

# 基于 CFD 灯泡贯流式水轮机定导变桨内流特性研究

郭 彤<sup>1,2</sup>, 牧振伟<sup>1,2</sup>, 夏庆成<sup>1,2</sup>, 贵辛未<sup>1,2</sup>, 李泽发<sup>1,2</sup>

(1. 新疆农业大学水利与土木工程学院, 新疆 乌鲁木齐 830052;  
2. 新疆水利工程安全与水灾害防治重点实验室, 新疆 乌鲁木齐 830052)

**摘要:** 为研究灯泡贯流式水轮机不同桨叶开度结构在大中小流量工况下的内流特性,以三维流线分布、中心子午面流线分布及中心子午面压力分布为研究指标,对过流部件结构和协联关系优化做理论支持。结果表明,流态分析中灯泡贯流式水轮机转轮处流速最大、流态混乱,为效率优化重点,并分析了尾水管内产生涡旋的原因,提出可通过减小死水区域达到优化效果;压力分析中内部压力从进水流道到尾水管总体呈减小趋势,经计算转轮泄水锥处压力值最小;尾水管中沿水流方向压力逐步增大,当流量达到 124.92 m<sup>3</sup>/s 时,最高压力值为 82 464.15 Pa。该计算结果及分析为灯泡贯流式水轮机改造优化提供了参考依据。

**关键词:** 灯泡贯流式水轮机;定导变桨;内流特性;数值模拟

**中图分类号:** [TV734.1];TK73      **文献标志码:** A      **文章编号:** 1000-7709(2023)06-0171-04

## 1 引言

在设计和优化灯泡贯流式水轮机结构的过程中,内部流动特性的分析对其运行效率和结构安全具有重要意义<sup>[1]</sup>。近年来,对灯泡贯流式水轮机的高效和安全运行已取得大量研究成果,主要集中在协联优化、导叶形状和转轮叶片形状对内部流态的影响方面。如李正贵等<sup>[2]</sup>对水轮机全流道协联关系进行了 CFD 数值计算,研究了机组内部流动特性和旋涡运动;周峰等<sup>[3]</sup>通过数值模拟展开全流道定常流动计算,阐述了大中小流量下全流道子午中心面流动规律;JULIAN U 等<sup>[4]</sup>研究了小开度贯流式水轮机在低水头下的流动特征,对水轮机安全稳定运行提出建设性指导意见。目前大多研究采用定桨变导的方法分析机组内部流动规律,对旋转体进行结构优化,而对定导变桨条件下各流量工况的内流特性及内部各水力参数的变化规律尚未开展全面研究。鉴此,本文以 CFD 软件为工具,结合新疆阿勒泰布尔津某电站工程实例,将 3 类定桨变导形式的灯泡贯流式水轮机作为研究对象,建立不同的流体仿真计算区域模型,研究 3 种导叶开度及 15 组流量工况下的三维流线运动规律、中心子午面流线分布及机组截面压力分布情况,旨在为后续电站结构优化,提

升效率及协联关系研究提供参考。

## 2 计算模型及试验方案

### 2.1 技术参数

新疆阿勒泰布尔津某电站水轮机机组转轮型号为 1S1852-3112,安装高程 552 m,设计水头 7.1 m,额定流量 100.92 m<sup>3</sup>/s,额定转速为 136.4 r/min。

### 2.2 试验方案

将灯泡贯流式水轮机全流道结构作为研究对象,对桨叶开度为 22°、42°、62°三类定导变桨结构在 15 种流量条件下进行数值模拟,计算工况共计 45 个,具体见表 1。

表 1 试验方案

Tab. 1 Experimental program

工况	流量/(m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> )			工况	流量/(m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> )		
	22°	42°	62°		22°	42°	62°
1	82.92	82.92	82.92	9	106.92	106.92	106.92
2	85.92	85.92	85.92	10	109.92	109.92	109.92
3	88.92	88.92	88.92	11	112.92	112.92	112.92
4	91.92	91.92	91.92	12	115.92	115.92	115.92
5	94.92	94.92	94.92	13	118.92	118.92	118.92
6	97.92	97.92	97.92	14	121.92	121.92	121.92
7	100.92	100.92	100.92	15	124.92	124.92	124.92
8	103.92	103.92	103.92				

