

齿轮传动激励下采煤机摇臂振动特性

张睿¹, 张义民², 朱丽莎¹, 赵春雨¹

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 沈阳化工大学 机械工程学院, 辽宁 沈阳 110142)

摘 要: 为研究采煤机摇臂齿轮系统啮合频率耦合规律及齿轮传动激励下摇臂壳体振动特性, 进行摇臂振动特性实验. 根据齿轮参数, 计算啮合频率, 得到齿轮传动激励频率成分. 通过有限元模型及实验模态分析, 得到摇臂固有特性. 通过振动特性实验, 测量摇臂振动加速度, 进行时域及频域分析, 得到传动系统啮合频率耦合规律. 结果表明: 传动系统启动冲击约为重载截割冲击的2倍; 平稳运行时行星级振动峰值最大; 摇臂形成了以第3、第5阶振型为主的弹性振动; 行星级与惰轮级结合处频率耦合作用最强, 主要形式为各特征频率倍频组合频率. 频率耦合是造成摇臂共振的主要原因.

关 键 词: 采煤机摇臂; 实验模态分析; 振动特性实验; 频率耦合; 内激励

中图分类号: TD 421

文献标志码: A

文章编号: 1005-3026(2018)01-0108-05

Vibration Characteristics for the Rocker Arm of Shearer with Gear Meshing Excitation

ZHANG Rui¹, ZHANG Yi-min², ZHU Li-sha¹, ZHAO Chun-yu¹

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 2. Shenyang University of Chemical Technology, Shenyang 110142, China. Corresponding author: ZHANG Yi-min, professor, E-mail: ymzhang@mail.neu.edu.cn.)

Abstract: Experimental research was carried out to study the meshing frequency coupling laws of gear system and vibration characteristics of the rocker arm shell under the gear meshing excitation. According to the gear parameters, the meshing frequency of the system was calculated and the harmonic frequency components were obtained. Based on the finite element model and experimental modal analysis, the inherent characteristics of the rocker arm shell was obtained. Through the rocker arm dynamic characteristics experiment, the vibration accelerations were obtained. Time domain and frequency domain analysis were carried out to get the transmission system frequency coupling rules. Results show that the impact of starting is about 2 times of that of heavy load. The vibration peak occurs on the planetary transmission in steady operation. The main vibration modes of rocker arm are the third and the fifth stages. The joint of planetary and idler has the strongest coupling frequency and the main form of coupling is the combination of characteristic frequencies. Frequency coupling is one of the main reasons that lead to resonance of rocker arm.

Key words: rocker arm of shearer; experimental modal analysis; vibration characteristics experiment; frequency coupling; internal excitation

采煤机摇臂是截割动力传递的主要部件, 承受着采煤机截割载荷以及摇臂传动系统非线性内激励, 是采煤机的薄弱环节. 摇臂齿轮传动系统包括直齿减速器、惰轮组及行星减速器, 动力学特性

复杂, 存在频率耦合. 齿轮传动系统的动态响应经轴-轴承传递至壳体, 形成对于壳体的激励, 引起壳体振动噪声. 因此对齿轮传动系统啮合频率耦合特性及齿轮传动激励下摇臂壳体振动特性进行

研究具有重要意义。

国内外对齿轮系统动力学问题的研究较为广泛,研究热点主要有固有特性、参数稳定性、均载特性以及动态响应分析等^[1-10]。文献[8]通过理论建模研究了两级行星齿轮系统啮合频率耦合现象,利用数值仿真研究了不同激励条件下频率耦合的表现形式。但其研究缺乏实验数据验证,且仅对两级行星齿轮系统进行研究,摇臂齿轮传动系统包含两级行星减速、惰轮组及两级直齿减速,频率耦合特性更为复杂,需进一步研究。

