

DOI:10.20040/j.cnki.1000-7709.2023.20221409

上犹江电站^{#2}水轮机技术改造

张 尖¹,陈艳林²

(1. 国家电投集团江西电力有限公司罗湾水电厂,江西 靖安 330606;
2. 国家电投集团江西电力有限公司上犹江水电厂,江西 赣州 341000)

摘要:针对上犹江电站1998年4台水轮机增容改造时出现的转轮气蚀严重、局部裂纹的问题,于2017年在参考转轮的基础上经过数值分析优化设计,成功研制出水力性能优秀的JF3057水轮机转轮对该电站^{#2}机进行了技术改造。改造后电站原型水轮机经实测显示,新转轮出力更大、效率更高,且机组振动摆度也正常,但在一定的负荷范围内出现了强烈噪声并伴有金属轰鸣声。2018年叶片出水边修型处理后,强烈噪声和金属轰鸣声基本消除。新转轮经过5年多运行实践考验及周期观察,气蚀现象和局部裂纹问题均得到解决,^{#2}水轮机改造取得成功。

关键词:混流式水轮机;技术改造;数值计算;卡门涡;振动噪声;气蚀;裂纹

中图分类号:TV734.2;TK733⁺.1 **文献标志码:**A **文章编号:**1000-7709(2023)03-0186-04

^{#2}机转轮改造前主要技术参数见表1。

表1 改造前水轮机主要技术参数

Tab.1 Turbine technical parameters before modification

参数	单位	取值	参数	单位	取值
最大/最小/设计水头	m	52.9/36/46	飞逸转速	r/min	397.5
额定功率	MW	18.75	最高效率	%	92.8
额定转速	r/min	214.3	叶片数	片	13

注:改造前水轮机型号为HLJF3019A-LJ-225。

1 引言

上犹江电站安装4台混流式水轮发电机组,原装机容量 4×15 MW,1957年投产发电。1998~2000年,采用HLJF3019A-225转轮对4台水轮机进行了增容技术改造,仅更换转轮,使水轮机实现了增容,装机容量提高到 4×18 MW。转轮改造后,机组出力达到了预期目标,机组振动和主轴摆度均正常。经过近20年的运行,4台机转轮均出现越来越严重的气蚀,个别转轮叶片还存在贯穿性裂纹,^{#2}机转轮尤为严重。为消除气蚀和裂纹,2017年采用HLJF3057-230转轮对^{#2}机实施了二次更新技术改造,改造后测试表明,新转轮在相同水头条件下,机组出力更大,水轮机效率显著提升,2021年底进行了全面检查,未发现裂纹和气蚀,实现了转轮改造的预期目标,为上犹江电站另外3台水轮机改造探索出一条可靠的技术途径。

