

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.14.0026

抽芯式斜流泵启动过程中转子动力学特性

梁兴

(南昌工程学院机械与电气工程学院, 江西 南昌 330099)



梁兴

摘要: 针对抽芯式斜流泵异常振动现象,通过现场测试分析其振动诱因,进而基于能量守恒的拉格朗日方程建立机组转子非线性动力学模型,并通过与实测信号的峰峰值、振动频率等参数进行比较,验证仿真模型精度,重点研究泵组启动过程中轴心轨迹、振动频率等特征参数的动态响应,寻找降低水泵振动的技术措施。实测信号分析表明,抽芯式斜流泵异常振动诱因是机组启动伴生冲击力导致主轴发生偏移,当机组转速达到额定转速后,主轴偏移虽有所减小,却始终存在,造成机组产生不对中故障;仿真结果不仅证明了试验分析的准确性,同时也揭示了伴生冲击力与机组振动的内在联系:较强的冲击力会加剧转子不对中现象,形成剧烈机组振动,反之则相反。改善机组开机方式是降低伴生冲击力、减弱机组振动和提高机组运行可靠性的有力措施。

关键词: 抽芯式斜流泵;不对中故障;转子非线性动力学;轴心轨迹

中图分类号: S277.9 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2014)10-0845-07

梁兴. 抽芯式斜流泵启动过程中转子动力学特性[J]. 排灌机械工程学报, 2014, 32(10): 845-851.

Liang Xing. Rotor dynamic feature of core pulling mixed flow pump during startup process[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering(JDIME), 2014, 32(10): 845-851. (in Chinese)

Rotor dynamic feature of core pulling mixed flow pump during startup process

Liang Xing

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Nanchang Institute of Technology, Nanchang, Jiangxi 330099, China)

Abstract: Focusing on the abnormal vibration of a core pulling mixed flow pump, the vibration causes were explored by the tested signal analysis, and then the rotodynamic model was established based on the Lagrange equations, which complies with the energy conservation. Comparing the peak - peak value and vibration frequency of tested signals with that of simulated signals, the simulation precision was verified, and the start-up characteristics, such as the shaft orbit and vibration frequency, were simulated to search the vibration mitigation measures. The test signal analysis shows that, the impact force at the start-up process causes the rotor misalignment, and the misalignment will reduce but not disappear when the pump's rotational speed reaches the design value. The simulation results verify the precision of test analysis, and the internal connection between the accompanied impact force and units vibrations was studied. The powerful impact force is more likely to induce the severe vibration and misalignment. Because the accompanying impact force is induced by motor direct start, to improve unit start-up mode and reduce the impact force can weaken vibration and enhance the operation reliability effectively.

Key words: core pulling mixed flow pump; misalignment fault; rotor nonlinear dynamics; shaft orbit

收稿日期: 2014-03-07; 网络出版时间: 2014-10-16

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/doi/10.3969/j.issn.1674-8530.14.0026.html>

基金项目: 江西省教育厅科学技术研究项目(GJJ11630); 江西省科技厅2013年度科技项目(2013BDH8002)

作者简介: 梁兴(1980—),男,河南南阳人,博士(liangxny@163.com),主要从事流体机械及工程研究。

由于水力机械振动将直接影响机组的可靠运行,对机组振动的分析一直是水力机械研究的热点问题之一,主要采用的方法有基于非线性转子动力学的仿真分析^[1-4]和基于振动测试的信号分析^[5].目前该领域的研究已取得一定成果,比如,在非线性转子动力学方面,文献[6-10]分别针对油膜振荡^[6]、转子裂纹^[7]、转子不平衡^[8-10]等故障,采用直接积分法、有限元法等进行仿真,通过比较轴心轨迹、振动频率、振动分岔图等分析转子振动特性及其影响因子;而在振动测试与信号分析领域,通过试验对比^[11],或基于 EMD^[12]、小波分析^[13]、信息融合^[14]等技术进行振动特征提取,以达到有效识别故障的目的.

但现有研究大多以机组正常运行时的振动为研究对象,较少涉及机组启动过程,同时也缺乏与机组结构和自身运行特性关联性,导致机组振动机理研究不够深入,故障诊断结果相对粗略,振动诱因分析也不够明确.文中以某抽芯式斜流泵为研究对象,通过现场测试与信号分析,诊断其故障原因,进而有针对性地建立水泵转子故障仿真模型,研究实测故障下的水泵振动机理,为斜流泵机组运行优化和技术改造提供有力的理论依据.

