

# 来流梯度对水平轴潮流能水轮机性能研究

于晓丽 李栋 李玉娟 郭永鹏  
(聊城大学东昌学院 山东 聊城 252000)

**摘要:** 水平轴潮流能水轮机处于复杂海洋环境,因不同深度海流的相互作用,来流之间存在梯度。为充分预测来流梯度对水平轴潮流能水轮机的影响,本文通过 ADCP 海洋实测数据对来流进行拟合,借鉴相应的研究方法,选择梯度流平均速度进行数值模拟,可较精确地预测水轮机的获能范围及轴向受力。海流梯度对单个叶片的载荷与获能影响较大,出现波动,影响水轮机整体的疲劳强度与获能。最终通过搭建实验平台进行相应的试验,验证了数值模拟方法的可行性。

**关键词:** 水平轴潮流能水轮机; 来流梯度; 数值模拟; 平台搭建

## 0 引言

海洋能作为一种清洁绿色可再生的能源日益得到重视,且我国海洋能资源相对丰富,国家出台一系列政策与规划支撑海洋能技术的研究与开发<sup>[1]</sup>。海洋能包括潮汐能、波浪能、潮流能等,因潮流能具有较强可预测性得到广泛开发与利用,而在潮流能众多获能装置中,水平轴潮流能水轮机因其效率较高、转动平稳等优点而成为应用最广的潮流能转换机构形式<sup>[2]</sup>。国内外众多研究机构与高校致力于水平轴潮流能水轮机性能的研究,取得一系列成果,但更多偏重理想工况下性能研究,而实际海流情况下,海底与水流及各层水流之间存在粘性作用,与均匀流条件下水轮机性能估计存在差别,故来流梯度对水平轴潮流能水轮机性能研究对精确预测水轮机获能及受力具有重要意义,进一步指导工程研究与实践。

目前,有少数国外高校及研究所针对来流梯度的影响进行了研究。卡迪夫大学 A.Mason-Jones 等<sup>[3]</sup>利用 ADCP (Acoustic Doppler Current Profiler, 声学多普勒流速剖面仪)对塞文河口处流速数据进行记载,并得到速度曲线,经过量纲分析,选择梯度流平均速度  $V=1.2\text{m/s}$  对水轮机性能进行预测,并证实其适用性, A.Mason-Jones 提出研究梯度流下水轮机性能的新思路,具有一定借鉴意义。A.Mason-Jones 等<sup>[4]</sup>采用数值模拟软件 ANSYS Fluent 对梯度流进行研究,比较均匀流状态与梯度流平均状态下水轮机性能表现,其中,均匀流速度为  $3.1\text{m/s}$ ,梯度流平均速度为  $2.2\text{m/s}$ ,水轮机性能会受到前方来流的影响,在同一深度,由于梯度流平均流速的下降,功率下降明显,从侧面反映了研究梯度流下水轮机性能的必要性。

本文针对海洋 ADCP 实测数据,拟合曲线,并借鉴先进研究方法,选择合适的梯度流速进行水轮机性能分析,包括对水轮机获能及所受轴向力进行分析。最后进行相应的试验,验证数值模拟具有相应的指导意义。

## 1 研究对象与计算方法

### 1.1 研究对象

经过优化选择,确定叶片的翼型为 NACA4415,水轮机外形尺寸参数如表 1 所示。

表 1 水轮机尺寸参数

叶片数	转子直径 /mm	轮毂直径 /mm	轮毂宽度 /mm
3	600	100	50

结合上述参数,借助 UG 软件完成三维模型,如图 1 所示。

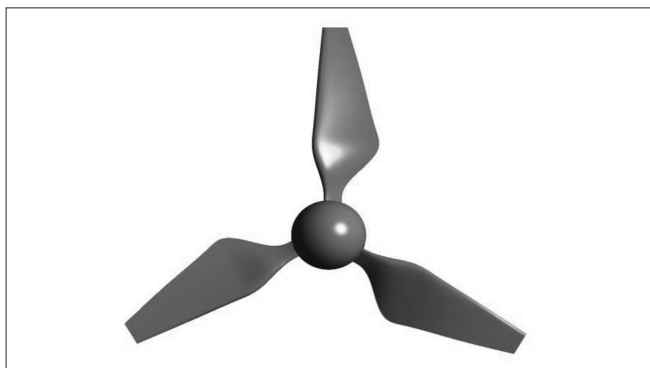


图 1 叶轮三维模型

### 1.2 计算方法

#### 1.2.1 控制方程

CFD 控制方程的通式<sup>[5]</sup>为:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho u\phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad}\phi) + S \quad (1)$$

