

文章编号: 1003-9015(2007)06-0929-07

单螺旋和双螺旋折流板换热器性能的研究

王 晨, 桑芝富

(南京工业大学 机械与动力工程学院, 江苏 南京 210009)

摘 要: 为了研究双螺旋结构对螺旋折流板换热器性能的影响及其与单螺旋结构的比较, 利用热态试验和数值模拟方法, 研究了四分之一扇形和三分之一扇形螺旋折流板换热器单、双螺旋结构的壳程传热和阻力性能。热态试验结果表明, 单、双螺旋结构的壳程传热系数和压力损失均随流量的增大而提高。在相同流量下, 双螺旋结构的壳程传热系数高于单螺旋结构, 同时其壳程压力损失也有所增大。但随着流量的增加, 双螺旋结构对应的单位压降下的传热性能与单螺旋基本一致。这说明双螺旋结构可以提高壳程传热性能, 同时不会影响换热器的综合性能。因此在流体输送动力允许的条件下, 双螺旋结构有利于设备处理能力的提高。数值模拟结果表明, 由于折流板数量是单螺旋结构的两倍, 因此双螺旋结构对壳程流体具有更强的导流作用, 流体的分布更加均匀, 且呈现出更加强烈的旋转运动。

关键词: 换热器; 螺旋折流板; 单螺旋; 双螺旋; 试验; 数值模拟

中图分类号: TK124

文献标识码: A

Performance of Heat Exchangers with Single-Helical and Double-Helical Baffles

WANG Chen, SANG Zhi-fu

(School of Mechanical and Power Engineering, Nanjing University of Technology,
Nanjing 210009, China)

Abstract: The effects of baffle constructions on the shell-side performances of heat exchanger with double-helical baffles were investigated, and the comparison of above performances with that of heat exchanger with single-helical baffles were conducted. The shell-side heat transfer and flow resistance performances of heat exchangers with single- and double-helical baffles consisted of 1/3 sectors and 1/4 sectors separately were studied experimentally and by numerical simulation, respectively. The experimental results show that both the shell-side heat transfer coefficients and pressure drops in the heat exchangers with single- and double-helical baffles increase with the increase of the shell-side flow rate, and under the same shell-side flow rate, both the shell-side heat transfer coefficients and pressure drops in the heat exchangers with double-helical baffles are higher than that of heat exchanger with single-helical baffles. But accompanying the increase of the shell-side flow rate, the shell-side combination property (the heat transfer coefficient per unit pressure drop) of the heat exchanger with double-helical baffles accords with that of the heat exchanger with single-helical baffles. It indicates that the double-helix structure could enhance the shell-side heat transfer performance of the heat exchanger and does not reduce its combination property at the same time. Therefore the double-helix structure is favorable to enhance the processing ability of the heat exchanger if the fluid transmission power allows. The numerical simulation results show that, since in the same heat exchanger shell-side, the baffle numbers of the double-helix structure is twice the baffle numbers of the single-helix structure, the double-helix structure has stronger guiding effect, which causes the fluid flow in the shell-side to distribute more uniformly and have strongly rotating movement.

Key words: heat exchanger; helical baffle; single-helix; double-helix; experiment; numerical simulation

收稿日期: 2007-01-11; 修订日期: 2007-05-08。

作者简介: 王晨(1981-), 男, 江苏南京人, 南京工业大学博士生。通讯联系人: 王晨, E-mail: chenwang8102@163.com

1 前言

螺旋折流板换热器是 20 世纪 90 年代开发的一种新型换热装置^[1],并在近 10 年里得到了迅速发展和普及。和传统弓形折流板换热器相比,其具有以下几个方面的优点:(1)壳程流体呈螺旋状柱塞流动,不存在流动死区;(2)壳程压力损失小,单位压降下壳程传热系数高,减少了动力消耗;(3)能有效抑制壳程流体的污垢累积沉淀,提高换热器有效使用周期。

