

四叶片组合静态混合器湍流传热性能的数值模拟分析

吴剑华, 张静, 张春梅, 龚斌

(沈阳化工学院机械工程学院, 辽宁 沈阳 110142)

摘要: 采用 Fluent 计算软件对四叶片组合静态混合器内湍流换热进行数值模拟并与 SK 型静态混合器进行对比, 结果表明, 在 $10^4 \leq Re \leq 10^5$ 范围内, 前者的传热效率比后者提高约 20%。运用场协同理论对结果进行了分析, 新型静态混合器传热效率较高的主要原因为, 在一个截面上有 4 个旋向与叶片旋向相同、旋涡半径近似等于叶片半径的纵向涡及 4 个旋向与叶片旋向相反、旋涡半径小于叶片半径的纵向涡, 这些纵向涡能强化换热; 与 SK 型静态混合器相比, 新型静态混合器管内温度梯度基本相同, 管内中心区二次流流速一定程度降低, 而近壁区二次流流速差别较小, 但速度场与热流场的协同程度得到明显改善。

关键词: 静态混合器; 传热强化; 场协同理论; 纵向涡; 数值模拟

中图分类号: TQ051.7 **文献标识码:** A **文章编号:** 1009-606X(2009)01-0007-05

1 前言

湍流换热在化工、石油、动力、轻工等行业中应用非常普遍, 从 20 世纪 70 年代开始, 强化传热技术受到重视, 成为传热研究的重点, 波纹管、螺纹管、槽纹管等各种新型高效换热管不断出现。在这一过程中, 用于强化传质的静态混合技术也被用于强化传热。

SK 型静态混合器是出现较早、应用也较为广泛的一种静态混合器, 对其传质及传热性能的研究报道也很多^[1-7]。本课题组在 SK 型静态混合器基础上改进开发出一种新型的四叶片组合静态混合器, 已在环氧丙烷工业生产中用于强化传质并获得了成功, 其强化传质性能比 SK 型静态混合器有较大提高, 但要将该设备用于传热还需对其传热性能进行研究。目前, 国内外对静态混合器传热性能的研究以实验测量为主, 包括静态混合器的主要生产厂如美国的 Kenics 公司^[1]、瑞士的 Sulzer 公司和日本的东丽公司等给出的各自生产的静态混合器努塞尔特准数(Nu)计算式均为实验结果。相对实验测量, 数值模拟虽具有简便、计算快捷等优点, 但用于混合器传热性能的研究却不多见。邓先和等^[8,9]结合场协同理论, 运用数值模拟方法研究管内插片的管内湍流换热取得成功, 为运用数值模拟研究混合器传热性能提供了参考。本工作用该方法对新型的四叶片组合静态混合器湍流传热性能进行研究, 以期在强化传热领域发挥作用。

2 数值模拟

2.1 物理模型

SK 型静态混合器混合元件由扭旋 180° 的左、右旋

叶片错开 90° 交替排列而成, 而新型静态混合器混合元件是在混合管内 1 个截面上安放 4 个扭旋叶片构成一组, 随后错开 45° 再安放 4 个旋向相反叶片构成下一组, 如此依次交替排列。

对这种新型四叶片组合静态混合器建立物理模型: 混合器内径 100 mm, 管总长 1800 mm, 在混合器的入口处与出口处各有一段长 150 mm 的空管段, 中间段安装混合叶片, 叶片厚 2 mm, 扭旋叶片规格 $D \times l$ 为 40 mm × 60 mm, 混合器内装 25 组混合元件。模型在 Fluent 的前处理软件 Gambit 中采用四面体网格进行网格划分, 混合器模型共有 712392 个单元网格。图 1 为四叶片组合静态混合器中 2 组混合元件的网格模型示意图。

