

Doi: 10.3969/j.issn.1674-8530.17.0080



叶片进口边穿孔对离心泵空化性能的影响

赵伟国^{1,2}, 潘绪伟^{1,2*}, 宋启策^{1,2}, 李尚升^{1,2}

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



赵伟国

摘要: 为了研究叶片进口边位置附近穿孔对离心泵非定常空化性能的影响规律,以某离心泵为研究对象,在叶片进口边同一位置设计了10种孔径大小不同的圆孔,基于SST $k-\omega$ 湍流模型和Zwart空化模型,分别对这10种叶轮的离心泵进行清水介质下的全流道三维非定常数值模拟,并同试验结果进行对比。研究发现,对于低比转数离心泵而言,在进口边气泡最先产生的位置进行叶片穿孔(该位置距叶片头部距离约占整个叶片长度的1/30),当穿孔直径为8 mm时,不仅扬程、效率得到提高,而且可显著地提高离心泵的空化性能;穿孔叶片将每个叶轮流道内整体的空化区截断成了2个空化区,随着孔径的增大,叶轮内低压区分布范围先减小后增大,当孔径为8 mm时,低压区的分布范围最小;叶片穿孔后叶轮内压力脉动幅值明显大于原型叶片且穿孔对流场的影响作用随着与穿孔位置距离的增大而逐渐减弱,在蜗壳内穿孔对流场的影响作用完全消失。

关键词: 离心泵;穿孔;空化;压力脉动

中图分类号: TH311; S277.9 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2019)06-0461-08

赵伟国, 潘绪伟, 宋启策, 等. 叶片进口边穿孔对离心泵空化性能的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2019, 37(6): 461-468.

ZHAO Weiguo, PAN Xuwei, SONG Qice, et al. Effect of blade perforation near inlet edge on cavitation performance of centrifugal pump[J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering (JDIME), 2019, 37(6): 461-468. (in Chinese)

Effect of blade perforation near inlet edge on cavitation performance of centrifugal pump

ZHAO Weiguo^{1,2}, PAN Xuwei^{1,2*}, SONG Qice^{1,2}, LI Shangsheng^{1,2}

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

Abstract: In order to explore the influence of the blade perforation near the inlet edge on cavitation performance of a centrifugal pump, a low specific speed centrifugal pump was selected as the research object. Ten different sizes of pores were designed in the same place of blade inlet edge of the centrifugal pump. Based on SST $k-\omega$ turbulent model and Zwart cavitation model, under the condition of water medium, 10 different impellers were numerically simulated in the full flow passage and compared with the experimental results. The research shows that the blade perforation with the diameter of 8 mm near the inlet edge, which is the first place to generate bubbles, improves head, efficiency and cavitation performance remarkably. The blade perforation divides the general cavitation region into two in every flow passage. With the increase of pore, the low pressure area in runner reduces, then increases. The

收稿日期: 2017-04-16; 修回日期: 2017-07-12; 网络出版时间: 2018-03-02

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20180302.1015.026.html>

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51269011); 甘肃省自然科学基金资助项目(18JR3RA149)

第一作者简介: 赵伟国(1979—),男,山东东营人,教授(zhaowg@zju.edu.cn),主要从事水力机械多相流研究。

通信作者简介: 潘绪伟(1992—),男,山东枣庄人,硕士研究生(panxuwei2018@163.com),主要从事流体机械空化抑制机理研究。

distribution of low-pressure area is the smallest when the diameter is 8 mm near the blade inlet edge. The amplitude of pressure fluctuation of perforated blade is apparently larger than that of prototype blade. With the increase of perforated position distance, the influence of perforated blade on flow field gradually decreases and disappears completely at last in the volute.

Key words: centrifugal pump; perforation; cavitation; pressure fluctuation

离心泵作为一种通用机械,被广泛地应用于工农业生产和日常生活的各方面,但离心泵在实际运行过程中会发生空化现象^[1],空化严重时会导致离心泵水力性能明显下降^[2-3],叶片表面发生破坏并产生振动和噪声,严重影响着离心泵安全稳定运行^[4].因此采用合理的手段预防空化的发生是离心泵研究过程中需要重点关注的问题.

长期以来,许多研究者针对空化发生机理进行了深入研究,在此基础上采用各种措施减少和延迟不稳定空化的发生,并取得了一定的效果.KUIPER^[5]对水翼进行试验研究,观察到片空化的破裂是由翼型尾部向头部流动的回射流引起的,并指出在片空化末端设置小的障碍物阻挡回射流,可以有效预防云空化的发生.ARNDT等^[6]的研究表明,在叶片前缘布置空气射流小孔可起到气垫的作用,从而改变叶片上气泡发生区的压力脉动情况,有效地降低空化所造成的材料腐蚀.王洋等^[7]采用数值模拟方法研究了低比转数离心泵叶片进口开缝和角度对空化性能的影响,发现选择合理的叶片开缝和角度不仅可以提高离心泵的效率,而且还可以降低泵的空化余量,使离心泵叶轮流道内的流动更加均匀,减小湍流.谢山峰^[8]对低比转数离心泵叶片进口附近进行开缝,得到不同缝隙位置对离心泵性能的影响规律.王巍等^[9]在水翼表面布置射流水孔并结合湍流模型和全空化模型,进行二维非定常空化流场计算,分析了空化流场结构及其演化过程的流动特性,发现射流孔可以有效阻挡回射流的运动,减弱空泡脱落现象,从而对云空化的发生起到抑制作用.

