

江苏海狮泵业制造有限公司

加氢注水泵转子部件的模态分析与动力学修改



1. 被测设备:



1) .设备参数:

设备名称: 旋壳泵; 设备型号: HXK550-S3, 流量18-34m³/h, 扬程1800-2200m,
配用功率315 至500kW;

2) .测试台架试验系统:

泵+齿轮增速箱+ 315kw 的2 极电机。

3) . 现状及限制条件:

泵在测试系统及用户使用条件下机组在 4200rpm -5300 rpm时, 振动值严重超标, 测试试验系统平板振动值超过泵机组, 达20mm/s。

2、使用仪器: 北京振通 BVM-100-2D 双通道数采器动平衡仪



仪器基本测试技术指标:

- 信号采样频率: 双通道同步, 每通道最高 1MHz
- 动态范围: 96+48dB (16 位 A/D, 250 倍放大)
- 信号分析频率: 无级设置, 最大 400kHz
- 振动测量带宽: 0.1Hz-40kHz, 最高分析频率 400kHz
- 转速测量范围: 0.01-100,000 转/分
- 程控增益: 0.25~250 倍
- 自动量程
- 振动测量和频谱分析的最大量程/最高分辨率:

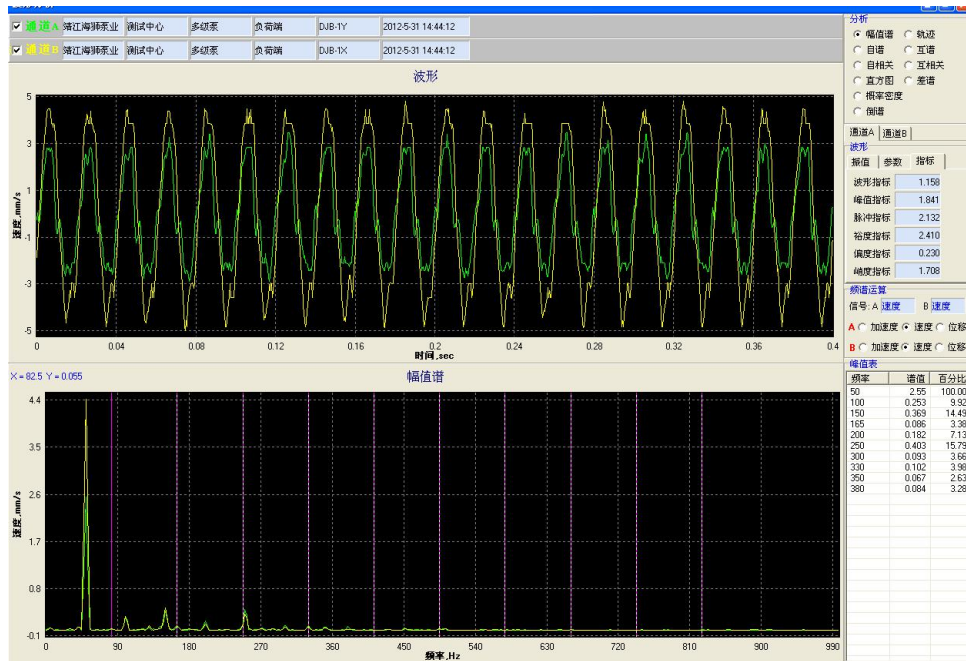
加速度峰值	250 m/s ²	0.001 m/s ²
速度有效值	200 mm/s	0.01 mm/s
位移峰峰值	5000 um	0.01 um
高频加速度	25 m/s ²	0.001 m/s ²
电压有效值	10 V	0.01 mV
- 振动测量精度: 5 %
- 多种传感器: 速度、电涡流、压电加速度等
- 10 阶线性相位抗混滤波
- 可充电电池供电, 连续工作 8 小时以上
- 体积小 (210*130*50mm), 重量轻 (1500g)
- 大屏幕彩色液晶, 汉字显示, 操作方便, 真正双通道同步采集, 波形及参数动态显示
- 超大存储空间, 可存贮/回放 1024 点双通道数据 记录 400 组
- 现场动平衡功能;双通道轴心轨迹(李萨育图);起停车分析
- 转速测量、噪声测量、相位测量、相位诊断
- 传递函数、静态激励测试部件固有频率
- 多种振动波形和频谱图形显示方式, 游标读数, 自动谱峰列表
- 多种触发方式, 测试更灵活。

