

时变啮合刚度对转子-轴承系统动力特性的影响

石守红¹,张锁怀²

(1. 西北大学 化学工程学系, 陕西 西安 710069; 2. 西北轻工业学院 机械工程学系, 陕西 咸阳 712081)

摘要:在考虑齿轮时变啮合刚度的情况下,建立了齿轮耦合的转子-轴承系统的非线性动力学模型。用数值仿真法研究系统的稳态不平衡响应时发现,由于齿轮时变啮合刚度的影响,在系统响应中,不但会出现对应于啮合频率的响应分量,而且在某种条件下,该分量甚至超过基频分量;一个转子上的不平衡质量不仅会对本身产生激励,而且也会对其它转子产生激励。

关键词:齿轮耦合的转子-轴承系统;时变啮合刚度;不平衡响应

中图分类号:TH113.1 **文献标识码:**A **文章编号:**1000-274X(2001)04-0308-03

在齿轮耦合的转子-轴承系统中,时变啮合刚度和齿面摩擦力是主要的非线性因素之一。用线性理论分析系统的动力学特性时,一般按平均啮合刚度处理,不考虑齿面摩擦力,致使许多重要的现象被遗漏,在有些情况下,这种处理将产生很大的误差。

1 数学模型

研究对象如图1所示,主动轴1和从动轴2分别以角速度 ω_1 和 ω_2 转动,齿轮 z_1, z_2 分别安装在各自轴的中央,轴两端用相同的滑动轴承支承。

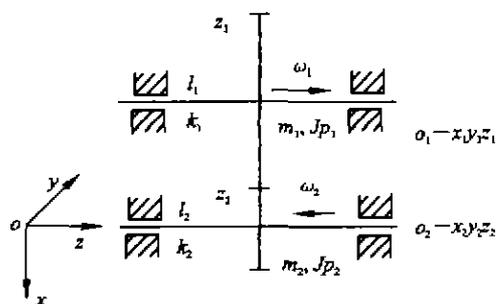


图1 齿轮耦合的转子-轴承系统

Fig. 1 Geared rotor-bearing system

系统参数:轴1跨度 $l_1=380$ mm,直径 $d_1=110$ mm;轴2跨度 $l_2=440$ mm,直径 $d_2=80$ mm,齿数 $z_1=226, z_2=43$,齿宽 $b=160$ mm,模数 $m_s=3.5$ mm;不平衡质量分别施加在两个齿轮上,其大小为 $m_{s1}=10.113$ kg·mm, $m_{s2}=0.2352$ kg·mm;圆轴

承瓦张角为 $2 \times 150^\circ$,宽径比 $l/d=0.6$,间隙比 $\phi=0.0015$,润滑油动力粘度 $\mu=0.028$ N·s/m²;传递功率 $P=1600$ kW。

齿轮啮合刚度是周期性变化的。有不少研究者将周期性变化的啮合刚度近似为矩形波或正弦波,这种方法误差太大。文献[1]通过试验研究和理论计算,提出了较精确的齿轮啮合刚度模型,本文采用该模型。

齿面间的摩擦力可表示为

$$F_{f12} = \lambda_{12} f F_{n12} \quad (1)$$

$$\lambda_{12} = 1, \quad t < t_c/2$$

$$\lambda_{12} = 0, \quad t = t_c/2 \quad (2)$$

$$\lambda_{12} = -1, \quad t > t_c/2$$

式中 f 表示摩擦系数, F_{n12} 表示齿对之间的啮合力^[2], t_c 为啮合周期。按转子的重量及啮合力的大小计算确定滑动轴承的静态工作点,可得到油膜刚度系数及油膜阻尼系数^[3,4]。

用集总参数法,将每根轴离散为无质量弹簧连接的三个集中质量,这三个质量分别位于齿轮中心及轴承轴颈中心处。由于系统结构是对称的,所以用 x_i, y_i, θ_i 可同时表示传动轴两端轴颈在轴承中的相对位置,以 x_i, y_i, θ_i 表示齿轮的横向和扭转振动位移。当用 $\{x\} = [x_{10}, y_{10}, \theta_{10}, x_{20}, y_{20}, \theta_{20}, x_{30}, y_{30}, \theta_{30}]^T$ 表示系统的位移列矢量时,可得系统的运动方程为

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C(t)]\{\dot{x}\} + [K(t)]\{x\} = \{F(t)\} \quad (3)$$