目前有关螺旋折流板换热器的研究工作绝大部分都是在单螺旋结构基础上,分析螺旋折流板换热器的性能并与弓形折流板换热器进行比较^[2~5],以及研究结构和操作参数对螺旋折流板换热器性能的影响^[6~9]。

在螺旋折流板换热器的实际使用中,由于螺旋折流板的螺距长度与螺旋角度和换热器的壳体内径有关,因此当生产中使用大型换热器或是螺旋角度较大时,可能会因为跨距过长而造成由振动导致的换热管断裂失效,双螺旋折流板结构则可以避免这种失效现象的发生,这对于保持设备结构完整性具有重要的意义。但是对于双螺旋结构对换热器性能的影响,目前尚未得到足够的认识。本文综合运用试验和数值模拟方法,分析研究了双螺旋结构下螺旋折流板换热器壳程传热和阻力性能,并与单螺旋结构进行了比较。

2 结构设计

2.1 折流板的设计

扇形螺旋折流板的结构如图 1 所示。其由标准椭圆切割得到,折流板两直边相等并与标准椭圆的短轴对称,折流板夹角 θ_1 应大于 90° 且随螺旋角的不同而变化,在布置折流板时均以标准椭圆的短轴为旋转轴。四分之一扇形螺旋折流板组成的一个完整螺旋有四块折流板,单块折流板在换热器壳程横截面上投影为 90° 。而三分之一扇形螺旋折流板夹角在螺旋角相同的条件下应大于四分之一扇形螺旋折流板的夹角且在壳体横截面上投影为 120° ,一个完整螺旋由三块折流板组成。这两种螺旋折流板的实际形状并不是通常所说的圆形扇形,而是椭圆形扇形。之所以称之为扇形折流板,是因为其在换热器壳体横截面上的投影是严格的圆形扇形。

2.2 单、双螺旋结构

图 2(a)、(b)为单、双螺旋结构的示意图。在单螺旋结构螺距的 $1/2$ 处,平行布置一组同样的螺旋折流板,将原有的单螺旋通道分为平行的两股螺旋通道,就形成了双螺旋结构。在相同的壳体内径和螺旋角下,双螺旋结构的螺距为单螺旋结构的 $1/2$,因此双螺旋结构可以有效减小换热管的无支撑跨距,避免由振动导致的断裂失效。

2.3 折流板管孔的加工

目前比较成熟的折流板管孔加工工艺是采用管板孔引折流板管孔。无论是单螺旋还是双螺旋结构,在一个象限内的所有折流板相互平行,并与管板保持固定夹角,因而可以用模具分别对每个象限的折流板引孔。引孔时,模具的一个端面与折流板平行,即与管板呈一定夹角,角度等于螺旋角度,将同一象限内的多块折流板累叠置于此平面之上,模具的另一

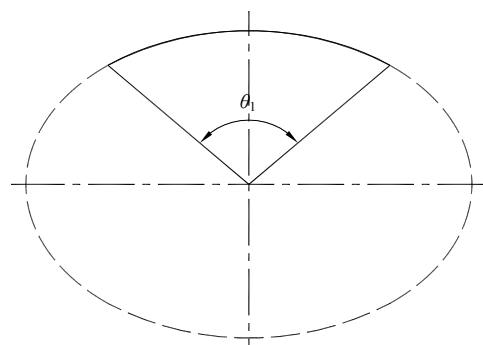


图 1 扇形螺旋折流板

Fig.1 Structure of sector helical baffle



(a) Single-helix



(b) Double-helix

图 2 单、双螺旋结构

Fig.2 Structure of single-helix and double-helix

端面与管板平行,从而实现对应象限管孔的准确定位。钻孔时,钻头与管板保持垂直,这样同一象限内折流板上的椭圆形管孔的同心度和大小可以保持一致,从而避免了以往螺旋折流板在穿管时很难对准的难题。

