

文章编号:2095-0411(2016)02-0073-06

内置短螺旋扭带管内螺旋涡流数值模拟研究

常 凯,饶永超,王树立,代文杰,戴 源,王 蕾
(江苏省油气储运技术重点实验室(常州大学),江苏 常州 213016)

摘要:为了考察螺旋扭带诱发的螺旋流加强传质及传热的动力学机理,以水为介质,利用 RSM 湍流模型对水平圆管中由短螺旋扭带引发的螺旋单相流进行了数值模拟,从螺旋涡的角度考察其流动特性。结果发现,二次螺旋涡首先在扭带吸力面形成,与未受螺旋涡影响的流场区域相比,由于二次螺旋涡的存在,使压力梯度增加、轴向速度减小、近壁处切向速度值增大 1 倍,径向速度拥有与切向及轴向速度相同的数量级;多段扭带可减缓旋流强度衰减,但压力损失有所增加。将计算得到的切向速度变化规律与相关的实验结果进行了对比,发现模拟与实验有相同的规律,为管道螺旋流的工业应用提供了理论参考。

关键词:螺旋湍流;短扭带;RSM;二次涡

中图分类号:TK 124

文献标志码:A

doi:10.3969/j.issn.2095-0411.2016.02.014

Numerical Simulations of Swirling Flows in a Circular Pipe with Short Twisted Tape Inserts

CHANG Kai, RAO Yongchao, WANG Shuli, DAI Wenjie, DAI Yuan, WANG Lei
(Jiangsu Key Laboratory of Oil & Gas Storage and Transportation Technology, Changzhou University, Changzhou 213016, China)

Abstract: In order to investigate the dynamics mechanism of enhancing mass transfer and heat transfer by swirling flows with twisted tape inserts, numerical simulations were used to study the characteristics of the single-phase swirling flow induced by short twisted tapes in a circular pipe with water using Reynolds Stress Model(RSM). The results showed that, the secondary helical vortices formed firstly in the section side, and the existence of the secondary helical vortices made the radial pressure gradient increased, the axial velocities reduced, the tangential velocities near the wall increased 1 times, the radial velocities had the same order of magnitude as the tangential and axial velocities compared with the unaffected flow field; furthermore, lengthened twisted tapes made the swirl intensity decay rate decreased but the pressure loss increased. The comparison between the calculated tangential velocity profiles and the experimental results in the relevant literature showed the same variation pattern.

Key words: turbulence swirling flow; short twisted tapes; RSM; secondary helical vortices

螺旋扭带因结构简单、加工成本低而常被用于产生螺旋流以强化传质及传热。SEYMOUR^[1]是

较早研究利用螺旋扭带产生螺旋流的研究者,其考察了管径分别为 2.5、5.0cm 及 7.5cm 圆管内流体

收稿日期:2015-02-01。

基金项目:国家自然科学基金资助(51574045);江苏省自然科学基金资助(BY20140371-33)。

作者简介:常凯(1991—),男,河南濮阳人,硕士生。通讯联系人:王树立(1957—),E-mail:wsl@cczu.edu.cn

的旋转运动,发现在雷诺数 Re 为 10^5 时,出现了 2 个不对称的旋涡,并且管径对旋涡的结构并无影响。张琳^[2-3]等采用实验和数值模拟的方法研究了塑料螺旋扭带静止和自旋转的情况下,扭带出口后流体的速度分布、湍流强度分布以及传热特性,并与光管作了比较,发现扭带管中切向速度及环形区轴向速度的增加以及湍流强度的增强均使传热得以强化。有研究者^[4-6]对传统长扭带结构进行了改造,出现了如中空扭带、短扭带、带钉扭带等,但都是研究扭带改造对传热强化、摩擦因子等因素的影响,而考察流体动力学特性的却很少。不过,值得人们注意的是,传热面上的污垢可能会使许多强化传热措施的尝试都归于零,得不到什么结果^[7]。所以,理想的强化传热措施应该是还具有在线自动清洗污垢的能力。RADU^[8-9]实验研究了 Re 在 $2.5 \times 10^4 \sim 1.0 \times 10^5$ 范围内 180° 短扭带在水平圆管内引发的螺旋流,并采用细气泡注入法示踪二次螺旋涡,发现了稳定存在的二次涡结构,探索了二次螺旋涡对流场产生的影响。

