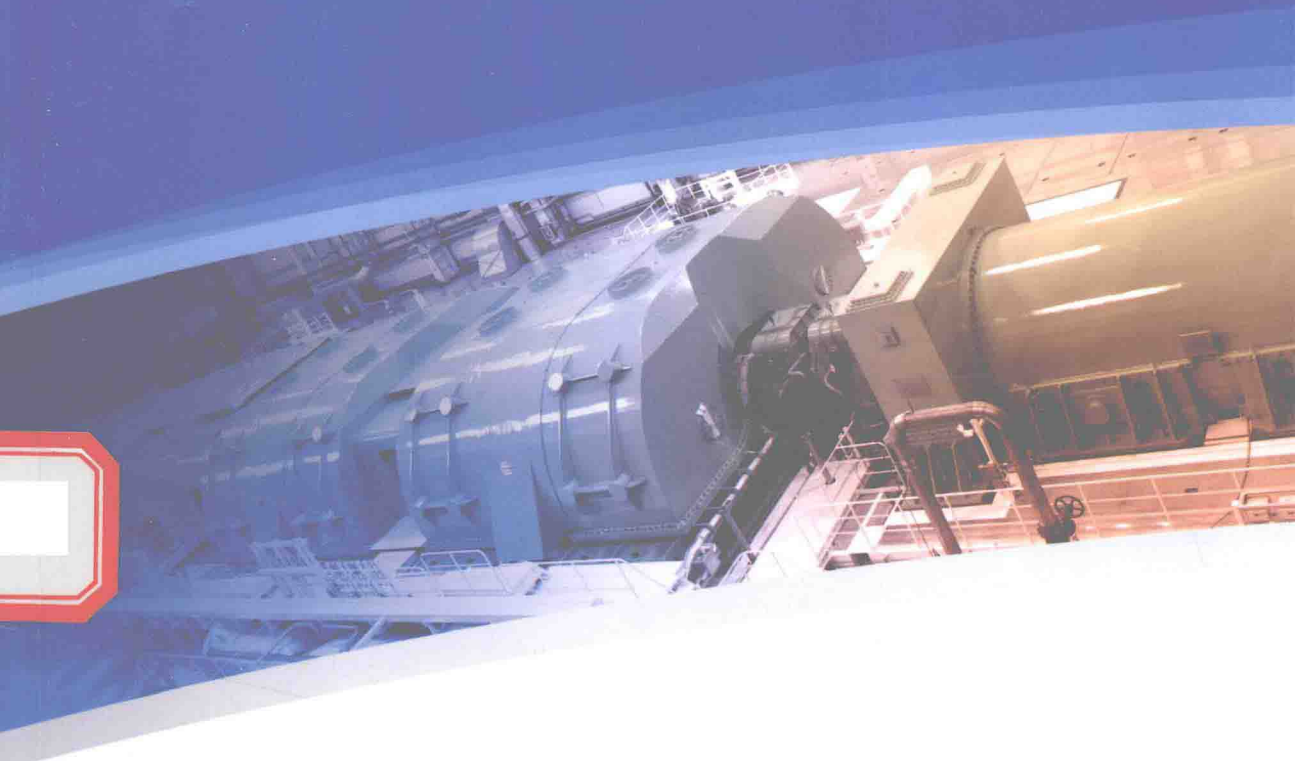


QILUN FADIANJIZU ZHENDONG
GUZHANG ZHENDUAN JI ANLI

汽轮发电机组振动 故障诊断及案例

陆颂元 吴峥峰 著



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

QILUN FADIANJIZU ZHENDONG
GUZHANG ZHENDUAN JI ANLI

汽轮发电机组振动 故障诊断及案例

陆颂元 吴峥峰 著



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

内 容 提 要

本书首先介绍了与汽轮发电机组振动故障诊断相关的现场测试和数据分析等基础知识；然后全面系统地阐述了机组三大类型振动故障：质量不平衡、动静碰磨和轴系油膜失稳的故障特征、诊断分析方法和常用处理方法；其后又专门介绍了发电机振动故障，以及不属于前三大类型振动故障的振动杂证故障的分析诊断；动平衡是现场机组振动处理的必需手段，也做了简要介绍；最后，给出了燃气轮机发电机组和主要辅机（风机、水泵）的振动故障分析诊断。

书中对应各种故障，给出了作者现场处理完成的五十余个真实案例，从中可以看到每一台机组振动故障的表现特征、初期分析、最终诊断及处理措施的整个内容。这些案例是作者多年现场工作的积累，包含了许多宝贵的经验；其中多数案例是成功的，也有个别非成功案例，从中更可以得到负面经验教训。

本书最主要特点是密切联系我国电厂实际，体现了将振动理论、经验和现场实际的密切结合；书中内容是作者长期从事汽轮发电机组振动故障分析诊断理论研究和现场实践的总结，内容丰富、真实详细，思路清晰、论述精炼，重点突出，是一本关于火电厂机组振动技术的深层次的专业书籍。

本书可供从事现场振动工作的工程技术人员参考，也可作为高等院校电力技术类相关专业学生的辅导书，还可作为培训教材。

图书在版编目(CIP)数据

汽轮发电机组振动故障诊断及案例/陆颂元，吴峥嵘著. —北京：中国电力出版社，2016.8

ISBN 978-7-5123-8970-0

I. ①汽… II. ①陆…②吴… III. ①汽轮发电机组-机械振动-故障诊断 IV. ①TM311.014

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2016) 第 040006 号

中国电力出版社出版、发行

(北京市东城区北京站西街 19 号 100005 <http://www.cepp.sgcc.com.cn>)