1 抽芯式斜流泵现场测试

图 1 为某抽芯式斜流泵机组,该机组设计扬程为

26 m,设计流量为 $15 \text{ m}^3/\text{s}$,额定转速为 245 r/min.

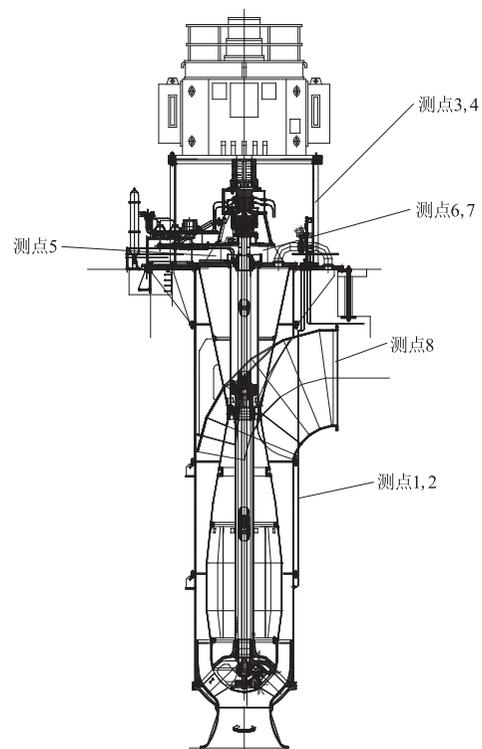


图 1 抽芯式斜流泵测点布置图

Fig. 1 Schematic of pump monitoring points

采用电动机直接启动方式启动,水泵在实际运行中振动较剧烈,影响了机组的安全经济运行.为深入研究其振动特性,特对该机组进行现场测试.综合考虑现场实际,测点的布置情况如表 1 所示.

表 1 测点位置及方向

Tab. 1 Position and direction of monitoring points

测点	方向	测量量	位置	测点	方向	测量量	位置
S1	X(前池来流向)	振动	筒体外缘	S5	Z(垂直方向)	振动	泵盖
S2	Y	振动	筒体外缘	S6	X(前池来流向)	摆度	
S3	X(前池来流向)	振动	下机架	S7	Y	摆度	
S4	Y	振动	下机架	S8		压力	泵出口

基于 HHT 法对泵盖处实测信号 S5 进行时频分析,其结果如图 2 所示.图中, $h(f^i)$ 为边际谱, f 为频率, α 为叶片角度. 主轴轴心轨迹如图 3 所示.

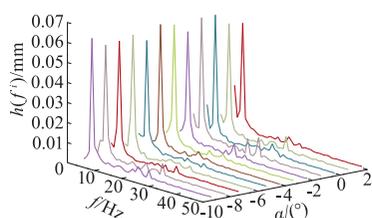


图 2 不同叶片角度下 S5 测点频谱图

Fig. 2 Spectrum of S5 for different angle of blade

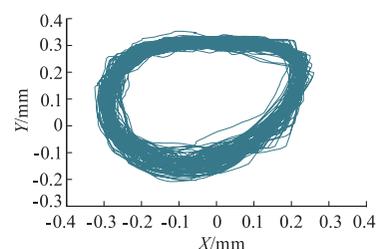


图 3 叶片角度 0° 时轴心轨迹图

Fig. 3 Shaft orbit for 0 angle of blade

分析图 2,3 可知,该机组主要振动频率集中在转频附近,且轴心轨迹呈椭圆形,轴心有明显偏移,依据旋转机械经典故障集^[5,14],可判断此机组属于

不对中故障. 测试信号峰峰值如表 2、图 4 所示. 图 4 中, A 为幅值.

