

# 滚筒实验载荷采煤机斜切工况下振动特性分析\*

陈洪月<sup>1,2,3</sup>, 杨辛未<sup>1</sup>, 毛君<sup>1</sup>, 宋秋爽<sup>4</sup>, 袁智<sup>4</sup>

(1. 辽宁工程技术大学机械工程学院 阜新, 123000)

(2. 煤炭工业协会高端综采成套装备动力学测试与大数据分析中心 阜新, 123000)

(3. 矿山液压技术与装备国家工程研究中心 阜新, 123000)

(4. 中煤集团中国煤矿机械装备有限责任公司 北京, 100011)

**摘要** 针对斜切工况下采煤机的载荷冲击大、振动剧烈的问题, 采用 Hertz 接触理论描述采煤机行走部与刮板输送机间的接触刚度, 运用接触碰撞理论描述导向滑靴与销排间的接触间隙, 再基于集中质量法, 建立了斜切工况下采煤机侧向上 6 个自由度非线性动力学模型。以实验测试得到的滚筒轴向截割载荷作为激励, 分析了斜切工况下采煤机侧向的振动特性。结果表明: 整机振动量随着滚筒截深的增大而增大, 前滚筒大于后滚筒、前摇臂大于后摇臂, 机身的振动量相对较小, 最后通过实验对模型结果进行了验证。

**关键词** 采煤机; 斜切进刀; 非线性; 动态特性; 综采装备力学测试

**中图分类号** TH113.1; TD421

## 引言

长期以来煤炭作为我国的主要能源, 而采煤机是现代机械化采煤机作业的最主要的设备<sup>[1]</sup>。随着煤炭资源开发的力度加大, 煤矿开采深度的增加<sup>[2]</sup>, 煤矿巷道内的工作环境极度恶劣, 采煤机在工作过程中经常发生剧烈的振动, 尤其在斜切工况下的采煤机, 滚筒所受到的轴向载荷冲击对采煤机整体的工作机构产生巨大的影响; 并随着斜切截深的增大, 采煤机各部位所受到的载荷冲击也随之增大, 容易发生采煤机各零部件非正常损耗, 严重时停机, 造成经济损失。目前, 国内多数专家、学者对采煤机在工作过程中的振动特性作了一定的研究。刘长钊等<sup>[3]</sup>建立了采煤机截割部传动系统机电耦合的动力学模型, 提出了减小该系统的动态啮合力冲击的方法。蒲志新等<sup>[4]</sup>运用了非线性和多体接触力学理论, 建立了采煤机牵引部传动系统的刚柔耦合模型, 并描述了齿轮啮合的接触过程。毛君等<sup>[5-6]</sup>运用多体动力学理论建立截割部的刚柔耦合动力学模型, 求解并分析了啮合刚度、阻尼以及激振频率对其动态特性的影响。赵丽娟等<sup>[7]</sup>依据拓扑结构原理, 对在截割含夹矸韧性煤下前后滚筒的动态特性进行了

分析。陈洪月等<sup>[8-10]</sup>综合考虑了多种因素, 并运用多体动力学理论建立了采煤机动力学模型, 对其在不同牵引速度下的动力学特性进行了分析, 最后通过实验验证了模型的准确性。

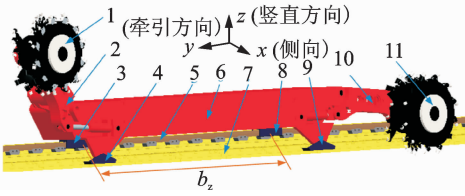
以上的研究中, 多采用有限元分析法研究采煤机单个系统, 而作为一个大型组成复杂的机械设备, 采煤机各系统的振动特性是相互影响的, 并且以上的研究分析中未考虑斜切进刀工况对采煤机的振动特性的影响, 且缺乏相应的实验验证, 导致计算结果与采煤机实际工况下的振动特性存在着较大差异。基于以上的问题, 笔者采用集中质量法建立采煤机的动力学模型, 通过实验对滚筒载荷进行采集, 获取激励载荷, 再对斜切进刀过程中采煤机振动模型进行求解, 最后通过实验对模型的准确性进行验证。研究结果对采煤机整机的可靠性及关键零件疲劳寿命预测提供参考。

## 1 采煤机整机非线性动力学模型建立

采煤机在斜切进刀的过程中, 滚筒受到的轴向载荷冲击远大于牵引方向的载荷, 直接影响采煤机侧向的动态特性。因此, 斜切工况下采煤机的侧向(垂直于煤岩且平行于支撑底板方向)振动可以看成

\* 国家能源研发(实验)中心重大资助项目(2010\_215); 辽宁省教育厅创新团队资助项目(LT2013009)  
收稿日期: 2017-03-22; 修回日期: 2017-05-18

是具有多自由度阻尼的受迫振动,采煤机结构如图 1 所示,其中  $b_z$  为采煤机前后导向滑靴之间的距离。



1. 前滚筒; 2. 前摇臂; 3. 前导向滑靴; 4. 前平滑靴; 5. 销排; 6. 机身; 7. 中部槽; 8. 后导向滑靴; 9. 后平滑靴; 10. 后摇臂; 11. 后滚筒

图 1 采煤机结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of shearer

由于采煤机结构复杂,为了清晰的表示采煤机的侧向振动情况,并考虑到模型的简化以及计算的方便,在建立采煤机侧向的动力学模型的过程中,采用集中质量法,将采煤机整机划分为 5 部分。并做如下假设:

