DOI: 10.3901/JME.2015.12.137

基于计算流体力学数值模拟的板式换热器传热与流动分析及波纹参数优化*

张晶¹ 文珏¹ 赵力¹ 李德育² 王毅²

(1. 天津大学中低温热能高效利用教育部重点实验室 天津 300072;
2. 天津市津能技术中心 天津 300384)

摘要: 基于计算流体力学(Computational fluid dynamics, CFD)方法对板式换热器整板和局部计算域进行数值模拟。建立1 000 mm数量级冷热双流道的人字形板式换热器整板片的流动及换热计算模型,利用FLUENT软件对集中供暖系统中的水-水换热工况进行模拟研究,分析冷热流体在换热器中的流动形态以及换热情况;与此同时建立200 mm×200 mm冷热双流道的局部计算域模型,对不同波纹倾角 β ,波纹截距 λ 的板片单元进行模拟分析,根据波纹参数对板式换热器的流动及换热情况的影响优化波纹参数。结果表明,整板LPM77板片流道中流体分布十分不均,且人字形尖点和流道边缘处流速较低,湍流程度较小,换热效果较差;随着波纹倾角 β 增大,板片换热能力先增后减,极值点在 β 等于60°左右,流体的压降同样先增后减,然而压降的最大值点出现在60°之后。综合考虑换热情况以及流动压降,一般工况下波纹倾角 β 选择在60°左右较为适宜;随波纹截距 λ 增大,流体的换热性能以及流动压降均呈现降低趋势,波纹截距 λ 对压降的影响程度大于波纹倾角 β 对其的影响。

关键词: 板式换热器; 数值模拟; 双流道; 波纹参数优化

中图分类号: TG156

Heat Transfer and Flow Analysis and Corrugation Parameters Optimization of the Plate Heat Exchanger Based on Computational Fluid Dynamics Numerical Simulation

ZHANG Jing¹ WEN Jue¹ ZHAO Li¹ LI Deyu² WANG Yi²

(1. Key Laboratory of Efficient Utilization of Low and Medium Grade Energy (Tianjin University),
Ministry of Education, Tianjin 300072;
2. Tianjin Energy Technology Center, Tianjin 300384)

Abstract: Plate heat exchanger (PHE) is simulated based on the computational fluid dynamics (CFD) method. A 1 000 mm-order-of-magnitude calculation model is established for fluid flow and heat transfer in cold and hot flow channels of a chevron-type PHE. The flow pattern and heat transfer effect of the cold and hot fluids are analyzed under the water-to-water heat transfer condition in the central heating system by using the simulation software, FLUENT; At the same time, the 200 mm×200 mm double-channel calculation models of the local computation domains for the PHE are simulated at different corrugated inclination angle β and pitch λ . The corrugation parameters are optimized according to their influences on the fluid flow and heat transfer. The results show that an obvious non-uniformity of the flow distribution exists in the whole plate named LPM77. The flow rate of the fluid is low at the sharp point of the chevron-type and at the edge of the flow channel, which leads to the low degree of turbulence and poor heat transfer effect; with the rise of the corrugated inclination angle β , the heat transfer ability and the pressure drop both increase at first and then decrease. The heat transfer ability reaches the extreme point around the value of 60° for β . While the extreme point of the pressure drop appears after the value of 60°. Therefore, in general working condition of the PHE the corrugated inclination angle β should be set at 60° when taking both heat transfer and pressure drop into consideration; Along with increase of the corrugated pitch λ , the heat transfer ability and the pressure drop both decrease. Besides, the influence of the corrugated pitch λ on the pressure drop is stronger than that of the corrugated inclination angle β .

Key words: plate heat exchanger (PHE); numerical simulation; double-channel; corrugation parameters optimization

0 前言

板式换热器(Plate heat exchanger, PHE)具有新

型、高效及紧凑等特点,广泛应用于制冷、暖通空调、化学工业、电力工业、造纸纺织工业、食品工业、集中供热等行业,并在近几十年得到快速发展。板式换热器虽然具有换热效率高等诸多优点^[1-3],但是依然存在阻力损失大、承压能力差等问题^[4-5]。因此为提高板式换热器的传热效果并降低流

* 国家高技术研究发展计划(863 计划, 2012AA051103)和天津市科技支撑(11ZCZDZX19800)资助项目。20140616 收到初稿, 20141210 收到修改稿

