

## Определение параметров упругодемпфирующего устройства в механизмах экскаватора

Н.К. Кузнецов<sup>a</sup>, И.А. Иов<sup>b</sup>, Е.С. Долгих<sup>c</sup>, В.А. Храмовских<sup>d</sup>

Иркутский национальный исследовательский технический университет, ул. Лермонтова, 83, Иркутск, Россия

<sup>a</sup> knik@istu.edu, <sup>b</sup> iovivan@rambler.ru, <sup>c</sup> dolgih.es@istu.edu, <sup>d</sup> wax@istu.edu

<sup>a</sup> <http://orcid.org/0000-0002-3083-0182>, <sup>b</sup> <https://orcid.org/0000-0003-3980-0681>,

<sup>c</sup> <http://orcid.org/0000-0002-6233-1265>, <sup>d</sup> <http://orcid.org/0000-0003-0590-0393>

Статья поступила 01.11.2022, принята 11.11.2022

*Статья посвящена вопросам определения параметров упругодемпфирующего устройства, используемого в механизме копания экскаватора для снижения динамических нагрузок. Показывается, что эффективным методом синтеза параметров демпфирующих устройств является использование концепции обратных задач динамики, при которой требуемые параметры определяются по заданным свойствам управляемого движения. Однако задание желаемого движения с помощью конечных или дифференциальных уравнений требует нахождения собственных частот колебаний, что ограничивает возможности применения данного подхода. В работе предлагается подход, основанный на задании требуемого движения с помощью интегральных уравнений Вольтерра 2-го рода. Выполняется переход от дифференциального уравнения колебательного движения механизма копания, оснащенного упругодемпфирующим устройством, к соответствующему интегральному уравнению, и определяются параметры его резольвенты и упругодемпфирующего устройства, обеспечивающих снижение динамических нагрузок. Приводятся результаты численного моделирования эффективности упругодемпфирующего устройства на основе использования характеристик, близких к реальному механизму копания экскаватора.*

Ключевые слова: механизм копания экскаватора; упругодемпфирующее устройство; определение параметров; уравнение Вольтерра.

## Determination of elastic-damping device parameters in excavator mechanism

N.K. Kuznetsov<sup>a</sup>, I.A. Iov<sup>b</sup>, E.S. Dolgikh<sup>c</sup>, V.A. Khramovskikh<sup>d</sup>

Irkutsk National Research Technical University; 83, Lermontov St., Irkutsk, Russia

<sup>a</sup> knik@istu.edu, <sup>b</sup> iovivan@rambler.ru, <sup>c</sup> dolgih.es@istu.edu, <sup>d</sup> wax@istu.edu

<sup>a</sup> <http://orcid.org/0000-0002-3083-0182>, <sup>b</sup> <https://orcid.org/0000-0003-3980-0681>,

<sup>c</sup> <http://orcid.org/0000-0002-6233-1265>, <sup>d</sup> <http://orcid.org/0000-0003-0590-0393>

Received 01.11.2022, accepted 11.11.2022

*The article is devoted to the issues of determining the parameters of an elastic damping device used in the excavator digging mechanism to reduce dynamic loads. It is shown that an effective method for synthesizing the parameters of damping devices is the use of the concept of inverse dynamic problems, in which the required parameters are determined by the given properties of the controlled motion. However, setting the desired motion using finite or differential equations requires finding natural oscillation frequencies, which limits the applicability of this approach. The paper proposes an approach based on specifying the required motion using Volterra integral equations of the second kind. A transition is made from the differential equation of the oscillatory motion of the digging mechanism, equipped with an elastically damping device, to the corresponding integral equation, and the parameters of its resolvent and elastically damping device are determined, which ensure the reduction of dynamic loads. The results of numerical simulation of the efficiency of an elastic damping device based on the use of characteristics close to the real excavator digging mechanism are presented.*

**Keywords:** excavator digging mechanism; elastic damping device; determination of parameters; Volterra equation.

Введение. Высокие скорости движения рабочих органов экскаваторов при наличии элементов с явно выраженными упругими свойствами приводят к значительным динамическим нагрузкам и колебательным переходным процессам [1–8]. Колебательные движения ускоряют процесс накопления усталостных повреждений, снижают долговечность и

надёжность работы исполнительных механизмов экскаваторов [9; 10]. Эффективным способом снижения динамических нагрузок в экскаваторах является применение упругодемпфирующих устройств (УДУ), которые встраиваются в конструкцию исполнительных механизмов карьерных [11–14] и роторных экскаваторов [15], драглайнов [16; 17] и позволяют сместить

резонансные частоты в область меньших значений и увеличить интенсивность рассеивания энергии колебаний. В то же время, использование УДУ в механизмах горных машин связано с поиском компромиссных решений между желаемым качеством переходного процесса и возможностью технической реализации предлагаемого решения [18]. Как отмечают авторы работ [13; 15], целесообразность установки УДУ в узлах одноковшовых экскаваторов общепризнана, однако эффективная работа этих устройств в «упругой» зоне трудноосуществима в связи с большой величиной передаваемых усилий.

