

## Параметрическая оптимизация копающего механизма карьерного экскаватора по заданному коэффициенту динамичности

Н.К. Кузнецов<sup>1а</sup>, И.А. Иов<sup>1б</sup>, А.А. Иов<sup>2с</sup>, Е.С. Долгих<sup>1д</sup>

<sup>1</sup> Иркутский национальный исследовательский технический университет, ул. Лермонтова, 83, Иркутск, Россия

<sup>2</sup> ООО «СЛСи – Джи Эйч», ул. Мира, 101, Москва, Россия

<sup>а</sup> knik@istu.edu, <sup>б</sup> iovivan@rambler.ru, <sup>с</sup> alexaner.iov@rambler.ru, <sup>д</sup> dolgih.evgeny@yandex.ru

<sup>а</sup> <https://orcid.org/0000-0002-3083-0182>, <sup>б</sup> <https://orcid.org/0000-0003-3980-0681>,

<sup>с</sup> <https://orcid.org/0000-0003-4684-106X>, <sup>д</sup> <http://orcid.org/0000-0002-6233-1265>

Статья поступила 01.09.2023, принята 13.09.2023

*Актуальной проблемой при создании карьерных экскаваторов большой единичной мощности является ограничение динамических нагрузок в их рабочем оборудовании, вызываемых пусковыми и стопными режимами работы механизмов. В настоящее время эта проблема, в основном, решается методами теории управления, путем использования электроприводов главных движений. Анализируются ограничения этого метода управления динамическими нагрузками и поднимается вопрос о необходимости использования методов механики машин, связанных с выбором конструктивных параметров исполнительных механизмов. Показано, что эффективным способом решения данной задачи является применение интегральных уравнений Вольтерра 2-го рода, на основе которых можно задавать решение уравнений, описывающих поведение интересующей координаты, через резольвенту, позволяющую связать параметры механической системы с характером переходного процесса, без нахождения частот собственных колебаний. Приводятся дифференциальные уравнения движения копающего механизма карьерного экскаватора, полученные на основе трехмассовой расчетной схемы, и выполняется переход от дифференциальных уравнений к соответствующему интегральному уравнению. Получены аналитические выражения для выбора параметров копающего механизма экскаватора, которые обеспечивают заданную величину коэффициента динамичности. Приведены результаты численного моделирования, подтверждающие эффективность предлагаемого метода параметрической оптимизации.*

**Ключевые слова:** динамические нагрузки; копающие механизмы; оптимизация параметров; интегральные уравнения; коэффициент динамичности.

## Parametric optimization of the digging mechanism of a mining excavator according to a given dynamic coefficient

N.K. Kuznetsov<sup>1а</sup>, I.A. Iov<sup>1б</sup>, A.A. Iov<sup>2с</sup>, E.S. Dolgikh<sup>1д</sup>

<sup>1</sup> Irkutsk National Research Technical University; 83, Lermontov St., Irkutsk, Russia

<sup>2</sup> «SLC-JH» Ltd., 101, Mira St., Moscow, Russia

<sup>а</sup> knik@istu.edu, <sup>б</sup> iovivan@rambler.ru, <sup>с</sup> alexaner.iov@rambler.ru, <sup>д</sup> dolgih.evgeny@yandex.ru

<sup>а</sup> <https://orcid.org/0000-0002-3083-0182>, <sup>б</sup> <https://orcid.org/0000-0003-3980-0681>,

<sup>с</sup> <https://orcid.org/0000-0003-4684-106X>, <sup>д</sup> <http://orcid.org/0000-0002-6233-1265>

Received 01.09.2023, accepted 13.09.2023

*An urgent problem when creating quarry excavators of large unit power is the limitation of dynamic loads in their working equipment caused by the starting and stopping modes of operation of the mechanisms. At present, this problem is mainly solved by methods of control theory through the use of electric drives. The limitations of this method of controlling dynamic loads are analyzed and the question is raised about the need to use the methods of machine mechanics associated with the choice of design parameters of actuators. It is shown that an effective way to solve this problem is to use the Volterra integral equations of the second kind, on the basis of which it is possible to set the solution of equations describing the behavior of the coordinate of interest, through a resolvent kernel that allows to connect the parameters of the mechanical system with the nature of the transient process, without finding the frequency of free oscillations. The differential equations of motion of the digging mechanism of a mining excavator, obtained on the basis of a three-mass design scheme, are given, and the transition from differential equations to the corresponding integral equation is performed. Analytical expressions are given for choosing the parameters of the digging mechanism of the excavator, which provide a given value of the dynamic coefficient. The results of a numerical study confirming the effectiveness of the proposed solutions are shown.*

