研究论文

DOI：10.11949/0438-1157.

矩形印刷电路板式换热器的数值优化与对比研究

钟绍庚[1,2,3]，张宏[1]，林秋香[1]，毛显君[3]，马国远[2]

（[1]福建技术师范学院电子与机械工程学院，福建 福州 350300；[2]北京工业大学制冷与低温工程系，北京 100124；[3]福建雪人集团股份有限公司，福建 福州 350200）

摘要： 印刷电路板式换热器（PCHE）被认为是超临界CO_2循环系统换热设备最具潜力的选择之一。本文通过数值方法对矩形通道PCHE（RM-PCHE）展开优化与对比研究，基于实验数据评估了数值方法的精度，换热量的最大偏差和平均偏差分别为11.2%和9.2%，验证了模拟的可靠性。研究结果表明，在传热方面，由于流态更加分层有序、湍流强度减弱，优化后冷、热通道的传热系数分别降低了11.3%和19.4%。在压降方面，扰流优化通过降低流速、减小速度梯度以及提高协同角，使压降大幅缩减，优化后冷、热通道的压降分别降低了约54.6%和53.6%。相较于试样原型，优化通道通过牺牲小部分的传热性能获得了大幅压降收益，在所研究工况下，优化后热通道综合性能平均提高了约7.3%，冷通道综合性能平均提高了约13.2%。

关键词： 超临界二氧化碳；印刷电路板式换热器；压降；传热；数值分析

中图分类号： TK 172　　**文献标志码：** A

文章编号： 0438-1157（XXXX）XX-0001-15

Numerical optimization, performance comparison and analysis of rectangular channel printed circuit heat exchanger

ZHONG Shaogeng[1,2,3], ZHANG Hong[1], LIN Qiuxiang[1], MAO Xianjun[3], MA Guoyuan[2]

([1] *School of Electronic and Mechanical Engineering, Fujian Polytechnic Normal University, Fuzhou* 350300, *Fujian, China*; [2] *Department of Refrigeration and Cryogenic Engineering, Beijing University of Technology, Beijing* 100124, *China*; [3] *Fujian Snowman Group Co., Ltd. Fuzhou* 350200, *Fujian, China*)

Abstract: Printed circuit heat exchanger (PCHE) is recognized as one of the most promising heat exchangers for supercritical CO_2 cycle systems. In this study, numerical simulations were performed to optimize rectangular channel PCHE (RM-PCHE) and compare its performance with the original structure. The accuracy of the numerical model was verified using experimental data. The maximum and average deviations of heat transfer rate were 11.2% and 9.2% respectively, which prove the reliability of the simulation method. The results showed that the adoption of elliptical turbulators yielded a more stratified and orderly flow pattern of supercritical CO_2 and lowered its turbulence intensity. Accordingly, the heat transfer coefficients of the cold and hot channels decrease by 11.3% and 19.4% respectively. In terms of pressure drop, the elliptical turbulators greatly reduced resistance loss by lowering flow velocity, diminishing velocity gradient and raising the synergy angle. After optimization, the pressure drop of cold and hot channels was reduced by about 54.6% and 53.6% respectively. Compared with the prototype, the

收稿日期： 2026-06-15　　**修回日期：** 2026-09-04

通信作者： 马国远(1963—)，男，博士，教授，magy@bjut.edu.cn

第一作者： 钟绍庚(1994—)，男，博士，讲师，1207321787@qq.com

基金项目： 国家自然科学基金项目(62071123)；福建省自然科学基金项目(2025J08247)；福建省中青年教师教育科研项目(JAT231075)

引用本文： 钟绍庚, 张宏, 林秋香, 毛显君, 马国远. 矩形印刷电路板式换热器的数值优化与对比研究[J]. 化工学报, XXXX, XX(XX): 1-15

Citation: ZHONG Shaogeng, ZHANG Hong, LIN Qiuxiang, MAO Xianjun, MA Guoyuan. Numerical optimization, performance comparison and analysis of rectangular channel printed circuit heat exchanger[J]. CIESC Journal, XXXX, XX(XX): 1-15

optimized channels achieved a substantial reduction in pressure drop at the expense of partial heat transfer capacity. Under the studied working conditions, the average comprehensive performance of the optimized hot channel is improved by 7.3%, and that of the cold channel rises by 13.2%.

Keywords: supercritical carbon dioxide; printed circuit heat exchanger; pressure drop; heat transfer; numerical analysis

引 言

全球能源需求持续增长与化石燃料大量使用引发的温室效应、臭氧层破坏等环境问题日益严峻，推动节能减排和探索高效清洁新型发电系统成为迫切需求[1]。超临界二氧化碳(SCO_2)布雷顿循环因循环效率优异、设备结构紧凑、热源适配范围广等优势，在先进核电、洁净煤发电、聚光太阳能热发电以及航空航天推进等领域展现出广阔的应用前景[2-5]。SCO_2在临界点附近热物性随温度和压力变化剧烈，近临界区定压比热容陡增、流体密度显著升高，在降低压缩功耗的同时可以有效缩小压缩机和透平的尺寸，为实现系统的小型化和高功率密度布局提供了基础[6]。换热设备作为系统中数量最多、体积最大的部件，其紧凑性和热工水力性能直接决定了系统的集成体量与运行效率[7]。常规板翅式、管壳式换热器受承压能力、紧凑度限制难以适配SCO_2高温高压的严苛工况，而印刷电路板式换热器(PCHE)凭借耐高温高压、比表面积大、结构致密无泄漏等特性，被认为是SCO_2循环系统换热设备最具潜力的选择之一，受到领域内相关学者的广泛关注[8-9]。

PCHE流道通过光化学蚀刻形成，然后通过扩散键合技术连接各个板片，其换热芯体具有与母材相同的力学性能，使得PCHE具有耐高温、耐高压的特点[10]。作为紧凑式微通道换热器，PCHE的流道结构对其流动和传热性能具有重要影响，根据流道类型，主要可以分为连续型(直通道和之字形通道)和不连续型(S形通道和翼型翅片通道)[11-12]。针对不同流道，学者们对其性能进行了广泛探究，Khoshvaght-Aliabadi等[13]通过数值仿真研究了直通道PCHE中通道布置以及结构参数对流动与传热性能的影响，研究结果表明，减小通道直径可以增强传热性能，通道直径的减小使冷侧和热侧的传热系数分别提高了43.5%和8.4%。此外，通过翻转热侧传热板通道布置，增强了流场和温度梯度之间的协同作用，可使传热系数提高约6.5%，且这种协同性的改善随通道直径减小变得更加显著，在其研究范围内可获得最大改善幅度为7.12%。Cui等[14]基于分布协调理论，采用CFD数值模拟探究了拟临界区直通道PCHE冷热侧耦合传热规律，构建了协同角和换热不均匀度两个量化参数来评价两侧换热系数分布匹配特性，基于分布协同机理，作者提出了变尺寸流道与分段变密度增设翅片两种优化方案，通过调控局部换热系数分布、降低冷热侧协同角来提高PCHE的流动和传热性能。Liu等[15]通过实验和数值方法对直通道PCHE展开了研究，结果表明，热侧Reynolds数增大时换热系数单调上升、摩擦系数呈对数下降趋势，提升热侧运行压力可优化换热性能，相比8 MPa工况，9.5 MPa、11 MPa下PCHE的综合性能分别提升了19.57%和29.87%。通过比较，作者发现，现有的传热和摩擦系数关联式难以精准预测SCO_2的换热与阻力规律，因此，借助仿真数据，作者对现有关联式进行了修正。

Zhang等[16]依托场协同原理与熵产理论，采用数值方法探究了不同折弯角度之字形通道PCHE的流动和传热特性，结果表明，通道拐角处的回流提升了局部的场协同性、减小了换热熵产，二次流优化了主流区的协同却使近壁熵产升高，减小折弯角度可以改善速度与温度梯度的协同性、降低换热熵产从而强化换热，但会增大流动阻力。综合性能评价表明，110°~130°折弯区间的之字形通道性能最优。Shi等[17]提出了一种非均匀变截面之字形PCHE，选取通道变径、弯道内、外弦长三个关键几何参数，以Nusselt数最大化、摩擦系数最小化以及体积换热量最大化为目标，采用遗传算法与熵权决策法对PCHE进行了多目标优化，得到了最优结构参数组合(变径=1.2 mm，内弦长=2.5 mm，外弦长=2.7 mm)，对比结果表明，该结构通过圆滑弯道抑制旋涡分离，相较传统之字形PCHE，Nusselt数可提升约8%，综合性能提升了约17.3%，同时固体区域最大等效应力相比原型降低22.39%，换热与结构强度均得到改善。Wang等[18]以之字形通道为基础提出了内嵌直段的改良型PCHE通道结构，并在Reynolds

数5000~25000的区间内对其流动和传热性能展开了研究，结果表明，内嵌直段能够平顺流场、降低流动阻力，同等弯折角度下随内嵌直段占比增大，阻力降幅愈发明显，改良后通道的范宁摩擦系数相比之字型通道下降了33.1%~84.7%，但Nusselt数也下降了3.6%~30.3%。通过综合评价指标*PEC*的结果表明，30°弯折通道、内嵌比例为0.6的改良通道的综合性能最优，相比同角度下之字形通道，改良后通道的*PEC*指标提高了45.9%。Liu等[19]基于翅片效率提升思路提出胞状排布改进之字形PCHE结构，结果表明，相比传统之字形PCHE，新型胞状排布将低效二次换热面转化为高效一次换热面，通道折弯带来的二次流促进了近壁流体与主流的掺混，在流动阻力基本持平的前提下，总传热系数提升了8.6%。

