

# 水泵水轮机飞逸工况下无叶区高速水环研究

李琪飞<sup>1,2</sup> 赵超本<sup>1</sup> 权辉<sup>1,2</sup> 龙世灿<sup>1</sup> 魏显著<sup>3</sup>

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 兰州 730050; 2. 甘肃省流体机械及系统重点实验室, 兰州 730050;  
3. 哈尔滨大电机研究所, 哈尔滨 150040)

**摘要:** 为了探讨水泵水轮机飞逸工况下无叶区高速水环形成机理以及对机组稳定运行的影响,以某抽水蓄能电站水泵水轮机模型为研究对象,采用 Realizable  $k-\varepsilon$  湍流模型,通过数值模拟结合模型机进行实验,对全流道定常和非定常数值模拟计算,并与实验结果进行对比。结果表明:水泵水轮机 S 特性与飞逸点稳定性存在内在联系,飞逸工况下无叶区高速水环影响飞逸的稳定性;高速水环区周向速度分布以及反作用度分布存在极值点,其中周向速度在高速水环靠近转轮叶片一侧存在极大值,反作用度则在靠近转轮叶片一侧存在极小值,高速水环是引起无叶区水力损失的主要原因;飞逸工况下,随着开度的增加,高速水环越发不明显,小开度飞逸工况下,由于来流方向与叶片骨线存在较大冲角,致使转轮叶片进口端产生规律性的旋涡结构,而冲角随着流动变化浮动较大,存在较大随机性,高速水环是导致随机性波动的原因。

**关键词:** 水泵水轮机; 飞逸工况; 无叶区; 高速水环; 数值模拟

**中图分类号:** TK734 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2019)05-0159-08

## Research on High-speed Water Ring in Bladeless Zone under Runaway Condition

LI Qifei<sup>1,2</sup> ZHAO Chaoben<sup>1</sup> QUAN Hui<sup>1,2</sup> LONG Shican<sup>1</sup> WEI Xianzhu<sup>3</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China

2. Key Laboratory of Fluid Machinery and Systems of Gansu Province, Lanzhou 730050, China

3. Harbin Institute of Large Electric Machinery, Harbin 150040, China)

**Abstract:** Aiming to investigate the formation mechanism of high-speed water ring in the vaneless region and the effect on the stable operation of the unit under the runaway condition, the pump-turbine of one certain pumped storage power station was employed. Based on realizable  $k-\varepsilon$  turbulent model, the unsteady flow of the whole passage of pump-turbine was calculated. Some parameters such as the speed of the high-speed water ring were studied in bladeless zone. And comparing the numerical simulation results with the test, the results showed that there was an intrinsic connection between the S-shaped curve of the pump turbine and the stability of runaway operating. The value of fluid velocity in the bladeless zone was larger under the runaway condition. High-speed water ring in the bladeless zone under runaway conditions led to instability of running under the runaway condition, the high-speed water ring became more obvious with the decrease of the opening. Under small flow conditions, due to the large angle of attack between the incoming flow direction and the blade bone line, the vortex structure of the runner blade ends was regularly developed, and the angle of attack was increased with the flow variation. Vortex evolution was random and vortex evolution affected the change of blade angle of attack. The angle of attack varied greatly over time and there was great randomness. High-speed water rings were responsible for this random fluctuation.

**Key words:** pump-turbine; runaway condition; bladeless zone; high-speed water ring; numerical simulation

## 0 引言

抽水蓄能机组利用电力负荷低谷电能抽水至上水库,储蓄位能,在电力负荷高峰时输水至水库。在提高系统中火电站和核电站运行效率、延长机组寿命、降低维护费、减少风电场并网运行对电网的冲击、提高风电场和电网运行的协调性等方面发挥着调频调相、旋转备用、黑启动等多重功能<sup>[1-5]</sup>。机组在运行过程会经历水泵与水轮机相互转换的过渡过程,该过程是决定电站稳定运行的关键因素<sup>[6-8]</sup>。飞逸工况运行时,机组转速增加,这些动载荷也增大,同时无叶区形成高速旋转的高速水环,加之转轮不能满足进口的无撞击入流条件和法向出流条件,导致内部出现回流(静态旋流)、流道间的动态旋涡以及旋转失速等复杂的流动现象,造成流道堵塞<sup>[9-13]</sup>。其中,飞逸工况高速旋转的流体充斥整个无叶区形成高速水环,阻塞流道使其转轮入口无法满足无冲击进口条件,进而影响机组稳定运行。目前,尚缺乏对机组出现飞逸过程高速水环的研究,即对该情况下的水轮机特性了解不够透彻,妨碍了对机组进行全面原型的实验。

为此,本文通过数值模拟与实验相结合的方法,针对实验表现出的外特性不稳定现象,对其内流场—无叶区高速水环进行数值计算研究,通过提取计算高速水环区域速度分布、反作用度以及叶片进口冲角,探究水泵水轮机飞逸工况下无叶区高速水环形成机理,以及对机组稳定运行的影响。

