

文章编号: 1000-6893(2002) 03-0237-04

非线性油膜支承裂纹转子振动特性分析

万方义, 许庆余, 华 军

(西安交通大学 工程力学系, 陕西 西安 710049)

ANALYSIS ON THE VIBRATION CHARACTERISTICS OF CRACKED ROTOR WITH NONLINEAR OIL FILM BEARING

WAN Fang-yi, XU Qing-yu, HUA Jun

(Department of Engineering Mechanics, Xi an Jiaotong University, Xi an 710049, China)

摘 要: 以具有无限长轴承和无限短轴承支承的横向裂纹转子为研究对象, 分析在非线性油膜力与横向裂纹联合作用时, Jeffcott 转子的动力特性, 并将其与刚性支承情况进行比较。结果表明轴承油膜力的存在对裂纹转子的振动影响较大, 一般将降低转子的振动, 这样势必增加转子裂纹故障诊断的难度。所以, 在进行裂纹转子的故障诊断时, 必须考虑到支承条件的影响, 建立合理的动力学模型。

关键词: 裂纹转子; 故障诊断; 油膜力; 轴承; 动力学模型

中图分类号: V 231.96 文献标识码: A

Abstract: The dynamic characteristics of cracked rotors and their early fault diagnosis are one of the key tasks of rotating machinery, which have been focused by many researchers. In this paper, a rotor with a transverse crack, supported on a nonlinear oil film bearing, is investigated. The bearing is considered as a long one or a short one. With consideration of the crack and the nonlinear oil film force together, the movement equation is set up and solved by the Newmark method. And their spectra are compared with the rigid support case. The results show that the oil film force affects the vibration of the cracked rotor heavily, and always reduces it. This will make it more difficult to diagnose its early faults. So when a cracked rotor is going to be studied, the conditions of bearing must be taken into account and a reasonable nonlinear dynamic model should be set up.

Key words: cracked rotor; fault diagnosis; oil film force; bearing; dynamic model

20 世纪 70 年代, 国内外不断发生旋转机械转轴上出现横向裂纹的事故, 造成了巨大的经济损失和人员伤亡, 迫使人们开始研究轴上裂纹及带有裂纹的旋转机械系统动力特性, 提取故障特征信息, 进行裂纹转子故障的早期诊断。

裂纹转子的动力特性一直是人们研究的关键问题之一。以前的研究大多集中于这类转子动力学模型设计^[1,2]。但是, 对于转子的支承, 多采用较为简单的情况, 集中于刚性支承或是线性油膜轴承支承。例如, 廖明夫^[3]研究了刚性支承裂纹转子的非线性特性, 并结合试验运用正反进动量进行这类故障的诊断。赵玉成^[4]进行了裂纹转子的弯扭耦合振动特性分析。朱厚军^[5]分析了刚性支承裂纹转子在转轴涡动时的耦合振动。郑吉兵^[6]则研究了支承在线性油膜轴承上裂纹转子的振动特性。A. S. Seklar^[7]研究了刚性支承裂纹转子通

过临界转速时的瞬态特征。T. C. Tsai^[8]在对裂纹转子的文献作了大量调查的基础上, 并用传递矩阵法研究了具有横向裂纹的刚支转子动力特征。而工程实际中, 特别是高速转子都采用滑动油膜轴承, 其支承条件不能简单地用线性模型来模拟或者忽略其影响。

本文以非线性滑动轴承支承的裂纹转子为研究对象, 分别考虑长轴承和短轴承支承下, 非线性油膜力和裂纹同时存在时的 Jeffcott 转子动力特性, 并分析比较了考虑油膜力后裂纹转子与刚支情形的差别以及裂纹参数和轴承参数改变对其动力特性的影响。

