

DOI: 10.19666/j.rlfed.202301006

非对称紧凑式换热器内超临界二氧化碳与 液态铅铋合金耦合换热特性研究

刘书涵, 雷贤良, 刘吉安, 刘清江

(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] 超临界二氧化碳布雷顿循环与铅冷快堆的结合被认为是最为理想的动力循环之一, 系统通过中间换热器传递热量, 其性能影响着整个发电系统的高效与安全运行。由于超临界二氧化碳和液态铅铋合金 (LBE) 物理性质和热输运性质差异显著, 对称式结构无法匹配两侧工质的换热要求, 构建了 1 种非对称式紧凑式耦合换热器, 采用数值模拟方法研究了超临界二氧化碳与液态铅铋合金耦合换热特性。结果表明: 提升冷侧流体入口速度会显著增强换热; 增加热侧 LBE 入口速度时, 总换热系数先降低后增加; 提升换热器冷热流体入口温度, 换热器的换热系数先减小后增大, 存在最优值; 在拟临界区内, 强浮力作用会大幅提升冷侧换热, 而加速效应则抑制换热。

[关键词] 铅铋合金; 超临界二氧化碳; 紧凑式换热器; 换热特性; 浮力效应

[引用本文格式] 刘书涵, 雷贤良, 刘吉安, 等. 非对称紧凑式换热器内超临界二氧化碳与液态铅铋合金耦合换热特性研究[J]. 热力发电, 2023, 52(6): 24-34. LIU Shuhan, LEI Xianliang, LIU Ji'an, et al. Coupled heat transfer characteristics of supercritical carbon dioxide and liquid lead-bismuth-eutectic in asymmetric compact heat exchange[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(6): 24-34.

Coupled heat transfer characteristics of supercritical carbon dioxide and liquid lead-bismuth-eutectic in asymmetric compact heat exchange

LIU Shuhan, LEI Xianliang, LIU Ji'an, LIU Qingjiang

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

Abstract: The combination of supercritical carbon dioxide Brayton cycle and lead cooled fast reactor is considered as one of the most ideal power cycles. The system transfers heat through the intermediate heat exchanger, and its performance affects the efficient and safe operation of the whole power generation system. Due to the significant differences in physical properties and heat mass transport properties between supercritical carbon dioxide and liquid lead bismuth eutectic, the symmetrical structure cannot match the heat transfer requirements of the working fluids on both sides. In this study, an asymmetric compact coupled heat exchanger was constructed, and the coupled heat transfer characteristics of supercritical carbon dioxide and liquid lead bismuth eutectic were studied by numerical simulation. Increasing the inlet velocity of the cold side fluid will significantly enhance the heat transfer; When the inlet velocity of LBE at the hot side is increased, the total heat transfer coefficient first decreases and then increases; When the inlet temperature of the cold and hot fluid of the heat exchanger is increased, the heat transfer coefficient of the heat exchanger first decreases and then increases, and there is an optimal value; Due to the high proportion of thermal resistance in the cold side, the similarities and differences of heat transfer characteristics of cold side supercritical carbon dioxide under buoyancy and thermal acceleration under different operating parameters are compared; It is found that in the quasi critical region, the strong buoyancy will greatly enhance the cold side heat transfer, while the acceleration effect will inhibit the heat transfer.

Key words: lead bismuth eutectic; supercritical carbon dioxide; compact heat exchanger; heat transfer characteristics; buoyancy effect

收稿日期: 2023-01-20

基金项目: 国家自然科学基金项目 (U20B200381); 中国华能集团有限公司能源安全技术专项 (HNKJ20-H87-04)

Supported by: National Natural Science Foundation of China (U20B200381); Energy Security Technology Project of China Huaneng Group Co., Ltd. (HNKJ20-H87-04)

第一作者简介: 刘书涵 (1999), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为超临界流体热质输运, LSH1999@stu.xjtu.edu.cn.

通信作者简介: 雷贤良 (1984), 男, 博士, 副教授, 主要研究方向为先进动力循环、高压汽液两相流, xianlianglei@xjtu.edu.cn.

铅冷快堆(LFR)是第四代反应堆系统中极具发展潜力的堆型之一,具有反应堆设计紧凑、安全性高、热效率高、适应性强等优点^[1],非常适合核动力潜艇、航母等对小体积、高功率、高灵活性有特别需要的平台。反应堆内的冷却剂为液态的铅铋合金(LBE)。超临界二氧化碳(S-CO₂)布雷顿循环发电系统与氦气布雷顿循环相比具有更高的循环效率以及更低的成本,且设备更加紧凑、灵活,因此被认为是铅冷快堆的理想组合^[2]。中间换热器(IHX)作为铅冷快堆与S-CO₂布雷顿循环发电系统耦合的关键热传输部件,其运行的高效性与稳定

性,决定着整个发电系统的效率及安全性^[3]。因此,研究液态LBE和S-CO₂在换热器内的耦合换热规律是发展铅冷快堆发电系统的重要前提。

图1为S-CO₂和LBE物理性质,分别对比了S-CO₂和LBE的密度 ρ 、定压比热容 c_p 、导热系数 λ 以及黏度 μ 随温度的变化。热侧LBE和冷侧S-CO₂2种工质的耦合传热过程非常复杂。热侧铅铋具有较低的 Pr 数会使流动快速达到自由流速度,而较高的热导率能使热量迅速传递至流体核心区,热传导机理相对于动量热扩散传递机理不可忽略,这使得在常规流体中使用的相似准则已不再适用^[4]。

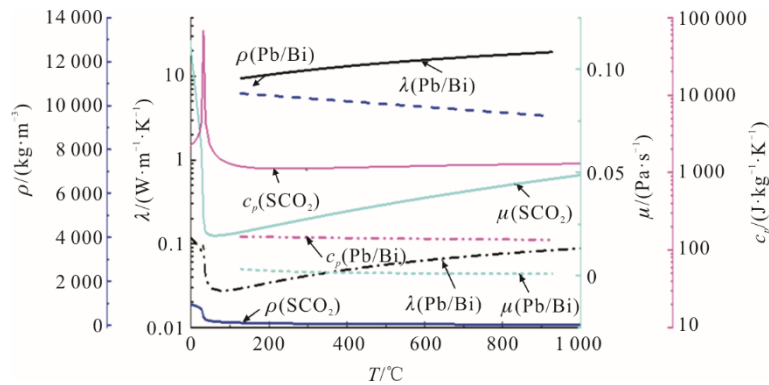


图1 S-CO₂和LBE物理性质

Fig.1 Thermo-physical properties of S-CO₂ and LBE

对于冷侧,当CO₂超过其临界压力和温度($p_{cr}=7.337\text{ MPa}$, $T_{cr}=30.98\text{ }^{\circ}\text{C}$)时称为S-CO₂。当超临界压力的CO₂跨过临界温度($T>30.98\text{ }^{\circ}\text{C}$)时,其热物性会发生剧烈变化(图1),尤其是比热容,通常将流体比热容大于其液态比热容2倍的区域,即CO₂比热容大于 $4.8\text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 的区域称为拟临界区域。S-CO₂物理性质在拟临界区域内发生剧烈变化,使S-CO₂在通道内受热过程中,湍流与温度分布在径向和轴向呈现出强非线性特性,导致特殊的速度型线、切应力分布,浮力效应^[5]、加速效应显著增加,诱发传热强化与传热恶化^[6];另一方面,换热器内工质的的工作温度相差悬殊,铅铋合金的工作温度高达 $490\sim 850\text{ }^{\circ}\text{C}$ ^[7],而S-CO₂的工作温度为 $290\sim 550\text{ }^{\circ}\text{C}$,在大温差、高热流条件耦合作用下,两侧的浮力效应和热加速效应增强。因此,精准掌握LBE与S-CO₂在换热器内的耦合换热特性十分重要。