3、测试目的及原因：

在泵实际工作转速范围（4200-5500rpm）内，机组振动能量控制在4.5mm/s以下。

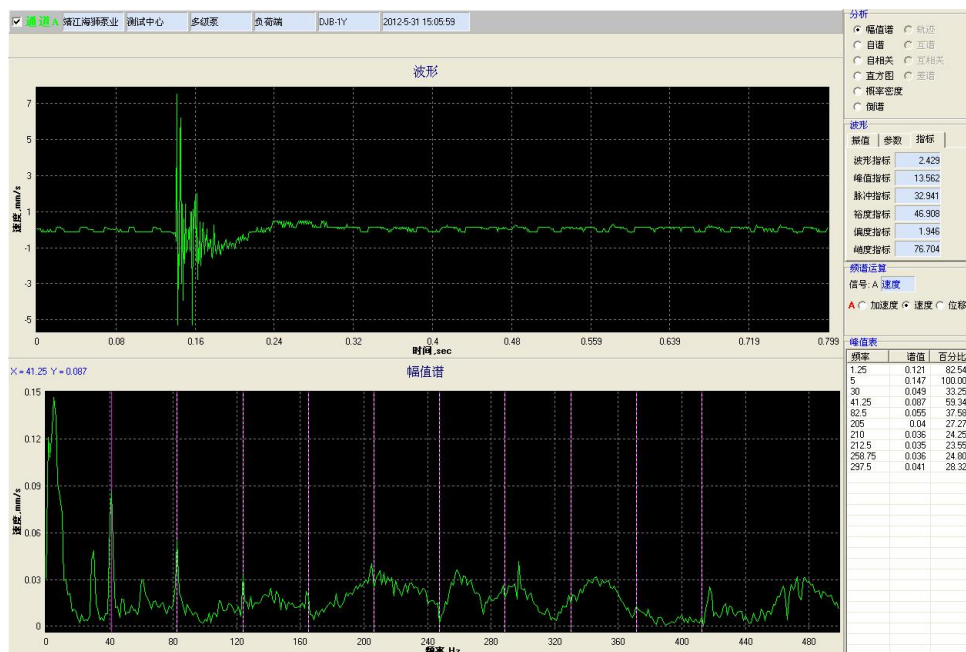
初步分析：在现场的观察，由于旋壳泵在实际工作转速 4200 rpm 和 4900rpm 时，机组就会出现较大的振动。很像是在过临界转速。故我们分析此旋壳泵转子极有可能为柔性转子。

