

基于质量替换法的刨煤机系统动态特性分析*

张 瑜¹, 毛 君², 陈洪月², 郝志勇²

(1. 安阳工学院机械工程学院 安阳, 455000)
(2. 辽宁工程技术大学机械工程学院 阜新, 123000)

摘要 针对刨煤机系统有限元动力学模型易出现质量零点使计算发散的问题,基于质量替换法,综合考虑刨头移动、刨头与滑架体的间隙、刨链预紧力及链轮多边形效应等因素,建立了刨煤机系统纵向振动-刨头碰撞振动共生时变动力学方程,以实验获得的刨刀刨削载荷作为激励,采用数值分析方法对时变动力学方程进行求解,分析了不同刨深工况下刨煤机系统的动力学特性,并与改进前动力学模型的计算结果及实验测试结果进行了对比分析。结果表明,本方法不仅避免了计算结果发散问题,而且提高了动力学模型的计算准确度。研究结果为刨煤机系统工作稳定性、关键零部件的疲劳寿命分析提供了理论基础。

关键词 刨煤机;动态特性;质量替换方法;有限元
中图分类号 TH113.1

1 问题的引出

刨煤机作为一种浅截深采煤机械,具有刨落煤块大、工作效率高、结构简单和便于操作维修等特点,在各国用于开采薄煤层、极薄煤层^[1-4]。目前,国内外学者对刨煤机的动态特性进行了大量研究。Ahrens^[5]针对刨煤机系统动力学问题,以两端驱动链轮及刨头为分界点,将整体分为 3 部分,刨链采用弹簧单元描述。刘芮葭^[6]基于连续系统振动理论,建立了刨煤机系统动力学模型,分析了系统的动态特性。李晓豁等^[7]针对刨煤机工作面存在倾角、中部槽存在转角等问题,采用有限元方法研究了刨煤机系统的动态特性。文献[8-9]基于有限元法建立了刨煤机系统单自由度、多自由度动力学模型,并对两种模型条件下的系统动态特性进行了对比分析。张东升等^[10]基于多体动力学理论建立刨煤机系统动力学模型,研究了驱动链轮轴的水平振动、链轮多边形效应等因素对系统动态特性的影响。文献[6-9]采用有限元方法建立的刨煤机系统动力学模型如图 1 所示,其状态方程如式(1)所示。其中:质量 m_1, m_3 为关于刨头振动位移的函数。当刨头沿图 1 所示方向移动时,将出现质量 m_3 为零的情况,当刨头反向移动时,将出现质量 m_1 为零的情况。可见,采用式(1)方法研究刨煤机系统动力学特性出现

求解结果发散。

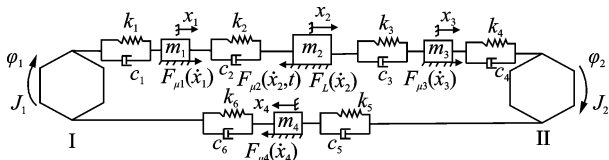


图 1 修改前动力学模型

Fig. 1 Dynamic model before modified

$$\begin{cases} J_2 \ddot{\varphi}_2 + F_1 R_2 - F_1 R_2 = M_2 (\dot{\varphi}_2) \\ m_1(x_1) \ddot{x}_1 + \frac{d(m_1 \dot{x}_1)}{dt} x_1 = F_2 - F_1 - F_{\mu 1} \\ m_a \ddot{x}_2 + F_2 - F_3 = F_1 - F_{\mu 2} - F_L - F_Z \\ m_3(x_2) \ddot{x}_3 + \frac{d(m_1 \dot{x}_2)}{dt} x_3 = F_4 - F_3 - F_{\mu 3} \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 + F_4 R_1 - F_5 R_1 = M_1 (\dot{\varphi}_1) \end{cases} \quad (1)$$

其中: $x_1, x_2, \dots, x_4$ 为各单元段的位移 (m); $m_1(x_2) = q(L_0 + x_2)$; $m_3(x_2) = q(L - L_0 - x_2)$, q 为单位长度刨链的重量 (kg/m); L 为刨链长度 (m); L_0 为刨链距离系统头部初始位置 (m); m_a 为刨头质量 (kg); k_i ($i = 1 \sim 6$) 为刨链等效刚度; c_i ($i = 1 \sim 6$) 为刨链等效阻尼; $F_{\mu i}(\dot{x}_i, t)$ ($i = 1 \sim 6$) 为各等效刨链质量块摩擦力 (N); F_L 为装煤阻力; F_Z 为刨削阻力; φ_1, φ_2 分别为刨煤机两端链轮的转角 ($^\circ$); J_1, J_2 为刨煤机系统头部、尾部驱动链轮的等

* 国家自然科学基金资助项目(51674133);博士科研启动基金资助项目(BSJ2017005)
收稿日期:2017-12-04;修回日期:2018-04-01

效转动惯量; M_1, M_2 分别为刨煤机两端链轮等效转矩(N/m)。

为更精确地分析刨煤机系统动态特性,综合考虑刨头移动、刨头与滑架体的间隙、刨链预紧力及链轮多边形效应等因素,笔者建立了刨煤机系统纵向振动-刨头碰撞振动共生时变动力学方程,研究工况条件下刨煤机系统动态特性,为刨煤机系统工作稳定性、关键零部件的疲劳寿命及工艺参数优化提供理论基础。

2 刨煤机系统动力学模型

2.1 动力学模型建立

根据刨煤机的结构特点及工作特性,其物理模型如图2所示。将刨煤机系统进行离散化,刨头简化为较大的质量块,刨链离散为多个集中质量单元,各质量单元之间采用 Kelvin-Vogit 模型连接^[11-12],本研究将刨煤机刨链系统划分为8个质量单元,令刨煤机系统工作面长度为 L ,系统有限元动力学模型如图3所示。

