

高速悬臂转子-轴承系统的热致同步振动失稳特性

刘阳^{1,2}, 余承智^{1,2}, 袁奇^{1,2}

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安;

2. 西安交通大学陕西省叶轮机械及动力装备工程实验室, 710049, 西安)

摘要: 为探究轴颈温度分布对高速悬臂转子-轴承系统热致同步振动失稳特性(Morton效应)的影响,建立高速悬臂转子三维瞬态热弯曲响应模型,提出了Morton效应失稳阈值判据。首先,对滑动轴承进行三维瞬态热流体动力学计算,考虑空穴效应和温黏效应,采用动态网格模型实现不同工况下的轴颈涡动,获得轴颈表面的周向和轴向温度分布。然后,采用三维实体和一维梁单元有限元模型,分别进行转子热变形和动力学特性计算。最后,通过实验测试结果对所建模型进行验证。研究表明:相较于收敛涡动和循环涡动,轴颈发散涡动产生的周向温差更大,转速为10 000 r/min时,轴颈周向温差达到25 K;轴颈表面温度的周向分布曲线越接近正弦曲线、轴颈高温区域的轴向长度越长,转子的热不平衡量越大;提出的失稳阈值判据可精确判断转子-轴承系统的最高工作转速,与避开10%临界转速的传统判据相比,最高工作转速提高了7.2%。该研究可为高速悬臂转子-轴承系统的分析设计提供理论指导。

关键词: Morton效应;转子-轴承系统;转子热变形;振动失稳

中图分类号: TK263.6 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202508009 **文章编号:** 0253-987X(2025)08-0088-12

Thermal-Induced Synchronous Vibration Instability Characteristics of High-Speed Cantilever Rotor-Bearing Systems

LIU Yang^{1,2}, YU Chengzhi^{1,2}, YUAN Qi^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Shaanxi Provincial

Engineering Laboratory of Turbomachinery and Power Equipment, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To investigate the influence of journal temperature distribution on thermally-induced synchronous vibration instability (Morton effect) in high-speed overhung rotor-bearing systems, this study establishes a three-dimensional transient thermal bending response model and proposes a novel instability threshold criterion. First, three-dimensional transient thermofluid dynamic calculations are performed for the sliding bearings, considering the cavitation effect and temperature-viscosity effect. A dynamic mesh model is used to simulate the journal whirl under different operating conditions, obtaining the circumferential and axial temperature distributions on the journal surface. Then, three-dimensional solid and one-dimensional beam element finite element models are employed to calculate the thermal deformation and dynamic characteristics of the rotor, respectively. Finally, the established model is validated using experimental test results. The

收稿日期: 2025-03-03。 作者简介: 刘阳(1997—),男,博士生;袁奇(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金

项目: 国家自然科学基金资助项目(12372057);国家科技重大专项资助项目(J2019-IV-0005-0072)。

网络出版时间: 2025-04-14

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20250414.1111.002>

study results indicate that compared to converging whirl and circulating whirl, the diverging whirl generates a greater circumferential temperature difference. At a speed of 10 000 r/min, the circumferential temperature difference reaches 25 K. The closer the circumferential temperature distribution curve of the journal surface is to a sine wave, and the longer the axial length of the high-temperature region on the journal, the greater the thermal imbalance of the rotor. The proposed instability threshold criterion can accurately determine the maximum working speed of the rotor-bearing system, improving it by 7.2% compared to traditional criteria that avoid 10% of the critical speed. This research provides theoretical guidance for the analytical design of high-speed cantilever rotor-bearing systems.

Keywords: Morton effect; rotor-bearing system; rotor thermal deformation; vibration instability

转子-轴承系统是压缩机、汽轮机、燃气轮机等高速旋转机械的重要组成部分,能够保证转子系统的安全稳定运行。由于轴承与轴颈之间的油膜黏性剪切应力不均,导致高速悬臂转子的轴颈周向存在温差从而产生热变形,转子易发生热致同步振动失稳现象,即 Morton 效应^[1-2]。一旦 Morton 效应发生,机组振动水平将会急剧增加,严重影响机组的安全稳定性。

自 Morton 效应提出以来,有大量学者对其进行了理论和计算方面的研究。胡启龙等^[3]针对滑动轴承内轴颈涡动引发的热效应现象,建立油膜厚度分析模型,发现轴颈表面温差的方向与轴颈所受不平衡力的方向有关。Suh 和 Palazzolo^[4-5]将变黏度雷诺方程和三维能量方程耦合,并通过热通量边界条件与流体膜进行热耦合,将热弯曲效应视为等效的热诱导质量不平衡。Tong 等^[6]采用更精确的热弓模型代替质量不平衡模型,将转子的初始弯曲和圆盘倾斜看作同步激励源纳入动态模型中,通过 Matlab 进行计算,证明 Morton 效应是由初始轴弯曲和圆盘倾斜引起的,并将研究分别扩展到可倾瓦气体轴承^[7]和挠性枢轴可倾瓦轴承^[8]支承的悬臂转子-轴承系统中,在时域内进行了转子-轴承系统的温度和动态响应预测。Shin 等^[9]研究了由挠性枢轴可倾瓦轴承支撑的转子轴颈非对称温度引起的振动,结果表明随着腹板厚度的增加,失稳转速不断升高。金超武等^[10]研究了磁悬浮轴承转子热弯曲振动特性,发现转子旋转频率和振幅对转子的整体温升和轴颈温差有着显著影响。Hassini^[11]通过实验分析热点对径向轴承支撑的柔性转子动态行为的影响,引入热周期概念后发现,热周期与转子模态参数(临界转速、阻尼比)、热输入强度以及热点与振动矢量之间的相位有很大关系。Chang 等^[12]分析了热

机械耦合情况下双转子系统的非线性特性,发现随着热机械耦合度的增加,共振区域除了向低频方向移动并诱导更大的振动响应外,还会出现更多的分叉点和更大的不稳定区域,具有更高的振动响应幅值。夏添等^[13]以 2 台发电机组为研究对象,发现润滑油非均匀剪切流动带来的转子热弯曲效应有可能会引发机组不稳定振动,而通过动平衡方法减小润滑油膜高度差可以有效抑制转子振动。

当滑动轴承的流动几何形状比较复杂或需要更深入的分析时,求解雷诺方程则需要更多复杂的工作以满足要求。随着计算机技术的发展,在转子-轴承系统耦合计算方面,越来越多的学者采用计算流体动力学(CFD)方法计算滑动轴承的动力特性和温度特性。Li 等^[14]考虑滑动轴承油膜瞬态流体动力学和转子动力学的准耦合,基于动态网格模型,采用 Fluent 进行计算,发现轴颈运动是通过求解转子-轴承系统的运动方程实现的。Hagemann 等^[15]将 CFD 方法和实验分析相结合,研究了可倾瓦径向滑动轴承中润滑油间隙外的二次流体流动以及流体和固体之间的传热效应。Yang 和 Palazzolo^[16-17]采用 CFD 方法建立可倾瓦轴颈轴承模型,并通过双向流固耦合考虑轴和瓦的热变形,消除了雷诺模型中的不确定混合系数,提高了温度预测的准确性。之后, Yang 和 Palazzolo^[18-19]将 CFD 方法与卷积神经网络(CNN)相结合开展研究,结果表明 CNN 对轴承温度分布具有很好的预测能力。Yang 和 Palazzolo^[20-21]又通过采用有限体积法求解器代替 CFD 方法,显著提高了计算速度,并结合机器学习进一步提高了轴颈温度和 Morton 效应的预测精度和效率。

