

## B30 两壳程螺旋和弓形折流板管壳式换热器的性能比较

陈秋炆<sup>1</sup>, 王秋旺<sup>1</sup>, 曾 敏<sup>1</sup>, 黄彦平<sup>2</sup>, 肖泽军<sup>2</sup>

(<sup>1</sup> 西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 西安 710049;

<sup>2</sup> 中国核动力研究设计院空泡物理和自然循环国家级重点实验室, 成都 610041)

**摘 要:** 对相同的换热器体积、相同折流板数、相同管程数的两壳程螺旋折流板换热器和两壳程弓形折流板换热器进行了对比性的数值模拟研究, 结果表明: (1) 在相同壳程  $Re$  下, 两壳程螺旋折流板换热器的换热系数  $h$  比两壳程弓形折流板换热器略低, 压降  $DP$  比两壳程弓形折流板换热器低 40%。(2) 在相同壳程流量  $G$  下, 两壳程螺旋折流板换热器的换热能力比两壳程弓形折流板换热器高 60%, 压降  $DP$  比两壳程弓形折流板换热器高 80%。(3) 在相同壳程压降  $DP$  下, 两壳程螺旋折流板换热器的换热系数  $h$  比两壳程弓形折流板换热器高 30%。(4) 在允许的压降范围内, 当换热要求较高时, 多壳程的螺旋折流板管壳式换热器可强化换热, 带走更多的热量, 保证生产的安全。

**关键词:** 两壳程; 螺旋折流板; 弓形折流板; 强化换热; 数值模拟

### Performance comparisons for two shell passes shell-and-tube heat exchangers with helical baffles and segmental baffles

CHEN Qiuyang<sup>1</sup>, WANG Qiuwang<sup>1</sup>, ZENG Min<sup>1</sup>, HUANG Yanping<sup>2</sup>, XIAO Zejun<sup>2</sup>

(<sup>1</sup> State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049

<sup>2</sup> National Key Laboratory of Bubble Physics and Natural Circulation, Nuclear Power Institute of China, Chengdu 610041)

**Abstract:** In the present paper, the two shell pass shell-and-tube heat exchangers with helical baffles and segmental baffles were investigated with CFD method. Comparisons were made under the same volume, amount of baffles and tubes passes. The main conclusions are as follows: (1) Under the same  $Re$  number, the heat transfer coefficient ( $h$ ) of heat exchangers with helical baffles is smaller than that of segmental baffles slightly. The pressure drop ( $DP$ ) of two shell passes heat exchangers with segmental baffles is larger than that of helical baffles about 40%. (2) Under the same mass flow rate, the  $h$  of two shell passes heat exchangers with helical baffles is larger than that of segmental baffles about 60%. Meanwhile, the  $DP$  of two shell passes heat exchangers with helical baffles is larger than that of segmental baffles about 80%. (3) Under the same pressure drop,  $h$  of two shell passes heat exchangers with helical baffles is larger than that of segmental baffles about 30%. (4) Under the allowable pressure drop range, the multiple shell passes shell-and-tube heat exchangers with helical baffles can be adopted to remove more heat transfer rate and make productive process safe when heat-removing is severe, at the situation with high heat transfer require.

**Key words:** multiple shell passes; helical baffles; segmental baffles; heat transfer enhancement; numerical simulation

近年来尽管管壳式换热器受到了新型换热器的挑战, 但由于管壳式热交换器具有结构简单、牢固、操作弹性大、应用材料广等优点, 仍是化工、石油、能源、电力行业中使用的主要类型换热器, 尤其在高温、高压和大型换热设备中仍占有绝对优势。传

统的弓形折流板管壳式换热器存在着很多不足<sup>[1-2]</sup>, 20 世纪 60 年代, 有学者提出了螺旋折流板管壳式

基金项目 国防科技重点实验室基金项目 (No.51482100204JW0801)。  
第一作者简介 陈秋炆 (1981—), 男, 博士生。联系人 王秋旺,  
电话 029-82663502; E-mail wangqw@mail.xjtu.edu.cn。

