

DOI: 10.19666/j.rlfed.202504068

# 水平管内超临界二氧化碳类沸腾传热数值模拟：全周与侧半周加热对比研究

周纪龙<sup>1</sup>, 于博文<sup>2</sup>, 钟锡镇<sup>1</sup>, 齐会<sup>1</sup>, 徐进良<sup>2</sup>, 谢剑<sup>2</sup>

(1.河南省锅炉压力容器检验技术科学研究院, 河南 郑州 450000;

2.华北电力大学低品位能源多相流与传热北京市重点实验室, 北京 102206)

**[摘要]** 基于类沸腾传热理论, 对水平管内超临界二氧化碳(S-CO<sub>2</sub>)在全周与侧半周加热条件下进行数值模拟对比研究。获得了管内超临界流体相分布, 发现管壁类气膜厚度是影响超临界流体传热性能的关键, 其由蒸发动量力和惯性力竞争决定, 可用无量纲超临界 $K$ 数表征。类气膜局部增厚将导致传热恶化, 壁面温度沿流动方向发生飞升, 且在圆周方向上不均匀性加剧, 传热恶化条件可用超临界沸腾数SBO精准预测。在压力 $p$ 为8~20 Mpa、质量流速 $G$ 为300~1300 kg/(m<sup>2</sup>·s)、热流密度 $q_w$ 为42~500 kW/m<sup>2</sup>工况下, 与全周均匀加热相比, 侧半周非均匀加热改变了管内传热特性: 首先, 蒸发动量力减弱导致类气膜厚度减小, 传热强化; 其次, 顶、底母线超临界 $K$ 数比值减小, 类气膜厚度更均匀, 正常传热向传热恶化转变的临界SBO值从 $6.179 \times 10^{-4}$ 提高至 $9.798 \times 10^{-4}$ , 最大顶、底传热温差从116.3 K降低到57.1 K。侧半周加热有效抑制了传热恶化及壁温不均匀性, 有利于卧式S-CO<sub>2</sub>换热装备的安全运行。

**[关键词]** 超临界二氧化碳; 类沸腾; 传热恶化; 半周加热

**[引用本文格式]** 周纪龙, 于博文, 钟锡镇, 等. 水平管内超临界二氧化碳类沸腾传热数值模拟: 全周与侧半周加热对比研究[J]. 热力发电, 2025, 54(10): 93-104. ZHOU Jilong, YU Bowen, ZHONG Xizhen, et al. Numerical simulation on pseudo-boiling heat transfer of supercritical carbon dioxide in horizontal tube with circumferential heating and semicircle heating[J]. Thermal Power Generation, 2025, 54(10): 93-104.

## Numerical simulation on pseudo-boiling heat transfer of supercritical carbon dioxide in horizontal tube with circumferential heating and semicircle heating

ZHOU Jilong<sup>1</sup>, YU Bowen<sup>2</sup>, ZHONG Xizhen<sup>1</sup>, QI Hui<sup>1</sup>, XU Jinliang<sup>2</sup>, XIE Jian<sup>2</sup>

(1.Henan Boiler and Pressure Vessel Inspection Technology Research Institute, Zhengzhou 450000, China;

2.Beijing Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer for Low Grade Energy Utilization, Beijing 102206, China)

**Abstract:** Supercritical carbon dioxide (S-CO<sub>2</sub>) in horizontal tube with circumferential heating and semicircle heating is investigated numerically based on pseudo-boiling theory. The phase distribution of supercritical fluid in the tube is obtained. It is found that the heat transfer performance of supercritical fluid is determined by the thickness of vapor-like film on tube, which can be characterized by supercritical  $K$  number, involving the balance between evaporation momentum force and inertia force. The increasing thickness of local vapor-like film can trigger heat transfer deterioration. There are both overshoot wall temperature along the flow direction and non-uniform wall temperature in the circumferential direction. The emerging condition of heat transfer deterioration can be accurately predicted by supercritical boiling number SBO. Under working conditions where the pressure  $p$  is 8~20 MPa, and the range of mass flux  $G$  and heat flux density  $q_w$  is 300~1300 kg/(m<sup>2</sup>·s) and 42~500 kW/m<sup>2</sup> respectively, compared with the circumferential heating tube, the semicircle heating tube behaves thinner vapor-like film to enhance the

收稿日期: 2025-04-27 网络首发日期: 2025-08-05

基金项目: 河南省基本科研业务费支持项目(2023KY32); 国家自然科学基金重点项目(52130608)

Supported by: Basic Scientific Research Fund of Henan Province (2023KY32); Key Project of National Natural Science Foundation of China (52130608)

第一作者简介: 周纪龙(1978), 男, 高级工程师, 主要研究方向为锅炉及压力容器检验, 18135678196@163.com.

通信作者简介: 谢剑(1990), 男, 博士, 副教授, 主要研究方向为超临界二氧化碳发电和熔盐储热, xiejian90@ncepu.edu.cn.

heat transfer performance. The critical SBO to heat transfer deterioration rises from  $6.179 \times 10^{-4}$  to  $9.798 \times 10^{-4}$ . Furthermore, the semicircle heating tube keeps more uniform vapor-like film, the maximum temperature difference between the top and bottom generatrix of tube wall changes from 116.3 K to 57.1 K. Due to the ability to repress heat transfer deterioration and non-uniform wall temperature, semicircle heating is recommended to ensure the safe operation of horizontal heat exchangers in advanced supercritical CO<sub>2</sub> system.

**Key words:** supercritical carbon dioxide; pseudo-boiling; heat transfer deterioration; semicircle heating

超临界二氧化碳(S-CO<sub>2</sub>)布雷顿循环具有高效灵活优势,自1950年被提出以来陆续应用于核能、太阳能、燃煤发电领域<sup>[1-2]</sup>。然而,S-CO<sub>2</sub>传热性能不如水蒸气,在高热流密度加热条件下易发生传热恶化,即管壁温度沿流动方向局部飞升<sup>[3]</sup>,严重影响换热器及动力系统的安全运行。经典理论认为,超临界流体为单相流体,其传热性能预测常考虑因物性变化引起的浮升力和加速效应,分别用无量纲数  $Bu$  与  $Ac$  表示。然而,  $Bu$  及  $Ac$  并不能正确预测传热恶化发生条件和解释壁温峰值变化,在揭示超临界流体传热恶化机理方面,超临界单相流理论存在局限性<sup>[4-6]</sup>。

为揭示超临界流体传热恶化机理,部分学者提出类沸腾假设<sup>[7-10]</sup>:超临界流体具有多相流属性,加热时从类液相转变为类气相,发生类沸腾现象,类比于亚临界液体加热为蒸气的沸腾传热。该假设陆续得到了分子动力学模拟、中子成像及光学可视化实验研究的验证<sup>[11-13]</sup>。但不同于亚临界沸腾发生在恒定饱和温度,超临界类沸腾发生在一个温度区间 $[T^-, T^+]$ ,其中  $T^-$  与  $T^+$  分别为类沸腾起始温度和终止温度。将超临界分为类液相、类两相和类气态,可通过热力学参数法<sup>[14]</sup>、近邻分子数法、径向分布函数法、二体过剩熵法等确定<sup>[15]</sup>。在此基础上,Wang 等人<sup>[16]</sup>建立了超临界类沸腾理论框架:按  $T^-$  定义类液相物性,  $T^+$  定义类气相物性,  $T^+$  和  $T^-$  间焓差定义为超临界类相变焓,获得了超临界物性计算新方法;进一步分析类液相和类气相间质量、动量及能量相互作用,提出了超临界无量纲参数群。

超临界类沸腾理论中,类沸腾数 SBO 及超临界  $K$  数表征蒸发动量力和惯性力的竞争,决定管内类气膜厚度,被证实是制约 S-CO<sub>2</sub> 对流传热的关键参数<sup>[17]</sup>。Zhu 等人<sup>[18]</sup>进行全周加热下垂直管内 S-CO<sub>2</sub> 对流传热实验时,发现存在临界 SBO 可精准预测正常传热向传热恶化的转变。相比于类沸腾数 SBO,超临界  $K$  数引入物性修正项,在超临界流动传热性能预测方面具有优势。将超临界  $K$  数引入垂直管内 S-CO<sub>2</sub> 对流传热系数关联式,可精准预测传

