

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ УПРУГОДЕМПФИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ В КОПАЮЩИХ МЕХАНИЗМАХ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

И.В. Зырянов¹, А.А. Иов², И.А. Иов³, В.А. Храмовских³

¹ Политехнический институт (филиал) СВФУ в г. Мирном, Мирный, Россия

² ООО «СЛСи-Джи Эйч», Москва, Россия, e-mail: iovivan@rambler.ru

³ Иркутский национальный исследовательский технический университет, Иркутск, Россия

Аннотация: Динамические нагрузки в рабочем оборудовании карьерных экскаваторов являются основной причиной снижения надежности машин в процессе эксплуатации. Одним из способов управления динамикой копающих механизмов является применение в их конструкции упругодемпфирующих устройств, которые снижают общую жесткость и повышают диссипативные силы в механизме. Для решения задачи синтеза параметров этих устройств предлагается использовать концепцию обратных задач динамики в сочетании с методами структурного математического моделирования механических систем. Данный подход позволяет обобщить известные конструкции демпфирующих устройств в виде механических обратных связей, а применение концепции обратной задачи динамики дает возможность решить задачу синтеза параметров по заданному закону изменения усилия в механизме. На основе полученных соотношений установлена аналитическая связь желаемого характера движения с параметрами механической системы и определены границы физической реализуемости и эффективности данных устройств. Результаты аналитического исследования подтверждены численным моделированием уравнений движения механизма подъема карьерного экскаватора ЭКГ-5А, оснащенного упругодемпфирующим устройством с синтезированными параметрами. Показано, что для типовых режимов работы обеспечивается снижение динамических нагрузок, сокращение времени переходных процессов и возрастание демпфирующих свойств механизма.

Ключевые слова: копающие механизмы, динамические нагрузки, упругодемпфирующие устройства, обратная задача динамики, синтез параметров.

Для цитирования: Зырянов И. В., Иов А. А., Иов И. А., Храмовских В. А. Параметрический синтез упругодемпфирующих устройств в копающих механизмах карьерных экскаваторов // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2024. – № 4. – С. 121–133. DOI: 10.25018/0236_1493_2024_4_0_121.

Parametric synthesis of elastic damping devices in digging mechanisms of excavators for open pit mining

I.V. Zyrianov¹, A.A. Iov², I.A. Iov³, V.A. Khramovskikh³

¹ Mirny Polytechnic Institute, Branch of Ammosov North-Eastern Federal University, Mirny, Russia

² SLC-JH Ltd., Moscow, Russia

³ Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, Russia, e-mail: iovivan@rambler.ru

Abstract: Dynamic stresses of excavator attachments are the main cause of loss in reliability of the machines during open pit mining. One of the ways to control dynamics of digging mechanisms is addition of their design with elastic damping devices which reduce total stiffness and increase dissipative forces in the mechanisms. For synthesizing parameters of such devices, it is proposed to use the concept of the inverse dynamic problems in combination with the structural mathematical modeling of mechanical systems. This approach enables generalization of the known designs of damping devices in the form of inverse mechanical coupling, while the concept of the inverse dynamic problem makes it possible to synthesize parameters using a preset law of force variation in a mechanism. The resultant correlations exhibit the analytical connections between the required motion pattern and the mechanical system parameters, and determine the boundaries of physical implementability and efficiency of the study devices. The analytical results are confirmed by the motion equations-based modeling of excavator EKG-5A lifting mechanism equipped with an elastic damping device with the synthesized parameters. It is shown that in this case, in standard operating conditions, the dynamic stresses are reduced, the duration of transient processes is cut-down, and the damping properties of the mechanism are improved.

Key words: digging mechanisms, dynamic stress, elastic damping devices, inverse dynamic problem, synthesis of parameters.

For citation: Zyrianov I. V., Iov A. A., Iov I. A., Khramovskikh V. A. Parametric synthesis of elastic damping devices in digging mechanisms of excavators for open pit mining. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2024;(4):121-133. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2024_4_0_121.

Введение

Динамика работы копающих механизмов карьерных экскаваторов, обусловленная конструктивными особенностями и нестационарными нагрузками на рабочем органе, характеризуется существенным уровнем нагрузок в металлоконструкциях рабочего оборудования, пиковые значения которых превышают статический уровень в 2 и более раз и являются основной причиной внезапных отказов [1–4]. Частые пуски и остановки приводного двигателя с интенсивными ускорениями (замедлениями) приводят к появлению слабозатухающих колебаний упругих моментов в канатах [5, 6], которые интенсивно расходуют ресурс основных узлов и приводят к появлению усталостных трещин [7–9].

Изменение конструктивных параметров копающих механизмов с целью оп-

тимизации переходных процессов в механической системе является основным средством повышения эффективности их использования и основывается на приведении параметров жесткости и демпфирования механической связи к значениям, которые обеспечивают заданные показатели качества движения: перерегулирование, время регулирования, декремент колебаний и степень устойчивости. В традиционных схемах копающих механизмов данная задача решается путем введения в конструкцию дополнительных упругодемпфирующих устройств (УДУ) [10], поглощающих динамическую составляющую нагрузки. В настоящее время известны различные схемы установки УДУ в механизмы подъема [11–13] и подвески стрелы [14, 15]. Применение УДУ обеспечивает механизму дополнительное, помимо основ-

ного, связанного с деформацией каната, перемещение, при котором можно рассеять количество энергии, обусловленной динамической добавкой. Это позволяет рассматривать УДУ как дополнительные механические обратные связи, вводимые в исходную систему, у которых входом является сила, а выходом — перемещение (скорость) [16].

