

DOI: 10.20040/j.cnki.1000-7709.2023.20222579

潮流能涡轮机叶轮压力脉动特性分析

虎周平¹, 王文全^{2a,2b}

(1. 中国电建集团昆明勘测设计研究院有限公司, 云南 昆明 650051;

2. 四川大学 a. 水力学与山区河流开发保护国家重点实验室; b. 水利水电学院, 四川 成都 610065)

摘要: 潮流能涡轮机周围流场的压力脉动是影响涡轮机安全稳定运行的关键因素之一。为评估导管及导管喉部与叶轮间的间隙比 δ 对潮流能涡轮机压力脉动特性的影响, 采用三维瞬态 CFD 方法和滑移网格技术对最优叶尖速比状态 ($T_{TSR}=4$) 下的裸涡轮机及间隙比分别为 $\delta=0.02D$ 、 $0.06D$ 的导管涡轮机进行了三维数值模拟, 通过分析涡轮机叶轮周围流场的非正常流动现象, 分别得到了 3 种不同工况下涡轮机叶轮各监测点的压力脉动和频域振动特性变化规律。结果表明, 涡轮机的压力脉动幅值由叶根到叶尖基本均呈递增趋势; 加装导管可有效降低涡轮机压力脉动幅值; δ 对涡轮机叶轮压力脉动系数影响较小, 对压力脉动频域振动特性影响较大; 涡轮机叶轮的的压力脉动主频主要集中在相应工况的叶频附近; 涡轮机叶片吸力面的压力脉动较压力面强烈, 加装导管后可有效降低这种脉动。

关键词: 潮流能涡轮机; 导管; 叶尖间隙; 压力脉动

中图分类号: [TV734.1]

文献标志码: A

文章编号: 1000-7709(2023)12-0207-04

1 引言

潮流能作为可再生能源的一种, 因其具有高密度、可依赖性强且预测性较好的优点, 被各国列为重要的后备能源。水平轴潮流能涡轮机作为潮流能转换装置的关键部分, 对潮流能的高效利用有着决定性的作用。相较于其他潮流能转换装置, 水平轴潮流能涡轮机结构简单、便于安装、发电效率高、绿色无污染等^[1], 在潮流能的开发与利用中应用广泛。对潮流能涡轮机, 从水动力性能、尾流场等方面已进行了大量研究, 如虎周平等^[2]采用基于 RANS 的熵产理论分析手段, 分析了水平轴导管涡轮机在偏流工况下的水动力性能变化规律, 并从能量视角揭示了水动力性能变化的内在机理。然而, 已往对潮流能涡轮机叶轮压力脉动特性方面的研究很少, 而潮流能涡轮机叶轮压力脉动是影响涡轮机安全稳定运行的关键因素之一, 当叶片压力脉动频率与叶片的固有频率相近时, 会产生叶轮结构共振, 诱发叶片产生裂纹破坏, 这不仅影响涡轮机的水动力性能, 也影响涡轮机的正常使用生命周期, 同时也产生一定的安全

隐患。鉴于此, 本文采用基于三维瞬态 CFD 方法的商用软件 Ansys Fluent 对潮流能涡轮机叶轮的的压力脉动特性进行数值模拟分析, 重点探讨了裸涡轮机及导管涡轮机叶轮的的压力脉动机理及裸涡轮机与导管涡轮机叶轮压力脉动规律的差异。

2 数学模型与数值计算方法

2.1 控制方程

控制方程由雷诺平均 Navier-Stokes(RANS) 方程给出, 包括连续性方程和动量方程, 可分别表示为:

$$\overline{\partial u_i} / \partial x_i = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\overline{\rho u_i}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{\rho u_i u_j}) = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - \overline{\rho u_i' u_j'} \right) + f_i \quad (2)$$

式中, $\overline{u_i}$ 、 $\overline{u_j}$ 分别为 i 、 j 方向的流体时均速度; ρ 为流体密度; f_i 为 i 方向体积力; \overline{p} 为时均压力; μ 为流体动力粘度; $\overline{\rho u_i' u_j'}$ 为雷诺应力。

