

水利水电技术(中英文)

Water Resources and Hydropower Engineering

ISSN 1000-0860,CN 10-1746/TV

《水利水电技术(中英文)》网络首发论文

题目: 灯泡贯流式机组水导轴承振动评估
作者: 付亮, 王治国, 王佩
收稿日期: 2023-10-01
网络首发日期: 2024-04-17
引用格式: 付亮, 王治国, 王佩. 灯泡贯流式机组水导轴承振动评估[J/OL]. 水利水电技术(中英文). <https://link.cnki.net/urlid/10.1746.TV.20240416.1203.002>



网络首发: 在编辑部工作流程中, 稿件从录用到出版要经历录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿等阶段。录用定稿指内容已经确定, 且通过同行评议、主编终审同意刊用的稿件。排版定稿指录用定稿按照期刊特定版式(包括网络呈现版式)排版后的稿件, 可暂不确定出版年、卷、期和页码。整期汇编定稿指出版年、卷、期、页码均已确定的印刷或数字出版的整期汇编稿件。录用定稿网络首发稿件内容必须符合《出版管理条例》和《期刊出版管理规定》的有关规定; 学术研究成果具有创新性、科学性和先进性, 符合编辑部对刊文的录用要求, 不存在学术不端行为及其他侵权行为; 稿件内容应基本符合国家有关书刊编辑、出版的技术标准, 正确使用和统一规范语言文字、符号、数字、外文字母、法定计量单位及地图标注等。为确保录用定稿网络首发的严肃性, 录用定稿一经发布, 不得修改论文题目、作者、机构名称和学术内容, 只可基于编辑规范进行少量文字的修改。

出版确认: 纸质期刊编辑部通过与《中国学术期刊(光盘版)》电子杂志社有限公司签约, 在《中国学术期刊(网络版)》出版传播平台上创办与纸质期刊内容一致的网络版, 以单篇或整期出版形式, 在印刷出版之前刊发论文的录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿。因为《中国学术期刊(网络版)》是国家新闻出版广电总局批准的网络连续型出版物(ISSN 2096-4188, CN 11-6037/Z), 所以签约期刊的网络版上网络首发论文视为正式出版。

灯泡贯流式机组水导轴承振动评估

付亮¹, 王治国², 王佩¹

(1. 湖南五凌电力科技有限公司, 湖南 长沙 410007; 2. 哈尔滨大电机研究所, 黑龙江 哈尔滨 150040)

摘要:【目的】对于采用扇形支撑结构的灯泡贯流式机组水导轴承, 水平方向的结构刚度不足, 造成振动值偏大, 需要对水导轴承振动进行评估, 确定合理的振动限值, 保障机组的安全稳定。【方法】对同类型机组的振动情况进行统计分析, 开展有限元计算、振动和动应力的真机测试, 分析动应力和振动的相关性, 对水导轴承结构疲劳特性进行评估。【结果】结果显示: 水导轴承水平振动统计样本分布的中位数为 $131.6 \mu\text{m}$, 根据标准要求取 1.6 倍中位数即 $200 \mu\text{m}$ 作为振动限值的参考值; 通过对凌津滩电厂机组水导轴承有限元的分析和真机实测, 水导轴承最大静应力为 33.8MPa , 远小于许用应力要求, 试验工况下水导轴承最大水平振动峰峰值为 $91 \mu\text{m}$, 扇形板最大动应力峰峰值为 1.4MPa 。【结论】结果表明: 灯泡贯流式机组水导轴承水平振动随机组有功功率的增加而增加, 振动与动应力主要频率为机组转频和桨叶叶片倍频率, 且振动幅值与动应力幅值具有良好的线性关系, 可通过线性拟合预测振动幅值在 $200 \mu\text{m}$ 下的动应力。根据得到的极限动应力结合有限元分析所得到的静应力数值, 通过 S-N 曲线可得到水导轴承支撑结构的疲劳寿命和损伤系数, 结果表明其能够满足使用寿命周期要求。

关键词: 灯泡贯流式机组; 水导轴承; 振动评估; 疲劳分析; 影响因素



DOI:

OSID:

中图分类号: TK733.8

文献标志码: A

Vibration evaluation of water guide bearing of bulb tubular unit

FU Liang¹, WANG Zhiguo², WANG Pei¹

(1. Hunan Wuling Power Technology Co., Ltd., Changsha 410007, Hunan, China; 2. Harbin Institute of Large Electric Machinery, Harbin 150040, Heilongjiang, China)

Abstract: [Objective] For the water guide bearing with fan-shaped support structure, the horizontal structural stiffness is insufficient, resulting in a large vibration value. It is necessary to evaluate the vibration of the water guide bearing and determine a reasonable vibration limit to ensure the safety and stability of the unit. [Methods] The vibration of the water guide bearing of the same type of bulb tubular unit is statistically analyzed. The finite element calculation of the water guide bearing is carried out. The field test of vibration and dynamic stress is carried out. The correlation between

收稿日期: 2023-10-01; 修回日期: 2023-12-05; 录用日期: 2023-12-26;

基金项目: 国家科技支撑计划项目(2012BAF12B16-1); 黑龙江省自然科学基金项目(ZD2020E002)

作者简介: 付亮(1981—), 男, 正高级工程师, 博士, 主要从事水电厂机组安全运行方面的研究。E-mail: fliang111@163.com

dynamic stress and vibration is analyzed. The fatigue characteristics of the water guide bearing structure are evaluated to determine the reasonable vibration limit. **[Results]**The results show that the median of the horizontal vibration statistical sample of the water guide bearing is 131.6 μm , according to the standard requirements, 1.6 times the median value of 200 μm is taken as the reference value of the vibration limit; Based on the finite element analysis and actual measurement of the water guide bearing in Lingjintan Power Plant, the maximum static stress of the water guide bearing is 33.8MPa, which is far less than the allowable stress requirement, the maximum horizontal vibration peak value of the water guide bearing under test conditions is 91 μm , and the maximum dynamic stress peak value of the sector plate is 1.4MPa.**[Conclusion]** The results show that: The horizontal vibration of water guide bearing of bulb tubular units increases with the increase of the active power of the unit, the main frequencies of vibration and dynamic stress are the rotation frequency of the unit and the frequency doubling of blade blades, the vibration amplitude has a good linear relationship with the dynamic stress amplitude, and the dynamic stress at a vibration amplitude of 200 μm can be predicted by linear fitting. According to the ultimate dynamic stress and static stress obtained by finite element analysis, the fatigue life and damage coefficient of water guide bearing support structure can be obtained by S-N curve, and the results show that it can meet the requirements of service life cycle.