- 1) 采煤机各部分的质量集中在一点,并且将采煤机整机划分为前、后滚筒,前、后摇臂,机身共 5 部分;
- 2) 忽略采煤机的液压系统、电器系统、传动系统及各部分的连接件对整个采煤机系统的影响;
- 3) 采煤机系统为刚性系统,并采用刚度、阻尼元件对各部分之间的接触、连接进行描述;
- 4) 忽略滚筒载荷对采煤机整机系统的惯性影响。

依据斜切工况下采煤机的工作特点<sup>[2]</sup>,建立斜切工况下采煤机整机在侧向的非线性动力学模型,如图 2 所示。

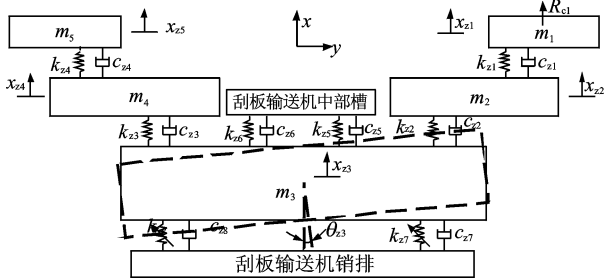


图 2 采煤机整机非线性动力学模型

Fig. 2 Nonlinear dynamic model of shearer

图中:  $m_1$  为前滚筒的质量;  $m_2$  为前摇臂的质量;  $m_3$  为机身的质量;  $m_4$  为后摇臂的质量;  $m_5$  为后滚筒的质量;  $x_{z1}$  为前滚筒的振动位移;  $x_{z2}$  为前摇臂的振动位移;  $x_{z3}$  为机身的振动位移;  $x_{z4}$  为后摇臂的

振动位移;  $x_{z5}$  为后滚筒的振动位移;  $k_{z1}, c_{z1}$  和  $k_{z4}, c_{z4}$  分别为采煤机前后滚筒与前后摇臂之间的连接刚度和阻尼系数;  $k_{z2}, c_{z2}$  和  $k_{z3}, c_{z3}$  分别为采煤机前后摇臂与机身之间的连接刚度和阻尼系数;  $k_{z5}, c_{z5}$  和  $k_{z6}, c_{z6}$  为采煤机平滑靴与输送机中部槽之间的接触刚度和阻尼;  $k_{z7}, c_{z7}$  和  $k_{z8}, c_{z8}$  为采煤机导向滑靴与输送机销排之间的接触刚度和阻尼系数;  $\theta_{z3}$  为在垂直于煤壁的平面内采煤机的振动摆角;  $R_{c1}$  为前滚筒在轴向上受到的阻力(方向指向煤壁)。

为求解斜切工况下采煤机各部分的动态特性,由牛顿第二定律:  $m_i \ddot{x}_i + c_i \dot{x}_i + kx = F_i$ , 可得采煤机整机系统的振动微分方程为

$$\begin{cases}
 m_1 \ddot{x}_{z1} + k_{z1}(x_{z1} - x_{z2}) + c_{z1}(\dot{x}_{z1} - \dot{x}_{z2}) = R_{c1} \\
 m_2 \ddot{x}_{z2} + k_{z1}(x_{z2} - x_{z1}) + c_{z1}(\dot{x}_{z2} - \dot{x}_{z1}) + \\
 k_{z2}(x_{z2} - x_{z3} + \frac{b_z}{2}\theta_{z3}) + c_{z2}(\dot{x}_{z2} - \dot{x}_{z3} + \frac{b_z}{2}\dot{\theta}_{z3}) = 0 \\
 m_3 \ddot{x}_{z3} + k_{z2}(x_{z3} - x_{z2} - \frac{b_z}{2}\theta_{z3}) + \\
 c_{z2}(\dot{x}_{z3} - \dot{x}_{z2} - \frac{b_z}{2}\dot{\theta}_{z3}) + k_{z3}(x_{z3} - x_{z4} + \frac{b_z}{2}\theta_{z3}) + \\
 c_{z3}(\dot{x}_{z3} - \dot{x}_{z4} + \frac{b_z}{2}\dot{\theta}_{z3}) + k_{z5}(x_{z3} - \frac{b_z}{2}\theta_{z3}) + \\
 c_{z5}(\dot{x}_{z3} - \frac{b_z}{2}\dot{\theta}_{z3}) + k_{z6}(x_{z3} + \frac{b_z}{2}\theta_{z3}) + \\
 c_{z6}(\dot{x}_{z3} + \frac{b_z}{2}\dot{\theta}_{z3}) + F_{z7} + F_{z8} + W = 0 \\
 J_{z3}\ddot{\theta}_{z3} + k_{z2}(x_{z3} - x_{z2} - \frac{b_z}{2}\theta_{z3})\frac{b_z}{2} + \\
 c_{z2}(\dot{x}_{z3} - \dot{x}_{z2} - \frac{b_z}{2}\dot{\theta}_{z3})\frac{b_z}{2} + k_{z5}(x_{z3} - \frac{b_z}{2}\theta_{z3}) \cdot \\
 \frac{b_z}{2} + c_{z5}(\dot{x}_{z3} - \frac{b_z}{2}\dot{\theta}_{z3})\frac{b_z}{2} - \\
 k_{z3}(x_{z3} - x_{z4} + \frac{b_z}{2}\theta_{z3})\frac{b_z}{2} - c_{z3}(\dot{x}_{z3} - \\
 \dot{x}_{z4} + \frac{b_z}{2}\dot{\theta}_{z3})\frac{b_z}{2} - k_{z6}\left(x_{z3} + \frac{b_z}{2}\theta_{z3}\right)\frac{b_z}{2} - c_{z6}(\dot{x}_{z3} + \\
 \frac{b_z}{2}\dot{\theta}_{z3})\frac{b_z}{2} - F_{z7}\frac{b_z}{2} + F_{z8}\frac{b_z}{2} = 0 \\
 m_4 \ddot{x}_{z4} + k_{z3}(x_{z4} - x_{z3} - \frac{b_z}{2}\theta_{z3}) + \\
 c_{z3}(\dot{x}_{z4} - \dot{x}_{z3} - \frac{b_z}{2}\dot{\theta}_{z3}) + k_{z4}(x_{z4} - x_{z5}) + \\
 c_{z4}(\dot{x}_{z4} - \dot{x}_{z5}) = 0 \\
 m_5 \ddot{x}_{z5} + k_{z4}(x_{z5} - x_{z4}) + c_{z4}(\dot{x}_{z5} - \dot{x}_{z4}) = 0
 \end{cases}$$

