doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.04.027

不同叶顶间隙条件下斜式轴流泵空化流动与能量性能研究

费照丹[1]　徐　辉[1,2]　牟　童[2]　冯建刚[2]　郑　源[3]　陈曜辉[3]

（1.河海大学水科学研究院，南京 211100；2.河海大学农业科学与工程学院，南京 211100；
3.河海大学水利水电学院，南京 210098）

摘要：叶顶间隙不可避免地存在于轴流泵的叶轮室内，其所诱导产生的叶顶间隙泄漏涡及其空化流动极易造成扬程效率等关键性能参数的降低，并伴随振动、噪声等不良现象的增强，严重影响轴流泵的安全稳定高效运行，甚至造成水泵装置的损坏。为了研究叶顶间隙对水泵装置空化流动特性的影响，基于计算流体力学采用 SST－CC 模型结合 ZGB 空化模型对某倾斜安装的轴流泵（斜式轴流泵）开展数值研究，叶顶间隙尺寸选取小（$\delta/R=0.001\,0$）、中（$\delta/R=0.003\,3$）、大（$\delta/R=0.006\,7$）以及无叶顶间隙 4 个方案，分析空化与水泵能量性能的相互作用关系。结果表明：叶顶间隙可降低斜式轴流泵的能量性能，所产生的能量损失与叶顶间隙尺寸呈正相关。空化流态方面，小叶顶间隙方案与无叶顶间隙方案相差较小，空化形态主要呈现为叶面空化；但是在中、大叶顶间隙方案中可见明显的片状空化，其与叶面空化相融合，最终形成楔形空化区。通过叶轮吸力面的流态和边界涡量流分布得知，空化导致叶轮吸力面产生水流汇聚，随后流向叶顶区域并导致流动分离；流动分离与叶轮尾流相互作用，并最终形成叶道涡。这种现象随着叶顶间隙尺寸的产生与增加呈现出更明显、更高程度的趋势。此外，针对叶顶间隙区域的三维流态分析表明，空化区域与叶顶间隙泄漏流区域高度重合，即片状空化为叶顶间隙泄漏流挟带空化气泡所形成。通过熵产理论分析表明，空化工况下斜式轴流泵能量性能下降的主要因素为叶道涡和叶顶间隙泄漏涡，两种涡的强度、影响范围及其造成的能量损失随着叶顶间隙尺寸的增加而增加。

关键词：斜式轴流泵；空化；能量性能；流动特性；计算流体力学

中图分类号：TV675；TH312　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1000-1298(2025)04-0293-10　　**OSID**：

Numerical Study on Effect of Tip Clearance on Cavitating Flow and Energy Performance of Slanted Axial-flow Pump

FEI Zhaodan[1]　XU Hui[1,2]　MU Tong[2]　FENG Jian'gang[2]　ZHENG Yuan[3]　CHEN Yaohui[3]

(1. *Institute of Water Science and Technology*, *Hohai University*, *Nanjing* 211100, *China*
2. *College of Agricultural Science and Engineering*, *Hohai University*, *Nanjing* 211100, *China*
3. *College of Water Conservancy and Hydropower Engineering*, *Hohai University*, *Nanjing* 210098, *China*)

Abstract: The tip clearance is unavoidable due to the rotation of the impeller during the operation of the hydraulic machinery. The tip leakage vortex and its cavitating flow due to the tip clearance can easily lead to the reduction of key performance parameters such as the pump head and efficiency, and with the enhancement of adverse phenomena such as vibration and noise, which seriously deteriorated the safe, stable and efficient operation of the axial-flow pump, and even caused damage to the pump device. In order to study the effect of tip clearance on the cavitation in a pump unit, slanted axial-flow pumps without tip clearance and with three different tip clearances ($\delta/R=0.001\,0$, $0.003\,3$ and $0.006\,7$) were numerically studied based on SST－CC model and ZGB cavitation model. The study focused more on the correlation between the cavitation and energy performance of the pump. The results showed that the tip clearance mattered the energy performance of the slanted axial-flow pump under both free and cavitation conditions, and the energy loss due to this got larger as the tip clearance was increased. The cavitation

收稿日期：2024－04－24　修回日期：2024－06－04

基金项目：江苏省自然科学基金项目（BK20241520）和江苏省创新支撑计划国际科技合作项目（BZ2023047）

作者简介：费照丹（1994—），男，助理研究员，博士，主要从事水动力学与水力机械研究，E-mail：feizdan@hhu.edu.cn

通信作者：徐辉（1961—），男，教授，博士，主要从事引调水工程及水力机械研究，E-mail：hxu@hhu.edu.cn

flow pattern of the case with narrow tip clearance ($\delta/R = 0.001$) had little difference from that of the case without tip clearance, and both of them presented as the blade surface cavitation. However, in the cases with the larger tip clearances ($\delta/R = 0.003\,3$ and $0.006\,7$), the sheet cavitation clearly appeared and merged with the blade surface cavitation to form a wedge-shaped cavitation. The cavitation led the phenomenon that water convergence and flow separation on the suction surface, and the interaction between the flow separation and wake flow from the impeller resulted in the passage vortex. This phenomenon was shown to be more pronounced and higher as the tip clearance appeared and increased. Besides, the cavitation and tip leakage flow regions were highly coexisting, indicating that the sheet cavitation was generated by the cavitation bubbles carried by the tip leakage flow. The energy performance of slanted axial-flow pump under the cavitation condition was mainly caused by the passage vortex and the tip leakage vortex, and the intensity, scope and energy loss caused by both vortexes was increased with the increase of tip clearance size.

Key words: slanted axial-flow pump; cavitation; energy performance; flow characteristics; computational fluid dynamics

0 引言

泵站工程是实现水资源调度、城市供水、内涝防治和改善生态环境的重要基础设施,在经济社会的可持续发展中发挥着不可替代的作用。轴流泵具有流量大、扬程低的特点,被广泛应用于引调水、农业灌溉以及城市雨洪排涝等功能的泵站工程中。轴流泵由于其旋转的属性,不可避免地在叶轮与外壳之间存在叶顶间隙。叶顶间隙会导致叶顶间隙泄漏流(Tip leakage flow,TLF)的产生,并诱发相应的叶顶间隙泄漏涡(Tip leakage vortex,TLV)、叶顶间隙分离涡(Tip separation vortex,TSV)等,严重影响轴流泵的安全稳定运行。根据欧拉方程,叶顶间隙泄漏涡的涡心区域往往是局部最低压[1],当压力降低至饱和蒸汽压之下时,便会产生空化,即叶顶间隙泄漏涡空化。与此类似,叶轮吸力面为叶轮的低压区,随着汽蚀余量(Net positive suction head,NPSH)的降低,叶轮吸力面将出现空化区。两类空化严重破坏了轴流泵内流稳定性,极易造成轴流泵的不稳定运行,对轴流泵造成不可逆的损害。

叶顶间隙泄漏流穿过叶顶间隙后,受到主流以及叶轮吸力面低压卷吸作用,致使叶顶间隙泄漏流顺时针转向,产生叶顶间隙泄漏涡[2],其长度与主流动能密切相关。叶顶间隙泄漏涡可造成轴流泵叶轮室内流的不稳定性,降低能量性能[3],并伴随振动与噪声[4-5]。文献[6]针对轴流泵反向发电工况的研究也表明叶顶间隙可降低水力效率并增加流量。文献[7-8]针对轴流射流泵的研究发现,叶顶间隙泄漏流以带有剪切层的壁面射流的形式出现,并指出在弦长比 s/c 为 0.65 ~ 0.70 位置处的叶顶间隙泄漏涡受到逆压梯度的影响,呈涡丝状爆发式广泛分布于湍流区域。