利用数值模拟方法能清晰直观地考察螺旋流场特性,为了弄清螺旋扭带诱发的螺旋湍流加强气液两相传质及传热的动力学机理,建立了螺旋扭带管的三维流动模型,采用 RSM 雷诺应力模型对管内流场进行了数值模拟,考察了二次螺旋涡的产生及发展过程以及二次涡的存在对流场的影响。

1 模型及方法

1.1 计算域及网格划分

模拟中水平圆管管径 $D = 25.4 \text{ mm}$,总长 $L = 17.72D = 450 \text{ mm}$ 。以 180° 扭带管为例,整个计算域由 3 部分组成:入口段, $L_1 = 1.57D = 44.45 \text{ mm}$; 螺旋扭带段,扭转比 $y_r = 2.36$ (螺距 $H = 60 \text{ mm}$); 出口段。扭带厚度 $\delta = 1.5 \text{ mm}$,扭带与圆管壁紧密接触。采用直角坐标系,坐标原点位于扭带出口截面中心,重力方向沿 y 轴负向。流体从右端流入,左端流出。计算区域如图 1 所示。流动介质为水,不可压、常温,物性参数选取 Fluent 自带数据库中的参数。



图 1 180° 扭带管计算域

Fig.1 Computational domain for the 180° twisted tape

为适应扭带形状,网格划分采用四面体非结构网格,网格尺寸取 0.68 mm ,网格数约为 400 万个。由于计算中不涉及传热,所以没有在边界处划分边界层网格。

1.2 数值方法

计算采用三维、压力基、隐式分离算法。压力-速度耦合采用 PISO 算法,压力方程的离散采用 PRESTO 算法,动量方程用三阶 MUSCL 格式,湍动能、耗散率及雷诺应力分量均采用二阶迎风格式。壁面处采用标准壁面函数。当残差 $\epsilon_i < 10^{-3}$ 时即可认为计算收敛。本文使用大型 CFD 软件 FLUENT,对自转螺旋扭带管内流体的流动进行数值模拟。采用三维隐式分离求解器,控制方程的离散采用有限单元体积法,各标量的离散值采用单元中心点存储。动量分量、湍动能分量和耗散率均采用具有二阶精度的二阶迎风插值格式。压力、速度耦合采用 SIMPLEC 算法,压力采用使用多维线性重建方法重建表面压力的二阶格式。

1.3 边界条件

计算中涉及的边界条件有:

- 1) 进口边界条件:给定速度入口 $U_b = 3 \text{ m/s}$ (对应 Re 为 7.7×10^4),湍流强度 I 由公式 $I = 0.16Re^{-1/8}$ 计算得到,水力直径 $D_H = D$;
- 2) 出口边界条件:outflow 自由出流;
- 3) 固壁条件:采用无滑移边界条件。

2 计算结果及分析

2.1 算例验证

2.1.1 网格无关性检验

由于计算主要考察二次涡对流体流动特性的影响,且流场变量梯度较大,因此需要比较密的网格。通过观察流场中某点的轴向及切向速度大小随网格数目变化的情况来考察网格数变化对流场性质的影响,结果如图 2 和图 3 所示。

由图 2 和图 3 可得,当网格数达到 368 万的时候,随网格数的增加,流场某点处的轴向速度及切向速度值没有明显的改变,因而,在以后的模拟中,取网格数为 400 万个。

