

УЧЕТ СВОЙСТВ ПРИВОДНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В МОДЕЛИ ВИБРАЦИОННОЙ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ С ЖЕСТКИМ И НЕЖЕСТКИМ КРЕПЛЕНИЕМ ОСЕЙ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЕЙ

Работа посвящена компьютерному моделированию вибрационной щековой дробилки с жестким и нежестким креплением торсиона с учетом свойств приводных двигателей. Представлены результаты компьютерных экспериментов, отражающие особенности работы дробилки, в различных частотных областях.

The paper presents a computer model of an electro – mechanical system of the vibration jaw crusher. Taking into account an impact of electrical drive characteristic on the crusher operation modes which correlate with reported experimental data. The results of computer experiments have revealed frequency of the vibration jaw crusher mode.

Новый тип дробилки, разработанной в ОАО «Механобр-Техника», относится к классу машин с вращательными (маятниковыми) колебаниями щек. В основу работы вибрационной щековой дробилки (ВЩД) положено явление самосинхронизации двух дебалансных вибраторов. К достоинствам вибрационной щековой дробилки следует отнести динамическую уравновешенность системы и способность дробилки пропускать недробимые тела через камеру дробления. Использование в дробилке динамически уравновешенной системы позволяет создавать облегченные конструкции, не имеющие тяжелого корпуса, который является основным элементом конструкции обычных щековых дробилок. Конструктивно ВЩД можно разделить на два типа, отличающихся жестким и нежестким креплением осей вибровозбудителей. Жесткое крепление осей вибровозбудителей применяют в дробилках крупного типоразмера, нежесткое крепление – в дробилках малого типоразмера. Схема дробилки с нежестким креплением показана на рис.1, на котором приняты обозначения 1 – щеки; 2 – дебалансы; 3 – загрузочное отверстие; 4 – торсионы; 5, 6 – пружины.

Опыт эксплуатации ВЩД различных типоразмеров показал, что изменение техно-

логической нагрузки или неточность изготовления отдельных узлов механизма могут привести к отклонениям от номинального режима вследствие нарушения синхронизации дебалансных вибраторов. Восстановление режима устойчивой синхронизации за счет изменения конструктивных параметров не всегда возможно.

В связи с этим возникает необходимость применения дополнительных средств стабилизации режима. С учетом достижений в области силовых преобразователей, измерительной и микропроцессорной техники, в качестве эффективного

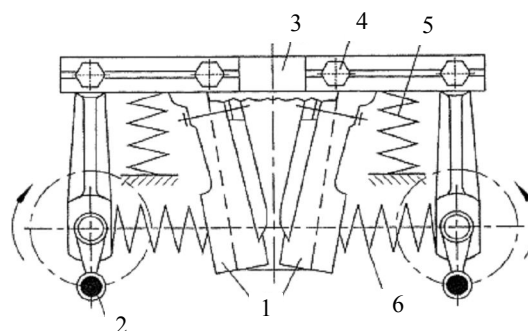


Рис.1. Вибрационная щековая дробилка с нежестким креплением осей вибровозбудителей

средства обеспечения требуемого режима ВЩД можно рассматривать частотно-регулируемый электропривод.

Структура электропривода и алгоритмы управления определяются свойствами приводного механизма и требованиями к качеству регулирования, энергетическими и экономическими показателями системы и рядом других факторов. Обоснование структуры и алгоритмов управления электроприводом ВЩД требует выявления основных возмущающих факторов, оценки влияния свойств двигателей на процессы в системе. Трудности создания модели вибрационной щековой дробилки обусловлены нелинейностью системы с большим числом степеней свободы, взаимным влиянием электропривода и приводного механизма, известным как эффект Зоммерфельда.

Большинство публикаций посвящены, в основном, анализу устойчивости и стабильности стационарных режимов работы ВЩД. При этом характеристики электропривода не учитываются. Построение модели электромеханической системы предполагает математическое описание механической и электрической подсистем и соответствующую компьютерную реализацию модели с учетом свойств дробимого материала. На первом этапе построения модели рассмотрена динамика безударного режима ВЩД с жестким и нежестким креплением оси вибровозбудителя, которая описывается системой уравнений [1]:

$$\begin{aligned} M\ddot{\alpha} + l \cos(\alpha)(\mu_1\ddot{\phi}_1 + \mu_2\ddot{\phi}_2) = \\ = m_{a1}\ddot{a}_{a1}\dot{\theta}_1^2 \cos(\theta_1) - m_{a2}\ddot{a}_{a2}\dot{\theta}_1^2 \cos(\theta_2); \\ M\ddot{\alpha} + C_y\ddot{\alpha} + z_{o.c.}y + l \sin(\alpha)(\mu_1\ddot{\phi}_1 - \mu_2\ddot{\phi}_2) = \\ = m_{a1}\ddot{a}_{a1}\dot{\theta}_1^2 \sin(\theta_1) + m_{a2}\ddot{a}_{a2}\dot{\theta}_1^2 \sin(\theta_2); \\ J\ddot{\phi} + J_{11}\ddot{\phi}_1 + J_{12}\ddot{\phi}_2 = [b \cos(\beta) - \eta] \times \\ \times [m_{a1}\ddot{a}_{a1}\dot{\theta}_1^2 \cos(\theta_1) - m_{a2}\ddot{a}_{a2}\dot{\theta}_2^2 \cos(\theta_2)] + \\ + [a + b \sin(\beta)][m_{a1}\ddot{a}_{a1}\dot{\theta}_1^2 \sin(\theta_1) - m_{a2}\ddot{a}_{a2}\dot{\theta}_2^2 \sin(\theta_2)]; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} i\ddot{\phi}_1 + J_{11}\ddot{\phi} + \mu_1 l [\ddot{\alpha} \cos(\alpha) + \dot{\alpha} \sin(\alpha)] + z_1 \phi_1 = \\ = m_{a1}\ddot{a}_{a1}\dot{\theta}_1^2 \cos(\theta_1); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} i\ddot{\phi}_2 + J_{12}\ddot{\phi} + \mu_2 l [\ddot{\alpha} \cos(\alpha) + \dot{\alpha} \sin(\alpha)] + \\ + z_2 \phi_2 = -m_{a2}\ddot{a}_{a2}\dot{\theta}_2^2 \cos(\theta_2), \end{aligned}$$

где a – расстояние от оси машины до торсиона, м; c – расстояние до центра масс корпуса, мм; l – расстояние от оси торсиона до центра масс щеки, м; b – расстояние до оси вращения дебаланса, м; α – угол от вертикали на центра масс щеки, град; β – угол от вертикали на ось вращения дебаланса, град; M – масса корпуса рамы, кг; μ_i – массы щек с учетом дебаланса, кг; m_{di} – массы дебалансов, кг; e_i – эксцентриситеты дебалансов, м; J – общий момент инерции, кг/м²; η – расстояние до общего центра масс системы, м; I – центральный момент инерции рамы, кг/м²; J_{li} – моменты инерции щек относительно оси торсиона, кг/м²; z_i – крутильные жесткости торсионов, Н·м, $z_{o.c.}$ – суммарная жесткость опорных пружин, Н·м.

Компьютерные модели ВЩД 600 × 800 с жестким креплением осей вибровозбудителей и ВЩД 130 × 300 с нежестким креплением осей вибровозбудителей были реализованы в среде компьютерного моделирования Simulink системы MatLab в соответствии с уравнениями асинхронного двигателя [2] и уравнениями динамики ВЩД (1).

Проверка адекватности моделей проводилась путем сравнения данных компьютерного эксперимента и результатов аналитических расчетов, выполненных в соответствии с апробированной методикой оценки устойчивости ВЩД, разработанной ОАО «Механобр-Техника» [3]. Результаты компьютерных экспериментов подтвердили наличие в системе двух резонансов – симметричного и кососимметричного [1].

Симметричный резонанс соответствует совпадению собственной частоты колебаний подвижного основания с частотой колебания возмущающей силы. Кососимметричный резонанс соответствует совпадению собственной частоты колеба-

ний щек с частотой колебаний возмущающей силы. Рабочая точка дробилки ВЩД 600×800 находится в зарезонансной области частот. Хотя режим работы в интервале частот между резонансами для жесткого крепления является неустойчивым [1], тем не менее рабочая точка дробилки ВЩД 130×300 находится в интервале частот между резонансами. Это объясняется повышенным запасом устойчивости, обусловленной нежестким креплением осей вибровозбудителей [4].

