

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.04.021

转子系统碰摩故障中的弯扭耦合动力学

缪旭¹, 郑楠¹, 李铁¹, 杨天智²

(1. 中国航发沈阳发动机研究所, 辽宁 沈阳 110015; 2. 东北大学 机械学院, 辽宁 沈阳 110819)

摘要: 为了研究转子系统发生碰摩故障时振动响应的特征, 同时考虑弯曲和扭转方向的振动, 利用有限元法推导包含轴承非线性刚度的碰摩转子系统弯扭耦合非线性动力学模型。以某双盘单转子为计算模型, 采用数值积分方法对非线性弯扭耦合振动响应进行求解; 利用频谱图、分岔图以及庞加莱图分析碰摩故障下转子系统弯振和扭振的频谱特征和周期稳定性。计算结果表明: 碰摩使转子系统的弯振和扭振都出现了倍频成分, 其中扭振中的频率成分更加丰富; 碰摩载荷会诱发转子系统的弯振和扭振进入混沌状态。

关键词: 转子系统; 碰摩故障; 弯扭耦合; 有限元法

中图分类号: TH113 **文献标志码:** B **文章编号:** 1671-5276(2025)04-0115-08

Bending-torsional Coupling Dynamics of Rotor System in Rubbing Fault

MIAO Xu¹, ZHENG Nan¹, LI Tie¹, YANG Tianzhi²

(1. AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China;

2. College of Mechanical, Northeastern University, Shenyang 110819, China)

Abstract: In order to study the characteristics of vibration response of rotor system with rub-impact faults, this paper, considering both flexural and torsional vibrations, establishes a nonlinear bending-torsional coupling dynamic model of rub-impact rotor system with bearing nonlinear stiffness using the finite element method. A double-disk rotor model taken as an example, the nonlinear bending-torsional coupling vibration response of the rotor is solved by numerical integration method. With spectrum diagram, bifurcation diagram and Poincare diagram, the spectral characteristics and periodic stability of the rotor system in condition of rubbing are analyzed. The calculation results show that the rub-impact excites super-harmony components in bending and torsional vibration of the rotor system, and the frequency component in torsional vibration is more complicated. Rub-impact load may induce bending and torsional vibration into a chaotic state.

Keywords: rotor system; rubbing fault; bending-torsional coupling; finite element analysis

0 引言

碰摩会导致转静间隙增大, 封严磨损, 降低发动机工作效率。剧烈的碰摩可能会导致叶片断裂、转子失稳等严重后果。转子系统碰摩响应特征以及碰摩故障诊断一直是转子动力学的研究热点。文献[1-3]建立了包含转子、轴承及机匣的整机动力学模型, 对转子系统碰摩条件下的动力学特性开展了深入研究, 并将其应用于航空发动机转子系统的故障识别与诊断中。文献[4-14]考虑航空发动机的各类典型非线性因素, 开展了转子系统的碰摩振动响应研究, 分析了碰摩转子的非线性振动特征。以上文献主要集中于转子系统在发生转静碰摩故障时的非线性振动特性以

及碰摩故障诊断方法的研究, 但只对弯曲方向的振动响应进行了分析, 没有考虑碰摩对扭振的影响。实际转子系统在工作过程中, 弯振和扭振同时存在, 并且由于转子的质量不平衡, 两者存在耦合关系。本文考虑弯振和扭振的耦合作用, 利用有限元法分别对转子系统圆盘单元和梁单元进行运动微分方程推导, 并通过系统总装得到了转子系统的动力学模型, 通过引入碰摩力模型, 建立了包含弯扭耦合效应的碰摩转子系统动力学有限元模型, 利用数值积分法对某转子系统的碰摩振动响应进行求解, 利用频谱图、轴心轨迹图、庞加莱图等对转子系统发生碰摩故障时, 分析其系统弯振和扭振的频谱特征以及周期稳定性。

第一作者简介: 缪旭(1985—), 女, 辽宁沈阳人, 工程师, 硕士, 研究方向为航空发动机转子强度寿命试验研究, miaox0607@126.com。

1 有限元建模

1.1 转子系统动力学建模

首先对转子系统中圆盘单元弯扭耦合运动微分方程进行推导,分别建立转子坐标系 $Oxyz$ 和随圆盘转动的旋转坐标系 $O'\xi\eta\zeta$,如图1所示。圆盘单元的广义坐标可表示为

$$q_d = \{x \quad y \quad \theta_x \quad \theta_y \quad \theta_z\} \quad (1)$$

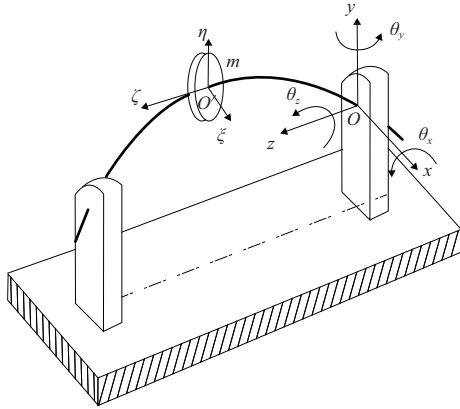


图1 圆盘单元

圆盘的动能包含平动动能和转动动能两部分,其表达式为:

$$T_d = \frac{1}{2} m \dot{\mathbf{r}}^T \dot{\mathbf{r}} + \frac{1}{2} I_p \omega_\xi^2 + \frac{1}{2} I_d (\omega_\xi^2 + \omega_\eta^2) \quad (2)$$

$$\mathbf{M}_u = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & -me \sin(\Omega t + \varphi) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & me \cos(\Omega t + \varphi) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -me \sin(\Omega t + \varphi) & me \cos(\Omega t + \varphi) & 0 & 0 & me^2 \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$\mathbf{C}_u = -2\Omega \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & me \cos(\Omega t + \varphi) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & me \sin(\Omega t + \varphi) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$\mathbf{K}_u = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & me \Omega^2 \sin(\Omega t + \varphi) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & me \Omega^2 \cos(\Omega t + \varphi) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (10)$$

式中 me 为不平衡量(m 质量, e 偏心距)

利用 Timoshenko 梁单元来模拟转子系统中的轴段部分,不考虑梁的质量偏心,则其刚度矩

$$\mathbf{r} = \begin{bmatrix} x + e \cos(\Omega t + \varphi) \\ y + e \sin(\Omega t + \varphi) \\ z \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\begin{bmatrix} \omega_\xi \\ \omega_\eta \\ \omega_\zeta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\beta \cos\gamma & \sin\gamma & 0 \\ -\cos\beta \sin\gamma & \cos\gamma & 0 \\ \sin\beta & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y \\ \Omega \end{bmatrix} \quad (4)$$

考虑转子系统发生扭振时,角位移幅值一般为小量,因此有:

$$\begin{aligned} \cos(\Omega t + \theta_z + \varphi) &= \cos(\Omega t + \varphi) \cos\theta_z - \\ \sin(\Omega t + \varphi) \sin\theta_z &\approx \cos(\Omega t + \varphi) - \theta_z \sin(\Omega t + \varphi) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \sin(\Omega t + \theta_z + \varphi) &= \sin(\Omega t + \varphi) \cos\theta_z + \\ \cos(\Omega t + \varphi) \sin\theta_z &\approx \sin(\Omega t + \varphi) + \theta_z \cos(\Omega t + \varphi) \end{aligned} \quad (6)$$

将式(2)一式(6)代入 Lagrange 方程中,并忽略高阶小项,即可得到包含弯扭耦合效应的圆盘单元运动微分方程,其矩阵形式的表达式如下:

$$(\mathbf{M}_d + \mathbf{M}_u) \ddot{\mathbf{q}}_d + (\Omega \mathbf{G}_d + \mathbf{C}_u) \dot{\mathbf{q}}_d + \mathbf{K}_u \mathbf{q}_d = \mathbf{F}_u + \mathbf{Q}_d \quad (7)$$

式中: $\mathbf{M}_d$ 、 $\mathbf{G}_d$ 分别为传统转子动力学中不考虑弯扭耦合作用的惯性矩阵和陀螺矩阵; $\mathbf{F}_u$ 是不平衡力向量; $\mathbf{Q}_d$ 为圆盘受到的广义外力; $\mathbf{M}_u$ 、 $\mathbf{C}_u$ 和 $\mathbf{K}_u$ 分别为弯扭耦合产生的惯性矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵,其表达式分别为:

阵、陀螺矩阵及惯性矩阵可分别表示为^[15]:

$$K_e = \frac{E_e I_e}{l_e (l_e^2 + 12g_e)} \begin{bmatrix} b_1 & 0 & 0 & b_2 & 0 & -b_1 & 0 & 0 & b_2 & 0 \\ 0 & b_1 & -b_2 & 0 & 0 & 0 & -b_1 & -b_2 & 0 & 0 \\ 0 & -b_2 & b_3 & 0 & 0 & 0 & b_2 & b_4 & 0 & 0 \\ b_2 & 0 & 0 & b_3 & 0 & -b_2 & 0 & 0 & b_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & b_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & -b_5 \\ -b_1 & 0 & 0 & -b_2 & 0 & b_1 & 0 & 0 & -b_2 & 0 \\ 0 & -b_1 & b_2 & 0 & 0 & 0 & b_1 & b_2 & 0 & 0 \\ 0 & -b_2 & b_4 & 0 & 0 & 0 & b_2 & b_3 & 0 & 0 \\ b_2 & 0 & 0 & b_4 & 0 & -b_2 & 0 & 0 & b_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -b_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_5 \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$G_e = \frac{\rho_e I_e}{15 (l_e^2 + 12g_e)^2} \begin{bmatrix} 0 & g_1 & -g_2 & 0 & 0 & 0 & -g_1 & -g_2 & 0 & 0 \\ -g_1 & 0 & 0 & -g_2 & 0 & g_1 & 0 & 0 & -g_2 & 0 \\ g_2 & 0 & 0 & g_3 & 0 & -g_2 & 0 & 0 & g_4 & 0 \\ 0 & g_2 & -g_3 & 0 & 0 & 0 & -g_2 & -g_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -g_1 & g_2 & 0 & 0 & 0 & g_1 & g_2 & 0 & 0 \\ g_1 & 0 & 0 & g_2 & 0 & -g_1 & 0 & 0 & g_2 & 0 \\ g_2 & 0 & 0 & g_4 & 0 & -g_2 & 0 & 0 & g_3 & 0 \\ 0 & g_2 & -g_4 & 0 & 0 & 0 & -g_2 & -g_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$M_e = \frac{\rho_e A_e l_e}{840 (l_e^2 + 12g_e)^2} \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & m_2 & 0 & m_3 & 0 & 0 & m_4 & 0 \\ 0 & m_1 & -m_2 & 0 & 0 & 0 & m_3 & -m_4 & 0 & 0 \\ 0 & -m_2 & m_5 & 0 & 0 & 0 & m_4 & m_6 & 0 & 0 \\ m_2 & 0 & 0 & m_5 & 0 & -m_4 & 0 & 0 & m_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2m_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{11} \\ m_3 & 0 & 0 & -m_4 & 0 & m_1 & 0 & 0 & -m_2 & 0 \\ 0 & m_3 & m_4 & 0 & 0 & 0 & m_1 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & -m_4 & m_6 & 0 & 0 & 0 & m_2 & m_5 & 0 & 0 \\ m_4 & 0 & 0 & m_6 & 0 & -m_2 & 0 & 0 & m_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 2m_{11} \end{bmatrix} + \quad (13)$$

$$\frac{\rho_e I_e}{30 (l_e^2 + 12g_e)^2} \begin{bmatrix} m_7 & 0 & 0 & m_8 & 0 & -m_7 & 0 & 0 & m_8 & 0 \\ 0 & m_7 & -m_8 & 0 & 0 & 0 & -m_7 & -m_8 & 0 & 0 \\ 0 & -m_8 & m_9 & 0 & 0 & 0 & m_8 & m_{10} & 0 & 0 \\ m_8 & 0 & 0 & m_9 & 0 & -m_8 & 0 & 0 & m_{10} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -m_7 & 0 & 0 & -m_8 & 0 & m_7 & 0 & 0 & -m_8 & 0 \\ 0 & -m_7 & m_8 & 0 & 0 & 0 & m_7 & m_8 & 0 & 0 \\ 0 & -m_8 & m_{10} & 0 & 0 & 0 & m_8 & m_9 & 0 & 0 \\ m_8 & 0 & 0 & m_{10} & 0 & -m_8 & 0 & 0 & m_9 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

式中:

$$\begin{cases} b_1 = 12 \\ b_2 = 6l_e \\ b_3 = 4l_e^2 + 12g_e \\ b_4 = 2l_e^2 - 12g_e \\ b_5 = G_e J_e (l_e^2 + 12g_e) / (I_e E_e) \\ g_1 = 36l_e^3 \\ g_2 = (3l_e^2 - 180g_e) l_e^2 \\ g_3 = (4l_e^4 + 60g_e l_e^2 + 1440g_e^2) l_e \\ g_4 = (-l_e^4 - 60g_e l_e^2 + 720g_e^2) l_e \\ m_1 = 312l_e^4 + 7056g_e l_e^2 + 40320g_e^2 \\ m_2 = (44l_e^4 + 924g_e l_e^2 + 5040g_e^2) l_e \\ m_3 = 108l_e^4 + 3024g_e l_e^2 + 20160g_e^2 \\ m_4 = -(26l_e^4 + 756g_e l_e^2 + 5040g_e^2) l_e \\ m_5 = (8l_e^4 + 168g_e l_e^2 + 1008g_e^2) l_e^2 \\ m_6 = -(6l_e^4 + 168g_e l_e^2 + 1008g_e^2) l_e^2 \\ m_7 = 36l_e^3 \\ m_8 = (3l_e^2 - 180g_e) l_e^2 \\ m_9 = (4l_e^4 + 60g_e l_e^2 + 1440g_e^2) l_e \\ m_{10} = (-l_e^4 - 60g_e l_e^2 + 720g_e^2) l_e \\ m_{11} = 140I_{ep} (l_e^2 + 12g_e)^2 / (\rho_e A_e) \end{cases}$$

$$g_e = \frac{E_e J_e}{\kappa G_e A_e} \quad (14)$$

式中: E_e 、 G_e 分别为弹性模量和剪切模量; I_e 、 J_e 为梁单元的截面惯性矩和极惯性矩; I_{ep} 为极转动惯量; A_e 、 ρ_e 、 l_e 分别为梁单元的截面面积、密度及长度; κ 为剪切变形系数。

