

DOI:10.3876/j.issn.1000-1980.2026.05.007

空化工况下喷水推进泵非稳定流动及熵产分析

张睿,王正欣,邢静艺,徐辉,丁旭洁,李剑平,陈邦华,李森

(河海大学农业科学与工程学院)

摘要:为探究空化对喷水推进泵内部非稳定流动及能量损失特性的影响,基于非定常雷诺时均方程(URANS),采用 FBM-CC 湍流模型和 ZGB 空化模型对其内部空化流场进行了非定常计算,结合边界涡量流诊断和熵产理论分析了典型空化工况下的非稳定流动及能量损失特性。结果表明:所采用的数值模拟方法对喷水推进泵空化流动计算具有良好的精度;随着汽蚀余量降低,空化从间隙空化发展至楔形空化,在深度空化工况时(汽蚀余量为 11.32 m),空化几乎覆盖整个叶片吸力面,诱发叶顶泄漏涡发生断裂并形成堵塞流道的空化诱导涡,空化末端存在强逆压梯度,叶顶尾缘出现流线扭曲与流动分离;空化初期能量损失以壁面摩擦为主,在深度空化工况时湍流耗散成为主要贡献项且湍流耗散熵产占比较初始空化提升 5%,此时尾流的流动分离及空化引起的涡流成为能量损失的主要来源。

关键词:喷水推进泵;空化;非稳定流动;熵产;数值模拟

中图分类号:TV136.2

文献标志码:A

文章编号:1000-1980(2026)05-0060-09

Analysis of unsteady flow and entropy generation in a water-jet pump under cavitating conditions

Zhang Rui, Wang Zhengxin, Xing Jingyi, Xu Hui, Ding Xujie, Li Jianping, Chen Banghua, Li Sen
(College of Agricultural Science and Engineering, Hohai University)

Abstract: To investigate the impact of cavitation on the unsteady flow and energy loss characteristics in a water-jet pump, the unsteady calculations of its internal cavitating flow field were carried out based on the unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes (URANS) equations, adopting the FBM-CC turbulence model and ZGB cavitation model. The unsteady flow and energy loss characteristics under typical cavitation conditions were analyzed by combining the boundary vorticity flux diagnosis and entropy generation theory. The results show: The adopted numerical simulation method has good accuracy for the calculation of cavitating flow in the water-jet pump; as the net positive suction head decreases, cavitation develops from clearance cavitation to wedge-shaped cavitation; under the deep cavitation condition (the net positive suction head is 11.32 m), cavitation covers almost the entire blade suction surface, inducing the fracture of the tip leakage vortex and the formation of cavitation-induced vortices that block the flow passage; a strong adverse pressure gradient exists at the cavitation end, and streamline distortion and flow separation appear at the tip trailing edge; in the initial stage of cavitation, the energy loss is dominated by wall friction; under the deep cavitation condition, turbulent dissipation becomes the main contributor, and the entropy generation of turbulent dissipation increases by 5% compared to the initial cavitation; at this time, the flow separation of the wake and the vortex caused by cavitation become the main sources of energy loss.

Key words: water-jet pump; cavitation; unsteady flow; entropy generation; numerical simulation

喷水推进凭借其优异的高速水动力性能和推进倒航的双重功能,在军用舰艇及高性能船舶上得到较为广泛的应用^[1]。作为喷水推进器的核心部件,喷水推进泵的水动力性能,无论是过流能力、功率密度,还是效率和抗空化能力较通用水泵具有更高的要求。空化是喷水推进泵内部常见水力现象,会导致喷水推进泵性能下降、产生振动与噪声^[2],若喷水推进泵长期在空化工况下运行,还会造成叶片表面剥蚀损坏,严重危及喷水推进泵运行安全和使用寿命^[3-4]。

空化的产生会对喷水推进泵内部流动的稳定性等产生不利影响。Chen 等^[5]探讨了轴流式喷水推进泵的空蚀破坏机理,发现空化破裂与叶片吸力面上的附着空化相关,空化破坏与叶片吸力面上附着的空化快速膨胀至叶片重叠区域有关。Zhao 等^[6]结合试验和数值模拟研究喷水推进泵的空化流动特性,结果表明随着

空化数的降低,叶片表面空化逐渐扩大并且堵塞了叶轮通道,进而改变了压力梯度分布和流速均匀程度。徐顺等^[7]模拟了空化工况下的喷水推进泵内部流场,发现当空化数达到临界值时,空化开始堵塞流道,导致泵外特性参数下降,并结合涡量输运方程发现涡拉伸项极大程度影响了流场的涡量分布,黏性耗散项在叶顶间隙处数值较大。喷水推进泵内流体的黏性及湍流脉动会产生能量损失,因此能量损失与泵内不良流动现象之间存在关联。Yang 等^[8-9]利用熵产理论对轴流泵能量损失特性进行分析,发现叶轮段的能量损失占比最大,湍流耗散熵产在总熵产中占据主导地位,流动冲击、流动分离、漩涡和回流是能量损失的主要来源。严春飞等^[10]基于熵产理论对离心泵流场能量特性进行分析,发现叶轮区的主要能量损耗形式为湍流熵产与壁面熵产;温度升高加剧空化发展,进而增大能量损失,该损失主要分布于空泡下游区域、局部流动分离区及漩涡区。郭婧等^[11]研究发现随着空化加剧,喷水推进泵叶轮段在熵产贡献中越发占据主导地位,其中湍流耗散与壁面耗散尤为突出。许哲等^[12]研究表明双向低扬程卧式轴流泵中叶轮区域的熵产贡献最为显著,这主要归因于其内部较大的速度梯度及强烈的动静干涉效应。Yu 等^[13]基于熵产理论分析,发现空化诱导的轴流泵叶轮吸力侧流动分离引发局部高能量耗散,随着空化加剧,分离区从叶尖向轮毂扩展,进一步加剧能量损失并促进叶尖分离泄漏涡的发展。

