



仿生导叶对长短叶片水泵水轮机“S”特性的优化研究

施俊德, 赵子龙, 钱忠东*

武汉大学水资源工程与调度全国重点实验室, 武汉 430072

* E-mail: zdqian@whu.edu.cn

收稿日期: 2024-08-01; 接受日期: 2025-01-15; 网络版发表日期: 2025-03-31

国家自然科学基金(批准号: 52279090)资助项目

摘要 水泵水轮机存在S形不稳定区, 严重影响机组的安全运行. 本文以座头鲸鳍状肢为原型, 设计并优选了仿生活动导叶, 研究其对长短叶片水泵水轮机“S”特性的优化效果及影响机制, 并分析了仿生导叶对水泵水轮机能量特性的影响. 结果表明: 基于座头鲸鳍状肢中跨剖面设计的仿生导叶对水泵水轮机“S”特性的优化效果最佳, 外特性曲线S形不稳定区间缩小了近75%; 仿生导叶使活动导叶区的流动更加稳定, 无叶区的高速水环范围和活动导叶区的旋涡结构显著减少; 此外, 仿生导叶抑制了水轮机工况下的活动导叶尾涡和转轮叶道涡, 转轮和导叶区的总熵产率降低26.6%, 水轮机工况最高效率提高了2.1%, 但仿生导叶也增大了水泵工况下活动导叶区的能量损失, 使最高效率下降了1.0%.

关键词 水泵水轮机, S特性, 仿生导叶, 流动被动控制

1 研究背景

近年来我国快速发展的风电、光伏发电等新能源, 使电力生产系统发生巨大变化. 由于风电、光伏发电等具有较强的间歇性, 易造成电网不稳定^[1,2], 抽水蓄能电站以其发电响应时间短、环保、可持续性强等优点成为有效的稳定电网的解决方案. 抽水蓄能电站通过调度上下游水库的水资源实现削峰填谷, 将间歇的可再生能源转化为稳定的电力输出^[3,4].

水泵水轮机作为抽水蓄能电站中的核心部件, 既要充当水泵抽水, 又要充当水轮机发电. 为满足高水

头的设计要求, 其叶轮的比转速较混流式水轮机叶轮更低, 但狭长的流道也加剧了其在水轮机模式下的流动不稳定性^[5]. 对于普通混流式水轮机, 在甩负荷过程中机组运行点会沿开度特性曲线移动并最终收敛到空载点(飞逸工况), 其间机组可能会发生轻微的振荡甚至没有振荡. 而水泵水轮机的特性曲线不会收敛到空载点, 而是会呈S形进入水轮机制动工况和反水泵工况, 其间伴随出现无阻尼瞬态低频振荡, 这便是水泵水轮机独特的“S”特性. “S”特性对机组并网以及过渡过程的运行稳定性均有不利影响, 增大了机组发生事故的风险^[6-9].

引用格式: 施俊德, 赵子龙, 钱忠东. 仿生导叶对长短叶片水泵水轮机“S”特性的优化研究. 中国科学: 技术科学, 2025, 55: 741–752

Shi J D, Zhao Z L, Qian Z D. Optimization of the “S” characteristics of a pump-turbine with splitter blades utilizing bionic guide vanes (in Chinese). Sci Sin Tech, 2025, 55: 741–752, doi: [10.1360/SST-2024-0190](https://doi.org/10.1360/SST-2024-0190)

众多研究表明, 水泵水轮机“S”特性与机组在小流量工况的能量变化有关^[10~14]. Staubli等人^[10,11]模拟了模型水泵水轮机在甩负荷工况下水头及流量随时间的振荡过程, 结果表明小流量工况下, 局部流动分离和强烈的涡流会堵塞流道, 致使转轮进口附近混合了水轮机和水泵工况的流动模式, 相应地导致局部压力增大, 水头随流量的减小出现“逆增长”. Yin等人^[12]分析比较了实际和理想无量纲特性曲线的边界环流余能, 认为转轮的水头损失是导致特性曲线偏移的重要原因. Fu等人^[13]模拟了模型水泵水轮机甩负荷的瞬态过渡过程, 揭示了从水轮机制动工况到反水泵工况不同水力部件的能量耗散规律, 表明由流动分离、尾流脱落、二次流和回流引起的黏性耗散是水力损失的主要原因. Liu等人^[14]通过激光多普勒和粒子图像测速实验发现, 当流量下降时, 活动导叶和转轮因流体流入条件变化而发生流动分离, 加剧了无叶区的旋涡和系统的能量损失, 且无叶区和活动导叶区受到旋转失速和复杂旋涡的影响, 产生了高幅值的低频压力脉动.

水泵水轮机中的能量损失与不稳定流动有着密切联系. 由于转轮的入流条件发生改变, 活动导叶与转轮区之间的无叶区会产生复杂的流动现象^[15~18]. Hasmatuchi等人^[15]开展了低比转速水泵水轮机的模型试验研究, 发现无叶区内的失速旋涡以较低的转速随转轮旋转, 导致了系统的水力失衡和强烈振动. 可视化分析显示, 活动导叶区域的流动在设计工况下非常均匀, 但在飞逸工况下会受到旋转失速的严重干扰, 尤其在流量接近零时形成了与失速区域位置相对应的旋涡和回流. Widmer等人^[16]研究了水泵水轮机在“S”区工况运行时的内部流动特征, 指出了无叶区内不稳定旋涡和旋转失速出现的工况点. 李琪飞等人^[17]分析了水泵水轮机飞逸工况下无叶区的高速水环, 认为转轮叶片进口端的旋涡结构源于来流方向与叶片骨线的冲角, 而冲角的大小受高速水环的影响. Xia等人^[18]对低比转速水泵水轮机机组的四象限特性曲线进行数值模拟研究, 发现叶片进口角过小所导致的转轮进口流量损失是“S”特性形成的主要原因.

迄今为止, 工程上采用不同措施来抑制和避免“S”特性带来的不良影响^[19~22], 可分为两个方面: 一是主动干预机组的运行状态, 从而规避部分负荷工况下在无叶区附近产生的不稳定流动, 改善机组的运行性能. 比如, 采用不同步导叶能够在部分负荷工况下阻断无

叶区的高速水环, 改善无叶区的流态, 更有利于实现并网^[19]; 采用变速调节可以使机组保持在最优效率区附近运行^[20]. 二是优化过流部件的几何形状, 改善局部的不良流态, 进而改变“S”特性. Olimstad^[21]比较了不同的水泵水轮机叶轮, 认为减小转轮入口直径, 增大转轮进口角度、叶片长度和叶片前缘压力侧的曲率半径均会改善机组的“S”特性. 李琪飞等人^[22]通过数值模拟发现, 适当减小活动导叶头部圆半径能够抑制无叶区旋涡, 改善转轮叶片进口旋涡阻塞通道的情况.

近年来, 为了提高水泵水轮机的水力稳定性、机组效率和改善空化性能, 带长短叶片的低比转速转轮逐渐获得应用^[23]. 本文运用仿生学思想, 基于座头鲸鳍状肢的结构特征设计了一系列仿生活动导叶, 分析了仿生导叶对长短叶片水泵水轮机“S”特性的影响机制.

