

DOI: 10.19666/j.rlfed.202301004

# 螺旋管内超临界二氧化碳换热性能的 模拟和试验研究

夏春杰, 宋嘉梁, 陈永东, 吴晓红  
(合肥通用机械研究院有限公司, 安徽 合肥 230031)

[摘要] 对超临界二氧化碳 (S-CO<sub>2</sub>) 在螺旋管内的对流换热性能进行模拟和试验研究。探讨了热流密度  $q$ 、质量流量  $G$ 、节距  $P$ 、管内径  $d$ 、螺旋半径  $R$  等流动、结构特性对流动传热的影响, 并对各结构特性灵敏度做了量化分析; 搭建了闭式循环的 S-CO<sub>2</sub> 测试平台, 对螺旋管内 S-CO<sub>2</sub> 对流换热性能进行了试验研究, 并基于试验工况数据验证了数值模拟的准确性; 对数据进行处理, 拟合出了 S-CO<sub>2</sub> 的传热关联式。该研究为 S-CO<sub>2</sub> 螺旋管式换热器的热力设计方法奠定了基础, 并在核电及光热发电领域具有一定的工程应用价值。

[关键词] 螺旋管式换热器; 超临界二氧化碳布雷顿循环; 换热性能; 数值模拟

[引用本文格式] 夏春杰, 宋嘉梁, 陈永东, 等. 螺旋管内超临界二氧化碳换热性能的模拟和试验研究[J]. 热力发电, 2023, 52(11): 37-45. XIA Chunjie, SONG Jialiang, CHEN Yongdong, et al. Simulation and experimental research on heat exchange performance of supercritical CO<sub>2</sub> in helical tube[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(11): 37-45.

## Simulation and experimental research on heat exchange performance of supercritical CO<sub>2</sub> in helical tube

XIA Chunjie, SONG Jialiang, CHEN Yongdong, WU Xiaohong  
(Hefei General Machinery Research Institute Co., Ltd., Hefei 230031, China)

**Abstract:** Numerical and experimental studies are conducted on convective heat transfer performance of carbon dioxide (S-CO<sub>2</sub>) flowing in a heated vertical helically coiled tube under supercritical pressure. The influence of flow characteristics and structural characteristics such as heat flux  $q$ , mass flow rate  $G$ , pitch  $P$ , tube inner diameter  $d$ , and spiral radius  $R$  on heat transfer are discussed, and the sensitivity of each structural parameter is studied quantitatively. A closed-loop S-CO<sub>2</sub> test platform was built to conduct experimental research on the convective heat transfer performance of S-CO<sub>2</sub> in the helically coiled tube, and the accuracy of the numerical simulation is verified based on the experimental data. Finally, the heat transfer correlation of S-CO<sub>2</sub> is fitted. The research has laid foundation for the thermal design method of S-CO<sub>2</sub> spiral-wound heat exchanger, and has certain engineering application value for the application and promotion of the spiral-wound S-CO<sub>2</sub> heat exchangers in nuclear power and solar thermal power generations.

**Key words:** spiral-wound heat exchanger; supercritical carbon dioxide Brayton cycle; heat transfer performance; numerical simulation

超临界二氧化碳 (supercritical carbon dioxide, S-CO<sub>2</sub>) 布雷顿循环系统是非常具有潜力的能量转换方式。S-CO<sub>2</sub> 在临界区物性突变现象, 大大提高了效率, 具有安全性高、结构简单、绿色无污染等特点, 在第 4 代先进核能系统以及太阳能热发电等领域具

有巨大的应用潜力<sup>[1-6]</sup>。换热器是 S-CO<sub>2</sub> 循环系统中数量最多、体积最大、成本最高的设备, 对系统效率的提高、系统安全、稳定运行具有极其重要的作用, 是布雷顿循环系统中最为关键的设备之一。

目前印刷电路板式换热器 (PCHE) 因其设备紧

收稿日期: 2023-01-19 网络首发日期: 2023-04-28

基金项目: 安徽省自然科学基金面上项目 (2008085ME152)

Supported by: Anhui Provincial Natural Science Foundation General Project (2008085ME152)

第一作者简介: 夏春杰 (1989), 女, 硕士, 工程师, 主要研究方向为换热器设备设计、传热传质, xchjie2008@163.com.

凑,并能承受极端的高温高压,被众多学者提出可用于系统高低温回热器及冷却器中<sup>[7-8]</sup>。然而 PCHE 存在制造成本巨大、热应力大、不好清洗及难以维护等问题<sup>[9-10]</sup>,且国内还未掌握高温(750 °C以上)合金材料的蚀刻和扩散焊技术,很大程度上限制了我国 S-CO<sub>2</sub> 新一代发电技术的发展。螺旋管式换热器虽占地面积有所增加,但相比 PCHE,在同样高压、更高的环境下具有更好的适应性,且制造成本低、热应力更小,作为光热发电 S-CO<sub>2</sub> 循环系统中的主换热器具有独特的优势,被众多学者提出可用于 S-CO<sub>2</sub> 循环中<sup>[11-18]</sup>。目前,螺旋管内超临界流体的试验开展难度较大,国内外学者的试验研究还十分匮乏,大多以数值模拟研究为主<sup>[19-23]</sup>。在 S-CO<sub>2</sub> 方面,文献[24-25]的试验数据几乎被所有的研究者作为模型验证的参考,然而其研究工况与布雷顿系统换热器的参数有较大区别。仅仅依靠试验,很难深入研究螺旋管内超临界流体的特殊传热机理、结构特性影响与关联式的精度。

本文针对此薄弱环节,基于闭式循环的 S-CO<sub>2</sub> 测试平台和 ANSYS Workbench 系统,较全面系统地研究了热流密度  $q$ 、质量流量  $G$ 、节距  $P$ 、管内径  $d$ 、螺旋半径  $R$  等流动、结构特性对流动传热的影响,并对各结构参数灵敏度做了量化分析及模拟数据和试验数据的对比,拟合出了高精度的传热关联式。对螺旋管式换热器在核电以及光热发电中的应用及推广具有重要的理论意义和工程应用价值。

## 1 模型与求解

### 1.1 物理模型

螺旋管结构示意图如图 1 所示,螺旋段(被加热测试段)总长  $S=1\ 000$  mm,两端直管段为过渡区。本文基于 ANSYS Workbench 对螺旋管进行参数化

建模,主要研究了螺距  $P$ 、管径  $d$ 、螺旋半径  $R$ 、热流密度  $q$  与质量流量  $G$ (共 144 组工况参数)对流动传热的影响,具体参数见表 1、表 2 及表 3。