上述文献的研究重点多集中在 Morton 效应的高保真模型建模和预测分析上,在实际工程应用中难度较高,计算复杂,且少有关于不同转子配置对悬

臂端转子轴颈温度场的影响研究。因此,本文结合 CFD 和有限元(FEM)方法建立悬臂转子三维瞬态热弯曲响应模型,通过探究转子-轴承系统转子转速和不平衡质量的不同配置,分析了转子轴颈处的周向和轴向温度的分布规律以及不同转子配置和温度分布对于触发 Morton 效应的影响,并提出了考虑 Morton 效应的悬臂转子失稳阈值判据。

1 计算模型与控制方程

1.1 滑动轴承计算流体动力学控制方程

将雷诺平均 Navier-Stokes 方程用于湍流建模,不可压缩连续性、动量和能量方程^[17]分别如下

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left[\frac{\partial}{\partial x} (U \rho h) + \frac{\partial}{\partial y} (V \rho h) + 2\rho \frac{\partial h}{\partial t} \right] \quad (2)$$

$$\rho c_p \left(\frac{\partial y}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \eta \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (3)$$

式中: ρ 为液体润滑油密度; u, v, w 分别为 x, y, z 方向的速度分量; t 为时间; h 为液体润滑油膜的厚度; p 为压力; η 为动力黏度; U, V 为两固体表面 x 和 y 方向的速度差; c_p 为液体润滑油比定压热容; T 为温度; λ 为液体润滑油热导率。

由于滑动轴承在发散间隙处会引起油膜压力降低,产生空化效应,导致无法形成油膜压力。对于该空化效应,采用 Singhal 等^[22]提出的全空化模型计算,气液混合相的流动状态采用欧拉-欧拉混合模型描述。转子在高速旋转时,由于黏性剪切力的作用,导致黏性耗散、温度升高,使得润滑油黏度下降。因此,必须考虑温度对滑动轴承油膜润滑性能的影响。通过 Fluent 用户自定义函数(UDF)嵌入温-黏模型,本文选取 Reyolds 温-黏模型^[4]如下

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha(T-T_0)} \quad (4)$$

式中: T_0 为供油温度; η_0 为参考动力黏度; α 为温-黏指数。

对转子-轴承系统进行运动学分析,滑动轴承轴颈中心的运动方程为

$$\begin{cases} M \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} = F_x + M e \omega^2 \cos \omega t \\ M \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = F_y + M e \omega^2 \sin \omega t - M g \end{cases} \quad (5)$$

式中: M 为轴承所承受的转子轴颈质量; e 为轴颈的质量偏心距; ω 为转子转速; F_x, F_y 分别为油膜力在 x 和 y 方向的分力。

图 1 给出了滑动轴承模型示意图,其中 o 为轴承中心, o_j 为轴颈中心, o_m 为轴颈质心。通过改变偏心距 e , 得到不同偏心动载荷,求解滑动轴承轴颈的运动方程,即可开展不同不平衡质量作用下的轴颈涡动与滑动轴承瞬态油膜温度分布特性研究。

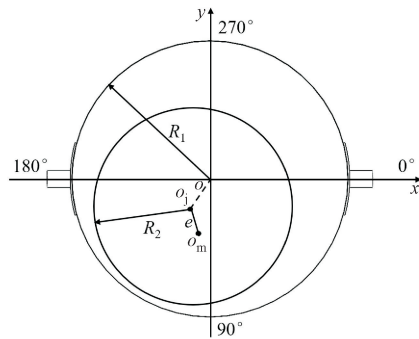


图 1 滑动轴承模型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of a sliding bearing configuration

1.2 耦合热变形的转子动力学建模

转子系统的动力学分析考虑了转子弯曲振动,并采用模态坐标变化以减少计算时间^[4]。转子-轴承系统的运动方程可表示为

$$\mathbf{M}_R \ddot{\mathbf{X}}_R + (\mathbf{C}_{GYRO} + \mathbf{C}_{BRG}) \dot{\mathbf{X}}_R + (\mathbf{K}_R + \mathbf{K}_{BRG}) \mathbf{X}_R = \mathbf{F}_R \quad (6)$$

式中: $\mathbf{X}_R$ 为转子位移矩阵; $\mathbf{M}_R$ 为转子质量矩阵; $\mathbf{C}_{GYRO}$ 为陀螺矩阵; $\mathbf{C}_{BRG}$ 为轴承阻尼矩阵; $\mathbf{K}_R, \mathbf{K}_{BRG}$ 为转子和轴承的刚度矩阵; $\mathbf{F}_R$ 为转子受到的外力。

为了精确模拟轴颈热梯度作用下的转子热弯曲,模型中必须包含转子周向、径向和轴向的完整温度分布^[23-24]。在热传导和热结构计算中,转子结构全部采用三维实体单元,转子中的热行为由拉普拉斯方程控制,假设转子热导率与时间无关,方程如下

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{\rho_r c_r}{\lambda_r} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (7)$$

式中: ρ_r, c_r, λ_r 分别为转子的密度、比热容和热导率。

图 2 给出了轴颈同步涡动的热点、冷点和高点示意图。轴颈周向温度最高点称为热点,温度最低点称为冷点,以热点和冷点的差值作为轴颈周向温差。高点是轴颈表面与轴承相距最近的点,通常热点滞后于高点,滞后相位角度与转速 ω 相关^[25]。

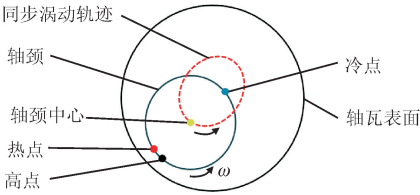


图 2 轴颈同步涡动的热点、冷点和高点示意图
Fig. 2 Schematic diagram of hot, cold, and high points of journal synchronous vortex motion

2 三维瞬态热弯曲响应模型

2.1 计算模型及方法

本文的研究对象为离心压缩机转子-轴承系统,参考文献[26]提供了转子轴承结构的详细参数。转子-轴承模型示意图如图 3 所示,其中 DE 代表驱动端,NDE 代表非驱动端,NDE 轴承为圆形滑动轴承。表 1 给出了 NDE 轴承和润滑油的物性参数。轴承的动力特性系数和转子的结构参数如表 2、表 3 所示。

