

# 定叶片轴流泵扬程偏高的处理方法

杨重玖<sup>1,2</sup>, 张铁<sup>2</sup>, 厉浦江<sup>2</sup>, 陈秀菊<sup>2</sup>, 李志鹏<sup>1</sup>, 杨平波<sup>2</sup>

(1. 长沙理工大学, 长沙 410114; 2. 湖南湘电长沙水泵有限公司, 长沙 410205)

**摘要:** 在规定流量下, 定叶片轴流泵实测扬程高于设计扬程时, 需要对轴流泵的叶轮进行处理。为此, 采用切割翼型长度法和修薄叶片出口边工作面厚度法相结合的方式降低扬程, 且保证泵的最高效率不下降。多次试验结果表明, 采用切割翼型长度方法, 当泵的扬程从 9.53 m 下降到 8.23 m (降低量超过 10%) 时, 泵的最高效率开始下降, 从 72% 下降到 71.8%; 在前几次切割翼型长度基础上 (原叶轮翼型切割 15 mm), 再修薄叶片出口边工作面厚度 (共修薄 4 mm, 并光滑过渡) 后, 泵的扬程下降到 7.23 m, 最高效率约为 72.2%, 因此既有效解决了定叶片轴流泵扬程偏高的问题, 又保证了泵的最高效率基本不变。

**关键词:** 叶轮; 切割; 轴流泵; 翼型; 出口角; 扬程

**中图分类号:** TH 312    **文献标志码:** A    **文章编号:** 1672 1683(2015) 02- 0320- 04

## Processing methods of axial flow pump with the fixed blade and high head

YANG Chong jiu<sup>1,2</sup>, ZHANG Tie<sup>2</sup>, LI Pu jiang<sup>2</sup>, CHEN Xi u ju<sup>2</sup>, LI Zhi peng<sup>1</sup>, YANG Ping bo<sup>2</sup>

(1. Changsha University of Science & Technology, Changsha 410114, China;  
2. Hunan XEMG Changsha Pump Works Co., Ltd., Changsha 410205, China)

**Abstract:** Under the prescribed flow, the measurement head of axial flow pump with the fixed blade is higher than the design head, and the impeller of the axial flow pump needs to be treated. In order to achieve lower head and ensure that the highest efficiency of pump does not decrease, the method combining the cutting the length of airfoils and fixing the thickness of thin blade outlet side face was applied. The test results showed that the highest Pump efficiency decreases from 72% to 71.8% with the pump head decreasing from 9.53 to 8.23 m (the decreasing rate is higher than 10%) when the method of cutting the length of airfoils is used. On the basis of previous cutting different lengths (cutting the original impeller airfoil by 15 mm), the thickness of the thin blade outlet side face is thinned (thinning the total thickness by 4 mm and smoothing the transition), the pump head decreases to 7.23 m with the highest efficiency of 72.2%. Therefore, the purpose of reducing the pump head and ensuring the highest efficiency of pump is achieved.

**Key words:** impeller; cut; axial flow pump; airfoil; outlet angle; head

## 1 问题的提出与处理思路

轴流泵比转速一般比较高, 在 500~1 500 之间; 具有大流量、低扬程的特点。广泛用于农田排灌、热电站循环水输送、城市给水、船坞升降水位以及作为船舶喷水推进器等领域。

对于定叶片轴流泵来讲, 如果在规定流量下, 其扬程高于设计值, 为了满足规定流量下的扬程, 必须对叶片进行处理。如果泵的效率偏差符合设计要求, 同时叶轮的翼型长度和出口边厚度有处理余量, 且处理叶轮的翼型和出口边厚度对泵的效率基本没有影响或略有改善作用, 可以选择只对叶

片进行处理而不更换叶轮。对于一般离心泵和混流泵, 扬程偏高时, 可以通过叶轮切割公式 (1) 或公式 (2) 对叶轮外径进行切割来降低泵的扬程。

$$D'_2 = D_2 \frac{Q'}{Q} \tag{1}$$

$$D'_2 = D_2 \sqrt{\frac{H'}{H}} \tag{2}$$

但对于轴流泵而言, 由于其流量大, 扬程低, 比转速高, 叶轮与叶轮室之间留有较小的间隙, 如果按照叶轮切割公式对叶轮外径进行切割则会造成叶轮和叶轮室之间的间隙增大, 泵的效率会明显降低, 而且流量、扬程也无规律性的变

