排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2015 年 7 月 July 2015 | 第 33 卷 第 7 期 Vol. 33 No. 7

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.14.1023

水轮机真机转轮动应力试验分析

陈学力[1]，何永明[2]，王军[1]，汪泉[1]
（1. 华中科技大学能源与动力工程学院，湖北 武汉 430074；2. 东方电机有限公司，四川 德阳 618000）


陈学力

摘要：在一台容量为 600 MW 的大型水轮发电机组上开展运行稳定性及转轮叶片动应力试验研究. 通过固定在发电机大轴顶端的无线动应力测试仪，实时采集机组运行过程中叶片上 30 个不同位置的应变数据，离线分析在导叶不同开度工况下的水轮机转轮动应力变化规律和频率特征；在动应力试验进行的同时，采用另一套基于 NI 硬件平台的测试仪对机组的运行稳定性指标进行实时分析，将稳定性试验结果与动应力测量结果进行比较并做相关分析，发现机组在导叶小开度工况约 30% 设计流量时，叶片动应力达到比涡带区更高的峰值，此时蜗壳压力钢管部位以及尾水部位的压力脉动波形在频域上与动应力的频谱有一定的相似性，在动应力和压力脉动的频谱上都可以看到较为明显的导叶通过频率和谐波以及分布在 20～50 Hz 区间的丰富频率成分.

关键词：水轮机；转轮；动应力；真机试验；特征频率
中图分类号：S277.9；TK730.7　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2015)07-0589-05

陈学力，何永明，王军，等. 水轮机真机转轮动应力试验分析[J]. 排灌机械工程学报，2015，33(7)：589-593.

Chen Xueli，He Yongming，Wang Jun，et al. Experimental analysis of dynamic stress on blades of hydro-turbine[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering(JDIME)，2015，33(7)：589-593.(in Chinese)

Experimental analysis of dynamic stress on blades of hydro-turbine

Chen Xueli[1]，*He Yongming*[2]，*Wang Jun*[1]，*Wang Quan*[1]
(1. School of Energy and Power Engineering，Huazhong University of Science and Technology，Wuhan，Hubei 430074，China；2. Dongfang Electric Machinery Co. Ltd.，Deyang，Sichuan 618000，China)

Abstract：A piece of experimental work is conducted on the different blades in the runner of a 600 MW hydro-turbine to study its operational stability and dynamic stress. The strain gauge data at 30 locations on a blade in the runner were acquired online by using a wireless dynamics stress instrument installed on the top of the power generator set，then the variation and frequency characteristics of dynamic stress at different guide vane openings were analyzed offline. Meanwhile，the vibration and pressure pulsation data in this machine were monitored simultaneously using another instrument based on NI hardware，the results were compared with and correlated to the dynamic stress observations. It is indicated that the amplitude of dynamic stress at round 30% design opening is higher than that in the vortex-rope operational region，meanwhile the spectrum of pressure fluctuations in the penstock and draft tube has some similarity to that of dynamic stress. In the spectrum of pressure fluctuations and dynamic

收稿日期：2014-12-25；**网络出版时间**：2015-07-09
网络出版地址：http://www.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20150709.1001.007.html
基金项目："十二五"国家科技支撑计划项目(2011BAF03B01)
作者简介：陈学力(1975—)，男，湖南郴州人，博士研究生(13825098486@139.com)，主要从事数字信号处理、水电机组测试及故障诊断研究.
王军(1963—)，男，陕西西安人，教授，博士生导师(通信作者，wangjhust@163.com)，主要从事流体机械设计、计算仿真以及实验研究.

stress, the guide vane passing frequency and harmonics as well as plenty frequency components ranged in 20 – 50 Hz can be observed evidently.

