

张仁田, 朱峰, 夏正创, 等. 立轴双向泵装置压力脉动特性相似律[J]. 南水北调与水利科技(中英文), 2024, 22(6): 1173-1180. ZHANG R T, ZHU F, XIA Z C, et al. Similarity laws of pressure fluctuations for vertical dual-directional pumping system[J]. South-to-North Water Transfers and Water Science & Technology, 2024, 22(6): 1173-1180. (in Chinese)

立轴双向泵装置压力脉动特性相似律

张仁田^{1,2}, 朱峰¹, 夏正创³, 邵园园³, 刘雪芹¹, 周伟¹, 李辰霄³

(1. 江苏省水利勘测设计研究院有限公司, 江苏 扬州 225127; 2. 江苏省平原地区水利工程技术研究中心, 江苏 扬州 225217; 3. 江苏省秦淮河水利工程管理处, 南京 210021)

摘要: 压力脉动特性是影响立轴双向泵装置运行稳定性的主要因素之一, 因此针对该泵装置开展原型和模型压力脉动特性相似性研究非常必要。以某立轴双向泵站为例, 采用非定常三维模拟方法对模型泵装置和原型泵装置关键位置的压力脉动特性进行预测, 并在模型试验装置和原型泵装置中测量相应测点和工况下的压力脉动幅值, 分析原型和模型泵装置压力脉动之间的相似关系。结果表明: 泵装置压力脉动幅值与外特性之间存在一定的关联性; 模型泵装置试验测试脉动信号的频谱比原型泵装置丰富得多, 但两者在3、6、9倍转频处均存在压力脉动峰值, 在这些频率处的压力脉动表现出很好的相似性; 原型和模型压力脉动数值模拟结果完全相似, 主频下原型实测幅值与模型实测幅值误差在3%左右, 与模拟预测值幅值的误差约为16%, 均为偏安全, 能够满足工程设计要求。

关键词: 压力脉动; 相似律; 双向泵装置

中图分类号: TH3;TV68 **文献标志码:** A **DOI:** 10.13476/j.cnki.nsbdqk.2024.0116

低扬程泵装置的运行稳定性是保证泵站安全、可靠运行的决定性因素^[1-3], 对于扬程变幅大、双向切换运行频繁的立轴双向泵装置来说, 更是如此^[4-6]。立轴双向泵站运行时, 进出水流道另一端的空间封闭, 会形成一个死水区, 水流在垂直和水平方向上均有回流存在^[7], 使得双向流道内的流态紊乱, 同时可能会出现脱流和回流等现象, 导致机组结构振动加剧, 所以其运行稳定性显得尤为重要。低扬程运行的泵站, 水泵转动的叶轮叶片和静止的导叶片之间的相对运动、偏离设计工况的流体运动、空化及二次流等因素, 都有可能产生压力脉动^[8]。在无空化运行条件下, 泵装置的压力脉动幅值、频率是衡量机组稳定性的关键指标^[9-10]。因此, 找出立轴双向泵装置水压力脉动的规律, 利用其规律预测原型泵装置压力脉动, 指导泵装置参数设计, 以利于泵站安全稳定运行。

Xie等^[11]通过数值模拟计算得到立轴双向轴流泵装置内部压力脉动特性, 研究表明进口叶轮处压力脉动振幅较大, 进口喇叭管以低频脉动为主; 焦伟轩等^[4]对双向流道泵装置进行数值模拟和模型试

验, 分析了立轴双向泵装置内流特性及压力脉动特性; 陈世杰等^[12]通过数值模拟对立式轴流泵不同流量工况下压力脉动特征, 特别是叶片区水体压力脉动进行了研究分析, 揭示了一般情况下立式轴流泵叶片区压力脉动特征; 贺玉珍等^[13]对轴流泵内部流场和叶轮结构响应进行耦合求解, 研究了不同工况下轴流泵压力脉动与叶片的动应力特性的关联性; 施伟等^[14]通过对灯泡贯流泵压力脉动特性数值模拟, 发现小流量工况低频压力脉动明显。但目前国内外对原型和模型泵装置之间压力脉动的相似性研究不多, 压力脉动特性与机组性能以及振动特性之间的关系研究成果更是鲜见。本文结合某立轴双向泵站, 分别开展模型、原型的多工况压力脉动特性数值模拟和测试, 分析其相似性, 揭示其内在联系, 为立轴双向泵站稳定运行提供技术参考。

1 研究对象及研究方法

1.1 研究对象

以某立式双向轴流泵站为研究对象, 泵站引水设计净扬程 1.16 m, 排涝设计净扬程 2.75 m, 单泵设

收稿日期: 2024-01-02 修回日期: 2024-04-25 网络出版时间: 2024-07-15

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/13.1430.TV.20240711.0851.006>

基金项目: 江苏省水利科技项目(2019018; 2022017)

作者简介: 张仁田(1964—), 男, 江苏建湖人, 正高级工程师、博士生导师, 主要从事泵和泵站工程设计及相关研究。E-mail: r_zhang@yzu.edu.cn

计流量 $33.4 \text{ m}^3/\text{s}$ 。水泵叶轮直径 $3\,450 \text{ mm}$, 转速 100 r/min , 叶轮叶片数为 3, 导叶片数为 5。采用原型与模型泵装置 nD 相等的原则, 换算模型泵参数, 模型水泵叶轮直径 300 mm , 转速为 $1\,150 \text{ r/min}$ 。因此, 水泵装置模型比尺为 $1:11.5$, 模型泵对应设计工况流量为 253 L/s 。

