

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.03.013

离心泵汽蚀非稳定流动特性数值模拟*

王秀礼¹ 袁寿其¹ 朱荣生¹ 付强¹ 俞志君²

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013; 2. 江苏振华泵业制造有限公司, 泰州 225500)

【摘要】 为研究离心泵发生汽蚀时流道内部变化规律,通过三维软件 Pro/E 对离心泵内部流道进行三维造型,利用雷诺时均 $N-S$ 方程和 RNG $k-\varepsilon$ 两方程及 SIMPLEC 算法,采用全空化模型并考虑水中未溶解气体对空化的影响,应用计算流体力学软件 CFX 对离心泵全流道内的气液两相湍流进行了数值模拟计算,分析了离心泵内部发生汽蚀时的非定常流动的规律。结果表明:在汽蚀初生到临界汽蚀余量这一区间范围内,气体体积分数主要集中在无量纲径向位置为 0.2 附近的一段区间内。随着汽蚀余量的降低,气体体积分数的密度会相应地增加,受叶轮和蜗壳的耦合作用呈现不对称分布,在汽蚀初生时叶轮流道内压力波动呈正弦周期性变化。随着汽蚀余量的降低和气体分数的增加,叶轮流道内压力呈现不规则变化,压力脉动从隔舌处开始沿着叶轮旋转方向逐渐衰落。

关键词: 离心泵 汽蚀 非定常流 压力脉动 数值模拟

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)03-0067-06

Numerical Simulation on Cavitation Unsteady Characteristics in Centrifugal Pump

Wang Xiuli¹ Yuan Shouqi¹ Zhu Rongsheng¹ Fu Qiang¹ Yu Zhijun²

(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China

2. Jiangsu Zhenhua Pump Manufacturing Co., Ltd., Taizhou 225500, China)

Abstract

In order to study internal flow variation when centrifugal pump cavitations occur, three-dimensional modeling was used for centrifugal pumps internal flow through three-dimensional software Pro/E. Based on the Reynolds-averaged $N-S$ equations with the RNG $k-\varepsilon$ turbulence model and SIMPLEC algorithm, the full-cavitation model was used considering effects on cavitations when the gas was not dissolved in the water. By using the computational fluid dynamics software CFX, the numerical simulation calculation of vapor-liquid two-phase turbulence within whole flow passage of centrifugal pump was conducted and the laws of the unsteady flow when centrifugal pump cavitations occur were analyzed. The results show that within this range from the newborn to the critical cavitations NPSH, the gas volume fraction mainly begins from dimensionless radial position 0.2, and the gas volume fraction density correspondingly increases with the lower of NPSH. Affected by asymmetry distribution under the effect of the impeller and volute coupling, in the newborn of cavitations, impeller pressure fluctuations were sinusoidal periodic variation. With the lower of NPSH and gas volume fraction increasing, impeller pressure is changing irregularly. From the beginning of the tongue, along the impeller rotating direction, pressure fluctuation gradually declines.

Key words Centrifugal pump, Cavitation, Unsteady flow, Pressure fluctuation, Numerical simulation

收稿日期: 2011-10-05 修回日期: 2011-12-22

* 国家杰出青年科学基金资助项目(50825902)、江苏高校优势学科建设工程资助项目、江苏省科技支撑计划资助项目(BE2010156)和江苏省自然科学基金资助项目(BK2011504)

作者简介: 王秀礼, 博士生, 主要从事流体机械设计和试验研究, E-mail: jsuwxl@163.com

引言

长期以来,汽蚀现象是一个难以解决的问题,这主要是由于对汽蚀发生的机理尚未研究清楚。许多学者通过试验和数值模拟的方法对汽蚀现象进行了研究。在汽蚀特性方面,潘中永^[1]等根据离心泵汽蚀余量的计算公式分析了影响泵汽蚀特性的因素,确定泵的汽蚀初生以及泵的容许汽蚀运行范围;高传昌^[2]等根据汽蚀基本方程,导出了离心泵必需汽蚀余量表达式,研究了变阀调节和变速调节与离心泵汽蚀特性之间的理论关系;刘宜^[3]等应用 Fluent 软件,对离心泵设计工况下的空化流场进行了数值模拟,得到了空化两相的静态特征;崔宝玲^[4-5]等采用带诱导轮的高速离心泵进行了汽蚀特性试验和数值模拟;朱荣生等^[6-9]采用 CFD 技术对离心泵的汽蚀性能做了比较深入的研究。在国外,汽蚀的非稳定特性的研究是目前流体机械领域研究的前沿课题之一^[10-11],而国内这方面的研究较少。

