

## 射水减弱混流式水轮机尾水管内压力脉动的数值模拟\*

李章超<sup>1</sup> 常近时<sup>1</sup> 辛喆<sup>2</sup>

(1. 中国农业大学水利与土木工程学院, 北京 100083; 2. 中国农业大学工学院, 北京 100083)

**摘要:** 选用 RNG  $k-\varepsilon$  湍流模型, 对一台混流式模型水轮机在部分负荷工况下的流动进行了全流道三维瞬态湍流数值模拟。数值计算结果与模型试验结果进行了比较, 成功预测了水轮机尾水管内压力脉动的幅值与频率特性。从混流式水轮机泄水锥处向尾水管内射水可减弱尾水管内低频压力脉动, 对射水后水轮机内的流动进行了数值模拟。计算结果表明, 通过射水可以有效减弱尾水管内的压力脉动, 减小压力脉动幅值。随着射水量的增加, 压力脉动幅值减小更加明显, 但是同时会导致水轮机效率的下降。为了尽可能大的减小压力脉动幅值, 并兼顾水轮机效率, 建议选择 0.03 ~ 0.05 倍该工况流量的射水量。此时, 水轮机压力脉动幅值降低明显, 而水轮机效率下降不大。

**关键词:** 混流式水轮机 涡带 压力脉动 射水

中图分类号: TK733+.1 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2013)01-0053-05

## Numerical Simulation of Elimination of Pressure Fluctuation in Francis Turbine Draft Tube Using Water Jet

Li Zhangchao<sup>1</sup> Chang Jinshi<sup>1</sup> Xin Zhe<sup>2</sup>

(1. College of Water Resources and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China

2. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

**Abstract:** 3-D unsteady turbulent flow simulation with RNG  $k-\varepsilon$  turbulence model of complete flow passage on Francis turbine at partial load condition was performed. The simulation results were compared with the test data. The simulation predicted the pressure fluctuation magnitude and frequency characteristic in the draft tube successfully. A method injecting water from the crown tip to the turbine draft tube to weaken the pressure fluctuation was introduced. Simulation of the flow with water jet was performed, showing that the water jet weakened the pressure fluctuation in the turbine draft tube effectively. With the increase of the jet flow rate, a greater reduction of pressure fluctuation magnitude was detected, but a decrease of efficiency was found. To keep a balance between pressure fluctuation mitigation and efficiency requirement, 0.03 ~ 0.05 times of flow rate at the calculated operating condition was suggested.

**Key words:** Francis turbine Vortex rope Pressure fluctuation Water jet

### 引言

水轮机向着高容量、大尺度方向发展, 其稳定性问题日益突出。大型混流式水轮机在部分负荷工况区运行时, 在尾水管中心区出现回转涡带是引发尾水管低频压力脉动从而引起机组振动的主要原

因<sup>[1]</sup>。

研究尾水管中回转涡带的形成机理及其对流动的影响意义重大。有学者采用 CFD 方法对尾水管中水流特性进行了广泛研究<sup>[2-6]</sup>, 成功预测了压力脉动特性。尾水管内回转涡带的存在, 严重影响了混流式水轮机的稳定性运行。工程上为消除尾水管

收稿日期: 2011-12-23 修回日期: 2012-02-22

\* “十一五”国家科技支撑计划资助项目(2007BAA05 B01)和中国农业大学研究生科研创新专项(KYCX2011078)

作者简介: 李章超, 博士生, 主要从事流体机械及流体工程研究, E-mail: li\_zhangchao@163.com

通讯作者: 常近时, 教授, 博士生导师, 主要从事流体机械及流体工程研究, E-mail: cjs@cau.edu.cn

压力脉动采取了一些措施,如在尾水管中设置导流板、尾水管中心补气、改进泄水锥形状等。但这些措施都有其局限性,如设置导流板在设计工况时会降低机组效率,其结构强度也难以保证,中心补气使空气聚集在泄水锥附近阻塞流道,而改进泄水锥形状的改善能力也有限。因此,对采用新的措施控制混流式水轮机尾水管内的涡带,从而减弱低频压力脉动进行研究具有重要的意义。

