

铅-超临界二氧化碳换热器耦合流动传热特性研究

李良星, 雷振欣, 赵浩翔, 石尚, 许向阳, 向祖涛

(西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为探究螺旋盘管式主换热器内的耦合流动传热机理,基于等长度分段模型,构建了以液态铅和超临界二氧化碳为工质的螺旋盘管式主换热器原型及模化比例样件的理论设计方法,并利用相似性原理完成了主换热器小比例样件设计。以主换热器小比例样件为研究对象,通过 SST $k-\omega$ 湍流模型数值分析了液态铅和超临界二氧化碳在螺旋盘管换热器内的流动传热特性。计算结果表明:螺旋盘管换热器内耦合流动传热性能主要受壳侧质量流量、管侧质量流量和壳侧工质入口温度影响;管侧超临界二氧化碳质量流量对螺旋盘管换热器内耦合流动传热性能的影响最为显著,在超临界二氧化碳质量流量增加 52.4% 的条件下,螺旋管的平均表面换热系数增大了 21.2%;在壳侧液态铅的质量流量和入口温度分别增大 94.6%、20 K 的情况下,螺旋管内的表面传热系数分别增大了 5.5%、3.3%。该研究可为螺旋盘管式换热器的工况选择和高效设计提供理论指导。

关键词: 铅冷快堆;螺旋盘管换热器;模化比例样件;耦合流动传热

中图分类号: TL333 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202410019 **文章编号:** 0253-987X(2024)10-0212-10

Conjugated Flow and Heat Transfer Characteristics of Liquid Lead and Supercritical Carbon Dioxide in Spiral Coil Heat Exchanger

LI Liangxing, LEI Zhenxin, ZHAO Haoxiang, SHI Shang, XU Xiangyang, XIANG Zutao

(State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To investigate the conjugated flow and heat transfer mechanism of the spiral coil heat exchanger, the theoretical design method of the prototype and scaled sample of the spiral coil heat exchanger using liquid lead and supercritical carbon dioxide as working fluid is established based on the equal-length piecewise model, and the small-scale sample of the spiral coil heat exchanger is designed using the principle of similarity. With the small-scale sample designed as the object of study, the flow and heat transfer characteristics of liquid lead and supercritical carbon dioxide in the spiral coil heat exchanger are numerically analyzed by using the SST $k-\omega$ turbulence model. The results show that the conjugated flow and heat transfer performance in the spiral coil heat exchanger was mainly influenced by the shell-side mass flow rate, tube-side mass flow rate, and shell-side inlet temperature of working fluid. Among these factors, the tube-side mass flow rate of supercritical carbon dioxide had the most significant impact on the conjugated flow and heat transfer performance in the spiral coil heat exchanger. The average surface heat transfer coefficient of the spiral tube increased by 21.2% when the mass flow rate of supercritical carbon

dioxide increased by 52.4%, and the surface heat transfer coefficients in the spiral tube increased by 5.5% and 3.3% when the shell-side mass flow rate and inlet temperature of liquid lead increased by 94.6% and 20 K, respectively. This study may provide theoretical guidance for the selection of operation parameters and efficient design of the spiral coil heat exchanger.

Keywords: lead-cooled fast reactor; spiral coil heat exchanger; scaled sample; conjugated flow and heat transfer

铅冷快堆(LFR)是目前第 4 代核反应堆中极具发展前景的堆型之一,具有安全性能好、经济性高、结构设计紧凑、核热传输效率高等优点,国内外众多核能研究机构已对其开展了大量的理论研究和工程实践工作^[1-4]。铅冷快堆一回路系统的冷却剂采用液态铅或铅铋合金(LBE),系统可在低压运行且无中间回路,使得铅冷快堆在小型化方面具有明显的优势^[5-6]。超临界二氧化碳(sCO₂)布雷顿循环与铅冷快堆相结合可以进一步增强铅冷快堆小型化的优势^[7-8]。因此,以液态铅和超临界二氧化碳作为一、二回路换热工质的铅冷快堆主换热器具有重要的研究价值。

主换热器是实现铅冷快堆内热量传递的核心部件,其性能会直接影响反应堆的经济效益。管壳式换热器是传统换热器型式的一种,已经在许多工程领域被广泛应用,具有相当成熟的设计及制造工艺,因此被作为铅冷快堆主换热器的首要选择。目前已有的壳管式换热器理论设计多以直管作为换热管的型式^[9-12],这种管型制造成本低、结构简单,但会造成换热器的整体长度较长,不利于铅冷快堆的小型化。而螺旋盘管式换热器在相同的换热管长度下可以使换热器结构更为紧凑,同时能提高换热器的换热效率,并且已经在其他类型的核反应堆中得到了应用^[13-15]。

王明军等^[16]通过数值模拟方法对高温气冷堆螺旋管蒸汽发生器内的热工水力特性开展了研究。丁学友等^[17]针对铅铋反应堆中螺旋管蒸汽发生器中液态铅铋-水/水蒸汽的热工水力特性开展了数值模拟研究,获得了铅铋合金的压降以及温度分布特征。岳清雯等^[18]采用计算流体动力学(CFD)软件数值模拟了高温水和低温水在水平螺旋管换热器中的流动换热特性,结果表明,壳侧流量和雷诺数对强化传热有显著影响。肖遥等^[19]建立了水在螺旋管内的传热与阻力特性的基础热工实验数据库,明确了周向非均匀传热与沿程传热机制的转变规律。从目前对螺旋盘管式换热器内工质流动传热特性的研究可以发现,针对超临界二氧化碳和液态铅为换热工质的

耦合流动换热特性的研究尚较为缺乏。

本研究首先建立了铅冷快堆中螺旋盘管式换热器的数理模型,基于等长度分段模型以及 MATLAB 语言编写了主换热器设计程序并进行了初步理论设计;接着,通过相似性原理推导出了主换热器的比例模化准则,完成了主换热器比例模化样件的设计;最后,利用数值方法研究了换热器内工质的流动传热特性,研究结果对揭示铅冷快堆螺旋盘管式主换热器内的耦合流动传热机理有重要意义。

