

生物质热风炉换热器传热性能数值分析及实验研究

李琪飞^{1,2},任慧刚¹,黄 腾¹,李玉宏³

(1. 兰州理工大学 能源与动力工程学院,甘肃 兰州 730050; 2. 甘肃省流体机械及系统重点实验室,甘肃 兰州 730050;
3. 甘肃省太阳能发电系统工程重点实验室,甘肃 酒泉 735000)

摘 要:以生物质热风炉为研究对象,搭建生物质热风炉实验台,控制空气入口速度为12~20 m/s,开展相关测试实验。采用Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型,速度和压力的耦合采用SIMPLEC算法,利用FLUENT软件计算得到换热器温度、速度、压力分布,将模拟结果与实验测试结果进行比较,误差在2%以内。结果表明:随着壳程空气流速的逐渐增大,换热器的壳程温差 ΔT 、压降 Δp 逐渐升高;对流传热系数、总传热系数、传热量和换热器评价指标 η 也逐渐增大。随着雷诺数增大,努塞尔数和传热因子逐渐增大。

关 键 词:热风炉蛇形换热器;空气入口速度;传热系数;传热因子;数值计算

中图分类号:TK26 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2022.02.019

[引用本文格式]李琪飞,任慧刚,黄 腾,等. 生物质热风炉换热器传热性能数值分析及实验研究[J]. 热能动力工程,2022,37(2):137-147. LI Qi-fei, REN Hui-gang, HUANG Teng, et al. Numerical analysis and experimental research on heat transfer performance of heat exchanger of biomass hot-blast stove[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(2):137-147.

Numerical Analysis and Experimental Research on Heat Transfer Performance of Heat Exchanger of Biomass Hot-blast Stove

LI Qi-fei^{1,2}, REN Hui-gang¹, HUANG Teng¹, LI Yu-hong³

(1. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, China, Post Code:730050;
2. Key Laboratory of Fluid Machinery and System of Gansu Province, Lanzhou, China, Post Code:730050; 3. Key Laboratory of Solar Power System Engineering of Gansu Province, Jiuquan, China, Post Code:735000)

Abstract: Taking the biomass hot blast stove as the research object, a biomass hot blast stove test bench was built, the air inlet speed was controlled to 12 m/s to 20 m/s, and the related test experiments were carried out. Using Realizable $k-\varepsilon$ turbulence model, the SIMPLEC algorithm was adopted to couple the velocity and pressure, and the FLUENT software was used to calculate the heat exchanger temperature, velocity and pressure distributions, the simulation result is compared with the experimental test result, the error is within 2%. The results show that with the gradual increase of the shell-side air velocity, the shell-side temperature difference ΔT and pressure drop Δp of the heat exchanger increase gradually; the convective heat transfer coefficient, total heat transfer coefficient, heat transfer capacity and heat exchanger evaluation index also increase gradually. As the Reynolds number (Re) increases, the Nusselt number (Nu) and heat transfer factor (J) increase gradually.

Key words: serpentine heat exchanger of hot blast stove, air inlet velocity, heat transfer coefficient, heat transfer factor, numerical calculation

收稿日期:2021-04-25; 修订日期:2021-07-02

基金项目:国家自然科学基金(52066011);甘肃省高等学校产业支撑引导项目(2019C-20)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China(52066011); Gansu Province Higher Education Industry Support and Guidance Project(2019C-20)

作者简介:李琪飞(1975-),男,甘肃靖远人,兰州理工大学副教授.

引 言

生物质清洁能源蛇形绕管换热器是将高温烟气的一部分热量传递给室内空气的设备^[1]。主要作用是调节多种流体介质温度、回收余热和废热等。主要优点为换热管承受压力大,可冷却高压流体或热反应容器^[2]。

早期对换热器的模拟主要集中在换热器单侧的计算研究,与实际情况存在着差异,其原因是此类模拟假设换热管壁温恒定或热流密度恒定^[3]。随着数值传热学的迅速发展,学者开始模拟计算换热器耦合流动与传热内流动。付磊等人^[4]利用 Fluent 软件对管壳式换热器内流体流动及耦合传热进行模拟研究,得到壳程流体不同入口速度下管程、壳程的压降、温度等;涂福炳等人^[5]研究了来流速度分布对换热器性能影响并进行了数值计算,得到来流速度与均匀性对换热器温度场、压力场有较大影响;刘波等人^[6]研究了射流冲击速度对换热器换热性能的影响,得出随着射流速度的增加,对流换热效果更好;Chun K. S 等人^[7]探讨了流体入流速度对纸热换热器的焓和温度交换效率的影响,得出温度热交换效率和焓值对入口速度比较敏感。

以上学者基于液体介质对换热器进行研究,因此本文研究立式套筒生物质热风炉,即管程内气流为生物质清洁燃料燃烧产生的高温烟气,壳程内气体为安装的变频风机压入的不同速度的常温空气,基于气体介质优化热风炉结构并分析其换热性能。

1 试验台搭建与计算模型建立

搭建生物质热风炉现场试验模型,图 1、图 2 分别为燃烧室和换热器试验台模型,图 3 为数值计算模型,图 4 为试验测量设备安装流程简图。蛇形绕管换热器主要参数如表 1 所示,此换热器数值计算的模型参数均来自试验台数据。据此设计蛇形绕管的换热器,流体进出口共 4 个,即烟气进口、出口和空气进口、出口,高温烟气和室内空气在换热器的两个空间中流动,通过壁面的传热和流体的对流实现空气加热。



图 1 生物质热风炉燃烧室试验模型

Fig. 1 Test model of biomass hot blast stove combustion chamber



图 2 生物质热风炉换热器试验模型

Fig. 2 Test model of biomass hot blast stove heat exchanger



图 3 蛇形绕管换热器计算物理模型

Fig. 3 Computational physical model of serpentine wound tube heat exchanger

管程和绕管换热管壁面均采用四面体网格划分,在进行前处理时,换热管壁面需要指定材料属性^[8-10],在壳程壁面设置边界层网格,能较为准确地捕捉边界层的流动和换热状况,减小边界层效应的影响^[11]。

