

DOI: 10.3901/JME.2019.19.060

考虑螺栓联接结构的轴承-转子系统振动特性分析*

李玉奇^{1,2} 罗忠^{1,2} 栗江^{1,2} 侯小捷^{1,2}

(1. 东北大学机械工程与自动化学院 沈阳 110819;
2. 东北大学航空动力装备振动及控制教育部重点实验室 沈阳 110819)

摘要:针对含螺栓联接结构的轴承-转子系统,建立考虑陀螺力矩及因螺栓预紧力不均匀产生的初始变形量的非线性转子系统动力学模型。采用 Newmark- β 法求解转子系统运动方程,通过分岔图、时域曲线、频谱及 Poincaré 映射图研究存在轴承游隙时转子系统的混沌路径,并分析不同初始变形量及轴承游隙对转子系统非线性振动特性的影响,通过试验验证所得结论的准确性。研究表明,当存在轴承游隙时,预紧力不均匀产生的初始变形量增加会抑制低转速下盘的混沌运动,拟周期运动进入混沌运动状态的转速升高,临界转速附近的振动幅值增加,系统混沌路径发生变化;存在初始变形量时,随着轴承径向游隙增大,系统在低转速工作状态下即进入混沌运动状态,拟周期运动进入混沌运动状态的转速降低。研究结果可为含螺栓联接结构的轴承-转子系统设计提供理论参考。

关键词: 螺栓联接;非线性支承;转子系统;预紧力不均匀;振动特性

中图分类号: TH133

Vibration Characteristics of Rotor Bearing System with Bolted Joint Structure

LI Yuqi^{1,2} LUO Zhong^{1,2} LI Jiang^{1,2} HOU Xiaojie^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819;
2. Key Laboratory of Vibration and Control of Aero-Propulsion System Ministry of Education, Northeastern University, Shenyang 110819)

Abstract: A nonlinear dynamic model of rotor bearing system with bolted joint structure which considering the gyroscopic moment and the initial deformation due to the uneven preload of the bolts is built. The Newmark- β method is utilized to obtain the nonlinear dynamic responses, and the time-domain response, the bifurcation plots, the frequency spectra, the Poincaré maps are used to carry out the routes to chaotic motion of the rotor system with bearing clearance. And then the effects of the initial deformation and the bearing clearance on dynamic responses are analyzed. The results show that with the increasing of the initial deformation, the chaotic motion of the disk at low speed is suppressed when the bearing clearance is present, the rotational speed from the quasi periodic motion into the chaotic state increased, the amplitude of the response near critical speed increased and the routes to chaotic changed; With the increasing of the bearing clearance, the motion state of the system is chaotic under a low rotating speed when the initial deformation is present. And the speed from the quasi periodic motion to chaos motion state is decreased. The results can provide a theoretical foundation for the design of bearing rotor system with bolted joint structure.

Key words: bolted joint structure; nonlinear support; rotor system; uneven preload force; vibration characteristic

0 前言

含螺栓联接结构的轴承-转子系统广泛应用于

航空发动机及汽轮机组等旋转设备中,螺栓联接结构及轴承均为影响转子系统运动稳定性的重要因素。当前,已有研究主要针对螺栓联接结构参数或轴承参数对含螺栓联接结构的轴承-转子系统动力学特性的影响,因此,研究螺栓联接结构参数及轴承参数对含螺栓联接结构的轴承-转子系统动力学特性的影响具有重要意义。

近年来,针对螺栓联接转子和轴承-转子系统非

* 国家重点基础研究发展计划(973 计划, 2012CB026005)、国家自然科学基金(11572082)、教育部基本科研业务费专项资金(N170308028, N160312001)和辽宁省高等学校优秀人才支持计划(LJQ2015038)资助项目。20180907 收到初稿,20190513 收到修改稿

线性动力学特性及运动演化规律已有大量相关研究。QIN 等^[1-2]给出了盘鼓连接结构时变弯曲刚度表达式，并以含螺栓联接的鼓型转子为例，说明了螺栓联接结构及螺栓松弛对转子动力学特性的影响。LIU 等^[3]采用非线性有限元仿真和试验研究分析结构参数和外载荷对转子连接刚度和接触状态的动态影响，研究结果表明螺栓连接的刚度和接触状态随着外载荷和结构参数而变，从而影响转子系统的运行。HEI 等^[4]建立油膜力振荡作用下的拉杆转子系统动力学模型，模型考虑陀螺效应和重力造成的初始变形，通过数值积分求解，研究转速、离心率及弯曲刚度对系统运动稳定性的影响。KIM 等^[5]建立了轴承-转子系统模型，并基于 Floquet 理论分析了轴承游隙对转子系统运动稳定性的影响。CHEN^[6]建立了球轴承支承的不平衡转子系统动力学模型，并基于此模型研究转速和游隙对转子系统非线性动力学特性的影响，模型考虑轴承游隙、非线性接触力和滚动体时变柔度，但未考虑陀螺力矩的影响。BRANCATI 等^[7]对短轴承支承的刚性转子的动力学行为展开研究，并系统分析了其运动稳定性。HU 等^[8-9]建立了考虑非线性油膜力、不平衡质量及不平衡拉杆预紧力的拉杆紧固-轴承转子系统的非线性动力学模型，并通过理论分析和试验研究得出不平衡预紧力、非线性油膜力及转速对转子系统动力学特性的影响规律，但其模型中未考虑陀螺力矩的影响。