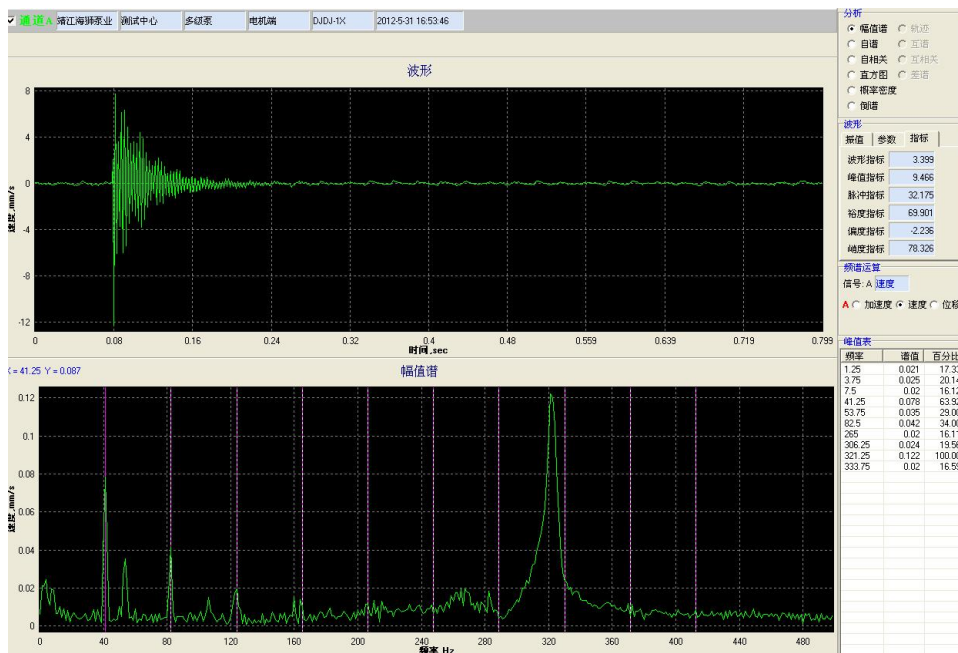
测试数据如下：



转子随转速的增加，一倍频的能量比基本不变。

转子安装在机组内，我们做的静态激励响应测试，数据如下：



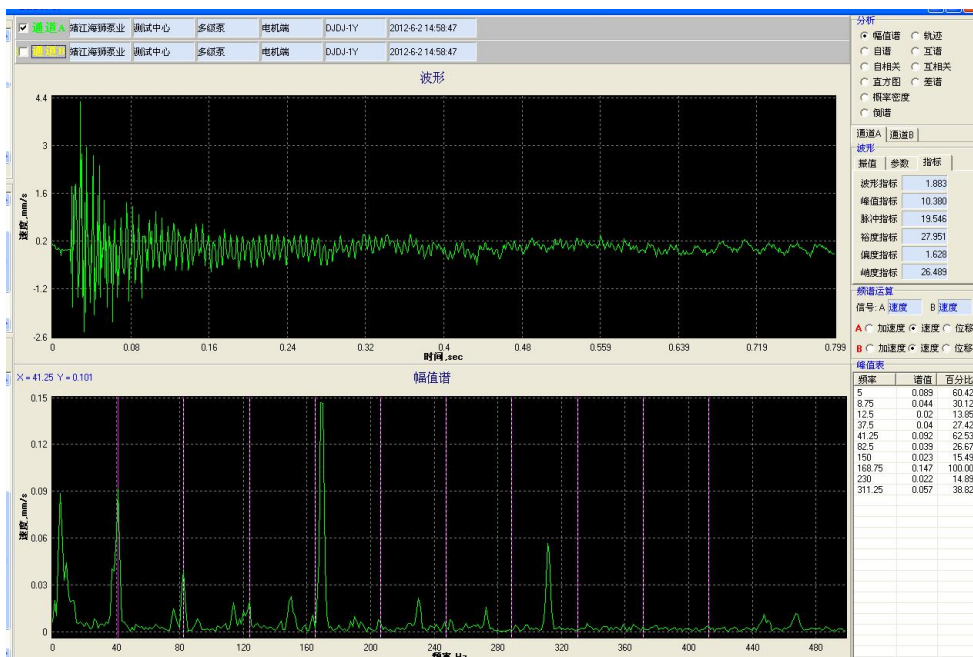
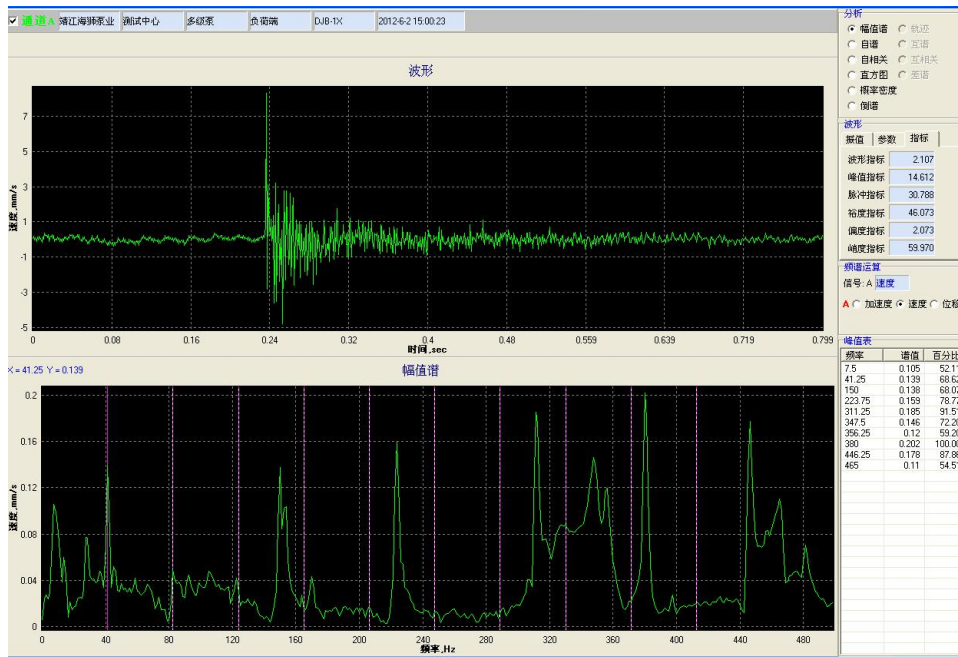


两组数据都有 41.25Hz 和 82.5Hz 的频率，同时伴有高阶次谱峰。

将转子拆下后吊起，我们做的静态激励响应测试，



测试数据如下：



从以上两组数据中可以明显的得到41.25Hz和82.5Hz的频率，同时伴有高阶次谱峰。这与转子安装在机组内我们做的静态激励响应的测试数据极其对应。故可以确定旋壳泵转子为柔性转子，他的固有频率中有41.25Hz和82.5Hz的频率。