虽然研究者对空化发生机理做了大量的研究,但针对离心泵叶片进口位置附近开孔对离心泵空化性能影响的研究鲜有报道.文中主要对某一低比转数离心泵进行研究,在叶片进口边同一位置设计了10种孔径大小不同的圆孔,通过数值模拟和试验相结合的方法来探索叶片穿孔和孔径大小对离心泵空化性能的影响.

1 水力模型及设计方案

以某离心泵为研究对象,该离心泵的基本参数

如下:流量 $Q_d = 144 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H = 135 \text{ m}$,转速 $n = 2960 \text{ r/min}$,效率 $\eta = 65\%$,叶片数 $Z = 5$,包角 $\varphi = 176^\circ$,比转数 $n_s = 55$.为了研究离心泵叶片进口位置穿孔对空化性能的影响,首先对该模型泵进行清水条件下非定常空化数值模拟,以便确定叶片上最先出现气泡的位置^[10],该位置距叶片头部距离约占整个叶片长度的1/30(叶片总长为319.792 mm),然后在这个位置进行穿孔.设计了10种孔径大小不同的圆孔,孔径由1 mm到10 mm,孔径变化间隔为1 mm,穿孔叶轮如图1所示,其中图1a为叶轮的三维造型,图1b为穿孔叶片,穿孔位置在叶轮中截面上,距叶片头部的距离约占叶片总长的1/30.

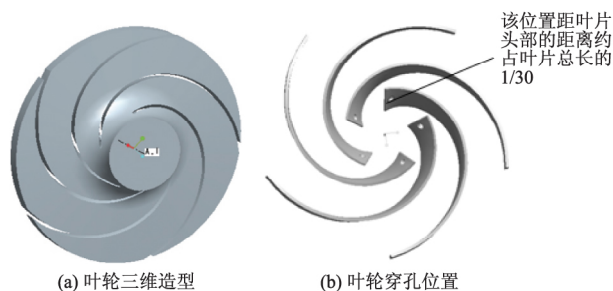


图1 叶片计算模型
Fig.1 Computational model of impeller

2 模型建立和网格划分

采用Pro/E 5.0软件生成计算区域,计算区域包括叶轮、蜗壳、前腔、后腔、吸入段、压出段.为了使流动更加接近真实流动,同时也为了防止出口段回流的发生影响计算的准确性,将吸入段和压出段的长度延长为5倍叶轮进口直径.计算域采用ICEM-CFD软件进行网格划分,网格类型采用四面体非结构化网格,该类型的网格很容易控制网格大小和节点密度,有极好的适应性,尤其对具有复杂边界条件的流场计算问题特别有效.计算域网格如图2所示.选取网格数不同的3种方案,并在额定工况条件下进行了网格无关性验证,结果如表1所示.表中 N 为网格数, H 为扬程.由表1可知,方案2、3和4中

扬程变化不明显,因此可以忽略网格数对计算结果的影响,所以最终确定网格数为 296.9 万。其中,叶轮网格数为 670 995,蜗壳网格数为 848 792,前后腔体网格数为 583 762,吸入段网格数为 432 490,压出段网格数为 433 376。

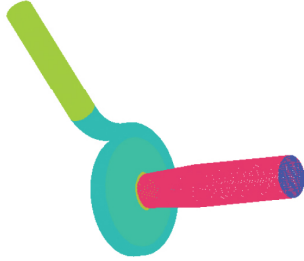


图 2 模型泵的计算网格

Fig.2 Computational grid for model pump

表 1 网格数无关性验证

Tab.1 Verification of grids in dependence

| 参数 | 方案 1 | 方案 2 | 方案 3 | 方案 4 |
|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| $N/10^4$ | 183.4 | 296.9 | 412.7 | 612.7 |
| H/m | 133.062 9 | 133.717 9 | 133.737 4 | 133.729 5 |

3 数值模型

3.1 基本方程

在本研究中,两相流动假定为气液两相,两相间无速度滑移,假定气相均匀分布在液相中^[11],认为混合相由液相和气相混合而成,其密度可变。控制方程如下:

连续性方程

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla(\rho_m \mathbf{u}) = 0, \quad (1)$$

动量守恒方程

$$\frac{\partial(\rho_m \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla(\rho_m \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla[(\mu_m + \mu_l) \times \nabla \mathbf{u}] + \frac{1}{3} \nabla[(\mu_m + \mu_l) \nabla \mathbf{u}], \quad (2)$$