1.2 数值模拟方法

立轴双向泵装置内部流场数值模拟对象包括进水流道、叶轮、导叶、出水流道, 泵装置计算模型及网格划分见图 1。采用 UG 与 ANSYS ICEM CFD 软件对进水流道和出水流道进行实体建模与网格剖分, 采用 ANSYS TurboGrid 软件对叶轮和导叶体进行实体建模与网格剖分。在进行网格无关性分析时, 设置逐渐加密的网格尺寸方案, 对泵装置设计工况进行试算, 直至泵装置的效率值基本不随网格加密而变化。最终确定原型泵装置总体网格单元数约为 293 万个。为便于计算对比, 模型泵装置的网格按几何比尺缩小, 维持网格数量基本一致。

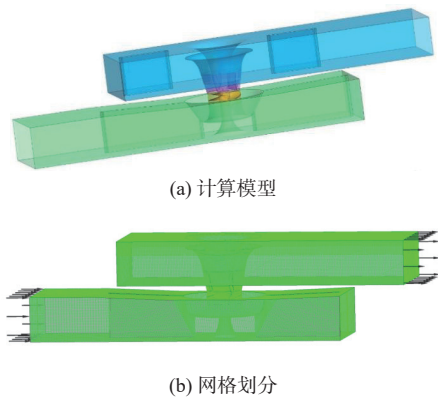


图 1 泵装置计算模型及网格划分

Fig. 1 Numerical calculation model and grid chart of pump system

采用雷诺时均 N-S 方程和标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型, 先对泵装置全工况进行定常计算, 并以定常计算结果为初始值进行非定常数值计算。计算区域进口采用流量进口、出口采用自由出流, 动静交界面采用瞬态滑移交界面, 壁面采用无滑移壁面边界条件。立轴双向泵装置非定常计算 6 个周期, 取最后 2 个周期结果分析压力脉动值。在模型泵装置 CFD 非定常计算前, 对关键部位进行压力监测点布置, 在导水锥周围、叶轮进口、叶轮与导叶之间、导叶出口和出水锥管等位置平面上均布置监测点, 每个平面上从轮毂到轮缘位置设置 3 个压力脉动监测点。通过 CFD 非定常压力计算结果, 分析处理得出各压力监测位置的脉动时域图和频域图, 从而掌握关键点的水压力脉动特性, 指导模型泵装置试验水

压脉动测试时传感器的选型和布置^[11]。监测点布置见图 2。

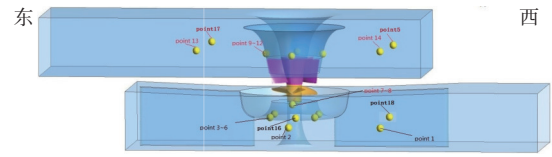


图 2 计算模型的压力脉动监测点布置

Fig. 2 Computation model of pump system and pressure measurement points

1.3 试验方法

1.3.1 测试原理及测试元件选择

低扬程泵装置, 通常需要分析的水压力脉动频率在 0~8 倍的机组转动频率之间, 模型泵转速为 $1\,150 \text{ r/min}$ (转频 $f_1 = 19.17 \text{ Hz}$), 即信号最高频率 f_H 为 153.33 Hz ($8f_1$)。根据采样原理, 若要原始信号中的信息在数字信号中能够全部保留, 奈奎斯特频率 f_N (采样频率 f_s 的 $1/2$) 须大于 f_H 。通常在采样过程中采样频率不小于信号最高频率的 5~10 倍。

试验采用高频动态微型传感器 CYG505, 在测量压力脉动数据点时, 采样频率 f_s 为 100 kHz , 采样频率高, 可以更好地保留原始信号中的信息, 保证采样信号不会因失真而造成混叠现象。另外采样过程中, 为了保证频谱泄漏的点不在主要的频率处, 需要保证信号的基频 f_B 为频率分辨率 λ 的整数倍 ($f_B = a \times \lambda$), 其中, a 可以是任意的正整数。可用下式计算:

$$\lambda = 1/T' \quad (1)$$

式中: λ 为样本的频率分辨率, Hz ; T' 为总采样时间, s 。

相关研究^[15-18]表明, 泵装置压力脉动的主要频率为叶片通过频率的整数倍, 即:

$$T = Z/f_B = Z/a\lambda \quad (2)$$

式中: T 为水泵叶轮旋转 1 周的时间, s ; Z 为叶轮叶片数。

所以总采样时间可以表示为

$$T' = 1/\lambda = aT/Z \quad (3)$$

设置总采样时间 T' 为叶轮旋转的 $(1/Z)T$ 的整数倍, 即可保证在叶片通过频率及其整数倍频率处不出现频谱泄漏。因为压力脉动信号的频率成分太多, 而且具有不确定性, 在满足叶片通过频率与频率分辨率的整数倍条件的前提下, 增加采样的时间, 以增大采样的频率的分辨率, 提高信号测量结果的可信度。采样时间取 3 s 左右, 即 a 为 290, 频率分辨率为 $1/3 \text{ Hz}$, 完全可以达到采样要求。