式中:  $\phi$  为所要求解的变量;  $\Gamma$  为广义扩散系数;  $u$  为速度矢量 (m/s);  $S$  为广义源项。

#### 1.2.2 湍流方程

根据相关研究,考虑水轮机的实际工况,选择 SST  $k-\omega$  模型进行描述更加合理<sup>[6]</sup>, Menter 综合近壁区

standard  $k-\omega$  湍流模型的相对稳定性以及 standard  $k-\varepsilon$  模型边界层外部独立性的优点,提出了 SST  $k-\omega$  湍流模型 $\varphi_3$ , 可用 standard  $k-\omega$  模型 $\varphi_1$  与 standard  $k-\varepsilon$  模型 $\varphi_2$  的加权相加来表示<sup>[7]</sup>:

$$\varphi_3 = \varphi_1 f_1 + \varphi_2 (1 - f_2) \quad (2)$$

其中,  $f_1$  与  $f_2$  为混合函数, 并给出 SST  $k-\omega$  湍流模型的方程<sup>[8]</sup>:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial (\rho v_j k)}{\partial x_j} = P_k - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} [(\mu_L + \sigma_k \mu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j}] \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial (\rho v_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{v_T} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} [(\mu_L + \sigma_\omega \mu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j}] + 2(1 - f_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (4)$$

式中:  $\rho$  为流体密度;  $x_j$  为位置坐标分量;  $v_j$  为速度坐标分量;  $k$  为湍流动能;  $\omega$  为比耗散率;  $P$  为压强;  $\sigma_\omega$  为湍动能 Prandtl 数。

模型中常数  $\beta^* = 0.09$ ,  $\sigma_{\omega 2} = 0.856$ , 基于以上特点及处理, SST  $k-\omega$  湍流模型能够广泛用于各种复杂流动。

### 1.3 计算域及网格划分

假设研究的流体不可压缩, 密度为  $\rho = 1098 \text{ kg/m}^3$ , 根据文献 [9] 进行边界条件的设定, 如图 2 所示。

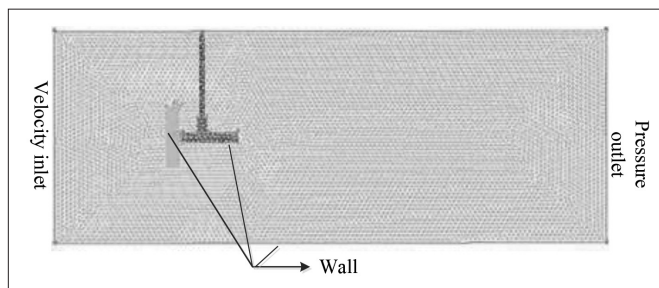


图 2 边界条件设定

参考文献 [8] 确定计算域的尺寸为  $10d \times 2.5d \times 5d$ , 将水轮机置于  $2.5d$  深度, 并设定水轮机中心距入口处为  $3d$ , 距离出口处为  $7d$ , 可满足数值模拟要求。

在对水轮机进行网格划分时, 网格数量对后期计算结果具有一定的影响, 在网格导入 Fluent 之前需要进行网格无关性验证, 排除网格数量对求解精度的影响<sup>[10]</sup>。根据网格无关性原则, 旋转域网格采用四面体非结构性网格, 网格数为 793021; 流体域采用四面体非结构性网格, 网格数为 764430, 总网格数为 1994285。

## 2 ADCP 实测流速数据及输入条件

### 2.1 ADCP 实测数据

将水平轴潮流能水轮机投放实海况环境之前, 需要针对具体布放海域进行流速、深度等方面的详细调查, 确保所选定的目标海域能够满足潮流资源利用最大化目标<sup>[11]</sup>。定点流速观测采用 ADCP, 不同时间测得的部分涨落潮流

