

DOI: 10.19666/j.rlfed.202301010

竖直上升直肋管内超临界二氧化碳 换热特性与肋结构优化

王亚慧, 雷贤良, 刘云帆, 方寅, 李雨声
(西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 陕西 西安 710049)

[摘要] 高性能超临界二氧化碳 (S-CO₂) 换热器是实现 S-CO₂ 布雷顿循环系统高效紧凑化的关键核心设备, S-CO₂ 在光滑通道内换热系数较低, 寻求高换热性能与低阻换热结构是发展高效紧凑式换热器的关键。采用五轴电火花成型技术制造出直肋管, 通过实验方法研究了 S-CO₂ 在四头直肋管内传热规律, 系统分析了流动参数对直肋管强化传热特性影响, 定量评估了直肋管与光管换热能力的差异; 采用数值模拟方法研究了直肋管结构参数对强化传热和阻力特性的影响规律, 获得最优的直肋管结构。结果表明: 增加压力和质量流速可以降低壁面温度, 提高对流换热系数, 直肋管的平均换热能力是圆形光管的 1.96 倍左右; 相较于圆形光管, 直肋管可以有效延迟传热恶化发生, 且使传热恶化延迟能力提升 0.3~1.8 倍; 当固定肋宽 0.5 mm, 肋高 2.5 mm, 直肋管的综合换热能力最好, 综合换热因子为 1.58; 而固定肋高为 0.5 mm, 高宽比 0.33, 直肋管的综合换热能力最好, 综合换热因子为 1.22。

[关键词] 直肋管; 超临界二氧化碳; 结构参数; 强化传热; 优化设计

[引用本文格式] 王亚慧, 雷贤良, 刘云帆, 等. 竖直上升直肋管内超临界二氧化碳换热特性与肋结构优化[J]. 热力发电, 2023, 52(11): 1-9. WANG Yahui, LEI Xianliang, LIU Yunfan, et al. Heat transfer characteristics of supercritical carbon dioxide and structural optimization in vertical straightly-ribbed-tube[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(11): 1-9.

Heat transfer characteristics of supercritical carbon dioxide and structural optimization in vertical straightly-ribbed-tube

WANG Yahui, LEI Xianliang, LIU Yunfan, FANG Yin, LI Yusheng
(State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The high-performance supercritical CO₂ heat exchanger is the key core equipment to realize the efficient and compact S-CO₂ Brayton cycle system. S-CO₂ has a low heat transfer coefficient in the smooth channel, and seeking high heat transfer performance and low-resistance heat transfer structure is the key to the development of efficient and compact heat exchangers. Five-axis EDM was used to fabricate the straightly ribbed tube, and the heat transfer behaviors of S-CO₂ in the four-headed straight rib tube was experimentally studied, the effect of flow parameters on the heat transfer characteristics of the straight rib tube was systematically analyzed, and the difference in the heat transfer performance between the straight rib tube and the smooth tube was quantitatively evaluated. The influence of structural parameters on the enhanced heat transfer and resistance characteristics was studied by numerical simulation method, and the optimal straight rib tube structure was obtained. The results show that increasing the pressure and mass flow rate can reduce the wall temperature, improve the convective heat transfer coefficient, and the average heat transfer capacity of straight rib tube is about 1.96 times that of smooth tube. Compared with smooth tubes, straight ribbed tubes can effectively delay the occurrence of heat transfer deterioration, the ability to delay the occurrence of heat transfer deterioration by using straightly-ribbed tubes is increased by 0.3~1.8 times. When the fixed rib width $W=0.5$ mm and the rib height $H=2.5$ mm, the PEC is the best,

收稿日期: 2023-01-31

基金项目: 国家自然科学基金项目 (U1867218); 中国华能集团有限公司总部科技项目 (HNKJ20-H87-04)

Supported by: National Natural Science Foundation of China (U1867218); Science and Technology Project of China Huaneng Group Co., Ltd. (HNKJ20-H87-04)

第一作者简介: 王亚慧 (1997), 女, 硕士研究生, 主要研究方向为超临界二氧化碳流动换热技术, 1738397445@qq.com。

通信作者简介: 雷贤良 (1984), 男, 博士, 副教授, 主要研究方向为高温高压汽液两相流及先进超临界动力循环技术, xianlianglei@xjtu.edu.cn。

and the value of PEC is 1.58. However, the fixed rib height is $H=0.5$ mm, $\varepsilon=0.33$, and PEC of the straightly-ribbed tube is the best, with the value of PEC is 1.22.

Key words: straightly ribbed tube; supercritical carbon dioxide; structural parameters; enhancing heat transfer; optimal design

先进超临界二氧化碳(S-CO₂)布雷顿循环系统满足高效、紧凑、清洁发电目标,将在核能、太阳能、地热等诸多领域得到应用,被视为未来最有前景的发电循环技术之一。高性能 S-CO₂ 换热器是实现先进 S-CO₂ 布雷顿循环系统高效紧凑化的关键核心设备,掌握关键换热部件中超临界流体的高效换热特性对于保障 S-CO₂ 布雷顿循环的优化设计与安全运行十分重要。

超临界工质的物性在拟临界点附近呈现出非线性畸变。相较于水, S-CO₂ 的高比热区低,所占据的焓值区小,较小热量输入即可完成高比热区的跨越,因而在较高的热流密度条件下极易诱发传热恶化^[1]。为改善微/细小通道内换热性能,研究中多采用异型结构来强化通道内换热^[2-3],如采用矩形、梯形和三角形微通道^[4-5], Y 形^[6]、T 形^[7]、矩形、三角形、梯形^[8]、水滴状和半圆形凹槽^[9],圆锥形折返腔^[10]或椭圆凹腔^[11]。肋化结构可有效提升换热性能,较好地抑制近壁区内“气”膜形成,抑制传热恶化。因此,一些研究采用加肋方式改善换热,如采用高迎角三角肋^[12]、偏置三角形肋^[13]、添加矩形翅片^[14]、矩形侧壁添加截断的肋结构^[15]、半圆形和半椭圆形肋^[16]、双向肋^[17]等。与常规光滑通道相比,肋化通道随着肋化率增加,大幅增加加热表面与流体的接触面积,提高换热效率。同时,由于肋化管表面的结构改变了壁面附近流体区内湍流特性,有效地降低了边界层内热阻,增强换热,大幅提升了换热性能。Zhu 等人^[18]对 S-CO₂ 在槽管换热器冷却条件下对流换热特性展开研究,发现当壁面附近 CO₂ 温度梯度较大时,在较小间距的螺旋肋管中流体受到更大干扰, Nu 数更高,螺旋肋管的总传热系数是光滑管的 2~3 倍。再者,由于肋化结构可有效抑制或延迟传热恶化发生,大幅提升临界热负荷,因而在超临界锅炉垂直管水冷壁常采用内螺纹强化换热技术。超临界水换热系数大于 5 000 W/(m²·K),相较于超临界水, S-CO₂ 比热较低,换热系数亦较低,约为 2 000 W/(m²·K)。一些学者^[18-23]对内螺纹管和内凸管换热特性开展了研究。虞中旻等^[24]采用 CFD 方法对 S-CO₂ 在螺旋槽管内流动换热特性进行研究,计算得到同工况下的最优螺旋槽管结构。颜建国等^[25]实验研究了 S-CO₂ 在内凸管内对流传热特性,并与光滑管实验进行