本文基于牛顿第二定律及第二类 Lagrange 方程建立含螺栓联接的轴承-转子系统动力学模型，模型考虑陀螺力矩和螺栓预紧力不均匀产生的初始变形量对转子系统动力学特性的影响。采用 Newmark- β 法求解转子系统运动方程，通过分岔图、时域响应曲线、频谱和 Poincaré 映射图研究所建立转子系统的运动稳定性，并分析转子系统螺栓联接结构因螺栓预紧力不均匀产生的初始变形及轴承游隙对转子系统运动稳定性的影响。

1 建立转子系统运动方程

含螺栓联接的轴承-转子系统示意图如图 1 所示，转子两端通过滚动轴承支承。 m_1 、 m_3 分别为转子系统左端和右端的集中质量； m_2 为螺栓-盘联接结构几何中心 O 处的集中质量； b 、 a 分别为盘几何中心至转子系统左右两端轴承几何中心的水平距离； L 为转子系统水平方向最大尺寸。为便于分析计算，忽略转子系统轴向振动和扭转振动，最后确定转子系统自由度为： $q=[x_1, y_1, x_2, y_2, \theta_x, \theta_y, x_3, y_3]$ 。

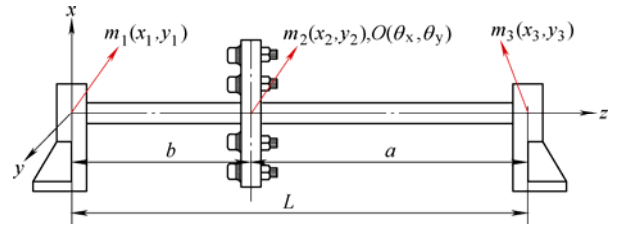


图 1 含螺栓法兰联接结构球轴承支承转子系统模型

由牛顿第二定律及第二类 Lagrange 方程，建立含螺栓联接结构的轴承-转子系统运动微分方程

$$\left\{ \begin{aligned} & m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + \frac{2a^2 k_x + 2k_{\theta_y}}{L^2} x_1 - \frac{2ak_x}{L} x_2 + \\ & \quad \frac{2k_{\theta_y}}{L} \theta_y + \frac{2abk_x - 2k_{\theta_y}}{L^2} x_3 = f_{xl} \\ & m_1 \ddot{y}_1 + c_1 \dot{y}_1 + \frac{2a^2 k_y + 2k_{\theta_x}}{L^2} y_1 - \frac{2ak_y}{L} y_2 + \\ & \quad \frac{2k_{\theta_x}}{L} \theta_x + \frac{2abk_y - 2k_{\theta_x}}{L^2} y_3 = f_{yl} - m_1 g \\ & m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 - \frac{2ak_x}{L} x_1 + 2k_x x_2 - \frac{2bk_x}{L} x_3 = \\ & \quad k_x \delta_0 \cos(\omega t + \varphi) + m_2 e \omega^2 \cos(\omega t) \\ & m_2 \ddot{y}_2 + c_2 \dot{y}_2 - \frac{2ak_y}{L} y_1 + 2k_y y_2 - \frac{2bk_y}{L} y_3 = \\ & \quad k_y \delta_0 \sin(\omega t + \varphi) + m_2 e \omega^2 \sin(\omega t) - m_2 g \\ & J_d \ddot{\theta}_x + c_2 \dot{\theta}_x - J_p \omega \dot{\theta}_y + \frac{2k_{\theta_x}}{L} y_1 + 2k_{\theta_x} \theta_x - \\ & \quad \frac{2k_{\theta_x}}{L} y_3 = 0 \\ & J_d \ddot{\theta}_y + c_2 \dot{\theta}_y + J_p \omega \dot{\theta}_x + \frac{2k_{\theta_y}}{L} x_1 + 2k_{\theta_y} \theta_y - \\ & \quad \frac{2k_{\theta_y}}{L} x_3 = 0 \\ & m_3 \ddot{x}_3 + c_1 \dot{x}_3 + \frac{2abk_x - 2k_{\theta_y}}{L^2} x_1 - \frac{2bk_x}{L} x_2 - \\ & \quad \frac{2k_{\theta_y}}{L} \theta_y + \frac{2b^2 k_x + 2k_{\theta_y}}{L^2} x_3 = f_{xr} \\ & m_3 \ddot{y}_3 + c_1 \dot{y}_3 + \frac{2abk_y - 2k_{\theta_x}}{L^2} y_1 - \frac{2bk_y}{L} y_2 - \\ & \quad \frac{2k_{\theta_x}}{L} \theta_x + \frac{2b^2 k_y + 2k_{\theta_x}}{L^2} y_3 = f_{yr} - m_3 g \end{aligned} \right. \quad (1)$$

式中， c_1 为转子系统支承处阻尼； c_2 为转子系统结构阻尼； k_x 为轴 x 方向的弯曲刚度； k_y 为轴 y 方向的弯曲刚度； k_{θ_x} 为盘绕 x 轴转动的转动刚度； k_{θ_y} 为盘绕 y 轴转动的转动刚度； J_p 为盘的极转动惯量； J_d 为盘的赤道转动惯量； e 为盘的偏心距； ω 为转子系统绕 z 轴旋转的角速度； δ_0 为螺栓联接结构因螺栓预紧力不均匀造成的初始变形； f_{xl} 、 f_{xr} 分别为转子系统左右两端 x 方向轴承作用力； f_{yl} 、 f_{yr} 分别为转子系统左右两端 y 方向轴承作用力； φ 为螺栓预紧力不均匀引起的初始变形量与盘不平衡质量

间的夹角。

本文中所述轴承类型为滚动球轴承,其非线性作用力由下式表示^[10-11]

$$\begin{cases} f_x = -k_b \sum_{j=1}^{N_b} \delta_j^{3/2} H(\delta_j) \cos \theta_j \\ f_y = -k_b \sum_{j=1}^{N_b} \delta_j^{3/2} H(\delta_j) \sin \theta_j \end{cases} \quad (2)$$

