

高速潜水轴流泵大流量工况的空化特性

曹卫东^{1,2}, 张 骞^{1,2}, 徐玉敏^{1,2}

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 江苏 镇江 212013;
2. 江苏大学镇江流体工程装备技术研究院, 江苏 镇江 212013)

摘要: 为了研究大流量工况下高速潜水轴流泵的空化特性, 基于 ANSYS CFX 软件, 选取 Zwart、Kunz 以及 Schnerr-Sauer 3 种空化模型进行大流量工况下高速潜水轴流泵外特性和泵内空化流动特性数值模拟。结果表明: 大流量工况下 Schnerr-Sauer 空化模型预测的外特性变化趋势与试验值最为吻合, 相较于另两种空化模型, Schnerr-Sauer 空化模型模拟的叶片背面空泡体积分数较高; 空化严重区域主要出现在叶片背面进口附近以及叶顶, 同一空化数下, 流量越大, 叶片空化状况越严重; 叶片载荷分布由叶片进口边到出口边呈先增大后减小的趋势; 各流量下空泡首先出现在叶片背面进口前缘位置, 随着空化数的减小, 空泡体积分数沿着主流方向朝叶片后缘不断增大直至空泡占据整个叶片背面; 叶片背面处的三角形云状空化尾缘空穴极不稳定, 随着叶轮旋转, 尾缘处空泡微团逐渐脱落, 朝着相邻叶片不断移动, 对相邻叶片的工作面产生侵蚀破坏, 导致叶片载荷发生变化, 对轴流泵水力性能产生影响。

关键词: 潜水轴流泵; 空化模型; 叶片载荷; 数值模拟; ANSYS CFX 软件

中图分类号: TH312 **文献标志码:** A **文章编号:** 1006-7647(2021)01-0055-07

Cavitation characteristics of high-speed submersible axial-flow pump in high flow condition//CAO Weidong^{1,2}, ZHANG Qian^{1,2}, XU Yumin^{1,2} (1. *Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China*; 2. *Research Institute of Fluid Engineering Equipment Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China*)

Abstract: To study the cavitation characteristics of a high-speed submersible axial-flow pump in high flow conditions, three cavitation models including Zwart, Kunz and Schnerr-Sauer were selected and the external and the interior characteristics of the pump were simulated in high flow conditions based on ANSYS CFX. The results show that the prediction accuracy of Schnerr-Sauer model is most consistent with the experimental value in high flow conditions. Compared with the other two cavitation models, the volume fraction of bubbles on the suction surface of the blade is higher, and the area with serious cavitation mainly appears near the leading edge and at the top of the blade for Schnerr-Sauer model. The cavitation of the blades becomes more serious with the increase of flow speed at the same cavitation number. The load increases first and then decreases from the leading edge to the trailing edge of the blade. The bubbles generate at the leading edge of the suction of the blade at first and then expend to the trailing edge of the blade along the mainstream flow direction until occupying the whole blade suction with the decreasing of cavitation number. The cavities in the trailing edge of the triangle cloud cavitation at the back of the blade are extremely unstable. As the impeller rotates, the bubbles at the trailing edge gradually shed and move toward the adjacent blades, resulting in erosion damage and load change of adjacent blades, affecting the hydraulic performance of the axial-flow pump.

Key words: submersible axial-flow pump; cavitation model; blade load; numerical simulation; ANSYS CFX software

潜水轴流泵具有潜水泵与轴流泵的双重特性, 既可机电一体潜入水中进行工作, 又具有轴流泵流量大、扬程低^[1-2]、运行稳定^[3-4]的特点。潜水轴流泵属于叶片泵, 叶片泵发展方向之一是高速化^[5]。提高转速可以大大缩小泵的体积, 减轻泵的重量, 便于潜水泵小型化和轻型化, 而空化是制约叶片泵高速化发展的主要因素之一。随着潜水轴流泵的转速提高, 叶片工作面与背面压差增大, 导致空化更容易发生, 从而产生振动、噪声、压力脉动甚至损坏泵过流部件等一系列不利现象^[6-7]。因此, 对高速潜水

轴流泵进行空化研究很有必要。

空化是一种多相并且极其复杂的物理现象,是液体作为工作介质的旋转机械所特有的研究问题之一。施卫东等^[8-9]对轴流泵内空化现象开展模拟与试验,分析了叶片空泡在不同空化余量下的分布演变规律。吴晨晖等^[10]基于 SST CC $k-\omega$ 湍流模型,分析了轴流泵发生空化时,叶轮内部流动特性及能量转化特性随轴向变化的规律。周颖等^[11-12]对轴流泵进行定常与非定常模拟,结合试验结果,分析了空化状态下泵内压力脉动变化规律,并预测了叶片空化的发展特性。Mohammad 等^[13-16]采用高速摄影技术观察了轴流泵叶顶区云状空化的脱落过程,分析了不同流量下叶顶间隙附近的涡流结构、叶顶区域空化形态随空化数变化的瞬态特性以及叶顶空化结构形态对压力脉动的影响。虽然较多学者对轴流泵空化做过不少的研究,但是研究对象大都集中在常规转速轴流泵,对于采用紧凑型、高速化设计的潜水轴流泵的研究较少。