近年来,针对水力机械空化流动的研究主要集中于叶轮叶面空化和叶顶间隙泄漏流空化[9-11]。研究者针对水力机械空化流动的研究较多,但是从能量角度分析空化流动与能量损失响应关系的研究却不够充分,亟需对其开展详实且系统的研究。

研究者通过试验或数值模拟的方法对水泵等旋转水力机械开展了大量的分析研究,试验方法主要为通过水力机械试验台对测试泵进行能量性能和内流相关的监测并对数据进行分析[12-15];数值模拟方法主要为基于计算流体力学(Computational fluid dynamics, CFD)对相关模型进行数值仿真,通过获取大量模拟数据对水泵运行过程进行还原与剖析[16-19]。近年来,随着计算机技术的快速发展,数值模拟越来越受到广大研究者的青睐。鉴于此,并综合前述,本文通过数值模拟的方法对某带叶顶间隙的、倾斜安装的轴流泵(斜式轴流泵)开展空化相关研究,对能量性能和流动特性进行深入分析,获得叶顶间隙尺寸对能量性能和流动特性的变化规律,并研究能量性能与流动特性的响应关系。

1 研究对象与计算模型

1.1 研究对象

研究对象为倾斜 30°安装的轴流泵(斜 30°的斜式轴流泵),所参考的水泵模型为 TJ04 - ZL - 06,叶轮数为 3,导叶数为 6,叶轮半径 R 为 150 mm,额定转速 n 为 1 341 r/min,叶轮安装角 β 为 -2°,设计流量 Q_{BEP} 为 315 L/s,叶顶间隙尺寸 δ 为 0.15 mm ($\delta/R = 0.001$)。泵装置采用肘形进水流道,直管式出水流道。斜式轴流泵装置示意图如图 1 所示。

1.2 数值计算方法

采用计算流体软件 ANSYS CFX 进行数值模拟。基于雷诺时均(RANS)方法的控制方程主要包括连续方程和动量方程。控制方程采用有限体积法在空

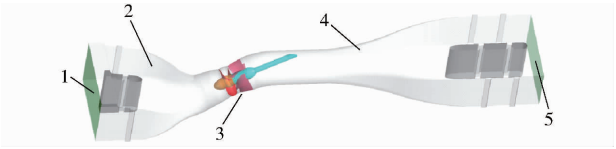


图 1　斜式轴流泵装置结构示意图

Fig. 1　Diagram of slanted axial-flow pump unit

1. 进口　2. 肘形进水流道　3. 水泵管段　4. 直管式出水流道　5. 出口

间进行离散，对流项和湍流项采用高阶计算精度。本研究主要关注叶顶间隙对轴流泵流动的影响，因此选用对剪切流、分离流模拟较好的 SST－CC 模型作湍流模型，空化模型采用基于均相流模型的 Zwart－Gerber－Belamri(ZGB)模型。

1.3　网格划分

采用 ICEM CFD 软件对模型进行网格划分。由于进出水流道结构复杂，故采用四面体网格对其进行网格划分；对于重点研究的水泵管段部分，叶轮室和导叶室采用六面体网格进行网格划分，示意图如图 2 所示。

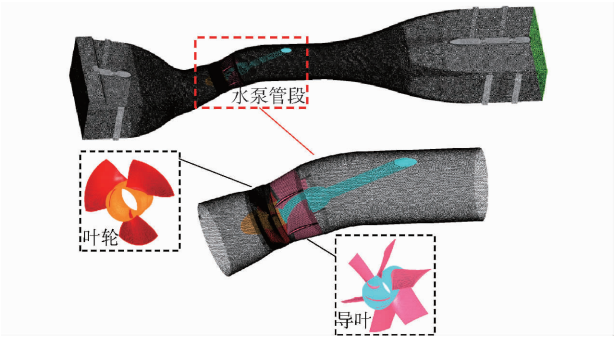


图 2　斜式轴流泵装置网格划分示意图

Fig. 2　Mesh generation of slanted axial-flow pump unit

采用基于理查德森(Richardson)外推法的网格收敛性指数(GCI)进行网格无关性分析，具体方法及步骤见文献[20－21]。本研究中，取水泵关键指标参数扬程 H 和效率 η 作为判定参数，选取 3 套网格方案：方案 1，网格数 N_1 为 6 152 038；方案 2，网格数 N_2 为 2 843 054；方案 3，网格数 N_3 为 1 283 366。经过网格误差预估计算，对比第 1 套与第 2 套网格方案可知，计算所得的扬程和效率误差 GCI 分别为 0.119% 和 0.462%，均小于 1%，即第 1 套网格方案满足误差要求，可进行接下来的数值模拟研究。除此之外，第 1 套网格方案叶轮壁面 y^+ 均小于 100，参考文献[22－24]，可认为此时已满足计算要求。

1.4　边界条件

数值计算中，叶轮室设置为旋转域，角速度对应转速 n 为 1 341 r/min，外壳设定为逆向转速用来表示静止状态；其他计算域设置为固定域。不同计算域通过 General Grid Interface 网格连接技术进行连接，并且旋转域与固定域的交接面设定为 Transient Rotor Stator 模型。

泵装置进口设置为总压进口，总压为与汽蚀余量相关量($p_{total} = \rho gNPSH + p_{sat}$)，其中 p_{sat} 表示饱和蒸汽压，出口设置为质量流出口，质量流量为 314.055 kg/s，可保证出流流量为 315 L/s，固定边壁采用无滑移面。数值模拟时间步长 Δt 为 1.865×10^{-4} s，对应叶轮旋转 1.5°所需时间；时均值取模拟第 11～13 周期的流场变量平均值。数值计算收敛判据为均方根平均值(RMS)不高于 5×10^{-5}。

2　能量性能

2.1　数值模拟结果验证

装置模型试验在河海大学水力机械动态试验台测试完成。该试验台为立式封闭循环系统，总容量为 50 m^3，主要设备有供水箱、压力水箱、电磁流量计、供水泵(辅助泵)、电动阀、蝴蝶阀以及管道等，如图 3 所示。试验台综合不确定度为 ±0.327%。

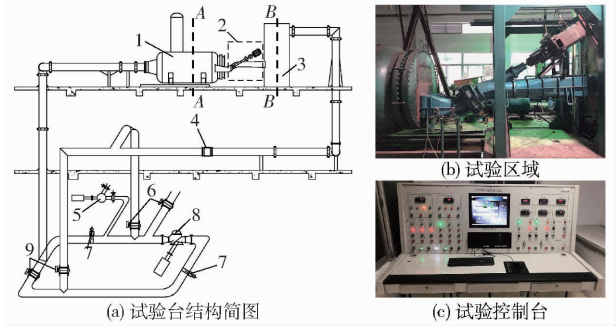


图 3　水力机械动态试验台

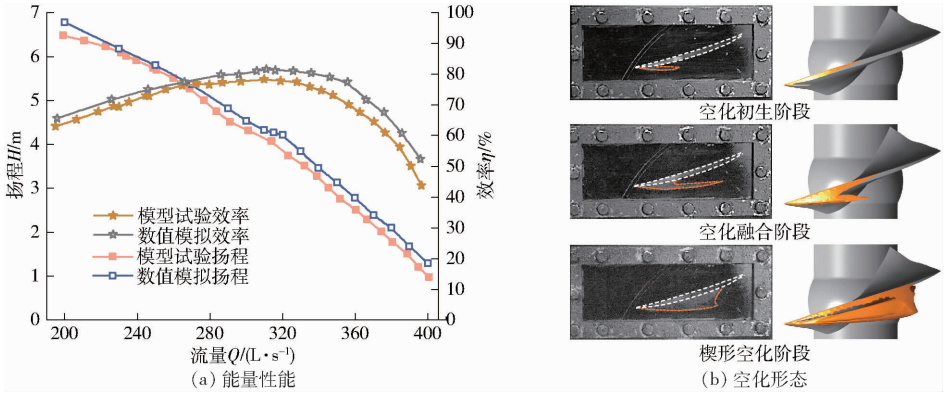
Fig. 3　Dynamical test bench for hydraulic machinery