表 2 开机过程与正常运行时峰峰值比较
Tab. 2 Comparison of peak - peak values during normal operation and startup process

测点	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7
开机过程峰峰值	1.305	0.151	1.608	0.421	0.395	0.874	0.920
正常运行峰峰值	0.313	0.057	0.034	0.019	0.068	0.511	0.520

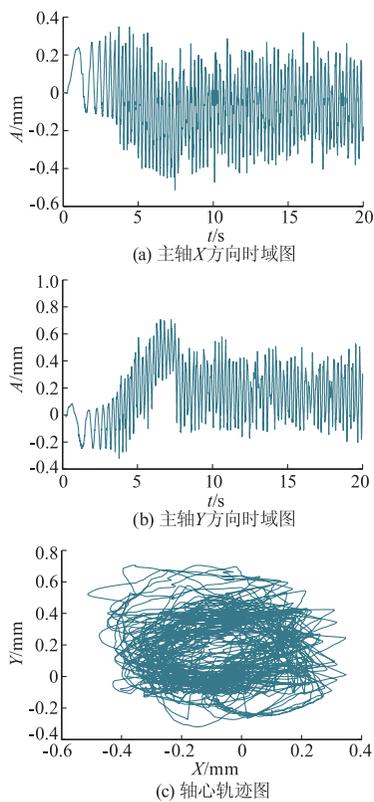


图 4 开机过程主轴振动图

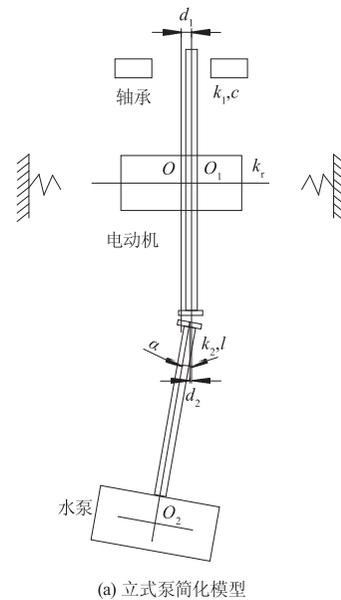
Fig. 4 Vibration of shaft in startup process

由表 2 可知, 开机过程主轴有明显偏移, 且各测点振动峰峰值远高于正常运行值, 其中信号 S3 振动差异最明显, 开机过程峰峰值约为正常运行峰峰值的 47.3 倍. 实测开机启动电流最大值为 1 780 A, 稳定后约为 200 A, 两者相差约 8.9 倍. 这充分说明机组启动时伴生的强大冲击力造成主轴偏移, 进而导致不对中故障, 诱发剧烈振动^[15].

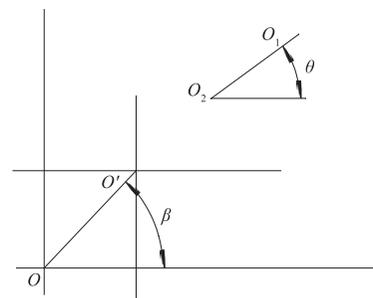
实测机组启动过程振动信号分析表明, 机组在 6.0 s 内转速由 0 迅速增加至 25.64 rad/s (额定转速), 此后转速基本不变; 主轴则在启动瞬间向 X 方向突然偏移 0.08 mm, 接着逐步向相反方向偏移, 7.9 s 达到最大偏移值 -0.17 mm, 并在 1.0 s 后基本回到稳定运行偏移值 0.05 mm, Y 方向的变化情况与此类似.

2 机组不对中故障数学建模

为分析不对中故障下机组转子动力学特性, 综合考虑水泵机组安装情况以及开机过程中水体阻力等条件, 将机组不对中故障分解成机组主轴整体不对中 (d_1)、电动机主轴与水泵主轴平行不对中 (d_2)、电动机主轴与水泵主轴夹角不对中 (α') 等 3 种情况, 进而根据拉格朗日方程开展水泵机组不对中仿真建模. 为突出研究重点, 将水泵机组简化为水泵转轮及轴、电动机转子及轴和轴承 3 个部分, 且假定水泵转轴和电动机转轴刚性连接并同转速运行, 水泵机组运行时受阻尼力和弹性碰摩力影响, 且阻尼系数 c 为常数. 简化模型如图 5 所示. 图中, O 为电动机处于初始状态下的几何中心, O' 为电动机正常运行时的旋转中心, $O_1(x_1, y_1)$ 和 $O_2(x_2, y_2)$ 分别代表电动机转子和水泵转子受启动冲击力影响偏移后的几何中心位置, m_1, m_2 分别为电动机转子和水泵转子的质量.