1 油膜轴承支承裂纹转子的运动微分方程

考虑支承在油膜轴承上具有横向裂纹的 Jeffcott 转子(如图 1), 其运动微分方程^[6]为式(1)。引进固定 Sommerfeld 参数^[6] $S = [(\eta\omega RL) / (\pi W)] (R/c_p)^2$, 可得出长、短轴承支承条件下裂纹转子无量纲运动微分方程, 如式(2)、式(3)。

$$\left. \begin{aligned}
 m\ddot{x}_d + c\dot{x}_d + k_s(x_d - x_b) - \frac{1}{2}f(\theta)\Delta k_\xi[1 + \cos(2\omega)](x_d - x_b) - \\
 \frac{1}{2}f(\theta)\Delta k_\xi\sin(2\omega)(y_d - y_b) = m_dg + m_d\omega^2\cos(\omega + \varphi + \beta) \\
 m\ddot{y}_d + c\dot{y}_d + k_s(y_d - y_b) - \frac{1}{2}f(\theta)\Delta k_\xi\sin(2\omega)(x_d - x_b) - \\
 \frac{1}{2}f(\theta)\Delta k_\xi[1 - \cos(2\omega)](y_d - y_b) = m_d\omega^2\sin(\omega + \varphi + \beta) \\
 m_b\ddot{x}_b + k_s\frac{(x_b - x_d)}{2} - \frac{1}{2}f(\theta)\Delta k_\xi[1 - \cos(2\omega)]\frac{(x_b - x_d)}{2} - \\
 \frac{1}{2}f(\theta)\Delta k_\xi\sin(2\omega)\frac{(y_b - y_d)}{2} = m_bg - (P_\epsilon\cos\psi + P_\psi\sin\psi) \\
 m_b\ddot{y}_b + k_s\frac{(y_b - y_d)}{2} - \frac{1}{2}f(\theta)\Delta k_\xi\sin(2\omega)\frac{(x_b - x_d)}{2} - \\
 \frac{1}{2}f(\theta)\Delta k_\xi[1 + \cos(2\omega)]\frac{(y_b - y_d)}{2} = - (P_\epsilon\sin\psi - P_\psi\cos\psi)
 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned}
 \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{y}_1 \end{Bmatrix} + \frac{2D}{\mu} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{y}_1 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 1/\mu^2 & 0 \\ 0 & 1/\mu^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 - x_2 \\ y_1 - y_2 \end{Bmatrix} - \frac{f(\theta)\Delta k}{2\mu^2} \begin{bmatrix} 1 + \cos 2\tau & \sin 2\tau \\ \sin 2\tau & 1 - \cos 2\tau \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 - x_2 \\ y_1 - y_2 \end{Bmatrix} = \\
 \begin{Bmatrix} W_g/\mu^2 \\ 0 \end{Bmatrix} + e_p \begin{Bmatrix} \cos(\tau + \varphi + \beta) \\ \sin(\tau + \varphi + \beta) \end{Bmatrix}
 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned}
 \begin{Bmatrix} \ddot{x}_2 \\ \ddot{y}_2 \end{Bmatrix} + \frac{1}{2\alpha} \begin{bmatrix} 1/\mu^2 & 0 \\ 0 & 1/\mu^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_2 - x_1 \\ y_2 - y_1 \end{Bmatrix} - \frac{f(\theta)\Delta k}{4\alpha\mu^2} \begin{bmatrix} 1 + \cos 2\tau & \sin 2\tau \\ \sin 2\tau & 1 - \cos 2\tau \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_2 - x_1 \\ y_2 - y_1 \end{Bmatrix} = \\
 \begin{Bmatrix} W_g/\mu^2 \\ 0 \end{Bmatrix} - \frac{3\pi(1 + 2\alpha)}{\alpha\mu} \frac{S_0W_g}{x_2^2 + y_2^2} \begin{bmatrix} -\bar{P}_\epsilon & -\bar{P}_\psi \\ \bar{P}_\psi & -\bar{P}_\epsilon \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_2 \\ y_2 \end{Bmatrix}
 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned}
 \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{y}_1 \end{Bmatrix} + \frac{2D}{\mu} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{y}_1 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 1/\mu^2 & 0 \\ 0 & 1/\mu^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 - x_2 \\ y_1 - y_2 \end{Bmatrix} - \frac{f(\theta)\Delta k}{2\mu^2} \begin{bmatrix} 1 + \cos 2\tau & \sin 2\tau \\ \sin 2\tau & 1 - \cos 2\tau \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 - x_2 \\ y_1 - y_2 \end{Bmatrix} = \\
 \begin{Bmatrix} W_g/\mu^2 \\ 0 \end{Bmatrix} + e_p \begin{Bmatrix} \cos(\tau + \varphi + \beta) \\ \sin(\tau + \varphi + \beta) \end{Bmatrix}
 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned}
 \begin{Bmatrix} \ddot{x}_2 \\ \ddot{y}_2 \end{Bmatrix} + \frac{1}{2\alpha} \begin{bmatrix} 1/\mu^2 & 0 \\ 0 & 1/\mu^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_2 - x_1 \\ y_2 - y_1 \end{Bmatrix} - \frac{f(\theta)\Delta k}{4\alpha\mu^2} \begin{bmatrix} 1 + \cos 2\tau & \sin 2\tau \\ \sin 2\tau & 1 - \cos 2\tau \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_2 - x_1 \\ y_2 - y_1 \end{Bmatrix} = \\
 \begin{Bmatrix} W_g/\mu^2 \\ 0 \end{Bmatrix} - \frac{\pi(1 + 2\alpha)}{4\alpha\mu} \frac{S_0W_g}{x_2^2 + y_2^2} \left(\frac{L}{R}\right)^2 \begin{bmatrix} -\bar{P}_\epsilon & -\bar{P}_\psi \\ \bar{P}_\psi & -\bar{P}_\epsilon \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_2 \\ y_2 \end{Bmatrix}
 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