3 试验方案及流程

试验所用试件采用 U 型管换热器结构,换热器结构形式为 1-2 型,即单壳程双管程换热器,管、壳程流体分别为热水和冷水。通过测量管、壳程流体流量、进出口温度以及壳程流体进出口压力等参数来实现对换热器传热及阻力性能的测试。试件结构和不同管束的几何参数如表 1、2 所示。

试验流程如图 3 所示。采用转子流量计控制管、壳程流体流量,最小刻度 $0.1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 。壳程流量的变化范围为 $3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 至 $6.9 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$,管程流量保持在 $5.5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 不变。温度的测量采用高精度水银温度计,最小刻度 0.1 ;壳程压力降用倒 U 型压差计测量,最小刻度 9.78 Pa 。以换热器管程和壳程进出口截面为边界取热平衡系统,这种情况下计算总传热量时无需考虑管程和壳程进出口以外管路及其它设备的热损失,可减小平衡误差。热不平衡误差小于 6% 。

表 2 管束试件几何参数

Name	Thread interval / mm	Number of baffles	Helix angle
Single-helix with quarter-sector helical baffles	180	24	30°
Double-helix with quarter-sector helical baffles	90	48	30°
Single-helix with third-sector helical baffles	160	18	30°
Double-helix with third-sector helical baffles	80	36	30°

表 1 试件结构参数

Name	Size / Quantity
Shell OD / wall thickness	$\phi 159 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$
Tube OD / wall thickness	$\phi 19 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$
Number of tubes(single pass)	16
Effective length of tube(single trip)	1300 mm
Arrangement of tubes	regular triangle pitch
Central distance of tubes	25 mm
Inlet/outlet nozzles OD / wall thickness	$\phi 38 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$
Total length of heat exchanger	1762 mm

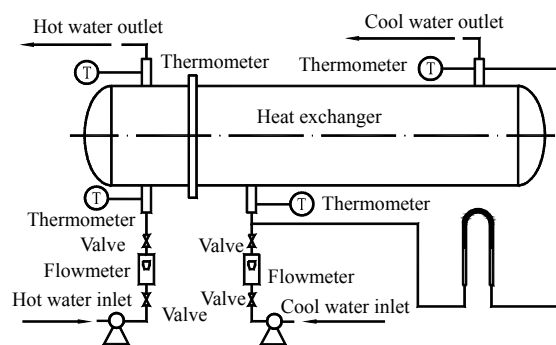


图 3 试验流程

Fig.3 Diagram for operating process

4 试验结果分析

4.1 壳程传热系数计算

在已知传热面积、并测量得到换热器管程、壳程流量和进出口温度的情况下,可采用反推法计算换热器的总传热系数。如式(1)所示:

$$K = \frac{Q_m}{A \Delta t_m} \quad (1)$$

试验过程中,管程结构及操作参数保持不变,因而可以根据迪特斯-波尔特(Dittus-Boelter)公式得到管程传热系数,其公式表示为:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^b \quad (2a)$$

$$\alpha_i = 0.023 \frac{\lambda}{d} Re^{0.8} Pr^b \quad (2b)$$

式中指数 b 当流体被加热时取 0.4 ,被冷却时取 0.3 。

这时,若以换热管内表面积作为基准,则换热器的总传热热阻可表示为:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_i}{2\lambda} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_i}{d_o} \times \frac{1}{\alpha_o} + R \quad (3)$$

因而结合式(1)、(2b)和式(3)以及设备的材料属性和结构尺寸,可分离求得壳程传热系数 α_o 。

4.2 壳程传热性能分析

保持管程流体流量不变,测得换热器壳程传热系数与流量的关系如图4所示。可见,换热器的壳程传热系数均随流量的增加而增大。由于交错搭接结构减少了三角区的短路流动,使参与充分传热的流体比率增加,并且双螺旋通道更能提高流体的湍动效果,进一步增强壳程整体传热性能。因此三分之一扇形折流板双螺旋结构的传热性能明显优于其它三种结构,其单螺旋结构次之。四分之一扇形折流板的单、双螺旋结构在流量较小的情况下,其壳程传热系数之间差别较小,但随着流量的进一步增大,双螺旋结构对应的壳程传热系数上升较快。表3为双螺旋结构的壳程传热系数相对于单螺旋结构的百分比。

