

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.06.015

# 离心泵泵腔流道液体泄漏量试验与计算方法<sup>\*</sup>

刘在伦<sup>1,2</sup> 孙雨<sup>1</sup> 王东伟<sup>1,2</sup> 侯祎华<sup>1</sup> 马希金<sup>1,2</sup>

(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:** 设计了针对泵腔流道液体泄漏量测量的专用试验装置, 采用改变叶轮轴向位置(即改变泵腔轴向间隙)来改变隙径比的方法, 在间隙为 0.2 mm、0.3 mm, 长度为 15 mm 密封环条件下, 对隙径比为 0.127、0.101、0.076、0.051、0.025、0.006 的泵腔流道的进出口液体压力和液体泄漏量进行了测试及分析, 并提出了泵腔流道液体泄漏量计算公式及其速度系数的确定方法。结果表明: 不同隙径比的泵腔流道液体泄漏量系数与压力系数的变化很有规律性, 其关系曲线几乎是一些斜直线, 但隙径比和密封环间隙对其有较大影响; 在泵结构不变情况下, 只减小泵腔轴向间隙就能有效地减少液体泄漏量, 提高泵容积效率, 泵腔轴向间隙最佳取值范围为 1~5 mm。

**关键词:** 离心泵 泵腔流道 隙径比 泄漏量 速度系数

**中图分类号:** TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)06-0097-05

## Experiment and Calculation Method of Fluid Leakage in Flow Passage of Pump Chamber on Centrifugal Pump

Liu Zailun<sup>1,2</sup> Sun Yu<sup>1</sup> Wang Dongwei<sup>1,2</sup> Hou Yihua<sup>1</sup> Ma Xijin<sup>1,2</sup>

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China

2. Engineering Institute of Wenzhou Pump and Valve, Lanzhou University of Technology, Wenzhou 325105, China)

**Abstract:** A special testing apparatus was designed for measure and calculation of fluid leakage in flow passage of pump chamber. Gap-diameter ratio was changed by changing axial position of the impeller, i. e., changing the axial clearance of the pump chamber, when gap of wear-ring was 0.2 mm and 0.3 mm, respectively, and length of wear-ring was 15 mm, the import and export liquid pressure and fluid leakage in flow passage of pump chamber (gap-diameter ratio was 0.127, 0.101, 0.076, 0.051, 0.025 and 0.006, respectively) were tested and analyzed. The curves of leakage coefficient and pressure coefficient were obtained under different gap-diameter ratios conditions. In addition, the curves of velocity coefficient and gap-diameter ratio with different pressure coefficients were provided by calculating the experimental data. Results showed that under different gap-diameter ratios, fluid leakage coefficient and pressure coefficient in flow passage of pump chamber varied regularly, their relation curves were almost oblique lines, but gap-diameter ratio and gap of wear-ring can significantly affect curves. When the structure of pump was constant, decrease of axial clearance of pump chamber can effectively reduce fluid leakage, thus the volume efficiency of pump can be increased, and the optimum value range of axial clearance of pump chamber was 1~5 mm. Computational formula of fluid leakage in flow passage of pump chamber and determination method of velocity coefficient were presented. This study is of great significance to the volume efficiency of pump, wheel resistance loss, liquid pressure distribution in pump chamber and the calculation of axial thrust.

**Key words:** Centrifugal pump Flow passage of pump chamber Gap-diameter ratio Leakage Velocity coefficient

收稿日期: 2014-07-24 修回日期: 2014-08-21

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(51269010)和浙江省自然科学基金资助项目(LY12E09002)

