

叶片背面不连续凸起对轴流泵空化的控制研究

赵伟国^{1,2} 赵富荣^{1,2} 路佳佳^{1,2}

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 兰州 730050;
2. 甘肃省流体机械及系统重点实验室, 兰州 730050)

摘要 为控制轴流泵空化的发生与发展, 提出了一种在轴流泵叶片背面布置不连续凸起结构的方案。基于 ANSYS CFX 软件, 对 350ZQ-125-30 型潜水轴流泵进行数值模拟, 对比分析改进模型与原模型流道内压力、湍动能、空泡及流线分布的变化。结果表明, 改进后叶片背面低压区域减小, 工作面高压区域明显增大, 临界空化余量降低; 在空化的各个阶段空泡体积分数都有所减小, 其中空化初生阶段最为明显, 相比原模型减小了 38.3%, 有效地控制了空化的发生, 空化性能明显提升; 在空化发展阶段, 凸起的存在能够有效阻挡回射流的冲击, 控制了空泡的脱落, 同时抑制了叶轮流道内梢涡空化的产生。

关键词 轴流泵; 数值模拟; 空化控制; 不连续凸起

中图分类号: TH312 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2021)01-0096-10

Study on the Control of Cavitation of Axial Flow Pump With Discontinuous Bulges on the Back of Blades

ZHAO Wei-Guo^{1,2} ZHAO Fu-Rong^{1,2} LU Jia-Jia^{1,2}

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China;
2. Key Laboratory of Fluid Machinery and System, Gansu Province, Lanzhou 730050, China)

Abstract In order to control the occurrence and development of axial pump cavitation, a scheme for arranging discontinuous bulges structures on the back of axial flow pump blades was proposed. Based on ANSYS CFX software, the numerical simulation of the 350ZQ-125-30 submersible axial flow pump was carried out to compare and analyze the changes of pressure, turbulent kinetic energy, cavitation and streamline distribution between the improved model and the original model. The results show that the low pressure area on the back of the blade is reduced, the high pressure area of the working face is increases obviously, and the critical cavitation margin decreases. The cavity volume fraction decreases in all stages of cavitation, especially in the initial stage of cavitation, which decreases by 38.3% compared with the original model, effectively controlled the occurrence of cavitation and the cavitation performance. At the stage of cavitation development, the existence of the bulge can effectively block the impact of the re-jet, control the drop of the cavity, and restrain the generation of tip vortex cavitation in the impeller channel.

Key words axial flow pump; numerical simulation; cavitation; discontinuous bulge

0 引言

轴流泵作为低扬程、大流量泵, 主要应用于灌溉、船舶工程、防洪排涝等场合。当轴流泵长期处在大流量工况下运行时, 必需空化余量 $NPSH_r$ 增加, 有效空化余量 $NPSH_a$ 减小, 易发生空化, 影响其使用寿命^[1]。空化是液体内局部压力降低时发生的汽化和液化过程, 包含空泡的初生、发展及溃灭。薛伟等^[2]通过扫描电镜观察到空泡溃灭时会产生高强度微射流和冲击波, 在过流部件表面留下空蚀坑, 损伤金属表面。空蚀发生在水力机械中会改变其能量特

性, 产生振动和噪声, 影响运行稳定性。对于轴流泵而言, 叶片扭曲程度较大, 流动复杂, 空化现象较为严重, 影响其使用寿命和做功能力, 因此, 轴流泵空化的控制一直是国内外学者关注的焦点^[3,4]。

Tanimura 等^[5]认为回射流是云空化产生的主要原因, 通过在水翼表面增加凹槽和布置矩形条控制空化, 并进行了相关实验, 结果发现矩形条能够阻挡空泡末端回射流, 控制云空化。Benson^[6]曾在水隧道中分别试验了平板布置半球、圆锥、圆柱时的空

收稿日期: 2020-04-03; 修订日期: 2020-12-17

基金项目: 甘肃省自然科学基金项目 (No.18JR3RA149); 国家重点研发计划项目 (No.2018YFB0606103)

作者简介: 赵伟国 (1979-), 男, 教授, 博士研究生, 主要从事水力机械优化设计及空化多相流动机理研究, Email: zhaowg@zju.edu.cn,

化初生情况, 得出初生空化数和粗糙体高度与边界层厚度之比的函数变化曲线, 其中半球体的空化初生数最小。赵伟国等^[7]在离心泵叶片表面布置矩形障碍物后优化了叶轮内流场结构, 减小了空化各个阶段的空泡体积。王桂鹏^[8]根据鱼类鳍棘结构, 在 NACA0015 翼型表面设计不连续倾斜障碍物, 有效控制了水翼空化。施卫东等^[9,10]采用三种不同湍流模型分别模拟了轴流泵外特性和空化特性, 并与 PIV 测量结果进行对比, 验证了数值模拟结果的可靠性。侯敬生等^[11]在最优工况点对某轴流泵的空化流场进行了数值模拟, 研究了轴流泵叶片空泡的发展过程及不同位置的压力脉动变化。张睿^[12]提出了辐条控制技术, 有效控制了轴流泵的失速特性, 并发现在叶片吸力面添加挡流条可以改善轴流泵抗空化性能。

本文提出了一种在叶片表面加入不连续凸起来改善轴流泵空化性能的方法, 通过对比分析改进模型与原模型流道内压力、湍动能、空泡及流线分布的变化, 研究在叶片背面布置不连续凸起对轴流泵空化性能的影响。

1 模型及网格划分

1.1 几何模型

本文以 350ZQ-125-30 型潜水轴流泵为研究对象, 基本设计参数为: 流量 $Q_0=1080 \text{ m}^3/\text{h}$, 扬程 $H=4.7 \text{ m}$, 转速 $n=1450 \text{ r}/\text{min}$ 。其主要结构参数: 叶轮直径 $D=300 \text{ mm}$, 叶轮叶片数为 3, 导叶叶片数为 5。如图 1(a) 所示, 轴流泵流道由进口管、喇叭口、

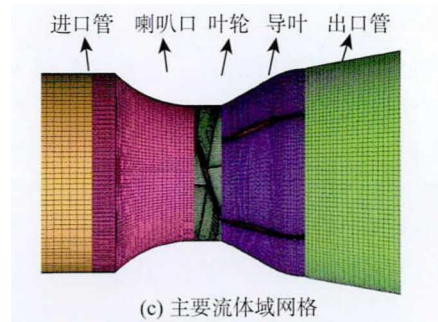
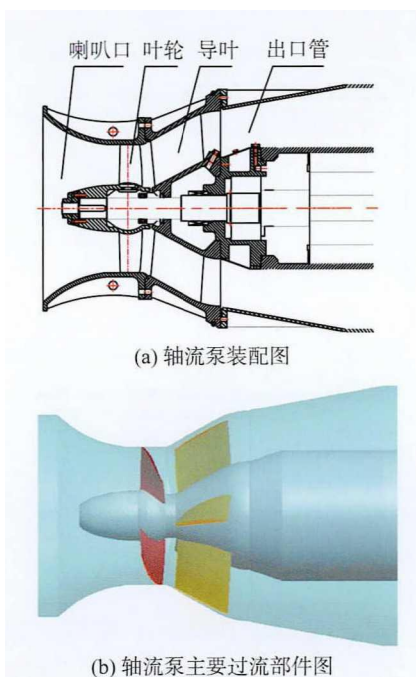


