

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО УДАРНОГО МЕХАНИЗМА ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПЕРФОРАТОРА

Л. А. Нейман¹, В. Ю. Нейман¹

¹ Новосибирский государственный технический университет, Новосибирск, Россия

Аннотация: Обоснована целесообразность применения электрических перфораторов для бурения отверстий и шпуров ударно-вращательным способом в удаленных районах при сложных рельефах местности и ограничениях связей с внешними энергокоммуникациями. В качестве объекта исследования рассматривается однокатушечный электромагнитный ударный механизм с упругим реверсом бойка, с регулируемой частотой и энергией удара, выполненный по схеме с центральным технологическим каналом и получающий питание от источника энергии ограниченной мощности. Изложены результаты исследований по разработке динамической модели электромагнитного ударного механизма электрического перфоратора, позволяющей производить анализ рабочих процессов, учитывающих влияние конструктивных параметров, а также формы и длительности импульсов питающего напряжения. Основу динамической модели составляют дифференциальные уравнения, отражающие электрическое и механическое равновесие ударного механизма, учитывающие границы движения ударной массы бойка и ударные взаимодействия в механической системе. Расчет модели выполнен средствами компьютерного моделирования в среде Matlab Simulink, основанной на применении численных методов. Для заданных параметров ударного механизма получена зависимость энергии от частоты ударов. Установлена адекватность результатов моделирования с результатами, полученными на физической модели. Ошибка при расчетах зависимости энергии от частоты ударов не превышает 6%, что допустимо для решения задач проектного расчета. Показана энергетическая эффективность применения электрических перфораторов, созданных на основе электромагнитных ударных механизмов поступательного движения, обеспечивающих более высокие значения КПД в сравнении с ударными механизмами, созданными на основе коллекторного электропривода вращательного действия.

Ключевые слова: горное дело и строительное производство, бурение отверстий и шпуров, электрический перфоратор, электромагнитный ударный механизм, динамическая модель, механическая колебательная система, анализ рабочих процессов, энергия удара, частота удара, коэффициент полезного действия.

Для цитирования: Нейман Л. А., Нейман В. Ю. Динамическая модель работы электромагнитного ударного механизма электрического перфоратора // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2022. – № 12-2. – С. 190–202. DOI: 10.25018/0236_1493_2022_122_0_190.

Dynamic model of the electromagnetic impact mechanism of the electric rock drill

L. A. Neyman¹, V. Yu. Neyman¹

¹ Novosibirsk State Technical University, Novosibirsk, Russia

Abstract: The expediency of using electric rock drills for percussion-rotary drilling of holes and boreholes in remote areas with difficult surface relief and limited access to external power sources is substantiated. The object of research is a single-coil electromagnetic impact mechanism with an elastic reversal of the striker, with adjustable frequency and impact energy values. This unit is made according to a scheme with a central technological channel. It is powered by an energy source with limited power. The dynamic model is based on differential equations reflecting the electrical and mechanical balance of the impact mechanism taking into account the boundaries of motion of the impact mass of the striker and impact interactions in the mechanical system. The calculation of the model is carried out by means of computer simulation in Matlab Simulink based on numerical methods. The dependence of the energy on the frequency of impacts for the given parameters of the impact mechanism is obtained. The simulation results are agreed with the results obtained on the physical model. The calculation error of the dependence of the energy on the frequency of impacts does not exceed 6%, which is permissible for solving problems of design calculation.

Key words: Mining and construction work, drilling holes and boreholes, electric rock drill, electromagnetic impact mechanism, dynamic model, mechanical oscillatory system, analysis of working procedures, impact energy, impact frequency, efficiency.

For citation: Neyman L. A., Neyman V. Yu. Dynamic model of the electromagnetic impact mechanism of the electric rock drill. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2022;(12-2):190–202. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2022_122_0_190.

1. Введение

В горном деле и строительном производстве широко применяются виброударные технологии, основанные на силовом воздействии, вызывающем управляемые процессы при механическом разрушении горных пород и строительных материалов различной степени твердости [1–4].

Для механизации и интенсификации данных процессов широкое применение получили перфораторы, обеспечивающие высокую скорость бурения различных по диаметру отверстий и шпуров ударно-поворотным или ударно-вращательным способами [5, 6]. По роду применяемого в перфораторах энергоносителя их можно разделить на пневматические, гидравлические и электрические [7–9].

В труднодоступных районах при сложных рельефах местности, а также при отсутствии или ограничении связей с внешними энергокоммуникациями перспективно применение электрических перфораторов, рассчитанных на энергию удара до 15 Дж и потребляемую от источника мощности до 1 кВт. Установленные ограничения вызваны тем, что в качестве источников питания применяются автономные генераторы либо кислотные или литий-ионные аккумуляторы, имеющие ограничения по емкости заряда, которые определяются их весовыми и габаритными характеристиками, а также требующие их периодической перезарядки [10].

Данные обстоятельства предъявляют более высокие требования к экономичности перфоратора, которая

в значительной степени определяется эффективностью исполнительных элементов силовой импульсной системы ударного механизма.

На практике основное распространение получили перфораторы преимущественно зарубежных производителей, в которых силовая импульсная система реализована на основе коллекторного электропривода вращательного принципа действия [11]. Несмотря на высокий КПД коллекторного электропривода на уровне 80%, КПД на выходе перфоратора не превышает 25%. Большие потери энергии возникают в ударном механизме в процессе преобразования вращательного движения электропривода в возвратно-поступательное движение через систему промежуточных механизмов при передаче кинетической энергии ударному инструменту.