Cui等[20]以NACA 0020翼型翅片为基准，改进设计了两种新型翅片结构，采用CFD仿真对比了三类翅片PCHE流动传热特性，结果表明，改进的第一类翅片促使流体的边界层变薄，流体近壁二次流优化了速度与温度梯度的协同性，使换热不可逆损失更小，表现出了最佳的综合性能，相较原型翅片其传热性能最大可提升约6.15%、压降最大可降低4.07%。Zhang等[21]通过数值仿真提出了翼型翅片与月形沙丘状、水滴凸起状、椭圆柱型以及三角柱型涡流发生器集成的改进PCHE结构，并将其与常规翼型PCHE进行了比较，结果表明，三角柱结构可催生大范围旋涡与二次流，传热性能相对常规翼型通道提升了20.8%~21.6%，但流动阻力也大幅升高，综合性能下降；水滴凸起结构能兼顾传热强化与阻力性能，综合性能可提高11.5%，但随流量增加，其综合性能将快速下降，适用于小流量工况；通过对月形沙丘状进行开槽改性，能够抑制横向涡生成、强化纵向旋涡发展，实现最优的性能提升，相比常规翼型通道，其最大提升幅度可达12.4%。此外，Kim等[22]、Chu等[23]、Han等[24]也对翼型翅片PCHE进行了优化研究，并通过量化比较提出了相应的优化建议。

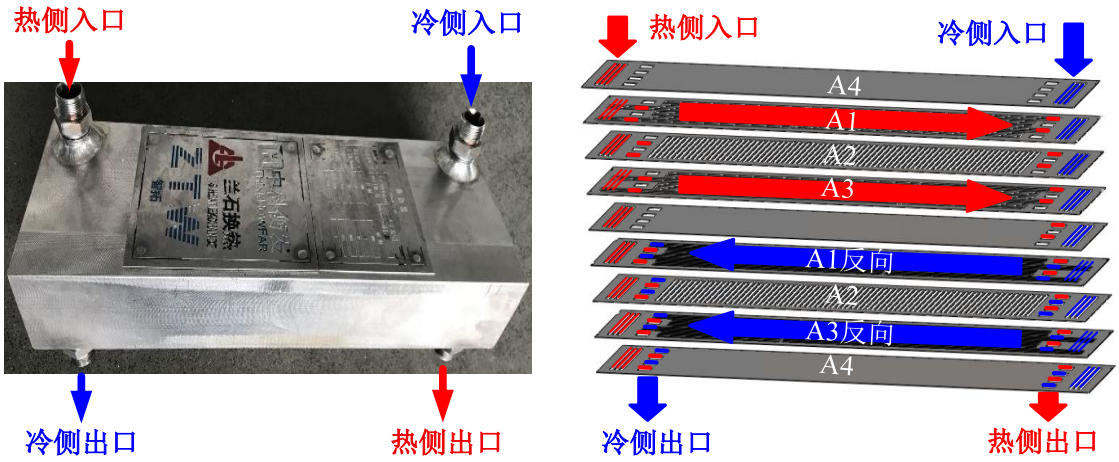
总体而言，当前对PCHE的优化研究大多围绕直通道、之字形通道以及翼型翅片展开，针对矩形通道PCHE的优化研究仍较为稀缺。根据已有SCO_2流动传热研究相关文献的梳理结果可知，矩形通道凭借截面尺寸可调、结构布置灵活等优势，在换热能力上优于半圆形、圆形、梯形等多种异形通道[25-26]。鉴于此，作者前期研发了一种新型矩形通道PCHE（RM-PCHE）试样，并搭建试验测试平台对其流动传热特性进行了实验研究，结果表明，RM-PCHE具有优异的传热性能，其最高传热效率可达0.96，在SCO_2布雷顿循环中具备良好的应用潜力，但由于其矩形扰流板结构规整单一，排布紧凑，其阻力仍有进一步优化的空间[27]。因此，为了进一步提高RM-PCHE的综合性能，本文通过数值仿真对RM-PCHE展开优化探究，基于SCO_2循环回热器的运行工况探索结构优化对削弱流动阻力、提升综合性能的影响机制与原理。本文的研究有望为新型高效PCHE的开发、性能迭代升级以及RM-PCHE在SCO_2布雷顿循环系统中的工程化应用提供可靠的理论支撑与技术参考。

1 数值模型和方法

1.1 几何模型与边界条件

RM-PCHE试样原型的外观如图1(a)所示，该试样的内部流道通过图1(b)中显示的A1~A4四种板片组合而成。图1(b)中同时显示了RM-PCHE的流动模式，其中红色区域表示热流体，蓝色区域表示冷流体，冷、热流体的通道结构与尺寸皆相同，热流体从左后方的入口进入内部后，一部分经条形汇流区向下流入下一通道，另一部分经矩形导流孔向右流进热通道进行放热，而后经右侧导流孔向下由右前方流出换热器。类似地，冷流体从左后方的入口进入内部，一部分经条形汇流区向下流入下一通道，另一部分经矩形导流孔向左流进冷通道吸热，而后经左侧导流孔向下由左前方流出换热器。

为实现模型简化处理，同时精准还原RM-PCHE内部流体的流动特征，根据试样的原型和流道几何尺寸，截取两个传热单元构建RM-PCHE耦合传热模型，模型结构如图2(a)所示。模型总长度为656 mm，其中有效耦合换热段长度为456 mm，进、出口延伸段各设置100 mm，总高度和宽度分别为8.55 mm和12 mm。建模过程中将换热器汇流区域与导流孔结构等效简化为直通式进出口通道，并采用水平安装布局形式。图中粉色区域表示热流体，蓝色区域表示冷流体，热流体由左上侧进入（入口通道的宽度和高度分别为4 mm、2.85 mm，水力直径为3.3 mm），右上侧流出，冷流体由右下侧进入，左下侧流出。



(a) RM-PCHE试样　　(b) 板片组合与流动模式

图1　RM-PCHE试样和流动模式

Fig.1　Appearance and flow mode of RM-PCHE

试样原型的A2板为矩形扰流体，高度为0.95 mm，以规则的4 mm间隔横置于耦合换热段通道内，热流体和冷流体通过这些间隙从X方向的左侧通道流入右侧，如图2(b)所示。鉴于试样原型流动阻力较大，对扰流体结构和布置进行优化，图2(c)从Y-Z视图以试样原型的热通道和优化方案的冷通道为例显示了优化前后扰流体的形状和尺寸信息。经过前期对扰流体形状和间距的预估，在优化方案中，将试样原型的矩形扰流体改进为椭圆形，同时将扰流体的布置间隔由原型的4 mm增加到10 mm。

为提高计算精度，采用ICEM生成结构网格，图3中显示了Y-Z视图下试样原型和优化结构的热通道网格示意图。选择SCO_2循环低温回热器典型工作条件对优化前后的RM-PCHE模型进行仿真计算，如表1所示，共涉及三组模拟工况，冷、热侧流体皆为SCO_2，第1组研究热侧温度和压力的影响，工况间隔分别为10 ℃和0.5 MPa，第2组研究冷侧温度和压力的影响，工况间隔分别为5 ℃和1.0 MPa，第3组主要研究两侧质量流量的影响，工况间隔0.001 kg·s^{-1}。图4中展示了模拟工况范围内SCO_2的热物性，如图所示，尽管此时SCO_2在临界区域之外，但仍可观察到比热容和热导率等物性的显著变化，尤其是在高压冷侧。

1.2　数值方法与控制方程

所有数值计算均使用商用CFD求解器 ANSYS Fluent 2021 R1进行。使用SIMPLE算法处理压力速度耦合，并采用二阶迎风格式对动量和能量方程进行空间离散。控制方程如下：

$$\frac{\partial\left(\rho u_i\right)}{\partial x_i}=0 \tag{1}$$

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

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

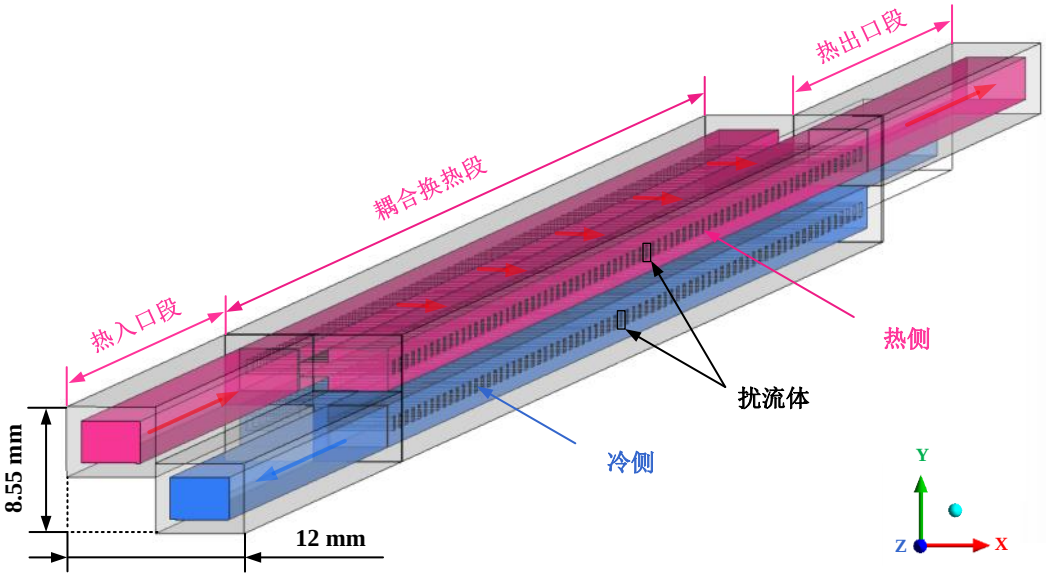
式中μ_{eff}是有效黏度系数，定义为动态黏度μ和湍流黏度μ_t之和；S_T为黏性耗散项。