热管壁温,其计算值与测量值间的偏差减小为单相流理论预测值偏差的 19%<sup>[19]</sup>。

上述研究引领了超临界类沸腾传热研究,更多聚焦于全周加热垂直上升管<sup>[18-22]</sup>,但超临界动力循环换热装置中存在其他情形,例如太阳能发电集热器<sup>[23-24]</sup>内和西安热工院建立的首台套 5 MWS-CO<sub>2</sub> 发电系统采用的卧式锅炉<sup>[25-28]</sup>中传热管内工质是水平流动的且被半周加热。相比于轴对称垂直管,水平管内超临界传热是典型的三维问题,传热特性更复杂<sup>[29-30]</sup>,且针对水平管内传热恶化的预测研究较少。为此,本文采用 SST  $k-\omega$  湍流模型对水平管内 S-CO<sub>2</sub> 的传热进行数值模拟,基于类沸腾传热理论对比全周与侧半周加热,关注管内 S-CO<sub>2</sub> 相分布、壁温分布不均匀性及传热恶化机理,以期对卧式 S-CO<sub>2</sub> 换热装备的设计及安全运行提供指导。

## 1 数理模型与计算方法

### 1.1 几何模型与网格划分

图 1 为水平管几何模型和网格划分,与所搭建试验系统的实验段参数完全一致<sup>[24]</sup>。水平管总长  $z=2800$  mm (见图 1a),设置的进口绝热  $z_1$  和出口绝热  $z_3$  部分均为 800 mm,加热段  $z_2=1200$  mm,水平圆管的内径和外径分别为  $d=10$  mm 和  $d_o=14$  mm ( $r_o=7$  mm)。

图 1b)为周向均匀加热截面示意。为实现非均匀加热,在侧半周镀了厚度  $\delta_s=0.3$  mm 的银层(见图 1c)。

图 1d)和图 1e)为截面网格划分示意。水平圆管三维模型由 ANSYS ICEM 19.2 软件进行网格划分,采用结构化六面体网格。为提升网格质量、提高计算精度,水平圆管横截面采用 O 型网格划分。计算域由流体域和固体域 2 部分组成,其中固体域包括不锈钢和镀银,固体域的传热方式仅为热传递。为得到更好的模拟效果,流固界面处网格进行加密处理,第 1 层网格厚度均为  $10^{-7}$  m,增长比均为 1.1 以保证第 1 层网格无量纲高度  $y^+ < 1$  及湍流模型计算精度的准确性。

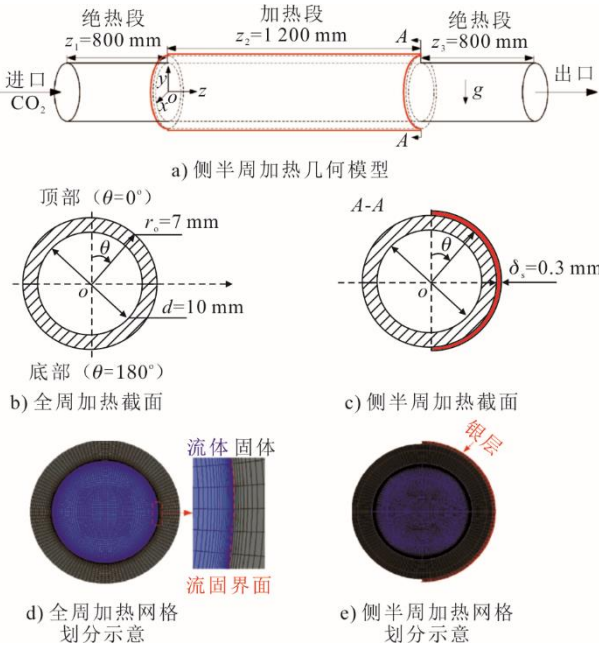


图 1 水平管三维几何模型与网格划分

Fig.1 Three-dimensional geometric models for the horizontal pipe and the mesh generation

## 1.2 控制方程

利用 ANSYS Fluent 19.2 软件模拟了 S-CO<sub>2</sub> 在水平管内的三维稳态流动和传热过程。采用有限体积法求解的控制方程如下<sup>[31]</sup>。

连续性方程：

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

动量方程：

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

能量方程：

$$\frac{\partial(\rho u_i c_p T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ c_p \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] \quad (3)$$

式中： $p$  为流体压力，MPa； $T$  为流体温度，K； $\rho$  为流体密度，kg/m<sup>3</sup>； $\mu$  为流体黏度，Pa·s； $c_p$  为流体的比热容，kJ/(kg·K)； $Pr$  为普朗特数； $\mu_t$  为湍流黏度； $Pr_t$  为湍流普朗特数； $u$  为流速，m/s； $g$  为重力加速度，-9.81 m/s<sup>2</sup>。

在近壁面处理方面，SST  $k-\omega$  模型混合函数自动切换壁面分辨率在  $y^+ < 1$  时采用  $\omega$  方程，相比标准  $k-\epsilon$  模型能更准确捕捉边界层内流体的温度分布，先前研究表明 SST  $k-\omega$  模型在壁面附近的预测尤为准确<sup>[9,21-22,31-32]</sup>，有助于获取壁面附近的相分布细

节，并揭示水平管中超临界流体传热机制。

SST  $k-\omega$  输运方程描述如下。

湍动能方程：

$$\frac{\partial(\rho \mu_t k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k \quad (4)$$

耗散速率：

$$\frac{\partial(\rho \mu_t \omega)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (5)$$

式中： $G_k$  和  $Y_k$  分别为  $k$  的生成项和耗散项； $G_\omega$ 、 $Y_\omega$ 、 $D_\omega$  分别为  $\omega$  的生成、耗散和正交散度，具体表述如下：

$$G_k = \min(\mu_t S^2, 10 \rho \beta^* k \omega) \quad (6)$$

$$Y_k = \rho \beta^* k \omega \quad (7)$$

$$G_\omega = \frac{\alpha_\infty}{\alpha_s} \left( \frac{\alpha_0 + Re_t/R_\omega}{1 + Re_t/R_\omega} \right) \frac{\rho}{\mu_t} G_k \quad (8)$$

$$Y_\omega = \rho \beta \omega^2 \quad (9)$$

$$D_\omega = 2(1-F1) \rho \frac{1}{\omega \sigma_{\omega,2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (10)$$

关于式(4)一式(10)中变量和常数的更多细节可参考文献[9]的全面讨论。

以上所有方程均只涉及流体域。对于固体域，采用热导傅里叶定律方程表示为：

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda_s \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = 0 \quad (11)$$

式中： $\lambda_s$  为固体导热系数，W/(m·K)。

## 1.3 边界条件设置和计算方法

为符合实验实际运行条件，将添加 UDF 热源（UDF 程序参考文献[22]），将固体域镀银侧和不锈钢视为电阻，两端施加电压  $U$  就会产生热量。

纯银材料的电导率  $\rho_s$  (1/(Ω·m)) 计算公式为<sup>[22]</sup>：  
 $\rho_s = (1.469\ 95 + 0.005\ 89T + 9.416\ 3 \times 10^{-7} T^2) \times 10^{-8}$  (12)

其导热系数  $\lambda_s$  与温度  $T$  的计算公式为：

$$\lambda_s = 429 - 0.074\ 43T \quad (13)$$

不锈钢（1Cr18Ni9Ti）材料的电阻率  $\rho_w$  计算公式为<sup>[22]</sup>：

$$\rho_w = 7.74 \times 10^{-7} \times (1.0 + 7.45 \times 10^{-4} T) \quad (14)$$

不锈钢（1Cr18Ni9Ti）材料的导热系数  $\lambda_w$  与温度  $T$  的变化关系式如下：

$$\lambda_w = 14.3 + 0.013\ 4T \quad (15)$$

S-CO<sub>2</sub> 物性参数由 REFPROP NIST 9.1 查询，

采用分段线性插值 piecewise-linear 方法将 CO<sub>2</sub> 物性输入到 Fluent, 设置质量流速入口 mass-flow-inlet, 出口采用 outflow, 入口绝热段和出口绝热段均设置绝热边界, 流固界面设置为温度无滑移。为提高求解精度, 数值离散方法选取二阶迎风差分格式 (second order upwind)。对于压力场与速度场的耦合求解, 运用 SIMPLEC 算法进行处理。收敛判据设置为: 质量守恒方程和动量方程的相对残差 (absolute criteria) 需降至 10<sup>-3</sup>, 而能量方程需达到 10<sup>-9</sup>。此外, 判定计算收敛还需同时满足各残差曲线保持稳定, 且出口截面温度监测值达到平衡状态。

#### 1.4 数值计算参数定义

本文运行工况为: 压力  $p$  为 8~20 MPa, 质量流速  $G$  和热流密度  $q_w$  分别为 300~1 300 kg/(m<sup>2</sup>·s)、42~500 kW/m<sup>2</sup>。主要参数定义如下。