本文基于雷诺时均 N-S 方程和 RNG $k-\epsilon$ 两方程及 SIMPLEC 算法,采用有限体积法和分离算法,采用全空化模型对比转数为 67 的离心泵从汽蚀初生、发展及临界汽蚀余量情况下进行数值模拟。

1 数值模拟

1.1 空化模型

空化模型是描述水与水蒸气之间相互转化的数学模型,本文采用全空化模型并考虑水中未溶解气体对空化的影响,这种空化模型把流体的密度看作是气体体积分数的函数。一般情况下,低压区是空化容易发生的地区,同时也是速度相对很高的区域,在这种区域内,液相和气相之间的速度滑移相当小,从而可以假设两相间速度滑移为零。在计算中利用两相湍流的相互迭代,考虑相间的作用力,得出液相和空泡相的收敛解^[12]。

1.2 计算模型及网格划分

计算模型为带蜗壳的离心泵,性能参数:输送介质为清水,流量 $Q = 30 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H = 35 \text{ m}$,转速 $2900 \text{ r}/\text{min}$,比转数 67,叶片数 6 片。采用 Pro/E 软件生成三维计算区域模型,为使模拟结果更加稳定,对叶轮进口进行适当的延伸,整个模型由一个动叶轮水体、一个静止蜗壳水体及进口延伸段水体组成。采用 CFX 前处理网格划分软件 ICEM 进行网格划分,其中网格类型采用的是四面体非结构化网格,叶轮的网格数为 581 014,蜗壳网格数为 371 367,网格划分完毕后,选取 ICEM 中的 smooth 功能对网格进

行光滑。三维网格计算区域图如图 1 所示。

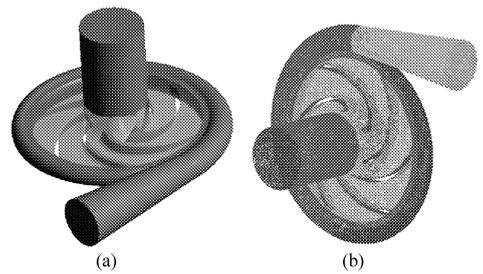


图 1 计算区域

Fig. 1 Calculation domain

(a) 计算模型 (b) 网格划分

1.3 边界条件

离心泵进口采用压力进口条件,通过调节进口总压来控制泵内部汽蚀的发生程度。出口条件给定出口质量流量(mass flow rate),通过出口边界条件控制模型的质量流量。壁面粗糙度设为 $10 \mu\text{m}$;近壁面处选用标准壁面函数,壁面边界条件设为绝热无滑移壁面;汽泡平均直径设为 $2 \times 10^{-6} \text{ m}$,进口处水的体积分数设为 1,汽泡的体积分数设为 0。

1.4 非定常模拟设置及监测点选取

叶轮流道内的水体为旋转体,蜗壳内水体为非旋转体,以准定常的收敛解作为非定常计算初始条件。非定常计算中的交界面设置为 transient rotor-stator 模式,该交界面对于两部分水体间的动-静干涉有着重要作用。叶轮旋转 4 个周期,总计算时间 0.083 s ,叶轮每转 3° 作为一个时间步长,时间步长为 $1.724 \times 10^{-4} \text{ s}$,选取第 4 个周期的结果用于分析。

为了监测不同工况下径向力的分布情况和离心泵内部压力脉动,选取如图 2 所示监测点。在叶轮流道内的监测点为 I、II、III、IV,取蜗壳与叶轮的交界面附近的监测点为 B、C、D、E 4 个点,为每隔 90° 取一监测点,所有的点均处在中截面上,上述监测点可完整地实现离心泵发生汽蚀时内流动状态的监测。