收稿日期: 2014-10-17    修回日期: 2015-03-04    网络出版时间: 2014-03-20  
网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/13.1334.TV.20150320.1642.015.html>  
作者简介: 杨重玖 (1980-), 男, 湖南永州人, 工程师, 主要从事水泵性能及实验研究。E-mail: yangchongjiu@sohu.com

化,相关资料中也没有对轴流泵叶片切割的相关计算及参考信息;因此应按照轴流泵的原理,对叶片翼型进行调整来降低泵的扬程。由于轴流泵叶轮的翼型长度及出口角的大小会影响泵的扬程,故对于扬程高于设计值的轴流泵,可以通过减少叶片翼型长度法及减小叶片出口角度法来降低扬程。叶轮应分2次或多次逐渐切割,每次切割必须进行试验;切割叶轮的翼型长度,使叶片弦长 $l$ 变小,从而减小叶栅稠密度 $l/t$ ,( $t$ 表示栅距, $t = \frac{2\pi R}{Z}$ ,因为圆柱层流面半径 $R$ 和叶片数 $Z$ 均未改变,故 $t$ 未改变),叶栅稠密度减少意味着叶轮叶片总面积减小,液体在泵过流部分的水力摩擦损失减小,因此泵的水力效率会增加;同时由于叶轮外径不变,即叶轮与叶轮室的间隙不变,修薄工作面使叶片出口角减小,泵的扬程降低,出口压力减少,而进口压力不变,因此进出口压力差减少,容积损失和密封损失减少,则泵的容积效率和机械效率均增加,泵的总效率会略有增加;

## 2 试验装置及测试方法

### 2.1 试验装置

泵组试验装置主要由供电系统、试验水池、支撑平台、试验管路、测量仪器仪表、流量调节阀等组成(图1)。试验台管路安装符合GB/T 3216-2005《回转动力泵水力性能验收试验1级和2级》中相关规定,流量测量装置安装符合其使用说明书中规定的要求,进、出口取压位置符合GB/T 3216-2005《回转动力泵水力性能验收试验1级和2级》中规定的要求。

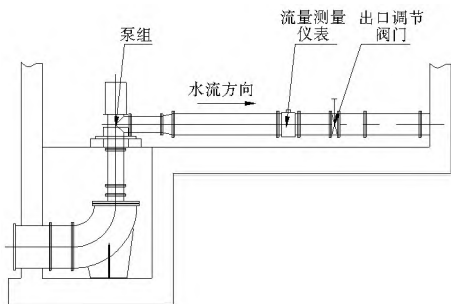


图1 轴流泵试验装置示意图

Fig. 1 Schematic diagram of axial pump test

### 2.2 测试方法

测量仪表主要有电磁流量计、压力变送器、转速测量仪表、功率变送器等。流量测量采用MF/E8011021100ER11电磁流量计,精度等级为0.5%;进、出口压力测量采用压力变送器,精度等级为0.2%;转速测量采用PT99光电转速表,精度等级为0.1%;功率测量采用BD-4P三相功率变送器,精度等级为0.2%。测量仪器仪表定期进行检定且精度满足试验要求。测试过程严格按照GB/T 3216 2005《回转动力泵水力性能验收试验1级和2级》进行,数据采集方式为全自动采集。

## 3 试验结果分析及处理方案

定叶片轴流泵的规定性能参数为:流量 $4\ 000\ \text{m}^3/\text{h}$ ,扬程 $7\ \text{m}$ ,转速 $1\ 000\ \text{r}/\text{min}$ ,轴功率 $110\ \text{kW}$ ,效率 $69\%$ ,汽蚀余

量 $12.50\ \text{m}$ 。

### 3.1 第一次试验结果分析及处理方案

定叶片轴流泵叶轮为开式叶轮(图2),4个叶片均匀布置,其比转速 $876$ ,叶轮外径 $547\ \text{mm}$ ,叶片弦长 $305\ \text{mm}$ ,叶片厚度 $12.5\ \text{mm}$ 。

对原叶轮进行的第一次试验性能结果见表1、图3。

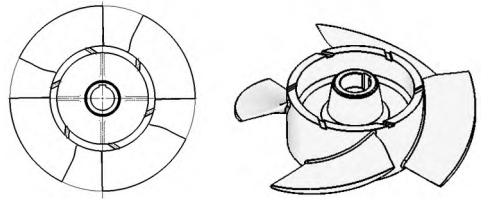


图2 原设计叶轮

Fig. 2 The original impeller

表1 规定性能与实测性能比较(第一次试验结果)