换热器的思想<sup>[3-4]</sup>。目前螺旋折流板管壳式换热器大多是采用两块或者多块扇形平板组成近似螺旋曲面的非连续螺旋折流板,非连续螺旋折流板为连续搭接式或者交错螺旋式,两块扇形折流板搭接处一般存在三角区,有严重的漏流问题,影响换热器的换热性能<sup>[3-9]</sup>。为了克服非连续螺旋折流板的不足,文献<sup>[10-12]</sup>对连续螺旋折流板换热器进行了研究。但现有的螺旋折流板换热器为单壳程的形式,在相同管程布置、相同壳程流量的情况下,其阻力比传统的弓形折流板换热器的低,但同时换热能力也低;无法适应多管程的管壳式换热器。为了克服单壳程螺旋折流板管壳式换热器不足,本课题组提出一种多壳程螺旋折流板管壳式换热器,该结构的换热器可在相同的换热器体积、相同折流板数、相同管程数、相同壳程流量下提高壳程流体的流速,从而提高换热效率,强化换热,带走更多的热量,提高生产效率,保证生产的安全。

## 1 多壳程螺旋折流板管壳式换热器

文献<sup>[13]</sup>对单壳程螺旋折流板管壳式换热器的壳侧进行改进,以多壳程螺旋折流板管壳式换热器为例(见图1),将螺旋折流板分为外螺旋折流板和内螺旋折流板。所述的螺旋折流板是连续螺旋折流板或者是非连续螺旋折流板。外螺旋折流板与内螺旋折流板之间有一个内套管,外螺旋折流板和内螺旋折流板可以在同一螺旋面上或者不同螺旋面上,因此可使换热器安装更加简便。由壳体、外螺旋折流板和内套管围成外螺旋通道作为外螺旋壳程(见图2);由内套管、内螺旋折流板和中心管围成的内螺旋通道作为内螺旋壳程(见图3)。壳侧进口流体由第二壳侧进出口管,首先流进外螺旋壳程作螺旋流动,当外螺旋壳程流体流完外螺旋壳程后,经过预留在内套管一端的内外螺旋转接口(见图4,内套管的长度比壳体短,形成内外螺旋转接口),改变流动方向流进内螺旋壳程,作螺旋流动,当内螺旋壳程流体流完内螺旋壳程后,流进由管板、壳体和挡板围成的腔体,然后壳侧出口流体由第一壳侧进出口管流出壳体。挡板可将壳侧出口流体与壳侧进口流体相隔离。内套管为一个或者多个,形成两个螺旋壳程或者多个螺旋壳程。内套管直径的确定应保证各个螺旋壳程的流体流通面积相近。

关于多壳程连续螺旋折流板管壳式换热器的其他细节可参见文献<sup>[13]</sup>。为了验证多壳程连续螺旋折流板管壳式换热器的强化换热特性,本文对相同

的换热器体积、相同折流板数、相同管程数的两壳程螺旋折流板换热器和两壳程弓形折流板换热器进行了对比性的数值模拟研究。

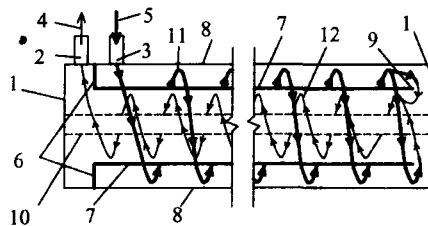


图1 多壳程螺旋折流板换热器壳侧流体流动示意图

1—管板; 2—第一壳侧进出口管; 3—第二壳侧进出口管;  
4—壳侧出口流体; 5—壳侧进口流体; 6—挡板; 7—内套管;  
8—壳体; 9—内外螺旋转接口; 10—中心管;  
11—外螺旋壳程流体; 12—内螺旋壳程流体

