

轴流泵水力模型压力脉动和振动特性试验*

张德胜 耿琳琳 施卫东 潘大志 王海宇

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

摘要: 采用高频压力传感器对某一轴流泵模型叶轮进口、叶轮出口和导叶出口3个压力测量点,分别在3个转速1 450、1 200、1 000 r/min的额定流量工况条件下,进行了系列压力脉动测量试验。试验研究表明,不同转速下的压力脉动峰峰值不符合泵相似定律准则;不同转速条件下,叶轮进口处的压力脉动主频均为叶频,但叶轮出口的压力脉动主频随着转速的变化而发生漂移;泵内最大压力脉动峰峰值在泵内的位置也随之改变。通过分析转速变化对不同压力测点处的主频和泵不同位置的振动特性影响,发现试验泵不同位置处的振动以流体诱导的低频信号和转子系统质量不均匀诱导的轴频及其倍频为主要特征信号。从振动与压力脉动的频域来看,在0~2倍轴频范围内变化趋势基本相同,且速度变化对二者有相似的影响。在不同转速条件下,压力脉动的频率以1~4倍轴频为主要频域信号范围,但在不同位置处,振动频域范围仍主要以1倍和2倍的轴频信号为主。

关键词: 轴流泵 压力脉动 振动 频谱 试验

中图分类号: TH312 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)06-0066-07

Experimental Investigation on Pressure Fluctuation and Vibration in Axial-flow Pump Model

Zhang Desheng Geng Linlin Shi Weidong Pan Dazhi Wang Haiyu

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

Abstract: A series of pressure fluctuation and vibration acceleration were measured at the key monitoring points under the speeds of 1 450, 1 200, 1 000 r/min, and their correlations were discussed. The experimental results showed that the peak to peak values of the pressure fluctuation didn't obey the pump similarity law. The pressure fluctuation patterns were different under different rotating speeds. The maximum peak-to-peak value moved from the impeller inlet to the guide vane outlet with the rotating speed increased. The main frequency at impeller inlet was the blade passing frequency (BPF) under different rotating speeds, and the main frequency in impeller outlet and guide vane outlet were slightly lower than the blade passing frequency with rotating speed increased. The amplitude at the impeller outlet was increased firstly, and then decreased, while it was always increased at the guide vane outlet with rotating speed increased. The vibrations at different positions in the model pump mainly included shaft frequency which was induced by mass unbalance of rotor system and the low frequency induced by the unsteady fluid in pump. In the frequency ranged from about 0 to 2 times, the pressure pulsation and vibration tendency was substantially the same, and the speed variations had a similar effect on both of them. There were main 1~4 times rotation frequencies in pressure fluctuation frequency domain at different monitoring points, which were changed under different rotating speeds, while only 1 and 2 times of shaft rotation frequency played the main role in the vibration frequency domain at different monitoring locations.

Key words: Axial-flow pump Pressure fluctuation Vibration Frequency spectrum Experiment

收稿日期: 2014-09-10 修回日期: 2014-12-04

* 国家自然科学基金资助项目(51479083)、江苏省高校自然科学研究面上资助项目(13KJD470001)和江苏省高校优势学科建设工程资助项目(PAPD)

作者简介: 张德胜, 副研究员, 主要从事流体机械设计理论及流动特性研究, E-mail: zds@ujs.edu.cn

引言

轴流泵内部压力脉动是诱导水力激振的主要原因,但其物理机理极其复杂^[1-2],同时轴流泵装置本身是一个复杂的流固耦合振动系统^[3-4]。到目前为止,国内外学者对压力脉动以及振动的研究大多集中在离心泵及水轮机等方面^[5-9],对轴流泵压力脉动特性的研究不多。为了解决轴流泵内的压力脉动以及振动问题,王福军等^[10]基于大涡模拟方法分析了不同工况下压力脉动在轴流泵内的分布规律、压力脉动频率和叶轮轴频关系等。Arndt等^[11-12]和Tsukamoto等^[7]研究表明,叶轮与导叶动静干涉诱导叶轮出口流场的压力脉动,且在叶轮与导叶之间径向间隙较小时产生的压力脉动较大。田少强等^[13]结合南水北调某轴流泵装置模型试验,研究了泵站机组的压力脉动情况。施卫东等^[14]通过对轴流泵的非定常数值模拟得到了在不同工况和不同导叶数内部流场的压力脉动特性。在轴流泵振动研究方面,李忠等^[15]对不同工况下轴流泵模型装置的振动加速度信号进行动态测量和分析,获得了特定频域范围内振动加速度均方根值随流量的变化规律。李忠等^[16]还对轴流泵模型最优工况流量下不同空化程度时的振动加速度进行了动态多点测量和分析,得到了振动加速度的特征频率以及低频、高频振动水平随汽蚀余量的变化规律。施卫东等^[17]建立了普遍适用轴流泵压力脉动数值计算采样时间的选取公式,为进一步分析轴流泵压力脉动信号提供了一定参考。

