

汽轮发电机组 振动诊断及实例分析

国网湖南省电力公司电力科学研究院 组编
张国忠 魏继龙 编著



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

汽轮发电机组 振动诊断及实例分析

国网湖南省电力公司电力科学研究院 组编
张国忠 魏继龙 编著

常州大学图书馆
藏书章



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

内 容 提 要

本书简单叙述了汽轮发电机组振动的基本理论,重点讲述了现场轴系动平衡、动静碰磨、转子热变形等几类常见故障的振动特点、识别方法和处理方案,也对振动测量和评价、中心不正和低频振动、轴向振动、轴瓦故障,以及机组异常振动等内容进行了详细介绍。本书是作者几十年现场工作经验的总结提炼,书中对大量实例进行了深入剖析,介绍了各种振动故障特征、诊断技术和处理经验及技巧。本书侧重于工程实践,紧密结合生产现场,是解决实际问题的帮手,具有较高的使用价值。

本书可供从事火力发电厂与振动相关的专业人员和管理人员学习参考,如电厂运行人员、检修人员、专职工程师和点检工程师,以及各电力科学研究院振动专业人员和调试人员,也可供高等院校电厂热动力、机械振动和转子动力学等专业的师生阅读。

图书在版编目(CIP)数据

汽轮发电机组振动诊断及实例分析/张国忠,魏继龙编著;国网湖南省电力公司
电力科学研究院组编. —北京:中国电力出版社,2018.1

ISBN 978-7-5198-1310-9

I. ①汽… II. ①张… ②魏… ③国… III. ①汽轮发电机组-机械振动-故障诊断 IV. ①TM311.14

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2017)第 259805 号

出版发行:中国电力出版社

地 址:北京市东城区北京站西街 19 号(邮政编码 100005)

网 址: <http://www.cepp.sgcc.com.cn>

责任编辑:娄雪芳(010—63412375) 孙 晨

责任校对:王小鹏

装帧设计:王红柳 赵姗姗

责任印制:蔺义舟

印 刷:三河市百盛印刷有限公司

版 次:2018 年 1 月第一版

印 次:2018 年 1 月北京第一次印刷

开 本:787 毫米×1092 毫米 16 开本

印 张:22.25

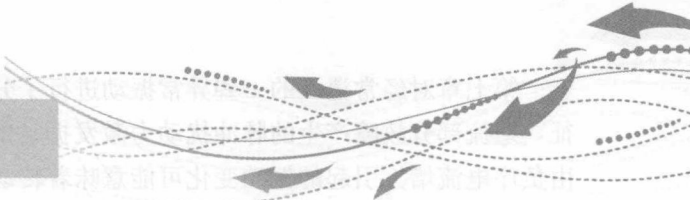
字 数:495 千字

印 数:0001—1000 册

定 价:98.00 元

版权专有 侵权必究

本书如有印装质量问题,我社发行部负责退换



前言

近二十年来,随着发电行业的快速发展,单机容量不断增大,一大批 300、600MW 及 1000MW 机组相继投产,汽轮发电机组振动的测量仪器、测试技术、处理方法得到了较大幅度的改进和提升,振动故障诊断技术和处理能力有了显著提高。同时,由于轴系更长及转子临界转速降低等使振动问题更为复杂,甚至出现了一些新的振动问题,对振动专业人员提出了更高的要求。为便于交流和共同提高,作者通过几十年现场工作经验的总结和积累,特编写了本书。

本书最大的特点如下。

(1) 与实际结合紧密。书中各章节所列振动处理案例全部来源于工作实际,为本书编写者们亲身经历,因此具有很强的实践性。

(2) 内容详实且不保守。书中涉及振动处理关键技术,如动平衡机械滞后角、影响系数等毫无保留呈现,读者根据书中案例,基本可以复原处理过程,因此具有很强的指导性。

全书共分九章:

第一章介绍了振动测量方法、分析手段和振动评价标准,指出目前大型机组应根据其结构特点有所侧重,轴承支承刚度差(如低压转子)应注意瓦振,落地式轴承支承刚度较好,轴振更能反映振动变化。

第二章从柔性转子变形规律入手,阐明了临界转速、振型、不平衡响应之间的关系,定性给出了不平衡轴向分布对各阶振型的影响,举例说明了不平衡周向位置的确定、振型影响系数法和一次加准法在现场的应用,还列举了现场平衡应该注意的一些问题。

第三章讲述了挠性、半挠性和刚性对轮及中心不正对振动的影响,分析了大机组高中压转子轴振普遍存在的一种低频振动,揭示了大机组低压转子油膜振荡频率降低到一阶临界转速以下的原因。提出检修中调整中心时,轴承标高的调整量不宜过大,尤其是可倾瓦轴承应注意不能破坏同心度,最后介绍了现场标高测量实例。

第四章在阐明摩擦振动机理的基础上,用大量实例介绍了采用趋势图、频谱、轴心轨迹和轴振动波形及伯德图等识别摩擦振动的方法,提出了在启动和运行中控制摩擦振动的经验值。

第五章讲述了转子热变形产生的热弯曲(弓状弯曲)虽然带负荷运行中振动变化不大,但停机通过临界转速时会产生很大的振动。重点介绍了一台 600MW 发电机热变形,最后采用外伸部分加重,有效地控制了带负荷运行中的振动。

第六章从转动部分和支承部分两方面介绍轴向振动机理,轴承座外特性试验的重要性,提出先降低扰动力,然后再处理支承部分。

第七章对经常遇到的一些异常振动进行了分析诊断，得出了转动部件飞脱的振动特征，通流部分故障产生的脉冲扰动力激发振动的原因，探头支架共振等虚假振动判别，由负序电流增大引起的振动变化可能意味着转动部件松动或位移。