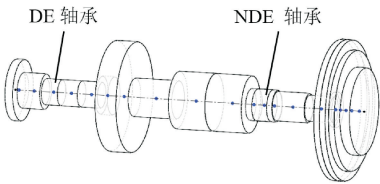


图 3 高速悬臂转子-轴承示意图

Fig. 3 Schematic diagram of high-speed cantilevered rotor-bearing system

表 1 非驱动端轴承和润滑油的物性参数

Table 1 NDE bearing and lubricant physical properties

参数	数值
轴承半径 R_1/mm	50.9
轴颈半径 R_2/mm	50.8
半径间隙 c/mm	0.1
轴承宽度 D/mm	50.8
参考动力黏度 $\eta_0/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1})$	0.020 3
温黏指数 α	0.031
供油温度 T_0/K	323
密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	860
比定压热容 $c_p/(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	2 000
热导率 $\lambda/(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	0.13
气化压力 p_{cav}/Pa	-9.00×10^4
供油压力 p_{in}/Pa	1.32×10^5

表 2 轴承的动力特性系数

Table 2 Bearing dynamic characteristics coefficients

动力特性系数	数值	
	驱动端轴承	非驱动端轴承
$K_{xx}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	1.70×10^8	4.00×10^8
$K_{yy}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	1.70×10^8	4.00×10^8
$C_{xx}/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	1.00×10^5	3.70×10^5
$C_{yy}/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	1.00×10^5	3.70×10^5

注: K_{xx} 、 K_{yy} 、 C_{xx} 、 C_{yy} 分别为 x 和 y 方向的直接刚度系数、直接阻尼系数。

表 3 高速悬臂转子的结构参数

Table 3 High-speed cantilevered rotor structural parameters

结构参数	数值
密度 $\rho_r/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	7 850
杨氏模量 E/GPa	210
比热容 $c_r/(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	453.6
热导率 $\lambda_r/(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	50
泊松比 ν	0.3
热膨胀系数 γ/K^{-1}	1.3×10^{-5}
转子总长 l_r/mm	1 193.5
悬臂端质量 m_w/kg	83.9
转子质量 m_r/kg	246.4

数值计算分为流体域和固体域,采用 ANSYS Fluent 计算润滑油流体域的压力、温度分布以及轴颈的运动轨迹,采用 ANSYS Mechanical 计算转子固体域的温度场、热变形以及不平衡响应,计算流程如图 4 所示。

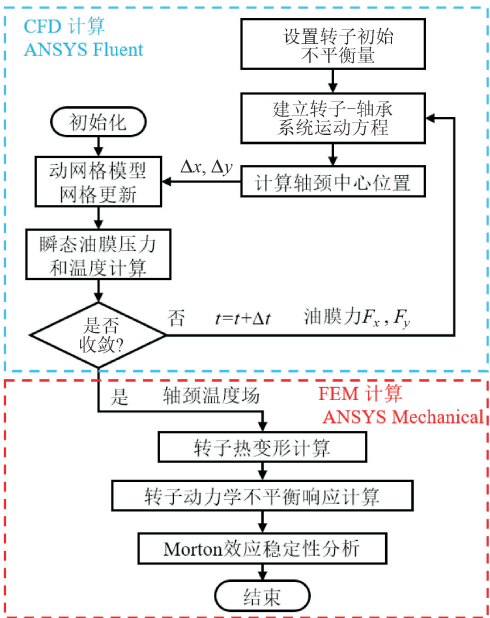


图 4 Morton 效应计算流程

Fig. 4 Morton effect calculation flowchart

创建油膜的三维几何模型,轴承参数见表 1。对油膜区域划分六面体网格,将油膜出口区域的径向网格设置为 5 层。图 5 给出了网格示意图。

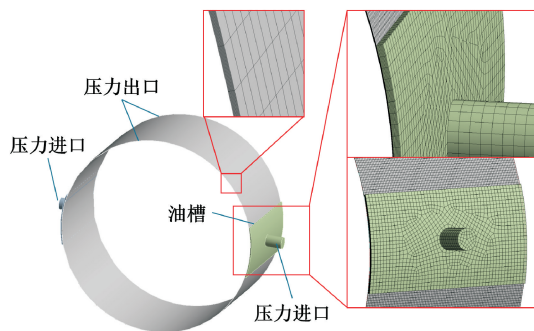
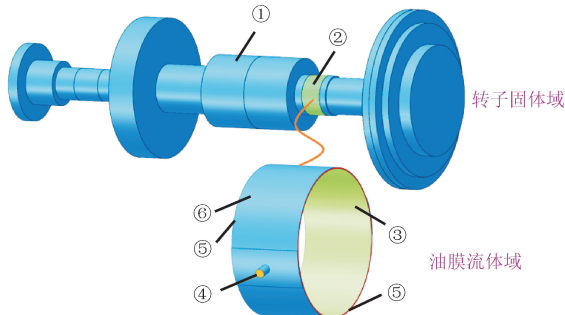


图 5 非驱动端轴承油膜网格示意图

Fig. 5 Schematic diagram of NDE bearing oil film mesh configuration

悬臂转子-轴承系统热模型的边界条件如图 6 所示,其中①、⑥为壁面,设置对流换热系数为 $50 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,环境温度为 300 K ;②、③为交界面,表面温度和热通量连续分布;④为压力进口边界条件,进油温度为 323 K ,进油压力为 $1.32 \times 10^5 \text{ Pa}$;⑤为压力出口边界条件,出口温度为 300 K ,出口压力为标准大气压。设定定子面为油膜外表面,转子面为油膜内表面,通过 Fluent 用户自定义函数 (UDF) 控制油膜流体域动态网格更新。在 DEFINE_CG_MOTION 宏中对瞬态流场计算得到的油膜压力进行积分,得到作用于转子上的油膜力,将得到的瞬态油膜力和转子参数代入式(5),求得当前时间步内轴颈中心在 x 和 y 方向的加速度,从而计算轴颈中心的速度。由于轴颈存在涡动,轴颈中心会不断变化,不能简单给定轴颈表面的旋转速度。因此,在 DEFINE_PROPERTY 宏中设置轴颈表面 x 和 y 方向的速度,经矢量合成为轴颈表面旋转速度,再通过 DEFINE_CG_MOTION 宏得到轴颈中



①、⑥—壁面;②、③—交界面;④—压力进口;⑤—压力出口。

图 6 悬臂转子-轴承系统边界条件

Fig. 6 Boundary conditions of cantilever rotor-bearing system

心 x 和 y 方向坐标随时间的变化规律。模型中,润滑油槽处的雷诺数为 6 654,流动存在湍流状态,因此采用 SST $k-\omega$ 湍流模型。为了控制计算精度,设定连续性方程、动量方程的收敛残差为 1×10^{-6} 。滑动轴承详细的非定常网格更新计算方法和模型准确性验证可参考本课题组已发表研究成果^[27]。