2 转轮水力模型优化设计

水轮机改造能否成功,改造目标能否实现,关键取决于转轮模型的水力性能,因此转轮水力模型优化设计显得尤为重要。

2.1 轴面流道的优化设计

轴面流道很大程度上决定了转轮的水力性能,因此轴面流道的优化对转轮水力性能起着至关重要的作用^[1,2]。

对老机组改造而言,水轮机埋设部件无法更换,转轮轴面流道优化只能在维持埋设部件不动的条件下进行。图1为改造前后转轮轴面流道比较。

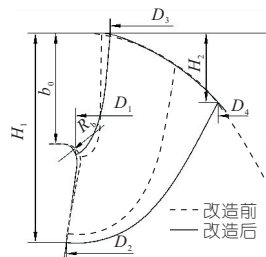


图1 改造前后转轮轴面流道比较

Fig.1 Comparison of runner meridian before and after modification

收稿日期:2022-07-11,修回日期:2022-10-24

作者简介:张尖(1972-),男,硕士、高级工程师,研究方向为运行管理和电气自动化,E-mail:syjsjk@163.com

通讯作者:陈艳林(1990-),男,工程师,研究方向为机械技术,E-mail:18720747598@163.com

由图 1 可知,改造前后转轮轴面流道有以下改变:①为保证上冠的强度,满足转轮结构设计要求,改造后的上冠型线变化不大。②适当加大了下环进口圆弧半径 R_b ,以减小此处轴面流速,提高压力,改善下环进口处气蚀性能,提高水轮机效率。③减小了下环锥角,以改善下环脱流,有利于提高气蚀性能、效率。④明显加大了叶片自进水边至出水边的宽度,可大大改善叶片整体气蚀,提高转轮气蚀性能,同时提高叶片的强度,有利于消除叶片裂纹。⑤考虑到改造前转轮在低水头区域运行噪声明显大于高水头区,为改善低水头区运行稳定性,需适当提高水轮机的最优单位转速。根据水轮机水力设计理论,缩小进水边直径 D_3 可提高最优单位转速,因此轴面流道优化时适当缩小了叶片进水边上冠处直径 D_3 。⑥适当增加了叶片下环高度 H_1 ,以提高新转轮的过流能力和最优效率。

新转轮轴面流道经过全面优化,气蚀性能将有十分明显的改善,同时可提高最优效率,改善中、低水头水轮机运行稳定性。

2.2 叶片数的选择

转轮叶片数对转轮水力性能、强度影响很大。增加叶片数可增加转轮的强度和刚度,对消除裂纹有很大帮助。同时增加叶片数也可减轻叶片单位面积上的负荷,使最低压力值上升,提高气蚀性能。但叶片数过多,也将对转轮的过流能力、效率等产生负面影响。因此,叶片数的选择需根据具体水力条件和改造要求来确定。

本电站水头范围 36~52 m,属于中低水头电站,水轮机为中高比转速,根据统计资料,合理的叶片数为 13~15 片。1998 年改造转轮叶片数为 13 片,气蚀、裂纹均较严重,可见叶片数偏少。考虑到增加叶片数对于改善气蚀和消除裂纹均有很大帮助,且参考转轮的叶片数也是 15 片,因此新转轮的叶片数选择 15 片。

2.3 新转轮 CFD 数值分析

根据[#]2 机转轮的具体水力参数,采用 CFD 数值分析方法,对比研究了多个改型设计方案 CFD 数值分析结果,研制出效率高、过流能力强、空化系数低的 JF3057 转轮设计方案。

图 2~4 为 JF3057 转轮在最优工况和额定工况的 CFD 数值分析结果。图 5 为转轮改造前、后水轮机效率数值分析结果比较。

由图 2 可知,在转轮水力模型优化设计过程中采用了新型叶片翼型后,叶片正面和背面的压力分布在最优工况和额定工况均较均匀,有利于

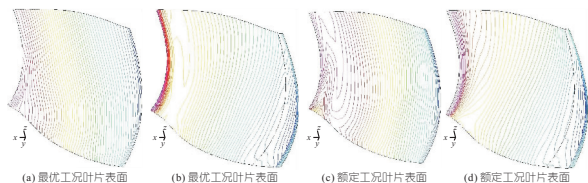


图 2 最优工况、额定工况叶片表面压力分布

Fig. 2 Pressure distributions on surface of runner blade under optimum operation condition and rated operation

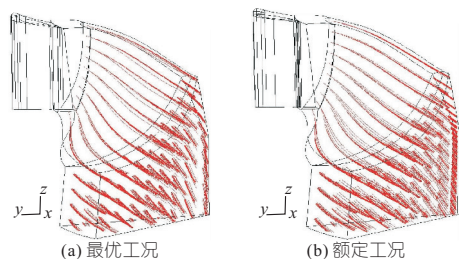


图 3 中间流面流线分布

Fig. 3 Streamline distributions of middle flow surface

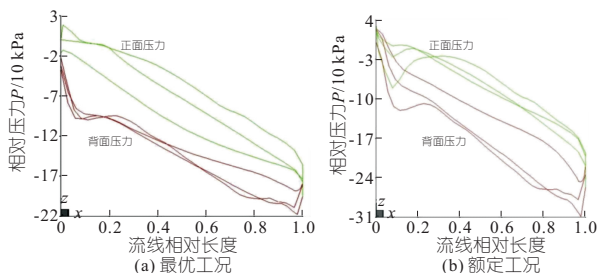


图 4 上冠、中间、下环叶片正、背面压力负荷分布

Fig. 4 Pressure load distributions on pressure side and suction side of crown, middle and rim surfaces

