

文章编号: 1673-5196(2018)02-0054-05

离心泵新型轴向力平衡装置动态 轴向力计算及设计方法

刘在伦^{1,2}, 杨建霞¹, 吴新瑞³, 邵安灿^{1,2}

(1. 兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050; 2. 兰州理工大学 温州泵阀工程研究院, 浙江 温州 325105; 3. 普仑斯(福建)泵业有限公司, 福建 松溪 353500)

摘要: 采用动静环内半径不变加大其外半径的方法, 对轴向间隙为 0.1~1.0 mm 时其内的液体压力分布、泄漏量、动环上轴向力进行了数值计算及分析。结果表明: 轴向间隙液体压力沿半径方向逐渐增大, 其关系曲线是斜直线, 但动静环外半径与内半径比值和轴向间隙大小对其斜率有明显影响; 在相同的动静环的外半径与内半径的比值时, 隙径比增大, 泄漏量系数具有先急剧增大然后趋于平坦的变化规律, 而轴向力系数具有先急剧减少然后趋于平坦的变化规律。从控制轴向力减少液体泄漏量的角度, 提出了过渡区隙径比可作为轴向间隙设计的理论依据。对平衡腔内不安装平衡装置时平衡腔液体压力进行了测试, 对比分析了平衡装置减少轴向力的效果。

关键词: 离心泵; 轴向力; 平衡装置; 泄漏量系数; 轴向力系数

中图分类号: TH311 **文献标志码:** A

Calculation and design method of dynamic axial thrust of new-type axial thrust balancing device in centrifugal pump

LIU Zai-lun^{1,2}, YANG Jian-xia¹, WU Xin-rui³, SHAO An-can^{1,2}

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050, China; 2. Wenzhou Engineering Institute of Pump and Valve, Lanzhou Univ. of Tech., Wenzhou 325105, China; 3. PRE(Fujian) Pump Industry Company, Songxi 353500, China)

Abstract: In the case of impeller axial clearance being from 0.1 mm to 1.0 mm, the liquid pressure distribution in it, leakage, and axial thrust on the ring are calculated and analyzed by means of increasing the outer radius of both the moving and still rings and keeping that of inner radius constant. The result show that the liquid pressure in axial clearance will radially increase gradually and its dependence curve on radius will be an oblique straight line; both the ratio of outer radius to inner radius of moving and still ring and the size of axial clearance will have an obvious effect on its slope. When that ratio is constant the leakage coefficient will rapidly increase with the increase of the gap-to-diameter ratio at first and then tend to be flat while the axial thrust coefficient will sharply decrease at first and then tend to be flat. In terms of reduction of liquid leakage with axial thrust control, it is proposed that the gap-to-diameter ratio of the transition zone can be taken as a theoretical basis of design of axial clearance of centrifugal pump. The liquid pressure in balance cavity without balancing device is tested, and the effect of the balancing device for reducing axial thrust is analyzed comparatively.

Key words: centrifugal pump; axial thrust; balancing device; leakage coefficient; axial thrust coefficient

在离心泵中, 特别是叶轮同向排列的多级离心泵, 轴向力是研究离心泵的重要课题之一。传统轴向

力平衡方法是: 单级离心泵采用开平衡孔双密封环叶轮, 或在叶轮后盖板增设背叶片; 多级离心泵一般采用平衡盘、平衡鼓以及平衡鼓与平衡盘联合机构。近年国内专家学者提出了一些新的平衡轴向力方法以满足不同的结构和使用需要^[1-3]。早在 20 世纪 90 年代, 关醒凡等^[4]提出了一种新型轴向力平衡装置,

收稿日期: 2016-03-22

基金项目: 国家自然科学基金(51269010), 浙江省自然科学基金(LY12E09002)

