折流板结构对立式热交换器物理场的影响

王默雷[1,2],邓胜祥[1,2]
1. 上海工程技术大学 机械与汽车工程学院,上海 201620
2. 上海工程技术大学 新能源与节能新技术研究所,上海 201620

摘 要:目的 为分析并比较不同结构的折流板对热交换器温度场、压力场和流场的影响,提高热交换器的换热效果,采用 ANSYS FLUENT 软件对热交换器进行数值模拟。**方法** 基于某工业园区分布式能源系统,针对系统内的立式热交换器进行数值模拟研究,并根据数值模拟研究结果对热交换器进行结构优化。**结果** 折流板的开口夹角越小,空气出口温度越高,当折流板的开口夹角从 180°减小至 30°时,空气出口温度提升 11.82%,但同时在热交换器出口处空气速度明显升高,导致外筒承受的冲击较大;折流板的间距越小,空气出口温度越高,当折流板的间距从 220 mm 减小至 110 mm,空气出口温度提升 14.99%,烟气通过内筒壁面与空气换热接触时间变短,且烟气速度在烟气出口明显上升;折流板的开口面积越小,空气出口温度越高,当折流板外圆直径从 2 170 mm 增大至 2 770 mm,空气出口温度提升 9.22%。**结论** 对立式换热器进行结构优化时,应应适当减小折流板的开口夹角或减小折流板的开口面积,同时减小折流板的间距,使空气能够在热交换器内部进行充分地换热。

关键词:立式热交换器;折流板;数值模拟;结构优化
中图分类号:TK172 **文献标识码:**A doi:10.16055/j.issn.1672-058X.2024.0006.006

Influence of Baffle Structure on Physical Field of Vertical Heat Exchanger

WANG Molei[1,2], DENG Shengxiang[1,2]
1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620, China
2. Institute of New Energy and Energy Saving Technology, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620, China

Abstract: Objective In order to analyze and compare the effects of different baffles on the temperature field, pressure field, and flow field of the heat exchanger and improve the heat transfer effect of the heat exchanger, ANSYS FLUENT software was used to simulate the heat exchanger. **Methods** Based on the distributed energy system of an industrial park, the numerical simulation of the vertical heat exchanger in the system was carried out, and the structure of the heat exchanger was optimized according to the numerical simulation results. **Results** The smaller the opening angle of the baffle was, the higher the air outlet temperature was. When the opening angle of the baffle decreased from 180° to 30°, the air outlet temperature increased by 11.82%. At the same time, the air velocity at the outlet of the heat exchanger increased significantly, resulting in a greater impact on the outer cylinder. The smaller the baffle spacing was, the higher the air outlet temperature was. When the baffle spacing decreased from 220 mm to 110 mm, the air outlet temperature was increased by 14.99%, the contact time between the flue gas and the air through the inner cylinder wall became shorter, and the flue gas velocity increased significantly at the flue gas outlet. The smaller the opening area of the baffle, the higher the air outlet temperature. When the outer diameter of the baffle increased from 2 170 mm to 2 770 mm, the air

收稿日期:2023-04-24 **修回日期:**2023-05-18 **文章编号:**1672-058X(2024)06-0049-10
基金项目:上海市科委项目资助(2021-0035T-YB).
作者简介:王默雷(1997—),男,陕西西安人,硕士研究生,从事数值模拟仿真计算研究.
通讯作者:邓胜祥(1970—),男,湖南涟源人,教授,博士生导师,从事新能源与节能新技术、可视化仿真与智能控制研究. Email: csdsx@163.com.
引用格式:王默雷,邓胜祥. 折流板结构对立式热交换器物理场的影响[J]. 重庆工商大学学报(自然科学版),2024,41(6):49-58.
WANG Molei, DENG Shengxiang. Influence of baffle structure on physical field of vertical heat exchanger[J]. Journal of Chongqing Technology and Business University (Natural Science Edition), 2024, 41(6): 49-58.

outlet temperature increased by 9.22%. **Conclusion** When optimizing the structure of the vertical heat exchanger, the opening angle of the baffle should be appropriately reduced or the opening area of the baffle should be reduced, and the spacing of the baffle should be reduced so that the air can be fully transferred inside the heat exchanger.
Keywords: vertical heat exchanger; baffles; numerical simulation; structural optimization

1 引 言

我国现有能源体系的发展构建中,在以太阳能[1]为代表的能源体系成型前,以天然气作为燃料的分布式冷热电联供系统起到了关键作用,热交换器属于系统中余热利用系统的关键部分,其换热效果直接影响着能量利用效率的高低。以动力来源方向和种类为判断依据,热交换器强化传热技术一般分为主动强化、被动强化以及复合强化三种技术[2]。其中被动强化传热技术通常针对热交换器内部进行结构优化,并不需要额外消耗外界其他能量。Jiao、Sheikholeslami、Wijayanta 等[3-6]针对被动强化传热技术进行更深入的研究,通过实验模拟等方式证明该技术设计方便、经济实惠、物性稳定以及检修简易,一般热交换器被动强化传热技术手段为对热交换器内部壁面进行加工处理、对流体添加固体颗粒、在流体流动通道里添加影响流体运动的器件等。

在热交换器被动传热强化手段中,在流体流动通道里添加影响流体运动的器件可以引导换热设备内流体产生涡流使靠近换热壁面的流体湍流强度增大,达到强化传热的目的[7]。在实际生产应用中,考虑流体在热交换器内部是通过换热管道进行流通,若能提升热交换器换热管道的换热效率就能提高热交换器的整体工作性能。Kumar 等[8]研究了传统纽带的扭转比的改变对太阳能管道的热工性能的影响。Patil 等[9]研究了扭带宽度不同时在湍流状态下对热交换器管道热工性能的影响。Promvonge 等[10]研究了螺旋线圈截面结构不同时在湍流状态下对热交换器换热管道热工性能的影响。Zhang 等[11]研究了由两个结构的螺旋线圈组合成的双螺旋线圈在湍流状态下对热交换器换热管道热工性能的影响。Ibrahim 等[12]研究了不同排列方式锥形环在湍流状态下对热交换器换热管道热工性能的影响。Nakhchi[13-14]研究了锥形环开孔数量不同对在流体经过孔洞后流体的混合效率和流动阻力的影响。这些学者利用被动强化传热手段,对不同类型的热交换器换热通道进行了数值模拟与结构优化,证明该手段能使热交换器整体的工作性能得到明显提升,同时为后人针对其他类型的热交换器进行结构优化提供了参考依据。