1 主换热器设计方法

1.1 热工水力模型

螺旋盘管式换热器的管束几何结构如图 1、2 所示。图中 H 、 D_n 、 α_n 、 d_o 、 d_i 、 S_T 、 S_L 、 D_{in} 、 D_{out} 分别为换热管高度、第 n 层换热管螺旋直径、第 n 层换热管的螺旋上升角、管外径、管内径、径向节距、轴向节距、中心柱直径及套筒内径。

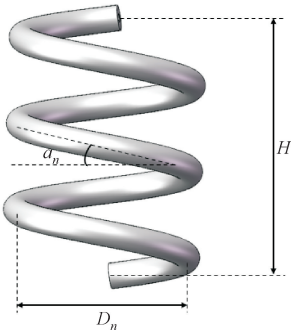


图 1 单根螺旋管示意图

Fig. 1 Schematic diagram of a single helical tube

采用对数平均温差法对主换热器传热进行计算,表达式如下

$$Q = kA \Delta T_m \tag{1}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{h_s} \tag{2}$$

式中: Q 为换热量, W; A 为换热面积, m²; ΔT_m 为对数平均温差, K; k 为传热系数, W · m⁻² · K⁻¹; h_i 、 h_s 为壳侧、管侧对流传热系数, W · m⁻² · K⁻¹; λ 为热导率, W · m⁻¹ · K⁻¹。

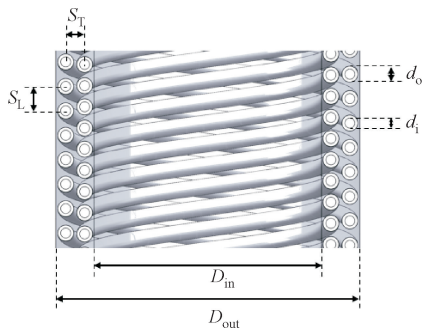


图 2 螺旋盘管换热器结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of a helical coil heat exchanger

壳侧液态铅的流动可以近似地看作横流管束流动,因此采用文献[20-21]基于液态汞横流管束实验数据得出的关联式计算液态铅的努塞尔数 Nu ,采用文献[22]关联式计算管侧 $s\text{CO}_2$ 的 Nu ,该关联式考虑了螺旋管螺旋直径的影响,适合螺旋管这种管型的传热计算。表达式分别如下

$$Nu_s = 5.5 + 0.025Pe^{0.8}_{vmax} \tag{3}$$

$$Nu_t = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}\left(1 + 3.54\frac{d_o}{D}\right) \tag{4}$$

式中: Pe_{vmax} 为基于管间最小流通面积的贝克莱数; Re 为雷诺数; Pr 为普朗特数; D 为螺旋直径。

采用文献[23]提出的关系式计算壳侧液态铅的流动阻力压降,即

$$\Delta P_s = \left(\frac{S_T}{d_o} - 1\right)^{-0.5} Re^{-0.2} H\epsilon \frac{\rho U_{Pb}^2}{S_L} \tag{5}$$

式中: ρ 为液态铅的密度; ϵ 为冲刷角修正系数,取值为 1; U_{Pb} 为液态铅的流速。

管侧 $s\text{CO}_2$ 的流动阻力压降计算如下

$$\Delta P_t = f \frac{L}{d_i} \frac{\rho V_{sCO_2}^2}{2} \tag{6}$$

式中: L 为换热管长度; V_{sCO_2} 为 $s\text{CO}_2$ 的流速; f 为螺旋管摩擦因子,关系式^[24]为

$$f = 0.304Re^{-0.25} + 0.029\left(\frac{d_i}{D}\right)^{0.5} \tag{7}$$

1.2 设计方法及设计程序

由于液态铅及 $s\text{CO}_2$ 的物性参数会随温度 T 发生变化,因此在主换热器的设计中不能将换热器内工质视为常物性进行整体计算。本研究中液态铅的物性通过文献[25]中所给出的关联式进行计算,具体关系式如表 1 所示。 $s\text{CO}_2$ 的物性采用 NIST 物性数据库中对应范围内的物性数据。

表 1 液态铅的物性关系式

Table 1 Formulas for the physical properties of liquid lead

物性	关系式
密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	$11\,441 - 1.279\,5T$
黏度 $\mu/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	$4.55 \times 10^{-4} \exp(1\,069/T)$
导热率 $\lambda/(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	$9.2 + 0.011T$
比热容 $c_p/(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	$175.1 - 4.961 \times 10^{-2}T + 1.985 \times 10^{-5}T^2 - 1.524 \times 10^{-6}T^{-2} - 2.099 \times 10^{-9}T^3$

考虑到物性变化对换热器设计结果的影响,本研究采用等长度分段模型进行主换热器的设计,示意图如图 3 所示,图中 $T_{h,in}$ 为液态铅入口温度, $T_{h,out}$ 为液态铅出口温度, $T_{c,in}$ 为超临界 CO_2 入口温度, $T_{c,out}$ 为超临界 CO_2 出口温度。等长度分段模型将换热管分为 N 个换热单元,在每个换热单元中近似认为液态铅和超临界二氧化碳的物性参数为常数,将第 $N-1$ 个换热单元的出口条件作为第 N 个换热单元的入口条件。当换热单元的数量足够多时,就可将流体物性变化的影响降到最低,从而实现模拟变物性计算的效果。

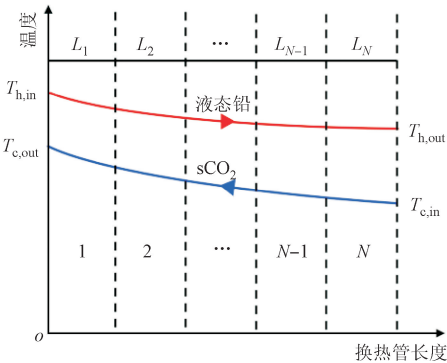


图 3 等长度分段模型示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the equal-length piecewise model

