doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.12.019

离心泵叶片开槽抑制空化数值模拟

赵伟国[1,2]　翟利静[1]　夏　添[1]　李尚升[1]

(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:为了进一步提高低比转数离心泵的空化性能,提出在叶片压力面开槽的方法来抑制空化。针对离心泵运行过程中产生空化的流动特点,基于 Kubota 空化模型,采用 SST $k-\omega$ 模型对在相同工况下的离心泵中两相流动进行数值模拟与分析。模拟结果表明:叶片表面开槽后,离心泵各个工况下的扬程有所上升,在设计点扬程提高 12.8%,同时效率提高 4.2%。叶片开槽可以有效阻止低压区域向外扩张,改变压力的分布,对离心泵内各个阶段空化均有抑制作用。叶片开槽可以优化流场结构,使流道内的压力增加,减小空泡的体积分数。叶片开槽时离心泵叶轮内空泡体积在空化的各个阶段均小于无槽时叶轮内空泡体积,在空化发展阶段,开槽时空泡体积持续衰减。

关键词:离心泵;叶片开槽;空化;数值模拟

中图分类号:TH311　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2018)12-0150-08

Numerical Simulation of Slotted Blade in Centrifugal Pump on Cavitation Suppression

ZHAO Weiguo[1,2]　ZHAI Lijing[1]　XIA Tian[1]　LI Shangsheng[1]

(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: Centrifugal pumps are widely used to deliver liquid media in agriculture, pharmacy, industry, etc. Compared with the case delivering pure liquid such as water, centrifugal pumps not only have lower efficiency but also are subject to severe vibration, noise and erosion when delivering cavity two-phase flow. In order to further improve the cavitation performance of low specific rotation centrifugal pump, a method of making the blade slotted to control cavitation in a centrifugal pump was proposed. The slotted impeller blade near the inlet of centrifugal pump was studied. According to the flow characteristics of cavitation in centrifugal pump and the cavitation dynamics model of Kubota cavitation model, the SST $k-\omega$ model was used to simulate and analyze the two-phase flow in a centrifugal pump under the same working conditions. The simulation results showed that after the blade surface was slotted, the head of the centrifugal pump was increased, and the head of the centrifugal pump was increased by 12.8% at the design point, and the efficiency was increased by 4.2%. The slotted blade can effectively prevent the low pressure region from expanding outward, change the pressure distribution and inhibit the cavitation in every stage of the centrifugal pump. The slotted blade can optimize the flow field structure, increase the pressure in the flow channel and reduce the volume fraction of the cavitation. The cavitation volume of centrifugal pump impeller in every stage of cavitation was smaller than that of impeller without slot when the blade was slotted. In the stage of cavitation development, the volume of slotted space-time bubble continued to decay.

Key words: centrifugal pump; slotted blade; cavitation; numerical simulation

0　引言

空化现象是水力机械不可避免的流态。初生空化对离心泵的影响不大,外特性曲线下降不明显;达到临界空化时,离心泵扬程会有明显的下降;当进入到完全空化时,其对低比转数离心泵产生的影响远大于混流泵和轴流泵。低比转数离心泵内发生空化时会影响离心泵的正常运行,空泡的崩溃会产生相

收稿日期:2018-07-17　修回日期:2018-09-04

基金项目:国家自然科学基金项目(51269011)和流体及动力机械教育部重点实验室(西华大学)开放项目(szjj2017-093)

作者简介:赵伟国(1979—),男,副教授,主要从事水力机械流动理论及空化多相流研究,E-mail:zhaowg@zju.edu.cn

当大的力量，尤其是叶片压力面将承受非常大的压力，空泡在短时间内周期性的产生与溃灭严重影响了叶片的疲劳强度，游离的空泡和电化学反应会腐蚀叶轮表面。

目前，有关叶片开槽对离心泵特性影响的研究较少，KIRTLEY 等[1]利用 CFD 对离心式压缩机叶轮的开槽位置进行了研究，结果表明，合适的开槽位置可以减少压缩机高速运转时的能量损失。SIVAGNANASUNDARAM 等[2]对离心式压缩机盖板上的开槽结构进行研究，发现开槽改善了其阻流能力。周敏等[3]提出了从叶片压力面向吸力面开槽的处理技术，对叶片开槽处理后的压气机工作流场进行了数值分析，结果表明，采用开槽处理技术能够有效改善叶片尾缘流场的流动特性，提高流场的稳定性。

目前针对离心泵内空化抑制手段主要有 4 种：通过改变叶轮几何参数来优化流场[4]；在叶片空化面布置障碍物阻挡回射流，设置反向空气射流[5]；使用开缝叶片引流，减少空化破坏[6]；通过离心泵叶片表面加障碍物抑制空化[7]。

鉴于开槽叶片技术在离心泵中的应用研究较少，本文提出离心泵内空化抑制的新方法，即通过在叶片压力面开槽优化空化流场，研究离心泵叶片压力面开槽后发生空化的形式、形成过程、空化团的非对称分布之间的关系，采用瞬态模拟方法，分析开槽对空泡流动的抑制作用，以期为抑制空化和离心泵的优化设计提供参考。

