

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.01.012

基于非均相流模型的离心泵气液两相流动数值研究

袁建平¹ 张克玉¹ 司乔瑞¹ 周帮伦¹ 唐苑峰¹ 金中坤²

(1. 江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心, 镇江 212013; 2. 中国科学院声学研究所, 北京 100190)

摘要: 为研究离心泵气液混输状态下的内部流动特性, 基于 Eulerian - Eulerian 非均相流模型以空气和水作为工作介质, 在不同进口含气率工况下对离心泵内流场进行定常和非定常数值计算, 相间阻力作用采用 Schiller Nauman 模型, 得到叶轮内气相分布情况以及气液两相的速度流线图, 探求气液两相在泵内的流动规律。计算结果表明: 在叶片进口边压力面气相浓度较高处, 会产生漩涡, 说明叶轮流道内漩涡的产生与气体的聚集有很大的关系; 增大进口含气率到 10% 时, 叶轮流道内靠近吸力面处已经出现比较明显的相态分离现象, 气相有沿着叶片吸力面向叶轮出口运动的趋势; 气相在叶轮流道内会沿流道中部向前后盖板运动, 随着含气率增大, 靠近前后盖板侧的气相浓度逐渐增大, 靠近叶轮出口边前盖板侧的气相浓度增加较后盖板更明显, 最终气体可能会堵塞流道; 在一个旋转周期内, 叶轮出口压力呈周期性变化, 进口含气率从 1% 增至 10%, 叶轮出口压力逐渐降低, 监测点在不同含气率下压力脉动主频在叶片通过频率附近, 进口含气率不超过 10% 时对监测点压力脉动的主频及次主频影响不大; 通过对比试验结果和数值计算结果, 证明所采用的计算模型和方法基本可靠。

关键词: 离心泵; 气液混输; Eulerian - Eulerian 非均相流模型; 压力脉动; 数值模拟

中图分类号: TH311; O359⁺.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2017)01-0089-07

Numerical Investigation of Gas - Liquid Two-phase Flow in Centrifugal Pumps Based on Inhomogeneous Model

YUAN Jianping¹ ZHANG Keyu¹ SI Qiaorui¹ ZHOU Banglun¹ TANG Yuanfeng¹ JIN Zhongkun²

(1. National Research Center of Pumps, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China

2. Institute of Acoustics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: In order to study the flow characteristics of centrifugal pumps when transporting the gas - liquid mixture, water and air were chosen as the working medium, numerical simulation was conducted on a centrifugal pump under different conditions of inlet gas volume fraction (IGVF) based on the Eulerian - Eulerian inhomogeneous model. The drag force was approximated by the Schiller Nauman model. No other interfacial forces were considered. The gas distribution and velocity streamline in the impeller were obtained to discuss the gas and water flow characteristics of the pump. The results showed that gas concentration was high at the inlet pressure side of the blade, where the vortex would exist, indicating that the gas concentration had a great relationship with the vortex aggregation in the impeller passages. When the IGVF was increased to 10%, phase separation had obviously appeared at the suction side of the blades in the impeller passages, and gas had a movement trend along the suction side to the outlet of the impeller. Gas was moved from the center of the passages to the front and back shroud, and with IGVF increased, gas fraction in the back shroud near the leading edge and back shroud would be increase. Gas fraction in the front shroud near the trading edge was increased significantly than that in the back shroud, and the gas may eventually choke the passages. Within a rotation period, the outlet pressure of impeller was cyclically changed, when IGVF was increased from 1% to 10%, the outlet pressure of impeller was gradually decreased, and pressure pulsation frequency of the monitors was near the blade passing frequency at different IGVF values. When the IGVF was not higher than 10%, IGVF had no obvious effects on the pressure pulsation frequency and time frequency of the monitoring points.

收稿日期: 2016 - 04 - 26 修回日期: 2016 - 08 - 12

基金项目: “十二五”国家科技支撑计划项目(2015BAD20B01)、国家自然科学基金项目(51509108)、江苏大学高级人才基金项目(15JDC048)和江苏省自然科学基金项目(BK20150516)

作者简介: 袁建平(1970—),男,研究员,博士生导师,主要从事流体机械内部流动及优化设计研究,E-mail: yh@ujs.edu.cn

By comparing the experimental results with the numerical results, the reliability of the mathematical model and calculation methods was confirmed.