加热功率  $Q$ :

$$Q = m(i_{out} - i_{in}) \quad (16)$$

式中:  $i_{in}$  和  $i_{out}$  分别为进、出口温度对应的焓值, kJ/kg;  $m$  为质量流率, kg/s。

加热的水平圆管内壁平均热流密度  $q_{w,ave}$ :

$$q_{w,ave} = \frac{Q}{\pi dz_2} \quad (17)$$

水平管道局部换热系数  $h$ :

$$h = \frac{q_{w,ave}}{T_{wi} - T_b} \quad (18)$$

Yu 等人<sup>[31]</sup>对水平管内类气膜进行了受力分析, 管内工质受蒸发动量力  $F_{mv}$ 、重力  $F_g$  以及惯性力  $F_i$  作用, 蒸发动量力  $F_{mv}$  的计算公式为:

$$F_{mv} = \left( \frac{q_w}{\Delta i} \right)^2 \frac{d}{\rho_{VL}} \quad (19)$$

式中:  $d$  为特征直径, mm;  $\rho_{VL}$  为类气密度, kg/m<sup>3</sup>;  $\Delta i$  为超临界类沸腾焓, kJ/kg。

因为类气膜总是分布在近壁区, 所以将  $\rho_{VL}$  由  $\rho_w$  代替进行处理, 被修改的蒸发动量力公式为

$$F_{mv} = \left( \frac{q_w}{\Delta i} \right)^2 \frac{d}{\rho_w} \quad (20)$$

惯性力  $F_i$  主要由主流流体流动引起<sup>[31]</sup>:

$$F_i = \frac{G^2 d}{\rho_b} \quad (21)$$

式中:  $G$  为质量流速, kg/(m<sup>2</sup>·s);  $d$  为特征直径, mm;  $\rho_b$  为主流流体密度, kg/m<sup>3</sup>。

较大的蒸发动量力  $F_{mv}$  和较低的惯性力  $F_i$  会导

致更厚的蒸汽状薄膜。用  $F_{mv}$  与  $F_i$  作比值, 可以得到超临界  $K$  数, 计算公式为:

$$K = \left( \frac{q_w}{G \Delta i} \right)^2 \frac{\rho_T}{\rho_{T_w}} \quad (22)$$

$K$  值越小表明惯性力占主导, 类气膜越薄; 而  $K$  值越大则表明界面力占主导, 类气膜越厚。

可精准预测正常传热向传热恶化的转变的类沸腾数 SBO, 计算公式为:

$$SBO = \frac{q_w}{Gi_{pc}} \quad (23)$$

#### 1.5 网格独立性验证

为了保证模拟结果的有效性和准确性, 对侧半周加热模型进行了 6 次网格独立性分析。计算了 6 种不同网格系统下水平管出口处平均传热系数  $h$ 。图 2 显示了  $p=8$  MPa、 $q_w=42$  kW/m<sup>2</sup>、 $G=600$  kg/(m<sup>2</sup>·s) 工况下的网格独立性分析结果。以网格数  $3.88 \times 10^6$  为标准, 考虑到计算效率和误差百分比  $e_t$  精度之间的平衡, 最终决定使用  $2.85 \times 10^6$  网格进行仿真计算, 全周加热与文献[31]所用网格数相同, 采用网格数  $2.55 \times 10^6$  进行模拟计算。

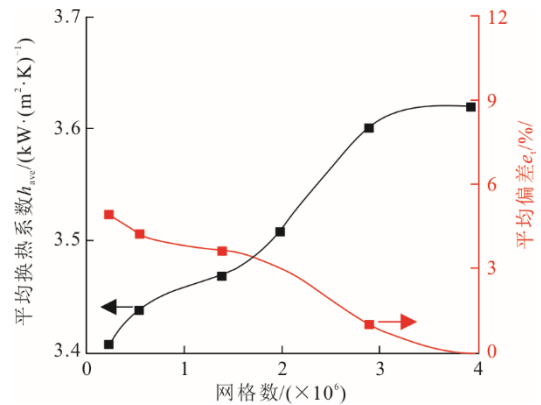


图 2 网格无关性验证  
Fig.2 Grid independence verification

#### 1.6 模型验证

对数值模拟可靠性进行了验证 (图 3), 实验数据来自文献[24, 32]。加热水平管的所有几何参数均相同, 图 2 为全周和侧半周加热工况下水平管外壁面温度沿轴向的模型验证结果。

图 3a) 中壁温沿轴向分布存在明显峰值, 因此被判断为传热恶化 (heat transfer deterioration, HTD) 工况; 图 3b) 显示壁温沿轴向逐渐升高无明显峰值, 因此被判断为正常传热 (normal heat transfer, NHT) 工况。

对于 NHT 和 HTD 2 种情况, 模拟曲线沿流动

方向与实验数据点的变化趋势相似，但局部壁温分布存在偏差：在全周加热 HTD 工况下，实验过程中存在热损失是模拟值大于实验值的原因；对于侧半周加热，银层厚度略大于模拟厚度，导热系数较大，导致实验值偏高，但实验数据最大偏差  $e_A$  仅为 3.13%。因此，本研究所采用的数值模型是可靠的。模拟值与实验数据之间的平均误差计算公式如下：

$$e_A = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n e_i \times 100\% \quad (24)$$

式中： $e_i$  为单个数据点的误差， $e_i=(T_{wi,pre}-T_{wi,exp})/T_{wi,exp}$ ； $T_{wi,pre}$  为预测值； $T_{wi,exp}$  为实验值。

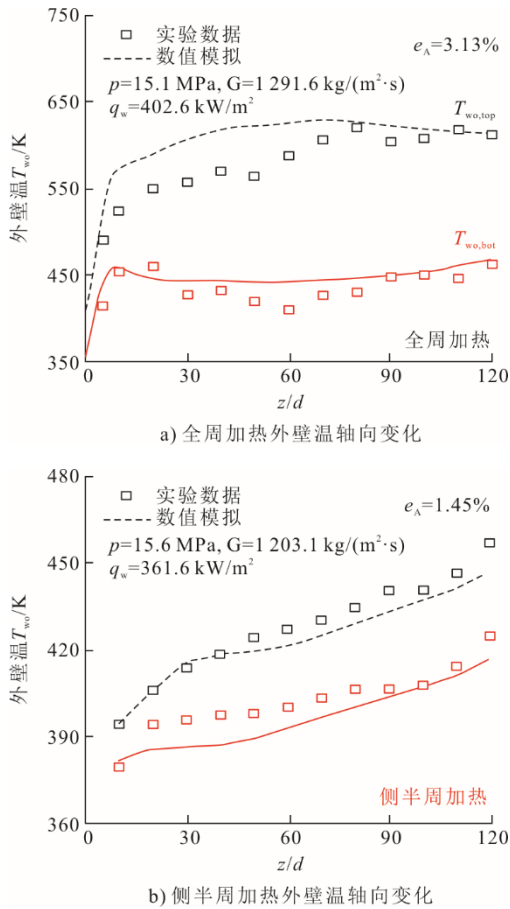


图 3 模型验证  
Fig.3 Model verification

## 2 结果与讨论

### 2.1 正常传热模式下全周和侧半周加热水平管传热特性

图 4 为  $p=8 \text{ MPa}$ 、 $G=600 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、 $q_{w,ave}=42.0 \text{ kW}/\text{m}^2$  工况下全周加热和侧半周加热传热性能对比。由图 4a)和图 4b)可知，在低热流密度下，全周和侧半周加热传热水平管内壁温  $T_{wi}$  沿轴向逐渐升高且无壁温峰值出现，这为正常传热模式特点。同时，