Наиболее перспективно может оказаться применение силовых импульсных систем, реализованных на основе электромагнитного ударного механизма, имеющего линейную траекторию движения рабочего органа для передачи кинетической энергии ударному инструменту [12–14].

Простота конструкции импульсной системы электрического перфоратора, исключая в себе функции передаточных механизмов для преобразования вида движения, обеспечивает более широкие возможности регулирования частоты и энергии удара, электромагнитного ударного механизма при совершении полезной работы.

Практическое применение подобных импульсных систем доказывает, что КПД отдельных модификаций вариантов схем электромагнитных ударных механизмов может достигать до 50% [15, 16].

Особенно широкое развитие и применение электромагнитные ударные

механизмы получили в горнодобывающей и строительной отрасли во второй половине прошлого столетия. Большой вклад в их развитие внесли заслуженные коллективы Института автоматики Киргизской ССР под руководством академика Алиева О. Д. и Института горного дела СО АН СССР под руководством профессора Ряшенцева Н. П. Решение многих вопросов, обеспечивающих повышение надежности, безопасности, экономичности электромагнитных ударных механизмов, а также вопросов, связанных с совершенствованием методик по их расчету и проектированию, позволило значительно улучшить их эксплуатационные характеристики [17, 18].

Большинство подобных расчетов основаны на использовании подходов, когда скорость механического движения и ускорение не зависят от времени. Однако следует отметить, что рабочий процесс любого электромагнитного ударного механизма осуществляется в переходных режимах, что связано с импульсным характером потребления мощности от источника.

Цель работы заключается в создании динамической модели электромагнитного ударного механизма электрического перфоратора для анализа рабочих процессов, учитывающих влияние конструктивных параметров, а также формы и длительности импульса питающего напряжения на энергию удара.

2. Объект исследования

В качестве объекта исследования рассматривается трехмассовая импульсная система, представляющая собой конструкцию однокатушечного электромагнитного ударного механизма (рис. 1) с упругим реверсом бойка, с регулируемой частотой и энергией удара, выполненного по схеме с цен-

тральным технологическим каналом и получающего питание от источника энергии ограниченной мощности [19].

Возвратно-поступательное движение полого бойка 5 происходит под

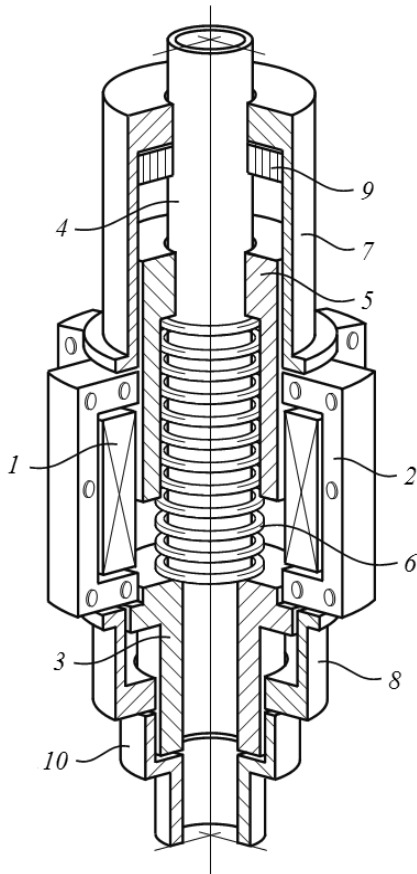


Рис. 1. Электромагнитный ударный механизм: 1 – катушка намагничивания; 2 – неподвижный статор; 3 – хвостовик ударного инструмента; 4 – направляющая втулка; 5 – полый боек; 6 – возвратная пружина; 7, 8 – фланцы крепления; 9 – ограничитель; 10 – соединительная муфта

Fig. 1. Electromagnetic impact mechanism: 1 – magnetization coil; 2 – fixed stator; 3 – shank of a percussion tool; 4 – guide sleeve; 5 – hollow striker; 6 – return spring; 7, 8 – mounting flanges; 9 – limiter; 10 – coupling;

действием электромагнитной силы, создаваемой магнитным потоком, возбуждаемым периодическими импульсами тока, протекающими по катушке намагничивания 1. За время протекания импульса тока по катушке полый боек 5 совершает рабочий ход. Перемещаясь в направлении хвостовика ударного инструмента 3, боек наносит ему удар. Хвостовик ударного инструмента 3 и вместе с ним направляющая втулка 4, получив ударный импульс, совершают колебательное движение относительно неподвижного статора 2 и передают свою энергию через ударный инструмент в деформируемую среду. После нанесения удара боек 5 под действием сил деформированной пружины сжатия 6 возвращается в исходное положение. Для ограничения хода при возврате бойка применяется ограничитель 9. Фланцы крепления 7 и 8 используются в качестве направляющих полого бойка 5 и хвостовика ударного инструмента 3. Крепление ударного инструмента осуществляется при помощи соединительной муфты 10.

Необходимая жесткость пружины сжатия выбирается из условия гарантированного возврата полого бойка и зависит в общем случае от частоты ударов. Минимальное количество передаточных звеньев обеспечивают высокую надежность ударному механизму при передаче кинетической энергии. Схема управления ударным механизмом позволяет реализовать заданную длительность, амплитуду и частоту питающего напряжения, что обеспечивает широкие возможности регулирования частоты и энергии ударов.