现有研究对空化工况下喷水推进泵的流动与能量损失特性之间的定量关系尚缺乏深入探讨,因此为研究空化工况下喷水推进泵非稳定流动机理以及泵内能量损失特性,本文采用 FBM-CC 湍流模型和 ZGB 空化模型对其内部流场进行非定常计算,分析不同空化工况下叶轮通道及叶片表面流动特性的演变规律,并基于熵产理论探究空化工况下泵内能量损失特性,以期优化喷水推进泵空化性能提供新的研究思路和有力的理论支撑。

1 数值模拟方法

1.1 几何模型与网格划分

本文所研究的喷水推进泵三维几何模型如图 1(a)所示,其计算域包括进水管、叶轮室、导叶体、出水管。喷水推进泵的主要几何及性能参数为:叶轮叶片数为 6、导叶叶片数为 8、进水管直径 D_1 为 304.8 mm、出口管直径 D_2 为 213.4 mm、叶轮转速 n 为 2000 r/min、设计流量 Q_d 为 0.802 m³/s、叶顶间隙尺寸 δ 为 0.51 mm。喷水推进泵计算网格如图 1(b)所示,采用六面体结构化网格,其中叶轮叶片采用 H 型拓扑结构,叶顶近壁面采用 O 型拓扑并局部加密以保证间隙泄漏涡所在区域的网格离散度较高。采用基于理查德森外推法的 GCI 方法,引入无量纲化的扬程系数 H^* 、功率系数 P^* 以及效率 η 进行网格误差评估:

$$H^* = \frac{P_2 - P_1}{\rho(nD_1)^2} \tag{1}$$

$$P^* = \frac{2\pi nM}{\rho n^3 D_1^5} \tag{2}$$

$$\eta = \frac{Q^* H^*}{P^*} \tag{3}$$

其中

$$Q^* = \frac{Q_v}{nD_1^3}$$

式中: P_1 、 P_2 分别为喷水推进泵进、出口断面总压; ρ 为常温水的密度,997 kg/m³; M 为泵轴扭矩; Q^* 为无量纲化的流量系数; Q_v 为泵的体积流量。

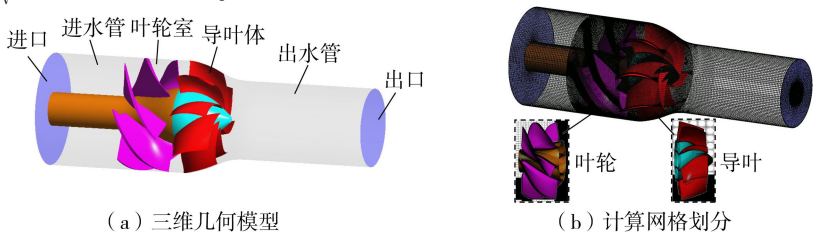


图 1 喷水推进泵的三维几何模型及计算网格示意图

Fig. 1 Schematic diagram of three-dimensional geometric model and computational mesh for a water-jet pump

选取3套网格方案,网格数分别为 $N_1=1\,584\,976$, $N_2=3\,502\,472$, $N_3=8\,023\,792$ 。以设计流量(Q_d)工况的非空化流场为例进行网格无关性验证,计算得到的 H^* 、 P^* 以及 η 的网格收敛指数分别为1.04%、0.77%和1.26%,均小于1.5%^[14],由此确定满足收敛准则计算方案的网格数为8 023 792。

1.2 计算方法与边界条件设置

本文基于非定常雷诺时均方程(URANS)、采用FBM-CC湍流模型^[15]和ZGB空化模型^[16]对喷水推进泵内部非稳定多尺度空化流动进行数值计算。喷水推进泵内的空化程度可根据汽蚀余量^[17]确定,在进行喷水推进泵非稳态空化流动的计算时,不断降低汽蚀余量直至喷水推进泵内部空化发生和发展。

对于边界条件,流体介质为25℃时的水,计算域的进口边界采用总压进口、出口边界为流量出口,其中本文以设计流量工况为例进行研究,故出口流量为 Q_d 。计算域内动静交界面采用瞬态转子-静子模型,固壁采用无滑移壁面条件,采用可缩放壁面函数处理近壁面流动。非定常计算时间步长为 8.33×10^{-5} s(叶轮旋转1°),计算总时长为15个叶轮旋转周期,将最后5个旋转周期内获取的速度、压力、湍动能等流场物理量进行时均处理。

2 计算结果与分析

2.1 计算结果验证

图2所示的是试验测量^[18]和本文数值模拟计算获得的喷水推进泵空化性能对比。由图2可知,当汽蚀余量由20 m降至12.54 m时,喷水推进泵的空化性能基本保持不变;随着汽蚀余量持续降低,效率开始呈现显著下降趋势;数值模拟结果与试验测量曲线吻合效果较好且误差在3%以内,因此本文所采用的数值模拟方法具有良好的预测精度。为了进一步分析不同空化工况下喷水推进泵内部流动及能量损失特性,分别选取3个典型的空化工况点:汽蚀余量分别为15.37 m(初始空化)、12.54 m(临界空化)、11.32 m(深度空化)进行研究。

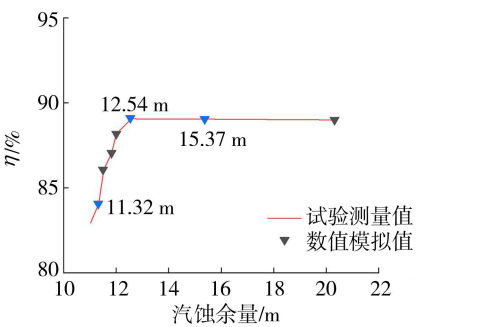


图2 喷水推进泵的空化性能对比

Fig.2 Comparison of cavitation performance of a water-jet pump

2.2 空化流动特性分析

图3为试验测量^[18]和数值模拟获得的3种典型工况下的叶轮室内的空化形态,其中空化区域由汽相体积分数 $\alpha_v=0.1$ 的等值面显示。由图3可知,汽蚀余量为15.37 m时,间隙空化产生并逐渐向下游发展;汽蚀余量为12.54 m时,间隙空化的长度约为叶顶弦长的1/2(红色虚线所示),吸力面前缘及间隙区域内出现空化,从试验结果中可以观测到明显的泄漏涡空化现象;汽蚀余量为11.32 m时,空化区域持续增大,吸力面的叶片表面空化迅速扩大,形成明显的楔形空化区域。3种典型工况下叶片吸力面的空化面积变化规律如图4所示,汽蚀余量为15.37 m时吸力面无明显空化,此时空化形态主要体现为间隙空化;随着汽蚀余量的减小,叶片吸力面空化范围持续扩大,当汽蚀余量为11.32 m时,叶片表面空化程度加剧,叶片吸力面空化范围已