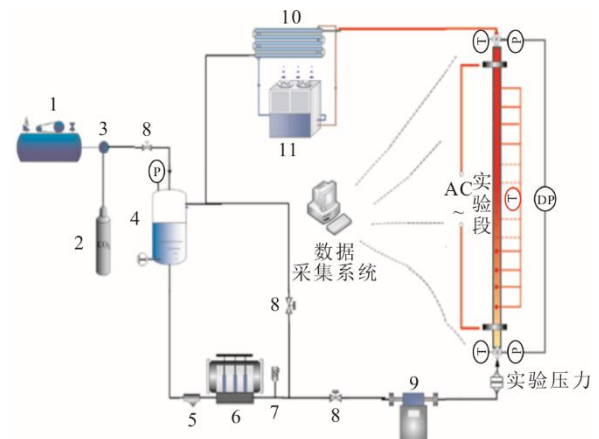
了对比。邱晗等^[26]采用 CFD 对内径 22.12 mm,长 960 mm 螺旋槽管内的冷却换热进行了研究,获得了入口雷诺数、入口压力、有无浮升力对管内流动传热的影响,并与水平光管内的冷却换热进行了对比。然而,针对内肋管的研究仍较少,且多集中于传热强化工况。受制于超临界流体湍流传热的复杂性^[27-29],采用数值方法准确捕捉与解析传热恶化的发生规律仍存在一定难度,而采用实验的方法可有效得到高热流条件下内肋管中传热规律。

因此,本文采用五轴电火花加工技术定制出特定尺寸的四头直肋管,并对其展开系统性实验分析,研究不同流动参数下 S-CO₂ 在直肋通道内流动与换热特性,定量比较直肋管与光管换热能力的差异;采用数值模拟方法对直肋管的结构进行优化设计,探究了结构参数对换热、阻力系数以及综合性能的影响规律,以期获得最优直肋通道结构,为换热设备的设计与优化提供理论依据与技术支撑。

1 实验系统及原理

1.1 实验系统与实验段

S-CO₂ 流动换热实验系统如图 1 所示,实验所用工质为高纯二氧化碳(99.999%)。



1—压缩机; 2—二氧化碳气瓶; 3—增压泵; 4—储液罐; 5—过滤器;
6—二氧化碳柱塞泵; 7—稳压器; 8—阀门; 9—质量流量计;
10—冷凝器; 11—水冷机。

图 1 S-CO₂ 流动换热实验系统

Fig.1 Experimental system on flow and heat transfer of S-CO₂

由图 1 可见, CO₂ 先通过增压泵将其压至储液罐中,再由储液罐经过滤器和阀门进入高压柱塞泵,经高压柱塞泵后分为两路:一路为旁路,部分

工质经旁路回到储液罐，用于调节系统压力与流量；另一路为主路，工质经质量流量计进入实验段，完成设定热流密度下工况，受热后工质经由冷凝器冷却，并回流至储液罐完成循环。

实验选取圆型光管与直肋管作为实验段，均采用垂直向上布置，直肋管采用五轴电火花技术制造。为减小材料电阻率随温度变化对实验段加热功率影响，选用镍基合金 Inconel625 材质。其中光管内径为 6 mm，外径为 8 mm；直肋管外径为 8 mm，最大内径为 6 mm，肋宽和肋高均为 1 mm，等效直径 5.14 mm。管总长度均为 1 400 mm，加热段长度

1 100 mm，加热段前后分别设置 200 mm 和 100 mm 的稳定段。实验段进出口流体温度使用 $\phi 0.255$ mm 的 K 型铠装热电偶测量，实验段进口压力由 Rosemount 3051C 压力传感器测量，加热段外壁面温度由 K 型热电偶测量，圆管外表管沿程共布置 32 个温度测点；直肋管由于肋高与肋底处厚度的差异，因而顶底位置各布置 1 个热电偶，共布置 64 个热电偶，具体如图 2 所示。为全面获得高热流密度下低焓值区内壁温变化规律，入口段热电偶布置较为密集。整个试验段用 40 mm 厚硅酸盐保温层包裹以减少热量损失。

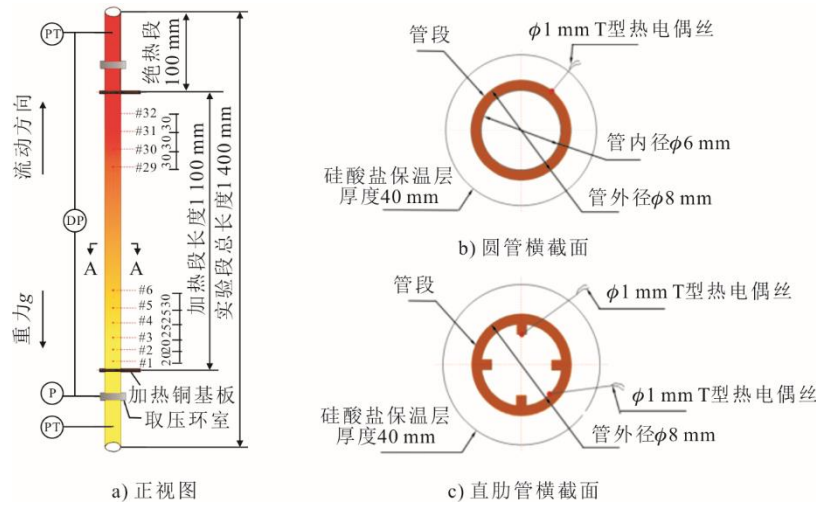


图 2 实验段测点布置与实验段横截面示意

Fig.2 Sensor installation on experiment section and cross-sections

结合回热式再压缩 S-CO₂ 布雷顿循环系统中高、低温回热器中热流体侧以及预冷器中实际运行的温压条件，本文的实验范围选取： $p=7.5\sim 10.0$ MPa， $G=400\sim 1\ 000$ kg/(m²·s)， $q=30\sim 360$ kW/m。实验参数测量仪表及精度见表 1。