式中: ρ_m 为混合相密度; μ_m 为动力黏性系数,按气、液两相体积分数加权平均后获得; μ_l 为湍流黏性系数; \mathbf{u} 为速度矢量。

由于对叶轮计算域壁面附近进行了网格加密,其近壁面 y^+ 值处于 16.4~48.1,满足 SST $k-\omega$ 湍流模型^[12-13]的要求,所以数值模拟采用 SST $k-\omega$ 湍流模型,该模型既可以精确预测流动的开始和负压梯度条件下流体的分离量,又不会对涡流黏度造成过度预测。考虑到空化流动可压缩性的影

响,CFX 软件中默认的湍流黏度较大,气泡产生后不容易与壁面分离,所以根据式(3)对湍流黏性系数进行修正,即

$$\mu_t = f(\rho_m) C_\mu \frac{k}{\omega}, \quad (3)$$

$$f(\rho_m) = \rho_v + [(\rho_m - \rho_v) / (\rho_l - \rho_v)]^n (\rho_l - \rho_v), \quad (4)$$

式中: C_μ 为经验常数,取 1; k 为湍动能; ω 为湍流频率; ρ_v 为气体密度, $\rho_v = 0.023 08 \text{ kg/m}^3$; ρ_m 为液体密度, $\rho_m = 997 \text{ kg/m}^3$; n 为常数,当 n 取适当的值时能够有效地减小混合物的湍流黏性系数,文中 $n = 10$ 。

3.2 空化模型

由于 Zwart 模型具有较好的鲁棒性,且可以较好地观察到气泡的运动^[14],计算中采用 Zwart 模型。Zwart 模型是 CFX 中默认的质量传输模型。基于气泡动力学中简化的 Rayleigh-Plesset 方程。

当 $p_v < p$ 时,单位体积内相界面的质量传输速率为

$$\dot{m} = F_e \frac{3r_{nuc}(1-\alpha)\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p-p_v}{\rho_l}}; \quad (5)$$

当 $p_v > p$ 时,单位体积内相界面的质量传输速率为

$$\dot{m} = F_c \frac{3\alpha\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v-p}{\rho_l}}, \quad (6)$$

式中: p 为气相压力; p_v 为水蒸气饱和压力, $p_v = 3 540 \text{ Pa}$; r_{nuc} 为成核位置的气相体积分数, $r_{nuc} = 5.0 \times 10^{-4}$; R_B 为成核位置的气泡半径, $R_B = 2.0 \times 10^{-6} \text{ m}$; F_e 和 F_c 分别为气化和压缩过程的 2 个经验参数, $F_e = 50.0$, $F_c = 0.01$ 。

考虑到湍流压力脉动对饱和压力的影响,对饱和压力进行修正,即

$$p'_v = p_v + 0.195\rho_m k. \quad (7)$$

3.3 边界条件

计算域进口采用压力进口边界条件,通过调节进口压力来控制空化发生的程度;出口采用质量流量出口,通过出口边界条件,可以有效地控制该模型的质量流量;根据离心泵实际运行情况,计算中假定清水的温度为 25℃;叶片进口边位置附近的圆孔设置为壁面。由于泵零件加工时,叶轮零件壁面粗糙度为 6.3 μm ,其余壁面粗糙度为 12.5 μm ,考虑到加工误差等因素,在数值模拟中统一设置所有壁面粗糙度为 10 μm ;壁面边界条件设为绝热无滑移壁面;假设气泡的平均直径为 $2.0 \times 10^{-6} \text{ m}$;设定进口清

水的体积分数为 1, 气泡的体积分数为 0. 计算过程中先模拟定常条件下的空化场, 将该结果作为非定常条件下模拟计算域空化现象的初始场. 离心泵瞬态空化流动数值计算 6 个周期, 总计算时间为 0.121 62 s, 叶轮每转 3° 作为 1 个时间步长, 时间步长为 1.689×10^{-4} s, 选取第 6 个周期的计算结果进行快速傅里叶变换获得频域特性.

4 试验及计算结果分析

4.1 试验装置

试验按标准 GB/T3216—2005《回转动力泵水力性能验收 1 级和 2 级》在上海凯泉泵业有限公司闭式试验台上进行^[15], 该试验台符合国家标准的 B 级精度, 试验装置如图 3 所示. 该试验系统主要由电动机、气蚀罐、稳压罐、试验模型泵、真空泵、输水管路、泵产品智能测试系统等组成. 关闭启动模型泵, 启动后通过调节泵出口蝶阀来改变泵的运行流量, 使泵运行工况分别为 $0.6Q_d$, $0.7Q_d$, $0.8Q_d$, $0.9Q_d$, Q_d , $1.1Q_d$, $1.2Q_d$. 待其运行稳定后, 读出离心泵的进出口压力, 计算出离心泵不同运行工况下的扬程, 然后使泵运行在额定流量 $Q_d = 144 \text{ m}^3/\text{h}$ 下, 待其运行稳定后, 启动真空泵, 降低进口压力, 减少装置空化余量, 每次降低 5~10 kPa, 在整个试验过程中保证模型泵运行流量不变.