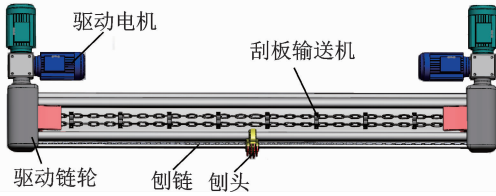


图2 刨煤机系统物理模型

Fig. 2 Physical model

随着刨头连续移动,刨头前后端刨链长度时刻变化,驱动链轮 II 紧边处、驱动链轮 I 松边处的刨链质量、刚度为变量。令每个质量单元的有效长度为 l ,以 $x=l/2$ 为基准,当刨头移动位移大于 $l/2$ 时,将驱动链轮 II 紧边处所移动的刨链质量等效到驱动链轮 I 松边处,剩余部分平分给下一质量单元及驱动链轮 II 上,当刨头运动范围在 $0 < x_3 \leq l/2$ 时,系统动力学微分方程为

$$\left\{ \begin{aligned} J_A \ddot{\varphi}_A + k_A(\varphi_A - \varphi_1) + c_A(\dot{\varphi}_A - \dot{\varphi}_1) &= M_A \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 + k_A(\varphi_1 - \varphi_A) + c_A(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_A) - F_1 R + \\ &F_{11} R = M_1(\dot{\varphi}_1) \\ \frac{d(m_1 \dot{x}_1)}{dt} &= F_2 - F_1 - F_{\mu 1} \\ m_2 \ddot{x}_2 &= F_3 - F_2 - F_{\mu 2} \\ m_3 \ddot{x}_3 &= F_4 - F_3 - F_Z - F_L - F_{\mu 3} \\ m_4 \ddot{x}_4 &= F_5 - F_4 - F_{\mu 4} \\ \frac{d(m_5 \dot{x}_5)}{dt} &= F_6 - F_5 - F_{\mu 5} \\ J_B \ddot{\varphi}_B + k_B(\varphi_B - \varphi_2) + c_B(\dot{\varphi}_B - \dot{\varphi}_2) &= M_B \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + k_B(\varphi_2 - \varphi_B) + c_B(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_B) + F_6 R - \\ &F_7 R = M_2(\dot{\varphi}_2) \\ m_6 \ddot{x}_6 &= F_8 - F_7 - F_{\mu 6} \\ &\vdots \\ m_9 \ddot{x}_9 &= F_{11} - F_{10} - F_{\mu 9} \\ m_{10} \ddot{x}_{10} &= F_1 - F_{11} - k_{12} x_{10} \\ m_{11} \ddot{x}_{11} &= F_7 - F_6 - k_{13} x_{11} \end{aligned} \right. \quad (0 < x_3 \leq l/2) \quad (2)$$

其中: J_A, J_B 分别为刨煤机两端电机及其传动装置的等效转动惯量($\text{kg} \cdot \text{m}^2$); M_A, M_B 分别为刨煤机两端电机及其传动装置的等效转矩(N/m); R 为链轮半径(m); m_3 为刨头的质量(kg); $m_1, m_2, \dots, m_9$ 为各端刨链等效质量,表示为: $m_1 = q(l + x_3)$; $m_2, m_4, m_6, \dots, m_9 = ql$; $m_5 = q(l - x_3)$; $x_1, x_2, \dots, x_9$ 为各单元段的位移(m); x_{10}, x_{11} 为驱动链轮的位移(m); $k_1, \dots, k_{11}, c_1, \dots, c_{11}$ 为刨链的等效刚度系数及阻尼系数; $k_1 = \frac{EA}{l' + x_3}$, $k_2, \dots, k_5 = \frac{EA}{l'}$, $k_7, \dots, k_{11} = \frac{EA}{l''}$, $k_6 = \frac{EA}{l' - x_3}$; E 为弹性模量(MPa); A 为横截面积(m^2); x_3 为刨头移动位移(m); l 为每个质量单元的有效长度(m), $l = \frac{L}{4}$; l', l'' 为有、无载侧刨链刚度数的有效长度(m), $l' = L/6, l'' = L/5$; k_{12}, k_{13} 为驱动链轮轴等效刚度系数; $F_1, \dots, F_{11}$ 为刨链之间的张力,且链条只承受拉力作用(N)。

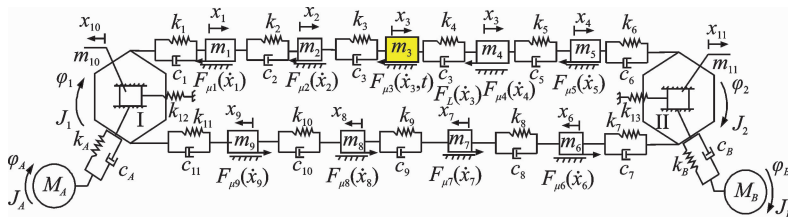


图3 当 $0 < x_3 \leq l/2$ 时有限元动力学模型

Fig. 3 Finite element dynamic model when $0 < x_3 \leq l/2$

文中采用符号函数表示如下

$$F_i = \text{sgn}(k_1(x_i - x_{i-1}) + c_1(\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) + F_r)(i=2, 3, 4, 5, 8, 9, 10)$$

$$F_1 = \text{sgn}(k_1(x_1 - \varphi_1 R + x_{10}) + c_1(\dot{x}_1 - v_1(\varphi_1, \dot{\varphi}_1) + \dot{x}_{10})) + F_r)$$

$$F_{11} = \text{sgn}(k_{11}(\varphi_1 R - x_9 - x_{10}) + c_{11}(v_1(\varphi_1, \dot{\varphi}_1) - \dot{x}_9 - \dot{x}_{10})) + F_r)$$

$$F_6 = \text{sgn}(k_6(\varphi_2 R - x_5 - x_{11}) + c_6(v_2(\varphi_2, \dot{\varphi}_2) - \dot{x}_5 - \dot{x}_{11})) + F_r)$$

$$F_7 = \text{sgn}(k_7(x_6 - \varphi_2 R + x_{11}) + c_7(\dot{x}_6 - v_2(\varphi_2, \dot{\varphi}_2) + \dot{x}_{11})) + F_r)$$