考虑到 SST κ - ω 湍流模型在模拟旋转类流体机械高压梯度及流动分离现象等方面具有较高

收稿日期: 2022-12-12, 修回日期: 2023-04-03

基金项目: 国家自然科学基金项目(51479085)

作者简介: 虎周平(1994-), 男, 硕士研究生, 研究方向为新能源流体机械, E-mail: 2107949265@qq.com

通讯作者: 王文全(1977-), 男, 博士、教授、博导, 研究方向为水力机械、多场耦合力学等, E-mail: wwqqquan@126.com

的精度^[3],故采用此湍流模型进行湍流数值模拟。速度-压力耦合采用 SIMPLEC 算法进行处理。

2.2 数值计算几何模型

计算模型见图 1,该潮流能涡轮机分为裸涡轮机(图 1(a))和导管涡轮机(图 1(b)),两种涡轮机的叶轮均采用由 WANG W Q 等^[4]开发的模型,该叶轮的设计流速 U_0 为 2 m/s,其最佳叶尖速比(T_{TSR} 定义为叶片旋转角速度乘以其直径与两倍来流速度的比值)为 4,直径 D 为 1 m。导管涡轮机的导管截面翼型采用 LELOUDAS S N 等^[5]开发的高升阻比翼型,其攻角为 0° ,导管喉部与转轮之间的间隙比 δ (δ 定义为叶轮叶片尖端与导管喉部界面之间的距离与叶轮直径的比值)为 $0.02D$,导管的轴向长度为 $0.5D$ 。

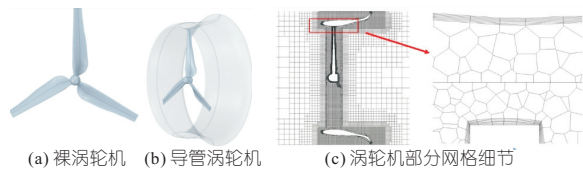


图 1 涡轮机三维模型及部分网格细节

Fig. 1 3D model and some grid details of turbine

潮流能涡轮机模型流体计算域设置为具有相关流体边界条件的圆柱体,其半径为 $20R$ (R 为水平轴涡轮机叶轮半径),涡轮机中心到进口断面的距离设置为 $8R$,涡轮机叶轮中心到出口处断面的距离设置为 $14R$ 。该圆柱体计算域由旋转动域和静止域构成,旋转动域为一个包裹叶轮的小圆柱体,其余部分均为静止域,动静域之间的流场信息交换通过设置 interface 界面来进行传递。采用滑移网格法(SG)来模拟涡轮机叶轮的旋转。进口、静止域外环形壁面、叶轮及导管固壁、出口界面分别设置为速度进口、零剪力壁面、无滑移壁面、自由出流边界条件。由于 poly-hexcore 网格在网格数量、计算收敛速度及精度方面均具有很大优势,并考虑到涡轮机叶片为扭曲型叶片且结构较复杂,故本次模拟网格采用 poly-hexcore 网格进行划分。为更好地了解叶轮周围及尾流的流态变化规律,对该部分网格进行了加密处理。为使在保证数模精度的同时节约时间成本,以 $\delta = 0.02D$ 、 $T_{TSR} = 4$ 的导管水轮机为例,比较了相同网格生成方式下,不同网格数对导管涡轮机的能量利用率系数 C_p 、叶片轴向推力系数 C_{TR} 的影响,结果见表 1。由表 1 可看出,网格数 $850 \times 10^4 \sim 1\,070 \times 10^4$ 之间的 C_p 和 C_{TR} 增加量已低于 1%,故最终选择网格数为 850×10^4 来进行后续的网格划分。涡轮机模型最终网格部分细节图见图 1(c)。

表 1 网格数无关性验证

Tab. 1 Verification of mesh independence

网格数/ 10^4	C_p	C_{TR}	网格数/ 10^4	C_p	C_{TR}
529	0.539 1	0.991 2	850	0.544 5	0.993 2
660	0.542 1	0.992 6	1 070	0.545 0	0.993 5

