

暂态扭矩在多支承转子系统中的传递特性*

宋高峰, 杨兆建, 张文静

(太原理工大学机械工程学院 太原, 030024)

摘要 针对多支承转子系统的特点,建立了扭矩激励下多支承转子系统的力学模型。考虑扭矩激励及联轴器刚度对多支承转子系统的影响,推导出转子系统各支承轴承负荷对扭矩激励的敏感性方程。求解轴承负荷对扭矩激励的敏感度矩阵,仿真分析了暂态扭矩激励在多支承转子系统中的传递特性。结果表明:在暂态扭矩作用下,多支承转子系统各轴承负荷均出现变化;随着扭矩初始值的不断增大,多支承转子系统各支承负荷出现相应增大;越靠近扭矩加载位置,轴承负荷的变化量越大;在远离扭矩加载位置,轴承负荷出现突然增大现象。最后,建立了与仿真试验相同条件的试验台,试验验证了该仿真结果的正确性。

关键词 转子; 激励; 轴承; 暂态扭矩; 传递特性; 敏感度矩阵

中图分类号 TH113.1

引言

在多支承转子-轴承系统的启动、稳定运行或者制动过程中,经常会受到外部扭矩干扰的影响,可能会导致转子系统出现一系列的故障。研究表明,这些扭矩干扰与轴承负荷特性(变化率、变化范围和周期等)存在密切关系^[1-3]。针对扭矩激励对转子系统的影响,学者做了相关研究。何衍宗^[4]研究了轴向扭矩对转子-轴承系统的动力效应。文献^[5]建立了多圆盘转子的非线性运动微分方程,分析了当圆盘受简谐扭矩激励时转子系统出现的组合振动。孙虎儿等^[6]建立了突变扭矩激励下的转子系统动力学模型,研究了突变扭矩作用下转子系统的横向振动。孙玲玲等^[7]采用特征传递矩阵描述复杂机械系统中子结构输入、输出与速度矢量关系,提出了复杂振源激励、多弹性支承与基础板结构三维耦合隔振系统传递矩阵力学模型。彭泽军等^[8]建立了多支承转子轴承负荷分配关系方程,分析了标高、负荷变化对轴承负荷的影响,得出了负荷敏感度矩阵和标高的敏感度矩阵,这为扭矩激励在多支承转子系统传递特性研究打下基础。

笔者考虑了联轴器的刚度及扭矩激励对多支承转子系统的影响,建立了基于扭矩激励的多支承转子系统力学模型。推导了转子系统各支承轴承负荷对扭矩激励的敏感性方程,求解了轴承负荷对扭矩激励的敏感度矩阵。通过仿真和试验研究了暂态扭矩激励在多支承转子系统中的传递特性。

1 模型

笔者建立了三跨六支承转子系统物理模型,如图 1 所示。

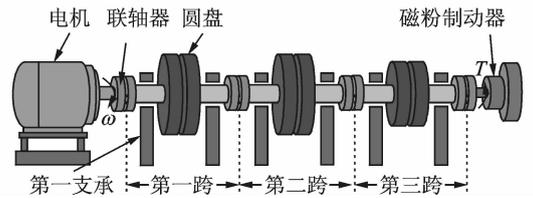


图 1 多支承转子系统物理模型

Fig. 1 The physical model of multi-support rotor-bearing system

将转轴和圆盘重力简化为均布载荷 q ,联轴器对转轴的作用力简化为集中载荷 PL ,轴承简化为刚性支承。考虑到扭矩对各跨转子的影响,将扭矩简化为 3 个等效力,分别施加到 3 个联轴器位置,并假设这 3 个等效力是由 3 个虚拟支承作用,如图 2 所示。