为了验证网格独立性解,选取直径 $d = 100 \text{ mm}$,蛇形凸起间距 $h = 300 \text{ mm}$,壳程长度 $L = 2\,360 \text{ mm}$ 的换热器模型,空气速度 $u = 17 \text{ m/s}$ 时,对不同网格数的换热器进行数值计算,检查其网格独立性,计算结果如图 5 所示。

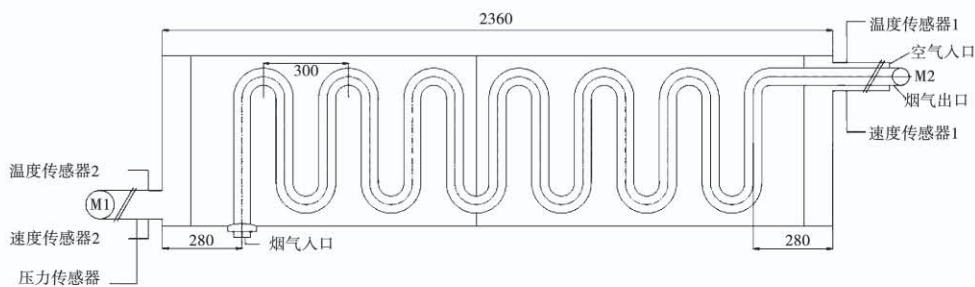


图 4 生物质热风炉换热器现场试验简图 (mm)

Fig.4 Schematic diagram of field test of biomass hot blast stove heat exchanger(mm)

表 1 蛇形绕管换热器主要参数 (mm)

Tab.1 The main parameters of the serpentine wound tube heat exchanger(mm)

参 数	数 值
换热器长度	2 360
换热器直径	600
换热管直径	100
换热管壁厚	6
换热管总长	1 800
壳程壁厚	6
壳程入口直径	100
壳程出口直径	100
管程出口直径	100

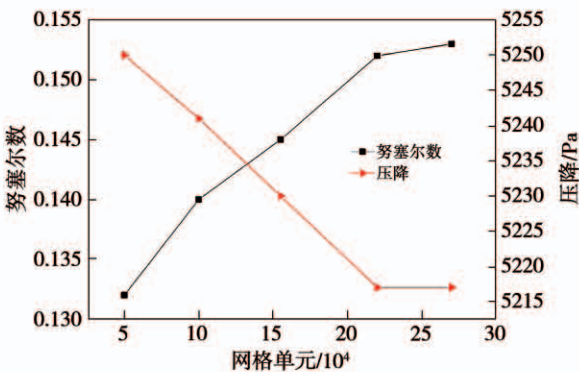


图 5 网格独立性检查计算结果

Fig.5 Calculation results of grid independence verification

综合考虑计算精度及计算机配置实际情况,由图 5 可知,当网格数达到一定数时,努塞尔数增加平缓,压降保持稳定,采用的网格对模拟结果具有独立性,故采用网格数约 22.9 万。

2 数学模型与边界条件

2.1 数学模型

依据蛇形绕管换热器中的流动和传热特性假设^[11]:其流动为定常流动,气流为不可压缩牛顿流体;由气流重力和密度引起的浮力作用不计;忽略气流流动时由黏性引起的热效应。

质量守恒方程

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \tag{1}$$

式中: u 、 v 、 w —流体在 x 、 y 、 z 方向上的速度分量。

能量守恒方程

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \tag{2}$$

式中: T —温度, K; α —流体热扩散率, m^2/s 。

动量守恒方程^[12]

$$u_x \frac{\partial U_i}{\partial x} + u_y \frac{\partial U_i}{\partial y} + \frac{\partial U_i}{\partial z} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \left(\frac{\partial^2 U_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U_i}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U_i}{\partial z^2} \right) \tag{3}$$

式中: U_i —速度分量, m/s ; p —气流微元压力, Pa; ν —运动黏度, m^2/s 。

标准 $k - \varepsilon$ 模型在模拟弯曲壁面时出现失真, RNG $k - \varepsilon$ 模型^[13] 可以改进此缺陷,而可实现的 $k - \varepsilon$ 适合的流动类型比较广泛,因此选用 Realizable $k - \varepsilon$ 模型^[14]。

2.2 边界条件

热风炉在工作状态下温度和压力很高,为了考虑换热性和经济成本,换热管材质选用铜,其他壳程处采用碳钢,其物性参数如表 2 所示。

表 2 材料物性参数

Tab. 2 Material physical parameters

材料	密度/kg · m ⁻³	热传导系数/W · (m · K) ⁻¹
铜	8 930	370
碳钢	7 750	31.1

烟气在不同高温下物性参数如表 3 所示,温度不同时空气物性参数如表 4 所示。

表 3 烟气物性参数

Tab. 3 Flue gas physical parameters

温度/ ℃	ρ / kg · m ⁻³	c_p / kJ · (kg · K) ⁻¹	λ / 10 ² W · (m · K) ⁻¹	μ / 10 ⁶ Pa · s
500	0.457	1.185	6.560	3.408
600	0.407	1.241	7.420	3.790
700	0.363	1.239	8.247	4.007
800	0.303	1.237	9.442	4.307
900	0.252	1.235	10.621	4.609
1000	0.204	1.233	11.854	4.907
1100	0.153	1.231	12.078	5.206

表 4 空气物性参数

Tab. 4 Air physical parameters

温度/ ℃	ρ / kg · m ⁻³	c_p / kJ · (kg · K) ⁻¹	λ /10 ² W · (m · K) ⁻¹	μ / 10 ⁶ Pa · s
10	1.247	1.005	2.51	17.6
20	1.205	1.005	2.59	18.1
30	1.165	1.005	2.67	18.6
40	1.128	1.005	2.76	19.1
50	1.093	1.005	2.83	19.6
60	1.060	1.005	2.90	20.1
70	1.029	1.009	2.96	20.6
80	1.000	1.009	3.05	21.1
90	0.972	1.009	3.13	21.5
100	0.946	1.009	3.21	21.9
120	0.898	1.009	3.34	22.8

边界条件的设定:蛇形绕管换热器烟气进口、空气进口均采用速度进口,需设置烟气入口速度、压力、温度及湍流强度等,空气入口亦同;烟气出口、空气出口均设置压力出口,需要设置烟气出口处相对压力、湍流强度和水力直径,空气出口亦同^[15];绕管

