

DOI: 10.19666/j.rlfed.202212290

# 轴向非均匀热流条件下超临界二氧化碳 垂直管内换热特性

朱兵国<sup>1</sup>, 巩楷刚<sup>1</sup>, 杨小亮<sup>1,2</sup>, 彭斌<sup>1</sup>, 杨宝坤<sup>1</sup>

(1.兰州理工大学机电工程学院, 甘肃 兰州 730050;

2.兰州兰石石油装备工程股份有限公司, 甘肃 兰州 730314)

[摘要] 针对超临界二氧化碳(S-CO<sub>2</sub>)燃煤锅炉冷却壁热边界条件的实际分布, 采用 SST  $k-\omega$  低雷诺数湍流模型, 数值模拟研究了半周加热轴向非均匀热流作用下 S-CO<sub>2</sub> 在垂直圆管内的传热特性, 分析了不同热流分布、质量流速对换热性能以及圆管内壁温度分布的影响。研究表明: 轴向非均匀热流分布对 S-CO<sub>2</sub> 传热具有显著影响, 在平均热流相同的条件下, 相较于均匀热流分布, 轴向非均匀热流分布下总传热系数最大提高了约 8%; 轴向非均匀热流分布对传热恶化有抑制作用, 有效降低了壁温峰值点; 非均匀热流条件下, S-CO<sub>2</sub> 传热主要受类气膜厚度、类气膜导热系数及近壁区定压比热容的影响较大。研究结果可为燃煤 S-CO<sub>2</sub> 锅炉设计提供理论指导。

[关键词] 超临界二氧化碳; 数值模拟; 半周加热; 轴向非均匀热流

[引用本文格式] 朱兵国, 巩楷刚, 杨小亮, 等. 轴向非均匀热流条件下超临界二氧化碳垂直管内换热特性[J]. 热力发电, 2023, 52(6): 45-51. ZHU Bingguo, GONG Kaigang, YANG Xiaoliang, et al. Heat transfer characteristics of supercritical carbon dioxide in vertical tube under axial non-uniform heat flux[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(6): 45-51.

## Heat transfer characteristics of supercritical carbon dioxide in vertical tube under axial non-uniform heat flux

ZHU Bingguo<sup>1</sup>, GONG Kaigang<sup>1</sup>, YANG Xiaoliang<sup>1,2</sup>, PENG Bin<sup>1</sup>, YANG Baokun<sup>1</sup>

(1.School of Mechanical & Electrical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China;

2.Lanshi Petroleum Equipment Engineering Co., Ltd., Lanzhou 730314, China)

**Abstract:** In view of the actual distribution of heat boundary conditions on the cooling wall of supercritical carbon dioxide (S-CO<sub>2</sub>) coal-fired boiler, the heat transfer characteristics of supercritical CO<sub>2</sub> in a vertical circular tube under axial non-uniform heat flux were numerically studied by using SST  $k-\omega$  low Reynolds number turbulence model. The influence of different heat flux distribution, mass flux on heat transfer performance and wall temperature distribution was analyzed. The results show that the axial non-uniform heat flux distribution has a significant effect on the heat transfer of S-CO<sub>2</sub>. Compared with the uniform heat flux, the total heat transfer coefficient under the axial non-uniform heat flux increases by about 8%. The non-uniform distribution of axial heat flux can inhibit the heat transfer deterioration and effectively reduce the peak wall temperature. Under the condition of non-uniform heat flux, the heat transfer of S-CO<sub>2</sub> is mainly affected by the thickness of the gas-like film, the thermal conductivity of the gas-like film and the specific heat near the wall. The results provide theoretical guidance for the design of supercritical CO<sub>2</sub> boiler.

**Key words:** supercritical carbon dioxide; numerical simulation; half circumferential heating; heat flux with axial non-uniform

收稿日期: 2022-12-22 网络首发日期: 2023-03-08

基金项目: 甘肃省自然科学基金项目(22JR5RA283); 甘肃省教育厅优秀研究生“创新之星”项目(2022CXZX-416)

Supported by: Natural Science Foundation of Gansu Province(22JR5RA283); Excellent Postgraduate “Innovation Star” Project of Gansu Provincial Department of Education(2022CXZX-416)

第一作者简介: 朱兵国(1988), 男, 博士, 讲师, 主要研究方向为超临界流体传热、高效紧凑型换热器设计开发, zhubg@lut.edu.cn.

