ГИАБ. Горный информационно-аналитический бюллетень /
MIAB. Mining Informational and Analytical Bulletin, 2025;(12-3):49–67
ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ / ORIGINAL PAPER

УДК 622.015.002.5; 681.5.033.23; 531.36 DOI: 10.25018/0236_1493_2025_123_0_49

ОГРАНИЧЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В КОПАЮЩИХ МЕХАНИЗМАХ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ НА ОСНОВЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

И. А. Иов[1], Н. К. Кузнецов[1], И. В. Зырянов[2], В. А. Храмовских[1]

[1] Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Иркутский национальный исследовательский технический университет» (ИРНИТУ), 66407, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83

[2] Политехнический институт (филиал) федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Северо-Восточный федеральный университет имени М. К.Аммосова», 678175, г. Мирный, ул. Тихонова, 5, корп. 1

Аннотация: В статье приводятся результаты исследований, связанные с разработкой методов ограничения динамических нагрузок в копающих механизмах электрических карьерных экскаваторов на основе использования дополнительных механических устройств, представляемых в виде механических обратных связей. На примере механизма подъема карьерного экскаватора, динамика которого описывается дифференциальными уравнениями второго порядка, осуществляется синтез механических обратных связей на основе решения обратной задачи динамики по заданному характеру изменения усилия в канате и структурной интерпретации полученного решения с помощью аппарата теории механических цепей и методов структурного математического моделирования. Описана процедура получения «управляющих воздействий», обеспечивающих снижение динамических нагрузок в копающем механизме на основе задания решения дифференциального уравнения, порядок которого принимается на единицу большим порядка характеристического полинома исходной системы, и перехода от этих «воздействий» к параметрам дополнительных механических устройств. Показано, что найденные посредством решения обратной задачи динамики «управляющие воздействия» позволяют не накладывать ограничений на структуру средств технической реализации дополнительных механических устройств и тем самым формализовать процедуру их структурно-параметрического синтеза. Приведены необходимые аналитические зависимости для выбора параметров механического устройства, обеспечивающего заданный уровень снижения динамических нагрузок в механизмах экскаватора, подтвержденные результатами численного моделирования.

Ключевые слова: Карьерные экскаваторы, главные механизмы, динамические нагрузки, упруго-демпфирующие устройства, обратные задачи динамики, механические цепи, структурное математическое моделирование.

Для цитирования: *Иов И. А., Кузнецов Н. К., Зырянов И. В., Храмовских В. А.* Ограничение динамических нагрузок в копающих механизмах карьерных экскаваторов на основе дополнительных механических устройств // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2025. – № 12-3. – С. 49–67. DOI: 10.25018/0236_1493_2025_123_0_49.

© И. А. Иов, Н. К. Кузнецов, И. В. Зырянов, В. А. Храмовских. 2025

Limitation of dynamic loads in digging mechanisms of mining excavators based on additional mechanical devices

I. A. Iov[1], N. K. Kuznetsov[1], I. V. Zyryanov[2], V. A. Khramovskikh[1]

[1] Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Irkutsk National Research Technical University" (IRNITU), 66407, Irkutsk, Lermontov St., 83

[2] Polytechnic Institute (branch) of the Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education "North-Eastern Federal University named after M. K. Ammosov", 678175, Mirny, Tikhonov St., 5, bldg. 1

Abstract: The article presents the results of research related to the development of methods for limiting dynamic loads in the digging mechanisms of quarry excavators based on the use of additional mechanical devices represented in the form of mechanical feedback. Using the example of the hoisting mechanism of a quarry excavator, the dynamics of which are described by second-order differential equations, a synthesis of mechanical feedbacks is carried out based on the solution of the inverse problem of dynamics for a given nature of the change the force in the rope and the structural interpretation of the obtained solution using the apparatus of the theory of mechanical circuits and the methods of structural mathematical modeling. A procedure is described for obtaining "control actions" that reduce dynamic loads in the digging mechanism based on the specification of the solution of a differential equation, the order of which is assumed to be one unit greater than the order of the characteristic polynomial of the original system, and the transition from these "actions" to the parameters of additional mechanical devices. It is shown that the "control actions" found by solving the inverse problem of dynamics make it possible to impose no restrictions on the structure of the means of technical implementation of additional mechanical devices and, thereby, formalize the procedure for their structural-parametric synthesis. The necessary analytical dependencies are presented for selecting the parameters of a mechanical device that ensures a given level of reduction of dynamic loads in excavator mechanisms, confirmed by the results of numerical modeling.

Key words: Mining shovel, main mechanisms, dynamic loads, elastic-damping devices, inverse dynamics problem, mechanical chains, structural mathematical modeling.

For citation: Iov I. A., Kuznetsov N. K., Zyryanov I. V., Khramovskikh V. A. Limitation of dynamic loads in digging mechanisms of mining excavators based on additional mechanical devices. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2025;(12-3):49–67. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2025_123_0_49.

Введение

В процессе совершенствования технологий добычи полезных ископаемых [1,2] растет потребность в обеспечении горных предприятий современной высокопроизводительной, энергоэффективной и надежной техникой. На предприятиях, осуществляющих открытые горные работы, ключевым звеном в технологической цепи являются карьерные экскаваторы с оборудованием прямой механической лопаты. Карьерные экскаваторы большой мощности относятся к классу тяжелых машин, отличительными особенностями главных механизмов которых являются значительные моменты инерции привода и рабочего оборудования, протяженные кинематические цепи передачи движения с явно выраженными упругими свойствами, большие мощности приводных двигателей и усилия на рабочих органах. В процессе выполнения рабочих операций главные механизмы подвергаются воздействию значительных динамических

нагрузок, которые имеют колебательный характер, а их величина зависит как от внешних возмущений, определяемых горно-техническими условиями разрабатываемого забоя [3–6] и квалификацией машиниста [7,8], так и от параметров электромеханической системы [9–11] и может превышать статические стопорные усилия приводов в два и более раз [8–11]. Воздействие динамических нагрузок приводит к снижению долговечности металлоконструкций, быстродействия приводов и точности движения рабочего оборудования, и, как показывает практика, существенно влияет на ресурс основных узлов экскаваторов [6–15], величина которого до первого капитального ремонта может снижаться почти в два раза [13]. Таким образом, актуальной проблемой при создании новых и модернизации существующих экскаваторов большой единичной мощности является необходимость разработки методов и средств снижения уровня динамических нагрузок в их рабочем оборудовании.

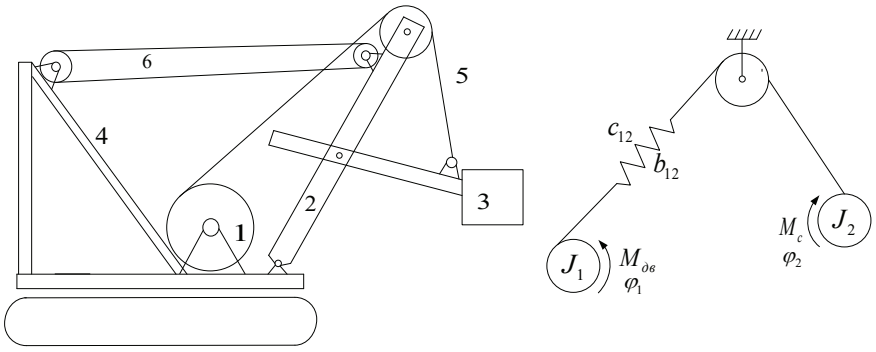
Известные способы ограничения динамических нагрузок в рабочем оборудовании карьерных экскаваторов, основанные только на использовании регулировочных свойств электропривода [16–18] или на выборе конструктивных параметров [19,20] и изменении конструкции главных механизмов [21,22] за счет введения дополнительных механических устройств зачастую оказываются недостаточно эффективными. В первом случае, из-за большой инерционности электродвигателей и редукторов, приводящей к неблагоприятному соотношению моментов инерции рабочего органа и электропривода, и необходимости поглощения значительного количества энергии колебательной составляющей движения [23], величина которой может достигать сотен киловатт при усилиях на рабочем органе более тысячи килоньютонов, а во-втором — вследствие геометрических, прочностных и конструктивных ограничений параметров рабочего оборудования [24,25]. При этом многие технические решения по снижению динамических нагрузок в карьерных экскаваторах основываются скорее на инженерном опыте и интуиции, чем на научно-методологической основе, что не позволяет производить их сравнительную оценку и предпочтительный выбор. В этой связи возникает необходимость разработки комплексного подхода, который позволит с единых позиций рассматривать применяемые способы снижения динамических нагрузок и рациональным образом распределить задачу решения этой проблемы между электроприводом и механической системой с целью определения, как пределов возможностей известных технических решений, так и обоснования принципиально новых. Необходимо отметить, что применяемые в настоящее время методы синтеза систем управления динамическим состоянием машин, ориентированы, в большинстве случаев, на использование односторонних обратных связей информационной природы и косвенных (интегральных и корневых) критериев качества движения, не учитывающих физическое содержание управляемого процесса [26,27]. Основными недостатками применяемых методов синтеза являются, с одной стороны, невысокая эффективность управления из-за невозможности одновременного учета всех показателей качества переходных процессов, таких, как время регулирования, величина перерегулирования, декремент колебаний или степень устойчивости и не столько неоптимальность получаемых при их использовании управляющих воздействий,