Одной из важных проблем использования УДУ в механизмах экскаваторов является задача выбора оптимальных параметров этих устройств (коэффициентов жесткости и вязкого трения), которая обычно решается с помощью частотных и корневых методов, включая метод нормированных передаточных функций, или прямого математического моделирования на основе динамической модели механизма, в которой учитывается место включения УДУ в кинематическую схему, величины действующих нагрузок и условия его работы (например, максимальное перемещение рабочего органа) [13–17]. При применении этих методов не удается обеспечить явную связь между конструктивными параметрами УДУ и характером протекающего переходного процесса. В работе [20] отмечена ценность использования аналитических методов синтеза, позволяющих установить зависимость между характером переходного процесса и конструктивными параметрами управляемых механических систем. К числу аналитических методов синтеза можно отнести и методы, основанные на использовании концепции обратных задач динамики, заключающейся в определении потребных параметров по заданным конечным или дифференциальным уравнениям, обеспечивающим желаемый характер управляемого движения. Эта концепция была использована в работах [21] и [22] для выбора параметров УДУ механизмов драглайна на основе задания закона колебательного движения рабочего органа и вида его дифференциального уравнения. В то же время, задание конечных или дифференциальных уравнений движения требует нахождения собственных частот, что ограничивает возможности применения данного подхода. В этой связи представляет интерес развитие концепции обратных задач динамики путем задания интегральных уравнений [23], позволяющих связать параметры механической системы с характером переходного процесса, без нахождения частот собственных колебаний.

В настоящей работе на примере механизма копания экскаватора, оснащенного упругодемпфирующим устройством, производится определение его параметров с помощью интегрального уравнения Вольтерра 2-го рода и приводятся результаты численного моделирования эффективности.

1. Объект и методы исследования. Расчетная схема механизма копания экскаватора, оснащенного УДУ, расположенным между барабаном и направляющим

блоком, показана на рис. 1, а [21]. Приняты следующие обозначения: 1 — электродвигатели с редуктором и барабанами; 2 и 3 — направляющие блоки; 4 — канат; 5 — ковш; 6 — УДУ.

Полагая массы сосредоточенными, представляя канат в виде невесомой нити с постоянными коэффициентами жесткости и вязкого трения и пренебрегая трением в сопряженных узлах механической части, получим следующую систему дифференциальных уравнений электромеханической системы:

$$\left\{ \begin{array}{l} U_{SR} = (U_{ref} - K_{SS} \cdot \omega_1) \cdot K_{SR}, \\ U_{SR} \leq U_{lim} = (K_1 - K_{SS} \cdot \omega_1) \cdot (\cos \alpha / \sin \alpha) + K_2, \\ U_{CR} = \frac{(U_{SR} - (K_{CS} \cdot I_a))(T_a s + 1)}{T_{CR} s}, \\ E_p = \frac{U_{CR} \cdot K_b}{T_b s + 1}, E_{dv} = C_e \cdot \omega_1, I_a = \frac{E_p - E_{dv}}{T_a s + 1} K_a, \\ M_{dv} = C_e \cdot I_a, J_1 s \omega_1 = M_{dv} - \frac{c_{12} \Delta \omega_{13}}{s} - b_{12} \Delta \omega_{13}, \\ J_2 s \omega_2 = \frac{c_{12} \Delta \omega_{13}}{s} + b_{12} \Delta \omega_{13} - M_c, \\ J_3 s \omega_3 = M_{12} - \frac{c \Delta \omega_{13}}{s} - b \Delta \omega_{13}, M_{12} = \frac{c_{12} \Delta \omega_{13}}{s} - b_{12} \Delta \omega_{13}; \\ \Delta \omega_{13} = \omega_1 - \omega_2 - \omega_3. \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $U_{SR}$  — напряжение выхода регулятора скорости;  $U_{ref}$  — напряжение управления;  $U_{lim}$  — напряжение ограничения для формирования крутопадающего участка механической характеристики;  $U_{CR}$  — напряжение выхода регулятора тока;  $E_p$  — напряжение преобразователя;  $E_{dv}$  — ЭДС двигателя;  $I_a$  — ток якоря;  $K_1$  — настроечный коэффициент механической характеристики;  $K_2$  — коэффициент настройки точки стопорения;  $K_{SS}$  — коэффициент датчика скорости;  $K_{SR}$  — коэффициент регулятора скорости;  $K_{CS}$  — коэффициент датчика тока;  $K_a$  — коэффициент якоря;  $K_b$  — коэффициент усиления преобразователя;  $\alpha$  — угол наклона механической характеристики;  $T_a$  — постоянная времени якорной цепи;  $T_{CR}$  — постоянная времени регулятора тока;  $T_b$  — постоянная времени преобразователя;  $C_e$  — конструктивная постоянная;  $c_{12}$  — коэффициент жесткости каната;  $b_{12}$  — коэффициент вязкого трения в канате;  $c$  — коэффициент жесткости демпфера,  $b$  — коэффициент вязкого трения демпфера;  $J_1$  — момент инерции двух двигателей и эквивалентного момента инерции редуктора и барабанов;  $J_2$  — момент инерции ковша с породой;  $J_3$  — момент инерции с демпфером;  $\omega_1, \omega_2, \omega_3$  — угловые скорости масс;  $s$  — оператор Лапласа.