Key words: centrifugal pumps; gas – liquid transportation; Eulerian – Eulerian inhomogeneous model; pressure pulsation; numerical simulation

引言

离心泵是重要的能量转换装置和流体输送设备,在工程实际如化工流程、石油天然气输送、核泵失水事故等^[1-2]情况下经常遇到离心泵气液混输的问题。由于离心泵对工作介质中的气体含量十分敏感,气液混输条件下泵的运行性能会发生较大改变,离心泵在进口含气率达到 10% ~ 15% 时就容易产生气液分离,导致扬程陡降^[3]。因此研究离心泵气液混输状态下的内部流动特性对提高系统运行性能及安全可靠性、完善泵设计理论具有重要意义^[4]。

近年来由于计算流体力学的迅速发展,国内外研究人员开始使用数值模拟手段对泵内部气液两相流动进行研究^[5-7]。CARIDAD 等^[8-10]采用双流体模型分析了叶轮内两相流动规律,却忽略了转子与定子之间相互作用的影响。BARRIOS 等^[11]采用 Eulerian – Eulerian 非均相流模型分析了电动潜水泵叶轮内气液两相流动规律。潘兵辉等^[12]采用 Mixture 模型研究了气液两相流对离心泵扬程和效率的影响。余志毅等^[13]基于细胞状流动假设,采用双流体模型对混输泵叶轮内的气液两相流动进行分析,发现气相旋涡是造成气体局部聚集的主要因素。但在关于气体对泵内部压力的瞬态影响规律方面研究却还不够。

本文基于 Eulerian – Eulerian 非均相流模型,在不同流量、不同进口含气率条件下,对模型泵进行定常和非定常数值计算,得到叶轮内气相分布情况及气液两相的速度场,并得到含气率对泵出口压力的瞬态影响规律,探求气液两相在泵内的流动规律,最后通过试验验证计算结果的准确性。

1 数值方法

1.1 Eulerian – Eulerian 非均相流模型

Eulerian – Eulerian 多相流模型有 2 种:均相流模型和非均相流模型。前者未考虑速度滑移,假设各相速度相同;后者不仅考虑速度滑移,也考虑相间质量及动量传递等^[14],非均相流模型中每相流体都有各自的流场并且通过相间传递单元进行传递,即每相都有各自的速度场和温度场,最后通过相间作用力和热量传递使两相速度和温度得到平衡^[15],因此,更接近实际情况。本文采用非均相流模型,不考

虑温度场,液相为连续相,气相为离散相,相间传递单元采用 Particle 模型,假定气液两相流流型为泡状流,满足质量和动量守恒。

1.2 控制方程

连续性方程和动量方程^[16]为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k) + \nabla \cdot (\alpha_k \rho_k \mathbf{w}_k) = 0$$
$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_k \rho_k \mathbf{w}_k) + \nabla \cdot (\alpha_k \rho_k \mathbf{w}_k \otimes \mathbf{w}_k) = -\alpha_k \nabla p_k + \nabla \cdot (\alpha_k \mu_k (\nabla \mathbf{w}_k + (\nabla \mathbf{w}_k)^T)) + \mathbf{M}_k + \alpha_k \rho_k \mathbf{f}_k$$

式中 k ——任意相(l 代表液体, g 代表气体)

ρ_k —— k 相密度 p_k —— k 相压力

α_k —— k 相体积分数

μ_k —— k 相动力粘度

$\mathbf{w}_k$ —— k 相流体相对速度

$\mathbf{M}_k$ —— k 相所受相间作用力

$\mathbf{f}_k$ ——与叶轮旋转有关的质量力

气体和液体满足

$$\alpha_g + \alpha_l = 1 \quad \alpha_g = \frac{Q_g}{Q_g + Q_l}$$

式中 α_g ——进口含气率

α_l ——进口含液率

Q_g ——气体体积流量

Q_l ——液体体积流量

液相采用 SST 湍流模型,该模型考虑了湍流剪切应力的输运,可对逆压梯度下的流动分离现象给出更精确的预测^[16];气相采用零方程理论模型。

1.3 相间作用力

两相间的作用力只考虑了阻力作用,作用于液相的阻力计算公式为

$$\mathbf{M}_l = -\mathbf{M}_g = \frac{3}{4} c_D \frac{\rho_l}{d_B} \alpha_g (\mathbf{w}_g - \mathbf{w}_l) |\mathbf{w}_g - \mathbf{w}_l|$$

