刚性与柔性转子中由滑动轴承引起的热不平衡效应：实验分析

Thibau d Plantegenet[a]、Mihai Arghir[a]、Mohamed-Amine Hassini[b]、Pascal Jolly [a]

研究单位 PPRIME研究所、CNRS第3346号研究单位、普瓦捷大学、ISAE ENSMA，

86962 沙瑟讷伊-未来影视城，法国

[b] ERMES-IMSIA，EDF巴黎-萨克雷实验室，91120 帕莱索，法国

摘要

本研究对受到热不平衡效应影响的刚性（短）转子和柔性（长）转子进行了实验分析。转子由滚动轴承和圆柱滑动轴承支承。滑动轴承内产生的差异加热是导致热不平衡的原因。短转子在 7 千转 / 分下获得的结果表明，同步振幅有所增加，但在稳定前相位仅发生轻微变化。惰转过程中同步振幅表现出的显著滞回证明，振幅增加是由热不平衡引起的。长转子在 6.6 千转/分下获得的结果表明，启动时间为 180 s 时，响应稳定后与短转子的情况相同。然而，当启动时间缩短至 80 s 时，会触发不稳定现象，导致轴颈与滑动轴承接触。本文给出的实验结果包括同步振幅和相位、轴颈和轴承的平均温度与最大温差，以及高点与热点之间的相位滞后。

关键词：实验分析，Morton效应。

引言

转子动力学中的热不平衡效应目前尚无法得到准确预测，因为受工业测试机会有限的影响，现有数值工具尚未通过现场采集的数据进行验证。该效应源于动密封或润滑轴承中产生的热量与转子动力学之间的耦合作用。其特点之一是需要较长时间才会发展为危险的高振幅同步振动。事实上，同步振动的时间尺度与转速相同，而其振幅和相位则由热不平衡驱动；热不平衡受转子传热支配，其时间尺度要低得多。

动态环形密封或润滑滑动轴承中的热量来源有所不同。在密封件中，同步涡动转子可能会与迷宫齿或刷式密封刷丝发生轻微摩擦，从而在接触点产生热量。由于转子同步涡动，热量会始终产生在转子的同一个“热点”上。转子圆周上的非均匀温度变化会导致热弯曲，进而可能加剧原有的机械不平衡。因此，同步振动的振幅会缓慢增大，同时相位不断变化，振动矢量将描绘出或多或少明显的螺旋轨迹。这通常称为 Newkirk效应，详细分析可参见转子动力学教材 [1]-[4]。

1987 年，Schmied [5] 指出，润滑滑动轴承中也可能出现一种非常相似的现象。此时，转子与轴承之间不存在轻微接触。润滑油膜厚度最小处对应的转子位置称为“高点”。热量由润滑剂剪切应力产生，且热流沿转子圆周分布不均匀。热点位于高点之前，产生的效果与轻微接触相同。与 Newkirk效应类似，转子热弯曲会改变不平衡状态，同步振动矢量将描绘出螺旋轨迹。然而，由于这种现象是由润滑轴承中产生的热量所致，因此称为 Morton效应。

Morton 于 1975 年 [6] 以及 Hesseborn 于 1978 年 [7] 的开创性研究中提到了这种不稳定性。然而，由于这种效应难以诊断，而且这些文献属于内部报告，因此未受到太多关注。明确的试验证据十分有限，因此也未能发展出理论预测。直到 20世纪90年代，Morton效应才开始受到关注。

1996 年，de Jongh 和 Morton [8] 研究了一台由两个可倾瓦轴承支承、表现出滞回行为和螺旋振动的离心压缩机。该压缩机设计工作转速为 12 千转/分，远离位于 14.5 千转/分处的临界转速（2nd 弯曲模态）。然而，在升速过程中，转速达到 10 千转/分至 11.5 千转/分之间时，同步振动开始增大。转速达到 11.5 千转/分时，振幅继续迅速增大，达到轴承间隙的 50%，同时相位持续变化。随后将轴转速降至 10 千转/分，几分钟后，振动恢复到初始值。经过重新平衡和重新装配，并拆除油封后，压缩机仍表现出相同的不稳定性。之后进行的试验中，在转子上加装较轻的悬臂质量，结果表明，不稳定性发生时的转速比工作转速高出 10%。为了解不稳定性的来源，de Jongh 和 Morton 制作了一台试验转子，其动力特性与压缩机相同，并在轴颈上安装了四个温度传感器。试验转子表现出相同的行为，温度传感器证实滑动轴承是同步不稳定性的来源。在 10.5 千转/分时，转子温差为 3°C，热点与高点之间的相位滞后为 20°，振动幅值有所增大，但仍保持稳定。在 11.5 千转/分时，温差达到 10°C，螺旋振动变得不稳定。

1998年，de Jongh 和 van der Hoeven [9] 发表了关于同步不稳定性的其他研究结果。一台离心压缩机在升速和惰转过程中出现滞回环，并在恒定转速下产生周期性振动，即同步振幅周期性增大和减小，同时伴随持续的相位变化。研究人员拆卸了该压缩机，并用圆盘替换叶轮，以测试悬臂重量在有无密封件情况下的影响。所有配置下的振动均保持较低且稳定。然而，几天后进行的一次更快升速试验显示出不稳定性。同日进行的其他试验均显示振幅较低且振动稳定。第二天早晨，重复进行同样的试验，再次出现不稳定性，而当天的其他所有试验均表现稳定。作者得出结论，不稳定性是由系统的清晨低温引起的。由于启动迅速，滑动轴承会发热，但机壳的低温限制了间隙。为解决这一问题，研究人员研制了一种隔热屏障，在轴与轴套之间引入空气层，并成功进行了试验。

1999年，Berot 和 Dourlens [10] 展示了一台离心压缩机的试验结果。该压缩机配有大型悬臂叶轮，由两个可倾瓦轴承和一个推力轴承支承。作者对五台结构相同、但悬臂叶轮各不相同的压缩机进行了试验。所有压缩机在接近工作转速时都出现了不稳定性。有些压缩机的同步振幅会随持续数分钟的缓慢周期而变化，同时相位连续偏移。其他试验则显示，同步振动迅速增大，以致不得不关闭压缩机。涡动轨迹几乎以中心为圆心，呈圆形。作者得出结论，轴颈的差异加热导致了螺旋振动。没有迹象表明轴颈与定子之间发生摩擦，因此差异加热只能来自滑动轴承。作者还试验了其他配置，包括采用不同的叶轮、供油温度、轴承预载荷和间隙，以及更轻的联轴器，但没有任何措施能消除不稳定行为。经过数值

研究后，他们发现，降低轴承的长径比会增大偏心率，并使轨迹变为椭圆形。试验表明，新轴承解决了失稳问题。

2007年，Marscher 和 Illis [11] 介绍了一台由可倾瓦轴承支承的整体齿轮式空分压缩机所出现的问题。该压缩机多年来一直运行正常，但供油系统的改进导致供油温度降低，进而引发了振幅较大的周期性振动，并伴有恒定的相位偏移。通过提高入口温度，解决了这一问题。

Schmied 等人 [12] 于 2008年发表了对一台带悬臂盘的透平膨胀机进行的实验分析。接近临界转速时，转子出现了振幅较大的螺旋同步振动。降速时，振幅仍然较大，并呈现滞回现象，由此表明问题根源在于热效应。解决不稳定问题的方法是减小轴承宽度（如 [10] 所示）和降低油液黏度。

2011年，Lorenz 和 Murphy [13] 研究了一台带大型悬臂盘的转子。同步振动的振幅在两小时内缓慢增加。此后，振幅迅速增大至过高水平，因此机器进行了惰走停机。作者详细阐述了Morton效应，并提出了三种不同的响应：

- 稳定振动：振幅增大，相位变化，但最终趋于恒定值，- 极限环：相位持续变化，但振幅保持恒定或呈周期性增减，- 不稳定振动：相位持续变化且振幅增大；同步振动矢量呈螺旋状。

2015年，Panara 等人 [14] 介绍了一种用于验证理论预测的试验台。转子上装有悬臂盘。实验结果表明，随着悬臂盘质量增加，Morton效应的起始转速降低。然而，当转速略高于临界转速后，转子可能再次变得稳定。

Tong 和 Palazzollo [15] 于2018年介绍了一种专用试验台，旨在仅测量同步涡动转子的轴颈温差。转子两侧各由一个滚珠轴承支撑，中平面处安装了一个可倾瓦轴颈轴承。转子经过加工，使其相对于滚珠轴承中心线具有偏心率。该偏心率为径向间隙的32%，并在可倾瓦轴承中产生圆形振动轨迹；轴颈上安装了20个等间距的电阻温度检测器。试验的主要结论是，轴颈温差随转子转速近乎线性增大，且热点与高点之间的相位滞后取决于转速，介于20°@1.2千转/分和40°@5.5千转/分之间。

[12], [13] 和[14] 中给出的结果，呈现了热不平衡引发的不稳定性的所有症状：这种不稳定性在恒定转速下起初被掩盖，只有经过一段时间后才会显现；惰转过程中振动幅值表现出明显的滞回；若运行转速超过临界转速，这种不稳定性也可能消失。[2]讨论了Morton效应的其他实验依据。[16], [17] 和[18]这两篇近期综述文章也对此作了详细介绍。大量文献表明，Morton效应目前正受到越来越多的关注。

本研究旨在展示刚性（短）转子和柔性（长）转子在热不平衡效应作用下的实验分析。短转子在 7 千转/分下获得的结果显示，同步振幅大幅增加，但在稳定前相位仅略有变化。惰转过程中同步振幅表现出的显著滞回表明，热不平衡是造成这一结果的原因。这对应于一种“稳定”的Morton效应。长转子在 6.6 千转/分下获得的结果首先显示出同样“稳定”的 Morton效应。然而，

当启动时间从 180 s 缩短至 80 s 时，触发了热不平衡失稳。下文将详细介绍并讨论这些实验结果。

试验台描述

试验台如图1所示。转子为空心结构，左端由滚动轴承支承，右端附近由滑动轴承支承。第一根转子长 430 mm，外径和内径分别为 45 mm 和 35 mm。两个轴承中心线之间的距离为 198.5 mm。另一段将介绍第二根长 700 mm 的转子。

转子由一台 1.8 kW 直流电机和弹性联轴器驱动。最高转速可达 10 千转/分。转子右端安装有滑环。转子质量（包括空心轴、半个联轴器和滑环）为 2.2 kg。右端悬臂安装了三个质量为 0.7 kg 的圆盘。圆盘上有 12 个螺纹孔，沿圆周方向等间距分布，用于安装不平衡质量。滑动轴承和滚动轴承所承受的静载荷分别为 24.5 N 和 4.5 N。根据短轴承转子动力学系数以及滚动轴承刚度为 $3{\cdot}10^8$ N/m 计算得到的坎贝尔图显示，刚体模态接近 60 rpm，而第一阶弹性模态远高于最高转速。

这根 430 mm 的转子按照 G1@10krpm 等级进行了平衡，但试验台需要反复拆卸圆盘和滑环。因此，存在相当大的残余不平衡。通过与理论预测进行比较，估算出圆盘上的残余不平衡为 45 g.mm @150°。