Key words: hydro turbin; runner; dynamic stress; on-site testing; characteristic frequency

转轮作为水轮机的核心部件,其寿命的长短直接影响水电机组的效益和可用性. 材料科学的进步使叶片空蚀对转轮寿命的影响逐渐下降,而伴随着机组容量增加、转轮尺寸增大而导致的叶片相对刚度降低、叶片裂纹等问题,已成为影响混流式水轮机转轮寿命长短的一些主要因素. 国内外很多混流式机组在运行过程中都有转轮叶片出现裂纹的报告,严重影响了机组的安全运行,其中转轮动应力是产生疲劳裂纹(主要指修复后同样位置依然产生的重复性裂纹)的重要原因之一. 一般均认为叶片受到的动应力是由叶道涡、卡门涡、尾水涡带、叶片表面周期性脱流等水力激振力的综合作用产生的[1].

针对转轮动应力的研究,主要从理论分析计算、数值计算和现场试验3方面进行. 理论分析计算应用于转轮的设计阶段,针对转轮的强度进行校核. Nechleba 提出了涅赫列巴算法[2],分析水流作用在叶片上的力,计算出每一流道内单元流束对叶片作用的水力矩. Saeed 等[3]在确定了混流式水轮机转轮最大应力区后,将叶片假设成曲杆以计算转轮的最大应力. 张琼等[4]对轴流式水轮机转轮刚强度做出研究,对实际的转轮裂纹修复工作有指导意义. 这种理论分析计算是对转轮模型、载荷等做出简化后得出结果,不能精确地得到转轮应力的分布.

随着计算流体动力学(CFD)技术的发展,它在转轮动应力的研究中得到推广,首先利用 CFD 技术对转轮内部进行三维流场模拟,然后运用固体力学进行结构分析,结合流场计算得到的载荷,进行转轮的流固耦合分析. 王文全等[5]运用大涡湍流模型计算出了水轮机转轮叶片表面的压力分布,与试验结果的误差很小. Franco – Nava 等[6]运用 ANSYS 软件分析了转轮叶片的应力分布,并加载了水力载荷进行流固耦合分析,表明水力载荷对转轮应力和应变的影响很大. Negru 等[7]计算出转轮的静压分布,将压力加载于转轮上并施加离心载荷得到叶片表面的应力分布. 肖若富等[8-10]通过 ANSYS 软件,把 CFD 计算得到的转轮表面压力载荷施加到转轮表面进行结构分析,与试验结果对比,验证了数值计算的可靠性. 与理论分析计算、数值计算相比,现场试验研究虽然花费较高,安装和实施过程较长,但能够得到精确的转轮动应力分布,为水电机组故障诊断提供可靠的信息[11-12].

前期的转轮动应力测量试验中,着重研究了动应力在转轮叶片表面的分布情况[11-12],通过将一定数量的应变片粘贴于基本正交的2个叶片上,在此基础上得出转轮动应力沿流线的分布规律. 由于测量点数的限制,转轮动应力在转轮三维空间的分布涉及较少. 文中试验着重研究转轮动应力在转轮三维空间的分布以及转轮动应力与机组稳定性运行指标之间的相关程度.

1 试验简介及试验工况选择

课题组在业主和主机厂家的支持下,采用自主研发的无线遥感应变测试仪,已进行过多次真机转轮动应力试验. 文中介绍的转轮动应力试验有以下3个特点:

1) 增加布放应变片测点的叶片数,试验设计在5个叶片上同时贴应变片;由之前的研究动应力在整个叶片的分布规律变为确定转轮内部不同空间位置动应力的分布和变化规律.

2) 应变片防护方式同时采用了胶敷设防护和不锈钢板防护,对比不同防护方式对实测动应力的影响.

3) 在选定的5片叶片中,选择了其中的2片在转轮上冠出水边处加焊了减应力三角块,以对比加焊三角块对该区域附近应力的影响.

试验水轮机型号为 HLD538 – LJ – 770(右倾角翼型),其参数:最大、最小、额定水头分别为128.0,108.2,115.0 m,额定、飞逸转速分别为100,190 r/min,额定流量为586.07 m^3/s.