图 1 轴流泵装配结构、三维造型及网格图

Fig. 1 Assembly structure, three-dimensional modeling of axial flow pump and grids

叶轮、导叶以及出口管五个部件组成, 计算模型采用无间隙叶轮。根据各个部件的水力参数, 在 Proe 软件中对计算模型进行三维造型, 如图 1(b) 所示。

1.2 网格划分

将轴流泵从进口至出口的全流道作为数值计算的求解域, 采用 ICEM-CFD 软件分别对模型泵各水力部件进行六面体结构网格划分, 并对关键性部件进行局部加密。各区域交界面采用共面网格耦合的方式进行连接。通常用近壁面区域黏性底层高度 y^+ 来考察近壁面网格的模拟精度^[13], 定义为:

$$y^+ = \frac{\Delta y \rho}{\mu} \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2} \quad (1)$$

式中, ρ 为流体密度, kg/m^3 , μ 为动力黏度, $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$; τ_w 为壁面切应力, N ; y 为第一层网格高度, m 。为更准确模拟边界层流动, 对近壁面处网格加密处理, 在边界层中至少设置 10 个网格节点, 首层网格高度为 0.05 mm , 变化率为 1.2。考虑到模型泵尺寸较大, 计算机性能对网格数量的限制, 在保证 $k-\omega$ 模型对近壁面网格质量要求的前提下, 将模型主要过流部件 y^+ 值控制在 230 以内, 图 2 为叶轮和导叶区域 y^+ 值情况。

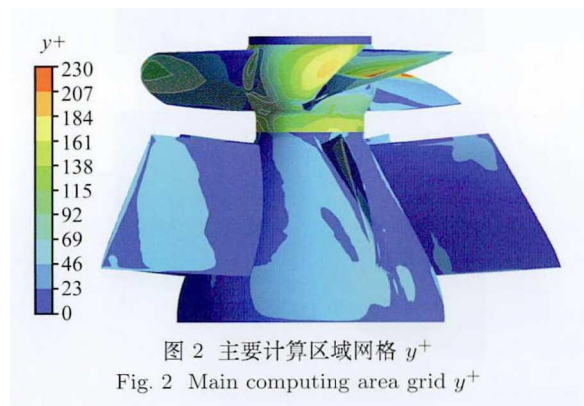


图 2 主要计算区域网格 y^+
Fig. 2 Main computing area grid y^+

对三种不同数量网格进行无关性检查, 如表 1

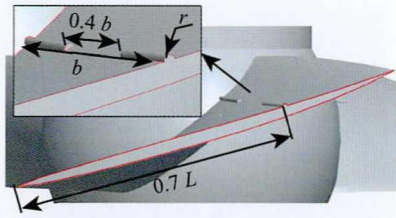
所示,表中给出空化余量为 6.32 m 时叶轮内的空泡体积。与试验扬程进行对比,随着叶轮域网格数增大,扬程误差减小,空泡体积趋于稳定,对比网格 2、3,两者计算空泡体积相差很小,误差均在可接受范围内。综合考虑计算时间成本与数值模拟精度,最终选用网格 2,网格总数量为 3120935,节点数为 2989869,主要流体域网格如图 1(c) 所示。

表 1 网格无关性验证

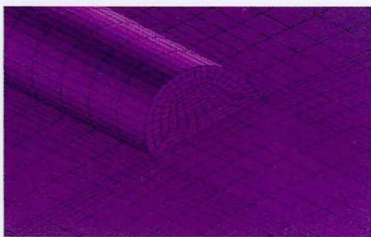
Table 1 Check of grid independence

序号	空泡体积/mm ³	总网格数	扬程/m	误差/%
网格 1	114975	2447478	4.920	5.58
网格 2	113679	3120935	4.865	4.39
网格 3	113602	3735941	4.862	4.33

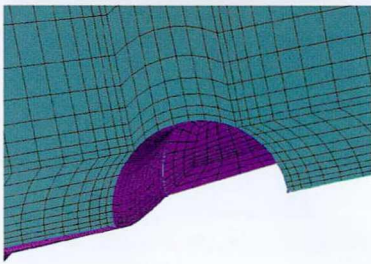
结合前人研究,在叶轮叶片背面布置条形凸起,如图 3(a) 所示,轮缘处翼型弦长为 L ,位置在距离叶片进口边 $0.7L$ 处;凸起为沿叶片径向布置的半圆柱体长条,截面半径 $r=1$ mm;流道宽度为 b ,中间部分留有 $0.4b$ 空隙。半圆弧形结构无棱角,流体流动顺畅、阻碍小,同时中间留有间隙能够在改善近壁面流场的同时尽量减小对模型泵水力性能的影响。凸起位置网格图如图 3(b)、(c) 所示。



(a) 凸起位置示意图



(b) 凸起位置网格划分



(c) 凸起位置边界层网格划分

图 3 凸起位置示意及网格划分

Fig. 3 bulge position and mesh generation

2 数值模拟及边界条件

2.1 湍流模型和空化模型

采用 ANSYS CFX15.0 对模型泵进行数值计算。考虑到轴流泵内部流动具有多尺度、非定常的特点,属于复杂湍流,根据现有工程实践经验,选用 SST(Shear Stress Transport) 湍流模型和 ZGB(Zwart-Gerber-Belamri) 空化模型对轴流泵进行数值模拟 [14,15]。

2.1.1 湍流模型

应用 Menter 提出的 SST $k-\omega$ 湍流模型,该模型以标准 $k-\omega$ 模型和 $k-\epsilon$ 模型为基础,考虑了湍流剪应力输运,其中 k 为湍动能, ω 为比耗散率。SST 模型在近壁面区域采用 $k-\omega$ 模型,在远壁面区域采用 $k-\epsilon$ 模型,结合了两模型的优势,能够更精准的预测近壁面分离流动和远壁区的湍流流动,可信度较高 [16,17]。

对于空化过程,两相流动时密度变化较大,SST 模型往往会过度预测近壁面空化区域流体的黏度,致使空化泡附着在壁面不宜脱落,故需要对模型湍流黏度进行修正。修正的黏度公式为:

$$\mu_1 = f(\rho) C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2)$$

$$f(\rho) = \rho_v + (1 - \alpha_v)^n (\rho_l - \rho_v) \quad (3)$$

式中, n 为泡数量密度 ($n > 1$, 本文 n 取 10); μ_1 为液相黏度; α_v 为汽相体积分数; ρ_v 、 ρ_l 分别为汽相和液相密度。密度函数 $f(\rho)$ 变化曲线如图 4 所示,修正后曲线在气相分数较大区域湍流黏度明显降低, n 取 10 时,能够较好地模拟空泡脱落情况 [18,19]。

