

离心泵平衡腔液体压力的计算与验证

刘在伦^{1,2}, 董 玮¹, 张 楠¹, 吴 佼¹

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 兰州 730050; 2. 兰州理工大学温州泵阀工程研究院, 温州 325105)

摘 要: 针对开平衡孔双密封环叶轮离心泵的平衡腔液体压力计算问题, 基于液体通过叶轮平衡孔和后密封环间隙的泄漏量相等, 引入了压力系数 \bar{p} 和比面积 \bar{k} 2 个无因特征参数, 推导出了平衡腔液体压力计算模型, 其关系曲线为 $\bar{p} = f(\bar{k})$ 的无因次曲线, 并给出了待定系数 a 、 b 的计算方法。在 3BA-6 泵上, 取与计算相同的叶轮平衡孔直径进行了试验验证。结果表明, 在泵设计工况下平衡腔液体压力的试验与理论无因次曲线较为一致, 验证了平衡腔液体压力计算模型的正确性与可行性。该研究可为开平衡孔双密封环叶轮离心泵轴向力计算提供基础理论。

关键词: 离心泵, 模型, 计算, 叶轮, 平衡腔压力, 无因次曲线

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2013.20.008

中图分类号: TH311

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2013)-20-0054-06

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 (Transactions of the CSAE), 2013, 29(20): 54 - 59. (in Chinese with English abstract)

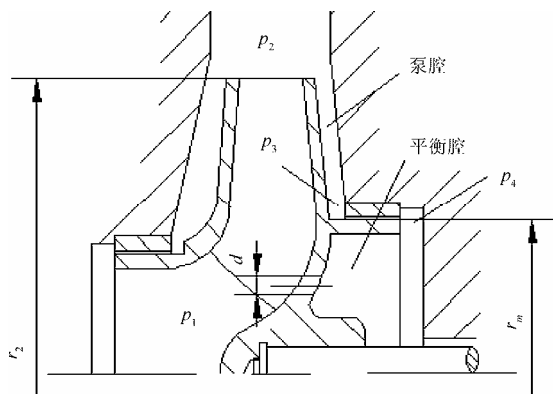
0 引言

在离心泵设计中, 常采用开平衡孔双密封环叶轮来平衡轴向力。对这种离心泵, 其平衡腔区域叶轮后盖板前、后液体压力差所产生的盖板力是其轴向力的主要组成部分。对既定的离心泵而言, 其叶轮的后密封环直径及间隙、平衡孔大小及数量对平衡腔液体压力及轴向力有着直接的影响^[1-4], 因此研究这种离心泵平衡腔液体压力计算方法对准确计算其轴向力有着重要意义。通常这种叶轮的前、后密封环直径相等, 当平衡孔的总面积为后密封环间隙面积的 5~6 倍时, 平衡孔平衡掉部分盖板力后, 其剩余盖板力约等于无平衡孔时盖板力的 10%~20%^[5-8]。文献[9-10]在不同叶轮后密封环直径加大量配合不同平衡孔直径的条件下, 对 3BA-6 单级单吸离心泵平衡腔液体压力和轴向力进行了试验研究, 结果表明加大叶轮平衡孔直径有明显减少平衡腔液体压力及轴向力的效果。文献[11-12]研究了平衡孔径向位置对平衡腔内液体压力及轴向力的影响规律。随着 CFD 技术在泵行业中的应用逐渐成

熟, 基于 CFD 技术由压力分布求得的轴向力, 较好地解决了传统设计中轴向力估算的准确性差的问题^[13-16]。本文针对开平衡孔双密封环叶轮离心泵的平衡腔液体压力计算问题, 基于液体通过叶轮平衡孔和后密封环间隙的泄漏量相等, 研究其平衡腔液体压力计算方法, 提出平衡腔液体压力计算模型, 为计算这种离心泵轴向力提供理论依据。

