

熵产理论在液力透平内流场分析中的应用

黄宁, 李振林*

中国石油大学(北京)机械与储运工程学院, 北京 102249

* 通信作者, zhenlinli@263.net

收稿日期: 2020-03-18

摘要 液力透平通常用于取代石油化工工艺流程的焦耳—汤姆逊节流阀起到降压作用, 可以提高整体效率, 也能回收高压液体能量, 提高能量利用率。液力透平的整体性能关乎其回收能量的效率, 为了对液力透平流场中的能量损失做出定量、定向的评价, 更准确地计算流场水力损失的大小和位置, 本文引入基于热力学第二定律的熵产分析理论进行分析。选用 RNG κ - ε 湍流模型对透平全流道进行数值模拟, 并与实验结果进行对比, 发现计算结果与实验结果吻合性较好。对数值模拟结果进行熵产理论分析, 得到了不同工况下导叶和转轮流域的熵产, 计算结果表明, 在设计工况点, 转轮流域流场的流线分布最佳, 熵产最小, 导叶和转轮流域熵产分别占总熵产的 56% 和 44%, 转轮内高熵产率主要分布在入口区域, 由冲击损失造成。在偏工况点转轮内流场出现漩涡, 熵产增大。转轮的熵产与内流场速度场分布相关, 在非设计工况点, 转轮流域内存在不良流动, 引起的湍流脉动导致水力损失增大, 同时伴随着熵产的增加。结果表明, 熵产理论在水力损失评估上具有明显的优势, 可以准确定位能量损失来源。

关键词 液力透平转轮; 数值模拟; 熵产理论

Application of entropy production theory in flow field analysis of hydraulic turbines

HUANG Ning, LI Zhenlin

College of Mechanical and Transportation Engineering, China University of Petroleum-Beijing, Beijing 102249, China

Abstract Hydraulic turbines are usually used to replace Joule-Thomson valves in petrochemical processes to reduce pressure, which can not only improve the overall efficiency, but also recover high-pressure liquid energy and improve energy efficiency. The overall performance of a hydraulic turbine is related to its efficiency of energy recovery. In order to make a quantitative and direct evaluation of the energy loss in the flow field of the hydraulic turbine, and to more accurately calculate the size and position of the hydraulic loss in the flow field, entropy production analysis theory based on the second law of thermodynamics is introduced for the analysis. The RNG κ - ε turbulence model is used to simulate the whole flow passage of the turbine, and compared with the experimental results. It is found that the calculated results are in good agreement with the experimental results. The entropy generation theory of the numerical simulation results is analyzed, and the entropy production of the guide vane and runner basin under different working conditions is obtained. The calculation results show that at the design operating point, the streamline distribution of the flow field of the runner basin is the best and the entropy production is the smallest. The entropy production of the guide vane and runner basin accounts for 56% and 44% of the total entropy production respectively, and the high entropy production in the runner is mainly

引用格式: 黄宁, 李振林. 熵产理论在液力透平内流场分析中的应用. 石油科学通报, 2020, 02: 269-276

HUANG Ning, LI Zhenlin. Application of entropy production theory in flow field analysis of hydraulic turbines. Petroleum Science Bulletin, 2020, 02: 269-276. 10.3969/j.issn.2096-1693.2020.02.023

distributed in the entrance area, which is caused by impact loss. There is a vortex in the flow field in the runner at the partial operating point, and the entropy production increases. The entropy production of the runner is related to the distribution of the velocity field of the internal flow field. At the off-design operating point, There are bad-behaved flow fields in the runner basin, which leads to an increase in hydraulic loss caused by turbulent pulsation, accompanied by an increase of entropy production. The results show that the entropy production theory has obvious advantages in hydraulic loss assessment and can accurately locate the source of hydraulic loss.

Keywords hydrodynamic turbine runner; numerical simulation; entropy production theory

doi: 10.3969/j.issn.2096-1693.2020.02.023

在石油化工加氢裂变装置、大型合成氨装置等工业流程中存在大量的高压液体,这些高压液体一般需要减压才可以用于后续流程。例如在天然气液化工厂存储前的减压环节中通常用焦耳—汤姆逊节流阀降压,但同时会增加闪蒸气的产生量从而降低装置液化效率约3%~5%^[1-2]。近年来,液力透平逐渐替代焦耳—汤姆逊节流阀用来回收这部分高压余能。液力透平可以将高压介质的压能转换为旋转机械能用来发电,在降压的同时,可以驱动机械设备回收能量^[3-4]。

