

板式省煤器通道结构对换热特性的影响

吴俐俊, 袁志成, 王小柳, 鞠贵冬

(同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804)

摘要: 通过软件 Fluent 数值模拟与试验验证, 研究全焊式板式省煤器在不同结构参数和烟气流速情况下的传热特性。结果表明, 当换热器椭圆水流道长轴为 30 mm, 循环水流道的短长轴比为 0.6, 板间烟气流道间距控制在 15 mm, 且烟气流速控制在 $8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, 全焊式板式省煤器的综合换热系数达到 $50 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$ 。

关键词: 板式省煤器; 传热特性; 数值模拟; 试验

中图分类号: TK172

文献标志码: A

Effect of Channel Structure for Board Economizer on Heat Transfer Characteristics

WU Lijun, YUAN Zhicheng, WANG Xiaoliu, JU Guidong

(College of Mechanic Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: The heat transfer characteristics of all-welded plate economizer in different structure parameters and flue gas velocities were numerically simulated using Fluent and experimentally verified. The results show that the whole welding type plate heat exchanger whose major axis of the ellipse is 30 mm has the highest heat transfer coefficient, when the ratio of the short-long shaft is 0.6, the flow path in inter-board spacing of flue gas is controlled at 15 mm, and the rate of flue gas flowing is in $8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. The highest heat transfer coefficient is about $50 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$.

Key words: plate economizer; heat transfer characteristics; numerical simulation; experiment

而导致热阻增大, 传热效果欠佳^[3-6]。国内外学者对于低压省煤器做了很多研究, 同济大学的安恩科等^[7]运用粒子群算法对 350 MW 电站加装低压省煤器的结构参数进行了优化; Liang 等^[8]对螺旋翅片管省煤器进行了失效分析; 丁虹等^[9]对省煤器的积灰原因进行了分析, 并提出了改进措施; Lowrey 等^[10]对省煤器烟气侧进行了数值模拟, 并将模拟数据与试验数据进行了对比。与传统管式省煤器相比, 板式省煤器具有结构紧凑, 钢材消耗量小, 换热效果好, 生产及运行成本低的优点, 而受制于其角孔和流道狭窄的缺陷, 现有的板式省煤器在实际应用过程中又极容易积灰和结垢^[11]。目前国内对于板式省煤器的研究还比较少, 吴俐俊等^[11]研究了板式省煤器的烟气流道、水流道的形状和流动特性对换热效果和流阻的影响, 并对板式省煤器与管翅式省煤器的传热效果进行了比较。

新型全焊式板式省煤器^[12]采用了不同于传统省煤器的设计思想, 融合了管式和板翅式换热器的优点, 是一种结构紧凑、换热效果好、不容易积灰和结垢, 生产成本低省煤器。为了验证新型板式省煤器的优势, 也为了今后该省煤器的现场应用, 对其进行数值模拟和试验研究势在必行。利用 Fluent 数值模拟软件, 对新型全焊式板式省煤器模型进行数值模拟计算, 通过设定模拟不同的几何参数以及烟气流速情况等, 得出各参数条件下省煤器的传热性能, 并搭建板式省煤器试验台, 对数值模拟结果进行验证^[13-15]。

1 板式省煤器传热模型的建立

1.1 全焊式板式省煤器结构模型

全焊式板式省煤器芯体结构如图 1 所示。板式省煤器的换热芯体是由两块波纹板叠加在一起形成

目前, 越来越多的燃煤电厂通过加装省煤器来降低锅炉的排烟温度, 以达到节能减排的目的^[1-2]。但目前所采用的省煤器大都是光管式或翅片管式结构。传统光管式和翅片管式省煤器都存在结构不紧凑, 管材消耗量大, 占地面积较大等问题。翅片管式省煤器其翅片根部与管外表面容易脱焊或脱离, 从

一个板束,通过一定的加工工艺形成截面为椭圆或扁圆通道,板束内循环通道作为水通道.板束与板束之间错位叠放,从而板束之间的空间就形成烟气波纹通道.