作者简介: 刘在伦(1961-), 男, 甘肃景泰人, 教授。

突破了轴向力平衡装置的传统结构. 指出该平衡装置的原理适合于所有多级泵(包括深井潜水泵), 在扬程 300 m 以下的多级泵上使用, 证明节能效果显著. 刘在伦等^[5]对这种轴向力平衡装置进行了改进, 并应用于流量为 720 m³/h、扬程为 50 m 的大型 2 级潜水泵上, 工程实践验证了该平衡装置的可靠性. 但因这种平衡装置的结构设计及轴向力计算的基础理论不够完善, 而用实验手段获得最佳结构参数又将耗费大量精力, 工程应用仍处在进退两难的境地. 因此, 采用数值计算方法研究这种平衡装置的动态特征并提出其结构设计原则显得格外必要. 本文采用改变动静环外半径和轴向间隙的方法, 研究新型轴向力平衡装置轴向间隙液体的压力分布、泄漏量和动环上轴向力的变化规律, 为新型平衡装置的结构设计及轴向力计算提供理论依据.

1 平衡轴向力装置结构特点及工作原理

图 1 为离心泵新型轴向力平衡装置结构及原理图. 图中 p_1 为叶轮进口液体压力, p_2 为后密封环进口液体压力, p_3 为后密封环出口液体压力, p_4 为平衡腔液体压力, b_1 为径向间隙, b_2 为轴向间隙, r_1 为动静环内半径, r_3 为动静环外半径, r_m 为后密封环半径, r_2 为叶轮外半径. 该平衡装置是由与叶轮同步旋转不锈钢盘(动环)和装在泵盖上的石墨盘(静环)构成的, 其中石墨盘在泵盖内能轴向移动但不旋转, 平衡装置安装在多级离心泵末级叶轮平衡腔内. 动静环进口是高压液体, 而其出口液体与首级叶轮进口相通或者引入外界与大气相通. 后密封环径向间隙和动静环轴向间隙构成了间隙流道. 当水泵工作时, 在压差 $\Delta p = p_2 - p_4$ 作用下, 间隙流道形成了一定的液体泄漏量, 改变了平衡腔区域叶轮后盖板的侧压力分布, 达到了平衡轴向力的目的.

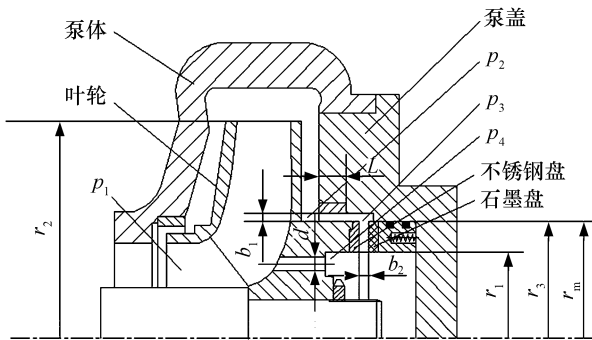


图 1 平衡轴向力装置结构简图

Fig. 1 Schematic diagram of axial thrust balancing device

2 数值计算

本文是在离心泵平衡腔内安装不同外半径动静环, 其内半径 $r_1 = 35$ mm, 外半径 r_3 为 45.0、52.5、57.5、62.5 mm. 后密封环的长度 $L = 18$ mm, 径向间隙 $b_1 = 0.2$ mm. 离心泵设计参数: 流量 $q_v = 25$ m³/h, 扬程 $H = 32$ m, 转速 $n = 1450$ r/min, 效率 $\eta = 52\%$. 叶轮外半径 $r_2 = 158$ mm.

2.1 计算模型与网格划分

应用 Pro/E 三维建模软件对泵全流道几何建模, 保持叶轮和泵体其他结构尺寸不变, 动静环外半径 r_3 为 45.0、52.5、57.5、62.5 mm 条件下, 分别对轴向间隙 b_2 为 0.1、0.2、0.4、0.6、0.8、1.0 mm 建立计算模型, 如图 2 所示.