试验水轮机转轮5个叶片($1^{\#}$,$3^{\#}$,$6^{\#}$,$9^{\#}$,$13^{\#}$)上共布置了46个应变片. 设定数据采集频率为2 kHz,采样分辨率为16 bit. 根据以往的试验成果,试验中在叶片正面及背面选择了10个测试区域,编号为 $A-J$. 如图1所示,A,B,C 以及 H,I 位于叶片与上冠结合处;D 位于叶片出水边中部位置;G,F,E,J 位于叶片出水边靠下环处. 相同测试区域的不同测试点位分别位于不同的叶片上.

受限于测试仪器总测点不能超过48个点,故本

试验的总测点为 46 个，留 2 个做现场的热备份，因此，现场布置应变片时，对靠近转轮下环附近的测点都布置在4 个不同的叶片上，而靠近上冠的测点选了 5 个不同的叶片. 试验过程中，由于水流的冲刷导致 16 个应变测点失效，故有效测点为 30 个.

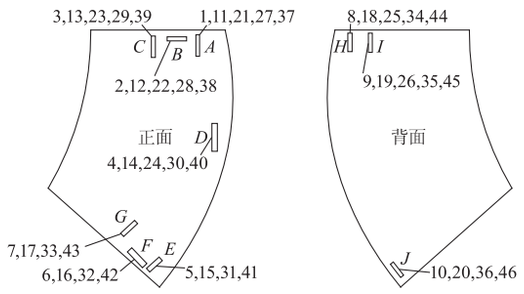


图 1　叶片表面测量特征区域示意图

Fig. 1　Sketch of characteristic regions on blade surface for strain gauges

应变片和引线的防护是动应力测试成败的关键步骤之一. 应变片与连接线采用环氧类胶、薄钢板 2 种防护方式，连接线由水轮机轴上穿孔引出至发电机层补气装置附近，其中 1#和 13#叶片上的应变片采用了胶覆盖防护方式，3#，6#，9#叶片上的应变片均采用不锈钢薄钢板覆盖防护. 采用不锈钢薄钢板防护的应变片封闭在保护盒内，盒内充满防水涂料，采用全封闭式整体焊于叶片表面. 引线从保护盒内引出，全部用薄钢板（厚度为 1.0 ~ 1.5 mm）密封，防护薄钢板外形成流线型焊在叶片上.

试验开始前，在 1#，9#叶片出水边与上冠结合处焊上减应力三角块，试验结束后与未焊三角块的 3#，6#，13#叶片相关区域测试数据对比.

转轮动应力试验进行的同时也开展了机组稳定性试验，主要是测量机组稳定性参数例如振动、摆度、压力脉动并分析与转轮动应力之间的关联关系，稳定性试验采用的软件是课题组自行开发的，硬件基于美国国家仪器公司的 NI 平台. 每个工况采集 10 s 左右时长的数据供后期处理分析，在概率上后期处理数据均采用 97% 置信度，处理稳态工况主要采用 FFT 分析，过渡过程工况采用 SFFT 分析.

设计试验工况共 36 个，包括：

1）不同转速：5 个试验工况分别为额定转速的 15%，25%，50%，75%，100%；

2）不同励磁电流：4 个试验工况分别为额定电压的 25%，50%，75%，100%；

3）不同负荷：24 个试验工况分别为负荷 P = 20，40，60，80，90，100，110，120，130，140，160，180，200，230，260，290，320，350，380，410，450，500，550，600 MW. 根据模型特性曲线，划分 0 ~ 200 MW 为小负荷工况区，290 ~ 400 MW 为涡带区，410 MW 以上为大负荷区.

4）暂态过程（4 次），包括：起动过程 2 次，停机过程 1 次，甩负荷 1 次（记录甩 100% 负荷）.

限于篇幅，文中主要讨论变负荷试验工况下各测点应力通频幅值变化趋势（采用 97% 置信度值）.