得到了圆盘单元和梁单元的单元矩阵后,利用有限元理论,可得到转子系统的动力学有限元模型:

$$(\mathbf{M} + \mathbf{M}_u) \ddot{\mathbf{q}} + (\mathbf{C} + \mathbf{\Omega G} + \mathbf{C}_u) \dot{\mathbf{q}} + (\mathbf{K} + \mathbf{K}_u) \mathbf{q} = \mathbf{F}_u + \mathbf{Q} \quad (15)$$

式中: $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{K}$ 以及 $\mathbf{G}$ 分别为不考虑弯扭耦合效应的惯性、阻尼、刚度以及陀螺矩阵; $\mathbf{Q}$ 为作用在转子系统上的广义外力。

1.2 轴承非线性力

基于 Hertz 接触理论和纯滚动假设,对轴承的非线性力进行推导。图 2 给出了轴承在运转过程中内环和外环的关系示意图。轴承外环固定在轴承座上,因此相对于转子坐标系可认为是静止不动的, o 为轴承内环中心的初始位置; o_1 为变形后

轴承内环的中心位置; u_1 为变形前后内环中心位置的距离; r_1 和 r_2 分别为轴承内环半径和外环半径; θ_j 为第 j 号滚动体的位置角。令 x 和 y 分别表示 u_1 在水平方向和垂直方向的投影距离。

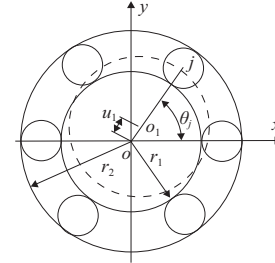


图 2 轴承内、外圈关系示意图

假设滚子与轴承内外环之间为纯滚动且保持架的转速等于滚子的公转转速,则 t 时刻第 j 号滚动体的相位角 θ_j 和径向接触变形 $u_{\theta j}$ 可表示为:

$$\theta_j = \frac{2\pi(j-1)}{N_b} + \omega_{bm} t \quad (j=1, 2, \dots, N_b) \quad (16)$$

$$u_{\theta j} = (x^{ir} - x^{or}) \cos \theta_j + (y^{ir} - y^{or}) \sin \theta_j - \frac{\gamma}{2} \quad (17)$$

式中:上标 ir 和 or 分别为轴承的内、外环; N_b 为滚子数量; γ 为轴承的径向间隙; $\omega_{bm} = (\omega_{in} r_1 + \omega_{out} r_2) / (r_1 + r_2)$ 为滚子的公转速度; ω_{in} 和 ω_{out} 分别为内外环的转速; r_1 和 r_2 分别为内外环的半径。利用 Hertz 接触理论和式(16)、式(17),可得到轴承非线性力在 x 和 y 方向的分量为

$$\begin{cases} f_x^{bearing} = -k_n \sum_{j=1}^{N_b} u_{\theta j}^{\xi} \cos \theta_j \\ f_y^{bearing} = -k_n \sum_{j=1}^{N_b} u_{\theta j}^{\xi} \sin \theta_j \end{cases} \quad (18)$$

式中:当 $u_{\theta j} \leq 0$ 时, $u_{\theta j}^{\xi} = 0$; 当 $u_{\theta j} > 0$ 时, $u_{\theta j}^{\xi} = u_{\theta j}$; 对于深沟球轴承, ξ 一般取 $3/2$; k_n 为滚子与套圈之间的综合当量刚度,根据文献[16],可表示为

$$k_n = \left[\frac{1}{(1/k_i)^{2/3} + (1/k_o)^{2/3}} \right]^{3/2} \quad (19)$$

式中: k_i 和 k_o 分别为滚子与内、外环接触刚度,根据文献[17],接触刚度可表示为

$$K_{dg} = \frac{Q}{\delta_d^{3/2}} = \frac{2^{5/2} (\sum \rho)^{-1/2}}{3 (\delta^*)^{3/2}} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (20)$$

式中: Q 为滚珠与滚道之间的法向接触载荷; δ_d 为点接触时两物体趋近量即接触弹性变形; ν_1 、 ν_2 分别为滚子和套圈的泊松比; E_1 和 E_2 分别为滚子和套圈的弹性模量; $\sum \rho$ 为接触点的主曲率; δ^* 为

与主曲率函数有关的系数,可通过文献[17]中查表得到。

1.3 碰摩力模型

假定转子与静子部件的碰撞为弹性碰撞,变形为弹性变形。参考文献[18]建立转子系统的碰摩力模型如图3所示。图中 $Oxyz$ 为转子系统固定直角坐标系; r 为轮盘几何中心的径向位移; F_N 和 F_τ 分别为转子与静子间的径向碰撞力和切向摩擦力; Ω 为转子转速。

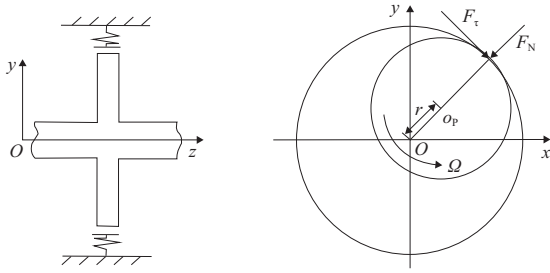


图3 碰摩力示意图

判断碰摩是否发生的几何临界为:根据转子系统中轮盘的实时振动响应幅值判断是否发生转静碰摩,当轮盘的振动位移大于转子和静子机匣的初始间隙时,即发生碰摩;否则,未发生碰摩。