本文基于 Zwart, Kunz 以及 Schnerr-Sauer 3 种空化模型,以紧凑型高速潜水轴流泵为研究对象,采用 ANSYS-CFX 软件对水泵进行全流场定常与非定常模拟,分析不同空化模型对泵外特性以及泵内空化流动特性的影响,确定适合高速潜水轴流泵的最佳空化模型,分析大流量工况下空化特性,以期对高速轴流泵的设计及运行提供参考。

1 物理模型与数值模拟方法

1.1 物理模型

高速潜水轴流泵的主要部件包括电机、肋板、进水口、叶轮、导叶、出口法兰等。泵的设计参数如下:额定流量 $Q_d=350\text{ m}^3/\text{h}$,设计扬程 $H_d=9\text{ m}$,额定转速 $n_d=3\,000\text{ r/min}$,比转速 $n_s=650$ 。水体计算模型如图 1 所示,流体由进口段流入潜水泵,经叶轮将原动机的能量传递给流体,最后由导叶将流体的大部分动能转化为压能后送入出水段^[17]。

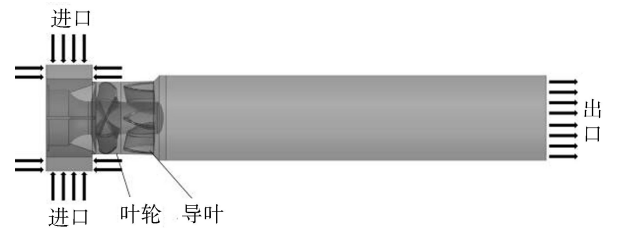


图 1 轴流泵水体计算模型

1.2 三维造型与网格划分

过流部件的主要参数如下:叶轮叶片数为 4,叶片外径为 168 mm,轮毂直径为 78.6 mm,轮缘单边间隙为 0.5 mm,叶片等厚,厚度为 4 mm;导叶叶片数为 6 片,导叶进口直径为 169 mm,导叶出口直径为

173.5 mm,导叶轮毂直径为 75 mm。叶轮与导叶的造型及网格划分如图 2 所示。

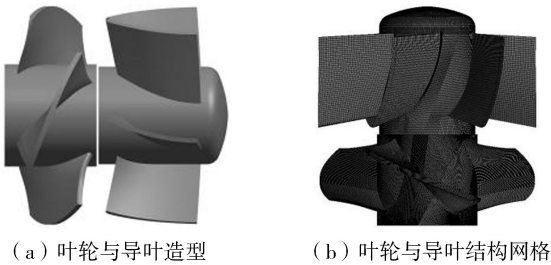


图 2 叶轮、导叶三维造型及结构网格

叶轮与导叶区域采用 O 形拓扑结构,并对叶顶间隙网格进行加密,以保证叶轮边界层及附近网格质量较高。以额定工况点外特性为指标,进行网格无关性验证,结果如图 3 所示,可见当网格总数 N 大于 310 万时,泵的扬程 H 趋于稳定。为保证计算精度与时长,最终确定网格总数为 360 万。

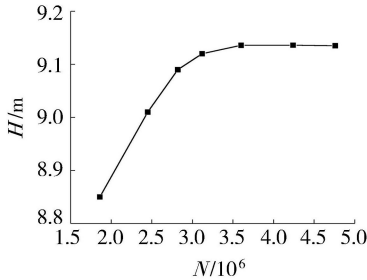


图 3 网格无关性验证

1.3 空化模型

采用 Zwart 模型、Kunz 模型和 Schnerr-Sauer 模型 3 种空化模型进行模拟。空化模型中,相间质量传输率 R 可表示为

$$R = R_e - R_c \quad (1)$$

其中

$$R_e = \begin{cases} F_{\text{vap}} \frac{3\alpha_{\text{ruc}}(1-\alpha_v)\rho_v}{R_b} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_l}} & \text{Zwart 模型} \\ C_{\text{prod}} \rho_v (1-\alpha_v) \max(P_v - P, 0) & \text{Kunz 模型} \\ 0.5 \rho_l U_\infty^2 t_\infty & \text{Schnerr-Sauer 模型} \end{cases}$$
$$R_c = \begin{cases} F_{\text{cond}} \frac{3\alpha_v \rho_v}{R_b} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P - P_v}{\rho_l}} & \text{Zwart 模型} \\ C_{\text{dest}} \rho_v \alpha_v (1-\alpha_v)^2 & \text{Kunz 模型} \\ \frac{3 \rho_v \rho_l \alpha_v (1-\alpha_v)}{\rho_m} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P - P_v}{\rho_l}} & \text{Schnerr-Sauer 模型} \end{cases}$$
$$R_b = \left[\frac{3\alpha_v}{4\pi n_0 (1-\alpha_v)} \right]^{1/3}$$