1　计算模型与网格划分

1.1　物理模型

本文研究的原模型为某型单级单吸离心泵，模型泵的设计参数：流量 $Q = 23.4\ \mathrm{m^3/h}$；扬程 $H = 44\ \mathrm{m}$；比转数 $n_s = 51$；转速 $n = 2\,960\ \mathrm{r/min}$。在设计上为了避免叶轮进口排挤问题及改善叶轮流道的扩散程度，该模型采用了长短叶片相间的叶轮[8]，主要几何参数：叶轮入口直径 $D_j = 46\ \mathrm{mm}$；叶轮出口直径 $D_2 = 180\ \mathrm{mm}$；叶片数为 4 个长叶片和 4 个短叶片；叶片出口角 $\beta_2 = 22°$。改型后模型也采用长短叶片相间的叶轮，区别在于对叶片的压力面进行开槽处理，开槽尺寸为 1 mm × 1 mm 的矩形[9-10]，开槽的径向位置为叶轮半径的 45% 处[7]。

叶轮强度计算中的叶片厚度计算公式为[11]

$$s = AD_2\sqrt{\frac{H}{z}} \tag{1}$$

式中　z——叶片数

A——系数，与比转数和材料有关

在叶片上开槽将改变叶片强度和振动特性[12]，但是根据叶轮强度计算得叶片厚度只要为 2 mm 就可以满足叶轮的强度，本文叶片厚度为 4 mm，开槽处的叶片厚度为 3 mm，所以符合叶片强度设计要求。此外，陈国强等[13]利用 ANSYS 有限元计算程序对某轴流式水轮机叶片的刚度和强度进行分析，提出了开应力缓冲槽的改进方案，结果表明，应力缓冲槽对叶片刚度影响不大。

1.2　计算网格及其无关性分析

基于前处理软件 ICEM，为了提高计算精度，在划分计算域网格时采用混合结构网格。为了保证叶轮进口、蜗壳出口处的流动稳定，在叶轮进口和蜗壳出口处分别延伸外径 3 倍和 4 倍的长度，进而保证进出口处的数据可靠性。以原模型为例，计算域网格如图 1 所示；开槽叶片的几何模型如图 2 所示。为了减小网格数对计算的影响，对同一工况下数值模拟进行网格无关性验证，如表 1 所示。

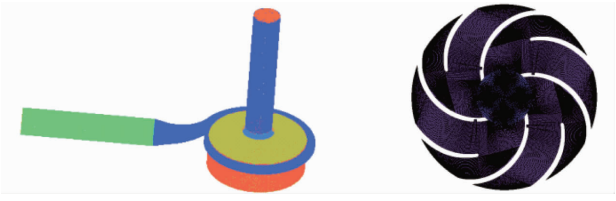


图 1　计算域网格

Fig. 1　Computational domain grid



图 2　开槽叶片的几何模型

Fig. 2　Gemetry model of slotted blade

表 1　网格无关性验证结果

Tab. 1　Result of grid-independent solutions validation

方案	网格数	H/m
1	1 118 189	45. 27
2	1 676 633	46. 63
3	1 848 841	46. 72

由于不同的湍流模型对近壁区网格数目要求不同，可以用 Y^+ 值检验与壁面最近节点的位置，确保近壁区有足够的节点数[14-15]，文中 Y^+ 值表示离壁面最近的网格点到壁面的距离，为无量纲变量，其计算式为

$$Y^+ = \frac{\sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}}\Delta n}{\upsilon} \tag{2}$$

式中 τ_ω——壁面切应力,Pa

ρ——流体密度,kg/m^3

Δn——与壁面最近两个网格节点间距离,m

υ——运动粘度,m^2/s

本文所采用的 SST $k-\omega$ 模型近壁区应用 $k-\omega$ 模型,考虑到边界层网格的 Y^+ 值范围($Y^+ \leqslant 100$)基本满足 $k-\omega$ 湍流模型对近壁区网格质量要求[16],本次模拟近壁网格 Y^+ 值能够保证在离心泵流场模拟中具有较好的适用性。

由表 1 可知,计算后发现扬程相差不大于 2%,因此可以忽略网格数对计算结果的影响,最终确定离心泵流道网格总数为 1 676 633。其中叶轮网格数为 692 813,蜗壳网格数为 446 641,腔体网格数为 236 993,压出段网格数为 165 041,吸入段网格数为 135 145。

2 数值计算方法

2.1 流动控制方程

离心泵内部流动为三维不可压缩粘性流体湍流流动,采用的控制方程为质量守恒方程(连续性方程)和基于 RANS(雷诺时均)的动量守恒方程[17]。控制方程的离散采用基于有限元的有限体积法,对流项采用高分辨率格式,收敛精度设置为 10^{-5},并监测扬程变化曲线以保证计算结果的可信度。

2.2 空化模型

Kubota 空化模型由简化 Rayleigh - Plesset 方程发展而来,忽略了空泡半径对时间的二阶导数[18],重点考虑了空化初生和发展时空泡体积变化的影响,适用于模拟离心泵空化的非定常特性。Kubota 空化模型基于输运方程,即

$$\frac{\partial(\rho_m f_v)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho_m u_i f_v)}{\partial x_i}=R_e-R_c \quad (i=1,2,3) \tag{3}$$

其中

$$R_e=F_{vap}\frac{3\alpha_{nuc}(1-\alpha_v)\rho_v}{R_B}\sqrt{\frac{2}{3}\frac{p_v-p}{\rho_l}} \quad (p<p_v) \tag{4}$$

$$R_c=F_{cond}\frac{3\alpha_v\rho_v}{R_B}\sqrt{\frac{2}{3}\frac{p-p_v}{\rho_l}} \quad (p\geqslant p_v) \tag{5}$$

