

文章编号:1000-8055(2011)11-2401-08

发动机双转子-机匣耦合系统碰摩故障分析

袁惠群¹, 贺 威^{2,3}, 韩清凯²

(1. 东北大学 理学院, 沈阳 110004;

2. 东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110004;

3. 沈阳农业大学 高等职业技术学院, 沈阳 110122)

摘 要: 根据航空发动机双转子结构已被大量采用,构成航空发动机双转子-机匣耦合系统,将航空发动机转子系统简化为双转子-机匣耦合动力学系统,其中轴承被简化为弹簧和阻尼.考虑了低压转子与高压转子通过中介轴承的耦合作用,导出了连续体双转子多盘-机匣系统的四阶偏微分运动方程.运用变步长四阶龙格库塔法模拟了双转子系统的碰摩故障响应,分析了转速和中介轴承刚度对系统碰摩故障响应的影响,发现了该双转子模型在发生碰摩故障时的一些非线性动力特性,为解决工程实际问题提供了可参考的理论依据,具有一定的工程意义.

关 键 词: 双转子; 连续体; 耦合系统; 碰摩故障; 非线性

中图分类号: V231.9; TGY335.58

文献标志码: A

Analysis on rubs of double rotor-stator coupling system

YUAN Hui-qun¹, HE Wei^{2,3}, HAN Qing-kai²

(1. School of Science, Northeastern University, Shenyang 110004, China;

2. School of Mechanical Engineering and Automation,
Northeastern University, Shenyang 110004, China;

3. College of High Job Technology,
Shenyang Agricultural University, Shenyang 110122, China)

Abstract: Since the double rotor structure has been applied largely in aircraft engine, the double rotor-stator coupling system of an Aircraft engine has simplified the rotor system into double rotor-stator coupling dynamic system, in which the bearing was simplified into spring and damping. Considered the coupling of the low pressure rotor and high pressure rotor through the intermediate bearing, the fourth-order partial differential equations of motion of the continuum double rotor multi-disk-stator system were formed. Applying the variable step size fourth order Runge-Kutta method, rub response of the double rotor system was simulated, analyzed the affect of speed and intermediate bearing's stiffness to the rub response, found some nonlinear dynamic characteristics of the double rotor model when rubs happened, which provides some reference methods for the actual engineering problems and has certain engineering significances.

Key words: double rotor; continuum; coupling system; rubs; nonlinear

收稿日期:2010-12-09; 修订日期:2011-03-17

基金项目:国家自然科学基金(51175070)

作者简介:袁惠群(1954—),男,河北石家庄人,教授、博士生导师,博士,主要从事转子动力学与振动控制等研究.

目前,航空发动机双转子结构,低压转子与高压转子采用中介轴承连接,构成的航空发动机双转子-轴承-机匣系统已被大量采用.为了减小转子的振动以及调解转子的临界转速,在轴承与轴承座之间加有弹性支承和挤压油膜阻尼器,它们之间的运动相互耦合、相互影响,构成转子-滚动轴承-机匣耦合动力学系统.转子-轴承系统的动力特性一直是各国学者研究的热门方向.文献[1-6]对单转子系统碰摩的一些非线性特性进行了探讨;文献[7]建立双转子-轴承系统的有限元模型,求解出其固有频率和临界速度图,并且估算轴承刚度;文献[8-10]采用传递矩阵法计算双转子系统的临界转速、振型和碰摩故障,其中轴承被简化为弹簧和阻尼.文献[11]建立了双转子系统碰摩有限元接触分析模型,并采用整体传递系数法计算转子系统的动力特性,文献[12]研究了双转子发动机的碰摩振动特性,但还是把双转子系统简化为质点系来描述双转子的振动特性.目前,将双转子系统考虑为连续体双转子多盘-机匣系统,并对其在发生碰摩故障时的一些非线性动力特性进行分析的还很少见.

本文针对实际航空发动机的双转子-机匣耦合系统,建立了双转子多盘-机匣耦合系统动力学模型,其中轴承被简化为弹簧和阻尼.在模型中,一方面充分考虑了低压转子与高压转子通过中介轴承的耦合作用,另一方面也考虑了高压转子与机匣的碰摩故障的耦合作用,导出了连续体双转子-机匣系统的四阶偏微分运动方程.运用变步长四阶龙格库塔法模拟了双转子系统的碰摩故障响应,分析了转速以及中介轴承刚度对系统碰摩故障响应的影响,发现了该双转子模型在发生碰摩故障时的一些非线性动力特性,为解决实际工况问题提供了可参考的理论依据.

1 双转子-机匣耦合系统动力学模型

1.1 模型示意图

图1为某航空发动机双转子-机匣耦合系统动力学模型,两个转子分别通过弹性支承与机匣连接.高低压转子之间通过一个弹性支承耦合.其中, m_c 为机匣质量; m_1, m_2, m_3, m_4, m_5 为转子圆盘质量; $E_1, E_2, I_1, I_2, L_1, L_h, \rho, A_1, A_2$ 分别为高低压转轴的弹性模量、截面惯性矩、转轴长度、转轴密度、转轴截面积; k_r 为碰摩接触刚度; k_d, c_d 为

转轴与轴盘之间的连接刚度和阻尼; k_1, k_2, k_3, k_4 为高低压转轴与机匣之间以及高低压转轴之间的横向与垂向弹性支承刚度; c_1, c_2, c_3, c_4 为高低压转轴与机匣之间以及高低压转轴之间的横向与垂向挤压油膜阻尼; k_5 为机匣与基础之间的横向与垂向支承刚度; c_5 为机匣与基础之间的横向与垂向支承阻尼; δ 为高压转子圆盘与机匣之间的碰摩间隙; e 圆盘质量偏心量.