动阻力,实现换热器的优化,近年来一些研究人员利用计算流体力学(Computational fluid dynamics, CFD)软件对板式换热器换热板片的流动性能及换热性能进行了数值模拟计算。

早期,曲宁^[6]对板式换热器的流动及传热特性进行数值研究,结果表明波纹倾角、波纹深度、波纹间距等参数对板式换热器的流场及温度场分布有重要影响。文献[6]选取的计算域为 50 mm×110 mm 单流道计算单元,设置流体换热的边界条件为恒热流边界条件。此外,文献[6]在数值模拟时发现 RNG $k-\epsilon$ 模型对于板式换热器内的复杂流动和换热特点,具有相对较高的准确度。

刘杨等^[7-9]均利用 FLUENT 软件以人字形板式换热器板片的局部单元为对象建立单流道计算模型进行数值模拟,研究板片具有不同波纹法向截距、不同波纹倾角时其内部流体的速度场,温度场,压力场的情况。刘杨^[7]设置流体换热的边界条件为恒热流边界条件,其余二者设置流体换热的边界条件为恒壁温边界条件。

IULIAN 等^[10]对人字形板式换热器的换热区进行了数值模拟及试验研究,他们的计算域为冷热流体双通道模型,模拟计算所选择的板式换热器换热区的面积为 210 mm×170 mm,属于小型的板式换热器,模拟得出冷热流体的流动情况以及压力损失。结果表明:在辅助型的混合对流情况下传热率较高;在对立型混合对流情况下,板式换热器内部流道中流体流动分布的对称性恶化,浮升力的辅助作用使得流体压力损失增大。

经过调查发现,前人对板式换热器的研究工作大多集中在对波纹倾角、波纹深度、波纹间距等波纹参数的研究上,并多选用单流道计算模型,计算域为换热器的小块换热单元,因此单流道中流体的换热边界条件均选取恒热流或恒壁温边界条件。而这与实际冷热流体换热情况并不符合,实际情况应为冷热流体相互耦合的换热边界条件,因此,建立冷热流体双流道模型更能够反映冷热流体换热的真实情况;与此同时,很少有文献对板式换热器的整个换热区进行全局的数值模拟计算,仅有少数文献对其进行了研究,且所研究的板式换热器尺寸较小。然而,在集中供热领域中,多使用数量级为 1 000 mm 的大型板式换热器,因此,有必要对该种大尺寸的板式换热器进行实际尺寸的数值模拟,分析总结大型板式换热器中流体的实际流动情况。

总结以上两方面:① 本文基于计算流体力学的研究方法,借助计算流体力学计算软件 FLUENT,对集中供热系统中常用的大型板式换

热器进行实际尺寸的数值模拟,分析冷热流体在换热器中的流动形态以及换热情况,为大型板式换热器的改进以及优化设计提供理论指导;② 建立冷热流体双流道的计算模型,设置冷热流体间为换热边界条件,对波纹参数进行模拟分析,得出波纹参数对流体的流动及换热情况的影响,为波纹参数的优化提供理论依据,使结果更接近真实情况。

1 计算流体力学模型建立

1.1 物理模型

1.1.1 换热器整板片物理模型

针对三种不同尺寸大小的板式换热器板片进行模拟,其中最大板片尺寸为 1 496 mm×496 mm。本文仅阐述尺寸最小的板片 LPM77 的物理模型及其模拟结果。该板片的外形尺寸为 799 mm×284 mm,波纹倾角 60°,法向截距 11 mm,波纹深度 3.2 mm,波纹形状为人字形,板片的材料为不锈钢 304。图 1 所示为冷热双流道流动与传热计算模型。计算模型的建立方案如下。

图 1 板式换热器流道-板片-流道物理模型

利用 SolidWorks 软件中的拉伸切除工具绘制板片的换热区,导流区的绘制采用放样工具实现。画出板片模型后,利用两张板片模型通过组合工具切割出冷热流道模型,随后将板片模型插入冷热流道中,导入 Gambit 软件利用 split 功能切割出热流体流道-换热板片-冷流体流道三个实体耦合的物理模型。由图 1 可见:A 为热流体流道,B 为冷流体流道,中间较薄的实体 C 为换热器板片。