1 平衡腔液体压力计算模型

离心泵开平衡孔双密封环叶轮结构如图 1 所示。



注: r_2 为叶轮半径, m; p_1 为叶轮进口压力, Pa; p_2 为叶轮出口压力, Pa; p_3 为后密封环进口压力, Pa; p_4 为后密封环出口压力, Pa; r_m 为叶轮后密封环半径, m; d 为叶轮平衡孔直径, m。
Note: r_2 is radius of impeller, m; p_1 is pressure at impeller inlet, Pa; p_2 is pressure at impeller outlet, Pa; p_3 is pressure at back seal ring inlet, Pa; p_4 is pressure at back seal ring outlet, Pa; r_m is radius of back seal ring at impeller, m; d is diameter of balance hole at impeller, m.

图 1 离心泵开平衡孔双密封环叶轮结构示意图

Fig.1 Sketch of double sealing ring impeller with balance hole in centrifugal pump

收稿日期: 2013-01-28 修订日期: 2013-09-21

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51269010); 浙江省自然科学基金资助项目(Y12E90005)

作者简介: 刘在伦(1961-), 男(汉族), 甘肃景泰人, 教授, 硕士生导师, 主要从事泵设计理论与测试技术研究。兰州 兰州理工大学能源与动力工程学院, 兰州 730050。Email: liuzl88@sina.com

通信作者: 董 玮(1987-), 男, 陕西咸阳人, 硕士, 主要从事流体机械内部流场数值分析及测试技术研究。兰州 兰州理工大学能源与动力工程学院, 兰州 730050。Email: 735381559@qq.com

离心泵工作时，高压液体经后泵腔、叶轮后密封环、平衡腔和叶轮平衡孔流入叶轮进口，液体通过叶轮后密封环泄漏量 q'_v 为

$$q'_v = \psi_m F_m \sqrt{2g \left(\frac{p_3}{\rho g} - \frac{p_4}{\rho g} \right)} \quad (1)$$

式中， F_m 为后密封环间隙断面面积， m^2 ； p_3 为后密封环进口液体压力，Pa； p_4 为后密封环出口液体压力，Pa； ψ_m 为流量系数。

叶轮以均角速度旋转，可认为平衡腔液体整体地绕泵轴以均角速度旋转，液体处于相对静止的平衡状态。由于平衡腔体径向和轴向尺寸一般都较小，可认为平衡腔液体压力沿着径向方向均匀分布，也就是说平衡腔液体压力为叶轮后密封环出口压力^[17-19]。又因叶轮平衡孔的长径比 $0.5 < l/d < 4$ ，所以液体流经叶轮平衡孔的泄漏量可按短壁小孔来计算，其泄漏流量 q''_v 为

$$q''_v = \psi_k F_k \sqrt{2g \left(\frac{p_4}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} \right)} \quad (2)$$

式中， F_k 为叶轮平衡孔总面积， m^2 ； p_1 为叶轮进口液体压力，Pa； ψ_k 为流量系数。

在图 1 中，叶轮后盖板侧的后密封环和平衡孔是贯通的，根据连续性方程，即有

$$q'_v = q''_v \quad (3)$$

将式 (1-2) 代入式 (3)，整理后得

$$\left(\frac{\psi_k F_k}{\psi_m F_m} \right)^2 = \frac{\frac{p_3}{\rho g} - \frac{p_4}{\rho g}}{\frac{p_4}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g}}$$

在上式中，右边项的分子上加减 $p_1/\rho g$ 项，分子分母上同除以泵工作扬程 H ，则有

$$\left(\frac{\psi_k F_k}{\psi_m F_m} \right)^2 = \frac{\frac{p_3}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g}}{H} \cdot \frac{\frac{p_4}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g}}{H} \quad (4)$$

为了方便计算相似平衡腔液体压力，引入描述平衡腔结构的无因次特征参数 \bar{k} 和压力无因次特征参数 \bar{p} ，其定义如下^[20]：

比面积 \bar{k} ：它是叶轮的平衡孔总面积与后密封环间隙断面面积的比值，实质上反映了后泵腔进口到平衡孔出口与叶轮后盖板和后泵腔构成的整体

流道的扩散或收缩程度。其表达式为

$$\bar{k} = \frac{\pi d^2 z}{4 D_m \pi b_1} = \frac{d^2 z}{4 D_m b_1} \quad (5)$$

