

平衡孔直径对离心泵性能及平衡腔压力的影响*

董 玮¹ 楚武利^{1,2}

(1. 西北工业大学动力与能源学院, 西安 710129; 2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘要: 在离心泵性能数值模拟与试验测试结果基本吻合的基础上,对泵平衡孔直径 0~12 mm 范围内的泵扬程、效率和轴功率进行预测,研究泵设计工况下,不同平衡孔直径时平衡腔内液体压力沿轴向、径向和切向分布规律,以及其对盖板力的影响,并绘制出 $\bar{p} = f(\bar{k})$ 关系曲线。结果表明:同一流量工况时,平衡孔直径增大到一定值后,轴功率明显增大,效率显著降低,但在大于设计流量工况时,扬程与平衡孔直径无关;同一平衡孔直径下,平衡腔压力沿轴向和切向基本保持不变,压力由泵轴至密封环沿径向增大;在平衡腔内小于平衡孔圆心与泵轴中心垂直距离的半径区域,平衡孔直径越小,压力沿径向越趋近于零,而在平衡腔内大于上述半径区域,平衡孔直径越大,压力沿切向越大;比面积 $\bar{k} \geq 2.645$ 时,平衡腔区域盖板力基本平衡。

关键词: 离心泵 平衡孔直径 性能预测 平衡腔压力 数值模拟

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)06-0073-05

Influence of Balance Hole Diameter on Performance and Balance Chamber Pressure of Centrifugal Pump

Dong Wei¹ Chu Wuli^{1,2}

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China

2. Collaborative Innovation Center of Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: Numerical simulations based on CFD had been performed by the IS150-125-315 single-stage single-suction centrifugal pump. The numerical results showed a good agreement with the experimental measurements. The performance, i. e., head, efficiency and shaft power of pump were studied under five balance hole diameters. For each of the diameter, the spatial distribution law of balance cavity pressure was researched. The influence of holes diameter on shroud force was analyzed and the relation curve $\bar{p} = f(\bar{k})$ was further drew. The results showed that the head had no relation with balance hole diameter when the flow rate was larger than design flow condition. After balance hole diameter increased to a certain value, shaft power was obviously increased and the efficiency was reduced at the same flow condition. The differential pressure of centrifugal pump without balance holes is larger than that with balance holes at the same massflow. Balance cavity pressure of the holes with the same diameter increased along radial direction from pump shaft to seal ring, while the change of its value was negligible along axial and tangential directions. In the region where the radius was less than the vertical distance between balance holes center and pump shaft center, a smaller diameter of balance cavity made the pressure approach zero. Out of this radius, the pressure increased as the balance hole diameter increased. When $\bar{k} \geq 2.645$, the shroud force on the balance cavity almost achieved balance.

Key words: Centrifugal pump Balance hole diameter Performance prediction Balance chamber pressure Numerical simulation

引言

离心泵的轴向力过大直接影响其运行稳定性,平衡和减小轴向力是目前研究离心泵的重要课题之一。在单级单吸离心泵叶轮开平衡孔双密封环的结构中,平衡孔将平衡腔与叶轮进口相连,从而降低叶轮两侧压差,达到平衡轴向力的目的,这是目前最常用的方法之一^[1-4]。文献[5-6]研究了离心泵在有、无平衡孔2种情况下,平衡孔对泵性能及泄漏量的影响。文献[7]研究结果表明平衡孔位置对离心泵外特性、平衡腔压力及轴向力有较大影响,且有一定规律。文献[8]通过改变后密封环直径和平衡孔直径,研究离心泵平衡腔压力及轴向力变化规律,达到最大限度平衡轴向力的目的。目前,国内外专家学者利用数值模拟方法对离心泵性能展开预测进行了大量的研究,取得的模拟结果与实测结果基本吻合^[9-14]。平衡腔区域叶轮盖板力是轴向力的重要组成部分,因此对平衡腔内液体压力进行研究就显得格外必要。本文以 IS150-125-315 型单级单吸离心泵为研究对象,在比较分析泵的性能数值模拟与实测结果的基础上,改变泵平衡孔直径,进行全流场数值计算,研究不同平衡孔直径下,离心泵扬程、效率和轴功率的变化情况,以及在设计工况时,平衡孔直径对平衡腔液体压力沿轴向、径向和切向分布规律及其盖板力的影响。