1.1.2 板片换热单元物理模型

为考察不同波纹倾角、截距对板片换热和压降的影响,选取板片换热区一个冷热双流道换热单元为计算域进行模拟计算。各换热单元的计算工况参数见表 1 和表 2。

表 1 不同波纹倾角计算工况下的板片结构参数

波纹倾角/ (°)	波纹深度/ mm	波纹截距/ mm	板片尺寸/ 长 × 宽 mm × mm	网格数
10	4	14	200×200	715 934
20	4	14	200×200	715 665
30	4	14	200×200	725 397
55	4	14	200×200	719 793
60	4	14	200×200	912 320
65	4	14	200×200	713 140
80	4	14	200×200	700 692

表 2 不同波纹截距计算工况下的板片结构参数

波纹倾角/(°)	波纹深度/ mm	波纹截距/ mm	板片尺寸/ 长 × 宽 mm × mm	网格数
60	4	14	200×200	637 333
60	4	16	200×200	675 581
60	4	18	200×200	646 000
60	4	20	200×200	611 702
60	4	22	200×200	590 517
60	4	24	200×200	561 609

1.2 相关假设及数学模型

由于研究的传热过程为集中供暖中的水-水换热, 不存在相变, 且流道内温差较小, 故作以下假设。

(1) 流体各物理量不随时间变化, 为单相流体, 定常流动。

(2) 流体为不可压缩的牛顿流体。

(3) 重力和浮升力影响忽略不计。

(4) 忽略流体流动时的黏性耗散作用所产生的热效应。

对于单相不可压缩流体, 板式换热器的控制方程表达式如下。

连续性方程

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

动量方程

$$\rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (2)$$

能量守恒方程

$$u_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \alpha \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

式中, $i, j=1,2,3$; ρ 为流体密度; P 为压强; μ 为动力黏度; α 为热扩散系数。本文进行数值模拟时所选取的计算模型为 RNG $k-\varepsilon$ 模型, 所有的经验常数均选取默认值。

1.3 边界条件设置

1.3.1 进出口边界条件

进口采用速度入口条件, 冷热流体的进口温度设为集中供暖中常用的进口温度值, 出口采用压力出口条件, 冷热流体的出口压力设为大气压力。

1.3.2 壁面条件

外部边界条件为无滑移速度边界条件, 冷热流道相接触的面设为传热面, 其余面设为绝热边界条件。

1.3.3 网格划分

通过 SolidWorks 软件建立模型, 并利用 Workbench 软件中的 Meshing 软件(或 Gambit 软件)对计算模型划分非结构性格网。由于板式换热器流道内结构复杂, 因此采用非结构化的四面体网格, 设定网格长为 1 mm, 如图 2 所示。此处仅展示利用 Gambit 软件对最小尺寸的板片 LPM77 进行网格划分的结果。该板片的外形尺寸为 799 mm×284 mm, 利用 Gambit 软件划分网格数为 1 501 152。

图 2 LPM77 计算模型的网格划分

2 模拟结果分析

2.1 板式换热器流道内速度场、温度场、压力场

由于在集中供暖行业中, 一般情况下一二次侧和二次侧工质的流量相差较大, 因此本文在模拟计算时根据实际情况设计热流侧和冷流侧的水流速分别为 0.1 m/s 和 0.6 m/s。

图 3 是尺寸 799 mm×284 mm 的 LPM77 板式换热器流道内的速度分布。图 3 中板片的右下侧为流体进口, 左下侧为流体出口。从速度场图中可以看出, LPM77 导流区基本未起到导流作用, 上部流体形成死区, 流体分布十分不均匀, 而且人字形尖点和流道边缘部位流速较低, 影响此处的换热效果。出口处横截面突然变小, 因此局部流速增大。

图 4 为板式换热器流道人字形尖点处横截面上的温度分布以及任意水平横截面上的温度分布。由此两组截面温度场点状图对比可以看出, 在人字形尖点处横截面上的温度分布不集中, 非人字形尖点

处水平横截面上的温度从中间向两侧均匀分布,基本不会留白,这就说明非人字形尖点处温度梯度连续,换热效果好,而人字形尖点处温度梯度不连续,换热效果差。由此进一步印证人字形尖点处换热效果差的事实。

图 3 板式换热器的速度分布

(a) 人字形尖点处横截面上的温度分布

(b) 任意水平横截面上的温度分布

图 4 板式换热器某水平横截面上的温度分布

图 5 为板式换热器热流体温度分布。从温度分布可以看出,同一竖直截面上,流道上部的流体温度较高,下部温度较低,即上半部换热相比下半部分快。这是由于热流体从右下侧入口进入流道后出现流量分布不均的情况,使得远离入口的上半部分流道热流体流量分布少,因此流体温度降低快;而靠