其中

$$c_D = \begin{cases} \frac{24}{Re} (1 + 0.15 Re^{0.687}) & (Re \leq 1\,000) \\ 0.44 & (Re > 1\,000) \end{cases}$$

$$Re = \rho_l \frac{|\mathbf{w}_g - \mathbf{w}_l|}{\mu_l} d_B$$

式中 d_B ——气泡直径

c_D ——阻力系数

Re ——气泡雷诺数

2 几何模型

模型泵选用 NKG 65-50-125/139 型直联式单级单吸离心泵,其设计工况参数及基本几何尺寸如下:设计流量 $Q_d = 50.6 \text{ m}^3/\text{h}$,设计扬程 $H = 20.2 \text{ m}$,额定转速 $n = 2\,910 \text{ r/min}$,比转数 $n_s = 132.2$;叶轮进口直径 $D_1 = 79 \text{ mm}$,叶轮出口直径 $D_2 = 140 \text{ mm}$,叶片出口宽度 $b_2 = 15.5 \text{ mm}$,蜗壳基圆直径 $D_3 = 149 \text{ mm}$,泵出口直径 $D_d = 50 \text{ mm}$,叶片数 $Z = 6$ 。

采用商业软件 Pro/E 对模型泵水体进行三维造型,为了使流体能充分发展并避免进出口回流的影响,对进出口进行了适当的延长,且为使蜗壳和泵出口交界处衔接更好,造型过程中将蜗壳水体与泵出口段水体造成一整体。计算域三维建模如图 1 所示,分为泵进口水体、叶轮水体、蜗壳水体。

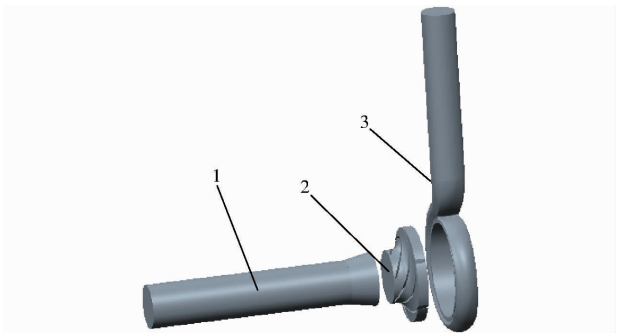


图 1 模型泵三维几何模型

Fig. 1 Three dimensional geometry model

1. 进口水体 2. 叶轮水体 3. 蜗壳水体

3 网格划分及边界条件设置

3.1 网格划分

采用 ICEM 对水体域进行六面体结构化网格划分,结构化网格的优势之一是可以灵活控制各节点的密度对边界层进行调整^[17]。为了确保数值模拟的精度,对近壁区的网格进行了加密。根据图 2 网格无关性检查结果可知,当网格数大于 1 433 589 时,泵扬程计算结果变化幅值小于 1%。综合网格数及计算时间,最终选择网格数 1 433 589、网格节点数 1 496 732。叶轮和蜗壳网格如图 3 所示,叶片表面 Y^+ 值(第 1 层网格质点到壁面无量纲距离)如图 4 所示。

3.2 边界条件设置

假设进口气液两相分布均匀,且无空化现象发生。在定常模拟时,进口边界条件给定质量流量进口,并给定进口含气率,出口根据试验值设定出口平均压力,叶轮水体壁面设置为旋转,其余壁面设置为静止,叶轮和蜗壳之间交界面设置为 Frozen Rotor 模式,壁面为无滑移光滑绝热壁面。在非定常计算时,

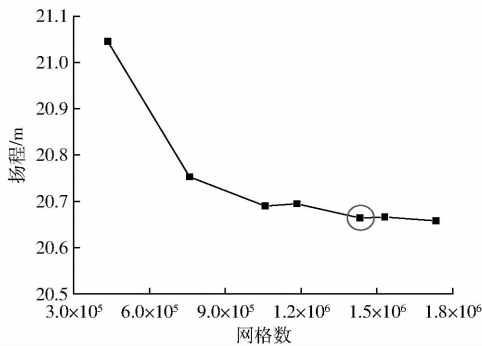


图 2 网格无关性分析

Fig. 2 Analysis of grid independence



图 3 叶轮和蜗壳网格

Fig. 3 Meshes of impeller and volute



图 4 叶片表面 Y^+ 值

Fig. 4 Y^+ value on blade surface

修改动静部件耦合模型为 Transient Rotor Stator 模式,总计算时间为 0.206 s,叶轮每转 3° 为一个时间步长,即叶轮每时间步内旋转 3° ,总共保存了叶轮旋转 10 周的数据,并采用最后稳定的 3 周数据进行分析。叶轮转频 $f_1 = 2\,910/60 = 48.5 \text{ Hz}$,叶片通过频率 $f_2 = 6f_1 = 291 \text{ Hz}$ 。