作者简介: 刘在伦, 教授, 博士生导师, 主要从事泵设计理论与测试技术研究, E-mail: liuzl88@sina.com

## 引言

在离心泵中,叶轮盖板外侧面和泵盖内侧面形成的空间称为泵腔,通常在泵腔出口还设有密封环,泵腔和密封环间隙形成了泵腔流道。泵工作时,从叶轮流出的一部分液体经泵腔流道流入叶轮进口或外界,形成了泵腔流道液体泄漏。泵腔流道液体泄漏量对泵的容积效率、轮阻损失和泵腔内液体压力分布及轴向力的计算具有较大的影响<sup>[1-5]</sup>,因此研究泵腔流道液体泄漏量特性具有重要意义。泵腔流道液体泄漏量的传统计算方法是应用密封环的流量方程式,通过估算密封环前后液体压力差求出其泄漏量,文献[6]推荐密封环前后液体压力差为泵扬程的0.6~0.7倍。文献[7]采用叶轮进口封死和外界水泵供压力水的方法,模拟离心泵运行工况,测试了不同结构形式密封环的泄漏量,获得了密封环泄漏量系数与泵扬程的关系曲线。文献[8]对直径为70 mm、长度为35 mm、径向间隙为0.15 mm的密封环泄漏量进行了测量。结果表明,密封环前后压差在0~0.7 MPa范围内时,其泄漏量为 $0 \sim 0.42 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 。文献[9-13]应用CFD技术,对泵腔液体流动特性进行了数值模拟。模拟试验是科学研究中常用的一种方法,但它不能完全代替试验。因常规离心泵很难直接测试泵腔内液体压力分布和泄漏量,泵腔液体流动特性研究又很不完善,准确计算泵腔流道液体泄漏量已成泵行业的难题。

本文是在设计的专用试验装置上,采用改变叶轮轴向位置(即改变泵腔轴向间隙)来改变隙径比的方法,通过测试不同隙径比时泵腔流道的进出口液体压力和泄漏量,研究隙径比对泵腔流道液体泄漏量及速度系数的影响规律。

## 1 试验测试系统

### 1.1 试验装置

试验在兰州理工大学浮动叶轮离心泵闭式试验台上进行。它由水箱、进水管路系统、离心泵、智能涡轮流量计、调节阀、稳压罐及其上的压力传感器等组成。被测泵为IS80-50-315型单级离心泵,该泵降速后性能参数为流量 $Q = 25 \text{ m}^3/\text{h}$ ,扬程 $H = 32 \text{ m}$ ,转速 $n = 1450 \text{ r}/\text{min}$ ,效率 $\eta = 52\%$ 。为了便于测量泵腔流道的进出口液体压力和液体泄漏量,将电动机布置在被测泵的进口端,如图1所示。

图2为泵腔流道的进出口液体压力和液体泄漏量的测试装置<sup>[14]</sup>。图中, $r_2$ 为叶轮外半径( $r_2 = 0.158 \text{ m}$ ), $r_m$ 为后密封环半径, $b_1$ 为后泵腔轴向间隙, $b_2$ 为后密封环间隙。在泵盖上开有泵腔流道进

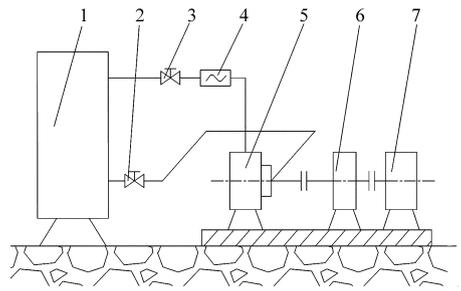


图1 浮动叶轮离心泵闭式试验台

Fig. 1 Closed test bench for floating impeller of centrifugal pump

1. 水箱 2. 水封闸阀 3. 调节阀 4. 智能涡轮流量计 5. 被测泵 6. 转速转矩传感器 7. 电动机

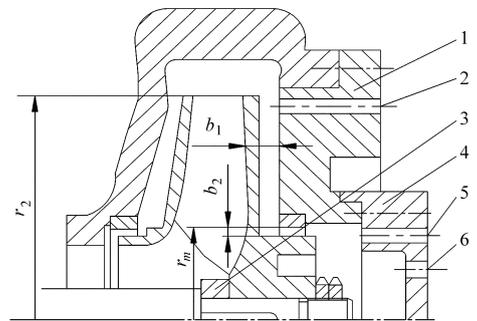


图2 泵腔流道液体压力和泄漏量测试装置

Fig. 2 Test device for liquid pressure and leakage in flow passage of pump chamber

1. 泵盖 2. 泵腔流道进口测压孔 3. 调节垫片 4. 闷盖 5. 泵腔流道出口测压孔 6. 液体泄漏孔

口测压孔,其半径为 $0.93r_2$ ,其目的是降低叶轮在不同轴向位置时其出口液体流动对液体压力测量结果的影响;在闷盖上开有泵腔流道出口(即密封环出口)测压孔和4个液体泄漏孔。因叶轮上无平衡孔,泵腔流道泄漏液体经4个泄漏孔引至外界。

