

不对中联轴器-柔性转子系统非线性动力学行为*

李自刚^{1†} 李明² 江俊¹

(1. 西安交通大学, 机械结构强度与振动国家重点实验室, 西安 710049) (2. 西安科技大学力学系, 西安 710054)

摘要 主要研究了在滑动轴承支承下转子间具有平行不对中故障的柔性联转子系统非线性动力学行为. 首先, 在考虑到联轴器的连接刚度后, 基于两转子间运动的几何关系和位移约束条件推导了非线性油膜力作用下平行不对中转子系统的动力学模型, 理论分析表明该系统是一个含有时变系数和强非线性特征的 11 自由度非自治系统. 然后采用数值方法重点分析了系统的非线性振动特性, 例如, 系统的轴心轨迹、频谱相应, Poincaré 截面等. 结果表明: 在较低转速时, 转子的涡动轨迹在较小的范围内作同步振荡; 随着转速的提高, 系统出现倍周期分叉现象, 以及准周期、混沌运动等复杂的非线性动力学行为. 最后讨论了联轴器的连接刚度对系统运动特性的影响.

关键词 转子不对中, 联轴器刚度, 约束关系, 非线性油膜力

DOI: 10.6052/1672-6553-2013-073

引言

转子不对中是引起机械故障最为重要的原因之一. 据报道, 在所测得的旋转机械故障中, 60% 是由转子的不对中引起的^[1]. 因此研究不对中联轴器-柔性转子系统的动力学行为对系统的故障诊断和状态监测具有重要的理论及工程意义.

多年来, 国内外研究学者对具有平行不对中故障的转子系统动力学问题已做了大量研究, 取得了一些重要的研究成果. 例如, 文献[2]利用有限元法分析了一个简化的不对中转子模型, 并指出二倍频分量是这类转子系统的特征频率. 进入二十世纪后, 随着日益增长的工业和国防建设需求, 各种新型飞行器、车辆、舰船的出现, 以致转子趋于大型、高速、重载, 而转子与定子间的间隙却相对缩小, 因此不对中引起的各种振动也就变得更加严重. 在文献[3]中, Al-Hussain 采用 Lagrange 方法分析了由一个不对中的刚性联轴器连接的两个 Jeffcott 转子系统的动力学特性, 其中的不对中效应主要体现在系统的弹性力上, 而在系统的动态力中未予以考虑, 因此系统的动力学方程中只存在弹性耦合, 而惯性项是解耦的; 而文献[4]通过分析刚性联轴器的不对中问题, 建立了刚度随时间变化的线性系统

模型; 文献[5-6]考虑到转子刚度的非对称和圆盘的不平衡等因素后, 分别研究了转子不对中和轴承不对中系统的非线性动力学行为. 近年来, 一些学者则更加关注于振动信号中的谐波响应. 文献[7]通过分析轴心轨迹和频谱图的特点, 揭示了不对中转子系统的一些非线性动力学行为; 文献[8]则利用解析和数值的方法分别分析了一个在弹性支撑下具有完整约束的不对中转子系统, 结果表明, 在系统响应中不仅存在与不平衡响应一致的工频成分, 还存在着倍频以及组合频率的振动分量; 在文献[9]中, 作者重点对具有轴承不对中故障的转子系统做了研究; 而文献[10]从试验的角度分析了不对中对转子系统的振动特征.

上述研究重点讨论了在非线性油膜力作用下不对中刚性转子系统的动力学问题, 其中相邻转子间的位移约束关系往往被忽略, 而这种约束对系统整体的动力学行为有时起着相当大的作用. 文献[11-12]考虑了两个转子间位移不对中约束关系, 建立了多转子系统的动力学模型. 本文在此基础上, 进一步考虑了转子间的运动几何关系和联轴器连接刚度, 重点探讨该柔性转子系统的非线性动力学行为, 以及同时具有平行不对中和质量不平衡这两种故障时系统的非线性振动特征.

2013-05-30 收到第 1 稿, 2013-06-08 收到修改稿.

