

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 622.232

doi: 10.30987/2782-5957-2022-10-49-55

ВЛИЯНИЯ ИНЕРЦИИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГИДРОМОЛОТА

Алексей Сергеевич Трубин^{1✉}, Юрий Николаевич Баранов², Наталия Евгениевна Сакович³

^{1,2} Орловский государственный университет им. И.С. Тургенева; Орёл, Россия

³ Брянский государственный аграрный университет; Брянск, Россия

¹ alextrubin@yandex.ru;

² bar20062@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0002-0679-613X>

³ nasa2610@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-6154-4445>

Аннотация

Цель исследования - обосновать параметры, обеспечивающие эффективное преобразование энергии, гидромолота.

Методы исследования - обзор, анализ и обобщение результатов исследований и опыта проектирования гидравлических устройств ударного действия; математическое моделирование, основанное на законах кинематики и динамики твердого тела, жидкости и газа; теоретические исследования на основе численных экспериментов.

Новизна работы заключается в разработке математической модели гидромолота, описывающей совместную работу ударного механизма, распределителя, гидропневмоаккумуляторов и гидропривода.

В результате исследования получены: математическая модель гидромолота, учитывающая динамику его корпуса и отражающая особенности рабочего цикла гидрокинематической схемы с управляемой камерой рабочего и обратного хода; результаты численного решения математической модели и экспериментальных исследований; анализ

динамики поршня-бойка гидромолота в период обратного хода.

Выводы: на работу гидромолота оказывает влияние случайное или целенаправленное изменение определенных параметров гидропривода, которое необходимо учитывать уже на стадии проектирования его подсистем с целью нахождения рациональной области работы; одним из таких параметров является инерция рабочей жидкости; формируясь в переходные периоды, инерционные силы оказывают существенное влияние на основные параметры движения поршня-бойка гидромолота и динамику силовой импульсной гидросистемы; определено время наполнения рабочей полости гидроцилиндра ударника, установлена степень влияния инерционной составляющей рабочей жидкости на время перемещения поршня-бойка на величину рабочего хода.

Ключевые слова: исполнительный орган, гидромолот, гидропривод, моделирование, инерционные силы, жидкость.

Ссылка для цитирования:

Трубин А.С. Влияния инерции рабочей жидкости на эксплуатационные параметры гидромолота / А. С. Трубин, Ю. Н. Баранов, Н. Е. Сакович // Транспортное машиностроение. – 2022. - № 10. – С. 49 – 55. doi: 10.30987/2782-5957-2022-10-49-55.

Original article

Open Access Article

EFFECTS OF THE WORKING FLUID INERTIA ON THE HYDROHAMMER OPERATIONAL PARAMETERS

Aleksey Sergeevich Trubin^{1✉}, Yuri Nikolaevich Baranov², Natalya Evgenievna Sakovich³

^{1,2} Orel State University, Orel, Russia

³ Bryansk State Agrarian University, Bryansk, Russia

¹ alextrubin@yandex.ru;

² bar20062@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0002-0679-613X>

³ nasa2610@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-6154-4445>

Abstract

The study objective is to justify the parameters that ensure efficient energy conversion of the hydrohammer.

Research methods include review, analysis and generalization of research results and experience in designing hydraulic devices; mathematical modeling based on laws of kinematics and dynamics of solid, liquid and gas; theoretical research based on numerical experiments.

The novelty of the work is in the development of a mathematical model of a hydraulic hammer describing the cooperation of the percussive mechanism, distributor, hydraulic pneumatic accumulators and hydraulic drive. The study results include a mathematical model of a hydraulic hammer that takes into account the dynamics of its body and reflects the features of the working cycle of a hydrokinematic circuit with a controlled chamber of the working and reverse stroke; the numeric results of the mathematical model and experi-

mental studies; dynamic analysis of the piston pin during the reverse stroke.