根据以上结论我们提出，用有限元计算与模态分析的方法，对其转子做动力

学修改。改变其转子的动力学特性，将其一阶固有频率上升到100Hz以上。这样即使旋壳泵转子工作再5300rpm以下的任何区域，都不会形成转子共振。

转子实体模型

根据 HXK550/S2 型转子部件图，运用 SolidWork，建立该转子的 3D 实体简化模型如图 1 所示。

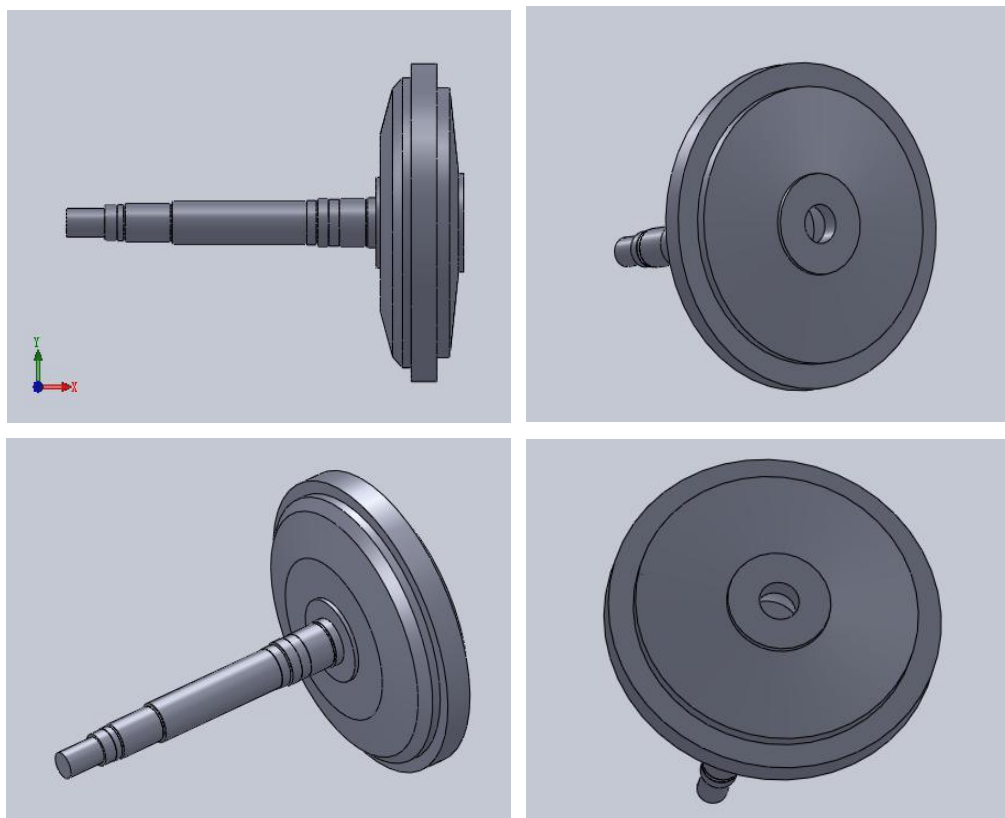


图 1 转子部件的 3D 实体模型

2. 原转子部件的有限元模态分析

将原转子部件的 3D 实体模型，导入到有限元分析软件 ANSYS，并进行模态分析，得到一阶固有频率为 82.92Hz，对应的临界转速为 4975r/min。该结果与转子运行的实际情况和现场固有频率的测试结果一致。原转子的模态分析结果如表 1 和图 2 所示。

表 1 原转子部件的模态频率

序号	模态频率(Hz)	对应临界转速(r/min)	振型特征
1	82.920	4975.2	横向第 1 阶振型, y 方向
2	83.276	4996.6	横向第 1 阶振型, z 方向
3	118.87	—	扭转第一阶振型
4	429.52	25771.2	横向第 2 阶振型, y 方向
5	436.13	26167.8	横向第 2 阶振型, z 方向
6	589.28	—	扭转第 2 阶振型