1 计算模型的建立

1.1 实体模型

本文选取 IS150-125-315 型离心泵为研究对象,其设计参数为流量 $Q_{sp} = 200 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H = 32 \text{ m}$,转速 $n = 1450 \text{ r}/\text{min}$,重要几何参数为叶轮外径 $D = 325 \text{ mm}$,密封环间隙 $b = 0.22 \text{ mm}$,后密封环直径 $D_m = 165 \text{ mm}$,叶轮轮毂直径 $D_h = 60 \text{ mm}$,平衡孔直径 $d = 8 \text{ mm}$,平衡孔数 $z = 6$ 。

应用 Pro/E 软件进行全流道几何建模,如图 1 所示。

本文在原型泵平衡孔直径 8 mm 的基础上,进行 4 次平衡孔直径的改变,分别为 0、4、10、12 mm。

1.2 网格划分

利用 GAMBIT 2.4 软件对整体离心泵模型采用混合网格划分方式。各计算域网格划分单元数及类型如表 1 所示,全部网格单元总数为 1.84×10^6 ,所有网格扭曲率均小于 0.89,其叶轮及平衡孔网格如图 2 所示。由于模型仅是平衡孔直径的改变,对整体网格划分影响变化较小,采用的网格划分方式相同,网格划分单元总数基本相等。

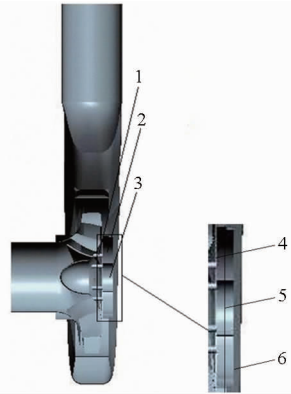


图 1 实体模型

Fig. 1 Geometric model

1. 平衡孔 2. 平衡腔 3. 叶轮轮毂 4. 叶轮后盖板壁面 5. 轴向中心截面 6. 后泵盖壁面

表 1 网格划分情况

Tab. 1 Distribution of mesh

计算域名称	网格数	网格类型
前泵腔	3.51×10^4	非结构网格
前密封环间隙	2.31×10^4	结构网格
叶轮流道	2.76×10^5	非结构网格
平衡腔	3.27×10^5	结构网格
后泵腔	8.81×10^5	结构网格
后密封环间隙	2.29×10^4	结构网格
蜗室	2.60×10^5	非结构网格
辅助计算域	1.56×10^4	结构网格

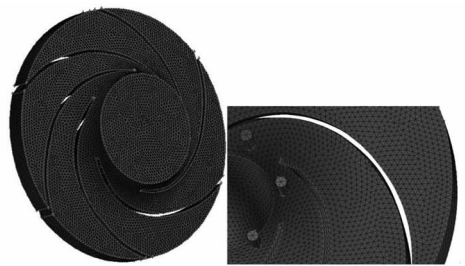


图 2 叶轮区域网格

Fig. 2 Mesh of impeller model

1.3 数值模拟

根据计算模型特点,边界条件设置为:泵进口设为无旋流动的速度进口,泵出口设为自由出流形式,假设固壁面无滑移,近壁面应用标准壁面函数法处理。泵体内流动设为不可压缩定常湍流流动,应用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型,压力与速度的耦合计算采用 SIMPLEC 算法。差分格式选取为:压力亚松弛项为标准格式,动量亚松弛项、湍动能亚松弛项、湍动能耗散率均为二阶迎风格式离散差分方程,在 Fluent 6.3 中进行数值模拟计算。

2 模拟结果及分析

2.1 泵性能验证

为了保证数值模拟计算结果的可靠性,首先进

行了离心泵的性能模拟与试验结果对比分析,在流量为 $0.6Q_{sp} \sim 1.2Q_{sp}$ 工作区域,离心泵性能参数扬程、效率和轴功率的数值模拟与试验测试结果,如图3所示。