3. Динамическая модель ударного механизма

Механическая колебательная система электромагнитного ударного механизма

(рис. 1) обладает тремя степенями свободы. С учетом установленных связей на рис. 2 приведена расчетная схема механической части ударного механизма.

В качестве обобщенных координат принимаются линейные перемещения полого бойка массой m_1 и координатой x_1 , линейные перемещения хвостовика с втулкой и связанного с ними ударного инструмента массой m_2 и координатой x_2 , а также линейные перемещения статора с намагничивающей катушкой m_3 и координатой x_3 .

Для описания процессов поступательного движения элементов механической системы, содержащей три обобщенные координаты (рис. 2) используем уравнения Лагранжа [20–22] в следующем виде:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} - \frac{\partial T}{\partial x_1} = -\frac{\partial \Pi}{\partial x_1} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_1} + Q_1^B, \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} - \frac{\partial T}{\partial x_2} = -\frac{\partial \Pi}{\partial x_2} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_2} + Q_2^B, \quad (2)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_3} - \frac{\partial T}{\partial x_3} = -\frac{\partial \Pi}{\partial x_3} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}_3} + Q_3^B, \quad (3)$$

где T — кинетическая энергия механической системы, Дж; Π — потенциальная энергия механической системы, Дж; Φ — диссипативная функция механической системы (функция Рэля), Н·м/с; Q_1^B , Q_2^B , Q_3^B — обобщенные силы, вызванные внешними воздействиями, Н; x_1 , x_2 , x_3 — обобщенные координаты, м; \dot{x}_1 , \dot{x}_2 , \dot{x}_3 — обобщенные скорости, м/с.

Правая часть уравнений (1)–(3) определяет обобщенные силы, соответствующие потенциальной энергии системы, энергии рассеяния, внешним вынуждающим силам и силам трения скольжения.

Кинетическая энергия системы, содержащей инерционные массы, совершающие поступательные движения

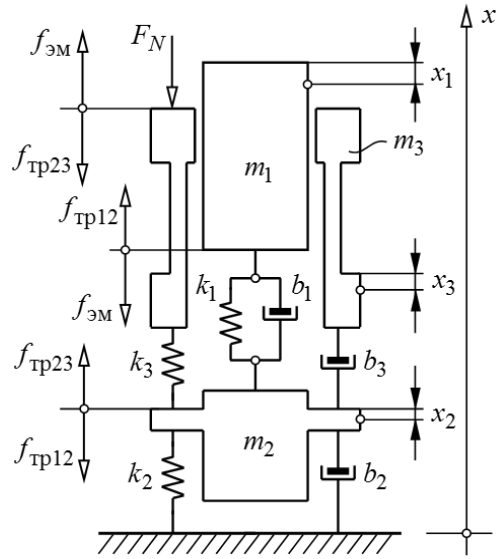


Рис. 2. Расчетная схема механической части системы

Fig. 2. Calculation diagram of the mechanical part of the system

$$T = \frac{m_1 \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_2 \dot{x}_2^2}{2} + \frac{m_3 \dot{x}_3^2}{2}. \quad (4)$$

Потенциальная энергия, вызванная упругими связями

$$\Pi = \frac{k_1 (x_1 - x_2)^2}{2} + \frac{k_2 x_2^2}{2} + \frac{k_3 (x_3 - x_2)^2}{2}, \quad (6)$$

где k_1 , k_2 , k_3 — статические коэффициенты жесткости упругих связей в направлении обобщенных координат Н/м.

Диссипативная функция (функция Рэля)

$$\Phi = \frac{b_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2}{2} + \frac{b_2 \dot{x}_2^2}{2} + \frac{b_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2)^2}{2}, \quad (7)$$

где b_1 , b_2 , b_3 — коэффициенты вязкого трения упругих связей, Н·с/м.

Обобщенные силы, вызванные внешними периодическими воздействиями и силами сухого трения скольжения:

$$Q_{x_1} = f_{\text{эм}}(i, \ddot{a}) + f_{\text{тр12}} \text{sign}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2), \quad (8)$$

$$Q_{x_2} = f_{\text{тр23}}(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - f_{\text{тр12}} \text{sign}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2), \quad (9)$$

$$Q_{x_3} = f_{эм}(i_1, \delta) - f_{тр23} \text{sign}(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - F_N, \quad (10)$$

где $f_{эм}(i_\mu, \delta)$ – вынуждающая периодическая электромагнитная сила, Н; $f_{тр12}$, $f_{тр23}$, $f_{тр13}$ – силы сухого трения скольжения, Н; препятствующие движению инерционных масс; F_N – величина усилия нажатия, Н.

Входящие в (7)–(9) разности обобщенных скоростей определяют скорости относительного скольжения соприкасающихся инерционных масс m_1 , m_2 и m_3 .

Для построения динамической модели механического равновесия колебательной системы без учета ударного взаимодействия, необходимо выполнить операции дифференцирования уравнений (1)–(3), которые при совместном решении с (4)–(9) образуют следующую систему уравнений:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + b_1 \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) + k_1 (x_1 - x_2) = Q_{x_1}, \quad (11)$$

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} - b_1 \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) + b_2 \frac{dx_2}{dt} - b_3 \left(\frac{dx_3}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) - k_1 (x_1 - x_2) + k_2 x_2 - k_3 (x_3 - x_2) = Q_{x_2}, \quad (12)$$

$$m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} + b_3 \left(\frac{dx_3}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) + k_3 (x_3 - x_2) = Q_{x_3}. \quad (13)$$

Механическая и магнитная системы ударного механизма связаны между собой через вынуждающую электромагнитную силу $f_{эм}(i_\mu, \delta)$, действующую на полый боек при его ускорении в магнитном поле, образованном током катушки намагничивания. В свою очередь магнитная система связана с электрической системой через элек-

тромагнитные процессы, которые описываются уравнением электрического равновесия в виде

$$u(t) = ir + \frac{d\psi(i_1, \delta)}{dt}, \quad (14)$$

где $u(t)$ – напряжение источника, В; i – ток в цепи питания, А; i_μ – ток намагничивания катушки, А; ψ – потокосцепление, Вб; r – сопротивление катушки, Ом.

