

超临界 CO₂ 螺旋槽管内冷却换热特性的数值模拟 及实验研究

虞中阳,陶乐仁,张苏韩,李 猛

(上海理工大学 制冷及低温工程研究所,上海 200093)

摘 要:为了研究超临界 CO₂ 螺旋槽管内的流动换热特性,本文首先在入口温度 323.15 K、入口压力 8.0 MPa、入口雷诺数 35 000、总热量 4 200 W 的条件下对不同结构参数的螺旋槽管进行了数值计算,分析了各参数对换热系数及流动过程的影响,并根据换热评价因子,得到了最优螺旋槽管结构(管槽半径 r_1 为 6.5 mm,管槽圆角 r_2 半径为 2.0 mm,管槽槽深 e_1 为 5.5 mm,套管间距 e_2 为 1.0 mm,螺旋角 w 为 0.70 rad)。在此基础上,实验研究了不同压力、不同入口雷诺数对换热系数的影响,得出其影响机理。分析换热系数的影响因素,并结合数值计算和实验数据,建立了超临界 CO₂ 螺旋槽管内冷却换热关联式,并对实验数据进行了预测计算。结果表明,预测值与实验值的平均绝对值偏差为 11.65%,最大绝对值偏差不超过 25%,证明了其具有较好的准确性。

关 键 词:超临界 CO₂;螺旋槽管;冷却换热;结构优化;关联式

中图分类号:TK124 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.04.015

[引用本文格式]虞中阳,陶乐仁,张苏韩,等.超临界 CO₂螺旋槽管内冷却换热特性的数值模拟及实验研究[J].热能动力工程,2022,37(4):107-116. YU Zhong-yang, TAO Le-ren, ZHANG Su-han, et al. Numerical and experimental investigation on cooling heat transfer and flow characteristics of supercritical CO₂ in spirally fluted tubes[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(4):107-116.

Numerical and Experimental Investigation on Cooling Heat Transfer and Flow Characteristics of Supercritical CO₂ in Spirally Fluted Tubes

YU Zhong-yang, TAO Le-ren, ZHANG Su-han, LI Meng

(Institution of Refrigeration and Cryogenics, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code:200093)

Abstract: To study the heat transfer and flow characteristics of supercritical CO₂ in the spirally fluted tubes, the numerical calculation of the spirally fluted tubes with different geometric parameters at inlet temperature of 323.15 K, operating pressure of 8.0 MPa, inlet Reynolds number of 35 000 and total heat of 4 200 W was presented, the effects of various parameters on heat transfer coefficient and flow process were analyzed in this paper, and the optimal structure of spirally fluted tubes was obtained according to the heat transfer evaluation factors (the radius of the groove r_1 of 6.5 mm, the radius of the fillet r_2 of 2.0 mm, the depth of the groove e_1 of 5.5 mm, the space between the main tube and the outer sleeve e_2 of 1.0 mm, and the helix angle w of 0.70 rad). On this basis, the effects of different pressures and inlet Reynolds numbers on the heat transfer coefficient were studied experimentally, and its impact mechanism was obtained. The correlation of the cooling heat transfer of supercritical CO₂ in the spirally fluted tubes was established, which was used to predict on the test data, by analyzing the influence factors of heat transfer coefficient and combining with numerical calculation and experimental data. The results show that the average absolute value deviation between the predicted value and experimental value is 11.65%, and

收稿日期:2021-01-13; 修订日期:2021-02-23

基金项目:上海市动力工程多相流动与传热重点实验室(13DZ2260900)

Fund-supported Project: Shanghai Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Power and Engineering(13DZ2260900)

作者简介:虞中阳(1994-),男,安徽合肥人,上海理工大学博士研究生。

通讯作者:陶乐仁(1962-),男,江苏常熟人,上海理工大学教授。

the maximum absolute value deviation is not more than 25% , which proves the accuracy of the method.

Key words: supercritical CO₂, spirally fluted tube, cooling heat transfer, structure optimization, correlation

引 言

作为自然工质, CO₂因其自身优良的环保特性, 逐渐受到广泛应用^[1-2]。由于其临界温度较低 (31.26 ℃), 因此 CO₂ 制冷/热泵系统, 通常采用跨临界循环^[3-4], CO₂ 在系统高压侧处于超临界状态。当超临界 CO₂ 冷却时, 热物性将发生剧烈变化, 而这种变化会对换热特性有重要影响^[5-12]。

Dang 等人^[13-14] 实验研究了 1~6 mm 水平管内超临界 CO₂ 冷却过程, 结果表明, 当温度高于拟临界温度时, 热流密度对换热系数的影响尤为显著。Lee 等人^[15] 对竖直圆管中超临界 CO₂ 冷却换热进行了数值模拟, 指出流体湍动能会随着温度的变化而变化。Wang 等人^[16] 数值计算了大管径内超临界 CO₂ 冷却流动过程, 分析了浮升力对换热系数的影响。

以上研究主要集中于圆管内超临界 CO₂ 的冷却换热。在实际应用中, 结构参数对换热管流动换热过程的影响也很显著。Zhang 等人^[17-19] 研究了超临界 CO₂ 在螺旋管内的换热过程, 并对不同直径和不同螺距、不同半径的螺旋管进行了浮升力和离心力的数值分析。Li 等人^[20] 对凹槽管进行了结构参数优化, 同时研究了结构参数对超临界 CO₂ 换热系数和流动压降的影响。Zhu 等人^[21] 对光管和螺旋槽管两种结构中超临界 CO₂ 的换热系数进行了实验研究, 结果表明, 螺旋槽管具有较好的传热性能。