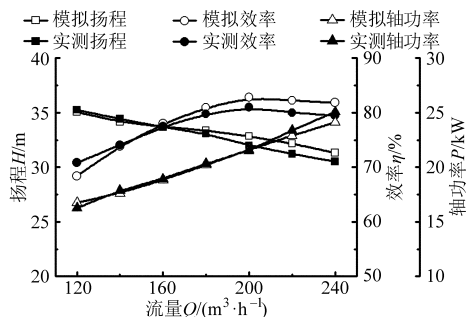


图3 水力性能曲线

Fig. 3 Curves of hydraulic performance

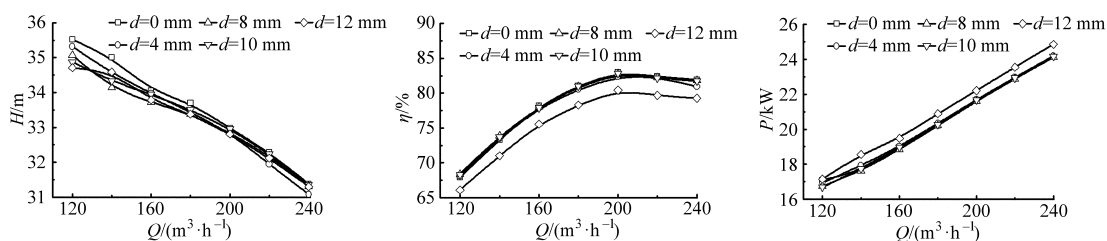


图4 离心泵性能关系曲线

Fig. 4 Performance curves of centrifugal pump

由图4可以看出,在 $0.6Q_{sp} \sim 1.2Q_{sp}$ 全流量工作区域中,不同模型性能曲线均呈现出相同的变化趋势。由 $H-Q$ 关系曲线可知,同一流量工况下, $d=0$ mm 模型扬程均大于其他模型扬程,且不同模型扬程之间的差值在较小流量 ($0.6Q_{sp} \sim 0.8Q_{sp}$) 时较大,在较大流量 ($0.9Q_{sp} \sim 1.2Q_{sp}$) 时较小,其中 $d=0$ mm 模型与 $d=12$ mm 模型的扬程差值,在流量 $0.6Q_{sp}$ 工况为 0.82 m,在流量 $1.2Q_{sp}$ 工况为 0.08 m。说明相同流量工况下,无平衡孔模型的进、出口压差大于有平衡孔模型的进、出口压差,且平衡孔直径对扬程的影响随流量的增大而逐渐减小。由 $\eta-Q$ 和 $P-Q$ 关系曲线可知,同一流量工况下,当平衡孔直径在 $0 \sim 10$ mm 范围内增大时,不同平衡孔直径模型的效率和轴功率基本相等,当平衡孔直径为 12 mm 时,模型的效率最低,轴功率最大。这说明平衡孔直径在 $0 \sim 10$ mm 范围内变化时,离心泵的效率 and 轴功率不受平衡孔直径变化的影响,但当平衡孔直径为 12 mm 时,可促使离心泵轴功率的增大,离心泵容积效率明显降低,泵的效率整体下降。

3 平衡腔液体压力分布

大量文献研究认为平衡腔体径向和轴向尺寸较小,平衡腔液体压力沿着径向方向均匀分布,即平衡腔液体压力为叶轮后密封环出口压力^[15-17]。

由图3可知,泵在 $0.6Q_{sp} \sim 1.2Q_{sp}$ 工作区域,离心泵的扬程、效率和轴功率数值模拟结果与试验测试结果基本吻合。在流量为 $1.0Q_{sp}$ 的设计工况条件下,扬程、效率、轴功率的模拟值均高于试验测试值,相对误差分别为 2.66% 、 2.22% 、 0.42% 。因此,图3证明了本文所采用的数值计算方法完全可行,能够满足本文的研究需要。

2.2 平衡孔直径对离心泵性能的影响

在原型泵的性能预测基础上,对平衡孔直径 d 为 $0, 4, 8, 10, 12$ mm 的模型分别进行内部全流场数值模拟计算,得到了流量为 $0.6Q_{sp} \sim 1.2Q_{sp}$ 工作区域,泵的性能参数值,分别绘制出扬程、效率、轴功率与流量关系曲线,如图4所示。

为了研究平衡腔内液体压力分布情况及平衡孔直径对其影响,选取了5种不同平衡孔直径模型在设计工况下的离心泵平衡腔叶轮后盖板壁面、轴向中心截面、后泵盖壁面处液体压力分布截面图,如图5所示,各分图从左至右对应以上3个截面。

从图5可以看出,平衡腔内液体压力分布具有规律性,在同一模型中,平衡腔内液体压力在叶轮后盖板壁面、轴向中心截面、后泵盖壁上取值均由泵轴至密封环沿径向逐渐增大,但沿轴向和切向上基本保持不变。在同一位置截面上,平衡孔直径越大,平衡腔压力取值范围越大,平衡孔周围压力越小,且为负值,这会导致平衡孔向叶轮流道的液体泄漏量增大,证明了平衡孔能够减小离心泵轴向力,符合实际平衡孔泄漏液体的现象,选取合适的平衡孔直径能够起到较大限度的平衡轴向力的作用,同时说明了本文的模拟结果具有较高的可信度。