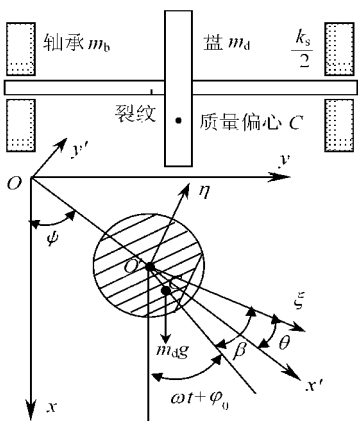


图 1 支承在油膜轴承上的裂纹转子示意图

Fig. 1 The cracked rotor with oil film bearing

叫裂纹角; $f(\theta)$ 为裂纹开合函数, 当裂纹较小时, 采用简单的方波模型就比较接近实际^[9]; P_ϵ 和 P_ψ 分别是支承轴承在轴颈偏心率 ϵ 和极角 ψ 方向上的油膜反力^[10], 并采用长轴承模型和短轴承。

2 数值模拟计算及结果分析

取裂纹转子的有关参数分别为: 外阻尼比 $D = 0.01$; 转速比 $\mu = 0.6$; 质量偏心 $e_p = 0.1$; 初始裂纹角 $\beta = 0$; 重力参数 $W_g = 1.1$; 固定 Sommerfeld 参数 $S_0 = 0.06$ 。假设在初始时刻, 转子在轴颈和盘处 x, y 方向的无量纲初始位移为 $x = y = 0.01$, 初始速度都为 $v_x = v_y = 0.001$, 用 Newmark 方法求解上述的微分方程组。

(1) 裂纹参数 Δk_ξ 变化对转子振动特性的影

响

当裂纹参数时 $\Delta k = 0.1$, 结果如图 2 所示, 图 2(a), (b), (c) 分别对应着刚性支承、长轴承支承和短轴承支承情况下, 裂纹转子的轴心轨迹及 x, y 方向振动的 FFT 分析。其中频谱图中的频谱是相对频谱。