1. 供水箱　2. 测试泵　3. 压力水箱　4. 电磁流量计　5. 充水泵　6、9. 蝴蝶阀　7. 电动阀　8. 供水泵

图 4 为斜式轴流泵装置模型试验结果与数值模拟结果对比曲线。图 4a 为斜式轴流泵装置能量性能曲线，由于数值模拟不存在测试相关误差，并忽略了泵装置全流道内壁的摩阻力等，导致装置模型试验结果低于数值模拟结果，但总体趋势一致。两种方法最高效率点流量均位于 315 L/s，最高效率点扬程偏差在 5% 以内，效率偏差约为 3.3%。图 4b 为斜式轴流泵在 Q = 315 L/s 时的典型空化形态对比图，两种方法在不同阶段所观测到的空化形态相似度高。综合能量性能曲线和空化形态，可认为数值计算合理可信，能够应用于接下来的数值计算。

2.2　非空化工况

对比分析无叶顶间隙和 δ/R = 0.001、0.003 3、0.006 7 方案的能量性能，各叶顶间隙方案能量性能曲线如图 5 所示。相较无叶顶间隙方案，不同叶顶间隙方案能量性能变化趋势相同，但是随着叶顶间



(a) 能量性能 (b) 空化形态

图 4 装置模型试验结果与数值模拟结果的对比

Fig. 4 Comparison between experiment results and numerical simulation results

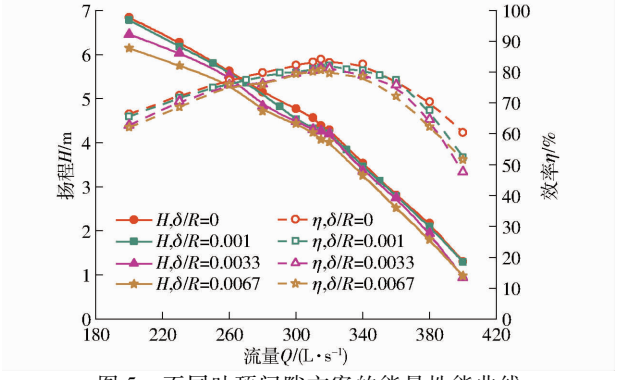


图 5 不同叶顶间隙方案的能量性能曲线

Fig. 5 Energy performance of cases with different tip clearance sizes

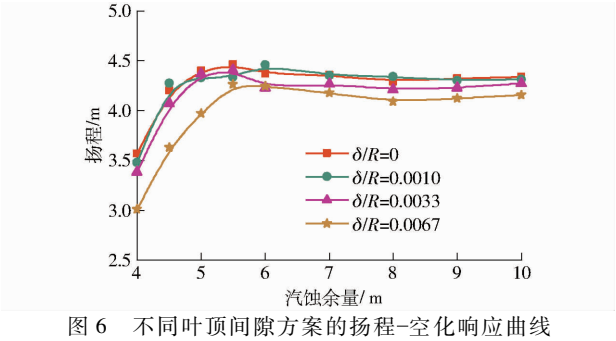


图 6 不同叶顶间隙方案的扬程-空化响应曲线

Fig. 6 Response curves between head and NPSH of cases with different tip clearance sizes

隙尺寸增加,斜式轴流泵装置扬程和效率均有不同程度下降。相较无叶顶间隙方案,叶顶间隙方案最高效率分别下降 2.51、2.74、3.34 个百分点,相应扬程分别下降 0.119、0.126、0.316 m。这是由于叶顶间隙诱导产生泄漏水流,进而影响了斜式轴流泵装置整体性能。

2.3 空化工况

图 6 为 $Q=315$ L/s 时,斜式轴流泵装置扬程随汽蚀余量变化的响应曲线。不同叶顶间隙方案的数值计算结果显示各方案的空化性能变化规律一致。对于无叶顶间隙方案,随着汽蚀余量的降低,水泵扬程首先保持相对稳定,随后产生波动,紧接着迅速下降。对于有叶顶间隙方案,该趋势依然存在,但随着叶顶间隙尺寸的增加,扬程波动区不断向汽蚀余量较高的方向偏移,这意味着叶顶间隙的存在降低了水泵空化性能。综合非空化和空化工况,较小的叶顶间隙更有助于提高水泵稳定性,对水泵安全稳定高效运行有利。

3 空化流态

3.1 空化形态

各叶顶间隙方案在汽蚀余量为 5 m 时均已进入不稳定空化阶段,据此,空化流动的分析研究主要以汽蚀余量为 5 m 为主。图 7 为汽蚀余量为 5 m 时的空化形态,其中,空化区边界以汽相体积分数 α_v 为 10% 的等值面来体现,叶轮表面压力采用无量纲压力系数 C_p 表示,公式为

$$C_p=\frac{2(p_i-p_{\text{inlet}})}{\rho\omega^2R^2} \tag{1}$$

式中 p_i——i 处压力,Pa

p_{inlet}——进口处压力,Pa

ω——叶轮旋转角速度,rad/s

无叶顶间隙情况下,叶轮吸力面仅存在由于吸力面压力下降导致的叶面空化;对照无叶顶间隙的方案,叶顶间隙尺寸较小($\delta/R=0.001$)方案的空化形态与无叶顶间隙方案相差较小;随着叶顶间隙尺寸的增加,可观察到靠近叶顶外壳区域的空化不断扩张,并呈现楔形三角形的形状。这是由于叶顶区域存在低压凝结的空化气泡,受叶顶间隙泄漏水流的卷吸作用,进而产生并导致高程度片状空化的延伸。这种片状空化的延伸范围与叶顶间隙尺寸呈正相关,即空化形态与叶顶间隙尺寸密切相关。

