

前 言

本标准是旋转机械转轴径向振动测量和评定系列标准的第1部分。该系列标准总题目为“旋转机械转轴径向振动的测量和评定”，它由以下各部分组成：

第1部分：总则

第2部分：陆地安装的大型汽轮发电机组

第3部分：耦合的工业机器

第4部分：燃气轮机组

第5部分：水力发电厂和泵站机组

本标准等同采用 ISO 7919-1:1996《非往复式机器的机械振动 在旋转轴上的测量和评价准则 第1部分：总则》。

本标准是对 GB/T 11348.1—1989《旋转机械转轴径向振动的测量和评定 第一部分 总则》进行的修订。

本标准与 GB/T 11348.1—1989 相比，主要技术内容改变如下：

1. 本标准表述的准则须由 GB/T 6075.1—1999 中规定的对非旋转部件振动的评定准则来补充。如果两项标准的方法都可使用，通常应使用限制更严的那一项。

2. 本标准不对仪器测量系统误差提出定量的要求。

3. 本标准增加了用于评定振动的振动值的变化准则。

4. 本标准增加了对机器设定运行振动限值的技术内容。

5. 本标准增加了振动变化的矢量分析，该部分内容作为附录 D。

本标准自实施之日起代替 GB/T 11348.1—1989。

本标准的附录 A 是标准的附录。

本标准的附录 B、附录 C、附录 D、附录 E 都是提示的附录。

本标准由国家机械工业局提出。

本标准由全国机械振动与冲击标准化技术委员会归口。

本标准起草单位：郑州机械研究所。

本标准主要起草人：潘文峰、万宝英、席自坡。

本标准于 1989 年首次发布。

ISO 前言

ISO(国际标准化组织)是由各国标准化团体(ISO 成员团体)组成的世界性联合会。制订国际标准的工作通常由 ISO 的技术委员会完成,各成员团体若对某技术委员会已确立的标准项目感兴趣,均有权参加该委员会的工作。与 ISO 保持联系的各国际组织(官方的或非官方的)也可参加有关工作。在电工技术标准化方面 ISO 与国际电工委员会(IEC)保持密切合作。

由技术委员会正式通过的国际标准草案在被 ISO 理事会批准为国际标准之前,提交各成员团体表决。根据 ISO 程序,国际标准需取得至少 75%参加表决的成员团体的同意才能正式通过。

国际标准 ISO 7919-1 是由国际标准化组织 ISO/TC 108 机械振动与冲击技术委员会第 2 分技术委员会(SC2)(应用于机械、车辆和结构的机械振动与冲击的测量与评定)制定。

ISO 7919-1 的第二版本取消并代替已在技术上修订过的第一版本(ISO 7919-1:1986)。

ISO 7919 总题目为《非往复式机器的机械振动 在旋转轴上的测量和评定准则》,它由以下各部分组成:

- 第 1 部分 总则
- 第 2 部分 陆地安装的大型汽轮发电机组
- 第 3 部分 耦合的工业机器
- 第 4 部分 燃气轮机组
- 第 5 部分 水力发电厂和泵站机组

本标准的附录 A 是标准的附录,附录 B、附录 C、附录 D 和附录 E 是提示的附录。

引 言

现在的机器在高速和重载条件下运行,工作条件越来越恶劣。由于更有效地使用材料,对设计和使用的限制就更为严格。

通常希望机器连续工作并且两次维修之间的期限是 2 年或 3 年。因此对旋转机器的振动幅值规定了更多限制性的要求,以保证连续安全和可靠地工作。

ISO 10816-1 建立了测量固定构件上的振动响应来评定机器的机械振动的基础。然而有许多类型的机器,对这类机器在固定构件(如轴承座)上测量振动可能不足以表征机器的运行状态,虽然这些测量是有用的。这类机器通常包含有挠性转子轴系,对它们在旋转件上测量,振动状态的变化可以更明确、更灵敏地检测出来。同转轴的质量相比,具有相对较大刚性和(或)较重机壳的机器是这类机器的典型,对于这类机器更可取的是轴振动测量。

对于像汽轮机组、燃气轮机组以及透平压缩机组这一类机器,它们在工作转速范围内可以有若干振动模式,仅在非旋转部件上测量或许是不够的。在这些情况中应在转动和非转动部件或仅在转动部件上测量以监测机器的振动状态。

本标准表述的总则须由 ISO 10816-1 给出的总则来补充。如果两项标准的方法都可使用,通常应使用限制更严的那一项标准。

轴的振动测量用于许多目的,从例行工况监测和验收试验到实验测试及诊断和分析研究,不同的测量目的导致了解释和评定方法的不同。为了限制不同点的数量,本标准主要为工况监测和验收试验提供指南。

在本标准制定过程中,认识到需要建立量的指标以评定机器的轴振动。然而目前缺少这方面的数据,因此本标准允许把这些数据加进来使之有效。不同类型机器的专门准则将在本系列标准的相关部分中给出。

中华人民共和国国家标准

旋转机械转轴径向振动的测量和评定

第1部分:总则

GB/T 11348.1—1999
idt ISO 7919-1:1996

代替 GB/T 11348.1—1989

Mechanical vibration of non-reciprocating machines
—Measurements on rotating shafts and evaluation criteria
—Part 1:General guidelines

1 范围

本标准提出了采用在旋转轴上直接测量的方法来测量和评定机械振动的总则。确定轴振动的目的与以下问题有关:

- a) 振动特性的变化;
- b) 过大的动力载荷;
- c) 径向间隙监测。

本标准适用于测量转轴绝对和相对的径向振动,但扭转振动和轴向振动除外。它适用于机器的工况监测及在试验台上和安装后的验收试验。本标准也规定了运行限值的设定。

注

- 1 对不同类型机器的评定准则将包括在本系列标准的其他部分中,同时在附录 A 中给出总则。
- 2 本标准使用“转轴振动”术语,因为在大多数情况下,测量将在机器转轴上进行。然而,只要合适且遵守本总则,本标准也可应用在其他旋转元件上。

本标准认为工况监测是在机器正常工作期间进行振动测量。本标准允许使用一些不同的测量量和测量方法,只要定义明确且提出界限,使得能清楚地对测量作解释。

本标准不适用于往复式机器。

2 引用标准

下列标准所包含的条文,通过在本标准中引用而构成为本标准的条文。本标准出版时,所示版本均为有效。所有标准都会被修订,使用本标准的各方应探讨使用下列标准最新版本的可能性。