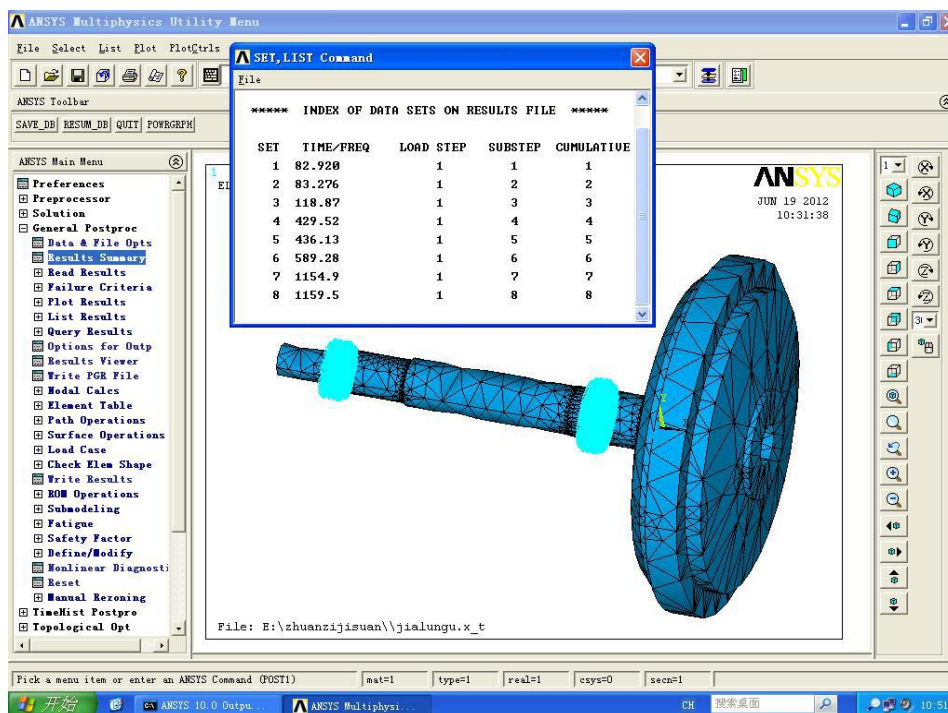


图 2 原转子部件的模态分析结果

3. 转子部件的动力学修改与模态分析

由上述计算分析可知,原转子部件的临界转速落在其工作转速范围之内,因而当转子运行转速在 5000r/min 左右时,必然会发生共振,导致其产生巨大的振动,给水泵运行带来巨大隐患。为了彻底消除水泵的发生巨大振动的隐患,确保水泵在其工作范围内运行安全可靠,必须调整转子部件的固有频率,使其临界转速位于其工作转速区域之外。

根据该转子部件的结构特点,改变其固有频率时拟采用向上调整的方法,即通过增加转子系统刚度的调频方法。试算表明,通过改变支承(轴承)位置的方法对于提高转子系统的固有频率并不明显,而通过增加转子轴直径的方法则比较

明显。因此，以下主要通过增加转子轴的直径的方法来进行转子固有频率的调整。具体调整方案如下。

方案 1： 将转子轴的直径整体上增加 10mm。

方案 2： 将转子轴中间 $\Phi 90$ 增加到 $\Phi 110$ 。

表 2 转子结构主要轴径的修改方案

序号	轴径 (mm)			备注
	原结构	方案 1	方案 2	
1	60	70	80	
2	73	83	93	
3	74	84	94	
4	80	90	115	轴承位置
5	78	88	98	
6	90	100	110	轴中间
7	93	103	113	
8	87	97	107	
9	100	110	115	
10	98	108	120	
11	100	110	120	轴承位置
12	98	108	113	
13	105	115	115	

注：对应的图纸文件 z.pdf。1-13 为图的从左到右的轴径顺序。

按照上述两方案，分别进行计算，结果如表 3 所示。

表 3 修改后转子部件的模态频率

序号	原结构		方案 1		方案 2	
	模态频率 (Hz)	临界转速 (r/min)	模态频率 (Hz)	临界转速 (r/min)	模态频率 (Hz)	临界转速 (r/min)
1	82.920	4975.2	92.837	5570.2	97.474	5848.4
2	83.276	4996.6	92.907	5574.4	97.773	5866.4
3	118.87	—	141.66	—	146.70	—
4	429.52	25771.2	453.63	27217.8	466.11	27966.6
5	436.13	26167.8	454.64	27278.4	469.40	28164.0
6	589.28	—	553.3	—	533.57	—

由表 3 可以看出，无论是方案 1 还是方案 2，修改后的转子的临界转速均调整到其运行的最大转速 5200r/min 之上，因此，在工作转速范围内转子将不会出现共振。其中，方案一临界转速的避开率为 7.1%，方案二的避开率为 12.5%。

4. 转子部件结构调整建议

通过上述对原转子部件的3D实体建模和模态分析以及两种修改方案的模态分析结果的比较,可以得到下述几点结论和建议:

(1) 原转子部件的第1阶固有频率为82.92Hz,对应的临界转速为4975.2r/min,小于转子的最大工作转速5200r/min。因此,当工作转速在接近5000r/min及其附近时,必然会发生共振,导致转子振动急剧增大。

(2) 两种结构调整方案,均能保证转子部件的临界转速明显高于其最大工作转速,转子属于刚性转子,在其工作转速范围内均不可能发生共振。

(3) 考虑到建模时进行的必要简化和临界转速避开率的一般要求(不低于10%),建议尽可能采取方案2,以确保调整后的转子部件运行更加安全可靠稳定。

(4) 两种结构调整方案中的各个尺寸需要厂家根据水泵结构和功能要求最终确定,然后根据最终确定的尺寸,再进行模态分析计算和复核。

5. 修改后转子部件的模态分析与复核

根据厂家选择采用方案1调整后的结构进行复核计算。由于前述计算中对动环座和油环座等进行了简化,复核计算时分别将动环座和油环座添加上,同时也可以分析动环座和油环座对整体特性的影响。

复核计算时,先计算了包括动环座的修改后的转子部件特性,然后又计算了同时包括动环座和油环座的修改后的转子部件特性,计算结果如表4和图3所示。

(5) 表4 修改后转子部件的模态频率

序号	原结构		修改后结构			
			含动环座		含动环座和油环座	
	模态频率 (Hz)	临界转速 (r/min)	模态频率 (Hz)	临界转速 (r/min)	模态频率 (Hz)	临界转速 (r/min)
1	82.920	4975.2	91.067	5464.0	97.252	5835.1
2	83.276	4996.6	91.151	5469.1	100.08	6004.8
3	118.87	—	141.53	—	156.91	—
4	429.52	25771.2	452.81	27168.6	513.51	30810.6
5	436.13	26167.8	454.19	27251.4	527.61	31656.6
6	589.28	—	549.31	—	545.07	—