3.2 叶面流动

为了理解叶轮吸力面的流动特性以及其对水泵性能的影响,取汽蚀余量为 10 m 和 5 m 时单个叶轮吸力面表面极限流线结合压力分布作流动分析,如

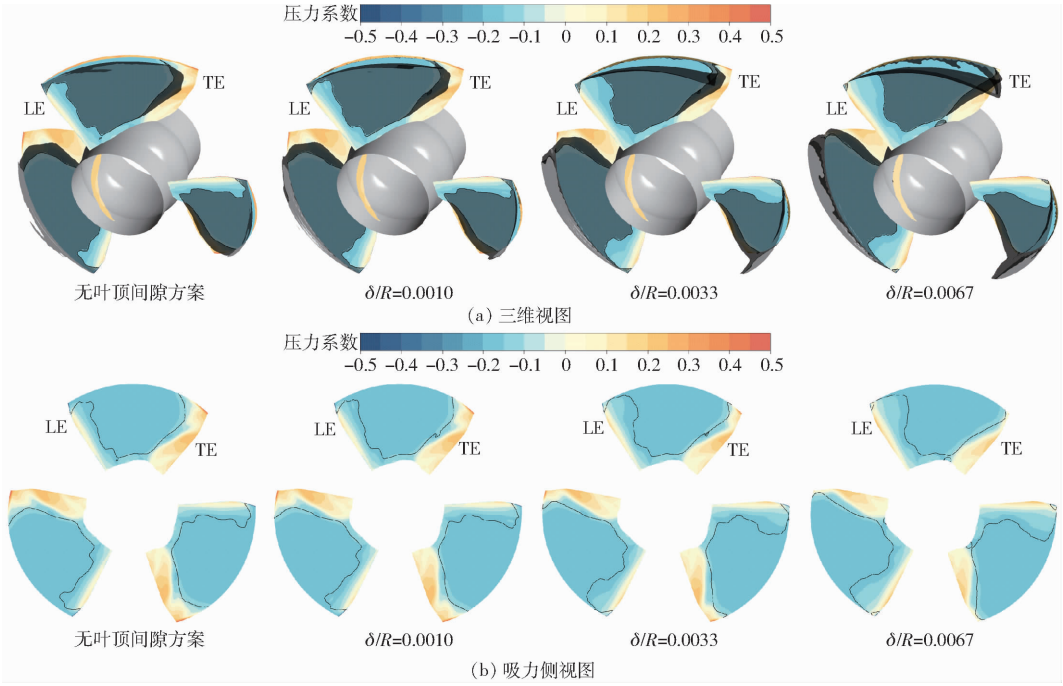


图 7　不同叶顶间隙方案空化形态与压力分布

Fig. 7　Cavitation formation and pressure distributions of cases with different tip clearance sizes

图 8 所示。当汽蚀余量为 10 m 时，叶轮吸力面无明显的空化现象，叶轮吸力面的水流平滑，水流自叶轮前缘（LE）均匀且平滑地流向叶轮尾缘（TE）；而在汽蚀余量为 5 m 时，空化已显著存在，叶轮吸力面水流不再平滑，水流自叶轮前缘（LE）逐渐汇聚于叶轮吸力面空化区域的下游边界区域，并转向朝叶顶区域流动。这是因为，空化区内呈现低压分布，空化区外呈现高压分布，在空化过渡区存在逆压梯度的剧烈变化，叶轮吸力面水流从叶轮前缘（LE）向叶轮尾缘（TE）流动；在叶轮尾缘（TE）的相对高压区，流动不再平顺，结合图 9 所示的相对展向半径 R^* 为 0.95 处展向截面的流速矢量分布，可见明显的流动分离现象，该现象与空化涡末端的相间传输紧密相关。对比不同叶顶间隙方案，小叶顶间隙（δ/R = 0.001）方案与无叶顶间隙方案的压力以及流线分布相似；而对于其余两种叶顶间隙方案，随着叶顶间隙尺寸的增加，叶轮吸力面的低压区不断往下游蔓延，空化程度不断增加，高压区被挤压至吸力面下叶轮尾缘（TE）的小半径处，导致此区域的流态呈现复杂化趋势，存在包括水流汇聚以及流动分离等多种不良流态，严重影响了叶轮做功能力以及稳定运行。

采用边界涡量流（Boundary vorticity flux，BVF）诊断来分析叶轮吸力面的流动分离现象[25]。BVF 反映边界涡量的生成速率，主要包括壁面加速度、压力梯度以及边界涡量引起的边界涡量流。对于本研究的斜式轴流泵来言，叶轮固定转速进行旋转，并假定无滑移现象，即不产生由于壁面加速度引起的边界涡量流；同时，水泵内流动为高度紊流，雷诺数 Re 较高，可忽略边界涡量所引起的边界涡量流。综合上述分析，边界涡量流可简化为压力梯度导致

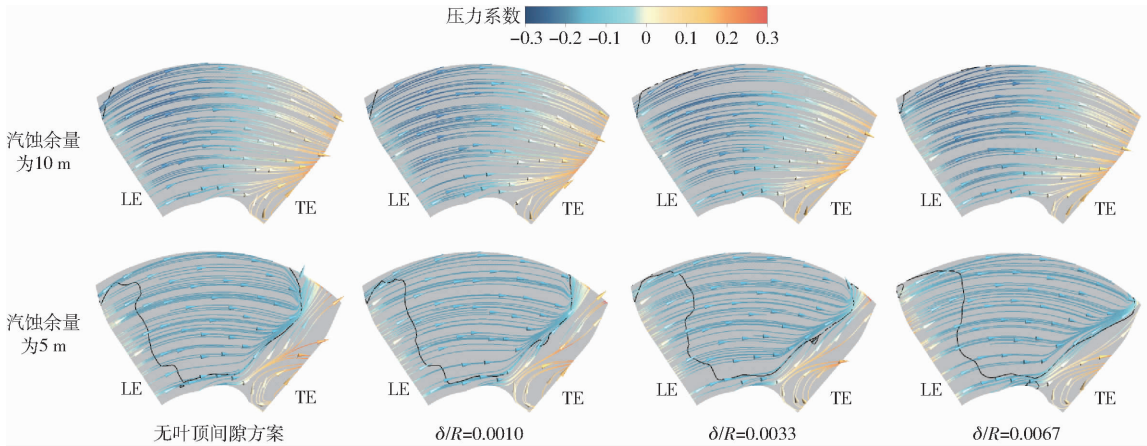


图 8　叶轮吸力面极限流线分布

Fig. 8　Surface streamlines of suction surface of impeller

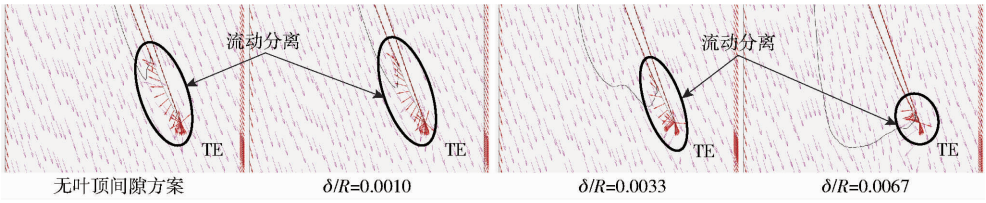


图 9 局部展向截面($R^*=0.95$)的流速矢量分布(汽蚀余量为 5 m)

Fig. 9 Vectors at partial circumferential section of $R^*=0.95$ (NPSH = 5 m)

的边界涡量流轴向分量,其动力学表达式为

$$|\boldsymbol{\sigma}| \approx \sigma_{pz} = \left(\frac{1}{\rho}\boldsymbol{n}\ \nabla p\right)_z \tag{2}$$

式中 $\boldsymbol{\sigma}$——边界涡量流(BVF),m/s^2

σ_{pz}——轴向压力梯度引起的边界涡量流,m/s^2

$\boldsymbol{n}$——流体表面的单位法向量,m

z——轴向坐标方向

将式(2)结合轴功率公式,可得

$$\Omega M_z = \frac{1}{2}\int_S \rho r^2 \sigma_{pz}\mathrm{d}S + \frac{1}{2}\oint_{\partial S} pr^2\mathrm{d}z \tag{3}$$

式中 M_z——转轮扭矩,N·m

S——叶轮面积,m^2

r——极径,m

Ω——角速度,rad/s

式(3)的右侧第 1 项可解释为 BVF 在叶轮的面积分,第 2 项为压力在边界的线积分。由此可建立 BVF 与叶轮做功性能的关系,即正峰值 BVF 可促进叶轮做功,负峰值 BVF 可抑制叶轮做功。

