

基于熵产理论的多级液力透平能量耗散机理分析

王晓晖^{1,2} 蒋虎忠¹ 苗森春¹ 白小榜³ 祁炳¹

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 兰州 730050; 2. 兰州理工大学甘肃省流体机械及系统重点实验室, 兰州 730050;
3. 重庆水泵厂有限责任公司, 重庆 404100)

摘要: 液力透平作为一种液体余压能回收装置, 在小水电建设和能量回收领域得到广泛应用, 但其内部能量损失特性不清。以两级径流式液力透平为研究对象, 基于熵产理论和 Ω 涡识别准则分析了各过流部件内能量耗散机理。结果表明: 速度脉动和壁面效应是能量损失的主要来源, 设计工况下二者总占比为 98.03%。叶轮和导叶是透平内能量耗散的主要区域; 小流量工况, 叶轮损失占比较高; 大流量工况下, 导叶损失占比较高。叶轮内的能量损失源于叶片前缘分离涡、吸力面回流涡以及叶片尾缘涡等不稳定流动现象, 而相对液流角与叶片进口安放角的不匹配是导致叶轮内产生不稳定流动的根本原因; 在导叶和导叶 II-反导叶中, 不同流量下导致其能量耗散的因素基本保持一致, 叶片前缘失速涡和流动分离等劣态流动引起的动量交换是导致能量损失的主要原因。环形吸水室内流动的非对称性导致导叶 I 各流道内熵产率分布不均匀, 而导叶 II-反导叶通过正导叶的整流减小了冲击效应, 各流道内熵产率分布均匀且高熵区较小。

关键词: 多级液力透平; 熵产理论; Ω 涡识别准则; 能量耗散; 熵产率

中图分类号: TK734

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2024)03-0162-11

OSID:



Analysis of Energy Dissipation Mechanism of Multistage Hydraulic Turbine Based on Entropy Production Theory

WANG Xiaohui^{1,2} JIANG Huzhong¹ MIAO Senchun¹ BAI Xiaobang³ QI Bing¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China

2. Key Laboratory of Fluid Machinery and System of Gansu Province, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China

3. Chongqing Pump Industry Co., Ltd., Chongqing 404100, China)

Abstract: As a liquid residual pressure energy recovery device, hydraulic turbine is widely used in the field of small hydropower construction and energy recovery, but its internal energy loss characteristics are unclear. The two-stage radial hydraulic turbine was taken as the research object. Based on the entropy production theory, the energy loss in each flow component was quantitatively analyzed, and the energy dissipation mechanism in the turbine was further revealed by combining the Ω vortex identification criterion and flow field distribution. The results showed that velocity pulsation and wall effect were the primary sources of energy dissipation. The total proportion of the two was 98.03% under the design condition. The impeller and the guide vane were the main areas of energy dissipation in the turbine; the impeller loss accounted for a higher percentage in the small flow condition, while the guide vane loss accounted for a higher percentage in the large flow condition. The energy loss in the impeller originated from the unstable flow phenomena such as vortex separation at the leading edge of the blade, return vortex at the suction surface, and vortex at the trailing edge of the blade, and the matching of the relative liquid flow angle and the angle of placement of the inlet of the blade was the fundamental reason for the unstable flow in the impeller; in the guide vane I and the guide vane II-anti-guide vane, the factors leading to the dissipation of their energy at different flow rates were basically the same, and the poor flow such as the stagnation vortex at the leading edge of the blade and the flow separation. The momentum exchange caused by the blade leading edge stall vortex and flow separation was the main cause of energy loss. Due

收稿日期: 2023-08-05 修回日期: 2023-10-17

基金项目: 国家自然科学基金项目(52169019)、甘肃省杰出青年基金项目(20JR10RA203)和中国博士后科学基金项目(2022M712676)

作者简介: 王晓晖(1986—), 男, 副教授, 博士, 主要从事液力透平基础理论与工程应用研究, E-mail: wangxh@lut.edu.cn

通信作者: 苗森春(1988—), 男, 副教授, 博士, 主要从事液力透平理论与设计研究, E-mail: miaosc88@126.com

to the asymmetry of the flow inside the annular suction chamber, the entropy yield distribution in each channel of the guide vane I was not uniform, while the guide vane II – anti-guide vane reduced the shock effect through the rectification of the positive guide vane, and the entropy yield distribution in each channel was uniform and the high entropy area was small.

Key words: multistage hydraulic turbine; entropy production theory; Omega vortex identification criterion; energy dissipation; entropy production rate

0 引言

液力透平作为一种液体余压能回收装置,能有效回收工业流程中的高压液体,在回收合成氨脱碳、石油化工加氢裂化和反渗透海水淡化系统等领域被广泛应用,节能减排效果显著^[1-3]。实际运行发现,液力透平普遍存在效率低、运行不稳定等问题^[4-5]。究其原因,该装置内部流动机理不清,涡旋流动、速度滑移、失速等特殊流动现象对其性能的影响尚且未知,这成为阻碍液力透平基础理论研究和工程应用的技术瓶颈。因此,开展液力透平内部流动特性和能量损失机理的研究尤为重要。

国内外学者对液力透平内部流动机理开展了卓有成效的研究^[6-7]。文献[8]采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型对透平内速度滑移机理进行了分析,结果表明,速度滑移导致透平水头降低,并诱发了附着于叶片工作面的旋涡。文献[9]研究了不同流量下液力透平内的能量转换特性,得出小流量工况下,叶轮内损失主要是由流体冲击造成的,大流量工况下叶轮内损失源于流道内的不良流动。文献[10]研究发现流体压力能是透平叶轮做功的主要能量来源,并且叶轮的前部和中部是能量转换的重要区域。综上所述,对于液力透平内部流动机理的研究一般是基于速度场和压力场、结合压降法来确定某一过流部件的损失,并不能确定能量损失发生的具体位置。相比之下,熵产法可以将不稳定流动和能量损失联系起来,精确地计算出能量损失发生的具体位置,在流体机械内部流动分析中受到了众多学者的重视和应用^[11-13]。文献[14]基于熵产理论和 Q 准则对自吸泵内能量损失特性进行了系统研究。文献[15]采用熵产法对比了液力透平前弯和后弯叶轮中能量损失特性,结果表明叶轮中损失主要是由叶片进口安放角与相对液流角不匹配导致的。文献[16]揭示了液力透平壁面效应和速度波动是熵产生的主要原因。此外,还有研究表明液力透平流道内流动分离、涡流、回流等是水力损失和熵产生的主要原因^[17-18]。

由于多级液力透平级间导叶的存在使得其内部流场结构和能量损失机理更加复杂,目前关于多级液力透平内部流动特性和损失机理研究还不充分,

尤其是针对级间差异引起的不同动、静叶栅内能量损失位置和大小差异的研究。因此,本文以两级径流式液力透平为对象,结合熵产理论和 Omega 准则,研究透平内各过流部件的能量耗散机理,对比由级间差异引起的不同静叶栅内能量损失特性,阐明透平内高熵产区的分布与不稳定流动之间的关联性。

1 研究方法

1.1 物理模型

以一台两级液力透平为研究对象,设计流量 Q_d 为 230 m³/h,水头 H 为 286 m,转速 n_d 为 2 980 r/min,其主要结构参数见表 1。

表 1 多级液力透平主要结构参数
Tab.1 Main structural parameters of multistage hydraulic turbine

部件	参数	数值
叶轮	进口直径 D_1 /mm	277
	出口直径 D_2 /mm	170
	进口宽度 b_1 /mm	20
	叶片数 Z	8
导叶	正导叶进口直径 D_3 /mm	170
	正导叶出口直径 D_4 /mm	396
	反导叶进口直径 D_5 /mm	403
	反导叶出口直径 D_6 /mm	306
	叶片数 Z_d	7

