

DOI: 10.7652/xjtuxb201511003

螺旋折流板换热器结构参数多目标优化的数值模拟

王斯民¹，王萌萌¹，顾昕¹，简冠平¹，文键²

(1. 西安交通大学化学工程与技术学院，710049，西安；2. 西安交通大学能源与动力工程学院，710049，西安)

摘要：针对螺旋角和搭接度对螺旋折流板换热器中的流体流动和传热特性具有重要影响的问题，采用数值模拟和多目标遗传算法优化结合的方法对螺旋折流板换热器的流动和传热特性进行了研究，并通过中心复合设计响应面法生成实验点进行了计算。研究表明：螺旋折流板换热器壳侧换热系数和压降均随螺旋角的增大而减小，随搭接度的增大而增大。由灵敏度分析可知，螺旋折流板换热器的换热系数和壳侧压降均与螺旋角呈负相关，与搭接度呈正相关，且二者对螺旋角的灵敏度更大。同时，由多目标遗传算法优化方法在连续的响应平面中得出使换热系数最大、壳侧压降最小时最优的 3 组结果，与原始结构相比，壳侧换热系数平均增加了 28.3%，壳侧压降平均降低了 19.37%，这对于螺旋折流板换热器结构参数的研究具有重要意义。

关键词：螺旋折流板换热器；多目标优化；结构参数；响应平面

中图分类号：TK124 **文献标志码：**A **文章编号：**0253-987X(2015)11-0014-06

Multi-Objective Optimization on the Structural Parameters of Shell-and-Tube Heat Exchanger with Helical Baffles

WANG Simin¹，WANG Mengmeng¹，GU Xin¹，JIAN Guanping¹，WEN Jian²

(1. School of Chemical Engineering and Technology, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A method combining numerical simulation and multi-objective genetic algorithm (MOGA) was applied to the flow and heat transfer characteristics research on the shell-and-tube heat exchanger with helical baffles, which are severely affected by the helix angle and degree of overlap. The numerical simulation results show that the heat transfer coefficient and the shell side pressure drop of the helical baffled heat exchanger decrease with the increase of helix angle, and increase with the degree of overlap. The sensitivity analysis also shows that the heat transfer coefficient of the helical baffled heat exchanger and shell side pressure drop are both negatively correlated with helix angle, and positively correlated with the overlap degree. Moreover, they are more sensitive to the helix angle. Three sets of optimal results are obtained by the MOGA to maximize the heat transfer coefficient and minimize the shell-side pressure drop in successive response surface. Compared with original results, the average heat transfer coefficient is increased by 28.3% while the average pressure drop is reduced by 19.37%, which is of great significance for the study on the structural parameters of helical baffled heat exchangers.

Keywords: shell-and-tube heat exchanger; multi-objective optimization; structural parameters; response surface

收稿日期：2015-04-03。 作者简介：王斯民(1977—)，男，副教授。 基金项目：国家自然科学基金资助项目(51106119，81100707)；教育部高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20110201120052)；中央高校基本科研业务费专项基金资助项目。
网络出版时间：2015-08-25 网络出版地址：<http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20150825.1751.006.html>