Определение параметров УДУ, по сути, коэффициентов дифференциальных уравнений, можно выполнить на основе частотных методов [15, 16]. Однако, с практической точки зрения, целесообразно осуществлять поиск параметров на основе желаемого характера движения механизма, для чего необходимо иметь явную аналитическую связь между параметрами конструкции и показателями качества переходного процесса. В этой связи наибольший интерес представляет использование концепции обратных задач динамики [17], под которой понимается поиск управлений, которые необходимо сообщить системе, чтобы реализовать движение ее фазовых координат в соответствии с заданным законом. Используемый математический аппарат позволяет получать решения в замкнутом виде, т.е. находить коэффициенты управляющей функции или обратных связей, однозначно определяемых параметрами системы и параметрами заданного закона движения. Следовательно, применение данного подхода позволит установить аналитическую связь параметров системы с желаемым характером движения, а значит, определить параметры УДУ, которые обеспечат заданное перерегулирование, время регулирования и степень затухания.

В настоящей работе приводятся результаты исследования по применению концепции обратных задач динамики в сочетании со структурными методами для решения задачи параметрического синтеза УДУ по заданному закону изменения усилия в механизме с учетом границ физической реализуемости устройств.

Объект и методы исследования

Объектом исследования выберем копающий механизм экскаватора — прямая лопата, оснащенный УДУ, конструктивные схемы которого приведены в [10]. Общепринятые динамические модели указанных механизмов представлены двухмассовыми расчетными схемами, поэтому оснащение их УДУ можно рассматривать как введение дополнительной механической обратной связи, описываемой передаточной функцией

$$\frac{\omega}{M} = \frac{p}{J_3 p^2 + b_3 p + c_3},$$

отражающей связь входа (силы) M и выхода (скорости) ω с обобщенными параметрами инерции J_3 , жесткости c_3 и демпфирования b_3 [17], где $p = d/dt$ — оператор дифференцирования. Запишем систему дифференциальных уравнений, описывающих динамику механизма с УДУ [18, 19]:

$$\begin{cases} J_1 p \omega_1 = M_{\partial e} - M_{12} - M_b - M_t; & J_2 p \omega_2 = M_{12} + M_b - M_c; \\ J_3 p \omega_3 = M_{12} - \frac{c_3}{p} \omega_3 - b_3 \omega_3; & M_{12} = \frac{A_{12}}{p} (\omega_1 - \omega_2 - \omega_3); \\ M_b = b_{12} (\omega_1 - \omega_2 - \omega_3); & M_t = a \omega_1 \end{cases} \quad (1)$$

В этой системе: J_1 — суммарный момент инерции двигателя, редуктора и барабана; J_2 — приведенный момент инерции рабочего органа; c_{12} и b_{12} — приведен-

ные коэффициенты жесткости и демпфирования каната; a — коэффициент трения в редукторе; $M_{дв}$ — момент, развиваемый двигателем; M_c — нагрузка на рабочем органе. При составлении системы уравнений (1) приняты следующие допущения: массы сосредоточены; упругие связи представлены невесомыми нитями, жесткость и трение в которых постоянны.

Учитывая, что величины моментов инерции УДУ [20] значительно меньше моментов инерции сосредоточенных масс динамической модели копающего механизма, будем считать обобщенный параметр инерции близким к нулю $J_3 \approx 0$. Полагая параметры механической системы постоянными, ковш наполненным, жесткость каната соответствующей среднему его положению, внешнее трение в механизме достаточно малым ($a \approx 0$), а $M_c = 0$, разрешим систему уравнений (1) относительно усилия в канате M_{12} :

$$(p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0) M_{12} = (b_2 p^2 + b_1 p + b_0) M_{дв}. \quad (2)$$

В этом выражении приняты следующие обозначения:

$$a_2 = \frac{b_{12} J_{12} b_3 + c_{12} + c_3}{b_{12} + b_3}, \quad a_1 = \frac{b_3 \omega_{12}^2 + b_{12} J_{12} c_3}{b_{12} + b_3}, \quad a_0 = \frac{\omega_{12}^2 c_3}{b_{12} + b_3},$$

$$b_2 = \frac{b_{12} b_3}{J_1 (b_{12} + b_3)}, \quad b_1 = \frac{b_{12} c_3 + c_{12} b_3}{J_1 (b_{12} + b_3)}, \quad b_0 = \frac{c_{12} c_3}{J_1 (b_{12} + b_3)}, \quad J_{12} = \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} -$$

соотношение моментов инерции,

$$\omega_{12} = \sqrt{\frac{A_{12} (J_1 + J_2)}{J_1 J_2}} - \text{собственная частота колебаний двухмассовой системы.}$$

Решение уравнения (2) при единичном ступенчатом воздействии и условии колебательного характера движения запишется в виде

$$M_{12} = C_1 e^{\lambda t} + C_2 e^{\alpha t} \cos \beta t + C_3 e^{\alpha t} \sin \beta t, \quad (3)$$

где λ — действительный, а $\alpha \pm j\beta$ — комплексно-сопряженные корни характеристического уравнения; $C_{1...3}$ — постоянные интегрирования.

На предварительном этапе параметры УДУ c_3 и b_3 заранее неизвестны, однако, на основе технологических требований, известен желаемый характер изменения усилия и динамическая модель механизма. Следовательно, используя выражение (3), можно построить закон изменения усилия M_{12} , выбрав соответствующим образом значения λ и $\alpha \pm j\beta$. Предположим, что параметры в равенстве (3) определены.

