

刚度对转子系统随机响应的影响*

王正浩, 席庆泰, 熊兴荣, 孟庆欣, 杨兴涛

(沈阳建筑大学交通与机械工程学院 沈阳, 110168)

摘要 为了建立系统力学模型与随机运动微分方程,分析系统刚度对随机响应的影响,应用虚拟激励法,通过计算机数值模拟,结合随机响应功率谱密度函数,分析考虑机匣弹性、陀螺力矩并同时考虑机匣与定子间的弹性联接的复杂悬臂双盘转子系统在多参数耦合随机激励——轴承回转随机动力激励、转子不平衡随机激励和地面随机地震激励下的随机响应,讨论系统刚度变化对随机响应的影响。结果表明,水平方向地震时随机响应相对比较强烈,悬臂端圆盘振动最为强烈,机匣刚度、机匣联接刚度和轴承刚度对随机响应影响较大,提高系统刚度对降低随机响应有利。

关键词 转子系统; 虚拟激励法; 随机响应; 刚度

中图分类号 TH11; O324

引言

随着旋转机械向着高性能、高效率方向发展,近年来国内外学者针对旋转机械从不同角度开展了广泛研究^[1-9]。在抗震设计中,研究发电机转子等在地震激励下的振动特性是一个非常重要的问题,对复杂转子系统进行随机响应分析是系统安全可靠运行的重要保证,但由于问题的困难和复杂性,这方面的研究较少,数值计算也不多见^[10-11]。转子系统随机响应分析的方法有蒙特卡罗法和功率谱算法等,但由于其计算过程过于复杂,计算量非常大,往往使工程人员望而却步。林家浩等^[12]提出的虚拟激励法是对线性随机振动系统进行谱分析的有效工具^[12],该方法将平稳随机激励转化为稳态简谐激励,将非平稳随机激励转化为瞬态确定性激励,具有简单、高效、精确等优点。考虑到现代机械的高速、高精度化,笔者针对计及机匣弹性、陀螺力矩并同时考虑机匣与定子间的弹性联接的悬臂双盘转子系统,应用虚拟激励法,分析了系统在轴承回转随机动力激励、转子不平衡随机激励和地面平稳随机地震激励下的随机响应,并讨论了系统刚度变化对随机响应的影响,为转子系统工作参数的合理选择和随机振动控制提供依据。

1 轴承回转随机动力激励

在航空燃气涡轮发动机等旋转机械中,由于制造误差等原因,滚动球轴承的内外圈与滚动体之间实际上存在有微小间隙。如果滚动体直径不相同,则在大的滚动体插入方向上,如图 1 所示,径向间隙变小,刚度增大 Δk ,而在其垂直方向上径向间隙变大,刚度减小 Δk ,即在相互垂直的方向上存在轴承刚度差。这种轴承刚度差随转动坐标系 $Ox'y'$ 按滚动体的公转角速度 ω' 旋转,激发转子系统振动。在

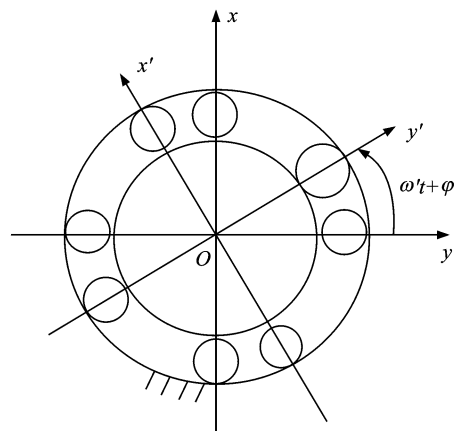


图 1 轴承刚度差

Fig. 1 Model of the bearings stiffness difference

* 国家自然科学基金资助项目(10772043)

收稿日期:2012-05-22;修回日期:2012-10-01

y' 和 x' 方向上轴承的弹性恢复力大小分别为

$$\begin{cases} F_{y'} = (k + \Delta k)y' \\ F_{x'} = (k - \Delta k)x' \end{cases} \quad (1)$$