### 1.2 液体压力测量

为了保证泵腔流道进出口液体压力测量的精度及可靠性,专门设计了稳压装置,如图3所示。

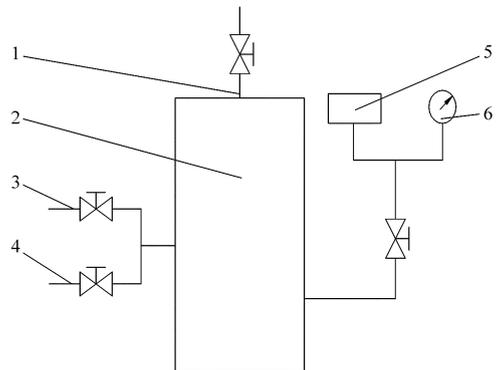


图3 压力测量仪表及稳压装置

Fig. 3 Measuring instruments and stable pressure device

1. 排气孔 2. 稳压罐 3, 4. 测压孔 5. 压力传感器 6. 压力表

稳压罐的作用是降低液体压力脉动对测量结果

的影响,其上设有精度为 0.4 级的精密压力表和精度为 0.5 级的电容式压力传感器,压力表和电容式压力传感器可以同时读出被测压力并相互验证,以此来保证压力测量的精度及可靠性。通过压力软管将稳压罐上的测压孔与相应的泵腔流道测压孔联通,通过切换阀门,测量出泵腔流道进出口的液体压力,即泵腔流道进出口的液体压力是用同一个电容式压力传感器测出的。

### 1.3 泵腔流道液体泄漏量测量

泵腔泄漏液体可经 4 个液体泄漏孔引至外界的储水桶,该桶的直径为 1.5 m,高为 2 m。通过测量时间  $t$  内流入储水桶液体的体积  $V$  即可获得泵腔流道液体泄漏量  $q_v$ ,则泵腔流道液体泄漏量计算公式为

$$q_v = \frac{V}{60t} \quad (1)$$

式中  $q_v$ ——泵腔流道液体泄漏量,  $m^3/s$

$V$ ——水桶的储水量,  $m^3$

$t$ ——测量时间,  $min$

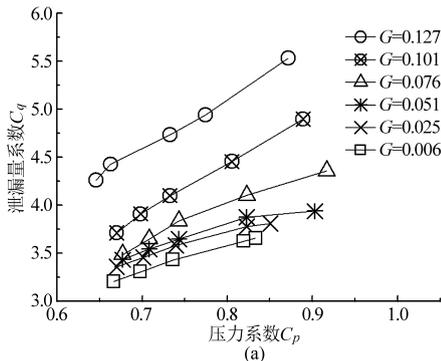
### 1.4 试验方法

在图 2 中,更换泵轴上的调节垫片可调节叶轮在泵轴上的轴向位置,使泵腔轴向间隙  $b_1$  为 20、16、12、8、4、1 mm,相应的隙径比  $G$  为 0.127、0.101、0.076、0.051、0.025、0.006。泵在不同隙径比、不同工况下工作,可营造出不同的泵腔流道进口液体压力,测试出泵腔流道进出口的液体压力和泵腔流道液体泄漏量。

## 2 试验结果及分析

为了便于计算相似泵腔流道的液体泄漏量,参照文献[15-16]引入旋转雷诺数  $R_\omega$ 、泄漏量系数  $C_q$ 、压力系数  $C_p$  和隙径比  $G$  等无量纲参数,定义为

$$R_\omega = \frac{\omega r_2^2}{\nu} \quad (2)$$



$$C_q = \frac{q_v}{2\pi r_2^3 \omega} R_\omega^{0.2} \quad (3)$$

$$C_p = \frac{p_1 - p_2}{0.5\rho u_2^2} \quad (4)$$

$$G = \frac{b_1}{r_2} \quad (5)$$

其中  $\omega = \frac{2\pi n}{60}$        $u_2 = \frac{2\pi r_2 n}{60}$

式中  $\omega$ ——叶轮旋转角速度,  $rad/s$

$\nu$ ——水在常温下的运动粘度,  $m^2/s$

$p_1$ ——泵腔流道进口液体压力,  $Pa$

$p_2$ ——泵腔流道出口液体压力,  $Pa$

$\rho$ ——水在常温下的密度,  $kg/m^3$

$u_2$ ——叶轮出口圆周速度,  $m/s$

### 2.1 隙径比对泵腔流道泄漏量的影响

试验中进行了间隙  $b_2$  为 0.2 mm、0.3 mm,长度  $L$  为 15 mm 密封环的对比试验。图 4 为不同隙径比时泵腔流道的液体泄漏量系数与压力系数的试验曲线。

