

同轴套管间涡旋流动及强化传热数值模拟

彭华俊¹, 叶立¹, 童正明¹, 林海波²

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093;

2. 过程装备与控制工程四川省高校重点实验室, 四川 自贡 643000)

摘要: 相对旋转两同轴套管间的涡旋流动, 能够带来二次流强化传热传质作用, 在航空、水处理、生态保护、生物工程和膜分离等领域都具有广泛的应用价值。本文使用 Fluent 软件, 对同轴套管间涡旋流动及传热特性进行数值模拟, 考察了内管转速、内外管壁面温差等操作参数变化对同轴套管间流体传热性能的影响, 分析了涡旋流动与传热效率之间的关联关系。模拟结果表明: 内管转速增加在流场中形成泰勒涡, 涡流扰动增大了高温壁面与流体间的热流密度, 增强了流体传热效率。增大内外管壁面温差, 也可加强流体传热性能, 但其强化作用不及内管转速的强化作用显著。受流场中泰勒涡影响, 流体速度、温度及热流密度沿轴向的分布都呈正弦状周期性波动, 在相邻两涡交界面处, 流体传热性能最好, 在涡中心处的传热性能最差。

关键词: 泰勒涡; 涡旋流; 强化传热; 流场; 温度场

中图分类号: TK124

文献标识码: A

文章编号: 1672-643X(2014)06-0113-05

Numerical simulation of vortex flow and heat transfer enhancement between coaxial casingpipes

PENG Huajun¹, YE Li¹, TONG Zhengming¹, LIN Haibo²

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China;

2. Sichuan Provincial Key Lab of Process Equipment and Control, Zigong 643000, China)

Abstract: The vortex flow which occurs in annulus between rotating inner cylinder and concentric fixed outer cylinder can enhance heat transfer and mass transfer performances of fluid, and has wide application value in engineering fields such as air, water treatment, ecological protection, biotechnology and membrane separation. The paper used fluent software to simulate the vortex flow in annulus between rotating inner cylinder and concentric fixed outer cylinder and feature of heat transfer, and investigated the effect of varying inner cylinder rotating velocities and temperature differences between the two cylinders on heat transfer performances, and analyzed the relation between flow characteristics and heat transfer efficiencies. Results show that Taylor vortices is formed in flow field with the increase of inner cylinder rotating velocity, intensive disturbance increases the density of heat transfer between high temperature face and fluid, and strengthens the efficiency of fluid heat transfer. The increase of temperature difference can also improve heat transfer efficiency of fluid, but the effect of its improvement is less obvious than that of inner cylinder rotating velocity. Due to the influence of Taylor vortices, the distribution of velocity field, temperature field and heat flux density presents a sinusoidal periodic fluctuation along axial direction. The heat transfer performance at the interface between two vicinity vortices is the best and that at the center of vortices is the worst.

Key words: Taylor vortex; vortex flow; heat transfer enhancement; velocity field; temperature field

两个同轴套管在外管固定而内管旋转的情况下, 内管转速的增加会使套管间流体的流动状态发

生改变。套管间流体在由层流流动逐渐过渡到湍流流动之前, 将形成一种特殊的涡旋流动。这种流动

收稿日期: 2014-08-16; 修回日期: 2014-10-30

基金项目: 国家自然科学基金项目(51306122); 上海市自然科学基金项目(13ZR1428800); 四川省高校重点实验室项目(GK201401)

作者简介: 彭华俊(1989-), 女, 重庆人, 硕士研究生, 主要从事流动及数值计算方法研究。

通讯作者: 叶立(1977-), 女, 四川人, 博士, 副教授, 主要从事计算流体动力学研究。

中的涡沿轴线方向有序排列,成对出现且转向相反,称为泰勒涡^[1](图1),相应的流动被称为泰勒流。自1923年被发现以来,泰勒涡便备受关注,除了蕴含丰富的非线性理论研究意义之外,泰勒涡的流动特性及随之带来的强化传热传质效应也在工程中得到了广泛运用。