表 1 实验参数测量仪表及精度
Tab.1 Measurement instrument and uncertainty of experimental parameters

参数	仪器仪表	精度
入口压力 p	罗斯蒙特 3051 型压力变送器	0.075%
质量流量 M	雷奥尼克 RHM-08 型质量流量计	0.05%
外壁面温度 T_{ow}	K 型热电偶	0.4 °C
流体温度 T_b	K 型铠装热电偶	0.4 °C
加热电压 U	电压变送器	0.2%
加热电流 I	电流变送器	0.2%
热流密度 q		5.08%
对流换热系数 H_{Tc}		10.6%

1.2 数据处理方法

实验中主要结构参数与操作参数的计算如下。

等效直径 d (等体积法):

$$d = \sqrt{\frac{4V}{\pi L}} \quad (1)$$

热平衡效率 η (经多次校验, 热平衡效率为 95%):

$$\eta = \frac{G(h_{out} - h_{in}) \times \pi d^2}{4U \cdot I} \quad (2)$$

截面处流体平均焓值 H_i :

$$H_i = H_{in} + \frac{Q\eta}{GA} \cdot \frac{\Delta L}{L} \quad (3)$$

内壁面温度 T_{wi} :

$$T_{wi} = T_{wo} - \frac{qd_{in}}{2\lambda_w} \left(\frac{1}{2} - \frac{d_{in}^2}{d_{out}^2 - d_{in}^2} \ln \frac{d_{out}}{d_{in}} \right) \quad (4)$$

综合评价因子 (performance evaluation criterion, PEC):

$$PEC = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (5)$$

式中: V 为管段的体积, m³; L 为管长度, m; G 为质量流速, kg/(m²·s); A 为实验件横截面面积, m²,

$A = \pi \cdot d^2 / 4$; d 为等效直径, m ; Q 为电加热功率, 通过电源提供的电压和电流计算得到, kW ; h_{out} 和 h_{in} 分别为实验件进、出口的焓值, kJ/kg ; H_i 为实验件第 i 热电偶处所对应的流体平均焓值, kJ/kg ; H_{in} 为实验件入口截面处工质的平均焓值, kJ/kg ; ΔL 为第 i 截面位置与实验段入口截面位置距离, m ; T_{wi} 为实验段内壁面温度, $^{\circ}C$; T_{wo} 为实验段外壁面温度, $^{\circ}C$; d_{out} 为外径, mm ; λ_{wall} 为实验段金属材料的导热系数, $W/(m \cdot K)$ 。

2 实验结果及分析

2.1 热流密度对直肋管换热性能影响

图 3 给出了压力为 $p=8 \text{ MPa}$ 、质量流速为 $G=800 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、 $Re=44\ 465$ 时, 壁面温度和对流换热系数随热流密度的变化规律。

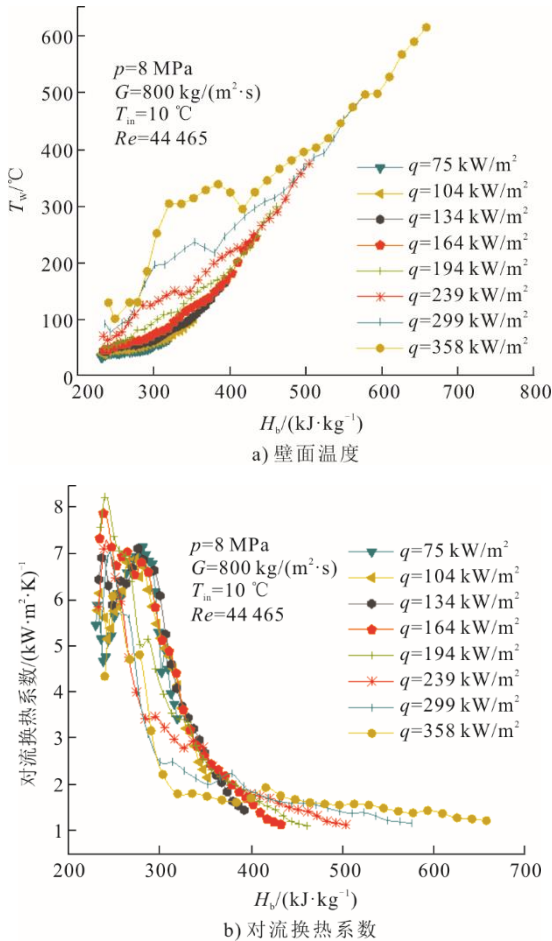


图 3 壁面温度和对流换热系数随热流密度变化
Fig.3 Variation of wall temperature and HTC with heat fluxes

由图 3 可见, 当热流密度较低 ($q < 164 \text{ kW}/\text{m}^2$) 时, 壁面温度缓慢增加, 对流换热系数呈现先增加后减小的变化趋势。随着热流密度增加, 壁面温度

在拟临界温度前快速增加, 出现明显峰值, 且随着热流密度的增加, 壁温峰值向低焓区移动。这是因为在低热流条件时管中心流体远离大比热区, 近壁流体定压比热容逐渐上升, 流体吸热能力增强, 流体与壁面进行充分热量交换。随着热流密度继续增加 ($q > 194 \text{ kW}/\text{m}^2$), 管壁面附近流体快速跨出大比热区, 比热处于低值, 同时密度、黏度、导热系数均快速降低, 近壁区形成比热小、导热低、难脱离的“气”膜, 换热能力下降, 壁温快速上升, 传热发生恶化。

2.2 质量流速对直肋管换热性能影响

图 4 给出了压力 $p=7.5 \text{ MPa}$ 、 $q=180 \text{ kW}/\text{m}^2$ 壁面温度和对流换热系数随雷诺数的变化。