第八章叙述了轴心轨迹、轴振动波形畸变、轴心轨迹中出现反向进动或局部反向进动，对预载荷及轴瓦碰磨、碎裂的诊断作用，还用实例分析了某种特定条件下出现的莫顿效应使轴振动连续爬升。

第九章主要是结合现场实例，分析了风机、水泵等辅机振动产生的原因，介绍了现场动平衡方法，总结了风机动平衡加重的滞后角。

书中部分实例的现场工作由张柏林、石景、陈非等同事共同参与完成，大部分图形的整理工作由曹浩、黄来两位博士完成，本书的出版得到了国网湖南省电力公司电力科学研究院各级领导的支持，在此一并表示感谢。

由于作者对振动问题认识的局限性和片面性，书中某些阐述难免存在不妥之处，敬请读者批评指正。

作者

2017年10月

目 录

前言

第一章 振动测量、分析和评价	1
第一节 振动在线测量	1
第二节 离线振动测量和分析	3
第三节 机组振动评价和控制	11
第二章 转子质量不平衡引起的振动和现场动平衡	14
第一节 挠性转子的变形规律和振动特性	14
第二节 不平衡周向位置的确定	22
第三节 挠性转子现场动平衡	24
第四节 振型影响系数法动平衡实例	27
第五节 一次加准法动平衡实例	39
第六节 现场动平衡可能遇到的问题	50
第三章 转子中心不正引起的振动和轴承标高变化对振动的影响	67
第一节 中心不正对振动的影响	67
第二节 挠性、半挠性联轴器中心对振动的影响	68
第三节 刚性联轴器连接对振动的影响	76
第四节 油膜压力低引起的低频振动	83
第五节 油膜压力低引发的自激振动	92
第六节 轴系中心调整注意事项	100
第七节 轴承标高变化试验	113
第四章 汽轮发电机摩擦振动	122
第一节 摩擦振动的原因	122
第二节 摩擦振动的机理	123
第三节 摩擦振动的识别	126
第四节 摩擦振动实例	132
第五节 摩擦振动的控制	185
第五章 转子热变形引起的振动	190
第一节 热变形产生的原因	190
第二节 热变形的振动特征	191
第三节 实例分析	193

第六章 汽轮发电机轴向振动	233
第一节 轴向振动产生原因	233
第二节 轴承座外特性试验	234
第三节 实例分析	235
第七章 汽轮发电机异常振动	247
第一节 转动部件脱落引起的振动	247
第二节 脉冲扰动力激发的非工频振动	254
第三节 600MW 机组低频振动	262
第四节 负序电流冲击对发电机振动的影响	267
第五节 汽缸膨胀（收缩）不畅、汽流激振等引起的振动	272
第六节 支架共振、附着物或凹槽等引起的虚假振动	277
第七节 发电机轴瓦绝缘垫片磨损引起的振动	289
第八章 轴振动测量和轴瓦故障	297
第一节 正常运行中的轴振动	297
第二节 预载荷和动静部分摩擦	300
第三节 用轴心轨迹和间隙电压判断轴瓦故障	303
第四节 轴颈与轴瓦碰摩引起的不稳定振动	315
第九章 辅机振动分析和动平衡	325
第一节 风机振动处理和动平衡	325
第二节 水泵振动分析及处理	342
参考文献	349

振动测量、分析和评价

为掌握汽轮发电机组的振动情况,分析振动原因,必须进行振动测量和分析。目前 300、600MW 等大型机组均装有汽轮机保护系统(TSI)振动在线测量系统。除在线测量外,多数电厂还配备专门的振动分析仪器,如成都听亚 VM9510、本特利 208 和 408 等,由专业人员定期测量及在机组启、停机过程中测量机组振动,并进行必要的振动分析试验。

第一节 振动在线测量

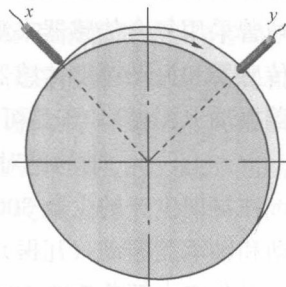
目前,300、600MW 等大型机组装设的振动在线监测系统主要有本特利 3300、3500 和菲利普 MMS6000 等国外公司产品,振动在线监测系统的主要功能有:

- (1) 实时显示机组各轴承处的轴振、瓦振。
- (2) 启、停机及正常运行中绘出振动趋势。
- (3) 具有储存功能,可在一定时间内调出历史数据,打印变化趋势。
- (4) 可设置报警值、跳机值,具有保护功能。

1. 轴振动测量

轴振动测量采用电涡流传感器,其测量原理是当传感器头部线圈通上高频电流时,在线圈周围产生一个高频电磁场,并在邻近的金属体表面产生感应电流,即电涡流。该电涡流产生的磁场与原线圈电磁场方向相反,使其阻抗发生变化。在其他条件不变的情况下,可以认为该阻抗变化仅与金属导体之间的间隙值有关,即与间隙成单值函数关系,当间隙变化时就有不同的电压输出。电涡流传感器有两种功能:一是利用交流输出测量轴振动;二是利用直流输出测量轴的位置。电涡流传感器根据探头的灵敏度确定振动的大小和轴位置的变化。

目前在 300、600MW 机组装设的电涡流传感器一般为 8mm 探头,与轴表面的距离约 2mm,间隙电压为 $-10.5V$ 左右。每个轴承处装设两个探头,分别为 x 方向和 y 方向,与垂直方向互成 45° 角(如图 1-1 所示)。 x 和 y 的定义是按转动方向确定的,轴颈旋转时首先接触到的是 x 方向探头,而后是 y 方向探头。