Keywords : bulb tubular unit ; water guide bearing ; vibration assessment ; fatigue analysis ; influence factor

0 引 言

灯泡贯流式机组由于其优越的水力性能和经济性,成为开发低水头水电资源的主要机型之一^[1,2]。其机组主支撑由管型座承担,灯泡两侧分别装有两个横向支撑,整个“灯泡”是一个大型薄壳结构,灯泡结构除承受本身自重外,还承受流道水压力、水体浮力、正反向水推力、转动力矩、振动力矩、电磁力矩等荷载作用^[3]。转动部分为两支点双悬臂结构,布置发电组合轴承和水轮机导轴承^[4],组合轴承位于发电机下游侧,由正推力轴承、反推力轴承和发导轴承组成,水导轴承在水轮机大轴密封的上游侧。由于其结构的特殊性,与立式机组相比,灯泡贯流式机组结构系统稳定性较弱,振动对机组运行的影响更为显著^[5],且由于灯泡结构整体处于水中,相比立式机组,水力因素对机组稳定性的影响更大^[6,7],特别是对于转轮室振动和水轮机导轴承振动^[8]。

水导轴承是控制机组整个轴系运行稳定性的重要部件^[9]。由于水轮机运行过程中受水力不平衡力的影响会存在一定的径向力,造成水导轴承振动,其振动的大小与水流作用力、结构支撑刚度相关^[10]。灯泡贯流式机组流量大、水头低、刚度弱,水导轴承振动一般偏大,特别是对于采用扇形支撑结构的水导轴承^[11],水平方向的结构刚度不足,造成水平振动值偏大,较大的振动影响了水导轴承结构部件的疲劳寿命,不利于机组的安全稳定运行。

对于灯泡贯流式机组振动的研究,主要集中在振动的影响因素分析及机组运行稳定性方面。FENG 等^[12]分析了不同空化状态下灯泡贯流式水轮机转轮空化诱导振动特性,通过研究发现水轮机转轮上振动速度的峰峰值和均方根值均随空化程度的加剧而增大,但是其研究主要是针对模型机组,由于机组尺寸和结构的影响,原型机组与模型机组在振动特性上存在明显差异。ORAL 等^[13]利用机组历史数据建立人工神经网络和支持向量机对灯泡贯流式机组转轮室振动进行预测,为机组的稳定运行提供了有效指导,减少了转轮室结构部件裂纹的发生,但是裂纹的产生与其所受的动应力密切相关,该方法没有从裂纹产生的机理上进行分析,无法对设备寿命进行准确评估。ZHANG 等^[14]研究了磁流变液阻尼器在不同转速和质量偏心下对灯泡贯流式机组转子和转轮振动的被动控制抑制规律,研究结果表明,利用磁流变液阻

尼器阻尼进行控制可以显著改善灯泡贯流水轮发电机组的振动,但是其研究成果主要还是停留在理论层面,没有进行现场实测的验证。SUN 等^[15]采用正交试验法对灯泡贯流水轮机的运行稳定性和结构强度进行了对比分析,为水轮机的设计提供了一种优化的方法,并进行了模型试验的验证,该研究主要针对水轮机的设计,还有待在真机上进行检验。冯国柱^[16]对灯泡贯流式机组振动的原因进行了系统性的分析,开展了振动区的测试和界定工作,对测试方法和振动区界定的方法进行了总结,其研究中对于振动原因的分析主要还停留在理论阶段,对振动区的界定还是依靠传统方法,没有深入分析振动对机组设备安全的影响。HUANG 等^[17]对贯流式机组转轮室模态进行了研究,分析了转轮室结构对模态的影响,对转轮室结构进行了优化,为优化设计提供了依据,但是其研究内容还是局限在模态分析,没有全面的对机组振动及应力特性进行研究。

对于灯泡贯流式机组水导轴承振动的研究,目前主要集中在振动原因分析及处理措施等方面。李崇仕等^[11]分析了灯泡贯流式机组水导振动的原因并提出了运行建议,通过研究发现水导轴承振动与机组支撑、水导轴承结构、运行工况相关,提出需要在水导轴承安全性评估等方面开展工作,其研究主要通过在线监测的数据进行分析,缺乏详细的试验及计算。丁晖庆等^[18]从水导轴承内部结构入手,对水导轴承振动问题进行了分析,提出引起水导轴承振动的原因是综合性的,应采取针对性的研究,通过对机组的检查和试验,诊断出水导轴承水平振动的原因,对机组或水导轴承进行检验,以保证机组的安全稳定运行,但是其研究主要是以理论分析为主,缺乏详细的试验验证。黄波等^[19]通过开展交变应力测试,并采用 Goodman 模型对灯泡贯流式机组水导轴承进行疲劳分析,分析了水导轴承振动对结构的影响,通过研究发现当前水导轴承异常振动不会对机组水导轴承运行构成较大安全风险,但是其研究主要针对机组在当前工况下的振动评估,没有全面的对水导轴承结构部件的设备寿命进行分析。

通过以上分析可以看出,目前对于灯泡贯流式机组水导轴承的研究主要集中在理论分析、振动测试和处理措施方面,没有对水导轴承振动情况进行准确评估,也没有结合振动对水导轴承结构部件的动应力进行深入分析。本文试图全面开展灯泡贯流式机组水导轴承振动状态评估工作,对同类型机组的水导轴承振动情况进行统计分析,对水导轴承进行有限元计算,开展振动和动应力的真机测试,分析动应力和振动的相关性,对水导轴承结构疲劳特性进行评估,确定合理的振动限值。

1 同类型机组振动统计

水电机组振动情况与机组结构、转速等因素相关,为更科学的对灯泡贯流式机组水导轴承的振动进行评估,需要对同类型机组振动的情况进行统计分析,为振动限值的确定提供依据。

1.1 振动情况统计

收集了 30 台同类型机组在额定水头、额定负荷附近水导轴承振动数据,如表 1 所示。这些机组水导轴承结构同为扇形支撑结构,机组额定转速均小于 100r/min。据了解这 30 台机组运行情况稳定,主机无重大缺陷。

表 1 水导轴承振动统计数据

Table 1 Vibration statistical data of guide bearing vibration

电站名称	机组号	水导轴承水平振动/ μm	水导轴承垂直振动/ μm	电站名称	机组号	水导轴承水平振动/ μm	水导轴承垂直振动/ μm
峡江水电站	7	353	111	东坪水电站	1	134	38
	9	367	216		2	174	50
跃洲水电站	1	52	/		3	145	49