水平管顶母线内壁温  $T_{wi,top}$  高于底母线内壁温  $T_{wi,bot}$ 。

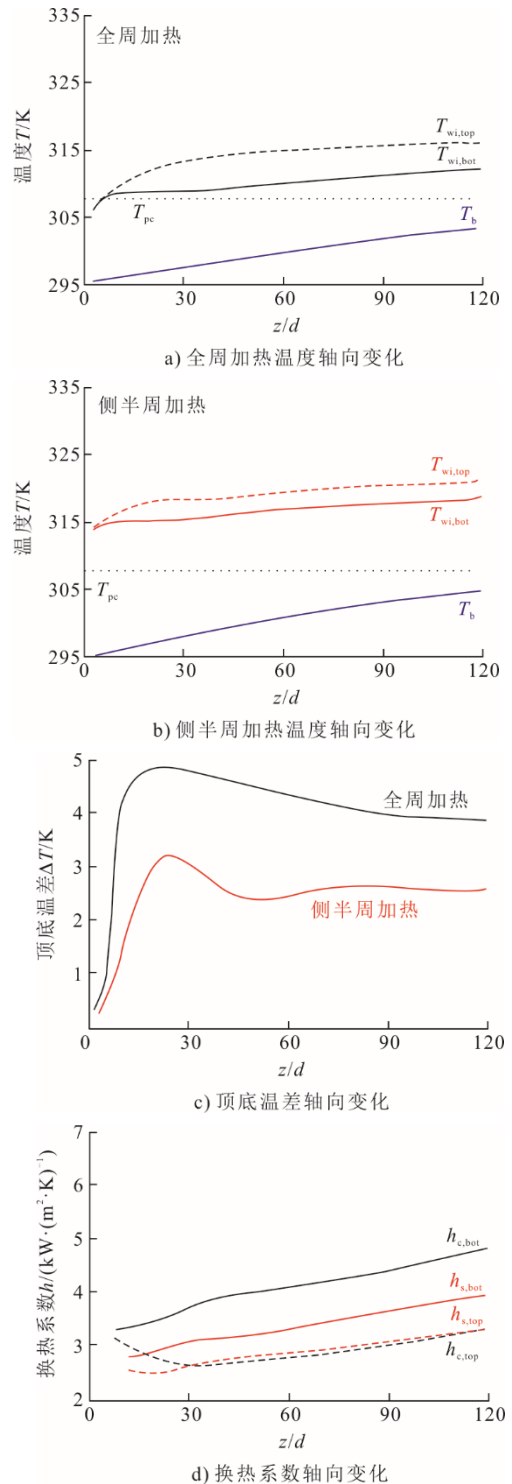


图 4 正常传热模式下全周加热和侧半周加热下换热系数沿轴向分布 ( $p=8 \text{ MPa}$ ,  $G=600 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ,  $q_{w,ave}=42 \text{ kW}/\text{m}^2$ )  
Fig.4 Axial distribution of heat transfer coefficient in circumferential heating and semicircle heating mode with normal heat transfer

图 4c)为全周加热和侧半周加热顶、底传热温差  $\Delta T$  ( $\Delta T=T_{wi,top}-T_{wi,bot}$ ) 随  $z/d$  的变化。可以发现， $\Delta T$  先升高后降低，全周加热传热温差大于侧半周加

热, 在正常传热模式下小于 $\Delta T$ 值 5 K, 表明水平管内温度不均匀性较小。

根据图 4d)可知, 在全周加热和侧半周加热情况下, 水平管局部换热系数沿流动方向均逐渐升高, 2 种加热方式下水平管顶母线换热系数相近, 而全周加热时底母线换热系数  $h_{c,bot}$  略高于半周加热, 且顶母线换热系数总是小于底母线换热系数。

为解释图 4 正常传热模式下 2 种加热方式出现的传热规律, 计算了超临界  $K$  数, 如图 5 所示。超临界  $K$  数表示蒸发动量力和惯性力之间的竞争, 根

据图 5a)可知超临界  $K$  数逐渐增加, 表明惯性力的作用在减小而蒸发动量力逐渐占主导作用, 这是导致图 4a)和图 4b)内壁温逐渐升高的原因。与全周加热方式相比, 侧半周加热管道顶母线  $K$  数与均匀加热  $K$  值相近, 而底母线  $K$  数较大, 表明侧半周加热时水平管底母线流体受到惯性力的作用较小, 蒸发动量力的作用较大, 导致底母线的类气膜厚度大于全周加热 (图 6)。侧半周加热时水平管底部热阻较大, 阻碍了管内流体与壁面间的热量交换, 所以全周加热时底母线的换热系数高于侧半周加热。

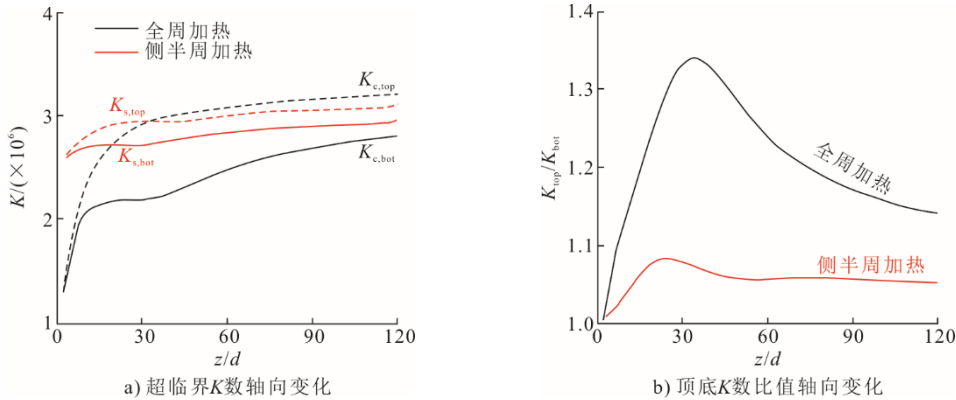


图 5 正常传热工况下水平管顶底母线超临界  $K$  数及其比值沿程变化 ( $p=8\text{ MPa}$ ,  $G=600\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ ,  $q_{w,ave}=42\text{ kW}/\text{m}^2$ )  
**Fig.5 Changes of the supercritical  $K$  number and its ratio of the top and bottom generatrix of the horizontal tube under normal heat transfer conditions**

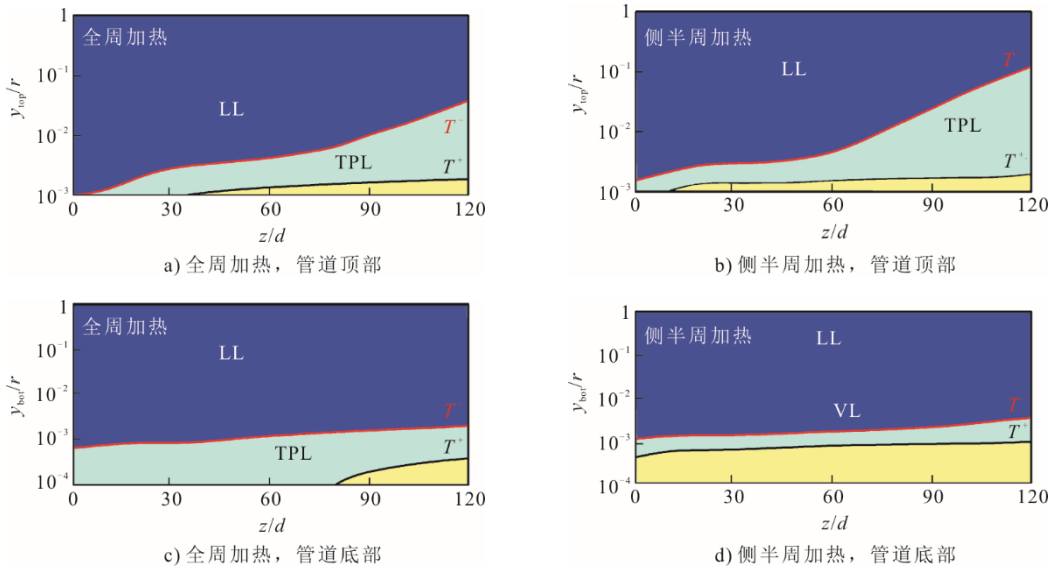


图 6 正常传热模式下全周加热和侧半周加热时 S-CO<sub>2</sub> 在水平管内相图的轴向分布 ( $p=8\text{ MPa}$ ,  $G=600\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ ,  $q_{w,ave}=42\text{ kW}/\text{m}^2$ )  
**Fig.6 Axial distribution of phase diagram of S-CO<sub>2</sub> in horizontal tube under normal heat transfer mode with circumferential heating and semicircle heating**

图 5b)为 2 种加热方式下水平管顶母线和底母线超临界  $K$  数比值轴向分布。由图 5b)可见,  $K_{top}/K_{bot}$  先增加后减小, 与  $\Delta T$  轴向变化相同, 表明  $K_{top}/K_{bot}$  值的变化是  $\Delta T$  先增加后减小的原因。

与实验研究相比, 数值模拟可较好地获取管内信息分布。图 6 为正常传热模式下全周加热和侧半周加热 S-CO<sub>2</sub> 在水平管内的相图分布, 此时管内不存在类气相, 管内大比热容类液态工质占比较大,