汇鑫印务有限公司印刷

各地新华书店经售

2016 年 8 月第一版 2016 年 8 月北京第一次印刷

787 毫米×1092 毫米 16 开本 21 印张 486 千字

印数 0001—2000 册 定价 68.00 元

敬告读者

本书封底贴有防伪标签，刮开涂层可查询真伪

本书如有印装质量问题，我社发行部负责退换

版权专有 翻印必究

前言

汽轮发电机组振动故障分析诊断是现代电厂中一项重要的应用科学和技术，它直接关系到电厂主设备的振动故障消除，关系到全厂的安全生产和发电量。在电厂运行、检修所涉及的众多技术中，振动是其中一门专业性很强的技术。

振动故障分析诊断要求具有关于旋转机械振动的理论知识，缺失这方面知识无法做好故障诊断，还要求具有现场实际经验。经验获取的最重要来源是亲历实践，“干得越多经验越丰富”，个人积累的经验是最为宝贵的；同时，经验获取的另一个途径是研究别人有价值的案例。

本书以此为目标，对汽轮发电机组故障分析诊断进行全面介绍。深入阐述了机组典型振动故障特征、分析诊断方法和思路，包含作者多年积累的现场分析诊断技巧，然后给出了 56 个有参考价值的电厂实际案例（其中绝大多数为本书作者所完成）。

电厂设备振动故障诊断处理是一项极具挑战性的工作。每小时可发数十万甚至 100 万 kWh 电量的大机组因为振动无法运行，但经过你 3~5 天甚至 1~2 天的测试分析、确定原因和实施处理，故障最终消除，机组正常发电了，这不得不说是—种奇迹！完全体现了人的智慧。

电厂现场经常遇到的紧急振动故障诊断处理是一项高强度的工作，由于不断强化的生产管理需要，当前国内电厂对运行机组振动故障的分析诊断和处理，尤其对热态机组的处理，往往要求振动人员对故障原因和性质给出明确的结论，要求一次性处理成功，不得反复。振动专业人员来到现场必须对故障迅速做出判断，尽快处理解决，这就要求专业人员具有超强的脑力、体力和意志。

对从事机组振动故障诊断的专业人员，除了需要具备振动理论和经验；还需要具有很强的分析判断能力，思维清晰灵活；决策果断坚定，敢于承担，敢于实践；还需要具备能真切听取他人意见并做出正确判断的态度，同时具备能承受失败和压力、迅速纠正自身错误的心理素质。

对机组振动的故障诊断，最关键的要求是判断准确，准确的原因分析，准确的故障定性，准确的处理方案。故障诊断还要求判断、处理迅速。同样故障，水平高的专业人员，启动 1、2 次，即可能判断清楚；水平不高，反复开机，拖延数日，无法定夺。

机组设备的设计制造人员能做好现场的故障诊断吗？非也！本书中介绍的我国援外 320MW 机组失稳就是一个最好例证。故障诊断不是研发设计新设备，而是对已有设备缺

陷的定位，但实际故障类型复杂、特征多样，现代工业技术门类繁多，设计人员根本无法掌握。

本书中讲述的都是人工诊断，这种人工诊断能用数年前国内风行的智能诊断所替代吗？回答是肯定的，不能！如同我们人类的疾病是由医生人工诊断医治，机组振动故障也同样要由专业人员诊断处理。尽管当今计算机技术十分先进，但国内外还没有任何一种软件能够代替人脑对人类疾病进行诊断，对机组故障诊断的道理相同。看看国内过去那些耗资巨大的智能诊断科研项目，现在还有哪一个在现场做诊断？国外同样如此。

现场实际机组的故障诊断往往是对多个现象和表征进行分析；而这些现象和表征有时是相互矛盾的，一些现象支持这种故障，另一些现象却又否定这种支持而倾向另外的故障。经验表明：故障分析诊断中首先要抓住主流现象，不可脱离主线，被次要现象分散、迷惑。

分析诊断中，有时必须慎重反复考虑各种可能的原因，在依据不充分的前提下，切忌武断地排除某一原因或认定某一原因，除非你有十足的把握。排除一个故障和认定一个故障有同样重要的意义，如果能够有充分的把握将这种故障排除，其后整个怀疑范围将缩小，分析会更为集中。但排除故障有时同样有难度，国内现场实际诊断中，时有发生错误地排除某种故障，将整个分析工作方向扭偏，走了一段弯路后最终才发现，故障真正原因就是前面被排除掉的。

现场振动技术问题上，不要迷信任何权威，不要随从于外界的行政意志，不要随波逐流。这里，不需要走群众路线，更不需要少数服从多数，需要的是重事实、重数据、独立分析，这是故障诊断工作中非常重要的原则。当然，带有那种追求独树一帜的逆反表现心态搞故障诊断，也是要不得的。

能够从事汽轮发电机组振动工作是一件十分值得庆幸的事情，一个故障从接手可能历经艰难坎坷才能最终成功处理，从中体现了个人能力，又实实在在解决了电厂问题。当你看到一台原本不能启动的机组经过亲手处理后已在平稳运转时，会有一种成就感。

希望本书能使正在致力于现场汽轮发电机组振动故障诊断的专业技术人员，或即将进入这个行业的人员及学生能从中切实有所收益。

马元奎、汪江、刘晓峰、王青华、李荣义、李小军、蔡文方、王伟、罗小川、杨绍宇、王翔、赵旭、金锐、王善勇、瞿红春、樊志强、卢双龙等参加了本书案例的现场测试、分析诊断和处理。