根据坐标变换,得到

$$\begin{cases} F_y = ky \cos(\omega't + \varphi) + kx \sin(\omega't + \varphi) + \Delta ky \cos(\omega't + \varphi) + \Delta kx \sin(\omega't + \varphi) \\ F_x = kx \cos(\omega't + \varphi) - ky \sin(\omega't + \varphi) - \Delta kx \cos(\omega't + \varphi) + \Delta ky \sin(\omega't + \varphi) \end{cases} \quad (2)$$

其中: φ 为在 $[0 \sim 2\pi]$ 上均匀分布的随机变量。

在 y 和 x 方向上的弹性恢复力大小分别为

$$\begin{cases} F_y = F_{y'} \cos(\omega't + \varphi) - F_{x'} \sin(\omega't + \varphi) \\ F_x = F_{y'} \sin(\omega't + \varphi) + F_{x'} \cos(\omega't + \varphi) \end{cases} \quad (3)$$

将式(2)代入式(3)得

$$\begin{cases} F_y = ky + \Delta F_y \\ F_x = kx + \Delta F_x \end{cases} \quad (4)$$

其中: ΔF_y 和 ΔF_x 分别是由于轴承回转随机动力激励引起的 y 和 x 方向上弹性恢复力大小的改变量

$$\begin{aligned} \Delta F_y &= \Delta ky \cos 2(\omega't + \varphi) + \Delta kx \sin 2(\omega't + \varphi) \\ \Delta F_x &= \Delta kx \sin 2(\omega't + \varphi) - \Delta ky \cos 2(\omega't + \varphi) \end{aligned} \quad (5)$$

转动坐标系 $Ox'y'$ 旋转角速度 $\omega' = \alpha\omega$, 其中:

$\alpha = D/[2(D+d)]$, D 和 d 分别为轴承内圈直径和滚动物体直径; ω 为轴旋转角速度。轴承刚度差 $\Delta k = \epsilon k$, 其中: ϵ 为轴承回转随机动力激励参数; k 为轴承刚度。

2 系统力学模型与随机运动微分方程

转子系统力学模型如图 2 所示。设机匣具有线性径向接触刚度的弹性圆环,在随机激振力作用下,系统随机运动微分方程为

$$M\ddot{\mathbf{u}} + (C + G)\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F} \quad (6)$$

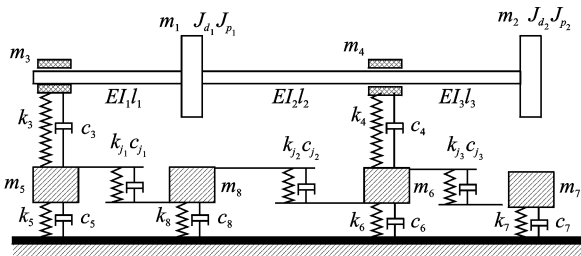


图 2 转子系统力学模型

Fig. 2 Model of rotor system

位移列阵、随机激振力列阵、质量矩阵、陀螺矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵分别为

$$\mathbf{u} = [\mathbf{u}_r, \mathbf{u}_{34}, \mathbf{u}_{5678}]^T$$

其中

$$\mathbf{u}_r = [x_1, \theta_{y_1}, x_2, \theta_{y_2}, y_1, \theta_{x_1}, y_2, \theta_{x_2}]^T$$

$$\mathbf{u}_{34} = [x_3, y_3, x_4, y_4]^T$$

$$\mathbf{u}_{5678} = [x_5, y_5, x_6, y_6, x_7, y_7, x_8, y_8]^T$$

随机激振力列阵 $\mathbf{F} = \mathbf{F}_1 + \mathbf{F}_2$, 其中随机激振力列阵 \mathbf{F}_1 中的元素包括重力、转子不平衡随机激振力和轴承回转随机动力激励,随机激振力列阵 \mathbf{F}_2 为地面随机地震激励, \mathbf{F}_1 和 \mathbf{F}_2 分别为

$$\mathbf{F}_1 = [F_{1x}, 0, F_{2x}, 0, F_{1y}, 0, F_{2y}, 0, F_{34}, F_{56}, F_{78}]^T$$

$$F_{1x} = m_{11} e_1 \omega^2 \cos(\omega t + \varphi_1) - m_1 g$$

$$F_{2x} = m_{22} e_2 \omega^2 \cos(\omega t + \varphi_2) - m_2 g$$

$$F_{1y} = m_{11} e_1 \omega^2 \sin(\omega t + \varphi_1)$$

$$F_{2y} = m_{22} e_2 \omega^2 \sin(\omega t + \varphi_2)$$

$$\mathbf{F}_{34} = [-m_3 g - \Delta F_{x3}, -\Delta F_{y3}, -m_4 g - \Delta F_{x4}, -\Delta F_{y4}]^T$$

