

文章编号: 1000-8055(2006)05-0848-06

转子-定子系统碰摩可靠性 灵敏度研究*

张义民¹, 刘巧伶², 李 鹤¹, 闻邦椿¹

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110004;

2. 吉林大学 机械科学与工程学院, 长春 130025)

摘 要: 针对仅考虑质量偏心的 Jeffcott 转子-定子系统碰摩的动力学方程, 进行了旋转机械转子-定子系统的碰摩可靠性灵敏度分析, 应用 Kronecker 代数, 矩阵微分理论, 四阶矩技术, 矩阵摄动理论, 概率统计方法, 可靠性理论和灵敏度技术系统地发展了转子-定子系统碰摩的可靠性灵敏度分析方法, 研究了转轴刚度和阻尼、定子刚度和阻尼、偏心距和定子径向刚度对可靠度灵敏度的影响, 并给出了数值分析解。

关 键 词: 航空、航天推进系统; 转子-定子系统; 碰摩; 可靠性灵敏度

中图分类号: V 231. 3; TP393. 4

文献标识码: A

Reliability sensitivity investigation of impact rub for rotor-stator systems

ZHANG Yi-min¹, LIU Qiao-ling², LI He¹, WEN Bang-chun¹

(1. School of Mechanical Engineering and Automation,

Northeastern University, Shenyang 110004, China;

2. Institute of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130025, China)

Abstract: On the basis of the impact rub dynamics equations of Jeffcott rotor-stator systems with imbalance, the reliability sensitivity investigation of rotor-stator systems of rotating machinery under impact rub is presented. Techniques from Kronecker algebra, matrix calculus, fourth moment analysis, probabilistic perturbations, reliability theory and sensitivity technique are employed to systematically develop the mathematical and numerical expressions for reliability sensitivity analysis of rotor-stator systems. The effects of shaft stiffness and damping, stator stiffness and damping, radial clearance and stator radial stiffness on reliability sensitivity are studied and discussed. The numerical results are obtained.

Key words: aerospace propulsion system; rotors-stator; Impact rub; reliability sensitivity

对于航空发动机这类旋转机械, 转子与定子的碰摩实际上是转子与作为外壳封套的定子之间的碰

摩, 当碰摩发生时, 转子与定子均受到冲击力与摩擦力的作用, 不仅转子发生由碰摩引起的振动, 而且定

收稿日期: 2005-08-27; 修订日期: 2006-12-07

基金项目: 国家自然科学基金重点项目(批准号: 50535010)和辽宁省自然科学基金资助。

作者简介: 张义民(1958), 男, 河北衡水人, 工学博士, 现任“长江学者”特聘教授, 东北大学教授, 博士生导师, 主要从事随机结构振动与可靠性、汽车零部件可靠性设计、转子动力学、多体系统动力学等方面的研究。

子也在此冲击力与摩擦力的作用下产生振动, 转子与定子的振动彼此相互影响, 并影响以后的碰摩过程, 碰摩导致转定件接触部分的磨损, 降低了性能, 甚至发生事故。因此无论从旋转机械的可靠性设计上, 还是从保证设备的安全稳定运行上, 都必须对转子-定子系统碰摩的相互作用的振动特性加以研究, 为此, 需要将转子与定子作为统一的整体来研究其碰摩的动力学特性。目前已有一些对于碰摩问题的研究, 主要集中在转定子碰摩的物理现象和过程, 碰摩的数学模型, 碰摩研究中的数值方法, 碰摩转子的振动响应以及转子的故障诊断, 碰摩过程中的分叉现象等方面。可见碰摩问题一直受到人们的重视, 许多文献对其进行了有益的探讨, 文献[1-4]对转子动力学的一些问题进行了研究。

