

大型立式中低比转速固定导叶离心泵的性能研究

朱雷¹ 游超² 邓杰¹ 孟晓超¹ 罗先武³

(1. 中国水利水电科学研究院水力机械实验室, 北京 100038;

2. 水利部水利水电规划设计总院, 北京 100020;

3. 清华大学水沙科学和水利水电国家重点实验室, 北京 100084)

摘要 导叶和叶轮之间的动静干涉 (RSI) 影响水力机械的内部流动及水力性能。本文对一台比转速 $n_s=106.4$ 、带固定导叶的大型离心泵进行了研究: 在高精度的闭式循环水力机械模型通用试验台上进行了模型泵的能量、空化和压力脉动试验, 并利用 CFD 的方法对离心泵原型进行了全流道定常流动数值模拟。结果表明, 导叶的安放角对泵的能量性能影响较大。导叶和叶轮相互干涉的区域压力脉动幅值较大; 导叶进口处的流动紊乱, 即该部件是导致离心泵流动损失的主要流动部件。

关键词 离心泵; 中低比转速; RSI; 固定导叶; 模型试验

中图分类号 TK123

文献标识码 A

文章编号 0253-232X(2010)12-0001-04

STUDY ON PERFORMANCE OF A LARGE-SIZE MEDIUM-LOW SPECIFIC SPEED CENTRIFUGAL PUMP WITH STAY-VANED DIFFUSER

ZHU Lei¹ YOU Chao² DENG Jie¹ MENG Xiaochao¹ LUO Xianwu³

(1. Laboratory of Hydraulic Machinery, IWHR, Beijing 100038, P. R. China;

2. General Institute of Water Resources and Hydropower Planning and Design, MWR, Beijing 100020, P. R. China;

3. State Key Laboratory of Hydrosience and Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, P. R. China)

Abstract The rotor stator interaction (RSI) between impeller and stay vanes affects the internal flow field and the performance of hydraulic machinery. In this paper, a large-size medium-low specific speed, $n_s=106.4$, centrifugal pump with stay vanes was studied using two methods: model test of energy, cavitation and pressure fluctuation carried out in the closed-cycle high accuracy hydraulic machinery model universal test rig first; and CFD method conducted to investigate flow field inside the prototype pump. The results show that, the stay vane inlet angle has great impact on the pump's performance; larger-amplitude pressure fluctuation occurs in the region between impeller and guide vanes; and flow around stay vanes is complicated. Stay vane is a principal component causing the pump head loss.

Key words Centrifugal pump, medium-low specific speed, stay vane, RSI, model tests

0 引言

离心泵具有低流量、高扬程的特点, 其应用非常广泛。目前, 对于常规比转速 ($n_s=150\sim 200$) 设计理论和方法已经非常完善, 但是低比转速的离心泵通常效率偏低。罗先武^[1~2]、朱祖超^[3] 等对低比转速泵进行了研究, 得到了有益的理论和设计方法。

抽水泵站所用的离心泵通常具有较大的尺寸和较高的功率, 为了支承大功率电机的重量一般在转轮和蜗壳之间设计固定导叶。叶轮和静止部件间的动静干涉特性对泵的性能影响很大, 因而引起较大关注。杨敏官^[4]、Li yao-jun, Wang Fu-jun 等^[5] 分别

研究了导叶对离心泵和轴流泵的性能影响, 其他学者研究了叶轮和蜗壳动静干涉所产生的噪声^[6]、压力脉动^[7] 及空化^[8] 等非定常现象。叶轮和静止过流部件的配合影响到泵内的流动状况, 不匹配的导叶会导致叶片进口的脱流、流道内的二次流动等现象, 并可能较大的压力脉动、噪声、甚至局部空化等现象, 对泵的性能造成不利的影响。

本文对一台 $n_s=106.4$ 、带固定导叶的大型立式离心泵进行了研究。离心泵的设计流量 Q_d 为 $7.76\text{ m}^3/\text{s}$, 设计扬程 H_d 为 220 m , 转速 n 为 600 rpm 。在高精度水力机械模型通用试验台上进行了模型泵的