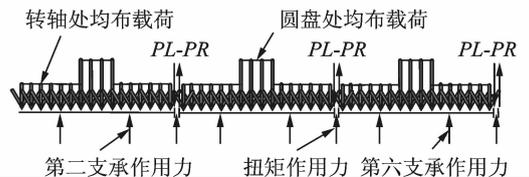


图 2 多支承转子系统力学模型

Fig. 2 The mechanical model of the multi-support rotor-bearing system

* 国家自然科学基金资助项目(51075292/E050302)
收稿日期:2012-10-10;修回日期:2012-12-08

2 扭矩激励对轴承负荷的影响

2.1 轴承负荷对标高的敏感度矩阵

文献[8]建立的轴承负荷对标高的敏感度矩阵为

$$\mathbf{K} = \mathbf{K}_{11} - \mathbf{K}_{12} \mathbf{K}_{22}^{-1} \mathbf{K}_{21} \quad (1)$$

其中: $\mathbf{K}_{21} = \mathbf{K}_{12}^T$ 。

在敏感度矩阵 \mathbf{K} 中, 每一列除以该列位于对角线上的元素, 得到矩阵为各轴承负荷相互作用的敏感度矩阵, 即

$$D_{i=1 \sim n, j} = K_{i=1 \sim n, j} / k_{jj} \quad (2)$$

根据图 1, 2 所示, 模型考虑了扭矩激励及联轴器刚度对转子系统的影响, 将扭矩对三跨转子的作用力假设为 3 个虚拟支承的作用力, 则轴承负荷敏感度矩阵 \mathbf{D} 中第 3, 6, 9 列系数依次为轴承负荷对虚拟支承处扭矩等效负荷 1, 2, 3 处的敏感度系数。 d_{ij} 为 i 轴承对 j 轴承处负荷变化的敏感度(即轴承 j 负荷单位变化引起轴承 i 负荷的变化量), 第 j 列表示 j 轴承处负荷变化引起的各支承负荷变化量 ΔW_i , 则有

$$\begin{Bmatrix} \Delta W_1 \\ \Delta W_2 \\ \vdots \\ \Delta W_i \\ \vdots \\ \Delta W_9 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & \cdots & d_{1j} & \cdots & d_{19} \\ d_{21} & d_{22} & \cdots & d_{2j} & \cdots & d_{29} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ d_{i1} & d_{i2} & \cdots & d_{ij} & \cdots & d_{i9} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ d_{91} & d_{92} & \cdots & d_{9j} & \cdots & d_{99} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta f_1 \\ \Delta f_2 \\ \vdots \\ \Delta f_j \\ \vdots \\ \Delta f_9 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

即 $\Delta \mathbf{W}_{9 \times 1} = \mathbf{D}_{9 \times 9} \Delta \mathbf{f}_{9 \times 1}$

2.2 轴承负荷对扭矩激励的敏感度矩阵

为考察扭矩变化对轴承负荷的影响, 提取矩阵 \mathbf{D} 中第 3, 6, 9 列, 剔除系数矩阵中第 3, 6, 9 行, 得到轴承负荷与扭矩激励之间的关系, 即

$$\begin{Bmatrix} \Delta W_1 \\ \Delta W_2 \\ \Delta W_4 \\ \Delta W_5 \\ \Delta W_7 \\ \Delta W_8 \end{Bmatrix}_{6 \times 1} = \begin{bmatrix} d_{13} & d_{16} & d_{19} \\ d_{23} & d_{26} & d_{29} \\ d_{43} & d_{46} & d_{49} \\ d_{53} & d_{56} & d_{59} \\ d_{73} & d_{76} & d_{79} \\ d_{83} & d_{86} & d_{89} \end{bmatrix}_{6 \times 3} \begin{Bmatrix} \Delta f_3 \\ \Delta f_6 \\ \Delta f_9 \end{Bmatrix}_{3 \times 1} \quad (4)$$