1.3 设计结果

主换热器运行条件如表 2 所示。通过将表 2 中的设计要求输入铅冷快堆主换热器设计程序,可得到螺旋管式主换热器的设计结果,如表 3 所示。

表 2 主换热器运行条件

Table 2 Operating conditions of the primary heat exchanger

运行参数	数值
换热功率/MW	12.5
壳侧进出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	600,450
管侧进出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	360,560
壳侧压力/MPa	0.1
管侧压力/MPa	20
液态铅质量流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	571

表 3 主换热器设计结果

Table 3 Design results of the primary heat exchanger

设计变量	数值
换热管外径/mm	8.0
换热管内径/mm	6.6
径向节距/mm	10
轴向节距/mm	10
螺旋管层数	45
换热管数	1 800
中心柱直径/mm	100
套筒内径/mm	1 016
第 1 层螺旋管数	18
sCO ₂ 质量流量/(kg·s ⁻¹)	51.3
平均螺旋上升角/(°)	14.3
换热面积/m ²	112.7

由于设计的主换热器换热管数过多且体积过大,导致直接开展数值模拟研究的开销较大,因此本研究进一步通过相似性原理推导出主换热器的比例模化准则,进行主换热器比例模化样件的设计。

2 主换热器模化设计

2.1 比例模化准则

在连续化的工业生产中,换热器内进行的大都是稳态传热过程。此外,使用换热器的实验系统为封闭回路,工质的流动主要靠密度差以及泵共同驱动,与之相比,重力的影响可以忽略。因此,对主换热器及其样件中工质的流动做出如下假设:在一段时间后流动传热可以达到稳态,即定常;不考虑重力影响,无其他外力作用;主换热器中无其他源项。

根据上述假设对控制方程组进行简化,可得到主换热器原型及比例模化样件内任意一点流体的微分控制方程组,表示如下

$$\left\{\begin{aligned} \left(\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i}\right)' &= 0 \\ \left(\rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)' &= \left(-\frac{\partial P}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) + \right. \\ &\quad \left. \mu \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right)' \\ \left(\frac{\partial(\rho u_i T)}{\partial x_i}\right)' &= \left(\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_i}\right)\right)' \end{aligned}\right. \quad (8)$$

$$\left\{\begin{aligned} \left(\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i}\right)'' &= 0 \\ \left(\rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)'' &= \left(-\frac{\partial P}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) + \right. \\ &\quad \left. \mu \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right)'' \\ \left(\frac{\partial(\rho u_i T)}{\partial x_i}\right)' &= \left(\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_i}\right)\right)'' \end{aligned}\right. \quad (9)$$

式中:下标*i*、*j*分别表示*X*、*Y*方向;*u_i*、*u_j*分别为沿*X*、*Y*方向的速度分量;*x_i*、*x_j*分别为*X*、*Y*方向的坐标;*P*为流体压力;*T*为流体温度;上标'和''分别表示主换热器原型和主换热器比例模化样件。

引入各个变量之间的一系列相似倍数,表达式如下

$$\left\{\begin{aligned} \frac{\rho'}{\rho''} &= C_\rho; \frac{u'}{u''} = \frac{v'}{v''} = \frac{w'}{w''} = C_V \\ \frac{\mu'}{\mu''} &= C_\mu; \frac{x'}{x''} = \frac{y'}{y''} = \frac{z'}{z''} = C_L; \frac{P'}{P''} = C_P \\ \frac{C'_p}{C''_p} &= C_c; \frac{T'}{T''} = C_T; \frac{\lambda'}{\lambda''} = C_\lambda; \frac{h'}{h''} = C_h \end{aligned}\right. \quad (10)$$

式中:*C_L*为几何相似倍数;*C_V*为运动相似倍数;*C_ρ*、*C_μ*、*c_ρ*、*C_c*、*C_T*、*C_λ*、*C_h*分别为与密度、黏度、压力、比热容、温度、热导率和对流换热系数相关的物性相似倍数;*x*、*y*、*z*分别为*X*、*Y*、*Z*方向上的坐标;*u*、*v*、*w*分别为*X*、*Y*、*Z*方向上的速度。

式(10)中的一系列相似倍数与所选取的空间坐标和时间无关,在流动物理量的变化过程中,某一瞬时所对应的空间位置上均应满足这些相似倍数。这些相似倍数取决于所研究流动的起始条件和边界条件,以及流体在这些流动中的力学性质。

将式(10)代入换热器原型和比例模化样件的动量守恒方程,可得

$$\frac{C_\rho C_V^2}{C_L} = \frac{C_P}{C_L} = \frac{C_\rho C_V}{C_L^2} \quad (11)$$

式(11)中的每项同除以*C_P/C_L*,可得

$$C_P/(C_\rho C_V^2) = C_\mu/(C_\rho C_V C_L) = 1 \quad (12)$$

将式(12)代入换热器原型的动量守恒方程,可得到相似准则数欧拉数*Eu*和雷诺数*Re*相等。这两个相似准则数相等,则能够保证换热器原型和比例模化样件的流动现象相似。

将式(10)应用于换热器原型和换热器比例模化样件的能量守恒方程,可得

$$\frac{C_p C_h C_V}{C_L} = \frac{C_h C_T}{C_L^2} \tag{13}$$

将式(13)代入换热器原型的能量守恒方程,整理可得相似准则数贝克莱数 Pe 相等。 Pe 相等,则能保证原型和比例模化样件的传热现象相似。

本文的研究重点是换热器内流体间的耦合传热行为,因此在局部模化中优先保证 Pe 相等,以此为基础可推导出相似倍数的值。

2.2 比例模化样件设计结果

建立主换热器比例模化准则后,基于 MATLAB 语言编写了主换热器比例模化样件设计程序。完成程序调试后,给定输入参数对主换热器比例模化样件进行了计算,最终得到比例模化样件的各项参数,如表 4 所示。

