

超临界 CO₂ 板式扩散焊矩形微通道换热器 扰流格栅结构优化研究

任燕, 王沛东, 李洪, 刘婧楠*, 武卫东, 章立新, 杨其国

(上海理工大学能源与动力工程学院, 上海市 杨浦区 200093)

Optimization of Grid Structure for Supercritical CO₂ Plate Diffusion Welded Rectangular Micro-channel Heat Exchanger

REN Yan, WANG Peidong, LI Hong, LIU Jingnan*, WU Weidong, ZHANG Lixin, YANG Qiguo

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology,

Yangpu District, Shanghai 200093, China)

ABSTRACT: In order to improve the comprehensive flow and heat transfer performance of the printed circuit heat exchanger (PCHE) in the supercritical carbon dioxide (S-CO₂) Brayton cycle system, a mathematic-physical model of the heat exchange unit with hot and cold channels is established, based on a new-type rectangular section PCHE manufactured by full etching technology in this paper. The influence mechanism and law of the grid spacing in the channels on the flow and heat transfer characteristics of S-CO₂ under different operation conditions are numerically investigated. The results show that the flow velocity of S-CO₂ in hot channels with different grid spacings decreases gradually along the channel, while that in cold channels increases gradually along the channel. At the same time, the flow frictional resistance coefficient (f) and Nusselt number (Nu) in hot and cold channels are both increased with the increasing grid spacing. Besides, f and Nu in cold channel are always larger than those in hot channel. When the grid spacing is 5.97 mm, the rectangular section channel has relatively optimal comprehensive performance, which can achieve enhanced heat transfer with small resistance loss. The research results can provide theoretical and data support for the performance improvement and structure optimization of rectangular section PCHE manufactured by full etching technology.

KEY WORDS: supercritical carbon dioxide (S-CO₂); printed circuit heat exchanger; rectangular section; grid spacing; comprehensive heat transfer enhancement factor

基金项目: 国家自然科学基金项目(52176016); 上海市科技计划项目(20060502000, 20YF1431300)。

National Natural Science Foundation of China (52176016); Shanghai Science and Technology Program of Shanghai Province (20060502000, 20YF1431300).

摘要: 为提升超临界二氧化碳(supercritical carbon dioxide, S-CO₂)布雷顿循环系统中印刷电路板式换热器(printed circuit heat exchanger, PCHE)的流动传热综合性能, 该文通过数值模拟的方法, 基于一种全蚀刻工艺的新型矩形截面PCHE, 建立以冷热通道换热单元为研究对象的数学物理模型。研究不同运行工况下, 通道内扰流格栅间距对 S-CO₂ 流动传热特性的影响机理和影响规律。结果表明: 不同格栅间距的热通道内 S-CO₂ 的流速均沿程逐渐减小, 而冷通道内 S-CO₂ 的流速反而沿程逐渐增大。冷通道内的流动摩擦阻力系数(f)和努塞尔数(Nu)均随着格栅间距的增大而逐渐增大, 但不同格栅间距的冷通道内的 f 和 Nu 均大于其对应的热通道内的 f 和 Nu 。当格栅间距为 5.97 mm 时, 矩形截面通道具有相对最优的综合性能, 可以在阻力损失较小的情况下实现强化换热。研究结果可为全蚀刻工艺矩形截面 PCHE 的性能提升和结构优化提供理论依据和数据支撑。

关键词: 超临界二氧化碳(S-CO₂); 印刷电路板式换热器; 矩形截面; 格栅间距; 综合传热增强因子

0 引言

能源需求随着国民经济和人民生活水平的提高而不断增长, 能源紧缺以及化石能源过度消耗给可持续发展带来严峻挑战, 发展清洁能源、提高能源利用率是当今能源系统的发展趋势^[1]。在寻求能源转换领域的新突破中, 超临界二氧化碳(supercritical carbon dioxide, S-CO₂)布雷顿循环系统因其效率更高、结构更紧凑、投资成本更低等诸多优点而备受瞩目^[2-4], 并被普遍认为是拥有巨大潜力的能源转换系统^[5-7]。

作为循环系统中体积最大、数量最多的部件,

换热器对循环效率的影响至关重要。传统的管壳式换热器虽然耐压性能良好，但其传热效率较低，且体积庞大、制造成本高。而陶瓷式、板翅式、印刷电路板式(printed circuit heat exchanger, PCHE)等紧凑式换热器，则具有高效、紧凑、稳定等特点。其中，PCHE 还具备可耐高温高压、无泄漏隐患等优点^[8]，被认为是 S-CO₂ 布雷顿循环系统中最具应用潜力的换热设备^[9]。研究表明，运行条件、工质状态、通道结构等均会对 PCHE 的流动传热特性造成影响。并且在特定应用背景下，通道结构的影响最为显著。PCHE 的通道截面主要包括圆形、半圆形、矩形、三角形和梯形等多种形状；通道结构可分为连续型和非连续型两种，常用的连续型通道主要有直通型、Z 型和之字型通道等，常用的非连续型通道主要有 S 型和翼型翅片通道等。

在通道截面研究方面，Gupta 等^[10]探索截面形状对恒定热流密度下通道传热特性的影响，结果表明，对于雷诺数(Re)低于 200 的运行工况，不同截面通道的传热效果为三角形>矩形>半圆形>圆形。随后，Lee 等^[11-12]对比截面形状对通道传热和压降特性的影响，发现相比于圆形、半圆形和梯形截面通道，矩形截面通道具有最佳传热特性，但压降也最大，即阻力损失最大。范凌灏等^[13]发现，在保持矩形截面当量直径恒定的情况下，通道表面的平均努塞尔数(Nu)和压降损失均会随着矩形截面高宽比的增大而逐渐增大，最终使得通道综合传热性能降低。在通道结构研究方面，Lee 等^[14]采用遗传算法对 Z 型通道进行优化，获得降低压力损失的设计方法。Tsuzuki 等^[15]研究表明，在传热性能相当的情况下，S 型翅片 PCHE 的压降可以降低到 Z 型通道 PCHE 的 1/5。Xu 等^[16]研究发现，翼型翅片稀疏交错排列时可以提高 PCHE 的热工水力性能。Chu 等^[17]进一步研究翼型翅片结构参数对传热特性的影响，并结合实验数据获得相应的计算关联式。刘专等^[18]提出一种带穿孔结构的新型翅片，并对 S-CO₂ 与通道壁面之间的对流换热过程进行深入分析。结果表明，翅片穿孔可以显著增强其尾流区的对流换热，尾流区 Nu 提升 48.42%，壁面局部传热系数提升 51.64%。