式中 f_v——汽相质量分数

R_e——液相蒸发速率

R_c——汽相冷凝速率

p_v——饱和蒸汽压力

R_B——气泡半径

α_{nuc}——气核体积分数

F_{vap}——蒸发系数

F_{cond}——凝结系数

ρ_v——饱和蒸汽密度,kg/m^3

α_v——蒸汽体积分数

ρ_m——混合物密度,kg/m^3

t——时间

u_i——与坐标轴 x_i 平行的速度分量

ρ_l——液体密度,kg/m^3

p——液体周围的压力,Pa

经前人研究工作验证[19],上述经验系数的合理取值为 $R_B=1\times10^{-6}$ m;$\alpha_{nuc}=5\times10^{-4}$;$F_{vap}=50$;$F_{cond}=0.01$。

2.3 边界条件

固壁面采用无滑移边界条件,壁面为无滑移壁面,近壁区使用伸缩壁面函数处理[20];同时基于 SST $k-\omega$ 湍流模型和 Rayleigh - Plesset 空化方程,采用总压进口、质量流量出口的边界条件,系统参考压力设置为 0 Pa,空化临界压力取常温(25℃)下纯水饱和蒸汽压力(3 169 Pa)。在额定流量工况下,对其内部流场进行定常数值模拟,通过逐步降低离心泵的进口总压来实现定常空化数值模拟。在定常计算的基础上进行瞬态数值计算,修改动静部件的耦合模型为 Transient Rotor Stator,时间项离散格式为二阶后向欧拉差分格式。

3 计算结果及分析

3.1 外特性试验

如图 3 所示,为验证数值模拟的可靠性,在兰州

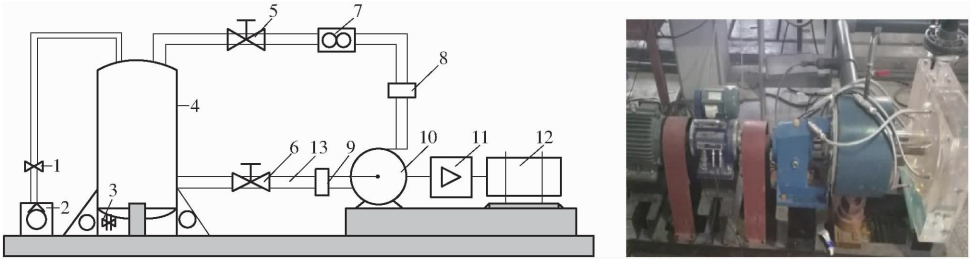


图 3 离心泵闭式试验台

Fig. 3 Schematic of pump closed test stand

1、3. 球阀 2. 液环真空泵 4. 汽蚀罐 5、6. 流量调节阀 7. 电磁流量计 8、9. 压力传感器 10. 模型泵 11. 转矩转速传感器 12. 三相异步电机 13. 管道

理工大学闭式试验台上进行了离心泵的外特性试验。试验装置由模型泵、转矩转速传感器、变频调速三相异步电机、压力传感器以及流量计、阀门、压力表、管路等组成。

图 4（图中 Q_0 表示设计流量）为不同流量工况下原模型和改型后模型模拟值与试验值对比。

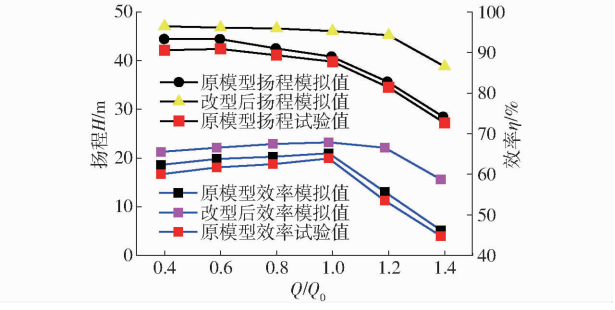


图 4　试验及数值模拟性能曲线

Fig. 4　Performance curves of predicted and measured values

由图 4 可知，数值计算的扬程曲线与试验扬程曲线基本一致，特性曲线没有出现驼峰现象。与模拟值比较，在小流量工况下，改型后模型的扬程比原模型的扬程提高 1.3%，同时效率比原模型提高 0.5%。在额定流量工况下，改型后模型的扬程比原模型的扬程提高 12.8%，同时效率比原模型提高 4.2%。在大流量工况下，改型后模型的扬程比原模型的扬程提高 18%，同时效率比原模型提高 8%。

在流体机械领域，常用无量纲空化数 σ 表述空化发生的可能性，其定义为

$$\sigma = \frac{p_1 - p_v}{\frac{1}{2}\rho U^2} \tag{5}$$

其中

$$U = \frac{n\pi D_1}{60} \tag{6}$$

式中　p_1——基准静压力，采用泵进口压力，Pa

U——基准速度，采用叶轮叶片进口边与前盖板交点处的圆周速度，m/s

n——轴转速，r/min

D_1——叶轮叶片进口边与前盖板交点处的直径，m

图 5 为原模型和改型后模型空化数与扬程的计算结果对比曲线，可以看出叶片开槽对扬程的影响，对空化初生无明显效果，当空化数为 0.42 时，原模型扬程骤降，而改型后模型在空化数为 0.32 时，扬程骤降，抑制效果明显。