(1)

其中:  $W = \mu Mg$  为采煤机与刮板输送机之间的摩擦力,其中  $M$  为采煤机整机的质量,  $\mu$  为滑动摩擦因

数,取  $\mu=0.2, g=9.8 \text{ N/kg}$ ;  $F_{z7}, F_{z8}$  分别为采煤机导向滑靴与刮板输送机销之间的法向弹性恢复力与阻尼力之和。

依据斜切工况下的采煤机实际工作情况以及几何参数,导致采煤机前后导向滑靴与刮输送机销排之间存在间隙,并且在采煤机的侧向的方向上,导向滑靴与销排之间在接触碰撞的过程中,同时存在着导向滑靴内面与销排侧面的法向刚度和阻尼。以及导向滑靴内面与销排顶面的切向刚度和阻尼,由于导向滑靴与销排之间的侧向刚度很小,对采煤机侧向振动影响不大,因此在采煤机侧向振动的分析过程中,可以视为导向滑靴与销排之间只存在法向的刚度  $k_{zi}$  和阻尼  $c_{zi}$ ,如图3所示。其中:  $l_i$  为采煤机前后导向滑靴的内侧宽度,  $w$  为销排的宽度,  $d_i = l_i - w$  为前后导向滑靴与销排之间的间隙 ( $i=7,8$ )。

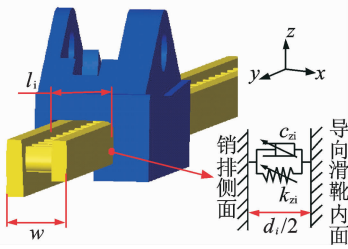


图3 导向滑靴与销排之间接触刚度和间隙示意图

Fig. 3 Clearance diagram of contact stiffness between guide foot and pin

基于以上分析,并结合斜切工况下采煤机实际的工作情况,式(1)采煤机振动系统的微分方程中的  $F_{z7}$  和  $F_{z8}$  的数学表达式可分为如下4种情况:

1) 当采煤机前后导向滑靴的内侧面与销排均未发生接触,即当  $\left| x_{z3} + \frac{b_z}{2} \theta_{z3} \right| \leq \frac{d_7}{2}$ ,  $\left| x_{z3} + \frac{b_z}{2} \theta_{z3} \right| \leq \frac{d_8}{2}$ , 此时  $k_{z7}=0, k_{z8}=0$ , 则有

$$\begin{cases} F_{z7} = 0 \\ F_{z8} = 0 \end{cases} \quad (2)$$

2) 当采煤机前后导向滑靴的内侧面与销排均发生接触,即当  $\left| x_{z3} + \frac{b_z}{2} \theta_{z3} \right| > \frac{d_7}{2}$ ,  $\left| x_{z3} + \frac{b_z}{2} \theta_{z3} \right| > \frac{d_8}{2}$ , 此时  $k_{z7} \neq 0, k_{z8} \neq 0$ , 则有

$$\begin{cases} F_{z7} = k_{z7} \left( x_{z3} + \frac{b_z}{2} \theta_{z3} - \frac{d_7}{2} \right) + c_{z7} \left( \dot{x}_{z3} + \frac{b_z}{2} \dot{\theta}_{z3} \right) \\ F_{z8} = k_{z8} \left( x_{z3} - \frac{b_z}{2} \theta_{z3} - \frac{d_8}{2} \right) + c_{z7} \left( \dot{x}_{z3} - \frac{b_z}{2} \dot{\theta}_{z3} \right) \end{cases} \quad (3)$$

3) 当采煤机前导向滑靴的内侧面与销排发生接触,而后导向滑靴与销排未发生接触,即当  $\left| x_{z3} + \frac{b_z}{2} \theta_{z3} \right| > \frac{d_7}{2}, \left| x_{z3} + \frac{b_z}{2} \theta_{z3} \right| \leq \frac{d_8}{2}$ , 此时  $k_{z7} \neq 0, k_{z8} = 0$ , 则有

$$\begin{cases} F_{z7} = k_{z7} \left( x_{z3} + \frac{b_z}{2} \theta_{z3} - \frac{d_7}{2} \right) + c_{z7} \left( \dot{x}_{z3} + \frac{b_z}{2} \dot{\theta}_{z3} \right) \\ F_{z8} = 0 \end{cases} \quad (4)$$