2.1.2 与前人实验的对比验证

为验证计算模型的可靠性,将模拟结果与实验结果进行对比。以 $y_r = 2.36$ (螺距 $H = 60 \text{ mm}$) 的

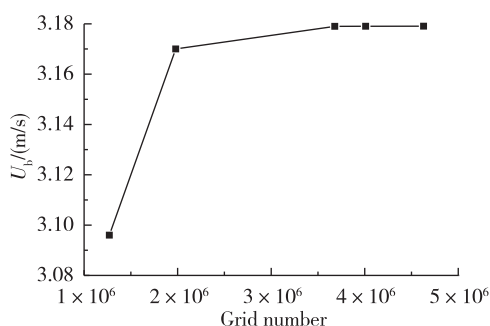


图 2 轴向速度随网格数量变化

Fig.2 Axial velocity with the number of grid changing

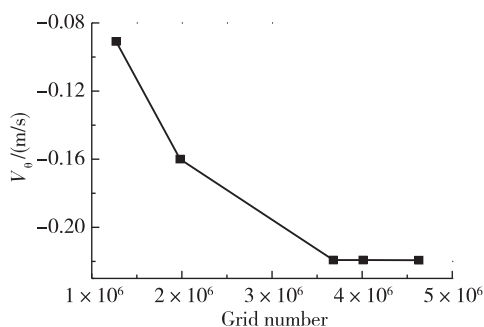
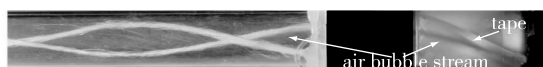


图 3 切向速度随网格数量变化

Fig.3 Tangential velocity with the number of grid changing

180°扭带为例,在 $Re=7.7 \times 10^4$ 时对比螺旋涡形状和切向速度分布。

如图 4 所示,螺旋涡是模拟结果通过低压等压面显示的,相当于实验中发现的细气泡的积聚。这里等压面的参考值取 $p/p_0=1.02$ 来标志涡是因为该压力值下的螺旋涡与试验中细气泡的厚度一致。同时从图中可以看出实验与模拟的螺旋涡中心在水平圆管中的位置是非常一致的,几乎都处在 $0.5R$ 处。由 4(b) 的流线图可知,流体在管内作复杂的三维螺旋流动。由于流动是周期性的^[9],因此轴向位置 $z=135 \sim 210$ mm,每隔 5 mm 取一个截面。 $z=135$ mm 处,切向速度呈“S”型, $z=165 \sim 200$ mm 时,正 x 轴出现了负速度值,负 x 轴出现了正速度值,到 $z=205$ mm 处,速度分布恢复“S”型。该现象说明沿 z 轴中心线出现了反向旋转流动,切向速



(a) 试验中气泡流线图侧面照片

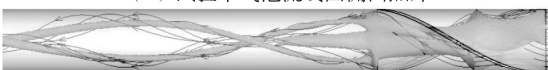
(b) 模拟中低压等压面图($p/p_0=1.02$)

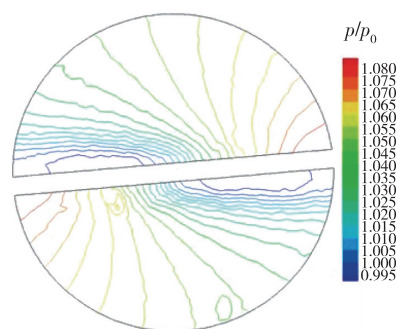
图 4 实验与模拟对比

Fig.4 Comparison between air bubble visualization and calculated flow fields

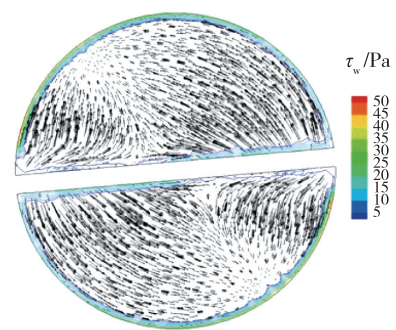
度最大值在此 z 轴区间内先增大后减小,可以看出流动是呈周期性的。该切向速度分布规律与实验中 LDV 测得的不同截面处切向速度分布规律是吻合的,因此该模拟具有可靠性。