综上，优化通道的截面形状和扰流部件将有助于实现强化传热、改善流动特性、提升综合性能，但通常会增大工艺复杂度和设计偏离度，也会增加生产成本。PCHE 通道的蚀刻成型通常包括酸洗和

碱洗、曝光、显影、化学蚀刻和光刻胶剥离等工艺流程^[19]，通道成型尺寸与各流程的工艺精度密切相关，其中化学蚀刻的影响最为重要。目前，PCHE 的板片蚀刻均为半蚀刻，即在板片上蚀刻形成流道但不穿透板片。研究表明，半蚀刻工艺会导致流道尺寸在不同程度上偏离设计值，进而造成换热器性能降低、设计失效等问题^[20]。Xin 等^[19]在研究喷射压力、蚀刻剂温度和浓度，以及蚀刻时间等因素对蚀刻影响的过程中观察到横向侵蚀现象，这种侵蚀会严重影响蚀刻精度和蚀刻范围。Meng 等^[21]在整个半蚀刻成型的通道侧壁上均观察到严重的横向侵蚀现象。Li 等^[22]在 301 L 不锈钢的蚀刻过程中发现衬底的不规则扰动，这种扰动同样会造成严重的蚀刻形状偏差。因此，采用更加精准可控的蚀刻工艺，对于保证和提高 PCHE 性能具有重要意义。不同于半蚀刻工艺，全蚀刻工艺(蚀刻完全穿透板片)的蚀刻过程可以从板片两侧同时进行，不仅可以消除蚀刻深度的不可控性，也可以有效降低横向侵蚀的影响。然而，目前鲜有关于全蚀刻 PCHE 流动传热特性的相关报道，全蚀刻 PCHE 通道结构对其流动传热特性的影响机理和规律尚不明确，有必要对其展开深入研究以促进 PCHE 的发展。

本文基于前期研究成果^[23]，对一种全蚀刻板式扩散焊矩形微通道换热器内扰流格栅的结构优化展开专题研究，以 S-CO₂ 为循环工质，以提高其流动传热综合性能为目标，探索不同运行工况下，通道内扰流格栅间距对流动传热特性的影响机理和规律，为全蚀刻 PCHE 扰流格栅的结构优化提供理论依据。本文研究工作对于促进 PCHE 和 S-CO₂ 布雷顿循环系统的发展具有理论意义和实际价值。

1 板式扩散焊矩形微通道换热器数学物理模型

1.1 物理模型及边界条件

本文研究基于如图 1 所示的板式扩散焊矩形微通道换热器，该换热器主要由 5 种 316L 不锈钢板片按照一定次序排列，并通过扩散键合技术焊接而成。其中，板片 A1—5(如图 1(b)所示)均由全蚀刻工艺制造而成。图 1(c)和(d)分别给出换热器内板片的排列模式和工质的流动模式。其中，图 1(c)也可视作换热单元的组成示意图，将该换热单元重复排列即可组成一个完整的换热器。可以看出，换热器内部通道为矩形截面直通型，冷热通道由板片 A4 分隔，冷

热工质在板片 A4 的两侧逆流换热。冷热通道均由板片 A2 构成扰流格栅，以提高通道内工质的湍流强度，调整板片 A2 的形状和位置，即可实现矩形截面通道中扰流格栅形状和位置的调整。

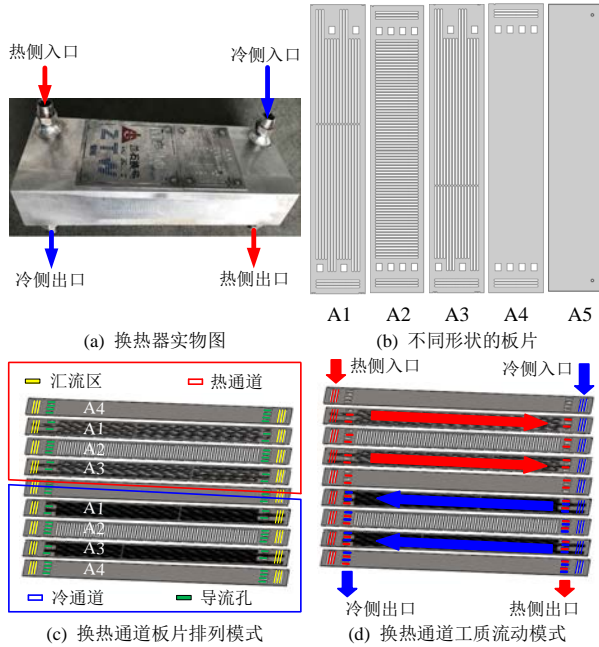


图1 板式扩散焊矩形微通道换热器结构示意图
Fig. 1 Structure diagram of plate diffusion welded rectangular micro-channel heat exchanger

本文换热器的长×宽×高为 590 mm×110 mm×78.9 mm，板片 A1—A4 的长×宽×高为 590 mm×110 mm×0.95 mm，板片 A5 的长×宽×高为 590 mm×110 mm×15 mm。换热器由 7 个图 1(c)所示的换热单元组成，换热单元中单通道的断面尺寸为 3.0 mm×2.85 mm。为保证本文数值计算的准确性，需要对通道壁面附近的网格进行加密，考虑到换热器整体尺寸较大，为提高计算效率，本文基于图 1(c)所示的冷热多通道换热单元，进一步简化得到如图 2 所示的矩形截面冷热单通道换热单元。其中，通道长度为 568 mm，为削弱进出口效应的影响，在工质进出口处额外增设 60 mm 的稳流延长段。

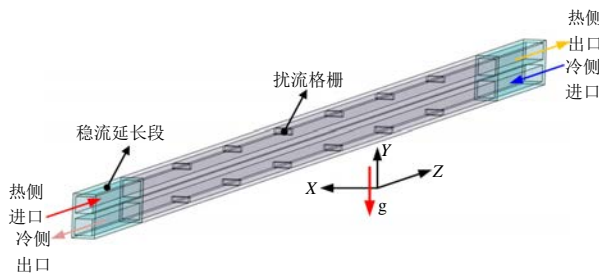


图2 矩形截面直通通道换热单元结构示意图
Fig. 2 Structure diagram of heat exchange unit with rectangular section straight channel

研究表明，将格栅水平设置在冷热通道两侧

时，其扰流及增强传热的效果较优、综合传热性能较好^[23]。本文将在此基础上，进一步探明格栅间距对通道流动传热特性的影响机理和规律，为扰流格栅的结构优化提供理论依据。因此，图 2 中扰流格栅均匀布置于热通道的顶部和冷通道的底部，即通道的两侧。

图 3 为本文建立的 5 种扰流格栅间距时换热单元几何模型的侧视图。模型 1—5 的格栅间距分别为 32、16、11.2、8 和 5.6 mm，对应的单通道格栅数量分别为 13、27、39、55 和 79 个。