式中， z 为叶轮平衡孔数量； b_1 为叶轮后密封环间隙， m ； D_m 为叶轮后密封环直径， m 。

压力系数 \bar{p} ：它是平衡腔液体压力与泵进口液体压力的差值与水泵相应工况下扬程 H 的比值，实质上反映了这种开平衡孔双密封环叶轮单位扬程在叶轮平衡孔前、后造成的压力差，其表达式为

$$\bar{p} = \frac{p_4 - p_1}{H} \quad (6)$$

在式 (4) 中，令 $a = \frac{p_3 - p_1}{\rho g - \rho g} / H$ ， $b = \left(\frac{\psi_k}{\psi_m} \right)^2$ ，

并将式 (5)、(6) 代入式 (4)，则平衡腔液体压力计算数学模型为

$$\bar{p} = \frac{a}{1 + b\bar{k}^2} \quad (7)$$

从式中看出，压力系数 \bar{p} 随比面积 \bar{k} 的增加而减少，其关系曲线 $\bar{p} = f(\bar{k})$ 是无因次曲线，其中系数 b 对 $\bar{p} = f(\bar{k})$ 无因次曲线形状有显著影响。

$\bar{p} = f(\bar{k})$ 无因次曲线反映了泵的扬程、叶轮平衡孔直径大小及数量、叶轮密封环直径及间隙和平衡腔液体压力大小的相互关系。对既定的泵，如仅加大叶轮平衡孔直径可使 \bar{k} 增大，压力系数 \bar{p} 减少，平衡腔液体压力减少；如仅加大叶轮后密封环直径可使 \bar{k} 减少，压力系数 \bar{p} 增大，平衡腔液体压力增加。这与文献[6-7]试验结果是一致的。对既定的开平衡孔双密封环叶轮离心泵，当泵在某一工况工作时，如能计算出式 (7) 的具体表达式，可利用压力系数定义方便地求出平衡腔区域内叶轮后盖板前、后压力差，进而求出其盖板力。

2 待定系数 a 、 b 计算

在式 (7) 中，含有待定系数 a 和 b ，对不同离心泵在不同工况工作其值不同，但对既定泵在设计工况下可通过计算求出。

2.1 待定系数 a 计算

文献[7]假设泵腔内液体像刚体一样以叶轮角速度的一半旋转，泵腔内液体压力沿径向按抛物线规律分布，叶轮后密封环进口液体压力 $p_3/\rho g$ 为

$$\frac{p_3}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} - \frac{u_2^2}{8g} \left(1 - \frac{D_m^2}{D_2^2} \right)$$

式中， u_2 为叶轮出口圆周速度，m/s。

根据待定系数 a 的定义，则有

$$a = \frac{\frac{p_3}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g}}{H} = \frac{\frac{p_2}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} - \frac{u_2^2}{8g} \left(1 - \frac{D_m^2}{D_2^2}\right)}{H} \quad (8)$$

$$= \frac{H_p - \frac{u_2^2}{8g} \left(1 - \frac{D_m^2}{D_2^2}\right)}{H}$$

其中，泵势扬程 H_p 为

$$H_p = \frac{p_2}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} = H_T \left(1 - \frac{gH_T}{2u_2^2}\right) = \frac{H}{\eta_h} \left(1 - \frac{gH}{2\eta_h u_2^2}\right)$$

水力效率 η_h 为

$$\eta_h = 1 + 0.0853 \lg^3 \sqrt{\frac{Q}{n}}$$

式中， Q 为设计流量， m^3/s ； H 为设计扬程，m； n 为设计转速，r/min。

2.2 待定系数 b 计算

因叶轮后密封环可视为平直密封环，其阻力系数由进口阻力系数、出口损失系数和沿程阻力系数组成，流量系数 ψ_m 为^[21]

$$\psi_m = \frac{1}{\sqrt{1 + 0.5\mu + \frac{\lambda L}{2b_1}}}$$

密封环间隙的阻力系数 λ 可以根据雷诺数确定，一般情况下， $\lambda = 0.04 \sim 0.06$ 。考虑到密封环入口圆角 r 的效应会使局部损失大为减少。为此，在计算流量系数时引入形状系数 μ ，它与密封环的入口圆角和长度的比值 r/L 有关，见表 1