收稿日期: 2010-08-25; 修订日期: 2010-11-09

基金项目:

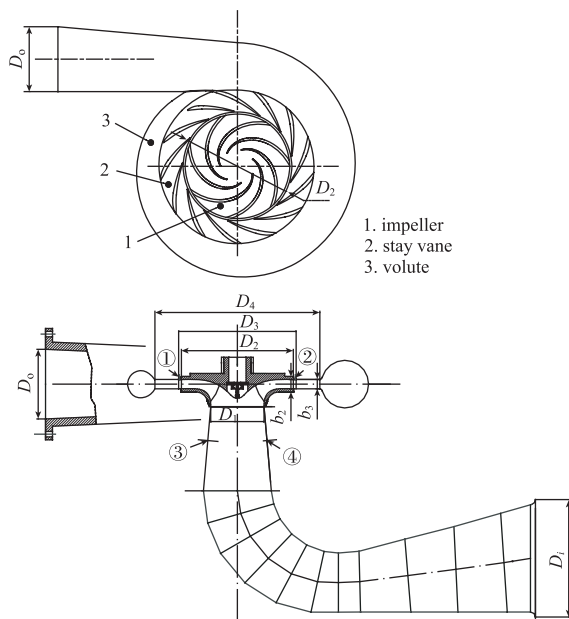
作者简介: 朱雷 (1985-), 男, 江苏徐州, 工程师, 硕士, 主要从事水力机械实验和微小型水力机械研究。

能量、空化和压力脉动的试验研究,并运用 CFD 方法对该大型离心泵的原型进行了数值模拟和分析。

1 实验台与方法

1.1 离心泵尺寸和试验模型

离心泵按相等比例缩小加工模型泵,模型泵叶轮的直径 D_2 为 450 mm,压水室采用带有径向固定导叶的螺旋形扩压器结构。离心泵的结构见图 1,模型主要尺寸见表 1。



①、②叶轮出口的无叶区上、下游,③、④锥管 0.5D 进口
图 1 离心泵模型主要尺寸

Fig. 1 Sketch of model centrifugal pump

表 1 离心泵模型主要几何参数
Table 1 Parameters of model pump

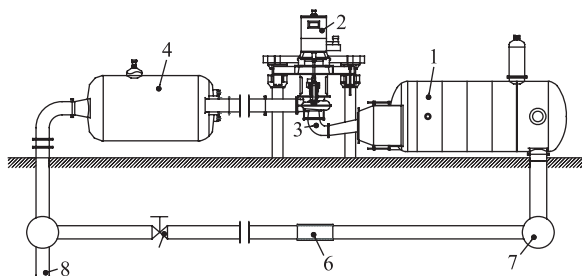
位置	参数	符号/单位	数值
叶轮	进口直径	D_1/mm	214.4
	出口直径	D_2/mm	450
	出口叶片高度	b_2/mm	36.9
	出口叶片安放角	$\beta_2/^\circ$	25
	叶片数	$Z_b/-$	7
固定导叶	进口直径	D_3/mm	472.5
	导叶安放角	$\beta_3/^\circ$	15
	出口直径	D_4/mm	663.2
	导叶数	$Z_{sv}/-$	13

1.2 模型试验系统

离心泵的模型试验在中国水利水电科学研究院 (IWHR) 的高精度水力机械模型通用试验台上进行。该试验系统为闭式循环系统,效率试验的综合误差小于 $\pm 0.2\%$ 。试验采用的循环系统见图 2,模型试验

的数据用计算机自动采集和处理。

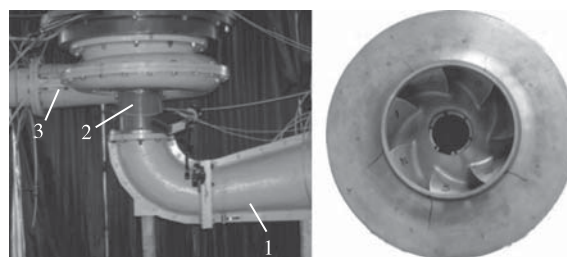
模型叶轮和机组的照片见图 3。叶轮采用高精度方法加工,加工精度为 0.2mm。在叶轮进口之前设置透明锥管,以观察叶轮进口的流态和空化现象。