采用 Creo 三维软件建立计算域,其包括吸水室、导叶 I、叶轮 I、导叶 II(级间导叶)、叶轮 II、压水室,如图 1 所示。

1.2 数值计算方法

采用 ANSYS Fluent Meshing 对计算域进行非结构化多面体网格划分,并对叶轮和导叶叶片进行局部加密。在靠近壁面位置布置边界层,边界层网格总层数为 10,第 1 层网格高度为 0.04 mm,增长率设置为 1.12,导叶和叶轮叶片表面 Y^+ 小于 30,基本满足 SST $k-\omega$ 湍流模型的计算要求^[19-20]。计算域网格如图 2 所示。

为避免网格数目对计算结果造成影响,采用 5 套不同数目网格进行网格无关性验证,以设计工况下液力透平的水头和效率达到稳定值为标准判断网

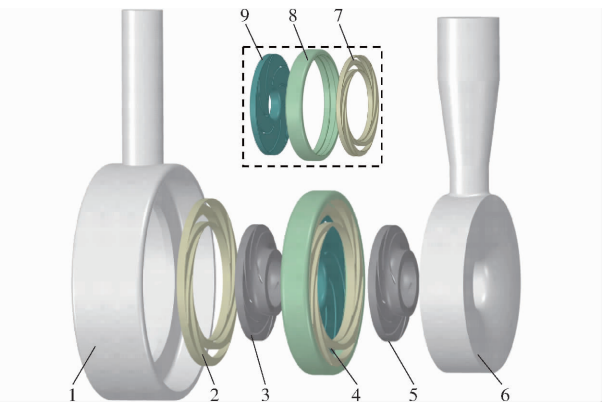


图 1 多级液力透平计算域

Fig. 1 Calculation domain of multistage hydraulic turbine
1. 吸水室 2. 导叶 I 3. 叶轮 I 4. 导叶 II 5. 叶轮 II 6. 压水室 7. 反导叶 8. 过渡段 9. 正导叶

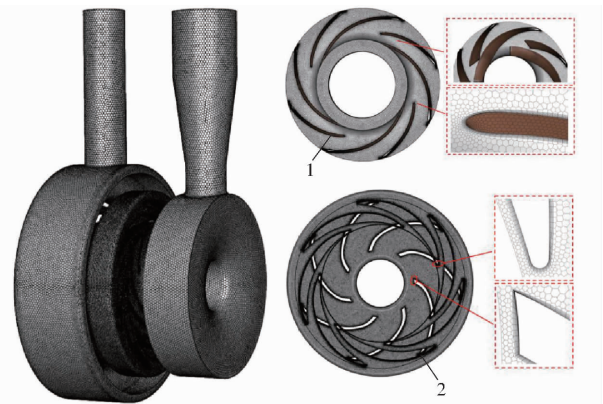


图 2 计算域网格

Fig. 2 Computational domain grids
1. 叶轮 2. 导叶 II

格无关性。从图 3 可看出,当网格数大于 1.662×10^7 时,水头和效率波动小于 0.5%,最终确定整个计算域网格数目为 1.662×10^7 。

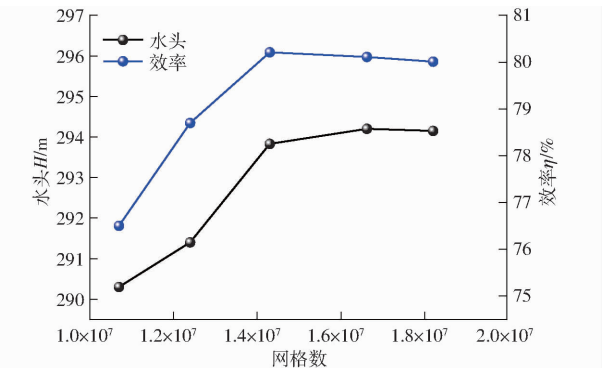


图 3 网格无关性验证

Fig. 3 Grid independence verification

采用 ANSYS Fluent 液力透平内流场进行数值模拟,采用 SST $k-\omega$ 湍流模型和 SIMPLEC 算法,边界条件设置为质量流量进口和压力出口。采用多参考系模型进行模拟,将两级叶轮设置为旋转域,其它计算域均设置为静止域,旋转域与静止域之间通过

Interface 面进行数据传递。固壁采用无滑移边界条件,收敛精度设置为 10^{-5} 。

1.3 试验验证

为验证数值模拟的可靠性,对其进行试验验证,试验台及原理如图 4 所示。在该试验系统中,供水泵提供多级液力透平所需的高压流体,流量调节通过供水泵和多级液力透平间的调节阀开度来实现。透平的输出轴与装有冷却系统的磁粉制动器连接,以平衡液力透平输出的功率。液力透平的转速通过调节与磁粉制动器相连的张力控制器控制。扭矩仪安装在液力透平和磁粉制动器之间,用于测量液力透平的输出扭矩和转速。电磁流量计安装在液力透平的输入管路上,用于测量流量。压力传感器安装在液力透平的输入和输出管路上,用于测量液力透平的水头。试验台主要测量仪表参数如表 2 所示。

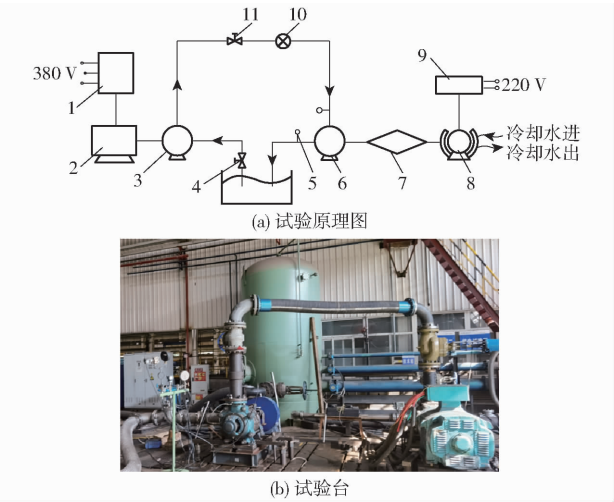


图 4 试验原理图及试验台

Fig. 4 Test principle and test bench

1. 变频控制器 2. 电动机 3. 供水泵 4. 闸阀 5. 压力传感器
6. 液力透平 7. 扭矩仪 8. 磁粉制动器 9. 张力控制器 10. 流量计 11. 调节阀

表 2 试验台测量仪表参数

Tab. 2 Measuring instrument parameters of test bench			
测量仪器	型号	量程	精度/%
进口压力传感器	GKS2	0 ~ 6 MPa	± 0.5
出口压力传感器	GKS2	0 ~ 2 MPa	± 0.5
电磁流量计	LDB - 100S	23 ~ 320 m ³ /h	± 0.5
转速扭矩仪	DYN - 200	± 1 200 N·m	± 0.2
		± 8 000 r/min	± 0.2

为评估透平试验结果的可靠性,对多次重复的试验数据进行总不确定分析,其中总不确定度 u_c 由随机不确定度 u_a 和系统不确定度 u_b 组成^[21-22],可表示为

$$u_c = \pm \sqrt{u_a^2 + u_b^2} \times 100\% \quad (1)$$

其中
$$u_a = \pm \frac{t_{n-1} S_x}{\bar{X} \sqrt{n}} \quad (2)$$

$$S_x = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2} \quad (3)$$

式中 X_i ——第 i 次的测量值
 $\bar{X}$ —— n 次测量的平均值
 S_x ——标准差
 t_{n-1} ——95% 置信概率的置信系数
 n ——测量次数