本文数值模拟边界条件如表 1 所示。其中，热

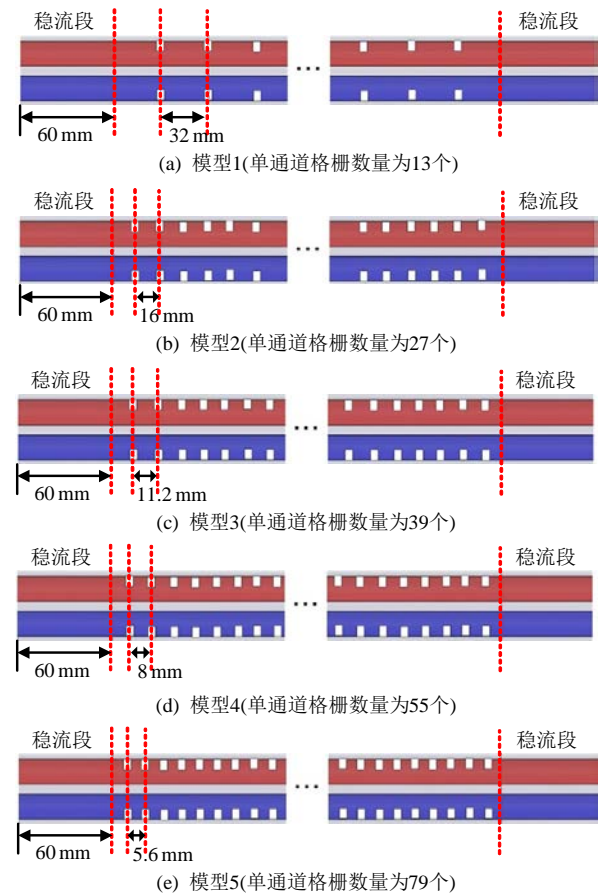


图3 不同格栅间距的矩形微通道换热单元侧视图
Fig. 3 Side views of rectangular micro-channel heat exchange unit with different grid spacings

表1 数值模拟边界条件列表

Table 1 List of numerical boundary conditions			
边界位置	边界名称	边界类型	取值
热通道	入口	质量流量入口	压力 10 MPa 温度 623 K
	出口	压力出口	—
冷通道	入口	质量流量入口	压力 20 MPa 温度 353 K
	出口	压力出口	—
固体壁面	延长段壁面	绝热壁面	—
	其余壁面	周期性壁面	—

通道工质的质量流量为 0.000 435 1~0.002 610 5 kg/s，冷通道工质的质量流量为 0.000 674 1~0.004 044 8 kg/s，固体域的材料为 316L 不锈钢。

1.2 流动传热数学模型

本文利用 ANSYS Fluent 展开数值研究，探索 S-CO₂ 在不同通道内逆流换热时的流动传热特性。其中，工质的热物性参数来自于 REFPROP，并通过美国国家标准与技术研究院(national institute of standards and technology(US), NIST)实际气体模型动态求解，数值计算的控制方程^[24]如下所示：

连续性方程：

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

动量方程：

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

能量方程：

$$\frac{\partial(\rho u_i c_p T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} [\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i}] + S_T \quad (3)$$

式中： P 和 T 分别表示工质的压力和温度； ρ 、 c_p 和 λ 分别表示工质的密度、定压比热容和导热系数； g 为重力加速度； S_T 为能量源项； u 和 μ_{eff} 分别为工质的速度和有效湍流粘度；下标 i 、 j 和 k 分别表示坐标 x 的 3 个分量。

本文选用 SST k - ω 湍流模型进行湍流封闭，该模型通过混合函数在近壁区和远壁区分别使用 k - ϵ 模型和 k - ω 模型，适用于变物性工质的湍流计算^[25]。其湍动能(k)和湍动频率(ω)的计算方法分别如式(4)和(5)所示。

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} (\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}) + G_k - Y_k + S_k \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} (\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j}) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega + D_\omega \quad (5)$$

式中： G_k 和 G_ω 分别为由 k 和 ω 产生的湍动能； Γ_k 和 Γ_ω 分别为 k 和 ω 的有效扩散率； Y_k 和 Y_ω 分别为湍流引起的 k 和 ω 耗散； D_ω 为交叉扩散项； S_k 和 S_ω 为用户自定义源项，本文取 0。

本文求解器选用稳态计算，求解方法为基于压力-速度耦合的 SIMPLE 算法，压力、动量、能量以

及湍流项均采用二阶迎风离散格式，梯度项采用格林-高斯离散格式。各项残差均小于 10^{-5} 时认为计算结果收敛。

1.3 流动传热特性评价指标

本文选用流动摩擦阻力系数(f)和 Nu 表征 S-CO₂ 在不同通道内的流动传热特性。其中， f 的大小可表示工质在通道内流动损失的大小， f 越大则流动损失越大； Nu 的大小可表示工质与壁面间换热的强弱， Nu 越大则换热系数越大^[26]。 f 和 Nu 的计算方法如下：

$$f = \frac{\Delta P D_e}{2 \rho u^2 L} \quad (6)$$

$$Nu = \frac{q_w D_e}{|T_f - T_w| \lambda} \quad (7)$$

式中： D_e 和 L 分别为通道的当量直径和几何长度； ΔP 为工质在通道入口和出口之间的压差； u 为通道内工质的平均流速； ρ 和 λ 分别为通道内工质的密度和导热系数； q_w 为通道壁面的热通量； T_f 和 T_w 分别为工质温度和通道壁面温度。

此外，对换热器的研究表明，换热强化的同时往往会造成阻力损失的增加。本文选用等泵功条件下的综合传热增强因子(θ)作为表征流动传热特性的综合指标，其计算方法见式(8)，下标 0 表示比较基准。当 $\theta > 1$ 时，表示在相同泵功下相较于比较基准能够传递更多的热量，即综合传热性能更优。

$$\theta = \frac{Nu/Nu_0}{(ff_0)^{1/3}} \quad (8)$$

此外，本文根据温度场和速度场的协同性，展开格栅间距影响矩形通道内 S-CO₂ 流动传热特性的场协同性分析。当速度矢量和温度梯度矢量之间的夹角越小，表明流动与传热的协同性越好。场协同角 Φ 的定义^[27-28]为

$$\Phi = \arccos\left(\frac{\mathbf{U} \times \nabla T}{|\mathbf{U}| \times |\nabla T|}\right) \quad (9)$$