## 1 模型建立与网格划分

以某大型抽水蓄能电站单极立轴混流式水泵水轮机模型为研究对象,如图1所示,基本参数如表1所示。

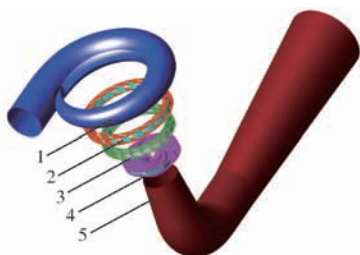


图1 模型水泵水轮机计算区域

Fig.1 Computational domains of model pump-turbine

1. 蜗壳 2. 固定导叶 3. 活动导叶 4. 转轮 5. 尾水管

利用 ANSYS-ICEM 软件进行网格划分。由于偏离最优工况点,转轮进口的来流不是对称的,因此需对全流道进行模拟<sup>[14-17]</sup>。考虑计算资源等实际条件下,保证较小的计算量以及较高的计算精度,故采用六面体结构网格对模型划分,图2为水泵水轮

机各部分的网格划分示意图,具体各部分网格划分情况如表2所示。

表1 模型水泵水轮机几何参数

Tab.1 Geometry parameters of pump-turbine

参数	数值	参数	数值
叶片数/个	9	固定导叶数/个	20
活动导叶数/个	20	转轮低压侧直径/mm	300
转轮高压侧直径/mm	473.6	尾水管出口直径/mm	660
蜗壳进口直径/mm	315	蜗壳包角 $\varphi_0/(\circ)$	343
导叶高度 $b_0$ /mm	66.72		

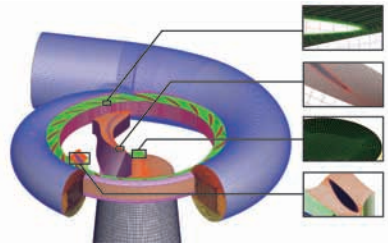


图2 局部网格示意图

Fig.2 Sketch of local mesh

表2 各部件网格划分

Tab.2 Grid division of each part

参数	蜗壳和固定导叶	活动导叶	转轮	尾水管
网格单元数	1 794 767	1 118 500	1 205 507	1 456 365
节点数	316 840	1 028 400	1 127 820	1 422 144
最小角度/ $(\circ)$	18	29	30	36
最小网格质量	0.50	0.48	0.50	0.65

## 2 数值模拟方法

### 2.1 湍流模型与边界条件

飞逸工况在S形特性区,水泵水轮机在此工况区运行时内部流动为典型的三维、非定常、湍流、强旋流流动,因此数值计算需选取合适的湍流模型<sup>[18-20]</sup>。Realizable  $k-\varepsilon$  湍流模型能够有效地模拟旋转均匀剪切流,包含射流、混合流的自由流动和分离流动等<sup>[21]</sup>,Realizable  $k-\varepsilon$  模型可以更好地模拟表面涡和附壁涡,对强旋流有一定适应性,对水泵水轮机湍流压力脉动定性研究具有较高准确性<sup>[22]</sup>。

本文主要研究无叶区压力脉动以及脉动和水力激振相互作用对无叶区的影响,因此选择 Realizable  $k-\varepsilon$  湍流模型进行数值模拟。根据工况所处的不同位置设置具体边界条件,如表3所示。

### 2.2 时间步长

本文主要针对转轮叶片与活动导叶之间无叶区高速水环的研究,由于转轮叶片与活动导叶组成双列叶栅发生动静干涉,以及偏离最优工况导致无叶区流动复杂,导致该区域频率分布相对较丰富,频率

表3 边界条件  
Tab.3 Boundary conditions

类型	设置
进口边界	蜗壳进口给定
出口边界	尾水管出口给定
交界面处理	相邻计算域均采用耦合面
壁面条件	无滑移、近壁面区采用标准壁面函数
转轮区	Multipreference frame motion(定常) Meshmotion(非定常)

分布跨度较大。为了保证压力信号频率的分辨率以及广度,以0.000 1 s为时间步长,并以此时间步长连续计算5 s,对压力信号进行采样,以保证压力频率分布精度。

### 2.3 水力计算结果

以设计水头下模型水泵水轮机为研究对象,通过实验数据与模拟数据的对比来验证计算模型及计算方法的可靠性。本次选取了飞逸线上7个不同开度的工况点,如表4所示,通过已知数据算出其转速 $n$ 以及进口质量流量 $q_m$ ,进行设置计算。

表4 定常数值计算结果

Tab.4 Numerical simulation results of steady flow

开度 $\alpha_0/\text{mm}$	单位转速 $n_{11}/$ ( $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ )	单位流量 $Q_{11}/(\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1})$	转速 $n/$ ( $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ )	进口质量流量 $q_m/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$
11	57.61	0.150	1 051.810	73.943
19	62.30	0.215	1 137.436	105.984
21	64.74	0.249	1 182.015	122.690
25	66.26	0.276	1 209.762	135.835
33	70.82	0.376	1 292.989	185.349
41	74.47	0.511	1 359.595	251.952
45	76.52	0.545	1 397.056	268.658

计算出水头 $H$ (单位:m),可得出单位流量 $Q_{11}$ 和单位转速 $n_{11}$ ,公式为



图4 可逆式水轮机实验平台

Fig.4 Test platform of pump-turbine

本次模型实验选用30 m水头对原型可逆式水泵水轮机各工况进行测试,获得S区特性曲线如图5所示。

由图5可以发现,各开度下随着单位转速升高,流量先增大随后就进入S区。对比不同开度下S特性曲线,开度越小其S区越明显。这是由于随着单位转速从零开始升高,水流相对速度方向将会更加接近转轮的进口安放角方向,故有利于降低水流阻

$$n_{11} = \frac{nD_2}{\sqrt{H}} \quad (1)$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_2^2 \sqrt{H}} \quad (2)$$