式中: R_e 为蒸汽生成率; R_c 为蒸汽凝结率; α_{ruc} 为成

核位置体积分数; R_b 为空泡半径; P 为流场压力; P_v 为汽化压力; ρ_l 为液体密度; ρ_v 为汽相密度; ρ_m 为混合介质密度; F_{vap} 为蒸发过程经验校正系数; F_{cond} 为凝结过程经验校正系数; α_v 为汽相体积分数; U_∞ 为自由流速度; L 为特征长度; t_∞ 为特征时间尺度, $t_\infty = L/U_\infty$; C_{dest} 、 C_{prod} 为经验系数; n_0 为单位体积空泡数。

Kunz 模型和 Schnerr-Sauer 模型在 ANSYS-CFX 软件中并不存在, 需要通过 CEL 语言编写汽液之间的质量传输率, 重新编入到 ANSYS-CFX 软件的公式中。

1.4 模拟方法

在 CFX 中对高速潜水轴流泵水体模型进行数值模拟, 湍流模型采用 SST 湍流模型, 该模型考虑到湍流剪切力的运输, 对逆压梯度的流动分离问题有较好的预测效果。液相为 16℃ 清水, 进口边界条件为总压进口, 出口边界条件为质量流量出口。旋转域与静止域交界面采用冻结转子, 静止域与静止域交界面设置为无, 固壁面采用无滑移边界条件, 空化临界压力的大小根据 16℃ 清水饱和蒸汽压力设置为 1 819 Pa, 空泡平均直径大小设置为 2 nm。根据加工精度将各部件粗糙度设置为 0.025 mm, 设定收敛精度为 10^{-4} 。

2 模拟结果与分析

2.1 不同空化模型下泵外特性对比

模型泵采用机电一体化设计, 外特性试验采用永磁变频电机驱动, 泵在水下 2 m 运行, 实际进口压力 P_{in} 约为 120 kPa。图 4 给出了不同转速 n 下不同空化模型模拟的潜水轴流泵大流量工况的外特性曲

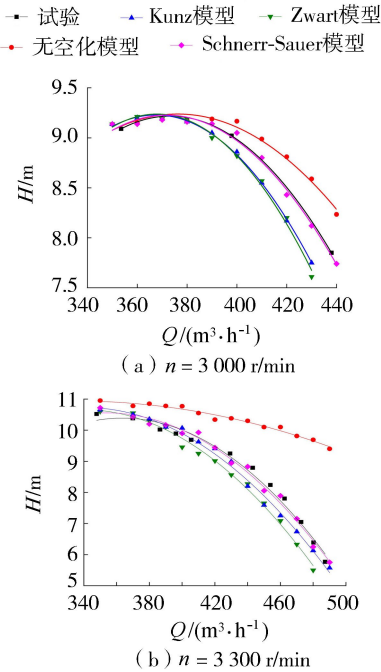


图 4 不同转速下不同空化模型模拟的外特性曲线对比

线(扬程 H -流量 Q 曲线)。

从图 4(a) 中可以看出, 在设计转速 3 000 r/min 下, 高速潜水轴流泵外特性模拟值与试验值的变化趋势基本相符, 在额定流量 350 m³/h 工况下, 4 种模型模拟的扬程值与试验值均仅差 1%, 吻合度较高, 一定程度上表明数值模拟的结果相对可信。大流量工况下, 由于泵试验水深为 2 m, 进口压力约为 120 kPa, 导致泵发生空化, 从而使扬程测试结果较低, 无空化模型的外特性模拟值与试验值存在一定偏差, 这在图 4(b) 高转速下可以明显观察到。在加入 3 种空化模型后, 扬程模拟值均更加贴近试验值, Schnerr-Sauer 空化模型模拟的扬程变化趋势相比于另两种空化模型更加贴近试验曲线, 表明 Schnerr-Sauer 空化模型能够较为准确地预测高速潜水轴流泵内空化特性。

2.2 大流量下叶片表面载荷分布

叶片静压的变化能够体现叶片载荷的分布, 为了方便分析叶片表面静压分布规律, 引入无量纲压力系数 C_p , 即

$$C_p = \frac{P - \bar{P}}{0.5\rho_1 u^2} \tag{2}$$

式中: $\bar{P}$ 为叶轮水体域静压平均值; u 为叶轮圆周速度。

定义 S_p 为叶轮叶片由轮毂沿径向到轮缘处的无量纲距离, 即

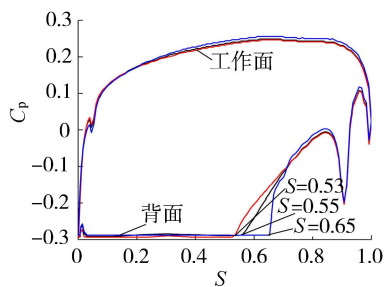
$$S_p = \frac{r - r_h}{r_t - r_h} \tag{3}$$