将采集到的压力脉动结果整理,进行时域图和频域图分析^[10]。为了去除采样点静压对分析测点压力脉动的影响,选用相对压力值作为时域图和频域图的纵坐标进行分析。

1.3.2 测试系统设计

模型泵装置试验台见图3,在模型泵装置上设置了压力脉动值测试系统^[19],压力脉动测点布置见图4。

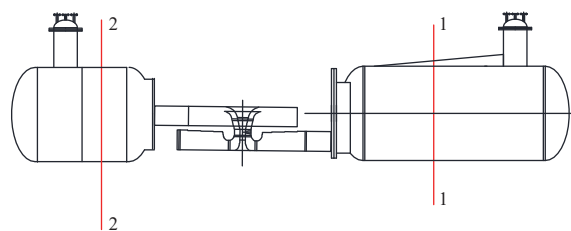


图3 双向泵站模型装置测试试验台

Fig. 3 Model test stand for dual-directional pumping system

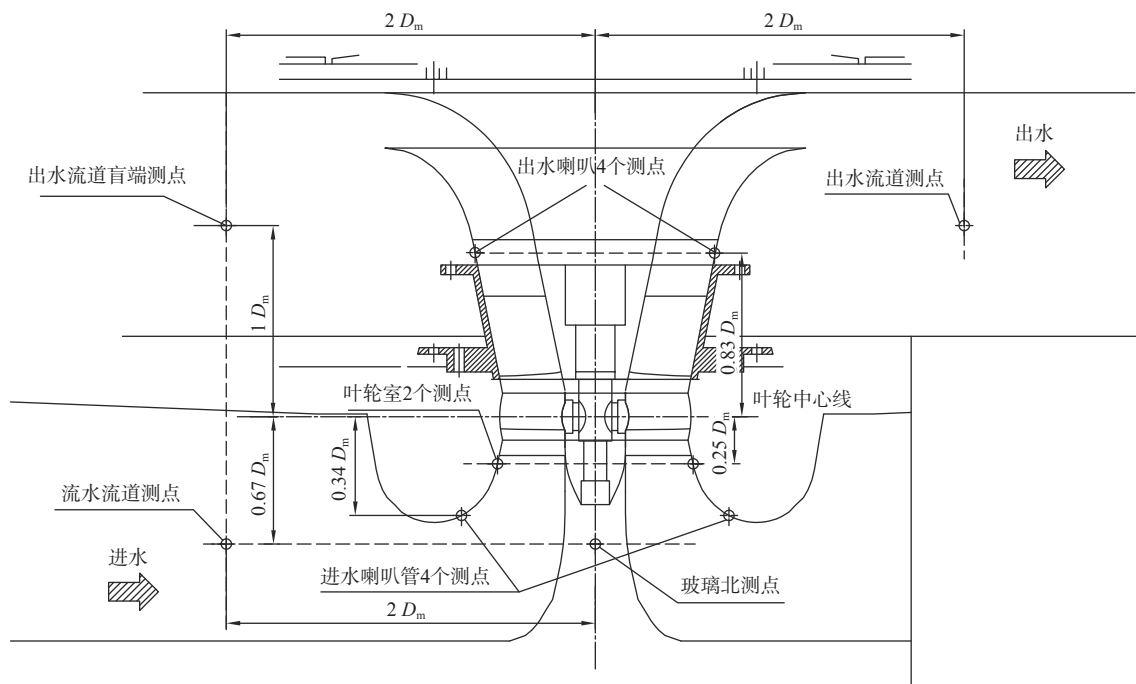


图4 模型压力脉动测点布置设计

Fig. 4 Measurement points design of model fluctuation

1.3.3 原型泵装置脉动测点

原型泵装置压力脉动传感器采用23SY系列压阻式压力变送器,最高采集频率为200 kHz,测点布置主要是按照模型泵装置试验结果确定,所以压力脉动测点布置位置与模型泵测点位置一一对应。脉动传感器布置图见图5,进水流道压力脉动测点2只、进水喇叭管压力脉动测点4只、叶轮进口压力脉动测点2只、出水喇叭管压力脉动测点4只和出水流道出口及盲端测点各1只,共计14只压力脉动传感器。设备本体上的测点由主水泵厂根据传感器安装要求提前开孔,传感器线路管预埋在混凝土中。

2 成果及分析

2.1 泵装置外特性模拟与试验结果对比

设置叶轮叶片安放角为 0° ,对模型泵装置特征流量点进行数值计算,计算结果与模型泵装置试验结果对比,见图6。图中 H 、 Q 、 η 分别为扬程、流量、效率。

通过对比可以发现,数值模拟与试验结果流量-扬程特性曲线基本一致,流量-效率特性曲线在大流量工况存在一定误差。主要原因是双向出水流道内部回流范围大,导致大流量工况水力损失预测偏小,小流量工况水力损失预测偏大。总体误差小于3%,满足工程和科研要求。

同样对原型泵装置 0° 叶片安放角时特征流量点进行计算,计算结果与模型泵装置相似工况下计算结果进行无量纲对比见图7。图中 k_Q 、 k_H 分别为流量系数、扬程系数($k_Q = \frac{60Q}{nD^3}$, $k_H = \frac{3600H}{n^2D^2}$)。由于存在比尺效应,原型泵装置性能整体优于模型泵装置性能,流量越大,原型泵装置扬程和效率提升越多,设计点的效率略有提升。由于建立模型时原型泵叶轮间隙设置较小,为1.7 mm,但实际情况类似水泵一般会达到3 mm左右,实际原型泵装置性能的提高还是很有限的^[20-22]。原型和模型泵装置数值