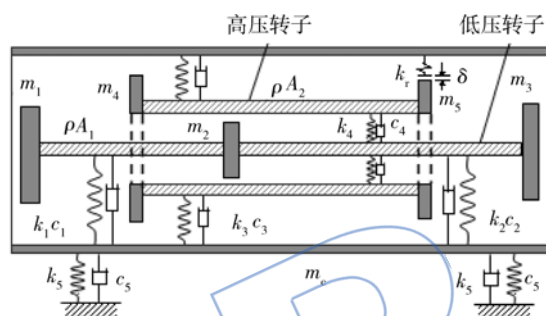


图1 双转子-机匣耦合系统动力学模型

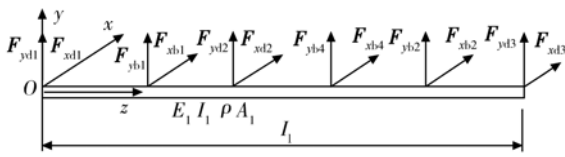
Fig.1 Dynamic model of the double rotor-stator coupling system

1.2 模型运动微分方程

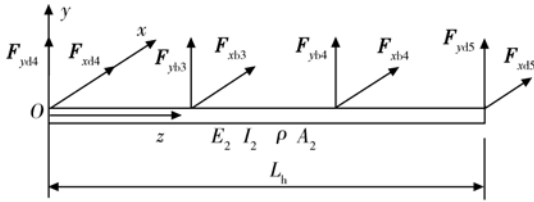
在建立动力学方程之前,作如下假设^[7]:①假设在工作转速范围内机匣不出现任何振型(这在机匣的局部振动响应测试中已得到证明),即可认为机匣与圆盘只具有作为整体进行水平和垂直两个方向平移的两个自由度;②高、低压转子在工作转速范围内的弯曲、扭转振型很小,转子的弯曲振型在最高工作转速的120%以上才较明显,出现扭转振型较明显的转速更高,所以可认为转子是刚性的;③高、低压转子分别以 ω_1 和 ω_2 的转速恒速转动,且无轴向运动;④转子系统刚度很大,相对其质量较小,故忽略重力的影响;⑤碰摩发生在高压涡轮与后机匣之间的情况较多,仅考虑圆盘5处的碰摩.

1.2.1 低压转子和高压转子的动力学模型

转子分析模型见图2所示,采用与文献[6]相同的两端自由的欧拉梁模型,图2中 F_{xdi} 和 F_{ydi} 为圆盘 i ($i=1\sim5$)对高低压转子转轴的 x 和 y 向作用力; F_{xbi} 和 F_{ybi} 分别为弹性支承的 x 和 y 向作用力. L_l, L_h 为低压转子和高压转子的长度;模型中不考虑圆盘的陀螺效应.图中,坐标轴 $O-xyz$ 为固结于转轴左端的直角坐标系,考虑转轴在 Oyz 平面和 Oxz 平面的横向振动.



(a) 低压转子转轴受力图



(b) 高压转子转轴受力图

图 2 高低压转子受力图

Fig. 2 Force diagram of low pressure and high pressure rotor

1.2.1.1 转子 \$Oxz\$ 平面的横向弯曲振动

设高低压转子转轴的振动位移变量为 $x_{hr}(z_h, t)$, $x_{lr}(z_l, t)$, 其中 z_h 和 z_l 分别为高低压转子的轴向坐标. 转轴的振动微分方程为

1) 低压转子

$$E_1 I_1 \frac{\partial^4 x_{lr}(z_l, t)}{\partial z^4} + \rho A_1 \frac{\partial^2 x_{lr}(z_l, t)}{\partial t^2} = F_{xb1} \delta(z_l - z_{lb1}) + F_{xb2} \delta(z_l - z_{lb2}) + F_{xb3} \delta(z_l - z_{lb3}) + F_{xd1} \delta(z_l - z_{ld1}) + F_{xd2} \delta(z_l - z_{ld2}) + F_{xd3} \delta(z_l - z_{ld3}) \quad (1)$$

其中 $\delta(z)$ 为狄拉克函数; $z_{ld1}, z_{ld2}, z_{ld3}$ 分别为低压转子圆盘 1, 2, 3 位置坐标; $z_{lb1}, z_{lb2}, z_{lb3}$ 分别为低压转子轴承 1, 2, 4 位置坐标; F_{xb1}, F_{xb2} 和 F_{xb3} 分别为轴承 1, 2 和 4 的作用力; F_{xdi} 为圆盘 i 对低压转子转轴的作用力 ($i=1 \sim 3$), 转子圆盘与转轴之间看作用刚度为 k_d 、阻尼为 c_d 的弹性支承进行连接. F_{xdi} 分别为

$$F_{xdi} = k_d [x_{ri}(t) - x_{lr}(z_{di}, t)] + c_d [\dot{x}_{ri}(t) - \dot{x}_{lr}(z_{di}, t)]$$

方程(1)为四阶微分方程, 为了进行数值分析, 需要将其转化为有限自由度的二阶常微分方程组, 由于梁的振动主要由少数几个低阶振动模态决定, 因此, 采用模态截断法, 选择前 6 个低阶模态来研究自由梁的振动. 为此引入自由梁正交函数系 $X_n (n=1, \dots, 6)$ 即

$$\begin{cases} X_1 = 1 \\ X_2 = \sqrt{3}(1 - 2z/l_1) \\ X_n = (\cosh \beta_n z + \cos \beta_n z) - C_n (\sinh \beta_n z + \sin \beta_n z) \\ (n > 2) \end{cases} \quad (2)$$

式中 C_n, β_n 为常数, 由自由梁函数系数表确定. 低压转子转轴在 Oyz 平面的横向弯曲振动可近似表示为

$$x_{lr}(z, t) = \sum_{n=1}^6 X_n(z) T_{l,n}(t) \quad (3)$$

其中 $T_{l,n}(t)$ 为转轴驻波波形的相位变化因子.