在 ANSYS Mechanical 中计算转子的热变形,通过 Fluent 计算得到润滑油膜流场的轴颈温度分布,传递到轴颈固体域。进行稳态导热求解,得到转子内部整体的温度分布,在 ANSYS Mechanical 中计算转子轴颈的热变形和热不平衡量,与初始质量不平衡量进行矢量叠加后得到合成不平衡量。本文计算所采用的转子模型是经过模化后的,采用实体有限元模型和一维梁单元模型进行谐响应计算得到的结果基本无差别,但采用一维梁单元计算单个案例只需 2~3 min,而采用实体有限元模型计算单个案例需 5~6 h,是一维梁单元模型的 150 倍。考虑到计算效率和计算精度,可将各节点不平衡量添加到转子一维梁单元模型上进行谐响应计算,分析热不平衡量对高速悬臂转子热致同步失稳振动特性的影响。

对转子进行临界转速计算,转子模型和轴承添加位置见图 3,轴承的动力特性系数见表 2。图 7 给出了高速悬臂转子的坎贝尔图。由图可见,同步激励线与一阶正进动模态频率曲线交点对应的转速为 7 355.9 r/min,即为该悬臂转子的一阶临界转速。

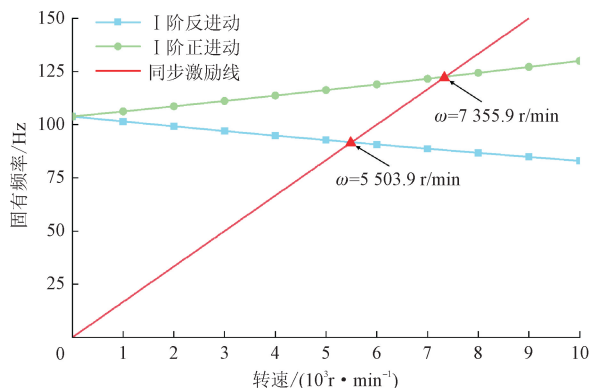


图 7 高速悬臂转子坎贝尔图

Fig. 7 Campbell diagram of high-speed cantilever rotor

2.2 转子-轴承系统稳定性评估方法

热致同步振动失稳现象即 Morton 效应,具体是指由于悬臂端轴承与轴颈之间的油膜黏性剪切应力不均匀,引起轴颈周向温差而产生热变形,从而导致转子振动响应突然急剧升高的现象。典型现象是转子振动响应的基频与运行转速同步,且在降速工况下转子振动响应要显著高于升速工况。目前,Morton

效应的预测方法主要有热不平衡阈值方法^[23-24]、热比值方法^[28]及非线性瞬态预测方法^[6,29-30]。真实的 Morton 效应涉及润滑油膜的应力场和温度场、转子-轴承系统的耦合动力学特性、转子结构的热变形以及转子的振动特性等多个方面。此外,计算的空间和时间尺度相差也非常大,轴颈的结构尺寸为米级,振动尺寸为微米级,轴颈的传热时间尺度为分钟甚至小时级,振动特征时间为毫秒级,现阶段采用完全符合实际的模拟方法会导致计算难度比较大。因此,本文将不平衡阈值方法和非线性瞬态预测方法相结合,对转子和轴承系统进行解耦,先计算润滑油温度场,再计算轴颈表面温差和热变形,然后将热变形等效为热不平衡量进行转子振动响应计算,从而判断不同运行工况对转子热致同步振动失稳特性的影响。

本文所研究的转子为悬臂转子,其在 API 612 标准中的许用不平衡量标准及模态振型示意图如图 8 所示,图中 F_1 、 F_2 为转子轴承支点载荷, U_b 为转子悬臂端许用不平衡量, m_w 为悬臂端质量。

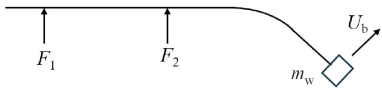


图 8 API 612 中悬臂转子模态振型及许用不平衡量标准示意图

Fig. 8 Mode shapes of cantilever rotor and its allowable unbalance criteria schematic in API 612

根据 API 612 标准,悬臂端许用不平衡量满足

$$U_b = 6\,350 \frac{m_w}{\omega_{\max}} \quad (8)$$

式中: $\omega_{\max}$ 为转子运行过程中的最高转速。

转子结构确定后,根据式(8)可求出 API 612 标准所规定的挠性转子许用不平衡量。该悬臂转子的外伸段质量为 83.9 kg,转子运行过程中的最高转速取 10 000 r/min,计算可得悬臂端许用不平衡量为 53.5 g·mm,许用质量偏心距为 0.6 μm 。

根据 API 612 标准,经过动平衡后的转子在运行时最大不平衡响应半峰值应满足

$$A_{1P} = 12.7 \sqrt{\frac{12\,000}{\omega}} \quad (9)$$

在转子结构设计时,可根据该标准对转子的动力学特性进行安全校核,但在以往的设计中并没有考虑转子的热不平衡量,从而严重低估了实际运行工况下的转子振动响应,导致出现 Morton 效应的风险增加。为了预测转子在实际运行工况中是否会

发生 Morton 效应,将不平衡响应半峰值作为 Morton 效应失稳阈值判据,计算不同转速工况下考虑了热不平衡量的转子不平衡响应半峰值 A_{MP} ,判定依据为

$$A_{MP} < A_{1P} \quad (10)$$

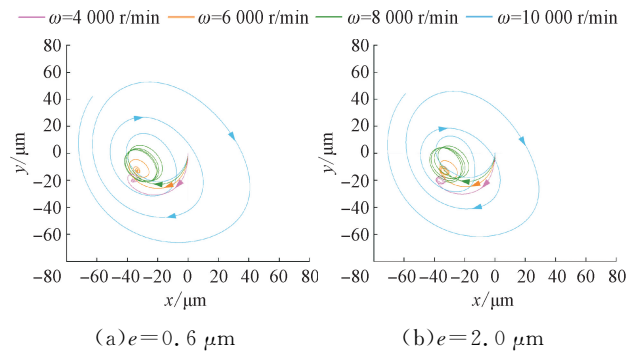
使用该判据时,应分别关注不同运行转速下的转子最大不平衡响应半峰值 A_{1P} 。当转速为 4 000、6 000、8 000、10 000 r/min 时,对应的 A_{1P} 分别为 22.00、17.96、15.55、13.91 μm 。在设计过程中,若 $A_{MP} < A_{1P}$,则认为转子在该运行工况下稳定,不会发生 Morton 效应;若 $A_{MP} > A_{1P}$,则认为转子在该运行工况下失稳,极有可能发生 Morton 效应。在实际运行工况中,有时会出现转子不平衡量超过许用不平衡量的情况,有可能触发 Morton 效应,因此需要分析悬臂端不平衡量对高速悬臂转子热致同步振动失稳特性的影响。

3 模拟结果分析和讨论

3.1 转子-轴承系统轴颈运动轨迹分析

进一步分析悬臂端不平衡量对高速悬臂转子热致同步振动失稳特性的影响,其对应的质量偏心距 e 分别为 0.6、2.0、5.0、8.0 μm 。悬臂质量为 83.9 kg,初始质量不平衡量分别为 53.5、167.8、419.5、671.2 g·mm,初始相位为 0° ,角度分布见图 1。设置润滑油进油温度为 323 K,进油压力为 1.32×10^5 Pa,转速分别为 4 000、6 000、8 000、10 000 r/min。