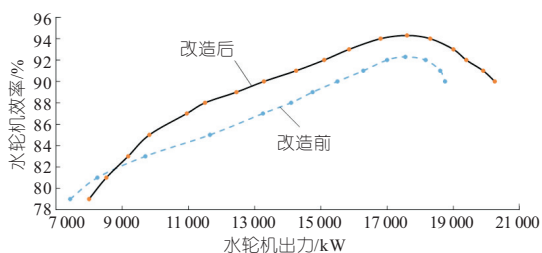


图 5 转轮改造前后水轮机效率数值分析比较

Fig. 5 Comparison of numerical analysis efficiencies of turbine before and after renovation of runner

改善转轮的空化性能。由图 3 可知,转轮内流线分布均匀,水流流动稳定,无论最优工况还是额定工况,转轮内均无不稳定涡流存在。由图 4 可知,无论是最优工况还是额定工况,改型后转轮压力负荷变化均匀,改善了转轮空化性能;正背面压力差较大,有利于提高转轮效率水平。由图 5 可知,在额定水头下,当负荷大于 9 MW 时,新转轮的效率均优于改造前。由此可知,改型后转轮数值计算结果较理想,能满足[#]2 机转轮改造要求。

2.4 新转轮叶片强度简单评估

改造前转轮叶片裂纹主要是叶片强度不足所致。为解决新转轮裂纹问题,在新转轮水力优化

设计时,采取了多项技术措施,即增加叶片数、增加叶片厚度、加长叶片。

在满足出力、效率和运行稳定性的基础上,选择了叶片数多、叶片长、翼型厚的转轮设计方案。JF3057 转轮叶片数为 15 片,比原转轮增加了 2 片,在叶片形状和水力条件相同的情况下,可大大提高叶片强度。新转轮 JF3057 靠上冠的叶型长度比 JF3019A 增加了 22.4%,叶片最大厚度增加了 18.6%,出水边厚度增加了 106%。因此, JF3057 转轮叶片强度大大提高,可从根本上消除叶片裂纹问题。

3 改造后原型机试验结果与分析

3.1 改造后水轮机主要技术参数

改造后水轮机主要技术参数见表 2。

表 2 改造后水轮机主要技术参数

Tab.2 Turbine technical parameters after modification					
参数	单位	取值	参数	单位	取值
最大/最小/额定水头	m	52.9/36/44	额定转速	r/min	214.3
额定出力	MW	18.75	飞逸转速	r/min	381.6
最高效率	%	95.06	吸出高度	m	-0.5~-2.0
额定效率	%	94	叶片数	片	15

注:改造后水轮机型号为 HLJF3057-LJ-230。

3.2 改造后第一次试验结果与分析

水轮机改造后,机组在毛水头 44 m 时,负荷在 6~15 MW 范围内,水车室出现了异常噪声问题。为此,进行了改造后的第一次真机试验,以找出产生异常噪声的原因。

现场试验于 2017 年 9 月 8 日完成,试验毛水头约为 51 m。试验中发现,当负荷在 10~18 MW 时水轮机出现了强烈的异常振动和噪声,水车室噪声突然增大并伴随有金属轰鸣声。负荷小于 8 MW 或大于 20 MW 时,异常噪声情况基本消失,恢复到正常情况。顶盖垂直振动、水车室噪声、蝶阀室楼板振动的三维频谱图见图 6^[3]。由图 6 可看出,机组的振动、噪声主要成分为叶片频率 53.575 Hz,在 14 MW 工况达到峰值。该频率主要由 15 片叶片和 16 片导叶匹配不当造成的。