**Keywords:** dynamic loads; digging mechanisms; parameter optimization; integral equations; dynamic coefficient.

**Введение.** Увеличение скоростей движения и нагружения карьерных экскаваторов с рабочим оборудованием «прямая механическая лопата» предъявляет высокие требования к уровню их динамических расчетов, вызывая

необходимость учета упругих свойств исполнительных механизмов и разработки методов и средств ограничения динамических нагрузок, обусловленных пусковыми и стопорными режимами работы механизмов и их взаимодействием с внешней средой [1–3]. Несовпадение точек приложения усилий со стороны электропривода главных движений (так называемых «точек управления») с положением рабочих органов карьерных экскаваторов (так называемых «точек наблюдения»), с одной стороны, и необходимость поглощения значительных потоков механической энергии, передаваемых через узлы и детали копающих механизмов, с другой стороны, затрудняют использование управляемого электропривода для ограничения динамических нагрузок. В этой связи представляет определенный интерес использование методов механики машин, связанных с выбором параметров, при которых уровень динамических нагрузок в элементах передачи движения (силы) будет соответствовать заданному значению. Следует отметить, что решение данной задачи осложняется необходимостью выполнения противоречивых требований к прочности механических связей, материалоемкости конструкции, стоимости и др.

В общем случае, максимальные динамические нагрузки в механизмах экскаваторов можно оценить с помощью математических моделей, полученных на основе многомассовых расчетных схем [2; 4], в которых вращающиеся или поступательно движущиеся элементы представляются сосредоточенными массами, а валы и канаты — упругими связями с постоянными коэффициентами жесткости. В этой связи может быть поставлена задача оптимизации параметров механической системы (жесткости и инерции), при которых достигается заданный коэффициент динамичности в наиболее нагруженных узлах. Необходимо отметить, что исполь-

зуемые в настоящее время для решения подобной задачи корневые методы синтеза [5], связанные с ними модальные методы [6] и методы, основанные на применении нормированных полиномов [7] или квадратичных функционалов [8], не позволяют установить явную связь найденных параметров с качеством переходных процессов. Использование концепции обратных задач динамики, заключающейся в определении требуемых параметров по заданным конечным или дифференциальным уравнениям, обеспечивающим желаемый характер переходного процесса [8; 9], требует нахождения собственных частот, что ограничивает возможности ее применения. В то же время, представляет интерес развитее концепции обратных задач динамики путем применения интегральных уравнений Вольтерра 2-го рода, на основе которых можно задать решение уравнений, описывающих поведение интересующей координаты, через резольвенту, без нахождения собственных чисел характеристического полинома [10; 11].

В настоящей статье на основе анализа решений интегральных уравнений осуществляется параметрическая оптимизация копающего механизма карьерного экскаватора, которая обеспечивает заданную величину коэффициента динамичности в рабочем оборудовании, и приводятся результаты исследования эффективности.

**Объект и метод исследования.** В качестве объекта исследования рассмотрим унифицированную конструкцию рабочего оборудования копающего механизма карьерного экскаватора [1–3], приведенную на рис. 1, а. Используются обозначения: 1 — обобщенная масса привода; 2 — стрела; 3 — ковш; 4 — двуногая стойка; 5 — подъемный канат; 6 — канат подвески стрелы. Расчетная схема этой конструкции рабочего оборудования приведена на рис. 1, б.