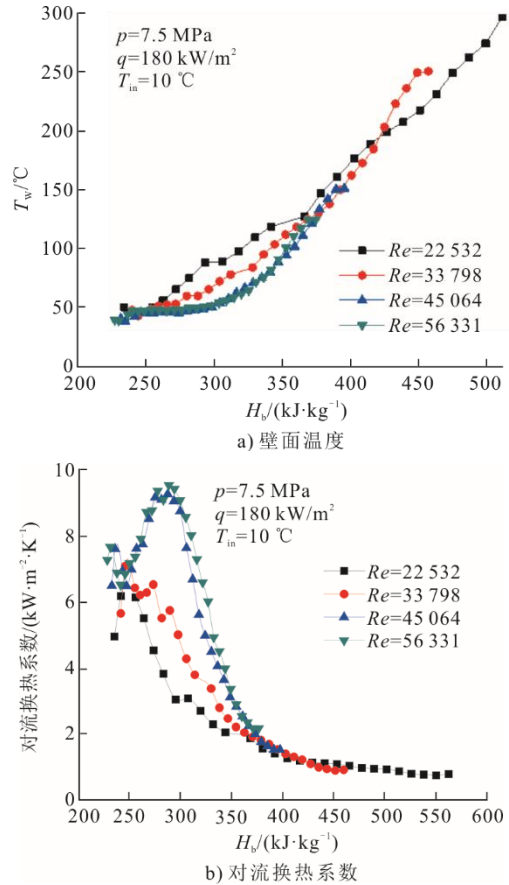


图 4 壁面温度和对流换热系数随雷诺数的变化
Fig.4 Variation of wall temperature and HTC with different Re

由图 4 可见, 不同质量流速条件下, 壁面温度在低焓值区缓慢增加, 在高焓值区迅速增加, 对流换热系数呈先降低再增大再降低的变化趋势。增加入口雷诺数 ($Re=22\ 532 \sim 56\ 331$), 壁面温度降低, 对流换热系数提高。增大质量流量, 低焓值区传热明显改善; 在高焓值区, 由于工质热物性趋于平缓, 增加质量流速对传热改善有限。这是因为管内工质

随着质量流速的增加,与雷诺数正相关的湍流强度增大,因而在低焓值区近壁面流体与壁面间热交换量增大,传热增强,而高焓值时由于雷诺数已达较高值且物性变化趋缓,因而增加质量流速对换热系数影响减弱。

2.3 压力对直肋管换热性能影响

图 5 给出了质量流速 $G=1\ 000\ \text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 、热流密度 $q=400\ \text{kW}/\text{m}^2$ 工况下,不同压力对传热性能的影响。由图 5 可见,不同压力条件下,沿流动方向壁面温度逐步上升,对流换热系数则逐渐减小。随着压力由 $7.5\ \text{MPa}$ 增至 $9.0\ \text{MPa}$,拟临界区附近壁温从 $200\ ^\circ\text{C}$ 降至 $150\ ^\circ\text{C}$,局部换热系数从 $2.0\ \text{kW}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 升至 $3.5\ \text{kW}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,显然提升压力可改善传热。这是因为随着压力提高流体热物理性质趋缓。

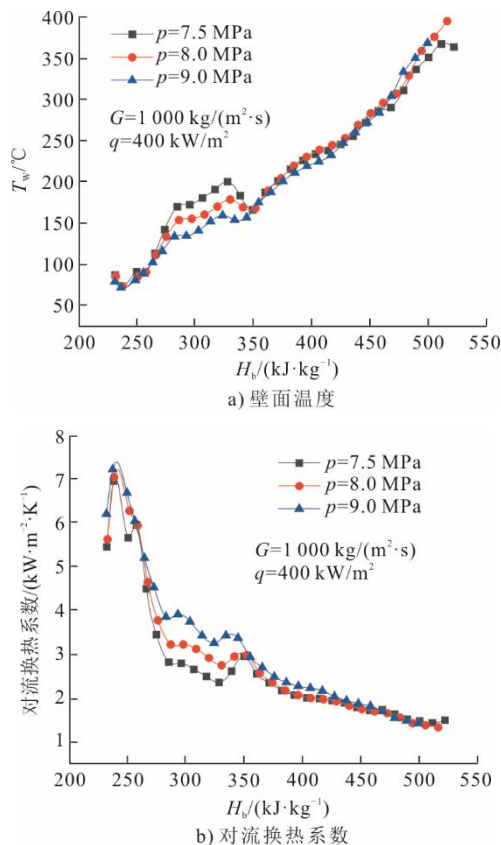


图 5 壁面温度和对流换热系数随压力变化
Fig. 5 Variation of wall temperature and HTC with pressures

2.4 直肋管与光管内 S-CO₂ 换热性能比较

图 6 给出了直肋管与光滑管内 S-CO₂ 在不同热流密度条件下,壁面温度 and 换热系数的变化规律。由图 6a)可见,当热流密度较低时,相近热流密度工况下,光管内壁温度总高于直肋管。而当热流密度 $q>224\ \text{kW}/\text{m}^2$ 时,直肋管中壁温出现明显快速上升。

由图 6b)可见,直肋管内对流换热系数呈先增大后减小趋势,在低焓值区出现明显峰值,当 $H=280\ \text{kJ}/\text{kg}$,局部对流换热系数达 $10.0\ \text{kW}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,而对应高焓值区换热系数仅 $2.0\ \text{kW}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,二者相差达 5 倍;而光管内的换热差异明显,当热流密度 $q>80\ \text{kW}/\text{m}^2$ 时,换热系数在拟临界点前快速减缓,在拟临界点后其换热系数远低于内肋管,而拟临界点后由于二者均进入物性变化平缓的高焓值区,二者的变化均趋于平缓,但直肋管的换热系数仍高于光管。