表 1 平直密封环的形状系数
Table 1 Shape factor of flat ring

r/L	0.20	0.10	0.08	0.06	0.04	0.02	0
μ	0.06	0.22	0.28	0.38	0.52	0.71	1.00

注： r/L 为平直密封环的入口圆角与长度的比值； μ 为形状系数。
Note: r/L is corner radius at inlet to length for flat ring; μ is shape factor.

本文取 $\mu=0.28$ ， $\lambda=0.05$ 。

叶轮平衡孔的长径比 $0.5 < l/d < 4$ ，其液体流经叶轮平衡孔泄漏量可按短壁小孔来计算，考虑到叶轮进口流动大小及方向对其影响，流量系数 ψ_k 取 0.62^[22-23]。则系数 b 为

$$b = \left(\frac{\psi_k}{\psi_m}\right)^2 = \left(\frac{0.62}{\psi_m}\right)^2 \quad (9)$$

3 理论计算与试验验证

本文以 3BA-6 单级单吸离心泵为例，开展平衡腔液体压力计算数学模型研究与试验验证。

3.1 3BA-6 泵平衡腔液体压力计算数学模型

3BA-6 单级单吸离心泵设计参数为：流量 $60 m^3/h$ ，扬程 50 m，转速 2 900 r/min；叶轮直径 $D_2=218 mm$ 、后密封环直径 $D_m=80 mm$ 、长度 $L=18 mm$ 、间隙 $b_1=0.15 mm$ 、平衡孔数量 $z=6$ 。在设计工况下经计算其 $u_2=33.09 m/s$ ， $H_p=43.32 m$ ， $\psi_m=0.4915$ ，待定系数 $a=0.6249$ ，待定系数 $b=1.5912$ 。其平衡腔液体压力计算数学模型为

$$\bar{p} = \frac{0.6249}{1 + 1.5912\bar{k}^2} \quad (10)$$

取叶轮平衡孔直径 d 为 0、2、3、4、5、6.7、10.5 mm，对应的比面积 \bar{k} 为 0、0.5、1.125、2、3.125、5.611、13.78，从而绘制出 $\bar{p} = f(\bar{k})$ 的理论无因曲线，如图 2 所示。

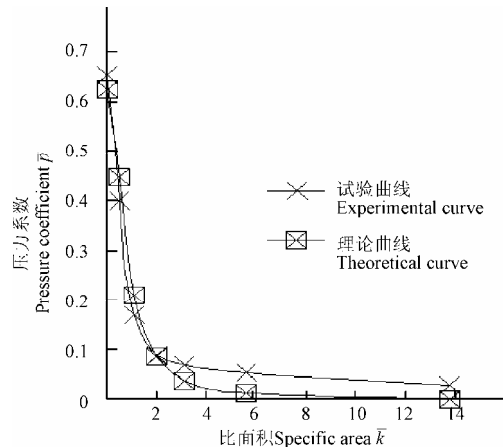


图 2 平衡腔液体压力理论与试验无因次曲线

Fig.2 Theoretical and experimental dimensionless curves of on fluid pressure in balance cavity

3.2 试验验证

试验是在兰州理工大学水泵开式试验台进行的。泵的进、出口液体压力用 1151 型智能压力变送器测量；后密封环出口液体压力用 YB-150 型标准压力表测量；流量用 LW-DN80 型智能涡轮流量计测量；转速与功率用安装在泵与电动机之间的转速转矩传感器测量，并配一台转速转矩仪显示转速和功率^[24-26]。在泵体不变的条件下，通过更换平衡孔直径 d 为 0、2、3、4、5、6.7、10.5 mm 的叶轮，泵的实际工作点为 $Q=60 m^3/h$ ， $H=54 m$ 下，3BA-6 单级单吸离心泵叶轮后密封环出口液体压力 $p_4/\rho g$ 测量结果如图 3 所示，其中泵进口液体压力 $p_1/\rho g=-4.2 m$ 。