由于工程材料特性的离散性以及测量、加工、制造和安装误差的影响, 使系统参数具有不确定性和分散性(如材料、几何等特性具有固有的随机性)。在非线性随机振动系统中不能使用线性系统中的一些有效的方法(如叠加原理), 使得非线性系统的可靠性研究较线性系统要艰巨得多, 导致目前关于具有系统随机参数的非线性振动系统的可靠性问题的研究还处于初级阶段^[5-8]。在现阶段转子系统的失效问题多从稳定性的概念出发加以分析, 而从可靠性的概念出发的研究还刚刚起步^[9-11]。振动系统的动态响应对应系统可靠度的灵敏程度的研究有着十分重要的意义, 这种研究可以帮助工程设计人员合理地建立系统的安全容限和控制随机参数对系统安全的影响, 使系统的预测工作性能与实际工作性能更加符合, 得到既有足够的安全性, 又有适当经济性的优化系统^[12-14]。

本文在质量偏心的 Jeffcott 转子-定子系统碰摩的动力学方程的基础上, 给出了旋转机械转子-定子非线性振动系统的可靠性灵敏度问题的解决办法, 应用四阶矩技术, 导出了旋转机械转子-定子非线性系统响应和状态函数的前四阶矩, 使用 Edgeworth 级数模拟了系统状态函数的概率分布函数, 从而确定了系统的可靠度和可靠性灵敏度, 并给出了数值分析解, 讨论了参数的随机变化对旋转机械转子-定子系统的碰摩可靠性灵敏度影响。本文对随机参数的分布概型和随机激励的类型没有作任何限制, 使之更接近于工程实际中旋转机械的非线性随机振动系统的可靠性问题。

1 模型建立

如图1所示的 Jeffcott 转子-定子系统。可以

忽略转轴的质量与转子和定子的塑性变形以及转轴弯曲变形的影响, m_1 和 m_2 分别为转子和定子的质量, c_1 和 c_2 分别为转子和定子的阻尼系数, k_1 和 k_2 分别为转子和定子的支承刚度, 转子不平衡偏心距为 e , 转速为 ω , 间隙为 δ 摩擦系数为 f , 定子的径向刚性系数为 k_r 。转盘振幅为 r , 结构各向同性。在 $r > \delta$ 时, 碰摩发生。在 xoy 坐标系中, 碰摩力表示为:

$$\begin{cases} F_x = 0 \\ F_y = 0 \end{cases} \quad (r \leq \delta)$$
$$\begin{cases} F_x = k_r \left[\frac{r-\delta}{r} \right] [x_2 - x_1 + f(y_1 - y_2)] \\ F_y = k_r \left[\frac{r-\delta}{r} \right] [y_2 - y_1 + f(x_1 - x_2)] \end{cases} \quad (r > \delta)$$

(1)

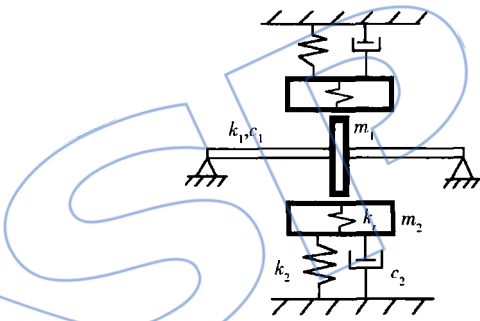


图1 转子-定子系统

Fig. 1 Rotor stator model

式中 $r = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2}$ 为转子的径向位移。于是系统的运动微分方程为:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 = m_1 e \omega^2 \cos \omega t + F_x \\ m_1 \ddot{y}_1 + c_1 \dot{y}_1 + k_1 y_1 = m_1 e \omega^2 \sin \omega t + F_y \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = -F_x \\ m_2 \ddot{y}_2 + c_2 \dot{y}_2 + k_2 y_2 = -F_y \end{cases}$$

(2)

将方程(2)表示为矩阵形式为:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{y}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{y}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ x_2 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} m_1 e \omega^2 \cos \omega t \\ m_1 e \omega^2 \sin \omega t \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_x \\ -F_y \end{bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ x_2 \\ y_2 \end{Bmatrix} = m_1 e^{\omega t} \begin{Bmatrix} \cos \omega t \\ \sin \omega t \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

