

文章编号: 1000-8055(2024)12-20220995-11

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220995

连接结构刚度非对称对高速转子动力特性影响

王 东^{1,3}, 韩卓莹², 杨哲夫², 王永锋², 马艳红³

- (1. 中国航发沈阳发动机研究所, 沈阳 110015;
2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 102206;
3. 北京航空航天大学 航空发动机研究院, 北京 102206)

摘 要: 针对界面连接转子系统的弯曲刚度非对称性产生机理及其对动力响应影响问题, 基于欧拉-伯努利梁理论, 提出了考虑转子非协调涡动影响的界面连接刚度非对称性的有限元素建模方法, 并在带有中介轴承的双转子系统上开展了仿真与试验验证。结果表明: 由于转子间交互激励作用, 双转子系统产生非协调涡动, 在相应的转子动力响应频谱中将出现明显的转速组合频率, 而当组合频率靠近双转子共振模态频率时, 转子非协调涡动程度加剧、组合频率幅值加大, 可能对转子及支承结构造成严重损伤。

关 键 词: 螺栓连接; 界面损伤; 刚度非对称; 双转子系统; 组合共振
中图分类号: V231.96 **文献标志码:** A

Influence of unsymmetrical stiffness of joints on high-speed rotor dynamic characteristics

WANG Dong^{1,3}, HAN Zhuolu², YANG Zhefu², WANG Yongfeng², MA Yanhong³

- (1. Shenyang Engine Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Shenyang 110015, China;
2. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 102206, China;
3. Research Institute of Aero-Engine, Beihang University, Beijing 102206, China)

Abstract: A breathing model considering the effect of rotor whirl motion was established. Based on the Euler beam theory, a lumped parameter modeling method of the dual-rotor system taking asymmetric joint stiffness into account was proposed, and experiments on an aero-engine dual-rotor system supported by intermediate bearing was conducted. The results showed that the combination of two excitation frequencies appeared in the rotor response spectrum. The amplitude of the combination frequency could increase when the rotational speed was in the vicinity of the coupled vibration modes frequency, which may damage the supporting structures.

Keywords: bolted joints; interface damage; asymmetric stiffness; dual-rotor system; combined resonance

先进航空发动机双转子结构系统为提高结构效率, 采用多种材料组成, 大量使用了各种形式的连接结构^[1]。其中, 法兰-螺栓连接结构是得到

最广泛应用的连接结构形式之一, 用于连接两个或以上的结构组件并传递组件之间的载荷。法兰-螺栓连接结构的力学特性, 包括刚度、阻尼等, 对

收稿日期: 2022-12-30

基金项目: 国家重大科技专项(2017-IV-0011-0048, 2017-VII-0010-0104); 国家自然科学基金(52075018)

作者简介: 王东(1983—), 男, 研究员, 主要从事航空发动机结构设计及整机动力学研究。E-mail: 2518916108@qq.com

通信作者: 王永锋(1992—), 男, 博士, 主要研究方向为航空燃气轮机结构动力学与振动控制。E-mail: wangyongfeng@buaa.edu.cn

引用格式: 王东, 韩卓莹, 杨哲夫, 等. 连接结构刚度非对称对高速转子动力特性影响[J]. 航空动力学报, 2024, 39(12): 20220995. WANG Dong, HAN Zhuolu, YANG Zhefu, et al. Influence of unsymmetrical stiffness of joints on high-speed rotor dynamic characteristics[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(12): 20220995.

转子系统固有频率、模态振型和在外激励作用下转子的动力响应特性具有重要影响^[2-5]。

航空发动机转子工作过程中,螺栓连接结构持续受到较大的不平衡激励、热载荷、离心载荷、弯曲载荷等工作载荷。在经过多个周期的工作运转后,螺栓连接承载界面会产生不可恢复的损伤^[6-10],尤其是转子发生非协调涡动时,弯曲载荷会使界面损伤存在周向分布不均匀性,从而使得螺栓的剩余预紧载荷存在非均匀分布。剩余预紧载荷的周向非均匀性会造成转子不同周向位置的弯曲刚度存在差异,即刚度非对称。转子在旋转过程中刚度发生周期性变化,属于参数激励系统^[11-15]。而当带有中介轴承的双转子系统存在界面连接刚度非对称时,由于两个转子的运动可以通过中介轴承产生相互影响,转子将处于非协调涡动状态,动力响应中可能产生高低压转速的组合频率。

国内外学者针对单个螺栓剩余预紧载荷变化,开展了大量的仿真与试验研究,结果表明在交变载荷的循环作用下,螺栓的塑性变形^[8]、接触界面微动磨损^[16]、接触界面与螺纹承载面的滑移^[17]都是影响螺栓预紧载荷的重要因素。但关于单排整周螺栓剩余预紧载荷非均匀性的研究较少。文献^[18]中利用有限元方法计算了螺栓松动时连接结构时变刚度,并通过谐波平衡方法求解了转子的稳态响应,结果表明,螺栓连接的时变刚度特性导致转子在正、反进动临界和亚临界转速下都出现了响应峰值,且随着螺栓松动程度的增大,响应峰值也增大。

在组合频率的研究中,组合频率是指响应频谱中存在频率等于多个激励频率的线性组合的分量。当组合频率靠近某阶模态频率时,组合频率的振幅达到最大值,称为组合共振。主要以参数激励或非线性转子系统为对象,包括裂纹转子^[19-23]、行星齿轮-轴承-转子系统^[24]等,当其受到多频激励时,可以产生组合频率现象^[25]。

国内外文献中,鲜有开展高速转子连接结构界面接触状态、预紧载荷周向非均匀分布及其对转子动力响应影响的研究,尤其是对带有中介轴承的复杂双转子结构系统,揭示双转子组合频率的产生力学过程。

本文通过对连接界面预紧载荷非均匀分布对连接结构刚度特性的研究,提出了考虑转子运动状态变化影响的连接结构刚度非对称性建模方法,

建立了考虑界面连接结构弯曲刚度非对称性的转子系统动力响应仿真方法。对某型双转子结构系统存在刚度非对称性时的动力响应特征进行了仿真分析,并通过双转子系统试验器对上述研究进行了试验验证。

1 螺栓预紧载荷周向分布及刚度特性

1.1 螺栓界面损伤及其预紧载荷变化

法兰-螺栓连接是航空发动机转子广泛采用的连接结构形式之一,如图 1 所示。为了保证连接结构各装配组件之间的同轴度,螺栓连接常设计有止口结构,并将法兰边和止口之间的配合圆柱面设为过盈配合。对于法兰-螺栓连接,工作时的载荷循环,将引发界面接触损伤的积累,尤其是不可恢复的损伤,将影响螺栓的剩余预紧载荷。