式中, k_b 为赫兹接触刚度; θ_j 为 t 时刻第 j 个滚动体的角位移, $\theta_j = 2\pi(j-1)/N_b + \omega_c t$; N_b 为滚动体数量; ω_c 为保持架转动角速度, $\omega_c = \omega r/(R+r)$; ω 为转子转动角速度; δ_j 为滚动球轴承中第 j 个滚动体的变形量,其表达式为 $\delta_j = x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - \gamma$; γ 为滚动轴承径向游隙; R 和 r 分别为外圈和内圈滚道直径; $H(\cdot)$ 为亥维塞函数。

由于预紧力不均匀引起的轴初始变形量较小,因此,假设两端轴的变形量相同,则转子系统中螺栓法兰联接结构因预紧力不均匀产生初始附加变形可由下式计算^[8]

$$\delta_0 = \frac{L}{\theta} \left(1 - \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \right) = \frac{EI}{M} \left(1 - \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \right) \quad (3)$$

2 转子系统动力学特性分析

采用 Newmark- β 法求解含螺栓联接结构的轴承-转子系统运动微分方程,研究转速对转子系统非线性动力学特性,并进一步分析预紧力不均匀造成的初始变形量对其动力学特性的影响。

2.1 转速对系统响应影响分析

本文中转子系统参数如下:转子系统左右两端集中质量 $m_1 = m_3 = 4 \text{ kg}$,螺栓-盘联接结构几何中心 O 处集中质量 $m_2 = 32.1 \text{ kg}$;盘几何中心至转子系统左右两端轴承的水平距离 $b = 0.2 \text{ m}$, $a = 0.3 \text{ m}$;转子系统支承处阻尼 $c_1 = 1050 \text{ N} \cdot \text{m/s}$,轴的弯曲阻尼 $c_2 = 800 \text{ N} \cdot \text{m/s}$;轴 x 方向及 y 方向弯曲刚度 $k_x = k_y = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$;盘绕 x 轴及 y 轴转动的转动刚度 $k_{\theta x} = k_{\theta y} = 2.5 \times 10^6 \text{ N/m}$;盘的极转动惯量 $J_p = 1.296 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$,赤道转动惯量 $J_d = 0.648 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$;盘的偏心距 $e = 0.03 \text{ mm}$; ω 为转子系统绕 z 轴旋转的角速度;滚动轴承参数如表 1 所示^[6]。

表 1 滚动轴承结构参数^[6]

轴承外圈 半径/mm	轴承内圈 半径/mm	径向游隙 / μm	滚动体 数量	接触刚度 /($\text{N/m}^{3/2}$)	VC 频率与 转频之比
63.9	40.1	40	8	13.34×10^9	3.08

螺栓联接结构因螺栓预紧力不均匀造成的初始变形量 $\delta_0 = 0 \text{ }\mu\text{m}$,转子系统绕 z 轴旋转的角速度

$\omega = 31.4 \text{ rad/s}$ 时,盘 x 方向时域稳态响应曲线如图 2 所示。

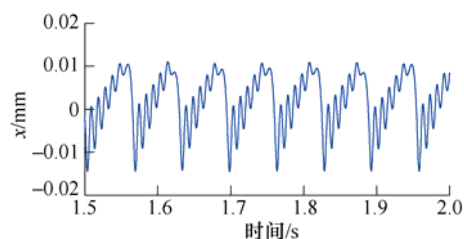


图 2 盘 x 方向稳态响应 ($\omega = 31.4 \text{ rad/s}$)

由图 2 可知,低转速运行时,盘 x 方向响应呈现明显的非线性特性及近似周期运动特性。此时图 2 所示曲线与文献[6]所示轴承-转子系统低转速运行时盘的稳态响应变化趋势基本相同。图 2 所示盘时域响应曲线对应的频谱如图 3 所示。

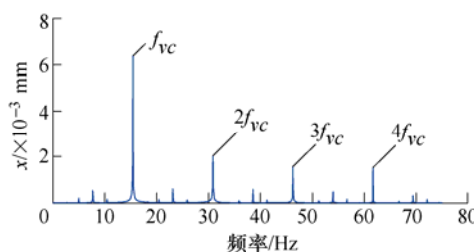
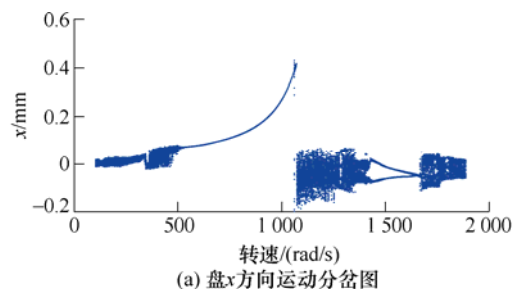


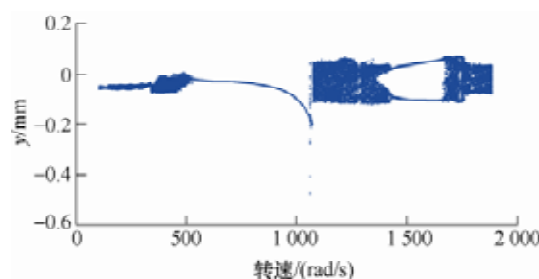
图 3 盘 x 方向频谱 ($\omega = 31.4 \text{ rad/s}$)

