

DOI: 10.19666/j.rlfed.202301002

直通道印刷电路板式换热器过渡区 传热与流动的实验与数值模拟研究

邹宏伟, 陈永东, 韩冰川, 于改革, 张明然, 刘孝根
(合肥通用机械研究院有限公司, 安徽 合肥 230031)

[摘要] 制造了一台直通道及半圆形截面的印刷电路板式换热器 (PCHE) 样机并进行了不同流量下的水-水过渡区下的传热与流动实验。采用经典宏观圆管传热与流动关联式获得的计算结果与实验结果有明显偏差, 具体为实验 f 因子更大, 总体传热系数随雷诺数的变化更复杂。因此, 对相应应用范围内 PCHE 过渡区液体流动的传热与流动关联式进行了校准。为了获得传热关联式, 利用数值模拟获得 PCHE 过渡区单侧平均表面传热系数。结果表明, 基于平均表面传热系数获得的总体传热系数与实验值平均偏差为 8.5%, 最大偏差为 17.2%, 但基于平均表面传热系数获得的总体传热系数预测模型与实验结果的偏差在 10% 以内, 说明通过数值模拟获得 PCHE 过渡区单侧平均表面传热系数是一种可行的思路。

[关键词] 印刷电路板式换热器; 过渡区; 传热与流动关联式; 数值模拟

[引用本文格式] 邹宏伟, 陈永东, 韩冰川, 等. 直通道印刷电路板式换热器过渡区传热与流动的实验与数值模拟研究[J]. 热力发电, 2023, 52(11): 140-149. ZOU Hongwei, CHEN Yongdong, HAN Bingchuan, et al. Studies of heat transfer and flow characteristics of printed circuit heat exchanger under transitional flow[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(11): 140-149.

Studies of heat transfer and flow characteristics of printed circuit heat exchanger under transitional flow

ZOU Hongwei, CHEN Yongdong, HAN Bingchuan, YU Gaige, ZHANG Mingran, LIU Xiaogen
(Hefei General Machinery Research Institute Co., Ltd., Hefei 230031, China)

Abstract: A Printed Circuit Heat Exchanger (PCHE), with straight channels and semi-circle cross section, was fabricated and experimental studies on heat transfer and fluid flow were conducted, during which the flow regime was transition flow, water was working fluid, and flow rate of water was various. The results obtained from correlations of macro circular tubes had obvious deviations from the experimental results. Specifically, the f factor obtained from experiments are larger, and the changes of the overall heat transfer coefficient were more complex with various Reynolds number. The heat transfer and flow correlations in transition zone of PCHE was calibrated within corresponding application ranges. In order to obtain the heat transfer correlations, a numerical method was introduced to obtain one-sided average convective heat transfer coefficients under transition flow. The results showed that the average deviations of the overall heat transfer coefficient obtained from average convective heat transfer coefficients was 8.5% comparing to experimental results, while the maximum deviation reached 17.2%. However, in spite of that, a correlation to predicted the overall heat transfer coefficients through average convective ones still can be obtained, and the deviations comparing with experimental results was within 10%. It is recommended that obtaining one-sided average convective heat transfer coefficient with numerical method is feasible especially when it was transition flow in PCHE.

Key words: PCHE; transitional flow; heat transfer and flow correlations; experimental and numerical methods

收稿日期: 2023-01-01 网络首发日期: 2023-09-14

基金项目: 安徽省重点研究与开发计划项目 (202104a05020024); 合肥通用机械研究院有限公司博士科技基金 (2020011748); 国机集团重大科技专项 (ZDZX2021-1)

Supported by: Anhui Provincial Key Research and Development Project (202104a05020024); Doctor Science Fund of Hefei General Machinery Research Institute Co., Ltd. (2020011748); Major Science and Technology Projects of Sinomach (ZDZX2021-1)

第一作者简介: 邹宏伟 (1995), 男, 硕士, 工程师, 主要研究方向为石油化工领域换热设备的工艺与结构研发, zouhongwei18@mails.ucas.ac.cn.

超临界二氧化碳(S-CO₂)布雷顿循环系统因其换热效率高、结构紧凑等优势受到越来越多的关注。例如将太阳能和核能与 S-CO₂ 布雷顿循环系统结合,将大大提高能量转换效率。但为了实现 S-CO₂ 布雷顿循环系统的这些创新应用,需要能够在高温和高压下运行的高性能换热器,而且为了避免循环系统体积过大,换热器还应具有结构紧凑和换热效率高等特点。

在这种需求下,印刷电路板式换热器(printed circuit heat exchanger, PCHE)应运而生^[1]。PCHE 是一种结合光-化学刻蚀技术以及真空扩散焊工艺制造的新型换热器,其由多张板片堆叠,然后通过扩散焊连接而成。每张板片上的流道通过刻蚀而成,且流道的截面形状一般为半圆形截面,特征尺寸一般在微米到毫米量级^[2]。PCHE 作为 S-CO₂ 布雷顿循环系统的重要器件之一,充分研究其在层流、过渡流和湍流下的传热与流动性能一直是 S-CO₂ 布雷顿循环系统需要克服的挑战之一。

目前,许多学者就通道结构优化以及传热流动性能对 PCHE 进行了广泛研究,但他们大多以研究层流或者湍流为主,很少考虑过渡区流动。在通道结构方面,Gezelius 等人^[3]从 PCHE 的成本分析出发,将鼓风机功率与 PCHE 总热负荷的比值作为衡量 PCHE 成本的参考,最终给出了 PCHE 几何参数之间的关联式。Lee 等人^[4]通过多目标遗传算法,把曲折通道的焓分析作为目标函数之一,给出了 ZigZag 通道的节距长度、通道直径以及曲折角度对努塞特数和范宁摩擦因子的影响关系。在热工性能和水力性能的研究方面,Myllavarapu 等人^[5]通过在直通道 PCHE 中进行 800 °C、3.0 MPa 的氦气传热与流动实验,最终给出了半圆形管道中层流入口区域的流体动力学入口长度和范宁摩擦因子的关联式。Yoon 等人^[6]则通过数值计算研究了 ZigZag 通道 PCHE 的几何参数对传热与摩擦系数的影响,基于计算结果,他们给出了与几何参数、雷诺数和普朗特数相关的摩擦系数与努塞特数关联式,这些关联式适用于层流状态下的曲折流道。

关于层流和湍流下的 PCHE 传热与流动研究还有很多,但对于过渡态下的研究相对较少。在最近的研究中,Carstens^[7]推导了一系列方程以求解 S-CO₂ 在 PCHE 稳态和瞬态的快速解,但该方法的准确性仍需要提高。Ishzuka 等人^[8]通过数值模拟研究了曲折通道中 S-CO₂ 在 ZigZag 通道的传热流动

