

УДК 62-822

РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА СТРЕЛЫ ГРУЗОПОДЪЕМНОГО МЕХАНИЗМА ПРИ ОПУСКАНИИ

Г.Ю. Зубрилов, В.Г. Мельников, В.А. Зеер*, Д.С. Голубцов
Сибирский федеральный университет,
г. Красноярск, Россия
*zeer.vladimir@mail.ru

АННОТАЦИЯ

Введение. В статье рассматривается дроссельное регулирование, обеспечивающее неразрывность потока рабочей жидкости, с целью предотвращения процесса кавитации в гидроприводе грузоподъемного механизма под действием статических и динамических нагрузок с учетом упругих деформаций гидросистемы при опускании стрелы с грузом. Опускание стрелы осуществляется подачей рабочей жидкости в штоковую полость цилиндра насосом постоянной производительности, слив рабочей жидкости – через дроссель одностороннего действия.

Материалы и методы. Для обеспечения неразрывности потока в штоковой полости гидроцилиндра расход рабочей жидкости из поршневой полости должен обеспечить постоянную скорость перемещения поршня независимо от изменения внешней нагрузки. Регулирование скорости опускания стрелы осуществляется изменением эффективного сечения отверстия дросселя при переменном давлении. При решении задачи использовались теории динамики гидроприводов, механизмов и машин, сопротивления материалов и дифференциальных уравнений.

Результаты. Представленная методика позволяет на стадии проектирования определять величину давления рабочей жидкости на входе в дроссель и закономерность ее изменения, а также площадь отверстия дросселя, обеспечивающего неразрывность потока при опускании стрелы, в зависимости от конструктивных особенностей кинематической схемы грузоподъемного механизма, массы опускаемого груза и технологического оборудования, углового ускорения стрелы и модуля упругости элементов гидросистемы.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: грузоподъемный механизм, дроссельное регулирование, скорость опускания стрелы, грузоподъемные машины, сжимаемость жидкости, давление в приводе, деформация гидроцилиндра, бескавитационный режим гидропривода, гидропривод грузоподъемного механизма, алгоритм расчета гидропривода.

© Г.Ю. Зубрилов, В.Г. Мельников, В.А. Зеер, Д.С. Голубцов



Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

CALCULATION OF THE HYDRAULIC BOOM LIFTING MECHANISM WHILE LOWERING PROCESS

G.Yu. Zubrilov, V.G. Melnikov, V.A. Zeer *, D.S. Golubtsov
Siberian Federal University,
Krasnoyarsk, Russia
*zeer.vladimir@mail.ru

ABSTRACT

Introduction. The paper considers the throttle regulation providing flow continuity of working fluid for the purpose of cavitations' prevention. The throttle regulation in a hydraulic actuator of the load-lifting mechanism under the influence of static and dynamic loads taking into account elastic deformations of a hydraulic system while the boom lowering with a load is an important process. The boom lowering is carried out by the working fluid supply in a stocked cavity of a cylinder by the pump of constant productivity; draining of working fluid is made through the one-sided action throttle.

Materials and methods. The consumption of working fluid from a piston cavity provided the constant movement speed of the piston without external loading change. Regulation of speed while the boom lowering was carried out by change of effective section of the throttle opening in pressure. The authors used dynamics of hydraulic actuators, mechanisms and machines, resistance of materials and differential equations.

Results. The presented technique allowed determining the value of the working fluid pressure and its change in the throttle. Moreover, this technique determined the area of the throttle providing flow continuity while the boom lowering, depending on design features of the kinematic scheme of the load-lifting mechanism, on the mass of the lowered load and technology equipment, on the angular arrow acceleration and on elastic modulus of hydraulic system elements.

KEYWORD: load-lifting mechanism, throttle regulation, speed of the boom lowering, load-lifting machines, compressibility of liquid, pressure in the drive, hydraulic cylinder deformation, non-cavitations' mode of the hydraulic actuator, hydraulic actuator of the load-lifting mechanism, calculation algorithm of the hydraulic actuator.

© G.Yu. Zubrilov, V.G. Melnikov, V.A. Zeer, D.S. Golubtsov



Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

ВВЕДЕНИЕ

При проектировании гидропривода грузоподъемных машин и механизмов необходимо учитывать возможность возникновения разрыва потока рабочей жидкости в штоковой полости гидроцилиндра при опускании стрелы с грузом. Быстрое опускание рабочего органа приводит к выделению растворенных газов из рабочей жидкости, возникновению кавитации. Исследования объемной прочности минеральных масел показали, что понижение давления до $-0,06 \dots -0,015$ МПа при температуре масла $45 \text{ }^{\circ}\text{C} \dots 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ приводит к разрыву потока рабочей жидкости с выделением из нее паров и растворенных в ней газов¹ [1, 2]. При разрыве потока происходит резкое изменение объема жидкости, сильно меняется ее упругость, что приводит к нарушению устойчивого режима работы гидропривода.