目前,国内外学者对射水减弱混流式水轮机尾水管涡带的研究尚不充分,部分学者采用数值计算的方法对此进行了初步研究<sup>[7-9]</sup>。采用试验的方法对射水减弱混流式水轮机尾水管压力脉动的研究还很少见,Muntean等<sup>[10]</sup>在一个近似尾水管直锥段的锥形扩散管上进行了主轴射水的试验研究,结果表明射水 $0.04Q$ 时对尾水管内压力脉动起到了减弱作用,当射水达到 $0.10Q$ 时压力脉动已经变得很小。

本文采用CFD方法对一台混流式模型水轮机进行三维全流道非定常流动计算,预测尾水管内压力脉动特性,并将计算结果与试验结果进行对比。提出一种在泄水锥处射水抑制回转涡带形成从而减弱尾水管内低频压力脉动的方法。通过数值计算,对泄水锥处射入不同流量水后的流动进行预测,分析不同射水量减弱尾水管内压力脉动的效果。

## 1 压力脉动试验

### 1.1 模型水轮机参数

针对哈尔滨电机有限责任公司研发的乌东德百万千瓦混流式水轮机组的一个模型转轮进行了研究。原型机参数如下:转轮直径 $D_2 = 9.2\text{ m}$ ,叶片数 $z = 15$ ,导叶数 $Z_0 = 24$ ,额定转速 $n = 85.71\text{ r/min}$ ,额定功率 $N_r = 1\ 015\text{ MW}$ ,额定水头 $H_r = 137\text{ m}$ 。

由于混流式水轮机在部分负荷工况,尾水管中会出现回转涡带,引发剧烈的压力脉动,因此,本文选取 $0.5Q_d$ ( $Q_d$ 为设计流量)部分负荷工况进行压力脉动特性的研究,模型水轮机的工况参数:导叶开度 $A_0 = 12\text{ mm}$ ,单位转速 $n_{11} = 72.3\text{ r/min}$ ,单位流量 $Q_{11} = 475\text{ L/s}$ ,试验水头 $H = 20\text{ m}$ 。

### 1.2 试验台

为验证计算的可信性,在哈尔滨大电机研究所标准水轮机封闭试验台上进行了模型试验(图1)。试验台由两台功率为 $400\text{ kW}$ 的双吸离心泵及配套管路、阀门、模型机组及其测试仪器等组成。试验台特征参数如下:最大水头 $100\text{ m}$ ,最大流量 $1.2\text{ m}^3/\text{s}$ ,转轮直径 $300\sim 500\text{ mm}$ ,测功机功率 $400\text{ kW}$ ,测功机转速 $0\sim 1\ 800\text{ r/min}$ ,供水泵电动机功率 $2\times$

$400\text{ kW}$ ,流量校正筒容积 $2\times 120\text{ m}^3$ ,水库容积 $750\text{ m}^3$ ,综合效率误差小于等于 $\pm 0.25\%$ 。

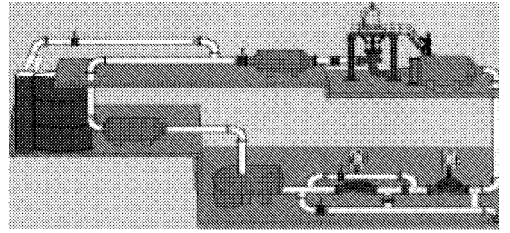


图1 国际标准试验台示意图

Fig. 1 International standard test rig

该试验台具有较高的测量精度,具体参数测量范围及精度见表1。

表1 试验台测量精度

Tab. 1 Measurement accuracy of test rig

参数	测量范围	精度/%
流量 $Q/\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$	0~1.0	$\pm 0.2$
水头 $H/\text{m}$	0~2.07	0.075
力臂处的力 $K/\text{N}$	0~4 445	$\pm 0.02$
角速度 $\omega/\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$	0~3 000	$\pm 0.05$
尾水压力 $p/\text{kPa}$	0~200	0.075

### 1.3 压力监测点

为了获得水轮机尾水管压力脉动特性,在尾水管壁布置4个压力脉动监测点,分别布置在尾水管直锥段距转轮出口 $0.3D_2$ 处,上下游侧各一个(A和B),尾水管肘管 $45^\circ$ 上下游凹凸侧各一个(C和D)(图2)。