特性,但所获得的传热与流动关联式既未区分过渡区流动,也缺少相应的实验验证。Chen 等人^[9]则对直通道 PCHE 进行了氦气下的实验和数值模拟对比,建立的动态模型成功地预测了直通道 PCHE 在稳态下的传热行为,但在预测瞬态行为时数值结果偏大,此外也未进行 PCHE 在过渡区下的压降分析。

可见,目前对于 PCHE 过渡区下的传热与流动研究尚不彻底,且关于 PCHE 内液体过渡区流动机制也暂不明晰。在过渡流下,流体会在层流与湍流之间交替,这种不稳定和混乱的流动可能使通道压力提高 1 个量级甚至导致 PCHE 在工作时发生事故^[10],这在 PCHE 高温高压工况的使用环境中是十分危险的。因此,研究 PCHE 内的过渡流动至关重要。

为了解决这些问题,本文将通过实验研究直通道半圆形通道截面的 PCHE 液体过渡区的传热与压降特性,并最终通过实验结果给出相应的传热与流动模型。然而在此之前,需要明确所要研究的过渡区边界,但目前关于过渡区边界划分并未统一。Liu 等人^[11]通过实验研究发现半圆形微通道比圆形管道更早入过渡区,其区间下限可能在 2 100~3 000 波动。Tam 等人^[11]总结了过渡区边界与入口形状的关系,当入口为凹入式时过渡区雷诺数为 2 900~3 500,矩形形式时为 3 100~3 700,钟形入口时为 5 100~6 100。Everts 等人^[12]则通过监测圆管上不同位置流体的温度与努塞特数,最终给出圆管过渡区范围为 1 828~4 283。

因此,为了保险起见,本研究的过渡区雷诺数范围将综合上述过渡区边界的研究基础进行适当扩充。其中,冷侧雷诺数限定在 2 300~4 500,热侧雷诺数限定在 3 000~6 100。此外,由于 PCHE 半圆形通道的特征尺寸一般在微米到毫米量级,因此与宏观通道相比,其具有小通道效应以及半圆形截面等效效应。目前,已经有许多研究给出了圆管下不同流动区域的传热与流动关联式。文献[13]通过实验研究直接给出了圆管全范围雷诺数的准则式;文献[14]也基于实验结果建立了雷诺数在 2 300~50 000 的传热与流动准则式。关于宏观圆管的热工水力性能研究还有很多,但比较半圆形通道与宏观通道在过渡区传热与流动差异的相对较少。因此,对比半圆形通道与宏观圆管在过渡区的热工水力性能也是本文的研究内容之一。

本文设计和制造了直通道的小型 PCHE 样机;在 PCHE 样机中进行了传热与流动实验测试,并将

实验数据与圆管经典关联式进行对比；最后根据实验数据建立液体在 PCHE 半圆形通道过渡区流动的传热与压降关联式。

1 关联式总结及实验样机介绍

1.1 实验介绍

实验试制的直通道印刷电路板式换热器样机实物以及板片通道的几何形状如图 1 所示。

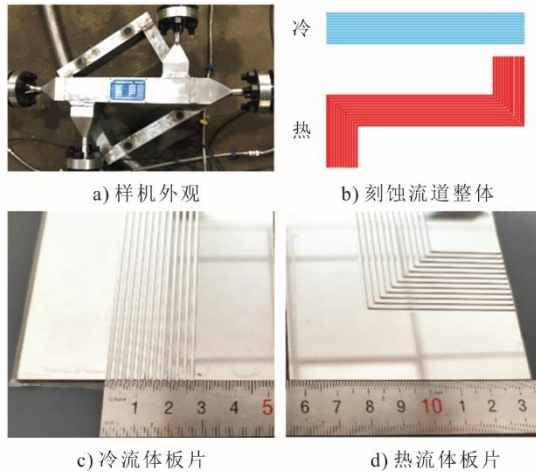


图 1 直通道 PCHE 样机及通道几何结构
Fig.1 Diagram of PCHE and the structure of channels

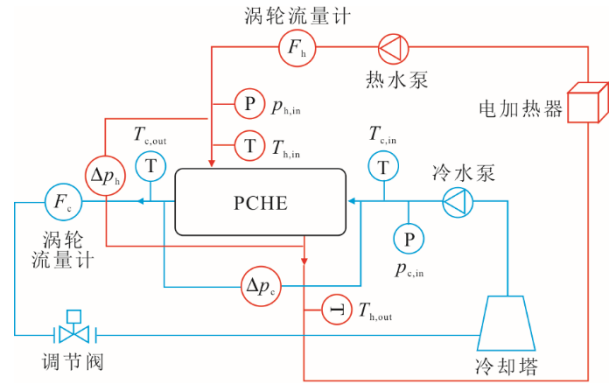
直通道 PCHE 换热芯体由冷流体板片与热流体板片交替堆叠而成。详细几何尺寸见表 1。

表 1 PCHE 几何尺寸
Tab.1 Geometrical details of PCHE

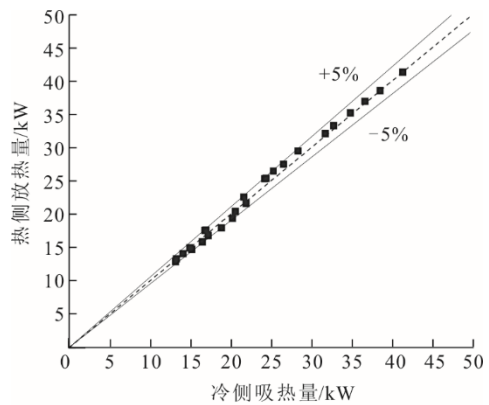
参数	冷侧	热侧
板片材料	SS316L	SS316L
通道直径 D/mm	1.5	1.5
肋宽 δ/mm	0.8	0.8
单流道长度/ mm	600.0	600.0
板片厚度 t_p/mm	1.5	1.5
换热面积/ m^2	0.353	0.353
板片数量	14	14
通道数量	12	12

根据《换热器热工性能和流体阻力特性通用测定方法》(JB/T 10379—2002) 要求, 此次实验在国家某热交换器质量监督检验中心 CNAS、CMA 认可的液-液测试系统上进行。实验系统流程如图 2a) 所示, 其过程为: 首先打开热水泵并调节电加热器功率使热侧水流量达到实验所需值, 并对其持续加热至指定温度; 待热水流量与温度均稳定后打开冷水泵, 将冷侧水的体积流量调节至与热侧体积流量相

同; 待流量示数以及温度示数均稳定后, 开始记录冷、热两侧的温度、压差、体积流量及压力等数据, 并计算两侧的换热量, 如此循环直至实验结束。实验结果的准确性通过计算冷、热侧的换热量偏差来确定。冷、热侧的换热量偏差均在 $\pm 5\%$ 内, 说明实验结果可靠。冷热两侧热负荷比较如图 2b) 所示。



a) 实验系统流程



b) 冷、热两侧热负荷比较

图 2 PCHE 样机测试系统及冷、热侧热负荷比较
Fig.2 Schematic Diagram of PCHE Test System and comparison of heat load at cold and hot sides