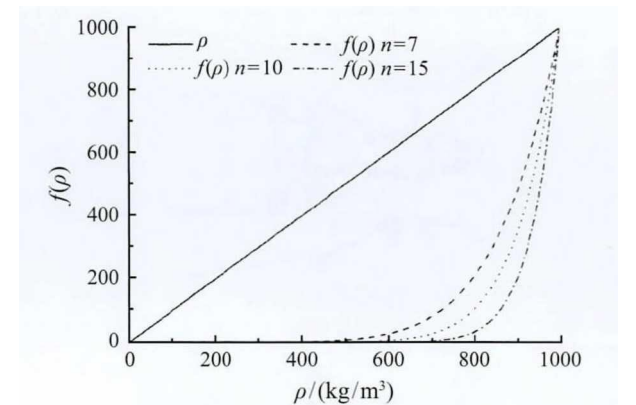


图 4 湍流黏度计算中密度的变化函数

Fig. 4 Function of density in turbulent viscosity calculation

2.1.2 空化模型

ZGB(Zwart-Gerber-Belamri) 模型,以简化的 Rayleigh-Plesset 方程为基础,对汽化过程的质量输

运进行了修正, 能够更精准地模拟空泡的产生、发展和溃灭等一系列复杂过程^[20], 空化模型方程为:

$$\frac{\partial(\rho_v \alpha_v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_v \alpha_v u_j)}{\partial x_j} = m^+ - m^- \quad (4)$$

式中, u_j 为速度分量, m/s; m^+ 表示蒸汽生成率; m^- 表示蒸汽凝结率。最终得到单位体积内相间质量传递公式为:

$$m^+ = F_{\text{vap}} \frac{3\alpha_{\text{nuc}}(1 - \alpha_v)\rho_v}{R_{\text{nuc}}} \sqrt{\frac{2(P_v - P)}{3\rho_l}} \quad (5)$$

$$m^- = F_{\text{cond}} \frac{3\alpha_v \rho_v}{R_{\text{nuc}}} \sqrt{\frac{2 \max(P_v - P, 0)}{3\rho_l}} \quad (6)$$

式中, P_v 为水蒸汽饱和压力, 取为 3169 Pa; τ_{nuc} 为成核区体积分数, 值为 5×10^{-4} ; F_{vap} 为蒸发系数, F_{cond} 为凝结系数, 值分别为 50 和 0.01。

2.2 边界条件

进口采用压力边界条件, 出口给定质量流量边界条件, 介质选用 25°C 的水, 固壁面设置为无滑移的光滑壁面, 近壁面采用标准壁面函数处理。空化条件下进口流体取体积分数为 1 的 25°C 纯水和体积分数为 0 的 25°C 水蒸气, 空化临界压力取常温下纯水饱和和蒸汽压力, 3169 Pa。

定常计算采用多重参考系, 将叶轮与导叶和喇叭口间的动静耦合交界面设置为冻结转子; 非定常计算采用滑移网格实现数据传递, 将动静交界面设置为瞬态冻结转子。非定常空化计算以同一压力下定常空化结果为初值。叶轮旋转一周的时间 $T=0.04138$ s, 以叶轮旋转 3° 所需时间为一个时间步长, 即 $\Delta t=3T/360=3.4483 \times 10^{-4}$ s, 计算 8 周, 总步数为 960 步, 最后一个旋转周期内空泡体积最大时的结果对压力、空泡体积及湍动能特性进行分析。

3 计算结果及分析

3.1 外特性对比

将原模型试验结果与数值模拟结果进行对比分析, 扬程和效率值如图 5 所示。模拟值与试验值变化趋势基本一致。扬程模拟值总体略高于试验结果, 在设计工况点, 对比试验和模拟结果, 扬程误差为 4.39%, 效率误差为 2.52%, 显然, 修正的 SST 湍流模型能够很好地模拟试验泵的实际工作情况, 模拟结果可用于分析研究。

对比原模型与改进模型外特性, 可以发现, 改进模型效率值整体高于原模型。在小流量工况下, 改进后模型扬程略高于原模型; 在大流量工况下, 改进后模型扬程略低于原模型; 在额定工况点, 扬程和效率

均有所升高, 扬程上升 1.75%, 效率增高 2.68%。这说明, 模型改进后, 更能适应小流量工况。整体而言, 凸起的增加对模型外特性影响较小。

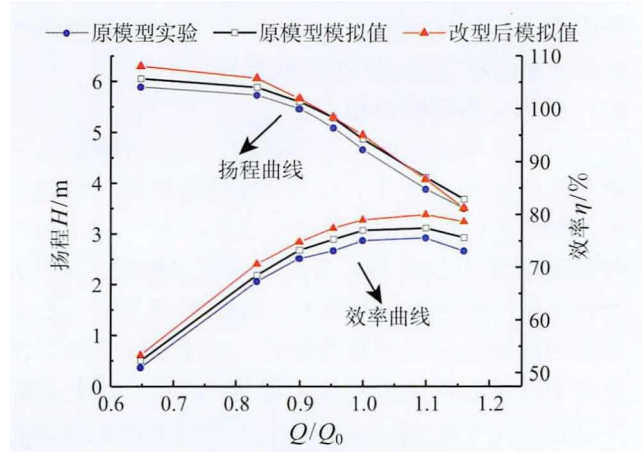


图 5 外特性曲线对比图

Fig. 5 Curves of external performance

3.2 空化性能对比

使用装置空化余量 $NPSH_a$ 来表征轴流泵空化特性, 泵空化余量表达式为:

$$NPSH_a = (P_{\text{in}} - P_v)/\rho g + v_{\text{in}}^2/2g \quad (7)$$

式中, $P_{\text{in}}/\rho g$ 为进口总水头 (m); $P_v/\rho g$ 为汽化压力头 (m); v_{in} 为泵入口速度, m/s, $v_{\text{in}}^2/2g$ 为速度水头; $g=9.8$ m/s²。

将原模型与改进模型在设计工况下进行数值计算, 通过降低进口压力来改变泵的空化余量, 实现对轴流泵原模型与改进模型空化性能的对比研究, 得到如图 6 所示曲线。在初始空化与空化发展阶段, 扬程变化平稳, 随 $NPSH_a$ 的减小, 呈缓慢上升趋势,