SCO_2变物性的特点导致其在流动传热过程中易引发逆压梯度、局部加速以及流动分离等问题，因此，本文采用SST k-ω剪切应力传输湍流模型，该模型经现有研究已验证了其在研究复杂通道内SCO_2流动换热时有更高的精度[28-31]。其湍流动能(k)和比耗散率(ω)的方程如下：

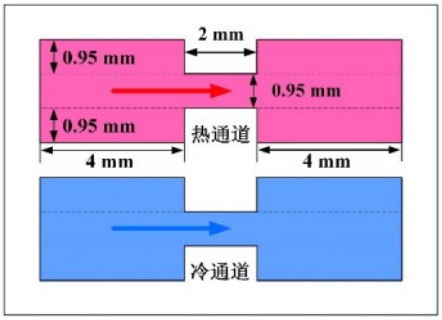
表1　模拟工况

Table 1　Simulated operating conditions

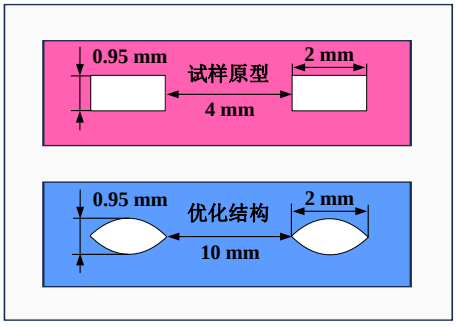
工况	热侧温度(℃)	热侧压力(MPa)	热侧质量流量(kg·s^{-1})	冷侧温度(℃)	冷侧压力(MPa)	冷侧质量流量(kg·s^{-1})
组1	80~190	8~9	0.002	50	20	0.002
组2	120	8.5	0.002	50~80	19~21	0.002
组3	120	8.5	0.001~0.006	50	20	0.001~0.006



(a) 几何模型



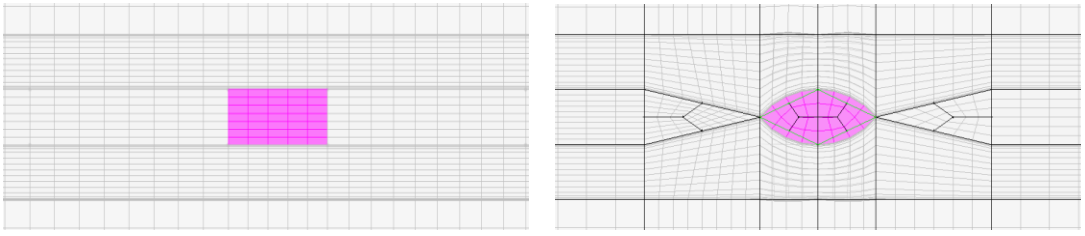
(b) 耦合换热段X-Y截面



(c) 改进前后耦合换热段Y-Z截面

图2 几何模型

Fig.2 Geometric models



(a) 试样原型 (b) 优化结构

图3 网格示意图

Fig.3 Mesh schematics

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

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

式中G、Y、Γ分别表示生成项、湍流耗散和有效扩散率;D和S分别表示交叉扩散项和自定义源项。

结合现有PCHE成熟的数值研究成果[32-33],对数值仿真作如下简化假设:

(1) 由于在所研究温度区间内316L不锈钢的热导率变化幅度小于1%,因此固体区域采用恒定热导率。

(2) 仅开展热力学仿真计算,不考虑热膨胀引发

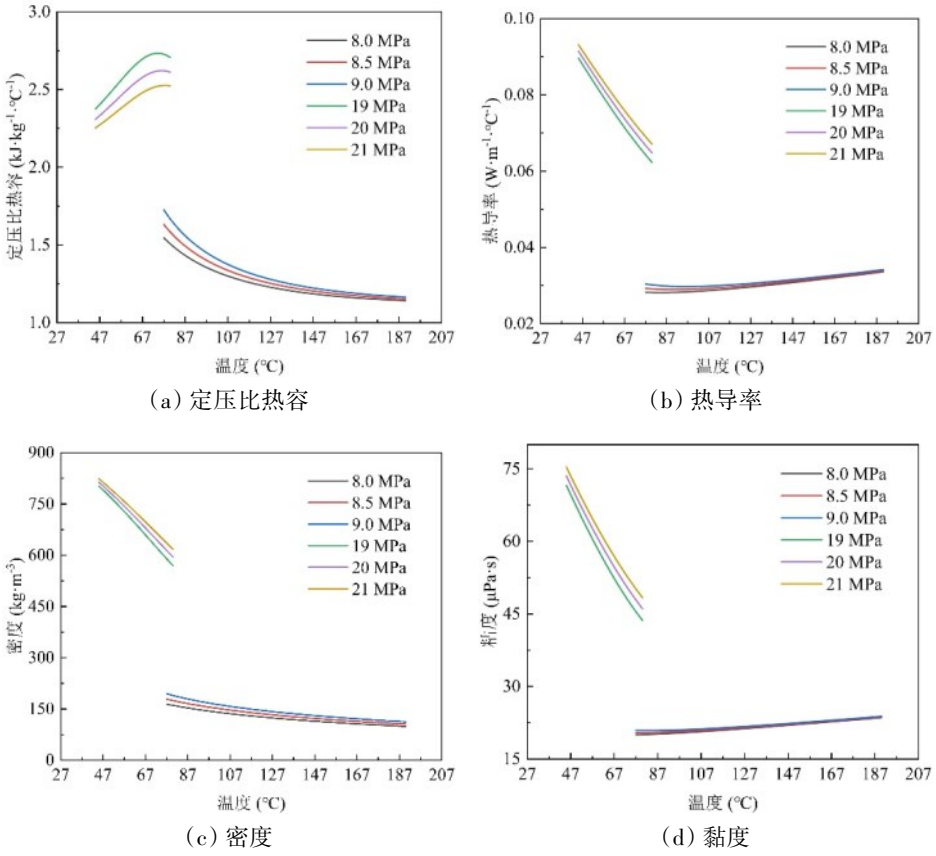


图4　不同压力下超临界CO_2的热物性

Fig.4　Variation of thermal physical properties for supercritical CO_2 at different pressures

的结构变形。

(3) 采用稳态仿真方法，该方法已被验证能够充分表征变工况下时均热工水力特性[32]。

(4) 所研究最高温度为 463 K，辐射换热量占总换热量比重不足 0.8%，因此忽略辐射传热[33]。

求解器采用基于压力的求解格式。模拟计算的收敛条件设置为控制方程残差小于10^{-5}且监测器出口温度和压力的值恒定。

1.3　数据处理

采用传热系数表征RM-PCHE冷热通道的对流换热能力，计算式如下：

$$h_{h/c}=\frac{Q_{ave}}{\left|T_b-T_w\right|A_r} \tag{6}$$

式中Q、A和T分别表示换热量、换热面积和温度；下标r, h, c, b, w分别表示RM-PCHE、热通道、冷通道、主流流体和壁面。

类似地，局部传热系数由下式定义：

$$h_x=\frac{Q_{ave,x}}{\left|T_{b,x}-T_{w,x}\right|A_x} \tag{7}$$

下标x表示耦合换热段位置；$Q_{ave,x}$表示局部位置的换热量，其值通过下式计算：

$$Q_{ave,x}=\frac{m_h\left(H(T_{h,x},P_{h,x})-H(T_{h,x-1},P_{h,x-1})\right)+m_c\left(H(T_{c,x},P_{c,x})-H(T_{c,x-1},P_{c,x-1})\right)}{2} \tag{8}$$

式中，H表示焓值，x-1表示x位置的下一处。

采用综合性能评价指标PEC来综合评估优化前后RM-PCHE的传热收益和流动阻力损失，其计算式如下：

$$PEC=\frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \tag{9}$$

式中，Nu、Nu_0分别表示优化后和试样原型的Nusselt数，f和f_0分别表示优化后和试样原型的摩擦系数。Nusselt数和摩擦系数的计算式如下：

$$Nu=\frac{hD}{\lambda},\ f=\frac{2\Delta PD}{L\rho v^2} \tag{10}$$

式中，D、λ、ρ、v、L分别表示水利直径、热导率、密度、速度及流道长度。

1.4　数值模型验证

1.4.1 网格无关性验证 选用试样原型仿真模型进行网格无关性验证，通过ICEM设置全局最大网

格尺寸0.5 mm生成结构化网格并对流体域边界进行加密，径向第一层网格高度设置为0.01mm，增长比为1.2。调整径向节点数(12~24)获得五种网格方案，如表2所示，y+值均控制在1以内。以5号方案的冷侧传热系数(h_c)为基准，进行网格无关性分析。可以看出，当网格数量由591万进一步细化到669万时，相对偏差不超过0.5%，因此，兼顾计算精度和计算资源，选用4号网格方案进行计算。