$$\mathbf{F}_{56} = [-m_5 g + \Delta F_{x3}, \Delta F_{y3}, -m_6 g + \Delta F_{x4}, \Delta F_{y4}]^T$$

$$\mathbf{F}_{78} = [-m_7 g, 0, -m_8 g, 0]^T$$

其中

$$\Delta F_{y3} = \epsilon_3 K_3 (y_3 - y_5) \cos 2(\omega't + \varphi) + \epsilon_3 K_3 (x_3 - x_5) \sin 2(\omega't + \varphi)$$

$$\Delta F_{x3} = \epsilon_3 K_3 (x_3 - x_5) \sin 2(\omega't + \varphi) - \epsilon_3 K_3 (y_3 - y_5) \cos 2(\omega't + \varphi)$$

$$\Delta F_{y4} = \epsilon_4 K_4 (y_4 - y_6) \cos 2(\omega't + \varphi) + \epsilon_4 K_4 (x_4 - x_6) \sin 2(\omega't + \varphi)$$

$$\Delta F_{x4} = \epsilon_4 K_4 (x_4 - x_6) \sin 2(\omega't + \varphi) - \epsilon_4 K_4 (y_4 - y_6) \cos 2(\omega't + \varphi)$$

其中: $\varphi, \varphi_1, \varphi_2$ 是在 $[0 \sim 2\pi]$ 上均匀分布的随机变量。

$$\mathbf{F}_2 = -\mathbf{M}\mathbf{E}\ddot{\mathbf{Z}}_g(t) \quad (7)$$

其中: $\ddot{\mathbf{Z}}_g(t)$ 为随机地震发生时的地面加速度,功率谱密度为常数 S_0 。

分析表明,水平方向地震时转子系统的随机响应相对比较强烈,故取惯性力指示向量为

$$\mathbf{E} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

$$\mathbf{M} = \text{diag}(M_r, M_r, M_{34}, M_{5678})$$

其中

$$\mathbf{M}_r = \text{diag}(m_1, J_{d_1}, m_2, J_{d_2})$$

$$\mathbf{M}_{34} = \text{diag}(m_3, m_3, m_4, m_4)$$

$$\mathbf{M}_{5678} = \text{diag}(m_5, m_5, m_6, m_6, m_7, m_7, m_8, m_8)$$

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} \mathbf{G}_1 & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix}$$

其中

$$\mathbf{G}_1 = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & -\omega \mathbf{J} \\ \omega \mathbf{J} & \mathbf{0} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{J} = \text{diag}(0, J_{P_1}, 0, J_{P_2})$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_r & \mathbf{C}_{12} & \mathbf{0} \\ \mathbf{C}_{12}^T & \mathbf{C}_{123456} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{C}_{78} \end{bmatrix}$$

其中

$$\mathbf{C}_r = \text{diag}(C_{e_1} + C_c, 0, C_{e_2} + C_c, 0, \\ C_{e_1} + C_c, 0, C_{e_2} + C_c, 0,)$$

$$\mathbf{C}_{12} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{121} & \mathbf{0} \\ \mathbf{C}_{122} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (\mathbf{C}_{121} \text{ 和 } \mathbf{C}_{122} \text{ 为交叉阻尼矩阵})$$

$$\mathbf{C}_{78} = \text{diag}(C_{7x} + C_{j3x}, C_{7y} + C_{j3y}, C_{8x} + C_{j1x} + \\ C_{j2x}, C_{8y} + C_{j1y} + C_{j2y})$$

\mathbf{C}_{123456} 为 8 行 8 列对称矩阵, 主对角线上的元素为

$$(C_{3x}, C_{3y}, C_{4x}, C_{4y}, C_{3x} + C_{5x} + C_{j1x} + C_{j3y}, \\ C_{3y} + C_{5y} + C_{j1y}, C_{4x} + C_{6x} + C_{j2x} + C_{j3x}, C_{4y} + \\ C_{6y} + C_{j2y} + C_{j3y})$$