这充分增强了管内流体吸收壁面热量的能力<sup>[31]</sup>，所以在低热流密度正常传热时图 4d)局部换热系数沿流动方向逐渐增大。

### 2.2 传热恶化模式下全周和侧半周加热水平管传热特性

管内传热方式对超临界循环发电系统的安全稳定运行具有重要作用，传热恶化现象引起了学者的广泛关注。有学者认为，壁温沿流动方向突然飞升或换热系数突然下降意味着管内发生了传热恶化，但未对具体值进行定量分析。Zhu 等人<sup>[18]</sup>对传热恶化壁温飞升温度进行了定量分析，将壁温峰值点到垂直方向的比温差过热温度 $\Delta T_{to}$ 超过 8 K 的工况判断为传热恶化，这种方法可直观地判别传热恶化工况。

图 7 为高热流密度下全周加热和侧半周加热传热特性对比。

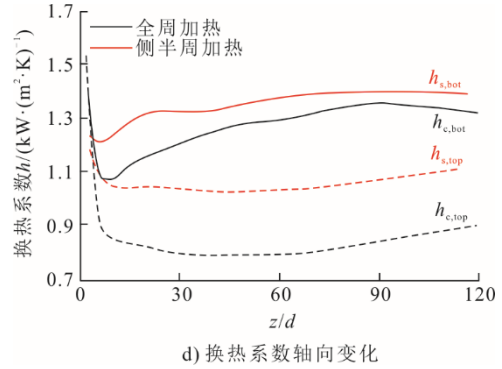
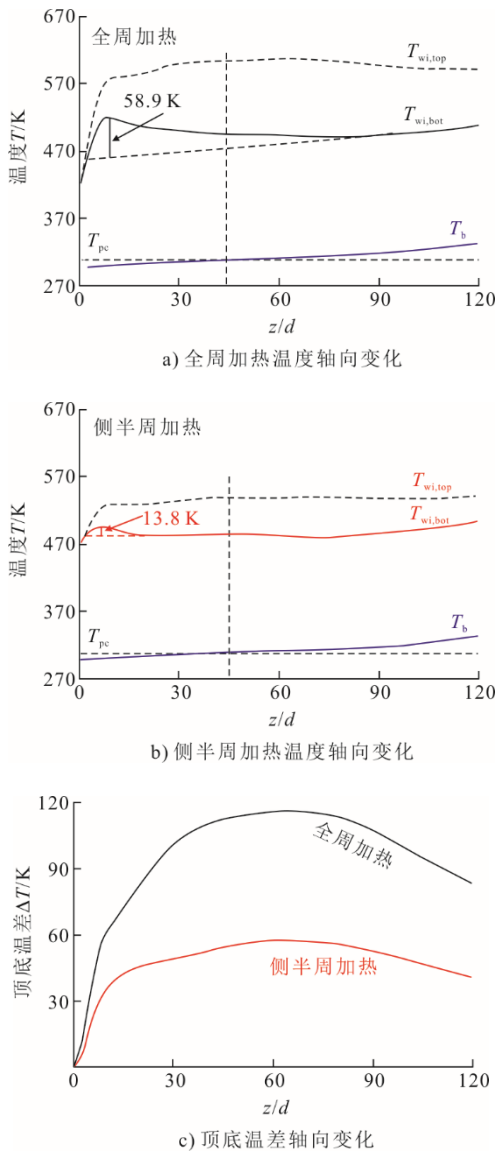


图 7 传热恶化模式下全周加热和侧半周加热传热规律 ( $p=8$  MPa,  $G=600$  kg/(m<sup>2</sup>·s),  $q_{w,ave}=240.3$  kW/m<sup>2</sup>)  
**Fig.7 The heat transfer laws with circumferential heating and semicircle heating under HTD condition**

由图 7a)和图 7b)可知，全周加热时过热温度为 58.9 K，侧半周加热过热温度为 13.8 K，2 种加热方式在高热流密度时均会发生传热恶化现象，且全周加热的传热恶化程度高于侧半周加热。

图 7c)为 2 种加热方式下顶母线和底母线温差 $\Delta T$ 随  $z/d$  的变化。由图 7c)可以发现： $\Delta T$  沿轴向先增大后减小，全周加热时 $\Delta T$  明显大于侧半周加热，全周加热时顶、底温差最大值 $\Delta T_{max}=116.3$  K，侧半周加热时 $\Delta T_{max}=57.1$  K；温差越大，温度不均匀性越显著，水平管所受热应力越大，管道越容易变形，严重时导致爆管，对超临界发电系统造成损害；同一工况下，侧半周加热可明显减小顶、底温差，表明侧半周加热可减弱温度不均匀性。

图 7d)为 2 种加热方式下局部换热系数沿流动方向变化曲线。不难发现，2 种加热方式下换热系数轴向变化规律相同，水平管顶母线换热系数先急剧减小再缓慢传热恢复，而底母线换热系数大于顶母线，沿轴向先减小再升高到极大值之后仍有下降趋势。

从传统单相流理论的角度看，雷诺数  $Re$  和普朗特数  $Pr$  是控制传热的基本无量纲参数，通常  $Re$  和  $Pr$  越大，传热性能越好。传热恶化模式下全周加热和侧半周加热  $Re$  和  $Pr$  轴向分布如图 8 所示。根据图 7d)可知，换热系数  $h$  沿轴向先降低后上升，然而， $Re$  和  $Pr$  在管入口处均增加(图 8a)和图 8b))，这无法解释管入口处传热性能的恶化。因此，单相流理论解释超临界传热恶化具有局限性。在下文讨论中，采用伪沸腾理论来阐明水平管中 S-CO<sub>2</sub> 的传热行为，根据伪沸腾理论计算了超临界  $K$  数的轴向分布，结果如图 9 所示。

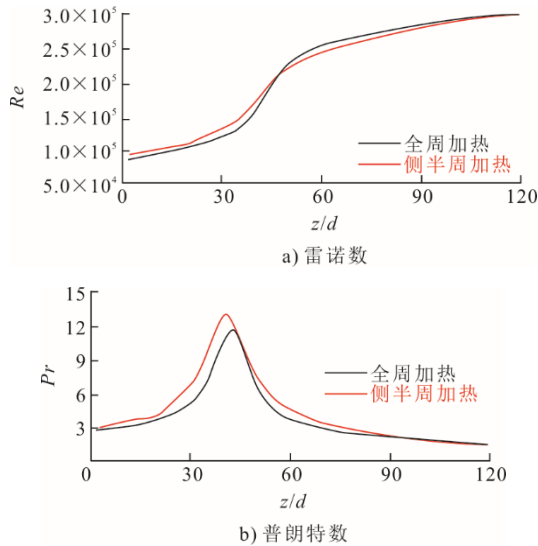


图 8 传热恶化模式下全周加热和侧半周加热雷诺数  $Re$  和普朗特数  $Pr$  轴向分布

Fig.8 Axial distribution of  $Re$  and  $Pr$  for circumferential heating and semicircle heating under the HTD condition

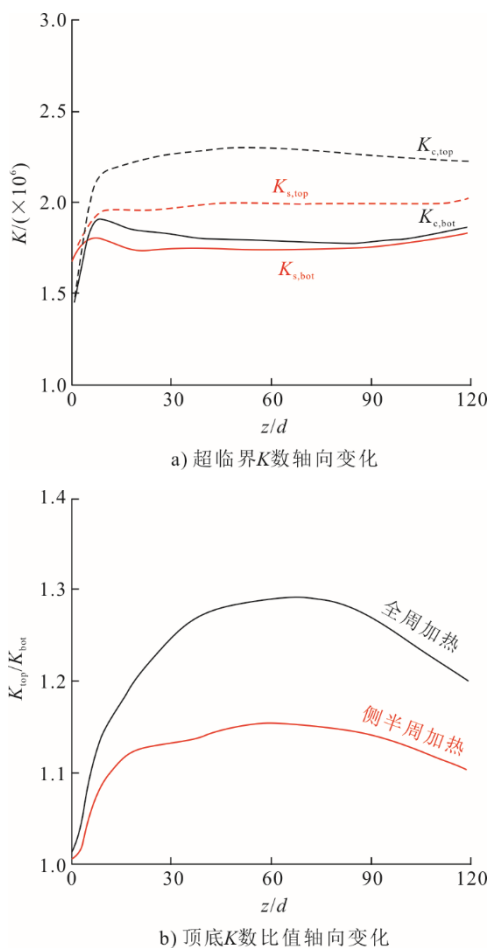


图 9 传热恶化工况下水平管顶、底母线超临界  $K$  数及其比值沿程变化

( $p=8\text{ MPa}$ ,  $G=600\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ ,  $q_{w,ave}=240.3\text{ kW}/\text{m}^2$ )