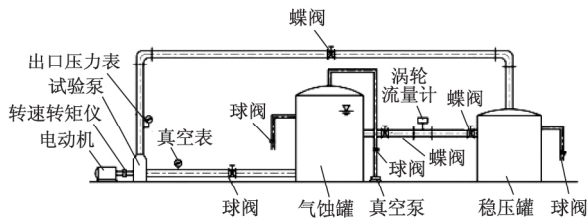
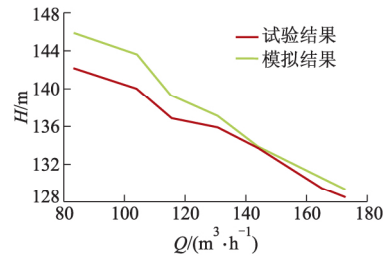


图 3 试验装置示意图
Fig.3 Sketch of experimental loop

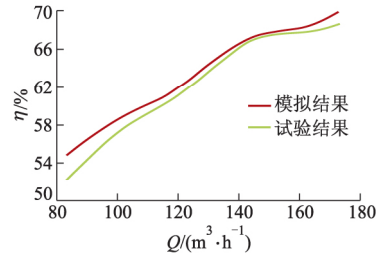
4.2 数值计算及模型验证

4.2.1 数值计算湍流模型验证

原型试验结果与数值计算结果所得的离心泵扬程与流量之间的关系如图 4 所示. 由图可知, 扬程随流量的增大而降低, 效率随流量的增大而升高. 且图 4a、4b 中计算值始终高于试验值, 这主要是由于数值计算过程中未考虑摩擦、轴承等因素的影响. 在各流量点工况的计算值与试验值的误差小于 5%, 故认为模拟数据可靠, 验证了所选取湍流模型的准确性.



(a) 离心泵扬程和流量关系



(b) 离心泵效率和流量关系

图 4 湍流模型验证

Fig.4 Turbulence model validation

4.2.2 数值计算空化模型验证

在空化数值计算中, 给定该离心泵额定质量流量 39.88 kg/s 出口, 通过逐渐降低泵进口压力的方法来降低空化余量, 同时计算了不同压力下泵的扬程, 如图 5 所示.

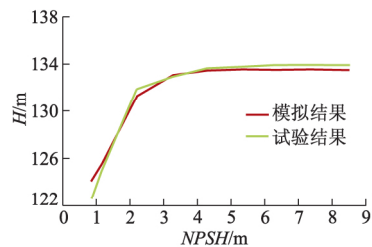


图 5 离心泵扬程和空化余量关系

Fig.5 Relationship between head and NPSH of centrifugal pump

从图 5 可知, 当空化余量 $NPSH$ 较大时, 泵内无空化产生, 泵的能量特性不受影响, 扬程基本保持恒定; 随着 $NPSH$ 逐步降低, 泵内的空化程度加剧, 导致泵的扬程下降, 且在误差允许的范围内, 数值模拟所得扬程随空化余量变化和试验结果能够较好地吻合, 验证了所选空化模型的可靠性.

4.3 叶片穿孔前后的模拟数据

数值模拟中对叶片进口位置附近穿孔的造型和网格划分方法与原型一致, 且设定相同的边界条件. 设定叶片穿孔直径用 d 表示. 由于进口压力 60 kPa ($NPSH = 4.28 \text{ m}$) 为扬程开始下降时的压力点, 所以分别选取进口压力为 60 kPa、出口质量流量为 39.88 kg/s 进行数值模拟, 得到的性能参数如表 2

所示,表中 α 为含气量。

表 2 穿孔直径不同时泵的扬程、效率和叶轮内的含气量
Tab.2 Head, efficiency and steam content with different perforation diameters

| d/mm | H/m | η | α |
|--------|---------|--------|----------|
| 0 | 132.144 | 0.672 | 0.009 35 |
| 1 | 132.693 | 0.674 | 0.009 30 |
| 2 | 132.328 | 0.673 | 0.009 14 |
| 3 | 131.988 | 0.672 | 0.008 59 |
| 4 | 132.203 | 0.672 | 0.008 28 |
| 5 | 132.302 | 0.673 | 0.008 16 |
| 6 | 132.259 | 0.672 | 0.007 98 |
| 7 | 132.461 | 0.673 | 0.007 74 |
| 8 | 132.603 | 0.673 | 0.007 69 |
| 9 | 132.840 | 0.673 | 0.007 75 |
| 10 | 132.350 | 0.673 | 0.008 86 |