(a) 立式泵简化模型



(b) 电动机和水泵转子平面位置关系

图 5 水泵简化模型

Fig. 5 Simplified model of pump

由图 5b 可知,电动机转子和水泵转子的几何中心平面投影存在如下位置关系:

$$\begin{cases} x_2 = x_1 - (d_2 + l \sin \alpha) \cos \theta, \\ y_2 = y_1 - (d_2 + l \sin \alpha) \sin \theta, \end{cases} \quad (1)$$

式中: l 为水泵转轴长度; θ 为水泵转子几何中心绕电动机转子几何中心的角度。

水泵机组总动能由平动动能和转动动能组成,可表示为

$$T = \frac{1}{2} m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2^2 + \frac{1}{2} J_1 \omega^2 + \frac{1}{2} J_2 \omega^2 = \frac{1}{2} m_1 \cdot (x_1^2 + y_1^2) + \frac{1}{2} m_2 \{ [\dot{x}_1 + \dot{\theta}(d_2 + l \sin \alpha) \sin \theta]^2 + [y_1 - \dot{\theta}(d_2 + l \sin \alpha) \cos \theta]^2 \} + \frac{1}{2} J_1 \omega^2 + \frac{1}{2} J_2 \omega^2, \quad (2)$$

式中: v_1, v_2 分别为电动机转子和水泵转子速度; J_1, J_2 分别为电动机转子和水泵转子转动惯量; ω 为转速; \dot{x} 为 x 方向速度。

水泵机组总势能可以表示为

$$U = \frac{1}{2} k_1 [(x_1 + d_1 \cos \beta)^2 + (y_1 + d_1 \sin \beta)^2] + \frac{1}{2} k_2 [(x_2 + d_1 \cos \beta)^2 + (y_2 + d_1 \sin \beta)^2], \quad (3)$$

式中: k_1, k_2 分别为电动机转子和水泵转子的支撑刚度; β 为主轴整体不对中偏移后几何中心绕原始几何中心点的角度。

考虑轴与轴承可能发生的碰摩现象(摩擦系数 f), 已知静止状态下轴与轴承间隙为 δ , 轴承定向刚度为 k_r , 则机组运行过程中, 碰摩力计算公式为

$$\begin{cases} F_{1x} \\ F_{1y} \end{cases} = -H(r - \delta) \frac{(r - \delta) k_r}{r} \times \begin{bmatrix} 1 & -f \\ f & 1 \end{bmatrix} \begin{cases} x_1 + d_1 \cos \beta \\ y_1 + d_1 \sin \beta \end{cases}, \quad (4)$$

式中: r 为电动机转子几何中心的轨迹, $r = \sqrt{(x_1 + d_1 \cos \beta)^2 + (y_1 + d_1 \sin \beta)^2}$; F_{1x}, F_{1y} 分别为 X, Y 方向的碰摩力, $H(r - \delta)$ 为开关函数, 即

$$\begin{cases} H(r - \delta) = 0, & r < \delta, \\ H(r - \delta) = 1, & r \geq \delta. \end{cases} \quad (5)$$

若假定 X, Y 方向上阻尼系数均为 c , 则阻尼力 F_2 可表示为

$$\begin{cases} F_{2x} \\ F_{2y} \end{cases} = \begin{cases} c\dot{x}_1 \\ c\dot{y}_1 \end{cases}. \quad (6)$$

能量守恒的拉格朗日方程可以表示为

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = F_{1i} + F_{2i}. \quad (7)$$

将式(2) - (6)代入式(7), 令 $q = \{x_1, y_1\}$ 可得到水泵电动机转子动力学微分方程为

$$\begin{bmatrix} m_1 + m_2 & 0 \\ 0 & m_1 + m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{y}_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c & 0 \\ 0 & c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{y}_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & 0 \\ 0 & k_1 + k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -m_2(d_2 + l \sin \alpha) \dot{\theta}^2 \cos \theta - m_2(d_2 + l \sin \alpha) \ddot{\theta} \sin \theta - \\ m_2(d_2 + l \sin \alpha) \ddot{\theta} \cos \theta - m_2(d_2 + l \sin \alpha) \dot{\theta}^2 \sin \theta - \\ k_1(d_2 + l \sin \alpha) \cos \theta + F_{1x} \\ k_2(d_2 + l \sin \alpha) \sin \theta + F_{1y} \end{bmatrix}, \quad (8)$$