Намагничивающий ток и ток в цепи питания катушки связаны выражением

$$i = i_1 + i_n, \quad (15)$$

где i_n – ток потерь, вызванный явлениями в стали, А.

В общем случае величина воздушного рабочего зазора, входящая в уравнения (8)–(14), является функцией времени. Учитывая подвижность связанных с воздушным зазором инерционных масс (рис. 3), изменение воздушного зазора во времени будет выполняться по закону

$$\delta(t) = \delta_0 - x_1(t) + x_2(t),$$

где δ_0 – величина воздушного рабочего зазора относительно положения устойчивого статического равновесия механической системы, м.

Предельная величина хода бойка ограничена демпферным ограничителем движения и ударным сечением хвостовика ударного инструмента, которые не позволяют ему выходить за установленные пределы. На практике максимальная амплитуда колебаний ударной массы полого бойка меньше установленных ограничениями пределов и зависит от многих факторов, возникающих при движении ударной массы.

При этом количество энергии, переданной ударной массой в деформируемую среду, в значительной мере определяется параметрами ударной системы.

При использовании частично упругой модели удара следует учитывать диссипативные свойства материала и потери кинетической энергии, вызванной упругой деформацией. По завершении удара часть кинетической энергии T_1 при отскоке полого бойка возвращается в механическую колебательную систему, а другая ее часть в виде энергии T_2 передается ударному инструменту и далее в деформируемую среду для совершения полезной работы:

$$T_1 = \frac{m_1 v_1^2}{2} \left[\frac{m_2}{m_1 + m_2} \left(k_b - \frac{m_1}{m_2} \right) \right]^2, \quad (16)$$

$$T_2 = \frac{m_2 v_1^2}{2} \left[\frac{m_1}{m_1 + m_2} (1 + k_b) \right]^2, \quad (17)$$

где v_1 — скорость полого бойка до удара, м/с; k_b — коэффициент восстановления скорости бойка ($0 < k_b < 1$), о.е.

Потери кинетической энергии при частично упругом ударе будут составлять

$$\Delta T = T_0 - T_1 - T_2,$$

где $T_0 = \frac{m_1 v_1^2}{2}$ — кинетическая энергия

полого бойка до удара, Дж.

На рис. 3 приведен график относительных потерь кинетической энергии при частично упругом ударе в виде зависимости

$$\Delta T/T_0 = f\left(k_b, \frac{m_1}{m_2}\right), \quad \frac{\Delta T}{T_0} = f\left(k_b, \frac{m_1}{m_2}\right),$$

отражающий влияние параметров ударной системы для ряда фиксированных значений коэффициента восстановления скорости бойка.

Результат действия ударных сил выражается в конечном изменении векторов скоростей полого бойка и ударного инструмента в результате их взаимодействия и определяется сред-

ней величиной импульсов сил в конце удара:

$$N_1 = \frac{m_1 \bar{v}_1}{\hat{\delta}_n}, \quad N_2 = \frac{m_2 \bar{v}_2}{\hat{\delta}_n}, \quad (18)$$

где \bar{v}_1, \bar{v}_2 — скорости центра масс полого бойка и ударного инструмента по окончании удара, м/с; τ_n — время действия импульса, с.

Скорости центра масс полого бойка и ударного инструмента можно установить через значения их кинетических энергий по завершении удара, которые, согласно с выражениями (16) и (17), можно записать в следующем виде:

$$\bar{v}_1 = v_1 \frac{m_2}{m_1 + m_2} \left(k_b - \frac{m_1}{m_2} \right), \quad (19)$$

$$\bar{v}_2 = v_1 \frac{m_1}{m_1 + m_2} (1 + k_b). \quad (20)$$

В качестве ограничительной меры принимается условие, не позволяющее бойку выходить за установленные пределы:

$$0 \leq x_1 \leq \delta_0 + h_0. \quad (21)$$

Уравнения (8)–(21) отражают динамическое состояние электромагнитного ударного механизма, описывают движения инерционных масс и учитывающие ударные взаимодействия в механической системе и составляют основу динамической модели для расчета электромагнитных и электромеханических процессов. Совместное решение уравнений позволяет выполнить анализ рабочих процессов учитывающих влияние конструктивных параметров, а также формы и длительности импульсов питающего напряжения.