сколько неизвестная степень отличия от оптимальных, а, с другой стороны, зависимость от структуры средств их технической реализации. В этой связи перспективным инструментом синтеза управления представляется использование концепции обратных задач динамики (ОЗД), которые возникли в рамках классической механики и под которыми понимаются задачи определения априори неизвестных управлений или каких-либо параметров системы по заданным свойствам движений [28,29]. Концепция ОЗД дает возможность, с одной стороны, нахождения управляющих воздействий в виде так называемых сервомоторных сил на основе задания решения дифференциального уравнения объекта управления, учитывающего практически все показатели качества управляемого движения, а, с другой стороны, — не накладывать никаких ограничений на структуру средств их технической реализации. Ее применение позволило определить сервомоторные силы, необходимые для ограничения динамических нагрузок копающих механизмов экскаваторов и близкие в динамическом отношении оптимальные структуры регуляторов электроприводов, реализуемых на основе принципа обратной связи [30]. Для расширения возможностей этой концепции с целью ее применения для изменения структуры и параметров управляемого объекта за счет естественных динамических связей самого объекта или преднамеренного введения новых связей различной природы, в том числе и двусторонних механических, можно воспользоваться условием приводимости дифференциальных уравнений по заданному частному решению [31] и придать этому объекту динамические свойства, характерные для системы более высокого порядка, как это сделано, например, в работе [32]. В этом случае появляется возможность представления найденных путем решения ОЗД «управляющих воздействий», например, с помощью аппарата теории механических цепей [33] и структурных методов исследования [34], в виде «обобщенного входа» [35], эквивалентного в динамическом смысле изменению структуры и конструктивных параметров управляемого объекта.

В настоящей работе, на примере механизма подъема карьерного экскаватора, динамика которого описывается дифференциальными уравнениями второго порядка, показана процедура структурно-параметрического синтеза дополнительных механических устройств, обеспечивающих снижение динамических нагрузок в рабочем оборудовании, на основе представления последних в виде механических обратных связей, вид которых определяется посредством решения обратной задачи динамики по заданному закону изменения усилия с последующей структурной интерпретацией полученного решения с помощью аппарата теории механических цепей и методов структурного математического моделирования.

Объект и методы исследования

В качестве объекта исследования примем механизм подъема электрического карьерного экскаватора, схематичное изображение которого показано на рис. 1а, где приняты следующие обозначения: 1 — приводная часть механизма подъема, 2 — стрела, 3 — ковш, 4 — двуногая стойка, 5 — канат подъемной лебедки, 6 — канаты подвески стрелы. Переходные процессы в этом механизме с достаточной для практики точностью описываются математическими моделями, полученными на основе двухмассовых расчетных схем (рис. 1б) с использованием общепринятых допущений [6,9,16,17,23,24]



а *б*

Рис. 1 Механизм подъема карьерного экскаватора (а) и его расчетная схема (б)
Fig. 1. The hoisting mechanism of a quarry excavator (a) and its calculation scheme (b)

Система дифференциальных уравнений при условии постоянства коэффициентов жесткости c_{12} и демпфирования b_{12} в канате, будет иметь следующий вид

$$\begin{cases} J_1 p^2 \varphi_1 = M_{дв} - c_{12}\Delta\varphi_{12} - b_{12}\Delta\varphi_{12} p; \\ J_2 p^2 \varphi_2 = c_{12}\Delta\varphi_{12} + b_{12}\Delta\varphi_{12} p - M_C; \\ \Delta\varphi_{12} = \varphi_1 - \varphi_2. \end{cases} \quad (1)$$

В этой системе: $M_{дв}$ – движущий момент; M_C – момент сил сопротивления; J_1 – приведенный момент инерции привода; J_2 – приведенный момент инерции рабочего органа; φ_1 – обобщенная координата привода; φ_2 – обобщенная координата рабочего органа; $p = \frac{d}{dt}$ – оператор дифференцирования.

Решая систему уравнений (1) относительно усилия в канате

$$M_{12} = \frac{c_{12} + b_{12} p}{p}\Delta\varphi_{12}, \text{ получим}$$

$$M_{12} p^2 + b_{12} J_{12} M_{12} p + \omega_{12}^2 M_{12} = \\ = \frac{c_{12} + b_{12} p}{J_1} M_{дв} + \frac{c_{12} + b_{12} p}{J_2} M_C, \quad (2)$$

где $\omega_{12} = \sqrt{\frac{c_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}}$ – частота собственных колебаний, $J_{12} = \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}$ – коэффициент соотношения между моментами инерции.

Уравнение (2) является основой для синтеза системы ограничения динамических нагрузок. Задавая желаемый характер изменения усилия в канате M_{12} путем выбора соответствующего распределения коэффициентов в левой части уравнения (2), можем осуществить поиск «управляющего воздействия».

В соответствии с соображениями, изложенными выше, зададим закон изменения усилия в канате в виде решения дифференциального уравнения, порядок которого принят на единицу большим порядка исходного характеристического полинома, с колебательной составляющей движения

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

где C_1, C_2 и C_3 – постоянные, определяемые из начальных условий; λ, α и β – корни характеристического полинома.

Дифференцируя (3) дважды и подставляя полученный результат и само решение в (2), а также полагая $M_{\text{С}} = 0$, получим

$$A_1 C_1 e^{\lambda t} + B_1 C_2 e^{\alpha t} \cos\beta t + \\ + B_2 C_3 e^{\alpha t} \sin\beta t = \frac{c_{12} + b_{12} p}{J_1} M_{\partial в}. \quad (4)$$

Коэффициенты в (4) определяются следующими выражениями:

$$A_1 = \lambda^2 + b_{12} J_{12} \lambda + \omega_{12}^2,$$

$$B_1 = K_1 + b_{12} J_{12} \left(\alpha + \frac{C_3}{C_2} \beta \right) + \omega_{12}^2 \text{ и}$$

$$B_2 = K_2 + b_{12} J_{12} \left(\alpha - \frac{C_2}{C_3} \beta \right) + \omega_{12}^2,$$

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

$$K_2 = \alpha^2 - 2\alpha\beta \frac{C_2}{C_3} - \beta^2.$$

Решение уравнения (4) найдем методом неопределенных коэффициентов. Примем закон изменения «управляющих воздействий» в виде

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

Дифференцируя (5) один раз и подставляя полученный результат и само уравнение в (4), найдем

$$D_1 = \frac{A_1}{\frac{b_{12}}{J_1}\lambda + \frac{c_{12}}{J_1}},$$

$$E_1 = \frac{B_1 \left(b_{12}\alpha + c_{12} \right) - b_{12}\beta \frac{C_3}{C_2} B_2}{J_1 \left[\left(\frac{b_{12}\alpha + c_{12}}{J_1} \right)^2 + \left(\frac{b_{12}\beta}{J_1} \right)^2 \right]}$$

и $E_2 = \dfrac{B_2 \left(b_{12}\alpha + c_{12} \right) + b_{12}\beta \dfrac{C_2}{C_3} B_1}{J_1 \left[\left(\dfrac{b_{12}\alpha + c_{12}}{J_1} \right)^2 + \left(\dfrac{b_{12}\beta}{J_1} \right)^2 \right]}$.

