

高压水扇形喷嘴结构参数对内部流场影响的数值模拟

张新铭 罗 晴 洪 光 凌 娅

(重庆大学 动力工程学院 低品位能源利用技术及系统教育部重点实验室 重庆 400030)

摘 要: 利用计算流体软件建立了扇形喷嘴内部流场的三维数学模型, 采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型对其进行了数值模拟, 分析了喷嘴主要结构参数对流场速度分布、压力分布和射流速度的影响。结果表明: 收缩角对喷嘴内部流场, 尤其是射流速度有较大的影响, 以 $13^\circ \sim 15^\circ$ 为最佳; 出口长径比对射流流态和射流速度均有一定的影响, 宜在 2~4 之间更有利于喷嘴的射流; V 形切槽的夹角对射流出口速度的影响较明显, 在 $15^\circ \sim 30^\circ$ 时有较好的集束性, 但射流速度不高, $30^\circ \sim 45^\circ$ 有较好的射流速度, $45^\circ \sim 60^\circ$ 可获得高的射流速度, 但集束性较差。

关 键 词: 扇形喷嘴; 结构参数; 内部流场; $k-\varepsilon$ 湍流模型; 集束性

中图分类号: O351; TP69 文献标识码: A

引 言

喷嘴按形状可分为圆柱形喷嘴、扇形喷嘴和异形喷嘴等, 扇形喷嘴由于直接可由喷嘴形状产生平坦均匀的扁平射流, 射流致密性好, 扩散角也可在较大范围内变化, 因而被广泛运用^[1]。文献 [2] 对扇形喷嘴 V 形切槽各参数的改变对出口喷射角的影响进行了数值计算, 文献 [3~4] 通过对扇形喷嘴射流的大量试验研究了射流的运动特性和稳定性, 文献 [5~6] 在研究喷嘴的结构与水射流特性之间的关系以及喷射性能等方面进行了大量的试验研究, 文献 [7] 对喷嘴各参数对其流场的速度分布和压力分布的影响进行了数值模拟。

本研究采用三维 Navier-Stokes 方程作为控制方程, 用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型建立封闭控制方程组, 运用 CFD (Computational Fluid Dynamics) 软件建立了扇形喷嘴内部流场的三维模型。对扇形喷嘴主要结构参数如收缩角、出口长径比、V 形切槽夹角等, 用 Fluent 商业软件对其内部射流流场和出口射流速度的影响进行数值模拟和仿真计算, 并将得到的结果与文献 [1] 中的试验数据进行了对比, 得到了各参数对喷嘴内部射流流

态和射流速度的影响规律。

1 扇形喷嘴出口内部结构

扇形喷嘴在结构上不同于普通的轴对称圆柱形喷嘴, 其结构分为轴向扇形喷嘴和导向板式扇形喷嘴两类^[8]。轴向扇形喷嘴其出口为椭球形, 出口截面为椭圆状, 椭圆喷孔一般由一定角度的“楔”(V 形切槽) 与圆锥形喷孔垂直相贯而成^[1]。扇形喷嘴的出口内部结构如图 1 所示, 决定其内部结构的主要参数为: 射流出口段直径 d (mm), 射流出口段长度 l (mm), V 形切槽的半角 a ($^\circ$), V 形切槽相对偏移量 b (mm), 椭圆半长轴长度 a_2 (mm)。

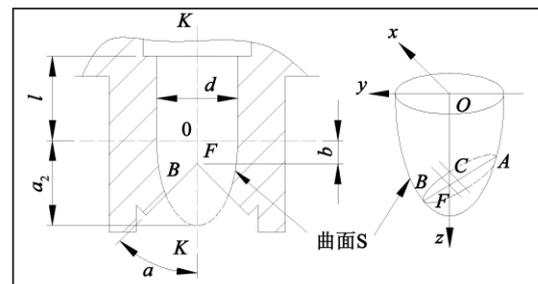


图 1 扇形喷嘴出口结构示意图

Fig. 1 Schematic drawing of the outlet structure of a sector-shaped nozzle

2 模型的建立

2.1 物理模型

对于圆锥收敛型扇形喷嘴, 影响性能的主要参数为: 收缩角 β ($^\circ$), 射流出口段直径 d (mm), 射流出口段长度 l (mm), V 形切槽的半角 a ($^\circ$)。扇形喷嘴物理模

收稿日期: 2011-06-20; 修订日期: 2011-08-18

基金项目: 国家重点基础研究发展计划 (973) 基金资助项目 (2011CB710701); 重庆大学 211 工程“三期建设”基金资助项目 (S-09101)。