Расчет динамической модели выполнялся средствами компьютерного моделирования с использованием технологии визуально-ориентированного программирования в среде Matlab

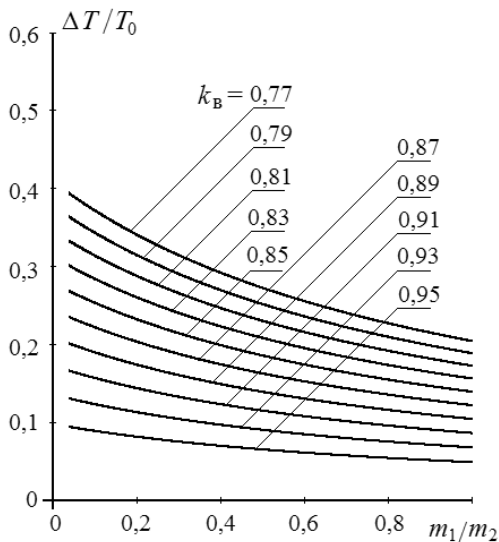


Рис. 3. График относительных потерь кинетической энергии при частично упругом ударе
 Fig. 3. Plot of relative kinetic energy losses with partially elastic impact

Simulink, основанной на применении численных методов [23–25].

4. Пример реализации динамической модели

Для реализации компьютерной модели выполнялся предварительный расчет потокосцепления $\psi(i, \delta)$ и электромагнитного усилия $f_{эм}(i, \delta)$ в виде набора табличных параметров с помощью расчета магнитного поля методом конечных элементов [26–28].

Секции статора выполнены из листов электротехнической стали 1212. Полый боек и хвостовик ударного инструмента изготовлены из конструкционной стали 40ХН. Катушка имеет бескаркасную намотку, выполненную из медного проводника, и содержит $w = 175$ витков. Для диаметра обмоточного проводника $d_{пр} = 1,73$ мм сопротивление катушки составляет $r = 3,03$ Ом.

Ударный механизм получает питание от источника электроэнергии с ампли-

тудным значением напряжения $U_m = 36$ В. Параметры механической системы ударного механизма: масса бойка $m_1 = 0,56$ кг; масса хвостовика с ударным инструментом $m_2 = 1,3$ кг; масса статора с катушкой $m_3 = 2,06$ кг; коэффициенты жесткости упругих связей $k_1 = 380$ Н/м, $k_2 = 120 \cdot 10^3$ Н/м, $k_3 = 16 \cdot 10^3$ Н/м; коэффициенты вязкости упругих связей $b_1 = 8$ Н·с/м, $b_2 = 0$, $b_3 = 20$ Н·с/м; силы трения скольжения $f_{тр12} = 5$ Н, $f_{тр23} = 6$ Н; усилие нажатия $F_N = 50$ Н.

В качестве примера по результатам моделирования на рис. 4. приведена частотная характеристика электромагнитного ударного механизма. Установлено, что с увеличением частоты энергия удара имеет тенденции к снижению. Подобное поведение частотной характеристики в значительной степени определяется уменьшением амплитуды хода полого бойка и снижением его конечной скорости на момент нанесения удара. Вследствие постоянства жесткости пружины сжатия боек не успевает вернуться в исходное состояние, и расстояние, пройденное бойком, в период возврата сокращается с повышением частоты ударов.

С целью верификации созданной динамической модели на рис. 4 штрихпунктирной линией нанесена зависимость энергии удара от частоты удара, полученная при исследованиях физической модели электромагнитного ударного механизма. Экспериментальные и расчетные данные близко совпадают, при этом ошибка при расчетах в широком диапазоне изменения частоты ударов, если судить по характеристикам, не превышает 6%.

Выводы

Для заданного исполнения электромагнитного ударного механизма электрического перфоратора, выполненного по схеме с центральным технологическим каналом, разработана динамиче-

ская модель в виде системы дифференциальных уравнений для анализа его рабочих процессов.

Анализ рабочих процессов электромагнитного ударного механизма необходимо производить на основе совместного решения уравнений электрического и механического равновесия поступательно движущихся инерционных масс, связанных упругими связями и учитывающих потери энергии.

Особенностью динамической модели является возможность учета процессов, появляющихся при поступательном движении элементов конструкции ударного механизма, и возникающих между этими элементами ударных взаимодействий, а также формы и длительности импульсов питающего напряжения.

Динамическая модель может быть использована для анализа работы ударного механизма и исследования его рабочих процессов при проектировании.

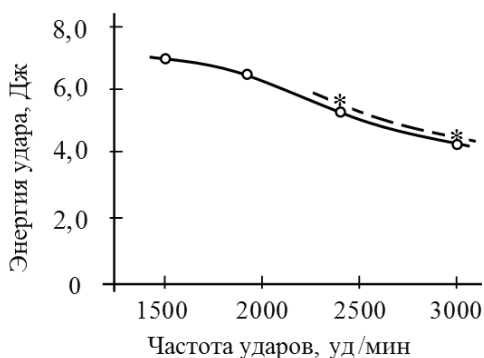


Рис. 4. Частотная характеристика
Fig. 4. Frequency response

В установленном диапазоне изменения частоты по результатам моделирования показано, что экспериментальные и расчетные данные близко совпадают. Ошибка при расчетах зависимости энергии от частоты ударов не превышает 6%, что допустимо для решения задач проектного расчета.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ямпольский Д. З. Некоторые особенности ударных импульсов машин ударного действия // Вестник научно-технического развития. — 2020. — № 4 (152). — С. 26–42. DOI: 10.18411/vntr2020-152-4.

2. Хруцкий А. А., Ощепков В. С. Компьютерное моделирование рабочего процесса погружного пневмоударника П-110 // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2018. — № 7. — С. 131–138. DOI: 10.25018/0236-1493-2018-7-0-131-138.

3. Abramenzov D. E., Popov N. A., Abramenzov E. A. Methodology for evaluating energy-saving technical solutions of impact machines and equipment // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. VIII International Scientific Conference Transport of Siberia. 2020, art. 012134. DOI: 10.1088/1757-899X/918/1/012134.