滑动轴承设计

该滑动轴承为简单的圆柱型，其顶部设有轴向供油槽（图2）。轴承由嵌有特氟龙的青铜制成，并安装在钢制轴承座中。其径向间隙为 52.2 µm，长度为 15 mm。该滑动轴承使用 ISO VG 32 涡轮机油进行润滑（运动黏度在 40°C 时为 25.1 cP，在 60°C 时为 11.5 cP），供油温度为环境（室温）。供油温度未受控。不过，油箱中大量的润滑剂确保了供油温度近乎恒定。例如，在转速为 7 千转/分的试验中，经过 4 小时，油箱温度上升了 2°–3°C。

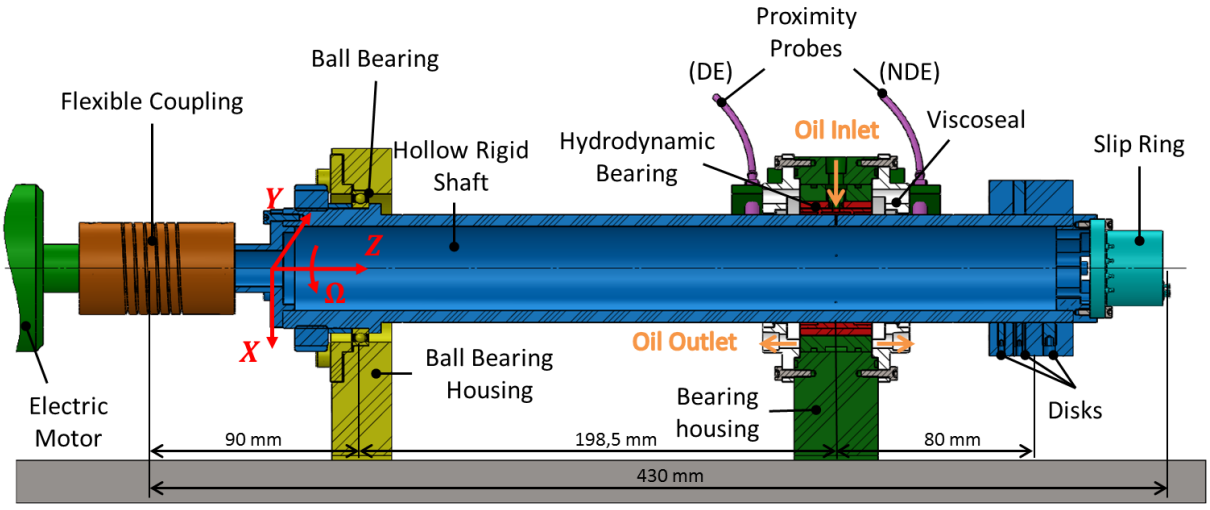


图1：装有短（刚性）转子的试验台

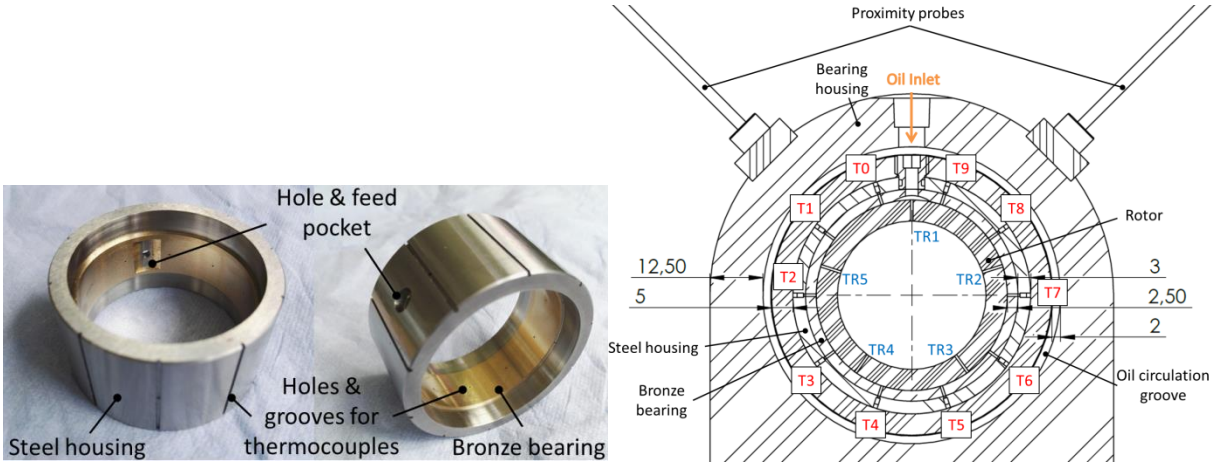


图 2：圆柱滑动轴承及其仪器设备

仪器设备

试验台配备了十个安装在轴承中平面的热电偶，以及五个安装在轴颈上并连接至滑环的热电偶。轴颈上的热电偶也位于轴承中平面。所有热电偶均沿圆周方向等间距排列，且均为 T 型，精度为 0.5°C。位移由电感式接近探头测量，这些探头在驱动端（DE）和非驱动端（NDE）平面内成对正交安装（图1、图2）。光学传感器用于测量转速并提供相位参考。轴承入口处也测量了供给压力和温度。

短（刚性）转子的实验结果

初步试验表明，转子-轴承系统在转速接近 3 千转/分时容易发生亚同步失稳。由于本试验只关注大振幅同步振动，因此这并未被视为问题。于是，在相对于零相位参考为 180° 的位置，于悬臂盘上安装了额外的 60.6 g·mm 不平衡量。整个转子的累计不平衡量接近 102 g·mm，角度为 167°。

这一不平衡量在转速接近并超过 3 千转/分时稳定了转子振动。事实上，接近 3 千转/分时的振动揭示了 *Ω/2* 涡动现象（即线性不稳定运行状态）；若振幅较小且转速超过稳定性阈值，自激振动便会迅速转变为油膜振荡（并变得不稳定）。当转子因较大的不平衡量而产生大振幅非线性振动时，情况则有所不同。涡动现象仍会出现，但滑动轴承可能产生足够的阻尼，从而抑制涡动状态。转子在更高转速下可能重新恢复线性稳定。这种现象在转子动力学中并不新鲜，本例中发生的情况正是如此。

随后，通过将转速从 0.6 千转/分缓慢提高至 7.2 千转/分，研究了转子-轴承系统的振动情况。转子静止时，轴承供油压力设为 0.1 bar，供油温度设为环境值（20°C）。

图3显示了在非驱动端平面测得的X方向振动瀑布图。1X和2X分量以及0.5X分量清晰可辨。后者在3千转/分时出现，在5千转/分时达到最大振幅（此转速下，0.5X和1X分量的振幅相等），并在6.5千转/分时完全消失。2X分量的振幅始终较小。实验的目标是获得高振幅同步振动。因此，仅在4千转/分钟和7 千转/分下进行了系统试验，此时均处于明显亚同步振动区域之外。

第一轮实验活动包括在4千转/分钟下进行的长时测试。附加不平衡、供给压力和温度均未改变。这些结果未显示出明显的热致不平衡效应，因此被移至附录1。随后，在转速为7 千转/分时进行了系统测量。

7 千转/分时的同步振幅和相位

在 7 千转/分下进行了多次试验，每次持续时间为 30 至 240 分钟。附加不平衡量和供给压力保持不变。供油温度介于 18°C 至 25°C 之间，各次试验的温度略有不同。

所有试验的结果都相似，因此下文将详细介绍一次持续 2 小时的试验。测量值的精度和重复性见附录 2。记录驱动端平面和非驱动端平面的位移时，每隔 30 秒采集 1 秒的数据，采样频率为 2048 Hz。

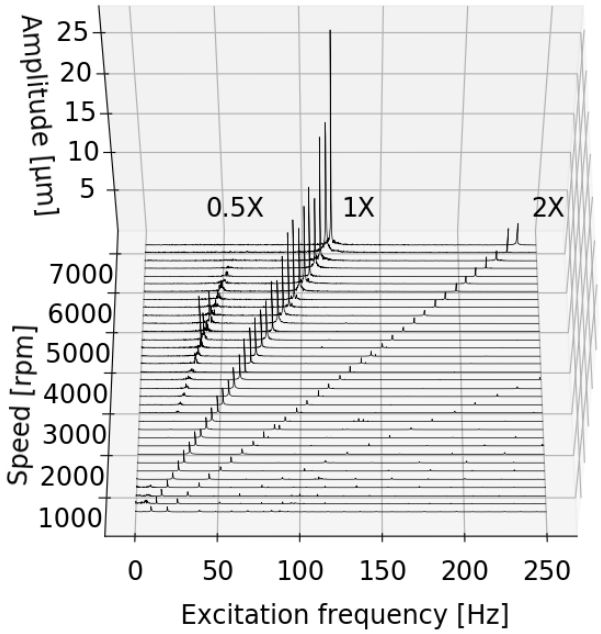


图 3：非驱动端前端传感器测得的短转子瀑布图

图 4 展示了较长时间段内的同步振幅和相位。时间原点为转速达到 7 千转/分的时刻。同步振幅从驱动端平面的 14 µm 和非驱动端平面的 19 µm，分别增至驱动端平面的 26 至 30 µm 和非驱动端平面的 34 至 40 µm。沿 Y轴（水平方向）测得的振幅始终大于沿 X轴（垂直方向）测得的振幅。与此同时，驱动端平面和非驱动端平面的 X 方向同步振幅相位均增加了 20°，而 Y 方向同步相位增加了 15°。快速变化仅发生在试验开始时。严格来说，这一结论适用于相位；而振幅即使在较长时间后仍略有增加。

图 5 展示了同步振幅和相位的极坐标图。振动矢量沿逆时针方向旋转，与转速方向一致，其角度范围分别为 20° 和 15°。

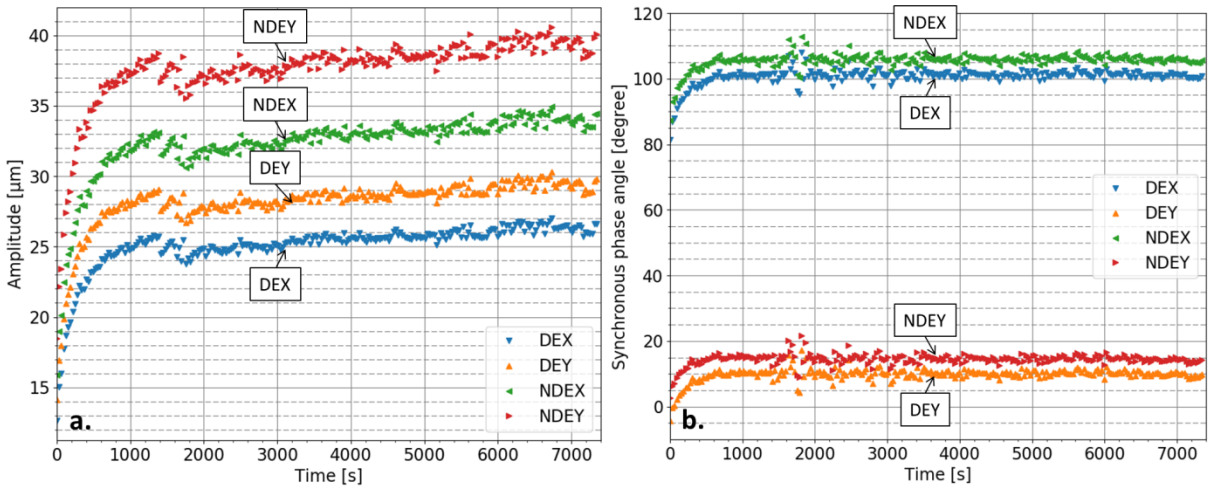


图 4：7 千转/分时短转子在驱动端和非驱动端平面的同步振动振幅 (a) 和相位 (b)