2.2 180°扭带管流场分析

扭带的每一面都存在压力面和吸力面。当流体进入扭带区,扭带逐渐阻碍流体,使管中心处的流体喷流向两边的半圆管,如图 5(b) 中的速度矢量所示。在扭带旋转 5° (相当于轴向 5 mm) 的地方,流体在半圆形槽道中冲击扭带,壁面对流体加压,迫使流体沿扭带旋转方向流动。同时吸力面脱离流体,产生一个低压区,见图 5(a),该图是无量纲压力等值线图,在吸力面,流体压力最小。对于由扭带诱发的螺旋流,二次流也是由扭带表面的粘性剪切层引起的。在扭带吸力面,壁面切应力逐渐下降直至为 0,见图 5(b),导致流动分离。同时,由于压力不平衡,使流体从压力面往吸力面流动。



(a) 无量纲压力分布



(b) 壁面切应力及速度矢量图

图 5 扭带旋转 5° 处的流场Fig.5 Flow field in the cross-section plane after 5° twist

图 6 是具有代表性的管内螺旋涡的形成图。在扭带旋转 15° 的地方,由于流动分离,二次涡在扭带吸力面形成。首先形成 2 个与扭带旋向相反的涡,到 30° 时 2 个涡达到最大。接着 2 个涡逐渐减小消

失,在 66° 时 2 个与扭带旋向相同的涡正在形成,在 72° 时达到最大。在这之后,2 个涡越来越靠近圆管中心以致与主涡完全叠加在一起,只剩下主涡。扭带出口后 $z/d=2.45$ 处,主涡与 2 个螺旋涡分开,并且 2 个螺旋涡越来越集中,最终在 $z/d=3$ 处 2 个螺旋涡分别占据圆管的一半区域,以与主涡相同的旋转方向叠加在主涡之上。

AIDUN and PARSHED^[9] 提出了用中心轴线上的无量纲角速度来标志螺旋扭带诱发的流动的周期性特征。这个中心线上的无量纲角速度定义为

$$\omega_0 = \lim_{r \rightarrow 0} \omega = \frac{\partial V_\theta}{\partial r} \bigg|_r = 0$$

$$\omega_n = \frac{R \cdot \omega_0}{U_b} \quad (1)$$

式中: V_θ 为平均切向速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$; R 为圆管半径, mm; ω_n 为中心轴线上无量纲角速度; ω_0 为管中心角速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

图 7 是用二维有色速度矢量表示的 $z/d=7.09$ 截面上的流场参数。图 7(a) 表明,相比垂直于两涡的平面,螺旋涡的存在使横穿两涡的平面压力梯度增加。图 7(c) 表明螺旋涡减小了轴向速度值,轴向速度最大值在两涡之间而最小速度在涡内部(壁面