由以上分析,取轴向中心截面处液体压力值,绘制成平衡腔内液体压力与半径的变化曲线,如图6所示。

从图6可以看出,当 $r < 45$ mm 时,压力由负值沿径向缓慢增大,平衡孔直径越小,压力越趋近于零。当 $r > 45$ mm 时,在同一模型中,压力沿径向均随半径的增大而近似均匀增大,且在同一半径上,泵模型平衡孔直径越大,压力越大。由于平衡孔圆心

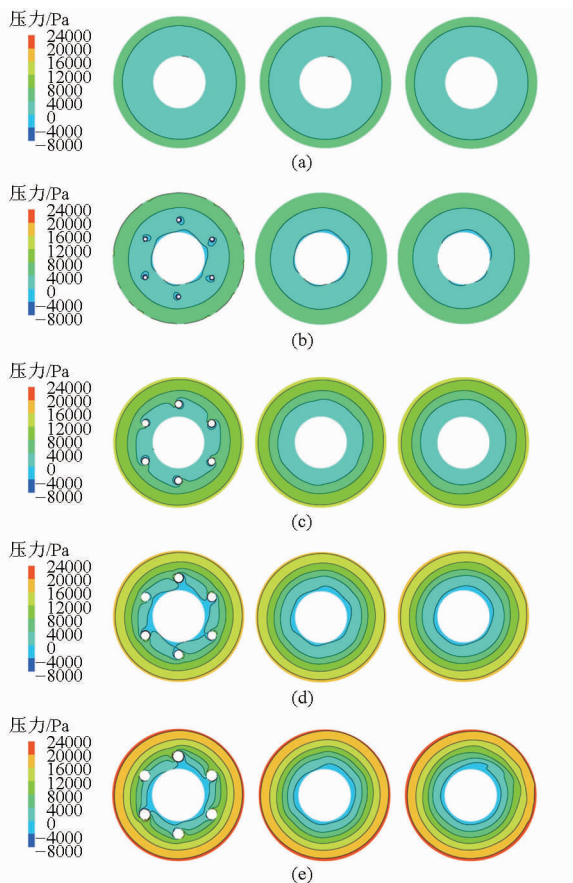


图5 平衡腔压力分布截面图

Fig. 5 Distribution of pressure in balance cavity

(a) $d = 0$ mm (b) $d = 4$ mm (c) $d = 8$ mm
(d) $d = 10$ mm (e) $d = 12$ mm

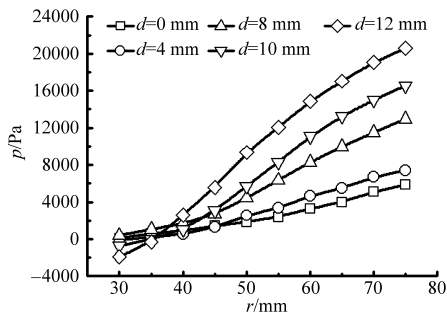


图6 平衡腔压力沿径向分布曲线

Fig. 6 Radial distribution of pressure in balance cavity

与泵轴中心的垂直距离为 $r = 44$ mm,说明平衡孔直径增大,会导致液体通过平衡孔从平衡腔侧高压区向叶轮进口侧低压区的泄漏量增大,从而达到平衡轴向力的作用。这又说明平衡孔直径对平衡腔内液体压力分布变化规律具有较大的影响。

在密封环正常时,一般认为密封环以上的前、后泵腔压力分布相同,造成的轴向力相互抵消^[16-17],因此平衡腔区域叶轮盖板前、后压力差造成的盖板力 F 是影响轴向力的主要因素。盖板力 F 的求解公式为