相较于传统的管壳式换热器,紧凑型换热器因具有结构紧凑、换热效率高、芯体牢固、稳定性高等优势,常用于S-CO₂、氦气等气体换热器中^[8-9]。目前,研究较多的紧凑型换热器类型有板翅式换热器、管翅式换热器、印刷电路板式换热器(PCHE)^[10]。

Liu等人^[11]指出板翅式换热器以翅片为传热元件,其表面积密度一般可以达到 $1000\text{ m}^2/\text{m}^3$,翅片主要有平翅片、波浪翅片、偏置翅片、百叶翅片和穿孔翅片。Okbaz等人^[12]的实验表明,带波浪翅片板翅式换热器的科尔本 j 因子、摩擦系数 f 和热水力性能均低于百叶片紧凑型换热器。张文毓^[13]指出印刷电路板式换热器交换单位热载荷所占材料质量仅为 $200\text{ kg}/\text{MW}$ 。Jiang等人^[14]设计并模拟了 10 MW 级S-CO₂布雷顿循环装置中回热器的印刷电路换热器,计算发现PCH的质量是相同应用设计传统管壳式换热器的70%。张海燕^[15]指出PCHE的微通道结构可使其传热面积密度高达 $2500\text{ m}^2/\text{m}^3$ 。可见,PCHE在未来能源系统中有着广阔的应用前景。Wang等人^[16]研究了LBE和氦在PCHE换热器内的流动与换热规律,指出热阻存在于氦侧,锯齿形和梯形通道产生的速度扰动和双旋涡二次流加剧了冷侧流体的混合,提高了换热器性能。

LBE与S-CO₂的定压比热容差异百倍以上,导热系数相差3个量级,相同温度变化范围内工质的携热能力与传热效率存在巨大差异,为维持两侧热平衡,两侧通道尺寸与数量将不相一致;其次,LBE

与 S-CO₂ 的密度相差百倍, 热侧工质的质量将远高于冷侧, 且二者的工作条件差异明显, 因而通道所承受的结构载荷与热应力也不尽相同; 再者, LBE 具有较强的腐蚀性^[7], 通道内流速将受到限制, 换热器的冷热两侧需设计不同的通道尺寸。LBE 与 S-CO₂ 的物理性质、流动状态、工作条件、限制性要求差异显著, 采用对称式设计结构无法满足换热要求, 因此热侧通道的布置与冷侧通道完全不同。

截止目前, 有关液态金属与超临界流体非对称紧凑式换热器的研究尚未见相关报道, 仍缺少紧凑式换热器内 2 种不同介质间流动与换热规律的相关研究。本文拟构建 1 种 S-CO₂ 与 LBE 非对称式构型的换热器, 通过数值模拟的方法研究其耦合换热规律, 揭示冷侧工质在拟临界区内换热机理, 解析不同入口参数对换热器内换热效率和换热量的影响规律, 为液态金属与超临界流体紧凑式换热器的设计提供技术支撑。

1 模型建立

1.1 几何模型

LBE-S-CO₂ 耦合换热器流道的尺寸与布置不同传统的对称式换热器。考虑到制造的便利性, 非对称式换热器结构布置如图 2a) 所示。为减轻模拟计算量, 选择图 2b) 所示的换热单元进行模拟计算。S-CO₂ 侧通道采用半圆形细通道, 而在 LBE 侧选用较大尺寸的圆形通道。这是因为 LBE 的黏度比 S-CO₂ 的大近 2 个数量级, LBE 在通道流动会产生较大的压降, 选用大直径可以适当减少压降, 减小功耗; 同时考虑到液态铅铋的导热系数较大, 直径增大并不会影响热侧换热效果。

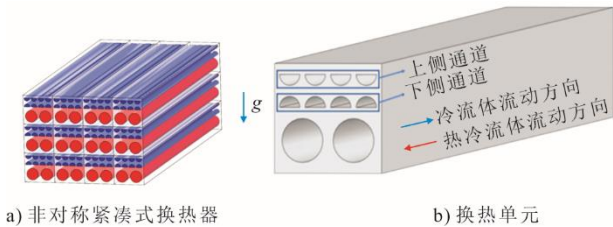


图 2 LBE-S-CO₂ 紧凑式热交换器示意

Fig. 2 Schematic diagram of LBE-S-CO₂ compact heat exchanger

经初步的热平衡校核, 设定 LBE 流道直径为 8 mm, 相邻通道间距为 10 mm; S-CO₂ 流道为直径 4 mm 的半圆, 相邻通道间隔为 5 mm, 总通道长度为 0.5 m。

1.2 数学模型

本研究采用 ANSYS Fluent 软件对控制方程进行离散求解, 计算获得稳态数值结果。考虑重力时, 流体区域在直角坐标系中的控制方程如下。

连续性方程为:

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

式中: ρ 为密度; u_i 为速度矢量。

动量方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \rho g_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \mu_t)] \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (2)$$

式中: p 为流体上的压力; μ 为动力黏度; μ_t 为湍流黏度。

能量方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\mu_i(\rho H + p)) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_i} + u_i \tau_{ij} \right) + S_h \quad (3)$$

式中: H 为比焓; T 为温度; k_{eff} 为有效导热系数; S_h 为体积热源。

SST k - ω 湍流方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (4)$$

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

式中: σ_ω 为 ω 方程的湍流能量普朗特数; G_k 为由层流速度梯度而产生的湍流动能; G_ω 为比耗散率的产生项; Y_k 和 Y_ω 分别为 k 方程和 ω 方程的可压缩湍流中的波动膨胀对总耗散率的贡献; D_ω 为交叉扩散项; S_k 和 S_ω 为源项。

1.3 数据处理

换热器的冷、热侧的局部换热系数 h 为:

$$h = \frac{q_w}{T_w - T_b} \quad (6)$$

式中: T_w 为壁面温度; T_b 为主流温度; q_w 为壁面热流密度。

换热器总的传热系数 K 为:

$$K = \frac{Q}{\Delta T_m \cdot A} \quad (7)$$

式中: Q 为换热器的换热量; A 为换热面积; ΔT_m 为冷热流体的对数平均温差。

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}\right)} \quad (8)$$

式中： ΔT 为换热器进、出口处冷热流体的温差。

同时，换热器内的传热过程可分为3个环节：LBE的对流换热过程；壳体的导热过程；S-CO₂的对流换热过程。因此，换热器换热系数也可表示为：

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + R_w + \frac{1}{h_h}} \quad (9)$$