4) 当采煤机前导向滑靴的内侧面与销排未发生接触,而后导向滑靴与销排发生接触,即当  $\left| x_{z3} + \frac{b_z}{2} \theta_{z3} \right| \leq \frac{d_7}{2}, \left| x_{z3} + \frac{b_z}{2} \theta_{z3} \right| > \frac{d_8}{2}$  时,此时  $k_{z7} = 0, k_{z8} \neq 0$ , 则有

$$\begin{cases} F_{z7} = 0 \\ F_{z8} = k_{z8} \left( x_{z3} - \frac{b_z}{2} \theta_{z3} - \frac{d_8}{2} \right) + c_{z7} \left( \dot{x}_{z3} - \frac{b_z}{2} \dot{\theta}_{z3} \right) \end{cases} \quad (5)$$

## 2 接触刚度

在机械结构的静、动态特性的研究过程中,通常把零件之间相互接触、工作时传递载荷的区域称为结合部,两个接触面称为结合面。机械加工的接触表面由于受到粗糙度的影响,在微观上两个接触的表面并不是理想的完全接触,与理想的光滑表面的接触特性有显著的差别,进而结合面存在着接触刚度和接触阻尼,并且对机械结构的静、动态特性产生着重要的影响。以下基于GW模型<sup>[11]</sup>和CEB模型<sup>[12]</sup>,并采用分形几何理论,对采煤机导向滑靴刮板输送机销排结合面的法向刚度进行了描述。

基于Hertz接触理论,在微观上并不存在理想光滑表面。因此,采煤机导向滑靴内侧与刮板输送机销排结合面的法向接触情况,可以假设为一个粗糙表面(导向滑靴内面)与一个理想光滑表面(销排)的接触问题,如图4所示。对于图4(b)中的等效接触区域上的单个微凸体,可以将其近似看做为一个球体,其等效的曲率半径为  $R$ 。当未受载荷作用时,其接触状态如图4(c)所示。当受到法向载荷  $p$  作用时,其接触状态如图4(d)所示,  $\delta$  为等效球体的法向的接触变形,  $r$  为法向接触圆面的半径,接触面积为  $a'$ 。

依据单个微凸体的法向载荷与变形量的关

系<sup>[13]</sup>得出

$$p = \frac{4}{3} E_{dx} R^{\frac{1}{2}} \delta^{\frac{3}{2}} \quad (6)$$

$$\frac{1}{E_{dx}} = \frac{1 - \nu_d^2}{E_d} + \frac{1 - \nu_x^2}{E_x} \quad (7)$$

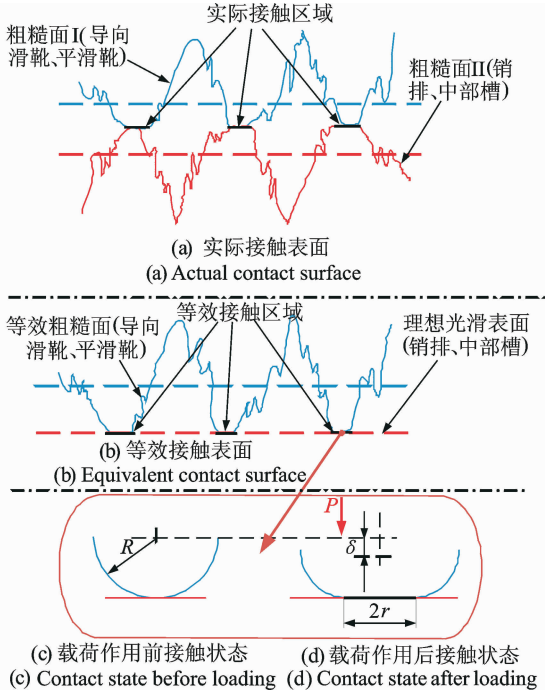


图4 导向滑靴与销排微观接触示意图

Fig. 4 Schematic diagram of microscopic contact between guide foot and pin

其中:  $E_{dx}$  为导向滑靴与销排的等效弹性模量;  $E_d$ ,  $E_x$  分别为导向滑靴与销排的弹性模量;  $\nu_d$ ,  $\nu_x$  分别为导向滑靴与销排的泊松比。

由式(6)可以得出,导向滑靴与销排结合面的等效单个微凸体与理想平面的法向接触刚度为

$$k_n = 2E_{dx} R^{\frac{1}{2}} \delta^{\frac{3}{2}} \quad (8)$$

根据导向滑靴内面的微凸体变形前后的几何关系,以及文献[14]中分形粗糙度参数  $G$  的典型值,在此可以认为  $R \gg \delta$ ,则有导向滑靴与销排结合面等效单个微凸体的接触面积<sup>[15]</sup>为

$$a' = 2\pi R \delta \quad (9)$$

将式(9)代入式(8)中,得到导向滑靴与销排结合面的单个微凸体法向接触刚度与面积数学关系为

$$k_n = 2E_{dx} \sqrt{\frac{a'}{2\pi}} \quad (10)$$

为了更准确地描述导向滑靴与销排结合面最大接触点的实际接触面积  $a_i$ ,依据文献[15]得到接触面积为  $a'$  的接触点大小的分布函数

$$n(a') = \frac{D}{2} \varphi^{(2-D)/2} a_i^{D/2} a'^{-(D+2)/2}$$

$$(0 < a' \leq a'_i) \quad (11)$$

其中:  $a'_i$  为导向滑靴与销排结合面最大微凸体接触的截面积;  $\varphi$  为微凸体接触大小分布的扩展因子 ( $\varphi > 1$ ),其值与分形维数  $D$  有关<sup>[15]</sup>。