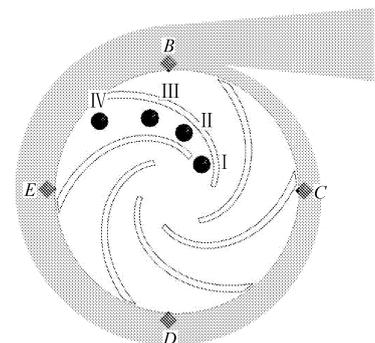


图 2 泵内各监测点示意图

Fig. 2 Indicator points in the pump

2 计算结果与分析

2.1 气体体积分数在叶轮流道内分布情况

从图3中可以看出,由于叶片进口角的影响,当汽蚀初生时气泡只在叶片进口背面一个很小的低压区域内。在该区域产生气泡后沿着叶片的出口方向移动,当达到一定的压力下气泡又产生收缩和溃灭,由于气泡只在叶片进口背面很小的局部区域内产生和破灭,因此不会对叶轮造成汽蚀破坏。随着汽蚀余量(NPSH)的降低,气泡在叶片表面和叶轮通道内径向截面的分布逐渐增加,并且逐渐由叶片的背面局部低压区域扩展到叶片的工作面、叶轮出口和蜗壳进口位置。

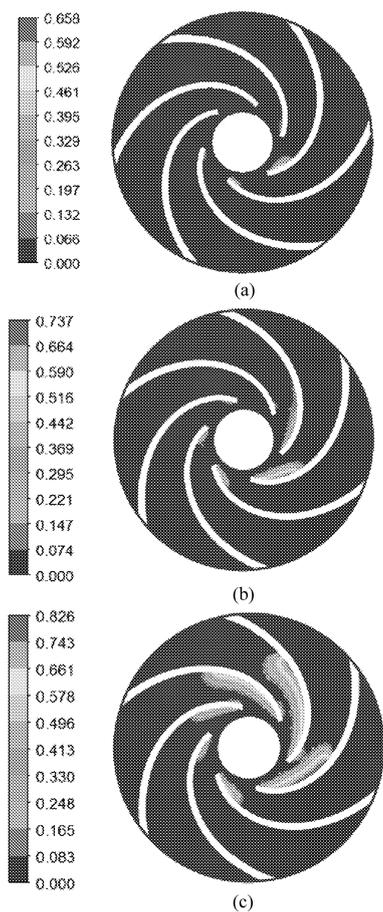


图3 叶轮流道内气体体积分数

Fig. 3 Volume fraction contour of gas phase in the impeller

(a) NPSH为3.7 m (b) NPSH为2.7 m (c) NPSH为1.7 m

当汽蚀余量降低到一定程度后,由于叶轮的转速较高,叶轮内部液体流速快。因此当气泡产生时会迅速向叶轮出口扩散,并在高压区域破灭。气泡的产生量随着泵汽蚀余量的降低而增加,其向出口部位的扩散程度也将增加,从而造成对流道的堵塞,这将影响叶轮内部的能量交换过程,严重时会引起外特性曲线的下降。气泡在叶片表面和叶轮内部不对称分布是由于压水室的不对称,使叶片在不同相

位时,叶片表面和叶轮流道液体受到的压力分布不对称而造成的。

2.2 气体体积分数在径向位置分布情况

为了更清晰地说明在不同汽蚀余量工况下,气体体积分数在径向位置的分布情况,图4给出了汽蚀余量3.7、2.7和1.7 m时气体体积分数随无量纲径向位置 r/R_2 变化的曲线(r 表示径向位置, R_2 表示叶轮外径)。从图中可知,当NPSH为3.7 m时,气体体积分数分布在 r/R_2 为0.2~0.5之间,其最大值不到0.05,且 r/R_2 主要集中在0.2~0.36之间,正好验证了图3中气体体积分数的分布情况。汽蚀余量为2.7 m时的气体体积分数无量纲径向位置的分布情况并没有太多的变动,仅气体体积分数有所增加。汽蚀余量为1.7 m时气体体积分数沿无量纲径向位置的分布增加至0.7,主要集中在0.2~0.5之间,因此,气体体积分数在无量纲径向位置的分布随着汽蚀余量的降低而增加,但主要集中在从无量纲径向位置0.2开始的一段区间内。

