

DOI: 10.3969/j.issn.1009-9492.2023.04.015

魏鸿达, 王洪杰. 基于数值模拟的六喷嘴冲击式水轮机两相流动分析 [J]. 机电工程技术, 2023, 52 (04): 65-71.

基于数值模拟的六喷嘴冲击式水轮机两相流动分析

魏鸿达¹, 王洪杰²

(1. 中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 长春 130033; 2. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150006)

摘要: 水力发电中, 冲击式水轮机是利用高水头资源的主要设备, 六喷嘴冲击式水轮机内部流动复杂, 分析困难。鉴于此, 分析了六喷嘴冲击式水轮机内部流动过程, 分析给水机构内部的流动状态对自由射流的影响机理。利用 VOF 模型准确捕捉气液交界面的特点, 分析自由射流冲击转轮的流动过程, 找出水斗力矩变化规律以及影响效率的流动损失, 分析开度变化对不良流动的影响规律以及不良流动现象产生的原因, 为优化改进多喷嘴冲击式水轮机的出力和效率提供依据。结果表明: 流体在分叉管处产生漩涡, 漩涡向下游发展, 使自由射流的形状发生改变; 21 个水斗具有周期性变化, 相互之间仅存在相位差, 自由射流冲击水斗时存在两射流同时作用到同一水斗和背面打水等不良流动。

关键词: 冲击式水轮机; 气液两相流; 能量损失; 不良流动

中图分类号: TK735

文献标志码: A

文章编号: 1009-9492 (2023)04-0065-07

Two-phase Flow Analysis of a Six-nozzle Impulse Turbine Based on Numerical Simulation

Wei Hongda, Wang Hongjie

(1. Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;

2. School of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: As a main equipment in hydraulic power generation, pelton turbine is widely adopted to utilize high water head. Yet the flow of 6-nozzle pelton turbine is complex and difficult to be analyzed. In view of this, this paper analyzed the internal flow process of 6-nozzle pelton turbine and analyzed the influence mechanism of the flow state inside the feedwater mechanism on the free jet and used the VOF model to accurately capture the characteristics of the gas-liquid interface, and analyzed the flow process of the free jet impact runner. The variation law of bucket torque and flow loss affecting efficiency were found out, and the influence law of opening variation on adverse flow and the causes of adverse flow phenomenon were analyzed, which provided a basis for optimizing and improving the output and efficiency of multi-nozzle impact turbine. The results show that the fluid generates a vortex at the bifurcated pipe, and the vortex develops downstream, which changes the shape of the free jet. The 21 buckets have periodic changes, and there is only phase difference between each other. When the free jet impinges on the bucket, there are bad flows such as two jets acting on the same bucket at the same time and hitting water on the back.

Key words: pelton turbine; gas-liquid two-phase flow; energy loss; bad-behaved phenomenon

0 引言

在近百年水电发展的过程中, 水轮机优势明显, 发展迅速。但其中的冲击式水轮机由于理论不发达、技术不成熟等原因, 发展得较为缓慢。当前中国高水头水电资源十分丰富, 同时发展高水头资源响应了当前西部大开发的政策, 由于冲击式水轮机正是利用高水头资源的设备, 因此它迎来了快速发展的契机。

在冲击式水轮机的研究中, 真机的出现带动了试验研究, 计算流体力学 (Computational Fluid Dynamics, CFD) 的迅速发展则带动了数值模拟研究。当前研究主要是数值模拟和试验相结合, Peron 等^[1-3]分析认为配水环管弯管的几何形状、分叉管的布置以及工作水头的大小是影响射流形状的主要因素; Perrig 等^[4-7]认为

自由射流飞溅的液滴会影响自由射流的质量, 进而影响转轮内的能量转换, 水斗的尖端部分发生空化破坏严重。韩凤琴等^[8-12]分析了喷嘴内部的流动状态, 优化设计喷嘴, 分析了自由射流与水斗相互作用时的各种干涉现象, 并得到了水斗的振动导致水斗根部出现裂纹; 肖业祥等^[13-17]分析了气液两相交界面的特点和转轮内部的动态流动, 发现自由射流干涉现象, 得出自由射流的直径变化会对冲击式水轮机出力和效率产生直接影响。

本文对六喷嘴冲击式水轮机全流域数值模拟, 分析其内部流动过程, 探究开度变化对全流域的影响规律, 分析全流域的压力、速度和能量变化规律, 找出运行中的流动损失及原因, 为优化改进提供依据。

收稿日期: 2023-02-13

1 模型与网格构建

1.1 模型与网格

为分析自由射流，在喷嘴出口到21个水斗区域增加一个空气域，模型及网格如图1所示。



图1 模型及网格

式(1)为无量纲参数行程比 ΔS 来描述的喷嘴开度。

$$\Delta S = \frac{l}{d} \quad (1)$$

式中： l 为喷嘴行程，mm； d 为喷嘴直径，mm。

1.2 两相流的连续介质模型

自由射流是典型的气液两相流，有多种方法可求解^[18-21]。本文选取流体体积（Volume of Fluid, VOF）模型，将两种不相溶的流体的物理量进行线性平均。

$$\rho = \alpha\rho_l + (1 - \alpha)\rho_g \quad (2)$$

$$\mu = \alpha\mu_l + (1 - \alpha)\mu_g \quad (3)$$

在气液两相流中，假定 α 为液体的体积分数，当 $\alpha=1$ 时，都是液体；当 $\alpha=0$ 时，都是气体；当 $0<\alpha<1$ 时，是气液两相的分界面。