式中: r 为半径; r_t 为轮缘半径; r_h 为轮毂半径。

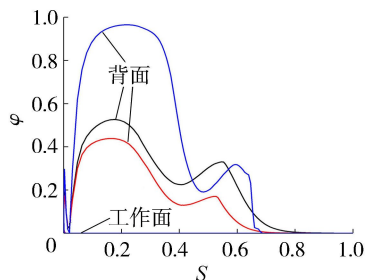
定义 S 为叶片表面各流线由叶片进口边至出口边的无量纲距离, 取值范围为 0 ~ 1。图 5 为 $S_p = 0.8$, $P_{in} = 120$ kPa, $Q = 400$ m³/h 工况下, 各空化模型模拟的潜水轴流泵叶片载荷与空泡体积分数分布。其中横坐标 $S=0$ 代表叶片进口边, $S=1$ 代表叶片出口边。

从图 5(a) 中可以看出, 各空化模型模拟的叶片在 $S_p = 0.8$ 处载荷分布规律较为相似, 总体上随主流方向由叶片进口边到出口边逐渐减小。在叶片背面进口到叶片中间形成较大面积低 C_p 值区域, 即低压区域, 也是空泡最先形成的区域。3 种空化模型结果的差异主要体现在叶片背面低压区面积, Schnerr-Sauer、Zwart 及 Kunz 模型所对应的 S 最大值依次为 0.65、0.55、0.53, 表明低压区域面积逐渐减小。从图 5(b) 中可以看出各空化模型预测得到在叶片背面均出现了空泡, 这与图 5(a) 中低压区位置一致, 相比于 Zwart 模型和 Kunz 模型, Schnerr-Sauer 模型模拟的叶片空泡体积分数 φ 较高。

— Zwart模型 — Kunz模型 — Schnerr-Sauer模型



(a) 叶片载荷



(b) 空泡体积分

图5 不同空化模型模拟的叶片载荷与空泡体积分分布
($S_p=0.8$, $P_{in}=120\text{ kPa}$, $Q=400\text{ m}^3/\text{h}$)

2.3 Schnerr-Sauer 模型下空化定常特性分析

高速轴流泵的有效空化余量 c 计算公式为

$$c = \frac{P_{in} - P_{v1}}{\rho_1 g} + \frac{u_{in}^2}{2g} \quad (4)$$

式中: P_{v1} 为 16°C 清水对应饱和蒸汽压; u_{in} 为进口处速度; g 为重力加速度。

定义空化数 σ 为

$$\sigma = \frac{P_{in} - P_{v1}}{0.5\rho u^2} \quad (5)$$

图6为设计转速 3000 r/min 、不同流量工况下采用 Schnerr-Sauer 空化模型得到的高速轴流泵空化特性曲线。通常将扬程下降3%所对应的有效空化余量作为临界空化余量,对应的压力称为临界空化压力。设计流量 $350\text{ m}^3/\text{h}$ 所对应的临界空化余量为 9.65 m ,随着流量逐渐增加至 $400\text{ m}^3/\text{h}$ 、 $450\text{ m}^3/\text{h}$,临界空化余量逐渐增大为 11.7 m 、 12.7 m ,表明泵抗空

化性能逐渐变差。在有效空化余量较大时, $350\text{ m}^3/\text{h}$ 与 $400\text{ m}^3/\text{h}$ 流量下所对应的扬程近乎相等,这也与图4外特性试验数据相对应。

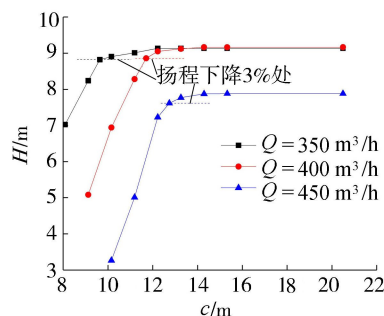


图6 不同流量下高速轴流泵空化特性曲线 ($n=3000\text{ r/min}$)

当泵内的局部压力降低到液体的饱和蒸汽压力以下时便出现蒸汽空泡,图7为不同流量、不同空化数时, $S_p=0.8$ 处空泡体积分分布。在设计流量 $350\text{ m}^3/\text{h}$ 下,当泵进口压力较大,即空化数 $\sigma=0.43$ 时,叶片背面进口边处出现少量空泡,随着空化数 σ 的减小,空泡体积分与空泡面积朝叶片出口逐渐扩大。当 σ 减小到 0.28 时,空泡区域已经增长到堵塞叶轮半个流道。此时泵扬程下降3%,所对应的泵进口压力即为临界空化压力。当流量增大到 $400\text{ m}^3/\text{h}$,相同空化数下,叶片背面的空泡面积显著增加,叶片区域空化状况加重。当 σ 降低到 0.28 时,空泡区域面积几乎占据整个叶轮背面区域,此时泵发生较为严重的空化,扬程明显下降。当流量增加到 $450\text{ m}^3/\text{h}$,高速潜水轴流泵内空化现象进一步加剧,空泡呈现出爆炸性增长的状态,特别是空化数 $\sigma=0.28$ 时,空泡几乎充满整个叶轮流道,不同叶片之间的空泡区域几乎产生相连现象,极大地影响泵的性能。