### 2.3 模型构建及网格划分

基于灯泡贯流式水轮机真实尺寸对其全流道

收稿日期: 2022-07-11, 修回日期: 2022-08-31

作者简介: 郭彤(1997-), 男, 硕士研究生, 研究方向为水力学及河流动力学, E-mail: 315185650@mail. com

通讯作者: 牧振伟(1970-), 男, 博士、教授、博导, 研究方向为水力学及河流动力学, E-mail: xjmzw@mail. com

进行建模,由于模型的准确度对数值模拟结果影响较大,因此所建模型按过流顺序划分为进水通道、灯泡体、导叶、转轮及尾水管 5 部分。模型结构示意图见图 1。

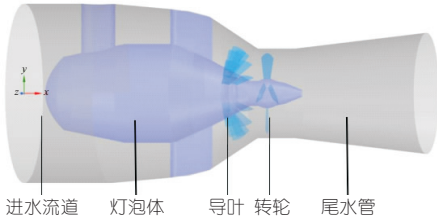


图 1 灯泡贯流式水轮机计算域模型

Fig. 1 Bulb tubular turbine computational domain in models

由于转轮叶片是空间扭曲面形式,结构化网格在转轮上很难划分,因此选择整体非结构化网格划分,非结构网格区由于内部点不具有相同的毗邻单元,所以不具备规则的拓扑结构,网格节点分布具有随机性,灵活性较强,且没有层的概念,可以根据物理模型结构特点生成。对叶片及叶片头尾部分进行局部加密,使网格质量提升到 0.32 以上,符合工程计算要求。网格划分示意图见图 2。

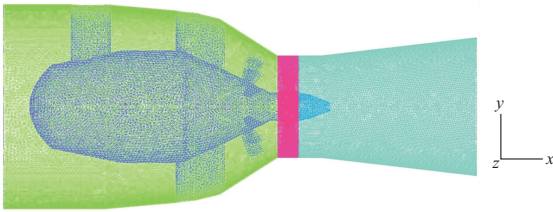


图 2 灯泡贯流式水轮机网格划分图

Fig. 2 Meshing diagram for bulb tubular turbine

水轮机效率是水轮机工作的重要评判参数之一,故以此作为网格无关性验证的对比标准。水轮机效率  $\eta$  定义为:

$$\eta = M\omega / (\rho g Q H) \quad (1)$$

式中,  $M$  为转轮扭矩,  $N \cdot m$ ;  $\omega$  为旋转角速度,  $rad/s$ ;  $Q$  为流量,  $m^3/s$ ;  $H$  为工作水头,  $m$ 。

网格划分过程中,并非网格数量越大越好,网格数量越大,计算周期越长,而计算资源有限,随着网格的加密,计算机运算造成的误差也逐渐变大。因此,需找到计算精度与计算成本之间比较合适的一个点,即网格无关的阈值。经无关性验证,当划分网格数为  $470 \times 10^4$  个时,效率值为 3.7%,最终确定网格数量为  $470 \times 10^4$  个左右。

## 2.4 控制方程及湍流模型

灯泡贯流式水轮机内部不可压缩湍流流动方程为:

$$\partial(\rho u_i) / \partial x_i = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + S_{ij} \quad (3)$$

式中,  $u_i$ 、 $u_j$  均为速度分量,  $m/s$ ;  $p$  为压强,  $Pa$ ;  $\rho$  为密度,  $kg/m^3$ ;  $\tau_{ij}$  为剪切应力,  $N/m^2$ ;  $S_{ij}$  为附加源项,  $N/m^3$ 。

为确保计算模型的准确性需考虑湍流切应力的传输,采用剪切应力传输(SST)湍流模型来仿真湍流,该方程可精准预测流动的初始和负压力梯度条件下流体的分力量,因此在预测近壁面流动或有逆压梯度流动出现等方面具备良好功能。

## 2.5 边界条件

根据实测的水电站数据资料,以额定水头 7.1 m、额定转速 136.4 r/min 下 100% 出力为计算工况。

### 2.5.1 入口边界条件

灯泡贯流式水轮机入口边界的设定实际上是对前流道进口边界上流动参数的设定,机组的总压可分为静压和动压两部分,因此入口总压  $P_{tot}$  定义为:

$$P_{tot} = P_{stat} + 0.5\rho U^2 \quad (4)$$

式中,  $P_{stat}$  为启动压力;  $U$  为断面平均流速。

入口边界条件选取质量流入口边界,由体积流量给定相应的质量流量作为入口边界。

### 2.5.2 出口边界条件

由于计算模型对应电站机组尾水管区域长度较长,过流部件转轮受出口流动影响较小,所以采用压力出口边界条件,采用 1 个标准大气压 (101 325 Pa) 作为压力值。

### 2.5.3 壁面边界条件

由于含转轮旋转边界条件时,动静区域的数据传递依靠 INTERFACE 边界,因此壁面条件采用无滑移边界条件。为保证计算的精准度,以残差值来衡量收敛标准,根据灯泡贯流式水轮机的特点,残差值达到  $10^{-6}$  可满足工程要求。