2 流场分析

2.1 配水环管流场分析

提取工况开度为0.55，水头为80 m时配水环管的水平截面压力云图和速度云图，如图2所示。从图中可以看出，由于流体流经各个分叉管时，流体的转向分流作用会导致流体撞击在分叉管背离开留一侧的尖角处，使分叉管背离开流一侧与主管的交汇处出现高压区，而分岔管靠近来流的一侧出现低压区；在6个分叉管背离开流一侧与主管的交汇处出现6个局部高压区，而分叉管靠近来流一侧则出现低压力区，在入口部分的速度分布

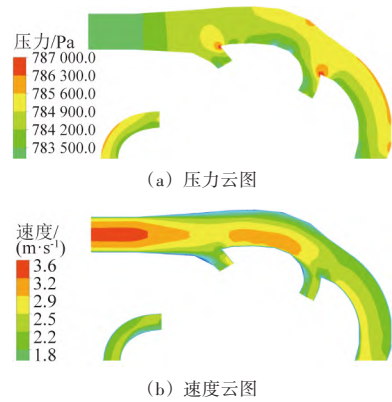
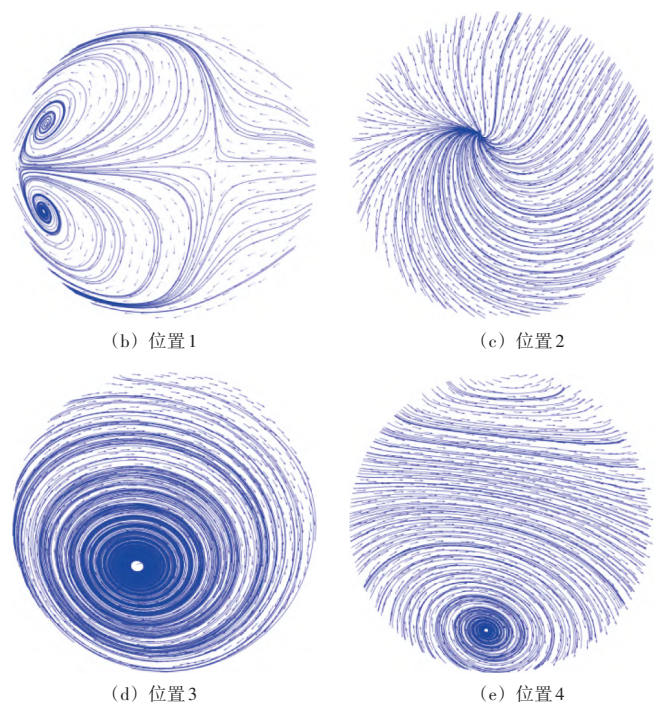
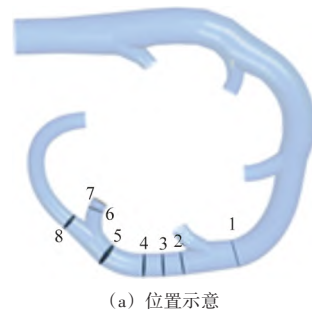


图2 配水环管压力、速度、流线图

属于典型的充分发展的湍流流速分布。

提取5号分叉管前后截面的速度流线图和速度矢量图，如图3所示，图中左侧为来流方向，即靠近分叉管内侧。从不同截面位置的速度流线矢量图可以发现，水历经4号分叉管后开始出现漩涡，靠近5号分叉管的过程发展为2个漩涡，经5号分叉管后，由于流向突然变化，导致分岔管内侧的压力分布明显小于外侧，这对漩涡受到正向压力梯度的作用，不断向内侧移动，即向来流方向发展，随后在靠近分叉管出口（喷嘴入口）时，开始