实验过程中采用的测量仪表信息见表 2。

表 2 实验检测仪表信息
Tab.2 Details of experimental instrumentation

仪表名称	规格型号	不确定度	生产厂家
压力变送器	0~500 kPa	0.50%	合肥杜威仪表有限公司
铂热电阻	Pt100	0.20~0.30 °C	上海自仪三厂
精密压力表	0~0.6 MPa	0.19%	上海自动仪表股份有限公司
数字压差计	512	0.30%	TESTO
涡轮流量计	LWGY-25/M/C/P/L/B1	0.13%~0.15%	合肥精大仪表股份有限公司
泵	JMUS 160M2-2 V1		浙江金龙电机股份有限公司
冷却塔	LRCM-H-100		浙江春城冷却设备有限公司

流量、温度和压力测量结果对实验结果的影响最大，因此表 2 给出了相关仪表的不确定度。根据计算整理得到雷诺数、摩擦系数和总传热系数的最大不确定度分别在 3.07%、4.45%、3.27%。

实验不确定度通过 Moffat^[15]给出的方法获得，其定义为：

$$W_{R^+} = \left\{ \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial R^+}{\partial x_i} W_{x_i} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (1)$$

式中： R^+ 为关于 x_i 的函数。

实验过程中采用的工质均为液态水。实验共进行了 10 组实验且每组实验均重复 3 次。PCHE 内水-水传热实验工况见表 3。实验时入口温度会持续波动，但每组工况均保证其波动范围在 1 °C 以内。此外，根据泵的量程以及所要研究的雷诺数范围，控制入口体积流量在 1.0~1.9 m³/h，冷、热侧体积流量一致，且由于流体物性的差异，热侧入口雷诺数大于冷侧入口雷诺数。

1.2 经典关联式

为了研究现有经典关联式的适用性，本文对现

有经典关联式进行了汇总。表 4 列出了部分国外经典努塞特数 Nu 的关联式^[5,13-14,16]，表 5 给出了部分经典的范宁摩擦因子（Fanning factor, f 因子）关联式^[17-20]。各关联式的雷诺数使用范围与本实验测试范围并不完全覆盖，出于对比分析的目的，对不覆盖雷诺数范围的准则式也进行了关联式计算，以检验其适用性。

表 3 PCHE 内水-水传热实验工况
Tab. 3 Experimental conditions of water-water in PCHE

序号	冷侧进口温度/K	热侧进口温度/K	入口体积流量/(m ³ ·h ⁻¹)	冷侧雷诺数	热侧雷诺数
1	298.05	333.98	1.9	4 479.41	6 055.26
2	297.84	333.20	1.8	4 195.33	5 662.43
3	297.71	333.11	1.7	3 956.88	5 328.12
4	297.56	333.09	1.6	3 720.56	5 003.09
5	297.37	332.97	1.5	3 476.37	4 674.97
6	297.29	333.83	1.4	3 262.94	4 401.65
7	297.22	332.74	1.3	3 021.55	4 017.42
8	297.07	333.04	1.2	2 790.18	3 725.40
9	296.99	333.22	1.1	2 575.12	3 419.15
10	296.90	333.66	1.0	2 347.79	3 178.84

表 4 不同形式传热关联式汇总
Tab.4 Collection of the heat transfer correlations

名称	形式	参数范围	备注
Gnielinski1	$Nu = (f/8)(Re-1000)Pr / (1+12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1))$	$0.5 \leq Pr \leq 2000$; $2300 \leq Re \leq 5 \times 10^6$	$f = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2}$
Gnielinski2	$Nu_t = (4.364^3 + 0.6^3 + (1.953(RePrD_h/L)^{1/3} - 0.6)^3)^{1/3}$; $Nu_t = \text{Gnielinski}$; $Nu_{trans} = (1-\gamma)Nu_{t,2300} + \gamma Nu_{t,10000}$; $\gamma = (Re-2300)/(10000-2300)$	$Re < 2300$ 层流; $2300 \leq Re \leq 10^4$ 过渡区; $Re > 10^4$ 湍流区	1 代表层流; tur 代表湍流; trans 代表过渡区
Churchill	$Nu_t = 4.364$; $Nu_t = Nu_0 + 0.079(f/2)^{0.5} Re Pr / (1+Pr^{0.8})^{5/6}$; $Nu_0 = 6.3$	全范围	采用统一形式
Lienhard	$Nu_t = 3.66 + 0.0688 Re Pr (D_h/L) / (1+0.04(Re Pr (D_h/L)))^{2/3}$; $Nu_t = \text{Gnielinski}$;	$Re < 2300$ 层流; $2300 \leq Re \leq 5 \times 10^6$ 湍流区	
Mylavarapu	$Nu_t = 4.089$; $Nu_{tur} = \text{Gnielinski}$; $Nu_{trans} = 3.5239(Re/1000)^4 - 45.148(Re/1000)^3 + 212.13(Re/1000)^2 - 427.45(Re/1000) + 316.08$	$0.5 \leq Pr \leq 2000$, $Re < 2300$ 层流; $2300 \leq Re \leq 3100$ 过渡区; $Re > 3100$ 湍流区	下标 1 代表层流; 下标 tur 代表湍流; 下标 trans 代表过渡区

表 5 不同形式 f 因子计算关联式汇总
Tab.5 Collection of Fanning factor correlations

名称	形式	参数范围
Churchill	$2/f = (1/((8/Re)^{10} + (Re/36500)^{20})^{0.5} + (2.21 \ln(Re/7))^{10})^{0.2}$	全范围
Bhatti	$f = A + B/Re^{1/m}$; $A=0, B=16, m=1 (Re < 200)$; $A=0.0054, B=2.3 \times 10^{-8}, m=-2/3 (2100 \leq Re \leq 4000)$; $A=1.28 \times 10^{-3}, B=0.1143, m=3.2154 (Re > 4000)$	全范围
Petukhov	$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} / 4$	$3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$
Blasius	$f = 0.079 / Re^{0.25}$	$4000 \leq Re \leq 10^5$
Filonenko	$1/(f)^{0.5} = 1.58 \ln Re - 3.28$	$10^4 \leq Re \leq 10^7$

