

# 尾水管整流筒的直径对水轮机性能的影响

杨栗晶<sup>1</sup>, 张 军<sup>1</sup>, 晏成明<sup>1</sup>, 邓志辉<sup>2</sup>

(1. 广东水利电力职业技术学院, 广州 510635; 2. 中山市创想模型设计有限公司, 中山 528400)

**摘 要:** 在尾水管的通道内设有前后两端开口的整流筒,通过对安装整流筒前后水轮机的水力性能进行仿真计算,得出在整流筒直径 $D=168\text{ mm}$ 时水轮机效率达到最高,同时对比尾水管在4种不同条件下的流场示意图,得出当 $D=168\text{ mm}$ 时,漩涡明显减少,流线从尾水管中心到出口较顺畅;进而对比分析4种不同条件下尾水管进出口湍动能、转轮及尾水管区域中心的压力记录点脉动峰峰值、转轮及尾水管区域中心的压力记录点脉动频率以及转轮叶片背面的空化区域,结果表明安装整流筒的尾水管对于动能的回收、机组稳定性的提高有利,对比未安装整流筒的尾水管,脉动变化较小,尾水管部分的脉动峰峰值较低,变化相对稳定;由于一开始选定工况的流动状况相对良好,尾水管内稳定性较高,安装整流筒后改善效果不是很明显,但整流筒的增加对转轮和尾水管内流场的稳定性非常有利,且减少了空化对机组的影响。

**关键词:** 整流筒; 模拟; 水轮机; CFD; 尾水管

**中图分类号:** TK730.2

**文献标识码:** A

## 0 引 言

尾水管是水轮机的重要部件之一,在水轮机中总能量一定的情况下,进入尾水管的动能所占比重较大,尾水管几何形状的设计直接影响到水轮机整体的效率和稳定<sup>[1]</sup>。尾水管中的能量损失主要是出口流速引起的<sup>[2]</sup>。在尾水管的各种控制参数中,最重要的是高度,对于其他参数,可通过互相协调,以达到尾水管性能最优的目的<sup>[3,4]</sup>。而合理设计尾水管,对其效率的提高具有一定的实际意义。

近年来国内外学者关于尾水管的研究开展得较广泛,Motycak等<sup>[5]</sup>采用模型试验通过差压探头测量尾水管的速度和粒子图像测速法(PIV)测量尾水管弯头下游的速度。将CFD模拟数据与速度测量结果进行比较,结果吻合良好。Adel等<sup>[6]</sup>通过CFD仿真对不同的角度和通过尾水管对卡普兰涡轮叶片周围的不稳定两相流场进行建模,在不同的叶片角度下计算压力分布和蒸汽体积分数。结果表明,叶片角度 $80^\circ$ 处出现空化现象,叶片角度 $60^\circ$ 和 $70^\circ$ 处未出现气蚀现象。周凌九等<sup>[7]</sup>将一个弯肘形尾水管在保持肘管和扩散段尺寸不变的情况下,研

究3种高度的原尾水管、深尾水管和浅尾水管水力稳定性,结果表明浅尾水管回能效果差;深尾水管和原尾水管均表现出压力脉动频率稳定的特点,但深尾水管的压力脉动幅值和对转轮力矩的影响均较原尾水管小。王正伟等<sup>[8]</sup>采用分裂算子的压力隐式方法(pressure-implicit with splitting of operators, PISO),计算尾水管内部由于涡带引起的不稳定流场,对涡带脉动频率以及尾水管各断面上压力脉动进行预测,结果表明涡带压力脉动频率约为转频的 $1/3$ ,与实际观察到的脉动频率相符。由于尾水管是一种扩压式的管道,当水流流经尾水管时,易引起脱流、二次回流以及流动不稳定的现象,特别是对于弯肘式的尾水管,这种现象更为明显<sup>[9]</sup>。为此为提高尾水管的性能,以期提高水轮机效率,本文通过对尾水管进行改进,研究对水轮机流场损失、效率、出力、湍动能和压力脉动的影响。

## 1 尾水管改进方案设置

扩散型尾水管出口直径远大于入口直径,呈圆锥状,水轮机出口的水流速度经过扩散管后大幅下降,在尾水管出口处动能大大减小,动能的减小也

收稿日期: 2017-08-21

基金项目: 广东省水利科技创新项目(2014-02); 广东省高等职业教育品牌专业建设项目水利水电建筑工程专业(2016gzpp014)