系统不确定度主要受测量仪器本身的测量精度影响,一般根据概率分布或分布假设来评定系统不确定度,当测量值 X 落在区间 $(X - a, X + a)$ 内的概率为 1,且 X 均匀分布在该区间内时, X 服从均匀分布,其系统不确定度为^[23]

$$u_b = \frac{a}{l} \quad (4)$$

式中 l ——置信因子

根据上述方法计算流量、水头和效率的总不确定度分别为 $\pm 0.38\%$ 、 $\pm 1.71\%$ 、 $\pm 2.03\%$,满足 GB/T 3216—2016 中 2 级验收等级对总不确定度的要求。

图 5 为数值计算与试验结果对比。从图中可以看出,数值计算结果与试验结果较为接近。数值计算未考虑腔体泄漏、机械摩擦损失等,导致数值计算效率略高于试验效率。此外,数值计算未考虑口环间隙和前后腔体内流动,导致数值计算的水头低于试验水头。通过试验数据插值得到设计工况水头和效率的相对误差分别为 4.31% 和 3.06%,在误差允许范围内^[24]。因此,本文采用的数值计算方案合理。

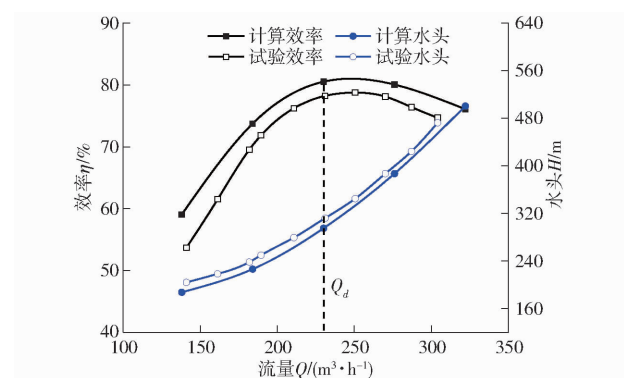


图 5 数值计算和试验结果对比

Fig. 5 Comparison between numerical calculation and experimental results

1.4 熵产理论

为揭示多级液力透平能量损失特性,引入熵产理论对其进行分析。根据热力学第二定律,液力透平在能量转化过程中不可避免地会产生能量耗散现

象,这会导致一部分动能和压力能被转换成内能,并引起系统熵的增加。若不考虑传热效应,透平熵产的原因主要有两方面:一方面是摩擦和粘性损失,流体在透平叶片和内部结构中流动时会发生摩擦,并且由于流体的粘性作用力而产生能量损失,摩擦和粘性损失将能量转化为内能,从而引起系统的熵增加;另一方面是湍流效应,高雷诺数下的不稳定流动造成湍流流动导致系统熵的增加。

以液力透平内部流体为控制体,局部熵产率 W_{vol} 可以表示为^[25]

$$W_{vol} = \mu \left[\left(\frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (5)$$

式中 μ ——动力粘度, Pa·s
 u, v, w ——速度分量, m/s
 x, y, z ——笛卡尔坐标系位置矢量

对于湍流运动,局部熵产率 W_{vol} 可分为由时均运动引起的粘性熵产率 W_{vis} 和脉动速度引起的湍流熵产率 W_{tur} , 即

$$W_{vol} = W_{vis} + W_{tur} \quad (6)$$

其中

$$W_{vis} = \mu \left[\left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial y} - \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} - \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x} - \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (7)$$

$$W_{tur} = \mu \left[\left(\frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (8)$$

对于 W_{vis} , 在 CFD 软件求解 RANS 方程后可以直接从计算结果中得到。但 W_{tur} 无法从计算结果直接获得,文献[26]研究发现湍流熵产率与 CFD 模拟中选用的湍流模型密切相关,当采用 SST $k-\omega$ 模型计算时,湍流熵产率可表示为

$$W_{tur} = \beta \rho \omega k \quad (9)$$

式中 β ——经验常数,取 0.09
 ρ ——流体密度, kg/m³
 k ——湍动能, m²/s²
 ω ——湍流涡流频率, s⁻¹

透平各过流部件中近壁区速度梯度较大,产生的损失不可忽略,壁面附近的熵产率 W_{wall} 计算公式为^[27]

$$W_{wall} = \tau v \quad (10)$$

式中 τ ——壁面切应力, Pa
 v ——近壁面第 1 层网格节点中心速度, m/s

对以上各熵产率进行积分即可获得相应的熵产功率,公式为

$$P_{vis} = \int_0^V W_{vis} dV \quad (11)$$

$$P_{tur} = \int_0^V W_{tur} dV \tag{12}$$

$$P_{wall} = \int_0^S W_{wall} dS \tag{13}$$

式中 P_{vis} ——粘性熵产功率
 P_{tur} ——湍流熵产功率
 P_{wall} ——壁面熵产功率
 V ——计算域体积
 S ——计算域表面积

整个机组在运行过程中各区域的总熵产功率可表示为

$$P_{egr} = P_{vis} + P_{tur} + P_{wall} = P_{vol} + P_{wall} \tag{14}$$

式中 P_{vol} ——体积熵产功率
 P_{egr} ——总熵产功率

其中,将主流区中粘性熵产功率和湍流熵产功率的和称为体积熵产功率。

2 结果与分析

2.1 熵产法和压降法对比

为验证熵产法计算液力透平内损失的可靠性,将熵产法和压降法计算的水力损失进行对比,如图 6 所示,压降法计算水力损失公式为

$$P_{loss} = \rho g Q H - W_s \tag{15}$$

式中 P_{loss} ——水力损失
 W_s ——输出功率

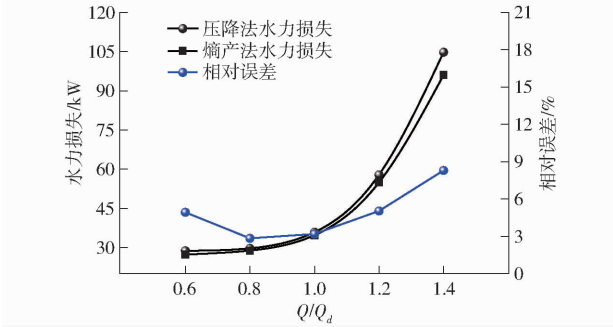


图 6 熵产法和压降法损失对比

Fig. 6 Comparison between entropy production loss and pressure drop loss

从图 6 可以看出,在设计工况附近误差较小,偏离设计工况时误差较大,这是由偏工况时透平内流动紊乱、速度梯度大导致的,最大相对误差不超过 9%。虽然熵产法和压降法计算的水力损失误差较大,但呈相似的变化趋势,说明采用熵产法计算液力透平内水力损失仍有一定可信度^[28-29]。

2.2 液力透平不同类型熵产损失对比

熵产损失主要分为粘性熵产损失、湍流熵产损失及壁面熵产损失。图 7 为不同流量下 3 种熵产损失及其占全流域总熵产损失百分比的变化规律。随着流量的增加,粘性熵产损失基本以恒定速率增加,

因为流速及其梯度在液力透平内以一定的速率增加;湍流熵产损失随流量的增加先减小后增大,当流量大于设计点时,湍流熵产损失率急剧增加,其原因是液力透平内产生流动分离、回流等不良流动现象,该现象在 2.4 节得到验证;壁面熵产损失与流量呈正相关,因为流量增加使近壁面处速度和剪切应力增大。