Conclusions: the hydrohammer operation is influenced by accidental or purposeful changes in certain parameters of the hydraulic drive, which must be taken into account at the design stage of its subsystems in order to find a rational area of operation; one of these parameters is the inertia of the working fluid; formed during transition periods, inertial forces have a significant impact on the main parameters of the hydrohammer piston pin movement and dynamics of the power pulse hydraulic system; the time of filling the working cavity of the hydraulic cylinder of the striker is determined, the degree of influence of the working fluid inertial component on the time of the piston pin movement on the magnitude of the working stroke is defined.

Keywords: executive body, hydraulic hammer, hydraulic drive, modeling, inertial forces, fluid.

Reference for citing:

Trubin AS, Baranov YuN, Sakovich NE. Effects of the working fluid inertia on the hydrohammer operational parameters. *Transport Engineering*. 2022; 10:49 – 55. doi: 10.30987/2782-5957-2022-10-49-55.

Введение

С началом широкого использования во второй половине XX века в машинах гидравлического привода стала возможна разработка и создание мощных и компактных импульсных устройств, нашедших применение в исполнительных органах горных, металлургических, дорожных машин [1–5]. Применение их обусловлено высокой эффективностью, мобильностью и функциональностью, широким спектром технологических задач, решаемых с помощью этой техники. В дорожно-строительной отрасли распространение получили гидромолоты – гидравлические машины ударного действия, являющиеся сменным рабочим оборудованием одноковшовых экскаваторов.

Создание гидромолотов помогает решить задачу расширения области применения одноковшовых гидравлических экскаваторов, в том числе наиболее эффективного их использования в зимний период [6,7]. Высокие темпы транспортного, промышленного и гражданского строительства требуют увеличения на порядок производства нерудных строительных материалов, проведения огромного объема земляных работ, в том числе в неблагоприятных грунтовых условиях, прокладки сотен километров инженерных сетей и коммуникаций, а также их ремонта и реконструкции, сноса ветхих и аварийных построек, вскрытия старых дорожных одежд [8–9].

Материалы, методы, результаты исследований

Исследования проводились на основе теоретических разработок; математического моделирования, в основе которого лежат фундаментальные законы кинематики и динамики твердого тела, жидкости и газа; программирования и численного решения уравнений в среде MathCAD; экспериментальных исследований с использованием стенда с гидромолотом.

В гидроприводе дорожно-строительных машин формируются в пе-

редходные периоды инерционные силы, оказывающие существенное влияние на основные параметры движения поршня-бойка гидромолота и динамику силовой импульсной гидросистемы.

Рассмотрим структурную схему гидропривода (рис. 1). Параметрами, подлежащими определению в период обратного хода поршня-бойка гидромолота, являются скорость перемещения поршня-бойка v_{∂} , давление в полости взвода P_H и время T_k , в

течение которого поршень гидромолота переместится на заданную величину L_0 .

Предположим, что в некоторый момент времени произойдет мгновенное открытие окон золотникового распределителя 2, и в этот момент давления в полостях

B и C гидроцилиндра возрастут до значений P_H и P_C [7-9]. Пренебрегая разностью высотных отметок и скоростным напором в сечении $O-O$, выведем уравнения неустановившегося движения для сечений $O-O$ и nm , а также для сечений nn и mm :

$$\frac{P_0}{\gamma} = \frac{P_H}{\gamma} + \varepsilon \frac{v_1^2}{2g} + \frac{L_1 dv_1}{dt} + (\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \frac{v_2^2}{2g} + \frac{L_2 dv_2}{g} + \varepsilon_n \frac{v_6^2}{2g} + \frac{x dv_6}{g} + \frac{\alpha v_6^2}{2g}; \quad (1)$$

$$\frac{P_H}{\gamma} + \frac{L_6 - x}{g} \frac{dv_6}{dt} = \frac{P_C}{\gamma} + \frac{\alpha v_6^2}{2g}, \quad (2)$$