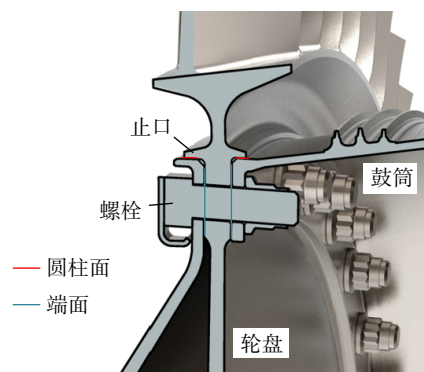


图 1 航空发动机转子典型法兰-螺栓连接结构图

Fig. 1 Schematic diagram of typical bolted joints in aero-engine rotor systems

转子工作时常受到弯曲载荷作用,这种非对称形式的载荷会使一侧的螺栓受拉,另一侧的螺栓受压;同时,转子上还作用有热载荷和离心载荷,特别是在变工况时,如图 2 所示,最大工作状态下产生的界面接触损伤,如圆柱面滑移等,在巡航或慢车工况下,由于转速、热和弯曲载荷均小于最大工况,止口圆柱面上的滑移可能无法恢复,从而引起界面的不可恢复变形。止口圆柱面的不可恢复变形将改变螺栓剩余预紧载荷的变化。此外,在多个循环载荷作用下,承载界面将产生微动磨损和疲劳,以及螺纹的损伤。

在航空发动机转子分解中,螺栓的剩余预紧载荷可通过松脱力矩进行描述,其周向分布图可用于分析剩余预紧载荷的分布均匀性。实测数据表明,大质量轮盘附近的螺栓剩余预紧力通常是不均匀的,部分情况下呈椭圆分布,如图 3 中的右

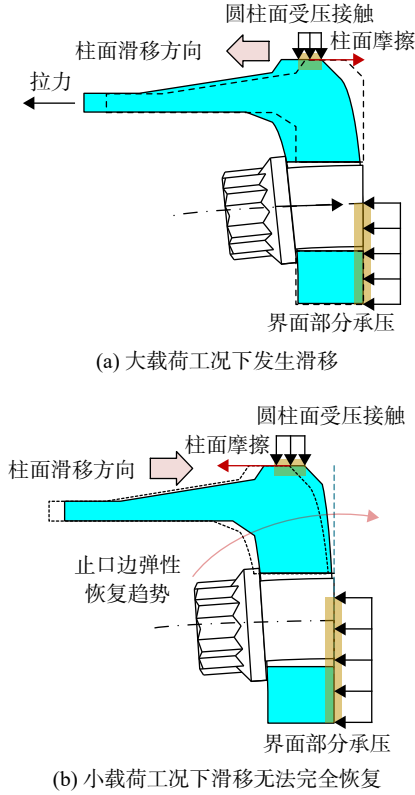


图 2 变工况螺栓连接不可恢复变形

Fig. 2 Unrecoverable deformation of bolted joints under variable working conditions

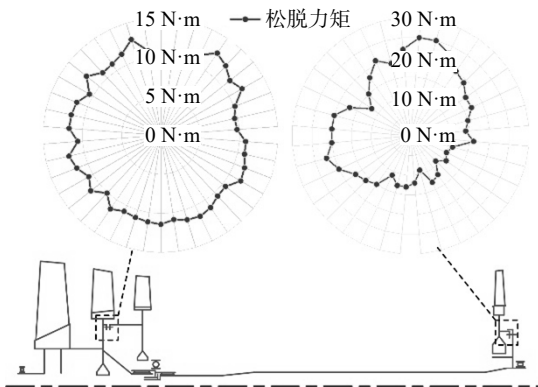


图 3 不同损伤情况下单排螺栓周向剩余预紧载荷分布
Fig. 3 Circumferential residual bolt preload distribution of a single row under different damage circumstances

侧雷达图所示。

连接螺栓剩余预紧载荷分布不均匀与转子运动状态及连接结构受力状态变化具有力学关联性, 可以通过准确描述剩余预紧力分布非均匀对转子弯曲刚度的影响, 从而定量分析高速转子动力响应及连接结构损伤积累情况。

1.2 连接结构刚度模型

以图 3 所示的后侧涡轮盘-轴连接螺栓剩余预紧力非均匀为例, 根据其局部法兰-螺栓连接结

构建立三维有限元接触模型。模型一侧法兰施加不同的弯曲力矩, 另一侧设置全约束边界条件, 弯曲刚度通过弯矩与法兰中心转角之比获得。改变弯曲力矩作用的周向位置, 计算得到连接结构弯曲刚度的周向分布特性。不同弯曲力矩作用下螺栓连接弯曲刚度 k 周向分布曲线, 如图 4 所示, 当弯曲载荷较小时, 无法克服螺栓的预紧载荷, 配合面不发生分离, 此时, 螺栓剩余预紧载荷的周向分布不均不会导致连接结构弯曲刚度的周向分布非对称, 弯曲刚度的周向分布图呈现圆形。

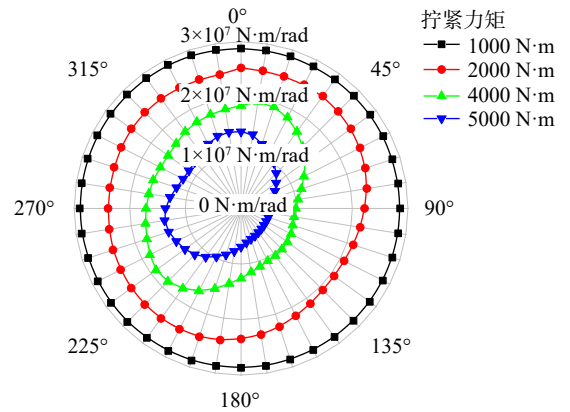


图 4 不同弯曲力矩下连接结构的弯曲刚度 k 周向分布
Fig. 4 Circumferential distribution of bending stiffness k of bolted joint under different loads

然而, 随着弯曲载荷的增大, 螺栓剩余预紧载荷较小处的配合面首先发生分离, 而剩余预紧力较大的配合面不分离, 由此产生弯曲刚度周向分布的非对称特征, 弯曲刚度分布图也不再为圆形。刚度分布的形状随外载荷增大逐渐趋近于预紧力分布特征。

根据法兰-螺栓连接结构弯曲刚度随弯曲外力矩的变化规律, 建立考虑转子非协调涡动影响的连接结构的非对称刚度模型。

为了便于模型方程的推导, 本文中分别定义绝对坐标系 $O-xy$ 和相对旋转坐标系 $O-\xi\eta$, 如图 5 所示。绝对坐标系 $O-xy$ 为在空间中固定的笛卡尔坐标系, 其坐标原点 O 位于转子的轴承中心连线上; 相对旋转坐标系 $O-\xi\eta$ 为相对转子静止(即以转子自转转速旋转)的笛卡尔坐标系, 其原点与坐标系 $O-xy$ 重合。