尽管国内外学者对轴流泵内的压力脉动以及振动开展了诸多的研究工作,取得了一些阶段性的成果,但其研究往往只单独研究轴流泵的压力脉动特性或者振动特性。由于轴流泵内压力脉动与振动有着密切的联系,了解水泵内压力脉动与振动的关系将有助于控制、降低压力脉动以及振动,从而达到提高轴流泵运行稳定性的目的。因此,本文通过对不同转速下轴流模型泵的压力脉动以及振动特性进行同步动态测量,重点对各主要测点的压力脉动以及振动加速度随转速的变化规律进行分析,以期为大型泵站工程设计和选型提供参考。

1 压力脉动与振动试验装置

1.1 轴流泵模型

采用南水北调工程天津同台测试模型作为研究对象,模型编号为TJ04-ZL-02。图1所示为本文试验所采用的模型泵叶轮和导叶实物图。

模型泵参数如下:叶轮直径 $D_2 = 300$ mm, 额定

流量 $Q_{opt} = 367.5$ L/s, 额定转速 $n = 1450$ r/min, 额定扬程 $H = 7.262$ m, 名义比转数 $n_s = 700$, 叶轮叶片数 $Z = 4$, 导叶叶片数 $Z_d = 7$, 叶顶间隙 $C = 0.15$ mm, 效率 $\eta = 85.60\%$ 。

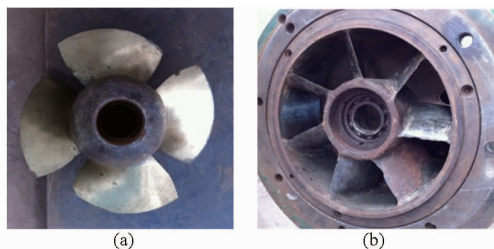


图1 叶轮及导叶实物图

Fig. 1 Impeller and guide vane of model pump

(a) 叶轮 (b) 导叶

1.2 试验装置

模型泵压力脉动以及振动试验在江苏大学流体机械及工程技术研究中心实验室 $\Phi 500$ 水泵模型装置试验台上进行,试验装置示意图如图2所示。试验装置立面布置共分两层,主要循环系统有试验段、汽蚀筒、稳流筒、进水箱、出水箱、辅助泵、正反向供水切换管路、智能电磁流量计、压力传感器和振动传感器等仪器设备。

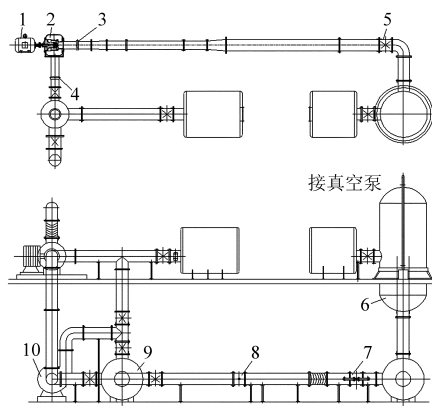


图2 试验装置示意图

Fig. 2 Test bench of axial-flow pump

1. 电动机 2. 模型泵 3. 进口测压孔 4. 出口测压孔 5. 闸阀
6. 气蚀罐 7. 电动闸阀 8. 电磁流量计 9. 稳压罐 10. 增压泵

试验仪器主要有:轴流泵模型、压力变送器、电磁流量计、转矩转速传感器、泵产品参数测量仪、高频压力传感器、加速度传感器等。采用美国国家仪器公司NI USB-6218型总线多功能采集系统,模拟通道数量32路,最大采样率250 Hz。根据试验要求,配置了信号调理模块,将传感器、电源模块、数据采集模块连接一起,并对各通道的电信号进行调理,由计算机LabVIEW程序进行各通道数据采集、滤波和信号处理。

试验泵卧式安装在试验系统试验段部分,试验方法依据SL 140—2006《水泵模型及装置模型验收

试验规程》,压力脉动测点选择叶轮进口、叶轮出口和导叶出口3个压力测点,振动测点选择在叶轮进口法兰、叶轮出口法兰、导叶上部、导叶底部支撑座和泵轴承支撑座的垂直方向和泵出口法兰的水平方向等6处振动测点。在叶轮进、出口测点处,由于转轮室结构限制,分别在转轮室两侧安装测压法兰,通过法兰打孔安装压力脉动传感器,导叶出口的测点直接在导叶体上加工螺纹孔安装传感器。压力脉动以及振动加速度测点传感器安装示意图如图3所示。