где P_0 – давление в сетевом гидроаккумуляторе, МПа; P_H – давление в полости B гидроцилиндра, МПа; P_C – давление в полости C цилиндра, МПа; v_1 и v_2 – соответственно средние скорости движения жидкости в маслопроводах 3 и 4, м/с; L_1 и L_2 – соответственно длины маслопроводов 3 и 4, м; ε_1 и ε_2 – коэффициенты сопротивле-

ния трубопроводов 3 и 4; ε_n – коэффициент входного сопротивления в полости цилиндра; ε – коэффициент сопротивления золотникового распределителя 2; x – расстояние от входного сечения трубопровода 4 до сечения nm , м; L_6 – рабочий ход поршня-бойка, м; α – коэффициент Кориолиса.

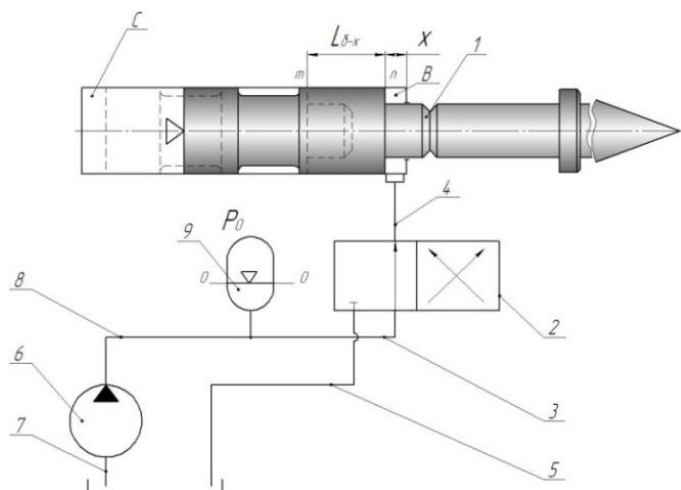


Рис. 1. Структурная схема импульсного гидропривода:

1 – поршень-боек гидромолота; 2 – орган управления;
3, 4, 7, 8 – участки подводящего маслопровода; 5 – отводящий маслопровод;
6 – насос; 9 – гидропневмоаккумулятор

Fig. 1. Block diagram of a pulsed hydraulic drive:

1 – piston-hammer head; 2 – control body; 3, 4, 7, 8 – sections of the supply oil pipeline; 5 – discharge oil pipeline; 6 – pump; 9 – hydropneumoaccumulator

На основании гидравлического уравнения неразрывности потока имеем

$$v_1 = \frac{S_6}{\omega_1} v_6; \quad v_2 = \frac{S_B}{\omega_2} v_6,$$

где S_B – площадь сечения полости B гидроцилиндра; ω_1 и ω_2 – соответственно площади сечений трубопроводов 3 и 4.

Уравнения (1) и (2) содержат три неизвестных параметра P_H , P_C и v_6 . Для их определения применим еще дифференциальное уравнение движения поршня-бойка гидропневмоударника:

$$m \frac{dv_6}{dt} = P_H S_B - \frac{c}{x^n} - f \left(\frac{dx}{dt} \right) - f \pi D n h \Delta P, \quad (3)$$

где m – приведенная масса поршня, вклю-

чая массу всех подвижных звеньев; $\frac{dv_6}{dt}$ –

ускорение поршня-бойка, м/с^2 ; $\frac{c}{x^n} + f\left(\frac{dx}{dt}\right) + f\pi Dnh\Delta P = F$ – силы трения и силы полезного сопротивления, приложенные к поршню, Н; f – коэффициент трения скольжения; D – диаметр поршня, мм; n – ко-

$$\frac{L}{g} \frac{dv_6}{dt} = \frac{P_0}{\gamma} (A - B) - \varepsilon_c \frac{v_6^2}{2g} - \frac{F}{gm}, \quad (4)$$