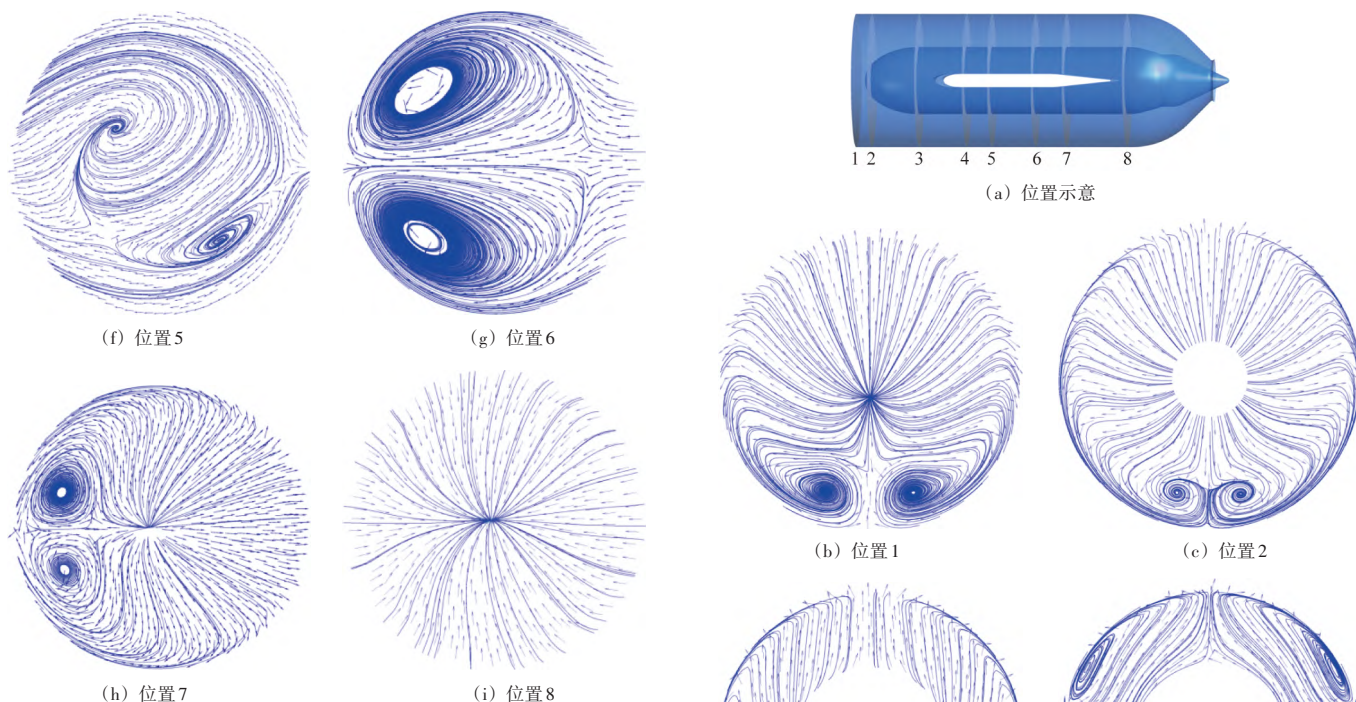


图3 各位置截面速度流线矢量图

减弱。对比截面1、2和截面5、8, 在主管部分在经过一个分叉管后, 前一分叉管产生的漩涡会出现极大的减弱; 在这对漩涡的作用下, 分叉管靠近来流一侧的速度较小。

从图3不同截面位置的速度流线矢量图可以发现, 水历经4号分叉管后开始出现漩涡, 靠近5号分叉管的过程发展为2个漩涡, 经5号分叉管后, 由于流向突然变化, 导致分岔管内侧的压力分布明显小于外侧, 这对漩涡受到正向压力梯度的作用, 不断向内侧移动, 即向来流方向发展, 随后在靠近分叉管出口(喷嘴入口)时, 开始减弱。对比截面1、2和截面5、8, 在主管部分在经过一个分叉管后, 前一分叉管产生的漩涡会出现极大的减弱; 在这对漩涡的作用下, 分叉管靠近来流一侧的速度较小。

2.2 喷嘴流场分析

提取开度为0.55, 水头 H 为80 m时6号喷嘴各位置截面的速度流线矢量图, 如图4所示, 图中下侧为来流方向, 即靠近分叉管内侧。从不同截面位置的速度流线矢量图可以发现, 上游分叉管处产生的一对漩涡没有消失, 从喷嘴入口处继续向前发展经过喷嘴后, 来流方向漩涡始终存在, 但由于喷嘴的阻挡作用, 漩涡减弱。在经过挡板后, 背离来流的方向也开始逐渐出现漩涡, 在向喷嘴出口流动的过程中, 漩涡开始减弱。在截面8位置, 截面积逐渐减小, 流体开始加速, 此后流体具有较大的向心速度, 在截面上向心速度的投影远大于漩涡速度, 因此图中漩涡变得不明显, 但这对漩涡在截面8位置后并没有消失, 会继续向下游发展, 影响自由射流的形状。

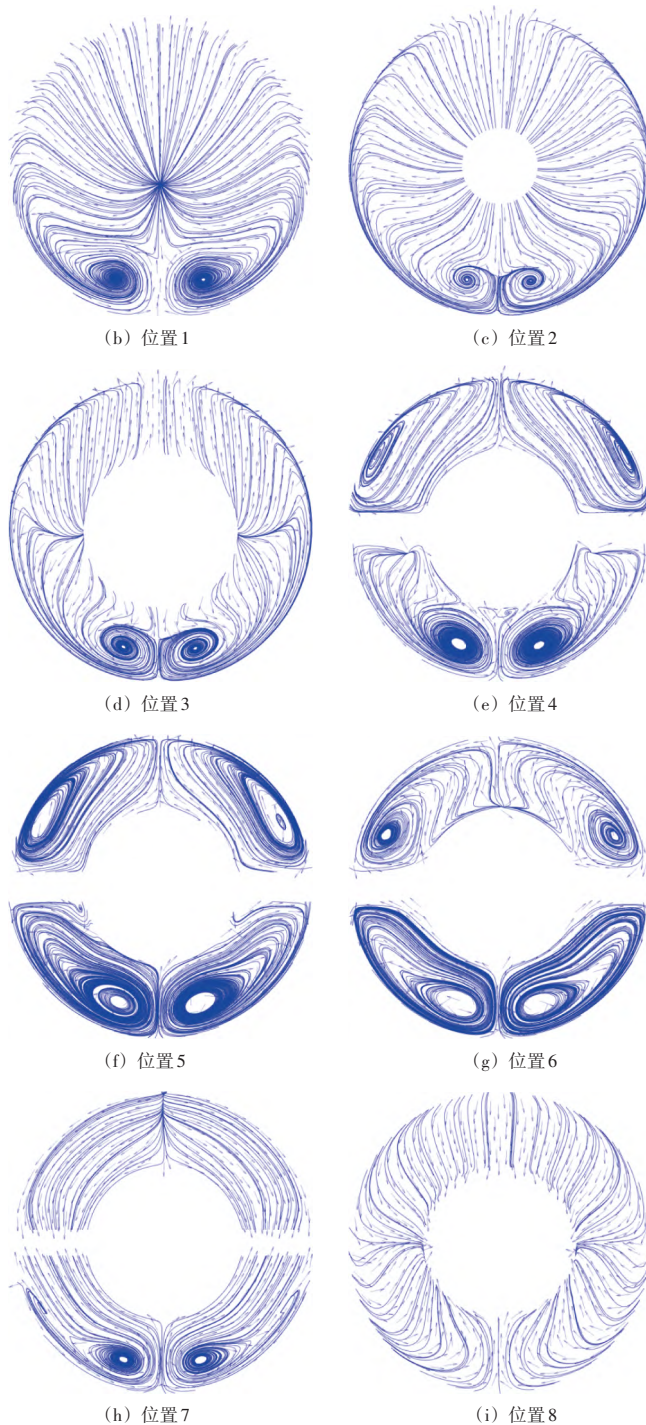
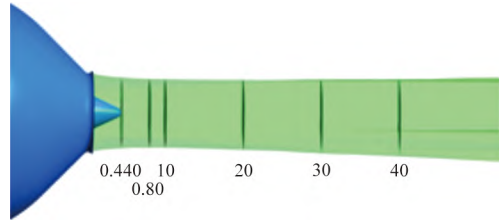