离心式液力透平转轮通常与离心泵叶轮类似,对液力透平的能量特性研究主要从流体动力学角度,但机械内水力损失发生的大小和位置不够直接。由于介质的黏性与湍流效应不可避免的存在压力能向内能转换而产生不可逆的能量损失。近年来,基于热力学第二定律的熵产分析方法逐渐在流体机械中应用,越来越多的研究集中于从热力学角度分析流动过程中的能耗损失。熵产理论作为评价不可逆过程的方法,不仅可用于分析流动过程中各部件的总体能量损失,还可以用于诊断流动过程中能量损失发生的位置和空间分布,可以为透平分析及优化提供信息,这是传统分析方法所不能提供的。

BEJAN等^[5]首先提出流动传热过程中熵产最小化的概念,给出了仅考虑流动与传热过程的微元熵产公式。张永学等^[6]引入熵产分析理论计算了离心泵水力损失的大小和发生位置,证明了熵产理论在离心泵能耗分析的适用性。王松岭等^[7]采用熵产理论进行计算,结果表明优化后的叶轮和蜗壳内熵产明显降低,流动得到改善。张帆等^[8]基于熵产理论分析的流动损失分析方法对单级侧流道泵模型进行研究,结果表明,泵内部流动损失主要与湍流流动增加的熵产有关。张亚太等^[9]引入熵产理论对绕二维NACA0009水翼流场进行了分析,结果表明,熵产理论可以应用于空化流场分析。LI等^[10]利用熵产理论分析了离心泵由空化引起的扬程断裂特性,结果表明熵产变化趋势与离心泵外特性变化趋势之间存在一定的相关性。Gong等^[11]将熵产理论应用于大型混流式水轮机水力损失分析,结

果表明利用熵产理论可以精确定位高损失位置。Hou等^[12]利用熵产理论分析了液化天然气低温潜水泵的能量特性,得出了潜液泵内能量损失的主要因素。Pei等^[13]采用该理论评估了水泵中叶轮与扩压叶栅的轴向间隙对能量损失的影响,结果表明湍流耗散是导致水力损失的主要因素。Wang等^[14]通过熵产理论分析液化天然气低温潜水泵在空化工况下的能量损失,表明熵产理论在复杂流场条件下也能很好地应用。研究结果表明熵产理论可以较好地分析水力损失,为了准确分析液力透平内流场水力损失的大小和位置,本文对液力透平进行内流场模拟计算,利用熵产理论来分析不同工况下,液力透平内部损失的分布情况。

1 熵产理论

熵产是由于不可逆过程引起的能量耗散,使损失的机械能转化为内能,是不可逆的。根据热力学第二定律,在一个实际的流体系统中,总是伴随着熵增。在液力透平内部流动中,黏滞力会使流体的动能和压力能转化为内能而耗散,引起熵产的增加;各种不良流动引起的湍流脉动导致水力损失,同时伴随着熵产的增加。因此可以通过熵产理论分析液力透平内部能量损失的大小和具体位置,熵产率可以定义为:

$$\dot{S}'' = \frac{\dot{\Phi}}{T} \quad (1)$$

式中: $\dot{\Phi}$ 是能量耗散率; T 是介质温度,K。

根据BEJAN等^[5]提出的流动传热过程熵产计算的概念,对于湍流流动,熵产率可分为两部分:一部分是由时均运动引起的;另一部分是由脉动速度而引起的湍流耗散导致的。平均速度产生的熵产率 $S_{\text{pro,VD}}$ 和脉动速度产生的熵产率 $S_{\text{pro,VD}}$ 可以表示为

$$S_{\text{pro,VD}} = \frac{\mu}{T} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (2)$$

$$S_{\text{pro,TD}} = \frac{\mu}{T} \left\{ 2 \left[\overline{\left(\frac{\partial u'}{\partial x} \right)^2} + \overline{\left(\frac{\partial v'}{\partial y} \right)^2} + \overline{\left(\frac{\partial w'}{\partial z} \right)^2} \right] + \overline{\left(\frac{\partial u'}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial x} \right)^2} + \overline{\left(\frac{\partial u'}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial x} \right)^2} + \overline{\left(\frac{\partial v'}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial y} \right)^2} \right\} \quad (3)$$

式中： $S_{\text{pro,VD}}$ 是由平均速度引起的熵产率， $\text{kW/m}^3\text{K}$ ； $S_{\text{pro,VD}}$ 是由脉动速度引起的熵产率， $\text{kW/m}^3\text{K}$ ； μ 是流体动力黏度， $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ； u, v, w 分别表示速度在 x, y, z 轴方向的分量， m/s ； \bar{u} 与 u' 分别表示平均速度与脉动速度。