2.3 数值结果可靠性验证

为评估数值方法的可靠性,定义能量利用率系数 C_p ^[6] 为:

$$C_p = P / (0.5\rho AU_0^3) \quad (3)$$

式中, P 为输出功率; A 为转子的旋转投影面积; U_0 为来流速度。

图 2 为在相同边界条件设置下,数模得到的裸涡轮机能量利用率系数 C_p 与试验数据^[6] 的对比。由图 2 可看出,尽管数模结果与试验数据之间存在一定的误差,但两者最大误差不超过 6%,验证了用此数值模拟结果的可靠性。

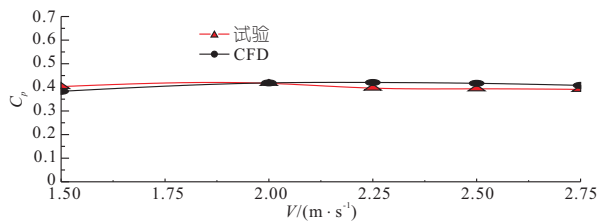


图 2 数模结果与试验数据对比

Fig. 2 Comparison of digital simulation results and test data

压力脉动计算以稳定收敛后的稳态流场作为其初始流场进行计算,收敛精度设置为 10^{-5} 。为了更准确地模拟涡轮机叶轮周围的非定常流场信息,时间步长设置为叶轮旋转 0.18° 所用的时间,计算总时长为 11 个叶轮旋转周期。涡轮机压力脉动频域分析通过采用快速傅里叶变换(FFT)方法来实现。

3 导管对涡轮机叶片压力脉动特性影响分析

为评估最优叶尖速比状态下($T_{TSR} = 4$)导管对涡轮机叶轮压力脉动特性的影响,定义压力脉动参数 C_p ^[7] 为:

$$C_p = \Delta P / (0.5\rho AU_0^2) \quad (4)$$

式中, ΔP 为压力与其平均值之差。

裸涡轮机、导管涡轮机两种工况下叶轮的转频为 2.55 Hz,叶频为 7.64 Hz。涡轮机叶片在发生振动时,叶片表面不同位置处的压力随时间会不断发生变化,为更好地了解这种变化规律,分别在叶片压力面和吸力面的不同位置设置了三个监测点,见图 3。由图 3 可知, P_1 、 P_3 、 P_5 分别在叶片压力面展向的 $0.9R$ 、 $0.5R$ 、 $0.2R$ 处, P_2 、 P_4 、 P_6 分别在叶片吸力面展向的 $0.9R$ 、 $0.5R$ 、 $0.2R$ 处。

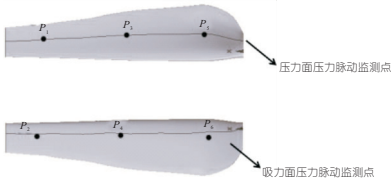


图 3 叶片压力面、吸力面压力脉动监测点分布

Fig. 3 Distribution of pressure fluctuation monitoring points on blade pressure surface and suction surface

3.1 叶片压力面压力脉动特性分析

对两种不同工况分别进行了 11 个叶轮旋转周期的仿真计算,并提取计算稳定收敛后的最后一个稳定周期分析叶轮压力脉动情况。

裸涡轮机与导管涡轮机叶片压力面三个监测点 P_1 、 P_3 、 P_5 的压力脉动时域特性曲线见图 4(a)~(c)。由图 4(a)~(c)可看出,无论是裸涡轮机还是导管涡轮机,其压力脉动系数幅值从叶根到叶尖均在逐渐增大;在叶片中部到叶尖这一段其压力脉动幅值裸涡轮机较导管涡轮机大;加装导管后,在叶片展向 $0.5R$ 、 $0.9R$ 处最大分别减少了约 42.9%、50.0%;叶根到叶片中部这一段两种涡轮机差异性不大。