式中  $D_2$ ——转轮名义直径,m

$Q$ ——计算流量, $\text{m}^3/\text{s}$

与实验所得飞逸曲线进行对比,结果如图3所示,实验结果与数值模拟结果吻合良好,说明数值模拟方法能较好地反映转轮内部真实流动,模拟方法准确可靠。

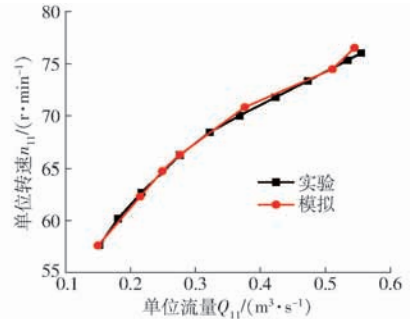


图3 实验与模拟结果对比

Fig.3 Comparison of calculated and experimental results

## 3 计算结果分析

### 3.1 水泵水轮机模型S特性实验

可逆式水轮机实验平台如图4所示,对可逆式水泵水轮机模型进行实验研究。此实验台由哈尔滨大电机研究所设计,已开展了一定的相关实验研究,针对本课题做一些相应的改进。实验台的循环系统是封闭式的可以双向运行的系统。实验台的验收实验遵循IEC60193、IEC609等相关的规定实验内容。具体实验台参数如表5所示。

力。因此在这一区间内,单位流量将随着单位转速的提升而增加。随着转速的进一步增加,水流相对速度将与骨线之间形成冲角,有效过流流量减小,导致单位流量降低。水流对转轮的阻挡作用,使得其在流量减小的同时也使得转速略有下降,使得 $dQ_{ed}/dn_{ed} > 0$  ( $Q_{ed}$ 为相对单位流量, $n_{ed}$ 为相对单位转速),此后随着单位转速的升高,水流在转轮进口产生较强的离心力作用,产生复杂的流动现象,即水

表5 实验台参数

Tab.5 Parameters of test-bed

参数	数值
最高的实验水头/m	190
工作最大流量/(m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> )	2.0
转轮标称直径/mm	300~500
测功机的功率/kW	500
测功机的转速/(r·min <sup>-1</sup> )	0~2 500
供水泵对应的电机功率/kW	600
流量校正筒对应容积/m <sup>3</sup>	120
水库容积/m <sup>3</sup>	750

泵水轮机 S 特性(图 6)。而且在低流量工况下,转轮进口与导叶之间发生显著的脱流,形成高速水环,对流通道形成阻塞作用(图 6a),造成流量进一步下降,因此其 S 区较明显。由图可以发现小开度飞逸工况下无叶区高速水环均匀充斥着整个无叶区,更容易对流通道形成堵塞。