模拟外特性基本一致,说明经过修正,用模型泵装置作外特性数值模拟研究代替原型泵装置数值模拟是可行的。

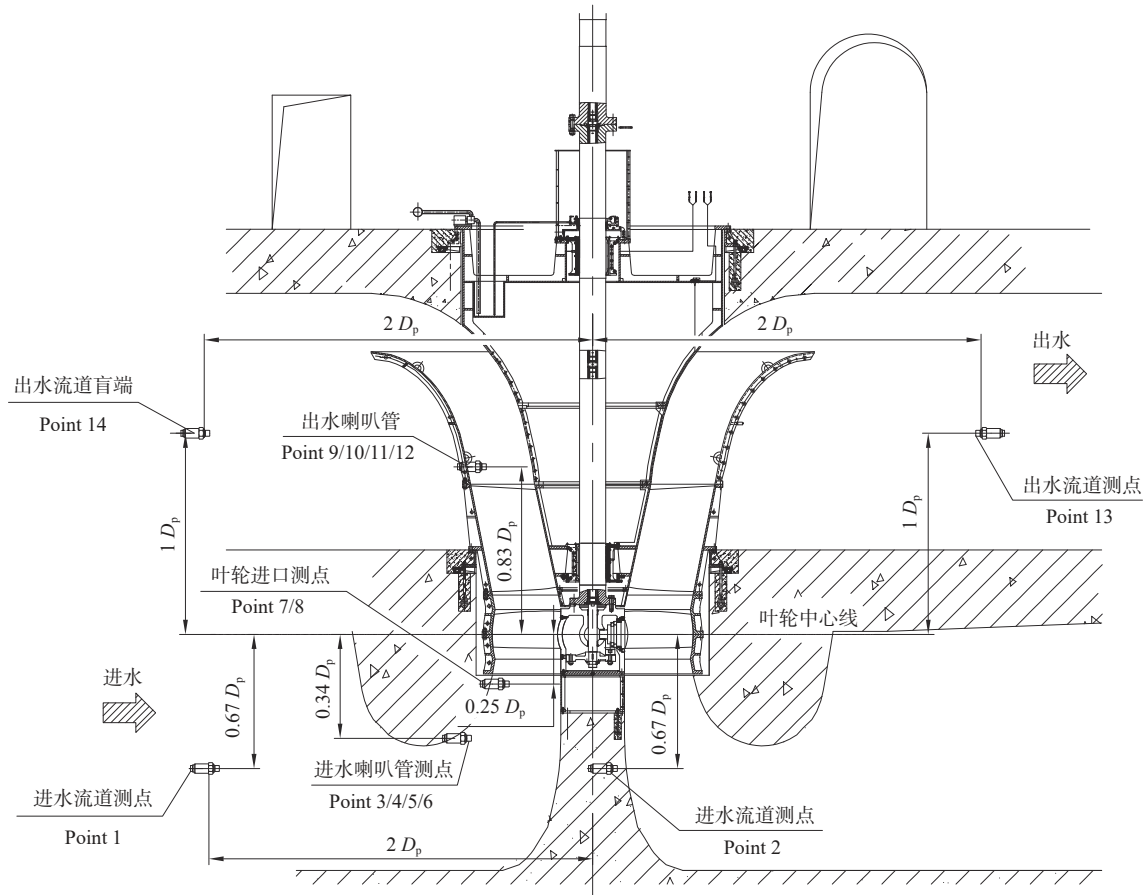


图 5 原型压力脉动及振动测点布置

Fig. 5 Measurement point arrangement for prototype fluctuation and vibration

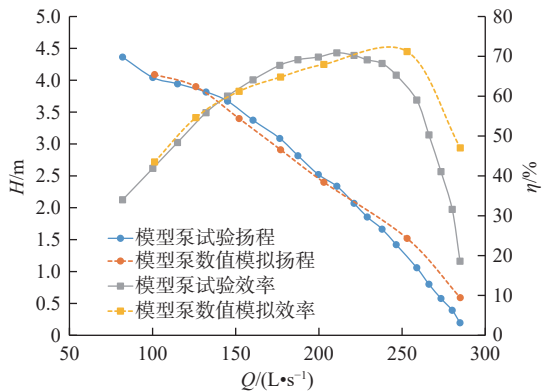


图 6 模型泵装置外特性数值模拟预测与试验结果对比

Fig. 6 Model performance comparison between CFD and test

2.2 模型泵装置压力脉动预测值与试验测试值对比分析

设计流量工况下,泵装置进水喇叭口、水泵叶轮进口、出水喇叭口(导叶出口)3个测点压力脉动频域图见图 8。为方便分析,模型泵装置以水泵转频 19.17 Hz 为基准频率进行研究,图 8 横坐标 n 为