表3 不同管束试件传热系数的百分比

Table 3 Percent of heat transfer coefficients for different tube bundles			
Single-helix with quarter-sector helical baffles	Double-helix with quarter-sector helical baffles	Single-helix with third-sector helical baffles	Double-helix with third-sector helical baffles
100%	97.4%~105.9%	100%	115.3%~138%

4.3 壳程阻力性能

壳程阻力大小直观表现为壳程进出口压力降。随着流量的变化,换热器的壳程压力损失关系如图5所示。由图可见,4台换热器的壳程压力损失随着流量的增大而上升,其中三分之一扇形螺旋折流板的单、双螺旋结构的压力损失增加最快。而四分之一扇形螺旋折流板的单、双螺旋结构的压力损失呈近似平行关系递增,二者差值较小。这说明,与单螺旋结构相比,双螺旋结构虽然在一定程度上对壳程传热系数有所提高,但同时其压力损失也略有提高,使得系统动力负荷增加。表4为双螺旋结构的壳程压力损失相对于单螺旋结构的百分比。

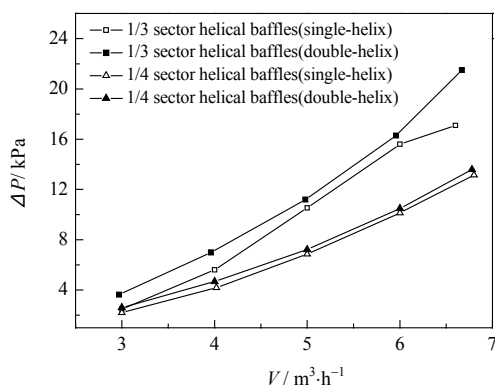


图5 不同管束试件的壳程压力损失

Fig.5 Pressure drops versus volume flows for different tube bundles

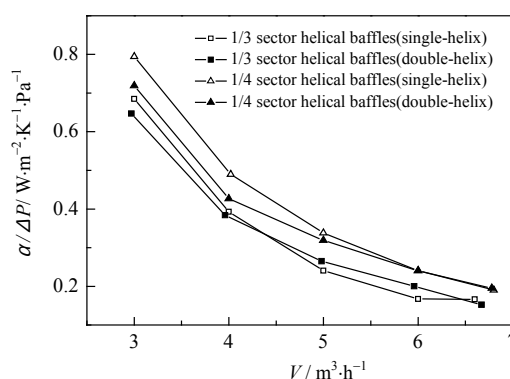


图6 不同管束试件的单位压降下传热系数

Fig.6 Heat transfer coefficients versus volume flows under unit pressure drop

表4 不同管束试件壳程压力损失的百分比

Table 4 Percent of pressure drops for different tube bundles			
Single-helix with quarter-sector helical baffles	Double-helix with quarter-sector helical baffles	Single-helix with third-sector helical baffles	Double-helix with third-sector helical baffles
100%	103.3%~118.2%	100%	104.4%~146.1%

4.4 综合性能

基于压力损失与传热系数的变化规律,以单位压降下传热系数大小综合衡量换热器工作效率的评判

标准。如图 6 所示,随着流量的增加,单位压降下的壳程传热系数呈下降趋势。两组双螺旋结构的总体性能较为独特,随着流量的增加,双螺旋结构对应的单位压降下传热系数与单螺旋基本一致。表明在流量较大的工况下,双螺旋结构能有效提高传热性能且不会明显影响换热器的综合性能,这一特点对于实际生产的等效增容以及防止管束由于跨距过长而产生振动失效具有重要意义。表 5 为双螺旋结构的综合传热性能相对于单螺旋结构的百分比。