基于某工业园区分布式能源系统,针对系统内的立式热交换器进行数值模拟研究,并根据数值模拟研究结果对热交换器进行结构优化。通过增加折流板提高热交换器的换热效率,同时对折流板开口夹角、间距和开口面积对热交换器的温度场、压力场和流场的影响进行比较与分析。其中热交换器工作流程为燃气轮机高温尾气进入热交换器,与空气换热后,其中一部分高温空气作为助燃空气,用于在燃气轮机燃烧室内与天然气混合燃烧,以提高燃气轮机热效率。除此之外,另一部分高温空气送往该工业园区某企业加热炉作为助燃空气,以降低该企业加热炉能耗。

2 数值模拟

2.1 控制方程

(1) 质量守恒方程。质量守恒方程也称连续性方程,表达形式有多种,但不会影响其物理意义,可表示为在同一时间(t)内入口的体积流量与出口的体积流量相等。

在直角坐标系下,方程表达式为

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

对于不可压缩流体,方程表达式可简化为

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \tag{2}$$

其中,ρ 为流体密度(kg/m^3);u、v、w 为点(x,y,z)处的速度分量(m/s)。

(2) 动量守恒方程。动量守恒方程可用于解决大部分现实问题,作为基础方程可以表示质量、动量即热量的传递过程。

对于不可压缩流体,方程表达式的矢量形式为

$$\rho\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t}=-p+\rho F+\mu\Delta V \tag{3}$$

在直角坐标系中,其表达式为

$$\begin{aligned}\rho\frac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}t}&=-\frac{\partial p}{\partial x}+\rho X+\mu\Delta u\\ \rho\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t}&=-\frac{\partial p}{\partial y}+\rho Y+\mu\Delta v\\ \rho\frac{\mathrm{d}w}{\mathrm{d}t}&=-\frac{\partial p}{\partial z}+\rho Z+\mu\Delta w\end{aligned} \tag{4}$$

其中,Δ 为拉普拉斯算子;∇ 为哈密顿算子;p 为压力(Pa);μ 为动力黏度系数(Pa·s);X、Y、Z 为点(x,y,z)处的外力分量(N)。

(3) 能量守恒方程。能量守恒方程作为基本方程,是有热量交换的系统所必须满足的方程,可描述为单位时间内微元体内能量的增加量等于流入微元体的净热流量与作用到微元体的体积力和表面力的功之和。其表达式为

$$\rho C_p\left[\frac{\partial T}{\partial t}+\frac{\partial(uT)}{\partial x}+\frac{\partial(vT)}{\partial y}+\frac{\partial(wT)}{\partial z}\right]=\lambda\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) \tag{5}$$

其中,C_P 为空气的定压比热容(J/(kg·K));T 为热力学温度(K);λ 为导热系数(W/(m·K))。

2.2　湍流模型

主要使用的标准为 $k-\varepsilon$ 双方程湍流模型,是在关于湍流动能 k 的方程基础上,再引入一个关于湍流动能耗散率 ε 的方程。其控制方程为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_k}\right]+G_k+G_b-\rho\varepsilon-Y_M+S_k \tag{6}$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k}\right]+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k+G_{3\varepsilon}G_b)-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{K}+S_\varepsilon \tag{7}$$

式(6)中,μ_t 是湍流黏性系数,$k-\varepsilon$ 模型假设湍流黏度与湍动能和湍动能耗散有关,即

$$\mu_t=C_\mu\rho\frac{k^2}{\varepsilon} \tag{8}$$

其中,G_k 为平均速度梯度引起的湍流动能 k 的产生项;G_b 为浮力引起的湍流动能 k 的产生项;对于不可压缩流体,$G_b=0$;Y_M 为可压缩性修正项,是可压缩湍流中脉动扩张的贡献;S_k 为湍流动能 k 方程的源项;S_ε 为耗散率 ε 方程的源项。在 FLUENT 中,部分经验系数通常为常数[15],$C_{1\varepsilon}=1.44$;$C_{2\varepsilon}=1.92$;$C_\mu=0.09$;k 与 ε 的湍流 Pr 分别为 $\sigma_k=1.0$;$\sigma_\varepsilon=1.3$。

选择使用 FLUENT 软件进行数值模拟研究,需要考虑工作站计算资源的分配消耗以及计算结果的精度要求,选择标准 $k-\varepsilon$ 双方程湍流模型进行数值模拟,选择有限体积法作为离散方法,选择二阶迎风格式作为离散格式。

3　热交换器物理模型及网格划分

3.1　热交换器物理模型

为了节省计算机资源,对模型进行适当简化后利用 SpaceClaim 软件建立热交换器模型,如图 1 所示。

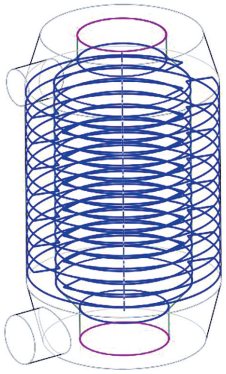


图 1　热交换器物理模型图

Fig. 1　Physical model of heat exchanger

模拟计算的物理模型是立式热交换器,外筒与内筒之间的空气流域中采用了折流板分层。内筒里为烟气流域。烟气从圆筒内的底部向上流动,空气从热交换器顶部入口进入后开始向下逐层流动。

热交换器主要尺寸:总体高度 5 200 mm,烟气入口直径 1 400 mm,烟气出口直径 1 400 mm,空气进口直径 600 mm,空气出口直径 800 mm,内筒直径 2 150 mm,内筒高度 3 400 mm,内筒厚度 10 mm,折流板厚度 10 mm。

3.2　网格划分与无关性验证

3.2.1　网格划分

如图 2 所示,采用非结构化网格与结构化网格结合的方式划分网格,其中没有固定连接关系的非结构化网格适应性更强,可以更快速高效地将更为复杂的网格划分[16]。为了保证计算一致性,本文使用 ANSYS Workbench Meshing 软件对模型进行网格划分。流体近壁流动对于计算结果有很大影响,因此本文在内筒耦合壁面处使用网格加密处理并在此基础上设置流体域膨胀层。在 Meshing 组件,本文主要采用四面体网格与六面体网格两种划分方式。