童小忠、吴文建、卢修连为本书提供了重要实际案例。

本书的出版得到东南大学出版基金资助。

在此，一并表示衷心感谢。

作者

2016年6月

目 录

前言

第一章 振动基础知识	1
第一节 电力设备振动技术的内容和特点	1
第二节 旋转机械振动基本概念	2
第三节 简谐振动的数学表示法和振幅的度量	4
第四节 振动相位和转速测量	7
第二章 现场振动测试技术	10
第一节 振动传感器类型、选取及安装	10
第二节 振动数据采集与分析仪器	16
第三节 振动测试仪器选择和测试方案制订	20
第四节 振动量和测点选取	22
第五节 辅机的振动测试	27
第三章 数据分析与故障诊断概况	28
第一节 振动数据分析处理方法	28
第二节 振动信号特征的表示和特征图谱	30
第三节 发电设备振动故障诊断的三项基本内容	38
第四节 故障诊断的分析与推理方法	39
第五节 发电设备故障特征汇总	41
第六节 发电设备故障分析诊断工作步骤	42
第四章 质量不平衡振动分析诊断与处理	44
第一节 概述	44
第二节 转子质量不平衡振动特征	45
第三节 转子质量不平衡的分类特征	48
第四节 质量不平衡振动分析诊断与处理实例	50
■ 案例 4-1 深圳某电厂 5 号机组低压转子不平衡分析诊断	50

■ 案例 4-2	大同二电厂 1 号机组围带飞脱	52
■ 案例 4-3	广州石油化工总厂重催机组主风机叶片断裂事故	55
■ 案例 4-4	天津 P 电厂 4 号机组不平衡振动分析和动平衡	57
■ 案例 4-5	贵州 B 电厂 7 号机组电气故障后不平衡振动分析和动平衡	58
■ 案例 4-6	贵州 Y 电厂 3 号机组厂家失误致不平衡振动分析与处理	62
■ 案例 4-7	W 热电 1 号汽轮发电机组大修后异常振动分析及处理	64
■ 案例 4-8	浙江 B 电厂 7 号机组不平衡及支撑刚度低的异常振动故障 处理	67
■ 案例 4-9	浙江 N 电厂 6 号机组瓦枕接触不良振动故障分析处理	76
■ 案例 4-10	广东某电厂 2 号机组质量不平衡振动分析与处理	82

第五章 动静碰磨振动特征、分析诊断与处理

第一节	动静碰磨故障机理与振动特征	88
第二节	动静碰磨的现场应急处理措施和方法	90
第三节	碰磨分析诊断与处理实例	91
■ 案例 5-1	华能 N 电厂 1 号机组带负荷过程低压缸碰磨	91
■ 案例 5-2	L 电厂 4 号机组升速和定转速高压转子碰磨	94
■ 案例 5-3	江苏 C 电厂 2 号机组升速过程高压转子碰磨	97
■ 案例 5-4	L 电厂 2 号机组非典型碰磨特征分析与诊断	99
■ 案例 5-5	L 电厂 4 号机组升速和定速时 4 号轴承附件动静碰磨	103
■ 案例 5-6	X 电厂 12 号机组中压缸动静碰磨和中心孔进油	104
■ 案例 5-7	山西 X 电厂 2 号机组运行中振动爬升故障诊断	107
■ 案例 5-8	江苏 E 电厂 2 号机组低压缸动静碰磨	111
■ 案例 5-9	国电 T 电厂 1 号机组低压缸动静碰磨	113

第六章 轴承油膜失稳分析诊断与处理

第一节	振动稳定性概述	119
第二节	轴承油膜失稳的振动特征和诊断	121
第三节	轴承油膜失稳的处理方法	125
第四节	轴承油膜失稳分析诊断和处理实例	128
■ 案例 6-1	国产 200MW 汽轮发电机组油膜振荡分析与处理	128
■ 案例 6-2	上海 M 公司 2 号机组油膜振荡分析与故障诊断	130
■ 案例 6-3	黑龙江 M 电厂 2 号机组现场动平衡和油膜振荡处理	135
■ 案例 6-4	广东 F 电厂 10 号机组低压转子-轴承系统振动失稳	137
■ 案例 6-5	某电厂 6 号机组大修后轴承失稳处理	145

第七章 汽流激振分析诊断与处理

第一节	汽流激振的机理	148
第二节	汽流激振的振动特征和分析诊断	150

第三节 汽流激振诊断处理实例.....	151
■ 案例 7-1 广东 G 电厂 10 号机组异常振动测试、分析诊断及处理	151
■ 案例 7-2 辽河 F 公司二期机组异常振动测试及故障分析	158
■ 案例 7-3 伊朗 A 电厂 3、4 号机组高中压转子失稳	166
■ 案例 7-4 上汽-西门子型百万机组补气阀投运过程中诱发的 振动故障分析	173
■ 案例 7-5 山东 Z 电厂 7 号机组汽流激振	180

第八章 发电机振动故障分析诊断与处理 185

第一节 发电机振动故障特征.....	185
--------------------	-----

第二节 发电机振动故障分析处理实例.....	187
------------------------	-----

■ 案例 8-1 贵州 H 电厂 3 号机组发电机转子裂纹故障的分析诊断	187
■ 案例 8-2 广东 Z 电厂 1 号发电机转子冷却受阻振动分析诊断	189
■ 案例 8-3 广东 K 电厂 1 号发电机匝间短路异常振动分析	195
■ 案例 8-4 广东 R 电厂 2 号发电机匝间短路分析诊断	199
■ 案例 8-5 广东 P 电厂 4 号发电机振动分析诊断	204