二氧化碳作为自然工质有诸多优点,近年来超临界二氧化碳(S-CO<sub>2</sub>)布雷顿热力循环系统在发电领域引起了研究者的广泛关注<sup>[1-2]</sup>。该发电系统中,传热发生在热源各级受热面及换热器中。与亚临界

流体相比,S-CO<sub>2</sub>在拟临界温度 $T_{pc}$ (定压比热容达到最大值对应的温度)附近热物性变化非常剧烈(图1),热物性的强变性将导致其传热行为非常复杂。

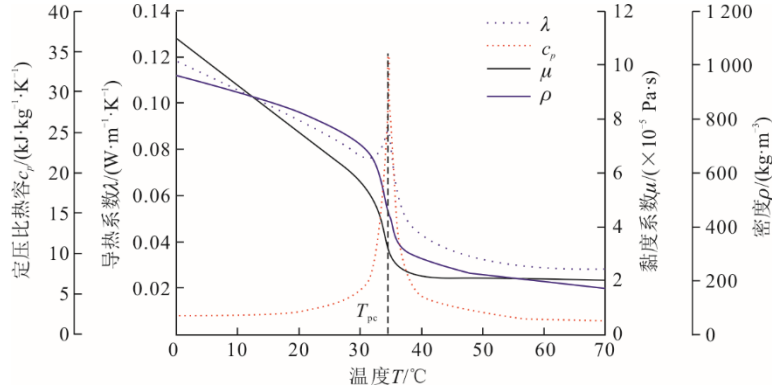


图1 压力 $p=8$  MPa时CO<sub>2</sub>热物性随温度的变化  
Fig.1 Thermophysical properties of CO<sub>2</sub> at pressure of 8 MPa

近年关于 S-CO<sub>2</sub> 管内流动传热研究的综述文献<sup>[3-4]</sup>表明,尽管学者们对 S-CO<sub>2</sub> 的流动传热进行了大量的实验和数值模拟研究,但是这些研究的热边界条件大多是均匀热流边界<sup>[5-8]</sup>,也有部分研究者开展了 S-CO<sub>2</sub> 在周向非均匀加热管内的传热研究<sup>[9-11]</sup>。研究人员主要研究了运行参数(如压力、入口温度、质量流速、热流密度等)、管径、流动方向等对 S-CO<sub>2</sub> 传热的影响<sup>[12-14]</sup>。对于 S-CO<sub>2</sub> 传热,在低质量流速和高热流密度的工况下,加热管的管壁温度在拟临界点前会突然增大或者出现峰值点的传热恶化现象<sup>[15]</sup>,研究者们开展了大量的研究来揭示其机理。目前对传热恶化的解释主要有单相流体理论和类两相理论 2 种观点。单相理论认为 S-CO<sub>2</sub> 传热是由于变物性引起的浮升力和流动加速效应引起的<sup>[16-17]</sup>,但是基于浮升力和流动加速提出的关联式则不能很好地预测 S-CO<sub>2</sub> 传热。Banuti 等人<sup>[18]</sup>认为超临界流体相变发生在一个有限温度区间,并用热力学方法给出了求解温度间隔的理论表达式。Wang 等人<sup>[19]</sup>提出了超临界类沸腾的三区模型,建立了超临界类沸腾的理论框架。作者前期的工作通过对亚临界与超临界传热的类比,提出了超临界沸腾数 SBO 和 K 数<sup>[20-21]</sup>。SBO 和 K 数表征类气膜膨胀力与惯性力之间的竞争,有效控制类气膜厚度,大的 SBO 和 K 数引起传热恶化。

从文献综述来看,尽管目前关于 S-CO<sub>2</sub> 管内换热特性的研究已经非常丰富,但是这些研究均集中在全周均匀加热和周向非均匀加热的条件下。而在燃煤 S-CO<sub>2</sub> 发电系统中,冷却壁作为 CO<sub>2</sub> 锅炉的关

键部件,其一侧受到火焰辐射热,另一侧则背对火焰可看成绝热面,此外,冷却壁在沿锅炉高度方向的热流也是不均匀的,这意味着冷却壁的热边界条件是半周加热且在轴向方向是非均匀的。燃煤 S-CO<sub>2</sub> 锅炉冷却壁沿高度方向的热流分布如图 2 所示<sup>[22]</sup>。目前这方面的研究鲜见报道,因此开展半周加热及轴向非均匀热流边界下 S-CO<sub>2</sub> 的换热特性就显得尤为重要,研究结果可为燃煤 S-CO<sub>2</sub> 锅炉设计提供理论支撑。

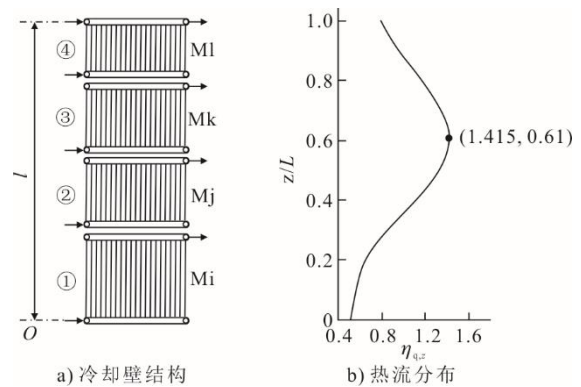


图2 燃煤 S-CO<sub>2</sub> 锅炉冷却壁沿高度方向的热流分布  
Fig.2 Heat flux distribution along the height direction of the cooling wall of the coal-fired S-CO<sub>2</sub> boiler