В результате компьютерного моделирования пуска ВЩД 600×800 и ВЩД 130×300 до рабочей частоты $\omega_{\text{раб}} = 157 \text{ н}^{-1}$ были получены осциллограммы момента электродвигателей, взаимного углового положения дебалансов, а также угловых коле-

баний щек для ВЩД 600×800 (рис.2) и ВЩД 130×300 (рис.3).

При достижении скорости вращения электродвигателей резонансных частот наблюдается эффект Зоммерфельда, который выражается в значительном увеличении амплитуд колебаний щек и моментов асинхронных двигателей и колебании скорости вращения дебалансов. Резонансные частоты двух типов дробилок отличались. Это обусловлено различиями значений конструктивных параметров дробилок: жесткости пружин оснований и торсионов, расстояний до центров масс, масс элементов. При моделировании пуска ВЩД 600×800 наблюдались два резонанса, симметричный и кососимметричный, в то время как при моделировании ВЩД 130×300 только кососимметричный резонанс.

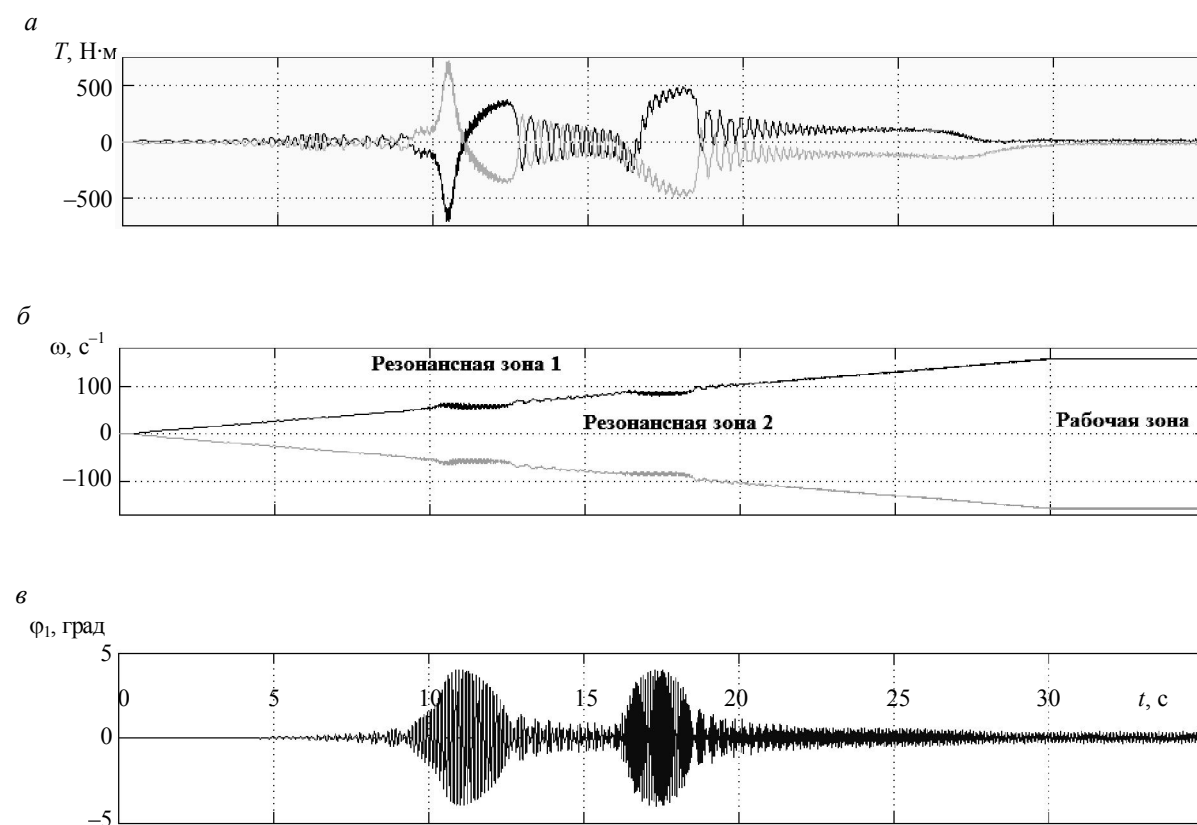


Рис.2. Осциллограммы моментов (а), скоростей вращения двигателей (б), углового положения щеки (в) для модели ВЩД 600×800