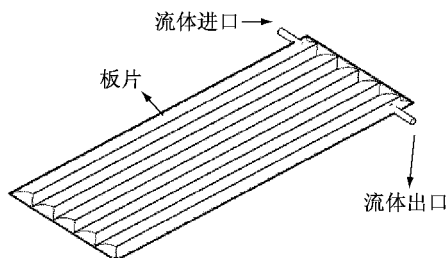


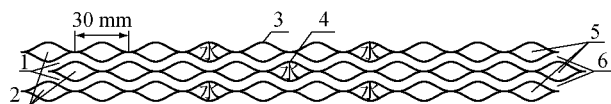
图 1 全焊式板式省煤器芯体结构

Fig.1 Core architecture of all-welded plate economizer

1.2 数学物理模型的建立

为建立合适有效的模型,综合全焊式板式省煤器内部流动和换热的特点,做出如下假设:①流动状态稳定,且流体为不可压缩的牛顿流体;②在计算过程中,忽略重力、浮升力的影响;③忽略流体流动时黏性耗散所产生的热效应,这在低速流动中是允许的;④忽略由于温差引起的辐射换热;⑤忽略省煤器边界与外部环境换热,即省煤器外部边界设定为绝热边界^[16-18].

在 Gambit 软件中,通过设定不同的短长轴之比以及板间距的值,建立试验所需的物理模型.对模型进行简化处理,一个试验模型设计三个板束,板束内共设计 10 个椭圆循环通道,搭建形成两个波纹通道.水在板内椭圆循环通道内流动,空气在板间波纹通道内流动,板片尺寸 300 mm×2 000 mm.换热芯体物理模型截面如图 2 所示.计算区域分为两部分,一部分为冷水流通区域,一部分为烟气流通区域,中间壁面为换热面,边界条件的设置如表 1,材料物性参数如表 2.



1—热流体(烟气)出口;2—冷流体(水)进口;3—外壁面;4—换热壁面;5—冷流体(水)出口;6—热流体(烟气)进口

图 2 全焊式板式省煤器物理模型截面

Fig.2 Sectional physical model of all-welded plate economizer

在本文的计算条件下,流动为湍流,计算对象的数学控制方程如下:
流体的连续性方程

表 1 边界条件设置

Tab.1 Boundary condition	
边界条件	软件 Gambit 中定义
热流体进口	速度入口(velocity-inlet)
冷流体进口	速度入口(velocity-inlet)
外壁面	壁面(wall)
换热壁面	耦合面(coupled)
冷流体出口	压力出口(pressure-outlet)
热流体出口	压力出口(pressure-outlet)

表 2 材料物性参数

Tab.2 Physical parameters of materials			
材料	密度/ (kg·m ⁻³)	导热系数/ (W·(m·°C) ⁻¹)	比热容/ (J·(kg·°C) ⁻¹)
换热芯体(钢)	7 840	50	465
水	998	0.6	4 180
烟气	0.849	0.035 7	1 083

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

流体的动量方程

$$u_x \frac{\partial u_i}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_i}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_i}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_i}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_i}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

式中: u_x, u_y, u_z 分别代表所选坐标; ν 为流体的运动黏度, m²·s⁻¹; ρ 为流体的密度, kg·m⁻³.

流体的能量方程为

$$u_x \frac{\partial t}{\partial x} + u_y \frac{\partial t}{\partial y} + u_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

式中: a 为介质的热扩散率, m²·s⁻¹; t 为温度梯度, °C.

板片导热微分方程为

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0 \quad (4)$$

在烟气-水换热计算过程中,在板式换热器内流通截面积发生变化的通道中,流动为湍流状态,采用如下标准的 $k-\epsilon$ 模型^[19]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{u_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon v_i) =$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{u_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1g} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2g} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (6)$$

式中: v_i 为流体在 x_i 方向上的速度, m·s⁻¹; ϵ 为脉动耗散率; k 为湍流动能; G_k 为由于平均速度梯度而产生的湍动能; σ_k 为对于 k 的湍流脉动动能扩散的有效普朗特数; σ_ϵ 为对于 ϵ 的湍流脉动动能扩散