2 物理模型与数值模拟方法

2.1 物理模型

本文的研究对象为我国某高水头抽水蓄能电站的模型水泵水轮机, 其水轮机工况比转速 n_{st} 为80, 水泵工况比转速 n_{sq} 为30. 图1为模型机组的三维实体模型, 其由上游延长管段(长度为圆管直径的5倍)、蜗壳、固定导叶、活动导叶、转轮和尾水管组成, 模型机组基本参数如表1所示.

2.2 数值计算方法

本研究采用ANSYS Fluent对模型机组的内部流动进行仿真计算. 水轮机工况下, 流体从延长管段进口流入(流量进口), 从尾水管出口流出(压力出口), 水泵工况下则反之. 水泵水轮机内部流动假设为稳态、不可压缩流体, 其控制方程采用稳态不可压缩雷诺时均方程, 即RANS方程, 如公式(1)和(2)所示. 通过SST $k-\omega$ 湍流模型进行封闭方程, 如公式(3)~(6)所示. SST $k-\omega$ 模型^[24]通过一种混合方法, 在近壁区域使用 $k-\omega$ 模型预测黏性底层与对数律层的流动, 在自由流区域使用 $k-\omega$ 模型, 并引入了剪应力传输的概念描述湍流动量扩散, 从而提高对强剪切流动的预测能力. 在求解过程中, 采用有限体积法, 划分计算网格后, 通过SIMPLEC算法求解压力场和速度场, 其中对流项和扩散项的离散格式为二阶迎风差分格式, 残差收敛标准设置

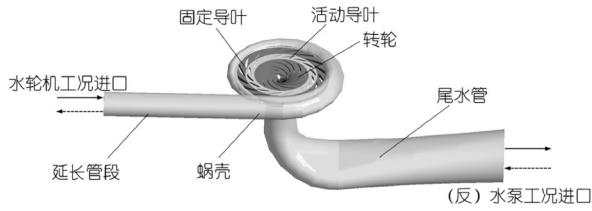


图 1 水泵水轮机计算模型

Figure 1 Computational domain of the pump-turbine.

表 1 水泵水轮机模型机组参数

Table 1 Main parameters of the pump-turbine model

参数	数值
额定转速 (r min^{-1})	1050
转轮进口直径 D_1 (m)	0.5375
转轮出口直径 D_2 (m)	0.250
转轮叶片数	5长+5短
固定导叶数	16
活动导叶数	16

为 1×10^{-6} .

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial(u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right], \quad (2)$$

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \left[\max \left(\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{\alpha_1 \omega} \right) \right]^{-1}, \quad (3)$$

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[\max \left(2 \frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right) \right]^2 \right\}, \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k, \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega, \quad (6)$$

式中 u_i, u_j 为流体在 i, j 方向上的速度分量, m s^{-1} ; p 为静压, Pa; μ 为流体动力黏度, Pa s ; μ_t 为湍流黏度, Pa s ; ρ 为流体密度, kg m^{-3} ; k 为湍动能, $\text{m}^2 \text{s}^{-2}$; S 为应变率大小; y 为近壁面网格高, m; ω 为湍流比例耗散率, $\text{m}^2 \text{s}^{-3}$; G_k, G_ω 分别为湍动能和湍流耗散率的生成项; Γ_k, Γ_ω 分别为湍动能和湍流耗散率的有效扩散项; Y_k, Y_ω 分别为湍动能和湍流耗散率的耗散项; D_ω 为正交扩散项; S_k, S_ω 分别为湍动能和湍流耗散率的源项。

2.3 网格划分及无关性验证

本文运用 ANSYS ICEM 软件对模型各部分划分六面体结构化网格, 如图 2 所示, 采用多重参考系模型 (multi-reference frame, MRF) 考虑转轮的旋转, 固定部件与旋转部件之间通过网格界面 (interface) 连接。不同部件的近壁面网格均进行了加密处理, 壁面处 y^+ 值均小于 15, 满足本文采用的湍流模型的计算要求。共生成五套不同网格单元数的网格以进行网格无关性分析。图 3 为采用不同网格计算得到的水泵水轮机水头和叶轮水力扭矩的计算结果。由图可见, 当网格单元数增加到 892 万以后, 计算结果趋于不变, 最终选取网格

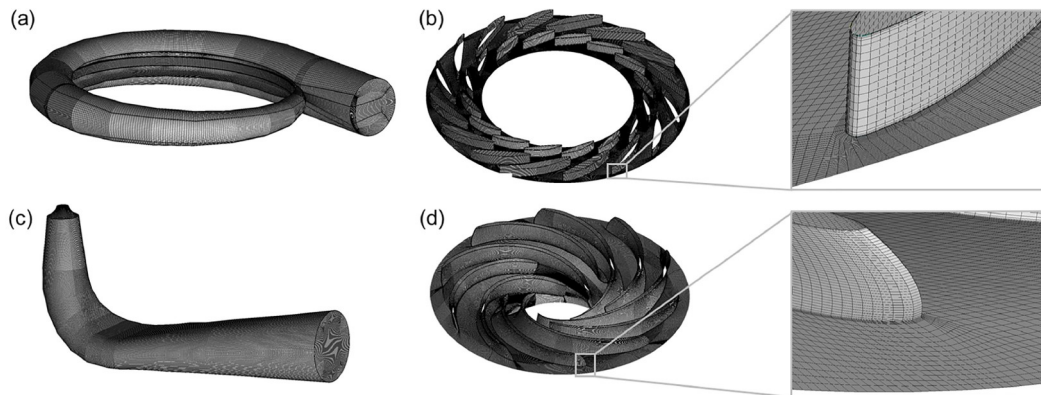


图 2 水泵水轮机网格划分. (a) 蜗壳; (b) 导叶区; (c) 尾水管; (d) 转轮

Figure 2 Mesh distribution for (a) volute; (b) stay vanes and guide vanes; (c) draft tube; (d) impeller.

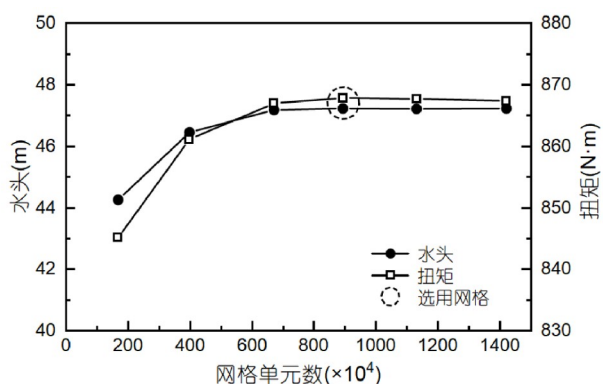


图3 网格数量无关性验证

Figure 3 Mesh independence verification.

