doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2021.02.014

轴流泵叶顶泄漏涡形成演化机理与涡空化分析

张　虎[1,2]　左逢源[2]　张德胜[1]　施卫东[3]

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013; 2. 无锡职业技术学院机械技术学院, 无锡 214121;
3. 南通大学机械工程学院, 南通 226019)

摘要: 为了掌握轴流泵叶顶泄漏涡(TLV)的形成演化机理,评估涡形成空化条件和间隙宽度的影响,进行了轴流泵间隙泄漏流动实验和数值计算分析。通过流线涡量云图三维可视化分析,得到间隙流动特征及其涡结构,并比较分析涡初生时吸力面的速度流线、涡量和湍动能。对比了不同截面的物理量分布,并对不同空化条件下空化发展与 TLV 涡强度之间的关系进行了分析。研究表明:泄漏剪切带是形成 TLV 的主要区域,该区域的湍动能和涡量均较大,轴向主流与间隙射流形成对流,促进了涡的生成和发展,大间隙下的泄漏流速、涡强度与涡尺度更大;TLV 核心区涡旋来自剪切带形成的剪切涡和周向的来流涡。在大空化数下,涡与空化分布基本一致,涡强度与空化正相关,叶顶涡空化在大间隙时延伸更远。在小空化数下,涡与空化位置不完全重合,空化形成所需要的涡强度较低,易扩展形成片状空化,间隙宽度对空化的影响较小。

关键词: 轴流泵; 间隙宽度; 叶顶泄漏涡; 涡强度; 泄漏剪切带; 空化

中图分类号: TH312　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2021)02-0157-11　　**OSID**:

Formation and Evolution Mechanism of Tip Leakage Vortex in Axial Flow Pump and Vortex Cavitation Analysis

ZHANG Hu[1,2]　ZUO Fengyuan[2]　ZHANG Desheng[1]　SHI Weidong[3]

(1. *Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology*, *Jiangsu University*, *Zhenjiang* 212013, *China*
2. *School of Mechanical Technology*, *Wuxi Institute of Technology*, *Wuxi* 214121, *China*
3. *School of Mechanical Engineering*, *Nantong University*, *Nantong* 226019, *China*)

Abstract: In order to grasp the formation and evolution mechanism of the tip leakage vortex of axial flow pump, and evaluate the influence of the cavitation condition of vortex formation and the gap width, an axial flow pump clearance leakage flow experiment and numerical calculation were carried out. The three-dimensional visualization of the gap flow characteristics and the vortex structure was obtained by applying the streamline vortex cloud diagram. The distribution of the velocity streamlines, vorticity and turbulent kinetic energy on the suction surface were analyzed as the vortex at the initial generation. The physical quantity distributions of different cross-sections were compared, and the relationship between cavitation development and TLV vortex strength was analyzed for different cavitation conditions. Results showed that the leakage shear zone was the main area of TLV formation, where the turbulent kinetic energy and vorticity were large. Convection formed by the axial mainstream and interstitial jets promoted the generation and development of vortices. The intensity and scale of vortices under large clearance were larger, accompanied by greater leakage velocity. The vortex in the core area of TLV came from the shear vortex formed by the shear zone and the circumferential incoming vortex. With a large cavitation number, the vortex and cavitation distribution were basically the same, the vortex strength was positively correlated with cavitation, and the tip vortex cavitation extended farther in the large gap. With a small cavitation number, the vortex and the cavitation position did not completely overlap, and the gap width had little effect on cavitation. Due to the lower environmental pressure, the vortex strength required for cavitation formation was smaller, so it was easy to form cavitation and expand to form sheet cavitation. The TLV

收稿日期: 2020-11-30　修回日期: 2020-12-24

基金项目: 国家自然科学基金项目(51776087)

作者简介: 张虎(1986—),男,博士生,无锡职业技术学院讲师,主要从事流体机械性能优化研究,E-mail: zhanghutianxia@126.com

通信作者: 张德胜(1982—),男,研究员,主要从事流体机械流动特性研究,E-mail: zds@ujs.edu.cn

vortex strength was increased along the leading edge of the blade, reaching the maximum near the trailing edge, while the average vortex strength was the largest at the leading edge of the blade, where cavitation occurred first.

Key words: axial flow pump; gap width; tip leakage vortex; vortex strength; leakage shear zone; cavitation

0 引言

在轴流式流体机械中,为了避免动叶叶顶与端壁干涉,两者之间需存有尺度较小的间隙。间隙处流体在叶片压差作用下形成叶顶间隙泄漏流,并伴有涡旋的产生。如满足空化条件时,则形成叶顶泄漏涡空化,容易造成水力机械性能变化、诱导振动和噪声等现象[1-2]。研究和掌握叶顶泄漏流及其涡结构的形成机理,可为叶轮设计优化和减振降噪提供依据。

大量学者对叶顶泄漏涡形成机理与几何影响进行了研究[3-8]。文献[9-10]以 NACA0009 水翼为研究对象,对不同间隙几何绕水翼间隙流动进行了实验,发现间隙尺寸与叶顶泄漏涡(Tip leakage vortex, TLV)有很强的相关性,影响涡核轨迹及其强度,存在特定的间隙宽度使涡强度最大。文献[11-12]对直列叶栅叶顶间隙流动进行了分析研究,认为间隙射流产生的速度梯度是形成泄漏涡量和湍流动能及雷诺应力的原因。文献[13-14]分析了不同流量下轴流泵泄漏涡演变轨迹,发现大流量下弦长起点向后延迟,并且轨迹与弦长夹角变小,同时在低空化数下还发现了垂直空化涡结构。文献[15-16]对混流泵 TLV 振荡特征频率进行了分析,发现转速与分离角、振荡频率呈正相关。文献[17]对推进泵不同叶顶间隙水动力特性进行研究,发现间隙不改变推力和扭矩振荡频率,但会影响振幅。目前,对 TLV 的研究大多集中在涡成形以后引起的物理效应,比如振荡频率、涡与空化相互作用演化、涡动力特性等。而关于评估涡强度与空化之间的关系以及探究涡结构初生发展过程的研究还较少。

本文通过实验和数值计算对比分析 0.5 mm 和 1.5 mm 两种叶顶间隙的叶顶泄漏流及其流场特性,以探究 TLV 涡结构和涡初生物理量演变规律;分析 TLV 在不同弦长位置截面的物理量分布,以得出 TLV 的形成机理;通过不同空化数下的涡强度与空化位置关系,分析评估特定工况下的空化程度。

1 数值计算方法与轴流泵装置

1.1 数值计算方法

剪切应力输运-曲率修正(Shear stress transport-curvature correction, SST-CC)湍流模型[18-19]是在 SST $k-\omega$ 模型基础上,通过改变湍动能生成项 P_k 的修正系数,使其对流线曲率及旋转运动敏感,从而解决涡粘模型对流线曲率和系统旋转不敏感性的问题。文献[20]指出在两方程模型计算流体机械时可优先选用 SST $k-\omega$ 模型,特别在轴流式水力计算时,计算精度较高[21]。

Zwart 空化模型是在 Rayleigh-Plesset 方程的基础上进行推导得出的,被广泛用于水力机械空化数值计算中。本文计算采用上述湍流模型和空化模型,计算公式可参照文献[22-25]。

1.2 泵装置计算域与边界条件

采用南水北调工程中的 TJ04-ZL-02 号轴流泵为模型泵,叶轮直径为 200 mm、叶轮叶片数 Z_i 为 3,叶片弦长 $c=112$ mm,最大厚度为 5.9 mm,导叶叶片数 Z_d 为 7,额定转速 n 为 1 450 r/min,设计流量 Q_{opt} 为 365 m^3/h。叶片叶顶为平直叶顶(Plain tip, PT),间隙 τ 分别为 0.5 mm 和 1.5 mm,两种叶顶间隙几何方案分别命名为 0.5PT 和 1.5PT,以便于说明。