对导向滑靴与销排结合面的单个微凸体进行积分换就可以得到采煤机导向滑靴与刮板输送机销排之间的接触刚度

$$k_z = \int_{a'_c}^{a'_i} k_n n(a') da' \quad (12)$$

其中:  $a'_c$  为单个微凸体弹性变形与塑性变形之间的临界接触截面积。

基于以上分析,将式(10,11)代入式(12)中,并依据文献[12],  $a' = 2a$ ,  $a'_i = 2a_i$ ,  $a'_c = 2a_c$  整理得到采煤机前后导向滑靴与销排结合面的法向接触刚度为

$$\left\{ \begin{aligned} k_{z7} &= \frac{2E_{dx}D}{\sqrt{\pi}(1-D)} \varphi^{(2-D)/2} \cdot \left( x_{z3} + \frac{b_z}{2} \theta_{z3} - \frac{d_7}{2} \right)^{D/2} \cdot \left[ \left( x_{z3} + \frac{b_z}{2} \theta_{z3} - \frac{d_7}{2} \right)^{(1-D)/2} - a_c^{(1-D)/2} \right] \\ k_{z8} &= \frac{2E_{dx}D}{\sqrt{\pi}(1-D)} \varphi^{(2-D)/2} \cdot \left( x_{z3} - \frac{b_z}{2} \cdot \theta_{z3} - \frac{d_8}{2} \right)^{D/2} \cdot \left[ \left( x_{z3} - \frac{b_z}{2} \theta_{z3} - \frac{d_8}{2} \right)^{(1-D)/2} - a_c^{(1-D)/2} \right] \end{aligned} \right. \quad (13)$$

### 3 采煤机滚筒载荷获取

采煤机滚筒载荷的确定,是对采煤机整机动态特性分析的前提。本研究采用实验的方法来获取采煤机滚筒的载荷,实验地点为中煤集团张家口国家能源煤矿采掘机械装备研发(实验)中心。考虑到煤矿井下的环境复杂与采集数据的可靠性,依据相似原则,建立一个与实际煤壁在空间上满足 1:1 比例以及物理性能参数与实际煤岩相同的模拟煤壁,模拟煤岩普氏硬度  $f=3$ ,煤壁长为 70 m,高为 3 m,如图 5(a)所示。实验过程中,通过粘贴在截齿齿座轴径安装孔内的三组应变片,来分别测量截齿在截割过程中的牵引阻力、截割阻力、侧向阻力,齿座的下端通过连接销轴固定在滚筒的方形孔内,如图 5(b)所示。通过安装在滚筒边缘的旋转位置传感器,来测量滚筒的旋转角度。截齿三向力传感器将所采集到的信号通过无线发射模块传输到数据接收中心,

传感器和发射模块的安装如图 5(c) 所示。采用无线加速度传感器 A301 对采煤机摇臂的振动量进行测量,一个安装在采煤机前摇臂的中间位置,该位置接近采煤机摇臂的重心,用来检测采煤机在斜切进刀工况下摇臂的振动特性;由于采煤机滚筒上无法安装加速度传感器,为检测滚筒的振动特性,将另一个安装在摇臂的前端靠近滚筒的位置,并且保证传感器测量的精度不受落煤的影响以及测量数据的准确性,将传感器进行了封装,如图 5(d) 所示。在进行实验之前,需要传感器进行标定,以保证实验测量值的准确性,最终在数据接收中心的 PC 机中,利用 Matlab GUI 模块开发的采煤机测试分析软件,将由传感器测试到的 .tsp 数据转化为 .mat 格式数据作为原始数据,并采用中值滤波、均值滤波等方式进行处理,以及运用傅里叶拟合、高斯拟合、指数拟合等多种拟合方法,对检测的数据与标定数据进行拟合。

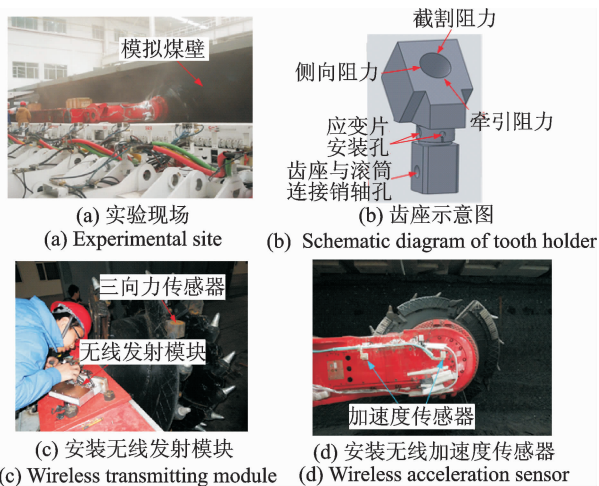


图 5 实验测试

Fig. 5 Experimental test

实验过程中的数据采集系统为 Beedate 无线采集系统,采煤机型号为 MG500/1180,滚筒的截割转速为 35.2 r/min,刮板机型号为 SGZ1000/1050,刮板机的俯角为  $0^\circ$ ,刮板机的侧倾角为  $0^\circ$ 。在实验过程中采集了斜切工况下采煤机的截齿载荷,采煤机的牵引速度为 2 m/min,并将采集到的截齿数据代入式(14)中<sup>[16]</sup>。 $X_i$  为滚筒上第  $i$  个参与截割截齿的侧向阻力, $N_c$  为滚筒上参与截割的截齿总数,因每个滚筒上安装了 36 个截齿,在采煤机前滚筒完全进刀时,前滚筒参与截割的截齿数量为 18 个。由于采煤机在斜切进刀的过程中,前滚筒参与截割的截齿数量逐渐增加,滚筒的轴向载荷逐渐增大,当前滚筒达到完全进刀的情况时,随着斜切进刀工作的进行,参与截割截齿的数量达到最大,前滚筒的轴

