

机械故障诊断学的理论及其应用

第五讲 旋转机械的监测与诊断

Topic 5 Monitoring and Diagnosis for Rotating Machine

摘要 旋转机械是工业的关键设备，其工况状态不仅影响该机器设备本身的运行，而且还会对后续生产造成损失。本文在介绍旋转机械振动故障分析常用方法基础上，给出了旋转机械主要故障的机理、特征及其诊断方法。

关键词：旋转机械，频谱分析，故障机理

机械设备中大部分都是旋转机械，它覆盖着动力、电力、化工、冶金、机械制造等重要工程领域，是工厂的关键设备，其工况状态不仅影响该机器设备本身的运行，而且还会对后续生产造成损失，严重时将会对国民经济造成重大损失，甚至导致机毁人亡事故。为保证机组安全运行，降低机组维修费用和提高机组利用率，大型旋转机械的状态监视与故障诊断的研究就越来越受到研究者和工业部门的重视。

在机械故障诊断中，可用于监测与诊断的信息很多，包括振动、温度、压力、声响和变形等，在众多信息中，振动信号能够更迅速、更直接的反映机械设备的运行状态，据统计，70% 以上的故障都是以振动形式表现出来。因此，这里我们主要以振动信号为例说明旋转机械的故障诊断方法。

1 监测参数

对于旋转机械，有许多物理量可以测量，为了达到故障诊断目的，应该选择哪些量作为监测参数？由于机械的振动直接反映了机械运行状态的优劣，机器的许多故障都以振动形式反映出来，振动为故障诊断提供了重要信息，因此振动是故障诊断必须监测的参数之一。此外，与之相关的过程参数、工艺参数等也应该给予足够的重视。

测量参数具体有：振幅、振动烈度、相位、轴心位置、轴向位置、转子与静子之间轴向间隙的差胀、轴系转子之间的连接对中程度的对中度、轴瓦温度、滑动轴承油膜的润滑油压等。

2 旋转机械振动故障分析常用方法

旋转机械振动信号常用的分析方法除第二、三讲介绍的一般方法外，针对旋转机械的特点，常用图形分析方法有：时域波形图、波特图、极坐标图、瀑布图、轴心位置图、轴心轨迹图、频谱图、相位分析、趋势分析等。

1) 波特图与极坐标图 波特图是机器振幅与频率，相位与频率的关系曲线，如图 1 所示。图中横坐标为转速频率，纵坐标为振幅和相位。一般常使用通频波特图、 $1X$ （即转速频率）滤波波特图和 $2X$ （二倍转速频率）滤波波特图。从波特图可以得到：转子系统在各个转速下的振幅和相位、转子系统在运行范围内的临界转速值、转子系统阻尼大小和共振放大系数、综合转子系统上几个测点可以确定转子系统的各阶振型。把振幅与频率，相位与频率的关系曲线画在复平面上即为极坐标图。

2) 轴心位置图 借助于相互垂直的两个电涡流振动位移传感器分别安置于轴某一截面上，监测直流间隙电压，即可得到转子轴颈中心的径向位置。轴心位置与极坐标图不同，轴心位置图是指转轴在没有径向振动情况下轴心相对于轴承中心的稳态位置；极坐标图是指转轴随转速变化时的工频振动矢量图。通过轴心位置图可判断轴颈是否处于正常位置、对中好坏、轴承标高是否正常、轴瓦有否变形等情况，从长时间轴心位置的趋势可观察出轴承的磨损等。

