

反应堆主循环泵故障诊断*

王 冶 金华晋 许汉铭 陈华兴

(中国原子能科学研究院反应堆工程研究所, 北京, 102413)

应用振动监测技术, 通过参数分析、信号分析及谱分析, 对反应堆一循环在役主泵的故障进行了分析诊断。诊断结果与解体结果完全一致。

关键词 泵 振动分析 故障诊断 谱分析

中图法分类号 TL 386 TL 353.12

随着设备状态监测技术的发展, 科学地对在役设备进行故障诊断和预报已成为设备状态维修必不可少的一重要环节。对于核设施中的转动设备, 箱体内的轴承、齿轮、叶轮、联轴器等零件的工作情况复杂, 又工作在特殊环境下, 传统的经验诊断方法和解体诊断方法远不能满足要求, 并且大大增加维修成本和维修周期。本工作采用振动监测技术对游泳池式轻水反应堆一循环水泵进行在役故障诊断。

1 诊断对象、目的及测试系统组成

游泳池式轻水反应堆一回路中有 3 台主循环泵。该泵为不锈钢制离心叶片泵。泵及其轴承的主要技术参数列于表 1。

表 1 主泵及其轴承的主要技术参数

Table 1 Main parameters of the pump and its bearing

电机功率/kW	电机转速/ $r \cdot \text{min}^{-1}$	泵叶片数	电源	泵流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
75	1450	6	380 V/50 Hz	576
轴承型号	滚动体直径/mm	滚动体数量	节圆直径/mm	接触角/ $^{\circ}$
6309	18	7	72.5	60

在泵的前后轴承座轴向和径向各布置一传感器, 测取振动信号, 用以进行分析诊断。一循

* IAEA 资助课题

王 冶: 男, 37 岁, 机械学专业, 工学硕士, 工程师

收稿日期: 1998-01-22 收到修改稿日期: 1998-08-03

环水泵联接及 4 个测点布置示于图 1。

运行期间, 对反应堆一循环水泵进行定期监测, 采集数据进行振动测试诊断。振动测试系统框图示于图 2。

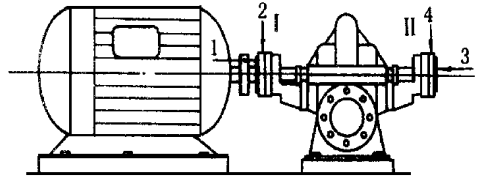


图 1 一循环水泵联接及测点示意图

Fig 1 The sensors mounted on the bearing seats of pump

2 泵的故障诊断分析

2.1 振动信号的时域和频域分析

在故障诊断中, 首先采用参数法进行故障判断。对振动信号进行的时域和频域处理所涉及的有量纲及无量纲量为均方根值 $RM S$ 、峰值 $PEAK$ 、峰值因子 C 、峭度 K 、脉冲因子 I 、裕度因子 L 、重心频率 FC 、均方频率 $M S F$ 等。其中: 均方频率 $M S F$ 和重心频率 FC 用以描述功率谱主频带的位置变化。利用频域参数指标可以对设备故障进行粗略判断。无故障时, 频率成分主要集中在低频段, FC 值较小; 出现局部损伤类故障时, 冲击引起的共振将使主频区右移; 故障发生时, FC 和 $M S F$ 值比正常值大得多。