Tab. 1 Comparison of the regulated and measured performance compared (the first test results)

项目	流量 $Q$ $l(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	扬程 $H$ $/\text{m}$	转速 $l(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	轴功率 $P_d/\text{kW}$	效率 $(\%)$	汽蚀余 量 $/\text{m}$
泵的规定性能	4 000.00	7.00	1 000.00	110.00	69.00	12.50
泵的实测性能	4 000.00	9.53	1 000.00	151.70	68.12	9.65

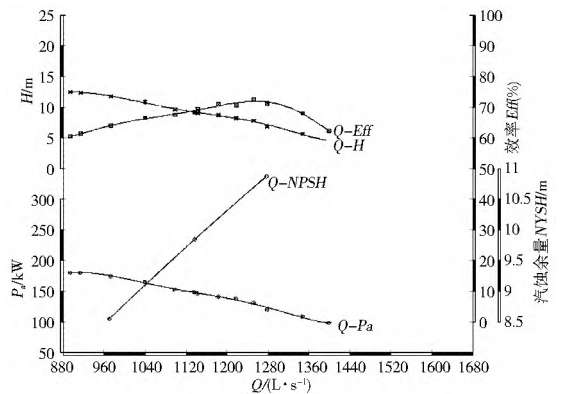


图3 第一次试验性能报告(原始叶轮试验)

Fig. 3 The first performance test report (original impeller test)

表1和图3中的试验结果显示,该轴流泵在规定流量 $4\ 000\ \text{m}^3/\text{h}$ 点的扬程达到了 $9.53\ \text{m}$ ,高出设计值 $2.53\ \text{m}$ ,规定流量点不在泵的高效区域,泵的最高效率在流量 $4\ 522\ \text{m}^3/\text{h}$ 点附近,最高效率约为 $72\%$ 。

### 3.2 第二次试验结果分析及处理方案

现对原叶轮进行第一次切割,将叶片翼型出口边长度切割 $10\ \text{mm}$ (该长度为投影长度,即与轴线垂直方向,非沿叶片型线的弦长),并将出口边进行修圆,如图4所示。叶轮第一次切割后,重新上试验台进行性能试验。试验结果见表2、图5。

第二次试验结果表明(表2、图5),该轴流泵在规定流量 $4\ 000\ \text{m}^3/\text{h}$ 点的扬程为 $8.85\ \text{m}$ ,比原叶轮扬程下降了 $0.68\ \text{m}$ ,但比理论扬程还高出 $1.85\ \text{m}$ ;泵的最高效率在流量 $4\ 450\ \text{m}^3/\text{h}$ 点附近,最高效率约为 $72\%$ ,泵的最高效率没有下降;但高效区向流量小的方向偏移,泵规定流量 $4\ 000\ \text{m}^3/\text{h}$ 点的效率由 $68.12\%$ 提高到 $69.10\%$ ,提高了 $0.98$ 个百分点,反映切割方法有效可行。

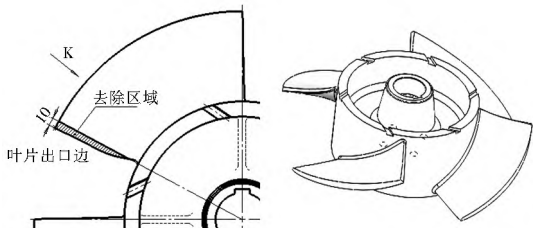


图 4 叶轮第一次切割示意图

Fig. 4 Schematic diagram of the first cutting impeller

表 2 规定性能与实测性能比较 (第二次试验结果)

Tab. 2 Comparison of the regulated and measured performance (the second test results)

项目	流量 $Q$ $/(m^3 \cdot h^{-1})$	扬程 $H$ $/m$	转速 $/(r \cdot min^{-1})$	轴功率 $Pa/kW$	效率 $(\%)$	汽蚀余量 $/m$
泵的规定性能	4 000.00	7.00	1 000.00	110.00	69.00	12.50
泵的实测性能	4 000.00	8.85	1 000.00	138.99	69.10	9.63