第 1 行第 5 列元素为 $-C_{3x}$, 第 2 行第 6 列元素为 $-C_{3y}$, 第 3 行第 7 列元素为 $-C_{4x}$, 第 4 行第 8 列元素为 $-C_{4y}$, 其余元素为零。

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{r_1} & \mathbf{0} & \mathbf{K}_1 & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_{r_2} & \mathbf{K}_2 & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{K}_1^T & \mathbf{K}_2^T & \mathbf{K}_3 & -\mathbf{K}_3 & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & -\mathbf{K}_3^T & \mathbf{K}_4 & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{K}_5 \end{bmatrix}$$

其中: \mathbf{K}_{r_1} 和 \mathbf{K}_{r_2} 由转子柔度矩阵确定; \mathbf{K}_1 和 \mathbf{K}_2 为交叉刚度矩阵。

$$\mathbf{K}_3 = \text{diag}(k_{3x}, k_{3y}, k_{4x}, k_{4y})$$

$$\mathbf{K}_4 = \text{diag}(k_{3x} + k_{5x} + k_{j1x}, k_{3y} + k_{5y} + k_{j1y}, \\ k_{4x} + k_{6x} + k_{j2x} + k_{j3x}, k_{4y} + k_{6y} + \\ k_{j2y} + k_{j3y})$$

$$\mathbf{K}_5 = \text{diag}(k_{7x} + k_{j3x}, k_{7y} + k_{j3y}, k_{8x} + k_{j1x} + \\ k_{j2x}, k_{8y} + k_{j1y} + k_{j2y})$$

3 系统随机响应的虚拟激励分析

按虚拟激励法的基本原理^[11-12], 应构造虚拟激励, 由系统随机运动微分方程式(6), 得到系统虚拟振动微分方程

$$\mathbf{M} \frac{d^2 \tilde{\mathbf{u}}}{dt^2} + (\mathbf{C} + \mathbf{G}) \frac{d \tilde{\mathbf{u}}}{dt} + \mathbf{K} \tilde{\mathbf{u}} = \tilde{\mathbf{F}} \quad (8)$$

其中: 虚拟激励为 $\tilde{\mathbf{F}} = \tilde{\mathbf{F}}_1 + \tilde{\mathbf{F}}_2$ 。

求解虚拟振动微分方程式(8), 可得虚拟响应为

$$\tilde{\mathbf{u}} = [\tilde{\mathbf{u}}_r, \tilde{\mathbf{u}}_{34}, \tilde{\mathbf{u}}_{5678}]^T \quad (9)$$

其中

$$\tilde{\mathbf{u}}_r = [\tilde{x}_1, \tilde{\theta}_{y_1}, \tilde{x}_2, \tilde{\theta}_{y_2}, \tilde{y}_1, \tilde{\theta}_{x_1}, \tilde{y}_2, \tilde{\theta}_{x_2}]^T$$

$$\tilde{\mathbf{u}}_{34} = [\tilde{x}_3, \tilde{y}_3, \tilde{x}_4, \tilde{y}_4]^T$$

$$\tilde{\mathbf{u}}_{5678} = [\tilde{x}_5, \tilde{y}_5, \tilde{x}_6, \tilde{y}_6, \tilde{x}_7, \tilde{y}_7, \tilde{x}_8, \tilde{y}_8]^T$$

进而可得到位移随机响应的功率谱矩阵

$$\mathbf{S}_{\tilde{\mathbf{u}}} = \tilde{\mathbf{u}}^* \tilde{\mathbf{u}}^T \quad (10)$$