图3 不同空化工况下的空化形态

Fig.3 Cavitation morphology under different cavitation conditions

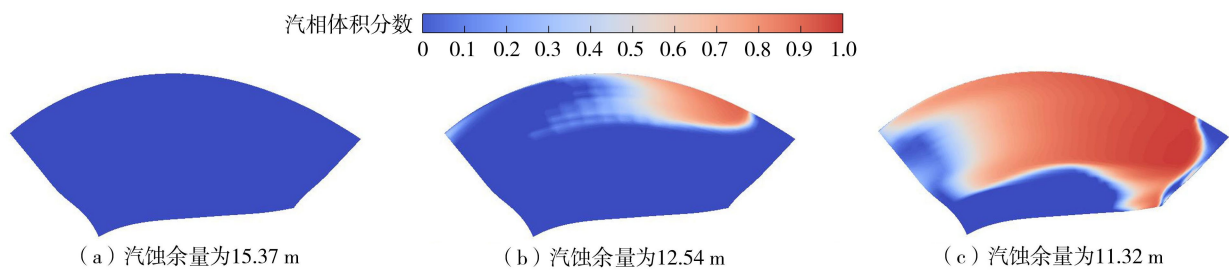


图 4 不同空化工况下吸力面空化分布

Fig. 4 Cavitation distribution on suction surface under different cavitation conditions

经延伸至尾缘处。

图 5 为不同空化工况叶顶间隙泄漏涡形态及三维流线分布,涡形态采用 λ_2 的等值面^[19]显示。由图 5 可知,汽蚀余量为 15.37 m 时,叶顶处流线表现出螺旋结构,同时受到尾涡影响(黑色虚线)尾缘区域的流速降低;汽蚀余量为 12.54 m 时,结合图 3 可知,叶顶间隙空化程度加剧,促使叶顶泄漏涡强度增大,进而使得叶顶间隙流线扭曲程度增强,同时叶片吸力面中后部出现游离涡;汽蚀余量为 11.32 m 时,叶顶间隙处空化与涡相互作用使得间隙泄漏涡发生断裂,叶片尾缘处出现空化诱导涡(红色实线)且其向相邻叶片迁移过程中造成流道堵塞,从而导致喷水推进泵的性能迅速下降。随着汽蚀余量的减小,叶顶间隙空化程度加剧,势必会对叶顶间隙内的流动产生影响。选取单个叶片,对其叶顶间隙界面进行时均质量流量积分以获取单个叶片的泄漏流量值。统计分析发现,当汽蚀余量分别为 15.37、12.54、11.32 m 时,单个叶片叶顶间隙泄漏流量为 1.47、1.42、1.25 L/s。因此,随着汽蚀余量减小,叶顶间隙泄漏流量呈现下降趋势。

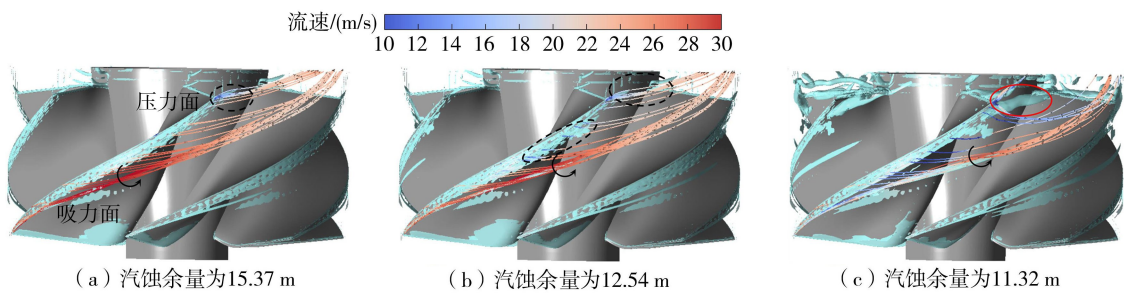


图 5 不同空化工况下叶顶间隙泄漏涡流结构($\lambda_2=-2\times10^6\text{ s}^{-2}$)

Fig. 5 Vortex structures of tip clearance leakage under different cavitation conditions ($\lambda_2=-2\times10^6\text{ s}^{-2}$)

为进一步研究空化对叶轮内部非稳定流动特性的影响,选取不同弦长位置截面,对流速与湍动能进行分析,如图 6 和图 7 所示,图中对叶片总弦长 l 作无量纲化处理, c/l 的取值范围为 $[0,1]$,表示从叶片前缘到尾缘。随着空化的发展,下游截面的低速区域增加,流速分布不均,湍动能增加,低速区及湍动能峰值集中在空化涡附近。结合图 5 可知,间隙分离涡处于湍动能峰值区域。泄漏射流区及吸力面一侧的主流区流速较大,但湍动能较小;两者之间的泄漏剪切区域流速较小,但湍动能取峰值,说明流速与湍动能大小关联性较低。当汽蚀余量为 11.32 m 时,在 $c/l=1.0$ 截面位置处,叶片表面空化形成的低速区扩大(图 6 中红色实线),低