通信作者: 杨栗晶(1974—), 女, 博士、副教授, 主要从事流体机械设计与仿真方面的研究。yanglj@gdsdx.cn

会产生一个吸出水头,形成所谓动力真空,使水轮机得到更多的能量。因此在中小型水电站中,扩散型尾水管得到广泛应用<sup>[10,11]</sup>。但在现有的直锥型尾水管的设计中,直锥段的高度偏低,会造成出口流速较大,水流会出现反冲现象,动能回收率较低;加大直锥段高度,会增加尾水管的开挖深度,进而增加生产成本。因此本文在尾水管直锥段高度一定的条件下对其进行改进,以达到提高水力性能的目的。在通道内设有前后两端开口的整流筒,整流筒与锥管段同轴,水轮机的水流经转轮出口流出,并进入尾水管的锥管段。为了实现提高能量恢复系数的目标,使水轮机的能量转换效率得到提升,本文将采用数值模拟分析的方法对“装了整流筒”和“未安装整流筒”的水轮机进行对比分析研究。图1为仿真用的水轮机“装了整流筒”和“未安装整流筒”的模型图。

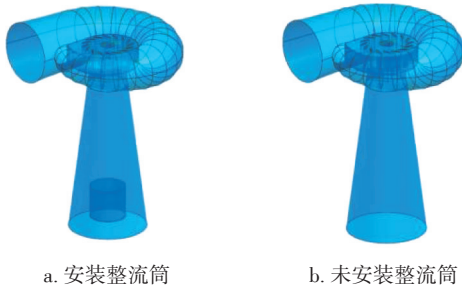


图1 水轮机对比示意图

Fig. 1 Comparison of hydraulic turbine diagram

## 2 数值模拟计算方法

### 2.1 计算公式

本文中水轮机内部流动所涉及的方程主要为质量守恒方程和 N-S 方程,方程如式(1)~式(4):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} =$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho vu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} =$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_v \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho wu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho wv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho ww)}{\partial z} =$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial z} + S_w \quad (4)$$

式中,  $\rho$  ——密度;  $t$  ——时间;  $u$ 、 $v$ 、 $w$  ——分别为  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向的速度;  $p$  ——压强;  $\mu$  ——粘性;  $S_u$ 、 $S_v$ 、 $S_w$  ——广义源项。

由于尾水管内部流动属于有漩涡流动,且属于非定常流动,因此可用 SST  $k$ - $\varepsilon$  湍流模型。 $k$  和  $\varepsilon$  是 2 个基本的未知量,与  $k$  对应的输运方程及与  $\varepsilon$  对应的输运方程如式(5)、式(6)所示。

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (6)$$

式中,  $\mu_t$  ——湍流粘性;  $G_k$  ——湍动能  $k$ ;  $G_b$  ——湍动能  $b$ ;  $Y_M$  ——在压湍流中脉动扩张所造成的影响;  $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$  和  $C_{3\varepsilon}$  ——经验常数;  $\sigma_k$  和  $\sigma_\varepsilon$  ——湍动能  $k$  和耗散率  $\varepsilon$  相对应的 Prandtl 数;  $S_k$  和  $S_\varepsilon$  ——用户定义的源项。根据 Launder 等所给出的推荐值以及之后验证过程中的实验手段,将模型常数相对应的取值确定为:  $C_{1\varepsilon}=1.44$ ,  $C_{2\varepsilon}=1.92$ ,  $C_\mu=0.09$ ,  $\sigma_k=1.0$ ,  $\sigma_\varepsilon=1.3$ 。

### 2.2 边界条件及网格设定

很多水力性能的问题不能得到理论界定,实验研究又受到模型尺寸和测量精度等的限制致使不能很好地解决流场性能问题,而通过利用计算流体动力学能很好克服这些问题。由于选择尾水管模型进行数值计算,结果出现很大偏差<sup>[12]</sup>,因此本文基于 ANSYS CFX 软件对水轮机整体进行仿真计算<sup>[13,14]</sup>。根据水轮机的工作特性,入口边界条件采用压力进口,即在入口边界设置水头的压力值;出口边界条件采用压力出口,即在尾水管出口断面处给定压力值;固壁面采用无滑移的壁面边界条件,在旋转壁面加入周向速度(即为旋转角速度)。图2给出了水轮机、尾水管、整流筒的网格。网格划分设定见表1。