其中: 上标“*”代表取复共轭。

4 系统随机响应数值计算

在随机响应数值计算中采用的计算数值为: 轴材料密度 $\rho = 7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$; 弹性模量 $E = 210 \times 10^9 \text{ N/m}^2$; 三段轴直径均为 $d_i = 30 \text{ mm}$ ($i = 1, 2, 3$); 三段轴截面惯性矩 $I_i = \pi d_i^4 / 64$ ($i = 1, 2, 3$); 三段轴长度分别为 $l_1 = 210 \text{ mm}$, $l_2 = 330 \text{ mm}$ 和 $l_3 = 240 \text{ mm}$; 轴颈质量 $m_3 = 3 \text{ kg}$, $m_4 = 3 \text{ kg}$; 圆盘质量 $m_{ii} = 24.3353 \text{ kg}$ ($i = 1, 2$); 圆盘等效质量分别为 $m_1 = 25.9009 \text{ kg}$, $m_2 = 24.7251 \text{ kg}$; 半径 $R_i = 120 \text{ mm}$ ($i = 1, 2$); 厚度 $B_i = 69 \text{ mm}$ ($i = 1, 2$); 极转动惯量 $J_{P_i} = m_{ii} R_i^2 / 2$ ($i = 1, 2$); 直径转动惯量 $J_{di} = J_{P_i} / 2$; 机匣质量 $m_i = 2m_1$ ($i = 5, 6, 7, 8$); 滚动轴承阻尼 $C_{ix} = C_{iy} = 0$ ($i = 3, 4$); 滚动轴承为深沟球轴承 6304, $\alpha = 0.36$; 机匣阻尼 $C_{ix} = C_{iy} = 20 \text{ Ns/m}$ ($i = 5, 6, 7, 8$); 材料内阻尼 $C_c = 20 \text{ Ns/m}$, 外阻尼 $C_{ei} = C_e = 350 \text{ Ns/m}$ ($i = 1, 2$); 地震方向为水平方向; 平稳白噪声地震激励谱密度 $S_0 = 1.35 \times 10^{-1} \text{ m}^2/\text{s}^3$; 圆盘偏心矩 $e_1 = e_2 = e = 0.02 \text{ mm}$; 轴承回转随机动力激励参数 $\epsilon = 0.006$; 转速 $n = 8 \text{ kr/min}$ 。

4.1 机匣刚度 k_{jx} 对随机响应的影响

取机匣之间的弹性联接刚度 $k_{jix} = k_{jiy} = k_j$ ($i = 1, 2, 3$) $= 10^7 \text{ N/m}$, 滚动轴承刚度 $k_{ix} = k_{iy} = k$ ($i = 3, 4$) $= 6 \times 10^7 \text{ N/m}$ 。图 3 为机匣刚度分别为 $k_{ix} = k_{iy} = k_{jx}$ ($i = 5, 6, 7, 8$) $= 10^7 \text{ N/m}$ (曲线 1), $k_{jx} = 10^8 \text{ N/m}$ (曲线 2), $k_{jx} = 10^9 \text{ N/m}$ (曲线 3) 和 $k_{jx} = 2 \times 10^9 \text{ N/m}$ (曲线 4) 时圆盘和轴承的随机响应功率谱密度。由图 3 可知: 机匣刚度对随机响应的影响较大, 特别是对轴承的随机响应影响更大; 当机匣刚度大于 10^8 N/m 以后, 机匣刚度对随机响应的影响基本稳定; 机匣刚度的选取原则上应该大于 10^8 N/m 。

4.2 机匣联接刚度 k_j 对随机响应的影响

取机匣刚度为 $k_{ix} = k_{iy} = k_{jx} (i = 5, 6, 7, 8) = 10^8 \text{ N/m}$, 滚动轴承刚度 $k_{ix} = k_{iy} = k (i = 3, 4) = 6 \times 10^7 \text{ N/m}$ 。图4为机匣联接刚度分别为 $k_{jix} = k_{jiy} = k_j (i = 1, 2, 3) = 0$ (曲线1), $k_j = 10^6 \text{ N/m}$ (曲线2), $k_j = 10^8 \text{ N/m}$ (曲线3) 和 $k_j = 10^{10} \text{ N/m}$ (曲线4) 时圆盘和轴承的随机响应功率谱密度。由图4可知: 机匣联接刚度对轴承随机响应的影响明显, 而对圆盘

随机响应的影响不大; 机匣联接刚度大于 10^8 N/m 比较合适。

4.3 轴承刚度 k 对随机响应的影响

取机匣刚度为 $k_{ix} = k_{iy} = k_{jx} (i = 5, 6, 7, 8) = 10^8 \text{ N/m}$, 机匣联接刚度为 $k_{jix} = k_{jiy} = k_j (i = 1, 2, 3) = 10^7 \text{ N/m}$ 。图5为轴承刚度分别为 $k = 1.5 \times 10^7 \text{ N/m}$ (曲线1), $k = 2 \times 10^7 \text{ N/m}$ (曲线2), $k = 10 \times 10^7 \text{ N/m}$ (曲线3) 时圆盘和轴承的随机响应功

