

doi: 10.3969/j.issn.1674-8530.2011.04.010

大型泵站能量特性现场测试研究

仇宝云¹, 冯晓莉¹, 朱庆元², 何钟宁¹, 葛 强¹

(1. 扬州大学能源与动力工程学院, 江苏 扬州 225127; 2. 江苏省水利工程建设局, 江苏 南京 210029)

摘要: 为了直接获得大型泵站运行参数, 对大型泵站能量性能进行了现场测试和分析. 采用五孔探针和声学多普勒流速剖面仪(ADCP)测定水泵流量, 根据泵站设置的仪表读取相关数据, 计算得到泵装置扬程、电动机输入功率和泵装置效率; 分析流量与效率测定的精度, 检验原型与模型水泵效率和泵装置效率换算方法. 试验泵站五孔探针测流断面选在水泵基坑以上、叶轮前的断面. 结果表明: 五孔探针法测定泵装置过流断面流速分布重复性好, 能够反映断面实际轴向流速分布规律, 流量和效率测试精度可以控制在 2.0% 以内, 能够满足大型泵站现场测试的要求. 泵装置扬程为 1.73 m 时, 水泵流量与泵装置效率分别为 $11.8378 \text{ m}^3/\text{s}$ 、55.998%, 达到了设计要求. 由于尺寸效应, 原型水泵和泵装置效率明显高于模型效率. 采用相关公式, 可以根据模型效率较为准确地预测原型水泵效率和泵装置效率.

关键词: 大型泵站; 现场测试; 水泵流量; 泵装置效率; 五孔探针

中图分类号: S277.9; TV675 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2011)04-0322-06

Investigation on field test of energy performances of large pumping station

Qiu Baoyun¹, Feng Xiaoli¹, Zhu Qingyuan², He Zhongning¹, Ge Qiang¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou, Jiangsu 225127, China; 2. Jiangsu Water Conservancy Project Construction Bureau, Nanjing, Jiangsu 210029, China)

Abstract: In order to directly obtain operation parameters, energy performances of large pumping stations were determined on the spot and analyzed. The discharges of water pumps were measured with five-hole probes and ADCP (acoustic doppler current profiler). Pump assembly head, input power of electrical motors and pump assembly efficiency were obtained through the data measured by measuring apparatus of the pumping station. The test precision of discharge and efficiency was analyzed. The efficiency conversion methods from model to prototype of the pump and the pump assembly were checked. The results indicate that the velocity distribution in cross section measured with five-hole probes can repeat very well, which stands for the actual axial velocity distribution in cross section. The test precision of the discharge and the efficiency could be controlled within 2.0%, which could meet the demand of field test of large pumping stations. The pump discharge and pump assembly efficiency are $11.8378 \text{ m}^3/\text{s}$ 、55.998% respectively when pump assembly head is 1.73 m, which meets the design demands of the pump assembly. The efficiency of prototype pump and pump assembly is obviously higher than that of model respectively because of size effect, and could be predicted accurately based on model efficiency by related suitable formulas.

收稿日期: 2011-03-02

基金项目: 全国百篇优秀博士学位论文作者专项基金资助项目(2007B41); 国家自然科学基金资助项目(51079125); 江苏省“333 高层次人才工程”专项基金资助项目(2008108)

作者简介: 仇宝云(1962—), 男, 江苏扬州人, 教授, 博士生导师(yzdxqby@sohu.com), 主要从事水泵与泵站工程研究。
冯晓莉(1982—), 女, 江苏仪征人, 讲师, 博士(fxlyzdx821@sina.com), 主要从事水泵与泵站工程研究。

Key words: large pumping station; field test; discharge of water pump; pump assembly efficiency; five-hole probe

掌握大型水泵装置的实际性能,能够了解泵站流量和效率是否达到设计要求,为水泵机组和泵站的设计和运行提供依据,有利于提高主机泵系统的设计水平,节省工程建设和运行费用。