为了深入分析流量变化对空泡分布的影响,更加直接地观察叶片背面区域空泡的分布情况,选取空化数 $\sigma=0.28$ (设计流量下的临界空化压力),空泡体积分值为 0.1 的等值面,对各流量下叶片背面压力变化及空泡分布进行分析。

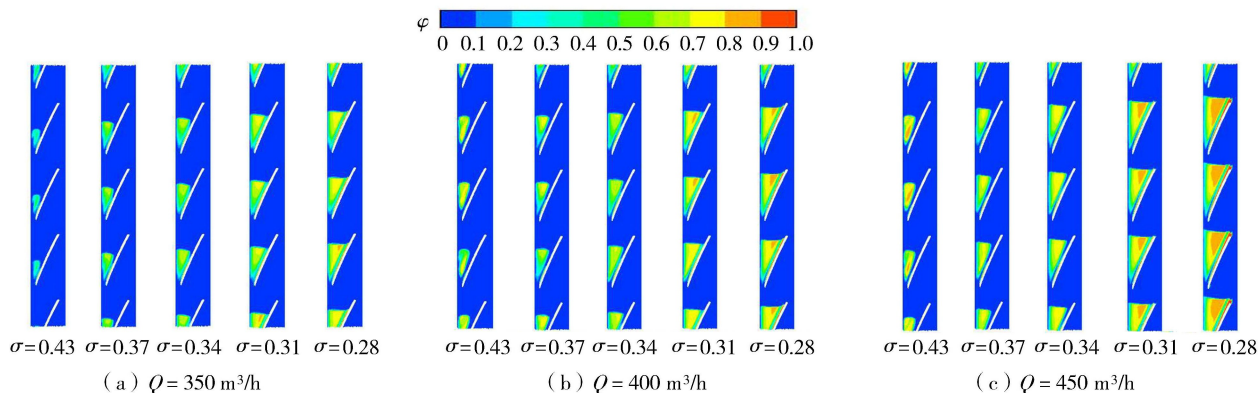


图7 不同流量不同空化数下叶轮流道内空泡体积分分布 ($S_p=0.8$)

从图 8 可以看出,在设计流量 $350\text{ m}^3/\text{h}$ 下,压力沿主流方向由叶片背面进口边向出口逐渐增大,由叶轮轮毂处沿径向朝叶顶增加,在叶片进口前缘靠近叶顶处出现较为明显的相对低压区,此时空泡分布区域与叶片背面低压区分布一致。当流量增大到 $400\text{ m}^3/\text{h}$ 时,叶片背面压力梯度逐渐减小,低压区面积逐渐增大,空泡区域也朝着叶片出口方向进一步扩散,此时空泡面积已经占据叶片背面大部分区域,呈现出三角形空泡云状态,泵性能急剧下降。当流量进一步增加到 $450\text{ m}^3/\text{h}$ 时,叶片背面几乎全部变成低压区域,空泡区域已经扩展到叶片出口边,这将会对叶片造成严重损伤。所以轴流泵在正常工作时,应该尽量减少在大流量下运行,可通过适当的增加水深提高进口压力避免空化的发生。

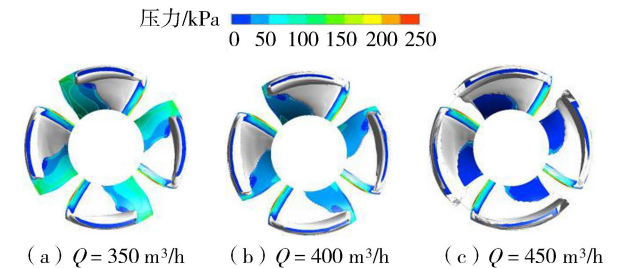


图 8 不同流量下空泡及压力分布 ($\sigma=0.28, \varphi=0.1$)

$Q=400\text{ m}^3/\text{h}, S_p=0.8$ 时,不同空化数下高速潜水轴流泵叶片表面载荷分布如图 9 所示。从图 9 中

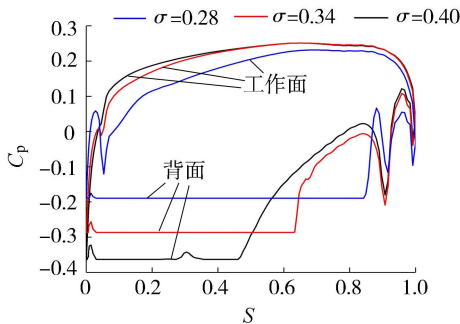


图 9 不同空化数下叶片载荷分布 ($Q=400\text{ m}^3/\text{h}, S_p=0.8$)

可以看出,高速潜水泵叶片所受载荷随空化数的降低呈现不断减小的趋势,各空化数下叶片载荷分布由叶片进口边到出口边呈现为先增大后减小。当空化数 $\sigma=0.40$ 时,低 C_p 值区域较小,即叶片背面处存在较小的低压区域,此时气泡数较少。随着空化数降低,低 C_p 值区逐渐增加,叶片背面低压区域增加,气泡数量也急剧增长,导致泵内部空化程度加剧。特别是当空化数 σ 降低到 0.28 时,在叶片工作面进口前缘处的 C_p 值出现陡降,几乎与叶片背面处的 C_p 值产生交点,说明产生了很严重的空化,严重影响泵的正常工