1. 低压水罐; 2. 300kW测功电机; 3. 离心泵模型; 4. 高压水罐;
5. 电磁流量调节阀; 6. 电磁流量计; 7. 稳压罐; 8. 进水管

图 2 闭式循环试验系统图

Fig. 2 Close-circuit test system for model pump



1. 吸入段; 2. 锥管; 3. 压水室

图 3 离心泵模型机组和叶轮照片

Fig. 3 Tested impeller and model unit

1.3 试验方法和相似换算

试验中采用了不同安放角和长度的导叶。初始导叶命名为 SV0,在此基础上进行一次和二次出口边切割,分别命名为 SV1 和 SV2,导叶入流角 β_3 分别为调整 15° 、 11° 、 9.5° 三个角度,如图 4。

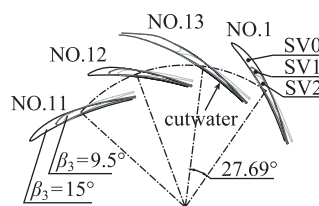


图 4 导叶方案

Fig. 4 Stay vane arrangement

离心泵的模型试验均在 1200 rpm 转速下进行。效率试验从零流量至 $1.2Q_d$,采集 17~24 个工况点数据。空化试验测量了 $0.87Q_d$ 、 Q_d 和 $1.21Q_d$ 等工况,以泵效率下降 0.5% 为临界空化,记录临界空化

系数 $\sigma_{0.5}$; 观测 3 个叶轮流道可见气泡为初生空化, 记录初生空化系数 σ_i 。压力脉动在模型机组布置压力脉动传感器, 传感器的布置位置见图 1, 数据经 FFT 分析, 得到最大的分频幅值及对应的频率。

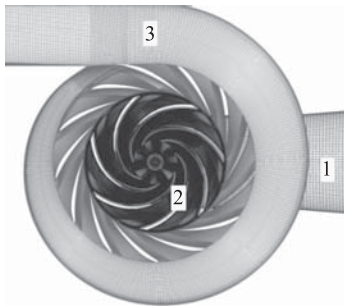
定义离心泵的流量系数 ϕ 和扬程系数 ψ :

$$\phi = \frac{Q}{A_2 u_2}, \psi = \frac{H}{u_2^2 / 2g} \quad (1)$$

式中, $A_2 = \pi D_2 b_2$, $u_2 = n\pi D_2 / 60$ 。并将模型泵的参数换算到原型泵, 原型泵的效率采用 2 步法修正 [9]。

2 数值方法

对原型泵进行了全流道三维定常湍流数值模拟。全流道分为 suction-tube、impeller 和 diffuser 3 个区域, 其中 impeller 为旋转域, suction-tube 和 diffuser 为静止域。对全流道进行了结构化网格划分, 总单元数 475 万, 节点数 470 万, 计算网格见图 4。



1. suction-tube; 2. impeller; 3. diffuser

图 5 计算区域和网格

Fig. 5 Numerical simulation domains and grid

求解器采用商业 CFD 软件 Ansys CFX 10.0, 采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型。边界条件为进口给定静压, 出口给定质量流量, 壁面无滑移条件。静止域和旋转域的连接方式为 frozen rotor, 叶轮转速为 600 rpm。本文计算了导叶 SV0 进口安放角为 15° 时, 流量为 $0.87Q_d$ 、 Q_d 和 $2.1Q_d$ 工况下离心泵的内部流动。