表 1 第 1 组模拟参数

Tab.1 The first set of simulation parameters

$P/\text{mm}$	$d/\text{mm}$	$R/\text{mm}$	$S/\text{mm}$	$q/(\text{kW}\cdot\text{m}^{-2})$	$G/(\text{kg}\cdot\text{h}^{-1})$
30					17.88
40	4.57	40	1 000	40、50、60	20.67
50					23.67
60					26.61

表 2 第 2 组模拟参数

Tab.2 The second group of simulation parameters

$P/\text{mm}$	$d/\text{mm}$	$R/\text{mm}$	$S/\text{mm}$	$q/(\text{kW}\cdot\text{m}^{-2})$	$G/(\text{kg}\cdot\text{h}^{-1})$
	2.80				17.88
	3.60				20.67
50	4.57	40	1 000	40、50、60	23.67
	5.50				26.61

表 3 第 3 组模拟参数

Tab.3 The third group of simulation parameters

$P/\text{mm}$	$d/\text{mm}$	$R/\text{mm}$	$S/\text{mm}$	$q/(\text{kW}\cdot\text{m}^{-2})$	$G/(\text{kg}\cdot\text{h}^{-1})$
		20			17.88
		30			20.67
50	4.57	40	1 000	40、50、60	23.67
		50			26.61

### 1.2 边界条件及网格划分

管内介质为 8.0 MPa 下的 S-CO<sub>2</sub>,对应的临界温度为 307.85 K,通过流体物性软件 REFPROP 获得 S-CO<sub>2</sub> 的物性参数,在 Fluent 中通过 piecewise-liner 输入变物性数据。采用 RNG  $k-\varepsilon$  模型和增强壁面函数,入口质量流量为  $G=17.88、20.67、23.67、26.61$  kg/h,入口温度为 297.99 K,壁面恒定热流密度  $q=40、50、60$  kW/m<sup>2</sup>,出口为压力出口,采用非滑移壁面边界条件。

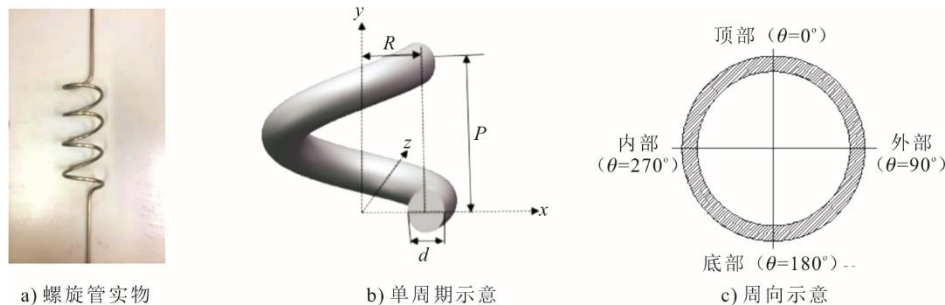


图 1 螺旋管结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of spiral tube structure

以  $P=50$  mm,  $d=4.57$  mm,  $R=40$  mm,  $q=50$  kW/m<sup>2</sup>,  $G=23.67$  kg/h 工况为例对模型网格进行无关性考

核。当网格尺寸为 0.2 mm 时,网格数为 9 190 605,节点数为 3 025 374,出口温度  $T_{\text{out}}=308.6$  K; 当网格

尺寸为 0.3 mm 时, 网格数为 3 646 206, 节点数为 1 272 082, 出口温度  $T_{out}=309.5$  K。计算误差为 2.5%, 故网格尺寸为 0.3 mm 时已满足计算要求。螺旋管入口截面网格如图 2 所示。

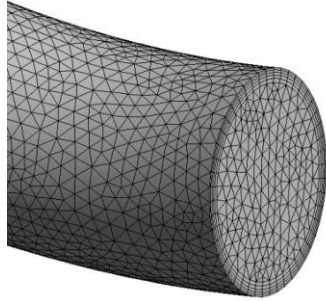


图 2 螺旋管入口的截面网格  
Fig.2 Spiral pipe inlet section mesh

### 1.3 数学模型

本文采用的是 RNG  $k-\varepsilon$  模型, 数学模型包括连续性方程、动量方程与能量方程。

连续性方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

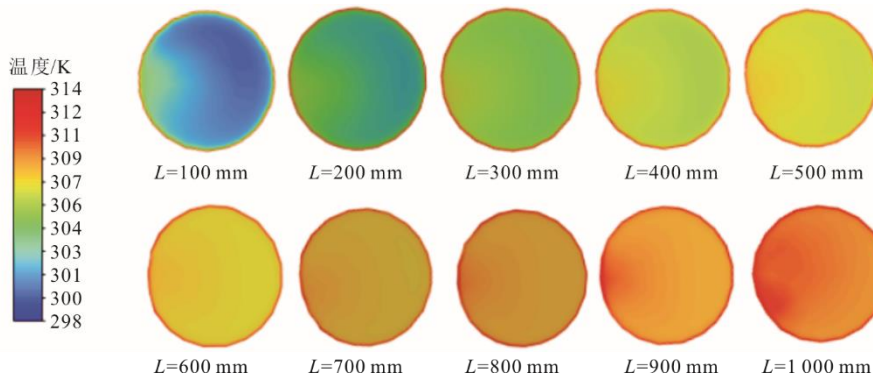


图 3 沿程截面上的温度分布  
Fig.3 Temperature distribution along the cross-section

从图 3 可以看出, 内侧温度明显高于外侧, 这是由于螺旋管内离心力的存在, 内侧流速小于外侧流速。其不同轴向位置的壁面温度  $T_w$  与表面换热系数  $h$  的周向分布如图 4 所示, 不同轴向位置的  $T_w$  与  $h$  沿流体流动方向的分布如图 5 所示。 $\theta=0^\circ$ 、 $90^\circ$ 、 $180^\circ$ 、 $270^\circ$  分别对应顶部、外部、底部与内部。流体温度沿流体流动方向的分布如图 6 所示。从图 4 可以看出: 在周向方向上螺旋管壁面温度内部最高, 外部最低, 与图 3 保持一致; 表面换热系数螺旋管内部最低, 外部最高。由图 6 可知, 当  $L/d=43.76$ 、 $87.53$ 、 $131.30$ 、 $175.05$  时, 对应的流体温度逐渐上

升到临界温度附近, 故在此范围内图 4 中的表面换

热系数随  $L/d$  的增加而增加。

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu_{\text{eff}} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho g_i \quad (2)$$

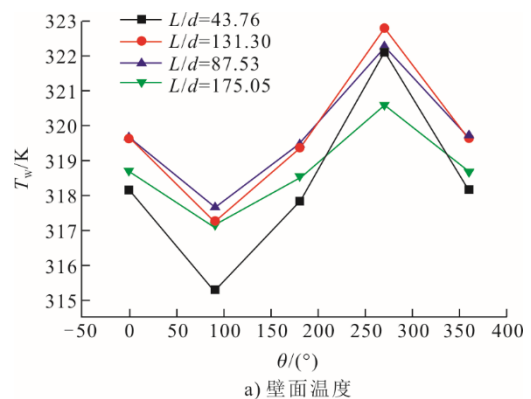
能量方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i c_p T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \alpha T \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left[ \mu_{\text{eff}} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] \quad (3)$$

