

内置偏心螺旋扭带的管内层流流动特性

王宗勇 朱 军 田 瑞 王舒婷

(沈阳化工大学 能源与动力工程学院, 沈阳 110142)

摘 要: 采用数值模拟方法,对层流状态下内置偏心螺旋扭带的管内流动特性进行了研究。结果表明:螺旋扭带的偏心放置改变了管内流场的对称结构,轴向速度极值出现在扭带与管壁最大环空间隙中间,径向速度和周向速度极值出现在扭带圆周范围内的扭带两侧;轴向和径向速度极值随着扭带偏心率的增大而提高,而周向速度极值随着扭带偏心率的增大而减小;流体在偏心螺旋扭带作用下会形成一个围绕其轴线同向旋转的强制涡,当螺旋扭带靠近管壁时,该强制涡又会带动其外围流体旋转流动,形成一个与强制涡旋向相反的诱导涡;管内压力降随扭带偏心率及扭率的增大而减小,随扭带宽度及雷诺数的增大而增大;螺旋扭带的偏心放置促进了流体的径向流动,降低了流动阻力,有利于边界层内流体的扰动和更新。

关键词: 螺旋扭带;数值模拟;速度场;压力降;涡流强度

中图分类号: TQ053.6

引 言

在换热管内加入螺旋扭带是工程上应用最为广泛的传热强化方式,螺旋扭带的结构形式对传热效果及管内流动特性具有显著的影响。传统的螺旋扭带长度及宽度分别等于换热管的长度及内径,扭带将管内的圆形直流道分割成两个半圆形螺旋流道,流道的螺旋结构在提高传热系数的同时也使压力降增大相同的倍数甚至更多。为进一步提高螺旋扭带的传热系数或降低流体阻力系数,多位学者在传统螺旋扭带的基础上提出了多种新型螺旋扭带型式^[1-6],如间隔扭带、窄宽度扭带、中空扭带、旋向交替扭带等,通过对其流动及传热特性的研究表明,这些新型螺旋扭带在降低流动阻力的同时传热系数也会产生不同程度的降低,如何提高扭带的综合传热强化性能成为研究者努力的方向。

传统螺旋扭带的2个侧面与管内壁接触会形成4个滞流区,滞流区不但对传热不利,同时还会助长结垢。Guo等^[7]对管内嵌有窄宽度扭带和中心空缺扭带进行了研究,发现窄宽度扭带随扭带宽度变小其传热效果变弱,而在一定范围内中空扭带随中空

直径的增大传热效果有所增强。Sarada等^[8]对单扭带换热管进行了实验研究,发现增大扭带宽度或减小扭带扭率均会提高换热管的传热特性和摩擦系数。Eiamsa-ard等^[9-10]通过实验的方法对内置缺口扭带和轴线交错扭带的流场和传热特性进行了研究,发现轴线交错缺口扭带比传统扭带具有更高的压力降和更好的传热特性;他们^[11]又通过数值模拟方法对嵌有不同宽度扭带的管内传热特性进行了研究,对比了不同湍流模型对管内传热及流动模拟结果的影响,发现间隙率越小传热强化效果越明显。在减小螺旋直径,降低流动阻力的同时,若能够使传热系数提高或不变,必然会显著提高换热管的传热强化性能。

近年来,为了提高硝化、氧化等强放热反应的生产效率和产品质量,众多企业采用连续管式生产工艺对原有间歇釜式工艺进行了改造,取得了良好的经济效益和社会效益。对于这类强放热反应而言,管式反应器必须及时快速地移出反应热才能保证反应过程安全可控,这就要求反应器必须具有很强的换热能力。但这类反应往往反应停留时间比较长,如硝化反应停留时间在50 min左右,这就要求管内流体的流速要很慢,否则反应管的长度就需要很长,增加设备成本及所需空间。对于这类强放热的慢反应,如何尽可能提高低流速下管内的传热系数成为整个连续反应工艺成功的关键。本文根据小直径扭带的传热及流动特性,提出了一种偏心扭带模型,期

收稿日期: 2014-08-29

基金项目: 辽宁省百千万人才工程(2013921047);辽宁省高校优秀人才支持计划(LJQ2012036)