где $L = 1 + L_{c_1}A + L_{c_2}B$ – приведенная длина маслопровода; $\varepsilon_c = \varepsilon_{c_1}A + \varepsilon_{c_2}B$ – приведенный коэффициент сопротивления системы; $L_{c_1} = L_1 \frac{\varepsilon_1}{\omega_1} + L_2 \frac{\varepsilon_2}{\omega_2} + x$ – приведенная длина напорной линии; $L_{c_2} = L_\delta$ – ход поршня-бойка гидropневмоударника; $\varepsilon_{c_1} = \left[\varepsilon_1 \frac{S_1}{\omega_1^2} + (\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \frac{S_2}{\omega_2^2} + \varepsilon_n + \alpha \right]$ – приведенный коэффициент сопротивления напорной линии; $\varepsilon_{c_2} = \alpha$ – коэффициент сопротивления движению поршня-бойка; $A = \gamma \frac{B + f\pi Dnh}{gm}$; $B = \gamma \frac{f\pi Dnh}{gm}$ – постоянные коэффициенты.

В условиях установившегося движения поршня-бойка, при $\frac{dv_6}{dt} = 0$, получим из уравнения (4):

$$t = \frac{Lv_6}{2gH} \varepsilon_n \frac{v_{60}}{v_6} \pm \frac{v_6}{v_6},$$

где $T_1 = \frac{Lv_{60}}{2gH}$ – имеет размерность времени.

Из уравнения (7) следует, что установившееся движение поршня-бойка наступит при $t = \infty$. Зависимости (6) и (7) дают возможность получить уравнения движения поршня ударника в функции времени. Так, проходимый поршнем за время t , может быть определен из уравнения (7).

Имея в виду, что $v_6 = \frac{dx}{dt}$, будем иметь:

$$\frac{P_H}{\gamma} = \frac{P_0}{\gamma} - \varepsilon_c \left(\frac{t}{\varepsilon^{T_1+1} - 1} \right) \frac{2v_{60}^2}{gH} + \frac{Lc_1H}{L} \left[1 - \left(\frac{t}{\varepsilon^{T_1+1}} \right)^2 \right], \quad (9)$$

В начальный момент времени при $t = 0$ давление P_H в полости B гидроцилиндра будет

$$\frac{P_H}{\gamma} = \frac{P_0}{\gamma} - \frac{Lc_1H}{L}. \quad (10)$$

личество уплотнительных колец поршня, шт.; h – высота поршня, мм.

Решив систему уравнений (1), (2), (3), получим:

$$\frac{P_0}{\gamma} (A - B) - \frac{F}{gm} = \varepsilon_c \frac{v_6^2}{2g}. \quad (5)$$

Исключив из уравнений (4) и (5) постоянную величину $\frac{\varepsilon_c}{2g}$, будем иметь:

$$\frac{L}{g} \frac{dv_6}{dt} = H \left(1 - \frac{v_6^2}{v_{60}^2} \right),$$

$$\text{где } H = \frac{P_0}{\gamma} (A - B) - \frac{F}{gm},$$

откуда

$$dt = \frac{Lv_{60}^2}{gH} \cdot \frac{dv_{60}}{v_{60}^2 - v_6^2}. \quad (6)$$

Интегрируя дифференциальное уравнение (6) при помощи разложения подынтегральной функции на простейшие дроби и принимая во внимание начальные условия ($t = 0, v_6 = 0$), получим:

$$v_6 = v_{60} \frac{\varepsilon^{\frac{t}{T_1}} - 1}{\varepsilon^{\frac{t}{T_1}} + 1}. \quad (7)$$

$$dx = v_{60} \frac{\varepsilon^{\frac{t}{T_1}} - 1}{\varepsilon^{\frac{t}{T_1}} + 1} dt,$$

$$\text{откуда } x = L_\delta = v_6 t - 2T_1 \varepsilon_n \frac{2\varepsilon^{\frac{t}{T_1}}}{\varepsilon^{\frac{t}{T_1}} + 1}.$$