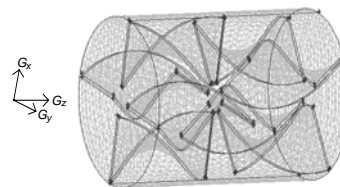


图 1 四叶片组合静态混合器网格划分示意图
Fig.1 Grid of the four twisted elements static mixer

2.2 边界条件

鉴于物理模型的特性, 以柱坐标系形式给出流体流动与换热的边界条件。速度入口边界条件为速度平均分布入口, $\bar{u}_z|_{z=0} = u_{in}$, $\bar{u}_r|_{z=0} = \bar{u}_\theta|_{z=0} = 0$, 湍流强度为 10%; 出口速度边界条件为自由流出口。模拟计算以水为流体介质, 认为介质不可压缩, 温度入口边界条件为 $T|_{z=0} = 293$ K。

混合管内壁面与叶片表面处理为无滑移边界条件, 混合管内壁面为恒壁温边界条件 $T|_{r=R} = 323$ K。

2.3 湍流模型的选择与验证

数值模拟计算模型采用湍流模型中常用的 Realizable $k-\epsilon$ 模型, 考虑靠近混合元件壁面区域的流动具有高的三维特性, 因此壁面函数采用 Fluent 6.0 中提供的强化壁面处理的两层模型, 数值计算采用 Fluent 软件的三维单精度分离解算器, 压力与速度的耦合关系由 Simplec 算法处理, 动量和能量方程的离散均采用 Quick 格式。

依据傅里叶定律和牛顿冷却公式^[10]通过数值模拟得到计算局部对流传热系数 h_z 的公式为

$$h_z = -\frac{\lambda_f}{(T|_{r=R} - T_{ref})_z} \int_0^{2\pi} \frac{1}{2\pi r} \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=R} r d\theta,$$

相应努塞尔特准数 Nu 的计算公式为

$$Nu = \frac{1}{L} \int_0^L h_z dz D / \lambda_f,$$

式中, λ_f 为流体的热导率[W/(m·K)], T_{ref} 为截面平均温度(K), L 为含混合元件部分的长度(mm)。

为了校核所用数值模拟湍流模型的可靠性, 本工作对与所研究新型静态混合器具有相同叶片长径比、相同管内径的 SK 型静态混合器在相同边界条件下运用该湍流模型进行传热模拟并得出其努塞尔特准数, 其网格模型如图 2 所示。

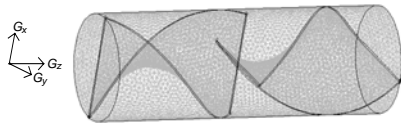


图2 SK型静态混合器网格模型示意图
Fig.2 Grid of the Kenics static mixer

当流体在管内作湍流流动时, 文献[1]给出的 SK 型静态混合器努塞尔特准数的经验公式为

$$Nu = 0.078 Re^{0.8} Pr^{0.33}.$$

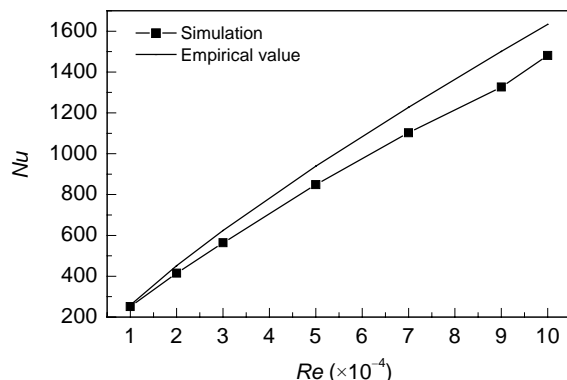


图3 SK型静态混合器传热性能比较
Fig.3 Comparison of simulation with empirical values

将 SK 型静态混合器努塞尔特准数的数值模拟结果与经验公式计算结果比较如图 3 所示。由图可看出数值模拟结果略低于经验公式计算结果, 但偏差不超过 10%, 平均误差在 8% 左右, 表明选用该湍流模型可行。

3 结果与分析

在 $10^4 \leq Re \leq 10^5$ 范围内对四叶片组合静态混合器湍流传热进行了数值模拟, 得到 Nu 与 Re 的关系。图 4 对 SK 型和四叶片组合静态混合器的努塞尔特准数进行了对比分析, 图中 SK(Kenics Static Mixer)表示 SK 型静态混合器, FSK(Four Twisted Elements Static Mixer)表示四叶片组合静态混合器。