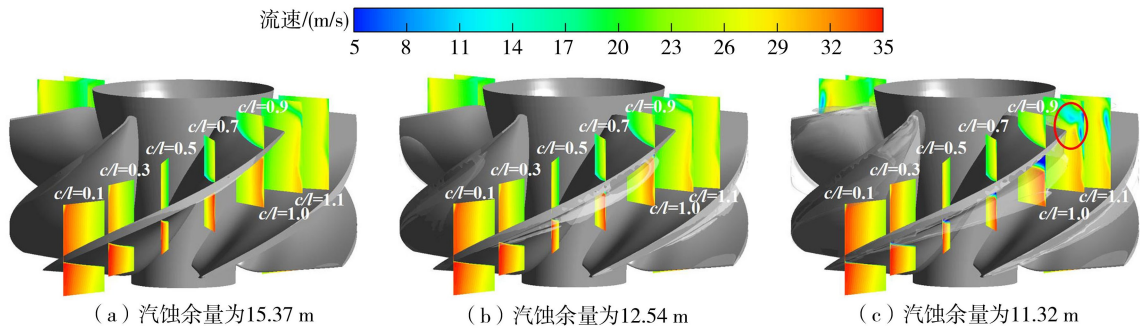


图 6 不同弦长位置截面的流速分布

Fig. 6 Flow velocity distribution of cross-sections at different chord length positions

速区边界对应汽液交界面,其与楔形空化区形成的低速区导致涡旋堆叠,同时由于空泡占据了原泄漏流与主流对流的位置,削弱湍动能的发展,如图 7(c) 中黑色实线所示。

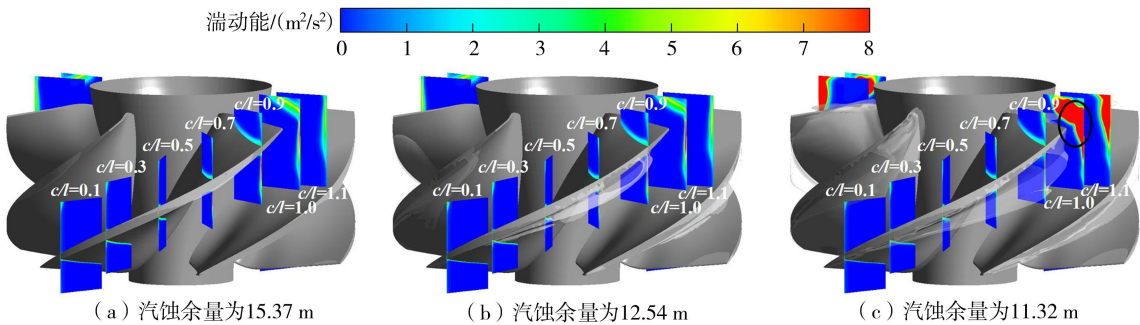


图 7 不同弦长位置截面的湍动能分布

Fig. 7 Turbulent kinetic energy distribution of cross-sections at different chord length positions

为分析不同空化工况对喷水推进泵叶片表面流动的影响机理,引入边界涡量流^[20]诊断方法。边界涡量流表征边界上涡量的生成速率,可用以分析叶片表面的流态,判断不良流态及叶片的做功能力,其表达式参见文献[20]。判断流动分离的一个重要依据是表面摩擦力 τ ,当 τ 线汇聚,涡线 ω 呈高曲率且具有局部极大值时则存在流动分离,而涡线 ω 与 τ 线平行则是流动分离的前兆。 τ 的表达式为:

$$\tau = \mu \omega \times n \tag{4}$$

式中: μ 为动力黏性系数; n 为壁面位置流体表面的外法线方向。

由图 8 可知,汽蚀余量为 15.37 m 时,吸力面的边界涡量流峰值区域集中在尾缘与轮毂,靠近叶顶的吸力面形成局部低压区,并逐渐向叶根方向与下游方向延伸;叶片表面涡线 ω 与 τ 线呈现正交分布,流线相对平顺,尚未出现流动分离。伴随着空化不断发展,汽蚀余量为 12.54 m 时,空化末端的汽液交界面存在边界涡量流负峰值区域(黑线圈出),此处逆压梯度较大;同时靠近尾缘的叶顶位置边界涡量流变化为正峰值, τ 线出现较大的曲率变化,流线扭曲,产生流动分离。当汽蚀余量为 11.32 m 时,空化区域基本覆盖叶片表面,流线在叶片尾缘汇聚,涡线 ω 与 τ 线弯曲汇聚,流动分离现象进一步加剧。