Ускорение поршня-бойка получим непосредственно из уравнений (6) и (7)

$$\frac{dv_6}{dt} = \frac{gH}{L} \left[1 - \left(\frac{t}{\varepsilon^{T_1+1}} \right)^2 \right], \quad (8)$$

Согласно уравнениям (1) и (2) с учетом выражений (7) и (8) определим закон изменения давления в полостях B и C гидромолота

Если пренебречь силами инерции массы рабочей жидкости, то окажется, что приведенные длины L_{c_1} и L_{c_2} равны нулю, а давления P_H и P_C равны давлению P_0 , что противоречит исследованиям. Величина

начального давления в полости B существенно зависит, как следует из выражения (10), от инерции жидкости. Можно доказать, что при $L_{c_1} \gg L_{c_2}$ и $S_l = S$ величина начального давления в полости B гидроцилиндра будет определяться согласно: $\frac{P_H}{\gamma} = \frac{F}{\gamma S_B}$ или $P_H = \frac{F}{S_B}$. Откуда следует, что начальное давление в полости B может быть меньше давления P_0 , что и подтверждается экспериментально при пуске импульсного гидропривода. Используя полу-

ченные зависимости, определим время наполнения рабочей полости гидроцилиндра ударника. За время dt элементарный объем жидкости dV , поступающей в полость B цилиндра:

$$dV = S_B v_6 dt. \quad (11)$$

Подставив в уравнение (11) значение скорости v_6 из (7) и, интегрируя это выражение от $t = 0$ до $t = T_k$, где T_k – время полного наполнения рабочей камеры цилиндра, получим:

$$V = S_B v_6 \int_0^{T_k} \frac{\varepsilon^{\frac{t}{T_1}} - 1}{\varepsilon^{\frac{t}{T_1}} + 1} dt = S v_{60} \left[2T_1 \ln \left(\varepsilon^{\frac{t}{T_1}} + 1 \right) \right] - T_k - 2T_1 \ln 2,$$

так как $V = S_B v_6 T_0$, то

$$T_0 = 2T_1 \ln \left(\varepsilon^{\frac{t}{T_1}} \right) + 1 - T_k - 2T_1 \ln 2, \quad (12)$$

где $T_0 = \frac{S_B v_6}{v_{60} S_B} = \frac{L_6}{v_{60}}$.

Из этого выражения видно, что T_0 – время наполнения камеры B гидропневмо-

ударника при скорости движения жидкости, равной v_{60} . Решая уравнение (12) относительно T_k , получим:

$$T_k = T_0 + 2T_1 \ln \left(1 + \sqrt{1 - \frac{1}{e^{\frac{T_0}{T_1}}}} \right) = T_0 + T_B, \quad (13)$$

Обсуждение результатов

Фактическое время T_k , в течение которого поршень-боек совершает путь, равный L_6 , всегда больше T_0 на величину инерционной составляющей времени пе-

ремещения поршня-бойка T_B . На рис. 2 представлен график, выражающий зависимость $\frac{T_k}{T_0}$ в функции $\frac{T_1}{T_0}$.

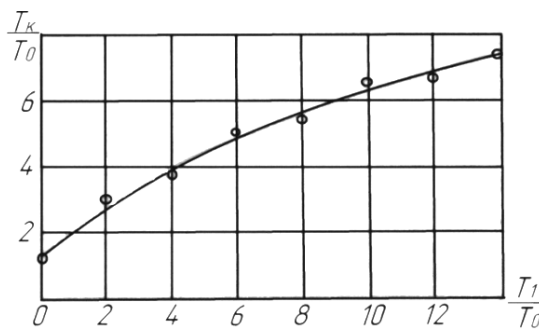


Рис. 2. Зависимость времени наполнения рабочей камеры гидропневмоаккумулятора жидкостью от параметра $\frac{T_1}{T_0}$

Fig. 2. Dependence of the time of filling the working chamber of the hydropneumoaccumulator with liquid on the parameter $\frac{T_1}{T_0}$

Анализ графической зависимости показывает, что чем больше отношение T_1 к T_0 , тем больше время T_k фактического перемещения поршня-бойка от времени T_0 ,

т.е. тем существеннее влияние инерционной составляющей T_B на время перемещения поршня на величину рабочего хода L_6 .

