

李东阔, 桂中华, 闫晓彤, 等. 基于熵产理论的水泵水轮机泵模式水力损失分布[J]. 南水北调与水利科技(中英文), 2023, 21(2): 390-398. LI D K, GUI Z H, YAN X T, et al. Hydraulic loss distribution of pump-turbine operated in pump mode based on entropy production method[J]. South-to-North Water Transfers and Water Science & Technology, 2023, 21(2): 390-398. (in Chinese)

基于熵产理论的水泵水轮机泵模式水力损失分布

李东阔¹, 桂中华¹, 闫晓彤², 郑源², 阚阚²

(1. 国网新源控股有限公司抽水蓄能技术经济研究院, 北京 100761; 2. 河海大学能源与电气学院, 南京 211100)

摘要: 基于熵产理论, 研究原型水泵水轮机在泵模式不同流量工况下的水力损失空间分布及不稳定流动诱导的主要水力损失存在的位置和变化。结果表明: 随着流量增加, 总熵产与压差法水力损失变化一致, 先显著减小后逐渐增大。间接熵产、直接熵产和壁面熵产与总熵产的变化趋势一致, 且间接熵产和直接熵产占主导地位。间接熵产和直接熵产的分布与湍动能的分布基本一致, 但直接熵产更靠近主涡区, 而间接熵产在流场中具有更宽的分布范围。水泵水轮机流动区域内的水力损失位置强烈依赖于流动条件。小流量工况下高水力损失主要源于无叶区的高速环流、活动导叶区的旋涡以及尾水管弯肘段和直锥段的壁面分离, 而蜗壳的水力损失较小。最优工况下的水力损失较小, 主要源于叶片尾迹和少数固定导叶流道的旋涡。大流量工况下高水力损失主要源于水流对活动导叶的冲击和不稳定流动在固定导叶区的扩散, 以及蜗壳进口处周向间隔分布的旋涡和高速流动, 而尾水管的水力损失极小。

关键词: 水泵水轮机; 泵模式; 熵产; 工况; 水力损失

中图分类号: TK734 **文献标志码:** A **DOI:** 10.13476/j.cnki.nsbdqk.2023.0042

作为抽水蓄能电站的核心部件, 水泵水轮机是集水泵与水轮机功能于一体的特殊水力机械^[1], 已有大量基于模型试验法和数值仿真法对水泵水轮机进行水力性能的研究^[2-5]。水泵水轮机在平衡电网负荷的快速变化时需要频繁转换工况, 因此流道内的流速变化较大且分布不均匀。此外, 在介质的黏性作用及湍流的无规律脉动特性影响下, 水泵水轮机内部存在着不可逆的能量损失。压差法和熵产法是两类水力损失评估方法: 压差法的计算原理是基于能量守恒方程, 计算每一流动部件进口与出口的能量差进而估算出该流动部件能量损失值, 其无法获得流动部件内部能量损失的具体信息; 而熵产可以直观地反映流体内部不可逆损失发生位置及能耗空间分布^[6-8], 可为水泵水轮机性能改进及指导其水力优化提供新的方法。近年来, 越来越多的学者将熵产理论应用到流体机械中。Gong 等^[9]首次在大中型混流式水轮机的能量损失分析中应用了

熵产理论, 研究表明熵产理论分析可以精确地反映能量损失发生位置, 可为水力性能优化提供理论依据。李德友等^[10-11]采用熵产理论确定了水泵水轮机在水泵模式下驼峰特性及伴随的迟滞效应主要源于转轮入口靠近下环的回流和双列叶栅中分离涡所引起的水力损失。曾鸿基等^[12]得出了水泵水轮机主流区的压力脉动与熵产率具有强相关性。值得一提的是, 从目前熵产法计算流体机械水力损失的研究来看, 针对不同研究对象所采用的熵产法也具有一定差异性, 其均与压差法、试验结果吻合较好, 可见不同研究对象适用于不同的熵产法。此外, 在计算中可发现熵产法对网格变化调整较为敏感, 如何确定准确的熵产计算方法和应用准则还有待进一步研究。

鉴于熵产理论在水力损失的评估上具有明显优势, 本文采用熵产理论定量和定位地揭示水泵水轮机在泵模式下的水力损失的空间分布, 以及不同流

收稿日期: 2022-10-28 修回日期: 2023-02-12 网络出版时间: 2023-04-21

网络出版地址: <https://kns.cnki.net/kcms/detail/13.1430.TV.20230420.1110.002.html>

基金项目: 国家自然科学基金项目(52009033); 国网新源控股有限公司科技项目(SGXYKJ-2022-044); 江苏省自然科学基金项目(BK20200509); 中国博士后科学基金项目(2022T150185; 2022M711021)

作者简介: 李东阔(1992—), 男, 河北石家庄人, 工程师, 主要从事抽蓄机组运行与稳定性研究。E-mail: 919099225@qq.com

通信作者: 郑源(1964—), 男, 山东日照人, 教授, 博士生导师, 主要从事流体机械及工程研究。E-mail: zhengyuan@hhu.edu.cn

量工况下水力损失的变化及机理,为水泵水轮机设计优化提供理论支撑和工程实践参考。

1 数值方法

1.1 控制方程

不可压缩流体的定常流动的连续性方程与动量方程^[13]分别为

$$\frac{\partial(\bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}_i\bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial\tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

式中: \bar{u}_i 、 \bar{u}_j 表示平均速度分量, m/s; x_i 、 x_j 表示笛卡儿坐标分量, m; ρ 表示流体密度, kg/m³; t 表示时间, s; \bar{p} 表示时均压强, Pa; μ 表示动力黏度, Pa·s; τ_{ij} 表示雷诺应力, Pa。