图 1 是轴流泵计算域与网格示意图。网格划分时在叶轮区域采用 J 型拓扑结构,同时用 O 型拓扑控制叶片近壁面的边界层分布,在叶轮间隙区、管壁、叶轮叶顶区等关注区域进行了网格加密处理。0.5PT 和 1.5PT 在间隙内分别布置 30 层和 50 层网格数,总网格数分别为 925 万和 995 万。边界条件与实验一致,采用总压进口、流量出口,采用无滑移壁面条件。动静部件之间交界面为瞬态转子-静子模型,求解采用有限元的有限体积法对方程组进行离散,对流项采用高分辨率格式,叶轮转速设为

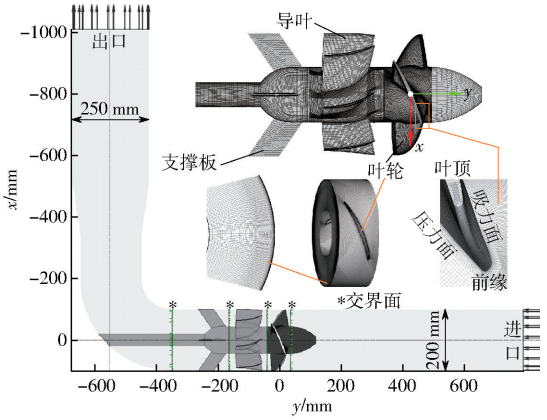


图 1 轴流泵计算域与网格示意图

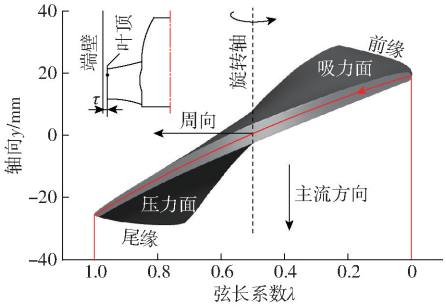
Fig. 1 Calculation domain and mesh of axial flow pump

1 450 r/min，设叶轮完成一转用时为 T，计算步长设为 $T/360$，约 1.1494×10^{-4} s，收敛精度为 1×10^{-5}。

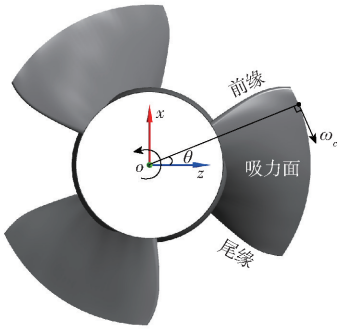
图 2 定义了叶片弦长系数位置和周向涡量，弦长系数为 λ，其中叶轮前缘 $\lambda=0$，尾缘 $\lambda=1$，定义弦长方向为前缘至尾缘的方向。主流方向是轴流泵工作时，流体由泵进口至出口时，经叶轮处的主要流动方向，与轴向平行。周向为对应回转圆周的切向。周向涡量 ω_c 的方向与 xoz 面平行，垂直于叶轮圆周径向，如图 2b 所示，周向涡量计算公式为

$$\omega_c=\omega_z\sin\theta-\omega_x\cos\theta \tag{1}$$

式中　ω_x、ω_z——x、z 方向上的涡量



(a)弦长系数



(b)周向涡量ω_c

图 2　弦长系数与周向涡量示意图

Fig. 2　Schematic diagram of chord length coefficient and circumferential vorticity

1.3　实验装置与模拟验证

图 3 为轴流泵外特性测试与空化实验装置。轴流泵实验段叶轮与导叶处采用透明玻璃罩壳，通过高速相机记录叶顶区空化形态信息，以便于实验验证与分析。

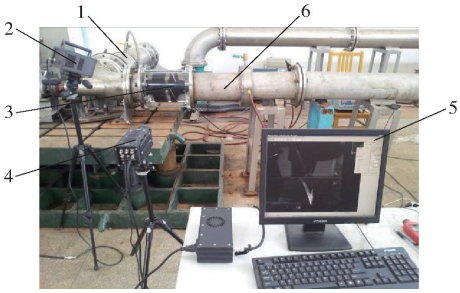


图 3　轴流泵外特性与空化实验装置

Fig. 3　External characteristics and cavitation experiment device of axial flow pump

1. 出口段　2. 补光片　3. 实验叶轮　4. 高速相机　5. 信息采集装置　6. 进口段

(1)表 1 为轴流泵扬程点验证表(误差为模拟值与实验值之差与实验值百分比)，其中轴流泵流量设为 Q_a，通过水泵外特性实验和瞬态数值计算，验证上述网格和湍流模型的适用性。

表 1　轴流泵扬程点验证

Tab. 1　Validation of axial flow pump head

类型	流量系数 Q_a/Q_{opt}	扬程实验值 H_1/m	扬程模拟值 H_2/m	误差/%
0.5PT	0.8	3.79	3.88	2.37
	1.0	3.26	3.30	1.23
	1.2	2.15	2.09	2.79
1.5PT	0.8	3.21	3.31	3.12
	1.0	3.08	3.21	4.22
	1.2	2.06	2.00	2.91

与实验扬程相比，模拟扬程基本趋势一致，误差低于 5%。

(2)进行空化实验验证时，定义空化数为

$$\sigma=2(p_{in}-p_v)/(\rho u_{tip}^2) \tag{2}$$

式中　p_{in}——进口绝对压力，Pa

p_v——饱和蒸汽压力，取 3 169 Pa

ρ——水的密度，kg/m^3

u_{tip}——间隙叶顶端壁处速度，取 15.18 m/s

计算得 $\sigma=0.71$。在 Q_{opt} 标准工况下，对两方案轴流泵进行瞬态计算。获得的空化体积分数 $\alpha_v=10\%$ 等值面图与相同工况条件下的轴流泵实验流动图像对比，如图 4 所示，数值计算结果与实验较为接近。后文除说明外，均以此空化数瞬态算例进行说明。

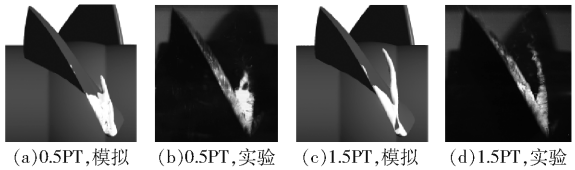

(a)0.5PT，模拟　(b)0.5PT，实验　(c)1.5PT，模拟　(d)1.5PT，实验

图 4　轴流泵空化实验与与数值计算结果比较

Fig. 4　Comparison of cavitation experiment and numerical calculation results of axial flow pump

2　轴流泵叶顶间隙流及其涡系拓扑

2.1　叶片表面压力系数分布

叶片压力面与吸力面之间存在压差，是形成间隙泄漏流和叶顶泄漏涡(TLV)的原因。定义压力系数 C_p 为

$$C_p=\frac{p}{0.5\rho u_{tip}^2} \tag{3}$$

其中 p 为压力。图 5 是沿叶片压力面和吸力面径向取多组点后取平均值，得到的压力系数分布曲线。可以发现 2 组叶片几何方案下的压力分布基本一

致,说明间隙对压力系数差值影响较小。压力系数差值在叶片前缘处最大,沿弦长方向至尾缘处逐渐降低,在尾缘处差值为零。

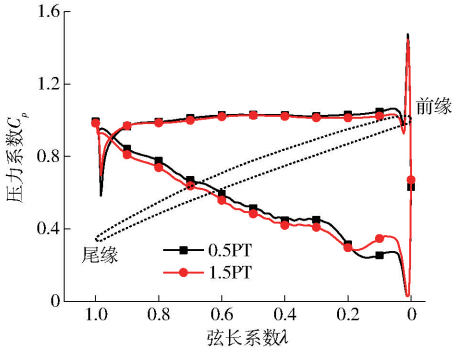


图 5 叶片表面压力系数分布

Fig. 5 Pressure distribution of blade surface

2.2 间隙流及其涡系拓扑

图 6 是间隙泄漏流形态及其涡分布图,通过空间流线速度云图结合 Q 准则等值面绘制($Q=2.5\times10^6\ s^{-2}$)。间隙流动从前缘出发由压力面经间隙流至吸力面一侧,在吸力面上方形成了显著的 TLV 涡结构。