3.3 监测点设置

为研究叶轮出口压力变化情况,在叶轮出口设置监测点 p1 ~ p5,如图 5 所示。

4 计算结果与分析

4.1 两相含气率分布

图 6 和图 7 给出了设计流量下不同进口含气率时叶轮中截面上的含气率分布及速度流线分布情况。由图 6 可知,在靠近叶片进口压力面,气相浓度

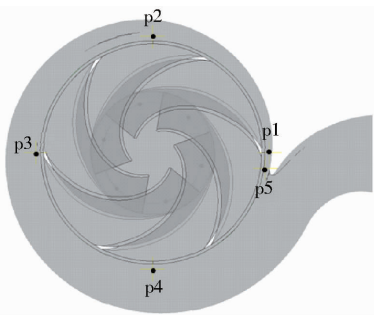


图 5 监测点位置
Fig. 5 Positions of monitoring points

很高,对比图 7 的相对速度流线,发现在气相浓度较高处,会对应产生漩涡,从而说明叶轮流道内漩涡的产生与气体的聚集有很大的关系。在保证液相流

量不变,增大进口气相浓度时,从图中可以看出,叶轮流道中的液相分布越来越稀疏,气相在流道内所占比例越来越大,气相会更多地聚集在叶片吸力面以及出口边附近,说明气相有沿着叶片吸力面向叶轮出口运动的趋势,与 MÜLLER 等^[18]得到的结果相吻合,这是因为液相在进入叶轮后,受到较大的惯性力和离心力作用偏离正常流线轨迹而向叶片压力面运动,而气相受到的惯性力和离心力较小,再加上受液相排挤作用从而被迫偏向吸力面,因而吸力面含气率较高^[19]。在进口含气率达到 10% 时,叶轮流道内靠近吸力面处已经出现比较明显的相态分离现象(MINEMURA 等^[20]认为含气率大于 20% 时会发生气泡聚集,产生相态分离)。

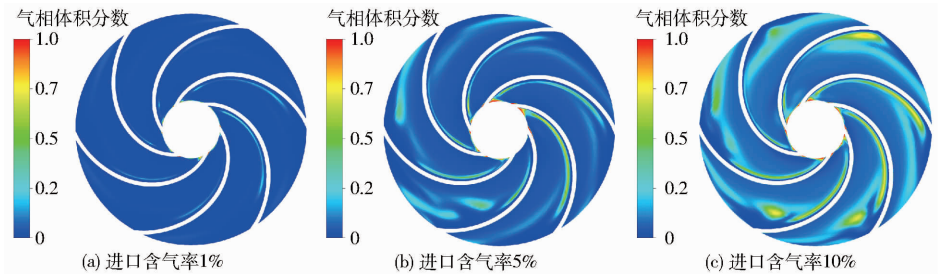


图 6 设计流量下不同进口含气率时气相体积分分数分布云图
Fig. 6 Gas volume fraction distribution contours at different inlet gas volume fractions under design flow rate

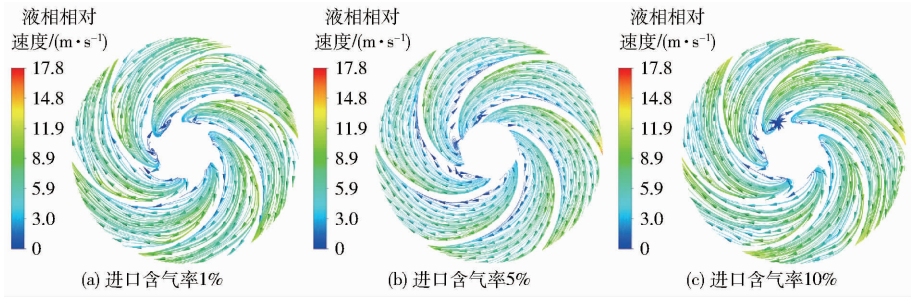


图 7 设计流量下不同进口含气率时液相相对速度流线分布云图

Fig. 7 Water relative velocity streamline distribution contours at different inlet gas volume fractions under design flow rate