1.4.2 实验验证 为验证本文数值模型的准确性，将数值计算结果与试样原型的测试结果进行比较[27]。测试原型中的流量被假设为平均分布，通过测试原型和模型通道数的比例来确定仿真模型进口的流量，并以此换算模型的换热量。采用相对误差来评估数值模拟与实验的偏离程度，相对误差通过下式定义：

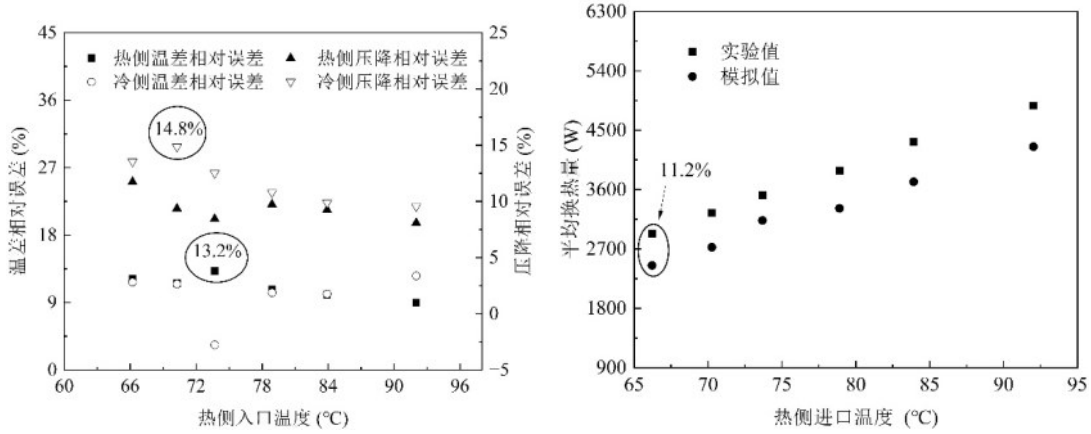
$$相对误差 = \frac{实验值 - 模拟值}{实验值} \times 100\% \tag{11}$$

比较结果如图5所示，图中温差表示流体的进出口温差。如图所示，模拟两侧进出口温差与实验值的最大相对误差和平均相对误差分别为13.2%和10.5%，模拟两侧压降与实验值的最大相对误差和平均相对误差分别为14.8%和10.6%，模拟平均换热量与实验值的最大相对误差和平均相对误差分别为11.2%和9.2%。总体而言，模拟值与实验的偏差在可接受的范围内，表明数值模型能够较为准确的反映SCO_2在RM-PCHE中的流动传热行为，模拟结果是可靠的。

表2 网格方案及结果

Tbale 2 Grid schemes and results

方案	网格数	y^+值	高压侧传热系数(W·m^{-2}·℃$^{-1}$)	相对偏差/%
1	3207852	0.532	4782.0	5.73
2	4176820	0.539	4704.6	4.02
3	5196750	0.545	4621.4	2.18
4	5911124	0.561	4541.7	0.42
5	6693236	0.569	4522.8	0.00



(a) 进出口温差与压降 (b) 换热量

图5 M-PCHE仿真结果的验证

Fig.5 Verification of the simulation results for RM-PCHE

2 传热和压降性能比较

2.1 传热性能

换热器的传热性能直接关系到系统的热利用效率，因此传热性能是评价换热器性能的一个关键指标。图6中显示了优化前后RM-PCHE热通道中入口温度和压力对传热系数的影响，冷侧入口温度和压力分别为50 ℃和20 MPa。从图中可以看出，随温度增加和压力降低，优化前后热通道的传热系数皆下降，整体变化趋势一致。与试样原型相比，优化后热通道的传热系数显著下降，量化数据表明，热侧温度80 ℃至190 ℃区间，在8.0 MPa、8.5 MPa和9.0 MPa压力下，优化后RM-PCHE热通道的平均传热系数分别由3139.4、3224.3和3315.5 W·m^{-2}·℃$^{-1}$下降至2537.0、2598.6和2665.1 W·m^{-2}·℃$^{-1}$，降幅分别为19.2%、19.4%和19.6%。图7中显示了优化前后RM-PCHE冷通道中入口温度和压力对传热系数的影响，热侧入口温度和压力分别为120 ℃和8.5 MPa，类似地，从图中可以看出，优化后，冷通道的传热系数也明显下降。量化数据表明，冷侧温度50 ℃

至80 ℃区间，在19 MPa、20 MPa和21 MPa压力下，优化后RM-PCHE冷通道的平均传热系数分别由4088.6、4069.1和4054.8 W·m^{-2}·℃$^{-1}$下降至3632.8、3609.1和3589.6 W·m^{-2}·℃$^{-1}$，降幅分别为11.1%、11.3%和11.5%。通过量化比较可以发现，优化后，冷热通道的传热性能皆下降了，冷侧的降幅整体小于热侧。

入口温度和压力引起的传热系数的变化规律可以归因于流体物性的改变。如图4(a)和4(b)所示，对于热流体，随温度由80 ℃增加到190 ℃，以8.5 MPa为例，其比热容由1.58 kJ·kg^{-1}·℃$^{-1}$减小到了1.15 kJ·kg^{-1}·℃$^{-1}$，降幅约27.2%，热导率由0.029 W·m^{-1}·℃$^{-1}$增加到0.034 W·m^{-1}·℃$^{-1}$，增幅约16.4%，比热容降幅较大，使传热系数下降。当压力下降，比热容和热导率皆下降，传热系数随之降低。对于冷流体，随温度由50 ℃增加到80 ℃，以20 MPa为例，其比热容由2.37 kJ·kg^{-1}·℃$^{-1}$增加到了2.61 kJ·kg^{-1}·℃$^{-1}$，涨幅约10.1%，热导率由0.087 W·m^{-1}·℃$^{-1}$下降到0.065 W·m^{-1}·℃$^{-1}$，降幅约25.7%，此时，热导率的降幅显著大于比热容的涨幅，使传热系数呈下降趋势。当压力由19 MPa增加到21 MPa，其平均比热容由2.64 kJ·kg^{-1}·℃$^{-1}$减小到2.45 kJ·kg^{-1}·℃$^{-1}$，降幅为7.2%，平均热导率由0.073 W·m^{-1}·℃$^{-1}$增加到0.077 W·m^{-1}·℃$^{-1}$，涨幅约5.5%，此时，比热容降幅较大，使传热系数下降。

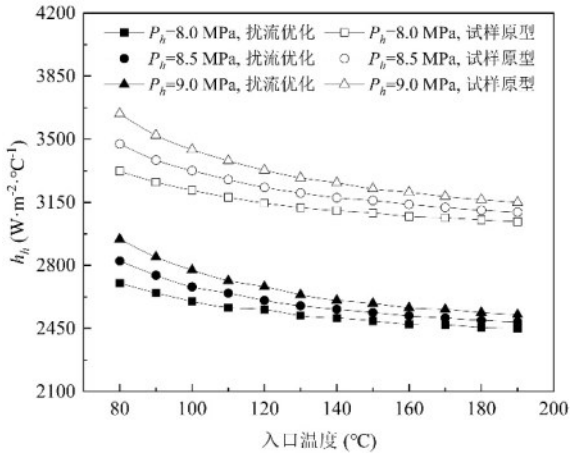


图6　热侧入口温度和压力对传热系数的影响

Fig.6　Effects of hot-side inlet temperature and pressure on heat transfer coefficients

为进一步观察优化前后RM-PCHE通道中的局部传热特性，在三种热侧压力(8.0 MPa、8.5 MPa、9.0 MPa)下选取热侧入口温度140 ℃时优化前后的局部传热系数进行对比。热通道结果如图8所示，

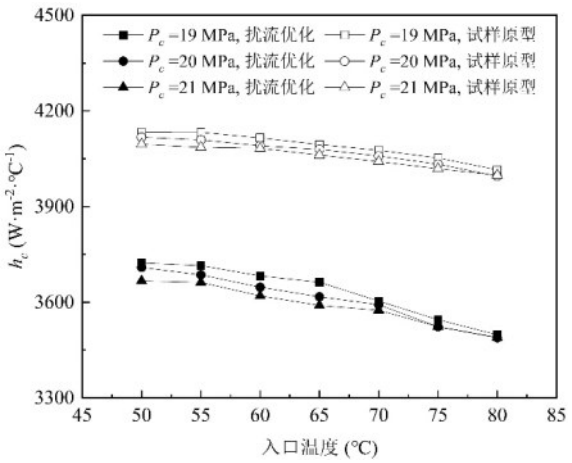


图7　冷侧入口温度和压力对传热系数的影响

Fig.7　Effects of cold-side inlet temperature and pressure on heat transfer coefficients