灯泡贯流式水轮机的协联关系计算涉及大量定常和非定常计算,因此计算模型的准确性至关重要,为验证模型的可靠程度,以导叶开度  $42^\circ$  为例进行计算。以电站运转效率作为验证指标,数值模拟结果 88.4% 与现场实测值 92.5% 相比,二者在合理误差范围之内 ( $\leq 6\%$ ),表明模拟计算结果与电站实测值吻合良好,满足计算要求。表明数值计算模型有较好的准确度,具备一定的可靠性。

## 3 结果与分析

### 3.1 流动分析

#### 3.1.1 三维流线分析

灯泡贯流式水轮机采用卧轴形式,结构无蜗壳,机组内部流道为笔直型,但某些结构由于地形限制及功能性角度设计,整体结构会出现突变部

位,因此全流道三维流线分析具备实际意义。先对比分析 3 种桨叶开度( $22^\circ$ 、 $42^\circ$ 、 $62^\circ$ )结构在不同流量工况下的三维速度流线分布。在定导变桨叶小开度(图 3)、小流量计算工况时流线分布较为均匀,进水水道平均流速在  $3.5 \text{ m/s}$  左右,当内部流体流经导叶进入转轮,流速急剧增加,达到内部流速的最大值,平均流速在  $9.7 \text{ m/s}$  左右,约为进口处流速的 3 倍,且流线出现扰动。随后流体经过转轮能量置换后进入尾水管区域,在三维流线图中,以流体水流方向垂向在尾水管上取截面,从下游观察到速度流线为顺时针螺旋形,且顺尾水管呈扩散状,旋转角与桨叶旋转方向相同。

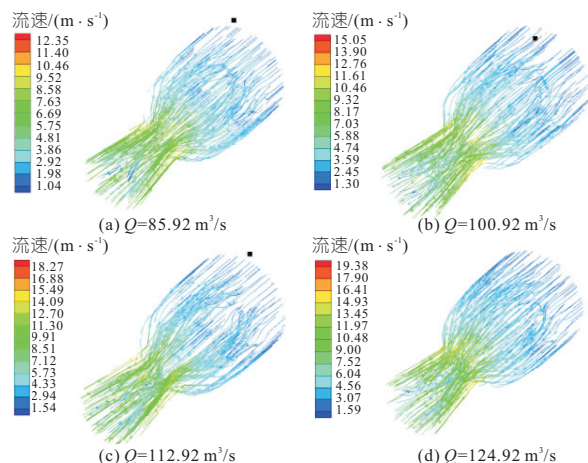


图 3 桨叶开度  $22^\circ$  结构—三维流线速度图

Fig. 3 Blade opening  $22^\circ$  structure-3D streamline velocity diagram

随着流量工况增大,流线均匀程度下降,内部流动更集中于灯泡体周围。转轮处流速增大,当流量为  $103.92 \text{ m}^3/\text{s}$  时,平均流速为  $11.2 \text{ m/s}$ ,当流量为  $124.92 \text{ m}^3/\text{s}$  时,平均流速为  $13.7 \text{ m/s}$ 。尾水管区域,旋转角分布较为均匀,流线较为稳定。流量增大时旋转角沿径向无规律变大,流线交叉数量增多,均匀性、稳定性同时下降。

桨叶开度为  $42^\circ$ 、 $62^\circ$  时,三维速度流线变化规律与  $22^\circ$  基本相同。在尾水管部位流线虽大致保持顺时针趋势扩散,但流线出现少部分顺逆交加,在大开度  $62^\circ$  时更为明显。流体在尾水管部位存在剧烈旋转,流态紊乱严重。观察尾水管流线,发现有螺旋型流线存在,主要存在于尾水管后直锥段,且由于存在高速水流对尾水管壁面施加的冲击作用,使灯泡贯流式水轮机机组内在大开度下易产生噪音和振动。