2 数据整理

根据采集的不同体积流量下温度、压力等数据进行传热分析,具体过程如下。

$$D_h = 4A_c / P = \pi D / (\pi + 2) \quad (2)$$

式中: D_h 为水力直径, m; A_c 为通道横截面积, m^2 ; P 为半圆形通道湿周, m; D 为半圆形通道直径, m。

$$Re = GD_h / \mu \quad (3)$$

式中: Re 为雷诺数; G 为质量流率, $kg/(m^2 \cdot s)$; μ 为流体动力黏度, Pa·s。

$$Q_h = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (4)$$

式中: Q_h 为热侧放热量, W; \dot{m}_h 为热侧质量流量, kg/h ; c_{ph} 为热侧定压比热容, $J/(kg \cdot K)$; $T_{h,in}$ 、 $T_{h,out}$ 分别为热侧入口温度和热侧出口温度, K。

$$Q_c = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (5)$$

$$\Delta p = \frac{Gv'}{2} \left[(1 - \sigma^2 - K') + 2 \left(\frac{v''}{v'} - 1 \right) + \frac{4fLv_m}{D_h v'} - (1 - \sigma^2 - K'') \frac{v''}{v'} + \xi_a \frac{v_m}{v'} \right] \quad (9)$$

式中: v' 、 v'' 、 v_m 分别为芯体进口温度、出口温度和它们算数平均温度的比体积, m^3/kg ; σ 为换热器芯体的孔隙度, 等于自由流动面积与芯体横截面积之比, 取 0.133; K' 、 K'' 为芯体进口与出口处的经验压力损失系数, 查阅文献^[21]分别取 0.459 和 0.752; ξ_a 为端盖的经验局部阻力系数^[22], 取 0.595。

3 结果与讨论

3.1 阻力分析

图 3 给出了冷、热出口压降以及 f 因子随雷诺数的变化情况。从图 3a) 可知, 在相同入口流量下, 热侧通道压降略大于冷侧通道压降, 这是由热侧通道 90° 弯头造成的额外压力损失。相应地, 在图 3b) 给出的两侧 f 因子比较中, 热侧 f 因子值整体大于冷侧 f 因子。但值得注意的是, 冷侧 f 因子在入口流量增加的过程中表现为先上升后下降。这可能是因为在入口流量从 1.0 m^3/h 变化到 1.1 m^3/h 时, 冷侧通道流型发生转捩导致通道压降增加, f 因子上升; 但随着入口流量的增加流动冷侧流动逐渐接近湍流, 因此又出现 f 因子随流量的增大而下降。在早期英国 Heatric 公司的板片刻蚀通道的流动研究中也出现过类似情况^[23]。

对半圆形通道的 f 因子与经典关联式进行对比。图 4 分别给出了实验冷、热侧范宁摩擦因子与关联式预测值的比较结果。

式中: Q_c 为冷侧换热量, W; \dot{m}_c 为冷侧质量流量, kg/h ; c_{pc} 为冷侧定压比热容, $J/(kg \cdot K)$; $T_{c,in}$ 、 $T_{c,out}$ 分别为冷侧入口温度和冷侧出口温度, K。

$$\Delta T_{lmt} = \frac{((T_{h,in} - T_{h,out}) - (T_{c,out} - T_{c,in}))}{\ln((T_{h,in} - T_{h,out}) / (T_{c,out} - T_{c,in}))} \quad (6)$$

式中: ΔT_{lmt} 为对数平均温差, K。

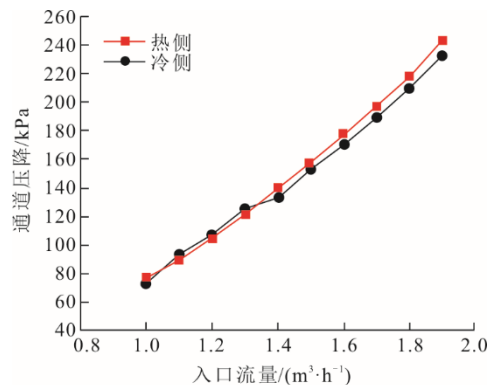
$$Nu = h_c D_h / \lambda_f \quad (7)$$

式中: Nu 为努塞特数; h_c 为表面传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; λ_f 为流体热导率, $W/(m \cdot K)$ 。

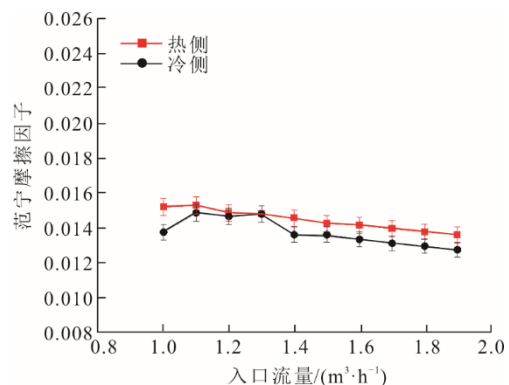
$$f = \Delta p D_h / 2\rho u^2 L \quad (8)$$

式中: f 为范宁摩擦因子; L 为流道沿程长度, m; Δp 为流体经过 PCHE 时的阻力损失。

Δp 包括: 1) 流经进口管箱和出口管箱的压力损失; 2) 流经芯体时的压力损失; 3) 进入芯体与离开芯体时的压力损失。



a) 通道压降随体积流量变化曲线



b) f 因子随体积流量变化曲线

图 3 通道压降与 f 因子随体积流量变化曲线

Fig.3 Changes of channel pressure drop and Fanning factor with various volume flow rates

从图 4 可知, 实验获得的 f 因子普遍大于关联式预测值。这可能有 2 方面原因: 一方面是因为半

圆形通道具有小通道效应, 导致其通道阻力降一般大于宏观通道; 另一方面是由于热效应导致。对于前者如在 Mylavarapu 等人^[5]的研究中, 对水力直径为 1.2 mm 的半圆形通道进行了雷诺数为 1 000~4 000 的氦气传热与流动实验, 也发现小通道的冷、热侧 f 因子也均大于 Shah^[24] 提出的常规圆管经验公式预测值, 类似的结果也在 Song^[25] 的研究中被发现。对于后者在 Tam 等人^[11,26] 的研究中发现传热效应也可能导致管道内 f 因子发生变化, 通过在内径为 1.58 cm 的管道上分别施加 3、8、16 kW/m² 的热流密度, 最终发现在层流和过渡流下, 加热管道的 f 因子与未加热管道的 f 因子之间有明显差异。在此基础上, Tam 等人^[26] 进一步研究了加热效果对于层流和过渡流雷诺数范围的影响, 通过在内径为 1.48 cm 的管道上施加不同的热流密度, 发现对管道加热会改变过渡区雷诺数的上下限, 但未对这种现象做出解释。这可能是小通道和宏观通道的差异所造成的, 后续将对这一现象进行深入讨论。