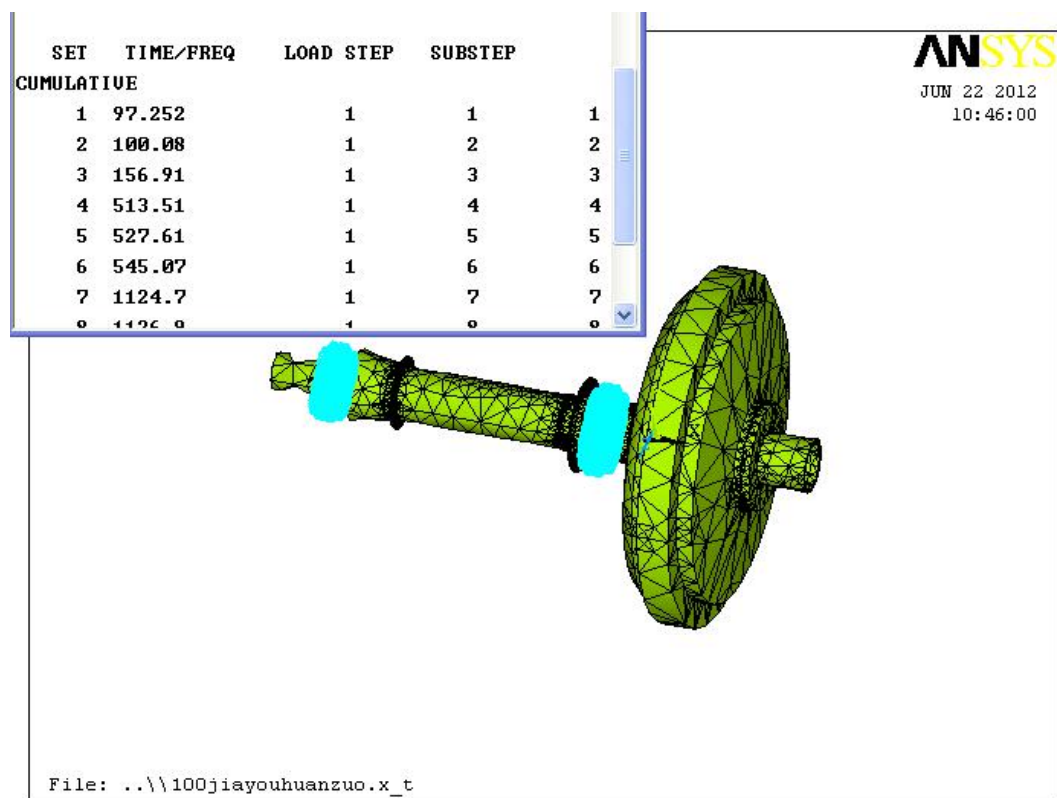
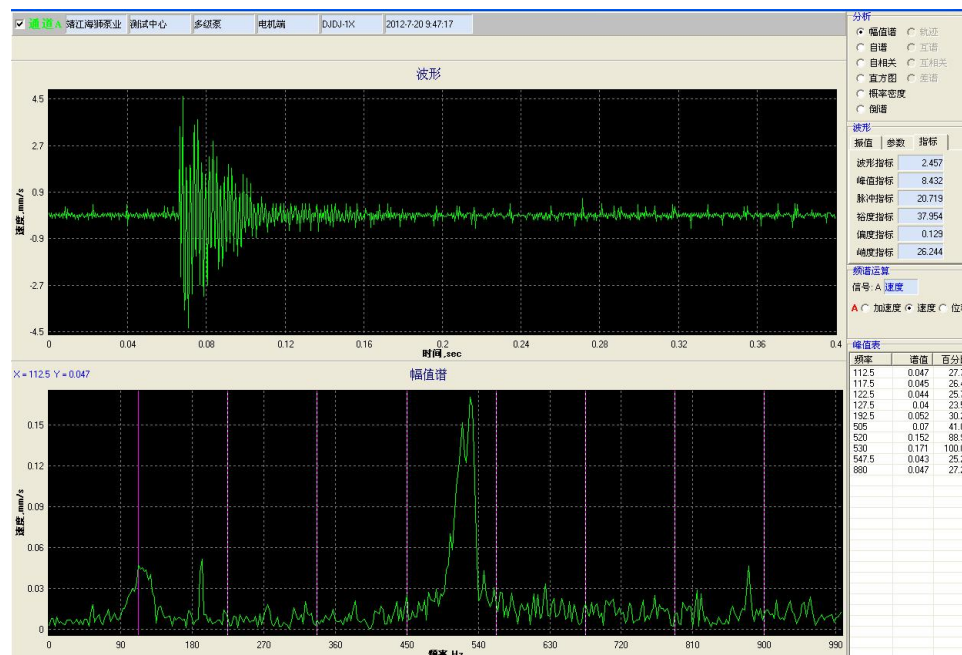
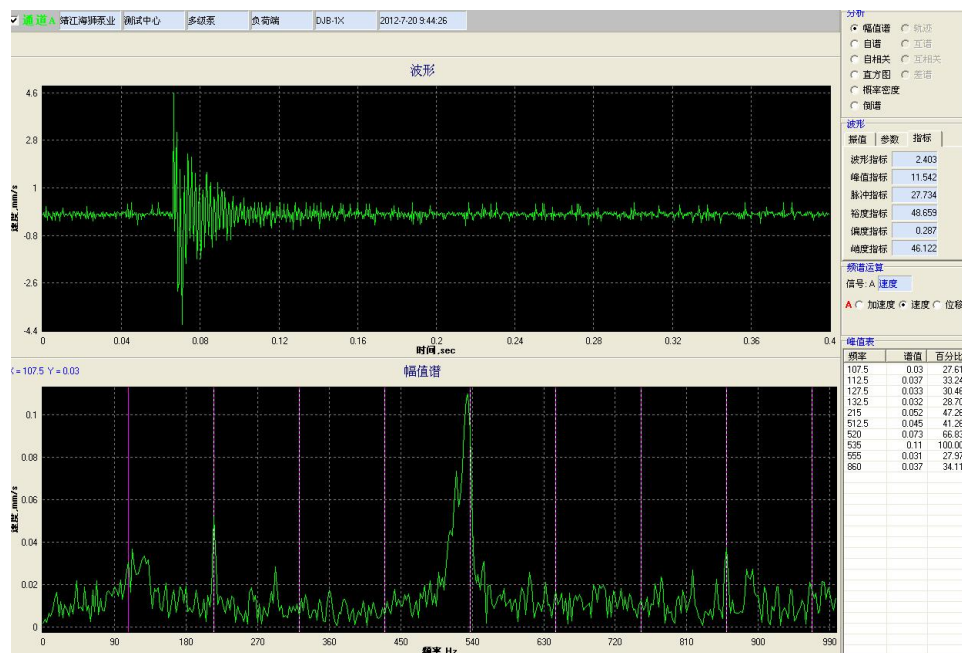