与传统的弓形折流板换热器相比,螺旋折流板换热器以其压降损失小、传热性能好、不易结垢、流动死区小等优点^[1]近年来在石油、化工等行业得到了广泛的应用。其中结构参数螺旋角和搭接度是影响螺旋折流板换热器中壳程流体流动和传热特性的两个重要因素,国内外学者也对这两个结构参数对螺旋折流板换热器壳程流体的流动和传热性能的影响进行了深入的研究^[2]。曹兴等研究了搭接方式对螺旋折流板换热器壳侧性能的影响,得出在相同螺旋距下,壳侧的传热系数和压降均随着搭接度的增大而减小^[3]。张剑飞等对螺旋角对壳侧流动和换热特性的影响进行了研究,当保持螺旋周期为定值时,螺旋折流板换热器的壳侧压降随螺旋角增大而减小,且在螺旋角为 40° 时达到最大值^[4]。杨军等对螺旋角进行了优化,并对 12° 、 18° 、 30° 、 40° 螺旋角时螺旋折流板换热器壳侧的传热和压降进行了对比,结果表明:在 18° 螺旋角的情况下,换热器的性能最优^[5]。张少维等通过数值模拟的方法研究了结构和操作参数对螺旋折流板换热器性能的影响,发现随着螺旋角的增大,螺旋折流板换热器的壳程压力损失逐渐减小^[6]。付平等对固定管板换热器的参数化设计进行了研究,利用 Auto LISP 语言分析了固定管板换热器的参数化设计方法,直接将参数输入菜单和对话框中实现了固定管板换热器的自动设计^[7]。但是,目前对于螺旋折流板换热器结构参数的研究多为离散点,不能准确地找出最优解,且很少考虑到多参数对换热器性能的影响及其之间的耦合关系。本文基于螺旋折流板换热器的两个重要的结构参数——螺旋角和搭接度来实现参数化驱动建模设计,采用中心组合设计-响应面法(CCD-RSM)研究螺旋角和搭接度对螺旋折流板换热器壳侧的传热和压降的影响,并通过多目标遗传算法优化在连续的响应平面中得出了较优的结果。

1 计算模型和数值方法

1.1 参数化驱动建模

由于螺旋折流板换热器几何模型的复杂性,本文采用 solidworks 建模,其中筒体直径为 250 mm、管子总长为 2 500 mm,共有 40 根换热管,换热管直径为 19 mm、管间距为 25 mm,布管方式为正方形。管子、筒体和折流板均采用无厚度的面,且为了简化模型,忽略了各种间隙漏流。同时,将螺旋角和搭接度设为参数,在换热管总长保持不变的情况下,通过直接改变参数的值来得到任意的螺旋角和搭接度组

合的换热器结构,以实现参数化驱动建模,大大简化了建模的过程。图 1 为螺旋折流板换热器的结构示意图。

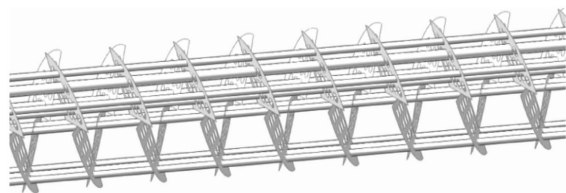


图 1 螺旋折流板换热器的结构示意图

对于搭接螺旋折流板换热器,螺旋角 β 是折流板的法线与筒体轴心之间的夹角,如图 2 所示,也可以将其定义为折流板所在平面与筒体横截面之间的二面角。对于交错搭接,搭接点到筒体处的距离与边长的比值称为搭接度 e ^[8],即

$$e = \frac{l}{L} \times 100\% \quad (1)$$

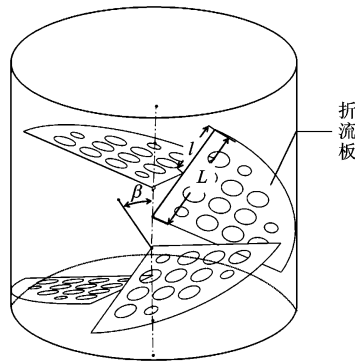


图 2 螺旋角和搭接度的示意图

1.2 网格生成和数值方法

由于换热器的空间结构非常复杂,本文采用非结构化网格对模型进行网格生成,以得到较高质量的网格,从而使数值计算得到较好的稳定性。为了提高网格质量,对网格进行自适应处理和网格独立性验证,最终网格均选取相同的尺寸设置,对于不同的螺旋角和搭接度组合,网格单元数范围为 8 935 624~9 985 987。

计算时折流板为默认的耦合边界条件,壳程工质为导热油,入口温度为 353 K,管侧流体为水,进口温度为 298 K,其他表面均设为不可渗透、无滑移、绝热的边界条件。湍流模型采用 RNG $k-\epsilon$ 模型,因为它具有适用于高应变率和大曲率流线、对螺旋流的预测精度更高等优点。采用二阶迎风格式对动量和能量进行求解,并采用 SIMPLE 算法对压力和速度进行耦合,要求 k 和 ϵ 两参数及动量的计算残差最终收敛于 10^{-4} ,质量及能量的计算残差控制