在异常噪声最为突出的 14 MW 工况下,尾水门振动和噪声均明显存在接近 400 Hz 左右的叶片卡门涡成分,见图 7。

尾水门振动加速度、尾水门噪声三维频谱图见图 7。

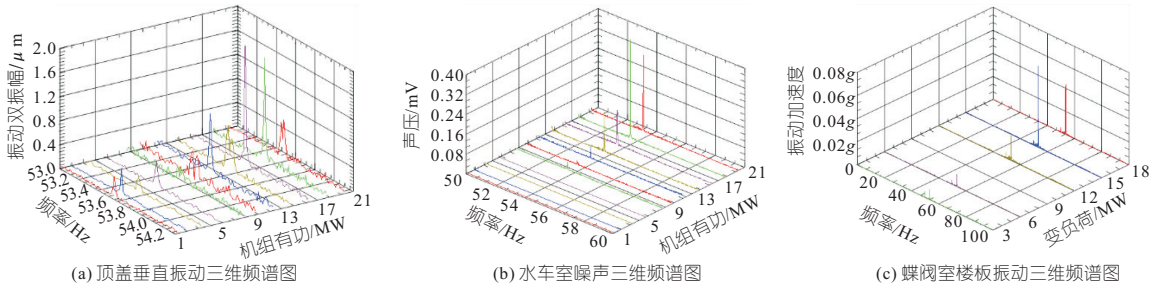


图 6 顶盖垂直振动、水车室噪声、蝶阀室楼板振动三维频谱图

Fig. 6 3D spectrum of vertical vibration of top cover, noise in turbine chamber and floor in butterfly valve chamber

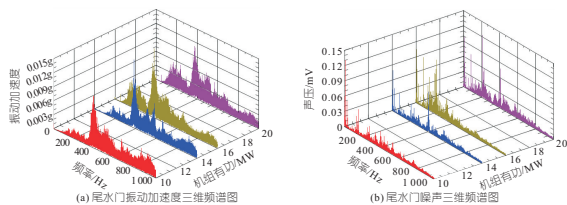


图 7 尾水门振动加速度、尾水门噪声三维频谱图

Fig. 7 3D spectrum of vibration acceleration on door of draft tube and noise near door of draft tube

由叶片出水边卡门涡频率初步计算公式 $f = shW/d$ (f 为卡门涡频率, Hz; sh 为斯特罗哈数, 一般取 0.20~0.24; W 为叶片出水边相对流速 (m/s), 卡门涡典型工况下相对流速约为 15 m/s; d 为卡门涡脱流点的厚度, 包括边界层的厚度, m) 可知, $f = (0.20 \sim 0.24) \times 15 / 0.008 = 375 \sim 450$ Hz (叶片出水边平均厚度为 8.0 mm)。

试验中,在尾水门振动和尾水门噪声中发现了接近 400 Hz 的高频成分,接近计算的卡门涡频

率,初步判断 10~18 MW 异常动静干涉振动和噪声主要由卡门涡引起,但有待进一步证实。

3.3 异常噪声的处理方案及效果

3.3.1 原因分析

经初步分析判断,认为 #2 水轮机异常噪声主要是由叶片卡门涡造成。理由为:①计算出的卡门涡频率与尾水管噪声主频率接近。②出现异常噪声的出力范围与卡门涡相同。③高频噪声不应是动静干涉引起的。虽然本次试验结果表明,水车室噪声中存在 53.57 Hz 的动静干涉频率成分,但水车室的噪声主要还是以高于该频率的高频为主,水车室的高频噪声应主要不是动静干涉造成的。④类似水电站噪声处理的成功经验。贵州省董箐水电厂水轮机投运后,在 130~180 MW 负荷范围内也出现了类似的异常噪声^[4],对叶片出水边修型后,高频异常噪声得到解决。

由此认为, #2 机在 10~18 MW 工况时水车

室噪声、蝶阀室楼板、大坝振动突然增大,是由叶片卡门涡引起的可能性最大,因此提出了对叶片出水边进行修型的处理方案。

3.3.2 处理方案

理论上讲,叶片出水边卡门涡脱流始终存在。只有当卡门涡频率与叶片的固有频率发生共振时,才会引起强烈的振动和噪声。叶片修型就是通过改变卡门涡的频率,降低激振力,有效避开叶片固有频率,从而破坏共振,达到消除振动和噪声的目的。