壁面需设置定壁面温度 T_w 为 325 K,热管壁面设为无滑移速度边界条件,烟气和空气交界面设为传热面^[16]。

3 传热影响因素理论与模拟结果分析

3.1 传热性能影响因素

采用提高总传热系数来强化传热,计算式为:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + R_{s1} + \frac{bd_1}{\lambda d_m} + R_{s2} \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{d_1}{d_2} \tag{4}$$

式中: d_1 、 d_2 、 d_m —换热管外径、内径和对数平均直径; R_{s1} 、 R_{s2} —内外表面污垢热阻; b 、 λ —壁厚和导热率。

以上参数在一定条件下为定值,故可通过提高壳程、管程对流传热系数 α_1 、 α_2 来增大总传热系数。

对流传热系数的影响因素有:流体的物理性质、流动形式和湍流程度,管程对流传热系数为:

$$\alpha_2 = 0.023 \frac{\lambda}{d_2} \left(\frac{d_2 u \rho}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu c_p}{\lambda} \right)^k \tag{5}$$

当流体加热时, k 值取 0.4; ρ —流体密度; μ —流体粘度; u —对流速度; c_p —比定压热容。

雷诺数在一定范围时,壳程对流传热系数:

$$\alpha_1 = 0.36 \frac{\lambda}{d_e} \left(\frac{d_e u \rho}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{\mu c_p}{\mu} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \tag{6}$$

式中: μ_w —流体粘度(壁温); d_e —壳程当量直径。

两种流体的边界条件给定,其物理参数也会随之确定,只要流体物理性质确定,湍流程度很大程度上影响对流传热系数。因此,在不同速度 12 ~ 20 m/s 下流体相互混合程度、湍流程度也不同。一般而言,流体质点间的速度相互混合程度和湍流程度呈线性变化关系,但还受到压降的影响。因此,通过提高管程、壳程对流传热系数来提高总的传热系数。

3.2 模拟结果及数据处理

3.2.1 管程温度场

图 6 为换热管横截面 -150 mm 处、中间子午面和 +150 mm 处温度云图。换热管中心温度高,壁面温度低,而且温度变化较大,靠近壁面流体流动为层流状态,而层流热阻大,故形成了热边界层。从图 7 可以看出,换热管中的烟气温度逐渐降低,并且呈现出从空气进口到出口温度降低的趋势,这在一定程度上表明换热效果明显。

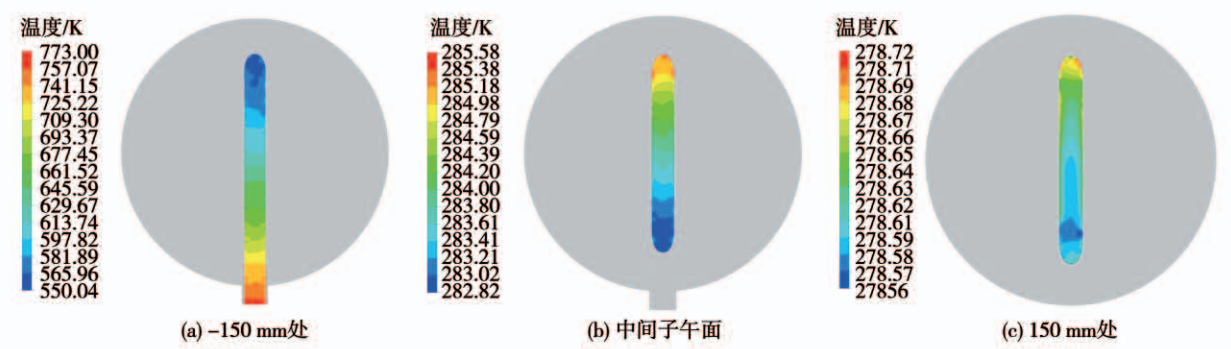


图 6 换热管横截面温度云图

Fig.6 Temperature cloud diagram of the cross section of the heat exchange tube

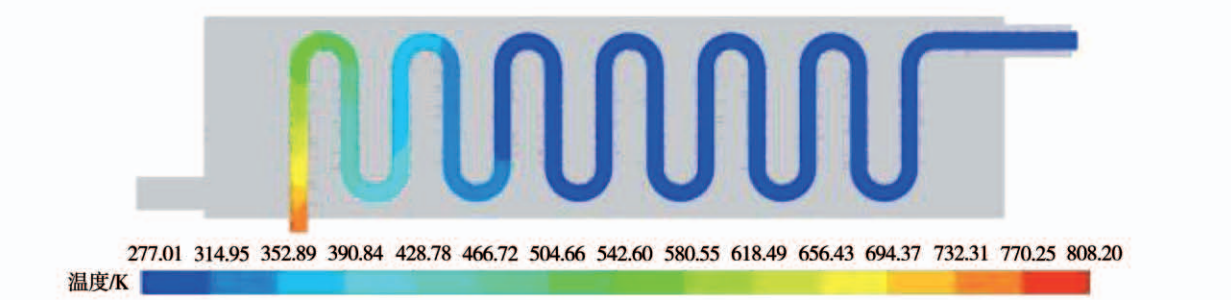


图 7 换热管纵截面温度云图

Fig.7 Temperature cloud diagram of the longitudinal section of the heat exchange tube