4.2 叶片表面气相分布及速度流线分布

图 8 给出了设计流量下不同进口含气率时叶片压力面和吸力面气相体积分分数分布云图和气相相对速度流线图。由图 8 可知,在压力面上,进口含气率较小时,压力面前后盖板侧的气相体积分数较其它地方高,而随着进口含气率的增加,发现前后盖板侧的气相体积分数逐渐增大。叶轮出口边前盖板侧的气相体积分数增加更明显,最终可能会堵塞流道。吸力面靠近叶片进口处的气相体积分数也会随着进口含气率的增大而增大。对比图 9 的气相速度流线,可以看出两相流体进入叶轮流道后,气相会沿着压力面从流道中间向前后盖板运动,流线的运动趋势与气相的聚集位置相对应,而在叶片吸力面气相分布与速度流线较工作面要均匀。

4.3 进口含气率对叶轮出口压力的影响

图 10 给出了泵在设计流量下进口含气率为 5% 时叶轮出口监测点 p1 ~ p5 的压力脉动时域图。由图可知,各监测点压力均呈周期性变化,在相同的时间范围内出现 6 次波峰和波谷,6 次压力脉动的主要原因是叶轮和隔舌之间动静干涉作用所致。从 p1 到 p4 处静压逐渐减小,p5 处静压介于 p1 和 p2 之间,p1 和 p5 处幅值变化大于其余各点,这表明隔舌附近区域流动不稳定性较强。

图 11 和图 12 给出了泵在额定流量不同泵进口含气率工况下叶轮出口监测点 p3 的压力脉动时域图和频域图。由图可知,随着进口含气率的增大,叶轮出口压力逐渐降低。在进口含气率不超过 10% 时,压力波动规律仍然呈周期性变化,并没有受到破坏,说明在此含气率条件下气体对叶轮出口压力的