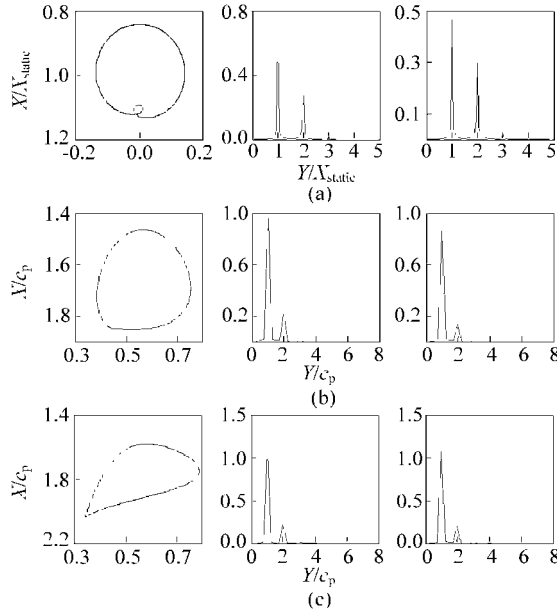


图 2 $\Delta k = 0.1$ 时裂纹转子的轴心轨迹及其 x, y 方向的频谱比较

(a) 刚性支承; (b) 长轴承支承; (c) 短轴承支承

Fig. 2 The orbit of cracked rotor and comparison of its spectra in x and y orientation when $\Delta k = 0.1$

(a) rigid support; (b) long bearing; (c) short bearing

比较图 2 可以看出, 3 种支承条件下裂纹转子的振动完全不同。转子响应频谱中都有明显的 $1 \times$ 分量和 $2 \times$ 分量, 而考虑油膜力后 $2 \times$ 分量占基频的比重较刚性支承时降低了许多。

增大裂纹参数 $\Delta k = 0.35$, 此时 3 种支承条件下, 转子的轴心轨迹与频谱图如图 3。3 种情形下, 转子的振动都有所加剧。同时, 刚性支承转子的 y 方向频谱中, $2 \times$ 分量超过了基频分量。但是考虑油膜力后, 这种情况都没有出现。比较长短轴承支承情形, 可以发现, 短轴承支承下的 y 方向频谱中 $2 \times$ 分量占基频的比重较大。

由此可见, 随着裂纹参数在一定范围的增加, 无论油膜力存在与否, 转子的振动都会加剧, 同时响应频谱中出现较大的 $n \times$ 分量。但是, 考虑油膜力后, 这种影响得到了抑制。当裂纹较大时 ($\Delta k = 0.35$), 油膜力对裂纹的抑制作用很明显, 而长轴承的抑制效果似乎更好些。

(2) 轴承参数对转子动特性的影响

为了弄清油膜力对裂纹引起的转子振动的抑制作用, 这里进一步讨论轴承参数对转子的影响。

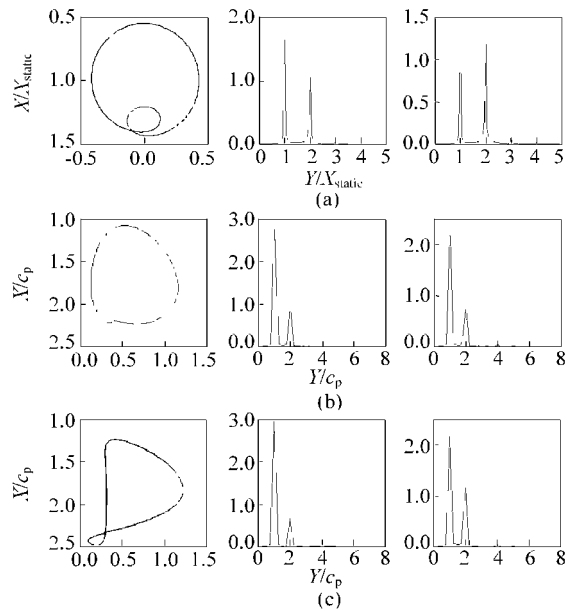


图 3 $\Delta k = 0.35$ 时裂纹转子的轴心轨迹及其 x, y 方向的频谱比较

(a) 刚性支承; (b) 长轴承支承; (c) 短轴承支承

Fig. 3 The orbit of cracked rotor and comparison of its spectra in x and y orientation when $\Delta k = 0.35$

