doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.05.009

轴向射水减弱尾水管低频压力脉动试验*

李章超　常近时

(中国农业大学水利与土木工程学院, 北京 100083)

摘要: 设计了一种从蜗壳引水通过泄水锥向尾水管内进行轴向射水的结构,实现减弱尾水管内低频压力脉动。对轴向射水和无射水情况下混流式水轮机内部压力脉动进行了模型试验研究。分析了 4 种部分负荷工况轴向射水和无射水时水轮机内部压力脉动幅值特性和频率特性,研究了轴向射水减弱尾水管低频压力脉动的效果。研究表明,在部分负荷工况下尾水管中存在螺旋涡带并引起尾水管壁处强烈的低频压力脉动,其频率约是 1/5 转频,该低频压力脉动是引起水轮机不稳定运行的主要原因;实施轴向射水后,在各部分负荷工况尾水管中低频压力脉动幅值都有明显减弱,但涡带频率基本保持不变。轴向射水使涡带向下游移动并对双涡带结构起到抑制作用。

关键词: 混流式水轮机　涡带　压力脉动　轴向射水

中图分类号: TK733+.1　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2013)05-0045-05

Experiment of Mitigation of Low Frequency Pressure Fluctuation in Draft Tube by Axial Water Jet

Li Zhangchao　Chang Jinshi

(*College of Water Conservancy and Civil Engineering*, *China Agricultural University*, *Beijing* 100083, *China*)

Abstract: A structure was designed to reduce the pressure fluctuation in the draft tube by axial water jet. And the water was obtained from the spiral case through the runner cone into the draft tube. Pressure fluctuation model test of the Francis turbine with and without axial water jet was carried on. And the pressure pulsation amplitude and frequency characteristics with and without axial water jet at four part loads were analyzed. The mitigation effect of pressure fluctuation with axial water jet was studied. It was shown that at part load operation there was a vortex rope in the draft tube and the frequency of the rope was about 1/5 rotating frequency. This vortex rope caused strong low frequency pressure fluctuation. It was the main reason for the unsteady operation of the turbine. With axial water jet the amplitude of the low frequency pressure fluctuation was significantly reduced, but the frequency was not changed obviously. Axial water jet made the vortex move downstream and played an inhibitory effect of the double-vortex.

Key words: Francis turbine　Vortex rope　Pressure fluctuation　Axial water jet

引言

超大型水力机组运行稳定性能是重要的技术指标之一。混流式水轮机在部分负荷工况运行时尾水管中发生低频压力脉动是引起机组水力振动的主要原因[1]。该低频压力脉动主要由尾水管中回转运动的螺旋涡带引发[2~3]。

20 世纪 50 年代起,很多学者采用试验与理论分析的方法研究尾水管涡带引起的压力脉动。尾水管内低频压力脉动的频率为涡带的回转频率,该频率约为转轮旋转频率的 1/4 ~ 1/5,而尾水管内涡带主要由转轮出口存在环量和尾水管中心区回流引

收稿日期: 2012-04-09　修回日期: 2012-05-18

*"十一五"国家科技支撑计划资助项目(2007BAA05B01)

作者简介: 李章超,博士生,主要从事流体机械及流体工程研究,E-mail: li_zhangchao@163.com

通讯作者: 常近时,教授,博士生导师,主要从事流体机械及流体工程研究,E-mail: cjs@cau.edu.cn

起[4~5]。常近时等[6]提出轴向射水减弱尾水管低频压力脉动的方法,并对水轮机总流量 3% 的轴向射水进行了数值模拟,结果显示射水明显减弱了尾水管内的低频压力脉动。国内外一些学者对射水控制尾水管涡带进行了研究[7~9]。目前对轴向射水减弱混流式水轮机尾水管低频压力脉动的试验研究还不充分,因此,在模型混流式水轮机上进行射水减弱尾水管压力脉动的试验研究具有重要的意义。

本文采取模型试验的方法,对轴向射水减弱混流式水轮机尾水管内低频压力脉动进行研究。在哈尔滨大电机研究所高水头试验台进行压力脉动模型试验。通过对射水前后尾水管壁压力监测点处压力脉动峰峰值和频域特性进行对比分析,评价轴向射水减弱尾水管内低频压力脉动的效果。