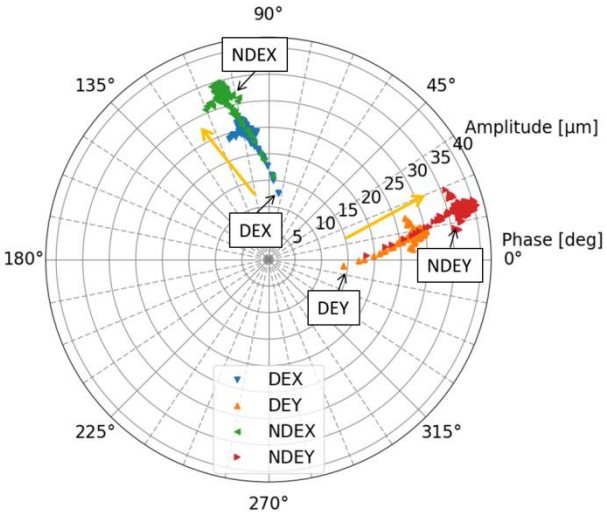


图 5：7 千转/分时短转子在驱动端和非驱动端平面的同步振动矢量极坐标图

图 6 展示了在轴承中平面和轴颈上测得的周向平均值及峰峰值温差。转子温差较大，从 5.5°C 增至 12.5°C；而轴承温差则从 4°C 降至 2.5°。与同步位移类似，温差在试验开始后的前 1400 秒内变化显著，随后渐近稳定。

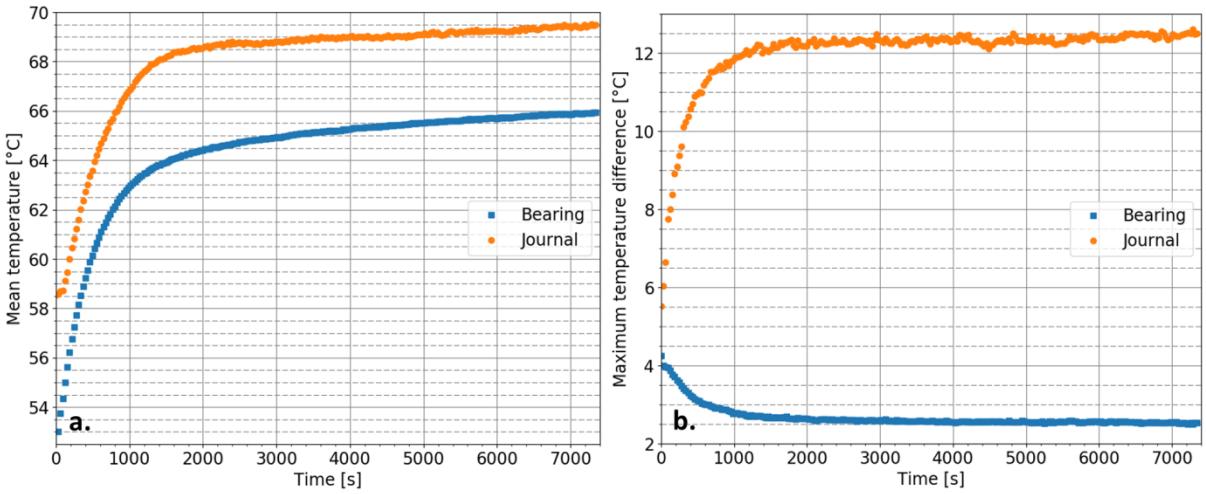


图 6：在 7 千转/分时，于轴承中平面和轴颈上测得的周向平均值 (a) 和峰峰值温差 (b)

图 7 所示结果展示了转子温差与同步振动幅值之间的关系。整个试验期间，线性相关的 R^2系数为 0.91，而在前 1400 秒内为 0.99。这证明了这两种效应具有很强的相关性，即同步振幅的增加是由轴颈温差引起的。然而，不同的运行工况可能会产生其他类型的相关性 [7]。

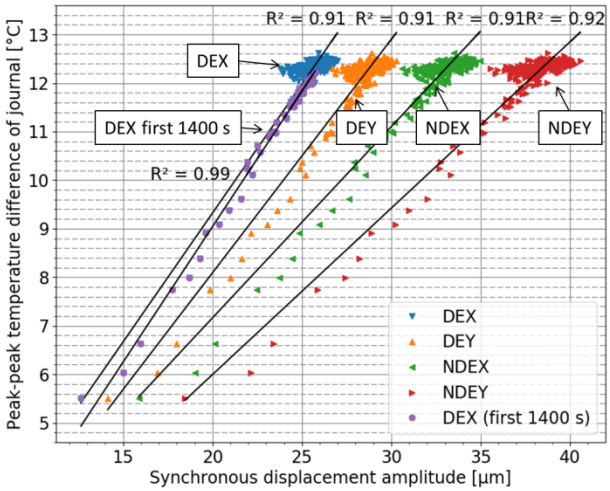


图 7：轴颈最大温差与同步位移振幅之间的相关性

7 千转/分时热点与高点之间的相位滞后

轴颈热点和高点的周向位置分别表示最高温度和最小油膜厚度。热点与高点之间相位滞后的时间变化，对于识别热致不平衡效应的典型特征至关重要。

记录的转子温度变化如图8a所示。角位置相对于转子零相位基准，即处于旋转参考系中。使用三次多项式对至少三个旋转

周期内由五个转子安装式探头记录的温度进行插值。转子热点相对于零相位参考的角位置 $\Phi_{Ho/KEY}$ 如图8b所示。

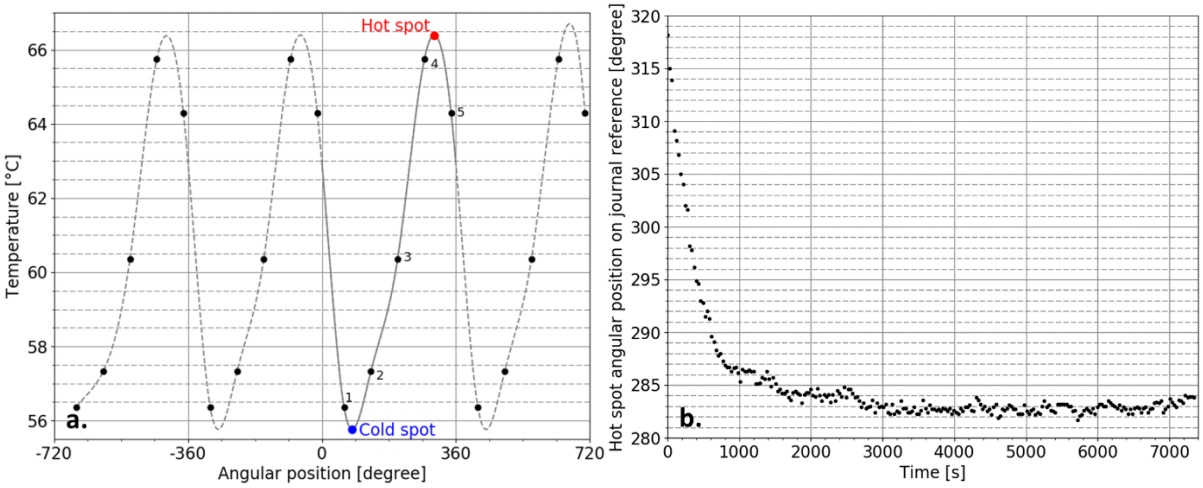


图8：Ω=7 千转/分时，= 430 s 时刻的轴颈温度（a）以及转子热点相对于零相位参考的角位置（b）

高点的位置较难确定，因为一般情况下，转子轨迹既不居中，也不是圆形。因此，每个时间步都需要执行以下步骤（图9）：

- 使用电涡流探头，在零转速下确定驱动端和非驱动端平面上的轴承中心 O_b 及有效间隙。手动移动转子，直至与轴承接触。

- 使用先前确定的轴承中心以及安装在轴承上的电涡流探头信息，构建同步轨迹。该轨迹位于固定参考系中。根据驱动端和非驱动端平面上的测量值，对滑动轴承中间平面上的轨迹进行线性插值。轴颈以同步转速沿该轨迹运动， $\omega = \Omega$ 其角位置为 $\theta = \omega t$。

- 零相位参考点位于该轨迹上，其相对于 X轴的角位置由 X向电涡流探头测量， $\Phi_{KEY/X}(\theta)$。

- 高点相对于零相位参考点的位置如图9所示；$\overrightarrow{O_bO_r}$ 和 $\overrightarrow{O_oO_r}$ 分别是转子相对于轴承和轨迹中心的位置矢量。二者均在旋转，且 $\overrightarrow{O_oO_r}$ 的角速度为 ω。角度 $\theta_b(\theta)$是 $\overrightarrow{O_bO_r}(\theta)$与 X轴之间的夹角。该角度表示转子在轴承参考系中相对于 X轴的位置。它也对应于高点，因为如图9所示， $\overrightarrow{O_bO_r}(\theta)$指向同步轨迹与轴承圆周之间距离最小的方向。

- 随后根据前述两项信息计算高点与零相位参考点之间的相位差， $\Phi_{Hi/KEY}(\theta)$，$\Phi_{Hi/KEY}(\theta) = \theta_b(\theta) - \Phi_{KEY/X}(\theta)$。

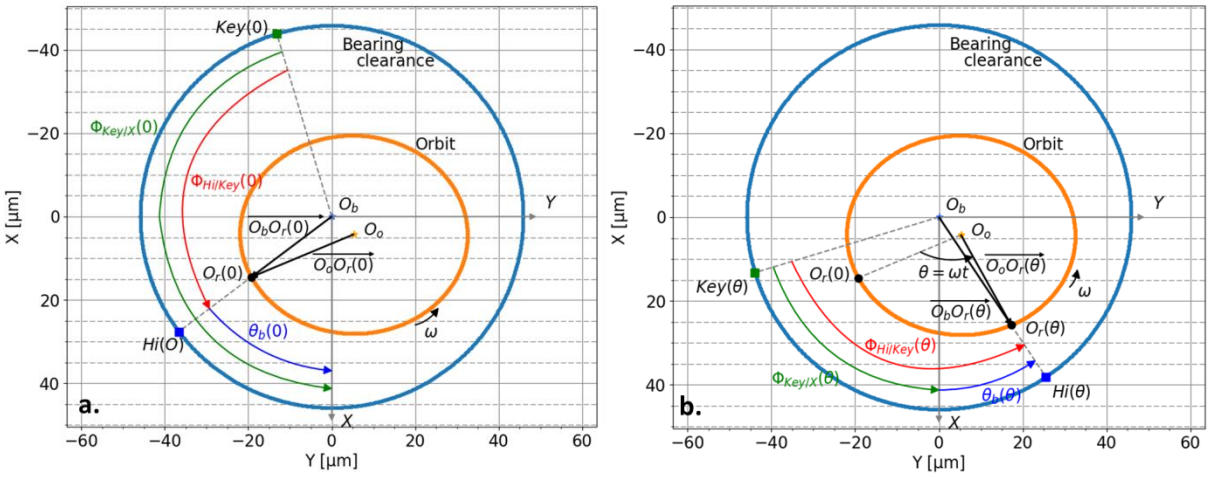


图9：根据实验数据为 $\theta = 0$ （a）构建的典型转子轨迹，任意 $\theta = \omega t$ （b）

- 估算的 $\Phi_{Hi/KEY}(\theta)$示例如图10所示。由于轨迹并非居中，高点与零相位参考点之间的相位差在一个旋转周期内并非常数。因此，表征转子在轴承参考系中位置的向量 $\overrightarrow{O_bO_r}$ 的角速度不等于向量 $\overrightarrow{O_oO_r}$的进动速度 ω 。如果轨迹完全居中，二者便会严格相等。对于一般的偏心轨道，可以定义高点与零相位参考点之间相位差的平均值和标准差。图10展示了在中平面重建的轨迹所对应的这些数值。