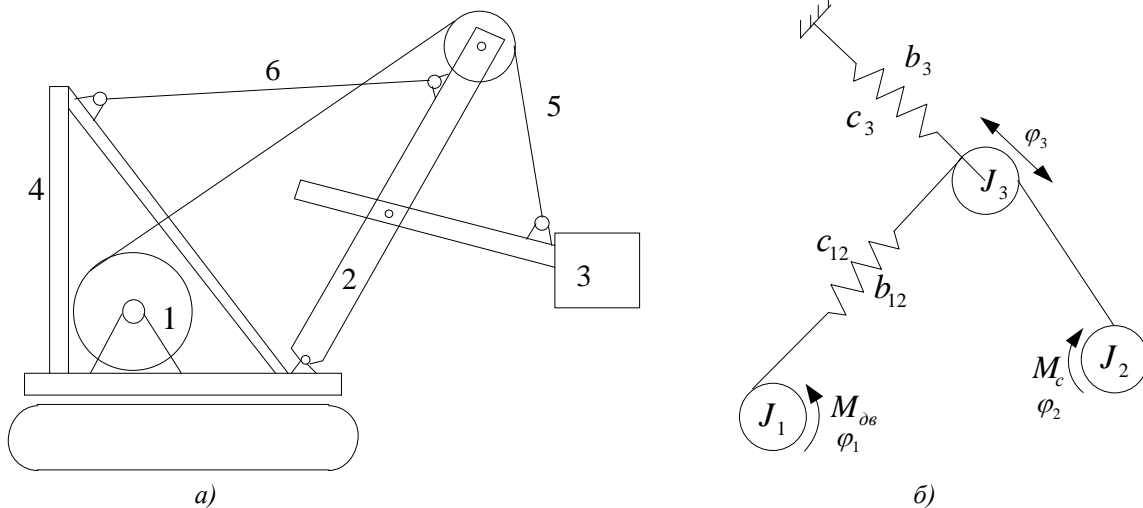


Рис. 1. Унифицированная конструкция (а) и расчетная схема (б) механизма копания

В расчетной схеме (рис. 1, б) приняты следующие обозначения:  $J_1$  — суммарный приведенный момент инерции двигателя, редуктора и барабана;  $J_2$  — приведенный момент инерции ковша, наполненного породой;  $J_3$  — приведенный момент инерции стрелы;  $c_{12}$  и  $b_{12}$  — коэффициент жесткости каната и внутреннего трения

в механизме подъема;  $c_3$  и  $b_3$  — коэффициент жесткости каната и внутреннего трения в подвеске стрелы;  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$  — обобщенные координаты приведенных масс;  $M_{об}$  и  $M_c$  — движущий и тормозной моменты соот-

ответственно. Составим систему уравнений, описывающих движение механической системы при действии движущего и тормозного усилий:

$$\begin{cases} J_1 p^2 \varphi_1 = M_{дв} - c_{12} \Delta \varphi_{13} - b_{12} \Delta \varphi_{13} p; \\ J_2 p^2 \varphi_2 = c_{12} \Delta \varphi_{13} + b_{12} \Delta \varphi_{13} p - M_c; \\ J_3 p^2 \varphi_3 = c_{12} \Delta \varphi_{13} + b_{12} \Delta \varphi_{13} p - c_3 \varphi_3 - b_3 \varphi_3 p; \\ \Delta \varphi_{13} = \varphi_1 - \varphi_2 - \varphi_3. \end{cases}, (1)$$

где  $p = \frac{d}{dt}$  — оператор дифференцирования.

$$M_{12} p^4 + a_2 M_{12} p^2 + a_0 M_{12} p = \frac{c_{12}}{J_1} \left[ p^2 + \frac{c_3}{J_3} \right] M_{дв} + \frac{c_{12}}{J_2} \left[ p^2 + \frac{c_3}{J_3} \right] M_c. \quad (2)$$

В этом уравнении  $a_2 = \frac{c_3}{J_3} + c_{12} \left( \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} + \frac{1}{J_3} \right)$  и

$$a_0 = \frac{c_3}{J_3} \cdot \frac{c_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}.$$

Предположим, что в начальный момент времени  $t = 0$  механическая система находилась в покое  $M_{12}(0) = M_{12} p(0) = M_{12} p^2(0) = M_{12} p^3(0) = 0$  и подверглась внезапному воздействию внешних сил  $M_{дв} = M_0$  и  $M_c = 0,5M_0$ . Подобные воздействия на механическую систему можно рассматривать как идеализированный режим пуска механизма при мгновенном действии нагрузки на рабочий орган. Тогда от неоднородного уравнения (2) можно перейти к соответствующему однородному:

$$M_{12} p^4 + a_2 M_{12} p^2 + a_0 M_{12} p = 0 \quad (3)$$

с ненулевыми начальными условиями, вид которых определяется правой частью уравнения (2). Выполнив необходимые преобразования, суть которых подробно описана в [10], получим следующие начальные условия движения:

$$M_{12} p^2(0) = -\frac{M_0}{2} c_{12} \left( \frac{2J_2 + J_1}{J_1 J_2} \right)$$