长洲水电站	1	142	60	铜湾水电站	4	140	50
	4	265	125		2	90	78
马迹塘水电站	1	90	32	大源渡水电站	4	103	53
	2	121	30	湘祁水电站	3	182	55
	3	115	39	土谷塘水电站	4	81	38
近尾洲水电站	1	47	22	茶林河水电站	3	264	105
	2	68	37	凌津滩水电站	1	124	44
	3	55	28		3	92	27
株溪口水电站	1	185	57	株洲航电枢纽	4	169	77
	2	153	99		5	265	/
	3	104	40	百龙滩水电站	14	61	55
	4	146	62	宋村水电站	5	354	53

在最大值 367 μm 到最小值 47 μm 范围内, 以 38 μm 为一间隔, 将整个数据平均分为 9 段, 统计在不同数据段内的样本数量, 得到分布情况如图 1 所示。

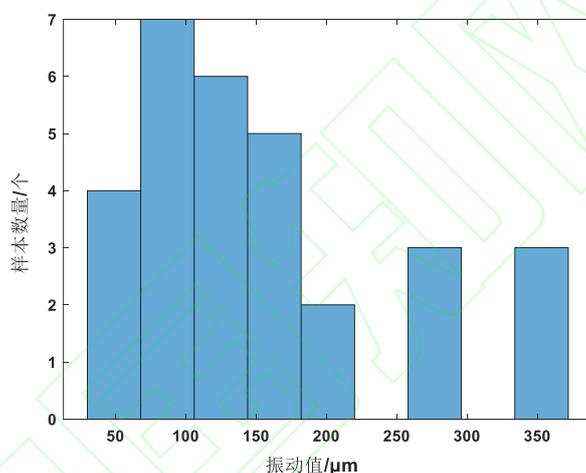


图 1 水导轴承水平振动值统计分布

Fig.1 Statistical distribution of horizontal vibration values of guide bearings

1.2 基于 Burr 模型的水导轴承水平振动分布规律分析

Burr 分布作为一种失效模型, 是一种重要的连续寿命分布, 广泛应用于可靠性研究和失效时间建模等^[20]。3 参数 Burr 分布模型概率密度函数及累积概率密度函数分别如下^[21]。

$$f(x) = \frac{\frac{kc}{\alpha} \left(\frac{x}{\alpha}\right)^{c-1}}{\left(1 + \left(\frac{x}{\alpha}\right)^c\right)^{k+1}} \quad (1)$$

$$F(x) = 1 - \frac{1}{\left(1 + \left(\frac{x}{\alpha}\right)^c\right)^k} \quad (2)$$

式中, x 为样本; $f(x)$ 为概率密度函数; $F(x)$ 为累积概率密度函数; α, k, c 为模型的三个待定参数。

采用极大似然法根据样本的值，对模型的各个参数 (α, k, c) 进行估计，得到各参数为： $\alpha = 131.19$ ， $c = 3.08$ ， $k = 0.993$ ，得到概率密度函数 $f(x)$ 如图 2 所示，累积概率密度函数 $F(x)$ 如图 3 所示。取累积概率密度函数 $F(x) = 50\%$ ，求解公式 (2) 可以得到整个水导轴承水平振动分布的中位数为 $131.6\mu\text{m}$ ，如图 2、图 3 中与横坐标垂直的直线所示。根据国家标准中对水力发电厂振动的规定^[22]，由于当振动幅值大于统计样本的 1.6 倍和 2.5 倍的中位数，问题机组数量会出现明显增加，推荐采用 1.6~2.5 倍的中位数作为振动的限制，这里可以初步采用 1.6 倍中位数即 $200\mu\text{m}$ 作为水导轴承水平振动的限值。

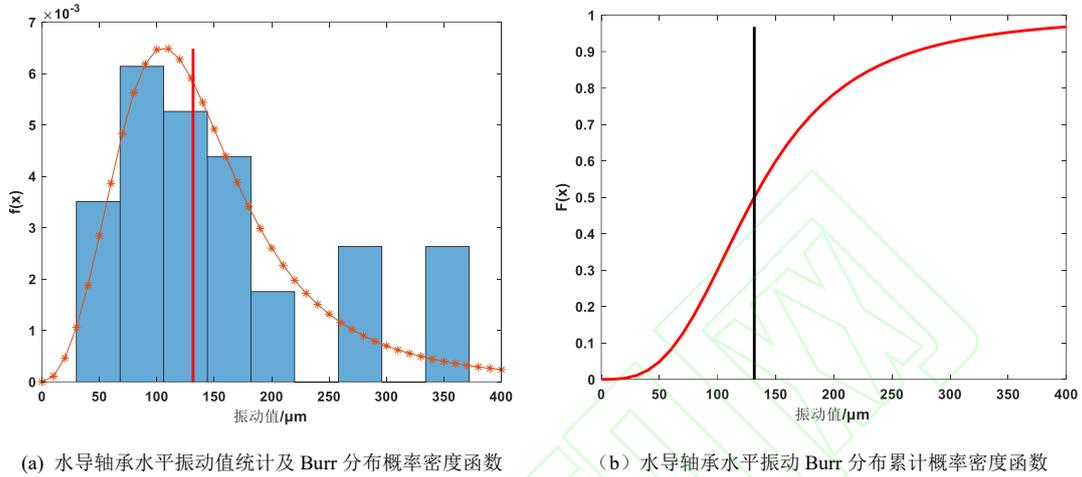


图 2 水导轴承水平振动值统计及 Burr 分布计算结果

Fig. 2 Statistical distribution of horizontal vibration values of guide bearings and Burr distribution calculation results

2 静应力有限元分析

为了更好的分析灯泡贯流式机组水导轴承受力状态，指导现场真机试验工作的开展，需要采用有限元的分析手段开展水导轴承应力分析，检验水导轴承钢强度性能。

2.1 计算模型及计算工况

湖南凌津滩水电站安装有 9 台 30MW 灯泡贯流式水轮发电机组，水轮机额定水头 8.5m，转轮直径 6.9m，额定流量 $403\text{m}^3/\text{s}$ ，额定转速 78.9r/min，1、3、6 号机组水导轴承为扇形支撑结构，轴承体扇形支撑包角为 180° ，轴承体的扇形板与导流锥的支撑上下游设有 0.5~1.5mm 的间隙。有限元分析模型如图 3 所示，选取整个内配水环管、导流锥和轴承体结构作为计算模型，选取每个节点具有 3 个自由度的 20 节点六面体单元划分网格，全部采用六面体单元，边界条件为约束配水环与管型座管把合螺栓分布圆上节点的所有自由度。材料特性如表 2 所列。

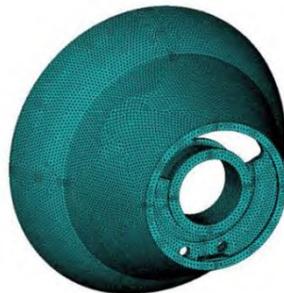


图 3 有限元计算模型

Fig. 3 Model of guide bearing FEM

表 2 材料特性及许用应力

Table 2 Material characteristics and allowable stress

部件	材料	屈服极限 /MPa	强度极限 /MPa	许用应力/MPa	
				平均应力	局部应力
水导轴承体	20SiMn	255	470	85.0	127.5