根据 Kock^[15] 和 Mathieu^[16] 等提出的方法，脉动速度引起的局部熵产率可表示为

$$S_{\text{pro,TD}} = \frac{\rho \varepsilon}{T} \quad (4)$$

式中： ρ 是密度， kg/m^3 ； ε 是湍流耗散率， m^2/s^3 ， T 是温度， K 。

流域内两部分熵产可以通过积分获得，即

$$S_{\text{VD}} = \int_V S_{\text{pro,VD}} dV \quad (5)$$

$$S_{\text{TD}} = \int_V S_{\text{pro,TD}} dV \quad (6)$$

式中： S_{VD} 是主流区由时均速度引起的熵产， kW/K ； S_{TD} 是主流区由脉动速度引起的熵产， kW/K 。

张翔^[17]等给出了壁面附近熵产计算的公式

$$S_{\text{pro,W}} = \int_A \frac{\bar{\tau} \cdot \bar{v}}{T} dA \quad (7)$$

式中： $\bar{\tau}$ 是壁面剪切力， Pa ； A 是计算域表面积， m^2 ； \bar{v} 是速度矢量， m/s ； $S_{\text{pro,W}}$ 是壁面附近熵产， kW/K 。对于本文研究的透平水力模型，首先通过 ANSYS-CFX 对全流道进行数值模拟，得到透平的内流场信息，利用 CFX 中嵌入式 CEL 语言 (CFX Expression Language) 编辑熵产率计算公式，根据公式 (5)~(7)，分别对透平的导叶流域和转轮流域进行积分计算，从而得到不同流域的总熵产。

2 计算模型

2.1 物理模型

本文以某一型号液力透平为研究对象，该模型主要设计参数如表 1 所示，液力透平的计算域如图 1 所示，主要过流部件包括导叶与转轮，导叶与转轮的主要结构参数如表 2 所示。

2.2 网格划分

利用 ANSYS-CFX 软件对液力透平进行定常不可压流场数值计算，湍流模型选择为 RNG $k-\varepsilon$ 模型，边界条件设置为流量入口和压力出口，转轮设置为旋转计算域，导叶设置为静止计算域，动静计算域之间选择 Frozen rotor，壁面为无滑移壁面，收敛残差为 10^{-4} ，采用高阶求解精度。利用 ANSYS-ICEM 对导叶和转轮计算域进行结构化网格划分。为满足标准壁面函数对 y^+ 的要求，对壁面附近区域网格进行加密处理，如图 2 所示。网格质量的好坏对计算结果有很大的影响，为了保证数值模拟的精确度，以设计工况点为模拟工况进行模拟，采用不同网格数进行网格无关性验证，网格无关性验证如表 3 所示，选取透平的扬程及效率作为考察指标来衡量网格数对计算结果的影响，通过比较分析可知，在网格数为 2.95×10^6 时，扬程和效率的变化已经很小了，在网格数为 3.25×10^6 时，相对误

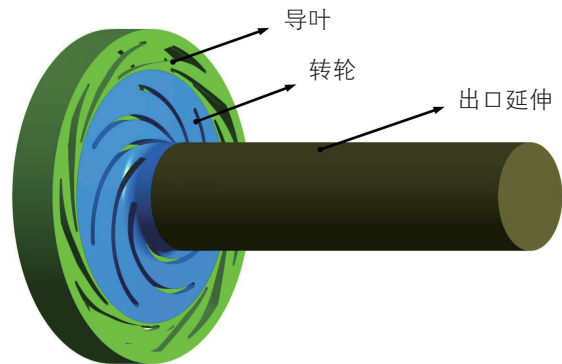


图 1 液力透平计算域

Fig. 1 Calculation domain of hydraulic turbine

表 1 透平设计参数

Table 1 Turbine design parameters

参数	数值
设计流量 $Q/(\text{m}^3/\text{h})$	40
设计转速 n/rpm	3000
额定效率 $\eta/\%$	70
额定水头 H/m	8