1 压力脉动试验

1.1 轴向射水原理

混流式水轮机在部分负荷工况运行时转轮出口存在与转轮旋转方向一致的正环量,尾水管内出现偏心回转的涡带,从而产生低频压力脉动。文献[6]用涡带核理论来解释涡带形成过程,认为偏心回转涡带的产生必须具备 2 个条件:①水轮机转轮出口绝对速度的圆周分量足够大。②起自转轮泄水锥处涡带中心偏离水轮机轴线。并指出只要采用有效措施消除涡带起始位置泄水锥处旋涡核的偏心公转,就可消除尾水管中心涡带的偏心回转和由它引起的压力脉动。由此提出轴向射水减弱尾水管低频压力脉动的方法。

1.2 模型水轮机参数

研究选用哈尔滨电机有限责任公司研发的乌东德百万千瓦混流式水轮机组的一个模型转轮。原型机参数如下:转轮直径 $D_2=9.2$ m,叶片数 $Z=15$,导叶数 $Z_0=24$,额定转速 $n_r=85.71$ r/min,额定功率 $N_r=1\,015$ MW,额定水头 $H_r=137$ m。

混流式水轮机在部分负荷工况运行时,尾水管中存在明显的螺旋涡带,引发剧烈的压力脉动。本文选取了($A_0=10$ mm,$n_{11}=72.3$ r/min)、($A_0=12$ mm,$n_{11}=64$ r/min)、($A_0=14$ mm,$n_{11}=66$ r/min)和($A_0=16$ mm,$n_{11}=69.1$ r/min)4 个部分负荷工况进行压力脉动特性的研究,模型试验水头 $H=9$ m。

1.3 轴向射水结构

混流式水轮机在部分负荷工况运行时尾水管内出现螺旋涡带,引起机组低频压力脉动。可通过对泄水锥进行改造,使其成为过水通道的一部分,由蜗壳处引水,水流经由顶盖和主轴法兰进入泄水锥,最后轴向射入尾水管,对尾水管内涡带进行干扰,降低涡带强度,减弱尾水管内的低频压力脉动。在蜗壳进水管道处安装有阀门,当水轮机在部分负荷工况运行时,打开阀门进行射水,当水轮机在设计工况和大流量工况运行时,关闭阀门不实施射水。图 1 是轴向射水结构示意图。

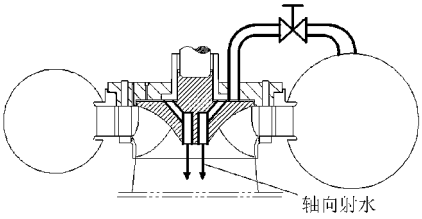

图 1 轴向射水结构简图

Fig. 1 Structure of axial water jet

1.4 试验台

在哈尔滨大电机研究所的高水头水力机械试验台进行轴向射水和无射水压力脉动模型试验(图 2)。该试验台是一座高参数、高精度的水力机械通用试验装置。试验台最高水头 100 m 水柱,最大流量 1.2 m^3/s,转轮直径 300 ~ 500 mm,测功机功率 400 kW,测功机转速 0 ~ 1 800 r/min,综合效率误差在 ±0.25% 范围内。

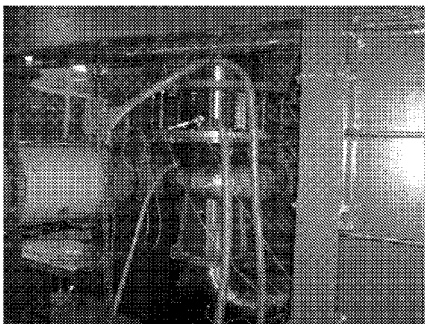

图 2 轴向射水试验台

Fig. 2 Test rig of axial water jet

1.5 压力监测点

为获得水轮机压力脉动特性,布置了 6 个压力脉动监测点:活动导叶后转轮前(A),顶盖内壁(B),尾水管直锥段距转轮出口 $0.3D_2$ 处上下游侧(C 和 D),尾水管肘管 45°上下游凹凸侧(E 和 F)(图 3)。