其中横坐标x表示沿热流体流动路径的耦合换热段位置，纵坐标h_h和$h_{h,0}$分别表示优化后和试样原型的热侧传热系数。如图所示，沿热流体流动方向，优化前后RM-PCHE的局部传热系数整体均呈上升趋势，扰流体的存在使流体流态不停变化，局部传热系数呈不规律的波动状态。沿热流体流动方向，SCO_2属于放热过程，沿程主要变化的是温度，与图6中类似的，温度和压力主要通过流体物性影响其传热性能，因此，优化前后RM-PCHE热侧局部传热系数的变化趋势整体相近。优化后RM-PCHE的局部传热系数皆总是小于试样原型。此外，从图中也可以发现，由于优化通道中将扰流体的间隔由原型的4 mm增加到了10 mm，扰流体间距增加，数量减少，因此优化通道中局部传热系数整体的波动频率降低了，波动幅度相对平缓。类似地，在三种冷侧压力(19 MPa、20 MPa、21 MPa)下选取入口温度为50℃时优化前后的局部传热系数进行比较，结果如图9所示，优化前后冷侧局部传热系数的变化趋势整体相近，优化后冷侧的局部传热系数也总是小于试样原型，局部传热系数整体的波动频率也降低了。

由于数值模型的运行条件相同，则优化前后通道中SCO_2所处的物性区间几乎一致，因此，优化后传热系数下降的主要因素是扰流结构改变引起的流体流态的变化。图10显示了优化前后RM-PCHE热通道轴向214 mm~232 mm位置处的速度矢量图，从图中可以看出，与试样原型相比，优化后通道上部流体的流速降低，通道中部流体的掺混程度减弱，流态整体变得更加分层有序，使其湍流强度减

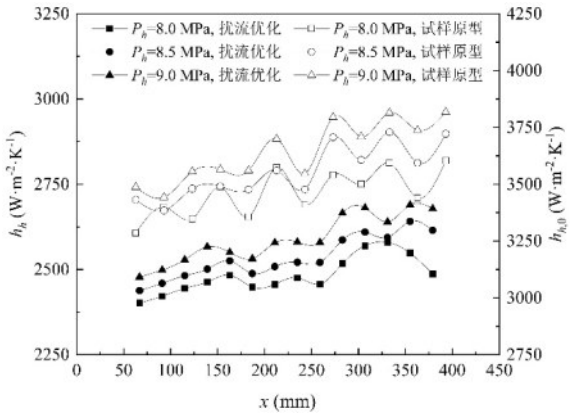


图8 热侧压力对局部传热系数的影响

Fig.8 Effect of hot-side pressure on local heat transfer coefficients

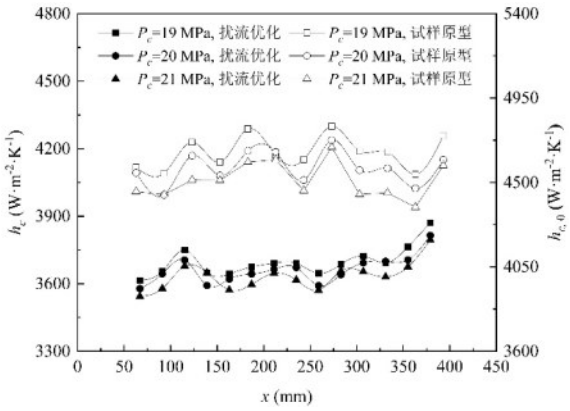


图9 冷侧压力对局部传热系数的影响

Fig.9 Effect of cold-side pressure on local heat transfer coefficients

弱。图11中显示了优化前后热通道轴向214 mm~232 mm位置处的湍流动能分布云图，如图所示，优化后通道上部和中部流体的湍流动能显著降低，量化数据表明，优化后热通道轴向214 mm~232 mm截面的平均湍流动能由0.02 m^2·s^{-2}下降到了0.0116 m^2·s^{-2}。图12和图13中分别显示了x=225 mm处优化前后RM-PCHE热通道和冷通道径向截面的湍流动能分布云图，与轴向结果类似的，可以观察到，优化后通道的湍流动能显著下降，量化数据显示，优化后x=225 mm处热通道径向截面平均湍流动能由0.0194 m^2·s^{-2}减弱至0.0119 m^2·s^{-2}，冷通道截面平均湍流动能由0.0011 m^2·s^{-2}减弱至0.0004 m^2·s^{-2}。因此，扰流结构调整使流场湍流水平整体降低，流体掺混作用变弱，最终造成传热能力下降。

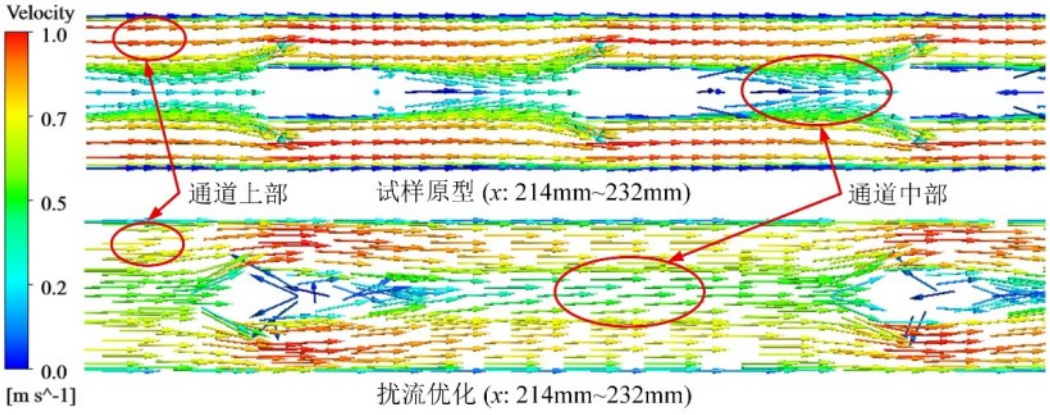


图10 优化前后热通道轴向速度矢量图

Fig.10 Axial velocity vectors of hot channels before and after optimization

2.2 压降特性

流动阻力是评价换热器性能的另一个核心指标，对系统的耗功起着重要影响。RM-PCHE试样原型由于扰流结构规整单一，排布紧凑，其阻力性能有待进一步优化，本节重点对优化前后通道的阻力性能及其影响机制展开探究。图14中显示了优化前后RM-PCHE热通道中入口温度和压力对压降的影响，冷侧入口温度和压力恒设置为50 ℃和20 MPa。从图中可以看出，随温度增加和压力降低，优化前后热通道的压降皆增加。与试样原型相比，优化后，热通道的压降显著下降。量化数据表明，热侧温度80 ℃至190 ℃区间，在8.0 MPa、8.5 MPa和9.0 MPa压力下，优化后RM-PCHE热通道的平均压降分别由1810、1685和1568 Pa下降至837、778和727 Pa，降幅分别为53.7%、53.8%和53.6%。图15中显示了优化前后RM-PCHE冷通道中入口温度和压力对压降的影响，热侧入口温度和压力设置为120 ℃和8.5 MPa，从图中可以看出，与试样原型相比，优化后，冷通道的压降也显著下降。量化数据表明，冷侧温度50 ℃至80 ℃区间，在19 MPa、20

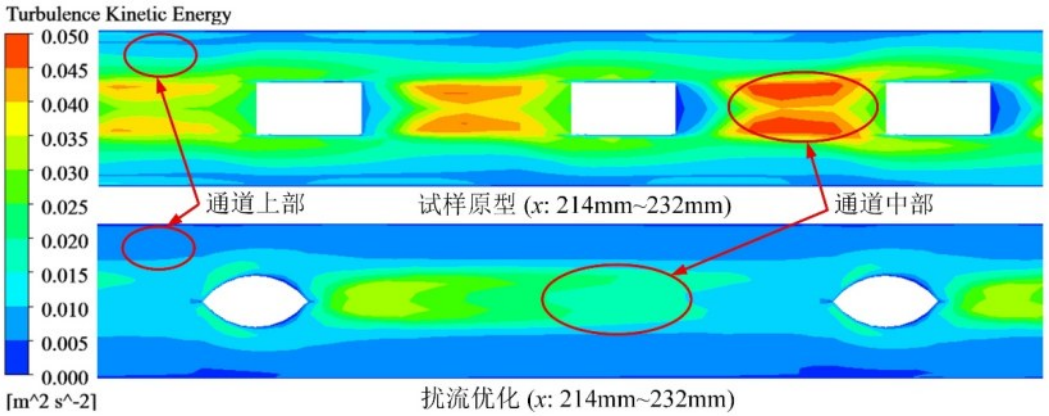


图 11 优化前后热通道轴向湍流动能分布云图

Fig.11 Axial turbulent kinetic energy contours of hot channels before and after optimization

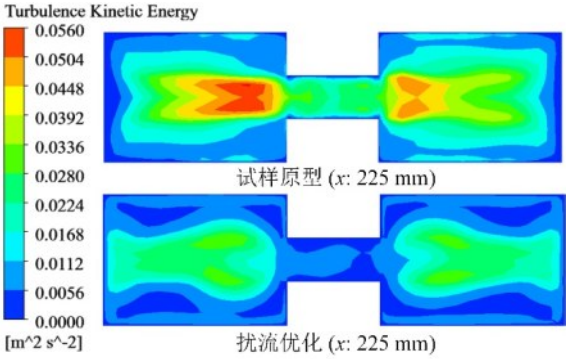


图 12 优化前后热通道径向湍流动能分布云图

Fig.12 Radial turbulent kinetic energy contours of hot channels before and after optimization