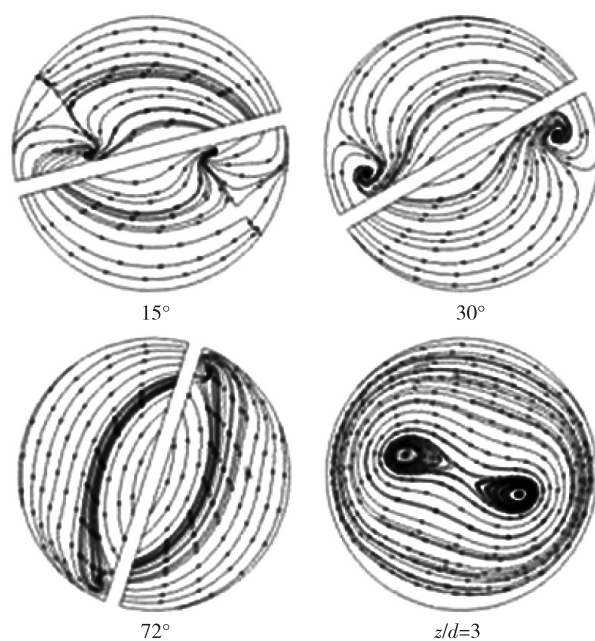


图 6 二维流线表示的二次涡

Fig.6 Secondary vortices described by two-dimensional streamlines

处除外)。图 7(d) 中可以看出,螺旋涡边缘处,径向速度分量与轴向及切向速度分量有相同的数量级,其大小不可忽略。观察图 7(b),在螺旋涡的边缘延

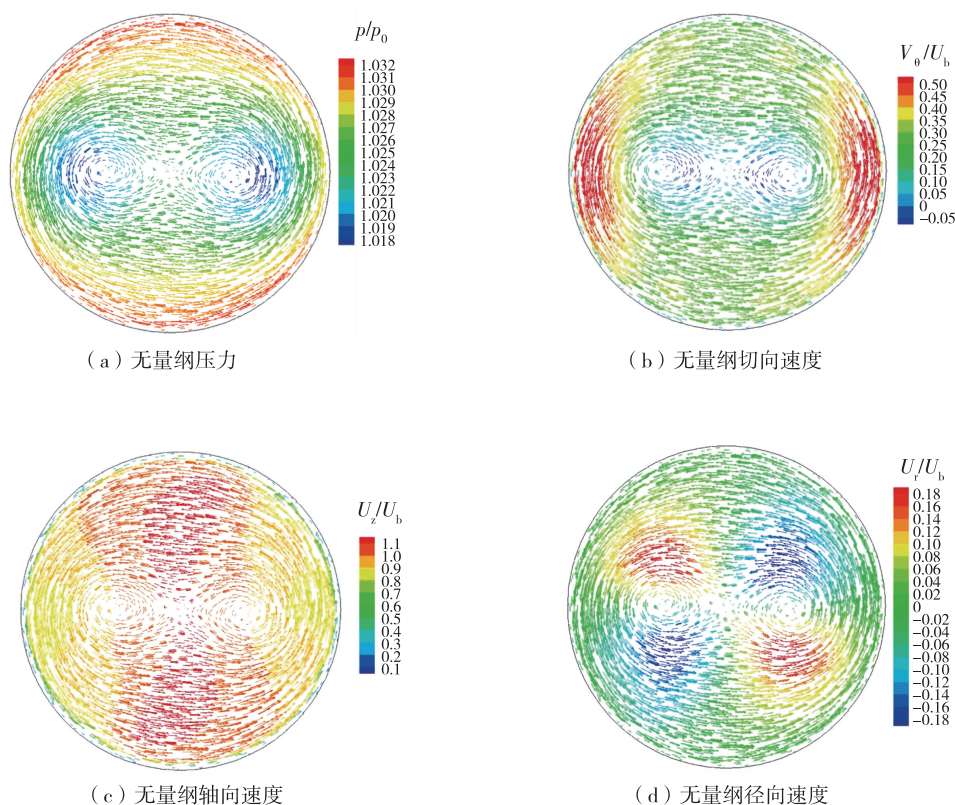


图 7 $z/d=7.09$ ($z=180 \text{ mm}$) 截面处二维流场变量矢量云图

Fig.7 2D distribution of the flow parameters in the cross-section plane at $z/d=7.09$ ($z=180 \text{ mm}$)

伸至壁面处,流体的切向速度存在最大值,这是由于在该处二次涡与主涡的切向速度叠加并且两者有相同的方向。叠加后的切向速度约为主涡速度的2倍,这可以从该图中垂直于涡(未受涡影响)的平面的切向速度大小观察得到。由主涡产生的切向速度分量在管线中心附近比较小,但同时由螺旋涡产生的切向速度分量在管线中心却是最大的(因为螺旋涡的中心在两个半圆管的中间,其边缘分别延伸至壁面及圆管中心),在管中心附近由螺旋涡产生的较大的切向速度与主涡的旋向相反,其克服了主涡的影响,最终导致了两涡之间的反向旋转,致使切向速度出现负值。近壁处切向速度的增大及二次涡边缘处径向速度的增大强化了管内流体的传质及传热。