* 国家自然科学基金资助项目(11072190, 11172223)

† 通讯作者 E-mail: lzghsfy@hotmail.com

1 不对中联轴器-柔性转子系统动力学模型

1.1 转子系统动力学模型

图1为在滑动轴承支持下柔性转子系统示意图. 由于联轴器的制造精度或安装误差, 其相邻转子的轴线存在不对中偏移, 并且两转子在运动过程中保持大小不变的不对中量 d . 为方便问题的讨论, 现作如下基本假设: 1) 转子间不对中量为小量; 2) 转子及圆盘近似做平面运动. 图中 m 、 M 分别为轴颈和圆盘的集中质量; x_i 、 y_i 为质量集中点的坐标; k 为转子刚度; a 为圆盘的质量偏心; Ω 为转子的转动角速度, t 为时间.

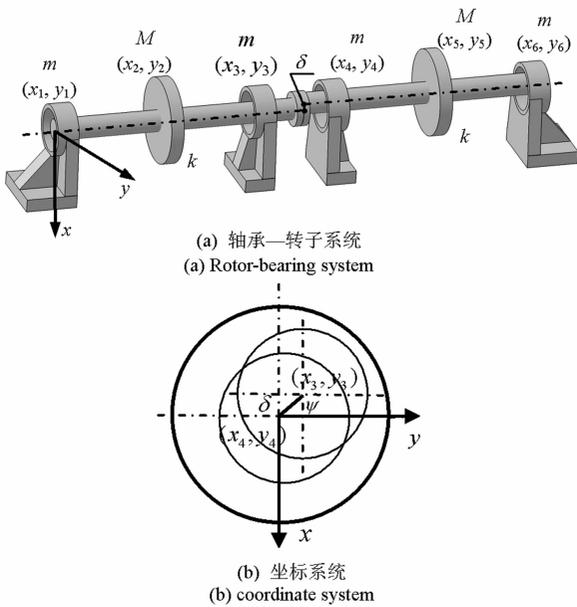


图1 不对中联轴器-柔性转子系统

Fig. 1 Mechanical model of a flexible misaligned-rotor system

图2为通过4个销钉连接的不对中联轴器的运动受力图. 假设在初始状态下, 两转子在 x 方向存在不对中偏差, 如图2(a)所示. 其中, R_j 为第1个转子上联轴器中心到第 j 个销钉的距离; r 为第2个转子上销钉的运动半径.

当两转子1和转子2分别绕其轴线旋转时, 如图2(b)所示, 转子1上第 j 个销钉在固定坐标系下的坐标能够表示为

$$\begin{cases} x_{1j} = x_3 + R_j \cos(\varphi_j + \omega t) \\ y_{1j} = y_3 + R_j \sin(\varphi_j + \omega t) \end{cases} \quad (1)$$

其中

$$R_j = \sqrt{[r \cos(\phi_j) + \delta]^2 + [r \sin(\phi_j)]^2}$$

$$\varphi_j = \arctan \frac{r \sin \phi_j}{r \cos \phi_j + \delta} \quad \phi_j = (j-1) \frac{2\pi}{N}$$

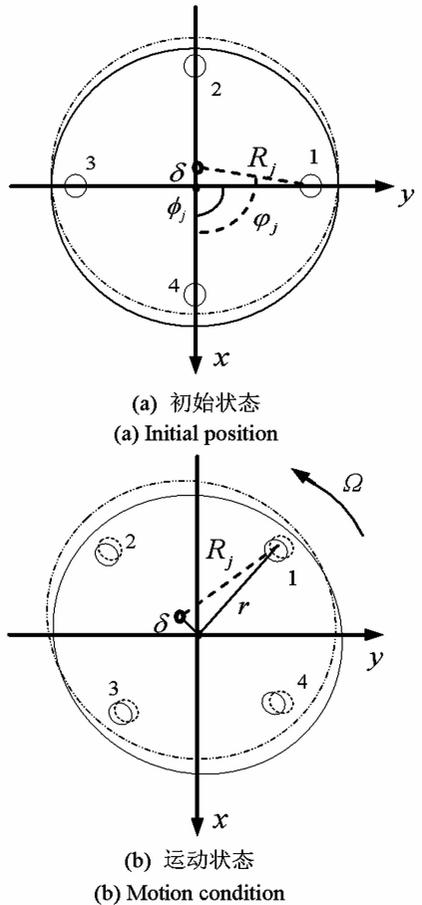


图2 不对中联轴器运动形式

Fig. 2 Orientation of the misaligned coupling

同样, 转子2上第 j 个销钉的坐标可以表示为

$$\begin{cases} x_{2j} = x_4 + \cos(\phi_j + \omega t) \\ y_{2j} = y_4 + \sin(\phi_j + \omega t) \end{cases} \quad (2)$$