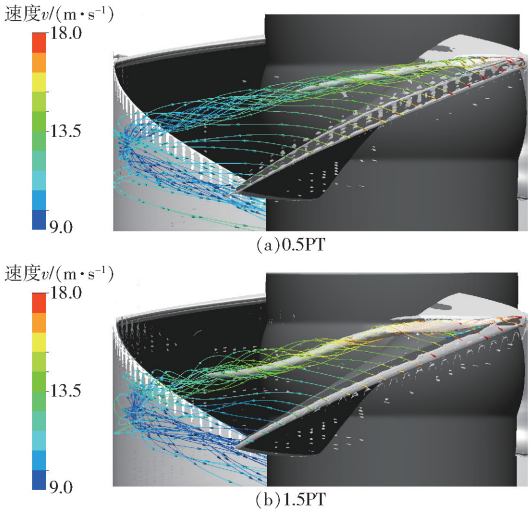


图 6 轴流泵三维流线附加速度与 Q 准则等值面图

Fig. 6 3D streamlines attached with velocity and Q criterion isosurface of axial flow pump

对比 1.5PT、0.5PT 方案,可知:

(1)从空间流线上看,在吸力面上方明显看到 TLV 螺旋结构,在叶片前缘叶顶处泄漏速度最大,沿弦线方向逐渐减小。射流从间隙出口处,以较高的泄漏速度进入吸力面,在吸力面上方形成射流剪切层,并逐渐形成泄漏涡旋,泄漏射流沿泄漏方向速度逐渐减小。对比来看,1.5PT 中部泄漏速度高于 0.5PT,这是由于大间隙下的泄漏量较大,泄漏减速较慢。

(2)从 Q 准则涡结构来看,等值面图与螺旋结构流线重合。对比来看,1.5PT 等值面延伸得更远,说明大间隙下泄漏涡旋强度更高,稳定性更强,这与流线速度正相关。此外,1.5PT 下的 Q 准则等值面基本覆盖了叶顶端面,说明大间隙下更容易生成叶顶分离涡(Tip separation vortex, TSV)。

2.3 间隙涡系二维流线结构

图 7 是二维平面流线和涡量云图,各平面的法向为对应面的周向,图中黑色点为 TLV 涡核中心。

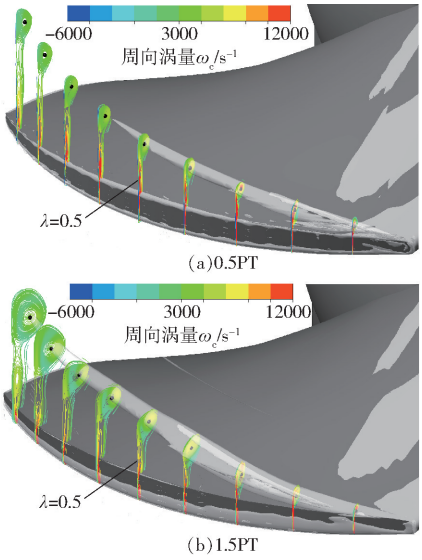


图 7 二维平面流线附加涡量与 Q 准则等值面图

Fig. 7 2D streamlines attached with vorticity and the Q criterion isosurface of axial flow pump

由图 7 可知,高涡量主要分布在叶顶端面和间隙出口处,这是由于这些位置的间隙流和泄漏流流速较快,易形成剪切层,因而涡量较大。形成的 TSV 和近间隙出口处的射流剪切涡旋(举例:图中 $\lambda=0.5$ 所指位置),随着泄漏流轴向向上并减速后,逐渐在轴向某一位置处停留、汇聚形成稳定的 TLV 涡结构。

沿弦线方向观察平面涡量分布可知,前缘生成的 TLV 逐渐向尾缘方向传输,以叶片中部平面为例,这一位置的 TLV 伴随着来自弦长方向前部涡的传输、累加和同一平面泄漏涡的轴向汇聚,涡占面积逐渐增大,涡量随涡占面积增大,但平均涡量减小。这一过程伴随着涡量的传播和扩散。

对比来看,1.5PT 的涡影响范围较大,Q 等值面涡旋结构延伸得更远。

2.4 叶顶泄漏涡涡核轨迹分布

图 8 是依据图 7 绘制成的 TLV 涡核轨迹图。涡核轴向高度沿弦长方向逐渐下降,但下降趋势不同,分析如下:

(1)λ 为 0 ~ 0.5,由于叶片压力面与吸力面的压差较大,下降较为缓慢。

(2)λ 为 0.5 ~ 1,压差减小,这一区域压差形成

的泄漏流和轴向来流不足以维持 TLV 涡核这一高度，由于 1.5PT 泄漏流量更大，所以较 0.5PT 下降得更快。

(3)λ 为 1～2，虽有主流推动作用，但涡核高度并没有快速降低，这是由于叶轮下一个叶片一定程度上挡住了主流，如图 6 所示，涡核轨迹下降放缓。

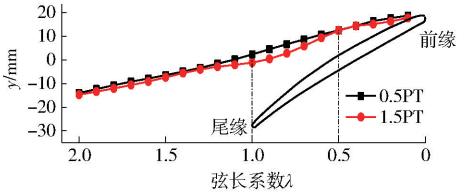


图 8　叶顶泄漏涡涡核轨迹

Fig. 8　Trajectory of TLV vortex core

3　TLV 涡结构初生与演化

轴流泵启动时，叶顶泄漏流及涡旋结构初生，此时涡旋空化还未产生。对轴流泵数值模型进行无空化瞬态数值计算，捕捉涡结构初生形态，以分析 TLV 涡结构演变规律。轴流泵完成一个旋转周期为 T。图 9 是 1.5PT 轴流泵 $\lambda=0.5$ 截面叶顶泄漏流及涡带分布示意图。图中近端壁侧区域定义为泄漏射流带；在其下方受射流和轴向主流相互作用形成的剪切涡旋区，定义为泄漏剪切带。剪切带形成的涡旋随泄漏流输运至 TLV 核心区。本节在叶片 $\lambda=0.5$ 截面研究间隙出口处流线、吸力面涡量和湍动能分布，分析涡旋初生物理量演化和涡形成机理。

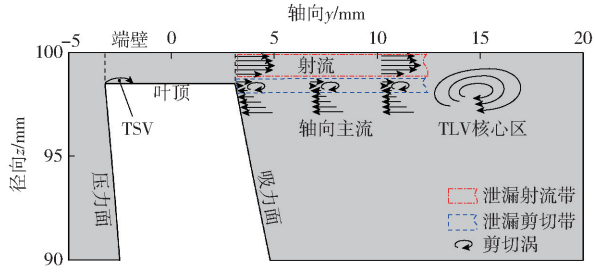


图 9　轴流泵叶顶泄漏流及涡带分布($\lambda=0.5$ 截面)