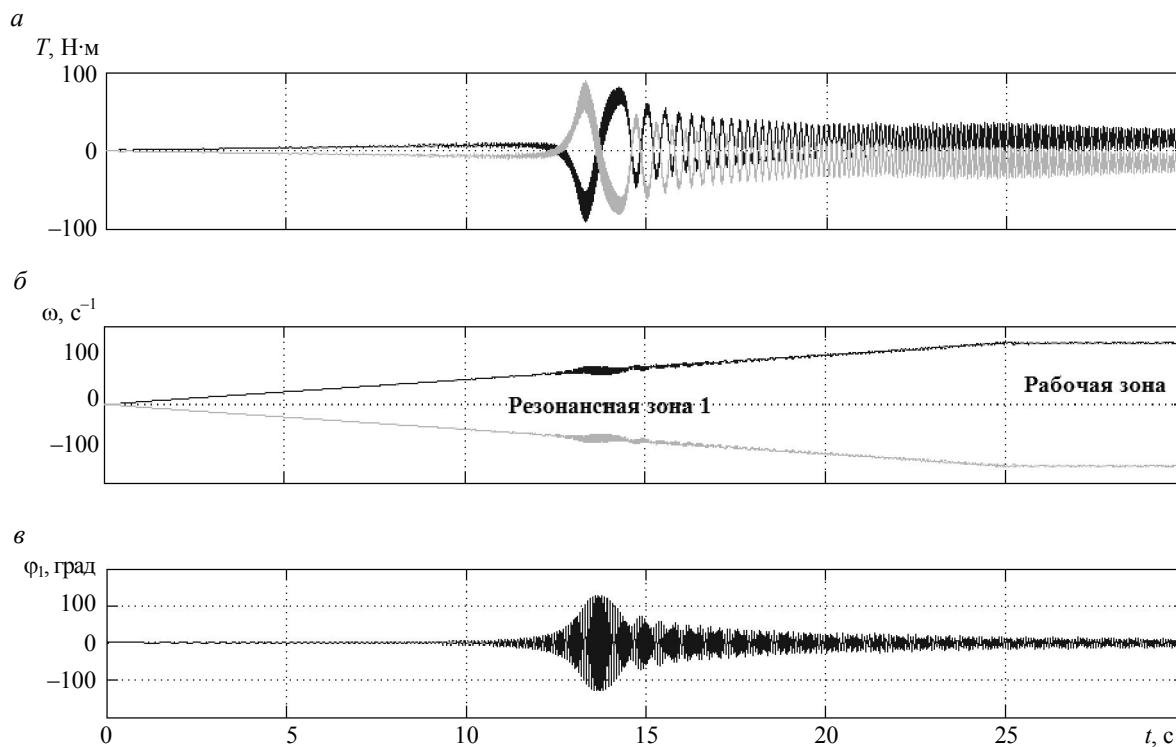


Рис.3. Осциллограммы моментов (а), скоростей вращения двигателей (б), углового положения щеки (в) для модели ВЩД 130 × 300

В заключение можно сделать вывод, что компьютерные модели правильно отражают особенности работы ВЩД, включая поведение системы в резонансных зонах, в которых наблюдалось явно выраженное влияние характеристик АД на зависимость $\omega(t)$. В первом приближении это указывает на адекватность модели и возможность ее использования для проведения дальнейших компьютерных экспериментов и отработки алгоритмов управления электроприводом ВЩД. Второй этап построения модели требует проведения экспериментальных исследований ВЩД при различных режимах работы и различных свойствах дробимого материала. В настоящее время разработана методика эксперимента, который плани-

руется провести на опытном образце дробилки ВЩД 130 × 300 экспериментального стенда ОАО «Механобр-Техника».

ЛИТЕРАТУРА

1. *Архипов М.Н.* Динамика безударного режима вибрационной щековой дробилки / М.Н.Архипов, Р.Ф.Нагаев // Записки СПбГИ. СПб, 1995. Т.141.
2. *Копылов И.П.* Математическое моделирование электрических машин. М.: Высшая школа, 1987.
3. *Тягушев М.Ю.* Обоснование устойчивого режима работы вибрационной щековой дробилки выбором ее рациональных конструктивных параметров: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / СПбГИ. СПб, 2005.
4. *Шишкин Е.В.* Теоретическое и экспериментальное обоснование рациональных параметров дробилок виброударного действия: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / СПбГИ. СПб, 2003.

Научный руководитель д-р т. н. проф. *О.Б.Шонин*