由表 2 可以看出,在气泡最先产生的位置进行叶片穿孔后,离心泵的扬程和效率整体上略有提升。叶片穿孔后叶轮内的含气量比原型叶轮内的含气量明显减少,尤其是当穿孔直径为 8 mm 时,叶轮内的含气量最少。由此可以得出在气泡最先产生的位置上进行穿孔可以有效抑制空化的发生,且使扬程和效率略有提高。扬程和效率提高是由于叶片进口位置附近穿孔可以有效抑制空化,使叶轮流道内的气泡分布区域减小,从而减小气泡对流体的堵塞作用,降低了叶轮内的水力损失;叶轮内含气量减小是因为叶轮内叶片工作面的压力比背面的压力高得多,由于叶片工作面和背面是连通的,所以在叶轮转动的过程中,工作面的高压会通过所穿的圆孔传递到叶片的背面,引起叶片背面低压区的压力升高,起到抑制空化的作用。

4.4 穿孔前后叶片进口位置压力分布

在离心泵额定工况下定常计算中,为了更好地显示穿孔前后叶轮进口位置压力的变化情况,设置压力云图压力的变化范围为 $0 \sim 10^5$ Pa,选取的截面为叶片穿孔直径所在平面。由表 2 中对应的参数可知,当 $d=6, 7, 8, 9$ mm 时,叶轮内的含气量相差不大,为了更好地说明叶片进口边附近穿孔可以对空化起到有效的抑制作用,所以选取 $d=0, 1, 4, 6, 7, 8, 9$ mm 作为研究对象,叶轮进口位置压力分布如图 6 所示。

由图 6 可见,穿孔之后,叶轮进口位置的低压区范围比穿孔前的要小,说明穿孔可以起到抑制空化的作用。对于穿孔直径大于 4 mm 的叶片,叶片工作面的高压通过所穿的圆孔传递到叶片的低压区,将一个整体的低压即空化区截断成了 2 个空化区。随着孔径的增大,低压区分布范围先减小

后增大;当叶片进口位置附近穿孔直径为 8 mm 时,低压区的分布范围最小,说明穿孔直径为 8 mm 时,在所优化的叶轮穿孔直径范围内为最优穿孔直径。

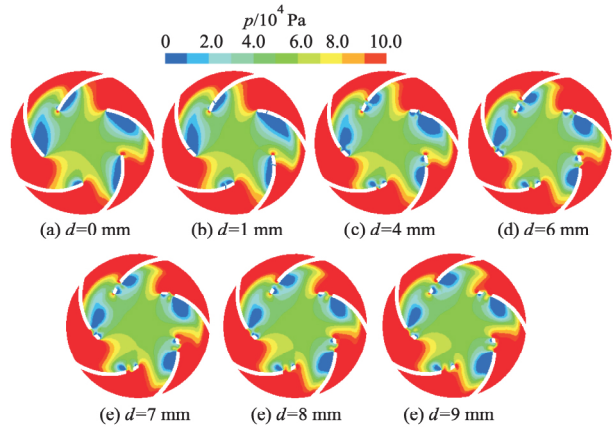


图 6 叶轮进口位置压力分布
Fig.6 Pressure distribution of impeller at inlet position

4.5 穿孔前后叶片气泡分布

气泡表面定义为气泡体积率 α_v 为 10% 的等值面。叶轮内额定工况下的空化区域如图 7 所示。

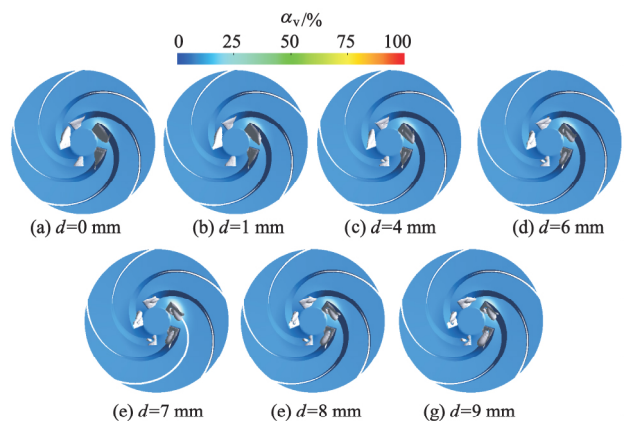


图 7 不同孔径下叶轮内气泡分布
Fig.7 Bubble distribution under different diameters in impeller

通过观察原型叶轮与在叶片进口位置附近穿孔直径不同的叶轮可以看出,随着穿孔直径的不断增大,叶轮内部气泡分布区域先减小后增大,这与表 2 中的数据及图 6 中的压力分布图相吻合;当孔径太小时,对所产生的气泡没有明显的影响,这是由于叶片工作面的流体不能通过狭小的圆孔进入到叶片的背面,因此不会对空化区域产生明显的影响。当孔径大于 4 mm 后,通过图 7 可以看出,穿孔后叶片背面的气泡区域与原型叶片背面空化区域相比较,在气泡的形状上有着明显的不同,这说明在叶片进口附近进行穿孔,对离心泵的空化性能有所

影响.产生这种现象的原因是叶片工作面与背面存在压力差,流体通过圆孔时,由于压力差的关系,压力会对流体做功,从而使得圆孔内的流体增速,叶片工作面的流体进入到叶片背面后对叶片背面的气泡区域产生影响;当孔径大于 8 mm 之后,所产生的气泡区域开始变大,抑制作用减弱.这是由于所穿孔径过大后,进入圆孔的流体增多,对穿孔附近的流场影响增大,导致流态不稳定,所以抑制空化作用会减弱.