收稿日期:2000-07-06

作者简介:石守红(1962-),女,浙江宁波人,西北大学讲师,从事工程机械研究。

式中, $[M]$ 为总质量矩阵, $[C(t)]$ 为总阻尼矩阵, $[K(t)]$ 为总刚度矩阵, $\{F(t)\}$ 为激振力列矢量, $\omega_1 = r_1 \theta_1 - r_2 \theta_2$, r_1, r_2 为齿轮 1, 2 的基圆半径。具体的系统动力学方程建立过程见文献[5]。

2 稳态响应分析

由于该系统的多维特性和时变特性, 对于方程 (3), 只能采用数值方法求解, 本文采用自动变步长的组合型 2/3 阶 Runge-Kutta-Fehlberg 算法。以下各图中, \bar{A}_1, \bar{A}_2 分别为主动齿轮和从动齿轮的无量纲响应振幅, ω_1, ω_n 分别是主动齿轮的角频率和系统响应频率。

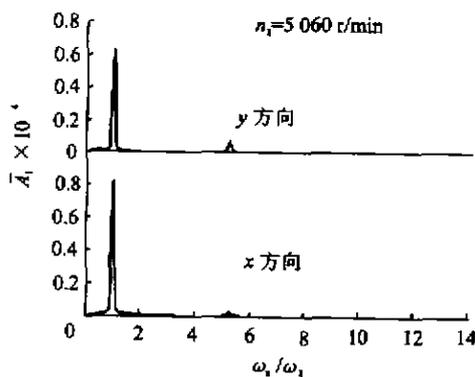


图 2 主动齿轮中心响应频谱

Fig. 2 Frequency spectrum of driving gear

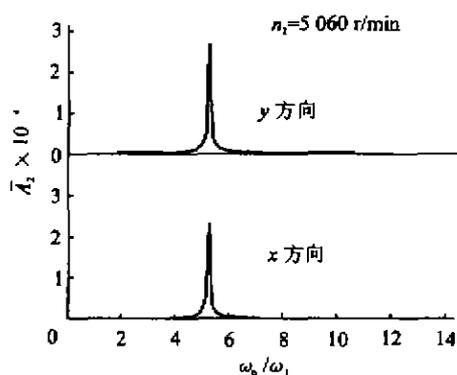


图 3 从动齿轮中心响应频谱

Fig. 3 Frequency spectrum of driven gear

图 2, 3 是主动齿轮转速为 5 060 r/min 时, 经过长时间的运算, 对稳态数据进行 FFT 分析后得到的频谱图。系统的响应中, 频率比为 1, 5. 2 正好等于系统的工作频率, 即主动齿轮和从动齿轮的角频率。这两个频率成分是由于主动齿轮和从动齿轮上的不平衡质量所引起的, 另外, 这两个频率成分在主动齿轮和从动齿轮的响应中都存在, 只是一倍工频分量在

从动齿轮的响应中很弱。这就说明, 通过齿轮耦合后, 两个转子不再是独立的系统, 其动力特性将相互影响, 特别是临界转速的数量将成倍增加, 而不是两个单独转子系统的临界转速数量之和。对应于啮合频率的一倍频和二倍频成分非常小, 图中没有给出。