$$F = (p - p_1) \frac{\pi}{4} (D_m^2 - D_h^2) \times 10^{-6} \quad (1)$$

式中 p ——平衡腔液体压力, Pa

p_1 ——叶轮进口压力, Pa

绘制盖板力与半径关系曲线,如图7所示。

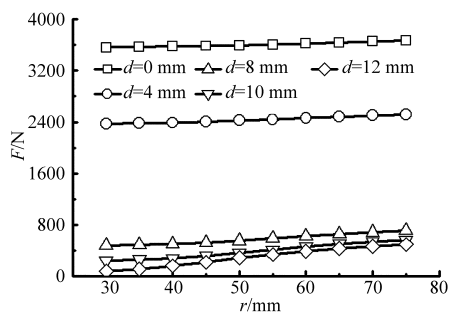


图7 盖板力沿径向变化曲线

Fig. 7 Radial distribution of cover plate force curves

从图7可以看出,在同一平衡孔直径下,平衡腔区域叶轮盖板力 F 沿径向基本保持不变,当 $d < 8$ mm时,平衡孔直径越大,盖板力 F 越小,其造成的轴向力越小,当平衡孔直径 $d \geq 8$ mm时,不同平衡孔直径叶轮的盖板力 F 之间差值较小。说明平衡孔直径增大到一定值后,平衡腔区域轴向力近似平衡。由于 $d = 8$ mm为IS150-125-315型离心泵的平衡孔直径设计值,因此本文的研究结果具有较高的可信度。

为了分析相似泵中,不同平衡孔直径下,平衡腔区域叶轮后盖板前、后压力差对轴向力的影响,本文引入叶轮的平衡孔总面积与后密封环间隙断面面积的比值 \bar{k} ,与反映开平衡孔双密封环叶轮单位扬程在叶轮平衡孔前、后压力差的压力系数 \bar{p} ^[16],计算公式分别为

$$\bar{k} = \frac{d^2 z}{4D_m b} \quad (2)$$

$$\bar{p} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g H} \quad (3)$$

式中 p_2 ——后密封环出口压力, Pa

平衡孔直径0、4、8、10、12 mm,对应的比面积 \bar{k} 为0、0.661、2.645、4.132、5.950。绘制的 $\bar{p} = f(\bar{k})$ 关系曲线,如图8所示。

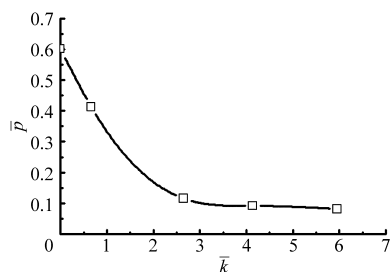


图8 平衡腔压力无因次曲线

Fig. 8 Dimensionless curve of pressure in balance cavity

从图8可以看出,比面积 \bar{k} 增大时,压力系数 \bar{p} 减小,其中 $\bar{k} < 2.645$ 时,压力系数降低明显,说明平

平衡孔直径越大,平衡腔区域叶轮盖板前、后压力差越小,在比面积 $\bar{k} \geq 2.645$ 时,平衡腔区域叶轮盖板前、后压力差造成的盖板力增大到一定值后,其值基本保持不变,压力系数 $\bar{p} \approx 0.097$ 。

4 结论

(1) 相同流量工况下,无平衡孔离心泵的进、出口压差大于有平衡孔离心泵的压差;在大于设计流量工况下,离心泵扬程几乎不受平衡孔直径变化的影响。

(2) 平衡孔直径在一定范围内变化即 $d \leq 10$ mm 时,离心泵效率和轴功率与平衡孔直径变化

无关,当 $d > 10$ mm 时,离心泵轴功率明显增大,效率显著降低。

(3) 同一平衡孔直径下,平衡腔液体压力沿轴向和切向基本保持不变,沿径向随半径增大而增大,密封环出口处达到最大值。不同平衡孔直径下,平衡腔内小于平衡孔圆心与泵轴中心垂直距离的半径上,平衡孔直径越小,平衡腔压力沿径向越近似为零;平衡腔内大于平衡孔圆心与泵轴中心垂直距离的半径上,平衡孔直径越大,平衡腔压力沿切向越大。