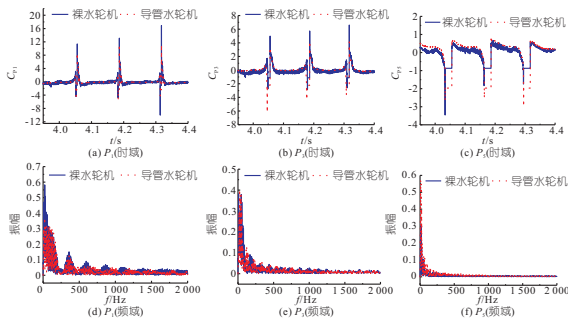


图 4 裸涡轮机及导管涡轮机叶片压力面压力脉动时域、频域特性对比曲线

Fig. 4 Comparison curves of time-domain and frequency-domain characteristics of pressure pulsation on the pressure surface of bare turbine and ducted turbine blades

裸涡轮机与导管涡轮机叶片压力面三个监测点 P_1 、 P_3 、 P_5 的压力脉动频域特性变化规律见图 4(d)~(f)。由图 4(d)~(f)可看出,在低频段,两种涡轮机叶轮监测点的压力脉动频谱均具有很强的离散性,且其频谱主要表现为叶频倍频的规律性脉动,这种现象主要与叶轮自身的水力设计有关;在高频段,两种涡轮机叶轮监测点的压力脉动频谱主要表现为一种频率接近于白噪声的随机脉动^[8],这种现象主要由一些随机因素导致,如叶轮周围的漩涡、回流、二次流、湍流等。同时两种涡轮机叶轮压力脉动振幅均从叶尖到叶根依次在递减,造成这种现象的主要原因是叶尖处易受叶尖涡等因素的影响^[9],而越靠近叶根受其影响就越小。值得注意的是,对于靠近叶尖处的监

测点 P_1 的压力脉动主频所对应的振幅,导管涡轮机相较于与裸涡轮机减小了约 21.74%,叶尖部分的叶片是整个叶轮获取能量最主要的部分,这一部分结构也最易发生破坏,由此可知,加装导管可有效降低这种风险。

3.2 叶片吸力面压力脉动特性分析

裸涡轮机与导管涡轮机叶片吸力面三个监测点 P_2 、 P_4 、 P_6 的压力脉动时域特性曲线见图 5(a)~(c)。由图 5(a)~(c)可知,无论是裸涡轮机还是导管涡轮机,其压力脉动系数幅值从叶根到叶尖均在逐渐增大,且两种涡轮机压力脉动系数幅值差异性较大;对于在叶片中部的监测点 P_4 的压力脉动系数幅值,导管涡轮机较裸涡轮机小约 33.3%。

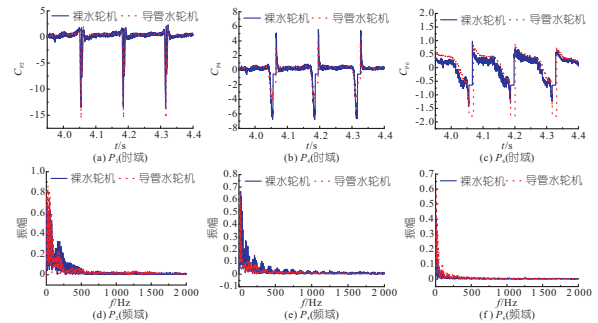


图 5 裸涡轮机及导管涡轮机叶片吸力面压力脉动时域、频域特性对比曲线

Fig. 5 Comparison curves of time-domain and frequency-domain characteristics of pressure fluctuations on the suction surface of bare turbine and ducted turbine blades

裸涡轮机与导管涡轮机叶片吸力面三个监测点 P_2 、 P_4 、 P_6 的压力脉动频域特性曲线见图 5(d)~(f)。由图 5(d)~(f)可看出,在低频段,两种涡轮机叶轮监测点的压力脉动频谱均具有很强的离散性,且其频谱主要表现为叶频倍频的规律性脉动;在高频段,两种涡轮机叶轮监测点的压力脉动频谱主要表现为一种频率接近于白噪声的随机脉动,这与压力面压力脉动规律相似。所不同的是,吸力面的压力脉动程度较压力面剧烈,这主要是因为涡轮机叶片吸力面更易产生涡流,而涡流的不断生成及脱落会加剧其脉动。