由图 3 可知,低转速转动时,系统响应的频率信息主要包括 VC 振动频率 f_{VC} 、转动频率 f_r 及二者的谐波,其中 VC 振动频率及其倍频为主要频率成分,这与文献[6]和文献[12]所得结果基本一致。

为分析本文建立的含螺栓联接结构的轴承-转子系统运动稳定性,对不同转速下系统运动方程进行数值求解,得出转子系统中盘 x 方向及 y 方向运动分岔图如图 4 所示。



(a) 盘 x 方向运动分岔图



(b) 盘 y 方向运动分岔图

图 4 盘运动分岔图 ($\delta_0 = 0 \text{ }\mu\text{m}$)

图 4 所示含螺栓联接的轴承-转子系统在轴承游隙为 $40\text{ }\mu\text{m}$ 时的混沌路径与文献[6]基本一致。由时域曲线、频谱和分岔图与其他文献的对比情况可基本证明本文所建立模型的正确性。

为具体分析当前参数下，含螺栓联接结构的轴

承-转子系统在不同转速下系统的非线性运动特性，计算得出转速分别为 209.4 rad/s 、 418.8 rad/s 、 628.3 rad/s 、 1256.6 rad/s 及 1570.8 rad/s 时，盘 x 方向时域稳态响应曲线、频谱及 Poincaré 映射图如图 5 ~ 9 所示。

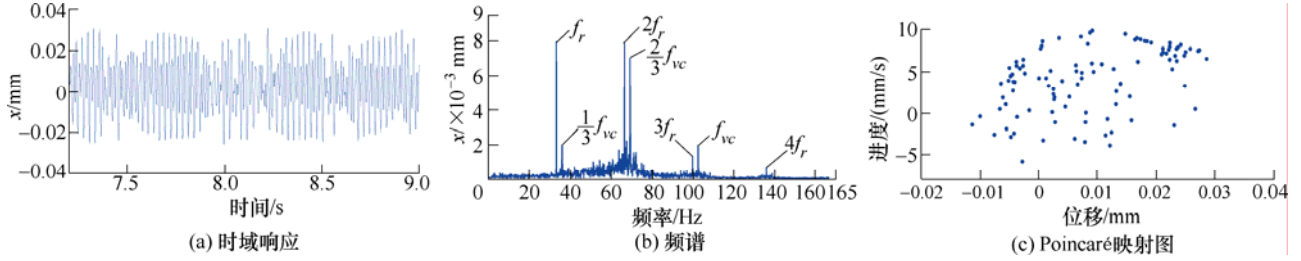


图 5 盘 x 方向时域稳态响应曲线、频谱及 Poincaré 映射图($\omega=209.4\text{ rad/s}$)

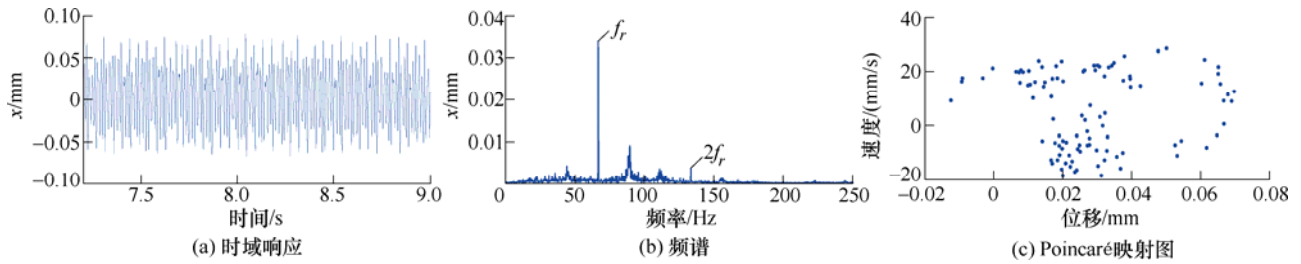


图 6 盘 x 方向时域稳态响应曲线、频谱及 Poincaré 映射图($\omega=418.8\text{ rad/s}$)

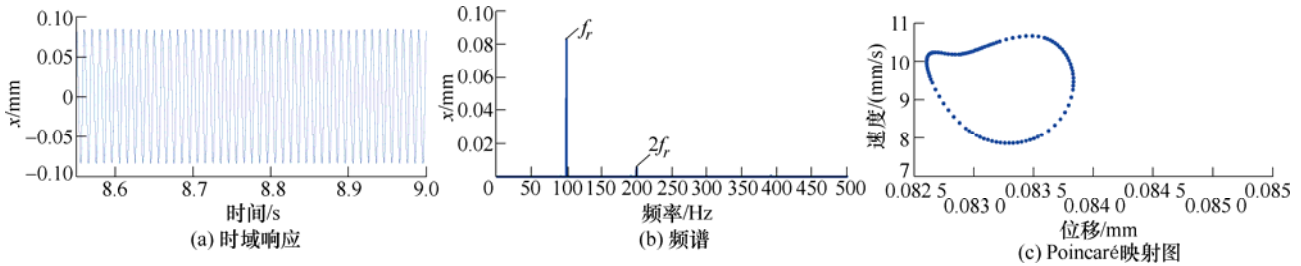


图 7 盘 x 方向时域稳态响应曲线、频谱及 Poincaré 映射图($\omega=628.31\text{ rad/s}$)

