

# 平板式内构件管式换热器传热性能研究

任国瑜<sup>1,2</sup> 刘晓菊<sup>1</sup> 李晶<sup>3</sup> 闫龙<sup>1</sup> 亢玉红<sup>1</sup> 李健<sup>1</sup> 初广文<sup>2\*</sup> 陈建峰<sup>2</sup> 谢海燕<sup>4</sup>

(1. 榆林学院 化学与化工学院 陕西省低变质煤洁净利用重点实验室, 陕西 榆林 719000;

2. 北京化工大学 教育部超重力工程研究中心, 北京 100029; 3. 西安市自来水有限公司, 西安 710082;

4. 陕西延长石油管道运输第一分公司, 陕西 靖边 718500)

**摘 要:** 实验研究了安装有平板及45°平板扰流内构件的管式换热器传热与压降特性, 结果表明: 管内插入平板和45°平板扰流内构件时, 换热器传热性能和压降特性随扰流内构件组数  $N$  和  $Re$  的增加而增大; 当  $Re \geq 2.6 \times 10^4$  时, 换热器压降增加比较显著; 当  $N > 6$  时, 平板内构件换热器传热性能强化稍优于45°平板内构件换热器, 但是压降明显较大; 两种内构件组数不宜超过9组。在实验研究范围内, 平板和45°平板内构件换热器传热性能分别是空管换热器的1.66~3.47倍和1.67~3.38倍, 压降分别是空管换热器的6.25~29.57倍和3.61~10.77倍。  $Re$  在  $1.9 \times 10^4$  左右时, 平板和45°平板综合性能评价因子达到最大, 分别约为1.24和1.57, 说明45°平板内构件换热器综合性能优于平板内构件换热器。随后进一步采用数值模拟方法对换热器的传热和流动特性进行了模拟, 结果表明: 有角度平板可以使流场旋转产生二次流动, 强化了传热, 降低了换热器压降的增幅。因此, 将有角度的内构件插入管式换热器中可有效增加换热器的综合传热性能。

**关键词:** 管式换热器; 45°平板内构件; 综合性能评价因子; 数值模拟

**中图分类号:** TQ051.5 **DOI:** 10.13543/j.bhxbzr.2018.02.004

## 引 言

近年来, 关于在换热器换热通道内加入插入物以提高其传热性能的研究颇多, 它的最大优点为适合旧换热器的改造设计, 且加工制造方便, 可避免额外增加换热器, 从而大大节省投资。尤其是插入物有助于清除管内污垢, 这是其他强化换热技术所无法比拟的<sup>[1-3]</sup>。插入物可使管内流体沿径向方向充分混合, 有效减小热边界层厚度, 既可达到强化传热的目的, 又能起到清除污垢的作用。目前, 管内插入物的类型有很多, 常用的插入物结构有螺旋线<sup>[4]</sup>、片条<sup>[5]</sup>、斜环片、半扭带和扭带<sup>[6-7]</sup>、交锯齿齿带、球形、静态混合器等<sup>[8-11]</sup>多种形式。这些形式的内构件按照是否具有连续性可分为连续性内构件和不连续性内构件。黄功浩等<sup>[11]</sup>以水为工质, 对连续的

绕花丝内插物强化管内对流传热进行了实验研究, 结果表明连续的绕花丝插入物有较高的强化传热作用, 但更适合于低雷诺数流体的强化传热。马小魁等<sup>[12]</sup>对不连续的2~3排翅片间距为1.2~1.8 mm、管径为7.21 mm的波纹翅片管式换热器进行了实验研究, 并得出相应的传热与压降的关联式。Eiamsa-ard等<sup>[13]</sup>对连续性扭带和不连续性扭带的传热性能和压降进行了研究, 其他条件相同, 在  $Re$  为  $0.2 \times 10^4 \sim 2 \times 10^4$  范围内, 连续性扭带与不连续性扭带相比, 传热强化10%, 换热器压降增加67%。原平方等<sup>[14]</sup>研究了不连续的三角翼涡流发生器的强化传热及数值模拟, 结果表明, 不连续性内构件在强化传热的同时, 换热器压降增加幅度较小。笔者前期报道的关于插入内构件管式换热器压降特性的研究<sup>[15]</sup>也证实: 连续性内构件在强化传热性能的同时换热器压降增加比较明显, 并且连续性内构件加工成本高, 加工成型后改造性较差。本文拟对装有不连续的平板和有角度平板扰流内构件管式换热器的传热性能和压降特性进行实验对比研究。本文所研究的内构件安装于换热管管内, 自由端靠近管壁但没有接触到管壁, 与在管壁上加工扰流内构件或扭带相比, 不会额外增加面积产生新的热边界层, 不会对管壁造成刮擦, 同时有角度平板在管壁附近使流

收稿日期: 2017-11-14

基金项目: 陕西省教育厅研究项目(17JS148); 陕西省重点实验室开放基金(2014SKL-DBM001); 榆林市科技局项目(2016CXY-07)