Kroner等^[2]将泰勒涡用于一种轴向旋转过滤器中,用于收集细胞及清除细胞残骸,在该过滤器中,泰勒涡有助于降低膜附着层的形成,其性能比其它错流过滤技术提高3倍左右,尤其是在从细胞溶液中分离酶时,由于过滤器中流体动力的提高,大分子的高截流量得到明显降低。Baier等^[3]利用泰勒涡特性发明了一种新的液液萃取方法,两种不互溶的液体在2套管轴向环隙内因离心力作用产生径向分层,泰勒流形成后涡旋作用将增大界面表面积,并使表面呈现相当活性的内相传质,此种萃取方法尤其适用于其它商用萃取设备难以处理的容易乳化的两种液体。叶立等^[4]将泰勒涡引入化工反应器中,对反应器流动特性、反应特性及操作参数影响进行了实验研究,实验证明泰勒涡增强了反应器传热传质性能,可提高反应转化率。吴宏伟等将发动机高低压涡轮轴间环形气流通道内的流动简化为两个独立旋转的同心套管内的流动问题,以实验方法研究了内轴加热、同时具有轴向通流的旋转同心套管内流体的流动规律,发现随着冷气轴向流速的增大,阻力系数总体趋势减小,冷气流速的影响远大于内轴和外轴旋转对于流动的影响,该研究结果对航空发动机高低压轴间的冷气流设计具有一定参考价值。Kedia等^[5]对同轴套管装置内的流场进行了数值研究,采用柱坐标系下三维 $k-\varepsilon$ 湍流模型假设,使模型能够充分考虑到流动的曲率效应,计算结果与多普勒激光测速仪的测量资料基本相符,为探索湍流等水动力学特性对水体复氧及有机物降解规律的影响奠定了基础。

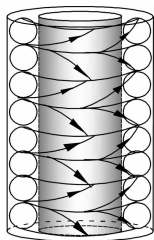


图1 泰勒涡示意图

本文利用Fluent软件对同轴套管间涡旋流动进行数值模拟,研究了泰勒涡流动特性及其强化传热

效应,探讨了内管转速、内外管壁面温差等参数变化对强化传热效应的影响规律。研究成果有助于深化对上述泰勒流装置热质传递作用机理的认识,为提高装置传热传质效率提供了参考依据。

1 建模和计算

1.1 物理模型及网格划分

几何模型简图如图2所示。其中,内管半径 $r_1 = 40\text{ mm}$,外管半径 $r_2 = 50\text{ mm}$,内外套管间隙宽度 $d = r_1 - r_2 = 10\text{ mm}$,内外半径比 $\eta = r_1/r_2 = 0.8$,轴向高度 $H = 150\text{ mm}$,轴向高度与间隙宽度比 $\Gamma = H/d = 15$ 。内管设为恒壁温旋转壁面,温度 T_1 ,旋转角速度 ω ;外管设为恒壁温静止壁面,温度 T_2 。

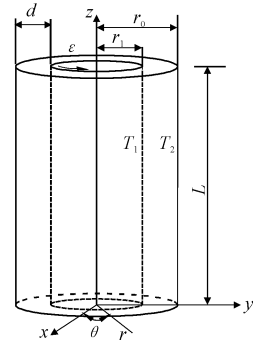


图2 几何模型简图

网格模型简图如图3所示。整个计算域采用结构化网格,并对局部进行加密。网格总数量为240 000个,径向、轴向、周向网格数分别为40、100和60。内外壁面设置边界层网格,均为10层,起始高度为0.005 mm,增长比例为1.2。为验证网格数对于计算结果的影响,将网格总数增加10%及20%,所得到计算结果偏差控制在2%之内,说明所采用网格具有独立性。

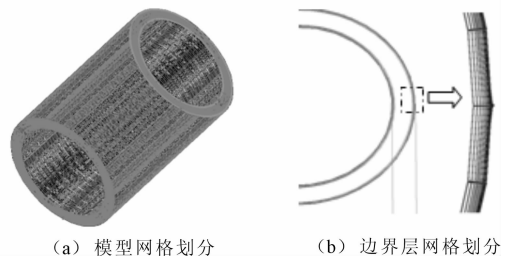


图3 网格划分图

1.2 控制方程

同轴套管中的流动为在离心力场和重力场共同作用下产生的自然对流,其流动特性遵循三维N-S方程。在具有温度场分布的情况下,假定套管环隙

内流体物性变化符合 Boussinesq 假设。该模型在柱坐标系中的控制方程如下。

连续性方程:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(ru_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} \\ = f_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial(ru_r)}{\partial r} \right) + \right. \\ \left. \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_r u_\theta}{r} \\ = f_\theta - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{r \partial \theta} + \nu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial(ru_\theta)}{\partial r} \right) + \right. \\ \left. \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \\ = f_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \right. \\ \left. \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right] + \rho_0 \beta (T - T_0) g \end{aligned} \quad (4)$$