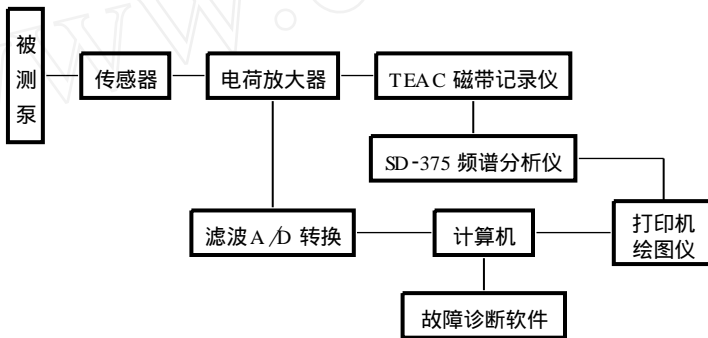


图 2 泵振动测试诊断系统框图

Fig 2 Block diagram of measurement system

表 2 列出对泵开始监测和最后 2 次监测时采集的振动信号的处理结果。可以看出: 特征参数变化较大, 峭度值 K 增加后又降低, 脉冲因子 I 逐渐增加, 重心频率 FC 、均方频率 $M S F$ 增加较快, 说明泵已经发生故障。此时, 泵的轴承座上 1、2、3、4 号测点拾取的振动信号加速度值分别为 14.91 、 3.29 、 11.29 和 $4.42 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ 。4 个点的加速度值均超过正常值范围。振动冲击增加, 滚动轴承损坏; 间隙增加, 导致叶轮振动加剧。图 3(a)~(d) 分别为泵的两端传感器轴向和径向拾取的振动信号的时域振动波形图。从时域振动波形图可明显看到: 随着幅值的逐渐加大, 信号波形逐渐出现周期性的脉冲冲击现象。周期性分量的出现表明故障特征已充分体现出来, 此时设备处于非正常状态。

表2 泵监测中的故障特征参数值

Table 2 The failure characteristic parameters gotten in vibration measurement of pump

监测日期	RMS	PEAK	<i>I</i>	<i>C</i>	<i>K</i>	<i>L</i>	MSF	FC
1996.04.25	0.893	1.431	3.447	2.868	2.283	3.982	35.697	220.90
1997.06.14	0.607	3.066	3.864	3.387	6.732	5.875	37.811	237.84
1997.06.16	0.617	3.135	4.500	3.441	3.798	5.445	50.741	324.74

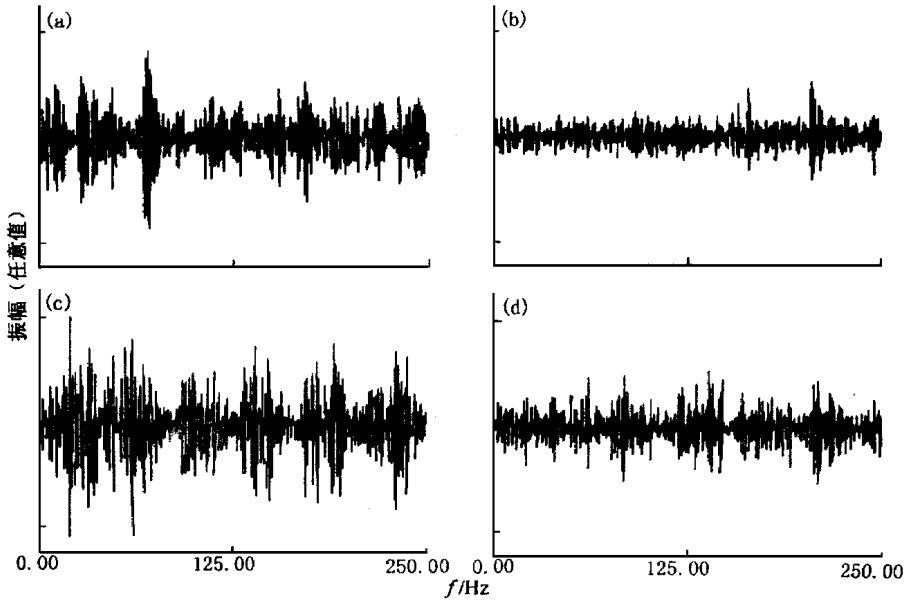


图3 I、II 两端拾取的振动信号时域波形

Fig. 3 The vibration wave shapes of measuring point 1~4 in time domain

(a)——1号测点; (b)——2号测点; (c)——3号测点; (d)——4号测点

2.2 概率密度函数分布

从概率密度函数分布图上来分析其故障特征。图4为4个测点的概率密度函数分布图。从图上可清楚看出：小幅值的概率密度上升，中央峰变得陡峭。由此可以判断为可能产生了冲击现象。

2.3 频谱分析

以上分析结果定性反映出泵处于故障状态，但不能具体确定那些零部件发生失效及失效原因。对泵的故障进行频谱分析，以确定故障的具体类型和位置。图5为泵上I、II 2点轴向及径向拾取信号的功率谱。分析中采样频率为12800 Hz，分析频率为5000 Hz。

从频谱图上可以看出：在150、600、825、1000 Hz等处有几个较大的峰值。测试中，实际工作时的转速为 $1486 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ ，实际转频约为25 Hz。此离心泵有6片叶轮，则有 $6 \times 25 \text{ Hz} = 150 \text{ Hz}$ 。因此，150 Hz处的峰值与泵的叶轮有关。图5(b)和(d)为泵的叶轮转动时产生的峰值的频谱图。从频谱图上可以看出两谱图非常相似，在600、825、887.5、1000 Hz处有几个较大的

