

文章编号: 1005-0329(2012)04-0025-06

柱形旋流器入口结构对油水分离影响的数值模拟

史仕荧, 吴应湘, 孙焕强, 刘海飞, 张 健
(中国科学院力学研究所, 北京 100190)

摘 要: 通过数值模拟, 分析了入口结构对油水在柱形旋流器中分离性能的影响。数值模拟时, 油水两相流动采用 Fluent 中的混合模型, 相间的相对运动采用代数滑移模型, 湍流影响则使用修正的 RNG $K-\varepsilon$ 湍流模型。获得了入口形状、入口方式和入口位置对柱形旋流器油水分离性能的影响。这些结果为优化柱形旋流器结构奠定了基础。

关键词: 柱形旋流分离器; 油水分离; 入口结构; 数值模拟

中图分类号: TQ172.6 文献标识码: A doi: 10.3969/j.issn.1005-0329.2012.04.007

Optimizing the Inlet Design of A Liquid-liquid Cylindrical Cyclone

SHI Shi-ying, WU Ying-xiang, SUN Huan-qiang, LIU Hai-fei, ZHANG Jian
(Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: The influence of inlet structure on oil-water separation in a cylindrical cyclone is simulated in this paper. The algebraic slip model which used to simulate the relative motion between water (continuous phase) and oil (particle phase), mixture model in fluent and the RNG $K-\varepsilon$ turbulent model are adopted using numerical simulation by Fluent software. The effect of inlet shapes, inlet cross-sectional shape and the height of inlet on oil-water separation characteristics in a liquid-liquid cylindrical cyclone have been analyzed. The numerical simulation can provide a foundation for structural optimization design of cylindrical cyclones.

Key words: cylindrical cyclone; oil-water separation; inlet structure; numerical simulation

1 前言

旋流器早在 100 年前就广泛用于化工、矿物加工、冶金、煤炭等行业, 它利用切向入口使来流的直线运动转换成旋转运动从而形成旋流场, 在旋流场中由于各组分之间存在密度差异, 密度大的组分向壁面并向下运动形成外旋流, 并最终从底流口排出^[1~5]; 密度小的组分逐渐向中心并向上运动形成内旋流, 并最终从溢流口排出, 从而实现不同组分的分离, 近 20 年已将旋流器应用到石油工业中的油水分离^[6]。

旋流器的结构是影响旋流器油水分离性能的关键因素, 国内外已有不少学者研究了旋流器结构对油水分离性能的影响, 并取得了一些重要的成果。Liang-Yin-Chu 等研究了入口、内溢流管、底流管等结构对锥形旋流器油水分离性能的影响,

发现结构不同, 压降和分离效率是不同的^[7]; Gay 等发现动态旋流器比静态旋流器的分离性能好^[8]; Bednarski 等探索了入口直径对旋流器油水分离的影响, 发现入口直径小会造成油滴破碎, 入口直径大不能使来液在旋流器中形成足够的旋转强度^[9]; Colman D A 等对大直径和小直径的锥形旋流器进行了相关试验, 得出小直径的旋流器能够使油水更好的分离^[10]; 丁旭明等对比了不同入口结构对锥形旋流器的分离性能影响, 发现入口结构对其处理量和压降有影响^[11]。上述文献调研表明, 前人关于结构对锥形旋流器油水分离性能影响的研究较多, 而关于结构对新型柱形旋流器的分离性能影响的研究却较少, 因此本文将重点研究柱形旋流器的入口结构对油水分离性能的影响, 包括不同的入口位置、入口形状和入口方式对柱形旋流器油水分离性能的影响。

收稿日期: 2011-06-10 修稿日期: 2011-11-22

2 柱形旋流器流场数值模拟

2.1 数值模拟两相流控制方程

本文拟采用修正后的 RNG K-ε 模型^[12]、混合多相流模型计算油水在柱形旋流器中的两相流动规律,在定常、恒温条件下,可得到三维简化形式的基本方程组如下:

连续性方程:

$$\nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m) = 0 \quad (1)$$

$$\rho_m = \alpha_o \rho_o + \alpha_w \rho_w \quad (2)$$

$$\vec{v}_m = \frac{\alpha_o \rho_o \vec{v}_o + \alpha_w \rho_w \vec{v}_w}{\rho_m} \quad (3)$$

式中 ρ_m ——混合密度

\vec{v}_m ——质量平均速度

α_o ——油相的体积分数

α_w ——水相的体积分数

ρ_o ——油相的密度

ρ_w ——水相的密度

动量方程:

$$\nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \vec{v}_m) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu_m (\nabla \vec{v}_m + \nabla \vec{v}_m^T)] + \rho_m \vec{g} + \nabla \cdot (\sum_{k=1}^2 \alpha_k \rho_k v_{dr,k} \vec{v}_{dr,k}) \quad (4)$$

$$\mu_m = \alpha_o \mu_o + \alpha_w \mu_w \quad (5)$$

$$\vec{v}_{dr,k} = \vec{v}_{qk} - \vec{v}_m \quad (6)$$

式中 μ_m ——混合粘度

$\vec{v}_{dr,k}$ ——油相的飘移速度

\vec{v}_{qk} ——油相相对于水相的速度

由于在 Fluent 中使用的是代数滑移公式,故相对速度的形式如下:

$$\vec{v}_{qk} = \tau_{qk} \vec{\alpha} \quad (7)$$

式中 $\vec{\alpha}$ ——油相粒子的加速度

τ_{qk} ——粒子的弛豫时间(考虑了其它粒子的存在而被修正)

根据 Manninen 理论, τ_{qk} 的形式为:

$$\tau_{qk} = \frac{(\rho_m - \rho_k) d_k^2}{18\mu_k f_{drag}} \quad (8)$$

$$\vec{\alpha} = \vec{g} - (\vec{v}_m \cdot \nabla \vec{v}_m) \quad (9)$$

d_k 为油相粒子的直径,拽力函数 f_{drag} 采用 Morsi and Alexander 模型:

$$f_{drag} = \frac{C_D Re}{24} \quad (10)$$

$$C_D = a_1 + \frac{a_2}{Re} + \frac{a_3}{Re^2} \quad (11)$$

$$Re = \frac{\rho_k |\vec{v}_p - \vec{v}_k| d_k}{\mu_k} \quad (13)$$

其中, Re 即油水相之间的相对雷诺数。

湍动能及耗散率输运方程:

$$\nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m k) = \nabla \cdot (\frac{\mu_{t,m}}{\sigma_k} \nabla k) - \rho_m \varepsilon + G_{k,m} \quad (14)$$

$$\nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \varepsilon) = \nabla \cdot (\frac{\mu_{t,m}}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon} G_{k,m} - C_{2\varepsilon} \rho_m \varepsilon) \quad (15)$$

$$G_{k,m} = \mu_{t,m} [\nabla \vec{v}_m + (\nabla \vec{v}_m^T)] \nabla \vec{v}_m \quad (16)$$

$$\mu_{t,m} = \rho_m C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (17)$$

其中, $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_\mu = 0.0845$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$

式中 k ——湍动能

ε ——耗散率

$G_{k,m}$ ——湍动能生成相

$\mu_{t,m}$ ——湍流粘度

体积分数方程:

$$\nabla \cdot (\alpha_o \rho_o \vec{v}_m) = -\nabla \cdot (\alpha_o \rho_o \vec{v}_{dr,o}) \quad (18)$$

边界条件和数值解法:

(1) 入口条件: 均相流流态,速度入口,给定油相的体积分数,油滴的粒径。入口湍流强度 I

$$= \frac{v_m I \mu_m}{\rho_m} \text{ 其中 } L = \frac{4A}{S}, A \text{ 为入口管道截面积, } S$$