Поскольку система управления электроприводом позволяет исключить колебания со стороны электрической части системы, рассмотрим только свободные колебания механической составляющей, без учета демпфирующих свойств электропривода [24]. Качество переходного процесса, протекающего в механической системе, будет определяться параметрами характеристического полинома, полученного на основе системы (1) (см. рис. 1, б).

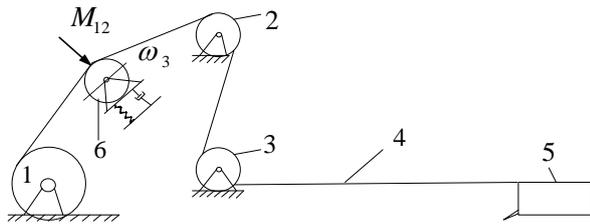
Полагая, что входные воздействия со стороны двигателя  $M_{dv}$  и нагрузки  $M_c$  равны нулю и пренебрегая моментом инерции УДУ, разрешим выражение (1) относительно упругого момента  $M_{12}$ :

$$\ddot{M}_{12} + a_0 \dot{M}_{12} + a_1 M_{12} = 0. \quad (2)$$

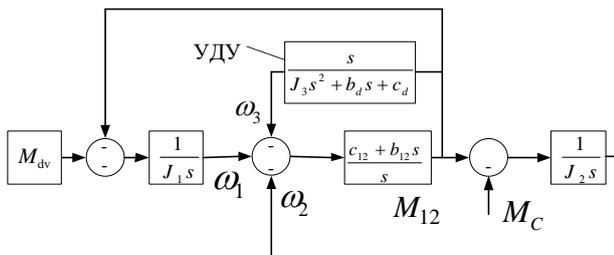
Здесь  $a_0 = \frac{bJ_{12} + c + c_{12}}{b_{12} + b}$ ;  $a_1 = \frac{b\omega_{12}^2 + cb_{12}J_{12}}{b_{12} + b}$ ;

$$a_2 = \frac{\omega_{12}^2 c}{b_{12} + b}; \quad J_{12} = \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \text{ — соотношение между}$$

моментами инерции;  $\omega_{12} = \sqrt{\frac{c_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}}$  — частота собственных колебаний.



а)



б)

Рис. 1. Кинематическая (а) и структурная (б) схемы

Зададим начальные условия для выражения (2), соответствующие единичному ступенчатому изменению момента в упругом звене:

$$\ddot{M}_{12}(0) = 0; \quad \dot{M}_{12}(0) = 0; \quad M_{12}(0) = 1. \quad (3)$$

Приведем дифференциальное уравнение (2) к интегральному виду [23; 25], введя обозначение  $\ddot{M}_{12} = u(t)$  и проинтегрировав обе части этого равенства с учетом начальных условий (3). Находя последовательно значения всех производных и подставляя их в (2), после некоторых преобразований получим:

$$u(t) + \int_0^t \left[ a_0 + \frac{a_1(t-y)}{1!} + \frac{a_2(t-y)^2}{2!} \right] u(y) dy = -a_2. \quad (4)$$

Равенство (4) является интегральным уравнением Вольтерра 2-го рода относительно неизвестной функции  $u(t)$ , входящей в это уравнение в виде слагаемого и в виде зависимости  $u(y)$  — под знаком интеграла. Ядром интегрального уравнения является известная функция:

$$K(t, y) = - \left[ a_0 + \frac{a_1(t-y)}{1!} + \frac{a_2(t-y)^2}{2!} \right].$$

Для решения интегрального уравнения (4) необходимо найти резольвенту этого ядра. Используя метод последовательных приближений и принимая за первое приближение само ядро, определим все итерированные ядра, которые могут быть представлены в виде следующей рекуррентной зависимости:

$$K_m(t, y) = (-1)^m \sum_{k=0}^m \binom{m}{k} \rightarrow \rightarrow \sum_{i=0}^{m-k} \binom{m-k}{i} a_0^{m-k-i} a_1^i a_2^k \frac{(t-y)^{2k+i+m-1}}{(2k+i+m-1)!}.$$