第一作者: 男,1973年生,工学博士,副教授

E-mail: syuctwzy@163.com

望通过对偏心扭带的非对称流场的研究,为研制开发偏心扭带换热器或反应器奠定基础,促进连续反应工艺在强放热反应领域的推广和应用。

1 数值模拟

1.1 物理模型

本文的研究对象为一光滑圆管,其内部偏心固定放置一个旋向及结构均连续的螺旋扭带。圆管及扭带的长度足够长,保证管内流体充分发展。圆管及偏心扭带的几何尺寸见表 1。

表 1 内置偏心扭带圆管的几何尺寸

Table 1 Geometric dimension of the circular tube with an eccentric twisted tape

参数	数值
圆管直径(D)	50 mm
螺旋扭带的导程(L)	60 mm, 100 mm, 140 mm
螺旋扭带厚度(δ)	1 mm
螺旋扭带的螺距(H)	30 mm, 50 mm, 70 mm
螺旋扭带的宽度(w)	18 mm, 20 mm, 22 mm
螺旋扭带偏心率($e = E/D$)	0, 0.05, 0.1, 0.15, 0.2, 0.25
螺旋扭带的扭率($\gamma = H/w$)	1.5, 2.5, 3.5

为便于问题的分析,建立直角坐标系, z 轴与圆管中心轴线重合,流体在压力梯度作用下沿 z 轴流动, x 轴和 y 轴位于圆管横截面内, x 坐标轴通过扭带中心,如图 1 所示。

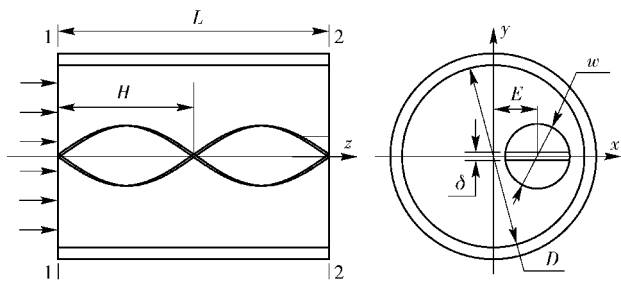


图 1 偏心扭带的几何模型

Fig. 1 Geometric model of the eccentric twisted tape

1.2 边界条件

利用 Fluent 软件,采用周期边界条件对管内嵌有偏心扭带的流动特性进行数值模拟。选用 20 ℃ 的水为工质,密度 $\rho = 998.2 \text{ kg/m}^3$,黏度 $\mu = 1.003 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。1-1 截面和 2-2 截面为周期对称面,压力和速度的解耦采用 SIMPLE 算法,动量采用二阶迎风离散格式,圆管壁面及扭带表面采用无滑移壁面

边界条件,流动模型选择层流模型。

1.3 网格划分

利用 Gambit 软件生成非结构化四面体网格,为保证计算精度,进行了网格独立性实验。通过改变网格大小观察摩擦系数的变化情况,由表 2 可知当网格尺寸小于 1.8 mm 后,摩擦系数变化微小,说明网格尺寸选取 1.8 mm 即可消除网格大小对计算结果的影响。

表 2 网格尺寸和摩擦系数的关系

Table 2 The relationship between mesh size and friction factor

网格尺寸/mm	网格单元数	摩擦系数 f
1.2	681436	0.07723
1.8	203975	0.08257
2.2	113060	0.08427

2 计算结果与分析

为便于问题的分析,对流场内的各方向速度分量及坐标进行无量纲处理,令 $x' = x/R$, $y' = y/R$, $z' = z/L$, $u'_z = u_z/\bar{u}$, $u'_r = u_r/\bar{u}$, $u'_\theta = u_\theta/\bar{u}$ 。带有上角标的各符号为无量纲量, u_z , u_r , u_θ 分别表示轴向、径向及周向速度分量, \bar{u} 表示轴向平均速度。针对不同雷诺数及不同螺旋扭带结构、位置参数下的管内流动特性均取轴向中间截面($z' = 0.5$)的模拟结果进行分析,以保证研究结果具有较强的对比性。