第一作者: 女, 1986年生, 博士

\* 通讯联系人

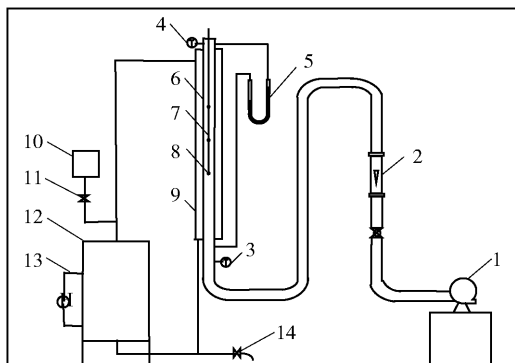
E-mail: chugw@mail.buct.edu.cn

体湍动形成二次流,可有效减小热边界层厚度,从而达到高效节能的效果。

## 1 实验流程与扰流内构件结构

### 1.1 实验流程

实验流程与文献[15]相似,如图1所示,空气由风机输入,经空气流量计计量流量后进入换热器内管,与套管环隙中的水蒸气进行换热。水蒸气温度取为 $100^{\circ}\text{C}$ 。内管内径 $32\text{ mm}$ ,其有效长度 $1050\text{ mm}$ 。实验使用蒸汽发生器型号为DZFZ-6D,风机型号为XGB-12。



1—风机;2—空气流量计;3—入口测温点;4—出口测温点;5—U型压差计;6—换热器;7—固定架;8—内构件;9—换热管套管;10—补水漏斗;11—补水阀;12—蒸汽发生器;13—连通器;14—放静阀。

图1 实验流程图

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental set-up

### 1.2 扰流内构件的结构

本文研究的内构件结构有2种,材质为碳钢,平板内构件的结构及几何尺寸如图2所示。 $45^{\circ}$ 平板内构件是将平板内构件自由端逆时针旋转 $45^{\circ}$ 得到的。

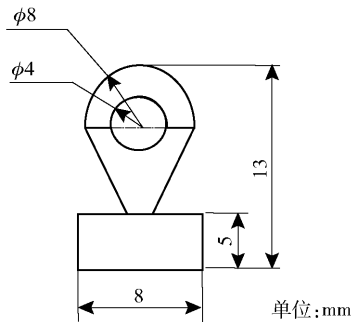


图2 平板内构件结构及尺寸

Fig. 2 The size of the plate insert

### 1.3 扰流内构件的安装

扰流内构件安装如图3,方法同文献[15],除第

一组外(第一组内构件安装在螺纹杆底端距入口测温点 $130\text{ mm}$ 处),组间距按照螺纹杆有效长度平均分配。每组内的扰流内构件之间以及不同组相互之间扰流内构件的安装按圆周均布。将安装好的内构件串固定于换热管内中央。本文对壳程未进行强化,原因在于换热管内走空气,空气的对流传热热阻远大于壳侧蒸汽对流传热热阻,是制约换热器总传热系数的关键因素。因此,本文只通过将内构件安装于管内来强化换热器的总传热系数。



图3  $45^{\circ}$ 平板成组固定方式

Fig. 3 The fixed form of the  $45^{\circ}$  plates

## 2 结果与讨论

通过改变气体流速,测量装有两种扰流内构件以及不同组数( $N$ )扰流内构件(本文实验中每组内均为3个内构件, $n=3$ )的管式换热器进出口温度和压降,得出 $Nu$ 和压降 $\Delta p$ 随 $Re$ 变化规律。

### 2.1 平板扰流内构件

由图4和图5知,随着流体 $Re$ 的增加,换热器的 $Nu$ 和压降也随之增高。当组数增加到9组时, $Nu$ 增加不明显,当 $Re$ 在 $1.2 \times 10^4 \sim 1.9 \times 10^4$ 范围内时,加入平板内构件管式换热器压降增加的不明显,当 $Re > 1.9 \times 10^4$ 时,加入平板内构件管式换热器压降增加显著,所以换热器压降对高雷诺数比较敏感。由图4和图5的相关数据可知,平板内构件换热器传热性能和压降是空管换热器的 $1.66 \sim 3.47$ 倍和 $6.25 \sim 29.57$ 倍。

图6是选取大中小3个阶段的 $Re$ 下,平板内构件换热器的 $Nu$ 与组数 $N$ 的关系图。3个雷诺数下 $Nu$ 随组数 $N$ 的变化曲线趋势相似,2~8组变化较显著,9~10组变化不明显。由图7知9~10组换