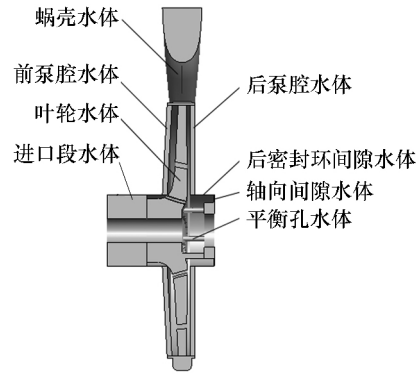


图 2 计算模型

Fig. 2 Calculation model

采用 ICEM-CFD 软件对整体离心泵模型采用混合网格方式进行网格划分^[6], 各计算域网格划分单元数及类型见表 1. 全部网格单元总数为 1.61×10^6 , 所有网格扭曲率均小于 0.86, 所有网格质量均大于 0.35, 其后泵腔、径向间隙和轴向间隙网格如图 3 所示. 由于模型仅是动静环外半径和轴向间隙的改变, 对整体网格划分影响变化较小, 因此采用的网格划分方式相同, 网格划分单元总数也基本相等.

表 1 网格划分

Tab. 1 Mesh division

计算域名称	网格类型	网格数
前泵腔	结构网格	1.84×10^5
前密封环间隙	结构网格	2.67×10^4
叶轮	非结构网格	5.63×10^5
蜗壳	非结构网格	3.16×10^5
后泵腔	结构网格	1.63×10^5
径向间隙	结构网格	2.72×10^4
轴向间隙	结构网格	4.26×10^4
进口	结构网格	2.76×10^5

2.2 数值模拟

由于离心泵的工作介质为水, 泵体内的流动可视为不可压缩定常湍流流动, 采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模

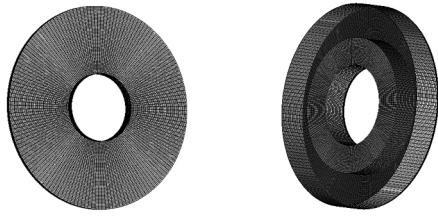


图 3 后泵腔、径向间隙和轴向间隙网格

Fig.3 Mesh of back pump chamber, radial clearance, and axial clearance

型^[7]. 压力与速度的耦合采用 SIMPLE 算法, 差分格式选取为: 压力亚松弛项采用标准格式, 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^[8]. 根据计算模型的特点, 边界条件设置为: 泵进口设为无旋流动的速度进口, 出口设为自由出流形式, 所有壁面均采用无滑移固壁条件, 近壁面湍流流动采用标准壁面函数法处理. 因为离心泵的计算区域内存在旋转部分(如叶轮)和静止部分(如蜗壳), 所以离心泵内部流场的数值计算中存在动静耦合的问题, 不能采用单一参考系^[9]. 本文在对离心泵内部流场数值模拟时选用多重参考系模型作为流场的动静耦合模型, 设置收敛精度为 10^{-4} , 在 FLUENT 中进行数值模拟计算.

3 结果及分析

3.1 泵性能验证

为验证数值模拟的可靠性, 对平衡腔内不安装平衡装置时泵性能进行了测试, 测试结果如图 4 所示. 本文仅给出了动静环外半径 $r_3=57.5\text{ mm}$, 平衡孔直径 $d=6\text{ mm}$, 轴向间隙 b_2 为 0.1、0.4、1.0 mm 时泵性能模拟曲线, 如图 4 所示.