已有研究表明,叶片背面倒圆弧,可提高卡门涡频率,降低卡门涡激振力,对消除卡门涡引起的振动和噪声效果很好。

根据类似电站处理卡门涡噪声的经验,转轮设计制造厂家提出了[#]2 机转轮叶片修型方案,见图 8。

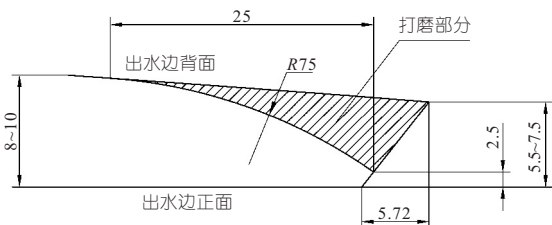


图 8 叶片出水边修型样板(单位:mm)

Fig. 8 Modification templet on suction side of runner blades

2018 年 3 月 9~12 日,对转轮叶片出水边实施了现场打磨修型处理。

3.3.3 修型处理效果

为检验叶片修型对降低水轮机噪声的效果,修型后对[#]2 机再次进行了现场试验,试验毛水头 41 m。

在试验水头下,修型后试验结果^[5]表明,无论大轴补气阀开启或关闭,蝶阀室和大坝均未发现异常噪声。

在修型后 4 年多的运行中,再未发现[#]2 机的异常噪声问题。

3.4 [#]2 机转轮最新检查情况

2021 年 11 月在[#]2 机大修期间,对转轮进行了全面的检查和探伤,未发现任何气蚀破坏,也未发现任何裂纹。[#]2 机转轮经过 5 年多运行考验,证明了当初优化设计的新转轮 JF3057 完全实现了消除裂纹、改善气蚀的改造目标。

4 结论

a. [#]2 水轮机转轮改造后,经过 5 年多运行实际考验,未发现任何裂纹和气蚀,使困扰[#]2 水轮机安全可靠运行的裂纹和气蚀问题得到解决,同时增加了出力,提高了效率。从而证明了[#]2 水轮机改造技术途径正确、有效。

b. [#]2 机转轮改造后,在一定的负荷范围内存在叶片卡门涡引起的异常噪声。对转轮叶片出水边修型后,卡门涡引起的异常噪声基本消除,且水车室和蝶阀室的动静干涉振动也得到极大改善,异常噪声问题基本得到解决,证明卡门涡对水轮机动静干涉影响很大。

参考文献:

- [1] 纪兴英,冯燕蓉,刘胜柱. 丰满发电厂 3 号水轮机改造[J]. 大电机技术,2007(5):37-41.
- [2] 刘大恺. 水轮机[M]. 第三版. 北京:中国水利水电出版社,1997.
- [3] 吴道平,温钦钰,戴勇峰. 混流式水轮机振动噪声测试分析及处理措施——以上犹江水电站为例[J]. 人民长江,2020,51(8):218-224,235.
- [4] 郑森,刘安国,卢玉强,等. 董箐发电厂水轮发电机组异常轰鸣噪音产生原因分析与处理[J]. 贵州水力发电,2011,25(2):57-60.
- [5] 武汉武大电力科技有限公司,江西某水电厂. 江西某水电厂 2 号机组振动噪声测试分析报告[R]. 2018.

Technical Innovation of No. 2 Turbine in Shangyoujiang Hydropower Station

ZHANG Jian¹, CHEN Yan-lin²

- (1. Luowan Hydropower Plant of Jiangxi Power Co., LTD., State Power Investment Group, Jing'an 330606, China;
2. Shangyoujiang Hydropower Plant of Jiangxi Power Co., LTD., State Power Investment Group, Ganzhou 341000, China)

Abstract: In view of the serious cavitation erosion and local cracks of water turbine runner after the capacity expansion and transformation of four runners in Shangyoujiang hydropower station in 1998, JF3057 turbine runner with excellent hydraulic performance was developed through numerical analysis and optimization design in 2017 for the innovation of unit [#]2 of the power station. The measured results of the prototype turbine after innovation show that the new runner has greater output and higher efficiency, and the vibration and the shaft runout are normal, but strong noise and metal roar within a certain load range exist in the turbine. In 2018, the strong noise and metal roar were basically eliminated after the blade outlet edge modification. After 5-year operation test and periodic inspections of the runner, the cavitation phenomenon of the new runner has been greatly improved, and the transformation of No. 2 turbine has been successful.

Key words: Francis turbine; technical innovation; numerical analysis; Karman vortex; vibration and noise; cavitation; cracks