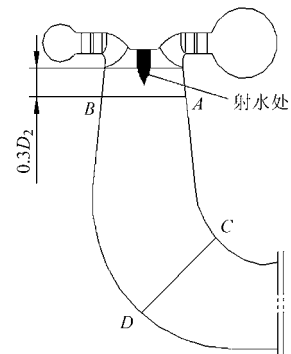


图2 压力脉动监测点的布置与射水位置示意图

Fig. 2 Pressure fluctuation monitoring points and water jet position

## 2 压力脉动数值模拟

### 2.1 湍流模型

利用雷诺时均N-S方程计算水轮机内的流动特性及能量损失已经是比较普遍的方法。RNG  $k-\varepsilon$ 湍流模型考虑到了旋转部件的各向异性,可以很好地处理高应变率及流线弯曲程度较大的流动<sup>[11]</sup>,更能准确捕捉到尾水管中的涡流特性。本文采用商用

软件 CFX, 选取 RNG  $k-\varepsilon$  湍流模型进行三维全流道非稳态湍流数值计算, 预测了水轮机尾水压力脉动特性。

## 2.2 数值方法

选取整个水轮机通道作为计算域, 包括蜗壳、固定导叶、活动导叶、转轮和尾水管(图 3)。由于水轮机结构比较复杂, 因此选择非结构化网格, 网格节点总数为 436 468, 单元总数为 1 553 201。

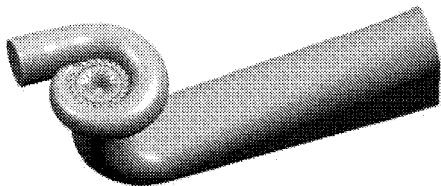


图 3 水轮机全流道计算域

Fig. 3 Computation domain of complete model Francis turbine

数值计算设定了蜗壳进口的质量流量作为进口条件, 尾水管出口给定了压力出口条件, 转轮流域设定了旋转坐标系, 采用了无滑移壁面条件, 在导叶与转轮及转轮与尾水管的动静交界面定义了交界面边界条件。

在进行非稳态计算之前进行了稳态计算, 并将其结果作为非稳态计算的初始条件。在水轮机非稳态数值计算中, 对时间步长的选择会影响数值计算的精度, 计算选取  $1/100$  转轮旋转周期作为一个时间步, 每个时间步的收敛残差定义为  $10^{-4}$ 。在转轮旋转 5 圈后计算趋于稳定, 为得到足够的压力脉动特性, 连续计算了 30 个转轮旋转周期。

## 3 射水后流动数值模拟

### 3.1 射水减弱尾水管压力脉动原理

混流式水轮机在低水头低负荷工况运行时, 在转轮出口会形成与转轮旋转方向一致的正环量, 该环量诱发尾水管中的偏心回转的涡带, 从而引起低频水压脉动。压力脉动的主要频率是偏心涡带的回转频率, 一般为转轮旋转频率的  $0.2 \sim 0.5$  倍。该压力脉动将引起尾水管与机组振动及功率摆动, 影响机组的稳定运行。

偏心回转涡带的产生需具备两个条件: ①水轮机转轮出口绝对速度的圆周分量足够大。②源自水轮机转轮泄水锥处的涡带中心偏离水轮机轴线。因此, 只要采用有效措施消除涡带起始位置泄水锥处旋涡核的偏心公转, 就可消除尾水管中心涡带的偏心回转和由它引起的压力脉动。

本文采取从泄水锥处(图 2)射入一定流量的水流, 对泄水锥处旋涡核实施水力干扰, 破坏涡带形成的条件, 从而减弱混流式水轮机尾水管内的低频压

力脉动。

### 3.2 数值计算

为了评价该方法改善混流式水轮机尾水管内的低频压力脉动的效果, 采用前述全流道非稳态湍流计算方法, 对射水后的流动进行了非稳态数值计算。同时为了讨论不同射水量对减弱混流式水轮机尾水管内的低频压力脉动的实际影响, 在泄水锥处分别设置  $0.03Q$ 、 $0.05Q$  和  $0.10Q$  (其中  $Q$  为所研究的部分负荷工况下水轮机的进口流量) 不同流量的质量流量进口条件, 模拟了不同流量射水后水轮机内的流动及压力脉动特性, 并将射水后压力脉动幅值与射水前压力脉动试验结果进行了对比, 讨论不同流量射水减弱尾水管内低频压力脉动的效果。

