

空化条件下离心泵泵腔内不稳定流动数值分析*

司乔瑞 袁寿其 李晓俊 袁建平 卢加兴

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

摘要: 为研究不同空化发展阶段离心泵泵腔内的流动情况及其对叶轮的影响,提出了一种泵腔区域的拓扑块生成和结构化网格划分方法。在充分考虑近壁区网格质量的基础上,采用 SST $k-\omega$ 湍流模型和 Rayleigh-Plesset 空化模型对设计工况下某离心泵进行了全流场空化数值模拟,并计算了3种有效汽蚀余量下泵腔内的非定常流动情况及其对叶轮的作用力。结果表明:空化造成泵腔内压力脉动的幅值增大,由于前口环的存在,其前泵腔内的压力脉动幅值大于后泵腔;空化的加剧造成泵腔内宽频脉动的增加,以轴频最为明显;空化的加剧不仅影响泵腔内的流态,同时也增大了设计工况下作用于叶轮上的径向力和轴向力。

关键词: 离心泵 空化 泵腔 不稳定流动 数值模拟

中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2014)05-0084-07

引言

离心泵在运行时存在畸变流,空化是其中之一。空化影响离心泵水力性能,改变其运行特性。相关研究表明,当不稳定空化出现时,离心泵的振动和噪声强度均显著增加^[1]。长期以来,许多研究者针对空化发生机理进行了研究,采用各种措施减少和延迟不稳定空化,并取得了一定的效果^[2-3],然而,关注泵腔内流动方面的研究非常少。实际上,当畸变流存在时,泵腔流态发生变化,这种变化会以力的形式作用于叶轮上,并因此影响叶轮的运行平稳性^[4-5]。

数值模拟已成为离心泵内部流动研究的重要手段^[6-7],相关研究表明,在采用数值模拟方法预测离心泵的性能时,泵腔的存在对模拟结果的准度和精度有很大的影响^[8-11]。进行离心泵数值模拟时,采用全流场模型对提高离心泵的数值模拟精度很重要。基于此,本文以某单级单吸离心泵为例,探讨空化条件下,泵腔内的流动特性情况及其对叶轮的作用。

1 控制方程和空化模型

空化流可以看成是一种均匀气液混合物,其各项具有相同的速度和压强,且相间满足无滑移条件。此种均匀平衡流模型的连续性和动量方程为^[12]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \rho f_i - \frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] \tag{2}$$

$$\rho = \rho_v \alpha_v + \rho_l (1 - \alpha_l) \tag{3}$$

式中 ρ ——密度 α ——体积分数
 u_i, u_j ——速度分量 δ_{ij} ——克罗内克数
 μ, μ_t ——混合介质动力黏度、湍流黏度
其中下标 v 和 l 分别表示气体和液体。

采用商业软件 ANSYS CFX12.1 的 CFD 求解器对计算模型进行求解,湍流模型选择 SST $k-\omega$,此模型考虑了湍流剪切应力的传输,其最大的优点是既可以精确预测流动的开始和负压力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。空化模型基于输送方程(Mass transfer equation),采用相输送方程模拟液体和气体之间的相变。

2 研究对象及数值处理方法

2.1 模型泵

选用 IS65-50-174 型直联式单级单吸离心泵,其基本几何尺寸及设计工况参数如下:叶轮进口直径 $D_1 = 75\text{ mm}$,出口直径 $D_2 = 174\text{ mm}$,叶片出口宽度 $b_2 = 12\text{ mm}$,叶片数 $Z = 6$,蜗壳基圆直径 $D_3 =$

收稿日期: 2013-06-03 修回日期: 2013-07-03

* 国家自然科学基金重点资助项目(51239005)、江苏高校优势学科建设工程资助项目、“十二五”国家科技支撑计划资助项目(2011BAF14B04)和江苏省普通高校研究生科研创新计划资助项目(CXZZ12_0679)

作者简介: 司乔瑞,博士生,主要从事离心泵内部流动研究,E-mail: siqiaorui@163.com

通讯作者: 袁寿其,研究员,博士生导师,主要从事流体机械基础理论研究,E-mail: Shouqiy@ujs.edu.cn

184 mm;设计流量 $Q_d = 50 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H = 34 \text{ m}$,转速 $n = 2\,900 \text{ r/min}$,泵设计比转数 $n_s = 88.6$ 。数值计算时,为了减小交界面,整个计算域水体模型分为叶轮旋转水体和静止腔体两部分,静止腔体包含了蜗壳内水体、前后泵腔水体和进出口处水体,为了避免进出口回流的影响,分别对进出口水体进行了延长处理,计算域三维建模如图 1 所示。