1.2 熵产理论

由于水具有高比热容,水泵水轮机中的流动过程可视为等温过程^[14-15]。忽略传热效应后,根据热力学第二定律,机械过程中总会存在着一定数量的由耗散和摩擦效应导致的机械能损失,这些能量转化为内能且无法再被利用,这一过程是不可逆转的,并且导致熵的增加。雷诺时均流动的总熵产率包括由时均速度引起的直接熵产率和由脉动速度引起的间接熵产率^[16]:

$$\dot{S}_D''' = \dot{S}_D'' + \dot{S}_{D'}'' \quad (3)$$

$$\dot{S}_D''' = \frac{2\mu_{\text{eff}}}{T} \left[\left(\frac{\partial\bar{u}_1}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial\bar{u}_2}{\partial x_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial\bar{u}_3}{\partial x_3} \right)^2 \right] + \frac{\mu_{\text{eff}}}{T} \left[\left(\frac{\partial\bar{u}_2}{\partial x_1} + \frac{\partial\bar{u}_1}{\partial x_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial\bar{u}_3}{\partial x_1} + \frac{\partial\bar{u}_1}{\partial x_3} \right)^2 + \left(\frac{\partial\bar{u}_2}{\partial x_3} + \frac{\partial\bar{u}_3}{\partial x_2} \right)^2 \right] \quad (4)$$

$$\dot{S}_{D'}''' = \frac{2\mu_{\text{eff}}}{T} \left[\left(\frac{\partial u'_1}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial u'_2}{\partial x_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial u'_3}{\partial x_3} \right)^2 \right] + \frac{\mu_{\text{eff}}}{T} \left[\left(\frac{\partial u'_2}{\partial x_1} + \frac{\partial u'_1}{\partial x_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial u'_3}{\partial x_1} + \frac{\partial u'_1}{\partial x_3} \right)^2 + \left(\frac{\partial u'_2}{\partial x_3} + \frac{\partial u'_3}{\partial x_2} \right)^2 \right] \quad (5)$$

式中: \dot{S}_D'' 、 $\dot{S}_{D'}''$ 和 \dot{S}_D''' 分别表示总熵产率、直接熵产率和间接熵产率, W/(m³·K)。 \bar{u}_1 、 \bar{u}_2 和 \bar{u}_3 表示时均速度分量, m/s; u'_1 、 u'_2 和 u'_3 表示脉动速度分量, m/s; T 表示开尔文温度(下文同),取 298 K; μ_{eff} 表示有效黏度, Pa·s。

由于雷诺时均方法无法获得脉动速度分量, Kock 等^[17]和 Mathieu 等^[18]提出了基于湍流模型的 ε 或 ω 的间接熵产率估算公式。对于 SST k - ω 模型,间接熵产率计算公式为

$$\dot{S}_{D'}''' = \beta \frac{\rho\omega k}{T} \quad (6)$$

式中: β 为经验常数,近似为 0.09^[19]; k 表示湍流动能, m²/s²; ω 表示湍流涡流频率, s⁻¹。许多采用了该方法进行熵产计算的学者^[20-22]也验证了该公式的合理性。

此外,壁面区域存在高速度梯度,会产生较强的壁面效应从而造成熵产。Duan 等^[23]提出了一种适应性广且具有较好计算精度的壁面函数来计算近壁面处的熵产:

$$\dot{S}_W'' = \frac{\vec{\tau}_w \cdot \vec{v}_w}{T} \quad (7)$$

式中: \dot{S}_W'' 表示由壁面剪切应力引起的壁面熵产率, W/(m²·K); $\vec{\tau}_w$ 表示壁面剪应力, Pa; \vec{v}_w 为壁面附近第一层网格节点中心的速度, m/s。

那么,总熵产可由 \dot{S}_D'' 、 $\dot{S}_{D'}''$ 和 \dot{S}_W'' 分别对计算域进行积分后求和可得

$$S_{\text{pro,D}} = \int_V \dot{S}_D'' dV \quad (8)$$

$$S_{\text{pro,D}'} = \int_V \dot{S}_{D'}'' dV \quad (9)$$

$$S_{\text{pro,W}} = \int_A \dot{S}_W'' dA \quad (10)$$

$$S_{\text{pro}} = S_{\text{pro,D}} + S_{\text{pro,D}'} + S_{\text{pro,W}} \quad (11)$$

式中: S_{pro} 、 $S_{\text{pro,D}}$ 、 $S_{\text{pro,D}'}$ 和 $S_{\text{pro,W}}$ 分别表示总熵产(total entropy production, TEP)、直接熵产(entropy production rate caused by direct dissipation, EPDD)、间接熵产(entropy production rate caused by turbulence dissipation, EPTD)和壁面熵产(entropy production rate caused by wall shear stress, EPWS), W/K。

用水力损失直观表示能量损失,公式为

$$h_{\text{ep}} = \frac{T \cdot S_{\text{pro}}}{m\dot{g}} \quad (12)$$

式中: m 表示质量流量, kg/s; h_{ep} 表示 TEP 对应的水力损失项, m; h_{DD} 、 h_{TD} 和 h_{WS} 分别表示 EPDD、EPTD 和 EPWS 对应的水力损失项, m。

2 计算模型

2.1 几何模型

研究对象为某原型水泵水轮机,计算域见图 1,为了使计算域的进口及出口具有稳定流态,在尾水管进口和蜗壳出口皆设置了一段延长管。水泵水轮机在泵模式下的主要参数见表 1。

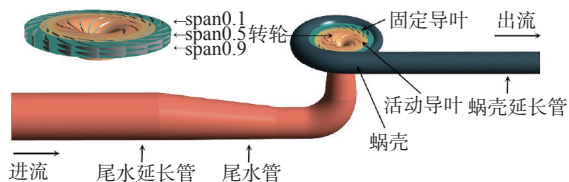


图 1 原型水泵水轮机在泵模式下的计算域

Fig. 1 Entire computational domain of the prototype pump-turbine operated in pump mode