为入口管截面周长。

(2) 出口条件: 在定常假定条件下,出口取充分发展边界条件,因为出口无回流,在出口处除了压力之外,其它参量梯度为 0。

(3) 固壁边界条件: 由于旋流器是静态的且流体是具有粘性的,因此,壁面取无滑移固壁条件,即流体在壁面速度为 0。

数值解法基于控制体将控制方程转换为可以用数值方法求解的代数方程,方程的离散采用一阶迎风差分格式,代数方程的求解采用 SIMPLE 算法。

2.2 模型验证

为了对上述模型进行验证,在中国科学院力

学研究所应用多相流重点实验室建立了试验系统,并取得了相关的试验结果。试验中所使用的柱形旋流器材质为透明有机玻璃,其结构设计的尺寸如图 1 所示。

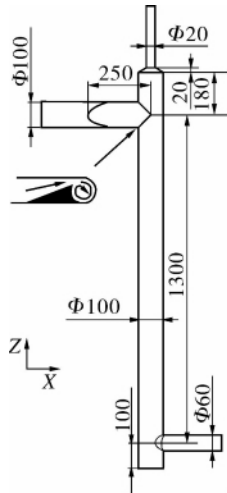


图 1 柱形旋流器结构示意图

试验时,水相密度为 998.2 kg/m^3 ,粘度为 $1.003 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$;分散相为 LP-14 白油,密度为 836.0 kg/m^3 ,粘度为 $31.0 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$,试验系统如图 2 所示^[13]。具体试验流程描述同文献[13]。

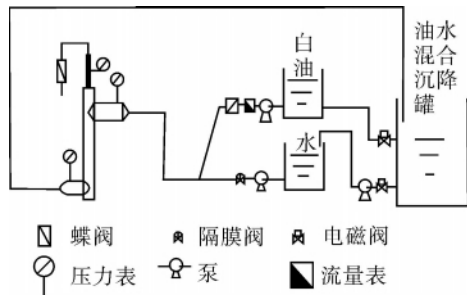


图 2 试验系统示意图

试验时涉及到的分离效率 ε 定义为油相在溢流口含油率与入口含油率之比,分流比 F 指溢流口体积流量与入口体积流量之比,其表达式如下:

$$\varepsilon = \frac{k_o}{k_i} \quad (19)$$

$$F = \frac{Q_o}{Q} \quad (20)$$

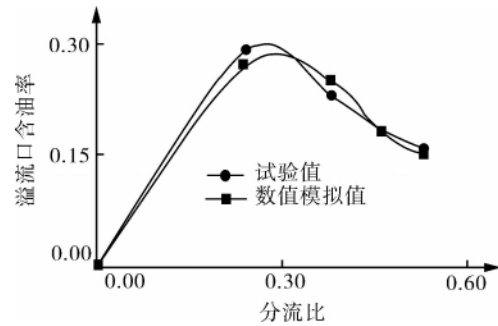
式中 Q ——入口的体积流量

Q_o ——溢流口的体积流量

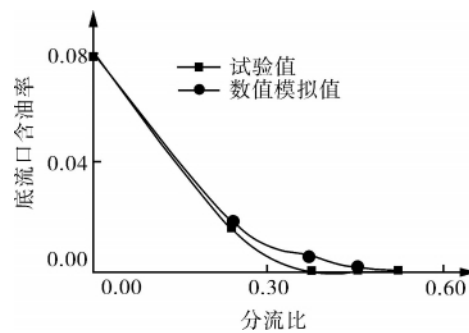
k_i ——入口的油相体积分数

k_o ——溢流口的油相体积分数

当水相表观流速为 0.354 m/s ,油相表观流速为 0.032 m/s ,入口油相含率为 0.081 ,图 3 显示了数值模拟与试验情况对比的结果(其中灰色的为油相)。发现,油水两相在柱形旋流器中的分布基本一致,两个出口的含油率结果误差在 5% 以内。说明文中选用的模型用来计算油水两相在柱形旋流器中的分离是基本可行的。