式中： \mathbf{U} 和 ∇T 为无量纲变量； \mathbf{U} 为无量纲的速度矢量； ∇T 为无量纲的温度梯度矢量。

2 数值模拟模型验证

本文利用 ANSYS ICEM 对图 2 所示的几何模型划分结构网格，网格质量大于 0.9。为保证计算精度，本文边界层网格的初始高度和增长率分别为 0.001 6 mm 和 1.2，从而保证近壁面第一层网格节点处的 $y^+ < 1$ 。在此基础上，当网格数量超过 126 万后，

网格数量对通道流动换热特性的影响可以忽略^[23]。因此,本文不同几何模型的网格数量均在126万左右。

为验证本文数值模型的准确性,将本文模拟结果与Dang等^[29]的实验结果进行对比,如图4所示。验证工况取自实验工况,入口温度和热流密度分别为303~338 K和12 kW/m²;运行压力为8 MPa时,质流密度为200 kg/(m²·s);运行压力为9 MPa时,质流密度为1 200 kg/(m²·s)。

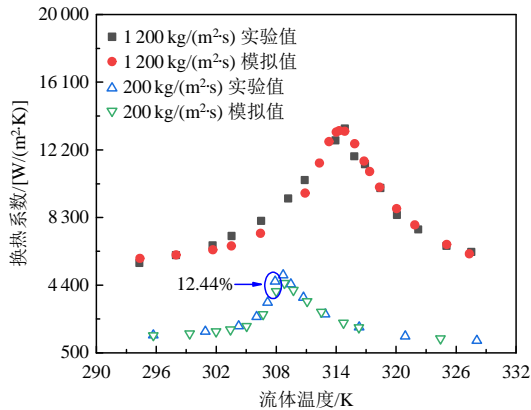


图4 模拟结果与实验结果的比较

Fig. 4 Comparisons between the simulation results and experimental data

由图4可知,本文模拟结果与实验结果吻合较好,模拟误差在0.29%~12.44%之间,平均误差为4.95%。因此,本文建立的数值模型可以满足S-CO₂流动传热特性数值模拟的准确性要求。

3 结果与分析

3.1 格栅间距对通道内S-CO₂流动特性的影响

图5为 $Re=20\,000$ 时,不同格栅间距的矩形通道换热单元内,S-CO₂的沿程流速分布情况。其中,取样面位于冷热通道内 $0.5h$ 处(h 为通道高度,取2.85 mm)。

由图5可知,热通道内S-CO₂由入口流至出口的过程中,流速整体逐渐减小,而冷通道内S-CO₂由入口流至出口的过程中,流速整体逐渐增大,且工质在热通道内的流速均大于在冷通道内的流速。根据图5左上角不同压力下S-CO₂粘度随温度的变化关系可以看出,对于热通道而言,工质为高温低压(温度为623 K,压力为10 MPa)的S-CO₂,工质流经格栅产生的沿程损失对流速的影响程度,高于经换热后温度及压力降低导致粘度轻微减小对流速的影响程度,从而使得热通道内S-CO₂的流速整体沿流动方向逐渐减小。对于冷通道而言,工质为

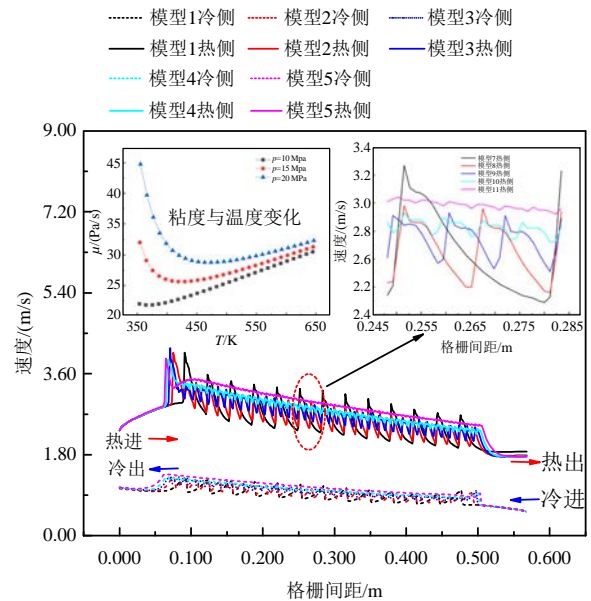
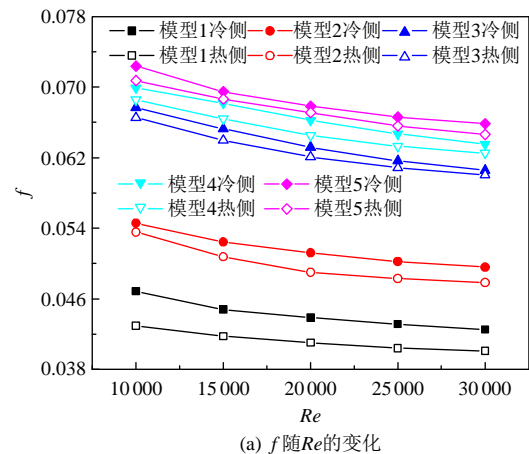


图5 不同格栅间距时通道内S-CO₂的沿程速度分布

Fig. 5 Velocity distributions of S-CO₂ in the channels with different grid spacings

低温高压(温度为353 K,压力为20 MPa)的S-CO₂,经过对流换热后工质温度增加、压力降低,导致其粘度大幅减小,从而对流速的影响程度高于沿程流动损失对流速的影响程度,最终使得冷通道内S-CO₂的流速整体沿流动方向逐渐增大。此外,当S-CO₂流经扰流格栅附近时,流速会产生剧烈波动。从图5右上角热通道中 $Z=0.245\sim 0.285$ m范围内流速变化的局部放大图中可以看出,格栅间距最大的模型1的流速波动最剧烈、峰值流速最大;格栅间距最小的模型5的流速波动最平稳、平均流速最大。

为更直观地分析格栅间距对通道内S-CO₂流动传热特性的影响,图6给出不同格栅间距时,通道内 f 与 Nu 随 Re 的变化情况。由图6(a)可知,在本文研究范围内,通道内 f 将随着格栅间距的增大和 Re 的增大而逐渐减小。并且,不同格栅间距冷通道内的 f 均大于其对应的热通道内的 f 。这是由于 f 与