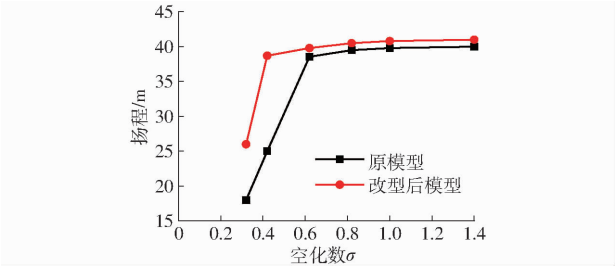


图 5　空化性能曲线

Fig. 5　Curves of cavitation performance

3.2　开槽对压力分布的影响

图 6 为不同空化数下，叶轮中间截面静压力分布图。可以看出随着空化数的减小，叶轮进口低压区面积不断增大，靠近蜗壳出口流道内的低压区面积较大，这主要是由蜗壳的不对称结构造成的。在不同空化数下，改型后的模型中进口低压区面积均比原模型中进口低压区面积减小，在一定程度上提高了离心泵的抗汽蚀性能。空化发生时，低压区向叶轮出口扩张是离心泵内部空化发展的主要原因。当空化数为 0.82 时，对比原模型和改型后模型，发现叶片表面开槽诱发了叶片表面附近相对高压区和较大的逆压梯度，压力分布的变化会导致空泡形态的改变，因此开槽以后引起的压力和压力梯度的变

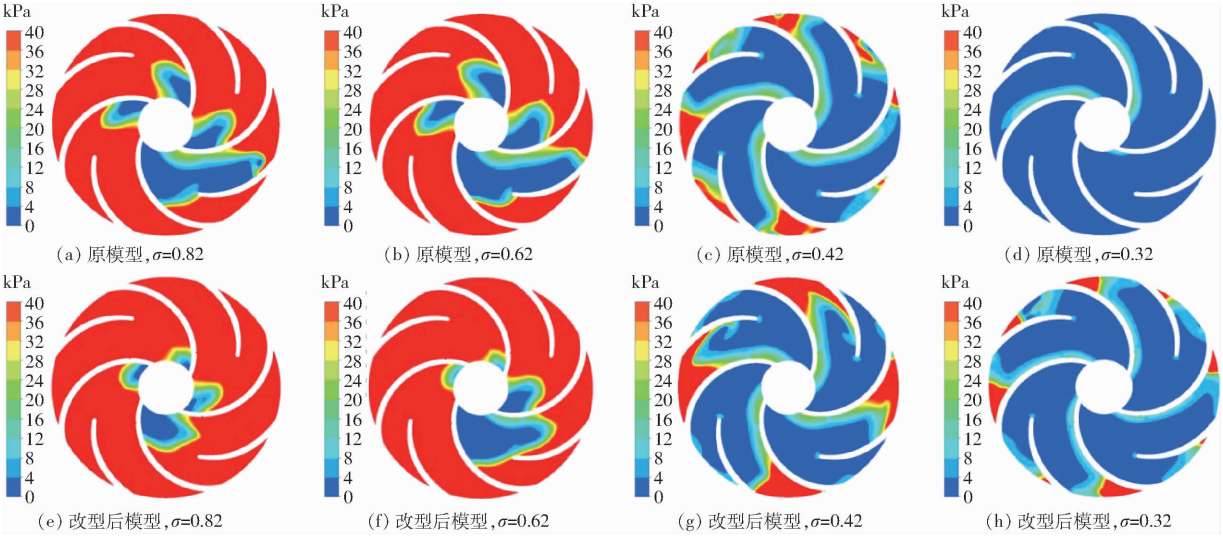


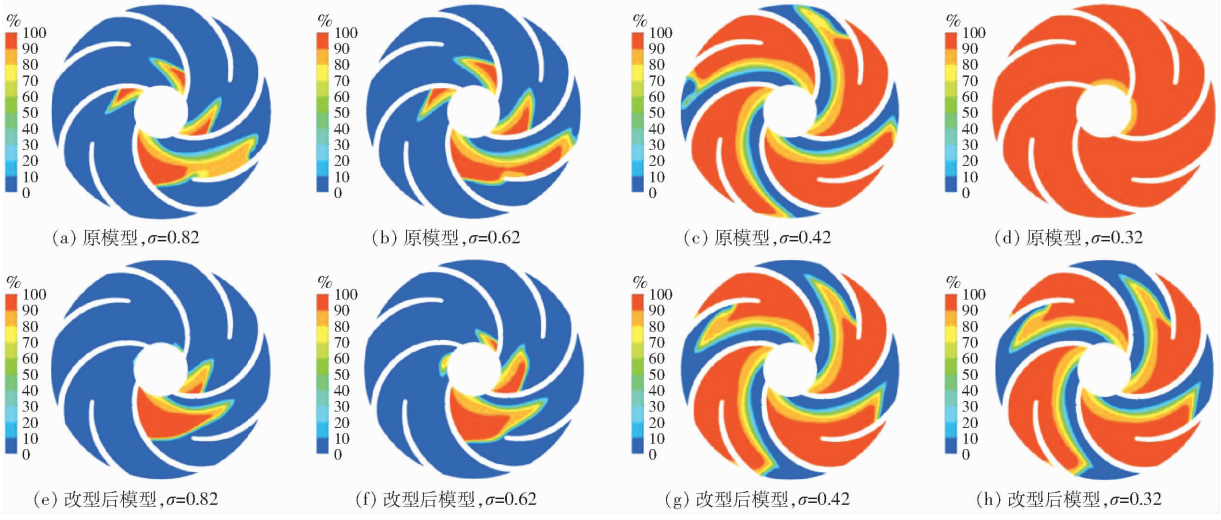
图 6　静压力分布

Fig. 6　Static pressure distributions

化是产生抑制作用的重要因素。对比空化数为0.42时,可以发现由于叶片压力面开槽,引起压力面压力增大,阻止了叶片压力面低压区域向外扩张。如图所示,开槽对空化初生和发展的压力分布具有明显影响,说明叶片开槽有效阻止了低压区域向外扩张。