图 1 计算域三维模型

Fig. 1 Tree-dimensional model of calculation domain

2.2 网格划分及边界条件设置

采用商业软件 ICEM12.1 的分块网格技术对计算域进行了六面体网格划分,并对蜗壳隔舌、泵体口环及近壁区进行了加密处理。通过网格无关性分析,计算域网格分块及划分结果如图 2 所示,最终采用的网格数为 5 207 832,包含了 5 445 910 个节点。叶片表面和泵腔体 y^+ 分布如图 3 所示,计算域内的 y^+ 不超过 20,能确保近壁区有足够的节点来满足采用 SST $k-\omega$ 模型进行湍流计算。

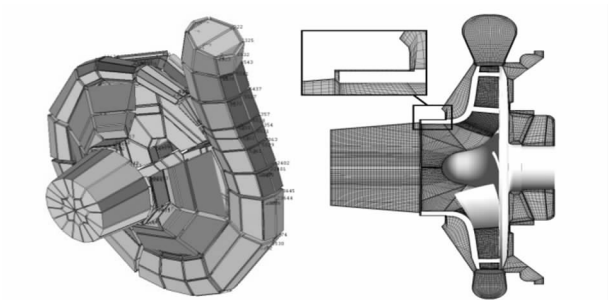


图 2 计算域网格分块及划分结果

Fig. 2 Grid view in computational region and blocks of pump casing

在空化和非空化条件下的定常模拟时,边界条件的设置是一样的,均在进口设置总压,出口设置为质量流量流出,数值由试验确定,叶轮水体的固壁面设置为旋转,其余壁面全设置为静止,壁面粗糙度设置为 0。叶轮和腔体之间的交界面设置为动静转子,收敛精度设置为 5×10^{-5} ,空化条件下进口处空泡体积分数设置为 0。模型泵的性能及空化试验在江苏大学流体中心开式试验台上进行,此试验台具有 II 级精度。在定常计算的基础上进行了非定常计算,修改动静部件的耦合模型为 Transient Rotor

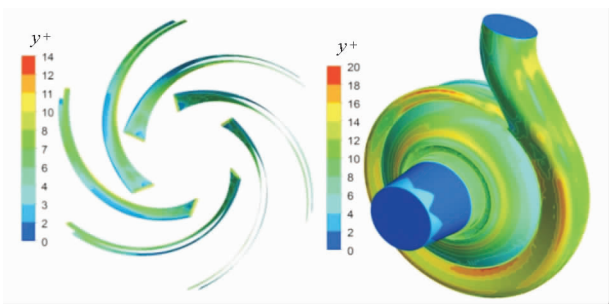


图 3 叶片表面和泵腔体 y^+ 分布图

Fig. 3 Distribution of y^+ on the blade surface and in the pump casing

Stator,时间域上采用二阶全隐格式进行离散,设置时间步长为 $1.724 \times 10^{-4} \text{ s}$,即每时间步内叶轮旋转 3° ,总共保存了叶轮旋转 9 周的数据,并采用最后稳定的 3 周数据进行分析。

3 模拟结果分析

3.1 空化性能曲线

非空化情况下,泵性能预测和试验测量结果的对比参见文献[12]。试验及数值模拟时,采用保证流量不变,降低进口压力的方式得到如图 4 所示的 Q_{BEP} 流量下空化性能曲线,图中 H/H_{BEP} 为不同汽蚀余量下扬程与效率最高点扬程的比值,NPSHa 为有效汽蚀余量。图中模拟值和试验值比较接近,说明文中采用的计算模型可以反映泵内部流场的特性。图 5 为不同进口压力下 $0.7l_{span}$ 面上叶片间的空泡体积分布云图,其中 l_{span} 定义为叶轮后盖板到前盖板的无量纲距离,取值范围为 $0 \sim 1$ [15]。由该图可以观测到空化发生发展过程中,离心泵叶轮流道内的空泡分布以及由于蜗壳的影响造成的空泡不对称分布情况。图中,净正吸头 NPSHa 为 10 m 时,叶轮流道内无空泡出现,在后续研究中可以此作参照,研究空化对泵腔流动的影响。当净正吸头降低至 2.02 m 时,空化区的存在影响了叶轮内能量转换,并导致泵的扬程下降。本研究感兴趣的是弱空化状态,即扬程并未下降的空化状态下的离心泵内部流动,因此选取 NPSHa 为 10 m、4.78 m 和 3.25 m 的情况进行非定常空化计算。