图 10 为汽蚀余量为 5 m 时叶轮吸力面的 BVF 分布云图。结合图 8,在流动分离区存在 BVF 正峰值分布,在水流汇聚区则为 BVF 负峰值分布,该分布意味着叶轮表面流态不佳,并导致叶轮做功性能的分布不均以及做功能力的下降,进而使得斜式轴流泵能量性能下降。随着叶顶间隙尺寸的增加,BVF 负峰值区不断扩张,负峰值区被压缩。BVF 分布的变化意味着水流汇聚的现象不断加剧,空化区也不断往下游延伸,并在一定程度上压缩了流动分离区,但流动分离程度并未因此被抑制,在水流汇聚至叶顶区域时融合形成更严重的叶道涡,这对水泵的稳定性破坏是巨大的。此外,除去空化可能引起的叶轮表面气蚀现象,不均匀的 BVF 分布也意味着空化导致了叶轮吸力面做功能力下降,极易引起由于力矩分布不均而导致的叶轮扭曲现象,严重影响斜式轴流泵安全稳定运行。

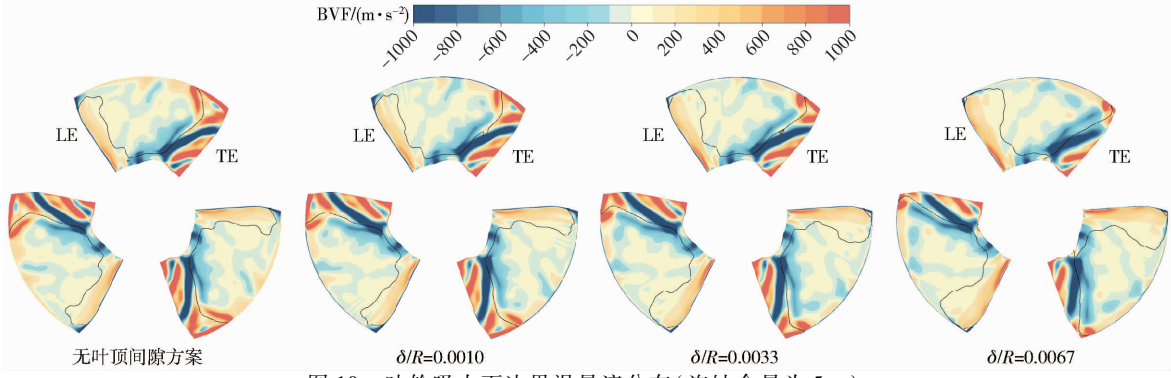


图 10 叶轮吸力面边界涡量流分布(汽蚀余量为 5 m)

Fig. 10 Boundary vorticity flux of suction surface of impeller (NPSH = 5 m)

3.3 间隙流动

图 11 为叶顶间隙附近的三维流线示意图,图 11 内还结合了汽相体积分数 α_v 为 10% 的等值面用来表示空化区边界。叶顶间隙泄漏水流的流动范围与片状空化区高度重合,这意味着叶顶间隙区域存在大量的空化气泡,而泄漏水流将其带出叶顶间隙区域,在吸力侧形成高度发展的片状空化气泡,并最终与吸力面的叶面空化相互融合。

通过叶顶间隙中间截面获取单一叶轮叶顶间隙泄漏流量和平均流速,如表 1 所示。结合图 11 和表 1 可知,3 种叶顶间隙方案的叶顶间隙泄漏流速均位于 $0.89\omega R$ 附近,这意味着稳定的转速为叶顶间隙泄漏流提供稳定的动能,并且较大的叶顶间隙促进叶顶间隙泄漏流沿弦长方向蔓延,导致叶顶间隙较大的方案形成更大的楔形空化区以及更广泛的影响范围。

为了解析叶顶间隙泄漏流与能量损失的关系,采用熵产理论(Entropy production theory)对相关流动进行分析[26-28]。熵产是在热传导过程中不可避免产生的,其与能量损失密切相关,可使用熵产和熵产率对水泵内流的水力损失分别进行局部三维区域和平面区域的分析。由于水的比热容较大,因此可

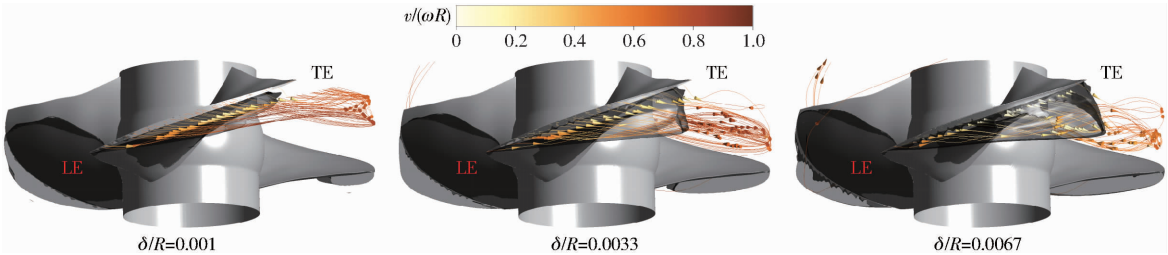


图 11　叶顶间隙区域局部三维流线分布

Fig. 11　Three-dimensional streamlines near tip clearance

表 1　叶顶间隙泄漏流的流量和平均流速

Tab. 1　Flow rate and averaged velocity across tip clearance

叶顶间隙方案	泄漏流量 $Q_{tip}/(L\cdot s^{-1})$	平均流速 $v_{tip}/(\omega R)$
$\delta/R=0.0010$	0.197	0.872
$\delta/R=0.0033$	0.870	0.899
$\delta/R=0.0067$	1.850	0.890

以忽略在斜式轴流泵运行中温度 T 变化对熵产的影响。总熵产由局部熵产(Local entropy production, LEP)与壁面耗散熵产组成,其中,局部熵产由水流的本身运动以及粘性导致的,分为局部直接熵产(LEP－DD)、局部脉动熵产(LEP－TD);壁面耗散熵产则是由壁面摩擦损失引起。据此可知,局部熵产可作为理解流动与水力损失之间响应关系的有效工具。局部熵产由局部熵产率(LEPR)通过体积分得到,对于水泵内部流场的高度湍流流动,局部直接熵产率(LEPR－DD)和局部脉动熵产率(LEPR－TD)计算公式分别为

$$\dot{S}'''_D=\frac{\mu_{eff}}{T}\left\{\left(\frac{\partial\bar{u}_2}{\partial x_1}+\frac{\partial\bar{u}_1}{\partial x_2}\right)^2+\left(\frac{\partial\bar{u}_3}{\partial x_1}+\frac{\partial\bar{u}_1}{\partial x_3}\right)^2+\left(\frac{\partial\bar{u}_2}{\partial x_3}+\frac{\partial\bar{u}_3}{\partial x_2}\right)^2-\frac{2}{3}\left(\frac{\partial\bar{u}_1}{\partial x_1}+\frac{\partial\bar{u}_2}{\partial x_2}+\frac{\partial\bar{u}_3}{\partial x_3}\right)^2+2\left[\left(\frac{\partial\bar{u}_1}{\partial x_1}\right)^2+\left(\frac{\partial\bar{u}_2}{\partial x_2}\right)^2+\left(\frac{\partial\bar{u}_3}{\partial x_3}\right)^2\right]\right\}\tag{4}$$

$$\dot{S}'''_{D'}=\frac{\mu_{eff}}{T}\left\{\left(\frac{\partial u'_2}{\partial x_1}+\frac{\partial u'_1}{\partial x_2}\right)^2+\left(\frac{\partial u'_3}{\partial x_1}+\frac{\partial u'_1}{\partial x_3}\right)^2+\left(\frac{\partial u'_2}{\partial x_3}+\frac{\partial u'_3}{\partial x_2}\right)^2-\frac{2}{3}\left(\frac{\partial u'_1}{\partial x_1}+\frac{\partial u'_2}{\partial x_2}+\frac{\partial u'_3}{\partial x_3}\right)^2+2\left[\left(\frac{\partial u'_1}{\partial x_1}\right)^2+\left(\frac{\partial u'_2}{\partial x_2}\right)^2+\left(\frac{\partial u'_3}{\partial x_3}\right)^2\right]\right\}\tag{5}$$

