

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2015.08.013

汽轮机联轴器外伸端的热稳定性研究

廖位兵¹, 刘白兰^{2,3}, 余沛垌^{2,3*}, 丁旭东^{3,4}

(1. 杭州汽轮机股份有限公司 外贸处, 浙江 杭州 310022;

2. 杭州汽轮机股份有限公司 工业透平研究院, 浙江 杭州 310022;

3. 浙江省工业汽轮机转系动力学研究重点实验室, 浙江 杭州 310022;

4. 杭州汽轮动力集团有限公司 中央研究院, 浙江 杭州 310022)

摘要:针对工业汽轮机在运行时需要确保转子动力学性能稳定,以杭州汽轮机股份有限公司的某工业汽轮机为研究对象,提出了汽轮机联轴器外伸端热稳定性分析的数学模型以及分析步骤。分析了汽轮机转子在运行时轨迹的数学模型,并且借助模型表明转子在运行时产生不稳定的原因。分析了汽轮机转子运行时最大油膜温度差与热弯曲不平衡量,并且计算了不平衡量阈值,提出了校核稳定安全性的标准。研究结果表明,所研究的工业汽轮机转子在运行转速范围内热弯曲不平衡量小于不平衡量阈值,认为稳定安全,不会出现不稳定现象。

关键词:汽轮机;转子稳定性;轴承热稳定性

中图分类号:TH122;TK26

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2015)08-1080-05

Thermal instability for overhung of steam turbine rotor

LIAO Wei-bing¹, LIU Bai-lan^{2,3}, YU Pei-jiong^{2,3}, DING Xu-dong^{3,4}

(1. Department of International Trading, Hangzhou Steam Turbine Co., Ltd., Hangzhou 310022, China;

2. Industrial Turbine Academy Turbomechanical Institute, Hangzhou Steam Turbine Co., Ltd., Hangzhou 310022, China; 3. Key Laboratory of Zhejiang Industrial Steam Turbine Rotor Dynamics, Hangzhou 310022, China;

4. Central Institute, Hangzhou Steam Turbine & Power Group Co., Ltd., Hangzhou 310022, China)

Abstract: Aiming at keeping rotor dynamics stability during industrial steam turbine operation, an analysis method and analysis steps were introduced to analysis a steam turbine rotor with overhung which was designed by Hangzhou Steam Turbine Corporation. The mathematic model of rotor synchronous orbit was analysed and the reasons for rotor instability were indicated. The maximum oil film temperature difference and rotor thermal bending unbalance were analysed, and the thermal bending unbalance was compared with an unbalance threshold which was calculated to check safety. A method to check steam turbine stability safety was introduced. The results demonstrate the thermal bending unbalance of the steam turbine rotor is less than the unbalance threshold and the turbine would keep stable in its operation speed range with no instability occurring.

