

汽轮机关键辅机不稳定振动监测与故障诊断技术

刘晓锋, 卢修连, 何利鹏, 何小锋

(江苏方天电力技术有限公司, 江苏 南京 211102)

摘 要: 汽轮发电机组关键辅机振动故障复杂多样, 针对典型振动的故障诊断和治理缺乏象主机一样的系统研究。本文通过实际案例对凝结水泵、循环水泵的流体激振、系统结构共振、轴系失稳等故障的现象、振动机理、治理方法进行了探讨和分析, 在实际故障治理过程中取得了良好应用效果。。

关键词: 流体激振动; 结构共振; 拍振; 轴系稳定性

凝结水泵、循环水泵作为汽轮发电机组电力生产的重要辅机, 其振动安全对电力生产可靠性影响显著。由于泵内水流的水动力学作用以及轴系的立式不稳定结构, 都导致了凝结水泵和循环水泵复杂多样的振动故障。这些故障通常涉及泵内流体激振、结构共振、轴系失稳、机械磨损、安装质量以及多种故障的耦合。下面通过故障案例介绍分析这些故障的特征、振动机理以及处理方案。

1 流体激振导致的振动

1.1 背景

XX 电厂#3 机组采用 4 台 KSB 立式斜流循环泵。而#4 机组采用 2 台长沙水泵厂循环泵 (即#9、#10 循环泵), 型号 88LKXA-17.9 型立式斜流泵, 扬程 17.0m, 流量 36720m³/h, 重 83000kg。投产 9 年来, #9、#10 循环泵运行状态一直良好, 2014 年将#10 循环泵配套电机改为 330/370rpm 双速运行, 外观部分如图 1 所示, 循环泵叶轮见图 2。#10 循环泵改造后, 在低转速状态与#9 循环泵并列运行时, 出现轴向振动高且大幅波动的情况, 有时甚至达到 0.11mm。



图 1 #10 循环泵外观图



图 2 循环泵叶轮

1.2 振动测试情况

该循环泵由单速改为双速运行后, 在低转速下运行时, 电动机上部轴向振动值偏大, 且电机有明显异音, 高转速下振动情况正常。现场测试各测点振动频谱图如图 3~4 所示, 降速波特图如图 5 所示。从测试数据来看, 电机上部水平向振动位移值不超过 55μm, 振速值不超过 2.0mm/s, 轴向位移值在 90μm 左右, 振速值在 3.3mm/s, 偏大。从测试频谱图看, 工频分量较小, 主要为 21Hz 的频率成分, 此时工作转速 330rpm, 工频为 5.5Hz, 21Hz 为其 4X 倍频。从降速波特图来看, 断电后故障频率并未立刻消失。现场未听到明显异音。

从测试数据来看, 电动机上部轴向振动值偏大, 工频分量较小, 主要为 21Hz 频率成分, 计算发现该频率与转速的 4X 倍频吻合。从降速波特图来看, 断电后该频率并未立刻消失。工频成分较小, 说明转子平衡情况较好, 断电后该频率依然存在, 说明振动和电动机磁力无关, 考虑到该泵叶轮具有 4 个叶片 (图 2), 说明该频率为泵叶片通过频率, 分析该振动问题与流体紊流有关, 有可能

该循泵改为低转速运行后，偏离原始设计工况，流体出现紊流，导致出现较明显叶片通过频率。

由于#10 循泵低转速运行时径向振动良好，轴向振动略微偏高，出于经济性考虑，#10 循泵低速运行了一月左右，最初振动情况基本稳定，但后来振动有增大趋势，切为高转速运行后，电机振动也变大，2014年5月15日对#10 循环水泵再次进行振动测试。

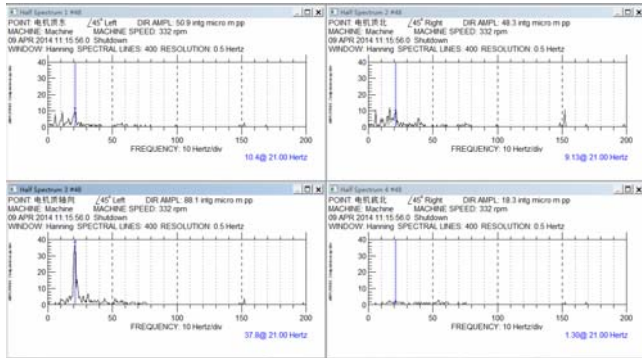


图3 振动频谱图（位移 0~200Hz）

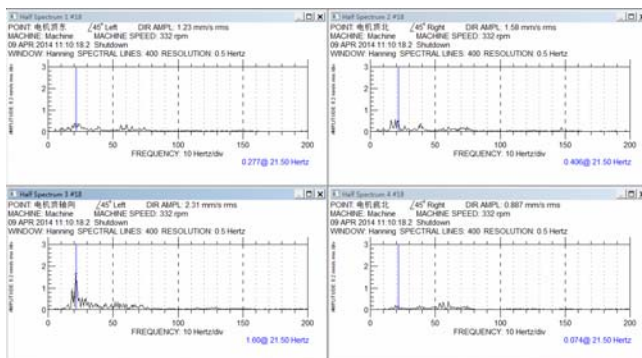


图4 振动频谱图（振速 0~200Hz）

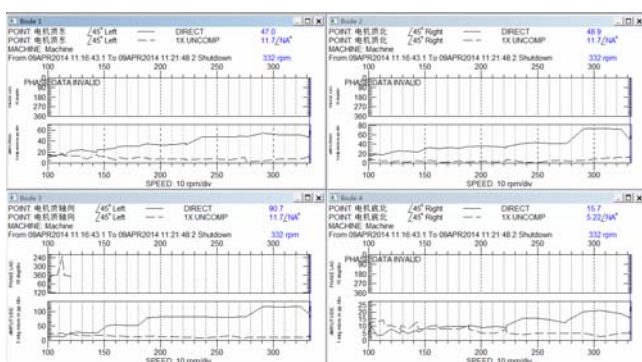


图5 降速波特图

#10 循环水泵电机顶部东西方向振动为 70~140 μm ，南北方向振动为 75~100 μm ，测试电机东西方向振动速度为 2.6~3.5mm/s，南北方向振动速度为 1.9~2.5mm/s，测试电机轴向振动为 110~170

μm ，测试电机轴向振动速度为 3.6mm~5.5mm/s。测试电机振动偏大，电机径向和轴向振动均有一定程度的波动，测试振动工频成分均较小，测试振动成分主要为 16~21Hz，振动主要为 4X 倍频分量，且波动较大，主要为流体通过叶片时产生的频率成分。测试循泵电机东西、南北、轴向振动频谱图如图 6~8 所示。