能量方程:

$$\begin{aligned} c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\ = \frac{k}{\rho} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (5)$$

1.3 物理条件和计算方法

内管转速是影响同轴套管间涡旋流动及强化传热特性的一个重要参数,其大小可用旋转雷诺数 $Re = \rho \omega r_1 (r_2 - r_1) / \mu$ 或泰勒数 $Ta = \omega r_1^2 d^3 / \nu^2$ 来表示,式中 ρ 为密度, kg/m^3 ; μ 为动力粘度, Pa/s ; ν 为运动粘度, m^2/s 。本计算中以 Re 表示内管转速,取值范围为 $Re = 20 \sim 130$ 。对应于低、中雷诺数值时形成层流泰勒涡,采用三维不可压层流模型求解;对应于高雷诺数值(Re 接近 130) 时形成湍流泰勒涡,采用 $k - \varepsilon$ 模型求解。内外管壁温差是影响同轴套管间涡旋流动及强化传热特性的另一个重要参数,其大小可用 $\Delta T = T_1 - T_2$ 来表示,内外管壁均设为无滑移等温壁面,不同工况下内管壁温度 T_1 分别取 323、343、363 K,外管壁温度取值均为 293 K,相应温差 ΔT 分别为 30、50 和 70 K。流动介质为水,套管环隙的上下端面均设为无滑移绝热壁面。压力-流动方

程耦合采用 simple 算法,动量方程、能量方程以及湍流工况下的湍流耗散方程均采用二阶迎风格式进行离散求解。采用残差判定收敛,各参数收敛判据为 10^{-4} 。

2 模拟结果及讨论

2.1 涡流流场及温度场分布

图 4 所示为内管旋转雷诺数 Re 等于 20、30、40、80 和 130 时,流场子午面上的流线分布图,它清楚地揭示了泰勒涡随雷诺数增加的演化进程。在 $Re = 20$ 的低雷诺数下流动是平稳的,流场基本维持二维流动形式,除在上下端部存在由端壁效应形成的“Ekman 涡”之外,流场其它位置未见明显二次旋涡。但该现象在 $Re = 30$ 时有所改变,当雷诺数上升为 30 时,流场的顶部和底部流线开始绕曲,依稀出现一个小螺旋涡。随着雷诺数继续增加,到 $Re = 40$ 时,上下端部自由面附近区域已出现多个泰勒涡胞。泰勒涡就是以这种方式随雷诺数的增加而逐步产生的,直至在 $Re = 80$ 时充满整个管间间隙,本装置临界雷诺数 $Re_{cr} = 80$ 。在 $Re > Re_{cr}$ 及其后一段雷诺数值内,整个流场都完全布满平稳的泰勒涡(层流泰勒涡),该现象持续到旋转雷诺数接近 130 为止。当 $Re = 130$ 时,层流泰勒涡出现耗散变形,层流泰勒涡逐渐演变为湍流泰勒涡。

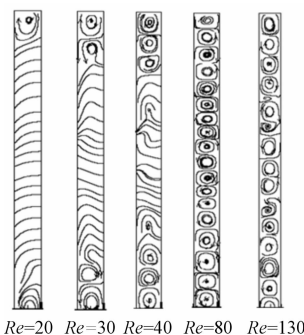


图 4 不同 Re 数下的流场分布 ($\Delta T = 50 \text{ K}$)

图 5 所示为不同的内管转速下,流场子午面上的温度分布图。当 $Re = 30$ 时,只有流场上下两端部出现了泰勒涡胞,相应温度场中只有上下两端部的温度曲线产生了扭曲,在流场中部则呈现线性传热特征,流体传热效率较低。当 Re 达到临界雷诺数 80 时,整个流场都布满层流泰勒涡,涡流扰动使得流场中温度分布呈现周期性变化,显著增强了传热效率。当 $Re = 130$ 时,层流泰勒涡演变为湍流泰勒涡,流体传热效率得到进一步加强,内外壁流体间温差进一步缩小,流场内流体温度趋于均一,接近于内

外管壁平均温度 318 K。

温度场分布随旋转雷诺数增加而发生的变化表明泰勒涡的存在能够强化流体传热性能,而湍流泰勒涡比层流泰勒涡具有更为显著的强化作用。

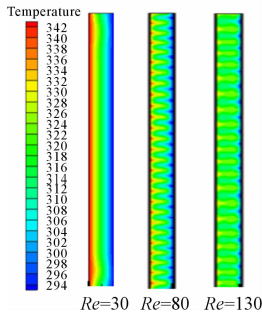


图5 不同 Re 数下的温度场分布($\Delta T = 50$ K)

