

УДК 621.926.32

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ ОДНОВАЛКОВОЙ ДРОБИЛКИ

Кондрахин В.П. канд.техн.наук, доц., Тарасенко В.А. инж., асс.,
Донецкий государственный технический университет

Представлена математическая модель динамики одновалковой дробилки, которая может быть использована для оптимального проектирования дробилок данного типа.

The mathematical model of dynamics single roll crusher is submitted which can be used for optimum designing crusher of the given type.

Использование горной породы для закладки выработанного пространства является одним из важных факторов улучшения экологической обстановки в горнодобывающем регионе. Одним из основных элементов используемого при этом механизированного закладочного комплекса является дробильная установка. В качестве дробильной установки в современном закладочном комплексе может быть использована одновалковая гирационная дробилка типа ДВ, разработанная институтом Донгипроуглемаш совместно с ДонГТУ.

Для оптимизации параметров и режимов работы таких дробилок целесообразно использовать вычислительные эксперименты с применением ЭВМ. Для их проведения разработана комплексная имитационная алгоритмическая математическая модель [1], составной частью которой является математическая модель динамики дробилки.

Расчетная динамическая схема одновалковой дробилки представлена на рисунке.

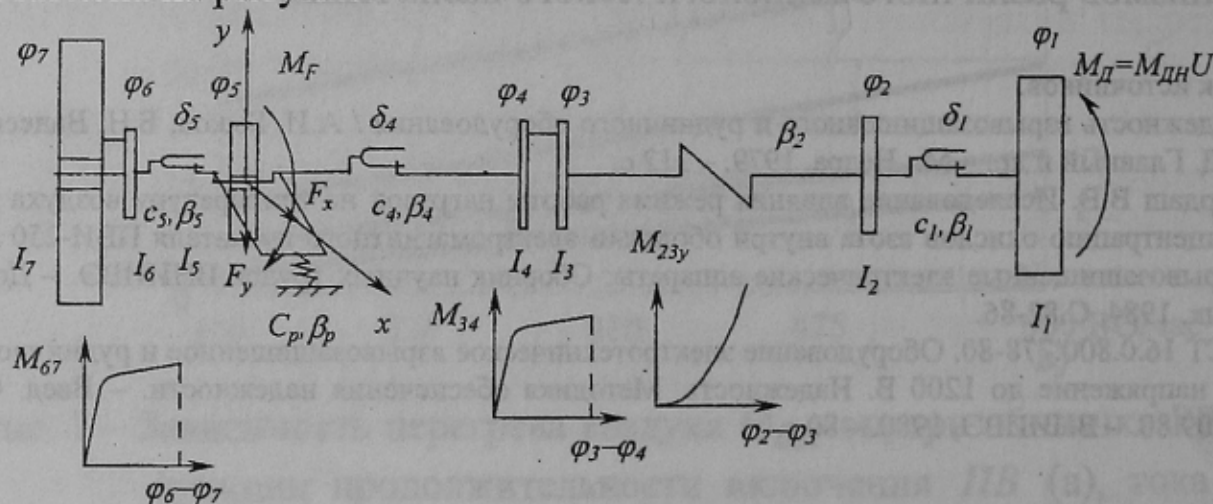


Рисунок - Расчетная динамическая схема одновалковой дробилки

При ее разработке были сделаны следующие допущения:

- исследуемая система рассматривалась в виде системы с сосредоточенными дискретными массами;
- упругие и диссипативные свойства привода приняты линейными и характеризуются коэффициентами жесткости c_1, c_4, c_5 и коэффициентами сопротивления $\beta_1, \beta_2, \beta_4, \beta_5$ (исключение составляют участки 2–3, 3–4 и 6–7 с расположенными на них упругой пальцевой муфтой и предохранительными устройствами);
- изгибные деформации вала и валка дробилки, радиальные деформации их опор – подшипниковых узлов – приняты в виде линейных функций результирующего вектора радиальной нагрузки, действующей на исполнительный орган дробилки, и характеризуются коэффициентами жесткости C_p и сопротивления β_p при перемещении центра масс валка с противовесами в радиальном направлении;
- результирующий вектор радиальной нагрузки формируется как сумма векторов усилий дробления каждого нагружаемого куска породы в элементарных камерах дробилки [2]; вектор силы дробления в каждой элементарной камере направлен вдоль средней линии камеры к оси вала валка дробилки;
- между крутильными и поперечными колебаниями исполнительного органа дробилки отсутствует динамическая связь.

На рисунке символами $I_1 - I_7$ обозначены моменты инерции следующих элементов: I_1 – ротора электродвигателя с присоединенными массами редуктора, I_2, I_3 – соответственно, ведущей и ведомой полумуфт нелинейной упругой пальцевой муфты, I_4 – ведомой полумуфты предохранительного устройства со срезным элементом, I_5 – рабочего валка дробилки с присоединенными массами выходного вала редуктора, валка и зубчатой муфты, I_6 – ведущей полумуфты второго предохранительного устройства, I_7 – маховика, расположенного на валу исполнительного органа. Все параметры расчетной схемы приведены к валу исполнительного органа.