表 1 原型水泵水轮机在泵模式下的主要参数
Tab. 1 Main parameters of the prototype pump-turbine operated in pump mode

| 参数名称 | 参数值 |
|-------------------------------------|--------|
| 转轮进口直径 D_1 /m | 2.37 |
| 转轮出口直径 D_2 /m | 4.20 |
| 转轮叶片数 | 9 |
| 活动导叶叶片数 | 20 |
| 比转速 n_q | 41 |
| 额定转速 n_r /($r \cdot \min^{-1}$) | 428.6 |
| 额定水头 H_r /m | 442.82 |
| 额定流量 Q_r /($m^3 \cdot s^{-1}$) | 61.87 |
| 额定入力/MW | 298.6 |

2.2 网格方案

采用商业软件 ANSYS-TurboGrid 对转轮区和活动导叶区进行网格划分,其余计算域的网格采用商业软件 ANSYS-ICEM 进行划分。蜗壳和固定导叶区采用非结构化网格,其余计算域采用六面体结构化网格,各部件的边界层处皆进行了网格加密。

由于原型水泵水轮机的尺寸较大,湍流充分发展时的雷诺数较大(约为 10^8),若使网格满足 $Y+$ 值为 1 左右且保证网格质量,则需要极其大量级的网格数量,因此是不现实也不可取的。本研究中将转轮叶片及活动导叶的叶片表面 $Y+$ 控制在 SST $k-\omega$ 湍流模型适用范围内,在近壁区采用 $k-\omega$ 模型,在远离壁面区使用 $k-\varepsilon$ 模型。

2.3 数值设置

选用 SST $k-\omega$ 湍流模型,通过 SIMPLEC 算法进行压力-速度的耦合求解,计算收敛精度为 10^{-5} 。尾水延长管的进口作为流量进口边界条件,进口湍流强度设置为 5%,蜗壳延长管出口作为压力出口边界条件。

2.4 网格无关性验证

应用理查德外推法进行网格独立性的验证,利用网格收敛指数 (grid convergence index, GCI) 定量判断网格的计算结果是否收敛^[24-26]。用于进行收敛

分析的 3 套网格划分策略相同,网格数量和尺度递减。根据美国机械工程师协会 (American Society of Mechanical Engineers, ASME) 的建议,网格细化比 r 应大于 1.3^[27-28],因此,3 套网格的数量分别为 2 255 万、996 万和 452 万个。分别选取水头和效率作为收敛性分析的变量,3 套网格皆在最优工况下进行数值模拟计算。网格无关性验证结果见表 2,水头和效率作为分析变量时的网格收敛指数分别为 0.93% 和 1.68%,说明网格已符合收敛标准(小于 3%)^[29-30]。综合考虑到模拟的精度与计算成本,最终确定网格总数为 996 万个。

表 2 网格无关性验证

Tab. 2 Grid independence validation

| 参数 | 验证结果 | |
|-----------------|------------|----------|
| 第1套网格数量/万个 | 2 255 | |
| 第2套网格数量/万个 | 996 | |
| 第3套网格数量/万个 | 452 | |
| 第2套与第1套网格细化比 | 1.31 | |
| 第3套与第2套网格细化比 | 1.30 | |
| 第1套网格数值解 | 水头477.53 m | 效率87.16% |
| 第2套网格数值解 | 水头474.75 m | 效率86.32% |
| 第3套网格数值解 | 水头469.95 m | 效率84.92% |
| 第2套与第1套网格外推值 | 水头481.11 m | 效率88.33% |
| 第2套与第1套网格相对误差/% | 0.58 | 0.96 |
| 第2套与第1套网格外推误差/% | 0.74 | 1.32 |
| 第2套与第1套网格GCI/% | 0.93 | 1.68 |

3 计算结果与分析

3.1 对比验证

水泵水轮机的模型试验开展于哈尔滨大电机研究所的水轮机室水力试验 4 台,试验台模型效率综合测试误差不大于 $\pm 0.20\%$,水泵水轮机原型与模型的比例系数为 9.48。根据模型水泵水轮机在 14 mm 活动导叶开度下的全特性试验数据,换算得到原型水泵水轮机在 132.72 mm 活动导叶开度下的外特性,并与数值模拟的结果作对比。对比情况见图 2,数值模拟得到的扬程和效率值与试验结果吻合良好,并在最优工况点 ($Q=Q_{BEP}$) 处有最小误差。扬程的数值模拟误差在各流量工况点处皆小于 5%;效率的数值模拟最大误差为 5.22%,发生在最小流量工况点 $0.5Q_{BEP}$ 处,其余工况点的误差皆在 5% 以内。结果表明本套网格与数值计算方法合理,计算结果可靠。

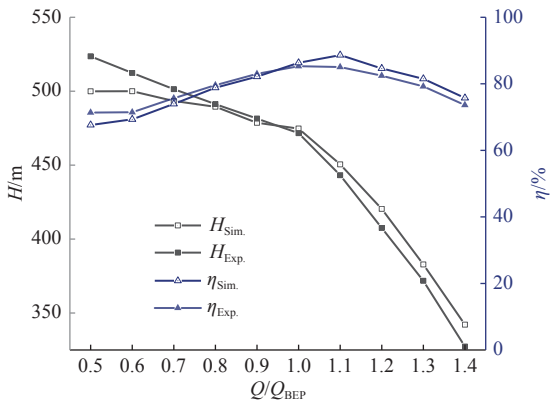


图2 132.72 mm 导叶开度下外特性验证

Fig. 2 Validation of the external characteristics at 132.72 mm guide vane opening

为了验证熵产法评估水力损失的可靠性,将熵产法计算得到的总水力损失 h_{ep} 与压差法计算得到的总水力损失 h_p 进行对比,转轮段水力损失 $h_{p,m}$ 和其他非旋转部件的水力损失 $h_{p,i}$ 可分别由式(13)和式(14)计算,总水力损失 h_p 可由式(15)计算:

$$h_{p,m} = \frac{\rho W_s - \left(\int_{\text{Out}} p_{\text{Tot}} dm - \int_{\text{In}} p_{\text{Tot}} dm \right)}{\rho mg} \quad (13)$$

$$h_{p,i} = (\rho mg)^{-1} \left(\int_{\text{In}} p_{\text{Tot}} dm - \int_{\text{Out}} p_{\text{Tot}} dm \right) \quad (14)$$

$$h_p = h_{p,m} + \sum h_{p,i} \quad (15)$$

式中: W_s 表示泵模式下的总输入功, W ; p_{Tot} 表示总压强, Pa。

验证结果见图3,熵产法与压差法计算得到的水力损失吻合较好。熵产法水力损失计算误差在最大流量工况点 $1.4 Q_{\text{BEP}}$ 处为 9.56%,在最小流量工况点 $0.5 Q_{\text{BEP}}$ 处为 6.22%,在最优工况点附近皆为 4.00% 左右。熵产法计算水力损失的结果较为准确。