Fig.9 Changes of the supercritical  $K$  number and its ratio of the top and bottom generatrix of the horizontal tube along the way under HTD conditions

图 9 为传热恶化工况下 2 种加热方式超临界  $K$  数沿流动方向的变化曲线。

以底母线为例，发现超临界  $K$  数的极大值与壁温峰值相对应， $K$  数增加表明蒸发动量力占主导，此时类气膜扩张严重阻碍主流流体与壁面间的热量传递，从而导致传热恶化，这就是图 7b)壁温飞升和图 7d)换热系数先急剧减小的原因。

图 9b)中，将顶母线和底母线  $K$  数作商，发现  $K_{top}/K_{bot}$  值先升高后降低，当  $K_{top}/K_{bot}$  值增大时表明管道底部所受蒸发动量力大于顶部，底部的类气膜厚度小于顶部。顶、底的传热能力差别较大，受重力影响，底部被较多的大比热容类液态工质覆盖（图 10），而顶部被低比热容类气态工质覆盖，顶部传热受阻，而底部可较好地吸收壁面热量，所以顶部壁温高于底部，故图 7c)顶、底温差  $\Delta T$  先逐渐增加。

图 10 为 2 种加热方式下不同特征截面  $S\text{-CO}_2$  相分布。由图 10 可见，全周加热时左、右两侧相分布沿中轴线对称，而侧半周加热改变了管内流体类气膜蒸发动量力方向从而影响了  $S\text{-CO}_2$  相使其呈非对称分布，增强了管内界面二次流动，这也是侧半周加热传热性能较好的原因。当  $z/d>60$  时， $K_{top}/K_{bot}$  值降低，蒸发动量力增强，类气膜扩张至整个管截面，管内类气类液分层效应减弱，顶部和底部类气膜差异减小，所以  $\Delta T$  逐渐减小。由于侧半周加热时  $K_{top}/K_{bot}$  值小于全周加热，所以全周加热  $\Delta T$  大于侧半周加热。

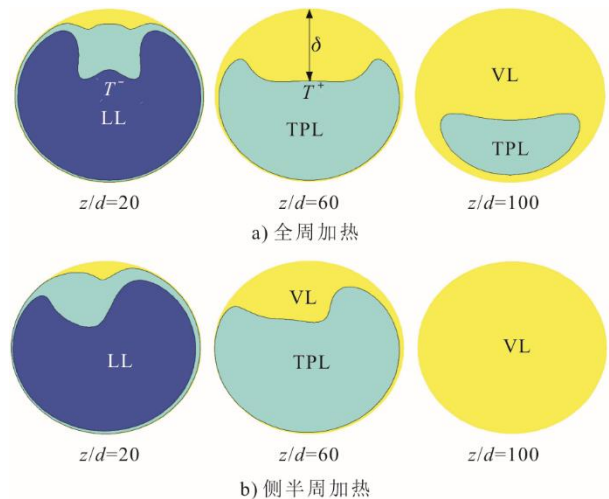


图 10 传热恶化模式下全周加热和侧半周加热不同特征截面相分布对比

( $p=8\text{ MPa}$ ,  $G=600\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ ,  $q_{w,ave}=240.3\text{ kW}/\text{m}^2$ )

Fig.10 Phase distribution across various characteristic sections during circumferential and semicircle heating in HTD mode

图 11 为传热恶化工况下 2 种加热方式 S-CO<sub>2</sub> 相态沿轴向分布。

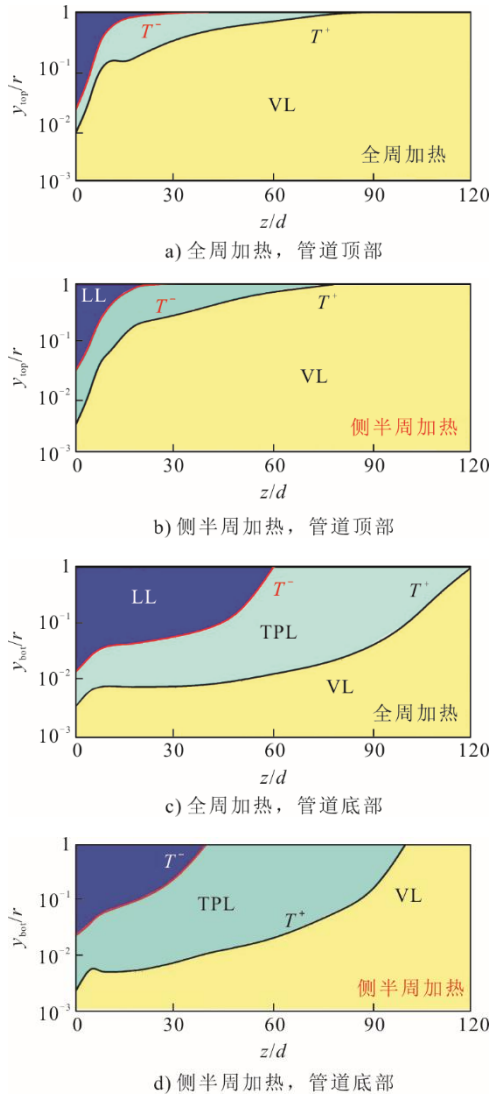


图 11 传热恶化模式下全周加热和侧半周加热 S-CO<sub>2</sub> 相态轴向分布 ( $p=8\text{ MPa}$ ,  $G=600\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ ,  $q_{w,ave}=240.3\text{ kW}/\text{m}^2$ )  
**Fig.11 Axial distribution of phase diagram of S-CO<sub>2</sub> with circumferential and semicircle heating in heat transfer deterioration mode**

由图 11a)和图 11b)可知：管道顶部占据了大量类气态工质；当  $y_{top}/r < 1$  时，类气膜厚度增加速率显著增大，严重阻碍了管内主流流体与壁面间的换热，从而导致图 7d)管道顶部的换热系数  $h_{top}$  急剧减小，引起传热恶化；当  $y_{top}/r = 1$  时，管道顶部均为类气态工质，此时热边界层的导热系数逐渐增大，传热恢复<sup>[27]</sup>。

由图 11c)和图 11d)可发现，当  $y_{top}/r < 1$  时，类气膜厚度先增加后减小，类气膜峰值与内壁温度轴向分布峰值相对应，表明类气膜厚度局部增加是导致传热恶化的原因。

计算了 2 种加热方式下同一特征截面  $z/d=60$  蒸发动力力和类气膜导热热阻周向变化，结果如图 12 所示。由图 12 可见，蒸发动力力从管道顶部到管道底部逐渐减小。蒸发动力力越大类气膜越容易向外扩张，厚度增加，管顶部的热阻大于管底部，见图 12b)，因此管底部换热系数高于顶部。

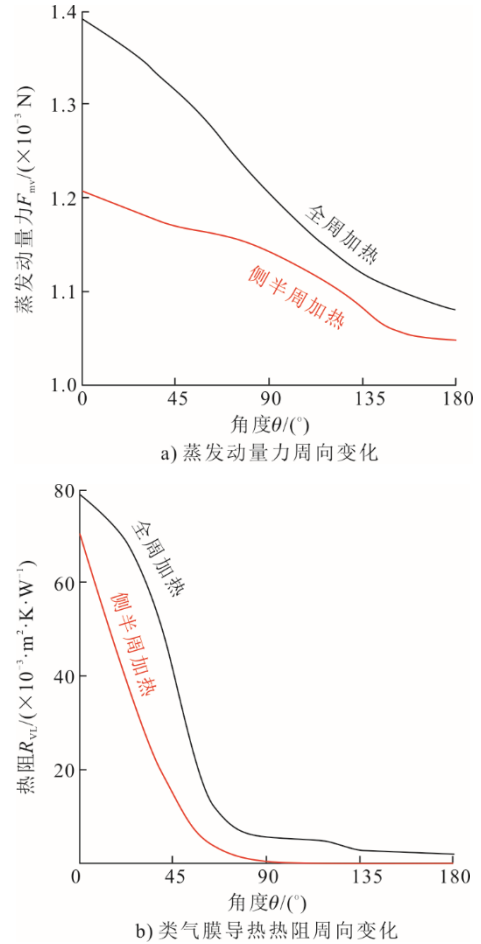


图 12 同一特征截面全周加热和侧半周加热蒸发动力力和类气膜导热热阻周向分布 ( $z/d=60$ )