Fig. 9　Tip leakage flow and vortex distribution of axial flow pump($\lambda=0.5$ section)

3.1　TLV 涡结构初生速度与流线演化

在叶片 $\lambda=0.5$ 截面上，在间隙出口边 0.5、1.5 mm 两个间隙宽度线段上等间距取 10 个采样点，以采样点为起点作平面速度 v_p 流线云图，将各时刻云图投影至图 9 坐标平面上。v_p 计算公式为

$$v_p=\sqrt{v_y^2+v_z^2} \tag{4}$$

式中　v_y、v_z——y、z 方向上的速度

得到图 10 在吸力面上的流线结构与平面速度演化图，图中十字心为涡旋中心，分析可得：

(1)从速度上看，小间隙下在 0～T/120 很快形成较高泄漏速度，但在 T/36～1.25T 泄漏流逐渐减速，并维持在较低的速度附近；而在 1.5PT 中，泄漏流流速呈逐渐加速后稳定的趋势；对比来看，稳定后大间隙的泄漏速度较小间隙下大。

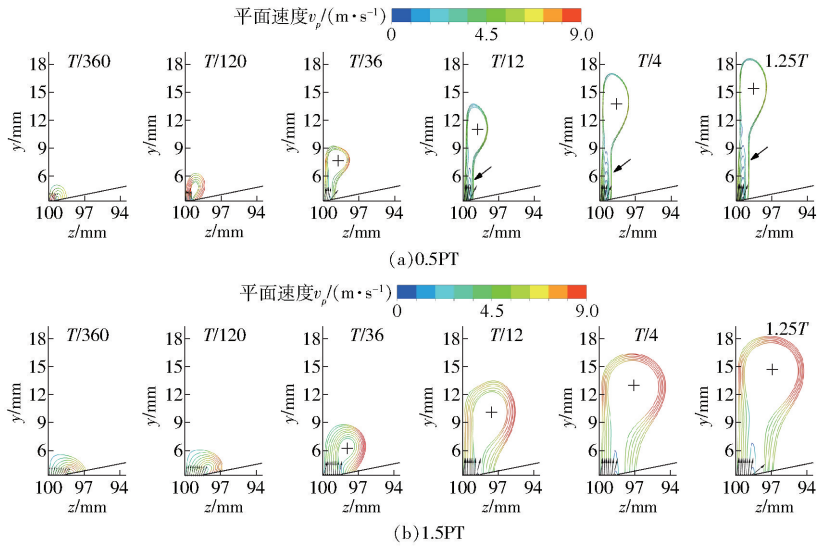


图 10　涡初生流线与平面速度演化对比

Fig. 10　Comparison of vortex inception streamlines and plane velocity evolution

(2)从流线结构上，间隙流进入吸力面后，很快形成回流逐渐形成涡旋流线结构，涡旋中心位置逐渐抬高，最后涡结构逐渐稳定。对比来看 1.5PT 泄漏流流线稳定，涡旋区较大，而 0.5PT 泄漏流流线由于速度较小，从间隙出口至泄漏高度较低处，大部分射流在轴流泵主流动压作用下，沿途逐级减速至回流，流线在泄漏剪切带呈竹节状，如图中箭头所示。仅有少部分间隙射流能够达到较高位置处，与上游来流 TLV 合并集聚。

3.2　TLV 涡结构初生涡量演化

图 11 为涡初生周向涡量演化对比图，间隙射流通过间隙进入吸力面一侧后，泄漏射流与吸力面侧

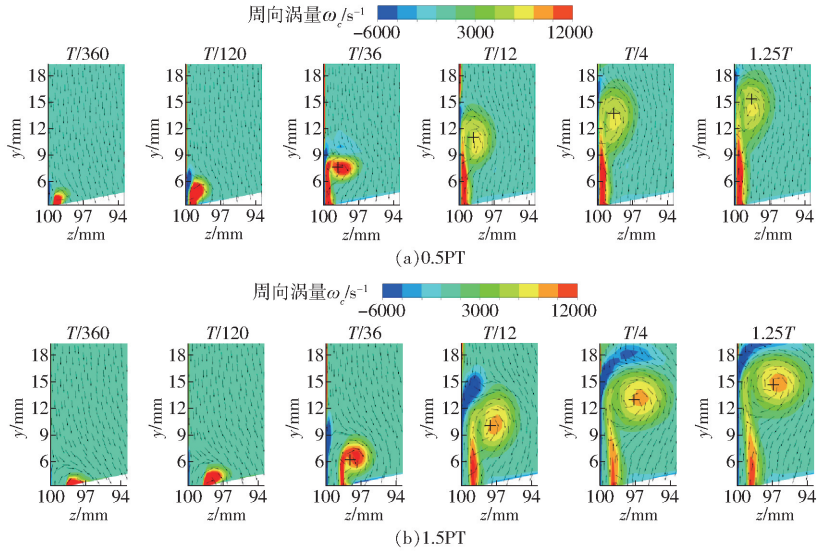


图 11 涡初生周向涡量 ω_c 演化对比

Fig. 11 Comparison of vortex inception vorticity ω_c evolution

轴向主流流体形成对流,有较大的速度梯度、在泄漏剪切带快速形成剪切涡量区,并逐渐随着泄漏流发展沿轴向迁移演变,涡量区逐渐增大,最终在间隙出口边和泄漏涡中心处出现两处涡量较大的区域。其中,涡心位置处的涡量较大,涡量最大值出现在间隙出口处的泄漏剪切带,这一位置的涡量较为集中。从涡量输运轨迹上可以明显看到涡量沿着间隙出口边向上迁移、扩散,在轴向主流的作用下回流形成典型的 TLV 涡结构。对比来看,1.5PT 在 TLV 核心区涡尺度和涡量较 0.5PT 大,两者在剪切带数值上相差不大。

此外,沿边壁出现负涡量区,并且随着时间逐渐演变增大,在 $T/12$ 脱离壁面逐渐被泄漏涡卷吸发展外扩,发展成尺度较小的负涡量区。负向涡量的产生是由于间隙出口左侧射流经过间隙后,在壁面附近诱导产生负向涡量,但由于受壁面抑制(不够开阔),很难形成尺度较大的涡旋。对比来看,0.5PT 由于间隙较小、流速快,在 0 ~ $T/120$ 涡已经形成了负涡量区,而后逐渐减弱,而 1.5PT 则在 $T/36$ 以后才逐渐形成,而后负涡量区逐渐发展,并被 TLV 涡核区卷吸至外围,这一分布较为特别,有可能是图 8 中 1.5PT 涡核轨迹在弦长中部降低较快的原因之一。

3.3 TLV 涡结构初生湍动能演化

图 12 为涡初生湍动能演化对比图。0 ~ $T/36$ 湍动能生成较小且较为缓慢,随着泄漏流的发展演变,湍动能在间隙进口处的湍动能逐渐强烈并快速增长,最后逐渐保持稳定。湍动能是速度脉动的表征,反映了湍流演化程度,说明在间隙进口处剪切较为强烈。结合流线、涡量演变图可知,涡量与湍动能在泄漏剪切带上数值均较大,而在涡心位置附近涡