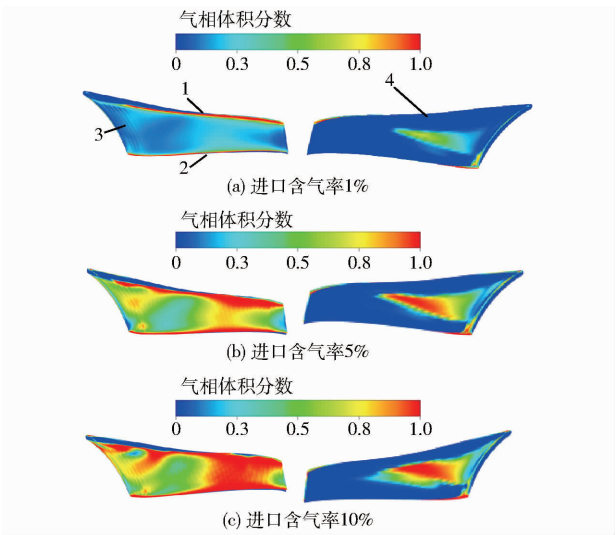


图 8 不同进口含气率时叶片压力面和吸力面气相体积分数分布云图

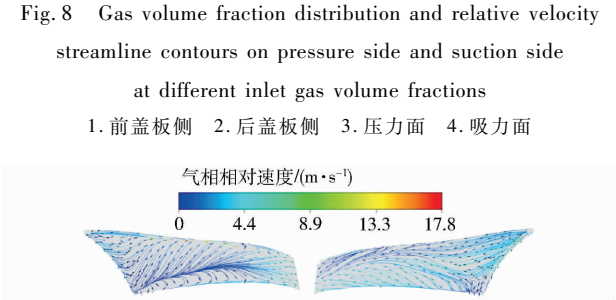


图 9 进口含气率为 5% 时叶片压力面和吸力面气相相对速度分布云图

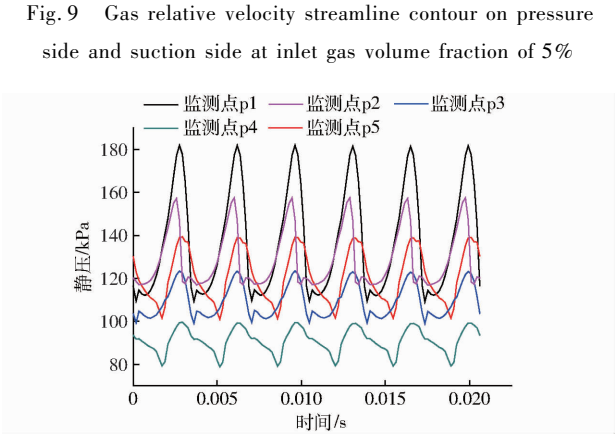


图 10 监测点 p1 ~ p5 的压力脉动时域图

影响作用并不明显。压力脉动峰值集中在叶频及其倍频段,随着频率的增大能量值逐渐降低。比较不同进口含气率下所对应压力脉动幅值,发现随着进口含气率增大,在主频处压力脉动幅值有稍微减小,依次为 10.3、9.95、9.79 kPa。不同含气率下监测点的压力脉动主频均为 289 Hz,与叶片通过频率接近,说明泵进口含气率不超过 10% 时气体对压力脉动主频影响不大,与付强等^[14]得到的结论一致。

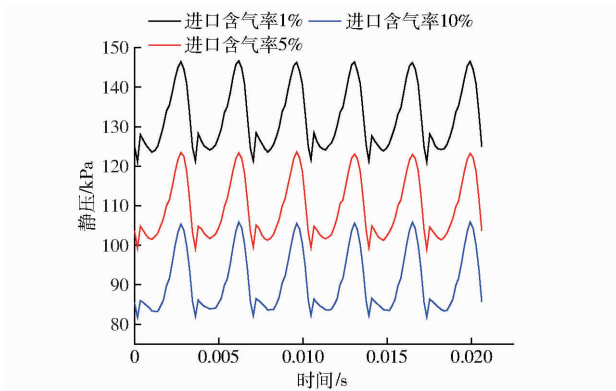


图 11 监测点 p3 的压力脉动时域图

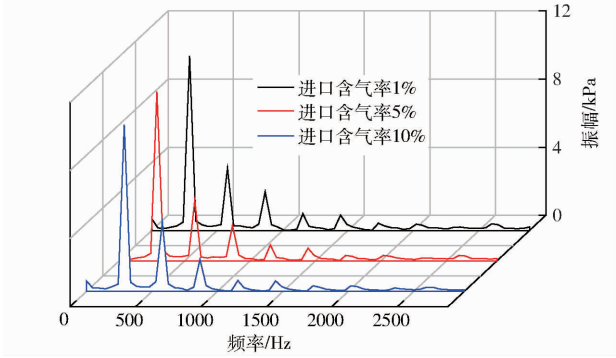


图 12 监测点 p3 的压力脉动频域图

4.4 试验验证

为了验证数值计算的可靠性,进行了不同进口含气率下的外特性试验,采用的试验台为开式试验台(如图 13 所示),试验装置和仪器设备满足 GB/T 3216—2005 中 II 级精度要求。通过保证液体流量在某一恒定值,通过气体调节阀来控制气体流量来得到不同含气率的气液混合物,从而进行试验泵的气液混输试验。储水箱 4 中的水通过电磁流量计后在气液混合装置中与压缩机产生的空气混合均匀后进入试验泵,泵输出的气液混合物经过电动阀后最终流入储水箱 5,储水箱 4 和 5 上方均开口并且是连通的,这样能使气体有效排出并保证进入储水箱 4 的水不再含有空气。