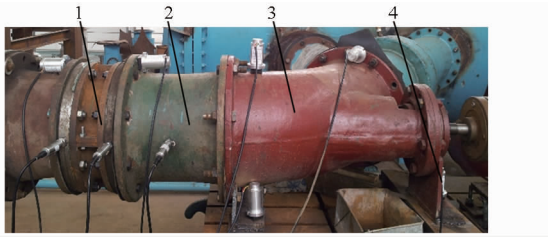


图3 压力和振动传感器安装位置

Fig. 3 Locations of pressure and vibration sensors

1. 叶轮段 2. 导叶段 3. 出水管 4. 轴承支撑体

压力脉动传感器采用 CYG1146T 型压阻式压力变送器,基本参数为:精度 0.25 级;输出信号:0 ~ 5 V。振动传感器采用 DP 型低频振动传感器。各测点传感器的测量范围如下:叶轮进口为 -100 ~ 100 kPa,叶轮出口为 0 ~ 200 kPa,导叶出口为 0 ~ 200 kPa。试验时设置各通道采样频率为 2 048 Hz,待泵运行工况稳定后,连续采样 20 s。

2 试验结果与分析

2.1 压力脉动时域分析

通过试验测量分别获得叶轮进口、叶轮出口和导叶出口3个测点在转速 1 000、1 200、1 450 r/min 的额定工况下的压力脉动数据。本文采用相对压力 p^* 表征,定义为

$$p^* = p - \bar{p} \quad (1)$$

式中 p ——瞬时压力 \bar{p} ——平均压力

图4为不同转速下泵叶轮进口、叶轮出口以及导叶出口的压力脉动时域图。以置信度为 97% 的峰峰值为指标来考察压力脉动,从波形图上明显可见,泵叶轮进口的峰峰值从 1 000 r/min 时 0.02 MPa,降低为 1 200 r/min 时 0.01 MPa,在转速 1 450 r/min 时仍为 0.01 MPa 左右。由试验结果可知随着转速的提高,脉动峰峰值先下降然后平稳,说明压力脉动与转速的关系并非简单的线性关系,不满足相似定律,无法简单地根据转速得到压力脉动峰峰值的变化情况。且从图4中还可以看出,随着转速的增加,叶轮进口处压力脉动的不均匀性也在

增加,当转速为 1 000 r/min 时,在叶轮旋转一个周期内压力出现了 4 个峰值,正好与叶片数目相同,表现为有限叶片下的典型动静相干诱导的压力脉动特性。图 4a 中叶轮进口处的压力脉动显示出了很好的周期性,但转速增加后,从图 4b 以及图 4c 压力脉动时域图明显可见波形规律性变差,波峰与波峰之间的波形变化增大,波峰与波峰以及波谷与波谷之间的间隔变得不均匀。由此可见,压力脉动的时域波形逐渐变得不均匀,压力脉动峰峰值增大,而压力脉动不均匀所引起的流体激振力有时也是诱导轴流泵振动原因之一^[10]。