叶轮转动频率的倍数($n = f/f_1$),显然 $n=3$ 为叶片通过频率(以下简称 f_3),纵坐标 A 为压力脉动幅值。

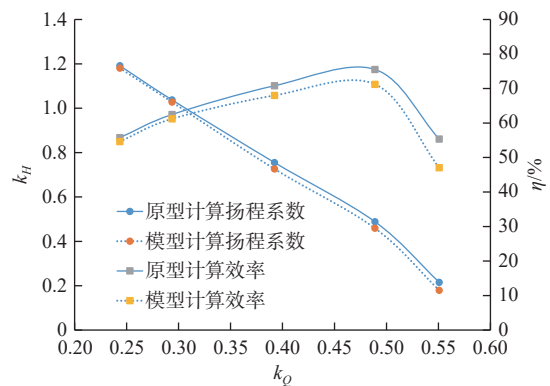


图 7 原型和模型泵装置外特性数值模拟预测性能无量纲对比

Fig. 7 Dimensionless performance comparison between model and prototype with CFD

由图 8 可见:相同工况下,水泵叶轮进口附近压力脉动幅值最大,其次是出水喇叭口,进水喇叭口压力脉动幅值最小;数值模拟预测压力脉动与

试验测试结果在 3、6、9 倍的转频处均存在压力脉动峰值,说明数值模拟预测压力脉动与试验测试结果具有相似性;在特征频率处,数值模拟预测的压力脉动幅值比试验测试值略大,另外试验测试脉动信号的频谱也比数值模拟结果丰富。通过数值模拟预测压力脉动是可靠的,能总体上把握泵装置模型的内部的水压脉动情况,并留有一定的安全裕量^[23]。

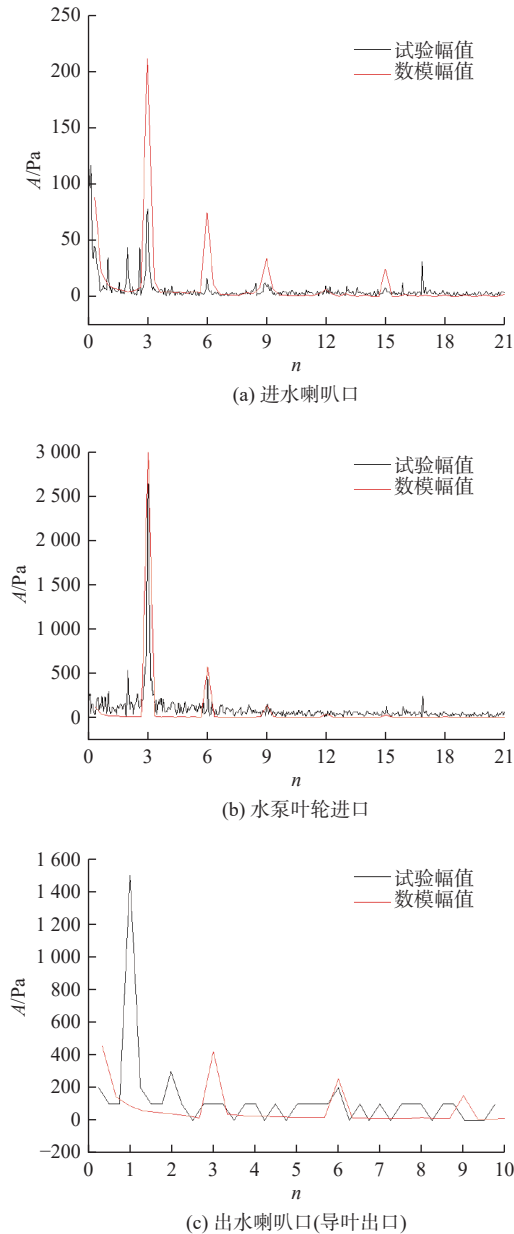


图 8 模型泵装置数值模拟与试验测试压力脉动频域对比
Fig. 8 Model fluctuation frequency domain comparison between simulation and test

2.3 原型和模型泵装置压力脉动模拟值对比分析

根据动力相似准则,模型泵装置与原型泵装置的压力脉动幅值应符合下列相似关系:

$$\frac{\Delta H_m}{\Delta H_p} = \left(\frac{n_m D_m}{n_p D_p} \right)^2 \quad (4)$$

式中: ΔH_m 模型泵装置压力脉动幅值, m; ΔH_p 原型泵装置压力脉动幅值, m; n_m 模型转速, r/min; D_m 模型泵叶轮直径, m; n_p 原型泵转速, r/min; D_p 原型泵叶轮直径, m。

当采用 nD 相等的准则进行相似性模拟时,则原型和模型的压力脉动幅值理论上应该相等。分析处理 CFD 非定常压力计算结果,得出各压力监测位置的频域图,同样以转频 f_1 为基准频率进行研究,相似工况点下的原型和模型泵装置数值模拟压力脉动频域对比见图 9。