由于电涡流探头为非接触式传感器,可在与振动体不

图 1-1 轴振动探头装设

接触的情况下进行测量，故在轴振动测量中得到广泛应用。电涡流传感器的另一个优点是频响特性好，除可测量汽轮机、发电机的轴振动外，还可测量较低转速机器如风机、水轮机等的振动。它的主要缺点是安装困难，一端必须固定，另一端与所测量金属体表面的距离必须在探头的线性范围之内；不能做便携测量，只能作为固定位置的测量。300、600MW 机组轴振动测量是将探头固定在轴承盖上或轴承附近的机组外壳上，因此测得的轴振动是轴和轴承盖之间的相对振动，简称为轴的相对振动。若不考虑轴的绝对振动和轴承盖振动（瓦振）之间的相位差，可以将轴的相对振动表达为轴的绝对振动和轴承盖振动之差，即

$$\text{轴的相对振动} = \text{轴的绝对振动} - \text{轴承盖振动(瓦振)}$$

从上式中可知，轴的相对振动不但取决于轴的绝对振动，还与轴承盖振动（瓦振）有关。

当轴承的支承刚度较差致使瓦振较大时,所测得轴的相对振动就会较小,甚至可能比瓦振还小,如 300、600MW 机组低压转子两端轴承坐落在排汽缸上,由于支承刚度较差,一般瓦振较大而测得轴的相对振动就会较小。高中压转子两端轴承支撑在基础上,支承刚度较好,一般瓦振很小,而所测得轴的相对振动就会较大。表 1-1 为某电厂 300MW 机组高中压转子和低压转子两端轴承处轴的相对振动和瓦振测量结果,表 1-2 为某电厂 600MW 机组低压 I、低压 II 转子轴的相对振动、瓦振测量结果。

表 1-1 某电厂 300MW 机组高中压转子和低压转子两端轴承处轴的
相对振动和瓦振测量结果

测点	1x	1y	2x	2y	3x	3y	4x	4y
轴的相对振动	49μm/131°	47μm/202°	43μm/119°	44μm/215°	30μm/111°	21μm/55°	17μm/335°	46μm/218°
瓦振 (垂直方向)	4μm/26°		1μm/221°		20μm/260°		33μm/126°	

表 1-2 某电厂 600MW 机组低压 I、低压 II 转子轴的相对振动、瓦振测量结果

测点	3x	3y	4x	4y	5x	5y	6x	6y
轴的相对振动	60 $\mu\text{m}/201^\circ$	52 $\mu\text{m}/315^\circ$	20 $\mu\text{m}/187^\circ$	10 $\mu\text{m}/280^\circ$	46 $\mu\text{m}/164^\circ$	27 $\mu\text{m}/250^\circ$	21 $\mu\text{m}/294^\circ$	27 $\mu\text{m}/9^\circ$
瓦振(垂直方向)	43 $\mu\text{m}/253^\circ$		14 $\mu\text{m}/100^\circ$		41 $\mu\text{m}/198^\circ$		47 $\mu\text{m}/10^\circ$	

可以看出,高中压转子测得的轴的相对振动比瓦振大很多,低压转子轴的相对振动和瓦振相差不大,甚至出现轴的相对振动比瓦振小的现象(见表1-2中6号轴承处)。为弥补轴的相对振动测量中的这种缺陷,采取的办法之一是测量轴的绝对振动,本特利公司曾采用复合传感器来测量支承刚度较差的轴承上的振动。复合传感器同时装有电涡流传感器和振动速度传感器,电涡流传感器测量轴的相对振动,振动速度传感器测量轴承盖振动(瓦振),于是可得

$$\text{轴的绝对振动} = \text{轴的相对振动} + \text{轴承盖振动(瓦振)}$$

在早期生产的少数 300、600MW 机组上装有这种复合传感器, 由于测得轴的相对振动和轴承盖振动 (瓦振) 有不同的相位特性, 用简单的代数关系处理会产生一定的误差, 目前绝大部分 300、600MW 机组已不再使用。另一个弥补轴的相对振动测量缺陷的办法是在测量轴的相对振动的同时也测量轴承盖振动 (瓦振)。

2. 轴瓦振动测量

轴瓦振动测量采用振动速度传感器, 振动速度传感器由永久磁铁和线圈等组成。当放在轴承或机壳上时, 由于受到振动作用, 振动速度传感器内部的线圈和永久磁铁产生相对运动而使线圈内有电压输出, 再经过积分、放大、检波等信号处理可得到振动幅值。由于线圈内的电压输出与振动速度成正比, 故这种传感器又称为速度传感器。由于这种传感器具有灵敏度高、频响范围宽、使用方便, 特别是可进行便携测量等优点, 故在振动测量中得到了广泛应用。

这种传感器的主要缺点是低频特性较差, 内部的线圈和弹簧本身就构成了弹簧-质量系统, 它的自振频率必须远离机器的工作转速, 否则会受到共振的影响。由于自振频率的限制, 目前常用的本特利 9200 等速度传感器, 要求机器的工作频率在 10Hz 以上 (600r/min 以上), 这在汽轮机、发电机、风机和电动机等中都能适用。但从另一方面看, 这种传感器由于低频特性差, 一些频率较低的振动分量可能会受到屏蔽, 如某些 300、600MW 机组低压转子轴承瓦振中普遍存在的 2~3Hz 的低频分量, 用本特利 9200 速度传感器就无法测到, 只有用特制的低频传感器才能测到。目前所用的本特利、菲利普等振动在线监测系统既能测量各轴承处轴的相对振动, 又能测量各轴承的瓦振(垂直方向), 起到全面的监测作用。但应根据机组的具体情况来看, 还应有所侧重, 如 300、600MW 机组高中压转子振动应重点注重轴的相对振动, 低压转子应重点注重瓦振, 而发电机转子为端盖式轴承, 瓦振、轴的相对振动都能比较灵敏地反映出振动问题。