在传动系统激励对壳体振动特性影响方面,目前主要采用有限元仿真法。文献[9]对传动系统激励进行数值模拟,将齿轮传动激励施加在轴承座进行齿轮箱动态响应分析;然而,齿轮动态啮合力需经过齿轮—轴—轴承系统传递至轴承座,将动态啮合力直接施加在轴承支撑位置会产生难以忽略的误差。

本文根据齿轮参数计算齿轮传动系统的啮合频率。通过有限元模型及实验模态分析,得到摇臂壳体固有特性。通过摇臂振动特性实验,测量额定转速下摇臂壳体测点的振动加速度,进行时域及频域分析,获得摇臂齿轮传动系统非线性啮合频率耦合规律及齿轮传动激励作用下摇臂振动特性。

1 齿轮传动系统激励分析

摇臂齿轮传动系统运行过程中,由于齿轮相互啮合产生的时变啮合刚度、齿侧间隙、综合啮合误差等非线性因素,使齿轮间产生非线性动态啮合力,引起摇臂系统振动。齿轮传动激励的频率成分复杂,包括齿轮啮合基频、分数频、倍频、传动轴转频、电机转频等。这些频率成分通过频率耦合机理,形成新的振动频率。因此,对齿轮传动激励频率成分的计算是正确分析齿轮传动系统频率耦合现象的前提。

采煤机摇臂传动系统如图 1 所示。传动系统由直齿轮系统、惰轮系统及行星齿轮系统组成,直齿轮系统及行星齿轮系统各包含两级减速,惰轮系统包含两组惰轮及一组中心齿轮。额定工况下截割电机转速 1 470 r/min,第二级行星传动输出轴转速 28 r/min,总减速比 52. 5。

根据厂方提供的传动系统结构参数及相互啮合齿轮啮合频率一致原理,得到直齿轮系统啮合频率为

$$f_z = nz/60 \quad (1)$$

式中: n 为齿轮轴转速(r/min); z 为齿轮齿数。

由于直齿轮系统第一级与第二级齿轮间通过连接轴相连,无啮合关系,因此直齿轮系统存在 2 个啮合频率。

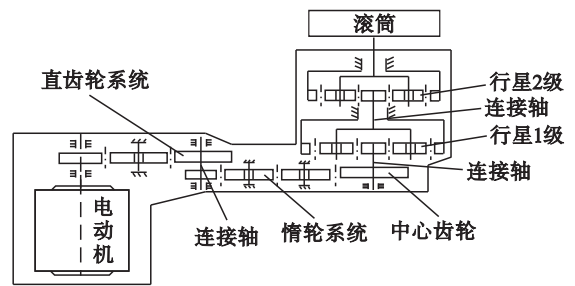


图 1 摇臂传动系统原理

Fig. 1 Schematic diagram of transmission system of shearer rocker arm

行星轮系统包含两级行星传动,第一级行星架与第二级太阳轮轴连接,根据结构特点,得到行星轮系统啮合频率为

$$f_x = f_b \times z_c = (f_a - f_b) \times z_a \quad (2)$$

式中: z_c 为内齿圈齿数; z_a 为太阳轮齿数; f_b 为行星架转频; f_a 为太阳轮转频。

2 摇臂固有特性分析

2.1 摇臂有限元模型的建立

利用 Pro/E 建立摇臂壳体三维实体模型并导入 ANSYS 有限元分析软件。实体建模忽略部分倒角、圆角及螺栓孔,采用 Solid185 单元对几何模型进行网格划分,单元尺寸为 5 mm。利用自由网格划分使网格适应摇臂的复杂结构。摇臂壳体有限元模型包含 78 万个 Solid185 单元,16 万个节点。

2.2 摇臂模态分析

壳体材料为 ZG25MnNi,屈服强度 270 MPa,密度 7 800 kg/m³,将材料参数、单元参数输入 ANSYS,并将上下铰耳处设置约束,提取前 8 阶模态。