式中　$\dot{S}'''_D$——局部直接熵产率,W/(m³·K)

$\dot{S}'''_{D'}$——局部脉动熵产率,W/(m³·K)

μ_{eff}——有效粘度,由湍流粘度 μ_t 和液体粘度 μ 组成,N·s/m²

u_1、u_2、u_3——流速 u 的方向分量,m/s

通过式(4)可直接获得 LEPR－DD;然而对于 LEPR－TD,由于其组成变量主要为脉动变量,在 RANS 方法中,不能直接得出。根据文献[29－30],在基于 $k-\omega$ 模型的数值模拟中,可将湍流涡粘频率 ω 与局部脉动熵产率关联,并且当雷诺数 Re 趋近于无穷时,可将局部脉动熵产率简化为

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

其中,$\beta=0.09$。

结合式(4)~(6)可得到局部熵产率(LEPR)的表达式,对 LEPR 进行体积分即可得到局部熵产(LEP)。图 12a 为斜式轴流泵不同部位的能量损失占比柱状图。斜式轴流泵装置的能量损失占比按照高低依次为叶轮室、出水流道、导叶室和进水流道。随着叶顶间隙尺寸的增加,进出水流道以及导叶室内的能量损失变化较小,但可见转轮室内的能量损失有较大程度的增加,这意味着叶顶间隙尺寸的增加导致叶轮室内的空化程度明显增强,进而引起能量损失的大幅度增加。图 12b 为叶轮室内不同展向截面所包裹内的 LEP 变化曲线图,在靠近轮毂区域(小 R^* 区域)展向截面内的累计 LEP 变化稳定,而在叶顶区域(大 R^* 区域)展向截面内可见累计 LEP 的激增。无叶顶间隙方案和 3 种叶顶间隙方案下能量损失的占比趋势一致,并且随着叶顶间隙尺寸的增加叶顶区域能量损失的占比越大,这意味着叶轮室内的能量损失增加量主要位于叶顶区域,具体地,是叶顶间隙引起的空化涡流动所导致。

图 13 为单叶轮不同位置展向截面的流速矢量分布,其中云图采用涡量来进行展示。在叶顶间隙尺寸 $\delta/R\leqslant0.0033$ 的方案中,不同展向半径下的涡量分布相似,在 $R^*=0.90$ 处,可见叶轮尾部存在明显的尾流现象,并且涡量主要围绕于空化区及其下游的尾流区域,即叶轮吸力面的水流汇聚区内存在明显的涡流;在 $R^*=0.95$ 处,即靠近叶顶区域,汇聚的水流从空化区末端产生较强的流动分离,并与叶轮尾流相互作用,形成叶道涡;通过涡量分布也可看出,叶道涡区域呈现出高涡量分布。对于叶顶间隙尺寸 $\delta/R=0.0067$ 的方案,对比其他方案,随着叶顶间隙的产生与增加,叶道涡迅速生长,即叶顶间隙泄漏流对叶道涡的发展至关重要;并且,高涡量区

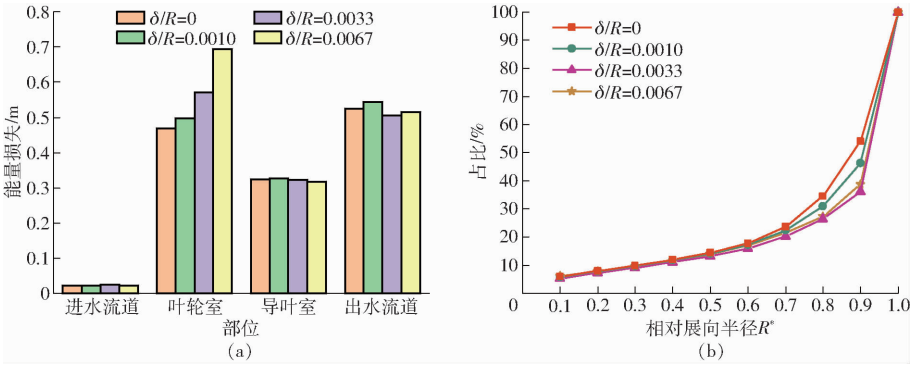


图 12 能量损失和局部熵产变化

Fig. 12 Variations of energy losses and local entropy production

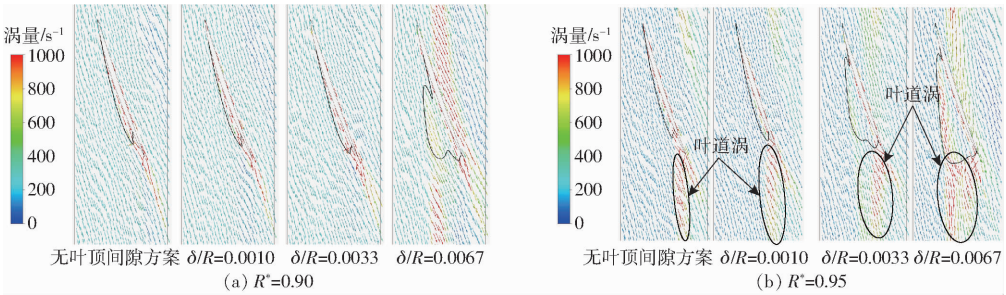


图 13 单叶轮展向截面的涡量分布云图

Fig. 13 Vectors at circumferential sections of single impeller

相较其他方案明显扩大，从叶顶区域扩散至 $R^*=0.90$ 位置，这也对应了熵产在叶顶区域的激增。

图 14 和图 15 为叶轮室内不同展向截面的涡量和局部熵产率(LEPR)分布云图。对于无叶顶间隙方案，叶顶间隙泄漏流及其相关涡均不存在。结合图 14 和图 15，涡量与 LEPR 分布在数值相对大小及范围上较一致，即高涡量区伴随了较大的能量损失。在 $R^*=0.90$ 处，叶轮吸力侧空化区尾缘的涡流产生了明显的能量损失；在 $R^*=0.95$ 处，可以看出叶道涡伴随着较高程度的能量损失。无叶顶间隙方案也为解释空化导致能量性能下降的原因指出了方向，即叶轮表面的水流汇聚以及叶轮尾缘的叶道涡为其能量性能降低的主要原因之一。

对于 3 种叶顶间隙方案，在 $R^*=0.90$ 处，随着叶顶间隙尺寸的增加，其叶顶间隙泄漏涡影响的区域在不断扩大。尤其在 $\delta/R=0.0067$ 方案中，空化区末端的非空化范围可见明显的高涡量分布区，这是因为叶顶间隙泄漏流区域内存在了较强的空化，在空化区末端存在卷吸作用形成的叶顶间隙泄漏涡，使得在空化区外缘出现更明显的涡量分布。除此之外，在吸力侧存在另一强度较大、区域较小的涡量分布，究其原因为吸力面流动分离所导致。在 $R^*=0.95$ 处，3 种叶顶间隙方案均可见明显的叶道涡分布，这也就意味着叶道涡也是从叶顶区域蔓延至叶道内部区域，并可推测其与叶轮吸力面水流汇聚及流动分离密切相关。对于 $\delta/R=0.001$ 方案，叶