速及水深数据经过整理得到如图 3 所示的曲线<sup>[12]</sup>。

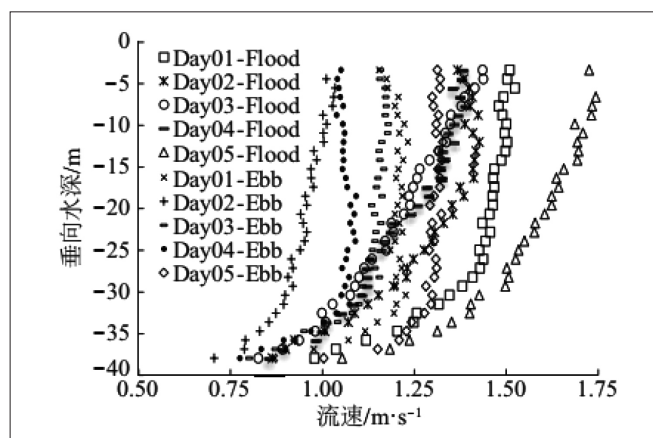


图 3 实测潮流场流速数据

由图 3 可知, 实际海洋环境下流速出现明显的梯度, 并且不同时间段、潮涨与潮落的水深曲线相异。依据实测流速数据分布进行逆向拟合, 得到公式:

$$U_0(H) = \overline{U_0} \left( \frac{H}{0.32d} \right)^{\frac{1}{7}} \quad (5)$$

式中:  $U_0(H)$  为水深  $H$  处的流速 (m/s);  $\overline{U_0}$  为平均流速 (m/s);  $H$  为水深 (m)。

### 2.2 输入条件

来流梯度对水轮机的影响不容忽视, 但直接对梯度流进行研究存在难度, 借鉴 A.Mason-Jones 的研究方法<sup>[13]</sup> 选择梯度流平均速度进行研究, 并且经过量纲分析与试验验证<sup>[3]</sup> 证明选择梯度流平均流速对水轮机关键性能参数进行预测的合理性。

已知试验水槽深度  $0.8 \text{ m}$ , 表面速度为  $0.6 \text{ m/s}$ , 可得梯度流平均流速为:

$$\overline{U_0} = \frac{U_0(H)}{[H/(0.32d)]^{\frac{1}{7}}} = 0.489 \text{ m/s}$$

则公式 (5) 变形为:

$$U_0(H) = \overline{U_0} [H/(0.32d)]^{\frac{1}{7}} = 0.489 [H/(0.32d)]^{\frac{1}{7}} \quad (6)$$

由于水轮机有效功率正比于速度的立方, 选择最小速度与最大速度下水轮机性能进行研究, 得出水轮机各项性能参数范围, 对水轮机性能进行整体把控。根据公式 (6), 已知水深便可求得此深度下的流速。如图 4 所示, 选择水轮机扫略区域的最高位置 ( $-0.1 \text{ m}$ ) 与最低位置 ( $-0.7 \text{ m}$ ), 得到流速为:

$$U_0(H) = \overline{U_0} [H/(0.32d)]^{\frac{1}{7}} = 0.489 \times [0.7/(0.32 \times 0.6)]^{\frac{1}{7}} = 0.588 \text{ m/s} \quad (7)$$

$$U_0(H) = \overline{U_0} [H/(0.32d)]^{\frac{1}{7}} = 0.489 \times [0.1/(0.32 \times 0.6)]^{\frac{1}{7}} = 0.445 \text{ m/s} \quad (8)$$

鉴于试验过程中综合波浪流控制平台对于流速的控制

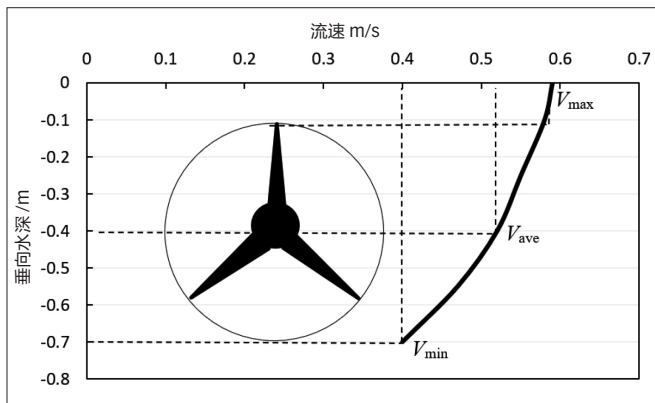


图4 流速梯度与水轮机布放位置

精度有限，且速度具有波动与不稳定性，综合选择三组速度： $V_{ave}=0.5\text{m/s}$ ， $V_{min}=0.4\text{m/s}$ ， $V_{max}=0.6\text{m/s}$ 。

