

# 600MW空冷机组辅机冷却水泵振动分析与治理

刘韦平<sup>1</sup> 张精桥<sup>2</sup>

1. 延长石油(湖北)发电有限公司 湖北 武穴 435400

2. 国能锦界能源有限责任公司 陕西 神木 719319

**摘要:** 通过辅机冷却水泵振动研究和测量分析掌握了振动特性,制定了叶轮修正和电机支座的强度和刚度的加固,降低振动的治理方案,处理后辅机冷却水泵振动达到振动“优”标准,治理效果明显。

**关键词:** 叶轮;修正;电机支座;刚度和强度;加固

## 1 概述

陕西国华锦界能源有限公司(4×600MW)机组系上海汽轮机有限公司设计制造的空冷燃煤机组,首台机组于2024年9月30日投产运行,规划一期工程安装三台辅机冷却水泵,由长沙天鹅工业泵有限公司生产,型号:800LCK-50,流量:Q=3000m<sup>3</sup>/h扬程:H=50m,效率:η≥81%,转速:n=980r/min,轴功率:Pa=504.6KW,配套电机功率:N<sub>配</sub>=630KW。

辅机冷却水泵提供机组各设备冷却器冷却和冲洗用水,由于辅机冷却水泵较大振动可造成设备零部件的损坏,影响机组启动前其它设备分步试运,是机组启动工作节点无法正常进行,严重影响#1机组“168”目标的顺

利实现<sup>[1]</sup>。

因此,国华锦界项目部按照发电公司的要求,对长沙天鹅工业泵有限公司生产(型号:800LCK-50)水泵进行大修检查和设备性能试验,同时进行设备振动测试试验报告,最终找出影响设备振动的因素,并制定可靠的改造方案,以解决辅机冷却水泵振动的难题<sup>[2]</sup>。

## 2 辅机冷却水泵振动原因分析

### 2.1 水泵性能试验

800LCK-50型泵叶轮外径为Φ695mm,此时对长沙天鹅工业泵有限公司生产的辅机冷却水泵所做的性能参数点如表1:

流量Q (m <sup>3</sup> /h)	811.0	1280.0	2046.0	3195.6
扬程H (m)	65.5	63.9	60.3	53.3
效率η (%)	40.6	56.7	72.1	81.0
轴功Pa (KW)	356.5	393.2	494.4	572.7

从以上性能试验可以表明,叶轮余量太大,叶轮与设备自身不匹配,是设备振动的一个内因,现将叶轮外径由Φ695mm调整到Φ645mm,对叶轮重新修正后的所做的性能参数点如表2:

流量Q (m <sup>3</sup> /h)	781.8	1234.0	1972.4	3080.7
扬程H (m)	60.9	59.4	56.0	49.5
效率η (%)	40.6	56.7	72.1	81.0
轴功Pa (KW)	319.4	352.2	442.9	513.1

表2说明:水泵叶轮车削后,并经过修正流量达到3000m<sup>3</sup>/h,扬程50.3m从以上两表对比分析水泵性能试验结果可以看到,水泵叶轮的设计的余量偏大、制造工艺粗糙,使叶轮的性能不能满足用户的要求,是引起设备振动的一个内部因素<sup>[3]</sup>。

### 2.2 辅机冷却水泵电机支座刚度和强度测试

2.2.1 由于三台辅机冷却水泵振动分析报告测试结果基本类同,下面仅附其中的一台辅机冷却水泵的情况振

动进行分析,以说明振动因素:

国能锦界电厂#1机C辅机冷却水泵振动分析

#### A、情况简介

锦电#1C辅机冷却水泵,其结构为立式离心水泵,电动机在上,泵在下,泵是长沙天鹅工业泵有限公司生产,型号为800LC-50,电机是上海电机厂生产的,型号为YLK500-6,功率为630KW,转速992r/min。如图1。

分步试运时,电机振动最大值为130um,振动速度为5mm/s。为降低振动,对振动故障进行了分析诊断和处理。

#### B、测点布置及测量仪器

该泵的结构及测点布置如下图所示。用VMS-16数据采集器测量泵与电机的各测点振动值与振动速度的均方根值。

使用本特利公司的磁电式速度传感器和国产速度传感器各一个,同时进行两个通道的振动测量和分析。测

量方向是东西和南北水平振动。

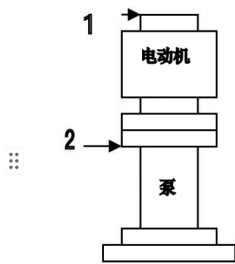


图1 锦电 #1C辅机冷却水泵

C、振动评价标准

采用国家标准GB/T6075.3.-2001。在非旋转部件上测量和评价机器的机械振动。标准中，对不同的支承类型，有不同的振动限值。它属于柔性支承，采用标准见下表。