F_r 为刨链剩余预紧力(N)表示为

$$F_r = F_v - \frac{1}{2}\mu_b q g L - (\frac{3}{2} - \frac{x_3}{2L})(F_Z(\dot{x}_3, t) + F_L(\dot{x}_3) + F_{\mu 3}(\dot{x}_3, t))$$

其中: F_v 为刨链初始预紧力(N); g 为重力加速度(m/s^2); t 为系统运行时间(s)。

$v_1(\varphi_1, \dot{\varphi}_1), v_2(\varphi_2, \dot{\varphi}_2)$ 为考虑多边形效应时链条速度,即

$$v_1(\varphi_1, \dot{\varphi}_1) = \dot{\varphi}_1 R \cos(\varphi_0 + \varphi_1 - \text{int}(\varphi_1 \frac{Z}{2\pi}) \frac{2\pi}{Z})$$

$$v_2(\varphi_2, \dot{\varphi}_2) = \dot{\varphi}_2 R \cos(\varphi_0 + \varphi_2 - \text{int}(\varphi_2 \frac{Z}{2\pi}) \frac{2\pi}{Z})$$

其中: Z 为驱动链轮的齿数; φ_0 为链轮初始转角; $F_{\mu 1}, \dots, F_{\mu 9}$ 为刨链与链道之间的摩擦力(N)。

由于刨链反向运行刨链不受摩擦力,则 $F_{\mu 1}, \dots, F_{\mu 9} = \mu_{1, \dots, 9} m_{1, \dots, 9} g \cdot \text{sgn}(x_{1, \dots, 9})$; $F_{\mu 3} = \mu_b m_3 g \cdot \text{sgn}(\dot{x}_3) + \mu_x F_X(x_3, t) \cdot \text{sgn}(\dot{x}_3) + F_p$ 。其中: μ_b, μ_x 为刨头与滑架体的摩擦因数、刀具与煤体的摩擦因数; $\mu_{1, \dots, n}$ 为刨链与链道之间的摩擦因数; $F_X(x_3, t)$ 为刨头所受的侧向力(N); F_p 为刨头与滑架体切向接触摩擦力(N)。

当刨头运动范围在 $l/2 < x_3 \leq l$ 时,系统动力学模型如图 4 所示,图 3 中质量单元 C 分为 $m_5/2$, $m_5/4$ 和 $m_5/4$ 三部分。第 1 部分 $m_5/2$ 移动到驱动

链轮 I 松边处转化为 m'_5 ,两部分 $m_5/4$ 分别等效到质量单元 m_4 转化为 m'_4 及转动惯量 J_2 上转化为 J'_2 ,此时动力学微分方程为

$$\begin{cases} J_A \ddot{\varphi}_A + k_A(\varphi_A - \varphi_1) + c_A(\dot{\varphi}_A - \dot{\varphi}_1) = M_A \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 + k_A(\varphi_1 - \varphi_A) + c_A(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_A) - F'_6 R + F_{11} R = M_1(\dot{\varphi}_1) \\ \frac{d(m'_5 \dot{x}_5)}{dt} = F_1 - F'_6 - F_{\mu 5} \\ m_1 \dot{x}_1 = F_2 - F_1 - F_{\mu 1} \\ m_2 \ddot{x}_2 = F_3 - F_2 - F_{\mu 2} \\ m_3 \ddot{x}_3 = F_4 - F_3 - F_Z - F_L - F_{\mu 3} \\ \frac{d(m'_4 \dot{x}_4)}{dt} = F'_5 - F_4 - F_{\mu 4} \\ J_B \ddot{\varphi}_B + k_B(\varphi_B - \varphi_2) + c_B(\dot{\varphi}_B - \dot{\varphi}_2) = M_B \\ J'_2 \ddot{\varphi}_2 + k_B(\varphi_2 - \varphi_B) + c_B(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_B) + F'_5 R - F_7 R = M_2(\dot{\varphi}_2) \\ m_6 \ddot{x}_6 = F_8 - F_7 - F_{\mu 6} \\ \vdots \\ m_9 \ddot{x}_9 = F_{11} - F_{10} - F_{\mu 9} \\ m_{10} \ddot{x}_{10} = F'_6 - F_{11} - k_{12} x_{10} \\ m_{11} \ddot{x}_{11} = F_7 - F'_5 - k_{13} x_{11} \end{cases}$$

$(l/2 < x_3 \leq l)$

(3)

其中: $k'_5 = \frac{EA}{l' + l - x_3}; k'_6 = \frac{EA}{l' + x_3 - l}; F'_6 = \text{sgn}(k'_6(x_5 - \varphi_1 R + x_{10}) + c'_6(\dot{x}_5 - v_1(\varphi_1, \dot{\varphi}_1) + \dot{x}_{10}) + F_r); F'_5 = \text{sgn}(k'_5(\varphi_2 R - x_4 - x_{11}) + c'_5(v_2(\varphi_2, \dot{\varphi}_2) - \dot{x}_4 - \dot{x}_{11})) + F_r); m'_4 = m_4 + q \frac{l - x_3}{2}; m'_5 = q x_3$;其余参数物理意义同式(2)。

当刨头运动范围在 $l < x_3 \leq 3l/2$,图(3)中质量单元 m_5 完全移动到驱动链轮 I 松边处,而刨头前端有质量单元 $F_n = K\delta^n \left[1 + \frac{3(1 - e_c^2)}{4\delta_0}\right]$,如图 5 所示,系统动力学方程为