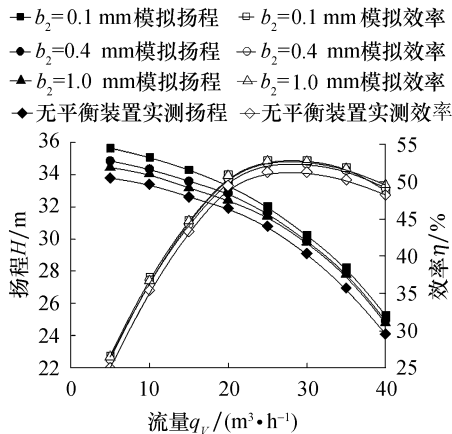


图 4 泵性能曲线

Fig.4 Performance curves of pump

由图 4 可知, 泵在 $0.8q_v \sim 1.2q_v$ 工作区域, 泵的扬程和效率数值模拟结果与试验测试结果基本吻合. 在设计流量下扬程和效率的模拟值均高于试验

测试值, 其中轴向间隙为 0.1 mm 时的误差最大, 最大相对误差分别为 3.84%、3.01%. 试验结果表明: 在动静环外半径一定时, 轴向间隙的变化对泵性能影响不大. 因此, 图 4 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.

3.2 轴向间隙液体静压分布

为了研究轴向间隙对其内液体压力分布的影响, 本文在动静环外半径为 57.5 mm 条件下, 在设计工况下选取了轴向间隙中间截面的液体静压分布云图, 如图 5 所示. 从图 5 可以看出, 在相同轴向间隙下, 轴向间隙液体压力由内径至外径沿径向逐渐增大, 外径处达到最大值, 内径处压力最小.

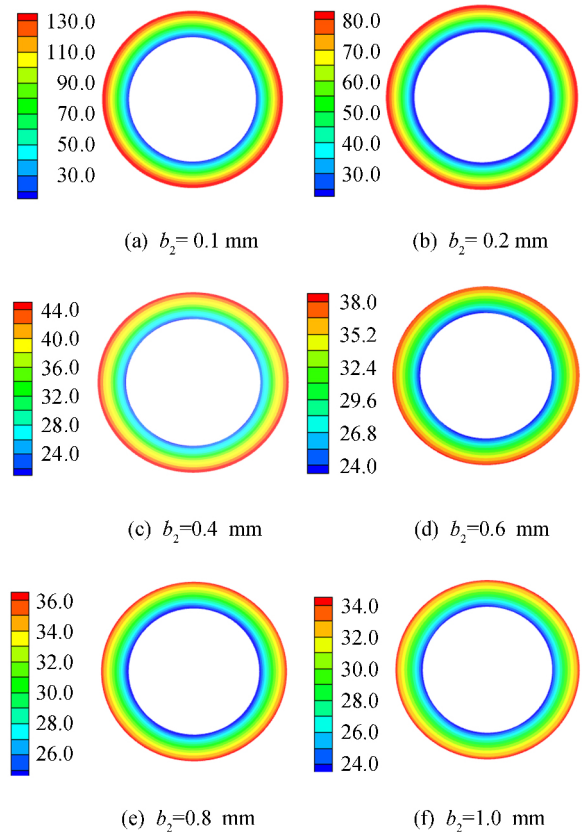


图 5 轴向间隙液体的静压分布云图(kPa)

Fig.5 Nephogram of distribution of liquid static pressure within axial clearance(kPa)

图 6 为轴向间隙液体压力与半径的变化曲线. 从图 6 可以看出, 轴向间隙液体压力随着半径的增大而增大, 其关系曲线是一些斜直线. 在相同轴向间隙下, 动静环外半径增大, 轴向间隙液体压力增大.

3.3 隙径比对轴向间隙液体泄漏量及轴向力的影响

为了分析与计算相似平衡装置动态性能, 参照文献^[10,11]引入旋转雷诺数 Re_w 、泄漏量系数 C_q 、轴向力系数 C_F 和隙径比 G 等无量纲参数, 其定义为

$$Re_\omega = \frac{\omega r_3^2}{\nu} \quad C_q = \frac{q_{v,x}}{2\pi r_3^3 \omega} Re_\omega^{0.2}$$