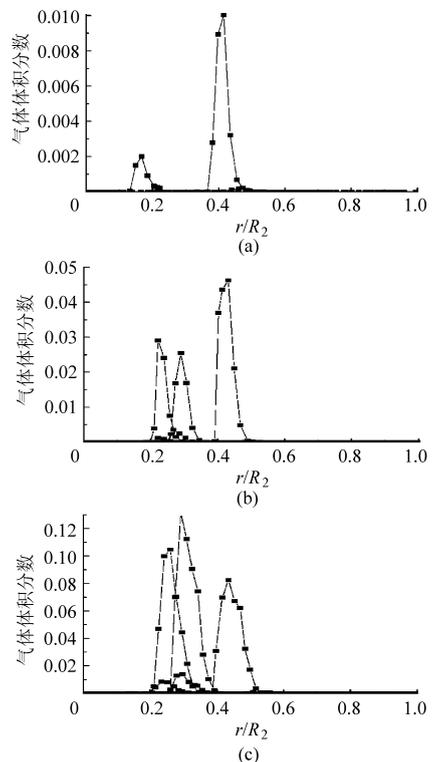


图4 气体体积分数径向分布

Fig. 4 Volume fraction of gas phase in radial distribution

(a) NPSH为3.7 m (b) NPSH为2.7 m (c) NPSH为1.7 m

2.3 泵出口压力脉动时域图

图5为离心泵出口压力在1个整周期内的压力脉动时域图。从图5可以看出,出口压力的脉动周期性非常明显,呈现出6个周期且每个幅度变化相类似,周期性变化原因是由于离心泵具有6个均布结构的叶片,在叶片与隔舌的动静耦合作用下产生的。受到汽蚀的影响,在不同的汽蚀余量下出口压

力的总体变化趋势也不同,汽蚀余量为 3.7 m 与 2.7 m 的变化趋势和幅值近乎相同,仅在第 2 个周期时的幅值差较大,对比图 4 可知,其原因可能是在此周期内发生在该叶片上的汽蚀对出口压力的幅值产生的影响,而汽蚀余量为 1.7 m 与其余两个有较大的不同,可以看出,随着汽蚀余量的降低,气体体积分数在叶轮流动内所占的比例越大对出口压力的影响也较大。

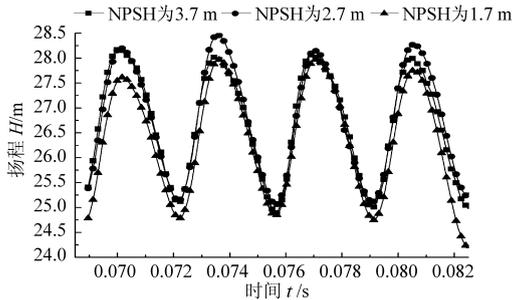


图 5 离心泵出口处压力脉动时域图

Fig. 5 Time-domain spectrums in volute casing outlet

2.4 叶轮流道内部压力变化

为分析发生汽蚀时叶轮流道内压力变化情况,在叶轮流道内设置监测点,监测静压随时间变化规律,监测点如图 2 所示。图 6 为监测点在 4 个周期内的压力脉动时域图,图中 p 为压力, T 为周期。

从图中可以看出,在 NPSH 为 3.7 m 时,叶轮流道内各点的压力脉动均值不同,但总体变化趋势近乎相同。当 NPSH 为 2.7 m 时,叶轮流道内的变化趋势略有不同,其原因是受割舌的影响在不同叶轮流道内汽蚀发生的程度也不一样,与 NPSH 为 3.7 m 相比, I 点处的变化趋势有较大不同,而 II 点处的变化趋势略有不同,对比图 3 可知在 I 点处是最容易发生汽蚀的区域,也是气体体积分数较大的区域,因此在叶轮流道内 I 点处的压力脉动变化受汽蚀影响较大,而 II 点处未靠近汽蚀发生区域,因此受到的影响不大。当 NPSH 为 1.7 m 时,叶轮内部的压力脉动变化趋势及幅值完全不同,特别是在 I 点和 II 点处,从图中可以看出,在 I 点处的第 1 个周期内,压力脉动的幅值从 0.015 逐渐上升到 0.048 后又降到 0.032,变化幅值较小且不规律,后 3 个周期的变化幅值呈不规则变化,这主要是由于在此时间范围内,该点汽蚀程度比较严重而改变了压力脉动的变化;在 II 点处的第 1 个周期内,压力脉动幅值从 0.13 上升到 0.19 后经历一段上下波动幅值很小的时间后幅值开始降低为 0.156,其最大值小于后 3 个周期的最小值,后 3 个周期出现规律变化,但具体略有不同; III 点与 IV 点第 1 周期的压力脉动变化与后 3 个周期的变化趋势相似,但第 1 周期的最大值小于其