**Fig.12 Circumferential distribution of evaporative momentum force and thermal resistance of vapor-like film on the same section with circumferential and semicircle heating**

全周加热的蒸发动力力大于侧半周加热，全周加热的类气膜更厚，导致其热阻  $R_{VL}$  大于侧半周加热，同一工况下侧半周加热时主流流体更容易吸收来自壁面的热量，增强了换热，所以传热恶化工况时侧半周加热的换热系数更高（见图 7d)）。

**2.3 全周和侧半周加热水平管传热恶化临界热流预测**

基于 Zhu 等人<sup>[18]</sup>确立的正常传热与传热恶化判定准则，全周加热和侧半周加热条件下超调温度随 SBO 变化如图 13 所示。由图 13 可知：全周均匀加热条件下 SBO 数阈值为  $6.179 \times 10^{-4}$ ，而半周非

均匀加热条件下 SBO 数阈值为  $9.798 \times 10^{-4}$ ；全周加热最大飞升温度为 61.6 K，而半周加热最大飞升温度可降低至 37.2 K。将热流密度  $q_w$  作为纵坐标，以  $Gi_{pc}$  作为横坐标构建了全周均匀加热与半周非均匀加热条件下发生传热恶化的临界热流密度曲线，如图 14 所示。

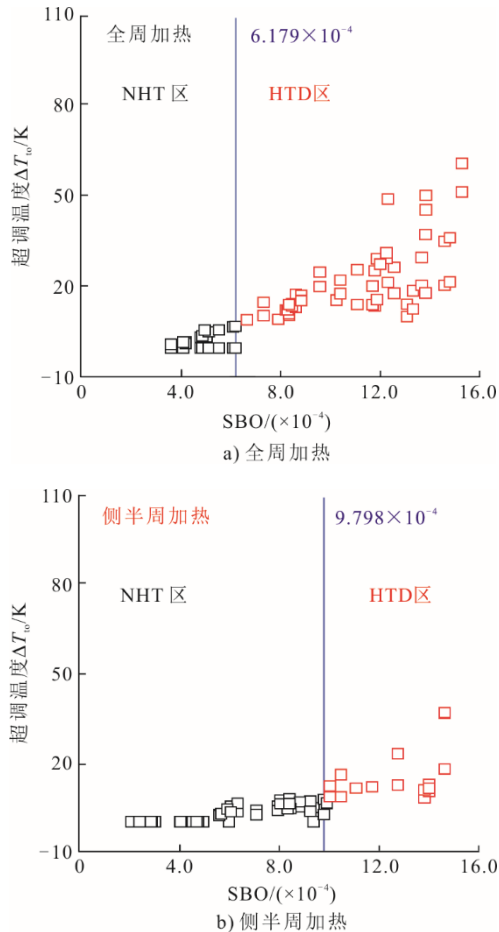


图 13 全周加热和侧半周加热条件下超调温度随 SBO 变化 ( $p=8\sim 20$  MPa,  $G=300\sim 1\ 300$  kg/(m<sup>2</sup>·s),  $q_w=42\sim 500$  kW/m<sup>2</sup>)

Fig.13 Changes of overshoot temperature with SBO with circumferential heating and semicircle heating

全周均匀加热临界热流密度表达式为:

$$q_{w,CHF} = 6.179 \times 10^{-4} Gi_{pc} \quad (25)$$

半周非均匀加热临界热流密度表达式为:

$$q_{w,CHF} = 9.798 \times 10^{-4} Gi_{pc} \quad (26)$$

式中:  $q_{w,CHF}$  为临界热流密度, kW/m<sup>2</sup>;  $G$  为质量流速, kg/(m<sup>2</sup>·s);  $i_{pc}$  为拟临界温度对应的焓值, kJ/kg。

将  $Gi_{pc}$  作为自变量可以更清晰地展现传热状态的变化规律, 为后续分析提供可靠依据。

由图 14 可发现, 正常传热和传热恶化有明显的分界线, 分界线斜率为超临界 SBO 数,  $Gi_{pc}$  越大

发生传热恶化所需热流密度越大。表明在同一工况时全周均匀加热条件下发生传热恶化较容易, 而侧半周加热条件缓解了传热恶化的发生。因此, 侧半周加热有利于卧式 S-CO<sub>2</sub> 换热装备安全运行。

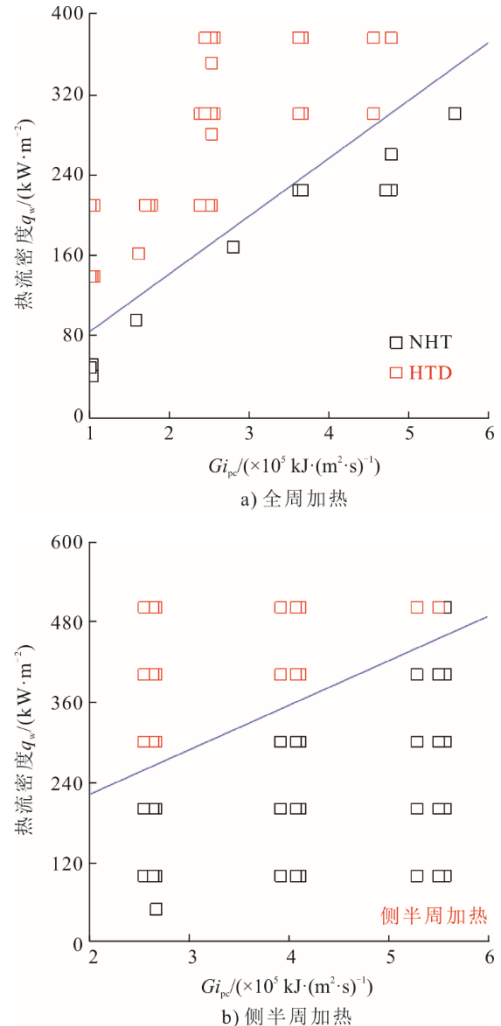


图 14 全周加热和侧半周加热条件下临界热流密度 ( $p=8\sim 20$  MPa,  $G=300\sim 1\ 300$  kg/(m<sup>2</sup>·s),  $q_w=42\sim 500$  kW/m<sup>2</sup>)

Fig.14 Critical heat flux under circumferential and semicircle heating conditions

### 3 结论和展望

采用 SST  $k-\omega$  湍流模型对水平管内 S-CO<sub>2</sub> 传热进行了数值模拟, 基于类沸腾传热理论对全周与侧半周加热进行了对比研究。水平管内径 10 mm, 压力  $p$  范围为 8~20 MPa, 质量流速  $G$  和热流密度  $q_w$  范围分别为 300~1 300 kg/(m<sup>2</sup>·s)、42~500 kW/m<sup>2</sup>。主要结论如下。

1) 获得了水平管内 S-CO<sub>2</sub> 相分布, 发现壁面类气膜厚度是影响超临界流体传热的关键, 管顶部蒸发动力大于管底部, 导致顶部的类气膜厚度较

大, 因此顶部传热较差, 底部传热性能较好。可用无量纲超临界  $K$  数或超临界沸腾数  $SBO$  表征。其中超临界  $K$  数决定传热性能及变化趋势,  $SBO$  数则精准预测正常传热向传热恶化的转变。

2) 对于全周均匀加热条件下水平管内  $S-CO_2$  的传热, 超临界沸腾数  $SBO > 6.179 \times 10^{-4}$  时发生传热恶化, 壁面温度沿流动方向发生飞升, 本文工况范围内最大飞升  $61.6 K$ ; 对于侧半周非均匀加热条件下水平管内  $S-CO_2$  的传热, 超临界沸腾数  $SBO > 9.798 \times 10^{-4}$  时发生传热恶化, 沿流动方向上壁面温度最大飞升  $37.2 K$ 。

3)  $S-CO_2$  传热水平管在圆周方向上存在不均匀性, 对于全周均匀加热, 在  $p=8 MPa$ 、 $G=600 kg/(m^2 \cdot s)$ 、 $q_{w,ave}=240.3 kW/m^2$  时, 上、下母线壁面温差最大达  $116.3 K$ 。相同工况下侧半周非均匀加热圆周方向上、下母线壁面温差可减小到  $57.1 K$ 。原因在于侧半周加热下水平管内  $S-CO_2$  类气膜厚度更均匀, 有效抑制了传热恶化及壁温不均匀性, 更有利于卧式  $S-CO_2$  换热装备安全运行。

本文为稳态模拟, 重点研究了侧半周加热对传热的影响, 未来将进行以下工作。

1) 对  $S-CO_2$  管内传热特性进行瞬态计算, 研究类气膜的形成、发展及破裂过程的动态演变对传热恶化的影响。

2) 对  $S-CO_2$  在水平管内的流动传热特性进行流固耦合瞬态计算, 考虑波动的热流密度、材料疲劳等因素对临界  $SBO$  阈值的影响。

3) 根据超临界流体异质结构的基础研究, 通过扩展数据库包括更多工作流体、各种管倾斜角度和非均匀加热条件来验证  $SBO$  的准确性, 以及使用  $SBO$  开发传热系数, 并结合工程实际应用, 进一步研究在超临界发电循环中的作用。

#### [参考文献]

[1] 苏宏亮, 黄莺, 殷亚宁, 等. 5 MW 超临界二氧化碳实验锅炉热力特性与壁温耦合计算模型[J]. 热力发电, 2020, 49(10): 151-156.  
SU Hongliang, HUANG Ying, YIN Yaning, et al. Coupled calculation model of thermal characteristics and metal temperature of a 5 MW supercritical carbon dioxide boiler[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(10): 151-156.