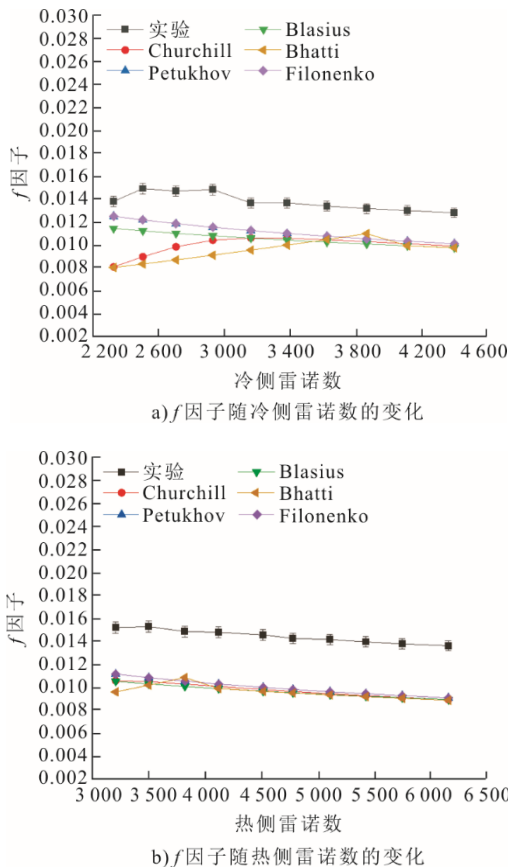


图 4 冷、热侧 f 因子实验结果与关联式结果比较
Fig.4 Comparison between experimental results and correlation results of Fanning factor on cold and hot sides

从图 4 可见, 目前经典的宏观通道 f 因子关联

式不能直接预测半圆形通道中液体过渡区下的 f 因子, 因此需要重新考虑半圆形通道下液体过渡区的 f 因子关联式。考虑到 Churchill 公式适用于全范围雷诺数, 将基于 Churchill 的关联式进行雷诺数在 2 300~6 100 的 f 因子准则式修正。同时考虑到此关联式涉及换热过程, 在公式中引入普朗特数, 最终给出的 f 因子准则式为:

$$f = -0.04Re^{0.166}Pr^{0.026} + 0.025 \ln Re - 0.0289 \quad (10)$$

(2 300 < Re < 6 100)

图 5 为实验 f 因子与式(10)计算获得 f 因子比较。由图 5 可见, 关联式 f 因子与实验 f 因子的偏差在 10% 以内, 说明关联式可用于预测半圆形通道液体过渡区下阻力特性。

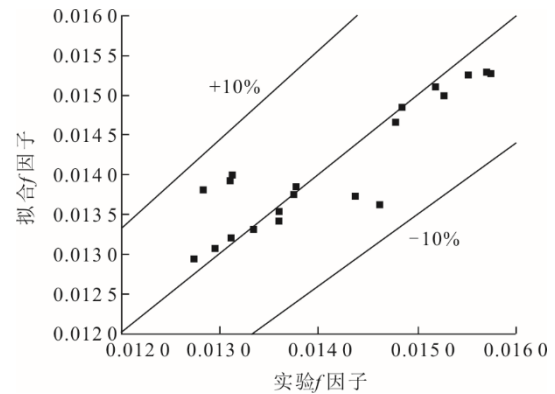


图 5 实验 f 因子与拟合 f 因子比较
Fig.5 Deviation between experimental factor f and fitting factor f

3.2 传热分析

在传热分析过程中, 需要考虑冷、热侧的表面传热系数。一般获得冷、热侧表面传热系数的方法是通过 Wilson 作图法^[27]或直接通过实验测量获得。其中, Wilson 作图法是一种可以基于换热器总传热系数计算获得冷、热侧表面传热系数的方法。但该方法的局限在于需要内部流体在单纯的层流区或者湍流区流动。由于本文研究的过渡流是层流和过渡流的叠加, 因此无法通过 Wilson 作图法获得单侧的表面传热系数。而实验测量法则是在 1 根管道上设置多个温度测点, 通过测量流体平均温度、壁面温度、热流密度等参数最终获得管道的平均表面传热系数^[12]。但这种方法适用于单管模型, 对于 PCHE 样机而言, 其扩散焊的制造工艺导致很难在单条半圆形通道内布置多个温度测点来测量单侧表面传热系数。因此, 为了获得单侧表面传热系数, 将引入数值模拟方法近似获取平均的实验表面传热系数的变化趋势及范围, 以辅助完成 PCHE 的传热分析。

3.2.1 数值计算模型与设置

求解流体流动与传热的方程包括连续性方程、动量守恒方程与能量守恒方程，其稳态守恒形式如下^[28]。

连续性方程为：

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0 \quad (11)$$

动量守恒方程为：

$$\nabla \cdot \{\rho \mathbf{V} \mathbf{V}\} = -\nabla p + \nabla \cdot \{\mu [\nabla \mathbf{V} + (\nabla \mathbf{V})^T]\} + \nabla \cdot (\lambda \nabla \mathbf{V}) \quad (12)$$

能量方程为：

$$\nabla \cdot \{\rho \mathbf{V} e\} = -\nabla \cdot \mathbf{q}_s - \nabla \cdot \{p \mathbf{V}\} + \nabla \cdot \{\boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{V}\} \quad (13)$$

式中： \mathbf{V} 为速度矢量； p 为静压； λ 和 μ 分别为第二黏性系数和分子黏性系数； $\boldsymbol{\tau}$ 为切应力； q_s 为通过单位面积的热量。

为了在减少计算成本的同时获得合理的计算结果，在数值模拟过程中对计算模型进行了调整；将调整后模型的计算结果与实验结果进行比较，当模拟结果与实验结果偏差较小时认为简化模型合理。将图 6a) 热流体板片的“侧进侧出”流道，调整为图 6b) 的“直进直出”流道。由于调整后的计算模型均为“直进直出”的通道结构，因此其通道的排列具有周期性。此时，计算模型满足使用周期性边界条件的条件，可将模型简化为图 6c) 的 1 对具有周期性边界的冷、热通道。这种方法获得的计算模型与实际模型具有较大差异，但由于数值模拟的目的是为了近似获得实验中冷、热侧的表面传热系数，因此只要模拟出口温度与实验出口温度的偏差足够小，便可近似认为模型调整前与调整后的平均表面传热系数近似。

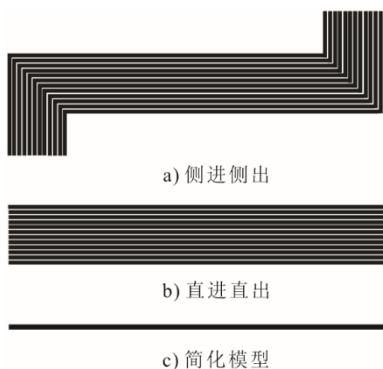


图 6 计算模型示意

Fig. 6 Schematic Diagram of simulation model

对于计算模型的选取，Rezaeiha 等人^[29]与雷娟棉等^[30]通过比较圆柱绕流的模拟与实验结果，认为 Transition SST 可以较为准确地预测过渡流中边界层的转捩与近壁面的流动特征，因此推荐在进行过