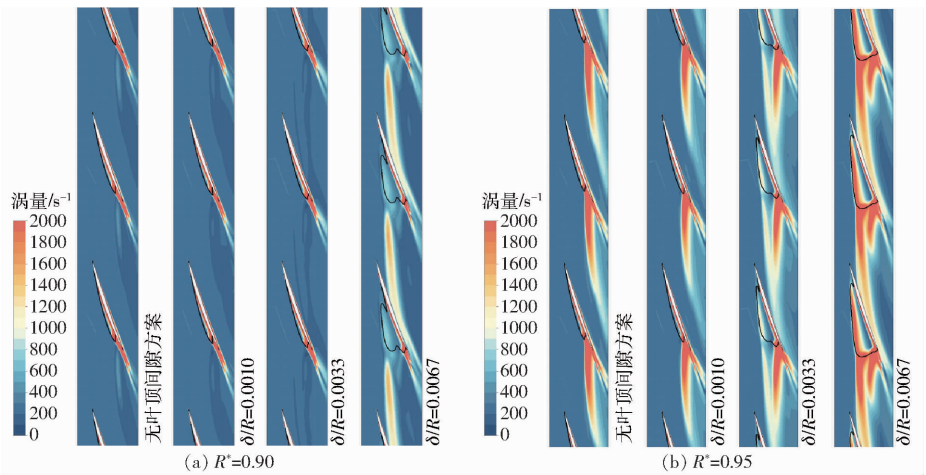


图 14 展向截面的涡量分布云图

Fig. 14 Vorticity at circumferential sections

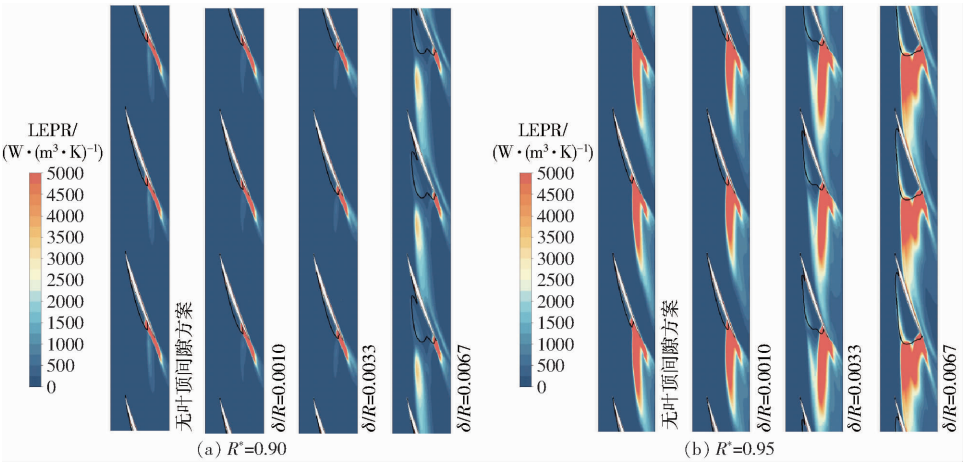


图 15　展向截面的局部熵产率分布云图

Fig. 15　Local entropy production rate at circumferential sections

顶间隙的尺寸较小，其整体的流态与无叶顶间隙方案相似，能量性能差别也较小，可认为该叶顶间隙尺寸对水泵水力稳定性的影响微弱。对于 δ/R = 0.003 3 方案，空化已呈现楔形三角形分布，并在其边界可见明显的涡量分布；对照前面的分析，楔形空化区是受到叶顶间隙泄漏流、叶顶间隙泄漏涡以及叶道涡等部分共同影响形成的。对于 δ/R = 0.006 7 方案，涡量分布更加密集，即叶顶间隙泄漏涡和叶道涡的强度更大；对照 LEPR 分布，其能量损失的来源主要为空化区尾缘的叶道涡，而叶顶间隙泄漏涡存在区域虽伴随了明显的能量损失，但其所占比重远不及叶道涡。

综上，在空化工况中，叶轮吸力面水流汇聚以及流动分离诱导产生了叶道涡，叶顶间隙泄漏流、叶顶间隙泄漏涡以及叶道涡共同作用形成了楔形空化区，伴随产生较大的能量损失，导致水泵的能量性能的下降，并且这种趋势随着叶顶间隙尺寸的增加变得更加明显。

4　结论

（1）叶顶间隙的存在降低了斜式轴流泵的能量性能。非空化工况下，随着叶顶间隙尺寸的增加，斜式轴流泵的扬程与效率不断降低。相较无叶顶间隙方案，叶顶间隙方案最高效率下降 2.51 ~ 3.34 个百分点，相应的扬程下降 0.119 ~ 0.316 m。空化工况下，随着叶顶间隙尺寸的增加，扬程-空化响应曲线的扬程波动区不断向高汽蚀余量方向偏移。

（2）小叶顶间隙（δ/R = 0.001）方案的空化形态与无叶顶间隙方案相似，仅呈现为附着在叶轮吸力面的叶面空化；随着叶顶间隙尺寸的增加，叶顶外壳区域出现类似于楔形三角形的空化区，这是叶顶区域的片状空化与叶轮吸力面的叶面空化相互融合形成。

（3）受叶面空化的影响，叶轮吸力面水流不再为光滑流动，而在叶面空化区尾缘产生水流汇聚并流向叶顶，导致了流动分离。随着叶顶间隙尺寸的增加，叶面空化范围不断扩张，水流汇聚区域不断往叶轮尾缘偏移，压缩了流动分离区域，恶化了水流流态，严重影响了叶轮做功能力以及运行稳定性。

（4）楔形空化及其附近区域为能量损失的重点区域，尤其是叶道涡和叶顶间隙泄漏涡区域。叶顶间隙尺寸的增加导致楔形空化区扩张以及涡强度加强，使得能量损失快速增加，导致了斜式轴流泵空化性能显著下降。

参　考　文　献

[1]　赵宇. 叶顶间隙旋涡空化数值计算与流动机理研究[D]. 北京：北京理工大学，2016.
ZHAO Yu. Numerical and physical investigation of tip leakage vortex cavitating flows[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2016. (in Chinese)

[2]　费照丹. 轴流泵叶顶间隙泄漏涡及空化流动的机理研究[D]. 南京：河海大学，2022.
FEI Zhaodan. Tip leakage vortex and cavitating flow in an axial-flow pump[D]. Nanjing: Hohai University, 2022. (in Chinese)

[3]　CHEN G T. Vortical structures in turbomachinery tip clearance flows[D]. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 1991.

[4]　FENG J, LUO X, GUO P, et al. Influence of tip clearance on pressure fluctuations in an axial flow pump[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(4): 1603 - 1610.

[5]　SHEN X, ZHANG D, XU B, et al. Experimental investigation of the transient patterns and pressure evolution of tip leakage

vortex and induced-vortices cavitation in an axial flow pump[J]. Journal of Fluids Engineering, 2020, 142(10): 101206.

[6] 阚阚, 张清滢, 郑源, 等. 间隙泄漏流对轴流泵反向发电水力性能的影响[J]. 工程热物理学报, 2023, 44(4): 952 - 960.
KAN Kan, ZHANG Qingying, ZHENG Yuan, et al. Effect of tip leakage flow on hydraulic performance of an axial flow pump as turbine[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2023, 44(4): 952 - 960. (in Chinese)

[7] WU H, MIORINI R L, KATZ J. Measurements of the tip leakage vortex structures and turbulence in the meridional plane of an axial water-jet pump[J]. Experiments in Fluids, 2011, 50(4): 989 - 1003.

[8] WU H, TAN D, MIORINI R L, et al. Three-dimensional flow structures and associated turbulence in the tip region of a waterjet pump rotor blade[J]. Experiments in Fluids, 2011, 51(6): 1721 - 1737.