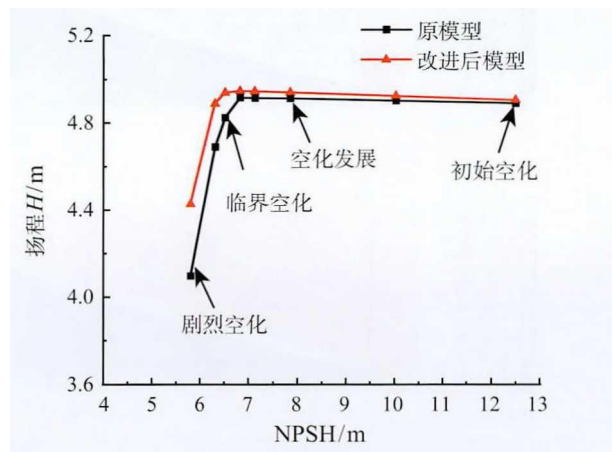


图 6 空化特性曲线

Fig. 6 Cavitation characteristic curves

其原因是空泡覆盖在叶片表面，在近壁面形成了水力光滑区。以扬程下降 1% 时对应的 $NPSH_a$ 值为临界空化点，当 $NPSH_a=6.53$ m 时，原模型扬程为 4.82 m，相比无空化时下降 1.03%，到达空化临界点；改进模型临界空化余量约为 6.32 m，改进后模型临界空化余量低于原模型，抗空化性能提高。

3.3 压力分布特性分析

为了进一步分析模型改进后，凸起对轴流泵空化性能的影响，如图 7 所示，在叶轮轮缘与轮毂之间，取半径比 $r_1/\Delta R=0.98$ 、 $r_2/\Delta R=0.5$ 、 $r_3/\Delta R=0.1$ 的圆周截面 S1、S2、S3，并分析其压力变化，其中 R 为轴流泵叶轮轮缘与轮毂之间的距离， r_i ($i=1, 2, 3$) 为圆周截面径向位置对应半径。轴流泵在不同空化余量下叶片表面压力变化趋势基本相同，此处取临界空化工况 ($NPSH_a=6.32$ m) 对两模型在不同圆周截面上的压力分布进行分析，如图 8 所示，图中数字为压力尺度条中所对应的编号。

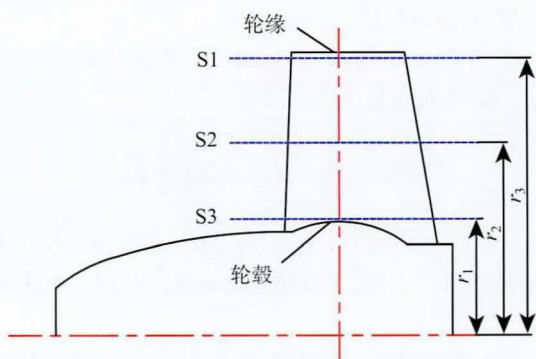


图 7 圆周截面位置分布示意图

Fig. 7 Distribution of circumferential section position

两模型压力变化沿径向发展趋势基本一致，在叶片背面靠近轮缘位置低压区面积较大，从 S1 到 S3 截面低压区范围逐渐减小。对比两模型在同一圆周截面上的压力变化情况，发现高压区主要分布在叶片工作面，加入凸起后的叶轮叶片背面低压区范围明显减小，工作面高压区面积均有所变大。

如图 9 所示，局部放大 S3 截面上凸起位置，发现在凸起前方存在局部高压区域，后方出现局部低压区域。其原因是凸起的存在阻碍了近壁面流体的流动，形成逆压梯度。在凸起前方流速突降，压力升高，而越过凸起后流速突增，故在其后方出现局部低压，这也就解释了增加凸起后叶片背面低压区域减小的现象。

3.4 流场结构及空泡体积分数分布

轴流泵空化主要发生在叶片背面，为研究凸起对空泡体积分数和流线分布的影响，在不同空化余量时，将原模型和改进模型叶片背面空泡体积分数及流线分布进行对比分析，如图 10 所示。从图中可以看出，在 $NPSH_a$ 值由 12.5 m 减小至 5.81 m 的过程中，空泡首先出现在叶片进口边靠近轮缘的一侧，随后逐渐向出口边发展，改进模型与原模型空泡的变化趋势基本一致。在不同空化余量下，改进模型的空泡体积均小于原模型。

在 $NPSH_a=12.5$ m 时，为空化初生阶段。在两模型叶片背面，进口边位置均出现少量空泡，相比原模型，改进模型进口边的空泡体积相对较小，但在凸起部位出现局部空泡体积分数较大的区域，其原因是增加凸起后，由于流体的绕流作用，使得在凸起来流侧形成局部高压区域，致使叶片进口边压

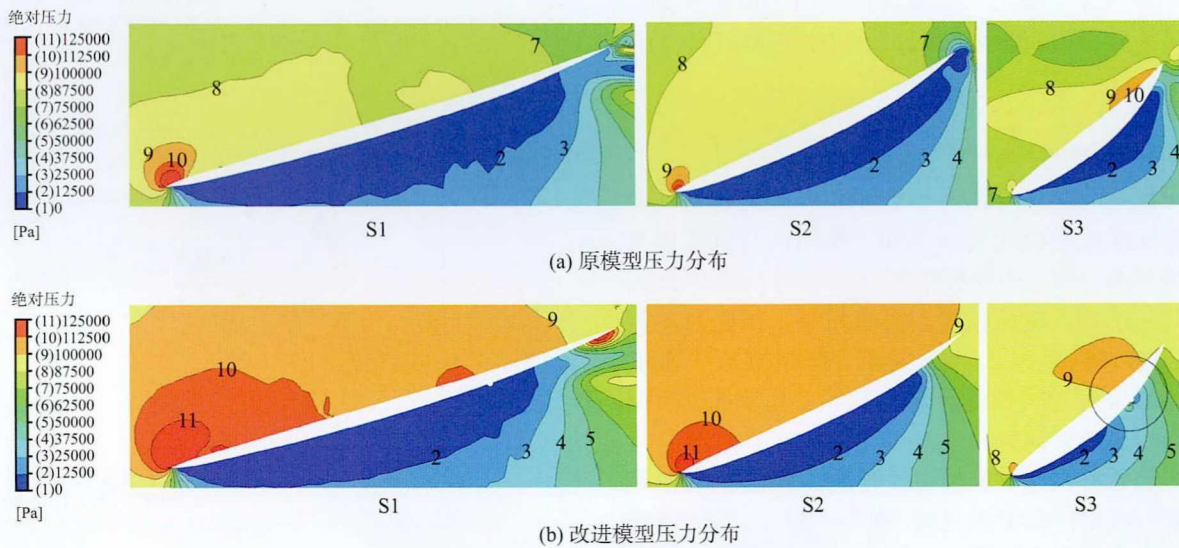


图 8 $NPSH_a=6.32$ m 时圆周截面压力分布图

Fig. 8 Absolute pressure distribution of circumferential section

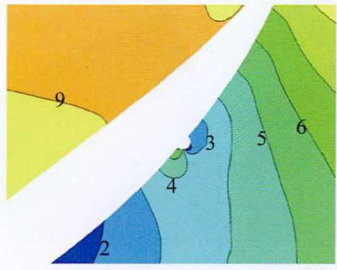


图 9 S3 截面局部放大图
Fig. 9 Partial enlargement of S3 section

力略微增大, 从而降低了空泡体积分数, 缓解了空泡对流道的堵塞。而在凸起的背流侧, 流体绕流后压力降低, 故出现了局部较大的空泡体积分数。

当 $NPSH_a=7.86\text{ m}$ 时, 在两模型叶片背面, 空泡均沿着叶片轮缘向出口边发展, 延伸至叶片中部位置。改进后模型空泡体积分数有所减少, 流线分