(4) 当 $\bar{k} \geq 2.645$ 时, $\bar{p} \approx 0.097$,平衡腔区域盖板力达到最小值,其轴向力基本平衡。

参 考 文 献

- 1 王邦胜. 叶轮前后口环直径对轴向力的影响[J]. 化工设备与管道, 2012, 49(1): 35-38.
Wang Bangsheng. Influence of diameters of rings at front and rear of impeller to axial force[J]. Process Equipment & Piping, 2012, 49(1): 35-38. (in Chinese)
- 2 陈鱼, 费振桃, 蔡永雄, 等. 输送清水时口环间隙对离心油泵性能的影响[J]. 流体机械, 2006, 34(1): 1-5.
Chen Yu, Fei Zhentao, Cai Yongxiong, et al. Effect of the clearance of wear-rings on the performance of centrifugal oil pump while handling water[J]. Fluid Machinery, 2006, 34(1): 1-5. (in Chinese)
- 3 Sang Hyun Park, Gerald L Morrison. Analysis of the flow between the impeller and pump casing back face for a centrifugal pump [C] // Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting (FEDSM2009), 2009, 1: 221-235.
- 4 Li Wenguang. Model of flow in the side chambers of an industrial centrifugal pump for delivering viscous oil[J]. ASME Journal of Fluid Engineering, 2013, 135(5): 051201-1-051201-22.
- 5 沙玉俊, 刘树红, 吴玉林, 等. 平衡孔对高温高压离心泵性能的影响研究[J]. 水力发电学报, 2012, 31(6): 259-264.
Sha Yujun, Liu Shuhong, Wu Yulin, et al. Influence of balancing holes on performances of the high-temperature and high-pressure centrifugal pump[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2012, 31(6): 259-264. (in Chinese)
- 6 凌玮, 高良凤, 沙毅. 比转速 185 的离心泵研制及平衡孔对泵性能影响的试验研究[J]. 水泵技术, 2013(2): 20-22.
- 7 牟介刚, 赵锦靖, 郑水华, 等. 离心泵平衡孔位置对轴向力及外特性的影响[J]. 机械设计与制造, 2012(6): 173-175.
Mu Jiegang, Zhao Jinjing, Zheng Shuihua, et al. The influence of balance hole position of centrifugal pump on axial force and external characteristics[J]. Machinery Design & Manufacture, 2012(6): 173-175. (in Chinese)
- 8 魏清顺, 刘在伦. 基于 CFD 的离心泵浮动叶轮平衡腔压力数值分析与验证[J]. 中国电机工程学报, 2011, 31(14): 103-108.
Wei Qingshun, Liu Zailun. Numerical analysis and validation of floating impeller balance chamber pressure in centrifugal pump based on CFD[J]. Proceedings of the CSEE, 2011, 31(14): 103-108. (in Chinese)
- 9 谈明高, 刘厚林, 吴贤芳, 等. 基于流场计算的离心泵性能预测比较[J]. 中国农村水利水电, 2011(11): 117-124.
Tan Minggao, Liu Houlin, Wu Xianfang, et al. The prediction of characteristics of centrifugal pumps based on CFD[J]. China Rural Water and Hydropower, 2011(11): 117-124. (in Chinese)
- 10 周岭, 施卫东, 陆伟刚, 等. 深井离心泵数值模拟与试验[J]. 农业机械学报, 2011, 42(3): 69-73.
Zhou Ling, Shi Weidong, Lu Weigang, et al. Numerical simulation and experiment on deep-well centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(3): 69-73. (in Chinese)
- 11 Sayed Ahmed Imran Bellary, Abdus Samad. Exit blade angle and roughness effect on centrifugal pump performance [C] // Proceedings of the ASME 2013 Gas Turbine India Conference (GTINDIA2013), 2013: 1-10.
- 12 Philippe Dupont, Tomoyoshi Okamura. Cavitating flow calculations in industry[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2003, 9(3): 163-170.
- 13 José González, Carlos Santolaria. Unsteady flow structure and global variables in a centrifugal pump[J]. ASME Journal of Fluid Engineering, 2006, 128(9): 937-946.
- 14 Tihomir Mihalić, Zvonimir Guzović, Andrej Predin. Performances and flow analysis in the centrifugal vortex pump[J]. ASME Journal of Fluid Engineering, 2013, 135(1): 011107-1-011107-7.
- 15 Lu Weigang, Zhou Ling, Zhang Desheng, et al. Unsteady flow numerical analysis of new-type deep well pump under multi-conditions [C] // Proceedings of the ASME 2010 3rd Joint US-European Fluids Engineering Summer Meeting (FEDSM2010), 2010: 647-652.
- 16 刘在伦, 董玮, 张楠, 等. 离心泵平衡腔液体压力的计算与验证[J]. 农业工程学报, 2013, 29(20): 54-59.
Liu Zailun, Dong Wei, Zhang Nan, et al. Calculation and validation of fluid pressure of balance cavity in centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2013, 29(20): 54-59. (in Chinese)
- 17 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2010.