1.2 运动方程

由于平行不对中量的存在两转子之间的位移是相互耦合的, 其约束关系可以表示为

$$f(x_3, y_3, x_4, y_4) = (x_3 - x_4)^2 + (y_3 - y_4)^2 - \delta^2 = 0 \quad (3)$$

基于分析力学理论, 上式为一完整约束关系, 可设

$$\begin{cases} x_3 - x_4 = \delta \cos \psi \\ y_3 - y_4 = \delta \sin \psi \end{cases} \quad (4)$$

其中 ψ 具有明显的物理含义, 它是两个转子连心线与 x 轴之间的夹角.

引入上述约束条件, 并记在固定坐标系下系统的广义坐标为 $q = (x_1, y_1, x_2, y_2, x_4, y_4, x_5, y_5, x_6, y_6, \psi)$, 得到系统的动能和势能表达式为

$$T = \frac{1}{2} m [\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2] + (\dot{x}_4 - \delta \dot{\psi} \sin \psi)^2 + (\dot{y}_4 + \delta \dot{\psi} \cos \psi)^2 + \dot{x}_4^2 + \dot{y}_4^2 + \dot{x}_6^2 + \dot{y}_6^2 + \frac{1}{2} M [(\dot{x}_2 - a \Omega \sin \Omega t)^2 + (\dot{y}_2 + a \Omega \cos \Omega t)^2] +$$

$$(\dot{x}_5 - a\Omega\sin(\Omega t + \beta))^2 + (\dot{y}_5 + a\Omega\cos(\Omega t + \beta))^2 + \frac{1}{2}J_1\Omega^2 + \frac{1}{2}J_2\Omega^2 \quad (5)$$

$$U = \frac{1}{2}k_1(x_1 - x_2)^2 + \frac{1}{2}k_1(y_1 - y_2)^2 + \frac{1}{2}k_2(x_4 - x_5)^2 + \frac{1}{2}k_2(y_4 - y_5)^2 + \frac{1}{2}k_1(x_2 - x_4 - \delta\cos\psi)^2 + \frac{1}{2}k_1(y_2 - y_4 - \delta\sin\psi)^2 + \frac{1}{2}k_2(x_5 - x_6)^2 + \frac{1}{2}k_2(y_5 - y_6)^2 + \frac{1}{2}\sum_{j=1}^N k_b [x_4 + \delta\cos\psi + R_j\cos(\varphi_j + \Omega t) - x_4 - r\cos(\phi_j + \Omega t) - \delta]^2 + \frac{1}{2}\sum_{j=1}^N k_b [y_4 + \delta\sin\psi + R_j\sin(\varphi_j + \Omega t) - y_4 - r\sin(\phi_j + \Omega t)] - mg(x_1 + x_4 + \delta\cos\psi + x_4 + x_6) - Mg(x_2 + a\cos\Omega t + x_5 + a\cos\Omega t) \quad (6)$$

系统的广义力即除了有势力外的主动力为 $Q = (F_{jx}, F_{jy}), j = 1, 3, 4, 6$. 进而由第2类 Lagrange 方程可得到系统的运动微分方程为

$$m\ddot{x}_1 = -k(x_1 - x_2) + F_{1x} + mg \quad (7)$$

$$m\ddot{y}_1 = -k(y_1 - y_2) + F_{1y} \quad (8)$$

$$M\ddot{x}_2 = -k(x_2 - x_1) - k(x_2 - x_4 - \delta\cos\psi) + Ma\Omega t\cos\Omega t + Mg \quad (9)$$

$$M\ddot{y}_2 = -k(y_2 - y_1) - k(y_2 - y_4 - \delta\sin\psi) + Ma\Omega^2\sin\Omega t \quad (10)$$

$$m\ddot{x}_4 = \frac{-k(2x_4 + \delta\cos\psi - x_5 - x_2) + (F_{3x} + F_{4x})}{2} + \frac{\delta\dot{\psi}^2\cos\psi}{2} + \frac{\delta\ddot{\psi}\sin\psi}{2} + mg \quad (11)$$