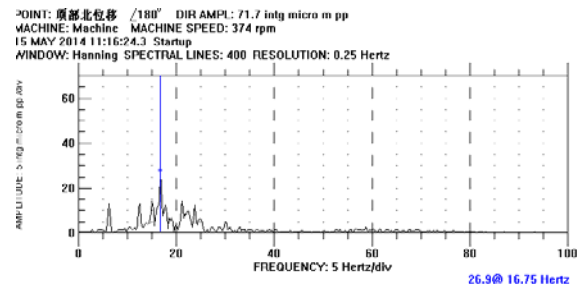


图6 循泵电机南北方向振动频谱图

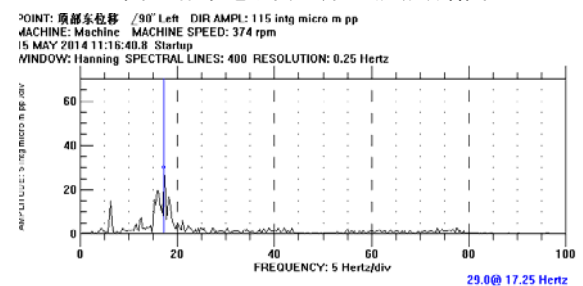


图7 循泵电机东西方向振动频谱图

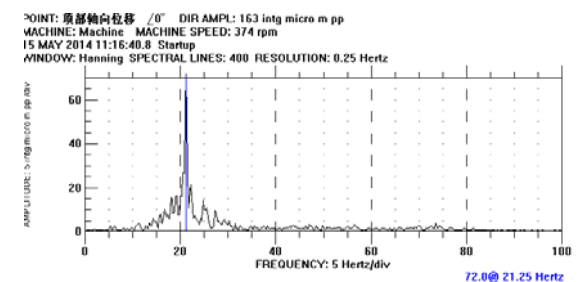


图8 循泵电机轴向振动频谱图

#10 循泵目前在低速和高速运行时都出现了振动超标的情况，而且由原来只有低速运行轴向振动略高的情况发展到径向振动也超标。循泵低速、高速运行时振动特征相同，测试循泵电机振动偏大，电机径向、轴向振动均有一定程度的波动，工频分量较小，主要为 16~21Hz 振动分量，以 4 倍频成分为主，与叶片通过频率一致。振动波动主要可能为循环水泵出现紊流，且恶化速度较快，建议对水泵进行检修。

1.3 循泵运行工况图解分析

现有泵运行工况图解分析见图 9。一机一泵低速运行时，工况点为 A 点；一机一泵高速运行时，工况点为 B 点；一机二泵低速运行时，工况点为 C 点；一机二泵高低速运行时，工况点为 D 点；一机二泵高高速运行时，工况点为 E 点。

由于作图误差，同时装置扬程曲线按平均潮位

做了调整，所以图解工况分析数据与第四节运行工况分析的数据略有差别，但基本一致。

D 点工况比较接近低速泵扬程曲线的拐点，如果回水阀开度不是 100%，回水阀稍微关小一点的话，则 Hz 曲线要变陡，工况点扬程可能越过拐点，泵将处于不稳定工况区发生振动。

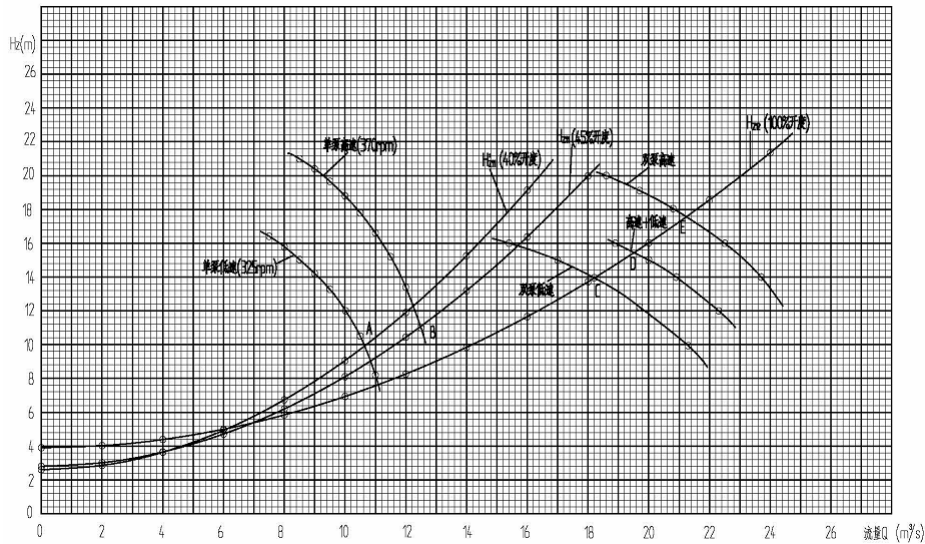


图 9 600MW 机组循环泵运行工况图解

1.4 振动处理及结论

厂里对#10 循环水泵进行检查，解开对轮后，测量发现水泵提升量由 5mm 增大到目前的 30mm，进一步检查发现导轴承与轴套磨损严重。分析原因主要是低速运转时泵内流体的紊流导致泵振动过大，加速了导轴承和轴套的磨损，而进一步导致叶轮晃度增大，泵运转时导致循环水泵叶轮晃度增大与叶轮室发生碰磨，泵与叶轮室间隙过大，大量回流的产生，加剧了流体的紊流状态，因此泵在高速运转时振动也变差。经对循环水泵叶轮修复，导轴承和轴套更换后，循环水泵高速运转时运行电机振动正常。

目前节能降耗是发电厂的主要任务，循环泵双速改造项目的节能效果可观，大多电厂实施这一改造项目。在项目实施的过程中除了考虑经济性问题，更重要的是考虑设备振动安全问题。改造后循环泵低速运行时很容易处于不稳定工作区域，这将会加剧泵转子的振动，从而加速泵机械部件的磨损，使振动继续恶化，最终无法运行。彻底解决循环泵低速运行的振动问题还需进一步对：叶轮、叶轮室、导叶体、吸入喇叭口、密封环、下主轴、外接管（下）、下导轴承等进行相关改造。

2 结构共振与拍振

XX 电厂配置 3 台 II 级凝泵，采取 2 台凝泵并列运行，1 台备用的运行模式。长期以来存在凝泵电机本体及凝泵出口管道振动严重超标的问题。电厂采取了对凝泵基础整体灌浆浇筑的措施，凝泵电机振动基本控制在合格范围内，但泵出口管道振动仍然超标，经常导致管道振裂。

2.1 振动特征及现象

(1) 甲/丙凝泵并列运行

甲凝泵出口门后管道振动位移在 200~800μm 周期性波动，振速在 12~35mm/s 周期性波动，起振时伴随有周期性变化噪音。位移频谱呈现 10Hz 以下低频和 6X 高频，而速度频谱以 6 倍频高频分量为 主；甲泵电机顶部纵向（泵进出水方向），横向（垂直进出水方向）振动位移稳定在 70~80μm，振速在 4.6~5.5mm/s，振动频率以工频分量为 主。电机轴向振动 20~30μm，振动良好。