Найдем управляющее воздействие, которое необходимо сообщить механической системе (1), чтобы усилие M_{12} изменялось в соответствии с принятым законом (3) при заданных λ , α и β . Дифференцируя три раза выражение (3) и подставляя полученный результат в (2), запишем:

$$A_1 C_1 e^{\lambda t} + B_1 C_2 e^{\alpha t} \cos \beta t + B_2 C_3 e^{\alpha t} \sin \beta t = (b_0 p^2 + b_1 p + b_2) M_{дв}. \quad (4)$$

Здесь

$$A_1 = \lambda^3 + a_0 \lambda^2 + a_1 \lambda + a_2, \quad B_1 = K_1 \alpha + K_2 \beta \frac{C_3}{C_2} + K_1 a_0 + a_1 \left(\alpha + \beta \frac{C_3}{C_2} \right) + a_2$$

$$\text{и } B_2 = K_2\alpha - K_1\beta \frac{C_2}{C_3} + K_2a_0 + a_1 \left(\alpha - \beta \frac{C_2}{C_3} \right) + a_2,$$

$$K_1 = \alpha^2 + 2\alpha\beta \frac{C_3}{C_2} - \beta^2 \text{ и } K_2 = \alpha^2 - 2\alpha\beta \frac{C_2}{C_3} - \beta^2.$$

Управляющее воздействие будем искать в виде

$$M_{\text{дв}} = D_1 C_1 e^{\lambda t} + E_1 C_2 e^{\alpha t} \cos \beta t + E_2 C_3 e^{\alpha t} \sin \beta t. \quad (5)$$

Дифференцируя (5) дважды и подставляя производные в (4), получим

$$D_1 = \frac{A_1}{b_0 \lambda^2 + b_1 \lambda + b_2}, \quad E_1 = \frac{B_1 \left[b_0 (\alpha^2 - \beta^2) + b_1 \alpha + b_2 \right] - B_2 \left[2b_0 \alpha \beta \frac{C_3}{C_2} + b_1 \beta \frac{C_3}{C_2} \right]}{\left[b_0 (\alpha^2 - \beta^2) + b_1 \alpha + b_2 \right]^2 + \left[2b_0 \alpha \beta + b_1 \beta \right]^2}$$

$$\text{и } E_2 = \frac{B_2 \left[b_0 (\alpha^2 - \beta^2) + b_1 \alpha + b_2 \right] + B_1 \left[2b_0 \alpha \beta \frac{C_2}{C_3} + b_1 \beta \frac{C_2}{C_3} \right]}{\left[b_0 (\alpha^2 - \beta^2) + b_1 \alpha + b_2 \right]^2 + \left[2b_0 \alpha \beta + b_1 \beta \right]^2}.$$

Используя функцию программного закона (5), найдем управление на основе обратной связи. Дифференцируя (3) два раза и составляя систему уравнений, выразим функции времени через координату усилия и его производных.

Произведя замену функций времени в (5), определим структуру и параметры обратных связей:

$$M_{\text{дв}} = (k_C p^2 + k_V p + k_A) M_{12}, \quad (6)$$

где

$$k_C = \frac{-\frac{C_2^2 + C_3^2}{C_2 C_3} D_1 \beta + E_2 \left(\alpha + \frac{C_3}{C_2} \beta - \lambda \right) + E_1 \left(-\alpha + \frac{C_2}{C_3} \beta + \lambda \right)}{\frac{C_2^2 + C_3^2}{C_2 C_3} \beta (-\alpha^2 - \beta^2 - \lambda^2 + 2\alpha\lambda)};$$

$$k_V = \frac{\frac{C_2^2 + C_3^2}{C_2 C_3} D_1 2\alpha\beta + E_2 (\lambda^2 - K_1) + E_1 (K_2 - \lambda^2)}{\frac{C_2^2 + C_3^2}{C_2 C_3} \beta (-\alpha^2 - \beta^2 - \lambda^2 + 2\alpha\lambda)};$$

$$k_A = \frac{\frac{C_2^2 + C_3^2}{C_2 C_3} D_1 (-\alpha^2 \beta - \beta^3) + E_2 \left(-\lambda^2 \left(\alpha + \frac{C_3}{C_2} \beta \right) + \lambda K_1 \right) + E_1 \left(\lambda^2 \left(\alpha - \frac{C_2}{C_3} \beta \right) - \lambda K_2 \right)}{\frac{C_2^2 + C_3^2}{C_2 C_3} \beta (-\alpha^2 - \beta^2 - \lambda^2 + 2\alpha\lambda)}$$

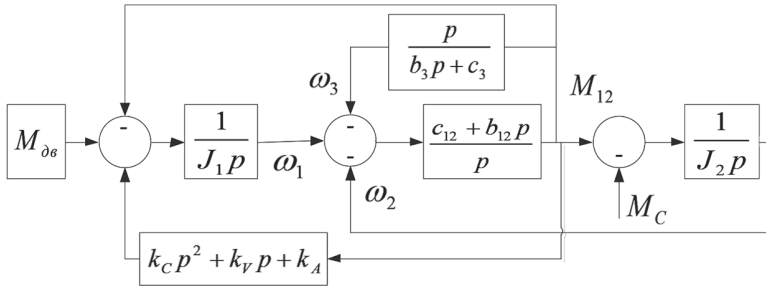


Рис. 1. Структурная схема с управлением на основе обратных связей по усилию в механизме подъема
 Fig. 1. Block diagram with control based on force feedback in the lifting mechanism

В полученных выражениях постоянные C_2 и C_3 не влияют на величину коэффициентов обратных связей, поскольку после раскрытия скобок и некоторых математических преобразований они сокращаются.

Структурная схема, полученная на основе уравнений (1) и (6), приведена на рис. 1, где $J_3 = 0$ и $a = 0$.