的有效普朗特数; C_{1g} , C_{2g} 均为常数。

2 板式省煤器的数值计算结果及分析

运用控制变量法,当椭圆流道的长轴为 30 mm 时,通过改变板片芯体椭圆流道短长轴之比、板间距和流体流速其中一个变量,来研究单个影响因素对全焊式板式省煤器传热特性的影响。

2.1 板片短长轴之比对换热特性的影响

换热器模型尺寸设定为:椭圆通道长轴 30 mm,通道长度 2 000 mm,板间距 15 mm,10 个椭圆通道,空气流速为 $8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。椭圆通道的短长轴比分别取 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8 五组数据进行分析,得到表面传热系数和压降随短长轴比变化的关系见图 3。

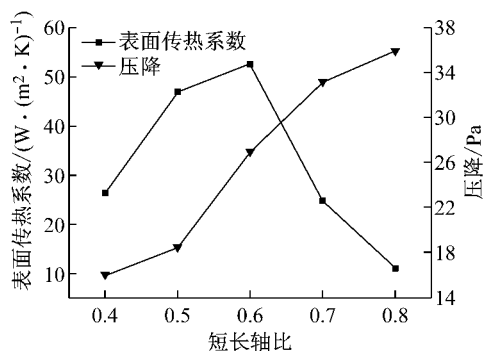


图3 传热系数和空气侧压降与短长轴比的关系

Fig.3 Variation of heat transfer coefficient and air-side pressure as short-long shaft is changed

由图 3 可以看出,板片的短长轴之比在 0.4~0.6 之间时,换热器表面传热系数随着短长轴比的增大逐渐增大。这是由于随着短长轴比的增大,烟气侧热流体的波动性增加,边界层厚度减薄,有利于传热;同时冷流体通道截面增大,换热面流体更替迅速,增加了冷流体湍流发生的可能性,换热温差较大,换热系数逐渐提高。而随着短长轴比的继续增大,当短长轴之比在 0.6~0.8 之间时,换热系数逐渐减小,这是由于随着短长轴比的继续增大,换热板片中流体与板片换热壁面的相对接触面积减少,导致换热量的增大量小于壁面传热系数增大所带来的效益,因此会发生整体传热系数呈减小的状态;随着短长轴比的增大,压降增大,这可能是由于短轴比增大时,烟气流道变窄,且烟气的波动性增强,因此烟气流动损失增大,压降增大。

2.2 板间距对换热特性的影响

选定换热器模型尺寸为椭圆通道长轴为 30 mm,短长轴比为 0.6,板长为 2 000 mm,10 个椭圆

通道,空气流速为 $8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。板间距分别取 10, 20, 30, 40 和 50 mm 五组数据进行分析,得到表面传热系数和空气侧压降随板间距变化的关系如图 4 所示。

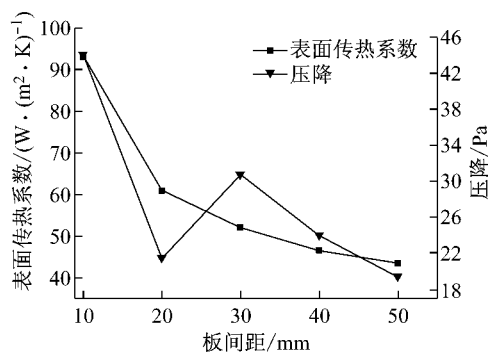


图4 传热系数和空气侧压降与板间距的关系

Fig.4 Variation of heat transfer coefficient and air-side pressure as plate spacing is changed

由图 4 可知,随着板间距的增大,总的传热系数逐渐减小。这是由于随着板间距的增大,烟气与换热器换热壁面的平均接触面积减小,导致换热能力的降低,传热系数减小。综合其他因素,板间距在 10~20 mm 之间时,换热情况良好;随着板间距的增大,烟气侧压降降低,这是由于板间距的增大降低了烟气的沿程阻力,压降减小。