Суммируя все ядра от единицы до бесконечности, найдем общее выражение для нахождения резольвенты:

$$R(t, y) = \sum_{m=1}^{\infty} (-1)^m \sum_{k=0}^m \binom{m}{k} \rightarrow \rightarrow \sum_{i=0}^{m-k} \binom{m-k}{i} a_0^{m-k-i} a_1^i a_2^k \frac{(t-y)^{2k+i+m-1}}{(2k+i+m-1)!}.$$

Полученное выражение для резольвенты содержит параметры системы, представленные в виде коэффициентов  $a_0$ ,  $a_1$  и  $a_2$ , которые могут изменяться в достаточно широких пределах, что затрудняет проведение анализа. С целью упрощения этого выражения воспользуемся предложенным в работе [25] переходом к новому значению аргумента  $t - y = \frac{\tau}{a_0}$ , в результате чего получим:

$$R(t, y) = a_0 \sum_{m=1}^{\infty} (-1)^m \sum_{k=0}^m \binom{m}{k} \rightarrow \rightarrow \sum_{i=0}^{m-k} \binom{m-k}{i} c_1^i c_2^k \frac{\tau^{2k+i+m-1}}{(2k+i+m-1)!}. \quad (5)$$

Здесь  $c_1 = \frac{a_1}{a_0^2}$  и  $c_2 = \frac{a_2}{a_0^3}$ , а переход к реальному

времени будет определяться масштабом  $a_0$ .

С учетом (5) решение интегрального уравнения (4) запишется в виде:

$$u(t) = -a_2 - a_2 \int_0^t R(t, y) dy. \quad (6)$$

Из выражения (6) следует, что вид неизвестной

функции  $u(t)$  будет напрямую зависеть от параметров резольвенты (5). Таким образом, появляется возможность решения обратной задачи динамики по реализации желаемого характера движения  $u(t)$  путем установления связи параметров механической системы с параметрами резольвенты (5).

Найдем связь параметров резольвенты  $c_1$  и  $c_2$  с показателями качества переходного процесса. Известно, что длительность переходного процесса при различных корнях характеристического уравнения определяется тем из них, который обеспечивает наибольшую постоянную времени затухания. Поэтому минимальным по длительности будет переходный процесс с кратными корнями характеристического полинома [24]. Вариант полинома с действительными корнями был подробно исследован в работе [25]. Рассмотрим случай, когда корни характеристического полинома, полученного на основе (2), кратные и комплексно сопряженные:

$$s^3 + a_0 s^2 + a_1 s + a_2 = 0.$$

Полагая, что корень полинома равен  $s = \chi a_0$ , перейдем к параметрам резольвенты  $c_1$  и  $c_2$ :

$$\chi^3 + \chi^2 + c_1 \chi + c_2 = 0. \quad (7)$$

Полином (7) имеет три корня:  $\chi_1$ ,  $\chi_2$  и  $\chi_3$ , один из которых всегда действительный отрицательный, а два других корня при колебательном движении имеют комплексно-сопряженный вид. Чем дальше корни  $\chi_1$ ,  $\chi_2$  и  $\chi_3$  будут отстоять от мнимой оси, тем быстрее будет протекать переходный процесс в механической системе. Положим, что корень  $\chi_1$  действительный отрицательный, а  $\chi_2$  и  $\chi_3$  — комплексно-сопряженные. Если действительная часть комплексно-сопряженных корней по модулю больше корня  $\chi_1$ , то длительность переходного процесса будет определяться его величиной. Поэтому имеет смысл ввести следующие зависимости между корнями:

$$\chi_1 = -a; \quad \chi_{2,3} = -ka \pm j \sqrt{\frac{1-\xi^2}{\xi^2}} ka,$$

в которых  $a$  — действительный корень;  $\xi$  — параметр относительного демпфирования;  $k$  — коэффициент, характеризующий удаленность корней друг от друга.

При достаточном удалении комплексно-сопряженных корней от действительного и условия, что действительный корень расположен ближе к мнимой оси, получим вид переходного процесса, близкий к аperiodическому, поскольку составляющая колебательного движения, определяемая комплексно-сопряженными корнями, будет затухать значительно быстрее и не оказывать существенного влияния на его вид. Следует отметить, что при  $k > 1$  вид переходного процесса определяется действительным корнем (aperiodический процесс), а при  $k < 1$  — парой комплексно-сопряженных корней (затухающий колебательный процесс).

Установим взаимосвязь корней полинома с параметрами механической системы  $c_1$  и  $c_2$ , которые должны иметь положительные значения, определяемые физической реализуемостью системы.