Выражение (5) представляет собой «управляющее воздействие», которое в явном виде зависит от времени и начальных условий движения системы. Его практическая ценность заключается в возможности построения управления с помощью сервомоторных сил, например, по принципу обратной связи. Синтез обратных связей осуществляется путем замены функций времени в (5) на координату усилия и его производных, определяемых на основе системы уравнений, полученной из (3), высший порядок производных в которой равен $n-1$, где n — порядок исходного уравнения (2) [28]. Полная замена функций времени в (5) потребует получения дополнительного уравнения третьей независимой переменной, которое в силу невозможности операции дифференцирования больше первого порядка, можно представить с помощью интеграла от (3)

$$\frac{M_{12}}{p} = \frac{1}{\lambda} C_1 e^{\lambda t} + \frac{\alpha - \frac{C_3}{C_2}\beta}{\alpha^2 + \beta^2} C_2 e^{\alpha t} \cos\beta t + \\ + \frac{\alpha + \frac{C_2}{C_3}\beta}{\alpha^2 + \beta^2} C_3 e^{\alpha t} \sin\beta t + C. \quad (6)$$

Произвольная постоянная C в (6) определяется начальными условиями, которые для принятого закона (3) могут быть, в общем случае, и ненулевыми.

Произведем замену функций времени в (5) на составляющие от усилия в канате механизма. Для этого, составим систему уравнений на основе выражения (3), его производной и равенства (6)

$$\begin{cases} M_{12}p = \lambda C_1 e^{\lambda t} + \left(\alpha + \beta\dfrac{C_3}{C_2}\right) C_2 e^{\alpha t}\cos\beta t + \left(\alpha - \beta\dfrac{C_2}{C_3}\right) C_3 e^{\alpha t}\sin\beta t \\ M_{12} = C_1 e^{\lambda t} + C_2 e^{\alpha t}\cos\beta t + C_3 e^{\alpha t}\sin\beta t \\ \dfrac{M_{12}}{p} = \dfrac{1}{\lambda} C_1 e^{\lambda t} + \dfrac{\alpha - \dfrac{C_3}{C_2}\beta}{\alpha^2 + \beta^2} C_2 e^{\alpha t}\cos\beta t + \dfrac{\alpha + \dfrac{C_2}{C_3}\beta}{\alpha^2 + \beta^2} C_3 e^{\alpha t}\sin\beta t + C \end{cases},$$

и решим ее относительно функций времени $C_1 e^{\lambda t}$, $C_2 e^{\alpha t}\cos\beta t$ и $C_3 e^{\alpha t}\sin\beta t$, используя формулы Крамера. Подставляя полученный результат в (5) выразим «управляющее воздействие» (сервомоторную силу) через усилие в канате

$$M_{дв} = \left(k_V p + k_A + \frac{k_I}{p}\right) M_{12} + C \cdot k_I . \qquad (7)$$

Значения коэффициентов усиления обратных связей в (7) определяются следующими зависимостями

$$k_I = \frac{D_1\beta\left(\dfrac{C_2}{C_3} + \dfrac{C_3}{C_2}\right) + E_1\left(\alpha - \lambda - \dfrac{C_2}{C_3}\beta\right) + E_2\left(\lambda - \alpha - \dfrac{C_3}{C_2}\beta\right)}{\Delta},$$

$$k_A = \frac{-\dfrac{D_1 2\alpha\beta}{\alpha^2 + \beta^2}\left(\dfrac{C_2}{C_3} + \dfrac{C_3}{C_2}\right) + E_1\left(\dfrac{\lambda\left(\alpha + \dfrac{C_2}{C_3}\beta\right)}{\alpha^2 + \beta^2} - \dfrac{\alpha - \dfrac{C_2}{C_3}\beta}{\lambda}\right) + E_2\left(\dfrac{\alpha + \dfrac{C_3}{C_2}\beta}{\lambda} - \dfrac{\lambda\left(\alpha - \dfrac{C_3}{C_2}\beta\right)}{\alpha^2 + \beta^2}\right)}{\Delta},$$

$$k_V = \frac{\dfrac{D_1\beta}{\alpha^2 + \beta^2}\left(\dfrac{C_2}{C_3} + \dfrac{C_3}{C_2}\right) + E_1\left(\dfrac{1}{\lambda} - \dfrac{\alpha + \dfrac{C_2}{C_3}\beta}{\alpha^2 + \beta^2}\right) + E_2\left(\dfrac{\alpha - \dfrac{C_3}{C_2}\beta}{\alpha^2 + \beta^2} - \dfrac{1}{\lambda}\right)}{\Delta},$$

$$\Delta = \left(\frac{C_2}{C_3} + \frac{C_3}{C_2}\right)\left(\frac{\beta}{\lambda} + \frac{\lambda\beta - 2\alpha\beta}{\alpha^2 + \beta^2}\right).$$

В выражениях для коэффициентов усиления присутствуют постоянные интегрирования C, C_2 и C_3, которые зависят от начальных условий движения, при этом, величина C определяет некоторое начальное значение движущего момента. В [30] показано, что преобразование «управляющего воздействия» в закон управления на основе обратной связи позволяет не учитывать начальные условия движения, определяемые постоянными C_2 и C_3, которые не влияют на значения коэффициентов k_I, k_A и k_V. Основываясь на этих

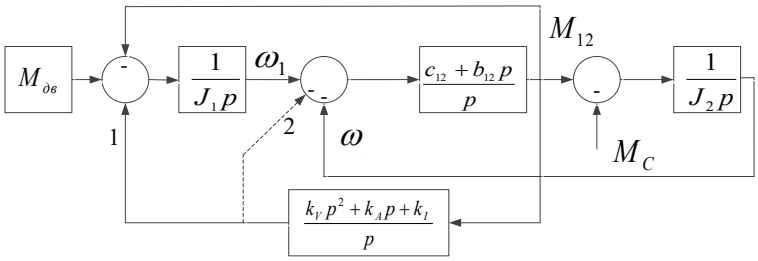


Рис. 2 Структурная схема системы управления на основе сервомоторной силы
Fig. 2. Structural diagram of the control system based on servomotor force

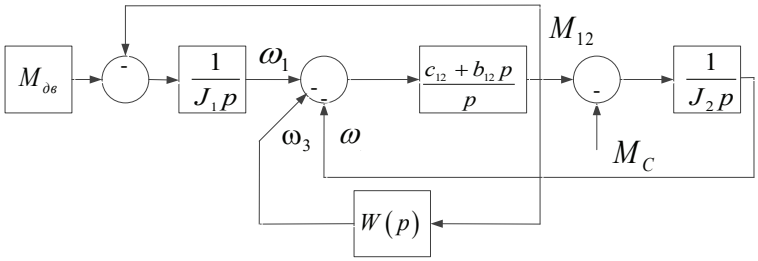


Рис. 3 Структурная схема механизма подъема с механической связью
Fig. 3 Structural diagram of the hoisting mechanism with mechanical link

результатах, определим постоянную C, принимая нулевые начальные условия движения. Полагая, что механизм в начальный период времени находился в покое, запишем

$$M_{12}p^2(0) = M_{12}p(0) = M_{12}(0) = \frac{M_{12}}{p}(0) = 0$$

и получим $C = 0$. Следовательно, характер изменения усилия при реализации «управляющего воздействия» в виде (7) зависит только от параметров λ, α и β, которые определяют основные показатели качества переходных процессов: перерегулирование, время регулирования и относительное демпфирование.

Структурная схема, составленная на основе уравнений (1) и сервомоторной силы (7), обозначенной цифрой 1, приведена на рис. 2.