布也更为均匀。在 $NPSH_a=6.32\text{ m}$ 及 $NPSH_a=5.81\text{ m}$ 时, 原模型中空化泡几乎覆盖了整个叶片, 如图 10(a) 所示, 严重阻塞了叶轮流道, 影响了其水力性能。而对于改进模型, 空化泡覆盖了叶片表面 2/3 的面积, 相比原模型空化区域减小明显, 如图 10(b) 所示。这是由于凸起的存在改变了叶片表面的压力分布, 在凸起来流侧存在的局部高压, 使空泡提前溃灭, 阻碍了空化的进一步发展。

叶片出口边轮缘侧空泡及流线局部放大图如图 11 所示。可以看到在无空化状态下, 原模型与改进模型叶片表面轮缘侧均无回射流出现, 改进模型因近壁面流体受到凸起的阻碍, 在凸起位置出现小范围的绕流情况, 但在叶片出口边流动基本恢复均匀出流。在图 11(a) 中可看到, 原模型在空泡末端产生了回射流。回射流是片空化发展为云空化的主要原

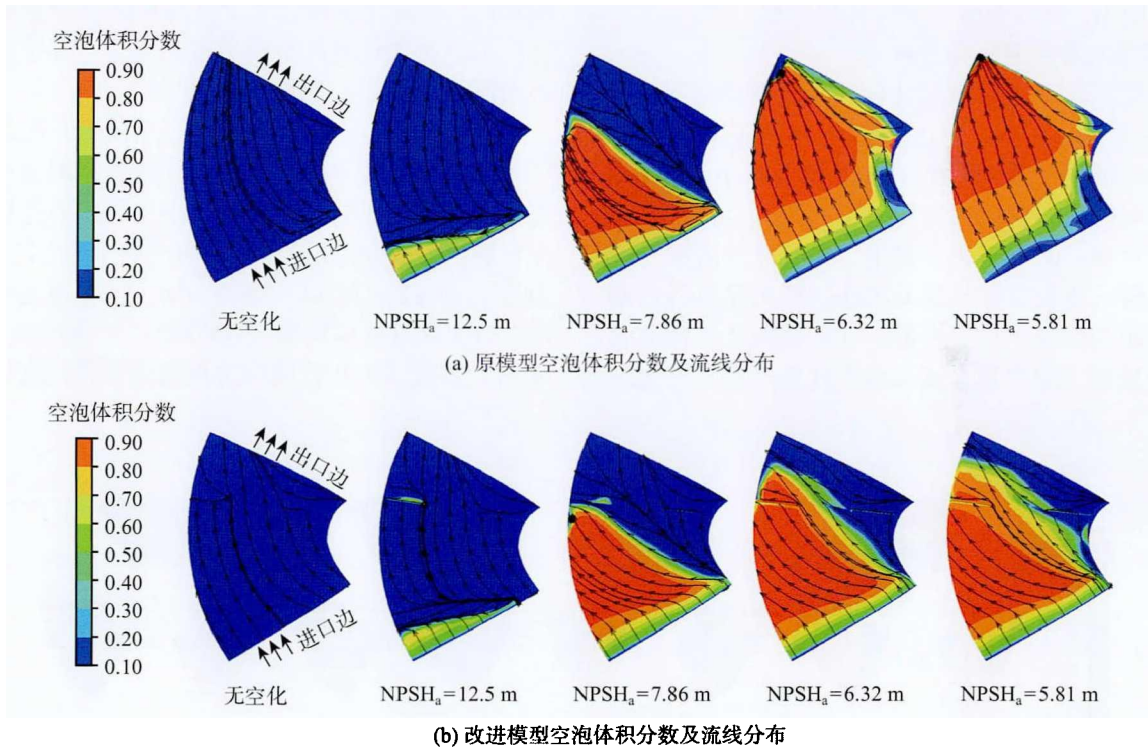
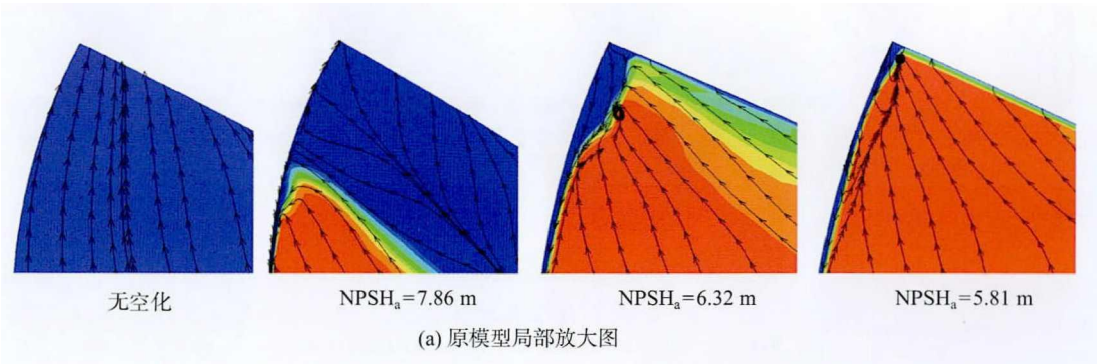


图 10 空泡体积分数及流线分布

Fig. 10 Cavity volume fraction and streamlines



(a) 原模型局部放大图

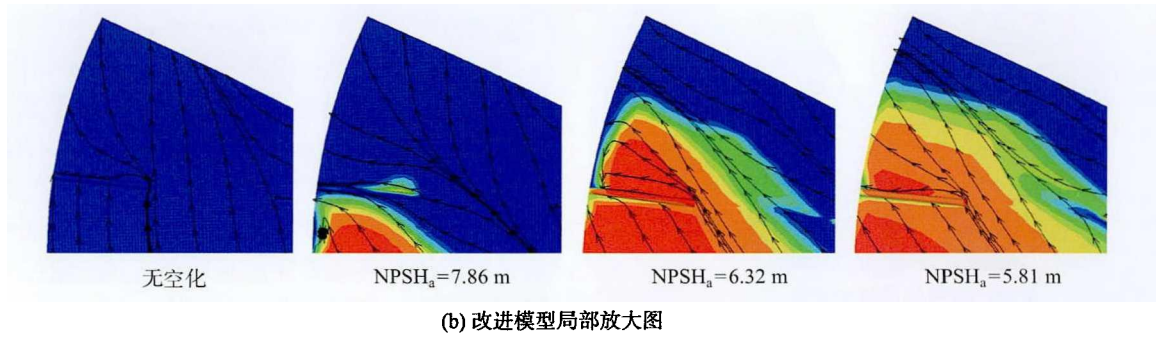


图 11 叶片出口边缘侧空泡体积分数及流线局部放大图
Fig. 11 Cavity volume fraction and streamline partial enlargement