## 1 数值方法

### 1.1 物理模型

垂直向上圆管的物理模型如图 3 所示。其中:圆管内径  $d_{in}=10$  mm,计算域总长  $L=2950$  mm,加热段长度为  $L_h=2000$  mm。为保证加热段入口处流体处于充分发展状态,设置了入口绝热段,其长度

为  $L_1=650\text{ mm}$ ; 同时为了防止出口处回流现象的产生, 出口处设置了出口绝热段, 其长度  $L_2=300\text{ mm}$ 。

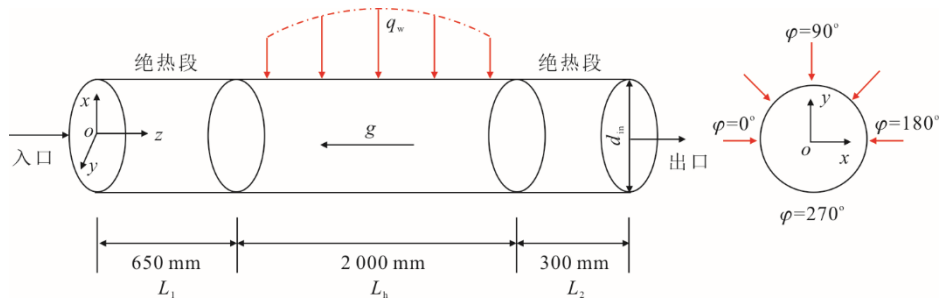


图3 物理模型  
Fig.3 Physical model

## 1.2 控制方程

本文利用 Fluent 软件对 S-CO<sub>2</sub> 在垂直管内向上流动换热特性进行数值模拟, 直角坐标系下三维稳态湍流对流换热控制方程为式(1)~式(3)。

质量守恒方程为:

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

动量守恒方程为:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u_i u_j} \right) + \rho g_i \quad (2)$$

能量守恒方程为:

$$\frac{\partial(\rho u_i h)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{1}{Pr} + \frac{\mu_t}{\mu} \right) \frac{\partial h}{\partial x_i} \right] \quad (3)$$

合适的湍流模型对超临界流体传热的数值模拟计算结果准确性至关重要。文献[23]表明采用 SST  $k-\omega$  低雷诺数湍流模型具有更高的计算精度, 因此, 本文采用 SST  $k-\omega$  湍流模型进行数值计算。SST  $k-\omega$  湍流模型的控制方程为式(4)、式(5)。

$k$  输运方程为:

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

$\omega$  输运方程为:

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

式中:  $u$  为速度矢量;  $\rho$  为密度;  $\mu$  为黏度系数;  $h$  为比焓;  $g$  为重力加速度, 取  $9.8\text{ m/s}^2$ ;  $Pr_t$  为湍流普朗特数, 其值设定为 0.85; 其他常数项和函数项详见文献[24]。为了获取 CO<sub>2</sub> 真实物性, 计算过程中调用 NIST 库中 real-gas 实际气体模型。

## 1.3 网格划分及边界条件

计算域网格采用 ANSYS ICEM 软件生成, 网

格采用结构化六面体网格。为提高网格质量, 圆管横截面采用 O 型网格划分, 并且对近壁面网格进行加密处理。为保证低雷诺数湍流模型的计算要求, 流体域内靠近壁面第 1 层网格无量纲高度  $y^+$  需满足  $y^+ \leq 1$ 。本文将入口边界条件类型设置为 mass-flux-inlet, 出口边界类型设置为 pressure-outlet, 管壁设置为无滑移壁面边界条件, 绝热段设置为绝热边界, 加热段为恒定热流和变热流 2 种形式。对控制方程的离散采用有限体积法, 离散格式采用二阶迎风算法, 采用 SIMPLEC 算法求解压力速度耦合方程。能量项的松弛因子设定为 0.8, 其余保持默认值。当质量方程和动量方程的最大残差值小于  $10^{-5}$ 、能量方程的残差值小于  $10^{-6}$  且进出口流量随着迭代步数的增加几乎不变时认为计算收敛。

直圆管内主流工质温度  $T_b$  定义为:

$$T_b = \frac{\int \rho u c_p T dA}{\int \rho u c_p dA} \quad (6)$$

主流焓值  $i_b$  定义为:

$$i_b = \frac{\int \rho u_i dA}{\int \rho u dA} \quad (7)$$

表面传热系数  $h$  定义为:

$$h = \frac{q_w}{T_w - T_b} \quad (8)$$

式中:  $T_w$  为壁面温度;  $T_b$  为主流温度;  $A$  为垂直圆管流体域横截面面积;  $q_w$  为壁面热流密度;  $i$  为焓值;  $c_p$  为定压比热容。