图 9 给出了不同转速和质量偏心距下的轴颈涡动轨迹。由图可见,随着转速和偏心距的增加,转子轴颈涡动轨迹的幅值均逐渐增加,且基本都为椭圆。当转速为 4 000、6 000 r/min 时,偏心距为 0.6 μm 的轴颈涡动轨迹呈现收敛涡动状态,其他质量偏心距的轴颈涡动轨迹逐渐都趋向于循环涡动,属于稳定涡动状态。当转速为 10 000 r/min 时,不同质量偏心距的轴颈运动轨迹均趋向于发散涡动,此时转子已处于失稳涡动状态。



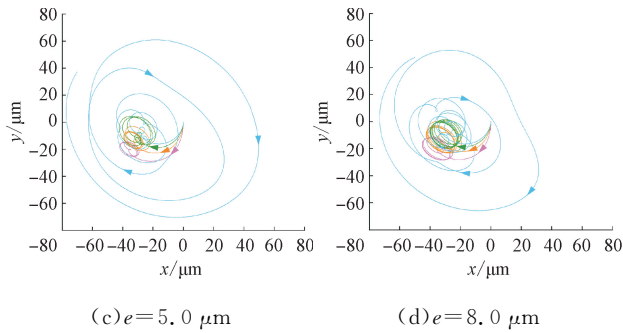


图9 不同转速和质量偏心距下的轴颈涡动轨迹

Fig. 9 Journal whirling orbit under different rotational speeds and mass eccentricities

3.2 转子-轴承系统轴颈温度分布特性分析

图10给出了不同转速下的转子轴颈周向温度分布,可以看出,不同质量偏心距下的转子轴颈周向温度存在明显的高温区和低温区,即热点和冷点,二者相位基本在 $90^\circ \sim 200^\circ$ 之间。从图10(a)可以看出,转速为4 000 r/min时, $e = 8.0 \mu\text{m}$ 的轴颈周向温差最大,为3.19 K。转速为8 000 r/min时, $e = 5.0 \mu\text{m}$ 的轴颈周向温差为6.25 K,较 $e = 8.0 \mu\text{m}$ 时的要大。由图9中轴颈的涡动轨迹可知,转速为8 000 r/min时, $e = 5.0 \mu\text{m}$ 的轴颈涡动幅值比 $e = 8.0 \mu\text{m}$ 时的更大,表明轴颈涡动幅值对转子轴颈周向温差有着直接影响,涡动幅值越大,轴颈周向温差越大。

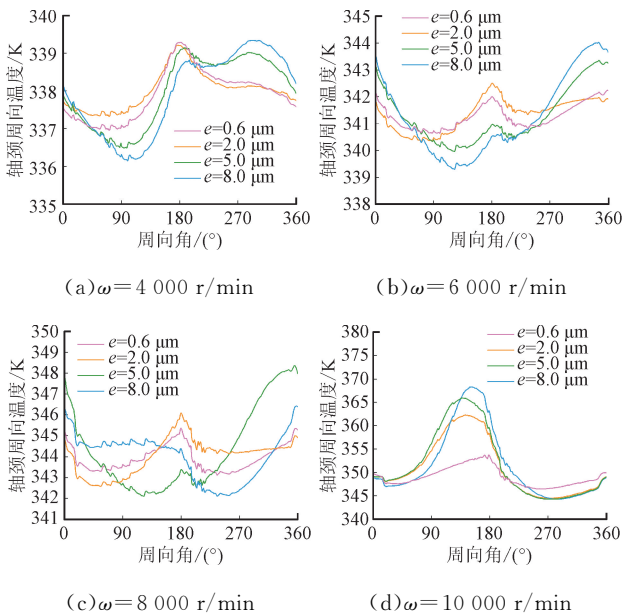


图10 不同质量偏心距下转子轴颈周向温度分布

Fig. 10 Circumferential temperature distribution of the journal under different mass eccentricities

图11给出了转子轴颈的周向温差和平均温度,可以看出随着转速的增加,周向温差和平均温度均有所增加。转速在4 000、6 000和8 000 r/min时,平均温度呈线性增加,但周向温差几乎无增加。当转速达到10 000 r/min时,周向温差急剧增加,最高温差达到25 K,平均温度达到350 K以上。结合轴颈涡动轨迹分析,发散涡动轨迹会引起强烈的轴颈周向温差,收敛和循环涡动轨迹都会使轴颈周向温差保持在一个较低的水平。此外,随着质量偏心距的增加,轴颈周向温差亦呈现逐渐增加趋势。

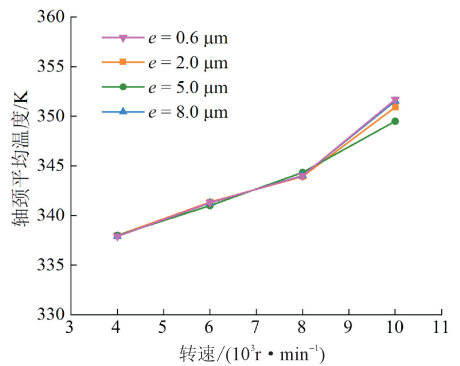
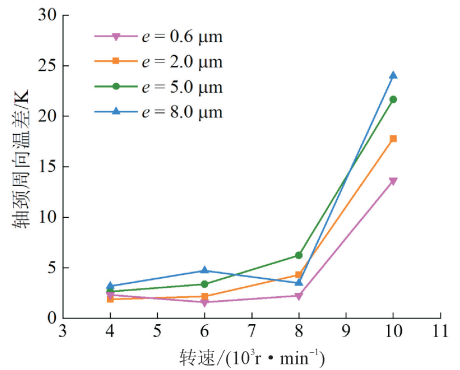


图11 不同质量偏心距下转子轴颈的周向温差和平均温度
Fig. 11 Circumferential temperature difference and average temperature of the journal under different mass eccentricities

3.3 转子-轴承系统热致同步振动失稳特性分析

表4给出了不同转速和质量偏心距下,转子轴颈温差导致的各种不平衡量和热弯曲变形量。从表中可以看出,热不平衡量相较于初始质量不平衡量大1~2个数量级,因此计算总不平衡量时,可假设热不平衡量和质量不平衡量同相位。