由图 4 可知, 连接结构弯曲刚度是角向位置的函数, 可以表示为

$$k = k_0 - \psi(\theta) \Delta k \quad (1)$$

其中 k 为螺栓连接的弯曲刚度, k_0 为一周最大的

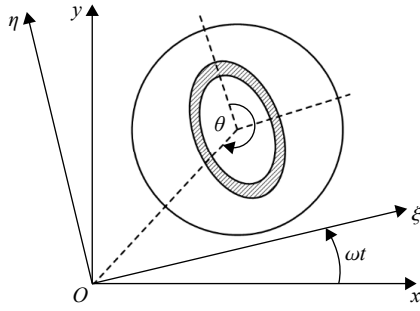
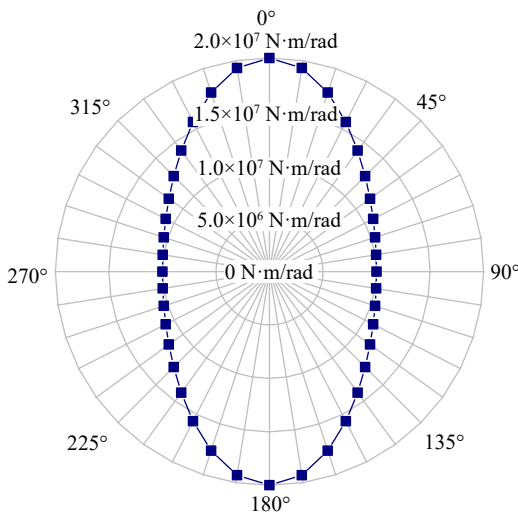


图 5 非对称刚度示意图

Fig. 5 Schematic diagram of the asymmetric stiffness

弯曲刚度值, Δk 为最大刚度与最小刚度值之差, $\psi(\theta)$ 是时变刚度系数, θ 是周向相位角。

在不失一般性的前提下, 以相对常见的椭圆形分布的剩余预紧力为例进行研究, 具体的刚度分布如图 6 所示。

图 6 后续用于研究的椭圆形刚度 k 分布Fig. 6 Circumferential distribution of bolted joint stiffness k for investigation

根据图 6 所示的非对称形式, 连接结构弯曲刚度在一个自转周期内变化两次, 因此时变刚度系数可以写成如下形式:

$$\psi(\theta) = \frac{1}{2}(1 - \cos 2\theta) \quad (2)$$

当 $\theta = 0$ 或 π 时, 刚度达最大值, $\theta = \pi/2$ 或 $3\pi/2$

时, 刚度达最小值。

在转子的涡动过程中, 自转转速与转子涡动位移同时影响角向位置 θ 的取值, 因此, 方程中由转子旋转角和横向挠度方向 (即转子涡动情况) 确定角位置, 表达式为

$$\theta = \frac{\pi}{2} + \pi - \left[\arctan \frac{y}{x} - \Phi(t) \right] \quad (3)$$

其中 $\Phi(t)$ 是转子转角, 当转子以 ω 恒速旋转时, $\Phi(t) = \omega t$, 并代入式 (2), 连接结构刚度的时变系数可以表示为

$$\psi(\theta) = \begin{cases} \frac{(x \cos \omega t + y \sin \omega t)^2}{x^2 + y^2} & x^2 + y^2 \neq 0 \\ 0 & x^2 + y^2 = 0 \end{cases} \quad (4)$$

由此可以看出, 同步正进动转子的 θ 为一常值, 连接结构刚度也是时不变的常值, 转子系统退化为时不变系统; 而当转子做非协调涡动时, 连接结构刚度变化是时间 t 的函数, 此时转子系统具有时变的参数激励特征。

2 界面连接高速转子系统建模方法

在连接结构非对称刚度模型的基础上, 提出考虑连接结构剩余预紧载荷非均匀分布的复杂转子结构系统集总单元建模方法, 使之能够用于分析实际航空发动机复杂双转子系统的动力响应。

采用欧拉-伯努利梁理论, 通过两正交方向上不相等的截面惯性矩模拟连接结构非对称刚度。主要思路为, 首先将时变刚度系数 (式 (2)) 代入欧拉-伯努利梁的刚度矩阵中, 得到旋转坐标系中的刚度矩阵。然后通过正交变换, 得到绝对坐标系下的刚度矩阵。

转子系统模型的每个节点有四个自由度, 包括两个平动自由度 (旋转坐标系下 ξ 、 η 和绝对坐标系下的 x 、 y) 和两个角向自由度 (旋转坐标系 α 、 β 和绝对坐标系下的 θ_x 、 θ_y)。对于, 对称欧拉-伯努利梁, 两个正交方向的截面惯性矩相同, 其刚度矩阵如式 (5) 所示。

$$\mathbf{K}_0 = \frac{EI_0}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l & 12 & 6l & -12 & 6l \\ & 12 & -6l & 4l^2 & & -12 & -6l & 2l^2 \\ & -6l & 4l^2 & & 6l & 2l^2 & & \\ 6l & 4l^2 & -6l & 12 & & & & \\ -12 & -6l & 12 & & 12 & 6l & & \\ & -12 & 6l & & 6l & 4l^2 & & \\ & -6l & 2l^2 & & 2l^2 & -6l & & \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 & & & & \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\mathbf{K}_r = \frac{E}{l^3} \begin{bmatrix} 12I_\xi & & 6lI_\xi & -12I_\xi & & 6lI_\xi \\ & 12I_\eta & -6lI_\eta & & -12I_\eta & -6lI_\eta \\ & -6lI_\eta & 4l^2I_\eta & & 6lI_\eta & 2l^2I_\eta \\ 6lI_\xi & & 4l^2I_\xi & -6lI_\xi & & 2l^2I_\xi \\ -12I_\xi & & -6lI_\xi & 12I_\xi & & -6lI_\xi \\ & -12I_\eta & 6lI_\eta & & 12I_\eta & 6lI_\eta \\ & -6lI_\eta & 2l^2I_\eta & & 6lI_\eta & 4l^2I_\eta \\ 6lI_\xi & & 2l^2I_\xi & -6lI_\xi & & 4l^2I_\xi \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\mathbf{\Psi} = \begin{bmatrix} \cos \omega t & -\sin \omega t & & & & \\ \sin \omega t & \cos \omega t & & & & \\ & & \cos \omega t & -\sin \omega t & & \\ & & \sin \omega t & \cos \omega t & & \\ & & & & \cos \omega t & -\sin \omega t \\ & & & & \sin \omega t & \cos \omega t \\ & & & & & \cos \omega t & -\sin \omega t \\ & & & & & \sin \omega t & \cos \omega t \end{bmatrix} \quad (7)$$

其中 E 为弹性模量, I_0 为对称梁的面积惯性矩, l 为对称梁的长度。

而非对称梁在旋转坐标系中的刚度矩阵 $\mathbf{K}_r$ 在正交方向上存在差异, 如式(6)所示, 其中 I_ξ 、 I_η 是旋转坐标系中 ξ 和 η 方向的截面惯性矩, 对于非对称梁, 这两个量一般不同。