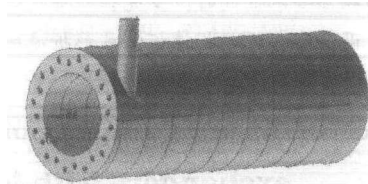


图2 外螺旋壳程示意图

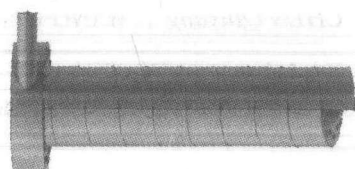


图3 内螺旋壳程示意图

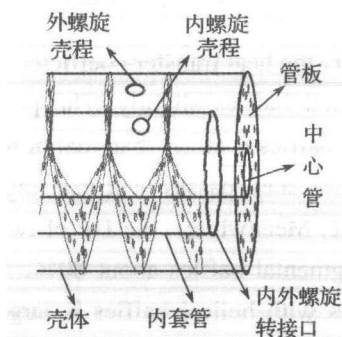


图4 内外螺旋转接口示意图

## 2 数学模型及边界条件

### 2.1 计算模型

螺旋折流板管壳式换热器模型的换热管束分布见图5,换热器壳体直径为 $D_s=200$  mm,中心管直径 $D_c=48$  mm,换热管直径为 $D_t=8$  mm,换热管中心距 $L_t=25$  mm。在两壳程螺旋折流板换热器中还存在一个分隔内螺旋壳程与外螺旋壳程的内套管,内套管直径 $D_m=124$  mm(确保内螺旋和外螺旋壳程流

体流通面积相同)。螺旋折流板螺距  $H_s = 52 \text{ mm}$ 。两壳程螺旋折流板换热器模型包括内螺旋壳程(见图6)、外螺旋壳程(见图7)和壳体。由于换热主要在螺旋折流板段, 所以将文献[13]的多壳程螺旋折流板管壳式换热器的进、出口与内外螺旋转接口进行简化(见图8)。

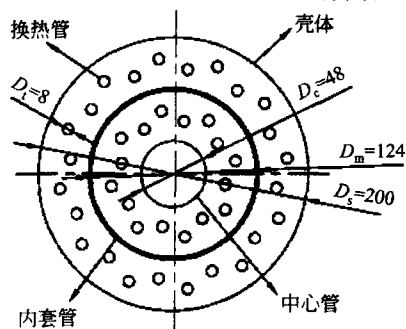


图5 螺旋折流板换热器换热管束分布图  
(单位: mm)

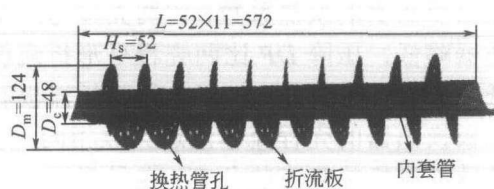


图6 内螺旋壳程示意图 (单位: mm)

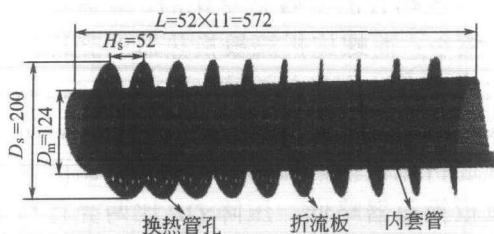


图7 外螺旋壳程示意图 (单位: mm)

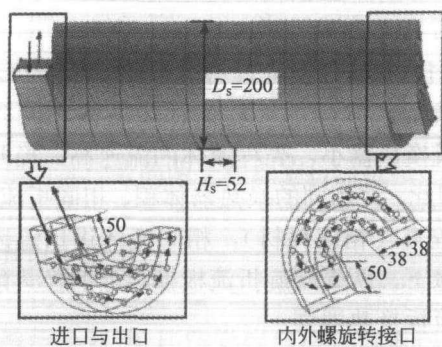


图8 两壳程螺旋折流板换热器简化模型  
(单位: mm)

两壳程弓形折流板换热器模型的换热管束分布见图9, 换热器壳体直径为  $D_s = 200 \text{ mm}$ , 换热管直径为  $D_t = 8 \text{ mm}$ 。折流板间距  $H_b = 52 \text{ mm}$ 。离进、出口最近的折流板与管板的间距为  $52 \text{ mm}$ 。图10为两壳程弓形折流板换热器换热管束分布图, 在壳体

中心增加了一块壳程隔板。

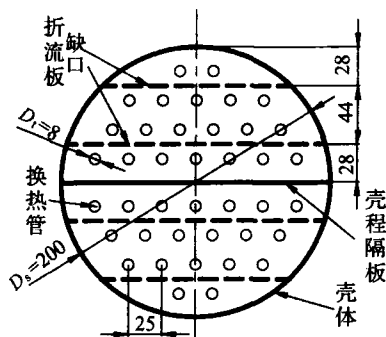


图9 两壳程弓形折流板换热器换热管束分布图

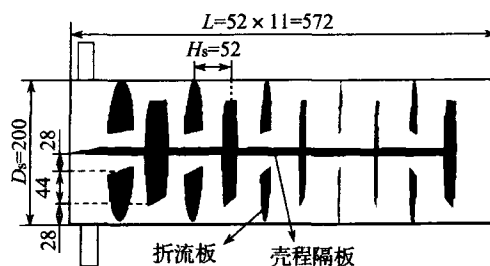


图10 两壳程弓形折流板换热器壳程示意图  
(单位: mm)