某一点处的湍流强度定义为

$$I = \frac{u'}{u_{\text{avg}}} \quad (2)$$

湍流强度表征了某点处脉动的强弱,图8是管轴向不同截面 x 处直径上 I 分布。图8(a)主要是扭带段即涡形成段的湍流强度,并选取了靠近入

口处的 $z/d = -0.2$ ($z = -90$ mm)截面即未起旋段作为对照。 $z/d = -0.2$ 处 I 最小,壁面处由于边界层的影响 I 大于管中心处。在螺旋涡开始形成的位置,即 $z/d = -0.11$ ($z = -50$ mm)及 $z/d = -0.09$ ($z = -40$ mm)处,壁面附近的 I 几乎达到80%。由此可见,二次螺旋涡的形成大大增强了壁面附近的速度脉动,能够有效地增加介质的掺混。图8(b)是扭带出口后二次螺旋涡处在水平以及竖直方向时的湍流强度分布,从 $z/d = 0.2$ ($z = 90$ mm)到出口处 $z = 345$ mm湍流强度值逐渐减小,转变为常规湍流强度分布。各个截面近壁处的 I 值最大,而管中心处的 I 值较大可能是由于两个二次涡交界处切向速度为负值、径向速度值有正有负导致速度脉动较大所致。

图9(a)是 $z/d = 7.09$ 截面的无量纲涡量大小等值线图,图9(b)是无量纲轴向涡量分量图。涡量(Ω, s^{-1})的大小分布是由壁面处的涡量大小即边界层处所支配的,壁面处涡量大小约为二次涡中心处涡量大小的3.5倍。而轴向涡量在壁面处与2个二次涡中心处大小相当。

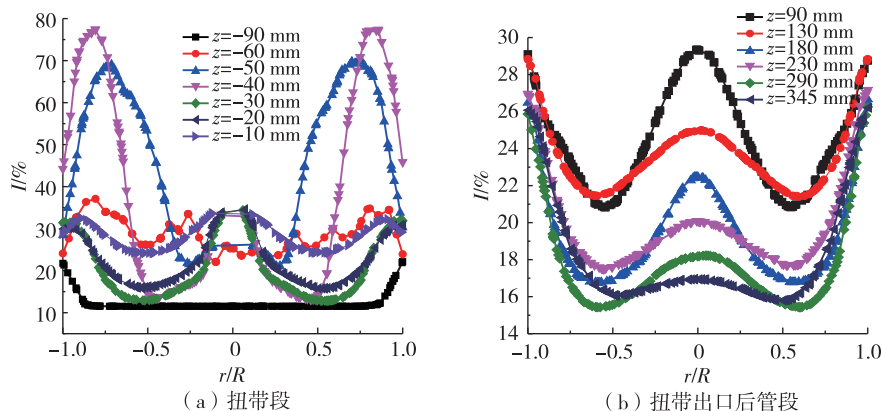


图8 管轴向不同截面处水平直径上湍流强度分布

Fig.8 Turbulence intensity distribution along horizontal diameter of different axial cross-section

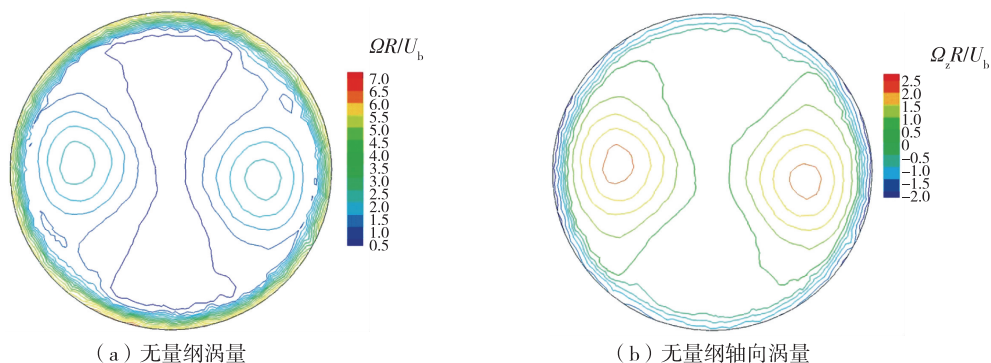


图9 $z/d = 7.09$ ($z = 180$ mm)截面上无量纲涡量等值线图

Fig.9 Vorticity contours in the cross-section plane at $z/d = 7.09$ ($z = 180$ mm)