表 4 主换热器比例模化样件设计结果

Table 4 Design results of the primary heat exchanger scale model sample

变量	数值
换热管外径/mm	8.0
换热管内径/mm	6.6
径向节距/mm	10
轴向节距/mm	10
螺旋管层数	2
换热管数	10
中心柱直径/mm	45
套筒内径/mm	112
第 1 层螺旋管头数	5
sCO ₂ 质量流量/(kg·s ⁻¹)	0.3
平均螺旋上升角/(°)	14.6
换热面积/m ²	2.9

3 耦合流动传热特性数值研究

目前,针对液态金属、超临界流体流动传热特性的研究多是基于单一工质进行,本研究将同时考虑液态铅、超临界 CO₂ 在螺旋盘管式换热器内壳、管两侧的流动和传热特性,采用数值模拟研究液态铅、超临界 CO₂ 耦合流动传热特性。

3.1 模型建立

3.1.1 几何模型

根据主换热器小比例样件,构建了如图 4 所示的换热器模型。换热器由两层换热管组成,每一层换热管均为 5 根,换热器底部的超临界二氧化碳入口处有 10 根换热管,它们在圆周方向上均匀排布。

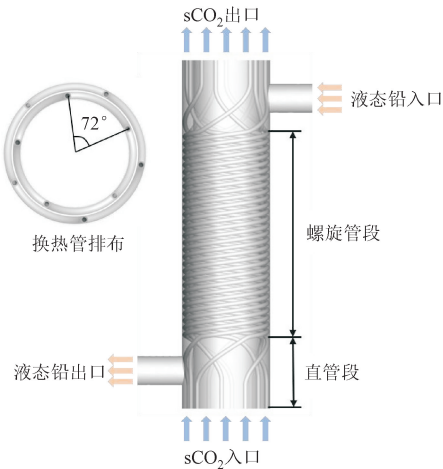


图 4 主换热器样件几何模型示意图
Fig. 4 Schematic diagram of geometric model of the primary heat exchanger sample

3.1.2 数学模型

本研究采用 ANSYS Fluent 软件对控制方程进行离散求解,从而获得稳态数值结果。不考虑重力时,液态铅与超临界二氧化碳在主换热器样件内的稳态耦合流动传热由下列方程组控制。

连续性方程为

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \tag{14}$$

动量守恒方程为

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} \left((\mu + \mu_t) \cdot \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} (\mu + \mu_t) \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \tag{15}$$

式中:下标 k 表示 Z 方向。

能量守恒方程为

$$\frac{\partial(\rho u_i c_p T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial(c_p T)}{\partial x_i} \right] \tag{16}$$

式中: μ_t 为湍流动力黏度; Pr_t 为湍流普朗特数。

与其他湍流方程相比,SST $k-\omega$ 模型使用混合函数,结合了 $k-\epsilon$ 、 $k-\omega$ 模型的特点,适合于存在逆压梯度的边界层流动、流动分离等的模拟。此外,前期的研究工作^[26]表明,SST $k-\omega$ 模型预测的无量纲湍动能最大值与直接数值模拟(DNS)数据之间的误差最小。因此,本研究中采用 SST $k-\omega$ 模型,湍流方程可描述为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k + G_b \tag{17}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\omega u_i) =$$
$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega + G_{\omega b} \quad (18)$$

式中： t 为时间； ω 为比耗散率； Γ_k 、 Γ_ω 为有效扩散项； G_k 、 G_ω 为产生项； Y_k 、 Y_ω 为湍流耗散项； S_k 、 S_ω 为用户自定义源项； G_b 、 $G_{\omega b}$ 为浮升力项； D_ω 为交叉扩散项。

3.1.3 网格无关性验证

为了验证网格无关性,采用 ICEM 软件划分了 4 组网格。用于验证的工况如下:液态铅入口温度为 873 K,入口流量为 $6.17\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$,超临界二氧化碳入口温度为 633 K,入口流量为 $0.285\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ 。以管侧和壳侧在沿高度方向上的温度、压力分布作为网格无关性评价的标准,两侧划分网格的具体数量及误差如图 5 所示。

由图 5 可知,主换热器两侧流体的压力分布对网格密度的变化较为敏感,而温度分布随网格密度的变化较小。壳侧和管侧的第 3 套、4 套网格之间压降的误差较小,由此可认为,继续增加网格密度对换热器两侧流体的温度和压降分布没有影响。因此,壳侧和管侧均选择第 3 套网格进行后续计算。

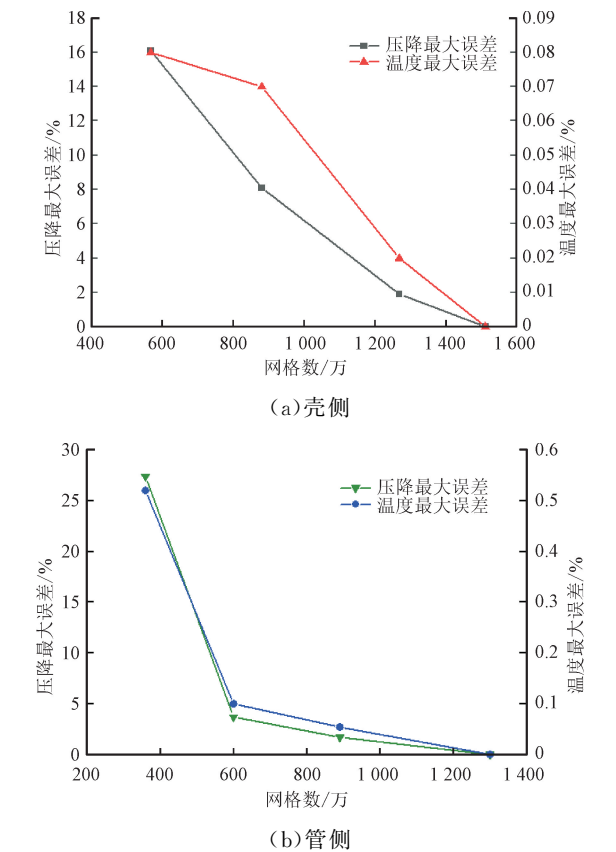


图 5 网格无关性验证

Fig. 5 Grid independence verification

3.2 模型验证

目前,液态铅与超临界二氧化碳在螺旋盘管式换热器内耦合流动传热的实验研究还不够成熟,因此采用壳侧和管侧分别进行的方式,对本研究耦合传热数值模拟模型的有效性进行验证。