GB/T 6075.1—1999 在非旋转部件上测量和评价机器的机械振动 第1部分:总则

3 测量

3.1 测量量

3.1.1 位移

优先选择的轴振动测量量是位移,测量单位是微米($1\ \mu\text{m}=10^{-6}\ \text{m}$)。

注 3: 位移是矢量,因此当比较二个位移值时,需要考虑它们之间的相位角(见附录 D)。

因为本标准应用于转轴相对和绝对振动测量,所以位移进一步定义如下:

- a) 相对位移,它是转轴和相应结构(例如轴承座或机壳)之间的振动位移;
- b) 绝对位移,它是转轴相对于一惯性参考系的振动位移。

注 4: 应当清楚地指出位移值是相对的还是绝对的。

用一些不同的位移量进一步定义绝对位移和相对位移,这些位移量被广泛地采用,包括:

$S_{(p-p)}$: 测量方向上的振动位移峰-峰值。

S_{\max} : 测量平面内的最大振动位移值。

这些位移量的任何一种都可以用于轴振动测量,但应清楚地指明所采用的测量量以便根据第 5 章的准则对测量作出正确的评定。这些位移量之间的关系如图 B1 和 B2 所示。

注 5: 目前,用在两个正交方向测量时所得到的两个峰-峰位移值较大的那个作为评定指标。当将来积累了有关经验,用在图 B2 中所定义的 $S_{(p-p)\max}$ 可能更好些。

3.1.2 频率范围

转轴相对和绝对振动测量应当用宽频带,以便能把机器的频谱充分包括进去。

3.2 测量类型

3.2.1 相对振动测量

通常使用非接触式传感器进行相对振动测量,这种传感器检测出转轴和机器的某结构件(例如轴承座)之间的振动位移。

3.2.2 绝对振动测量

绝对振动测量由以下方法之一进行:

a) 使用接触式传感器。在轴振触头的上面安装一个惯性传感器(速度计或加速度计),这样可以直接测量转轴的绝对振动。

b) 把测量相对振动的非接触式传感器和测量支承振动的惯性传感器(速度计或加速度计)联用。两个传感器紧固在一起,保证它们在测量方向上承受相同的绝对运动,它们经调节后输出的矢量和,提供了转轴绝对运动的测量。

3.3 测量方法

3.3.1 总则

传感器应置于能对转轴的径向振动作出评定的重要测点上。对于相对和绝对测量,推荐在机器的每个轴承处或靠近轴承处安装两个传感器。在垂直于轴线的同一测量平面内沿径向安装,传感器的轴线和转轴径线的夹角应小于 $\pm 5^\circ$ 。最好把两个传感器安装在同一轴承半瓦相隔 $90^\circ \pm 5^\circ$ 的位置上,选择的位置在每一轴承上应是相同的。

在每个测量平面上也可使用单个传感器,以代替常用的一对正交传感器,只要它能提供轴振动特性的足够信息。

建议做专门的测量以确定由于轴表面冶金组织的不均匀、局部残余磁性及轴的机械偏差所引起的总非振动偏差。应当注意,对于非对称轴,重力效应可引起虚假的偏差信号。

推荐的测试仪器见附录 C。

3.3.2 相对振动测量方法

非接触式相对振动传感器通常安装在轴承座上开出的孔里,或安装在靠近轴承座的刚性支架上。传感器应安装在轴承内不影响润滑压力楔的位置上。然而也可以把传感器安装在其他轴向位置上作特殊布置,但要用不同的振动准则评定。对于在支架上安装的传感器,支架应没有对测量轴相对振动的传感器的性能产生不利影响的固有频率。

考虑所有热状态下轴的总轴向浮动的同时,测振部位的转轴表面应当光滑且没有任何几何不连续(例如键槽、润滑通道、螺纹)、冶金组织的不均匀和局部剩磁,这些可引起虚假信号。在某些情况下允许是电镀或喷镀金属的轴表面,但应注意校准可能不同。一般推荐,传感器测量时电和机械偏差的总和不超过附录 A 所规定的允许振动位移值的 25% 或 $6 \mu\text{m}$,以较大值为准。对于原来没有作轴振动测量但已经在运行的机器,可能需用其他的偏差准则。

3.3.3 把惯性传感器和非接触式相对振动传感器结合起来进行绝对振动测量的方法

把惯性传感器和非接触式相对振动传感器结合起来使用,通过做两个传感器输出的矢量和,可以得到绝对振动。非接触式传感器的安装和其他要求见 3.3.2 中说明。此外,惯性传感器应当紧靠非接触式传感器,刚性安装在机器的结构(如轴承座)上,以保证两个传感器在测量方向上承受相同的支承结构的绝对振动。非接触式传感器和惯性传感器的灵敏度轴线应当平行,以保证它们输出信号的矢量和能成为转轴绝对振动的精确测量。

3.3.4 使用带有惯性传感器的接触结构进行绝对振动测量的方法

把惯性传感器(速度计或加速度计)径向安装在轴振触头上,该装置不应产生颤振或使转轴振动受到约束。该装置应按 3.3.1 所描述的传感器的安装方式进行安装。

考虑在所有热状态下轴的总轴向浮动的同时,接触点的转轴表面应当光滑,且没有任何几何不连续(例如键槽和螺纹)。一般建议,轴的机械偏差不超过附录 A 所规定的允许振动位移值的 25% 或 $6\ \mu\text{m}$, 以较大值为准。

使用接触式转轴振动测量方法会受到表面速度和其他方面的限制,例如传感器下面的流体动力油膜的形成可能给出虚假的读数。因此应当考虑到使用时的限制条件。

3.4 机器运转状态

应当在机器整个运转范围内协定的条件(如热平衡状态和运转状态)下测量转轴的振动。此外,也可以在例如盘车转速、暖机转速、临界转速等状态下进行测量,但测量的结果不宜按第 5 章来进行评定。