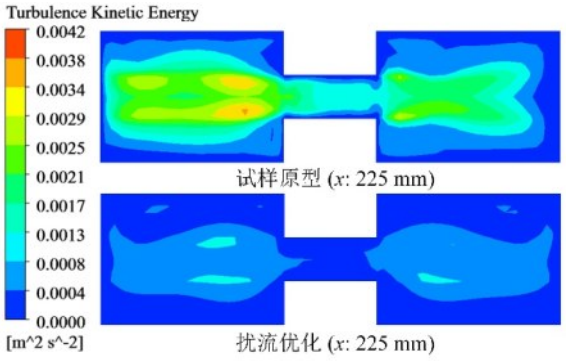


图 13 优化前后冷通道径向湍流动能分布云图

Fig.13 Radial turbulent kinetic energy contours of cold channels before and after optimization

MPa 和 21 MPa 压力下，优化后 RM-PCHE 冷通道的平均压降分别由 526、513 和 502 Pa 下降至 239、233 和 228 Pa，降幅分别为 54.5%、54.6% 和 54.6%。

基于对流传热与内热源导热的类比，Guo 等[34]首先提出了强化传热的场协同原理，Liu 等[35]将场协同原理推广到流动阻力的分析中，通道内的压降可表示为：

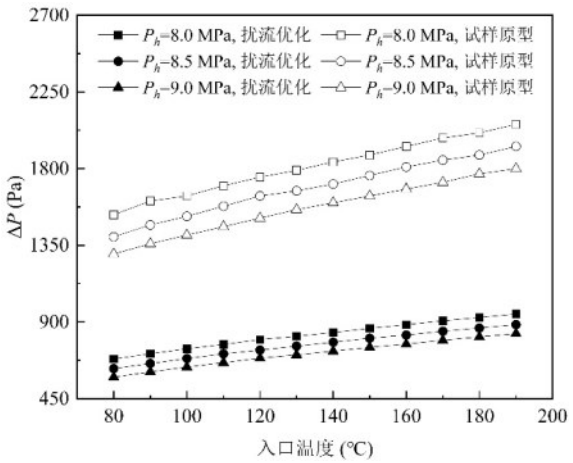


图 14 热侧入口温度和压力对压降的影响

Fig.14 Effects of hot-side inlet temperature and pressure on pressure drop

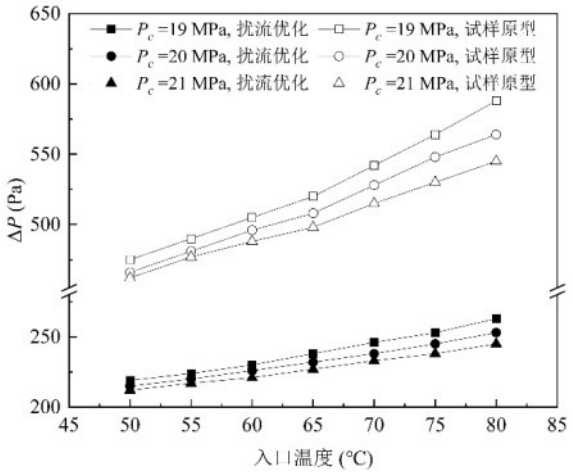


图 15 冷侧入口温度和压力对压降的影响

Fig.15 Effects of cold-side inlet temperature and pressure on pressure drop

$$\Delta P = \int_v \rho(u \cdot \nabla u)\,dV + \int_0^L \tau_w\,dL \tag{12}$$

$$u \cdot \nabla u = |u||\nabla u|\cos\alpha \tag{13}$$

式中，u为速度矢量，∇u表示速度梯度张量，τ_w为壁面剪切应力。α为速度与速度梯度之间的协同角，其值可以通过如下公式展开计算：

$$\alpha = \arccos\left(\frac{\sum_{i=1}^{3}\left(u_x\frac{\partial u_x}{\partial x_i}\right)+\sum_{i=1}^{3}\left(u_y\frac{\partial u_y}{\partial x_i}\right)+\sum_{i=1}^{3}\left(u_z\frac{\partial u_z}{\partial x_i}\right)}{\sqrt{u_x^2+u_y^2+u_z^2}\cdot\sqrt{\sum_{i=1}^{3}\left(\frac{\partial u_x}{\partial x_i}\right)^2+\sum_{i=1}^{3}\left(\frac{\partial u_y}{\partial x_i}\right)^2+\sum_{i=1}^{3}\left(\frac{\partial u_z}{\partial x_i}\right)^2}}\right) \tag{14}$$

式中，x_1、x_2、x_3代表坐标x、y、z。根据式(11)，压降主要由对流项和黏性项组成，对于低Reynolds数的简单通道，黏性阻力占压力损失的主要部分，但随着Reynolds数的增加，由于扰动和湍流的影响增强，惯性阻力将主导复杂通道内的阻力损失。式(12)表明了三种降低流动阻力的机制：(1)减小速度大小；(2)减小速度梯度；(3)增加协同角。

图16中显示了热侧入口和温度分别为120℃和8.5 MPa时，优化前后热通道x=214 mm~232 mm处的速度分布云图。从图中可以观察到，流体流经扰流体时，被分成两股对称流道，由于流道截面收窄，扰流体两侧流速提高。优化通道中扰流体两侧流体的流速明显降低，同时，扰流体后端低流速流体的区域扩大，这导致优化通道中流体的平均流速下降，从而对压降的下降起到了促进作用。图中R1、R2、R3和S1、S2、S3分别位于扰流体前端1 mm、后端1 mm以及相邻扰流体的中间位置处，图17中显示三处位置所对应的径向速度分布。结合图16和17可以发现，由于流体正面冲击扰流体受到阻隔，在扰流体前端R1和S1的中部(Y=0.95~1.9 mm)，皆形成了低速区，并在径向中间位置Y=1.425 mm处观察到最低流速，在扰流体两侧，皆形成了高速区(Y=0.25~0.75 mm、Y=2.25~2.75 mm)，并观察到最大流速。相较于试样原型，优化通道内流体的高速区流体流速整体减小，低流速区流体的流速整体增加，流速变化趋势更加平缓均匀，速度梯度减小。在扰流体后端R2和S2处，优化通道中低速区的最低流速更低，流速变化幅度增加，结合图10可以发现，在优化通道扰流体后端，椭圆形扰流促使尾端处流体形成了反向回流，正反向流体的惯性力相互抵消，使该处流体的流速降低，但同时可以观察到两侧高速区的流速整体减小，因此，其速度梯度整体变化情况不明显。在相邻扰流体的中间R3和S3处，由于扰流体的布置间距增加以及椭圆扰流相对平缓的弧线结构，促进了两侧流体向中部区域汇合，优化通道低速区的流速整体增加，且高速区整体流速减小，流速变化趋势变得较为平缓均匀，速度梯度减小。综上可以得出，优化通道扰流体形状和布局的改进，让整体流速分布变得更加均匀，速度梯度减小。

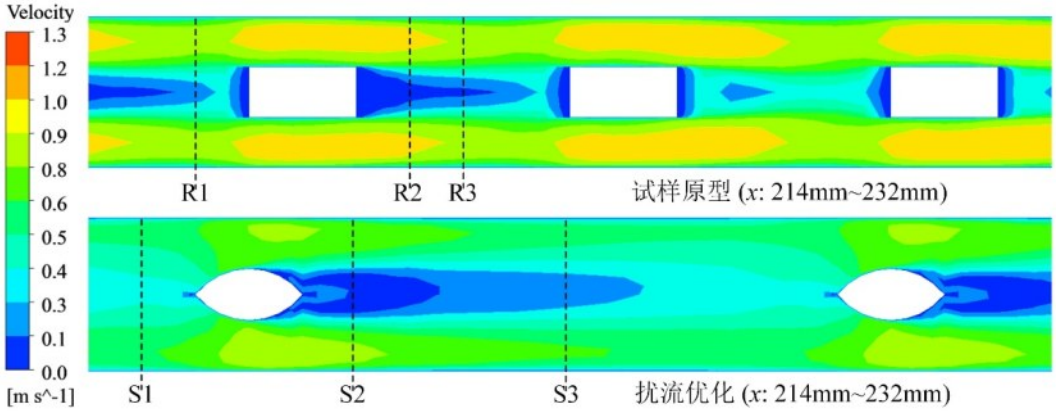


图16 优化前后热通道速度分布云图

Fig.16 Velocity contours of hot channels before and after optimization

图18中显示了优化前后RM-PCHE热通道在120 ℃、8.5 MPa条件下x=225 mm处(即R3)截面协同角分布云图，图19中显示了优化前后RM-PCHE冷通道在65 ℃、20 MPa条件下的协同角分布云图。从图中可以看出，在连接左右通道的中间间隙处，由于流体流速和速度梯度方向趋于一致，其整体的协同角相对较小，优化后，冷热通道中流体流速和速度梯度方向小协同角区域变少，协同角整体变

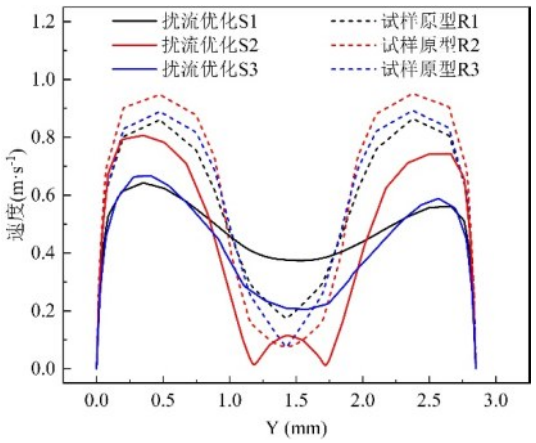


图17 优化前后通道内的速度分布

Fig.17 Velocity distribution in channels before and after optimization

大,协同性改善,这进一步促进了阻力的降低。因此,综上所述,优化通道中流速降低、速度梯度减小以及速度与速度梯度之间的协同性改善最终使得优化通道内的压降大幅下降。此外,值得一提的是,优化通道中扰流体后端的速度梯度仍然较大,存在进一步优化的空间,这可为通道结构的进一步优化提供方向。