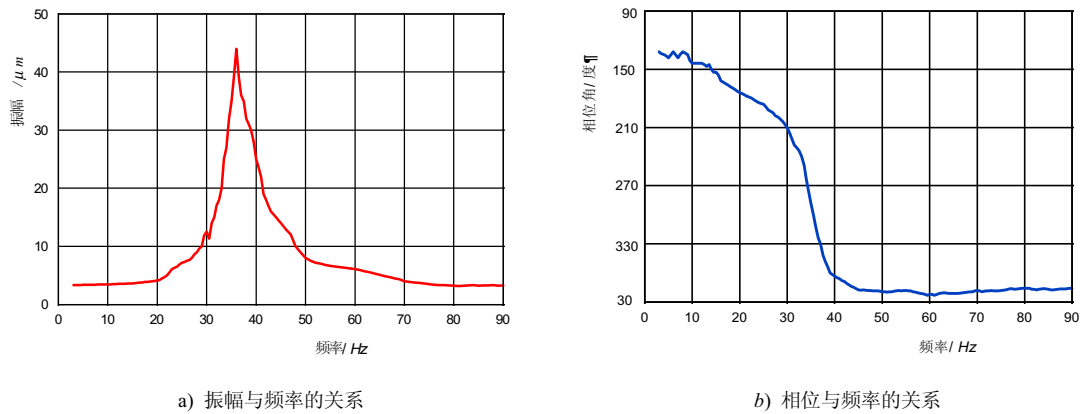


图 1 波特图

3) 轴心轨迹图 转子在轴承中旋转时并不是只围绕自身中心旋转，而是还环绕某一中心作涡动运动。产生涡动运动的原因可能是转子不平衡、对中不良、动静摩擦等，这种涡动运动的轨迹称之为轴心轨迹。其获取是采用与轴心位置相同的传感器，不同的是根据传感器的交流分量得到的，也称为李莎育图形。通过分析轴心轨迹的运动方向与转轴的旋转方向，可以确定转轴的进动方向（正进动和反进动）。轴心轨迹在故障诊断中可用来确定转子的临界转速、空间振型曲线及部分故障，如不对中、摩擦、油膜振荡等，只有在正进动的情况下才有可能发生油膜振荡。

4) 频谱图和瀑布图 机械振动信号绝大多数是由多种激励信号合成的复杂信号，按照傅里叶分析原理，这种复杂信号可以分解为一系列谐波分量（即频率成分），每一谐波分量又含有幅值和相位特征量。各个谐波分量以频率轴为坐标，按转速频率高低排列起来的谱图，就叫频谱图。按各谐波分量分别以幅值或相位来表示，分别称为幅值频谱和相位频谱（注意与波特图的区别）。

频谱分析在故障诊断中起着十分重要的作用，各谐波分量在线性系统中代表着相应频率激励力的响应，由此可判断故障的起因等。

当把启动或停机时各个不同转速的频谱图画在一张图时，就得到瀑布图，见图 2 所示。图中横坐标为频率，纵坐标为转速和幅值。利用瀑布图可以判断机器的临界转速、振动原因和阻尼大小。

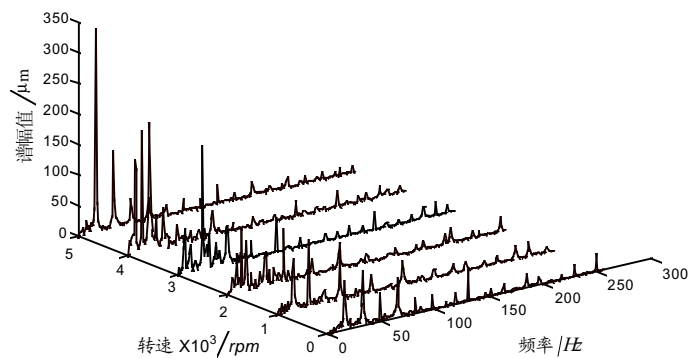


图 2 瀑布图

5) 趋势分析 趋势分析是把所测得的特征数据值和预报值按一定的时间顺序排列起来进行分析。这些特征数据可以是通频振动、1X 振幅、2X 振幅、0.5X 振幅、轴心位置等，时间顺序可以按前后各次采样、按小时、按天等，趋势分析在故障诊断中起着重要的作用。图 3 为通频振动趋势示意图。

6) 振动可接受区域 振动可接受区域是指把振动矢量绘制在极坐标图上，并在极坐标图上划出一定的范围作为振动可接受区域，如图 4 所示。这些振动矢量主要应该包括 1X、2X 和低速振动矢量。振动矢量落在可接受区域之外应该看做有疑点，还应结合工况、过程参

数和历史趋势综合判断。

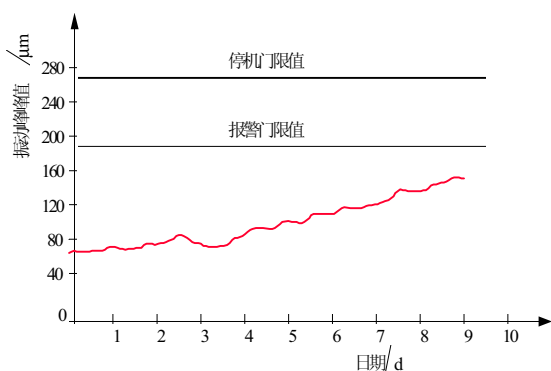


图3 通频振动峰峰值趋势图

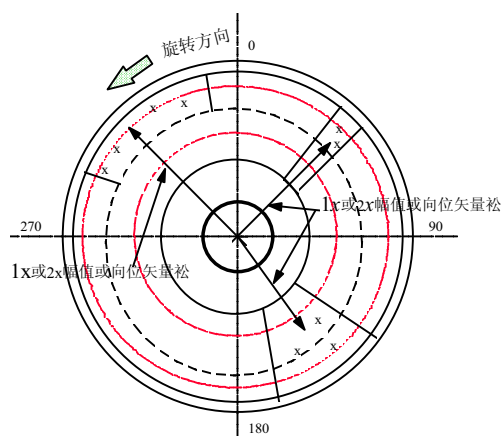


图4 可接受区域

3 旋转机械主要故障及其诊断方法

旋转机械的故障是多种多样的，已知的故障种类有二、三十种，这里介绍四种常见故障的机理及其诊断方法。

1) 不平衡振动

由于设计、制造、安装中转子材质不均匀、结构不对称、加工和装配误差等原因和由于机器运行时结垢、热弯曲、零部件脱落、电磁干扰力等原因而产生质量偏心。转子旋转时，质量不平衡将激起转子的振动，这是旋转机械最常见的故障。