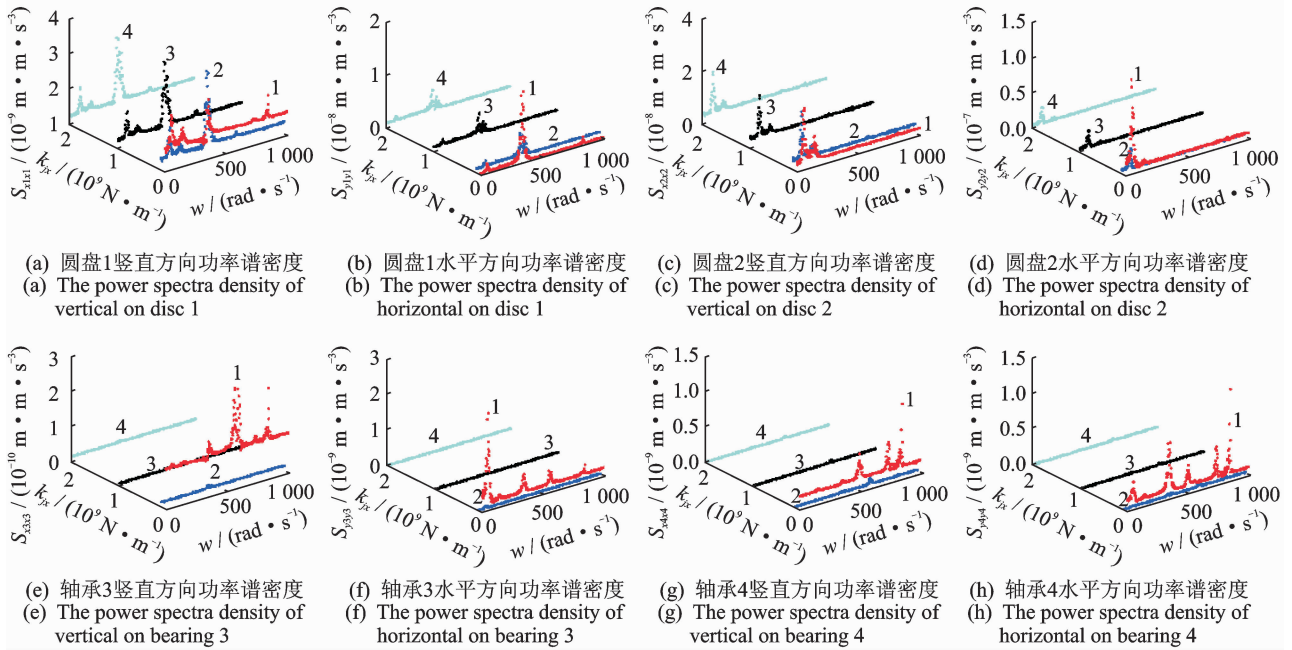


图3 机匣刚度对随机响应的影响

Fig. 3 The influence of casing stiffness on random responses

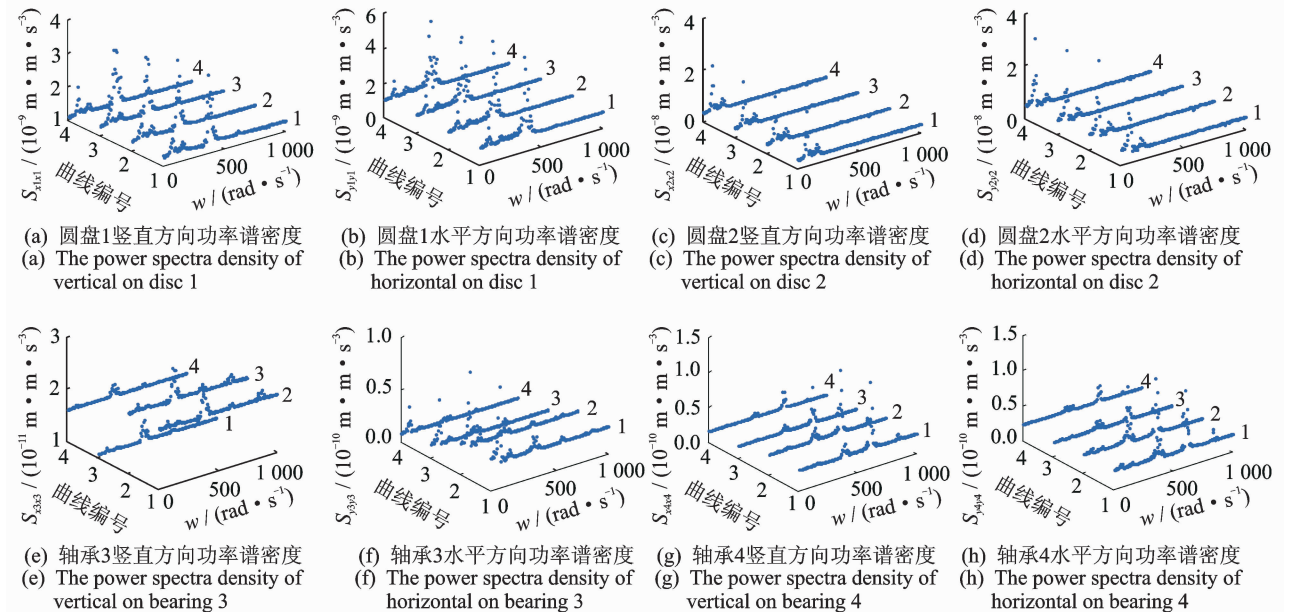


图4 机匣联接刚度对随机响应的影响

Fig. 4 The influence of casing connection stiffness on random responses

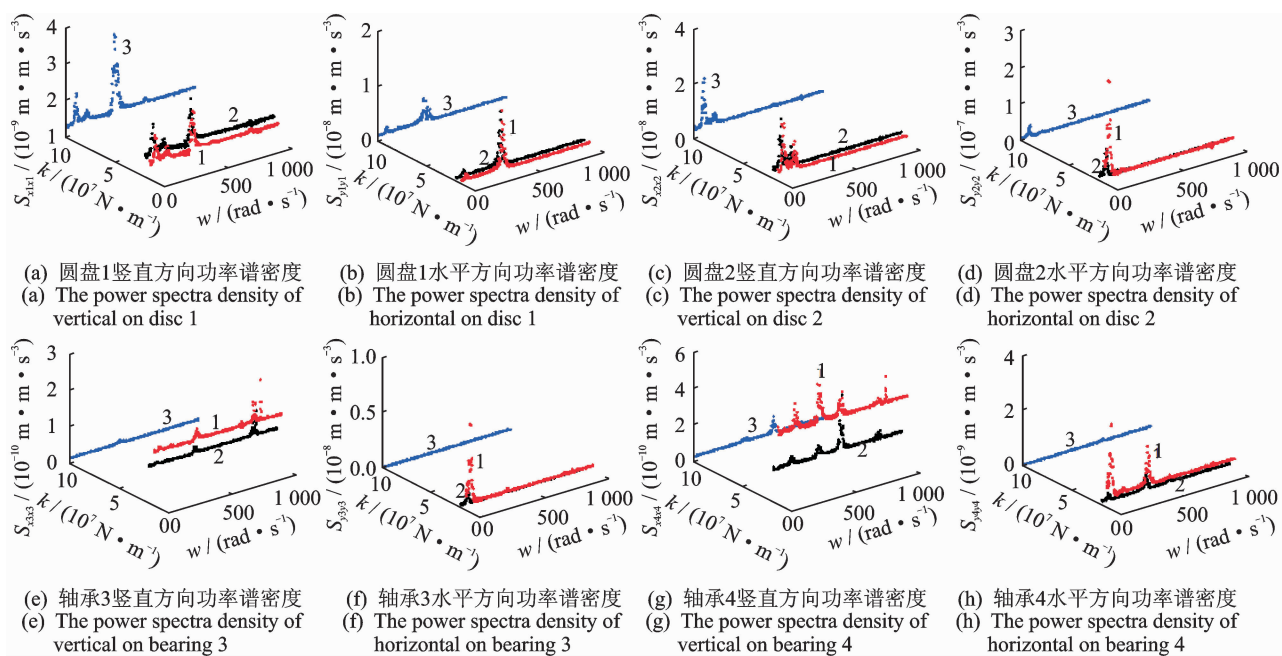


图5 轴承刚度对随机响应的影响

Fig. 5 The influence of bearing stiffness on random responses

率谱密度。由图5可知:轴承刚度越小,随机响应(特别是低频随机响应)越强烈;轴承刚度取值大于 2×10^7 N/m为宜。

5 结束语

应用虚拟激励法,分析复杂转子系统在多参数耦合随机激励-轴承回转随机动力激励、转子不平衡随机激励和地面平稳随机地震激励作用下的随机响应是适宜的。通过数值模拟得到的主要结论是:机匣刚度、机匣联接刚度和轴承刚度的变化对随机响应都有较大影响;比较合适的系统刚度数值为机匣刚度和机匣联接刚度应大于 10^8 N/m,轴承刚度应大于 2×10^7 N/m。

参 考 文 献

- [1] 闻邦椿,武新华,丁千,等.故障旋转机械非线性动力学的理论与试验[M].北京:科学出版社,2004:2-4.
- [2] Yanbe S. Rotor vibration due to collision with annular guard during passage through critical speed[J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 1998, 120: 544-550.
- [3] Yuan Huiqun, Li He, Wen Bangchun. Study on stability and bifurcation behavior of the rotor with local rubbing[C]// Proceedings of the First International Conference on the Integration of Dynamics, Monito-