2.1 速度场

2.1.1 扭带偏心率对速度场的影响

为了分析螺旋扭带的径向位置即偏心率对管内速度场的影响,在雷诺数及扭率一定 ($Re = 225$, $\gamma = 1.5$) 的条件下,选取不同偏心率 ($e = 0, 0.05, 0.15, 0.25$) 的螺旋扭带进行数值模拟(见图 2)。

由图 2(a)可看出,随着偏心率的增大管内轴向速度分布的对称性显著变差,轴向速度极值出现在扭带与管壁所形成的最大间隙中间位置附近。该种现象说明螺旋扭带做为旋流元件的同时也是一个阻力元件,随着扭带偏心率的增大,扭带两侧与圆管内壁间隙的不均匀性亦随之增大,间隙小的区域由于管内壁及扭带壁面的阻流作用大,导致该部分流体轴向流速降低,反之,较大间隙处流体轴向流速增大。但轴向速度最大值不一定恰好位于管壁和扭带最大间隙正中间,这是因为螺旋扭带对轴向流速的影响不仅仅表现在流动间隙所形成的摩擦阻力上,

也表现在螺旋结构对流体所形成的形体阻力上,两者阻力的综合作用导致最大轴向速度的周向位置顺时针转动,最大轴向速度的径向位置向管中心移动。

由图 2(b)可知,随着偏心率的增大,径向速度极值随之增大,但偏心率增大某一临界值时,径向速度极值反而会有所下降,径向速度高速区域均位于扭带直径范围内。径向速度的这种分布规律说明改变扭带在管内的径向位置能够强化流体的径向流动,促进近壁流体与核心流体之间的物质和能量交换。但当扭带与管内壁极其靠近时,这种径向流动会有所下降,这是因为扭带与管壁临近接触时会形成两个楔形滞留区域,该区域的摩擦阻碍作用反而会使径向速度极值有所下降。螺旋扭带强化了其靠近管壁侧的流体径向流动,而相反一侧流体的径向流动反而会有所弱化,若要加强整个管内圆周范围内流体的径向流动在不考虑流动阻力的前提下可以周向均布多个螺旋扭带。

图 2(c)表明周向速度极值随着偏心率的增大

而减小,说明在扭率一定的情况下,周向速度取决于圆管内壁对转动流体的阻碍作用。当扭带偏心率增大时,管壁对流体的阻滞作用增大,整体周向流动减弱,周向速度极值减小。已有的研究表明,管内流体的周向流动对于换热强化没有影响,因此管内扭带的偏心放置虽然会使管内流体的周向流动有所减弱,从传热机理上来说并不会使传热效果变差。

图 2(a) ~ (c)对比可知:径向速度和周向速度的大小为同一个数量级,而轴向速度约为前两个速度的 5 ~ 10 倍。轴向速度的大小及分布主要取决于雷诺数及扭带形体阻力和壁面摩擦阻力,而径向速度和周向速度主要取决于扭带扭率及壁面摩擦阻力。

2.1.2 扭带扭率对速度场的影响

为了定性观察扭率对管内速度场的影响,本文对雷诺数和偏心率一定 ($Re = 300, e = 0.2$) 而螺旋扭带扭率取不同值 ($\gamma = 1.5, 2.5, 3.5$) 的情况进行了数值模拟。图 3 为不同扭率情况下中间截面处各速