渡区模拟时采用 Transition SST 模型。为了进一步证明这种模型的可靠性，分别将 Laminar 模型、SST $k-\omega$ 模型以及 Transition SST 模型的计算结果与实验结果进行比较，结果如图 7 所示。由图 7 可见：Laminar 模型计算获得的单通道热负荷比实验值小；而 SST $k-\omega$ 模型计算获得的热侧计算结果比实验值小，冷侧计算结果比实验值大。相比之下，Transition SST 模型与实验结果更接近。因此，选用 Transition SST 模型是可靠的。

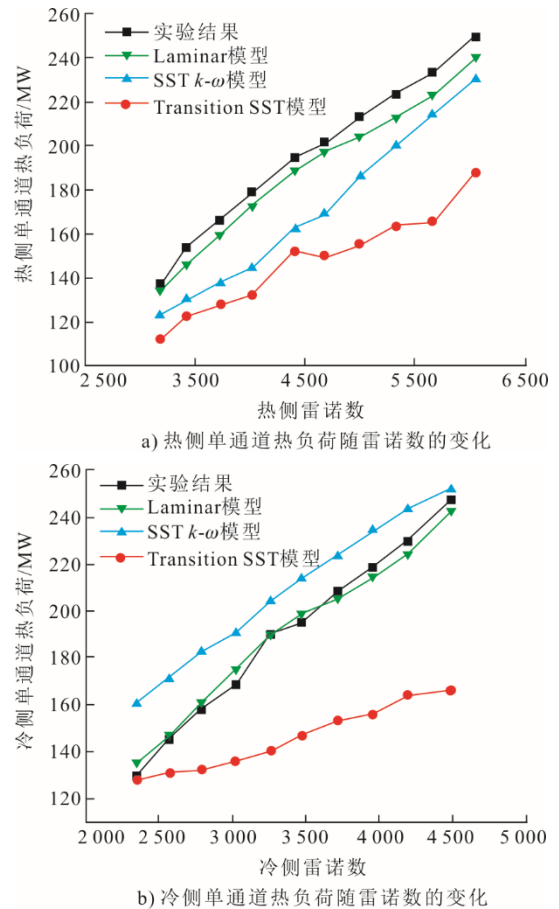


图 7 不同计算模型与实验测得单通道热负荷比较
Fig.7 Comparison of single channel heat load obtained by different calculation models and experiments

计算采用的介质均为液态水，其物性参数为关于温度的函数，计算边界条件设置了 2 对周期面，采用速度入口和压力出口，热侧流体的进口温度及冷侧流体的进口温度与实验值相同。入口流速根据入口雷诺数以及水的物性参数计算获得。

图 8 为计算区域离散方法示意。为了满足 Transition SST 的使用条件，设置网格边界层增长比不超过 1.1，边界层数量大于 10 且控制壁面 y^+ 小于 1。网格独立性验证结果见表 6，其中通过改变线段上的节点数来改变网格数量和网格疏密程度，最终

网格设置以冷侧出口温度 $T_{c,out}$ 和热侧出口温度 $T_{h,out}$ 为参考。从表 6 可知, 从 M2 组开始, 冷、热侧的出口温度不再明显变化, 说明从 M2 的网格密度及网格数量开始, 网格所造成的计算误差已经可以忽略不计, 因此最终以 M2 组为网格生成方法。

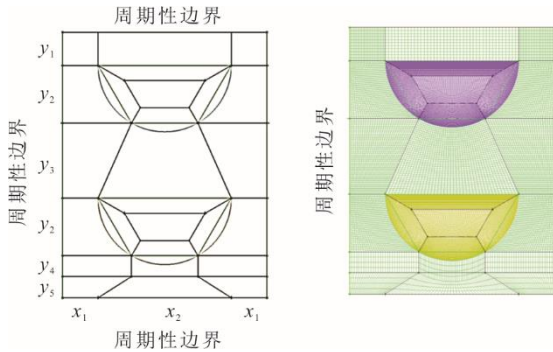


图 8 计算模型离散化及边界条件设置

Fig.8 Discrete grid and boundary condition of the simulation model

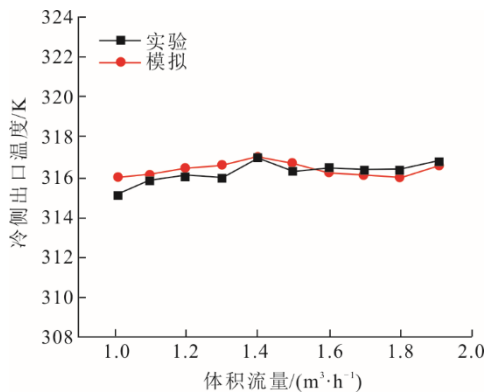
表 6 网格划分结构参数

Tab. 6 Detailed parameters of the grid

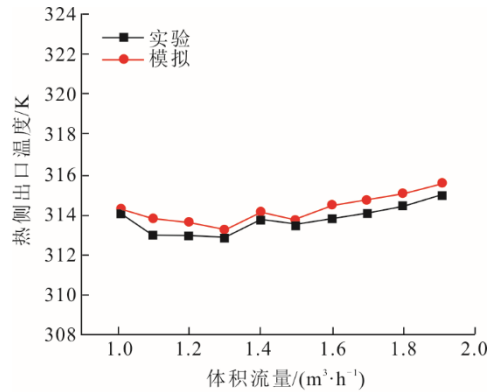
项目	M1	M2	M3	M4	M5
y_1	8	10	10	10	10
y_2	14	20	24	28	32
y_3	14	20	24	28	32
y_4	6	10	10	10	10
y_5	4	4	4	4	4
x_1	8	10	10	10	10
x_2	14	20	24	28	32
o_1	12	15	18	20	22
第 1 层网格高度/mm			0.005 3		
网格数量	165 万	300 万	446 万	625 万	840 万
$T_{c,out}/K$	322.550	321.087	321.085	321.082	321.080
$T_{h,out}/K$	299.990	310.670	310.670	310.670	310.680

3.2.2 传热特性研究

首先对数值模拟结果的可靠性进行验证。此处将多组实验出口温度与数值模拟出口温度的结果进行比较, 结果如图 9 所示。



a) 冷侧出口温度随体积流量的变化

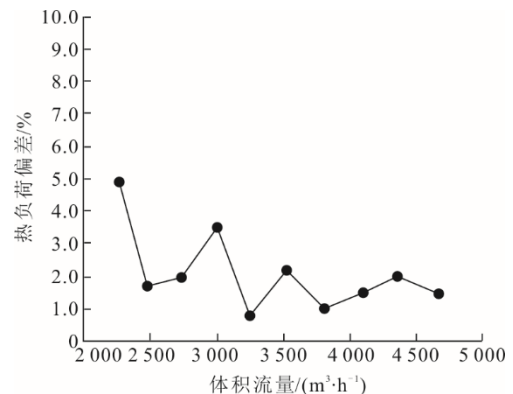


b) 热侧出口温度随体积流量的变化

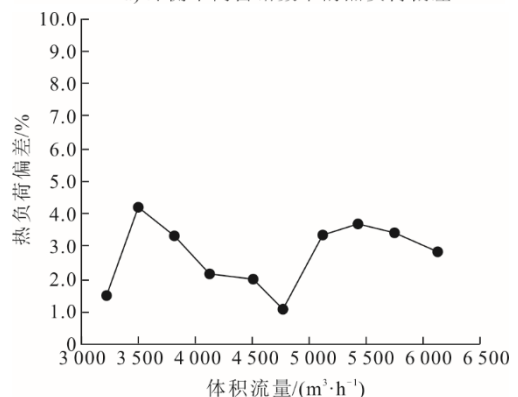
图 9 冷、热侧的数值模拟与实验结果出口温度比较
Fig.9 Comparison between numerical and experimental results of the outlet temperature on cold and hot sides