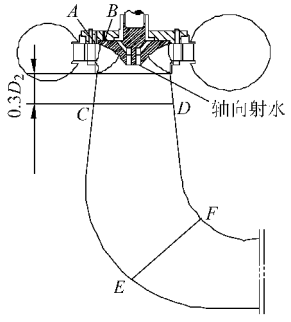

图 3 压力脉动监测点的布置与轴向射水位置

Fig. 3 Pressure fluctuation monitoring points and axial water jet position

1.6　试验过程及数据采集方案

试验通过调节导叶开度调节水轮机工况，分别在导叶开度为 10 mm、12 mm、14 mm 和 16 mm 时进行数据采集，调节射水管路上的阀门调整轴向射水量，使得射水量是主流道流量的 3%[6]。同步采集各测点位置的压力脉动信号。试验数据采样频率为 2 000 Hz，采样时间 10 s[10]。取压力脉动时域信号 97% 置信的混频峰峰值[11]。将时域信号作加矩形窗[12]的快速傅里叶变换，分析频域内主要频率成分及其幅值大小。

2　结果与分析

2.1　压力脉动幅值峰峰值分析

试验以 97% 置信度压力脉动峰峰值与试验水头百分比 $\Delta H/H$ 作为衡量压力脉动的指标。图 4 示出了导叶开度分别为 10、12、14 和 16 mm 时各个测点上 $\Delta H/H$。在 4 种导叶开度下，尾水管中的 4 个监测点 C、D、E 和 F 压力脉动较大，导叶后 A 点和顶盖处 B 点压力脉动较小，说明水轮机内部的压力脉动主要由尾水管中的不稳定流动引起。在尾水管直锥段，其上游测点 C 处 $\Delta H/H$ 明显小于下游测点 D，说明此处涡带的运动并不是圆周对称的而是偏心的，锥管内侧压力脉动更加强烈。在 $A_0 = 10$ mm 和 $A_0 = 12$ mm 工况 D 和 E 点压力脉动较大，随着导叶开度的增加肘管处压力脉动相对于锥管处更加明显，说明随着流量的增加涡带的影响域向下游移动。

在实施轴向射水后，在 4 种导叶开度下，除顶盖测点 B 外其他测点压力脉动都有明显的减小。在 $A_0 = 10$ mm 工况（图 4a），C、D 和 E 点压力脉动都有明显减小，E 点压力脉动减小最为明显，较原来水平下降了 25.5%。在 $A_0 = 12$ mm 工况（图 4b），尾水管各测点压力脉动都明显减小。导叶开度增大到 14 mm 和 16 mm 时，E 点压力脉动较其他测点更加突出，在轴向射水后，该处压力脉动减少也较为明显，相对于原有压力脉动值下降 20% 左右。实施轴向射水后顶盖测点压力脉动增大与本次研究中所采用的射水通道有关，在实施轴向射水后会将高压水注入顶盖下方而提升了该处的压力，同时也引入了较大的压力脉动。综合 4 种导叶开度工况，轴向射水可以明显减小部分负荷工况尾水管中压力脉动。

2.2　压力脉动频域特性分析

为了分析水轮机内部压力脉动的频率成分和轴向射水的关系，对各个测点的压力脉动频域特性进行了分析。压力脉动特性可用当地压力、相对压力等参数来表征。本文采用相对压力表述，其定义为