3.5 机器的基础和结构

机器的基础和结构型式(例如管道)会对振动测量有重要影响。一般来说,同类型机器的振动值只有在基础和结构的动力学特性相似时才有可比性。

3.6 环境振动和测量系统的评价

在正式测量之前,应当在机器不运行状态下检查环境振动对同一测量系统和测点的影响。若超过工作转速下所规定振动许用值的 $1/3$ 时,应采取措施消除环境振动的影响。

4 仪器

适用于本标准的仪器在设计时应考虑到温度、湿度、腐蚀性气体、轴表面速度、轴材料及表面粗糙度、传感器所接触的工作介质(例如水、油、空气或蒸汽)、沿三个主轴方向上的振动和冲击、气动噪声、磁场、同传感器的端部邻近的金属物质、电源电压波动及瞬变。

希望测量系统具有直读式在线校准功能,并有合适的独立输出接口,以允许作进一步分析。

5 评定准则

5.1 评定转轴振动的两个主要参数:

- a) 转轴的绝对振动;
- b) 转轴相对于结构部件的振动。

5.2 假如评定指标是转轴振动的变化,则

a) 当固定相对运动传感器的支承结构的振动较小(即小于转轴相对振动的 20%),转轴相对振动或转轴绝对振动都可以用作为转轴振动的测量;

b) 当固定相对运动传感器的支承结构的振动是转轴相对振动的 20% 或更多时,应进行转轴绝对振动测量,假若发现其值大于转轴相对振动,转轴绝对振动将用作为转轴振动的测量。

5.3 假如评定指标是轴承上的动力载荷,转轴相对振动将用作为转轴振动的测量。

5.4 假如评定指标是定子/转子间隙,那么

a) 当固定相对运动传感器的支承结构的振动较小(即小于转轴相对振动的 20%)时,转轴相对振动可以用作为间隙减少的测量;

b) 当固定相对运动传感器的支承结构的振动是转轴相对振动的 20% 或更多时,转轴相对振动测

量仍然可以用作间隙减少的测量,除非固定相对运动传感器的支承结构的振动不能反映出全部定子振动。在后一种情况中,需要进行特别的测量。

5.5 转轴振动的等级范围取决于振动体的尺寸和质量、安装系统的特性及机器的功率和用途。因此,对特定级别的机器规定不同的转轴振动范围时,应考虑到不同的目的和有关的环境条件。需要时应在产品说明书中注明。

5.6 不同机器的转轴振动评定的一般准则在附录 A 中给出。评定准则适用于运行监测和验收试验,且仅应用于由机器本身产生的振动,与外部传递给机器的振动无关。对一定类型的机器,本标准提出的准则由 GB/T 6075.1—1999 在非旋转部件上测量的准则给予补充。假如两项标准的方法都可使用,通常应使用限制更严的那一项标准。

不同级别和类型机器的专门准则将在本系列标准的相关部分中给出。

5.7 本标准总则中所考虑的评定限于宽带振动而没有涉及到频谱和相位。在大多数情况下对于验收试验和运行监测是足够了。然而在有些情况,使用矢量信息对一定类型的机器进行振动评定是合适的。矢量变化信息在发现和确定机器动态变化方面是非常有用的,而这些变化使用宽带振动测量则不能发现。这将在附录 D 中说明。

规定矢量变化准则超出了目前本标准的范围。

5.8 特定机器上所测的振动对稳态运行状况中的变化可能是灵敏的,在大多数情况下这并不重要。在另一些情况下,尽管在一定稳态条件下振动灵敏度对测量该特定机器的振动值满足要求,但是如果条件改变,振动灵敏度则会变得不满足要求。

如对机器振动灵敏度有异议,制造商与用户之间应就测试方法或理论上评定的必要性及范围达成协议。

附录 A

(标准的附录)

不同类型机器采用的评定准则的通则

引言

转轴振动评定准则的规定和许多因素有关,并且对于不同类型的机器和在某些情况下对于联结在同一轴线上的不同转子所采用的评定准则差别也很大。因此应保证正确的准则用于特定机器及避免某种类型机器的准则错误地用于其他类型(例如对用在石油-化工设备中运行的高速压缩机的评定准则可能不同于大型汽轮发电机的评定准则)。

目前仅发布了有限数目的转轴振动标准,而这些标准多数是用于专门的机器,在其他领域并没有被普遍运用。

此附录仅以峰-峰振动幅值为单位(见附录 B)规定了评定准则的基础,未给出规定的振动幅值。对不同级别和类型机器的具体的振动幅值将在本系列标准的相关部分中给出。

A1 影响评定准则的因素

当制定转轴振动测量评定准则时,有许多因素必须予以考虑,其中有:

- a) 测量目的(例如保证旋转间隙或避免轴承的过度动载荷);
- b) 测量类型——绝对振动或相对振动;
- c) 测量量(见附录 B);
- d) 测点位置;
- e) 转轴的旋转频率;
- f) 轴承类型、间隙和直径;
- g) 机器的功能、功率和尺寸;
- h) 轴承、轴承座和基础的相对柔度;
- i) 转子的质量和柔度。

很明显,由于许多因素的影响,不可能确定一个唯一的评定准则使之应用于所有的机器。从工作经验中得来的不同准则对特定机器是必要的,但对其他机器该准则充其量只能作为指南,而且在有些场合下机器在任何通用的推荐范围之外也能安全和满足要求地工作。

A2 评定准则

两个评定准则用于评定转轴振动。一个准则考虑监测的宽带转轴振动的幅值,另一个准则考虑幅值的变化,不管它们是增加还是减少。

A2.1 准则 I: 稳定运转状态下额定速度时的振动幅值

这一准则关系到确定转轴振动幅值的限值,它与轴承的许用动载荷、机器径向间隙及传入支承结构和底座的可接受的振动相符合,在每一轴承处测得的最大转轴振动幅值对照由国际经验建立的四个评定区域进行评定。

图 A1 是以峰-峰值为单位的转轴振动许用值对运转速度范围的图表。一般来说,当机器的工作转速增加时,振动许用值将减小,但对于不同类型的机器,实际振动许用值和它们随转速而变化的比率将有所改变。