在计算平衡腔液体压力时，认为平衡腔液体压力均匀分布，即平衡腔液体压力为叶轮后密封环出口液体压力 $p_4/\rho g$ 。将叶轮平衡孔直径 d 为 0、2、3、4、5、6.7、10.5 mm，对应的比面积 \bar{k} 为 0、0.5、1.125、2、3.125、5.611、13.78 时的叶轮后密封环出口液体压力 $p_4/\rho g$ 泵进口液体压力 $p_1/\rho g$ 测量结果及泵实际工作扬程代入式 (6)，获得平衡腔液体压力的试验无因次曲线，如图 2 所示。

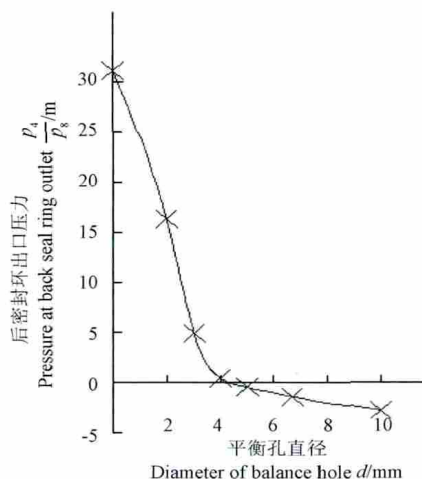


图 3 后密封环出口液体压力与平衡孔直径的关系曲线
Fig.3 Curves of fluid pressure at back seal ring outlet and diameter of balance hole at impeller

从图 2 可以看出，在泵结构不变情况下，仅通过改变叶轮平衡孔直径来改变比面积，其在设计工况下平衡腔液体压力的理论无因次曲线与试验无因次曲线较为一致，且试验曲线在理论曲线上方；在 $\bar{k} = 0.5$ ，理论无因次曲线与试验无因次曲线的 \bar{p} 值相差最大，其最大绝对误差为 $\Delta\bar{p}_{\max} = 0.049$ 。对 3BA-6 泵其轴径为 $D_h = 40$ mm，后密封环直径为 $D_m = 80$ mm，在设计工况下平衡腔区域内叶轮后盖板前、后液体压力差的实测值与理论计算值的最大绝对误差为

$$\Delta\left(\frac{p_4}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g}\right)_{\max} = \Delta\bar{p}_{\max} H = 0.049 \times 50 = 2.45 \text{ m}$$

平衡腔区域内叶轮后盖板前、后液体压力差所产生盖板力的实测值与理论计算值的最大绝对误差为

$$\Delta F_{\max} = \rho g \Delta\left(\frac{p_4}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g}\right)_{\max} \times \frac{\pi}{4} (D_m^2 - D_h^2) = 91 \text{ N}$$

对 3BA-6 单级单吸离心泵，其叶轮平衡孔直径 $d=6.7$ mm，即 $\bar{k} = 5.611$ 。在设计工况下平衡腔区域内叶轮后盖板前、后液体压力差所产生盖板力 F 为

$$F = \rho g \left(\frac{p_4}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} \right) \times \frac{\pi}{4} (D_m^2 - D_h^2) \\ = \rho g \bar{p} H \times \frac{\pi}{4} (D_m^2 - D_h^2)$$

依据式 (10) 和图 2 的无因次曲线，可求出在设计工况下平衡腔液体压力系数 \bar{p} 的试验值、计算理论值分别 0.0522、0.0122，则平衡腔区域内叶轮后盖板前、后液体压力差所产生盖板力 F 的计算理论值和实测值分别为 23、97 N，相差 74 N，这一误差在工程计算中是允许的。由此可见，应用本文提出的在设计工况下平衡腔液体压力计算模型具有较高准确性。