Полученная зависимость может быть

использована при составлении уточненных математических моделей гидравлических ударных устройств (гидромолотов) для обеспечения наиболее полной адекватно-

Заключение

Некоторые вопросы анализа динамики рабочих процессов гидропневматических виброударных систем нуждаются в дальнейшем уточнении. В частности, актуальными являются вопросы оценки эффективности гидравлических систем, заложенных в конструкции гидромолотов, исследования динамики переходных процессов выдвигаются на первый план и представляют теоретическую основу механики

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Галдин Н.С., Семенова И.А. Автоматизированное моделирование гидроударного оборудования для экскаваторов: монография. Омск: СибАДИ, 2008. 101 с. ISBN 978-5-93204-386-8.
2. Городилов Л.В. Разработка основ теории гидроударных систем объемного типа для исполнительных органов горных и строительных машин: специальность 05.05.06 «Горные машины»: дис. на соискание ученой степени д-ра техн. наук / Городилов Леонид Владимирович; Институт горного дела СО РАН. Новосибирск, 2010. 302 с.
3. Городилов Л.В., Кудрявцев В.Г., Пашина О.А. Разработка и создание гидромолотов для исполнительных органов горных и строительных машин. *Интерэкспо Гео-Сибирь*. 2014. №4. С. 145-150.
4. Дмитриевич Ю.В. Развитие гидромолотов в России. *Основные средства*, 2010. №8. С. 8-12.
5. Ешуткин Д.Н., Журавлева А.В., Абдурашитов А.И. Гидравлические ручные машины ударного действия: монография. Орёл: Госуниверситет – УНПК, 2011. 138 с. ISBN 978-5-93932-314-7.
6. Жуков И.А. Развитие научных основ повышения эффективности ударных машин для бурения скважин в горных породах: специальность 05.05.06 «Горные машины»: автореферат диссертации на соискание ученой степени д-ра техн. наук / Жуков Иван Алексеевич; СибГИУ. Новокузнецк, 2017. 39 с. Место защиты: Ин-т горн. дела им. Н.А. Чинакала СО РАН. Текст:

REFERENCES

1. Galdin NS, Semenova IA. Automated modeling of hydraulic impact equipment for excavators: monograph. Omsk: SibADI; 2008.
2. Gorodilov LV. Development of theoretical fundamentals of volumetric hydraulic shock systems for executive bodies of mining and construction

сти этих моделей физическим гидравлическим системам при проектировании и моделировании [10].

и надежности сложной гидромеханической силовой импульсной системы, есть невыясненные вопросы в динамике рабочих процессов, недостаточно исследовано влияние сосредоточенных упругостей на динамику рабочих процессов, требуют уточнения некоторые вопросы методики выбора параметров ударных механизмов, есть необходимость в исследованиях возможных режимов работы ударных механизмов.

7. Иванов С.В. Обоснование рациональных параметров оборудования для рыхления мерзлых грунтов: специальность 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины»: автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук: / Иванов Сергей Викторович; СГТУ им. Ю.А. Гагарина. Саратов, 2017. 20 с.: Место защиты: Нижегород. гос. техн. ун-т им Р.Е. Алексеева. Текст: непосредственный.
8. Кантович Л.И., Лазуткин С.Л., Фабричный Д.Ю. Адаптивные гидравлические ударные устройства. *Горное оборудование и электромеханика*. 2010. № 2. С. 32-35.
9. Лагунова Ю.А., Митусов А.А., Решетникова О.С. Специфические особенности эксплуатации механизмов ударного действия. *Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности и эксплуатации горношахтного и нефтепромыслового оборудования*. 2016. № 1. С. 72-75.
10. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ, RU 2022618337. Моделирование работы гидромолота: заяв. № 2022617722: опубли. 05.05.2022 / Трубин А.С., Баранов Ю.Н., Катунин А.А., Божанов А.А., Маркин Н.И., Марганова О.Н.; заявитель ОГУ им. И.С. Тургенева. 3 с.