## 1.4 数值模型验证和网格独立性验证

为验证数值方法的准确性, 选取文献的实验数据, 建立和文献[20]一样的几何模型并设置相同的边界条件进行计算, 计算的结果和实验数据的对比如图 4 所示。由图 4 可以看出, 数值计算的内壁温

能很好地和实验测量的内壁温相吻合, 相对误差为-0.96%。从而验证了本文所采用的数值计算方法的准确性。

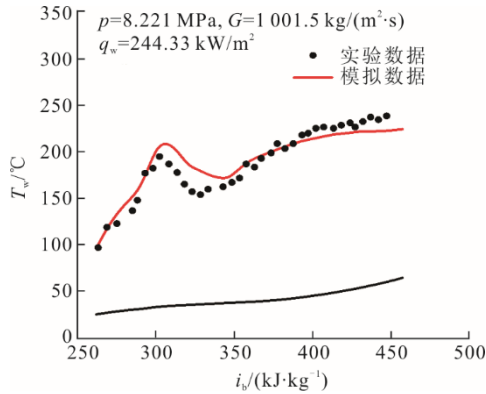


图4 数值计算壁温与实验数据比较  
Fig.4 Comparison of wall temperature predicted by simulation against experimental data

网格数量会对数值模拟结果产生影响, 在数值模拟计算前对本文计算的圆管进行了网格独立性测试。图5给出了3种不同网格数量下, 内壁温  $T_w$  沿主流焓值  $i_b$  的分布情况。

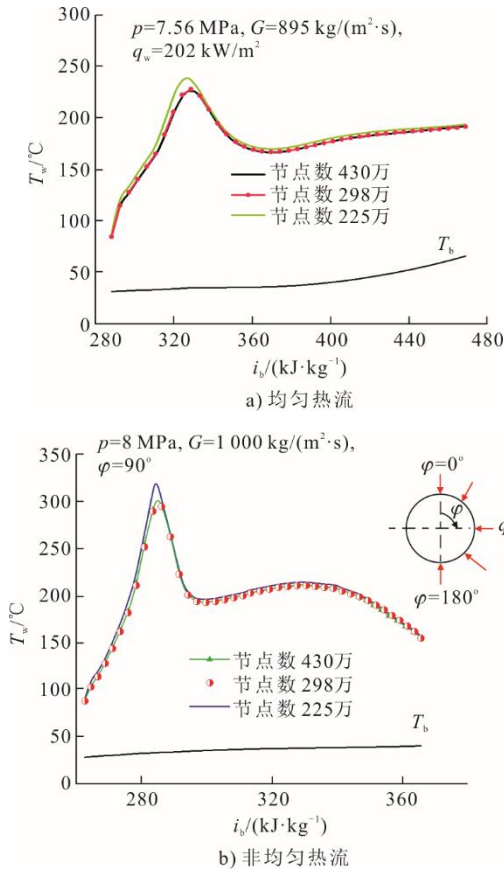


图5 网格独立性验证  
Fig.5 Verification for grid independence

由图5可见, 网格节点数分别为298万和430万

时, 计算的内壁温分布已基本无区别, 相对误差也仅为0.3%。此外由于本文中非均匀加热工况较多, 因此以非均匀热流为例, 也进行了网格独立性验证。由图5b)不难发现, 网格节点数为298万时, 网格节点数对计算结果影响几乎可以忽略。因此, 在同时考虑计算精度和时间方面, 计算网格节点数最终确定为298万。

## 2 结果与讨论

### 2.1 不同加热条件下传热性能比较

Rowinski 等人<sup>[25]</sup>分析了实际工况下的轴向热流分布情况, 从冷却壁沿炉膛高度方向的分布(图2)可以发现, 在炉膛下部和顶部热流的分布近似为线性, 在炉膛中间部分热流的分布则近似为抛物线性。为了能够更加清晰地反映轴向热流密度对传热的影响, 选取热流密度变化最剧烈的一段。提出2种简化的非均匀热流分布(直线和抛物线)和均匀热流分布作为垂直圆管加热段的加热条件。

为了贴合实际工况和探究轴向非均匀热流对传热的影响, 本文考虑了3种热边界条件: 轴向非均匀热流C1, 轴向非均匀热流C2及轴向均匀热流C3。各工况下热流分布的表达式见表1。表1中的  $z$  为壁面某一点  $z$  轴的坐标点, 其只表示大小, 范围为  $0.65 \leq z \leq 2.65$ , 其物理意义表示该点距原点的距离。本文所有的热边界条件下, 热流只施加在半圆周上。