(a) rigid support; (b) long bearing; (c) short bearing

固定 Sommerfeld 参数 $S_0 = [(\eta\omega RL)/(\pi W)](R/c_p)^2$, 是转子轴承参数和固有频率的综合参数, 体现的是转子的支承特性。所以, 这里用 S_0 来讨论轴承参数的影响。

裂纹参数 $\Delta k = 0.35$ 时, 分别取 S_0 为 0.3, 0.6, 0.9, 相应的长轴承支承裂纹转子的响应如图

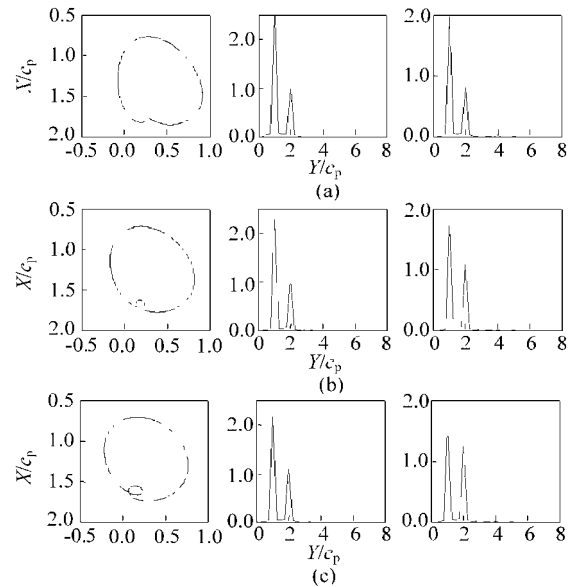


图 4 不同 S_0 时长轴承支承裂纹转子的轴心轨迹及其 x, y 方向的频谱比较

(a) $S_0 = 0.3$; (b) $S_0 = 0.6$; (c) $S_0 = 0.9$

Fig. 4 The orbit of cracked rotor with long bearing and its spectra in x and y orientation when S_0 is various

4. 可以看出, 随着 S_0 从 0.3 增大到 0.9, 转子响应频谱的幅值逐一降低。但是, $2 \times$ 频谱分量却变大, 尤其是 y 方向。

相同参数下, 短轴承支承的情形如图 5 所示, 其 x 方向频谱变化不是很明显, 但是 y 方向的变化与长轴承支承时相似, 基频幅值降低的同时 $2 \times$ 分量的幅值提高许多, 甚至超过了基频分量(图 5(c))。