(1) 不平衡振动的特征 转子的质量不平衡所产生的离心力始终作用在转子上，它相对于转子是静止的，其振动频率就是转子的转速频率，也称为工频。其特征有：a) 对于刚性转子，不平衡产生的离心力与转速的平方成正比，因此测得的振动幅值随转速增加而加大；b) 在临界转速附近，振幅会出现一个峰值，要相位在临界转速前后相差近 180° ；c) 振动频率和转速频率一致，转速频率的高次谐波幅值很低，在时域上波形接近于一个正弦波。

(2) 不平衡振动的原因：

a) 固有不平衡 由于各转子残余不平衡的累积、材质不良、安装不当等原因，即使机组在制造过程中已对各个转子作了动平衡，但是连接起来的转子系统还是存在固有不平衡。为消除质量不平衡产生的振动，应在平衡机或现场作静平衡和动平衡，加以校正。

b) 转子弯曲 转子的弯曲有初始弯曲与热弯曲之分

转子的初始弯曲是由于加工不良、残余应力或碰撞等原因引起的，将引起转子系统工频振动，通过振动测量并不能把与转子的质量不平衡区分开来。而应在低速转动下检查转子各部位的径向跳动量予以判断。当转子弯曲不严重时也可以用平衡方法加以校正；当弯曲严重时，必须进行校正。

转子热弯曲是：由于转子与静子（如密封处）的发生间歇性局部接触，产生磨擦热引起的转子的临时性弯曲；或转子不均匀受热或冷却引起转子的临时性弯曲。其特点是转子的振动随时间负荷的变化而在大小和相位上均有改变。因此，可通过变负荷或一段时间的振动监测判断转子热弯曲故障。防止热弯曲一方面要减小使转子不均匀受热的影响因素，如启停机时充分暖机，保证机组均匀膨胀；另一方面应注意装配间隙，各总件要有相近的热膨胀系数。

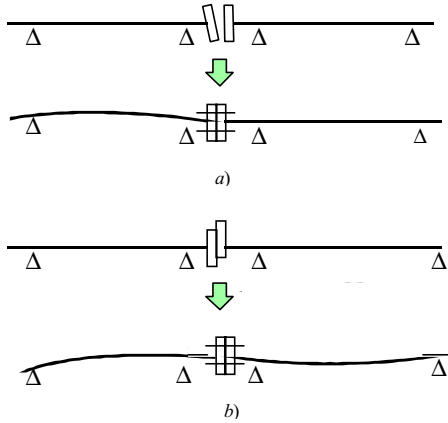
c) 转子部件脱落 当旋转转子上部件突然脱落时，使转子产生阶跃性的不平衡变化，其表现形式也是每转一次的振动成分，使机组振动加剧。但由于转子部件脱落不平衡矢量与原始转子不平衡矢量的叠加，使合成的不平衡矢量在大小、相位和位置三方面均与原始转子不平衡矢量发生了变化，因此，可通过测量相位进一步诊断。

d) 联轴节精度不良 如图5所示，联轴节精度不良在对中时产生的端面偏摆和径向偏摆，相当于给转子施加一个初始不平衡量，使转子振动增大。这时可能会出现二倍转速频率的振动央频谱图上有明显的二次谐波谱值。

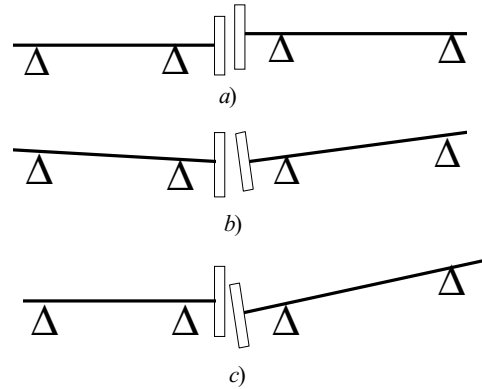
2) 转子不对中

旋转机械一般是由多根转子所组成的多转子系统，转子间一般采用刚性或半挠性联接轴联接。由于制造、安装及运行中支承轴架不均匀膨胀、管道力作用、机壳膨胀、地基不均匀下沉等多种原因影响，造成转子不对中故障，从而引起机组的振动。