### 3 数值模拟结果

根据研究内容，总结工况如表2所示。

表2 来流梯度相应的计算工况

工况	来流 $V/(m/s)$	尖速比 $\lambda$	流体密度 $\rho/(kg \cdot m^{-3})$	桨距角 $\theta/^\circ$	偏航角 $\gamma/^\circ$
1	0.4	1 ~ 9	1098	10	0
2	0.5	1 ~ 9	1098	10	0
3	0.6	1 ~ 9	1098	10	0

#### 3.1 性能曲线

仿真得到不同入口流速条件下水轮机的获能系数与轴向力系数，如图5所示。

图5(a)为不同流速下水轮机功率系数曲线，根据文献[4]的研究理论，水轮机在梯度流条件下，获能系数的范围为0.37 ~ 0.44，并更接近于0.41。流速越大，功率系数越大，即获能越大， $V_{max}$ 下水轮机功率系数平均高于 $V_{ave}$ 下功率系数0.021， $V_{ave}$ 下水轮机功率系数比 $V_{min}$ 下功率系数平均高出0.026。当处于较小尖速比时， $V_{min}$ 、 $V_{ave}$ 、 $V_{max}$ 三流速下功率系数相差不大，当尖速比 $\geq 3$ 时功率系数差值增大。

图5(b)为不同流速下水轮机轴向力系数曲线。不同尖速比下水轮机所受轴向力不同，随着尖速比增大，轴向力系数逐渐增大。流速越大，轴向力系数越大，对水轮机强度校核提出更高要求。 $V_{max}$ 下水轮机轴向力系数平均高于 $V_{ave}$ 下轴向力系数0.035， $V_{ave}$ 下水轮机轴向力系数比 $V_{min}$ 下轴向力系数平均高出0.03，在强度计算中应选在 $V_{max}$ 下水轮机轴向力，提高安全性能。

#### 3.2 对叶片影响分析

本节主要考虑来流梯度对单个叶片及整个水轮机受力与获能的影响。

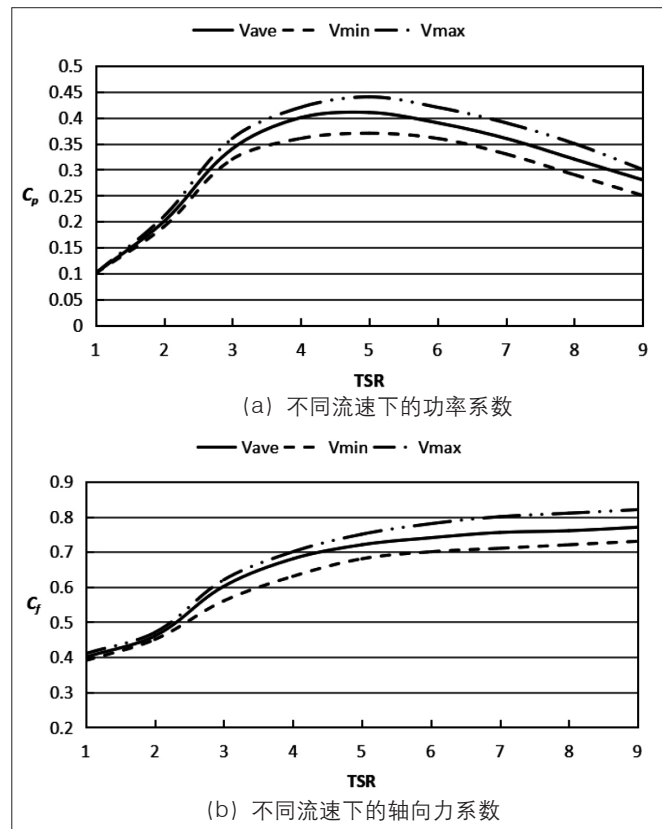


图5 水轮机性能参数

#### 3.2.1 轴向力

在边界条件设置时，Fluent设置为水轮机每旋转 $15^\circ$ 保存一个文件，即分析水轮机在旋转一周时三个叶片的受力情况，同时通过对试验过程中数据记录得到整个水轮机所受轴向力，数值模拟与试验值进行对比，如图6所示。