对于轴流泵叶轮出口处测点压力脉动的时域波形,仍以置信度为 97% 的峰峰值分析。从图 4 中可知不同转速下峰峰值变化较大,峰峰值从 0.01 MPa

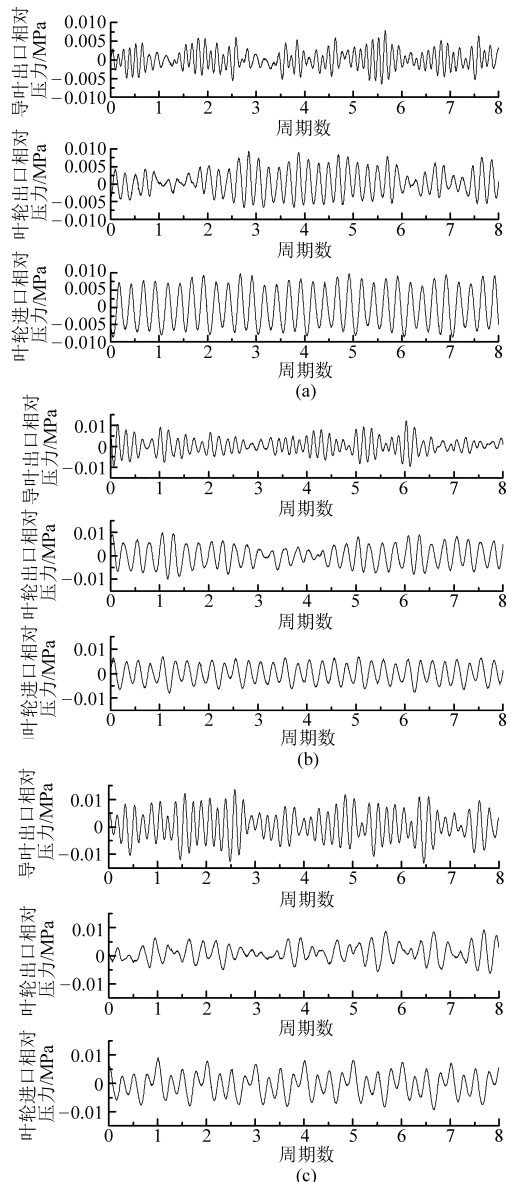


图4 不同转速下各测点的压力脉动时域图

Fig. 4 Time-domain distributions of pressure fluctuation at three monitoring points under different rotating speeds

(a) 1 000 r/min (b) 1 200 r/min (c) 1 450 r/min

(1 000 r/min)变为 0.02 MPa(1 200 r/min),然后又降低到 0.01 MPa(1 450 r/min)。峰峰值随转速先增加后减小,同样与转速呈现非相似关系。然而在导叶出口处,规律正好与泵叶轮进口处相反,峰峰值是随转速先上升然后变得平稳。为了对比分析,将不同位置测点的压力脉动置信度为 97% 的峰峰值做统计对比,如图 5 所示。由此可见,在低转速工况,如转速为 1 000 r/min 时,压力脉动峰峰值在泵叶轮进口处最大,转速 1 200 r/min 时在泵叶轮出口和导叶处最大,而转速 1 450 r/min 时,峰峰值又在导叶出口处最大。因此在轴流泵设计中,要优化轴流泵的额定转速以获得稳定的动静相干流场;同时也发现额定转速 1 450 r/min 工况下,泵内部压力脉动幅值较小,随着转速变化,压力脉动峰峰值并不符合泵相似定律。

2.2 压力脉动频域分析

图 6 所示为图 4 对应的泵叶轮进口、叶轮出口

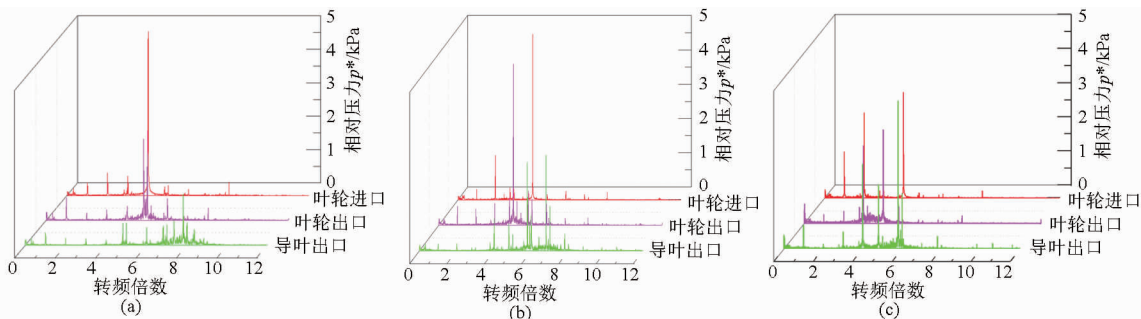


图 6 不同转速下各个测点的压力脉动频域图

Fig. 6 Frequency-domain distribution of pressure fluctuation under different rotating speeds and locations

(a) 1 000 r/min (b) 1 200 r/min (c) 1 450 r/min

从图 6 不同转速下叶轮进口处频域分布可见,3 个叶轮进口处的主频均为叶频,这是由于叶轮 4 只叶片周期性转动与进口静止流场相互干涉而产生的压力脉动,在轴频整数倍处还有比较明显的次频成分。比较各转速下的主频幅值,在设计转速下 1 450 r/min 时的主频幅值最低,而且次频幅值也最小,这说明转速越接近额定转速,压力脉动越小,偏离额定设计转速会导致压力脉动幅值增大,这与 2.1 节分析压力脉动峰峰值相对应。从叶轮出口处的频域图可知,叶轮出口处的主频不再固定为叶频不变,转速为 1 000 r/min 时的主频比叶频稍高,达到 4.9 倍轴频;转速为 1 200 r/min 时主频比叶频稍低,为 3.88 倍轴频,而转速为 1 450 r/min 时的主频,进一步减小,仅为 3.85 倍轴频。由此可见,压力脉动主频随着转速升高逐渐往低频方向移动,且主频幅值随转速先升高然后下降。但当转速为 1 450 r/min 时,叶轮出口处的主频幅值仍比 1 000 r/min 时叶轮出口处的主频幅值要高,主要原