支承类型	区域边界	位移均方根值/ um	速度均方根值/ mm/s
柔性	A/B	28	3.5
	B/C	56	7.1
	C/D	90	11.0

D、振动故障原因分析

2024年6月27日对辅机冷却水泵振动数据进行了采集分析，由频谱图可见，电机顶部振动的分量主要是转速分量，南北向振动幅值为131 $\mu$ m，东西向为62 $\mu$ m，两个方向的振动相差71 $\mu$ m，电机下部的最大振动也在东西向为102 $\mu$ m，电机座南北向设计有进出口检修孔，刚性差，循泵进出口端相对称一侧东西向电机座刚性较大，南北向振动值应大于东西向，现在是东西向大于南北向。主要是因为流体对泵叶轮的冲击力产生的激振力是造成电机顶部振动大的一个重要原因<sup>[4]</sup>。

振动的幅值与激振力成正比，与刚度成反比。通过做现场动平衡，减小激振力来降低振幅值。

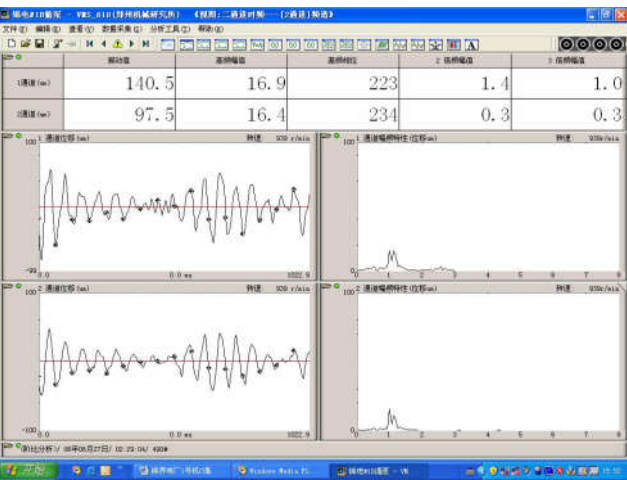


图2 加重前东西向振动数据

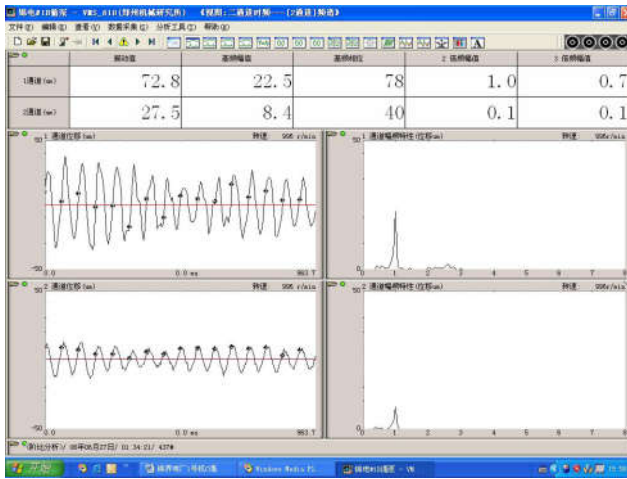


图3 加重前南北向振动数据

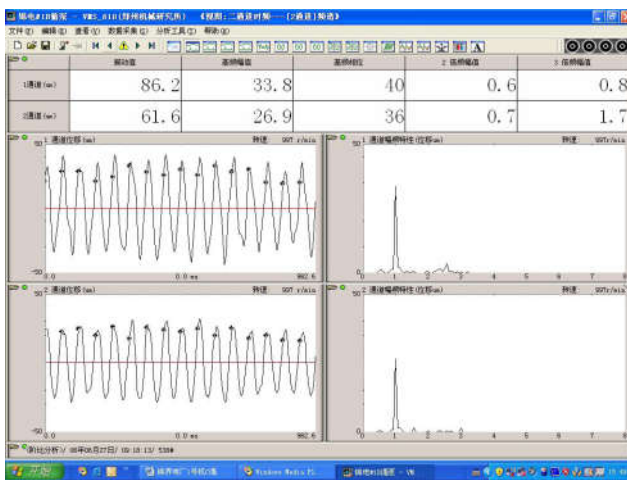


图4 第一次加重振动数据东西向

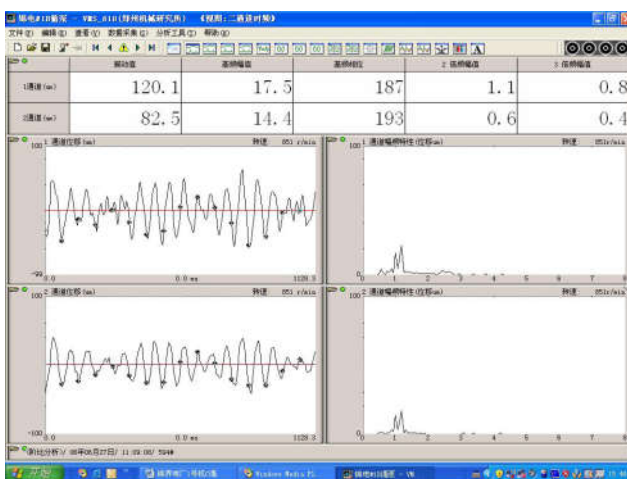


图5 第二次加重振动数据东西向

E、动平衡实验

由加固后起水泵数据看，振动的主要分量以工频为主，相位稳定，表明不平衡力偏大，从减小激振力方面考虑，决定做动平衡实验。在泵与电机的对轮上，首次

试加重的重量和角度根据同类型机器影响系数确定为380克/90°。加重后,振动的角度变化不大,电机顶部振动南北向幅值增大63 $\mu\text{m}$ ,东西向减小46 $\mu\text{m}$ ,电机下部振动东西向减小41 $\mu\text{m}$ 振动数据见表。

通过动平衡计算,第二次加重对加重重量进行了调整,加重面不变,把加重在对轮处的重量和角度为200克/108度的平衡块去掉,再次起泵后,电机顶部振动东西向和南北向振动值基本一样为114 $\mu\text{m}$ ,电机下部东西振动幅值增加了20 $\mu\text{m}$ ,达到82 $\mu\text{m}$ 。