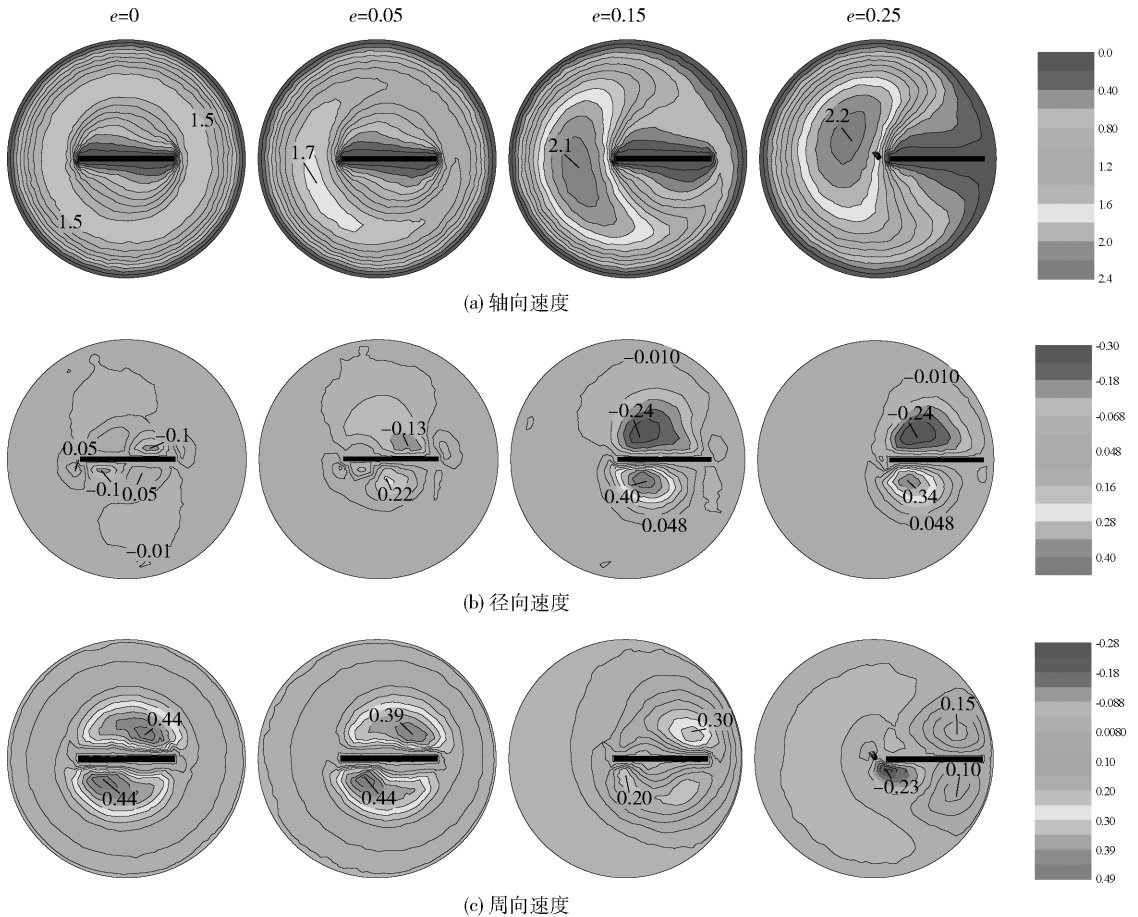


图 2 偏心率对速度分量的影响

Fig. 2 Effect of eccentricity ratio on the velocity components

度分量的等值线图。

图 3(a) 再一次验证了前面的结论, 即扭率对于轴向速度的大小及分布影响微小, 两种扭率情况下的轴向速度极值相同, 仅是不同扭率的形体阻力不同, 扭率越小形体阻力越大, 导致扭率较小的情况下, 扭带直径范围内的流体轴向速度较低, 从而致使扭带直径范围外的流体流量略有增大, 高速区的范围有所扩大。

由图 3(b) 可知, 随着扭率的增大即扭带扭曲程

度的减小, 流体径向流动能力有所减弱, 径向速度极值逐步降低。由于径向速度直接影响边界层内流体的扰动状况, 所以扭率是管式反应器或换热器设计中需要考虑的一个重要结构参数。