向载荷处于相对稳定状态,如图 6 所示。当采煤机牵引速度为 2 m/min 时,采煤机前滚筒在 50 s 达到完全进刀状态。

$$R_c = \sum_{i=1}^{N_c} X_i \quad (14)$$

其中: $R_c$  为滚筒的轴向载荷。

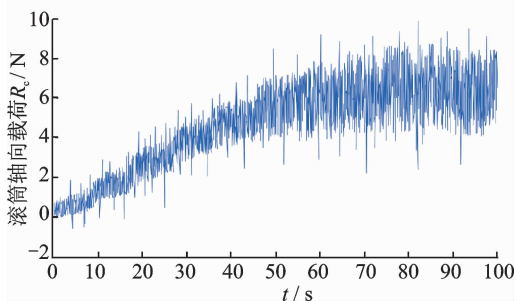


图 6 滚筒轴向载荷

Fig. 6 Side direction load of drum

## 4 模型求解与验证

应用 Workbench 有限元分析软件中 Static Structural 模块,对图 2 中采煤机各部分的等效连接刚度( $k_{z1}, k_{z2}, k_{z3}, k_{z4}, k_{z5}, k_{z6}$ )进行模拟求解。如图 7 所示,采煤机摇臂与机身采用两个销轴连接,并且每个销轴的两端与采煤机机身固定。为提高求解速度,同时保证模拟求解的准确性,在 Pro/E 三维建模软件中将模型进行适当简化,保留了机身的连接铰耳部分、采煤机摇臂以及连接销轴。将模型导入 Workbench 软件中,为有效地模拟出机身与摇臂实际的连接情况以及求解出机身与摇臂之间的等效连接刚度,定义采煤机材料为 Q235,摇臂为刚性体,销轴两端与机身固定,机身为全约束,并且基于以上实验在摇臂与滚筒连接的轴心处施加载荷  $P=6 \times 10^4$  N。最后求解得到采煤机摇臂与机身连接处的

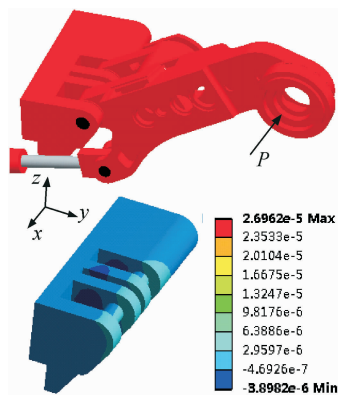


图 7 模拟分析

Fig. 7 Simulation analysis

最大侧向位移为 0.027 mm。由胡克定律  $F=kx$ , 可得  $k_{z2}=k_{z3}=2.22 \times 10^9$  N/m。由阻尼系数与刚度系数之间的经验公式  $c=(0.03 \sim 0.05)k^{[17-18]}$ , 可得  $c_{z2}=c_{z3}=0.04 \times 2.22 \times 10^9=8.88 \times 10^7$  N·(m/s)<sup>-1</sup>。采用相同方法,可以得到采煤机其他各部分之间的连接刚度和阻尼系数,如表 1 和表 2 所示。MG500/1180 型采煤机相关参数,如表 3 所示。

表 1 连接刚度

Tab. 1 The connection stiffness 10<sup>9</sup> N/m

$k_{z1}$	$k_{z2}$	$k_{z3}$	$k_{z4}$	$k_{z5}$	$k_{z6}$
1.37	2.22	2.22	1.37	2.36	2.36

表 2 连接阻尼

Tab. 2 The connection damp 10<sup>7</sup> N/m

$c_{z1}$	$c_{z2}$	$c_{z3}$	$k_{z4}$	$k_{z5}$	$k_{z6}$
5.48	8.88	8.88	5.48	9.44	9.44

表 3 MG500/1180 型采煤机相关参数

Tab. 3 The related parameters of MG500/1180 shearer 10<sup>3</sup> kg

$m_1$	$m_2$	$m_3$	$m_4$	$m_5$
1.85	7.63	4.20	7.63	1.85

基于以上分析,采用数值分析方法将以上得到的采煤机滚筒轴向的载荷作为外激励施加到前滚筒质心处。求解得到斜切工况下采煤机各部分的振动位移曲线,如图 8 所示。在斜切进刀的过程中,采煤机各部分的振动位移大部分的时刻都为正值,说明斜切工况下的采煤机整机振动位移的方向指向煤壁侧,并且对采煤机前滚筒和前摇臂的振动特性影响最大。随着采煤机斜切进刀工作的进行,采煤机前滚筒的振动位移迅速递增,而后滚筒的较缓慢。前后摇臂在斜切进刀的过程中,振动位移变化的趋势相对前后滚筒的较小。当采煤机达到完全进刀状态时,采煤机前滚筒和前摇臂的振动位移均值分别为 5.864,3.261 mm。由于采煤机机身的质量较大,惯性较大,因此采煤机机身的振动与振动摆角很小。