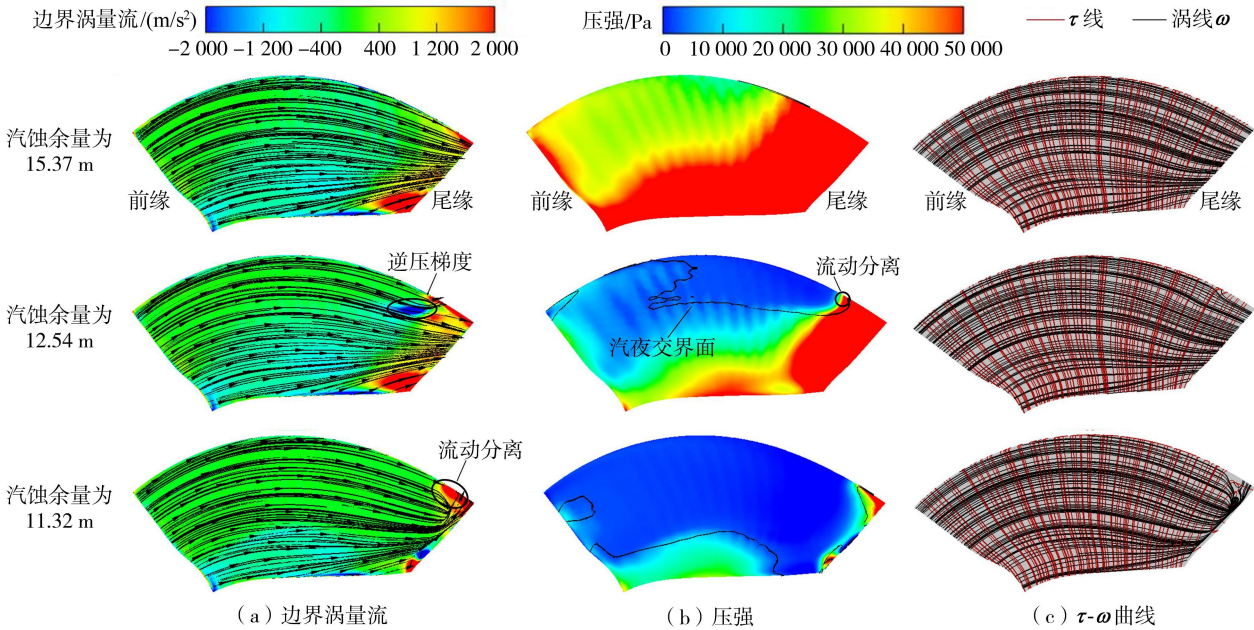


图 8 不同空化工况下叶片吸力面边界涡量流、压强及 τ - ω 曲线分布

Fig. 8 Distribution of boundary vorticity flux, pressure, and τ - ω curves on suction surface of blades under different cavitation conditions

为消除进口条件和转速等因素的影响,引入无量纲化参数压力系数 C_p ^[21]。图 9 为不同空化工况下不同叶高系数 R^* 下叶片表面的 C_p 分布,图中横坐标通过总弦长 l 做无量纲处理。 C_p 和 R^* 定义分别为

$$C_p = \frac{2(P - P_{in})}{\rho v_{tip}^2} \tag{5}$$

$$R^* = \frac{R_i - R_h}{R_s - R_h} \tag{6}$$

式中: P 为所测位置的压力; P_{in} 为泵进口截面平均压力; v_{tip} 为叶顶周向速度; R_i 为 i 处的半径; R_h 、 R_s 分别为轮毂和轮缘的半径。

由图 9 可知,当汽蚀余量为 15.37、12.54 m 时,在叶片中间截面 ($R^* = 0.50$) 及近轮毂处 ($R^* = 0.10$) 的 C_p 分布差别不大,随着空化程度加剧,当汽蚀余量为 11.32 m 时,叶片表面各截面的 C_p 均有所下降。此外,各叶高截面的 C_p 突变区域主要发生在前缘、尾缘及吸力面中后部(黑色虚线)。其中,当汽蚀余量为 15.37 m 时,压力分布较为平顺,叶片做功能力稳定;当汽蚀余量为 12.54 m 时, $R^* = 0.95$ 截面吸力面 $c/l = 0.8$ 处 C_p 发生突跃,结合图 3(b) 可知,间隙空化及叶片表面空化已经严重影响靠近轮缘处的吸力面压力分布;当汽蚀余量为 11.32 m 时,压力面的 C_p 减小,各叶高截面的叶片吸力面保持低压状态,影响叶片载荷特性及有效做功能力。

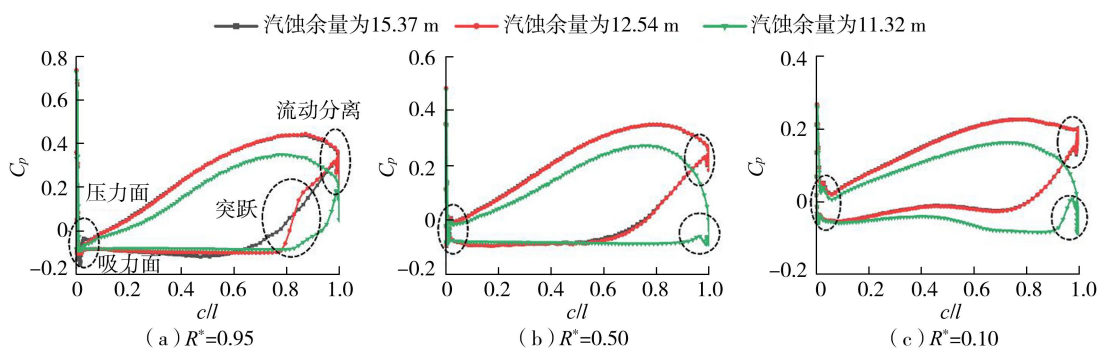


图 9 不同空化工况、不同叶高系数下叶片表面的 C_p 分布

Fig. 9 Distribution of C_p on blade surface under different cavitation conditions and blade height coefficients

由图 10 可知, c/l 大于 0.2 时,叶片吸力面的轴向速度 v_a 大于压力面,反之则小于。汽蚀余量为 15.37 m 时,压力面与吸力面的 v_a 分布较为均匀,仅在前缘与尾缘存在波动;汽蚀余量为 12.54 m 时与初始空化阶段存在一定相似性,主要区别在于 $R^* = 0.95$ 、 $c/l = 0.8$ 处存在明显的低速区;汽蚀余量为 11.32 m 时,叶片表面呈现高速流态,尤其是吸力面中后段 v_a 大幅上升,这是由于叶片表面空化基本覆盖整个吸力面所致。因此,随着汽蚀余量下降,叶片前缘周围的空化延缓吸力面前缘的速度上升,吸力面尾缘附近形成了低速回流区且其范围向轮毂及尾缘方向扩大发展。

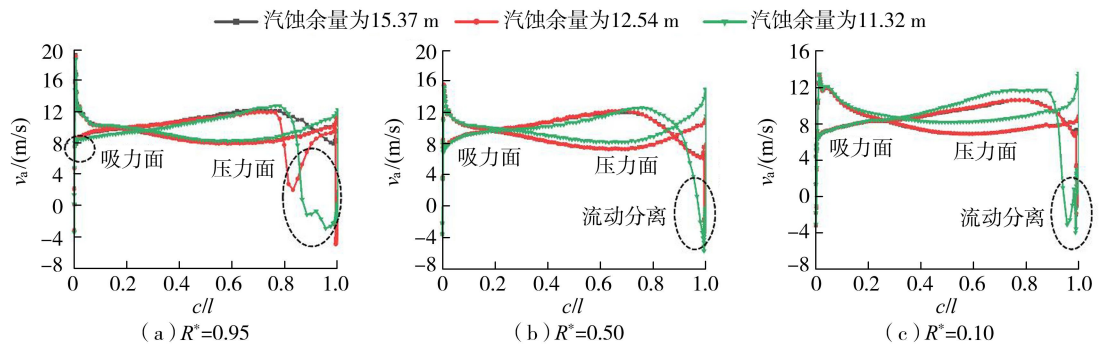


图 10 不同空化工况、不同叶高系数下轴向速度 v_a 分布

Fig. 10 Distribution of axial velocity v_a under different cavitation conditions and blade height coefficients