Выполняя некоторые преобразования над структурной схемой и используя обозначения из уравнения (2), получим передаточную функцию, предполагая, что знак обратной связи не определен:

$$\frac{M_{12}}{M_{42}} = \frac{b_0 p^2 + b_1 p + b_2}{-b_0 k_C p^4 + (1 - b_1 k_C - b_0 k_V) p^3 + (a_0 - b_2 k_C - b_1 k_V - b_0 k_A) p^2 + (a_1 - b_1 k_A - b_2 k_V) p + (a_2 - b_2 k_A)} \quad (7)$$

В передаточной функции (7) порядок знаменателя увеличился на единицу, из чего следует, что помимо принятого закона (3) на характер движения будет оказывать влияние еще один корень полинома, который является случайным и зависит от величины

$$b_0 = \frac{b_{12} b_3}{J_1 (b_{12} + b_3)}.$$

Решение обратной задачи динамики позволило вычислить необходимые коэффициенты характеристического полинома (7), которые соответствуют желаемому характеру движения системы. Следующим этапом синтеза является поиск параметров УДУ — c_3 и b_3 , путем установления эквивалентности между знаменателем (7) и левой частью уравнения (2). Поскольку порядок полинома в (7) выше, чем в (2), точное решение при их сравнении получить не удастся. Тем не менее, составим эквивалентные равенства коэффициентов.

Приведем левую часть уравнения (2) к виду, при котором последний член равен собственной частоте колебаний исходной двухмассовой системы:

$$\frac{b_{12} + b_3}{c_3} p^3 + \left(b_{12} J_{12} \frac{b_3}{c_3} + \frac{c_{12}}{c_3} + 1 \right) p^2 + \left(\frac{b_3}{c_3} \omega_{12}^2 + b_{12} J_{12} \right) p + \omega_{12}^2 = 0. \quad (8)$$

К такому же виду можно привести знаменатель в (7) путем умножения всех его коэффициентов на величину $k = \frac{\omega_{12}^2}{a_2 - b_2 k_A}$:

$$c'_4 p^4 + c'_3 p^3 + c'_2 p^2 + c'_1 p + \omega_{12}^2 = 0. \quad (9)$$

Приравнивая коэффициенты в (8) и (9) при соответствующих степенях, получим следующую систему уравнений

$$\begin{cases} \frac{b_{12} + b_3}{c_3} = c'_3 \\ b_{12} J_{12} \frac{b_3}{c_3} + \frac{c_{12}}{c_3} + 1 = c'_2 \\ \frac{b_3}{c_3} \omega_{12}^2 + b_{12} J_{12} = c'_1 \end{cases} \quad (10)$$

Подставляя в системе (10) третье уравнение во второе и заменяя b_3/c_3 , найдем выражения для определения параметров УДУ:

$$c_3 = \frac{c_{12}}{c'_2 - 1 - \frac{b_{12} J_{12}}{\omega_{12}^2} (c'_1 - b_{12} J_{12})} \quad \text{и} \quad b_3 = \frac{c'_3 (c'_1 - b_{12} J_{12})}{\omega_{12}^2}. \quad (11)$$

Дополнительно параметр b_3 должен удовлетворять соотношению

$$b_3 = c_3 c'_3 - b_{12}. \quad (12)$$

Для полного соответствия между (8) и (9) коэффициент

$$c'_4 = \frac{b_{12} b_3 k_c \omega_{12}^2}{J_1 (b_{12} + b_3) (a_2 - b_2 k_A)}$$

должен быть равен нулю, тогда перед началом синтеза можно положить $b_3 \rightarrow 0$, т.е. сделать его достаточно малым.

На основе выражений (11) и (12) можно найти условия реализуемости движения путем выбора параметров полинома (9), что равносильно заданному закону изменения усилия (3), которые будут связаны следующими неравенствами:

$$c'_2 - c'_1 \frac{b_{12} J_{12}}{\omega_{12}^2} > 1 - \frac{(b_{12} J_{12})^2}{\omega_{12}^2} \quad \text{и} \quad c'_1 > b_{12} J_{12}. \quad (13)$$

Однозначное соответствие коэффициентов возможно только при выполнении равенства

$$\frac{c_{12}}{b_{12}} c'_3 + c'_1 \left(\frac{b_{12} J_{12}}{\omega_{12}^2} - \frac{c_{12}}{\omega_{12}^2 b_{12}} \right) - c'_2 = \frac{b_{12}^2 J_{12}}{c_{12}} - 2. \quad (14)$$

Установим связь параметров $c'_{1...3}$ с корнями λ , α и β с помощью формул Виетта, что позволит определить области расположения корней при заданных показателях качества движения. Выдвигаю условие максимального быстрогодействия (кратность корней) при относительном демпфировании $\xi = 0,707$, получим следующее соотношение $|\lambda| = |\alpha| = |\beta|$. Коэффициенты $c'_{1...3}$ в (9) через корни λ , α и β запишутся в следующем виде:

$$c'_1 = -2 \frac{\omega_{12}^2}{\alpha}, \quad c'_2 = \frac{3}{2} \frac{\omega_{12}^2}{\alpha^2} \quad \text{и} \quad c'_3 = -\frac{\omega_{12}^2}{2\alpha^3}.$$

Подставляя эти выражения в (14), получим уравнение третьей степени

$$\left(\frac{b_{12}^2 J_{12}}{c_{12}} - 2 \right) \alpha^3 + 2\omega_{12}^2 \left(\frac{b_{12} J_{12}}{\omega_{12}^2} - \frac{c_{12}}{\omega_{12}^2 b_{12}} \right) \alpha^2 + \frac{3}{2} 2\omega_{12}^2 \alpha + \frac{c_{12} \omega_{12}^2}{2b_{12}} = 0, \quad (15)$$

которое позволит разыскать параметры желаемого закона (3) при заданных показателях качества движения и косвенным образом учесть быстродействие системы с помощью среднегеометрического корня.