4 叶尖间隙比对涡轮机叶片压力脉动特性影响分析

为评估最优叶尖速比状态下 ($T_{TSR} = 4$) 导管与叶轮之间的叶尖间隙比 δ 对叶片压力脉动特性的影响,选择了 $\delta = 0.02D$ 、 $0.06D$ 两种工况进行研究。其他设置与导管相似。

4.1 叶片压力面压力脉动特性分析

两种不同 δ 下的导管涡轮机的叶片压力面三个监测点 P_1 、 P_3 、 P_5 的压力脉动时域特性曲线

见图 6(a)~(c)。由图 6(a)~(c)可看出,不同 δ 下两种工况的叶片压力脉动系数幅值均依次减小,且两种工况下的压力脉动系数幅值的变化规律基本一致。

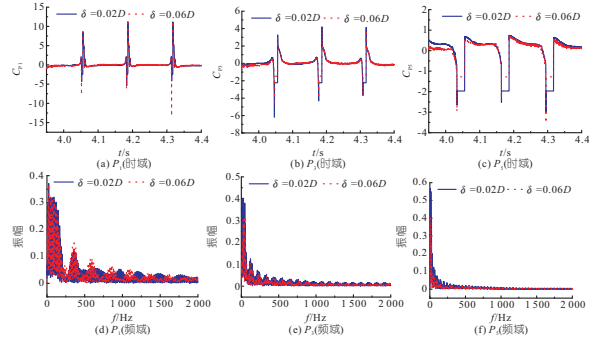


图 6 间隙比对导管涡轮机叶片压力面压力脉动时域、频域特性影响曲线

Fig. 6 Influence curve of gap ratio on time-domain and frequency-domain characteristics of pressure pulsation on the pressure surface of ducted turbine blades

两种不同 δ 下的导管涡轮机的叶片压力面三个监测点 P_1 、 P_3 、 P_5 的压力脉动频域特性曲线见图 6(d)~(f)。由图 6(d)~(f)可看出,对于两种不同 δ 下涡轮机叶轮监测点的压力脉动频谱,在低频段,其压力脉动频谱均具有很强的离散性,且其频谱主要表现为叶频倍频的规律性脉动;在高频段,其压力脉动频谱主要表现为一种频率接近于白噪声的随机脉动。同时,两种工况下的各监测点压力脉动除 P_1 点外,其余两个监测点压力脉动主频所对应的振幅差异性较大,与 $\delta = 0.02D$ 时相比,在 $\delta = 0.06D$ 时,监测点 P_3 、 P_5 压力脉动主频所对应的振幅依次减少了约 25%、27.6%。由此可知,适当地增大 δ 可使叶片压力面压力脉动振幅明显下降,从而可有效降低叶片疲劳程度,延长叶片使用寿命。

4.2 叶片吸力面压力脉动特性分析

两种不同 δ 下的导管涡轮机的叶片吸力面三个监测点 P_2 、 P_4 、 P_6 的压力脉动时域特性曲线见图 7(a)~(c)。由图 7(a)~(c)可看出,不同 δ 的两种工况下其叶片压力脉动系数幅值均依次减小,且两种工况下的压力脉动系数幅值的变化规律基本一致,差异性相对不明显。

两种不同 δ 下的导管涡轮机的叶片吸力面三个监测点 P_2 、 P_4 、 P_6 的压力脉动频域特性曲线见图 7(d)~(f)。由图 7(d)~(f)可看出,在低频段,两种不同 δ 下的导管涡轮机叶轮监测点的压力脉动频谱均具有很强的离散性,且其频谱主要表现为叶频倍频的规律性脉动;在高频段,两种涡轮机叶轮监测点的压力脉动频谱主要表现为一种频率接近于白噪声的随机脉动。同时不同 δ 下的