A2.1.1 评定区域

定义以下典型评定区域,以便对给定的机器进行定性的振动评定,并提供可操作的指南。

区域 A:新交付使用的机器的振动通常属于该区域。

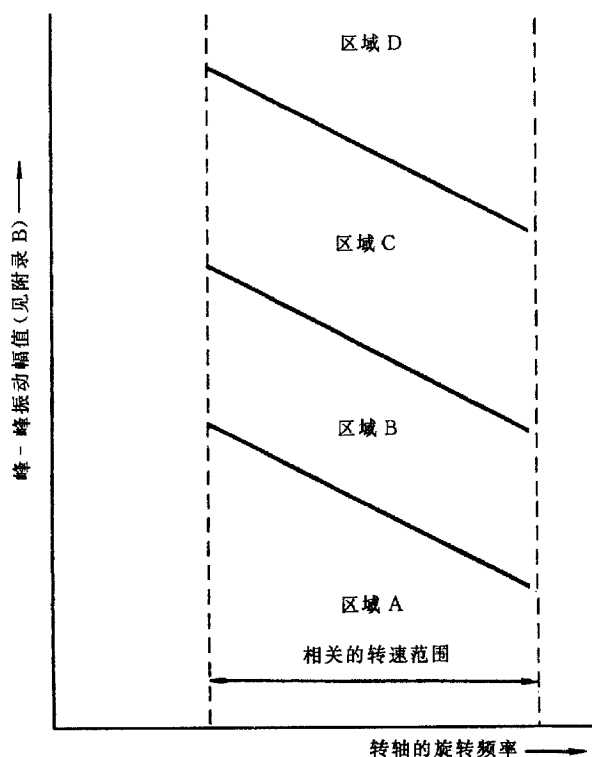
区域 B:通常认为振动幅值在该区域的机器可不受限制地长期运行。

区域 C:通常认为振动幅值在该区域的机器不适宜于长期持续运行。一般来说,该机器可在这种状态下运行有限时间,直到有采取补救措施的合适时机为止。

区域 D:振动幅值在这一区域中通常认为振动剧烈,足以引起机器损坏。

A2.1.2 评定区域限值

这些区域限值不准备作为验收技术条件,它应由机器制造厂商与用户协商确定。然而这些值提供了指南,以避免整体的不完全性及不现实的要求。在某些情况下,会涉及到特定的机器的特点,要求使用不同的区域限值(较高或较低)。在这种情况下,通常需要解释理由,并且特别应确认机器以较高的振动幅值运行不会被损坏。



注:对于不同类型的机器,各区域界限上的实际振动幅值和相关的转速范围将有所变化。重要的是选择相关的准则和避免不正确的外推。

图 A1 评定准则的广义例子

A2.2 准则 I: 振动幅值的变化

该准则提供了根据以前建立的参考值对振动幅值变化的评定。宽带振动值会出现显著的增加或减少,即使未达到准则 I 的区域 C,也应采取措施。这种变化或为瞬时的或者随时间而发展,它可能指明故障已经发生或紧急事故的报警或有其他事故的警告。准则 II 是以稳态运行工况下宽带振动幅值的变化为基础来规定的。

当应用准则 II 时,被比较的振动测量应在同样传感器位置和方向上并在大致相同的机器运行工况下进行。应该对偏移正常振动幅值的显著变化加以研究,以避免危险情况发生。

用于监测目的的宽带振动变化的评定准则在本系列标准的其他部分给出。应该注意,有些变化只有监测离散频率分量(见 5.7)才会发现。

A2.3 运行限值

对于长期运行,通常是对一些类型的机器设定运行振动限值。这些限值采用报警和停机形式。

报警:警告已经达到规定的振动幅值或振动已经发生显著变化,需要采取补救措施。一般来说,如果报警情况发生,机器可继续运行一段时间,同时应进行研究以确定振动变化原因并制定出补救措施。

停机:规定一振动幅值,超过该值机器继续运行可能会引起损坏。如果超过停机值应采取紧急措施减少振动或停机。

不同的运行限值反映了动载荷和支承刚度的差异,可相对于不同测量位置和方向进行规定。

相应地,对专门类型机器规定的报警和停机准则指南,在本系列标准的其他部分中给出。

A2.3.1 报警设定

报警值对于不同机器可能上、下变化很大。对于特定机器的测量位置和方向,所选的值通常相对于经验确定的基线值设定。

推荐报警值应该比基线高出某个值,其大小等于区域 B 上限值的部分量。如果基线低,那么报警值可能低于区域 C。

如果没有建立基线,例如对一新机器,则初始报警值设定应该以其他类似机器的经验为基础,或者以同意验收的值为基准。经过一段时间后,建立起稳态基线值,相应地调整报警值。

如果稳态基线值变化(例如在机器大修之后),相应地应修订报警值。对机器上的不同轴承,报警值的设定可以不同,它反映了动载荷和轴承支承刚度上的差异。

A2.3.2 停机设定

停机值一般与机器的机械牢固性有关,并取决于能使机器经受住异常载荷而要求的特定设计性能。因此,对所有同样设计的机器的停机值一般是相同的,并且通常与用于设定报警值的稳态基线值没有关系。

但是,对于不同设计的机器会有差异,并且不可能给出绝对的停机值指南。一般说来,停机值将在区域 C 或区域 D 内。

附录 B

(提示的附录)

测量量推导

B1 转轴振动力学

旋转轴的振动在任何轴向位置上都是以动态轨迹为特征的,它描述轴中心位置是如何随时间而变化的。图 B1 所示为一典型的轴心轨迹。轴心轨迹的形状取决于轴、轴承和轴承座或基础的动力学特性、在转子上的轴向位置、振动激励的形式。假如激励是单一频率正弦力,轴心轨迹是一椭圆。在某些情况下,它可以是一个圆或一条直线。轴中心完成一个椭圆循环的时间等于激励力的周期。最重要的激励力之一是转子不平衡,在这种情况下,激励频率等于轴的旋转频率。然而有许多其他形式的激励,例如转子横截面的不对称,对于这种情况,激励频率等于轴旋转频率的倍数。在振动是由于自激力作用的情况下,轨迹通常不是简单形状,而在一个时间周期内变化,并且它未必与谐波有关。一般来说,转轴的振动可能由许多不同的振源产生,因此将产生复杂的轨迹,它是各个激励力效果的矢量和。

B2 转轴振动测量

在任何轴向位置,轴心轨迹可以由安装在不同的径向平面上相隔 90°的两个振动传感器测量而得到(最好用 90°的相隔,但小偏差不会引起显著的误差)。假如两个传感器之间的角度与 90°相差较大,则需要把矢量按正交方向分解。假如传感器测量绝对振动,那么轨迹将是轴的绝对轨迹而非旋转部件的振动无关。假如传感器测量相对振动,那么所测量的轨迹则是相对于安装传感器的结构部件的振动。