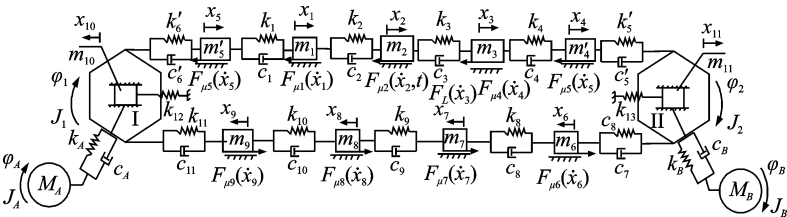
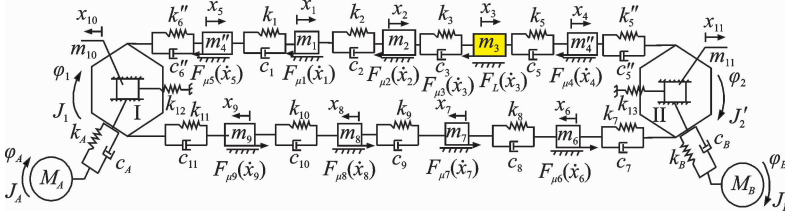


图 4 当 $l/2 < x_3 \leq l$ 时有限元动力学模型

Fig. 4 Finite element dynamic model when $l/2 < x_3 \leq l$

图5 当 $l \leq x_3 \leq 3l/2$ 时有限元动力学模型Fig. 5 Finite element dynamic model when $l \leq x_3 \leq 3l/2$

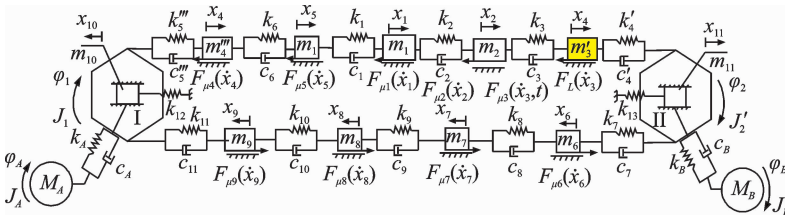
$$\begin{cases}
 J_A \ddot{\varphi}_A + k_A(\varphi_A - \varphi_1) + c_A(\dot{\varphi}_A - \dot{\varphi}_1) = M_A \\
 J_1 \ddot{\varphi}_1 + k_A(\varphi_1 - \varphi_A) + c_A(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_A) - F''_6 R + \\
 \quad F_{11} R = M_1(\dot{\varphi}_1) \\
 \frac{d(m''_5 \dot{x}_5)}{dt} = F_1 - F''_6 - F_{\mu 5} \\
 m_1 \dot{x}_1 = F_2 - F_1 - F_{\mu 1} \\
 m_2 \ddot{x}_2 = F_3 - F_2 - F_{\mu 2} \\
 m_3 \ddot{x}_3 = F_4 - F_3 - F_Z - F_L - F_{\mu 3} \\
 \frac{d(m''_4 \dot{x}_4)}{dt} = F''_5 - F_4 - F_{\mu 4} \\
 J_B \ddot{\varphi}_B + k_B(\varphi_B - \varphi_2) + c_B(\dot{\varphi}_B - \dot{\varphi}_2) = M_B \\
 J_2 \ddot{\varphi}_2 + k_B(\varphi_2 - \varphi_B) + c_B(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_B) + F''_5 R - \\
 \quad F_7 R = M_2(\dot{\varphi}_2) \\
 m_6 \ddot{x}_6 = F_8 - F_7 - F_{\mu 6} \\
 \vdots \\
 m_9 \ddot{x}_9 = F_{11} - F_{10} - F_{\mu 9} \\
 m_{10} \ddot{x}_{10} = F''_6 - F_{11} - k_{12} x_{10} \\
 m_{11} \ddot{x}_{11} = F_7 - F''_5 - k_{13} x_{11}
 \end{cases}
 \quad (l < x_3 \leq \frac{3l}{2}) \quad (4)$$

其中: $k''_5 = \frac{EA}{l' - x_3 - l}$; $k''_6 = \frac{EA}{l' + x_3 - l}$; $F''_6 = \text{sgn}(k''_6(x_5 - \varphi_1 R + x_{10}) + c''_6(\dot{x}_5 - v_1(\varphi_1, \dot{\varphi}_1) + \dot{x}_{10}) + F_r)$; $F''_5 = \text{sgn}(k''_5(\varphi_2 R - x_4 - x_{11}) + c''_5(v_2(\varphi_2, \dot{\varphi}_2) - \dot{x}_4 - \dot{x}_{11}) + F_r)$; $m''_5 = q x_3$, $m''_4 = q(2l - x_3)$, 其余参数物理意义同式(2)。

当刨头运动范围在 $\frac{3}{2}l < x_3 \leq 2l$ 时,系统动力学模型如图6所示,动力学方程为

$$\begin{cases}
 J_A \ddot{\varphi}_A + k_A(\varphi_A - \varphi_1) + c_A(\dot{\varphi}_A - \dot{\varphi}_1) = M_A \\
 J_1 \ddot{\varphi}_1 + k_A(\varphi_1 - \varphi_A) + c_A(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_A) - F''_5 R + \\
 \quad F_{11} R = M_1(\dot{\varphi}_1) \\
 \frac{d(m''_4 \dot{x}_4)}{dt} = F_6 - F''_5 - F_{\mu 4} \\
 m_5 \dot{x}_5 = F_1 - F_6 - F_{\mu 5} \\
 m_1 \dot{x}_1 = F_2 - F_1 - F_{\mu 1} \\
 m_2 \ddot{x}_2 = F_3 - F_2 - F_{\mu 2} \\
 \frac{d(m'_3 \dot{x}_3)}{dt} = F'_4 - F_3 - F_Z - F_L - F_{\mu 3} \\
 J_B \ddot{\varphi}_B + k_B(\varphi_B - \varphi_2) + c_B(\dot{\varphi}_B - \dot{\varphi}_2) = M_B \\
 J'_2 \ddot{\varphi}_2 + k_B(\varphi_2 - \varphi_B) + c_B(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_B) + F'_4 R - \\
 \quad F_7 R = M_2(\dot{\varphi}_2) \\
 m_6 \ddot{x}_6 = F_8 - F_7 - F_{\mu 6} \\
 \vdots \\
 m_9 \ddot{x}_9 = F_{11} - F_{10} - F_{\mu 9} \\
 m_{10} \ddot{x}_{10} = F''_5 - F_{11} - k_{12} x_{10} \\
 m_{11} \ddot{x}_{11} = F_7 - F'_4 - k_{13} x_{11}
 \end{cases}
 \quad (\frac{3l}{2} < x_3 \leq 2l) \quad (5)$$