## 2 结果分析

### 2.1 螺旋管内部流动特性观察

以  $P=50$  mm,  $d=4.57$  mm,  $R=40$  mm,  $q=50$  kW/m<sup>2</sup>,  $G=23.67$  kg/h 工况为例, 螺旋管沿程截面上的温度分布如图 3 所示,  $L$  为沿程长度, 周向方位与图 1 保持一致。



a) 壁面温度

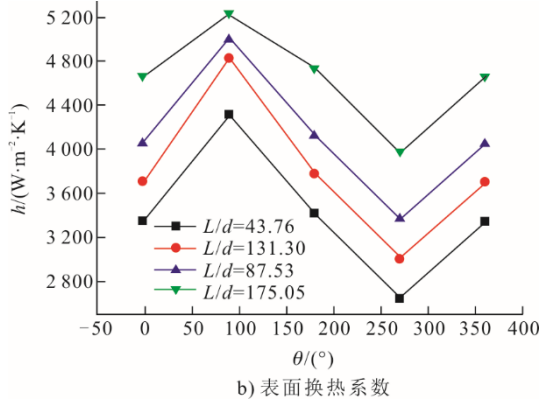


图4 不同轴向位置壁面温度和表面换热系数的周向分布  
**Fig.4 Circumferential distribution of wall surface temperature and heat transfer coefficient at different axial positions**

从图5、图6可以看出：当 $L/d=21.88\sim 196.94$ 时，在流体流动方向上，螺旋管壁面温度总体呈现上升、降低、上升的趋势，表面换热系数呈现上升、降低的趋势，流体温度 $T_f$ 为 $303.2\sim 308.5\text{ K}$ ；当 $L/d=196.94$ 时已超过临界温度区，传热出现恶化，壁面温度升高，表面换热系数下降；表面换热系数在 $L/d=175.05$ 时达到峰值。

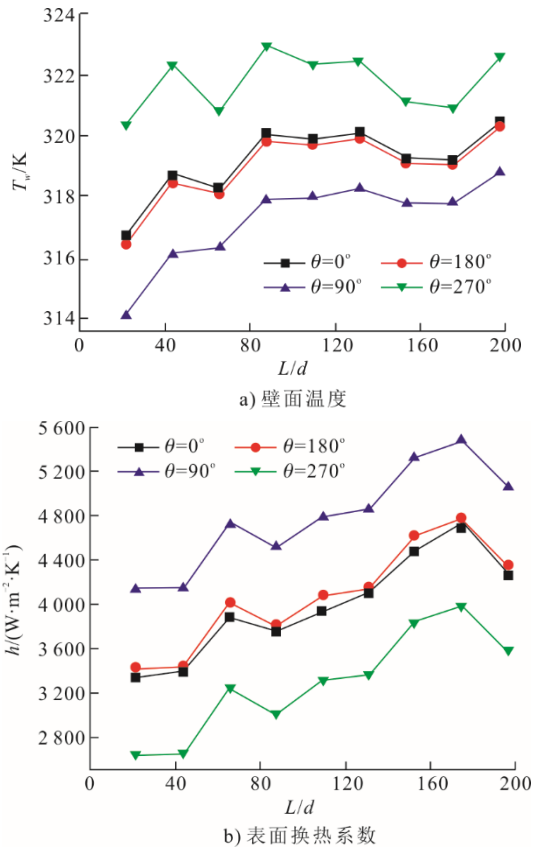


图5 不同轴向位置壁面温度和表面换热系数沿流体流动方向的分布  
**Fig.5 The distribution of wall temperature and heat transfer coefficient along the direction of fluid flow at different axial positions**

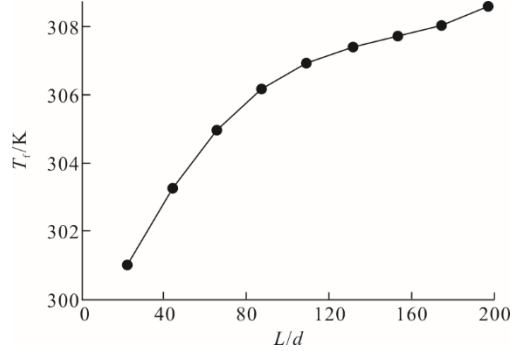
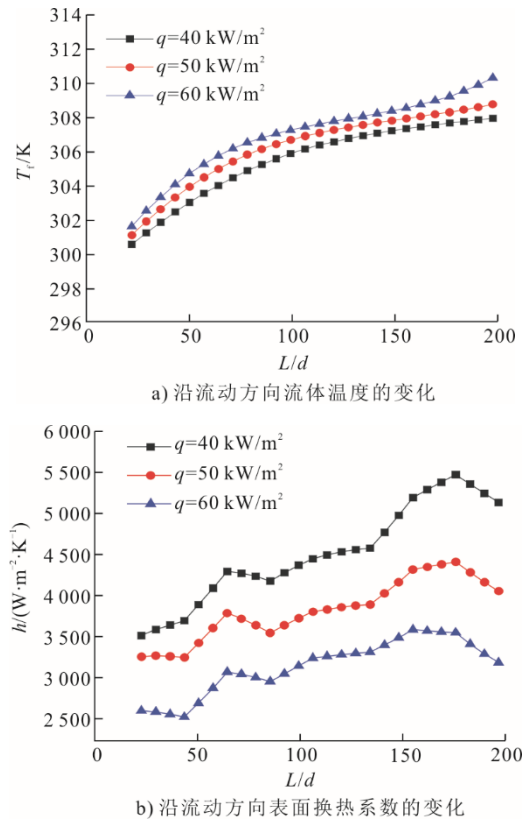
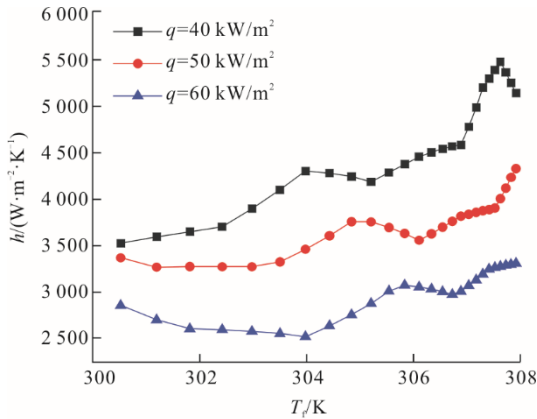