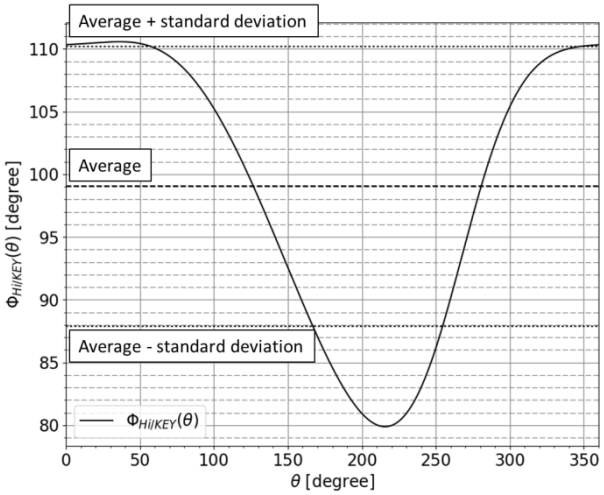


图10：高点相位沿轨迹的变化（短转子在 7 千转/分下 t=430 s 时取得的结果）

- 最终通过用热点的角位置减去高点的平均角位置，得到热点与高点之间的相位滞后；两者的位置均相对于零相位参考。

$$\Phi_{Ho/Hi} = \Phi_{Ho/KEY} - \overline{\Phi}_{Hi/KEY}$$

每次记录数据时，都会重复此计算过程。

图11展示了热点与高点之间的相位滞后。对于在滑动轴承中平面计算的数值（图11b），图中所示的误差棒反映了由高点位置所导致的标准差。中平面处的相位滞后从46°降至26°。与转子温差和同步振幅一样，大部分变化发生在前1400秒内。这些结果证实了文献中报告的数值，并表明相位滞后可能随时间变化。

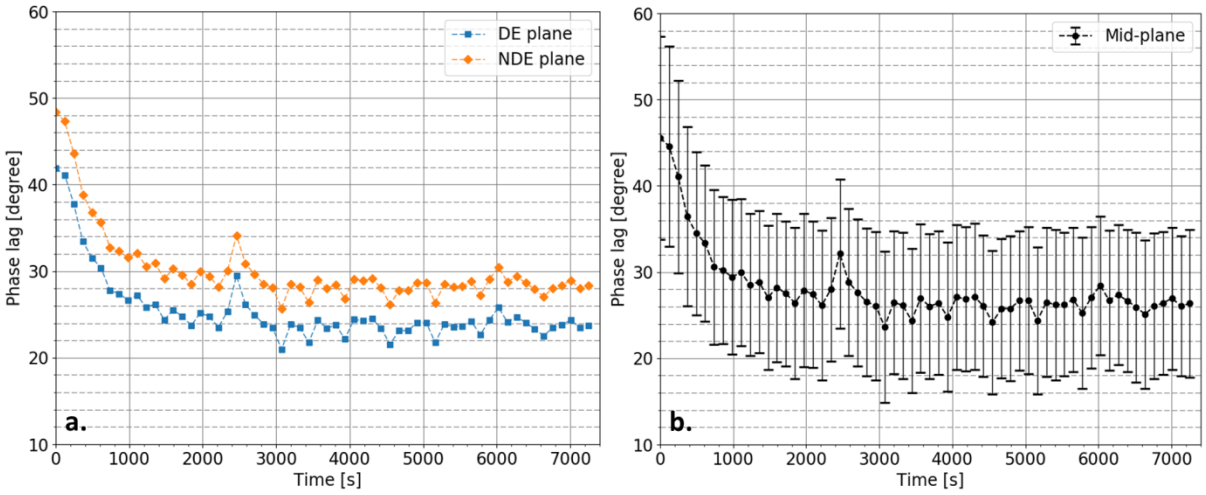


图11：7 千转/分时短转子驱动端平面和非驱动端平面中热点与高点之间的相位滞后（a），以及中间平面中的相位滞后（b）

升速/降速试验

随后进行了升速和惰转试验，以进一步验证测得的变化是否由热诱导不平衡所致。试验采用了143g.mm@171° 的不平衡量。转速在 50 秒内从 0 逐步升至 7 千转 / 分，保持恒定 180 秒，然后逐步降低。图12展示了同步位移和相位随转子转速的变化。同步振幅及其相位在 5.8 千转/分至 7 千转/分范围内均呈现明显的滞回。[1] 这是热诱导动力学效应的典型特征。这表明，热不平衡的时间尺度远大于本例中以转速表征的动力学效应的时间尺度。图13所示的轴颈和轴承最大温差也呈现相同的滞后效应。

[1] 在 3.2 千转/分至 5.8 千转/分之间出现了亚同步振动。

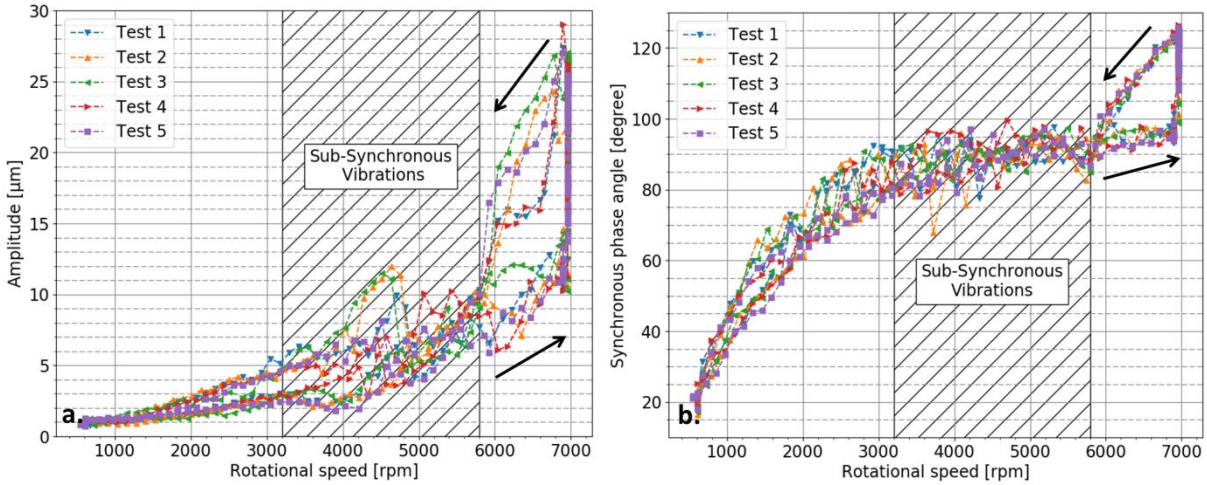


图12：短转子的同步位移 (a) 和相位 (b) 随转子转速的变化

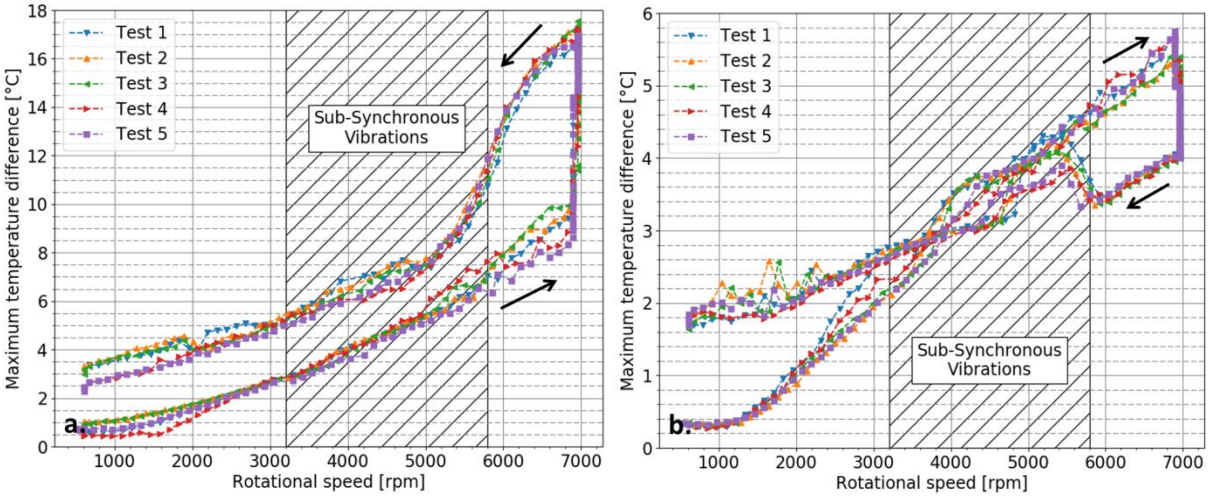


图13：短转子的轴颈 (a) 和轴承 (b) 最大温差随转子转速的变化

长（柔性）转子的实验结果

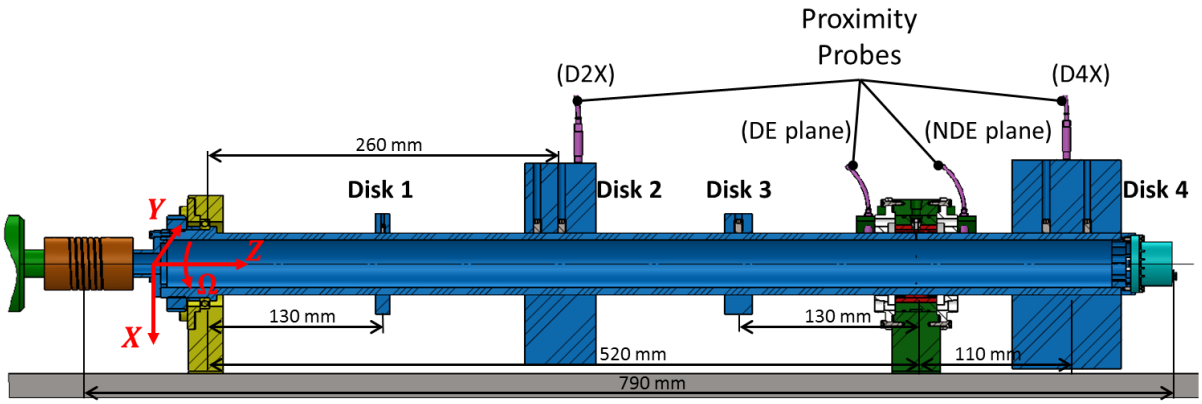


图14：装有长（柔性）转子的试验台

设计了第二个长度为700 mm的转子。该转子与短转子具有相同的内径和外径，并采用相同的主轴、弹性联轴器、滚珠轴承和滑动轴承。轴承间距为520 mm。仪器设备也相同，即在滑动轴承轴颈两端各安装一对相互正交的电涡流探头，在轴颈中平面安装一个带有五个热电偶的滑环，并在轴承表面中平面安装十个热电偶。转子装有两个重盘，一个重6.4 kg，安装在两轴承之间；另一个重10.4 kg，以悬臂方式安装（分别为图*14*中的圆盘2和圆盘4）。此前用于短转子的小圆盘安装在中间圆盘与轴承之间（图*14*中的圆盘1和圆盘3）。与重盘相比，这些小圆盘的转动惯量可以忽略不计，但可作为额外的平衡面。圆盘的特性见表1。两个电感式接近传感器用于测量两个重盘的X方向位移。长转子的结果每秒记录一次。