Произведем синтез дополнительной механической обратной связи, обеспечивающей заданный закон изменения усилия в канате. Выполнив преобразование структурной схемы (рис. 2), получим дифференциальное уравнение, связывающее усилие в канате M_{12} с движущим моментом $M_{дв}$

$$\frac{M_{12}}{M_{дв}} = \frac{\frac{b_{12}}{J_1}p^2 + \frac{c_{12}}{J_1}p}{\left(1 - \frac{b_{12}}{J_1}k_V\right)p^3 + \left(b_{12}J_{12} - \frac{c_{12}}{J_1}k_V - \frac{b_{12}}{J_1}k_A\right)p^2 + \left(\omega_{12}^2 - \frac{c_{12}}{J_1}k_A - \frac{b_{12}}{J_1}k_I\right)p - \frac{c}{J}}. \quad (8)$$

Порядок характеристического полинома в (8) на единицу больше, по сравнению с уравнением (2), из-за наличия интегральной составляющей в (7), что

дает возможность изменения структуры исходного механизма с помощью дополнительных механических обратных связей [33, 34].

Согласно [33,34], механизмы, не обладающие внутренним источником энергии, состоят из объектов, представляющих собой элементы пассивной природы: масса, пружина и демпфер, дифференциальные уравнения которых записываются относительно входного воздействия — силы, и выходного — скорости или перемещения и не изменяются при возрастании конструктивной сложности объекта. Следовательно, выражению (7) можно сопоставить некоторую эквивалентную механическую систему, состоящую из элементарных объектов, и представляющую собой механическую связь в терминах структурной теории [34], которая всегда является отрицательной.

Выполним перенос точки приложения «управляющего воздействия» (связь 1 на рис. 2) на вход сумматора скоростей и присвоим ей отрицательный знак (на рис. 2 показана штрихпунктирной линией и обозначена цифрой 2). Добавим в исходную систему механическую связь в виде дробно-рационального выражения

$$W(p)=\frac{M}{x}=\frac{b_0+b_1p+....+b_mp^m}{a_0+a_1p+....+a_np^n},$$

представляющего собой обобщенное описание механического устройства, в котором $a_i(i=1,n)$ и $b_i(i=1,m)$ конструктивные параметры, причем $m\le n$ по условию физической реализуемости (см. рис. 3).

Отметим, что точки приложения силовых и кинематических воздействий на структурной схеме рис. 3 указывают на предполагаемое место установки устройства в реальном механизме, конструкция которого должна обеспечивать преобразование усилия со стороны каната в скорость ω_3 дополнительного устройства.

Выполнив структурные преобразования над схемой, показанной на рис. 3, запишем характеристический полином

$$A(p)\left(c_{12}p+b_{12}p^2\right)+$$
$$+B(p)\left(p^2+b_{12}J_{12}p+\omega_{12}^2\right)=0, \quad (9)$$

в котором $A(p)=a_0+a_1p+....+a_np^n$ и $B(p)=b_0+b_1p+....+b_mp^m$. Дальнейшая процедура синтеза структуры механической связи заключается в установлении эквивалентности между коэффициентами полиномов (8) и (9). Учитывая, что порядок полинома (9) не может быть более трех, получим дифференциальное уравнение связи между усилием M_{12} и скоростью ω_3

$$\frac{\omega_3}{M_{12}}=\frac{A(p)}{B(p)}=\frac{a_0+a_1p}{b_0+b_1p}. \quad (10)$$

Выполнив подстановку выражения (10) в (9), после приведения подобных и деления выражения на b_0 можно записать

$$\frac{b_{12}a_1+b_1}{b_0}p^3+$$
$$+\frac{a_1c_{12}+a_0b_{12}+b_1b_{12}J_{12}+b_0}{b_0}p^2+$$
$$+\frac{a_0c_{12}+\omega_{12}^2b_1+b_0b_{12}J_{12}}{b_0}p+\omega_{12}^2=0. \quad (11)$$

Полином в (8) также приведем к виду, когда последний коэффициент равен квадрату собственной частоты колебаний двухмассовой системы. Для этого выполним умножение всех его коэффициентов на $k=\frac{J_1+J_2}{J_2k_I}$, полагая, что коэффициенты обратных связей имеют отрицательные значения по условию их физической реализуемости. В результате будем иметь

$$c_3 p^3 + c_2 p^2 + c_1 p + \omega_{12}^2 = 0 . \quad (12)$$

В (12) коэффициенты $c_i (i = 1,2,3)$ определяются путем перемножения слагаемых в знаменателе выражения (8) на k. Приравнивая коэффициенты в выражениях (11) и (12) при соответствующих степенях, получим следующую систему уравнений

$$\begin{cases} b_{12}\dfrac{a_1}{b_0} + \dfrac{b_1}{b_0} = c_3 \\ c_{12}\dfrac{a_1}{b_0} + b_{12}\dfrac{a_0}{b_0} + \dfrac{b_1}{b_0} b_{12} J_{12} + 1 = c_2 \\ c_{12}\dfrac{a_0}{b_0} + \omega_{12}^2 \dfrac{b_1}{b_0} + b_{12} J_{12} = c_1 \end{cases} . \quad (13)$$

Обращаясь к выражению (10), необходимо отметить, что его знаменатель состоит из усилительного и дифференцирующего звеньев, свидетельствующих о наличии упругого и демпфирующего элементов в механической колебательной системе с одной степенью свободы с минимальным моментом инерции $J \to 0$ [34]. Дифференциальное уравнение этой системы имеет вид

$$\frac{\omega_3}{M_{12}} = \frac{p}{bp + c} . \quad (14)$$

Выражение (14) отличается от (10) наличием коэффициента a_0 в числителе, физический смысл которого заключается в присутствии некоторого дополнительного интегрирующего звена от действующей силы [34]. При реализации механической обратной связи из элементов пассивного типа, выдвинем условие отсутствия дополнительных источников сил, полагая $a_0 \to 0$. Выражая из системы (13) отношение a_0 / b_0

$$\frac{a_0}{b_0} = \frac{c_2 - 2 + \dfrac{\left(J_{12} b_{12}\right)^2}{\omega_{12}^2} - \dfrac{J_{12} b_{12}}{\omega_{12}^2} c_1 + \dfrac{c_{12}}{b_{12}\omega_{12}^2} c_1 - \dfrac{c_{12} c_3}{b_{12}}}{b_{12} + \dfrac{c_{12}^2}{b_{12}\omega_{12}^2} - \dfrac{J_{12} b_{12} c_{12}}{\omega_{12}^2}} ,$$

придем к очевидному условию нулевого значения a_0, которое возможно при равенстве нулю числителя. Запишем это условие в виде

$$c_2 + c_1\left(\frac{c_{12}}{b_{12}\omega_{12}^2} - \frac{J_{12} b_{12}}{\omega_{12}^2}\right) - \frac{c_{12} c_3}{b_{12}} = 2 - \frac{\left(J_{12} b_{12}\right)^2}{\omega_{12}^2} . \quad (15)$$

Равенство (15) устанавливает соотношения между параметрами $c_i (i = 1,2,3)$, значения которых не могут принимать произвольные значения. Полученный вывод, в частности, указывает на ограничение в выборе величины корней λ, α и β в уравнении (3), которые зависят от параметров исходной системы. Записывая параметры полинома (12) через формулы Виета, определим границы изменения λ, α и β, при которых возможно существование механической связи. С учетом условия устойчивости движения $\lambda < 0$ и $\alpha < 0$, при минимальной колебательности и максимальном быстродействии $|\alpha| = |\beta|$ [37], придем к следующей системе уравнений

$$\begin{cases} \lambda + 2\alpha = \dfrac{c_2}{c_3} \\ 2\lambda\alpha + \alpha^2 + \beta^2 = \dfrac{c_1}{c_3} \\ \lambda\left(\alpha^2 + \beta^2\right) = \dfrac{\omega_{12}^2}{c_3} \end{cases} .$$