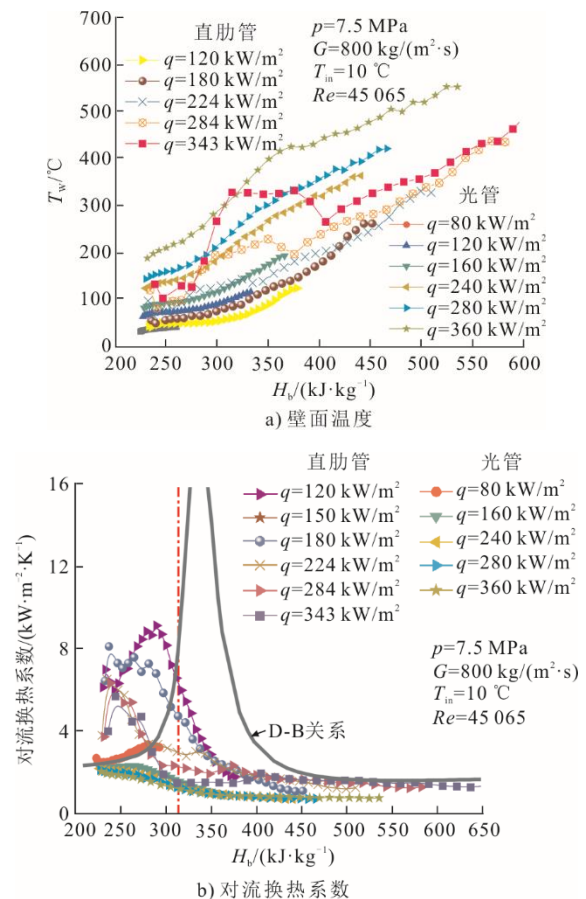
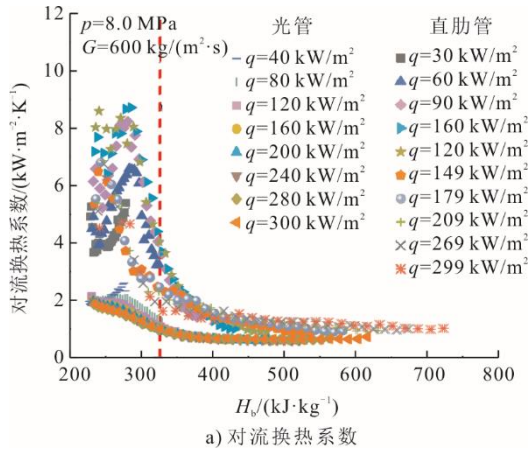


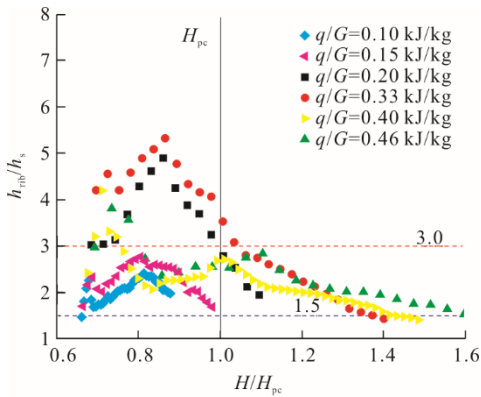
图 6 直肋管壁面温度和对流换热系数随焓值变化
Fig. 6 Variation of wall temperature and HTC with bulk enthalpy

为评定恶化发生的界限,研究多以 D-B 传热预测关联式为参考。显然,从图 6 可见,对于光管,发生传热恶化的热流密度在 $q=80\sim 120\ \text{kW}/\text{m}^2$ 之间,而直肋管中虽换热系数高于 D-B 预测值,但从其内壁温的演变可看出,出现明显壁温上升阶段,因而根据壁温评估其界限热流密度 $q=224\ \text{kW}/\text{m}^2$ 。

同时,选取工况进一步比较直肋管与光管传热的差异。图 7 给出了 $p=8.0\ \text{MPa}$ 、 $G=600\ \text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 、光管和直肋管换热系数及二者比值随工质焓值的变化。



a) 对流换热系数



b) 对流换热系数比值

图 7 光管与直肋管换热随工质焓值变化
Fig.7 Comparison of heat transfer between smooth tube and straightly-ribbed-tube

由图 7a)同样可见,相较于光管,直肋管内传热能力大幅提升,在拟临界焓值 ($H=333.8 \text{ kJ/kg}$) 附近,直肋管内换热系数高达 $9 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,远高于光管内换热系数。由图 7b)可看出,直肋管的对流换热系数在拟临界点前是光管的 5.50 倍,且其高焓值区约为光管的 1.20 倍,整个焓值区内直肋管平均换热系数为光管的 1.96 倍。

根据上述对传热恶化的界定,对比分析了光管与直肋管在不同工况条件下的传热恶化起始点,结果如图 8 所示。由于研究中的热流密度非连续变化,因而采用 Zhu 等人^[30]提出的光管传热恶化起始点公式 ($q/Gh_{pc} > 5.126 \times 10^{-4}$) 计算。

由图 8 可见,直肋管的恶化起始点在质量流速 $400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、压力 7.5 MPa 时,对应热流密度为 $194 \text{ kW}/\text{m}^2$ 。随着质量流速的增加,恶化起始点增加。而当压力增至 9.0 MPa 时,其恶化的起始热流密度略有降低,为 $179 \text{ kW}/\text{m}^2$ 。显然,与光管相比较,直肋管传热恶化的起始热流密度远高于光管,采用直肋管延迟传热恶化发生的能力提升了 $0.30 \sim 1.80$ 倍。

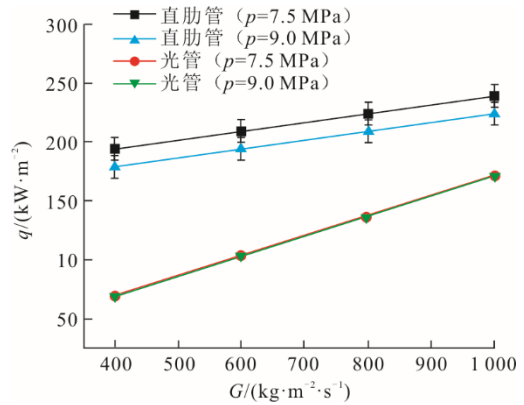


图 8 光管与直肋管在不同工况条件下恶化起始点对比
Fig.8 The onset of heat transfer deterioration

3 直肋管结构参数优化设计

3.1 物理模型与计算模型

采用商用 CFD 软件对 S-CO₂ 在垂直上升直肋管中的流动与换热特性进行数值分析,直肋管的计算模型与结构参数如图 9 和表 2 所示。受内部流体空间限制,肋宽与肋高相互制约,肋宽为 0.5 mm 时,肋高最大可取为 2.5 mm 。

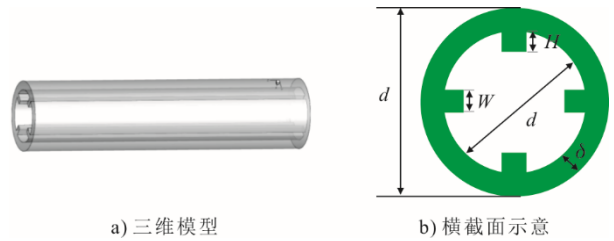


图 9 直肋管计算域模型
Fig.9 Computational domain model for straightly-ribbedtube

表 2 直肋管结构参数与计算工况
Tab.2 Numerical simulation of conditions and structural parameters of straightly-ribbed tubes