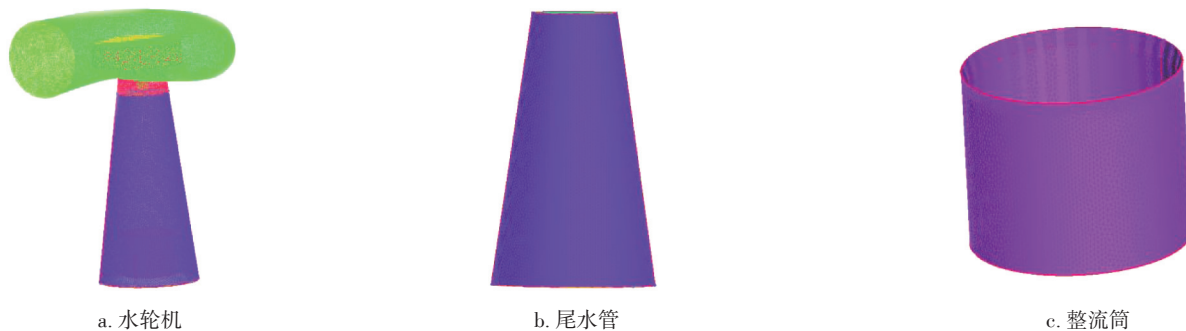


图2 水轮机、尾水管和整流筒网格

Fig. 2 Grid of turbine, draft tube and rectifier

表1 网格单元数以及质量

Table 1 Grid unit number and quality

部位	网格单元数	网格质量
进水	54.00 万	0.35
导叶	135.00 万	0.25
转轮	135.00 万	0.20
出水管	54.37 万	0.30
总计	378.37 万	0.20

### 3 水力性能分析

#### 3.1 水轮机效率及尾水管水头损失

水轮机的出力效率是评价水力性能的重要指标。水轮机效率计算公式如式(7)~式(9)。

$$\eta = \frac{M\omega}{9.81QH} \quad (7)$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (8)$$

$$H = \frac{p_{in} - p_{out}}{9.8 \times 1000} \quad (9)$$

式中,  $M$  —— 扭矩;  $n$  —— 转速, r/min; 其中额定转速为 1500 r/min, 换算为 157 rad/s;  $Q$  —— 流量,  $m^3/s$ ;  $H$  —— 水头, m;  $p_{in}$ 、 $p_{out}$  —— 进出口压力。

仿真模拟计算了水轮机效率随整流筒直径增加的变化情况。如图 3 所示, 安装整流筒对水轮机效率是有利的; 从图 3 中可看出, 随着整流筒直径的增加, 水轮机效率由快速升高到缓慢升高, 在  $D = 168$  mm 时水轮机效率达到最大, 之后随着整流筒直径增加, 水轮机效率开始呈现下降趋势, 最后随着整流筒直径的继续增加, 水轮机效率趋于稳定, 但水轮机效率大于未安装整流筒时的效率。尾

水管水头损失包括沿程损失和局部损失。2 种损失的计算公式如式(10)、式(11)所示, 对 2 种损失的定量分析是评价水轮机水力性能的重要指标。基于此目的, 在不同高度的整流筒条件下, 对水轮机的性能参数以及尾水管沿程和局部水头损失进行分析, 见表 2。

$$h_f = \frac{\lambda}{8 \tan \frac{\theta}{2}} \frac{v_{in}^2 - v_{out}^2}{2g} \quad (10)$$

$$h_d = 3.2 \left( \tan \frac{\theta}{2} \right)^{1.25} \frac{(v_{in} - v_{out})^2}{2g} \quad (11)$$

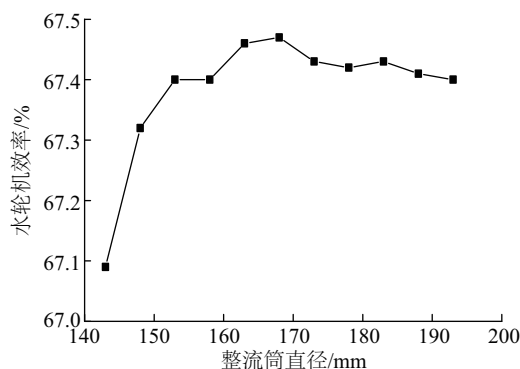


图3 水轮机效率的变化情况

Fig. 3 Efficiency variation of hydraulic turbine

#### 3.2 水轮机性能随整流筒直径的变化情况

从表 2 中可看出由未安装整流筒到安装整流筒且随着整流筒直径的增加, 水轮机所消耗的功率在逐渐降低, 而水轮机在整流筒直径为 168 mm 时的效率最高; 同时可看出尾水管水头损失随整流筒直径的增加在慢慢减小, 总体说明了安装整流筒对水轮机的性能有利。