式中: \ddot{x}_1 为 x 方向的加速度; \ddot{y}_1 为 y 方向的加速度; $\dot{\theta}$ 为 θ 方向的速度; $\ddot{\theta}$ 为 θ 方向的加速度。

3 不同冲击力下斜流泵振动特性分析

3.1 数学模型验证

抽芯式斜流泵机组参数如下: $m_1 = 5.9 \times 10^4$ kg, $m_2 = 1.02 \times 10^5$ kg, $c = 1.2 \times 10^5$ N · s/m, $k_1 = 2.5 \times 10^6$ N/m, $k_2 = 2.5 \times 10^6$ N/m, $k_r = 2.5 \times 10^7$ N/m, $l = 0.5$ m, $\delta = 1$ mm, $\mu = 0.01$, $\omega = 25.64$ rad/s, $d_1 = 0.07$ mm, 而 d_2 和 α 等参数由于现场条件限制无法直接测量, 采用试算法确定。考虑水体对水泵影响, 利用质量附加法计算额定转速下水泵转子等效质量。在此基础上, 采用四阶 Ronge - Kutta 法求解式(8), 当 $d_2 = 0.1$ mm 和 $\alpha = 0.0008$ rad 时, 仿真信号与实测信号对比如图 6 所示。

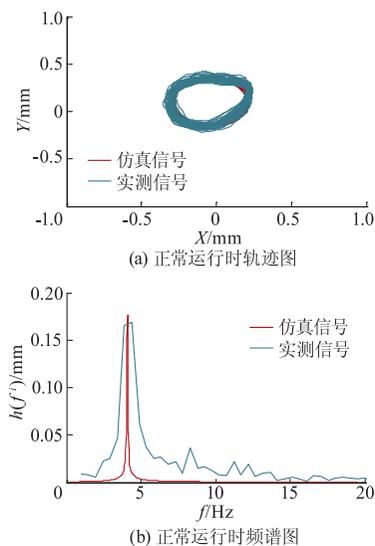


图 6 稳定运行时仿真信号与测试信号

Fig. 6 Comparison between test signal and simulated signal during normal operation

由图 6 可知, X 方向仿真信号峰峰值为 0.546 mm, 对应实测值为 0.569 mm, 而 Y 方向仿真峰峰值

为 0.561 mm, 对应实测值为 0.588 mm, 最大误差为 4.6%. 另外, 仿真信号与实测信号在 X 方向上主要频率均集中在转频附近, 转子运行轨迹也较吻合, 因此, 将此参数视为机组实际运行时不对中参量, 并通过启动过程仿真进一步验证.

3.2 转子启动过程动态特性分析

3.2.1 实测工况下转子运行仿真分析

依据立式斜流泵启动特点及启动过程实测数据分析, 为简化启动过程的复杂性, 作以下假定:

① 考虑水体对水泵作用力, 假定随着水泵转速增加, 水阻力呈线性增大; ② 假定在初始 6.0 s 内角速度匀加速变化至 25.64 rad/s; ③ 伴随启动过程产生的冲击力, 主轴发生偏移, 且主轴偏移量在 7.9 s 内匀速增大 0.52 mm, 此后在 1.0 s 内迅速减小至 0.05 mm, 偏移角 β 保持不变; ④ 不对中参量 d 和 α 在启动过程中保持不变. 其他参数取值与稳定运行时相同, 并采用四阶 Ronge - Kutta 法求解式(8), 获得水泵机组启动振动结果如图 7 所示.