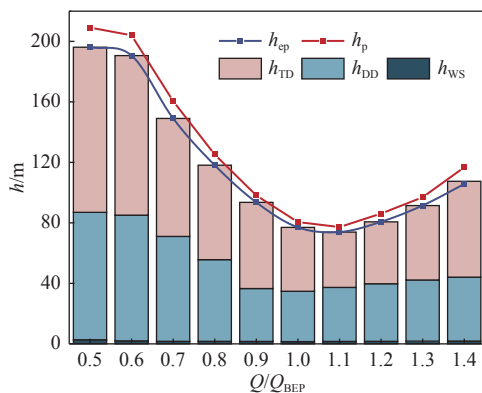


图3 压差法与熵产法水力损失对比

Fig. 3 Hydraulic loss comparison between entropy production and differential pressure method

3.2 熵产变化规律

图3表明,从小流量工况经最优工况到大流量工况,总熵产先显著减小后缓慢增大,最大水力损失发生于小流量工况,最小水力损失发生于最优工况附近。

壁面熵产 EPWS 随流量的增加而缓慢变化,其对总熵产的贡献率最小(1%~2%),这是由于近壁区域的熵产主要源于第一层网格节点与壁面之间的剪应力引起的大速度梯度,该计算模型在湍流充分发展时有着较大雷诺数,相较于主流区显著平均速度梯度和湍流脉动引起的 EPDD 和 EPTD,可近似为摩擦损失的 EPWS 会显著偏小。主流区域的熵产主要是由流动分离、回流和旋涡等流动现象造成,并占据主导地位,其中:EPTD 对总熵产的贡献率最大,为 50%~61%;EPDD 次之,为 37%~48%。小流量工况下,主流区的熵产随流量减小而急剧增大,但流量减小至 $0.6 Q_{\text{BEP}}$ 后,熵产的增大速率放缓;大流量工况下,随流量增加,平均速度梯度增大且湍流速度脉动显著增强,EPTD 随流量增加而急剧增大,然而 EPDD 的增大速率较缓,因而 EPTD 在总熵产中的占比显著增大。

将流动计算域划分3段,为尾水管、转轮及活动导叶和固定导叶(下文简称为转轮及导叶)、蜗壳。各流段在不同流量工况下的水力损失见图4,各流段水力损失皆遵循着随流量增加先减小后增大的整体变化趋势。其中,转轮及导叶发生的水力损失占据主导地位,占总水力损失的 67%~86%,且对流量变化敏感,在偏离最优工况后,流量减小或增大时水力损失皆显著增加。尾水管在小流量工况下水力损失较大,且对流量变化较为敏感,在大流量工况下水力损失极小,且随流量变化非常缓慢。相反,蜗壳在大流量工况下水力损失较大且对流量变化敏感,在小流量工况下水力损失较小且变化平缓。

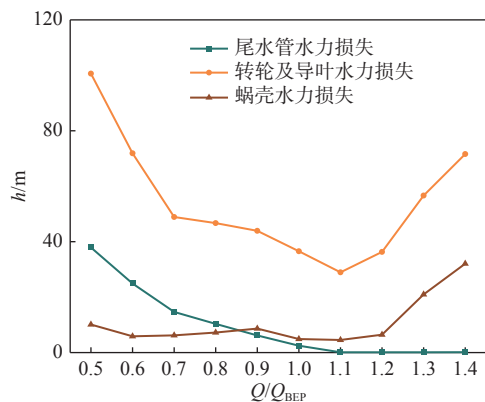


图4 各流段不同流量工况下水力损失变化

Fig. 4 Hydraulic loss of each flow region under various operating points

3.3 流场及熵产分布分析

分别选取流量为 $0.6 Q_{BEP}$ 、 $1.0 Q_{BEP}$ 、 $1.4 Q_{BEP}$ 代表小流量工况、最优工况和大流量工况进行分析。不同流量工况之间的 EPWS 相差不大,因此水泵水轮机在泵工况下的水力损失主要来源于主流区的不良流动。EPDD 反映平均速度梯度引起的局部熵产率, EPTD 反映脉动速度引起的局部熵产率。由图 5~图 8 可见, h_{DD} 、 h_{TD} 的分布与湍动能(turbulent kinetic energy, TKE)分布具有较高的一致性。这是由于不稳定流动处显著的平均速度梯度引起 EPDD 增大的同时也会导致湍流速度脉动增强,从而 TKE 增大,同时湍流耗散率的增加会引起 EPTD 的增大。这里需要指出,湍流速度脉动不仅受速度梯度的影响,同样也受对流流动强度的影响。此外,由于 EPDD 主要由应变速率引起,因此它更靠近主涡区,而 EPTD 受湍流强度的影响,在流场中具有更宽的范围。

3.3.1 转轮及导叶熵产分布

作转轮及导叶的周向展开面进行分析,从轮毂到轮缘方向分别取 Span0.1、Span0.5 和 Span0.9,转轮及导叶不同流量工况下的流场和水力损失分布见图 5 和图 6。