图6 沿流动方向的流体温度分布  
**Fig.6 Fluid temperature distribution along flow direction**

2.2 热流密度对流动传热的影响

以 $P=50\text{ mm}$ ， $d=4.57\text{ mm}$ ， $R=40\text{ mm}$ ， $q=40$ 、 $50$ 、 $60\text{ kW/m}^2$ ， $G=23.67\text{ kg/h}$ 工况为例，流体温度 $T_f$ 、表面换热系数 $h$ 沿流动方向上的变化及表面换热系数随流体温度的变化如图7所示。由图7a)、图7b)可以看出：随着热流密度的增加，流体温度逐渐升高，表面换热系数逐渐降低；沿流动方向流体温度逐渐升高，表面换热系数总体呈现先上升再下降的趋势。当 $q=40\text{ kW/m}^2$ 时，表面换热系数在 $L/d=176$ 时达到最高值；当 $q=60\text{ kW/m}^2$ 时，表面换热系数在 $L/d=155$ 时达到最高值。这是由于当 $q=60\text{ kW/m}^2$ 时流体温度率先达到临界温度，表面换热系数也率先达到顶峰。从图7c)中可以看出，当流体温度位于临界温度附近，表面换热系数达到最高值。





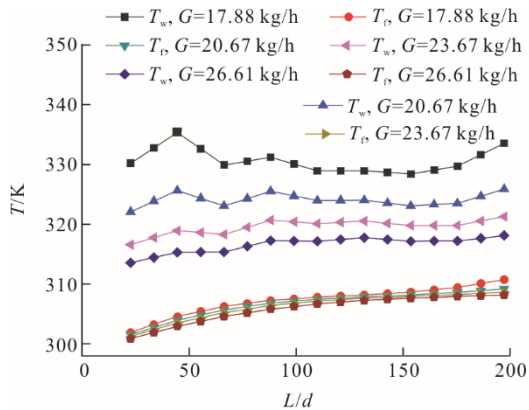
c) 表面换热系数随流体温度的变化

图 7 流体温度  $T_f$ 、表面换热系数  $h$  沿流动方向上的变化及表面换热系数  $h$  随流体温度  $T_f$  的变化

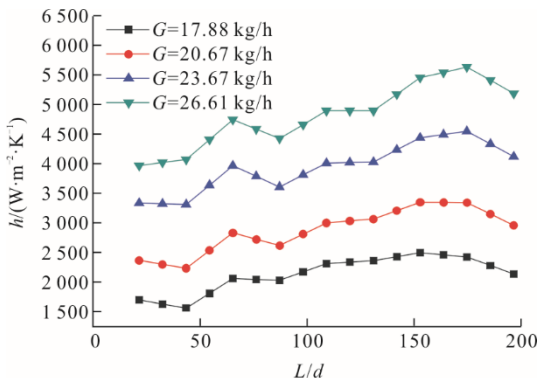
Fig.7 Variation of fluid temperature  $T_f$ , heat transfer coefficient  $h$  along flow direction and Variation of heat transfer coefficient  $h$  with fluid temperature  $T_f$

### 2.3 质量流量对流动传热的影响

以  $P=50\text{ mm}$ ,  $d=4.57\text{ mm}$ ,  $R=40\text{ mm}$ ,  $q=50\text{ kW/m}^2$ ,  $G=17.88$ 、 $20.67$ 、 $23.67$ 、 $26.61\text{ kg/h}$  工况为例, 沿流动方向上流体温度  $T_f$ 、壁面温度  $T_w$ 、表面换热系数  $h$  的变化如图 8 所示。



a) 沿流动方向流体温度和壁面温度的变化



b) 沿流动方向表面换热系数的变化

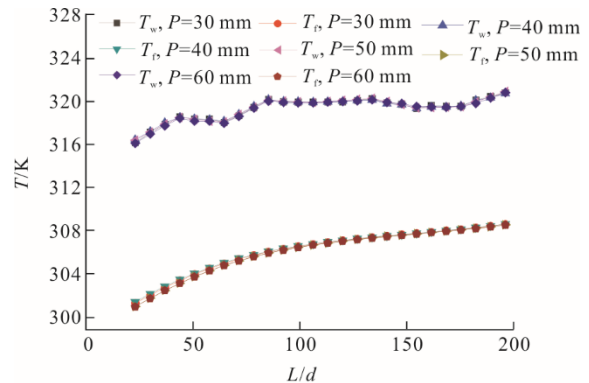
图 8 流体温度  $T_f$ 、壁面温度  $T_w$ 、表面换热系数  $h$  沿流动方向的变化

Fig.8 Variation of fluid temperature  $T_f$ , wall temperature  $T_w$ , heat transfer coefficient  $h$  along the flow direction

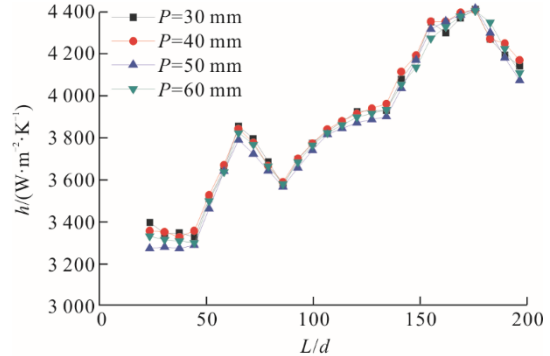
由图 8 可以看出: 当  $G=17.88$ 、 $20.67$ 、 $23.67$ 、 $26.61\text{ kg/h}$  时, 随着质量流量的增加, 流体温度略微下降, 壁面温度明显下降, 表面换热系数明显升高; 沿流动方向流体温度呈现总体上升趋势, 壁面温度总体变化不明显, 表面换热系数总体呈现先上升再下降的趋势, 流体温度位于临界温度附近, 表面换热系数达到最高值。当  $G=17.88\text{ kg/h}$  时, 表面换热系数在  $L/d=153$  时达到最高值; 当  $G=26.61\text{ kg/h}$  时, 表面换热系数在  $L/d=175$  时达到最高值。这是由于当  $G=17.88\text{ kg/h}$  时流体温度率先达到临界温度, 表面换热系数也率先达到顶峰。