在 10^{-6} 。基本方程包括质量、动量及能量方程,表达式如下。

质量方程为

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (2)$$

动量方程为

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial p}{\partial x_k} \quad (3)$$

能量方程为

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i t) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial t}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

式中: ρ 为流体密度; t 为时间; u_i 为速度在 i 方向上的分量。

1.3 数值模拟的有效性验证

采用本文的数值模拟方法对文献[9]中 18° 螺旋角、50% 搭接度的螺旋折流板换热器冷态实验进行了数值模拟验证,如图3所示。结果表明:螺旋折流板换热器壳侧压降 Δp 的模拟值和实验值随流量的变化趋势吻合较好,且模拟值均略大于实验值,绝对偏差在 $1 \sim 3$ kPa 之间。模拟值与实验值的相对偏差为 $1.9\% \sim 10.9\%$,平均相对偏差为 5% ,均在合理的范围内,证明了数值模拟方法的准确性。造成数值模拟结果与实验值偏差的原因为:模拟过程中模型的简化,即折流板、管子均简化为无厚度的面;模拟过程忽略了筒体和折流板以及折流板和管束之间的空隙,因此没有考虑该部分漏流减少的压降以及实验过程中仪器测量和操作的不准确性等^[10]。

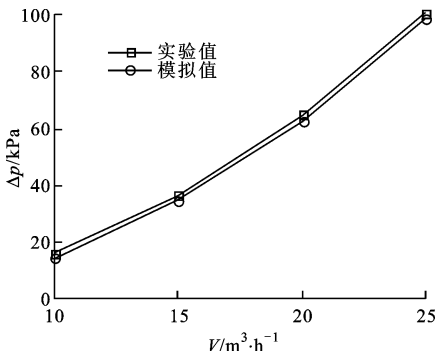


图3 壳侧压降的模拟值与实验值对比

2 优化分析过程与方法

本文采用 CCD-RSM 生成实验点,然后经计算形成响应面,即在较少的计算量情况下准确地找出最优结果。该方法适合二阶响应模型的设计,集数学和统计学于一体,与传统的正交设计法相比,具有精度高、直观、精密、预测性好等优点,尤其适合对影响因素比较敏感的指标进行优化,因此近年来在国

内外均应用较多^[11-12]。

优化算法主要是根据一定的输入变量区域范围和约束条件建立目标函数,经过迭代计算,最终得出目标函数的极值。本文采用多目标遗传算法的方法优化,多目标优化是在一定的设计参数范围内寻找多个目标均尽可能同时最优的结果^[13],而遗传算法则是借鉴生物的自然选择和遗传机制开发的一种全局优化自适应概率搜索算法,具有思想简单、易于实现、全局搜索等优点,目前已广泛应用于各种优化问题。

多目标优化问题的数学描述可以表述如下

$$\max y = f(x) = [f_1(x), f_2(x), \dots, f_m(x)]$$

$$m = 1, 2, \dots, M \quad (5)$$

$$\text{s. t. } g_i(x) \leq 0, i = 1, 2, \dots, N \quad (6)$$

$$h_j(x) = 0, j = 1, 2, \dots, k \quad (7)$$

式中: y 为目标函数; x 为设计变量; $g_i(x)$ 、 $h_j(x)$ 为不等式约束和等式约束条件; M 、 N 、 k 为状态变量的个数。

式(5)~(7)中主要包括设计变量、约束条件和目标函数,本文目标函数为

$$\text{maximize } K = \frac{Q}{A \Delta t_m} \quad (8)$$

$$\text{minimize } \Delta p = p_{\text{in}} - p_{\text{out}} \quad (9)$$

文中以螺旋折流板换热器的螺旋角和搭接度为设计变量,换热系数 K 和壳侧压降为目标函数。约束条件为 $18^\circ \leq \beta \leq 35^\circ$, $0.01 \leq e \leq 0.5$,即最大搭接度为 50%。另外,本文用到的公式有

$$B = (1 - e)nD_i \sin \frac{\pi}{n} \tan \beta \quad (10)$$

$$S_z = 0.5B(D_i - N_p d_o) \quad (11)$$

$$u = \frac{q_{v,s}}{S_z} \quad (12)$$

$$Re = \frac{ud_o}{\nu} \quad (13)$$

式中: n 为每个螺距板片的数量; B 为螺旋折流板换热器螺距; u 为壳侧最小流通截面的流速; d_o 为换热管外径; ν 为导热油运动黏度; $q_{v,s}$ 为壳程导热油流量; S_z 为壳侧最小流通截面积; D_i 为壳体内径; N_p 为换热管排数。