表 2 透平结构参数及设计因子水平

Table 2 Structural parameters and design factor level of turbine

参数	数值
转轮进口直径 D_2/mm	216
转轮出口直径 D_1/mm	96
转轮叶片数 Z_b	7
导叶叶片数 Z_s	9

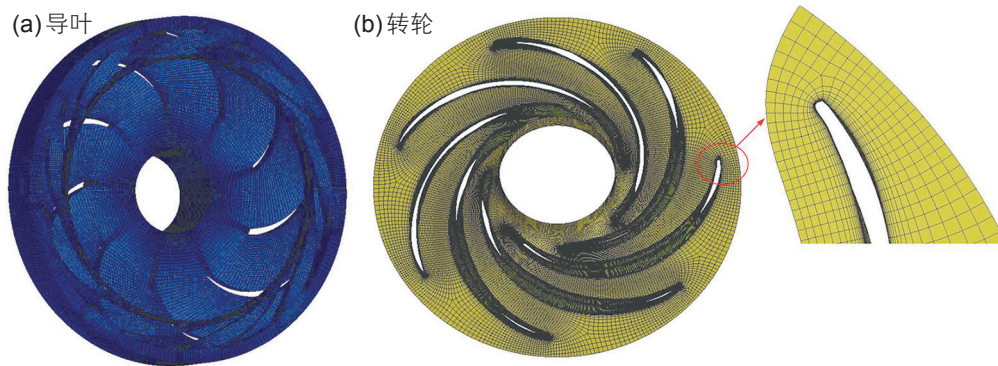


图2 液力透平导叶和转轮流域网格

Fig. 2 Grid of guide vane and runner of hydraulic turbine

表3 网格数对透平性能的影响

Fig. 3 Effect of grid number on performance of turbine

网格数/ 10^6	水头/m	相对误差/%	效率/%	相对误差/%
1.78	95.10		73.95	
2.33	97.26	2.27	72.71	1.68
2.95	98.22	0.99	72.10	0.84
3.25	98.62	0.41	71.81	0.40

差分别为 0.41% 及 0.40%，因此进一步增加网格数对计算结果不会带来较大的影响，综合考虑数值计算时间及计算结果的可靠性，最终确定导叶流道网格数为 1.50×10^6 ，转轮流道网格数为 1.45×10^6 。

2.3 模拟结果验证

为考察液力透平的性能，对透平进行现场实验，实验布置如图 3 所示，实验设备主要包括储水罐、增压泵、液力透平、电机、流量计等。通过改变液力透平的流量，得到透平在不同工况点的透平进出口压力和转轮扭矩。通过扭矩，可以得到液力透平的输出功率，进而得到不同工况点下的水头及水力效率，液力透平水头和水力效率计算公式如下

$$H = \frac{p_{\text{inter}} - p_{\text{outer}}}{\rho g} \quad (8)$$

$$\eta = \frac{M\omega}{9.81QH} \quad (9)$$

式中： p_{inter} 是透平入口压力，Pa； p_{outer} 是透平出口压力，Pa； M 是扭矩，N·m； ω 是透平旋转角速度，rad/s； Q 是透平流量， m^3/h 。

透平实验转速为 3000 rpm，流量变化范围为 30~50 m^3/h 分别得到不同工况点的实验结果。液力透平数值模拟结果与实验结果对比如图 4 所示。

由图 4 可以看出，在模拟工况范围内，模拟结果

与实验结果存在一定误差，主要是由于透平实验过程中存在泄漏及机械摩擦损失，在数值模拟过程中忽略了该部分损失。在实验范围内模拟结果与实验结果变化趋势一致，两者吻合性也较好，设计工况点处实验结果与模拟结果水头的误差和水力效率的误差均小于 1.5%，因此数值模拟结果具有可靠性。

3 计算结果及分析

3.1 总熵产分布

根据计算模拟结果，利用公式(5)~(7)分别计算得到不同工况下转轮流域与导叶流域的总熵产，如图 5 所示。由图 5 可知，随着流量的增加，转轮流域的熵产先减小后增大，在偏离设计工况点熵产最大，在设计工况点熵产最小。导叶流域的熵产也有类似分布规律，在设计工况点，熵产最小。以导叶和转轮流域熵产之和作为总熵产，在设计工况点，转轮流域熵产占总熵产约为 44%，导叶流域熵产占总熵产约为 56%。

3.2 转轮流道熵产率分布

液力透平转轮内流场在设计工况点(40 m^3/h)和偏离工况点(44 m^3/h)流线和熵产率分布如图 6 所示。在设计工况点，转轮流域内流线分布最佳，没有明显的旋