Исследование и обсуждение

Оценим эффективность предлагаемого метода параметрического синтеза на конкретном примере. Параметры исходной двухмассовой системы примем близкими к параметрам механизма подъема карьерного экскаватора ЭКГ-5: $J_1 = 26,72 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $J_2 = 2,4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $c_{12} = 253 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$, $b_{12} = 5 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$; коэффициент жесткости УДУ выберем равным значению исходной системы $c_3 = 253 \text{ Н}/\text{м}/\text{рад}$, а коэффициент трения — минимальным $b_3 = 0,1 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$, в соответствии с рекомендациями, приведенными выше.

Выбор параметров λ , α и β в желаемом законе изменения усилия (3) в механизме подъема можно производить исходя из следующих соображений. Поскольку исходная двухмассовая система, в которой нет УДУ, имеет корни $\alpha \pm j\beta$, то, выдвигая предположение об оптимальности параметров системы $\xi \geq 0,707$, на комплексной плоскости можно построить вертикальную линию, на которой расположены желаемые комплексно-сопряженные корни. Далее, учитывая тот факт, что система с УДУ должна обладать меньшим быстродействием по интенсивности нарастания усилия, корни λ , α и β должны располагаться правее указанной линии, однако это условие не является единственным. Используя понятие среднегеометрического корня (мера удаленности «созвездия» корней от мнимой оси) и формулы Виетта, можно записать их значения для двухмассовой системы $\Omega_{01} = \sqrt{\alpha^2 + \beta^2}$ и для системы третьего порядка $\Omega_{02} = \sqrt[3]{\lambda(\alpha^2 + \beta^2)}$. Введение УДУ изменит жесткость исходной системы в меньшую сторону, следовательно, $\Omega_{01} > \Omega_{02}$, и, учитывая, что максимальное быстродействие будет наблюдаться при кратных корнях или близких к ним значениях при заданном коэффициенте демпфирования, появляется возможность существенно ограничить область поиска значений λ , α и β .

Расчетные значения корней для исходной механической системы с желаемым относительным демпфированием $\xi = 0,707$ равны $\alpha \pm j\beta = -10,7 \pm j10,7$, а среднегеометрический корень $\Omega_{01} = 10,7 \text{ рад}/\text{с}$. Используя выражение (15), определяем три возможных значения: $\alpha_1 = -4,88$; $\alpha_2 = -50,4$ и $\alpha_3 = 6,05$, из которых единственное удовлетворяющее условию устойчивости и меньшего быстродействия по сравнению с исходной системой при соблюдении неравенств (13) равно $\alpha = -4,88$, а $\Omega_{02} = 6,15 \text{ рад}/\text{с}$. Проводя дальнейшие вычисления по формулам (6), (11) и (12), найдем коэффициенты обратных связей: $k_C = 0,247$; $k_V = 0,258$ и $k_A = 12,79$; и параметры УДУ $c_3 = 47,11 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ и $b_3 = 18,4 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$. Отметим, что коэффициент жесткости УДУ оказался в 5 раз меньше жесткости исходной системы, что затрудняет физическую реализацию устройства вследствие больших перемещений при действии нагрузки.

Снизим требования к демпфированию, приняв $\xi = 0,5$, и действуя аналогичным образом, найдем желаемые корни $\lambda = \alpha = -3,87$ и $\Omega_{02} = 6,62 \text{ рад}/\text{с}$, при этом $|\lambda| = |\alpha|$ и $|\alpha| = |\beta|$. Параметры УДУ составят $c_3 = 88,8 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ и $b_3 = 30,4 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$;

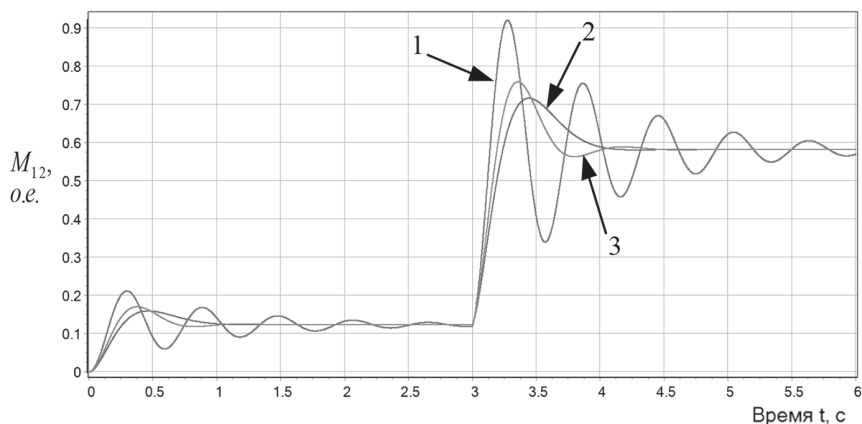


Рис. 2. Переходные процессы в механизме подъема
 Fig. 2. Transient processes in the lifting mechanism

значение коэффициента жесткости возрастает и составляет одну треть от жесткости исходной системы.