坎贝尔图显示，6.6 千转/分处存在柔性反向模态，8.5 千转/分处存在柔性正向模态。

在接近预定工作转速7 千转/分处对转子进行动平衡时遇到了困难。因此，按照 [19] 中给出的步骤，利用圆盘所示的四个平衡面，在4千转/分钟处对转子进行了动平衡。动平衡后，4千转/分钟处驱动端和非驱动端测量平面的同步振幅分别为5 μm和3 μm。

长转子的稳定热响应（测试1）

转速在180 s内升至6.6 千转/分，随后保持恒定。由于滑动轴承承受较大的静载荷（≈175 N），在转速从0 rpm升至该转速的过程中未记录到亚同步振动。通过全谱图确认，所有测得的轨迹均为正向涡动。图15展示了在6.6 千转/分处记录的同步振幅和相位。振幅在该时间段开始时迅速增大，随后渐近趋于恒定值。相位也趋于恒定。这是稳定的Morton效应的特征，短转子的试验也揭示了这一现象。

图16展示了非驱动端平面记录的X方向振幅和相位随转子转速的变化。它们呈现出明显的滞后效应。这充分证明，在6.6 千转/分时记录到的振幅增加是由热传递引起的。

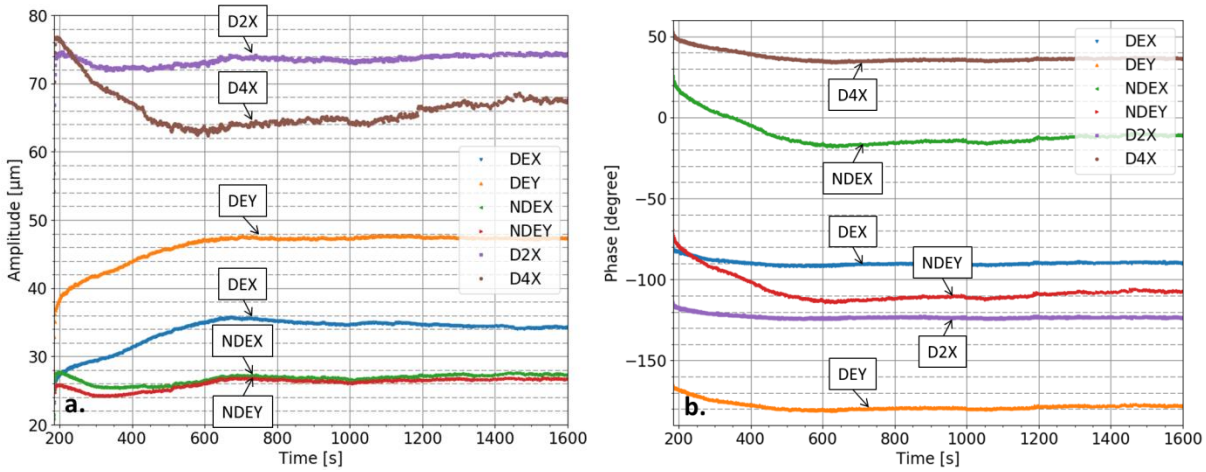


图15：长转子在 6.6 千转/分下测试1稳定响应的同步振幅（a）和相位（b）

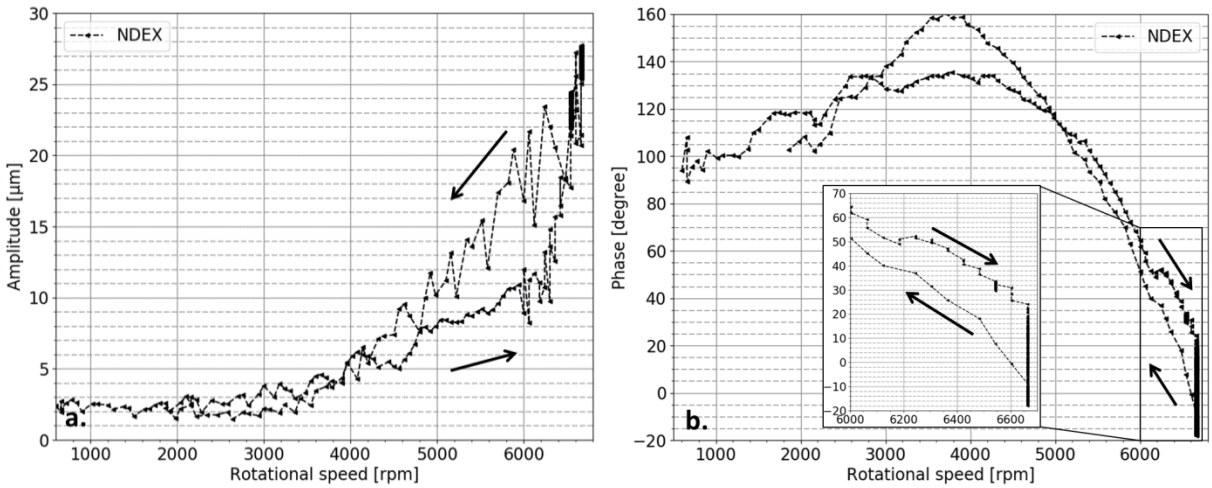


图16：柔性转子启动和滑行过程中在 NDEX 记录的同步振幅 (a) 和相位 (b)，测试1的稳定响应

图17展示了振动矢量的极坐标图。所有振动矢量均沿顺时针方向转动，即与转速方向相反。然而，不同测量平面上的螺旋形态差异显著。从圆盘2平面到圆盘4平面，振动矢量的转动幅度逐渐增大。因此，驱动端平面的转动幅度小于非驱动端平面，且两者分别介于圆盘2平面和圆盘4平面测得的转动幅度之间。

从这些测量值中提取的平均温差和最大温差如图18所示。所有温度在600秒后趋于稳定。稳定后的轴颈和轴承平均温度分别为62°C和55.5°C，而温差分别为14°C和14.5°C。180秒至600秒之间轴承最大温差的特殊变化，是启动过程结束时轴承热惯性所致。约550秒时温差突然跃升，是由于最低处轴承温度探头的测量不确定性所致。

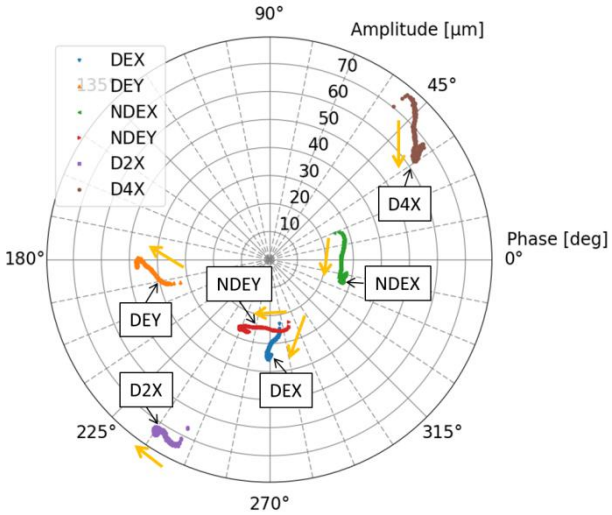


图17：长转子在 6.6 千转/分时测得的振动矢量极坐标图，测试1的稳定响应

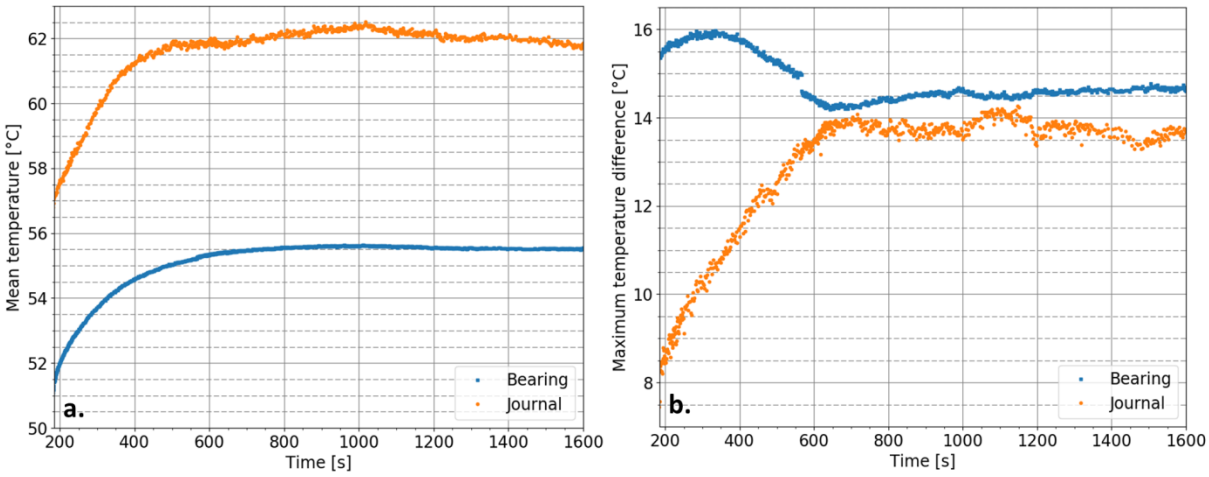


图18：在 6.6 千转/分下测得的长转子轴颈和轴承平均温差（a）及最大温差（b），测试1的稳定响应

长转子的不稳定热响应（测试2）

以6.6 千转/分进行的相同试验再次重复，但将启动持续时间缩短至80秒。结果如图19至图22所示。

图19展示了在 6.6 千转/分下记录的同步振幅和相位。振幅迅速增大，因此必须在 23 s 后（即图19中启动后的 t=103 s 时）让转子滑行减速，以避免发生接触。这表明同步振动不稳定。