图 3 修改后包括动环座和前后油环座的转子部件的模态分析结果

由表 4 可以看出，修改后的最终结构，考虑了动环座和油环座后的转子部件的固有频率已经达到 97.252Hz，临界转速达到 5835r/min。根据上述计算分析结果认为，修改后的转子部件的临界转速可以避开工作转速区域，避开率达到 12.2%，因此，按此方案，在运行转速范围内，转子系统应该不再会出现共振。

经过一个月的时间，厂家完成了转子结构的改造，并将转子安装完成。

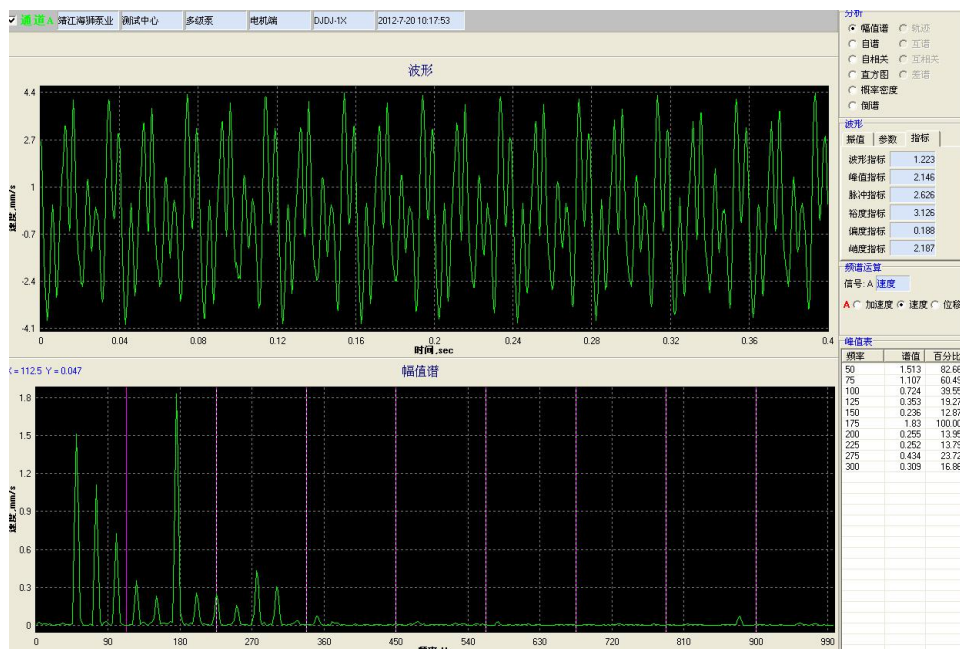
以下就是我们在转子结构改造安装完成后，转子的静态激励响应的测试数据和机组运行时的振动测试数据：