2 随机响应分析

方程(3)可以表示为一般的矩阵形式,即:

$$M\ddot{\boldsymbol{q}} + C\dot{\boldsymbol{q}} + (\boldsymbol{K} + \boldsymbol{K}_r)\boldsymbol{q} = \boldsymbol{F}(t) \quad (4)$$

式中:

$$\boldsymbol{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix}, \boldsymbol{C} = \begin{bmatrix} c_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_2 \end{bmatrix},$$

$$\boldsymbol{K} = \begin{bmatrix} k_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_2 \end{bmatrix},$$

$$\boldsymbol{K}_r = \frac{k_r(r-\delta)}{r} \begin{bmatrix} 1 & -f & -1 & f \\ f & 1 & -f & -1 \\ -1 & f & 1 & -f \\ -f & -1 & f & 1 \end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{F}(t) = m_1 e^{\omega^2 t}$$

$$\begin{Bmatrix} \cos \omega t \\ \sin \omega t \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}, \ddot{\boldsymbol{q}} = \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{y}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{y}_2 \end{Bmatrix}, \dot{\boldsymbol{q}} = \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{y}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{y}_2 \end{Bmatrix}, \boldsymbol{q} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ x_2 \\ y_2 \end{Bmatrix}$$

式中: $\boldsymbol{M}$ 、 $\boldsymbol{C}$ 、 $\boldsymbol{K}$ 、 $\boldsymbol{K}_r$ 分别为系统的质量、阻尼、刚度矩阵和定子的径向刚度矩阵, $\boldsymbol{q}$ 为系统位移响应向量, $\boldsymbol{F}(t)$ 为载荷向量, 上标“ $\cdot$ ”表示对时间 t 的导数。

若向量 $\boldsymbol{A}(p \times 1)$ 为矩阵 $\boldsymbol{B}(s \times t)$ 的函数, 则 $\boldsymbol{A}$ 在标称值 $\bar{\boldsymbol{B}}$ 处的二阶 Taylor 表达式为:

$$\begin{aligned} \boldsymbol{A}(\boldsymbol{B}) &= \boldsymbol{A}(\bar{\boldsymbol{B}}) + \frac{\partial \boldsymbol{A}}{\partial (\text{cs} \boldsymbol{B})^T} \Big|_{\boldsymbol{B}=\bar{\boldsymbol{B}}} d[\text{cs}(\boldsymbol{B})] + \\ &\frac{1}{2} \frac{\partial^2 \boldsymbol{A}}{\partial (\text{cs} \boldsymbol{B})^T{}^2} \Big|_{\boldsymbol{B}=\bar{\boldsymbol{B}}} \{d[\text{cs}(\boldsymbol{B})]\}^{[2]} \end{aligned} \quad (5)$$

式中 $d[\text{cs}(\boldsymbol{B})]^{[2]} = d[\text{cs}(\boldsymbol{B})] \otimes d[\text{cs}(\boldsymbol{B})]$ 为 $d[\text{cs}(\boldsymbol{B})]$ 的二阶 Kronecker 幂, 符号 $\otimes$ 代表 Kronecker 积, 定义为 $(\boldsymbol{A})_{p \times q} \otimes (\boldsymbol{B})_{s \times t} = [a_{ij} \boldsymbol{B}]_{ps \times qt}$, $\text{cs}(\boldsymbol{B})$

定义为 $\text{cs}(\boldsymbol{B})_{(st \times 1)} = \sum_{j=1}^s (e_{(s)}^j \otimes \boldsymbol{I}_s) \boldsymbol{B} e_{(s)}^j$, $e_{(s)}^k$ 为在 k 是 1, 在其它处为 0 的 s 维单位向量, $\boldsymbol{I}_s$ 为 $s \times s$ 阶单位矩阵, 矩阵导数定义为 $\partial \boldsymbol{A} / \partial \boldsymbol{B} = (\partial \boldsymbol{A} / \partial b_{ij})_{ps \times qt}$ 。