考虑到扭矩激励对三跨的影响程度不同, 笔者将扭矩简化为 3 部分, 即: 施加在第 1 跨右端联轴器上的 $\Delta f_3 = \alpha_3 T - \alpha_{03} T_0$, 第 2 跨右端联轴器上的 $\Delta f_6 = \alpha_6 T - \alpha_{06} T_0$, 第 3 跨右端联轴器上的 $\Delta f_9 = \alpha_9 T - \alpha_{09} T_0$ 。扭矩等效力的变量为

$$\begin{Bmatrix} \Delta f_3 \\ \Delta f_6 \\ \Delta f_9 \end{Bmatrix}_{3 \times 1} = \begin{Bmatrix} \alpha_3 T - \alpha_{03} T_0 \\ \alpha_6 T - \alpha_{06} T_0 \\ \alpha_9 T - \alpha_{09} T_0 \end{Bmatrix}_{3 \times 1} \quad (5)$$

当扭矩激励发生单位变化, 即 $\Delta T = T - T_0 = 1$ 时, 由试验信号得到对应的扭矩因子 α 和 α_0 , 进而得到对应的 Δf 。此时, 将式(5)代入式(4), 得到轴承负荷对扭矩激励的关系方程为

$$\begin{Bmatrix} \Delta W_{1x}' \\ \Delta W_{2x}' \\ \Delta W_{3x}' \\ \Delta W_{4x}' \\ \Delta W_{5x}' \\ \Delta W_{6x}' \end{Bmatrix}_{6 \times 1} = \begin{bmatrix} d_{13}^x & d_{16}^x & d_{19}^x \\ d_{23}^x & d_{26}^x & d_{29}^x \\ d_{43}^x & d_{46}^x & d_{49}^x \\ d_{53}^x & d_{56}^x & d_{59}^x \\ d_{73}^x & d_{76}^x & d_{79}^x \\ d_{83}^x & d_{86}^x & d_{89}^x \end{bmatrix}_{6 \times 3} \begin{Bmatrix} \alpha_{1x} T - \alpha_{1x} T_0 \\ \alpha_{2x} T - \alpha_{2x} T_0 \\ \alpha_{3x} T - \alpha_{3x} T_0 \end{Bmatrix}_{3 \times 1} \quad (6)$$

$$\begin{Bmatrix} \Delta W_{1y}' \\ \Delta W_{2y}' \\ \Delta W_{3y}' \\ \Delta W_{4y}' \\ \Delta W_{5y}' \\ \Delta W_{6y}' \end{Bmatrix}_{6 \times 1} = \begin{bmatrix} d_{13}^y & d_{16}^y & d_{19}^y \\ d_{23}^y & d_{26}^y & d_{29}^y \\ d_{43}^y & d_{46}^y & d_{49}^y \\ d_{53}^y & d_{56}^y & d_{59}^y \\ d_{73}^y & d_{76}^y & d_{79}^y \\ d_{83}^y & d_{86}^y & d_{89}^y \end{bmatrix}_{6 \times 3} \begin{Bmatrix} \alpha_{1y} T - \alpha_{1y} T_0 \\ \alpha_{2y} T - \alpha_{2y} T_0 \\ \alpha_{3y} T - \alpha_{3y} T_0 \end{Bmatrix}_{3 \times 1} \quad (7)$$

3 仿真

在暂态扭矩 $T = 27.865 \text{ N} \cdot \text{m}$ 作用下, 根据试验数据得到多支承转子系统各支承负荷的变化量为

$$\begin{Bmatrix} \Delta F_{1x} & \Delta F_{1y} \\ \Delta F_{2x} & \Delta F_{2y} \\ \Delta F_{3x} & \Delta F_{3y} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 39.55 & 24.43 \\ 38.44 & 222.13 \\ 63.13 & 136.47 \end{bmatrix} \quad (8)$$