式中： h_c 为冷侧换热系数； R_w 为壳侧导热热阻； h_h 为热侧换热系数。

流体所受浮升力的影响用理查森数 Ri 表示：

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (10)$$

入口雷诺数计算公式为：

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (11)$$

式中： ρ 为密度； u 为流体入口速度； D_h 为通道的水力直径。

格拉晓夫数计算公式为：

$$Gr = \frac{g \beta d^4 q_w}{\nu^2 \lambda} \quad (12)$$

式中： g 为重力加速度； ν 为运动黏度； λ 为流体的热导率； d 为水力直径； β 为热膨胀系数； q_w 为壁面热流密度。

热加速因子 K_v 可用来表示流体密度差引起的流体局部加速现象^[18]，计算公式为：

$$K_v = \frac{4qD\beta}{Re^2 \mu c_p} \quad (13)$$

式中： β 为流体的体积膨胀系数。

$$\beta = -\frac{1}{\rho_b} \frac{\rho_w - \rho_b}{T_w - T_b} \quad (14)$$

式中： ρ_w 为近壁面温度下流体的密度； ρ_b 为流体温度下的密度。

1.4 网格无关性验证

为验证网格无关性，使用 ICEM 软件共绘制了 5 组网格，网格量分别为 1 155 440、1 652 604、2 532 530、2 842 892 和 3 285 412。边界条件：LBE 侧入口流量为 1 kg/s，温度为 800 K，出口压力为 101 kPa；S-CO₂ 入口流量为 0.006 260 99 kg/s，温度为 280 K，出口压力为 8 MPa。计算得到换热器冷侧流体的出口温度 T_{out} 见表 1。由表 1 可看出，随

着网格数量增加，冷侧和热侧出口温度的差异越来越小，当网格数量达到 284 万时，冷侧和热侧出口温度的相对误差均小于 0.5%，即此时网格达到独立。考虑到计算速度和计算机资源利用率，设定网格数为 284 万。

表 1 网格无关性验证
Tab.1 Grid independence verification

网格数目	冷侧 $T_{out}/^{\circ}\text{C}$	偏差/%	热侧 $T_{out}/^{\circ}\text{C}$	偏差/%
1 155 440	416.03	19.20	729.41	8.30
1 652 604	408.96	13.00	731.03	5.81
2 532 530	400.45	5.56	735.58	1.17
2 842 892	393.94	0.15	734.89	0.11
3 285 412	394.11	0	734.82	0

1.5 求解设置

采用商用计算流体力学(CFD)软件 Fluent 2020 进行数值分析，该程序采用的数值解法为有限体积法。换热器采用逆流方式布置，冷热流体的入口边界条件均为质量流量入口，出口均采用压力出口；模型上下面设置为周期性边界条件，左右侧设为对称面，其他壁面为绝热面；CO₂ 流体的物性数据源于 NIST 数据库，使用线性插值的方法导入物性库中，液态金属的物理性质见表 2，通过使用 UDF(用户定义函数)的方法导入。压力和速度耦合采用 SIMPLE 算法，动量和能量方程采用二阶迎风差分格式。当各项残差值均小于 10⁻⁶ 时认为计算收敛。

表 2 液态金属物理性质
Tab.2 Physical properties of liquid metals

项目	计算公式
导热参数/(W·(m ² ·K) ⁻¹)	$\lambda=3.61+1.517 \times 10^{-2} \cdot T-1.741 \times 10^{-6} \cdot T^2$
动力黏度/(Pa·s)	$\eta=4.97 \times 10^{-4} \cdot \exp(754.1/T)$
定压比热容/(J·(kg·K) ⁻¹)	$c_p=159-2.72 \times 10^{-2} \cdot T+7.12 \times 10^{-6} \cdot T^2$
密度/(kg·m ⁻³)	$\lambda=1 1096-1.323 6 \cdot T$
膨胀系数/K ⁻¹	$\alpha=1/(8 383.2-T)$

2 模型验证

通常，湍流热输运与湍流动量输运严格相似，而对于低普朗特数的液态金属以及高普朗特数的拟临界区 S-CO₂，流动边界层与热边界层分离，其湍流热量输运与湍流动量输运严重违反雷诺比拟，常规的湍流模型失效。因此，两侧工质的湍流输运模型以及耦合模型需要进行谨慎评定。

2.1 热侧模型验证

针对液态金属，为获得准确的湍流特性，不少学者提出了一系列湍流普朗特数模型(表 3)。

表 3 液态金属湍流普朗特数模型
Tab.3 Turbulent Prandtl number model for liquid metals

作者	年份	模型
Aoki ^[19]	1963	$Pr_t^{-1} = 0.014Re^{0.45}Pr^{0.2} \left[1 - \exp\left(-\frac{1}{0.014Re^{0.45}Pr^{0.2}}\right) \right]$
Reynolds ^[20]	1975	$Pr_t = (1 + 100Pe^{-0.5}) \left(\frac{1}{1 + 120Re^{-0.5}} - 0.15 \right)$
Jischa and Rieke ^[21]	1979	$Pr_t = 0.9 + \frac{182.4}{PrRe^{0.888}}$ (对液态钠, $Pr = 0.007$)
Myong et al ^[22]	1989	$Pr_t = 0.75 + \frac{1.63}{\ln(1 + Pr/0.0015)}$
Cheng&Tak ^[23]	2006	$Pr_t = \begin{cases} 4.12 & Pe \leq 1000 \\ \frac{0.01Pe}{[0.018Pe^{0.8} - (7.0 - A)]^{1.25}} & 1000 < Pe \leq 6000 \end{cases}$ $A = \begin{cases} 5.4 - 9 \times 10^{-4}Pe & 1000 < Pe \leq 2000 \\ 3.6 & 2000 < Pe \leq 6000 \end{cases}$
Hollingswoth et al ^[24]	1989	$Pr_t = 1.855 - \tanh[0.2(y^+ - 7.5)]$
Kays and Crawford ^[25]	1993	$Pr_t = \frac{1}{0.5882 + 0.228\frac{\mu_t}{\mu} - 0.0441\left(\frac{\mu_t}{\mu}\right)^2 \left[1 - \exp\left(-\frac{5.165}{\mu_t/\mu}\right) \right]}$
Kays ^[26]	1994	$Pr_t = \begin{cases} 1.07 & \mu_t/\mu < 0.2 \\ 0.85 + \frac{2}{Pe_t} & \mu_t/\mu \geq 0.2 \end{cases}$

图 3 给出了采用不同普朗特模型时, 模拟结果与实验值。由图 3 可知, 使用前人模型得到的计算结果与实验值趋势相同, 但是多数模型计算结果与实验值和关联式预测值偏差较大, 特别是 Jisca 模型获得的结果完全偏离实验值。Cheng&Tak 的湍流普朗特数模型与实验值吻合较好, 因此在后续模拟中使用 Cheng&Tak 的模型。