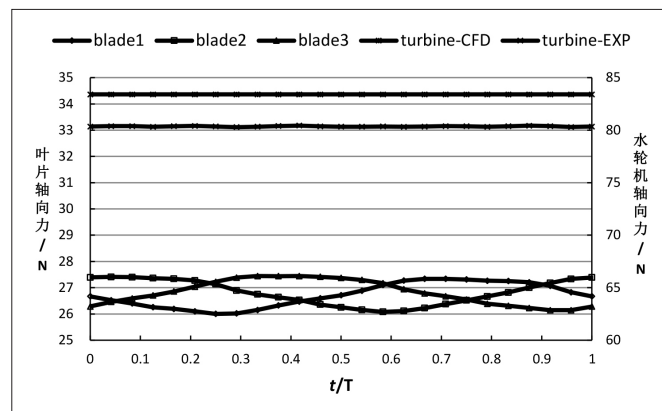


图6 CFD数值模拟与试验值对比

由图6可知，在 $V_{ave}=0.5\text{m/s}$ 时，试验过程中，对水轮机轴向力进行监测，数值为83.41N；利用CFD进行仿真得到水轮机所受轴向力平均值为80.36N，两者相差3.05N，相对误差为3.66%，在一定误差范围内CFD数值模拟可以对水轮机所受轴向力进行预测。并且梯度流的存在对水轮机整体影响不大，对单个叶片影响较大，单个叶



片的受力出现较大的波动,因此在分析梯度流对水轮机运行安全性能影响时,应着重分析海流梯度对单个叶片的疲劳载荷的影响。

由于外部来流存在梯度变化,叶片处在不同位置所受的轴向力均不相同,为进一步分析叶片所受轴向力变化规律,得到叶片受力雷达图,如图7所示。叶片受力在一个运动周期内都存在波动,最大波动幅度为5.45%左右,并且叶片三的最大轴向力达到27.5N,可作为最大轴向力对叶片进行强度校核及安全性能分析。

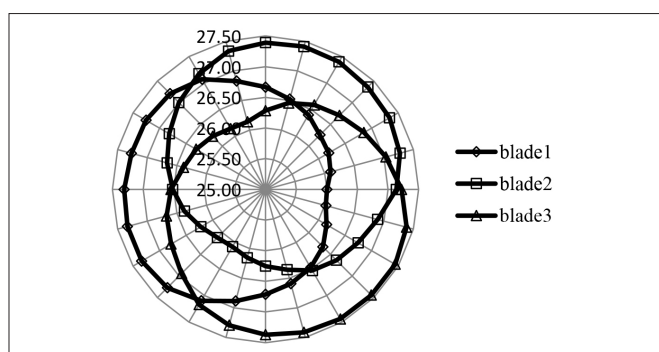


图7 叶片在周期内产生的轴向力

### 3.2.2 捕获功率

在对叶片及水轮机轴向力进行监测的同时,对转矩也进行检测,从而得到叶片及水轮机获能随方位角变化的曲线,如图8所示。

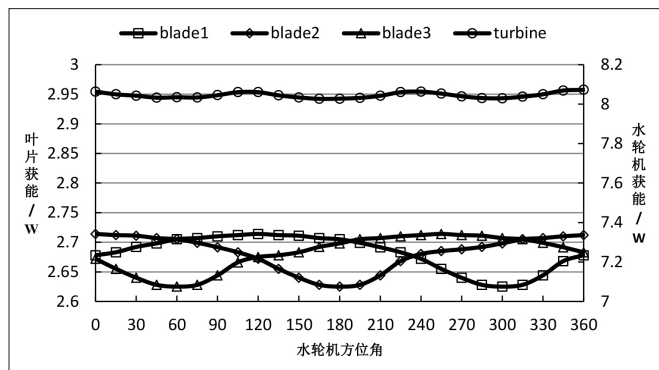


图8 叶片及水轮机获能随方位角变化的曲线

由于来流梯度的存在,每个叶片获能存在一定的差异。在水轮机旋转一周范围内,blade1、blade2、blade3获能曲线在方位角上大约相差 $120^\circ$ ;对于一个叶片而言,在一个旋转周期内,由于不同深度流速不同,叶片获能出现一定程度的波动,波动范围大约为 $2.6 \sim 2.75W$ 。根据计算,blade1、blade2、blade3在一个周期内的平均功率均为 $2.7W$ ,没有太大影响;整体上看,海流梯度对水轮机整体获能也产生了一定影响,出现一定程度波动。