第二节 离线振动测量和分析

除上述在线振动监测外, 由专业人员进行离线测量也是十分重要的。离线测量带有专业管理的性质, 由点检人员或振动专业人员定期测量。机组启、停机时做对比性测量或针对机组某个振动问题做分析性测量。随着测试技术的发展, 多数仪器如美国本特利 208、408 和成都昕亚 VM9510 等除测量振幅、相位外, 还可得到振动波形、频谱、轴心轨迹和轴中心平均位置等信息。在启、停机过程中, 这些仪器还可以直接测量到升、降速特性, 绘出伯德图、奈奎斯特图等, 运行中经较长时间的测量可绘制出趋势图, 为振动分析提供了极为有用的手段。

1. 振幅测量

振动幅值一般用位移峰-峰值表示 (μm), 本特利 208、408 和成都昕亚 VM9510 等仪器除测量通频振幅外, 还可直接显示工频、半频、二倍频、三倍频等振动幅值和相位。通频振动是指位移高点到低点间的幅值, 工频(一倍频)振动是指与转速同步的振动, 通过滤波后得到, 半频、二倍频等振动都是根据与转速的关系命名的。通频振动一般应大于工频、二倍频等振动。如果通频振动和工频振动相差较大, 表示其他频率的振动分量较多, 必要时应进行频谱分析。

幅值除用位移表示外, 还可用速度、加速度表示。对于一个简谐振动 $y = A_0 \sin \omega t$ 或 $y = A_0 \cos \omega t$, 速度、加速度也可用简谐振动表示, 其幅值可用位移求导一次及二次

得到。

速度 $v = y' = \frac{dy}{dt} = \omega A_0$ ，速度可用单峰值表示 (0-P)，单位为 mm/s。

加速度 $a = v' = \frac{d^2y}{dt^2} = \omega^2 A_0$ ，加速度一般也用单峰值表示 (0-P)，单位为 mm/s²。

速度的有效值称为振动烈度，为速度的均方根值，可表达为

$$\bar{v} = v \frac{\sqrt{2}}{2} \text{ mm/s}$$

从上述振动烈度的表达式可看出，它除与位移的大小有关外，还与转速有关。因为振动烈度是与机器所受的应力成正比的，若从机器转动部分和支承部分承受的应力考虑，用振动烈度来测量和评定机器的振动是比较合理的。目前，国际、国内用来评定机器振动的准则，有一部分是采用振动烈度来评定的。国内制造厂给出的动平衡结果，也是振动烈度。小型的、高转速旋转的机器，如压缩机、汽动给水泵等，若用位移来衡量振动，灵敏度太低，必须用振动烈度衡量振动。但从振动的直觉及受传统习惯的影响，目前大多数 300、600MW 等大型机组还是用位移来衡量和评定振动的。

振动烈度换算成位移时，一定要考虑转速的影响，如振动烈度为 $\bar{v} = 2.8\text{mm/s}$ ，若换算成位移，转速为 3000r/min 时可得到位移值为

$$A = \frac{v \times 2}{\omega} \times 1000 = \frac{\bar{v} \times \frac{2}{\sqrt{2}} \times 2}{\omega} \times 1000 = 25.2\mu\text{m}$$

其中，
$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 314\text{rad/s}$$

转速为 1500r/min 时可得到位移值为

$$A = 50.4\mu\text{m}$$
$$\omega = 157\text{rad/s}$$

2. 相位测量

振动测量中除测量振动幅值外，相位测量也是十分重要的。因为振动是个矢量，不但有大小，而且还有方向。要完整地表示振动，除幅值外，还必须要要有相位。随着测试技术的提高，目前在仪器上可直接读取相位，而且测量精度可达到 $\pm 1^\circ$ ，给振动分析和现场动平衡等提供了必要的条件。目前，仪器中测得的相位都是相对相位，即振动信号上的某一点（高点或 0 点）与某一基准信号之间的角度。如图 1-2 为本特利 208、408 和成都昕亚 VM9510 等仪器的相位角示意，测得的相位角 ϕ 为基准脉冲前沿与振动信号高点之间的角度。基准脉冲在前，振动信号在后，相位角是逆转向计数的（也有顺转向计数的，如日本 DEP-D 仪器）。

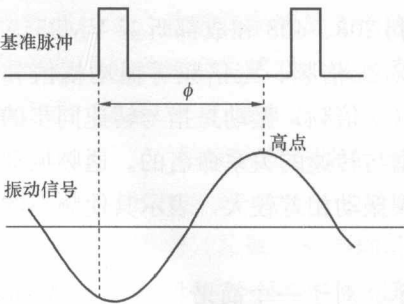


图 1-2 相位角示意图

基准脉冲由光标经光电传感器得到,或由键相槽经电涡流传感器得到。光标用涂有胶水的反光片做成,可直接贴在轴的外露部分。反光片长 20mm、宽 10mm 左右,可根据轴的直径而定。粘贴时应注意反光片与轴本身的颜色要有较大的色差,如轴本身的颜色深浅不一,可在轴上涂一圈黑漆。光电头离光标的径向距离一般为 15~20mm,由于目前像成都昕亚制作的光电头灵敏度较高,对距离的要求不严,在现场适当调整即可。

300、600MW 等机组均装有本特利或菲利普振动监测系统,一般在前箱内短轴周向开出一个小的长方形凹槽,对准它的电涡流传感器的信号输出形成键相脉冲,作为测量相位的基准。由于键相信号已经引到表盘上,可以长期使用并用作比较,比现场贴光标更为方便。