近入口的下半部分流道热流体流量分布多,流体温度降低较上半部分慢。从温度分布图中可以进一步证明该板式换热器流道存在流量分布不均的缺陷。

图 5 板式换热器热流体的温度分布

图 6 为冷热流体的压降分布。图 6 中冷热流体的入口为右下侧,出口为左上侧。可以看出,特别是在冷热流体进出口附近的区域内,等压线分布与界面纵向有较大倾斜,这也说明流道内的流速分布是不均匀的。

(a) 热流体压降分布

(b) 冷流体压降分布

图 6 板式换热器冷热流体的压降分布

2.2 板式换热器板片波纹参数对流体的流动及换热情况的影响

2.2.1 波纹倾角 β 对流动及换热的影响

波纹倾角是影响板式换热器换热及流动性能的最重要的参数,模拟计算中分析了波纹倾角 β 分别为 10° 、 20° 、 30° 、 55° 、 60° 、 65° 、 80° 的情况。由于篇幅有限,本文仅对波纹倾角为 20° 、 60° 、 80° 三种情况进行展示并说明。

2.2.1.1 温度场分布

图 7 所示为波纹截距 14 mm, 波纹高度 4 mm 时三种不同波纹倾角对应的温度场分布图。从图 7 中可以观察到,冷流体温度升高的梯度方向基本与板片波纹倾角形成的槽道方向相垂直。同时可以看出,在触点处流体湍流程度较强,传热得到强化。当 $\beta < 60^\circ$ 时,随着 β 的增大,流体的换热效果逐渐增强;当 $\beta > 60^\circ$ 之后,换热效果反而变差。这是由于在 $\beta < 60^\circ$ 时,随着 β 的增大流体分布趋于均匀,

顺着波纹槽道流动的流体减少, 流体流动路线变得曲折, 流体湍流程度加大, 换热被有效强化并且更加充分。当 $\beta > 60^\circ$ 时, 由于触点数目减少, 由触点引起的湍流程度降低, 因此换热效果开始变差。因此, 当波纹倾角 β 为 60° 左右时, 人字形板片的换热效果最佳。

图 7 不同波纹倾角的温度场对比图

2.2.1.2 流线分布

图 8 所示为波纹截距 14 mm、波纹高度 4 mm 时三种不同波纹倾角对应的流线分布图。较速度分布图而言, 流线分布能够更加清晰地反映出流体流动分布情况。

由图 8 可以看出, 板片的波纹倾角 β 对板式换热器内部流动有巨大影响。当波纹倾角为 20° 时, 流体几乎完全呈现十字交叉流特征, 即流体先在一

侧板上沿沟槽流动, 当到达板的边缘处时, 如同反射一般转折到另一个板片的沟槽中, 并且流向另一个边缘, 每股流体在沟槽中流动时均受到相对板片上流体作用的切向力。

图 8 不同波纹倾角的流线对比图

当波纹倾角为 80° 时, 从流线图中可以看出流体仍然沿着板片沟槽流动, 但是折返点不再是板片的边缘, 而是板片间的触点, 流体流动呈现出连续的小波纹状, 该种流动特征称为曲折流。该结果与 FOCKE 等^[11]通过有限扩散电流技术得到的人字形板片内的速度场相吻合。同时由图 8 可以看出, 在波纹倾角为 80° 的情况下, 触点及触点周围具有相当大的一片换热情况极差的面积(即图 8 空白区域), 流体流动呈现出并行的小波, 这使得倾角为 80° 的板

片的换热效果急剧下降。可以认为这种流动现象已无法体现板式换热器的优势,该波纹倾角不应被采用。

当波纹倾角为 60° 时,从流线图中可以看出流体同时具有十字交叉流和曲折流两种流动特征,此时流体流动较为均匀,流体形成较充分的紊流。经模拟得出,波纹倾角为 60° 时是流动特征的过渡时期,当 $\beta < 60^\circ$ 时,流体以十字交叉流动为主,当 $\beta > 60^\circ$ 时,流体以曲折流动为主。同时,结合温度场分析中波纹倾角为 60° 时板片的传热效果最佳,可以认为当流体同时具有以上两种流动特征时,流体的湍流程度最好,流体换热较为充分。