4. Каманин Ю. Н., Ределин Р. А., Кравченко В. А. Моделирование разрушения скальных пород гидравлическим устройством ударного действия // Горное оборудование и электромеханика. — 2017. — № 2(129). — С. 30–34.

5. Сысоев Н. И., Гринько А. А., Гринько Д. А. Обоснование структуры и рациональных конструктивных параметров перфоратора с винтовым рабочим ходом бурового инструмента // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2021. — № 7. — С. 113–124. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_7_0_113.

6. Gumenyuk V., Dobroborsky B., Gumenyuk O., Krupyshev M. Providing high speed drilling of boreholes with portable pneumatic rock drills in emergency situations // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019, vol. 666, art. 012094. DOI:10.1088/1757-899X/666/1/012094.

7. Rempel D., Antonucci A., Barr A., Cooper M. R., Martin B., Neitzel R. L. Pneumatic rock drill vs. electric rotary hammer drill: Productivity, vibration, dust, and noise when drilling

into concrete // *Applied ergonomics*. 2019, vol. 74, pp. 31–36. <https://doi.org/10.1016/j.apergo.2018.08.005>.

8. *Ураинов М. У., Еремьянц В. Э.* Гидравлический перфоратор с совмещенным ударным механизмом и механизмом поворота инструмента // *Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство*. — 2021. — № 10. — С. 56–62. DOI: 10.26160/2658-3305-2021-10-56-62.

9. *Немков С. А., Дроздов А. Н., Степанов В. В.* Модель работы компрессионно-вакуумного ударного механизма электрического перфоратора SDSPLUS // *Механизация строительства*. — 2016. — Т. 77. — № 11. — С. 46–49.

10. *Usanov K. M., Volgin A. V., Kargin V. A., Moiseev A. P., Chetverikov E. A.* Electric converters of electromagnetic strike machine with battery power // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018, vol. 327, art. 052031. DOI: 10.1088/1757-899X/327/5/052031.

11. *Абидов А. О., Исманов О. М.* Математическая модель электромеханического перфоратора с ударно-поворотным механизмом // *Бюллетень науки и практики*. — 2019. — Т. 5. — № 5. — С. 233–240. DOI: 10.33619/2414-2948/42/31.

12. *Едыгенов Е. К., Васин К. А.* Результаты испытаний электромагнитного молота для безвзрывного разрушения горных пород // *Горный информационно-аналитический бюллетень*. — 2020. — № 5. — С. 80–90. DOI: 10.25018/0236-1493-2020-5-0-80-90.

13. *Neiman L. A., Neiman V. Yu., Shabanov A. S.* A simplified calculation of the intermittent periodic operating regime of an electromagnetic impact drive // *Russian Electrical Engineering*. 2014, vol. 85, no. 12, pp. 757–760. DOI: 10.3103/S1068371214120104.

14. *Neiman V. Yu.* Dynamic energy transformation of linear electromagnetic machines with preliminary magnetic-energy storage // *Russian Electrical Engineering*. 2003, vol. 74, no. 2, pp. 41–47.

15. *Usanov K. M., Volgin A. V., Chetverikov E. A., Kargin V. A., Moiseev A. P., Ivanova Z. I.* Strike action electromagnetic machine for immersion of rod elements into ground // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2017, vol. 87, art. 032050. DOI: 10.1088/1755-1315/87/3/032050.

16. *Neyman L. A., Neyman V. Yu.* Complex analysis of electromagnetic machines for vibro-impact technologies // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2017, vol. 87, art. 032026. DOI: 10.1088/1755-1315/87/3/032026.

17. *Kargin V. A., Volgin A. V.* Electromagnetic strike action system with self-adjustment of output energy // 2018 International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies (FarEastCon). — IEEE. 2018, pp. 1–4. DOI: 10.1109/FarEastCon.2018.8602647.

18. *Ижбулдин Е. А., Абрамов А. Д.* Ручной электрический ударный инструмент для реализации виброударных технологий в транспортном машиностроении и строительстве // *Вестник Иркутского государственного технического университета*. — 2017. — Т. 21. — № 1 (120). — С. 32–39. DOI: 10.21285/1814-3520-2017-1-32-41.

19. *Нейман В. Ю., Нейман Л. А., Скотников А. А., Артебякина Е. Ю.* Патент на изобретение № 2502855 от 11.04.12. Электромагнитный ударный механизм. Бюл. № 36 от 27.12.13.

20. *Hendzel Z., Rykała Ł.* Modelling of dynamics of a wheeled mobile robot with mecanum wheels with the use of Lagrange equations of the second kind // *International Journal of Applied Mechanics and Engineering*. 2017, vol. 22, no. 1, pp. 81–99. DOI: 10.1515/ijame-2017-0005.

21. *Van Nguyen T., Petre R. A., Stroe I.* Calculus of axial force in a mechanism using Lagrange equations // *INCAS Bulletin*. 2016, vol. 8, no. 2, pp. 97–108. DOI: 10.13111/2066-8201.2016.8.2.8.

22. *Petre R. A., Nichifor S. E., Craifaleanu A., Stroe I.* Using Lagrange Equations to Study the Relative Motion of a Mechanism // *International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering*. 2020, vol. 14, no. 10, pp. 421–425.


23. Суворов И. Ф., Романова В. В., Хромов С. В. Исследование влияния несимметрии фазных напряжений на режимы работы асинхронных двигателей в среде имитационного моделирования MATLAB/SIMULINK // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Энергетика. — 2016. — Т. 16. — № 3. — С. 72–83. DOI: 10.14529/power160309.