(a) 溢流口



(b) 底流口

图 3 数值模拟结果与试验结果对比

2.3 几何模型

为了研究不同入口结构对油水在柱形旋流中分离的影响,分别改变改变入口形状、入口形式及入口位置,进行了不同的数值模拟试验。入口结构、名称及代号如图 4 和表 2 所示。按入口形状来分,A 和 D 均为圆形通道,B、C、E 和 F 均为矩形通道,数值模拟时,保证这些通道的当量面积相等,圆形通道直径为 15 mm ,矩形通道的长为 42.1 mm ,宽为 16.8 mm ,且长边与柱体的轴线平行。从入口管与柱体相贯形式来分,A 和 F 为切线型;B 为螺旋线型;C 为渐开线型;D 为切线型+入口管轴心线与水平面成 20° 夹角;E 为切线型+入口管外带螺旋板绕柱一周与柱体相贯。入口位置的高度取 4 组: $z = 500 \text{ mm}$, 650 mm , 800 mm , 950 mm 。

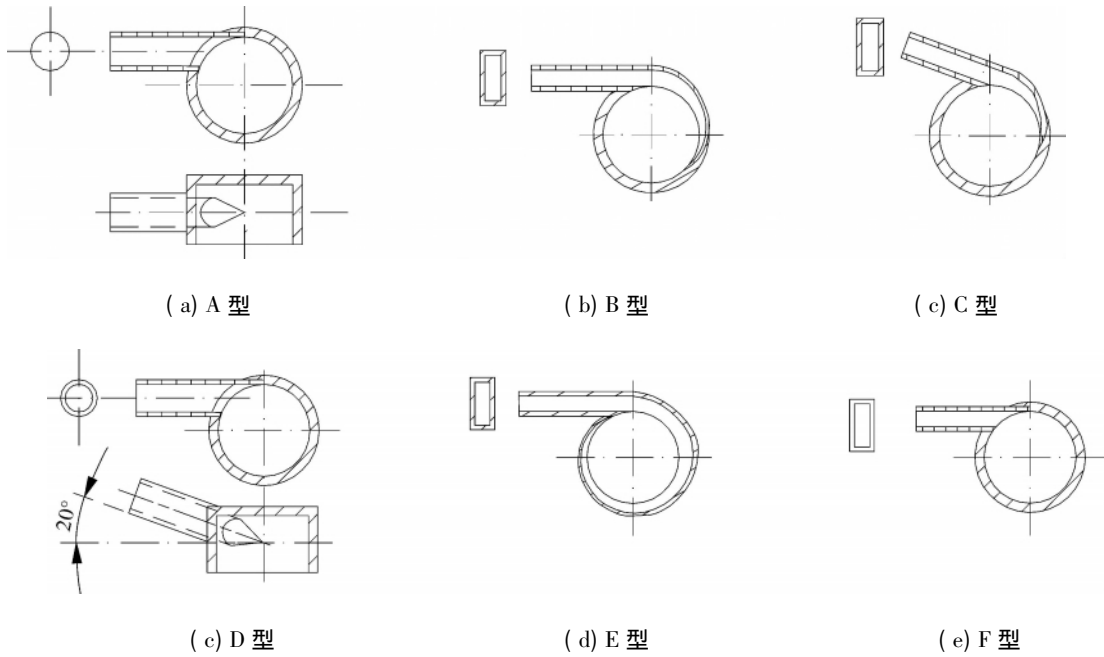


图4 入口结构设计

表2 不同入口结构设计代号及名称

代号	A	B	C	D	E	F
名称	切线型	螺旋线型	渐开线型	斜 70°切线型	空间螺旋形	切线型
形状	圆管	矩形管	矩形管	圆管	矩形管	矩形管

3 模拟结果分析

3.1 流场分析

通过入口与圆柱体切点水平截面上的速度分布矢量如图5所示。

计算介质采用实验室所用的油水物性参数。

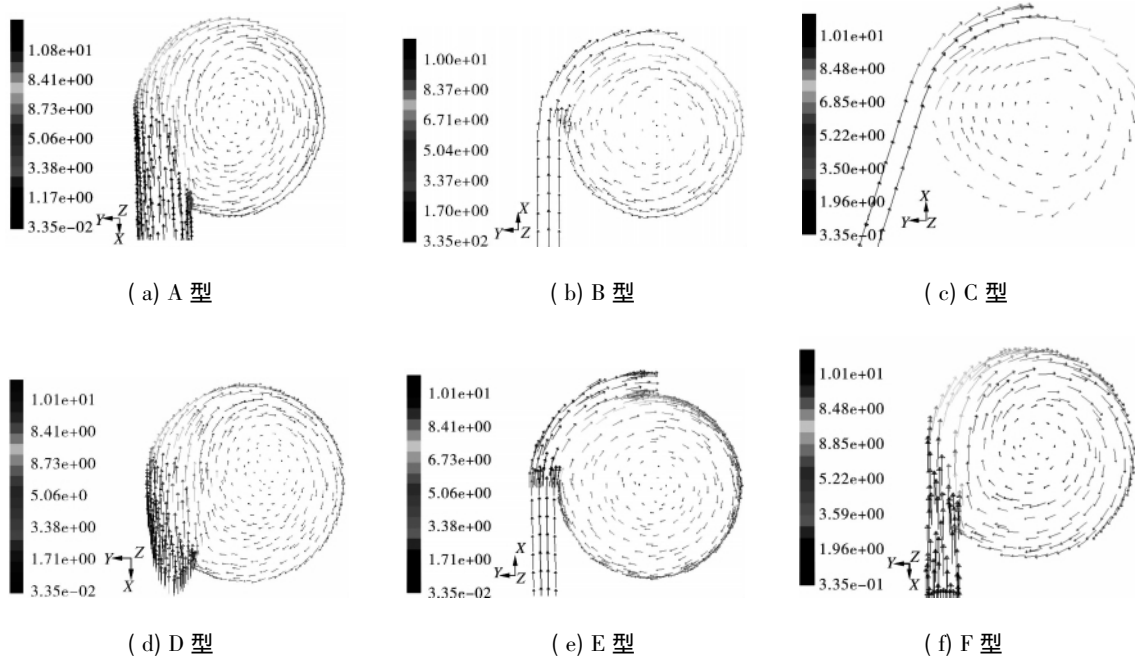


图5 通过入口与柱体切点的水平截面速度矢量