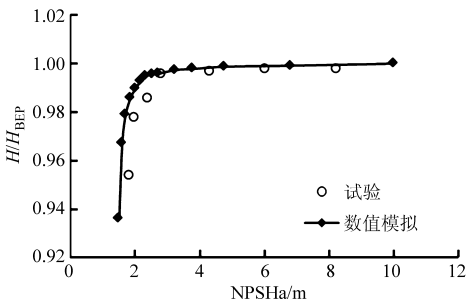


图 4 空化扬程下降曲线

Fig. 4 Head-drop curve in cavitating conditions

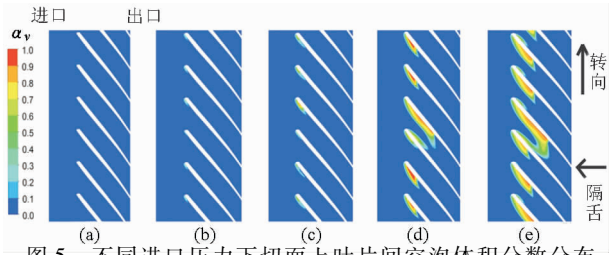


图 5 不同进口压力下切面上叶片间空泡体积分数分布

Fig. 5 Vapor volume fraction in blade-to-blade view with different NPSHa value

(a) NPSHa 为 10 m (b) NPSHa 为 4.78 m (c) NPSHa 为 3.25 m
(d) NPSHa 为 2.02 m (e) NPSHa 为 1.62 m

3.2 叶轮受力分析

3.2.1 叶轮径向力分析

具有螺旋形压水室的泵,在运转中会产生作用于叶轮上的径向力,使轴受交变应力,产生定向的挠度,传统的理论认为只有在非设计工况下会产生径向力,并且是恒定的。其实,由于离心泵腔体内的压力时刻发生着变化,从而产生非定常的径向力,而畸变流的存在也会对径向力产生影响。图 6 是 3 种 NPSHa 下叶轮旋转一周所受的径向力变化图,可以

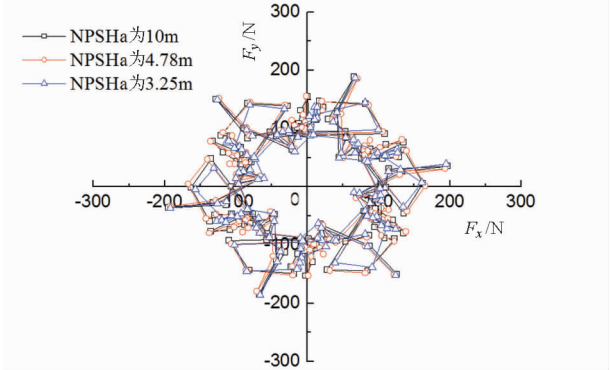
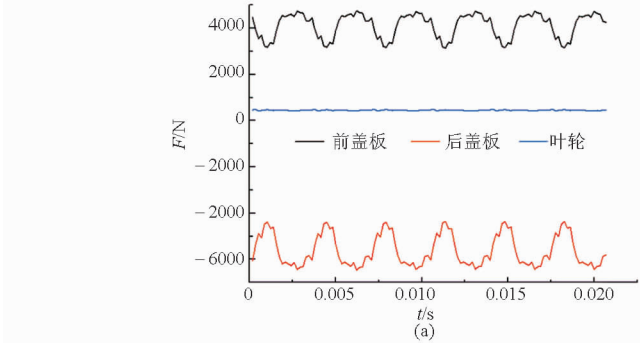


图 6 径向力变化规律

Fig. 6 Variation of radial force

看出:3 种工况下径向力的变化规律基本一致,均与叶片数有关呈六角星型分布,这是叶轮和蜗壳隔舌的干涉作用造成的;NPSHa 为 10 m 时六角星型规律性最明显,NPSHa 为 3.25 m 时紊乱程度最强,这是