第九章 振动故障分析诊断与处理杂证案例 208

■ 案例 9-1 天津 S 电厂 4 号机组汽轮机转子中心孔进油振动故障分析	208
■ 案例 9-2 江苏 T 电厂 12 号机组启机过程振动分析与动平衡	212
■ 案例 9-3 J 电厂一起凝汽器泄漏事故中振动数据的漏判	217
■ 案例 9-4 贵州 B 电厂 2 号机组高中压转子大轴弯曲振动分析及处理	221
■ 案例 9-5 浙江 B 电厂 7 号机组 1、2 号轴振测试系统故障分析诊断	228
■ 案例 9-6 浙江 N 电厂 6 号机组 1 号轴振动波动分析	231
■ 案例 9-7 贵州 T 电厂 1 号机组材质缺陷的振动分析与处理	235
■ 案例 9-8 华能 I 电厂 4 号机组莫顿效应实例	238

第十章 现场动平衡 244

第一节 动平衡的基本知识和理论基础.....	244
------------------------	-----

第二节 动平衡方法.....	246
----------------	-----

第三节 挠性转子动平衡影响系数法.....	248
-----------------------	-----

第四节 模态平衡法.....	252
----------------	-----

第五节 谐分量法.....	254
---------------	-----

第六节 现场动平衡技术要点和细则.....	255
-----------------------	-----

第七节 现场机组动平衡案例.....	261
--------------------	-----

■ 案例 10-1 浙江 B 电厂 1A 一次风机动平衡	261
■ 案例 10-2 河南 J 电厂 3 号机组动平衡	264
■ 案例 10-3 黑龙江 Q 电厂哈尔滨汽轮机厂 300MW 机组高中压 转子动平衡	266

■ 案例 10-4	Z 电厂 8 号机动平衡	269
■ 案例 10-5	广东 Z 电厂 1 号机组动平衡	273
第十一章	风机振动分析诊断与动平衡	280
第一节	风机振动概述	280
第二节	风机振动特征和诊断	280
第三节	电厂风机振动分析与处理实例	281
■ 案例 11-1	江苏 A 电厂 2B 一次风机振动分析与动平衡	281
■ 案例 11-2	浙江 B 电厂 1A 一次风机振动分析与处理	286
■ 案例 11-3	云南 Z 电厂引风机轴承故障致异常振动分析与处理	289
第十二章	火电厂水泵振动分析诊断与处理	293
第一节	电厂高能给水泵的发展	293
第二节	高能给水泵结构	294
第三节	火电厂水泵振动故障类型和特征	295
第四节	振动故障分析诊断实例	297
■ 案例 12-1	江苏 D 电厂 2B 给水泵振动分析处理	297
■ 案例 12-2	江苏 K 电厂 1B 循环水泵电动机故障振动分析	305
■ 案例 12-3	江苏 Q 公司 E 级燃气机组凝泵振动分析	308
第十三章	燃气发电机组振动分析诊断	311
第一节	燃气轮机振动特点	311
第二节	燃气轮机振动测试分析实例	312
■ 案例 13-1	深圳 M 电厂 2 号燃气发电机组振动测试与分析	312
■ 案例 13-2	江苏 E 燃气热电有限公司燃气轮机振动测试及分析	317
■ 案例 13-3	浙江 B 电厂 1 号燃气发电机组油膜失稳分析及处理	323
参考文献		326

振动基础知识

第一节 电力设备振动技术的内容和特点

转动机械是电力生产中的重要设备，它包括汽轮发电机组、水轮机组、燃气发电机组、工业汽轮机等主机设备，还包括给水泵、凝结水泵、循环水泵、一次风机、送风机、引风机、增压风机和氧化风机等电站主要辅机。这些关键设备的状态决定着整个电力生产的稳定可靠和安全。实际生产过程中，不容许出现影响运转和设备安全的故障，保障设备的正常运转，使之处于良好状态，是电力企业的一项重要工作。

围绕这个目的，发电企业需要进行三方面具体工作：

- (1) 对设备进行状态监测，发现出现异常，从运行上或设备维护上采取措施，保持连续生产。
- (2) 对设备状态进行测试、分析，判断设备现状，预估发展趋势；根据测试结果进行故障诊断，确定故障性质和类型，查找故障原因。
- (3) 确定设备消缺处理方案和时间，对设备故障进行实际处理，消除缺陷。

电力生产中的旋转设备通常处于高温、高压、高转速的运行工况，有多种类型的物理参量能够实时反映设备的内部状态。其中，振动是一个十分关键的参量，因为振动大小和设备部件受到的作用力大小直接关联，而作用力量值又与设备零部件的变形程度或破坏与否密切相关。高速旋转设备出现的多数机械故障，都会以振动异常的形式表现出来。因此，振动是设备状态监测和故障诊断的一个至关重要的参量，电厂高速旋转设备状态监测首选的参量就是振动。

发电设备振动技术包含如下内容：

- (1) 发电设备动力特性分析，以保证设备的设计制造具有良好的振动特性和相关的其他动力特性。
- (2) 振动状态监测，对运行中的发电设备进行以振动为主的状态监测，以保证设备安全稳定运行。
- (3) 故障诊断和处理，对设备存在的振动异常进行分析和评估，进行故障诊断，确定故障原因并进行处理，消除缺陷。