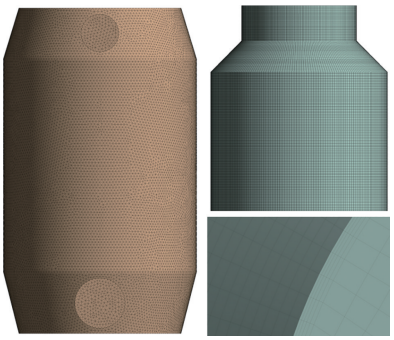


图 2　热交换器模型网格划分示意图

Fig. 2　Heat exchanger model grid diagram

3.2.2　网格无关性分析

为了验证模拟结果与网格数量变化的无关性,在计算资源范围内建立具有代表性的 4 种疏密程度不同的网格进行无关性验证。采用相同的网格划分工具和划分方式,得到网格单元(elements)数量分别为:1 343 767、5 303 149、8 344 517 和 12 477 294。在相同的边界条件下进行冷态模拟,得到热交换器内部的流场结果,对比同一测量点的流速后发现:网格数量为 100 万与 500 万、500 万与 800 万、800 万与 1 200 万的流速差值之比分别为 12.5%,6.2% 和 4.5%。说明当网格数量达到 800 万后,网格疏密程度对计算结果的误差影响很小。考虑到计算资源紧张,所以本文采用以 8 344 517 网格单元数量的网格划分方式。

3.3　边界条件

考虑实际工作情况,对求解模型作出如下假设:

(1) 流体为常物性不可压缩流体;

(2) 流体的物理性质不随温度变化;

(3) 流体流动达到稳态;

(4) 热交换器中无污垢产生,导热系数恒定;

(5) 热交换器外壁不参与换热,忽视热交换器与外部环境的热交换。

主要研究立式热交换器烟气域与空气域的换热过程,采用稳态模拟,其中烟气域与空气域流体组分分别设定为“烟气”和“空气”,烟气物性参数:密度为 1.787 8 kg/m^3,热导率为 0.02 W/(m·k),黏度 1.37×10^{-5} kg/(m·s),换热壁面固体域材料为“309S 钢材”,换热壁面厚度设为“10 mm”。其中,烟气入口流速设定为 5 m/s,空气入口进口流速设定为 3 m/s;内筒壁面及折流板设置为流固耦合壁面;外筒壁面和空气进出口壁面设置为绝热壁面。

选择使用 FLUENT 软件进行数值模拟研究,需要考虑工作站计算资源的分配消耗以及计算结果的精度要求,选择标准 k-ε 双方程湍流模型进行数值模拟,选择有限体积法作为离散方法,选择二阶迎风格式作为离散格式。

4 热交换器温度场、压力场和流场的影响分析

4.1 折流板开口夹角对物理场的影响

为了研究折流板开口夹角对热交换器温度场、压力场和流场的影响,本节对 4 种不同开口角度的折流板热交换器进行数值模拟。其中开口夹角为 30°的折流板物理模型仰视图如图 3 所示。

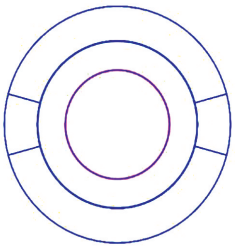


图 3 开口夹角为 30°的折流板物理模型仰视图

Fig. 3 Upward view of the physical model of baffle plate with an opening angle of 30 °

图 3 中上下相邻的折流板开口关于中心对称分布,模拟不同开口夹角折流板的热交换器物理场,其夹角依次为 180°、150°、60°、30°。得到不同折流板开口夹角下空气和烟气的温度、压强、速度分布如下:

如图 4 所示,随着折流板开口夹角的减小,空气出口位置的温度有明显升高倾向且空气在热交换器中下部的温度梯度有明显的变化,空气在进行最后一轮往返流动时,热交换器右侧底部空气温度升高。热交换器接近内壁一侧的折流板温度明显不同于另一侧温度。

如图 5 所示,随着折流板开口夹角的减小,靠近烟气出口的温度逐渐降低,接近 625 ℃的烟气逐渐减少,同时烟气出口温度呈现中心高四周低的分布,温差达到 50 ℃左右,而烟气壁面的温度在靠近热交换器中下部开始有“下低上高”的变化。

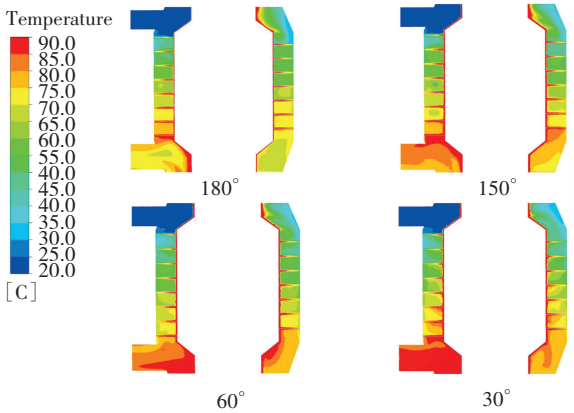


图 4 不同折流板开口夹角下空气域轴向切面温度云图

Fig. 4 Temperature nephogram of axial section of air domain under different baffle opening angles

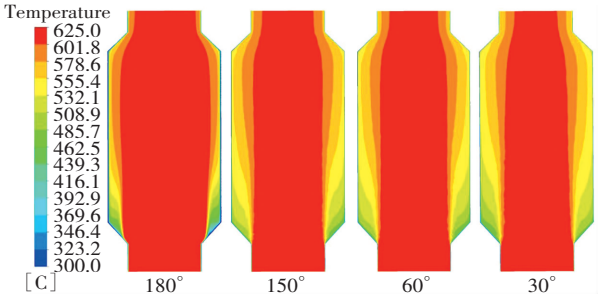
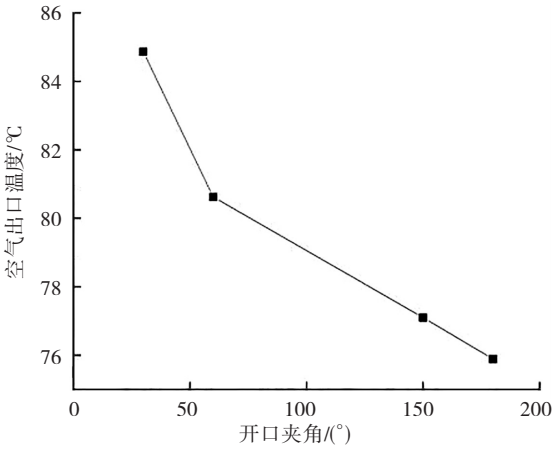


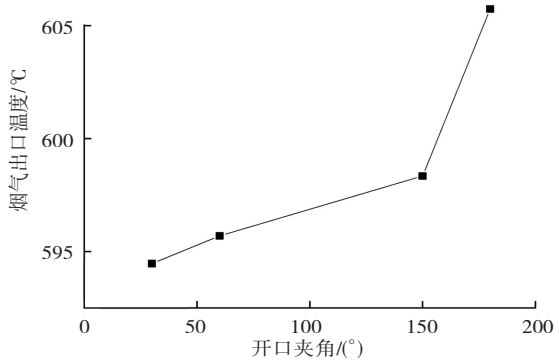
图 5 不同折流板开口夹角下烟气域轴向切面温度云图

Fig. 5 Temperature nephogram of axial section of flue gas domain under different baffle opening angles