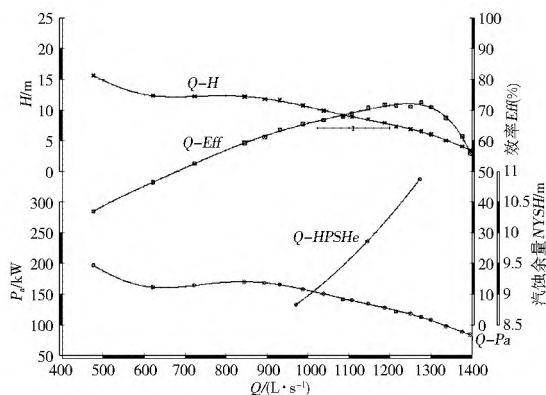


图 5 第二次试验性能报告 (第一次切割叶轮后试验)

Fig. 5 The second performance test report (test after the first cutting impeller)

### 3.3 第三次试验结果分析及处理方案

由于第二次试验结果显示, 泵的扬程仍高于规定值 1.85 m, 因此需要对叶轮在第一次切割的基础上将叶片出口边再切割 5 mm, 并将切割后的叶片工作面出口修薄 1.5 mm, 长度为 40 mm, 并光滑过渡, 以减小叶片出口角度, 降低扬程, 具体处理见图 6 所示。叶轮第二次切割后, 重新上试验台进行性能试验。试验结果见表 3、图 7。

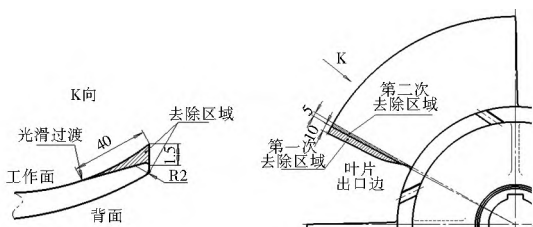


图 6 叶轮第二次切割示意图

Fig. 6 Schematic diagram of the second cutting impeller

由表 3 和图 7 的试验结果可以看出, 泵在规定流量 4 000  $m^3/h$  点的扬程为 8.29 m, 比第一次叶轮切割后扬程下降了 0.56 m, 但还是比理论扬程高 1.29 m; 泵的最高效率在流量 4 392  $m^3/h$  点附近, 最高效率比切割前下降了 0.2%, 约为 71.8%; 泵的高效区继续在往流量小的方向偏移, 规定流量

4 000  $m^3/h$  点的效率由 69.1% 提高到 69.35%, 提高了 0.25 个百分点。但是由于随着叶轮翼型切割量的增加, 则翼型弦长  $l$  减少, 而栅距  $t$  基本不变, 所以叶栅稠密度  $l/t$  减少, 叶片两面的压差增加, 二次回流也增加, 导致泵的最高效率减少 (图 5、图 7)。

表 3 规定性能与实测性能比较 (第三次试验结果)

Tab. 3 Comparison of the regulated and measured performance (the third test results)

项目	流量 $Q$ $(m^3 \cdot h^{-1})$	扬程 $H$ $/m$	转速 $/(r \cdot min^{-1})$	轴功率 $Pa/kW$	效率 $(\%)$	汽蚀余量 $/m$
泵的规定性能	4 000.00	7.00	1 000.00	110.00	69.00	12.50
泵的实测性能	4 000.00	8.29	1 000.00	129.96	69.35	9.59

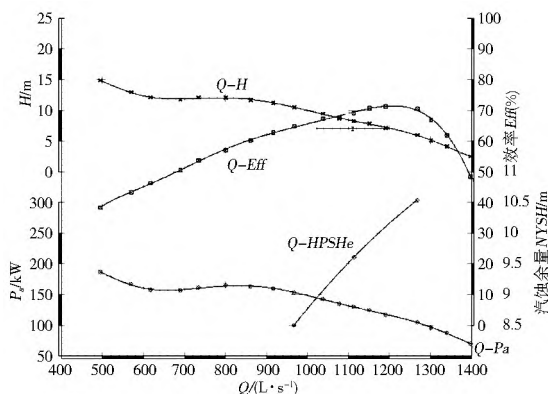


图 7 第三次试验性能报告 (第二次切割叶轮后试验)

Fig. 7 The third performance test report (test after the second cutting impeller)