24. Xu L., Song J. G., Lin Q. Q. Brushless DC motor speed control system Simulink simulation // 2016 IEEE International Conference on Power and Renewable Energy (ICPRE). — IEEE. 2016, pp. 62–66. DOI: 10.1109/ICPRE.2016.7871173.

25. Kiyakli A. O., Solmaz H. Modeling of an electric vehicle with MATLAB/Simulink // International journal of automotive science and technology. 2018, vol. 2, no. 4, pp. 9–15. <https://doi.org/10.30939/ijastech..475477>.

26. Nazaruddin N., Siallagan R. Software Engineering Development of Finite Element Method Programming Applications in 2D Frame Structures Using Python Programs // Journal of Physics: Conference Series. 2021, vol. 2049, art. 012031. DOI:10.1088/1742-6596/2049/1/012031.

27. Hu H. Z., Zhao J., Liu X. D., Guo Y. G. Magnetic field and force calculation in linear permanent-magnet synchronous machines accounting for longitudinal end effect // IEEE Transactions on Industrial Electronics. 2016, vol. 63, no. 12, pp. 7632–7643. DOI: 10.1109/TIE.2016.2594793.

28. Fonseca W. S., Lima D. S., Nunes M. V. A., Soeiro N. S., Lima A. K. F. Analysis of electromagnetic stresses and structural integrity on the winding of a transformer under inrush currents conditions // 2016 12th IEEE International Conference on Industry Applications (INDUSCON). 2016, pp. 1–8. DOI: 10.1109/INDUSCON.2016.7874578. 

REFERENCES

1. Yampol'skiy D. Z. Some features of shock impulses of impact machines. *Vestnik nauchno-tehnicheskogo razvitiya*. 2020, no. 4 (152), pp. 26–42. [In Russ]. DOI: 10.18411/vntr2020-152-4.

2. Khrutskiy A. A., Oshchepkov V. S. Computer modeling of DTH hammer P-110 operation. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2018, no 7, pp. 131–138. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236-1493-2018-7-0-131-138.

3. Abramenzov D. E., Popov N. A., Abramenzov E. A. Methodology for evaluating energy-saving technical solutions of impact machines and equipment. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. VIII International Scientific Conference Transport of Siberia*. 2020, art. 012134. DOI: 10.1088/1757-899X/918/1/012134.

4. Kamanin Yu. N., Redelin R. A., Kravchenko V. A. Modeling the destruction of rocks by a hydraulic percussion device. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika*. 2017, no. 2(129), pp. 30–34. [In Russ]. <https://elibrary.ru/item.asp?id=28843186>.

5. Sysoev N. I., Grinko A. A., Grinko D. A. Justification of structure and rational design for hammer drills for helical milling. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2021;(7):113–124. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_7_0_113.

6. Gumenyuk V., Dobroborsky B., Gumenyuk O., Krupyshev M. Providing high speed drilling of boreholes with portable pneumatic rock drills in emergency situations. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019, vol. 666, art. 012094. DOI:10.1088/1757-899X/666/1/012094.

7. Rempel D., Antonucci A., Barr A., Cooper M. R., Martin B., Neitzel R. L. Pneumatic rock drill vs. electric rotary hammer drill: Productivity, vibration, dust, and noise when drilling into concrete *Applied ergonomics*. 2019, vol. 74, pp. 31–36. <https://doi.org/10.1016/j.apergo.2018.08.005>.

8. Uraimov M. U., Erem'yanc V. E. Hydraulic hammer drill with combined impact mechanism and tool rotation mechanism. *Transportnoe, gornoe i stroitel'noe mashinostroenie: nauka i proizvodstvo*. 2021, no. 10, pp. 56–62. [In Russ]. DOI: 10.26160/2658-3305-2021-10-56-62.