3.3 开槽对汽相体积分数分布的影响

图7为不同空化数下,叶轮中间截面汽相体积分数分布图。从图中可以看出,叶轮流道内的空泡在各流道中分布不均匀,但首先出现的位置都在叶片进口吸力面的低压区域内,这是由于惯性作用使得刚进入流道的流体呈现偏向叶片吸力面侧流动的趋势,当地局部速度的升高会引起局部压力的降低,从而诱导了空化的发生;随着进口压力的减小,空泡区域逐渐增大,直至发展到堵塞流道。对比原模型,开槽叶片可以有效地抑制空化的初生和发展。在原模型中,当空化数为0.42时,空泡区域发展到堵塞流道的程度,经过叶片开槽后,空化的发展得到有效的抑制;当空化数为0.32时,叶轮内已经完全空化,叶片吸力面到压力面间的空间完全被空泡占据,空泡在叶片吸力面反向射流的作用下延伸到叶片的压力面,在空泡的作用下,液体被排挤到压力面,外特性表现为扬程下降比较明显。对比空化数为0.32时,可以发现由于叶片压力面开槽,破坏了空泡体积分数分布,使得叶片压力面处空泡体积分数分布较小。综上所述,开槽对空化初生和发展的汽相体积分数分布具有明显影响,说明叶片开槽有效地抑制了空泡的发展。



(a) 原模型,σ=0.82 (b) 原模型,σ=0.62 (c) 原模型,σ=0.42 (d) 原模型,σ=0.32

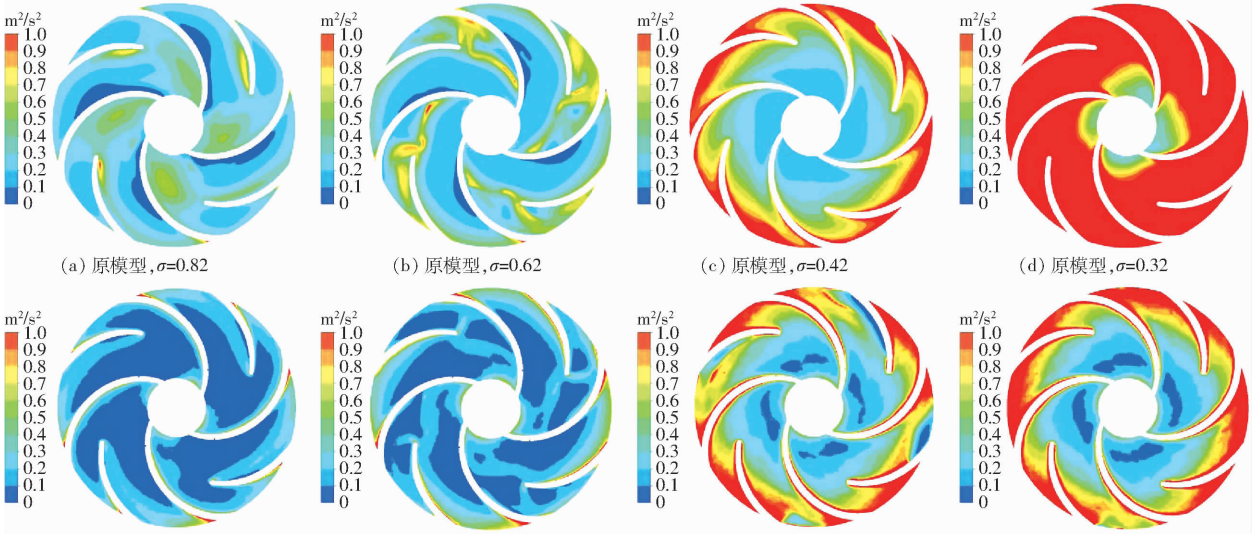
(e) 改型后模型,σ=0.82 (f) 改型后模型,σ=0.62 (g) 改型后模型,σ=0.42 (h) 改型后模型,σ=0.32