大型水泵装置特性,一般是通过模型试验,根据相似律换算得到。由于影响因素复杂,设计理论和换算方法具有一定的近似性,这就需要对大型泵站进行现场实测,获得实际工程的性能资料。对设计和换算的泵装置性能进行校核、验证。

大型泵站能量特性测定,关键是水泵流量的测定。关于大型水泵流量的现场测定方法,相关标准并未规定。常用方法有:盐水浓度法、旋桨流速仪法、笛形管法^[1]、声学多普勒流速剖面仪(acoustic doppler current profiler, ADCP)法、超声波法等。

李志敏^[2]对 ADCP 与常规流速仪法测流进行了对比分析; Kinzli 等^[3]采用 ADCP 法测量了河流的渗流量。周济人等^[4]和 Lozano 等^[5]采用超声波流量计分别测试了模型泵装置流量与灌溉河道的输水流量。仇宝云等^[6-7]、Zhang 等^[8]采用微型五孔探针分别对出水流道的流场和轴流泵内部流场进行了测试。盐水浓度法测试成本大,测定精度影响因素多;旋桨流速仪法对测量断面流动干扰大,影响水泵工况和测定精度;笛形管法测定的是其长度范围内的平均流速; ADCP 法用于测定河流断面的流量,流速较小、水面波浪和近岸浅水区影响测定精度。

微型五孔探针对流场干扰小,可以较为精确地测定三维流速和压力分布。对测量断面轴向流速分布按面积进行积分,即可得到流量。某新建大型调水泵站,设计流量 $50 \text{ m}^3/\text{s}$,设计扬程 3.7 m ,安装叶片半调节立式弯管式轴流泵机组 5 台套,水泵叶轮直径 1.6 m ,配套同步电动机功率 710 kW ,转速 250 r/min 。泵站采用肘形进水流道,虹吸式出水流道。文中对该泵站水泵流量和主机泵装置效率进行实测研究。

1 试验方案

利用泵站预试运行的机会,进行现场能量性能试验。面向上游,泵站 1-5 号机组自右向左依次排开。对站房中部 3 号机组和左边侧 5 号机组进行现场测试。根据现场条件,分别测定上、下游水位分别为 2.51 m 、 0.78 m 和 2.74 m 、 0.76 m 两种组合时,水泵

设计叶片角度下的水泵流量和主机泵装置效率,并进行分析。测定参数有:水泵流量、泵装置扬程、电动机输入功率等。同一工况,各参数测定时间同步。

2 水泵流量测定

根据泵站现场条件及对水泵流量测定方法的比较,决定采用五孔探针法和 ADCP 法等两种方法测定水泵流量,并进行相互校核。

2.1 五孔探针法

2.1.1 测试设备仪器

选用直头五孔球形探针,球头直径为 4.5 mm ,感压孔直径为 0.35 mm ,测杆直径为 8 mm 。用 0.2% 的高精度差压变送器来感受各孔之间的差压。为了缩短测流时间,提高测流精度,设计了计算机数据采集与处理系统,压差信号的采集处理由计算机完成,同时从差压变送器直接读取差压作为校核。

2.1.2 测试原理

五孔探针测定流量的基本原理是流速-面积法,即利用探针头部感应部位 5 个小孔相关压差与测点流速的关系,确定测点总流速大小和方向,计算轴向流速,再根据轴向流速分布积分计算流量^[6]。

为了缩短测量时间,提高测试精度,对测试系统参数进行了优化,并取得了专利。测量前安装好测试系统。由于测流断面位于前池水面以下 4.2 m ,压力较大,水泵运行时,测流断面压力头减小至 2.5 m 左右,便于安装探针。要求系统密闭性好,不漏气、不漏水,特别注意排清测试系统内的空气。每条测线设置一根探针,探针垂直插入管壁。所有测线对应测点同步测量,由测量断面边壁测点逐点向中心推进。测量完最内侧测点后,将探针退至初始时的某个测点重新测量,校核测量的重复准确性。系统组装调试需 0.5 h 左右,测量一个断面需 $10 \sim 15 \text{ min}$ 。