## 2.2 控制方程

求解采用 RNG 的  $k-\varepsilon$  湍流模型, 对于动量方程和  $k-\varepsilon$  方程均采用指数格式离散, 利用 SIMPLE 算法对压力场和速度场求解。其通用方程为:

$$\frac{\partial (\rho u \phi)}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r p v \phi)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial (\rho w \phi)}{\partial \theta} = \frac{\partial}{\partial z} \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \Gamma r \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{\Gamma}{r} \times \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right) + S \quad (1)$$

当  $\phi$  取不同的变量时, 方程分别代表了连续性方程, 动量方程, 能量方程和  $k, \varepsilon$  方程, 扩散系数  $\Gamma$  和源项  $S$  就对应不同的值<sup>[14]</sup>。计算时在壁面处采用壁面函数法来处理,  $x+(y+)$  的取值范围是最小值为  $11.5 < x+(y+) < 400$ 。

## 2.3 网格划分

如图11所示, 螺旋折流板面上采用非结构化的

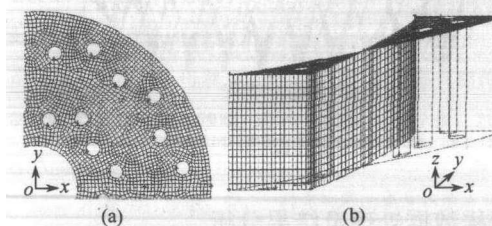


图11 网格示意图

四边形网格,  $\Delta x = \Delta y = 2 \text{ mm}$ ;  $z$  方向上采用均分网格,  $\Delta x = \Delta y = 2 \text{ mm}$ ;  $z$  方向上采用均分网格, 每个网格单元  $\Delta z = 3 \text{ mm}$ 。

### 3 计算结果与分析

#### 3.1 流场

如图 12 所示, 两壳程弓形折流板换热器壳侧流体在一个壳程内呈之字形流动。这种折流板结构存在很多问题: (1) 弓形折流板使流体垂直冲击壳体壁面, 造成较大的沿程压降; (2) 折流板与壳体壁面相接触产生流动滞止死区, 降低了换热效率, 且容易结垢; (3) 高流速流体横掠换热管束, 会诱导换热管的振动, 缩短了换热器的寿命。

如图 13 所示, 两壳程连续螺旋折流板间流体是按螺旋线流动的, 内螺旋壳程和外螺旋壳程呈反向流动。流体以一定的夹角斜向冲刷换热管束、壳体、内套管和中心管。在相同壳体直径和长度、相同折流板间距、相同折流板数的条件下, 两壳程连续螺旋折流板换热器的流体流通面积比两壳程弓形折流板换热器小, 因此在相同质量流量下, 流体在壳侧的流速增加, 该结构在压降允许的范围内可提高壳程的流速, 强化壳侧的换热。