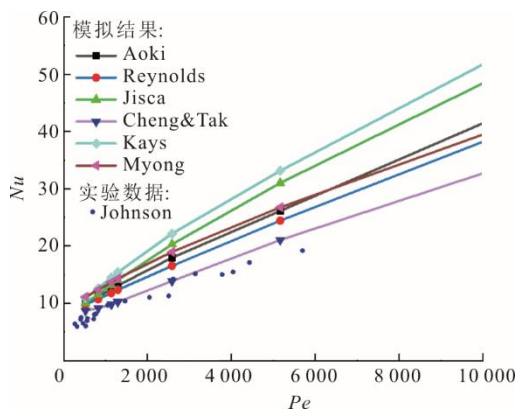


图 3 不同 Pr_t 模型下 Nu 随 Pe 的变化
Fig.3 Variation of Nu with Pe under different Pr_t models

2.2 冷侧模型验证

同样, S-CO₂ 在拟临界点附近物性呈奇异性变化, 适用于常规流体的普朗特数模型可能不再适用。表 4 总结了现有的 Pr_t 模型。比较了采用不同 Pr_t 模型时传热特性的差异, 结果如图 4 所示。

表 4 超临界流体湍流普朗特数模型
Tab.4 Turbulent Prandtl number model of supercritical fluid

作者	年份	模型
Tang et al ^[27]	2016	$Pr_t = \begin{cases} 1.0 & \mu_t/\mu < 0.2 \\ 0.85 + \frac{Pr}{A} & 0.2 \leq \mu_t/\mu \leq 10 \\ 0.85 & \mu_t/\mu > 10 \end{cases}$ $A=16$
Du et al ^[28]	2019	$Pr_t = \begin{cases} 1.0 & \mu_t/\mu < 0.1\alpha_1 \\ 0.85 + \frac{Pr}{f_d/f_p} & 0.1\alpha_1 \leq \mu_t/\mu \leq 10\alpha_2 \\ 0.85 & \mu_t/\mu > 10\alpha_2 \end{cases}$ $f_d = 6.2(d-4)^{0.24}$ $f_p = \left[1 + 0.019 \left(\frac{p}{p_c} \right)^{29} \right]$

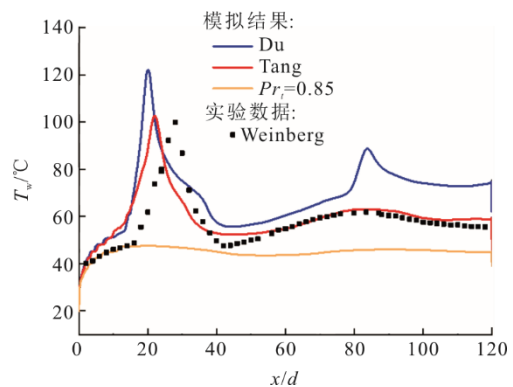


图 4 不同 Pr_t 模型下壁温沿程分布情况
Fig.4 Wall temperature distribution along different Pr_t models

由图 4 可见, 不同的湍流 Pr_t 模型均可预测出传热恶化。使用 Du 和 Tang 的模型比 Weinberg 等人^[29]的实验数据传热恶化出现的位置靠前; Tang 模型预测的传热恶化峰值大小与实验数据更为接近, 且在非传热恶化区域的温度预测也更加准确。因此, 后续研究中使用 Tang 的 Pr_t 模型预测冷侧工质的传热特性。

3 结果与分析

结合上述的模型, 开展了换热器内 S-CO₂ 和 LBE 的耦合换热特性研究。13 种不同参数工况见表 5。所有工况下, S-CO₂ 的工作压力均为 8 MPa, LBE 的工作压力为常压。

表 5 数值计算工况
Tab.5 Numerical calculation conditions

工况	LBE		S-CO ₂		备注
	T_{in}/K	$m_{in}/(kg \cdot s^{-1})$	T_{in}/K	$m_{in}/(kg \cdot s^{-1})$	
1	580	0.5	280	0.003 756 6	
2	580	0.5	280	0.004 382 7	
3	580	0.5	280	0.005 008 8	
4	580	0.5	280	0.009 391 5	
5	800	0.2	280	0.003 756 6	
6	800	0.5	280	0.003 756 6	
7	800	1.0	280	0.003 756 6	
8	608	0.5	308	0.003 756 6	
9	680	0.5	380	0.003 756 6	
10	750	0.5	450	0.003 756 6	
11	580	0.5	280	0.003 756 6	$g=0$
12	580	0.5	280	0.003 756 6	$g=0; \rho$ 为常数
13	580	0.5	280	0.003 756 6	$g=0; \rho, c_p$ 为常数

3.1 耦合换热特性

3.1.1 LBE 流速对换热性能影响

在耦合换热计算中, 两侧的工质状态与物理性质对传热造成较大影响。为了解二者的相互影响规律, 首先研究了不同 LBE 入口速度时, 非对称式换热器内耦合换热性能的差异。图 5、图 6 分别给出了传热系数和换热量以及单侧工质的换热系数随 LBE 入口速度的变化, 其中 $Re_{S-CO_2} = 14 954$; Re_{LBE} 的变化范围为 24 752~125 673。

由图 5 可见, 随着 LBE 入口速度增加, 换热器的传热系数先减小后增大。由图 6a)可知, 随着质量流速增大, S-CO₂ 侧换热系数逐渐减小, 冷侧热阻逐渐增加。由于热侧工质携带的热量随着质量流量的增大而增加, 更高的热量传递给拟临界区的 S-CO₂, 使得 S-CO₂ 快速跨过拟临界区, 冷侧换热系数减小。

由图 6b)可见, 随着 LBE 流速增加, 湍流作用变强, 热侧换热系数逐渐增大。由式(9)可知, 换热器的传热系数先减小后增大。比较不同 LBE 流速下换热量的变化发现, 增加热侧工质的流速对整体的换热增加不明显。

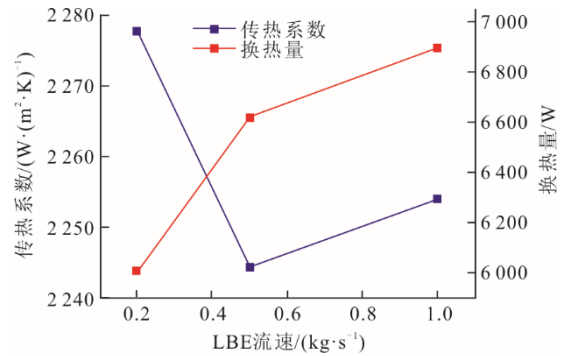
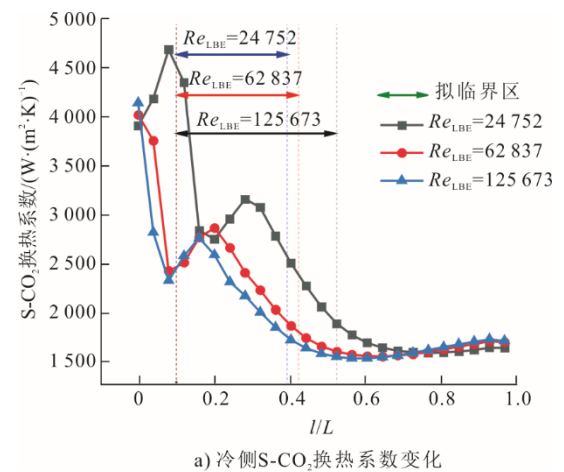
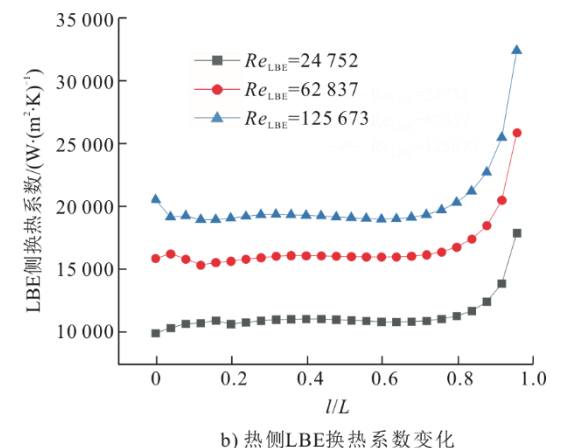