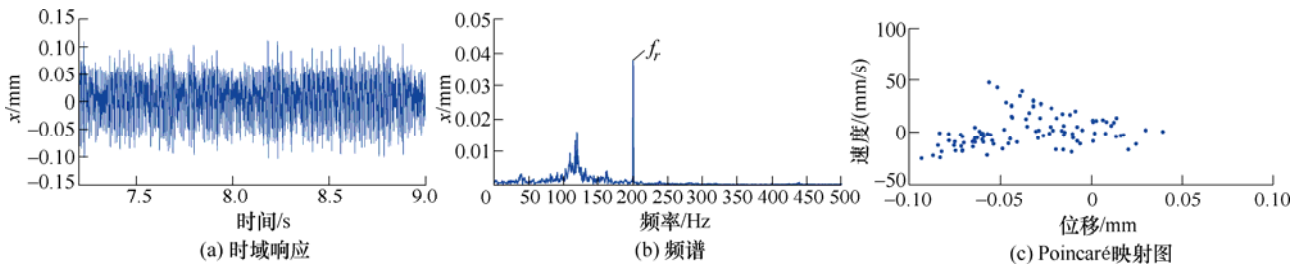


图 8 盘 x 方向时域稳态响应曲线、频谱及 Poincaré 映射图($\omega=1256.6\text{ rad/s}$)

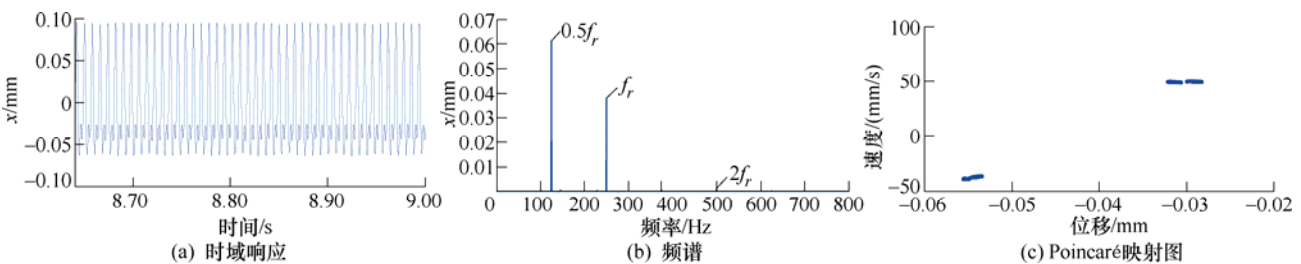


图 9 盘 x 方向时域稳态响应曲线、频谱及 Poincaré 映射图($\omega=1570.8\text{ rad/s}$)

图 5c 所示 Poincaré 映射图分布杂乱, 呈明显混沌运动状态, 此时, 图 5a 所示时域曲线无规则。由图 5b 可知, 随着转速的升高, 此时系统频率成分中的转动频率明显增加, VC 频率及其 1/3、2/3 倍频率亦为重要频率成分, 但同时也包含众多无规则组合频率成分。由图 6c 可知, 此转速下系统仍为混沌运动状态, 时域曲线无规则, 但随着转速升高, 图 6b 所示系统响应频率成分中转动频率为主要频率成分。图 7c 所示 Poincaré 映射图为闭合曲面, 此时系统运动状态由混沌运动变为准周期运动, 时域曲线规则。由图 7b 可知, 此时系统振动频率的主要成分为转动频率及其倍频。图 8c 所示 Poincaré 映射图分布杂乱, 此时系统运动状态由准周期运动变为混沌运动, 时域曲线无规则。由图 8b 可知, 此时系统振动频率的主要成分为转动频率及其倍频。图 9c 所示 Poincaré 映射图可知, 系统运动状态由混沌运动转变为倍周期运动, 时域曲线相对规则, 频率成分分为转动频率及其倍频和 1/2 倍谐波分量。

由以上分析可知, 轴承径向游隙 $\gamma=40\ \mu\text{m}$, 初始变形 $\delta_0=0\ \mu\text{m}$ 时, 随着转速升高, 系统运动状态依次为准周期运动、混沌运动、准周期运动、混沌运动、倍周期运动, 最后再进入混沌运动状态。转速升高过程中, 不平衡响应作用逐渐增强, 此时, 系统 VC 振动频率减弱, 系统主要振动频率变为转动频率, 这与文献[6]中所述内容一致。

2.2 预紧力不均匀对系统响应的影响

为进一步分析螺栓预紧力不均匀对含螺栓联接结构的轴承-转子系统非线性运动特性的影响, 令轴承游隙仍为第 2.1 节所述的 $40\ \mu\text{m}$, 分别计算得出因螺栓预紧力不均匀导致的初始变形量为 $20\ \mu\text{m}$ 、 $40\ \mu\text{m}$ 和 $80\ \mu\text{m}$ 时系统分岔图如图 10~12 所示。

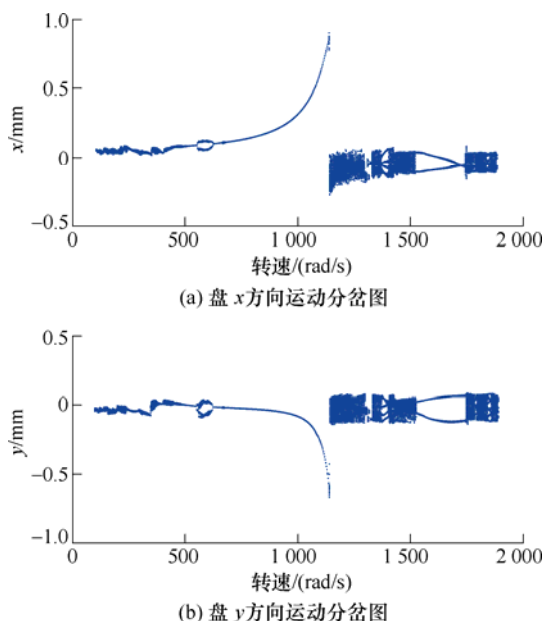


图 10 盘运动分岔图($\delta_0=20\ \mu\text{m}$)