项目	数值
压力 p/MPa	9.0
质量流速 $G/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1})$	800
热流密度 $q/(\text{kW} \cdot \text{m}^{-2})$	120
加热段 L_2/mm	1 100
最大内径 d_{in}/mm	6
外径 d_{out}/mm	8
壁厚 δ/mm	1
肋宽 W/mm	0.5、1.0、1.5、2.0、2.5
肋高 H/mm	0.400、0.500、0.600、0.625、0.700、1.000、1.200、1.250、1.375、1.470、1.500、2.000、2.500
高宽比 $\varepsilon=H/W$	0.2~5.0

选用压力基隐式双精度求解器和 Simple 算法进行求解,对流项使用二阶迎风格式,壁面为无滑移边界,施加恒定热流密度,入口为充分发展的边

界条件，出口设定为 9.0 MPa。物性参数通过分段插值法输入热物性数据库中，拟临界处由于物性变化剧烈，选取点间距更小。管材为 Inconel625，其物性参数通过分段插值法输入求解器中。

对直肋管的流体域和固体域进行分块，采用六面体结构化网格划分，网格划分如图 10 所示。为获得网格独立性解，采用 3 种不同的网格 5 295 701、2 296 678、1 887 689 进行划分并计算，结果显示相对误差分别为 2.82%、3.16%、5.82%。当网格数量为 2 296 678 时，计算获得的壁面温度曲线与实验结果吻合良好。因此，最终选择网格数为 2 296 678。

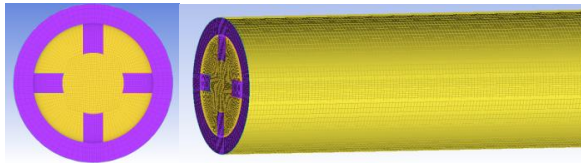


图 10 直肋管网格划分示意
Fig.10 The mesh of straightly-ribbed tube

湍流模型的选取对于超临界流体传热准确预测具有重要影响。结合本文获取 S-CO₂ 垂直上升直肋管内的实验数据对湍流模型选取进行检验，选取压力 $p=9.0$ MPa、质量流速 $G=800$ kg/(m²·s)、热流密度 $q=120$ kW/m²、 $T_{in}=10$ °C 的工况下，分别使用两方程湍流模型（如 Standard $k-\epsilon$ 、Realizable $k-\epsilon$ 、RNG $k-\epsilon$ 、SST $k-\epsilon$ ）进行模拟分析（图 11）。比较结果发现，当湍流模型为 SST $k-\epsilon$ 模型，湍流普朗特数为 Tang 的 Pr_t 模型时，计算结果与实验数据的壁温变化曲线基本一致，模型预测结果和实验数据的最大误差在 8% 以内，二者吻合良好。因此，后续使用 SST $k-\epsilon$ 湍流模型对直肋管内流动换热特性展开深入分析。

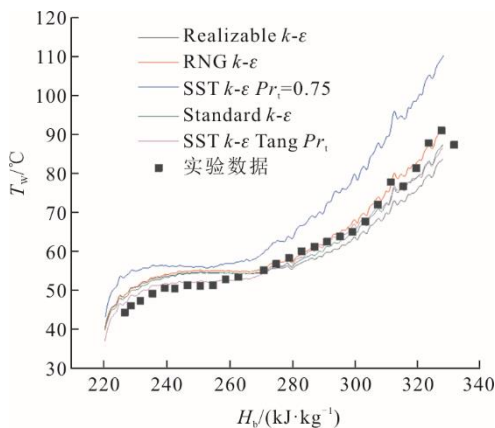


图 11 湍流模型计算结果与实验数据比较
Fig.11 Comparison of simulated results with different turbulent models and experimental data

3.2 结构参数对直肋管换热性能影响

肋结构参数对管内 S-CO₂ 换热具有重要影响。为提高换热效率，减少流动阻力，提升设备整体换热性能，引入综合评价因子 PEC 对直肋管的综合换热能力进行评估，PEC 评价指标综合考量内肋管和光管的阻力系数 f 和 Nu 数的比值。

3.2.1 肋高对直肋管换热能力影响

图 12 给出了肋高对直肋管 Nu 数、阻力系数 f 和综合评价因子 PEC 的影响。图 12 选取直肋管肋高宽比 ϵ 分别为 1.00~5.00、0.50~2.00、0.33~1.33、0.20~0.75、0.200~0.588。

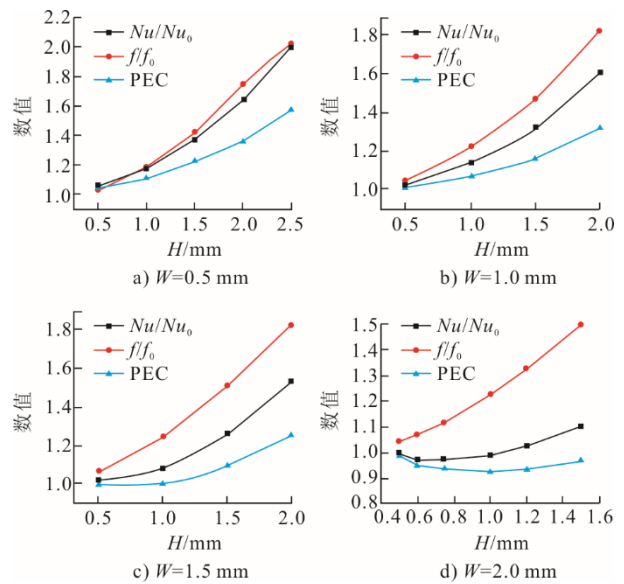


图 12 肋高对直肋管换热能力影响
Fig.12 Effect of rib height on heat transfer performance of straightly-ribbed tube