单元数为892万的网格进行后续的计算分析。

3 仿生翼型筛选

座头鲸是生活在海洋中的一种生物, 虽然体型庞大, 但在捕食时能够灵活地跃起、翻转^[25,26], 如图4(a)所示。在座头鲸灵活转向的过程中, 其身体两侧长而宽的鳍状肢起到了关键作用, 如图4(b)所示^[27]。

一方面, 鳍状肢前缘突起的结节在游动过程中能

够产生具有水平分量的升力, 增加维持转向所需的向心力, 因此结节可以提高鳍状肢在移动中的机动性, 这一结构特性被广泛研究并应用到不同流体机械的仿生设计上^[28]。另一方面, 鳍状肢的横剖面具有头钝尾尖的特点, 这种结构可通过降低剖面周围的压力梯度, 将边界层分离的位置延后, 使其在更大的攻角范围内保持稳定的升力。此外, 渐尖的尾部能够使流体更平稳地离开肢体, 从而减少湍流和尾迹的产生, 最终将阻力引起的能量损失降至最低, 这种高升阻比剖面结构保证了座头鲸在转向过程中稳定性和移动速度^[29-31]。

考虑到水泵水轮机内无叶区的旋涡与活动导叶区的流动分离有关, 本文运用仿生思想将座头鲸鳍状肢剖面结构应用到活动导叶设计中。Fish和Battle^[32]对某鳍状肢进行剖析, 得出鳍状肢不同剖面的结构参数, 并建议采用NACA 63₄-021翼型作为仿生翼型。但由于鳍状肢上不同位置的剖面型线也不同, 对于活动导叶的设计仍须对剖面进行筛选。本文基于Fish和Battle的研究成果^[32], 设定鳍状肢最大厚度、最大厚度距前缘位置等参数组合的范围, 在UIUC翼型数据库^[33]中筛选出5种不同翼型, 其与鳍状肢剖面位置的对应关系如图4(c)所示, 主要分布在鳍状肢跨中及靠近尖端的部

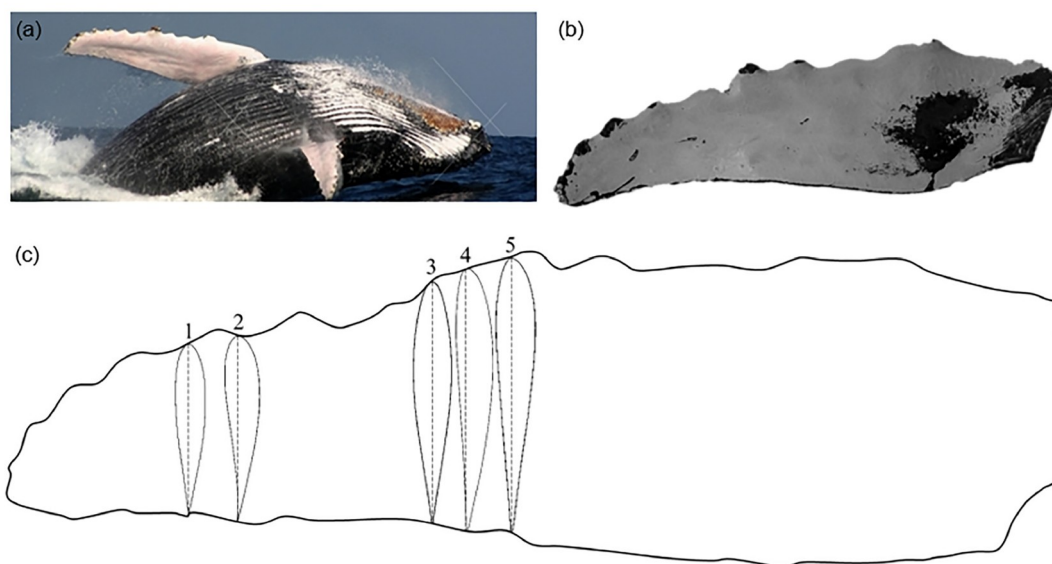


图4 (网络版彩图)仿鲸鱼鳍截面翼型筛选示意图。(a) 座头鲸跃出水面^[27], 图版权归SciPris所有; (b) 鳍状肢实物图; (c) 筛选部位及对应翼型

Figure 4 (Color online) Sketch of the airfoils screened by structural parameters of humpback whale flipper cross section. (a) A humpback whale leaping out of the water^[27]; (b) the flipper of a humpback whale; (c) screening sections and the corresponding airfoils.

位。随后, 分别将5种翼型设计成水泵水轮机活动导叶, 应用到水泵水轮机模型机组上。

4 结果分析

4.1 数值模拟结果验证

为验证数值模拟结果的可靠性, 对比了水轮机工况下活动导叶开度为 15° (额定开度)的 Q_{11} - n_{11} 曲线和水泵工况的 ϕ - ψ 曲线试验结果和数值模拟结果, 如图5所示, 其中试验结果由国内某大型水轮机厂家提供。图5中单位转速 n_{11} , 单位流量 Q_{11} , 流量系数 ϕ 和压力系数 ψ 的定义如式(7)~(10)所示。在不同工况点, 数模结果和试验结果的相对误差不超过3%, 且曲线趋势完全一致, 可见数值模拟结果是可靠的。

$$n_{11} = \frac{nD_1}{\sqrt{H_t}}, \quad (7)$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H_t}}, \quad (8)$$

$$\phi = \frac{4Q}{D_2^2 U_r}, \quad (9)$$

$$\psi = \frac{2gH_p}{U_r^2}, \quad (10)$$

式中 n 为转速, r min^{-1} ; Q 为流量, $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$; H_t 和 H_p 分别为水轮机工况水头和水泵工况扬程, m ; U_r 为水泵工况转轮进口的圆周速度, 定义为 $U_r = \pi n D_2 / 60$, m s^{-1} ; D_1 和 D_2 分别为高压侧和低压侧的最大直径, m ; g 为重力加速度, m s^{-2} 。

4.2 外特性分析

分别对采用不同活动导叶后, 机组的水轮机运行工况、水轮机制动工况和反水泵工况等12个工况点进行计算, 得到额定开度特性曲线, 结果如图6所示。可以发现, 不同导叶的特性曲线均随着运行点从低单位转速向前推移, 单位流量的下降斜率会经历“负-正-负”的两次变化, 其对应的曲线拐点分别处于部分负荷工况和反水泵工况。为便于分析, 本文将拐点对应的单位转速分别记为 $n_{11,i1}$, $n_{11,i2}$, 如图7所示。两拐点之间的正斜率段往往伴随着机组流态恶化及压力脉动激增, 威胁机组的安全^[6,34,35], 因此 $n_{11,i1}$ 与 $n_{11,i2}$ 之间的区间越小, 正斜率段影响的工况范围越窄, 对机组运行越有利。此外, 不同导叶在相同开度的导叶最小间距不同, 相同水头下的流量特性会有差异, 导致机组的出力会发生变化。为保证出力, 额定水头工况对应的单位流量不宜大幅降低。基于此, 本文采用单位转速拐点区间 $n_{11,i1} \sim n_{11,i2}$ 和额定水头单位流量 Q_{11,H_d} 这两个参数评估不同导叶对机组外特性的影响, 表2为评估参数的结果。