2.4 Schnerr-Sauer 模型下空化非定常特性分析

为研究在大流量下,潜水轴流泵高速运转时叶轮区域内空化的瞬态发展,对 $Q=400\text{ m}^3/\text{h}, \sigma=0.31$ 工况下进行非定常模拟计算,非定常模拟以定常结果作为初始流场,叶轮旋转计算总时间设置为 0.1 s ,即叶轮旋转 5 圈所用时间,时间步长为 $0.278\times 10^{-3}\text{ s}$ (叶轮旋转 5°),叶轮每旋转 10° 保存一次,选取最后一个周期(第 5 圈)数据进行分析。图 10 为高速潜水轴流泵不同时刻叶片背面区域空泡体积分数分布,其中叶轮旋转 10° 的时间作为 Δt 。

如图 10 所示,在时刻 T (第 5 圈起始时刻),空泡主要分布在叶片背面靠近进口区域以及叶顶区域,叶顶处空泡区域一直延伸至叶片出口,且叶顶区域空泡体积分数较高。在 $T+2\Delta t$ 时刻,叶顶处空泡区域面积有所减小,叶片中部部分空泡呈现出分离的趋势。当叶片继续转动,在 $T+4\Delta t$ 时刻,叶片中部出现由主空泡区域分离出的部分空泡。在 $T+6\Delta t$ 时刻,叶顶空泡区域出现增加趋势,此时叶片进口也出现较为明显的空泡,而叶片中部处上一时刻分离出的空泡呈现出消散趋势。在 $T+10\Delta t$ 时刻,叶顶空泡区域朝着叶片进口方向与叶轮轮毂方向进一步扩散,进口边空泡已经与叶顶处空泡区域连成一片,这将会对叶片造成严重损伤,导致泵性能急剧下降。

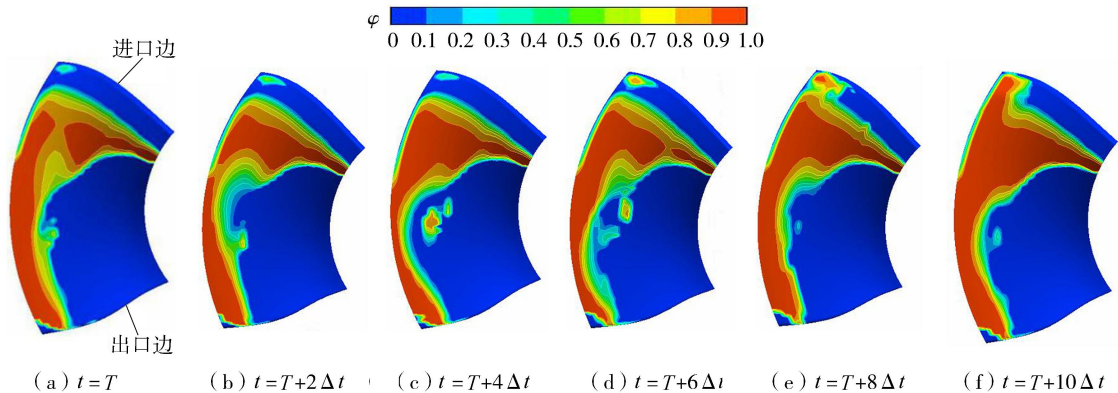


图 10 不同时刻叶片背面空泡体积分数分布 ($Q=400\text{ m}^3/\text{h}, \sigma=0.31$)

图 11 为 $\varphi=0.1$ 等值面上,高速潜水轴流泵在不同时刻叶轮区域云状空穴瞬态分布。在不同时刻,在叶片背面均出现较大面积的由叶顶泄漏涡空化、剪切层空化与叶顶间隙空化组成的三角形云状空化结构,在时刻 T ,叶顶泄漏涡空化尾端出现与相邻叶片相连的空穴区域 a,随着叶轮旋转,区域 a 的空穴朝着相邻叶片不断移动,呈现出脱落趋势,在 $T+12\Delta t$ 时刻,区域 a 的空穴已经全部脱落于相邻叶片工作面进口边附近,对相邻叶片的工作面产生侵蚀破坏,阻塞流道。从叶片 M 区域 b 可以看出三角形云状空化尾缘极不稳定,在时刻 T 存在大量的微小空泡微团,随着叶轮旋转,空泡微团不断朝着相邻叶片脱落,导致工作面载荷发生变化,影响泵的水力性能。

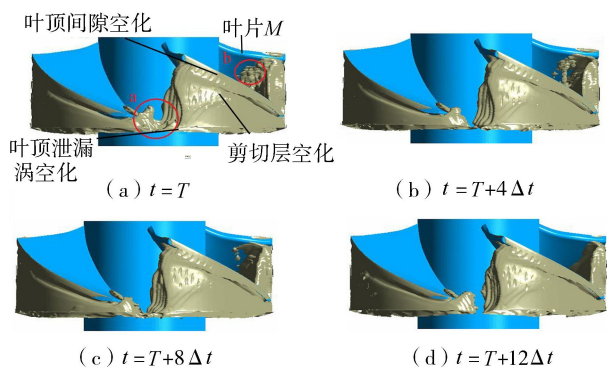


图 11 不同时刻叶顶空化形态 ($\varphi=0.1$)