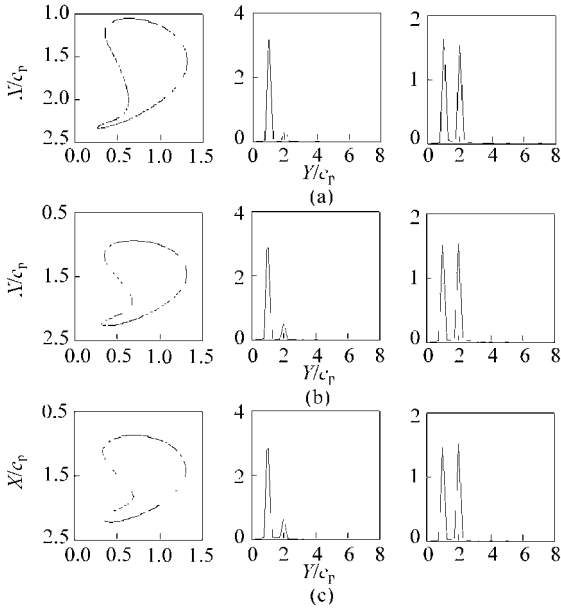


图 5 不同 S_0 时短轴承支承裂纹转子的轴心轨迹及其 x, y 方向的频谱比较

(a) $S_0 = 0.3$; (b) $S_0 = 0.6$; (c) $S_0 = 0.9$

Fig. 5 The orbit of cracked rotor with short bearing and its spectra in x and y orientation when S_0 is various

参 考 文 献

[1] Hanidi L, Piaud J B, Pastorel H. *et al.* Modal parameters for cracked rotors: models and comparisons[J]. Journal of Sound and Vibration, 1994, 175(2): 265- 278.

[2] Meng Guang. The nonlinear influences of whirl speed on the stability and response of a cracked rotor[J]. Journal of Machine Vibration, 1992, 6(4): 216- 230.

[3] 廖明夫. 裂纹转子动力学特性及其监测技术研究[D]. 西安: 西北工业大学, 1994.
(Liao M F. Dynamic behavior of a rotor with a cracked shaft and crack detection in rotating shafts [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 1994.)

[4] 赵玉成, 李舜铭, 许庆余. 裂纹转子的弯扭耦合振动特性

分析[J]. 应用力学学报, 1999, 16(1): 60- 64.
(Zhao Y C, Li S M, Xu Q Y. Analysis on bending-torsional coupled vibration of cracked rotor[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 1999, 16(1): 60- 64.)

[5] 朱厚军, 赵玫, 王德洋. Jeffcott 裂纹转子动力特性的研究[J]. 振动与冲击, 2001, 20(1): 1- 4.
(Zhu H J, Zhao M, Wang D Y. A study on the dynamic of a cracked Jeffcott rotor [J]. Journal of Vibration and Shock, 2001, 20(1): 1- 4.)

[6] 郑吉兵. 裂纹转子的动态响应、稳定性及分叉与混沌[D]. 西安: 西北工业大学, 1996.
(Zheng J B. The dynamic behavior and stability of a cracked rotor and its bifurcation and chaos [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 1996.)

[7] Tsai T C, Wang Y Z. Vibration analysis and diagnosis of a cracked shaft [J]. Journal of Sound and Vibration, 1996, 192(3): 607- 620.

[8] Sekhar A S, Prabhu B S. Transient analysis of a cracked rotor passing through critical speed [J]. Journal of Sound and Vibration, 1994, 173: 415- 421.

[9] 陈永国, 赵玫, 朱厚军. 横向裂纹转子几种裂纹开闭模型比较[J]. 华北水利水电学院学报, 2000, 21(4): 34- 38.
(Chen Y G, Zhao M, Zhu H J. Comparison between three kinds of open-close crack models of transversal cracked rotor[J]. Journal of North China Institute of Water Conservancy and Hydroelectric Power, 2000, 21(4): 34- 38.)

[10] 钟一谔, 何衍宗, 王正, 等. 转子动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1987.
(Zhong Y E, He Y Z, Wang Z, *et al.* Rotor dynamics [M]. Beijing: T inghua University Press, 1987.)

作者简介:



万方义(1973-) 男, 河南商城人, 西安交通大学工程力学专业博士研究生, 主要研究方向为非线性转子动力学及故障诊断。电话: 029- 3067190。

许庆余(1934-) 男, 江苏常州人, 西安交通大学教授, 工程力学专业博士生导师, 主要研究方向为非线性转子动力学、结构模态分析和机械振动控制。联系电话: 029- 2669456。



华 军(1971-) 男, 山东菏泽人, 西安交通大学工程力学专业博士研究生, 主要研究方向为非线性转子动力学及模态分析。联系电话: 029- 2674949。

(责任编辑 李铁柏)