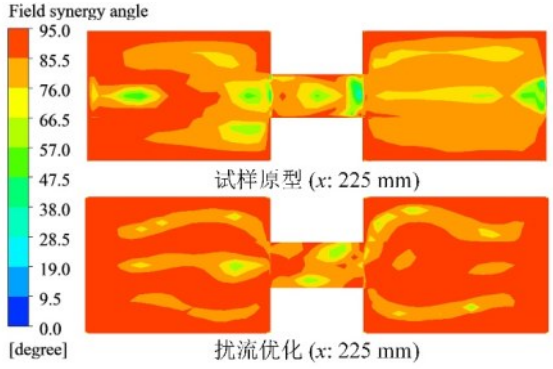


图18 优化前后热通道协同角分布云图

Fig.18 Synergy angle contours of hot channels before and after optimization

3 综合性能比较

根据2.1和2.2节对优化前后RM-PCHE冷热通道传热和压降性能的分析和对比可以看出,虽然优化后通道的阻力性能获得较大提升,但也伴随着传热性能的牺牲,因此,有必要对其综合性能展开进一步分析。图20中显示了优化前后RM-PCHE冷热通道综合评价指标*PEC*(如式9定义)值的分布情况,其中热通道和冷通道变工况运行条件分别对应表1中的组1和组2,流量变工况运行条件对应表1

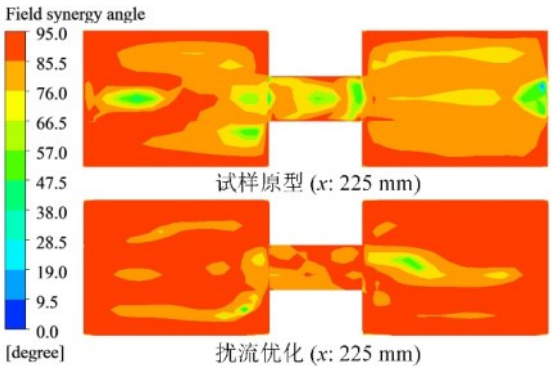


图19 优化前后冷通道协同角分布云图

Fig.19 Synergy angle contours of cold channels before and after optimization

中的组3。从图中可以看出,在本文研究的范围内,优化后冷热通道的*PEC*皆总是大于1,即优化后RM-PCHE冷热通道的综合性能在本文的工况下皆获得了提高。组1工况下的量化数据显示,优化后热通道在入口温度和压力分别为80 ℃和9 MPa时,获得了最高为7.9%的提升,在8.5 MPa压力下,热通道综合性能平均提升了约5.9%。组2工况的量化数据显示,冷通道在入口温度和压力分别为65 ℃和19 MPa时,获得了最高为14.1%的提升,在20 MPa压力下,优化后冷通道的综合性能平均提升约了13.3%。组3工况下的量化数据显示,在0.001~0.006 kg·s^{-1}的质量流量区间,优化后冷热通道平均的综合性能分别提高了12.9%和10.1%。整体而言,在本文研究的工况下,优化后热通道综合性能平均提高了约7.3%,冷通道综合性能平均提高了约13.2%。

根据2.1和2.2节可知,优化后RM-PCHE冷热通道的传热系数和压降皆下降,扰流形状的圆润化与间距的增大均会削弱传热,但同时也伴随着流动阻力收益。热通道传热系数和压降整体的降幅分别约为19.4%和53.6%,冷通道传热系数和压降整体的降幅分别约为11.3%和54.6%。从传热和压降性能的比较可以发现,优化后冷热通道压降的降幅皆显著大于传热性能的降幅,因此,虽然牺牲了小部分传热性能,但获得的减阻增益覆盖了传热性能损失,因此,优化后冷热通道的综合性能都获得了提高。从冷热通道比较的角度不难看出,优化后热通道传热性能的降幅大于冷通道,而压降的降幅仅略低于冷通道,实现了减阻增益与传热性能损失的更加平衡,因此,冷通道综合性能提升幅度整体大于热通道。

课题组前期已针对试样原型通道的扰流间距、扰流形状开展单变量独立研究[36]：当仅将原型4 mm扰流间距增大至10 mm时，热、冷侧综合性能分别可提升约21%和8.6%；当仅将原型矩形扰流替换为椭圆形扰流时，热、冷侧综合性能分别可提升约14.8%和7.6%。结合本文同步调整扰流间距与扰流外形的复合优化结果可知：热侧同步改动后，扰动频次减少、单组扰流湍流强化削弱双重叠加造成的传热性能衰减幅度超过了单一结构优化的减阻增益，使得综合性能提升幅度低于单一结构优化方案；而冷侧同步优化产生的流动阻力削减收益高于单一优化传热性能的衰减损失，使综合性能提升幅度优于单一结构优化方案。结合前期及本文的研究结论，在热侧采用节距优化、冷侧采用节距与结构复合优化是目前相对较优的方案。

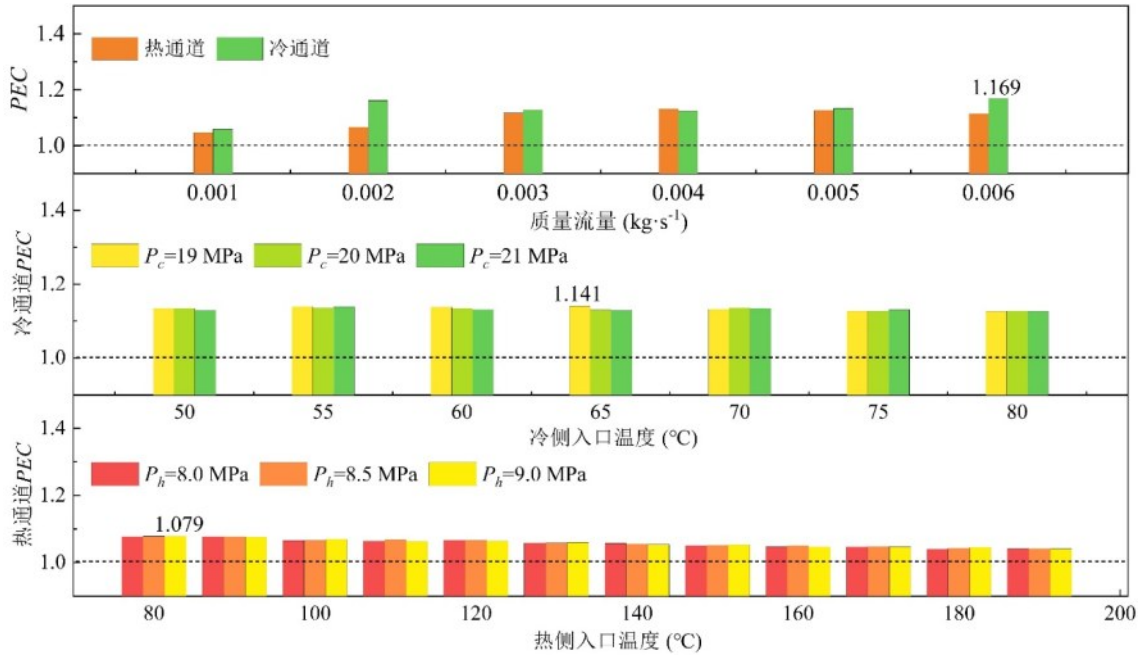


图20 优化前后冷热通道综合性能比较

Fig.20 Comparison of comprehensive performance of cold and hot channels before and after optimization

4 结论

本文对矩形印刷电路板式换热器(RM-PCHE)的扰流结构进行了优化研究，通过传热系数和压降比较了优化前后两侧通道的流动传热性能，并通过综合评价指标对优化前后RM-PCHE通道的综合性能进行了评估，获得了如下结论：

(1)椭圆形扰流优化通道上部流体的流速降低，通道中部流体的掺混程度减弱，流态整体变得更加分层有序，湍流强度减弱，导致优化后冷热通道的传热系数皆降低了，热通道和冷通道传热性能分别降低了约19.4%和11.3%。

(2)场协同分析表明，椭圆形扰流优化使通道内的整体的流速下降、速度梯度减小，同时增加了速度与速度梯度的协同角，导致优化通道内的压降大幅下降，冷通道和热通道的压降分别降低了约54.6%和53.6%。

(3)超临界CO_2的传热性能与湍流程度息息相关，维持适度湍流是保证传热性能的关键，扰流形状的圆润化与间距的增大均会削弱传热，但往往也伴随着流动阻力收益，当流动阻力收益可覆盖换热损失时，可获得综合性能的提升，通道结构优化的本质在于寻求有效湍流与流动阻力间的最佳协同平衡。

(4)在本文研究的工况下，冷、热优化通道中压降的下降幅度皆显著大于传热的降幅，减阻增益大于传热性能损失，使得冷、热通道的综合性能都获得了提高，优化后热通道综合性能平均提高了约7.3%，冷通道综合性能平均提高了约13.2%。通过适当削弱过度扰动带来的冗余传热换取更大比例的阻力收益，是一种有效的减法优化策略。