本次计算主要考虑机组正常运行工况（最大水头下机组带额定负荷），其中轴承体承受径向载荷 1170000N。

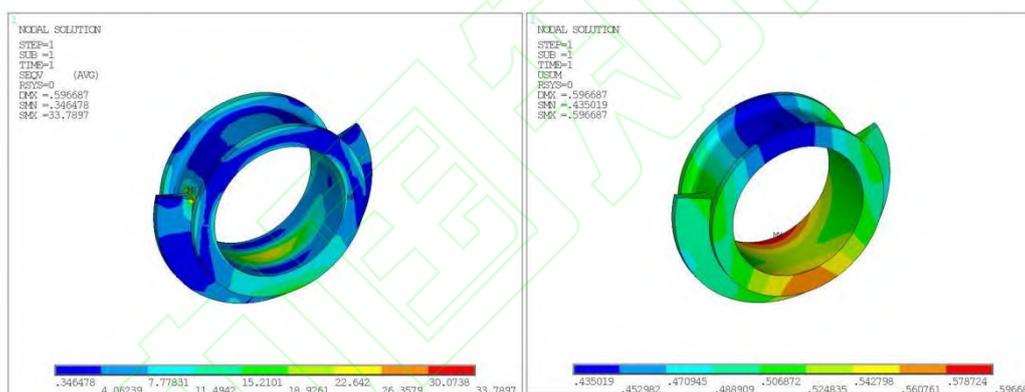
2.2 计算结果

通过有限元计算，得到水导轴承在正常运行工况下的应力和变形，如表 3 及图 4 所示。从计算结果可以看出，水导轴承体和导流锥的应力水平较低，远小于许用应力要求。水导轴承体的最大应力出现在水导轴承体与扇形支撑板底部相交处，最大变形出现在水导轴承体内环板底部轴向支撑处。

表 3 应力及变形计算结果

Table 3 Stress and deformation calculation

部件	最大应力/MPa	平均应力/MPa	最大变形/mm
水导轴承体	33.8	15.2	0.60



(a) 应力计算结果

(b) 变形计算结果

图 4 有限元计算得到的水导轴承应力及变形结果

Fig. 4 Stress and deformation calculation of FEM

2.3 计算结果与实测结果对比

要开展真机水导轴承静应力的测试需要机组检修、拆机布设应变片，时间周期长现场施工难度较大。对于灯泡贯流式机组水导轴承，其静应力和动应力的载荷均来自于转轴^[23]，方向均为径向，在线弹性范围内其变形的分布特点主要与结构的刚度相关^[24]，因此静应力、动应力下所产生的变形分布特点应该是相似的。动应力测点如图 5 所示，凌津滩水电站 1 号机组在额定水头、额定负荷工况下实测得到的各测点动应力幅值如表 4 所列。实测得到的最大动应力出现在扇形支撑板底部，这和有限元计算结果显示的规律一致，这也说明了计算结果的准确性。

表 4 不同测点动应力实测结果

Table 4 Measured results of dynamic stress at different measuring points

测点编号	实测动应力/MPa	测点编号	实测动应力/MPa
1	0.529	5	0.481
2	0.709	6	1.034
3	0.605	7	1.399
4	0.511	8	1.415

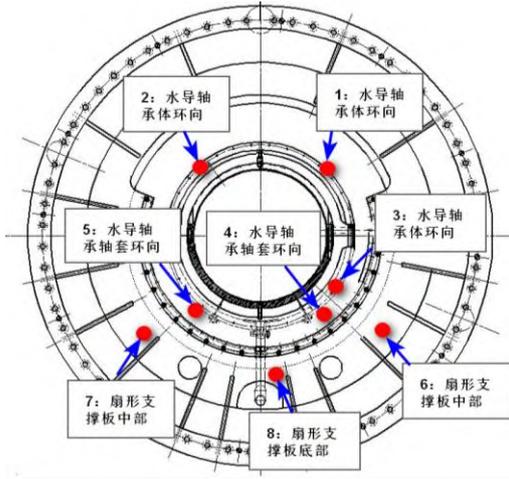


图 5 水导轴承动应力测点布置

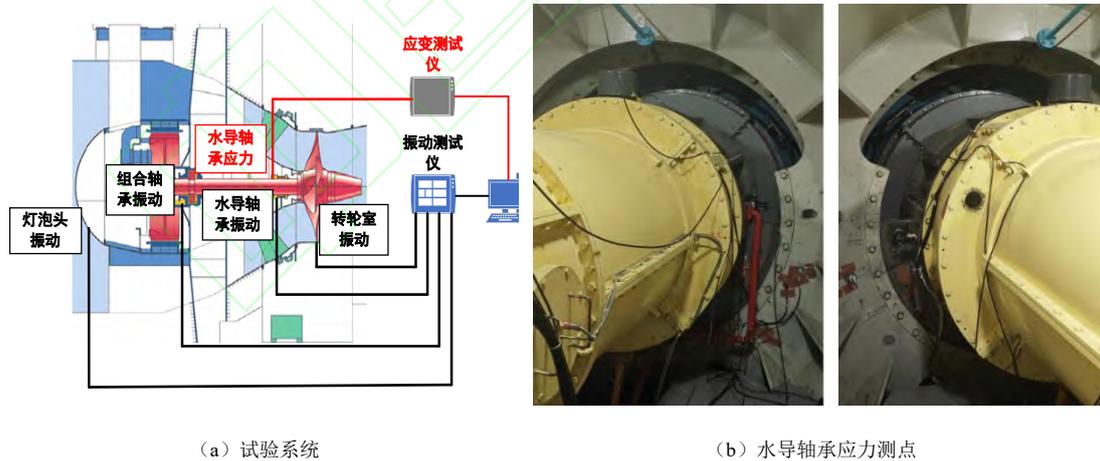
Fig. 5 Arrangement of dynamic stress measurement points for hydraulic bearings

3 振动及动应力测试

为进一步分析灯泡贯流式机组水导轴承振动情况，需要对真机进行振动及动应力测试，分析结构部件振动与动应力特性，分析机组振动对关键部件结构强度及疲劳寿命的影响。

3.1 真机试验

以湖南凌津滩水电站 1 号机组为例，试验系统如图 6 所示，主要包括机组振动测试和水导轴承结构部件动应力测试两套系统，水导轴承动应力测点主要包括水导轴承轴套环向应力、水导轴承扇形板环向及径向应力。试验前停机状态下安装振动及动应力测点，试验时机组毛水头为 10.0m，机组有功功率从空载至满负荷以 2MW 为步长进行调整，同步测量各工况下水导轴承振动和动应力。