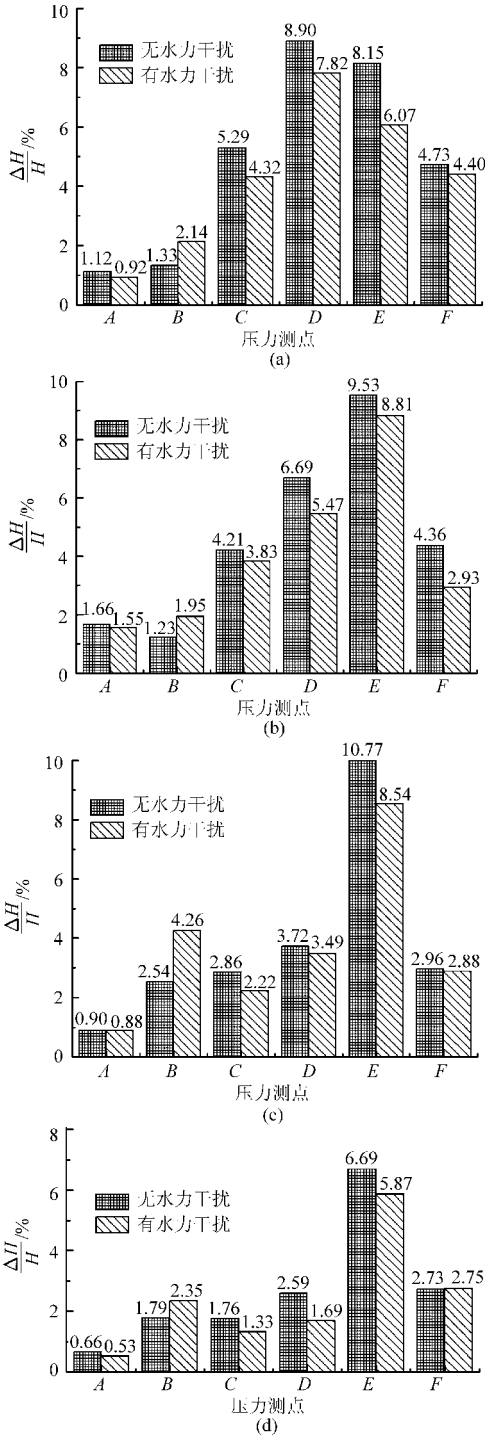

图 4　不同导叶开度压力脉动峰峰值

Fig. 4　Peak to peak values of pressure fluctuation at different guide vanes

(a) $A_0 = 10$ mm　(b) $A_0 = 12$ mm

(c) $A_0 = 14$ mm　(d) $A_0 = 16$ mm

$$C_p = (p - \bar{p})/H$$

式中　p——瞬时压力　　$\bar{p}$——平均压力

图 5 为 $A_0 = 10$ mm 时轴向射水和无射水情况下 6 个测点压力脉动频域图。从图 5a 中看到压力脉动主频是 2.2 Hz（即转轮转频 10.5 Hz 的 0.21 倍），这与其他学者报道的水轮机尾水管中涡带频率在

1/3 ~ 1/5 转频相一致。在导叶后和顶盖测点上都有涡带频率成分存在,这是由于尾水管中涡带引起的压力脉动波向上游传播所致。测点 D 和 E 在 2.2 Hz周围压力脉动较大,在主频附近存在一个宽带形高点。从图 5b 看到在实施轴向射水后除 D 点外,其他测点压力脉动主频不变仍是 2.2 Hz,但主频幅值明显减小。D 点主频变为 11.5 Hz,幅值远小于无射水情况。实施轴向射水减小了该工况下尾水管中压力脉动,对减弱涡带频率成分脉动尤为明显。

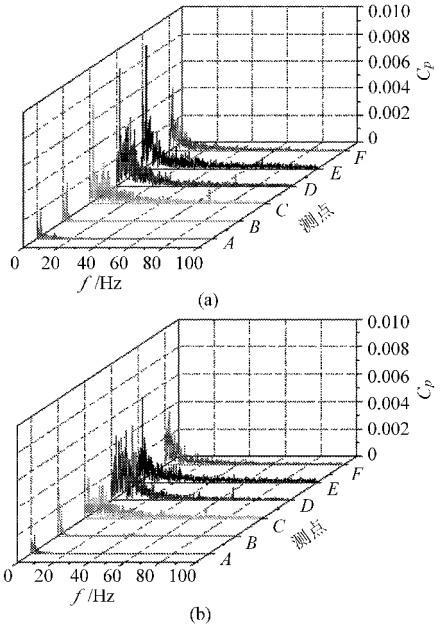

图 5 导叶开度 10 mm 压力脉动频域图

Fig. 5 Frequency distributions of pressure fluctuation at guide vanes A_0 of 10 mm