当暂态扭矩初始值分别为 1.0, 3.0, 5.0, 10.0, 15.0 和 20.0 $\text{N} \cdot \text{m}$ 时, 根据式(8)可以求得在初始值工况下各跨扭矩因子值。因暂态扭矩的扭矩值为定值, 则在不同暂态扭矩初始值的工况下, 多支承转子系统扭矩因子均相同, 如式(9)所示。

$$\begin{Bmatrix} \alpha_{1x} & \alpha_{1y} \\ \alpha_{2x} & \alpha_{2y} \\ \alpha_{3x} & \alpha_{3y} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1.4193 & 0.8767 \\ 1.3795 & 7.9720 \\ 2.2656 & 4.8975 \end{bmatrix} \quad (9)$$

将式(9)中扭矩因子分别代入式(6), (7), 得到在暂态扭矩作用下多支承转子系统 x 和 y 方向的轴承负荷变化, 如图 3, 4 所示。可以看出, 在暂态扭矩 $T = 27.865 \text{ N} \cdot \text{m}$ 作用下, 多支承转子系统各支承 x 和 y 方向的轴承负荷均出现变化, 但变化规律不同; 随着暂态扭矩初始值的增大, 多支承转子系统各支承 x 和 y 方向的轴承负荷变化也逐渐增大; 多支承转子系统第 5, 6 支承 y 方向的轴承负荷变化

比 x 方向明显,而第 3 支承 x 方向的轴承负荷变化比 y 方向明显。

传感器测得信号如图 7,8 所示。

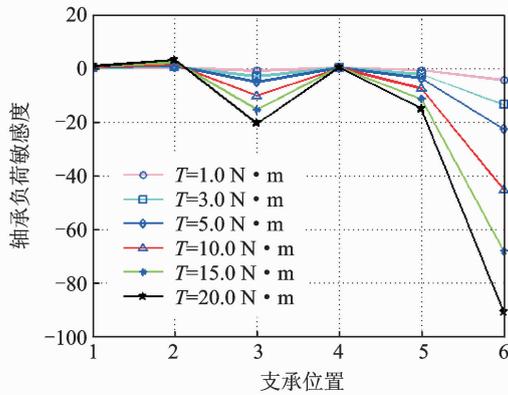


图 3 在暂态扭矩 $T=27.865 \text{ N} \cdot \text{m}$ 作用下,转子系统各支承轴承负荷 x 方向的变化

Fig. 3 Bearing load sensitivity responses of each support of the multi-support rotor-bearing system in x direction with transient torsional excitation $T=27.865 \text{ N} \cdot \text{m}$

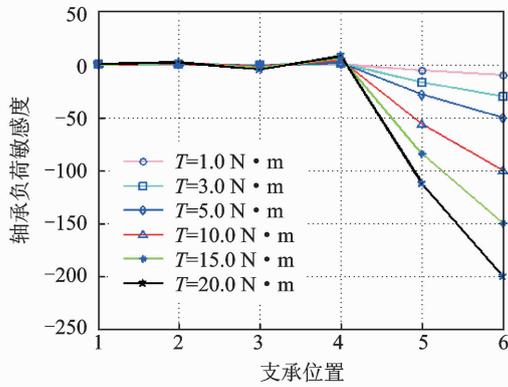


图 4 在暂态扭矩 $T=27.865 \text{ N} \cdot \text{m}$ 作用下,转子系统各支承轴承负荷 y 方向的变化

Fig. 4 Bearing load sensitivity responses of each support of the multi-support rotor-bearing system in y direction with transient torsional excitation $T=27.865 \text{ N} \cdot \text{m}$

4 试 验

本试验平台由多支承转子系统、INV306U-7660 型智能信号采集处理分析、OD9000/9000XL 系列电涡流位移传感器、ORT 系列扭矩传感器、KD5203 型恒流适配器、KD1000S 型加速度传感器、GYL-9B004 型二维载荷传感器及相应的软件系统组成,如图 5 所示。多支承转子试验台最高转速为 $2\,930 \text{ r/min}$,采样频率为 10.24 kHz 。

转速为 550 r/min ,在多支承转子系统第 3 跨末端通过磁粉制动器施加 $T=27.865 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的暂态扭矩,如图 6 所示。多支承转子试验台各轴承负荷