и  $M_{12}(0) = \frac{M_0}{2} \left( \frac{2J_2 + J_1}{J_1 + J_2} \right).$  (4)

Перейдем от дифференциального уравнения (3) к интегральному уравнению Вольтерра 2-го рода с учетом начальных условий (4) [10]. Полагая  $M_{12} p^4 = u(t)$  и интегрируя это выражение 4 раза с учетом начальных условий, на основе (3) получим интегральное уравнение:

$$u(t) + \int_0^t K(t, y) u(y) dy = -\Phi(t), \quad (5)$$

$$M_{12}(t) = M_{12} p^2(0) B_1^{(1)}(t) + M_{12}(0) [1 - a_0 B_1^{(-1)}(t)] - M_{12} p^2(0) \frac{t^2}{2!} - M_{12}(0).$$

Выполнив в этом выражении замену аргумента  $t = \frac{\tau}{\sqrt{a_2}}$ , окончательно будем иметь:

Разрешим систему (1) относительно усилия в упругом канате  $M_{12} = c_{12} \Delta \varphi_{13}$  при условии малости сил внутреннего трения  $b_{12} \approx 0$  и  $b_3 \approx 0$ . Отметим, что для копающих механизмов экскаваторов пренебрежение внутренним трением вполне допустимо, поскольку коэффициент относительного демпфирования составляет  $\xi = 0,1 \dots 0,2$ . Рассмотрим наиболее неблагоприятный режим работы копающего механизма с максимальными амплитудами упругих колебаний. Дифференциальное уравнение движения будет иметь следующий вид:

в котором неизвестная функция  $u(t)$  входит под знак интеграла в виде  $u(y)$ .

Ядром интегрального уравнения является известная функция:

$$K(t, y) = a_2(t - y) + a_0 \frac{(t - y)^3}{3!},$$

а правая часть представлена полиномом, образованным за счет начальных условий движения:

$$\Phi(t) = M_{12} p^2(0) \left( a_2 + a_0 \frac{t^2}{2!} \right) + M_{12}(0) a_0.$$

В соответствии с процедурой решения интегральных уравнений [10], переходный процесс функции  $u(t)$  в линейной системе можно выразить через кратные интегралы от резольвенты, записанной для реакции системы на единичный импульс от высшей производной начальных условий. Величина этой реакции при известной правой части определится выражением:

$$M_{12} = \int_0^t -\Phi(t) B_1(t - y) dy, \quad (6)$$

где:

$$B_1(t - y) = \frac{(t - y)^3}{3!} + \sum_{m=1}^{\infty} (-1)^m \sum_{k=0}^m \binom{m}{k} a_2^{m-k} a_0^k \frac{(t - y)^{2m+2k+3}}{(2m+2k+3)!}.$$

Раскрывая в (6) функцию  $\Phi(t)$  и учитывая, что:

$$\int_0^t \frac{y^k}{k!} B_1(t - y) dy = B_1^{(k-1)}(t), \text{ а:}$$

$$B_1^k(t - y) = \frac{t^{r-k-1}}{(r - k - 1)!} - a_2 B_1^{(k-2)}(t) - a_0 B_1^{(k-4)}(t),$$

придем к следующей форме записи усилия в упругом канате:

$$M_{12}(\tau) = M_{12}p^2(0) \frac{1}{a_2} B_1^{(1)}(\tau) + M_{12}(0) [1 - c_1 B_1^{(-1)}(\tau)] - M_{12}p^2(0) \frac{1}{a_2} \frac{\tau^2}{2!} - M_{12}(0), \quad \text{где } c_1 = \frac{a_0}{a_2^2}. \quad (7)$$

Как показано в [10], правая часть выражения (7)  $-M_{12}p^2(0) \frac{1}{a_2} \frac{\tau^2}{2!} - M_{12}(0)$  определяет движение меха-

нической системы как «твердого тела» без учета собственных колебаний приведенных масс относительно положения равновесия. Убрав полином 2-го порядка из (7), получим выражение, определяющее только динамическую составляющую переходного процесса:

$$M_{12}(\tau) = \frac{M_0}{2} \left( \frac{2J_2 + J_1}{J_1 + J_2} \right) [1 - c_1 B_1^{(-1)}(\tau)] - \frac{M_0}{2} c_{12} \left( \frac{2J_2 + J_1}{J_1 J_2} \right) \frac{1}{a_2} B_1^{(1)}(\tau). \quad (8)$$