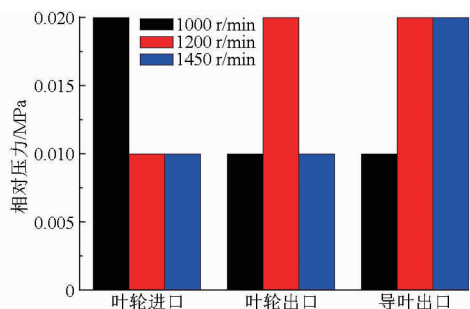


图 5 不同转速下各个测点压力脉动峰峰值

Fig. 5 Peak to peak values of pressure fluctuation under different rotating speeds and locations

以及导叶出口的压力脉动频域图。纵轴表示压差,横轴表示轴频倍数,定义轴频倍数计算公式为

$$N_F = \frac{60F}{n} = \frac{F}{F_n} \quad (2)$$

式中 F ——傅里叶变换后的实际频率

n ——叶轮转速 F_n ——相应转速下的轴频

因可能为转速降低后,泵内的压力值整体下降幅度较大,相对压力脉动幅值较大,但绝对主频幅值已出现下降的趋势。从导叶出口处的频域图可见,与叶轮进口处的频域图相似的是,导叶出口处的主频也不再固定为叶频。转速为 1 000 r/min 时,导叶出口处的主频为 7.8 倍的轴频;转速为 1 200 r/min 时,为 6.5 倍轴频;转速为 1 450 r/min 时,为 5.6 倍轴频;主频频率变化趋势同叶轮出口处一样,随转速升高而逐渐降低,但主频幅值随转速升高而升高。

2.3 振动频域与压力脉动关联性分析

为考虑振动与转速之间的关系,测量了不同转速下叶轮法兰进口、叶轮出口、导叶出口、导叶底部支撑、泵轴承座支撑、以及泵出口法兰水平等处的振动情况,如图 7 所示。

从试验结果可知,轴流泵不同位置处的振动频域分布趋势具有相似的规律性,频率 0 处幅值的物理意义为振动加速度的平均值,可见泵轴承座支撑垂直位置的振动加速度值最大,约为 102 m/s^2 ,导叶

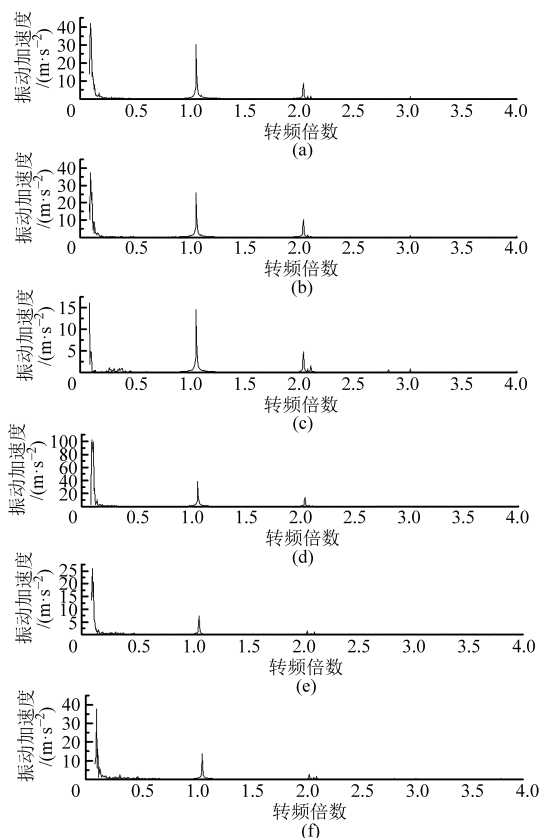


图7 振动频域图(1450 r/min)

Fig. 7 Vibration frequency domain at rotating speed of 1450 r/min

- (a) 导叶底部支撑垂直 (b) 导叶出口上部垂直
(c) 导叶出口法兰水平 (d) 泵轴承座支撑垂直
(e) 泵叶轮出口法兰水平 (f) 泵进口法兰水平

出口法兰垂直位置的振动加速度约为 40 m/s^2 。然而,在水平方向上,叶轮进、出口法兰水平位置的振动加速度值较小,分布在 $16 \sim 38 \text{ m/s}^2$,由此可见由于转子系统不平衡引起的振动为主要的振源之一。从图7可见,在 $0 \sim 0.5$ 倍轴频范围存在不规则的低频信号,主要原因可能是泵系统内部的二次回流、叶顶泄漏涡等诱导的低频信号;同时,由于轴流泵卧式安装在试验系统中,由于泵进出口与管道是刚性连接,试验台管路系统可能存在水流诱导的低频振动。从图7中明显可见,在泵不同位置的振动特性以轴频为主,次频为2倍的轴频,2倍轴频以上的频域幅值很小。