$$C_F = \frac{F}{\rho g H \pi (r_3^2 - r_1^2)} \quad G = \frac{b_2}{r_3}$$

式中: Re_ω 为旋转雷诺数, $\omega = 2\pi n/60$, ω 为叶轮旋转角速度, rad/s; r_3 为动静环外半径, m; ν 为水在常温下的运动黏性, m^2/s ; C_q 为泄漏量系数; $q_{v,x}$ 为轴向间隙液体泄漏量, m^3/s ; C_F 为轴向力系数; F 为不锈钢盘上轴向力, N; ρ 为水在常温下的密度, kg/m^3 ; H 为水泵扬程, m; r_1 为动静环内半径, m; G 为隙径比; b_2 为轴向间隙, m.

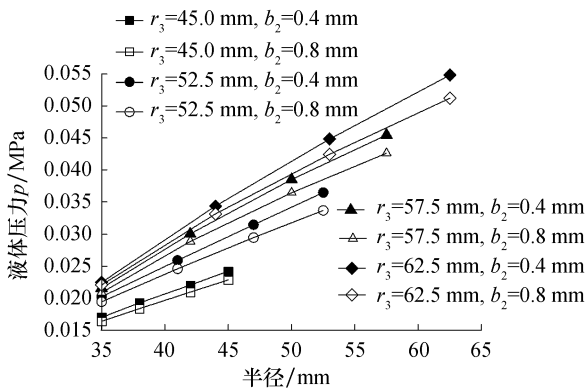


图 6 轴向间隙液体压力的分布曲线

Fig. 6 Distribution curves of liquid pressure within axial clearance

根据数值模拟计算的结果,可绘制出设计工况下液体泄漏量系数和轴向力系数与隙径比的关系曲线,如图 7 和图 8 所示.

由图 7 和图 8 可看出,在相同动静环外半径下,隙径比增大,泄漏量系数具有先急剧增大然后趋于平坦的变化规律,而轴向力系数具有先急剧减少然后趋于平坦的变化规律.根据泄漏量系数曲线和轴向力系数曲线的特征,将其划分为敏感区、过渡区和

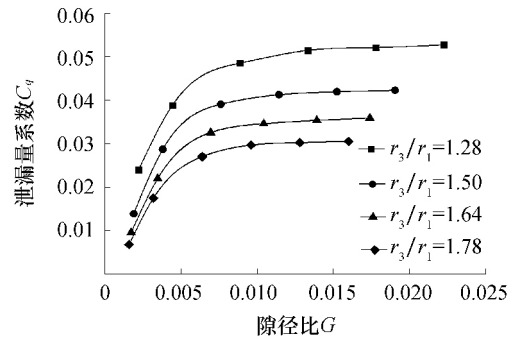


图 7 泄漏量系数与隙径比的关系曲线

Fig. 7 Dependence curves of leakage coefficient on ratio of gap-to-diameter

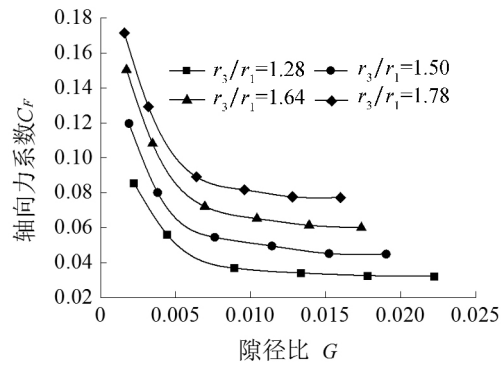


图 8 轴向力系数与隙径比的关系曲线

Fig. 8 Dependence curves of axial thrust coefficient on ratio of gap-to-diameter

不敏感区.敏感区的泄漏量系数曲线和轴向力系数曲线陡峭,其斜率很大,隙径比会引起泄漏量系数和轴向力系数急剧变化.不敏感区的泄漏量系数曲线和轴向力系数曲线几乎与横坐标平行,即隙径比变化对泄漏量系数和轴向力系数几乎无影响.在敏感区和不敏感区的区域称为过渡区.由图 7 和图 8 可确定出敏感区、过渡区和不敏感区的隙径比和轴向间隙的变化范围,见表 2.