由于空化畸变流的存在造成泵腔内液流的压力脉动发生变化,从而影响了径向力的大小和方向;相同时间点 NPSHa 为 3.25 m 时径向力最大,NPSHa 为 4.78 m 时次之,NPSHa 为 10 m 时最小。

3.2.2 叶轮轴向力分析

在离心泵运转过程中,转子上作用着轴向力,该力主要因作用于叶轮前后盖板上压力的不对称而产生,此力指向叶轮吸入口方向。传统低比转数单级离心泵的轴向力近似计算公式为

$$T=0.6\rho gH\pi(R_m^2-R_h^2)$$
 (7)

式中 R_m ——叶轮密封环半径

R_h ——叶轮轮毂半径

经计算本文采用模型泵的轴向力为 799 N,方向指向叶轮吸入口方向。

定义叶轮进口主流的流动方向为轴向力的正方向,图 7a 为 NPSHa 等于 10 m 时(无空化条件下),叶轮流道内流体对叶轮的轴向作用力、后泵腔流体对前盖板的轴向作用力和前泵腔流体对前盖板的轴向力变化图。由图可以看出:叶轮内流体流动形成的轴向力相比泵腔内形成的轴向力来说非常小,泵的轴向合力主要由前、后泵腔内流体的压差形成的;后泵腔压力比前泵腔大,这是由于文中的叶轮没有回流孔,并且模拟时没有考虑后泵腔的径向流;3 种轴向力的变化均存在周期性,叶轮旋转 1 周呈 6 个明显周期,也就是说主频为叶片通过频率;叶轮流道形成的轴向力变化幅度较小,后泵腔形成的轴向力变化幅度最大,2 个泵腔内压力的变化是同步的。另外由图 7b 可知,在 NPSHa 为 10 m 时,液体作用在叶轮上轴向合力的平均值为 1 000 N,而采用经验公式计算得到的轴向力为 799 N,数值计算的误差来源于采用经验公式计算时没有考虑前、后泵腔中的径向流,而实际中前盖板有内向的径向流、后盖板无径向流,结果指向吸入口的轴向力将偏小;随着 NPSHa 的减小,轴向合力的绝对值变大,并指向叶

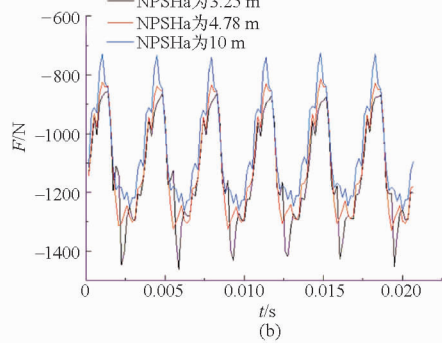


图 7 轴向力变化图

Fig. 7 Variation diagram of axial force

(a) NPSHa 为 10 m 时不同叶轮部件轴向力变化图 (b) 不同 NPSHa 时轴向合力时域图

轮进口,因此空化现象的发生会增大泵的轴向力;3 种空化情况下泵的轴向合力均呈周期性变化,叶片通过频率是其主频。

3.3 不稳定空化流分析

3.3.1 压力脉动分析

为了了解泵腔内流场的动力学流动特性,在腔体内中截面沿角度设置 8 个监测点来观察泵腔内的压力波动信息。监测点位置如图 8 所示。压力脉动本身包含了水泵的诸多信息,是流场信息的集中体现。对压力实行无量纲化,定义压力系数^[16-17]