Исследуем динамику системы с УДУ, выполнив численное моделирование при управляющем и возмущающем воздействиях в виде единичных ступенчатых функций в программной среде SimIn Tech. Структурная схема модели составляется на основе системы уравнений (1) с учетом данных исходной механической системы и параметров УДУ, определенных при $\xi = 0,707$ и $\xi = 0,5$. Результаты моделирования приведены на рис. 2, где исходная система обозначена цифрой 1, цифрами 2 и 3 обозначены переходные процессы в механизме при параметрах УДУ, полученных при $\xi = 0,707$ и $\xi = 0,5$ соответственно.

На основе анализа осциллограммы на рис. 2 можно сделать следующие выводы:

- применение УДУ позволяет улучшить показатели качества переходных процессов при управляющих и возмущающих воздействиях. Амплитуда колебаний снижается в среднем на 24%, время переходного процесса составляет 1 с и сокращается более чем в два раза по сравнению с исходной системой. Переходные процессы приближаются к мо-

нотонному виду с отсутствием повторных колебаний;

- снижение требований к демпфированию системы с $\xi = 0,707$ до $\xi = 0,5$ приводит к перерегулированию 8% при отсутствии повторных колебаний, при этом коэффициент жесткости УДУ возрастает почти в два раза. Данное обстоятельство весьма важно, поскольку позволяет определять параметры физически реализуемых устройств при незначительном ухудшении показателей качества движения.

Результаты расчетов и математического моделирования показали высокую эффективность предлагаемого метода поиска параметров демпфирующего устройства на основе решения обратной задачи. Установлены границы реализуемости желаемого закона изменения усилия (3), определяемого параметрами λ , α и β , которые зависят от параметров исходной системы и дополнительного условия положительности коэффициентов УДУ. Таким образом, не каждый произвольно заданный характер изменения усилия может быть реализован посредством введения дополнительных механических устройств, поскольку реальное сочетание параметров УДУ при фиксированных параметрах исходной

системы определяется достаточно узким диапазоном существования корней в выражении (3). Известно, что эффективность УДУ наиболее полно проявляется при работе устройства в «упругой» зоне, следовательно, при выборе параметров закона (3), помимо условий существования (13) и (14), необходимо оценивать перемещение устройства при действии нагрузки во всем диапазоне ее изменения. Поскольку механические способы управления динамическим состоянием копающих механизмов экскаваторов связаны с использованием двухсторонних связей [15], реальные показатели качества движения системы будут отличаться от заданных, поскольку в числителе передаточной функции появляются нули, о чем свидетельствуют полученные осциллограммы усилия на рис. 2.

Заключение

Предлагаемый метод синтеза параметров упругодемпфирующих устройств обеспечивает заданный характер изменения усилия в копающем механизме экскаватора исходя из условий физической реализуемости механической систе-

мы. Интеграция методов структурного математического моделирования с концепцией обратных задач динамики позволяет, с одной стороны, использовать динамические модели механических систем, в которых демпфирующие устройства заменяются механическими связями, а с другой, находить потребное управление и параметры механизма на основе желаемого характера изменения усилия. Замкнутый характер получаемых решений обратных задач дает возможность устанавливать явную аналитическую связь между параметрами упругодемпфирующего устройства и характером динамических процессов в механизме, определять границы физической реализуемости желаемых показателей качества движения, проводить сравнительный анализ и делать обоснованный выбор различных вариантов технических решений.

Эффективность предлагаемого метода синтеза подтверждена результатами численного моделирования динамических процессов в копающем механизме карьерного экскаватора, оснащенного упругодемпфирующим устройством.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Махно Д. Е., Шадрин А. И., Авдеев А. Н., Макаров А. П. Хладноломкость и хладнотстойкость металлоконструкций горных машин в условиях Севера. — Иркутск: Изд-во ИргТУ, 2010. — 232 с.
2. Шибанов Д. А., Иванов С. Л., Емельянов А. А., Пумпур Е. В. Оценка показателей работоспособности карьерных экскаваторов в реальных условиях эксплуатации // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2020. — № 10. — С. 86–94. DOI: 10.25018/0236-1493-2020-10-0-86-94.
3. Кольга А. Д., Качан В. П., Шарипов Р. Х., Шевченко Л. П. Анализ причин выхода из строя карьерных экскаваторов // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: Сборник научных трудов. — Екатеринбург: УГГУ, 2009. — С. 381–386.
4. Raza M. A., Frimpong S. Cable-shovel dipper dynamics / SME Annual Meeting and Exhibit and CMA 113th National Western Mining Conference. 2011, pp. 512–519.
5. Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Набиуллин Р. Ш., Хорошавин С. А. Цифровая модель процесса экскавации горных пород рабочим оборудованием карьерного экскаватора // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2022. — № 4. — С. 156–168. DOI: 10.25018/0236_1493_2022_4_0_156.
6. Шарипов Р. Х. К расчету нагрузок, действующих на металлоконструкцию экскаватора ЭКГ-5 // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2010. — № 6. — С. 113–116.

7. Azeem Raza M., Frimpong S. Fatigue failure modeling and life expectancy of the dipper-teeth assembly of a mining shovel // *Engineering Failure Analysis*. 2021, vol. 121, article 105110. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2020.105110.

8. Иванов С. Л. Изменение наработки современных отечественных экскаваторов ЭКГ от условий их функционирования // *Записки Горного института*. — 2016. — Т. 221. — С. 692–700.

9. Окулов К. Ю., Ефимов А. А., Богданов А. П., Гайнуллин А. А., Левкович Р. В., Наумов Д. С. Дефекты металлоконструкции карьерных экскаваторов // *Universum: Технические науки*. — 2015. — № 11 (22). URL: <http://7universum.com/ru/tech/archive/item/2775>.

10. Подэрни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров. — М.: Изд-во «Майнинг Медиа Групп», 2013. — 594 с.