如图 6(a)所示,空气出口温度随着折流板开口夹角的减小而升高,空气出口温度升高幅度依次为 1.59%、4.57%、5.26%。烟气出口温度随着折流板开口夹角的减小而降低,但未有明显变化。当折流板开口夹角从 180°减小至 30°时,烟气出口温度降低了 1.86%(图 6(b))。



(a) 空气出口温度



(b) 烟气出口温度

图 6　不同折流板开口夹角下空气与烟气出口温度关系图

Fig. 6　Relationship between air and flue gas outlet temperature under different baffle opening angles

如图 7 所示,空气进口位置处的压强随着折流板开口夹角的减小而逐渐增大,当开口夹角为 30°时,空气进口压强最大,最大值超过 500 Pa,最小的压强出现在靠近空气出口附近,最小值接近-7 Pa。

如图 8 所示,烟气压强梯度分布不均匀,折流板开口夹角为 180°和 150°时,烟气压强在内筒下方口径减小处先快速增大,然后逐步升高至内筒口径增大处,最后快速减小。而折流板开口夹角为 60°和 30°时,烟气压强从入口开始逐步增大,在内筒口径增大处同样快速减小。烟气压降的大小在 2 Pa 左右波动。

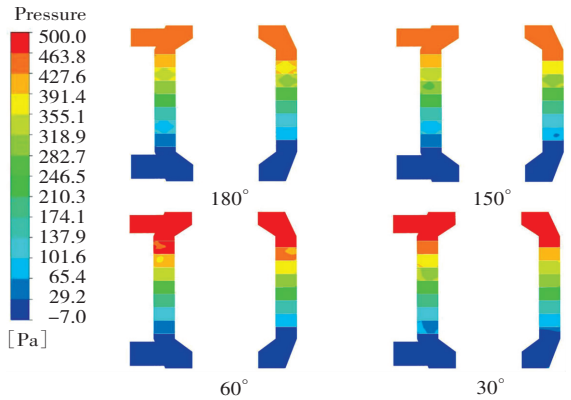


图 7　不同折流板开口夹角下空气域轴向切面压力云图

Fig. 7　Air domain axial section pressure cloud diagram under different baffle opening angles

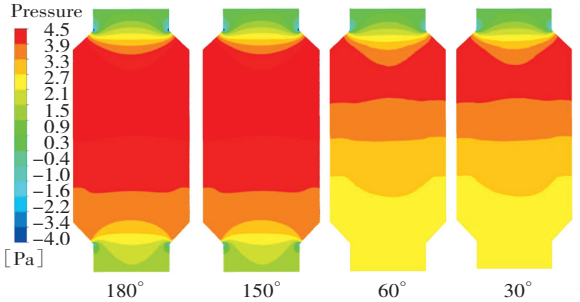
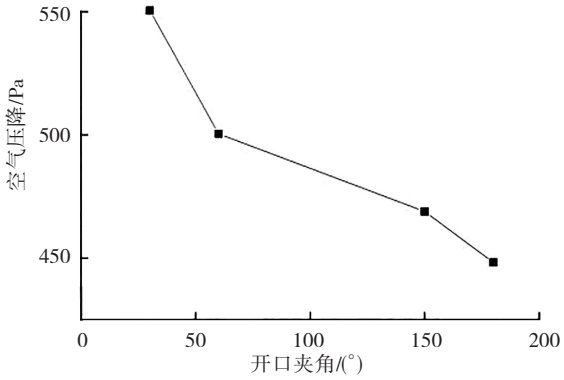


图 8　不同折流板开口夹角下烟气域轴向切面压力云图

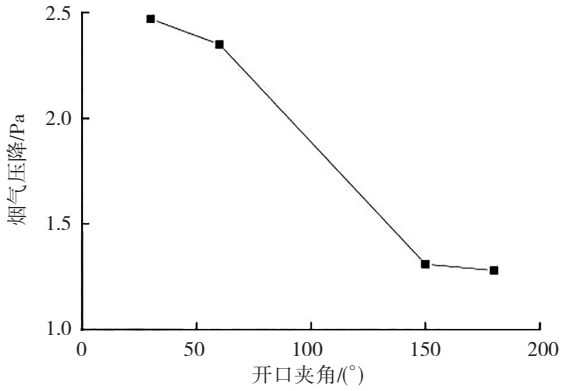
Fig. 8　Pressure cloud diagram of axial section of flue gas domain under different baffle opening angles

如图 9(a)所示,空气压降随折流板开口夹角的减小而增大,空气压降增大幅度依次为 4.53%、6.81%、9.99%。烟气压降随折流板开口夹角的减小而增大,烟气压降增大幅度依次为 2.34%、79.39%、5.11%(图 9(b))。

如图 10 所示,空气从热交换器左上端进入,空气在折流板之间第一次进行往返前后速度明显降低。随着开口夹角的减小,空气在后续往返过程中速度有所升高。烟气在内筒分布均匀,是由于内筒筒径变化先大后小,烟气速度先小后大。



(a) 空气压降



(b) 烟气压降

图 9　不同折流板开口夹角下空气与烟气压降关系图

Fig. 9　The relationship between air and smoke pressure drop under different baffle opening angles

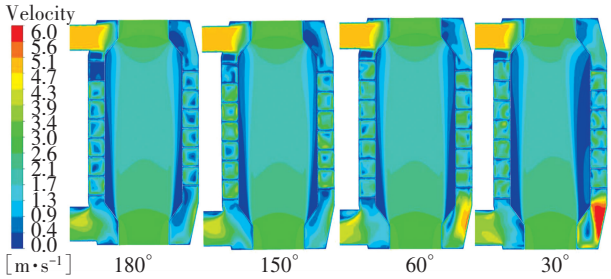


图 10　不同折流板开口夹角下轴向切面速度云图

Fig. 10　The axial section velocity cloud diagram under different baffle opening angles

4.2 折流板间距对物理场的影响

为了研究折流板间距对热交换器温度场、压力场和流场的影响,本节对 4 种不同间距折流板的热交换器进行数值模拟。其中开口夹角为 30°且间距为 220 mm 折流板物理模型如图 11 所示。