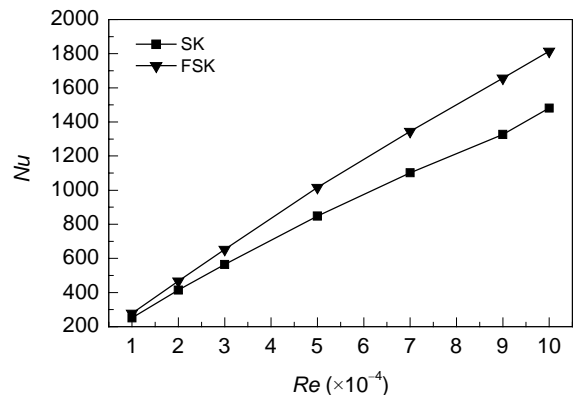


图4 传热性能比较
Fig.4 Comparison for heat transfer

由图 4 可知, 四叶片组合静态混合器湍流传热时的 Nu 约与 $Re^{0.83}$ 成正比, 其传热效率较 SK 型静态混合器提高约 20%, 但四叶片组合静态混合器在提高传热效率的同时其压力降也有所提高, 文献[11]的模拟结果表明相同条件下四叶片组合静态混合器的压力降约为 SK 型静态混合器的 1.15~1.18 倍。

3.1 静态混合器管内纵向涡分析

与光滑空管相比, 静态混合器管内混合元件的加入使流体沿轴向流动的同时切向速度与径向速度增加, 产生二次流并形成纵向涡, 不同的研究均表明纵向涡流能较显著地强化换热^[12]。

图 5 分别为 $Re=10^4$ 时 SK 型静态混合器与四叶片组合静态混合器中部混合元件 1/2 截面的二次流速度场。从图可看出, 在 SK 型静态混合器内有一个半径近似等于混合管半径的较大纵向涡, 其近壁区的二次流速度方向与壁面法向接近垂直。而四叶片组合静态混合器内有 4 个以扭旋叶片为中心、旋向与叶片旋向相同、旋涡半径近似等于叶片半径的纵向涡, 在这 4 个纵向涡的空隙处还有 4 个旋向与叶片旋向相反、但旋涡半径小于叶片

半径的纵向涡。可见，与 SK 型静态混合器相比，四叶片组合静态混合器管内二次流流速虽有所降低，但形成纵向涡的数量却大大增加，从而提高了传热效率。

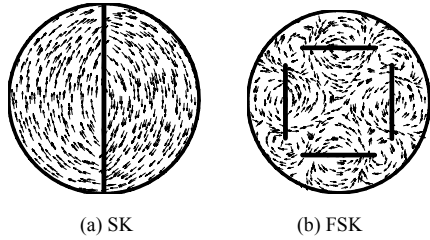


图 5 混合元件 1/2 截面的二次流速度场($Re=10^4$)
Fig.5 Radial velocity fields on central section

3.2 场协同分析

Guo^[13]在研究层流对流换热的局部行为与整体性能之间的关系时提出了对流换热场协同原则，认为对流换热的效果不仅取决于温差及流速和流体的物性，还取决于速度场与热流场协同的程度。孟继安等^[14]将场协同理论用于湍流传热分析，得到在一定体积分区域 Ω 内努塞尔特准数：

$$Nu=0.25RePr\iiint_{\Omega}(\bar{U} \cdot \nabla\bar{T})d\bar{V}.$$

上式表明，对 SK 型静态混合器与四叶片组合静态

混合器，在湍流情况下其努塞尔特准数不仅与无量纲时均流速、无量纲温度梯度有关，还与时均流速与温度梯度夹角的余弦值相关。

图 6 为模拟得到的 2 种静态混合器管内中部混合元件 1/4 与 1/2 截面的温度梯度沿径向的变化结果。由图可看出 2 种静态混合器管内温度梯度非常接近，靠近管壁区域温度梯度值远大于其余区域，表明在这一区域内的速度分布及速度场与热流场协同的程度在很大程度上决定了整体传热效率。