B3 测量量

B3.1 时间积分平均位置

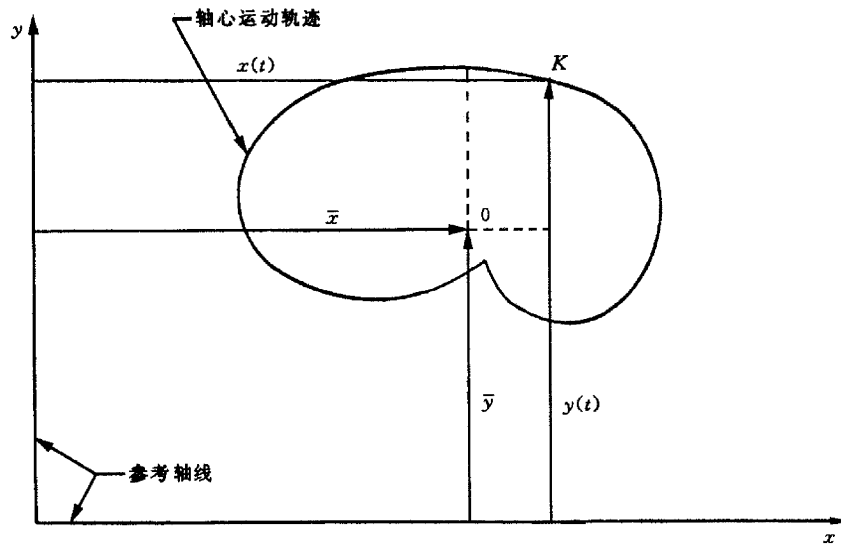
相对于某参考系在任何两个给定的正交方向,如图 B1 所示,轴位移的平均值(\bar{x}, \bar{y})由对于时间的积分来定义,如下式所示

$$\bar{x} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} x(t) dt \quad \dots\dots\dots(B1)$$

$$\bar{y} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} y(t) dt \quad \dots\dots\dots(B2)$$

$x(t)$ 和 $y(t)$ 是相对于参考系随时间变化的交变值。 (t_2-t_1) 大于最低频率振动分量的周期。在绝对振动测量情况下,参考系在空间固定。对于相对振动测量,平均值给出了转轴相对于非旋转部件的平均位置。轴承或基础运动、油膜特性变化等因素都可引起平均值变化,通常这种变化的周期要比形成交变值的振动分量的周期要长。

应当注意时间积分平均位置在任何方向上都不同于由最大位移值和最小位移值之和的一半所确定的位置(见图 B2)。当转轴振动是单一频率的正弦信号时,轴心轨迹是一椭圆。在这种情况下,时间积分平均位置在任何测量方向上都将相同于最大位移值和最小位移值之和的一半所确定的位置。



0—轨迹平均位置;K—轴中心瞬时位置; \bar{x}, \bar{y} —轴位移平均值; $x(t), y(t)$ —轴位移随时间而变化的交变值

图 B1 轴运动轨迹

B3.2 振动位移峰-峰值

转轴测量中的基本量是描述轨迹形状的改变值。假定轴的运动轨迹如图 B2 所示,并且假定有两个测量转轴振动的传感器 A 和 B 相隔 90° 安装,在某个瞬间,轴中心与轨迹上的点 K 相重合,相应的离开轴平均位置的轴位移的瞬时值是 S_1 ,在传感器 A 和 B 的测量方向上离开轴平均位置的轴位移的瞬时值分别是 S_{A1} 和 S_{B1} ,这里

$$S_1^2 = S_{A1}^2 + S_{B1}^2 \quad \dots\dots\dots(B3)$$

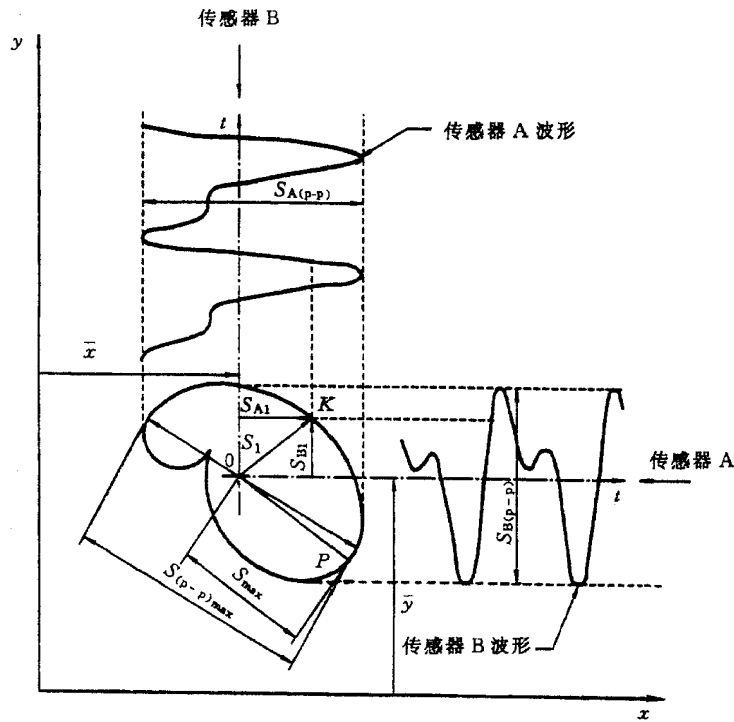
当轴中心沿轴心轨迹运动时,值 S_1, S_{A1} 和 S_{B1} 将随时间而变化,由每个传感器测出的相应的波形如图 B2 所示。

注 6: 假如轨迹是椭圆,那么这些波形将是同一频率的纯正弦波。

在传感器 A 平面内位移峰-峰值($S_{A(p-p)}$)定义为传感器 A 测得的最大位移和最小位移之差,类似的

可定义传感器 B 的 $S_{B(p-p)}$ 。一般来说, $S_{A(p-p)}$ 和 $S_{B(p-p)}$ 将明显地不相等, 并且在其他径向上进行类似测量得到的这些值也将不相等。因此, 位移峰-峰值取决于测量方向。