### 2.4 节距 $P$ 、直径 $d$ 、螺旋半径 $R$ 对流动传热的影响

以  $P=30$ 、 $40$ 、 $50$ 、 $60\text{ mm}$ ,  $d=4.57\text{ mm}$ ,  $R=40\text{ mm}$ ,  $q=50\text{ kW/m}^2$ ,  $G=23.67\text{ kg/h}$  工况为例, 观察节距  $P$  对流动传热的影响。沿流动方向上的流体温度  $T_f$ 、壁面温度  $T_w$  与表面换热系数  $h$  的变化如图 9 所示。从图 9 中可以看出: 沿流动方向流体温度呈现总体上升趋势, 壁面温度总体变化不明显, 表面换热系数总体呈现先上升再下降的趋势; 随着节距的增加, 流体温度、壁面温度、表面换热系数均变化不明显, 流体温度位于临界温度附近即  $L/d=175$  时, 表面换热系数达到最高值。说明节距  $P$  的变化对流动传热影响不大。



a) 沿流动方向流体温度和壁面温度的变化



b) 沿流动方向表面换热系数的变化

图 9 流体温度  $T_f$ 、壁面温度  $T_w$ 、表面换热系数  $h$  沿流动方向的变化

Fig.9 Variation of fluid temperature  $T_f$ , wall temperature  $T_w$ , heat transfer coefficient  $h$  along the flow direction

以  $P=50\text{ mm}$ ,  $d=2.80、3.60、4.57、5.50\text{ mm}$ ,  $R=40\text{ mm}$ ,  $q=50\text{ kW/m}^2$ ,  $G=23.67\text{ kg/h}$  工况为例, 观察管径  $d$  对流动传热的影响。沿流动方向上的流体温度  $T_f$ 、壁面温度  $T_w$ 、表面换热系数  $h$  的变化如图 10 所示。因  $d$  值变化, 为便于比较流动方向上的变化, 图 10 以沿程长度  $L$  作为横坐标。由图 10 可以看出: 沿流动方向流体温度呈现总体上升趋势, 壁面温度总体变化不明显, 表面换热系数总体呈现先上升再下降的趋势, 流体温度位于临界温度附近, 表面换热系数达到最高值; 随着管径的增加, 流体温度上升, 壁面温度下降, 表面换热系数下降。当  $d=5.50\text{ mm}$  时, 表面换热系数在  $L=708.00\text{ mm}$  时达到最高值;  $d=2.80\text{ mm}$  时, 表面换热系数在  $L=804.00\text{ mm}$  时达到最高值。这是由于  $d=5.50\text{ mm}$  时流体温度率先达到临界温度, 表面换热系数也率先达到顶峰。

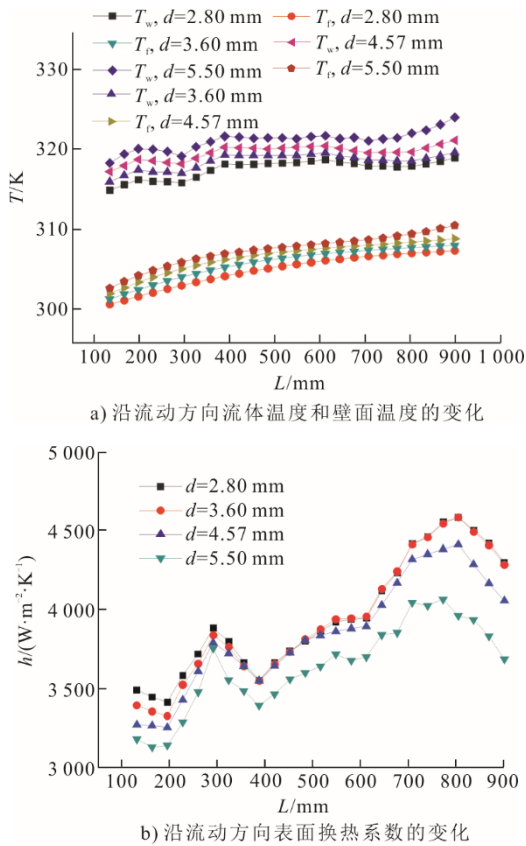


图 10 流体温度  $T_f$ 、壁面温度  $T_w$ 、表面换热系数  $h$  沿流动方向的变化  
Fig.10 Variation of fluid temperature  $T_f$ , wall temperature  $T_w$ , heat transfer coefficient  $h$  along the flow direction

以  $P=50\text{ mm}$ ,  $d=4.57\text{ mm}$ ,  $R=20、30、40、50\text{ mm}$ ,  $q=50\text{ kW/m}^2$ ,  $G=23.67\text{ kg/h}$  工况为例, 观察螺旋半径  $R$  对流动传热的影响。沿流动方向上的流体温度  $T_f$ 、壁面温度  $T_w$ 、表面换热系数  $h$  的变化如图 11 所示。由图 11 可以看出: 沿流动方向流体

温度呈现总体上升趋势, 壁面温度总体变化不明显, 表面换热系数总体呈现先上升再下降的趋势, 流体温度位于临界温度附近即  $L/d=169$  时, 表面换热系数达到最高值; 随着螺旋半径的增加, 流体温度、壁面温度、表面换热系数均变化不明显。说明螺旋半径  $R$  的变化对流动传热影响不大。

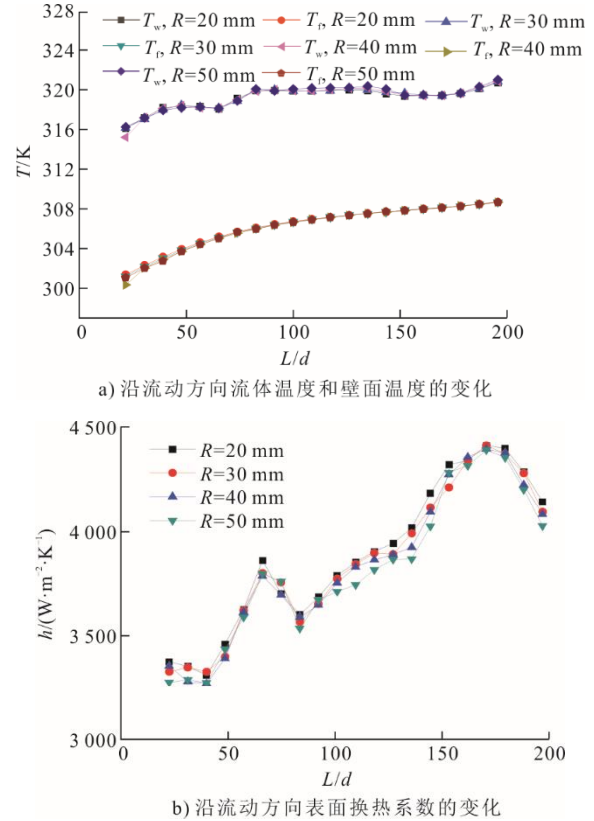


图 11 流体温度  $T_f$ 、壁面温度  $T_w$ 、表面换热系数  $h$  沿流动方向的变化  
Fig.11 Variation of fluid temperature  $T_f$ , wall temperature  $T_w$ , heat transfer coefficient  $h$  along the flow direction