图 7 为模拟得到的 2 种静态混合器管内二次流流速沿径向的变化。由图可以看出，四叶片组合静态混合器在轴心的二次流流速相比 SK 型静态混合器低很多，然而在近壁区的二次流流速差别较小。

由上述分析可知，在湍流状态下，2 种静态混合器近壁区的二次流流速和 ∇T 差别不大，传热效率主要取决于时均流速与温度梯度夹角的余弦值。由于轴向的温度梯度比径向温度梯度小 1~2 个数量级，因此可忽略轴向的影响。二次流流速与温度梯度夹角的余弦值的关系为

$$\cos\gamma = \frac{u_r dT/dr + (u_\theta/r) dT/d\theta}{\sqrt{u_r^2 + u_\theta^2} \sqrt{(dT/dr)^2 + (r^{-1}dT/d\theta)^2}}.$$

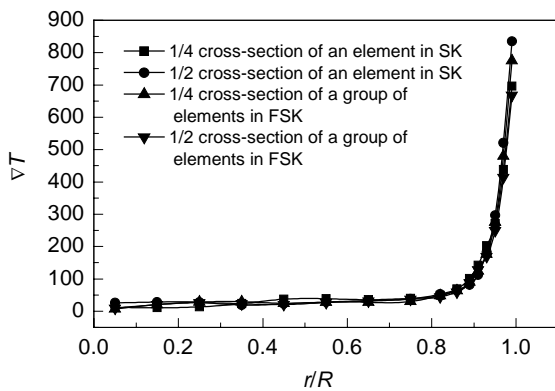


图 6 ∇T 沿径向的变化($Re=10^4$)
Fig.6 Variation of average ∇T in radial direction

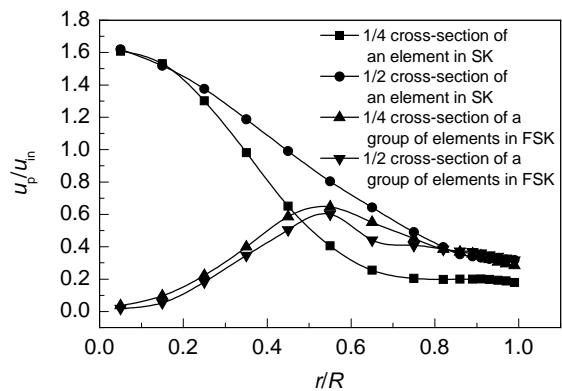


图 7 二次流流速沿径向的变化($Re=10^4$)
Fig.7 Variation of average radial velocity in radial direction

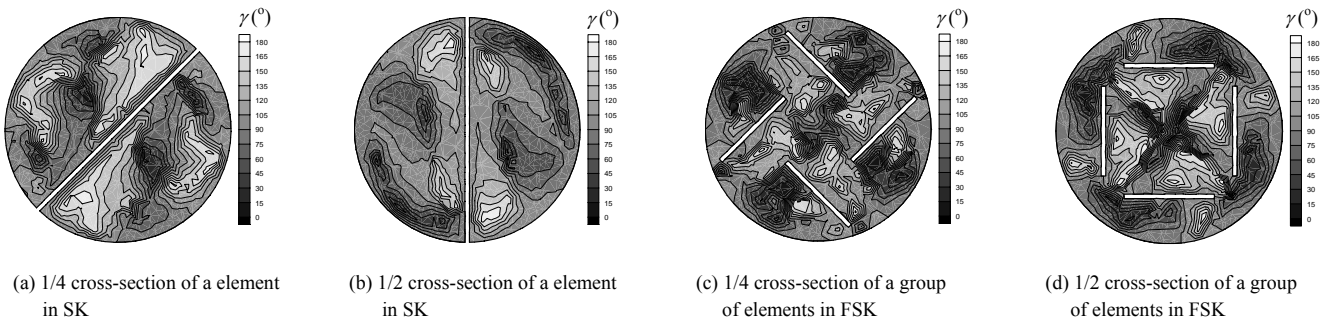


图 8 静态混合器中部截面 γ 角分布图($Re=10^4$)
Fig.8 γ distributions on the mid-span section of static mixer