2.2 热流密度分析

将内壁面热流密度沿轴向的分布绘制成图6,对泰勒涡的强化传热效应进行量化分析。图6所对应工况为 $\Delta T = 50$ K, $Re = 80, 90, 100, 120, 130$, 在此转速范围内,整个流域都充满了泰勒涡。

由图6可看出,在上述各工况下,热流密度沿轴向的分布都呈正弦状周期波动,波动频率与流场中泰勒涡数量相应。随着内管转速增加,热流密度波动幅度会变大,平均热流密度也有所增加。当 $Re = 80$ 时,平均热流密度值为 470 W/m^2 , Re 增加至 120 时,平均热流密度值增大为 540 W/m^2 。 $Re = 130$ 时,层流泰勒涡转化为湍流泰勒涡,热流密度波动幅度和平均热流密度的增幅更为显著,平均热流密度值迅速提升至 650 W/m^2 。

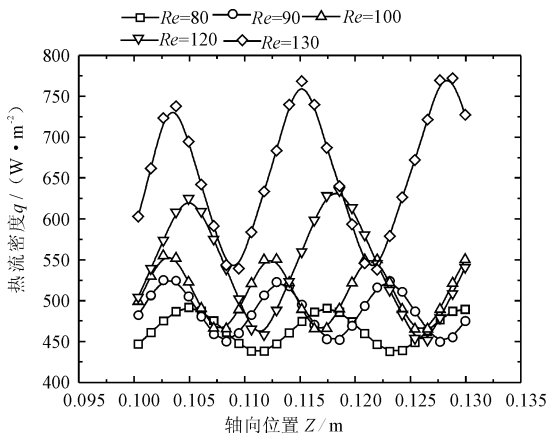


图6 不同 Re 数下热流密度曲线($\Delta T = 50$ K)

由图6还可看出,在层流泰勒流态下,流场端部(轴向位置 z 趋于 0.13 m 处)和流场中部(轴向位置 z 趋于 0.1 m 处)的热流密度曲线波动幅度相等,这是因为层流泰勒流态下,涡旋运动平稳而有序,流场

中部和流场端部受到的强化传热作用相同。在湍流泰勒流态下($Re = 130$),流场端部具有比流场中部更大的热流密度波动幅度,这是因为在层流泰勒流向湍流泰勒流演变的过程中,端部泰勒涡首先出现耗散变形,使得端部流场传热效率得到更为明显的强化作用。

相对于内管转速变化的影响,温差变化对于热流密度的影响较小,以 Re 等于 80、 ΔT 分别等于 30 和 70 K 的工况为例,两种工况下平均热流密度值相差不超过 23 W/m^2 。这表明对传热性能强化起主导作用的是由内管旋转带动流体运动,而不是由温差引起的扩散作用。

2.3 涡旋流动和传热效率的关联分析

图7所示为流体速度、温度和热流密度沿轴向的分布曲线图。图7所对应工况为 $Re = 80, \Delta T = 50$ K,图中流体速度、温度取自沿轴线方向且经过内、外管间环隙中心的直线,热流密度则为内壁面热流密度。

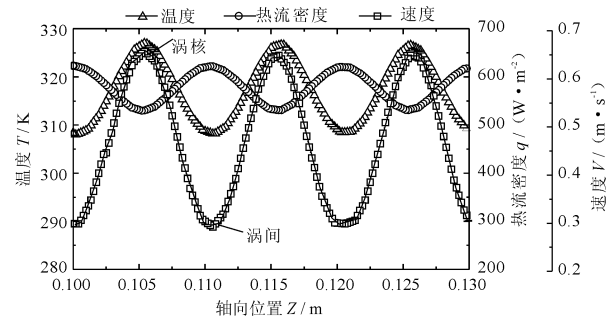


图7 流体速度、温度和热流密度沿轴向分布曲线

由图7可知,流体速度、温度和热流密度均呈正弦状周期波动。沿着模型轴线方向,涡中心(涡核)对应着速度曲线的波峰位置,相邻两涡界面(涡间)则对应速度曲线的波谷位置,说明在涡核处流体速度最大,涡间处流体速度最小。流体温度随速度变化而变化,温度分布曲线具有和速度曲线相同的波动趋势,在流体速度最大的涡核处,流体温度最高;在流体速度最小的涡间处,流体温度最低。