Решая эту систему относительно c_1, c_2 и c_3, и подставляя их значения в (15), получим условия существования корней λ и α в зависимости от параметров исходного механизма

$$\left(\frac{1}{2\alpha^2}+\frac{1}{\lambda\alpha}\right)\omega_{12}^2+$$
$$+\frac{\lambda+\alpha}{\lambda\alpha}\left(\frac{c_{12}}{b_{12}}-J_{12}b_{12}\right)-$$
$$-\frac{c_{12}\omega_{12}^2}{2\lambda\alpha^2 b_{12}}=2-\frac{\left(J_{12}b_{12}\right)^2}{\omega_{12}^2}. \quad (16)$$

Выполнение равенства (16) при выборе корней λ и α обеспечивает условие физической реализуемости механической связи на основе пассивных элементов. При $a_0 \to 0$ система уравнений (13) упрощается и ее запись относительно неизвестных параметров a_1, b_1 и b_0 принимает вид

$$\begin{cases}\dfrac{b_1}{b_0}=\dfrac{c_1-b_{12}J_{12}}{\omega_{12}^2}\\ \dfrac{a_1}{b_0}=\dfrac{c_2-1-b_{12}J_{12}\left(\dfrac{c_1-b_{12}J_{12}}{\omega_{12}^2}\right)}{c_{12}}\\ \dfrac{a_1}{b_0}=\dfrac{c_3\omega_{12}^2-b_{12}\left(c_1-b_{12}J_{12}\right)}{b_{12}\omega_{12}^2}\end{cases}. \quad (17)$$

Дифференциальное уравнение (10) преобразуется к виду

$$\frac{\omega_3}{M_{12}}=\frac{a_1 p}{b_0+b_1 p}, \quad (18)$$

которое соответствует (14) при условии $a_1=1$. Сравнивая (10) и (14), и принимая $a_1=1$, согласно [34], находим однозначное соответствие параметров $b_0=c$ и $b_1=b$.

Выполнив преобразования структурной схемы на рис. 3 с учетом выражения (14), получим дифференциальное уравнение, связывающее момент $M_{дв}$ с усилием в канате M_{12}

Как следует из уравнения (19), в нем, в отличие от (8), появились дополнительные слагаемые в правой части, обусловленные переходом от односторонних обратных связей к двухсторонним связям механической природы. Наличие коэффициентов в правой части дифференциального уравнения будет приводить к отклонению формы переходного процесса от заданного вида, определяемого λ, α и β в равенстве (3), поэтому окончательное решение по выбору параметров дополнительной механической связи следует принимать по результатам математического моделирования.

$$\frac{M_{12}}{M_{дв}}=\frac{b_{12}bp^2+\left(b_{12}c+c_{12}b\right)p+c_{12}c}{J_1\left(b_{12}+b\right)p^3+J_1\left(b_{12}J_{12}b+c_{12}+c\right)p^2+J_1\left(b_{12}J_{12}c+b\omega_{12}^2\right)p+J_1\omega_{12}^2 c}. \quad (19)$$

Исследование и обсуждение

Оценим эффективность предлагаемой процедуры структурно- параметрического синтеза механической обратной связи на примере механизма подъема карьерного экскаватора ЭКГ-5 со следующими параметрами:

$J_1=26{,}72 кг\cdot м^2$, $J_2=2{,}4 кг\cdot м^2$,

$c_{12}=253 Н\cdot м/рад$,

$b_{12}=5 Н\cdot м\cdot с/рад$ [38].

Процесс синтеза начинаем с выбора возможного диапазона изменения корней λ и α, которые должны удовлетворять равенству (16). Подставляя параметры механизма в уравнение (16) строим криволинейную поверхность,

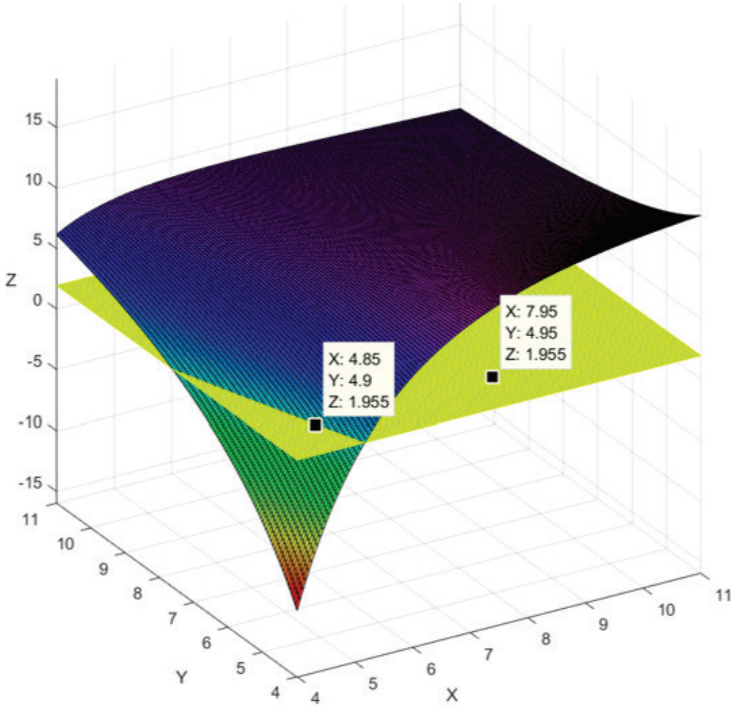


Рис. 4 Условие существования механической связи
Fig. 4 Condition for the existence of a mechanical link

пересечение которой с горизонтальной плоскостью определяет условие существования механической связи из элементов пассивного типа (см. рис. 4). На этом рисунке по оси X откладываются значения α, по Y — λ, а ось Z соответствует вычисленным значениям по равенству (16), которое для правой части изображено горизонтальной плоскостью (обозначена зеленым цветом).

Из рис. 4 следует, что существование механической связи возможно в достаточно узком диапазоне изменения корней заданного закона изменения усилия (3) или полинома (12). Принимая корни $\lambda = -4,9$ и $\alpha = -4,85$ по выражению (7) находим значения коэффициентов усиления $k_V = -1,81$, $k_A = -0,6$ и $k_I = -32,6$. Затем, определяем параметры полинома (12) $c_i (i = 1,2,3)$, подставив которые в (15) получим $a_0 = -0,00061$, что близко к нулю при заданной точности вычислений. Используя систему уравнений (17), находим параметры дифференциального уравнения (18)

$$c = 46,94 Нм / рад$$
$$\text{и } b = 18,33 Нм / рад,$$

которые являются коэффициентами жесткости и демпфирования механической связи. Выполнив подстановку полученных значений в (19,) записываем характеристический полином

$$\frac{M_{12}}{M_{дв}} = \frac{68,43p^2 + 3637,9p + 8867}{p^3 + 14,6p^2 + 94,57p + 230,5},$$

корни которого $\lambda = -4,9$
и $\alpha \pm j\beta = -4,85 \pm j4,85$
равны заданным.