设静止时转子与静子之间的间隙为 δ ,即当 $r \leq \delta$ 时,未发生碰摩, $P_N = 0, P_T = 0$;当 $r > \delta$ 时,转子和静子发生碰摩,此时假定静子径向变形为线性变形, k_c 为静子径向刚度,转子与静子间的摩擦符合库仑摩擦定律,摩擦因数为 f ,则碰摩力的表达式为

$$\begin{cases} F_N = (r - \delta) k_c \\ F_\tau = f \cdot F_N \end{cases} \quad (21)$$

式中: $r = \sqrt{x_p^2 + y_p^2}$; x_p, y_p 分别为轮盘中心的位移。由式(18)可得碰摩力在 $Oxyz$ 坐标系 x, y 方向上分量为

$$\begin{cases} F_x = -k_c (1 - \delta/r) (x_p - f \cdot y_p) \\ F_y = -k_c (1 - \delta/r) (f \cdot x_p + y_p) \\ M = F_\tau r_{in} \end{cases} \quad (22)$$

式中: M 为切向摩擦力引起的转矩; r_{in} 表示转子圆盘的半径。

将式(18)和式(22)代入转子式(15)中,即可得到考虑弯扭耦合效应的碰摩转子系统动力学有限元模型,其表达式为

$$(M + M_u) \ddot{q} + (C + \Omega G + C_u) \dot{q} + (K + K_u) q = F_u + F^{\text{bearing}} + F^{\text{rub}} \quad (23)$$

式中 F^{bearing} 和 F^{rub} 分别为轴承非线性力和碰摩力向量。

2 碰摩响应分析

式(23)右边包含有与转子位移响应有关的非线性项 F^{bearing} 和 F^{rub} ,可以利用隐式Newmark- β 法进行求解。计算模型如图4所示,轴承与圆盘的相关参数如表1和表2所示。根据前文计算方法,选取轴承接触刚度 $k_n = 7.993 \times 10^9$ (N/mm)。

另外,本文转子系统只考虑轴承位置的阻尼,并将阻尼简化为线性阻尼,2个主轴承径向和扭转方向的阻尼均为 $100 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 。

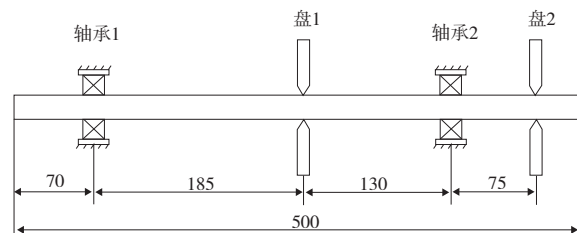


图4 转子系统物理模型(单位:mm)

表1 轴承参数

参数名称	数值
外圈半径/mm	30
内圈半径/mm	10
滚子数量	8
径向间隙/ μm	6
滚子和套圈泊松比	0.3
滚子弹性模量/(N/mm ²)	2.07×10^5
套圈弹性模量/(N/mm ²)	2.07×10^5
滚子直径/mm	4.762
外滚道直径/mm	23.2
内滚道直径/mm	17.0

表2 圆盘参数

参数名称	盘1	盘2
质量/kg	0.8	0.5
直径转动惯量/(kg · m ²)	0.000 4	0.000 2
极转动惯量/(kg · m ²)	0.000 7	0.000 4
不平衡量/(kg · m)	8×10^{-5}	5×10^{-5}

对式(20)进行特征值分析可以得到转子系统的1阶、2阶临界转速分别为 354 rad/s 和 823 rad/s 。

假设碰摩发生在圆盘 1 位置,计算转速区间为 310~380 rad/s,相关碰摩参数如表 3 所示。

表 3 碰摩参数

机匣变形刚度/ (N/m)	摩擦因数	转静初始间隙/m	圆盘 1 半径/m
5×10^{-6}	0.1	4×10^{-4}	40×10^{-3}

对盘 2 的振动响应进行分析,得到其弯振和扭振响应随转子转速的变化如图 5 所示。在弯振方向上发生碰摩故障时,转子的涡动范围受到静子的限制,与不发生碰摩时对比,碰摩响应的振动幅值有明显的降低,见图 5(a)。扭振方向上的振动响应如图 5(b)所示。转子系统在无碰摩条件下,系统没有受到其他外部激励转矩,在弯振和扭振的耦合作用下,在弯振临界转速附近也出现了峰值。另外,对比发生碰摩和无碰摩条件下扭振的振动幅值,可以看到,情况与弯振相反,碰摩使扭振的振幅明显提高,这是由于转子系统发生转静碰摩时,转子会受到碰摩切向力引起的转矩作用,该转矩直接作用在扭振方向上,使得振动响应明显增大。