符 号 说 明

A——面积，m^2
Cp——比定压热容，$kJ\cdot kg^{-1}\cdot K^{-1}$
D——水利直径，m
f——摩擦系数
g——重力加速度，$m\cdot s^{-2}$
H——焓值，$kJ\cdot kg^{-1}$
h——传热系数，$W\cdot m^{-2}\cdot ℃^{-1}$
L——长度，m
m——质量流量，$kg\cdot s^{-1}$
Nu——Nusselt数
P——压力，MPa
Q——换热量，W
Re——Reynolds数
S——自定义源项
T——温度，℃
u——速度矢量，$m\cdot s^{-1}$
Y——湍流引起的耗散
α——协同角，°
λ——热导率，$W\cdot m^{-1}\cdot K^{-1}$
μ——黏度，Pa·s
μeff——有效黏度系数，Pa·s
ρ——密度，$kg\cdot m^{-3}$
τ——剪切应力，Pa
ω——比耗散率，s^{-1}

下角标

ave——平均值
b——主流流体
c——冷通道
h——热通道
i——进口
o——出口
r——RM-PCHE
w——壁面

参考文献

[1] 汪洨, 蔡路军, 白凡, 等. 平行流道PCHE芯体热-力耦合分析多尺度方法[J]. 化工学报, 2026, **77**(4): 1884-1895.
Wang H, Cai L J, Bai F, et al. A multiscale approach for the thermo-mechanical coupling analysis of parallel-flow PCHE core [J]. CIESC Journal, 2026, **77**(4): 1884-1895.

[2] 张义飞, 刘舫辰, 张双星, 等. 超临界二氧化碳用印刷电路板式换热器性能分析[J]. 化工学报, 2023, **74**(S1): 183-190.
Zhang Y F, Liu F C, Zhang S X, et al. Performance analysis of printed circuit heat exchanger for supercritical carbon dioxide[J]. CIESC Journal, 2023, **74**(S1): 183-190.

[3] 任冠宇, 张义飞, 李新泽, 等. 翼型印刷电路板式换热器流动传热特性数值研究[J]. 化工学报,2024, **75**(S1): 108-117.
Ren G Y, Zhang Y F, Li X Z, et al. Numerical study on flow and heat transfer characteristics of airfoil printed circuit heat exchangers[J]. CIESC Journal, 2024, **75**(S1): 108-117.

[4] 朱兵国, 巩楷刚, 彭斌. 垂直管内高质量流速超临界CO_2换热特性[J]. 化工进展, 2024, **43**(2): 937-947.
Zhu B G, Gong K G, Peng B. Heat transfer characteristics of supercritical CO_2 with high mass flux in vertical tube[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2024, **43**(2): 937-947.

[5] 杨光, 邵卫卫. 印刷电路板换热器结构及传热关联式研究进展[J]. 化工进展, 2021, **40**(S1): 13-26.
Yang G, Shao W W. Review of optimization and heat transfer correlations of printed circuit heat exchanger[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2021, **40**(S1): 13-26.

[6] 孙铭泽, 马宁, 李浩然, 等. 中低温超临界CO_2及其混合工质布雷顿循环热力学分析[J]. 化工学报, 2022, **73**(3): 1379-1388.
Sun M Z, Ma N, Li H R, et al. Thermodynamic analysis of Brayton cycle of medium and low temperature supercritical CO_2 and its mixed working medium[J]. CIESC Journal, 2022, **73**(3): 1379-1388.

[7] Chen J L, Du W H, Cheng K Y, et al. Advances in thermal - hydraulic performance and dynamic behavior of supercritical CO_2 in printed circuit heat exchangers: mechanisms, innovations, and future perspectives[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2025, **116**: 109953.

[8] Chai L, Tassou S A. A review of printed circuit heat exchangers for helium and supercritical CO_2 Brayton cycles[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2020, **18**: 100543.

[9] Ma Y, Xie G N, Hooman K. Review of printed circuit heat exchangers and its applications in solar thermal energy[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2022, **155**: 111933.

[10] Chen Z T, Wang X M, Bai B F. Flow and heat transfer performance of supercritical CO_2 recuperator with serpentine channels at high thermal - hydraulic parameters[J]. Applied Thermal Engineering, 2026, **283**: 128886.

[11] Liu G X, Huang Y P, Wang J F, et al. A review on the thermal-hydraulic performance and optimization of printed circuit heat exchangers for supercritical CO_2 in advanced nuclear power systems[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2020, **133**: 110290.

[12] Wang H, Chen F H, Yan B, et al. Investigation on the flow and heat transfer of supercritical CO_2 in a semicircular channel under cooling conditions[J]. Energy, 2026, **346**: 140240.

[13] Khoshvaght-Aliabadi M, Zahiri A H, Ahn H S, et al. Improving channel layouts in printed circuit heat exchangers for efficient supercritical carbon dioxide cooling[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2025, **215**: 109932.

[14] Cui X Y, Xiang M R, Guo J F, et al. Analysis of coupled heat transfer of supercritical CO_2 from the viewpoint of distribution coordination[J]. The Journal of Supercritical Fluids, 2019, **152**: 104560.

[15] Liu B H, Lu M J, Shui B, et al. Thermal-hydraulic performance analysis of printed circuit heat exchanger precooler in the Brayton cycle for supercritical CO_2 waste heat recovery[J]. Applied Energy, 2022, **305**: 117923.

[16] Zhang H Y, Guo J F, Huai X L, et al. Studies on the thermal-hydraulic performance of zigzag channel with supercritical pressure CO_2[J]. The Journal of Supercritical Fluids, 2019, **148**: 104-115.

[17] Shi H D, Zhu B G, Zhang Q. Multi-objective optimization of a novel non-uniform variable cross-section zigzag printed circuit heat exchanger for supercritical CO_2 Brayton Cycle[J]. The Journal of Supercritical Fluids, 2026, **232**: 106904.

[18] Wang J, Yan X P, Boersma B J, et al. Numerical investigation on the Thermal-hydraulic performance of the modified channel supercritical CO_2 printed circuit heat exchanger[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, **221**: 119678.

[19] Liu S H, Gao C, Liu M Y, et al. An improved zigzag-type printed circuit heat exchanger for supercritical CO_2 Brayton cycles[J]. Annals of Nuclear Energy, 2023, **183**: 109653.

[20] Cui X Y, Guo J F, Huai X L, et al. Numerical study on novel airfoil fins for printed circuit heat exchanger using supercritical CO_2[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, **121**: 354-366.

[21] Zhang C L, Liu R, Wang Q. Thermal-hydraulic performance of supercritical CO_2 in PCHE channels with the integration of airfoil fins and vortex-generating structures[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2026, **222**: 110578.

[22] Kim T H, Kwon J G, Yoon S H, et al. Numerical analysis of air-foil shaped fin performance in printed circuit heat exchanger in a supercritical carbon dioxide power cycle[J]. Nuclear Engineering and Design, 2015, **288**: 110-118.

[23] Chu W X, Li X H, Ma T, 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.

[24] Han Z X, Guo J F, Liao H Y, et al. Numerical investigation on the thermal-hydraulic performance of supercritical CO_2 in a modified airfoil fins heat exchanger[J]. The Journal of Supercritical Fluids, 2022, **187**: 105643.

[25] 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.

[26] 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.

[27] Zhong S G, Ren Y, Wang P D, et al. Experimental test of rectangular microchannel printed circuit heat exchanger using supercritical carbon dioxide as working fluid[J]. The Journal of Supercritical Fluids, 2023, **200**:105967.

[28] Yang C F, Hou Z H, Liao H F, et al. Local blockage - induced pressure loss in supercritical CO_2 PCHE channels: sensitivity to blockage characteristics and correlation development[J]. Applied Thermal Engineering, 2026, **295**: 130749.

[29] Wen Z X, Lv Y G, Li Q, et al. Numerical study on heat transfer behavior of wavy channel supercritical CO_2 printed circuit heat exchangers with different amplitude and wavelength parameters [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, **147**: 118922.

[30] Cui X Y, Guo J F, Huai X L, et al. Numerical investigations on serpentine channel for supercritical CO_2 recuperator[J]. Energy, 2019, **172**: 517-530.

[31] Han Z X, Guo J F, Huai X L. Theoretical analysis of a novel PCHE with enhanced rib structures for high-power supercritical CO_2 Brayton cycle system based on solar energy[J]. Energy, 2023, **270**: 126928.

[32] Shi H Y, Li M J, Wang W Q, et al. Heat transfer and friction of molten salt and supercritical CO_2 flowing in an airfoil channel of a printed circuit heat exchanger[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, **150**: 119006.

[33] Saeed M, Kim M H. Thermal and hydraulic performance of SCO_2 PCHE with different fin configurations[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, **127**: 975-985.

[34] Guo Z Y, Li D Y, Wang B X. A novel concept for convective heat transfer enhancement[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,1998, **41**(14): 2221-2225.

[35] Liu W, Liu Z C, Ming T Z, et al. Physical quantity synergy in laminar flow field and its application in heat transfer enhancement [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, **52**(19/20): 4669-4672.

[36] Ren Y, Zeng L, Zhong S G, et al. Optimization of fin for rectangular microchannel printed circuit heat exchanger using supercritical CO_2 as working fluid[J]. The Journal of Supercritical Fluids, 2025, **219**: 106537.