在截面惯性矩中引入时变刚度系数, 假设 ξ 方向的惯性矩随角向位置 θ 的变化而变化, 而 η 方向的惯性矩不变, 得到式(8)

$$I_\xi = I_0 [1 - \psi(\theta) \varepsilon] \quad I_\eta = I_0 \quad (8)$$

其中 I_0 为对称梁的截面惯性矩, ε 为由螺栓剩余预紧力分布决定的非对称程度。

为了将旋转坐标系中的刚度矩阵 $\mathbf{K}_r$ 转化至固

定坐标系, 采用正交变换矩阵 $\mathbf{\Psi}$, 如式(7)所示, 旋转坐标系与绝对坐标系之间的刚度矩阵变换可以表示为

$$\mathbf{K}_f = \mathbf{\Psi} \mathbf{K}_r \mathbf{\Psi} \quad (9)$$

其中 $\mathbf{K}_f$ 为绝对坐标系下非对称螺栓连接的刚度矩阵。

将式(6)~式(8)代入到式(9), 可以得到 $\mathbf{K}_f$ 的表达式

$$\mathbf{K}_f = \mathbf{K}_0 + \frac{\psi(\theta) \varepsilon}{2} \mathbf{K}_0 \mathbf{P}(t) \quad (10)$$

式中第 1 项为连接结构的对称刚度, 第 2 项为剩余预紧力非对称分布引起的刚度变化, $\mathbf{P}(t)$ 为周期函数矩阵, 具体表达式为

$$\mathbf{P}(t) = \begin{bmatrix} -\cos 2\omega t - 1 & -\sin 2\omega t & & & & \\ -\sin 2\omega t & \cos 2\omega t - 1 & & & & \\ & & \cos 2\omega t - 1 & \sin 2\omega t & & \\ & & \sin 2\omega t & -\cos 2\omega t - 1 & & \\ & & & & -\cos 2\omega t - 1 & -\sin 2\omega t \\ & & & & -\sin 2\omega t & \cos 2\omega t - 1 \\ & & & & & \cos 2\omega t - 1 & \sin 2\omega t \\ & & & & & \sin 2\omega t & \cos 2\omega t - 1 \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{Q}} + (\mathbf{C} + \omega \mathbf{G}) \dot{\mathbf{Q}} + \left(\mathbf{K} + \frac{\psi(\theta) \varepsilon}{2} \Delta \mathbf{K}(t) \right) \mathbf{Q} = \mathbf{F} \quad (12)$$

因此,用有限元素法推导出的界面连接刚度非对称转子系统的运动方程可以写成式(12)的形式,式中 $\mathbf{Q}$ 是位移向量, $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 和 $\mathbf{G}$ 分别为质量、刚度、阻尼矩阵, $\mathbf{F}$ 为外激励向量, $\mathbf{K}$ 为不考虑非对称螺栓连接时转子系统的初始刚度矩阵, $\Delta\mathbf{K}(t)$ 刚度变化的扩展形式可以表示为

$$\Delta\mathbf{K}(t) = \begin{bmatrix} 0 & \cdots & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & \mathbf{K}_0\mathbf{P}(t) & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & 0 & \cdots & 0 \end{bmatrix} \quad (13)$$

3 复杂双转子结构系统动力响应仿真

为研究螺栓剩余预紧载荷非均匀的转子动力响应特性,对如图7所示的带有中介轴承的复杂双转子系统进行了动力响应的仿真分析。双转子系统的低压转子和高压转子分别以不同的转速运转,各转子均设计有多处螺栓连接。高压转子的后支点是中介轴承,安装于低压转子上,在双转子交互激励的作用下,转子系统一般处于非协调涡动状态。本节研究的法兰-螺栓连接结构位于低压涡轮盘-轴连接处,如图7所示,该连接结构靠近大质量的涡轮盘,涡轮盘产生的不平衡载荷、陀螺力矩,低压涡轮转子的气动轴向力等都作用于该连接结构上,容易造成较大的界面接触损伤与不可恢复变形。该连接结构的剩余预紧载荷容易产生非均匀分布特征。

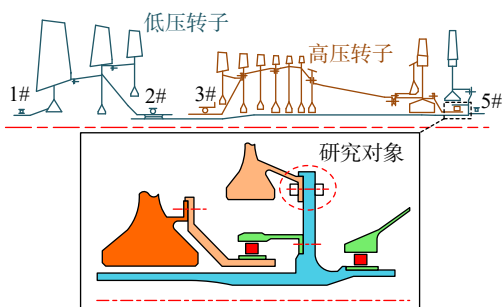


图7 典型带有中介轴承的航空发动机双转子结构

Fig. 7 Typical aero-engine dual-rotor structure designed with inter-shaft bearing

基于上文中提出的建模方法,将上述双转子系统离散为刚性盘、柔性轴、弹性支承和螺栓连接等几个基本单元,形成如图8所示的双转子系统集总参数模型。其中, $k_1 \sim k_5$ 分别为1#~5#支点支承刚度, m_{c1} 和 $I_{p,c1}$ 、 m_{c2} 和 $I_{p,c2}$ 分别为风扇、高

压压气机转子质量和极转动惯量, m_{t1} 和 $I_{p,t1}$ 、 m_{t2} 和 $I_{p,t2}$ 分别为低压涡轮、高压涡轮转子质量和极转动惯量。

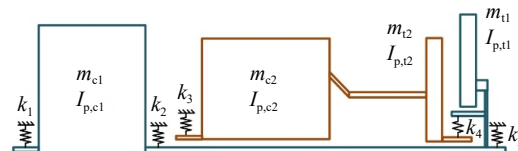
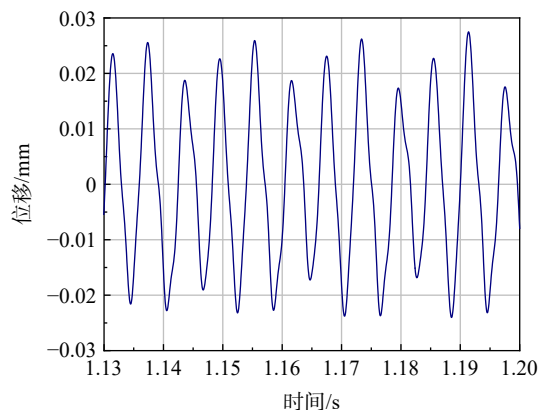