图 3(c) 表明扭曲程度越大的扭带将更多进行周向流动的流体限定在其直径范围内, 并且高速区域的范围也越大, 说明减小扭率能够强化管内流体的周向流动。

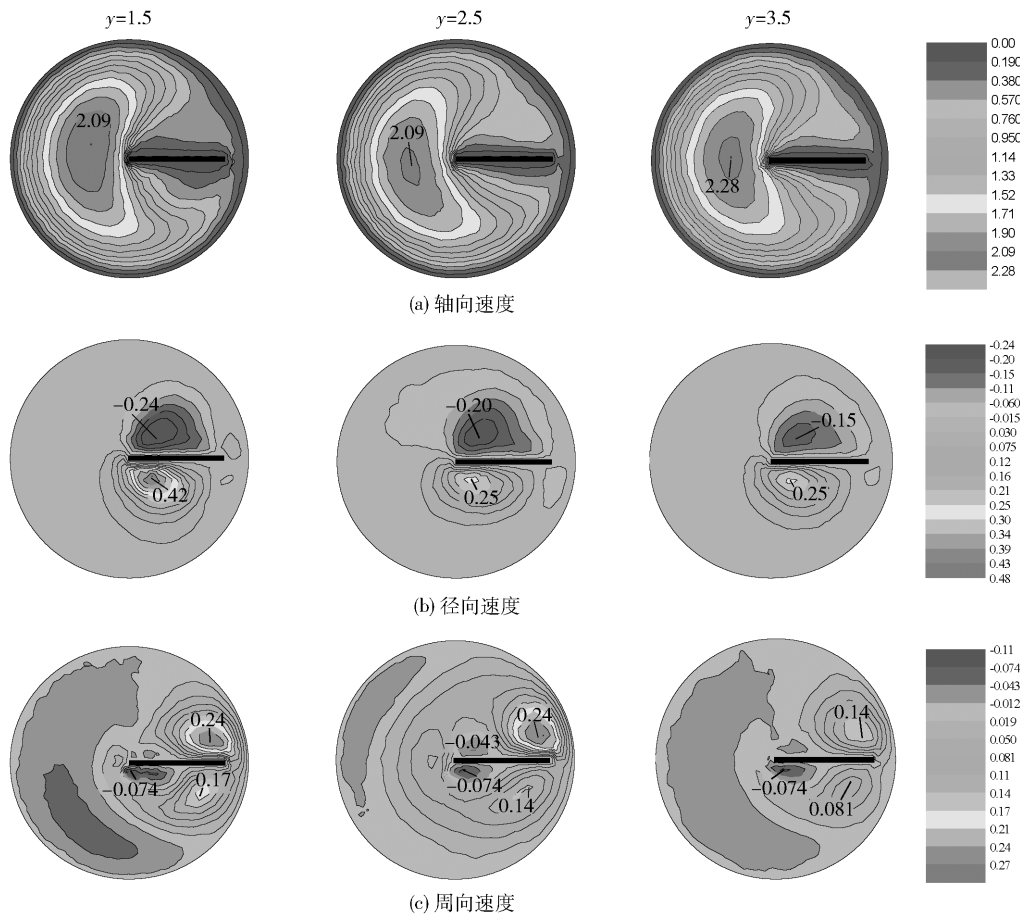


图 3 扭率对速度分量的影响

Fig. 3 Effect of torsion ratio on the velocity components

2.2 涡量场

图 4 为螺旋扭带的偏心率 $e = 0 \sim 0.25$ 、扭率 $y = 1.5$ 、雷诺数 $Re = 225$ 时中间截面 ($z' = 0.5$) 处涡量分布状况。由该图可以看到, 当扭带偏心率较小时, 扭带直径范围内的流体与扭带一起同步旋转, 流体的旋向与扭带的扭曲方向一致, 而扭带直径范围以外的流体尽管也在旋转但是转速随着半径的增大而降低。由此可见, 管内流体在偏心扭带作用下所形成的螺旋流动可看作由两部分区域构成: 一个是螺

旋扭带直径范围内的以扭带轴线为旋转中心的螺旋流动, 这部分流动为强制涡流; 另一个是螺旋扭带直径范围以外的在强制涡流带动下所形成的诱导涡流。

当扭带偏心率继续增大, 靠近圆管内壁一侧的强制涡流所影响的流体范围逐渐减小, 而远离圆管内壁一侧的强制涡流所影响的流体范围逐渐增大, 这种影响范围的不对称性导致诱导涡流的形状发生改变, 同时旋转方向也发生改变, 与强制涡流方向相

反,产生这种现象的原因是由于靠近扭带的强制涡流带动其周围的流体与其同向转动,而远离扭带靠近管壁的流体在圆管内壁及强制涡流的阻碍作用下,流向阻力较小的扭带与管壁较大间隙一侧,进而形成与强制涡流旋向相反的诱导涡流,2个涡流的运动方式与1对啮合齿轮类似。