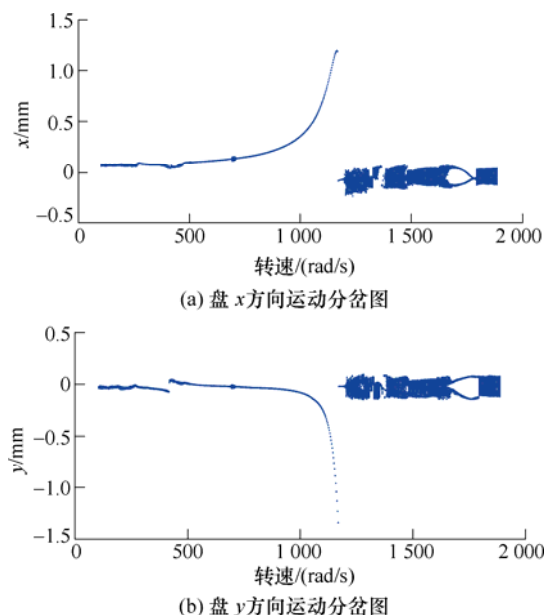


图 11 盘运动分岔图($\delta_0=40\ \mu\text{m}$)

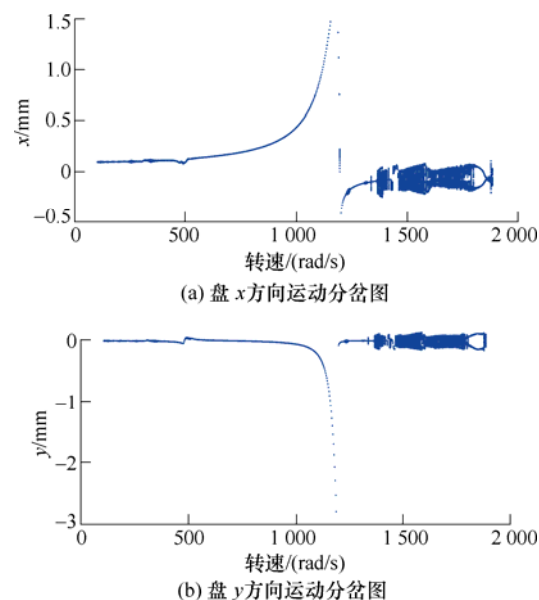
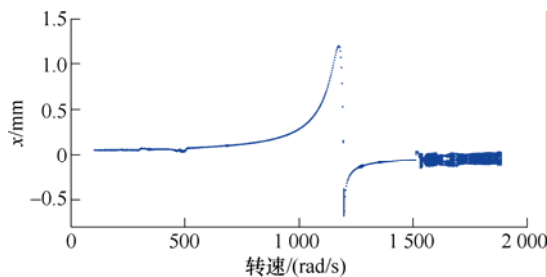


图 12 盘运动分岔图($\delta_0=80\ \mu\text{m}$)

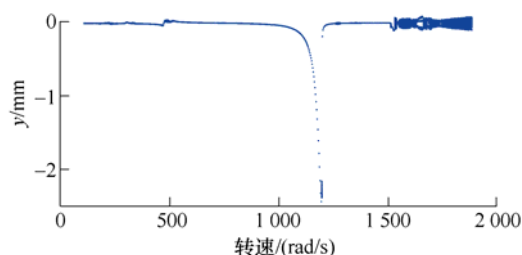
由图 10~12 可以看出, 当存在轴承游隙时, 随着螺栓预紧力不均匀产生的初始变形量增大, 由初始变形量引起的变形力对系统运动初期的振动存在一定的抑制作用, 导致低转速下盘的混沌运动状态有所缓解, 由准周期运动状态转变为混沌运动状态的转速明显增高, 但也会导致临界转速附近的最大振动幅值增大。同时, 较小的初始变形量会导致盘以 $418.8\ \text{rad/s}$ 转动时, y 方向发生突跳现象, 但随着初始变形量的增加, 该现象减弱。初始变形量较小时, 可明显观察到转子在 $607.3\ \text{rad/s}$ 、 $1361.4\ \text{rad/s}$ 附近转动时, 盘的运动状态为倍周期运动。以上分析可知, 螺栓预紧力不均匀导致的盘的初始变形对有径向游隙的轴承-转子系统运动稳定性有重要影响。

2.3 轴承游隙对系统响应的影响

为分析转子系统中螺栓联接结构因螺栓预紧力不均匀产生初始变形的情况下,轴承游隙对盘运动稳定性的影响,给定初始变形量为 $\delta_0=40\text{ }\mu\text{m}$,分别计算得出轴承游隙 $\gamma=20\text{ }\mu\text{m}$ 和 $\gamma=80\text{ }\mu\text{m}$ 时盘运动分岔图如图13、14所示。

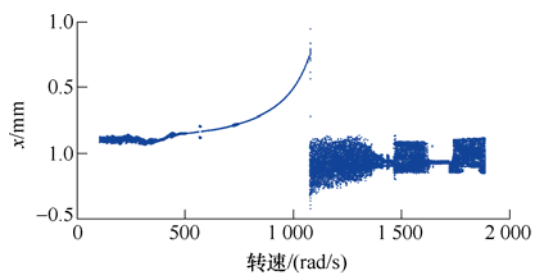


(a) 盘 x 方向运动分岔图

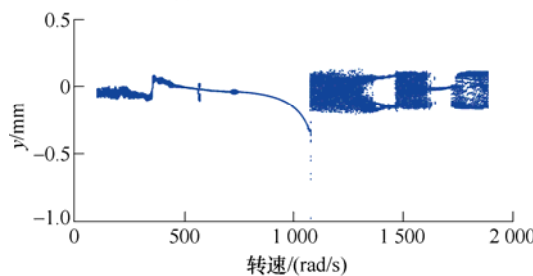


(b) 盘 y 方向运动分岔图

图13 盘运动分岔图($\gamma=20\text{ }\mu\text{m}$)