将式(3)代入式(1), 并在等式两边同乘 $X_p(z)$, $p=1, 2, \dots, 6$, 然后在转轴全长范围内对 z 积分, 利用模态正交性和 $\delta(z)$ 函数的性质得

$$\begin{aligned} \ddot{T}_{l,n}(t) + \frac{E_1 I_1 \beta_n^4}{\rho A_1} T_{l,n}(t) = & \frac{F_{xb1}}{\rho A_1 L_1} X_n(z_{lb1}) + \frac{F_{xb2}}{\rho A_1 L_1} X_n(z_{lb2}) + \\ & \frac{F_{xb3}}{\rho A_1 L_1} X_n(z_{lb3}) + \frac{F_{xd1}}{\rho A_1 L_1} X_n(z_{ld1}) + \\ & \frac{F_{xd2}}{\rho A_1 L_1} X_n(z_{ld2}) + \frac{F_{xd3}}{\rho A_1 L_1} X_n(z_{ld3}) \end{aligned} \quad (4)$$

此即在 Oxz 平面中转轴振型坐标下的二阶微分方程组 ($n=1, \dots, 6$) 的基本形式. $\ddot{T}_{l,n}(t)$ 为转轴驻波波形的相位变化因子的二阶微分.

2) 高压转子

$$\begin{aligned} E_2 I_2 \frac{\partial^4 x_{hr}(z_h, t)}{\partial z^4} + \rho A_2 \frac{\partial^2 x_{hr}(z_h, t)}{\partial t^2} = & F_{xb3} \delta(z_h - z_{hb1}) + F_{xb4} \delta(z_h - z_{hb2}) + \\ & F_{xd4} \delta(z_h - z_{hd1}) + F_{xd5} \delta(z_h - z_{hd2}) \end{aligned} \quad (5)$$

其中 z_{hd1}, z_{hd2} 分别为高压转子圆盘 4, 5 位置坐标; z_{hb1}, z_{hb2} 分别为高压转子轴承 3, 4 位置坐标; F_{xb3} 和 F_{xb4} 分别为轴承 3 和 4 的作用力; F_{xdi} 为圆盘 i 对高压转子转轴的作用力 ($i=4, 5$), 其为

$$F_{xdi} = k_d [x_{ri}(t) - x_{hr}(z_{hd(i-3)}, t)] + c_d [\dot{x}_{ri}(t) - \dot{x}_{hr}(z_{hd(i-3)}, t)]$$

同理转化为有限自由度的二阶常微分方程组为

$$\begin{aligned} \ddot{T}_{h,n}(t) + \frac{E_2 I_2 \beta_n^4}{\rho A_2} T_{h,n}(t) = & \frac{F_{xb3}}{\rho A_2 L_h} X_n(z_{hb1}) + \frac{F_{xb4}}{\rho A_2 L_h} X_n(z_{hb2}) + \\ & \frac{F_{xd4}}{\rho A_2 L_h} X_n(z_{hd1}) + \frac{F_{xd5}}{\rho A_2 L_h} X_n(z_{hd2}) \end{aligned} \quad (6)$$

1.2.1.2 Oyz 平面的横向弯曲振动

设 g 为重力加速度, 同理可以得在 Oyz 平面中低压转子和高压转子转轴振型坐标下的二阶微分方程组 ($n=1, \dots, 6$) 的基本形式为

1) 低压转子

$$\ddot{T}_{lym}(t) + \frac{E_1 I_1 \beta_n^4}{\rho A_1} T_{lym}(t) = \frac{\mathbf{F}_{yb1}}{\rho A_1 L_1} Y_n(z_{lb1}) + \frac{\mathbf{F}_{yb2}}{\rho A_1 L_1} Y_n(z_{lb2}) + \frac{\mathbf{F}_{yb3}}{\rho A_1 L_1} Y_n(z_{lb3}) + \frac{\mathbf{F}_{yd1}}{\rho A_1 L_1} Y_n(z_{ld1}) + \frac{\mathbf{F}_{yd2}}{\rho A_1 L_1} Y_n(z_{ld2}) + \frac{\mathbf{F}_{yd3}}{\rho A_1 L_1} Y_n(z_{ld3}) + \frac{g}{L_1} \int_0^L Y_n(z) dz \quad (7)$$

2) 高压转子

$$\ddot{T}_{hym}(t) + \frac{E_2 I_2 \beta_n^4}{\rho A_2} T_{hym}(t) = \frac{\mathbf{F}_{yb3}}{\rho A_2 L_h} Y_n(z_{hb1}) + \frac{\mathbf{F}_{yb4}}{\rho A_2 L_h} Y_n(z_{hb2}) + \frac{\mathbf{F}_{yd4}}{\rho A_2 L_h} Y_n(z_{hd1}) + \frac{\mathbf{F}_{yd5}}{\rho A_2 L_h} Y_n(z_{hd2}) + \frac{g}{L_h} \int_0^L Y_n(z) dz \quad (8)$$

1.2.2 机匣动力学模型

设 p_x, p_y 为圆盘 5 与机匣之间的碰摩力在 x, y 方向的分力, 机匣运动微分方程为

$$\begin{cases} m_c \ddot{x}_c + k_5 x_c + c_5 \dot{x}_c + \mathbf{F}_{xb1} + \mathbf{F}_{xb2} + \mathbf{F}_{xb3} = -p_x \\ m_c \ddot{y}_c + k_5 y_c + c_5 \dot{y}_c + \mathbf{F}_{yb1} + \mathbf{F}_{yb2} + \mathbf{F}_{yb3} = -p_y - m_c h \end{cases} \quad (9)$$