11. Подэрни Р. Ю., Мухамедов М. Х. и др. Авторское свидетельство СССР 8П № 1720317А1. Рабочее оборудование одноковшового экскаватора. 1991. Бюл. № 28.

12. Подэрни Р. Ю., Мухамедов М. Х. и др. Авторское свидетельство СССР 8П № 1720314 А1. Механизм подъема ковша экскаватора. 1991. Бюл. № 26.

13. Кузнецов Н. К., Иов И. А., Иов А. А., Долгих Е. С. Патент РФ № 2779865, 14.09.2022. Рабочее оборудование одноковшового экскаватора. 2022. Бюл. № 26.

14. Подэрни Р. Ю., Хромой М. Р. и др. Авторское свидетельство СССР 8П № 1779715 А1. Рабочее оборудование одноковшового экскаватора. 1992. Бюл. №45.

15. Свиначук В. П. Обоснование и выбор динамических параметров рабочего оборудования карьерных экскаваторов: Автореф. дисс. канд. техн. наук. — М.: МГГУ, 2012. — 25 с.

16. Елисеев С. В., Резник Ю. И., Хоменко А. П., Засядко А. А. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. — Иркутск: ИГУ, 2008. — 523 с.

17. Кузнецов Н. К. Динамика управляемых машин с дополнительными связями: Монография. — Иркутск: Изд-во ИРНТУ, 2009. — 289 с.

18. Иов И. А., Долгих Е. С., Иов А. А. Управление динамическим состоянием исполнительных механизмов экскаваторов: Монография. — Иркутск: Изд-во ИРНТУ, 2022. — 194 с.

19. Кузнецов Н. К., Иов И. А., Долгих Е. С., Храмовских В. А. Определение параметров упругодемпфирующего устройства в механизмах экскаватора // *Системы. Методы. Технологии*. — 2022. — № 4. — С. 23–29.

20. Губенко А. А., Свиначук В. П. Обзор и анализ параметров конструкций упругодемпфирующих устройств // *Научный вестник МГГУ*. — 2011. — № 1. — С. 9–19. **МИАБ**

REFERENCES

1. Makhno D. E., Shadrin A. I., Avdeev A. N., Makarov A. P. *Khladnolomkost' i khladnostoykost' metallokonstruktsiy gornykh mashin v usloviyakh Severa* [Cold brittleness and cold resistance of metal structures of mining machines in the conditions of the North] Irkutsk, Izd-vo IrGTU, 2010, 232 p.

2. Shibanov D.A., Ivanov S.L., Yemelyanov A.A., Pumpur E.V. Evaluation of working efficiency of open pit shovels in real operating conditions. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2020, no. 10, pp. 86–94. DOI: [In Russ]. 10.25018/0236-1493-2020-10-0-86-94.

3. Kolga A. D., Kachan V. P., Sharipov R. Kh., Shevchenko L. P. Analysis of the causes of failure of mining excavators. *Tekhnologicheskoe oborudovanie dlya gornoy i neftegazovoy promyshlennosti: Sbornik nauchnykh trudov* [Technological equipment for the mining and oil and gas industry. Collection of scientific papers], Ekaterinburg, UGGU, 2009, pp. 381–386. [In Russ].

4. Raza M. A., Frimpong S. Cable-shovel dipper dynamics. *SME Annual Meeting and Exhibit and CMA 113th National Western Mining Conference*. 2011, pp. 512–519.

5. Komissarov A. P., Lagunova Yu. A., Nabiullin R. Sh., Khoroshavin S. A. Digital model of shovel work process. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2022, no. 4, pp. 156–168. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2022_4_0_156.

6. Sharipov R. Kh. On the calculation of loads acting on the metal structure of the EKG-5 excavator. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2010, no. 6, pp. 113–116. [In Russ].

7. Azeem Raza M., Frimpong S. Fatigue failure modeling and life expectancy of the dipper-teeth assembly of a mining shovel. *Engineering Failure Analysis*. 2021, vol. 121, article 105110. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2020.105110.

8. Ivanov S. L. Changes in operating time of modern domestic EKG excavators in dependence of their functioning conditions. *Journal of Mining Institute*. 2016, vol. 221, pp. 692 – 700. [In Russ].
9. Bogdanov A. P., Gaynullin A. A., Efimov A. A., Levkovich R. V., Naumov D. S., Okulov K. U. Metal ware defects of mine excavators. Defects in the metal structure of mining excavators. *Universum: Technical sciences*. [In Russ]. URL: <http://7universum.com/ru/tech/archive/item/2775>.
10. Poderni R. Yu. *Mekhanicheskoe oborudovanie kar'erov* [Mechanical equipment of open pit mine], Moscow, Izd-vo «Mayning Media Grupp», 2013, 594 p.
11. Poderni R. Yu., Mukhamedov M. Kh., etc. *Copyright certificate USSR 8P No. 1720317A1*. 1991. [In Russ].
12. Poderni R. Yu., Mukhamedov M. Kh., etc. *Copyright certificate USSR 8P No. 1720314 A1*. 1991. [In Russ].
13. Kuznetsov N. K., Iov I. A., Iov A. A., Dolgikh E. S. *Patent RU 2779865*, 14.09.2022. [In Russ].
14. Poderni R. Yu., Khromoy M. R., etc. *Copyright certificate USSR 8P No. 1779715 A1*. 1992. [In Russ].
15. Svinarchuk V. P. *Obosnovanie i vybor dinamicheskikh parametrov rabocheho oborudovaniya kar'ernykh ekskavatorov* [Substantiation and selection of dynamic parameters of the working equipment of mining excavators], Candidate's thesis, Moscow, MGGU, 2012, 25 p.
16. Eliseev S. V., Reznik Yu. I., Khomenko A. P., Zasyadko A. A. *Dinamicheskii sintez v obobshchennykh zadachakh vibrozashchity i vibroizolyatsii tekhnicheskikh ob'ektov* [Dynamic synthesis in generalized problems of vibration protection and vibration isolation of technical objects], Irkutsk, IGU, 2008, 523 p.
17. Kuznetsov N. K. *Dinamika upravlyaemykh mashin s dopolnitel'nymi svyazyami: Monografiya* [Dynamics of controlled machines with additional connections: Monograph], Irkutsk, Izd-vo IRNITU, 2009, 289 p.
18. Iov I. A., Dolgikh E. S., Iov A. A. *Upravlenie dinamicheskim sostoyaniem ispolnitel'nykh mekhanizmov ekskavatorov: Monografiya* [Control of the dynamic state of excavator actuators: Monograph], Irkutsk, Izd-vo IRNITU, 2022, 194 p.
19. Kuznetsov N. K., Iov I. A., Dolgikh E. S., Khramovskikh V. A. Determination of the parameters of an elastic-damping device in the mechanisms of excavator. *Systems. Methods. Technologies*. 2022, no. 4, pp. 23 – 29. [In Russ].
20. Gubenko A. A., Svinarchuk V. P. Review and analysis of design parameters of elastic damping devices. *Scientific Bulletin of Moscow State Mine University*. 2011, no. 1, pp. 9 – 19. [In Russ].