3.2.2 管程速度场与压力场

图 8 为换热器绕管纵截面速度云图,由图 8 可知,在蛇形绕管中烟气速度分布较为均匀,但仔细观察发现,由于烟气的冲击作用,在蛇形绕管转弯

处靠近外壁面速度稍微有些增大,而靠近内壁面处基本相反。图 9 为烟气管纵截面压力分布,与图 8 速度对应一致,烟气流体在换热管内的速度变化幅度不大。

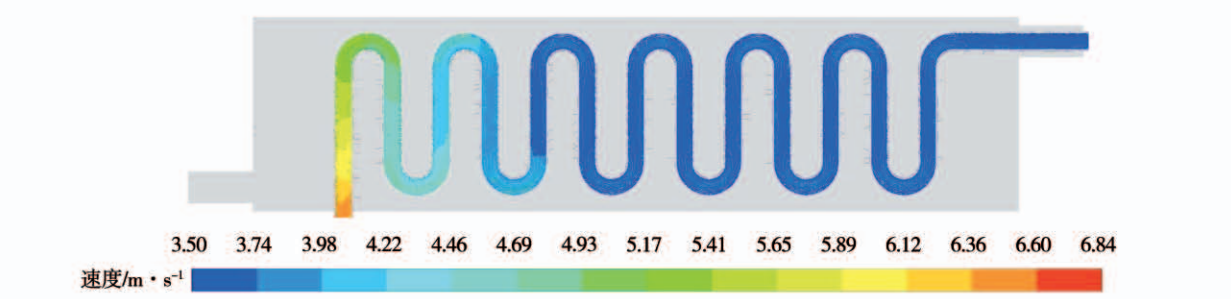


图 8 换热器管程纵截面速度云图

Fig.8 Velocity cloud diagram of the longitudinal section of the tube pass of the heat exchanger

数值计算处理结果:根据式(5)分析可知,此研究是用高温烟气加热常温空气。因此,式中 k 取 0.4,将表 2 高温烟气物性参数及表 5 的壳程烟气速度,带入到式(5)中计算出管程对流传热系

数 $\alpha_2 = 10.968$,由于烟气进口温度为 773 K,计算得出进出口温差,分别为 494.523,494.51,494.529,494.531,494.531,494.475,494.458,494.456 和 494.446 K。

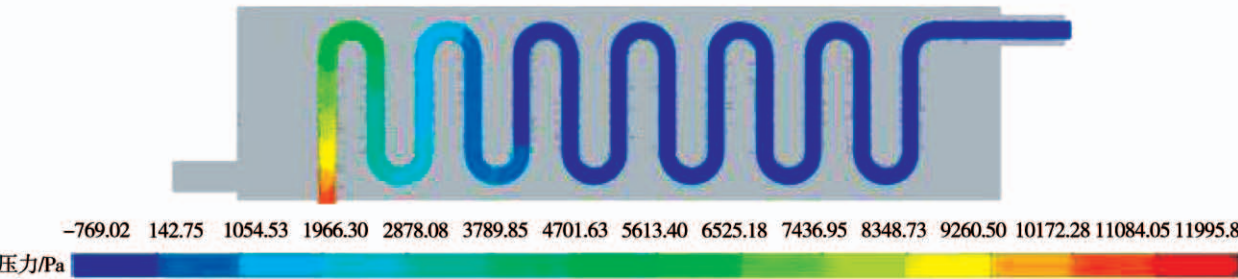


图 9 换热管纵截面压力云图

Fig. 9 Pressure cloud diagram of the longitudinal section of the heat exchange tube

表 5 管程数值计算结果

Tab. 5 Numerical calculation results of tube pass

气流进口速 度/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	气流出口速 度/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	气流出口 温度/K	气流出口 压力/Pa
5	5.03484	278.477	11588.0
5	5.03483	278.490	11592.3
5	5.03482	278.471	11598.8
5	5.03482	278.469	11600.2
5	5.03482	278.469	11600.2
5	5.03481	278.525	11606.4
5	5.03480	278.542	11612.9
5	5.03480	278.544	11614.0
5	5.03480	278.554	11618.4

3.2.3 壳程温度场

图 10 为换热器壳程纵截面温度分布云图。由图 10 可知,空气进口处温度较低,随着空气流入壳体其温度缓慢上升,壳体中的温度较为均匀,而出口处温度较大。这主要与蛇形绕管换热器的布置设计方式有关,即空气出口设计在烟气进口处,空气得到充分加热,空气在进口处充分换热,使得空气进口处烟气温度下降较快,这也与图 7 相一致,也符合换热的基本规律。图 11 为换热器全流体域纵截面温度云图,其温度分布与图 7、图 10 对应一致。

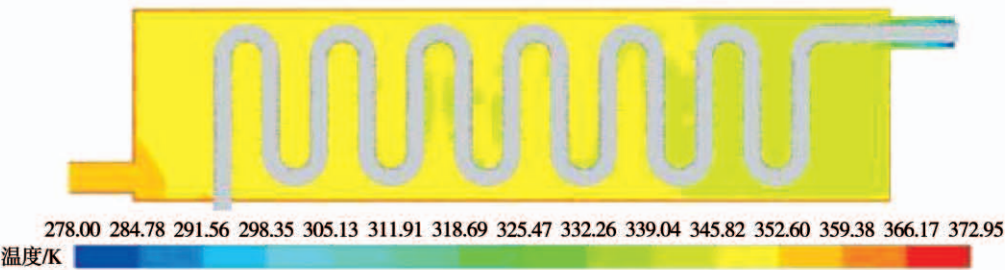


图 10 换热器壳程纵截面温度云图

Fig. 10 Temperature cloud diagram of the longitudinal section of the shell side of the heat exchanger

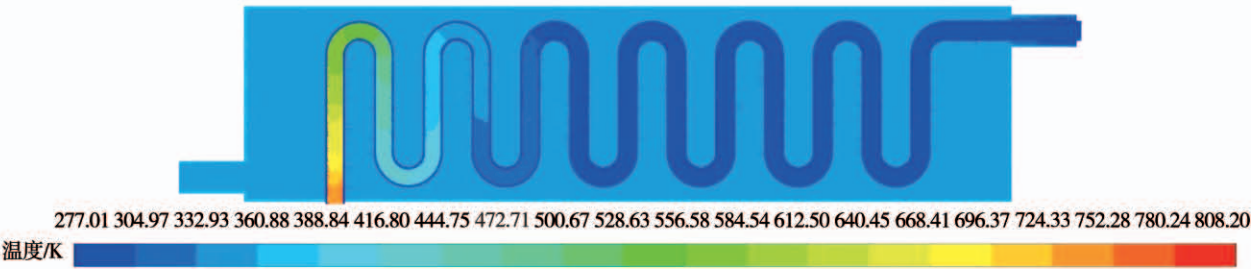


图 11 换热器全域纵截面温度云图

Fig. 11 Temperature cloud diagram of the whole fluid domain longitudinal section of the heat exchanger