Исследуем характер протекания переходных процессов в механизме подъема экскаватора, при типовых

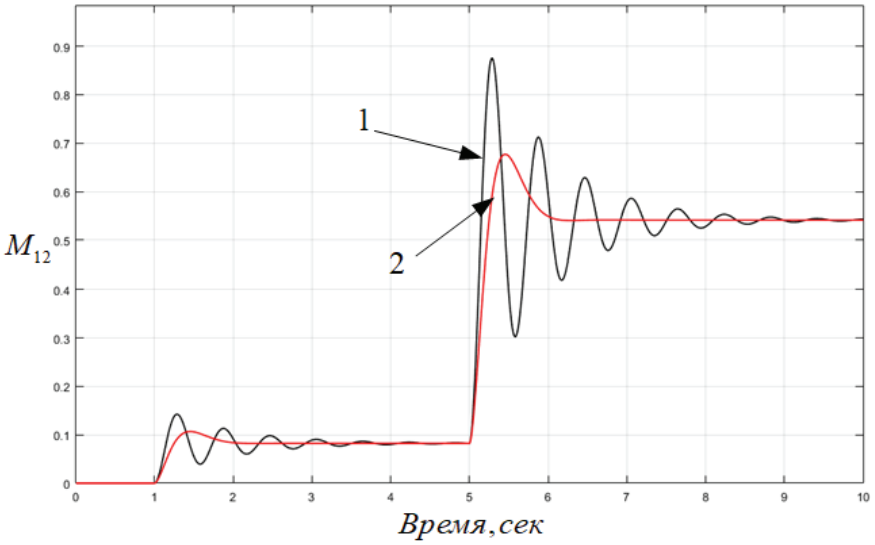


Рис. 5 Переходные процессы в механизме подъема при пуске и изменении нагрузки
Fig. 5 Transient processes in the hoisting mechanism during start-up and load change

управляющих и возмущающих воздействиях, представляющих собой единичные ступенчатые функции. Осциллограммы изменения усилия в канате в режимах пуска и изменения нагрузки для исходной системы (1) и системы с механической связью (2) показаны на рис. 5

Сравнение кривых 1 и 2, приведенных на рис. 5, показывает существенное повышение показателей качества переходных процессов изменения усилия M_{12} в канате для системы с механической связью, что объясняется ростом демпфирующих свойств механизма и смещением спектра колебаний в низкочастотную область. Амплитуды колебаний в процессах пуска и изменения нагрузки снижаются на 33% и 29% соответственно. Отметим, что форма переходного процесса усилия отличается от стандартного вида [37], определяемого распределением корней, из-за влияния коэффициентов в правой части дифференциального уравнения (19), которые увеличивают перерегулирование и сокращают время регулирования при отсутствии повторных колебаний. Для механизмов экскаваторов данное обстоятельство оказывает положительное влияние, поскольку избыточное усилие на зубьях ковша, превышающее статический стопорный момент, способствует сохранению производительности машины при увеличении долговечности металлоконструкций из-за снижения уровня максимальных нагрузок.

Результаты математического моделирования подтверждают работоспособность предлагаемого метода синтеза структуры и параметров дополнительных механических устройств для ограничения динамических нагрузок карьерных экскаваторов. Полученные аналитические зависимости для условий физической реализуемости связей (13), (16) и (17), определяемые через корни заданного закона изменения усилия (3) и параметры исходной системы (2), позволяют осуществлять целенаправленный поиск возможной структуры и параметров дополнитель-

ного механизма с учетом конкретного места его включения в механическую систему экскаватора.

Заключение

Статья посвящена вопросам ограничения динамических нагрузок в копающих механизмах электрических карьерных экскаваторов с помощью дополнительных механических устройств. Установлено, что представление последних в виде механических обратных связей и использование концепции обратных задач динамики путем ее интеграции с аппаратом теории механических цепей и структурными методами исследования позволяют формализовать процессы их структурно-параметрического синтеза. На примере механизма подъема карьерного экскаватора, динамика которого описывается дифференциальными уравнениями второго порядка, предложена процедура получения «управляющих воздействий», обеспечивающих снижение динамических нагрузок на основе задания решения дифференциального уравнения, порядок которого принимается на единицу большим порядка характеристического полинома исходных уравнений и перехода от этих «воздействий» к параметрам дополнительных механических устройств. Показано, что найденные «управляющие воздействия» позволяют не накладывать никаких ограничений на структуру средств технической реализации дополнительных механических устройств и могут быть использованы как при создании новых конструкций упругодемпфирующих устройств, так и для оценки эффективности известных технических решений. Приведены необходимые аналитические зависимости для выбора параметров механического устройства, обеспечивающего заданный уровень снижения динамических нагрузок и результаты численного моделирования, подтверждающие его эффективность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Казанин О. И.* Перспективные направления развития технологий подземной угледобычи в РФ // Горный журнал. — 2023. — № 9. — С. 4–11. — DOI 10.17580/gzh.2023.09.01.
2. Роботизированные геотехнологии как путь повышения эффективности и экологизации освоения недр / М. В. Рыльникова, Д. Я. Владимиров, И. А. Пыталев, Т. М. Попова // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. — 2017. — № 1. — С. 92–101.
3. *Болобов В. И.*, *Ахмеров Э. В.*, *Ракитин И. В.* Влияние вида горной породы на закономерности изнашивания коронки зуба ковша экскаватора // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2022. — № 6–2. — С. 189 — 204. DOI: 10.25018/0236_1493_2022_62_0_189.
4. *Хамидов О. У.*, *Шибанов Д. А.*, *Шишкин П. В.*, *Колпаков В. О.* Эффективность применения экскаваторов на карьерах Узбекистана // Горная промышленность. — 2024. — №5. С.135–142. — DOI 10.30686/1609–9192–2024–5-135–142
5. Mikhailov, A. V., Bouguebrine, C., Shibanov, D. A., Bessonov, A. E. (2025). Impact Evaluation of Excavator Positioning on Open Pit Slope Stability // International Journal of Engineering. — 2025. — № 38(1). pp. 99–107. https://doi.org/10.5829/ije.2025.38.01a.10
6. *Шешукова Е. И.*, *Шибанов Д. А.*, *Иванов С. Л.*, *Шишкин П. В.* Оценка нагрузок приводов рабочего оборудования карьерного экскаватора (часть 2) // Горная промышленность. — 2024. — № 4. — С. 108–114. — DOI 10.30686/1609–9192–2024–4-108–114.

7. *Шибанов Д. А.*, *Иванов С. Л.*, *Шешукова Е. И.*, *Недашковская Е. С.* Эффективность функционирования карьерного экскаватора, как эргатической системы // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2023. — № 11–1. — С. 144–158. DOI: 10.25018/0236_1493_2023_111_0_144.

8. *Великанов В. С.* Прогнозирование нагруженности рабочего оборудования карьерного экскаватора по нечетко-логистической модели // Записки Горного института. — 2020. — Т. 241. — С. 29–36. DOI: 10.31897/PMI.2020.1.29.

9. *Yuan Y.*, *Ren J.*, *Wang Z.*, *Mu X.* Dynamic analysis of the rigid-flexible excavator mechanism based on virtual prototype // Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering. — 2022. — Vol. 20, — No 2. pp. 341 — 361. https://doi.org/10.22190/FUME211028008Y

10. *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.

11. M. Azeem Raza and S. Frimpong Fatigue failure modeling and life expectancy of the dipper-teeth assembly of a mining shovel // Engineering Failure Analysis. — 2021. — № 121. 105110 https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.105110

12. О влиянии гранулометрии взорванной горной массы на распределение напряжений в рабочем оборудовании карьерного экскаватора / В. С. Великанов, С. А. Чернухин, Н. С. Тельминов [и др.] // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г. И. Носова. — 2024. — Т. 22, № 4. — С. 30–43. — DOI 10.18503/1995-2732-2024-22-4-30-43.

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

14. Дефекты металлоконструкции карьерных экскаваторов // Universum: Технические науки : электрон. научн. журн. *Богданов А. П.* [и др.]. 2015. № 11 (22). URL: http://7universum.com/ru/tech/archive/item/2775

15. *Булдыско А. Д.*, *Жуковский Ю. Л.* Комплекс программных сервисов для управления эффективностью эксплуатации электрического привода горно-транспортного комплекса // Горная промышленность. — 2025. № 1S. –С. 41–46. https://doi.org/10.30686/1609-9192-2025-1S-41-46.

16. *Ляхомский А. В.*, *Фащиленко В. Н.* Управление электромеханическими системами горных машин. М.: Изд-во МГГУ, 2004. — 296 с.

17. Пятибратов, Г. Я., *Борисов А. М.* Повышение эффективности применения быстродействующих электроприводов копающих механизмов карьерных экскаваторов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. — 2010. — № 3–3. — С. 138–144.

18. Dudley, John James and McAree, Ross. Shovel load assist project - ACARP Project Report C16031. Brisbane Qld Australia: ACARP (Australian Coal Industry Research Program), 2016. — 130 p.