振动技术是发电设备设计制造和电力生产相关诸多技术中的一项重要技术。工业实际中，振动对整个电力生产和设备的具体涉及面较窄，但有时影响十分重大；另外，振动技术本身的内容和理论覆盖范围很宽，它以固体力学、转子动力学、振动力学为基础，涉及测试技术、测试仪器硬件和软件、信号分析、发电设备结构与运行、数值计算分析、线性

和非线性动力学、故障诊断的逻辑思维和人工智能等；除此，它还包含实际工程技术经验，这是振动技术本身尤为重要的特殊之处。

发电设备振动技术既有很高的难度，又具有极强的实用性。发电设备的大振动常常面临的是刻不容缓的紧急局面，早一天解决，甚至早一小时解决，都会对生产有直接重大影响。因此，从事发电设备振动分析和处理，也是一项极具挑战性的工作。对这项技术掌握的程度，体现在能否有最准确的判断，能否以最短的时间、最经济的方式，将高振动降低到最理想的程度。

第二节 旋转机械振动基本概念

一、机械振动

机械振动是指质点或机械动力系统在某一个稳定的平衡位置附近随时间所做的往复性运动，例如摆的运动、行驶中汽车车身各部分垂直于地面方向的微小运动、转动机械各部件与转动相关的非旋转运动等。

振动有多种类型，汽车行驶时车内地板的振动是典型的随机振动，爆炸或地震引起地面或建筑物的非破坏性振动是非周期振动。如果物体运动量的变化按照一个固定的时间间隔不断重复，这样的振动是周期振动。各种形式振动中，周期振动是一种特殊的，而又大量存在的、重要的振动形式。其中，运动量随时间按谐和函数形式变化的简谐振动是最基本、最典型的周期振动。

任何复杂的周期振动都可以利用数学方法分解为若干个简谐振动；反之，利用若干简谐振动之和可以构成任何形式的复杂周期振动。振动分解在旋转机械振动分析和故障诊断中被广泛应用。

汽轮发电机组等旋转机械振动时的激振力主要来自于周期转动的轴，因而，旋转机械振动多数是周期振动。

二、旋转机械振动力的来源

所有机械设备和结构的振动都遵从振动力学的通用规则，但是，旋转机械振动有一些和其他系统振动（如结构振动、板壳振动、管道振动）不同的特殊规律，了解和掌握这些特点，有助于实际振动故障的分析与诊断。

旋转机械通常由转子和支撑轴承组成。单根转子连同两端支撑轴承称为单转子系统；多根转子依次用联轴器（对轮）连接起来，采用多个轴承支撑，组成一个多跨多支承的轴系。转子作为弹性体，振动行为和梁的振动类似，有三种振动形式：横向（径向）振动、扭转振动和纵向振动，其中横向振动是发电设备振动技术涉及的主要内容。

不论何种机械振动，都是在力的作用下发生的。能够引起转子横向振动的力的来源分为两大类：强迫激动力和自激振动力。因为转子的转动，转子上质量偏心产生的旋转离心力成为强迫激振力的主要来源，因而，由此引起的横向同步振动成为旋转机械的主要振动形式。除此，转动机械中还存在其他多种强迫激振力。

自激振动力多数产生于与转子接触的工质,如气流或水流引发的流体激振力,或支撑转子的滑动轴承中油膜生成的作用力。此外,自激振动力还可能来自于转子材料自身的内部阻尼、转子中心孔内滞留液体生成的作用力等,转子转动过程与静止部件发生碰磨时出现的干摩擦力也属于自激振动力。

三、振动的振幅和频率

机械振动通常是周期性的,振幅和频率是描述周期振动的两个基本要素。振幅的大小表征了振动的剧烈程度;频率表示振动的快慢。

周期性振动:每隔一个固定的时间间隔,运动就完全重复一次。这个固定的时间间隔是振动的周期,用 T 表示,通常单位为 s 。每秒内的振动周期数称为频率,用 f 表示,单位为 Hz 。按照定义可知,周期与频率互为倒数,即 $f = 1/T$ 。

旋转机械振动的频率多与转轴的转速有关,或者与转动频率相等,或者与转动频率成整倍数、整分数的关系。我国汽轮发电机组工作转速为 $3000r/min$,机组的振动频率 f 通常为 $50Hz$,即每秒振动 50 次,与转速一致;周期 T 为 $0.02s$,即每经过 $0.02s$,运动重复一次;由此派生的还有 100 、 $25Hz$ 等振动频率成分。

四、转轴的固有频率、临界转速和振型

任何机械物体或系统,自身都有一个以上的固有自振频率。这些固有频率的大小取决于物体或系统本身的力学特性;对于转子系统,还取决于支承的力学特性。物体或系统的实体一旦生成,固有频率也随之生成,它们不随外界作用力的变化而变化。

如果外界缓慢施加一个大小和方向不变的恒力作用在物体上,物体会发生变形或运动,但不会出现振动;如果瞬间施加一个足够强度的冲击,物体将发生振动,振动频率是物体本身所具有的固有频率;如果作用其上的是一个特定频率的周期作用力,物体将以和作用力相同的频率做强迫振动;作为特例,当这个周期力的频率与物体自身的任何一个固有频率一致时,物体的振动状况呈现为“共振”。这些都是机械振动的基本规律。

旋转机械转子的振动同样服从这些基本规律。每一个转子,连同支持它的轴承组成的系统,都有若干阶横向振动固有频率。当然,从多维角度,转轴还存在扭振固有频率和纵向振动固有频率。

一根转子的横向振动固有频率会有多个。在一定的转速下,某一阶固有频率可以被转子上的不平衡力激起,这个与固有频率一致的转速被称作临界转速;工程中,转子横向振动的固有频率视同于临界转速。