### 3.2 无叶区高速水环速度分布

#### 3.2.1 反作用度

静压能在总能量中所占比重,是叶片式机械一个重要的参数,为此定义

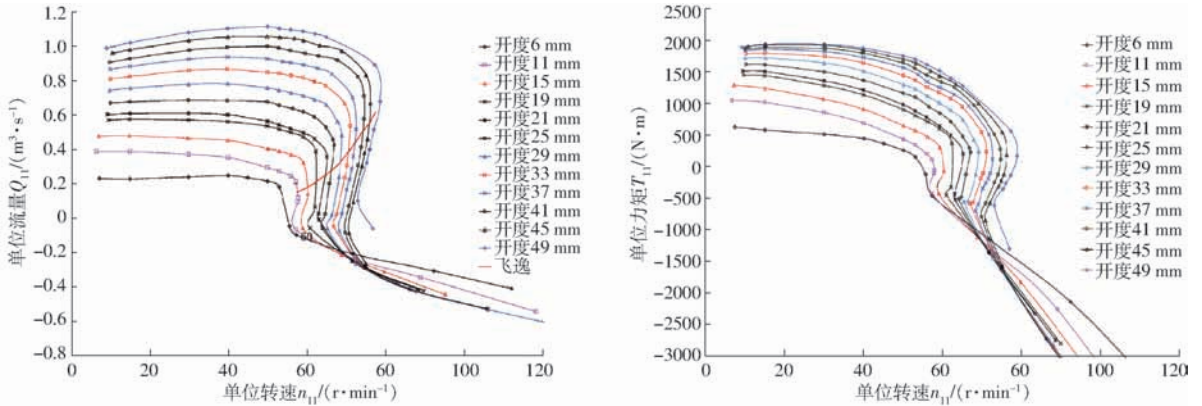


图5 水泵水轮机模型初步实验 S 区特性曲线

Fig.5 Characteristic curves of preliminary test in S zone for pump turbine model

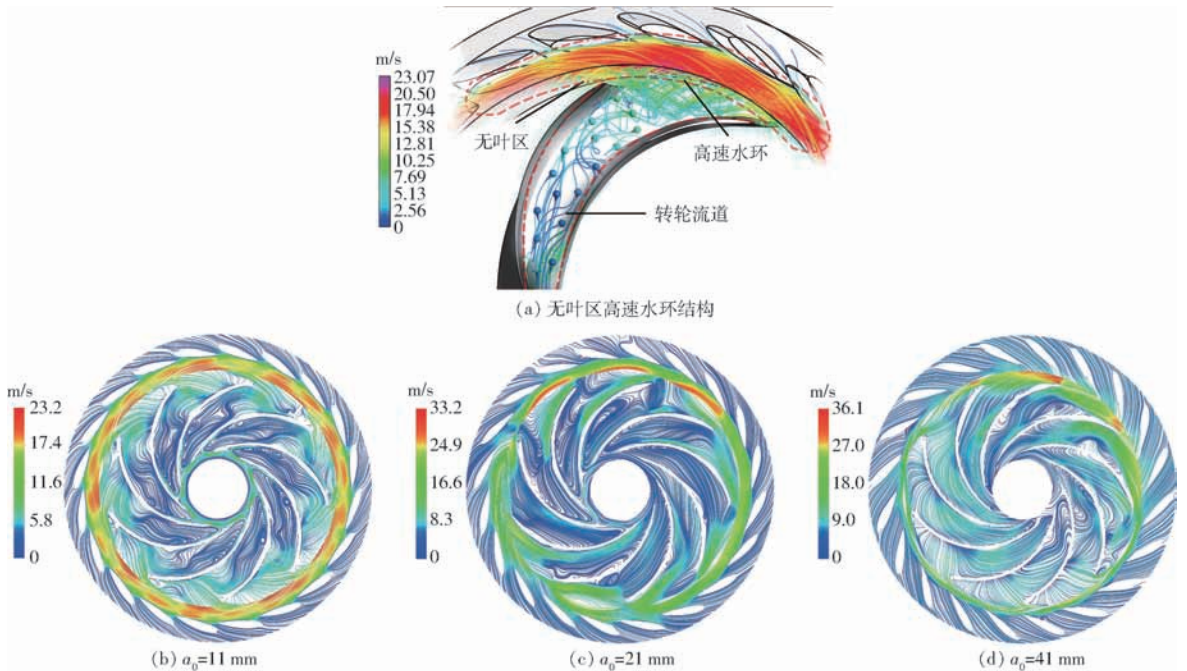


图6 无叶区速度流线图

Fig.6 Streamline maps of vaneless region

$$\Omega = \frac{h_p}{h_{th}} = \frac{H_p}{H_{th}} = \frac{p_p}{p_{th}}$$

式中  $h_p$ ——静压能, J       $h_{th}$ ——总能量头, J  
 $H_p$ ——势扬程, m       $H_{th}$ ——扬程, m  
 $p_p$ ——静压升, Pa       $p_{th}$ ——总压, Pa

$\Omega$ 为反作用度,也称为反击系数、反应度或反动度。

$\Omega$ 值表示静压能在叶轮(转轮)的总能量中所占的比例。一般来说叶片机械进出口截面速度相差不大,介质能量变化主要表现在压力或焓的变化。介质与叶轮所交换的动能部分,最终仍需依赖静止部件转换为静压能变化。所以,反作用度表现了转轮和静叶内静压能变化的比例。假定叶轮(转轮)进

出口处周面速度相等,于是有

$$h_d = gH_d = \frac{p_d}{\rho} = \frac{c_p^2 - c_s^2}{2} = \frac{c_{mp}^2 - c_{ms}^2}{2} + \frac{c_{up}^2 - c_{us}^2}{2}$$

$$h_d = \frac{c_{up}^2}{2}$$

式中  $h_d$ ——动能, J  $g$ ——重力加速度,  $m/s^2$   
 $H_d$ ——动扬程, m  $p_d$ ——动压, Pa  
 $\rho$ ——流体密度,  $kg/m^3$   
 $c_p$ ——进口绝对速度,  $m/s$   
 $c_s$ ——出口绝对速度,  $m/s$   
 $c_{mp}$ ——叶轮进口处周面速度,  $m/s$   
 $c_{ms}$ ——叶轮出口处周面速度,  $m/s$   
 $c_{us}$ ——出口绝对速度圆周方向分量,  $m/s$   
 $c_{up}$ ——进口绝对速度圆周方向分量,  $m/s$

由于  $h_{th} = gH_{th} = \frac{P_{th}}{\rho} = u_p c_{up} - u_s c_{us} = u_p c_{up}$

式中  $u_p$ ——进口圆周速度,  $m/s$   
 $u_s$ ——出口圆周速度,  $m/s$

所以  $\Omega = 1 - \frac{h_d}{h_{th}} = 1 - \frac{c_{up}}{2u_p}$

### 3.2.2 圆周方向速度、反作用度分布

水泵水轮机飞逸工况下,作为反 S 区的界限极易发生一系列复杂的水力现象,在低流量工况下,转轮进口与导叶之间发生显著的脱流,形成高速水环,对流动形成阻塞作用,造成流量进一步下降,因此其 S 区较明显。为了研究无叶区高速水环对机组稳定运行的影响以及对 S 特性的影响,通过数值计算,获得无叶区速度分布,并沿转轮径向方向提取无叶区速度,根据速度三角形(图 7)计算其在圆周方向分