图 5 三跨双圆盘转子系统试验台

Fig. 5 Test rig of multi-support rotor system

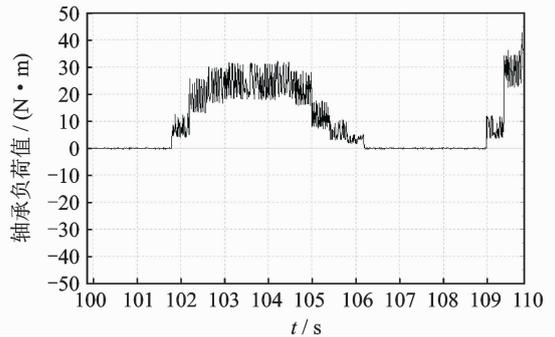


图 6 暂态扭矩激励 $T=27.865 \text{ N} \cdot \text{m}$ 试验信号

Fig. 6 Transient torsional excitation $T=27.865 \text{ N} \cdot \text{m}$

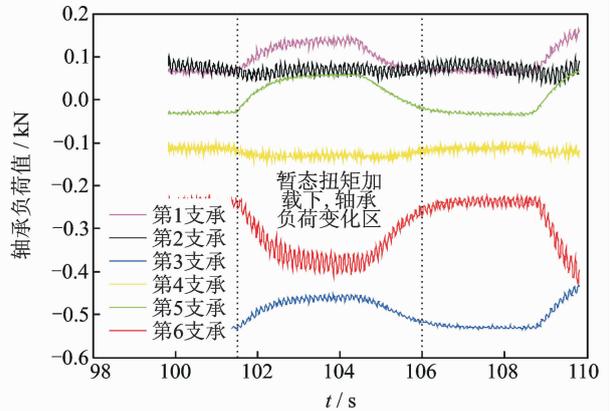


图 7 多支承转子系统各支承轴承负荷 x 方向变化

Fig. 7 The bearing load curves of multi-support rotor system in x direction

当施加 $T=27.865 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的暂态扭矩后,多支承转子系统各轴承负荷均出现了不同程度的变化。由图 7 可知,各支承轴承负荷 x 方向以第 1, 第 3, 第 5 和第 6 支承为明显,且第 6 支承轴承负荷值变化最大,而第 2,4 支承在施加暂态扭矩前后轴承负荷值变化较小。由图 8 可知,各支承轴承负荷 y 方

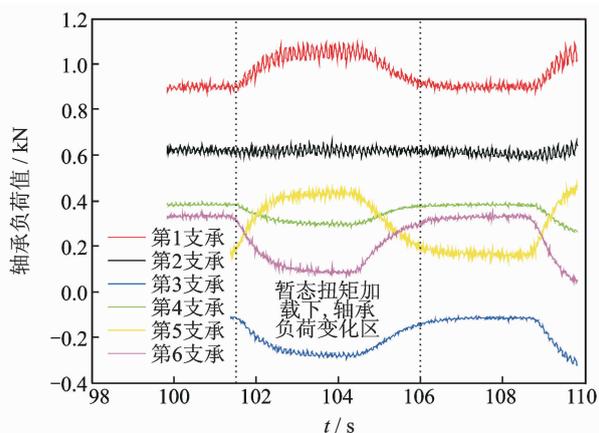


图8 多支承转子系统各支承轴承负荷 y 方向变化

Fig. 8 The bearing load curves of multi-support rotor system in y direction

向以第1, 3, 5和6支承为明显, 并且第2支承 y 方向在施加暂态扭矩前后轴承负荷值基本保持不变。

将图7, 8所示的多支承转子系统各支承轴承负荷 x 和 y 方向的变化分别与图3, 4进行对比, 发现多支承转子系统轴承负荷对暂态扭矩 $T = 27.865 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的仿真与试验结果基本一致, 其中所出现的第1支承轴承负荷的试验值变化较大, 主要是因为该支承与电机最近, 电机输出扭矩对该支承影响较大; 第3支承轴承负荷 y 方向仿真与试验值存在不同, 主要因扭矩传感器存在一定刚度所致。因此, 试验验证了暂态扭矩激励在多支承转子系统中的传递特性仿真结果。