从上述研究可知, 针对超临界 CO₂ 在螺旋槽管中冷却换热过程的研究尚不充分。因此, 本文利用数值模拟方法对螺旋槽管结构参数进行优化, 并分析了不同结构参数对超临界 CO₂ 冷却换热的影响。之后, 通过实验对不同工况下超临界 CO₂ 的冷却换热过程进行了研究。最后, 根据实验及数值模拟数据, 建立了超临界 CO₂ 螺旋槽管内冷却换热关联式, 并验证其准确性, 以期对超临界 CO₂ 换热系统设计提供指导。

1 螺旋槽管结构优化

1.1 控制方程

假设流动换热过程为无内热源, 与外部环境无热交换, 同时考虑了重力的影响, 则平均雷诺数控制

方程为:

连续性方程:

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

动量方程:

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

能量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i H) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\lambda + \frac{C_p \mu_i}{Pr_i}\right)\frac{\partial T}{\partial x_i}\right] \quad (3)$$

式中: u —流速; 下标 i 和下标 j 为速度在各坐标上分量的方向。

采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流进行计算, 其湍动能 k 和湍流耗散率 ε 定义为:

湍动能方程:

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

湍动能耗散方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right) + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k + G_b) - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (5)$$

式中: μ_{eff} —有效黏性系数, 其值为动力粘度 μ 与湍流黏度 μ_t 之和; G_k —速度梯度而产生的湍流动能; G_b —浮力作用而产生的湍流动能; α —热扩散系数。

1.2 物理模型

图 1(a) 为螺旋槽管气冷器横向截面图, 其中 R 为主管半径, 为固定值 11.06 mm。 r_1 为管槽半径, r_2 为管槽圆角半径, e_1 为管槽槽深, e_2 为主管与外套管的间距。图 1(b) 为螺旋槽管气冷器纵向截面图, 螺旋方向为右手螺旋, w 为螺旋角。CO₂ 在内外管壁间流动, 内壁为换热面, 外壁为绝热面。重力方向竖直向下, 垂直于主流方向。

为得出优化结构参数, 采用控制变量法对以上各结构参数进行优化计算, 具体参数如表 1 所示。优化过程为: 首先改变 r_1 , 保持其他结构参数不变, 对比得出最优 r_1 值后改变 r_2 , 之后依次对各参数进行比较优化, 最终得出结果。优化顺序依次为 r_1 ,

r_2, e_1, e_2, w 。

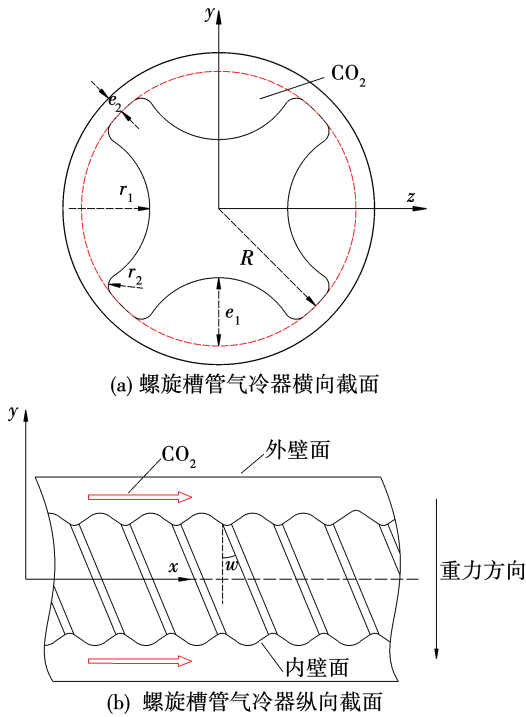


图1 螺旋槽管气 cooler 截面结构图

Fig. 1 Sectional view of spirally fluted tube air cooler

表1 各工况下螺旋槽管气 cooler 结构参数表

Tab.1 Geometric parameters of spirally fluted tube air cooler under different working conditions

工况	r_1/mm	r_2/mm	e_1/mm	e_2/mm	w/rad
1	5				
2	5.5				
3	6				
4	6.5				
5		1.0			
6	6.5	1.5	5.0	0.5	0.94
7		2.0			
8			4.0		
9	6.5	2.0	5.5	0.5	0.94
10			5.5		
11				1.0	
12	6.5	2.0	5.5	1.5	0.94
13				2.0	
14					0.58
15	6.5	2.0	5.5	1.0	0.70
16					0.82

图2为数值模拟计算域,即CO₂在螺旋槽管内的流领域。换热段长为960 mm,为了保证进入换热段的流体已达到完全发展状态,在换热段前后分别设置200 mm绝热段,确保消除入口段效应和出口回流现象。

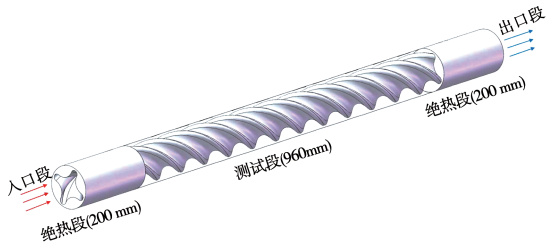


图2 螺旋槽管计算域

Fig. 2 Computational domain of spirally fluted tube

1.3 模拟设置和边界条件

采用ANSYS Fluent 18.2进行数值模拟计算,并通过直接调用Refprop数据库来获取CO₂的热物性。压力速度耦合方程通过SIMPLIC算法求解,当各控制方程的残差值小于 1×10^{-5} ,且进出口质量流量之差小于0.1%时,认为计算收敛。入口边界条件设置为mass-flow-inlet,出口边界条件设置为pressure-outlet。设置各工况在相同边界条件下进行数值计算(流体入口温度 T_{in} 为323.15 K,压力 p_{in} 为8 MPa,进口雷诺数 Re_{in} 为35 000,换热量 Q 为4 200 W)。计算得出各工况入口质量流速 G_{in} 和热流量 q ,具体参数如表2所示。各参数的计算过程在1.4节中描述。