其中

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{xb1} &= k_1 [x_c - x_{lr}(z_{lb1}, t)] + c_1 [\dot{x}_c - \dot{x}_{lr}(z_{lb1}, t)] \\ \mathbf{F}_{xb2} &= k_2 [x_c - x_{lr}(z_{lb2}, t)] + c_2 [\dot{x}_c - \dot{x}_{lr}(z_{lb2}, t)] \\ \mathbf{F}_{xb3} &= k_3 [x_c - x_{hr}(z_{hb1}, t)] + c_3 [\dot{x}_c - \dot{x}_{hr}(z_{hb1}, t)] \\ \mathbf{F}_{xb4} &= k_4 [x_{hr}(z_{hb2}, t) - x_{lr}(z_{lb3}, t)] + c_4 [\dot{x}_{hr}(z_{hb2}, t) - \dot{x}_{lr}(z_{lb3}, t)] \end{aligned}$$

1.2.3 转子圆盘模型

转盘的质量偏心 e_i 所产生的不平衡力以及 5 号转盘与机匣之间的碰摩, ω_i 为转子角速度. 由牛顿第二定律, 可得其运动为方程为

$$\begin{cases} m_i \ddot{x}_{ri} + \mathbf{F}_{xdi} = p_x + m_i e_i \omega_i^2 \cos(\omega_i t) \\ m_i \ddot{y}_{ri} + \mathbf{F}_{ydi} = p_y + m_i e_i \omega_i^2 \sin(\omega_i t) - m_i g \end{cases} \quad (i = 1, \dots, 5) \quad (9)$$

$$\begin{aligned} k_r &= 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}, & k_i &= 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}, \\ c_i &= 1100 \text{ N} \cdot \text{s/m} \quad (i = 1, \dots, 4), \\ k_5 &= 2.5 \times 10^9 \text{ N/m}, & c_5 &= 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}, \\ m_c &= 50 \text{ kg}, & m_i &= 4 \text{ kg} \\ e &= 0.00001 \text{ m}. \end{aligned}$$

2 偏心量对双转子系统稳态响应的影

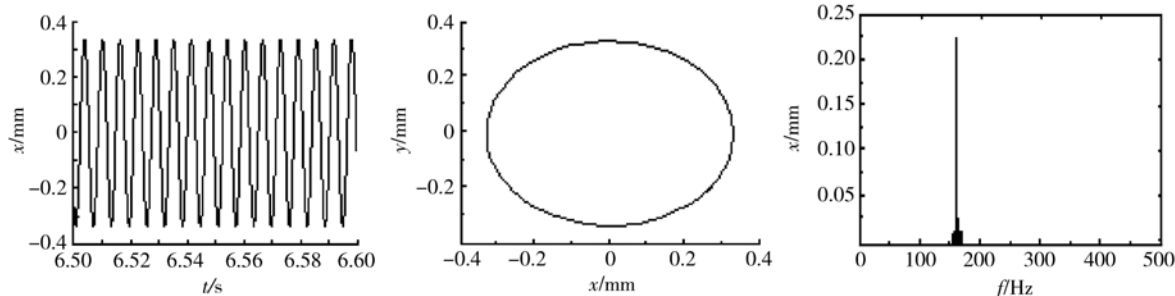
本文建立的双转子-机匣耦合动力学模型, 计算参数如下:

$$\begin{aligned} E_1 &= E_2 = 2.07 \times 10^{11} \text{ Pa}, \\ I_1 &= I_2 = 5.2 \times 10^{-8} \text{ m}^4, \\ \rho A_1 &= \rho A_2 = 1.543 \text{ kg/m}, \\ L_1 &= 0.45 \text{ m}, & L_h &= 0.27 \text{ m}, \\ k_d &= 1.0 \times 10^9 \text{ N/m}, & c_d &= 1000 \text{ N} \cdot \text{s/m}, \end{aligned}$$

1) 当 2 号盘存在 0.0001m 的偏心距时 2 号盘的稳态响应. 图 3 分别为 2 号盘的时域波形图、圆心轨迹图、幅值谱图、相图、Poincaré 截面图.

2) 当 2 号、4 号盘同时存在 0.00001m 的偏心距时 2 号盘的稳态响应. 图 4 分别为 2 号盘的 x 方向、 y 方向时域波形图、轴心轨迹图、幅值谱图、相图、Poincaré 截面图.

由图 3 和图 4 对比可以发现, 当双转子系统的 2 号圆盘存在偏心时, 整个转子系统的运动为稳定的周期 1 运动. 当高低压转子 2 和 4 号圆盘同时存在偏心时, 在其他参数不变的情况下转子的运动发生了很大的变化, 处于多周期运动状态.