表 4 转子轴颈温差导致的不平衡量

Table 4 Unbalance caused by temperature difference of rotor journal

转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	质量偏心距/ μm	初始质量不平衡量/ ($\text{kg} \cdot \text{mm}$)	热弯曲变形量/ μm	热不平衡量/ ($\text{kg} \cdot \text{mm}$)	最大总不平衡量/ ($\text{kg} \cdot \text{mm}$)
4 000	0.6	0.05	35.4	2.97	3.02
4 000	2.0	0.17	34.8	2.92	3.09
4 000	5.0	0.42	30.1	2.52	2.94
4 000	8.0	0.67	33.6	2.82	3.49
6 000	0.6	0.05	30.8	2.58	2.63
6 000	2.0	0.17	33.0	2.77	2.94
6 000	5.0	0.42	38.0	3.19	3.61
6 000	8.0	0.67	43.0	3.61	4.28
8 000	0.6	0.05	22.6	1.90	1.95
8 000	2.0	0.17	27.6	2.32	2.48
8 000	5.0	0.42	21.9	1.83	2.25
8 000	8.0	0.67	18.3	1.53	2.20
10 000	0.6	0.05	59.6	5.00	5.05
10 000	2.0	0.17	85.1	7.14	7.31
10 000	5.0	0.42	94.0	7.89	8.31
10 000	8.0	0.67	91.5	7.68	8.35

图 12 给出了不同质量偏心距下高速悬臂转子的幅频曲线,其中红色横线为不同运行工况转速对应的最大允许不平衡响应半峰值 A_{IP} ,黑色竖线为不同运行工况对应的频率。由图可见,考虑热不平衡量后,不同质量偏心距下转子的不平衡响应半峰值明显增高,交点 A 如果落在考虑热不平衡量的幅频曲线半峰值 A_{MP} 上方,即认为该转子在此转速下不会发生 Morton 效应。考虑热不平衡量后,转速为 4 000、6 000 r/min 下的转子不会发生 Morton 效应,转速为 8 000、10 000 r/min 时,转子会发生

Morton 效应。但若忽略热不平衡量,转子在所有转速工况下都能安全稳定运行,显然低估了转子在实际运行工况下的不平衡响应幅值。本文研究的转子在厂内试车时,振动能够满足要求,但在现场安装后出现了意外的同步振动,尤其是在转速为 7 200 r/min 时,转子的振动变得过高导致多次跳闸,振动故障分析结果表明该转速下的悬臂转子发生了 Morton 效应^[31]。因此,在对悬臂转子进行不平衡响应分析时,不能忽略热不平衡量对转子振动响应的影响。

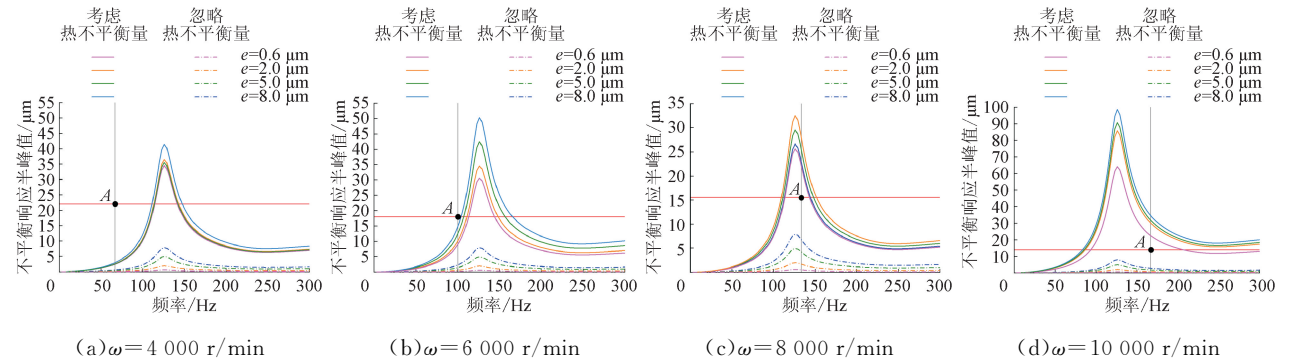


图 12 不同质量偏心距下高速悬臂转子的幅频曲线

Fig. 12 Amplitude frequency curves of high-speed cantilever rotors under different mass eccentricities

将图 12 中不同转速下的 A_{IP} 和考虑热不平衡量下的不平衡响应半峰值 A_{MP} 汇总拟合, 得到图 13, 即高速悬臂转子 Morton 效应失稳阈值曲线。由图可见, 失稳区转速为 7 170 r/min, 而实测失稳转速为 7 200 r/min^[31], 两者的误差为 0.4%, 验证了本文所建立的模型和提出的失稳阈值判据确实有效。根据不同质量偏心距下对应的曲线, 将转速工况划分为稳定区 I、过渡区 II 和失稳区 III。当 $e=0.6 \mu\text{m}$ 时, 该悬臂转子的失稳转速为 7 170 r/min, 随着质量偏心距增加, 其失稳转速基本维持在 6 660 r/min。该转子-轴承系统的一阶临界转速为 7 355.9 r/min, 根据转子各阶临界转速需避开 $\pm(10\% \sim 15\%)$ 工作转速^[32] 的建议, 可计算出该转子-轴承系统的最高工作转速为 6 396~6 686 r/min, 此工作转速区间位于图 13 中的稳定区和过渡区之间。如果将 6 686 r/min 作为运行工况转速, 若此时悬臂端不平衡量突然增大, 则很有可能发生 Morton 效应, 引起机组振动失稳。如果机组的质量偏心距控制在 $0.6 \mu\text{m}$ 以下, 则转子的最高工作转速可达到 7 170 r/min, 提高了 7.2%。

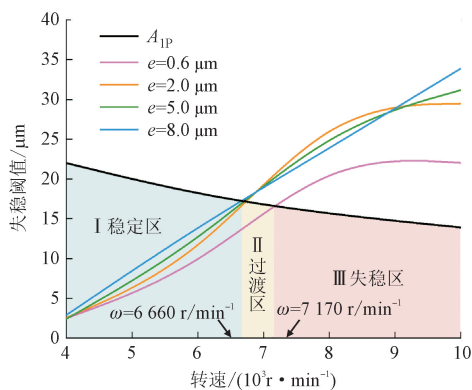


图 13 高速悬臂转子 Morton 效应失稳阈值曲线

Fig. 13 Morton effect instability threshold curve for high-speed cantilever rotor

由表 4 和图 12 可知, 转速为 8 000 r/min 时, 转子的热不平衡量和不平衡响应半峰值要小于其他转速工况。理论情况下, 转子-轴承系统的几何参数、材料参数都是确定的, 但在安装、运行过程中不可避免地会引入不确定性因素, 造成转子初始不平衡量改变, 甚至超过许用不平衡量。图 14 给出了不同质量偏心距下, 高速悬臂转子轴颈的周向温度均值和标准差分布, 不确定度以标准差误差棒显示。由图可见, 相较于其他转速工况, 当转速为 8 000 r/min 时, 初始不平衡量引起的轴颈温度分布不确定度最大, 温度均值随周向角的变化不显著, 无明显冷点,

热点高温区域分布较狭窄, 因此所产生的热弯曲变形量最小。当转速为 4 000、6 000、10 000 r/min 时, 轴颈温度均值随周向角的变化呈正弦分布。因此, 当轴颈周向温差基本相同时, 周向温度分布曲线越满足正弦曲线分布, 转子所产生的热弯曲变形量就越大。