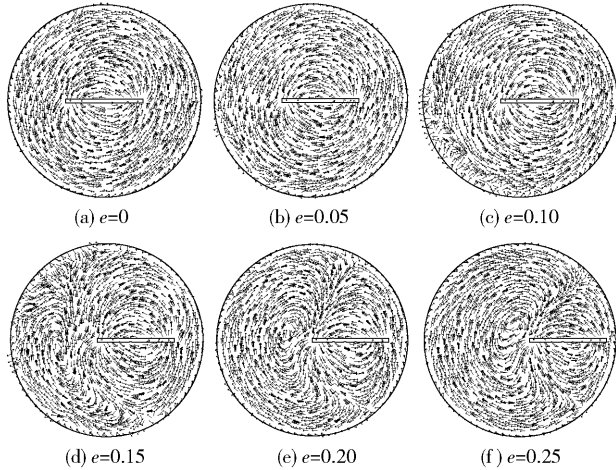


图4 偏心率对涡流的影响 ($Re = 225$)

Fig. 4 Effect of eccentricity ratio on the vortex ($Re = 225$)

图5为扭率 $\gamma = 1.5$ 的螺旋扭带、偏心率为 $e = 0 \sim 0.25$ 时,中间截面 ($z' = 0.5$) 处涡量强度随雷诺数变化关系图。涡量强度表达式^[12]为:

$$\Omega = \nabla \times \mathbf{u} \tag{1}$$

式中, Ω 为涡量强度,单位为 s^{-1} ; ∇ 为哈密尔顿 (Hamilton) 算子; \mathbf{u} 为流场中的速度矢量。

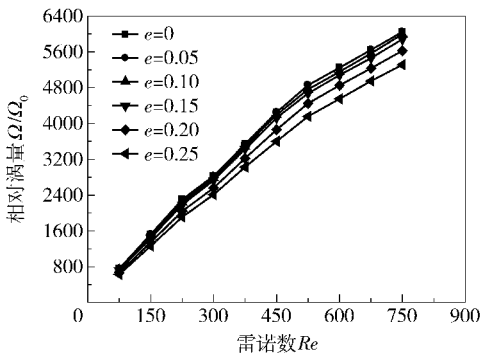


图5 偏心率对涡流强度的影响

Fig. 5 Effect of eccentricity ratio on the vorticity magnitude

由图5可知,在层流状态下涡流强度随雷诺数呈线性规律变化,随偏心率增大而显著减小。形成这种现象的原因是由于随着雷诺数的增大,流体的平均轴向速度相应变大,在螺旋扭带作用下所形成的周向平均速度也同时增大,从而导致涡流强度随雷诺数线性规律变化。而当扭带偏心率增大,其所

形成的旋流流场受到圆管内壁的阻碍程度加大,由于摩擦所消耗的能量增多,所以形成了随着偏心率增大涡流强度减小的现象,从该图可以判断这种减小应是一种非线性规律变化。

通过研究发现涡流强度除与雷诺数及偏心率有关外,还受到扭带宽度及扭率的影响,为了揭示这些参数对涡流强度的综合影响,本文通过数据拟合得到管内涡流强度计算关联式如下:

$$\frac{\Omega}{\Omega_0} = 7.38Re \frac{D}{H} (2 + e)^{-0.82} \left(\frac{w}{D}\right)^{0.14} \gamma \tag{2}$$

式中, Ω_0 为管内流体当量涡量,取 $\Omega_0 = \mu/\rho D^2$,其中 μ 为流体动力黏度。

本模拟所得涡流强度数据点与拟合的关联式比较,最大相对误差小于7.3%。

2.3 压力降

2.3.1 雷诺数对流体阻力的影响

流体在扭带作用下形成的螺旋流动是以消耗流体压力降为代价的,其压力降的大小直接关系到整个流动系统的能耗及运行成本。根据著名的达西-怀斯巴赫 (Darcy-Weisbach) 公式^[12],流动阻力系数 f 可表示为:

$$f = \Delta p / \left(\frac{L}{D} \frac{\rho \bar{u}^2}{2} \right) \tag{3}$$

螺旋扭带放置在管内必然改变管内的流动状况,进而影响层流状态的雷诺数范围。为了确定内置扭带的管内层流范围,本文采用与文献[13]相同的实验方法得到了管内各流动状态的雷诺数临界点。