通常,我们所关注的只有在转子工作转速以下的低阶临界转速,高于工作转速的临界转速与设备实际运行中的动力特性和安全性关联不大。现代大型汽轮发电机组只有第一阶、第二阶临界转速在它的工作转速之下出现,通常,第三阶临界转速都在工作转速之上。以国产 $200MW$ 机组为例,发电机转子的横向振动第一阶固有频率是 $20Hz$,临界转速则是 $1200r/min$,它的第二阶固有频率高于 $50Hz$,即高于 $3000r/min$;从 $1200 \sim 3000r/min$,发电机转子不存在临界转速;整个轴系在工作转速下还存在高压转子、中压转子、低压转子的三个临界转速。

对于转子的振动形态，通常有一个误解，认为转子的振动是如同一根琴弦的振动，做上下弯曲状的摆动，实际情况与此完全不同。处于临界转速的转子，实际并不是在做这样的振动，而是以一个固定不变的、弯曲成振型的形状，绕转子的静态中心做与转速同步的涡动，即“弓形回转”。

一个站在地面上的观察者，他所看到的是这个涡动的转子在垂直平面的投影，弯曲转子上的固定点在这个平面上的投影会呈现上下跳动，这就是观察者所看到的“振动”。这里的振型是对应于转子每一阶固有频率的不同的弯曲形状，如第一阶固有频率的振型类似于半个正弦曲线，第二阶固有频率振型接近于一个完整的正弦曲线形状。

转子的固有频率和振型在数学中就是特征值和特征向量。按照弹性体振动理论，一个连续分布质量的转轴系统存在无数个特征值和特征向量，即存在无数阶固有频率。

临界转速是汽轮发电机组动力特性和振动特性的第一要素。以临界转速转动的转子处于共振状态，此时的振幅最大。因此，理论上要求工作转速偏离临界转速越远越好，这就是轴系动特性设计中要求的临界转速对工作转速的避开率；同时，运行中要保证升降速过临界转速的最大振幅低于规定限值，这都是从机组安全角度提出的最基本的要求。

一台机组的临界转速可以用计算和实测两种方法得到。临界转速计算是机组设计阶段关于轴系动态特性设计的一项内容，实测是对已有机组用测试的方法确定它的临界转速。由于计算时选用的支撑参数、对轮连接状况等和现场实际不同，会使临界转速的实际值与计算值不完全相同。现场实测是确定临界转速最准确的方法。

临界转速的大小和多种因素有关，它又影响到机组振动的多个方面。经验表明，相同机型的临界转速基本相同；对转子部件不做大变动的大修，如更换叶片、更换相同形式的轴承、更换对轮螺栓等，均不会影响或改变机组轴系原有的临界转速值。

第三节 简谐振动的数学表示法和振幅的度量

我们对振动定量的介绍从最基本的简谐振动开始。简谐振动可以用位移、速度和加速度三种度量形式描述。

一、振动位移

简谐振动位移的表示式为：

$$x = A \sin(\omega t + \phi) \tag{1-1}$$

式中 A ——最大振幅；

ω ——圆频率；

t ——时间；

ϕ ——初始角度。

位移的公制单位是微米(μm)或毫米(mm)，电厂习惯用“丝”或“道”表示， $1\text{mm}=100$ 丝， 1 丝= $10\mu\text{m}$ ；西方国家习惯用英制的密耳(mil)， $1\text{mil}=25.4\mu\text{m}$ 。振动位移 x 是一个随时间变化的动态量，如图 1-1 所示； A 即图中波形上最大位移到平衡位置之间的距离 A_p ，它被称作单峰值或半峰值；电力工业中常用的衡量振动大小的位移量是峰峰值，

即图 1-1 的 A_{pp} ，它是振动波峰与波谷之间的垂直距离，有关系式 $A_p = A = A_{pp}/2$ 。

实践中，凡是涉及位移振幅的大小，如果没有做特别注明，所指振幅都是峰峰值 A_{pp} ，这是振动行业的习惯约定。通常情况，振动测量仪器仪表的位移振幅显示也是峰峰值。

振幅半峰值和峰峰值的物理含义同样适用于由多个简谐振动组成的复合振动。复合振动波形中的最高点和最低点的垂直距离为峰峰值 A_{pp} （见图 1-2），它称为通频振幅，这里的“通频”是对多个频率的统称。

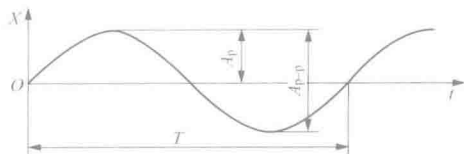


图 1-1 简谐振动位移的振幅与周期

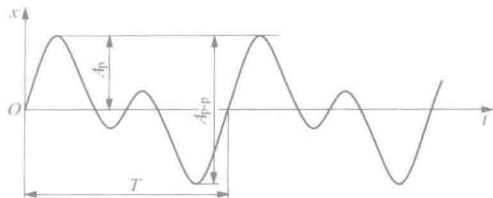


图 1-2 复合振动位移的振幅与周期

旋转机械振动和转子转速有密切关系，将它的复合振动分解后得到的各个简谐振动中，有一些频率分量在振动分析中有特殊意义：

- (1) 和转速同频的一倍频振动 (1X)。
- (2) 转速频率之半的半频振动 (0.5X 或 1/2X)。
- (3) 转速频率之倍的两倍频振动，也简称倍频振动 (2X)。

