exchangers[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2022. DOI: 10.27206/d.cnki.ggsu.2022.000100.
- 26 Romatoski R R, Hu L W. Fluoride salt coolant properties for nuclear reactor applications: a review[J]. Annals of Nuclear Energy, 2017, **109**: 635 - 647. DOI: 10.1016/j.anucene.2017.05.036.
- 27 Zhang X Y, Dai J X, Zhang W, *et al.* Prediction of thermodynamic properties and microstructure of UF₄ in LiF-BeF₂ and LiF-NaF-KF systems through molecular dynamics simulation[J]. Journal of Nuclear Materials, 2025, **616**: 156054. DOI: 10.1016/j.jnucmat.2025.156054.
- 28 The dow chemical company. SYLTHERM™ 800 stabilized heat transfer fluid [EB/OL]. [2026-02-05]. <https://www.dow.com/zh-cn/document-viewer.html?docPath=/content/dam/dcc/documents/176/176-01469-01-syltherm-800-stabilized-heat-transfer-fluid.pdf>.
- 29 陈聪. 熔盐强迫对流及混合对流传热研究[D]. 北京: 北京工业大学, 2013.
- CHEN Cong. Study on forced convective and mixed convective heat transfer with molten salt[D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2013.
- 30 王肖逸, 卢俊文, 周璐璐, 等. 润滑油加氢装置缠绕管式换热器设计与应用[J]. 化工与医药工程, 2024, **45**(4): 44 - 49.
- WANG Xiaoyi, LU Junwen, ZHOU Lulu, *et al.* Design and application of spiral wounded heat exchanger for lube oil hydrogenation unit[J]. Chemical and Pharmaceutical Engineering, 2024, **45**(4): 44 - 49.
- 31 Patil R K, Shende B W, Ghosh P K. Designing a helical-coil heat exchanger[J]. Chemical Engineer, 1982, **89**(3): 85 - 88.
- 32 Messa C J, Foust A S, Poehlein G W. Shell-side heat transfer coefficients in helical coil heat exchangers[J]. Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development, 1969, **8**(3): 343 - 347.
- 33 Wu J X, Tian Q H, Sun X Z, *et al.* Numerical simulation and experimental research on the comprehensive performance of the shell side of the spiral wound heat exchanger[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, **163**: 114381. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114381.
- 34 Tsai J T, Liu T K, Chou J H. Hybrid Taguchi-genetic algorithm for global numerical optimization[J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2004, **8**(4): 365 - 377. DOI: 10.1109/TEVC.2004.826895.