## 4 计算结果与分析

### 4.1 计算与模型试验对比

为了验证数值计算的可靠性, 将计算结果与模型试验结果进行了对比。 $0.5Q_d$  工况非稳态数值计算成功捕捉到了尾水管直锥段内存在的涡带形态。在计算结果中用压力等值面作为涡带形态的表现形式, 图 4 是模型试验观测到的涡带形态与数值计算得到的压力等值面的对比, 计算得到的涡带形态与试验比较接近。试验与计算结果都说明在  $0.5Q_d$  工况尾水管内存在偏心涡带, 该涡带引发了尾水管内的低频压力脉动。

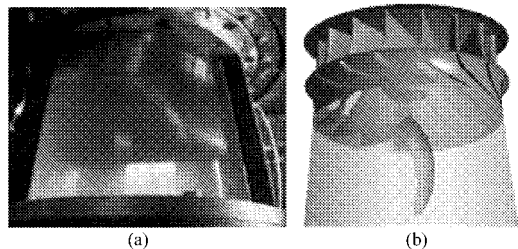


图 4 试验观测与计算尾水管直锥段涡带形态

Fig. 4 Vortex rope from test and simulation

(a) 试验结果 (b) 数值计算结果

图 5 是布置在尾水管锥管和肘管上 4 个压力监测试验与计算的压力脉动时域图。从图中可以观察到, 计算捕捉到了压力脉动基本的时域特性。其中,  $A$  与  $C$  监测点计算的压力脉动幅值略大于试验值, 但是偏差很小; 而  $B$  点计算的压力脉动幅值与试验值基本一致;  $D$  点计算的压力脉动幅值则略小于试验值。基本上对尾水管上游的压力脉动幅值预测略大, 而下游的预测则略小。计算准确预测了尾水管壁面压力脉动的幅值特性, 验证了该数值计算方法的可行性。