小流量工况下高水力损失区位于无叶区和活动导叶区,主要由无叶区的高速环流和活动导叶流道内的旋涡造成。此外,部分固定导叶流道也具有较高的水力损失,这是由于活动导叶区域出现的旋涡流动在对流中也影响了固定导叶区域的流动稳定性,个别固定导叶流道发生流动分离,形成分离涡,并堵塞固定导叶通道,导致相邻固定导叶流道内流速加快,并产生剧烈的动量交换从而导致高水力损失产生。对于小流量工况下的不同 Span 面,在靠近轮毂侧的 Span0.1 处,转轮进口处流线均匀,但靠近转轮出口处的叶片吸力面一侧,部分流道的流线均匀度变差,从而造成水力损失。相反,在靠近轮缘侧的 Span0.9 处,大尺度旋涡出现于转轮进口处叶片流道内并造成回流,形成水力损失区。此外,Span0.5 和 Span0.9 皆存在由转轮叶片尾迹引起的水力损失。

对于最优工况,由于水流来流方向与叶片安放角之间夹角较小,流动分离较弱,因此产生的水力损失较小。其高水力损失区主要位于少数固定导叶流道,固定导叶流道内的旋涡致使相邻区域的对流强度增强和速度梯度增大,从而产生高水力损失。

对于最优工况下的不同 Span 面,Span0.1 处转轮区流动稳定,水力损失极小,固定导叶流道存在少量流动分离导致的细小旋涡。Span0.5 处转轮叶片吸力面一侧存在流动分离,Span0.9 的转轮进口处存在大尺度狭长形旋涡及回流现象,引起较大水力损失。

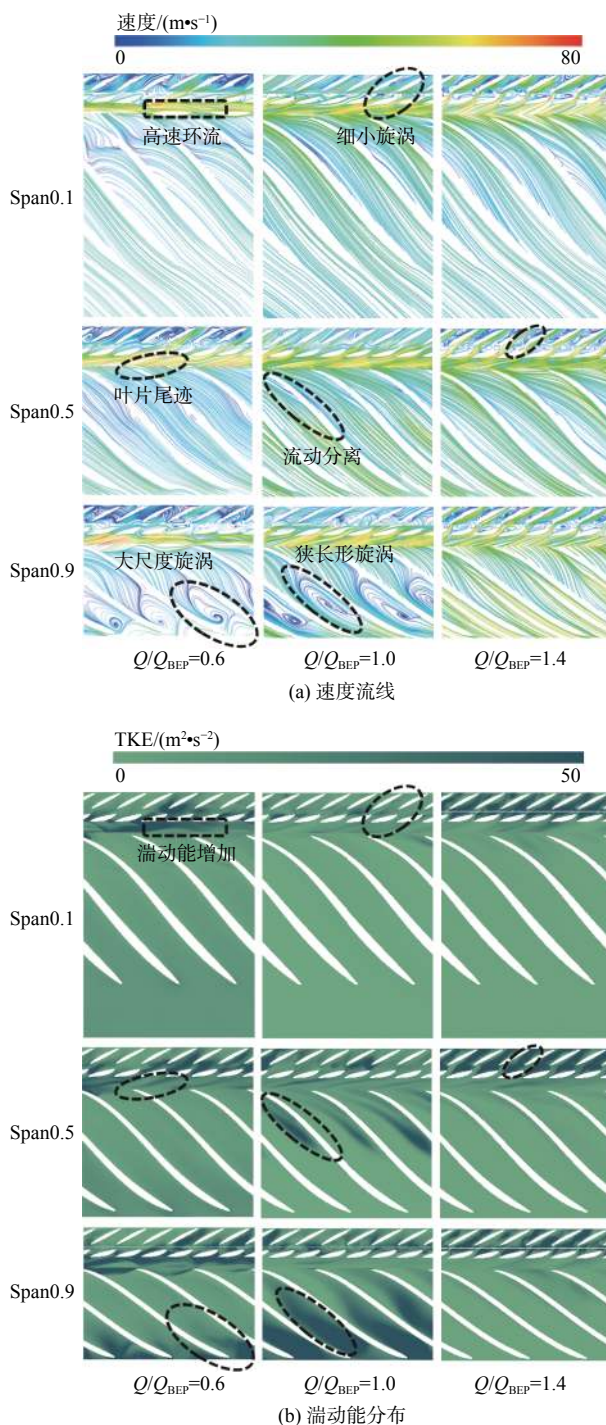


图 5 转轮及导叶流场分析

Fig. 5 Flow field analysis of runner and guide vanes

大流量工况下转轮叶片流道内流动均匀且水力损失极小,固定导叶流道和靠近固定导叶一侧的活动导叶流道存在大量旋涡且水力损失显著,这是由

于大流量工况下,水流冲击活动导叶引发流动分离和大尺度旋涡,并造成一定区域内的压力下降,由于活动导叶和固定导叶中过流空间紧凑复杂,不稳定流动在空间上难以发展和快速耗散,活动导叶区几乎堵塞整个流道的大尺度旋涡造成固定导叶区域的流动稳定性变差,引起了较大水力损失。