$$C_p = \frac{p - p_{ref}}{0.5\rho u_2^2} \tag{8}$$

其中
$$u_2 = \frac{\pi n D_2}{60}$$

式中 u_2 ——叶轮顶隙速度 p_{ref} ——参考压力
 p ——某时刻监测点的绝对压力
由图 9 压力脉动时域图可知:对于相同的

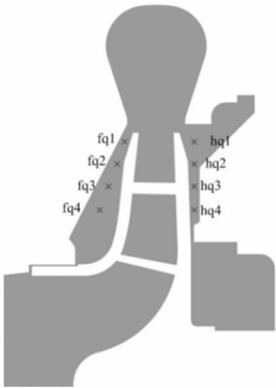


图 8 监测点位置

Fig. 8 Location of monitoring point

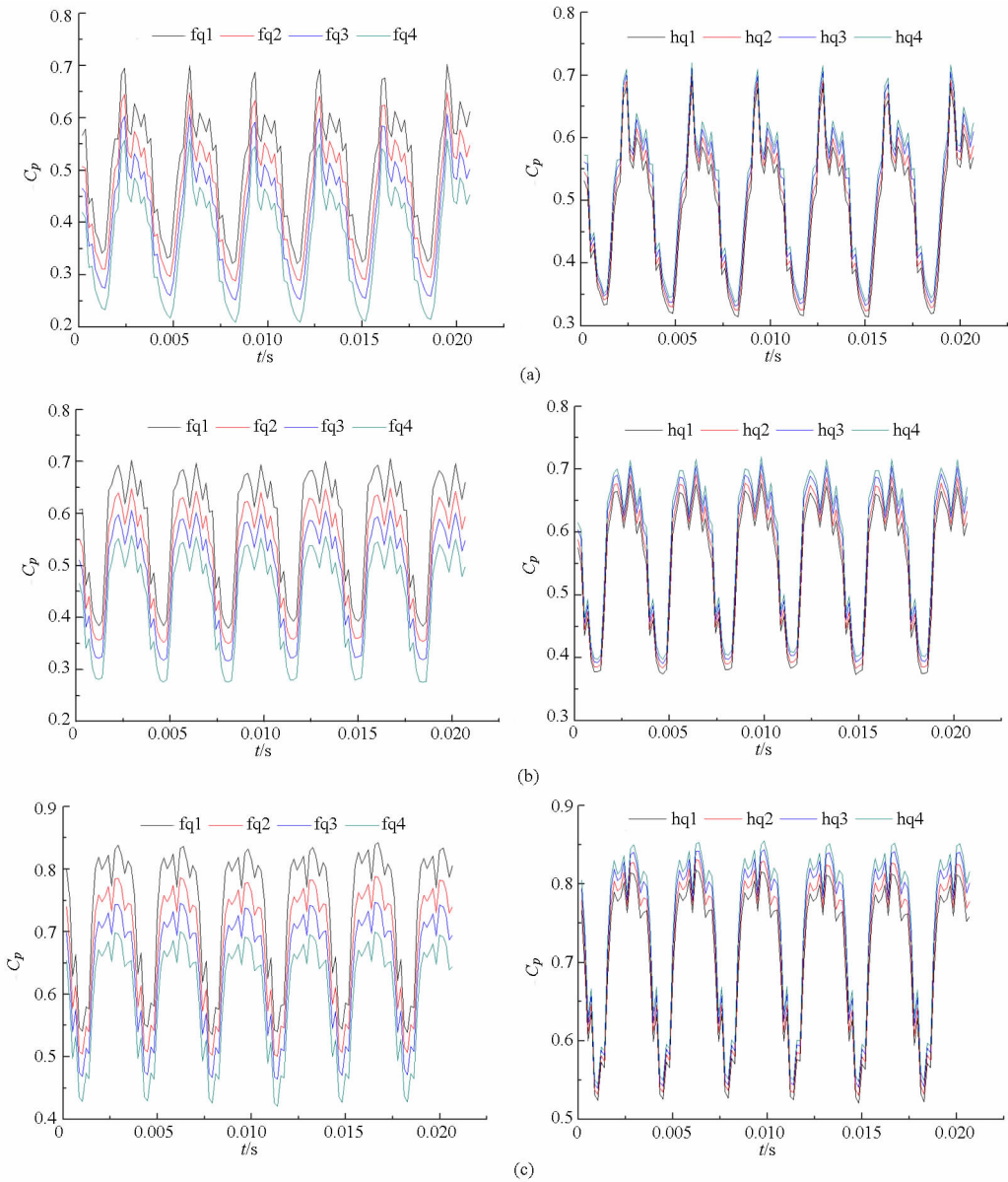


图 9 监测点压力时域图

Fig. 9 Time domain diagram of monitoring point pressure

(a) NPSHa 为 10 m (b) NPSHa 为 4.78 m (c) NPSHa 为 3.25 m

NPSHa,同一时间点泵腔内监测点压力随着监测点与叶轮轴线距离的减小而逐渐减小,后泵腔相同高度监测点压力值大于前泵腔;对于相同的 NPSHa,同一高度泵腔内监测点压力脉动的幅值前腔大于后腔,这可能与前腔口环处的泄漏有关;针对不同的 NPSHa,相同监测点压力系数 NPSHa 为 10 m 时最大,NPSHa 为 4.78 m 时次之,NPSHa 为 3.25 m 时最小;针对不同的 NPSHa,每个监测点的压力系数均呈周期性变化,但周期性波形不同,NPSHa 越小,波形的对称性越差。