$$m\ddot{y}_4 = \frac{-k(2y_4 + \delta\sin\psi - y_5 - y_2) + (F_{3y} + F_{4y})}{2} + \frac{\delta\dot{\psi}^2\sin\psi}{2} - \frac{\delta\ddot{\psi}\cos\psi}{2} \quad (12)$$

$$M\ddot{x}_5 = -k(x_5 - x_4) - k(x_5 - x_6) + Ma\Omega^2\cos(\Omega t + \beta) + mg \quad (13)$$

$$M\ddot{y}_5 = -k(y_5 - y_4) - k(y_5 - y_6) + Ma\Omega^2\sin(\Omega t + \beta) \quad (14)$$

$$m\ddot{x}_6 = -k(x_6 - x_5) + F_{6x} + mg \quad (15)$$

$$m\ddot{y}_6 = -k(y_6 - y_5) + F_{6y} \quad (16)$$

$$\psi'' = \frac{-k(y_5 - y_2)\cos\psi + k(x_5 - x_2)\sin\psi}{m\delta} + \frac{2k_b(A\sin\psi - B\cos\psi) - (F_{3x} - F_{4x})\sin\psi}{m\delta} + \frac{(F_{3y} - F_{4y})\cos\psi}{m\delta} \quad (17)$$

其中参数

$$A = \sum_{j=1}^N [\delta\cos(\psi) + R_j\cos(\varphi_j + \Omega t) - r\cos(\phi_j + \Omega t) - \delta]$$

$$B = \sum_{j=1}^N [\delta\sin(\psi) + R_j\sin(\varphi_j + \Omega t) - r\sin(\phi_j + \Omega t) - \delta]$$

$F_{jx}, F_{jy} (j = 1, 3, 4, 6)$ 分别为作用于转子1和转子2上的4个轴承非线性油膜力在 x 和 y 方向上的分量; a 为圆盘的质量偏心距; β 为两圆盘偏心距间初始夹角; Ω 为转子的转速; δ 为平行不对中量. 根据文献[13]所述油膜力表达式, 采用短轴承假设, 当相邻转子间具有的平行不对中量 δ 时, 其油膜力分量可表示为

$$\begin{cases} F_{3x} = F_{3x}(x_4 + \delta\cos\psi, y_4 + \delta\sin\psi, \dot{x}_4 - \delta\dot{\psi}\sin\psi, \dot{y}_4 + \delta\dot{\psi}\cos\psi) \\ F_{3y} = F_{3y}(x_4 + \delta\cos\psi, y_4 + \delta\sin\psi, \dot{x}_4 - \delta\dot{\psi}\sin\psi, \dot{y}_4 + \delta\dot{\psi}\cos\psi) \end{cases} \quad (18)$$

1.3 无量纲运动方程

为使所研究的内容具有更广泛的适用性, 利用滑动轴承的特征尺寸 - 轴承的间隙 c , 轴颈集中质量 m , 时间 t , 将方程(7)~(17)进行无量纲化, 为此引入无量纲量

$$X_i = x_i/c, Y_i = y_i/c, n = M/m, \alpha = a/c$$

$$\Delta = \delta/c, K = kc/mg, K_b = K_b C/mg,$$

$$f_{kx} = F_{kx}/mg, f_{ky} = F_{ky}/mg, f_{kr} = F_{kr}/mg$$

$$f_{ht} = F_{ht}/mg, \bar{R}_j = R_j/c, \bar{r} = r/c, \tau = \Omega t,$$

$$\omega = \Omega\sqrt{c/g}, i = 1, 2, \dots, 6, j = 1, 2, \dots, N,$$

$$k = 1, 3, 4, 6$$

并记 $dx/dt = \dot{x}, dx/d\tau = x', \dots$, 则无量纲后的运动方程为

$$X_1'' = -\frac{K}{\omega^2}(X_1 - X_2) + \frac{f_{1x}}{\omega^2} + \frac{1}{\omega^2} \quad (19)$$

$$Y_1'' = -\frac{K}{\omega^2}(Y_1 - Y_2) + f_{1y} \quad (20)$$

$$X_2'' = -\frac{K}{n\omega^2}(X_2 - X_1) - \frac{K}{n\omega^2}(X_2 - X_3) + \alpha\cos(\tau) + \frac{1}{\omega^2} \quad (21)$$