图 5 热侧不同工况下传热系数和换热量变化规律
Fig.5 Variation law of heat transfer coefficient and heat flux under different working conditions at the hot side



a) 冷侧 S-CO₂ 换热系数变化



b) 热侧 LBE 换热系数变化

图 6 冷热侧工质换热系数变化
Fig.6 Variation of heat transfer coefficient of working medium at cold and hot sides

此外, 从图 6 可观察到冷侧工质换热系数在 l/L 接近于零处有明显变化, 热侧工质换热系数在 l/L 接

近于 1.0 处有明显变化。这是因为在本研究中换热器采用逆流布置, 因此 2 种工质的入口分别位于换热器的两端, 入口效应使得热工质侧在入口处产生明显变化; 而在冷工质侧, 由于 S-CO₂ 被加热后迅速进入了拟临界区, S-CO₂ 在拟临界区的换热会大大增强, 因此与入口效应叠加成 1 个峰值。

3.1.2 S-CO₂ 流速对换热性能影响

图 7 对比了不同 S-CO₂ 流速下沿管道的温度分布以及传热系数和换热量随 S-CO₂ 入口流速的变化, Re_{s,CO_2} 的变化范围为 14 954~19 939; $Re_{LBE}=43 938$ 。

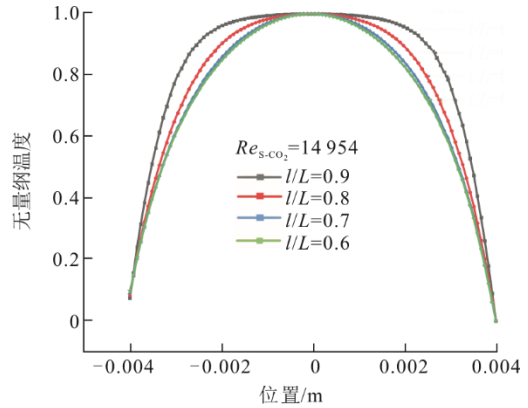
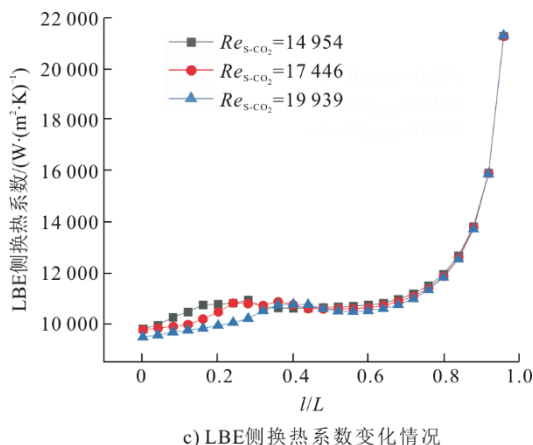
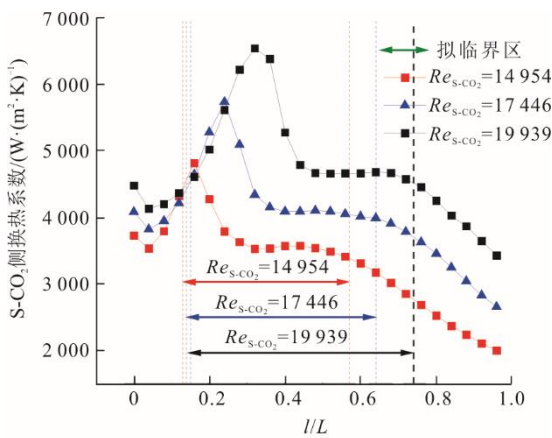
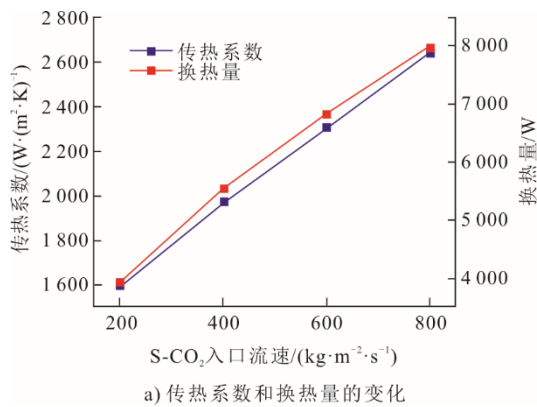
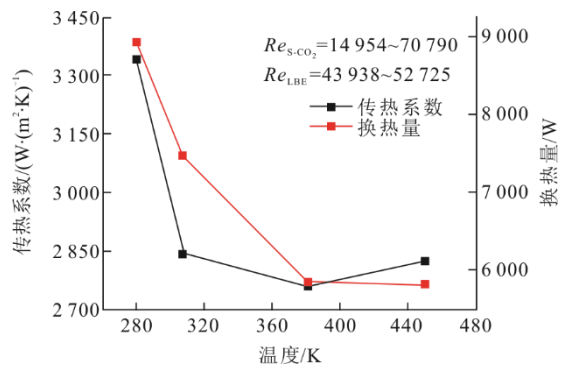


图 7 S-CO₂ 入口速度对换热的影响
Fig. 7 Effect of S-CO₂ inlet velocity on heat transfer

由图 7a) 可看出, 随着 S-CO₂ 入口速度的增加, 换热量和传热系数均增加。由 7b) 可知: S-CO₂ 侧的换热系数明显增加, 冷侧热阻减小; 同颜色辅助线区间内为该工况下 S-CO₂ 的拟临界区, 随着 S-CO₂ 入口流速的增加, 通道内拟临界区 S-CO₂ 比重增加, 由于拟临界区内工质吸热与携热能力更强, 因而换热系数逐渐增大。由图 7c) 可知, 在铅铋入口处 ($l/L=1.0$), 换热系数先减小后稳定, 这是由于入口处液态 LBE 的热边界层较薄 (图 7d), 换热系数较高所致。由于冷侧入口流速增大, S-CO₂ 可以携带更多的热量, 换热器换热量增大。