## 4 试验设备搭建及试验验证

### 4.1 试验设备搭建

试验设备包括叶片模型加工、水轮机支撑装置的设计

与组装和测量装置的调试等。

(1) 叶片模型加工。通过已完成的叶片三维模型,在3D打印机中完成叶片的加工制作,并准备备用叶片,叶片加工过程如图9所示。

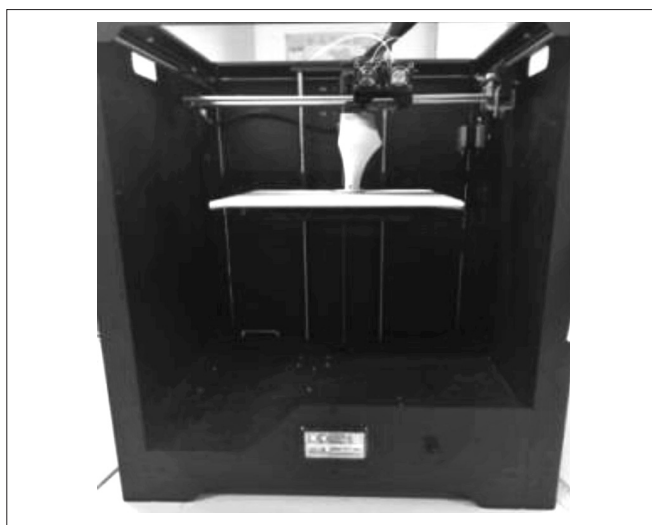


图9 叶片加工过程

(2) 水轮机支撑吊装装置。为便于叶片及机构的调整,采用摇动升降式水轮机支撑与吊装装置。其中,吊装结构长1160mm,密封装置长540mm。吊装结构如图10所示。

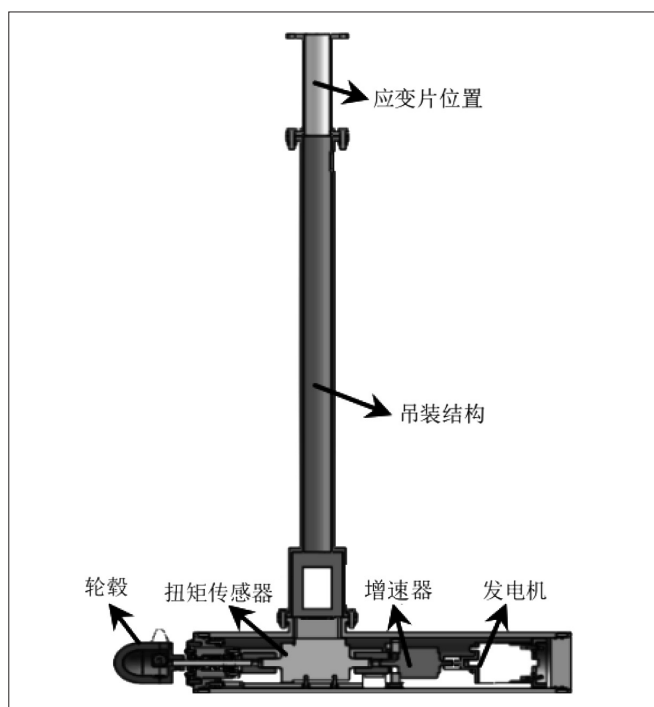


图10 吊装结构示意图

(3) 数据采集、控制与处理。在整个试验过程中,需要采集的数据包括转矩、转速、轴向力参数和流速等。转矩与转速通过内置的扭矩传感器得到,并在PC端同步显示;通过粘贴应变片对轴向变化量进行测量,并通过前期标定得到相应的轴向力。

在试验中,需要控制的参数为流速与载荷。其中,在水轮机前方 $5d$ 位置处放置一台ADV,对三个方向的流速大小进行测量,并在PC端显示,当流速达到测量值并稳定时,进行全部数据测量。另外,当流速一定时,通过接入水轮机装置的直流电子负载,控制转速大小,实现不同尖速比,得到水轮机试验水槽环境下的性能曲线。

#### 4.2 试验验证

为对CFD数值模拟进行验证,选取 $0.4\text{m/s}$ 下水轮机轴向力系数与 $0.6\text{m/s}$ 下的水轮机功率系数,与试验测量值进行比对,如图11所示。