由图 4 可知,不同隙径比时泵腔流道的液体泄漏量系数与压力系数的关系曲线变化很有规律,几乎是一些斜直线;在隙径比不变的条件下,泄漏量系数随着压力系数的增加而增加,这说明泵腔流道进出口液体压力差越大,泵腔流道液体泄漏量越大,如在密封环相同的条件下,单级扬程高的泵较单级扬程低的泵其泵腔流道液体泄漏量大;在压力系数不变的条件下,泄漏量系数随着隙径比减小而减小,这说明在泵结构不变的情况下,只减小泵腔的轴向间隙能有效地减少泵腔流道液体泄漏量,提高泵容积效率。其原因是,泵腔液体流动是由核心区流动和边界层流动构成<sup>[17]</sup>。在旋转坐标系下,核心区液体质点的相对速度  $v_u$  产生的径向哥氏力  $2\rho\Omega v_u$  ( $\Omega$  为泵腔液体旋转角速度)、离心力  $m\Omega r^2$  ( $m$  为液体质点的质量,  $r$  为液体质点的旋转半径)和压差力的共同

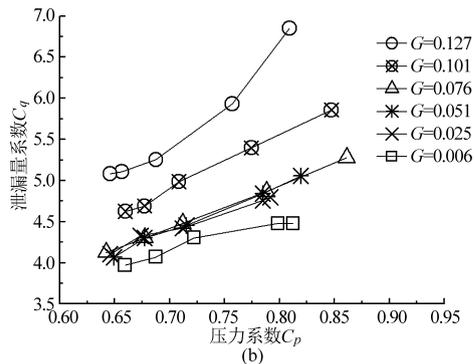


图 4 不同隙径比下的泄漏量系数与压力系数的试验曲线

Fig. 4 Test curves of leakage coefficient and pressure coefficient with different gap-diameter ratios

(a)  $L = 15 \text{ mm}$ ,  $b_2 = 0.2 \text{ mm}$     (b)  $L = 15 \text{ mm}$ ,  $b_2 = 0.3 \text{ mm}$

作用,其中哥氏力和离心力是径向内流的主要阻力。随着泵腔轴向间隙逐渐减小,泵腔液体旋转角速度接近叶轮旋转角速度,哥氏力和离心力的增大有效地减少了压差力引起的液体泄漏量。同时更能有效地回收其内的一部分能量,使泵的扬程有所增加,提高了效率。这与文献[18]在CA100-50-315型闭式叶轮石油化工流程泵上,将泵腔轴向间隙从35 mm改变到6 mm的试验结果相吻合。

如图4所示,当泵腔轴向间隙小于5 mm后,泵腔流道泄漏量系数与泵腔流道进出口液体压力系数的关系曲线几乎重合,说明泵腔轴向间隙存在最佳取值范围,泵腔轴向间隙越小,越利于提高泵的效率,但过小的泵腔轴向间隙受到泵结构尺寸链误差和轴向力使叶轮产生轴向串动量的限制。因此泵腔轴向间隙最佳取值范围为1~5 mm。

如图4所示,在相同隙径比和相同压力系数下,间隙为0.2 mm密封环的泵腔流道泄漏量系数较间隙为0.3 mm小,即间隙为0.2 mm密封环泵腔流道泄漏小。可见在泵腔流道中,密封环起到了“闸阀”的作用,增加密封环水力阻力对减少泵腔流道液体泄漏量、提高泵容积效率有着积极作用。