如表2中结果所示, 相比于原始导叶, 五种仿生导叶均减小了单位转速拐点区间的范围, 其中导叶5较原始导叶减小了75.1%, 仿生导叶3效果次之, 区间范围减小了61.6%, 其他导叶对不稳定区间范围减小的幅度相对较小。此外, 不同仿生导叶的特性曲线均出现不同程度的“下塌”。比较突出的是仿生导叶3, 其在额定水头工况下的单位流量降低了26.6%。整体上, 仿生导叶5对“S”特性具有最显著的改善作用, 虽然在相同导叶开度下流量性能减弱了, 但减弱幅度仅为11.0%,

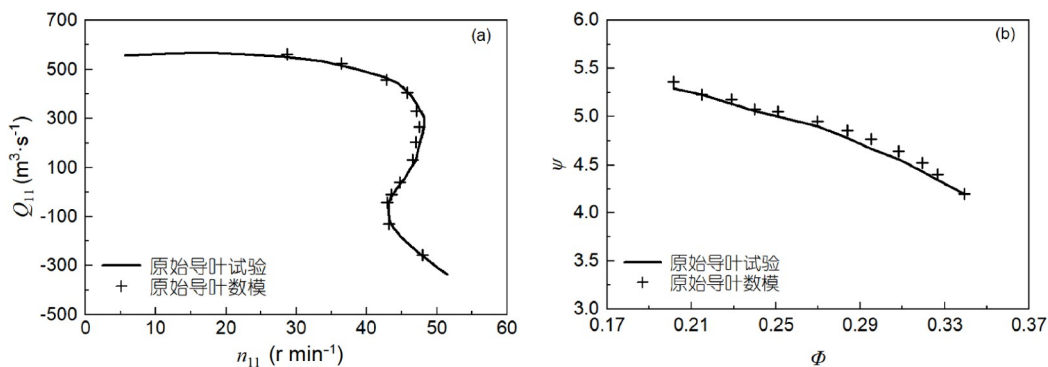


图5 数值模拟结果验证。(a) 水轮机工况; (b) 水泵工况

Figure 5 Verification of numerical simulation for the (a) turbine model and (b) pump model.

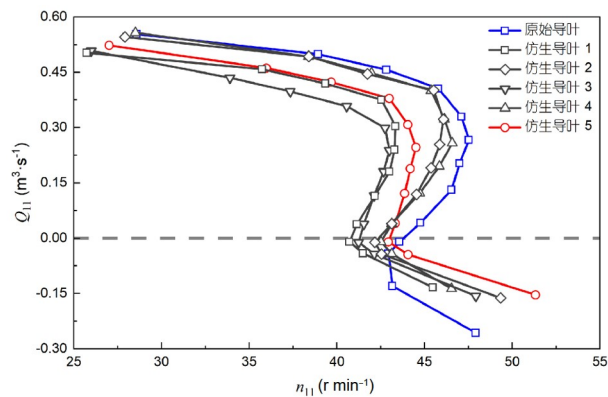


图6 采用不同导叶的外特性曲线
Figure 6 Performance characteristic curves of the pump-turbine with different guide vanes.

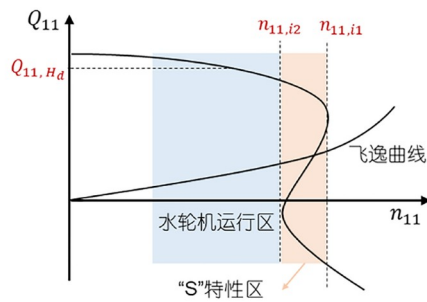


图7 外特性评估参数示意图
Figure 7 Sketch of the evaluation parameters of performance characteristics.

可以通过适当调整导叶开度等方法进行弥补。为了研究其改善“S”特性的机制, 本文综合考虑水力性能的变化, 将基于鳍状肢中跨剖面设计的仿生导叶5作为优选导叶, 并与原始导叶对比探究其在能量特性方面的影响。

表2 外特性评估参数
Table 2 Evaluation parameters of performance characteristics

导叶类型	$n_{11,i1} \sim n_{11,i2}$	相对范围	$Q_{11,Hd}$	相对大小
原始导叶	47.51~42.95	100.0%	513.23	100.0%
仿生导叶1	43.34~40.71	57.7%	440.59	85.8%
仿生导叶2	45.06~42.16	63.6%	492.39	95.9%
仿生导叶3	42.98~41.23	38.4%	376.74	73.4%
仿生导叶4	46.57~42.51	89.0%	492.25	95.9%
仿生导叶5	44.51~42.92	34.9%	456.89	89.0%

4.3 内部流场分析

“S”特性的形成, 与机组活动导叶区的旋涡及无叶区的高速水环等不稳定流动的产生和发展密切相关^[35,36], 为了有效表征这种旋涡结构存在位置, 引入 Q 准则识别活动导叶及无叶区旋涡结构^[37]。

图8和图9分别展现了采用原始导叶的机组在设计工况($Q = Q_d$)和飞逸工况($Q = 0.33Q_d$)下导叶区的绝对速度平面切向分量流线、流道局部三维流线和 Q 等值面图。图中, Span指导叶或叶轮的展向无量纲距离, 0 Span表示导叶下端面和转轮下环面, 1.0 Span为导叶上端面和转轮上冠面。设计工况下, 导叶区流线整体平顺且分布均匀, 流速自进口向出口逐渐增大, 旋涡结构主要分布在导叶尾缘靠近上冠和下环部位。而在飞逸工况下, 流体流速较设计工况降低, 活动导叶进口入流角度偏离设计角度, 导致吸力面一侧发生流动分离, 导叶区的流态急剧恶化, 同时, 无叶区高速旋转的流体形成大范围的高速水环。从三维流线图 and Q 等值面图来看, 上游来流与无叶区的高速水环形成强剪切, 在导叶吸力面形成大尺度的轴向旋涡, 旋涡紧贴导叶吸力面, 从盖板至底环均有分布, 占据了流道的大部分过流区域, 不仅堵塞了上游来流, 还进一步加剧了高速水环的发展。

图10为采用仿生导叶后, 机组在飞逸工况运行时导叶区的绝对速度平面切向分量流线、流道局部三维流线和 Q 等值面图。采用仿生导叶后, 飞逸工况活动导叶区的流态比原始导叶大幅改善, 整体上导叶流道的流线更为平顺, 减少了流动分离现象。高速水环的范围大幅减小, 无叶区的流态更加稳定。从图10(c)的 Q 等值面图可以看出, 导叶流道和无叶区的旋涡较少, 主要分布在靠近上冠和底环部位, 对主流的影响较小。可见

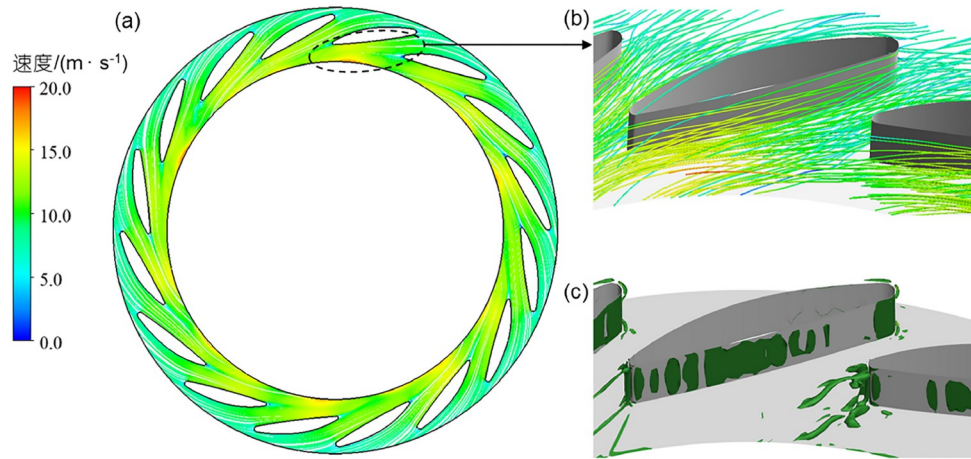


图 8 原始导叶设计工况流场. (a) 0.5 Span 平面流线; (b) 局部三维流线; (c) $Q=15000$ 等值面

Figure 8 Flow characteristics under the design condition of the original guide vane. (a) Span 0.5; (b) local 3D streamlines; (c) isosurface of $Q=15000$.