图4 各位置截面速度流线矢量图

2.3 射流分析

提取开度为0.55, 水头 H 为80 m时1号喷嘴自由射流在 $\alpha=0.5$ 时速度流线矢量图, 如图5所示, 自由射流经喷嘴射出后, 随着自由射流向前发展, 自由射流的形状

逐渐从起始阶段的圆柱状开始变形,向来流方向发生萎缩,在水平截面出现尖端凸起。随着离喷嘴喉部距离的增大,沿来流方向的半个面逐渐出现较大的变形,基本关于水平截面对称,靠近来流方向的半个平面严重萎缩变为一个尖端凸起。喷嘴连接的配水环管是弯管,流体经配水环管后在分叉管出口形成了漩涡,这些漩涡在喷嘴中向下游发展,始终没有消失,流经喷嘴后在自由射流中心出现。0.44D截面中心出现了4个漩涡,关于水平截面基本对称,上下截面各有两个漩涡,这4个漩涡从



(a) 位置示意

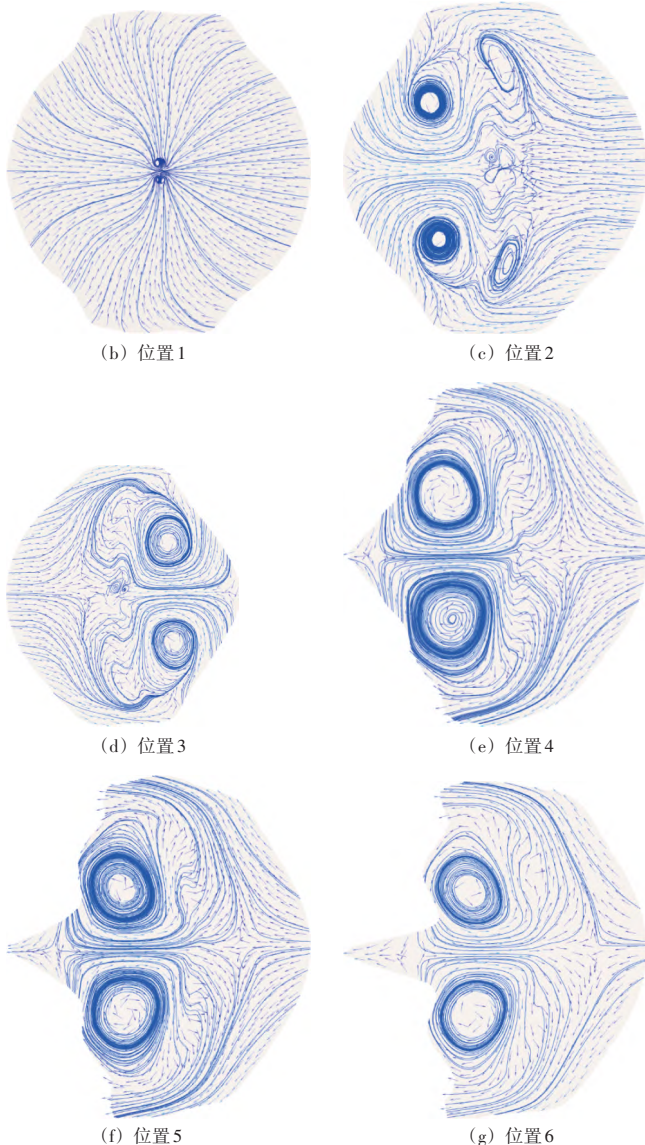


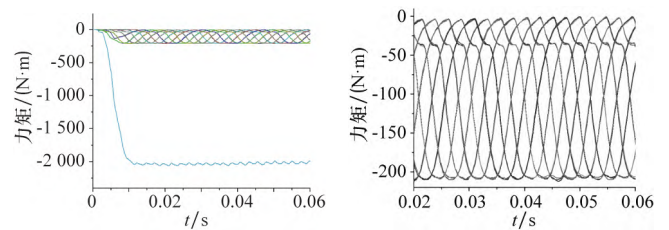
图5 开度为0.55,水头 H 为80 m时1号喷嘴自由射流在 $\alpha=0.5$ 时速度流线矢量图

截面中心向四周扩展,靠近来流方向的两个漩涡较强,向来流方向运动,而背向来流方向的两个漩涡沿竖直方向运动。此后这4个漩涡都逐渐向来流方向偏转,合并为两个漩涡,靠近来流方向开始出现向尖端变化的趋势,在漩涡的作用下,靠近来流方向的半个截面基本萎缩成一个尖端,而背向来流方向的半个截面的形状基本没有发生变化,这种自由射流形状的变形现象是一种不良流动现象,会对射流冲击水斗的过程产生不利影响,降低效率。