(a) 无射水 (b) 轴向射水

图 6 为 A_0 = 12 mm 时轴向射水和无射水条件下 6 个测点的压力脉动频域图。此工况压力脉动主频为 2.08 Hz,比 A_0 = 10 mm 时略有减小。在直锥段测点 C、D 上有明显的 2 倍主频成分,该成分脉动的幅值超过了主频成分的 1/2,在该工况下尾水管直锥段中有双涡带结构。在肘管处测点 E、F 处 2 倍涡带频率成分较小,双涡带结构并没有延伸到肘管。从图 6b 中可以看到轴向射水后,直锥段 C、D 测点的 2 倍涡带频率成分压力脉动下降明显,而涡带频率成分脉动并无明显下降,E 点处涡带频率脉动值反而有所增加。可以推测在此时轴向射水起到了两种作用:一是抑制了双涡带结构;二是使涡带整体向下游移动。整体而言,此工况下轴向射水减弱了尾水管中压力脉动。

图 7 为 A_0 = 14 mm 时轴向射水和无射水条件下 6 个测点的压力脉动频域图。在此工况下除 E 点外其他 5 个测点主频为涡带频率,而这 5 个点处脉动幅值都远小于 E 点脉动幅值,E 点主频为 0.49 Hz。

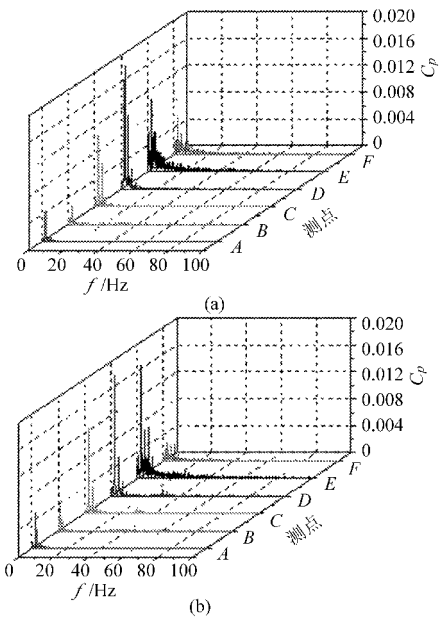

图 6 导叶开度 12 mm 压力脉动频域图

Fig. 6 Frequency distributions of pressure fluctuation at guide vanes A_0 of 12 mm

(a) 无射水 (b) 轴向射水

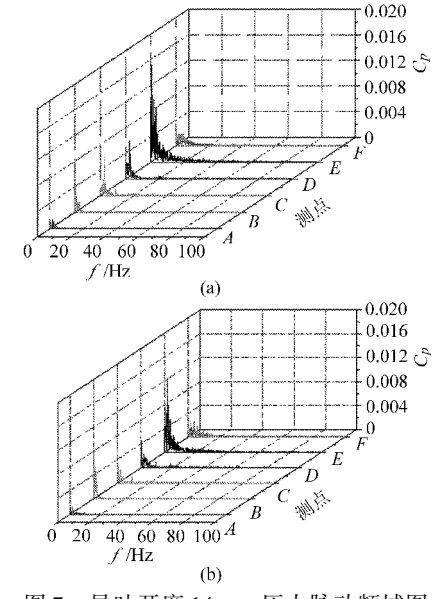

图 7 导叶开度 14 mm 压力脉动频域图

Fig. 7 Frequency distributions of pressure fluctuation at guide vanes A_0 of 14 mm

(a) 无射水 (b) 轴向射水

实施轴向射水后尾水管中各个测点处压力脉动减小明显,对 E 点的低频成分抑制作用尤为明显。可以看到轴向射水除对涡带频率成分脉动有减弱作用外,对减弱其他因素的压力脉动也有较好效果。

图 8 是 A_0 = 16 mm 时轴向射水和无射水条件下 6 个测点的压力脉动频域图。由于该工况导叶开度变大,水轮机流量较大,涡带的影响相对较弱,尾水管中直锥段的涡带频率成分压力脉动幅值较小。在实施轴向射水后肘管测点 F 处的涡带频率成分压

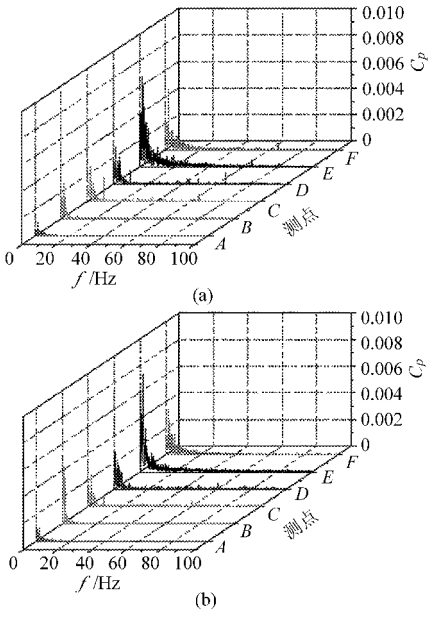

图 8　导叶开度 16 mm 压力脉动频域图

Fig. 8　Frequency distributions of pressure fluctuation at guide vanes A_0 of 16 mm