作者简介: 张新铭 (1953-) 男, 上海人, 重庆大学教授。

型如图 2 所示。

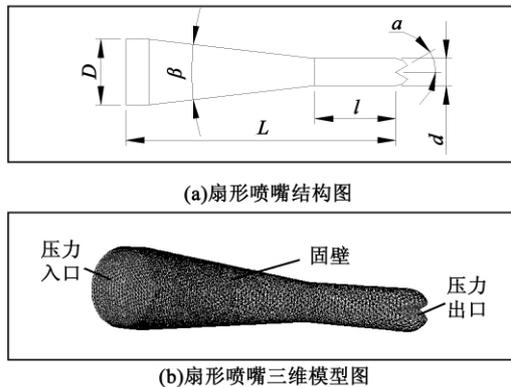


图 2 扇形喷嘴物理模型

Fig.2 Physical model for a sector-shaped nozzle

2.2 控制方程

由于高压水扇形喷嘴在进行射流清洗等应用中，其内部的流动状态一般为湍流，故采用三维 Navier - Stokes 方程作为控制方程，并用标准 $k - \varepsilon$ 湍流模型建立封闭控制方程组^[9]。

不可压缩流体湍流时均流动的连续性方程为：

$$\partial \bar{u}_i / \partial x_i = 0 \tag{1}$$

湍流时均流动的运动方程为：

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \overline{u'_i u'_j} \right) \tag{2}$$

式中： x_i, x_j —坐标方向； \bar{u}_i, \bar{u}_j — x_i, x_j 坐标方向的平均速度 m / s ； $\overline{u'_i u'_j}$ —雷诺应力项； \bar{p} —平均静压 Pa ； ν —运动粘性系数 m^2 / s ； ρ —流体的密度 kg / m^3 。

湍动能和耗散的 $k - \varepsilon$ 双方程：

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(C_k \frac{k^2}{\varepsilon} + \nu \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P - \varepsilon \tag{3}$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(C_\varepsilon \frac{k^2}{\varepsilon} + \nu \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \tag{4}$$

式中： $P = \nu_i \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$ ， $\nu_i = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ ， C_μ —模型系数，

通常取 0.09； $k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}$ —湍动能， m^2 / s^2 ； $\varepsilon = \nu$

$\frac{\partial \bar{u}'_i \bar{u}'_i}{\partial x_j \partial x_j}$ —湍动能耗散率；各经验系数的取值分别为： $C_k =$

$= 0.09 \sim 0.11$ $C_\varepsilon = 0.07 \sim 0.09$ $C_{\varepsilon 1} = 1.41 \sim 1.45$ $C_{\varepsilon 2} =$

2.3 边界条件

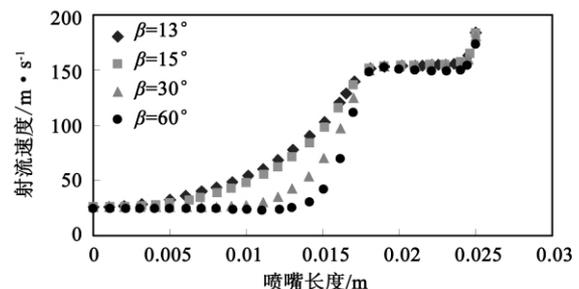
对扇形喷嘴内部流场进行网格划分，网格单元用

Hex/Wedge 网型采用非结构网格(Cooper) ，网格间距为 0.3，划分后共生成 67270 个网格，如图 2(b) 所示。整个内部流场的入口和出口均采用压力边界条件，设置其边界条件为：入口压力 20 MPa，出口相对静压 0 MPa(即大气压)；喷嘴内壁定义为固壁，采用无滑移边界条件；射流介质为水，常温下其密度为 998.2 kg/m^3 ，动力黏度为 $0.001 \text{ kg/(m} \cdot \text{s)}$ 。

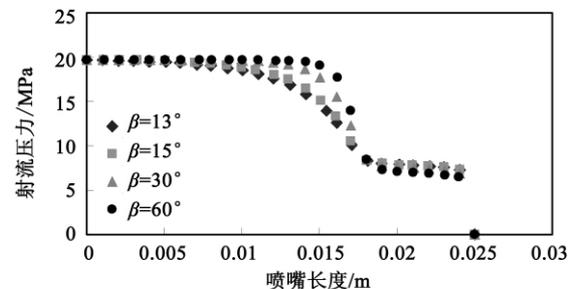
3 数值模拟及分析

3.1 收缩角 β 对喷嘴内部流场的影响

在喷嘴入口直径 $D = 6 \text{ mm}$ 、出口直径 $d = 2.5 \text{ mm}$ 、V 形切槽的半角 $a = 30^\circ$ 、长径比 $l/d = 3$ 的情况下，对收缩角分别为 13° 、 15° 、 30° 和 60° 的喷嘴内部射流流场进行数值模拟，仿真计算结果如图 3 ~ 图 4 所示。