(a) f 随 Re 的变化

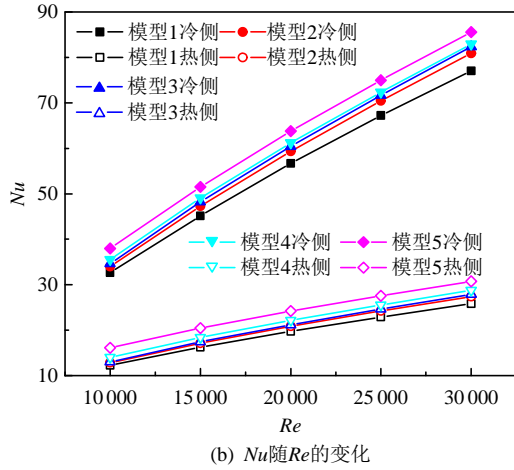


图 6 不同格栅间距时通道内流动传热特性随 Re 的变化
 Fig. 6 Changes of flow and heat transfer characteristics in the channels with Re for different grid spacings

u^2 呈反比, 在其他条件不变的情况下, Re 增大, 表明流速逐渐升高, f 反而减小。并且, 图 5 中冷通道内工质的流速明显低于热通道内工质的流速, 因此冷通道内的 f 大于其对应的热通道内的 f 。

3.2 格栅间距对通道内 S-CO₂ 传热特性的影响

为便于分析格栅间距对通道内温度场的影响, 本文沿工质流动方向(Z 轴方向)选取 3 个取样面, 即 $Z=60$ 、 284 、 508 mm。

图 7 为 $Re=20\,000$ 时, 不同格栅间距的矩形通道换热单元内 S-CO₂ 温度场的分布情况。由图 7 可知, 通道内 S-CO₂ 的沿程(冷通道从 $Z=508$ 至 60 mm, 热通道从 $Z=60$ 至 508 mm)温度梯度随格栅间距的减小而逐渐增大。因此, 格栅间距越小, 工质的进出口温差越大、换热效果越好。此外, 根据 $Z=508$ mm 处的温度分布可知, 随着格栅间距的减小, 冷热通道换热面上的温度逐渐趋于工质温度, 同样可以证明工质与壁面之间能实现更加充分的换热。

此外, 由图 6(b)可知, 在本文研究范围内, 通道内 Nu 将随着格栅间距的减小和 Re 的增大而逐渐增大。受 S-CO₂ 特殊热物性的影响, 不同格栅间距时, 冷通道内的 Nu 均大于其对应的热通道内的 Nu , 并且冷热通道内 Nu 差值会随着 Re 的增大而增大。

3.3 格栅间距对通道综合性能的影响

本文以格栅间距 11.2 mm(格栅数量 39 个)的模型 3 作为比较基准, 分析不同格栅间距对通道内 S-CO₂ 流动传热特性的综合影响。图 8 为不同格栅间距时, 通道内 ff_0 、 Nu/Nu_0 和 θ 随 Re 的变化情况, 其中 f_0 和 Nu_0 为 S-CO₂ 在模型 3 中的流动特性和传

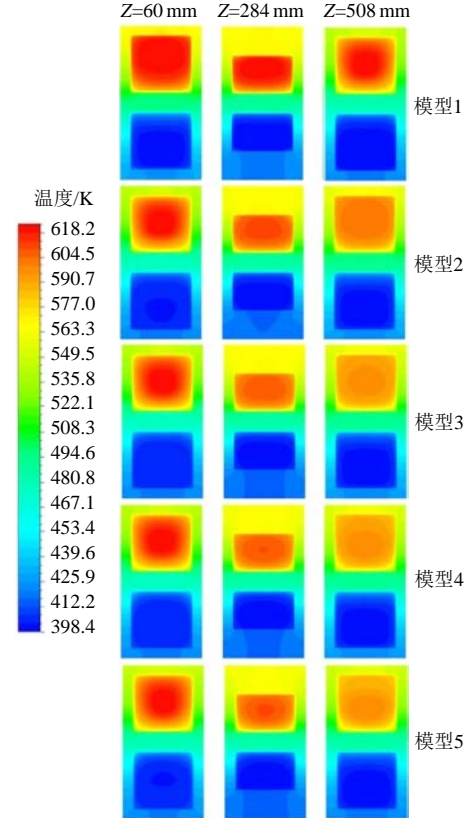
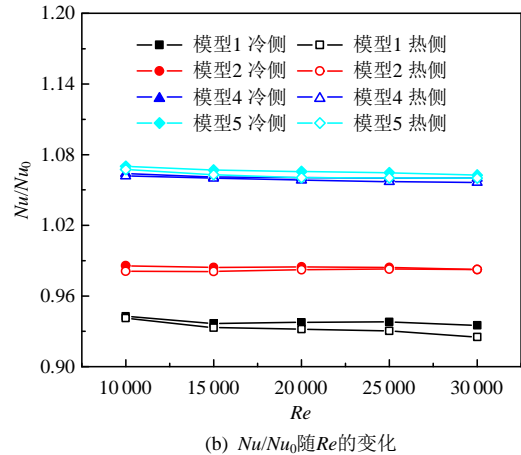
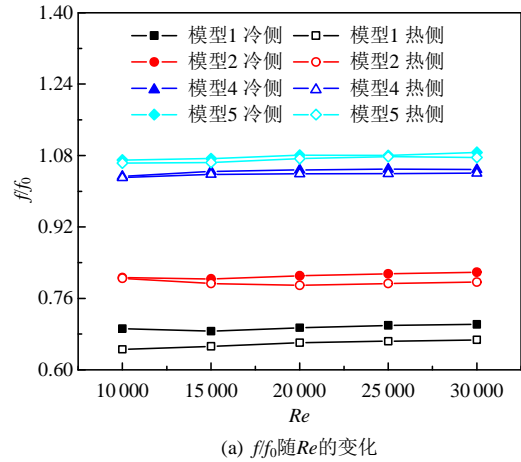
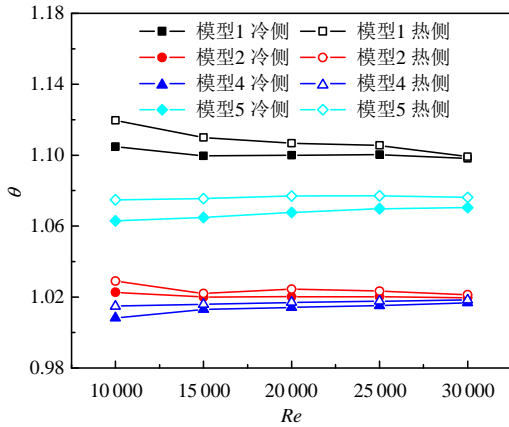


图 7 不同格栅间距时通道内的温度场分布
 Fig. 7 Temperature distributions in the channels with different grid spacings





(c) θ 随 Re 的变化

图8 通道内流动传热综合特性随不同 Re 的变化

Fig. 8 Changes of comprehensive flow and heat transfer characteristic in the channels with different Re