При  $k > 1$  ближайшим корнем к мнимой оси будет действительный. Используя формулы Виетта, отражающие связь корней с коэффициентами полинома (7), составим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} \chi_1 + \chi_2 + \chi_3 = -1 \\ \chi_1 \chi_2 + \chi_1 \chi_3 + \chi_2 \chi_3 = c_1 \\ \chi_1 \chi_2 \chi_3 = -c_2 \end{cases} \quad (8)$$

Подставляя  $\chi_1$  и  $\chi_{2,3}$  в (8), получим следующие соотношения между параметрами полинома и коэффициентами корней:

$$a = \frac{1}{1+2k}; \quad (9)$$

$$c_1 = a^2 \left( 2k + \frac{k^2}{\xi^2} \right); \quad (10)$$

$$c_2 = \frac{k^2 a^3}{\xi^2}. \quad (11)$$

Выполняя подстановку выражения (9) в (10) и (11), установим связь параметров  $c_1$  и  $c_2$  с коэффициентами  $k$  и  $\xi$ :

$$c_1 = \frac{1}{(1+2k)^2} \left( 2k + \frac{k^2}{\xi^2} \right); \quad (12)$$

$$c_2 = \frac{k^2}{\xi^2 (1+2k)^3}. \quad (13)$$

Выдвинув дополнительное условие  $\xi > 0.5$ , которое будет обеспечивать быстрое затухание колебательной составляющей от пары комплексно-сопряженных корней, определим на основе выражений (12) и (13) области существования параметров  $c_1$  и  $c_2$ . Выбор коэффициента  $k$  определяется из условия обеспечения максимального быстродействия и изменяется в диапазоне  $0 \dots 2$ . Как следует из выражения (9), при увеличении  $k$  параметр  $a$  быстро уменьшается, следовательно, снижается быстродействие, поэтому значение этого коэффициента должно быть близко к 1.

Рекомендуемые диапазоны оптимального сочетания параметров полинома (7) для условия аperiodического движения ( $1 < k < 2$  и  $\xi = 0.5$ ) расположатся в диапазонах:  $c_1 = 0.68 \dots 0.8$ , а  $c_2 = 0.148 \dots 0.128$ . Следует отметить, что минимальному значению  $c_1$  соответствует максимум  $c_2$ , а максимальное быстродействие будет наблюдаться при значении  $k$ , близком к 1.

Исследуем изменение коэффициентов характеристического полинома (7) при фиксированных значениях параметров механизма копания [21]:  $J_1 = 572 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $J_2 = 60 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $c_{12} = 7500 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$ ;  $b_{12} = 150 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с/рад}$  и переменных значениях

параметров УДУ —  $c$  и  $b$ . Используя зависимости  $c_1 = \frac{a_1}{a_0^2}$  и  $c_2 = \frac{a_2}{a_0^3}$ , построим области существования

параметров полинома (7) при изменениях параметров  $c$  и  $b$  и выделим область оптимального сочетания этих параметров (см. рис. 2).

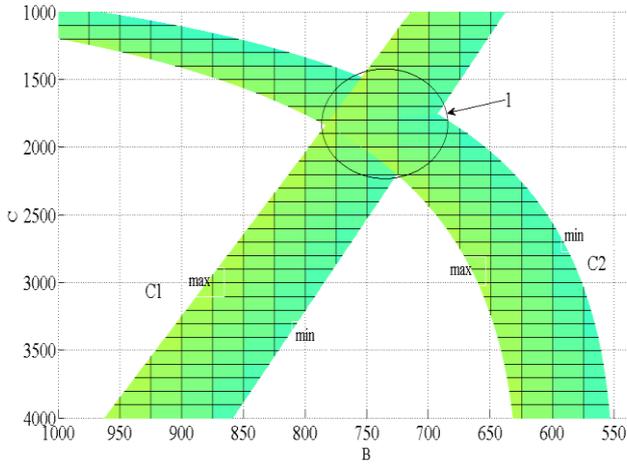


Рис. 2. Области оптимального сочетания параметров  $c_1$  и  $c_2$

На рис. 2 область 1 определяет границы изменения параметров демпфера  $c$  и  $b$ , которые соответствуют оптимальному сочетанию параметров полинома  $c_1$  и  $c_2$  для заданного относительного демпфирования, равного  $\xi = 0.5$ . Нижняя точка пересечения областей существования параметров  $c_1$  и  $c_2$  определяет условие получения максимального быстродействия при заданных требованиях к качеству переходных процессов. Расчетные оптимальные величины параметров УДУ для этой точки составили  $c = 2200 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$  и  $b = 725 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}/\text{рад}$ .