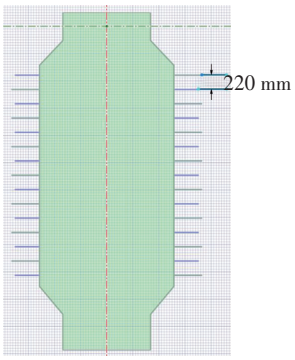


图 11 间距为 220 mm 折流板物理模型图

Fig. 11 220 mm baffle physical model schematic diagram

其中,上下相邻的折流板开口于中心对称分布,模拟不同间距折流板的热交换器物理场,其上下相邻的折流板的间距依次为 330 mm、220 mm、165 mm、110 mm。得到不同间距折流板的热交换器中空气和烟气的温度、压强、速度分布如下:

如图 12 所示,随着折流板间距的减小,空气出口温度逐渐提升,在折流板间距减小至 110 mm 时,空气出口温度有更为明显地升高,且在空气进行最后一次往返后有一部分明显温度升高区域。随着折流板间距的减小,空气升温的速度上升,温度梯度变化更为明显。

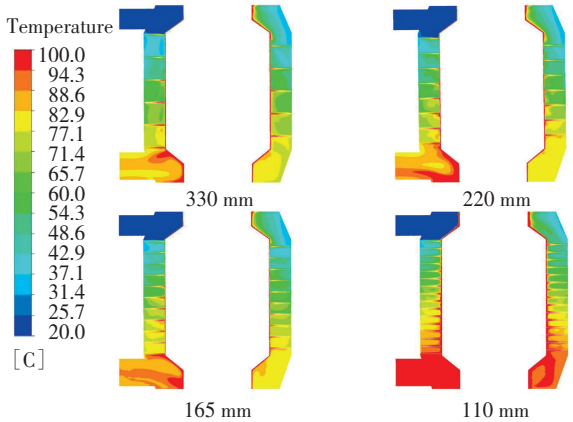


图 12 不同间距折流板空气域轴向切面温度云图

Fig. 12 Temperature contours of air domain axial section of different spacing baffles

如图 13 所示,当折流板间距减小时,靠近烟气出口的温度逐渐降低,接近 625 ℃的烟气逐渐减少,但折流板间距减小至 165 mm 时,烟气出口温度反而有所升高,折流板从 165 mm 减小至 110 mm 时,烟气出口温度依旧有所降低。

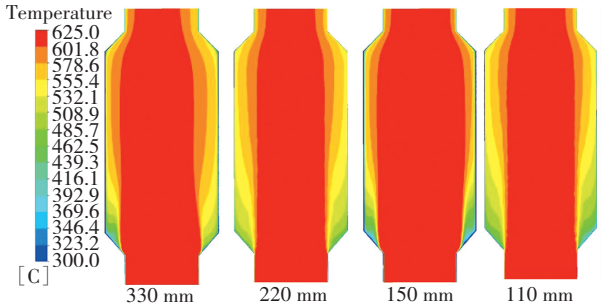
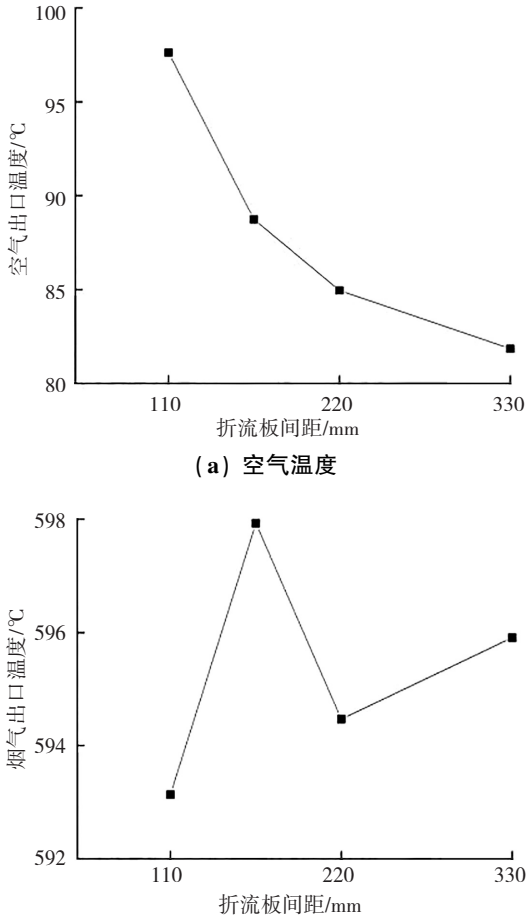


图 13 不同间距折流板烟气域轴向切面温度云图

Fig. 13 Temperature nephogram of axial section of flue gas domain with different spacing baffles

如图 14(a)所示,空气出口温度随着折流板间距的减小而升高,空气出口温度升高幅度依次为 3.8%、4.45%、10.09%。烟气出口温度随着折流板间距的减小而有不同变化,但未有明显变化。流板间距减小,烟气出口温度先降后升再降,其温度变化幅度依次为 0.3%、0.6%、0.8%(图 14(b))。



(a) 空气温度

(b) 烟气温度

图 14 不同间距折流板空气与烟气出口温度关系图

Fig. 14 The relationship between air and flue gas outlet temperature of different spacing baffles

如图 15 所示,空气进口位置处的压强随着折流板间距的减小而增大,当折流板间距为 110 mm 时,空气进口压强最大,最大值接近 1 800 Pa,最小的压强出现在靠近空气出口附近,最小值接近-10 Pa。

如图 16 所示,烟气压强梯度分布不均匀,折流板间距为 330 mm、220 mm 和 165 mm 时,烟气压强在内筒下方口径减小处先逐渐增大至内筒中上部分,最后快速减小。而折流板间距为 110 mm 时,烟气压强从内筒中部开始逐步增大,在内筒口径增大处同样快速减小。其中烟气压强在内筒中上部分左右两端明显高于中端。烟气压降的大小在 3 Pa 左右波动。

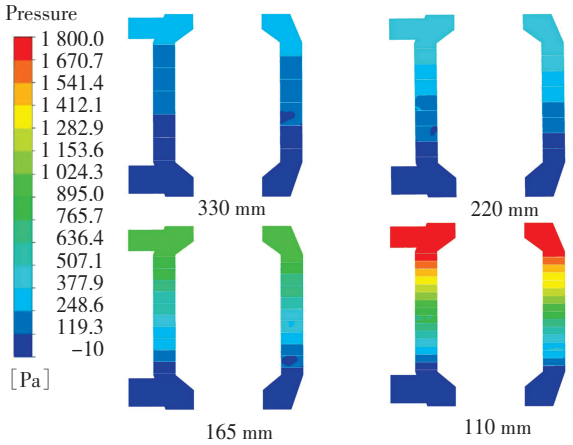


图 15　不同间距折流板空气域轴向切面压力云图

Fig. 15　Pressure cloud diagram of axial section of air domain with different spacing baffles