(a) 盘 x 方向运动分岔图



(b) 盘 y 方向运动分岔图

图14 盘运动分岔图($\gamma=80\text{ }\mu\text{m}$)

由图11、13、14可以看出,当存在预紧力不均匀引起的初始变形量时,随着轴承径向游隙增大,系统在低转速工作状态下即进入混沌运动状态,转速升高,拟周期运动进入混沌运动状态的转速降低,且轴承径向游隙增加使转子系统在高转速工作时,运动状态由混沌运动转变为倍周期或准周期运动。以上分析可知,轴承径向游隙对考虑螺栓联接结构因螺栓预紧力不均匀导致的初始变形的轴承-转子

系统运动稳定性有重要影响。

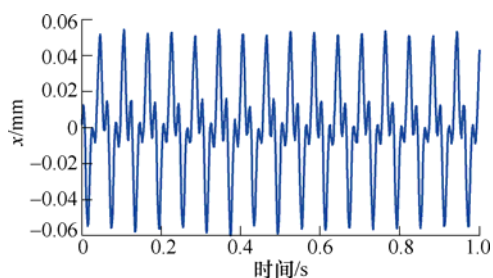
3 含螺栓联接结构转子系统试验研究

为验证上述理论分析结果的准确性,基于现有含螺栓联接结构的轴承-转子系统试验台,采用不同拧紧方式对螺栓施加相同的预紧力矩,以实现改变螺栓预紧力不均匀引起的初始变形量,同时降低螺栓预紧力矩相差过大而导致的联接刚度变化对试验结果的影响。试验台配有螺栓自动拧紧装置,可准确控制螺栓拧紧力矩值。试验采用电涡流位移传感器测试靠近盘毂联接结构轴的水平 and 竖直方向位移,测试信号的采集选用NI 9229采集卡,采样频率为1600 Hz。含螺栓联接结构的轴承-转子系统试验台及电涡流传感器测点布置如图15所示。

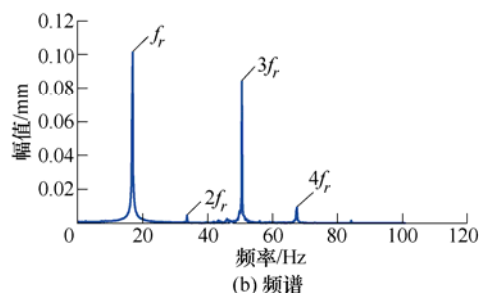


图15 含螺栓联接结构的轴承-转子系统试验台

试验分别采用顺序拧紧方式和星型拧紧方式,每次拧紧均对螺栓施加 $25\text{ kN}\cdot\text{m}$ 的拧紧力矩,指定顺序拧紧方式为试验工况一,星型拧紧方式为试验工况二。根据现有研究成果可知,试验工况一预紧力不均匀程度大于试验工况二,即试验工况一产生的初始变形量大^[13-14]。测得转速为 106.8 rad/s 时,两种试验工况下水平方向的时域稳态响应、频谱及Poincaré映射图如图16、17所示。



(a) 时域响应



(b) 频谱

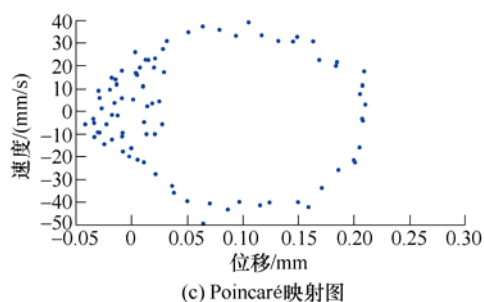


图 16 试验工况一轴水平方向位移响应、
频谱及 Poincaré 映射图

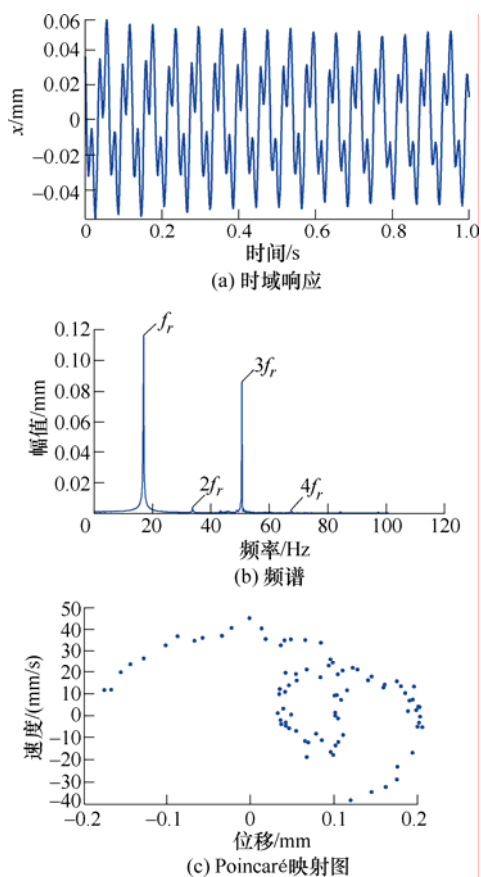


图 17 试验工况二轴水平方向位移响应、
频谱及 Poincaré 映射图

由图 16 和图 17 所示稳态时域响应曲线可知, 两种试验工况下, 系统响应曲线发生了明显变化, 其频率成分虽无明显变化, 但转动频率的 4 倍频所占比重明显不同。由分岔图可以看出, 转速为 106.8 rad/s 时, 试验工况一得出的轴水平方向运动分岔图为闭环, 说明此时系统运动状态为拟周期运动, 而试验工况二得出的分岔图破裂, 说明此时系统运动状态由拟周期运动进入混沌运动, 此结果表明螺栓预紧力不均匀程度相对较大时, 会抑制轴承-转子系统在低转速工作状态下的混沌运动状态, 这一结论验证了本文第 2.2 节分析所得结论的准确性。