图8(a)和8(b)为SK型静态混合器中部混合元件1/4与1/2截面的 γ 角分布图,图8(c)和8(d)为四叶片组合静态混合器中部混合元件1/4与1/2截面的 γ 角分布图.由图可看出四叶片组合静态混合器管内 γ 角小于SK型静态混合器,表明四叶片组合静态混合器管内二次流速度场与热流场协同的程度好于SK型静态混合器,特别是靠近管壁区域,二次流速度场与热流场的协同程度得到提高,有利于传热效率的提高.

为了更具体地说明2种静态混合器管内二次流速度场与热流场协同的情况,二者 γ 角沿径向的变化比较如图9所示.由图可看出四叶片组合静态混合器2个代表性截面在近壁区处的 γ 角小于SK型静态混合器,表明四叶片组合所形成的纵向涡有效地改善了近壁区二次流速度场和温度场的协同性,实现了换热强化^[15].

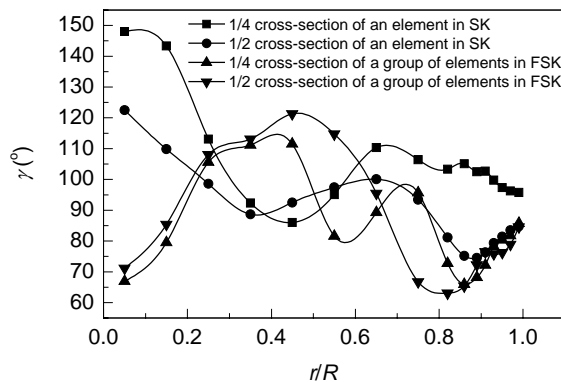


图9 γ 沿径向的变化($Re=10^4$)

Fig.9 Variation of average γ in radial direction

以上分析表明,四叶片组合静态混合器与普通的SK型静态混合器相比,管内温度梯度基本相同,虽然由于混合元件的尺寸缩小使二次流流速有一定程度降低,但由于一个截面上混合元件数量增多,使管内纵向涡的数量大大增加,二次流速度场与热流场的协同程度得到明显提高,从而使整体传热效率得到提高.

4 结论

(1) 在 $10^4 \leq Re \leq 10^5$ 范围内,与普通的SK型静态混合器相比,四叶片组合静态混合器对湍流换热强化作用更为显著,传热效率提高约20%.

(2) 四叶片组合静态混合器内1个截面上有4个旋向与叶片旋向相同、旋涡半径近似等于叶片半径的纵向涡及4个旋向与叶片旋向相反、旋涡半径小于叶片半径的纵向涡.

(3) 四叶片组合静态混合器同普通的SK型静态混合器相比,管内温度梯度基本相同,管内中心区二次流

流速一定程度降低,而近壁区二次流流速差别较小,但二次流速度场与热流场的协同程度得到明显改善.

符号表:

D	静态混合器管子内直径 (mm)
h	对流传热系数 [$W/(m^2 \cdot K)$]
k	湍动能
l	混合元件的长度 (mm)
L	含混合元件部分的静态混合器总长度 (mm)
Pr	普朗特准数
r	计算点的半径
R	静态混合器管子内半径 (mm)
Re	雷诺准数
T	温度 (K)
T_{ref}	截面平均温度 (K)
$\nabla \bar{T}$	温度梯度矢量
u	时均速度 (m/s)
\bar{u}	平均速度 (m/s)
u_{in}	流体入口速度 (m/s)
u_p	二次流流速 (m/s)
\vec{U}	速度矢量
\bar{V}	体积
z	计算点的轴向位置 (mm)
Ω	几何空间
ε	耗散率
γ	二次流流速与截面内温度梯度夹角 ($^\circ$)
λ_f	流体的热导率 [$W/(m \cdot K)$]
θ	计算点的周向角 ($^\circ$)