2.3 实验验证

为验证摇臂壳体有限元模型的合理性,进行摇臂原装约束模态实验。将实验得到的固有频率与仿真结果进行对比,前 8 阶固有频率最大相对误差为第 6 阶的 17. 65%。由于实验条件与仿真分析条件存在诸多差异,此误差可接受。第 1 阶振型为行星头绕铰接耳扭转;第 2 阶振型为行星头向煤壁侧弯曲;第 3 阶振型为摇臂中部和行星头向 X 轴正向弯曲;第 4 阶振型为电机壳体绕铰接耳扭转;第 5 阶振型为电机壳体沿 Z 轴“压扁”。

3 摇臂运行振动测试及数据分析

3.1 振动特性实验理论基础

具有不同特征频率的齿轮系统,当它们发生连接时,由于内力与变形耦合,会产生啮合频率耦合现象,即某齿轮系统中出现其他系统特征频率成分. 根据连接部变形协调原理,连接轴将不同齿轮系统振动位移耦合在一起,通过作用力与反作用力将包含新频率成分的位移反馈到原系统,系统中各齿轮将以等效啮合线变形来传递新的频率成分^[8]. 因此,在齿轮啮合处及连接轴附近将产生频率耦合现象. 将相对于本级齿轮啮频而“新”出现的其他级齿轮啮频称为耦合啮频. 将本级与其他级齿轮啮频及轴频耦合后形成的频率称为综合频率.

3.2 测试方案

摇臂减速箱上传感器布置与模态实验相同,测得 X、Y、Z 3 个方向振动加速度响应. 额定工况为:截割电机转速 1 470 r/min,功率 500 W,滚筒转速 28 r/min.

3.3 振动加速度时域分析

图 2 为行星级及铰接点三向加速度时域图. 从图 2 中可以看出:①行星级 X 向垂直振动加速度明显大于 Y、Z 向,说明传动级 X 向为主要振动方向. ②铰接点 X、Y 向振动加速度几乎一致,且明显大于 Z 向,说明铰接处振动方向主要为径向振动,轴向振动较小,这与摇臂铰接处受力方向一致.

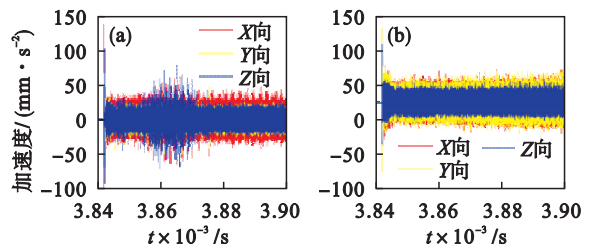


图 2 加速度响应
Fig. 2 Acceleration response
(a)—行星级; (b)—铰接点.

选取 X 方向振动加速度数据进行传动级对比分析,如图 3 所示. 从图中可知:①传动系统启动会产生强烈的冲击,冲击加速度最大值在行星级 X 方向,加速度峰值 138 mm/s². 将空载启动与重载截割对比可以发现,重载截割冲击最大值为 62 mm/s²,空载启动冲击数值上约为重载的 2 倍.

②平稳运行时行星级、直齿级加速度峰值依次为 67, 35 mm/s²,行星级振动加速度峰值最大,这与行星级太阳轮浮动有关.

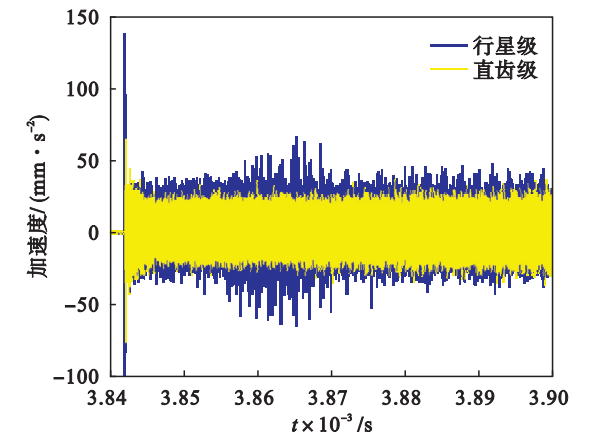


图 3 行星级与直齿级 X 向垂直振动对比
Fig. 3 Comparison of the vibration of X direction of the planetary and spur gear