潜水轴流泵叶片发生空化时,每个叶片上的空泡分布各不相同,为分析图 11 中叶片 M 区域 b 中空泡微团脱落对叶片载荷的影响,选取 $S_p=0.7$,获得叶片 M 背面载荷分布如图 12 所示。为便于观察不同时刻载荷变化规律,此处未对叶片表面压力做无量纲化处理。

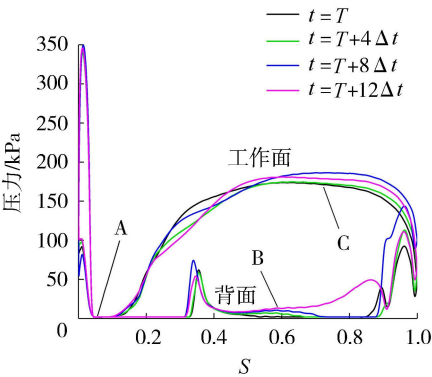


图 12 不同时刻叶片表面载荷分布 ($S_p=0.7$)

从图 12 可以看出,不同时刻叶片进口处区域 A 均出现工作面与背面压力相交状况,说明此处叶片工作面及背面均存在严重的空化现象。背面压力载荷分布差异主要集中在叶片中部到叶片出口区域 (区域 B),此处也是叶片 M 上区域 b 中空泡微团脱落的地方。在时刻 T ,叶片背面压力较低,叶片背面

存在较多的空泡微团,随着时间增加,背面压力载荷不断增加,逐渐超过临界空化压力,这将会导致叶片背面处空泡微团逐渐脱落,叶片背面压力载荷将会随着空泡的脱落溃灭呈现不断增加的趋势。而对于叶片工作面区域 C,在 $T \sim T+8\Delta t$ 时间段,可以发现工作面压力载荷随空泡微团的脱落不断增大,当时间增加到 $T+12\Delta t$,此时可能空泡微团完全由叶片背面脱离移动至叶片工作面,进而导致工作面压力载荷受到影响,发生减小的趋势。

图 13 为不同时刻叶轮流道内空泡体积分布,图 14 显示了不同时刻轴流泵扬程变化。

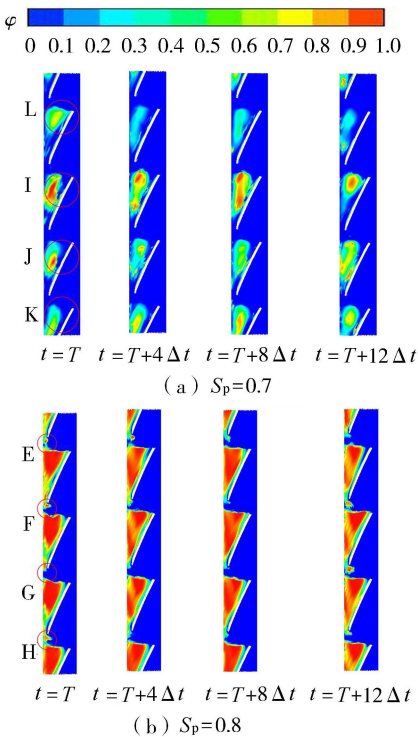


图 13 不同时刻叶轮流道空泡分布

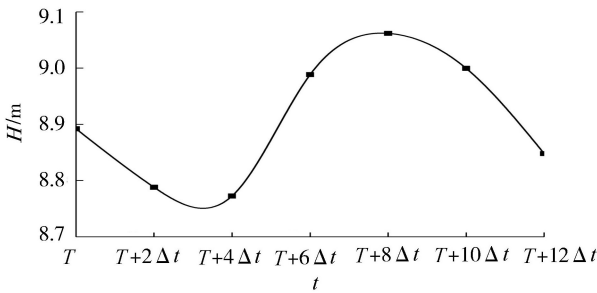


图 14 不同时刻扬程变化曲线

从图 13 (a) 中可以看出,靠近叶片中部区域 $S_p=0.7$ 处空泡随时间的变化具有很强的规律性,不同叶片间空泡分布虽差异较大,但是均可以明显观察出区域 L、I 中空泡随时间延长呈现出不断溃灭的趋势,区域 J、K 中空泡则在不断生长。而在靠近叶顶区域的 $S_p=0.8$ 截面处 (图 13 (b)),不同时刻空泡分布的差异主要集中在叶轮流道进口处三角形云状空