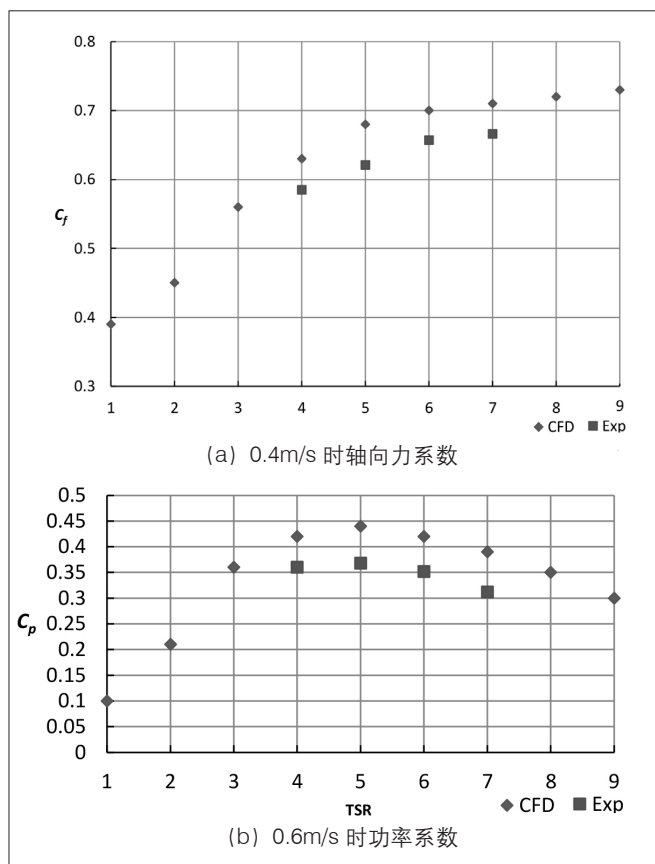


图11 不同流速下水轮机性能参数

图11(a)为流速 $0.4\text{m/s}$ 下水轮机的轴向力系数,通过有限试验数据对比可知,随着尖速比的增大,轴向力系数一直处于递增的趋势,与数值模拟得到的数据呈现相同的趋势,两者在尖速比为5时,误差最大。图11(b)为流速 $0.6\text{m/s}$ 下水轮机的功率系数,通过试验值与仿真值可知,随尖速比增大,功率系数呈现出先增大后减小的趋势,最优尖速比为5。从上述分析可知,试验数据与仿真数据趋势相同,但由于试验过程中测量装置误差及数值模拟精度问题,两者存在一定误差。

## 5 结语

本文主要研究了海流梯度对单个叶片及整个水轮机的影响,主要结论总结如下:

(1) 水轮机最大获能系数范围为 $0.37 \sim 0.44$ ,并更接近于 $0.41$ ;水轮机最大轴向力系数范围为 $0.63 \sim 0.7$ ,并更接近 $0.68$ ,得到水轮机所受的最大轴向力系数 $0.7$ ,叶片所受的最大轴向力为 $27.5\text{N}$ ,可作为叶片及水轮机强度校核的参考。

(2) 采用数值模拟的方法研究了设计工况(来流 $0.5\text{m/s}$ ,尖速比 $5$ )下单个叶片及整个水轮机的性能变化规律,得到叶片及整个水轮机在一个旋转周期内,载荷及获能随方位角变化的曲线,分析可知,海流梯度对单个叶片的载荷与获能影响较大,出现波动,影响水轮机整体的疲劳强度与获能。

基金项目:山东省高等教育本科教学改革研究项目(M2021367);聊城大学东昌学院教育教学改革重点项目(2021JGA01)。

#### 参考文献:

- [1] 国家发展改革委. 可再生能源发展“十三五”规划[R/OL]. (2016-12-10)[2022-10-18]. [http://www.nea.gov.cn/2016-12/19/c\\_135916140.htm](http://www.nea.gov.cn/2016-12/19/c_135916140.htm). pdf.
- [2] 张亮,李新仲,耿敬,等. 潮流能研究现状2013[J]. 新能源进展,2013,1(1):53-68.
- [3] A. Mason-jones, D. M. O'Doherty, C. E. Morris, et al. Non-dimensional scaling of tidal stream turbines[J]. Energy, 2012, 44(1):820-829.
- [4] A. Mason-Jones, D. M. O'Doherty, C. E. Morris, et al. Influence of a velocity profile & support structure on tidal stream turbine performance[J]. Renewable Energy, 2013, 52:23-30.
- [5] Fingers L, Simms D, Hand M, et al. Wind tunnel testing of NREL's unsteady aerodynamics experiment. AIAA-2001-0035.
- [6] 于晓丽,王树杰,袁鹏,等. 两种湍流模型在潮流能水轮机数值模拟中的适用性研究[J]. 中国海洋大学学报(自然科学版),2019,49(2):114-120.
- [7] F. R. Menter, Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, AIAA J. 1994 (32):1598-1605.
- [8] Musa, Omer, Zhou Changsheng, Xiong Chen, et al. Prediction of swirling cold flow in a solid-fuel ramjet engine with a modified rotation/curvature correction SST turbulence model[J]. Applied Thermal Engineering: Design, processes, equipment, economics, 2016(105):737-754.
- [9] 盛传明. 复杂工况下潮流能水平轴水轮机水动力性能