3.2.4 壳程速度场

图 12 为换热器壳程纵截面速度云图。空气域上基本没有“传热死区”,空气在壳程进口处速度最大。随着流动的变化,在空气中进口某一部位速度稍有聚集,之后在壳程流体域中空气流速分布均匀,流动比较规律,流动速度很慢,几乎处于停滞状态。

这也有利于空气充分加热,空气流体从壳程入口进入,经过换热管的扰流,斜向下沿壳程出口出去。空气流速呈对称分布,在空气出口处空气流速度稍有增大,出口处速度稍有聚集,且出口处速度均匀增加。图 13 为换热器纵截面全流体域速度云图,其流动分布情况与图 8、图 12 流动分布对应一致。

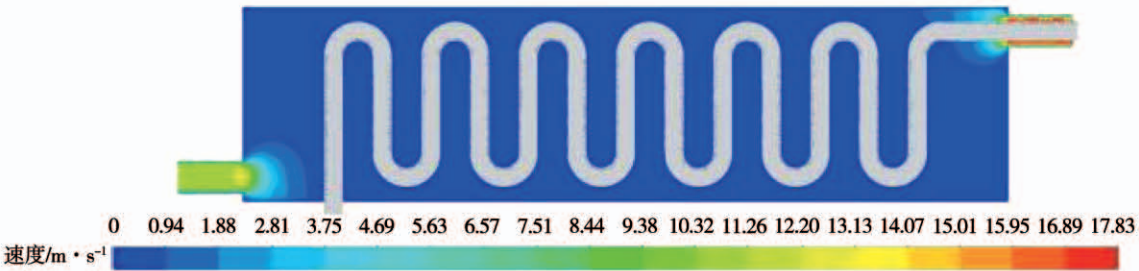


图 12 换热器壳程纵截面速度云图
Fig. 12 Velocity cloud diagram of the longitudinal section of the shell side of the heat exchanger

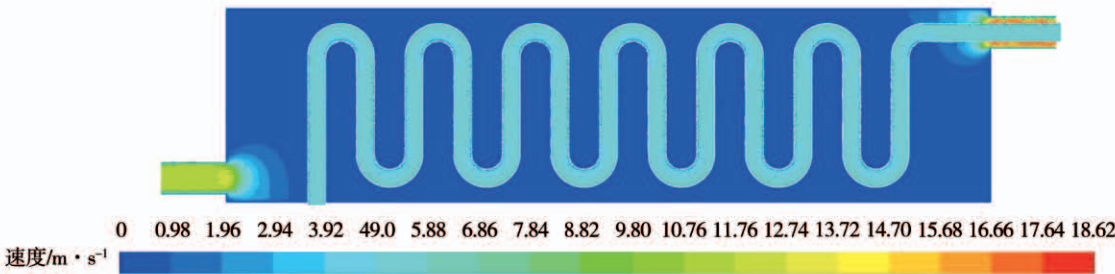


图 13 换热器全域纵截面速度云图
Fig. 13 Velocity cloud diagram of the whole fluid domain longitudinal section of the heat exchanger

3.2.5 壳程压力场

图 14 为换热器壳程纵截面压力云图。压力云图与速度云图基本对应,空气入口处用变频风机控制空气入口速度,故空气入口处速度最大,由于进口处空气流冲击壁面,所以空气进口处压力较大。在

整体的壳程中流体压力分布较为均匀而且比较稳定,在空气出口处压力稍微有所降低。图 15 为换热器纵截面全流体域压力云图,其与图 14、图 9 对应一致。

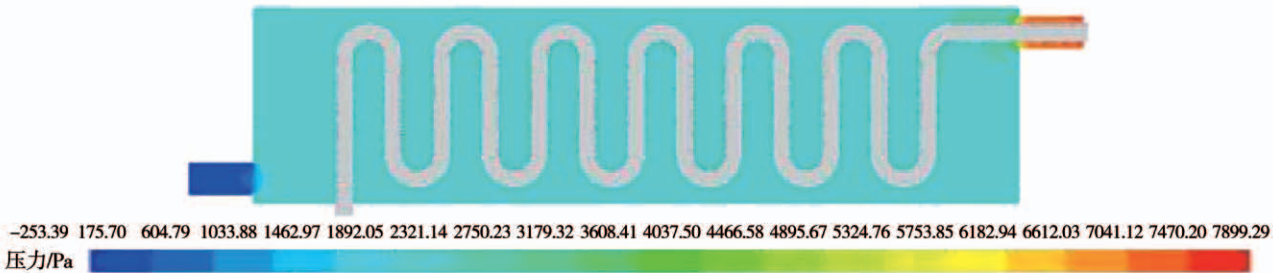


图 14 换热器壳程纵截面压力云图
Fig. 14 Pressure cloud diagram of the longitudinal section of the shell side of the heat exchanger

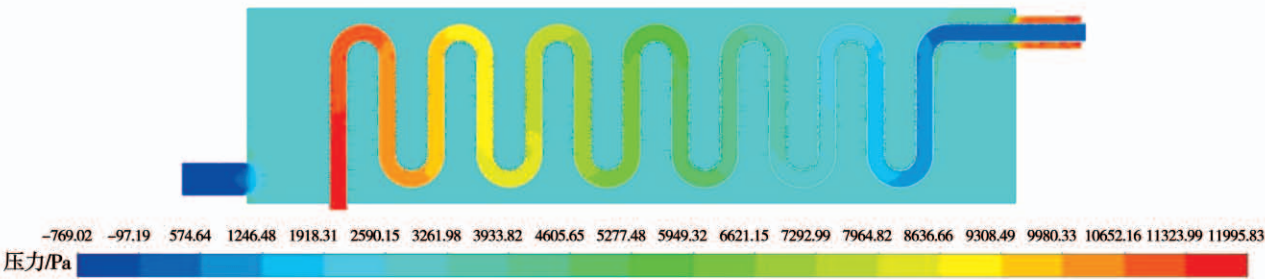


图 15 换热器纵截面全域压力云图

Fig. 15 Pressure cloud diagram of the whole fluid domain longitudinal section of the heat exchanger