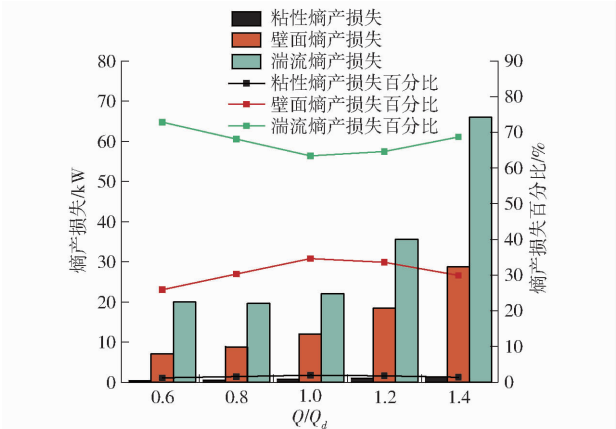


图 7 不同类型熵产损失及其占比

Fig. 7 Different types of entropy production loss and their percentages

从损失占比来看,湍流熵产损失占比随流量增加先降低后升高,在设计点处占比最小,为 63.41%;而壁面熵产损失占比随流量增大先升高后降低,在设计点达到最大占比 34.62%。这种现象是由于在流量增加时,壁面熵产随之增加,而湍流熵产随着流量的增加先减小后增大。因此,在流量低于设计点时,壁面熵产的增加导致其占比增加,同时湍流熵产占比下降。而当流量高于设计点时,湍流熵产和壁面熵产同时增加,但湍流熵产的增加速率高于壁面熵产,因此导致湍流熵产占比增加,相应地壁面熵产占比下降。粘性熵产损失占比最大为 1.97%,也在设计点处。整体来看,速度脉动和壁面效应是能量损失的主要来源,设计工况下二者总占比为 98.03%。

2.3 液力透平不同过流部件熵产损失对比

图 8 为不同流量下各过流部件熵产损失及其占全流域百分比的变化规律。随着流量的增加,导叶和吸水室熵产值均稳定增加,其中导叶熵产增加最多,导叶 I 由于只有反导叶部分(图 1),熵产相对较低;叶轮和压水室熵产随流量增加呈先减小后增大趋势,均在设计工况处达到最小。从各过流部件损失占比来看,导叶损失占比随流量增加占比先上升后下降,而叶轮损失占比则表现出先下降后升高的趋势,吸水室和压水室占比始终维持在较低水平。整体来看,叶轮和导叶是透平内能量耗散的主要区域;小流量工况,叶轮损失占比比较高;而大流量工况

下,导叶损失占比较高;设计工况下叶轮损失占比为 31.38%,两导叶损失占比为 54.73%。

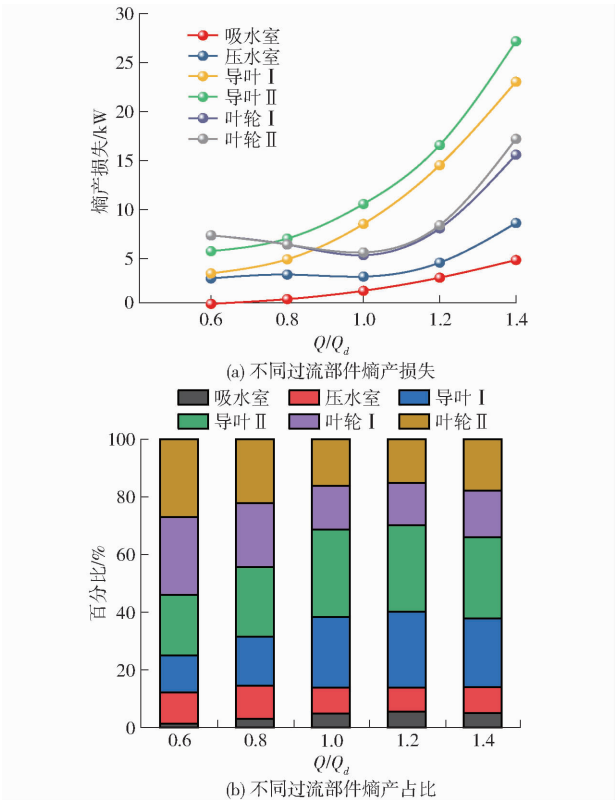


图 8 不同过流部件熵产损失及其占比

Fig. 8 Entropy production loss of each component and its percentage

2.4 叶轮熵产率与流场分布

叶轮作为液力透平的核心过流部件,对其性能有着重要影响。从 2.3 节中得出叶轮熵产在全流域占有较大比例。为阐明叶轮域内产生高熵产的原因,图 9 给出了叶轮 I 不同 Span 面熵产率分布及流线分布图。在小流量工况,由于在叶片进口产生负冲角,叶片前缘的压力面侧存在流体冲击作用形成流动分离,从而使得叶片压力面形成大面积的高熵产区,并从叶轮进口向出口处扩展,另外在叶片吸力面中部由于回流涡的存在也产生了较大的高熵产区。在设计工况,高熵产区分布和小流量工况下分布相似但其面积有所减小,这是由于出口流动角与叶片进口安放角接近,叶轮流道内流线分布较为规律。大流量工况下,在进口吸力面形成了轴向旋涡,占每个流道面积 1/3 左右,该涡造成流道内混沌程度增加,加剧了主流区的湍动脉动,因此在叶片吸力面造成巨大的能量损失。此外,在不同工况均出现了尾迹损失。

为进一步揭示叶轮内出现高熵产损失的原因,图 10 给出了不同流量下叶轮内涡结构,采用 Omega 准则进行涡识别,该方法对阈值的敏感度较低^[30-31],并采用湍动能对其表面进行着色。不同流

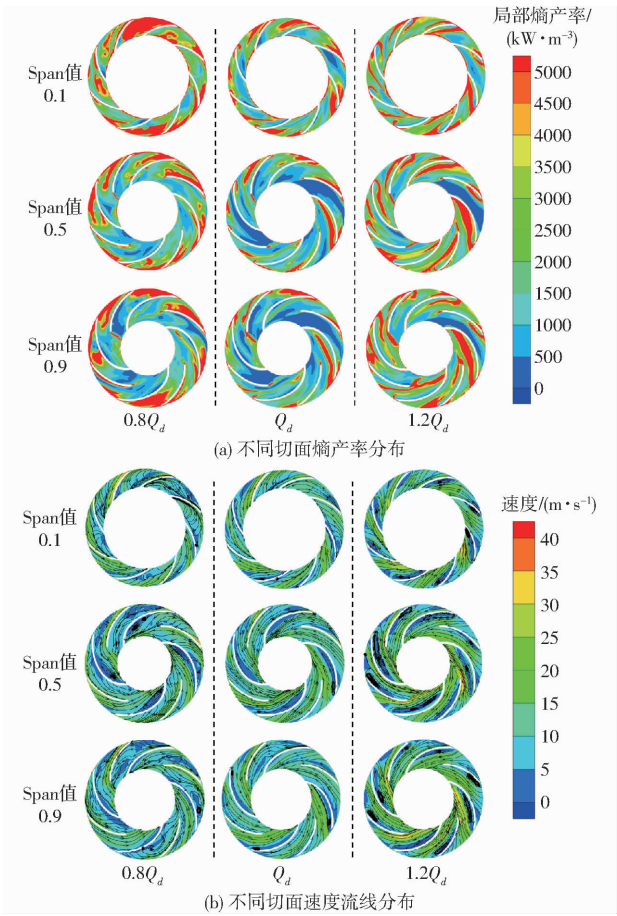


图 9 不同流量下叶轮不同切面局部熵产率和速度流线分布

Fig. 9 Local entropy production rate and velocity streamline distributions of different sections of impeller at different flow rates