表1 均匀和非均匀的加热情况  
Tab.1 Uniform and non-uniform heating conditions

热边界条件	热流密度 $q$ (kW·m <sup>-2</sup> )
C1	$q_{w1}=84z^2+277.2z+55.31$
C2	$q_{w2}=56z+163.6$
C3	$q_{w3}=256$

图6为不同热流的分布曲线及主流焓值的分布。图6a)为不同热流密度沿管长变化的分布曲线,  $q_{w1}$  为抛物线分布,  $q_{w2}$  为轴线性分布,  $q_{w3}$  则为轴向均匀热流分布。为了能够比较, 这里非均匀热流分布的平均值与均匀热流(256 kW/m<sup>2</sup>)保持相同, 当热流为直线分布时最大值为312 kW/m<sup>2</sup>, 当热流为抛物线分布时最大值为284 kW/m<sup>2</sup>。图6b)为不同热流分布时主流焓值与沿轴长的分布。

对于半周加热, 周向壁温的分布是不均匀的, 半周中母线(图3中  $\varphi=90^\circ$  的母线)上的壁温最大, 因此选取中线对其进行传热分析具有重要意义。图7为压力  $p=8$  MPa, 质量流速  $G=600\sim 1400$  kg/(m<sup>2</sup>·s),

$T_{in}=25\text{ }^{\circ}\text{C}$  时, 不同热流分布时半周加热中线处总传热系数的比较。

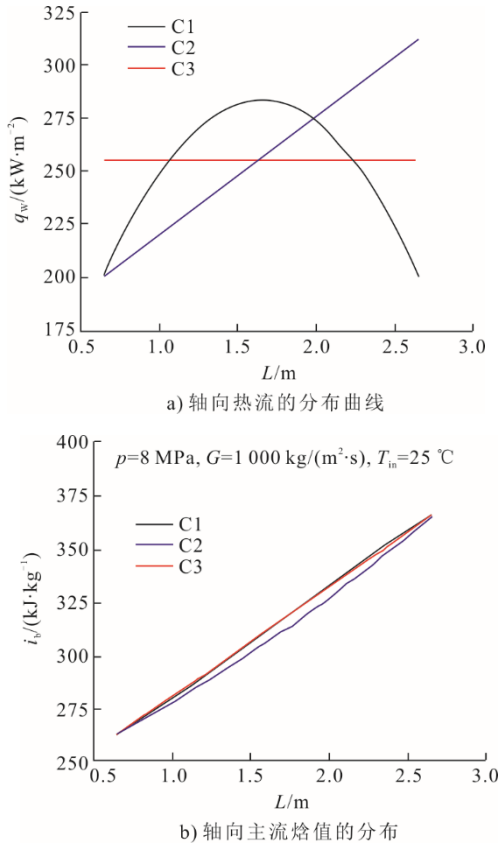


图 6 不同热流的分布曲线及主流焓值的分布  
Fig.6 Distribution curves of different heat flux and distribution of bulk enthalpy

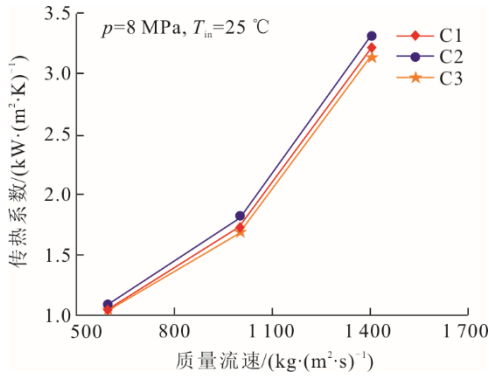


图 7 不同加热条件下换热性能的比较  
Fig.7 Comparison of heat transfer performance under different heating conditions

从图 7 可以看出: 随着质量流速的增加, 3 种热流分布下的总传热系数均增大; 在平均热流一样的条件下, 热流的分布对传热性能也有一定的影响, 轴向热流为抛物线分布 ( $q_{w1}$ ) 时的总传热系数要略高于轴向均匀热流 ( $q_{w3}$ ), 轴向热流为线性分布 ( $q_{w2}$ ) 时的整体传热系数最大; 在同样的条件下, 线性分布热流的总传热系数最大提高约 8%。

## 2.2 不同加热条件下局部传热特性比较

图 8 为不同热流条件下管壁中线温度 ( $\varphi=90^{\circ}$ ) 随主流焓值的变化。由图 8 可以看出, 3 种热流分布下, 在拟临界温度前壁温均出现了峰值现象, 即发生了传热恶化。不难发现, 均匀热流分布的壁温峰值点最大, 而线性热流分布的壁温峰值点最小, 这表明轴向热流的分布对壁温分布具有显著的影响, 线性热流分布降低了壁温峰值点, 强化了传热。