(a)轴心射流速度变化曲线



(b)轴心射流压力变化曲线

图 3 喷嘴收缩角对轴心射流速度和射流压力的影响

Fig.3 Influence of the convergence angle on the axis jet flow velocity and pressure

图 3(a) 为喷嘴在轴心线上的射流速度变化曲线，收缩角为 13° 和 15° 时，速度变化趋势平缓，并且在收缩末端后速度也保持一定的上升趋势；而收缩角为 30° 和 60° 时，收缩段的速度梯度变化较大，且收缩末端后速度有一定的下降趋势。表 1 为喷嘴收缩末端和射流出口的轴心速度值，从表中可以看出，随着收缩角的增大，无论是收缩末端还是射流出口时的轴心速度，都随着

收缩角的增大而逐渐减小。

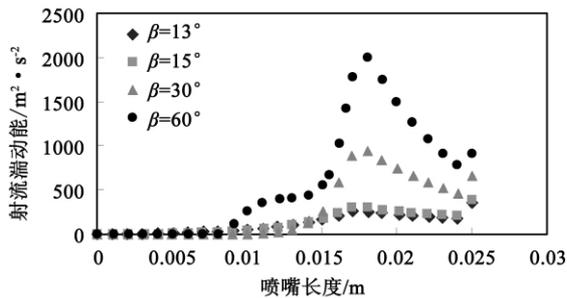


图 4 喷嘴轴心线上端动能变化曲线
Fig.4 Curves showing the vortex kinetic energy at axis of a nozzle

喷嘴内部轴心压力变化曲线如图 3(b) 所示,当收缩角为 13°和 15°时喷嘴内部压力平缓下降,梯度变化小,在收缩段时压力衰减较小;收缩角为 30°和 60°时喷嘴内部压力在收缩段时急剧降低,压力梯度变化较大,衰减也较快。图 4 反映了喷嘴内部轴心线上端动能的变化,其湍动能越大,表明射流在运动的过程中,紊流越强,能量损耗越大^[10]。由图中可知,湍动能在入口段后逐渐增大,在收缩末端达到最大值,而后迅速下降,但到达出口处后,湍动能会突然增大;且在整个变化趋势中湍动能随着收缩角的增大而明显增加。这是由于收缩角越大,收缩段长度越短,射流收缩加快,降低了内部流场的稳定性,局部湍动能增大,因而使得压力衰减较快,影响了喷嘴射流的速度。由此可见,收缩角对喷嘴内部射流流场有较大的影响,并且通过模拟分析可得到,收缩角在 13°~15°为最佳。

表 1 不同收缩角时的轴心速度值

Tab.1 Axis velocity value at different convergence angles

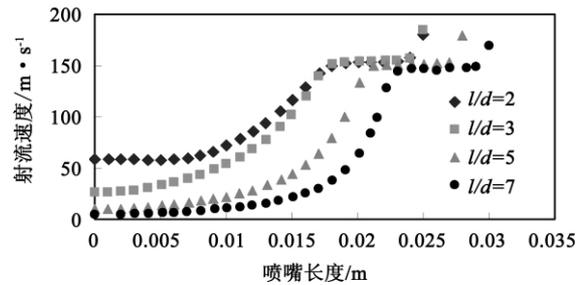
	收缩角 $\beta / (^\circ)$			
	13	15	30	60
收缩末端轴心速度 / $m \cdot s^{-1}$	147.894	147.483	141.427	137.890
射流出口轴心速度 / $m \cdot s^{-1}$	184.350	183.378	180.543	173.480

3.2 出口长径比 l/d 对喷嘴内部流场的影响

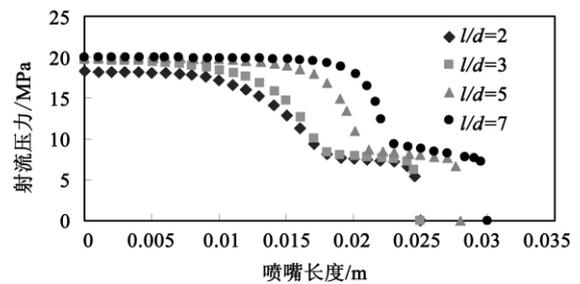
在收缩角 $\beta = 13^\circ$ 、入口直径 $D = 6 \text{ mm}$ 、出口段长度 $l = 7.5 \text{ mm}$ 、V 形切槽的半角 $\alpha = 30^\circ$ 的情况下,分别对出口直径 d 为 3.75、2.5、1.5 和 1.07 mm(长径比分别为 $l/d = 2, 3, 5, 7$) 的喷嘴内部流场进行计算。