1.4 数据处理方法

螺旋槽管横截面积 A_c 、换热面积 A_h 和湿周 L_p 均通过Solidworks软件的测量工具得出,其余参数的计算式为:

当量直径 d_e :

$$d_e = \frac{4A_c}{L_p} \tag{6}$$

流体入口动力粘度 μ_{in} :

$$\mu_{in} = f(T_{in}, p_{in}) \tag{7}$$

入口质量流速 G_{in} :

$$G_{in} = \frac{Re_{in}\mu_{in}}{d_e} \tag{8}$$

表 2 各工况边界参数值
Tab.2 Boundary parameters under different working conditions

工况	d_c/mm	A_c/mm^2	A_h/mm^2	$G/\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}$	$q/\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$	所变参数
1	4.66	178.12	79744.57	153.73	52668.16	r_1
2	4.90	184.92	78213.75	146.30	53699.00	
3	5.11	190.91	76753.17	140.25	54720.87	
4	5.30	196.24	75184.38	135.24	55862.67	
5	5.40	197.55	73655.20	132.76	57022.45	r_2
6	5.52	199.65	71903.83	129.85	58411.36	
7	5.66	202.52	70245.54	126.56	59790.27	
8	4.38	156.26	69393.94	163.67	60524.02	e_1
9	5.01	178.85	69825.83	143.14	60149.66	
10	6.34	227.16	70620.07	112.97	59473.18	
11	7.22	264.26	70620.07	99.24	59473.18	e_2
12	8.10	302.94	70620.07	88.43	59473.18	
13	8.99	343.18	70620.07	79.70	59473.18	
14	7.22	264.26	83615.29	99.24	50230.05	w
15	7.22	264.26	78495.14	99.24	53506.50	
16	7.22	264.26	74092.01	99.24	56686.28	

热流量 q :

$$q = \frac{Q}{A_c} \tag{9}$$

为了便于分析流动过程中的换热特性,将换热段平均分段,则局部换热系数 h_i 为:

$$\overline{T}_{b,i} = \frac{T_{b,i,in} + T_{b,i,out}}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{\int_{A_{c,i,in}} c_p \rho u T dA_c}{\int_{A_{c,i,in}} c_p \rho u dA_c} + \frac{\int_{A_{c,i,out}} c_p \rho u T dA_c}{\int_{A_{c,i,out}} c_p \rho u dA_c} \right) \tag{10}$$

$$h_i = \frac{q}{T_{b,i} - T_{wall,i}} \tag{11}$$

式中: $T_{b,i,in}$ 和 $T_{b,i,out}$ —第 i 段进、出口面积加权平均温度; $T_{wall,i}$ —第 i 段的内管壁面面积加权平均温度。

整体换热系数 h :

$$\overline{T}_b = \frac{\sum_{i=1}^n T_{b,i,in} + T_{b,out}}{n + 1} \tag{12}$$

$$h = \frac{q}{\overline{T}_b - T_w} \tag{13}$$

在对气冷器的优化过程中,最为重要的优化准则就是使换热器换热系数尽量提高,但同时还需要注意气冷器的压降和制作成本。因此,为了确定最优螺旋槽管气冷器结构参数,提出一种换热结构评价因子(Evaluation Factor,以下简称 EF),其同时考虑了换热系数、压降和换热面积,公式为:

$$EF_1 = \frac{h/h_{ref}}{\Delta p/\Delta p_{ref}} \tag{14}$$

$$EF_2 = \frac{h/h_{ref}}{A_h/A_{h,ref}} \tag{15}$$

$$EF = EF_1 \cdot EF_2 \tag{16}$$

式中: Δp —压降; h_{ref} 、 Δp_{ref} 和 $A_{h,ref}$ —参考工况下的整体换热系数、压降和换热面积。选择工况 1 作为参考工况。式(14)表征的物理意义为单位压降增长率下换热系数的增长率 EF_1 称为评价因子 1,式(15)表征的物理意义为单位换热面积增长率下换热系数的增长率 EF_2 称为评价因子 2,两者之积即为换热结构评价因子 EF,也称为总评价因子。EF 越大,则换热结构越好。 Δp 为换热段流体压降,通

过换热段进出口压差计算得出。

1.5 网格无关性和数值模型验证

通过 ANSYS ICEM 18.2 建立结构化网格,保证第一层无量纲网格高度 $y^+ \approx 1$,同时加密近壁面网格,从而满足近壁面流体的求解精度。不同的网格数量,其最终计算结果也不相同,因此需进行网格无关性分析。根据文献[21]中的实验工况 ($Re_{in} = 35\,473$, $T_{in} = 356.15\text{ K}$, $p_{in} = 11.2\text{ MPa}$),对网格数为 1.42×10^6 , 1.89×10^6 , 2.37×10^6 和 2.84×10^6 的整体换热系数进行比较,结果如图 3 所示。