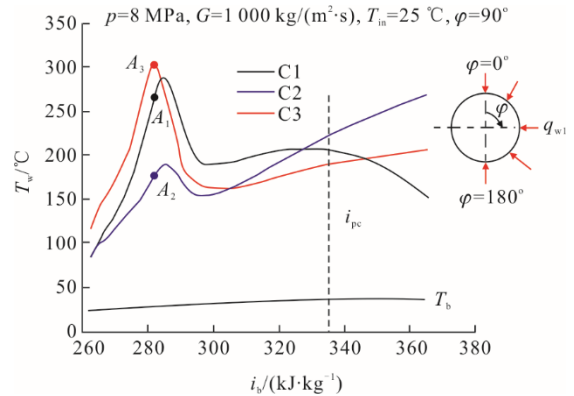


图 8 壁温沿着主流焓值的变化  
Fig.8 Change of wall temperature along the bulk enthalpy

不同于亚临界流体, 超临界流体类沸腾发生在一个有限的温度区间  $[T^-, T^+]$ ,  $T^-$  为相变起始温度,  $T^+$  为相变终止温度。  $T^-$  和  $T^+$  可以由以下 3 条直线方程确定<sup>[26]</sup>:

$$i_{LL}(T) = c_{p,L}(T - T_L) + i_{0,L} \quad (9)$$

$$i_{VL}(T) = c_{p,V}(T - T_V) + i_{0,V} \quad (10)$$

$$i_{pc}(T) = c_{p,pc}(T - T_{pc}) + i_{pc} \quad (11)$$

式中:  $c_{p,L}$  为类液相的参考定压比热容, 取为  $c_p$  ( $p=p_c, T=0.75T_c$ );  $p_c$  为临界压力;  $T_c$  为临界温度;  $T_L$  为类液参考温度, 取为  $0.75T_c$ ;  $i_{0,L}$  为类液参考焓, 取为  $i(p=p_c, T=0.75T_c)$ ;  $c_{p,V}$  为类气参考定压比热容, 取为  $c_p$  ( $p=0, T=T_c$ );  $T_V$  为类气参考温度, 取为  $T_c$ ;  $i_{0,V}$  为类气参考焓, 取为  $i(p=0, T=T_c)$ ;  $c_{p,pc}$  为拟临界点定压比热容;  $T_{pc}$  为拟临界温度;  $i_{pc}$  为拟临界焓。

根据式(9)一式(11)可以求到 2 个交点, 交点即为  $T^-$  和  $T^+$  的值。基于  $T^-$  和  $T^+$ , 研究者们将超临界流体传热区划分为类液区、类两相区和类气区。对于超临界对流沸腾: 认为近壁区为类气膜, 管中心为类液,  $[T^-, T^+]$  有限温度间隔为界面厚度, 区分类气和类液; 认为超临界传热恶化是由于近壁区覆盖的类气膜的增厚导致的。基于超临界类沸腾理论, 将亚临界沸腾传热与超临界传热进行了定量类比, 提出了超临界  $K$  数。  $K$  数表征类气膜膨胀动量力与

惯性力之间的竞争,反映对管壁类气膜的影响, $K$ 直接控制着类气膜的厚度。 $K$ 越大,类气膜越厚,传热弱化。 $K$ 越小,类气膜越薄,对应的传热越好。 $K$ 数和内壁温的变化曲线分布如图9所示。从图9中可以看出,当传热恶化发生时, $K$ 数先增大然后到达壁温峰值点又开始下降。这意味着膨胀力先增大后减小,对应的气膜厚度也是先增大后减小。在气膜厚度最大时,传热阻力也达到了最大,因此产生了传热恶化现象。

$$K = \left( \frac{q_w}{Gi_{pc}} \right)^2 \frac{\rho_b}{\rho_w} \quad (12)$$

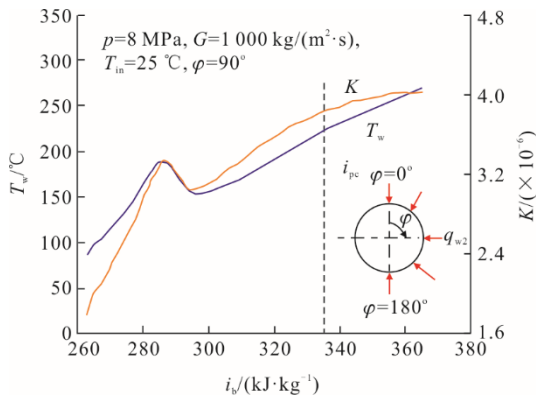


图9  $K$ 数和内壁温的变化曲线分布  
Fig.9 The distribution of  $K$  number and inner wall temperature