2.4 六喷嘴冲击式水轮机整体出力特性分析

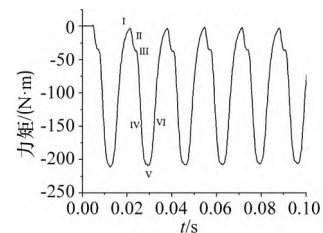
提取开度为0.55,水头为80 m时21个水斗的力矩随时间变化曲线和总力矩-时间曲线,如图6(a)所示。可以看出,水斗的力矩曲线具有明显的周期性,21个水斗在稳定工作后具有相同的出力特性,相互之间仅存在相位差。

提取1号水斗力矩-时间曲线,如图6(b)所示。水斗上的力矩具有明显的周期性,转轮运动一周的时间内,水斗的力矩曲线出现了6个波峰和6个波谷,对应6个喷嘴自由射流的作用,6个分叉管的不同,导致6个喷嘴内的流动出现微小差别,进而导致6个喷嘴出口的自由射流不是完全一致,因此力矩曲线中6个波之间具有细微差别,但整体趋势一致。为了分析1号水斗的力矩出力特性,从力矩-时间曲线上选取6个状态点,分析1号水斗的出力特性。



(a) 21个水斗力矩-时间曲线

(b) 局部放大图



(c) 1号水斗

图6 开度为0.55,水头为80 m时水斗力矩-时间曲线

状态I为力矩最小的时刻,如图7所示,此时上一自由射流剩余的流体从出水边流出过程使水斗的工作面存在高压区,出水边则存在负压区,水斗尖端背面存在局部高压区,这是由于自由射流刚接触水斗时是以负冲角作用于水斗尖端产生的背面打水现象,出现力矩损失,持续0.005 s,最先接触到1号水斗尖端背面,在背面产生局部高压力区,产生与转轮运动相反的阻力矩,降低六喷嘴冲击式水轮机总力矩和效率,接下来射流逐步进入1号水斗,1号水斗的力矩逐步增大。

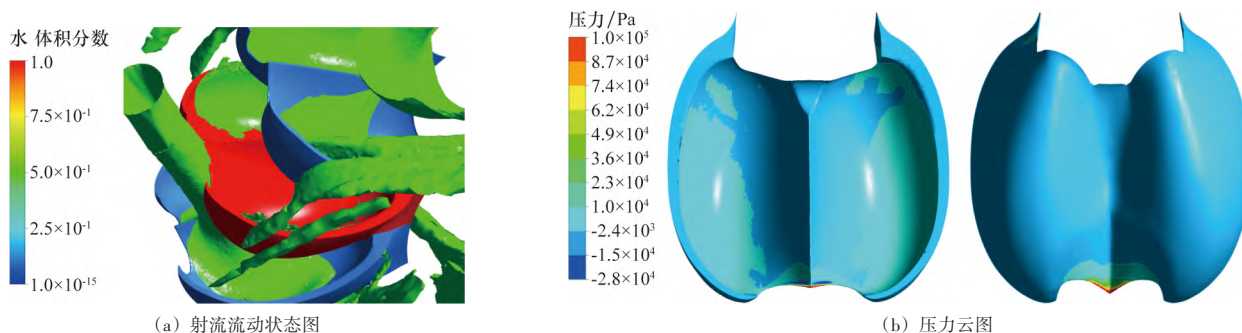


图7 状态 I ($t=0.0380\text{ s}$)

提取水头为 80 m, 开度为 0.25、0.4、0.55、0.7 时 1 号水斗的力矩曲线, 如图 8 所示。4 个开度的 1 号水斗尖端力矩增长趋势基本相同, 4 个开度时水斗尖端都出现了一段与转轮运动相反的力矩, 在 $t=0.1214\text{ s}$ 时, 开度为 0.25 时 1 号水斗尖端的力矩为 $1.61\text{ N}\cdot\text{m}$, 开度为 0.40 时 1 号水斗尖端的力矩为 $1.93\text{ N}\cdot\text{m}$, 开度为 0.55 时, 1 号水斗尖端的力矩为 $3.17\text{ N}\cdot\text{m}$, 开度为 0.70 时 1 号水斗尖端的力矩为 $3.25\text{ N}\cdot\text{m}$, 1 号水斗尖端的最大阻力矩随着开度的增加而增加, 从压力云图中可以发现开度为 0.25 时高压区范围较小, 开度为 0.7 时高压区较大, 这种不良流动现象与自由射流冲击水斗的入射角度有关。

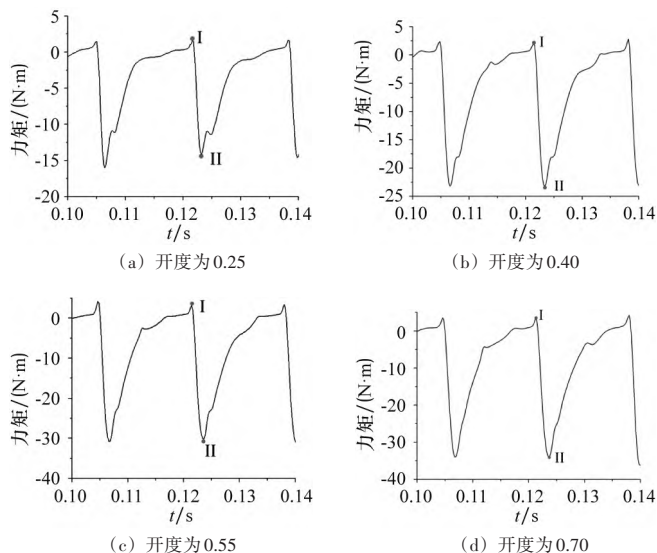


图8 $H=80\text{ m}$ 时 1 号水斗力矩-时间曲线、压力云图及流量分布

状态 II 时水斗的力矩稳步增大, 如图 9 所示, 此时自由射流冲击在 1 号水斗的尖端上, 在水斗内存在上一自由射流的流体, 残余的流体从出水边不断流出; 由于残余流体的存在, 水斗靠近出水边的工作面仍存高压区, 由于自由射流的冲击作用, 水斗尖端部分存在明显的高压区, 随后在转轮转动的作用下, 自由射流继续向前冲击 1 号水斗, 水斗的力矩逐步增大。