从图 9 可见, 出口温度预测的数值模拟结果与实验结果接近。但图 9 中出口温度没有随体积流量的增加而线性变化, 这主要是因为每次实验的冷、热侧入口温度不一致所导致的。

图 10 给出了数值模拟与实验结果间的热负荷偏差。



a) 冷侧不同雷诺数下的热负荷偏差



b) 热侧不同雷诺数下的热负荷偏差

图 10 冷、热侧的数值模拟与实验热负荷偏差
Fig.10 Thermal load deviations between numerical and experimental results

由图 10 可见: 热侧数值模拟与实验结果热负荷的最大偏差为 4.2%, 平均偏差为 2.7%; 冷侧数

值模拟与实验结果热负荷的最大偏差为 5.0%，平均偏差为 2.1%。可见，数值模拟结果与实验结果吻合良好，数值计算采用的方法可靠。因此基于该数值模拟方法测量冷、热侧表面传热系数，结果如图 11 所示。由图 11 可见，随着入口流量的增加两侧的表面传热系数均在上升。

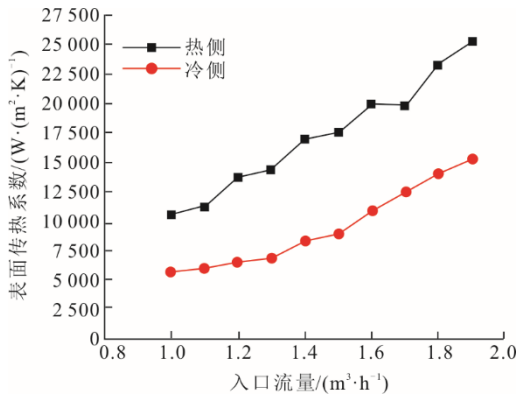


图 11 数值模拟测得的冷、热侧表面传热系数
Fig.11 Convective heat transfer coefficient between numerical and experimental results

实验结果、数值计算结果以及经典关联式预测结果对比结果如图 12 所示。

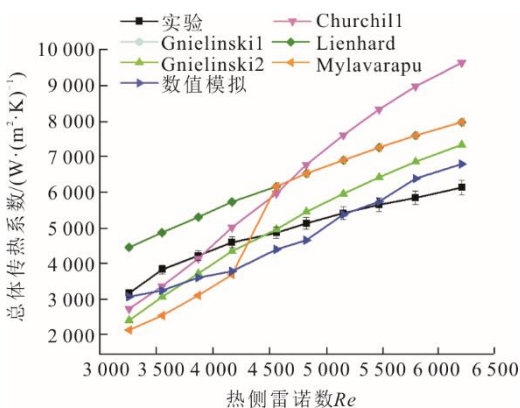


图 12 实验结果与关联式及数值模拟的总体传热系数对比
Fig.12 Comparison of the overall heat transfer coefficient among the datas

由图 12 可见，半圆形通道液体过渡区下的总体传热系数数值与宏观管道的经典关联式偏差较大。Gnielinski1 关联式预测结果与实验结果的平均偏差为 32.0%；Churchill 关联式预测结果与实验结果的平均偏差为 26.6%；Lienhard 关联式预测结果与实验结果的平均偏差为 25.8%；Mylavarapu 关联式预测结果与实验结果的平均偏差达 27.6%；Gnielinski2 关联式预测结果与实验结果的最大偏差为 23.1%，平均偏差达 12.0%。值得注意的是，数值模拟预测结果与实验结果的平均偏差达 8.5%，最大偏差为 17.2%。产生偏差的原因有 2 方面：一方面是因为数值计算

测量值为沿管道流动长度加权平均后的结果，因此所获值为入口发展段和充分发展段的加权平均；另一方面是因为此次数值模拟假设每条通道的流量相同，因此导致数值计算结果与实验值产生偏差。

虽然数值结果与实验值存在一定的偏差，但 8.5% 的平均偏差仍可接受。利用表面传热系数模拟值进行努塞特数关联式拟合。从图 12 可见，实验总体传热系数与 Gnielinski2 的结果接近，因此关联式形式基于 Gnielinski2 形式进行改进。根据表面传热系数模拟值获得的努塞特关联式为：

$$Nu = -0.75 + 0.321Re^{1.46}Pr^{-0.17}(D_h/L) / (0.49Re + 0.1RePr)^{0.15} (2300 < Re < 6100) \quad (14)$$

通过式(14)计算总体传热系数，并将其与实验结果对比，结果如图 13 所示。由图 13 可知，两者的平均偏差控制为 4.77%，最大偏差不超过 10%。基于数值模拟计算获得关联式修正的思路是可行的，但还需进一步提高数值计算获得总体传热系数的精度。

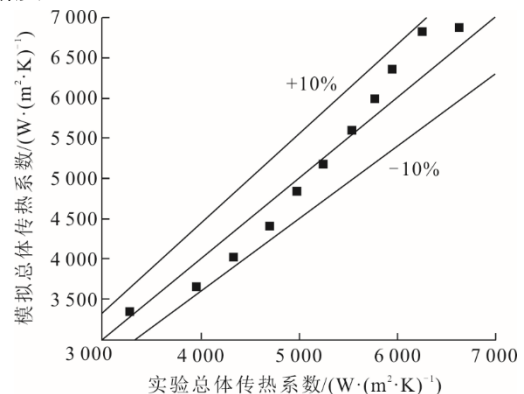


图 13 热侧实验总体传热系数与拟合关联式结果比较
Fig.13 Comparison between experimental overall heat transfer coefficient and fitting correlation resultson hot side

4 结 论

本文进行了直通通道 PCHE 样机内水-水在过渡区状态下流动传热性能实验，并且将实验结果与经典关联式预测性能进行了对比，在对比过程中通过实验与数值模拟方法相结合，给出了 PCHE 在 $2300 \leq Re \leq 6100$ ，且工质为液体时的流动与传热关联式。