不对中故障是旋转机械常见故障之一，分为平行不对中、角度不对中以及这两者的组合，如图 6 所示。转子不对中故障的主要特征有：(a) 改变轴承的支承负荷，使轴承的油膜压力也随之改变，负荷减小的轴承可能会产生油膜失稳；(b) 最大振动往往在不对中联轴器两侧的轴承上，且振动值与转子的负荷有关，随负荷的增大而增高；(c) 平行不对中主要引起径向振动，振动频率为两倍旋转频率，同时也存在多倍频振动。



a) 端面偏摆 b) 径向偏摆
图 5 联轴节精度不良引起的初始弯曲



a) 平行不对中 b) 角度不对中 c) 组合不对中
图 6 联轴节的不对中

3) 滑动轴承的半速涡动和油膜振荡

轴在轴颈中作偏心旋转时，轴颈从油楔中间隙大的地方带入的油量大于从间隙小的地方带出的油量。由于液体的不可压缩性，多余的油就推动轴颈前进，形成与轴旋转方向相同的涡动运动，涡动速度即为油楔本身的前进速度。

设轴颈中心处于平衡状态的某一偏心位置，转轴以角速度 ω 在旋转，转轴又以角速度 Ω 绕轴承几何中心旋转。根据流体润滑理论，油膜靠近轴颈处的速度等于轴颈圆周速度，靠近轴瓦处的油层速度为零，中间油层的速度假定是按直线分布的。因此，通过间隙的任何断面的平均油膜速度应为轴颈周速的一半。理论上可以证明^[1]，涡动速度 Ω 为转轴角速度 ω 的一半。实际上，由于轴承两侧有泄漏用以带走轴承工作量产生的热量等原因，实际产生涡动的频率约为转速频率的(0.42~0.48)倍。

起始失稳转速与转子的相对偏心率有关，轻载转子在第一临界转速之前就发生了不稳定的半速涡动，但不产生大幅度的振动；当转速到达第一临界转速 ω_{cr1} 时，转子由于共振而有较大的振幅；越过 ω_{cr1} 后振幅再次减少，当转速达到两倍 ω_{cr1} 时，振幅增大并且不随转速的增加而改变，即油膜振荡。对于重载转子，因为轴颈在轴承中相对偏心率较大，转子的稳定性好，低转速时并不存在半速涡动现象，甚至转速达到 $2\omega_{cr1}$ ，一时还不会发生很大的振动，当转速达到 $2\omega_{cr1}$ 后的某一转速时，才突然发生油膜振荡。中载转子在过了一阶临界转速 ω_{cr1} 后地会出现半速涡动，而油膜振荡则在 $2\omega_{cr1}$ 后出现。

消除油膜振荡的措施有：a) 增加转子系统的刚度。转子固有频率越高，产生油膜振荡的失稳转速也越高，系统失稳转速应在工作转速的 125% 以上；b) 选择合适的轴承形式和轴承参数。圆柱轴承制造简单，但抗振性最差，椭圆轴承、三油楔、多油楔轴承次之。可倾瓦轴承最好；c) 增加外阻尼；d) 增加轴承比压，改变进油温度或粘度。如切短轴承长度，在下瓦中部开环形槽等；e) 减小轴承间隙；f) 改变进油压力。

4) 动静摩擦

在旋转旋转机械中，由于转子弯曲、转子不对中引起轴心严重变形，间隙不足和非旋转部件弯曲变形等原因引起转子与固定件接触碰撞而引起的异常振动时有发生。摩擦分全

圆径环形摩擦和局部摩擦两种，其特征有：a) 振动频带宽，既有与转速频率相关的低频部分，也有与固有频率相关的高次谐波分量，并伴有异常噪声，可根据振动频谱和声谱进行判别；b) 振动随时间而变。在转速、负荷工况一定，由于接触局部发热而引起振动矢量的变化，其相位变化与旋转方向相反；c) 接触摩擦开始瞬间会引起严重相位跳动(大于 10° 相位变化)。局部摩擦时，无论是同步还是异步其轨迹均带有附加的环。

摩擦时，轴心轨迹总是反向进动，即与转轴旋转方向相反，由于摩擦还可能出现自激振动，自激的涡动频率为转子的一阶固有频率，但涡动方向与转子旋转方向相反。

以上介绍了旋转机械故障诊断的分析方法，并通过常见故障的机理、特征、解决方法。

参考文献

- 1 钟秉林，黄仁、贾民平等，机械故障诊断学，北京：机械工业出版社，1997年12月
- 2 钟一谔、何衍宗、王正、李方泽，转子动力学，北京：清华大学出版社，1987年11月
- 3 陈克兴，李川奇，设备状态监测与故障诊断技术，北京：科学技术文献出版社，1991年8月
- 4 Harris, C. M. (ed.), *Shock and Vibration Handbook, Fourth Edition*, McGraw-Hill, New York, 1996