2.1.3 测量断面选取与测点布置

选择流速均匀、周围有足够施测空间的断面。经过比较,如图 1-2 所示,试验泵站采用肘形进水流道,流道断面由矩形逐渐收缩过渡到叶轮下部的圆形,管内流动平稳,收缩管有利于断面流速分布趋于均匀。在进水流道末端、水泵叶轮前部有一段近乎等直圆管的金属管段,且进水流道按向叶轮提供均匀轴向来流设计。因此,将测量断面选定于该管段上。

测量断面位于泵坑地面以上 180 mm、叶轮中心以下 415 mm 处。在此断面上,管道内壁直径 1 568 mm,壁厚 28 mm,管内导水锥外直径 512 mm。

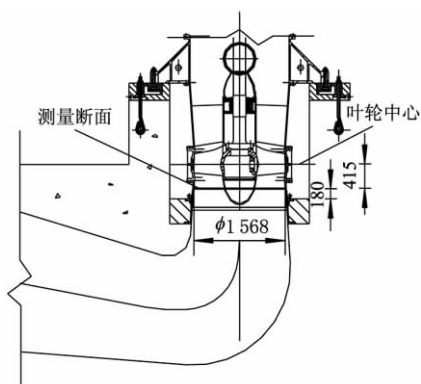


图 1 测量断面的选取

Fig. 1 Selection of measuring section



图 2 探针及测量断面位置

Fig. 2 Probe and position of measuring section

测量断面中心有前导水锥,过流断面为圆环形。在测量断面选取左右 2 条半径测线,每条半径上距圆心等距离处(即同一圆周上)设置测点。半径上测点间距设置原则是,距固壁较近处流速变化大,测点间距取小值;中部远离固壁区域流速较均匀,测点间距取大值。测点分布见图 3,每条测线上设置 8 个测点。事先在测线对应的管壁上钻打孔,探针由此插入,探针杆与管外壁间设置固定、密封止漏装置。

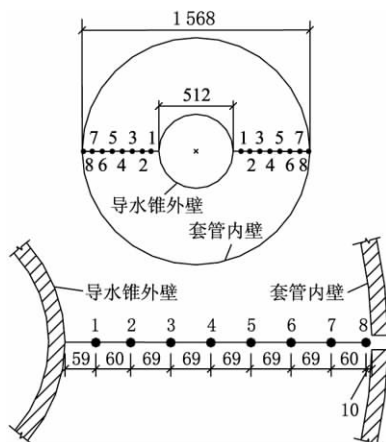


图 3 测量断面测点分布

Fig. 3 Measuring point distribution of measuring section

2.1.4 流量计算

由于肘形进水流道弯曲段二次流的影响,测量断面流速略有不对称。各半径处的计算流速采用该半径圆周上各测点轴向流速的平均值,即

$$v_j = \sum_{i=1}^m \frac{v_{ij}}{m}, \quad j = 1, 2, \dots, n, \quad (1)$$

式中: v_j 为第 j 条圆周的计算流速, m/s; m 为测量断面的测线数; v_{ij} 为第 i 条测线第 j 测点的轴向流速, m/s; n 为每条测线上的测点数。

测线上最内侧靠近导水锥为第 1 测点,随半径增大,测点号依次增加,靠近边壁的最外侧测点为第 n 测点。设测量断面导水锥半径为 R_z ,管内壁半径为 R_b ,测线上第 j 测点所在半径为 R_j ($j = 1, 2, \dots, n$)。将 v_j 进行拟合,求得半径上第 1 测点与第 n 测点之间的轴向流速分布 $v_0(r)$, $R_1 \leq r \leq R_n$ 。固壁处轴向流速为 0,导水锥与测点 1 之间及测点 n 与管内壁之间的轴向流速按幂函数分布,即半径上轴向计算流速分布为

$$v(r) = \begin{cases} v_1 \left(\frac{r - R_z}{R_1 - R_z} \right)^{1/7}, & R_z \leq r < R_1, \\ v_0(r), & R_1 \leq r \leq R_n, \\ v_n \left(\frac{R_b - r}{R_b - R_n} \right)^{1/7}, & R_n < r \leq R_b. \end{cases} \quad (2)$$