图8 双转子系统集总参数模型

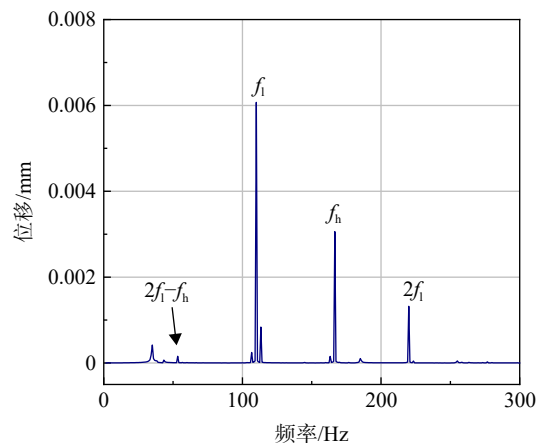
Fig. 8 Lumped parameter model of the dual-rotor system

3.1 不同转速下的转子响应特征

考虑连接结构刚度的非对称性,采用文中第2节建立的有限元建模方法,模型螺栓连接结构刚度非对称程度设为 $\varepsilon = 0.3$,通过利用隐式积分Newmark- β 算法进行求解,计算双转子系统在以下3个工作状态的动力学响应:(LP 9 000, HP 12 240)、(LP 9 000, HP 12 240)、(LP 9 300, HP 12 460),其中(LP 9 000, HP 12 240)表示低压转速为6 600 r/min,高压转速为10 000 r/min,其他工作状态含义类似。图9、图10、图11所示为3个转速工况下,双转子的时域响应、频域响应和轴心轨迹,其中,非对



(a) 时域响应



(b) 频域响应

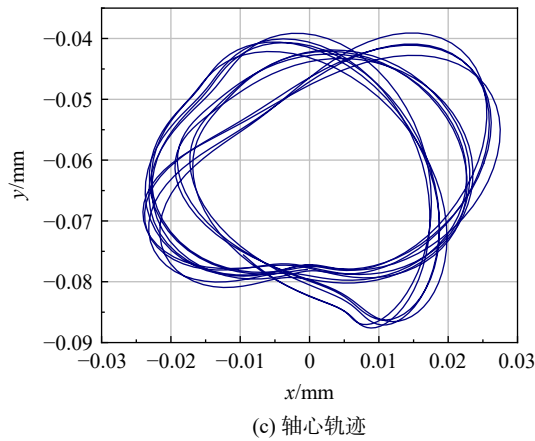


图 9 5#支点的响应特征(LP 6 600, HP 10 000)

Fig. 9 Dynamic behavior of the 5# support
(LP 6 600, HP 10 000)

称程度 ε 定义与在文中第 2 节中相同,也可以表示为横向刚度的椭圆周向分布中,最大值 $k_{\max}$ 与最小值 $k_{\min}$ 之差与最大刚度值 $k_{\max}$ 的比值

$$\varepsilon = \frac{k_{\max} - k_{\min}}{k_{\max}} \quad (14)$$

从各工况的频谱图中可以看出,当连接结构

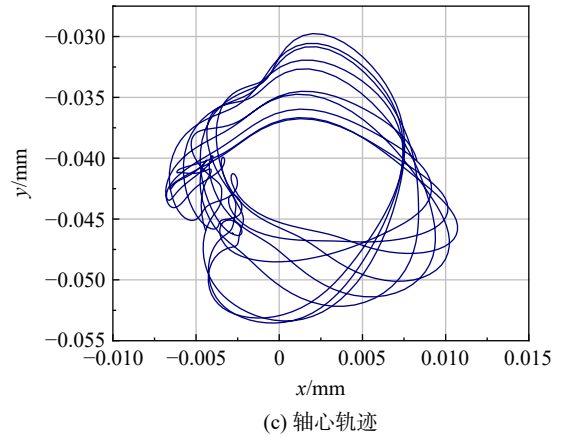
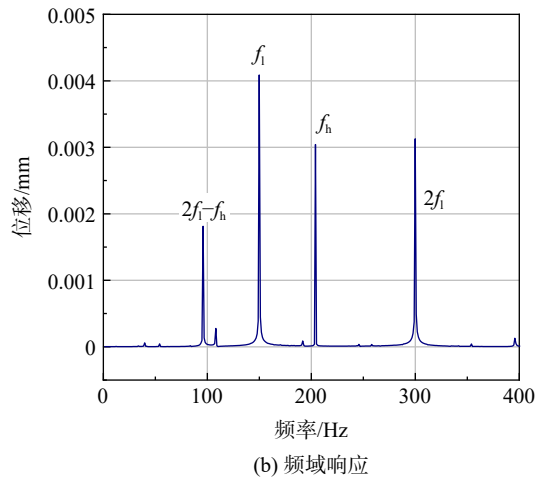
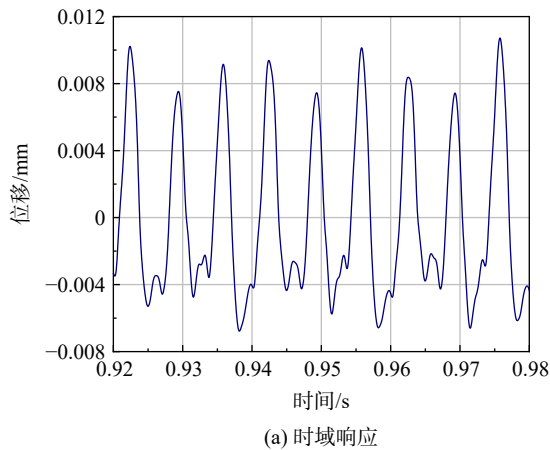
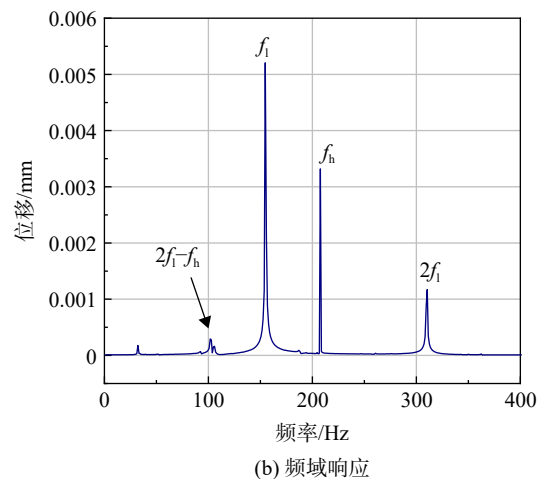
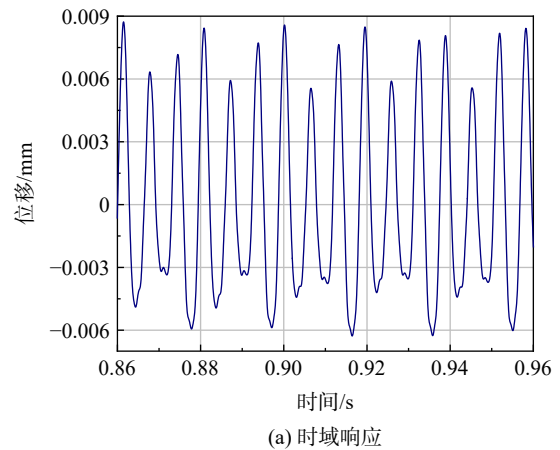