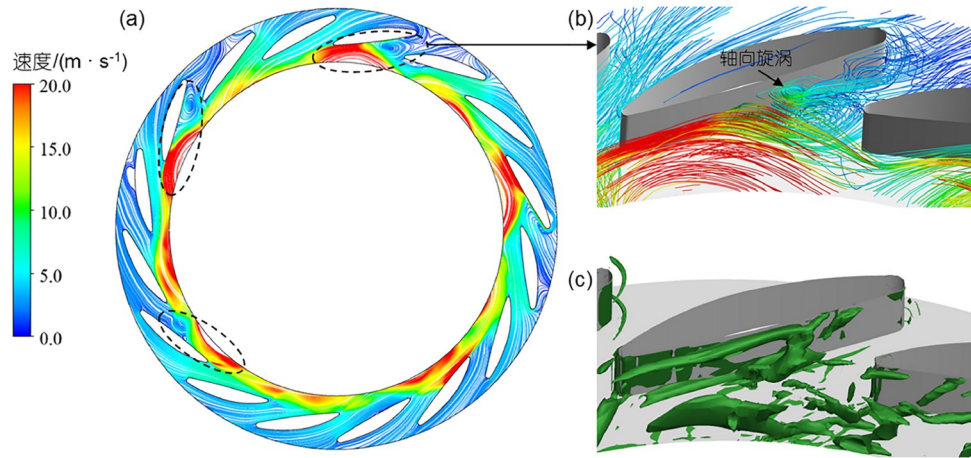


图 9 原始导叶飞逸工况流场. (a) 0.5 Span 平面流线; (b) 局部三维流线; (c) $Q=15000$ 等值面

Figure 9 Flow characteristics under the runaway condition of the original guide vane. (a) Span 0.5; (b) local 3D streamlines; (c) isosurface of $Q=15000$.

飞逸工况下, 仿生导叶减少了流体剪切而成的旋涡结构数量, 提高了导叶区和无叶区的流动稳定性, 进而改善“S”特性。

4.4 能量特性分析

本文进一步评估了上述优选仿生导叶对水泵水轮机在额定开度下水轮机工况和水泵工况效率的影响, 水轮机与水泵工况的效率定义分别为式(11)和(12), 结果如图11所示。由图可见, 采用仿生导叶时, 水轮机工

况的效率有所提高, 最高效率提升了2.1%; 而水泵工况的最高效率降低了1.0%。

$$\eta_t = \frac{\tau \omega_r}{\rho g Q H_t}, \quad (11)$$

$$\eta_p = \frac{\rho g Q H_p}{\tau \omega_r}, \quad (12)$$

式中 η_t 和 η_p 分别为水轮机工况和水泵工况下的效率; τ 为扭矩, N m; ω_r 为角速度, rad s。

为进一步探究仿生导叶对水泵水轮机运行效率的

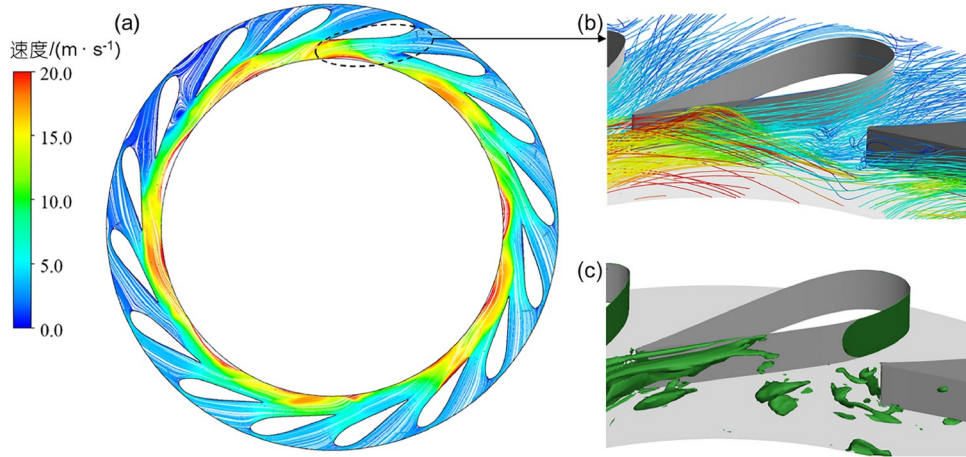


图 10 仿生导叶5飞逸工况流场. (a) 0.5 Span平面流线; (b) 局部三维流线; (c) $Q=15000$ 等值面

Figure 10 Flow characteristics under the runaway condition of the bionic guide vane 5. (a) Span 0.5; (b) local 3D streamlines; (c) isosurface of $Q=15000$.

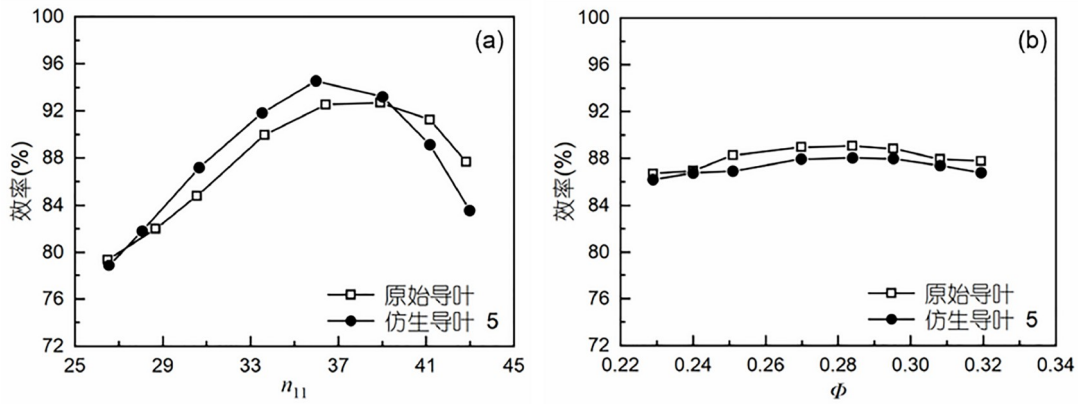


图 11 水泵水轮机额定开度下的效率曲线. (a) 水轮机工况; (b) 水泵工况

Figure 11 Efficiency curves of pump-turbines at the rated opening angle of the guide vane. (a) For the turbine model; (b) for the pump model.