$$Y_2'' = -\frac{K}{n\omega^2}(Y_2 - Y_1) - \frac{K}{n\omega^2}(Y_2 - Y_3) + \alpha\sin(\tau) \quad (22)$$

$$X_4'' = \frac{-K(2X_4 + \Delta\cos(\psi) - X_5 - X_2) + (f_{3x} + f_{4x})}{2\omega^2} +$$

$$\frac{\Delta\psi'^2 \cos(\psi)}{2} + \frac{\Delta\psi'' \sin(\psi)}{2} + \frac{1}{\omega^2} \quad (23)$$

$$Y_4'' = \frac{-K(2Y_4 + \Delta \sin(\psi) - Y_5 - Y_2) + (f_{3y} + f_{4y})}{2\omega^2} + \frac{\Delta\psi'^2 \sin(\psi)}{2} - \frac{\Delta\psi'' \cos(\psi)}{2} \quad (24)$$

$$X_5'' = -\frac{K}{n\omega^2}(X_5 - X_4) - \frac{K}{n\omega^2}(X_5 - X_6) + \alpha \cos(\tau + \beta) + \frac{1}{\omega^2} \quad (25)$$

$$Y_5'' = -\frac{K}{n\omega^2}(Y_5 - Y_4) - \frac{K}{\omega^2}(Y_5 - Y_6) + \alpha \sin(\tau + \beta) \quad (26)$$

$$X_6'' = -\frac{K}{\omega^2}(X_6 - X_5) + \frac{f_{6x}}{\omega^2} + \frac{1}{\omega^2} \quad (27)$$

$$Y_6'' = -\frac{K}{\omega^2}(Y_6 - Y_5) + \frac{f_{6y}}{\omega^2} \quad (28)$$

$$\psi'' = \frac{1}{\Delta\omega^2} [-K(Y_5 - Y_2) \cos(\psi) + K(X_5 - X_2) \sin(\psi) + 2K_b(\bar{A} \sin(\psi) - \bar{B} \cos(\psi)) - (f_{3x} - f_{4x}) \sin(\psi) + (f_{3y} - f_{4y}) \cos(\psi)] \quad (29)$$

其中 ω 、 n 、 α 分别表示为无量纲转速、质量比和质量偏心率, K 和 K_b 分别为无量纲转轴刚度和销钉刚度, Δ 为无量纲不对中量, f_{ix} 、 f_{iy} 分别是 x 和 y 方向的无量纲轴承油膜力分量

$$\begin{cases} f_{kx} = -f_{kr} \cos\theta_k - f_{kt} \sin\theta_k \\ f_{ky} = -f_{kr} \sin\theta_k + f_{kt} \cos\theta_k \end{cases} \quad k=1,3,4,5 \quad (30)$$

径向和切向的无量纲轴承油膜力分量

$$\begin{cases} f_{kr} = \sigma \lambda^2 \omega [(1 - 2\varphi_k') G_{k1} + 2\varepsilon_k' G_{k2}] / 3 \\ f_{kt} = \sigma \lambda^2 \omega [(1 - 2\varphi_k') G_{k3} + 2\varepsilon_k' G_{k4}] / 3 \end{cases} \quad k=1,3,5 \quad (31)$$

其中 $\sigma = \frac{\bar{\sigma}}{m \sqrt{gc}}$, $\bar{\sigma} = \frac{6\mu BR^3}{c^2}$ 为轴承的 Sommerfeld

数, $\lambda = \frac{B}{2R}$ 为轴承的长径比。

2 非线性动力学分析

由以上分析可知, 方程(19)~(29)是一个具有强非线性特征的 11 自由度非自治系统, 方程中含有非线性油膜力及 $\sin\psi$ 、 $\cos\psi$ 这样的非线性函数, 因此得到方程的解析解或近似解是十分困难的。为了研究其动力学特性, 比较可行的是采用数值方法求解。取 $\sigma = 3.0$, $\alpha = 0.05$, 并令两圆盘偏心距间初始夹角 $\beta = 0$, 无量纲转轴刚度 $K = 20.0$, 销