则通过测量断面的流量为

$$Q = 2\pi \int_{R_z}^{R_b} r v(r) dr. \quad (3)$$

2.2 ADCP 法测定的泵站流量

ADCP 利用声学多普勒频移效应原理进行流速测量,专门用于测量河流、水渠或狭窄海峡的流量,其测量原理属流速-面积法。

采用 ADCP 测定泵站流量,连续测定泵站引渠或送水渠过水断面上多条垂线上不同深度的流速,然后在整个断面上采用流速与面积的矢量积分,计算出流量。该流量为泵站所有运行机组的流量之和。

本次现场试验,ADCP 法测流断面位于泵站上游 200 m 处的河道上,每次测定流量时,取测船往返来回两次测定流量的平均值。

3 其他参数测定

1) 泵装置扬程测定。泵站进、出口水位应用泵站设置的液位传感器测定。试验时,可直接在控制室读

取或采样. 出口水位减去进口水位 即得泵装置扬程.

2) 电动机输入功率测定. 电动机定子输入功率和转子直流励磁功率 直接应用泵站设置的高精度功率表测定 在控制室读取或采样.

4 测定结果及分析

4.1 探针法测定流量结果

用探针法测定泵装置扬程 H 为 1.73 ,1.98 m 两种工况下的轴流泵叶轮前测量断面的轴向流速分布 如图 4 所示 图中 r_0 为测点相对半径; v_z 为轴向流速. 两台水泵在不同工况下的测流断面轴向流速分布规律相似 根据式 (3) 计算得到水泵流量分别为 11.837 8 ,11.440 7 m^3/s .

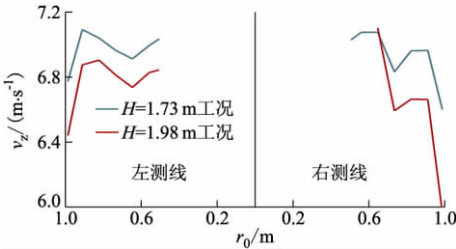


图 4 实测工况轴向流速分布

Fig. 4 Axial velocity distribution of measuring operation duty

4.2 ADCP 法测定流量结果

ADCP 法的流量测定结果见表 1 其中第 4 9 测次与探针法流量测定时间一致. 表 1 中 Q 为总流量, δ_r 为来回流量相对误差 Q' 为来回流量均值 M 为开机台数 Q'_s 为平均单机流量.

表 1 ADCP 法流量测定结果
Tab.1 Discharges measured with ADCP

测次	测量时间	$Q/(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$	$\delta_r/\%$	$Q' /(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$	M	$Q'_s /(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$
1	来	09:38 ~ 09:43	13	13.0	1	13.00
	回	09:43 ~ 09:47				
2	来	10:08 ~ 10:12	11	12.9	1	12.90
	回	10:12 ~ 10:15				
3	来	11:01 ~ 11:04	5	57.7	5	11.54
	回	11:03 ~ 11:06				
4	来	11:59 ~ 12:01	4	58.4	5	11.68
	回	12:01 ~ 12:04				
5	来	13:05 ~ 13:09	9	45.6	4	11.40
	回	13:09 ~ 13:12				
6	来	13:59 ~ 14:02	2	45.6	4	11.41
	回	14:02 ~ 14:05				
7	来	15:10 ~ 15:14	5	44.6	4	11.16
	回	15:14 ~ 15:17				
8	来	15:42 ~ 15:45	4	57.2	5	11.44
	回	15:45 ~ 15:48				
9	来	16:39 ~ 16:42	8	48.2	4	12.05
	回	16:42 ~ 16:45				

4.3 流量测定结果分析

如表 1 ,用 ADCP 法测定泵站上游河道过流断面流量 来回两次流量测定重复误差为 2% ~ 13% , 平均 6.8% 测量重复性不是太好 测定误差较大.