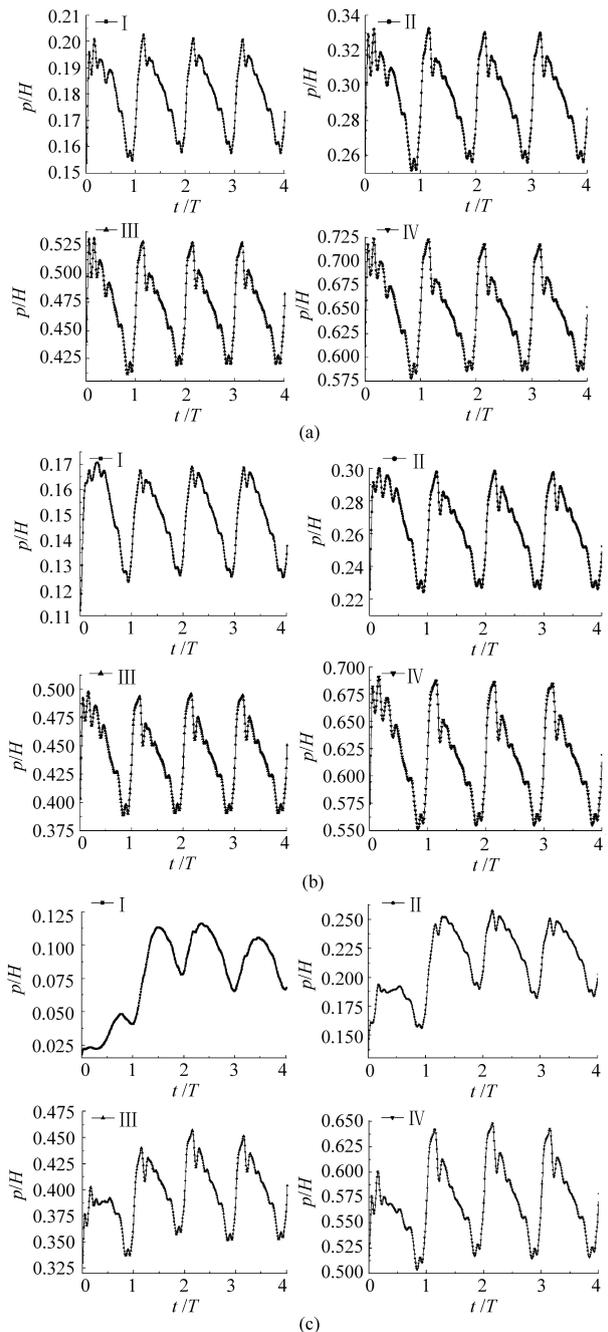


图 6 叶轮流道内压力脉动时域图

Fig. 6 Pressure fluctuation along time in the impeller
(a) NPSH 为 3.7 m (b) NPSH 为 2.7 m (c) NPSH 为 1.7 m

他周期的最大值。因此,压力脉动的变化值受气体体积分数的影响随着叶轮径向位置的改变而改变。

2.5 叶轮出口压力脉动频域分析

为分析发生汽蚀时,汽蚀与动静耦合作用所产生的压力脉动变化情况,特采用频谱图来分析汽蚀对压力脉动的影响,在叶轮与蜗壳中间的过渡段设置监测点,监测静压随时间变化规律,监测点如图 2 所示。

令 $C_p = \Delta p / (0.5 \rho u_2^2)$, 其中 Δp 为压力与平均值之差, ρ 为密度, u_2 为叶轮出口圆周速度。参照图 7 (图中 f 表示主频, f_n 表示频率的无量纲化系数) 中

各监测点在不同汽蚀余量下的压力脉动频谱图,在不同汽蚀余量各监测点主要受低频的影响,而受高频区影响很小,因此,本文仅分析汽蚀对低频压力脉动的影响。对比图 7 中不同汽蚀余量下的频谱图,可见监测点 B 在 NPSH 为 1.7 m 时的次主频幅值大于 NPSH 为 3.7 m 与 2.7 m 下的幅值,而在 NPSH 为 3.7 m 时具有最小的幅值,说明随着汽蚀余量 NPSH 的降低泵内产生的压力脉动增大。同一汽蚀余量时,从隔舌附近监测点 B 到监测点 E 的离散脉动和宽频脉动的强度呈递减的趋势,反映了在隔舌处产生的压力脉动波随着叶轮转动方向在逐渐减小,在监测点 E 时达到最小值,如图 7a 所示, C_p 从监测点 B 的 0.018 5 减小到点 E 时的 0.006,因此,压力脉动从隔舌处开始沿着叶轮旋转方向逐渐衰落。