(下转第71页)

表3 制动系统主观评价结果

样件	评价项目					分数
	初期/轻制动 (踏板力/响应/调整)	中度制动 (踏板力/响应/调整/稳定)	最大制动 (踏板感觉/响应/ABS//稳定)	制动干扰 (拉力/抖动/小幅振动/振动)	手动驻车操作 (制动力/制动行程/性能/人机工程)	
异响件	踏板自由行程合适、制动表现一般、存在明显的高频制动异响	制动踏板感良好、制动响应及时	ABS介入慢, ABS噪声较大, 制动时有较大金属摩擦声	制动时车身抖动一般	手动驻车时制动力大小合适、无异响、制动性能较好	6.0
方案8	踏板自由行程合适、制动表现一般、制动异响概率微弱, 为可接受范围	制动踏板感良好、制动响应及时	ABS介入一般, ABS噪声一般, 制动时金属摩擦声微弱, 为可接受范围	制动时车身抖动一般	手动驻车时制动力大小合适、无异响、制动性能较好	7.2

整车道路试验车的试验顺序为 80% 载荷下 2500km 普通公路磨合 → 100% 载荷下 2500km 普通公路 → 100% 载荷下 10000km 高速环道 → 100% 载荷下山区公路 5000km → 100% 载荷下城市道路 10000km → 100% 载荷下强化坏路 10000km。整车道路试验过程中制动系统均正常, 制动高频异响现象消失, 并在试验完成后对左、右前制动器总成进行拆解分析, 检查了制动器总成各零部件, 摩擦块磨损正常, 不存在偏磨现象。因此, 方案 8 的优化方案经整车道路可靠性试验后, 符合设计要求。

#### 4 结语

(1) 制动异响集中在 9kHz 及 13kHz 附近, 0.9 ~ 17kHz 大于 70dB 噪声概率为 25.9%, 阻力制动模式高频异响发生时制动初速度 10km/s, 制动平均压力为 0 ~ 30bar, 制动盘表面温度为 50 ~ 200℃。

(2) 提出了 8 种优化方案, 其中第 8 组优化方案效果最佳, 即摩擦块中间增加排屑槽、两端增加扇形倒角和新结构消音片。

(3) 70dB 以上异响概率为 4.8%, 10kHz 以上高频异响概率为 1.4%, 主观驾评显示刺耳异响发生率较低, 舒适性改善明显, 经 40000km 的整车道路试验后制动器总

成各部件符合设计要求, 综合性能较好, 为制动器总成设计时预防高频异响提供一定的理论参考。

#### 参考文献:

- [1] 陈剑, 穆国宝, 张丰利. 汽车 NVH 正向设计中的系统模态匹配策略研究[J]. 汽车工程, 2010, 32(05): 369-372.
- [2] 许世堂. 盘式制动器的制动噪声分析和试验研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2019.
- [3] Marko Tirovic, Michele Vianello, Paul Bannister. Methodology for predicting brake squeal propensity using complex eigenvalue analysis, including thermo-mechanical effects[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2019, 233(8).
- [4] 刘宇澄. 乘用车盘式制动器制动噪声影响因素分析及参数优化方法研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2017.
- [5] 刁鑫伟, 沈瞳, 李旭锋, 等. 基于 ANSYS Workbench 的盘式制动器动力学分析[J]. 农业装备与车辆工程, 2020, 58(10): 115-117.

#### (上接第 68 页)

研究及叶片优化[D]. 青岛: 中国海洋大学, 2014.

[10] 洪泽东. 偏航工况风力机空气动力特性研究[D]. 扬州: 扬州大学, 2014.

[11] Evans, P., Mason-Jones, A., Wilson, C., et al. Constraints on extractable power from energetic tidal straits[J]. Renewable energy, 2015, 81(Sep.): 707-722.

[12] 司先才, 王树杰, 袁鹏, 等. 实海况下流速梯度对潮流能水轮机水动力性能影响的数值研究[J]. 太阳能学报, 2019, 40(8): 2220-2227.

[13] Allan Mason-Jones. Performance assessment of a Horizontal Axis Tidal Turbine in a high velocity shear environment[D]. Cardiff: Cardiff University, 2013.