图 10 5#支点的响应特征(LP 9 000, HP 12 240)

Fig. 10 Dynamic behavior of the 5# support
(LP 9 000, HP 12 240)

刚度为非对称时,在所有转速下转子响应均产生 4 个特征频率成分 f_1 、 f_h 、 $2f_1$ 和 $2f_1 - f_h$, f_1 和 f_h 分别为低压转子和高压转子的不平衡激励频率,而 $2f_1$ 和 $2f_1 - f_h$ 是由双转子交互激励以及刚度非对称性引起的。在轴心轨迹上,转子均表现出了准周期运动的特征。

当双转子系统处于不同转速工况时,转子频



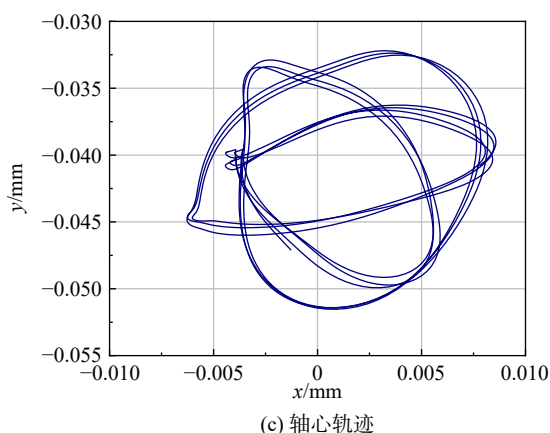


图 11 5#支点的响应特征(LP 9 300, HP 12 460)

Fig. 11 Dynamic behavior of the 5# support
(LP 9 300, HP 12 460)

域响应特征具有明显差别。如图 9 和图 11 所示, 在(LP 6 600, HP 10 000) 和 (LP 9 300, HP 12 460) 两个工况下, 组合频率 $2f_1 - f_h$ 分别为 53.3、102.33 Hz, 其对应的幅值远小于转速基频 f_1 、 f_h 的幅值; 而在(LP 9 000, HP 12 240) 状态下, 如图 10 所示, 组合频率 $2f_1 - f_h$ 为 96 Hz, 其幅值较大, 与转速基频幅值相当。

这是由于该双转子系统存在频率为 96.2 Hz 的共振模态, 如图 12 所示。在该转速工况下, 由于组合频率靠近双转子系统共振模态频率, 因而激起了该阶模态振动, 该阶模态振型为高、低压转子的耦合振动, 其中高压转子做俯仰运动、低压转子做弯曲运动, 为典型的双转子耦合模态。由于低压转子弯曲刚度存在非对称性, 当高、低压转子做非协调涡动时, 两者进动状态交互影响, 从而会产生转速的组合频率, 同时组合频率响应幅值大幅增加。



图 12 双转子系统模态振型(模态频率为 96.2 Hz)

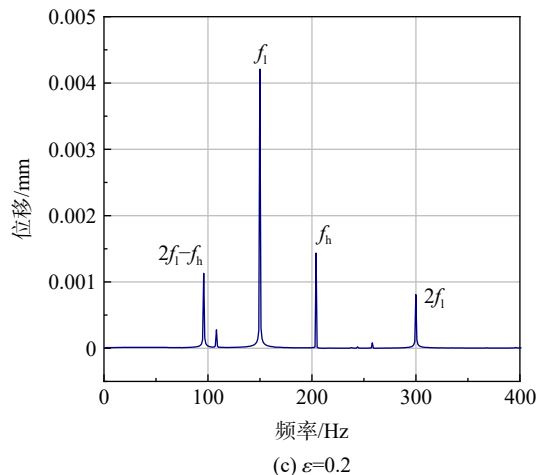
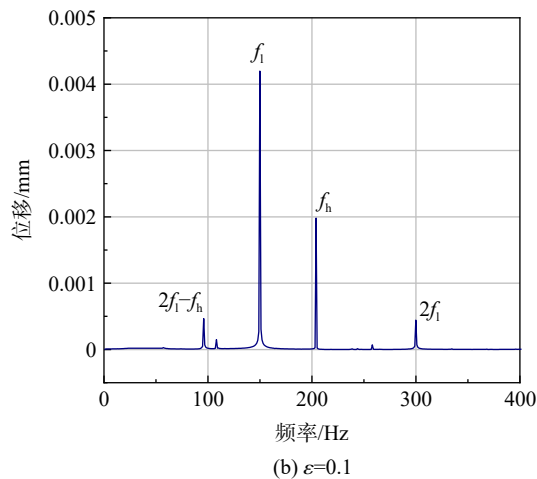
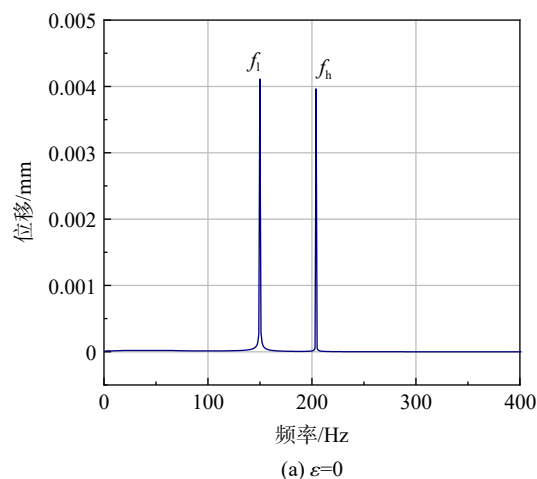
Fig. 12 Modal shape of the dual-rotor system
(modal frequency is 96.2 Hz)

3.2 转子响应对非对称程度的敏感性分析

在文中第 3.1 节双转子系统算例的基础上, 为进一步探究转子系统动力响应对连接结构刚度周向分布非对称程度的敏感性, 下文通过改变连接结构刚度的非对称程度 ε , 仿真计算转子系统位移响应的频域特征。本研究中分别取 $\varepsilon = 0$ (无不对称)、 $\varepsilon = 0.1$ 、 $\varepsilon = 0.2$ 和 $\varepsilon = 0.3$ 为例进行研究,

结果如图 13 所示。

可以看出, 当连接结构刚度无不对称 ($\varepsilon = 0$) 时, 转子系统为线性系统, 转子响应中不存在组合频率成分, 这与动力系统响应的认识相符; 而随着不平衡程度加大 ($\varepsilon = 0.1 \rightarrow 0.3$), 组合频率 $2f_1 - f_h$ 幅值显著增大, 表明转子系统组合频率响应连接结构刚度非对称程度大的转子系统更敏感。