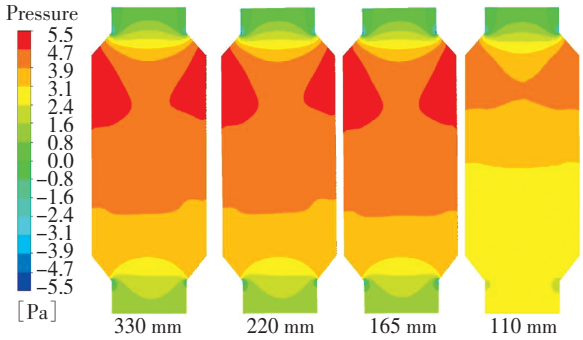
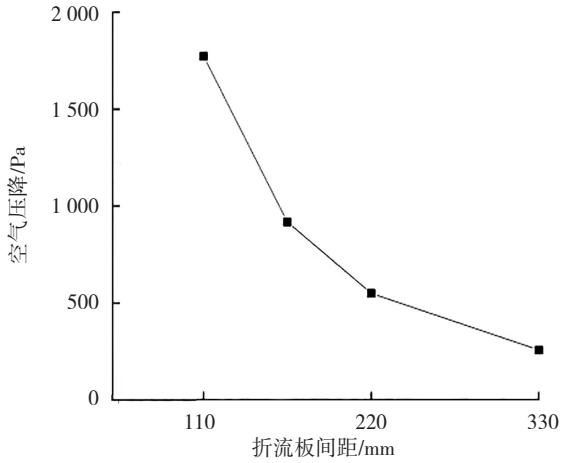


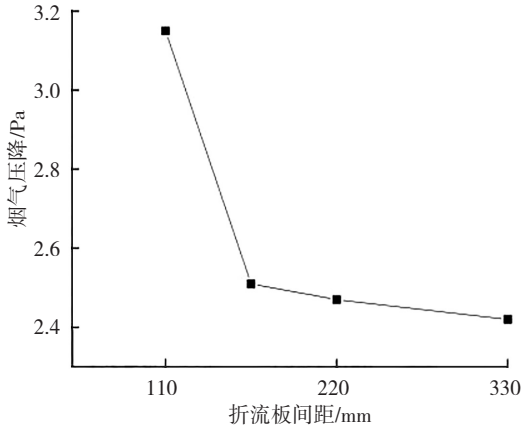
图 16　不同间距折流板烟气域轴向切面压力云图

Fig. 16　Pressure cloud diagram of axial section of flue gas domain with different spacing baffles

如图 17(a)所示,空气压降随着折流板间距的减小而增大,当折流板间距减小时,空气压降增大幅度依次为 100.13%、66.75%、93.1%。烟气压降随折流板间距减小而增大,烟气压降增大幅度依次为 2.07%、1.62%、25.5%(图 17(b))。



(a) 空气压降



(b) 烟气压降

图 17　不同间距折流板空气与烟气压降关系图

Fig. 17　The relationship between air and smoke pressure drop of different spacing baffles

如图 18 所示,折流板间距的减小使得空气在折流板之间停留的时间更长,空气在折流板之间形成了不同的漩涡。烟气在内筒分布均匀,均由于内筒筒径变化先大后小,烟气速度先小后大,但折流板间距为 110 mm 时,烟气速度逐渐减小的分布区间明显短于其他间距,烟气通过内筒壁面与空气换热接触时间变短,且烟气速度在烟气出口明显上升。

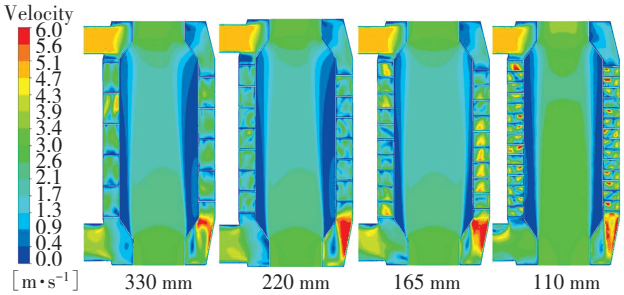


图 18　不同间距折流板轴向切面速度云图

Fig. 18　Different spacing baffle axial section velocity nephogram

4.3 折流板开口面积对物理场的影响

为了研究折流板开口面积对热交换器温度场、压力场和流场的影响,本节对 4 种不同开口面积的折流板热交换器进行数值模拟。其中开口夹角为 30°,位于空气域的外圆直径为 2 370 mm 且间距为 110 mm 的折流板物理模型如图 19 所示。

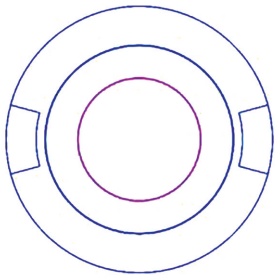


图 19 外圆直径为 2 370 mm 的折流板物理模型图

Fig. 19 Physical model of baffle plate with outer diameter of 2 370 mm

图 19 中上下相邻的折流板开口关于中心对称分布,模拟不同开口面积折流板的热交换器物理场,其额外增加面积的外圆直径依次为 2 170、2 370、2 570 及 2 770 mm。得到不同开口面积折流板的热交换器中空气和烟气的温度、压强、速度分布如下:

如图 20 所示,空气的温度从上到下通过折流板呈现梯度分布,不同开口面积下空气温度分布区别不大,总体呈上升趋势,空气在内筒下中下端靠近折流板的位置,温度发散式升高,且随着开口面积的减小,升高幅度变大。

如图 21 所示,在烟气出口的位置,接近 625 ℃的烟气最多,同时烟气出口温度呈现中心高四周低的分布,温差达到 50 ℃左右。

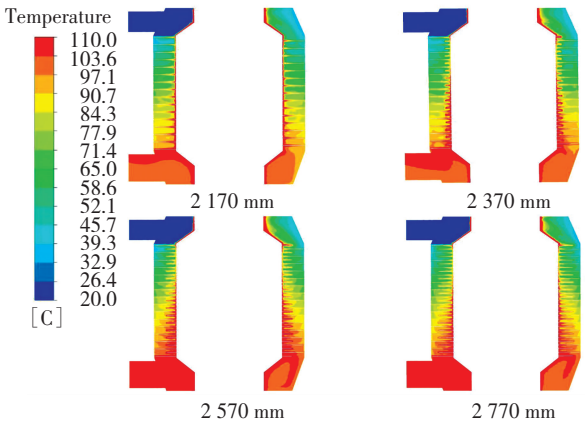


图 20 不同折流板面积下空气域轴向切面温度云图

Fig. 20 Air domain axial section temperature cloud diagram under different baffle areas