(a) 试验系统

(b) 水导轴承应力测点

图 6 机组振动及动应力现场试验

Fig. 6 Vibration and dynamic stress test

3.2 实测数据分析

实测得到的不同有功功率下水导轴承水平振动峰峰值与水导轴承扇形支撑板腰部及底部动应力峰峰值如图 7 所示。水导轴承水平振动与水导轴承扇形支撑板腰部及底部应力随有功功率变化趋势基本一致，当机组有功功率大于 20MW 时，随着机组有功功率的增加振动及动应力幅值均出现明显上升，水导轴承水平振动最大峰峰值为 91 μ m。低负荷区扇形板底部径向动应力幅值大于扇形板腰部环向动应力值，但是在高负荷区两者的最大应力值接

近, 动应力最大峰峰值为 1.4MPa。随着有功功率的上升, 扇形板腰部环向应力增加速度更快, 总体看来, 动应力测试结果与水导轴承水平振动测试结果具有良好的相关性。

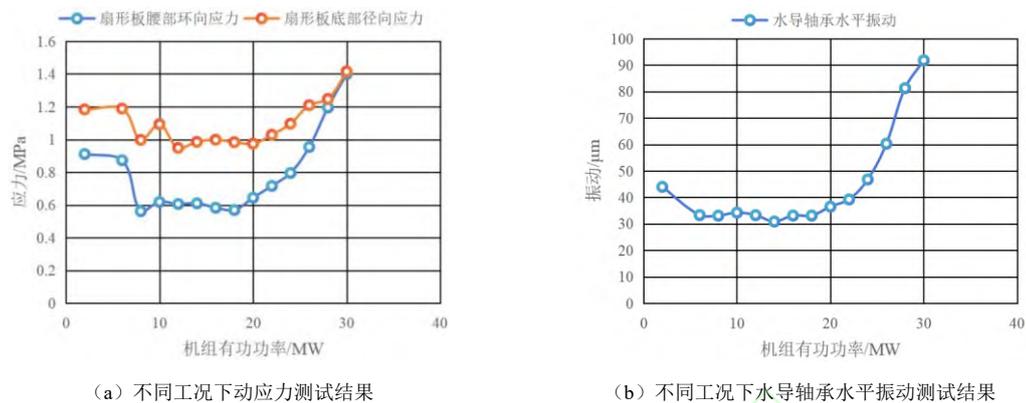


图 7 不同负荷工况下振动及动应力测试结果

Fig. 7 Vibration and stress test results under different load conditions

实测得到的 2MW、10MW、20MW 及 30MW 工况下水导轴承振动波形及频谱如图 8 所示, 扇形板腰部环向动应力波形及频谱如图 9 所示。低负荷工况下水导轴承振动及扇形板腰部环向动应力主频均为 1.313Hz (机组转频), 随着机组有功功率的增加机组振动及动应力幅值明显增加, 在 30MW 工况下水导轴承振动及扇形板动应力频率出现了明显的 5.25Hz (桨叶叶片倍频率) 频率成分, 说明随着机组有功功率的增加, 因桨叶叶片引起的动静干涉影响了水导轴承的振动和动应力。从波形及频谱上看, 水导轴承的水平振动与对应的扇形板动应力规律基本一致。

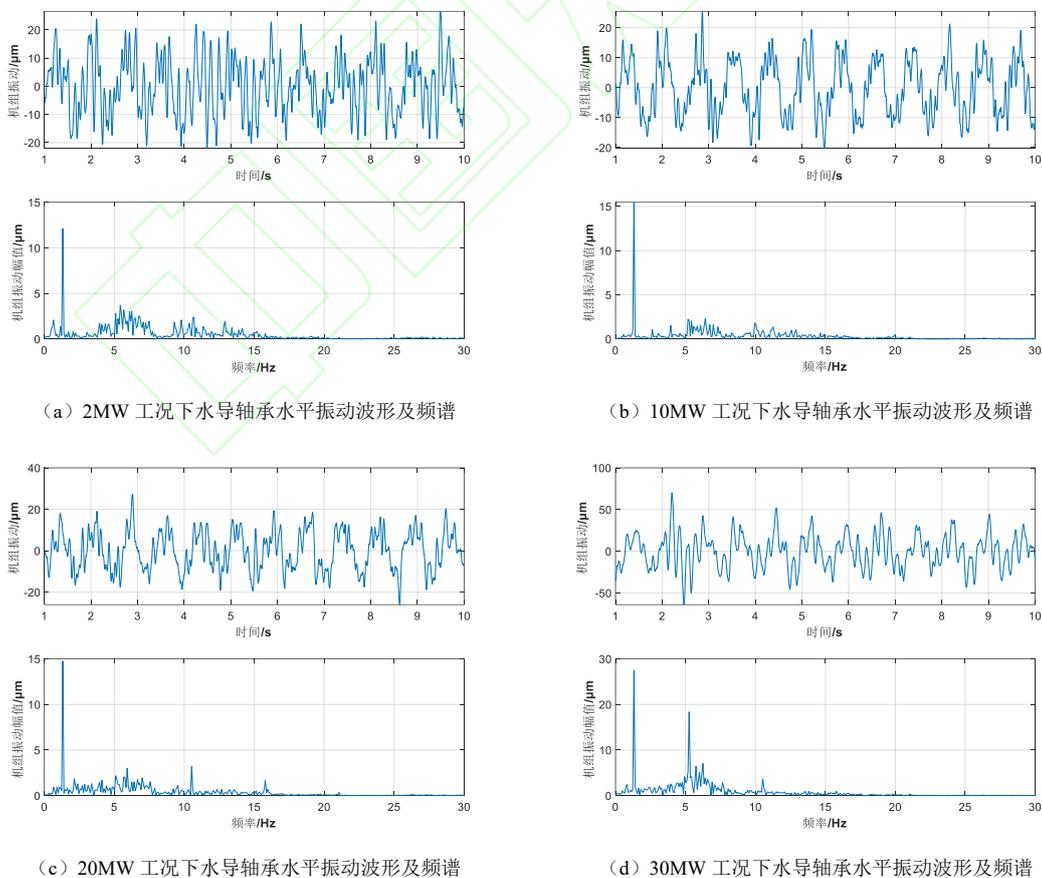
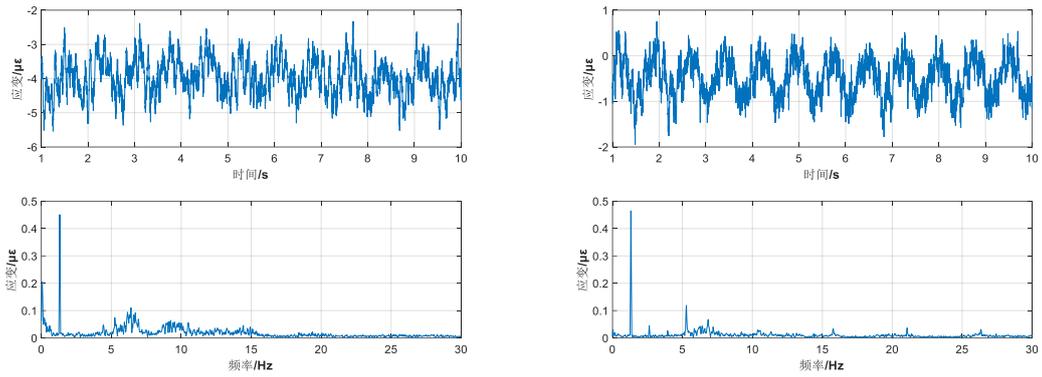
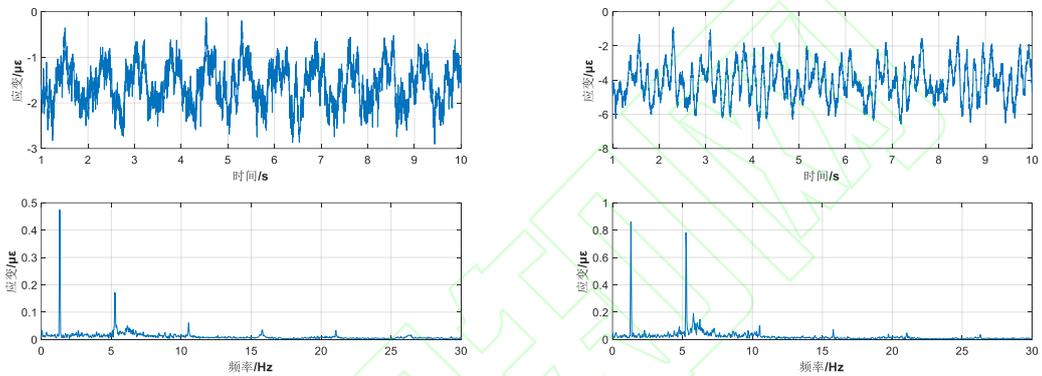