19. *Комиссаров А. П.*, *Лагунова Ю. А.*, *Шестаков В. С.*, *Лукашук О. А.* Оценка режимных параметров главных механизмов экскаватора «ГОРНЫЙ» // Горное оборудование и электромеханика — 2019. — № 3 (143). — С. 3–8. — DOI 10.26730/1816-4528-2019-3-3-8.

20. *Комиссаров А. П.*, *Масленников О. А.*, *Набиуллин Р. Ш.* Инновационные технические решения в экскаваторостроении // Горное оборудование и электромеханика. 2022. № 6 (164). С. 3–9. DOI: 10.26730/1816-4528-2022-6-3-9

21. *Губенко А. А.*, *Свинарчук В. П.* Обзор и анализ параметров конструкций упругодемпфирующих устройств // Научный вестник Московского государственного горного университета. — 2011. — № 1. — С. 9–19.

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

23. *Пятибратов Г. Я.* Методология комплексного исследования и проектирования электромеханических систем управления усилиями в упругих передачах механизмов / Южно-Рос. гос. техн. ун-т.- Новочеркасск, 1999. — 154 с. — Деп. в ВИНИТИ 29.06.99, №2119-В99.

24. *Ананин, В. Г.* Теория и расчёт параметров рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов с механическим приводом. Автореф. дисс. ... докт. техн. наук. — М.: Московский государственный строительный университет (МГСУ), 2007. — 38 с.

25. *Li Y.*, *Frimpong S.*, *Zheng Y.* (2017). Virtual Prototype Modeling and Dynamics Simulation of Cable Shovel for Advance Engineering Analysis., CreateSpace Independent Publishing Platform, 2017. — 208 p.

26. *Козлов В. В.* Принципы динамики и сервосвязи // Вестн. Моск. ун-та. Сер. 1. Матем. Механ., 1989, № 5, с. 59–66.

27. *Колесников А. А.* Синергетические методы управления сложными системами: Теория системного синтеза. Изд. стереотип. — М.: Книжный дом «ЛИБРОКОМ», 2019. — 240 с.

28. *Крутько П. Д.* Обратные задачи динамики управляемых систем: Линейные модели. — М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит ., 1987. — 304 с.

29. *Кузнецов Н. К.* Динамика управляемых машин с дополнительными связями. — Иркутск: Изд-во Иркут. техн. ун-та, 2009. — 289 с.

30. *Kuznetsov N. K.*, *Dolgih E. S.*, *Iov I. A.* Structural-Parametric Synthesis of the Electric Drive Control System of Excavators Digging Mechanisms Based on the Inverse Dynamic Problems Concept // Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020) Formerly Kluwer Academic Publishers, 2021. — P. 647–656. — DOI 10.1007/978–3-030–54814–8_75.

31. *Еругин Н. П.* Построение всего множества систем дифференциальных уравнений, имеющих заданную интегральную кривую // ПММ. 1952. Т. 21. Вып. 6. С. 659–670

32. *Крутько П. Д.* Обратные задачи динамики в теории автоматического управления. Цикл лекций: Учеб. Пособие для вузов. — М.: Машиностроение, 2004. — 576 с.

33. *Дружинский И. А.* Механические цепи. Л.: Машиностроение (Ленингр. Отдние), 1977. — 240 с.

34. *Елисеев С. В.* Прикладной системный анализ и структурное математическое моделирование (динамика транспортных и технологических машин: связность движений, вибрационные взаимодействия, рычажные связи): монография / С. В. Елисеев; отв. ред. А. И. Артюнин. — Иркутск: ИрГУПС, 2018. — 692 с.

35. *Голубенцев А. Н.* Обобщенный вход в динамике. — Киев: Изд-во «Техника», 1971. — 136 с.

36. *Kuznetsov N. K.*, *Iov I. A.*, *Iov A. A.*, *Dolgih E. S.* The choice of methods of dynamic errors compensation in motion control of elastic mechatronic systems // MATEC Web of Conferences 346, 03051 (2021) ICMTMTE 2021 doi.org/10.1051/matecconf /202134603051.

37. *Красовский А. А.*, *Поспелов Г. С.* Основы автоматики и технической кибернетики. — М.–Л.: Госэнергоиздат, 1962. — 600 с.

38. *Кузнецов Н. К.*, *Иов И. А.*, *Иов А. А.*, *Долгих Е. С.* Параметрическая оптимизация копающего механизма карьерного экскаватора по заданному коэффициенту динамичности // Системы. Методы. Технологии. — 2023. ––№3 (59). — С. 13–19. ГИАБ

REFERENCES

1. Kazanin, O. I. Promising technology trends in underground coal mining in russia. *GornyiZhurnal*. 2023;(9):4–11. [In Russ.]. DOI: 10.17580/ gzh.2023.09.01.

2. Rylnikova M. V., Vladimirov D. Ya., Pytalev I. A., Popova T. M. Robotic geotechnologies as a way to improve the efficiency and greening of subsoil development. *Physical and technical problems of mineral development*. 2017. no. 1. pp. 92–101. [In Russ].

3. Bolobov V. I., Akhmerov E. V., Rakitin I. V. Influence of rock type on regularities of excavator bucket tooth crown wear. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2022;(6–2):189 — 204. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2022_62_0_189.

4. Khamidov O. U., Shibanov D. A., Shishkin P. V., Kolpakov V. O. Efficiency of excavators application in open pit mines of Uzbekistan. *Russian Mining Industry*. 2024;(5):135–142. [In Russ]. https://doi.org/10.30686/1609–9192–2024–5-135–142

5. Mikhailov, A. V., Bouguebrine, C., Shibanov, D. A., Bessonov, A. E. (2025). Impact Evaluation of Excavator Positioning on Open Pit Slope Stability. *International Journal of Engineering*. 2025. no. 38(1). pp. 99–107. https://doi.org/10.5829/ije.2025.38.01a.10

6. Sheshukova E. I., Shibanov D. A., Ivanov S. L., Shishkin P. V. Assessment of loads at the working attachment of a mine shovel (Part 2). *Russian Mining Industry*. 2024;(4):108–114. [In Russ]. https://doi.org/10.30686/1609–9192–2024–4-108–114

7. Shibanov D. A., Ivanov S. L., Sheshukova E. I., Nedashkovskaya E. S. Efficiency of operation of a quarry excavator as an ergatic system. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull*. 2023; (11–1):144–158. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2023_111_0_144.

8. Velikanov, V. S. Mining excavator working equipment load forecasting according to a fuzzy-logistic model. *Journal of Mining Institute*. 2020; (241): 29–36. [In Russ]. DOI 10.31897/PMI.2020.1.29.

9. Yuan Y., Ren J., Wang Z., Mu X. Dynamic analysis of the rigid-flexible excavator mechanism based on virtual prototype. Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering. 2022. Vol. 20 (2): 341 361. https://doi.org/10.22190/FUME211028008Y

10. Komissarov A. P., Lagunova Yu. A., Nabiullin R. Sh., Khoroshavin S. A. Digital model of shovel work process. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2022;(4):156–168. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2022_4_0_156.

11. M. Azeem Raza and S. Frimpong Fatigue failure modeling and life expectancy of the dipper-teeth assembly of a mining shovel. *Engineering Failure Analysis*. 2021; Vol. 121. 105110 https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.105110

12. Velikanov V. S., Chernukhin S. A., Telminov N. S., Dremin A. V., Lomovtseva N. V., Sitdikova S. V. On the influence of the granulometry of blasted rock mass on the stress distribution in the working equipment of a quarry excavator. *Vestnik Magnitogorskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta im. G. I. Nosova* [Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University]. 2024, vol. 22, no. 4, pp. 30–43. [In Russ]. https://doi.org/10.18503/1995–2732–2024- 22–4-30–43.

13. Ivanov S. L. Changes in operating time of modern domestic EKG excavators in dependence of their functioning conditions. *Journal of Mining Institute*. 2016; (221): 692–700. [In Russ]. https://doi.org/10.18454/pmi.2016.5.692

14. Bogdanov A. P. Defects in the metal structure of mining excavators. Universum: Technical sciences: electron. scientific magazine [and etc.]. 2015;11 (22). [In Russ]. http://7universum.com/ru/tech/archive/item/2775.