На основании расчетной схемы составлена система нелинейных дифференциальных уравнений движения. В качестве обобщенных координат приняты углы поворота $\varphi_1 \dots \varphi_7$, соответствующие массам с моментами инерции $I_1 \dots I_7$, а также электромагнитный момент двигателя $M_{дн}$ и координаты перемещения x и y центра масс валка дробилки с противовесами в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Для описания динамики асинхронного электродвигателя как обобщенные координаты используются потокосцепления статора и ротора

$\Psi_{x\alpha}, \Psi_{y\alpha}, \Psi_{z\alpha}, \Psi_{x\beta}, \Psi_{y\beta}, \Psi_{z\beta}$ [3]. Динамика дробилки описывается системой дифференциальных уравнений (1).

$$\left\{ \begin{array}{l} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + M_1 = M_{ДН} U; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - \beta_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - M_1 + \beta_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + M_{23y} = 0; \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 - \beta_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - M_{23y} + M_{34} = 0; \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 - M_{34} + \beta_4(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) + M_2 = 0; \\ I_5 \ddot{\varphi}_5 - \beta_4(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) - M_2 + \beta_5(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) + M_3 = M_F; \\ I_6 \ddot{\varphi}_6 - \beta_5(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) - M_3 + M_{67} = 0; \\ I_7 \ddot{\varphi}_7 - M_{67} = 0; \\ m \ddot{x} + \beta_p \dot{x} + C_p x = F_x; \\ m \ddot{y} + \beta_p \dot{y} + C_p y = F_y; \\ M_{ДН} = F \left[\Psi_{x\alpha}, \Psi_{y\alpha}, \Psi_{z\alpha}, \Psi_{x\beta}, \Psi_{y\beta}, \Psi_{z\beta}, \dot{\varphi}_1 \right]; \\ \dot{\Psi}_{x\alpha} = F_1 \left[\Psi_{x\alpha}, \Psi_{y\alpha}, \Psi_{z\alpha} \right]; \quad \dot{\Psi}_{y\alpha} = F_2 \left[\Psi_{x\alpha}, \Psi_{y\alpha}, \Psi_{z\alpha}, \Psi_{y\beta}, \dot{\varphi}_1 \right]; \\ \dot{\Psi}_{z\alpha} = F_3 \left[\Psi_{x\alpha}, \Psi_{y\alpha}, \Psi_{z\alpha}, \Psi_{z\beta}, \dot{\varphi}_1 \right]; \quad \dot{\Psi}_{x\beta} = F_4 \left[\Psi_{x\beta}, \Psi_{y\beta}, \Psi_{z\beta} \right]; \\ \dot{\Psi}_{y\beta} = F_5 \left[\Psi_{x\beta}, \Psi_{y\beta}, \Psi_{z\beta}, \Psi_{y\alpha}, \dot{\varphi}_1 \right]; \\ \dot{\Psi}_{z\beta} = F_6 \left[\Psi_{x\beta}, \Psi_{y\beta}, \Psi_{z\beta}, \Psi_{z\alpha}, \dot{\varphi}_1 \right]. \end{array} \right. \quad (1)$$

Первые семь уравнений системы (1) описывают движение инерционных масс привода одновалковой дробилки, следующие два – колебания центра масс валка с валом и противовесами, а остальные описывают динамику асинхронного электродвигателя.

В системе (1) U – передаточное отношение редуктора дробилки; M_1 , M_2 и M_3 – упругие моменты на участках расчетной схемы, соответственно, 1–2, 4–5, 5–6. Например, M_1 определяется по следующей зависимости:

$$M_1 = \begin{cases} c_1(\varphi_1 - \varphi_2), & (\varphi_1 - \varphi_2) > 0; \\ 0, & -\delta_1 \leq (\varphi_1 - \varphi_2) \leq 0; \\ c_1(\varphi_1 - \varphi_2 + \delta_1), & (\varphi_1 - \varphi_2) < -\delta_1. \end{cases}$$

где δ_1 , δ_2 , δ_3 – зазоры, соответственно, в редукторе дробилки, зубчатой муфте выходного вала редуктора, между исполнительным органом дробилки и маховиком.

Упругий момент M_{23y} , передаваемый нелинейной пальцевой муфтой, определяется:

$$M_{23y} = P_2 \left(\frac{P_1}{P_1 - (\varphi_2 - \varphi_3)} - 1 \right),$$

где P_1 , P_2 – параметры упругой муфты [1].

Моменты M_{34} и M_{67} , передаваемые пальцевыми предохранительными устройствами, определяются следующим образом. Например, для M_{34} :

$$M_{34} = R_{34} \tau_{34} \pi d_{34}^2 / 4;$$

где R_{34} – расстояние между осями вала и срезного элемента предохранительного устройства;

d_{34} – диаметр срезного элемента;

τ_{34} – мгновенные значения касательных напряжений в срезном элементе в плоскости среза.