## 2.2 泵腔流道泄漏量计算

由水力学知识知,液体压力降可以用速度头和相应的阻力系数表示<sup>[19-20]</sup>。泵腔进出口的液体压力差可表示为

$$p_1 - p_3 = \xi_1 \frac{\rho}{2} \left( \frac{q_v}{F_B} \right)^2 \quad (6)$$

其中

$$F_B = 2\pi r_2' b_1$$

式中  $p_3$ ——密封环进口液体压力, Pa

$\xi_1$ ——泵腔阻力系数

$F_B$ ——泵腔流道进口间隙过流断面面积,  $m^2$

$r_2'$ ——泵腔流道进口测压孔中心的半径, m

密封环前后的液体压力差可表示为

$$p_3 - p_2 = \xi_2 \frac{\rho}{2} \left( \frac{q_v}{F_m} \right)^2 \quad (7)$$

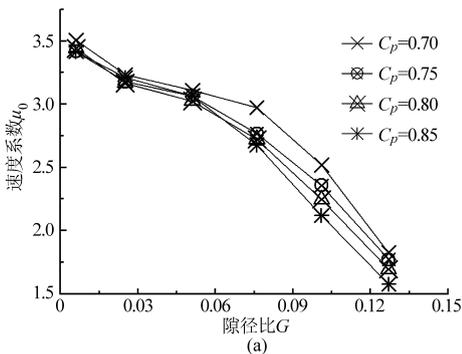


图5 不同压力系数下的速度系数与隙径比的试验曲线

Fig. 5 Test curves of velocity coefficient and gap-diameter ratio with different pressure coefficients

(a)  $L = 15 \text{ mm}$ ,  $b_2 = 0.2 \text{ mm}$  (b)  $L = 15 \text{ mm}$ ,  $b_2 = 0.3 \text{ mm}$

其中

$$F_m = 2\pi r_m b_2$$

式中  $\xi_2$ ——密封环阻力系数

$r_m$ ——叶轮后密封环半径, m

$F_m$ ——密封环间隙过流断面面积,  $m^2$

$b_2$ ——后密封环间隙, m

因泵腔间隙液体泄漏量等于密封环间隙液体泄漏量,由式(6)和式(7)可求出泵腔流道泄漏量计算公式,其数学表达式为

$$q_v = \frac{1}{\sqrt{\xi_1 \left( \frac{F_m}{F_B} \right)^2 + \xi_2}} F_m \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}$$

令

$$\mu_0 = \frac{1}{\sqrt{\xi_1 \left( \frac{F_m}{F_B} \right)^2 + \xi_2}}$$

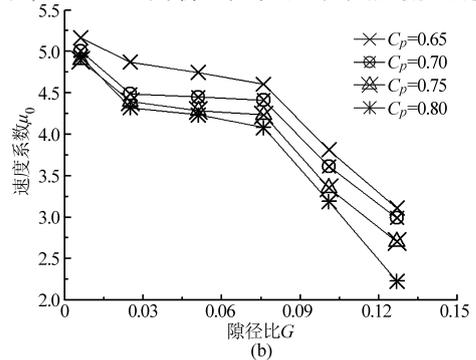
则

$$q_v = \mu_0 F_m \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} \quad (8)$$

式中  $\mu_0$ ——泵腔流道的速度系数

泵腔流道结构简单,但其内液体运动非常复杂。泵腔流道阻力系数取决于其内的流体动力学特性,而流体动力学特性受到其几何结构的影响。泵腔流道液体阻力系数由进口阻力系数、沿程阻力系数和出口动能损失系数等组成,其中沿程阻力系数与间隙长度成正比,与间隙大小呈反比,而泵腔沿程阻力系数还与  $r_m/r_2$  有关<sup>[21-22]</sup>。所有这些因素的影响,难以通过理论计算精确求得。但可通过试验测出泵腔流道进出口的液体压力和液体泄漏量,确定出其总阻力系数,进而确定出其速度系数。在图4中,取不同压力系数,可获得多组的泄漏量系数和隙径比。将已知的压力系数和泄漏量系数代入式(3)和式(4)中,计算出泄漏量  $q_v$  和液体压力差  $(p_1 - p_2)$ ,再由式(8)计算出泵腔流道速度系数,从而可绘制出不同压力系数下的泵腔流道速度系数与隙径比的关系曲线,如图5所示。