3.2.1 壳侧模型验证

本研究中壳侧液态铅为横流错排管束,且工况范围大,物性与汞、钠钾合金等用于实验的工质不同,导致目前的传热关联式均不能对冷却条件下液态铅横流错排管束的传热进行良好预测。根据前人的研究,基于 $Nu = a + bPe_{vmax}^c$ 形式,提出了液态铅横流错排管束的传热关联式,即

$$Nu = 13.8 + 0.041Pe_{vmax}^{0.875} \quad (19)$$

该关联式的适用范围为: $100 < Pe_{vmax} < 4\,500$, $0.007 < Pr < 0.025$, $1.4 < S_L/d_o < 2.0$ 。

根据式(19)得到的努塞尔数预测值与数值模拟结果的对比,如图 6 所示,关联式预测值的 10% 误差线标注在图中,可知所有工况计算得到的努塞尔数与关联式预测值之间的误差均在 10% 以内。

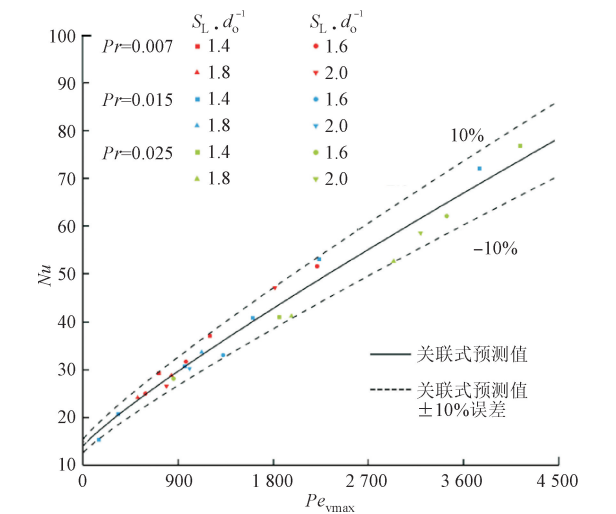


图 6 传热关联式中努塞尔数预测值与数值结果的对比
Fig. 6 Comparison of Nu in heat transfer correlation between the predicted value and the numerical simulation results

3.2.2 管侧模型验证

管侧超临界二氧化碳的流动传热采用文献[27]给出的超临界二氧化碳在单螺旋管内的流动传热实验数据进行验证,建立与其实验研究相同的单螺旋管模型,如图 7 所示,用于验证的实验工况如下:管径为 9 mm,压力为 8 MPa,流量为 $97.8\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$,热流密度为 $9.03\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ 。

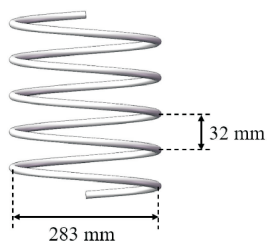


图 7 单螺旋管模型及验证工况

Fig. 7 Single spiral tube model and verification of working conditions

计算单螺旋管中超临界二氧化碳的流动传热,得到超临界二氧化碳的沿程主流温度和周向平均壁温随螺旋管沿管长方向节距 s 与管径 d 比值的变化关系,并与实验数据进行了对比,结果如图 8 所示。

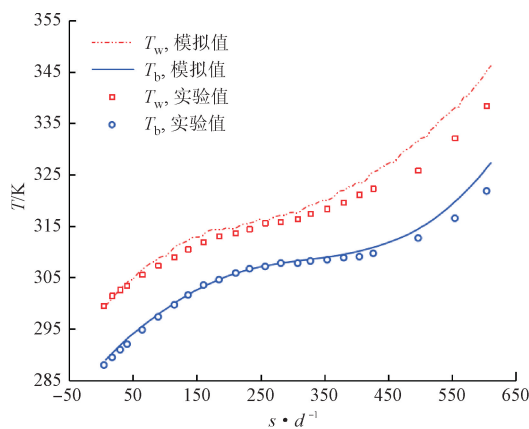


图 8 主流温度和周向平均壁温的模拟值与实验值对比

Fig. 8 Comparison of the simulated and experimental values of the mainstream temperature and circumferential mean wall temperature

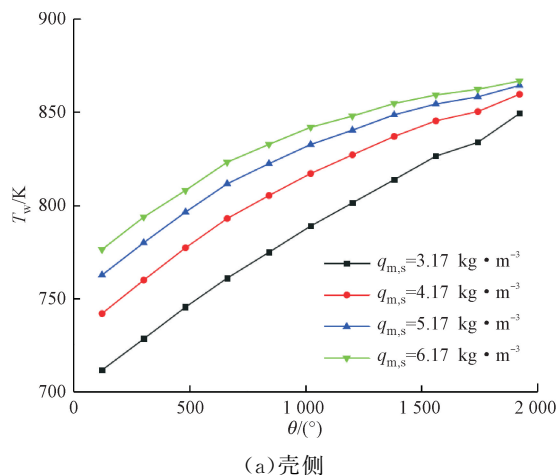
由图 8 可知,主流温度 T_b 、周向平均壁温 T_w 与实验值符合较好,最大误差仅为 2% 左右,因此可认为本文构建的数值模拟模型能够对液态铅和超临界二氧化碳的流动传热进行预测计算,可以用于后续液态铅与超临界二氧化碳在换热器内耦合流动传热的数值模拟研究。