4.6 穿孔前后叶片进口位置速度分布

由于穿孔直径为 8 mm 时,抑制空化效果最为明显,所以选取空化条件下叶片穿孔直径为 8 mm 叶片的叶轮与原型叶轮对额定工况下速度分布流场进行比较分析,如图 8 所示.

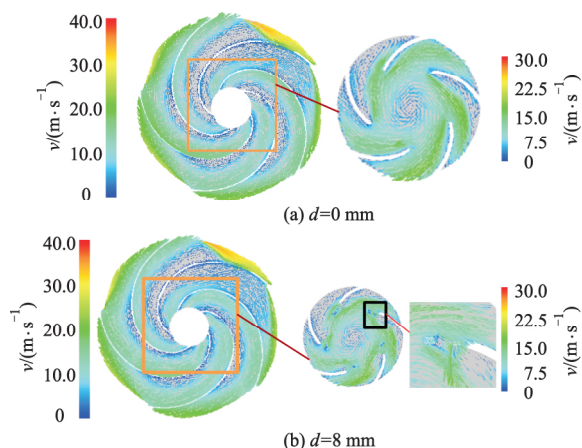


图 8 叶片进口位置附近的速度分布

Fig.8 Velocity distribution near blade inlet location

通过图 8 可以看出,叶片穿孔会明显影响到叶片进口位置附近的速度场,但对于整体叶轮内的速度场却没有明显的影响.产生这种现象的原因为穿孔叶片在运转的过程中,叶片工作面的高压通过所穿的圆孔进入叶片背面的低压区,在这个区域进行了压力的重新融合,导致这一区域附近流场不稳定,但随着流体向叶轮出口流动,流态会逐渐恢复稳定,直至和叶片未穿孔叶轮的流场相同,这说明在叶片进口位置附近,穿孔只会影响到穿孔位置附近的流场,对于整体流场没有明显的影响.

4.7 压力脉动频域分析

在叶片工作面和背面各设置 6 个监测点,其中 SS2 和 PM2 为叶片穿孔位置的监测点.在蜗壳与叶轮交界面附近设置 4 个监测点,这 4 个监测点均布在蜗壳内且处在中截面上,如图 9 所示.

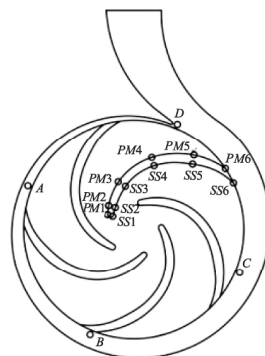


图 9 泵内各监测点示意图

Fig.9 Monitoring points in pump

4.7.1 穿孔前后叶轮压力脉动频域分析

图 10 为空化条件下叶轮在额定工况下运行一个旋转周期的原型与叶片穿孔 8 mm 的叶轮各监测点压力脉动频域图.通过观察图 10a,10b 可以发现,原型叶片和穿孔叶片的监测点 SS1 几乎一样,但穿孔叶片其余监测点上的压力脉动幅值明显大于原型叶片.这是由于在穿孔位置处将一个旋涡切分成了两部分,同时也是因为穿孔的缘故使得工作面的流体进入叶片背面时带有一定的速度,对叶片背面低压区造成一定的冲击,这 2 个原因造成整个叶轮内流动更加紊乱,从而使得穿孔叶片叶轮内压力波动较大;通过图 10a,10b 的压力脉动还可以得出,穿孔叶片的压力脉动不能准确地衡量气泡的初生、发展、溃灭.这是因为通过观察图 7 的气泡分布可以看出,穿孔后叶轮内的气泡分布区域明显小于原型叶轮内的,但是比较图 10a,10b 的压力脉动幅值可以看到,图 10b 的压力脉动整体上大于图 10a,因此穿孔叶片的压力脉动不能作为衡量气泡初生、发展、溃灭的参数;在图 10a,10b 中可以发现,无论是原型叶轮还是穿孔叶轮,压力脉动的主频都为轴频,且在叶频处压力脉动幅值最小.造成这一现象的原因是因为在 60 kPa 的进口压力条件下,该离心泵发生空化产生气泡,对水流起到一定的缓冲作用.通过观察图 10c,10d 可以看到,穿孔叶片工作面的压力脉动幅值大于原型叶片工作面的压力脉动幅值,尤其在叶片进口位置,这种现象更为明显,这是因为穿孔叶片工作面的高压要通过圆孔传递到低压区,造成了高压区压力的不稳定,从而使得穿孔叶片的压力脉动幅值大于原型叶片;对比图 10c,10d 可以看出,不论是原型叶轮还是穿孔叶轮,PM6 位置在轴频附近都出现了宽频脉动,这是因为在叶轮出口处出现旋涡和蜗壳隔舌对叶轮出口的作用,导致在叶片工作面 PM6 位置出现了宽频脉动.