峰值。图 5(a)和(c)轴向测点的振动频谱图也很相似,在 100、475、762.5、1200、1537.5、4050、4375 和 4812.5 Hz 处出现峰值。以上频率大多为转频的整数倍,故可诊断为轴承内环损坏。从图 5 可以明显看出:大部分的尖峰点的频率均为基频 25 Hz 的 n 倍,其中,在 887.5 Hz 处有一较大的峰值,此峰值与轴的基频无关,可能与轴承外圈、滚动体、保持架等的振动频率有关。

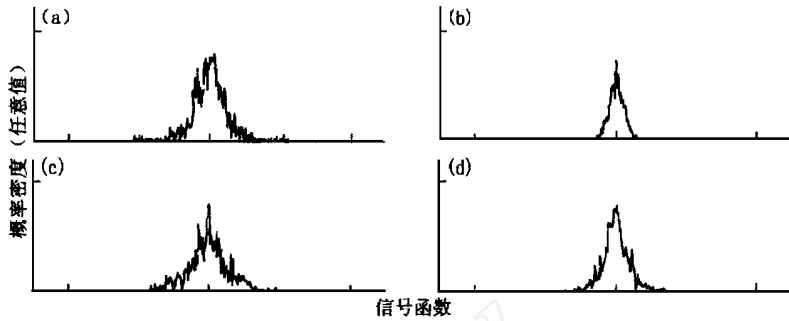


图 4 测点的概率密度分布函数图

Fig 4 The probability density distribution function of measuring points
(a)——1 号测点; (b)——2 号测点; (c)——3 号测点; (d)——4 号测点

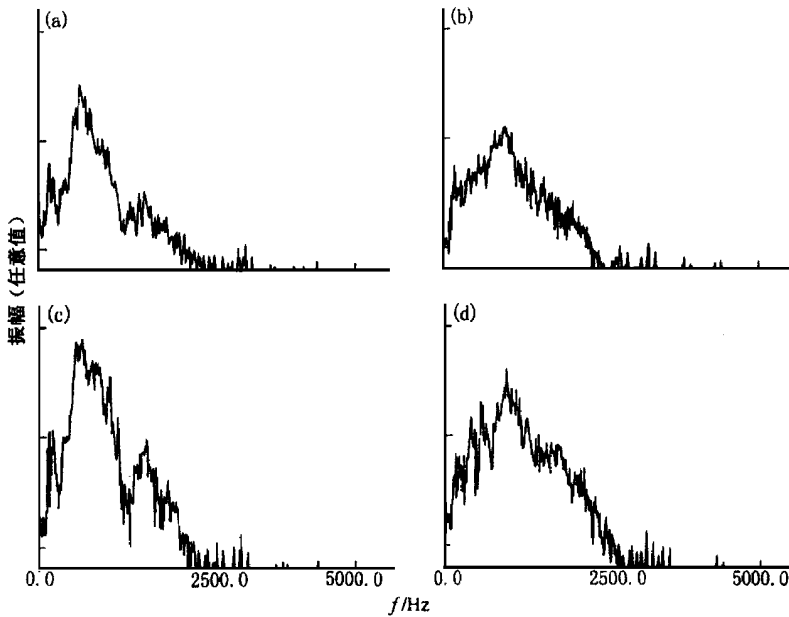


图 5 I、II 测点轴向及径向功率谱图

Fig 5 The power spectra of the four measuring points
(a)——1 号测点; (b)——2 号测点; (c)——3 号测点; (d)——4 号测点