2.3 烟气进口流速对换热特性的影响

选取换热器模型尺寸为椭圆通道长轴 30 mm,短长轴之比为 0.6,板间距 15 mm,板长 2 000 mm,10 个椭圆通道。对烟气进口流速分别为 6, 7, 8, 9 和 $10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 五组数据进行分析,得到表面传热系数和空气侧压降随烟气进口流速变化的关系如图 5 所示。由图 5 知,随着烟气进口流速的增大,表面传热系数逐渐增大,烟气侧压降逐渐增大。这是由于随着烟气进口流速的增大,一方面烟气侧扰动增加,增强了换热能力,另一方面烟气流速增大使板片两侧换

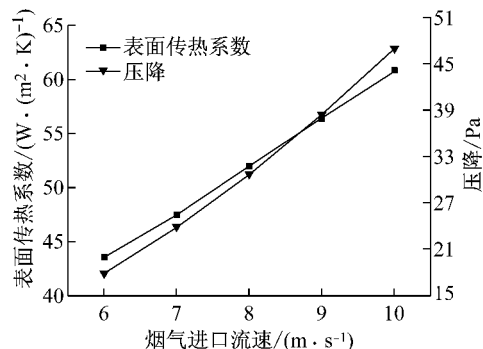


图5 传热系数和空气侧压降与烟气进口流速的关系

Fig.5 Variation of heat transfer coefficient and air-side pressure as rate of flue gas flowing is changed

热温差保持一个较大值,提高了换热能力.但烟气流速无限的增大也会带来烟气中热量的损失,以及烟气对于换热器的磨损也会加重.综合以上因素,将烟气流速控制在 $8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 附近最为合适.

3 实验验证

Fluent 数值模拟计算结果表明,当换热器芯体椭圆流体通道长轴为 30 mm,短长轴比为 0.6,板间距约为 15 mm,且烟气流速控制在 $8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 附近时,此时全焊式板式省煤器的综合传热系数最高,为 $50 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$,针对此模拟结果,搭建试验台进行验证.

3.1 试验设备

试验设备主要由水循环系统、烟气系统及测量系统组成.测试对象为自制的板式省煤器.它由三个板束组成,每个板束有 10 个椭圆循环通道,每个通道是长轴 30 mm,短轴 5 mm,板间距设定为 15 mm,烟气流速为 $8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,三个板束构成二个烟气通道,流动方式为错流.

3.2 换热试验原理

板式省煤器烟气-水换热系统(见图 6).水循环系统主要由热水加热炉、水泵和水箱组成,水在热水加热炉加热到设定温度后,经水泵加压,流经试验段,在试验段完成热量交换后进入水箱,完成水的循环.查阅烟气和空气在 $100 \sim 200 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间的物性参数后,发现二者差异不大,因此可以用热空气来代替烟气.烟气系统是由空气经风机加压到空气加热炉体内,在炉体经加热到设定温度后流到试验段,在试验段完成热量交换后排出.测量系统主要包括温度测量、流量测量及压差测量. P 和 T 分别为压力测量仪表和温度测量仪表.

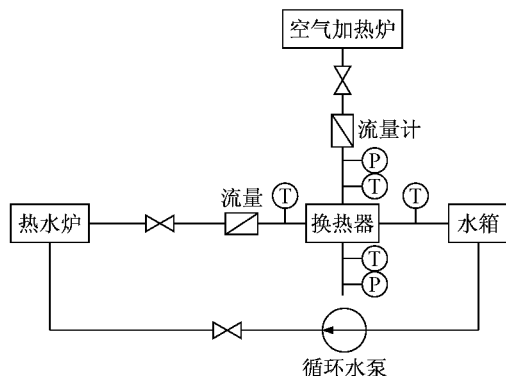


图 6 板式省煤器烟气-水换热系统试验示意图

Fig.6 Experimental setup of gas-water heat exchanger system of new plate economizer

3.3 试验值与模拟值对比

将试验所得数据与模拟数据进行整理,所得传热系数和压差对比的结果如图 7 所示.