由图 12 可见，当肋宽为定值且 $W \leq 1.5$ mm 时，直肋管的 Nu 数、阻力系数 f 和综合评价因子 PEC 随肋高的增加而增加。这是由于随着肋高的增加，肋附近扰动更为强烈，边界层内传热受到影响，对流换热系数增强；同时肋高增加，直肋管内表面换热面积增加，流动截面面积减小，截面流速增加，流体与壁面的对流换热能力提高。同时，肋高越大，流体与壁面接触面积越大，壁面切应力越大，直肋管的阻力系数相应增加。由 PEC 的变化特性可知：随着肋高的增加，PEC 提升；当肋宽 $W > 1.5$ mm 时，随着肋高的增加，阻力系数增长较快， Nu 数增长较慢，PEC 呈现先降后增的变化趋势，出现低值。如当肋宽 $W=2.0$ mm，肋高 $H=0.6$ mm，即肋高宽比 $\epsilon=0.30$ 时， Nu/Nu_0 数出现谷值；而当 $H=1.0$ mm，肋高宽比 $\epsilon=0.50$ 时，PEC 出现谷值。

比较不同肋高条件下 PEC 的相对大小,发现当肋宽 $W=0.5\text{ mm}$, 肋高 $H=2.5\text{ mm}$, 直肋管综合换热能力最好, 综合评价因子 $PEC=1.58$ (图 12a))。

3.2.2 高宽比对直肋管换热能力影响

图 13 给出了高宽比对直肋管 Nu 数、阻力系数 f 和综合评价因子 PEC 的影响, 选取的直肋管肋高宽比 ε 分别为 0.20~1.00、0.40~2.00、0.60~3.00。

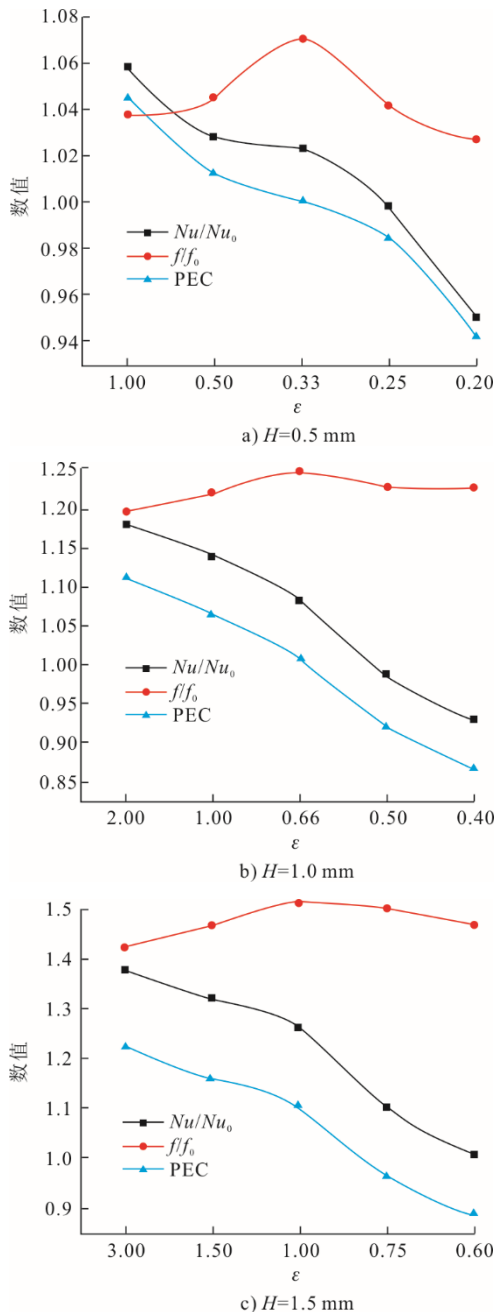


图 13 肋宽对直肋管换热能力影响

Fig.13 Effect of rib width on heat transfer performance of straightly-ribbedtube

由图 13 可见, 固定肋高, 随着肋宽增加, 直肋管 Nu/Nu_0 和综合评价因子 PEC 均降低, 阻力系数

f 均呈先增后减变化, ε 为中间值时达到峰值 (如 $H=0.5\text{ mm}$, $\varepsilon=0.33$; $H=1.0\text{ mm}$, $\varepsilon=0.66$; $H=1.5\text{ mm}$, $\varepsilon=1.00$)。当肋高不变, 改变肋宽时, 直肋管的流通面积减小, 直肋管当量直径减小, 雷诺数 $Re=Gd/\eta$ 减小, 换热减弱。比较图 13 可知, 当肋高 $H=0.5\text{ mm}$ 、 $\varepsilon=0.33$ 时, 直肋管的综合换热能力最好, 综合评价因子 $PEC=1.22$ 。

4 结 论

本文通过实验方法研究了超临界二氧化碳在四头直肋管内传热规律, 系统分析了流动参数对直肋管强化传热特性影响, 定量评估了直肋管与光管换热能力的差异; 采用数值模拟方法研究了直肋管结构参数对强化传热和阻力特性的影响规律, 获得最优的直肋管结构。

1) 低热流密度工况, 直肋管内传热无壁温飞升, 处于强化模式; 而在高热流密度条件, 壁温出现飞升。直肋管换热系数总体高于光管换热系数。增加压力和质量流速可降低壁面温度, 提高对流换热系数, 改善传热, 直肋管中的流动可以延迟传热恶化的发生。

2) 直肋管的对流换热系数在拟临界点前是光管 5.5 倍, 在高焓值区约为光管 1.20 倍, 因而其平均换热系数的相对大小为光管 1.96 倍。相较于光管, 直肋管传热恶化的起始热流密度远高于光管, 采用直肋管可使延迟传热恶化能力提升 0.30~1.80 倍。

3) 肋高与肋宽对直肋管超临界二氧化碳换热存在显著影响。当固定肋宽 0.5 mm, 肋高 2.5 mm, 直肋管的综合换热能力最好, 综合评价因子为 1.58。而固定肋高 0.5 mm, 肋高宽比 0.33, 直肋管的综合换热能力最好, 综合评价因子为 1.22。

[参考文献]

- [1] 姜超, 董鹤鸣, 谢敏, 等. 超临界二氧化碳传热恶化现象研究进展[J]. 热力发电, 2021, 50(10): 1-13.
JIANG Chao, DONG Heming, XIE Min, et al. Research progress on heat transfer deterioration of supercritical carbon dioxide[J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(10): 1-13.
- [2] SUI Y, TEO C J, LEE P S, et al. Fluid flow and heat transfer in wavy microchannels[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(13): 2760-2772.
- [3] DATTA A, SANYAL D, AGRAWAL A, et al. A review of liquid flow and heat transfer in microchannels with emphasis to electronic cooling[J]. Sadhana: Academy Proceedings in Engineering Science, 2019, 44(12): 234.
- [4] GUNNASEGARAN P, MOHAMMED H A, SHUAIB N H, et al. The effect of geometrical parameters on heat transfer characteristics of microchannels heat sink with