量  $c_u$  以及其反作用度  $\Omega$ , 计算结果如图 8 所示。

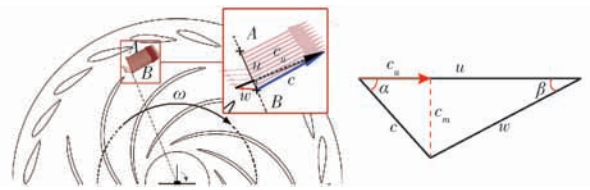


图 7 径向速度提取图以及速度三角形

Fig. 7 Radial velocity feature map and velocity triangle

由图 8 中速度在圆周方向的分量  $c_u$  分布图可以发现由点 A 到点 B 无叶区流体径向进口方向,随着 A、B 间相对距离的增加,速度在圆周方向的分量  $c_u$  呈增加趋势。这说明水泵水轮机飞逸工况下转轮叶片与活动导叶之间无叶区存在高速水环。以转轮与活动导叶动静交接面为分界线,靠近活动导叶一侧,  $c_u$  变化明显呈递增趋势;靠近转轮叶片进口一侧则  $c_u$  变化平缓呈现减小趋势。开度  $a_0$  为 11 mm 时,  $c_u$  呈现先增加后减小趋势,随着开度增加减小趋势越加不明显。一方面来流经过活动导叶静压能转化为动能,所以随着 A、B 之间距离的增加,  $c_u$  增大;另外飞逸工况下水泵水轮机转轮飞速旋转对无叶区扰流促使此区域  $c_u$  增加,但随着 A、B 之间距离的继续增加,受到转轮叶片的扰流影响减弱,逐渐跨过无叶区高速水环,流动变平缓,所以  $c_u$  在靠近转轮叶片一侧出现先增加后减小趋势。为了进一步探讨转轮叶片扰流形成高速水环的作用机理,对无叶区反作用度进行计算分析。

由图 8 中反作用度  $\Omega$  分布可发现,在小开度  $a_0$  为 11 mm 时,靠近导叶一侧,反作用度  $\Omega$  随着 A、B 间距离增大而增大,即越靠近转轮该区域静压占总

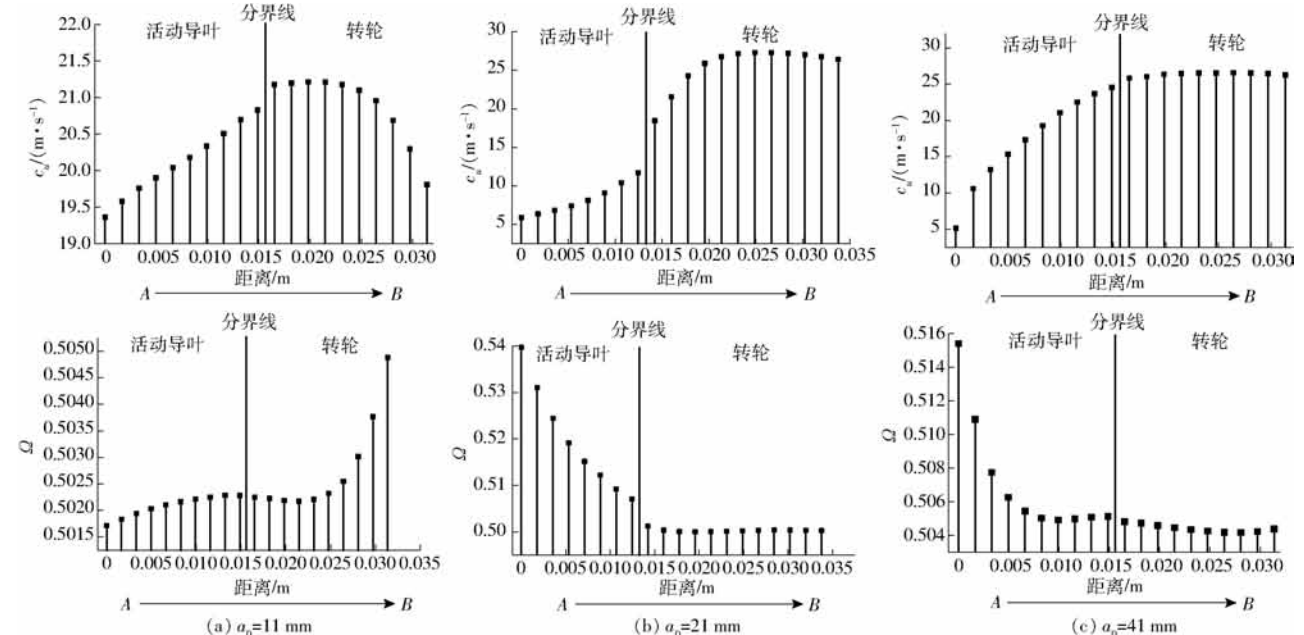


图 8  $c_u$ 、 $\Omega$  分布

Fig. 8 Distributions of  $c_u$  and  $\Omega$

能量头的比率越大;通常情况下在导叶中,静压能转化为动能,而使得反作用度  $\Omega$  降低。这说明飞逸工况下无叶区发生强烈的回旋流即存在高速水环,高速回转的流体使得流道阻塞。流体因此而堆积致使此区域反作用度升高,靠近转轮一侧  $\Omega$  变化与开度为 21、41 mm 变化趋势相同,均在靠近转轮一侧出现极小值点,即先减小后增加并且随着开度的增加极值点向 B 点方向移动,这是因为流体经过活动导叶受无叶区高速水环的影响,静压能转化为动能使得此区域反作用度  $\Omega$  存在一个减小的过程。随着点 A、B 距离增加,跨过高速水环区域,进入叶片流道区域内流动变缓,因此  $\Omega$  回升。并且随着流量的增加,回升点即极值点向叶片流道内移动。