钉刚度 $K_b = 15.0$, 圆盘质量 $n = 10.0$, 其中 $\Delta = 0.1$ 表示不对中量为轴承间隙的十分之一, 即为微小不对中量情况。使用稳态响应、轴心轨迹、Poincaré 截面和最大 Lyapunov 指数为判定系统稳定性的方法。

图 3 为采用 4-5 阶变步长 Runge-Kutta 法, 经过充分衰减后求得的转子系统稳态响应随无量纲转速变化的分叉图。从图中可以看出, 在较低转速时系统运行较为稳定, 做周期 1 运动, 此时转子不平衡力对系统的作用处于主导地位。随着转速的提高, 转子的振幅逐渐增大并呈现出倍周期以及准周期分叉现象。当无量纲转速 $\omega \approx 4.11$ 时, 系统进入混沌运动, 此时转子振幅迅速变大。

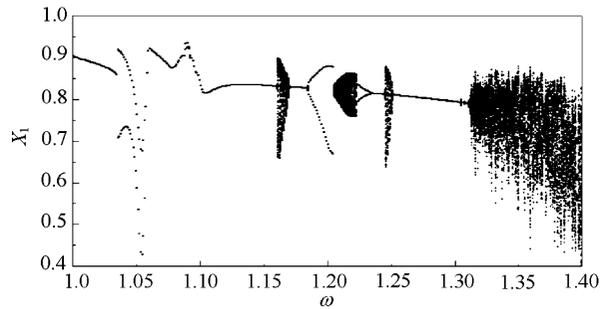


图 3 不对中转子系统的稳态响应随转速变化分叉图
 $\omega = 1.0 \rightarrow 5.0$, $\Delta = 0.1$

Fig. 3 Bifurcation diagrams of the steady-state response with the parameter $\omega = 1.0 \rightarrow 5.0$ when $\Delta = 0.1$

图 4(a) 为 $\omega = 1.50$ 时转子的稳态位移响应及相应的频谱图、轴心轨迹图及其 Poincaré 截面图, 由图中可见其轴心轨迹在某些位置曲率变化较大, 时域内表现为拍振, 频谱图中在 $f/2$, f , $3f/2$, $2f$, $3f$ 等处有离散谱峰, 倍频成分明显。通过计算该转速下的最大 Lyapunov 指数为 -0.06895 , 表明在该转速下系统呈现周期 2 特性。

图 4(b) 为 $\omega = 4.50$ 时结合多种方法判断系统的运动情况。从图中能够看出系统响应中有谐波分量产生, 并形成连续谱成分, 其中某些低频成分较大。另外, Poincaré 截面呈现出具有自相似结构的奇怪吸引子, 在该转速下的最大 Lyapunov 指数为 0.03669 , 由此可以判断系统在该转速下已经进入混沌。

下面主要讨论联轴器的连接刚度对系统响应的情况。图 5 为当转速 $\omega = 2.0$ 时, 不对中转子系统的稳态响应随销钉刚度变化的分叉图。从图 5 可以看出, 当转子的连接刚度较小时, 系统的稳态响应表现为混沌振荡, 其振幅较大; 随着销钉刚度