图20展示了非驱动端平面记录的X方向振幅和相位随转子转速的变化。振幅呈现出明显的滞回现象。

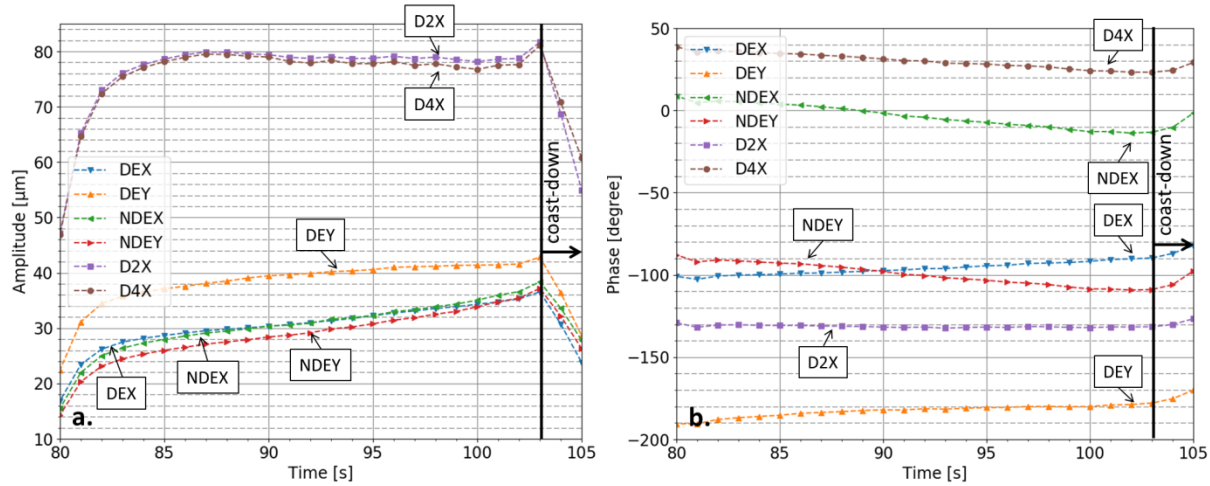


图19：在 6.6 千转/分下测得的长转子同步振幅（a）和相位（b），测试2的不稳定响应

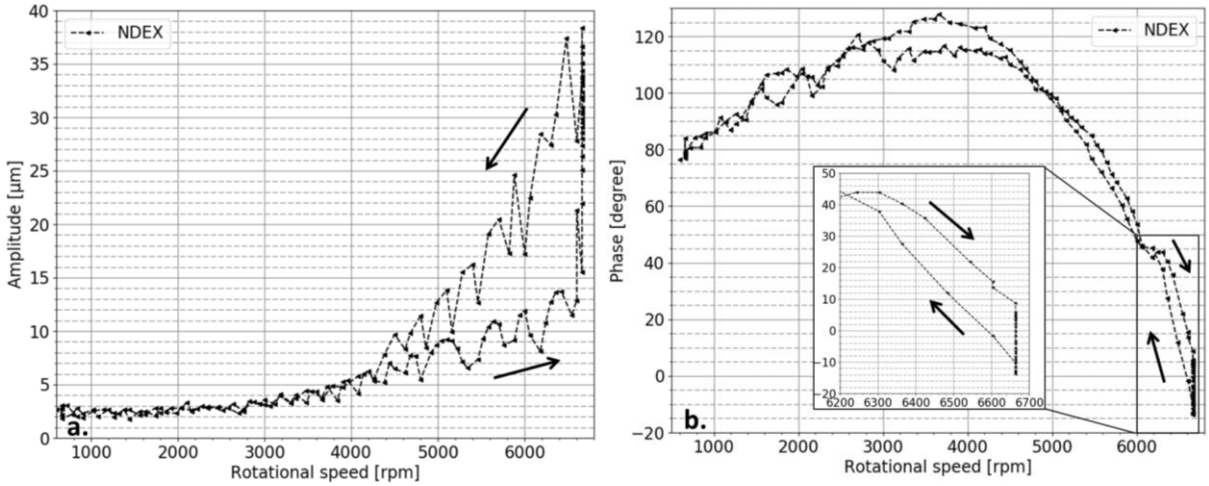


图 20：测试2中不稳定响应期间，启动和滑行过程中在 NDEX 记录的同步振幅 (a) 和相位 (b)

图21展示了振动矢量的极坐标图。与图17所示结果相比，振动矢量增加了负相位偏移（即与转速方向相反）。此外，图17所示的所有振动矢量均沿与转速相反的方向转动，而图21所示结果则表明，振动矢量逐渐沿逆时针方向、即转速方向转动：

- 圆盘2的X向振动矢量几乎没有旋转，而振幅从50 µm增至85 µm - 在驱动端平面测得的振动矢量沿转速方向旋转，- 在非驱动端平面测得的振动矢量以及圆盘4的X向振动矢量，沿与转速相反的方向旋转，但不太明显。悬臂安装的圆盘4的振动矢量在振幅从45 µm增至80 µm时也没有相位变化，随后沿与转速相反的方向旋转，振幅略微增加后，又开始沿转速方向旋转。

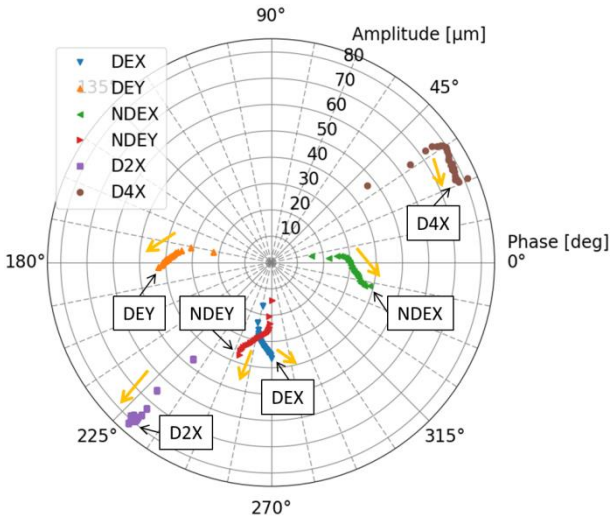


图 21：测试2中不稳定响应时，长转子在 6.6 千转/分下测得的振动矢量极坐标图

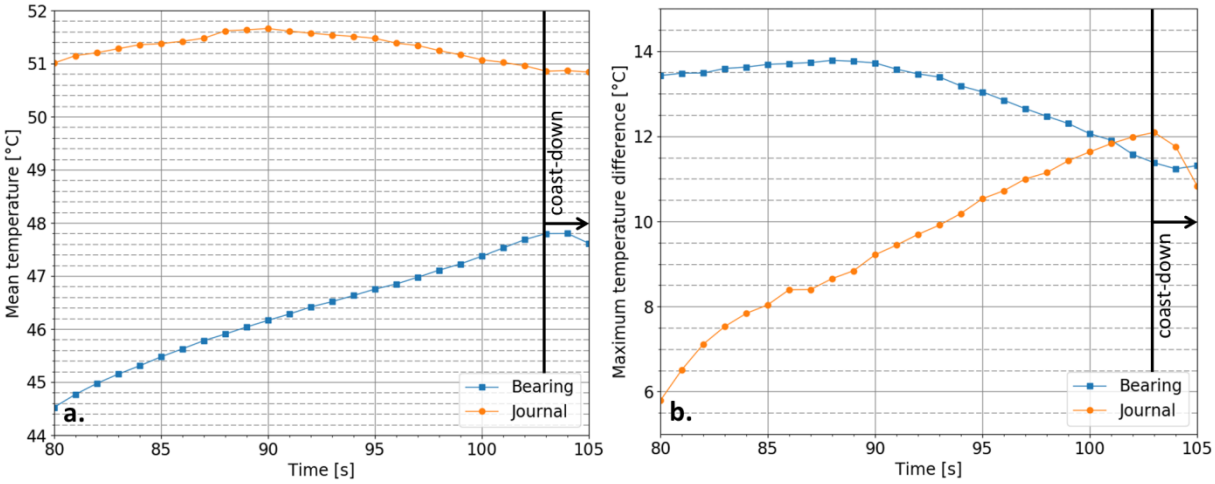


图 22：长转子在 6.6 千转/分时测得的轴颈与轴承平均温差 (a) 和最大温差 (b)，测试2的不稳定响应

根据这些测量值提取的平均温差和最大温差如图22所示。在转速保持恒定于6.6 千转/分时，轴颈和轴承温度呈现不同的变化趋势。轴颈的平均温度保持不变或略有下降，而轴承的平均温度持续升高。最大温差的变化趋势则相反。轴承的最大温差保持不变，随后从14°C降至12°C。与此同时，轴颈的最大温差显著增大，从6°C升至12°C。这些结果是振动幅值增大所致；振动幅值增大使轴承温度分布更均匀，而轴颈温度分布则变得更加不均匀。轴颈温差的快速增大与振动幅值的增加相关。

带接触的长转子不稳定热响应（测试 3）

进行第三次试验时，再次用 80 s 将转子加速至 6.6 千转/分。同步幅值再次增大，但转速保持恒定超过 23 秒，并在 t=103...104 s 之间发生了轻微接触。随后，转子于 t=104 s 开始惰转减速。滑动轴承接触的影响见图 23 至图 25。图 23 展示了同步振动矢量的振幅和相位随时间的变化，图 24 则展示了这些矢量的极坐标图。

如图 23a 所示，驱动端和非驱动端平面的振幅在 80 s 至 103 s 之间缓慢增大。在 103 s 至 104 s 之间发生接触时，驱动端平面测得的振幅略有减小，而非驱动端平面的振幅则显著增大。两个重盘 D2X 和 D4X 的振幅增幅更大。接触期间测得的幅值变化伴随着显著的相位变化，如图 23b 所示。图 24 显示，滑动轴承接触使所有振动矢量（驱动端平面除外）沿转速方向旋转。