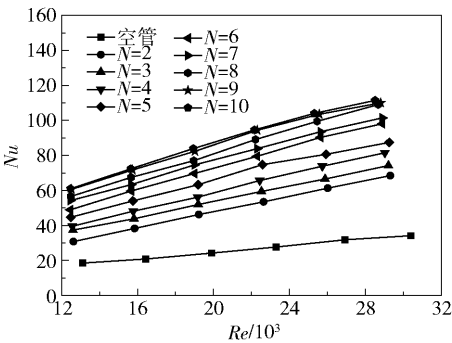


图 4 装有平板内构件换热器  $Nu$  与  $Re$  关系图

Fig. 4 Relationship between  $Nu$  and  $Re$  for THE with plates

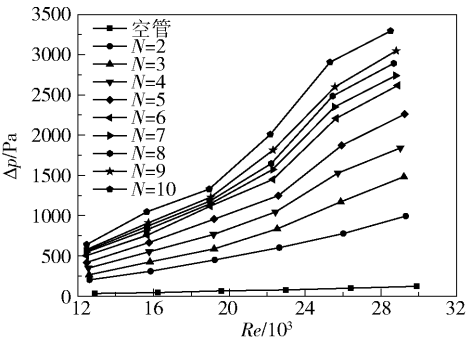


图 5 装有平板内构件换热器  $\Delta p$  与  $Re$  关系图

Fig. 5 Relationship between  $\Delta p$  and  $Re$  for THE with plates

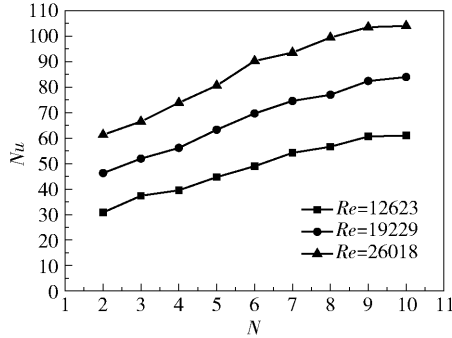


图 6 装有平板内构件换热器  $Nu$  与  $N$  关系图

Fig. 6 Relationship between  $Nu$  and  $N$  for THE with plates

热器压降增加幅度较大,尤其是在高雷诺数 ( $Re = 2.6 \times 10^4$ ) 下,换热器压降增加幅度更大,在  $Re$  为  $1.2 \times 10^4 \sim 1.9 \times 10^4$  范围内,压降增加相对较小。综合图 5 和 6,平板换热器最大组数不宜超过 9 组。

2.2 45°平板内构件

由图 8 可知,对于 45°平板内构件换热器,  $Nu$  值随  $Re$  和组数  $N$  的增加而增大,当  $N$  增加到 9 组时,  $Nu$  增加幅度不大。由图 9 可知,45°平板内构件换热器压降  $\Delta p$  随  $Re$  和组数  $N$  的增加而增大。由图 8 和图 9 相关数据可知,45°平板内构件换热器传热性

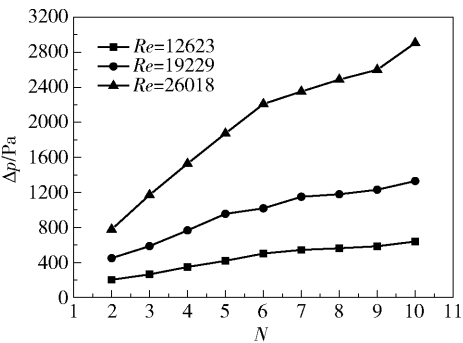


图 7 装有平板内构件换热器  $\Delta p$  与  $N$  关系图

Fig. 7 Relationship between  $\Delta p$  and  $N$  for THE with plates

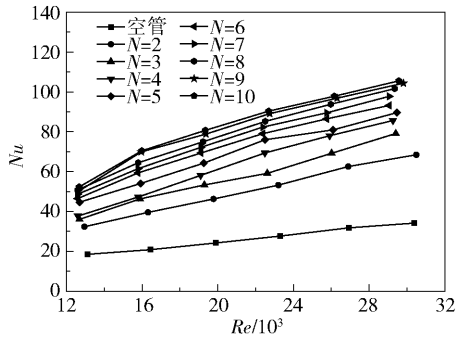


图 8 装有 45°平板内构件换热器  $Nu$  与  $Re$  关系图

Fig. 8 Relationship between  $Nu$  and  $Re$  for THE with 45° plates

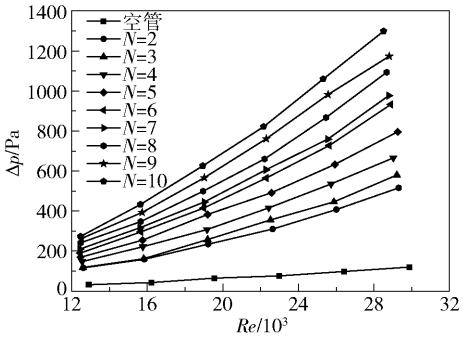


图 9 装有 45°平板内构件换热器  $\Delta p$  与  $Re$  关系图

Fig. 9 Relationship between  $\Delta p$  and  $Re$  for THE with 45° plates

能和压降分别是空管换热器的 1.67 ~ 3.38 倍和 3.61 ~ 10.77 倍。45°平板内构件换热器的传热性能与平板内构件换热器相差不大,但是换热器压降明显小于平板内构件换热器。因此,管内插入有角度平板内构件可以在保证换热器传热性能的同时,使得压降增加的幅度较小。