其中D、E两图的部分缺失的矢量图是由入口是空间结构造成的(入口含油率为0.1,入口流速10m/s,油滴平均粒径为 $100\mu\text{m}$,分流比30%)。可以看出,在其余条件一致的前提下,经过入口的导向作用,B、E型结构的最小速度分布位于圆心附近且速度方向的变化较平滑,但是在相同位置处的速度B型结构的比E型结构的大;C型结构的速度方向变化较不平滑且最小速度偏离中心,效果最差;A、D和F效果差不多,最小速度均偏离中心,A和D靠近入口的圆内速度分布要远大于其它区域的速度,这种分布容易使油核在圆柱中发生摇摆,是不利的。从图中还可以看出,B型导流后的流场均匀,平均速度大,能量损失小。综上可看出不同入口结构的导流效果是不一样的。

3.2 入口形状对油水在柱形旋流器中分离效率的影响

图6示出在入口含油率为0.1,入口流速10m/s,油滴平均粒径为 $100\mu\text{m}$ 时,在不同分流比下,不同入口结构分离效率对比。

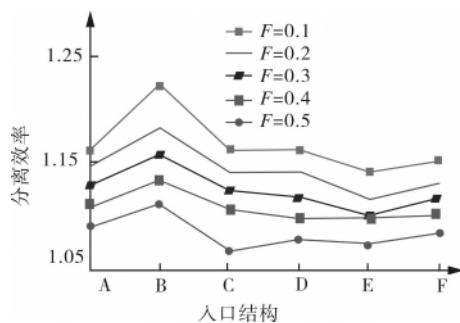


图6 各入口结构对分离效率影响

从图中可以看出,在保证入口具有相同的流通面积、相同的入口形式、相同的入口流速等工况时,圆形入口比矩形入口的分离效率稍高;在保证入口形状相同和其它工况一致的条件下,分离效率:螺旋线型>切线型>渐开线型>三维螺旋型(均为矩形截面);与柱体水平相切比向下倾斜 20° 比柱体相切的入口结构(均为圆形截面)分离效率高。螺旋线型入口结构将来液的直线运动过渡转换成周向运动,使来液更顺畅的进入旋转运动状态;而切向型入口使来液直接进入柱体,会造成柱体内部流体流动结构的扰动,妨碍了油滴在入口位置迅速运动到轴心,故其效率稍低;三维螺旋线型入口结构之所以分离效率最低,是由于其沿轴向导向一周,使入口的切向速度转变为向下