化尾缘(区域 E、F、G、H),与图 11 相对应,在时刻 T ,云状空化尾缘空泡正在逐渐脱离,朝相邻叶片移动,阻塞了流道,导致图 14 中扬程较低。随着时间延长,空泡在移动的过程中产生溃灭或破裂,在 $T+8\Delta t$ 时刻,区域 E、F、G、H 处空泡均全面脱离,此时流道内空泡减少,图 14 中相同时刻下扬程则出现最大值。所以叶轮流道内由于空泡周期性的生长与溃灭,导致潜水轴流泵扬程随时间呈现出周期性变化。

3 结 论

a. 相较于 Zwart 模型、Kunz 模型、Schnerr-Sauer 空化模型的模拟值在大流量工况下更加贴近试验数据,该模型可以更加精确地模拟分析泵内流动特性。

b. 空化严重区域主要分布在叶片进口附近以及叶顶,同一空化数下,流量越大,叶片空化状况越严重。各流量下空泡首先出现在叶片背面进口前缘位置,随着空化数的减小,空泡体积分数沿着主流方向朝叶片后缘不断增大直至空泡占据整个叶片背面。叶片所受载荷随空化数的降低不断减小,各空化数下叶片载荷分布由叶片进口边到出口边呈现出先增大后减小的趋势。

c. 高速潜水轴流泵叶顶区域的空化极其不稳定,叶片背面处的三角形云状空化尾缘存在大量微小空泡微团,随着叶轮旋转,空泡微团逐渐脱落,朝着相邻叶片不断移动,对相邻叶片的工作面进口处产生侵蚀破坏,导致工作面载荷发生变化,影响泵的水力性能。

参考文献:

[1] 郑源,陈宇杰,张睿,等. 轴流泵失速工况下非定常流动特性研究[J]. 农业机械学报,2017,48(7):127-135. (ZHENG Yuan, CHEN Yujie, ZHANG Rui, et al. Analysis on unsteady stall flow characteristics of axial-flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(7): 127-135. (in Chinese))

[2] 刘晨钰,张睿,徐辉. 辐条控制技术对竖井贯流泵马鞍区水力特性影响的数值模拟[J]. 水利水电科技进展,2020,40(2):23-28. (LIU Chenyu, ZHANG Rui, XU Hui. Numerical simulation of influence of groove control technique on saddle zone hydraulic characteristics for a shaft tubular pump[J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2020, 40(2): 23-28. (in Chinese))

[3] 俞芸芸,周大庆,戴启璠,等. 轴流泵叶轮的三维多参数设计及试验[J]. 排灌机械工程学报,2019,37(5):393-399. (YU Yunyun, ZHOU Daqing, DAI Qifan, et al. Three-dimensional multi-parameter design and experiment

of axial-flow pump impeller[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2019, 37(5): 393-399. (in Chinese))

[4] 郭楚,郑源,周大庆,等. 导叶叶片数及导叶相对位置对低扬程轴流泵装置性能的影响[J]. 排灌机械工程学报,2019,37(3):25-31. (GUO Chu, ZHENG Yuan, ZHOU Daqing, et al. Effects of number and relative position of guide vanes on performance of a low head axial-flow pump device[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2019, 37(3): 25-31. (in Chinese))

[5] 沙毅,侯丽艳. 基于 CFD 的潜水轴流泵性能分析及其特性试验[J]. 农业工程学报,2012,28(22):59-65. (SHA Yi, HOU Liyan. Performance test and analysis of submersible axial flow pump based on CFD[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2012, 28(22): 59-65. (in Chinese))

[6] 燕浩,柴立平,李跃,等. 大型排水泵装置空化区间的数值计算[J]. 排灌机械工程学报,2016,34(8):679-685. (YAN Hao, CAI Liping, LI Yue, et al. Numerical calculation on cavitation range of large-scale drainage pumps system[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2016, 34(8): 679-685. (in Chinese))

[7] 曹卫东,张晓娣,施卫东. 采用径向回流平衡孔的低比速离心泵压力脉动特性[J]. 水利水电科技进展,2011,31(5):23-26. (CAO Weidong, ZHANG Xiaoti, SHI Weidong. Pressure fluctuation performance of low specific-speed centrifugal pump with radial reflux balance hole[J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2011, 31(5): 23-26. (in Chinese))

[8] 施卫东,吴苏青,张德胜,等. 叶片数对高比转数轴流泵空化特性的影响[J]. 农业机械学报,2013,44(11):72-77. (SHI Weidong, WU Suqing, ZHANG Desheng, et al. Effects of number of blades on cavitation of high specific speed axial flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(11): 72-77. (in Chinese))

[9] ADEL M, MOSTAFA N H. Unsteady numerical and experimental study of cavitation in axial pump[J]. International Journal of Manufacturing, Materials, and Mechanical Engineering, 2014, 4(1): 55-68.

[10] 吴晨晖,汤方平,杨帆,等. 空化对轴流泵叶轮能量转化特性的影响[J]. 水利水电科技进展,2019,39(4):49-55. (WU Chenhui, TANG Fangping, YANG Fan, et al. Numerical simulation analysis of cavitation impact on energy conversion characteristics of an axial flow pump impeller[J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2019, 39(4): 49-55. (in Chinese))

(下转第 79 页)