图 10 为 3 个不同的  $Re$  下,45°平板内构件换热器  $Nu$  与组数  $N$  的关系。由图 10 可知,45°平板内构件换热器在中高低 3 组雷诺数下,内构件组数  $N$

为 2~8 组时,  $Nu$  随组数  $N$  和  $Re$  的增加而增大。当组数  $N$  为 9~10 时,  $Nu$  几乎不增加。由图 11 可知, 当组数  $N$  增加时, 管式换热器压降仍在增加, 故 45° 平板换热器最大组数不宜超过 9 组。

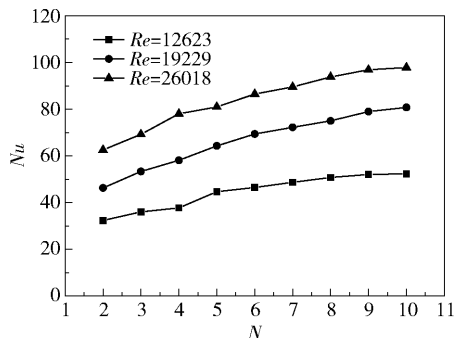


图 10 装有 45° 平板内构件换热器  $Nu$  与  $N$  关系图

Fig. 10 Relationship between  $Nu$  and  $N$  for THE with 45° plates

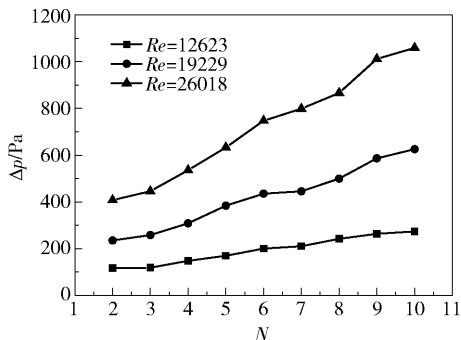


图 11 装有 45° 平板内构件换热器  $\Delta p$  与  $N$  关系图

Fig. 11 Relationship between  $\Delta p$  and  $N$  for THE with 45° plates

### 2.3 平板及 45° 平板内构件对比

图 12 和图 13 是选取研究范围内的雷诺数中间值 ( $Re = 1.9 \times 10^3$ ) 下, 装有平板与 45° 平板扰流内构件的换热器  $Nu$  和压降  $\Delta p$  随组数  $N$  的变化图。由图 12 可以看出,  $N$  为 2~6 组时 45° 平板内构件换热器  $Nu$  值高于平板内构件换热器  $Nu$  值, 然而相差不大。当  $N$  为 7~10 组时, 平板内构件换热器  $Nu$  值高于 45° 平板内构件换热器  $Nu$  值。这可能是由于高雷诺数下, 平板的内构件容易产生更大的旋涡流。由图 13 可知, 平板内构件换热器压降显著高于 45° 平板换热器, 尤其是在高组数下平板换热器压降相对于 45° 平板换热器增加显著。这可能是 45° 平板内构件自由端旋转以后, 减少了对流体的阻碍作用。因此, 当组数为 2~6 组时, 45° 平板换热器传热效果较好, 且压降较低, 可达到高效节能的效果。当组数  $N$  大于 6 时, 平板内构件换热器的压降明显大

于 45° 平板换热器。

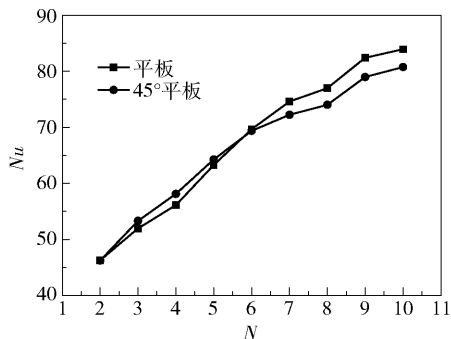


图 12 装有平板和 45° 平板换热器  $Nu$  与  $N$  关系图

Fig. 12 Relationship between  $Nu$  and  $N$  for THE with plates and 45° plates

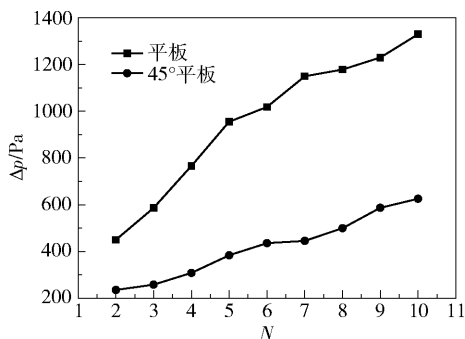


图 13 装有平板和 45° 平板换热器  $\Delta p$  与  $N$  关系图

Fig. 13 Relationship between  $\Delta p$  and  $N$  for THE with plates and 45° plates