3.3 不同因素对耦合流动传热特性的影响

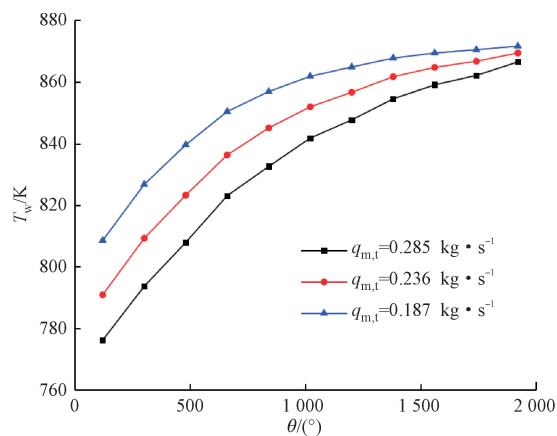
3.3.1 质量流量对壁温和表面传热系数分布的影响

为研究主换热器样件两侧流体的入口条件对换热器整体流动传热性能的影响,进行了不同质量流量对壁温和表面传热系数分布影响的研究,计算结果如图 9、图 10 所示。图 9 中管侧质量流量 $q_{m,t} = 0.258 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$,图 10 中壳侧质量流量 $q_{m,s} = 3.17 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$,壳侧入口温度 $T_{in,s} = 873 \text{ K}$,管侧入口温度 $T_{in,t} = 633 \text{ K}$ 。

从图 9(a)可以看出,随着液态铅质量流量的增大,其热流量增大,液态铅在同一高度处的整体温度升高,因此同一旋转角处螺旋管的内壁温升高。随着螺旋管旋转角的增加,壁温之间的差距逐渐减小,这是因为越靠近螺旋管段出口时,螺旋管壁温的增加幅度越小,其最高壁温受到液态铅入口温度的限制,不能超过液态铅的入口温度。从图 9(b)可以看出,随着超临界二氧化碳质量流量的增大,同一旋转角处螺旋管内壁温降低,而壁温之间的差距同样随着旋转角的增大而减小,这是由于换热器内传热能力的增强,更多的热量被螺旋管内的超临界二氧化碳吸收所导致的。



(a) 壳侧



(b) 管侧

图 9 不同质量流量下螺旋管沿程壁温的分布

Fig. 9 Wall temperature distribution along the spiral tube under different mass flow rate

由图 10(a)可知,同一旋转角处螺旋管内的表面传热系数随着液态铅质量流量的增大而增大,且平均表面传热系数也逐渐增加;对比液态铅质量流量分别为 3.17 、 $6.17 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 的工况,发现质量流量增大了 94.6%,表面传热系数增大了 5.5%。从图 10(b)可以发现:随着 sCO_2 质量流量的增大,螺旋管内表面传

热系数的分布以及平均表面传热系数的变化趋势与增大液态铅质量流量时的趋势相同;对比超临界二氧化碳质量流量分别为 $0.187、0.285\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ 的工况后发现,当质量流量增大 52.4% 时,表面传热系数增大了 21.2% 。与单一工质的流动传热特性不同,螺旋管沿程传热系数受两侧工质的耦合流动传热影响。随着管内 sCO_2 流速的增大,管内沿程传热系数增大;但受壳侧液态铅相对低流速、高热惯性等特性的影响,换热器沿程传热系数可能会存在波动现象。图 9、图 10 的结果表明: sCO_2 的质量流量对液态铅与 sCO_2 的耦合传热性能影响更大,这是由于液态铅的热导率远高于 sCO_2 ,导致换热器壳侧的表面传热系数大于管侧的传热系数,因此主换热器样件内的传热热阻主要集中在 sCO_2 一侧。

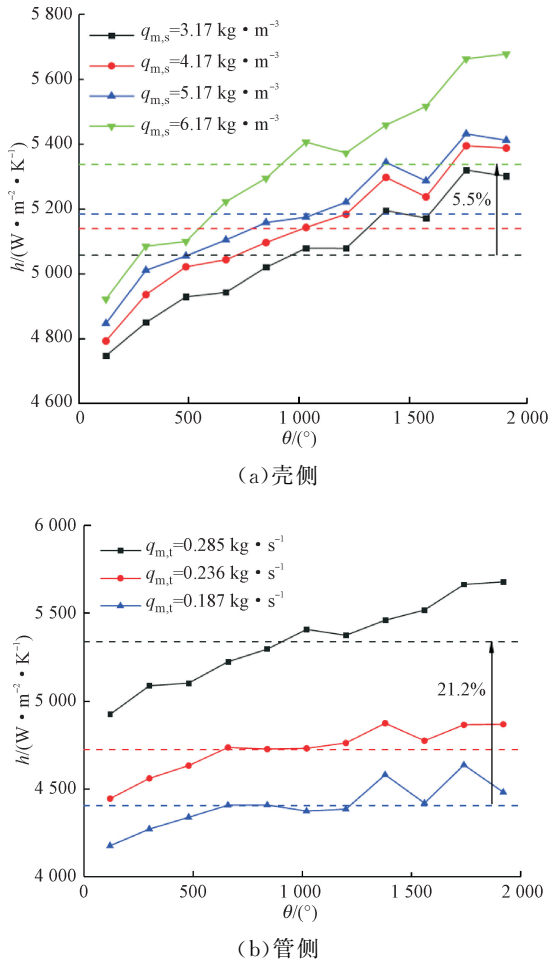


图 10 不同质量流量下螺旋管沿程表面传热系数的分布
Fig.10 Distribution of heat transfer coefficient along the surface of spiral tube under different mass flow rate

3.3.2 工质入口温度对壁温和传热系数分布的影响
不同工质入口温度下螺旋管沿程壁温的分布和沿程表面传热系数的分布如图 11、12 所示。

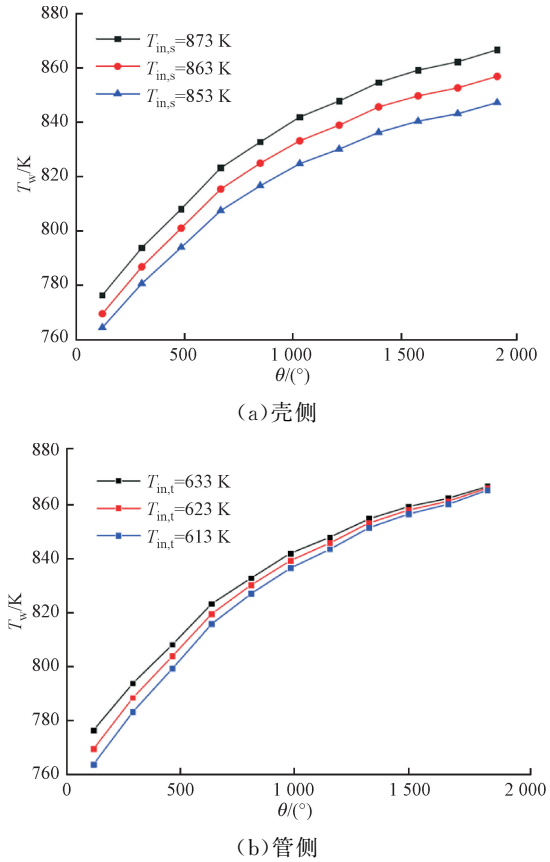


图 11 不同工质入口温度下螺旋管沿程壁温的分布
Fig.11 Wall temperature distribution along the spiral tube under different inlet temperature of working fluid