丙凝泵出口门后管道振动位移在 160~400μm 周期性波动，振速在 12~30mm/s 周期性波动，起振时伴随有周期性变化噪音。位移频谱呈现 10Hz 以下低频和 6X 高频，而速度频谱以 6X 高频分量为 主；

丙泵电机顶部纵、横向振动位移稳定在 $35\sim 50\mu\text{m}$ ，振速在 $2.6\sim 3\text{mm/s}$ ，振动频率以工频分量为主。电机轴向振动小于 $20\mu\text{m}$ ，振动良好。

(2) 甲/乙泵并列运行

甲凝泵出口门后管道振动位移在 $500\mu\text{m}$ 上下周期性波动，振速在 $16\sim 20\text{mm/s}$ 周期性波动，起振时伴随有周期性变化噪音。位移频谱呈现 10Hz 以下低频和 $6X$ 高频，而速度频谱以 6 倍频高频分量为主；甲泵电机顶部纵向、横向振动位移稳定在 $70\sim 80\mu\text{m}$ ，振速在 4.4mm/s 左右，振动频率以工频分量为主。

乙凝泵出口门后管道振动位移在 $1200\mu\text{m}$ 上下周期性波动，振速在 40mm/s 上下周期性波动，起振时伴随有周期性变化噪音。位移频谱呈现 10Hz 以下低频和 $6X$ 高频，而速度频谱以 $6X$ 高频分量为主；乙泵电机顶部纵向、横向振动位移稳定在 $118\mu\text{m}$ ，振速在 6.2mm/s ，振动频率以工频分量为主。电机轴向振动小于 $35\mu\text{m}$ ，振动良好。

(3) 乙/丙泵并列运行

乙凝泵出口门后管道振动位移在 $1500\mu\text{m}$ 上下周期性波动，振速在 60mm/s 上下周期性波动，起振时伴随有周期性变化噪音。位移频谱呈现 10Hz 以下低频和 $6X$ 高频，而速度频谱以 $6X$ 高频分量为主；乙泵电机顶部纵向、横向振动位移稳定在 $121\mu\text{m}$ ，振速在 6.6mm/s ，振动频率以工频分量为主。

(4) 丙泵单独运行

当丙泵单独运行时，出口门后管道振动位移稳定在 $90\mu\text{m}$ ，无周期性波动，振速稳定在 12mm/s ，无周期性波动，周期性变化噪音消失。位移频谱呈现 10Hz 以下低频和 $6X$ 高频，而速度频谱以 $6X$ 高频分量为主；丙泵电机顶部纵向、横向振动位移稳定在 $20\mu\text{m}$ ，振速在 1.2mm/s ，振动频率以工频分量为主。

(5) 甲泵单独运行

甲泵单独运行时，出口门后管道振动位移稳定在 $90\mu\text{m}$ ，无周期性波动，振速稳定在 8.5mm/s ，无周期性波动，周期性变化噪音消除。位移频谱呈现 10Hz 以下低频和 $6X$ 高频，而速度频谱以 $6X$ 高频分量为主；甲泵电机顶部纵向、横向振动位移稳定在 $70\mu\text{m}$ ，振速在 4.3mm/s ，振动频率以工频分量为主。

(6) 乙泵单独运行

乙泵单独运行时，出口门后管道振动位移稳定在 $190\mu\text{m}$ ，无周期性波动，振速稳定在 8mm/s ，无周期性波动，周期性变化噪音消除。位移频谱呈现 10Hz 以下低频和 $6X$ 高频，而速度频谱以 $6X$ 高频分量为主；乙泵电机顶部纵向、横向振动位移稳定在 $112\mu\text{m}$ ，振速在 6mm/s ，振动频率以工频分量为主。

测试表明 3 台凝泵，任意 2 台凝泵并列运行都导致凝泵出口门后管道剧烈振动，振动呈周期性变化，且伴随周期性变化噪音。尤其乙/丙泵并列或者乙/甲泵并列运行，泵出口门后管道振动达到 1mm 以上，振速超过 50mm/s ，应尽量避免此种运行方式。并泵运行时，甲/丙电机电流基本相等，泵出力基本相同，乙/甲或乙/丙泵运行时，乙泵电机电流会大 $2\sim 3\text{A}$ 左右。3 台泵单独运行时，泵出口门后管道振动均会大幅减小。甲泵、丙泵管道振动均小于 $100\mu\text{m}$ ，但振速仍然较大在 8mm/s 以上，振动基本保持稳定，无周期性波动和噪音。泵并列运行与泵单独运行，泵电机顶部振动变化不大，振动状态基本相同，比较而言丙泵振动状态最好，乙泵振动最差。

2.2 振动原因

泵单独运行时，泵出口门后管道振速仍然偏高，而且以 $6X$ 振动分量为主（凝泵 II 级叶轮叶片通过频率），说明泵出口处流体存在较大幅度脉动，不能排除泵发生气蚀导致的流体脉动对泵出口门后管道产生了 $6X$ 激振力。

电厂在并泵运行时，进行了阀门开度和流量调整试验，当流量增加振动依然存在，这并不能排除气蚀，如果泵存在气蚀，那么流量的增加会增加必须气蚀余量，发生气蚀的可能性更大。

泵并列运行时，泵出口门后管道振动剧烈增大，目前可以初步排除管道共振的可能。根据附件中管道频响的测试，管道的固有频率应该远高于 $6X$ 激振力，这从单泵运行时出口管道振动明显好转也可以验证，因为此时 $6X$ 激振力依然存在而且幅度较大，但管道的振动并没有增大，所以可以排除共振的可能。

泵并列运行时，较单泵运行时振动大幅增加的原因可能是管系间发生了拍振。一方面振动数据说明拍振存在，泵并列运行时，出口门后管道振动趋

势显示周期性变化并伴随周期性噪音，振动波形呈现拍振特性，频谱显示 1Hz 分辨率内有两个频率极为接近的振动分量。另一方面，现场并泵运行时两台驱动电机的转速可能存在小的转速差。因此作用在管道上的 2 个 6X 激振力频率就非常接近，使管系产生振动，其振幅时强、时弱，呈周期性变化，在交变外力的作用下管道出现疲劳裂纹。一旦停运其中一台泵，即其中的一个 6X 激振力消除，拍振