状态 III 时力矩的增大幅度减缓, 此时出现不良流动: 如图 10 所示, 两股射流作用于同一水斗, 前一股自由射流残存的水流与后一股冲击的自由射流相接触, 相互影响出现损失, 降低转轮内水斗的力矩, 影响效率, 水斗的工作面存在高压区, 出水边则存在负压区, 力矩增长减缓。

提取水头为 80 m, 开度为 0.25、0.4、0.55、0.7 时 1 号水斗的力矩曲线, 如图 11 所示。4 个开度的力矩增长趋势都发生了变化, 其中开度为 0.25 时可以清晰看到力矩已经减小的趋势, 在开度为 0.4 时力矩也出现了减小, 但趋势比开度为 0.25 时较弱, 在开度为 0.55 和 0.7 时, 力矩没有出现减小, 但增长趋势变缓, 基本没有在增长, 两股射流作用于同一水斗的不良流动现象随着开度的增加而逐渐减弱, 在小开度时这种不良流动现象极为明显, 在实际工作中, 应该尽量避免在小开度下运行。

状态 IV: 如图 12 所示, 此时射流完全作用到 1 号水斗的工作面上, 但即将被下一水斗拦截, 该状态点之后力矩依然在稳步增长, 虽然此后射流已经被下一水斗不断拦截, 但并没有影响到水斗力矩增长趋势, 也就是说除了射流冲击水斗会产生力矩, 流体在水斗内的膜态流动也会产

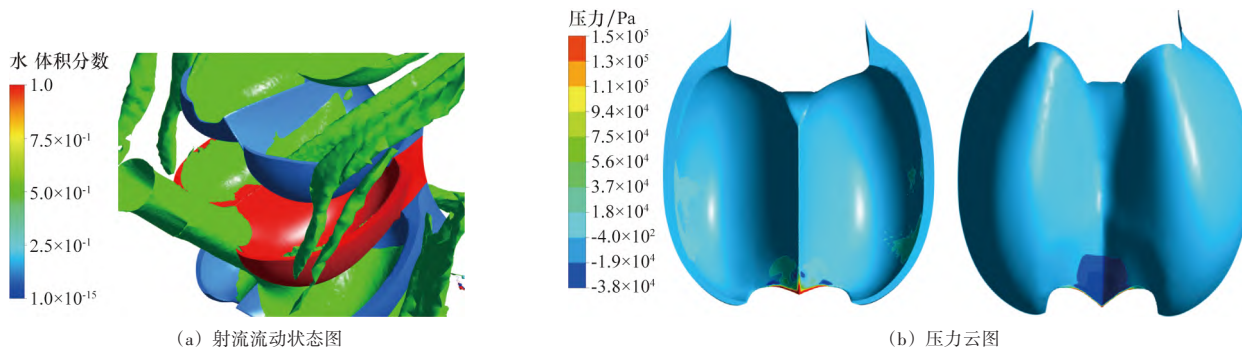
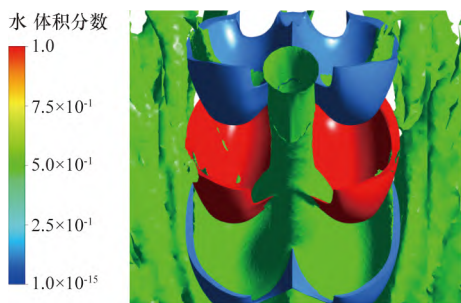
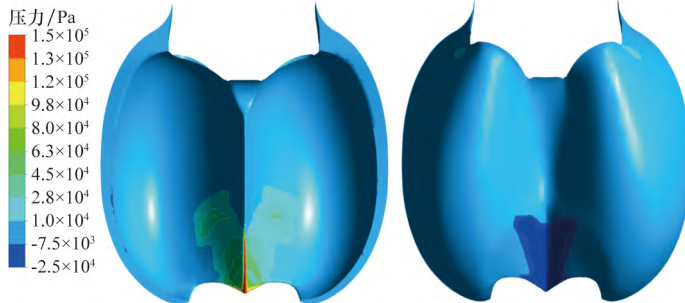


图9 状态 II ($t=0.0388\text{ s}$)

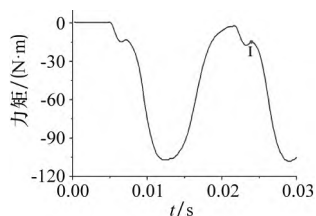


(a) 射流流动状态图

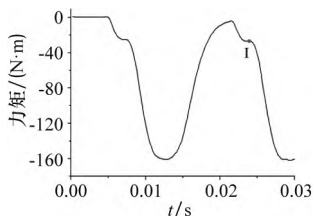


(b) 压力云图

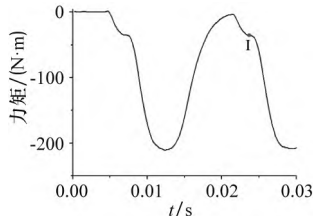
图10 状态Ⅲ ($t=0.0406\text{ s}$)