2　试验结果分析及讨论

2.1　试验结果总体分析

图 2 为各测点应力通频值随负荷变化趋势. 由图可知，最大动应力出现在小负荷区，其中 13#叶片出水边背面靠上冠区域（H 区）在 110 MW 工况下录得最大动应力通频幅值 p 达 34.1 MPa，在 300 MW 工况下的动应力通频幅值也达到了 31.3 MPa.

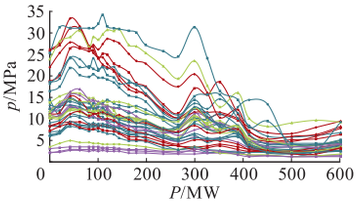


图 2　各测点应力通频值随负荷变化趋势图

Fig. 2　Trend of over-all amplitude of dynamic stress versus power-output

所有测点处，动应力沿负荷上升趋势线在小负荷区形成一个高的峰值，在涡带区形成一个较低峰值（略低于小负荷区，大部分测点约为小负荷区的 50%）；大于 400 MW 的大负荷区，叶片动应力全部都在 10 MPa 以下.

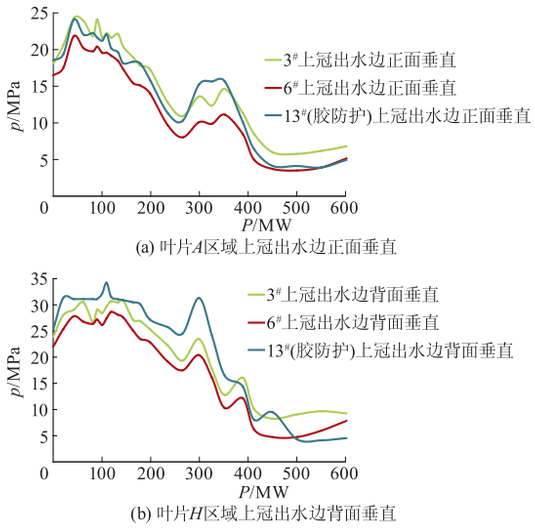
从以上分析可知，如果该机组能以额定负荷长期运行或避开小负荷区及涡带工况运行，转轮因动应力造成的金属疲劳可降到最低. 就实测数据而言，在 110 MW 附近的小负荷区运行，转轮的动应力甚至比涡带区的更高.

2.2　不同防护材料在高动应力区域的实测值

根据实测结果，不锈钢材料防护的应变片有 22 个点数据有效（共布放 26 点），胶材料防护的有 10 个点数据有效（共布放 20 点）；尤其在下环处，胶防护的 8 个点位没有 1 个有效点位，但上冠处胶防护跟不锈钢防护相比效果相当.

图 3 为不同防护材料时叶片不同区域实测动应力对比趋势图. 从不同叶片同一部位的动应力值横

向比较,胶防护部位的要大于采用不锈钢板防护部位的. 这与试验前的预想相当,不锈钢薄钢板防护会增加叶片局部刚度进而影响该部位的应变.



(a) 叶片*A*区域上冠出水边正面垂直

(b) 叶片*H*区域上冠出水边背面垂直

图3 不同防护材料叶片实测动应力对比趋势图

Fig. 3 Comparison of measured dynamic stress between different coating materials

比较不锈钢板防护与胶防护,尽管会影响局部刚度,但并不很明显,不会从根本上改变该部位的应变特性.

以小负荷区4个工况点数据分别计算上冠处不同防护类型应变片的动应力平均值,发现采用胶防护的动应力平均值比采用不锈钢防护的应变片动应力平均值约大3.6 MPa.

大负荷区采用胶防护应变片的实测应力值小于不锈钢防护应变片的. 据作者推测应该是不锈钢防护层附近的不稳定流场导致的.

由文献[9],小负荷区转轮上冠处存在死水区,转轮流道中流场很不稳定,而大负荷区流场稳定.