9. Nemkov S. A., Drozdov A. N., Stepanov V. V. Model of the operation of the compression-vacuum percussion mechanism of the SDSPLUS electric rock drill. *Mekhanizatsiya stroitel'stva*. 2016, vol. 77, no. 11. pp. 46–49. [In Russ]. <https://elibrary.ru/item.asp?id=27219885>.
10. Usanov K. M., Volgin A. V., Kargin V. A., Moiseev A. P., Chetverikov E. A. Electric converters of electromagnetic strike machine with battery power. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018, vol. 327, art. 052031. DOI: 10.1088/1757-899X/327/5/052031.
11. Abidov A. O., Ismanov O. M. Mathematical model of an electromechanical rotary hammer drill. *Byulleten' nauki i praktiki*. 2019, vol. 5. no. 5, pp. 233–240. [In Russ]. DOI: 10.33619/2414-2948/42/31.
12. Yedygenov Ye. K., Vasin K. A. Test data of electromagnetic hammer for non-explosive rock fracturing. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2020, no. 5, pp. 80–90. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236-1493-2020-5-0-80-90.
13. Neiman L. A., Neiman V. Yu., Shabanov A. S. A simplified calculation of the intermittent periodic operating regime of an electromagnetic impact drive. *Russian Electrical Engineering*. 2014, vol. 85, no. 12, pp. 757–760. DOI: 10.3103/S1068371214120104.
14. Neiman V. Yu. Dynamic energy transformation of linear electromagnetic machines with preliminary magnetic-energy storage. *Russian Electrical Engineering*, 2003, vol. 74, no. 2, pp. 41–47.
15. Usanov K. M., Volgin A. V., Chetverikov E. A., Kargin V. A., Moiseev A. P., Ivanova Z. I. Strike action electromagnetic machine for immersion of rod elements into ground. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2017, vol. 87, art. 032050. DOI : 10.1088/1755-1315/87/3/032050.
16. Neyman L. A., Neyman V. Yu. Complex analysis of electromagnetic machines for vibro-impact technologies. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2017, vol. 87, art. 032026. DOI: 10.1088/1755-1315/87/3/032026.
17. Kargin V. A., Volgin A. V. Electromagnetic strike action system with self-adjustment of output energy. *2018 International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies (FarEastCon). IEEE*. 2018, pp. 1–4. DOI: 10.1109/FarEastCon.2018.8602647.
18. Izhbuldin E. A., Abramov A. D. Hand-held electric percussion tool for the implementation of vibration shock technologies in transport engineering and construction. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2017, vol. 21, no. 1 (120), pp. 32–39. [In Russ]. DOI: 10.21285/1814-3520-2017-1-32-41.
19. Nejman V. Yu., Nejman L. A., Skotnikov A. A., Artebyakina E. Yu. Patent na izobrenenie no. 2502855 ot 11.04.12. *Electromagnetic impact mechanism*. Byul. no. 36 ot 27.12.13. [In Russ].
20. Hendzel Z., Rykała Ł. Modelling of dynamics of a wheeled mobile robot with mecanum wheels with the use of Lagrange equations of the second kind. *International Journal of Applied Mechanics and Engineering*. 2017, vol. 22, no. 1, pp. 81–99. DOI: 10.1515/ijame-2017-0005.
21. Van Nguyen T., Petre R. A., Stroe I. Calculus of axial force in a mechanism using Lagrange equations. *INCAS Bulletin*. 2016, vol. 8, no. 2, pp. 97–108. DOI: 10.13111/2066-8201.2016.8.2.8.
22. Petre R. A., Nichifor S. E., Craifaleanu A., Stroe I. Using Lagrange Equations to Study the Relative Motion of a Mechanism. *International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering*. 2020, vol. 14, no. 10, pp. 421–425.
23. Suvorov I. F., Romanova V. V., Hromov S. V. Investigation of the influence of phase voltage asymmetry on the operating modes of asynchronous motors in the MATLAB / SIMULINK simulation environment. *Vestnik Yuzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Energetika*. 2016, vol. 16, no. 3, pp. 72–83. [In Russ]. DOI: 10.14529/power160309.

24. Xu L., Song J. G., Lin Q. Q. Brushless DC motor speed control system Simulink simulation. *2016 IEEE International Conference on Power and Renewable Energy (ICPRE)*. 2016, pp. 62 – 66. DOI: 10.1109/ICPRE.2016.7871173.

25. Kiyakli A. O., Solmaz H. Modeling of an electric vehicle with MATLAB/Simulink. *International journal of automotive science and technology*. 2018, vol. 2, no. 4, pp. 9 – 15. <https://doi.org/10.30939/ijastech..475477>.

26. Nazaruddin N., Siallagan R. Software Engineering Development of Finite Element Method Programming Applications in 2D Frame Structures Using Python Programs *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, vol. 2049, art. 012031. DOI:10.1088/1742-6596/2049/1/012031.

27. Hu H. Z., Zhao J., Liu X. D., Guo Y. G. Magnetic field and force calculation in linear permanent-magnet synchronous machines accounting for longitudinal end effect. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. 2016, vol. 63, no. 12, pp. 7632 – 7643. DOI: 10.1109/TIE.2016.2594793.

28. Fonseca W. S., Lima D. S., Nunes M. V. A., Soeiro N. S., Lima A. K. F. Analysis of electromagnetic stresses and structural integrity on the winding of a transformer under inrush currents conditions. *2016 12th IEEE International Conference on Industry Applications (INDUSCON)*. 2016, pp. 1 – 8. DOI: 10.1109/INDUSCON.2016.7874578.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Нейман Людмила Андреевна – докт. техн. наук, профессор, <http://orcid.org/0000-0002-3442-6531>, Новосибирский государственный технический университет, 630073, Новосибирск, проспект Карла Маркса, 20, Россия, e-mail: neyman31@gmail.com;

Нейман Владимир Юрьевич – докт. техн. наук, заведующий кафедрой, <http://orcid.org/0000-0002-8433-1610>, Новосибирский государственный технический университет, 630073, Новосибирск, проспект Карла Маркса, 20, Россия, e-mail: nv.nstu@ngs.ru.

Для контактов: *Нейман Владимир Юрьевич*, e-mail: nv.nstu@ngs.ru.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Neiman L. A., Dr. Sci. (Eng.), Professor, <http://orcid.org/0000-0002-3442-6531>, Novosibirsk State Technical University, 630073, Novosibirsk, Karl Marx Avenue, 20, Russia, e-mail: neyman31@gmail.com;

Neiman V. Yu., Dr. Sci. (Eng.), Head of the Department, <http://orcid.org/0000-0002-8433-1610>, Novosibirsk State Technical University, 630073, Novosibirsk, Karl Marx Avenue, 20, Russia, E-mail: nv.nstu@ngs.ru;

For contacts: *Neiman Vladimir Yurievich*, e-mail: nv.nstu@ngs.ru.

Получена редакцией 24.01.2022; получена после рецензии 27.09.2022; принята к печати 10.11.2022.

Received by the editors 24.01.2022; received after the review 27.09.2022; accepted for printing 10.11.2022.