### 3.3 无叶区高速水环对叶片来流冲角的影响

常规混流式水轮机和水泵水轮机随着转速从零升高,水流相对速度方向(图9)将会更加接近转轮进口安放角,故有利于降低水流阻力。因此,在这一区间内,单位流量将随着单位转速的升高而增加。随着单位转速的进一步增加,水流相对速度与叶片

进口安放角之间形成冲角,使得有效过流量减小,导致单位流量降低。而水泵水轮机,随着单位转速的升高,不仅水流与叶片安放角之间形成冲角,而且水流将在转轮进口产生较强的离心力作用,产生复杂的物理现象。非设计飞逸工况下,叶片与来流方向存在冲角,使得在转轮叶片进口端产生涡,如图10所示。由叶片进口端涡结构演化图可以发现,在叶片进口端叶片工作面一侧分布着因来流与叶片型骨线存在冲角而引起的涡结构。而叶片进口端来流冲角不仅与导叶开度有关还受无叶区高速水环的影响。

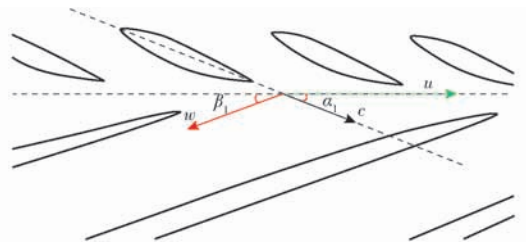


图9 叶片进口速度三角形

Fig. 9 Speed triangle at runner channel inlet

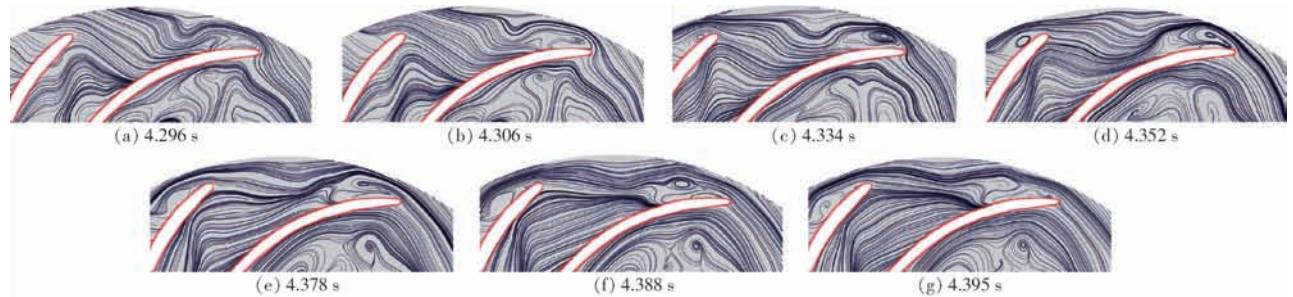


图10 叶片进口段位置流线图

Fig. 10 Streamline of inlet of blade

为了研究无叶区高速水环对来流冲角及转轮区域流态的影响,对叶片进口端来流冲角进行计算,根据叶片轮廓绘制其翼形骨线,以叶片型线切线垂直方向建立速度提取线,根据流体流动速度三角形计算来流冲角,如图11所示。为了研究来流位置以及非常常对来流冲角的影响,选取3个转轮叶片在该位置进行计算分析。各位置冲角  $\alpha$  随时间变化如图12所示。