1) 对于 PCHE 液体过渡区流动，发现半圆形通道的小通道效应和换热过程是造成宏观通道 f 因子经典关联式预测结果与实验值偏差较大的原因。在考虑小通道效应和换热效应的情况下，提出了半圆形通道液体过渡区 f 因子关联式，关联式预测结果与实验结果的偏差控制在 10% 以内。

2) 在 PCHE 半圆形通道液体过渡区的传热分

析中, 宏观通道的传热关联式与实验值也具有偏差。为了对传热关联式进行修正, 通过数值模拟的方法接近 PCHE 半圆形通道液体过渡区单侧的表面传热系数。最终获得的努塞特关联式与实验测得总体传热系数的偏差控制在 10% 以内。说明用数值模拟方法测量过渡区单侧表面传热系数的思路可靠, 但目前仍需要进一步提高准确性。

[参 考 文 献]

- [1] LIE S H, HUANG Y P, WANG J F, et al. Experimental study on transitional flow in straight channels of printed circuit heat exchanger[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 181: 115950.
- [2] LE P R, SOUTHALL D, OSBORNE S. Impact of mechanical design issues on printed circuit heat exchangers[C]. University of Colorado Bolder: 2011 Proceedings of SCO₂ Power Cycle Symposium, 2011: 1.
- [3] GEZELIUS K. Design of compact intermediate heat exchangers for gas cooled fast reactors[D]. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 2004: 1.
- [4] LEE S M, KIM K Y, KIM S W. Multi-objective optimization of a double-faced type printed circuit heat exchanger[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 60(1-2): 44-50.
- [5] MYLAVARAPU S K, SUN X, GLOSUP R E, et al. Thermal hydraulic performance testing of printed circuit heat exchangers in a high-temperature helium test facility [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 65(1-2): 605-614.
- [6] YOON S J, O'BRIEN J, CHEN M, et al. Development and validation of nusselt number and Friction factor correlations for laminar flow in semi-circular zigzag channel of printed circuit heat exchanger[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 123: 1327-1344.
- [7] CARSTENS N. Control strategies for supercritical carbon dioxide power conversion systems[D]. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 2007: 1.
- [8] ISHIZUKA Y K, MUTO Y, NIKITIN K, et al. Thermal-hydraulic characteristics of a printed circuit heat exchanger in a supercritical CO₂ loop[C]. Gyeongju, Republic of Korea: the 11th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics, 2016: 1.
- [9] CHEN M, SUN X, CHRISTENSEN R N, et al. Experimental and numerical study of a printed circuit heat exchanger[J]. *Annals of Nuclear Energy*, 2016, 97: 221-231.
- [10] TAM L M, GHAJAR A J. Transitional heat transfer in plain horizontal tubes[J]. *Heat Transfer Engineering*, 2006, 27(5): 23-38.
- [11] TAM L M, GHAJAR A J. Effect of inlet geometry and heating on the fully developed Friction factor in the transition region of a horizontal tube[J]. *Experimental Thermal Fluid Science*, 1997, 15(1): 52-64.
- [12] EVERTS M, MEYER J P. Heat transfer of developing and fully developed flow in smooth horizontal tubes in the transitional flow regime[J]. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 2018, 117: 1331-1351.
- [13] BHATTI M.S. Turbulent and transition flow convective heat transfer in ducts[M]. *Handbook of Single-phase Convective Heat Transfer*, 1987.
- [14] BAUER A, MAYER T, SEMMEL M, et al. Energetic evaluation of hydrogen refueling stations with liquid or gaseous stored hydrogen[J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2019, 44(13): 6795-6812.
- [15] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results[J]. *Experimental Thermal Fluid Science*, 1988, 1(1): 3-17.
- [16] GNIELINSKI V. Forced convection in ducts[M]. *Heat Exchanger Design Handbook*, 1983: 1.
- [17] BENNETT K, CHEN Y T. Thermal-hydraulic correlations for zigzag-channel pches covering a broad range of design parameters for estimating performance prior to modeling[J]. *Thermal Science Engineering Progress*, 2020, 17: 100383.
- [18] PIDAPARTI, SANDEEP R. Heat transfer and fluid flow characteristics of supercritical carbon dioxide flow[D]. Atlanta: Georgia Institute of Technology, 2019: 1.
- [19] CHEN M. Performance testing and modeling of printed circuit heat exchangers for advanced nuclear reactor applications[D]. Ann Arbor: University of Michigan, 2018: 1.
- [20] GHAJAR, AFSHIN J. Heat transfer and pressure drop in the transition region of smooth horizontal circular tubes with different inlet configurations[M]. *Advances in Heat Transfer*: Elsevier, 2019, 51: 1-53.
- [21] 王秉铨. 工业炉设计手册[M]. 3 版. 北京: 机械工业出版社, 2010: 1047-1058
WANG Bingquan. *Industrial furnace design manual*[M]. 3rd ed. Beijing: Machine Press, 2010: 1047-1058.
- [22] 余建祖, 谢永奇, 高红霞. 换热器原理与设计[M]. 2 版. 北京:北京航空航天大学, 2019:4.
YU Jianzu, XIE Yongqi, GAO Hongxia. *Heat exchanger principle and design*[M]. 2nd ed Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2019: 4.
- [23] SOUTHALL D, LE P R, DEWSON S J. Design considerations for compact heat exchangers[C]. Astana: Proceedings of International Conference of Asian Political Parties, 2008: 8-12.
- [24] SHAH R. A correlation for laminar hydrodynamic entry length solutions for circular and noncircular ducts[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1978, 100: 177-179.
- [25] SONG S C. Thermal-hydraulic performance of a printed circuit heat exchanger in an air test loop[D]. Daejeon: Korea Advanced Institute of Science and Technology, 2006: 1.
- [26] TAM H K, TAM L M, GHAJAR A J. Effect of inlet geometries and heating on the entrance and fully-developed friction factors in the laminar and transition regions of a horizontal tube[J]. *Experimental thermal fluid science*, 2013, 44: 680-696.
- [27] WILSON E E. A Basis for rational design of heat transfer apparatus[J]. *The Journal of American Society of Mechanical Engineers*, 1915, 37: 546-551.
- [28] DARWISH M, MOUKALLED F. The finite volume method in computational fluid dynamics: an advanced introduction with openfoam® and matlab®[M]. Springer, 2016: 1.
- [29] REZAEIHA A, MONTAZERI H, BLOCKEN B. On the accuracy of turbulence models for CFD simulations of vertical axis wind turbines[J]. *Energy*, 2019, 180: 838-857.
- [30] 雷娟棉, 谭朝明. 基于 transition SST 模型的高雷诺数圆柱绕流数值研究[J]. *北京航空航天大学学报*, 2017, 43(2): 207-217.
LEI Juanmian, TAN Zhaoming. Numerical simulation for flow around circular cylinder at high reynolds number based on transition SST model[J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2017, 43(2): 207-217.

(责任编辑 杨嘉蕾)