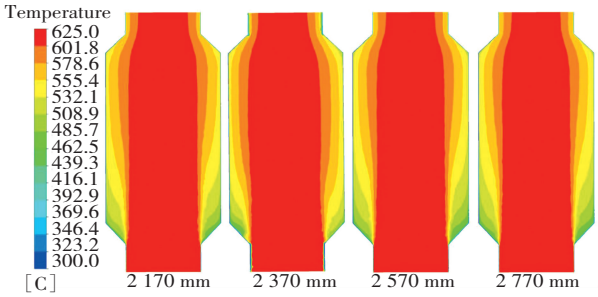
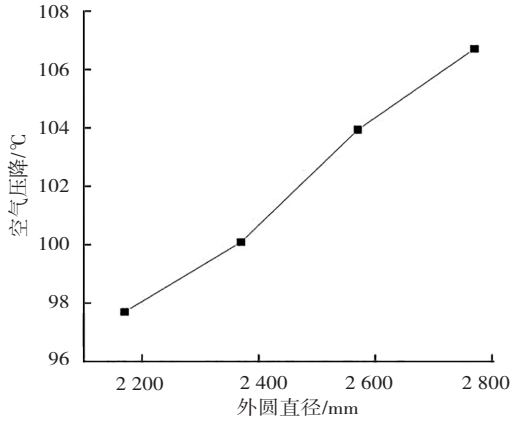


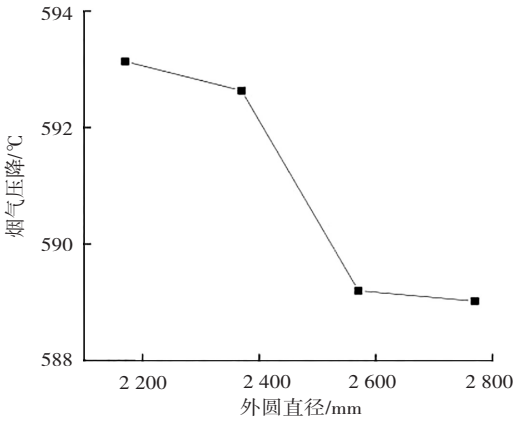
图 21 不同折流板开口面积下烟气域轴向切面温度云图

Fig. 21 Temperature nephogram of axial section of flue gas domain under different baffle opening area

如图 22(a)所示,空气出口温度随着折流板开口面积的减小而升高,当折流板外圆直径增大时,空气出口温度升高幅度依次为 2.45%、3.84%、2.66%。烟气出口温度随着折流板开口夹角的减小而减小,但未有明显变化。折流板外圆直径从 2170 mm 增大至 2770 mm 时,烟气出口温度降低了 0.07%(图 22(b))。



(a) 空气温度



(b) 烟气温度

图 22 不同折流板开口面积下空气与烟气出口温度关系图

Fig. 22 The relationship between air and flue gas outlet temperature under different baffle opening areas

如图 23 所示,不同折流板开口面积的空气压损相差不大。基本为 1 800 Pa 上下。随着折流板开口面积的增加,空气在折流板内进行往返流动时会出现部分

空气压强突然变小的情况,且出现的次数明显上升。

如图 24 所示,烟气压强梯度分布不均匀,折流板外圆直径为 2 370 mm 时,烟气压强在内筒下方口径减小处先逐升高至内筒中上部分,最后快速降低。而折流板外圆直径为 2 170 mm、2 570 mm、2 770 mm 时,烟气压强从内筒中部开始逐步升高,在内筒口径增大处同样快速降低。烟气压降的大小在 3.2 Pa 左右波动。

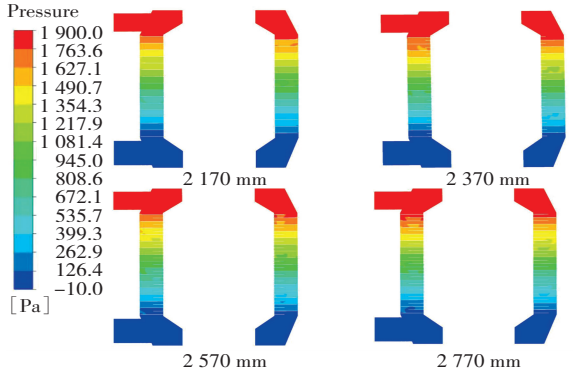


图 23　不同折流板开口面积下空气域轴向切面压力云图

Fig. 23　Air domain axial section pressure cloud diagram under different baffle opening areas

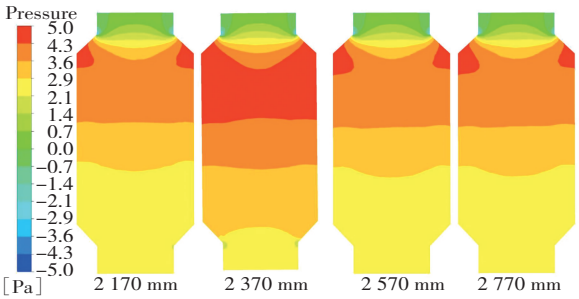
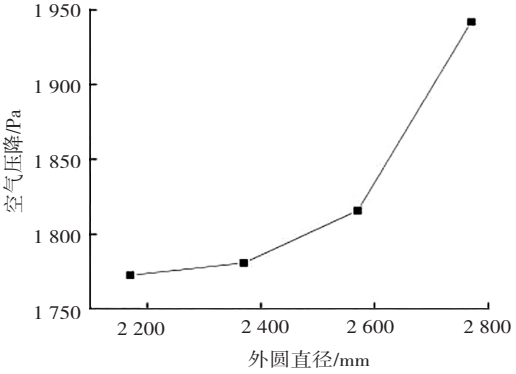


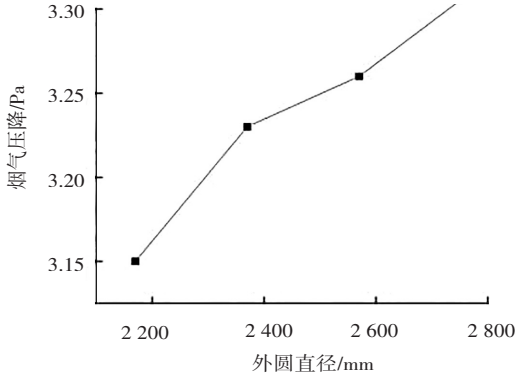
图 24　不同折流板开口面积下烟气域轴向切面压力云图

Fig. 24　Pressure cloud diagram of axial section of flue gas domain under different baffle opening areas