由图 5(a) 可见,各喷嘴内部轴心线上的速度变化趋势相同,但在收缩段的速度梯度变化却有很大的差异,出口长径比为 2 和 3 的喷嘴,其收缩段速度梯度变

化较小,而长径比为 5 和 7 的速度梯度明显增大。从表 2 的数据中可以看出,收缩末端和射流出口轴心速度最大的是出口长径比为 3 的喷嘴,而速度最小的是长径比为 7 的喷嘴,其最大和最小值的差值分别为 7.311 和 15.01 m/s 。



(a)轴心射流速度变化曲线



(b)轴心射流压力变化曲线

图 5 喷嘴长径比对轴心射流速度和射流压力的影响

Fig.5 Influence of the height/diameter ratio of a nozzle on the axis jet flow velocity and pressure

表 2 不同长径比时的轴心速度值

Tab.2 Axis velocity values at different height/diameter ratios

	出口长径比 (l/d)			
	2	3	5	7
收缩末端轴心速度 / $m \cdot s^{-1}$	146.514	147.894	143.153	140.583
射流出口轴心速度 / $m \cdot s^{-1}$	180.278	184.350	179.163	169.340

喷嘴轴心压力变化曲线如图 5(b) 所示,随着出口长径比的增加(即出口直径的逐渐减小),内部流场压力衰减也越来越明显,压力衰减段曲线也逐渐趋于竖直,且在出口段压力衰减也明显增大。而在湍动能的变化曲线中(如图 6 所示),虽各曲线变化趋势一致,但随着长径比的增加,湍动能却呈现出减小的趋势,曲线也越趋于平坦。这是因为出口长径比的增加使得内部流道相对加长,流体在出口段充分发展,使得流体在内部流动也更为充分,因此湍动能有减小的趋势;但出口长径比越大,出口段长度相对越长,使喷嘴内壁的摩擦阻力和流体阻力都相应

增大,并使得压力损失剧增,因此导致了射流速度的减小,这同样也说明了在湍动能减小的同时而射流速度也相应减小的原因。通过以上分析可知,出口长径比对喷嘴内部流场有一定的影响,并对射流速度的影响较大,出口长径比在 2~4 之间更有利于喷嘴的射流。

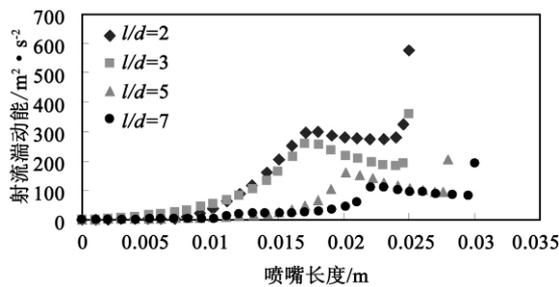


图 6 喷嘴轴心线上湍动能变化曲线
Fig. 6 Curves showing the vortex kinetic energy at axis of a nozzle

3.3 V 形切槽的半角 α 对喷嘴内部流场的影响

入口直径 $D = 6 \text{ mm}$ 、出口直径 $d = 2.5 \text{ mm}$ 、长径比 $l/d = 3$ 、收缩角 $\beta = 13^\circ$ 时,对 V 形切槽的半角分别为 15° 、 30° 、 45° 和 60° 的喷嘴内部流场进行计算。

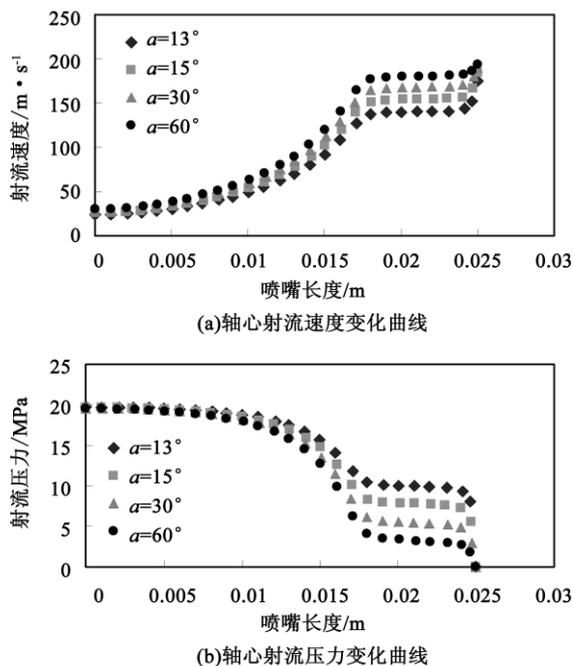


图 7 喷嘴 V 形切槽半角对轴心射流速度和射流压力的影响

Fig. 7 Influence of the semi-angle of the V-groove of a nozzle on the axis jet flow velocity and pressure