## 2.5 结构参数灵敏度分析

为确定螺旋管各结构特性对流动传热的影响程度, 需进行参数灵敏度分析, 灵敏度  $H$  定义为式(4), 灵敏度绝对值越大说明该结构特性对流动传热的影响程度越大。

$$H = (h_{\max} - h_{\min}) / h_{\text{ave}} \quad (4)$$

式中:  $h_{\max}$  为灵敏度的最大值;  $h_{\min}$  为灵敏度的最小值;  $h_{\text{ave}}$  为灵敏度的平均值。

$q=40、50、60\text{ kW/m}^2$  时,  $P、d、R$  对表面换热系数  $h$ 、出口温度  $T_{\text{out}}$  的灵敏度分析如图 12 所示, 具体数值见表 4。由图 12 和表 4 可以看出,  $d$  对  $h$ 、 $T_{\text{out}}$  的大小起着决定性作用, 对螺旋管内的流动传热影响最大。今后对螺旋管结构优化时可优先考虑改变  $d$  值, 这可为工业生产提供参考。

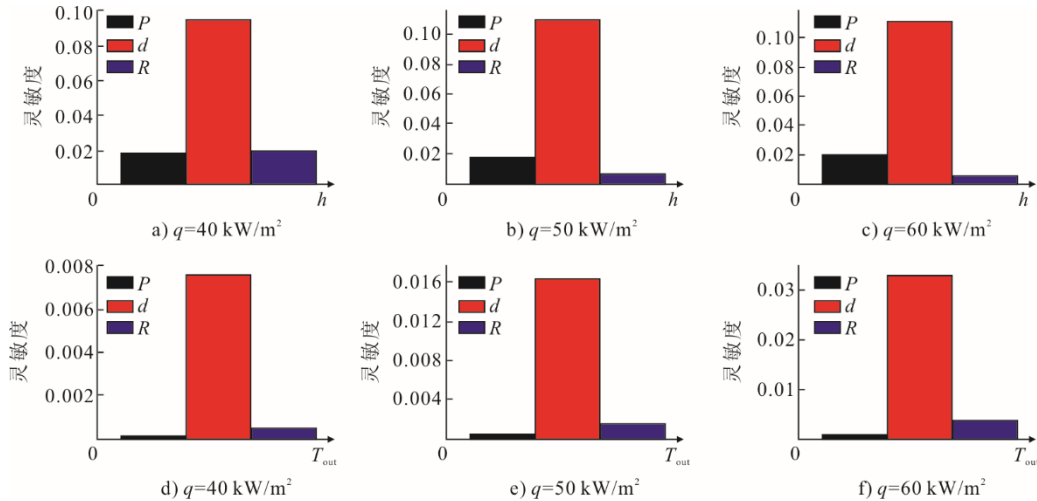


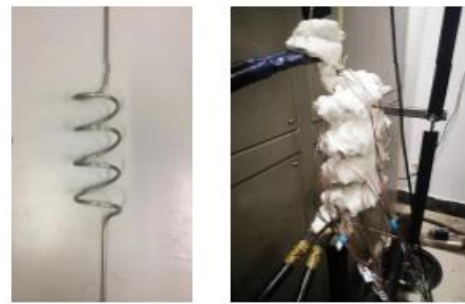
图 12 不同热流密度下  $P$ 、 $d$ 、 $R$  对表面换热系数  $h$ 、出口温度  $T_{out}$  的灵敏度分析

Fig.12 Sensitivity analysis of  $P$ ,  $d$  and  $R$  to heat transfer coefficient  $h$  and outlet temperature  $T_{out}$  under different heat flux densities

表 4 各结构特性对  $h$ 、 $T_{out}$  的灵敏度值

Tab.4 Sensitivity values of each structural characteristic to  $h$  and  $T_{out}$

热流密度/ ( $\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}$ )	对象	结构参数		
		$P$	$d$	$R$
40	$h$	0.018 34	0.094 63	0.019 73
	$T_{out}$	0.000 15	0.007 49	0.000 52
50	$h$	0.017 33	0.109 89	0.006 23
	$T_{out}$	0.000 45	0.016 34	0.001 56
60	$h$	0.020 11	0.111 04	0.005 61
	$T_{out}$	0.000 98	0.033 03	0.003 89



a) 螺旋管实物 b) 螺旋管测试

图 14 螺旋管测试试件

Fig.14 Spiral Tube Test Specimen

### 3 试验验证

#### 3.1 测试方案

搭建 S-CO<sub>2</sub> 传热与流动性能测试平台<sup>[26]</sup>如图 13 所示,系统原理参考文献[26]。螺旋管试件如图 14 所示,材料为 316L 不锈钢,螺旋半径  $R=40$  mm、节距  $P=50$  mm、管内径  $d=4.57$  mm,螺旋段(被加热测试段)总长  $S=1\ 000$  mm。加热段外壁每隔 100 mm 布置 1 个测温点,每个测温点在  $0^\circ$ 、 $90^\circ$ 、 $180^\circ$ 、 $270^\circ$  处各布置 1 个热电偶,加热段共布置 44 个热电偶,布置完成后外壁用保温棉进行保温(图 14b))。



图 13 S-CO<sub>2</sub> 传热与流动性能测试平台

Fig.13 S-CO<sub>2</sub> heat transfer and flow performance test platform

#### 3.2 模拟数据与试验数据对比

以  $q=40$ 、 $50$ 、 $60$   $\text{kW}/\text{m}^2$ ,  $G=23.67$   $\text{kg}/\text{h}$  工况为例,沿流动方向上的壁面温度  $T_w$ 、流体温度  $T_f$ 、表面换热系数  $h$  的模拟值和试验值对比如图 15 所示。由图 15 可以看出:  $q=40$   $\text{kW}/\text{m}^2$  时,  $T_w$ 、 $T_f$ 、 $h$  模拟值和试验值误差范围分别为  $0.22\% \sim 0.36\%$ 、 $0.05\% \sim 0.14\%$ 、 $8.70\% \sim 19.60\%$ ;  $q=50$   $\text{kW}/\text{m}^2$  时,  $T_w$ 、 $T_f$ 、 $h$  模拟值和试验值误差范围分别为  $0.25\% \sim 0.41\%$ 、 $0.10\% \sim 0.20\%$ 、 $2.20\% \sim 6.40\%$ ;  $q=60$   $\text{kW}/\text{m}^2$  时,  $T_w$ 、 $T_f$ 、 $h$  模拟值和试验值误差范围分别为  $0.22\% \sim 0.43\%$ 、 $0.10\% \sim 0.60\%$ 、 $0.10\% \sim 0.60\%$ 。误差均在允许范围内,验证了数值模拟结果的可靠性。