Key words: steam turbine; rotor stability; bearing thermal stability

0 引言

在汽轮机的高于转子—轴承系统的第一共振转速

时,联轴器的不平衡就会引起在径向轴承中的轴颈的一侧被加热,由此引起外伸轴段的弯曲,造成联轴器的重心偏离几何旋转中心的挠度加大。当转动的不平衡

收稿日期:2015-03-05

作者简介:廖位兵(1979-),男,重庆人,主要从事汽轮机国际市场的技术、商务工作方面的研究。E-mail:liaoWB@htc.cn

通信联系人:余沛垌,男,工学硕士,工程师。E-mail:yupj@htc.cn

的轴承力增大到一定程度,就会出现轴端头的挠度超出可以承受的范围。

转子热弯曲是一个相当复杂的现象,由于这种现象的存在,可能导致转子运行中振动不稳定。造成这种现象产生的主要原因是轴颈在运行过程中表面的温度差。轴颈温度差的产生又可以归结为两个原因,即动静部件之间的碰摩或者流体黏性摩擦。后者近几年开始进入人们的研究范围,研究人员称之为 Morton 效应^[1-2],通俗称为“热点效应”。“热点效应”在轴颈做同步涡动时最容易产生。当轴颈做同步涡动时,轴颈的涡动轨迹为椭圆,在轴承中产生椭圆运动轨迹,就会导致在轴瓦的表面某处会产生最小厚度的油膜。当油膜厚度减小到一定程度,越小的油膜厚度将会伴随着越大的黏性摩擦力,从而导致局部越高的油温。这样,在轴颈表面就会产生一个温度相对较高的点,称之为热点,同时,也就有一个温度相对较低的点,称之为冷点。由于热点与冷点的存在,轴颈表面就会有温度梯度,这种温度梯度的存在,就会在轴颈处产生热不平衡量。产生不平衡量之后,轴颈处的弯曲会减小轴颈与轴瓦之间的间隙,从而加剧了热点与冷点之间的温度梯度,从而产生更大的热弯曲。这个过程被称为之为正向反馈,会导致转子系统的不稳定。工业汽轮机运行时,发生上述不稳定,将对机组安全运行带来严重负面影响,若产生的振动超出允许范围,还将对机组造成损坏。

本研究针对工业汽轮机外伸端热稳定性问题,提出在设计时分析的方法与基本步骤,对于热不稳定的产生提供数学模型,并结合实际应用论证方法的可行性。

1 理论计算模型

1.1 问题分析的基本步骤

计算转子系统实际热稳定性的方法分以下几个基本步骤:

- (1) 确定不同类型轴承所对应的轴承间隙和油膜厚度；
- (2) 求解轴颈处的静态平衡方程；
- (3) 求解并绘制轴颈在假定的不平衡量作用下的稳态涡动轨迹；
- (4) 确定轴颈处热点与冷点的区域位置；
- (5) 计算出轴颈表面的温度分布情况；
- (6) 计算稳态情况下转子的热弯曲量；
- (7) 由于热点存在, 将会在轴颈处产生温度梯度, 计算由于温度梯度产生的热不平衡量；

(8)将总的不平衡量与稳定性不平衡量阈值进行比较。

1.2 分析模型的建立

1.2.1 油膜厚度公式的确定

根据 Cameron (1966) 的理论研究, 对于普通径向轴承 (包括二油叶、四油叶轴承) 油膜厚度的经验公式如下:

$$h = C_b [1 + e \cos(\xi)] \quad (1)$$

$$\xi = \pi - (\omega t + \lambda - \theta_i) \quad (2)$$

式中: h —油膜厚度, mm; C_b —轴承的加工间隙, mm;
 e —轴颈涡动轨迹偏心距离, mm; ξ —轴颈涡动与转子
旋转之间的相位差, rad。

公式中的各个符号的意义如图 1 所示。

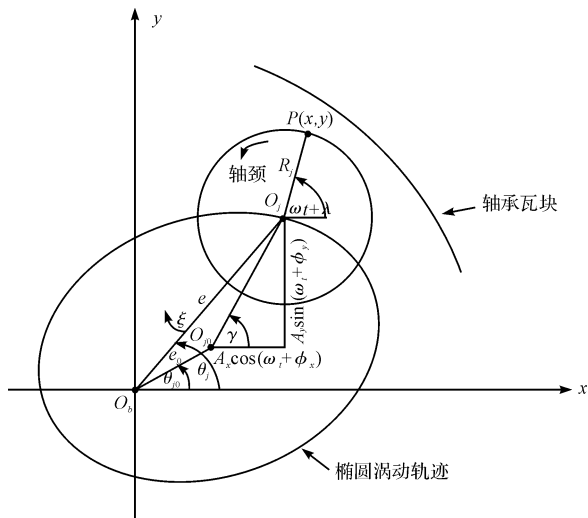


图 1 转子同步涡动示意图

可倾瓦轴承结构相对复杂, Balbahadur 和 Kirk (2003)^[3]通过研究得出可倾瓦油膜厚度公式如下:

$$h = (R_p - R_j) + e \cos(\theta_c - \theta) - (R_p - R_b) \cos(\theta - \theta_p) - \delta(R_p + t_p) \sin(\theta - \theta_p) \quad (3)$$