量下高熵产区和旋涡分布具有较好的一致性,说明不稳定旋涡的存在,是叶轮内产生能量损失的主要原因。在小流量工况,旋涡主要由叶片压力面长条状涡带、吸力面回流涡和尾缘涡组成。随着流量增大到设计工况,叶片压力面涡带变短,吸力面回流涡基本消失,并且尾缘涡强度有所减小。大流量工况下,涡带不仅在叶片压力面形成,在叶片吸力面前缘也有分离涡产生,受前缘分离涡的影响短叶片尾缘涡得到明显增强,涡带延伸到相邻长叶片吸力面,加剧了长叶片吸力面和短叶片压力面之间的能量损失。综上所述,叶轮内的能量损失主要是由叶片前缘分离涡、吸力面回流涡和叶片尾缘涡等不良流动造成。

为揭示不同流量下叶轮内涡结构产生机理,图 11 给出了不同流量下叶轮进口速度三角形, c 、 u 、 w 分别为该点的绝对速度、圆周速度和相对速度,其中绝对速度 c 的方向由导叶出口角决定。从图中可以看出,在设计工况,相对液流角 β_b 与叶片进口安放角接近,叶轮内流态较好,熵产损失较小;在小流

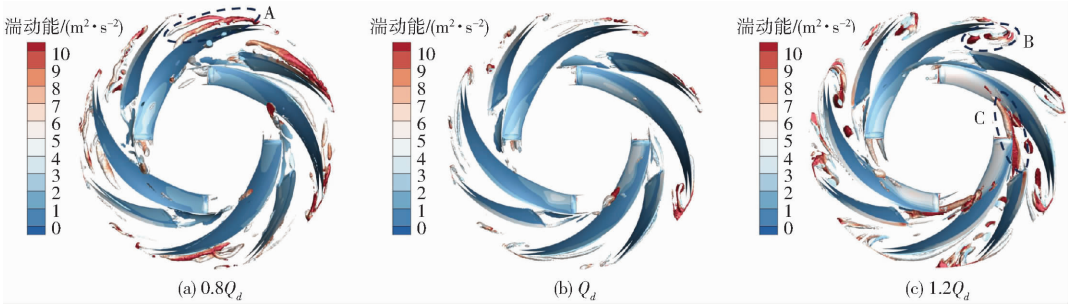


图 10 不同流量下叶轮内涡结构 ($\Omega = 0.52$)

Fig. 10 Vortex structure inside impeller under different flow rates ($\Omega = 0.52$)

量工况,由于相对液流角 β_a 小于叶片进口安放角,在叶片进口产生负冲角,导致流动分离现象在叶片压力面发生;在大流量工况,由于相对液流角 β_e 大于叶片进口安放角,在叶片进口产生正冲角,从而在叶片吸力面引发流动分离现象。不同流量下涡结构位置(图 10 中 A、B 所标位置)均与理论预测接近,说明相对液流角与叶片进口安放角的不匹配引起的不稳定流动是叶轮内能量耗散的主要机制。

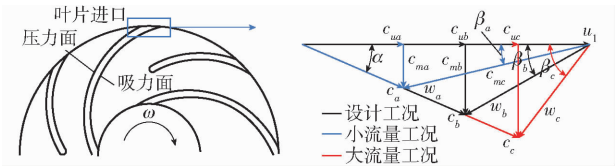


图 11 不同流量下叶轮进口速度三角形

Fig. 11 Impeller inlet velocity triangle under different flow rates

在不同流量下,壁面熵产都占有较大比例(图 7)。图 12 为叶轮不同 Span 线示意图。图 13 给出不同 Span 线下叶片压力面和吸力面的壁面熵产功率分布,其中横坐标为叶片上某点在流线方向上的相对位置,0 表示叶片前缘,1 表示叶片尾缘。在不同流量下,叶片压力面的前缘和尾缘都存在高壁面熵产区。前缘高熵产率是由流体冲击引起的,而尾缘高熵产率是由射流-尾迹引起速度梯度增大导致的。在小流量工况下,由于流道内流动较为混乱,压力面和吸力面速度分布紊乱,导致不同 Span 线壁面熵产率分布较为紊乱。随着流量增大,壁面熵产率呈现出一定规律,压力面熵产率普遍高于吸力面,并且 Span 值在 0.1~0.9 之间,熵产率呈现增加趋势。此外,在不同流量工况下,Span 值 0.1 和 0.5 线吸力面中后部熵产率均呈增加趋势,这一现象是由于短叶片尾缘涡诱导了相邻长叶片吸力面有较高速度,从而导致吸力面与主流区速度梯度增加的结果。

2.5 导叶熵产率与流场分布

从 2.3 节可知,导叶 I 和 II 在设计工况下熵产损失占比分别为 24.41% 和 30.32%,导叶 II 由正导

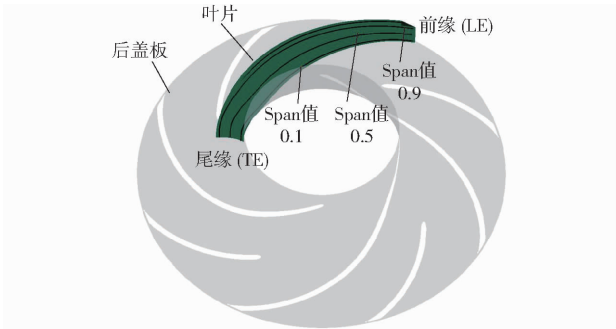


图 12 叶轮不同 Span 线示意图

Fig. 12 Schematic of different Span lines of impeller

叶、过渡段和反导叶组成,导叶 I 由于只有反导叶,导致占比相对较低。图 14 给出了不同流量下导叶 I 和导叶 II-反导叶部分的体积熵产功率。随着流量增大,导叶 I 和导叶 II-反导叶体积熵产功率都呈大斜率增加趋势,但导叶 I 增幅远大于导叶 II-反导叶。由于两者几何参数完全相同,造成这种差异的原因是来流条件不同。导叶 I 上游为吸水室,其受到进口流体冲击导致能量损失较大;而导叶 II-反导叶其上游为正导叶,具有一定的整流作用导致能量损失较小。

为深入分析导叶 I 和导叶 II-反导叶体积熵产功率分布,将导叶沿径向等分为 10 个子域,并定量分析不同子域熵产总值,子域划分如图 15 所示。

不同流量下导叶 I 和导叶 II-反导叶各子域的体积熵产功率如图 16 所示。从图中可以看出,不同流量下随着区域的径向变化导叶内体积熵产功率变化规律相同,随着流量增大,除区域 10 外,导叶 I 和导叶 II-反导叶其他各区域熵产功率都显著增大,两导叶熵产功率最高值均出现在区域 10,区域 10 具有两个主要特征:一方面区域 10 位于导叶尾部产生了尾迹涡,另一方面位于动静交界面受到叶轮干涉作用。导叶 I 在区域 2、3(导叶前缘稍后位置)也熵产功率较大,这是由于受到吸水室的流体冲击作用,随着流动的推移,在导叶中部流动回归稳定,熵产功率逐渐减小。而导叶 II-反导叶由于上游有正导叶,区域 3、4 受流体冲击作用较小,导致该区域熵产功