### 4.2 射水对水轮机内流动的影响

图 6 显示不同射水量 ( $0$ 、 $0.03Q$ 、 $0.05Q$  和

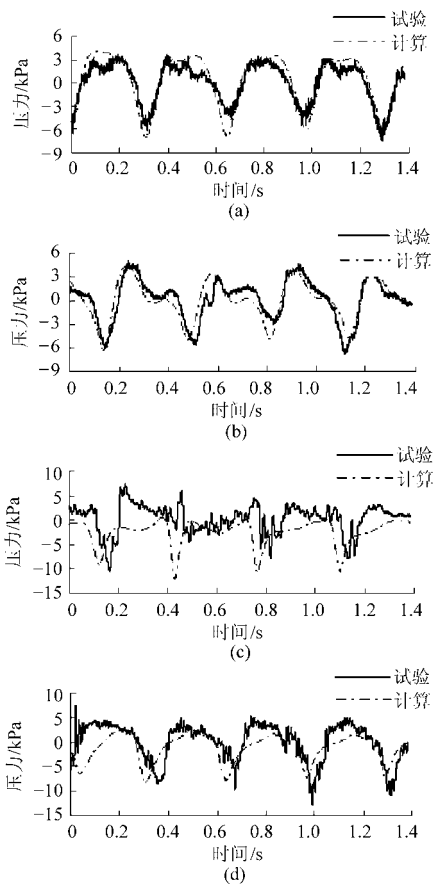


图5 尾水管压力监测点压力脉动时域图

Fig. 5 Pressure variation with time at monitoring points

(a) A点 (b) B点 (c) C点 (d) D点

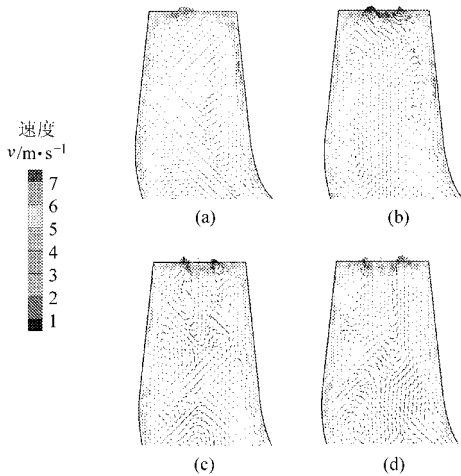


图6 尾水管直锥段中间截面速度矢量图

Fig. 6 Velocity vector on middle section of cone of the draft tube

(a) 无射水 (b)  $0.03Q$  射水 (c)  $0.05Q$  射水 (d)  $0.10Q$  射水

$0.10Q$ )条件下尾水管直锥段轴面的速度分布情况。在无射水的情况下(图6a),在尾水管的直锥段中心有很强的回流,速度都处于横穿流道或者逆主流向上,在尾水管中心形成严重的流动阻塞。在泄水锥处射入 $0.03Q$ 流量水条件下(图6b),在尾水管进口中心区域回流较无射水情况小,明显的回流区域向

下游移动。射入 $0.05Q$ 流量水条件下(图6c),射入水的流动对尾水管中的流动影响明显,在其作用下回流消失,流动沿主流方向通畅,但是在中心区域周围出现旋涡区。射入 $0.10Q$ 流量水时(图6d),尾水管中心无回流,旋涡区不再明显。

随着射入水量的增加尾水管中心的流动逐渐趋于主流的方向,同时流动阻塞作用变小,阻塞区域向下游移动。尾水管靠近壁面的流动受射水量影响很小,速度都沿着主流指向下游方向,并且速度较大。

#### 4.3 射水对压力脉动幅值的影响

图7显示了尾水管壁面上4个监测点(图2)在不同射水量条件下的压力脉动情况。在射入 $0.03Q$ 流量水条件下,尾水管直锥段A、B 2个监测点压力脉动幅值有所减弱,在肘管C点处压力脉动幅值减小明显,而在肘管D点压力脉动幅值减小更加明显。这说明在小流量射水的作用下,对直锥段涡带

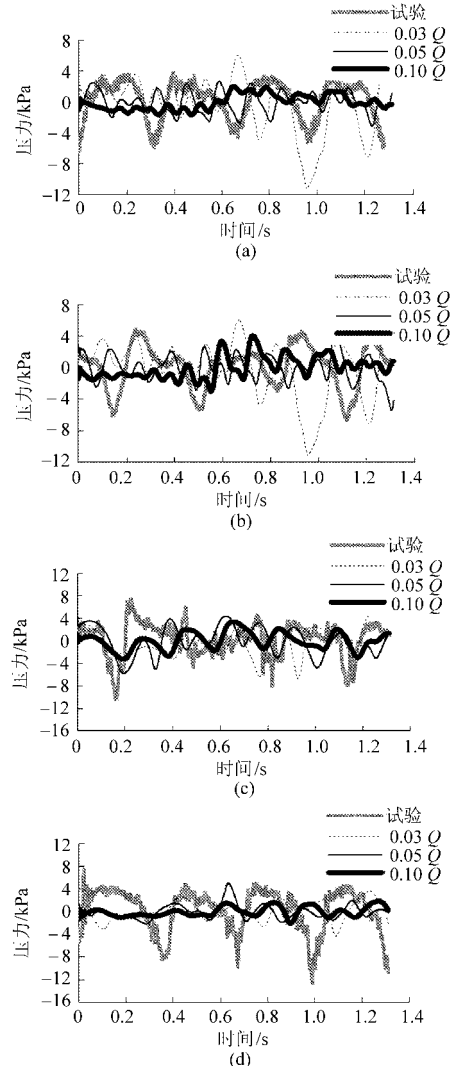


图7 不同射水条件下尾水管监测点压力脉动时域图

Fig. 7 Pressure variation with time at different water jet conditions at monitoring points

(a) A点 (b) B点 (c) C点 (d) D点

起到一定的抑制作用,在肘管处对涡带的抑制作用已经很明显。射入  $0.05Q$  流量水时,直锥段  $A$ 、 $B$  2 点压力脉动幅值变得更小,同时肘管处  $C$ 、 $D$  2 点压力脉动幅值减小更加明显。随着射入水量的增加,射水对涡带起到了有效的削弱作用。当射入  $0.10Q$  流量水时,压力脉动幅值变得很小,大流量的射水基本抑制了涡带的影响。

当射入水流量很小时 ( $0.03Q$ ),对尾水管锥管处涡带起到一定的抑制作用,对尾水管肘管处压力脉动的减弱作用明显,当增大流量到  $0.05Q$  时,射水对直锥段及肘管处压力脉动的削弱作用都变得明显,当大流量射水时 ( $0.10Q$ ) 尾水管压力脉动幅值变得更小。与文献 [10] 结论相符。