参考文献:

- [1] 刘仁昇,程铎.静态混合器的设计 and 应用[J].化学工程与工艺,1986,2(4):81-92.
- [2] Liao Q, Xin M D. Augmentation of Convective Heat Transfer inside Tubes with Three-dimensional Internal Extended Surfaces and Twisted-tape Inserts[J]. Chem. Eng. J., 2000, 78: 95-105.
- [3] Khinast J G, Bauer A, Bolz D. Mass-transfer Enhancement by Static Mixers in a Wall-coated Catalytic Reactor[J]. Chem. Eng. Sci., 2003, 58: 1063-1070.
- [4] Hobbs D M, Muzzio F J. The Kenics Static Mixer: A Three Dimensional Chaotic Flow[J]. Chem. Eng. J., 1997, 67: 153-166.
- [5] 费维扬,许异辉,胡怀强,等. Kenics 静态混合器的流体力学性能[J]. 化学工程,1992,20(6):10-16.
- [6] Hobbs D M, Swanson P D, Muzzio F J. Numerical Characterization of Low Reynolds Number Flow in the Kenics Static Mixer[J]. Chem. Eng. Sci., 1998, 53(8): 1565-1584.
- [7] 杨建州,方维藩. Kenics 型静态混合器结构参数的改变对单相流的阻力和传热的影响[J]. 化工学报,1988,39(3):366-373.
- [8] 王杨君,邓先和.内插旋流片的管内流动与换热的数值模拟[J]. 化工学报,2007,58(10):2455-2461.
- [9] 周水洪,邓先和,何兆红.旋流片强化传热的数值模拟和场协同分析[J]. 化工学报,2007,58(10):2437-2443.
- [10] 柴诚敬,张国亮.化工流体流动与传热[M].北京:化学工业出版社,2000.340-346.
- [11] 龚斌,张静,张春梅.扭旋叶片组合对静态混合器流场特性影响[J].北京化工大学学报,2008,35(3):84-88.
- [12] Fiebig M. Embedded Vortices in Internal Flow: Heat Transfer and Pressure Loss Enhancement[J]. Int. J. Heat Fluid Flow, 1995, 16(5): 376-388.
- [13] Guo Z Y. Mechanism and Control of Convective Heat Transfer—Coordination of Velocity and Heat Flow Fields[J]. Chinese Science Bulletin, 2001, 46(7): 596-599.

- [14] 孟继安, 陈泽敬, 李志信, 等. 管内对流换热场协同分析及换热强化 [J]. 工程热物理学报, 2003, 24(4): 652–654.
- [15] 孟继安, 梁新刚, 李志信. 多纵向涡对管内湍流换热特性影响的数值分析 [J]. 工程热物理学报, 2005, 26(3): 498–500.

Numerical Simulation of Turbulent Flow and Heat Transfer in a Four Twisted Elements Static Mixer

WU Jian-hua, ZHANG Jing, ZHANG Chun-mei, GONG Bin

(School of Mechanical Engineering, Shenyang Institute of Chemical Technology, Shenyang, Liaoning 110142, China)

Abstract: Four twisted elements were installed in a tube as static mixer and numerical simulation method was used to study its turbulent flow and heat transfer therein. The results show that compared with SK static mixer, the new static mixer could increase heat transfer efficiency by about 20% within $10^4 \leq Re \leq 10^5$. The results were analyzed by applying the field coordination theory. The reason for the improvement with the new static mixer is that there are eight longitudinal vortices, which can promote heat transfer. The rotation of the adjacent vortices is opposite each other. The size of the vortices rotating in the same direction as the twisted elements is nearly equal to the radius of the twisted elements while the size of the vortices rotating in contrary to the direction of the twisted elements is slightly less than the radius. Compared with the SK static mixer, the coordination between velocity field and the temperature field is significantly improved, although the gradient of temperature and the velocity of secondary flow near wall are almost the same, and the velocity of secondary flow at the center of the tube decreases.

Key words: static mixer; heat transfer enhancement; field coordination theory; longitudinal vortex; numerical simulation