2.2.1.3 压力场分布

图 9 所示为波纹截距 14 mm、波纹高度 4 mm 时三种不同波纹倾角对应的压力场分布图。

图 9 不同波纹倾角的压力场对比图

由图 9 可以看出,压力场分布与人字形板片的结构相似,呈网格状。在触点处压力变化明显。经计算发现,当 $\beta < 60^\circ$ 时,随着 β 的增大,压力降逐渐增大;当 $\beta > 60^\circ$ 时,随着 β 的增大,压力降继续增大,随后又呈下降趋势。这是因为随着波纹角度 β 的增大,流体受与主流方向相反的切向力的分量增大,即流体受板片槽道的阻力逐渐增大,因此压力降逐渐增大。当 β 增大到一定角度之后,由于板片间的触点数目减少,触点的扰流作用削弱,这使得流体的阻力降低,因此压力降呈现出下降趋势。

图 10 为冷流体温升以及压降随波纹倾角 β 的变化,冷流体温升反映出流体的换热情况。从图 10a 可以看出,如前所述, β 达到 60° 时,板片的换热效果最佳,当 $\beta > 60^\circ$ 之后,板片的换热效果急剧下降,其原因在前文中已阐明。图 10b 反映出压降随 β 的增大同样呈现出先增后减的趋势,然而压降的最大值并不在 β 等于 60° 处,而是在 65° 时达到最大。由以上分析可以看出:在选取板式换热器的波纹倾角 β 时,要综合考虑换热和压降两方面因素。可以看出, β 等于 60° 时换热效果较好且阻力尚未达到最大值,因此综合考虑两方面因素,人字形板片的最优波纹倾角应该选择在 60° 左右。

图 10 冷流体温升及压降随波纹倾角的变化

2.2.2 波纹截距 λ 对流动及换热的影响

触点是引起紊流,强化换热的重要因素。随着波纹截距的增大,板片间的触点迅速减少,这必将

引起换热效果以及压力降的显著变化。以波纹截距 λ 为 14 mm、16 mm、18 mm、20 mm、22 mm、24 mm 的六种情况进行模拟计算, 由于篇幅有限, 仅对波纹截距为 14 mm、18 mm、22 mm 三种情况进行展示并说明。

2.2.2.1 温度场分布

图 11 所示为热流体在波纹倾角 60° 、波纹高度 4 mm 时三种不同波纹截距对应的温度场分布图。由图 11 可以看到, 随着波纹截距 λ 的增大, 热流体传热变得不均匀并且较为杂乱。换热越来越不充分。这是由于波纹截距的增大使得板片间引起流体强烈扰动的触点数目明显减少, 从而导致换热效果变差。

图 11 不同波纹截距的温度场对比图

2.2.2.2 流线分布

图 12 所示为热流体在波纹倾角 60° 、波纹高度

4 mm 时三种不同波纹截距对应的流线分布图。由图 12 可以看出在不同波纹截距的情况下, λ 越小, 流体流到板片边缘时折返, 流线特征趋向于十字交叉流动; λ 越大, 流体折返点转变为各个触点, 并出现并行的小波, 流线特征越趋向于曲折流动。然而由图可以看出, 波纹截距对流体流动特征的影响要小于波纹倾角对其的影响。同时根据流线图可以明显看出触点数目随着 λ 的增大而减少。因此, 虽然曲折流动使得流体的扰流程度得以提高, 但是由于触点数目减少, 传热效果反而变差。

图 12 不同波纹截距的流线对比图

2.2.2.3 压力场分布

图 13 所示为热流体在波纹倾角 60° 、波纹高度 4 mm 时三种不同波纹截距对应的压力场分布图。

由图 13 可以看出,压力场分布与人字形板片的结构相似,呈网格状,在触点处压力变化明显。随着 λ 的减小,触点数目减少,流体的流动阻力减小。阻力减小的同时,流体的湍流程度也减小,换热效果变差。

图 13 不同波纹截距的压力场对比图

图 14 展示了 6 组截距 λ 变化对冷流体温升和压降的影响。同样,冷流体温升反映出流体的换热情况。由图 14a 中可以看出,随着 λ 值的增大,流体的换热效果逐渐变差,原因已在前文中阐述。由图 14b 可以看出,当 λ 值增大时,压力梯度变化剧烈, λ 值越大时,压力降的变化程度越小,可以看出波纹截距 λ 对压降的影响要大于波纹倾角 β 对其的影响。