图 8 不同工况下水导轴承水平振动波形及频谱

Fig. 8 Horizontal vibration waveform and frequency spectrum of guide bearing under different conditions



(a) 2MW 工况下水导轴承扇形板腰部环向应力波形及频谱 (b) 10MW 工况下水导轴承扇形板腰部环向应力波形及频谱



(c) 20MW 工况下水导轴承扇形板腰部环向应力波形及频谱 (d) 30MW 工况下水导轴承扇形板腰部环向应力波形及频谱

图 9 不同工况下水导轴承扇形板腰部环向应力波形及频谱

Fig. 9 Waveform and Spectrum of circumferential stress at the waist of guide bearing fan plate under different conditions

对于一般的金属结构，在小变形弹性范围内，外载荷与应力、应变、位移成线性关系。根据实测得到的不同有功功率下水导轴承水平振动和扇形板径向应力和环向应力数据，采用线性拟合方法得到振动与动应力的关系如图 10 所示，振动幅值与动应力值具有良好的线性关系，可以通过该关系预测扇形板结构在振动峰峰值 $200\mu\text{m}$ 下的极限动应力峰峰值为 2.725MPa ，从而对结构部件进行疲劳分析和寿命评估。

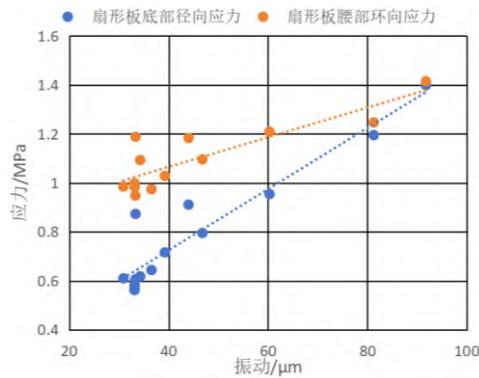


图 10 水导轴承水平振动与动应力关系

Fig. 10 Relationship between horizontal vibration and dynamic stress of water guide bearings

4 结构部件寿命评估

4.1 疲劳损伤理论

采用工程上广泛应用的 Miner 线性疲劳累计损伤理论来评估水导轴承的运行寿命^[25]。根据 Miner 线性疲劳理论,在循环载荷下,疲劳损伤是可以线性累加的,各个应力之间相互独立和互不相关,当累加的损伤达到某一数值时,试件或构件就发生疲劳破坏, n 个循环造成的疲劳损伤如下

$$D = \frac{n}{N} \quad (3)$$

式中, D 为疲劳损伤系数; N 为疲劳寿命循环次数。当循环载荷的次数 n 等于其疲劳寿命 N 时,疲劳破坏发生,即 $D=1$ 。

疲劳寿命循环次数根据材料的 S-N 曲线计算得到。S-N 曲线是根据试验结果得到的描述零件疲劳强度和疲劳寿命之间的函数曲线,比较常用的为幂函数型表达方式^[26,27],即

$$S_{\max}^m C = N$$

(4)

取对数得到

$$\lg N + A \lg(S_{\max}) = B$$

(5)

式中, S_{\max} 为最大应力; m 、 C 均为材料参数; $A=\lg C/m$, $B=1/m$ 。

在获取了扇形板结构在振动限值下的极限动应力后,结合有限元分析所得到的静应力数值,通过 S-N 曲线就可以得到结构的疲劳寿命循环次数,从而对其安全性进行评估^[28,29]。

4.2 循环应力计算

在疲劳分析中,需要对循环载荷中的每一次循环确定最大应力范围,即在一次循环中应力强度的最大值与最小值的代数差,从而求得交变应力幅值^[4]。根据最大应力,可以从 S-N 曲线图中求出每一个最大应力对应的疲劳寿命循环次数。

考虑机组正常运行工况,计算水导轴承结构部件的循环应力 S ,其中包括平均应力 S_{mean} 和最大应力 S_{max} 。根据实测结果水导轴承扇形支撑结构动应力主频为机组的转频,一年机组的循环次数为 $n_y=78.9 \times 365 \times 24 \times 60=4.146 \times 10^7$ 。根据有限元计算的结果,最大静应力为 33.8MPa,该值为平均应力 S_{mean} 。根据动应力与振动幅值的拟合结果,得到在水导轴承水平振动为 200 μm 下最大动应力的幅值为 1.36MPa,该值为应力变化的半幅值。根据平均应力和应力变化的半幅值可以得到最大应力 $S_{max}=35.16\text{MPa}$ 。