表2 水轮机性能随整流筒直径的变化

Table 2 Changes of turbine performance with diameter of

rectifier			
直径/mm	功率/W	效率/%	尾水管水头损失/m
原型	1743.09	66.50	0.66
143	1731.10	67.09	0.57
168	1730.78	67.47	0.55
193	1728.57	67.44	0.55

为了对比表2选取最优方案,图4给出了尾水管在4种不同条件下的流场示意图。

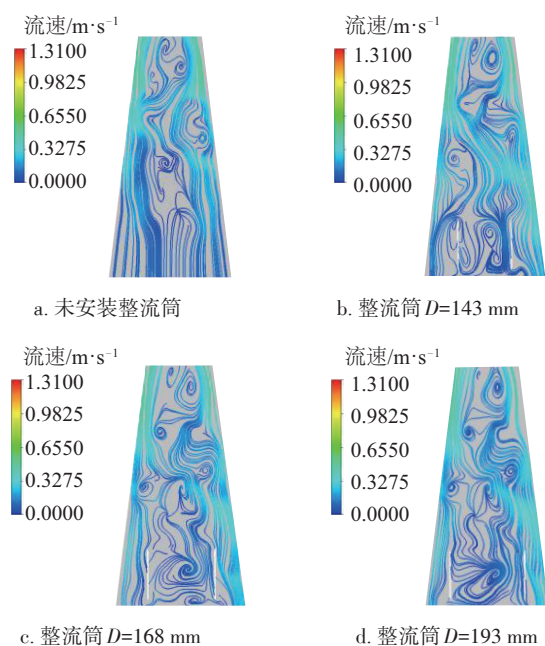


图4 尾水管内部流线图

Fig. 4 Internal flow diagram of draft tube

从图4a中可看出在尾水管管壁附近分布了很多漩涡,以及在尾水管出口也存在很多回流漩涡,漩涡的扰动会增加紊流强度,使得水流在壁面处引起脱流,摩擦损失增加。而从图4b中可看出漩涡慢慢散开,流线趋于顺畅。从图4c更可直接看出,漩涡明显减少,流线从尾水管中心到出口已较顺畅,但当整流筒  $D=193$  mm时,从图4d中显示漩涡又开始增加,流线由相对顺畅变得较紊乱,说明整流筒直径存在一个最优值。基于以上分析,当整流筒  $D=168$  mm时,对水轮机的水力性能的提升最有利。

## 4 稳定性分析

### 4.1 转轮及尾水管内的压力记录点的布置

尾水管内涡带引起的较大低频压力脉动,使水轮机出现振动及出力的波动,严重时甚至使机组被迫停机,给水电站造成巨大损失。因此机组的稳定性情况对机组的整体性能的影响也是巨大的。为此本文对上述4种条件下的尾水管和转轮的关键位置进行标记,通过计算尾水管以及转轮各自关键位置处的压力脉动来判断安装整流筒对机组稳定性的影响。如图5所示,图5a和图5b分别标出了转轮和尾水管的压力点分布。 $R_1$ 、 $R_2$ 分别表示转轮进口截面的叶片位置记录点; $R_3 \sim R_9$ 表示整流筒内壁进出口压力记录点、整流筒外壁进出口压力记录点、尾水管进口中心压力记录点、尾水管出口压力记录点。