从图 11(a)可以看出,同一旋转角处的内管壁温度随着液态铅入口温度的增大而增大。不同工况下,螺旋管后半程的内壁温之间的差值大于螺旋管的前半程。从图 11(b)可以看出,同一旋转角处的内管壁温度随着超临界二氧化碳入口温度的增大而增大,但不同工况下,螺旋管后半程的内壁温之间的差值小于螺旋管的前半程,这同样是由于出口温度限制了壁温的上限。对比图 11(a)、(b)可以发现,超临界二氧化碳入口温度对螺旋管内壁温的影响明显小于液态铅的入口温度,表明超临界二氧化碳的入口温度对主换热器内工质的耦合流动传热影响较小。

从图 12(a)可以看出,同一旋转角处,螺旋管内的表面传热系数随着液态铅入口温度的增大而增大,平均表面传热系数也逐渐增大。这是因为随着液态铅入口温度的增大,液态铅在换热器内的整体温度升高,使得液态铅的动力黏度降低,增加了液态铅在换热器内的流速,起到了强化传热的作用。将液态铅入口温度分别为 $873、853\text{ K}$ 的工况进行对

比,发现温度增加 20 K,螺旋管内的平均表面传热系数增加 3.3%。从图 12(b)可以看出,超临界二氧化碳的入口温度对螺旋管内表面传热系数的影响较小且无明显规律,表现为在入口温度分别为 633、613 K 时,螺旋管内的平均表面传热系数几乎相同。这是由于超临界二氧化碳的动力黏度和热导率均随着温度的增大而增大,对传热同时起到了弱化和强化的作用,使得螺旋管内表面传热系数无显著变化规律。

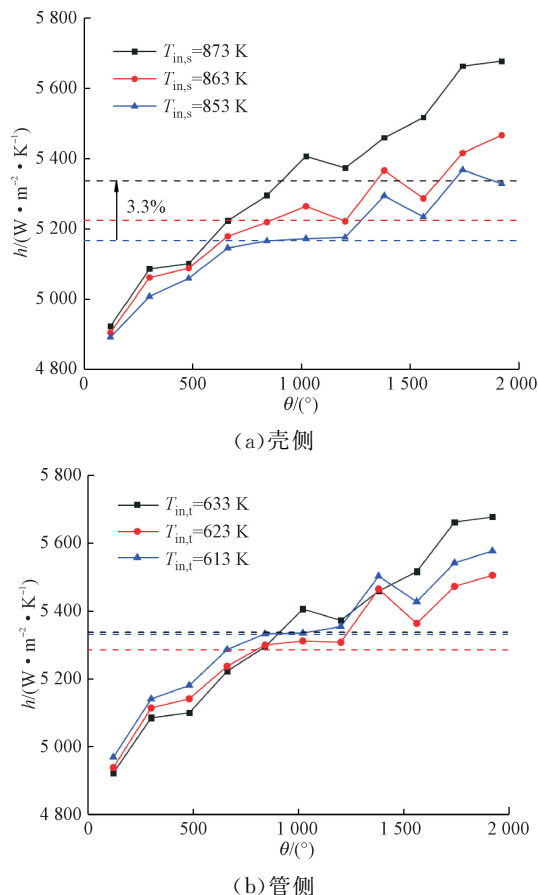


图 12 不同工质入口温度下螺旋管沿程表面传热系数的分布

Fig. 12 Distribution of heat transfer coefficient along the helical tube surface under different inlet temperature of working fluid

4 结 论

本文构建了一种螺旋盘管式换热器原型及样件的理论设计方法,采用数值模拟方法研究了超临界二氧化碳与液态铅耦合换热特性,得到的主要结论如下。

(1)主换热器样件的传热热阻主要集中在管侧,增大壳侧质量流量、管侧质量流量或提高壳侧工质

的入口温度都可以提高换热器的耦合流动传热性能。

(2)管侧超临界二氧化碳的质量流量对耦合传热性能的影响最为显著,在超临界二氧化碳的质量流量增大 52.4% 的情况下,螺旋管的平均表面换热系数增大了 21.2%。因此,在主换热器设计时,应优先选取合适的管侧超临界二氧化碳质量流量。

参考文献:

- [1] LU Yiming, GUO Zhangpeng, GONG Ya, et al. Optimal study of swordfish fin microchannel heat exchanger for the next generation nuclear power conversion system of lead-based reactor [J]. Annals of Nuclear Energy, 2022, 165: 108679.
- [2] ALEMBERTI A. The lead fast reactor: an opportunity for the future? [J]. Engineering, 2016, 2(1): 59-62.
- [3] ZHANG Yan, WANG Chenglong, LAN Zhike, et al. Review of thermal-hydraulic issues and studies of lead-based fast reactors [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2020, 120: 109625.
- [4] 沈秀中, 于平安, 杨修周, 等. 铅冷快堆固有安全性的分析 [J]. 核动力工程, 2002, 23(4): 75-78.
SHEN Xiuzhong, YU Pingan, YANG Xiuzhou, et al. Inherent safety analysis for lead cooled fast breeder reactor [J]. Nuclear Power Engineering, 2002, 23(4): 75-78.
- [5] YVON P. Structural materials for generation IV nuclear reactors [M]. Cambridge, UK: Woodhead Publishing, 2017.
- [6] XU Chi, LI Yang, JIN Ming, et al. Preliminary design and analysis on the cogeneration system for small modular lead-cooled fast reactor [J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 174: 115302.
- [7] AHN Y, BAE S J, KIM M, et al. Review of supercritical CO₂ power cycle technology and current status of research and development [J]. Nuclear Engineering and Technology, 2015, 47(6): 647-661.
- [8] DOSTAL V, HEJZLAR P, DRISCOLL M J. The supercritical carbon dioxide power cycle: comparison to other advanced power cycles [J]. Nuclear Technology, 2006, 154(3): 283-301.
- [9] 王桂梅, 陈红丽. 铅基反应堆主换热器结构优化及热工水力分析 [J]. 中国科学技术大学学报, 2014, 44(12): 1007-1013.
WANG Guimei, CHEN Hongli. Structure optimization and thermal-hydraulic analysis of primary heat ex-