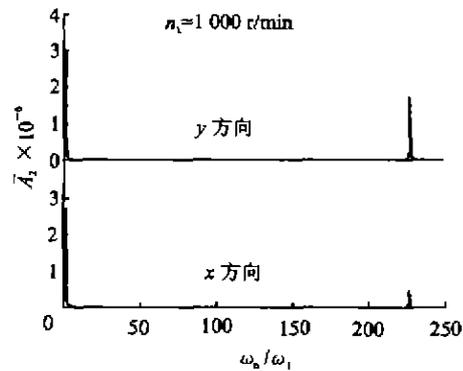


图 4 主动齿轮中心响应频谱

Fig. 4 Frequency spectrum of driving gear

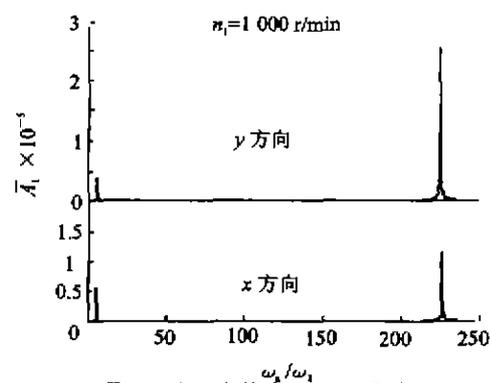


图 5 从动齿轮中心响应频谱

Fig. 5 Frequency spectrum of driven gear

图 4, 5 是主动齿轮转速为 1 000 r/min 时的频谱图。系统响应中, 除频率比为 1, 5. 2 的频率成分外, 对应于频率比为 226 的频率响应分量明显增大, 正好对应于啮合频率, 而且, 在从动齿轮的响应中, 超过了工频成分。虽然系统工作转速由 5 060 r/min 降低到 1 000 r/min 时, 系统的响应幅值总体上降低, 但齿轮时变啮合刚度引起的振动幅值很大, 是引起系统振动的主要原因。如果不考虑齿轮时变啮合刚度对系统振动特性的影响随工况而变这一因素, 在有些情况下, 就无法正确分析系统产生振动的真正原因, 也就无法采取正确的措施, 保证系统运行。

3 结论

1) 在一定条件下, 齿轮时变啮合刚度引起的激

励是系统产生振动的主要原因,而且,由于时变啮合刚度的影响,系统响应中将含有多频成分。

2) 齿轮啮合将使两个单转子-轴承系统耦合在

一起,所以,一个转子上的不平衡质量不仅对其本身产生激励,而且对其他转子也会产生激励。

参考文献:

- [1] Y CAI. Simulation on the rotational vibration of helical gears in consideration of the tooth separation phenomenon (A new stiffness function of helical involute tooth pair)[J]. ASME J of Mech Desi, 1995, 117(9):460-468.
- [2] 李润方,王建军. 齿轮系统动力学[M]. 北京:科学出版社,1997.
- [3] 张直明,张言羊,陈兆雄,等. 滑动轴承的流体动力润滑理论[M]. 北京:高等教育出版社,1986.
- [4] 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.
- [5] 张锁怀,李忆平,丘大谋. 用谐波平衡法分析齿轮耦合的转子-轴承系统的动力特性[J]. 机械工程学报,2000,36(9):41-46.

(编辑 杨丙雨)

Influence of time-varying meshing stiffness on dynamic characteristics of a geared rotor-bearing system

SHI Shou-hong¹, ZHANG Suo-huai²

1. Department of Chemical Engineering, Northwest University, Xi'an 710069, China; 2. Department of Mechanical Engineering, Northwest Institute of Light Industry, Xianyang 712081, China)

Abstract: Considering the time-varying meshing stiffness of gear pair, the nonlinear dynamic model of a geared rotor-bearing system is established. By employing numeric simulation, the stable response of the system to mass unbalance is obtained. Because of the time-varying meshing stiffness, in the response of the system, there exists the component corresponding to meshing frequency, which is more than that corresponding to fundamental frequency in some condition. The larger dynamic loads and separation phenomenon are also caused by it. The mass unbalance on one rotor not only makes itself, but other rotor to vibrate.

Key words: geared rotor-bearing system; time-varying meshing stiffness; mass unbalance response

(上接第 299 页)

- [6] 郝纪祥,宋建华,张祖训,等. 单晶硅表面溴化键合光敏染料及其表面光电电压[J]. 科学通报,1993,38(18):1 674-1 678.
- [7] BACLANOV M R. The nature of the rate limiting step of the reaction of interaction of monocrystalline germanium with gaseous bromine[J]. Surface Science, 1979, 88:427-438

(编辑 杨丙雨)

A studies on the rhodacyanines photosensitive dyes binding to monocrystalline germanium surface

WANG Lan-ying¹, ZHANG Cheng-lu², ZHANG Xiao-hong³,
ZHANG Zu-xun¹, CAO Zi-xiang⁴

1. Department of Chemistry, Northwest University, Xi'an 710069, China; 2. Basic Department, Heilongjiang Bayi Agriculture University, Heilongjiang Mishan 158308, China; 3. Institute of Analytical Science, Northwest University, Xi'an 710069, China; 4. Department of Electronics Science, Northwest University, Xi'an 710069, China)

Abstract: A new chemical method was set forth. Two rhodacyanines were bound covalently on the polished surface of Monocrystalline germanium. The Raman spectra and XPS showed that the two Photosensitive dyes were bound to the germanium surface through Ge—O bond. The photosensitive dyes binding germanium wafers In /dye /n-Ge had the rectified character.

Key words: monocrystalline germanium surface; binding; photosensitive dye