Поделив (8) на величину статического усилия в канате по окончании переходных процессов, равную  $\frac{M_0}{2} \left( \frac{2J_2 + J_1}{J_1 + J_2} \right)$ , получим выражение для определения

$$\frac{\omega_{12}^2}{a_2} = \frac{1}{\frac{J_1 J_2}{J_3 (J_1 + J_2)} \left[ 1 + \frac{c_3}{c_{12}} \right] + 1}. \quad (10)$$

коэффициента динамичности в канате механизма подъема, в явном виде зависящее от параметров системы:

Поскольку отношение коэффициентов жесткости в (10) находится в знаменателе дроби и суммируется с единицей, то для уменьшения влияния второго слагаемого необходимо стремиться к минимальному значению  $c_{12}$  либо выдерживать соотношение  $\frac{c_3}{c_{12}}$  большим единицы для получения максимально возможной величины  $a_2$ .

$$\delta_{12} = [1 - c_1 B_1^{(-1)}(\tau)] - \frac{\omega_{12}^2}{a_2} B_1^{(1)}(\tau), \quad (9)$$

где  $\omega_{12} = \sqrt{\frac{c_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}}$  — собственная частота колебаний двухмассовой системы «привод – рабочий орган».

Исследуем изменение параметра  $c_1$  в зависимости от соотношения коэффициентов жесткости  $c_3$  и  $c_{12}$ . Выполнив некоторые преобразования, можно записать  $c_1 = \frac{a_0}{a_2^2}$  в виде:

Поскольку слагаемые в выражении (9) имеют разные знаки, величина  $\delta_{12}$  может принимать различные значения в зависимости от начальных условий движения системы. Однако, как показано в [10], для консервативных колебательных систем знаки перед слагаемыми в равенстве (9) не имеют решающего значения, поскольку, из принципа неблагоприятной коллинеарности, максимум возмущения системы наблюдается лишь в том случае, когда все реакции на начальные условия движения порознь принимают максимальные значения. Таким образом, на основе выражения (9) можно определить параметры механизма копания карьерного экскаватора с заданным коэффициентом динамичности усилия  $M_{12}$  при действии внешних сил  $M_{ог}$  и  $M_c$ .

$$\frac{1}{c_1} = \left( \frac{c_3}{c_{12}} + \frac{c_{12}}{c_3} + 2 \right) \frac{J_1 J_2}{J_3 (J_1 + J_2)} + \frac{c_{12}}{c_3} \left[ 2 + \frac{J_3 (J_1 + J_2)}{J_1 J_2} \right] + 2.$$

Если принять отношение  $\frac{c_3}{c_{12}} = \alpha$ , то можно перейти к следующему квадратному уравнению, связывающему параметры  $c_3$  и  $c_{12}$  с  $c_1$ :

Обращаясь к таблицам, приведенным в [10], в которых определены величины слагаемых в (9) при различных значениях параметра  $c_1$ , отметим, что максимумы  $\max |1 - c_1 B_1^{(-1)}(\tau)|$  и  $\max |B_1^{(1)}(\tau)|$  уменьшаются по мере уменьшения параметра  $c_1$ . Следовательно, необходимо стремиться к меньшему значению  $c_1$ , однако это условие не является единственным. Дополнительно необходимо уменьшать величину отношения  $\frac{\omega_{12}^2}{a_2}$ , т. е. увеличивать знаменатель  $a_2$  и уменьшать числитель  $\omega_{12}^2$  дроби.

$$K_1 \alpha^2 + \left( 2K_1 + 2 - \frac{1}{c_1} \right) \alpha + \left( K_1 + \frac{1}{K_1} + 2 \right) = 0, \quad (11)$$

$$\text{где } K_1 = \frac{J_1 J_2}{J_3 (J_1 + J_2)}.$$

Таким образом, решая уравнение (11), при фиксированных параметрах инерционности механизма можно вычислить требуемое значение  $\frac{c_3}{c_{12}} = \alpha$ , которое будет удовлетворять желаемой величине параметра  $c_1$ . Естественно, что в этом случае необходимо стремиться к минимуму равенства (10).