### 3.1.2 二维平截面流线分析

由于三维流线在三维平面内错综复杂,且角度受限,因此加入二维流线做进一步分析。在机组内部中心点截取全流道的  $xy$  截面( $z=0$ )。先

对桨叶开度  $22^\circ$  结构小流量工况,在转轮出口后垂直水流方向作截面,截面内流速由尾水管边壁向中间递减(图 4)。该截面流速区间约为  $(1.2\sim 9.5 \text{ m/s})$ 。经分析,边壁处流动较为平顺,导叶平整过后较均匀地流向转轮,桨叶存在缝隙,叶片顶端靠近机组边壁处空隙更大,贴近边壁处水流流经转轮后大部分从空隙间通过,少部分由转轮带动,从叶片顶端向转轴中心流动,期间产生螺旋状流线,由转轮部位延续到尾水管直锥段。由于转轮扰动和能量耗散,经过该部件的流体流速大幅度下降。在尾水管有涡旋现象产生,原因在于转轮出口流态复杂,但仍存在主流区域,这股水流通过尾水管时与尾水管中相对静止区域发生交互碰撞,形成漩涡,此时流态呈开口向下的抛物线形状。另外,该区域有部分涡流从桨叶区域出口不能满足法向出流,且流体在尾水管中保持圆周运动所带来的离心力使这部分水流带有一定的正环量,因此尾水管边壁处存在高速水流。这与三维流线分析一致。

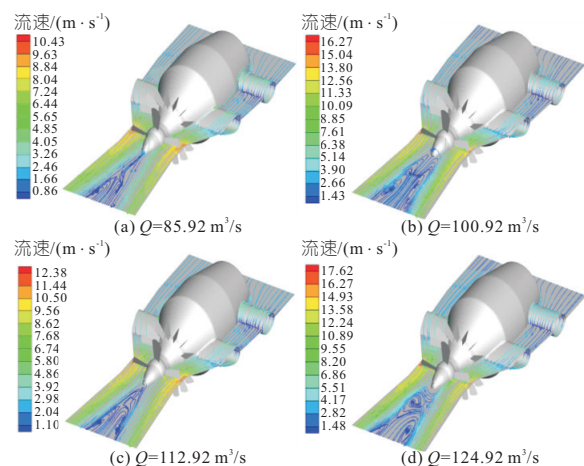


图 4 桨叶开度  $22^\circ$  结构—子午中心面流线速度

Fig. 4 Blade opening  $22^\circ$  structure-meridian center plane streamline velocity diagram

桨叶开度为  $42^\circ$ 、 $62^\circ$  时,子午中心面流线变化规律与  $22^\circ$  基本相同。随开度增大机组流速增大,流线均匀性下降,逐渐向灯泡体呈密集状态,且尾水管内涡流量数量增加,流动情况变得更为复杂。原因在于流速增大使尾水管压力梯度增大,导致尾水管产生涡旋运动。另外灯泡贯流式水轮机构造和安装的局限性使下游河道时段来水量并不能达到要求,由于大流量特点,带入河道的高速水流自身具备高动能,与河面接触将动能转化为压能,与河道内水流间的相互作用也可能引起尾水管的涡旋运动。

### 3.2 机组截面压力分析

灯泡贯流式采取卧轴形式,流道结构为直流

通道。要分析真机内部过流部件的内流特性,需分析其子午中心流面的流动状态。通过机组内部中心点截取全流道的  $xy$  截面 ( $z=0$ ), 对子午中心面进行压力分析。

桨叶开度  $22^\circ$  结构在 15 组流量工况的部分流场子午中心面压力见图 5。由图 5 可知, 灯泡贯流式水轮机机组内部压力从进水流道到尾水管总体呈减小趋势。在小流量工况 ( $85.92 \text{ m}^3/\text{s}$ ) 下, 压力最高为  $25\ 198.67 \text{ Pa}$ 。此外, 经流态分析发现泄水锥处产生局部绕流, 流态较为混乱, 这是小压力、大流速流体和壁面粘滞力共同作用对流态造成的不利影响。此外, 根据数值模拟结果发现泄水锥处压力值位于最低点。尾水管区域压力呈递增趋势, 尾水管是将转轮出口水流以较平顺方式输送到下游河道, 并回收转轮出口多余能量, 将其以别的形式耗散, 流速减小使尾水管中压力逐渐增大, 另外转轮出口不能满足出流条件, 因旋转部分压力较低, 使桨叶结构出现流线剧烈扰动甚至涡流现象, 对结构体的稳定性产生威胁, 可能导致严重后果。随流量不断增大, 压力呈递增趋势, 当流量达到  $124.92 \text{ m}^3/\text{s}$  时, 最高压力值为  $82\ 464.15 \text{ Pa}$ 。