从图 2 中还可以看出，当 $\bar{k} > 3$ ，理论无因次曲线与试验无因次曲线几乎平行，且 $\Delta\bar{p} < \Delta\bar{p}_{\max} = 0.049$ 。通常离心泵比面积 $\bar{k} = 5 \sim 6$ ，因此可依据设计工况下平衡腔液体压力计算模型及其最大绝对误差计算出其平衡腔区域内叶轮后盖板前、后液体压力差及盖板力。另一方面，当 $\bar{k} < 3$ ，试验无因次曲线和理论无因次曲线的斜率均变化不大，在泵设计中，如取过大 \bar{k} （即过大的叶轮平衡孔直径）不会有效地减少平衡腔区域内叶轮后盖板前、后液体压力差及盖板力，反而会降低泵的容积效率和影响叶轮吸入能力。

5 结 论

1) 本文基于液体通过叶轮平衡孔和后密封环间隙的泄漏量相等，并引入了压力系数和比面积 2 个无因次特征参数，推导出了离心泵平衡腔液体压力计算模型，并给出了待定系数 a 、 b 的计算方法。

2) 对既定的开平衡孔双密封环叶轮离心泵，可通过计算求出其设计工况下平衡腔液体压力计算模型的具体表达式，进而计算出其平衡腔区域内叶轮后盖板前、后液体压力差，以及平衡腔区域内叶轮后盖板前、后液体压力差所产生的盖板力。

3) 在 3BA-6 泵上，在其结构不变情况下，取与计算相同的叶轮平衡孔直径进行了试验验证，得到了泵设计工况下平衡腔液体压力的试验无因次曲线，并与应用设计工况下平衡腔压力计算模型计算获取的平衡腔液体压力的理论无因次曲线进行了对比分析，结果表明，在设计工况下平衡腔区域内叶轮后盖板前、后压力差的实测值与理论计算值的最大绝对误差为 2.45 m，对应的轴向力的实测值与理论计算值的最大绝对误差为 91 N，验证了本文提出的平衡腔压力计算模型具有较高的精度，也是正确而切实可行的。

[参 考 文 献]