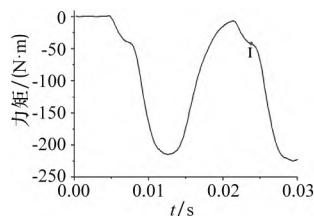
(a) 开度为0.25



(b) 开度为0.40



(c) 开度为0.55

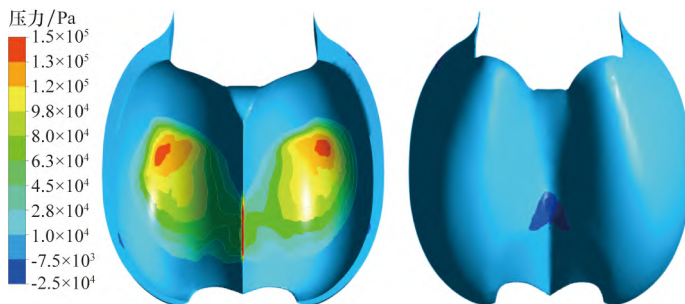


(d) 开度为0.70

图11 H 为80 m时不同开度1号水斗力矩-时间曲线



(a) 射流流动状态图



(b) 压力云图

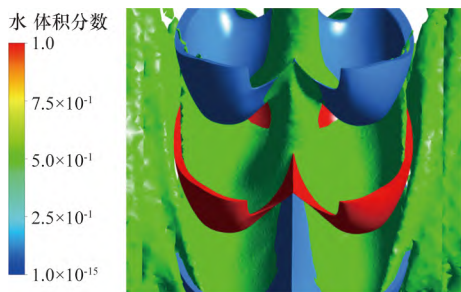
图12 状态Ⅳ ($t=0.0428\text{ s}$)

生力矩；水斗的工作面存在高压区，此后随着转轮的转动，射流逐步被拦截，1号水斗的力矩在自由射流的冲击和流体的膜态流动的双重作用增长，直至增长到最大值；

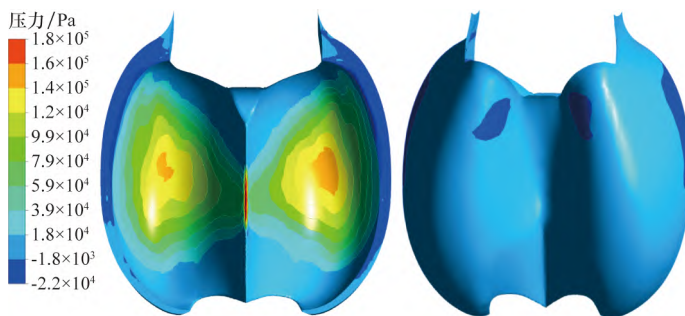
状态V：此时力矩达到最大，如图13所示，自由射流完全被下一水斗拦截，此后1号水斗上的力矩只由水膜流动产生；工作面出现较大的高压区，在出水边位置出现了局部负压区，这是由于流体在水斗内的水膜流动导致工作面出现高压区，并且呈现明显的梯度变化，流体从出水边流出在出水边形成的负压区，会使六喷嘴冲击式水轮机的出力和效率下降；背面出现几处高压力

区和负压区，高压区主要是由于前一个水斗出水边的流出的流体冲击到1号水斗背面，水斗背面的高压区会产生与转轮转向相反的力矩，会导致出力和效率降低。

状态VI：此时1号水斗力矩不断减少，如图14所示，没有射流作用到工作面上，1号水斗的力矩由水斗工作面内的水流膜态流动产生，而水流不断从出水边流出，工作面内水流越来越少，所以力矩不断在减小；工作面压力的梯度变化是由流体的水膜流动导致的，流体从出水边不断流出，在出水边出现了负压力区，这是一种明显的损失，会使出力和效率降低。

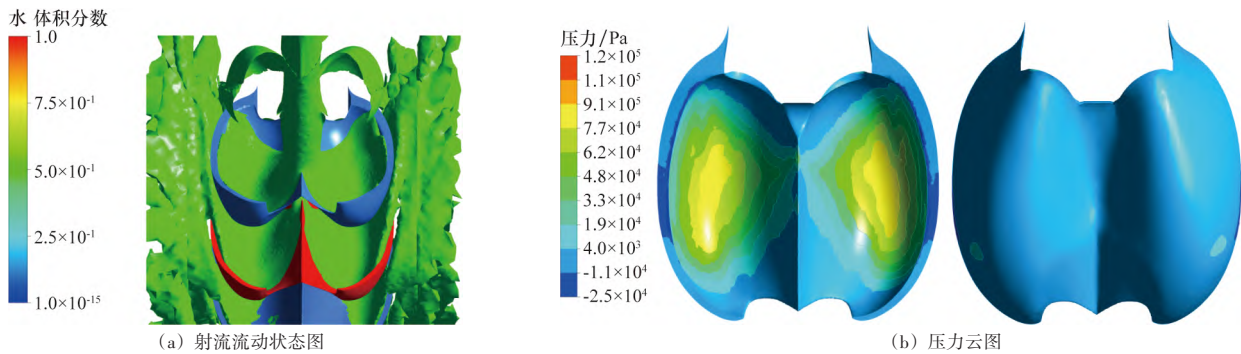


(a) 射流流动状态图



(b) 压力云图

图13 状态Ⅴ ($t=0.0460\text{ s}$)