影响机理, 引入熵产理论进行分析. 在水泵水轮机中, 动能和压能在机组或流体的过程中发生相互转化, 但往往伴随着旋涡、摩擦、湍流、边界层分离等不可逆过程, 熵产理论通过计算湍流中的耗散, 从而间接量化这些过程中引起的能量损失. 依据Kock和Herwig^[38]对湍流耗散的处理, 熵产率 $\dot{S}_D$ 可以分为由时均速度引起的直接耗散项 $\dot{S}_D$ 和由脉动速度引起的湍流耗散项 $\dot{S}_{D'}$. 其中, 湍流耗散项在SST $k-\omega$ 湍流模型中可以由湍流耗散率 ε 近似表示^[39], 因此总熵产率 $\dot{S}_{pro}$ 可以定义为

$$\dot{S}_{pro} = \int_V \dot{S}_D dV + \int_V \dot{S}_{D'} dV, \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \dot{S}_D''' = & \frac{2\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}_3}{\partial x_3} \right)^2 \right] \\ & + \frac{\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_2} + \frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_3} + \frac{\partial \bar{u}_3}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_3} + \frac{\partial \bar{u}_3}{\partial x_2} \right)^2 \right], \end{aligned} \quad (14)$$

$$\dot{S}_{D'}''' = \frac{\rho \varepsilon}{T}, \quad (15)$$

式中 $\dot{S}_D'''$ 和 $\dot{S}_{D'}'''$ 分别为由时均速度和脉动速度引起的单位体积熵产率, $\text{W m}^{-3} \text{K}^{-1}$; u_1, u_2, u_3 分别为时均速度在 x, y, z 方向上的分量, m s^{-1} ; T 为平均温度, K ; ε 为湍

流耗散率, $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-3}$.

图12为水轮机工况和水泵工况额定开度下各部件的总熵产率柱状图. 蜗壳和尾水管的熵产率合计占比不超过总熵产率的5%, 表明这两个部件中由流动引起的能量损耗极低, 故本文重点分析转轮、固定导叶和活动导叶. 在水轮机工况运行时, 采用仿生导叶的熵产率比采用原始导叶的熵产率降低了约26.6%, 熵产率占比高的部件依次是转轮、活动导叶和固定导叶; 而对于水泵工况, 采用仿生导叶的熵产率比原始导叶时提高了20.33%, 熵产率占比高的部件依次是活动导叶、转轮和固定导叶. 总体而言, 采用仿生导叶后, 水轮机工况的熵产率在减小, 水泵工况的熵产率在增大, 与其在对应工况下的效率变化规律一致.

图13和图14分别为水轮机工况和水泵工况额定开度下源于固定导叶、活动导叶及转轮区域0.5 Span(展向方向中间截面)的涡量、熵产率及总流速分布, 其中导叶区的速度场为绝对速度, 转轮区的速度场为相对速度. 对于水轮机工况, 采用原始导叶时高熵产率区域主要分布在转轮区域, 且高熵产率区域均与高涡量区域相对应. 活动导叶和转轮叶片的尾缘均为高涡量区域, 是因为当流体绕过导叶或转轮叶片时, 会在尾缘处发生分离与再附着, 从而形成尾涡. 在转轮进口处, 流体与叶片前缘相切, 形成局部的高涡量区域. 而对于转轮流道, 在部分流道沿流向变化大, 与之对应的是细长状分布的高熵产率. 由局部的流线图可知, 在压力面进口段壁面处产生了流动分离, 分离流沿流向发

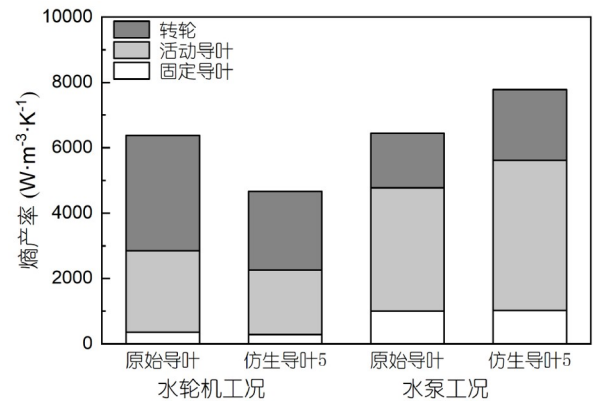


图12 水泵水轮机不同工况各部件总熵产率统计图

Figure 12 Total entropy production of each component under different operating conditions of the pump-turbine.

展为叶道涡, 造成流道中的能量损失. 采用仿生导叶后, 流道中的熵产率整体降低, 高涡量区域面积减小, 尤其是转轮区域. 分析局部流场可知, 转轮内的叶道涡被抑制. 这一结果表明, 在水轮机工况下仿生导叶通过抑制旋涡结构, 降低了能耗, 从而提高了效率.

对于水泵工况, 采用原始导叶时高熵产率主要分布在活动导叶和固定导叶区. 流体流出转轮区进入活动导叶区的过程中, 在活动导叶前缘形成细长状的高涡量区域, 增大了能量损耗并形成高熵产率区域. 而在活动导叶尾缘, 流体同样形成了尾涡, 形成高熵产率区域. 相比原始导叶, 仿生导叶骨线的弯度以及两个翼面的不对称度更大, 因此流体在尾缘部位形成了更强的尾涡. 尾涡的形成一方面会增大活动导叶区的

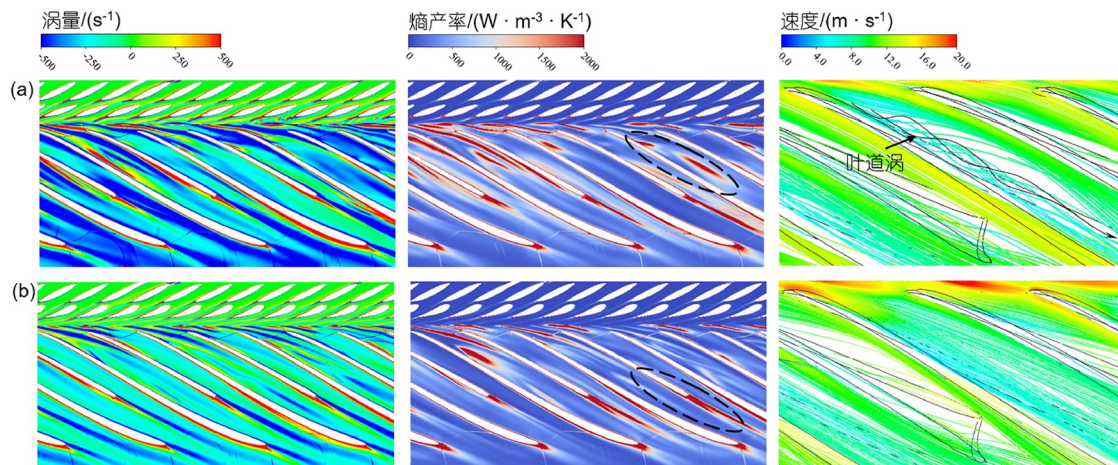


图13 水轮机设计工况的熵产率分布和流动特征. (a) 原始导叶; (b) 仿生导叶5

Figure 13 Entropy production and flow characteristics under the turbine design condition. (a) Original guide vane; (b) bionic guide vane 5.