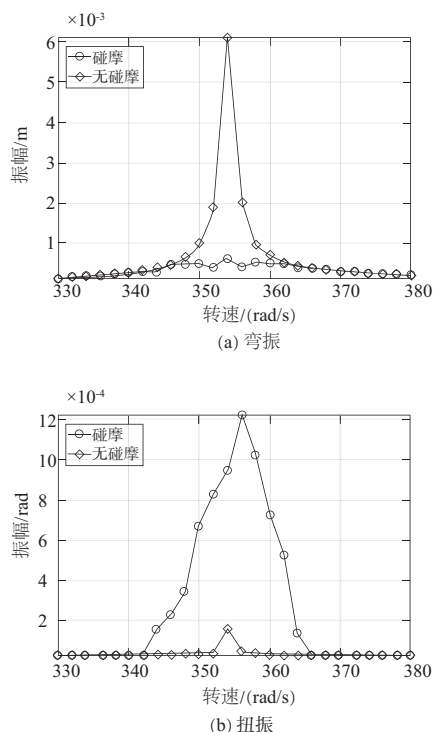


图 5 圆盘振动响应随转速的变化

图 6 为发生碰摩前后弯振和扭振的三维频谱

图。在弯振方向发生碰摩前,转子系统的振动主要是转子不平衡力引起的基频振动,而在临界转速附近发生碰摩时,振动频率成分发生了一定的变化,除了基频成分外,出现了 2 倍频以及少量 3 倍频的成分;随着转速的继续提高,当转速远离临界转速后,转子回复到基频振动的状态下。在扭振方向上,可以看到,不发生碰摩时,转子系统在扭振上没有任何频率成分的振动,而发生碰摩故障时,出现了多个频率成分的振动,包括 0 频、基频以及各种倍频成分。

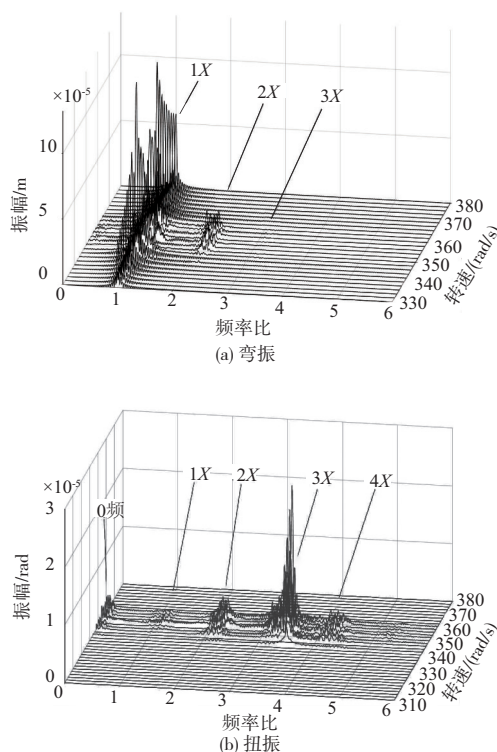


图 6 圆盘振动响应三维频谱图

进一步对转子发生碰摩故障的周期稳定性进行分析,转子系统在发生碰摩前后不同转速下的轴心轨迹和庞加莱截面如图 7 和图 8 所示,其中转子在转速 344 rad/s、348 rad/s、352 rad/s、356 rad/s 时发生碰摩。可以发现:在转子不发生碰摩时,转子振动得比较规则,轴心轨迹基本为圆形,见图 7(a)和图 7(f);在轴承的非线性力作用下,转子的振动处于拟周期状态,见图 8(a)、图 8(f)。当转子发生碰摩故障时,随着碰摩程度的增大,转子系统的运动轨迹也变得杂乱无章,见图 7(b)一图 7(e),转子的振动也由碰摩前的拟周期状态逐渐向混沌振动发展,见图 8(b)一图 8(e)。