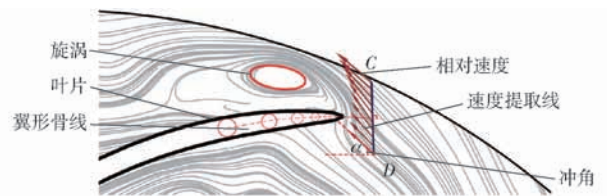


图11 叶片进口冲角示意图

Fig. 11 Schematic of blade inlet angle

由图12可以发现,水泵水轮机飞逸工况下来流与翼型骨线存在较大冲角,这也是转轮叶片进口端

工作面一侧产生较大尺度涡结构的原因。同时对冲角  $\alpha$  变化规律进行分析发现:冲角  $\alpha$  随时间变化浮

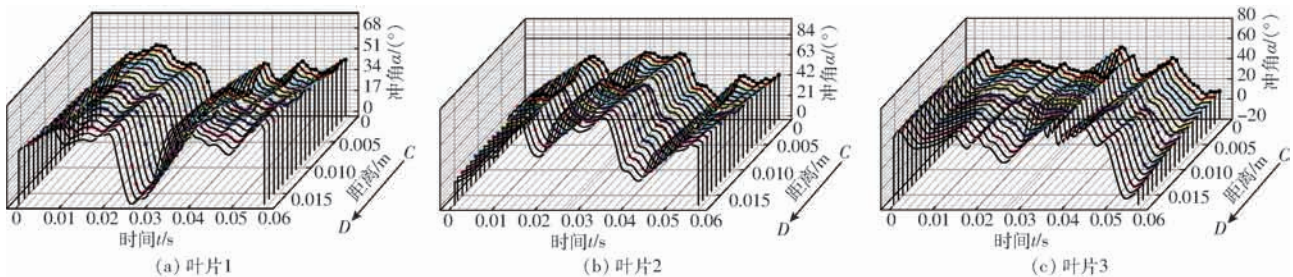


图12 冲角随时间变化图

Fig. 12 Changing of attack angle with time

动较大,3条提取线冲角波动变化并没有在特定的转轮位置进入波峰或者波谷,同样时间点上也没有发现相同时刻出现增减相同、共同进入峰谷值,因此冲角 $\alpha$ 随着流动变化浮动较大,与来流位置并无明显关系,存在很强的非定常性和随机性。这是因为转轮飞速旋转与高速水环之间存在速度差,动静干涉使得在转轮叶片进口端来流方向随机发生改变,因此导致冲角随时间波动较大。

综上所述,来流与叶片骨线存在着较大冲角是转轮叶片进口端工作面一侧产生涡结构的主要原因,无叶区高速水环与转轮相互作用使得来流冲角随时间波动较大,波动规律与单一时间点以及来流位置并无明显关系。

## 4 结论

(1)水泵水轮机飞逸工况下,无叶区存在高速

旋转水环,随着开度变大流量增加,高速水环逐渐被破坏变弱。

(2)高速水环区周向速度分布以及反作用度分布存在极值点,其中周向速度在高速水环靠近转轮叶片一侧存在极大值,反作用度则在靠近转轮叶片一侧存在极小值,高速水环是引起无叶区水力损失的主要原因。

(3)水泵水轮机S特性与飞逸点稳定性存在内在的联系,而飞逸工况下无叶区高速水环影响飞逸的稳定性;飞逸工况下,随着开度的增加,高速水环越发不明显,小开度飞逸工况下,由于来流方向与叶片骨线存在较大冲角,致使转轮叶片进口端产生规律性的旋涡结构,而冲角随着流动变化浮动较大,存在较大随机性,高速水环是导致随机性波动的原因。

## 参 考 文 献

- [1] 鲍海艳,杨建东,付亮. 水轮发电机组开机过渡过程研究[C]//水力发电技术国际会议,2009. BAO Haiyan, YANG Jiandong, FU Liang. Research on startup process of hydro-generator unit [C]//International Conference on Hydropower Technology, 2009. (in Chinese)
- [2] EGUSQUIZA E, VALERO C, HUANG X, et al. Failure investigation of a large pump-turbine runner[J]. Engineering Failure Analysis, 2012, 23:27-34.
- [3] KERSCHBERGER P, GEHRER A. Hydraulic development of high specific-speed pump-turbines by means of an inverse design method, numerical flow-simulation (CFD) and model testing[J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2010, 12:012039.
- [4] 朱迪,肖若富,陶然,等. 水泵水轮机泵工况非设计工况流态与压力脉动分析[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(12): 77-84. ZHU Di, XIAO Ruofu, TAO Ran, et al. Analysis of flow state and pressure pulsation in off-design condition of pump turbine pump [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(12): 77-84. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?flag=1&file\\_no=20161211&journal\\_id=jcsam](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20161211&journal_id=jcsam). DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.12.011. (in Chinese)
- [5] 李琪飞,李光贤,权辉,等. 水泵水轮机在水轮机工况下导叶水力矩实验研究[J]. 水利学报,2018,49(3):362-368. LI Qifei, LI Guangxian, QUAN Hui, et al. Experimental study on water moment of guide vane of pump turbine under turbine condition [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2018, 49(3): 362-368. (in Chinese)
- [6] 杨建东,胡金弘,曾威,等. 原型混流式水泵水轮机过渡过程中的压力脉动[J]. 水利学报, 2016, 47(7):858-864. YANG Jiandong, HU Jinhong, ZENG Wei, et al. Pressure pulsation in the transient process of prototype Francis pump turbine [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2016, 47(7): 858-864. (in Chinese)
- [7] 刘星星. 水泵水轮机过渡过程半实物仿真平台的软件设计与实现[D]. 武汉:华中科技大学, 2013. LIU Xingxing. Software design and implementation of the hardware-in-the-loop simulation platform for the transient process of water pump turbine [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2013. (in Chinese)
- [8] 杨建东,曾威,杨威嘉,等. 水泵水轮机飞逸稳定性及其与反S特性曲线的关联[J/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(4): 59-64. YANG Jiandong, ZENG Wei, YANG Weijia, et al. Flight stability of pump turbine and its correlation with inverse S characteristic curve [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(4): 59-64. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?flag=1&file\\_no=20150410&journal\\_id=jcsam](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20150410&journal_id=jcsam). DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.04.010. (in Chinese)
- [9] 李仁年,刘殿兴,董志强,等. 水泵水轮机“S”形区全流道数值模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(5):401-405. LI Rennian, LIU Dianxing, DONG Zhiqiang, et al. Numerical simulation of the “S” shape full channel of pump turbine [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(5): 401-405. (in Chinese)
- [10] 夏林生,程永光,蔡芳,等. 水泵水轮机四象限工作区流动特性数值分析[J]. 水利学报, 2015, 46(7):859-868. XIA Linsheng, CHENG Yongguang, CAI Fang, et al. Numerical analysis of flow characteristics in four quadrant working area