#### 3.3 传热关联式

对表 1、表 2、表 3 中 144 组工况参数的计算结果进行处理,拟合出基于螺旋管曲率  $\delta$  (式(5))的 S-CO<sub>2</sub> 努塞特数  $Nu$  关联式(式(6))。

$$\delta = \frac{d}{2R} \tag{5}$$

$$Nu = 0.000\ 936 Re^{1.114} Pr^{0.527} \left( \frac{\rho_w}{\rho_f} \right)^{0.001\ 6} \left( \frac{\lambda_w}{\lambda_f} \right)^{0.501} \left( \frac{c_{p,w}}{c_{p,f}} \right)^{0.474} \delta^{0.018\ 5} \quad (6)$$

式中： $Re$ 为雷诺数； $Pr$ 为普朗特数； $\rho$ 为密度， $\text{kg}/\text{m}^3$ ； $\lambda$ 为导热系数， $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ； $c_p$ 为定压比热容， $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ；下标 $w$ 为基于壁面温度；下标 $f$ 为基于流体温度。该公式适用于  $15\ 780 \leq Re \leq 104\ 305$ ， $1.4 \leq Pr \leq 56$ ， $0.035 \leq \delta \leq 0.11$ 。

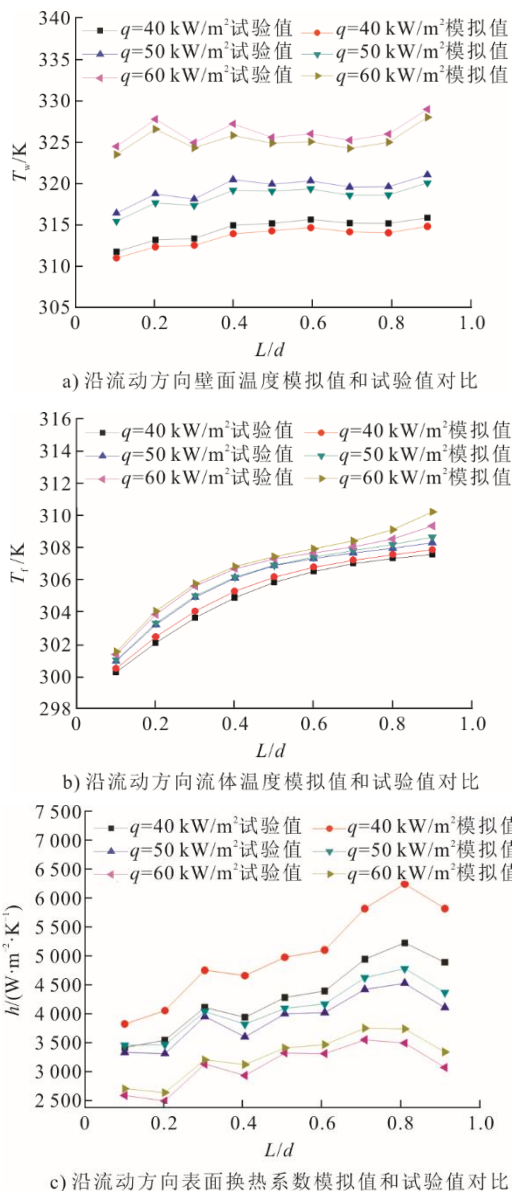


图 15 沿流动方向壁面温度、流体温度、表面换热系数模拟值和试验值对比

Fig.15 Comparison of simulated value and test value of wall surface temperature, fluid temperature, heat transfer coefficient

图 16 为模拟值与公式值的对比，误差在 15% 范围内。文献[26]基于试验拟合的关联式，误差为 20%。相比文献[26]考虑了螺旋管结构特性的影响后，明显提高了拟合公式的精度。

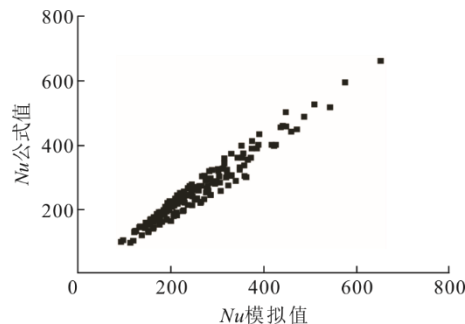


图 16 公式值与模拟值对比

Fig.16 Comparison of formula value and simulated value

## 4 结 论

1) 通过观察螺旋管内部流场特性，发现离心力的存在强化了传热。内部温度最高，表面换热系数最低；外部温度最低，表面换热系数最高；沿流体流动方向，表面换热系数在临界温度附近达到最高值。

2) 通过对不同热流密度、质量流量的传热特性分析，随着热流密度的增加，流体温度逐渐升高，表面换热系数逐渐减低；随着质量流量的增加，流体温度略微下降，壁面温度明显下降，表面换热系数明显升高。

3) 通过对螺旋管结构特性的分析，发现随着节距  $P$ 、螺旋半径  $R$  的增加，流体温度、壁面温度、表面换热系数均变化不明显；随着管径  $d$  的增加，流体温度上升，壁面温度下降，表面换热系数下降。

4) 对螺旋管各结构特性的灵敏度进行分析，发现管径  $d$  对螺旋管流动传热影响较大，优化螺旋管结构时可优先考虑改变  $d$  值。

5) 通过试验验证了数值模拟的可靠性，并拟合出基于螺旋管结构特性的传热关联式，提高了关联式的精度。

### [参 考 文 献]

- [1] AHN Y, BAE S J, KIM M, et al. Review of supercritical  $\text{CO}_2$  power cycle technology and current status of research and development[J]. Nuclear Engineering and Technology, 2015, 47: 647-661.
- [2] LI M J, ZHU H H, GUO J Q, et al. The development technology and applications of supercritical  $\text{CO}_2$  power cycle in nuclear energy, solar energy and other energy industries[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 126: 255-275.
- [3] DING M, LIU J, CHENG W L, et al. An adaptive flow path regenerator used in supercritical carbon dioxide Brayton cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 138: 513-522.
- [4] 黄彦平, 王俊峰. 超临界二氧化碳在核反应堆系统中的应用[J]. 核动力工程, 2012, 33(3): 21-27.  
HUANG Yanping, WANG Junfeng. Applications of supercritical carbon dioxide in nuclear reactor system[J].