表 6 壳程数值计算结果

Tab.6 Numerical calculation results of shell side

空气进口速 度/ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	空气出口速 度/ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	空气进口 温度/K	空气出口 温度/K	空气出口 压力/Pa
12	7.772	283	352.774	5060.54
13	8.419	283	353.359	5553.74
14	9.067	283	353.868	6056.69
15	9.714	283	354.357	6571.98
16	10.362	283	354.776	7093.15
17	11.009	283	355.147	7293.21
18	11.657	283	355.456	7785.00
19	12.304	283	355.756	8276.23
20	12.952	283	356.015	8696.21

在式(6)中先计算出壳程当量直径的值 d_e 为 600, 由于壁温取 293 K, 故 μ_w 取将其所对应的物性参数带入式(6)中即可得到 12 ~ 20 m/s 下各壳程对流传热系数的具体值。

表 7 壳程参数数值计算结果

Tab.7 Numerical calculation results of shell side

空气进口速 度/ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	壳程对流 传热系数	传热量/W	总传热系数
12	57.017	3212.23	4.397
13	59.583	3521.03	4.411
14	62.062	4002.36	4.423
15	64.462	4511.32	4.435
16	66.723	5002.36	4.446
17	69.056	5511.32	4.464
18	71.262	6021.32	4.464
19	73.413	6573.25	4.466
20	75.436	7007.60	4.48

3.2.6 换热评价指标

不同空气入口速度对强化壳程传热、换热评价指标等都有影响。故采用变频风机控制不同空气入口速度(12 ~ 20 m/s), 换热器壳程流体域对流传热系数和压降随速度的变化如图 16 所示。随着空气流流动速度增加, 换热器壳程湍流程度增大, 使空气流垂直流过绕管, 壳程对流传热系数逐渐增大。但其增大幅度在壳程空气入口速度为 16 ~ 17 m/s 时压降较为缓和, 而壳程对流传热系数增加幅度较为明显, 之后略有缓和。体现了在较小的压降下获得较大的传热系数, 有利于壳程传热。

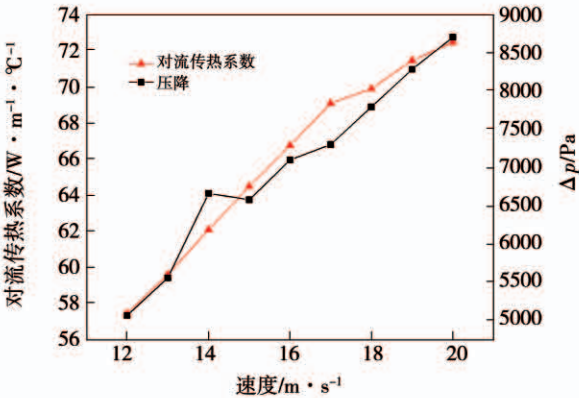


图 16 壳程对流传热系数与压降随不同空气入口速度的变化

Fig. 16 Variation curves of convective heat transfer coefficient and pressure drop on the shell side with different air inlet velocities

引进 η 作为评价指标, 用尽可能小的压降来获得尽可能多的换热量, η 值越大, 则换热器越高效,

评价指标计算式为:

$$\eta = \frac{\alpha_1}{\Delta p^{1/3}}$$

(7)

将表 5、表 6 中的数值计算结果带入式(7)中进行计算,结果如图 17 所示。随着壳程空气速度的增加,评价指标 η 逐步增加,当空气入口速度在 16 ~ 17 m/s 时,评价指标增长迅速,说明当速度到 17 m/s 时,蛇形绕管换热器换热效果明显,换热效率高。在空气入口速度增到 17 m/s 时,评价指标值为 $3.668 \text{ W/m}^2 \cdot \text{℃} \cdot \text{Pa}^{1/3}$ 。

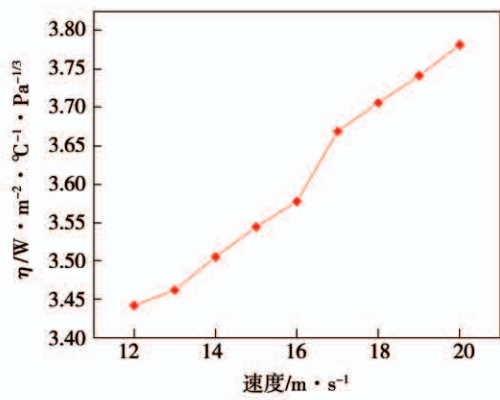


图 17 评价指标随壳程空气入口速度的变化

Fig. 17 Variation curve of evaluation index with air inlet velocity on the shell side

3.2.7 传热性能

对努塞尔数和传热因子随雷诺数的变化进行研究,其中传热因子 j 为:

$$j = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3}}$$

(8)

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n$$

式中: $Nu = \frac{hd_c}{\lambda_w}$; $Re = \frac{ud_c}{\nu}$; $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$; λ_w —导热系数, W (m · K); u —空气流速, m/s; ν —运动粘度, m²/s; α —热扩散率, m²/s。

图 18 为努塞尔数随雷诺数的变化,图 19 为传热因子随雷诺数的变化。随雷诺数逐步增大,努塞尔数随之上升;由式(8)可知,努塞尔数的增加大强于雷诺数增强,因此随着雷诺数的增加传热因子逐