其中: $k''_5 = \frac{EA}{l' + 2l - x_3}$; $k'_4 = \frac{EA}{l' + x_3 - 2l}$; $F'_4 = \text{sgn}(k'_4(\varphi_2 R - x_3 - x_{11}) + c'_4(v_2(\varphi_2, \dot{\varphi}_2) - \dot{x}_3 - \dot{x}_{11}) + F_r)$; $F''_5 = \text{sgn}(k''_5(x_4 - \varphi_1 R + x_{10}) + c''_5(\dot{x}_4 - v_1(\varphi_1, \dot{\varphi}_1) + \dot{x}_{10}) + F_r)$; $J'_2 = J_2 + (q \frac{2l - x_3}{2}) R^2$; $m'_3 = m_3 + \frac{q(2l - x_3)}{2}$; $m''_4 = q(x_3 - l)$, 其余参数物理意义同式(2)。

图6 当 $3l/2 \leq x_3 \leq 2l$ 时有限元动力学模型Fig. 6 Finite element dynamic model when $3l/2 \leq x_3 \leq 2l$

2.2 刨头与滑架体接触碰撞模型

由文献[13]可知,刨头与滑架体之间存在间隙碰撞,从而产生切向接触摩擦力,文中采用改进的 Coulomb 摩擦力模型^[14],该模型考虑了动态摩擦因数,其模型表示为

$$F_p = -\mu F_n \operatorname{sgn}(\dot{x}_x) \quad (6)$$

其中: $\dot{x}_x$ 运动质量块的瞬时速度。

μ 为动摩擦因数,表示为

$$\mu = \begin{cases} \mu_d & (|V| > V_d) \\ \mu_s \sin\left(\frac{\pi}{2} \frac{|V|}{V_s}\right) & (|V| < V_s) \\ \frac{\mu_s + \mu_d}{2} + \frac{1}{2} \left[(\mu_s - \mu_d) \cos\left(\pi \frac{|V| - V_s}{V_d - V_s}\right) \right] & (V_s \leq |V| \leq V_d) \end{cases} \quad (7)$$

其中: μ_d 为动摩擦因数; μ_s 为静摩擦因数; V_s 为黏滞转化速度; V_d 为动静摩擦转化速度; V 为相对切向速度。

F_n 为刨头与滑架体法向接触碰撞力,通过文献[13]的判断准则进行计算,法向接触碰撞力表示为

$$F_n = K\delta^n + C\dot{\delta} \quad (8)$$

其中: δ 为碰撞变形量; K 为刚度系数。

K 表示为

$$K = \frac{4}{3\pi(\sigma_i + \sigma_j)} \left[\frac{R_i R_j}{R_i - R_j} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

其中: R_i, R_j 为刨头与滑架体接触半径; σ_i, σ_j 为刨头、滑架体的材料参数。

σ_i, σ_j 表示为

$$\begin{cases} \sigma_i = \frac{1 - \nu_i^2}{\pi E_i} \\ \sigma_j = \frac{1 - \nu_j^2}{\pi E_j} \end{cases} \quad (10)$$

其中: E_i, E_j 为刨头与滑架体的弹性模量; ν_i, ν_j 为刨头与滑架体的泊松比。

式(8)中 C 为阻尼系数,表示为

$$C = \mu' \dot{\delta}^n \quad (11)$$

其中: μ' 为阻尼因子。

μ' 表示为

$$\mu' = \frac{3K(1 - e_c^2)}{4\dot{\delta}_0} \quad (12)$$

其中: e_c 为恢复系数; $\dot{\delta}_0$ 为初始碰撞速度。

将式(12)代入式(11),可得

$$C = \frac{3K(1 - e_c^2)\dot{\delta}^n}{4\dot{\delta}_0} \quad (13)$$

即式(8)接触碰撞力模型表示为

$$F_n = K\delta^n \left[1 + \frac{3(1 - e_c^2)}{4\dot{\delta}_0} \right] \quad (14)$$

3 刨刀载荷获取

为研究刨煤机的动态特性,首先确定刨煤机刨刀载荷。张家口“煤矿采掘机械装备研发(实验)中心”。根据刨煤机截割煤岩理论,以相似理论为基础,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^[15],刨煤机系统为用于煤矿井下截割煤岩的实际结构,型号选用 BH38/2×400 型作为研究载体,刮板机型号为 SGZ1000/1050,整体布局如图 7(a)所示,煤壁坚固性系数为 f_3 ,模拟煤壁全长为 70 m,宽度为 2 m,高度为 1.5 m。在原创刀基础上,在刀体上加工方孔,用于安装应变片,并采用带有钩形结构的 U 形壳体作为保护罩。刨刀测试应变片安装布置及实体图如图 7(b),(c)所示。图 7(b)中 Y 为刨刀截割煤壁时的进刀阻力, X 为刨刀截割煤壁时的侧向阻力, Z 为刨刀截割煤壁时的刨削阻力,应变片 2,4 测试刨削阻力,应变片 3 测试挤压力,应变片 1 测试侧向阻力。测试刨刀在刨头的局部安装位置如图 7(d)所示。采用拉力环传感器进行刨链张力测试,采用半桥贴片法,贴片示意图如图 8(b)所示,应变片 BX120-1BB 组成的桥路测拉力环受力大小,拉力环的安装位置如图 8(a)所示。通过 DH5905Z 无线采集模块进行实时数据采集,数据通过无线网络传送到计算机进行存储,并通过 DHDAS 动态信号分析系统进行数据分析。