立刻消失。

综上所述，II 级凝泵出口管道振动大的主要原因可能是，单泵运行时存在气蚀的问题，产生 6X 流体激振力，当凝泵并列运行时出口管系又发生了拍振，导致振动放大。

2.3 附图振动测试图谱

振动测试图谱分别见图 10~12。

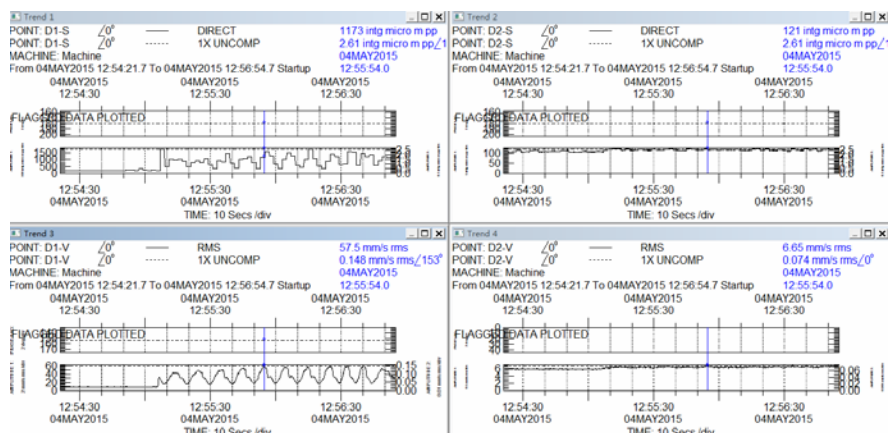


图 10 测点在乙泵，乙泵单独运行，然后开丙泵，乙丙并列运行

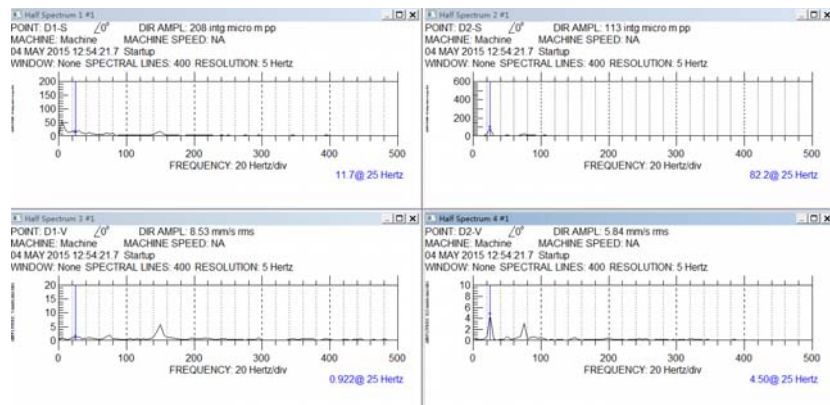


图 11 乙泵单独运行频谱

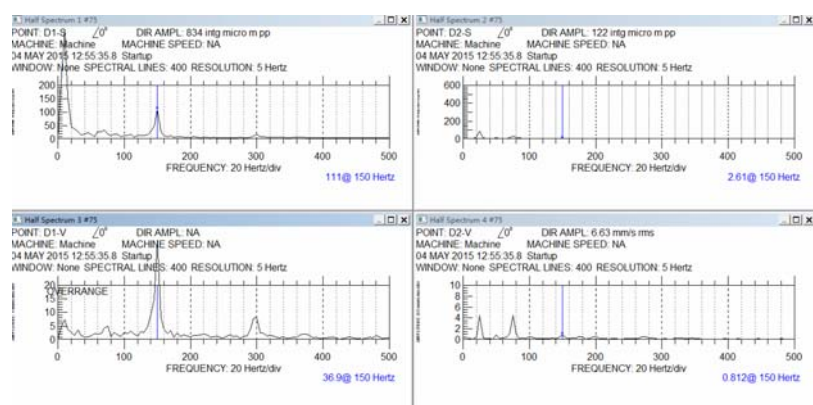


图 12 测点在乙泵，乙丙并列运行频谱

2.4 II 级凝泵出口管道频响测试

II 级凝泵出口管道频响测试见表 1。

表 1 II 级凝泵出口管道频响测试情况

#1 机	充满水时 频率/Hz	未充水时 频率/Hz	#2 机	运行时 频率/Hz
甲泵出口管	366	449	甲泵出口管	148; 348
乙泵出口管	355	440	乙泵出口管	148; 408
丙泵出口管	456	560	丙泵出口管	148; 418

2.5 振动处理

(1) 利用#1 机组检修机会，电厂对#1 机组 II 级凝泵出口管道进行了改造，(改造前竖直出口管道与母管直接连接，改造后如图所示为 45° 弯头连接如图 12 所示)；泵出口叶轮叶片数量保持原设计 6 片。启动运行发现并泵运行时出口管道仍然有拍振现象，甲泵出口管道振动在 10~35mm/s 波动，如图 13 所示。

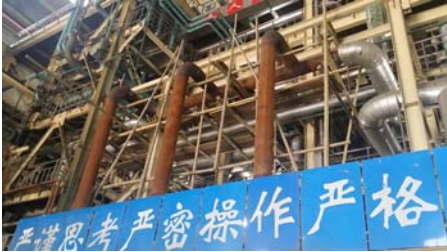


图 12 凝泵出口管道改造后结构

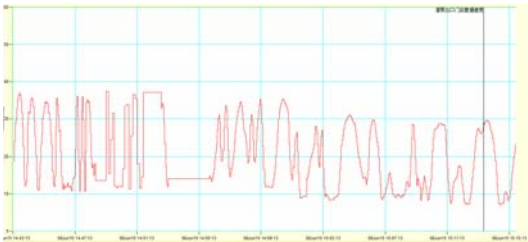


图 13 #1 机 II 级凝泵出口管道改造后甲/乙并泵运行振动
(叶片数未改)

(2)#2 机组 II 级凝泵出口管道结构没有改变，将乙泵叶轮叶片数量由 6 片改为 7 片。乙泵与丙泵并列运行，拍振现象消失，振动较改造前有明显改

善，但出口管道在垂直于进出水方向的振动仍然偏高接近 70mm/s，而进出水方向振动在 15mm/s 左右，如图 14 所示。如图 15 频谱所示，经分析出口管道结构在垂直进水方向的固有频率与叶片通过频率接近，有共振现象。