热特性。

由图 8(a)和(b)可知,在本文研究范围内,通道内的 ff_0 将随着 Re 的增大而呈平缓增大趋势, Nu/Nu_0 将随着 Re 的增大反而呈平缓减小趋势。并且,不同格栅间距冷通道内的 ff_0 和 Nu/Nu_0 均大于其对应的热通道内的 ff_0 和 Nu/Nu_0 。此外,通道内的 ff_0 和 Nu/Nu_0 将随着格栅间距的减小而逐渐增大。当格栅间距大于 11.2 mm 时,即模型 1 和 2 的 ff_0 和 Nu/Nu_0 均小于 1.0,表明流动阻力和换热性能均低于比较基准;当格栅间距小于 11.2 mm 时,即模型 4 和 5 的 ff_0 和 Nu/Nu_0 均大于 1.0,表明流动阻力和换热性能均高于比较基准。

根据图 8(c)对通道内综合传热增强因子的分析可以看出,与格栅间距为 11.2 mm 的模型 3 相比,本文其余模型的 θ 均大于 1,表明综合传热性能均优于比较基准。此外,当格栅间距大于 11.2 mm 时,通道内的综合传热性能会随着格栅间距的减小而逐渐减弱,但是当格栅间距小于 11.2 mm 时,通道内的综合传热性能会随着格栅间距的进一步减小反而逐渐增强。

基于此,本文对格栅间距为 224、64、4 和 3.5 mm(对应的单通道格栅数量为 1、6、111 和 127 个)时的综合传热性能进行拓展分析,单通道格栅数量为 6 个的几何模型如图 2 所示。图 9 给出本文研究范围内, θ 随单通道格栅数量的变化情况,比较基准依然为模型 3(格栅间距为 11.2 mm,格栅数量为 39 个)。

由图 8 和 9 可知,当格栅数量小于 39(格栅间距大于 11.2 mm)时,不同运行工况下通道内的 θ 会随着格栅数量的减小(格栅间距的增大)而逐渐增

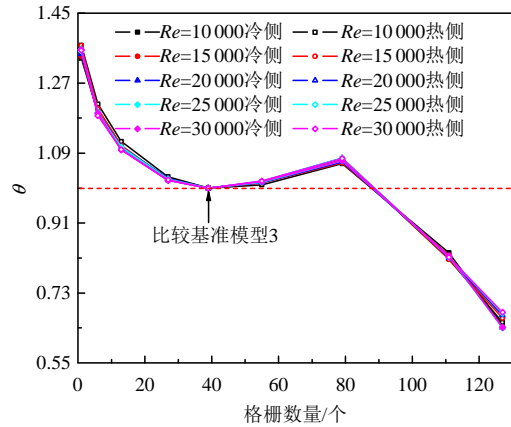


图9 通道内 θ 随格栅数量的变化情况

Fig. 9 Changes of θ in the channels with different grid numbers

大。虽然此时 $\theta > 1$, 但 Nu/Nu_0 将远小于 1, 换热性能较差。当格栅数量大于 39(格栅间距小于 11.2 mm)时,不同运行工况下通道内的 θ 会随着格栅数量的增加(格栅间距的减小)先增大后减小,在格栅数量为 79(格栅间距为 5.6 mm)附近,通道内的 θ 出现极大值点,通道的综合传热性能最佳。

图 10 给出格栅数量为 79(格栅间距为 5.6 mm)附近时,通道内综合传热评价指标与平均场协同角随单通道格栅数量的变化情况。图中从左至右单通道格栅数量依次为 39、69、74、79 和 84,对应的格栅间距为 11.2、6.4、5.97、5.6 和 5.27 mm,比较基准为模型 3(格栅数量和格栅间距分别为 39 和 11.2 mm)。

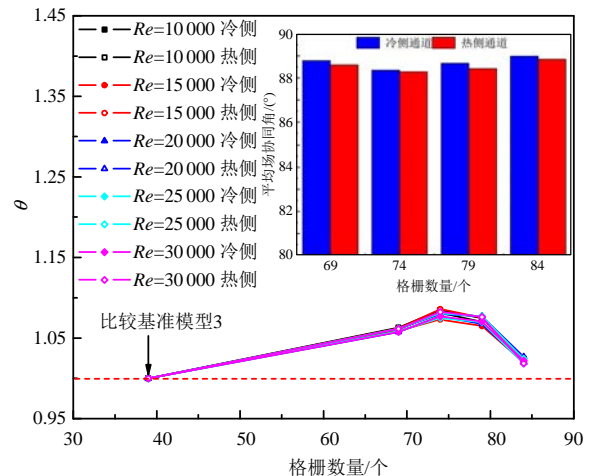


图10 通道内 θ 和场协同角随格栅数量的变化情况

Fig. 10 Changes of θ and field-synergy angle in the channels with different grid numbers

由图可知,当格栅数量达到 74(格栅间距为 5.97 mm)时,通道内的 θ 达到极大值。此时,冷热通道内的平均场协同角最小,速度场与温度场的协同

性最好。综上, 在本文研究范围内, 当格栅间距为 5.97 mm 时, 对应的矩形通道具有相对最优的综合性能, 可在阻力损失较小的情况下实现强化换热。

4 结论

本文基于一种全蚀刻板式扩散焊矩形微通道换热器结构, 建立矩形截面冷热直通道内 S-CO₂ 流动传热数值计算模型, 探索不同运行工况下, 通道内扰流格栅间距对流动传热特性的影响机理和规律。其中, 热通道入口压力、温度和质量流量分别为 10 MPa、623 K 和 0.000 435 1~0.002 610 5 kg/s, 冷通道入口压力、温度和质量流量分别为 20 MPa、353 K 和 0.000 674 1~0.004 044 8 kg/s, 得到主要结论如下:

1) 本文模拟结果与实验结果吻合较好, 模拟误差在 0.29%~12.44% 之间, 平均误差为 4.95%, 满足 S-CO₂ 流动传热特性数值模拟的准确性要求。

2) 热通道中, 处于高温低压状态的 S-CO₂ 的流速沿程逐渐减小; 冷通道中, 处于低温高压状态的 S-CO₂ 的流速沿程逐渐增大。并且, S-CO₂ 在热通道内的流速始终大于在冷通道内的流速。

3) 通道内流动摩擦阻力系数 f 和努塞尔数 Nu 将随着格栅间距的增大而逐渐增大, 且不同格栅间距冷通道内的 f 和 Nu 均大于其对应的热通道内的 f 和 Nu 。

4) 以格栅间距 11.2 mm 为比较基准, 当格栅间距大于 5.27 mm 时, 通道的综合传热性能指标 θ 均大于 1。当格栅间距为 5.97 mm 时, 矩形通道具有相对最优的综合性能, 可以在阻力损失较小的情况下实现强化换热。