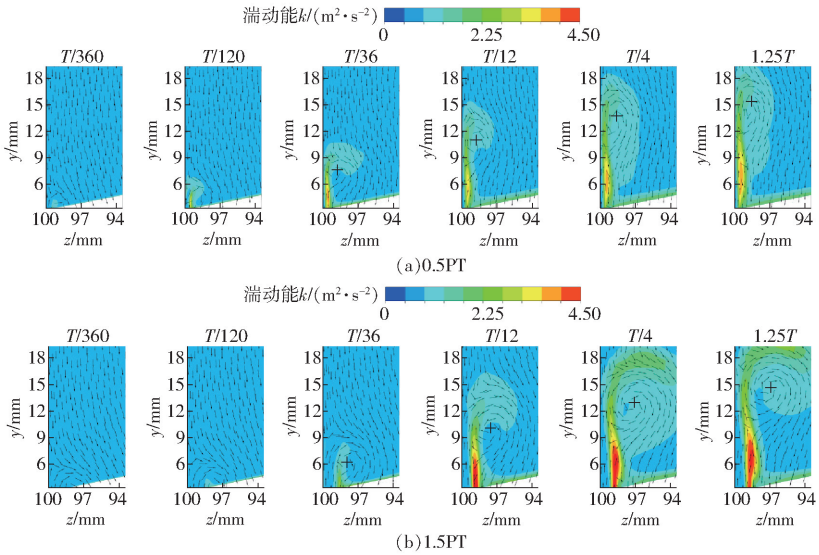


图 12 涡初生湍动能演化对比

Fig. 12 Comparison of vortex inception turbulence kinetic energy evolution

量较大，而湍动能却较小。这是由于涡心附近流速较为一致，剪切较小，湍动能较小。对比来看，1.5PT 湍动能整体较 0.5PT 大，特别是在泄漏剪切带区。

4　间隙流及其涡结构物理量演化

为进一步分析 TLV 演化过程，分别取图 7 弦长系数为 0.3 和 0.5 位置的截面，在平面上作轴向速度、涡量、湍动能等瞬态时均物理量分布云图。

4.1　间隙流轴向速度分布与流线

图 13 为不同弦长位置处的轴向速度 v_y 云图，其方向用矢量速度线表示。分析可知：

(1)从流线上看，吸力面侧 $v_y=0$ 附近形成了明显低速带，分布在泄漏剪切带内，这是由于泄漏流从间隙出口边进入吸力面侧，形成 TLV 涡结构，小涡中心处的轴向速度较小；两种间隙对比来看，1.5PT 由于间隙宽度较大，形成了尺度较大涡旋结构，而 0.5PT 则尺度较小。处于下游平面的泄漏涡运动至距离吸力面更远位置，主要是由于叶片攻角的存在，TLV 核心区与吸力面距离增大所致。TLV 核心区涡旋由来流涡旋输运与所在截面剪切涡累加而成，由于流动连续性保持其轴向高度基本一致。

(2)从速度分布上看，在泄漏射流带轴向速度较大，同时由于轴流泵轴向主流叠加涡旋回流，导致在吸力面下方形成较大范围的高速区。在两个区域之间的泄漏剪切带，轴向速度较低，分布着不同尺度的泄漏涡旋，最终汇聚成尺度较大 TLV 涡旋。这一区域位于两个速度相反的高速区之间，有利于涡旋的形成。对比 $\lambda=0.3$ 和 $\lambda=0.5$ 两截面泄漏射流带速度可知，其泄漏速度已沿周向减小。

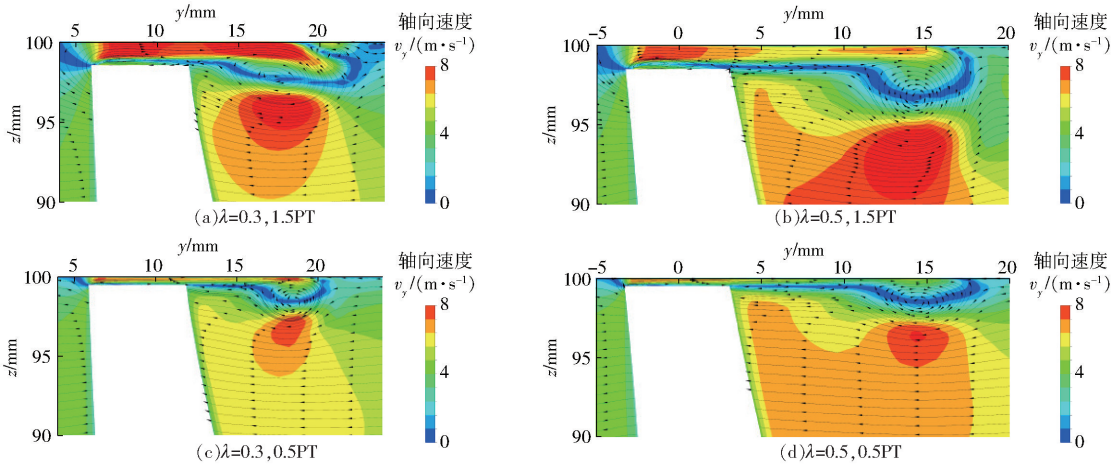


图 13　不同弦长位置截面轴向速度对比

Fig. 13　Comparison of axial velocity at different chord sections

间隙出口边为泄漏射流带与剪切带的起始段。为比较间隙出口边处轴向速度差异，沿弦长方向取不同截面，在截面上的间隙出口边按 4∶1 取线段，分别定义为 up 和 down，取 2 线段的轴向速度平均值，绘制成间隙出口边轴向速度分布曲线，如图 14 所示。轴向速度沿弦长方向逐渐降低，这与压力系数分布一致，是叶片压差形成的泄漏流在速度上的反映。up 线段 v_y 速度较大，1.5PT 整体略大于 0.5PT，而在 down 线段 1.5PT 速度 v_y 下降较快，主要由于 TLV 尺度较大，对间隙出口边速度影响较大，而 0.5PT 下降较为缓慢。从两线段差值上看，1.5PT 较 0.5PT 大，因而速度梯度较大，有利于剪切涡旋的产生和发展。

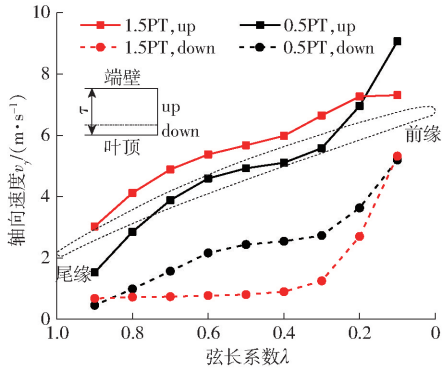


图 14　沿弦长方向轴向速度分布曲线

Fig. 14　Curves of axial velocity distribution along the chord

4.2　周向涡量与速度矢量

图 15 为不同弦长位置处的周向涡量 ω_c 云图，可知：

(1)从涡量分布上看，涡量集中在叶顶、泄漏剪切带和 TLV 中心区，在近端壁位置处出现诱导涡，有较高的负向涡量。$\lambda=0.3$ 截面较 $\lambda=0.5$ 截面在 TLV 中心区涡量大，这是由于压差沿弦线减小，且 $\lambda=0.5$ 截面涡量分布面积较大，沿弦长方向传播扩散，涡量不够集中。