### 3.4 第四次试验结果分析及处理方案

虽然第三次试验结果显示, 泵的扬程仍高于规定值 1.29 m, 需要继续采取降低泵扬程的措施, 但是前两次切割叶轮翼型的方法不能再采用, 转而将叶片工作面进行修薄处理, 减小出口角度, 降低扬程。将出口边工作面在第二次修薄 1.5 mm 的基础上再修薄 2.5 mm, 即在原叶轮翼型切割 15 mm 后, 工作面总共修薄 4 mm, 并光滑过渡, 如图 8 所示。叶轮第三次处理后, 重新上试验台进行性能试验。试验结果见表 4、图 9。

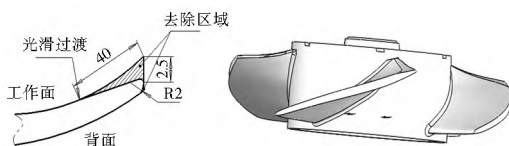


图 8 叶轮第三次切割示意图

Fig. 8 Schematic diagram of the third cutting impeller

表 4 和图 9 的试验结果表明, 泵在规定流量 4 000  $m^3/h$  点的扬程为 7.32 m, 比第二次叶轮切割后扬程下降了 0.97 m, 比理论扬程高 0.32 m, 规定流量点的扬程有富裕且偏差在 5% 以内, 流量扬程满足设计要求; 泵的最高效率流量 4 104  $m^3/h$  点附近, 约为 72.2%, 比第三次处理前上升了 0.4%; 而泵的高效区继续在往流量小的方向有较大幅度的偏移, 最高效率由流量 4 392  $m^3/h$  点附近偏移 to 流量 4 104  $m^3/h$  点附近, 接近规定流量点 4 000  $m^3/h$ , 而且规定流量 4 000  $m^3/h$  的效率由 69.35% 提高到 71.71%, 效率提高了

2.36个百分点。因此,在前两次切割的基础上将叶片工作面进行修薄处理后,泵的流量扬程满足设计要求且效率在最高效率点附近,无需继续处理。

表4 规定性能与实测性能比较(第四次试验结果)

Tab. 4 Comparison of the regulated and measured performance (the fourth test results)

项目	流量 $Q$ ( $m^3 \cdot h^{-1}$ )	扬程 $H$ /m	转速 ( $r \cdot min^{-1}$ )	轴功率 Pa/kW	效率 (%)	汽蚀余量/m
泵的规定性能	4 000.00	7.00	1 000.00	110.00	69.00	12.50
泵的实测性能	4 000.00	7.32	1 000.00	111.20	71.71	9.57

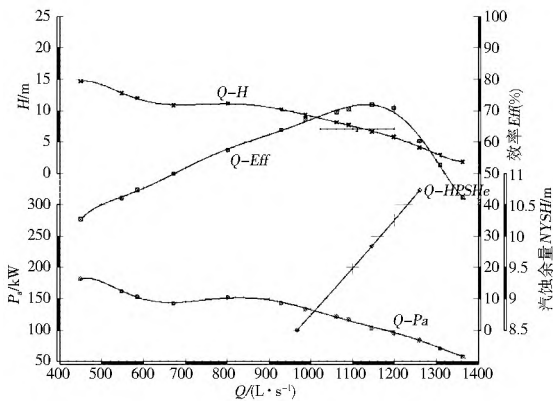


图9 第四次试验性能报告(第三次切割叶轮后试验)

Fig. 9 The fourth performance test report (test after the third cutting impeller)

## 4 结语

当定叶片轴流泵扬程高于规定扬程时,对其叶轮进行优化可以采取切割翼型长度和修薄叶片出口边工作面厚度两种方式相结合来降低扬程。切割翼型长度时,必须分多次切割,每次切割后应进行试验和分析,为第二次采取措施提供依据。当切割翼型长度导致泵的效率慢慢降低时,不能再进行切割翼型长度,而应再通过修薄叶片出口边工作面厚度来减少出口角,这样才能既降低泵扬程又保持最高效率基本不变的目的。

### 参考文献(References):

[1] GB/T 3216 2005, 回转动力泵水力性能验收试验 1级和2级[S]. (GB/T 3216 2005, Rotodynamic pumps hydraulic performance acceptance tests grades 1 and 2[S]. (in Chinese))

[2] 田莉. 水泵试验中常见错误分析[J]. 排灌机械工程学报, 2006, 24(2): 50-52. (TIAN Li. Common mistakes in pump performance Tests[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engin, 2006, 24(2): 50-52. (in Chinese))