15. Buldysko A. D., Zhukovskiy Yu.L. Integrated management services for electromechanical mining equipment efficiency. *Russian Mining Industry*. 2025;(1S):41–46. [In Russ]. doi.org/10.30686/1609–9192–2025–1S-41–46

16. Lyakhomsky A. V., Fashilenko V. N. Control of electromechanical systems of mining machines. Moscow, Publishing house MGGU, 2004. 296 p.

17. Pyatibratov G. Ya, Borisov A. M. Increasing the efficiency of using high-speed electric drives of digging mechanisms of quarry excavators. *News of Tula State University. Technical science*. 2010; (3–3): 138–144. [In Russ]

18. Dudley, John James and McAree, Ross. Shovel load assist project ACARP Project Report C16031. Brisbane Qld Australia: ACARP (Australian Coal Industry Research Program), 2016. 130 p.

19. Komissarov A. P., Lagunova Yu.A., Shestakov V. S., Lukashuk O. A. Evaluation of standard parameters of the main mechanisms of the "GORNYI" excavator. *Mining Equipment and Electromechanics*, 2019; 3 (143): 3–8. [In Russ]. DOI 10.26730/1816–4528–2019–3-3–8.

20. Komissarov A. P., Maslennikov O. A., Nabiullin R. S. Innovative technical solutions in excavator construction. *Mining Equipment and Electromechanics,* 2022; 6(164):3–9 [In Russ]. DOI: 10.26730/1816–4528–2022–6-3–9

21. Gubenko A. A., Svinarchuk V. P. Review and analysis of design parameters of elastic-damping devices. *Scientific Bulletin of the Moscow State Mining University.* 2011; (1): 9–19. [In Russ].

22. Poderni R. Yu. Mechanical equipment of quarries. Moscow, Publishing house "Mining Media Group", 2013. 594 p.

23. Pyatibratov G. Ya. Methodology of complex research and design of electromechanical force control systems in elastic transmissions of mechanisms. Yuzhno-Ros. state tech. univ. Novocherkassk, 1999. 154 p. Dep. in VINITI 06.29.99, no. 2119-B99.

24. Ananin, V. G. Theory and calculation of parameters of working equipment of single-bucket excavators with mechanical drive. Author's abstract. diss. ... doc. tech. Sci. Moscow, Moscow State University of Civil Engineering (MGSU), 2007. 38 p.

25. Li Y., Frimpong S., Zheng Y. Virtual Prototype Modeling and Dynamics Simulation of Cable Shovel for Advance Engineering Analysis., CreateSpace Independent Publishing Platform, 2017. 208 p.

26. Kozlov V. V. Principles of dynamics and servo communication. Vestn. Moscow un-ta. Ser. 1. Math. Mekhan., 1989, no. 5, p. 59–66. [In Russ].

27. Kolesnikov A. A. Synergetic methods for control complex systems: Theory of system synthesis. Ed. stereotype. Moscow, Book house "LIBROKOM", 2019. 240 p.

28. Krutko P. D. Inverse problems of dynamics of controlled systems: Linear models. Moscow, Science. Ch. ed. physics and mathematics lit., 1987. 304 p.

29. Kuznetsov N. K. Dynamics of controlled machines with additional links. Irkutsk: Irkutsk Publishing House. tech. Univ., 2009. 289 p.

30. Kuznetsov N. K., Dolgih E. S., Iov I. A. Structural-Parametric Synthesis of the Electric Drive Control System of Excavators Digging Mechanisms Based on the Inverse Dynamic Problems Concept. Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020) Formerly Kluwer Academic Publishers, 2021. P. 647–656. DOI 10.1007/978–3-030–54814–8_75.

31. Erugin N. P. Construction of the entire set of systems of differential equations having a given integral curve. PMM. 1952. T. 21. Issue. 6. pp. 659–670

32. Krutko P. D. Inverse problems of dynamics in the theory of automatic control. Lecture series: Proc. a manual for universities. Moscow, Mashinostroenie, 2004. 576 p.

33. Druzhinsky I. A. Mechanical chains. Leningrad: Mechanical Engineering (Leningr. Department), 1977. 240 p.

34. Eliseev S. V. Applied system analysis and structural mathematical modeling (dynamics of transport and technological machines: connectivity of movements, vibration interactions, lever connections): monograph. S. V. Eliseev; resp. ed. A. I. Artyunin. Irkutsk: IrGUPS, 2018. 692 p.

35. Golubentsev A. N. Generalized input in dynamics. Kyiv: Publ. Technology, 1971. 136 p.

36. Kuznetsov N.K., Iov I.A., Iov A.A., Dolgih E.S. The choice of methods of dynamic errors compensation in motion control of elastic mechatronic systems. MATEC Web of Conferences 346, 03051 (2021) ICMTMTE 2021 doi.org/10.1051/matecconf /202134603051.

37. Krasovsky A.A., Pospelov G.S. Fundamentals of automation and technical cybernetics. Moscow–Leninrad: Gosenergoizdat, 1962. 600 p.

38. Kuznetsov N.K., Iov I.A., Iov A.A., Dolgih E.S. Parametric optimization of the digging mechanism of a mining excavator according to a given dynamism coefficient. Systems. Methods. Technologies. 2023; 3 (59): 13–19. DOI 10.18324/2077–5415–2023–3-13–19.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Иов Иван Алексеевич[1] — канд. техн. наук, доцент кафедры Горных машин и электромеханических систем, e-mail: iovivan@rambler.ru, https://orcid.org/0000-0003-3980-0681;
Кузнецов Николай Константинович[1] — докт. техн. наук, профессор, зав. кафедрой Конструирования и стандартизации в машиностроении, e-mail: knik@istu.edu, https://orcid.org/0000-0002-3083-0182;
Зырянов Игорь Владимирович[2] — докт. техн. наук, профессор, профессор кафедры Горного и нефтегазового дела, e-mail: zyryanoviv@inbox.ru, https://orcid.org/0000-0003-2943-0138;
Храмовских Виталий Александрович[1] — канд. техн. наук, доцент, зав. кафедрой Горных машин и электромеханических систем, e-mail: wax@istu.edu, https://orcid.org/0000-0003-2943-0138.
[1] Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Иркутский национальный исследовательский технический университет» (ИРНИТУ), 66407, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83
[2] Политехнический институт (филиал) федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Северо-Восточный федеральный университет имени М. К.Аммосова», 678175, г. Мирный, ул. Тихонова, 5, корп. 1
Контактное лицо: *Иван Алексеевич Иов*, тел. 89836926549, e-mail: iovivan@rambler.ru.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Iov I. A.[1], Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor of the Department of Mining Machines and Electromechanical Systems, e-mail: iovivan@rambler.ru, https://orcid.org/0000–0003–3980–0681;
Kuznetsov N. K.[1], Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Design and Standardization in Mechanical Engineering, e-mail: knik@istu.edu, https://orcid.org/0000–0002–3083–0182;
Zyryanov I. V.[2], Dr. Sci. (Eng.), Professor, Professor of the Department of Mining and Oil and Gas Engineering, e-mail: zyryanoviv@inbox.ru, https://orcid.org/0000–0003–2943–0138;
Khramovskikh V. A.[1], Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor, Head of the Department of Mining Machinery and Electromechanical Systems, e-mail: wax@istu.edu, https://orcid.org/0000–0003–2943–0138.
[1] Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education “Irkutsk National Research Technical University” (IRNITU), 66407, Irkutsk, Lermontov St., 83;
[2] Polytechnic Institute (branch) of the Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education “North-Eastern Federal University named after M. K. Ammosov”, 678175, Mirny, Tikhonov St., 5, bldg. 1.
Corresponding author: *Iov I. A.*, e-mail: iovivan@rambler.ru.

Получена редакцией 03.10.2025; получена после рецензии 17.11.2025; принята к печати 24.11.25.
Received by the editors 03.10.2025; received after the review 17.11.2025; accepted for printing 24.11.25.