因，在片空化发展末端会产生涡流，形成逆压梯度，进而产生向上游的回射流，引起片空泡的脱落形成云空化^[21,22]。在图 11(b) 中观察到，改进后模型只在凸起后方产生轻微回流，并且能够阻挡回射流对空泡的冲击，有效控制了云空化的形成。

3.5 湍动能及空泡分布分析

原模型和改进后模型叶轮叶片背面湍动能分布如图 12 所示。在不同空化余量下，两模型湍动能的变化趋势基本一致，随着 $NPSH_a$ 值的减小，在叶片背面，两模型湍动能都有所降低，而进口部位湍动能保持不变。同一空化余量下，在叶片背面靠近进口边位置，改进后叶轮湍动能小，相比原模型流动更为稳定。而在叶片中后部，改进模型叶片背面湍动能明显高于原模型。这是由于改进后叶片背面的

不连续凸起中间留有空隙，在近壁面处，流道由宽变窄，然后变宽，这一现象与流体在文丘里管中的流动类似，流速发生了先突增后突降的变化，凸起后方压力升高，产生高频脉动，致使湍动能升高。总的来说，凸起的存在改变了流场中的能量分布，在空化主要发生位置改进模型湍动能小，减少了叶轮内湍流损失，提高了水力性能。

气相体积分数 $\alpha_v = 0.1$ 时，原模型和改进模型叶片背面空泡分布如图 13 所示。观察两模型可以发现，空泡首先在进口边出现，并逐渐向出口边和轮缘侧发展；改进模型在凸起背流侧出现少量空泡，与压力分布相吻合。对比图 13(a)、(b) 可知，改进模型空泡在各个阶段较原模型均有所减少。在 $NPSH_a = 6.32$ m 时，原模型中在轮缘侧出现梢涡空化，这是由速

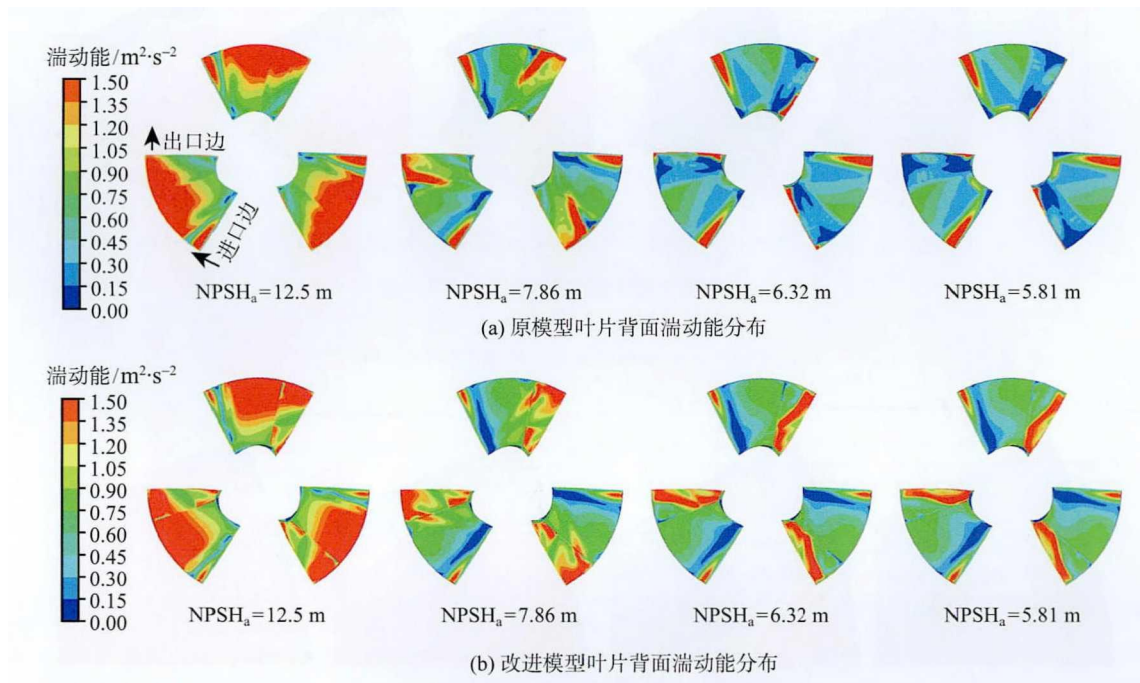


图 12 湍动能分布
Fig. 12 Turbulence kinetic energy distributions

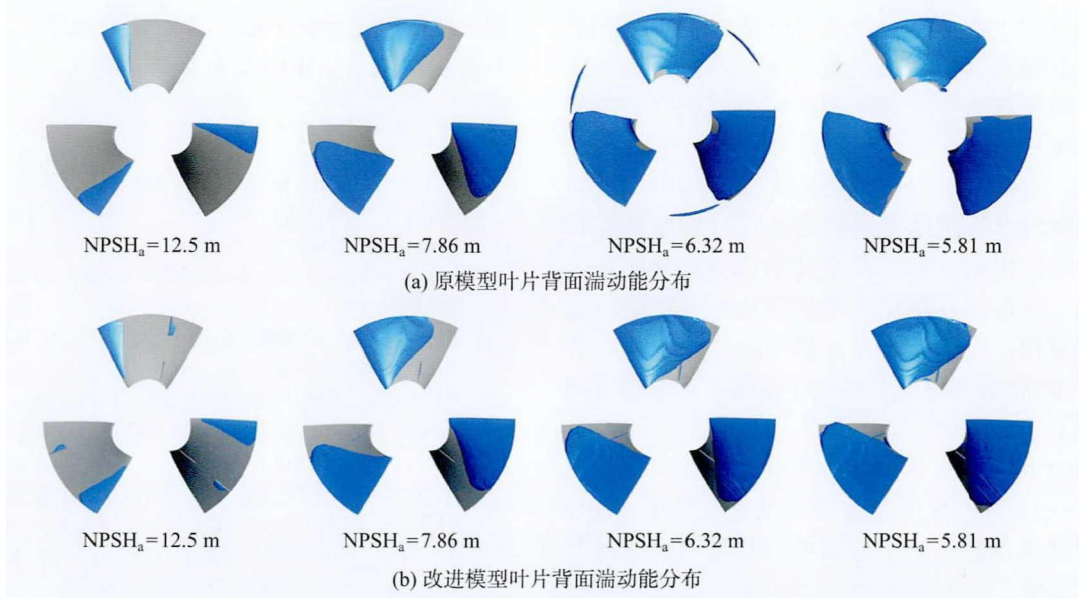


图 13 叶轮叶片背面空泡分布

Fig. 13 Cavitation distribution of suction surface of impeller blades

度环量造成的具有相对稳定外部特征的涡空化^[23], 模型改进后空泡明显减少, 有效控制了流道内稍涡空化的产生。实际上, $NPSH_a = 5.81$ m 时, 原模型也出现了稍涡空化, 所取时刻的对应结果未能捕