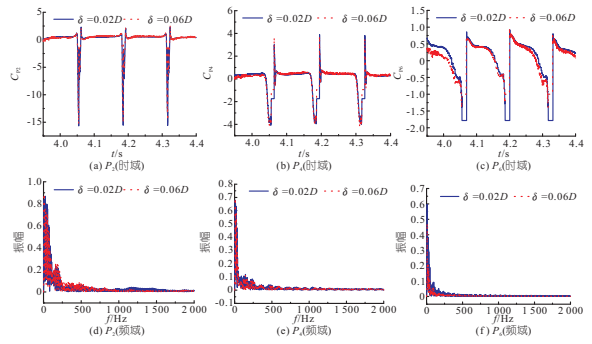


图 7 间隙比对导管涡轮机叶片吸力面压力脉动时域、频域特性影响曲线

Fig. 7 Influence curve of gap ratio on time-domain and frequency-domain characteristics of pressure pulsation on the suction surface of ducted turbine blades

导管涡轮机吸力面的压力脉动程度较压力面剧烈,这主要是因为涡轮机吸力面更易产生涡流,而涡流的不断生成及脱落会加剧其波动且两者差异性不大,这与压力面压力脉动规律相似。此外,叶轮压力脉动强度从叶尖到叶根在依次递减。

5 结论

- a. 涡轮机叶轮的的压力脉动系数幅值由叶根到叶尖基本均呈递增趋势。
- b. 加装导管可很好地改善叶轮周围的不良流态,可有效降低涡轮机叶轮压力脉动强度、减小叶轮发生共振的几率。
- c. 转子与导管叶尖间隙比 δ 对涡轮机叶片 C_p 影响较小,对其压力脉动频域振幅影响较明显, δ 越小涡轮机叶片更易发生共振,适当地增大 δ 可有效降低叶轮发生共振的几率。
- d. 涡轮机叶轮的的压力脉动主频主要集中在叶频附近。此外,涡轮机叶片吸力面的压力脉动较压力面强烈,加装导管后可有效降低压力脉动强度。

参考文献:

[1] LIU H W, MA S, LI W, et al. A review on the development of tidal current energy in China[J]. Renewable & sustainable energy reviews, 2011, 15(2): 1141-1146.

[2] 虎周平, 王文全. 不同偏流角下潮流能水轮机水力特性与熵产率分析[J]. 水电能源科学, 2022, 40(2): 177-181.

[3] MENTER F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA journal, 1994, 32(8): 1598-1605.

[4] WANG W Q, SONG K, YAN Y. Influence of interaction between the diffuser and rotor on energy harvesting performance of a micro-diffuser-augmented hydrokinetic turbine[J]. Ocean engineering, 2019, 189: 106293.

4 结论

应用语言尺度函数、云距离模型、云滴融合模型对水轮机的定性和定量指标进行有效融合评估,合理划分水轮机的健康状态,符合工程实际需求,高效地处理了水轮机状态信息的不确定性和模糊性,评估结果更客观。

参考文献:

[1] 王树杰. 混流式水轮机实时状态评估系统集成与应用[D]. 武汉:华中科技大学,2021.
[2] 万俊毅. 水泵水轮机综合状态评估研究与应用[D]. 武汉:华中科技大学,2018.

[3] 李冲. 水轮机调速系统状态评估方法研究与软件设计[D]. 武汉:华中科技大学,2021.
[4] 赵晶. 水轮机调速油系统状态监测与分析[D]. 武汉:华中科技大学,2007.
[5] 施志坚,王华伟,徐璇,等. 粗糙集和云模型下的航空发动机健康状态评估[J]. 武汉理工大学学报(信息与管理工程版),2015,37(4):407-411,421.
[6] 路广勋,李建增,李鹏俊. 基于云重心法的发射场液压泵的健康状态评估[J]. 计算机测量与控制,2014,22(3):800-802.
[7] 崔建国,肖杰,蒋丽英,等. 基于组合赋权法和云重心评估法的燃气轮机健康状态评估[J]. 科学技术与工程,2017,17(33):268-273.
[8] 齐伟伟,夏良华,李敏,等. 基于云重心评估法的装备健康状态评估[J]. 火力与指挥控制,2012,37(4):79-82.