与柱体相切的速度,向下与柱体相切的速度经分解所得的切向速度必然减小,从而使油滴受到的离心力减小,从而使油滴向中心运动的动力变小,故这种结构分离效率要低。在流通面积相同和其它条件相同的条件下,螺旋线型入口结构的分离效率最高,这点与袁运洪等人的结论是一致的^[14]。

3.3 入口位置高低对油水在柱形旋流器中分离的影响

在入口含油率0.1,入口流速10m/s,分流比为0.2,油滴平均粒径为 $100\mu\text{m}$ 时,当入口位置高度 z 分别为50cm、65cm、80cm、95cm时,A型各旋流器对应的轴截面含油率分布图如图7所示。

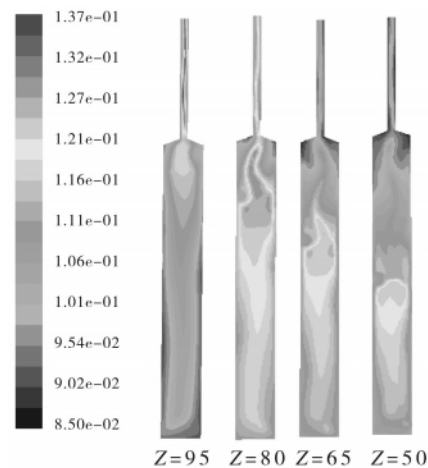


图7 不同入口位置的柱形旋流器轴截面含油率分布

从图中可以看出,随着入口位置的提高,从溢流口排出的油增加,即入口位置靠近溢流口有利于提高分离效率。当入口位置靠上时,能够使处于内旋流中的油份及时从溢流口排出,而当入口位置靠下时,由于旋流器中的流场是不对称的,油核是呈螺旋线式向上运动。当入口位置越靠下,这段螺旋运动的路程越长,能量损失越多,一部分油滴从油核中游离出来,最终使向上运动的油核消失。在图7中第3个旋流器中表现的尤为明显,故入口位置靠上有利于油水分离。

4 结论

(1) 入口结构的导流效果是不一样的,由此影响旋流器内流场分布。其中矩形螺旋线型入口导流后平均速度大,也即能量损失最小;

(2) 在入口含油率为0.1,入口流速为10m/s,油滴平均粒径为 $100\mu\text{m}$,相同的流通面积时,螺

旋线型旋流器分离效率最高,圆形比矩形的分离效率稍高;