3 优化结果分析

为了研究螺旋角和搭接度对螺旋折流板换热器的壳程传热和压降性能的影响,本文根据所生成的实验点共计算了 29 组算例,形成一些关于优化目标和输入参数的二维曲线和三维响应面,即优化目标

随一个或两个输入参数的变化趋势,具体分析如下。

3.1 灵敏度分析

图 4 为输出参数换热系数和壳侧压降对输入参数螺旋角、搭接度和壳侧入口速度 v 的灵敏度分析图。由图可知,螺旋折流板换热器的换热系数和壳侧压降对壳侧流量的灵敏度明显大于对结构参数的灵敏度,说明工况对螺旋折流板换热器性能的影响是不可忽略的,且换热系数和壳侧压降均与螺旋角呈负相关,即随着螺旋角的增大而减小。同时,换热系数和壳侧压降与搭接度呈正相关,即随着搭接度的增大二者均增大。由图还可知,换热系数和壳侧压降对螺旋角的灵敏度均大于对搭接度的灵敏度,即二者随螺旋角的改变变化更大。这对于螺旋折流板换热器壳侧的流动换热性能以及阻力性能的研究也具有重要意义。

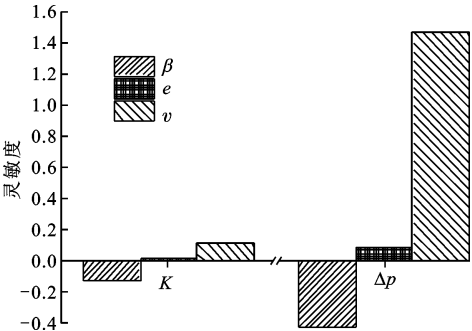


图 4 输入参数和输出参数之间的灵敏度关系图

3.2 结构参数对螺旋折流板换热器换热性能的影响

图 5 是搭接度为 50% 时换热系数在不同螺旋角下随壳侧入口流速的变化曲线。由图中可以看出,在相同流量下,换热系数随着螺旋角的增大而逐渐减小,即 18° 螺旋角的换热器换热系数最大。这是因为在螺旋角较小时,在换热管总长保持不变的情况下,换热器内螺旋周期数增多,所以螺旋角为 18° 时流道变窄而流体流过的路径更长,在相同的流量下小螺旋角时流体的 Re 比大螺旋角时大,流体在换热器中的脉动速度也更大,所以小螺旋角时的壳侧换热更强,同时阻力也增加^[15]。

图 6 是螺旋角为 20° 时换热系数在不同搭接度下随壳侧入口流速的变化曲线。图 7 为保持壳侧入口流速不变,换热系数在不同搭接度下随螺旋角的变化曲线。当螺旋折流板以一定的搭接度连接时,不同的搭接度对应于不同的流道结构。当搭接度为 0 时,相邻折流板间形成了“V”形漏流三角形区域,一些壳程流体直接流过了中心三角漏流区。当折流板搭接连接时,一些流体则直接通过了靠近壁面的