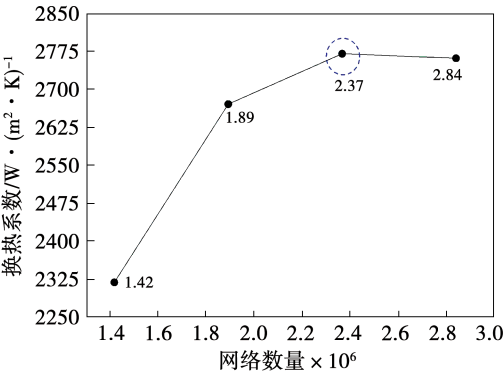


图 3 网格无关性验证
Fig. 3 Mesh independence verification

从图 3 中可以看出,随着网格数量的增加,换热系数趋于平缓。考虑到计算时间和结果的准确性,选择网格数为 2.37×10^6 网格进行数值模拟,网格结构如图 4 所示。

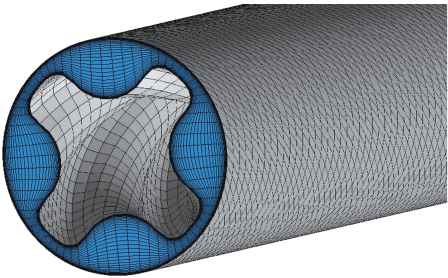


图 4 网格结构图(网格数 2.37×10^6)
Fig. 4 Structural diagram of meshes(the mesh quantity of 2.37×10^6)

确定网格数量后,在文献[21]中的两种实验工况下(第 1 种工况: $Re_{in} = 35\,473$, $T_{in} = 356.15\text{ K}$, $p_{in} = 11.2\text{ MPa}$;第 2 种工况: $Re_{in} = 30\,152$, $T_{in} =$

356.15 K , $p_{in} = 11.2\text{ MPa}$),对数值模型进行验证计算,结果如图 5 所示,图中 x/d 表示长径比。可以看出,实验结果和计算结果趋势相同,两者平均相差约 1.8%,证明了数值模型的可靠性。

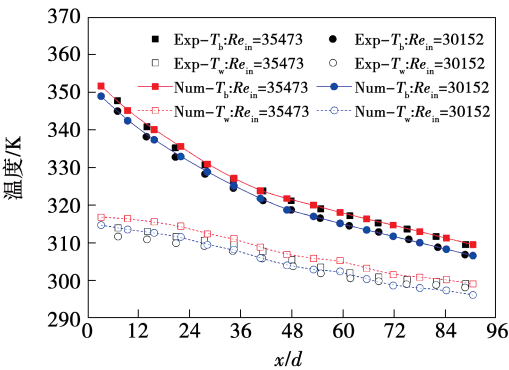


图 5 数值模型验证
Fig. 5 Verification of numerical model

1.6 计算结果分析及结构优化

图 6 为不同结构参数下的换热系数与换热结构评价因子。由表 2 可知,对于各结构参数,可以通过其对换热面积和截面积的改变效果,将其分为三类:(1) 当参数变化时,换热面积和截面积均发生了改变,如 r_1, r_2, e_1 ; (2) 当参数变化时,截面积改变,但换热面积不变,如 e_2 ; (3) 当参数变化时,换热面积改变,但截面积不变,如 w 。下面对这三类结构参数的计算结果分别进行分析。

对于第一类结构参数,其对换热系数和评价因子的影响相似,如图 6(a)、(b)和(c)所示。结果表明,EF 的最大值分别出现在工况 4 ($r_1 = 6.5\text{ mm}$)、工况 7 ($r_2 = 2.0\text{ mm}$) 和工况 10 ($e_1 = 5.5\text{ mm}$)。图中还可以看出,随着 r_1, r_2 和 e_1 的增加,换热系数和 EF_2 减小,而 EF_1 逐渐增大。对此的解释为:以 r_1 为例,一方面, r_1 的增大会使横截面积增大,质量流量减小,这使得流动的扰动和换热效果减弱;另一方面,由于横截面积的增加,压降逐渐减小。因此,结合以上两个因素,随着 r_1 的增加, EF_1 总体是趋于增加的。而 EF_2 的减少主要是由于换热面积 A_c 的增加导致的。由于第一类结构参数主要改变的是截面积,因此 EF 的变化趋势与 EF_1 基本一致。