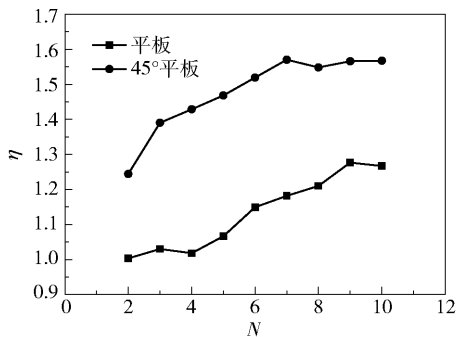
### 2.4 综合评价因子与雷诺数的关系

本文采用综合性能评价因子  $\eta$  来描述内构件强化传热的综合性能<sup>[16]</sup>, 其定义如下

$$\eta = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (1)$$

式中,  $Nu_0$ 、 $f_0$  分别为空管换热器的努塞尔数和流体流动摩擦阻力系数。综合性能评价因子  $\eta$  以空管为基准, 当  $\eta > 1$  时, 表示与空管相比, 内构件强化了换热器的综合传热性能。一般来说,  $\eta$  值越大, 说明换热器的综合性能越好<sup>[17-18]</sup>。本文中  $f/f_0 \approx p/p_0$ <sup>[15]</sup>, 在  $Re = 1.9 \times 10^3$  下, 将两种内构件强化传热综合性能评价因子  $\eta$  与组数  $N$  作图, 结果见图 14。平板内构件换热器的  $\eta$  明显小于 45° 平板换热器, 即 45° 平板内构件换热器综合性能优于平板内构件换热器。当  $N$  为 9 组时平板换热器  $\eta$  达到最大值约为 1.27; 当  $N$  为 7~10 组时 45° 平板换热器  $\eta$  值较大 (1.55~1.57), 其中,  $N$  为 7 组时 45° 平板换热器  $\eta$  达到最大值, 约为 1.57。



图 14 装有平板和 45° 平板换热器  $\eta$  与  $N$  关系图Fig. 14 Relationship between  $\eta$  and  $N$  for THE with plates and 45° plates

### 3 强化传热机理分析

#### 3.1 数值模拟

在实验的基础上利用数值模拟得到换热管出口温度,并对流道内的速度场和湍动能场进行分析,揭示 45° 平板内构件换热器优于平板内构件换热器的强化传热机理。本文采用疏密型非结构化体网格结构划分装有内构件的圆管计算域,规定沿着流动的方向为  $X$  方向,在离安装内构件前后 30 mm 处采用较密的网格,网格尺寸为 1 mm,其他位置采用较疏网格,网格尺寸为 2 mm。不同构型不同排布的内构件在管内的体网格总数约在  $10^6$  左右。在进行模拟之前,应对各个模型进行网格独立性检验。在此网格数下,结果误差小于 2%,网格图如图 15 所示。模型采用三维压力-速度耦合的 SIMPLE 算法求解 N-S 方程组,收敛精度  $10^{-3}$ ;湍流模型为可压缩的  $\kappa$ - $\varepsilon$  模型;湍动能分量、动量分量和耗散率均采用具有二阶精度的迎风插分格式,进口边界为质量流量进口,水力直径为 32 mm,湍流强度  $I = 0.16Re^{-1/8}$  [9],出口边界为压力出口,出口温度用面积加权平均值处理。本文实验的壁面温度  $T_w$  分为 3 种,分别为进出口缓冲段壁面温度(室温)、加热壁面温度(373.15 K)以及内构件和螺纹杆壁面温度(取空气进出口温度的平均值)。

#### 3.2 湍流模型验证

图 16 为 45° 平板换热器换热管出口温度模拟值与实验值的比较。可以看出,两者的变化趋势一致,在  $Re = 1.3 \times 10^4 \sim 3.0 \times 10^4$  范围内,其平均误差为 2%,最大误差为 3%,均小于 15%,所以该湍流模型是可行的。

#### 3.3 换热器管内流体的流场特性

图 17(a)、(b) 是  $N$  为 7 时,第一组平板和 45°

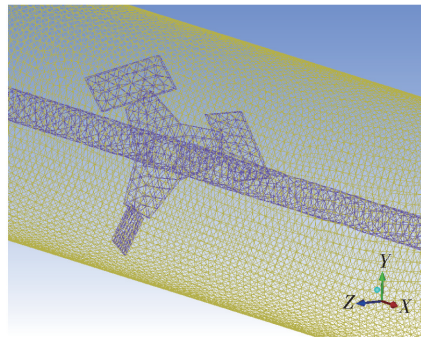
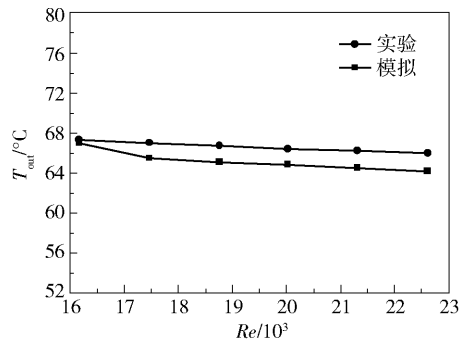