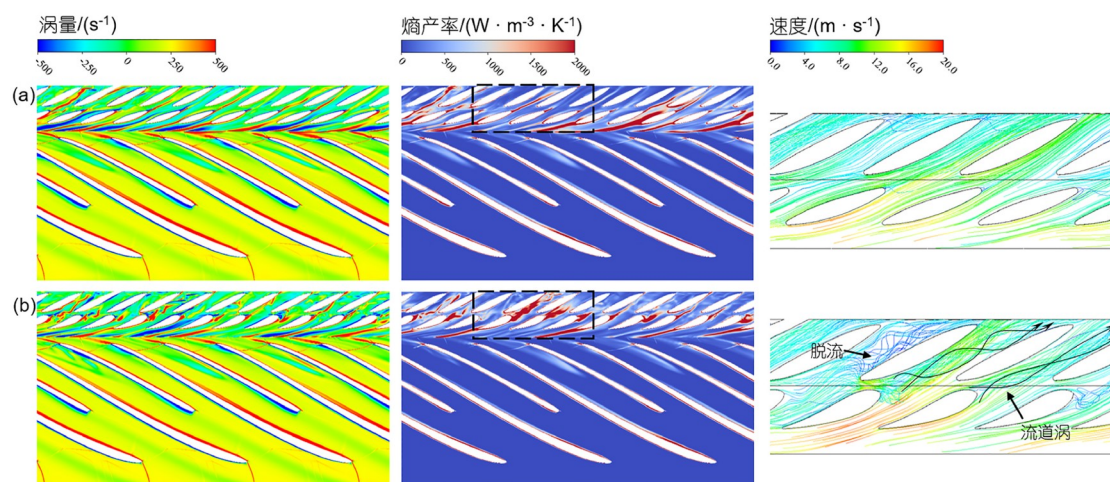


图 14 水泵设计工况的熵产率分布和流动特征。(a) 原始导叶; (b) 仿生导叶5

Figure 14 Entropy production and flow characteristics under the pump design condition. (a) Original guide vane; (b) bionic guide vane 5.

熵产率, 另一方面, 从局部流线上看, 尾涡会向固定导叶区发展, 成为贯穿固定导叶区的流道涡, 增大了能量损耗。这一结果表明, 在水泵工况下仿生导叶加剧了活动导叶尾涡的发展, 导致了机组效率的降低。

5 结论

水泵水轮机的“S”特性严重影响了机组运行的安全稳定, 活动导叶和无叶区的旋涡和高速水环等不稳定流动是形成“S”特性的重要原因。对此, 本文运用仿生学思想, 基于座头鲸鳍状肢剖面结构特征筛选翼型, 设计了五种仿生活动导叶以优化长短叶片水泵水轮机的“S”特性。

结果表明, 基于鳍状肢中跨剖面设计的仿生活活动导叶对水泵水轮机“S”特性的优化效果最佳, 使得机组特性曲线的不稳定区间缩小了近75%, 提高了机组的运行稳定性。

优选的仿生活活动导叶改善了活动导叶区和无叶区的流态, 从而改善了水泵水轮机的“S”特性。飞逸工况下, 采用仿生导叶的无叶区高速水环的范围和活动导叶流道内旋涡的数量均大幅减少。

采用优选的仿生导叶后, 机组在水轮机工况的最高效率提升了2.1%, 活动导叶的尾涡和转轮内的叶道涡被有效抑制, 总熵产率降低26.6%, 但仿生导叶加剧了水泵工况活动导叶的尾涡, 增大了能量损失, 水泵工况下机组的最高效率降低了1.0%。

参考文献

- 1 Zhang C, Xia P, Zhang X. Multi-attribute decision-making method of pumped storage capacity planning considering wind power uncertainty. *J Cleaner Production*, 2024, 449: 141655
- 2 Ren Y, Jin K, Gong C, et al. Modelling and capacity allocation optimization of a combined pumped storage/wind/photovoltaic/hydrogen production system based on the consumption of surplus wind and photovoltaics and reduction of hydrogen production cost. *Energy Convers Manage*, 2023, 296: 117662
- 3 Beevers D, Branchini L, Orlandini V, et al. Pumped hydro storage plants with improved operational flexibility using constant speed Francis runners. *Appl Energy*, 2015, 137: 629–637
- 4 Yang W, Norrlund P, Chung C Y, et al. Eigen-analysis of hydraulic-mechanical-electrical coupling mechanism for small signal stability of hydropower plant. *Renew Energy*, 2018, 115: 1014–1025
- 5 Zuo Z, Fan H, Liu S, et al. S-shaped characteristics on the performance curves of pump-turbines in turbine mode—A review. *Renew Sustain*