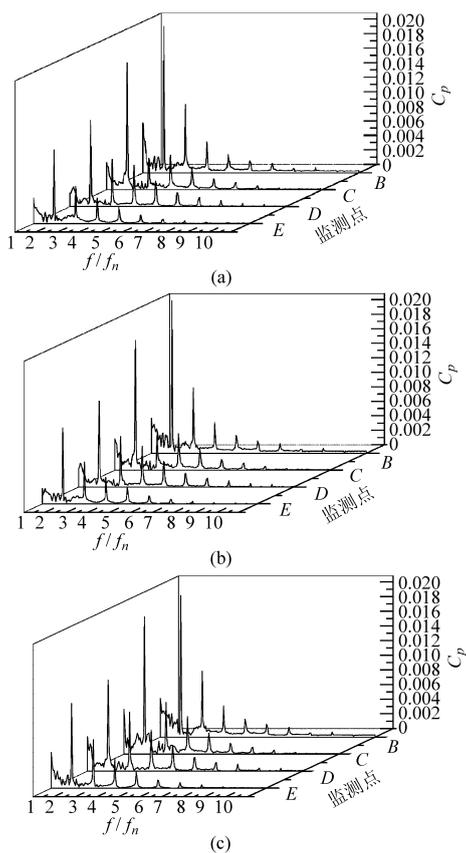


图 7 压力脉动频谱图

Fig. 7 Frequency spectra of pressure

(a) NPSH 为 3.7 m (b) NPSH 为 2.7 m (c) NPSH 为 1.7 m

3 试验结果与分析

按 GB/T 3216—2005《回转动力泵水力性能验收试验 1 级和 2 级》标准在 B 级精度试验台上对离心泵的样机进行性能试验和汽蚀试验,性能试验时,通过调节出口阀门来控制出口的流量,汽蚀试验

时,保持流量不变,通过调节进口水封阀来增加进口阻力,逐渐降低泵入口压力,改变 NPSH 值直至扬程降低量达 3%,此时的 NPSH 即为临界汽蚀余量,测得试验数据如图 8 所示。

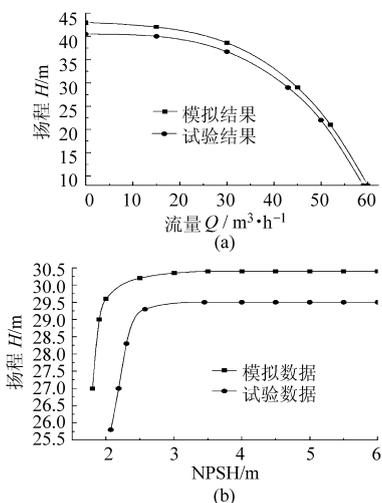


图 8 模型泵性能曲线

Fig. 8 Performance curves of model pump

从图 8a 的流量-扬程性能曲线可知,在额定工况时,数值模拟值为 38.6 m,试验值为 36.4 m,其绝对误差为 3% 左右,数值模拟数据与试验数据的变化趋势是相同的,两者的差值随着流量的变大而减小;从图 8b 汽蚀性能曲线可以看出数值模拟值为 30.4 m,试验数据为 29.8 m,其绝对误差为 2% 左右,因此,试验结果与计算结果相差不大,其差异是由离心泵在铸造、机加工及表面粗糙度等因素引起的,因此,建立的数值模型和计算方法是可信的。

4 结论

- (1) 由于压水室的不对称,使叶片在不同相位时,叶片表面和叶轮内部气泡相呈现不对称分布。
- (2) 在汽蚀初生时,叶轮流道内部每个点的非稳态压力变化不大,说明此时气体体积分数对叶轮流道内部的压力影响不大,而在临界汽蚀余量时,叶轮流道内的每个点的压力变化趋势不一样,越靠近叶片进口处的压力变化趋势越大,说明越靠近叶片进口处的汽蚀变化对压力变化的影响越大。