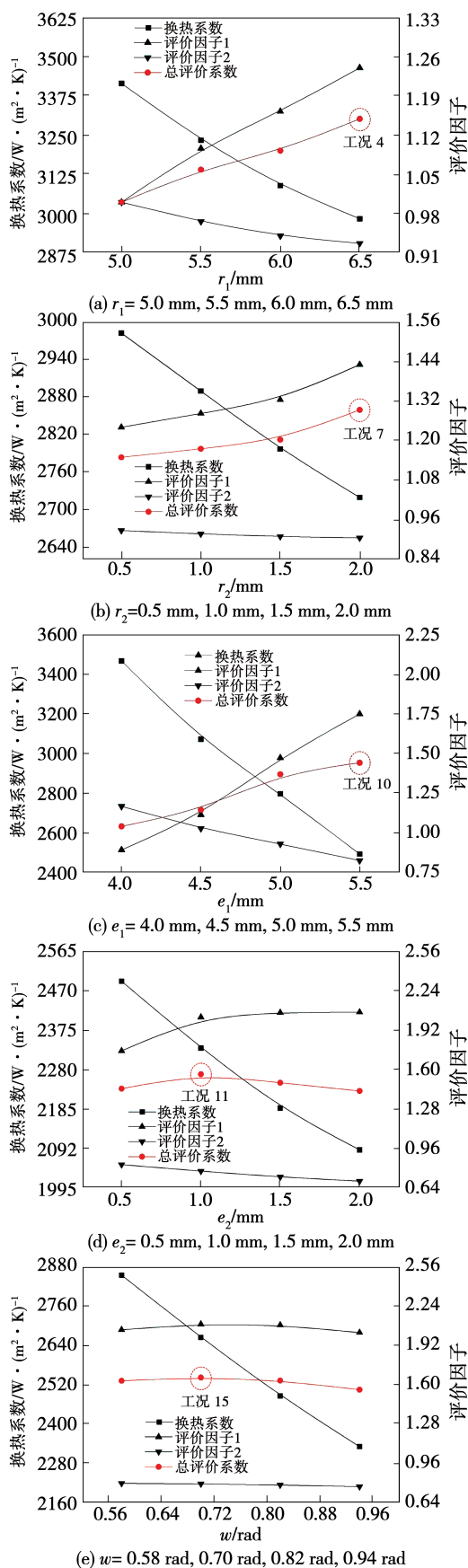


图 6 不同结构参数下的换热系数与换热结构评价因子

Fig. 6 Heat transfer coefficient and evaluation factors under different geometric parameters

对于第二类结构参数,由图 6(d)可以看出,随着 e_2 的增大, EF_1 先迅速增大,之后在 $e_2 = 1.0 \text{ mm}$ 处变得平滑。这说明 e_2 的增大对流动阻力的改善效果是逐渐减弱的。另外,当 e_2 增大时,由于换热面积不变,而换热系数减小,因此 EF_2 略有减小。综上所述,当 $e_2 < 1.0 \text{ mm}$ 时, EF 的增大主要是由于流动阻力的降低;而当 $e_2 > 1.0 \text{ mm}$ 时, EF 的减小主要是由于传热系数的降低;当 $e_2 = 1.0 \text{ mm}$ 时, EF 存在最大值,为 1.560。

对于第三类结构参数,由图 6(e)可知,换热系数随 w 的减小而增大,这是因为 w 的减小将增强流动旋转和换热效果。同时,随着流体流动旋转和换热面积的增大,流动阻力也将增大。因此, EF 呈现先升后降的趋势,并在 $w = 0.70 \text{ rad}$ 时达到最大值 1.658。

通过对换热系数和评价因子的分析,得出如下结论:第一类和第二类结构参数相似,主要通过改变截面结构来影响流动和换热特性,第三类结构参数则主要通过改变流动旋转程度来影响超临界 CO_2 的流动换热效果。最终,得到的最优螺旋槽管结构参数为: $r_1 = 6.5 \text{ mm}$, $r_2 = 2.0 \text{ mm}$, $e_1 = 5.5 \text{ mm}$, $e_2 = 1.0 \text{ mm}$, $w = 0.70 \text{ rad}$ 。

2 螺旋槽管实验研究

2.1 实验系统介绍

在得到最优螺旋槽管结构的基础上,对不同压力、不同流量下超临界 CO_2 冷却换热过程进行实验研究。图 7 为实验装置原理图,整体结构与空气源热泵系统相似,其中 T、p 和 M 分别表示温度、压力和质量流量测点。压缩机选用 CO_2 专用滚动转子式变频压缩机,频率 37 ~ 100 Hz 可调。蒸发器采用翅片管换热器,额定换热量为 10 kW。节流装置采用电子膨胀阀,可通过输入信号来调节膨胀阀开度,从而实现测试段入口流量的精确控制。

测试段采用螺旋槽管结构,超临界 CO_2 与冷却水呈逆流换热状态。为了便于控制测试段 CO_2 侧的压力和换热量,在冷却水侧设置流量调节阀。同时,为了确保各实验工况在相同的入口水温度下进行,设置电加热器对入口水温度进行 PID 调节。采用套

管式换热器作为预冷器,并通过水侧流量调节阀来控制测试段制冷剂侧的入口温度。

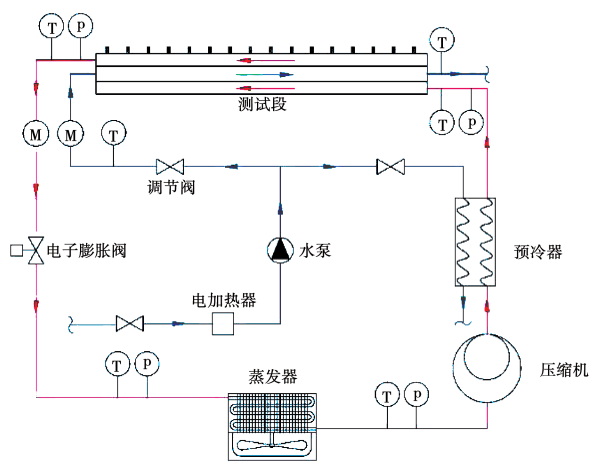


图7 实验装置原理图

Fig. 7 Principle diagram of experimental devices

在实验过程中,由PLC数据采集系统和力控系统对各参数进行采样和数据传输。实验装置所采用的测量仪器参数如表3所示。

表3 实验测量仪器参数

Tab. 3 Parameters of experimental equipment

测量仪器	量程	精度
PT100 铂电阻	- 50 ~ 150 ℃	±0. 15%
压力变送器	0 ~ 16 MPa	±0. 25%
水侧涡轮流量计	1 ~ 10 L/min	±0. 15%
科氏力流量计	0 ~ 610 g/s	±0. 25%

2.2 数据处理方法

在测试段沿流动方向布置了16个温度测点,以获取超临界 CO₂沿程温度。根据各点状态值,可计算出局部换热系数。

图8为测试段第*i*段的温度示意图。图中 $T_{r,i}$ 和 $T_{r,i+1}$ 分别为*i*点和*i*+1点处制冷剂侧温度, $T_{w,i}$ 和 $T_{w,i+1}$ 分别为*i*点和*i*+1点处水侧温度, $T_{wall,1}$ 、 $T_{wall,2}$ 和 $T_{wall,3}$ 分别为第*i*段外部套管温度、制冷剂侧换热壁面温度和水侧换热壁面温度。