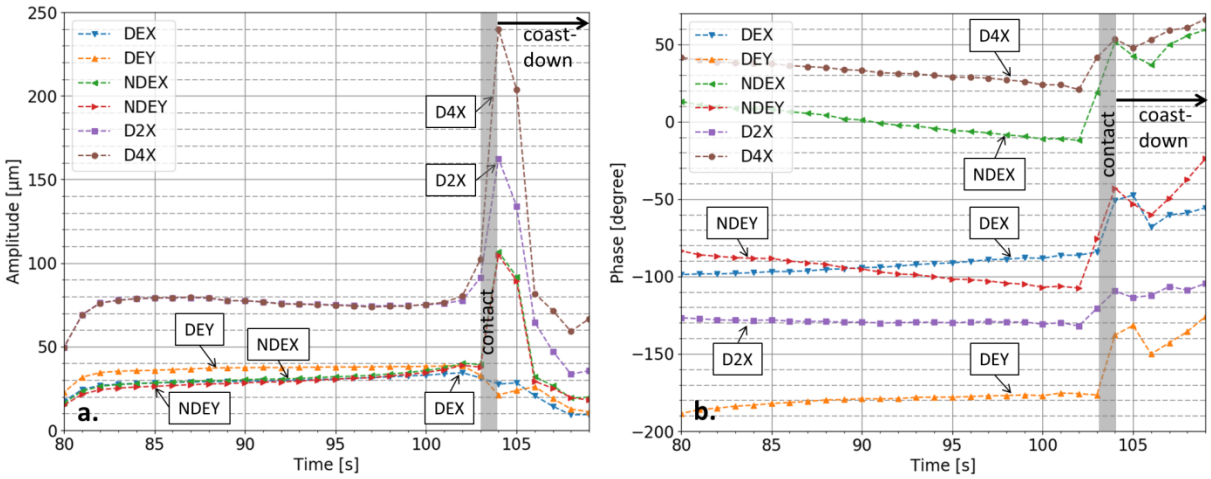


图 23：长转子在 6.6 千转/分下测得的同步振幅 (a) 和相位 (b)，测试 3 显示发生接触

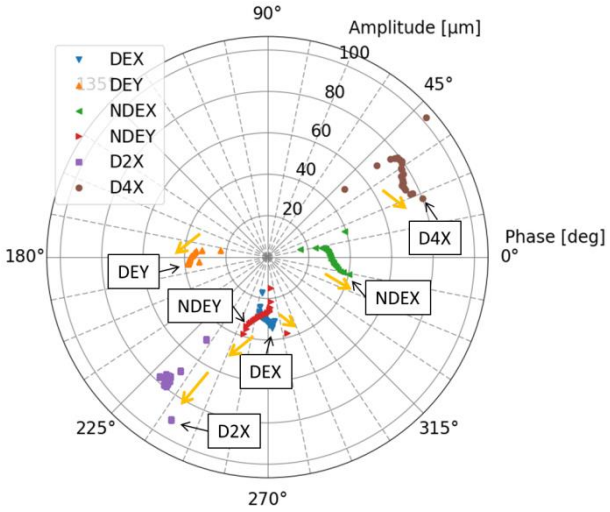


图 24：长转子在 6.6 千转/分下测得的振动矢量极坐标图，测试 3 显示发生接触

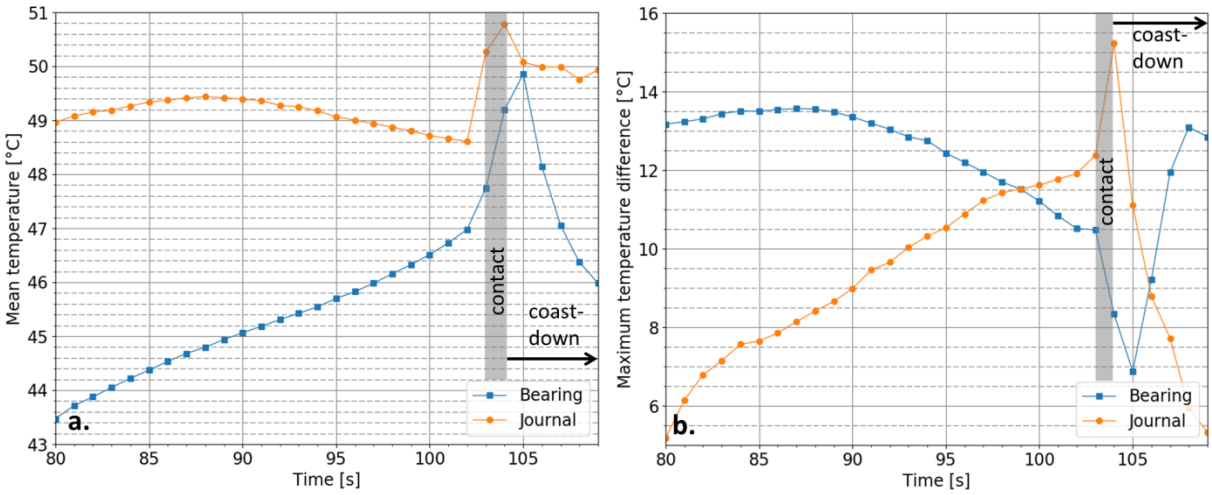


图 25：长转子在 6.6 千转/分下测得的轴颈与轴承平均温差 (a) 和最大温差 (b)，测试 3 显示发生接触

图25显示了平均温度和最大温差。轻微接触会使轴承和轴颈的平均温度升高，但会使轴承的温差降低。这表明轻微接触后，轴承各处的温度变得更加均匀。转子温差则显著增大，表明形成了明显的热点。

长转子的热点与高点之间的相位滞后

图26展示了长转子热点与高点之间的相位滞后，采用的方法与短转子相同。为清晰起见，仅为滑动轴承中平面处的相位滞后标出了误差棒。需要指出的是，设置误差棒是为了说明：当转子轨迹既不居中也非圆形时，热点与高点之间的相位滞后并非常数。

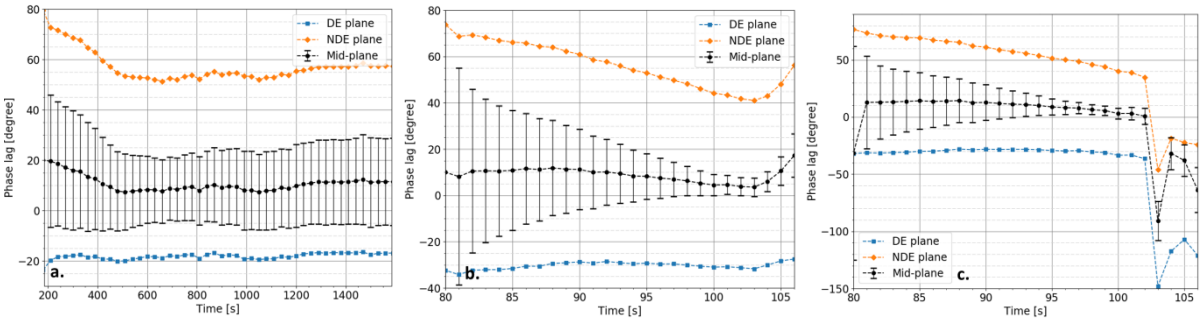


图26：长转子在 6.6 千转/分时热点与高点之间的相位滞后（a- 测试1 稳定行为，b- 不稳定响应，c – 测试 3 显示接触）

在三次试验中，驱动端平面和非驱动端平面的相位滞后各不相同：在驱动端平面，热点超前于高点；而在非驱动端平面，热点则滞后于高点。这一结果表明，转子在滑动轴承所在区域发生了弯曲。

对于测试1（稳定行为），驱动端平面和非驱动端平面的相位滞后在600秒后趋于稳定。在平均平面计算得到的相位滞后介于10°和15°之间，显著小于短转子对应的相位滞后。

对于测试2（不稳定响应），驱动端平面的相位滞后为负值且保持恒定（即热点超前于高点）；而在非驱动端平面，相位滞后为正值，但持续减小，直至转子在103秒时减速停机。这意味着转子的主要热变形发生在其悬伸部分。在转子减速停机时，平均平面计算得到的相位滞后接近于零。测试 3中，中平面的相位滞后也为零。这表明发生接触时，热点与高点重合，这是自然结果。由于轻微的轴颈/轴承接触产生的热流大于润滑剂产生的任何剪切热流，Morton效应有转变为Newkirk效应的趋势。

另一个值得注意的现象是，越接近滑动轴承接触位置，估算相位滞后的误差越小。事实上，接近接触位置时，轨迹会变成圆形并位于中心，因为它们描绘的是轴承圆周。计算高点位置时固有的近似误差也随之消失。

总结与结论

本研究介绍了圆柱滑动轴承对刚性转子和柔性转子产生的热不平衡效应的实验分析。两种转子均在相近转速下进行试验（短转子为 7 千转/分，长转子为 6.6 千转/分），但运行工况截然不同。短转子的 7 千转/分转速远低于其第一阶柔性临界转速，而长转子的 6.6 千转/分转速则非常接近其第一阶柔性临界转速。

所有试验都表明，轴颈上存在显著温差，可能使转子发生弯曲。由此产生的热不平衡明显影响了同步振动的振幅。然而，短转子运行时轨迹稳定，即使振动幅值非常大、接近径向间隙，也未出现不稳定现象。

长转子在启动时间为 180 s 时也表现出类似结果。将启动时间缩短至 80 s 后，转子反复出现不稳定响应。最初与转速方向相反地转动的同步振动矢量，开始逐渐转向与转速相同的方向。这表明，引发不稳定的热不平衡主要由悬臂盘造成。对于其他转子结构，情况可能有所不同。

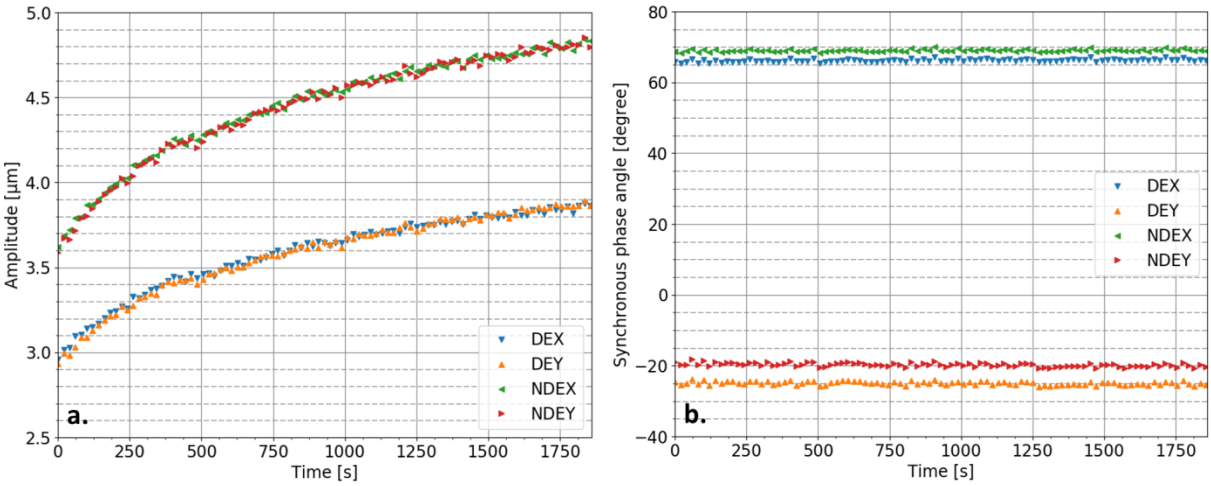
热点与高点之间的相位滞后逐渐减小，并在发生接触时达到零值。相位滞后的减小主要发生在靠近悬臂盘的非驱动端平面。这进一步证实，对于当前转子结构，悬臂盘处的热弯曲是不稳定的根源。

针对长柔性转子所得的结果表明，同步热失稳不仅由轴颈的最大温差以及转速与第一阶柔性转子轴承临界转速之间的接近程度触发，也受启动过程的影响。关于圆柱滑动轴承和可倾瓦滑动轴承中抱轴效应的研究也得到了类似结果，相关内容见 [20], [21], [22] 和 [23]。从零转速升至工作转速的不同启动方案会导致不同结果，甚至引发灾难性滑动轴承抱轴。