2.3 熵产分析

为分析喷水推进泵在不同空化工况下的能量损失特性,引入熵产理论^[22-24]探究泵内产生能量损失的位置及主要类型。熵产主要是由时均速度产生的直接耗散熵产 S_1 、脉动速度造成的湍流耗散熵产 S_2 以及壁面摩擦导致的壁面熵产 S_3 三部分组成。对喷水推进泵空化工况的计算中不考虑温度变化,因此可忽略热交换

引起的熵产。总熵产 S 和熵产率 $\dot{S}$ 计算公式为:

$$S = S_1 + S_2 + S_3$$

(7)

$$\dot{S} = \dot{Q}/T$$

(8)

式中: $\dot{Q}$ 为能量耗散率; T 为开尔文温度, 取 298.15 K。

对于湍流运动, 由时均速度引起的局部直接熵产率 $\dot{S}_1$ 与脉动速度引起的湍流耗散导致的局部脉动熵产率 $\dot{S}_2$ 共同组成局部熵产率。 $\dot{S}_1$ 、 $\dot{S}_2$ 以及壁面熵产率 $\dot{S}_3$ 的数学表达式分别为:

$$\dot{S}_1 = \frac{2\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right] + \frac{\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right)^2 \right]$$

(9)

$$\dot{S}_2 = \rho \varepsilon / T$$

(10)

$$\dot{S}_3 = \tau^* v / T$$

(11)

式中: $\bar{u}$ 、 $\bar{v}$ 、 $\bar{w}$ 为平均速度在 x 、 y 、 z 方向上的分量; ε 为湍动能耗散率; τ^* 为壁面剪切应力; v 为近壁面首层网格中心相对速度。

为分析不同空化工况下喷水推进泵各过流部件的能量损失演变规律, 分别计算进水管、叶轮室、导叶体、出水管区域的熵产比率 R_{pi} :

$$R_{pi} = \frac{S_{pi}}{S} \times 100\%$$

(12)

式中: S_{pi} 是第 i 部分的熵产值, 下标 $i=1, 2, 3, 4$ 分别表示进水管、叶轮室、导叶体、出水管区域。

进一步统计各空化工况下 S 中 S_1 、 S_2 、 S_3 组分的熵产占比 R_s :

$$R_s = \frac{S_i}{S} \times 100\%$$

(13)

图 11 显示了 3 种典型工况下喷水推进泵的熵产分布统计的变化规律。由图 11(a)可知, 叶轮室熵产比率 R_{p2} 最大, 占整个泵流道熵产值的 50% 左右, 导叶体与出水管区域次之, 进口段熵产比率 R_{p4} 最低。当汽蚀余量为 12.54 m 时, 泵内空化程度较轻, 此时各过流部件的熵产比率保持相对稳定。图 11(b) 和 (c) 分别展示全通道和叶轮室内 R_s 在空化工况不同时的变化规律。当汽蚀余量为 12.54 m 时, 壁面熵产 S_3 是全通道内能量损失的主要贡献项, 全通道内的熵产占比相对稳定。随着汽蚀余量减小, 直接耗散熵产 S_1 与湍流耗散熵产 S_2 占比高于壁面熵产 S_3 , 这一现象在叶轮室内熵产占比变化中更为明显。空化流动的流速变化增强导致湍流流场变得更加紊乱, 因此导致深度空化时湍流耗散熵产占比较初始空化提升 5%。

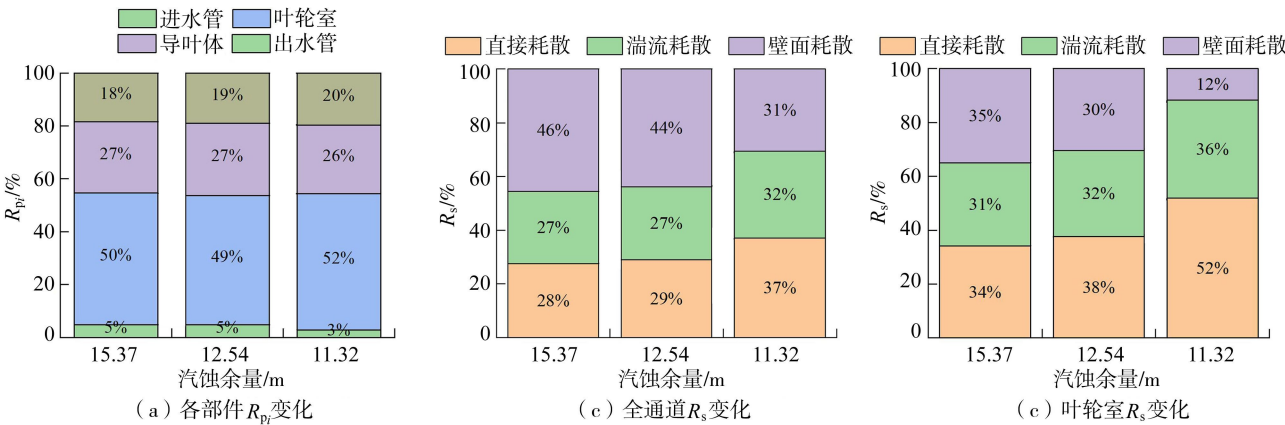


图 11 不同空化工况下熵产分布统计

Fig. 11 Statistics of entropy generation distribution under different cavitation conditions