3.1.3 冷、热侧工质入口温度对换热性能影响

在冷侧流体的 Re_{s,CO_2} 变化范围为 14 954~70 790, 热侧流体的 Re_{LBE} 的变化范围为 43 938~52 725, 冷、热流体入口处 300 K 温差, 条件下探究 2 种工质的入口温度对换热器换热性能的影响。换热器的传热系数和换热量以及单侧工质的换热系数随工质入口温度变化如图 8 与图 9 所示。



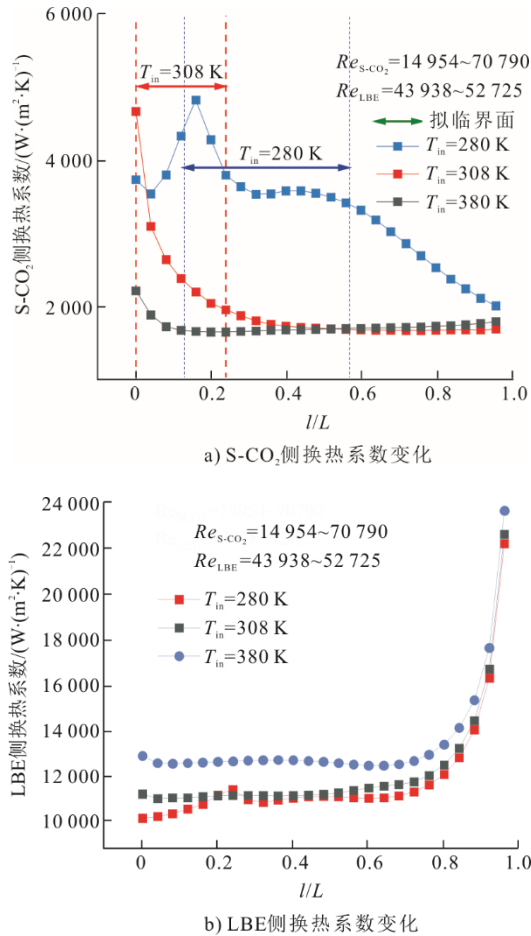


图 9 冷热侧工质换热系数变化

Fig. 9 Variation of heat transfer coefficient of fluids in the cold and hot sides

从图 8 可见，随着工质入口温度的增加，传热系数逐渐减小后增大，总换热量减小，但趋势变缓。由图 9a) S-CO₂ 侧换热系数变化曲线可知，随着入口温度逐渐增大，并逐步跨越拟临界区的过程中，换热系数逐渐减小，且在远离拟临界区时，换热系数的变化减小。由图 9b) 可看出，由于铅铋的导热系数随着温度增加而增大，热侧换热系数增大。冷热两侧换热系数变化趋势相反，由换热器传热系数定义，总的传热系数先减小后增大。

由上述分析可知，LBE-S-CO₂ 非对称式耦合换热器中，冷侧的换热系数较低，其热阻占主导地位，因而对冷侧工质进行了更详细地分析。

3.2 换热强化机理分析

3.2.1 浮力效应对冷侧换热的影响

当冷侧 S-CO₂ 入口处于拟临界区时，S-CO₂ 的密度急剧变化，在重力作用下，当管内存在温差时，流体内部会产生浮力效应。

由式(9)和式(11)可知，当重力加速度 $g=0$ 时，

可以消除浮力的影响。图 10 给出了非对称式换热器内，在 $Re_{S-CO_2}=14\ 954$ ， $Re_{LBE}=43\ 937$ 时，S-CO₂ 左上侧通道换热系数在重力和无重力条件下的换热规律。由图 10 可见：正常重力作用下 S-CO₂ 的换热系数沿管程先增大后减小，最后趋于稳定，表明在拟临界区内换热增强；而无重力作用时，换热系数明显降低，表明浮力效应促使换热增强。

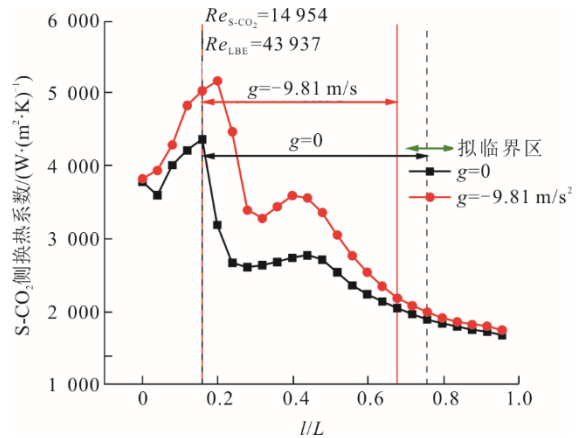


图 10 浮力对 S-CO₂ 侧换热系数的影响

Fig. 10 Effect of buoyancy on heat transfer coefficient at S-CO₂ side

为更好量化浮力效应的影响，引入无量纲数 ($h_{normal}/h_{g=0}$) 评价浮力作用大小，结果如图 11 所示。由图 11 可知：在 $l/L=0\sim 0.4$ 区域内，浮力作用均大幅强化换热；而远离拟临界区时，浮力作用对换热的强化作用减弱，二者比值趋于 1。

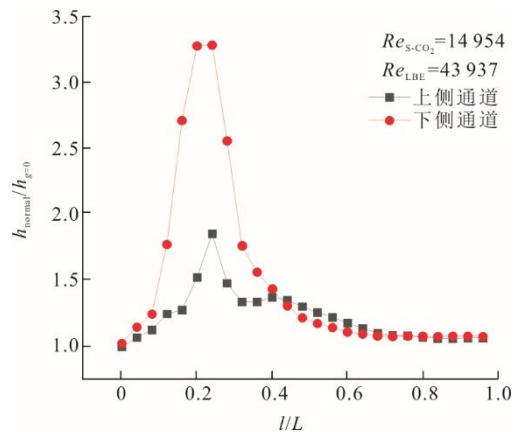


图 11 浮力对上下侧通道的影响

Fig. 11 Influence of buoyancy on heat transfer in the upper and lower channels

由图 11 可知，在 $l/L=0.2$ 位置处浮力的影响最大。因此，对比了 2 个工况下 $l/L=0.2$ 位置处 S-CO₂ 截面速度与密度分布，结果如图 12 所示。