(2)对比来看，1.5PT 形成的涡量和尺度较

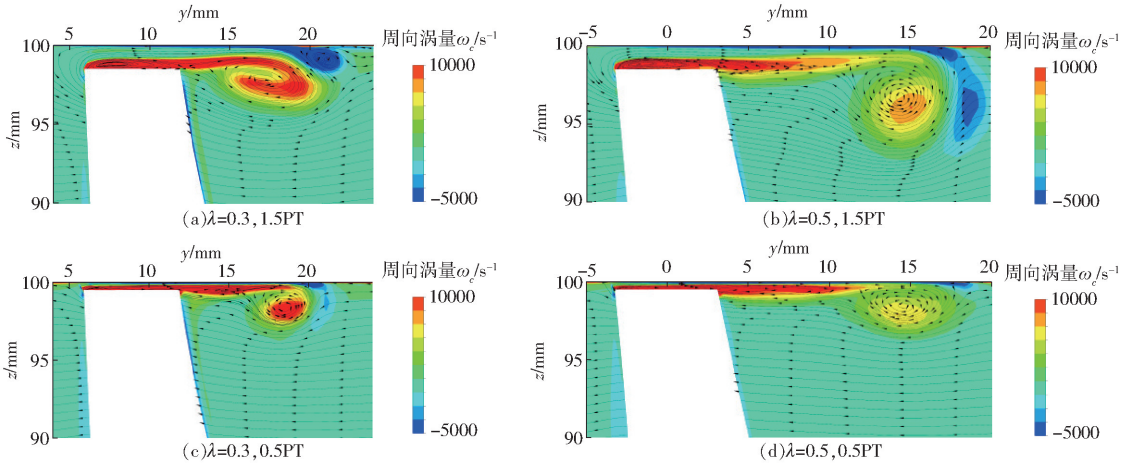


图 15 不同弦长位置截面周向涡量对比

Fig. 15 Comparison of circumferential vorticity at different chord sections

0.5PT 大。1.5PT 在泄漏射流带涡量较小,剪切带涡量较大,有明显的涡量分层。而 0.5PT 由于间隙较小,两个区域涡量均较大。1.5PT 负涡量的诱导涡尺度较 0.5PT 大,同时出现明显的卷吸至 TLV 核心区,脱离壁面的现象。

TLV 由泄漏流经间隙处至吸力面内,发生射流剪切形成涡旋并逐级聚集形成 TLV 核心区。任一平面上 TLV 核心区涡旋来源有 2 个:由所在平面泄漏射流剪切形成涡旋 TLV1,经泄漏剪切带输运形成;由上游 TLV2 随周向来流传递输运形成,这一过程,伴随着涡的生成和扩散。

4.3 湍动能与速度矢量

图 16 为不同弦长位置处的湍动能云图,湍动能集中在间隙叶顶、泄漏剪切带,而在 TLV 核心区涡量并不大。这主要是由于叶顶和泄漏剪切带有较强的流动剪切,速度脉动大,TLV1 在这些位置处产生。对比来看,1.5PT 湍动能较 0.5PT 大很多。

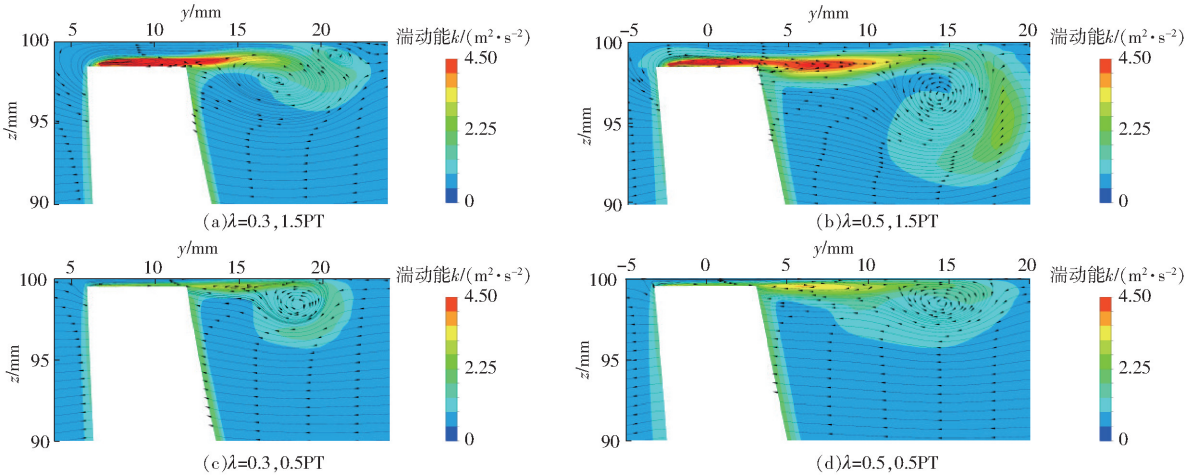


图 16 不同弦长位置截面湍动能对比

Fig. 16 Comparison of turbulence kinetic energy at different chord sections

5 TLV 涡空化形态与涡强度分布

5.1 间隙宽度对叶顶区空化形态的影响

降低总压进口使空化数 $\sigma=0.37$,保持其他条件设置不变,计算得到 2 种间隙宽度下的叶顶区空化形态,如图 17 所示。

分析可知:

(1)通过空化等值面图($\alpha_v=10\%$)与实验图像对比,模拟结果与实验基本一致,吸力面右侧的螺旋流线涡结构与空化基本重合。小空化数下,TLV 涡空化较为强烈,已从前缘局部空化,发展演变成片状空化。0.5PT 的空化强度与范围小于 1.5PT。从间隙宽度对比来看,1.5PT 泄漏流速在前缘较大,至弦长中部处泄漏速度仍保持较高水平,速度保持性好,而 0.5PT 虽在前缘速度较大,但泄漏速度很快沿弦长方向降低。间隙宽度是叶顶区泄漏涡空化重要的影响因素,在保证机械旋转不干涉情况下,尽可能地降低间隙宽度有利于抑制叶顶泄漏涡空化。

(2)实验时发现:轴流泵工作稳定后,两个空化数下的叶顶区空化形态和覆盖范围基本保持稳定,

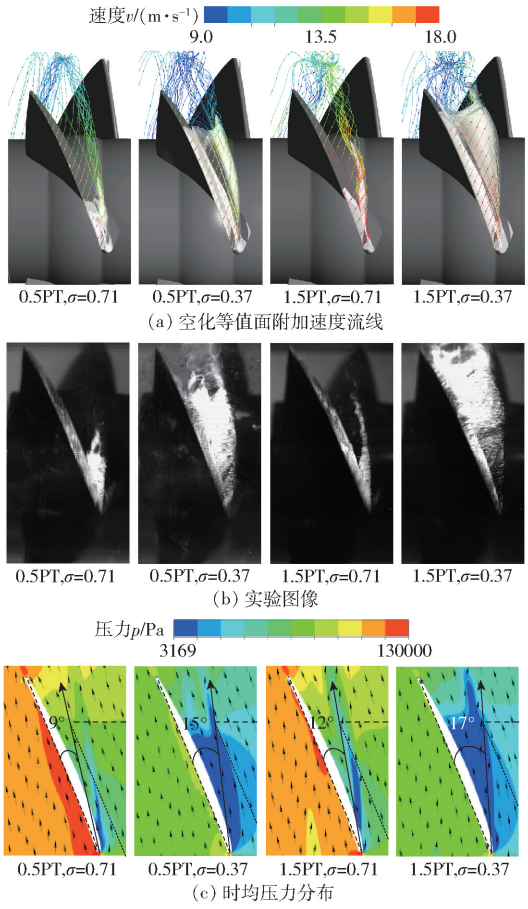


图 17　不同空化数下空化形态与物理量分布对比

Fig. 17　Comparison of cavitation pattern and physical quantities of different cavitation numbers

涡空化在标准流量工况下，有一定的稳态特性，这一特性有利于轴流泵稳定工作。而局部不稳定位置出现在空化带尾部，由于泄漏速度的降低，不足以补充空化所需要动能，空泡逐渐耗散破裂，在小空化数更为明显，空化耗散区较大。

(3) 当局部压力降低到空化条件时，空化形成。将轴流泵叶轮在半径为 95 mm 位置处沿周向展开，得到时均压力云图，如图 17c 所示。图中深蓝色低压区与空化在叶顶区分布基本一致。小空化数下，由于吸力面整体压力较低，在 TLV 作用下，由于涡旋中心低压达到饱和蒸汽压，很快形成了空化，并演化发展形成片状空化。

