

doi: 10.3969/j.issn.1674-8530.2011.05.005

闭式试验台水泵装置模型试验过渡过程

马新华, 李 浩, 施卫东, 邵 鑫

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 江苏 镇江 212013)

摘要: 为研究闭式试验台试验过程中水泵装置模型各参数的变化规律和特征, 采用物理模拟试验的方法, 在水泵立式试验台上对某泵站模型泵进行性能试验。通过在稳定转速的条件下逐步减小流量, 同时采集装置进出口前后即试验台上下游处的平均压力以及水泵运行时其他工况各参数, 分析了试验过程中水泵装置模型的进出口前后的压力及其轴功率变化过程, 探讨了试验系统在向稳定工况过渡过程中, 水泵及系统内部各工况的变化情况。试验结果表明: 在整个过渡过程中, 水泵进口前的压力波动不大, 相对稳定; 出口后的压力在初始阶段呈上升趋势波动, 波动幅度较大, 经过一段时间后, 也趋于相对稳定; 轴功率的变化与出口后的压力波动类似, 初始阶段波动较大, 但变化明显, 随着时间的延续, 逐渐趋于稳定; 过渡过程持续时间大于 90 s。

关键词: 水泵装置模型; 过渡过程; 闭式试验台; 进出口压力; 轴功率

中图分类号: S277.9; TV131 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2011)05-0392-05

Transition process of pump device model test
in closed test-bed

Ma Xinhua, Li Hao, Shi Weidong, Shao Xin

(Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: In order to study the characteristics of the pump test-bed and pump working conditions, physical simulation experiment method was used to do the experiment of a model pump used in some pump station on a vertical closed pump test-bed. The averaged pressure before the inlet and after the outlet of the pump, as well as the averaged pressure in upstream and downstream of the pump test-bed, and pump working conditions parameters were collected with gradually reducing the flow under constant rotating speed. The change characters of pump pressure before the inlet and after the outlet as well as shaft power were analyzed, and the internal changes of both the pump device model and test system during the transition to be stable were discussed. The test results show that during the transition process, the inlet pressure fluctuation of the pump is subtle and can always be in relatively stable state. The outlet pressure in the initial stage shows ascendant trend fluctuations, and the fluctuations are intensive. But after a while, tends are relatively stable. The shaft power changes are similar to the pressure fluctuations after outlet. In the initial stage, changes are obvious, but the fluctuations gradually become stable. This period of the process has continued for more than 90 s.

Key words: pump device model; transition process; closed test-bed; inlet and outlet pressure; shaft power

收稿日期: 2010-10-18

基金项目: “十一五”国家科技支撑计划项目(2008BAF34B15)

作者简介: 马新华(1956—)男, 江苏金坛人, 副研究员(mxh@ujs.edu.cn), 主要从事流体机械的理论、设计方法和试验研究。

李 浩(1987—)男, 河南新乡人, 硕士研究生(lee_lh305@163.com), 主要从事流体机械自动测控研究。

水泵的发展与水泵测试技术的发展密切相关,由于水泵内部流动非常复杂,无法用完整的数学模型来描述流体运动的真实情况,因此水泵的水力设计还停留在半理论、半经验和试验验证的阶段。虽然近些年来计算流体动力学技术发展迅速,但在水泵许多复杂的应用问题中,试验常常是解决问题的根本方法^[1-2]。

试验对于水泵基础理论研究和性能的不断改进、水泵设计方法的完善以及设计水平的提高、水泵中疑难问题的解决等,都有着极其重要的不可替代的作用。用测试的方法了解水泵内部运行情况被认为是最基本和最可靠的手段^[3],而压力波动是影响水泵及试验台运行安全、稳定的重要因素之一^[4]。由于压力的波动信号包含着水泵运行及测试时的诸多信息,它是振动、扰动、动静干扰、空化、汽蚀、回流、涡流等多种因素相互作用的外在的动态反映^[5-7],因此从压力的波动信号中采集有效数据来判断水泵内部的运行状况以及测试系统运行的过渡过程是非常有效的手段。