相位测量在振动测量中比较重要,虽然测得的是相对相位,但在同一基础上进行比较,仍然可以进行振动分析,如在某一转速下测得转子两端轴承上的振动幅值和相位,即可分析转子上对称和反对称分量的大小;通过测得的相位及速度传感器(或位移传感器)与光电传感器(或键相传感器)的位置,可估算出原始不平衡的位置,在试加重时有很重要的参考作用。动平衡计算中,利用相位还可减少启动次数。此外,在分析摩擦振动、热变形及其他异常振动中也有很重要的作用,相位在振动测量中是必不可少的。

3. 轴心轨迹

轴心轨迹是轴颈在轴承中涡动的轨迹,由于 x 和 y 方向探头安装位置刚好相差 90° ,可视作 x 和 y 方向轴振动的合成,它可通过本特利 208、408 或成都昕亚 VM9510 等仪器的测量直接得到。

设 x 方向的振动为

$$x = A_1 \sin(\omega t + \varphi_1) \quad (1-1)$$

设 y 方向的振动为

$$y = A_2 \sin(\omega t + \varphi_2) \quad (1-2)$$

式中 A_1 、 A_2 ——幅值, μm ;

ω ——转动角速度, rad/s ;

t ——时间, s ;

φ_1 、 φ_2 ——初始相角, rad 。

经适当变换后,将式 (1-1) 和式 (1-2) 相加可得

$$\left(\frac{x}{A_1}\right)^2 + \left(\frac{y}{A_2}\right)^2 - \frac{2xy}{A_1 A_2} \cos(\varphi_1 - \varphi_2) = \sin^2(\varphi_1 - \varphi_2) \quad (1-3)$$

式中 $\varphi_1 - \varphi_2$ ——两分振动的相位差。

令 $\Delta\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$, 则合成后的振动方程可写为

$$\left(\frac{x}{A_1}\right)^2 + \left(\frac{y}{A_2}\right)^2 - \frac{2xy}{A_1 A_2} \cos\Delta\varphi = \sin^2\Delta\varphi \quad (1-4)$$

由式 (1-4) 可知,合成振动的轨迹曲线的形状及性质与两个分振动的幅值 A_1 、 A_2 和相位差 $\Delta\varphi$ 有关。

由于 x 和 y 相差 90° ，故式 (1-4) 可简化为

$$\frac{x^2}{A_1^2} + \frac{y^2}{A_2^2} = 1$$

它为一椭圆方程， A_1 、 A_2 分别表示椭圆的长、短轴，若 $A_1 = A_2$ ，则轨迹曲线为一个圆。

从实测到的轴心轨迹看，由于 x 方向和 y 方向的振动不完全是简谐振动，因此很少测得到一个规则的圆或椭圆。图 1-3 为某厂 300MW 机组低压转子前轴承处轴心轨迹，可以看到该轨迹类似一个椭圆，轨迹曲线不光滑，有很多毛刺。从右边的轴振波形可看到波峰和波谷处有跳动，波形中有高频干扰，后查明该轴心轨迹与轴颈处油挡碰磨有关。轴心轨迹和轴振波形中有一个黑点为键相点，表示键相槽或光标的位置，利用键相点可以判断轴心轨迹的进动方向（VM9510 为黑点向缺口处转动）。

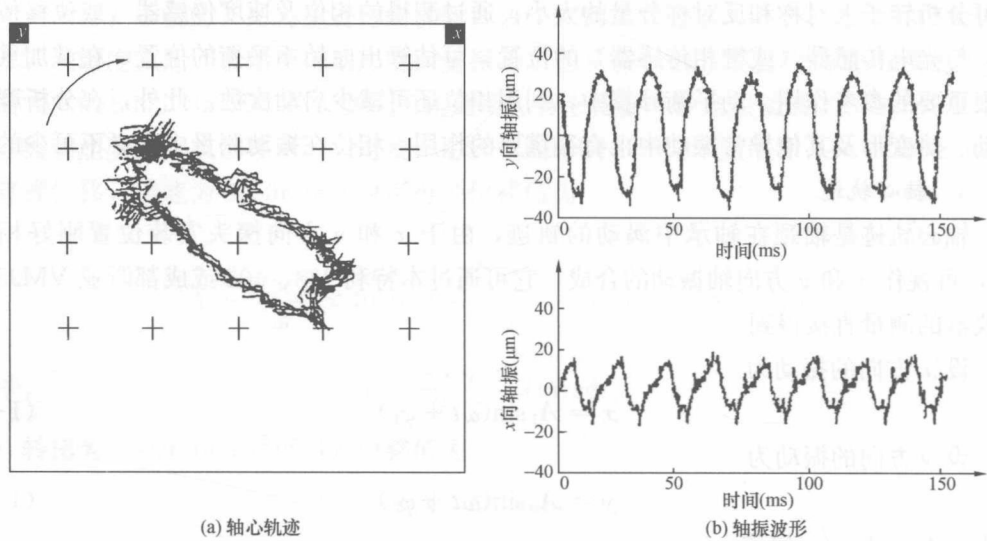


图 1-3 某厂 300MW 机组低压转子前轴承处轴心轨迹

轴心轨迹在振动分析中有一定的作用，利用轨迹形状可判断轴上是否存在预载荷，若存在反向进动或局部反向进动，说明轴颈在轴瓦中有碰磨；轨迹形状发生畸变说明轴瓦可能已发生严重磨损或碎裂，若发生低频振动、油膜振荡等，轴心轨迹中会出现一个或多个同心圆。

4. 轴中心平均位置

轴中心平均位置可用 x 和 y 方向两个间隙电压（直流输出）的合成表示。在启动升速及带负荷运行中，间隙电压会发生变化，合成后即表示轴中心平均位置的变化，它也可通过仪器测量直接得到。图 1-4 为某厂 300MW 机组在升速过程中 2 号轴承（高中压转子后轴承）处轴中心平均位置的变化，可看出从 181r/min 升速到 2031r/min 这一过程中， x 方向间隙电压从 -10.28V 变化到 -9.08V ，变化了 1.2V 。 y 方向间隙电压从 -10.5V 变化到 -9.6V ，变化了 0.9V 。所用电涡流传感器灵敏度为 8V/mm ，计算出 x 方向轴位置上升了 0.15mm ， y 方向轴位置上升了 0.11mm 。带负荷运行中，轴中