对照图 7(a) 和图 7(b) 可以看出,喷嘴轴心流速度变化曲线和轴心压力变化曲线无明显差异,变化趋势也大致相同。随着 V 形切槽角度的增大,射流速度在收缩段的速度梯度变化也逐渐增大,在出口段处的平均速度也会随着切槽角度的增大而增加;而在压力变化曲线中,随着切槽角度的增大收缩段处的压力衰减也随之增大,因而在出口段处的平均压力随着切槽角度的增大反而降低。表 3 为不同切槽半角下的收缩末端和射流出口轴心速度值,从表中可看出,各速度值是随着切槽角度的增大而相应增加的,切槽角度越大则出口速度越大,反之则越小。

表 3 不同 V 形切槽半角时的轴心速度值

Tab. 3 Axis velocity values at different semi-angles of the V-groove

	V 形切槽半角 $\alpha / (^\circ)$			
	15	30	45	60
收缩末端轴心速度 $/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	133.379	147.894	160.656	173.563
射流出口轴心速度 $/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	174.801	184.350	189.256	193.626

喷嘴内部轴心线上湍动能变化曲线如图 8 所示,随着 V 形切槽角的增大,湍动能也相应增大,但在出口处湍动能的变化则相反,切槽的角度越大则出口处湍动能越小。原因是切槽的夹角改变了出口张口的大小,张口越小,阻力越大,使得出口处湍动能增大,射流在到达出口的速度也会相应减小,张口大小同时也影响着射流在出口段的加速情况。因此,V 形切槽的半角对喷嘴内部射流流态的影响较小,但对射流出口的流速有一定的影响。由于喷嘴出口处 V 形切槽的夹角决定着射流的散射角以及喷嘴的集束性,夹角越小则射流的集束性越好^[11]。因此,V 形切槽的半角在 $15^\circ \sim 30^\circ$ 时有较好的集束性,但对射流出口速度有一定的影响,可用于切割等加工工艺;切槽半角在 $30^\circ \sim 45^\circ$ 能得到较好的射流速度,可应用于清洗、冲刷等;而切槽半角在 $45^\circ \sim 60^\circ$ 时虽可获得高的射流速度,但射流集束性较差。

3.4 结果对比及分析

文献 [1] 对各种喷嘴的结构与水射流特性之间的关系以及喷射性能等方面进行了大量的试验研究。图 9 和图 10 为文献 [1] 中圆锥收敛型喷嘴的试验数据与本研究模拟结果的比较,图 9 为在中等压力和大流量工况下对不同收缩角的喷嘴试验结果

与模拟结果比较,图 10 说明了喷嘴出口圆柱段长度 l (mm) 对射流的影响,其中 d 为出口直径 (mm)、 s 为射流靶距 (mm)。纵坐标 s/d 代表无量纲靶距, s/d 越大则表明在同等工况下,喷嘴的冲击力越大,即射流出口速度越大。

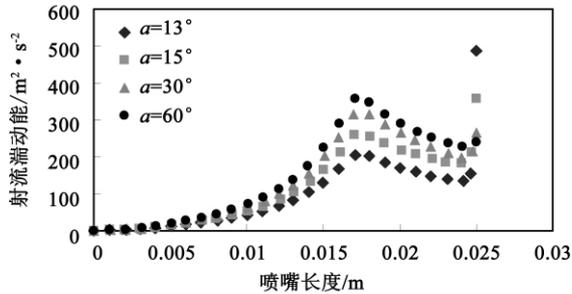


图 8 喷嘴轴心线上端动能变化曲线

Fig. 8 Curves showing the vortex kinetic energy at axis of a nozzle

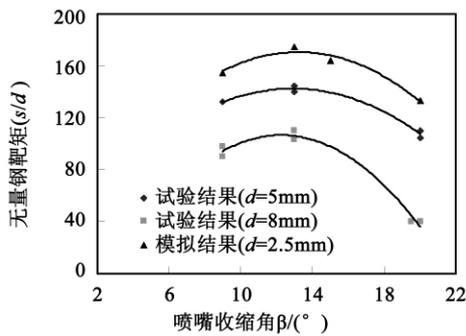


图 9 喷嘴收缩角对射流有效靶距的影响

Fig. 9 Influence of the convergence angle on the effective target distance of the jet flow