图 15 管内插入 45° 平板内构件网格图

Fig. 15 Generation of the grid for the tube with 45° plate inserts

图 16 装有 45° 平板换热器出口温度  $T_{out}$  与  $Re$  关系图Fig. 16 Relationship between  $T_{out}$  and  $Re$  for THE with 45° plates

平板内构件(安装在距入口测温点 130 mm 处)在  $Re = 1.9 \times 10^3$  下管内流体的湍动能云图。由图 17 可以看出,当组数为 7 时,流体在流过 45° 平板内构件时对管壁管内流体的扰动优于平板内构件,可有效地破坏热边界层。

图 18(a)、(b) 是  $X = 100 \sim 150$  mm 处 ( $X$  方向为管子方向),  $Re = 1.9 \times 10^3$ 、组数  $N$  为 7 时,  $XY$  平面的速度矢量图,图中水平方向是流体流动的方向。结合图 18(a) 和 (b),可以看出平板内构件的后部区域出现流速很低的流体,即流动死区。如图 18(a) 左侧标记部分所示,当流体遇到平板时速度降低很快。由于平板的阻挡作用,其管内流体局部的扰动优于 45° 平板内构件,但是,平板内构件的扰动持续距离小于 45° 平板内构件。如图 18(a) 右侧标记,在沿  $X$  方向 140 mm 处,管壁已经出现大量流速较低的点,同时,由于平板内构件的阻挡作用,导致平板内构件换热器压降增加较大。如图 18(b) 标记处,45° 平板内构件由于角度的存在,可以使流体旋转,旋转的流体在管壁附近的流速更高,不但加速了流体流动,同时对流体的阻碍作用较小,使换热器

产生的压降较小,相对于平板内构件,流体持续的距离较长。因此,在设计换热器扰流内构件结构时,应该充分考虑加入有角度的内构件结构,以提高换热器的综合传热性能。

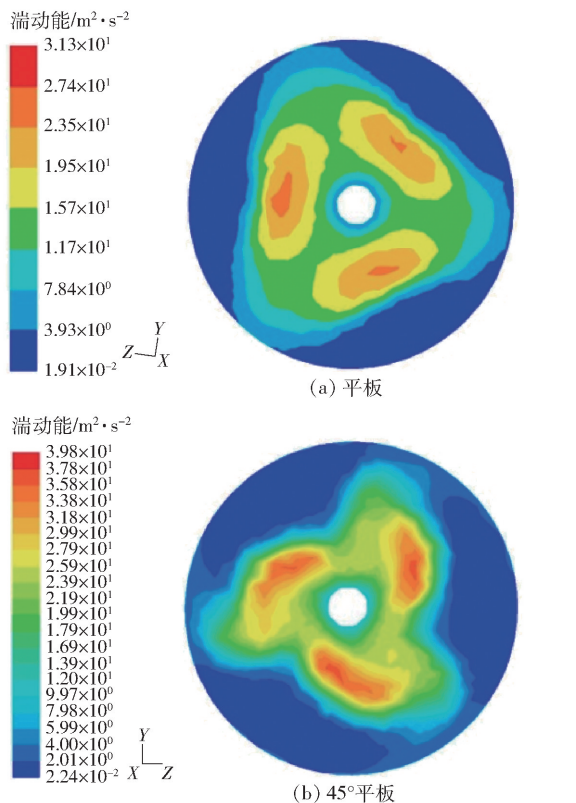


图 17 平板和 45° 平板换热器管内流体湍动能分布云图

Fig. 17 Contour plots of turbulent kinetic energy for THE with plates and 45° plates

## 4 结论

(1) 本文所用的平板和 45° 平板内构件管式换热器传热性能分别是空管换热器的 1.66 ~ 3.47 倍和 1.67 ~ 3.38 倍,压降分别为 6.25 ~ 29.57 倍和 3.61 ~ 10.77 倍。45° 平板换热器在保证传热效果的同时,可有效减少换热器压降的增加。平板和 45° 平板换热器的最大组数不宜超过 9 组。

(2) 在实验范围内,45° 平板内构件的综合性能评价因子明显大于平板内构件,且均大于 1。 $Re$  为  $1.9 \times 10^4$ ,组数为 7 组时,45° 平板内构件换热器综合性能评价因子达到最大值(约 1.57),换热器的综合性能得到明显改善。