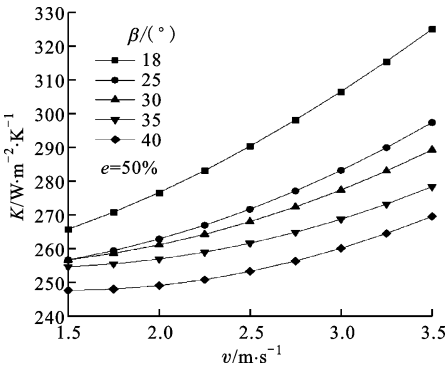


图 5 不同螺旋角下换热系数随壳侧入口流速的变化曲线

快速流道,形成“X”形漏流区域,这使得流动情况更加复杂^[14]。从图 6 可以看出,换热系数随着壳侧入口流速的增大而逐渐增大,但是随搭接度的变化并不明显,这也与图 4 的灵敏度分析相符。但是,从图 7 还可以看出,在壳侧入口流速比较大的情况下,螺旋角保持不变时,搭接度越大,换热系数越大。由式 (16) 可知,壳侧的最小流通面积和螺距是成正比的,当螺旋角不变时,随着搭接度的增大,螺距减小,在管子总长和壳侧入口流速保持不变的情况下,折流板数增多,壳侧流通面积减小,壳侧流体的流动路径更长,流速更大,则壳侧流体的湍动度增强, Re 相应增加,同时使得螺旋折流板换热器的整体换热增强。

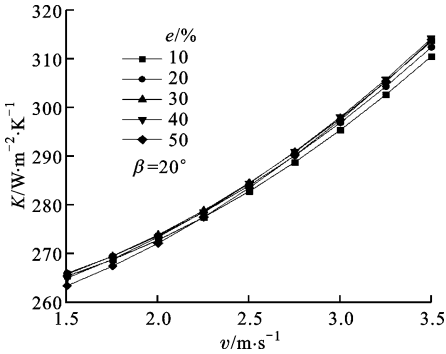


图 6 不同搭接度下换热系数随壳侧入口流速的变化曲线

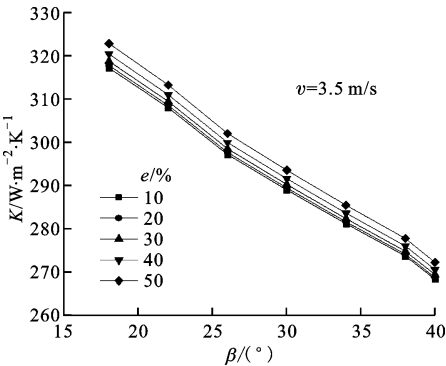


图 7 不同搭接度下换热系数随螺旋角的变化曲线

图8为换热系数随螺旋角和搭接度变化的三维响应平面图。从图中可以看出:三维响应平面与二维曲线的变化趋势一致,换热系数均随螺旋角的增大呈下降趋势,但随搭接度的变化并不明显;响应平面上换热系数最大时,螺旋角为 18° ,搭接度为50%,即在 18° 螺旋角、50%搭接度的结构时,螺旋折流板换热器的换热性能最佳。

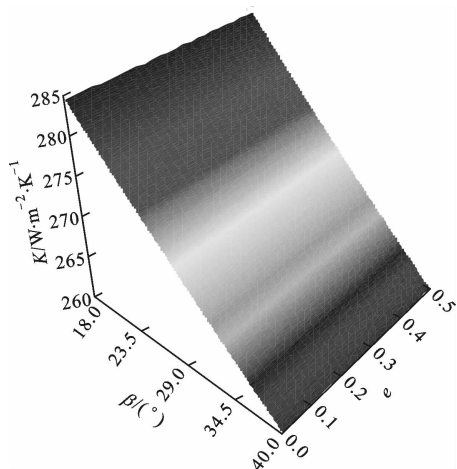


图8 换热系数随螺旋角和搭接度变化的三维响应平面图

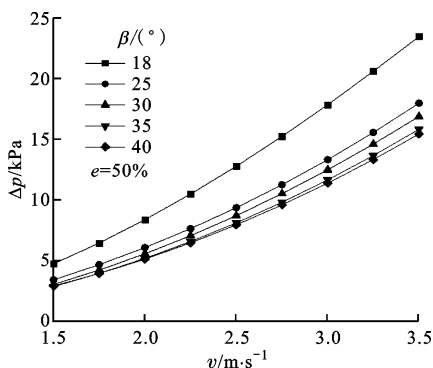


图9 不同螺旋角下壳侧压降随壳侧入口流速的变化曲线

3.3 结构参数对螺旋折流板换热器壳侧压降的影响

图9是搭接度为50%时壳侧压降在不同螺旋角下随壳侧入口流速的变化曲线。从图中可以看出,壳侧压降随着壳侧入口流速的增大而逐渐增大。在相同壳侧入口流速下,壳侧压降随着螺旋角的减小而相应增大,即 18° 螺旋角下壳侧压降最大。以上变化趋势均与上文灵敏度的分析相符。这主要是由于在螺旋角较小的情况下,壳体长度相同时折流板的数目增加,增大了流体流动的障碍^[15]。另一方面,由式(10)~(13)可得,螺旋角较小时,螺旋折流板的螺距较小,壳侧流体的最小流通面积减小,导致在相同的壳侧流量下流速和 Re 增大,这也增加了流体流动的阻力,导致压降增大。