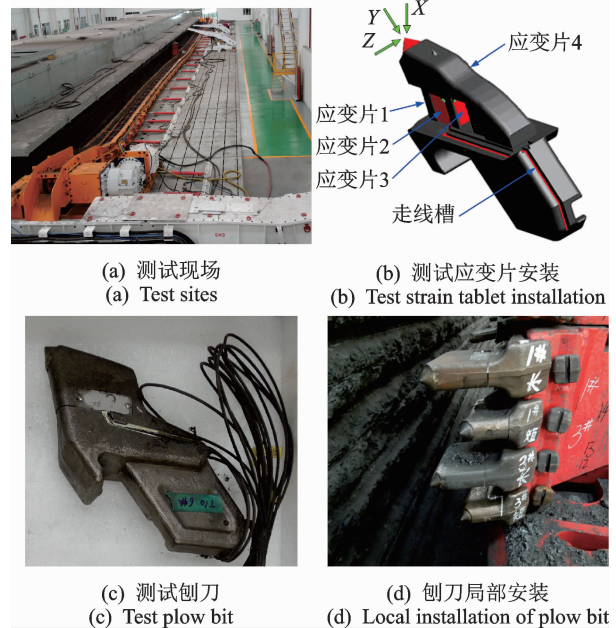


图 7 实验测试

Fig. 7 Experimental test

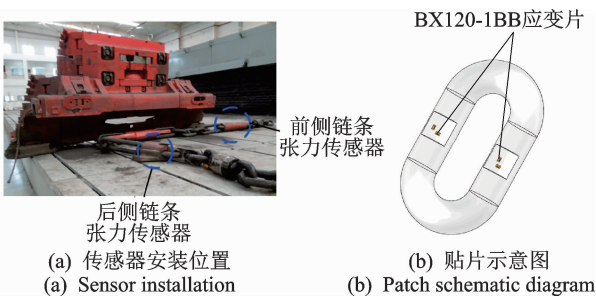


图 8 刨链测试系统

Fig. 8 Test system of plow chain

本实验对刨头上多把刨刀进行同步实验测试,刨速设定为 1 m/s,刨深为 10,15 和 20 mm,文中仅列出单把刨刀的测试结果,截取稳定刨削时的测试结果,时间为 30 s,如图 9 所示,图 9(a)~(c)分别为不同刨深对应的刨削阻力曲线。

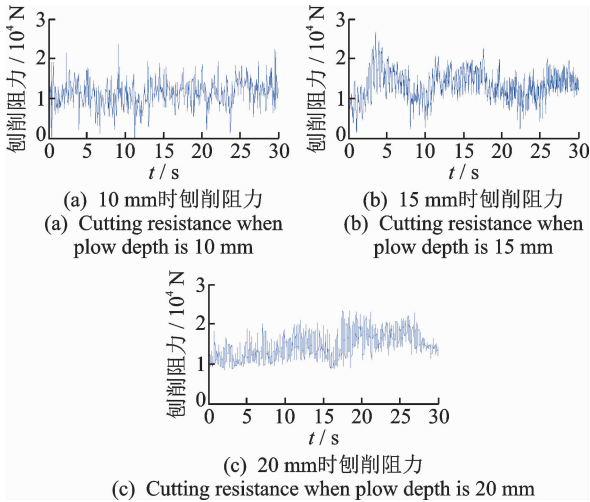


图 9 不同刨深条件下刨削阻力实验曲线

Fig. 9 Experimental curve of cutting resistance under different plow depth

4 数值求解及实验验证

以 BH38/2×400 型刨煤机作为分析对象,系统参数如下:刨头质量为 3.8×10^3 kg,刨链规格为 $\phi 38 \times 137$,刨刀与煤壁的摩擦因数为 $\mu_x = 0.3$,刨头与滑道的摩擦因数 $\mu_b = 0.2$,刨链与链道之间的摩擦因数 $\mu_{1,\dots,n} = 0.25$,工作面长度为 70 m,驱动链轮齿数为 6,链轮节圆半径为 $R = 0.522$ m,单位长度刨链的质量为 $q = 29$ kg/m,刨链截面积 $A = 2.267 \times 10^{-3}$ m²;材料参数: $E_i = 202$ GPa, $E_j = 206$ GPa, $\nu_i = 0.3$, $\nu_j = 0.28$, $e_c = 0.9$ 。基于 ANSYS 有限元软件建立链环与链环接触模型,链条材料为 23MnNiCrMo,通过分析得到链条位移云图如图 10

所示。通过继续施加多组载荷,得到链条载荷-位移曲线如图 11 所示。刨链刚度系数选取线性段进行计算: $k = F/\Delta l = 259$ MN/m,由文献[16-17]刚度与阻尼的经验公式可得刨链阻尼系数 $c = (0.03 \sim 0.05) k$,则 $c = 1.04 \times 10^7$ N·(m/s)⁻¹。

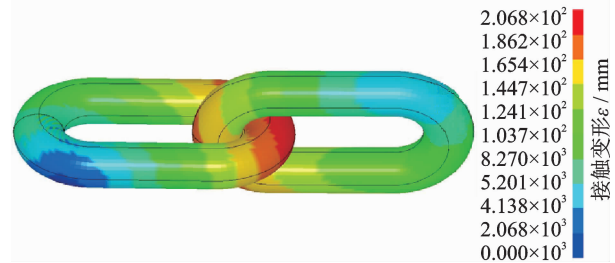


图 10 刨链位移云图

Fig. 10 Displacement cloud of plow chain

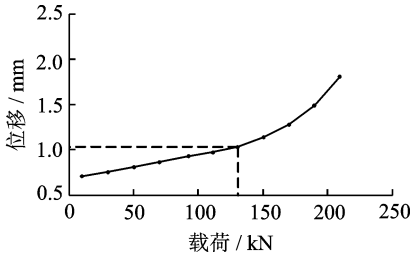


图 11 刨链的载荷-位移曲线

Fig. 11 Load-displacement curve of plow chain

将以上得到的刨刀载荷作为外激励施加到刨头上,设定刨头从工作面 35 m 处进行稳定截割,采用变步长龙哥库塔法求解。通过求解得到不同刨深下刨煤机刨链张力振动曲线,如图 12~14 所示。其中:图 12(a)~图 14(a)分别为不同刨深时刨链前端张力;图 12(b)~图 14(b)分别为不同刨深时刨链后端张力。通过分析可知,在 35 s 时刻,即刨头运行到 70 m 处,刨链张力的计算结果未出现计算发散,且刨头前后端刨链张力随着刨深增加,刨链张力值增加,振幅波动更加剧烈,这与文献[8]的研究结果规律一致。