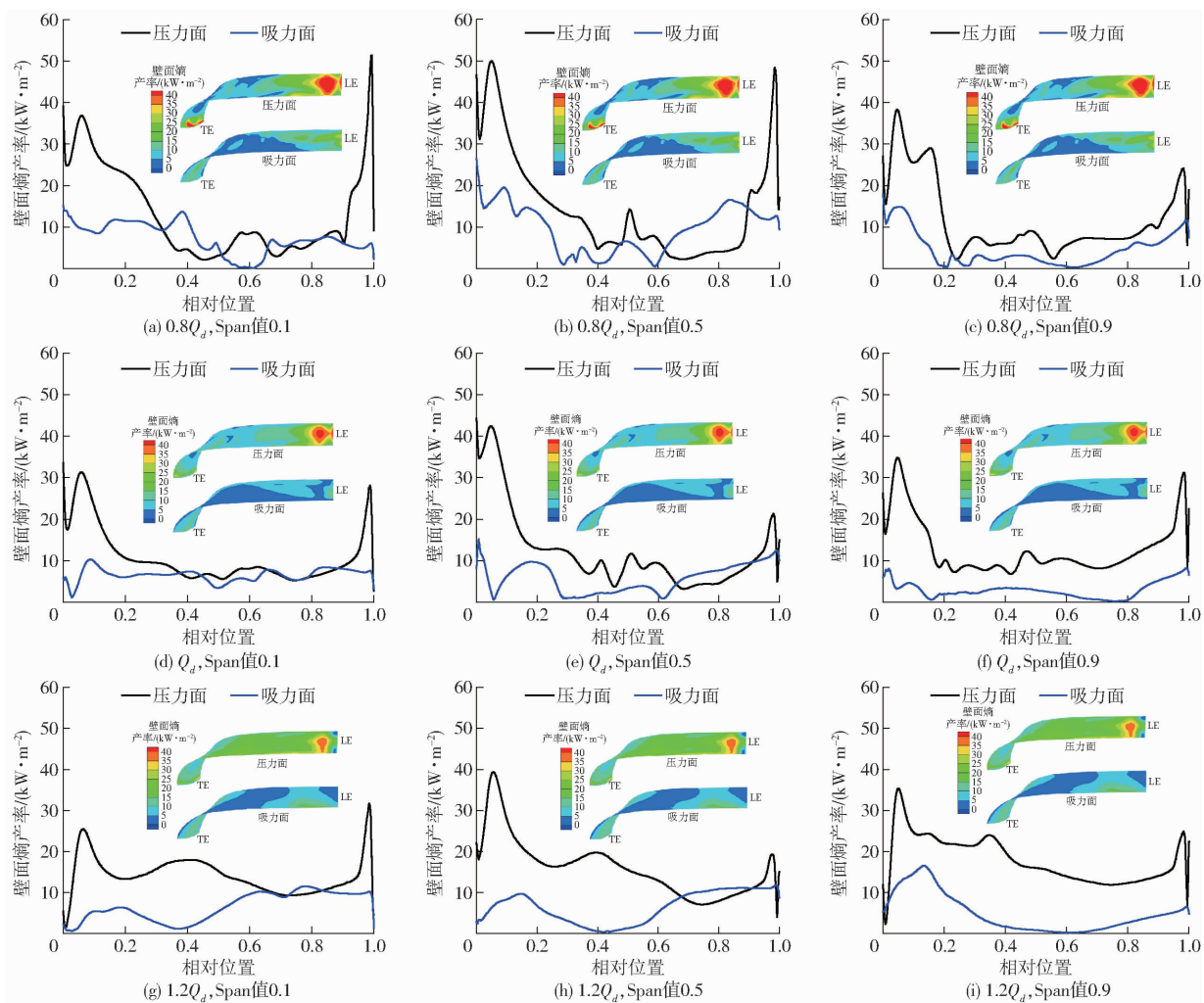


图 13 叶轮不同 Span 线下叶片压力面和吸力面的壁面熵产率分布

Fig. 13 Distributions of wall entropy production rate of blade pressure and suction surfaces under different Span lines of impeller

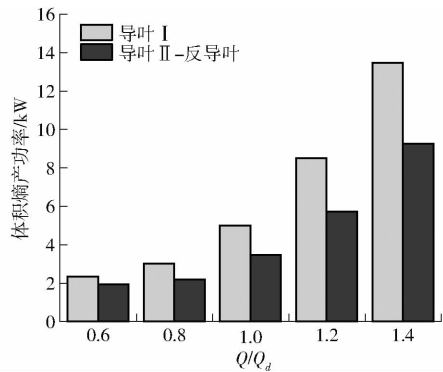


图 14 不同流量下导叶 I 和导叶 II - 反导叶部分体积熵产功率分布

Fig. 14 Distribution of volume entropy generation power of guide vane I and guide vane II - anti-guide vane section under different flow rates

率小于导叶 I。

图 17 为导叶 I Span 值 0.5 面的速度分布,从图中可以看出不同流量下导叶 I 内速度分布呈现出相似的特征。图 18 给出了不同流量下导叶 I 和导叶 II - 反导叶 Span 值 0.5 面的熵产率分布。两导叶

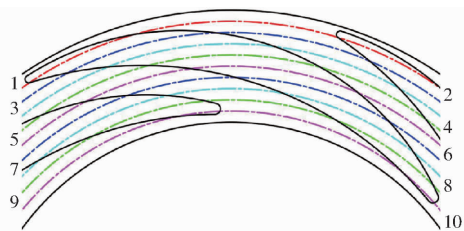


图 15 子域划分示意图

Fig. 15 Schematic of sub-domain division

高熵产面积均随流量的增大而增大,并且不同流量下高熵产区位置基本保持一致。因此可得:不同流量下导致导叶内能量耗散的因素基本保持一致,因熵产损失随流量增加而增加。两导叶高熵产区主要集中在叶片吸力面前缘、叶片尾缘和动静交界面,导叶 I 高熵产区在各流道内分布不均匀,而导叶 II - 反导叶各流道内分布较为均匀,并且高熵产面积远小于导叶 I。两导叶在叶片前缘受到流体冲击均产生失速流区域,失速流占据了部分流道,因此非失速区域流体速度梯度增加,加剧两区域之间的动量交换从而造成了较大的能量损失,并且随流量增加非失

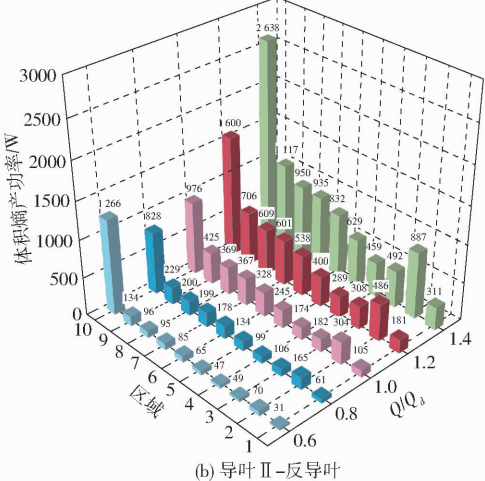
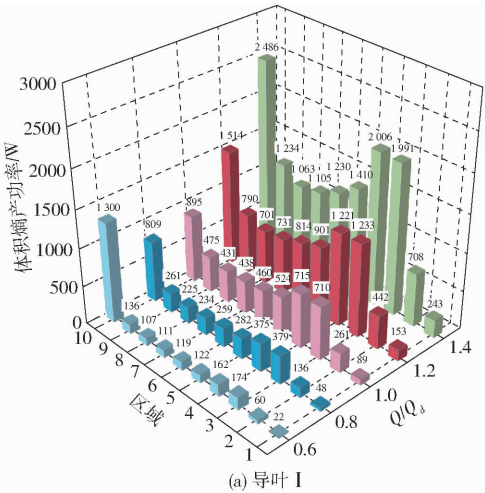