ring and Control. Manchester:[s. n.], 1999:305-308.

- [4] Wen Bangchun, Li Z P, Yao Hongliang, et al. Dynamics of rotor-bearing system with coupling faults of pedestal looseness and rub-impact[C]// Proceedings of the 11th World Congress on Theory of Machine and Mechanism. Tianjin:[s. n.], 2004:156-165.
- [5] Sankaravelu A, Noah S T, Burger C P. Bifurcation and chaos in ball bearings[J]. Nonlinear and Stochastic Dynamics, 1994, 192(78):313-325.
- [6] Wang Y. Prediction of periodic response of rotor dynamics stems with nonlinear supports [J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 1997, 119: 346-353.
- [7] Zhang Yimin, Wen Bangchun. Reliability sensitivity for rotor-stator systems with rubbing[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 259(5):1095-1107.
- [8] 刘长利,谢朋儒.基于有限元的呼吸裂纹转子动力学特性[J].振动、测试与诊断,2011,31(2):185-190.
Liu Changli, Xie Pengru. Dynamics characteristics of rotor with breathing crack using finite element method [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(2):185-190. (in Chinese)
- [9] 张义民,何永慧,朱丽莎,等.多平行轴齿轮耦合转子系统的振动响应[J].振动、测试与诊断,2012,32(4):527-531.