- [1] 陆伟刚, 张金凤, 袁寿其. 离心泵叶轮轴向力自动平衡新方法[J]. 中国机械工程, 2007, 18(17): 2037 - 2040. Lu Weigang, Zhang Jinfeng, Yuan Shouqi. A new method to axial thrust self-balance for centrifugal pump impeller[J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(17): 2037 - 2040. (in Chinese with English abstract)
- [2] 李伟, 施卫东, 蒋小平, 等. 屏蔽泵轴向力平衡新方法[J]. 农业工程学报, 2012, 28(7): 86 - 90. Li Wei, Shi Weidong, Jiang Xiaoping, et al. New method for axial force balance of canned motor pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 28(7): 68 - 90. (in Chinese with English abstract)
- [3] George S, Eric O. Experimental evaluation of axial thrust in pumps[J]. World Pumps, 1999(393): 34 - 37.
- [4] 孔繁余, 刘建瑞, 施卫东, 等. 高速磁力泵轴向力平衡计算[J]. 农业工程学报, 2005, 21(7): 69 - 72. Kong Fanyu, Liu Jianrui, Shi Weidong, et al. Calculation Of axial force balance for high-speed magnetic drive pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2005, 21(7): 69 - 72. (in Chinese with English abstract)
- [5] 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. Ma Xudan, Wu Dazhuan, Wang Leqin. Design and analysis of axial thrust balancing device for multistage centrifugal pumps[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2010, 26(8): 108 - 112. (in Chinese with English abstract)
- [6] Stepanoff A J. Centrifugal pump and axial flow pumps[M]. John Wiley and sons, Inc, New York, 1958.
- [7] 关醒凡. 泵的理论与设计[M]. 北京:机械工业出版社, 1987.
- [8] 高鸿俐, 杨继隆, 叶力, 等. 分段式多级叶片离心泵轴向力的计算[J]. 化工机械, 2000, 27(5): 254 - 258. Gao Hongli, Yang Jilong, Ye Li, et al. The calculation of the axial force of the multistage impeller centrifugal pumps[J]. Chemical Engineering & Machinery, 2000, 27(5):254 - 258. (in Chinese with English abstract)
- [9] 陆雄. 单级单吸离心泵后密封环加大量和平衡孔直径最佳值实验研究[J]. 水泵技术, 1998(5): 3 - 9. Lu Xiong. The study of single-stage single-suction centrifugal pump based on increasing seal ring and balance hole diameter[J]. Pump Technology, 1998(5): 3 - 9. (in Chinese with English abstract)
- [10] 陆雄. 用加大后密封环方法平衡单级单吸离心泵轴向力[J]. 水泵技术, 1998(4): 7 - 11. Lu Xiong. Method of axial force balance by increased ring diameter in single-stage single-suction centrifugal pump[J]. Pump Technology, 1998(4): 7 - 9. (in Chinese with English abstract)
- [11] 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 with English abstract)
- [12] 陆雄, 范宗霖, 薛建欣. 用改变平衡孔位置改善离心泵轴向力[J]. 水泵技术, 1998(6): 7 - 13. Lu Xiong, Fan Zongling, Xue Jianxin. The study of axial thrust by changing balance hole position in centrifugal pump[J]. Pump Technology, 1998(6): 7 - 13. (in Chinese with English abstract)
- [13] 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 - 107. 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 - 107. (in Chinese with English abstract)
- [14] 李仁年, 权辉, 韩伟, 等. 螺旋离心泵轴向力的数值计算与分析[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(5): 527 - 531. Li Rennan, Quan Hui, Han Wei, et al. Numerical calculation and analysis on axial thrust in screw centrifugal pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 30(5): 527 - 531. (in Chinese with English abstract)
- [15] 张启华, 施卫东, 陆伟刚. 新型深井离心泵轴向力的数值计算及平衡分析[J]. 排灌机械工程学报, 2007, 25(6): 7 - 10. Zhang Qihua, Shi Weidong, Lu Weigang. Numerical calculation of axial force and balancing on new type deep well pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2007, 25(6): 7 - 10. (in Chinese with English abstract)
- [16] 周岭, 施卫东, 陆伟刚, 等. 深井离心泵轴向力数值预测与试验[J]. 农业机械学报, 2012, 43(7): 100 - 103. Zhou Ling, Shi Weidong, Lu Weigang, et al. Numerical prediction and experiment of axial force on deep-well centrifugal pump[J]. Transactions of the CSAM, 2012, 43(7): 100 - 103. (in Chinese with English abstract)
- [17] 施卫东, 李启锋, 陆伟刚, 等. 基于 CFD 的离心泵轴向力计算与试验[J]. 农业机械学报, 2009, 40(1): 60 - 63. Shi Weidong, Li Qifeng, Lu Weigang, et al. Estimation and experiment of axial thrust in centrifugal pump based on CFD[J]. Transactions of the CSAM, 2009, 40(1): 60 - 63. (in Chinese with English abstract)
- [18] Lu Weigang, Zhou Ling, Zhang Desheng, et al. Unsteady flow numerical analysis of new-type deep well pump under muticonditions[C]//Proceedings of the ASME 2010 3rd Joint US-European Fluids Engineering Summer Meeting (FEDSM2010), 2010: 647 - 652.
- [19] 朱祖超. 高速离心泵轴向力平衡方法研究[J]. 工程热物理学报, 2000, 21(6): 60 - 63. Zhu Zuchao. A study on axial-force balance method of high-speed centrifugal pumps[J]. Journal of Engineering Thermo physics, 2000, 21(6): 60 - 63. (in Chinese with English abstract)
- [20] 刘在伦, 王保明, 梁森. 浮动叶轮平衡腔压力的试验