式中: R_p —可倾瓦块曲率半径,m; θ_c —轴颈中心、轴承中心连线与水平方向夹角, $^{\circ}$; δ —可倾瓦块包角, $^{\circ}$; t_p —可倾瓦块厚度,m。

1.2.2 静态平衡方程建立

设定轴颈表面处的一点 $P(x,y)$, 其运动轨迹的数学表达式如下:

$$\begin{cases} x = e_0 \cos(\theta_{j0}) + A_x \cos(\omega t + \varphi_x) + R_j \cos(\omega t + \lambda) \\ y = e_0 \sin(\theta_{j0}) + A_y \sin(\omega t + \varphi_y) + R_j \sin(\omega t + \lambda) \end{cases} \quad (4)$$

式中参数如图 2 所示。

1.2.3 热点位置的确定

根据分析步骤中的第4步,需要引入一个角度 λ_0 来确定轴颈表面热点位置,热点位置与冷点位置坐标

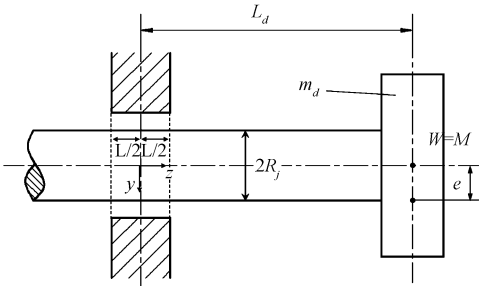


图 2 轴头外伸端几何尺寸

如下式所示：

$$\begin{cases} x_H = e_0 \cos(\theta_0) + A_x \cos(\omega t + \varphi_x) + R_j \cos(\omega t + \lambda_0) \\ y_H = e_0 \sin(\theta_0) + A_y \sin(\omega t + \varphi_y) + R_j \sin(\omega t + \lambda_0) \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} x_C = e_0 \cos(\theta_0) + A_x \cos(\omega t + \varphi_x) + R_j \cos(\omega t + \lambda_0 + \pi) \\ y_C = e_0 \sin(\theta_0) + A_y \sin(\omega t + \varphi_y) + R_j \sin(\omega t + \lambda_0 + \pi) \end{cases} \quad (6)$$

1. 2. 4 热弯曲量的确定

转子外伸端热弯曲变形示意图如图 3 所示。

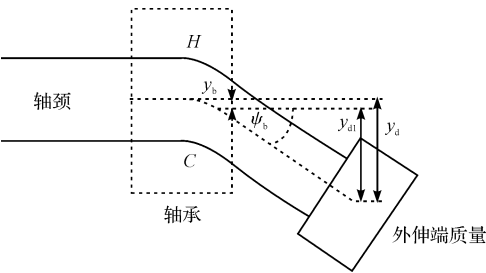


图 3 转子外伸端热弯曲变形示意图

静态轴颈处的弯矩,由材料力学的知识,可以表达为下式:

$$M = EI \frac{d\psi}{dz} \quad (7)$$

式中: E —材料的弹性模量,MPa; I —截面惯性矩, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;
 ψ —弯曲角度,rad。

转子轴颈处最大应力表达式为:

$$\sigma_{\max} = \frac{R_j M}{I} \quad (8)$$

又因为最大应力主要是由于热膨胀效应产生的,所以:

$$\sigma_{\max} = E\alpha\Delta T \quad (9)$$

式中: α —轴颈处的热膨胀系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; ΔT —热点与冷点之间平均温度差, $^{\circ}\text{C}$ 。

假设温差 ΔT 与轴承中的轴向位置无关。

从式(7~9)可以推导出以下公式:

$$\frac{d\psi}{dz} = \frac{\alpha\Delta T}{R_j} \quad (10)$$

$$\psi = \frac{dy}{dz} = \frac{\alpha\Delta T}{R_j} z \quad (11)$$

式中: y —轴颈处的形变,m。

$$\psi_b = \frac{\alpha\Delta T}{R_j} L \quad (12)$$

$$y_b = \frac{1}{2} \frac{\alpha\Delta T}{R_j} L^2 \quad (13)$$

$$y_{d1} = \left(L_d - \frac{L}{2}\right) \sin(\psi_b) = \left(L_d - \frac{L}{2}\right) \psi_b \quad (14)$$