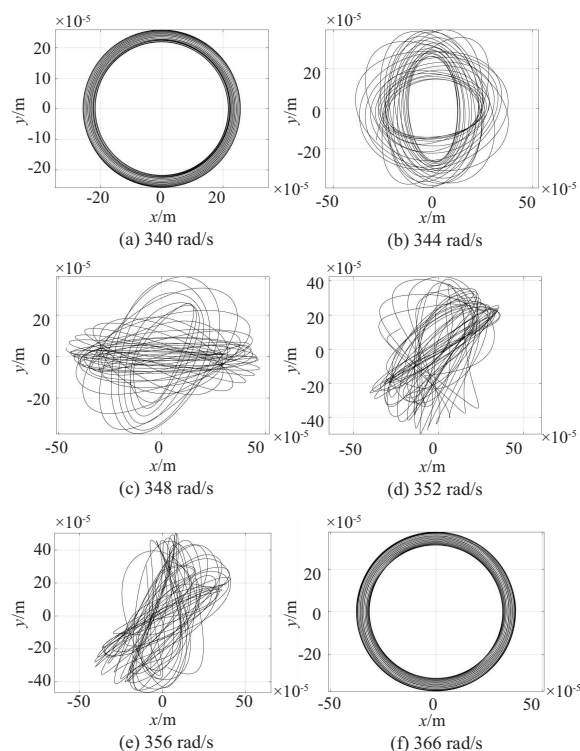


图7 轴心轨迹图

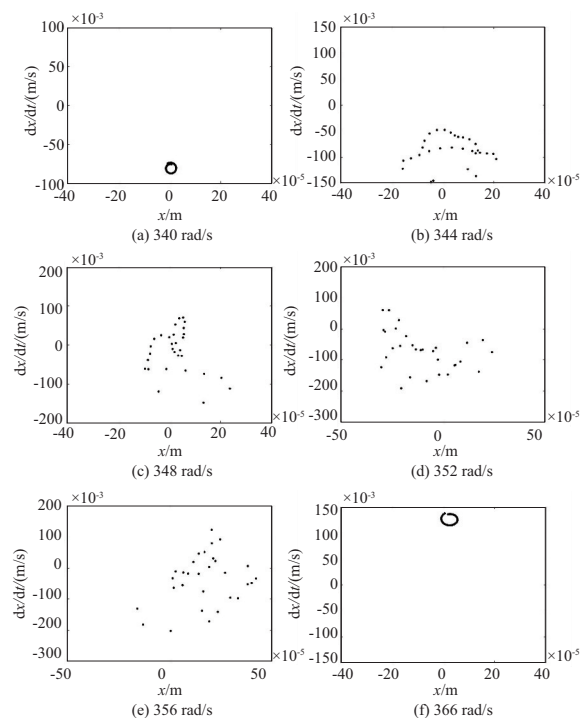


图8 庞加莱截面

转子系统振幅随转速变化的分岔图如图9所示。同样可以看到,在计算转速区间内,转子系统的弯振经过了拟周期—混沌—拟周期的变化。在扭振方向上,不发生碰摩时,没有扭振发生,发生碰摩故障时,在弯扭耦合的作用下,扭振也处于混

沌运动的状态。

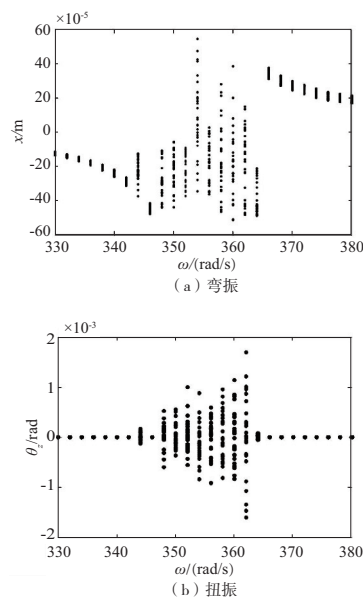


图9 分岔图

3 结语

本文利用有限元法建立了考虑弯扭耦合作用的碰摩转子动力学模型,利用数值积分法对转子系统发生碰摩时的振动响应进行了求解,利用频谱图、轴心轨迹图、庞加莱图等对弯振和扭振的响应特征进行了分析。结果表明:当转子系统发生碰摩故障时,由于静子机匣的限制,弯振响应明显降低,但在碰摩切向力和弯扭耦合作用下,扭转振动明显增大;此外,碰摩载荷使系统的弯振和扭振都出现了倍频成分振动,其中扭振中的频率成分更加丰富;碰摩会改变转子系统的周期特性,发生碰摩前后,系统的弯振由拟周期状态进入了混沌状态,在弯振和扭振耦合作用下,碰摩过程中扭振也出现了混沌运动。本文的研究结果对旋转机械的转静碰摩故障诊断具有理论参考意义。

参考文献:

- [1] 陈果,李兴阳. 航空发动机整机振动中的不平衡-不对中-碰摩耦合故障研究[J]. 航空动力学报,2009,24(10):2277-2284.
- [2] CHEN G, LIU Y Q, JIANG G Y, et al. A novel method for identifying rotor-stator rubbing positions using the cepstrum analysis technique[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014, 28(9): 3537-3544.
- [3] 王俨凯,王理,廖明夫,等. 双转子发动机转子-机匣碰摩振动特征研究[J]. 机械科学与技术, 2014, 33(4): 614-620.
- [4] 张楠,刘占生,姜兴渭. 高速转子轴承系统碰摩故障仿真研究[J]. 振动与冲击, 2010, 29(9): 77-81, 243.