(3) 有角度平板可以改变换热器管内流体的流场分布并使流体旋转,提高其传热性能,同时换热器的压降增加较小。因此,可以采用更复杂的有角度

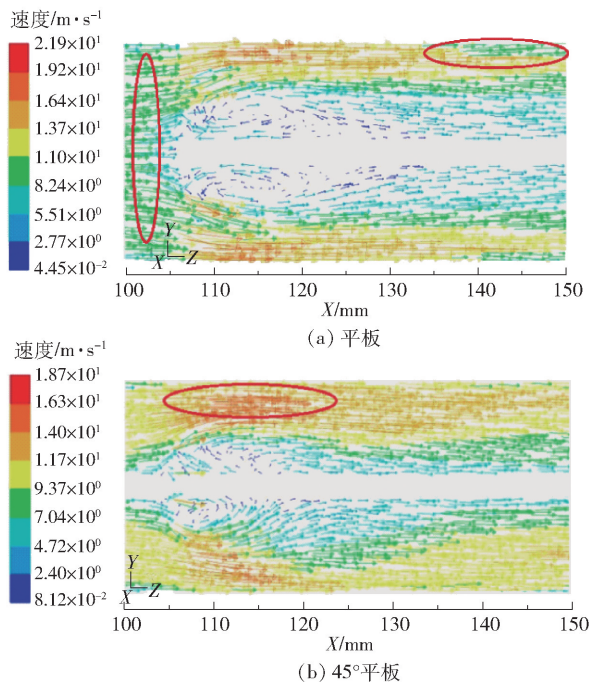


图 18 平板和 45° 平板换热器管内流体沿 X 方向速度分布云图

Fig. 18 Velocity vectors colored for THE with plate and 45° plate along X-axis  
的扰流内构件进一步强化换热器的综合传热性能。

## 参考文献:

- [1] 崔海亭,彭培英. 强化传热新技术及其应用[M]. 北京:化学工业出版社, 2006.
- [2] 焦凤,邓先和,宋鹏云. 插入物对新型换热器性能的影响[J]. 石油学报, 2015, 31(3):796-802.  
Jiao F, Deng X H, Song P Y. Effect of inserts on heat transfer performance of new heat exchanger[J]. Acta Petrolei Sinica, 2015, 31(3):796-802. (in Chinese)
- [3] 陶振宇,刘京雷,徐鹏. 自旋扭带强化传热及旋转特性[J]. 化工进展, 2015, 34(6):1582-1587.  
Tao Z Y, Liu J L, Xu P. Enhancement of heat transfer and rotation characteristics of self-rotating twisted tape [J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2015, 34(6):1582-1587. (in Chinese)
- [4] Eiamsa-ard S, Promvong P. Enhancement of heat transfer in a tube with regularly-spaced helical tape swirl generators [J]. Solar Energy, 2005, 78:483-494.
- [5] 张丽,田密密,吴剑华. 螺旋片强化的套管式换热器壳侧传热特性[J]. 高校化学工程学报, 2011, 25(1):24-29.  
Zhang L, Tian M M, Wu J H. Heat transfer performance of the shell side of double-pipe heat exchanger enhanced

- with helical fins[J]. *Journal of Chemical Engineering of Chinese Universities*, 2011, 25(1): 24–29. (in Chinese)
- [6] Suri A R S, Kumar A, Maithani R. Heat transfer enhancement of heat exchanger tube with multiple square perforated twisted tape inserts: experimental investigation and correlation development [J]. *Chemical Engineering & Processing: Process Intensification*, 2017, 116: 76–96.
- [7] 张琳, 俞秀民, 宣益民, 等. 自转清洁扭带管对流传热强化机理的实验研究[J]. *热能动力工程*, 2003, 18(6): 608–611.
- Zhang L, Yu X M, Xuan Y M, et al. Experimental investigation of the mechanism of intensified convective heat transfer in a tube with self-rotating twisted tapes for cleaning purposes[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2003, 18(6): 608–611. (in Chinese)
- [8] Zheng N B, Liu P, Wang X T, et al. Numerical simulation and optimization of heat transfer enhancement in a heat exchanger tube fitted with vortex rod inserts[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 123: 471–484.
- [9] 刘春江, 刘辉, 陆寒冰, 等. 新型管内插入物——立交盘强化传热的实验与模拟[J]. *化工学报*, 2008, 59(2): 301–308.
- Liu C J, Liu H, Lu H B, et al. Heat transfer enhancement in round tube with cross over disk: experiment and simulation[J]. *Journal of Chemical Industry and Engineering(China)*, 2008, 59(2): 301–308. (in Chinese)
- [10] 李晓丹, 何亚东, 信春玲, 等. 基于 ANSYS Workbench 的新型 SMX 静态混合器的数值分析[J]. *北京化工大学学报: 自然科学版*, 2017, 44(1): 69–75.
- Li X D, He Y D, Xin C L, et al. Flow simulation based on ANSYS workbench for a new SMX static mixer[J]. *Journal of Beijing University of Chemical Technology: Natural Science*, 2017, 44(1): 69–75. (in Chinese)
- [11] 黄功浩, 崔乃瑛, 陆应生, 等. 插入物强化管内单相流体传热的研究[J]. *化工学报*, 1983(1): 23–25.
- Huang G H, Cui N Y, Lu Y S, et al. An investigation on augmentation of single phase heat transfer in tube[J]. *Journal of Chemical Industry and Engineering(China)*, 1983(1): 23–25. (in Chinese)
- [12] 马小魁, 丁国良, 张圆明. 析湿工况下亲水层对波纹翅片管换热器空气侧特性的影响分析 [J]. *化工学报*, 2007, 58(5): 1121–1126.
- Ma X K, Ding G L, Zhang Y M. Effect of hydrophilic coating on airside performance of wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions [J]. *Journal of Chemical Industry and Engineering(China)*, 2007, 58(5): 1121–1126. (in Chinese)
- [13] Eiamsa-ard S, Thianpong C, Promvong P. Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2006, 33(10): 1225–1233.
- [14] 原平方, 张婷, 齐文哲, 等. 涡流发生器强化传热的数值模拟[J]. *天津大学学报: 自然科学与工程技术版*, 2017, 50(1): 84–90.
- Yuan P F, Zhang T, Qi W Z, et al. Numerical simulation of vortex generator on heat transfer enhancement[J]. *Journal of Tianjin University: Science and Technology*, 2017, 50(1): 84–90. (in Chinese)
- [15] 任国瑜, 初广文, 邹海魁, 等. 插入内构件管式换热器压降特性研究[J]. *高校化学工程学报*, 2012, 26(5): 763–769.
- Ren G Y, Chu G W, Zou H K, et al. Pressure drop behavior a tube heat exchanger with inserted components [J]. *Journal of Chemical Engineering of Chinese Universities*, 2012, 26(5): 763–769. (in Chinese)
- [16] 夏翔鸣, 赵力伟, 徐宏, 等. 基于场协同理论的强化传热综合性评价因子[J]. *热能动力工程*, 2011, 26(2): 197–201.
- Xia X M, Zhao L W, Xu H, et al. Overall performance factor for evaluating intensified heat conduction based on the field synergy theory [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2011, 26(2): 197–201. (in Chinese)
- [17] 苏石川, 李光琛, 陈明华, 等. 侧置梯形翼翅片管换热器流动与传热特性[J]. *中国电机工程学报*, 2012, 32(35): 87–91.
- Su S C, Li G C, Chen M H, et al. Flow and heat transfer analysis of fin-and-tube heat exchangers with side-mounted trapezium winglets [J]. *Proceeding of the CSEE*, 2012, 32(35): 87–91. (in Chinese)
- [18] 苟秋平, 吴学红, 张文慧, 等. 复合翅片传热与流动特性的数值模拟[J]. *热科学与技术*, 2011, 10(4): 317–323.
- Gou Q P, Wu X H, Zhang W H, et al. Numerical simulation of heat transfer and flow characteristics of composite fin [J]. *Journal of Thermal Science and Technology*, 2011, 10(4): 317–323. (in Chinese)