图10为壳侧压降在不同搭接度下随壳侧入口流速的变化曲线。从图中可以看出,壳侧压降随着壳侧入口流速的增大而不断增大,且在壳侧入口流速不变时,随着搭接度的增大而逐渐增大。这也是由于搭接度较大时,螺旋折流板的个数增加,若螺旋折流板换热器的螺旋周期数增加,则折流板数更多,流道变窄且流体流过的路径更长,流体流动的扰动增加,同时由于搭接度增大时螺距减小,相同壳侧入口流速下,流道内流体流速增加,压降相应增大。

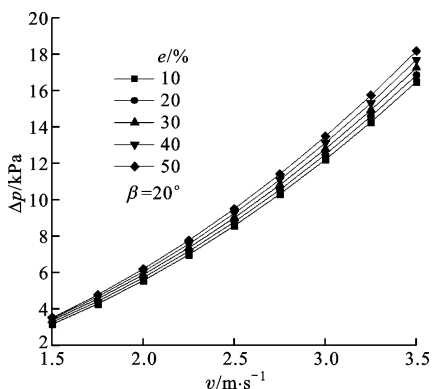


图10 不同搭接度下壳侧压降随壳侧入口流速的变化曲线

图11为壳侧压降在不同螺旋角下随搭接度的变化曲线。由图中可以看出,壳侧压降随着搭接度的增大而逐渐增大,且搭接度不变时,壳侧压降随着螺旋角的增大而逐渐减小。图12为壳侧压降随螺旋角和搭接度变化的三维响应平面图。由图中可以看出,在相应平面的右上角,即在螺旋角为 18° 、搭接度为50%时,壳侧压降最大。这是由于螺旋角越小、搭接度越大时,相同的壳体总长下增多的折流板数目和由于螺距减小而增加的壳侧内部流速均增大了螺旋折流板换热器壳侧流体流动的阻力和扰动,从而导致压降增大。