振动测试时域分析在工程上的重要应用是振动烈度. 振动烈度是表示振动强烈程度的量,中国多采用振动速度有效值来衡量机器的振动特征. 根据 ISO 建议,以振动速度均方值来衡量机器振动烈度. 经计算得到采煤机摇臂振动烈度为 7.53 mm/s. 根据相关标准判定摇臂振动品质为 B 级(含义为“许可”),即从摇臂整体看,振动烈度在可控制的范围内.

3.4 振动加速度频域分析

X 方向(垂直于地面)在 0 ~ 2 000 Hz 范围内的频谱如图 4 所示. 可以看出,摇臂形成了以第 3、第 5 阶振型(摇臂中部和行星头向 X 轴正向弯曲、电机壳体沿 Z 轴“压扁”)为主的弹性振动.

结合振型分析可知,这是由第 3 阶振型中摇臂行星头向 X 轴正向弯曲、第 5 阶电机壳体沿 Z 轴“压扁”以及摇臂绕铰接耳扭转造成的,而截割荷载也会使具有类悬臂梁结构的摇臂产生弯曲振动,从而造成行星级 X 向振动偏大. 铰接耳处 X、Y 向较大的振动加速度响应与第 3、第 4 阶振型振动方向有关. 直齿级由于刚性较小,对中低频(齿轮系统特征频率)振动贡献较大,直齿级振动最大加速度对应频率 353 Hz,在直齿 2 级基频附近. 行星级由于刚性较大,对中高频(系统结构固有频率)振动贡献较大,行星级振动最大加速度频率为 990 Hz,与第 5 阶固有频率 976 Hz 接近. 振动信号在行星级 660 Hz 附近出现较为明显的非对称边频特征,表明中心齿轮轴存在不平衡,使齿轮啮合产生齿形误差.

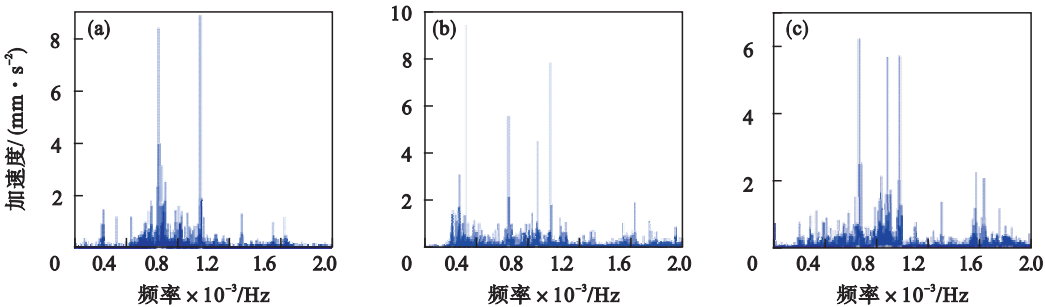


图 4 加速度频谱
Fig. 4 Acceleration spectrum

(a)—行星级；(b)—直齿级；(c)—铰接点.

为更准确得到齿轮传动系统啮频耦合规律,根据频谱图中较大振动响应集中的频段,得到加速度细化谱,如图 5 所示.