Проанализируем множитель при втором слагаемом в выражении (9). После некоторых преобразований этот коэффициент можно представить в следующем виде:

Из-за конструктивных ограничений параметры приведенных моментов инерции стрелы  $J_3$  и рабочего органа  $J_2$  изменить достаточно сложно. Вместе с тем, возможно изменение параметров приведенного момента

инерции первой массы  $J_1$ , например, путем использования тихоходных двигателей или перехода от цилиндрических редукторов к планетарным [12]. Изменение коэффициентов жесткости подвески стрелы  $c_3$  и механизма подъема  $c_{12}$  можно реализовать за счет использования упругодемпфирующих устройств [13; 14] или применения полиспастов и канатов большего диаметра.

**Результаты исследования и их обсуждение.** Продемонстрируем процедуру предлагаемого метода оптимизации параметров механической системы на конкретном примере рабочего оборудования карьерного экскаватора типа ЭКГ-5А. Примем следующие значения параметров рабочего оборудования экскаватора:  $J_1 = 26,72 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ,  $J_2 = 2,7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ,  $J_3 = 3,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ,  $c_{12} = 435 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{рад}$  и  $c_3 = 951 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{рад}$ . При этих параметрах коэффициенты в уравнении (2) будут следующими:  $a_2 = 582,53$ ,  $a_0 = 52180,8$  и  $c_1 = 0,154$ . Величины реакции резольвенты на единичный импульс высшей производной вычислим в программной среде *SimInTech* численным моделированием соответствующих дифференциальных уравнений. Максимумы слагаемых в уравнении (9) при  $c_1 = 0,154$  оказались равными:  $\max |1 - c_1 B_1^{(-1)}(\tau)| = 1,6$  и  $\max |B_1^{(1)}(\tau)| = 3,21$ . Подставляя эти значения в (9), находим  $\delta_{12} = 2,688$ . Вычитая статическую составляющую, равную единице, получаем  $\delta_{12} = 1,688$ , что подтверждается результатами численного моделирования уравнений движения механической системы (1).

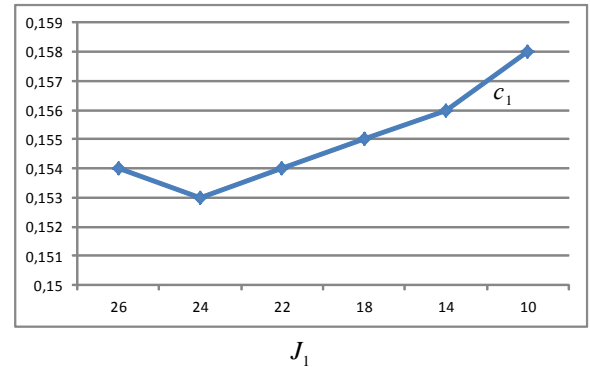
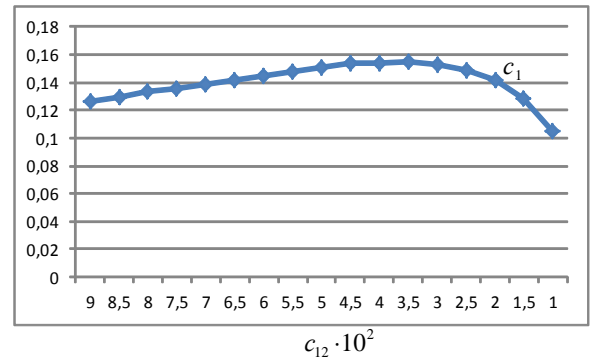
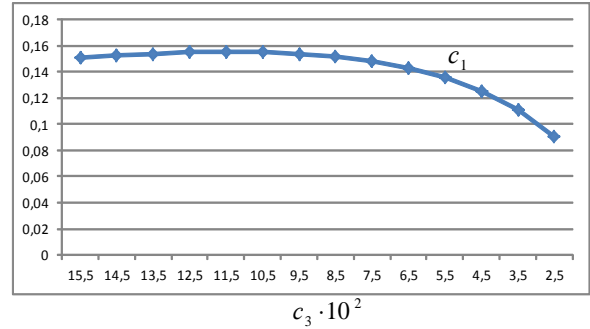
Определим параметры системы, учитывая начальные условия, при которых коэффициент динамичности равен  $\delta_{12} = 1,3 \dots 1,4$ , что является приемлемой величиной для механизмов экскаваторов. Обращаясь к таблицам [10], получим значения  $\max |1 - c_1 B_1^{(-1)}(\tau)| = 1,3$ , а  $\max |B_1^{(1)}(\tau)| = 2,5$  при  $c_1 \approx 0,1$ . Следовательно, на первом этапе оптимизации необходимо стремиться к получению таких соотношений параметров механической системы, при которых бы выполнялось условие близости коэффициента  $c_1$  к величине 0,1. Для этой цели проведем анализ влияния каждого из коэффициентов  $J_1$ ,  $c_3$  и  $c_{12}$  в отдельности на изменения параметра  $c_1$ . Полученные кривые приведены на рис. 2.