图7 叶轮的汽相体积分数分布

Fig. 7 Vapor volume fraction contours in impellers

3.4 开槽对湍动能分布的影响

湍动能是指单位质量流体的湍流动能,湍动能能够反映离心泵流道旋涡中的水体能量,其直接反映水体中能量的耗散程度。图8为不同空化数下,



(a) 原模型,σ=0.82 (b) 原模型,σ=0.62 (c) 原模型,σ=0.42 (d) 原模型,σ=0.32

(e) 改型后模型,σ=0.82 (f) 改型后模型,σ=0.62 (g) 改型后模型,σ=0.42 (h) 改型后模型,σ=0.32

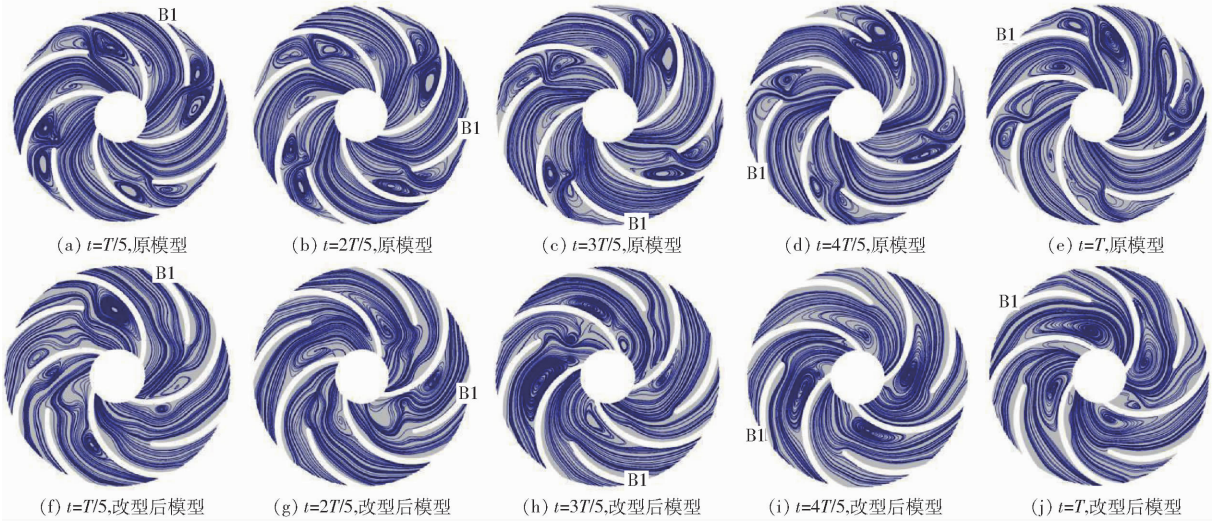
图8 湍动能分布

Fig. 8 Turbulence kinetic energy distributions

叶轮中间截面湍动能分布图。从图中可以看出，在原模型中，湍动能较大的区域主要集中在叶轮出口靠近隔舌处，在空化初生时，叶轮内部出现湍动能较大区域，随着空化数的降低，叶轮出口处的高湍动能区域不断增大，湍动能越大，流道中的水力损失也越大[21]。在改型后模型中，由于叶片开槽，使得叶轮内的湍动能降低，在靠近叶轮出口的流道内湍动能较高。叶片开槽对湍动能的分布具有很大的影响，在空化发生的各个阶段均有抑制作用。

3.5　开槽对叶轮内瞬态流线分布的影响

图 9 为空化数为 0.82 时，离心泵在空化临界瞬态的流线分布图，图中 T 表示叶轮旋转一周的周期时间，图中 B1 表示短叶片的压力面。5 个不同时刻流线的分布很相似，随着叶轮的旋转，旋涡在靠近蜗壳进口时较小，这主要是由蜗壳的不对称结构引起的。在原模型中，在短叶片的压力面和吸力面均出现了旋涡，在远离蜗壳进口处的流道内，在长叶片的压力面出现旋涡区域，带了很大的流动损失；在改型后模型中，短叶片压力面和吸力面的旋涡消失，在长叶片的压力面均出现了旋涡，这主要是由于在叶片压力面进行开槽，使得叶片压力面的局部压力降低，局部流体的流速增大，与原来的流速产生切向速度，从而在叶片的压力面上产生旋涡。



(a) t=T/5,原模型　(b) t=2T/5,原模型　(c) t=3T/5,原模型　(d) t=4T/5,原模型　(e) t=T,原模型

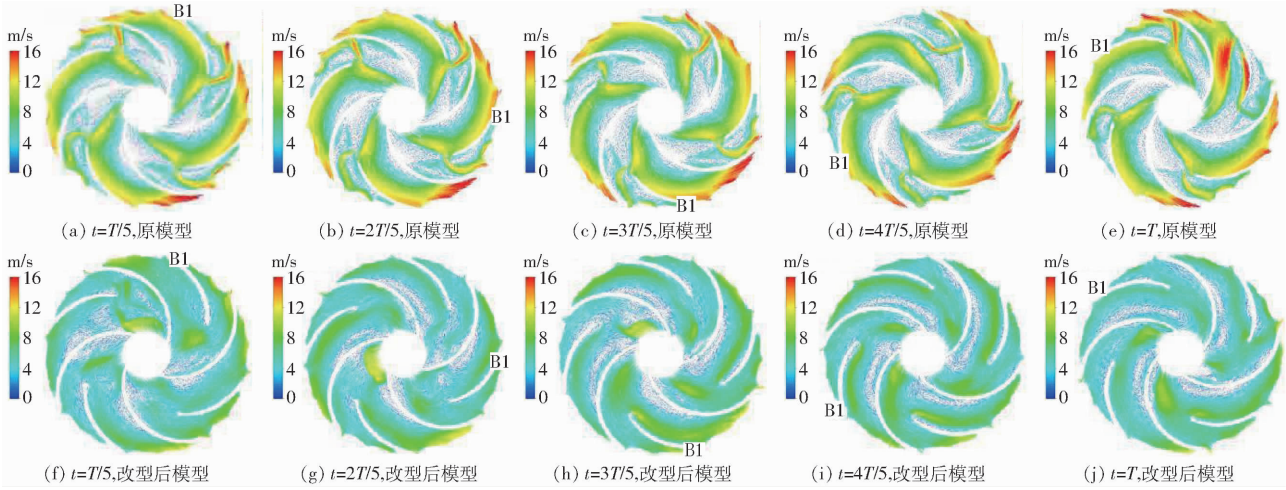
(f) t=T/5,改型后模型　(g) t=2T/5,改型后模型　(h) t=3T/5,改型后模型　(i) t=4T/5,改型后模型　(j) t=T,改型后模型