(3) 在入口含油率为 0.1,入口流速为 10m/s,分流比为 0.2,油滴平均粒径为 100 μ m 时,数值模拟发现入口位置靠上有利于油水分离。

参考文献

- [1] 牟俊玲,邱华,葛明桥.旋流器对环锭纺纱线性能的影响[J].纺织学报,2009,11:43-47.
- [2] 邵涛,乐宏刚.分选磷矿用重介质旋流器的研究与实践[J].化工矿物与加工,2009,10:13-16.
- [3] Gao Shuling, Li Xiaoan, Wei De-zhou et al. Beneficiation of low-grade diasporic bauxite with hydrocyclone [J]. Trans Nonferrous Met Soc China, 2008, 18: 444-448.
- [4] 袁建革.重介选煤旋流器与渣浆泵的配套运行分析 [1]. 煤矿机械, 2008, 29(7): 79-81.
- [5] 赵国庆,张明贤.水力旋流器的蜗壳设计理论[J].石油机械,1992,20(12):1-7.
- [6] Martin Thew. Hydrocyclone redesign for liquid-liquid separation [J]. The Chemical Engineer, 1986, (7-8): 17-23.
- [7] Chu Liang-Yin, Chen Wen-Mei, Lee Xiao-Zhong. Effect of Structure Modification on Hydrocyclone Performance [J]. Separation and Purification Technology, 2000, 21: 71-86.
- [8] Gay J C, Triponey G, Bezdard C et al. Rotary Cyclone Will Improve Oily Water Treatment and Reduce Space Requirement/Weight on Offshore Platforms [C]. Society of Petroleum Engineers, SPE 16571, 1987.
- [9] Bednarski S, Listewnik J. Hydrocyclones for Simultaneous Removal of Oil and Solid Particles from Shops' Oily Waters [J]. Filtration and Separation, 1988: 92-97.
- [10] Colman D A, Thew M T, Corney D R. Hydrocyclones for Oil/Water Separation [C]. International Conference on Hydrocyclones, 1980: 143-166.
- [11] 丁旭明,王振波,金有海.两种入口结构旋流器性能对比试验研究[J].化工机械,2005,32(2):69-71.
- [12] 李玉星,冯叔初,李安星.水力旋流器压降及压力分布特性的数值模拟[J].流体机械,2002,30(10):15-19.
- [13] Shi-ying Shi, Ying-xiang Wu, Jun Zhang, et al. A Study on Separation Performance of a Vortex Finder in a Liquid-Liquid Cylindrical Cyclone [C]. 9th International Conference on Hydrodynamics, October 11-15, 2010, Shanghai: 380-386.
- [14] Oropeza-Vazquez C, Afanador E, Gomez L, et al. Oil-Water Separation in a Novel Liquid-Liquid Cylindrical Cyclone (LLCC) Compact Separator-Experiments and Modeling [J]. Journals of Fluids Engineering, 2004, 126: 553-564.
- [15] 袁运洪,王伯尧.水力旋流器的发展现状[J].矿冶工程,1983,3(3):62-67.

作者简介:史仕莢(1984-),女,在读博士生,研究方向为工程力学,主要从事应用多相流方面的研究,通讯地址:100190 北京市北四环西路 15 号中国科学院力学研究所。

(上接第 15 页)

参考文献

- [1] 贺德馨.风工程与工业空气动力学[M].北京:国防工业出版社,2006,77.
- [2] 宫靖远.风电场工程设计手册[M].北京:机械工业出版社,2004,24.
- [3] 李俊峰,施鹏飞,高虎.2010年中国风电发展报告[M].海口:海南出版社,2010,2.
- [4] 李德顺,李仁年.雷诺数对风力机专用翼型气动性能影响的研究[J].流体机械,2009,37(12):31-34.
- [5] 张果宇,冯卫民,刘长陆,等.6种风力机叶片翼型的气动性能数值模拟研究[J].可再生能源,2009,27(4):11-15.
- [6] 李成良,王继辉.基于ansys大型风力机叶片建模研究[J].复合材料,2009,3(2):52.
- [7] 勒古里雷斯 D,施鹏飞,译.风力机的理论与设计[M].北京:机械工业出版社,1987,36-37.
- [8] 周志军,林霞.不同湍流模型在管道流动阻力计算中的应用和比较[J].热力发电,2007,(1):10.
- [9] 姚志岗.大型风力发电机叶片的设计研究[D].保定:华北电力大学,2008.
- [10] NIKOLAOU I G, POLITIS E S, CHAVIAROPOULOS P K. Modelling the Flow Around Airfoil equipped with Vortex Generators Using A Modified 2D Navier-Stokes solver [J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2005, 127: 223-233.
- [11] 刘雄,陈严,叶枝全.增加风力机叶片翼型后缘厚度对气动性能的影响[J].太阳能学报,2006,27(5):489-495.
- [12] 李银然.风力机专用翼型的空气动力特性研究[D].兰州:兰州理工大学,2007.

作者简介:李仁年(1986-),男,教授,博士生导师,通讯地址:730050 甘肃兰州市七里河区兰工坪 287 号兰州理工大学能动学院。