渐增大。

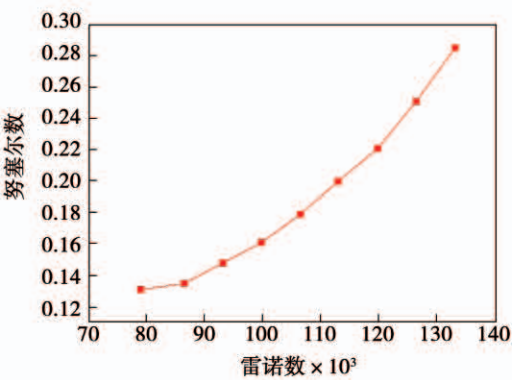


图 18 努塞尔数随雷诺数的变化曲线

Fig. 18 Variation curve of Nusselt number with Reynolds number

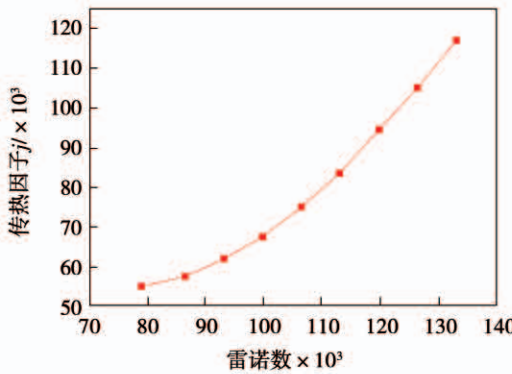


图 19 传热因子随雷诺数的变化

Fig. 19 Variation curve of heat transfer factor with Reynolds number

4 模拟计算结果与试验测试结果对比

数值分析计算用的换热器模型与现场测试试验样机尺寸相同,测量位置及方法参考标准 JB/T6672—2011,即在壳程空气入口及出口安装温度、速度和压力传感器。数值分析计算用到边界条件如壳程入口空气流速、入口温度等均来自此次试验。图 20 ~ 23 分别为各参数模拟计算结果与试验测试结果对比的曲线,结果吻合得较好。

表 8 为数值计算与试验测试的某些参数的比较,误差在 2% 以内,通过试验对数值计算进行了验证。

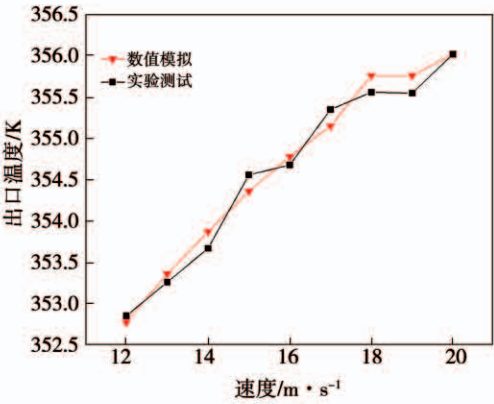


图 20 壳程出口温度数值模拟值与测试试验值对比
Fig. 20 Comparison of numerical simulation value and experimental test value of shell side outlet temperature

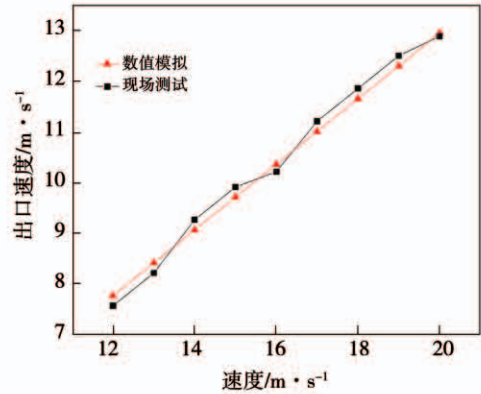


图 21 壳程气流速度数值模拟值与测试试验值对比
Fig. 21 Comparison of numerical simulation value and experimental test value of shell side airflow velocity

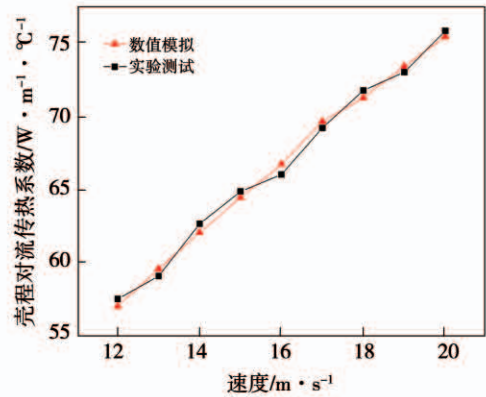


图 22 壳程对流传热系数数值模拟值与测试试验值对比
Fig. 22 Comparison of numerical simulation value and experimental test value of shell side convective heat transfer coefficient

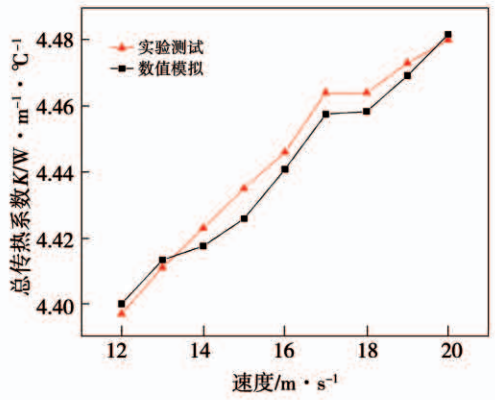


图 23 总传热系数数值模拟值与试验测试对比
Fig. 23 Comparison of numerical simulation value and experimental test value of total heat transfer coefficient

表 8 数值模拟与试验测试误差分析

Tab. 8 Error analysis of numerical simulation value and experimental test value

参 数	数值模拟	试验测试	相对误差/%
温度/K	355.147	356.420	0.36
速度/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	11.009	11.212	1.81
压力/Pa	7293.21	7321.12	0.38
对流传热系数/ $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$	69.056	68.112	1.37
总传热系数/ $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$	4.464	4.865	1.69
传热量/W	5511.32	5480.36	0.56

5 结 论

用 Fluent 软件对蛇形换热器进行了数值计算, 分别研究了由变频风机控制下的不同壳程空气入口速度对换热器管换热性能的影响, 将实验测得温度、速度、压力进行处理, 将所得结果与数值计算数据进行对比, 得出以下结论。

(1) 蛇形绕管换热器管程温度情况: 管程烟气进口温度达到 808.20 K, 烟气平均出口温度为 278.503 K, 且换热管中心温度高, 壁面温度低, 且温度变化幅度较大, 蛇形绕管管程温度下降明显, 这在一定程度上表明其换热性能较好。

(2) 在变频风机控制的空气入口速度 12~20 m/s 下, 壳程空气对流传热系数、总传热系数、传热量、换热评价指标 η 随着空气入口速度的增加而增大; 随着雷诺数的增大, 努塞尔数和传热因子都逐渐增大。