(3) 通过试验验证得知,数值模拟所得的数据与试验所得数据误差不大,在额定工况时,数值模拟值与试验值的绝对扬程误差为 3% 左右,绝对汽蚀余量误差为 2% 左右,数值模拟数据与试验数据的变化趋势是相同,因此,建立的数值模型和计算方法是可信的。

参 考 文 献

- 1 潘中永,倪永燕,李红,等. 离心泵汽蚀特性分析[J]. 排灌机械,2008,26(4):35~39.
Pan Zhongyong, Ni Yongyan, Li Hong, et al. Analysis on cavitation characteristic in centrifugal pump [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2008, 26(4): 35~39. (in Chinese)
- 2 高传昌,张长富,周兵. 离心泵汽蚀特性与调节工况的理论研究[J]. 流体机械,2001,29(5):16~19.
Gao Chuanchang, Zhang Changfu, Zhou Bing. Theoretical study on cavitation characteristics of centrifugal pump and regulation of pump operation [J]. Fluid Machinery, 2001, 29(5): 16~19. (in Chinese)
- 3 刘宜,张文军,杜杰. 离心泵内部空化流动的数值预测[J]. 排灌机械,2008,26(3):19~21,29.
Liu Yi, Zhang Wenjun, Du Jie. Numerical prediction of cavitation flow in centrifugal pump [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2008, 26(3): 19~21, 29. (in Chinese)
- 4 郭晓梅,朱祖超,崔宝玲,等. 诱导轮内流场数值计算及汽蚀特性分析[J]. 机械工程学报,2010,46(4):122~128.
Guo Xiaomei, Zhu Zuchao, Cui Baoling, et al. Analysis of cavitation and flow computation of inducer [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(4): 122~128. (in Chinese)
- 5 崔宝玲,万忠,朱祖超,等. 具有诱导轮的高速离心泵汽蚀特性试验[J]. 农业机械学报,2010,41(3):96~99.
Cui Baoling, Wan Zhong, Zhu Zuchao, et al. Research on suction performance of high-speed centrifugal pump with inducer [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(3): 96~99. (in Chinese)
- 6 许友谊. 黑液强制循环泵汽蚀性能的改进设计[J]. 江苏大学学报:自然科学版,2003,24(6):17~20.
Xu Youyi. Analysis on improving cavitation capability in black liquor forced circulating pump [J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2003, 24(6): 17~20. (in Chinese)
- 7 朱荣生,付强,李维斌,等. 基于CFD技术改善低比速离心泵叶轮性能[J]. 中国农村水利水电,2006(4):67~70.
Zhu Rongsheng, Fu Qiang, Li Weibin, et al. Improving performance of low specific speed centrifugal pump impeller based on CFD technique [J]. China Rural Water and Hydropower, 2006(4): 67~70. (in Chinese)
- 8 朱荣生,付强,李维斌,等. 基于混合模型的离心泵叶轮内汽蚀两相流的CFD分析[J]. 中国农村水利水电,2006(8):51~53.
Zhu Rongsheng, Fu Qiang, Li Weibin, et al. The CFD analysis of two phase cavitations flow in impeller of centrifugal pump based on hybrid model [J]. China Rural Water and Hydropower, 2006(8): 51~53. (in Chinese)
- 9 孔繁余,张洪利,高翠兰,等. 基于流场数值模拟的高速磁力泵汽蚀性能研究[J]. 农业机械学报,2009,40(9):89~93.
Kong Fanyu, Zhang Hongli, Gao Cuilan, et al. Cavitation performance research in high-speed magnetic drive pump based on numerical simulation of flow field [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(9): 89~93. (in Chinese)
- 10 Medvitz R B, Kunz R F, Boger D A, et al. Performance analysis of cavitating flow in centrifugal pumps using multiphase CFD [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(2): 377~383.
- 11 Kooiker K, Van Terwisga T, Verbeek R, et al. Performance and cavitation analysis of a waterjet system in a cavitation tunnel [C]//Proceedings of the 7th International Conference on Fast Sea Transportation (FAST'03), 2003: 57~62.
- 12 甘加业,薛永飞,吴克启,等. 混流泵叶轮内空化流动的数值计算[J]. 工程热物理学报,2007,28(增刊1):165~168.
Gan Jiaye, Xue Yongfei, Wu Keqi, et al. Numerical prediction of cavitation in a mixed-flow pump [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(Supp. 1): 165~168. (in Chinese)