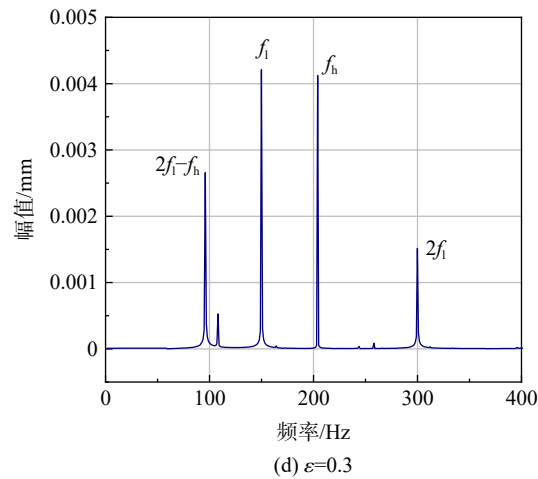


图 13 不同非对称程度的频域特征
Fig. 13 Frequency spectrum characteristic of different asymmetric distribution conditions

4 试验验证及结果分析

为了验证仿真计算结果所出现的组合频率现象,本文以某带有中介轴承的双转子系统试验件为对象,研究了螺栓预紧载荷非均匀时的双转子系统动力响应。其中,螺栓的非均匀预紧力分布由人为设置。在双转子系统的装配过程中,螺栓连接的预设周向预紧力分布为椭圆形式,见图 14,其中,螺栓共 24 个,以顺时针排序,各项参数列于表 1。

由于连接结构螺栓实际轴向预紧载荷往往还受到装配过程中法兰边变形等影响,在装配时,应着重注意装配工艺的影响,通过采用冷装配、工艺螺栓定位和交叉交叉法,保证装配后连接结构界面接触状态的均匀性。之后再对各螺栓按照

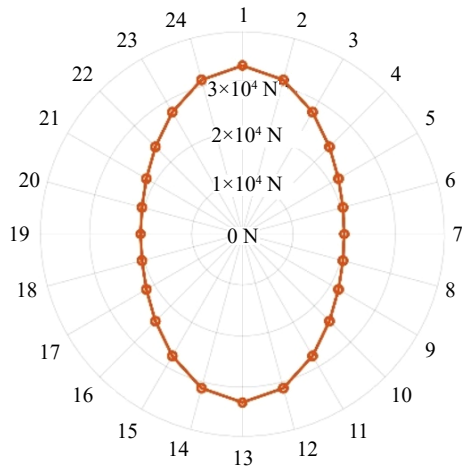


图 14 装配中预设的螺栓预紧力分布
Fig. 14 Preload distribution of the studied bolted joint during assembling

表 1 试验螺栓连接结构参数
Table 1 Parameters of the investigated bolted jointed

参数	数值
螺栓公称直径/mm	10
螺栓安装半径/mm	156.0
螺栓个数	24
螺距/mm	1.5
最小预紧力/N	20 000
最大预紧力/N	33 000

设定的拧紧力矩进行装配,以保证螺栓实际预紧力易于控制。

在试验方案中,双转子按照共同工作线进行升速,轴承支座上布置有加速度传感器,用以测量转子动力响应。考虑到双转子系统的复杂性,需要设置预紧载荷均匀的对照组以进行对照试验,保证试验结果可靠。图 15 所示为螺栓预紧载荷均匀时,双转子系统处于(LP 9 000, HP 12 240)状态时的频谱图,其动力响应中主要为高低压转速的基频,且未出现倍频和组合频率等成分。

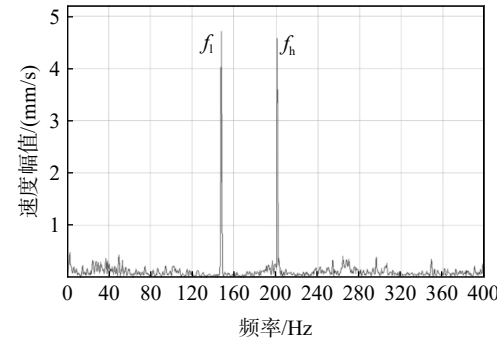


图 15 均匀预紧力时转子系统响应频谱图
Fig. 15 Frequency spectrum response of the dual rotor system with symmetric bolt preloads

对于螺栓预紧载荷呈椭圆形分布的试验组,其频谱瀑布图如图 16 所示。从图中可以明显看出,试验中转子支点响应信号主要由低压转子基频和 2 倍频、高压转子基频和高低压转子组合频率 $2f_l - f_h$ 成分构成。在最大转速状态下,高压、低压转子响应的基频成分最为显著;当低压转速升至 $8\,730 \sim 9\,020 \text{ r/min}$ 时,由于组合频率与双转子耦合模态频率接近,组合频率幅值迅速增大。这与双转子系统数值计算的频谱特征相吻合,验证了组合频率现象的存在。

提取(LP 9 000, HP 12 240)状态下 5#支点的频域响应,如图 17 所示。当组合频率靠近双转子共振模态频率时,组合频率的幅值较为明显,这

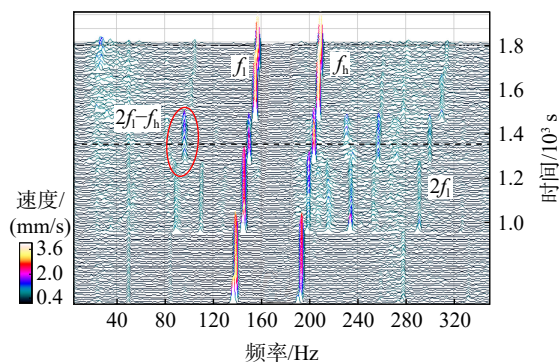


图 16 双转子系统试验频谱瀑布图

Fig. 16 Frequency spectrum waterfall diagram of the dual-rotor system experiment

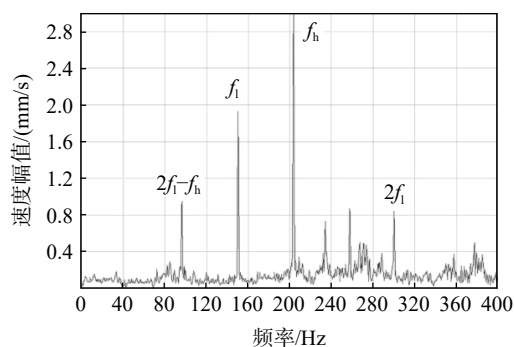


图 17 转子 5# 支点频谱图

Fig. 17 Frequency spectrum of bearing 5# in the experiment of the dual rotor system

一动力响应特征可以作为检测界面接触损伤非均匀性的手段之一。

5 结 论

本文针对航空发动机双转子系统界面接触损伤以及剩余预紧载荷非均匀问题,提出了考虑转子非协调涡动的连接结构刚度时变系数,并建立了界面连接刚度非对称转子系统的有限元素建模方法。通过数值计算和试验验证,研究了螺栓预紧载荷非均匀性对双转子动力响应的影响。研究结论如下:

1) 法兰-螺栓连接结构的界面接触损伤及不可恢复变形的周向非均匀性可能导致螺栓剩余预紧载荷分布非均匀,在外载荷较大时,连接结构弯曲刚度呈现非对称特性,使转子成为具有时变刚度的参数激励系统。

2) 对于带有中介轴承的双转子系统,转子间的交互激励较为明显,容易处于非协调涡动状态,此时两个转子的运动相互影响,当存在预紧载荷非均匀时,其动力响应中可能出现转速的组合频

率成分。

3) 当转子响应中组合频率靠近双转子共振模态时,双转子之间的交互激励明显增大,非协调涡动及弯曲变形的程度加剧,使得转子组合频率幅值大幅增加,可能对支承结构造成损伤。

参考文献:

- [1] 洪杰, 马艳红. 航空燃气涡轮发动机结构与设[M]. 北京: 科学出版社, 2021.
HONG Jie, MA Yanhong. Structure and design of aircraft gas turbine engine[M]. Beijing: Science Press, 2021. (in Chinese)
- [2] OUYANG H, OLDFIELD M J, MOTTERSHEAD J E. Experimental and theoretical studies of a bolted joint excited by a torsional dynamic load[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2006, 48(12): 1447-1455.
- [3] RIMPEL A M. A simple contact model for simulating Tie bolt rotor butt joints with and without pilot fits[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Oslo, Norway: ASME, 2018: 51135.
- [4] 洪杰, 徐翕如, 苏志敏, 等. 高速转子连接结构刚度损失及振动特性[J]. 北京航空航天大学学报, 2019, 45(1): 18-25.
HONG Jie, XU Xiru, SU Zhimin, et al. Joint stiffness loss and vibration characteristics of high-speed rotor[J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2019, 45(1): 18-25. (in Chinese)
- [5] LIU Shuguo, MA Yanhong, ZHANG Dayi, et al. Studies on dynamic characteristics of the joint in the aero-engine rotor system[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2012, 29: 120-136.
- [6] SAWA T, ISHIMURA M, SHOJI Y, et al. Mechanical behavior of rotational screw thread loosening in bolted joints under repeated temperature changes[C]//Proceedings of ASME 2008 Pressure Vessels and Piping Conference. Chicago, US: ASME, 2009: 245-252.
- [7] ISHIMURA M, SAWA S, OMIYA Y, et al. Mechanism of screw thread loosening in bolted joints with dissimilar clamped parts under repeated temperature changes[C]//Proceedings of ASME 2014 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Montreal, Canada: ASME, 2015: 46445.
- [8] NASSAR S A, MATIN P H. Clamp load loss due to fastener elongation beyond its elastic limit[J]. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 2006, 128(3): 379-387.
- [9] ZAKI A M, NASSAR S A, YANG Xianjie. Effect of thread and bearing friction coefficients on the self-loosening of preloaded countersunk-head bolts under periodic transverse excitation[J]. *Journal of Tribology*, 2010, 132(3): 031601.
- [10] LI Zhibin, CHEN Yan, SUN Weicheng, et al. Study on self-loosening mechanism of bolted joint under rotational vibration[J]. *Tribology International*, 2021, 161: 107074.
- [11] GASCH R. Dynamic behaviour of the Laval rotor with a transverse crack[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2008, 22(4): 790-804.
- [12] HAN Qinkai, CHU Fulei. Parametric instability of a rotor-bearing system with two breathing transverse cracks[J]. *European Journal of Mechanics Solids*, 2012, 36: 180-190.
- [13] 杨丹, 甘春标, 杨世锡, 等. 含横向裂纹 Jeffcott 转子刚度及动力学特性研究[J]. *振动与冲击*, 2012, 31(15): 121-126.
YANG Dan, GAN Chunbiao, YANG Shixi, et al. Stiffness and dynamical behavior of Jeffcott rotor with cross crack[J]. *Journal of*

- [Vibration and Shock](#), 2012, 31(15): 121-126. (in Chinese)
- [14] 路振勇, 陈予恕, 侯磊, 等. 常开空心轴裂纹转子系统的动力学特性[J]. [航空动力学报](#), 2015, 30(2): 422-430.
LU Zhenyong, CHEN Yushu, HOU Lei, et al. Dynamic characteristics of a open crack in hollow shaft rotor system[J]. [Journal of Aerospace Power](#), 2015, 30(2): 422-430. (in Chinese)
- [15] PENG Huichun, HE Qing. The effects of the crack location on the whirl motion of a breathing cracked rotor with rotational damping[J]. [Mechanical Systems and Signal Processing](#), 2019, 123: 626-647.
- [16] LI Dongwu, BOTTO D, XU Chao, et al. Fretting wear of bolted joint interfaces[J]. [Wear](#), 2020, 458/459: 203411.
- [17] LIU Jianhua, OUYANG Huajiang, FENG Zhiqiang, et al. Self-loosening of bolted L-stub connections under a cyclic separating load[J]. [Wear](#), 2019, 426: 662-675.
- [18] QIN Zhaoeye, HAN Qinkai, CHU Fulei. Bolt loosening at rotating joint interface and its influence on rotor dynamics[J]. [Engineering Failure Analysis](#), 2016, 59: 456-466.
- [19] TAMURA A, IWATA Y, SATO H. Unstable vibration of a rotor with a transverse crack[J]. [Vibrations in Rotating Machinery](#), 1988, 1988: 647-653.
- [20] LIAO M, GASCH R. Crack detection in rotating shafts—an experimental study[C]// [Proceedings of IMechE\(Institution of Mechanical Engineers\) Conference of Vibrations in Rotating Machinery](#). Bath, UK: IMechE, 1992: 289-295.
- [21] KEINER H, GADALA M S, TANG C W. Validity of bolt-removal and gap-insertion techniques to experimentally simulate the vibration of a cracked rotor[J]. [Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures](#), 2004, 27(6): 449-458.
- [22] SENOUSY M S, KHATTAB T M, AL-QARADAWI M, et al. Identifying crack parameters in slow rotating machinery using vibration measurements and hybrid neuro-particle swarm technique [C]//[Proceedings of ASME 2010 International Mechanical Engineering Congress and Exposition](#), Vancouver, Canada: ASME 2012: 65-72.
- [23] PATEL T H, DARPE A K. Influence of crack breathing model on nonlinear dynamics of a cracked rotor[J]. [Journal of Sound and Vibration](#), 2008, 311(3/4/5): 953-972.
- [24] ZHOU Shihua, SONG Guiqiu, SUN Mengnan, et al. Nonlinear dynamic response analysis on gear-rotor-bearing transmission system [J]. [Journal of Vibration and Control](#), 2018, 24(9): 1632-1651.
- [25] 周纪卿, 朱因远. 非线性振动[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1998.
ZHOU Jiqing, ZHU Yinyuan. [Nonlinear vibration](#)[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 1998. (in Chinese)

(编辑: 王碧珺)