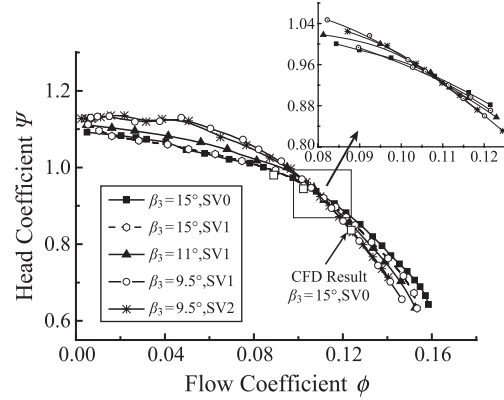
3 结果和讨论

3.1 模型试验结果

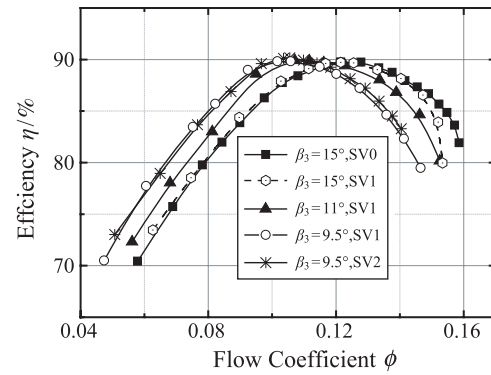
3.1.1 离心泵的性能 图 6 是离心泵的特性曲线, 其中 (a) 是扬程系数曲线, (b) 是原型泵效率曲线。通过对比可以发现:

1) 比较扬程系数, 所有模型在设计工况点 ($\phi=0.101$) 附近的扬程相当, ψ 都为 0.96 左右。 $\beta_3=15^\circ$ 时 SV0 和 SV1 的性能相近, $\beta_3=9.5^\circ$ 时 SV1 和

SV2 的性能相近, 但是在相同的导叶 (SV1) 在安放角分别为 15° 、 11° 和 9.5° 时泵的性能有显著差别, 安放角小的模型在小流量下扬程高、大流量下扬程低。这说明导叶安放角对泵的性能有影响, 导叶和叶轮安放角不合理匹配可能会增加导叶冲击损失。



(a)



(b)

图 6 离心泵的性能

Fig. 6 Energy performance of centrifugal pump

2) 导叶安放角对泵的效率有影响。在设计工况 ($\phi=0.101$) 附近, 各模型均达到最优效率。 $\beta_3=9.5^\circ$ 时模型较优, SV1 和 SV2 模型的原型泵的效率 η_P 为 89.83%。但大安放角模型高效率区向 ϕ 增大的方向移动和扩展, 在大流量区域 ($\phi=0.098\sim 0.15$) 可得到高效率。

3.1.2 空化性能 定义临界空化水头 $NPSH_{0.5}$ 和初生空化水头 $NPSH_i$: $NPSH_{0.5} = \sigma_{0.5} H_P$, $NPSH_i = \sigma_i H_P$ 。图 7 显示的是 SV1 $\beta_3=9.5^\circ$ 模型在装置条件 ($NPSH_p=56.6\text{m}$) 下的 $NPSH_{0.5}$ 和 $NPSH_i$ 曲线。可以看出, 在 $0.0596 < \phi < 0.101$ 范围内, $NPSH_{0.5} < NPSH_p$, 空化对泵的性能无明显影响; 但是在 $\phi < 0.098$ 范围内, $NPSH_i > NPSH_p$, 空化已经发生。

图 8 给出了该模型在设计工况下的临界空化和空化初生照片, 左侧的是临界空化, 右侧是空化初

生。可以看出,空化初生时叶轮进口的流动比较平稳,除可见气泡外无其他不稳定流动;当进口压力降至临界空化时,叶片背面进口边发生脱流,前盖板的叶根处聚集大量气泡,叶轮进口流动混乱。

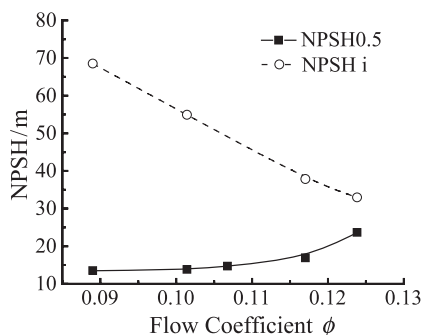


图 7 空化性能曲线 ($\beta_3=9.5^\circ$)