心平均位置变化较小，只是在阀切换及顺序阀控制中某个调节阀开启或关闭时有较明显的变化。

轴中心平均位置对于分析轴承负载及轴承磨损等有一定帮助，顺序阀控制时，可根据轴中心平均位置的变化，调整阀序开启顺序或重叠度，从而控制低频振动等。

5. 振动频谱

经振动测量，在频谱分析仪或仪器软件上可直接显示出离散型频谱。频谱在振动分析中具有重要作用，它可作为振动的定性分析，帮助寻找振动根源，如转子质量不平衡、中心不正等主要是一倍频振动（简称 $1x$ ），转轴断面上刚度不对称、两极发电机静子外壳振动及转子中心不正等含有二倍频振动（简称 $2x$ ），油膜振荡、汽流激振等低频振动频率与转子临界转速的频率相符。摩擦振动除工频外，还含有二倍、三倍等多次谐波，也可能会出现 $1/2$ 工频的振动，此外还有非线性油膜刚度等引起的分谐波振动。对于一些变转速的机器，如调速给水泵、磨煤机等，则可以利用频谱找出主要的振源。对于一些异常振动，如拍振动等，也有利于查找振动原因。

图 1-5 为某厂一台 362MW 机组磨煤机小齿轮右侧轴承振动波形及频谱，该磨煤机的传动系统如图 1-6 所示，磨煤机大罐由电动机经两级减速系统拖动，电动机转速为 985r/min，经一级减速后使小齿轮的转速降到 215.8r/min，经二级减速后使大罐的转速降到 14.8r/min。从图 1-5 所示小齿轮轴承上测得的振动频谱看，主要是 61~62Hz 的振动。已知小齿轮的转速为 215.8r/min，牙齿数为 17 个，故传动大罐时的啮合频率为 $f = 215.8 \times 17 / 60 = 61\text{Hz}$ 。可知该磨煤机振动主要是小齿轮啮合不好引起的，后经检查发现小齿轮有较严重的磨损。

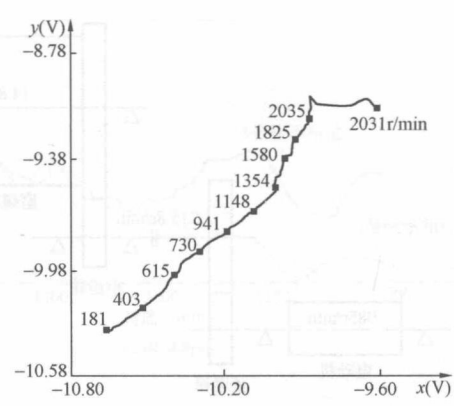


图 1-4 某厂 300MW 机组在升速过程中 2 号轴承（高中压转子后轴承）处轴中心平均位置的变化

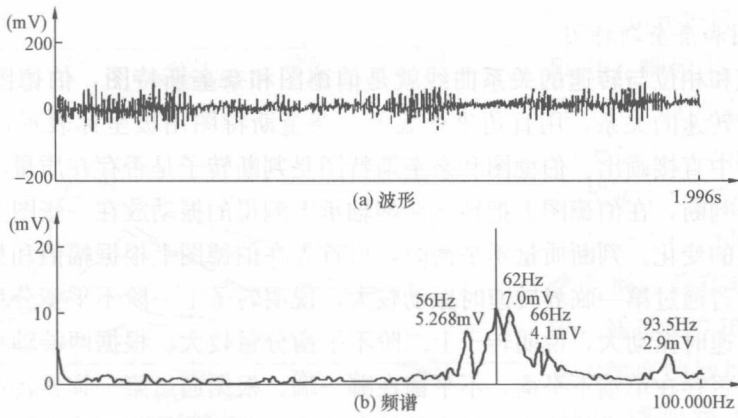


图 1-5 某厂 362MW 机组磨煤机小齿轮右侧轴承振动波形及频谱

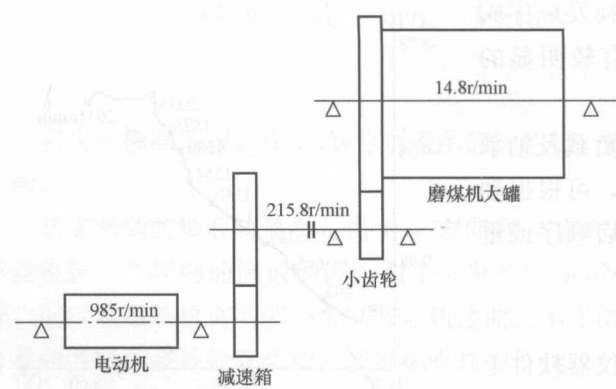


图 1-6 某厂 362MW 机组磨煤机传动系统

探头支架引起的振动，支架固有频率为 54Hz，机组运行中有脉冲性质的扰动力时，就可以激发支架的振动，与轴振 3x 合成后产生拍振动。

除离散型频谱图外，还有以转速、时间为轴向坐标的三维频谱图，但一般应用较少。

图 1-7 为某厂 300MW 机组低压转子前轴承处测得的 3x 轴振动波形和频谱，从振动波形中可看到一个明显的拍振动，拍频率为 4Hz。从图下部的频谱看，除 50、100、150Hz 的频率分量外，还有一个 54Hz 的振动分量。显然，拍振动就是 50Hz 和 54Hz 两个振动的合成，合成后的拍频率为 $54\text{Hz} - 50\text{Hz} = 4\text{Hz}$ 。后查明 54Hz 的振动是由装设电涡流