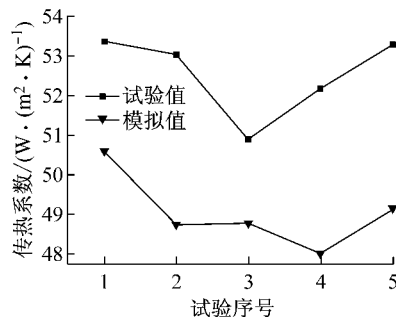


图 7 传热系数试验值与模拟值对比

Fig.7 Comparison of simulated and experimental values of heat transfer coefficient

从图 7 可看出,在相同的板片结构参数以及流速下,对比试验值与模拟值传热系数的五组数据,误差均在 10% 以内,都有较好的吻合性.因此,对于板式换热器换热情况,数值模拟所建立的计算模型是准确可信的.

从图 8 可以看出,在相同的板片结构参数以及流速下,对比试验值与模拟值压降的五组数据,误差均在 10% 以内,都有较好的吻合性.因此,对于板式换热器压降情况,数值模拟所建立的计算模型是准确可信的.

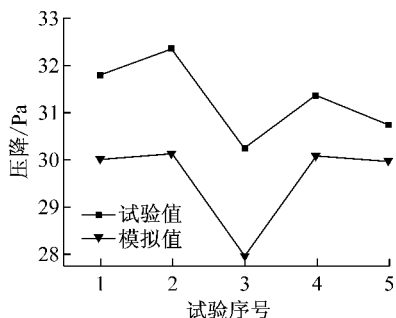


图 8 压降试验值与模拟值对比

Fig.8 Comparison of simulated and experimental values of pressure variation

4 结论

(1) 换热器流体通道的短长轴之比小于 0.6 时,换热器表面传热系数随着短长轴比的增大逐渐增大,随着短长轴比的继续增大,当短长轴比大于 0.6 时,换热系数逐渐减小,随着短长轴比的增大,压降增大,因此换热器流体通道长轴为 30 mm,且短长轴之比为 0.6 时,综合传热系数最大.

(2) 随着板间距的增大,总的传热系数逐渐减

小,烟气侧压降降低,综合其他因素,板间距控制在10~20 mm之间具有较好的传热性能。

(3)随着烟气进口流速的增大,表面传热系数逐渐增大,烟气侧压降逐渐增大。综合其他因素,将烟气流速控制在 $8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 附近最为合适。

(4)比较试验与数值模拟所得数据,综合传热系数和压降误差均在10%以内,证实了所建立的数学模型的准确性。利用CFD(computational fluid dynamics)软件能够比较方便准确地模拟换热器内部实际的流动和换热状况,为优化设计换热器提供一种新思路。

(5)通过数值模拟分析与试验验证,得到板式省煤器的优化结构参数为:当板束的椭圆通道长轴为30 mm,短长轴之比为0.6,板束间烟气流道间距控制在10~20 mm之间,且烟气流速在 $8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,全焊式板式省煤器的综合传热系数最高,约为 $50 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$ 。

参考文献:

- [1] 尚金成,张立庆. 电力节能减排与资源优化配置技术的研究与应用[J]. 电网技术, 2007, 31(22): 58.
SHANG Jincheng, ZHANG Liqing. Research and application of technologies in energy-saving, emission-reducing and optimal resource allocation of electric power system[J]. Power System Technology, 2007, 31(22): 58.
- [2] 张炳文,周振起. 利用火电厂锅炉排烟废热的新方法[J]. 锅炉技术, 2010, 41(2): 57.
ZHANG Bingwen, ZHOU Zhenqi. Method to utilize the heat in the flue gas from boilers of coal-fired power plants [J]. Boiler Technology, 2010, 41(2): 57.
- [3] 陈桂华. 膜式省煤器在220 t/h锅炉中的应用[J]. 企业技术开发, 2013, 32(19): 296.
CHEN Guihua. Application of membrane type economizer in 220 t/h boiler[J]. Technological Development of Enterprise, 2013, 32(19): 296.
- [4] 李卫彬. 锅炉省煤器的设计改造[J]. 企业导报, 2013(7): 296.
LI Weibin. Design and modification of boiler economizer[J]. Guide to Business, 2013(7): 296.
- [5] 李斌,党自力. 低温省煤器设计及其动态特性分析[J]. 热力发电, 2014, 43(2): 25.
LI Bin, DANG Zili. Design and dynamic analysis of a low temperature economizer [J]. Thermal Power Generation, 2014, 43(2): 25.
- [6] 苗世昌. 除尘器区低温省煤器烟道数值模拟[J]. 河北大学学报:自然科学版, 2015, 32(2): 65
MIAO Shichang. Numerical simulation of low temperature economizers in the electrostatic precipitator area[J]. Journal of Hebei University of Engineering: Natural Science Edition, 2015, 32(2): 65
- [7] 马健越,安恩科. 350MW电站低压省煤器优化设计[J]. 锅炉技术, 2010, 41(2):14.
MA Jianyue, AN Enke. Optimized designing of low pressure economizer structure parameters of 350MW power plant [J]. Boiler Technology, 2010, 41(2):14.
- [8] LIANG Zhiyuan, ZHAO Qinxin. Failure analysis of spiral finned tube on the economizer [J]. Engineering Failure Analysis, 2013,28: 208.
- [9] 丁虹,何雁飞,陈增宏. 省煤器积灰原因分析及改进措施[J]. 工业锅炉, 2012 (1):30.
DING Hong, HE Yanfei, CHEN Zenghong. Analysis of economizer ash deposit and its countermeasures [J]. Industrial Boiler, 2012 (1):30.
- [10] Lowrey S, Sun Z. A numerical model for a wet air-side economiser[J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 60: 38.
- [11] 王文平,吴俐俊. 新型板式省煤器的传热特性研究[J]. 电力建设, 2013, 34(6): 65.
WANG Wenping, WU Lijun. Heat transfer characteristics of new plate economizer[J]. Power Construction, 2013, 34(6): 65.
- [12] 吴俐俊,鞠贵冬,王文平. 一种板壳式省煤器: 中国, CN103791741A[P]. 2014-01-20.
WU Lijun, JU Guidong, WANG Wenping. A type of plate and shell economizer; China, CN103791741A[P]. 2014-01-20.
- [13] 景宇蓉. 锅炉余热利用装置低压省煤器的热力分析及优化设计[D]. 北京:华北电力大学, 2012.
JING Yurong. The thermal analysis and optimization design of low-pressure economizer used for boiler exhaust heat recovery [D]. Beijing:North China Electric Power University, 2012.
- [14] LIN Y H, LI G C, YANG C Y. An experimental observation of the effect of flow direction for evaporation heat transfer in plate heat exchanger[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 88: 425.
- [15] Kumar V, Tiwari A K, Ghosh S K. Application of nanofluids in plate heat exchanger: A review[J]. Energy Conversion and Management, 2015,105:1017.
- [16] 吕吉锋,刘昊俊,郭千明,等. 基于CFD数值模拟的单通道流动分析及结构优化[J]. 节能技术, 2015, 33(4):325.
LÜ Jifeng, LIU Haojun, GUO Qianming, et al. Single-channel flow analysis and structure optimization based on CFD simulation[J]. Energy Conservation Technology, 2015, 33 (4):325.
- [17] FAN Yunqing, Ito K. Energy consumption analysis intended for real office space with energy recovery ventilator by integrating BES and CFD approaches [J]. Building and Environment, 2012,52: 57.
- [18] 张冠敏. 复合波纹板式换热器强化传热机理及传热特性研究[D]. 济南:山东大学, 2006.
ZHANG Guanmin. Research on heat transfer mechanism and heat transfer characteristics of the composite reinforced corrugated plate heat exchanger [D]. Ji' nan; Shandong University, 2006.
- [19] 熊莉芳,林源,李世武. $k-\epsilon$ 湍流模型及其在FLUENT软件中的应用[J]. 工业加热, 2007, 4(36): 13.
XIONG Lifang, LIN Yuan, LI Shiwu. $k-\epsilon$ turbulence model and its application to FLUENT software[J]. Industrial Heating, 2007,4(36): 13.