- [5] 张华彪. 转子突加不平衡的碰摩响应[J]. 动力学与控制学报, 2017, 15(6): 558-562.
- [6] ZHANG H B, CHEN Y S, LI J. Bifurcation on synchronous full annular rub of rigid-rotor elastic-support system[J]. Applied Mathematics and Mechanics, 2012, 33(7): 865-880.
- [7] 张华彪, 陈予恕. 非线性转子的反向全周碰摩响应[J]. 振动与冲击, 2013, 32(10): 84-90.
- [8] 张力, 马艳红, 梁智超, 等. 转子系统碰摩约束模型与振动响应分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2015, 41(9): 1631-1637.
- [9] MA H, YIN F L, TAI X Y, et al. Vibration response analysis caused by rubbing between rotating blade and casing [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(5): 1983-1995.
- [10] YU K, MA H, HAN H Z, et al. Second order multi-synchrosqueezing transform for rub-impact detection of rotor systems [J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 140: 321-349.
- [11] MA H, LU Y, WU Z, et al. Vibration response analysis of a rotational shaft - disk - blade system with blade-tip rubbing [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2016, 107: 110-125.
- [12] MA H, YIN F L, WU Z Y, et al. Nonlinear vibration response analysis of a rotor-blade system with blade-tip rubbing[J]. Nonlinear Dynamics, 2016, 84(3): 1225-1258.
- [13] LI B Q, MA H, JIN Z, et al. Rotating Blade-Casing Rubbing Simulation Considering Casing Flexibility [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2018, 148: 118-134.
- [14] SUN C Z, CHEN Y S, HOU L. Nonlinear dynamical behaviors of a complicated dual-rotor aero-engine with rub-impact[J]. Archive of Applied Mechanics, 2018, 88(8): 1305-1324.
- [15] FRISWELL M I, PENNY J E T, GARVEY S D, et al. Dynamics of Rotating Machines [M]. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2010.
- [16] 杨喜关. 航空发动机反向旋转双转子系统及中介轴承动力特性研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014.
- [17] 邓四二, 贾群义, 薛进学. 滚动轴承设计原理 [M]. 2 版. 北京: 中国标准出版社, 2014: 132-136.
- [18] 闻邦椿, 武新华, 丁千. 等. 故障旋转机械非线性动力学的理论与试验 [M]. 北京: 科学出版社, 2004.

收稿日期: 2023 - 08 - 30

(上接第 86 页)

时, 滚压力的变化对残余压应力的影响减弱; 在滚压力超过 3 250 N 后, 滚压力的变化对残余压应力的影响程度又有所增加。

3) 当滚压转速为 300 r/min 和滚压时间为 2.5 s 时, 螺栓疲劳拉伸结果从断螺栓头下到断螺栓螺纹的临界滚压力值约为 450 N。随滚压力的增加, 螺栓头下圆角处的疲劳寿命迅速增加, 并在滚压力约为 750 N 时达到最大值。但随着滚压力的进一步增加, 螺栓的疲劳寿命又开始迅速下降。

参考文献:

- [1] 钟丽琼. 表面形变强化残余应力场对 Inconel718 高温合金高周疲劳性能的影响规律研究 [D]. 贵阳: 贵州大学, 2019.
- [2] 廖英岚. 激光选区熔化成形 GH4169 高温合金的残余应力研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2017.
- [3] YANG J, LIU D X, ZHANG X H, et al. The effect of ultrasonic surface rolling process on the fretting fatigue property of GH4169 superalloy [J]. International Journal of Fatigue, 2020, 133: 105373.
- [4] 王勉, 王自勤. Tc16 螺栓头下圆角滚压工艺参数与疲劳强度研究 [J]. 贵州工业大学学报 (自然科学版), 2008, 37(5): 108-110.
- [5] 韩坤鹏, 张定华, 姚倡锋, 等. 滚压强化表面状态特征的疲劳演化及抗疲劳机制研究进展 [J]. 航空学报, 2021, 42(10): 524302.
- [6] HÖNNIGE J, SEOW C E, GANGULY S, et al. Study of residual stress and microstructural evolution in as-deposited and inter-pass rolled wire plus arc additively manufactured Inconel 718 alloy after ageing treatment [J]. Materials Science and Engineering: A, 2021, 801: 140368.
- [7] UNGLAUB J, HENSEL J, WIMPORY R, et al. Analysis of residual stress state in deep-rolled HT-bolts [C] // Materials Research Proceedings Residual Stresses, [S. l. : s. n.], 2018. .
- [8] 周新建, 程树, 肖乾. 铁路轨检车轴箱螺栓强度分析 [J]. 机械制造与自动化, 2016, 45(2): 77-80.
- [9] REGGIANI B. Experimental investigation on the effect of shot peening and deep rolling on the fatigue response of high strength fasteners [J]. Metals, 2019, 9(10): 1093.
- [10] 黄晓东, 杜爱民. 基于 ABAQUS 的曲轴圆角滚压数值分析 [J]. 科技信息 (学术研究), 2007(30): 353-354.
- [11] 黄稳, 杜伟, 凡志磊, 等. 复合材料结构中螺栓拧紧的有限元仿真研究 [J]. 机械制造与自动化, 2022, 51(6): 127-131.
- [12] 杨秀芝, 张锐, 王健, 等. 基于 ANSYS 的曲轴圆角滚压特性分析 [J]. 合肥工业大学学报 (自然科学版), 2015, 38(9): 1180-1183.
- [13] 袁武华, 邓建伟, 申庆援, 等. 圆角滚压对螺栓残余应力分布及疲劳寿命的影响 [J]. 锻压技术, 2023, 48(1): 108-114.

收稿日期: 2023 - 09 - 15