由于测试段外包裹了保温层,外部套管与外部环境基本无换热,因此各测温点的温度值可视为该处制冷剂温度,则各段换热量 Q_i 为:

$$h_{r,i} = f(T_{r,i}, p_{in}) \tag{17}$$

$$Q_i = m_r(h_{r,i} - h_{r,i+1}) \tag{18}$$

各测温点处水侧温度可由出口水温推算,计算公式为:

$$T_{w,i+1} = T_{w,i} + \frac{Q_i}{m_w c_{p,w}} \tag{19}$$

则 $T_{wall,3}$ 为

$$T_{wall,3} = \frac{T_{w,i} + T_{w,i+1}}{2} + \frac{Q_i}{h_{w,i} A_{w,i}} \tag{20}$$

式中: $A_{w,i}$ —第*i*段水侧换热面积。 $h_{w,i}$ —第*i*段水侧换热系数。

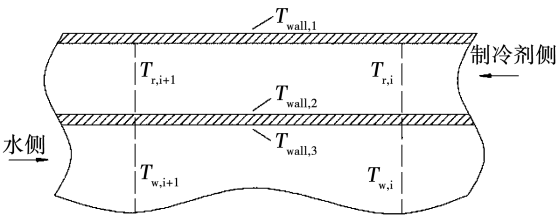


图8 测试段第*i*段温度示意图

Fig. 8 Schematic diagram of temperature on test section *i*

制冷剂侧内壁温度 $T_{wall,2}$

$$T_{wall,2} = T_{wall,3} + \frac{Q_i}{2\pi\lambda l_i} \ln \frac{D_{out}}{D_{in}} \tag{21}$$

式中: l_i —第*i*段管长; D_{out} 和 D_{in} —螺旋槽管外径和内径。

则第*i*段制冷剂侧换热系数 $h_{r,i}$ 为:

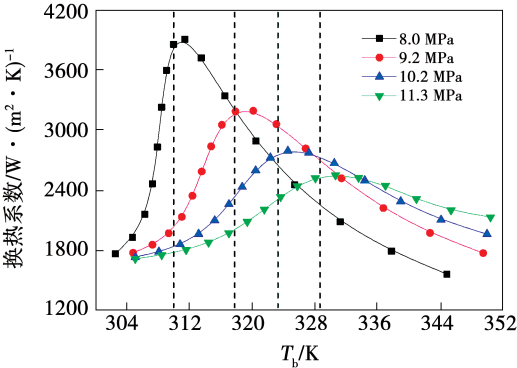
$$h_{r,i} = \frac{Q_i}{A_{r,i}} / \left(\frac{T_{r,i} + T_{r,i+1}}{2} - T_{wall,2} \right) \tag{22}$$

式中: $A_{r,i}$ —第*i*段制冷剂侧换热面积。

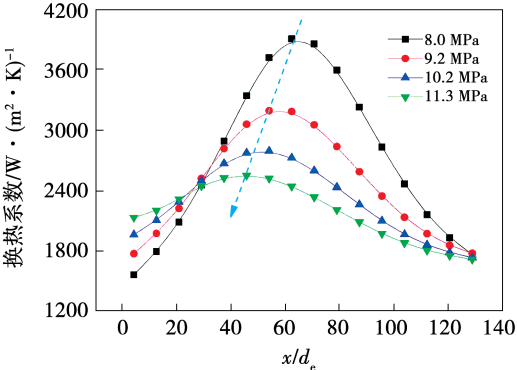
2.3 实验结果分析

2.3.1 压力对换热系数的影响

图9为不同制冷剂入口压力下,换热系数的变化趋势。从图9(a)中可以看出,在各压力下换热系数均呈先上升后下降的趋势,且换热系数峰值与拟临界温度存在偏差,这与图7的结果相似。从图中还可以看出,随着压力的增大,换热系数峰值将逐渐减小,且换热系数的变化趋势逐渐平缓。图9(b)展示了压力的变化将导致换热系数峰值的移动。当压力增大时,峰值会随之向高温区移动,即向入口处移动。这些现象都是由于各压力下超临界 CO₂物性的不同所造成的。



(a) 不同流体温度



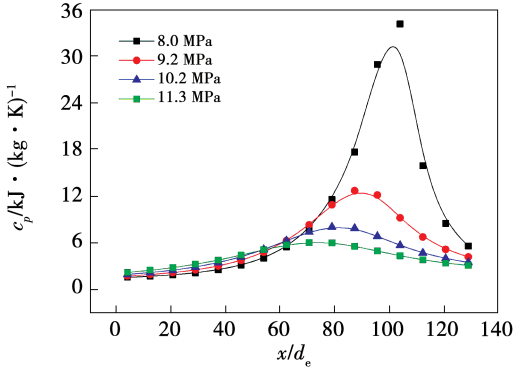
(b) 不同换热位置

图 9 不同入口压力下换热系数的变化
Fig.9 Variations of heat transfer coefficients under different inlet pressures