- 分析[J]. 排灌机械工程学报, 2007, 25(5): 6 - 8.
Liu Zailun, Wang Baoming, Liang Sen. Experimental study on the pressure in the balance of floating impeller[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2007, 25(5): 6 - 8. (in Chinese with English abstract)
- [21] 顾永泉. 流体动密封[M]. 北京: 石油大学出版社, 1990.
- [22] 刘在伦, 王东伟, 梁森. 离心泵叶轮平衡孔液体泄漏量特性试验[J]. 农业机械学报, 2012, 43(7): 85 - 88.
Liu Zailun, Wang Dongwei, Liang Sen. Fluid leakage characteristic test on balance aperture of centrifugal pump impeller[J]. 2012, 43(7): 85 - 88. (in Chinese with English abstract)
- [23] 武汉水利电力学院, 华东水利学院. 水力学[M]. 北京: 人民教育出版社, 1979.
- [24] 陈茂庆. 磁力传动离心管道泵轴向力的计算与试验[J]. 流体机械, 1999, 27(9): 5 - 8.
Chen Maoqing. Calculation and test of axial force with magnetic drive centrifugal pipeline pump[J]. Fluid Machinery, 1999, 27(9): 5 - 8. (in Chinese with English abstract)
- [25] 刘在伦, 李琪飞. 水力机械测试技术[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2009.
- [26] 孔繁余, 高翠兰, 张旭锋, 等. PBN65-40-250 型屏蔽泵轴向力平衡计算及其试验[J]. 农业工程学报, 2009, 25(5): 68 - 72.
Kong Fanyu, Gao Cuilan, Zhang Xufeng, et al. Computation and experiment for axial force balance of canned motor pump PBN65-40-250[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2009, 25(5): 68 - 72. (in Chinese with English abstract)

Calculation and validation of fluid pressure of balance cavity in centrifugal pump

Liu Zailun^{1,2}, Dong wei¹, Zhang Nan¹, Wu Jiao¹

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China;
2. Engineering Institute of Wenzhou Pump & Valve, Lanzhou University of Technology, Wenzhou 325105, China)

Abstract: In the design of a centrifugal pump, the double seal ring impeller with the balance hole is the main methods of balancing axial thrust. The cover force produced by the pressure difference in the balance cavity region was the main part of axial thrust. A study on the calculation method of fluid pressure of the balance cavity in the impeller has important significance for the accurate calculation of the axial thrust. In order to solve the fluid pressure calculation of the balance cavity in the impeller, the two dimensionless characteristic parameters about specific area \bar{k} and pressure coefficient \bar{p} were introduced. Under the condition of the fluid leakage in the balance hole and the back seal ring clearance at the impeller was equal, a calculation model of fluid pressure in the balance cavity was derived. The dimensionless curve of the calculation model was $\bar{p} = f(\bar{k})$, and an undetermined coefficient a and b in calculation method was introduced. For the 3BA-6 pump, under the condition of the different diameter of the balance hole, the theoretical dimensionless curves of the fluid pressure in the balance cavity at design point were obtained. To illustrate the problem, under the condition of the same pump structure, a verification experiment by taking the same diameter of balance hole as the calculation was conducted. The fluid pressure of the back seal ring outlet and impeller inlet at the design point was measured, so the experiment dimensionless curve was obtained. Research showed that, the experiment dimensionless curve and the theoretical dimensionless curve on the fluid pressure in the balance cavity at the design point were coincident, and the test curve above the theoretical curve, but when $\bar{k} = 0.5$, \bar{p} was maximum between the experiment dimensionless curve and the theoretical dimensionless curve, the maximum absolute error was 0.049. The result proved that the calculation model of fluid pressure in the balance cavity was correct and feasible. For a centrifugal pump of double seal ring impeller with a balance hole, the specific expressions on the calculation model of fluid pressure in the balance cavity by calculating was obtained. Furthermore, the pressure difference of the two sides of the impeller back cover and the cover force produced by the pressure difference in balance cavity region can be calculated.

Key words: centrifugal pumps, models, calculations, impeller, fluid pressure of the balance cavity, dimensionless curves

(责任编辑: 信世强)