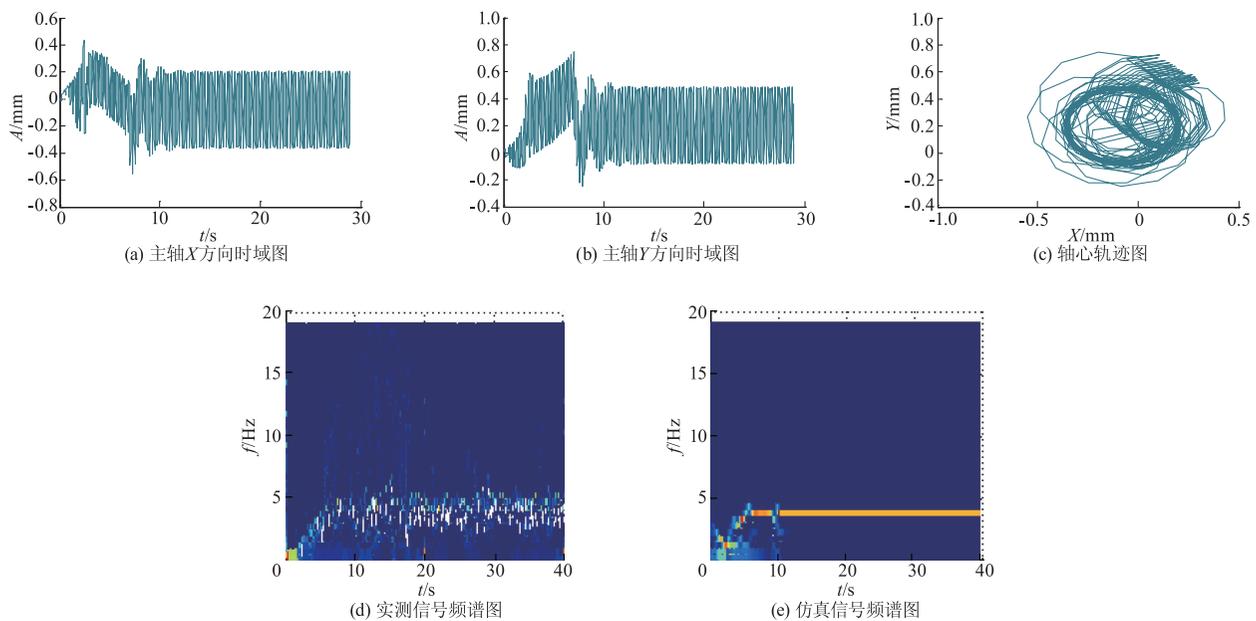


图 7 开机过程主轴振动仿真图

Fig. 7 Simulated vibration of shaft during startup process

表 3 不同冲击力下的主轴振动峰峰值比较
Tab. 3 Peak - peak value of shaft vibration under different impacts

方案	X 方向峰峰值			Y 方向峰峰值		
	仿真信号/ mm	实测信号/ mm	误差/ %	仿真信号/ mm	实测信号/ mm	误差/ %
1	0.822 6	0.861 4	4.5	1.021 9	1.025 7	0.4
2	0.380 5			0.432 7		
3	1.354 2			1.606 0		

比较图 4, 7 和表 3, 机组在 X 方向和 Y 方向的振动变化趋势基本一致, 峰峰值最大偏差 4.5%, 转速逐步增大过程中, 仿真信号和实测信号频谱分布基本一致, 均从零逐渐增大至额定转频, 仿真模型可以较准确地仿真斜流泵启动过程主要特性, 也证明了试算数据的可信性.

值得注意的是, 在水泵机组趋于正常运行过程中, 仿真信号集中在转频附近, 而实测信号主要频率分布则较分散, 究其原因, 一方面噪声干扰可能影响到了实测信号的分布, 另一方面与斜流泵机组

实际运行状态(即最小角度启动至额定转速后再调整角度)也有一定关系.

3.2.2 较弱冲击力下转子运行仿真分析

为进一步分析启动瞬间冲击力对机组的影响, 假定启动时产生一较小冲击力, 它的主轴偏移量在 7.9 s 内匀速增加 0.26 mm, 其他参量均保持不变, 则仿真计算结果如图 8 所示.

图 8 表明, 在较小冲击力下, 水泵启动过程振动比较平缓, 其中 Y 方向最大峰峰值仅为 0.432 7 mm, X 方向最大峰峰值仅为 0.380 5 mm, 且机组达到正常运行状态后, 其振动峰值同样极大地降低, X 方向最大峰峰值仅为 0.220 3 mm, Y 方向最大峰峰值仅为 0.246 1 mm. 相对于试验结果, 在较小冲击力下, 水泵运行状态得到较好的改善. 通过对比振动频率可知, 仿真信号主要频率集中在转频附近, 但是其振动能量较弱, 显然这是由水泵匀速转动所引起的.