表 2 隙径比及轴向间隙的选择范围

Tab. 2 Selection scope of gap-to-diameter ratio and axial clearance

r_3/r_1	敏感区		过渡区		不敏感区	
	G	b_2/mm	G	b_2/mm	G	b_2/mm
1.28	<0.0074	<0.33	$0.0074 \sim 0.0183$	$0.33 \sim 0.82$	>0.0183	>0.82
1.50	<0.0067	<0.35	$0.0067 \sim 0.0159$	$0.35 \sim 0.83$	>0.0159	>0.83
1.64	<0.0064	<0.37	$0.0064 \sim 0.0146$	$0.37 \sim 0.84$	>0.0146	>0.84
1.78	<0.0059	<0.38	$0.0059 \sim 0.0137$	$0.38 \sim 0.86$	>0.0137	>0.86

由表 2 及图 7 和图 8 可看出,动静环的外半径与内半径的比值不变时,敏感区的轴向间隙较过渡区和不敏感区的轴向间隙都小.从减少液体泄漏量角度,选择敏感区的轴向间隙,轴向间隙越小越好,越有利于减少间隙液体泄漏量提高泵容积效率,但

同时液体作用在动环上的轴向力会很大.选择过小的轴向间隙,一是会造成泵各零件轴向加工尺寸精度提高,泵制造及装配成本增加;二是会造成轴向间隙润滑、冷却条件急剧变差,不锈钢盘与石墨盘会出现烧结现象.从减少轴向力角度,选择不敏感区的轴

向间隙,但在这种情况下,因隙径比的变化对泄漏量系数和轴向力系数几乎无影响,当轴向间隙达到一定值或进一步增大轴向间隙,不但不能减少作用在动环上轴向力,还会造成很大的容积损失,降低泵容积效率.因此,从控制轴向力减少液体泄漏量的角度,过渡区隙径比变化范围可作为轴向间隙设计的理论依据.

为了验证平衡装置平衡轴向力的效果,对平衡腔内不安装平衡装置时平衡腔液体压力进行了测试.后密封环直径 D_m 为 90、105、115、125 mm 条件下,平衡孔直径 d 为 6、8、11 mm 时设计工况平衡腔液体压力的测试结果如图 9 所示.

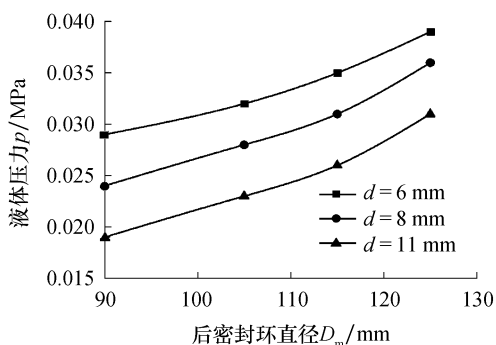


图 9 后密封环直径与平衡腔液体压力的试验曲线
Fig. 9 Test curves of liquid pressure in balance chamber vs back sealing ring diameter

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均匀分布^[12-13],平衡腔区域液体作用在叶轮的后盖板力 $F_g = p_2 \pi r_m^2$ (N). 其中 p_2 为平衡腔液体压力, Pa; r_m 为后密封环半径, m.