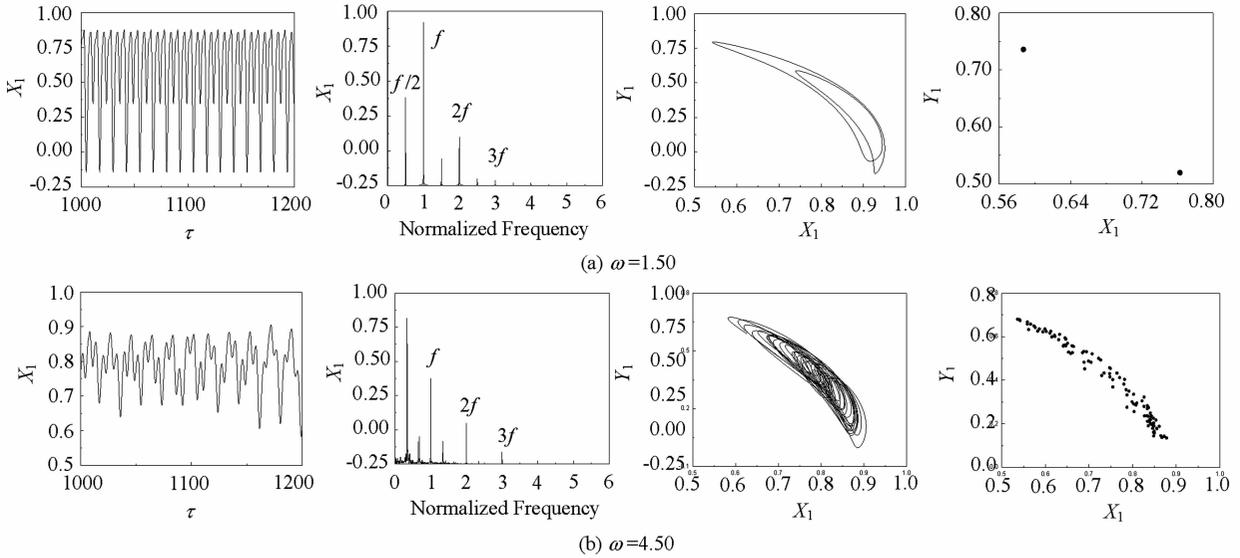


图4 不同转速时转子系统的位移响应、位移响应频谱图、轴心轨迹图和 Poincaré 截面图

Fig. 4 Time and frequency spectrum diagram, orbits, Poincaré maps of the rotor system for different Ω

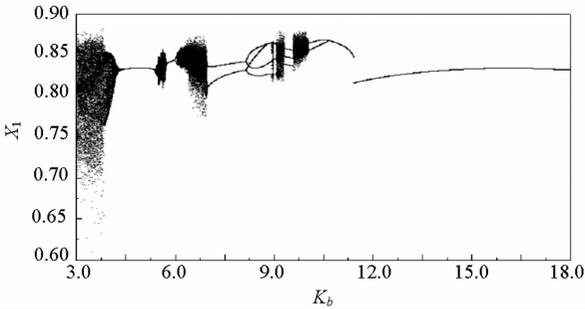


图5 不对中转子系统的稳态响应随联轴器销钉刚度变化分叉图

$$K_b = 3.0 \rightarrow 18.0, \Delta = 0.1$$

Fig. 5 Bifurcation diagrams of the steady-state response with the parameter $K_b = 3.0 \rightarrow 18.0$ when $\Delta = 0.1$

的增加,转子系统呈现出周期2,周期3等倍周期分叉现象以及混沌运动的复杂非线性动力学行为,其频域上低频谐波分量较为明显;当转子间的连接刚度较大时,系统响应经历逆倍周期分叉而表现为周期1运动,同时在该参数下系统的振幅也较之前明显减小。

3 结论

主要研究了在滑动轴承支承下不对中联轴器-柔性转子系统的非线性动力学行为. 考虑到联轴器的连接刚度以及两转子间运动的几何关系和位移约束条件,推导了在非线性的油膜力作用下具有平行不对中的多转子系统的动力学模型. 然后采用数值方法,重点分析了在不同转速和连接刚度下系统的非线性振动特征. 主要结论如下:

(1) 在低转速时,系统以周期运动为主,频谱中除存在与不平衡故障同步的工频外,还存在由于不对中引起的倍频振动分量,这正是转子不对中故障所具有的典型特征。

(2) 随着转子转速的提高,系统发生了一系列分叉现象,出现2倍周期、准周期等. 并且在较高转速时,系统响应逐渐过渡到混沌状态,同时振幅也随之增大。

(3) 联轴器销钉刚度使影响系统动力学行为的重要因素. 在一定转速下,较小的销钉刚度使转子系统呈现出十分复杂的振动现象,多次出现倍周期分叉和混沌等。

参 考 文 献

- 1 刘占生, 赵广, 龙鑫. 转子系统联轴器不对中研究综述. 汽轮机技术, 2007, 49(5): 321 ~ 325 (Liu Z S, Zhao G, Long X. Survey of the research on coupling with misalignment of rotary machinery. *Turbine Technology*, 2007, 49(5): 321 ~ 325 (in Chinese))
- 2 Sekhar A S, Prabhu B S. Effects of coupling misalignment on vibration of rotating machinery. *Journal of Sound and Vibration*, 1995, 185(4): 555 ~ 671
- 3 Al-Hussain K M, Redmond I. Dynamic response of two rotors connected by rigid mechanical coupling with parallel misalignment. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, 249: 483 ~ 498
- 4 Lees A W. Misalignment in rigidly coupled rotors. *Journal of Sound and Vibration*, 2007, 305(1): 261 ~ 271