由动平衡数据看,未加配重前,是东西向大于南北侧,即泵的进出口侧大于检修口侧,加完配重后,南北侧大于东西向,并且电机顶部南北向振动值增大了一倍,说明通过动平衡手段消除了流体对叶轮的冲击力所产生的激振力后,电机支撑体刚度不足的特征便显现出来,造成动平衡后南北向振动增加,其中的一个重要原因是电机支撑体刚度低。

通过对加重量的调整,振动状态没有明显的改观,还使电机下部和上部东西向的振动明显增加,所以恢复首次加重的重量和角度。

		#1	#2
动平衡前 6月27日 2:00	东西	131	102
	南北	62	31
	振速	4.9	3.8
对轮处加重 380克/90度 8:20	东西	98	67
	南北	150	40
	振速	5.5	2.5
9:00	东西	85	61
	南北	126	39
	振速	4.8	2.4
去掉原加重对轮处再加重 380克/196度	东西	114	82
	南北	114	36
	振速	4.3	3.4
11:00 6月27日	东西	115	84
	南北	125	29
	振速	4.5	3.2

振动值单位 $\mu\text{m}$  振动速度单位: mm/s

2.2.2 辅机冷却水泵振动试验测试结果如下:

(1) 三台辅机冷却水泵电机支座激振力的频率与设备的振动频率相等或接近,这是电机支座刚度和强度不足表现,对电机支座刚度和强度进行设计和校核,以避免因电机支座的结构不合理所造成刚度和强度不够,以此引发的共振。因此,水泵振动的主要原因是结构设计不合理引发的结构共振。

(2) 电机转子本身也存在动不平衡问题,这也是引

起振动的因素。

### 2.3 辅机冷却水泵其它方面所引起的振动原因

#### 2.3.1 水泵中心的复测

通过对水泵中心的检查复测,对轮端面和外圆均在厂家技术要求范围,对轮螺丝缓冲垫无磨损,从检查发现对轮中心的原因引起的振动可以排除在外;

#### 2.3.2 水泵大修解体检查项目情况

通过对水泵提量的测量,叶轮密封环间隙测量,泵轴弯曲测量,各轴套和轴承的检查,均在厂家技术要求范围。

但在检查推力轴承过程中发现轴承滚珠和滚道均有大量的麻点,从这点说明推力轴承的磨损也是引起振动的一个因素。

#### 2.3.3 流体流动引发的振动

在对筒体及出口管道的流体流动情况来看,各辅机冷却水泵的出口支管弯接母管距离小于出口口径的10倍,仅有1/3,且各出口采用刚性伸缩节,未采用伸缩性能较好的橡胶伸缩节,这将造成流体的短距离反冲击和出口涡动,流体释放缓冲性能差,最终导致出口流体的反冲击,这也是引发水泵振动不可忽视的因素<sup>[5]</sup>。