以泵腔内典型监测点 fq3、hq3 的压力数据作傅

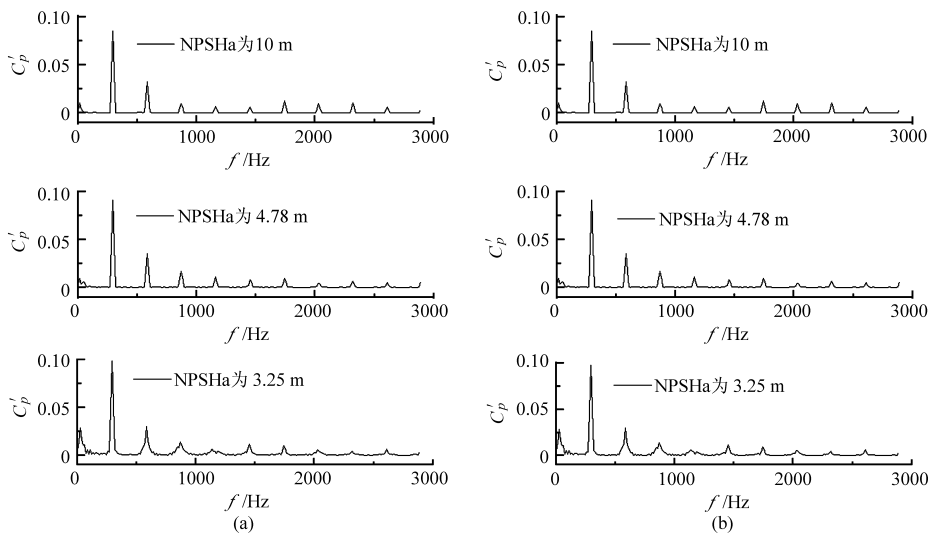


图 10 监测点压力频域图

Fig. 10 Frequency diagram of monitoring point pressure

(a) 监测点 fq3 不同 NPSHa 下频域图 (b) 监测点 hq3 不同 NPSHa 下频域图

3.3.2 泵腔内的流动

图 11 为模型泵设计工况下 3 种 NPSHa 下蜗壳第 6 断面处泵腔内的瞬态速度分布,即速度等值线图。由图可见,NPSHa 为 10 m 时,由于前、后泵腔的存在,蜗壳断面内存在明显的二次流,其速度偏向于蜗壳靠近后泵腔一侧,该速度分布与非全流场(见文献[16])的计算结果存在较大的区别。NPSHa 为

里叶变换,频域图见图 10, C_p' 为傅里叶变换后的幅值。由图 10 可知:泵腔内监测点压力脉动集中在 3000 Hz 以下的低频区,主频为叶片通过频率及其倍数频率,且衰减很快,这说明叶轮和蜗壳隔舌间的干涉作用仍是泵腔内流体压力变化的主要作用;相同 NPSHa 下前泵腔压力脉动幅值大于后泵腔,这可能与前泵腔存在口环,有内向的径向流有关;NPSHa 为 10 m 时,压力脉动频率几乎是离散的,随着 NPSHa 的减小,宽频脉动增加,轴频脉动增加的最为明显,这说明随着 NPSHa 的减小,空化畸变流现象越来越严重,从而引发腔体压力更多的宽频脉动。

4.78 m 时的速度分布与无空化条件的略有区别,但总体变化不大,从离心泵的空化曲线也可发现,该空化条件下,离心泵的扬程并未受到影响。NPSHa 为 3.25 m 时,蜗壳内靠近叶轮出口区域的速度呈三角形分布,其蜗壳内的整体流态由于叶轮内空化的影响呈对称分布,前后泵腔靠近叶轮出口的部分,其流态也有较大的变化。