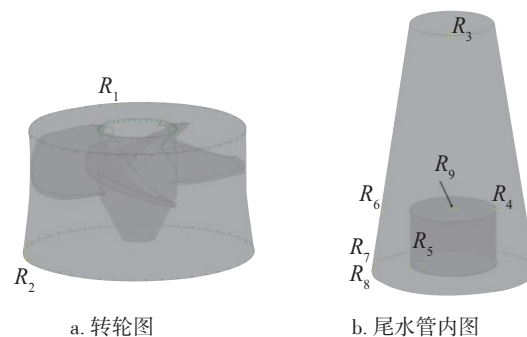


图5 转轮及尾水管内的压力记录点布置

Fig. 5 Pressure recording point of runner and draft tube

### 4.2 整流筒直径对尾水管进出口端动能的影响

整流筒直径高度对尾水管进出口端动能的影响如图6所示,将4种条件下得到的尾水管进口湍动能进行对比,结果相差不大,但依然可看出整流筒  $D=168$  mm时,湍动能有所降低。同时在4种条件下尾水管出口端动能的变化中可看出,湍动能变化明显,且在整流筒  $D=168$  mm时,效果最为显著;一方面得出尾水管内动能回收效率高,说明有旋流在流经尾水管时紊流程度得到缓解,与图4的流线图吻合良好,流体流动得到明显改善;另一方面可得出在原来工况基础上安装整流筒对于动能的回收、机组稳定性的提高有利。



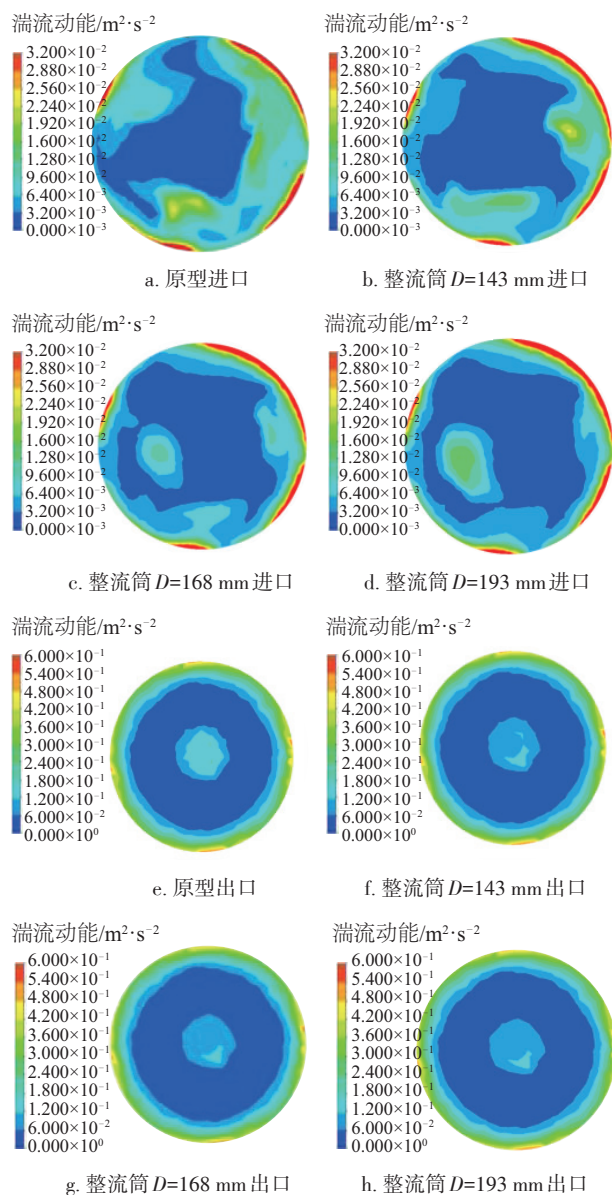


图6 尾水管进出口湍动能示意图

Fig. 6 Schematic diagram of turbulent kinetic energy of inlet and outlet of draft tube

### 4.3 压力脉动情况

通过分析图7的转轮及尾水管区域中心的压力记录点脉动峰峰值结果显示,对比未安装整流筒的尾水管,脉动变化较小,但从图中可看出尾水管部分的脉动峰峰值较低,变化相对稳定,说明一开始选定工况的流动状况相对良好,尾水管内稳定性较高,安装整流筒后改善效果不是很明显。由于转轮与尾水管内的流动存在相互作用,两者呈现正比关系<sup>[15]</sup>,尾水管内部稳定性提高对转轮内的流动的