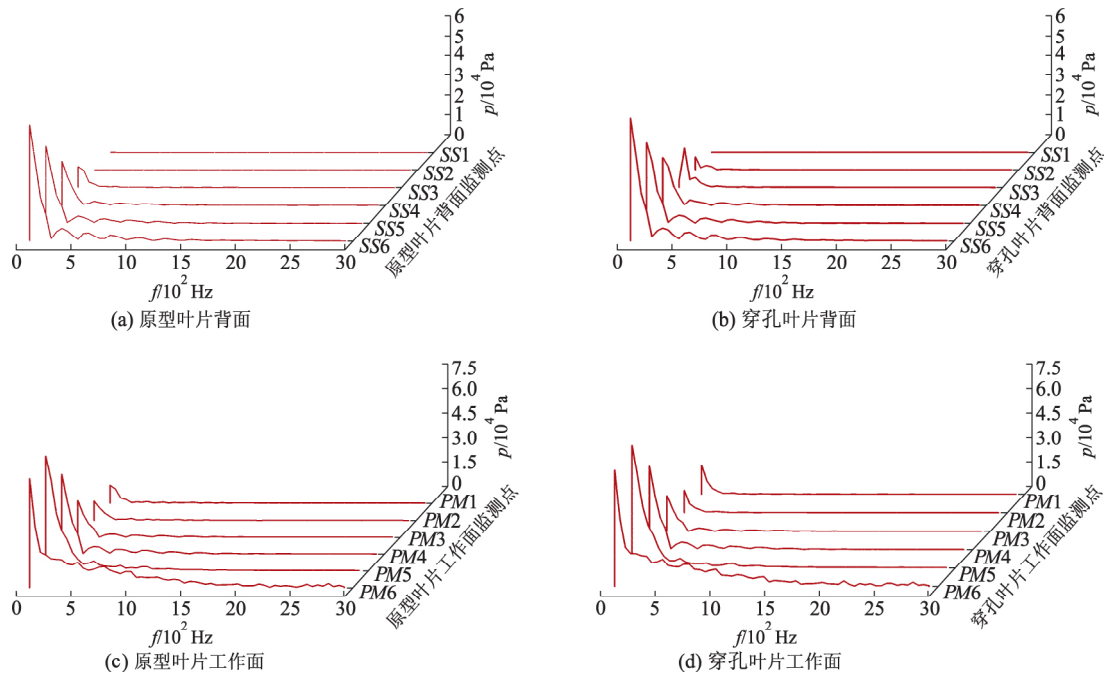


图 10 原型叶轮与穿孔 8 mm 叶轮监测点压力脉动频域
Fig.10 Frequency characteristic of prototype impeller and $d=8$ mm impeller

4.7.2 穿孔前后蜗壳压力脉动频域分析

图 11 为蜗壳各监测点压力脉动频域图,其中图 11a 中蜗壳装配原型叶轮,图 11b 中蜗壳装配叶片穿孔直径为 8 mm 的叶轮.

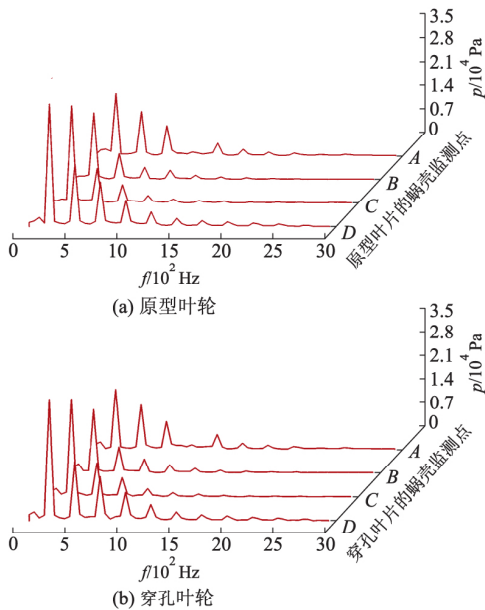


图 11 蜗壳监测点压力脉动频域
Fig.11 Frequency characteristic of volute

由图 11a, 11b 可以观察到,压力脉动主频为叶频,随监测点位置的变化,压力脉动的幅值逐渐增大,在蜗壳隔舌位置附近压力脉动幅值达到最大,这说明沿着叶轮旋转方向,蜗壳内的压力波动越来

越大且蜗壳内的压力波动受叶轮与蜗壳动静界面和蜗壳隔舌的影响较大;两图的压力脉动规律及其主频附近的压力脉动幅值几乎一样,这说明穿孔叶片对穿孔位置附近的流场有较大的影响,越是远离穿孔位置,穿孔对其流动影响越弱,在蜗壳内穿孔叶片对流场的影响已经完全消失.