由于这些测量量与轴平均位置的绝对值无关, 因此不需要使用既可测量平均值又可测量瞬时值的系统。



x, y —固定参考轴线; 0 —轨迹时间积分平均位置; \bar{x}, \bar{y} —轴位移时间积分平均值; K —轴中心瞬时位置; P —离时间积分平均位置最大位移的轴的位置; S_1 —轴位移的瞬时值; S_{max} —离时间积分平均位置 0 的轴位移的最大值; S_{A1}, S_{B1} —传感器 A 和 B 方向上的轴位移的瞬时值; $S_{(p-p)max}$ —位移峰-峰值的最大值; $S_{A(p-p)}, S_{B(p-p)}$ —传感器 A 和 B 方向上的轴位移的峰-峰值

图 B2 轴运动轨迹-位移的定义

位移峰-峰值已经成为最常用的监测旋转机器振动的测量量。

虽然在任何给定的两个正交方向上通过测量可以得到位移峰-峰值, 但如图 B2 所示的最大位移峰-峰值和角度位置却难以直接求出。实际上允许使用其他测量量近似得到最大位移峰-峰值。对于更精确的测量, 需要更详细地研究轴心轨迹, 例如使用示波器。为得到满意的近似, 最常用的三种方法在 B3.2.1 到 B3.2.3 中描述。

B3.2.1 方法 A: 取两个正交方向上所测的位移峰-峰值的合成值

$S_{(p-p)max}$ 值可由如下方程近似得到:

$$S_{(p-p)max} = \sqrt{(S_{A(p-p)})^2 + (S_{B(p-p)})^2} \dots\dots\dots (B4)$$

方程(B4)作为近似值使用, 当同频振动占优势时, 一般将过高估计 $S_{(p-p)max}$ 值, 最大误差约为 40%。

对于圆形轨迹误差最大, 当轨迹变平时误差逐渐减小, 当退化成直线轨迹时误差为零。

B3.2.2 方法 B: 取两个正交方向上所测的位移峰-峰值的最大值

$S_{(p-p)max}$ 值可由如下方程近似得到:

$$S_{(p-p)max} = S_{A(p-p)} \text{ 或者 } S_{B(p-p)} \text{ 两者中较大者 } \dots\dots\dots (B5)$$

方程(B5)作为近似值使用, 当同频振动占优势时, 一般将低估 $S_{(p-p)max}$ 值, 最大误差约为 30%。

对于扁平轨迹误差最大, 当轨迹向圆形变化时误差逐渐减小, 当轨迹是圆形时误差为零。

B3.2.3 方法 C: S_{\max} 的测量

轴位移的瞬时值可以通过 S_1 来定义,如图 B2 所示,它可通过传感器测量 S_{A1} 和 S_{B1} 使用方程 (B3) 来求得。在轨迹上有如图 B2 所确定的点 P,该点离开轴平均位置的位移为最大。对应于这个位置的 S_1 值表示成 S_{\max} ,定义为位移的最大值。

$$S_{\max} = [S_1(t)]_{\max} = \{\sqrt{[S_A(t)]^2 + [S_B(t)]^2}\}_{\max} \quad \dots\dots\dots (B6)$$

在轨迹上点 S_{\max} 未必与 S_A 和 S_B 在最大值的点相重合。显然,一个轨迹对应一个 S_{\max} 值,而且在轨迹平均位置 0 不变化的条件下与测量传感器的位置无关。

$S_{(p-p)\max}$ 值可由如下方程近似得到:

$$S_{(p-p)\max} = 2S_{\max} \quad \dots\dots\dots (B7)$$

通过两个正交测量值求得 S_{\max} ,当这两个测量值都是单一频率正弦形式时,方程 (B7) 将是正确的。在其他场合下,这个公式将过高估计 $S_{(p-p)\max}$,误差和谐波振动分量的性质有关。

应当注意, S_{\max} 定义中隐含的是已知轴位移的时间积分平均值。因此 S_{\max} 的测量要求测量系统既可测量平均值又可测量交变值。此外,对由两个振动传感器所得到的 S_{\max} 的评价是一个相对复杂的计算过程,需要专门的测试设备。

附 录 C

(提示的附录)

推荐用于测量转轴相对和绝对振动的仪器**引言**

通常有三种测量系统用于转轴径向振动的测量,每一种系统都可使用一个或两个测量方向。一种使用非接触式传感器测量轴和轴承之间的相对运动,另一种使用接触式惯性传感器测量轴的绝对运动,第三种是把非接触式传感器和在结构(例如轴承座)上安装的惯性传感器的输出结合在一起,用于轴的绝对运动的测量。

注 7: 在 C1 至 C3 中所给出的例子中,说明了两个传感器在同一个垂直于轴线的横向平面内相隔 90° 安装。然而在某些情况下在一个方向上测量已经足够(见 3.3)。

C1 相对运动测量系统(非接触式传感器)

图 C1 所示为用于测量轴和结构元件(例如轴承座)的相对运动的典型仪器系统的简图。这个系统是由非接触式传感器、信号适调器和指示仪表组成。

安装传感器时要对传感器输出和间隙的关系进行现场校准。应当注意机器的运行工况会改变平均间隙位置,因此必须保证传感器在其线性范围之内工作。

当安装非接触式传感器的时候,必须保证传感器仅仅感受转轴的振动,且保证传感器附近的任何导磁材料或磁场不影响传感器的精度。

建议测量系统应当能指示出在所关心的频率范围之内的随时间而交变的位移值和相对于支承结构的轴的平均位置。后者指示了用于置放传感器在正确间隙位置,同时也提供了在低转速下当稳定的轴承油膜建立时忽略离心作用条件下估计偏差量的方法(例如额定转速 3 000 r/min 的机器,偏差可以在转速大约为 200 r/min 时评定)。

一般认为也可使用其他测量系统,例如接触式相对运动传感器。

注 8: 低转速测量时可能受例如热弯曲、轴颈在轴承间隙内的不稳定运动及轴向运动等影响。

C2 绝对运动测量系统(接触式惯性传感器)