Fig. 7 Curves of cavitation performance ($\beta_3=9.5^\circ$)

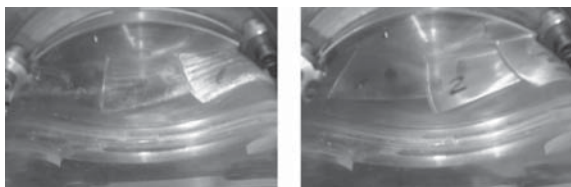


图 8 典型工况下的临界空化和空化初生图片 $\sigma_{0.5}=0.0643$, $\sigma_i=0.2560$ ($\phi=0.101$, $\psi=0.967$)

Fig. 8 photographs of critical and incipient cavitation at representative operating conditions

4.1.3 压力脉动特性 图 9 给出了离心泵模型的压力脉动情况, HVS1 和 HVS2 是布置在①、②处的压力脉动传感器, HD1 和 HD2 是布置在③、④处的压力脉动传感器。从图中可以看到, 锥管处压力脉动相对幅值较低, 约为离心泵扬程的 1%, 而叶轮出口无叶区的压力脉动相对幅值较大, 在 $\phi=0.074$ 时, HVS2 处的压力脉动高达 30.6%; 在设计工况叶轮出口液流角和导叶入口角匹配比较合理, 压力脉动的幅值比偏工况时小。锥管处的压力脉动一阶主频 f_1 是叶轮转频 f_n 的 14 倍, 而叶轮出口处无叶区的主频是转频的 7 倍, 分别是叶轮叶片数 Z_b 的 2 倍和 1 倍, 说明转轮叶片的周期性旋转是导致压力脉动的主要原因。

3.2 数值模拟结果

对导叶 SV0 三个工况的数值计算和试验结果进行了比较, 扬程的误差分别为 1.05%, 1.60% 和 3.87%, 见图 6。泵内过流部件的损失包括进水管损失 *suctiontubeloss*、导叶损失 *stayvaneloss* 和蜗壳损失 *voluteloss*, 见图 10。通过对比可以发现, 导叶中的损失占到泵内损失的 80% 以上, 蜗壳约占到 6~8%, 因此导叶是泵内损失的主要过流部件。

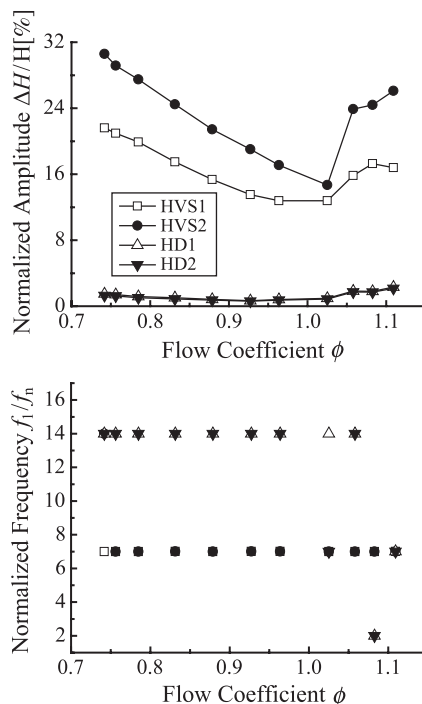


图 9 压力脉动相对幅值和一阶主频

Fig. 9 Result of pressure pulsation test

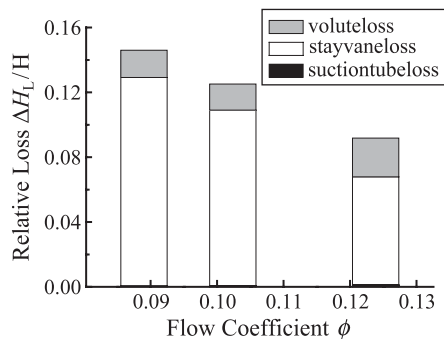


图 10 离心泵过流部件相对损失 ($\beta_3=15^\circ$)