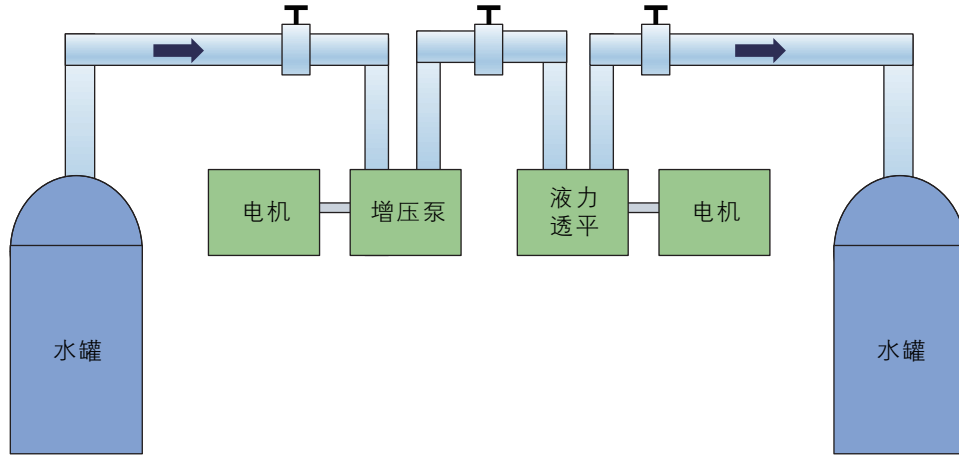


图 3 透平实验台示意图

Fig. 3 Schematic diagram of turbine test

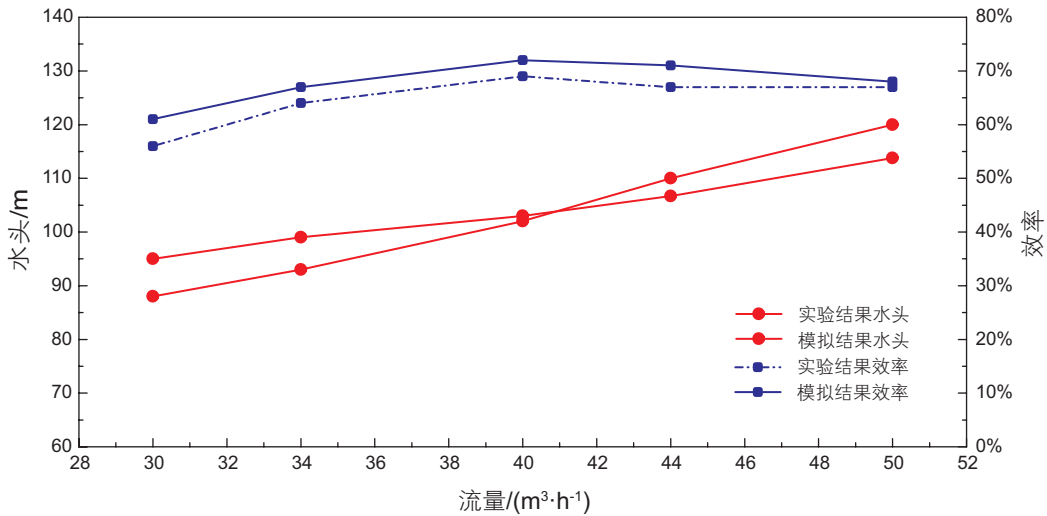


图 4 数值模拟结果与实验结果对比

Fig. 4 Comparison of numerical simulation results with experimental results

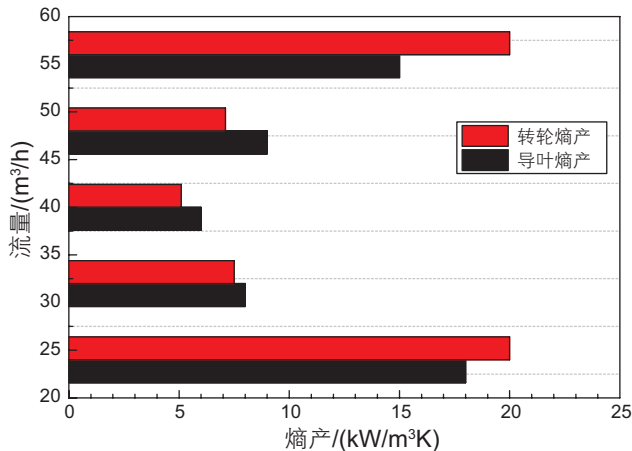


图 5 不同流量下转轮与导叶流域熵产

Fig. 5 Entropy production of runner and guide vane under different condition

涡，总的熵产最小，在转轮叶片进口处存在明显的高熵产率，该处能量损失是由于转轮叶片头部进口冲击造成，如图 7 所示。在偏工况点，转轮流域内存在明显的螺旋旋涡，存在不良流动现象，流线分布更为复杂，与设计工况点流场相比，相应造成水力损失增大，熵产计算显示，在该工况点熵产更大。高熵产率主要分布于转轮叶片头部进口区域和旋涡存在的不良流动区域，在转轮叶片吸力面附近速度分布不均匀，存在明显旋涡，熵产率在该区域较大。