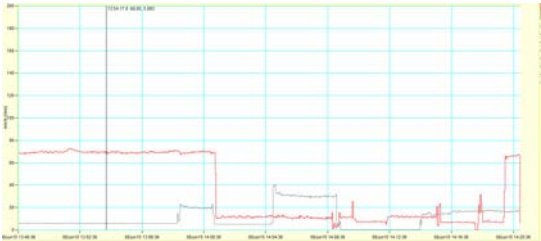


图 14 乙泵出口管道垂直进出水方向振动趋势

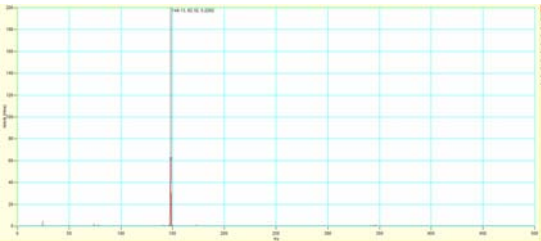


图 15 乙泵出口管道垂直进出水方向动频谱

(3) 通过第一阶段对#1、#2 机组 II 级凝泵振动的测试和振动处理，建议消振措施是，一方面至少应将一台凝泵叶轮叶片数量改为 7 片，改变叶片通过频率，当两台凝泵并列运行时，避开共振；另一方面由于出口管道的原结构在垂直进水方向的固有频率接近于叶片通过频率 6X(叶片数未改变前)，会导致结构共振，建议出口管道结构也进行相应改造。

(4) 电厂利用检修机会对#2 机组出口管道结构进行了改造，同时将#2 机组 II 级凝泵丙泵叶轮叶片数量也改为 7 片。#2 机 II 级凝泵出口管道和叶片改造及振动情况如表 2 所列。

表 2 #2 机 II 级凝泵出口管道和叶片改造及振动情况

泵号	出口管道结构	2 级叶轮叶片数	出口管道振动情况	拍振	运行情况	泵振动
甲泵	与母管连接由竖直管改为 45° 弯头连接	原设计 6 片	小于 180μm， 振动速小于 13mm/s	无	甲/乙并泵运行	小于 70μm， 振动速小于 4.0mm/s
乙泵	与母管连接由竖直管改为 45° 弯头连接	改型 7 片	小于 150μm， 振动速小于 13mm/s	无		小于 80μm， 振动速小于 4.0mm/s
乙泵	与母管连接由竖直管改为 45° 弯头连接	改型 7 片	小于 110μm， 振动速小于 6mm/s	无	乙/丙并泵运行	小于 90μm， 振动速小于 4.5mm/s
丙泵	与母管连接由竖直管改为 45° 弯头连接	改型 7 片	小于 90μm； 小于 4mm/s	无		小于 60μm， 振动速小于 2mm/s

2.6 关于振动治理的分析说明

(1) 目前通过综合治理，#2 机组 II 级凝泵出口管道振动良好，可以长期安全运行。

(2) 根据处理前后的振动测试和分析，II 级凝

泵出口管道大振动是一种耦合振动故障：一是，凝泵并列运行时，6X 叶片通过频率振动在管道结构上产生拍振；二是，出口管道结构在垂直进出水方向的固有频率与 6X 叶片固有频率接近又导致了结构

共振（方天第一次结构冲击响应测试时仅测量了进出水方向管道的响应，未测量垂直于进出水方向管道的频响，因此第一次主要判断为故障原因为拍振，实际证明还有结构共振的影响）。

（3）II 级凝泵出口管道振动治理的主要措施包括：一、改变出口管道与母管连接结构，主要是为了改变管道结构的固有频率和减小水流脉动；二、将水泵 2 级叶轮叶片数量由 6 片改型为 7 片，主要是为了 2 台不同叶片数量的凝泵并列运行时不会产生拍振。

（4）#2 机 II 级凝泵出口管道与母管连接结构由竖直管直连改造为 45° 弯头连接，乙泵、丙泵 2 级叶轮叶片数量改为 7 片，甲泵 2 级叶轮叶片数量仍维持 6 片。由表 2 所示，目前甲/乙、乙/丙并列运行时凝泵出口管道、凝泵本体振动均大幅减小，可以长期安全运行。实践证明改造是成功的。

（5）需要特别指出的是，对于 II 级凝泵改造与预期有所差别的是乙/丙（均改型为 7 片）并列运行时，振动水平要优于甲/乙（甲泵仍为 6 片）并列运行时的振动水平。也就是说尽管乙/丙（均改型为 7 片），但在并列运行时并未发生拍振。由于涉及到 #1 机组 II 级凝泵的改造，我们认为#1 机 II 级凝泵的叶片数量仍然要改为 7 片，以消除拍振激振力。为什么 6 片叶片会发生拍振，而 7 片叶片时没有拍振？根据测试情况看 6 片叶片凝泵单独运转时泵本体振动要高于 7 片叶片凝泵本体的振动，因此目前

定性分析认为 6 片叶片的水流激振力要高于 7 片叶片的水流激振力，由于较高的水流激振力导致 6 叶片泵并列运行时发生拍振，这可以由#1 机组 II 级凝泵出口管道改造后，叶片仍保持 6 片并列运行时，系统仍产生拍振来验证。另一方面，由于叶片为 6 片时产生 6X 通过频率与改造后的管道结构频率仍较为接近，因此甲/乙（甲泵仍为 6 片）并列运行时，尽管振动大幅改善，但比乙/丙（均改型为 7 片）振动偏高，如图 16 频谱所示。

（6）关于#1 机组 II 级凝泵的改造，由于凝泵出口管道结构已经更改，建议进一步将凝泵 2 级叶轮叶片数量改造为 7 片，至少改造 2 台。

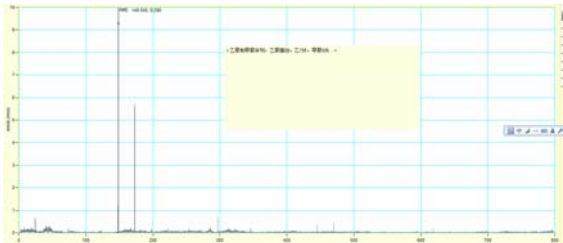


图 16 甲/乙并泵运行时，乙泵出口管道振动频谱

3 立式泵组轴系稳定性

3.1 机组概况

XX 发电有限公司#7 机组 B 凝泵电机为上海电机厂生产的异步电动机，电动机型号为 YLKS630-4，其轴系简图见图 17。

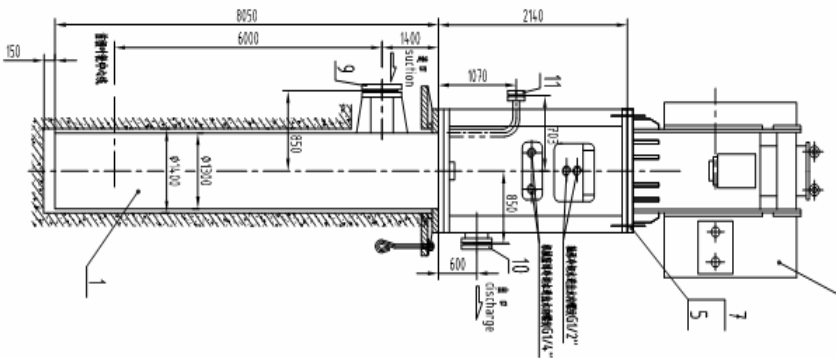


图 17 凝泵轴系示意图

3.2 测试概况

（1）第一次测试

2007 年 11 月 27 日，对凝泵电机进行第一次测试，由于设备处于运行装态，不便安装键相传感器，采用模拟键相触发。测试一小时，测试数据见表 3。图 18～图 19 为电机上部轴承、下部轴承振动频谱