如图 25(a)所示,空气压降随着折流板开口面积的增大而增大,当折流板外圆直径增大时,空气压降增大幅度依次为 0.46%、1.96%、6.94%。烟气压降并未有较大的变化,当折流板外圆直径增大时,烟气压降增大幅度依次为 2.53%、0.92%、1.53%(图 25(b))。



(a) 空气压降



(b) 烟气压降

图 25　不同折流板开口面积下空气与烟气压降关系图

Fig. 25　The relationship between air and smoke pressure drop under different baffle opening areas

如图 26 所示,空气在折流板之间最后一段往返后,空气速度明显升高,且在热交换器右侧底端形成了一个明显的漩涡。烟气在内筒分布均匀,均由于内筒筒径变化先大后小,烟气速度先小后大,但折流板外圆直径为 2 370 mm 时,烟气速度减小间隙明显长于其他外圆直径。

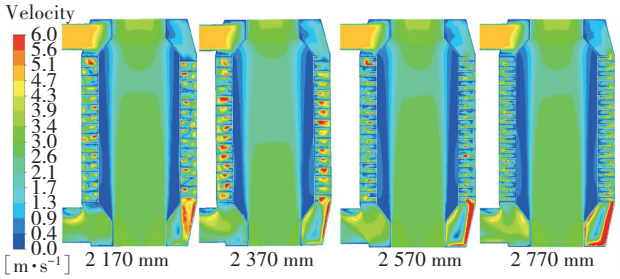


图 26　不同折流板开口面积下轴向切面速度云图

Fig. 26　Axial section velocity nephogram under different baffle opening area

5　结　论

基于某工业园区分布式能源系统,针对系统内的立式热交换器进行数值模拟研究,并根据数值模拟研究结果对热交换器进行结构优化,提出通过改变折流板的开口夹角、间距和开口面积来提升换热效果,同时分析并比较不同结构的折流板对热交换器温度场、压力场和流场的影响,得出如下结论:

(1) 折流板开口夹角越小,空气出口温度越高,当折流板开口夹角从 180°减小至 30°时,空气出口温度提升 11.82%,但同时在热交换器出口处空气速度明显升高,导致外筒承受的冲击较大。

(2) 折流板间距越小,空气出口温度越高,当折流板间距从 220 mm 减小至 110 mm,即折流板数量从 15

块增加至 31 块时,空气出口温度提升 14.99%,烟气通过内筒壁面与空气换热接触时间变短,且烟气速度在烟气出口明显上升。

(3) 折流板开口面积越小,空气出口温度越高,当折流板外圆直径从 2 170 mm 增大至 2 770 mm,空气出口温度提升 9.22%。折流板外圆直径为 2 370 mm 时,烟气速度减小的分布区间明显长于其他外圆直径,烟气通过内筒壁面与空气换热接触时间变长。

参考文献(References):

[1] 李作鑫, 张福萍. 廊坊市某公寓集中热水供应系统设计探讨[J]. 重庆工商大学学报(自然科学版), 2014, 31(8): 92-96.
LI Zuo-xin, ZHANG Fu-ping. Discussion on centralized hot water supply system design in an apartment of Langfang City[J]. Journal of Chongqing Technology and Business University (Natural Science Edition), 2014, 31(8): 92-96.

[2] ALAM T, KIM M H. A comprehensive review on single phase heat transfer enhancement techniques in heat exchanger applications[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018, 81(1): 813-839.

[3] JIAO Y, WANG J, LIU X. Heat transfer and flow characteristics in a rectangular channel with miniature cuboid vortex generators in various arrangement[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2020, 153(7): 106335.

[4] SHEIKHOLESLAMI M, GORJI-BANDPY M, GANJID D. Review of heat transfer enhancement methods: Focus on passive methods using swirl flow devices[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015, 49(9): 444-469.

[5] WIJAYANTA A T, AZIZ M, KARIYA K, et al. Numerical study of heat transfer enhancement of internal flow using double-sided delta-winglet tape insert[J]. Energies, 2018, 11(11): 3170.

[6] WIJAYANTA A T, ISTANTO T, KARIYA K, et al. Heat transfer enhancement of internal flow by inserting punched delta winglet vortex generators with various attack angles[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2017, 87(10): 141-148.

[7] 郑年本. 基于纵向旋流的管内单相对流传热强化研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2018.
ZHENG Nian-ben. Study on heat transfer enhancement of single-phase convection in tube based on longitudinal swirl[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2018.

[8] KUMAR A, PRASAD B N. Investigation of twisted tape inserted solar water heaters-heat transfer, friction factor and thermal performance results[J]. Renewable Energy, 2000, 19(3): 379-398.

[9] PATILA G. Laminar flow heat transfer and pressure drop characteristics of Power-law fluids inside tubes with varying width twisted tape inserts[J]. Journal of Heat Transfer, 2000, 122(1): 143-149.

[10] PROMVONGE P. Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires[J]. Energy Conversion and Management, 2008, 49(5): 980-987.

[11] ZHANG C, WANG D, ZHU Y, et al. Numerical study on heat transfer and flow characteristics of a tube fitted with double spiral spring[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2015, 94(8): 18-27.

[12] IBRAHIM M M, ESSA M A, MOSTAFA N H. A computational study of heat transfer analysis for a circular tube with conical ring turbulators[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2019, 137(3): 138-160.

[13] NAKHCHI M E, ESFAHANI J A. Numerical investigation of different geometrical parameters of perforated conical rings on flow structure and heat transfer in heat exchangers[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 156(6): 494-505.

[14] NAKHCHI M E, ESFAHANI J A. Numerical investigation of turbulent Cu-water nanofluid in heat exchanger tube equipped with perforated conical rings[J]. Advanced Powder Technology, 2019, 30(7): 1338-1347.

[15] PAL E, KUMAR I, JOSHI J B, et al. CFD simulations of shell-side flow in a shell-and-tube type heat exchanger with and without baffles[J]. Chemical Engineering Science, 2016, 143(4): 314-340.

[16] 王翠芳, 刘升学, 卿德藩, 等. 组合涡发生器在螺旋板式换热器上的强化传热研究[J]. 机械研究与应用, 2012, 25(4): 29-32.
WANG Cui-fang, LIU Sheng-xue, QING De-fan, et al. Heat transfer enhancement research on spiral plate heat exchanger with combination of vortex generator[J]. Mechanical Research & Application, 2012, 25(4): 29-32.

责任编辑:陈 芳