Zhang Yimin, He Yonghui, Zhu Lisha, et al. Vibration response of multi-shaft rotor system with coupled gear mesh[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(4):527-531. (in Chinese)

- [10] 赵岩,林家浩,曹建华. 转轴系统平稳随机地震响应的变异性分析[J]. 工程力学, 2002, 19(2): 26-31.
Zhao Yan, Lin Jiahao, Cao Jianhua. Variation analysis of shaft systems subjected to stationary random seismic excitations[J]. Engineering Mechanics, 2002, 19(2): 26-31. (in Chinese)
- [11] 赵岩,林家浩,曹建华. 转子系统的平稳/非平稳随机地震响应分析[J]. 计算力学学报, 2002, 19(1): 8-11.
Zhao Yan, Lin Jiahao, Cao Jianhua. Seismic analysis of rotor system under stationary nonstationary random earthquake excitations[J]. Journal of Computational Mechanics, 2002, 19(1): 8-11. (in Chinese)
- [12] 林家浩,钟万勰. 关于虚拟激励法与结构随机响应的笔记[J]. 计算力学学报, 1998, 15(2): 217-223.

Lin Jiahao, Zhong Wanxie. Some notes on FEM and structural random response analysis[J]. Journal of Computational Mechanics, 1998, 15(2): 217-223. (in Chinese)



第一作者简介:王正浩,男,1960年6月生,教授。主要研究方向为转子动力学和振动利用与控制。曾发表《弹性机匣-滚动轴承双盘碰摩转子系统动力学特性》(《振动工程学报》2009年第22卷第2期)等论文。

E-mail: wzh200864@126.com