表 5 不同管束试件单位压降下传热系数的百分比

Table 5 Percent of heat transfer coefficient under unit pressure drop for different tube bundles			
Single-helix with quarter-sector helical baffles	Double-helix with quarter-sector helical baffles	Single-helix with third-sector helical baffles	Double-helix with third-sector helical baffles
100%	87.2%~102.5%	100%	91.7%~119.6%

5 数值模拟

5.1 计算方法和边界条件

运用大型 CFD 商用软件 FLUENT 进行模拟。其中建立模型和划分网格采用 Gambit 软件。由于螺旋折流板在壳程的布置为螺旋型,是复杂的三维模型,因此采用四面体和金字塔网格来划分,网格总数约 100 万左右。采用分离变量法(Segregated)隐式(Implicit)求解,保证收敛的稳定性;标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型考虑湍流效应对流动与传热的影响;压力和速度耦合采用 SIMPLE 算法(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation);动量、能量以及湍流参数的求解采用二阶迎风格式(Second Order Upwind);质量及能量计算残差控制在 10^{-4} 数量级。计算流体进口采用速度入口条件,给定流体流速、温度及相应的湍流条件,出口采用压力出口边界;壳体壁面和折流板采用不可渗透、无滑移绝热边界。

5.2 计算方法验证

按照文中所述的计算方法和边界条件对试验中壳程流体流量为 $3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ 时,四分之一扇形折流板的单、双螺旋结构进行了模拟。由试验得到的单螺旋结构的管外传热系数为 $1748.37 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$,壳程压力损失为 2201.03 Pa。由模拟得到的管外传热系数为 $1957.03 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$,壳程压力损失为 2181.33 Pa。两者与试验值的误差约为 11.9%和 1%。双螺旋结构的管外传热系数和壳程压力损失的试验值分别为 $1870.39 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ 和 2602.11 Pa,模拟值分别为 $2103.16 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ 和 2346.64 Pa。误差约为 12.4%和 9.8%。所有的误差均在可接受范围之内,说明模拟值与试验值吻合较好。

6 计算结果分析

6.1 整体流场

图 7 为由模拟得到的单、双螺旋结构的壳程流线分布图。从图中可以看出,壳程流体在折流板的作用下,整体呈现出近似的螺旋状流动,在折流板附近几乎没有流动死区。在壳程中心区域,有部分流线几乎与壳体中心线平行,且有少量的波动。这说明在壳体中心区域存在着短路现象。但是由于双螺旋结构的折流板数量比单螺旋结构多一倍,它将单螺旋结构中一股螺旋通道一分为二,形成两股平行的螺旋通道,折流板对流体的导流作用增强,因此双螺旋结构中流体的分布较单螺旋而言更加均匀。

6.2 局部流场

图 8 是由模拟所得到的换热器横截面(轴向 $z = 700 \text{ mm}$)上的速度矢量。可以看出,在管束外围与壳壁之间区域,由于换热管的扰流作用减弱,呈现出有规律的旋转流动。由于双螺旋结构加强了对流体的导流作用,因此流体流动呈现出更强烈的旋转。