对比文献 [1] 中所得的试验数据可知: (1) 喷嘴收缩角对射流影响的试验结果与模拟所得结果基本吻合,且最大有效靶距均出现在收缩角为 13°; (2) 在喷嘴出口段长度对射流的影响中,试验结果与模拟结果的变化趋势基本一致,当 l/d 为 3.5 左右时的合理靶距最大(合理靶距是指射流冲击力损失 25% 的靶距)。通过以上比较分析可知,本研究对圆锥收敛型扇形喷嘴结构参数对流场影响的数值模拟结果与文献 [1] 中的试验结果基本一致,同时也说明了,喷嘴的收缩角、出口段直径、出口段长度等结构参数对喷嘴射流的影响不可忽略,对射流出口速度以及射流冲击力起着极其重要的作用。

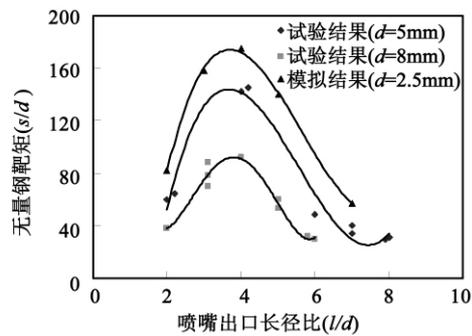


图 10 喷嘴出口圆柱段长度与合理靶距的关系

Fig. 10 Relationship between the distance of the cylindrical section of a nozzle and rational target distance

4 结 论

(1) 喷嘴各主要结构参数,即收缩角、出口长径比、V 形切槽的夹角,对内部射流流场均有一定的影响,各参数的合理配置对喷嘴射流的速度起着十分重要的作用。

(2) 收缩角 β 对喷嘴内部射流流场,尤其是射流速度有较大的影响。收缩角越大,其收缩末端和射流出口时的轴心速度都随着收缩角的增大而逐渐减小。经过分析可得,收缩角在 13° ~ 15° 为最佳。

(3) 出口长径比 l/d 对喷嘴内部流场有一定的影响,并对射流流态和射流速度的影响较大。长径比太小则不利于射流出口段的加速;但长径比越大,出口段长度相对越长,使喷嘴内壁的摩擦阻力和流体阻力都相应增大,并使得压力损失聚增,而导致射流速度的减小。因此,出口长径比在 2 ~ 4 之间更有利于喷嘴的射流。

(4) V 形切槽的半角 α 对射流流态的影响较小,但对射流出口的流速有一定的影响。切槽角度越大则出口速度越大,反之则越小。V 形切槽的半角在 15° ~ 30° 时有较好的集束性,但对射流出口速度有一定的影响;切槽半角在 30° ~ 45° 能得到较好的射流速度;而切槽半角在 45° ~ 60° 时虽可获得高的射流速度,但射流集束性较差。

参考文献:

[1] 薛胜熊. 高压水射流技术工程 [M]. 合肥: 合肥工业大学出版社 2006.

ing projects [M]. Hefei: Hefei Polytechnic University Press 2006.

[2] Zhou Q, Miller P C H, Walklate P J, et al. Prediction of spray angle from flat fan nozzles [J]. Agricultural Engineering, 1996, 64: 139 - 148.

[3] Jeffery C Thompson, Jonathan P Rothstein. The atomization of viscoelastic fluids in flat-fan and hollow-cone spray nozzles [J]. Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics 2007, 147: 11 - 22.

[4] Joshua L Hensley, Xin Feng. Induction charging nozzle for flat fan sprays [J]. Journal of Electrostatics 2008, 66: 300 - 311.

[5] 卞致瑞, 马志和, 沈月岭, 等. 高压水除鳞喷嘴与射流特性的试验研究[J]. 冶金设备, 2000, 120(2): 15 - 18.
BIAN Zhi-rui, MA Zhi-he, SHEN Yue-ling, et al. Experimental study of high pressure water squama removal nozzles and jet flow characteristics [J]. Metallurgical Equipment, 2000, 120(2): 15 - 18.