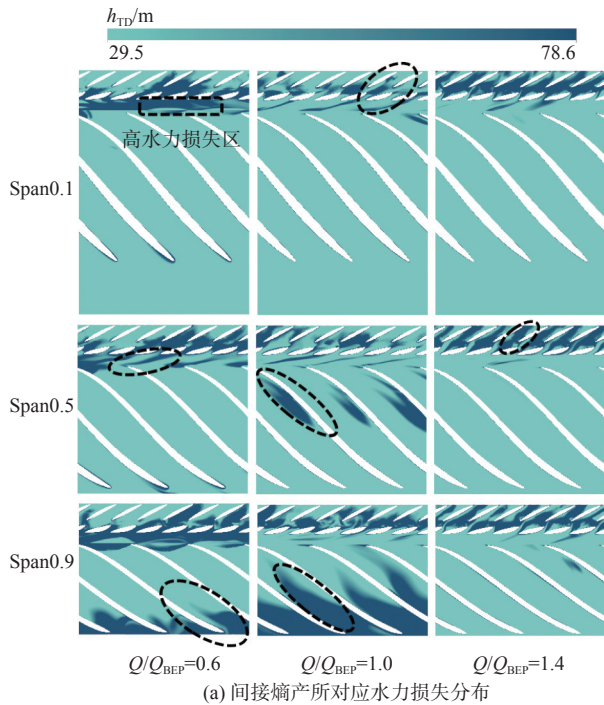


图6 转轮及导叶水力损失分布

Fig. 6 Hydraulic loss distribution of runner and guide vanes

3.3.2 尾水管熵产分布

作尾水管纵截面和直锥段 S_1 、 S_2 两个横截面进

行分析,不同工况下尾水管各截面的流场和水力损失分布见图7。

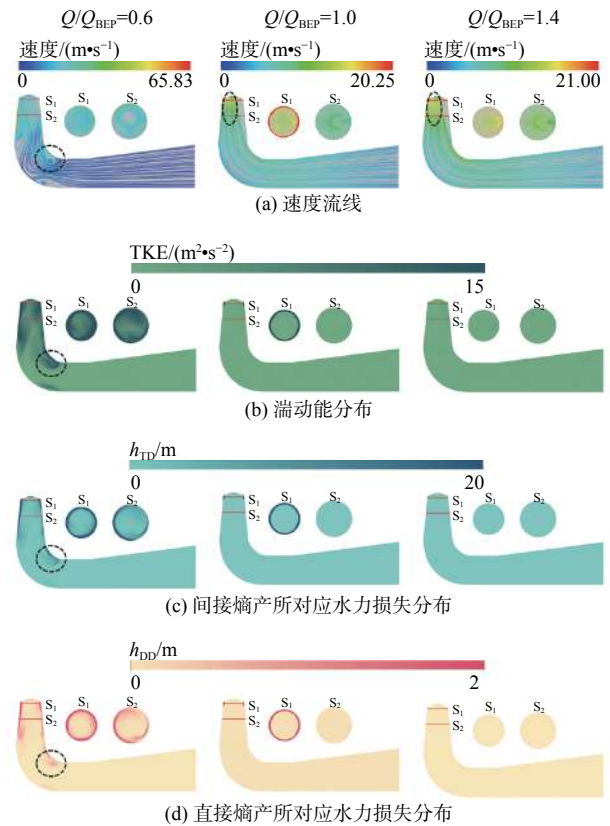


图7 尾水管段流场分析及水力损失分布

Fig. 7 Flow field analysis and hydraulic loss distribution of draft tube

从大流量工况到最优工况,尾水管流态稳定且无旋涡结构,在尾水管出口处存在流线分布不均匀现象,这是由于弯肘段的曲率较小,较大流量的水流流经弯肘段后在离心力作用下贴近尾水管外缘侧流出,内缘侧则流线稀疏。随着流量进一步减小,直锥段出口附近的壁面处出现环流,且流量越小,环流尺度越大、环流中心越靠近直锥段中心、开始出现环流的位置越靠近弯肘段,并在直锥段周向壁面处形成高水力损失区。此外,由于流量和流速较小,小流量工况下的弯肘段和直锥段易产生壁面分离,造成大尺度旋涡和回流,产生显著水力损失。

3.3.3 蜗壳熵产分布

由3.2节已知,蜗壳的高水力损失工况与尾水管相反,其在大流量工况下水力损失较大且对流量变化敏感,而在小流量工况下水力损失较小且变化平缓。作蜗壳的横截面进行分析,不同工况下蜗壳的流场和水力损失分布见图8。

不同流量工况下蜗壳的高水力损失区皆位于蜗壳进口处,蜗壳进口处的流态受固定导叶区流动的影响,因此蜗壳的高水力损失工况与固定导叶一致。

大流量工况下,蜗壳进口处旋涡区和高速流动区沿周向间隔分布,水力损失较大。最优工况和小流量工况下蜗壳流线顺畅,水力损失相应较小。

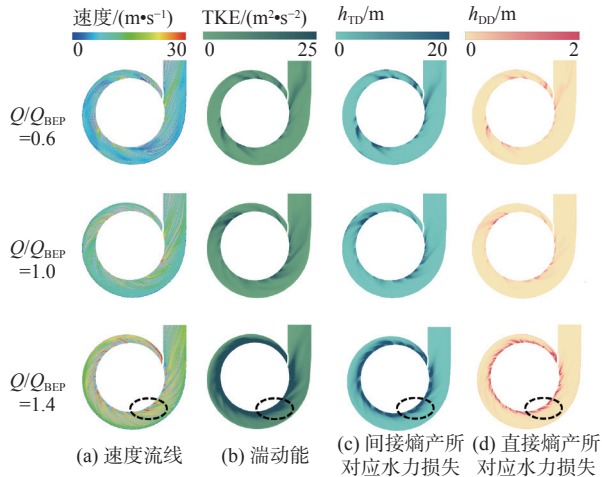


图 8 蜗壳流场分析及水力损失分布

Fig. 8 Flow field analysis and hydraulic loss distribution of spiral casing

4 结论

基于熵产理论,研究原型水泵水轮机在泵模式不同流量工况下的水力损失的大小、存在位置 and 变化,得出以下结论:

随着流量增加,TEP 及总水力损失先显著减小后逐渐增大。EPWS 主要源于壁面剪应力,对总熵产的贡献率最小(1%~2%)。主流区的熵产主要源于流动分离、回流和旋涡,并占据主导地位,其中,EPTD 最大(50%~61%),EPDD 次之(37%~48%)。尾水管、转轮及固定导叶和活动导叶(简称为转轮和导叶)、蜗壳的水力损失皆与 TEP 变化趋势一致。其中,转轮和导叶水力损失最大,占总水力损失的 67%~86%,且对流量变化敏感。尾水管在小流量工况下水力损失较大,而蜗壳则相反,在大流量工况下的水力损失较大。

h_{DD} 、 h_{TD} 的分布与 TKE 分布具有较高一致性。但由于 EPDD 主要由应变速率引起,因此它更靠近主涡区,而 EPTD 受湍流强度的影响,在流场中具有更宽分布范围。