图 12 为 3 种典型工况下各叶高截面局部熵产率 ($\dot{S}_1 + \dot{S}_2$) 的分布云图, 图中汽液交界面用黑线表示。当汽蚀余量为 15.37、12.54 m 时, 两者局部熵产率分布规律较为相似, 局部熵产率峰值区主要位于叶片尾流, 叶顶间隙区域的泄漏涡周围及靠近吸力面尾缘的范围内的局部熵产率较大。当汽蚀余量为 11.32 m 时, 楔形空化区域尾部边界区域产生流动分离, 并从叶顶向叶根发展, 在 $R^* = 0.50$ 和 $R^* = 0.90$ 截面可观测到局部熵产率出现较大值 (黑色虚线所示)。通过对比分析, 汽蚀余量较大时, 能量损失主要来源于尾流; 汽蚀余

量降低至楔形空化区域形成之后,尾流的流动分离及空化引起的涡流成为流量损失的主要贡献项。

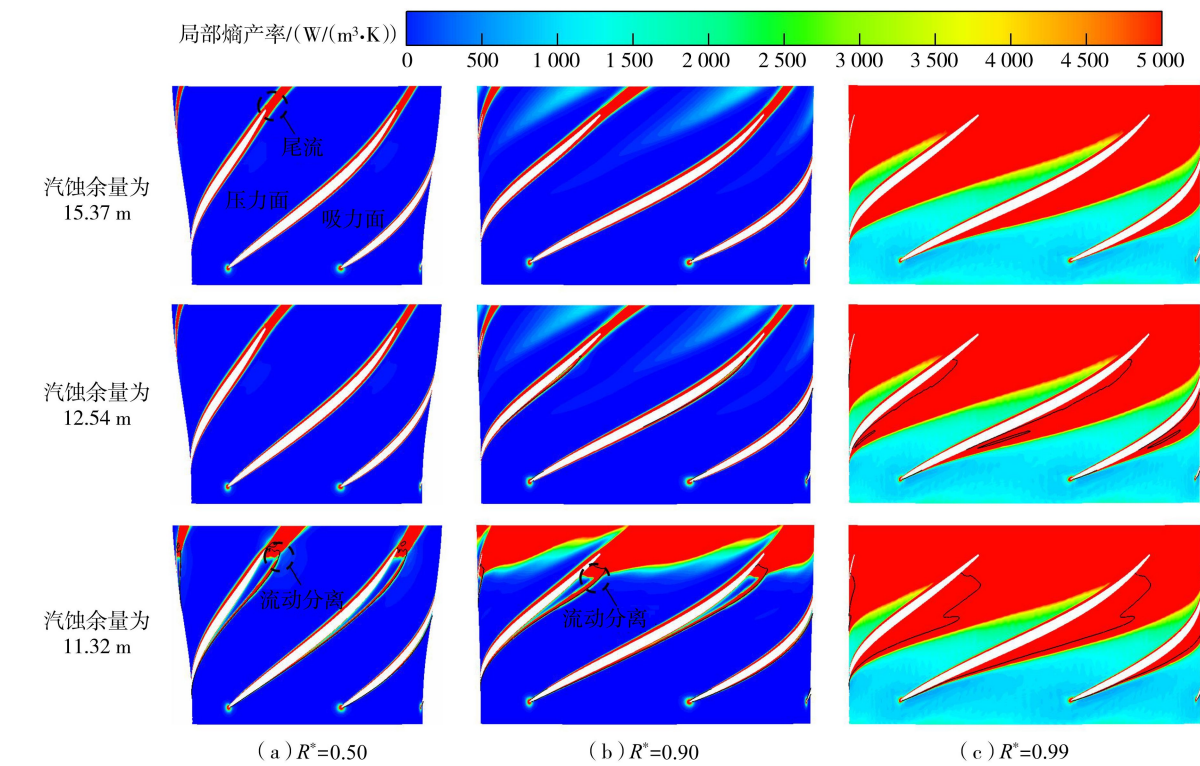


图 12 不同叶高截面局部熵产率分布云图

Fig. 12 Contour map of local entropy generation rate of cross-sections at different blade heights

3 结 论

- a. 基于 URANS 方法,采用 FBM-CC 湍流模型和 ZGB 空化模型对喷水推进泵空化流动进行数值模拟,通过与试验测量结果进行对比分析发现,所采用的数值模拟方法不仅能够有效捕捉到典型空化工况下的叶片表面空化形态,同时与试验测量得到的空化性能曲线较为吻合且误差在 3% 以内,表明所采用的数值模拟方法具有良好的计算精度。
- b. 随着汽蚀余量降低,叶片空化形态从间隙空化发展为楔形空化,叶顶间隙泄漏流量减小,流速与湍动能分布不均性加剧,空化逐渐恶化泵内流动稳定性。尤其在深度空化工况(汽蚀余量 11.32 m)时,空化覆盖整个叶片吸力面,诱发叶顶泄漏涡断裂及空化诱导涡堵塞流道,空化末端存在强逆压梯度,叶顶尾缘边界涡量流正峰值区出现流线扭曲和流动分离,伴随尾缘压力系数突变及低速回流区范围扩大。
- c. 经熵产理论分析,发现叶轮段是能量损失的核心区域。空化初期壁面摩擦引起的损失为泵内能量损失的主要来源;随着汽蚀余量减小,时均速度与脉动速度伴随显著熵增,导致湍流引起的耗散损失成为泵内能量损失的主要贡献项。局部熵产分布表明,在楔形空化形成前,能量损失集中于尾流区;随着空化加剧,湍流耗散熵产占比较初始空化提升 5%,此时尾流的流动分离及空化引起的涡流成为能量损失的主要来源。

参考文献:

[1] 王立祥. 喷水推进技术及工程设计[M]. 北京:国防工业出版社,2021.

[2] 杨琼方,王永生,吴杰长. 泵类推进器振动和噪声控制机理[M]. 上海:上海交通大学出版社,2021.

[3] Lyu Shujian, Wang Xincheng, Cheng Huaiyu, et al. Numerical investigation of tip leakage vortex cavitating flow in a waterjet pump with emphasis on flow characteristics and energy features[J]. Energies, 2022, 15(19): 6916.

[4] Jiao Weixuan, Chen Hongjun, Cheng Li, et al. Experimental study on flow evolution and pressure fluctuation characteristics of the underwater suction vortex of water jet propulsion pump unit in shallow water[J]. Ocean Engineering, 2022, 266(Pt 1): 112569.