为了分析振动频域各倍轴频随转速的变化情况,统计轴流泵各个振动加速度测点处1倍轴频、2倍轴频随转速的变化情况,如图8所示。其中,位置1为导叶底部支撑垂直处,位置2为导叶出口上部垂直处,位置3为导叶出口法兰水平处,位置4为泵轴承座支撑垂直处,位置5为泵叶轮出口法兰水平处,位置6为泵进口法兰水平处。由图8可知,主频的幅值当转速从 1000 r/min 增加到 1200 r/min 时幅

值呈现增大的趋势,但当转速增加到 1450 r/min 时,幅值反而下降,这也从侧面说明额定转速下泵内部流场流动稳定。从图7、图8以及图9中可知6个测点处的振动情况,垂直方向的振动普遍大于水平方向的振动,其中尤以泵轴承座支撑处的振动幅值最大。从图9中还可以看到振动在泵轴承座处振动最大,向两边方向均出现逐渐减弱的趋势,即离转动轴距离越远,振动越弱。这说明轴质量不平衡振动是轴流泵正常运行时的主要振源之一^[18],其和流体诱导的低频振动共同主导着轴流泵的振动特性。从图中明显看出,随着转速提高,泵轴承支撑处的振动加速度的峰峰值大幅度增大,这说明轴流泵在高速运行中要尤其注意轴流泵的质量不平衡引起的振动。

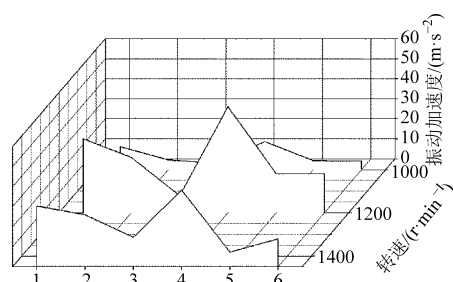


图8 各个位置处振动加速度主频幅值图

Fig. 8 Vibration amplitude of main frequency in each position at different rotating speeds

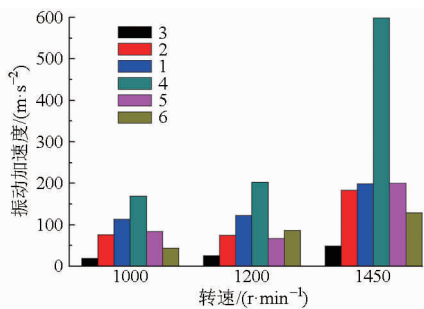


图9 不同转速下各个测点振动加速度的峰峰值

Fig. 9 Peak to peak values of vibration acceleration under different rotating speeds and monitoring locations

比较图10与图8,可看到振动与压力脉动在 $0 \sim 2$ 倍轴频范围内变化趋势基本相同,在这一轴频范围内,转速变化对两者有着相似的影响,这说明压力脉动是轴流泵产生振动的一个重要激励源。而从图6以及图7中,压力脉动的频域范围集中于 $0 \sim 8$ 倍轴频,振动的频域范围集中于 $0 \sim 2$ 倍轴频。从图11a中可知,对于叶轮出口压力脉动, $1 \sim 4$ 倍轴频频率成分均具有重要影响。从振动特性的频谱分布可见,主要以低频信号和 $1 \sim 2$ 倍轴频为主,其他分频影响很小。这说明转子系统质量不平衡和压力脉动均是轴流泵振动的重要激励源。不同频率特性下的压力脉动明显不符合相似定律变化规律。叶轮

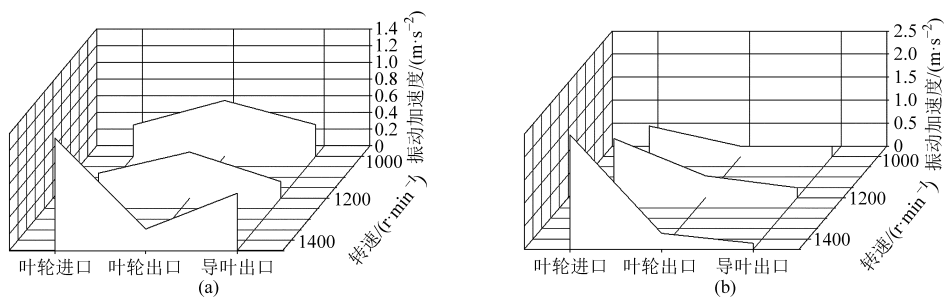


图 10 各个位置处的相对压力幅值

Fig. 10 Relative amplitude of pressure in each position at different frequency numbers