图。

表 3 电动机振动数据 幅值单位：μm

工况	东西	南北	东西	南北
	(上部)	(上部)	(下部)	(下部)
1500r/min	通频	120-200	81-120	42-77
	工频（25Hz）	41-60	56-57	20-28
	11.5Hz	46-119	18-51	17-45

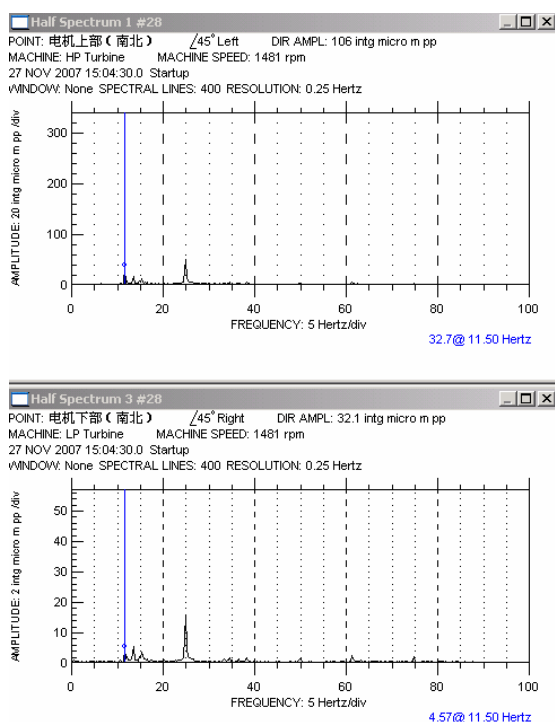


图 18 电机南北方向上部、下部轴承振动频谱图

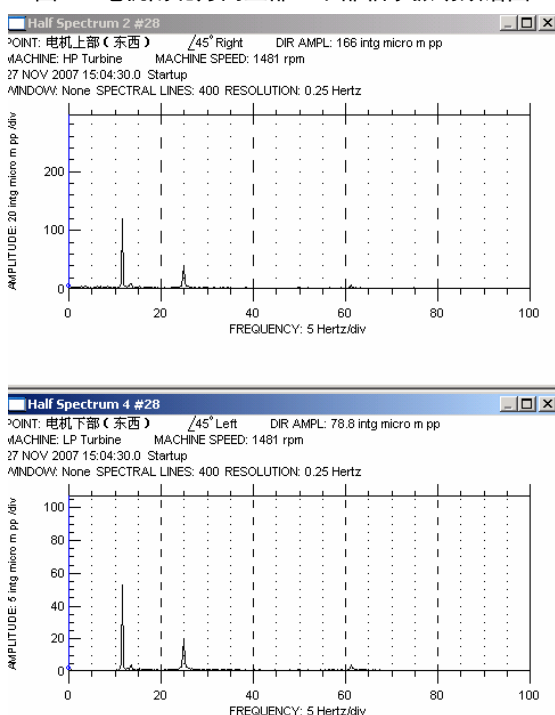


图 19 电机东西方向上部、下部轴承振动频谱图

(2) 第二次测试

2007 年 11 月 28 日, 对凝泵电机进行第二次测试, 停机安装了键相传感器, 测试了电机带泵运转升降速振动情况。图 20~图 25 为电机上部轴承、下部轴承以及凝泵上部轴承振动频谱图和波特图。