参考文献

- [1] 孙旭东, 张蕾欣, 张博. 碳中和背景下我国煤炭行业的发展与转型研究[J]. 中国矿业, 2021, 30(2): 1-6.
SUN Xudong, ZHANG Leixin, ZHANG Bo. Research on the coal industry development and transition in China under the background of carbon neutrality[J]. China Mining Magazine, 2021, 30(2): 1-6(in Chinese).
- [2] AKBARI A D, MAHMOUDI S M S. Thermo-economic analysis & optimization of the combined supercritical CO₂(carbon dioxide) recompression Brayton/organic Rankine cycle[J]. Energy, 2014, 78: 501-512.
- [3] HRUSKA P J. Methodology of modeling and comparing the use of direct air-cooling for a supercritical carbon dioxide Brayton cycle and a steam Rankine cycle[C]//15th International Symposium on Supercritical CO₂ Power Cycles. San Antonio, Texas, 2016.
- [4] HEJZLAR P, DOSTAL V, DRISCOLL M J, et al. Assessment of gas cooled fast reactor with indirect supercritical CO₂ cycle[J]. Nuclear Engineering and Technology, 2006, 38(2): 109-118.
- [5] 丰镇平, 赵航, 张汉桢, 等. 超临界二氧化碳动力循环系统及关键部件研究进展[J]. 热力透平, 2016, 45(2): 85-94.
FENG Zhenping, ZHAO Hang, ZHANG Hanzhen, et al. Research progress on supercritical carbon dioxide power cycle system and its power unit[J]. Thermal Turbine, 2016, 45(2): 85-94(in Chinese).
- [6] LI Mingjia, ZHU Hanhui, GUO Jiaqi, et al. The development technology and applications of supercritical CO₂ power cycle in nuclear energy, solar energy and other energy industries[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 126: 255-275.
- [7] 王兵兵, 乔加飞. 预压缩式超临界二氧化碳布雷顿循环的特性研究[J]. 动力工程学报, 2018, 38(5): 412-417.
WANG Bingbing, QIAO Jiafei. Performance analysis of a pre-compression S-CO₂ Brayton cycle[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2018, 38(5): 412-417(in Chinese).
- [8] 梁志远, 桂雍, 赵钦新. 超临界 CO₂ 动力循环高温材料腐蚀研究进展[J]. 动力工程学报, 2021, 41(11): 910-917.
LIANG Zhiyuan, GUI Yong, ZHAO Qinxin. Research progress on corrosion of high-temperature materials in supercritical CO₂ power cycle[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2021, 41(11): 910-917(in Chinese).
- [9] 史美琦, 李悦, 王悦, 等. Zigzag 微通道内超临界甲烷流动与换热特性数值模拟[J]. 节能技术, 2020, 38(3): 213-216, 229.
SHI Meiqi, LI Yue, WANG Yue, et al. Study on flow and heat transfer characteristics of a Zigzag microchannel with supercritical methane by numerical simulation[J]. Energy Conservation Technology, 2020, 38(3): 213-216, 229(in Chinese).
- [10] GUPTA R, GEYER P E, FLETCHER D F, et al. Thermohydraulic performance of a periodic trapezoidal channel with a triangular cross-section[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51(11-12): 2925-2929.
- [11] LEE S M, KIM K Y. A parametric study of the thermal-hydraulic performance of a Zigzag printed circuit heat exchanger[J]. Heat Transfer Engineering, 2014, 35(13): 1192-1200.
- [12] LEE S M, KIM K Y. Comparative study on performance of a Zigzag printed circuit heat exchanger with various channel shapes and configurations[J]. Heat and Mass Transfer, 2013, 49(7): 1021-1028.
- [13] 范凌灏, 田茂诚, 张冠敏, 等. 不同截面形状的矩形微

- 通道流动传热特性及综合性能研究[C]//第三十届全国水动力学研讨会暨第十五届全国水动力学学术会议论文集(下册). 北京: 海洋出版社, 2019: 59-64.
- FAN Linghao, TIAN Maocheng, ZHANG Guanmin, et al. Study on flow and heat transfer characteristics and comprehensive performance of rectangular microchannels with different cross-section shapes[C]//Proceedings of the 30th National Conference on Hydrodynamics & 15th National Congress on Hydrodynamics. Beijing: China Ocean Press, 2019: 59-64(in Chinese).
- [14] LEE S M, KIM K Y. Optimization of Zigzag flow channels of a printed circuit heat exchanger for nuclear power plant application[J]. *Journal of Nuclear Science and Technology*, 2012, 49(3): 343-351.
- [15] TSUZUKI N, KATO Y, ISHIDUKA T. High performance printed circuit heat exchanger[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2007, 27(10): 1702-1707.
- [16] XU Xiangyang, MA Ting, LI Lei, et al. Optimization of fin arrangement and channel configuration in an airfoil fin PCHE for supercritical CO₂ cycle[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 70(1): 867-875.
- [17] CHU Wenxiao, LI Xionghui, MA Ting, et al. Study on hydraulic and thermal performance of printed circuit heat transfer surface with distributed airfoil fins[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 114: 1309-1318.
- [18] 刘专, 刘小琴, 高垚楠, 等. 超临界二氧化碳印刷板式换热器中有孔翅片的数值研究[C]//2021年中国工程热物理学会传热传质学术会议. 2021: 213033.
- LIU Zhuan, LIU Xiaoqin, GAO Yaonan, et al. Numerical study of porous fins in supercritical carbon dioxide printed plate heat exchanger[C]//2021 Heat and Mass Transfer Conference of Chinese Society of Engineering Thermophysics. 2021: 213033(in Chinese).
- [19] XIN Fei, MA Ting, CHEN Yitong, et al. Study on chemical spray etching of stainless steel for printed circuit heat exchanger channels[J]. *Nuclear Engineering and Design*, 2019, 341: 91-99.
- [20] JUNG J W, CHOI G M, KIM D J. Experimental study on spray etching process in micro fabrication of lead frame[J]. *KSME International Journal*, 2004, 18(12): 2294-2302.
- [21] MENG Lingkuan, YAN Jiang. Effect of process parameters on sidewall damage in deep silicon etch[J]. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 2015, 25(3): 035024.
- [22] LI Haoyue, XU Wenhui, XIA Hongbo, et al. Enhancing the wettability for 4043 aluminum alloy on 301L stainless steel via chemical-etched surface texturing[J]. *Journal of Materials Processing Technology*, 2022, 305: 117577.
- [23] 李洪, 任燕, 章立新, 等. 板式扩散焊矩形微通道换热器中 S-CO₂ 流动与传热特性的数值模拟[J]. *动力工程学报*, 2022, 42(12): 1174-1182.
- LI Hong, REN Yan, ZHANG Lixin, et al. Numerical simulation of flow and heat transfer characteristics of S-CO₂ in plate diffusion welded rectangular micro-channel heat exchanger[J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2022, 42(12): 1174-1182(in Chinese).
- [24] 汤寿超. 直通道 PCHE 内超临界流体流动与传热特性数值模拟研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2019.
- TANG Shouchao. Numerical simulation of supercritical fluid flow and heat transfer characteristics in a straight PCHE channel[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2019(in Chinese).
- [25] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- YANG Shiming, TAO Wenquan. Heat transfer[M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006(in Chinese).
- [26] 邓静, 陈永东, 于改革, 等. ZigZag 微通道内 S-CO₂ 流动传热性能分析[J]. *压力容器*, 2019, 36(4): 22-29, 14.
- DENG Jing, CHEN Yongdong, YU Gaige, et al. Numerical analysis of S-CO₂ flow heat transfer in ZigZag microchannel[J]. *Pressure Vessel Technology*, 2019, 36(4): 22-29, 14(in Chinese).
- [27] HAMID M O A. 场协同分析外部流动及板翅管换热器周期性热流体优化[D]. 大连: 大连理工大学, 2015.
- HAMID M O A. Field synergy analysis of external flows and optimization periodic thermo-fluid in a plate finned tube heat exchanger[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2015(in Chinese).
- [28] 张虎忠. 超临界 CO₂ 印刷电路板换热器性能研究[D]. 北京: 中国科学院大学(中国科学院工程热物理研究所), 2020.
- ZHANG Huzhong. Study on the thermal-hydraulic performance of printed circuit heat exchanger with supercritical carbon dioxide[D]. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences(Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences), 2020(in Chinese).
- [29] DANG Chaobin, HIHARA E. In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 1. Experimental measurement[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2004, 27(7): 736-747.