4.3 运行寿命评估

水导轴承支撑板的材料为 20SiMn,根据最大循环应力-疲劳寿命曲线,得到循环次数与最大应力关系中 $A=13$, $B=39.6$ ^[30],根据公式 (5) 计算得到疲劳寿命循环次数为 $N=3.17 \times 10^{19}$ 次,根据一年机组循环次数 n_y ,按公式 (3) 计算得到一年疲劳损伤系数 $D=3.15 \times 10^{-20}$,计算得到运行寿命 $N/n_y > 100 \text{ a}$,满足使用寿命周期要求。

5 结果讨论

相比目前的研究成果,本文在对同类型机组振动情况进行统计分析的基础上,深入分析了水导轴承振动对结构动应力的影响,基于疲劳理论对水导轴承结构部件的寿命进行了评估,并提供了一种灯泡贯流式机组扇形支撑水导轴承振动限值的确定方法。本文研究的局限性在于:在进行机组振动统计时样本数量偏少,影响了统计结果的精确性,有限元分析和真

机动应力测试主要是针对单个水电站的机组, 结论的通用性还有待进一步检验, 但是本文所提供的水导轴承振动的评估方法对同类型机组是适用的。今后需要进一步深化研究, 收集更多的振动统计样本, 选取不同类型的典型机组开展研究, 得到更加具有通用性的研究结论。

6 结语

本文开展了灯泡贯流式机组水导轴承振动评估研究。首先对同类型机组的水导轴承振动情况进行了统计分析, 根据统计结果确定了水导轴承振动的限值, 开展了有限元计算和动应力试验, 在此基础上对振动限值下水导轴承结构疲劳寿命进行了分析。通过研究得到以下结论:

(1) 机组额定转速小于 100r/min、水导轴承为扇形支撑结构机组, 水导轴承水平振动分布的中位数为 131.6 μm , 根据标准规定可采用 1.6 倍中位数即 200 μm 作为水导轴承水平振动的限值。

(2) 通过有限元分析, 水导轴承体的最大应力出现在水导轴承体与扇形支撑板底部相交处, 最大变形出现在水导轴承体内环板底部轴向支撑处。

(3) 通过真机振动及动应力测试, 灯泡贯流式机组水导轴承水平振动随机组有功功率的增加而增加, 振动与动应力主要频率为机组转频和桨叶叶片倍频率, 且振动幅值与动应力幅值具有良好的线性关系, 可通过线性拟合预测振动幅值在 200 μm 下的动应力。

(4) 基于实测及计算得到的扇形板结构在振动限值下的极限动应力, 结合有限元分析所得到的静应力数值, 通过 S-N 曲线得到水导轴承支撑结构的疲劳寿命和损伤系数。通过计算发现, 水导轴承水平振动为 200 μm 时结构疲劳寿命满足使用寿命周期要求。

参考文献 (References) :

- [1] 游赞培. 灯泡贯流式水电站[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2014.
YOU Zhanpei. Bulb tubular hydropower station[M]. Beijing: China Water&Power Press, 2014.
- [2] 李志华, 王鹏, 夏绍云, 等. 灯泡贯流式机组节能增效收益分析[J]. 水力发电, 2022, 48(5): 105-108
LI Zhihua, WANG Peng, XIA Shaoyun, et al. Benefit Analysis of Energy Saving and Efficiency Increase of Bulb Tubular Unit[J]. Water Power, 2022, 48(5): 105-108
- [3] MILJENKO B, IGOR K, MATEJ K, et al. Improved dynamic model of a bulb turbine-generator for analysing oscillations caused by mechanical torque disturbance on a runner blade[J]. Electrical Power and Energy Systems, 2020, 119: 105929.
- [4] Cao J W, Tian H, AHN S H, et al. Fatigue analysis in rotor of a prototype bulb turbine based on fluid-structure interaction[J]. Engineering Failure Analysis, 2022, 132: 105940.
- [5] 付亮, 寇攀高, 尹京平, 等. 灯泡贯流式机组协联优化试验分析[J]. 水利水电技术, 2014, 45(7):84-87.
FU Liang, KOU Pangao, YIN Jingping, et al. Experimental analysis of on-cam operation optimization for bulb tubular unit[J]. Water Resources and Hydropower Engineering, 2014, 45(7):84-87.
- [6] 张雷克, 武菁, 王雪妮, 等. 故障受油器影响下灯泡贯流式机组非线性振动特性[J].排灌机械工程学报, 2022, 40(11):1089-1096.
ZHANG Leike, WU Jin, WANG Xueni, et al. Nonlinear vibration characteristics of bulb tubular unit under influence of faulty oil receiver[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2022, 40(11): 1089-1096.
- [7] 赵亚萍, 秦笛舸, 郑小波, 等. 卧式灯泡贯流式水轮机真机协联寻优数值研究[J].水力发电学报, 2023, 42(7):119-128
ZHAO Yaping, QIN Dige, ZHENG Xiaobo, et al. Numerical study of optimizing on-cam operation of horizontal bulb tubular turbines [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2023, 42(7):119-128
- [8] 党建, 贾嵘, 罗兴铸, 等. 基于 H-K 聚类逻辑回归的贯流式机组水导轴承磨损性能评估研究[J]. 水利学报, 2017, 48(2):226-233.
DANG Jian, JIA Rong, LUO Xingqi, et al. Research on wear properties assessment of tubular turbine guide bearing based on H-