实验结果如图6所示,该图为嵌有偏心螺旋扭带 ($\gamma = 2.5, e = 0.2$) 的圆管摩擦系数与雷诺数的关系曲线。由该图可以看出,在 $Re \leq 1100$ 时摩擦系数随雷诺数的增大而呈线性规律快速下降;在 $1100 < Re < 2300$ 时摩擦系数产生了较大幅度的波动;而当 $Re \geq 2300$ 时摩擦系数随雷诺数缓慢下降,最终趋于一条水平线。

根据摩擦系数与雷诺数的关系可以判断,内置扭带的管内层流区为 $Re \leq 1100$,过渡区为 $1100 < Re < 2300$,湍流区为 $Re \geq 2300$,与空管对比各流动区域的雷诺数范围明显向前偏移。本文雷诺数的研究范围为75到750,属于层流范围。由此可见上述模拟研究采用的雷诺数及层流模型是合适的。

2.3.2 偏心率及扭率对流体阻力的影响

为了确定扭带偏心率及扭率对管内流动阻力的

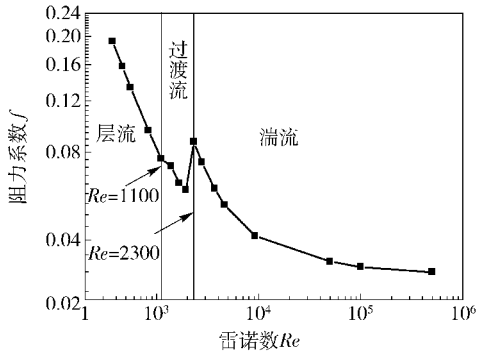


图 6 摩擦系数与雷诺数实验关系曲线

Fig. 6 Experimental plot of the friction factor versus Reynolds number

影响,并与空管及非偏心扭带管的阻力进行对比,本文在 $Re = 225$ 状态下,以偏心率为变量,扭率为参量,绘制了摩擦系数关系曲线。

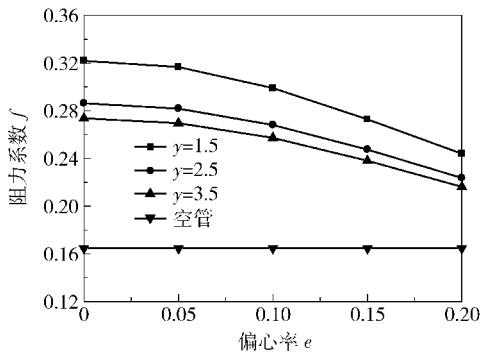


图 7 偏心率对摩擦系数的影响

Fig. 7 Effect of eccentricity ratio on the friction factor

由图 7 可以看出,随着偏心率或扭率的增大,摩擦系数随之降低。这是由于扭率增大代表了扭带扭曲程度的降低,从而导致对流体的形体阻力减小,而偏心率的增大表明扭带移动到了轴向流速的低速区域,因此其消耗的阻力就会相应降低。所以采用偏心螺旋扭带对比同心扭带而言不仅可以增强流体的径向流动,强化对边界层的扰动和更新,也可以降低阻力系数,降低系统能耗。

2.3.3 压力降的计算关联式

为了揭示所有扭带结构参数及流动参数对压力降的影响,本文通过数据拟合得出内置偏心螺旋扭带的管压力降关联式为:

$$\frac{\Delta p}{\Delta p_0} = 292.17 Re^{1.19} \frac{D}{H} (1+e)^{-0.51} \left(\frac{w}{D}\right)^{0.47} y^{0.94} \quad (4)$$

式中, Δp_0 为管内流体当量压降, $\Delta p_0 = \mu^2 / \rho D^2$ 。

本模拟所得管内压力降数据点与拟合的关联式

比较,最大相对误差小于 17.3%。

3 结束语

在换热管内偏心放置螺旋扭带能够强化层流状态下流体的径向流动,降低管内的流动压降,增加管内涡旋的数量。在不改变换热强化元件结构的情况下,依据螺旋扭带的流动特性可知,偏心螺旋扭带对比同心扭带能够进一步提高强化核心区流体对边界层内流体的扰动作用,理论上有利于传热强化,但其实际的传热强化效果需要进一步研究加以确定,本文的研究结果可为开发新型的传热强化装置提供一种新的方法和思路。