图14 状态VI ($t=0.0490\text{ s}$)

3 结束语

本文对六喷嘴冲击式水轮机全流域数值模拟, 分析流动现象及损失机理, 其结论如下:

(1) 流体经过分叉管时, 流向突然变化, 流体在惯性作用下产生漩涡, 漩涡继续向下游发展, 使自由射流的形状发生改变, 靠近来流方向的半个截面基本萎缩成一个尖端, 而背向来流方向的半个截面的形状基本没有变化;

(2) 21个水斗在稳定工作后具有周期性变化, 相互之间仅存在相位差, 自由射流冲击水斗时存在两射流同时作用到同一水斗和背面打水等不良流动;

(3) 两射流同时作用到同一水斗的现象在小开度时损害较大, 随着开度增加, 这种不良流动现象会逐渐减弱;

(4) 水斗背面打水造成水斗背面出现正压力, 产生与转轮运动相反的力矩, 随着开度的增加, 产生的力矩也在增加。

参考文献:

- [1] PERON M, PARKINSON E, GEPPERT L, et al. Importance of jet quality on pelton efficiency and cavitation[C]//Proceedings of the IGHEM, International Conference on Hydraulic Efficiency Measurements, Milan, Italy, September 13–16, 2008. Milan: IGHEM, 2008: 3–6.
- [2] FIEREDER R, RIEMANN S, SCHILLING R. Numerical and experimental investigation of the 3D free surface flow in a model pelton turbine[C]//IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. London: IOP Publishing, 2010, 12(1): 012072.
- [3] ZHANG Z, CASEY M. Experimental studies of the jet of a pelton turbine[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2007, 221(a8): 1181–1192.
- [4] PERRIG A, AVELLAN F, KUENY J L, et al. Flow in a pelton turbine bucket: numerical and experimental investigations [J]. Journal of fluids engineering, 2006, 128(2): 350–358.
- [5] ROSSETTI, PAVESI G, ARDIZZON G, et al. Numerical analyses of cavitating flow in a pelton turbine[J]. Journal of Fluids Engineering, 2014, 136(8): 081304.
- [6] VESSAZ C, JAHANBAKHS E, AVELLAN F. Flow Simulation of jet deviation by rotating pelton buckets using finite volume particle method[J]. Journal of Fluids Engineering, 2015, 137(7): 074501.
- [7] ROSSETTI A, PAVESI G, CAVAZZINI G, et al. Influence of the bucket geometry on the pelton performance [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2014, 228(a1): 33–45.

- [8] 游秋森, 赖旭, 李婷婷, 等. 冲击式水轮机最大水锤压力控制工况研究[J]. 水力发电学报, 2013, 32(6): 267–271.
- [9] 沈娜, 韩凤琴. 射流与旋转水斗时空非定常三维流动研究[J]. 水力发电, 2017, 43(3): 88–93.
- [10] 郑发平, 宋文武, 冯凌寒, 等. 基于CFX的喷嘴喷针流道的水力优化[J]. 大电机技术, 2011(4): 48–50.
- [11] 符杰, 宋文武, 王辉艳. 冲击式水轮机斗叶根部型线优化设计[J]. 农业机械学报, 2012, 43(9): 62–65.
- [12] 曹永, 宋文武. 冲击式水轮机转轮的流固耦合及振动研究[J]. 水力发电, 2016, 42(7): 79–82.
- [13] 贺丽萍, 王茜芸, 刘万江, 等. 冲击式水轮机内部流态的数值模拟[C]//第十九次中国水电设备学术讨论会论文集, 2013–11, 中国辽宁大连. 哈尔滨: 黑龙江科学技术出版社, 2013: 129–136.
- [14] WEI X Z, YANG K, WANG H J, et al. Numerical investigation for one bad-behaved flow in a pelton turbine[C]// International Symposium of Cavitation and Multiphase Flow, October 18–21, 2014, Beijing, 2015.
- [15] XIAO Y X, CUI T, WANG Z W, et al. Numerical simulation of unsteady free surface flow and dynamic performance for a pelton turbine[C]// 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2012.
- [16] XIAO Y X, ZENG C J, ZHANG J, et al. Numerical analysis of the bucket surface roughness effects in pelton turbine[C]// 6th International Conference on Pumps and Fans with Compressors and Wind Turbines, 2013.
- [17] XIAO Y X, WANG Z, ZHANG J, et al. Numerical and experimental analysis of the hydraulic performance of a prototype pelton turbine[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2014, 228(A1): 46–55.
- [18] KVICINSKY S, KUENY J L, AVELLAN F, et al. Experimental and numerical analysis of free surface flows in a rotating bucket [C]// 21st IAHR Symposium on hydraulic machinery and systems, 2002: 359–364.
- [19] HANA M. Numerical analysis of non-stationary free surface flow in a pelton bucket[J]. Water Research, 1999.
- [20] 高锦南, 王国俊. 冲击式水轮发电机组水力过渡过程计算成果探析[J]. 机电工程技术, 2020, 49(4): 33–36.
- [21] KAMIYAMA T, HAN F, LIU J, et al. Viscous flow in free jet for pelton turbine[C]//XXIth IAHR Symposium, Lausanne, Switzerland, 2002.

作者简介:

魏鸿达 (1994–), 男, 硕士, 研究实习生, 研究领域为流体机械内部流动的数值模拟, 已发表论文2篇。
王洪杰 (1962–), 男, 硕士, 教授, 硕士生导师, 研究领域为流体机械内流机理及流动控制研究, 已发表论文50余篇。