5 结 论

1) 在气泡最先产生的位置对叶片进行穿孔后(该位置距叶片头部距离约占整个叶片长度的 1/30),离心泵的扬程和效率略有提升,穿孔后叶轮内的含气量比原型叶轮内的含气量少得多,尤其是当穿孔直径为 8 mm 时含气量最少.这说明叶片穿孔可以对空化起到抑制作用.但穿孔会明显影响到穿孔位置附近的速度场,对流场的稳定性产生负面影响.

2) 叶片穿孔后,每个叶轮流道内整体的低压区被截断成了 2 个低压区.随着孔径的增大,低压区分布范围先减小后增大,当穿孔直径为 8 mm 时,低压区的分布范围最小,说明抑制空化效果最为明显.

3) 在叶轮内,穿孔叶片压力脉动幅值明显大于原型叶片压力脉动幅值,这说明穿孔叶片虽然可以起到抑制空化作用,但会引起比原型叶片更为剧烈的振动和噪声.

4) 叶片穿孔前后,蜗壳上的压力脉动几乎相

同,说明穿孔叶片对流场的影响作用随着距穿孔位置距离的增大而逐渐减弱,在蜗壳内这种影响作用完全消失。

参考文献(References)

- [1] 苏永生,王永生,段向阳. 离心泵空化试验研究[J]. 农业机械学报, 2010, 41(3): 77-80.
SU Yongsheng, WANG Yongsheng, DUAN Xiangyang. Cavitation experimental research on centrifugal pump[J]. Transactions of the CSAM, 2010, 41(3): 77-80. (in Chinese)
- [2] 牟介刚,陈莹,谷云庆,等. 不同空化程度下离心泵流固耦合特性研究[J]. 振动与冲击, 2016, 35(23): 203-208.
MOU Jiegang, CHEN Ying, GU Yunqing, et al. Fluid-solid interaction characteristics of a centrifugal pump under different cavitation levels[J]. Journal of vibration and shock, 2016, 35(23): 203-208. (in Chinese)
- [3] 肖丽倩,黎义斌,刘宜,等. 口环间隙对诱导轮离心泵空化流动和性能的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2016, 34(8): 657-664.
XIAO Liqian, LI Yibin, LIU Yi, et al. Effect of wear-ring clearance on cavitation flow and performance of centrifugal pump with inducer[J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering, 2016, 34(8): 657-664. (in Chinese)
- [4] 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011.
- [5] KUIPER G. New developments and propeller design[J]. Journal of hydrodynamics, 2010, 22(5): 7-16.
- [6] ARNDT R E A, ELLIS C R, PAUL S. Preliminary investigation of the use of air injection to mitigate cavitation erosion[J]. Journal of fluids engineering, 1995, 117: 498-504.
- [7] 王洋,谢山峰,王维军. 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): 185-190.
WANG Yang, XIE Shanfeng, WANG Weijun. 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): 185-190. (in Chinese)
- [8] 谢山峰. 开缝叶片对低比转速离心泵性能影响的研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2016.
- [9] 王巍,羿琦,林茵,等. 水翼表面布置射流水孔抑制空化[J]. 排灌机械工程学报, 2016, 34(10): 872-877.
WANG Wei, YI Qi, LIN Yin, et al. Impact of hydrofoil surface water injection on cavitation suppression[J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering, 2016, 34(10): 872-877. (in Chinese)
- [10] LIN Z, RUAN X, ZOU J, et al. Experimental study of cavitation phenomenon in a centrifugal blood pump induced by the failure of inlet cannula[J]. Chinese journal of mechanical engineering, 2014, 27(1): 165-170.
- [11] VALDES J R, RODRÍGUEZ J M, MONGE R, et al. Numerical simulation and experimental validation of the cavitating flow through a ball check valve[J]. Energy conversion and management, 2014, 78: 776-786.
- [12] 杨倩. 基于不同湍流模型的离心泵内部流场数值模拟与分析[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2010.
- [13] BENNIA 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.
- [14] CHENG H, LONG X, BIN J I, et al. Numerical investigation of unsteady cavitating turbulent flows around twisted hydrofoil from the Lagrangian viewpoint[J]. Journal of hydrodynamics, Ser. B, 2016, 28(4): 709-712.
- [15] 回转动力泵水力性能验收试验 1 级和 2 级: GB/T 3216—2005[S]. 北京: 中国国家标准化管理委员会, 2005.

(责任编辑 盛杰)