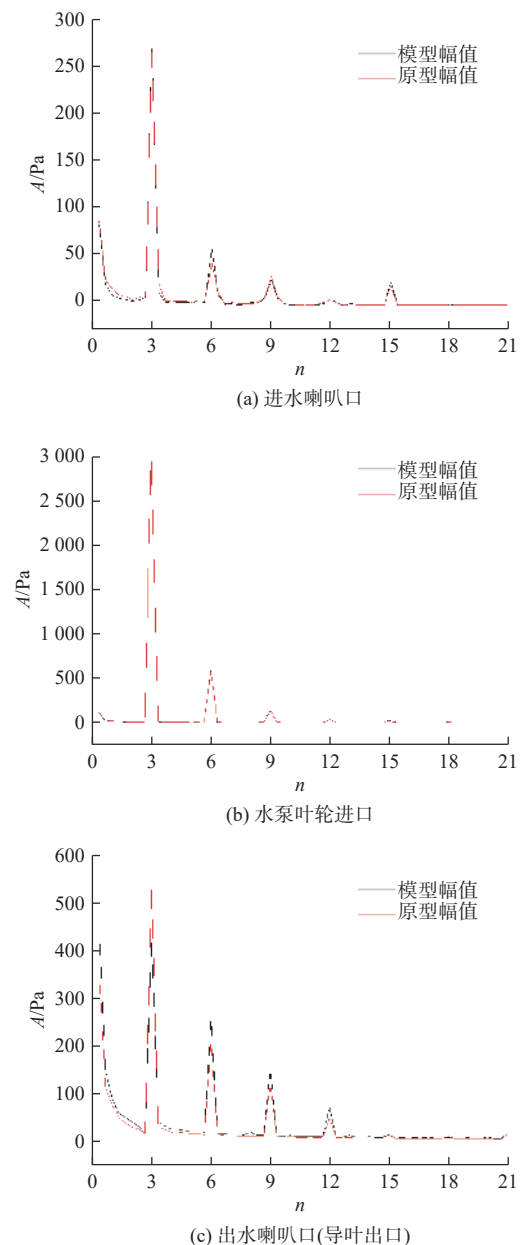


图 9 原型和模型泵装置数值模拟压力脉动频域对比
Fig. 9 Simulation fluctuation frequency domain comparison between model and prototype

由图 9 可见,计算结果与理论分析一致:以各自的转频为单位,压力脉动的主要频率成分完全相同,幅值也几乎一致,偏差在 10% 以内。总体上,原型泵装置的压力脉动计算结果与模型泵装置具有很高的相似性。若需要预测原型泵装置压力脉动,可以通过对模型泵装置数值模拟计算结果换算,误差很小。

2.4 原型泵装置压力脉动模拟值与实测值对比分析

研究泵站的外河侧为长江,扬程随着长江潮位周期变化。不同流量、不同叶片角度下叶轮进口压力脉动的相同特征是主频均为 f_3 ,且 f_3 的幅值随流量的增加先降低后略微上升,设计流量下幅值最低。该特征与模型泵装置叶轮进口测点压力脉动的试验测量信号和数值模拟信号特征相同。将模型泵装置试验测量、数值模拟以及原型泵装置现场测量得到的叶轮进口测点压力脉动信号 f_3 幅值随流量的变化趋势对比,见图 10,图中横坐标 N 为设计流量的倍数($N = Q/Q_{des}$),纵坐标 A 为压力脉动幅值。

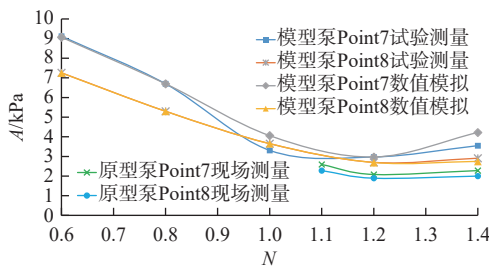


图 10 原型泵叶轮进口测点压力脉动 f_3 幅值流量变化趋势

Fig. 10 Trends of fluctuation f_3 in inlet of prototype impeller with flowrates

分析图 8(b)、图 9(b)和图 10,叶轮进口压力脉动的相同特征是主频为 f_3 、次主频为 f_6 。该信号特征与模型泵装置对应位置测点压力脉动的试验结果和数值模拟结果都相同,说明叶轮进口压力脉动受到叶轮转动频率的影响较大,模型泵装置试验和数值模拟结果都能很好地反应这点。除了主频与次主频,其他特征频率处压力脉动幅值很小,这与模型泵试验测试结果不同,而与泵装置数值模拟结果更接近。分析原因,模型泵装置主要用钢质材料和玻璃等制作,本身体积和质量小,模型试验受到的干扰影响因素多,故测试脉动信号的频谱比原型泵装置实测丰富。

模型泵装置对应位置压力脉动数值模拟结果、试验测试结果与原型泵装置测试结果在主频和次主频位置的的压力脉动幅值对比,见表 1。由表 1 可知,对应位置压力脉动模型泵装置数值模拟幅值、

试验测试幅值在主频 f_3 处相对于原型泵装置测试幅值的相对偏差分别为 15.7% 和 3.2%,在次主频 f_6 处的相对偏差分别为 109.6% 和 91.7%,说明模型数值模拟与模型试验测试在压力脉动主频幅值的预测上差别不大,次主频处由于幅值比较小,相对偏差偏大,模型模拟和模型试验偏安全,满足工程和科研需要。比较原型、模型泵装置压力脉动预测和实测幅值情况,与原型泵装置测试幅值最接近的是模型试验测试值。

表 1 主频和次主频压力脉动数据对比

Tab. 1 Comparison of pressure fluctuation data between main and secondary frequencies 单位: Pa

测点位置	特征频率	模型数值模拟幅值	模型试验测试幅值	原型测试幅值
叶轮进口	主频(f_3)	2 981.7	2 659.0	2 577.6
	次主频(f_6)	744.6	642.6	335.2