捉到。

3.6 空泡体积分数变化特性分析

在最后一个旋转周期内, 叶轮域内空泡体积分数随时间的变化曲线如图 14 所示, 图中水平实线为

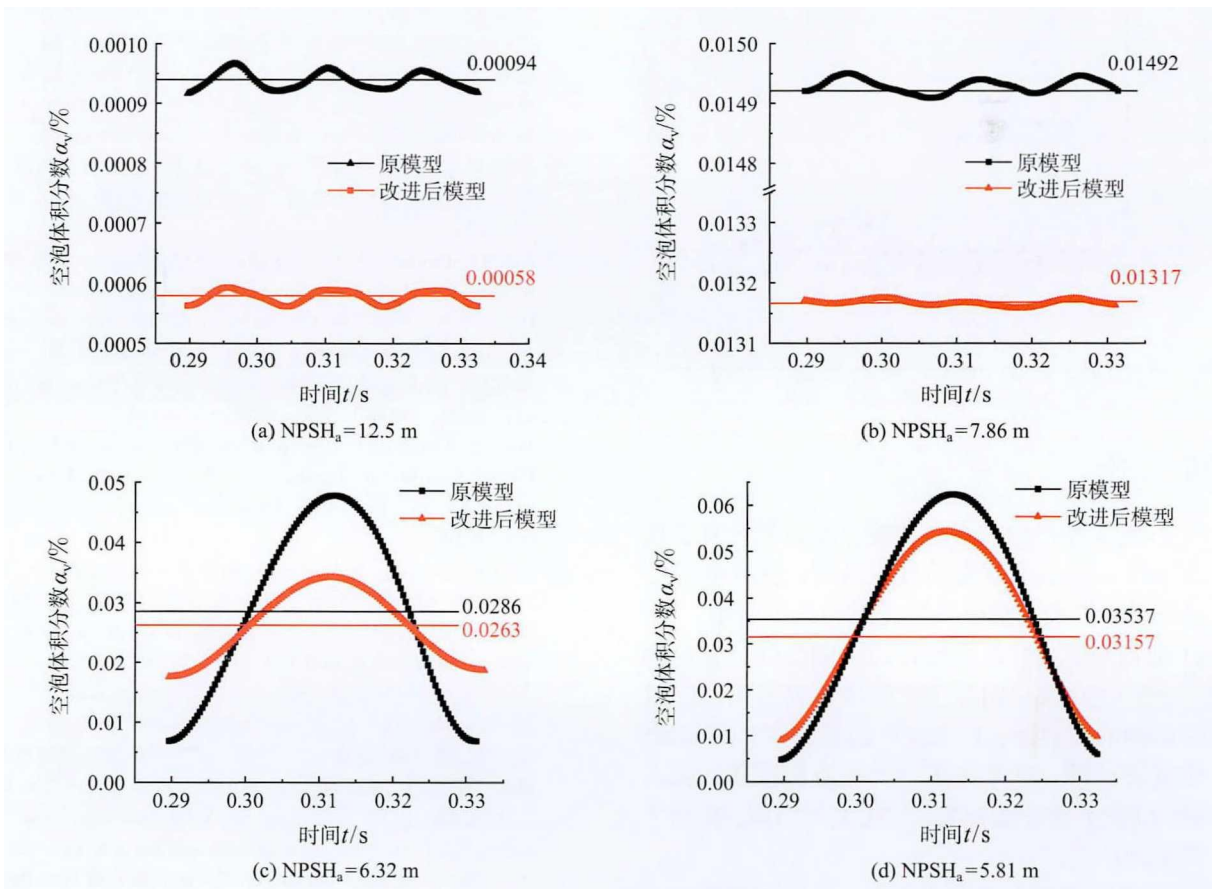


图 14 空泡体积分数变化曲线

Fig. 14 Diagrams of cavity volume fraction

空泡体积分数平均值。原模型与改型后的叶轮的泡体积分数随时间的变化趋势基本一致, 改型后叶轮相比原模型在各个空化阶段的空泡体积分数均降低。空化泡在溃灭到最小半径时会产生“回弹”, 即再次生长, 回弹后空泡体积约为之前的 50%~70%, 这也是空泡内永久气体作用的结果^[24]。在初始空化与空化发展阶段的空泡体积变化曲线很好地印证了这一结论。而在临界空化和剧烈空化时, 叶轮内空化泡数量骤增, 空泡几乎覆盖整个叶片, 无法观察到“回弹”的周期变化, 此时在叶轮的一个旋转周期内只产生了一个峰值。

叶轮内空泡体积分数在各个空化余量时的均值如图 15 所示, 可以发现随着空化余量的降低, 改进后模型空泡体积始终低于原模型, 并且相比原模型增长速度缓慢。空化余量为 12.5 m 时, 改进后模型相比原模型空泡体积分数平均值减少了 38.3%, 这说明, 在空化初生阶段改进模型即能有效控制空化, 提高了轴流泵在空化工况下运行的稳定性。

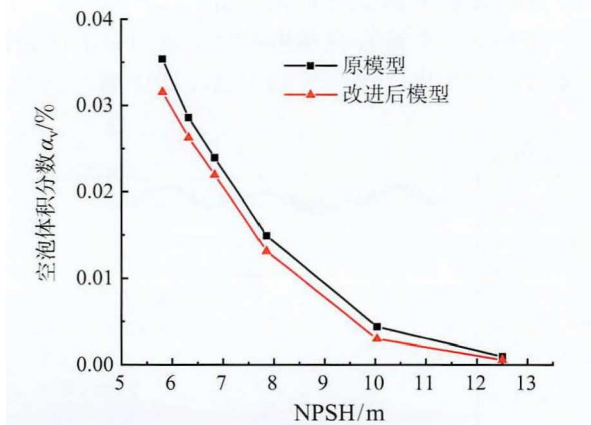


图 15 空泡体积分数均值变化曲线

Fig. 15 Mean change curve of cavity volume fraction

4 结 论

1) 不连续性凸起的存在改变了轴流泵叶片表面的压力分布, 减小了背面的低压区域, 使其临界空化余量降低, 扩大了轴流泵稳定运行工况范围。

2) 加入凸起后, 叶片出口边一侧流线分布更为均匀, 在空化发展和剧烈空化阶段, 观察到凸起阻挡了轮缘侧的回射流, 有效地控制了云空化的发展。在空化发展后期, 叶轮流道内产生旋涡空化, 加入凸起后, 改变了湍动能分布, 优化流场结构, 抑制了梢涡空化的产生。