文中结合某泵站水泵装置模型试验,在立式水泵闭式试验台上研究了过渡过程中试验台上、下游压力及功率的波动情况,并结合试验中测得的水泵的性能参数,分析了系统调节稳定过程。

1 测试系统

本水泵装置模型试验在江苏大学流体机械工程技术研究中心多功能立式闭式水泵试验台上进行。根据国家标准 GB/T 3216—2005《回转动力泵 水力性能验收试验 1 级和 2 级》对压力的测量和处理方法的规定,本次试验进口前压力测量位于进口压力罐上,出口后压力测量位于出口压力罐上。本试验台装置主要由各测量管路、增压泵辅助平台、电动闸阀以及各稳流筒、汽蚀筒等组成。测试系统包括压力传感器、电磁流量计、流量计、泵产品参数测量仪、转矩转速传感器以及计算机数据采集系统等,如图 1 所示。

多功能泵产品参数测量仪适合于各种水泵测试,用于收集各传感器上的模拟信号,由内部集成的 A/D 转换器转变成数字信号,可测量电动机的三相交流电压、电流、功率、电网频率、转速、泵的进出口压力等参数。压力测量采用上海威尔泰生产的 WT1151GP 系列电容式压力传感器,供电直流电压 24 V,扬程测量精度优于 $\pm 0.1\%$;流量测量采用开封仪表厂生产的 IFM4080F 电磁流量计,供电交流

电压 220 V,流量测量精度优于 $\pm 0.2\%$;压力传感器和电磁流量计与 PLC 间均采用 RS-232, $4 \sim 20$ mA 通信;功率测量采用在电机和模型泵之间设置转矩转速传感器,该传感器由上海良标智能终端股份有限公司生产,转速测量精度优于 $\pm 0.1\%$,转矩测量精度优于 $\pm 0.2\%$ 。

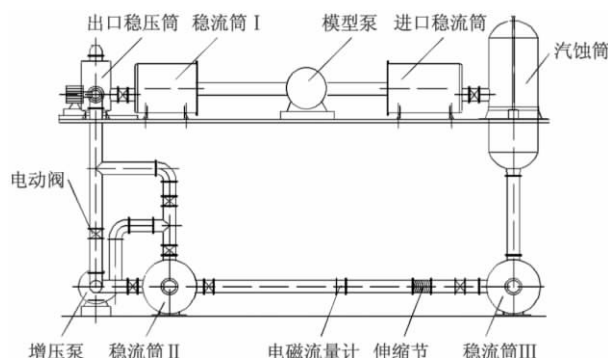


图1 多功能立式水泵闭式试验台

Fig. 1 Closed test-bed for multi-function vertical pump

试验的采样频率为 5 kHz,数据采集前,调整模型泵的转速为 1 428 r/min。测试时,保持该转速不变,并逐步减小流量,以流量调节结束为起始时间,随机对测点采集工况数据,并同时记录时间。

2 试验过程与结果分析

在进行水泵装置模型试验过程中,为了使试验数据准确、可靠,必须保证数据采集过程中测试系统的稳定性。对于系统的稳定性分析,通常从试验数据的波动和变化情况进行考虑。本研究从数据变化的情况对各工况参数进行分析。

2.1 试验过程

试验时,在转速稳定的条件下调节流量并使其逐步减小,布置 19 个监测点,测量在这一过程中的进出口前后的平均压力、流量、转速、轴功率等参数。试验测试的泵性能曲线如图 2 所示。

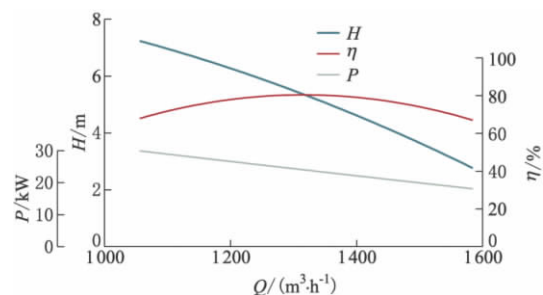


图2 水泵装置模型性能曲线

Fig. 2 Performance curves of pump device model

2.2 试验结果分析

采用 Origin 8.0 软件对 19 个不同监测点数据进行处理,得到在等转速不同流量下的进出口前后压力及压力差、轴功率波动视图,从各视图可以较清楚地看到模型装置上下游压力以及轴功率的变化规律和过程,进而能较好地揭示调节开始至系统稳定阶段中各参数变化的全过程。