图 16 不同流量下导叶 I 和导叶 II-反导叶各子域
体积熵产功率分布

Fig. 16 Distributions of volume entropy generation power
in each subdomain of guide vane I and guide
vane II - anti-guide vane under different flow rates

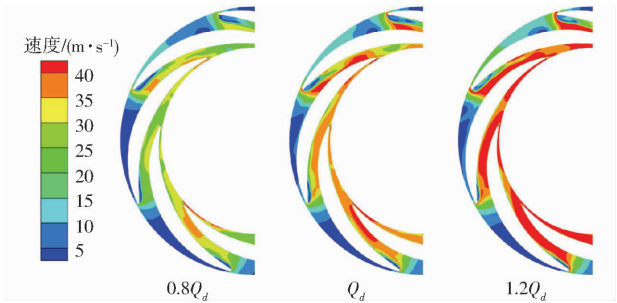


图 17 不同流量下导叶 I Span 值 0.5 面速度分布
Fig. 17 Velocity distribution of guide vane I Span
0.5 under different flow rates

速区域流体速度梯度明显增加,导致熵产损失增加。由于环形吸水室内流动的非对称性,导致导叶各流道内熵产率分布不同,流道 1、7 内失速涡几乎堵塞了整个流道进口,加剧了流道内能量耗散;由于从进口进入的流体可直接进入流道 2,因此流道 2 内熵产率较小。导叶 II-反导叶上游为正导叶,使得叶片前缘冲击较小,只在叶片吸力面产生了较弱的流动

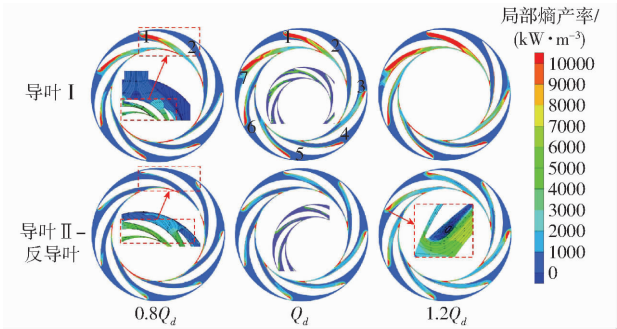


图 18 不同流量下导叶 I 和导叶 II-反导叶 Span
值 0.5 面局部熵产率分布

Fig. 18 Distributions of local entropy production
rate of Span 0.5 surface of guide vane I and guide
vane II - anti-guide vane under different flow rates

分离,流道内熵产率较低。此外,在偏工况时动静交界面处损失较大,这是由相对液流角与叶片进口安放角偏差较大、叶轮进口流态较差所致。

不同流量下导叶 I 和导叶 II-反导叶部分壁面熵产率分布如图 19 所示。从图中可以看出,两导叶叶片壁面熵产率与流量都呈正相关,即随着流量增大,高壁面熵产区分布位置相同,但其熵产率有所增加。在不同工况下,两导叶高壁面熵产区分布相似,均位于叶片压力面中部和吸力面中部、尾缘。导叶 I 在不同叶片上高壁面熵产区分布均匀,而导叶 II-反导叶在不同叶片分布较为均匀。导叶 I 流道 1、7 压力面在入口喉部均产生了局部高壁面熵产区,结合图 17,说明壁面熵产分布与其流态分布相关。

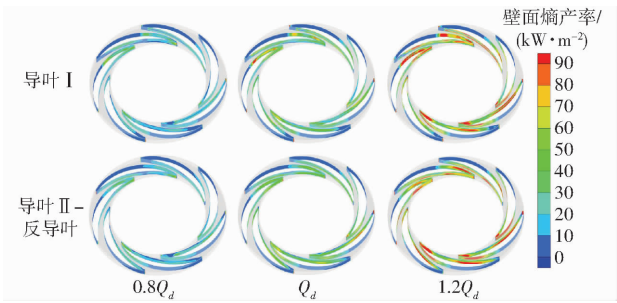


图 19 不同流量下导叶 I 和导叶 II-反导叶叶片壁面
熵产率分布

Fig. 19 Distributions of wall entropy rate of guide
vane I and guide vane II - anti-guide blade
under different flow rates

综上所述,叶轮和导叶是透平内能量损失的主要区域,小流量工况,叶轮损失占比较高;大流量工况下,导叶损失占比较高。叶轮在不同流量下能量损失机制不同,流量变化导致相对液流角与叶片进口安放角不匹配,流量过大过小都会引起叶轮内不同的流动分离现象,进而增加叶轮内的能量损失,在

设计工况,叶轮内流态良好,从而熵产损失较小;相比于叶轮,不同流量下导叶内能量损失机制基本一致,熵产损失随流量增加而增加,其能量损失主要源于叶片失速涡、流动分离等劣态流动引起的动量交换。因此,小流量工况叶轮内部流动分离现象严重,导致其损失占比较大,而导叶失速流较为轻微,导致其损失占比小;大流量工况,流量的增加使得导叶内的失速流更加显著,导致其能量损失占比较高。

3 结论

(1)液力透平内部湍流熵产和壁面熵产损失占据主导地位,而粘性熵产损失占比较小。叶轮和导叶是透平内能量损失的主要区域,小流量工况,叶轮损失占比较高;大流量工况下,导叶损失占比较高;设计工况下叶轮损失占比为 31.38%,导叶损失占比为 54.73%。

(2)叶轮内的能量损失主要源于叶片前缘分离涡、吸力面回流涡以及叶片尾缘涡等不稳定流动现

象,而相对液流角与叶片进口安放角的不匹配是导致叶轮内产生不稳定流动的根本原因。小流量工况下,叶轮内局部熵产损失主要集中在叶片压力面前缘和吸力面中部;设计工况下,局部熵产损失与小流量工况相似,但其分布面积有所减小;大流量工况下,局部熵产损失主要集中在叶片吸力面。此外,叶片前缘的流体冲击和射流-尾迹现象也会导致局部高壁面熵产区的形成。

(3)在导叶Ⅰ和导叶Ⅱ-反导叶中,不同流量条件下导致能量损失的因素基本相同,主要源于叶片前缘失速涡、流动分离等劣态流动引起的动量交换,局部熵产损失均主要集中在叶片吸力面前缘、叶片尾缘和动静交界面。由于环形吸水室内流动的非对称性,导致导叶Ⅰ中各流道内熵产率分布存在差异;而导叶Ⅱ-反导叶上游为正导叶具有一定的整流作用,导致各流道内熵产率分布基本相同并减小了叶片前缘的冲击效应,流道内熵产率较低,高熵产区面积远小于导叶Ⅰ。

参 考 文 献

[1] 王晓晖,杨浩,苗森春,等. 径流式液力透平尾涡流动机理分析[J]. 水力发电学报, 2023,42(6):65-72.
WANG Xiaohui, YANG Hao, MIAO Senchun, et al. Theoretical analysis of tail vortices in radial-flow hydraulic turbine[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2023, 42(6):65-72. (in Chinese)

[2] 杨军虎,马琦航,罗钰铜,等. 液力透平几何参数对压头-流量曲线的影响[J]. 农业机械学报,2019,50(5):167-172.
YANG Junhu, MA Qihang, LUO Yutong, et al. Influence of geometric parameters on head-flow curve of pump as turbine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019,50(5):167-172. (in Chinese)

[3] 毕智高,曹保卫,王金玺,等. 工质黏度对导叶式液力透平压力脉动特性的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2022,40(2):128-135,163.
BI Zhigao, CAO Baowei, WANG Jinxi, et al. Influence of medium viscosity on pressure pulsation characteristics of pump as hydraulic turbine with guide vane[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2022,40(2):128-135,163. (in Chinese)

[4] YU H, WANG T, DONG Y C, et al. Numerical investigation of splitter blades on the performance of a forward-curved impeller used in a pump as turbine[J]. Ocean Engineering, 2023, 281: 114721.