Fig. 10 Hydraulic loss of pump components

图 11 分别给出了离心泵在设计工况点的内部

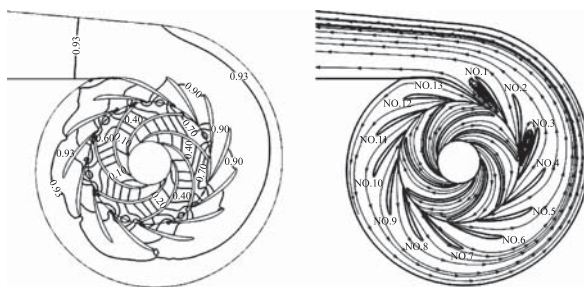


图 11 离心泵内部流动 ($\phi=0.101$): 等压力线 C_p 和流线
Fig. 11 Flow pattern of centrifugal pump ($\phi=0.101$, at middle-span plane)

流动情况, 其中压力场以压力系数 $C_p(=p/(1/2\rho u^2))$ 表示, 速度场给出了流动的流线, 并对叶片编号。从内部流动可以看出, 叶轮出口和导叶进口相接的区域流动紊乱, 压力分布不均匀, 导叶进口入流对叶片有冲击; 1 号叶片和 3 号叶片的背面有涡出现。这两个方面是造成导叶损失较大的主要原因。

4 结 论

对一台 $n_s=106.4$ 、带固定导叶的大型中低比转速离心泵进行了试验和数值模拟研究, 通过对比和分析得到以下结论:

1) 导叶和叶轮的匹配影响离心泵的性能。导叶安放角对离心泵的扬程和效率影响明显;

2) 叶轮和导叶的动静干涉造成了叶轮出口无叶区较大的压力脉动;

3) 导叶进口处的流态较紊乱, 导叶区域内造成了离心泵的主要损失, 占水力损失的 80% 以上。

参 考 文 献

- [1] 罗先武, 许洪元, 刘树红. 叶片倾斜对微型泵水力性能的影响. 清华大学学报 (自然科学版), 2005, 45(5): 704-707
LUO Xianwu, XU Hongyuan, LIU Shuhong. Effect of blade lean on mini pump hydraulic performance. *J Tsinghua Univ (Sci & Tech)*, 2005, 45(5): 704-707 (in Chinese)

- [2] LUO X W, LIU S H, ZHANG Y, et al. Cavitation in semi-open centrifugal impeller for a mini pump. *Frontier Energy Power Eng. China*, 2008, 2(1): 31-35
[3] CUI Baoling, ZHU Zuchao, et al. The Flow Simulation and Experimental Study of Low-Specific-Speed High-Speed Complex Centrifugal Impellers. *Chinese J. Chem. Eng.*, 14(4): 435-441 (2006)
[4] 杨敏官, 李辉等. 离心泵内流场计算及空间导叶内流动分析. 流体机械, 2008, 36(7): 16-19
YANG Min-guan, LI Hui, et al. Numerical Calculation of Turbulent Flow in a Centrifugal Pump and Flow Field Analysis to Vaned Diffuser. *Fluid Machinery*, 2008, 36(7): 16-19 (in Chinese)
[5] LI Yaojun, WANG Fujun. Numerical Investigation of an Axial-Flow Pump with Inducer. *Journal of Hydrodynamics Seri. B*, 2007, 19(6): 705-711
[6] Choi J S, McLaughlin D K, Thompson D E. Experiments on the unsteady flow field and noise generation in a centrifugal pump impeller. *Journal of Sound and Vibration*, 263 (2003): 493-514
[7] Spence R, Amaral-Teixeira J. Investigation into pressure pulsations in a centrifugal pump using numerical methods supported by industrial tests. *Computers & Fluids*, 37 (2008): 690-704
[8] Bachert R, Stoffel B, Dular M. Ustedsdy Cavitation at the Tongue of the Volute of a Centrifugal Pump. *ASME J Fluids Eng*, 2010, 132: pp. 061301 1-6
[9] IEC 60193: 1999 水轮机、蓄能泵和水泵水轮机模型验收试验
IEC 60193: 1999 Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-Turbines - Model Acceptance Tests