II. Результаты численного моделирования. Для проверки эффективности работы УДУ с выбранными параметрами было проведено численное моделирование переходных процессов механизма копания экскаватора на основе системы уравнений (1) при следующих параметрах, близких к реальному механизму:  $U_{ref} = 0 \dots 10$ ;  $U_{scor} = -10 - 1,3$ ;  $K_{SS} = 0.151$ ;  $K_1 = 10$ ;  $K_2 = 8$ ;  $K_{SR} = 8$ ;  $K_{CS} = 0.00313$ ;  $T_{CR} = 0.864$ ;  $K_b = 120$ ;  $T_b = 0.01$  сек;  $C_e = 17.37$ ;  $K_a = 33$ ;  $T_a = 0,082$  сек;  $J_1 = 572$  и  $J_2 = 60 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $c_{12} = 7500 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$ ;

$$b_{12} = 150 \frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}}; \quad c = 2200 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{рад};$$

$$b = 725 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}/\text{рад}.$$

Исследования выполнялись для режима пуска на номинальную скорость, изменения нагрузки на рабочем органе и режима стопорения. В процессе моделирования регистрировались значения упругого усилия в канате  $M_{12}$  и момента двигателя  $M_{dv}$ , скорость двигателя  $\omega_1$  и рабочего органа  $\omega_2$ . Электромеханическая система с синтезированными

параметрами УДУ сравнивалась с механизмом, оснащенным УДУ ( $c = 3000 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$ ;  $b = 800 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}/\text{рад}$ ), параметры которого определялись по зависимостям, предложенным в работе [15]. Графики переходных процессов приведены на рис. 3, а и б, где номером 1 обозначены графики, полученные при  $c = 3000 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$ ;  $b = 800 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}/\text{рад}$ , а номером 2 — при параметрах УДУ, полученным на основе резольвенты (5).

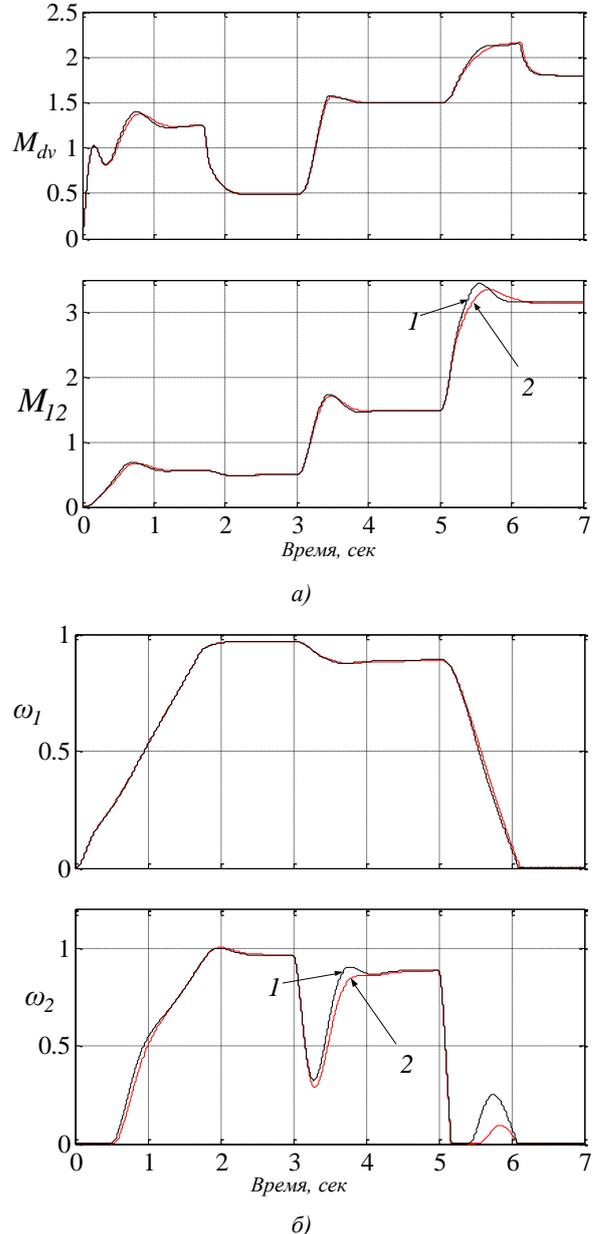


Рис. 3. Графики переходных процессов

Анализ осциллограмм, приведенных на этом рисунке, показывает, что синтез параметров УДУ на основе выбора коэффициентов резольвенты интегрального уравнения (5) по заданным показателям качества позволяет снизить динамические нагрузки при сохранении быстродействия. В то же время, наблюдалось некоторое отклонение кривой упругого момента  $M_{12}$  от принятого аperiodического закона,

что можно объяснить принятыми допущениями в уравнении (2).