3.3 导叶流道内熵产率分布

不同工况下导叶内熵产率分布如图 8 所示。由图 8 可以看出，在偏离设计工况点时，局部熵产率高的区域呈现增大趋势，最大熵产率出现在导叶与转轮交

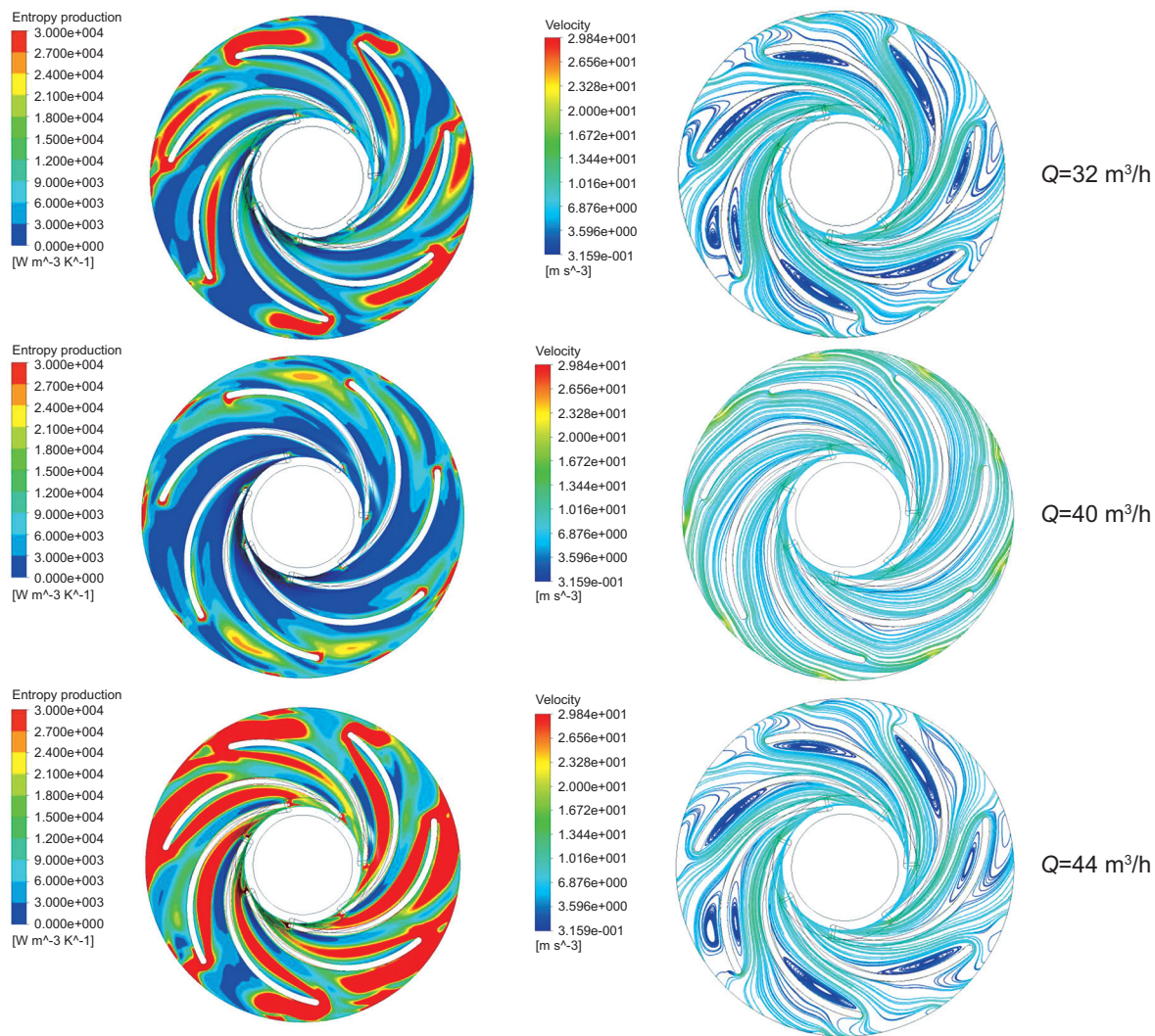


图6 不同流量下转轮内流线与熵产率分布

Fig. 6 Distribution of streamline and entropy production rate in runner under different flow rates