(a) 1 倍轴频 (b) 2 倍轴频

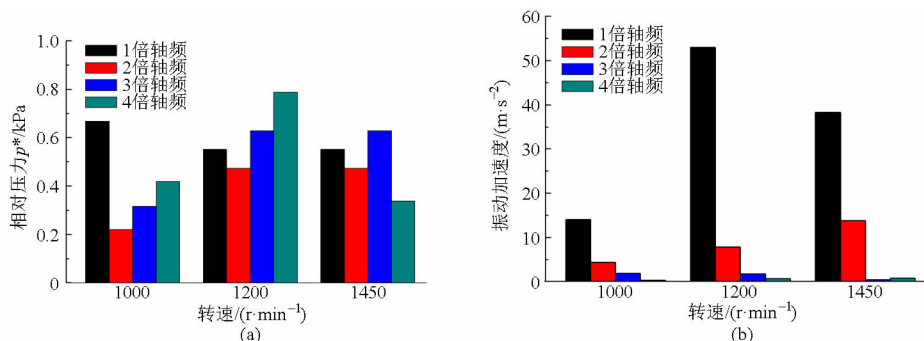


图 11 压力脉动和振动加速度随转速的变化情况

Fig. 11 Frequency changing of pressure fluctuation and vibration under different rotating speeds

出口的压力脉动叶频 4 倍轴频和振动主频 1 倍轴频在设计转速 1 450 r/min 下较小。

3 结论

(1) 不同转速下轴流泵内部压力脉动峰峰值不满足泵相似定律变化规律。随转速升高,压力脉动峰峰值最大值出现的位置逐渐从叶轮进口处移向叶轮出口和导叶出口处。叶轮进口处的压力脉动主频为叶频,叶轮出口和导叶出口处压力脉动的主频均随转速升高逐渐略低于叶频;叶轮出口处主频幅值随转速先升高后下降,而导叶出口处的主频幅值随

转速升高而不断增大。

(2) 轴流泵水力模型不同位置的振动以 1 倍轴频和 2 倍轴频为主。不同位置垂直方向的振动幅值大于水平方向的振动幅值,且泵轴承座支撑处的振动幅值最大,离传动轴越远,振动越弱,可见转子系统的质量不平衡很可能成为诱导频段振动的主要原因之一。

(3) 在不同转速条件下,轴流泵内部压力脉动的频率以 0 ~ 8 倍轴频为主要频段信号范围,而对于轴流泵不同位置的振动频段范围集中于 0 ~ 2 倍轴频,且以 1 倍和 2 倍的轴频信号为主。

参 考 文 献

- 1 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京:中国宇航出版社, 2011:18 - 25.
- 2 施卫东,冷洪飞,张德胜,等. 轴流泵内部流场压力脉动性能预测与试验[J]. 农业机械学报,2011,42(5):45 - 48.
Shi Weidong, Leng Hongfei, Zhang Desheng, et al. Performance prediction and experiment for pressure fluctuation of interior flow in axial flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(5): 45 - 48. (in Chinese)
- 3 Fisher R K, Seidel U, Grosse G, et al. A case study in resonant hydroelastic vibration: the cause of runner cracks and the solutions implemented for the Xiaolangdi hydroelectric project [C] // Proceedings of the 21th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2002.
- 4 Zobeiri A, Kueny J L, Farhat M, et al. Pump-turbine rotor-stator interactions ingenerating mode: pressure fluctuation in distributor channel[C] // Proceedings of the 23th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2006.
- 5 Guelich J F, Bolleter U. Pressure pulsation in centrifugal pumps[J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 1992, 114(2): 272 - 279.
- 6 Chu S, Dong R, Katz J. Relationship between unsteady flow, pressure fluctuation and noise in a centrifugal pump, part B: effects of blade-tongue interactions[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1995,117(1): 30 - 35.