注:原型泵装置和模型泵装置压力脉动数值计算结果基本一致,不列入表比较。

同样,对比图 7 和图 10 可以发现,在大流量工况下,原型和模型压力脉动幅值偏差变大,扬程、效率的偏差亦增加,两者之间存在一定的关联性^[24-25]。

3 结论

数值模拟预测压力脉动与试验测试结果在 3、6、9 倍的转频处均存在压力脉动峰值,数值模拟预测的压力脉动幅值比试验测试值略大,说明数值模拟预测压力脉动与试验测试结果具有相似性。通过数值模拟预测压力脉动能总体上预测泵装置模型的内部的的水压脉动情况,并留有一定的安全裕量。

原型泵装置的压力脉动幅值及频率计算结果与模型泵装置的计算结果具有很高的相似性,通过数值模拟计算的方法预测原型泵装置压力脉动,可以选用模型泵装置计算结果进行换算,误差较小。

模型泵装置数值模拟与模型试验测试在压力脉动主频幅值的预测上差别不大,次主频处幅值比较小,相对偏差偏大。比较原型、模型泵装置压力脉动预测和实测幅值情况,与原型泵装置测试幅值最接近的是模型试验测试值。但模型泵装置试验受到的干扰影响因素多,测试脉动信号的频谱比原型泵装置丰富。

压力脉动值与泵装置外特性之间存在一定的关联性,原型和模型泵装置之间压力脉动偏差变化规律与扬程、效率特性变化规律基本一致。压力脉动与机组振动特性之间的关系尚需进一步深入研究。

参考文献:

- [1] 李扬,张宇,孙岚清,等.大型泵站立式全调节轴流泵振动特性试验[J].*中国农村水利水电*,2018(3):81-91. DOI: 10.3969/j.issn.1007-2284.2018.03.018.
- [2] 林鹏,刘和云,胡东,等.基于Hilbert-Huang变换的轴流泵流动诱导振动试验[J].*振动与冲击*,2020,39(6):154-160. DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2020.06.022.
- [3] ZHANG Y, XIAO R, YE M, et al. A numerical study of the bubble induced pressure fluctuation in gas-fluidized beds[J]. *Powder Technology*, 2017, 314: 387-399. DOI: 10.1016/j.powtec.2016.08.059.
- [4] 焦伟轩,成立,颜红勤,等.超低扬程双向流道泵装置压力脉动特性研究[J].*水力发电学报*,2019,38(6):101-112. DOI: 10.11660/slfdx.20190611.
- [5] 孙翀,李四海,韩鹏.泵站“S”型进、出水流道优化设计研究[J].*水利水电技术(中英文)*,2022,53(3):80-90. DOI: 10.13928/j.cnki.wrahe.2022.03.009.
- [6] JIAO W, CHENG L, LUO C, et al. Study on flow and pressure fluctuation characteristics of two-way pumping system with super low head and large flow rate[J]. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2019, 240(3): 032011. DOI: 10.1088/1755-1315/240/3/032011.
- [7] SHI L, TANG F, XIE R, et al. Numerical and experimental investigation of tank-type axial-flow pump device[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2017, 9(3): 1966-1970. DOI: 10.1177/1687814017695681.
- [8] 张仁田,周伟,汤方平,等.低扬程双向运行泵站系统稳定性预测方法[P].江苏省:CN201910404602.6,2023-01-10.
- [9] 陈兰川,徐磊,张小康,等.低扬程泵装置压力脉动特性[J].*排灌机械工程学报*,2020,38(2):121-126. DOI: 10.3969/j.issn.1674-8530.18.0042.
- [10] 陆荣,袁建平,李彦军,等.基于数字信号处理的轴流泵压力脉动试验研究[J].*振动与冲击*,2017,36(20):18-22. DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2017.20.004.
- [11] XIE C, TANG F, ZHANG R, et al. Numerical calculation of axial-flow pump's pressure fluctuation and model test analysis[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2018, 10(4): 1-13. DOI: 10.1177/1687814018769775.
- [12] 陈世杰,杨帆,黄辉,等.立式轴流泵装置叶片区压力脉动数值分析[J].*流体机械*,2019,47(2):17-22. DOI: 10.3969/j.issn.1005-0329.2019.02.004.
- [13] 贺玉珍,郭艳磊.基于流固耦合的轴流泵压力脉动与动应力的关联性研究[J].*中国农村水利水电*,2020(12):158-163. DOI: 10.3969/j.issn.1007-2284.2020.12.030.
- [14] 施伟,蔡瑞民,李松柏,等.后置灯泡贯流泵压力脉动特性数值模拟[J].*南水北调与水利科技(中英文)*,2022,20(3):610-618. DOI: 10.13476/j.cnki.nsbdqk.2022.0062.
- [15] 方国材,郭绘娟,胡大明,等.大型竖井贯流泵压力脉动及轴系模态优化[J].*南水北调与水利科技(中英文)*,2021,19(4):822-832. DOI: 10.13476/j.cnki.nsbdqk.2021.0086.
- [16] 张付林,郑源,孙奥冉,等.超低扬程贯流泵模型试验的压力脉动研究[J].*中国农村水利水电*,2017(11):173-176. DOI: 10.3969/j.issn.1007-2284.2017.11.036.
- [17] 郑源,陈宇杰,毛秀丽,等.混流泵压力脉动特性及其对流动诱导噪声的影响[J].*农业工程学报*,2015,31(23):67-73. DOI: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.23.009.
- [18] 杨帆,刘超,汤方平,等.S形下卧式轴伸贯流泵装置叶片区压力脉动特性研究[J].*流体机械*,2015,43(1):16-22. DOI: 10.3969/j.issn.1005-0329.2015.01.004.
- [19] DUAN X, TANG F, DUAN W, et al. Experimental investigation on the correlation of pressure pulsation and vibration of axial flow pump[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2019, 11(11): 16878140-19889473. DOI: 10.1177/1687814019889473.
- [20] SHEN S, QIAN Z, JI B, et al. Numerical investigation of tip flow dynamics and main flow characteristics with varying tip clearance widths for an axial-flow pump[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 2019, 233(4): 476-488. DOI: 10.1177/0957650918812541.
- [21] 刘萌,姜永明,陈婷.叶片-导叶间隙对混流泵非稳态流场特性的影响[J].*水动力学研究与进展(A辑)*,2019,34(6):734-739. DOI: 10.16076/j.cnki.cjhd.2019.06.005.
- [22] 杨魏,杨科迪,伏泽,等.不同载荷分布型下轴流泵叶顶间隙流特性研究[J].*农业机械学报*,2022,53(6):177-183. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2022.06.018.
- [23] 石丽建,汤方平,王瑄,等.不同工况下大型箱涵式泵装置压力脉动特性及振动特性[J].*农业工程学报*,2018,34(9):95-103. DOI: 10.11975/j.issn.1002-6819.2018.09.011.
- [24] JIN Y, HE X, ZHANG Y, et al. Numerical and experimental investigation of external characteristics and pressure fluctuation of a submersible tubular pumping system[J]. *Processes*, 2019, 7(12): 949. DOI: 10.3390/pr7120949.
- [25] 杨帆,陈世杰,刘超,等.隔墩对轴流泵装置直管式出水流道内流及脉动的影响[J].*农业机械学报*,2018,49(5):212-217. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.05.024.