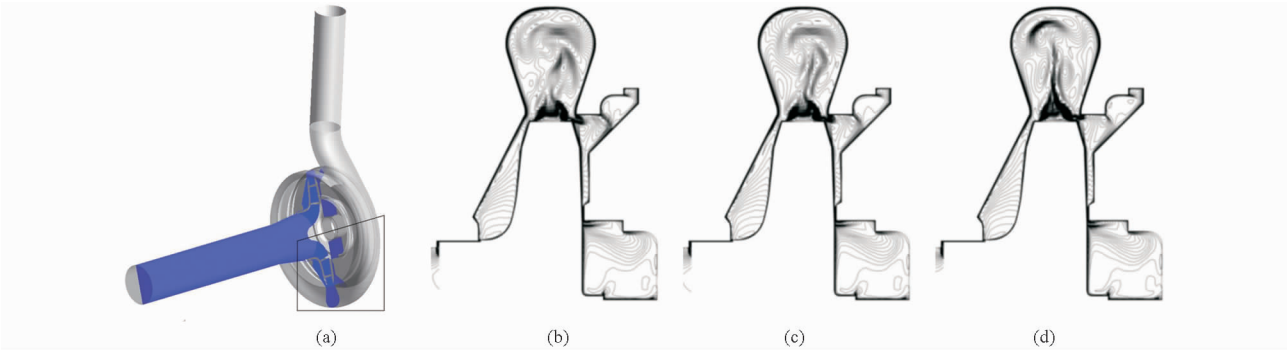


图 11 不同空化余量下泵腔轴截面的瞬态速度分布

Fig. 11 Instantaneous contour lines of velocity for the pump casing at different NPSHa values

(a) 截面位置 (b) NPSHa 为 10 m (c) NPSHa 为 4.78 m (d) NPSHa 为 3.25 m

4 结论

- (1) 采用吸水室前后泵腔及蜗壳等静止腔体为一体的结构化网格划分方法,既可以减小交界面数目,避免交界面处的插值误差,又可以有效地协调静止腔体内的网格分布,对于改善离心泵的数值模拟精度具有一定的意义。
- (2) 空化畸变流的存在造成泵腔内液流的压力

脉动发生变化,随着空化的加剧,前后泵腔内的压力脉动幅值增大;宽频脉动的增加特别是轴频区域的脉动增加最明显;数值模拟过程中,腔体的存在更能反映叶轮的真实受力情况,泵腔内压力脉动的变化也影响作用于叶轮上的轴向力和径向力的变化。

(3) 随着空化的加剧,泵腔各区域的流态变化存在差异,由于叶轮内空化的影响,蜗壳和前后泵腔靠近叶轮出口的部分,其流态变化明显。

参 考 文 献

1 Johann F G. Centrifugal pumps[M]. New York:Springer Berlin Heidelberg, 2008.

2 Brennen C E. Hydrodynamics of pumps[M]. Cambrige: Cambrige University Press, 2011.

3 Ji Bin, Peng Xiaoxing, Wu Yulin, et al. Unsteady numerical simulation of cavitation turbulence flow around a highly skewed model marine propeller[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2011, 133(1): 011102.

4 Brennen C E. Cavitation and bubble dynamics[M]. Oxford: Oxford University Press, 1995.

5 潘中永, 袁寿其. 泵空化基础[M]. 镇江: 江苏大学出版社, 2013.

6 Watanabe T, Kawamura T, Takerosi Y, et al. Simulation of steady and unsteady cavitation on amarine propeller using a RANS CFD code[C]// Proceedings of 5th International Symposium on Cavitation, 2003:1 – 8.

7 Wu Lei, Lu Chuanjing, Li Jie, et al. Numerical simulation of 2D periodic unsteady cavitating flows [J]. Journal of Hydrodynamics, Ser. B, 2006, 18(3): 341 – 344.

8 Benigni H, Jaberg H, Yeung H, et al. Numerical simulation of low specific speed American petroleum institute pumps in part-load operation and comparison with test rig results[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2012, 134(2): 024501.

9 李晓俊, 袁寿其, 潘中永, 等. 基于结构化网格的离心泵全流场数值模拟[J]. 农业机械学报, 2013, 44(7): 50 – 54, 49. Li Xiaojun, Yuan Shouqi, Pan Zhongyong, et al. Numerical simulation of whole flow field for centrifugal pump with structured grid [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(7): 50 – 54, 49. (in Chinese)

10 Pei Ji, Friedrich-Karl Benra, Dohmen H J, et al. Numerical prediction of unsteady pressure field within the whole flow passage of a radial single-blade pump[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2012, 134(10): 101103.