- 7 Tsukamoto H, Uno M, Nagal Y, et al. Pressure fluctuation downstream of a diffuser pump impeller[J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series, 1995, 61(586):2149-2156.
- 8 Shi F, Tsukamoto H. Numerical study of pressure fluctuations caused by impeller-diffuser interaction in a diffuser pump stage[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2001, 123(3):466-474.
- 9 杨爱玲,徐洋,李国平,等. 叶片载荷对离心泵内流动激振力及噪声的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2014, 32(1):23-28. Yang Ailing, Xu Yang, Li Guoping, et al. Effect of blade loading on fluid-induced exciting force and noise in centrifugal pumps[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2014, 32(1):23-28. (in Chinese)
- 10 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):1003-1009. 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):1003-1009. (in Chinese)
- 11 Arndt N, Acosta A J, Brennen C E, et al. Rotor-stator interaction in a diffuser pump[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1989, 111(3):213-221.
- 12 Arndt N, Acosta A J, Brennen C E, et al. Rotor-stator interaction in a centrifugal pump with several vaned diffusers[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1990, 112(1):98-108.
- 13 田少强,潘虹. 轴流泵装置模型试验压力脉动特性研究[J]. 四川水力发电, 2010, 29(5):116-120. Tian Shaoqiang, Pan Hong. Research of the test pressure fluctuation about the axial-flow device model[J]. Sichuan Water Power, 2010, 29(5):116-120. (in Chinese)
- 14 Shi Weidong, Zhang Desheng, Guan Xingfan, et al. Numerical and experimental investigation on high-efficiency axial-flow pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 23(1):38-44.
- 15 李忠,杨敏官,张宁,等. 变工况下轴流泵装置振动特性试验研究[J]. 工程热物理学报, 2013, 34(5):866-868. Li Zhong, Yang Minguan, Zhang Ning, et al. Experimental study on vibration characteristic of axial-flow pump under different operating conditions[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(5):866-868. (in Chinese)
- 16 李忠,杨敏官,高波,等. 空化诱发的轴流泵振动特性试验研究[J]. 工程热物理学报, 2012, 33(11):1888-1891. Li Zhong, Yang Minguan, Gao Bo, et al. Experiment study on vibration characteristic induced by cavitation of axial-flow pump[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2012, 33(11):1888-1891. (in Chinese)
- 17 施卫东,姚捷,张德胜,等. 采样频率和时间对轴流泵压力脉动特性的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(3):190-194. Shi Weidong, Yao Jie, Zhang Desheng, et al. Influence of sampling frequency and time on pressure fluctuation characteristics of axial-flow pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(3):190-194. (in Chinese)
- 18 陈婕,杨祖强. 离心泵转子质量不平衡振动特性分析[J]. 中国农村水利水电, 2013(12):151-153. Chen Jie, Yang Zuqiang. An analysis of vibration characteristics of rotor mass unbalance of centrifugal pumps[J]. China Rural Water and Hydropower, 2013(12):151-153. (in Chinese)
- 19 张德胜,王海宇,施卫东,等. 轴流泵多工况压力脉动特性试验[J]. 农业机械学报, 2014, 45(11):139-145. Zhang Desheng, Wang Haiyu, Shi Weidong, et al. Experimental investigation of pressure fluctuation with multiple flow rates in scaled axial flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(11):139-145. (in Chinese)

(上接第96页)

- 11 Langthjem M A, Olhoff N. A numerical study of flow-induced noise in a two-dimensional centrifugal pump. Part II. Hydroacoustics[J]. Journal of Fluids and Structures, 2004, 19(3):369-386.
- 12 袁寿其,司乔瑞,薛菲,等. 离心泵蜗壳内部流动诱导噪声的数值计算[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(2):93-98. Yuan Shouqi, Si Qiaorui, Xue Fei, et al. Numerical calculation of internal flow-induced noise in centrifugal pump volute[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(2):93-98. (in Chinese)
- 13 施卫东,张磊,陈斌,等. 离心泵间隙对压力脉动及径向力的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(3):260-264. Shi Weidong, Zhang Lei, Chen Bin, et al. Influence of gap on pressure pulsation and radial force in centrifugal pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(3):260-264. (in Chinese)
- 14 Cai J, Pan J, Guzzomi A. The flow field in a centrifugal pump with a large tongue gap and back blades[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014, 28(11):4455-4464.
- 15 Brennen C E. Hydrodynamics of pumps[M]. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2011.
- 16 张德胜,王海宇,施卫东,等. 轴流泵多工况压力脉动特性试验[J]. 农业机械学报, 2014, 45(11):139-145. Zhang Desheng, Wang Haiyu, Shi Weidong, et al. Experimental investigation of pressure fluctuation with multiple flow rates in scaled axial flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(11):139-145. (in Chinese)
- 17 朱荣生,龙云,林鹏,等. 螺旋轴流泵内部流场与压力脉动研究[J]. 农业机械学报, 2014, 45(7):103-110. Zhu Rongsheng, Long Yun, Lin Peng, et al. Internal flow and pressure pulsation characteristics of screw axial-flow pumps[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(7):103-110. (in Chinese)