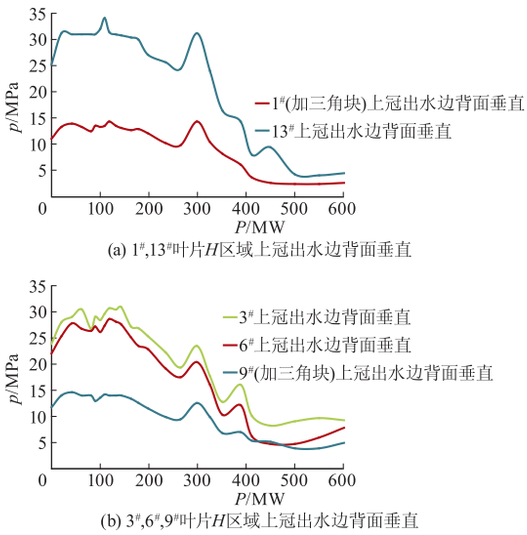
小负荷区因为流场不稳定及死水区的影响,不锈钢防护层对翼型流线型的改变基本可以忽略. 而大负荷区流场相对稳定,不锈钢防护及胶防护都会对局部流场造成影响,但由于胶防护的厚度及面积小于不锈钢防护的,这种情况下防护层附近区域的不稳定流场强度也会相应降低.

大负荷区的规律与小负荷区的恰好相反,对此将作另行研究.

2.3 减应力三角块对高动应力区应力值的影响

加焊减应力三角块是水轮机厂家在实践中通常采用的措施,以解决叶片根部裂纹问题,其位置一般在转轮叶片出水边根部与上冠的结合处,也有加在下环结合处的. 由于尺寸有限(5~20 cm),对转轮整体(半径5~10 m)流场改变不大,但对局部应该会有一些影响.

图4为增加减应力三角块实测动应力的对比趋势图. 由图可知,叶片上冠出水边背面的动应力幅值区别明显:增加了三角块的叶片该区域的动应力明显比其他叶片的小,从30 MPa左右的幅值降低到15 MPa,这是由于减应力三角块增加了相关区域的刚度,而叶片中部和下环处的动应力变化趋势与叶片增加三角块与否没有必然关系,尽管下环处可比较信号不如上冠多,但动应力幅值并无太大区别.



(a) 1#,13#叶片*H*区域上冠出水边背面垂直

(b) 3#,6#,9#叶片*H*区域上冠出水边背面垂直

图4 增加减应力三角块实测动应力的对比趋势图

Fig. 4 Dynamic stress with triangular patch created for reducing stress level

2.4 动应力频率成分分析

图5为1#叶片正面上冠出水边动应力频率-幅值随负荷变化的三维瀑布图.

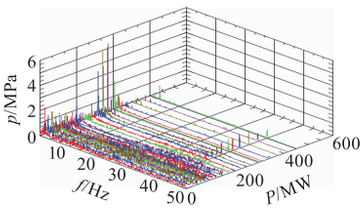


图5 动应力频率-幅值三维瀑布图

Fig. 5 Frequency-amplitude waterfall plot of dynamic stress

由图5可知,在导叶小开度区间各路信号的频率成分都非常复杂,主要集中在20~50 Hz区域,但主要频率不是特别突出,有很多为幅值在1~2 MPa的分量. 动应力信号在频域上复杂的频率成分是形成时域上较大的峰峰值的直接原因.

3　结　论

由真机转轮动应力的实测分析,得以下结论:

1) 动应力试验中,不同转轮叶片的相同位置实测结果及变化趋势非常相似,说明测试结果及以往的数值计算结果可信,叶片动应力在转轮空间位置的分布情况与理论计算一致.

2) 在变负荷下,转轮动应力有以下特征:最大动应力位置位于叶片出水边背面靠上冠处,最大动应力的工况是 110 MW 负荷;值得注意的是,110 MW 附近区域转轮动应力值均维持在较高位置,说明大型和超大型混流式水轮机不宜运行在小负荷工况,尤其不能长时间运行在空载工况.

3) 测试过程中的不同防护方式对实测动应力数值有一定影响. 在小负荷和涡带区,胶防护的动应力实测数值大于不锈钢防护的;在大负荷区,不锈钢防护位置的动应力实测值要大于胶防护的.