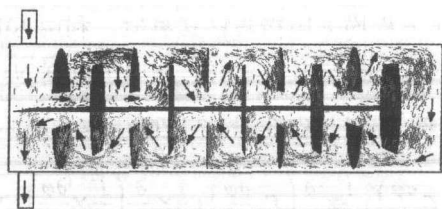


图 12 两壳程弓形折流板间流体流动示意图

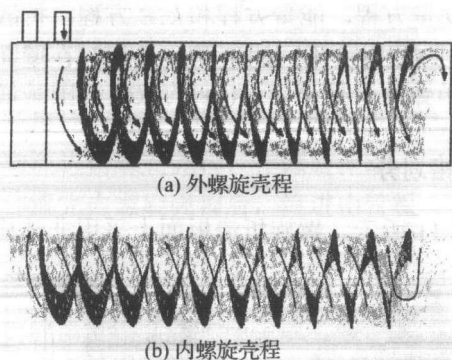


图 13 两壳程螺旋折流板间流体流动示意图

#### 3.2 壳程数据处理及结果分析

壳侧流体的定性温度  $t_f = (t_{f1} + t_{f2}) / 2$ , 壳侧

进出口温差  $dt_f = t_{f1} - t_{f2}$ 。换热量  $Q = GC_p dt_f$ ,  $G$  为壳侧质量流量。壳侧换热面积  $A_h$  为换热管的外表面积。换热管壁温  $t_w$  不变。换热管壁面和流体的对数平均温差  $\Delta t_m = (t_{f2} - t_{f1}) / \ln[(t_w - t_{f2}) / (t_w - t_{f1})]$ 。壳侧平均对流换热系数  $h_m = Q / (\Delta t_m A_h)$ 。  $Re = u D_e / \nu$ ,  $D_e$  为换热管外径,  $u$  为最小截面流速:  $u = G / (\rho_f A)$ 。  $A$  为最小截面面积, 连续螺旋折流板换热器的最小截面面积  $A$  与弓形折流板换热器的有所区别。

两壳程螺旋折流板换热器

$$A_L = 0.5 H_s (D_s - D_m) (1 - D_t / L_s) \quad (2)$$

两壳程弓形折流板换热器

$$A_G = H_b D_s (1 - D_t / L_s) / 2 \quad (3)$$

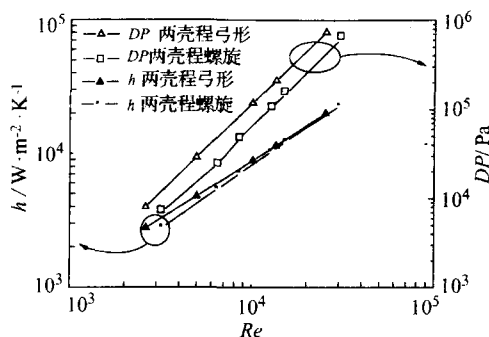
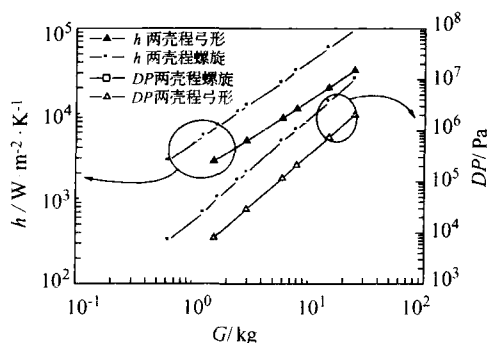
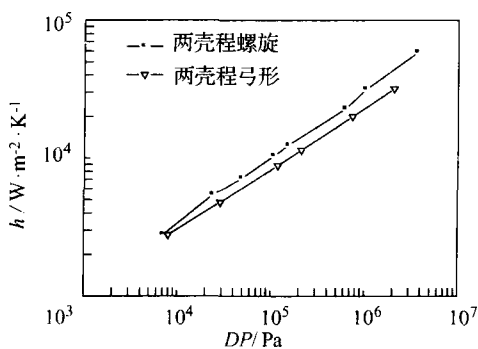
如图 14 所示, 在相同壳程  $Re$  下, 两壳程螺旋折流板换热器的换热系数  $h$  比两壳程弓形折流板换热器略低, 压降  $DP$  比两壳程弓形折流板换热器低 40%。因为相同  $Re$  下, 弓形折流板和螺旋折流板换热器的壳程流体流速大致相同, 不同的是流体冲刷换热管束的角度, 在弓形折流板换热器的壳程, 流体是垂直冲刷换热管束, 并且流向上每排换热管的根数是变化的, 流通面积也在扩大、缩小; 而螺旋折流板换热器的壳程流体以一定角度斜向冲刷换热管束, 且沿流向上每排换热管根数基本一样, 流通面积变化不大, 所以两壳程螺旋折流板换热器的换热系数  $h$  比两壳程弓形折流板换热器略低, 压降  $DP$  比两壳程弓形折流板换热器低。