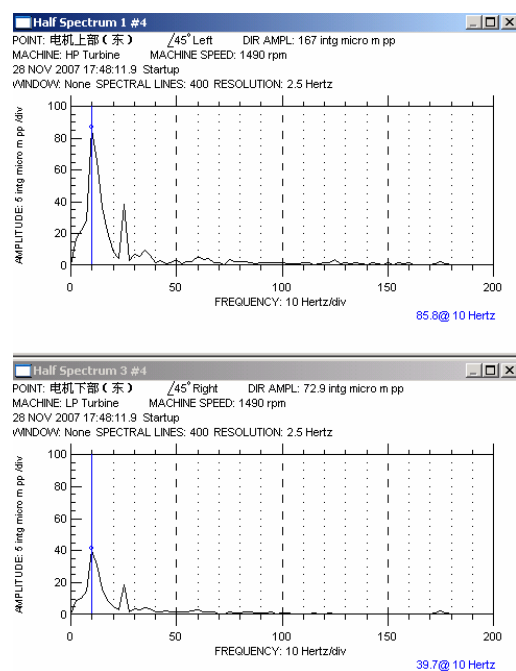


图 20 电机上部、下部轴承东西方向频谱

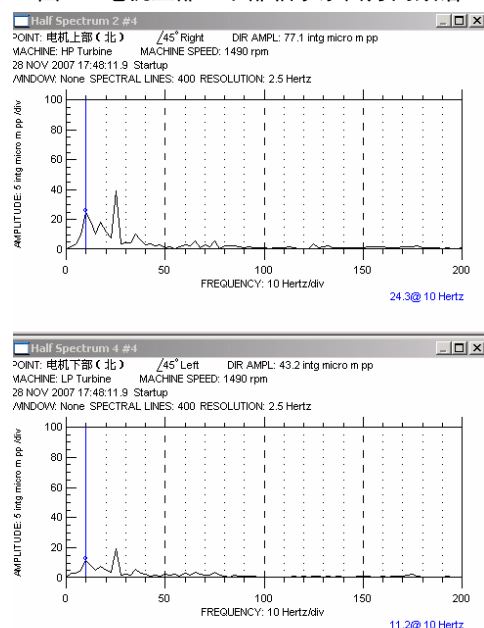


图 21 电机上部、下部轴承南北方向振动频谱图

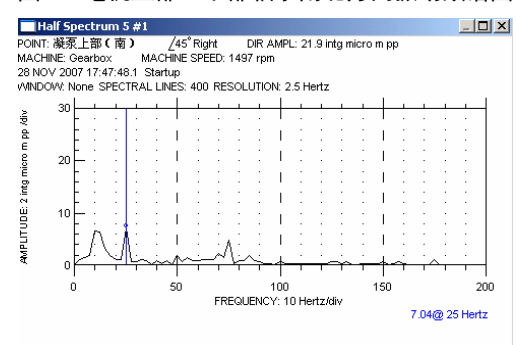


图 22 凝泵上部轴承南北方向振动频谱图

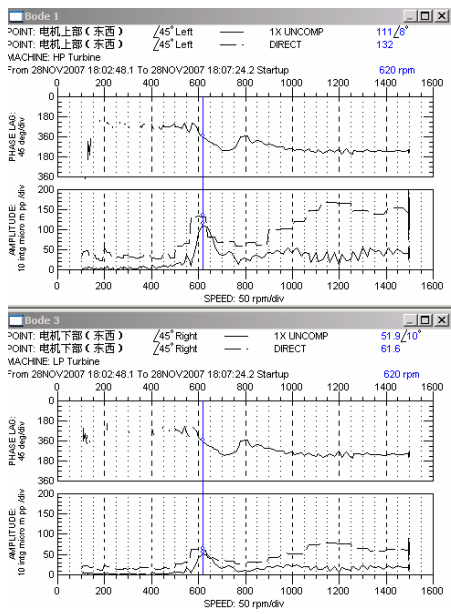


图 23 电机上部/下部轴承东西向波特图

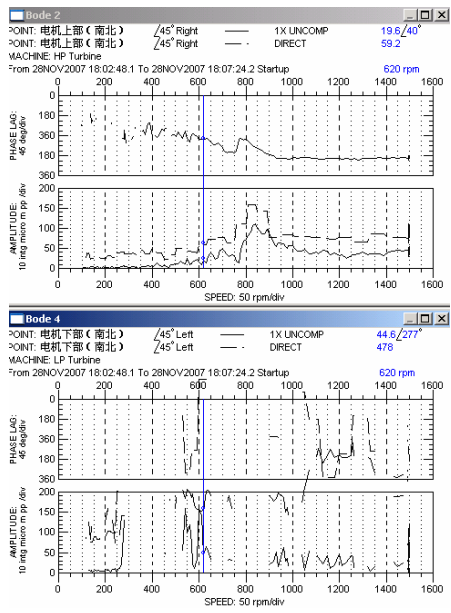


图 24 电机上部、下部轴承南北方向振动波特图

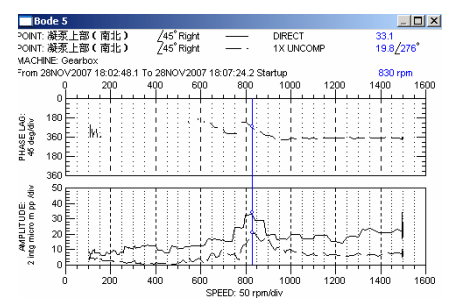


图 25 凝泵上部轴承南北方向振动波特图

(3) 第三次测试

为了进一步确认故障源，进行电机空试试验。2007 年 11 月 29 日，对凝泵电机进行第三次测试。图 26~图 30 为电机上部轴承、下部轴承频谱图、

波特图。

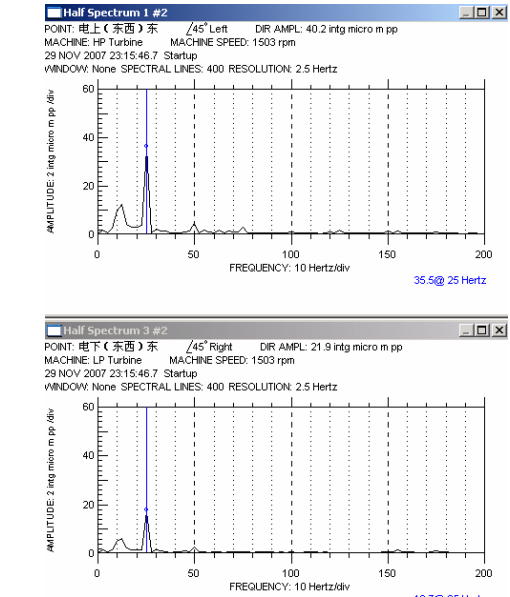


图 26 电机上部、下部轴承东西方向振动频谱图

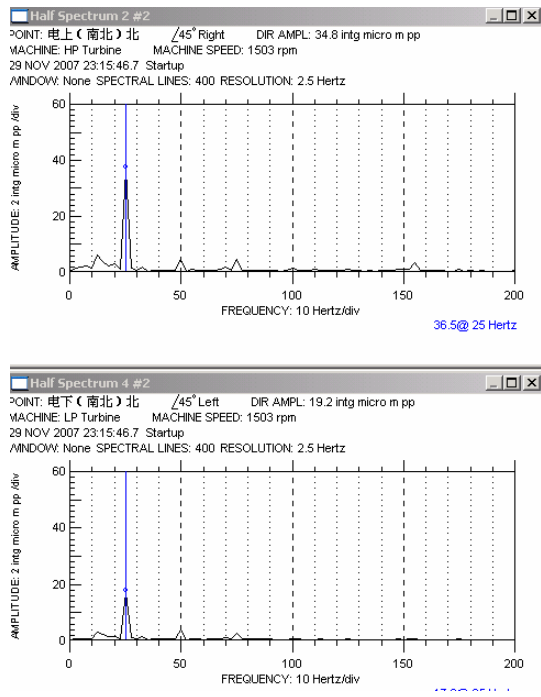


图 27 电机上部、下部轴承南北方向振动频谱图

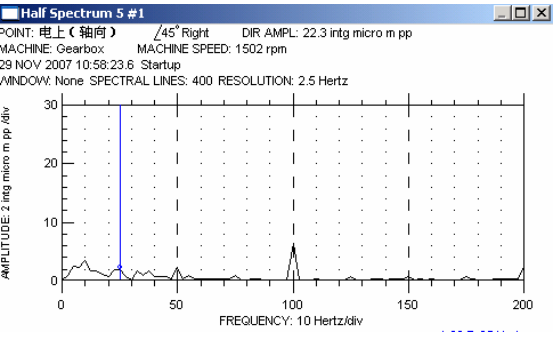


图 28 电机上部轴承轴向振动频谱图

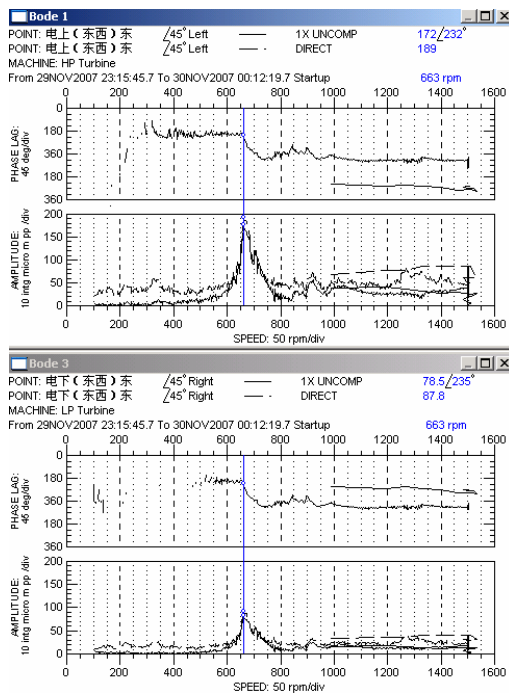


图 29 电机空试上部、下部轴承东西方向振动波特图

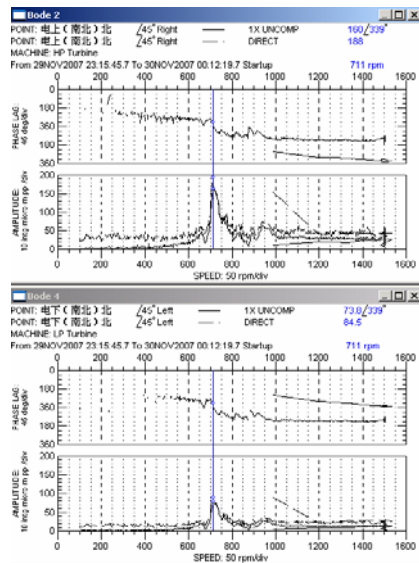


图 30 电机空试上部、下部轴承南北方向振动波特图

(4) 第四次测试

对轮中心复查圆周 0.1mm, 张口 0.05mm, 中心调整后圆周 0.015mm, 张口 0.025mm, 带泵运转。2007 年 11 月 30 日, 对凝泵电机进行第四次测试。电机空试振动小于 $50\mu\text{m}$, 工频为主, 有少量 11.5Hz 成分。中心调整后带泵运转, 电机振动又显著增大, 导致振动增大的主要频率成分是 11.5Hz。

(5) 第五次测试

为了进一步确认故障源, 决定更换一台新电机。2007 年 12 月 1 日, 对新更换的电机进行了空试。新电机空试 90min 后, 振动小于 $50\mu\text{m}$, 工频为主,

有少量 11.5Hz 成分, 振动基本正常。

(6) 第六次测试

于是决定带泵运转, 2007 年 12 月 1 日, 对新更换的电机进行了空试。电机上部轴承振动 $120\mu\text{m}$ 左右, 随运转时间增加, 有爬升趋势。仍然有 11.5Hz 低频量波动。见图 31~32。

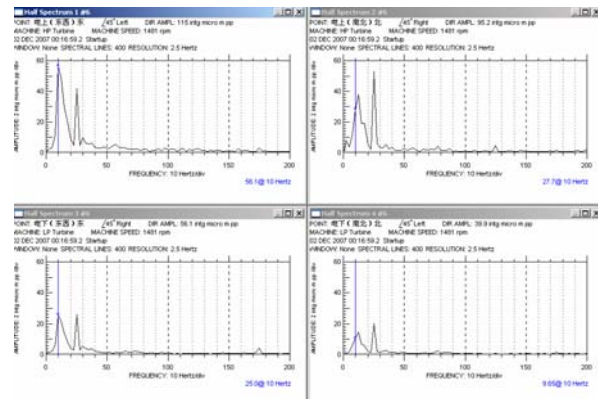