3 结 论

本文利用数值模拟研究了螺旋扭带诱发的螺旋流加强传质及传热的动力学机理,为螺旋流流动机理做了基础研究,也为进一步的研究做了基础。主要结论如下:

1)螺旋涡首先在扭带吸力面形成,在扭带旋转 15° 的地方,首先形成2个与扭带旋向相反的涡,之后形成2个与扭带旋向相同的涡,后又逐渐消失并与主涡叠加在一起,最终在 $z/d=3$ 处形成2个与扭带旋向相同的稳定二次螺旋涡,2个涡占据圆管一半,叠加在主涡之上。

2)与未受螺旋涡影响的流场区域相比,由于二次螺旋涡的存在,使径向压力梯度增加、轴向速度减小、近壁处切向速度值增大1倍、径向速度拥有与切向与轴向速度相同的数量级。二次螺旋涡在形成过程中增强了壁面附近的速度脉动,在扭带出口后,随旋流衰减,湍流强度逐渐减小,恢复普通湍流的湍流强度分布。近壁处切向速度增大、二次涡边缘处径向速度增大及湍流强度增加强化了管内流体的传质及传热。

3)涡量的大小分布是由壁面处的涡量大小即边界层处所支配的,壁面处涡量大小约为二次涡中心处涡量大小的3.5倍,即螺旋涡涡量具有贴壁特性。

参考文献:

- [1]SEYMOUR E V. Fluid flow through tubes containing twisted tapes[J]. The Engineer,1966,222:634-642.
- [2]张琳,钱红卫,宣益民,等.自转螺旋扭带管内三维流动与传热数值模拟[J]. 化工学报,2005,56(9):1633-1638.

- [3]张琳,钱红卫,宣益民,等. 自转螺旋扭带管内湍流特性研究[J]. 高校化学工程学报,2005,19(1):17-21.
- [4]GUO J,FAN A W,ZHANG X Y. A numerical study on heat transfer and friction factor characteristics of laminarflow in a circular tube fitted with center-cleared twisted tape[J]. International Journal of Thermal Sciences,2011,50:1263-1270.
- [5]EIAMSA-ARD S, SEEMAWUTE P. Decaying swirl flow in round tubes with short-length twisted tapes[J]. International Communications of Heat and Mass Transfer,2012,39:649-656.
- [6]MURUGESAN P,MAYILSAM Y K,SURESH S. Heat Transfer and Friction Factor Studies in a Circular Tube Fitted with Twisted Tape Consisting of Wire-nails[J]. Chinese Journal of Chemical Engineering,2010,18(6): 1038-1042.
- [7]The Committee of Japanese Practical Saving Energy Machine. Whole Book of Saving Energy [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 1987.
- [8]CAZAN R, AIDUN C K. Experimental investigation of the swirling flow and the helical vortices induced by a twisted tape inside a circular pipe[J]. Physics of Fluids, 2009,21:1-9.
- [9]CAZAN R. Dynamics of Swirling Flows Induced by Twisted Tapes in Circular Pipes[D]. Georgia: Georgia Institute of Technology,2010.
- [10]AIDUN C K, PARSHEH M. Spatially periodic reversing core in a twisted-fin generated swirling pipe flow[J]. Physics of Fluids,2007,19(6):061704.
- [11]翟银平,王树立. 90° 弯管管道螺旋流的数值模拟[J]. 常州大学学报(自然科学版),2011,32(2):36-39

(责任编辑:殷丽莉)