#### 4.4 射水对水轮机效率的影响

采用从涡壳取水的方式通过泄水锥向尾水管内射水,由于进行射水的水流不经过转轮做功,因此会影响水轮机的效率。在无射水条件下,水轮机效率可以达到 88.63%。随着射水量的增加,水轮机效率逐渐降低。在射水  $0.03Q$ 、 $0.05Q$ 、 $0.10Q$  流量时,水轮机效率分别为 86.02%、83.18%、80.23%。在射入水流量到  $0.10Q$  时,水轮机效率较无射水时下降了 8 个百分点。

## 5 结论

(1) 当混流式水轮机在部分负荷工况运行时,在泄水锥处射入一定流量的水流可以改善尾水管中心区的流动状态。随着射水量的增加,尾水管中心区流动趋于主流方向,回流区域减小甚至消失,尾水管靠近壁面的流动受射水量的影响小。

(2) 在泄水锥处射入一定流量的水流可以改善尾水管内低频压力脉动。当泄水锥射入  $0.03Q$  流量水时,尾水管直锥段压力脉动有所减小,肘管处压力脉动减小明显;当增大流量到  $0.05Q$  时,射水可以有效减小尾水管内压力脉动;当射水流量到  $0.10Q$  时压力脉动幅值变得更小。

(3) 随着射水量的增加,水轮机效率逐渐降低,在射入水流量到  $0.10Q$  时,水轮机效率由无射水时的 88.63% 下降到 80.23%。

(4) 考虑到射水量的增加对水轮机效率的影响以及在工程实践中实现难度的增加,轴向射水量应控制在  $0.03Q \sim 0.05Q$  之间,可以有效抑制尾水管内回转涡带的影响,减小尾水管内低频压力脉动幅值。

## 参 考 文 献

- 1 常近时. 混流式水轮机尾水管不稳定周期性水流的相似率[J]. 华北水利水电学院学报, 1981(2): 18 ~ 28.
- 2 Paik J, Sotiropoulos F, Sale M J. Numerical simulation of swirling flow in complex hydroturbine draft tube using unsteady statistical turbulence models[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2005, 131(6): 441 ~ 456.
- 3 Ciocan G D, Iliescu M S, Avellan F, et al. Experimental study and numerical simulation of the FLINDT draft tube rotating vortex rope[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2007, 129(2): 146 ~ 158.
- 4 高忠信, 邓杰, 葛新峰. 三维非定常湍流尾水管涡带数值模拟[J]. 水利学报, 2009, 40(10): 1162 ~ 1167. Gao Zhongxin, Deng Jie, Ge Xinfeng. Numerical simulation of three-dimensional unsteady vortex rope turbulent flow occurred to the draft tube of a Francis turbine[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2009, 40(10): 1162 ~ 1167. (in Chinese)
- 5 Dragica J, Andrej L. Numerical prediction of non-cavitating and cavitating vortex rope in a Francis turbine draft tube[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 57(6): 445 ~ 456.
- 6 Liu Shuhong, Li Shengcai, Wu Yulin. Pressure fluctuation prediction of a model Kaplan turbine by unsteady turbulent flow simulation[J]. Journal of Fluids Engineering, 2009, 131(10): 1 ~ 9.
- 7 常近时, 李连超. 提高大型混流式水轮机水力稳定性的新方法[C] // 第十届全国海事技术研讨会论文集, 北京, 2005: 516 ~ 522.
- 8 Susan-Resiga R, Vu T C, Muntean S, et al. Jet control of the draft tube vortex rope in Francis turbines at partial discharge[C] // Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Yokohama, Japan, 2006.
- 9 Zhang Rikui, Mao Feng, Wu Jiezhi, et al. Characteristics and control of the draft-tube flow in part-load Francis turbine[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2009, 131(2): 021101.
- 10 Muntean S, Susan-Resiga R, Baya A, et al. Mitigation of pressure fluctuation in a conical diffuser with precesing vortex rope using axial jet control method[C] // Proceedings of the 24th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Stockholm, 2008.
- 11 王福军. 计算流体力学分析-CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.