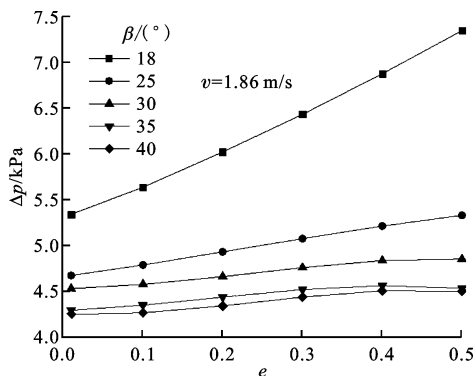


图11 不同螺旋角下壳侧压降随搭接度的变化曲线

3.4 多目标优化结果

最终对计算结果进行优化处理,优化方案选择为遗传算法(MOGA),它支持多个目标和约束条

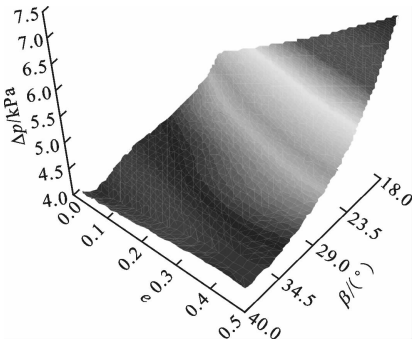


图 12 壳侧压降随螺旋角和搭接度变化的三维响应平面图

件,旨在找到全局最优解。为了得到性能最佳的换热器结构,对输出参数进行优化设置:最大化换热系数,最小化壳侧压降,以在 100 个初始样本点中经过迭代选出最优点。表 1 显示了多目标优化的 3 种结构以及相对应的换热系数和壳侧压降。与原结构相比,结构 1 的传热系数提高了 30.4%,压降降低了 12.5%;结构 2 的传热系数增加了 28.3%,压降降低了 19%;结构 3 的传热系数提高了 27.2%,而压降下降了 26.6%。因此,平均传热系数提高了 28.3%。另外,由表 1 中的综合评价参数 $Nu/f^{1/3}$ 也可以看出,3 种优化结构的综合性能均优于原始结构,表明改进结构大大提高了换热效率。壳侧压降平均减少了 19.37%,因此有效地减少了泵功和设备运行成本,且由于响应曲面的连续性,可以较为精确地找到螺旋角和搭接度组合下的最优结构,这对螺旋折流板换热器结构参数的研究和改善其结构具有重要意义。

表 1 由多目标优化所得的 3 种优化结构

结构类型	$\beta/(^{\circ})$	$e/\%$	$K/W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	$\Delta p/Pa$	$Nu \cdot f^{-1/3}$
原始结构	40	50	206.19	4 136.0	12.49
优化结构 1	18.109	1.116 8	268.74	3 626.0	22.19
优化结构 2	23.926	9.601 8	264.39	3 359.7	17.98
优化结构 3	26.030	1.028 0	262.71	3 043.7	16.85

4 结 论

- (1)本文采用参数化驱动建模的方法,在保持换热管总长不变的情况下,通过改变螺旋角和搭接度的值实现参数驱动建模,大大节省了计算的时间和成本。
- (2)由灵敏度分析可知,螺旋折流板换热器换热系数和壳侧压降均与螺旋角呈正相关,与搭接度呈负相关,且二者对螺旋角的灵敏度均大于对搭接度的灵敏度,即螺旋角变化对二者的影响更大。

- (3)螺旋折流板换热器换热系数和壳侧压降均随螺旋角的增大而减小,随搭接度的增大而增大,即 18°螺旋角、50%搭接度时的换热系数最大,压降也最大。这是由于螺旋角较小且搭接度较大时,折流板的数目更多,壳侧流体流动路径更长且流道变窄,使得流体速度增大、湍动度增强。
- (4)通过多目标遗传算法计算得出了 3 种使换热系数最大、压降最小的优化结构。与原始结构相比,平均传热系数提高了 28.3%,壳程压降平均减少了 19.37%,这对于螺旋折流板换热器结构参数的研究具有重要意义。

参考文献:

[1] 章喜. 螺旋折流板换热器的性能研究及结构优化 [D]. 上海: 华东理工大学, 2012.

[2] 刘丹. 结构和介质参数对螺旋折流板式换热器的影响研究 [D]. 大庆: 东北石油大学, 2012.

[3] 曹兴, 杜文静, 汲水, 等. 搭接方式对螺旋折流板换热器壳侧性能的影响 [J]. 化工学报, 2011, 62(12): 3367-3372.

CAO Xing, DU Wenjing, JI Shui, et al. Effects of baffle connection manner on shell-side performance of heat exchanger with helical baffles [J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2011, 62 (12): 3367-3372.

[4] 张剑飞, 李斌, 黄文江, 等. 螺旋折流板换热器流动与换热特性的试验分析 [J]. 工程热物理学报, 2009, 30(1): 147-149.

ZHANG Jianfei, LI Bin, HUANG Wenjiang, et al. Experiment analysis on the flow and heat transfer characteristics in helical baffled shell and tube heat exchangers [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(1): 147-149.

[5] 杨军, 陈保东, 孙成家. 螺旋与弓形折流板换热器性能对比及螺旋角优化 [J]. 辽宁石油化工大学学报, 2005, 25(2): 59-62.

YANG Jun, CHEN Baodong, SUN Chengjia. Performance comparison between helical and segmental baffle board heat exchangers and optimization of helix angle [J]. Journal of Liaoning University of Petroleum & Chemical Technology, 2005, 25(2): 59-62.

[6] 张少维, 桑芝富. 结构和操作参数对螺旋折流板换热器性能影响 [J]. 石油化工设备, 2004, 33(3): 17-20.

ZHANG Shaowei, SANG Zhifu. Performance of heat exchangers with helical baffles in different structural and operational parameters [J]. Petro-Chemical Equipment,

(下转第 109 页)