模型泵在纯水和气液两相流工况下的扬程以及进口含气率满足公式

$$H_l = \frac{P_{out} - P_{in}}{\rho g}$$

$$H_m = \frac{P_{out} - P_{in}}{g(\alpha_l \rho_l + \alpha_g \rho_g)}$$

式中 H_l 、 H_m ——纯水、气液两相流工况下扬程
 g ——重力加速度 P_{out} ——泵出口压力
 P_{in} ——泵进口压力

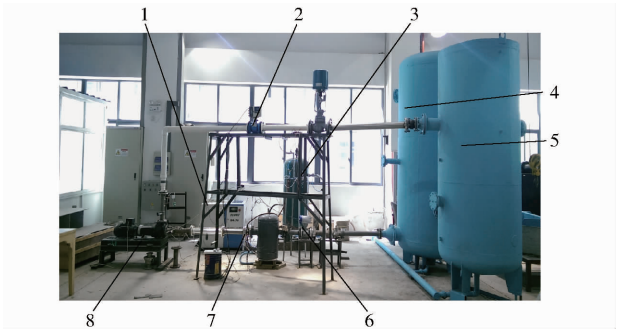


图 13 试验台

Fig. 13 Test rig

1. 压缩机 2,6 电磁流量计 3. 气体流量计 4,5 储水箱 7. 气液混合装置 8. 试验泵

模型泵纯水工况下的外特性曲线如图 14 所示。从图中可以看出数值计算与试验结果在整个流量范围内保持较好的一致性,在小流量工况点,两者非常吻合,在大流量工况点,模拟与试验结果存在一定偏差。在设计点工况,离心泵扬程试验值为 19.8 m,扬程模拟值为 20.66 m;效率试验值为 73.3%,效率模拟值为 73.8%,设计点扬程和效率相对误差都在 5% 以内。造成试验和模拟结果的偏差可能是未考虑壁面粗糙度以及忽略了叶轮进口口环泄漏损失导致的。图 15 为在进口含气率为 5% 时试验泵扬程数值计算与试验结果对比。由图可知,除了在较小流量下 ($Q = 20.24 \text{ m}^3/\text{h}$) 模拟值与试验值偏差较大,其余各点模拟值与试验值均比较接近,在允许的

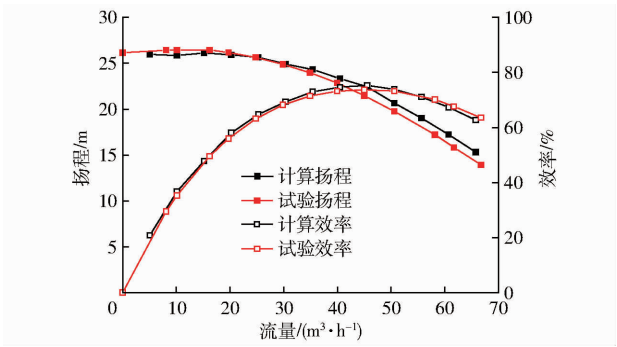


图 14 数值模拟和试验结果对比

Fig. 14 Comparisons between simulated and experimental results

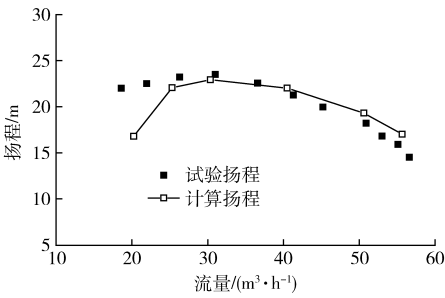


图 15 进口含气率为 5% 时扬程数值模拟和试验结果对比

Fig. 15 Comparisons between simulated and experimental results at inlet gas volume fraction of 5%

相对误差范围内,但在相同进口含气率条件下,小流量工况下的数值计算结果与试验结果存在偏差,说明现有模型在小流量工况点的计算还不够准确,有待进一步研究。

5 结论

(1)在进口气相浓度较高处,会产生漩涡,说明叶轮流道内漩涡的产生与气体的聚集有很大的关系。进口含气率增大到 10% 时,叶轮流道内靠近吸力面处已经出现比较明显的相态分离,气相有沿着叶片吸力面向叶轮出口运动的趋势。

(2)气液混输状态下,气相在叶轮流道内会沿流道中部向前后盖板运动,随着含气率增大,前后盖板侧的气体浓度也会增大。叶轮出口边前盖板侧的气相浓度增加更明显,气体最终可能会堵塞流道,造成泵性能恶化。

(3)在一个旋转周期内,叶轮出口压力呈周期性变化。进口含气率从 1% 增至 10%,叶轮出口压力逐渐降低,监测点在不同含气率下压力脉动主频在叶片通过频率附近,进口含气率不超过 10% 时气相体积分数对监测点压力脉动的主频影响不大。

(4)通过试验结果和数值计算所获得的扬程特性曲线,验证了所采用的计算模型和方法是基本可靠的,但鉴于在小流量工况下的误差,说明现阶段旋转机械内气液两相流模型和计算方法仍不够成熟,需做进一步研究。

参 考 文 献

1 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京:中国宇航出版社, 2011.
2 MINEMURA K, UCHIYAMA T. Three-dimensional calculation of air-water two-phase flow in centrifugal pump impeller based on a bubbly flow model[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1993, 115(4): 766-771.
3 卢金铃, 席光, 祁大同. 离心泵叶轮内气液两相三维流动数值研究[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(2): 237-240.
LU Jinling, XI Guang, QI Datong. Numerical study on the gas-liquid two-phase 3-D flow in the impeller of a centrifugal pump[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2003, 24(2): 237-240. (in Chinese)
4 陈次昌, 刘正英, 刘天宝, 等. 两相流泵的理论设计与[M]. 北京:兵器工业出版社, 1993.
5 TREMANTE A, MORENO N, REY R, et al. Numerical turbulent simulation of the two-phase flow (liquid/gas) through a cascade of an axial pump[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(2): 371-376.