根据以上调研、检验和试验的结果分析,认为辅机冷却水泵振动主要是电机支座结构设计不合理造成设备强度和刚度不够所引发的结构共振,水泵叶轮设计、制造流量偏大,工艺粗糙也是引发振动的内因,另外电机转子不平衡、水泵推力轴承磨损、流体流动的涡动都将造成设备的振动。

### 3 辅机冷却水泵振动治理的措施

#### 3.1 调整电机支座刚度和强度不足的措施:

辅机冷却水泵的振动主要表现在共振上,采取措施改变水泵电机支座的结构,可以调整电机支座结构产生的频率,以避免共振的发生,从而达到消除振动的目的。

3.1.1 缩小电机支座检修人孔的大小,以增强支座的刚度和强度;

3.1.2 加大电机支座侧边支撑板的数量和厚度,数量有原来的6件增加到10件,厚度由原来的10mm增加到15mm;

3.1.3 电机支座筒体上下面同时加厚5mm,但总体高度不变,支撑筒体圆周钢板加厚5mm;

以上措施的制定经过厂家设计的校核和应力强度计算,满足用户的要求<sup>[6]</sup>。

#### 3.2 水泵叶轮的修正

针对以上所做的水泵性能试验,说明叶轮的直径偏



大,制造工艺粗糙,表面有许多麻点、流到不光滑,这是水泵振动的一个内因,具体措施如下:

3.2.1 叶轮直径的车削,由原来的 $\Phi 695\text{mm}$ 减到 $\Phi 645\text{mm}$ ;

3.2.2 叶轮前后盖板宽度重新调整,达到每个叶片进出口大小均一;

3.2.3 严格工艺和要求对水泵叶轮重新制造,达到性能试验所需的要求<sup>[7]</sup>。

### 3.3 其它方面治理措施

#### 3.3.1 电机转子动不平衡治理措施

对电机转子做动平衡试验,重新进行调整,达到动平衡标准;

#### 3.3.2 推力轴承的磨损

更换新的推力轴承(在更换前要做全面检查,并用煤油清洗干净),并对推力间隙进行调整,轴承紧力达到厂家技术标准<sup>[8]</sup>。

#### 3.3.3 流体流道的修正

(1) 辅机冷却水泵出口刚性伸缩节改为橡胶伸缩节,以缓冲出口流体的反冲击;

(2) 出口流道的改造,把出口支管伸长到出口管径的10倍后,进行弯接母管。

### 3.4 振动治理措施实施及振动治理的效果

2024年4月份在机组安装调试阶段,按照辅机冷却水泵振动治理措施进行施工作业。

通过辅机冷却水泵振动治理措施的实施后,三台辅机冷却水泵的振动最大 $0.04\text{mm}$ ,达到“优”的标准,为#1机组分布试运顺利进行奠定了良好的开端,经过近几个月的试运和#1机组“168”的顺利移交,三台辅机冷却水泵振动良好,性能稳定,治理效果明显。

## 4 总结

通过对三台辅机冷却水泵安装、调试运行情况析、水泵性能试验和振动测试分析报告,发现了设备振动的内、外部因素,并分析了引发振动根源,提出了解决设备振动的治理措施,并在以后的方案中进行了一一实施,治理效果明显。

辅机冷却水泵振动研究与解决,为二期辅机冷却水泵的安装调试提供了较高的借鉴,避免了不必要的弯路,同时,在设备振动的研究领域提供了新的思路和解决方法。

为保证振动治理效果的持久性,定期检查设备的振动情况,发现问题及时处理。

## 参考文献

- [1]陆颂元.汽轮发电机组振动[M].北京:中国电力出版社,2000
- [2]张学延.汽轮发电机组振动诊断[M].北京:中国电力出版社,2008
- [3]张学延,史建良,李德勇.国产600MW汽轮发电机组振动问题分析及治理[J].热力发电,2009,38(9):1G4
- [4]王家胜,邓彤天,冉景川.某300MW汽轮机组振动原因诊断和处理[J].热力透平,2008,37(3):197G201.
- [5]张卫军,张学延,葛翔,等.发电机突发性振动的诊断和处理[J].大电机技术,2010(6):14G16
- [6]王家胜,邓彤天,冉景川.某300MW汽轮机组汽封改造后启动振动故障的排[J].热力透平,2010,39(2):134G137
- [7]陆颂元,童小忠.汽轮机组现场动静碰磨故障的振动特征及分析诊断方法[J].动力工程,2002,22(6):2020G2024
- [8]王家胜,文贤馗,邓彤天,等.某200MW汽轮机组振动故障分析与处理[J].汽轮机技术,2012,54(2):144G147