为了推导非线性结构动力学的一般随机有限元法的矩阵方程, 把方程(1)两边在 $\bar{\boldsymbol{B}}$ 附近展开

成二阶 Taylor 表达式, 然后合并同阶项, 可以得到与方程(1)相一致的零阶、一阶和二阶方程, 求解这些方程, 可以得到动力响应的前四阶矩为:

$$\boldsymbol{E}(\boldsymbol{x}) = \bar{\boldsymbol{x}} + \bar{\boldsymbol{x}}_2 \quad (6)$$

$$\text{Var}(\boldsymbol{x}) = \left[\frac{\partial \bar{\boldsymbol{x}}}{\partial (\text{cs} \boldsymbol{B})^T} \right]^{[2]} [\text{Var}(\text{cs} \boldsymbol{B})],$$

$$\boldsymbol{Tm}(\boldsymbol{x}) = \left[\frac{\partial \bar{\boldsymbol{x}}}{\partial (\text{cs} \boldsymbol{B})^T} \right]^{[3]} [\boldsymbol{Tm}(\text{cs} \boldsymbol{B})],$$

$$\boldsymbol{Fm}(\boldsymbol{x}) = \left[\frac{\partial \bar{\boldsymbol{x}}}{\partial (\text{cs} \boldsymbol{B})^T} \right]^T [\boldsymbol{Fm}(\text{cs} \boldsymbol{B})] \quad (7)$$

式中 $\boldsymbol{E}(\text{cs} \boldsymbol{B})$, $\text{Var}(\text{cs} \boldsymbol{B})$, $\boldsymbol{Tm}(\text{cs} \boldsymbol{B})$, $\boldsymbol{Fm}(\text{cs} \boldsymbol{B})$ 和 $\boldsymbol{E}(\boldsymbol{x})$, $\text{Var}(\boldsymbol{x})$, $\boldsymbol{Tm}(\boldsymbol{x})$, $\boldsymbol{Fm}(\boldsymbol{x})$ 分别代表基本随机变量和响应的均值、方差、三阶矩、四阶矩, $\bar{\boldsymbol{x}}$ 和 $\bar{\boldsymbol{x}}_2$ 分别为零阶和二阶方程的解, $\partial \bar{\boldsymbol{x}} / \partial (\text{cs} \boldsymbol{B})^T$ 为响应向量的灵敏度矩阵, 可以表示为:

$$\frac{\partial \bar{\boldsymbol{x}}}{\partial (\text{cs} \boldsymbol{B})^T} = \left[\frac{\partial \bar{\boldsymbol{x}}}{\partial b_{11}} \cdots \frac{\partial \bar{\boldsymbol{x}}}{\partial b_{s1}} \cdots \frac{\partial \bar{\boldsymbol{x}}}{\partial b_{1t}} \cdots \frac{\partial \bar{\boldsymbol{x}}}{\partial b_{st}} \right] \quad (8)$$

把方程(8)代入方程(7), 就可以得到动力响应的方差、三阶矩和四阶矩矩阵。显然可见, 在求动力响应的方差、三阶矩和四阶矩时, 这里只涉及响应的一阶灵敏度, 这给解决工程实际问题带来了相当的方便; 当然, 如果取高阶矩为一阶以上的精度, 会带来数学上的繁琐。依据以上推导过程, 发展了国际上通用的概率摄动法和随机有限元法, 得到了 2D 矩阵值函数的概率摄动法和随机有限元法^[15-17]。

3 可靠性分析

可靠性分析中的一个目标是确定系统的可靠度:

$$R = \int_{g(\delta, r) > 0} f(Z) dZ \quad (9)$$

式中: $f(Z)$ 为响应 $r = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2}$ 和门槛值 δ 的联合概率密度函数, $g(\delta, r)$ 为状态函数, 可以表示系统的两种状态:

$$\left. \begin{aligned} g(\delta, r) &\leq 0 && \text{为失败状态} \\ g(\delta, r) &> 0 && \text{为失败状态} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式中 $g(\delta, r) = 0$ 为极限状态方程, 代表极限状态表面, 也就是失败面。