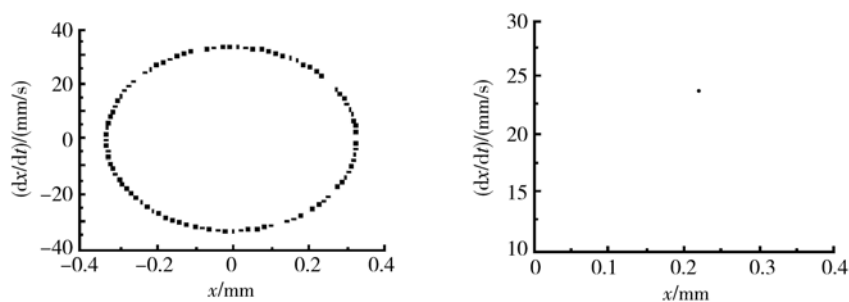


图 3 2 号盘存在偏心时, 2 号盘的稳态响应

Fig. 3 Steady-state response of the 2nd disk when the 2nd disk is eccentric

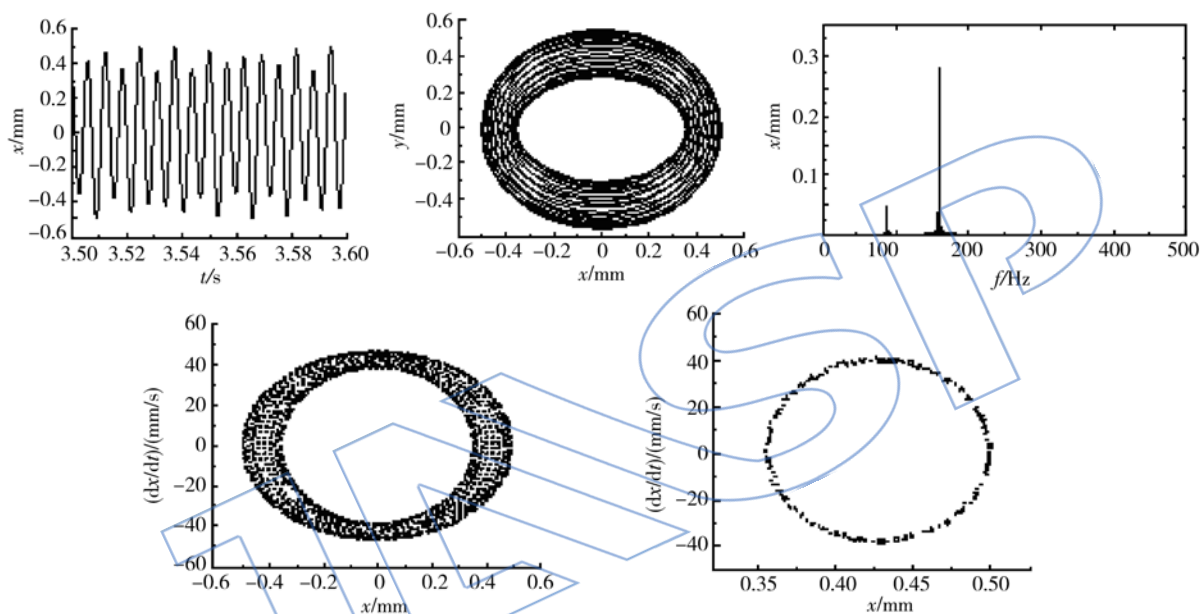


图 4 2 号与 4 号盘同时存在偏心时, 2 号盘的稳态响应

Fig. 4 Steady-state response of the 2nd disk when the 2nd and 4th disk are eccentric

从时域波形图上可以明显的看到, 转子的运动相对剧烈, 位移增大; 从频谱图可以看到出现了倍频成分; 由相图和 Poincaré 截面图看出其处于多周期运动状态. 可见, 双转子系统高低压转子之间存在明显相互耦合作用, 对双转子系统振动特性的研究是非常必要的.

3 双转子-机匣耦合系统碰摩故障动力响应分析

当 2 号盘存在 0.0001 m 的偏心距时, 5 号盘的碰摩故障分析, 碰摩刚度 $k_t = 9.0 \times 10^7$ N/m, 其他参数同上. 图 5~图 7 分别为 5 号盘与机匣碰摩时的轴心轨迹图、时域波形图、幅值谱图、相图、Poincaré 截面图. 去除了前 500 个周期的非稳态响应.

3.1 以转动角速度为参数的转子分岔与混沌运动分析

图 5 为转速为 750 rad/s 时振动响应图形, 由轴心轨迹图可见转子碰摩程度较轻, 转子处于稳态响应的稳定区域. 由其幅值谱图、相图、Poincaré 截面图可以看出转子为周期 1 运动, 由图 8(c) 的分叉图也可以看到, 当转速低于 800 rad/s 时转子均处于周期 1 运动状态; 图 6 为转速为 1000 rad/s 时振动响应图形, 其轴心轨迹在一个有一定宽度的空间环带上运动, 时域波形图上可见明显的“拍振”现象, 相应 Poincaré 截面图为封闭曲线, 在耗散系统中这个图形可作为拟周期解的充分认定; 在谱图上出现了高次谐波及其不可通约频率成分, 即系统响应中有密频成分, 这说明有谐波分岔发生, 可以判定 1000 rad/s 是转子系统的一个固有角速度; 由轴心轨迹图、Poincaré