- K Clustering-Logistic Regression Model[J]. *Journal of Hydraulic Engineering*, 2017, 48(2):226-233.
- [9] 李永强. 40MW 灯泡贯流式机组水导轴承烧瓦事故分析及预防措施[J]. *云南水力发电*, 2022, 38(2):226-233.
LI Yongqiang. Analysis and preventive measures for water guide bearing bush burning accident of 40MW bulb tubular unit[J]. *Yunnan Water Power*, 2022, 38(2):226-233.
- [10] 何城, 赵亚康, 丛迪, 等. 广蓄二期抽水蓄能机组水导轴承摆度及瓦温缺陷分析与处理[J]. *水电能源科学*, 2022, 40(12):165-168.
HE Cheng, ZHAO Yakang, CONG Di, et al. Analysis and treatment of shaft vibration and temperature defects of turbine guide bearing in Gz II-Stage pumped storage plants[J]. *Water Resource and Power*, 2022, 40(12):165-168.
- [11] 李崇仕, 何葵东, 王卫玉, 等. 灯泡贯流式机组水导轴承稳态振动超标原因分析与运行建议[J]. *湖南电力*, 2021, 41(6):102-106.
LI Chongshi, HE Kuidong, WANG Weiyu, et al. Cause analysis and operation suggestion on stationary vibration exceeding standard of guide bearing for bulb tubular generators[J]. *Hunan electric power*, 2021, 41(6):102-106.
- [12] FENG Jianjun, LIU Boxing, LUO Xingqi, et al. Experimental investigation on characteristics of cavitation-induced vibration on the runner of a bulb turbine[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2023, 189: 110097.
- [13] ORAL A E, AKAY O E. Prediction of vibration in the discharge ring of a river type hydroelectric power plant with bulb turbine using artificial neural networks and support vector machine[J]. *Technical Gazette*, 2022, 29(5): 1726-1732.
- [14] ZHANG Leike, TANG Hualin, SUN Tao, et al. Vibration characteristics analysis of shaft system for bulb hydroelectric generating unit based on magnetorheological fluid damper[J]. *Chaos, Solitons and Fractals*, 2022, 163: 112559.
- [15] SUN Jie, ZHOU Ye, GE Xinfeng, et al. Research on multiobjective optimization of bulb tubular turbine based on orthogonal test[J]. *Shock and Vibration*, 2021: 5581455.
- [16] 冯国柱. 灯泡贯流式水轮发电机组的振动与振动区的界定[J]. *水电站机电技术*, 2023, 46(2): 5-8.
FENG Guozhu. Definition of vibration and vibration zone for bulb turbine generator units[J]. *Mechanical & Electrical Technique of Hydropower Station*, 2023, 46(2): 5-8.
- [17] CHANG Z H, JIN L, ZU C Y, et al. MoDAL ANALYSIS ON A RUNNER CHAMBER FOR A LARGE HYDRAULIC BULB TUBULAR Turbine[J]. *Applied Mechanics and Materials*. Volume 3561 , Issue 678-678 . 2014. PP 561-565.
- [18] 丁晖庆, 邓益新. 贯流式水轮机导轴承径向水平振动分析及处理措施探讨[J]. *大电机技术*, 2015, (3):48-53.
DING Huiqing, DENG Yixin. The radial vibration problems and improvement measures of the guide bearing in a tubular turbine[J]. *Large Electric Machine and Hydraulic Turbine*, 2015, (3):48-53.
- [19] 黄波, 刘畅尧, 肖启志, 等. 某灯泡贯流式机组水导轴承安全性评价研究[J]. *湖南电力*, 2020, 40(3):23-26.
HUANG Bo, LIU Changyao, XIAO Qizhi, et al. Study on safety evaluation of water guide bearing for a bulb tubular unit[J]. *Hunan electric power*, 2020, 40(3):23-26.
- [20] 王超, 郭宗震, 李冬. 基于三参数 Burr 分布的机头时距分布特性研究[J]. *计算机仿真*, 2020, 37(5): 35-39.
WANG Chao, GUO Zongzhen, LI Dong. Research on the time-headway distribution characteristics of nose based on three-parameter burr distribution[J]. *Computer Simulation*, 2020, 37(5): 35-39.
- [21] 李玥, 冶继民. BurrⅫ部件相依屏蔽数据系统的可靠性分析[J]. *吉林大学学报*, 2022, 60(2): 284-294.
LI Yue, YE Jimin. Reliability analysis of dependent masked data systems with burr XII components[J]. *Journal of Jilin University (Science Edition)*, 2022, 60(2): 284-294.
- [22] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. 水力发电厂和蓄能泵站机组机械振动的评定: GB/T 32584-2016 [S]. 北京: 中国标准出版, 2016.
General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China. Evaluation of mechanical vibration for machine sets in hydraulic power plants and pump-storage plants: GB/T 32584-2016 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2016.
- [23] YAN Donglin , CHEN Qijuan , ZHENG Yang , et al. Dynamic evolution of a bulb hydroelectric generating unit considering effects of the blades[J]. *Energy Conversion and Management*, 2019, 185:183-201.
- [24] LI Yiming, SONG, Guiqiu. Analysis of bending vibration of bulb hydraulic turbine shafting[J]. *Journal of the Balkan Tribological*

- Association, 2016, 22(3):2505-2517.
- [25] 江旭东, 武子旺, 滕晓艳. 局部有限寿命疲劳约束条件下的结构拓扑优化方法[J]. 振动与冲击, 2023, 42(16): 110-119.
JIANG Xudong, WU Ziwang, TENG Xiaoyan. Structural topology optimization with local finite-life fatigue constraints[J]. Journal of Vibration and Shock, 2023, 42(16): 110-119.
- [26] 张金豹, 胡铮, 张金乐, 等. 疲劳 S-N 曲线预测模型进展综述[J]. 科学技术与工程, 2023, 23(13): 5390-5411.
ZHANG Jinbao, HU Zheng, ZHANG Jinle, et al. Review of advances in fatigue S-N curve prediction models[J]. Science Technology and Engineering, 2023, 23(13): 5390-5411.
- [27] 赵玺, 朱李, 赖喜德, 等. 基于 Workbench 的水轮机轴疲劳寿命分析[J]. 中国农村水利水电, 2015(9):169-174
ZHAO Xi, ZHU Li, LAI Xide, et al. Fatigue Life Analysis of the Turbine Shaft Based on Workbench[J]. China Rural Water and Hydropower, 2015(9):169-174
- [28] 高会英, 张小强, 黄洪钟, 等. 考虑 S-N 曲线不确定性的概率疲劳寿命预测[J]. 中国科学:物理学力学天文学, 2018, 48:014605.
GAO Huiying, ZHANG Xiaoqiang, HUANG Hongzhong, et al. Probabilistic fatigue life prediction considering the uncertainty of S-N curve[J]. Sci Sin-Phys Mech Astron, 2018,48:014605.
- [29] 尹丹青, 王东坡, 刘哲. Q235 钢和 16Mn 钢接头超长寿命疲劳行为及疲劳寿命设计[J]. 天津大学学报, 2009, 42(6):513-517
YIN Danqing, WANG Dongpo, LIU Zhe. Ultra-Long Life Fatigue Behavior and Fatigue Life Design of Joint Between Steel Q235 and Steel 16Mn[J]. Journal of Tianjin University, 2009, 42(6):513-517
- [30] 李媛媛, 车欣, 李锋, 等. ZG20SiMn 铸钢的高周疲劳行为[J]. 铸造, 2013, 62(5): 393-396.
LI Yuanyuan, CHE Xin, LI Feng, et al. High-Cycle Fatigue Behavior of ZG20SiMn Steel[J]. Foundry, 2013, 62(5): 393-396.

(责任编辑 王璐)