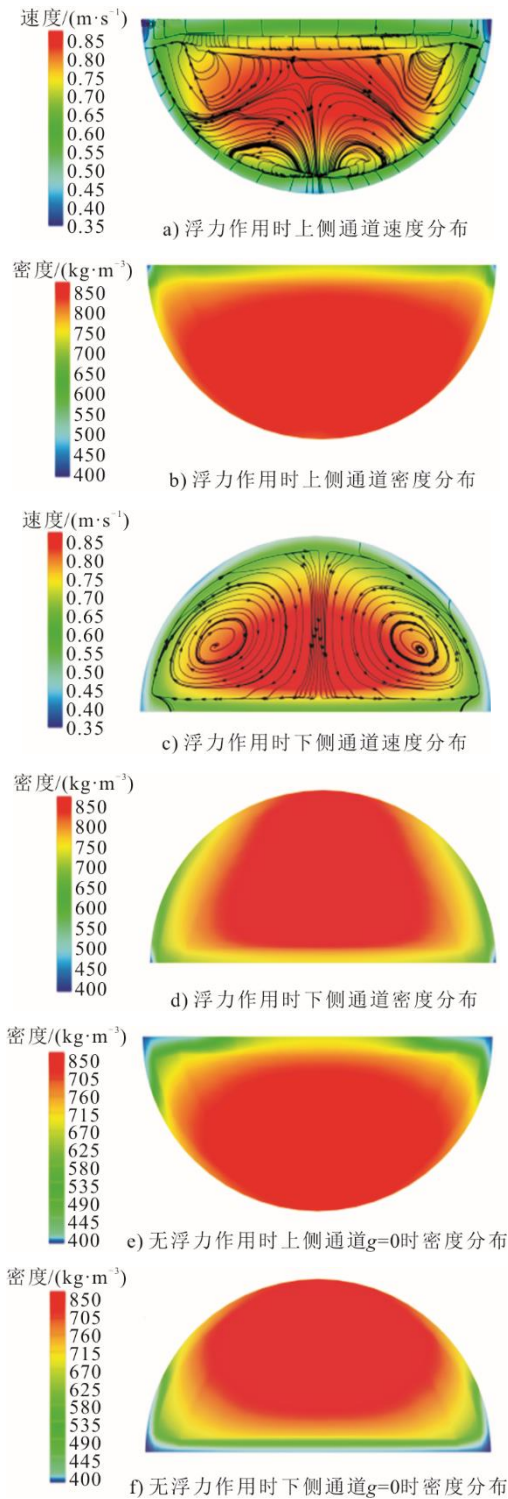


图 12 $l/L=0.2$ 处 S-CO₂ 截面速度和密度分布
Fig. 12 Velocity and density distribution of S-CO₂ section at $l/L=0.2$

从图 12a)和图 12c)可见,冷侧的上、下通道内均出现二次流现象,扰动增强,上侧通道内出现 4 个小涡,下侧通道内出现 2 个较大的涡。从图 12 可见:下侧通道流体被加热后,密度迅速减小(图 12d)),形成较大密度差,诱发的浮力作用促使高密度流体下

移;而上侧通道内密度分布(图 12b))则相反,低密度流体处于顶部空间,高密度的流体则处于下部空间,浮力作用小,热质输运作用相对较弱;图 12e)和图 12f)所示无浮力作用下,即 $g=0$ 时,上下侧通道内的密度分布基本一致,均为中心高,边界低。这也解释了远离拟临界区后,换热系数迅速减小的原因:在远离拟临界区后,密度随温度变化较小,因此浮力产生的二次流对流体扰动程度将大幅减小。

3.2.2 冷侧工质热加速效应的影响

Mceligot 等人^[30]认为流体在管道内被加热,流体温度沿轴向升高,产生轴向密度梯度,流体速度存在梯度,进而产生轴向热加速,导致在黏性底层形成稳定流动,减少湍动能的传递而产生局部传热恶化。由式(12)和式(13)可知,当流体密度为常数时,可以消除热加速效应的影响。为分析热加速作用^[31],设定对照工况评估了热加速效应对传热的影响规律。图 13 比较了热加速效应对 S-CO₂ 换热系数的影响,图 14 比较了左下侧 S-CO₂ 通道 $l/L=0.2$ (加速效应被抑制最显著)位置处,过半圆圆心且垂直于直径方向的温度和速度分布。

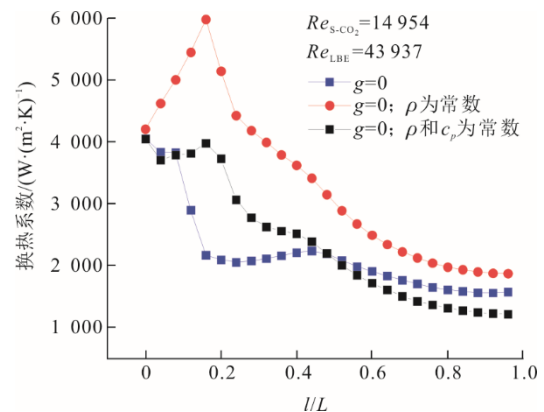
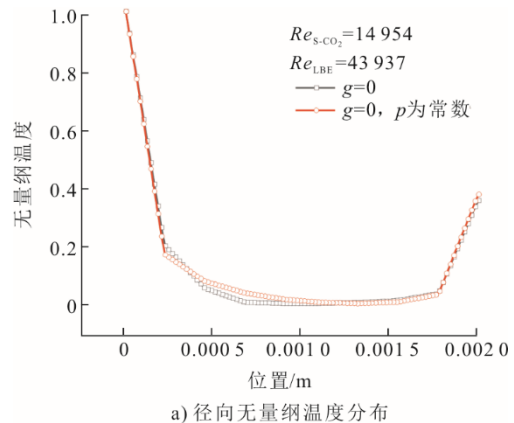


图 13 热加速效应对 S-CO₂ 换热系数的影响
Fig. 13 Variation of heat transfer coefficient of S-CO₂ under invariable physical properties



a) 径向无量纲温度分布

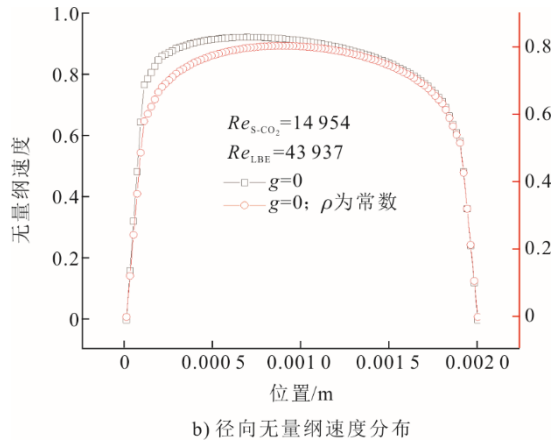


图 14 $l/L=0.2$ 处 S-CO₂ 半圆通道内无量纲温度和速度分布
Fig.14 Temperature and velocity distribution in S-CO₂ semicircular channel at $l/L=0.2$

由图 13、图 14 可知,相较于变密度工况,当密度为常数时,冷侧换热系数增加,说明热加速效应抑制了换热。这是由于近壁流体快速升温并跨过拟临界温度(图 14a)),密度减小,体积膨胀,壁面附近流体加速显著,通道底部近壁和主流核心区流体的速度差值减小(图 14b)),边界层内切应力减小,湍流扩散作用减弱;另外,此时通道内部流体的换热依赖于分子导热,该观点可通过 $g=0$, ρ 与 c_p 均为常数工况下的换热系数变化规律来证明。

当远离拟临界区时,加速效应减弱,这是因为主流核心区流体温度逐渐增加,密度减小,质量流速不变,所以核心区流体速度超过近壁流体速度,湍流扩散作用又逐渐增强,热加速效应抑制作用减弱。

4 结 论

基于 LBE 与 S-CO₂ 物理性质、流动状态等显著差异,本文构建了一种非对称结构紧凑式换热器,采用数值模拟方法研究了超临界二氧化碳与液态铅铋合金耦合换热特性,所得主要结论如下。