Анализ кривых на рис. 2 показывает, что стандартные конструктивные значения параметров механизма карьерного экскаватора  $c_3$  и  $c_{12}$  соответствуют значениям  $c_1$ , близким к максимальным, т. е. для заданных начальных условий движения в переходных режимах работы в механизме будут наблюдаться существенные значения амплитуд упругих колебаний. Изменение же момента инерции первой массы  $J_1$  более чем в два раза не приводит к существенному отклонению величины  $c_1$ , поэтому в дальнейшем пренебрежем ее влиянием. Из

рис. 2 следует, что уменьшение коэффициентов жесткости подвески стрелы и подъемного механизма в отдельности приводит к снижению параметра  $c_1$ , при этом влияние  $c_3$  проявляется более существенно. Используя выражение (10) при заданном  $c_1 = 0,1$ , на основе (11) получим следующее уравнение:

$$0,612\alpha^2 - 6,77\alpha + 4,25 = 0,$$

корни которого равны  $\alpha_1 = 10,41$  и  $\alpha_2 = 0,667$ .



**Рис. 2.** Изменение параметра  $c_1$  в зависимости от величины коэффициентов  $c_3$ ,  $c_{12}$  и  $J_1$

Следовательно, при принятых моментах инерции заданная величина  $c_1$  получится при  $c_3 = 10,41 \cdot c_{12}$  или  $c_3 = 0,667 \cdot c_{12}$ . Значение корня  $\alpha_1 = 10,41$  потребует больших значений жесткости  $c_3$ , на порядок превышающих  $c_{12}$ , что потребует переход к другой математической модели с меньшим порядком дифференциального уравнения, в которой влияние подвески стрелы не учитывается. В связи с этим используем соотношение  $c_3 = 0,667 \cdot c_{12}$  и вычислим коэффициент динамичности

по выражению (9) при жесткости  $c_{12} = 435H \cdot м / рад$ . В результате получим  $\delta_{12} = 1,3 + 2,5 \cdot 0,495 - 1 = 1,54$ .

Результаты численного моделирования механической системы (1) в режиме пуска при параметрах жесткости  $c_{12} = 435H \cdot м / рад$  и  $c_3 = 290H \cdot м / рад$ , показали совпадение расчетного и аналитически найденного коэффициентов динамичности. Необходимо обратить внимание на то, что полученное соотношение  $c_3 = 0,667 \cdot c_{12}$  не удовлетворяет условию (10). Поэтому задача оптимизации параметров копающего механизма экскаватора при одновременном выполнении двух противоречивых требования (10) и (11) должна сводиться к получению некоторого компромиссного решения, которое удовлетворит условиям технической реализации (прочности, габаритов, перемещений и т. д.) при приемлемой величине коэффициента динамичности.

**Заключение.** Предложен метод оптимизации параметров механизма копания карьерного экскаватора, основанный на использовании интегрального уравнения Вольтерра 2-го рода, позволяющий в явном виде связать эти параметры с коэффициентом динамичности, определяемым реакциями механической системы на начальные условия движения, выраженные через резольвенту