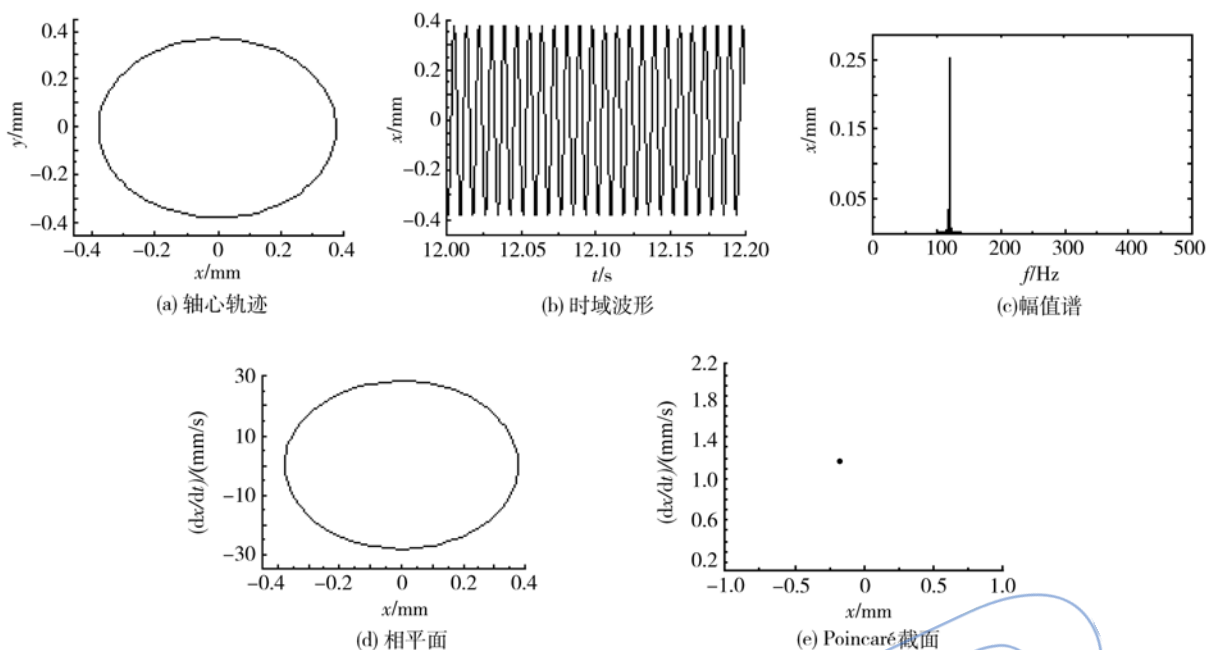


图 5 转子角速度 $\omega=750 \text{ rad/s}$ 时的轴心轨迹、时域波形、幅值谱、相平面和 Poincaré 截面图

Fig. 5 Diagram of orbit, time-domain waveform, amplitude spectrum, phase plane and Poincaré sections when the rotor angular velocity is $\omega=750 \text{ rad/s}$

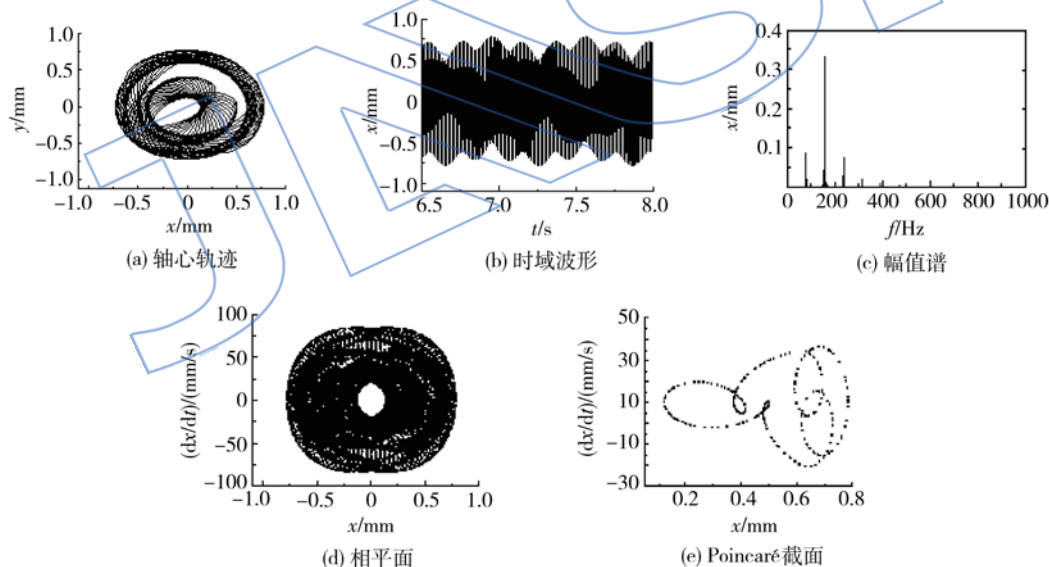


图 6 转子角速度 $\omega=1000 \text{ rad/s}$ 时的轴心轨迹、时域波形、幅值谱、相平面和 Poincaré 截面图

Fig. 6 Diagram of orbit, time-domain waveform, amplitude spectrum, phase plane and Poincaré sections when the rotor angular velocity is $\omega=1000 \text{ rad/s}$

截面图和图 8(c) 的分叉图均表明转子处于概周期运动。图 7 为转速为 1350 rad/s 时振动响应图形, 由其幅值谱图、相图、Poincaré 截面图以及图 8(c) 可以看出转子处于周期 1 运动状态。

图 8 为不同碰摩刚度时, 转子系统随转速变化的分叉图。由这 3 个图可以看到, 当转速在 $1000, 1500 \text{ rad/s}$ 附近时三个分叉图上振动都比较剧烈。

随着碰摩刚度的增加, 当碰摩刚度为 $9.0 \times 10^7 \text{ N/m}$ 时系统出现 $500, 1000, 1500 \text{ rad/s}$ 三个共振区, 其共振区的范围增大, 振幅也随之增加, 将会对设备产生严重的危害。