- 6 CAMPO A, CHISELY E A. Experimental characterization of two-phase flow centrifugal pumps[J]. *Journal of Bacteriology*, 2010, 176(24): 7524–7531.
- 7 ZHU J, ZHANG H. CFD simulation of ESP performance and bubble size estimation under gassy conditions[C] // *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*, 2014;SPE–170727–PT.
- 8 CARIDAD J, KENYERY F. CFD analysis of electric submersible pumps (ESP) handling two-phase mixtures[J]. *Journal of Energy Resources Technology*, 2004, 126(2): 99–104.
- 9 CARIDAD J A, KENYERY F. Slip factor for centrifugal impellers under single and two-phase flow conditions[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2005, 127(2): 317–321.
- 10 CARIDAD J, ASUAJE M, KENYERY F, et al. Characterization of a centrifugal pump impeller under two-phase flow conditions [J]. *Journal of Petroleum Science & Engineering*, 2008, 63(1): 18–22.
- 11 BARRIOS L, PRADO M G. Modeling two phase flow inside an electrical submersible pump stage[J]. *ASME Journal of Energy Resources Technology*, 2009, 133(4): 227–231.
- 12 潘兵辉, 王万荣, 江伟. 离心泵气液两相流数值分析[J]. *石油化工应用*, 2011, 30(12): 101–104.
PAN Binghui, WANG Wanrong, JIANG Wei. Gas-liquid two-phase flow numerical simulation of centrifugal pump [J]. *Petrochemical Industry Application*, 2011, 30(12): 101–104. (in Chinese)
- 13 余志毅, 刘影. 叶片式混输泵气液两相非定常流动特性分析[J/OL]. *农业机械学报*, 2013, 44(5): 66–69. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20130513&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.05.013.
YU Zhiyi, LIU Ying. Characteristic analysis of unsteady gas-liquid two-phase flow in a multiphase rotodynamic pump[J/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2013, 44(5): 66–69. (in Chinese)
- 14 付强, 习毅, 朱荣生, 等. 含气率对 AP1000 核主泵影响的非定常分析[J]. *振动与冲击*, 2015, 34(6): 132–136.
FU Qiang, XI Yi, ZHU Rongsheng, et al. AP1000 nuclear main pump internal unsteady analysis under gas-liquid two phase condition[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, 34(6): 132–136. (in Chinese)
- 15 BARRIOS L, PRADO M G, KENYERY F. CFD modeling inside an electrical submersible pump in two-phase flow condition[C] // *ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting*, 2009: 457–469.
- 16 张金亚, 蔡淑杰, 朱宏武, 等. 三级螺旋轴流式混输泵可压缩流场数值模拟[J/OL]. *农业机械学报*, 2014, 45(9): 89–95. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=2014095&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.09.015.
ZHANG Jinya, CAI Shujie, ZHU Hongwu, et al. Numerical investigation of compressible flow in a three-stage helico-axial multiphase pump[J/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2014, 45(9): 89–95 (in Chinese)
- 17 周水清, 孔繁余, 王志强, 等. 基于结构化网格的低比转数离心泵性能数值模拟[J]. *农业机械学报*, 2011, 42(7): 66–69.
ZHOU Shuiqing, KONG Fanyu, WANG Zhiqiang, et al. Numerical simulation for low specific-speed centrifugal pump with structured grid[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2011, 42(7): 66–69. (in Chinese)
- 18 MÜLLER T, LIMBACH P, SKODA R. Numerical 3D RANS simulation of gas-liquid flow in a centrifugal pump with an Euler-Euler two-phase model and a dispersed phase distribution[C] // *Proceedings of 11th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics & Thermodynamics*, 2015: 760–772.
- 19 刘建瑞, 苏起钦. 自吸泵气液两相流数值模拟分析[J]. *农业机械学报*, 2009, 40(9): 73–76.
LIU Jianrui, SU Qiqin. Numerical simulation on gas-liquid two-phase flow in self-priming pump[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2009, 40(9): 73–76. (in Chinese)
- 20 MINEMURA K, UCHIYAMA T. Three-dimensional calculation of air-water two-phase flow in a centrifugal pump based on a bubbly flow model with fixed cavity[J]. *JSME International Journal, Series B, Fluids & Thermal Engineering*, 1994, 37(4): 726–735.