5 结束语

在暂态扭矩激励的作用下, 多支承转子系统各支承轴承负荷 x 方向与 y 方向的变化规律存在差异。随着暂态扭矩初始值的不断增大, 多支承转子系统各支承负荷出现相应增大, 部分支承负荷相对其他支承变化更为明显。多支承转子系统各支承轴承负荷对暂态扭矩激励的敏感性响应不同, 越靠近扭矩加载位置, 轴承负荷的变化越大; 在远离扭矩加载位置, 个别支承轴承负荷出现突然增大现象。

参 考 文 献

- [1] 杨兆建, 谢友柏. 大型汽轮发电机组轴承负荷在线监测方法研究[J]. 中国机械工程, 1997, 8(4): 89-91.
Yang Zhaojian, Xie Youbai. A study on the on-line monitoring methods of the bearing load in large turbine generators[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1997, 8(4): 89-91. (in Chinese)
- [2] Ding J. Inclusions of static indeterminacy in the

mathematical model for nonlinear dynamical analysis of multi bearing rotor system[J]. Journal of Sound and Vibration, 1993 (2): 267-280.

- [3] 黄文振. 国产200MW机组轴承负荷分析[J]. 重庆大学学报, 1993, 16(1): 25-31.
Huang Wenzhen. An analysis of the bearing loads of the domestic 200MW turbine generator set[J]. Journal of Chongqing University, 1993, 16(1): 25-31. (in Chinese)
- [4] 何衍宗. 受轴向扭矩作用时柔性转子的涡动频率及稳定性分析[J]. 振动与冲击, 1990(4): 1-9.
He Yanzong. Stability analysis and whirl frequencies of a flexible rotor subjected to axial torque[J]. Journal of Vibration and Shock, 1990(4): 1-9. (in Chinese)
- [5] 何衍宗. 柔性转子受简谐扭矩激励时的涡动[J]. 振动工程学报, 1991(3): 1-9.
He Yanzong. Whirling of a flexible rotor excited by harmonic torques[J]. Journal of Vibration Engineering, 1991(3): 1-9. (in Chinese)
- [6] 孙虎儿, 杨兆建, 梁群龙, 等. 突变扭矩激励下转子系统横向振动响应[J]. 振动、测试与诊断, 2011, 31(5): 622-625.
Sun Huer, Yang Zhaojian, Liang Qunlong, et al. Transverse vibration response of rotor system under mutational torque excitation[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(5): 622-625. (in Chinese)
- [7] 孙玲玲, 宋孔杰. 复杂机械系统多维耦合振动传递矩阵分析[J]. 机械工程学报, 2005, 41(4): 38-43.
Sun Lingling, Song Kongjie. Transmission matrix method for multi-dimensional vibration analysis of complex mechanical systems[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(4): 38-43. (in Chinese)
- [8] 彭泽军, 杨兆建. 多支承转子-轴承系统的负荷敏感度研究[J]. 工程设计, 2006, 9(1): 12-16.
Peng Zejun, Yang Zhaojian. Research on load sensitivity for multi-support rotor-bearing system[J]. Engineering Design, 2006, 9(1): 12-16. (in Chinese)



第一作者简介: 宋高峰, 男, 1984年3月生, 博士研究生。主要研究方向为转子动力学。曾发表《采煤机CAE分析数据库的设计与实现》(《煤矿机械》2011年第32卷第2期)等论文。

E-mail: songgaofeng2000@163.com

通信作者简介: 杨兆建, 男, 1955年11月生, 教授、博士生导师。主要研究方向为基于网络的现代设计、机械优化设计与CAD、机电系统故障诊断等。

E-mail: yangzhaojian@tyut.edu.cn