1. Galdin NS, Semenova IA. Automated modeling of hydraulic impact equipment for excavators: monograph. [Novosibirsk (RF)]: Institute of Mining SB RAS; 2010.
3. Gorodilov LV, Kudryavtsev VG, Pashina OA. Development and creation of hydraulic hammers for executive bodies of mining and construction machines. *Interexpo Geo-Siberia*. 2014;4:145-

- 150.
4. Dmitrevich YuV. Development of hydraulic hammers in Russia. *Osnovnie Sredstva*, 2010;8:8-12.
 5. Eshutkin DN, Zhuravleva AV, Abdurashitov AI. Hydraulic manual impact machines: monograph. Orel: State University – UNPC, 2011.
 6. Zhukov IA. Development of scientific foundations for improving the efficiency of impact machines for drilling wells in rocks [abstract of the dissertation]. [Novokuznetsk (RF)]: SibGIU; 2017.
 7. Ivanov SV. Justification of rational parameters of equipment for loosening frozen soils [abstract of the dissertation]. [Saratov (RF)]: Yuri Gagarin

8. Kantovich LI, Lazutkin SL, Fabrichny DYU. Adaptive hydraulic impact devices. *Mining Equipment and Electromechanics*. 2010;2:32-35.
9. Lagunova YuA, Mitusov AA, Reshetnikova OS. Specific features of the operation of impact mechanisms. *Actualnie Problemi Povisheniya Efektivnosti I Bezopasnosti I Ekspluatatsii Gornoshakhtnogo I Neftepromislovogo Oborudovaniya*. 2016;1:72-75.
10. Trubin AS, Baranov YuN, Katunin AA, Bozhanov AA, Markin NI, Marganova ON. Certificate of state registration of a computer program, RU 2022618337. Modeling the hydraulic hammer operation; 2022 May 05.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Галдин, Н.С.** Ковши активного действия для экскаваторов: Учеб. пособие / Н. С. Галдин, Е. А.

Бедрина. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2003. – 53 с.

BIBLIOGRAPHIC LIST

1. **Galdin NS, Bedrina EA.** Active buckets for excavators: textbook. Omsk: SibADI Publishing House;

2003. 53 p.

Информация об авторах:

Трубин Алексей Сергеевич – аспирант кафедры автоматизированных систем управления и кибернетики, тел. 8(915)5082664.

Баранов Юрий Николаевич - доктор технических наук, доцент, профессор кафедры автоматизированных систем управления и кибернетики, тел. 8(920)8019718

Сакович Наталия Евгениевна - доктор технических наук, доцент, профессор кафедры безопасности жизнедеятельности и инженерной экологии, тел. 8(906)5025552.

Trubin Aleksey Sergeevich – Postgraduate Student of the Department of Automated Control Systems and Cybernetics, phone: 8(915)5082664.

Baranov Yuri Nikolaevich – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Automated

Control Systems and Cybernetics, phone: 8(920)8019718.

Sakovich Natalya Evgenievna - Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Life Safety and Engineering Ecology, phone: 8(906)5025552.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 08.06.2022; одобрена после рецензирования 22.07.2022; принята к публикации 26.09.2022. Рецензент – Антипин Д.Я., кандидат технических наук, доцент кафедры «Подвижной состав железных дорог», директор учебно-научного института транспорта Брянского государственного технического университета, член редколлегии журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 08.06.2022; approved after review on 22.07.2022; accepted for publication on 26.09.2022. The reviewer is Antipin D.Ya., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Railway Rolling Stock, Director of the Educational and Scientific Institute of Transport at Bryansk State Technical University, member of the Editorial Board of the journal *Transport Engineering*.