图 9　叶轮内流线形态随时间的变化

Fig. 9　Time evolution of streamlines in impeller

3.6　开槽对叶轮内瞬态速度分布的影响

图 10 为空化数为 0.82 时，离心泵在空化临界瞬态的速度分布图。5 个不同时刻速度的分布很相似，在短叶片的压力面和叶轮的出口边缘均出现高速区，尤其在靠近蜗壳出口处的流道内。在原模型中，高速区主要集中在长叶片的压力面，而在长叶片进口吸力面是低速区，导致流体的速度不均，增大流动损失，在短叶片压力面也出现此现象。在改型后的模型中，此现象得到了很大的改善，由于叶片开槽，使得开槽附近为低速区，叶轮进口处出现高速



(a) t=T/5,原模型　(b) t=2T/5,原模型　(c) t=3T/5,原模型　(d) t=4T/5,原模型　(e) t=T,原模型

(f) t=T/5,改型后模型　(g) t=2T/5,改型后模型　(h) t=3T/5,改型后模型　(i) t=4T/5,改型后模型　(j) t=T,改型后模型

图 10　叶轮内速度形态随时间的变化

Fig. 10　Time evolution of velocity in impeller

区,从而改变了流道内的速度分布,短叶片的压力面和吸力面的速度梯度减小,使流道内速度分布均匀;对比原模型,改型后模型的速度较小,使流道内的压力增加,空泡的体积分数减小,如图 7 所示。保证叶轮进口的流动均匀性是离心泵空化性能得到改善的重要原因[4]。

3.7 开槽对空泡体积的影响

叶轮内的空泡体积 V_{cav} 定义为

$$V_{cav} = \sum_{i=1}^{N} a_{v,i} V_i \tag{7}$$

式中 N——叶轮内总控制单元数

$a_{v,i}$——每个控制单元内汽相体积分数

V_i——每个控制单元体积,mm^3

空泡体积增长速度 V_e 定义为

$$V_e = \frac{dV_{cav}}{dt} \tag{8}$$

在一个叶轮旋转周期内,空泡体积及体积增长速度随时间变化如图 11 所示。

由图 11a 可知,当空化数为 0.82 时,叶轮内的空泡体积随着时间呈递减趋势,无槽时的空泡体积明显高于有槽时的空泡体积,但是两者的增长速度相似。由图 11b 可知,当空化数为 0.62 时,叶轮内的空泡体积随着时间呈增长和衰减交替变化,无槽时的空泡体积明显高于有槽时的空泡体积。由图 11c 可知,当空化数为 0.42 时,开槽后空泡体积在整个周期内都小于无槽时的空泡体积,无槽时,空泡体积稳步增长;有槽时,空泡体积持续衰减。由图 11d 可知,当空化数为 0.32 时,开槽后空泡体积在整个周期内都小于无槽时的空泡体积,叶轮内的空泡体积增长速度随着时间呈增长和衰减交替变化。由开槽引起的叶片壁面附近的高压区抑制了叶轮内空泡体积的增长。

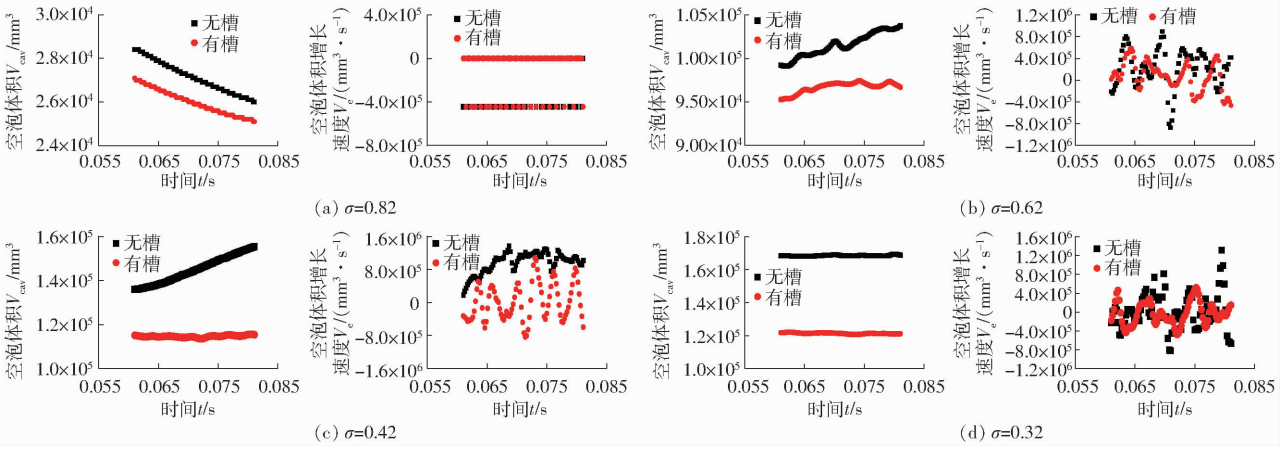


图 11 空泡体积与空泡体积增长速度变化曲线

Fig. 11 Diagrams of cavity volume and its growth rate

4 结论

(1)叶片表面开槽后,离心泵各个工况下的扬程有所上升,在设计点扬程提高 12.8%,同时效率提高 4.2%。当空化数为 0.42 时,原模型扬程骤降,而改型后模型在空化数为 0.32 时扬程骤降,抑制效果明显,这对于在空化状态下运行的离心泵具有重要意义。

(2)在不同空化数下,改型后的模型中进口低压区面积比原模型中进口低压区面积小,在一定程度上提高了离心泵的抗汽蚀性能,说明叶片开槽有效阻止了低压区域向外扩张。

(3)开槽叶片可以有效地抑制空化的初生和发展。当空化数为 0.42 时,原模型中空泡区域发展到堵塞流道的程度;叶片开槽后,空化的发展得到有效的抑制,当空化数为 0.32 时,叶轮内已经完全空化,叶片吸力面到压力面间的空间完全被空泡占据。

(4)在一个周期内空化的各个阶段,开槽后空泡体积明显减小,这是由于开槽引起的叶片壁面附近的高压区抑制了叶轮内空泡体积的增长。

参 考 文 献

1 KIRTLEY K R, GRAZIOSI P, WOOD P, et al. Design and test of an ultralow solidity flow-controlled compressor stator[J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(4):297 - 308.