- [Energy Rev](#), 2016, 60: 836–851
- 6 Zeng W, Yang J, Guo W. Runaway instability of pump-turbines in S-shaped regions considering water compressibility. [J Fluids Eng](#), 2015, 137: 051401
 - 7 Le Z C, Kong L H. Cause analysis on rotating part lifting of unit 2 in Tianhuangping pumped storage plant (in Chinese). *Mech Electr Tech Hydropower Stn*, 2005, 28: 14–16+67 [乐振春, 孔令华. 天荒坪抽水蓄能电站2号机组抬机原因分析. *水电站机电技术*, 2005, 28: 14–16+67]
 - 8 Qin D Q, Feng Y P, Zheng K, et al. Baishan pumped storage power plant unit 6 100% load rejection test accident analysis (in Chinese). *Hydropower Pum Stor*, 2016, 2: 8–12 [覃大清, 冯伊平, 郑凯, 等. 白山抽水蓄能电站6号机组甩100%负荷试验事故分析. *水电与抽水蓄能*, 2016, 2: 8–12]
 - 9 Zuo Z, Liu S. Flow-induced instabilities in pump-turbines in China. [Engineering](#), 2017, 3: 504–511
 - 10 Staubli T, Senn F, Sallaberger M. Instability of pump-turbines during start-up in turbine mode. *Hydro* 2008, 2008: 6–8
 - 11 Staubli T, Widmer C, Tresch T, et al. Starting pump-turbines with unstable characteristics. *Hydro* 2010, 2010: 27–29
 - 12 Yin J, Wang D, Wei X, et al. Hydraulic improvement to eliminate S-shaped curve in pump turbine. [J Fluids Eng](#), 2013, 135: 071105
 - 13 Fu X, Li D, Wang H, et al. Energy analysis in a pump-turbine during the load rejection process. [J Fluids Eng](#), 2018, 140: 101107
 - 14 Liu D, Li Z, Xu L, et al. Vortex motion in vaneless space and runner passage of pump-turbine in S-shaped region. [Phys Fluids](#), 2024, 36: 025115
 - 15 Hasmatuchi V, Roth S, Botero F, et al. High-speed flow visualization in a pump-turbine under off-design operating conditions. In: *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. Timișoara: IOP Publishing Ltd, 2010. 12: 012059
 - 16 Widmer C, Staubli T, Ledergerber N. Unstable characteristics and rotating stall in turbine brake operation of pump-turbines. [J Fluids Eng](#), 2011, 133: 041101
 - 17 Li Q F, Zhao C B, Quan H, et al. Research on high-speed water ring in bladeless zone under runaway condition (in Chinese). *Trans Chin Soc Agric Mach*, 2019, 50: 159–166 [李琪飞, 赵超本, 权辉, 等. 水泵水轮机飞逸工况下无叶区高速水环研究. *农业机械学报*, 2019, 50: 159–166]
 - 18 Xia L, Cheng Y, You J, et al. Mechanism of the S-shaped characteristics and the runaway instability of pump-turbines. [J Fluids Eng](#), 2017, 139: 031101
 - 19 Xiao Y X, Xiao R F. Transient simulation of a pump-turbine with misaligned guide vanes during turbine model start-up. [Acta Mech Sin](#), 2014, 30: 646–655
 - 20 Feng C, Li C, Chang L, et al. Advantage analysis of variable-speed pumped storage units in renewable energy power grid: Mechanism of avoiding S-shaped region. [Int J Electrical Power Energy Syst](#), 2020, 120: 105976
 - 21 Olimstad G, Nielsen T, Børresen B. Dependency on runner geometry for reversible-pump turbine characteristics in turbine mode of operation. [J Fluids Eng](#), 2012, 134: 121102
 - 22 Li Q F, Ma Q Z, Xin L. Influence of radius of guide vane head on hydraulic performance of pump-turbine (in Chinese). *J Huazhong Univ Sci Tech (Nat Sci Edit)*, 2022, 50: 94–100+115 [李琪飞, 马琴珍, 辛路. 导叶头部圆半径对水泵水轮机水力特性的影响. *华中科技大学学报(自然科学版)*, 2022, 50: 94–100+115]
 - 23 Hu Z N, Zhu B S, Liu X B, et al. Multiobjective optimization design of ultrahigh-head pump turbine runners with splitter blades. In: *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. Kyoto: IOP Publishing Ltd, 2019. 240: 072036
 - 24 Menter F. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA J*, 1994, 32: 1598–1605
 - 25 Miklosovic D S, Murray M M, Howle L E, et al. Leading-edge tubercles delay stall on humpback whale (*Megaptera novaeangliae*) flippers. [Phys Fluids](#), 2004, 16: L39–L42
 - 26 Hain J H W, Carter G R, Kraus S D, et al. Feeding behavior of the humpback whale, *Megaptera novaeangliae*, in the western North Atlantic. *Fish Bull*, 1981, 80: 259–268
 - 27 van Nierop E A, Alben S, Brenner M P. How bumps on whale flippers delay stall: An aerodynamic model. [Phys Rev Lett](#), 2008, 100: 054502
 - 28 Fish F E, Weber P W, Murray M M, et al. The tubercles on humpback whales' flippers: Application of bio-inspired technology. [Integr Comp Biol](#), 2011, 51: 203–213
 - 29 Webb P W. Hydrodynamics and energetics of fish propulsion. *Bulletin of the Fisheries Research Board of Canada*, 1975, 190: 1–159
 - 30 Hurt H H. Aerodynamics for Naval Aviators. Direction of Commander, Naval Air Systems Command, 1965.
 - 31 Qiao W Y, Tong F, Chen W J, et al. Review on aerodynamic noise reduction with bionic configuration (in Chinese). *Acta Aerodyn Sin*, 2018, 36: 24 [乔渭阳, 仝帆, 陈伟杰, 等. 仿生学气动噪声控制研究的历史、现状和进展. *空气动力学学报*, 2018, 36: 24]
 - 32 Fish F E, Battle J M. Hydrodynamic design of the humpback whale flipper. [J Morphology](#), 1995, 225: 51–60

- 33 UIUC Airfoil Coordinates Database. UIUC Applied Aerodynamics Group, Department of Aerospace Engineering. https://m-selig.ae.illinois.edu/ads/coord_database.html#N
- 34 Pang S, Zhu B, Shen Y, et al. S-shaped characteristics of pump turbine with large guide vane opening by experimental and numerical analysis. *AIP Adv*, 2023, 13: 015201
- 35 Zhou F, Li Q, Xin L. Analysis of vortex evolution in the runner area of water pump turbine under runaway conditions. *Processes*, 2023, 11: 2080
- 36 Feng J, Mao X L, Giorgio P, et al. Analysis of flow field between blades in different flow domains during transient load rejection period of pump turbine (in Chinese). *Water Resour Power*, 2020, 38: 136–139+33 [冯俊, 毛秀丽, Giorgio P, 等. 水泵水轮机甩负荷瞬态过程叶间流场分析. *水电能源科学*, 2020, 38: 136–139+33]
- 37 Hunt J C R, Wray A A, Moin P. Eddies, streams, and convergence zones in turbulent flows. In: *Studying Turbulence Using Numerical Simulation Databases. Proceedings of the 1988 Summer Program*. San Francisco, USA, 1988, 193–208
- 38 Kock F, Herwig H. Local entropy production in turbulent shear flows: A high-Reynolds number model with wall functions. *Int J Heat Mass Transfer*, 2004, 47: 2205–2215
- 39 Walsh E J, Mc Eligot D M, Brandt L, et al. Entropy generation in a boundary layer transitioning under the influence of freestream turbulence. *J Fluids Eng*, 2011, 133: 061203

Optimization of the “S” characteristics of a pump-turbine with splitter blades utilizing bionic guide vanes

SHI JunDe, ZHAO ZiLong & QIAN ZhongDong

State Key Laboratory of Water Resources Engineering and Management, Wuhan University, Wuhan 430072, China

The S-shaped characteristics of the performance curve of the turbine working model considerably impact the performance and stability of the pump-turbine. Here, we design bionic guide vanes inspired by the flipper of the humpback whale to improve the “S” characteristics of the pump-turbine. The results indicate that the bionic guide vane, derived from the mid-span cross-section of the flipper, is most effective for improving the “S” characteristics of the pump-turbine. The instability interval characterized by the inflection points on the S-shaped performance curve is reduced by approximately 75%. The preferred bionic guide vanes can stabilize the flow in the guide vane region and the vaneless space where the area of the high-speed water ring and the number of vortex structures are increased. Moreover, in terms of energy characteristics, the preferred bionic guide vanes suppress the wake flow of the guide vane and the inter-blade vortex in the runner region under turbine design conditions, thereby, reducing the total production rate of the entropy in the stay vane, guide vane and runner region by 26.6% and ultimately improving the maximum efficiency by 2.1%. However, under pump design conditions, the bionic guide vanes aggravate the flow pattern in the stay vane region, thereby decreasing the maximum efficiency by 1.0%.

pump-turbine, “S” characteristics, bionic guide vane, passive flow control

doi: [10.1360/SST-2024-0190](https://doi.org/10.1360/SST-2024-0190)