[3] 张德胜, 施卫东, 李通通, 等. 轴流泵叶轮出口尾迹区非定常压力和速度场特性[J]. 农业工程学报, 2012, 28(17): 32-37. (ZHANG De sheng, SHI Wei dong, LI Tong tong, et al. Property of unsteady pressure and meridional velocity in wake region of axial flow pump impeller [J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(17): 32-37. (in Chinese))

[4] 黎耀军, 沈金峰, 洪益平, 等. 轮缘间隙对轴流泵内部非定常流场的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(8): 667-673. (LI Yao jun, SHEN Jin feng, HONG Yi ping, et al. Effect of tip clearance on unsteady flow in axial flow pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engin, 2013, 31(8): 667-

673. (in Chinese))

[5] 王福军, 张玲, 黎耀军, 等. 轴流式水泵非定常湍流数值模拟的若干关于问题[J]. 机械工程学报, 2008, 44(8): 73-77. (WANG Fu jun, ZHANG Ling, LI Yao jun, et al. Some key issues of unsteady turbulent numerical simulation in axial flow pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(8): 73-77. (in Chinese))

[6] 钱忠东, 王凡, 王志远, 等. 可调导叶式轴流泵马鞍区水力特性试验研究[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(6): 461-465. (QIAN Zhong-dong, WANG Fan, WANG Zhi-yuan et al. Experimental study on hydraulic performance of saddle zone in axial flow pump with adjustable guide vane[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engin, 2013, 31(6): 461-465. (in Chinese))

[7] 刘竹青, 肖若富, 吕腾飞, 等. 弯掠叶片对轴流泵驼峰及空化性能的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(3): 270-273. (LIU Zhu-qing, XIAO Ru-fu, LV Teng-fei, et al. Effect of swept blade on hump and cavitation characteristics of axial flow pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engin, 2012, 30(3): 270-273. (in Chinese))

[8] 杨正军, 王福军, 刘竹青, 等. 基于CFD的轴流泵空化特性预测[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(1): 11-15. (YANG Zheng jun, WANG Fu jun, LIU Zhu-qing, et al. Prediction of cavitation performance of axial flow pump based on CFD[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(1): 11-15. (in Chinese))

[9] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京: 宇航出版社, 1995. (GUAN Xing fan. Modern technical manual pump[M]. Beijing: Aerospace press. 1995. (in Chinese))

[10] 关醒凡. 轴流泵和斜流泵: 水力模型设计试验及工程应用[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2009. (GUAN Xing fan. Axial flow pump and oblique flow pump, hydraulic model test and engineering application[M]. Beijing: Aerospace press. 2009. (in Chinese))

[11] 关醒凡. 新系列轴流泵模型试验研究成果报告[J]. 排灌机械工程学报, 2005, 23(4): 1-5. (GUAN Xing fan. Test reports of a new series of axial flow model pumps[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engin, 2005, 23(4): 1-5. (in Chinese))

[12] 杨华, 孙丹丹, 汤方平, 等. 轴流泵非稳定工况下叶轮进口流场试验研究[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(5): 406-410. (YANG Hua, SUN Dan dan, TANG Fang ping, et al. Experiment research on inlet flow field for axial flow pump at unsteady operating condition[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(5): 406-410. (in Chinese))

[13] 刘君, 华学坤, 郑源, 等. 低扬程立式轴流泵装置模型马鞍形区研究[J]. 南水北调与水利科技, 2011, 9(4): 34-38. (LIU Jun, HUA Xu e kun, ZHENG Yuan, et al. Study on performance of saddle zone in low lift vertical axial flow pump system model [J]. South to North Water Diversion and Water Science & Technology, 2011, 9(4): 34-38. (in Chinese))

[14] 杨昌明, 陈次昌, 王金诺. 轴流泵端壁间隙流动特性的数值研究[J]. 机械工程学报, 2003, 39(9): 49-51. (YANG Chang ming, CHEN Ci chang, WANG Jin nuo. Numerical study for behavior of tip clearance flow in axial flow pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(9): 49-51. (in Chinese))

[15] 徐磊, 陆林广, 陈伟, 等. 南水北调工程邳州站竖井贯流泵装置进出水流态分析[J]. 农业工程学报, 2012, 28(6): 50-56. (XU Lei, LU Lin guang, CHEN Wei, et al. Flow pattern analysis on inlet and outlet conduit of shaft tubular pump system of Pizhou pumping station in South to North Water Diversion Project[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(6): 50-56. (in Chinese))