- Nuclear Power Engineering, 2012, 33(3):21-27.
- [5] KIMBALL K J, CLEMENTONI E M. Supercritical carbon dioxide Brayton power cycle development overview[C]. ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. American Society of Mechanical Engineers, 2012: 931-940.
- [6] 刘赞, 董月, 张传智. 塔式太阳能吸热器中超临界 CO<sub>2</sub> 流动换热研究进展[J]. 华北电力大学学报(自然科学版), 2023, 50(5): 105-115.
- LIU Yun, DONG Yue, ZHANG Chuanzhi. Research advances in supercritical CO<sub>2</sub> flow and heat transfer in solar receivers[J]. Journal of North China Electric Power University (Natural Science Edition), 2023, 50(5): 105-115.
- [7] APOSTOLOS A G, ANASTASSIOS M S, ANESTIS I K. Recuperators investigation for high temperature supercritical carbon dioxide power generation cycles[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 125: 1094-1102.
- [8] 辛菲, 李磊, 徐向阳, 等. 印刷电路板高压换热器加工工艺研究[C]. 第十四届全国反应堆热工流体学术会议暨中核核反应堆热工水力技术重点实验室 2015 年度学术年会, 2015: 1-6.
- XIN Fei, LI Lei, XU Xiangyang, et al. Study on printed circuit heat exchanger process in technology under high pressure[C]. The 14th National Reactor Thermal Fluid Academic Conference and Nuclear Reactor Thermal Hydraulic Technology Key Laboratory 2015, 2015: 1-6.
- [9] JACOB F H, GREGORY F N, MARK H A. Cost comparison of printed circuit heat exchanger to low cost periodic flow regenerator for use as recuperator in a s-CO<sub>2</sub> Brayton cycle[J]. Applied Energy, 2017, 208: 1150-1161.
- [10] JACOB F H, GREGORY F N, MARK H A. Experimental testing of S-CO<sub>2</sub> regenerator for use as a replacement to high cost printed circuit recuperators for use in S-CO<sub>2</sub> recompression Brayton cycle[C]. Proceedings of the ASME 2016 10th International Conference on Energy Sustainability, June 26-30, 2016, Charlotte, North Carolina.
- [11] GRANT O M, RENAUD L P, JAMES N. Heat exchangers for supercritical CO<sub>2</sub> power cycle applications[C]. The 4th International Symposium for Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles, September 9-10, 2014, Pittsburgh, PA.
- [12] MATT C, THOMAS C, DARRYN F, et al. Scaling considerations for sCO<sub>2</sub> cycle heat exchangers[C]. Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, June 16-20, 2014, Düsseldorf, Germany.
- [13] 陈永东, 宋嘉梁, 吴晓红. 超临界流体在螺旋管内的对流换热研究进展[J]. 压力容器, 2019, 36(1): 107-118.
- CHEN Yongdong, SONG Jialiang, WU Xiaohong. Research progress on convective heat transfer of supercritical fluids in helically coiled tube[J]. Pressure Vessel, 2019, 36(1): 107-118.
- [14] 陈永东, 陈学东. 我国大型换热器的技术进展[J]. 机械工程学报, 2013, 49(10):134-143.
- CHEN Yongdong, CHEN Xuedong. Technology development of large-scale heat exchanger in my china [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(10): 134-143.
- [15] 虞中晔, 陶乐仁, 张苏韩, 等. 超临界 CO<sub>2</sub> 螺旋槽管内冷却换热特性的数值模拟及实验研究[J]. 热能动力工程, 2022, 37(4): 107-116.
- YU Zhongyang, TAO Leren, ZHANG Suhan, et al. Numerical and experimental investigation on cooling heat transfer and flow characteristics of supercritical CO<sub>2</sub> in spirally fluted tubes[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(4): 107-116.
- [16] 杨梅. 螺旋管中超临界 CO<sub>2</sub> 冷却换热性能研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2018: 1.
- YANG Mei. Study on the cooling performance of supercritical CO<sub>2</sub> in the helically coiled tube[D]. Chongqing: Chongqing University, 2018: 1.
- [17] 王彦红, 陆英楠, 李洪伟, 等. 浮升力对竖直螺旋管中超临界 CO<sub>2</sub> 换热的影响及判别准则[J/OL]. 北京航空航天大学学报: 1-15. (2022-06-09)[2023-01-10]. <https://doi.org/10.13700/j.bh.1001-5965.2022.0024>.
- WANG Yanhong, LU Yingnan, LI Hongwei, et al. Influence and criterion of the buoyancy force on heat transfer of supercritical CO<sub>2</sub> in a vertical helical tube[J/OL]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics: 1-15. (2022-06-09)[2023-01-10]. <https://doi.org/10.13700/j.bh.1001-5965.2022.0024>.
- [18] 陆英楠. 螺旋管中超临界二氧化碳非均匀换热特性研究[D]. 吉林: 东北电力大学, 2022: 1.
- LU Yingnan. Research on nonuniform heat transfer characteristics of supercritical carbon dioxide in helical tubes[D]. Jilin: Northeast Electric Power University, 2022: 1.
- [19] 康奥峰, 张鹏. 螺旋管内超临界氮的对流换热研究[J]. 低温与超导, 2012, 40(3): 1-8.
- KANG Aofeng, ZHANG Peng. Numerical investigation of flow and heat transfer to supercritical fluid in helical pipe[J]. Cryogenics & Superconductivity, 2012, 40(3): 1-8.
- [20] WANG K Z, XU X X, LIU C, et al. Experimental and numerical investigation on heat transfer characteristics of supercritical CO<sub>2</sub> in the cooled helically coiled tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 108: 1645-1655.
- [21] LI L J, LIN C X, EBADIAN M A. Turbulent heat transfer to near-critical water in a heated curved pipe under the conditions of mixed convection[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, 42(16): 3147-3158.
- [22] ZHAO H J, LI X W, WU X X. Numerical investigation of supercritical water turbulent flow and heat transfer characteristics in vertical helical tubes[J]. The Journal of Supercritical Fluids, 2017, 127: 48-61.
- [23] 崔海亭, 刘思文, 王少政. 超临界 CO<sub>2</sub> 水平螺旋管内对流换热的数值模拟[J]. 压力容器, 2019, 36(2): 22-29.
- CUI Haiting, LIU Siwen, WANG Shaozheng. Numerical simulation of convective heat transfer of supercritical carbon dioxide in horizontal spiral tube[J]. Pressure Vessels, 2019, 36(2): 22-29.
- [24] 王淑香, 张伟, 牛志愿, 等. 超临界压力下 CO<sub>2</sub> 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]. Chinese Journal of Chemical Engineering, 2013, 64(11): 3917-3926.
- [25] XU J L, YANG C Y, ZHANG W, et al. Turbulent convective heat transfer of CO<sub>2</sub> in a helical tube at near-critical pressure [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 80: 748-758.
- [26] 宋嘉梁, 陈健, 赵锐, 等. 超临界压力下 CO<sub>2</sub> 在旋流通道内对流换热试验研究[J]. 压力容器, 2021, 38(11): 9-17.
- SONG Jialiang, CHEN Jian, ZHAO Rui, et al. Experimental investigation on convection heat transfer of CO<sub>2</sub> at supercritical pressures in helically coiled tube[J]. Pressure Vessels Technology, 2021, 38(11): 9-17.

(责任编辑 邓玲惠)