本文是我们关于滑动轴承诱发的热不平衡效应研究的第一部分。第二部分[24] 专门利用完整数值模拟和稳定性分析进行理论预测。

附录1

短转子在4千转/分钟下的实验结果



Fig图27：短转子在4千转/分钟下测得的同步振幅（a）和相位（b）

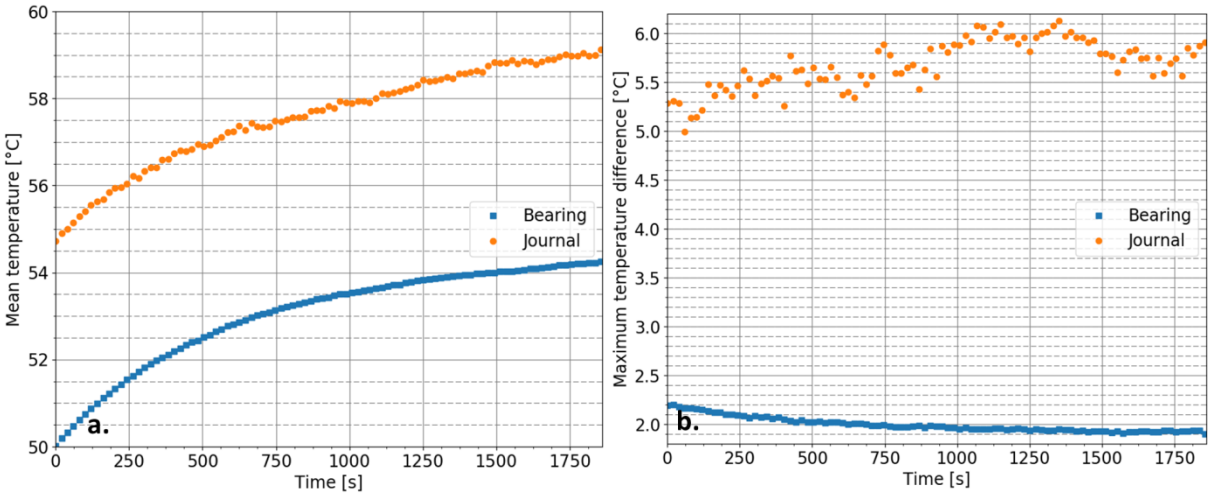


图28：短转子在4千转/分钟下测得的轴承中平面和轴颈处的平均温差（a）与峰峰值温差（b）

第一轮实验活动是在4千转/分钟下进行的长时测试。悬臂盘上的附加不平衡量为60.6g mm@ 180°。图*27*展示了测得的同步振幅和相位。同步振幅低于5 µm，并缓慢增大。然而，相位明显保持恒定。

图 *28*展示了轴承和转子中平面记录的平均温差和最大（峰峰值）温差。平均温度明显上升，但峰峰值温差趋于恒定值。它们尚未稳定下来，但不太可能触发热不平衡效应。

附录 2

短转子试验的重复性

使用短转子进行了七次试验（5 次 2 小时、1 次 4 小时、1 次 6 小时）。可根据图 29 和图 30 估算测量值的重复性。图 29展示了七次试验中轴承和轴颈的周向平均温度及最大温差（平均值和标准差）。图 *30*展示了同一组试验中非驱动端平面 X方向的同步幅值和相位的平均值及标准差。

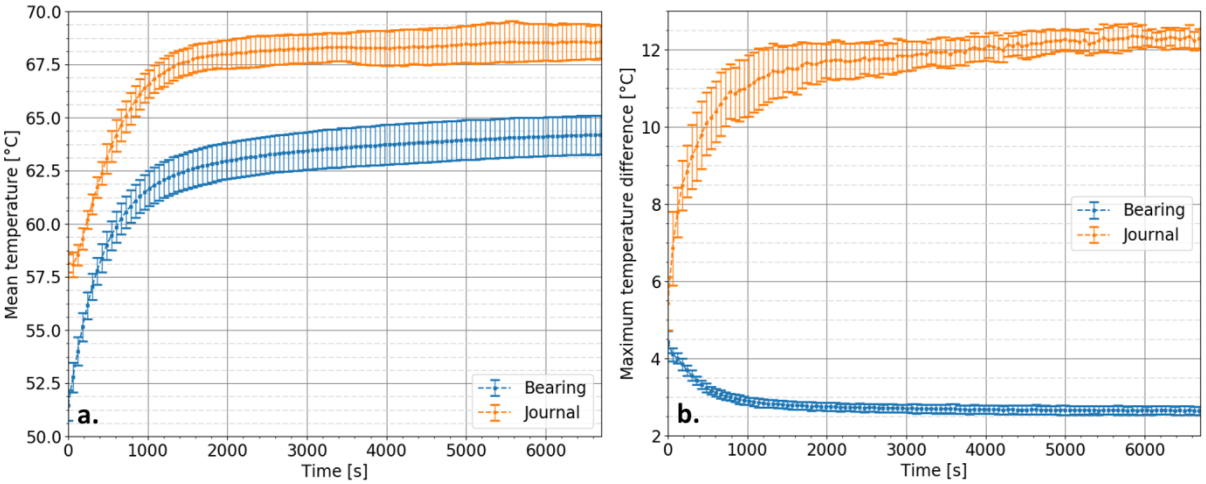


图 29：短转子在 7 千转/分下进行七次试验测得的轴颈与轴承平均温差 (a) 和最大温差 (b)

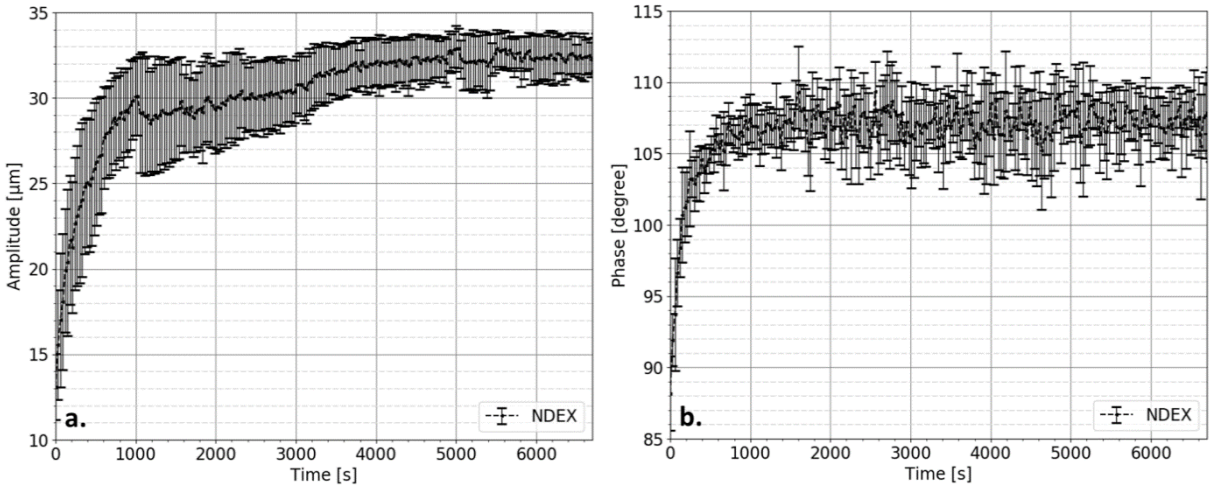


图 30：短转子在 7 千转/分下进行七次试验时非驱动端平面的同步 X方向振幅 (a) 和相位 (b)

致谢

作者感谢法国电力公司提供的资金支持。

参考文献

[1] Muszynska, A.（2005年），《转子动力学》，博卡拉顿，CRC出版社，ISBN 9780824723996。[2] Childs, D.（2013年），《带案例研究的透平机械转子动力学》，Minter Spring Publishing，ISBN 9780615852720。[3] Gasch, R., Nordmann, R. 和 Pfutzner, H.（2002年），《转子动力学》，Springer Verlag Berin Heidelberg，ISBN 3540412409。[4] Matsushita, O., Tanaka, M., Kanki, H., Kobayashi, M. 和 Keogh, P.（2017年），《旋转机械振动：第1卷，基础转子动力学：实用振动分析导论》，Springer Japan，ISBN 978-4-431-55455-4。[5] Schmied, J.（1987年），《转子的涡动振动》，ASME设计技术会议论文集。[6] Morton, P.G.（1975年），《发电机热不稳定性的一些方面》，G.E.C.内部报告 No.S/W40 u183。[7] Hesseborn, B.（1978年），《振动导致轴承轴颈温度不对称性的测量》，ABB Stal内部报告。[8] de Jongh, F.M. 和 Morton P.G.（1996年），《轴承轴颈差异加热导致压缩机转子同步不稳定》，《燃气轮机与动力工程杂志》，**118**(4)，第816–824页。[9] de Jongh, F.M. 和 van der Hoeven, P.（1998年），《采用隔热套筒防止转子同步失稳》，第27届涡轮机械研讨会论文集。[10] Berot, F. 和 Dourlens, H.（1999年），《关于悬臂式离心压缩机的不稳定性》，ASME燃气轮机与航空发动机大会暨展览会论文集。[11] Marscher, W. 和 Illis, B.（2007年），《滑动轴承"莫顿效应"导致压缩机周期性振动》，《摩擦学汇刊》，**50**(1)，第104–113页。[12] Schmied, J., Pozivil, J. 和 Walch, J（2008年），《透平膨胀机轴承中的热点：案例记录、稳定性分析、测量与运行经验》，ASME Turbo Expo 2008：陆地、海洋与空中动力论文集，德国柏林。[13] Murphy, B.T. 和 Lorenz, J.A.（2011年），《变速旋转电机中莫顿效应引起的轴差异加热案例研究》，GT2011-45228，ASME Turbo Expo 2011：陆地、海洋与空中动力论文集，加拿大不列颠哥伦比亚省。[14] Panara D., Panconi S. 和 Griffini D.（2015年），《转子热不稳定性的数值预测与实验验证》，第44届涡轮机械研讨会论文集。

[15] Tong, X. 和 Palazzolo, A.（2018年），《转子动力学莫顿效应的轴颈周向温度分布测量与预测》，《摩擦学学报》，**140**(3)，第1–25页。[16] Tong, X., Palazzolo, A. 和 Suh, J.（2017年），《转子动力学热致同步失稳（莫顿效应）综述》，《应用力学评论》，**69**(6)，第1–13页。[17] de Jongh, F.M.（2018年），《转子同步失稳现象——莫顿效应》，第47届涡轮机械研讨会论文集。[18] Gu, L.（2018年），《莫顿效应综述：从理论到工业实践》，《摩擦学汇刊》，**61**(2)，第381–391页。[19] Friswell, M.I., Penny, J.E.T., Garvey, S.D. 和 Lees, A.W.（2010年），《旋转机械动力学》，剑桥大学出版社，剑桥，ISBN 9780521850162。[20] Monmousseau, P., Fillon M. 和 Frene J.（1997年），《可倾瓦轴承瞬态热弹流体动力学研究——实验数据与理论结果的比较》，《摩擦学学报》，**119**(3)，第401–407页。[21] Monmousseau, P., Fillon M. 和 Frene J.（1998年），《动态载荷下可倾瓦轴承的瞬态热弹流体动力学研究》，《燃气轮机与动力工程杂志》，**120**(2)，第405–409页。[22] Kucinschi, B., FIillon, M., Pascovici, M. 和 Frene, J.（2000年），《采用有限元法分析稳定载荷滑动轴承的瞬态热弹流体动力学研究》，《摩擦学学报》，**122**(1)，第219–226页。[23] Pap, B., Fillon, M., Guillemot, M., Bauduin, L., Chocron, J., Gédin, P. 和 Biadalla, L.（2018年），《启动阶段碳填充聚四氟乙烯中央沟槽轴颈轴承咬合的实验与数值分析》，《润滑剂》，**6**(1)，第14页。[24] Zhang, S（2019年），《蒸汽轮机中的莫顿效应分析》，博士论文，普瓦捷大学。

表1：长转子的圆盘特性

Disk	重量 [kg]	长度 [mm]	外径 [mm]
1	0.2	10	73.5
2	6.4	52	149
3	0.4	20	73.5
4	10.4	80	152