文中选取具有代表性的 6 组曲线进行分析,图 3 a 分别为模型装置上下游压力变化曲线和轴功率变化曲线,其中图 3d-f 分别对应图 4d-f,为同一试验过程。

2.2.1 压力变化曲线分析

整体而言,压力变化曲线较为平滑,轴功率变化曲线则起伏较大。其中进口前压力曲线变化比较平缓,出口后压力曲线变化相对较大,压力差曲线变化较为明显。

图 3a 为流量从 $1\ 606\ \text{m}^3/\text{h}$ 减小至 $1\ 579\ \text{m}^3/\text{h}$ 的过程中各压力变化曲线。可以看出:在试验进行

50 s 后,进口前压力变化基本稳定,60 s 左右时出口后的压力变化也基本稳定。图 3b 为流量从 $1\ 565\ \text{m}^3/\text{h}$ 减小至 $1\ 540\ \text{m}^3/\text{h}$ 的过程中各压力变化曲线。在此过程中,进出口前后压力变化较为明显,在 50 s 后,均进入稳定状态。图 3c 为流量从 $1\ 483\ \text{m}^3/\text{h}$ 减小至 $1\ 437\ \text{m}^3/\text{h}$ 的过程中模型装置进出口前后压力差的变化曲线,图 3d 为流量从 $1\ 504\ \text{m}^3/\text{h}$ 减小至 $1\ 467\ \text{m}^3/\text{h}$ 时压力曲线。两图对比可以看出:出口后压力变化均十分明显,进口前压力变化相对较大,进出口压力差曲线有明显起伏。其中图 3c 在 50 s 后压力变化趋于稳定,图 3d 直至 75 s 后略显稳定。图 3e-f 的各曲线为小流量时压力变化曲线,其中图 3e 为流量在 $1\ 327 \sim 1\ 280\ \text{m}^3/\text{h}$ 的减小过程,图 3f 为 $1\ 276 \sim 1\ 132\ \text{m}^3/\text{h}$ 的减小过程。这两图中进口前压力曲线均无明显拐点,而出口后压力在测试的初始阶段变化幅度较大,随后变化不太明显,且进入稳定状态的时间也相对较短。图 3e 在 60 s 后趋于稳定,图 3f 在 40 s 后进入稳定状态。