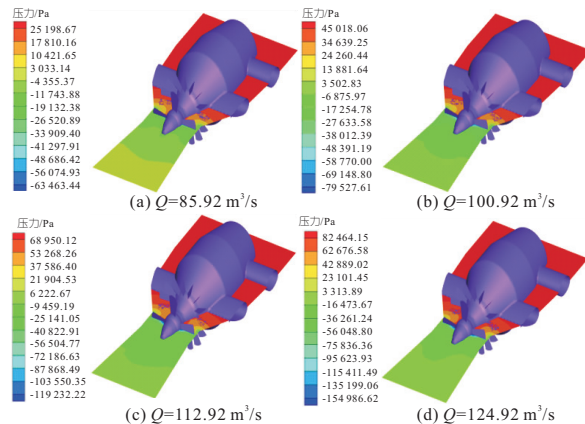


图 5 桨叶开度  $22^\circ$  结构—子午中心面压力分布  
Fig. 5 Blade opening  $22^\circ$  structure—meridian center plane streamline velocity diagram

当导叶角度固定, 流量  $Q=103.92 \text{ m}^3/\text{s}$ , 桨叶开度分别为  $42^\circ$ 、 $64^\circ$  工况下, 压力值减小, 压力分布更为广泛, 尾水管处, 由于小开度压力值较小, 且转轮出口多余能量较少 (图 6), 因此可更快回收。由图 6 还可看出, 小开度压力更易上升到稳定值。

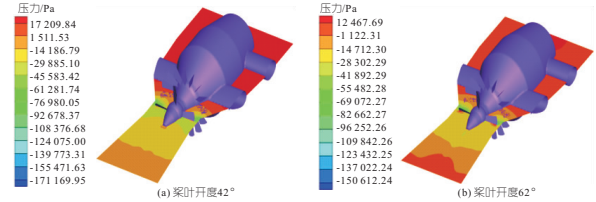


图 6 桨叶开度  $42^\circ$ 、 $62^\circ$  结构—子午中心面压力分布图  
Fig. 6 Blade opening  $42^\circ$ 、 $62^\circ$  structure—meridian center plane streamline velocity diagram

## 4 结论

- 灯泡贯流式水轮机在中小流量下转轮处流态扰动严重, 由小流量至大流量, 旋转角增大, 流线交叉变多, 稳定性下降。结构内部转轮泄水锥处压力值最小, 尾水管中沿水流方向压力逐步增大。
- 尾水管部位存在相对静止区, 与转轮出口的主流区相互碰撞产生相互作用, 尾水管内有涡旋现象, 流线呈开口向下的抛物线。基于此建议设计时应尽可能使死水区范围减小。

## 参考文献:

- [1] 熊建平, 陈燕新, 陈梁年. 灯泡贯流式水轮机导叶与桨叶协联关系探讨[J]. 水电站机电技术, 2019, 42(7): 7-12, 76.
- [2] 李正贵. 灯泡贯流式水轮机协联关系及性能研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2014.
- [3] 周峰. 灯泡贯流式水轮机导叶、桨叶协联特性及性能研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2021.
- [4] JULIAN U, ANTON M, EDUARD D. Investigation on the impact of air admission in a prototype francis turbine at low-load operation[J]. Energies, 2019, 12(15): 127-131.

# Research on Internal Flow Characteristic of Fixed Guide Blade and Variable Paddle of Bulb Tubular Turbine Based on CFD

GUO Tong<sup>1,2</sup>, MU Zhen-wei<sup>1,2</sup>, XIA Qing-cheng<sup>1,2</sup>, GUI Xin-wei<sup>1,2</sup>, LI Ze-fa<sup>1,2</sup>

(1. School of Water Resources and Civil Engineering, Xinjiang Agricultural University, Urumqi 830052, China;  
2. Xinjiang Key Laboratory of Water Resources Engineering Safety and Water Disaster Prevention, Urumqi 830052, China)

**Abstract:** To study the internal flow characteristics of bulb tubular turbine with different blade opening structures under large medium and small flow conditions, and to make theoretical support for the optimization of the flow passage components structure and the coordinated relationship, the research indexes were taken as three-dimensional streamline distribution, central meridian plane streamline distribution and central meridian plane pressure distribution. The results indicated that the maximum flow velocity existed at the runner of the bulb tubular turbine in the flow pattern analysis, and the flow pattern was chaotic, which was the focus of efficiency optimization. The reason of vortex in the draft tube was analyzed, and it could be optimized by reducing the dead water area. The internal pressure showed an overall decline tendency from the inlet channel to the draft tube. The pressure value at the runner discharge cone was the smallest. The pressure in the draft tube gradually increased along the flow direction, and the highest pressure value was  $82\ 464.15 \text{ Pa}$  when the flow rate reached  $124.92 \text{ m}^3/\text{s}$ . The calculation results can provide a reference basis for the modification and optimization of the bulb tubular turbine.

**Key words:** bulb tubular turbine; fixed guide blade and variable paddle; internal flow characteristics; numerical simulation