以叶片弦线作一平行线与空化压力云图等值线相切(忽略局部尖角)，与轴向水平线相交，其交点与叶片前缘顶点的连线与弦线的夹角为 α。这一夹角越大，则空化越剧烈，可作为叶顶泄漏涡空化强度的度量。通过这一角度的大小，可以表征同一流量下的空化程度。

为进一步对比两种空化数下的涡量与空化相互关系，取 $\lambda=0.5$ 截面作空化体积分数 α_v 云图并附加速度矢量，如图 18 所示。图中在平面上做 $\omega_c=2\,500\ \mathrm{s}^{-1}$ 周向涡量等值线(图中白色线)，以此涡量为临界值，区域内设为 TLV 主要涡量区 M。这一区域基本覆盖了泄漏剪切带与 TLV 核心区。图中空化数 $\sigma=0.71$ 下，1.5PT 仅 TLV 核心区空化，0.5PT 涡中心区未空化，这是由于涡量较低，不足以空化。当 $\sigma=0.37$ 时，空化大范围在吸力面处产生，除 M 区以外，空化也已覆盖，说明一旦形成 TLV 涡空化，在小空化数下，极易导致空化外扩、发展，形成片状空化。对比来看，当空化数较大时，空化主要集中在涡中心区且涡强度要满足一定要求，空化与涡旋分布上较为一致；当 σ 较小时，涡旋与环境低压的叠加作用，很快就形成空化，并外扩延伸发展，形成片状空化，此时空化与涡位置不完全重合，此时间隙大小对空化的影响程度较小。

5.2　叶顶泄漏涡强度分布

图 19 为间隙涡强度分布与演化图，涡强度[26]公式为

$$\Gamma=\iint_A \omega_c \mathrm{d}A \tag{5}$$

其中 A 为 M 区面积。沿弦长方向等间距取截面对

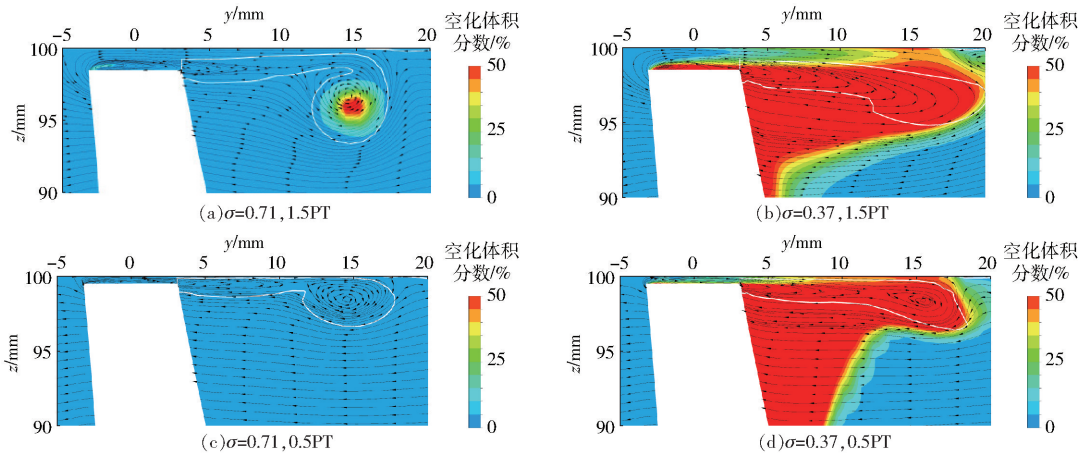


图 18　空化体积分数云图对比($\lambda=0.5$ 截面)

Fig. 18　Comparison of vapour volume fraction contour ($\lambda=0.5$ section)

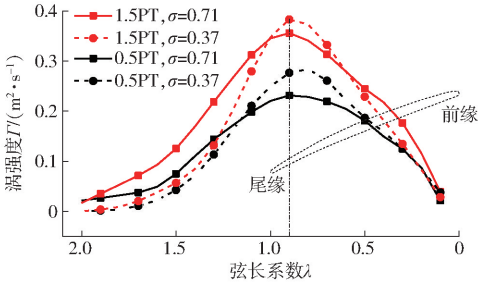


图 19 TLV 涡强度沿弦长方向分布曲线

Fig. 19 Curves of TLV vortex strength distribution along the chord

涡强度进行 M 区内积分取值。整体来看,TLV 涡强度沿弦长方向增大,在接近尾缘处达到最大,最后逐渐耗散减弱至零。说明在叶片段 TLV 伴随着涡的生成、耗散,涡生成项大于涡耗散项。$\lambda = 1$ 以后截面只有耗散,从而涡强度减小加快,直至接近为零。

对比来看,1.5PT 涡强度大于 0.5PT,这是由大间隙泄漏流量和速度增大,剪切形成的涡强度较大所致。小间隙下,空化可能有助于 TLV 的生成和发展,在叶片段小空化数下的涡强度更高。同时在离开叶片段,空化又有利于涡的耗散,2 组间隙均为小空化数下耗散得更快,这是由于涡在高含汽量的水汽混合体中更容易耗散和溃灭。由于涡强度一定程度反映了整体涡和空化的情况,通过涡强度分析有利于掌握不同间隙下涡的发展规律。

进一步地,通过将各截面涡强度除以 M 区面积大小,可得 M 区内的平均涡强度 Γ_a,如图 20 所示。可以看出,沿弦长方向平均涡强度逐渐减小,在前缘处最大,这是由于叶片前缘涡占面积小,平均涡强度大,因而叶片在前缘处率先空化。之后,伴随着涡的扩散,M 区面积沿弦长方向逐渐增大,以及压差的减小,平均涡强度逐渐降低。当平均涡强度低于某一值时,涡空化很难继续扩大,从而空化仅在叶片中前部生成和发展。通过分析图 17 两间隙下空化所在的弦长位置,得到 Γ_{a1} 和 Γ_{a2} 分别为 $\sigma = 0.37$ 和 $\sigma = 0.71$ 时维持空化所需要的最小平均涡强度,称为空化截止涡强度。小空化数下的空化截止涡强度较小,这是由于流体处于较低的压力环境,较小的平均涡强度($\Gamma_{a1} < \Gamma_{a2}$)也会导致空化,演变成片状空化。同一空化数下,大间隙下形成的可视化空化带尺度更长一些,主要是由于泄漏量更大,空化带溃灭耗散前被推送得更远。在空化条件确定后,平均涡强度 Γ_a 可作为叶片空化程度和发展的评价指标。

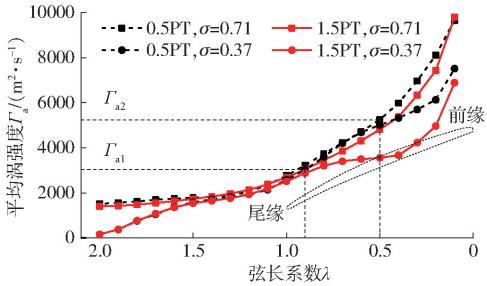


图 20 TLV 平均涡强度沿弦长方向分布曲线

Fig. 20 Curves of average TLV vortex strength distribution along the chord

6 结论

(1)空化实验与数值计算结果对比验证说明了数值计算采用的湍流模型、空化模型与网格质量的适用性。通过流线结合涡量和 Q 准则等值面图可形象展示 TLV 涡结构和分布规律。

(2)泄漏剪切带是泄漏流进入吸力面形成 TLV 的主要区域。涡结构初生首先在泄漏剪切带形成竹节状流线结构,然后逐渐在泄漏流推动下向 TLV 核心区汇聚。小间隙下涡结构形成较快,大间隙下的泄漏流速、涡强度与尺度更大。