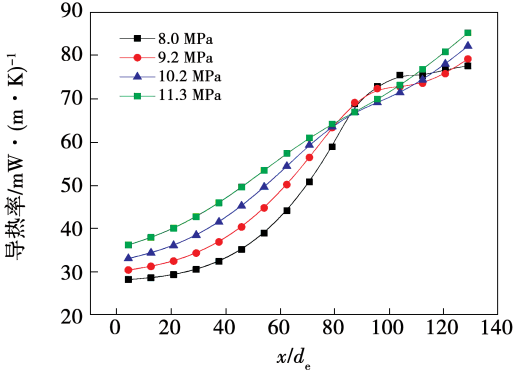
图 10 为超临界 CO_2 物性的变化趋势。对比图 10(a) 和图 9(b) 可以看出,比定压热容与换热系数的变化趋势相似,这说明比定压热容是影响换热系数的主要因素。值得注意的是,图 9 中高温区,即接近入口段,压力越高换热系数越大。这是由于在换热前期,压力较高的超临界 CO_2 流体具有更大的导热率,这从图 10(b) 中也可以看出。

2.3.2 入口雷诺数对换热系数的影响

制冷剂流量对换热系数也存在着影响,因此对不同流量下换热系数的变化进行了研究。为了使比较结果更具有普遍性,在相同压力下 ($p = 8.0$ MPa) 设置 4 种不同换热段入口 Re 数的工况进行了实验,结果如图 11(a) 所示。可以看出,随着 Re 数的增大换热系数整体呈增大趋势。这是由于在相同换热结构下, Re 数的增大意味着流体流速增大,这使得流体粘性底层厚度降低,从而使换热效果得到了强化。

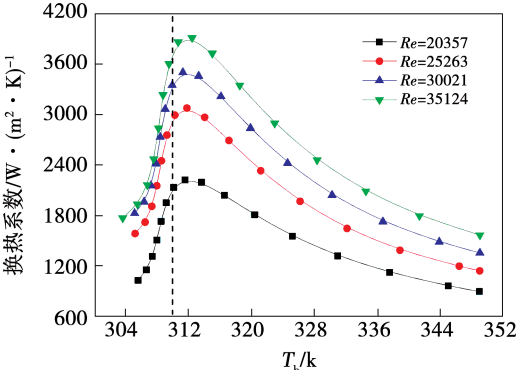


(a) 定压比热容

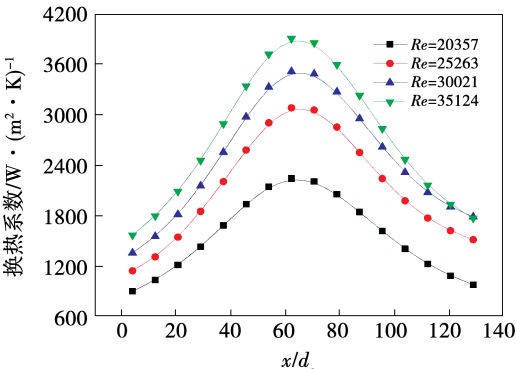


(b) 导热率

图 10 不同入口压力下超临界 CO_2 物性随换热位置的变化
Fig.10 Variations of thermophysical property of supercritical CO_2 with heat exchange positions under different inlet pressures



(a) 不同流体温度



(b) 不同换热位置

图 11 不同 Re 数下换热系数的变化
Fig.11 Variations of heat transfer coefficients under different Re

3 超临界 CO₂螺旋槽管内冷却换热关联式

3.1 冷却换热关联式的影响因素

由上文分析可知,影响超临界 CO₂螺旋槽管内冷却换热特性的因素有:结构参数、*Re* 数及 CO₂ 物性。其中,对于结构参数来说,管槽半径 *r*₁、管槽槽深 *e*₁ 和螺旋角 *w* 对换热系数影响较大;对于 CO₂ 物性,考虑了动量和能量方程中密度项 *ρ*,另外比定压热容 *c_p* 对换热系数峰值也具有着较大影响。因此,超临界 CO₂螺旋槽管内冷却换热的表达式为:

$$Nu = f\left(Re, Pr, \frac{\rho_f}{\rho_w}, \frac{c_{pf}}{c_{pw}}, \frac{r_1}{p}, \frac{e_1}{p}\right)$$
 (23)

其中 *p* 为螺距,由螺旋角 *w* 换算而来:

$$p = \frac{\pi d_e}{4} \tan\left(\frac{180w}{\pi}\right)$$
 (24)

将式(27)转换为指数乘积形式,则最终超临界 CO₂螺旋槽管内冷却换热关联式可以表达为:

$$Nu = a Re^b \cdot Pr^c \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_w}\right)^d \cdot \left(\frac{c_{pf}}{c_{pw}}\right)^e \cdot \left(\frac{r_1}{p}\right)^f \cdot \left(\frac{e_1}{p}\right)^g$$
 (25)

3.2 超临界 CO₂螺旋槽管内冷却换热关联式的建立及验证

根据数值模拟和实验数据,对式(25)进行对数处理,之后采用最小二乘法进行回归拟合,最终得到各项系数值,如表 4 所示。

表 4 换热关联式系数值

Tab.4 Coefficient of heat exchange correlation

<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>
0.014	1.037	-0.923	-0.411	0.516	0.033	0.253

根据所得换热关联式,对换热系数实验值进行预测计算,结果如图 12 所示。其平均绝对值偏差为 11.65%,最大绝对值偏差不超过 25%,因此建立的关联式可以较为准确的预测超临界 CO₂螺旋槽管内的冷却换热系数。

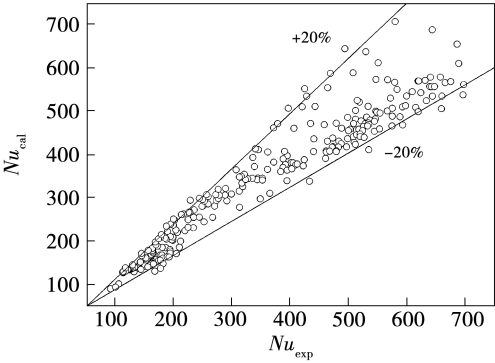


图 12 换热关联式预测结果

Fig.12 Prediction results of heat exchange correlations

4 结 论

对超临界 CO₂螺旋槽管内冷却换热进行了数值模拟及实验研究,对不同结构参数、不同工况下的换热特性进行了深入分析,得出结论:

- (1) 通过数值计算,对换热系数和换热评价因子进行分析,得出螺旋槽管结构参数可以分为三类,第一类和第二类结构参数相似,主要通过改变截面结构来影响流动和换热特性,第三类结构参数则主要通过改变流动旋转程度来影响超临界 CO₂的流动换热效果。通过对螺旋槽管的结构优化,得到了最优螺旋槽管结构;
- (2) 研究了不同压力、不同雷诺数下超临界 CO₂的换热系数变化趋势。对于压力而言,其变化将使得比定压热容发生变化,从而导致了换热系数峰值的移动。另外,在入口段附近,压力越高,换热系数越高,这是由于在换热前期,压力较高的超临界 CO₂流体具有更大的导热率。对于 *Re* 数来说,其增大意味着流体流速增大,这使得流体粘性底层厚度降低,从而使换热效果得到了强化;
- (3) 通过分析,得出影响超临界 CO₂螺旋槽管内冷却换热特性的因素有 *Re* 数、CO₂ 物性、管槽半径 *r*₁、管槽槽深 *e*₁ 和螺旋角 *w*。根据以上主要因素,建立了超临界 CO₂螺旋槽管内冷却换热关联式,并对预测结果进行了验证。结果表明:预测平均绝对值偏差为 11.65%,最大绝对值偏差不超过 25%,证明了其具有较好的准确性。

参考文献:

- [1] AUSTIN B T, SUMATHY K. Transcritical carbon dioxide heat pump systems; a review [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2011, 15(8): 4013–4029.
- [2] PAULA C H, DUARTE W M, ROCHA T T M, et al. Optimal design and environmental, energy and exergy analysis of a vapor compression refrigeration system using R290, R1234yf, and R744 as alternatives to replace R134a [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2020, 113: 10–20.
- [3] WANG D, CHEN Z, GU Z P, et al. Performance analysis and comprehensive comparison between CO₂ and CO₂/ethane azeotropy mixture as a refrigerant used in single-stage and two-stage vapor compression transcritical cycles [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2020, 115: 39–47.
- [4] MA Y T, LIU Z Y, TIAN H. A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles [J]. *Energy*, 2013, 55: 156–172.
- [5] LEI X L, PENG R F, GUO Z M, et al. Experimental comparison of the heat transfer of carbon dioxide under subcritical and supercritical pressures [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 152: 119562.
- [6] LORENTZEN G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant [J]. *International Journal of Refrigeration*, 1994, 17(5): 292–301.
- [7] LORENTZEN G, PETTERSEN J. A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning [J]. *International Journal of Refrigeration*, 1993, 16(1): 4–12.
- [8] CHU W X, LI X H, MA T, et al. Experimental investigation on SCO₂-water heat transfer characteristics in a printed circuit heat exchanger with straight channels [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 113: 184–194.
- [9] ZHANG Y D, PENG M J, XIA G L, et al. Numerical investigation on local heat transfer characteristics of S–CO₂ in horizontal semi-circular microtube [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 154: 380–392.
- [10] CAI H F, LIANG S Q, GUO CH, et al. Numerical investigation on heat transfer of supercritical carbon dioxide in the microtube heat exchanger at low Reynolds numbers [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 51: 119448.
- [11] MA T, CHU W X, XU X Y, et al. An experimental study on heat transfer between supercritical carbon dioxide and water near the pseudo-critical temperature in a double pipe heat exchanger [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 93: 379–387.
- [12] EHSAN X Y, GUAN Z Q, KLIMENKO A Y. A comprehensive review on heat transfer and pressure drop characteristics and correlations with supercritical CO₂ under heating and cooling applications [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, 92: 658–675.
- [13] DANG C B, 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.
- [14] DANG C B, HIHARA E. In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide, part 2: comparison of numerical calculation with different turbulence models [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2004, 27(7): 748–760.
- [15] LEE S H, HOWELL J R. Turbulent developing convective heat transfer in a tube for fluids near the critical point [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1998, 41(10): 1205–1218.
- [16] WANG J Y, GUAN Z Q, GURGENCI H, et al. Numerical study on cooling heat transfer of turbulent supercritical CO₂ in large horizontal tubes [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 126: 1002–1019.
- [17] ZHANG S J, XU X X, LIU C, et al. The buoyancy force and flow acceleration effects of supercritical CO₂ on the turbulent heat transfer characteristics in heated vertical helically coiled tube [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 125: 274–289.
- [18] WANG K Z, XU X X, LIU C, et al. Experimental and numerical investigation on heat transfer characteristics of supercritical CO₂ in the cooled helically coiled tube [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 108: 1645–1655.
- [19] LIU X X, XU X X, LIU C, et al. Numerical study of the effect of buoyancy force and centrifugal force on heat transfer characteristics of supercritical CO₂ in helically coiled tube at various inclination angles [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 116: 500–515.
- [20] LI Y, SUN F, XIE G N, et al. Numerical investigation on flow and thermal performance of supercritical CO₂ in horizontal cylindrically concaved tubes [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 153: 655–668.
- [21] ZHU Y H, HUANG Y L, LIN S Y, et al. Study of convection heat transfer of CO₂ at supercritical pressures during cooling in fluted tube-in-tube heat exchangers [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2019, 104: 161–170.