[9] 沈熙. 轴流泵叶顶复杂空化流诱导尾缘垂直空化涡初生及演化机理研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2021.
SHEN Xi. Research on the mechanism of inception and evolution of trailing edge suction-side-perpendicular cavitating vortices induced by complicated cavitating flow in the tip region of an axial flow pump[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2021. (in Chinese)

[10] FEI Z, ZHANG R, XU H, et al. Energy performance and flow characteristics of a slanted axial-flow pump under cavitation conditions[J]. Physics of Fluids, 2022, 34(3): 035121.

[11] 赵伟国, 程超, 薛子阳. 叶顶间隙对轴流泵外特性及空化性能影响研究[J]. 兰州理工大学学报, 2022, 48(3): 56 - 64.
ZHAO Weiguo, CHENG Chao, XUE Ziyang. Study on influence of tip clearance on external characteristics and cavitation performance of axial flow pump[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2022, 48(3): 56 - 64. (in Chinese)

[12] SHI L, YUAN Y, JIAO H, et al. Numerical investigation and experiment on pressure pulsation characteristics in a full tubular pump[J]. Renewable Energy, 2021, 163: 987 - 1000.

[13] CHEN H, LI Y, KOLEY S S, et al. Effects of axial casing grooves on the structure of turbulence in the tip region of an axial turbomachine rotor[J]. Journal of Turbomachinery, 2021, 143(9): 091009.

[14] 叶晓琰, 王朋, 张德胜, 等. 不同叶片后掠角度下轴流泵叶顶区空化流场与性能研究[J]. 农业机械学报, 2022, 53(10): 194 - 201.
YE Xiaoyan, WANG Peng, ZHANG Desheng, et al. Cavitation flow field in tip region and performance of axial flow pump under different blade swept angles[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(10): 194 - 201. (in Chinese)

[15] 张映波, 赵子龙, 钱忠东. 双吸式离心泵叶片吸力面泥沙磨损破坏规律与形成机制研究[J]. 农业机械学报, 2024, 55(2): 202 - 207.
ZHANG Yingbo, ZHAO Zilong, QIAN Zhongdong. Analysis of sediment erosion at suction side of double suction centrifugal pump blade[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(2): 202 - 207. (in Chinese)

[16] 王本宏, 王福军, 谢丽华, 等. 斜式轴流泵装置出水流道偏流特性研究[J]. 水利学报, 2021, 52(7): 829 - 840.
WANG Benhong, WANG Fujun, XIE Lihua, et al. Flow deviation in the discharge passage of a slanted axial-flow pump system[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2021, 52(7): 829 - 840. (in Chinese)

[17] 徐辉, 龚严, 曹春建, 等. 轴伸贯流泵站全过流系统启动三维过渡过程研究[J]. 农业机械学报, 2021, 52(4): 143 - 151.
XU Hui, GONG Yan, CAO Chunjian, et al. 3D start-up transition process of full flow system for shaft-extention tubular pump station[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(4): 143 - 151. (in Chinese)

[18] ZHAO H, WANG F, WANG C, et al. Generation mechanism and control methods of secondary flows in the impeller of axial flow pumps[J]. Physics of Fluids, 2023, 35(6): 065127.

[19] 牟童, 徐辉, 费照丹, 等. 基于沟槽结构优化的轴流泵水力性能提升研究[J]. 农业机械学报, 2025, 56(1): 321 - 331, 355.
MU Tong, XU Hui, FEI Zhaodan, et al. Hydraulic performance improvement of axial-flow pump based on groove structure optimization[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(1): 321 - 331, 355. (in Chinese)

[20] RICHARDSON L F, GAUNT J A. The deferred approach to the limit[J]. Philosophical Transactions of the Royal Society of London Series A—Mathmatical Physical and Engineering Science, 1927, 226: 299 - 361.

[21] 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, 2008, 130(7): 078001.

[22] LIU Y, TAN L. Spatial-temporal evolution of tip leakage vortex in a mixed-flow pump with tip clearance[J]. Journal of Fluids Engineering, 2019, 141(8): 081302.

[23] SHI G, LIU Z, XIAO Y, et al. Tip leakage vortex trajectory and dynamics in a multiphase pump at off-design condition[J]. Renewable Energy, 2020, 150: 703 - 711.

[24] ZHANG H, WANG J, ZHANG D, et al. Numerical analysis of the effect of cavitation on the tip leakage vortex in an axial-flow pump[J]. Journal of Marine Science and Engineering, 2021, 9(7): 775.

[25] LU G, LI D, ZUO Z, et al. A boundary vorticity diagnosis of the flows in a model pump-turbine in turbine mode[J]. Renewable Energy, 2020, 153: 1465 - 1478.

(下转第 334 页)

waveforms with deep ensembles[J]. Remote Sensing of Environment, 2022, 268: 112760.
[28] LIANG Mengyu, DUNCANSON L, SILVA J A, et al. Quantifying aboveground biomass dynamics from charcoal degradation in Mozambique using GEDI LiDAR and Landsat[J]. Remote Sensing of Environment, 2023, 284:113367.
[29] 韩明辉,邢艳秋,李国元,等. GEDI 不同算法组数据反演森林最大冠层高度和生物量精度比较[J]. 中南林业科技大学学报,2022,42(10):72 - 82.
HAN Minghui, XING Yanqiu, LI Guoyuan, et al. Comparison of the accuracy of the maximum canopy height and biomass inversion of the data of different GEDI algorithm groups[J]. Journal of Central South University of Forestry & Technology, 2022,42(10):72 - 82. (in Chinese)
[30] RISHMAWI K, HUANG C, ZHAN X. Monitoring key forest structure attributes across the conterminous united states by integrating GEDI LiDAR measurements and VIIRS data[J]. Remote Sensing, 2021, 13(3):442.
[31] KUMAR S, GOVIL H, SRIVASTAVA P K, et al. Spaceborne multifrequency PolInSAR-based inversion modelling for forest height retrieval[J]. Remote Sensing, 2020, 12(24):1 - 27.
[32] CAN V, GOKBERK N O, SAYGIN A. Retrieval of forest height information using spaceborne LiDAR data: a comparison of GEDI and ICESat - 2 missions for Crimean pine (*Pinus nigra*) stands[J]. Trees, 2023, 37(1):1 - 17.
[33] ADAM M, URBAZAEV M, SCHMULLIUS C. Accuracy assessment of GEDI terrain elevation and canopy height estimates in European temperate forests: influence of environmental and acquisition parameters[J]. Remote Sensing, 2020, 12(23):3948.
[34] 林晓娟. 基于 ICESat - 2 和 GEDI 森林冠层高度和森林地上生物量遥感诊断[D]. 北京:中国科学院大学(中国科学院空天信息创新研究院),2022.
LIN Xiaojuan. Remote sensing diagnosis of forest canopy height and forest aboveground biomass based on ICESat - 2 and GEDI [D]. Beijng: University of Chinese Academy of Sciences (Aerospace Information Research Institute, Chinese Academy of Sciences), 2022. (in Chinese)
[35] 孙悦. 基于星载激光雷达数据的安徽省森林冠层高度反演研究[D]. 合肥:安徽农业大学,2023.
SUN Yue. Study on inversion of forest canopy height in Anhui Province based on spaceborne LiDAR data[D]. Hefei: Anhui Agricultural University, 2023. (in Chinese)

(上接第 302 页)

[26] 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.
[27] 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.
LI Deyou. Investigation on flow mechanism and transient characteristics in hump region of a pump-turbine[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2017. (in Chinese)
[28] 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 CSAE, 2021, 37(17): 49 - 57. (in Chinese)
[29] 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: 2205 - 2215.
[30] MATHIEU J, SCOTT J. An introduction to turbulent flow[M]. New York: Cambridge University Press, 2000.