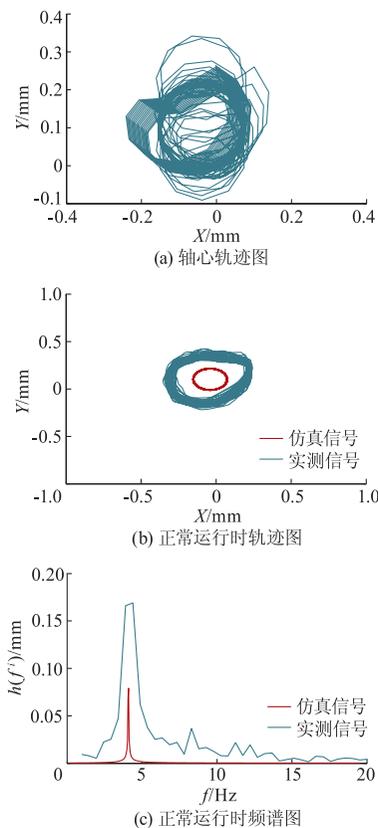


图 8 较小冲击力下主轴振动仿真图
Fig. 8 Simulated shaft vibration under weak impact

3.2.3 较强冲击力下转子运行仿真分析

假定启动时产生一较大冲击力,它导致主轴偏移量在 7.9 s 内匀速增加 0.78 mm,其他参量均保持不变,则仿真计算结果如图 9 所示。

图 9 表明,在较大冲击力下,水泵启动过程振动更加剧烈,其中 Y 方向最大峰峰值达到 1.606 0 mm, X 方向最大峰峰值也达到了 1.354 2 mm,且机组达到正常运行状态后,其振动峰峰值同样增大,其中 X 方向最大峰峰值达到 0.628 2 mm, Y 方向最大峰峰值达到 0.719 1 mm。相对于试验结果,在较大冲击力下,水泵振动更加剧烈,水泵运行状态更加恶劣。对比振动频率可知,仿真信号主要频率集中在转频附近,但是其振动能量较强,显然此时振动能量主要是由转子不对中故障引起的。

上述研究表明,抽芯式斜流泵的异常振动主要是由于启动伴生冲击力所造成的,较强的启动伴生冲击力将造成较明显的主轴偏移,导致机组剧烈振动。另外,不同冲击力下机组启动 8.9 s 后运行参数相同,但轴心轨迹及振动幅值仍有明显不同,这充分说明启动冲击力对正常运行时机组振动情况仍具有较明显的影响。

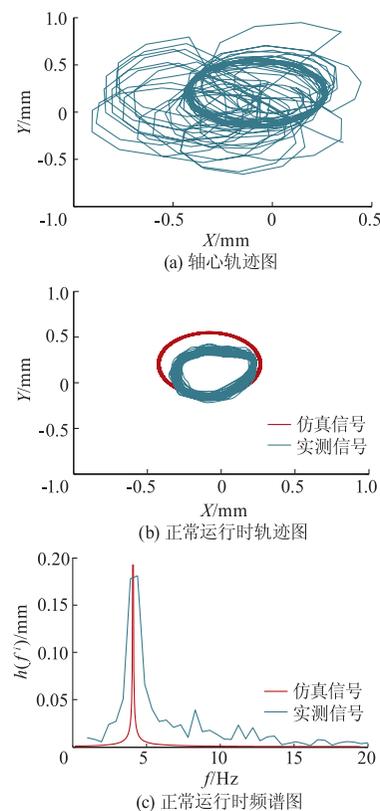


图 9 较大冲击力下主轴振动仿真图
Fig. 9 Simulated shaft vibration under powerful impact

而实际上,机组振动与其自身结构和运行特点密切相关。首先,该抽芯式斜流泵采用电动机直接启动方式启动,这是导致机组启动伴生冲击力较大的主要原因;另外抽芯式斜流泵安装检修时不用对中,而依靠推力轴承等进行自对中调节,其能否确保主轴对中尚值得商榷,同时水泵进水口采用喇叭口吸水,泵体与水工建筑物之间难以形成固定的支撑结构,这均导致机组抗冲击能力较弱,使得机组易发生不对中故障。由于机组自身结构较难改变,采用技术已成熟的变频软启动等方式,降低启动冲击力,是一种有效的减振措施。

4 结 论

- 1) 机组振动测试分析表明,启动时伴生冲击力所造成的主轴偏移,是诱发机组异常振动的主因。
- 2) 基于能量守恒的拉格朗日方程建立的水泵机组故障仿真模型,能够较准确地仿真机组启动及正常运行时的转子运动特性,为振动机理分析奠定了基础,尤其适用于受现场条件及机组运行条件限制,无法全面检测机组运行状态等情况。
- 3) 启动过程伴生冲击力强弱与机组振动剧烈

程度密切相关,强大冲击力更容易诱发机组振动,反之则相反.改善机组启动方式,采用诸如软启动等技术措施,降低启动冲击力,可以达到减弱机组振动的目的.