小流量工况下,高水力损失主要源于无叶区的高速环流、活动导叶流道内的旋涡、尾水管的弯肘段和直锥段的壁面分离及大尺度旋涡和回流,而蜗壳仅在进口处有少量水力损失。最优工况下流动分离较弱,因此产生的水力损失较小,主要源于叶片尾迹和少数固定导叶流道的旋涡。大流量工况下,高水力损失主要源于水流对活动导叶的冲击和

不稳定流动在固定导叶区的扩散,以及蜗壳进口处周向间隔分布的旋涡和高速流动,尾水管的流态稳定,仅在直锥段内缘侧存在微量水力损失。

参考文献:

- [1] 李剑华,张文武,祝宝山,等.水泵水轮机无叶区压力脉动研究[J].工程热物理学报,2021,42(5):1213-1223.
- [2] 王小龙,刘德民,刘小兵,等.水泵水轮机无叶区内部流场及压力脉动分析[J].水力发电学报,2021,40(4):59-72. DOI: 10.11660/slfdx.20210407.
- [3] SHI L J, ZHANG W P, JIAO H F, et al. Numerical simulation and experimental study on the comparison of the hydraulic characteristics of an axial-flow pump and a full tubular pump[J]. *Renewable Energy*, 2020, 153: 1455-1464. DOI: 10.1016/j.renene.2020.02.082.
- [4] KAN K, CHEN H X, ZHENG Y, et al. Transient characteristics during power-off process in a shaft extension tubular pump by using a suitable numerical model[J]. *Renewable Energy*, 2021, 164: 109-121. DOI: 10.1016/j.renene.2020.09.001.
- [5] 张飞,郑源,赵毅锋,等.不同抽水发电模式下抽蓄机组稳定性参数对比[J/OL].振动工程学报:1-9[2022-11-16]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1349.TB.20221011.1717.002.html>.
- [6] JI L L, LI W, SHI W D, et al. Effect of blade thickness on rotating stall of mixed-flow pump using entropy generation analysis[J]. *Energy*, 2021, 236: 121381. DOI: 10.1016/j.energy.2021.121381.
- [7] YU Z F, YAN Y, WANG W Q, et al. Entropy production analysis for vortex rope of a Francis turbine using hybrid RANS/LES method[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2021, 127: 105494. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105494.
- [8] ZHANG F, APPIAH D, HONG F, et al. Energy loss evaluation in a side channel pump under different wrapping angles using entropy production method[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2020, 113: 104526. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104526.
- [9] GONG R Z, WANG H J, CHEN L X, et al. Application of entropy production theory to hydro-turbine hydraulic analysis[J]. *Science China Technological Sciences*, 2013, 56(7): 1636-1643. DOI: 10.1007/s11431-013-5229-y.
- [10] LI D Y, WANG H J, QIN Y L, et al. Entropy production analysis of hysteresis characteristic of a pump-turbine model[J]. *Energy Conversion and Management*, 2017, 149: 175-191. DOI: 10.1016/j.enconman.2017.07.024.

- [11] 李德友. 水泵水轮机驼峰区流动机理及瞬态特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2017.
- [12] 曾鸿基, 李正贵, 李德友, 等. 水泵水轮机流场脉动与熵产率的关系[J]. *排灌机械工程学报*, 2022, 40(8): 777-784. DOI: 10.3969/j.issn.1674-8530.21.0258.
- [13] 张德胜, 邵佩佩, 施卫东, 等. 轴流泵叶顶泄漏涡流体力学特性数值模拟[J]. *排灌机械工程学报*, 2014, 45(3): 72-76,82. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2014.03.013.
- [14] WANG W J, PAVESI G, PEI J, et al. Transient simulation on closure of wicket gates in a high-head Francis-type reversible turbine operating in pump mode[J]. *Renewable Energy*, 2020, 145: 1817-1830. DOI: 10.1016/j.renene.2019.07.052.
- [15] 林汝长, 曹树良, 钱涵欣. 混流可逆式水泵-水轮机泵工况蜗壳损失理论研究[J]. *水力发电学报*, 1989(3): 34-44.
- [16] 任芸, 朱祖超, 吴登昊, 等. 基于熵产的离心泵流动损失特性研究[J]. *哈尔滨工程大学学报*, 2021, 42(2): 266-272. DOI: 10.11990/jheu.201906053.
- [17] KOCK F, HERWIG H. Local entropy production in turbulent shear flows: A high-Reynolds number model with wall functions[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, 47(10-11): 2205-2215. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.11.025.
- [18] MATHIEU J, SCOTT J. An introduction to turbulent flow[M]. Cambridge University Press, 2000.
- [19] MENTER F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. *AIAA Journal*, 1994, 32(8): 1598-1605. DOI: 10.2514/3.12149.
- [20] 张永学, 侯虎灿, 徐畅, 等. 熵产方法在离心泵能耗评价中的应用[J]. *排灌机械工程学报*, 2017, 35(4): 277-282,288. DOI: 10.3969/j.issn.1674-8530.15.1106.
- [21] 许哲, 郑源, 阚阚, 等. 基于熵产理论的超低扬程双向卧式轴流泵装置飘逸特性[J]. *农业工程学报*, 2021, 37(17): 49-57. DOI: 10.11975/j.issn.1002-6819.2021.17.006.
- [22] 卢金玲, 王李科, 廖伟丽, 等. 基于熵产理论的水轮机尾水管涡带研究[J]. *水利学报*, 2019, 50(2): 233-241. DOI: 10.13243/j.cnki.slxb.20180762.
- [23] DUAN L, WU X L, JI Z Y, et al. The flow pattern and entropy generation in an axial inlet cyclone with reflux cone and gaps in the vortex finder[J]. *Powder Technology*, 2016, 303: 192-202. DOI: 10.1016/j.powtec.2016.09.019.
- [24] STERN F, WILSON R V, COLEMAN H W, et al. Comprehensive approach to verification and validation of CFD simulations: Part 1: methodology and procedures[J]. *Journal of Fluids Engineering-Transactions of the ASME*, 2001, 123(4): 793-802. DOI: 10.1115/1.1412235.
- [25] ROY C J. Grid convergence error analysis for mixed-order numerical schemes[J]. *AIAA Journal*, 2003, 41(4): 595-604. DOI: 10.2514/2.2013.
- [26] TRIVEDI C, CERVANTES M J, GANDHI B K. Investigation of a high head Francis turbine at runaway operating conditions[J]. *Energies*, 2016, 9(3): 149. DOI: 10.3390/en9030149.
- [27] CELIK I B, GHIA U, ROACHE P J, et al. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications[J]. *Journal of Fluids Engineering-Transactions of the ASME*, 2008, 130(7): 078001. DOI: 10.1115/1.2960953.
- [28] KAN K, XU Z, CHEN H X, et al. Energy loss mechanisms of transition from pump mode to turbine mode of an axial-flow pump under bidirectional conditions[J]. *Energy*, 2022, 257: 124630. DOI: 10.1016/j.energy.2022.124630.
- [29] 刘厚林, 刘明明, 白羽, 等. 基于GCI的离心泵网格的收敛性[J]. *江苏大学学报(自然科学版)*, 2014, 35(3): 279-283. DOI: 10.3969/j.issn.1671-7775.2014.03.006.
- [30] DANIELS S J, RAHAT A A M, TABOR G R, et al. Shape optimisation of the sharp-keeled Kaplan draft tube: Performance evaluation using computational fluid dynamics[J]. *Renewable Energy*, 2020, 160: 112-126. DOI: 10.1016/j.renene.2020.05.164.