(3)分析了不同弦长截面的物理量分布,发现泄漏射流带和剪切带在叶顶处有明显的速度分层分布,间隙射流与轴向主流的对流促进了 TLV 的产生和发展,而 TLV 涡量和湍动能主要在剪切带形成和发展。大间隙下在端壁上产生诱导涡,并被 TLV 卷吸,小间隙下这一现象并不明显,大间隙下涡量、湍动能较大。TLV 核心区涡旋来自剪切带形成的剪切涡和周向的来流涡。

(4)对比分析了两种空化条件、不同间隙的空化分布,发现大空化数下涡与空化基本重合,涡强度与空化正相关,叶顶涡空化在大间隙时延伸更远。而小空化数下,涡与空化位置不完全重合,TLV 涡旋形成的低压诱导了空化,与环境低压叠加,一旦满足空化条件,空化快速扩散,并发展形成片状空化,间隙宽度对空化的影响较小。涡强度在叶片段沿弦长逐渐增大,在叶片尾部开始逐渐耗散,空化加快了 TLV 的发展和扩散。平均涡强度则从前缘沿弦长方向下降,这解释了空化均首先从前缘产生的现象。小空化数下的空化截止涡强度较小。

参 考 文 献

[1] TAN D, LI Y, WILKES L, et al. Experimental investigation of the role of large scale cavitating vortical structures in performance breakdown of an axial waterjet pump [J]. Journal of Fluids Engineering, 2015, 137(11): 111301.

[2] 李彦军,陈超,裴吉,等. 不同空化工况下轴流泵装置压力脉动试验[J/OL]. 农业机械学报,2018,49(12):158-164.
LI Yanjun, CHEN Chao, PEI Ji, et al. Experiment on pressure fluctuation of axial flow pump system under different cavitation

conditions[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2018,49(12):158 - 164. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20181220&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.12.020. (in Chinese)

[3] CHENG H, BAI X, LONG X, et al. Large eddy simulation of the tip-leakage cavitating flow with an insight on how cavitation influences vorticity and turbulence [J]. Applied Mathematical Modelling, 2019, 77: 788 - 809.

[4] SHI L, ZHANG D, ZHAO R, et al. Effect of blade tip geometry on tip leakage vortex dynamics and cavitation pattern in axial-flow pump [J]. SCIENCE CHINA Technological Sciences, 2017, 60(10): 1480 - 1493.

[5] GUO Q, ZHOU L, WANG Z. Numerical evaluation of the clearance geometries effect on the flow field and performance of a hydrofoil [J]. Renewable Energy, 2016, 99(8): 390 - 397.

[6] 孟凡, 李彦军, 袁寿其,等. 叶根间隙对双向轴流泵水力性能的影响[J/OL]. 农业机械学报, 2020, 51(4):131 - 138.
MENG Fan, LI Yanjun, YUAN Shouqi, et al. Effect of hub clearance on hydraulic performance in bidirectional axial-flow pump [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2020,51(4):131 - 138. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20200415&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.04.015. (in Chinese)

[7] 王天壹, 宣益民. 阶梯形凹槽对涡轮叶顶泄漏流的影响 [J]. 中国科学:技术科学, 2020, 50(10): 1288 - 1297.
WANG Tianyi, XUAN Yimin. Effect of stepped squealer tip on flow of leakage through turbine blade tip[J]. SCIENTIA SINICA Technologica,2020,50(10): 1288 - 1297. (in Chinese)

[8] LIU Y, TAN L. Influence of C groove on suppressing vortex and cavitation for a NACA0009 hydrofoil with tip clearance in tidal energy [J]. Renewable Energy, 2020, 148: 907 - 922.

[9] DREYER M. Mind the gap: tip leakage vortex dynamics and cavitation in the axial turbines [D]. Lausanne: Swiss Federal Institute of Technology in Lausanne (EPFL), 2015: 71 - 103.

[10] DREYER M, DECAIX J, MUNCH-ALLIGNE C, et al. Mind the gap: a new insight into the tip leakage vortex using stereo-PIV [J]. Experiments in Fluids, 2014, 55(11): 1 - 13.

[11] YOU D, WANG M, MOIN P, et al. Effects of tip-gap size on the tip-leakage flow in a turbomachinery cascade [J]. Physics of Fluids, 2006, 18(10): 105102.

[12] YOU D, WANG M, MOIN P, et al. Vortex dynamics and low-pressure fluctuations in the tip-clearance flow [J]. Journal of Fluids Engineering, 2007, 129(8): 1002 - 1014.

[13] ZHANG D, SHI W, VAN ESCH B P M, et al. Numerical and experimental investigation of tip leakage vortex trajectory and dynamics in an axial flow pump [J]. Computers & Fluids, 2015,112:61 - 71.

[14] ZHANG D, SHI L, SHI W, et al. Numerical analysis of unsteady tip leakage vortex cavitation cloud and unstable suction-side-perpendicular cavitating vortices in an axial flow pump [J]. International Journal of Multiphase Flow, 2015, 77:244 - 259.

[15] HAN Y D,TAN L. Influence of rotating speed on tip leakage vortex in a mixed flow pump as turbine at pump mode [J]. Renewable Energy, 2020,162:144 - 150.

[16] HAN Y D,TAN L. Tip clearance on pressure fluctuation intensity and vortex characteristic of a mixed flow pump as turbine at pump mode[J]. Renewable Energy, 2018,129:606 - 615.

[17] YU H, ZHANG Z, HUA H. Numerical investigation of tip clearance effects on propulsion performance and pressure fluctuation of a pump-jet propulsor[J]. Ocean Engineering, 2019, 192:106500.

[18] SPALART P R, SHUR M. On the sensitization of turbulence models to rotation and curvature [J]. Aerospace Science and Technology, 1997, 1(5): 297 - 302.

[19] SMIRNOV P E, MENTER F R. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the spalart-shur correction term [J]. Journal of Turbomachinery, 2009, 131(4): 1 - 8.

[20] 王福军. 流体机械旋转湍流计算模型研究进展[J/OL]. 农业机械学报,2016,47(2):1 - 14.
WANG Fujun. Research progress of computational modal for rotating turbulent flow in fluid machinery[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(2): 1 - 14. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20160201&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.02.001. (in Chinese)

[21] 张德胜,吴苏青,施卫东,等. 不同湍流模型在轴流泵叶顶泄漏涡模拟中的应用与验证[J]. 农业工程学报,2013, 29(3):46 - 53.
ZHANG Desheng, WU Suqing, SHI Weidong, et al. Application and experiment of different turbulence models for simulating tip leakage vortex in axial flow pump[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(13): 46 - 53. (in Chinese)

[22] GUO Q, HUANG X, QIU B. Numerical investigation of the blade tip leakage vortex cavitation in a waterjet pump[J]. Ocean Engineering, 2019, 187:106170.

[23] GUO Q, ZHOU L, WANG Z, et al. Numerical simulation for the tip leakage vortex cavitation[J]. Ocean Engineering, 2018, 151:71 - 81.

[24] BAI X, CHENG H, JI B, et al. Comparative study of different vortex identification methods in a tip-leakage cavitating flow [J]. Ocean Engineering, 2020, 207:107373.

[25] LUO X W, JI B, TSUJIMOTO Y. A review of cavitation in hydraulic machinery[J]. Journal of Hydrodynamics, Ser. B, 2016, 28(3):335 - 358.

[26] ZHAO Y, WANG G, JIANG Y, et al. Numerical analysis of developed tip leakage cavitating flows using a newtransport-based model [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2016, 78: 39 - 47.