[5] 林通,李晓俊,朱祖超,等. 离心泵作透平最佳工况点下的瞬态流动特性分析[J]. 机械工程学报, 2021,57(22):395-405.
LIN Tong, LI Xiaojun, ZHU Zuchao, et al. Analysis of the unsteady flow characteristics of chemical centrifugal pump as turbine at the best efficiency point condition[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021,57(22):395-405. (in Chinese)

[6] YANG F, LI Z B, YUAN Y, et al. Study on vortex flow and pressure fluctuation in dustpan-shaped conduit of a low head axial-flow pump as turbine[J]. Renewable Energy, 2022, 196: 856-869.

[7] 姜丙孝,杨军虎,王晓晖,等. 基于 RBF-HDMR 模型与 PSO 算法的液力透平叶片优化[J]. 机械工程学报, 2022, 58(12):283-292.
JIANG Bingxiao, YANG Junhu, WANG Xiaohui, et al. Blades optimization of pumps as turbines based on RBF-HDMR model and PSO algorithm[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022,58(12):283-292. (in Chinese)

[8] 王晓晖,杨军虎,郭艳磊,等. 反转泵液力透平速度滑移机理[J]. 机械工程学报, 2018,54(24):189-196.
WANG Xiaohui, YANG Junhu, GUO Yanlei, et al. Research on slip phenomenon of pumps as turbines[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(24): 189-196. (in Chinese)

[9] 林通,谢京,谢仁华. 离心泵作透平多工况内流与能量转换特性[J]. 排灌机械工程学报, 2021,39(10):994-1000.
LIN Tong, XIE Jing, XIE Renhua. Inflow and energy conversion characteristics of centrifugal pump as turbine in different conditions[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2021,39(10):994-1000. (in Chinese)

[10] MIAO S C, YANG J H, SHI F X, et al. Research on energy conversion characteristic of pump as turbine[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2018, 10(4):1-10.

[11] 张德胜,杨雪琪,杨港,等. 不同导叶开度下立式蜗壳离心泵失速特性分析[J]. 农业机械学报, 2022,53(3):175-182.
ZHANG Desheng, YANG Xueqi, YANG Gang, et al. Stall characteristics of vertical volute centrifugal pump at different guide

- vane openings[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(3):175–182. (in Chinese)
- [12] 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.
ZHANG Yongxue, HOU Hucan, XU Chang, et al. Application of entropy production method to centrifugal pump energy loss evaluation[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2017, 35(4):277–282,288. (in Chinese)
- [13] 冯建军,张钰,朱国俊,等. 采用熵产理论的离心泵断电过渡过程特性[J]. 农业工程学报, 2020, 36(4):10–17.
FENG Jianjun, ZHANG Yu, ZHU Guojun, et al. Transition process characteristics of centrifugal pump with power-off based on entropy production theory[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(4):10–17. (in Chinese)
- [14] 舒欣,任芸,吴登昊,等. 自吸泵内能量损失及非定常流动特性研究[J]. 水利学报, 2019, 50(8):1010–1020.
SHU Xin, REN Yun, WU Denghao, et al. Energy loss and unsteady flow characteristics in a self-priming pump[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2019, 50(8):1010–1020. (in Chinese)
- [15] QI B, ZHANG D S, GENG L L, et al. Numerical and experimental investigations on inflow loss in the energy recovery turbines with back-curved and front-curved impeller based on the entropy generation theory[J]. Energy, 2022, 239: 122426.
- [16] TANG X, JIANG W, LI Q Y, et al. Analysis of hydraulic loss of the centrifugal pump as turbine based on internal flow feature and entropy generation theory[J]. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2022, 52: 102070.
- [17] GUAN H Y, JIANG W, WANG Y C, et al. Numerical simulation and experimental investigation on the influence of the clocking effect on the hydraulic performance of the centrifugal pump as turbine[J]. Renewable Energy, 2021, 168: 21–30.
- [18] WANG X H, WU Z X, YANG H, et al. Experimental study of centrifugal pump as turbine with S-blade impeller[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2023, 237(4): 1557–1565.
- [19] 王晓晖,杨军虎,夏正廷,等. 泵反转液力透平速度滑移的计算与分析[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2017, 45(9):64–68.
WANG Xiaohui, YANG Junhu, XIA Zhengting, et al. Calculation and analysis of velocity slip of pump as turbine[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology(Natural Science Edition), 2017, 45(9):64–68. (in Chinese)
- [20] 张金凤,蔡海坤,陈圣波,等. 长短叶片尾缘形状对离心泵性能与动静干涉的影响[J]. 农业机械学报, 2020, 51(4): 122–130,190.
ZHANG Jinfeng, CAI Haikun, CHEN Shengbo, et al. Influence of long and short blades trailing edge shape on performance and rotor-stator interaction in centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(4): 122–130,190. (in Chinese)
- [21] JJF 1059.1—2012 测量不确定度评定与表示[S]. 2012.
- [22] GB/T 3216—2016 回转动力泵 水力性能验收试验 1级、2级和3级[S]. 2016.
- [23] 张胜,宋龙波,乔金宇,等. 离心泵测试系统测量精度评定方法研究[J]. 机电工程技术, 2020, 49(10):101–103.
ZHANG Sheng, SONG Longbo, QIAO Jinyu, et al. Study on evaluation method of uncertainty in measurement of pump test[J]. Mechanical & Electrical Engineering Technology, 2020, 49(10):101–103. (in Chinese)
- [24] LIN T, LI X J, ZHU Z C, et al. Application of entropy dissipation to analyze energy loss in a centrifugal pump as turbine[J]. Renewable Energy, 2021, 163: 43–55.
- [25] KAZBEKOV A, KUMASHIRO K, STEINBERG M A. Entropy transport in swirl combustion[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2019, 876: 715–732.
- [26] KOCK F, HERWIG H. Local entropy production in turbulent shear flows: a high-reynolds number model with wall functions[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2004, 47(10/11): 2205–2215.
- [27] HOU H C, ZHANG Y X, LI Z L, et al. Numerical analysis of entropy production on a LNG cryogenic submerged pump[J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2016, 36: 87–96.
- [28] 潘强,孙龙月,丁威,等. 灯泡贯流泵局部熵产与能量损失特性研究[J]. 西安交通大学学报, 2023, 57(1):131–140.
PAN Qiang, SUN Longyue, DING Wei, et al. Investigation of local entropy generation and energy loss characteristics of the bulb tubular pump[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2023, 57(1):131–140. (in Chinese)
- [29] 阚阚,杨皓程,郑源,等. 基于熵产理论的水泵水轮机反S区水力损失机理分析[J]. 水利学报, 2023, 54(3):323–332.
KAN Kan, YANG Haocheng, ZHENG Yuan, et al. Analysis of hydraulic loss mechanism in inverse S-shaped region of pump-turbine based on entropy generation theory[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2023, 54(3): 323–332. (in Chinese)
- [30] LIU C Q, WANG Y Q, YANG Y, et al. New Omega vortex identification method[J]. Science China Physics, Mechanics & Astronomy, 2016, 59(8): 62–70.
- [31] DONG X R, DONG G, LIU C Q. Study on vorticity structures in late flow transition[J]. Physics of Fluids, 2018, 30(10):1–16.