Поскольку касательные напряжения τ_{34} являются функцией относительного сдвига γ_{34} , вид которой аналогичен диаграмме нормальных напряжений [4], для расчетов на основании данных [5] принимаем:

$$\tau_{34} = \xi_{34} K_{d3} \tau_{o34};$$

$$\xi_{34} = a + b \cdot e_{c34};$$

где a , b – коэффициенты полигональной аппроксимации;

$$a = \frac{\tau_{ai} e_{i+1} - e_i \tau_{ai+1}}{e_{i+1} - e_i}; \quad b = \frac{\tau_{ai+1} - \tau_{ai}}{e_{i+1} - e_i};$$

где $i = 1 \dots n$ – порядковый номер точек полигональной аппроксимации характеристики $\tau_{34} = f(\gamma_{34})$ с координатами τ_{ai} , e_i [5];

e_{c34} – отношение мгновенного относительного сдвига γ_{34} к относительному сдвигу $\gamma_{\tau34}$ для статического предела прочности τ_{o34} срезного пальца:

$$e_{c34} = \frac{\gamma_{34}}{\gamma_{\tau34}};$$

$$\gamma_{34} = \frac{R_{34}(\varphi_3 - \varphi_4)}{\Delta l_{34}}; \quad \gamma_{\tau34} = \frac{2\tau_{o34}(1 + \mu)}{E};$$

где Δl_{34} – расстояние между плоскостями среза пальцевой муфты;

E , μ – соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона стали;

K_{d3} – коэффициент превышения динамического предела текучести над статическим [4].

В уравнениях, описывающих колебания центра масс исполнительного органа:

m – масса валка с противовесами;

F_x , F_y – горизонтальная и вертикальная составляющие силы, действующей на валок при дроблении породы.

Момент сопротивления на валке M_F и силы F_x и F_y определяются по выходным данным имитационной математической модели процесса дробления породы в одновалковой гирационной дробилке [2].

$$F_x = - \sum_{k=1}^{N_k} \sum_{l=1}^{N_l} F_{kl} \cos \theta_{N_k};$$

$$F_y = \sum_{k=1}^{N_k} \sum_{l=1}^{N_l} F_{kl} \sin \theta_{N_k};$$

где F_{kl} – мгновенное усилие, образующееся при нагружении каждого l -го куска породы в k -й элементарной камере дробилки;

θ_{N_k} – центральный угол между средней линией камеры и осью начала отсчета.

При выполнении условий: $P_{ckl} N_{kopl} \setminus C_{nl} < \Delta h_l$ и $2\pi i_{\Gamma} + \theta_{N_k} - \pi - 0,5\alpha_k \leq \varphi_5 \leq 2\pi i_{\Gamma} + \theta_{N_k} + 0,5\alpha_k$ мгновенное усилие определяется по выражению:

$$F_{kl} = \frac{C_{nl} \Delta h_l}{N_{кор l}}$$

где $P_{ск l}$ – усилие хрупкого разрушения куска породы;
 C_{nl} – коэффициент псевдожесткости куска породы;
 Δh_l – упругопластическая деформация нагружаемых кусков породы от начального момента нагружения до текущего;
 $i_{Г}$ – номер оборота вала дробилки;
 α_k – центральный угол k -й элементарной камеры дробилки [2];
 $N_{кор l}$ – количество кусков, поместившихся вдоль средней линии камеры в направлении сжатия.

В противном случае $F_{kl} = 0$.

$$M_F = \sum_{k=1}^{N_k} \sum_{l=1}^{N_l} F_{kl} \sin \theta_{N_k} \cdot a_x - \sum_{k=1}^{N_k} \sum_{l=1}^{N_l} F_{kl} \cos \theta_{N_k} \cdot a_y$$

где $a_x = e \cdot \cos \varphi_5$;

$a_y = e \cdot \sin \varphi_5$;

e – эксцентриситет вала.

Приведенная математическая модель динамики дробилки отличается учетом нелинейных связей, обусловленных наличием упругой пальцевой муфты, срезных предохранительных устройств, динамической характеристикой электродвигателя, раскрытием зазоров в трансмиссии, и может быть использована для оптимального проектирования дробилок рассматриваемого типа.

Список источников

1. Основы нелинейной динамики и выбор параметров высокопроизводительных валковых дробилок: Отчет / ДонГТУ. – Рук. Кондрахин В.П.: № ГР UA01001402P – Донецк, 1997. – 486 с.
2. Кондрахин В.П., Тарасенко В.А. Имитационная модель процесса дробления породы в одновалковой гирационной дробилке. // Известия Донецкого горного института. – Донецк, ДГИ, 1998. № 2 (8).
3. Сивокобыленко В.Ф., Павлюков В.А. Параметры и схемы замещения асинхронных электродвигателей с вытеснением тока в роторе // Электрические станции, - 1976. № 2. С. 51-54.
4. Кондрахин В.П., Тарасенко В.А. Математическая модель формирования максимальных нагрузок в приводе одновалковой дробилки с предохранительным устройством. // Известия Донецкого горного института. ДГИ. – Донецк: ДГИ, 1997. № 3 (7). С. 58–61.
5. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчет деталей на прочность. Руководство и справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.