流动也有所改善。只是由于转轮下游流场本身较紊乱,脉动峰值很高,转轮内部的稳定性相对较低。

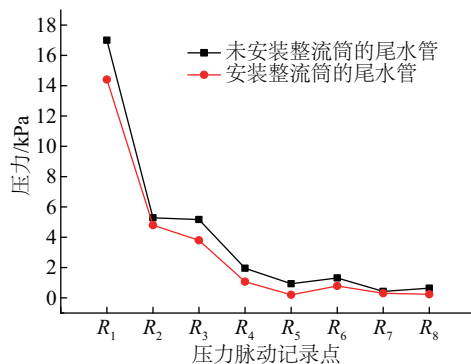
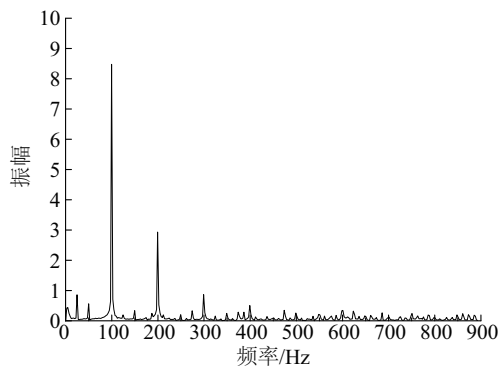
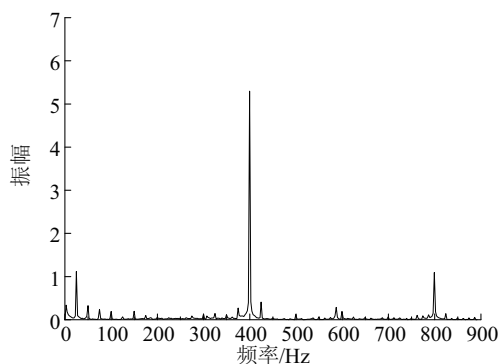


图7 转轮及尾水管区域中心的压力记录点脉动峰峰值图

Fig. 7 Peak value of pulsation peak of the pressure recording point at center of runner and draft tube area

如图8所示,根据傅里叶变换计算转轮进口截面  $R_1$  压力记录点与尾水管进口中心  $R_3$  压力记录点的压力振幅( $\Delta H/H$ )随脉动频率的变化,其中,在转轮进口截面  $R_1$  压力记录点脉动的频率图中可得出尾水管安装整流筒后低频振幅消失,安装整流筒的  $R_1$  处可能受叶片频率的影响,其脉动振幅中部稍高,其余振幅较均匀而且幅值很低,说明安装整流筒后减少了流动漩涡,使得流场的紊乱扰动减小。

a. 未安装整流筒的  $R_1$  脉动频率b. 安装整流筒的  $R_1$  脉动频率

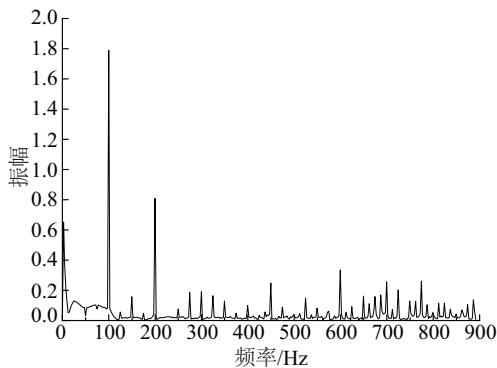
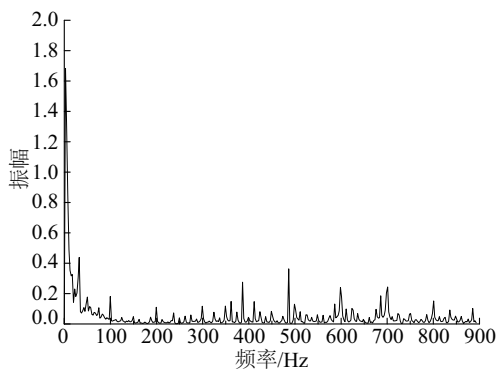
c. 未安装整流筒的 $R_3$ 脉动频d. 未安装整流筒的 $R_3$ 脉动频

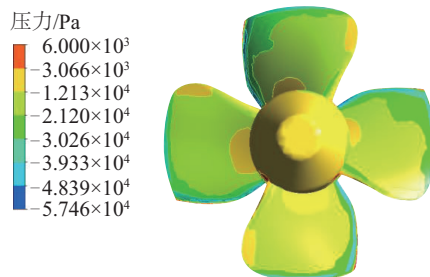
图8 转轮及尾水管区域中心的压力记录点脉动频率对比

Fig. 8 Comparison of pulsation frequency of pressure recording point at center of runner and draft tube area