根据状态函数的定义, 非线性随机转子系统可靠性分析的首次超限破坏问题定义为:

$$g(\delta, r) = \delta - r \quad (11)$$

可以认为响应 r 与门槛值 δ 是相互独立的随机变量。

状态函数 $g(\delta, r)$ 的前四阶矩可以表示为:

$$\begin{aligned} \mu_g &= E[g(\delta, r)] = E(\delta) - E(r) = \mu_\delta - \mu_r \\ &\quad (12) \end{aligned}$$

$\sigma_g^2 = \text{Var}[g(\xi, r)] = \sigma_\xi^2 + \sigma^2 \tag{13}$

$\theta_\xi = E[g(\xi, r) - \bar{g}(\xi, r)]^3 = \theta_\xi - \theta \tag{14}$

$\eta_\xi = E[g(\xi, r) - \bar{g}(\xi, r)]^4 = \eta_\xi + \eta + 6\sigma_\xi^2\sigma^2 \tag{15}$

可靠性指标定义为:

$\beta = \frac{\mu_g}{\sigma_g} \tag{16}$

从几何意义来看, β 是 n 维正则化空间中坐标原点到临界失败面 $g(\xi, r) = 0$ 的最短距离。

众所周知, 在非线性系统中, 叠加原理已经不能成立, 对正态输入已不再遵循正态输出。这样不论输入如何, 都很难确定响应和状态函数的分布概型, 由此很难得到系统的可靠度, 根据 Edgeworth 级数方法, 可以把服从任意分布的标准化了的随机变量的概率分布函数近似地展开成为标准正态分布函数, 即:

$$F(y) = \Phi(y) - \varphi(y) \left[\frac{1}{6} \frac{\theta_g}{\sigma_g^3} H_2(y) + \frac{1}{24} \left(\frac{\eta_g}{\sigma_g^4} - 3 \right) H_3(y) + \frac{1}{72} \left(\frac{\theta_g}{\sigma_g^3} \right)^2 H_5(y) \right] \tag{17}$$

式中 $\Phi(\cdot)$ 为标准正态分布函数, $H_i(y)$ 为 i 阶 Hermite 多项式, 其递推关系为:

$$\begin{cases} H_{j+1}(y) = yH_j(y) - jH_{j-1}(y) \\ H_0(y) = 1, H_1(y) = y \end{cases} \tag{18}$$

据此系统可靠度为:

$R(\beta) = P[g(\xi, r) > 0] = 1 - F(-\beta) \tag{19}$

用上式计算可靠度时, 有时会出现 $R_i > 1$ 的情况。当 $R_i > 1$ 时, 采用下述经验公式进行修正:

$R^* = R(\beta) - \frac{R(\beta) - \Phi(\beta)}{\{1 + [R(\beta) - \Phi(\beta)]\beta\}^5} \tag{20}$

Edgeworth 级数可以任意精确地逼近随机变量的真实分布, 但通常取级数的前四项即可得到较好的近似。据此给出了具有随机参数的单自由度非线性随机振动系统的可靠性分析的数值公式。在推导过程中, 对随机参数的分布概型和激励类型没有作任何限制, 使之更接近于工程实际。

4 可靠性灵敏度

对系统响应 r 的均值的可靠性灵敏度为:

$$\begin{aligned} \frac{DR}{D\mu_r} = & - \frac{\varphi(\beta)}{\sigma_g} \left\{ 1 + \beta \left[\frac{1}{6} \frac{\theta_g}{\sigma_g^3} H_2(\beta) + \right. \right. \\ & \left. \frac{1}{24} \left(\frac{\eta_g}{\sigma_g^4} - 3 \right) H_3(\beta) + \frac{1}{72} \left(\frac{\theta_g}{\sigma_g^3} \right)^2 H_5(\beta) \right] - \\ & \left. \left[\frac{1}{3} \frac{\theta_g}{\sigma_g^3} H_1(\beta) + \frac{1}{8} \left(\frac{\eta_g}{\sigma_g^4} - 3 \right) H_2(\beta) + \right. \right. \end{aligned}$$

$$\left. \frac{5}{72} \left(\frac{\theta_g}{\sigma_g^3} \right) H_4(\beta) \right] \Bigg\} \tag{21}$$