4 结论

(1) 本文建立了含螺栓联接结构的轴承-转子系统动力学模型, 模型考虑陀螺力矩及螺栓联接结构因螺栓预紧力不均匀产生的初始变形量的影响, 通过数值积分求解运动方程, 并通过与其他文献对比低转速运动状态下盘时域和频域曲线的变化趋势, 验证了模型的准确性, 同时揭示了系统的混沌路径。

(2) 当存在轴承游隙时, 随着螺栓预紧力不均匀产生的初始变形量增大, 低转速下盘的混沌运动状态有所缓解, 进入混沌运动状态的转速升高, 临界转速附近的振幅增大。同时, 较小的初始变形量会使转子系统在低转速时出现突跳现象, 原有混沌运动状态变转速范围内出现倍周期运动状态, 但随着初始变形量的增加, 上述现象减弱。

(3) 当存在预紧力不均匀引起的初始变形量时, 随着轴承径向游隙增大, 低转速工作状态下系统混沌运动状态增强, 后续由拟周期运动状态进入混沌运动状态的转速降低, 部分高转速区域的运动状态由混沌运动变为倍周期运动。

参 考 文 献

- [1] QIN Zhaoye, HAN Qinkai, CHU Fulei. Bolt loosening at rotating joint interface and its influence on rotor dynamics[J]. Engineering Failure Analysis, 2016, 59: 456-466.
- [2] QIN Zhaoye, HAN Qinkai, CHU Fulei. Analytical model of bolted disk-drum joints and its application to dynamic analysis of jointed rotor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2014, 228(4): 646-663.
- [3] 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.
- [4] HEI Di, LU Yanjun, ZHANG Yongfang, et al. Nonlinear dynamic behaviors of rod fastening rotor-hydrodynamic journal bearing system[J]. Archive of Applied Mechanics, 2015, 85(7): 1-21.
- [5] KIM Y B, NOAH S T. Bifurcation analysis for a modified Jeffcott rotor with bearing clearance[J]. Nonlinear dynamics, 1990, 1(3): 221-241.
- [6] CHEN Guo. Study on nonlinear dynamic response of an unbalanced rotor supported on ball bearing[J]. ASME. J. Vib. Acoust., 2009, 131(6): 061001-061001-9.
- [7] BRANCATI R, RUSSO M, RUSSO R. On the stability of

- periodic motions of an unbalanced rigid rotor on lubricated bearings[J]. *Nonlinear Dynamics*, 1996, 10(2): 175-185.
- [8] HU Liang, LIU Yibing. Nonlinear dynamic behaviors of circumferential rod fastening rotor under unbalanced pre-tightening force[J]. *Archive of Applied Mechanics*, 2016, 86: 1621-1631.
- [9] 胡亮. 燃气发电机组周向拉杆转子非线性动力学特性研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2017.
- HU Liang. Research on the nonlinear dynamic characteristics of gas turbine circumferential rod-fastening rotor[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2017.
- [10] SINOUE J. Non-linear dynamics and contacts of an unbalanced flexible rotor supported on ball bearings[J]. *Mechanism & Machine Theory*, 2009, 44(9): 1713-1732.
- [11] MA Ying, LIU Haopeng, ZHU Yunpeng, et al. The NARX model-based system identification on nonlinear, rotor-bearing systems[J]. *Applied Sciences*, 2017, 7(9): 911.
- [12] 刘永强, 王宝森, 杨绍普. 含外圈故障的高速列车轴承转子系统非线性动力学行为分析[J]. *机械工程学报*, 2018, 54(8): 17-25.
- LIU Yongqiang, WANG Baosen, YANG Shaopu. Nonlinear dynamic behaviors analysis of the bearing rotor system with outer ring faults in the high-speed train[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(8): 17-25.
- [13] FUKUOKA T, TAKAKI T. Finite element simulation of bolt-up process of pipe flange connections[J]. *ASME. J. Pressure Vessel Technol.*, 2000, 123(3): 282-287.
- [14] KHAN K A, MUHAMMAD A, JAVED A C. Gasketed bolted flange joint's relaxation behavior under different bolt up strategy[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part E — Journal of Process Mechanical Engineering*, 2009, 223: 22-27.
-
- 作者简介: 李玉奇, 男, 1992 年出生, 博士研究生。主要研究方向为考虑螺栓联接结构的转子系统非线性动力学特性分析。
E-mail: liyuqi61148@126.com
- 罗忠(通信作者), 男, 1978 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为机械动力学与控制、模型试验技术与方法等。
E-mail: zhluo@mail.neu.edu.cn
- 栗江, 男, 1993 年出生, 硕士研究生。主要研究方向为航空发动机螺栓联接结构动力学特性。
E-mail: lijiaang939@163.com
- 侯小捷, 男, 1994 年出生, 硕士研究生。主要研究方向为考虑螺栓法兰结构的航空发动机转子特性。
E-mail: hxjie_covom@163.com