3.2 以中介轴承刚度为参数的转子分岔与混沌运动分析

图 9 为不同碰摩刚度时转子 5 号圆盘随中介

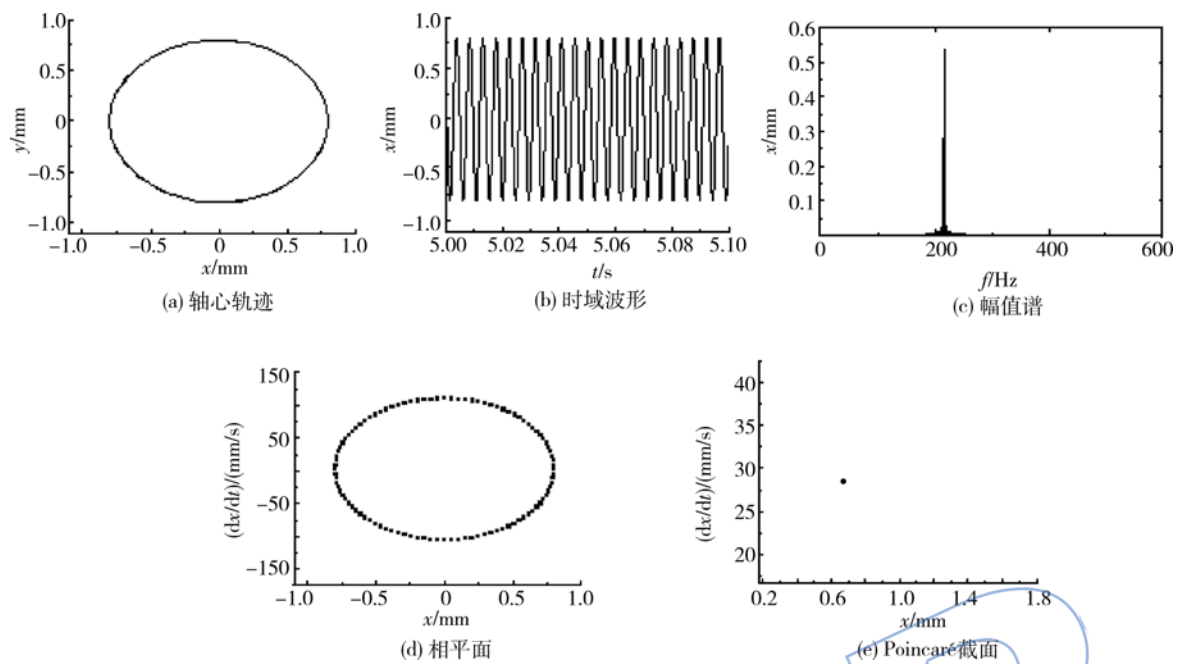


图 7 转子角速度 $\omega=1350 \text{ rad/s}$ 时的轴心轨迹、时域波形、幅值谱、相平面、Poincaré 截面图

Fig. 7 Diagram of orbit, time-domain waveform, amplitude spectrum, phase plane and Poincaré sections when the rotor angular velocity is $\omega=1350 \text{ rad/s}$

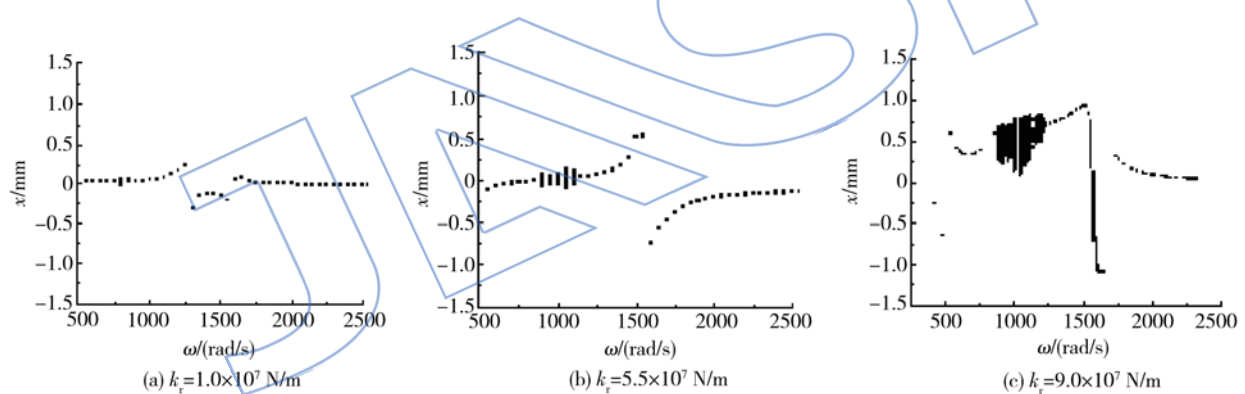


图 8 不同碰摩刚度时转子随转速变化分叉图

Fig. 8 Bifurcation diagram of different rub stiffness rotor with the change of the speed

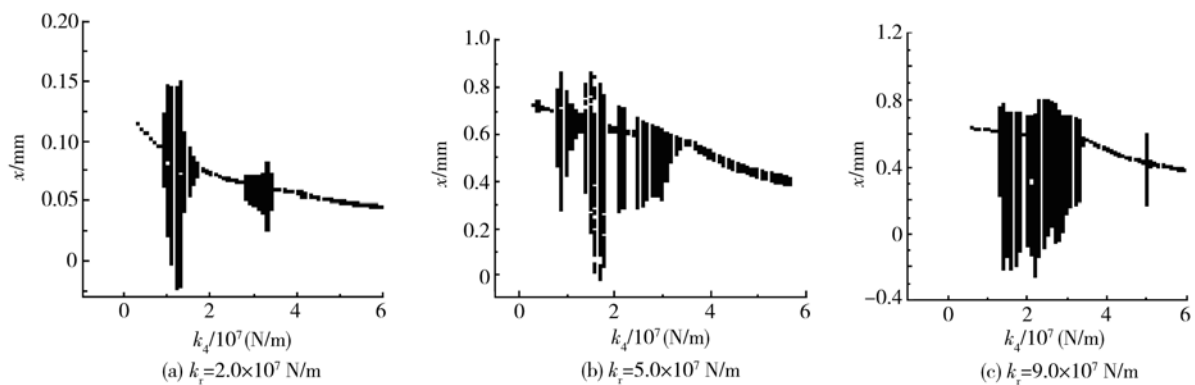


图 9 不同碰摩刚度的转子随中介刚度变化分叉图

Fig. 9 Bifurcation diagram of different rub stiffness rotor with the change of the intermediate stiffness