(a) 无射水　(b) 轴向射水

力脉动有较明显的减弱，而测点 E 处涡带频率成分脉动略有增加，但其他成分压力脉动均有降低。

3　结论

(1) 水轮机运行在部分负荷工况时压力脉动主要集中在尾水管内部，尾水管内压力脉动频率约为转频的 1/4 ~ 1/5，尾水管内的低频压力脉动是水轮机不稳定运行的主要原因。

(2) 在部分负荷工况下，实施轴向射水能有效减弱尾水管内部压力脉动。实施轴向射水后尾水管内部压力脉动的频率基本不变，仍以涡带频率为主，但涡带频率的压力脉动幅值下降，同时其他频率成分的压力脉动幅值也有所减小。

(3) 轴向射水能够减弱尾水管内涡带的强度，对双涡带结构也有抑制作用，同时实施轴向射水将使得涡带向下游移动。

参　考　文　献

1　常近时. 混流式水轮机尾水管不稳定周期性水流的相似率[J]. 华北水利水电学院学报，1981(2)：18 ~ 28.
Chang Jinshi. Similarity laws of periodically unsteady-flow through draft tube of mixed-flow water turbine[J]. Journal of North China Institute of Water Conservancy and Hydroelectric Power, 1981(2): 18 ~ 28. (in Chinese)

2　Paik J, Sotiropoulos F, Sale M J. Numerical simulation of swirling flow in complex hydroturbine draft tube using unsteady statistical turbulence models[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2005, 131(6): 441 ~ 456.

3　Ciocan G D, Iliescu M S, Avellan F, et al. Experimental study and numerical simulation of the FLINDT draft tube rotating vortex Rope[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2007, 129(2): 146 ~ 158.

4　Jacob T. Francis turbine surge: discussion and date base[C]//Proceedings of the 18rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 1996.

5　刘树红，邵奇，杨建明，等. 原型水轮机的非定常湍流计算和尾水管压力脉动分析[J]. 水力发电学报，2005，24(1)：74 ~ 78.
Liu Shuhong, Shao Qi, Yang Jianming, et al. Unsteady turbulent simulation of prototype hydraulic turbine and analysis of pressure fluctuation in draft tube [J]. Journal of Hydroelectric Engineer, 2005, 24(1): 74 ~ 78. (in Chinese)

6　常近时，李连超. 提高大型混流式水轮机水力稳定性的新方法[C]//第十届全国海事技术研讨会，北京，2005：516 ~ 522.

7　Susan-Resiga R, Vu T C, Muntean S, et al. Jet control of the draft tube vortex rope in Francis turbines at partial discharge[C]// Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Yokohama, Japan, 2006.

8　Muntean S, Susan-Resiga R, Baya A, et al. Mitigation of pressure fluctuation in a conical diffuser with precesing vortex rope using axial jet control method[C]//Proceedings of the 24th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Stockholm, 2008.

9　Zhang Rikui, Mao Feng, Wu Jiezhi, et al. Characteristics and control of the draft-tube flow in part-load francis turbine[J]. Journal of Fluids Engineering, 2009, 131(2): 021101.

10　潘罗平. 水轮机压力脉动信号采集方法的研究[J]. 大电机技术，2004 (2)：63 ~ 66.
Pan Luoping. Research on pressure fluctuation signals sampling for hydraulic turbine[J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 2004 (2): 63 ~ 66. (in Chinese)

11　何成连，王正伟，邱华. 水轮机尾水管内部压力脉动试验研究[J]. 机械工程学报，2002，38(11)：62 ~ 65.
He Chenglian, Wang Zhengwei, Qiu Hua. Experimental study on pressure surge in hydraulic turbine draft tube[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(11): 62 ~ 65. (in Chinese)

12　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)