如图 15 所示, 在相同壳程流量  $G$  下, 两壳程螺旋折流板换热器的换热能力比两壳程弓形折流板换热器高 60%, 压降  $DP$  比两壳程弓形折流板换热器高 80%。这是由于两壳程换热器的壳程流体流通面积两壳程弓形折流板换热器小, 壳程流体的流速高, 换热相对较强。因此, 在相同的换热器体积、相同折流板数、相同管程数 (相同耗材), 相同流体进口温度、相同的流量下, 两壳程螺旋折流板换热器的换热能力比弓形折流板换热器强。

如图 16 所示, 在相同流量压降  $DP$  下, 两壳程螺旋折流板换热器的换热系数  $h$  比两壳程弓形折流板换热器高 30%。

### 4 结 论

本文对多壳程的螺旋折流板管壳式换热器进行了简述, 并对相同的换热器体积、相同折流

图14  $h$ 、 $DP$ 与 $Re$ 的关系图15  $h$ 与 $G$ 的关系图16  $h$ 与 $DP$ 的关系

板数、相同管程数的两壳程螺旋折流板换热器和两壳程弓形折流板换热器进行了对比性的数值模拟研究, 得到以下结论。

(1) 在相同壳程  $Re$  下, 两壳程螺旋折流板换热器的换热系数  $h$  比两壳程弓形折流板换热器略低, 压降  $DP$  比两壳程弓形折流板换热器低 40%。

(2) 在相同壳程流量  $G$  下, 两壳程螺旋折流板换热器的换热能力比两壳程弓形折流板换热器高 60%, 压降  $DP$  比两壳程弓形折流板换热器高 80%。

(3) 在相同流量压降  $DP$  下, 两壳程螺旋折流板换热器的换热系数  $h$  比两壳程弓形折流板换热器高 30%。

(4) 在允许的压降范围内, 在换热要求较高的场合, 两壳程的螺旋折流板管壳式换热器可提高换热效率, 可强化换热, 带走更多的热量, 提高生产效率, 保证生产过程的安全。

### 参 考 文 献

- [1] 王秋旺. 螺旋折流板管壳换热器壳侧传热强化研究进展[J]. 西安交通大学学报, 2004, 38 (9): 1-6.
- [2] Li Huadong, Kottke Volker. Visualization and determination of local heat transfer coefficients in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement by mass transfer measurements [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1998, 17 (3): 210-216.
- [3] Naim Afgan, Bar-Cohen A. A new developments in heat exchangers[R]. Amsterdam: Gordon and Breach Publishers, 1996:467-499.
- [4] Kral D, Stelik P, Van Der Ploeg H J, et al. Helical baffles in shell-and-tube heat exchangers (part one): Experimental verification[J]. *Heat Transfer Engineering*, 1996, 17 (1): 93-101.
- [5] 高晓东.螺旋折流板换热器试验研究[D]. 西安: 西安交通大学环境与化学工程学院, 1999.
- [6] 刘宗宽.螺旋折流板换热器传热与阻力性能研究[D]. 西安: 西安交通大学环境与化学工程学院, 2000.
- [7] 王良.螺旋折流板换热器传热与阻力性能的实验研究 [D]. 西安: 西安交通大学能源与动力工程学院, 2001.
- [8] Zhang D J, Wang Q W, Zeng M, Luo L Q. Numerical simulation of flow performance in shell side of shell-and-tube heat exchanger with discontinuous helical baffles[C]. Proceedings of the second international symposium on Thermal Science and Technology, Beijing, 2005: 181-185.
- [9] 王秋旺, 罗来勤, 曾敏, 等. 交错螺旋折流板管壳式换热器壳侧传热与阻力性能的试验研究 [J]. 化工学报, 2005, 56 (4): 598-601
- [10] 彭波涛, 连续螺旋折流板换热器传热与阻力性能的实验研究及数值模拟 [D]. 西安: 西安交通大学能源与动力工程学院, 2005.
- [11] 王秋旺, 陈秋场, 彭波涛, 等. 一种连续螺旋折流板管壳式换热器, 中国, 200510043033.5 [P]. 2005.
- [12] 谢公南, 彭波涛, 陈秋场, 等. 管壳式换热器壳侧传热与阻力性能的实验研究与预测 [J]. 中国电机工程学报, 2006, 印刷中.
- [13] 王秋旺, 陈秋场, 曾敏, 等. 一种多壳程的螺旋折流板管壳式换热器, 中国, 200610041949.1 [P]. 2006.
- [14] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2002: 350.