根据式(12~14)的推导,可以得出外伸端集中质量处的热弯曲变形为:

$$y_d = \frac{\alpha\Delta T}{R_j} LL_d \quad (15)$$

从上式得出的热弯曲量可以转换为热不平衡量:

$$U_t = m_d y_d \quad (16)$$

式中: m_d —外伸端质量,kg。

在确定了热不平衡量之后,需要计算轴颈对于初始机械不平衡量^[4-11]的响应,所以本研究假定机械不平衡量是由转子本身静载 10% 大小的偏心力引起的,并且是转速为最大连续转速 ω_{MCOS} 时的偏心力:

$$U = \frac{0.1 W}{\omega_{\text{MCOS}}^2} + U_t \quad (17)$$

1. 2. 5 不平衡量阈值

本研究中不平衡量阈值指定为 150% 的机械不平衡量:

$$U_{\text{thr}} = \frac{0.15 W}{\omega^2} \quad (18)$$

式中: W —转子重量,N; ω —轴颈处旋转角速度,rad。

当转子外伸端的不平衡量 U 超过阈值 U_{thr} 时,转子就可被认为不稳定。因此,当 $U = U_{\text{thr}}$ 时就可以得出一个转速阈值 ω_{thr} ,稳定性的判定可以由 $U - \omega$ 曲线与 $U_{\text{thr}} - \omega$ 曲线的绘制来确定。

2 实际问题的应用及分析

本研究以杭州汽轮机股份有限公司设计某机组为例,进行热稳定性的计算与分析,如表 1、表 2 所示。

表 1 汽轮机转子特性数据

转子特性	参数值
转子重量 W/N	~ 13 713
半联轴器质量 m_d/kg	52
联轴器轴头悬臂长度 L_d/mm	450
最大连续转速/ $(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	10 022
最大连续运转角速度 $\omega_{\text{MCOS}}/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	1 049.5
机械不平衡量 $Um/(\text{kg} \cdot \text{m})$	1. 125E-3

表 2 汽轮机轴承特性数据

轴承特性	参数值
轴承类型	可倾瓦
轴承间隙比/% <i>c</i> ₀	1.56
轴颈直径 2 · <i>R_j</i> /mm	200
轴承宽度 <i>L</i> /mm	95
轴颈处材料线膨胀率/℃ ⁻¹	10.6E-6

在轴颈处最大油膜温度差 ΔT 是一个非常重要的参数。由滑动轴承的程序,可以计算出对“热点效应”非常关键的温度差 ΔT 。本研究用二次计算滑动轴承中的最大温度:第一次转速取最大连续转速,轴承上作用的旋转载荷 F_L ;第二次计算,转速仍取最大连续转速,但是轴承载荷 $F_L=0$ 。本研究假定:在无载荷作用下转子转动时的最大轴承温度和轴承在载荷 F_L 作用下,轴承油膜最狭窄处的温度有足够的精度相一致。

但是当 $F_L=0$ 时,滑动轴承的计算程序在计算时会发生数值计算不准确的情况。另外,在笔者研究的问题范围内,油膜最大温度 $T_{\max}=f(F)$ 有足够的线性特征,因此文中推荐 $T_{\max}$ 的计算,轴承载荷选取 F_L 和 $2F_L$ 。从而可以近似认为:

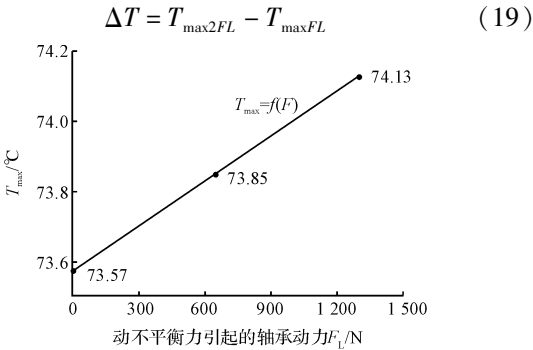


图 4 油膜最大温度与轴承动力曲线

热弯曲不平衡量计算:

经过上述的计算,可以获得关键的参数热点与冷点之间的温度差 ΔT ,通过式(15,16)可以得出热弯曲相关参数,如表 3 所示。

表 3 热弯曲不平衡量

热弯曲参数	数值
温度差 $\Delta T/^\circ\text{C}$	0.28
外伸端集中质量处热变形 $y_d/\mu\text{m}$	1.27
热不平衡量 $U_t/(\text{kg} \cdot \text{m})$	6.598E-5

2.1 “热点效应”对汽轮机转子稳定性的影响

对与 $n < n_{1. \text{Resonant}}$,不平衡力以及引起的不平衡力的偏心距和联轴器的挠度方向一致,其结果有利于加

大动挠度。旋转轴承力作用在被弯曲的轴段凹侧,“热点效应”也就产生在这一侧。

对于 $n > n_{1. \text{Resonant}}$,不平衡力以及引起的不平衡力的偏心矩和联轴器的挠度方向相反,其结果有减小挠度的作用。旋转轴承力作用在弯曲轴段的凸面,“热点效应”就会增大动挠度。

2.2 安全性的判定

由式可以计算出转子在运行时的不平衡量阈值 U_{thr} ,而转子运行时的等效不平衡量 U 可由式计算得到。通过 $U-\omega$ 和 $U_{thr}-\omega$ 的对比就可对转子的稳定性进行评判。从图 5 可见,不平衡量阈值是随着转速提升急剧下降,而转子等效不平衡量由于热不平衡量占据的比重较小,随着转速的增加,基本没有太大的波动。两条曲线的交点即可被认为是转子不稳定的起点。在图 5 中可见 $\sim 13\,000\text{ r/min}$ 开始,转子可能出现不稳定现象。所研究的汽轮机组的最大转速为 $10\,022\text{ r/min}$,所以可以认为转子在运行范围内不会出现不稳定。

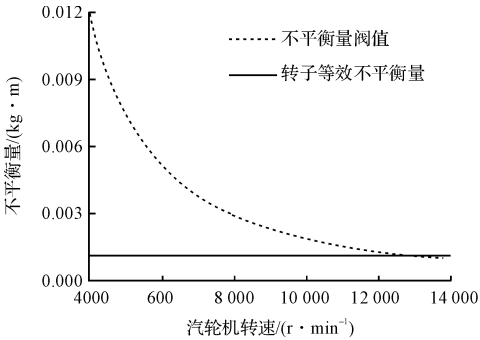


图 5 “热点效应”不稳定安全性判定图

3 结束语

本研究主要介绍了转子外伸端“热点效应”的产生机理,并且建立了理论模型,进行了理论分析,提出了热弯曲产生的热不平衡量的计算方法以及转子稳定判断的依据。

结合杭州汽轮机股份有限公司设计汽轮机组转子,对上述方法进行实际问题的应用。利用线性等效的方法来计算转子轴颈处的温度差 ΔT ,计算出转子由于热弯曲产生的不平衡量,并进行稳定性的校核,结果预见在 $\sim 13\,000\text{ r/min}$ 时转子可以出现不稳定,因此转子运行范围内,可以认为不会出现不稳定现象。

(下转第 1109 页)

本文引用格式:

廖位兵,刘白兰,余沛垌,等. 汽轮机联轴器外伸端的热稳定性研究[J]. 机电工程,2015,32(8):1080-1083,1105.
LIAO Wei-bing, LIU Bai-lan, YU Pei-jiong, et al. Thermal instability for overhung of steam turbine rotor[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2015,32(8):1080-1083,1105.
《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>