Health Status Assessment of Hydraulic Turbines Based on Cloud Model

ZHANG Long-sheng¹, LAO Peng-fei²

(1. CHN Energy Sichuan Dadu River Shuangjiangkou Hydropower Development Co., Ltd., Aba 624600, China;
2. Wuhan Sanlian Hydropower Control Equipment Co., Ltd., Wuhan 430200, China)

Abstract: The health status assessment of hydraulic turbines is a necessary task for achieving health management of hydraulic turbines, and is a key step in achieving condition based maintenance of hydraulic turbines. Considering the uncertainty and fuzziness of the obtained representation information of the health status of hydraulic turbines, a combination of qualitative and quantitative indicator systems was constructed. The health status of hydraulic turbines was defined as 5 states and transformed into cloud droplets using language scale functions. The evaluation of the health status of hydraulic turbines was achieved through cloud distance. The effectiveness of the health status evaluation model was verified using a certain type of hydraulic turbine as an example, which provides a solid foundation for equipment health management of hydraulic turbine.

Key words: cloud model;hydraulic turbine;health management;health status assessment

(上接第 210 页)

[5] LELOUDAS S N,LYGIDAKIS G N,ESKANTAR A I,et al. A robust methodology for the design optimization of diffuser augmented wind turbine shrouds[J]. Renewable energy,2020,150:722-742.
[6] SONG K,WANG W Q,YAN Y. Numerical and experimental analysis of a diffuser-augmented microhydro turbine [J]. Ocean engineering, 2019, 171: 590-602.

[7] 陈正寿,张国辉,赵宗文,等. 潮流能水轮机叶轮压力脉动特性分析[J]. 振动与冲击,2017,36(19):98-105,138.
[8] 王洋,代翠. 离心泵内部不稳定流场压力脉动特性分析[J]. 农业机械学报,2010,41(3):91-95.
[9] SHI F,TSUKAMOTO H. Numerical study of pressure fluctuations caused by impeller-diffuser interaction in a diffuser pump stage[J]. Journal of fluids engineering,2001,123(3):466-474.

Analysis of Pressure Fluctuation Characteristics of Tidal Current Turbines

HU Zhou-ping¹,WANG Wen-quan^{2a,2b}

(1. PowerChina Kunming Engineering Corporation Limited,Kunming 650051,China;2a. State Key Laboratory of Hydraulics and Mountain River Engineering; 2b. College of Water Resource & Hydropower, Sichuan University, Chengdu 610065, China)

Abstract: Pressure fluctuation in the flow field around a tidal current turbine is one of the key factors affecting the safe and stable operation of the turbine. To evaluate the effects of the duct and the duct-to-rotor clearance ratio δ on the pressure fluctuation characteristics of the tidal current turbine, three-dimensional transient CFD methods and slip-grid techniques were used to perform three-dimensional numerical simulations of the bare turbine and the ducted turbine with the blade tip clearance of $\delta=0.02D$ and $\delta=0.06D$, respectively, under the optimal operating conditions ($T_{TSR}=4$). By analyzing the unsteady flow phenomenon of the flow field around the turbine, the pressure pulsation and frequency-domain vibration characteristics of the turbine under three different working conditions were obtained. The results show that the pressure fluctuation amplitude of the turbine is basically increasing from the root to the tip of the blade; The addition of a duct can effectively reduce the pressure fluctuation amplitude of the turbine; δ has less impact on the pressure fluctuation coefficient of the turbine and more impact on the vibration characteristics in the frequency domain of the pressure fluctuation; The main frequency of the pressure fluctuation of the turbine is mainly concentrated near the leaf frequency of the corresponding operating conditions. In addition, it is also found that the pressure fluctuation of turbine blade suction surface is stronger than the pressure surface, and the addition of duct can effectively reduce this fluctuation.

Key words: tidal current turbine; duct; blade tip clearance; pressure fluctuation