频率耦合作用在摇臂不同部位的程度存在差异,行星级出现大量耦合频率,频率耦合作用最强(见图 5a). 强频率耦合作用使行星级附近产生复杂多样的频率成分,容易激发摇臂的共振;铰接点和直齿级仅有零星耦合频率(如图 5b,5c). 组合频率存在形式主要有基频、倍频、分数频与倍频及转频的调制边频,参与耦合的频率最多达到 4 个(如图 5 中频③~⑥),实验结果与文献[8]理论

模型计算结果一致. 从构成耦合啮频的频率成分看,行星级(包括 1 级和 2 级)啮合频率 f_{m1} 和 f_{m2} 出现频率最高,说明行星级啮频对耦合啮频贡献度较大. 传统的共振分析总是倾向于认为齿轮箱体类共振是由某一啮频的倍频或分数频造成. 但从本文结果看,前 8 阶固有频率有 5 阶振动响应较大,在这 5 阶共振频率中,只有第 2 阶为 525 Hz,是行星 1 级频率的 3 倍,其余 4 个共振频率均为综合频率,这说明多级齿轮箱体,其共振的发生往往是啮合频率耦合的结果,并非仅由某一啮合频率造成.

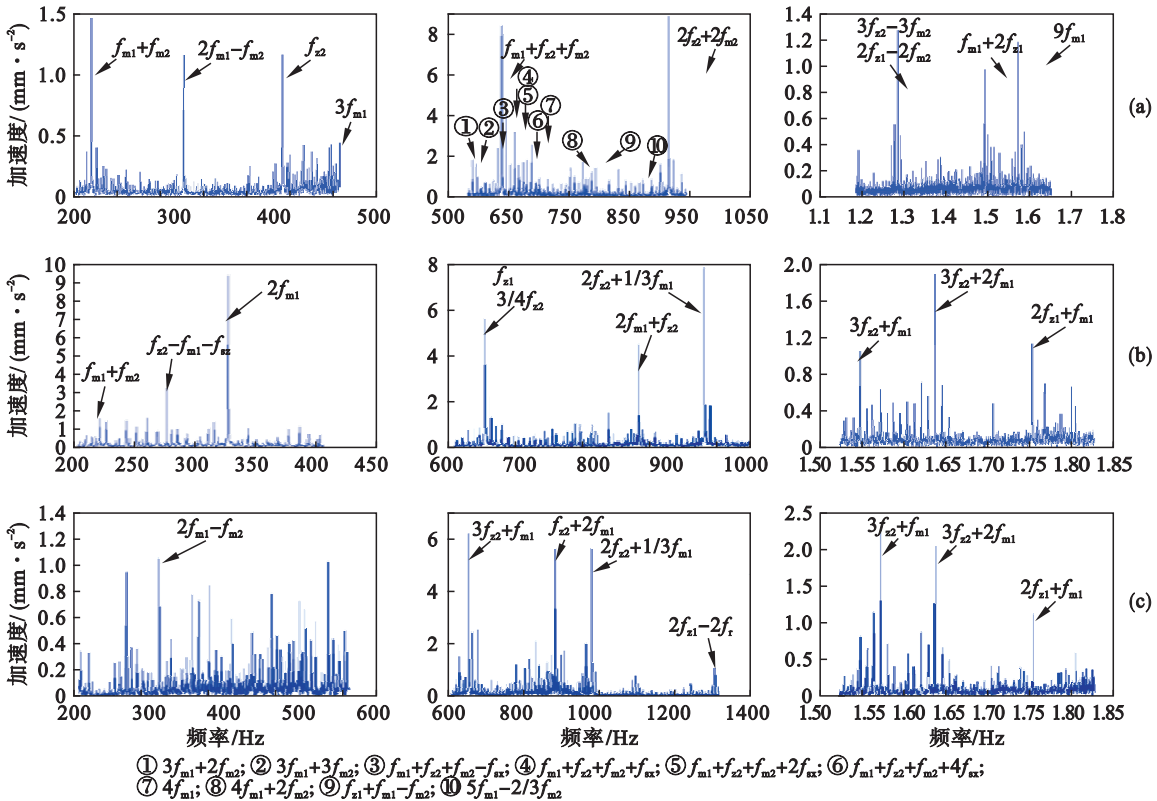


图 5 加速度细化谱
Fig. 5 Acceleration spectrums

(a)—行星级；(b)—直齿级；(c)—铰接点.