任燕

在线出版日期: 2023-08-29。

收稿日期: 2022-10-21。

作者简介:

任燕(1993), 女, 工学博士, 讲师, 主要从事新型紧凑型换热器流动传热特性的实验与模拟研究, renyan_0824@usst.edu.cn;

*通信作者: 刘婧楠(1988), 女, 工学博士, 主要从事强化传热传质、冷却设备研发及测试、热物理光测量技术研究, xiaobaoljn@usst.edu.cn。

(编辑 胡琳琳, 张蕾)

Optimization of Grid Structure for Supercritical CO₂ Plate Diffusion Welded Rectangular Micro-channel Heat Exchanger

REN Yan, WANG Peidong, LI Hong, LIU Jingnan*, WU Weidong, ZHANG Lixin, YANG Qiguo
(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology)

KEY WORDS: supercritical carbon dioxide (S-CO₂); printed circuit heat exchanger; rectangular section; grid spacing; comprehensive heat transfer enhancement factor

Heat exchange equipment is an important part of supercritical carbon dioxide (S-CO₂) Brayton cycle system, which directly affects the performance of the whole system. Improving the flow and heat transfer characteristics of printed circuit heat exchanger (PCHE) is one of the key problems to be solved in S-CO₂ Brayton cycle system.

Based on a new-type plate diffusion welded rectangular micro-channel heat exchanger with full etching technology (as shown in Fig. 1), the flow and heat transfer characteristics of S-CO₂ in hot and cold channels are numerically studied in this paper.

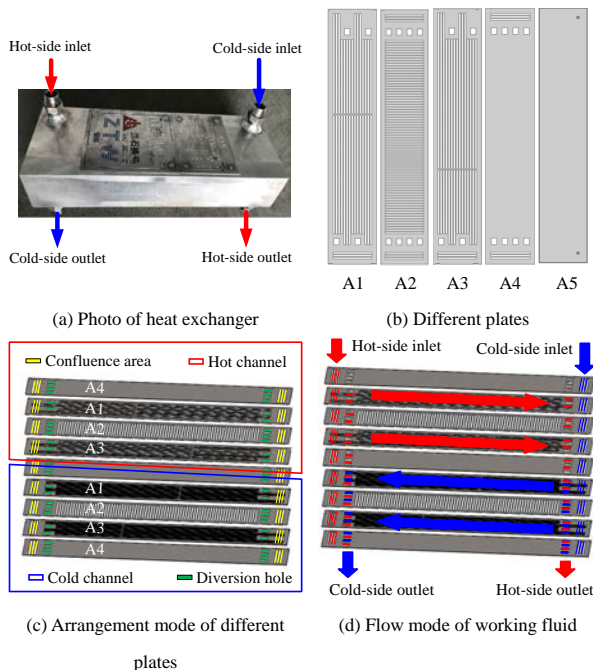


Fig. 1 Structure diagram of plate diffusion welded rectangular micro-channel heat exchanger

By comparing the flow frictional resistance coefficient (f), Nusselt number (Nu), comprehensive heat transfer enhancement factor (θ) and field-synergy angle (Φ) of the channels, shown as (1)–(4), the influence mechanism and law of adding turbulence grid on the flow and heat transfer in the channels are analyzed, and the optimal grid spacing is explored, providing a

theoretical basis for the structural design of fully etched rectangular heat exchanger channel.

$$f = \frac{\Delta P D_e}{2 \rho u^2 L} \quad (1)$$

$$Nu = \frac{q_w D_e}{|T_f - T_w| \lambda} \quad (2)$$

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

$$\Phi = \arccos\left(\frac{\mathbf{U} \times \nabla T}{|\mathbf{U}| |\nabla T|}\right) \quad (4)$$

The physical model of numerical simulation in this paper is shown in Fig. 2. And the thermo-physical parameters of S-CO₂ are derived from REFPROP and are dynamically solved by introducing NIST actual gas model and SST $k-\omega$ turbulence model.

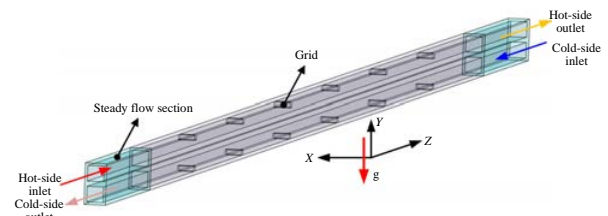


Fig. 2 Structure diagram of heat exchange unit with rectangular section straight channel

It can be seen that the simulation results agree well with the experimental data, and by qualitative analysis, the simulation error is ranging from 0.29% to 12.44% and the average error is 4.95%, meeting the accuracy requirement. Besides, f and Nu in both cold and hot channels will increase with increasing grid spacing. And f and Nu in the cold channel with different grid spacing are always greater than those in the corresponding hot channel. By comparing with the results when the grid spacing is 11.2 mm, it can be found that when the grid spacing is 5.97 mm, the comprehensive flow and heat transfer performance of the channel will reach the best, and the enhanced heat transfer is realized when the flow resistance loss is taken into account.