(3) 现场生物质热风炉换热器壳程空气进出口安装有速度、压力、温度传感器, 控制空气入口速度

为 17 m/s 进行实验测试,测得的空气出口温度为 356.420 K,速度为 11.212 m/s,压力为 7321.12 Pa,将三者进行数据处理,得到对流传热系数为 68.112 W/(m²·K),总传热系数为 4.865 W/(m²·K),传热量为 5 480.36 W,将其与数值计算得到的结果进行比较,并进行误差分析,两者吻合较好,有 2% 的误差,数值计算的可靠性得到验证。

参考文献:

- [1] 袁守利,张胜强,汪雨航. 生物质热风炉换热器传热数值模拟及优化[J]. 武汉理工大学学报(信息与管理工程版),2016,38(1):627-631.
YUAN Shou-li, ZHANG Sheng-qiang, WANG Yu-han. Numerical simulation and optimization of heat transfer in heat exchanger of biomass hot-blast stove[J]. Journal of Wuhan University of Technology (Information and Management Engineering Edition), 2016, 38(1): 627-631.
- [2] 常勇强,杨震,赵振兴,等. 蛇形管平行通道中高压气体的对流换热特性研究[J]. 西安交通大学学报,2011,45(3):53-57.
CHANG Yong-qiang, YANG Zhen, ZHAO Zhen-xing, et al. Research on convective heat transfer characteristics of high pressure gas in parallel channels of serpentine tubes[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(3): 53-57.
- [3] SIM J, LEE H, JEONG J H. Optimal design of variable-path heat exchanger for energy efficiency improvement of air-source heat pump system[J]. Applied Energy, 2021, 290(11):1245-1258.
- [4] 付磊,唐克伦,文化斌,等. 管壳式换热器流动与耦合传热的数值模拟[J]. 压力容器,2012,29(5):36-41.
FU Lei, TANG Ke-lun, WEN Hua-bin, et al. Numerical simulation of flow and coupled heat transfer in a shell-and-tube heat exchanger[J]. Pressure Vessel, 2012, 29(5): 36-41.
- [5] 涂福炳,马士伟,高晟扬,等. 来流速度分布对径向热管换热器性能影响的数值模拟[J]. 中南大学学报(自然科学版),2013,44(9):3904-3910.
TU Fu-bing, MA Shi-wei, GAO Sheng-yang, et al. Numerical simulation of the influence of incoming flow velocity distribution on the performance of radial heat pipe heat exchanger[J]. Journal of Central South University (Natural Science Edition), 2013, 44(9): 3904-3910.
- [6] 刘波,张靖周,谭晓茗. 旋转效应下射流冲击速度对换热的影响[J]. 工程热物理学报,2015,36(2):366-370.
LIU Bo, ZHANG Jing-zhou, TAN Xiao-ming. The effect of jet impingement velocity on heat transfer under rotation effect[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015, 36(2): 366-370.
- [7] CHUN K S, LENG C H, MYAN F W Y, et al. Effect of supply and exhaust air velocity on the enthalpy and temperature exchange efficiency of a paper heat exchanger[J]. MATEC Web of Conferences, 2021, 335.
- [8] 刘斌. Fluent19.0 流体仿真从入门到精通[M]. 北京:清华大学出版社,2019.
LIU Bin. Fluent19.0 fluid simulation from entry to proficiency [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2019.
- [9] 袁伍,罗小平,王兆涛,等. 板壳式换热器流固耦合换热的数值模拟[J]. 热能动力工程,2019,34(10):150-155.
YUAN Wu, LUO Xiao-ping, WANG Zhao-tao, et al. Numerical simulation of fluid-solid coupling heat transfer in plate and shell heat exchangers [J]. Thermal Energy and Power Engineering, 2019, 34(10): 150-155.
- [10] 郭江峰,张海燕,崔欣莹,等. 低品位烟气余热回收换热器热力学分析[J]. 工程热物理学报,2020,41(1):39-45.
GUO Jiang-feng, ZHANG Hai-yan, CUI Xin-ying, et al. Thermodynamic analysis of low-grade flue gas waste heat recovery heat exchanger[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2020, 41(1): 39-45.
- [11] 张玮瑜,杨荣. 膜片管通道流动与换热过程的数值模拟[J]. 热能动力工程,2019,34(7):115-121.
ZHANG Wei-yu, YANG Mo. Numerical simulation of flow and heat transfer process in diaphragm tube[J]. Thermal Energy and Power Engineering, 2019, 34(7): 115-121.
- [12] 蔡浩,戴世佳,王助良,等. 相变换热器烟气侧流动及传热特性的数值模拟[J]. 热能动力工程,2020,35(6):191-197.
CAI Hao, DAI Shi-jia, WANG Zhu-liang, et al. Numerical simulation of the flow and heat transfer characteristics of the flue gas side of a phase change heat exchanger[J]. Thermal Energy and Power Engineering, 2020, 35(6): 191-197.
- [13] 韩怀志,于瑞天,廖文君. 非对称型波纹通道流动与传热性能的数值模拟[J]. 哈尔滨工程大学学报,2020,41(7):998-1004.
HAN Huai-zhi, YU Rui-tian, LIAO Wen-jun. Numerical simulation of flow and heat transfer performance in asymmetric corrugated channels[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2020, 41(7): 998-1004.
- [14] 刘妮,崔强,赖晓玲. 椭圆管翅式换热器空气侧传热和流动特性的数值模拟[J]. 热能动力工程,2020,35(6):136-142.
LIU Ni, CUI Qiang, LAI Xiao-ling. Numerical simulation of heat transfer and flow characteristics on the air side of an elliptical tube-fin heat exchanger[J]. Thermal Energy and Power Engineering, 2020, 35(6): 136-142.
- [15] DURCANSKY P, ORSANSKY P. Numerical simulation of heat exchanger operation[J]. MATEC Web of Conferences, 2018, 168.
- [16] 岳清雯,赖喜德,陈小明,等. 水平螺旋管式换热器的流热耦合传热特性研究[J]. 热能动力工程,2021,36(4):118-125.
YUE Qing-wen, LAI Xi-de, CHEN Xiao-ming, et al. Research on the coupled heat transfer characteristics of horizontal helical tube heat exchangers [J]. Thermal Energy and Power Engineering, 2021, 36(4): 118-125.