由此相应派生出这些特定分量的振幅：一倍频振幅、半频振幅和倍频振幅。

二、振动速度和加速度

对式 (1-1) 求导，得到简谐振动速度的数学表示式：

$$v = \frac{dx}{dt} = A\omega \cos(\omega t + \phi) = V \cos(\omega t + \phi) \quad (1-2)$$

再求一次导，得到加速度：

$$a = \frac{dv}{dt} = -A\omega^2 \sin(\omega t + \phi) = -a \sin(\omega t + \phi) \quad (1-3)$$

上两式中的 $V = A\omega$ 是速度最大值； $a = A\omega^2$ 是加速度最大值。

与振动位移类似，振动速度的振幅也可以用半峰值 V_p 或峰峰值 V_{pp} 来表示。因为振动能量与速度的平方成正比，对于速度振幅，更多的是使用均方根值，或称作有效值来表示，它记为 V_{rms} （见图 1-3）。

按照 ISO 标准定义，频率在 10Hz 到 1000Hz 范围内的振动速度的均方根值通常又称作振动烈度。

简谐振动的振动烈度 V_{rms} 和速度半峰值 V_p 有如下关系式：

$$V_{rms} = \frac{V_p}{\sqrt{2}} \quad (1-4)$$

需要注意，对于复合振动，式 (1-4) 的换算

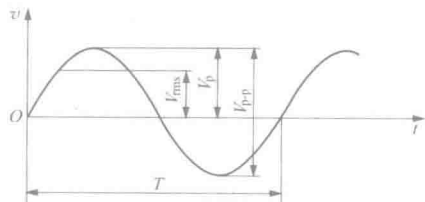


图 1-3 振动速度的振幅度量

关系不成立。

三、振动位移、速度和加速度幅值的量度

当论及一台设备的振动，首先考虑的问题之一是采用哪一种度量单位来量度这台设备振动的大小。

简谐振动的形态用位移、速度和加速度三种形式表示，理论上，衡量一个物体的振动大小可以采用位移、速度和加速度幅值中的任意一种。这三种度量形式中，位移最为直观，很容易想象，振动越剧烈，位移振幅越大；振动的严重程度与位移成正比。国内电力行业对机组轴承座振动的度量，至今仍普遍沿用位移。

近代和现代工业实际表明，机械设备由振动造成的绝大多数故障都是疲劳失效的结果，零件疲劳失效的时间既取决于振动位移大小，也取决于振动频率。其中，位移仅仅是振动距离的度量，频率也只是在一个给定的时间间隔（如 1min 或 1s）内振动次数的度量。如果知道在给定的时间间隔内的路程，则可以很简单地计算出速度或者速率。因此，振动速度值是与疲劳关联的更直接的度量。

从衡量设备零部件疲劳破坏的角度考虑，测量振动速度优于测量振动位移，这是因为：①振动速度同时包含位移和频率两种信息；②在评价振动速度时不需要关心振动频率，尽管频率是速度的一部分；③不论振动是单一的（一种频率）还是合成的（两种或两种以上频率的复合），振动速度都是设备状态的有效指标。

另外，设备部件材料的脆性断裂、部件变形量超过一定的界限产生裂缝或者断裂，同样是设备失效的一种形式。当振幅过大时，可能会造成固定螺栓断裂、焊缝开裂以及混凝土地基裂缝，这不是由于疲劳，而是因为它们的变形导致应力超过了材料屈服极限。对于这种形式的故障衡量与评估，位移则优于速度。

测试中考虑选取位移、速度、还是加速度的另一个重要基点，是采用哪种振幅参数能真实发现与某种频率成分相关联的故障，这点对于处理故障频率范围较宽的复杂振动问题是很重要的。

加速度在发电设备中极少采用。

从被测物体的频率范围看，位移大多适用于较低频率（习惯于 100Hz 以下）振动的度量，加速度适用于高频率（数百赫兹以上）振动的度量，速度则用于中等频率范围的振动。

需要注意，轴承座或壳体的振动可以采用位移和速度两种形式；对于转轴的振动只能用位移来衡量，因为转轴的振动速度无法像轴承座那样准确测得，转轴的位移则易于测量。

对于滚动轴承缺陷，如滚动存在瑕疵，滚动中可以产生一个有重要意义的尖脉冲，虽然这时测得的振动速度均值或者均方根 RMS 正常，但应用加速度传感器可以测到这些尖脉冲的能量，即“尖峰能量”。冲击产生的每一个脉冲持续的时间或者周期取决于缺陷瑕疵的尺寸，瑕疵越小，脉冲周期越短，瑕疵尺寸变大，脉冲周期变长。因此，尖峰能量测量值的大小与故障严重程度有很大关联。轴承缺陷产生的脉冲间隔时间很短，所以脉冲频率很高。罗克维尔公司以此开发了一种专用于测试尖峰能量的振动测振仪，可以用来有效

地分析诊断滚动轴承支承的转子-轴承系统的振动故障。

四、振动位移和速度的换算关系

实践中,对于同一个被测对象,经常需要将它的振动测量值速度均方根 v_{rms} 和位移振幅峰值 A_{pp} 之间进行转换。简谐振动的这种转换式为

$$v_{\text{rms}} = \pi \times 10^{-3} \frac{A_{\text{pp}} f}{\sqrt{2}} \quad (1-5)$$

式中 v_{rms} ——速度均方根, mm/s;