[6] 马昕霞, 袁益超, 黄 鸣, 等. 多喷嘴汽-液两相喷射性能的实验研究 [J]. 动力工程学报 2010, 30(10): 777 - 781.
MA Xin-xia, YUAN Yi-chao, HUANG Ming, et al. Experimental study of steam-liquid two-phase flow jet performance of multi-nozzles [J]. Journal of Power Engineering 2010, 30(10): 777 - 781.

[7] 王 毅, 曾良才, 陈新元, 等. 高压除鳞喷嘴内部流场数值模拟与仿真分析[J]. 武汉科技大学学报(自然科学版), 2007, 30(6): 613 - 616.
WANG Yi, ZENG Liang-cai, CHEN Xin-yuan, et al. Numerical simulation and simulation analysis of the flow field inside a high pressure water squama removal nozzle [J]. Journal of Wuhan University of Science and Technology (natural science edition), 2007, 30(6): 613 - 616.

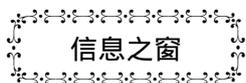
[8] 任小增. 高压水射流清洗用扇形喷嘴的结构及磨损研究[D]. 长沙: 中南大学, 2009.
REN Xiao-zeng. Study of the structure and wear of a high pressure water jet flow washing-purpose sector-shaped nozzle [D]. Paper for Master's Degree, South China University 2009.

[9] 张鸣远, 景思睿, 李国军. 高等工程流体力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2006.
ZHANG Ming-yuan, JING Si-rui, LI Guo-jun. Higher engineering hydrodynamics [M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press 2006.

[10] 王致清. 流体力学基础[M]. 北京: 高等教育出版社, 1987.
WANG Zhi-qing. Hydrodynamic fundamental [M]. Beijing: Higher Education Press 1987.

[11] 杨国来, 陈 亮, 李秀华, 等. 锥直形喷嘴内部结构参数对射流流场影响的数值模拟[J]. 液压与气动, 2009, 11: 6 - 8.
YANG Guo-lai, CHEN Liang, LI Xiu-hua, et al. Numerical simulation of the influence of the structural parameters inside a cone-straight-shaped nozzle on its jet flow field [J]. Hydraulic and Pneumatic 2009, 11: 6 - 8.

(丛 敏 编辑)



中石油订购 6 台燃气轮机-压缩机组

据《Gas Turbine World》2011 年 5 - 6 月刊报道,中石油最近向 Rolls-Royce 公司订购 6 台 RB211 燃气轮机-压缩机成套装置,用于西气东输二线工程。

西气东输管线是世界上最长的天然气管线,此次订货将使安装于西气东输主管线及其相关支线上的 RB211 燃气轮机-压缩机成套装置总数达到 45 台。

这些燃气轮机机组将安装在沿西气东输二线 2 400 km 东段的两个新压缩机站。它们将编入目前该线 2 450 km 西段安装的 6 台 RB211 燃气轮机。目前,已有 19 台 RB211 燃气轮机-压缩机组在西气东输一线使用。

西气东输二线总长为 8 859 km,由 4 859 km 的主干线和 8 条支线组成。每年将输送 300 亿 m³ 天然气,从中亚的产地穿过 15 个省到主要使用地区,包括浙江、上海、广东等。

用于输气管线与 RB211 燃气轮机配套的离心压缩机是 RFBB-36 型压缩机,也由 Rolls-Royce 公司设计和制造。

用于西气东输二线东段的所有设备计划于 2011 年第四季度前交付。

(吉桂明 摘译)

Pu ,YUAN Qi(College of Energy Source and Power Engineering ,Xi'an Jiaotong University ,Xi'an ,China ,Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 27(3) . -293 ~295

In the light of such problems as abrupt jump of the vibration value and mismatching of the wheel disks caused by any deficiency in design of bolts for the coupling on the rotor of a 600 MW unit low-voltage generator ,proposed was an optimized four-boss bolt structure instead of the original three-boss bolt one on the basis of a study of the relationship between the elongation of the bolts and the torque transferred. The three-dimensional non-linear contact finite element method was used to calculate and analyze both bolt structures under different operating conditions. A comparison of the calculated results indicates that the four-boss optimization version can effectively and safely transfer a torque under various operating conditions and ensure safe operation of the unit. **Key words:** coupling ,three-boss bolt ,four-boss bolt ,torque ,finite element ,low-voltage generator rotor

甲烷三重重整合成气热力学分析 = **Thermodynamic Analysis of the Preparation of Syngas Through a Triple-reforming of Methane** [刊 ,汉]TANG Qiang ,YANG Xu-dong ,ZHANG Li(Education Ministry Key Laboratory on Low Quality Energy Source Utilization Technologies and Systems ,College of Power Engineering ,Chongqing University ,Chongqing ,China ,Post Code: 400044) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 27 (3) . -296 ~300