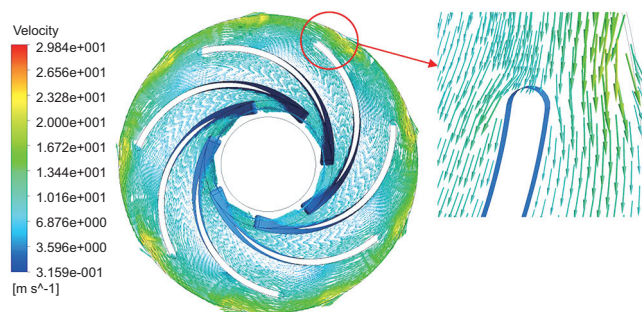


图7 转轮内速度矢量分布

Fig. 7 Velocity vector distribution in runner

界处, 该处由于导叶与转轮之间的动静干涉严重, 速度场变化剧烈, 造成能量损失严重, 在设计工况点处, 流动分布较为合理, 熵产率相对较小。在设计工况点, 导叶出口与转轮入口匹配较好, 因此能量损失较少, 熵产较小。偏离工况点时, 液体速度改变, 导叶与转

轮匹配不好, 造成能量损失的增大, 熵产变大, 从而造成转轮效率的降低。

通过实验结果与数值模拟结果可知, 在设计工况点 $40 \text{ m}^3/\text{h}$, 液力透平的水力效率最高, 能量损失较小, 在偏工况点, 效率降低, 能量损失变大。相应的, 通过对液力透平内流场进行熵产分析, 在设计工况点, 熵产最小, 在偏工况点, 熵产增大。因此通过熵产的变化, 可以得到透平内流场能量损失的变化规律, 进而确定透平的性能的变化。通过对不同工况下转轮内流场熵产分析, 转轮叶片进口吸力面附近是能量损失最为严重的区域, 尤其是在偏离设计工况点运行的情况下, 由于流量的改变, 转轮流道内出现漩涡, 造成能量损失的增大, 会造成液力透平性能的下降。

熵产的应用可以更为清晰地将流场内各部分能量损失以量化的形式呈现出来, 为下一步对液力透平转

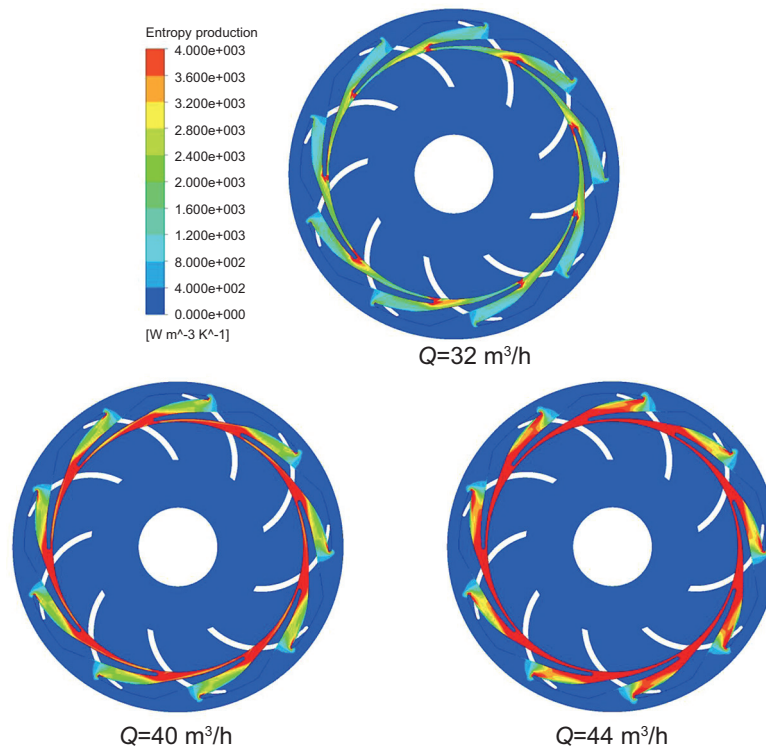


图 8 不同流量下导叶内熵产率分布

Fig. 8 Entropy production rate distribution in guide vane under different flow rates

轮进行结构优化提供依据。根据对该模型的熵产分析,在下一步性能优化时,需要着重考虑该转轮叶片进口处的几何优化,以改善在偏工况运行时转轮内的流场分布。

4 结论

通过数值模拟得到液力透平内流场,并将基于热力学第二定律的熵产分析理论,应用于流场的后处理,对液力透平导叶及转轮流场进行分析,得到以下结论:

1)随着流量变化,导叶和转轮流场总熵产具有类似规律,当流量逐渐增大时,总熵产先降低后增大,在设计工况点总熵产最低,偏离设计工况点,总熵产

逐渐增大,在设计工况点转轮流场熵产占总熵产的44%,导叶流域熵产占总熵产的56%。

2)转轮流场内局部熵产率与内流场的分布相关,当流域内出现旋涡,不良流动区域增大时,局部熵产率增大,在设计工况点流场分布较好,因此熵产较低,在转轮叶片吸力面附近速度分布不均匀,在该区域熵产率较大。

3)传统的转轮优化方法仅以透平外特性为目标,熵产理论可以进一步对内流场的速度场进行分布,可以准确定位出流动不良的区域,为转轮进一步针对流动恶化区域优化提供依据。因此熵产理论用于转轮的速度场分析,通过与外特性性能结合,有利于优化出外特性与内流场俱佳的转轮模型。

参考文献

- [1] ZHI G B, JUN H Y, WEI Y Z, et al. Status of research of hydraulic turbines for energy recovery[J]. Fluid Machinery, 2014, 42(8): 58–62.
- [2] CHEN J, HUA Y, SU Q, et al. Development and industrial tests of the first LNG hydraulic turbine system in China[J]. Natural Gas Industry B, 2016, 3(4): 283–290.
- [3] 杨军虎, 张雪宁, 王晓辉, 等. 能量回收液力透平研究综述[J]. 流体机械, 2011, 39(6): 29–33. [YANG J H, ZHANG X N, WANG X H, et al. Overview of research on energy recovery hydraulic turbine[J]. Fluid machinery, 2011, 39(6): 29–33.]
- [4] 王晓晖, 杨军虎, 史凤霞. 能量回收液力透平的研究现状及展望[J]. 排灌机械工程学报, 2014, 32(9): 742–747. [WANG X H,

- YANG J H, SHI F X. Status and prospect of study on energy recovery hydraulic turbines[J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2014, 32(9): 742–747.]
- [5] BEJAN, KESTINJ. *Entropy generation through heat and fluid flow*[M]. New York: John Wiley & Sons Inc, 1982.
- [6] 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(4): 277–282, 288. [ZHANG Y X, HOU H C, XU C, et al. Application of entropy production method to centrifugal pump energy loss evaluation [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2017(4): 277–282, 288.]
- [7] 王松岭, 张磊, 叶学民, 等. 基于熵产理论的离心风机性能优化[J]. *中国电机工程学报*, 2011, 31 (11): 86–91. [WANG S L, ZHANG L, YE X M, et al. Performance optimization generation theory[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2011, 31(11): 86–91. (in Chinese)]
- [8] 张帆, 袁寿其, 魏雪园, 等. 基于熵产的侧流道泵流动损失特性研究[J]. *机械工程学报*, 54(22): 151–158. [ZHANG F, YUAN S Q, WEI X Y, et al. Study on flow loss characteristics of side channel pump based on entropy production[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 54(22): 151–158.]
- [9] 张亚太, 杨宝锋, 陈炜, 等. 基于熵产理论的水翼空化特性研究[J]. *推进技术*, 2019(7): 1490–1497. [ZHANG Y T, YANG B F, CHEN W, et al. Study on cavitation characteristics of hydrofoil based on entropy production theory[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2019(7): 1490–1497.]
- [10] LI Y, FENG G W, SI Q R, et al. An experimental study on the cavitation vibration characteristics of a centrifugal pump at normal flow rate[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2018, 32(10): 4711–4720.
- [11] GONG R, WANG H, CHEN L, et al. Application of entropy production theory to hydro-turbine hydraulic analysis[J]. *Science China-Technological Sciences*, 2013, 56(7): 1636–1643.
- [12] HOU H, ZHANG Y, LI Z, 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.
- [13] PEI J, MENG F, LI Y, et al. Effects of distance between impeller and guide vane on losses in a low head pump by entropy production analysis[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2016, 8(11): 756466032.
- [14] WANG C, ZHANG Y, HOU H, et al. Entropy production diagnostic analysis of energy consumption for cavitation flow in a two-stage LNG cryogenic submerged pump[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 129: 342–356.
- [15] 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): 2205–2215.
- [16] MATHIEU C, JEAN P F, JEAN M M, et al. The cavitation instability induced by the development of a reentrant jet[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2001, 444(1): 223–256.
- [17] 张翔, 王洋, 徐小敏, 等. 低比转数离心泵叶轮内能量转换特性[J]. *农业机械学报*, 2011, 42(7): 75–81. [ZHANG X, WANG Y, XU X M, et al. Energy conversion characteristic within impeller of low specific speed centrifugal pump[J]. *Transactions of The Chinese Society of Agricultural Machinery*, 2011, 42(7): 75–81]

(编辑 马桂霞)