泵站多台机组运行时 ,ADCP 法测定的为泵站总流量 单台机组流量可以平均求得. 但即使泵站安装的是同型号机组 且水泵叶片在同一角度 由于机组的制造、安装质量差异 特别是泵站流动条件的差异 机组之间的性能会有所差异 因而 用泵站所有运行机组总流量的平均值作为某 1 台机组的流量 , 会有一定误差. 而五孔探针法可直接测定单泵流量.

五孔探针法、ADCP 法水泵流量测试计算结果 ,

与根据性能曲线相同装置扬程时流量值的比较见表 2 表中 H_z 为装置扬程; Q_1 为探针实测流量; Q_2 为 ADCP 实测流量; Q_0 为性能曲线对应流量; δ_1 为探针实测流量相差 $\delta_1 = \left| \frac{Q_1 - Q_0}{Q_0} \right| \times 100\%$; δ_2 为 ADCP 实测流量相差 $\delta_2 = \left| \frac{Q_2 - Q_0}{Q_0} \right| \times 100\%$. 由表 2 中可以看出 与性能曲线比较 3 号机组用五孔探针法和 ADCP 法实测的水泵流量分别相差 0.32% 和 1.65%; 5 号机组实测流量分别相差 2.12% 和 3.09% , 机组抽水流量达到了设计要求. 其中 5 号机组五孔探针法实测流量较理论值小 2.12% , 这可

能是由于 5 号机组位于站房的西边侧,进水流态稍差所致,实际进水流量略小于中间泵机组的进水流量。

表 2 水泵流量测试结果比较
Tab. 2 Comparison of discharges measured

机组 编号	H_z/m	$Q/(m^3 \cdot s^{-1})$			$\delta/\%$	
		Q_1	Q_2	Q_0	δ_1	δ_2
3 号	1.73	11.837 8	11.68	11.875 6	0.32	1.65
5 号	1.98	11.440 7	12.05	11.688 5	2.12	3.09

实测泵装置扬程下,利用相似理论,通过原模型换算得到的水泵理论流量与实测流量相当接近。

4.4 电动机输入功率与泵装置扬程测定结果

电动机输入功率与泵装置扬程测定结果见表 3,表中 P 为电动机定子输入电功率, P_1 为电动机励磁功率, z_u 为上游水位, z_d 为下游水位, H_z 为泵装置扬程。

表 3 泵站现场测试电气参数与水位
Tab. 3 Electricity parameters and water level of pumping station field test

机组	时间	功率/kW		水位/m		H_z/m
		P	P_1	z_u	z_d	
3 号	12:20	371	8.459	2.51	0.78	1.73
5 号	16:40	409	7.880	2.76	0.78	1.98

4.5 泵装置效率测定结果及分析

4.5.1 泵装置效率测定结果

根据泵装置性能曲线,泵站设计扬程 3.7 m、设计流量 $10.16 m^3/s$ 时,泵装置效率为 72.737%,轴功率为 506.484 kW。

由于上下游水位的限制,实测工况泵装置扬程 H_z 为 1.73 m,偏离设计工况,实测 3 号机组水泵流量为 $11.837 8 m^3/s$,电动机定子输入功率 371 kW,励磁功率为 8.459 kW,由电动机效率曲线查得电动机效率为 94.45%,电动机与水泵为直联传动,则:

水泵轴功率为

$$(371 + 8.459) \times 94.45\% = 358.399 \text{ kW},$$

泵装置效率为

$$9.8 \times 11.837 8 \times 1.73 / 358.399 = 55.998\%,$$

泵机组装置效率为

$$9.8 \times 11.837 8 \times 1.73 / (371 + 8.459) = 52.89\%.$$

4.5.2 原模型水泵效率换算分析

按照原型水泵性能曲线,水泵流量为 $11.837 8 m^3/s$ 时的水泵扬程为 2.63 m,水泵效率为 77.7%,计算进出水流道效率为 $1.73/2.63 = 65.78\%$ 。泵装置效率为水泵效率与流道效率之积,即 $77.7\% \times 65.78\% = 51.11\%$ 。

原型水泵性能曲线由模型水泵模型试验性能曲线换算得到。在性能换算中,流量、扬程等参数换算较为准确,而认为原型水泵效率与模型水泵相似工况的效率相等,未考虑尺寸效应和某些部分的不相似性。所以,据此推算的原型泵装置效率低于实测的原型泵装置效率,两者相差 4.89%。

原、模型水泵效率换算的 Moody 公式为

$$\frac{1 - \eta_p}{1 - \eta_m} = \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^{1/5}, \quad (4)$$

式中: η_p , η_m , D_p , D_m 分别为原、模型泵的效率 and 叶轮直径。

如果按 Moody 公式将模型水泵效率换算为原型水泵效率,则原型泵效率

$$\eta_p = 1 - \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^{1/5} (1 - \eta_m). \quad (5)$$

用式(5)计算得水泵流量为 $11.837 8 m^3/s$ 工况的原型水泵效率为 84.04%,由此得泵装置效率为 $84.04\% \times 65.78\% = 55.28\%$,与实测原型泵装置效率相差仅 0.72%。这里直接采用了原型泵装置进出水流道效率。所以,避免了考虑原、模型进出水流道的效率换算问题。

4.5.3 原模型水泵装置效率换算分析

近年来,许多学者在水泵装置原、模型性能换算方面进行了有益的探讨,取得了一定的成果。根据该泵站模型泵装置试验结果,原型泵装置最优工况点效率采用 Hutton 公式换算,即最优工况装置效率为

$$\eta_{op} = 1 - (1 - \eta_{om}) \left(0.3 + 0.7 \times \sqrt[5]{\frac{D_m}{D_p} \frac{H_m}{H_p}} \right), \quad (6)$$

式中: η_{op} , η_{om} 分别为最优工况下原、模型泵装置效率; H_p , H_m 分别为原、模型泵装置扬程。

其他工况原型泵装置效率按最优工况点原模型泵装置效率差进行修正,即

$$\Delta\eta_0 = \eta_{op} - \eta_{om}; \quad (7)$$

非最优工况装置效率

$$\eta_p = \eta_m + \Delta\eta_0. \quad (8)$$

本泵站实测工况下模型泵装置效率为 51.347%,应用上述方法计算得,原型泵装置效率为 56.187%,较实测值高 0.189 个百分点,基本一致。但算式形式上未包含进出水流道的信息。

4.6 探针法测定误差分析

根据生产厂标定,探针流速测量误差 $\delta_b = \pm 1.0\%$; 差压变送器测量针孔压差的测量精度为 $\delta_p = \pm 0.5\%$; 探针轻微振动引起测量误差约 $\delta_z = \pm$

0.5%; 测量断面任一半径圆周轴向流速分布的最大不均匀误差取 $\delta_l = \pm 0.5\%$; 轴向流速拟合误差 $\delta_{vr} = \pm 0.5\%$; 测点位置误差 $\delta_d = \pm 0.3\%$; 过流面积由实测半径求得, 半径测量采用钢尺, 误差 $\delta_l = \pm 0.2\%$; 参照 ISO 5168—2005 及 ISO 748—2007 随机误差 $\delta_r = \pm 0.74\%$. 则流速测定的综合误差为

$$\delta_v = \pm (\delta_p^2 + \delta_x^2 + \delta_b^2 + \delta_r^2)^{1/2} = \pm 1.431\%$$

流量测定综合误差为

$$\begin{aligned} \delta_Q &= \pm (\delta_p^2 + \delta_x^2 + \delta_b^2 + \delta_l^2 + \delta_{vr}^2 + \\ &\quad \delta_d^2 + 2\delta_l^2 + \delta_r^2)^{1/2} = \\ &\quad \pm 1.649\% \end{aligned}$$

扬程测定的绝对误差为 ± 1 cm, 按泵装置实测较小扬程 1.73 m 考虑, 泵装置扬程测定误差为 $\pm 0.58\%$. 电动机输入功率测定精度为 0.5 级.