- of water pump turbine [J]. *Journal of Hydraulic Engineering*, 2015,46(7): 859-868. (in Chinese)
- [11] 李琪飞, 张正杰, 李仁年, 等. 水泵水轮机泵工况空化特性与转轮受力分析[J/OL]. *农业机械学报*, 2018,49(1):137-142.  
LI Qifei, ZHANG Zhengjie, LI Rennian, et al. Cavitation characteristics of pump and force analysis of runner in pump turbine [J/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2018,49(1): 137-142. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?flag=1&file\\_no=20180117&journal\\_id=jcsam](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20180117&journal_id=jcsam). DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.01.017. (in Chinese)
- [12] 胡秀成, 张立翔. 水泵水轮机增减负荷过程三维流动特性大涡模拟分析[J]. *水利学报*, 2018, 49(4):492-500.  
HU Xiucheng, ZHANG Lixiang. Large eddy simulation analysis of three-dimensional flow characteristics of water pump turbine during load increasing and decreasing process [J]. *Journal of Hydraulic Engineering*, 2018,49(4): 492-500. (in Chinese)
- [13] 刘锦涛. 基于非线性局部时均化模型的水泵水轮机“S”区稳定性分析[D]. 杭州:浙江大学, 2013.  
LIU Jintao. Stability analysis of “S” zone of pump-turbine based on nonlinear local time-averaged model [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2013. (in Chinese)
- [14] 石清华, 许巍巍, 龚莉. 低水头混流式水轮机叶道涡引起的噪声及其消除[C]//第十六次中国水电设备学术讨论会, 2007:1-8.  
SHI Qinghua, XU Weiwei, GONG Li. Noise and its elimination caused by blade vortex in Francis low head Francis turbine [C]//Sixteenth China Symposium on Hydroelectric Equipment,2007:1-8. (in Chinese)
- [15] 杨琳, 陈乃祥, 樊红刚. 水泵水轮机全流道双向流动三维数值模拟与性能预估[J]. *工程力学*, 2006, 23(5):157-162.  
YANG Lin, CHEN Naixiang, FAN Honggang. Three-dimensional numerical simulation and performance prediction of two-way flow in full channel of water pump turbine [J]. *Engineering Mechanics*, 2006,23(5): 157-162. (in Chinese)
- [16] 逯鹏. 基于全流道模拟的混流式水轮机尾水管内部流动研究[D]. 西安:西安理工大学, 2007.  
LU Peng. Study of internal flow in draft tube of Francis turbine based on full flow simulation [D]. Xi'an:Xi'an University of Technology, 2007. (in Chinese)
- [17] 陈庆光, 吴玉林, 刘树红, 等. 轴流式水轮机全流道内非定常空化湍流的数值模拟[J]. *机械工程学报*, 2006, 42(6): 211-216.  
CHEN Qingguang, WU Yulin, LIU Shuhong, et al. Numerical simulation of unsteady cavitation turbulence in full channel of axial flow turbine [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2006,42(6): 211-216. (in Chinese)
- [18] 张鹏远, 祝宝山, 张乐福. 混流式水轮机转轮区叶道压力脉动数值研究[J]. *大电机技术*, 2009(6):35-38.  
ZHANG Pengyuan, ZHU Baoshan, ZHANG Lefu. Numerical study on the pressure pulsation of the blade of the Francis turbine runner area [J]. *Large Electric Machine and Hydranlic Turbine*, 2009(6): 35-38. (in Chinese)
- [19] 孙科, 李岩, 王凯, 等. 串列竖轴水轮机尾流场影响 CFD 模拟分析[J]. *哈尔滨工业大学学报*, 2018, 50(5):185-191.  
SUN Ke, LI Yan, WANG Kai, et al. CFD simulation analysis of wake flow field in tandem vertical turbine [J]. *Journal of Harbin University of Technology*, 2018, 50(5): 185-191. (in Chinese)
- [20] 韩伟, 陈雨, 刘宜, 等. 水轮机活动导叶端面间隙磨蚀形态演变预测[J]. *农业工程学报*, 2018, 34(4):100-107.  
HAN Wei, CHEN Yu, LIU Yi, et al. Prediction of the evolution of the erosion morphology of the end clearance of the guide vane of a hydraulic turbine [J]. *Transactions of the CSAE*, 2018, 34(4): 100-107. (in Chinese)
- [21] 李伟. 中比转速混流式水轮机转轮内部叶道涡模拟研究[D]. 成都:西华大学, 2010.  
LI Wei. Study on the internal blade vortex simulation of the middle specific speed mixed flow turbine runner [D]. Chengdu: Xihua University, 2010. (in Chinese)
- [22] JIU Z L, YI H D, WEI W Z. Application of realizable  $k-\varepsilon$  model in flow filed simulation for hydraulic turbine runner[J]. *Journal of Hydrodynamics*, 2003,18(1):68-72.