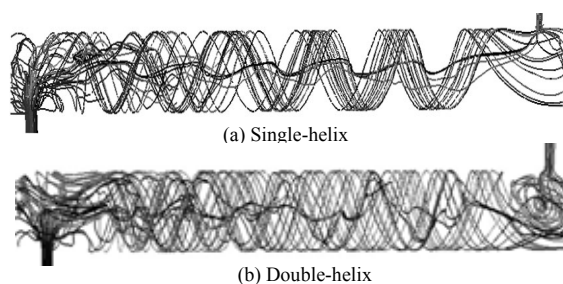


图 7 壳程流线分布

Fig.7 Streamlines in shell side of heat exchanger

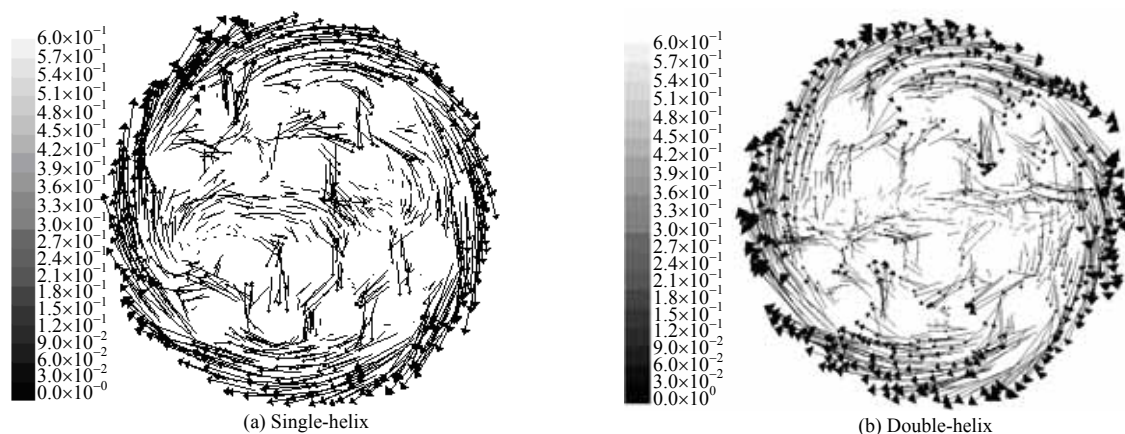


图8 换热器横截面上的速度矢量
Fig.8 Velocity vectors on cross-section

管间流体的流动方向由于受到换热管的扰流作用较强而发生了改变。如图9所示,在单螺旋结构中,从管间流场流出的靠近换热管外壁区域流体的流动方向与换热管之间的夹角要小于折流板的螺旋角。甚至有部分流体的流动方向几乎与换热管平行,呈纵流形式。而在双螺旋结构中,由于流体自身旋转程度更剧烈,因此换热管对其的影响相对要小一些。表现为靠近换热管外壁区域流体的流动方向与换热管之间的夹角要大于单螺旋结构。这也是造成双螺旋结构换热器的壳程传热系数和压力损失较单螺旋结构高的原因之一。

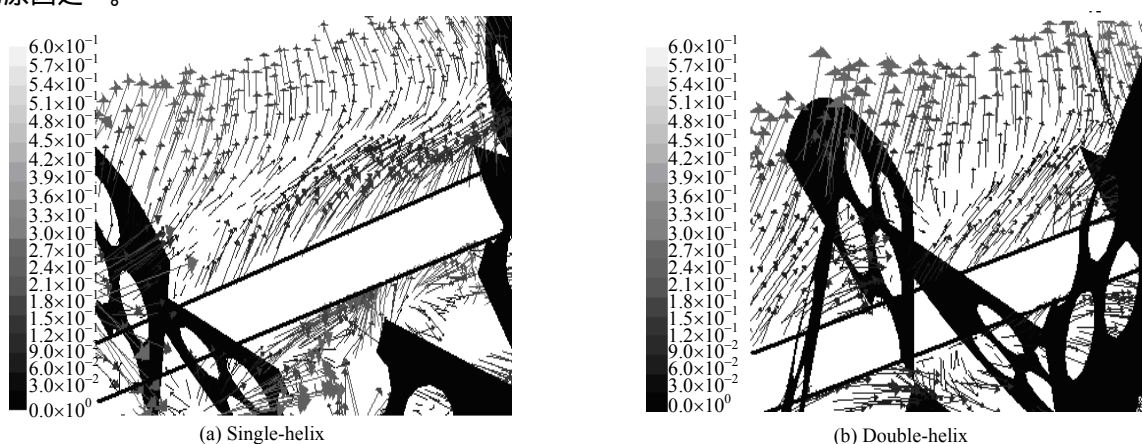


图9 单、双螺旋结构的速度矢量
Fig.9 Velocity vectors of single-helix and double-helix

7 结 论

通过热态试验研究了四分之一扇形和三分之一扇形螺旋折流板的单、双螺旋结构换热器的流动与传热性能特点,并用数值方法进行了模拟。结果表明:

(1) 随着壳程流量的增加,单、双螺旋结构换热器的壳程传热系数和压力损失都有所上升。在相同壳程流量下,与单螺旋结构相比,双螺旋结构在一定程度上对壳程传热系数有所提高,但同时其压力损失也略有提高,使得系统动力负荷增加。

(2) 随着流量的增加,双螺旋结构对应的单位压降下传热系数与单螺旋趋于一致。表明在流量较大的操作工况下,双螺旋结构能有效提高传热性能且不会明显影响换热器的综合性能,这一特点对于实际生产的等效增容以及防止管束由于跨距过长而产生振动失效具有重要意义。

(3) 数值计算结果显示,双螺旋结构对壳程流体具有更强的导流作用。其壳程流体的分布更加均匀,呈现出更加强烈的旋转运动。

符号说明:

A	— 换热面积, m^2	t	— 温度,
d	— 换热管直径, m	V	— 壳程流量, $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
K	— 总传热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	α	— 传热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Nu	— 努塞尔数	λ	— 导热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
P	— 压力, Pa	Δt_m	— 对数平均温差,
Pr	— 普朗特数		下标
Q	— 传热量, J	i	— 管内
R	— 污垢热阻, $\text{W}^{-1} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}$	o	— 管外
Re	— 雷诺数		

参考文献:

- [1] Lutchka J, Nemcansky J. Performance improvement of tubular heat exchanger by helical baffles [J]. **Institution of Chemical Engineers**, 1990, 68, Part A: 263-270.
- [2] Stehlik P, Nemcansky J, Kral D *et al.* Comparison of correction factors for shell-and-tube heat exchangers with segmental or helical baffles [J]. **Heat Transfer Engineers**, 1994, 15(1): 55-65.
- [3] Kral D, Stehlik P, van der Ploeg H J *et al.* Helical baffles in shell-and-tube heat exchangers, Part I: Experimental verification [J]. **Heat Transfer Engineering**, 1996, 17(1): 93-101.
- [4] WANG Su-hua(王素华), WANG Shu-li(王树立), ZHAO Zhi-yong(赵志勇). Studies on flow characteristic of heat exchanger with helical baffles(螺旋折流板换热器流动特性研究) [J]. **Journal of Petrochemical Universities**(石油化工高等学校学报), 2001, 14(1): 64-67.
- [5] Wang Shu-li. Hydrodynamic studies on heat exchangers with helical baffles [J]. **Heat Transfer Engineering**, 2002, 23(3): 43-49.
- [6] WANG Liang(王良), LUO Lai-qin(罗来勤), WANG Qiu-wang(王秋旺) *et al.* Effect of inserting block plates on pressure drop and heat transfer in shell-and-tube heat exchangers with helical baffles(螺旋折流板换热器中阻流板对换热及沿程压降的影响) [J]. **Journal of Engineering Thermo physics**(工程热物理学报), 2001, 22(suppl.): 173-176.
- [7] LI Da-wei(李大为), SHEN Ren-jie(沈人杰), GAO Xiao-dong(高晓东) *et al.* The inlet structure improvement and numerical simulation of helical baffles heat exchanger(螺旋折流板换热器数值模拟及入口结构改进研究) [J]. **J Chem Eng of Chinese Univ**(高校化学工程学报), 2005, 19(5): 699-702.
- [8] ZHANG Shao-wei(张少维), ZHOU Rong-lan(周荣兰), SANG Zhi-fu(桑芝富). Numerical simulation of heat exchangers for different baffle spacing(折流板间距对换热器性能影响的数值研究) [J]. **Journal of Nanjing University of Technology**(南京工业大学学报), 2005, 27(3): 65-68.
- [9] ZHANG Shao-wei(张少维), SANG Zhi-fu(桑芝富). Performance of heat exchangers with helical baffles in different structural and operational parameters(结构和操作参数对螺旋折流板换热器性能影响) [J]. **Petro-Chemical Equipment**(石油化工设备), 2004, 33(3): 17-20.