轴承刚度变化的碰摩故障响应分叉图. 由图可见, 随着中介轴承刚度的变化, 转子的碰摩故障响应出现明显的波动, 而且其共振区在不同的碰摩刚度时有所不同, 表明了中介轴承刚度对转子系统自振频率的影响. 由图可见, 在本文所讨论的中介轴承刚度变化范围内, 当中介刚度在 1.7×10^7 N/m 和 3.0×10^7 N/m 附近时, 不同的碰摩刚度情况下它们的响应都比较剧烈, 而在中介刚度为 2.0×10^7 N/m 附近以及中介轴承刚度大于 3.6×10^7 N/m 时转子的响应均相对稳定. 通过以上的分析可见, 双转子系统的中介轴承刚度对于系统的碰摩故障有着明显的影响, 在实际工况中应注意对中介支承刚度的控制, 应选择适当的中介轴承刚度来降低碰摩故障响应幅值.

4 结 论

1) 模拟计算了当低压转子某盘出现质量偏心时的动力响应和当高低压转子同时出现质量偏心时的动力响应. 通过比较发现, 当高低压转子都有某个圆盘存在质量偏心时, 在其他参数不变的情况下转子的运动发生了很大的变化, 表现出复杂的振动特性.

2) 模拟计算了以转动角速度为参数的转子分岔与混沌运动响应, 通过不同转速下碰摩时圆盘 5 处的轴心轨迹、时域波形图、幅值谱图、相平面图、Poincare 截面图以及以转动角频率为参数的转子分岔图, 发现了该系统的一些非线性振动特性.

3) 模拟计算了不同碰摩刚度时转子分岔与混沌运动响应, 发现随着碰摩刚度的增加, 系统在三个共振区的范围增大, 振幅也随之增加. 当碰摩刚度较小时, 几乎看不到明显的共振区域. 随着碰摩刚度的增大, 其共振区的范围增大, 振幅也随之增加.

4) 模拟计算了以中介轴承刚度为参数的转子分岔与混沌运动响应, 通过对不同碰摩刚度时转子系统随着中介轴承刚度变化的碰摩故障响应的对比, 发现本文双转子系统的中介轴承刚度的不同取值区域对于系统的碰摩故障响应的不同影响, 在实际工况中应注意对中介支承刚度的控制, 选择适当的中介轴承刚度来降低碰摩故障响应幅值, 为解决实际工况问题提供了可参考的理论依据.

参考文献:

[1] 袁惠群, 闻邦椿, 王德友. 非线性碰摩力对碰摩转子分叉与混沌行为的影响[J]. 应用力学学报, 2001, 18(4): 16-20.

YUAN Huiqun, WEN Banchun, WANG Deyou. Effects of nonlinear rubbing and impact forces on the bifurcation and chaos behaviors of rub rotor[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2001, 18(4): 16-20. (in Chinese)

[2] 闻邦椿, 李以农, 徐培民, 等. 工程非线性振动[M]. 北京: 科学出版社, 2007.

[3] 王德友. 发动机转静件碰摩振动特征的提取与理论研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 1995.

WANG Deyou. Research and extract of vibration features on rubbing between rotor and stator for aeroengine[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1995. (in Chinese)

[4] Fukata S, Gad E H, Kondou T, et al. On the radial vibration of ball bearings computer simulation[J]. Bulletin of the JSME, 1985, 28(239): 899-904.

[5] Buscarello R T. Practical solutions to machinery and maintenance vibration problems [M]. Denver: Update International, 2002.

[6] 陈果. 含碰摩故障的新型转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型[J]. 振动工程学报, 2009, 22(5): 538-545.

CHEN Guo. A dynamic model for rotor-ball bearing-stator coupling system with rubbing faults[J]. Journal of Vibration Engineering, 2009, 22(5): 538-545. (in Chinese)

[7] Chiang H W D, Hsu C N, Tu S H. Rotor-bearing analysis for turbo machinery single- and dual-rotor systems[J]. Journal of Propulsion and Power, 2004, 20(6): 1096-1104.

[8] 胡绚, 罗贵火, 高德平. 反向旋转双转子稳态响应计算分析与试验[J]. 航空动力学报, 2007, 22(7): 1044-1049.

HU Xuan, LUO Guihuo, GAO Deping. Numerical analysis and experiment of counter-rotating dual-rotor's steady state response[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(7): 1044-1049. (in Chinese)

[9] Gupta K D, Gupta K, Athre K. Unbalance response of a dual rotor system: theory and experiment[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1993, 115(4): 427-435.

[10] 贺威, 袁惠群. 瞬态传递矩阵法分析热弯转子的热碰摩故障[J]. 东北大学学报, 2009, 30(6): 861-864.

HE Wei, YUAN Huiqun. Transient transfer matrix method for thermal rub-impact faults in hot bending rotor system[J]. Journal of Northeastern University, 2009, 30(6): 861-864. (in Chinese)

[11] 单颖春, 刘献栋, 何田, 等. 双转子系统碰摩有限元接触分析模型及故障诊断[J]. 航空动力学报, 2005, 20(5): 789-794.

SHAN Yingchun, LIU Xiandong, HE Tian, et al. Research on the finite element impact-contact analytical model of dual-rotor system and its diagnosis method[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(5): 789-794. (in Chinese)

[12] 周海仑, 陈果. 航空发动机双转子-滚动轴承-机匣耦合系统动力学分析[J]. 航空动力学报, 2009, 24(6): 1284-1291.

ZHOU Hailun, CHEN Guo. Dynamic response analysis of dual rotor-ball bearing-stator coupling system for aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(6): 1281-1291. (in Chinese)