3) 改进后模型泵在空化的初生、发展和剧烈过程的空泡体积分数和增长速率都有所降低, 在空化

初生阶段空泡体积分数相比原模型减小了 38.3%, 对于控制轴流泵空化的发生有重要意义。

参 考 文 献

- [1] 潘中永, 袁寿其. 泵空化基础 [M]. 镇江: 江苏大学出版社, 2013
PAN Zhongyong, YUAN Shouqi. Fundamentals of Cavitation in Pumps [M]. Zhenjiang: Jiangsu University Press, 2013
- [2] 薛伟, 陈昭运. 空蚀破坏的微观过程研究 [J]. 机械工程材料, 2005, 29(2): 59-62
XUE Wei, CHEN Zhaoyun. The Micro-courses of the Cavitation Erosion [J]. Materials for Mechanical Engineering, 2005, 29(2): 59-62
- [3] 李忠, 杨敏官, 姬凯, 等. 轴流泵叶顶间隙空化流可视化实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2011, 32(8): 1315-1318
LI Zhong, YANG Minguan, JI Kai, et al. Visualization Research on Cavitating Flow in Tip Clearance of Axial-Flow Pump [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2011, 32(8): 1315-1318
- [4] 燕浩, 刘梅清, 梁兴, 等. 大型轴流泵空化特性的数值模拟 [J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(11): 44-50
YAN Hao, LIU Meiqing, LIANG Xing, et al. Numerical Simulation on Cavitation Behavior of Large-Scale Axial-Flow Pumps [J]. Journal of Xi'an Jiao Tong University, 2014, 48(11): 44-50
- [5] Tanimura M, Kato H, Maeda M, et al. Mechanism of Cloud Cavitation and its Control [J]. Journal of the Society of Naval Architects of Japan, 1995, 178: 41-50
- [6] Benson B W. Cavitation Inception on Three-dimensional Roughness Elements [R]. Washington D.C: David Taylor Model Basin Washington D.C Hydromechanics Lab, 1966
- [7] 赵伟国, 赵国寿, 咸丽霞, 等. 离心泵叶片表面布置障碍物抑制空化的数值模拟与实验 [J]. 农业机械学报, 2017, 48(9): 111-120
ZHAO Weiguo, ZHAO Guoshou, XIAN Lixia, et al. Effect of Surface-fitted Obstacle in Centrifugal Pump on Cavitation Suppression [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(9): 111-120
- [8] 王桂鹏. 基于鳍棘仿生结构水翼非常空化的抑制研究 [D]. 兰州: 兰州理工大学, 2019
WANG Guipeng. Research on Suppression of Unsteady Cloud Cavitation Based on Hydrofoil with Bionic Fin Structure [D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2019
- [9] 施卫东, 邵佩佩, 张德胜, 等. 轴流泵内部流动数值模拟及 PIV 试验 [J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(4): 277-282
SHI Weidong, SHAO Peipei, ZHANG Desheng, et al. Numerical Simulation and PIV Experiment of Flow Field in Axial Flow Pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(4): 277-282
- [10] 施卫东, 李通通, 张德胜, 等. 轴流泵叶轮区域空化特性数值模拟 [J]. 农业工程学报, 2012, 28(13): 88-93
SHI Weidong, LI Tongtong, ZHANG Desheng, et al. Numerical Simulation on Cavitation Characteristic in Impeller of Axial-Flow Pump [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2012, 28(13): 88-93

- [11] 侯敬生, 袁建平, 范猛, 等. 轴流泵空化流动的非定常特性研究 [J]. 中国农村水利水电, 2017(11): 168-172
HOU Jingsheng, YUAN Jianping, FAN Meng, et al. Research on the Unsteady Characteristics of Cavitating Flow in the Axial Flow Pump [J]. China Rural Water and Hydropower, 2017(11): 168-172
- [12] 张睿. 轴流泵失速和空化流动特性及其性能改善研究 [D]. 上海: 上海大学, 2014
ZHANG Rui. Research on the Stall and Cavitation Flow Characteristics and the Performance Improvement of Axial-flow Pump [D]. Shanghai: Shanghai University, 2014
- [13] ANSYS Inc. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. Release 15.0 [EB]. [2019.11.25]. <https://www.ansys.com>
- [14] Kubota A, Kato H, Yamaguchi H, et al. Unsteady Structure Measurement of Cloud Cavitation on a Foil Section Using Conditional Sampling Technique [J]. Journal of Fluids Engineering, 1989, 111(2): 204-210
- [15] 陶迎. 轴流泵内部空化特性数值计算研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2015
TAO Ying. Numerical Research of Cavitation Flow in Axial Flow Pump [D]. Wuhan: Hua Zhong University of Science and Technology, 2015
- [16] 张德胜, 施卫东, 张华, 等. 不同湍流模型在轴流泵性能预测中的应用 [J]. 农业工程学报, 2012, 28(1): 66-71
ZHANG Desheng, SHI Weidong, ZHANG Hua, et al. Application of Different Turbulence Models for Predicting Performance of Axial Flow Pump [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2012, 28(1): 66-71
- [17] Bennis A, Loukarfi L, Khelil A, et al. Contribution to the Experimental and Numerical Dynamic Study of a Turbulent Jet Issued from Lobed Diffuser [J]. Journal of Applied Fluid Mechanics, 2016, 9(6): 2957-2967
- [18] 赵伟国. 水翼云空化及其控制机理研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2012
ZHAO Weiguo. Research on the Cloud Cavitation of Hydrofoil and Control Mechanism [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2012
- [19] Coutier D O, Reboud J L, Delannoy Y. Numerical simulation of the Unsteady Behaviour of Cavitating Flows [J]. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 2003, 42(5): 519-530
- [20] Zwart P J, Gerber A G, Belamri T. A Two-phase Flow Model for Predicting Cavitation Dynamics [C]// Yokohama, Japan: Fifth International Conference on Multiphase Flow, 2004: 152
- [21] Arndt R E A. Measurements in High Void-Fraction Bubble Wakes Created by Ventilated Super-cavitation [J]. Journal of Fluids Engineering, 2013, 135(1): 011304
- [22] 季斌, 罗先武, 彭晓星, 等. 绕扭曲翼型三维非定常空泡脱落结构的数值分析 [J]. 水动力学研究与进展, 2010, 25(2): 217-223
JI Bin, LUO Xianwu, PENG Xiaoxing, et al. Numerical Analysis for Three Dimensional Unsteady Cavitation Shedding Structure Over a Twisted Hydrofoil [J]. Chinese Journal of Hydrodynamics, 2010, 25(2): 217-223
- [23] 潘森森, 彭晓星. 空化机理 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2013
PAN Sensen, PENG Xiaoxing. Physical Mechanism of Cavitation [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2013
- [24] Knapp R T, Daily J W, Hammit F G. Cavitation [M]. New York: McGraw-Hill Book CO, 1970