由以上分析可知,采煤机在 50 s 时达到完全进刀工况。在采煤机滚筒完全截割煤岩工况下,求解结果与实验测得的采煤机前滚筒与前摇臂的振动加速度曲线如图 9 所示,特征值如表 4 所示,其中  $a_{iz}$  为采煤机前截割部振动加速度的仿真值,  $a_{sy}$  为采煤机前截割部振动加速度的实验值。可以看出,采煤机在截割煤岩过程中,前滚筒受到的载荷冲击较大,

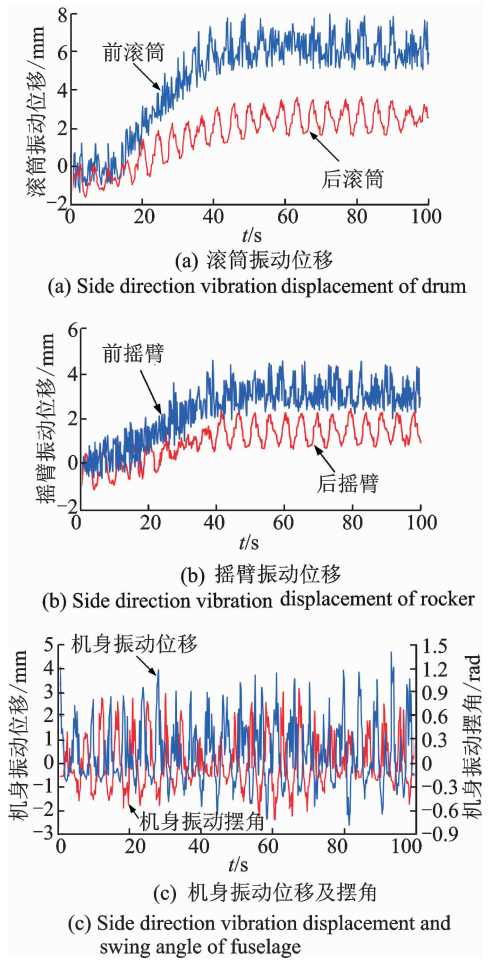


图 8 采煤机整机振动位移

Fig. 8 Side direction vibration displacement of shearer

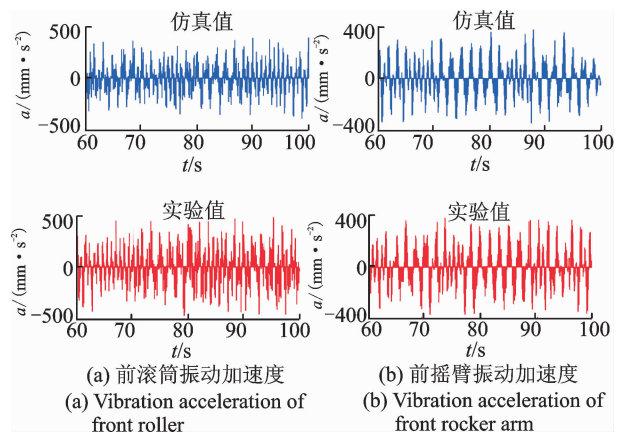


图 9 采煤机前截割部振动加速度

Fig. 9 Vibration acceleration of front cutting unit

并且方向时刻变化。通过对比数值分析结果和实验结果可知,采煤机前滚筒和前摇臂振动加速度的变化范围较为一致,但实验值的绝对值稍大于仿真值,且都在 15% 以内。引起误差的主要原因是: a. 刮板输送机相邻的中部槽以及销排连接处存在着高度

差,当采煤机行走经过连接位置时,会产生一定的冲击,从而影响整机振动特性;b.在采煤机动力学模型中,接触部件之间的刚度与阻尼建模的复杂程度与实际接触情况存在一定的差别;c.在求解计算的

过程中,采煤机各部分之间的刚度值和阻尼值均为近似值,与实验过程中存在一定的偏差,同样会影响仿真计算的准确性。

表4 采煤机前截割部振动加速度仿真与实验特征值

Tab. 4 Simulation and experimental characteristic value of vibration acceleration of the front cutting unit

名称	$a_{tx}/(\text{mm} \cdot \text{s}^{-2})$			$a_{sy}/(\text{mm} \cdot \text{s}^{-2})$		
	最大值	最小值	平均值	最大值	最小值	平均值
前滚筒	434.753	-431.802	-11.530	479.006	-463.589	-13.204
前摇臂	317.678	-293.417	-8.107	334.101	-321.444	-9.023

## 5 结论

1) 为研究斜切工况下采煤机的振动特性,综合考虑采煤机各部分之间的连接特性以及与刮板输送机的接触特性,并从微观上描述了其接触形态,建立了采煤机非线性动力学模型,并通过实验方法获取了斜切工况下采煤机的滚筒载荷。

2) 采用数值分析方法,对采煤机整机的动力学模型进行了求解分析。结果表明:采煤机前滚筒与前摇臂振动受到的影响最大,随着截煤深度的增大,前滚筒的振动位移迅速增大,当达到采煤机达到完全进刀状态时,前滚筒和前摇臂的振动位移均值分别为5.864,3.261 mm。

3) 通过实验方法对斜切工况采煤机前滚筒和前摇臂的振动加速度进行了采集,并得到了其振动加速度的特征值。分析结果表明:采煤机前滚筒和前摇臂在斜切进刀的过程中,受到的载荷冲击较大,前滚筒的振动加速度的均值、最大值、最小值分别为-13.204,479.006,-463.589 mm/s<sup>2</sup>;前摇臂的振动加速度的均值、最大值、最小值分别为-9.023,334.101,-321.444 mm/s<sup>2</sup>。将实验测量值与采用数值求解方法得到的结果进行了对比,验证了模型的正确性。

## 参 考 文 献

[1] 刘送永. 采煤机滚筒截割性能及截割系统动力学研究[D]. 徐州:中国矿业大学,2009.  
[2] 刘建功,吴森. 中国现代采煤机械[M]. 北京:煤炭工业出版社,2011:23-24.