[5] Chen Huang, Doeller N, Li Yuanchao, et al. Experimental investigations of cavitation performance breakdown in an axial waterjet pump[J]. Journal of Fluids Engineering, 2020, 142(9): 091204.

[6] Zhao Guoshou,Liang Ning,Zhang Yu,et al. Dynamic behaviors of blade cavitation in a water jet pump with inlet guide vanes: effects of inflow non-uniformity and unsteadiness[J]. Applied Ocean Research,2021,117:102889.

[7] 徐顺,龙新平,季斌,等. 轴流式喷水推进泵内涡与空化相互作用[J]. 哈尔滨工程大学学报,2020,41(7):951-957. (Xu Shun,Long Xinping,Ji Bin,et al. Investigation on the mechanism between vortex and cavitation in an axial waterjet pump[J]. Journal of Harbin Engineering University,2020,41(7):951-957. (in Chinese))

[8] Yang Fan,Chang Pengcheng,Cai Yiping,et al. Analysis of energy loss characteristics of vertical axial flow pump based on entropy production method under partial conditions[J]. Entropy,2022,24(9):1200.

[9] Yang Fan,Li Zhongbin,Cai Yiping,et al. Numerical study for flow loss characteristic of an axial-flow pump as turbine via entropy production analysis[J]. Processes,2022,10(9):1695.

[10] 严春飞,陈燕,郭嫄,等. 温度影响下的离心泵空化特性数值模拟研究[J]. 水动力学研究与进展(A辑),2025,40(2):361-366. (Yan Chunfei,Chen Yan,Guo Qiang,et al. Numerical simulation study on cavitation characteristics of centrifugal pump under temperature influence[J]. Chinese Journal of Hydrodynamics,2025,40(2):361-366. (in Chinese))

[11] 郭嫄,费宗岳,黄先北,等. 基于熵产分析的喷水推进泵空化特性研究[J]. 船舶力学,2024,28(10):1507-1515. (Guo Qiang,Fei Zongyue,Hunag Xianbei,et al. Cavitation characteristics of water-jet pump based on entropy production analysis[J]. Journal of Ship Mechanics,2024,28(10):1507-1515. (in Chinese))

[12] 许哲,郑源,阚阆,等. 基于熵产理论的超低扬程双向卧式轴流泵装置飞逸特性[J]. 农业工程学报,2021,37(17):49-57. (Xu Zhe,Zheng Yuan,Kan Kan,et al. Runaway characteristics of bidirectional horizontal axial flow pump with super low head based on entropy production theory[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering,2021,37(17):49-57. (in Chinese))

[13] Yu Lei,Cheng Li,Sheng Weigao,et al. Research on the energy characteristics of the turning region in the cavitation performance curve of an axial flow pump based on energy flow density and entropy production[J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics,2025,19(1):2499132.

[14] 张睿,丁旭洁,牟童,等. 喷水推进泵叶顶间隙泄漏流动特性研究[J]. 水动力学研究与进展(A辑),2022,37(5):743-750. (Zhang Rui,Ding Xujie,Mou Tong,et al. Research on leakage flow characteristics in blade tip of water jet pump[J]. Chinese Journal of Hydrodynamics,2022,37(5):743-750. (in Chinese))

[15] Zhang Rui. Evaluation and analysis of curvature-corrected filter-based turbulent model[J]. International Journal of Turbo & Jet-Engines,2017,34(3):269-277.

[16] Zwart P,Gerber A G,Belamri T. A two-phase model for predicting cavitation dynamics[C]//Proceedings of the 5th International Conference on Multiphase Flow. Yokohama:JSMF,2004.

[17] 王福军. 水泵与泵站流动分析方法[M]. 北京:中国水利水电出版社,2020.

[18] Chesnakas C J,Donnelly M J,Pfitsch D W,et al. Performance evaluation of the ONR axial waterjet 2 (AxWJ-2)[R]. West Bethesda:Carderock Division,Naval Surface Warfare Center,2009.

[19] 赵斌娟,谢昀彤,廖文言,等. 第二代涡识别方法在混流泵内部流场中的适用性分析[J]. 机械工程学报,2020,56(14):216-223. (Zhao Binjuan,Xie Yuntong,Liao Wenyan,et al. Adaptability analysis of second generation vortex recognition method in internal flow field of mixed-flow pumps[J]. Journal of Mechanical Engineering,2020,56(14):216-223. (in Chinese))

[20] Wu Jiezhi,Ma Huiyang,Zhou Mingde. Vorticity and vortex dynamics[M]. Berlin:Springer,2006.

[21] 张睿,江扬阳,谢锋,等. 旋流沉砂池除砂特性分析及优化[J]. 河海大学学报(自然科学版),2024,52(6):53-59. (Zhang Rui,Jiang Yangyang,Xie Feng,et al. Analysis and optimization of sand removal characteristics of vortex-type grit chamber[J]. Journal of Hohai University (Natural Sciences),2024,52(6):53-59. (in Chinese))

[22] 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 Chinese Society of Agricultural Engineering,2020,36(4):10-17. (in Chinese))

[23] 张睿,谭舒翊,丁旭洁,等. 基于熵产理论的竖井贯流泵流动损失特性[J]. 水利水电科技进展,2022,42(2):6-12. (Zhang Rui,Tan Shuyi,Ding Xujie,et al. Flow loss characteristics of a shaft tubular pump based on entropy production theory[J]. Advances in Science and Technology of Water Resources,2022,42(2):6-12. (in Chinese))

[24] 周罗香,张志兵,孙政,等. 基于熵产理论的水泵水轮机驼峰区内部水力损失特性研究[J]. 水利水电科技进展,2025,45(1):62-67. (Zhou Luoxiang,Zhang Zhibing,Sun Zheng,et al. Study on internal hydraulic loss characteristics of pump-turbine hump region based on entropy generation theory[J]. Advances in Science and Technology of Water Resources,2025,45(1):62-67. (in Chinese))