根据以上精度分析, 泵装置效率测试误差

$$\begin{aligned} E &= \pm \sqrt{1.649^2 + 0.58^2 + 0.5^2} \times 100\% = \\ &\quad \pm 1.818\% \end{aligned}$$

5 结 论

1) 在大型水泵装置上选择适当的测流断面, 利用五孔探针法测定断面轴向流速分布, 通过积分求得流量, 流量与泵装置效率测定精度可以控制在 2% 以内. 大型立式泵装置测流断面可以选在水泵基坑以上、叶轮前的断面.

2) 测定结果表明, 试验泵站当泵装置扬程为 1.73 m 时, 水泵流量与泵装置效率分别为 11.837 8 m³/s, 55.998%, 达到了设计要求.

3) 根据与测定结果比较, 采用相似律, 根据模型泵性能换算的原型泵流量和扬程较为准确. 但由于原、模型的尺寸效应, 实测原型泵装置效率明显高于模型泵装置相似工况效率. 采用相关公式对模型泵装置效率进行修正换算, 可以实现原型泵装置效率较为准确的预测.

说明: 参加测试的人员还有: 杨兴丽、裴蓓、申剑等.

参考文献 (References)

- [1] 王力勇. 均速管流量计的现状与发展[J]. 航空计量技术 2001 21(4): 34-43.
- [2] 李志敏. ADCP 流量测验应用研究[J]. 广西水利水电 2003(3): 7-10.
Li Zhimin. Application study for ADCP discharge measurement[J]. *GX Water Resources & Hydropower Engineering* 2003(3): 7-10. (in Chinese)
- [3] Kinzli K D, Martinez M, Oad R, et al. Using an ADCP to determine canal seepage loss in an irrigation district[J]. *Agricultural Water Management* 2010, 97(6): 801-810.
- [4] 周济人, 杨华, 成立, 等. 超声波流量计测试大型低扬程泵站流量的模型试验[J]. 排灌机械 2009 27(1): 51-54.
Zhou Jiren, Yang Hua, Cheng Li, et al. Experimental study on pump discharge measurement for large-scale and low-lift pumping station by using ultrasonic flowmeter[J]. *Drainage and Irrigation Machinery* 2009, 27(1): 51-54. (in Chinese)
- [5] Lozano D, Mateos L. Field evaluation of ultrasonic flowmeters for measuring water discharge in irrigation canals[J]. *Irrigation and Drainage* 2009, 58(2): 189-198.
- [6] 仇宝云, 黄季艳, 袁寿其, 等. 轴流泵出水管内部流动水力特性研究[J]. 农业机械学报 2005, 36(12): 47-50.
Qiu Baoyun, Huang Jiyan, Yuan Shouqi, et al. Study on flow hydraulic characteristics in outlet pipe of axial-flow pump[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery* 2005, 36(12): 47-50. (in Chinese)
- [7] Qiu Baoyun, Cao Haihong, Jiang Wei, et al. Test investigation on hydraulic losses in the discharge passage of an axial-flow pump[J]. *Frontiers of Mechanical Engineering in China* 2007 2(1): 50-56.
- [8] Zhang Desheng, Shi Weidong, Chen Bin, et al. Numerical simulation and flow field measurement of high-efficiency axial-flow pump[C] // *Proceeding of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting and Exhibition* 2009: FEDSM2009-78100.

(责任编辑 张文涛)