对系统响应 r 的标准差的可靠性灵敏度为:

$$\begin{aligned} \frac{DR}{D\sigma_r} = & - \frac{2\mu_g\sigma_r}{\sigma_g^2} \varphi(\beta) \left\{ 1 + \beta \left[\frac{1}{6} \frac{\theta_g}{\sigma_g^3} H_2(\beta) + \right. \right. \\ & \left. \frac{1}{24} \left(\frac{\eta_g}{\sigma_g^4} - 3 \right) H_3(\beta) + \frac{1}{72} \left(\frac{\theta_g}{\sigma_g^3} \right)^2 H_5(\beta) \right] - \\ & \left. \left[\frac{1}{3} \frac{\theta_g}{\sigma_g^3} H_1(\beta) + \frac{1}{8} \left(\frac{\eta_g}{\sigma_g^4} - 3 \right) H_2(\beta) + \right. \right. \\ & \left. \frac{5}{72} \left(\frac{\theta_g}{\sigma_g^3} \right) H_4(\beta) \right] \Bigg\} + \\ & 2\alpha \varphi(\beta) \left[\frac{1}{2} \frac{\theta_g}{\sigma_g^3} H_2(\beta) + \frac{1}{6} \frac{\eta_g}{\sigma_g^4} H_3(\beta) + \right. \\ & \left. \frac{1}{12} \frac{\theta_g^2}{\sigma_g^6} H_5(\beta) \right] - \frac{\alpha^2\sigma_r}{2\sigma_g} \varphi(\beta) H_3(\beta) \tag{22} \end{aligned}$$

把已知条件和响应和可靠性分析的计算结果代入式 (21) 和 (22), 就可以获得可靠性灵敏度 $DR/D\mu$ 和 $DR/D\sigma$ 。

5 数值算例

某一旋转机械转子-定子系统的质量 $m_1 = 10.0 \text{ kg}$, $m_2 = 20.0 \text{ kg}$, 摩擦系数 $f = 0.12$, 激振频率 $\omega = 250.0 \text{ rad/s}$, 随机变量 $k_1, c_1, k_2, c_2, e, k_r$ 的均值分别可以表示如下: 刚度 $k_1 = k_2 = 4.6 \times 10^3 \text{ N/mm}$, 阻尼 $c_1 = c_2 = 1.2 \times 10^2 \text{ Ns/mm}$, 定子的径向刚度 $k_r = 9.2 \times 10^3 \text{ N/mm}$, 偏心距 $e = 1.0 \text{ mm}$, 随机变量 $\mathbf{B} = (k_1 \ c_1 \ k_2 \ c_2 \ e \ k_r)^T$ 分别独立地服从正态分布, 其变异系数均为 0.05, 间隙 δ 的前四阶矩为 3.0 mm , 0.421 mm , -0.0417 mm^3 , 0.1062 mm^4 。试确定系统可靠性。

分别计算出系统的可靠度随响应 $r(\mu, \sigma)$ 的变化曲线, 绘于图 2~ 图 3, 并且计算出系统的可靠度灵敏度 $DR/D\mu$ 和 $DR/D\sigma$ 随时间(t)的变化曲线, 绘于图 4~ 图 5。