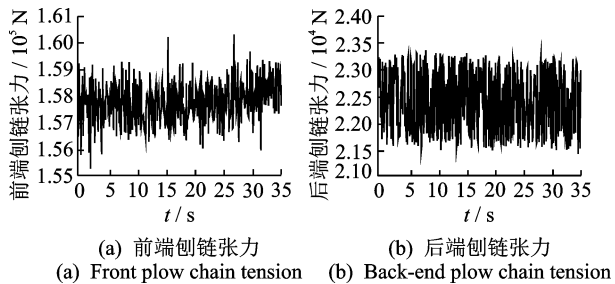


图 12 刨深 10 mm 时刨链前后端张力

Fig. 12 Front and rear plow chain tension when plow depth is 10 mm

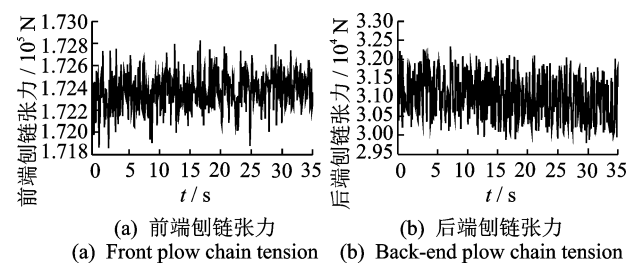


图 13 刨深 15 mm 时刨链前后端张力

Fig. 13 Front and rear plow chain tension when plow depth is 15 mm

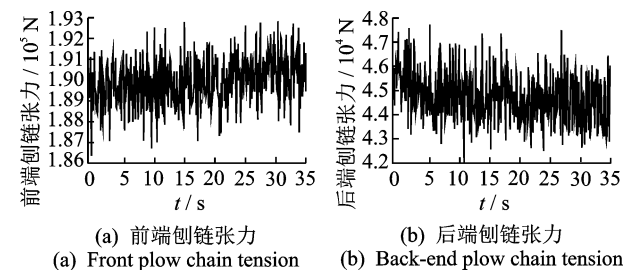


图 14 刨深 20 mm 时刨链前后端张力

Fig. 14 Front and rear plow chain tension when plow depth is 20 mm

将未改进前有限元动力学模型、文中非线性时变动力学模型对应的刨头在不同位置时刨头前后端刨链张力均值与实验测试结果进行了对比分析,选取刨头稳定刨削区间段 40~58 m 进行研究,间隔 2 m 计算一组刨头前端、后端的刨链张力均值,如图 15(a,b)~图 17(a,b)所示。其中:图 15(a)~图 17(a)分别为不同刨深时刨链前端张力对比图;图 15(b)~图 17(b)分别为不同刨深时刨链后端张力对比图。通过对比可知,两种动力学模型的计算结果与实验测试结果规律一致,时变动力学模型的计算值相比未改进前有限元动力学模型的计算值更接近实验值,但仍与实验测试值存在误差,且都在 10% 以内。引起误差的主要原因有:a. 计算过程中存在截断误差;b. 在求解计算的过程中,刨链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

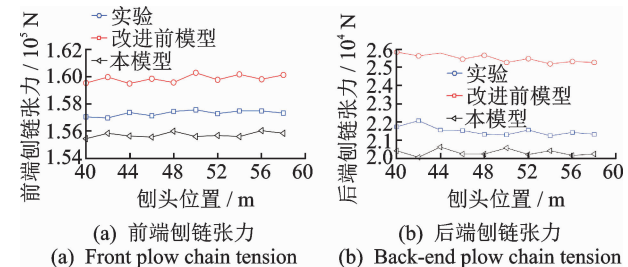


图 15 刨深 10 mm 时刨链张力值对比

Fig. 15 Tension comparison of plow chain when plow depth is 10 mm

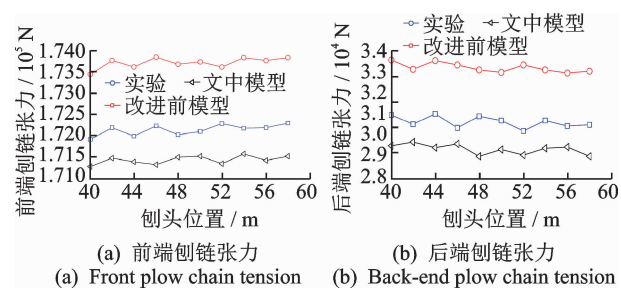


图 16 刨深 15 mm 时刨链张力值对比

Fig. 16 Tension comparison of plow chain when plow depth is 15 mm

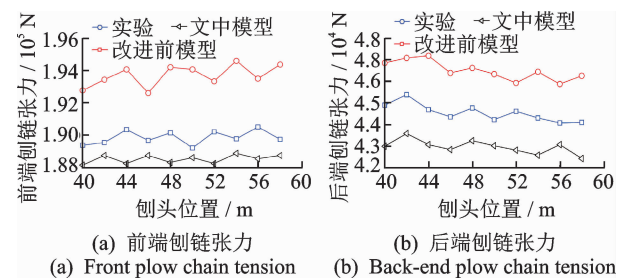


图 17 刨深 20 mm 时刨链张力值对比

Fig. 17 Tension comparison of plow chain when plow depth is 20 mm

在着一定的偏差。

5 结束语

以 BH38/2×400 型刨煤机作为研究对象,基于质量替换法,建立了刨煤机系统时变动力学模型。采用数值分析方法对其在不同刨深条件下的动力学特性进行了求解,得出刨头运行到工作面尾端,刨链张力计算值未出现发散问题,且刨头前后端刨链张力随着刨深增加,刨链张力值增加,振幅波动更加剧烈。将计算结果与改进前动力学模型计算结果及实验测试结果进行了对比,结果规律一致,验证了本方法的有效性及其可行性。