[3] 刘长钊,秦大同,廖映华. 采煤机截割部机电传动系统动力学特性分析[J]. 机械工程学报,2016,52(7):14-22.  
Liu Changzhao, Qin Datong, Liao Yinghua. Dynamic analysis for the cutting electromechanical transmission system in the long-wall shearer[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(7): 14-22. (in Chinese)  
[4] 蒲志新,周淑桦,丁丹丹. 基于RecurDyn软件的采煤机牵引部传动系统动力学仿真[J]. 机械强度,2016,38(5):1130-1134.  
Pu Zhixin, Zhou Shuhua, Ding Dandan. Dynamic simulation for transmission system of coal winning machine haulage part based on RecurDyn software[J]. Journal of Mechanical Strength, 2016, 38(5): 1130-1134. (in Chinese)  
[5] 毛君,苗立野,谢苗. 采煤机截割部动力学特性及可靠性研究[J]. 机械强度,2015,37(5):880-885.  
Mao Jun, Miao Liye, Xie Miao. Reliability-based robust optimization design of the transmission system of a shearer ranging arm [J]. Journal of Mechanical Strength, 2015, 37(5): 880-885. (in Chinese)  
[6] 毛君,张瑜,张坤,等. 采煤机截割部传动系统的非线性动力学建模及仿真[J]. 中国机械工程,2017,28(1):27-34.  
Mao Jun, Zhang Yu, Zhang Kun, et al. Nonlinear dynamics modeling and simulation of shearer cutting unit transmission system[J]. Chinese Mechanical Engineering, 2017, 28(1): 27-34. (in Chinese)  
[7] 赵丽娟,田震. 薄煤层采煤机振动特性研究[J]. 振动与冲击,2015,34(1):195-199.  
Zhao Lijuan, Tian Zhen. Vibration characteristics of thin coal seam shearer[J]. Journal of Vibration and

- Shock, 2015, 34(1):195-199. (in Chinese)
- [8] 陈洪月,刘烈北,毛君,等. 激励与滚筒振动耦合下采煤机动力学特性分析[J]. 工程设计学报, 2016, 23(3): 228-234.  
Chen Hongyue, Liu Liebei, Mao Jun, et al. The analysis of the shearer dynamic feature in the coupling relation between the motivation and the drum vibration[J]. Chinese Journal of Engineering Design, 2016, 23(3): 228-234. (in Chinese)
- [9] 陈洪月,白杨溪,毛君,等. 多激励下采煤机在行走平面内的非线性振动特性分析[J]. 机械设计与研究, 2016, 32(2):166-170.  
Chen Hongyue, Bai Yangxi, Mao Jun, et al. Nonlinear vibration of shearer in walk plane under multiple excitation[J]. Machine Design and Research, 2016, 32(2): 166-170. (in Chinese)
- [10] 陈洪月,白杨溪,毛君,等. 工况激励下采煤机7自由度非线性振动分析[J]. 机械强度, 2017, 39(1):1-6.  
Chen Hongyue, Bai Yangxii, Mao Jun, et al. 7-DOF nonlinear vibration analysis of shearer under condition excitation[J]. Journal of Mechanical Strength, 2017, 39(1):1-6. (in Chinese)
- [11] Greenwood J A, Williamson J P B. Contact of nominally flat surfaces[J]. Proceedings of the Royal Society, 1966, A952:300-319.
- [12] 赵永武,吕彦明,蒋建忠. 新的粗糙表面弹塑性接触力学模型[J]. 机械工程学报, 2007, 43(3):95-101.  
Zhang Yongwu, Lv Yanming, Jiang Jianzhong. New elastic-plastic model for the contact of rough surfaces[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(3):95-101. (in Chinese)
- [13] 张学良. 机械结合面动态特性及应用[M]. 北京:科学技术出版社, 2002:32-34.
- [14] Wang S, Komvopoulos K. A fractal theory of the interfacial temperature distribution in the slow sliding regime: part II-multiple domains, elastoplastic contacts and applications[J]. Journal of Tribology, Transactions of American Society of Mechanical Engineers, 1994, 116(4):824-832.
- [15] Wang S, Komvopoulos K. A fractal theory of the interfacial temperature distribution in the slow sliding regime: part I-elastic contact and heat transfer analysis[J]. Journal of Tribology, Transactions of American Society of Mechanical Engineers, 1994, 116(4):812-823.
- [16] 刘春生. 滚筒式采煤机理论设计基础[M]. 徐州:中国矿业大学出版社, 2003:34-36.
- [17] 李贵轩,李晓豁. 采煤机械设计[M]. 沈阳:辽宁大学出版社, 1994:21-23.
- [18] 张义民. 机械振动[M]. 北京:清华大学出版社, 2007:67-69.



**第一作者简介:**陈洪月,男,1982年12月生,博士、副教授、博士生导师。主要研究方向为机械系统动态特性分析与控制。曾发表《橡胶输送带迟滞特性分析与恢复力模型参数预测》(《煤炭学报》2015年第40卷第12期)等论文。

E-mail: chyxiaobao@126.com

**通信作者简介:**杨辛未,男,1991年4月生,博士生。主要研究方向为机械系统建模与仿真分析。

E-mail: ybestxinwei@163.com