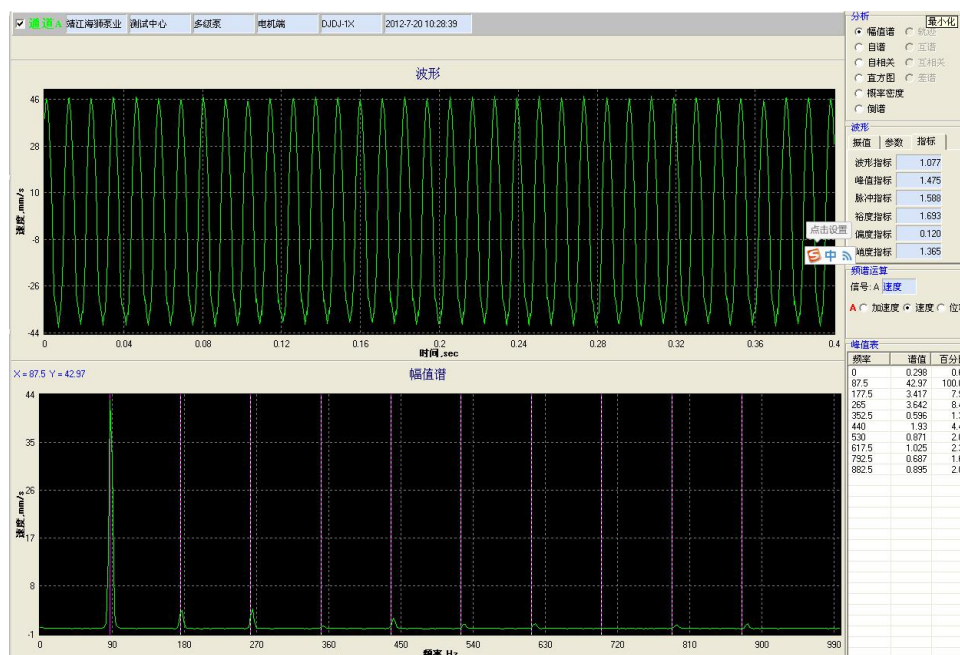
从以上两组数据中我们看到，转子的静态激励响应频率已经远离了 100Hz 以下。

应该不会再出现转子共振的现象了。

转子运转到 3000rpm 时，测试数据如下：



低转速运行时，有 0.5 倍频及高次谐波。怀疑有齿轮箱的碰磨和基础松动现象。
调整后，机组运行到 5300rpm 时，测试数据如下：



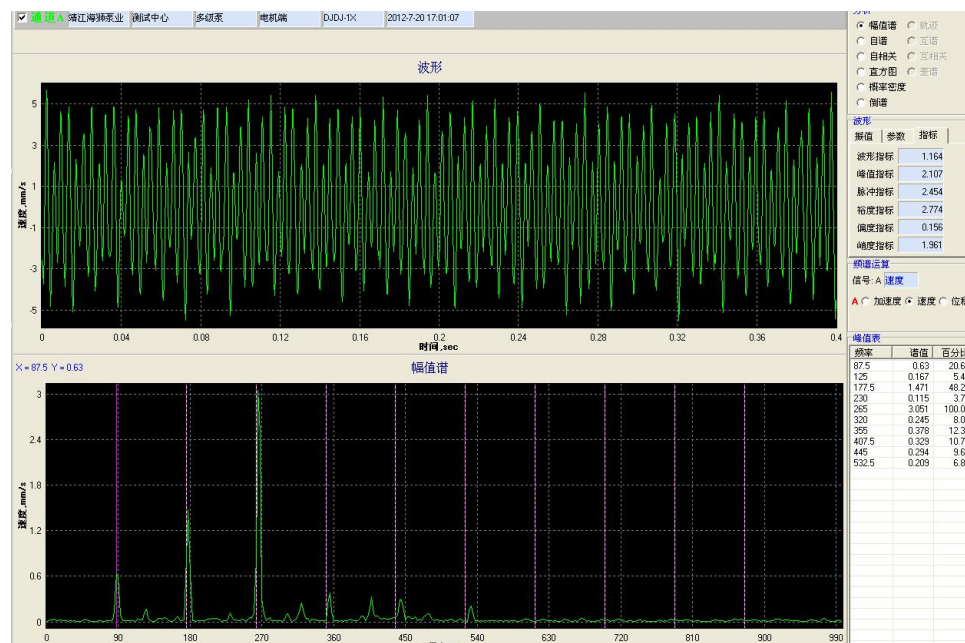
此时我们认为机组有严重的动不平衡。一倍频的最大峰值达到 42.97mm/s。

我们用北京振通 BVM-100-2D 双通道数采器动平衡仪，立即在现



场做动平衡测试。

在转子的 188° 处，加了 77 克的平衡块后。机组运行到 5300rpm 时，测试数据如下：



一倍频的不平衡量从 42.97mm/s，降到了 0.63mm/s。总的最大振动能量从 32.214mm/s，降到了 2.723mm/s。

同时机组 0-5300rpm 由低到高的不同转速下运行，机组运行正常。

北京万博振通检测技术有限公司

2012-07-25