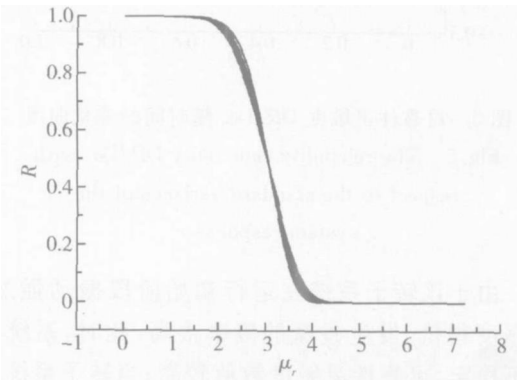


图2 可靠度 R 随系统响应 r 的均值变化曲线
Fig. 2 The reliability R with the mean value of the system response r

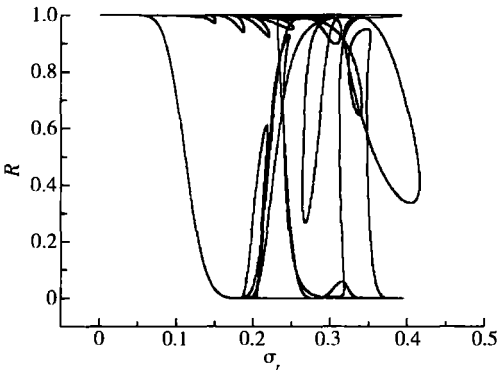


图 3 可靠度 R 随系统响应 r 的标准差变化曲线

Fig.3 The reliability R with the standard variance of the system response r

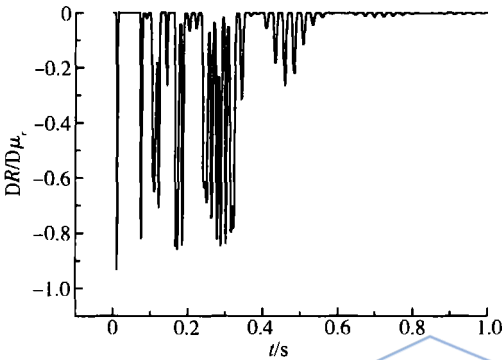


图 4 可靠性灵敏度 $DR/D\mu_r$ 随时间的变化曲线

Fig.4 The reliability sensitivity $DR/D\mu_r$ with respect to the mean value of the system response r

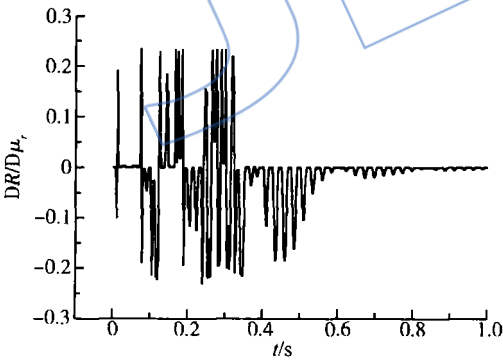


图 5 可靠性灵敏度 $DR/D\sigma_r$ 随时间的变化曲线

Fig.5 The reliability sensitivity $DR/D\sigma_r$ with respect to the standard variance of the system response r

由于该转子系统在运行初始阶段振动强烈,可靠度很低,发生碰摩的概率很高,此时,系统相对不稳定,可靠性灵敏度数值较高;当转子系统运行平稳以后,可靠度稳定在 1.0,不会发生碰摩现象,此时,系统进入稳定状态,可靠性灵敏度数值

稳定在一定的数值范围以内。总体可见,该转子系统的随机响应的均值 μ_r 的增加,其结果将使系统更加不可靠(失效);在初始阶段,随机响应的标准差 σ_r 的变化对系统可靠与否的影响却不尽相同;但系统进入平稳运行以后,随机响应的标准差 σ_r 的增加也基本上会使系统增加失效的概率。

6 结 论

本文在只给出了转轴刚度和阻尼、定子刚度和阻尼、定子径向刚度和偏心距这些随机参数的前四阶矩,而没有给出其分布概型的情况下,对旋转机械转子-定子系统的碰摩可靠性灵敏度问题进行了研究。由于在工程实际中,很难有足够的资料确定出随机参数的分布概型,所以本文给出的方法对工程实际有着十分重要的意义,使旋转机械系统非线性振动系统的可靠性分析方法向工程实际又迈进了一步。

参考文献:

[1] 闻邦椿, 顾家柳, 夏松波, 等. 高等转子动力学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.