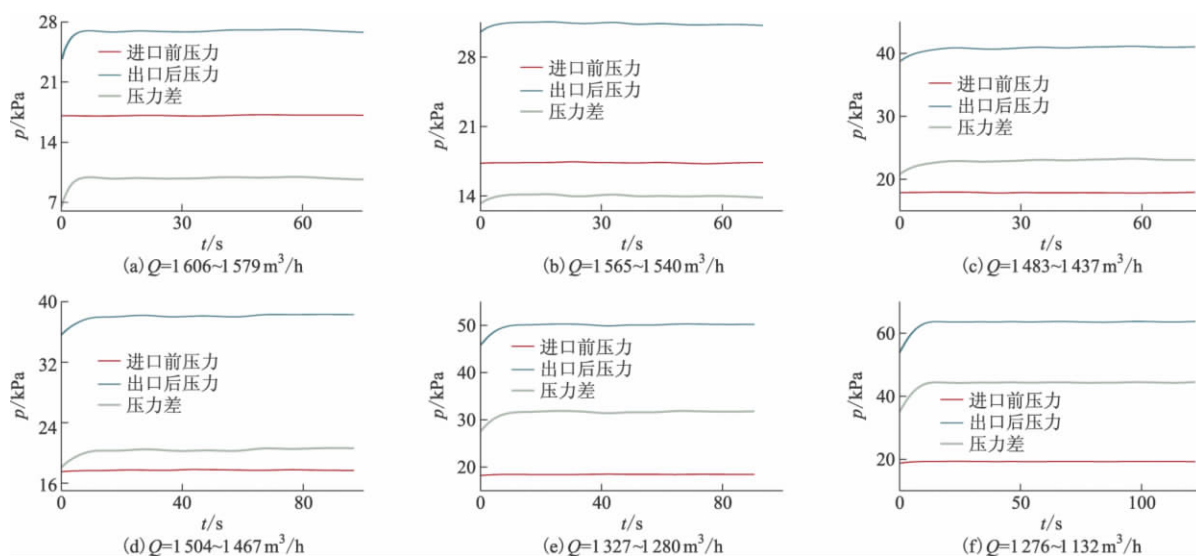


图 3 进出口前后压力及压力差波动曲线

Fig. 3 Fluctuation curves of inlet and outlet pressure and pressure difference

综上所述,对于大流量处的压力变化,无论是进口前压力还是出口后压力,都比小流量处的变化显著,并且进入稳定状态的这一过程耗时也相对较长。造成上述情况的原因为叶轮对水流的作用是水流进入叶轮之后才开始的,但叶片对来流的扰动在此之前便存在了。进口处的压力变化情况受叶轮蜗壳动静干涉作用的影响^[8-10],此时影响进口压力的主要因素是叶轮的转频脉动,而叶轮转频造成的脉动主要是由叶轮流道壁厚的不均引起的。因此,进口处流

动相对较为稳定,其表现出的压力变化也相对较小,进口前压力变化曲线起伏较小。对于水泵出口处,可认为其压力变化是泵内产生压力变化的延续,由于叶片对流体做功,流体进入流道后总压逐渐升高,在叶轮出口处达到最大,此时流体具有的能量也是最大。水泵运行趋于稳定后,管道及泵内水流状态也趋于相对稳定,影响出口压力的各因素变化较小,因此,出口后压力变化曲线变化幅度逐步减小,直至趋于稳定。

2.2.2 功率曲线分析

轴功率 P_2 变化曲线如图4所示,其中:图4a, b, d 为大流量时的减小过程,图4a 为流量从 $1\,546\text{ m}^3/\text{h}$ 减小至 $1\,505\text{ m}^3/\text{h}$ 的轴功率变化曲线,图4d 为流量从 $1\,504\text{ m}^3/\text{h}$ 减小至 $1\,467\text{ m}^3/\text{h}$ 的功率曲线,两图中轴功率变化均十分明显,曲线起伏较大,

其稳定时长均大于 90 s 。图4b 在流量从 $1\,433\text{ m}^3/\text{h}$ 减小到 $1\,386\text{ m}^3/\text{h}$ 这一过程中,轴功率也有很明显的变化, 60 s 后曲线趋于稳定;图4c, e, f 为小流量时功率的变化,图4c 为流量从 $1\,174\text{ m}^3/\text{h}$ 减小至 $1\,113\text{ m}^3/\text{h}$ 过程的轴功率变化,图4e, f 流量的变化分别为 $1\,327 \sim 1\,280\text{ m}^3/\text{h}$ 和 $1\,276 \sim 1\,132\text{ m}^3/\text{h}$ 。