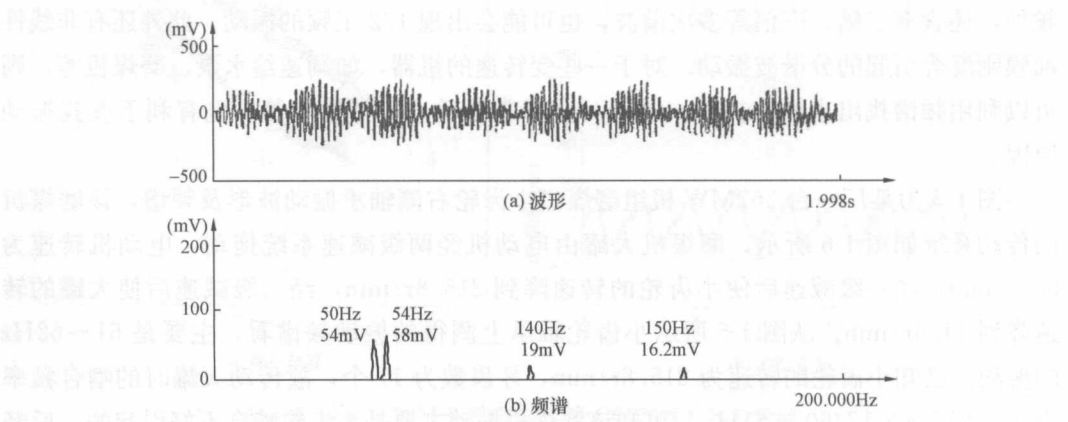


图 1-7 某厂 300MW 机组低压转子前轴承处测得的 3x 轴振动波形及频谱

6. 伯德图和奈奎斯特图

振动幅值和相位与转速的关系曲线就是伯德图和奈奎斯特图，伯德图是振动（幅值、相位）与转速的关系，用直角坐标表示，奈奎斯特图用极坐标表示，它们都可在升、降速过程中直接画出。伯德图和奈奎斯特图是判断转子是否存在质量不平衡的重要手段，为方便判断，在伯德图上把转子两端轴承上测得的振动放在一张图上，可同时观察振幅和相位的变化。判断质量不平衡时，可首先在伯德图上根据幅值和相位的变化确定临界转速。若通过第一临界转速时振动较大，说明转子上二阶不平衡分量较大，若通过第二临界转速时振动大，说明转子上二阶不平衡分量较大。根据两端轴承上的振动差别，可判断是否存在单端不平衡，不平衡在哪一端。根据通过第一临界转速后幅值和相位的变化规律，还可初步估算出不平衡的轴向分布。通过伯德图可确定转子上不平衡的

大小、性质和轴向分布规律，从而确定现场动平衡方案。

图 1-8 为某 300MW 机组低压转子振动伯德图，可看出通过第一临界转速（设计值 1554r/min）时振动不大，无明显峰值。通过临界转速后分别在 2410r/min 和 2940r/min 出现两个峰值，4 号轴承最大振幅分别达 $85\mu\text{m}$ 和 $102\mu\text{m}$ 。从相位特性看，出现峰值时两轴承（3、4 号轴承）相位差都为 180° 左右，故可确定转子上存在较大的二阶不平衡分量，可通过加反对称加量进行平衡。另外还可知，由于工作转速比较接近共振转速，灵敏度较高，必须提高动平衡精度，将二阶不平衡分量降到很小。

伯德图除用来判断转子质量不平衡外，还有诸多作用，如通过临界转速时，若临界区宽，峰值振幅有波动，说明可能存在碰磨；在暖机时若振动有趋势性的变化，可能存在热变形；在图上能反映出相邻转子通过临界时的振动，说明易受外来振型干扰；在某一转速时振动发生突变，说明转子有变形或转动部件有松动等。