- changer of a lead-based reactor [J]. Journal of University of Science and Technology of China, 2014, 44(12): 1007-1013.
- [10] CHEN Fei, CAI Jun, LI Xunfeng, et al. 3D numerical simulation of fluid-solid coupled heat transfer with variable property in a LBE-helium heat exchanger [J]. Nuclear Engineering and Design, 2014, 274: 66-76.
- [11] DAMIANI L, MONTECUCCO M, PINI PRATO A. Conceptual design of a bayonet-tube steam generator for the ALFRED lead-cooled reactor [J]. Nuclear Engineering and Design, 2013, 265: 154-163.
- [12] DE SANTIS A, VITALE DI MAIO D, CARUSO G, et al. Innovative radiation-based direct heat exchanger for liquid metal cooled reactors [J]. Nuclear Engineering and Design, 2013, 263: 164-171.
- [13] BERSANO A, FALCONE N, BERTANI C, et al. Conceptual design of a bayonet tube steam generator with heat transfer enhancement using a helical coiled downcomer [J]. Progress in Nuclear Energy, 2018, 108: 243-252.
- [14] GRASSO G, PETROVICH C, MATTIOLI D, et al. The core design of ALFRED, a demonstrator for the European lead-cooled reactors [J]. Nuclear Engineering and Design, 2014, 278: 287-301.
- [15] IAEA. Advances in small modular reactor technology developments [EB/OL]. [2022-07-25]. https://aris.iaea.org/Publications/SMR_Book_2020.pdf.
- [16] 王明军, 孙金象, 章静, 等. 高温气冷堆螺旋管蒸汽发生器热工水力特性研究 [J]. 原子能科学技术, 2022, 56(11): 2262-2271.
- WANG Mingjun, SUN Jinxiang, ZHANG Jing, et al. Thermal-hydraulic characteristics analysis method of helical coil steam generator in high temperature gas reactor [J]. Atomic Energy Science and Technology, 2022, 56(11): 2262-2271.
- [17] 丁雪友, 陈志强, 文青龙, 等. 铅铋快堆螺旋管直流蒸汽发生器热工水力特性数值研究 [J]. 核动力工程, 2021, 42(4): 21-26.
- DING Xueyou, CHEN Zhiqiang, WEN Qinglong, et al. Numerical investigation on thermal hydraulics of helical coil tube once through steam generator for LBE fast reactor [J]. Nuclear Power Engineering, 2021, 42(4): 21-26.
- [18] 岳清雯, 赖喜德, 陈小明, 等. 水平螺旋管式换热器的流热耦合传热特性研究 [J]. 热能动力工程, 2021, 36(4): 118-125.
- YUE Qingwen, LAI Xide, CHEN Xiaoming, et al. Study on thermal-fluid coupling heat transfer characteristics of horizontal spirally coiled tubes heat exchanger [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(4): 118-125.
- [19] 肖瑶, 刘茂龙, 陈硕, 等. 螺旋管内热质传输行为与全工况预测模型研究 [J]. 原子能科学技术, 2022, 56(11): 2318-2326.
- XIAO Yao, LIU Maolong, CHEN Shuo, et al. Investigation of heat and mass transfer in helical coil and all-regime prediction model [J]. Atomic Energy Science and Technology, 2022, 56(11): 2318-2326.
- [20] KIRILLOV P L, USHAKOV P A. Heat transfer to liquid metals: specific features, methods of investigation, and main relationships [J]. Thermal Engineering, 2001, 48(1): 50-59.
- [21] MERKEL F. Die grundlagen der wärmeübertragung [M]. Berlin, Germany: Springer, 1927.
- [22] 尹清辽, 孙玉良, 居怀明, 等. 模块式高温气冷堆超临界蒸汽发生器设计 [J]. 原子能科学技术, 2006, 40(6): 707-713.
- YIN Qingliao, SUN Yuliang, JU Huaiming, et al. Supercritical steam generator design of modular high-temperature gas-cooled reactor [J]. Atomic Energy Science and Technology, 2006, 40(6): 707-713.
- [23] ITÔ H. Friction factors for turbulent flow in curved pipes [J]. Journal of Basic Engineering, 1959, 81(2): 123-132.
- [24] SOBOLEV V, VAN DEN BOSCH J, SCHUURMANS P. Database of thermophysical properties of liquid metal coolants for GEN-IV [EB/OL]. [2022-10-26]. <https://researchportal.sckcen.be/en/publications/database-of-thermophysical-properties-of-liquid-metal-coolants-fo>.
- [25] 赵浩翔. 液态铅与超临界二氧化碳流动传热特性研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2023.
- [26] 王淑香, 张伟, 牛志愿, 等. 超临界压力下 CO₂ 在螺旋管内的混合对流换热 [J]. 化工学报, 2013, 64(11): 3917-3926.
- WANG Shuxiang, ZHANG Wei, NIU Zhiyuan, et al. Mixed convective heat transfer to supercritical carbon dioxide in helically coiled tube [J]. CIESC Journal, 2013, 64(11): 3917-3926.

(编辑 赵炜 李慧敏)