图 C2 所示为用于测量轴绝对运动的典型仪器系统的简图。这个系统是由轴振触头、安装在轴振触

头尾部的惯性传感器(速度计或加速度计)及指示仪表组成。

注 9: 该系统不能测量相对于结构的轴平均位置。

轴振触头应当能把轴的振动精确地传送给惯性式传感器,应当没有颤振,且在所关心的频率范围内对转轴振动测量不产生不利影响。

惯性传感器的输出应能适当地调节以给出一个随时间交变的轴位移值的精确测量信号。

C3 绝对运动测量系统(非接触式传感器和惯性传感器的结合)

图 C3 所示为用于测量转轴绝对运动的典型仪器系统的简图,该系统也可用于测量轴承座的绝对运动和轴的相对运动。这个系统包括非接触式传感器、惯性传感器(速度计或加速度计)、信号适调器和指示仪表。

两个传感器应固接在一起,安装在刚性结构上,它们的灵敏轴线应平行,以保证承受相同结构的绝对运动。

系统的非接触式传感器部分同在 C1 中的描述相类似,并且能提供与转轴相对振动位移以及间隙距离成正比的输出。这个输出是轴的运动和装有非接触式传感器的结构的运动合成。

惯性传感器的输出,同安装有惯性传感器和非接触式传感器的结构的运动成正比,进行处理后可提供位移信号,这个信号的幅值和相位同非接触式相对运动传感器输出应能适调并进行矢量合成以提供转轴绝对运动的精确测量。应当注意某些测量系统可能改变基本信号的幅值和相位。因此在矢量相加以前应当对系统的固有特性进行校正。惯性传感器也提供了同非旋转构件(如轴承座)绝对振动成正比的输出。

测量系统应能指示出相对于支承结构的轴平均位置和随时间而交变的轴绝对振动的位移值,该值是结构的绝对运动和轴的相对运动的矢量和。

C4 测量系统整体性能及环境条件

系统性能和环境条件将是未来标准的课题。

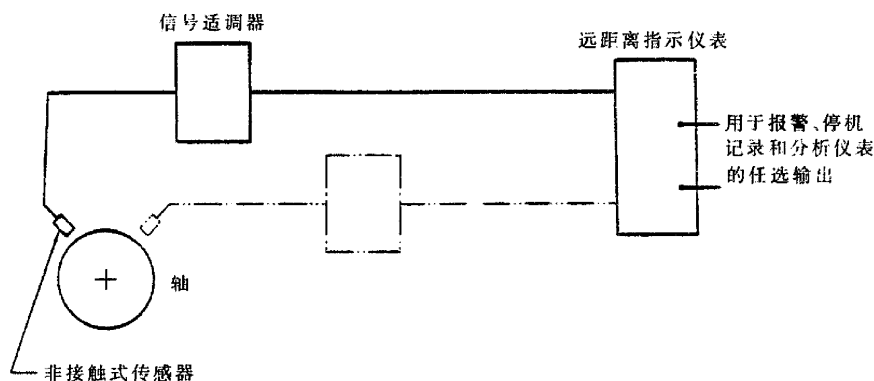


图 C1 使用非接触式传感器的相对运动测量系统的简图(见 C1)

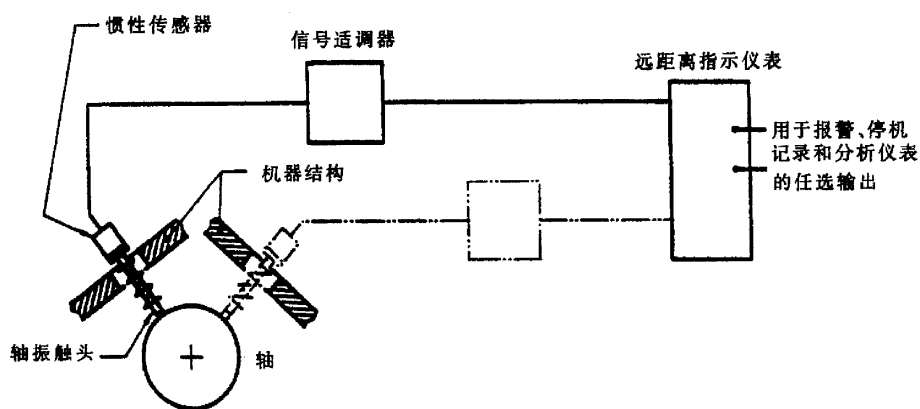


图 C2 使用惯性传感器和轴振触头的转轴绝对运动测量系统的简图(见 C2)

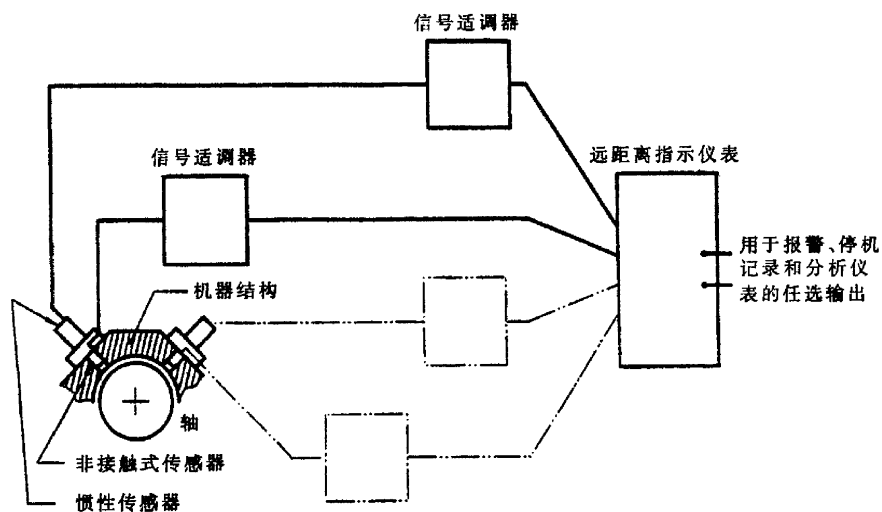


图 C3 使用非接触式传感器和惯性传感器的转轴绝对运动测量系统的简图(见 C3)

附录 D

(提示的附录)

振动变化的矢量分析

引言

附录 A 中的评定准则依据轴振动的正常稳态运行值和这些稳态值所发生的任何变化加以规定。然而有些变化只有通过单个频率分量的矢量分析才可识别。

D1 概述

在转轴上所测的全部稳态振动信号在特征上是复杂的,并且由许多不同的频率分量组成。每一分量是由其频率、幅值和相对于已知基准的相位所规定的。常用的振动监测设备测量总的复合信号的幅值,不区分单个频率分量。但是,现代诊断设备能够分析复合信号,识别每一频率分量的幅值和相位。它便利了对不正常振动状况可能发生的原因进行诊断。