Данный подход по своей сути близок к методу нормированных передаточных функций [24], в которых нормированный полином представляется суммой элементарных звеньев, а их параметры определяются постоянными времени и относительным демпфированием, зависящими от собственных частот. Однако предложенный метод обеспечивает большую наглядность и простоту, поскольку задача поиска оптимальных параметров сводится к простым алгоритмам, содержащим элементарные алгебраические операции.

**Заключение.** Предложенный метод синтеза параметров упругодемпфирующего устройства экскаватора, основанный на использовании

интегрального уравнения Вольтерра 2-го рода, позволил в явном виде связать эти параметры с показателями качества (колебательность и быстродействие) переходного процесса, определяемыми коэффициентами резольвенты, которые не содержат частот собственных колебаний и напрямую зависят только от физических параметров механической системы. Полученные аналитические зависимости отражают прямую связь параметров системы с показателями качества переходного процесса и позволяют формализовать процедуру параметрического синтеза подобных устройств. Они могут быть использованы как при создании новых УДУ, так и для оценки эффективности известных технических решений.

### Литература

- Hendricks C. Performance Monitoring of Electric Mining Shovels: Ph.D. thesis. Monreal, McGill University, 1990. 386 p.
- Wu H. Modelling and Simulation of Electric Mining Shovels: Ph.D. thesis. Monreal, McGill University, 1995. 159 p.
- Koellner Walter. A New All AC Gearless Drive System for Large Mining Draglines // IEEE Trans. on Industry Automation and Control, 2006. P. 1310-1314.
- Onsager M., Gilmore C.D., Koellner W. Dragline excavating machine with direct drive hoist and drag drums // United States Patent 7024805 iss. 11 April. 2006.
- Nuray Erdogan Demirel Dynamic dragline modeling and boom stress analysis for efficient excavation: Dissertation, University of Missouri-Rolla, 2007.
- Шарипов Р.Х. К расчету нагрузок, действующих на металлоконструкцию экскаватора ЭКГ-5 // Горный информ.- аналитический бюллетень. 2010. № 6. С. 113-116.
- Степанов А.Г., Корняков М.В. Динамика машин: моногр. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2014. 412 с.
- Mohammad Babaei Khorzoughi. A Study of Electric Rope Shovel Digging Effort and Behaviour for Diggability Assessment in Open Pit Mines: Ph.D. thesis. Vancouver, the university of British Columbia, 2017. 196 p.
- Паначев И.А., Насонов М.Ю., Антонов К.В. Влияние размеров естественных отдельностей горной породы на трещинообразование в металлоконструкциях драглайнов при экскавации ее во взорванном состоянии // Новый прогресс в гражданском строительстве и архитектуре: материалы Третьего Китайско-Рос. симпозиума по подземному строительству городов и шахт (24-26 сент. 2004 г.). Циндао, 2004. P. 177-180.
- Богданов А.П. Дефекты металлоконструкции карьерных экскаваторов // Universum: технические науки: электрон. научн. журн. 2015. № 11 (22). URL: <https://7universum.com/ru/tech/archive/item/2775> (дата обращения: 05.11.2022).
- P&N Harnsichfeger // Technical Bulletin, 1990. № X-693. Crowd Motor and Power Band.
- Caterpillar Inc // HF Electric Rope Shovel, 2013. 7495 AEN06960 (03-2013). P. 32.
- Свинарчук В.П. Обоснование и выбор динамических параметров рабочего оборудования карьерных экскаваторов: дис. ... канд. техн. наук. М., 2012. 143 с.
- Султонов Х.Н., Кантович Л.И. Повышение надежности работы механизма хода экскаватора - прямая мехлопата // Уголь. 2014. № 6. С. 30-32.
- Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров. 7-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во «Майнинг Медиа Групп», 2011. 640 с.
- Соловьев С.В., Кузиев Д.А. Зависимость динамики рабочего процесса карьерного драглайна от упруго - демпфирующих параметров привода его тягового механизма // Уголь. 2014. № 2. С. 60-62.
- Kuznetsov N.K., Makhno D. E., Iov I.A. Damping elastic oscillations of digging mechanism // IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 2017. V. 87. P. 022011.
- Губенко А.А., Свинарчук В.П. Обзор и анализ параметров конструкций упругодемпфирующих устройств // Науч. вестник МГГУ. 2011. № 1. С. 9-19.
- Пупков К.А. Высокоточные системы самонаведения. М.: Физматлит, 2011. 512 с.
- Kuznetsov N.K., Iov I.A., Iov A. Reducing of dynamic loads of excavator actuators // J. Phys.: Conf. Ser. 2019. V. 1210. P. 012075.
- Kuznetsov N.K., Iov I.A., Iov A.A. Development and research of elastic-damping device with variable stiffness // IOP Conf. Ser.: Materials Science and Engineering. 2020. V. 971. P. 042016.
- Полянин А.Д., Манжиров А.В. Справочник по интегральным уравнениям. М.: Физматлит, 2003. 608 с.
- Ляхомский А.В., Фашиленко В.Н. Управление электромеханическими системами горных машин. М.: Изд-во МГГУ, 2004. 296 с.
- Голубенцев А.Н. Интегральные методы в динамике. Киев: Техника, 1967. 352 с.