Similarity laws of pressure fluctuations for vertical dual-directional pumping system

ZHANG Rentian^{1,2}, ZHU Feng¹, XIA Zhengchuang³, SHAO Yuanyuan³,
LIU Xueqin¹, ZHOU Wei¹, LI Chenxiao³

(1. *Jiangsu Surveying and Design Institute of Water Resources, Co., Ltd., Yangzhou 225217, China*; 2. *Jiangsu Provincial R & D
Center for Plain Water Engineering, Yangzhou 225217, China*; 3. *Management Division of Qinghai River
Hydraulic Engineering of Jiangsu Province, Nanjing 210021, China*)

Abstract: The vertical dual-directional pumping system is more and more widely used in plain region because it can meet the two operating conditions of pumping station drainage and irrigation. Due to the closed space at the other end of the inlet and outlet flow channel, “dead water area” will be formed at the other end of the vertical dual-directional pumping system. The water flow has backflow in both vertical and horizontal directions, which makes the flow pattern in the bidirectional flow channel more disordered. At the same time, there will be phenomena such as defluidization and backflow, which may lead to the structural vibration of the unit and the unstable operation of the pump station. The pressure fluctuation is one of main factors impacting on the operational stability of vertical dual-directional pumping system, and the pressure pulsation amplitude and frequency of the pump device are the key indicators to measure the stability of the system, so that the study on the similarity laws between model and prototype systems of this pump system is necessary.

The pressure fluctuations of model and prototype pumping systems were predicted with 3D unsteady simulation under various operational conditions, taking an example of one vertical dual-directional pumping station. The corresponding fluctuations in the model test system and prototype pumping station were measured with sensors installed in the same locations. Finally, the similarity laws were analyzed.

The result showed that the numerical simulation predicted pressure fluctuations and the test results have pressure fluctuations peaks at 3, 6, and 9 times the rotation frequency. The variation law of the pressure fluctuations deviation between the prototype and the model was basically consistent with the variation law of the head and efficiency characteristics. The numerical simulation predicted pressure fluctuations were similar to the test results. And the pressure fluctuations amplitude predicted by the numerical simulation were slightly larger than the test value. The pressure fluctuations amplitude and frequency calculation results of the prototype pump system were highly similar to the calculation results of the model pump system. There was little difference between the model numerical simulation and the model test in the prediction of the main frequency amplitude of the pressure fluctuations. The amplitude at the secondary main frequency was relatively small, and the relative deviation was large. Comparing the pressure fluctuations prediction and measured amplitude of the prototype and model pump systems, the test value of the model test was the closest to the test amplitude of the prototype pump system. However, the test of the model pump system was affected by many interference factors, so the spectrum of the test pulsation signal was much richer than that of the prototype pump system. Under high flow conditions, the deviation between the prototype and model pressure fluctuations values increases, and the deviation between head and efficiency also increases. The deviation between the prototype and model measurement was about 3% while the deviation between the prototype measurement and simulation was close to 16% under main frequency.

These results indicated that there was a certain correlation between the pressure fluctuations value and the external characteristics of the pump system. The pressure fluctuations of the prototype pump system can be predicted by numerical simulation. The model pump system can be used to convert the calculation results, and the deviation was very small. Compared with prototype measurement the simulation and model test were tending towards safety so that they can meet the requirement of engineering design and operation.

Key words: pressure fluctuation; similarity law; dual-directional pumping system