[2] 黄文虎, 夏松波, 刘瑞岩. 设备故障诊断原理、技术及应用 [M]. 北京: 科学出版社, 1997.

[3] Muszynska A. Rotor to stationary element rub related vibration phenomena in rotating machinery- Literature survey [J]. The Shock and Vibration Digest, 1989, 21(3): 3-11.

[4] Beatty R F. Differentiating rotor response due to radial rubbing [J]. Trans ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, 1985, 107: 151-160.

[5] Zhang Y M, Wen B C, Liu Q L. First passage of uncertain single degree of freedom nonlinear oscillators [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1998, 165(4): 223-231.

[6] 张义民, 闻邦椿. 具有独立失效模式的多自由度非线性振动系统的可靠性分析 [J]. 航空学报, 2002, 23(3): 252-254.

Zhang Y M, Wen B C. Reliability analysis of multi of freedom nonlinear vibration systems with independence failure modes [J]. ACTA Aeronautica et Astronautica Sinica, 2002, 23(3): 252-254.

[7] 张义民, 王 顺, 刘巧玲, 等. 具有相关失效模式的多自由度非线性随机结构振动系统的可靠性分析 [J]. 中国科学 (E 辑), 2003, 46(5): 498-508.

Zhang Y M, Wang S, Liu Q L, et al. Reliability analysis of multi degree of freedom nonlinear random structure vibration systems with correlation failure modes [J]. Science in China Series E-Technological Sciences, 2003, 33(9): 804-812.

[8] Zhang Y M, Liu Q L, Wen B C. Quasi failure analysis on

- resonant demolition of random structural systems [J]. AIAA Journal, 2002, 40(3): 585-586.
- [9] Zhang Y M, Wen B C, Liu Q L. Sensitivity of rotor-stator systems with rubbing [J]. Mechanics of Structures and Machines, 2002, 30(2): 203-211.
- [10] Zhang Y M, Wen B C, Liu Q L. Uncertain responses of rotor-stator systems with rubbing [J]. JSME International Journal Series C: Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing, 2003, 46(1): 150-154.
- [11] Zhang Y M, Wen B C, Leung A Y T. Reliability analysis for rotor rubbing [J]. ASME Journal for Vibration and Acoustics, 2002, 124(1): 58-62.
- [12] Zhang Y M, Wen B C, Liu Q L. Reliability sensitivity for rotor-stator systems with rubbing [J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 259(5): 1095-1107.
- [13] 张义民, 刘巧伶, 闻邦椿. 单自由度非线性随机参数振动系统的可靠性灵敏度分析 [J]. 固体力学学报, 2003, 24(1): 61-67.
- Zhang Y M, Liu Q L, Wen B C. Reliability sensitivity analysis of single degree of freedom nonlinear vibration systems random parameters [J]. ACTA Mechanica Sinica, 2003, 24(1): 61-67.
- [14] 张义民, 刘巧伶, 闻邦椿. 非线性随机系统的独立失效模式可靠性灵敏度 [J]. 力学学报, 2003, 35(1): 117-120.
- Zhang Y M, Liu Q L, Wen B C. Sensitivity of reliability in nonlinear random systems with independent failure modes [J]. ACTA Mechanica Sinica, 2003, 35(1): 117-120.
- [15] Zhang Y M, Chen S H, Liu Q L, Liu T Q. Stochastic perturbation finite elements [J]. Computers & Structures, 1996, 59(3): 425-429.
- [16] Zhang Y M, Wen B C, Chen S H. PFEM formalism in Kronecker notation [J]. Mathematics and Mechanics of Solids. 1996, 1(4): 445-461.
- [17] Wen B C, Zhang Y M, Liu Q L. Response of uncertain nonlinear vibration systems with 2D matrix functions [J]. Int. J. Nonlinear Dynamics, 1998, 15(2): 179-190.