低频段的频谱线密集,从功率谱图上仅可看出几个较大的峰值,谱线不宜分辨,需采用细化技术进行分析。图 6(a)和(b)是 2 号、3 号测点的细化频谱图。

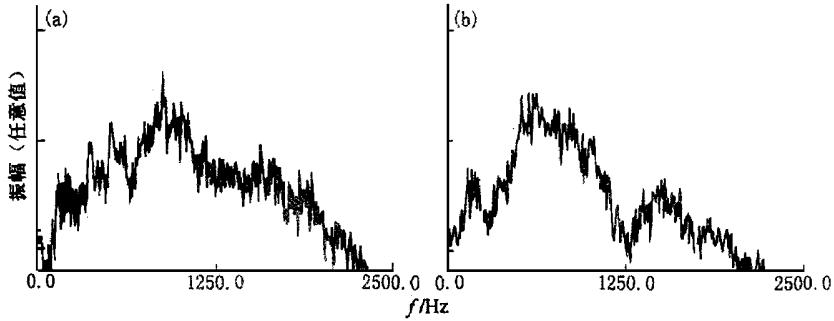


图6 2、3号测点的细化功率谱

Fig 6 The zoom frequency spectra of measuring points 2, 3

(a)——2号测点; (b)——3号测点

图6径向测点2的细化采用细化中心频率1250 Hz,平均次数为8次,分析频率5000 Hz,窗类型为矩形窗,细化两倍。从细化谱图可读出谱峰为25.00、50.00、75.00、150.00、518.75、706.25、750.00、868.75、912.50、975.00、1012.50、1081.30、1112.50、1187.50、1250.00、1275.00、1437.00、1850.00 Hz等。此时可较清晰看出:除几个个别点外,每隔25 Hz有一突出谱线。采取同样的方法对测点3的功率谱图进行细化。从细化后的谱图上可清楚读出50.00、100.00、150.00、175.00、200.00、225.00、525.00、575.00、600.00、637.50、668.50、756.25、781.25、862.50、887.50、902.55 Hz等谱峰。同测点2的情况基本相同,大多数谱峰处的频率为基频的整数倍和基频1/2的整数倍。在以上的几个较大的频率中,含有转频的1/2整数倍的成分,这说明存在2个轴承不对中、轴承架内表面划伤或进入异物、轴承支架的装配部分松动或轴承本身装配不良等问题。

3 诊断结论

1) 综合以上时域及频谱细化分析,泵的主要故障为滚动轴承的内环点蚀或严重剥落的可能性最大,同时可能存在两轴承不对中、轴承架表面划伤或轴承支架的装配部分松动现象,同时伴有其他故障特征。

2) 在几个较大峰值处,频率与滚动轴承的故障特征频率不符,可排除滚动轴承本身失效而引起的冲击,推断为滚动轴承严重磨损造成间隙过大导致轴上零件偏心产生的冲击。也有可能是由叶轮磨损或偏心而引起的冲击。

停机检修解体后观察到:泵支撑端的2个轴承的内环均发生严重的点蚀和剥落,Ⅰ端轴承的内环发生多处点蚀、剥落,有3个7 mm × 7 mm、2个3 mm × 3 mm的凹坑。Ⅱ端内环与其失效形式基本相同,发生大面积点蚀,有5处剥落,保持架有松动,并有与滚动体摩擦过的痕迹。还看到滚动轴承内环和轴径配合处的轴径发生严重磨损、机械密封和静环损坏等。故障形式与故障诊断结论基本一致。由此推断泵的较大振动为轴承内环将轴径磨损造成间隙过大、泵的叶轮失衡而引起。由于泵已运行20多年,轴承座及其机壳等处已有磨损,产生间隙。这些均为产生振动的原因。检修后更换1根新轴及1对轴承。开机后对泵再行监测,故障现象已消失。

在分析中,频谱中的高频部分由于传感器的原因采集不到,使泵中一些有效的特征值丢

失。今后监测将更换传感器, 提高采样频率, 以获得较多的故障特征值。此外, 应进行实时状态监测, 开发新的分析软件, 应用人工神经网络及小波理论等对设备实施全面的综合诊断。建立设备状态维修库, 对设备进行趋势分析等工作将使在役设备故障分析诊断的水平提高到一新的高度。

参 考 文 献

- 1 王 冶. 齿轮箱与螺杆泵诊断技术开发与应用[硕士学位论文]. 北京: 北京理工大学, 1997
- 2 屈梁生, 何正嘉编著. 机械故障诊断学. 上海: 科学技术出版社, 1986. 6~ 18, 47~ 56, 81~ 91
- 3 周耀华, 汪凯仁. 数字信号处理. 上海: 复旦大学出版社, 1992. 20~ 40

FAULT DIAGNOSIS FOR THE PRIMARY LOOP PUMP OF REACTOR

Wang Ye Jin Huajin Xu Hamm ing Chen Huaxing

(China Institute of Atomic Energy, P. O. Box 275-105, Beijing, 102413)

ABSTRACT

Fault diagnosis of main pump of the primary system of reactor which runs at normal condition is studied by the vibration, analysis technique. By means of picking up vibration signals of the pump, using the parameter method, the probability density function, correlation analysis and spectrum analysis etc, the fault type of the pump and corresponding reasons are diagnosed and analysed.

Key words Pump Vibration analysis Fault diagnosis Spectrum analysis