从图5可看出,在相同隙径比和相同压力系数下,0.2 mm间隙密封环的泵腔流道速度系数较



0.3 mm 间隙密封环小。由图 5 及式(8)即可方便计算出泵腔流道液体泄漏量。

### 3 结论

(1)不同隙径比下泵腔流道液体泄漏量系数与压力系数的关系曲线变化很有规律性,几乎是一些斜直线,但隙径比和密封环间隙对其变化有较大的影响。

(2)在泵结构不变情况下,只减少泵腔轴向间隙就能有效地减少液体泄漏量,提高泵容积效率。泵腔轴向间隙最佳取值范围为 1~5 mm。

(3)基于泵腔间隙液体泄漏量等于密封环间隙液体泄漏量,提出了泵腔流道液体泄漏量计算公式及其速度系数的确定方法,为精确计算泵腔流道液体泄漏量提供了较符合实际的求解途径。

### 参 考 文 献

- 1 丁成伟. 离心泵与轴流泵原理及水力设计[M]. 北京:机械工业出版社,1981.
- 2 Derakhshan S, Mohammadi B, Nourbakhsh A. Efficiency improvement of centrifugal reverse pumps[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2009, 131(2): 021103.
- 3 Baskharone E A, Daniel A S, Hensel S J. Rotordynamic effects of the shroud-to-housing leakage flow in centrifugal pumps[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1994, 116(3):558-563.
- 4 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 CSAE, 2013, 29(20): 54-59. (in Chinese)
- 5 Guinzburg A, Brennen C E, Acosta A J, et al. Experimental results for the rotordynamic characteristics of leakage flows in centrifugal pumps[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1994, 116(1): 110-115.
- 6 斯捷潘诺夫 A J. 离心泵和轴流泵理论、设计和应用[M]. 北京:机械工业出版社,1980.
- 7 陈茂庆,陈超. 离心泵密封环泄漏量特性试验[J]. 石油机械,1993,21(1):23-26.
- 8 刘延君,王伟,陆雄. 一种测量微小流量的方法[J]. 甘肃工业大学学报,2001,27(3):44-46.  
Liu Yanjun, Wang Wei, Lu Xiong. A measuring method of small flow-rate [J]. Journal of Gansu University of Technology, 2001, 27(3):44-46. (in Chinese)
- 9 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)
- 10 Westra R W, Broersma L, Van Andel K, et al. PIV measurements and CFD computations of secondary flow in a centrifugal pump impeller[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2010, 132(6):061104.
- 11 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)
- 12 陈云富. 泵腔内流动的数值计算[J]. 通用机械,2006(9):89-90.
- 13 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.  
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. (in Chinese)
- 14 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.
- 15 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.  
Wen Suping, Hu Xiaowen, Wang Jun, et al. Investigation on superposed flow field in rotation disk system with forced through flow [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(1): 57-60. (in Chinese)
- 16 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.  
Yan Junfeng, Chen Wei. The effect of flow in the impeller shroud on the leakage rate in a centrifugal pump[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2007,33(3):20-25. (in Chinese)
- 17 王秀勇,王灿星,黎义斌. 离心泵泵腔内流动特征的数值分析[J]. 农业机械学报,2009,40(4):86-90.  
Wang Xiuyong, Wang Canxing, Li Yibin. Numerical study of flow characteristics in the impeller side chamber of centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(4):86-90. (in Chinese)
- 18 范宗霖,吴立军,黄志杰. 泵腔对低比速叶片泵性能的影响[J]. 水泵技术,2005(4):1-2.
- 19 张凤羽,程效锐,王秀勇. 流体力学[M]. 北京:中国水利水电出版社,2012.
- 20 顾永泉. 流体密封[M]. 北京:中国石化出版社,1992.
- 21 权辉,李仁年,苏清苗,等. 基于 PIV 测试的螺旋离心泵内部流动特性研究[J]. 农业机械学报,2015,46(4):28-32,58.  
Quan Hui, Li Rennian, Su Qingmiao, et al. Internal flow characteristic of screw centrifugal pump based on PIV[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015,46(4):28-32,58. (in Chinese)
- 22 任芸,吴登昊,刘厚林,等. 离心泵内部不稳定流动的 PIV 测试[J]. 农业机械学报,2015,46(2):46-51.  
Ren Yun, Wu Denghao, Liu Houlin, et al. PIV experiment on flow instabilities in centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015,46(2):46-51. (in Chinese)