2 SIVAGNANASUNDARAM S, SPENCE S, EARLYEARLY J, et al. Aninvestigation of compressor map width enhancement and the inducer flow field using various configurations of shroud bleed slot[C]// ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air, 2010:23 - 30.

3 周敏,王如根,曹朝辉,等. 开槽处理技术对叶片尾缘气流流动特性的影响[J]. 航空动力学报, 2007, 22(7):1100 - 1105.
ZHOU Min, WANG Rugen, CAO Zhaohui, et al. The effect of slotting technology on the flow characteristics of the tail edge of the blade [J]. Aero Power Journal, 2007, 22(7): 1100 - 1105. (in Chinese)

4 罗先武,张瑶,彭俊奇,等. 叶轮进口几何参数对离心泵空化性能的影响[J]. 清华大学学报(自然科学版),2008, 48(5): 836 - 839.
LUO Xianwu, ZHANG Yao, PENG Junqi, et al. Effect of impeller inlet geometry on centrifugal pump cavitation performance[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology),2008,48(5): 836 - 839. (in Chinese)

5 KUIPER G. New developments and propeller design[J]. Journal of Hydrodynamics,2010,22(5):7 - 16.

6 王洋,谢山峰,王维军,等. 开缝叶片低比转数离心泵空化性能的数值模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2016,34(3): 210 - 215.
WANG Yang, XIE Shanfeng, WANG Weijun, et al. Numerical simulation of cavitation performance of low specific speed centrifugal pump with slotted blades [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2016, 34(3): 210 - 215. (in Chinese)

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/OL]. 农业机械学报,2017,48(9): 111 - 120. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20170914&flag = 1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.09.014.
ZHAO Weiguo, ZHAO Guoshou, XIAN Lixia, et al. Numerical simulation and experiment of obstacle arrangement on centrifugal pump blade to suppress cavitation [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2017,48(9):111 - 120. (in Chinese)

8 黄思,李作俊. 具有长短叶片离心泵的全三维湍流数值模拟[J]. 化工机械, 2006, 33(2): 90 - 98.
HUANG Si, LI Zuojun. Three dimensional turbulence has long short blade centrifugal pump numerical simulation[J]. Chemical Engineering & Machinery, 2006, 33(2): 90 - 98. (in Chinese)

9 韩伟,高丽敏,白莹,等. 高速离心叶轮叶片开缝的数值研究[J]. 流体机械, 2011, 39(11):17 - 21.
HAN Wei, GAO Limin, BAI Ying, et al. Numerical study on the opening of high speed centrifugal impeller blade [J]. Fluid Machinery, 2011,39(11): 17 - 21. (in Chinese)

10 赵伟国. 水翼云空化及其控制机理研究[D]. 杭州:浙江大学,2012.

11 关醒凡. 泵的理论与设计[M]. 北京:机械工业出版社, 1987: 632 - 636.

12 王靖超. 端部开槽叶栅流场及强度分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2008.

13 陈国强,王乘,姬晋延. 轴流式水轮机叶片刚度和强度有限元分析[J]. 机械强度,2003,25(6):690 - 693.
CHEN Guoqiang, WANG Cheng, JI Jinyan. Finite element analysis of stiffness and strength of axial flow turbine blade [J]. The Mechanical Strength,2003,25(6):690 - 693. (in Chinese)

14 张德胜,吴苏青,施卫东. 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(13): 46 - 53.
ZHANG Desheng, WU Suqing, SHI Weidong, et al. Application and experiment of different turbulence models for simulating of the tip leakage vortex in axial flow pump [J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(13): 46 - 53. (in Chinese)

15 JI Bin, LUO Xianwu, WANG Xin, et al. Unsteady numerical simulation of cavitating turbulent flow around a hughly skewed model marine propeller[J]. ASME Journal of Fluids Engineering,2011,133(1):011102.1 - 011102.8.

16 李晓俊,袁寿其,潘中永,等. 离心泵边界层网格的实现及应用评价[J]. 农业工程学报, 2012, 28(20):67 - 72.
LI Xiaojun, YUAN Shouqi, PAN Zhongyong, et al. Realization and application of near-wall mesh in centrifugal pumps[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(20): 67 - 72. (in Chinese)

17 王福军. 计算流体动力学分析[M]. 北京:清华大学出版社,2004.

18 ZWART P J, GERBER A G, BELAMRI T. A two-phase flow model for predicting cavitation dynamics[C] // Proceedings of International Conference on Multiphase Flow. Yokohama,2004.

19 JI Bin, LUO Xianwu, WU Yulin, et al. Numerical analysis of unsteady cavitating turbulent flow and shedding horse-shoe vortex structure around a twisted hydrofoil[J]. International Journal of Multiphase Flow,2013,51:33 - 43.

20 ANSYS-CFX. Discretization of the governing equations [Z]. ANSYS CFX Help Document, 2012.

21 王维军. 低比转速离心泵空化流动控制的研究[D]. 镇江:江苏大学,2016.