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Зырянов Игорь Владимирович – д-р техн. наук,
профессор, зав. кафедрой,
e-mail: zyryanoviv@inbox.ru,
Политехнический институт (филиал) СВФУ
в г. Мирном,

Иов Александр Алексеевич – инженер,
ООО «СЛСи – Джи Эйч»,
e-mail: alexander.iov@rambler.ru,
ORCID ID: 0000-0003-4684-106X,

*Иов Иван Алексеевич*¹ – канд. техн. наук,
доцент, e-mail: iovan@rambler.ru,
ORCID ID: 0000-0003-3980-0681,
*Храмовских Виталий Александрович*¹ – канд. техн. наук,
доцент, и.о. зав. кафедрой,
e-mail: wax@istu.edu,
ORCID ID: 0000-0003-0590-0393,

¹ Иркутский национальный исследовательский
технический университет.

Для контактов: Иов И.А., e-mail: iovan@rambler.ru.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

I. V. Zyrianov, Dr. Sci. (Eng.), Professor,
Head of Chair, Mirny Polytechnic Institute,
Branch of Ammosov North-Eastern Federal
University, Mirny, Russia,

e-mail: ZyryanovIV@alrosa.ru,

A. A. Iov, Service Engineer, SLC-JH Ltd.,
Moscow, e-mail: alexander.iov@rambler.ru,
ORCID ID: 0000-0003-4684-106X,

I. A. Iov¹, Cand. Sci. (Eng.), Assistant Professor,
e-mail: iovivan@rambler.ru,

ORCID ID: 0000-0003-3980-0681,

V. A. Khramovskikh¹, Cand. Sci. (Eng.),
Assistant Professor, Acting Head of Chair,
e-mail: wax@istu.edu,

ORCID ID: 0000-0003-0590-0393,

¹ Irkutsk National Research Technical University,
664074, Irkutsk, Russia.

Corresponding author: I. A. Iov, e-mail: iovivan@rambler.ru.

Получена редакцией 09.09.2023; получена после рецензии 02.02.2024; принята к печати 10.03.2024.

Received by the editors 09.09.2023; received after the review 02.02.2024; accepted for printing 10.03.2024.



ОТ РЕДАКЦИИ

В Горном информационно-аналитическом бюллетене № 12, 2023 на с. 5 в разделе «Благодарность» и на с. 6 в разделе «Acknowledgements» допущена техническая ошибка:

| № стр. | Опубликовано | Должно быть |
|--------|---|---|
| 5 | Исследования проведены в рамках мероприятия № 1 Комплексной научно-технической программы полного инновационного цикла, утвержденной распоряжением Правительства Российской Федерации от 11 мая 2022 года № 1144-р, и соглашения о предоставлении из федерального бюджета грантов в форме субсидий в соответствии с пунктом 4 статьи 78.1 Бюджетного кодекса Российской Федерации № 075-15-2022-1185 от 28 сентября 2022 года. | Исследования проведены при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках мероприятия № 1 комплексной научно-технической программы полного инновационного цикла, утвержденной распоряжением Правительства Российской Федерации от 11 мая 2022 года № 1144-р и соглашения о предоставлении из федерального бюджета грантов в форме субсидий в соответствии с пунктом 4 статьи 78.1 Бюджетного кодекса Российской Федерации № 075-15-2022-1185 от 28 сентября 2022 года. |
| 6 | The studies were carried out in the framework of Act No. 1 of the Integrated Full-Cycle Innovation R&D Program approved by the Russian Federation Government, Decree No. 1144-r dated 11 May 2022, and were supported in accordance with § 4 of Article 78.1 of the RF Budget Code, Agreement No. 075-15-2022-1185 dated 28 September 2022. | The research was carried out with the financial support of the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation within the framework of event No. 1 of the comprehensive scientific and technical program of the full innovation cycle, approved by order of the Government of the Russian Federation dated May 11, 2022 No. 1144-r and an agreement on the provision from the federal budget grants in the form of subsidies in accordance with paragraph 4 of the article 78.1 of the RF Budget Code, Agreement No. 075-15-2022-1185 dated 28 September 2022. |