单个频率分量的变化也许很显著,比在宽带振动中能更容易地观测到矢量变化。

D2 矢量变化的重要性

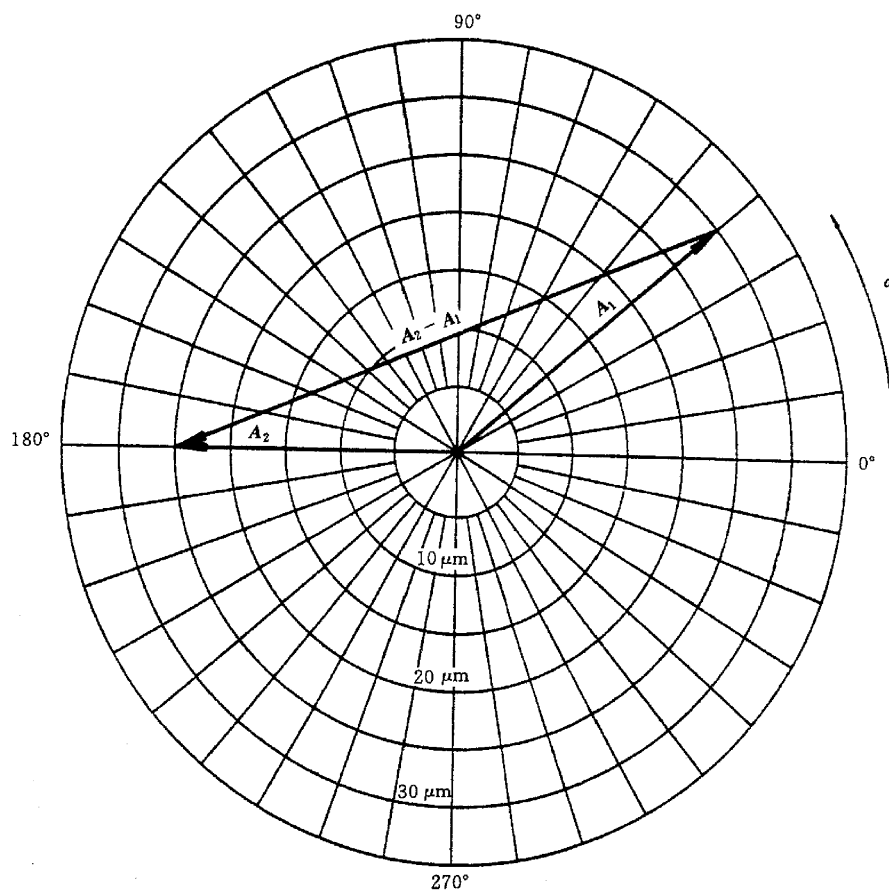
图 D1 是极坐标图,以矢量形式同时显示复杂振动信号某一频率分量的幅值和相位。

矢量 A_1 描述了初始稳态振动状况,即在这一状况下,振动幅值是 $30\ \mu\text{m}$,相位角 40° 。矢量 A_2 描述了机器发生变化后的稳态振动状况,即振动幅值是 $25\ \mu\text{m}$,相位角 180° 。因此,虽然振动幅值减少了 $5\ \mu\text{m}$,但是矢量 $A_2 - A_1$ 表示了振动的真实变化,其值为 $52\ \mu\text{m}$,仅比较振动幅值就超出了 10 倍。

这个例子说明了仅考虑振动幅值变化而建立的评定准则的局限性。

D3 监测矢量变化

上述例子清楚地说明识别振动信号矢量变化的重要性。必须认识到:一般说来通频振动信号是由许多单个频率分量组成的,每一频率分量可显示一矢量变化。而且某一特别频率分量不可接受的变化,对于另一不同频率分量来说,会在可接受的限值之内。因此,目前不可能对单个频率分量的矢量变化规定出与本标准内容一致的准则,本标准主要目的是用于非振动专家进行通频振动的正常运行监测。



初始稳态矢量 $|A_1| = 30\ \mu\text{m}, \alpha = 40^\circ$

变化后的稳态矢量 $|A_2| = 25\ \mu\text{m}, \alpha = 180^\circ$

振动幅值变化 $|A_2| - |A_1| = -5\ \mu\text{m}$

矢量变化 $|A_2 - A_1| = 52\ \mu\text{m}$

图 D1 对于离散频率分量幅值变化和矢量变化的比较

附录 E
(提示的附录)
参 考 标 准

- [1] GB/T 2298—1991 机械振动与冲击 术语
- [2] GB/T 14412—1993 机械振动与冲击 加速度计的机械安装
- [3] GB/T 11348.2—1997 旋转机械转轴径向振动的测量和评定 第2部分:陆地安装的大型汽轮发电机组
- [4] GB/T 11348.3—1999 旋转机械转轴径向振动的测量和评定 第3部分:耦合的工业机器
- [5] GB/T 11348.4—1999 旋转机械转轴径向振动的测量和评定 第4部分:燃气轮机组
- [6] ISO 7919-5:1997 非往复式机器的机械振动 在旋转轴上的测量和评价准则 第5部分:水力发电厂和泵站机组
- [7] ISO 10816-2:1996 机械振动 在非旋转部件上测量和评价机器 第2部分:陆地安装功率在50 MW以上的大型汽轮发电机组
- [8] ISO 10816-3:1998 机械振动 在非旋转部件上测量和评价机器 第3部分:额定功率在15 kW以上额定转速在120至15 000 r/min在现场测量的工业机器
- [9] ISO 10816-4:1998 机械振动 在非旋转部件上测量和评价机器 第4部分:不包括航空器类的燃气轮机驱动的机组
- [10] ISO 10816-5:¹⁾— 机械振动 在非旋转部件上测量和评价机器 第5部分:水力发电厂和泵站机组
- [11] ISO 10816-6:1995 机械振动 在非旋转部件上测量和评价机器 第6部分:额定功率超过100 MW的往复式机器
- [12] ISO 10817-1:¹⁾— 旋转轴振动测量系统 第1部分:旋转轴径向振动的相对和绝对信号的检测

1) 待发布