1) 提出了一种具有非对称结构的紧凑式换热器,获得了可准确模拟 LBE 与 S-CO₂ 耦合换热特性的计算方法。

2) 增加铅铋侧的流量对换热器换热系数的影响较小;热阻主要存在于冷工质侧,增加 S-CO₂ 侧的流速会明显增加换热器的换热量和换热系数;同时提高冷热流体入口温度使换热器的换热系数先减小后增大,存在最优值。

3) 由于冷侧热阻占比高,重点比较了冷侧超临界二氧化碳在不同工况参数下,受浮力效应、热加速效应时换热特性的异同,发现在拟临界区域内,

强浮力作用产生的二次流扰动会大幅提升冷侧换热性能,而加速效应则抑制换热。

[参 考 文 献]

- [1] XU C, LI Y, JIN M, et al. Preliminary design and analysis on the cogeneration system for small modular lead-cooled fast reactor[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 174: 115302.
- [2] DOSTAL V, HEJZLAR P, DRISCOLL M J. The supercritical carbon dioxide power cycle: comparison to other advanced power cycles[J]. Nuclear Technology, 2006, 154(3): 283-301.
- [3] LI X, PIERRES R L, DEWSON S J. Heat exchangers for the next generation of nuclear reactors[C]. Proceedings of ICAPP' 06, Reno, NV USA, June 4-8, 2006.
- [4] 王琛, 王成龙, 张衍, 等. 液态铅铋合金管内流动传热特性研究[J]. 原子能科学技术, 2020, 55(5): 822-828. WANG Chen, WANG Chenglong, ZHANG Yan, et al. Investigation on flow heat transfer characteristic of lead-bismuth eutectic alloy[J]. Atomic Energy Science and Technology, 2020, 55(5): 822-828.
- [5] HUANG D, LI W. A brief review on the buoyancy criteria for supercritical fluids[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 131: 977-987.
- [6] XIE G, XU X, LEI X, et al. Heat transfer behaviors of some supercritical fluids: a review[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2022, 35(1): 290-306.
- [7] CHAI L, TASSOU S A. A review of printed circuit heat exchangers for helium and supercritical CO₂ Brayton cycles[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2020, 18: 100543.
- [8] YANG Y, LI H, XIE B, et al. Experimental study of the flow and heat transfer performance of a PCHE with rhombic fin channels[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 254: 115137.
- [9] WANG J, YAN X, LU M, et al. Structural assessment of printed circuit heat exchangers in supercritical CO₂ waste heat recovery systems for ship applications[J]. Journal of Thermal Science, 2022, 31(3): 689-700.
- [10] 杨磊杰, 林海萍, 马金伟, 等. 紧凑式换热器均布性研究进展[J]. 低温与超导, 2019, 47(9): 90-98. YANG Leijie, LIN Haiping, MA Jinwei, et al. Research progress overview of non-uniformities in compact heat exchangers[J]. Cryogenics and Superconductivity, 2019, 47(9): 90-98.
- [11] LIU G, HUANG Y, WANG J, et al. A review on the thermal-hydraulic performance and optimization of printed circuit heat exchangers for supercritical CO₂ in advanced nuclear power systems[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2020, 133: 110290.
- [12] OKBAZ A, PınARBAŞI A, OLCAY A B. Experimental investigation of effect of different tube row-numbers, fin pitches and operating conditions on thermal and hydraulic performances of louvered and wavy finned heat exchangers[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2020, 151: 106256.
- [13] 张文毓. 印制电路板式换热器的研究与应用[J]. 上海电气技术, 2019, 12(4): 64-68. ZHANG Wenmin. Research and application of printed circuit board heat exchanger[J]. Journal of Shanghai Electric Technology, 2019, 12(4): 64-68.
- [14] JIANG Y, LIESE E, ZITNEY S E, et al. Design and

- dynamic modeling of printed circuit heat exchangers for supercritical carbon dioxide Brayton power cycles[J]. *Applied Energy*, 2018, 231: 1019-1032.
- [15] 张海燕. 超临界压力 CO₂ 通道内流动换热特性研究[D]. 北京: 中国科学院, 2021: 5.
ZHANG Haiyan. Flow and heat transfer characteristics of supercritical pressure CO₂ in channels[D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2021: 5.
- [16] WANG J, MA Y, MA T, et al. Design and thermal-hydraulic analysis of a printed circuit heat exchanger for ADS applications[J]. *Energy*, 2022, 256: 124598.
- [17] YAO C, ZHANG H, CHANG H, et al. Structure of surface oxides on martensitic steel under simultaneous ion irradiation and molten LBE corrosion[J]. *Corrosion Science*, 2022, 195: 109953.
- [18] 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.
- [19] AOKI S. A consideration on the heat transfer in liquid metal[J]. *Bulletin of Tokyo Institute of Technology*, 1963, 54: 63-73.
- [20] REYNOLDS A J. The prediction of turbulent Prandtl and Schmidt numbers[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1975, 18(9): 1055-1069.
- [21] JISCHA M, RIEKE H B. About the prediction of turbulent prandtl and schmidt numbers from modeled transport equations[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1979, 22(11): 1547-1555.
- [22] MYONG H K, KASAGI N, HIRATA M. Numerical prediction of turbulent pipe flow heat transfe for various prandtl number fluids with the improved k-ε turbulence model[J]. *Jsmc International Journal Series B-fluids and Thermal Engineering*, 1989, 32(4): 613-622.
- [23] CHENG X, TAK N I. Investigation on turbulent heat transfer to lead-bismuth eutectic flows in circular tubes for nuclear applications[J]. *Nuclear Engineering and Design*, 2006, 236(4): 385-393.
- [24] HOLLINGSWORTH D K. Measurement and prediction of the turbulent thermal boundary layer in water on flat and concave surfaces[D]. Stanford University, 1989: 49-58.
- [25] KAYS W M, CRAWFORD M E. Convective heat and mass transfer[M]. New York: McGraw-Hill, 1993: 1.
- [26] KAYS W. Turbulent Prandtl number-where are we?[J]. *ASME Transactions Journal of Heat Transfer*, 1994, 116: 284-295.
- [27] TANG G, SHI H, WU Y, et al. A variable turbulent Prandtl number model for simulating supercritical pressure CO₂ heat transfer[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 102: 1082-1092.
- [28] DU X, LV Z, YU X, et al. Heat transfer of supercritical CO₂ in vertical round tube: a considerate turbulent Prandtl number modification[J]. *Energy*, 2020, 192: 3-5.
- [29] WEINBERG R S. Experimental and theoretical study of buoyancy effects in forced convection to supercritical pressure carbon dioxide[D]. University of Manchester, 1972: 41-154.
- [30] 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.
- [31] 黄宇, 段伦博. 超临界流体流动加速效应及其判别式研究进展[J]. *动力工程学报*, 2022, 42(1): 94-100.
HUANG Yu, DUAN Bolun. Research progress on acceleration effect and criteria of supercritical fluid flow[J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2022, 42(1): 94-100.

(责任编辑 杨嘉蕾)