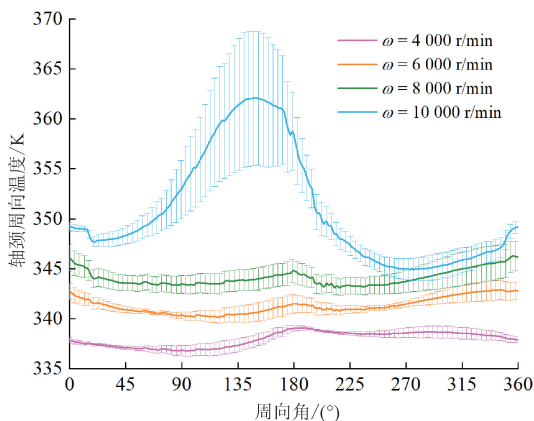
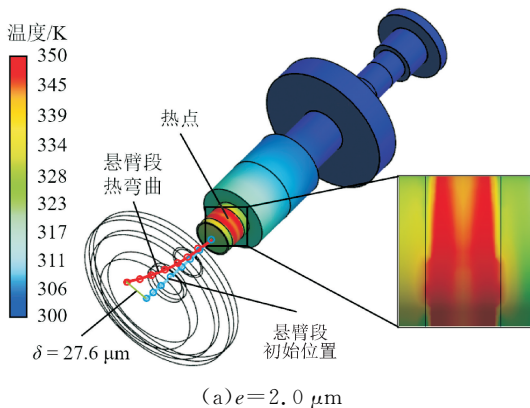


图 14 不同质量偏心距下转子轴颈的周向温度均值和标准差分布

Fig. 14 Distribution of mean and standard deviation of circumferential rotor journal temperatures under different mass eccentricities

由图 12 可知, 转速为 8 000 r/min 时, $e=2.0 \mu\text{m}$ 的转子不平衡响应半峰值最大。从图 11(a) 可以看出, 转速为 8 000 r/min 时, $e=5.0 \mu\text{m}$ 的轴颈周向温差最大, 这主要是因为转子热不平衡量的大小不仅与轴颈周向温差有关, 还与高温区域的轴向长度有关。图 15 展示了转速为 8 000 r/min 时, 高速悬臂转子的轴颈轴向温度云图和热弯曲挠度结果, 可以看出, 当 $e=2.0 \mu\text{m}$ 时, 与 $e=5.0 \mu\text{m}$ 时相比, 轴颈高温区域的分布沿轴向更长, 依然能导致悬臂段产生更大的热弯曲挠度 $\delta=27.6 \mu\text{m}$, 从而引起更高的响应幅值, 因此轴颈高温区域的轴向长度也是触发 Morton 效应的关键影响因素。



(a) $e=2.0 \mu\text{m}$

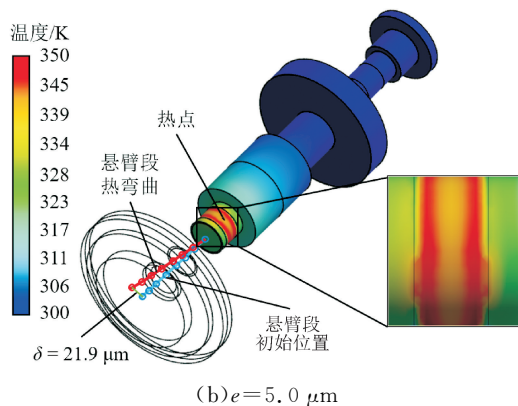


图 15 转速为 8 000 r/min 时高速悬臂转子的轴颈温度云图和热弯曲挠度变化

Fig. 15 Journal axial temperature contour and thermal bending deflection variation for high-speed cantilever rotor at a speed of 8 000 r/min

润滑油膜的黏性剪切作用会产生大量的黏性热,不断供入轴承的润滑油作用之一就是冷却,此处大部分的热量将由润滑油带走。如果没有源源不断的新润滑油补充,轴承处的温度将会不断增高,导致润滑油失效,润滑油黏度急剧降低,转子和轴承发生碰磨甚至抱死。本文中,转子-轴承系统润滑油的进油温度为 323 K,由于有源源不断的新润滑油补充,多余的热量将被润滑油带走。转速为 8 000 r/min 时,轴颈处的最高温度为 348 K,达到稳定状态。由于转子轴颈周围壁面的对流换热系数为设置 $50 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,环境温度为 300 K,因此轴颈处的温度要高于转子的其他部位。

4 结 论

本文结合 CFD 和 FEM 方法,建立悬臂转子三维瞬态热弯曲响应模型,采用 CFD 方法对滑动轴承开展三维瞬态热流体动力学计算,采用 FEM 方法进行转子热变形和动力学计算。通过探究转子-轴承系统的转子转速和质量偏心距,分析了转子轴颈处的周向、轴向温度分布规律以及不同转子配置和温度分布对触发 Morton 效应的影响,并提出 Morton 效应失稳阈值判据。得到如下主要结论。

(1)相较于收敛涡动和循环涡动,轴颈发散涡动产生的周向温差更大。当转速为 4 000、6 000、8 000 r/min 时,不同质量偏心距的轴颈运动轨迹最终均趋向于收敛和循环涡动,为稳定涡动状态;转速为 10 000 r/min 时,不同质量偏心距的轴颈运动轨迹都趋向于发散涡动,此时转子已处于失稳状态;转速

为 10 000 r/min 时,轴颈周向温差急剧增加,最高达到 25 K,平均温度高于 350 K。

(2)轴颈表面温度的周向分布曲线越接近正弦曲线、轴颈高温区域的轴向长度越长,转子的热不平衡量越大。转速为 8 000 r/min 时,转子轴颈的周向温度分布并不满足正弦分布,所产生的热不平衡量小于其他转速工况。当转速为 8 000 r/min、 $e = 2.0 \mu\text{m}$ 时,与 $e = 5.0 \mu\text{m}$ 时相比,轴颈高温区域的分布沿轴向更长,从而产生更大的热不平衡量,引起更高的不平衡响应。

(3)提出了考虑 Morton 效应的悬臂转子失稳阈值判据,通过 API 612 规定的半峰值 A_{1P} 曲线和不同运行工况下考虑热不平衡量的转子不平衡响应半峰值 A_{MP} 曲线进行判断。随着质量偏心距的增加,其失稳转速基本维持在 6 660 r/min。采用该失稳阈值判据得到的转子-轴承系统最高工作转速,相较于避开 10% 临界转速的传统判据,提高了 7.2%。

参考文献:

- [1] KEOGH P S, MORTON P G. Journal bearing differential heating evaluation with influence on rotor dynamic behaviour [J]. Proceedings of the Royal Society of London: Series A Mathematical and Physical Sciences, 1993, 441(1913): 527-548.
- [2] KEOGH P S, MORTON P G. The dynamic nature of rotor thermal bending due to unsteady lubricant shearing within a bearing [J]. Proceedings of the Royal Society of London: Series A Mathematical and Physical Sciences, 1994, 445(1924): 273-290.
- [3] 胡启龙,何文强,管文生,等. 滑动轴承内轴颈涡动引发的热效应分析 [J]. 热能动力工程, 2020, 35(9): 22-28.
HU Qilong, HE Wenqiang, GUAN Wensheng, et al. Analysis on thermal effect caused by journal whirl in sliding bearing [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(9): 22-28.
- [4] SUH J, PALAZZOLO A. Three-dimensional thermohydrodynamic Morton effect simulation: part I theoretical model [J]. Journal of Tribology, 2014, 136(3): 031706.
- [5] SUH J, PALAZZOLO A. Three-dimensional thermohydrodynamic Morton effect analysis: part II parametric studies [J]. Journal of Tribology, 2014, 136(3): 031707.
- [6] TONG Xiaomeng, PALAZZOLO A, SUH J. Rotor-dynamic Morton effect simulation with transient, ther-

- mal shaft bow [J]. *Journal of Tribology*, 2016, 138(3): 031705.
- [7] TONG Xiaomeng, PALAZZOLO A. Tilting pad gas bearing induced thermal bow-rotor instability (Morton effect) [J]. *Tribology International*, 2018, 121: 269-279.
- [8] TONG Xiaomeng, XU Weiqing, SHI Yan, et al. Transient rotordynamic thermal bow (Morton effect) modeling in flexure-pivot tilting pad bearing systems [J]. *Tribology International*, 2023, 177: 107954.
- [9] SHIN D, SUH J, PALAZZOLO A. Parametric study of flexure pivot bearing induced thermal bow-rotor instability (Morton effect) [J]. *Journal of Tribology*, 2022, 144(7): 071801.
- [10] 金超武, 董岳, 苏浩, 等. 磁悬浮轴承转子热弯曲振动特性研究 [J]. *振动与冲击*, 2022, 41(4): 36-47.
- JIN Chaowu, DONG Yue, SU Hao, et al. Characteristics of thermal-bow vibration in an active magnetic bearing supported rotor [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2022, 41(4): 36-47.
- [11] HASSINI M A. Numerical and experimental analysis of stable, unstable, and limit cycle spiral vibrations [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2023, 193: 110258.
- [12] CHANG Zeyuan, HOU Lei, MASARATI P, et al. Modeling and nonlinear analysis of a coupled thermo-mechanical dual-rotor system [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2024, 112(20): 17811-17842.
- [13] 夏添, 杨建刚. 微小间隙内润滑油剪切流动引发的不稳定振动现象分析 [J]. *动力工程学报*, 2024, 44(1): 38-44.
- XIA Tian, YANG Jiangang. Analysis of unstable vibration caused by shear flow of lube oil in micro-gap [J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2024, 44(1): 38-44.
- [14] LI Qiang, LIU Shulian, PAN Xiaohong, et al. A new method for studying the 3D transient flow of misaligned journal bearings in flexible rotor-bearing systems [J]. *Journal of Zhejiang University Science: A*, 2012, 13(4): 293-310.
- [15] HAGEMANN T, SCHWARZE H. Theoretical and experimental analyses of directly lubricated tilting-pad journal bearings with leading edge groove [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, 141(5): 051010.
- [16] YANG J, PALAZZOLO A. Three-dimensional thermo-elasto-hydrodynamic computational fluid dynamics model of a tilting pad journal bearing: part II dynamic response [J]. *Journal of Tribology*, 2019, 141(6): 061703.
- [17] YANG J, PALAZZOLO A. Three-dimensional thermo-elasto-hydrodynamic computational fluid dynamics model of a tilting pad journal bearing: part I static response [J]. *Journal of Tribology*, 2019, 141(6): 061702.
- [18] YANG J, PALAZZOLO A. Deep convolutional autoencoder augmented CFD thermal analysis of bearings with inter pad groove mixing [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022, 188: 122639.
- [19] YANG J, PALAZZOLO A. Morton effect prediction with validation using a CFD based CNN for pad inlet temperatures [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2023, 185: 109827.
- [20] YANG J, PALAZZOLO A. Tilt pad bearing distributed pad inlet temperature with machine learning: part I static and dynamic characteristics [J]. *Journal of Tribology*, 2022, 144(6): 061801.
- [21] YANG J, PALAZZOLO A. Tilt pad bearing distributed pad inlet temperature with machine learning: part II Morton effect [J]. *Journal of Tribology*, 2022, 144(6): 061802.
- [22] SINGHAL A K, ATHAVALA M M, LI Huiying, et al. Mathematical basis and validation of the full cavitation model [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2002, 124(3): 617-624.
- [23] BALBAHADUR A C, KIRK R G. Part II: case studies for a synchronous thermal instability operating in overhung rotors [J]. *International Journal of Rotating Machinery*, 2004, 10(6): 477-487.
- [24] BALBAHADUR A C, KIRK R G. Part I: theoretical model for a synchronous thermal instability operating in overhung rotors [J]. *International Journal of Rotating Machinery*, 2004, 10(6): 469-475.
- [25] TONG Xiaomeng, PALAZZOLO A. Measurement and prediction of the journal circumferential temperature distribution for the rotordynamic Morton effect [J]. *Journal of Tribology*, 2018, 140(3): 031702.
- [26] SHIN D, PALAZZOLO A. Tilting pad bearing pivot friction and design effects on thermal bow-induced rotor vibration [J]. *Journal of Tribology*, 2021, 143(12): 121804.
- [27] 余承智, 刘阳, 袁奇, 等. 考虑轴颈同步涡动的转子-轴承系统热效应分析 [J]. *西安交通大学学报*, 2025, 59(2): 95-105.
- YU Chengzhi, LIU Yang, YUAN Qi, et al. Thermal effect of rotor-bearing system considering synchronous

whirling of journal [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2025, 59(2): 95-105.

[28] SCHMIED J, POZIVIL J, WALCH J. Hot spots in turboexpander bearings: case history, stability analysis, measurements and operational experience [C]//ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2008: 1267-1277.

[29] TONG Xiaomeng, PALAZZOLO A. Double overhung disk and parameter effect on rotordynamic synchronous instability Morton effect: part II occurrence and prevention [J]. Journal of Tribology, 2017, 139 (1): 011706.

[30] TONG Xiaomeng, PALAZZOLO A. Double overhung disk and parameter effect on rotordynamic synchronous instability Morton effect: part I theory and modeling approach [J]. Journal of Tribology, 2017, 139 (1): 011705.

[31] DE JONGH F M, VAN DER HOEVEN P. Application of a heat barrier sleeve to prevent synchronous rotor instability [C]//Proceedings of the 27th turbomachinery symposium. College Station, Texas, USA: Texas A&M University Turbomachinery Laboratories, 1998: 17-26.

[32] 王正. 转动机械的转子动力学设计 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2015.

(编辑 李慧敏)