为了进一步探究造成传热恶化的原因,选取图8中所示的3个特征截面 $A_1$ 、 $A_2$ 和 $A_3$ 。其中, $A_3$ 位于均匀热流分布下壁温的峰值点上, $A_1$ 和 $A_2$ 位于和 $A_3$ 相同焓值的位置处。图10给出了3个特征点对应截面处导热系数和定压比热容沿径向的分布。

按前述方法求得压力8 MPa下, $\text{CO}_2$ 的沸腾终止温度 $T^+=41.6$  °C。将温度高于 $T^+$ 的流体认为是类气膜。图10中标出了特征截面 $A_1$ 、 $A_2$ 和 $A_3$ 处对应的 $T^+$ 值, $T^+$ 到壁面的距离则是类气膜的厚度。从图10a)发现,3个截面上 $\text{CO}_2$ 的导热系数差别不大,但是 $A_3$ 截面处类气膜的厚度明显大于其他2个截面,而 $A_2$ 截面的类气膜厚度最小,较厚的类气膜厚度增大了传热热阻,从而导致了 $A_3$ 截面处壁温最高,而 $A_2$ 截面处壁温最低(图8)。类气膜厚度增厚是传热恶化的一个主要原因。除此之外,从图10b)中还观察到, $A_3$ 截面处近壁区定压比热容较其他2个截面处的小,定压比热容的减小也将会削弱传热。综上所述,半周加热轴向非均匀热流分布将对 $\text{S-CO}_2$ 传热有很明显的影响, $\text{S-CO}_2$ 传热主要

受类气膜厚度、类气膜导热系数及近壁区定压比热容的影响。

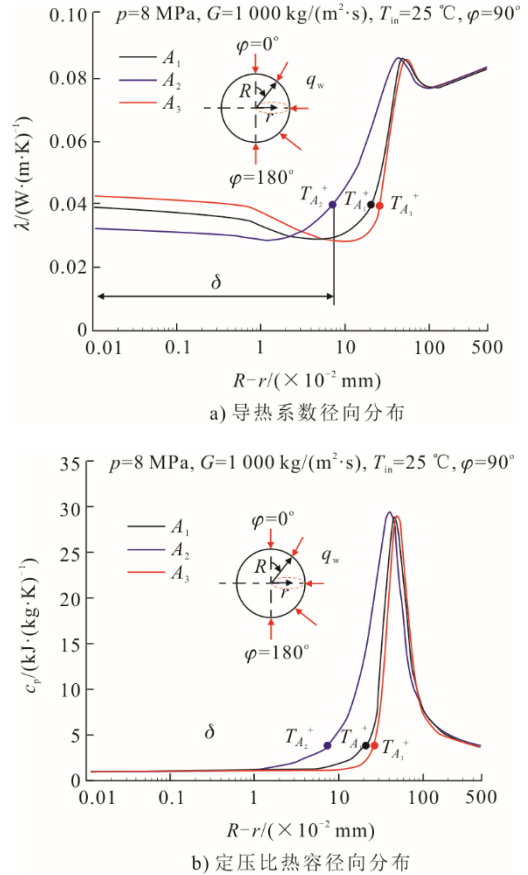


图10 导热系数和定压比热容在径向的分布  
Fig.10 Radial distribution of thermal conductivity and specific heat

### 3 结 论

本文采用数值模拟方法研究了半周加热下轴向非均匀热流分布对垂直向上加热管内 $\text{S-CO}_2$ 的换热特性,主要得到如下结论。

1) 轴向非均匀热流分布对 $\text{S-CO}_2$ 传热性能具有明显的影响,在平均热流相同的条件下,相较于均匀热流分布,轴向非均匀热流分布下总传热系数最大提高了约8%。

2) 内壁温度的变化与轴向热流密度的分布有很大的关系,热流密度分布不同,壁温峰值点出现的位置不同,传热恶化的程度也不一样。轴向线性非均匀热流分布对传热恶化有抑制作用,有效地降低了壁温峰值点。