图 14 冷流体温升及压降随波纹截距 λ 的变化

3 结论

由基于计算流体力学方法,应用 Fluent 数值计算软件,建立了冷热双流道流动与传热计算模型,对目前集中供暖行业所使用的大型板式换热器进行了流动和传热的数值模拟,采用换热板片的真实工况,指出其工作状态下的不足之处;同时针对板式换热器人字形板片的波纹参数对换热流体的流动及传热过程的影响进行了分析研究,根据流体在不同波纹参数下的压力场、温度场以及流线分布情况,分析了波纹倾角以及波纹截距对板片换热效果及流体压降的影响,总结了其影响规律。

(1) LPM77 板片流道中流体分布十分不均匀,靠近入口端的流体流量分配多,远离流体入口端一侧的流体流量分配少。同时人字形尖点和流道边缘的地方流速较低,湍流程度较小,换热效果相对较差。

(2) 当波纹倾角 β 小于 60° 时,流体十字交叉流特征明显。在波纹倾角 β 为 60° 时,流体流动特征为十字交叉流和曲折流动同时存在,随着 β 继续增大,流体曲折流动特征明显。

(3) 波纹倾角 β 是影响板片换热的主要因素。在实际应用中,一般换热工况下板片的波纹倾角选择在 60° 左右较为适宜。

(4) 随着波纹截距 λ 的增大,流体的换热性能

以及压降均呈现出降低的趋势。波纹截距 λ 对压降的影响要大于波纹倾角 β 对其的影响。此外, 随着 λ 的增大, 流体的流动特征逐渐由十字交叉流转变为曲折流动形式。

(5) 本文虽仅使用水的物性参数进行数值模拟计算, 然而对于不同物性参数的其他不可压缩牛顿流体, 在无相变的情况下, 本文结论应具有一定通用性。

参 考 文 献

- [1] 谢静如. 板式换热器的应用分析[J]. 公用科技, 1991(1): 11-13.
XIE Jingru. Application analysis of plate heat exchangers [J]. Public Science, 1991(1): 11-13.
- [2] 王健. 简介板式换热器及其应用[J]. 氮肥设计, 1994, 32(2): 25-28.
WANG Jian. Introduction of plate heat exchangers and application[J]. Design of Nitrogenous Fertilizer, 1994, 32(2): 25-28.
- [3] 张垚. 高效的换热设备——板式换热器[J]. 化工设备与管理, 2005, 42(1): 14-16.
ZHANG Yao. High efficient heat exchanger: Plate heat exchanger[J]. Process Equipment & Piping, 2005, 42(1): 14-16.
- [4] 杨崇麟. 板式换热器工程设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1994.
YANG Chonglin. Design manual of plate heat exchangers[M]. Beijing: China Machine Press, 1994.
- [5] 程宝华, 李先瑞. 板式换热器及换热装置技术应用手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005.
CHENG Baohua, LI Xianrui. Application manual of plate heat exchangers and heat exchange equipments[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2005.
- [6] 曲宁. 板式换热器传热与流动分析[D]. 济南: 山东大学, 2005.
QU Ning. Heat transfer and flow analysis of plate heat exchanger (PHE) [D]. Jinan: Shandong University, 2005.
- [7] 刘杨. 运用 fluent 软件对板式换热器性能的数值分析[J]. 广州化工, 2013, 41(13): 221-223.
LIU Yang. Numerical analysis of plate heat exchanger using fluent software[J]. Guangzhou Chemical Industry, 2013, 41(13): 221-223.
- [8] 崔立祺. 基于 FLUENT 的板式换热器三维数值模拟[D]. 杭州: 浙江大学, 2008.
CUI Liqi. Three dimensional numerical modeling of PHE based on FLUENT[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2005.
- [9] 黄莉. 板式换热器波纹参数优化的数值模拟试验研究[D]. 北京: 北京化工大学, 2010.
HUANG Li. Numerical simulation of corrugation parameters optimization of plate heat exchanger with experimental method[D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2005.
- [10] IULIAN G, MATTHEW T, NICOLAS G, et al. Numerical and experimental investigation of buoyancy effects in a plate heat exchanger[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 51: 347-363.
- [11] FOCKE W W, ZACHARIADES J, OLIVIER I. The effect of the corrugation inclination angle on the thermo hydraulic performance of plate heat exchangers[J]. Heat Mass Transfer, 1985, 8(8): 1469-1479.

作者简介: 张晶, 男, 1991 年出生。主要研究方向为热能工程。

E-mail: thomaszhangjing@tju.edu.cn

赵力(通信作者), 男, 1972 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为太阳能高效利用。

E-mail: jons@tju.edu.cn