### References

- Hendricks C. Performance Monitoring of Electric Mining Shovels: Ph.D. thesis. Monreal, McGill University, 1990. 386 p.
- Wu H. Modelling and Simulation of Electric Mining Shovels: Ph.D. thesis. Monreal, McGill University, 1995. 159 p.
- Koellner Walter. A New All AC Gearless Drive System for Large Mining Draglines // IEEE Trans. on Industry Automation and Control, 2006. P. 1310-1314.

4. Onsager M., Gilmore C.D., Koellner W. Dragline excavating machine with direct drive hoist and drag drums // United States Patent 7024805 iss. 11 April. 2006.
5. Nuray Erdogan Demirel Dynamic dragline modeling and boom stress analysis for efficient excavation: Dissertation, University of Missouri-Rolla, 2007.
6. SHaripov R.H. The calculation of the loads acting on the construction of the EKG-5 excavator // Mining informational and analytical bulletin. 2010. № 6. P. 113-116.
7. Stepanov A.G., Korniyakov M.V. Machine Dynamics. Irkutsk State Technical University: monogr. Irkutsk: Izd-vo IrGTU, 2014. 412 p.
8. Mohammad Babaei Khorzoughi. A Study of Electric Rope Shovel Digging Effort and Behaviour for Diggability Assessment in Open Pit Mines: Ph.D. thesis. Vancouver, the university of British Columbia, 2017. 196 p.
9. Panachev I.A., Nasonov M.YU., Antonov K.V. The influence of the size of natural rock separations on cracking in metal structures of draglines during its excavation in the exploded state // Novyj progress v grazhdanskom stroitel'stve i arhitekture: materialy Tret'ego Kitajsko-Ros. simpoziuma po podzemnomu stroitel'stvu gorodov i shaht (24-26 sent. 2004 g.). Cindao, 2004. P. 177-180.
10. Bogdanov A.P. Metal ware defects of mine excavators // Universum: tekhnicheskie nauki: elektron. nauchn. zhurn. 2015. № 11 (22). URL: <https://7universum.com/ru/tech/archive/item/2775> (data obrashcheniya: 05.11.2022).
11. P&H Harnsichfeger // Technical Bulletin, 1990. № X-693. Crowd Motor and Power Band.
12. Caterpillar Inc // HF Electric Rope Shovel, 2013. 7495 AEH06960 (03-2013). P. 32.
13. Svinarchuk V.P. Substantiation and choice of dynamic parameters of working equipment of mining shovel: dis. ... kand. tekhn. nauk. M., 2012. 143 p.
14. Sultonov H.N., Kantovich L.I. Improving reliability of excavator travel mechanism drive gear - face power shovel // Ugol' (Russian coal journal). 2014. № 6. P. 30-32.
15. Poderni R.YU. Mechanical equipment of mine. 7-e izd., pere-rab. i dop. M.: Izd-vo «Majning Media Grupp», 2011. 640 p.
16. Solov'ev S.V., Kuziev D.A. Dependence of dynamics of the working process of a career dragline on elastic-damping parameters of its traction mechanism // Ugol' (Russian coal journal). 2014. № 2. P. 60-62.
17. Kuznetsov N.K., Makhno D. E., Iov I.A. Damping elastic oscillations of digging mechanism // IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 2017. V. 87. P. 022011.
18. Gubenko A.A., Svinarchuk V.P. Review and analysis of design parameters of elastic-damping devices // Nauch. vestnik MGGU. 2011. № 1. P. 9-19.
19. Pupkov K.A. High-precision homing systems. M.: Fizmatlit, 2011. 512 p.
20. Kuznetsov N.K., Iov I.A., Iov A. Reducing of dynamic loads of excavator actuators // J. Phys.: Conf. Ser. 2019. V. 1210. P. 012075.
21. Kuznetsov N.K., Iov I.A., Iov A.A. Development and research of elastic-damping device with variable stiffness // IOP Conf. Ser.: Materials Science and Engineering. 2020. V. 971. P. 042016.
22. Polyanin A.D., Manzhirov A.V. Integral Equations Handbook. M.: Fizmatlit, 2003. 608 p.
23. Lyahomskij A.V., Fashchilenko V.N. Control of electromechanical mining machine systems. M.: Izd-vo MGGU, 2004. 296 p.
24. Golubencev A.N. Integral methods in dynamics. Kiev: Tekhnika, 1967. 352 p.