- 5 李明, 李自刚, 张莹博. 具有平行不对中故障的非对称柔性发电机转子系统非线性动力学研究. 中国电机工程学报, 2012, 32(5): 111 ~ 118 (Li M, Li Z G, Zhang Y B. Non-linear dynamics of unsymmetrical generator rotor systems with parallel misalignment. *Proceedings of the CSEE*, 2012, 32(5): 111 ~ 118. (in Chinese))
- 6 李自刚, 李明. 具有轴承不对中故障的柔性非圆截面多转子系统非线性动力学行为. 振动工程学报, 2012, 25(1): 68 ~ 73 (Li Z G, Li M. Non-linear dynamics of flexible multi-rotor system with a misaligned journal bearing and non-circular cross section of shaft. *Journal of Vibration Engineering*, 2012, 25(1): 68 ~ 73 (in Chinese))
- 7 Paolo P, Andrea V, Steven C. Nonlinear effects caused by coupling misalignment in rotors equipped with journal bearings. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2012, 30: 306 ~ 322
- 8 Li M. Nonlinear dynamics of a rotor system subject to a holonomic constraint of parallel misalignment. *Proceedings of the 2nd International Conference on Dynamics. Vibration and Control*, 2007, 222 ~ 226
- 9 李明, 阿梅. 具有轴承不对中的多跨柔性转子系统非线性动力学研究. 动力学与控制学报, 2011, 9(4): 309 ~ 313 (Li M, A M. Nonlinear dynamics of flexible multi-rotor-system supported on misaligned journal bearing. *Journal of Dynamic and Control*, 2011, 9(4): 309 ~ 313 (in Chinese))
- 10 赵广, 刘占生, 陈锋等. 转子-联轴器-轴承-隔振器系统不对中及锁频故障试验研究. 动力学与控制学报, 2009, 7(2): 171 ~ 176 (Zhao G, Liu Z S, Chen F, et al. Experiment research on misalignment and frequency-locking trouble of rotor-coupling-bearing-isolator system. *Journal of Dynamic and Control*, 2009, 7(2): 171 ~ 176 (in Chinese))
- 11 Li M, He L. The dynamics of a parallel-misaligned and unbalanced rotor system under the action of non-linear oil film forces. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2010, 224(C9): 1875 ~ 1889
- 12 Li Z G, Li M. Non-linear dynamics of a flexible multi-rotor bearing system with a fault of parallel misalignment. *Applied Mechanics and Materials*, 2012, 138 - 139: 104 ~ 110
- 13 钟一谔, 何衍宗, 王正等. 转子动力学. 北京: 清华大学出版社, 1987 (Zhong Y E, He Y Z, Wang Z, et al. Rotor dynamics. Beijing: Tsinghua University Press, 1987 (in Chinese))

NONLINEAR DYNAMICS OF A FLEXIBLE ROTOR SYSTEM COUPLED BY A MISALIGNED COUPLING *

Li Zigang^{1†} Li Ming² Jiang Jun¹

(1. State Key Laboratory for Strength and Vibration of Mechanical Structures, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

(2. Department of Mechanics, Xi'an University of Science and Technology, Xi'an 710054, China)

Abstract The dynamic behaviors of a flexible multi-rotor system supported on journal bearing with a misaligned coupling were investigated. Firstly, the dynamic model of a rotor system under the action of the nonlinear oil film forces was developed after taking into account the movement relationships and displacement constraint, which describes the misalignment relation between two rotors, and the theoretical analysis reveals that the system with eleven DOF is of strong nonlinear properties and time-varying parameter. Then, the nonlinear dynamic characteristics, such as steady state response, rotor orbit, Poincaré section and the largest Lyapunov exponent, were studied. The results show that, at low speed, the orbit synchronously oscillates within a small zone; as the speed increases, the dynamic characteristics become complicated, and the period doubling, quasi-period and chaotic oscillations occur. Finally, the effects of the bolt stiffness on dynamic behaviors were also discussed.

Key words rotor misalignment, coupling stiffness, constraint relationship, nonlinear oil film force