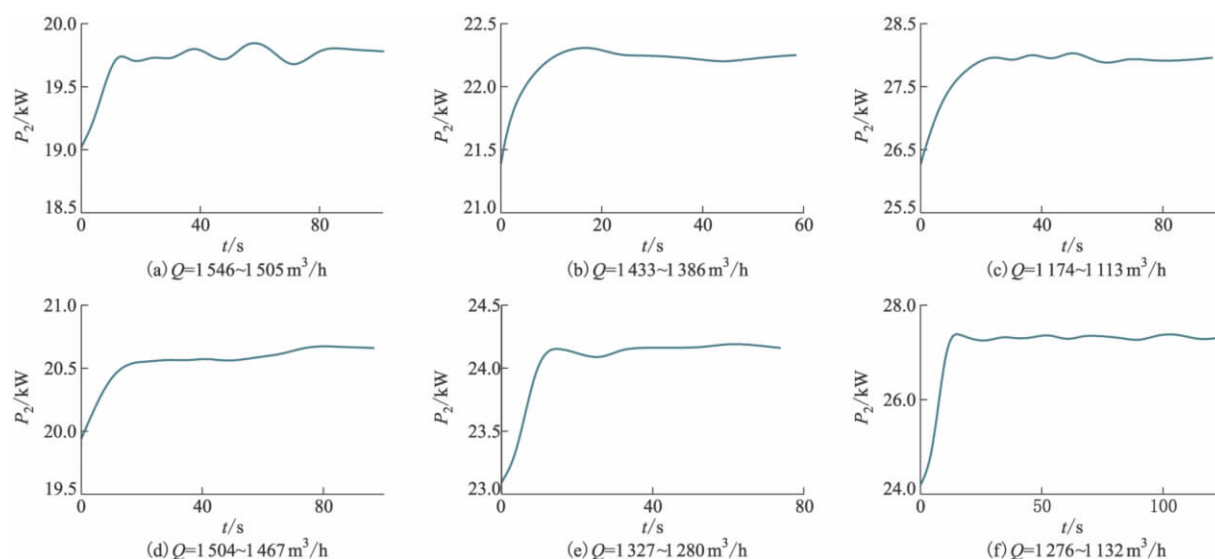


图4 轴功率变化曲线

Fig. 4 Changing curves of shaft power

由图4可以看出:相对于大流量,小流量时的轴功率变化较小,且进入稳定的时间也相对较短,如图4c 为 65 s 后,图4e 为 60 s 后,图4f 为 85 s 后。造成这种情况的原因为大流量处的流量、流速均较大,此时调节阀门开度,对水流的影响较大,流场变化复杂,故稳定耗时较长。特别是图4a,由于流量变化较大,故至数据采集结束时仍未呈现稳定态势。

反观小流量时,流量、流速均较小,阀门开度的影响相对较弱。因此,轴功率曲线相对平滑,变化较小,稳定时间相对较短。对比同一试验过程中大、小流量时的轴功率与压力变化,显然,在相同的条件下,轴功率变化比压力变化的幅度大,并且较压力变化曲线达到稳定状态时耗时更长。

2.2.3 初始变化阶段

观察各压力曲线可以发现,试验过程中进口前压力变化不大,出口后压力变化则较为明显。在图3a-f 中的初始阶段,进口前压力变化不大,其变化较为平稳;出口后压力变化比较明显,并呈上升趋势;根据实测数据,在同一时间段,水泵的效率也随之发生变化,且变化相对较大。随着时间的延续,进口前压力变化相对平稳,波动较为稳定;出口后压力变化明显减弱,并逐步趋于相对稳定。由于在这个阶

段中进口前压力一直处于相对稳定的状态下变化,因此,进出口压力差变化趋势基本同出口后压力的变化曲线相似,显示出从较大幅度的变化逐渐到相对稳定的过程。同时,试验数据也表明,这一阶段,水泵效率的变化幅度大大减小。

轴功率曲线在初始阶段中变化十分明显。这与出口后压力变化趋势有些类似,但是轴功率曲线明显呈较大斜率上升,说明在这一阶段轴功率骤然增大。这是因为改变流量大小是通过调节阀门的开度以控制进口水流完成的,这样会使得水流在阀门处产生很大的压力差,会引起水流在阀后产生旋涡,从而对叶轮产生冲击,流场变化也十分复杂,因此在初始阶段压力、轴功率变化均较为明显。

2.2.4 稳定阶段

由图3可以看出:在初始阶段以后,进口前压力的变化幅度依然较小;出口后压力变化情况减小,变化幅度基本稳定;泵效率也相对稳定。通过对绘制的进、出口前、后压力及进出口的压力差随时间变化的示意图进行比对,并参考在各工况点所采集到的数据,发现此时水泵扬程、效率等变化幅度大大减小,并基本于稳定状态下变化。

在图4中,这一阶段的轴功率变化幅度大大减

小,曲线斜率减小,曲线没有陡增陡减的趋势.经过大概 90 s 后,曲线基本进入稳定状态.这是因为经过这段时间,水泵内部流场已不再像阀门开度刚刚变化时那么繁琐复杂,各工况已进入稳定状态,均不再发生骤然变化,所以,可以认为此时该泵模型装置及本试验台测试系统进入稳定状态.水泵运行到达稳定状态这段时长应在流量调节后 90 s 以后.