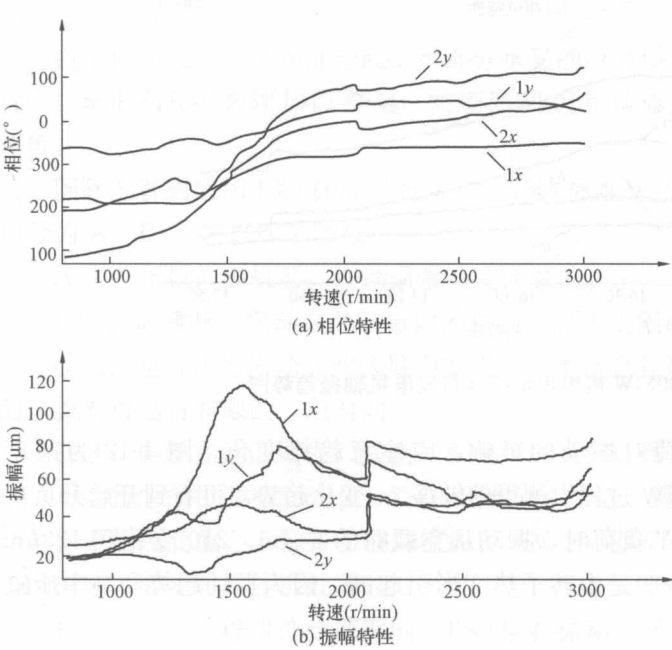


图 1-9 某厂 300MW 机组高中压转子振动伯德图

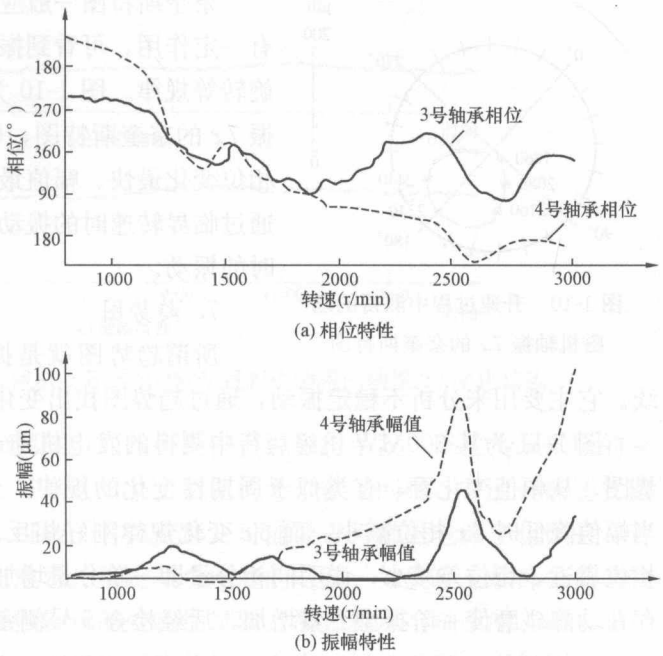


图 1-8 某 300MW 机组低压转子振动伯德图

图 1-9 为某厂 300MW 机组冷态开机中测得的高中压转子振动伯德图，可看到在 2030r/min 暖机过程中（约暖机 4h）轴振 1x、1y、2x、2y 均有较明显的变化，轴振 1x、1y 增加 $15\sim 20\mu\text{m}$ ，轴振 2x、2y 增加 $20\sim 25\mu\text{m}$ ，相位也变化 $10^\circ\sim 20^\circ$ ，可判断转子存在热变形。后在热态停机过程中，通过临界转速时振动果然有大幅度的增加，轴振 2x 由 $50\mu\text{m}$ 增加到 $134\mu\text{m}$ ，1x 由 $120\mu\text{m}$ 增加到 $156\mu\text{m}$ 。

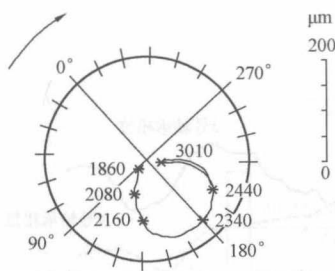


图 1-10 升速过程中测得的励磁机轴振 7x 的奈奎斯特图

奈奎斯特图一般应用较少，在分析摩擦振动等方面有一定作用，可看到振幅、相位不断变化，相位逆转向旋转等规律。图 1-10 为在升速过程中测得的励磁机轴振 7x 的奈奎斯特图，幅值和相位随转速变化，幅值和相位变化最快、幅值最大处可视为临界转速，故可得到通过临界转速时的振动，同样在图上也可得到工作转速时的振动。

7. 趋势图

所谓趋势图就是振动幅值、相位和时间的关系曲线。它主要用来分析不稳定振动，通过趋势图找出变化规律，从而确定振动的性质。

图 1-11 为某 300MW 机组运行中测得的发电机前、后轴振 (5x、5y、6x、6y) 趋势图。从幅值变化看，有类似于周期性变化的规律。当幅值增加时轴振 5x 相位增加，当幅值降低时 5x 相位减小，而 6x 变化规律刚好相反。在幅值接近最大值时，5x、6x 相位靠近，相位差减小，说明同相分量即一阶分量增加。分析认为发电机转子在运行中存在动静碰磨使一阶振型分量增加，后经检查 5 号侧密封瓦有较严重的碰磨。

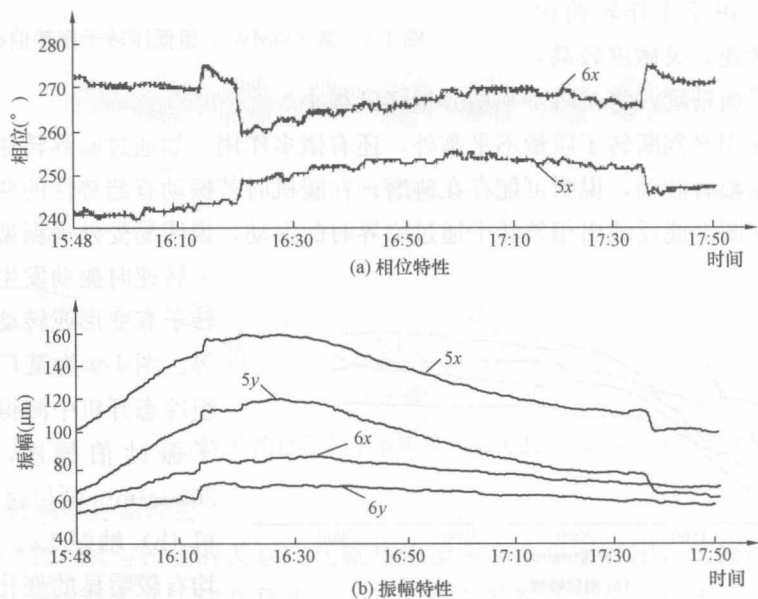


图 1-11 某 300MW 机组带负荷运行发电机轴振趋势图

带负荷过程中，为分析负荷对振动的影响，应注意趋势变化。图 1-12 为某厂 300MW 机组负荷从 0 升到 200MW 过程中测得的轴振 2x 变化趋势，可看到开始升负荷阶段振动变化较大。升到 200MW 负荷时，振动从空载时的 $64\mu\text{m}/\angle 210^\circ$ 变化到 $123\mu\text{m}/\angle 205^\circ$ ，变化量接近 $60\mu\text{m}$ ，后查明是由转子热变形引起的，因为振动趋势和高中压缸温度变化趋势十分相似。

从上述分析可知，由于测量仪器的改进和测试技术的提高，通过仪器测量，不但可