4) 出水边靠近上冠和下环处增加减应力三角块可有效降低叶片附近区域的动应力值. 但减应力三角块本身承受的动应力试验中未测量,对转轮整体抗裂纹的有效性待观察. 试验未在三角块下方区域及三角块上布置应力测点,在试验方案正交设计上略有欠缺,将留待今后改进.

参考文献(References)

[1] 张丽霞. 混流式水轮机转轮叶片疲劳裂纹控制研究[D]. 北京:清华大学机械工程学院,2010.

[2] 程良骏. 水轮机[M]. 北京:机械工业出版社, 1981:319 - 322.

[3] Saeed R A, Galybin A N. Simplified model of the turbine runner blade[J]. Engineering Failure Analysis, 2009,16(7):2473 - 2484.

[4] 张琼, 谭恢村. 轴流式水轮机转轮刚强度研究[J]. 东方电机, 2010(1):91 - 96.
Zhang Qiong, Tan Huicun. Stiffness and strength of axial flow turbine runner[J]. Dongfang Electrical Machine, 2010(1):91 - 96. (in Chinese)

[5] 王文全,张立翔, 闫妍,等. 混流式水轮机导叶叶道内湍流场的大涡模拟[J]. 热能与动力工程, 2009, 24(2):257 - 260.
Wang Wenquan, Zhang Lixiang, Yan Yan, et al. Large eddy simulation of the turbulent flow field in guide vane flow passages of a mixed-flow type water turbine[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 2009,24(2):257 - 260. (in Chinese)

[6] Franco - Nava J M, Dorantes - Goómez O, Rosado - Tamariz E, et al. Flow induced stresses in a Francis turbine runner using computer-based design tools[C]// Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2009:2245 - 2252.

[7] Negru R, Muntean S, Marsavina L, et al. Computation of stress distribution in a Francis turbine runner induced by fluid flow[J]. Computational Materials Science, 2012,64:253 - 259.

[8] 肖若富, 王正伟, 罗永要. 轴流转桨式水轮机桨叶的动应力特性[J]. 清华大学学报:自然科学版, 2007, 47(11):2014 - 2017.
Xiao Ruofu, Wang Zhengwei, Luo Yongyao. Dynamic stress characteristics of Kaplan turbine blades[J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 2007,47(11):2014 - 2017. (in Chinese)

[9] 肖若富, 王正伟, 罗永要. 涡带工况下混流式水轮机转轮动应力特性分析[J]. 水力发电学报, 2007,26(4):130 - 134,140.
Xiao Ruofu, Wang Zhengwei, Luo Yongyao. Dynamic stress analysis of Francis turbine with partial load[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2007,26(4):130 - 134,140. (in Chinese)

[10] 肖若富, 王正伟, 罗永要. 基于流固耦合的混流式水轮机转轮静应力特性分析[J]. 水力发电学报, 2007,26(3):120 - 123,133.
Xiao Ruofu, Wang Zhengwei, Luo Yongyao. Stress analysis of Francis turbine runners based on FSI[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2007,26(3):120 - 123,133. (in Chinese)

[11] 刘伦洪,郑莉媛. 水轮机动应力测量仪的研制[J]. 华中科技大学学报: 自然科学版, 2005,33(10):29 - 31.
Liu Lunhong, Zheng Liyuan. Research and design of dynamic stress instrument for hydraulic generators[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Nature Science Edition, 2005,33(10):29 - 31. (in Chinese)

[12] 钱勤,张克危,刘伦洪,等. 大朝山水电站 6 号机组运行稳定性与转轮动应力研究[J]. 大电机技术, 2006(3):35 - 39.
Qian Qin, Zhang Kewei, Liu Lunhong, et al. Research on operation stability and runner dynamic stress of Dachaoshan Hydropower Station Unit 6[J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 2006(3):35 - 39. (in Chinese)

(责任编辑　张文涛)