3) 非均匀热流条件下, $\text{S-CO}_2$ 传热主要受类气膜厚度、类气膜导热系数及近壁区定压比热容的影响较大。

## [参考文献]

- [1] 徐进良, 刘超, 孙恩慧, 等. 超临界二氧化碳动力循环研究进展及展望[J]. 热力发电, 2020, 49(10): 1-10.  
XU Jinliang, LIU Chao, SUN Enhui, et al. Review and perspective supercritical carbon dioxide power cycles[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(10): 1-10.
- [2] 董力. 超临界二氧化碳发电技术概述[J]. 中国环保产业, 2017(5): 48-52.  
DONG Li. Summarization on power technology of supercritical carbon dioxide[J]. China Environmental Protection Industry, 2017(5): 48-52.
- [3] ZHANG S J, XU X X, LIU C, et al. A review on application and heat transfer enhancement of supercritical CO<sub>2</sub> in low-grade heat conversion[J]. Applied Energy, 2020, 269: 114962.
- [4] EHSAN M M, GUAN Z, KLIMENKO A Y. A comprehensive review on heat transfer and pressure drop characteristics and correlations with supercritical CO<sub>2</sub> under heating and cooling applications[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2018, 92: 658-675.
- [5] 刘生晖, 黄彦平, 刘光旭, 等. 竖直圆管内超临界二氧化碳强迫对流换热实验研究[J]. 核动力工程, 2017, 38(1): 1-5.  
LIU Shenghui, HUANG Yanping, LIU Guangxu, et al. Investigation of correlation for forced convective heat transfer to supercritical carbon dioxide flowing in a vertical tube[J]. Nuclear Power Engineering, 2017, 38(1): 1-5.
- [6] BAE Y Y. Mixed convection heat transfer to carbon dioxide flowing upward and downward in a vertical tube and an annular channel[J]. Nuclear Engineering and Design, 2011, 241: 3164-3177.
- [7] KIM H G, KIM H Y, SONG J H, et al. Heat transfer to supercritical pressure carbon dioxide flowing upward through tubes and a narrow annulus passage[J]. Progress in Nuclear Energy, 2008, 50: 518-525.
- [8] 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 helicallycoiled tube[J]. CIESC Journal, 2013, 64(11): 3917-3926.
- [9] ZHANG H Y, GUO J F, CUI X Y, et al. Heat transfer performance of supercritical pressure CO<sub>2</sub> in a non-uniformly heated horizontal tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 155: 119748.
- [10] FAN Y H, TANG G H. Numerical investigation on heat transfer of supercritical carbon dioxide in a vertical tube under circumferentially non-uniform heating[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 138: 354-364.
- [11] ZHU B G, XU J L, ZHANG H S, et al. Effect of non-uniform heating on scCO<sub>2</sub> heat transfer deterioration[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 181: 115967.
- [12] XU R N, LUO F, JIANG P X. Experimental research on the turbulent convection heat transfer of supercritical pressure CO<sub>2</sub> in a serpentine vertical mini tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 91: 552-561.
- [13] KLINE N, FEUERSTEIN F, TAVOULARIS S. On set of heat transfer deterioration in vertical pipe flows of CO<sub>2</sub> at supercritical pressures[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 118: 1056-1068.
- [14] JIANG P X, ZHANG Y, XU Y J. Experimental and numerical investigation of convection heat transfer of CO<sub>2</sub> at supercritical pressures in a vertical mini-tube at low Reynolds number[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2008, 47(8): 998-1011.
- [15] LI Z H, JIANG P X, ZHAO C R, et al. Experimental investigation of convection heat transfer of CO<sub>2</sub> at supercritical pressures in a vertical circular tube[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2010, 34: 1162-1171.
- [16] JACKSON J D, HALL W B. Influences of buoyancy on heat transfer to fluids flowing in vertical tubes under turbulent conditions, turbulent forced convection in channels and bundles[J]. Hemisphere1979, 2: 613-640.
- [17] MCELIGOT D M, COON C W, PERKINS H C. Relaminarization in tubes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1970, 13 (2): 431- 433.
- [18] BANUTI D T, RAJUB M, IHME M. Between supercritical liquids and gases: reconciling dynamic and thermodynamic state transitions[J]. Journal of Supercritical Fluids, 2020, 165: 104895.
- [19] WANG Q, MA X, XU J, et al. The three-regime-model for pseudo-boiling in supercritical pressure[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2021, 181: 121875.
- [20] ZHU B G, XU J L, WU X M, et al. Supercritical "boiling" number, a new parameter to distinguish two regimes of carbon dioxide heat transfer in tubes[J]. International Journal of Thermal Science, 2019, 136: 254-266.
- [21] ZHU B G, XU J L, YAN C S, 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.
- [22] LIU C, MIAO Z, XU J L, et al. Novel matching strategy for the coupling of heat flux in furnace side and CO<sub>2</sub> temperature in tube side to control the cooling wall temperatures[J]. Journal of Thermal Science, 2021, 30(4): 1251-1267.
- [23] WANG H, LEUNG C L K H, WANG W, et al. A review on recent heat transfer studies to supercritical pressure water in channels[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 142: 573-596.
- [24] MENTER F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. Aiaa Journal, 1994, 32: 1598-1605.
- [25] ROWINSKI M K, ZHAO J Y, WHITE T J, et al. Numerical investigation of supercritical water flow in a vertical pipe under axially non-uniform heat flux[J]. Progress in Nuclear Energy, 2017, 97: 11-25.
- [26] GONG K G, ZHU B G, PENG B, et al. Numerical investigation of heat transfer characteristics of scCO<sub>2</sub> flowing in a vertically-upward tube with high mass flux[J]. Entropy, 2022, 24(1): 79.

(责任编辑 邓玲惠)