3 结 论

1) 从测试开始到系统稳定运行的过渡阶段,水泵的进口前压力变化较小,相对稳定;出口后压力在初始阶段呈上升趋势变化,变化幅度较大,经过一段时间后,趋于稳定.

2) 轴功率比压力的变化明显,稳定时间也相对较长.

3) 在大流量时,进出口压力和轴功率都比小流量时的变化明显,并且进入稳定状态过程耗时较长.

4) 系统调节至稳定运行的这段过渡过程持续时间大于 90 s.

参考文献 (References)

- [1] Benra F K. Numerical and experimental investigation on the flow induced oscillations of a single-blade pump impeller [J]. *Fluids Engineering*, 2006, 6 (128): 783 – 793.
- [2] Kelder J D H, Dijkers R J H, Esch B P M, et al. Experimental and theoretical study of the flow in the volute of a low specific-speed pump [J]. *Fluid Dynamics Research*, 2001, 28 (4): 267 – 280.
- [3] 姚志峰,王福军,肖若富,等.离心泵压力脉动测试关键问题分析[J].排灌机械工程学报,2010,28(3): 219 – 223.
Yao Zhifeng, Wang Fujun, Xiao Ruofu, et al. Key issues in pressure fluctuation experiments for centrifugal pumps [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering* 2010, 28 (3): 219 – 223. (in Chinese)
- [4] 郑源,刘君,周大庆,等.大型轴流泵装置模型试验的压力脉动[J].排灌机械工程学报,2010,28(1): 51 – 55.
Zheng Yuan, Liu Jun, Zhou Daqing, et al. Pressure pulsation of model test in large-size axial-flow pump [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering* 2010, 28 (1): 51 – 55. (in Chinese)
- [5] 王福军,张玲,张志民.轴流泵不稳定流场的压力脉动特性研究[J].水利学报,2007,38(8): 1003 – 1008.
Wang Fujun, Zhang Ling, Zhang Zhimin. Analysis on pressure fluctuation of unsteady flow in axial-flow pump [J]. *Journal of Hydraulic Engineering*, 2007, 38 (8): 1003 – 1008. (in Chinese)
- [6] 倪永燕,潘中永,李红,等.出口压力波动特性在离心泵汽蚀监测中的应用[J].排灌机械,2006,24(5): 40 – 43.
Ni Yongyan, Pan Zhongyong, Li Hong, et al. Application of characters of discharge pressure fluctuation to monitor of centrifugal pump [J]. *Drainage and Irrigation Machinery* 2006, 24 (5): 40 – 43. (in Chinese)
- [7] 季柳金,李红,王艳艳,等.降低离心式纸浆泵压力脉动的措施[J].流体机械,2006,34(8): 50 – 52.
Ji Liujin, Li Hong, Wang Yanyan, et al. Measures of reducing pressure pulsation in centrifugal pulp pump [J]. *Fluid Machinery* 2006, 34 (8): 50 – 52. (in Chinese)
- [8] 袁寿其,薛菲,袁建平,等.离心泵压力脉动对流动噪声影响的试验研究[J].排灌机械,2009,27(5): 287 – 290.
Yuan Shouqi, Xue Fei, Yuan Jianping, et al. Experimental study on impact of pressure fluctuation on flow noise in centrifugal pump [J]. *Drainage and Irrigation Machinery* 2009, 27 (5): 287 – 290. (in Chinese)
- [9] 丛国辉,王福军.双吸离心泵隔舌区压力脉动特性分析[J].农业机械学报,2008,39(6): 60 – 67.
Cong Guohui, Wang Fujun. Numerical investigation of unsteady pressure fluctuations near volute tongue in a double-suction centrifugal pump [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2008, 39 (6): 60 – 67. (in Chinese)
- [10] 刘厚林,任芸,谈明高,等.双流道泵内压力脉动的 CFD 计算及测试[J].排灌机械工程学报,2010,28(4): 277 – 281.
Liu Houlin, Ren Yun, Tan Minggao, et al. CFD calculation and test of pressure fluctuation in double-channel pump [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering* 2010, 28 (4): 277 – 281. (in Chinese)

(责任编辑 陈建华)