A_{pp} ——位移振幅峰值, μm ;

f ——频率, Hz。

转轴转速为 3000r/min 时, $f = 50\text{Hz}$, 由式 (1-5) 得

$$v_{\text{rms}} \approx \frac{A_{\text{pp}}}{9} \quad (1-6)$$

式 (1-6) 是 3000r/min 机组工作转速下简谐振动的速度均方根和位移峰值的换算关系式。注意:如果待转换的对象不是做简谐振动,式 (1-5) 不适用;如果是做简谐振动,转速却不是 3000r/min,式 (1-6) 也不能使用。

第四节 振动相位和转速测量

一、振动相位的物理意义和测量方法

旋转机械振动量中除了含有通常振动的振幅和频率,还有一个十分特殊而又重要的物理量——相位,它是进行转子动平衡和故障诊断不可缺少的量值。

旋转机械振动相位具有特定含义。旋转机械振动可以看作为一个矢量在空间随转轴的旋转,任一时刻,该矢量相对于转轴上同步旋转的一个实在的物理标志的夹角,即是振动“相位”。一般情况,对应一个固定的转速,这个相位也是固定不变的,即在固定相连于转轴的旋转坐标系中,这个矢量的空间方向固定不变。

如果联系振动测试波形来理解相位,则它是谐振信号相对于转轴上某个固定的物理标记产生的每转一次的脉冲之间的角度。

此处应该注意,这个振动测量的相位和振动通用理论中的稳态响应滞后于激振力的角度是两个不同的概念。

振动相位测量原理图如图 1-4 所示。

如图,一个带有键槽的转轴逆时针匀速转动,键相传感器 K_0 位于左下 45° 安装。测量转轴振动的涡流传感器一个在垂直上方,另一个在水平右方。

假设转轴几何中心与转动中心不完全重合,转动过程由两个涡流传感器在任一时刻可以测得转轴表面与探头的距离,即转轴几何中心的动态坐标,将 x 、 y 视为转轴在垂直和水平方向的振动,它们应该按照下列规律变化 [见式 (1-7)、式 (1-8)]:

$$y = Y \sin(\omega t + \phi_1) \quad (1-7)$$

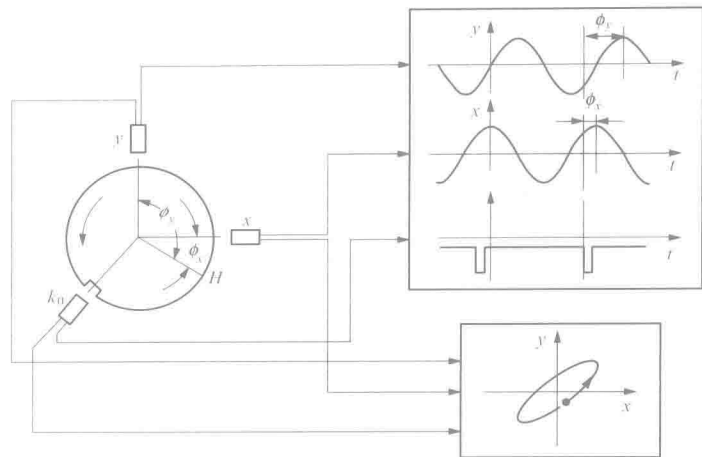


图 1-4 振动相位测量原理图

$$x = X\sin(\omega t + \phi_x) \tag{1-8}$$

x 、 y 的波形图如图 1-4 右上方所示， x 超前 y 的角度为 $\pi/2$ 。图中的波峰称为高点 H 。高点相对于固定相连于地面的绝对坐标的运动是与转轴同步的转动，但相对于转轴是固定不动的点。两个方向的波形合成后可以得到图中右下方示波器示出的椭圆，此即转轴中心振动的动态轨迹。

转动过程中，每当转轴上的键相缺口和键相传感器重合瞬间，产生一个负电压的脉冲，如图 1-4 右上方含脉冲的波形所示。

测量电路可以做到将脉冲信号出现的时刻同步标记在垂直和水平振动波形上，给出 y 方向振动的波形正峰顶与键相信号脉冲的相位差 ϕ_y 。在图 1-4 的左侧示意图中， ϕ_y 就是从 y 向传感器逆转向到高点 H 的角度；同理，测量电路还可以给出 x 方向振动正峰顶与键相脉冲的相位差 ϕ_x ，它也是从 x 向传感器逆转向到高点 H 的角度。

ϕ_y 、 ϕ_x 可以通过相关线路自动测得并显示出来，这就是振动测试中得到的相位。

ϕ_y 和 ϕ_x 理论上存在这样的关系见式 (1-9)：

$$\phi_y - \phi_x = 90^\circ \tag{1-9}$$

知道了相位是如何测得的之后，很容易理解相位的物理含义：测振仪显示的相位是键相缺口与键相传感器重合瞬间，自振动传感器逆转向到振动高点 H 的角度，也就是高点 H 顺转向到振动传感器的角度，在波形图上就是键相标记到正峰顶的角度。

对于同步振动，高点可以看作是在转轴圆周上位置固定的一个具体的物理点，从转动中心到这个高点可以画出一个矢量，转动过程中，这个矢量在 Y 轴上的投影就是转子在垂直方向上的振动位移。就是说，相位也是自振动传感器逆转向到振动高点矢量的角度。

由上面的说明可以推得，测振传感器或键相传感器位置的改变都要使得 ϕ_y 和 ϕ_x 发生改变。

设键相传感器 K_0 为右水平安装，测振传感器垂直上方安装，转轴顺时针转动，此时测得振动相位为 β ，如图 1-5 (a) 所示；如果测振传感器逆转 γ 角，振动传感器测得的振动相位 β 随之减小 γ ，如图 1-5 (b) 所示；如果键相传感器安装的角度改变，逆转 α 角，