由图 9 及式(5)可计算得到平衡腔区域叶轮后盖上轴向力,计算结果如图 10 所示.图 1 中在轴向间隙为 0.4、0.6、0.8 mm 条件下,动静环外径为 90、105、115、125 mm 时动环上轴向力的数值计算结果如图 10 所示.从图 10 可以看出,平衡腔区域液体作用在叶轮后盖板上轴向力随后密封环直径增大而增

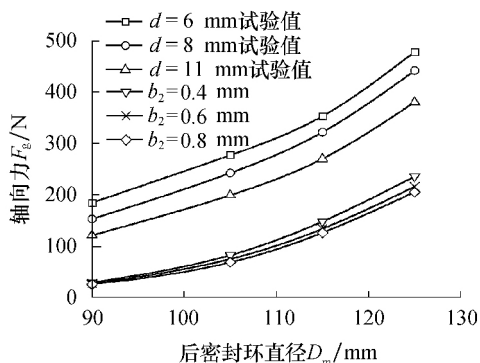


图 10 轴向力的特性曲线
Fig. 10 Characteristic curves of axial thrust

大.在相同后密封环直径的条件下,平衡孔直径为 6、8、11 mm 时,平衡腔内未安装平衡装置时平衡腔区域液体作用在叶轮后盖板上轴向力较在平衡腔内安装平衡装置时液体作用在动环上轴向力大,验证了新型轴向力平衡装置有很明显地减小轴向力的效果.

4 结论

1) 轴向间隙液体压力沿半径方向逐渐增大,其关系曲线是斜直线,动静环外半径与内半径比值和轴向间隙的大小,对其斜率有明显影响.

2) 泄漏量系数曲线和轴向力系数曲线是非线性曲线.对于不同外半径与内半径比值的动静环,隙径比增大,泄漏量系数先急剧增大后趋于平坦,而轴向力系数先急剧减少后趋于平坦.可用敏感区、过渡区和不敏感区来表征平衡装置工作状态.

3) 对于不同外半径与内半径比值的动静环,从控制轴向力减少液体泄漏量的角度,并考虑制造及安装工艺和良好的润滑及冷却等因素,提出过渡区隙径比可作为轴向间隙设计的理论依据.

参考文献:

[1] 刘在伦,齐学义,李琪飞.新型轴向力平衡装置轴向力的计算[J].农业机械学报,2005,36(2):58-60.
 [2] 阮志坤,周淑萍.浮动叶轮自动平衡离心泵轴向力的原理和实践[J].水泵技术,2002,147(5):29-32.
 [3] 马旭丹,吴大转,王乐勤.多级离心泵轴向力平衡装置的设计与分析[J].农业工程学报,2010,26(8):108-112.
 [4] 关醒凡,魏光新,陆伟刚.新型深井潜水泵轴向力平衡装置的原理和计算[J].中国机械工程,1995,6(S1):15-17.
 [5] 刘在伦,魏烈江,齐学义,等.新型轴向力平衡装置间隙泄漏量的计算[J].农业机械学报,2005,36(12):74-80.
 [6] 董 玮,楚武利.平衡孔直径对离心泵性能及平衡腔压力的影响[J].农业机械学报,2015,46(6):57-61.
 [7] 刘在伦,张 楠,程效锐,等.含沙水下单级双吸离心泵叶片磨损特性分析[J].兰州理工大学学报,2014,40(4):56-61.
 [8] 李 伟,施卫东,蒋小平,等.多级离心泵轴向力的数值计算与试验研究[J].农业工程学报,2012,28(23):52-59.
 [9] MARJAN G, DUSAN F, BRANE S. Hydraulic axial thrust in multistage pumps—origins and solutions [J]. Journal of Fluids Engineering—transactions of the ASME, 2002, 124 (2): 336-341.
 [10] 严俊锋,陈 伟.叶轮盖板侧的流动对离心泵泄漏量的影响[J].火箭推进,2007,33(3):20-25.
 [11] 闻苏平,胡小文,王 军,等.旋转圆盘系统过流速度场叠加的研究[J].工程热物理学报,2009,30(1):57-60.
 [12] 刘在伦,董 玮,张 楠.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.
 [13] 刘在伦,何 睿,范 赢.浮动叶轮平衡腔内液体泄漏量特性试验[J].农业机械学报,2011,42(9):113-115.