参考文献:

- [1] Saha S K, Gaitonde U N, Date A W. Heat transfer and pressure drop characteristics of laminar flow in a circular tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1989, 2 (3): 310-322.
- [2] Saha S K, Dutta A. Thermohydraulic study of laminar swirl flow through a circular tube fitted with twisted tapes [J]. *Journal of Heat Transfer*, 2001, 123 (3): 417-427.
- [3] Zhang Y M, Azad G M, Han J C, et al. Turbulent heat transfer enhancement and surface heating effects in square channels with wavy and twisted tape inserts with interrupted ribs [J]. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 2000, 7 (1): 35-49.
- [4] Eiamsa-ard S, Thianpong C, Promvongse P. Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2009, 36(4): 365-371.
- [5] Eiamsa-ard S, Thianpong C, Eiamsa-ard 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.
- [6] Eiamsa-ard S, Thianpong C, Eiamsa-ard P, et al. Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with dual twisted tape elements in tandem [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2010, 37 (1): 39-46.
- [7] Guo J, Fan A W, Zhang X Y, et al. A numerical study on heat transfer and friction factor characteristics of laminar flow in a circular tube fitted with center-cleared twisted tape [J]. *International Journal of Thermal Sciences*,

- 2011, 50(7): 1263–1270.
- [8] Sarada S N, Raju A V SR, Radha K K, et al. Augmentation of turbulent flow heat transfer in a horizontal tube with varying width twisted tape inserts[J]. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering (IJAME), 2012, 6: 797–810.
- [9] Eiamsa-ard S, Wongcharee K, Eiamsa-ard P. Thermo-hydraulic investigation of turbulent flow through a round tube equipped with twisted tapes consisting of centre wings and alternate-axes[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2010, 34(8): 1151–1161.
- [10] Eiamsa-ard S, Promvong P. Performance assessment in a heat exchanger tube with alternate clockwise and counter-clockwise twisted-tape inserts[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(7): 1364–1372.
- [11] Eiamsa-ard S, Wongcharee K, Sripattanapipat S. 3-D numerical simulation of swirling flow and convective heat transfer in a circular tube induced by means of loose-fit twisted tapes[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2009, 36(9): 947–955.
- [12] 黄卫星, 陈文梅. 工程流体力学[M]. 北京: 化学工业出版社, 2001: 165–167.
- Huang W X, Chen W M. Engineering fluid mechanics [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2001: 165 – 167. (in Chinese)
- [13] 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, 2008, 59(2): 301–308. (in Chinese)

Laminar flow characteristics in a circular tube fitted with an eccentric twisted tape

WANG ZongYong ZHU Jun TIAN Rui WANG ShuTing

(Institute of Energy and Power Engineering, Shenyang University of Chemical Technology, Shenyang 110142, China)

Abstract: Using a numerical simulation method, the flow characteristics of a circular tube fitted with an eccentric twisted tape has been studied for laminar flow. The results show that the symmetric velocity field within the circular tube is altered by the eccentric twisted tape. The maximum axial velocity lies in the widest annular gap between the tube wall and the twisted tape, while the maximum radial velocity and maximum tangential velocity both appear near the sides of the twisted tape. The maximum axial velocity and the maximum radial velocity increase with increasing tape eccentricity ratio, while the maximum tangential velocity decreases with increasing tape eccentricity ratio. A forced vortex is formed by the effect of the twisted tape on the fluid, which rotates in the same direction as the hands of the tape. When the twisted tape approaches the tube wall, the forced vortex drives the outside fluid and forms another vortex (the induced vortex) swirling in the opposite direction. The pressure drop along the tube decreases with increasing tape eccentricity ratio or torsion ratio, but increases with increasing Reynolds number or tape width. The radial flow of the fluid is promoted by the eccentric twisted tape and flow resistance is reduced at the same time, which enhances the disturbance and replacement of fluid in the boundary layer.

Key words: twisted tape; numerical simulation; velocity field; pressure drop; vortex intensity