[2] 郑开云. 超临界二氧化碳循环发电技术应用[J]. 发电技术, 2020, 41(4): 399-406.  
ZHENG Kaiyun. Application of supercritical carbon dioxide cycle power generation technology[J]. Power Generation Technology, 2020, 41(4): 399-406.

[3] XIE J, LIU D, YAN H, et al. A review of heat transfer deterioration of supercritical carbon dioxide flowing in vertical tubes: heat transfer behaviors, identification methods, critical heat fluxes, and heat transfer correlations[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 149: 119233.

[4] 张海松, 朱鑫杰, 朱兵, 等. 浮升力和流动加速对超临界  $CO_2$  管内流动传热影响[J]. 物理学报, 2020, 69(6): 126-135.  
ZHANG Haisong, ZHU Xinjie, ZHU Bingguo, et al. Effects of buoyancy and acceleration on heat transfer of supercritical  $CO_2$  flowing in tubes[J]. Acta Physica Sinica, 2020, 69(6): 126-135.

[5] HUANG D, LI W. A brief review on the buoyancy criteria for supercritical fluids[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 131: 977-987.

[6] HUANG D, WU Z, SUNDEN B, et al. A brief review on convection heat transfer of fluids at supercritical pressures in tubes and the recent progress[J]. Applied Energy, 2016, 162: 494-505.

[7] LI X L, YU X Y, LIU P T, et al.  $S-CO_2$  flow in vertical tubes of large-diameter: experimental evaluation and numerical exploration for heat transfer deterioration and prevention[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2023, 216: 124563.

[8] LONGMIRE N, BANUTI D T. Onset of heat transfer deterioration caused by pseudo-boiling in  $CO_2$  laminar boundary layers[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2022, 193: 122957.

[9] YAN C, SHI J, ZHANG S, et al. Investigation on heat transfer of supercritical  $CO_2/Xe$  mixture crossing pseudo-critical temperature cooled in a horizontal circular tube[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 257: 124245.

[10] 张海松, 朱鑫杰, 朱兵, 等. 基于拟沸腾理论的超临界  $CO_2$  管内传热恶化量纲分析[J]. 物理学报, 2021, 70(4): 044401.  
ZHANG Haisong, ZHU Xinjie, ZHU Bingguo, et al. Dimensional analysis of flow and heat transfer of supercritical  $CO_2$  based on pseudo-boiling theory[J]. Acta Physica Sinica, 2021, 70(4): 044401.

[11] SIMEONI G G, BRYK T, GORELLI F A, et al. The Widom line as the crossover between liquid-like and gas-like behaviour in supercritical fluids[J]. Nature Physics, 2010, 6(7): 503-507.

[12] HE X, XU J, YU X, et al. Distinguishing evaporation-like and boiling-like modes of pseudo-boiling in supercritical pressures[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2023, 214: 124417.

[13] MAXIM F, CONTESCU C, BOILLAT P, et al. Visualization of supercritical water pseudo-boiling at Widom line crossover[J]. Nature Communications, 2019, 10(1): 4114.

[14] BANUTI D T. Crossing the Widom-line-Supercritical pseudo-boiling[J]. The Journal of Supercritical Fluids, 2015, 98: 12-16.

[15] XU J, WANG Y, MA X. Phase distribution including a bubble like region in supercritical fluid[J]. Physical Review E, 2021, 104(1): 014142.

[16] WANG Q Y, MA X J, XU J L, et al. The three-regime-model for pseudo-boiling in supercritical pressure[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2021, 181: 121875.

[17] XU J, ZHANG H, ZHU B, et al. Critical supercritical-boiling-number to determine the onset of heat transfer

- deterioration for supercritical fluids[J]. *Solar Energy*, 2020, 195: 27-36.
- [18] ZHU B, XU J, WU X, et al. Supercritical “boiling” number, a new parameter to distinguish two regimes of carbon dioxide heat transfer in tubes[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2019, 136: 254-266.
- [19] ZHU B, XU J, YAN C, et al. The general supercritical heat transfer correlation for vertical up-flow tubes:  $K$  number correlation[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 148: 119080.
- [20] ZHU B, XU J, ZHANG H, et al. Effect of non-uniform heating on  $s\text{CO}_2$  heat transfer deterioration[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 181: 115967.
- [21] YAN C, XU J, ZHU B, et al. Numerical analysis on heat transfer characteristics of supercritical  $\text{CO}_2$  in heated vertical up-flow tube[J]. *Materials*, 2020, 13(3): 723.
- [22] YAN C, XU J, WANG S, et al. Numerical study of convective heat transfer to supercritical  $\text{CO}_2$  in vertical heated tubes[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2022, 137: 106242.
- [23] WANG K, ZHANG Z D, LI M J, et al. A coupled optical-thermal-fluid-mechanical analysis of parabolic trough solar receivers using supercritical  $\text{CO}_2$  as heat transfer fluid[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 183: 116154.
- [24] CHENG L, XU J. Experimental investigation of non-uniform heating effect on flow and heat transfer of supercritical carbon dioxide: an application to solar parabolic trough collector[J]. *Renewable Energy*, 2024, 236: 121373.
- [25] YANG Y, BAI W G, WANG Y M, et al. Coupled simulation of the combustion and fluid heating of a 300 MW supercritical  $\text{CO}_2$  boiler[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 113: 259-267.
- [26] 赵新宝, 鲁金涛, 袁勇, 等. 超临界二氧化碳布雷顿循环在发电机组中的应用和关键热端部件选材分析[J]. *中国电机工程学报*, 2016, 36(1): 154-162.
- ZHAO Xinbao, LU Jintao, YUAN Yong, et al. Analysis of supercritical carbon dioxide Brayton cycle and candidate materials of key hot components for power plants[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2016, 36(1): 154-162.
- [27] 张一帆, 王生鹏, 刘文娟, 等. 超临界二氧化碳压缩再热火力发电系统关键参数的研究[J]. *动力工程学报*, 2016, 36(10): 827-833.
- ZHANG Yifan, WANG Shengpeng, LIU Wenjuan, et al. Study on key parameters of a supercritical fossil-fired power system with  $\text{CO}_2$  recompression and reheat cycles[J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2016, 36(10): 827-833.
- [28] 乔永强, 王生鹏, 白文刚, 等. 5 MW 超临界二氧化碳循环发电机组锅炉建模与动态特性分析[J]. *热力发电*, 2024, 53(12): 39-48.
- QIAO Yongqiang, WANG Shengpeng, BAI Wengang, et al. Modeling and dynamic characteristic analysis for boiler in a 5 MW supercritical carbon dioxide cycle power unit[J]. *Thermal Power Generation*, 2024, 53(12): 39-48.
- [29] CHENG L, WANG Q, XU J. Supercritical heat transfer of  $\text{CO}_2$  in horizontal tube emphasizing pseudo-boiling and stratification effects[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2024, 220: 124953.
- [30] CHENG L, XU J, CAO W, et al. Supercritical carbon dioxide heat transfer in horizontal tube based on the Froude number analysis[J]. *Energy*, 2024, 294: 130980.
- [31] YU B, XIE J, XU J, et al. Numerical study on pseudo-boiling heat transfer of supercritical  $\text{CO}_2$  in horizontal tube[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2025, 244: 126981.
- [32] CHENG L, XU J, WANG Q, et al. The influence of tube diameter parameters on the flow resistance and heat transfer characteristics of supercritical  $\text{CO}_2$  in horizontal tubes[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 241: 122361.

(责任编辑 李园)