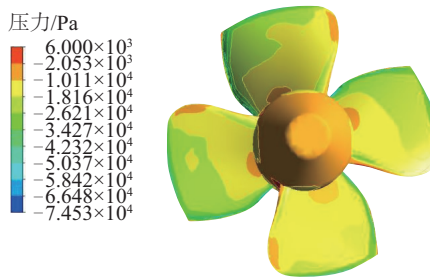
同时从尾水管进口中心  $R_3$  压力记录点脉动的频率图也可看出,加装整流筒后使得振幅明显减少,说明增加整流筒后对转轮和尾水管内流场的稳定性非常有利。

#### 4.4 整流筒对水轮机空化性能的影响

由于安装整流筒后可能会影响水轮机的空化性能,若加重空化可能会损坏水轮机过流部件的表面,同时也会破坏水流的正常流动,使机组的能量损失增加,对水轮机的水力性能产生极大的负面影响。为此本文仿真计算安装整流筒后对转轮叶片背面的空化区域影响图,结果如图9所示。通过对比计算额定工况下叶片背面最低压力区的变化,可看出安装整流筒后的叶片背面最低压力区域有增加趋势,图中颜色越深表示压力越低,说明加装整流筒后使转轮出口平均压力增加,因而减少了空化对机组的影响。



a. 未安装整流筒后的转轮叶片



b. 安装整流筒后的转轮叶片

图9 整流筒对转轮叶片背面的空化区域影响图

Fig. 9 Effect of rectifier on cavitation area of runner blade

## 5 结 论

本文通过对尾水管进行改进,增加了前后两端开口的整流筒,利用 CFD 技术对安装整流筒前后的水轮机性能进行仿真计算,并且考察 4 种不同条件下尾水管进出口湍动能、转轮及尾水管区域中心的压力记录点脉动峰峰值、转轮及尾水管区域中心的压力记录点脉动频率以及转轮叶片背面的空化区域的各自分布情况,主要结论如下:

1)随着整流筒直径的增加,水轮机效率由快速升高到缓慢升高,在  $D=168\text{ mm}$  时水轮机效率达到最大,同时从流线图中可看出,漩涡明显减少,流线从尾水管中心到出口已较顺畅。

2)从进出口湍动能的变化看出,安装整流筒的尾水管内的动能回收效率高,说明有旋流动在流经尾水管时紊乱程度得到缓解;对比未安装整流筒的尾水管,脉动变化较小。

3)加装整流筒后使得振幅明显减少,说明增加整流筒后对转轮和尾水管内流场的稳定性非常有利,同时减少了空化对机组的影响。

#### [参考文献]

- [1] 游赞培. 利用灯泡贯流式水轮机特性泄水的研究[J]. 人民珠江, 1992, (6): 10—14.