内壁面热流密度的波动频率与流体速度、温度的波动频率相同,波动趋势却相反。在涡核位置处,热流密度最小;涡间位置处,热流密度最大。这是由于在流体速度最大的涡核位置处,温度也较高,流体与高温壁面之间温差小,亦即温度梯度小,导致热流密度较小;相反,在流体速度最小的涡间位置处,温度较低,流体与高温内壁面之间温差大,温度梯度大,导致热流密度较大。

2.4 数值模型正确性验证

Bjorklund 等^[7]对同轴套管环隙内流体在内壁面旋转情况下的对流换热特性进行了实验研究,总结出计算该模型努赛尔数 Nu 的经验公式为: $Nu = 0.35(Ta)^{0.25}$ 。本文所选用数值模型的尺寸及旋转雷诺数设置均满足 Bjorklund 经验公式使用范围,将

数值模拟结果与经验公式计算结果进行对比,如图8所示。

图8列出了 ΔT 为 30 和 50 K 两种工况,由对比结果可看出,数值模拟结果和经验公式计算结果接近,最大偏差值不超过 6%,由此可证明本文数值模型的正确性。

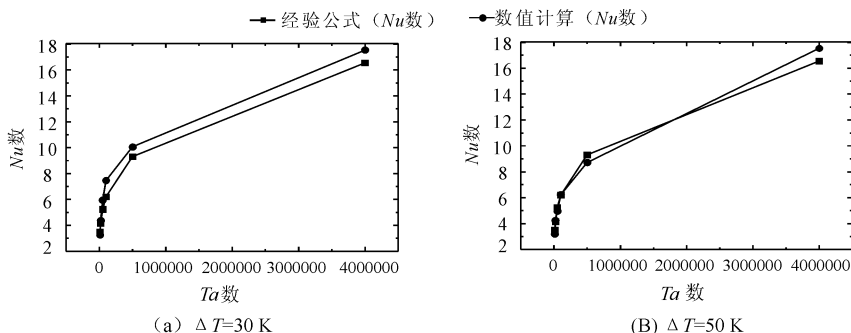


图8 数值模拟 Nu 数与经验公式计算值对比

3 结 语

对同轴套管间涡旋流动及强化传热进行数值研究,得到如下结论:

(1)随着内管转速增加,流场中形成了泰勒涡,温度场分布亦随之变化。涡流扰动强化了流体传热性能,湍流泰勒涡比层流泰勒涡具有更为显著的强化作用。

(2)内壁面热流密度沿轴向分布呈正弦状周期波动,热流密度值随内管转速和内外管壁面温差的增加而增大;内管转速增加对流体传热性能的强化作用比内外管壁面温差增加的强化作用更显著。

(3)层流泰勒流态下,整个流场中的涡旋运动平稳而有序,流场中部和端部流体受到的传热强化作用相近。层流泰勒流向湍流泰勒流演变的过程中,端部泰勒涡首先出现耗散变形,端部流体传热效率要比中部流体传热效率高。

(4)流体速度和温度沿轴向分布呈正弦状周期波动。在涡的中心位置处,对流换热能力最差;在相邻两涡的交界面处,对流换热能力最好。

参考文献:

- [1] 湛含辉,成洁,刘建文,等. 二次流原理[M]. 长沙:中南大学出版社,2006:37-38.
- [2] Kroner K H, Nissan V. Dynamic filtration of microbial suspensions using an axially rotating filter[J]. Journal of Membrane Science, 1988,36:85-100.
- [3] Baier G, Graham M D, Lightfoot E N. Mass transport in a novel two-fluid Taylor vortex extractor[J]. AIChE Journal, 2000,46(12):2395-2407.
- [4] 叶立,李立楠,陈丹,等. 泰勒流反应器的流动及反应特性[J]. 化工学报, 2013,64(6):2058-2064.
- [5] Kedia R. An investigation of velocity and temperature fields in Taylor-Couette flows[D]. Pasadena: California Institute of Technology, 1997.
- [6] 李然,赵文谦,李嘉,等. 同心圆柱套筒内流动特性研究[J]. 水动力学研究与进展(A辑),1999(14):370-376.
- [7] Bjorklund I S, Kays W M. Heat transfer between concentric rotating cylinders[J]. Journal of Heat Transfer, 1999,81:175-186.