Hydraulic loss distribution of pump-turbine operated in pump mode based on entropy production method

LI Dongkuo¹, GUI Zhonghua¹, YAN Xiaotong², ZHENG Yuan², KAN Kan²

(1. Pumped Storage Technological & Economic Research Institute of State Grid Xinyuan Company Ltd., Beijing 100761, China; 2. College of Energy and Electrical Engineering, Hohai University, Nanjing 211100, China)

Abstract: Energy is irrevocably lost within the pump-turbine due to the activities of viscous forces near the wall. The conventional pressure drop method can not get exact details of the hydraulic loss within the machine's flow passageways. On the other hand, the entropy production method has obvious advantages in hydraulic loss

assessment and it can accurately identify precise information on the position of irreversible losses.

The composition and distribution of hydraulic loss under different flow rate operating points was explored for a prototype pump-turbine in pump mode using the entropy production theory. The entropy production method was verified to be reasonable and credible within a certain error range by comparison with the pressure drop method.

The total entropy production and total hydraulic loss obtained by the method of differential pressure were consistent with the variation. With an increase in flow rate, the total entropy production decreased dramatically initially and then gradually increases. The entropy production rate caused by turbulence dissipation, direct dissipation, and wall shear stress exhibited the same variation pattern as the total entropy production. The major flow region's entropy production was predominantly induced by flow separation, backflow, and vortex creation. Entropy production was prominent in the main flow zone, with the entropy production rate caused by turbulence dissipation contributing the most to the total entropy production (50%-61%) and the entropy production rate caused by direct dissipation coming in second (37%-48%). The entropy production in the near-wall region primarily originated from the significant velocity gradient triggered by the wall shear stress, which could be roughly equivalent to friction loss and made a negligible 1%-2% contribution to total entropy production. Under various flow rate conditions, the hydraulic loss in the runner, guide vanes and stay vanes were dominant (67%-86%). Under low flow rate conditions, hydraulic loss in the draft tube was greater. However, under high flow rate conditions, hydraulic loss in spiral casing was greater. The distributions of the entropy production rate caused by turbulence dissipation and the entropy production rate caused by direct dissipation were highly consistent with the distribution of turbulent kinetic energy. But the entropy production rate caused by direct dissipation was mainly caused by strain rate, so it was closer to the main vortex regions, whereas the entropy production rate caused by turbulence dissipation was affected by turbulence intensity and had a wider distribution range in the flow field. High hydraulic loss under low flow conditions mainly came from the high-speed circulation in the vaneless region, vortices in the guide vane flow channels, and the flow separation within the elbow and the conical part of the draft tube. But the spiral casing's hydraulic loss was much lesser. Hydraulic loss under the best efficiency operating point was small and mainly due to vortices in some stay vane flow channels and the blade wake. High hydraulic loss under high flow conditions mainly came from flow impact on the guide vanes, diffusion of unstable flow in stay vane flow channels, and the circumferentially spaced vortices and high-speed flows at the spiral casing inlet; Whereas the draft tube's hydraulic loss was rarely small.

The total entropy production and total hydraulic loss decreased significantly and then slowly increased with an increase in flow rate. The entropy production rate caused by turbulence dissipation contributed the most to total entropy production (50%-61%), with direct dissipation coming in second (37%-48%), and wall shear stress coming in last (1%-2%). Under various flow rate conditions, the hydraulic loss in the runner, guide vanes and stay vanes were dominant (67%-86%). Hydraulic loss in the draft tube was larger at low flow rate conditions. While the hydraulic loss in spiral casing was greater under high flow rate conditions. The entropy production distributions were highly consistent with the distribution of turbulent kinetic energy. The entropy production rate caused by direct dissipation was closer to the main vortex regions, whereas turbulence dissipation had a wider distribution range in the flow field. The detailed location of hydraulic loss within the pump-turbine's flow domain strongly depended on flow conditions. Under low flow conditions, hydraulic loss mainly came from the high-speed circulation in the vaneless region, vortices in the guide vane flow channels, and the flow separation within the elbow and the conical part of the draft tube. Under the best efficiency operating point, the hydraulic loss was small and mainly due to vortices in some stay vane flow channels and the blade wake. Under high flow conditions, hydraulic loss mainly came from flow impact on the guide vanes, diffusion of unstable flow in stay vane flow channels, and the circumferentially spaced vortices and high-speed flows at the spiral casing inlet.

Key words: pump-turbine; pump mode; entropy production; operating condition; hydraulic loss