参考文献 (References)

- [1] 黄志伟,周建中,寇攀高,等.水轮发电机组轴系非线性电磁振动特性分析[J].华中科技大学学报:自然科学版,2010,38(7):20-24.
Huang Zhiwei,Zhou Jianzhong,Kou Pangao, et al. Non-linear electromagnetic vibration of rotor-bearing system of hydropower unit[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2010,38(7):20-24. (in Chinese)
- [2] Li Wei,Yang Yi,Sheng Deren, et al. A novel nonlinear model of rotor/bearing/seal system and numerical analysis[J]. Mechanism and Machine Theory,2011,46(5):618-631.
- [3] Tiwari R,Chakravarthy V. Simultaneous estimation of the residual unbalance and bearing dynamic parameters from the experimental data in a rotor-bearing system [J]. Mechanism and Machine Theory,2009,44(4):792-812.
- [4] Bai Bing,Zhang Lixiang,Guo Tao, et al. Analysis of dynamic characteristics of the main shaft system in a hydro-turbine based on ANSYS [J]. Procedia Engineering,2012,31:654-658.
- [5] 赵鹏.离心泵振动故障诊断方法研究及系统实现[D].北京:华北电力大学能源动力与机械工程学院,2011.
- [6] Chang Jian,Cai Wan,Chen Chaokuang. Chaos of rub-impact rotor supported by bearings with nonlinear suspension [J]. Tribology International, 2009, 42 (3): 426-439.
- [7] Mohammad A,Shudeifat A,Eric A, et al. General harmonic balance solution of a cracked rotor-bearing-disk system for harmonic and sub-harmonic analysis: Analytical and experimental approach[J]. International Journal of Engineering Science,2010,48(10):921-935.
- [8] Chen Y S,Cheng Y D,Yang T, et al. Accurate identification of the frequency response functions for the rotor-bearing-foundation system using the modified pseudo mode shape method[J]. Journal of Sound and Vibration, 2010,329(6):644-658.
- [9] Lee A S,Ha J W. Prediction of maximum unbalance responses of a gear-coupled two-shaft rotor-bearing system [J]. Journal of Sound and Vibration,2005,283(3/4/5):507-523.
- [10] Inayat H, Jawaid I. Nonlinear dynamics of a magnetically supported rigid rotor in auxiliary bearings[J]. Mechanism and Machine Theory, 2010, 45 (10): 1651-1667.
- [11] Albraik A, Althobiani F, Gu F, et al. Diagnosis of centrifugal pump faults using vibration methods[C]//Proceedings of the 25th International Congress on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering, 2012.
- [12] 周云龙,刘永奇,薛广鑫,等.基于EMD和边际谱频带能量的离心泵汽蚀故障诊断[J].化工学报,2012,63(2):545-550.
Zhou Yunlong,Liu Yongqi, Xue Guangxin, et al. Fault diagnosis of cavitation for centrifugal pump based on EMD and HHT marginal spectrum energy [J]. CIESC Journal,2012,63(2):545-550. (in Chinese)
- [13] Henríquez P, Alonso J B,Ferrer M A, et al. Fault diagnosis using audio and vibration signals in a circulating pump [C]//Proceedings of 25th International Congress on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering, 2012.
- [14] 杨志荣.基于多源信息融合的水电机组故障诊断与轴心轨迹识别技术研究[D].武汉:华中科技大学水电与数字化工程学院,2011.
- [15] 梁兴,刘梅清,刘志勇,等.立式混流泵异常振动测试分析[J].排灌机械工程学报,2013,31(5):373-378.
Liang Xing, Liu Meiqing, Liu Zhiyong, et al. Test and analysis of abnormal vibration of vertical mixed-flow pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(5):373-378. (in Chinese)

(责任编辑 盛杰)