参 考 文 献

[1] 李国平,张建军,汪爱明. 刨煤机工作面成套装备控制系统的研制[J]. 煤矿机电,2015(1):104-109.
Li Guoping, Zhang Jianjun, Wang Aiming. Development of control system of equipment sets for plough work face[J]. Colliery Mechanical & Electrical Technology, 2015(1):104-109. (in Chinese)

[2] 吕金龙,张守祥. 中国薄煤层自动化刨煤机开采现状与展望[J]. 中国新技术新产品,2014(10):121-122.
Lǚ Jinlong, Zhang Shouxian. Current situation and

- prospect of mining automation planning coal machine in China [J]. China New Technologies and Products, 2014(10):121-122. (in Chinese)
- [3] Tu Hongsheng, Tu Shihao, Yuan Yong, et al. Present situation of fully mechanized mining technology for steeply inclined coal seams in China[J]. Arabian Journal of Geosciences, 2015, 8(7): 4485-4494.
- [4] Vlastimil H, Josef C, Petr U. Experience in the mining of coal seams using plough systems in the Czech Republic [J]. Journal of Mines, Metals and Fuels, 2013, 4(61): 77-81.
- [5] Ahrens K. Untersuchung des zeitverhaltens von kohlenhobeianlagen mit hilfe eines mathematischen modells[J]. Gluckauf-Forschungshefte, 1971, 32(8): 171-179.
- [6] 刘芮葭. 刨煤机纵向振动特性分析[J]. 辽宁工程技术大学学报, 2017, 36(1): 65-69.
Liu Ruijia. Longitudinal vibration characteristics analysis of plough[J]. Journal of Liaoning Technical University, 2017, 36(1): 65-69. (in Chinese)
- [7] 李晓豁, 刘霞, 焦丽, 等. 不同工况下滑行式刨煤机的动态仿真研究[J]. 煤炭学报, 2010, 35(7): 1202-1206.
Li Xiaohuo, Liu Xia, Jiao Li, et al. Dynamic simulation of sliding coal plow under different working conditions [J]. Journal of China Coal Society, 2010, 35(7): 1202-1206. (in Chinese)
- [8] 康晓敏, 李贵轩. 单自由度刨煤机动力学模型的建立与仿真研究[J]. 振动与冲击, 2009, 28(2): 191-195.
Kang Xiaomin, Li Guixuan. Single-degree of freedom dynamic model for a coal plough and its simulation[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(2): 191-195. (in Chinese)
- [9] 康晓敏, 李贵轩. 多自由度刨煤机动力学模型的建立与仿真[J]. 振动与冲击, 2010, 29(7): 139-144.
Kang Xiaomin, Li Guixuan. Multi-DOF dynamic model for a coal plough with its simulation[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(7): 139-144. (in Chinese)
- [10] 张东升, 赵西贝, 于海洋. 刨煤机多体动力学建模与仿真分析[J]. 煤炭科学与技术, 2016, 44(12): 124-129.
Zhang Dongsheng, Zhao Xibei, Yu Haiyang. Analysis on multibody dynamics modeling and simulation of coal plough[J]. Coal Science and Technology, 2016, 44(12): 124-129. (in Chinese)
- [11] 毛君, 谢春雪, 孙九猛, 等. 故障载荷下刮板输送机动力学特性研究[J]. 机械强度, 2016, 38(6): 1150-1160.
Mao Jun, Xie Chunxue, Sun Jiumeng, et al. Dynamic characteristic research on the mine scraper conveyor under failure load[J]. Journal of Mechanical Strength, 2016, 38(6): 1150-1160. (in Chinese)
- [12] 何柏岩, 孙阳辉, 聂锐, 等. 矿用刮板输送机圆环链传动系统动力学行为研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(17): 50-56.
He Baiyan, Sun Yanghui, Nie Rui, et al. Dynamic behavior analysis on the ring chain transmission system of an armoured face conveyor[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(17): 50-56. (in Chinese)
- [13] 陈洪月, 张瑜, 宋秋爽, 等. 含侧向间隙刨煤机刨头接触碰撞动态特性研究[J]. 机械设计, 2016, 33(11): 44-48.
Chen Hongyue, Zhang Yu, Song Qiushuang, et al. Dynamic characteristics study of contact-impact of plough plow body with lateral clearance[J]. Journal of Machine Design, 2016, 33(11): 44-48. (in Chinese)
- [14] 白争锋, 赵阳, 赵志刚. 考虑运动副间隙的机构动态特性研究[J]. 振动与冲击, 2011, 30(11): 17-20.
Bai Zhengfeng, Zhao Yang, Zhao Zhigang. Dynamic characteristics of mechanisms with joint clearance[J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(11): 17-20. (in Chinese)
- [15] 张建军, 郑杨, 崔正龙. 煤为骨料的模拟煤壁材料配比及结构研究[J]. 煤炭技术, 2016, 35(1): 288-289.
Zhang Jianjun, Zheng Yang, Cui Zhenglong. Research and design on proportion and structure layer of simulation call wall aggregate with coal [J]. Coal Technology, 2016, 35(1): 288-289. (in Chinese)
- [16] 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.
- [17] 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:张瑜,男,1987年11月生,博士、讲师。主要研究方向为机械系统动态建模与结构优化。曾发表《间隙条件下刨煤机刨头接触碰撞动态特性研究》(《振动与冲击》2015年第34卷第19期)等论文。

E-mail: z13464238735@sina.com