## Heat transfer performance of a tube heat exchanger with plate inserts

REN GuoYu<sup>1,2</sup> LIU XiaoJu<sup>1</sup> LI Jing<sup>3</sup> YAN Long<sup>1</sup> KANG YuHong<sup>1</sup> LI Jian<sup>1</sup>  
CHU GuangWen<sup>2\*</sup> CHEN JianFeng<sup>2</sup> XIE HaiYan<sup>4</sup>

(1. Shaanxi Key Laboratory of Low Metamorphic Coal Clean Utilization, School of Chemistry and Chemical Engineering, Yulin University, Yulin, Shaanxi 719000; 2. Research Center of the Ministry of Education for High Gravity Engineering and Technology, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029; 3. Xi'an Tap Water Co., Ltd., Xi'an 710082; 4. Pipeline Transport First Branch, Shaanxi Yanchang Petroleum Co., Ltd., Jingbian, Shaanxi 718500, China)

**Abstract:** The heat transfer and pressure characteristics of a tube heat exchanger (THE) with plates and 45° plate inserts have been studied. The results show that both these characteristics improve with increasing number of insert groups ( $N$ ) and Reynolds number ( $Re$ ). When  $Re$  is greater than or equal to  $2.6 \times 10^4$ , the pressure increases significantly. When  $N$  is higher than 6, the heat transfer performance of THE with plates is slightly better compared to that with 45° plates, while the pressure performance is significantly increased. However, the best effects are obtained by restricting the number of insert groups to no more than 9. The results also show that the heat transfer performance of the THE with plates and 45° plates is respectively 1.66–3.47 times and 1.67–3.38 times that of a THE without inserts, while the performance enhancement in terms of pressure is 6.25–29.57 times and 3.61–10.77 times, respectively. When  $Re$  is in the region of  $1.9 \times 10^4$ , the maximum comprehensive evaluation factor ( $\eta_{\max}$ ) for plates and 45° plates is about 1.24 and 1.57, respectively, showing that the performance of the 45° plate heat exchanger is better. In a further study, a numerical simulation method is used to simulate the heat transfer and flow characteristics. The results show that a secondary flow in a THE with angled plates can be produced due to the rotation of the flow field, and the heat transfer is enhanced while the enhancement of pressure is decreased. Consequently, the presence of angled inserts can effectively enhance the heat transfer performance of a THE.

**Key words:** tube heat exchanger; 45° plate insert; comprehensive performance evaluation factor; numerical simulation

(责任编辑:吴万玲)