#### Литература

1. Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Набиуллин Р.Ш., Хорошавин С.А. Цифровая модель процесса экскавации горных пород рабочим оборудованием карьерного экскаватора // Горный информ.-аналитический бюллетень. 2022. № 4. С. 156-168.
2. Ананин В.Г. Теория и расчет параметров рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов с механическим приводом: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.04. М., 2007. 38 с.
3. Raza Muhammad. Azeem Cable shovel dipper stress and fatigue failure modeling in formation excavation engineering. Ph.D. dissertations, Missouri University of science and technology, 2016. 200 p.
4. Леоненко А.С. Методы и технические решения повышения эффективности эксплуатации горных машин в регионах холодного климата: моногр. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2010. 280 с.
5. Соколов Н.И. Аналитический метод синтеза линеаризованных систем автоматического регулирования. М.: Машиностроение, 1966. 329 с.
6. Кузовков Н.Т. Модальное управление и наблюдающие устройства. М.: Машиностроение, 1976. 184 с.
7. Ляхомский А.В., Фашиленко В.Н. Управление электромеханическими системами горных машин. М.: Изд-во МГГУ, 2004. 296 с.
8. Кузнецов Н.К. Динамика управляемых машин с дополнительными связями: моногр. Иркутск: Изд-во ИРНТУ, 2009. 289 с.
9. Иов И.А., Долгих Е.С., Иов А.А. Управление динамическим состоянием исполнительных механизмов экскаваторов: моногр. Иркутск: Изд-во ИРНТУ, 2022. 194 с.
10. Голубенцев А.Н. Интегральные методы в динамике. Киев, 1967. 352 с.
11. 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.
12. Садовников Е.М. Повышение технического уровня карьерных экскаваторов путем обоснования и выбора конструктивных, наладочных параметров и управляющих воздействий: дис. ... канд. техн. наук в виде научного доклада: 05.05.06, 05.09.03. Екатеринбург, 1993. 29 с.
13. Губенко А.А., Свиначук В.П. Обзор и анализ параметров конструкций упруго - демпфирующих устройств // Науч. вестник МГГУ. 2011. № 1. С. 9-19.
14. Кузнецов Н.К., Иов И.А., Иов А.А., Долгих Е.С. Рабочее оборудование одноковшового экскаватора: пат. № 2779865 РФ, RU2779865C1; заявл. 02.03.2022; опублик. 14.09.2022. Бюл. № 26.

#### References

1. Komissarov A.P., Lagunova YU.A., Nabiullin R.SH., Horoshavin S.A. Digital model of the process of rock excavation by working equipment of a quarry excavator // Mining informational and analytical bulletin. 2022. № 4. P. 156-168.
2. Ananin V.G. Theory and calculation of parameters of working equipment of single-bucket excavators with mechanical drive: avtoref. dis. ... d-ra tekhn. nauk: 05.05.04. M., 2007. 38 p.
3. Raza Muhammad. Azeem Cable shovel dipper stress and fatigue failure modeling in formation excavation engineering. Ph.D. dissertations, Missouri University of science and technology, 2016. 200 p.
4. Leonenko A.S. Methods and technical solutions for improving the efficiency of mining machinery operation in cold climate regions: monogr. Irkutsk: Izd-vo IrGTU, 2010. 280 p.
5. Sokolov N.I. Analytical method of synthesis of linearized automatic control systems. M.: Mashinostroenie, 1966. 329 p.
6. Kuzovkov N.T. Modal control and monitoring devices. M.: Mashinostroenie, 1976. 184 p.
7. Lyahomskij A.V., Fashchilenko V.N. Management of electro-mechanical systems of mining machines. M.: Izd-vo MGGU, 2004. 296 p.
8. Kuznecov N.K. Dynamics of controlled machines with additional connections: monogr. Irkutsk: Izd-vo IRNITU, 2009. 289 p.

9. Iov I.A., Dolgih E.S., Iov A.A. Managing the dynamic state of excavator actuators: monogr. Irkutsk: Izd-vo IRNITU, 2022. 194 p.
10. Golubencev A.N. Integral methods in dynamics. Kiev, 1967. 352 p.
11. Kuznecov N.K., Iov I.A., Dolgih E.S., Hramovskih V.A. Determination of elastic-damping device parameters in excavator mechanism // Systems. Methods. Technologies. 2022. № 4. P. 23-29.
12. Sadovnikov E.M. Improving the technical level of quarry excavators by substantiating and selecting design, commissioning parameters and control actions: dis. ... kand. tekhn. nauk v vide nauchnogo doklada: 05.05.06, 05.09.03. Ekaterinburg, 1993. 29 p.
13. Gubenko A.A., Svinarchuk V.P. Review and analysis of design parameters of elastic damping devices // Nauch. vestnik MGGU. 2011. № 1. P. 9-19.
14. Kuznecov N.K., Iov I.A., Iov A.A., Dolgih E.S. Working equipment of a single-bucket excavator: pat. № 2779865 RF, RU2779865C1; zayavl. 02.03.2022; opubl. 14.09.2022. Byul. № 26.