11 Pei Ji, Yuan Shouqi, Yuan Jianping, et al. Numerical analysis of periodic flow unsteadiness in a single-blade centrifugal pump [J]. Science China Technological Sciences, 2013, 56(1): 212 – 221.

12 Li Xiaojun, Yuan Shouqi, Pan Zhongyong, et al. Numerical simulation of leading edge cavitation within the whole flow passage of a centrifugal pump[J]. Science China Technological Sciences, 2013, 56(9): 2156 – 2162.

13 Ji Bin, Luo Xianwu, Peng Xiaoxing, et al. Numerical analysis of cavitation evolution and exited pressure fluctuation around a propeller in non-uniform wake[J]. Int J Multiphase Flow, 2012, 43:13 – 21.

14 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 evaluation of near-wall mesh in centrifugal pumps [J]. Transactions of the CSEA, 2012, 28(20): 67 – 72. (in Chinese)

15 刘厚林, 刘东喜, 王勇, 等. 三种空化模型在离心泵空化流计算中的应用评价[J]. 农业工程学报, 2012, 28(16): 54 – 59. Liu Houlin, Liu Dongxi, Wang Yong, et al. Applicative evaluation of three cavitating models on cavitating flow calculation in centrifugal pump[J]. Transactions of the CSEA, 2012, 28(16): 54 – 59. (in Chinese)

16 王秀礼, 袁寿其, 朱荣生, 等. 离心泵汽蚀非稳定流动特性数值模拟[J]. 农业机械学报, 2012, 43(3): 67 – 72. Wang Xiuli, Yuan Shouqi, Zhu Rongsheng, et al. Numerical simulation on cavitation unsteady characteristics in centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(3): 67 – 72. (in Chinese)

17 王维军, 王洋, 刘瑞华, 等. 离心泵空化流动数值计算[J]. 农业机械学报, 2014, 45(3): 37 – 44. Wang Weijun, Wang Yang, Liu Ruihua, et al. Numerical calculation of cavitation flow in a centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(3): 37 – 44. (in Chinese)

Abstract: In order to study the cavitating flow at different stages of cavitation in the pump casing of a centrifugal pump, the topology blocking and structured mesh generation strategies was proposed on the domain of the pump. Taking full account of the near-wall region mesh quality, steady and unsteady cavitation simulation of the centrifugal pump has been proceed using the SST $k-\omega$ turbulence model combining with Rayleigh – Plesset cavitation model. Unsteady flow of the pump chamber and the force endured by the impeller were obtained under three NPSHa. The results show that cavitation increases the amplitude of pressure pulsation in pump casing sharply. Due to the presence of the wear-rings, amplitude of pressure pulsation at front side chamber is greater than back side chamber. Broadband pulsation frequency increase with the cavitation intensifies, especially at axis frequency. Intensification cavitation not only affects the flow pattern of the pump chamber, but also increases the radial and axial forces acting on the impeller.

Key words: Centrifugal pump Cavitation Pump casing Unsteady flow Numerical simulation

~~~~~

(上接第 95 页)

**Optimization Design of High-efficiency Non-overload on  
a Low-specific Speed Centrifugal Pump**

Zhang Jinfeng   Zhang Yunlei   Yuan Shouqi   Mao Jieyun

(*Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China*)

**Abstract:** With the aim to meet the demand of a low-specific speed centrifugal pump for the high efficiency and non-overload characteristics at several specific operation points, a series of optimization were done on a model pump TS65 – 40 – 160. An impeller was designed based on the non-overload theory, and by analyzing the inner flow distribution in CFD and verify experiments, several improvements were taken to meet the complicated requirements. After several design improvements and experiments, an optimized scheme was obtained, whose head are slightly higher than the given indexes in the shut-off, designed and maximum flow rate points, and the maximum unit-efficiency is increased by nearly 14% , and the pump efficiency also meet the national standard requirement, and the shaft power has the non-overload trend, and the power value at 48 m<sup>3</sup>/h is within the motor power. Through many results comparisons from CFD and experiment, a conclusion is drawn that the simulation error is small and it can meet the requirement for model optimization.

**Key words:** Low-specific speed centrifugal pump   Multi-conditions   Non-overload   Optimization design