TRM (triple-reforming of methane) reaction boasts such merits as a high process energy efficiency ,a proper syngas H_2/CO and relatively low carbon deposition of catalysts. A thermodynamic analysis was performed of the preparation of syngas through a triple-reforming of methane by using the equilibrium constant method with the influence of the reaction temperature ,pressure and composition of the feed gas on the reforming characteristics being studied. The research results show that when the TRM reaction temperature is above 1073 K ,the reaction achieves a very good effectiveness and the temperature rise is conducive to an enhancement of the conversion rate. However ,an increase of the pressure is unfavorable to a positive reaction. An increase of the oxygen content will make the conversion rates of methane and carbon dioxide go up to above 95% and down to below 10% respectively while the H_2/CO value will maintain around 1.5. When the steam and carbon dioxide content increase ,the conversion rate of methane will increase but that of the carbon dioxide will decrease with the H_2/CO value changing in a range from 1.4 to 2.1. The former will make the H_2/CO value increase while the latter will make it decrease. **Key words:** equilibrium constant ,methane ,triple reforming ,syngas ,thermodynamic analysis

高压水扇形喷嘴结构参数对内部流场影响的数值模拟 = **Numerical Simulation of the Influence of the Structural Parameters of a High Pressure Water Sector-shaped Nozzle on Its Internal Flow Field** [刊 ,汉] ZHANG Xin-ming ,LUO Qing ,HONG Guang ,LING Ya (Education Ministry Key Laboratory on Low Quality Energy

Source Utilization Technologies and Systems ,College of Power Engineering ,Chongqing University ,Chongqing ,China ,Post Code: 400030) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 27(3) . - 301 ~ 306

By using a computational fluid dynamics software ,established was a three-dimensional mathematical model for the internal flow field of a sector-shaped nozzle and a numerical simulation was performed of the nozzle under discussion by employing the standard $k - \varepsilon$ turbulent flow model. The influence of the main structural parameters of the nozzle on the velocity and pressure distribution as well as the jet flow speed was analyzed. It has been found that the convergence angle has a relatively large influence on the internal flow field of the nozzle ,especially ,the jet flow speed. The optimum convergence angle falls in a range from 13 to 15 degrees. The ratio of length to diameter at the outlet has a certain influence on both jet flow pattern and speed. When the blade height to diameter ratio is within a range from 2 to 4 ,it will be more favorable to the jet flow of the nozzle. The inclusive angle of the V-shaped groove has a relatively conspicuous influence on the jet flow speed at the outlet. When the inclusive angle is between 15 and 30 degrees ,the nozzle displays a relatively good convergence nature but the jet flow speed is not high. When the angle is between 30 and 45 degrees ,the nozzle can achieve a relatively good jet flow speed. When the angle is between 45 and 60 degrees ,the nozzle can result in a high jet flow speed but a relatively poor convergence nature. **Key words:** sector-shaped nozzle ,structural parameter ,internal flow field $k - \varepsilon$ turbulent flow model ,convergence nature

换热管内旋向自交叉转子强化传热性能研究 = **Study of the Intensified Heat Transfer Performance of a Heat Exchanger Tube Inner Rotation Direction Self-cross Rotor** [刊 ,汉] ZHAO Ben-hua ,HE Xue-tao ,YAN Hua ,YANG Wei-min (College of Electromechanical Engineering ,Beijing Chemical Industry University ,Beijing , China ,Post Code: 100029) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 27(3) . - 307 ~ 311

On a comprehensive heat transfer performance test rig ,studied and compared was the heat transfer performance of a rotational direction self-cross rotor and an identical direction rotor heat exchanger with that of a bare tube. It has been found that through the Webb performance comparison method ,at an identical heat exchange surface area and a same power of the water pumps , the heat exchange quantity of the identical direction heat exchanger is 6.99 % higher than that of the bare-tube heat exchanger while that of the rotational direction self-cross rotor heat exchanger is 8.11 % higher than that of the bare tube heat exchanger to a maximal extent. On this basis ,the authors have also calculated and derived a criterion correlation formula among the rotational direction self-cross rotor ,identical direction rotor and bare tube heat exchanger and in the meantime ,studied the relationship between the heat exchange quantity and the outer diameter of the rotor ,discovering that the heat exchange quantity increases with an increase of the outer diameter of the rotor. **Key words:** shell-and-tube heat exchanger ,rotational direction cross rotor ,identical direction rotor ,intensified heat transfer performance