- different shapes[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2010, 37(8): 1078-1086.
- [5] WANG H, CHEN Z, GAO J. Influence of geometric parameters on flow and heat transfer performance of micro-channel heat sinks[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 107: 870-879.
- [6] LI Y, ZHANG F, SUNDEN B, et al. Laminar thermal performance of microchannel heat sinks with constructal vertical Y-shaped bifurcation plates[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 73(1): 185-195.
- [7] TILAK A K, PATIL R S, DEWAN A. Experimental and computational investigations on microchannel heat sinks with novel ITSCEB cross-section[J]. *Heat and Mass Transfer*, 2022, 151: 12412.
- [8] AHMED H E, AHMED M I. Optimum thermal design of triangular, trapezoidal and rectangular grooved microchannel heat sinks[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2015, 66: 47-57.
- [9] ZHU Q, XIA H, CHEN J, et al. Fluid flow and heat transfer characteristics of microchannel heat sinks with different groove shapes[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2021, 161: 106721.
- [10] MUZHAIMEY S S S, GHAZALI N N N, ZAINON M Z, et al. Numerical investigation of heat transfer enhancement in a microchannel with conical-shaped reentrant cavity[J]. *Mathematics*, 2022, 10(22): 15421.
- [11] HOU T, CHEN Y. Pressure drop and heat transfer performance of microchannel heat exchangers with elliptical concave cavities[J]. *Chemical Engineering and Processing*, 2020, 153(15/16): 107931.
- [12] HEYDARI A, AKBARI O A, SAFAEI M R, et al. The effect of attack angle of triangular ribs on heat transfer of nanofluids in a microchannel[J]. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2018, 131(3): 2893-2912.
- [13] CHAI L, WANG L, BAI X. Thermohydraulic performance of microchannel heat sinks with triangular ribs on sidewalls—Part 2: average fluid flow and heat transfer characteristics[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 128: 634-648.
- [14] MOHIT M K, GUPTA R. Numerical investigation of the performance of rectangular micro-channel equipped with micro-pin-fin[J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2022, 32: 101884.
- [15] WANG G, CHEN T, TIAN M, et al. Fluid and heat transfer characteristics of microchannel heat sink with truncated rib on sidewall[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 148: 119142.
- [16] DERAKHSHANPOUR K, KAMALI R, ESLAMI M. Effect of rib shape and fillet radius on thermal-hydrodynamic performance of microchannel heat sinks: a CFD study[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2020, 119: 104928.
- [17] WANG G, QIAN N, DING G. Heat transfer enhancement in microchannel heat sink with bidirectional rib[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 136: 597-609.
- [18] ZHU Y H, HUANG Y L, LIN S Y, et al. Study of convection heat transfer of CO₂ at supercritical pressures during cooling in fluted tube-in-tube heat exchangers[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2019, 104: 161-170.
- [19] DING J C, NA A. A novel investigation of heat transfer characteristics in rifled tubes[J]. *Heat and Mass Transfer*, 2018, 54(5): 1503-1509.
- [20] XIE H, YANG D, ZHAO Y, et al. Experimental investigation on critical heat flux for water flowing in a vertical uniformly heated rifled tube under near-critical pressures[J]. *Journal of Thermal Science*, 2018, 27(6): 527-540.
- [21] PAN J, YANG D, DONG Z, et al. Experimental investigation on heat transfer characteristics of low mass flux rifled tube with upward flow[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, 54(13/14): 2952-2961.
- [22] WANG S, QU M, JIANG H, et al. Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of vertical upward rifled tube in the advanced ultra supercritical steam generator[C]//ASME 2017 Power Conference Joint With ICOPE-17 collocated with the ASME 2017 11th International Conference on Energy Sustainability, the ASME 2017 15th International Conference on Fuel Cell Science, Engineering and Technology, and the ASME 2017 Nuclear Forum. 2017.
- [23] 靳亚娟. 非均匀加热内螺纹管中超临界水的换热特性研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2020: 1.
JIN Yajuan. Heat transfer characteristics of supercritical water in a non-uniform heated internal rifled tube [D]. Kunming: Kunming University of Technology, 2020: 1.
- [24] 虞中昀, 陶乐仁, 张苏韩, 等. 超临界 CO₂ 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 Zhongyan, TAO Leren, ZHANG Suhan, et al. Numerical and experimental investigation on cooling heat transfer and flow characteristics of supercritical CO₂ in spirally fluted tubes[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2022, 37 (4): 107-116.
- [25] 颜建国, 朱凤岭, 郭鹏程, 等. 超临界 CO₂ 在内凸管内对流传热强化试验研究[J]. *太阳能学报*, 2020, 41(7): 244-250.
YAN Jianguo, ZHU Fengling, GUO Pengcheng, et al. Experimental study on heat transfer enhancement of supercritical CO₂ flowing in an inner convex tube[J]. *Acta Energetica Solaris Sinica*, 2020, 41 (7): 244-250
- [26] 邱晗, 陶乐仁, 李猛, 等. 超临界二氧化碳在水平螺旋槽管和光管内传热特性的数值模拟[J]. *制冷技术*, 2022, 42(4): 8-14.
QIU Han, TAO Leren, LI Meng, et al. Numerical simulation of heat transfer characteristics of supercritical carbon dioxide in horizontal spirally fluted tube and smooth tube[J]. *Chinese Journal of Refrigeration Technology*, 2022, 42 (4): 8-14
- [27] 汪森林, 李照志, 邵应娟, 等. 超临界二氧化碳垂直管内传热恶化数值模拟研究[J]. *化工学报*, 2022, 73(3): 1072-1082.
WANG Senlin, LI Zhaozhi, SHAO Yingjuan, et al. Numerical simulation on heat transfer deterioration of supercritical carbon dioxide in vertical tube[J]. *CIESC Journal*, 2022, 73 (3): 1072-1082.
- [28] 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.
- [29] BOVARD S, ABDI M, NIKOU MRK, et al. Numerical investigation of heat transfer in supercritical CO₂ and water turbulent flow in circular tubes[J]. *The Journal of Supercritical Fluids*, 2017, 119: 88-103.
- [30] 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.

(责任编辑 杜亚勤)