- [1] You Zanpei. A study on the utilization of flood discharging characteristics of bulb units[J]. Pearl River, 1992, (6): 10—14.
- [2] Galván S, Reggio M, Guibault F. Numerical optimization of the inlet velocity profile ingested by the conical draft tube of a hydraulic turbine[J]. Journal of Fluids Engineering, 2015, 137(7): 071102.
- [3] 李仲全, 王 军. 尾水管高度和宽度对水轮机水力性能的影响[J]. 东方电气评论, 2005, 20(2): 20—25.
- [3] Li Zhongquan, Wang Jun. The influence of height and width of draft tube on it's hydraulic performance[J]. Dongfang Electric Review, 2005, 20(2): 20—25.
- [4] 李 涛. 尾水管高度对水轮机水力性能的影响[J]. 工程技术: 全文版: 00305—00305.
- [4] Li Tao. Influence of draft tube height on hydraulic performance of hydraulic turbine[J]. Engineering technology: Full version: 00305—00305.
- [5] Motycak L, Skotak A, Obrovsky J. Analysis of the Kaplan turbine draft tube effect[J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2010, 12, (1): 012038.
- [6] Adel M, Mostafa N H. Numerical investigation of performance of kaplan turbine with draft tube[A]. Eighteenth International Water Technology Conference [C], Sharm El Sheikh, 2015, 12—14.
- [7] 周凌九, 王正伟, 黄源芳. 尾水管水力稳定性受直锥段高度影响的性能预测[J]. 大电机技术, 2004, (4): 47—51.
- [7] Zhou Lingjiu, Wang Zhengwei, Huang Yuanfang. The performance predicting of influence of draft tube height on hydraulic stability[J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 2004, (4): 47—51.
- [8] 王正伟, 周凌九, 黄源芳. 尾水管涡带引起的不稳定流动计算与分析[J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2002, 42(12): 1647—1650.
- [8] Wang Zhengwei, Zhou Lingjiu, Huang Yuanfang. Calculation and analysis of unstable flow caused by draft tube vortex[J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 2002, 42(12): 1647—1650.
- [9] 杨栗晶. 一种用于水轮机的尾水管[P]. 中国: CN103982361A, 2014-08-13.
- [9] Yang Lijing. A draft tube for a turbine[P]. China: CN103982361A, 2014-08-13.
- [10] 杨栗晶, 安 源, 王幼青, 等. 反转双涡轮机械非定常流动与干涉控制[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(4): 307—311.
- [10] Yang Lijing, An Yuan, Wang Youqing, et al. Unsteady flow and interaction control of counter-rotating double-rotor turbine[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(4): 307—311.
- [11] 杨栗晶. 双涡轮灯泡贯流式水轮机三维定常流动解析[J]. 水利水电技术, 2012, 43(7): 123—126.
- [11] Yang Lijing. 3-D steady flow analysis on double-rotor bulb turbine[J]. Water Resources and Hydropower Engineering, 2012, 43(7): 123—126.
- [12] Bardina J E, Huang P G, Coakley T J. Turbulence modeling validation, testing, and development[J]. NASA Technical Memorandum 110446, 1997, (5): 137—146.
- [13] De Henau V, Payette F A, Sabourin M, et al. Computational study of a low head draft tube and validation with experimental data[J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2010, 12(1): 012084.
- [14] 肖业祥, 郑爱玲, 韩凤琴, 等. CFD法研究多喷嘴冲击式水轮机的射流干涉[J]. 华南理工大学学报: 自然科学版, 2007, 35(3): 66—70.
- [14] Xiao Yexiang, Zheng Ailing, Han Fengqin, et al. Study on jet interference of multi-nozzle impact turbine with CFD method[J]. Journal of South China University of Technology: Science and Technology, 2007, 35(3): 66—70.
- [15] 章登成. 弯肘形尾水管的改形设计对其回能系数影响的研究[D]. 赣州: 江西理工大学, 2011.
- [15] Zhang Dengcheng. Study on the influence of renovation design of curved pipe-shaped draft tube on its energy coefficient[D]. Ganzhou: Jiangxi University of Science and Technology, 2011.

## EFFECT OF DIAMETER OF RECTIFIER IN DRAFT TUBE ON PERFORMANCE OF HYDRAULIC TURBINE

Yang Lijing<sup>1</sup>, Zhang Jun<sup>1</sup>, Yan Chengming<sup>1</sup>, Deng Zhihui<sup>2</sup>

(1. Guangdong Polytechnic of Water Resources and Electric Engineering, Guangzhou 510635, China;

2. Created Model Design Corporation of Zhongshan City, Zhongshan 528400, China)

**Abstract:** The rectifier tube with opened front and rear ends was installed in the draft tube channel, the hydraulic performances of the hydraulic turbine before and after the installation of the rectifier tube were simulated, and it is found that the maximum efficiency of the hydraulic turbine is reached when the diameter of rectifier was 168 mm. Meanwhile, the flow field diagrams of the draft tube in four different conditions were contrasted, the results showed that the vortex is obviously reduced and the streamline is relatively smooth from the center of the draft tube to the outlet, then the turbulent kinetic energy of import and export draft tube, the pulse peak value and pulse frequency in pressure record point of rotor and the center of draft tube area, as well as cavitation area on the back of rotor blade in four different conditions were contrasted and analyzed. The results showed that the draft tube with installation of the rectifier is effective for the recovery of kinetic energy and the stability improvement of the unit. Compared with the draft tube without the rectifier, the pulsating change is smaller and the peak value of pulsating peak in draft tube part is lower and the change is relatively stable. Because the flow status of the selected working condition at the very start is relatively better, the stability in the draft tube is higher, the improvement effect is not obvious after the installation of the rectifier. But the installation of the rectifier is very beneficial to the stability of the flow field in the rotor and the draft tube, and reduces the impact of cavitation on the unit.

**Keywords:** rectifier; simulation; hydraulic turbine; CFD; draft tube