图 31 新电机带泵运转电机轴承振动频谱图

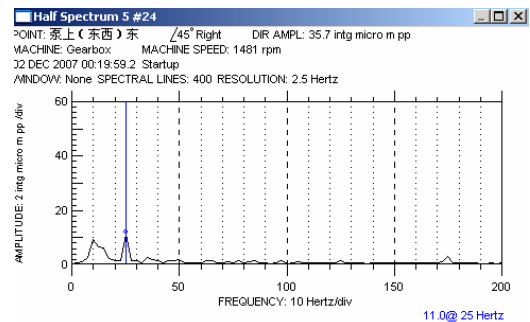


图 32 新电机带泵运转凝泵上部轴承振动频谱图

3.3 分析及建议

3.3.1 振动特征

(1) 电机带泵运转时, 上部导向轴承振动严重超标, 东西方向径向振动尤其严重。上导轴承东西方向振动的波动范围为 $120\mu\text{m} \sim 200\mu\text{m}$, 导致波动的主要频率成分为 11.5Hz, 这一频率成分的波动范围是 $46\mu\text{m} \sim 119\mu\text{m}$ 。

(2) 电机上部轴承振动的工频分量偏大达到 $60\mu\text{m}$, 幅值较为稳定; 下部轴承振动工频分量小于 $28\mu\text{m}$, 幅值稳定, 振动良好。

(3) 电机上、下导向轴承频谱图中, 除 11.5Hz 低频和 25Hz 工频外, 未见其它异常谐波频率成分。

(4) 电机空试振动良好, 以工频振动为主, 11.5Hz 振动分量幅值小于 $20\mu\text{m}$; 带泵运转时电机上部轴承振动波动较大, 最高达 $200\mu\text{m}$ 。

(5) 凝泵轴承、凝泵基座、凝泵出口管道振动

振动良好,只包含少量的 11.5Hz 频率振动分量。

(6) 电机轴承升速波特图在 11.5Hz 处有峰值。

3.3.2 振动原因

(1) 导致 11.5Hz 频率成分的可能原因是,轴承外圈与轴承室配合间隙较大,产生旋转松动;或轴承保持架磨损,游隙偏大;电机推力头松动;电机机座与泵机座接触不良;电机安装水平度、垂直度差;电机驱动端对轮瓢偏或转子晃度大。

(2) 电机带泵运转后,电机转子受热膨胀上浮,推力头与推力瓦块接触不好,造成电机顶部偏摆过大,激发了电机壳体的固有频率(11.5Hz)。(常见于驱动端导向轴承为滚珠轴承,若为滚柱轴承一般不会有问题)

(3) 上部电机轴承工频成分较大,可以进行动平衡降低,但不能根本解决振动故障。

(4) 该电机在冷态启动运行状况较好,运行一段时间后工频振动分量有所爬升,说明电机有受热弯曲现象,向电机制造厂技术人员咨询电机受热弯曲方面的情况,或进行热态动平衡。

(5) 凝泵轴系发生类似汽轮机轴系的油膜失稳,主要是泵轴导向轴承的水流与转子相互作用产生的不稳定激振力,导致轴系以固有频率自激振动。

检查导向轴承间隙及磨损情况,或者改型提高轴系稳定性。若升速过程在临界转速附近凝泵电机振动超标严重,在排除电机安装和联轴器连接缺陷外还要进一步检查泵轴是否弯曲。

4 结束语

由于泵内水流的水动力学作用以及轴系的立式不稳定结构,都导致了凝结水泵和循环水泵复杂多样的振动故障。上述故障案例通常涉及泵内流体激振、结构共振、轴系失稳、机械磨损、安装质量以及多种故障的耦合。凝结水泵、循环水泵作为汽轮发电机组电力生产的重要辅机,其振动安全对电力生产可靠性影响显著,因此对于检修质量应该严格控制,而对于辅机的节能改造要慎重评估其对系统振动的影响。

作者简介:

刘晓锋,高级工程师,主要从事旋转机械振动监测与故障诊断方面的研究和工程应用。