При опускании стрелы необходимо обеспечить неразрывность потока рабочей жидкости в штоковой полости гидроцилиндра (рисунок). Это достигается установкой дросселя на выходе из поршневой полости гидроцилиндра. При постоянной подаче насоса Q_n скорость поршня гидроцилиндра V_n должна быть постоянной, при этом условии обеспечивается неразрывность потока^{2,3,4} [3].

Скорость поршня, м/с:

$$v_n = \frac{Q_n}{S_{\text{ш}}}, \quad (1)$$

где $S_{\text{ш}}$ – площадь штоковой полости гидроцилиндра, м^2 ;

Q_n – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$.

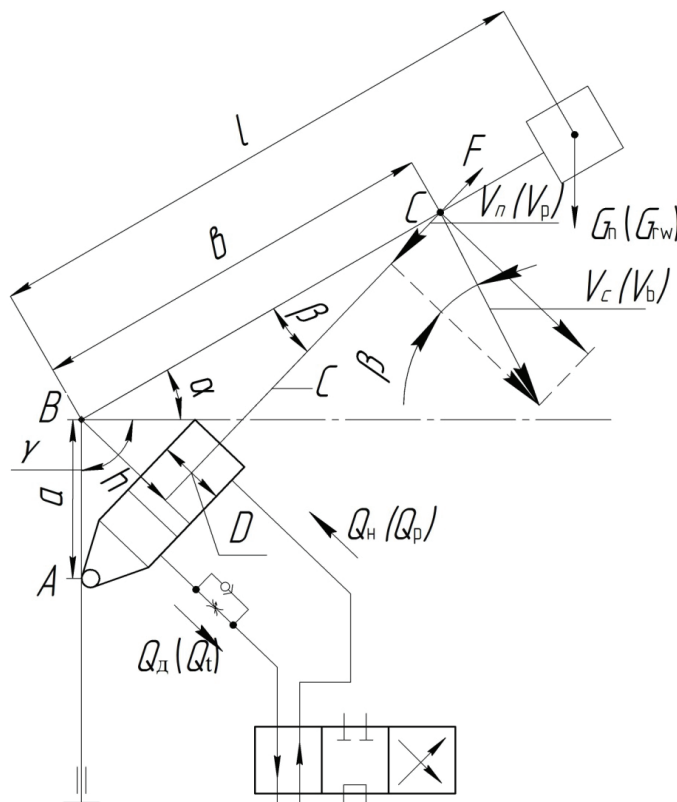


Рисунок – Расчетная схема опускания стрелы грузоподъемного механизма
Figure – Calculation scheme of the boom lowering lifting mechanism

¹ Хохлов В. А. Гидравлические усилители мощности. М. : Наука, 1966. 422 с.

² Башта Т.М. [и др.] Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов [и др.], 4-е изд., стереотипное, перепечатка со второго издания 1982 г. М. : Альянс, 2010. 423 с.

³ Гидравлика и гидропневмопривод. Гидравлические машины и гидропневмопривод : учебник / А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин, А.А. Шейпак. 6-е изд., перераб. и доп. М. : ИНФРА-М, 2017. 446 с.

⁴ Попов Д.Н., Панаиотти С.С., Рябинин М.В. Гидромеханика / под ред. Д.Н. Попова. М. : Изд-во МГТУ им Баумана Н.Э., 2014. 317 с.

Расход рабочей жидкости из поршневой полости гидроцилиндра через дроссель определяется из выражения, м³/с:

$$Q_d = Q_n \cdot \psi, \quad (2)$$

где ψ отношение площадей гидроцилиндра, ед.

$$\psi = \frac{S_n}{S_{ш}}, \quad (3)$$

где S_n площадь поршневой полости гидроцилиндра, м².

Расход рабочей жидкости через дроссель определяется [4, 5, 6] из выражения, м³/с:

$$Q_d = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}, \quad (4)$$

где ΔP разность давлений на входе в дроссель и выходе из него, Па;

ρ – плотность жидкости, м³/кг;

μ – коэффициент расхода, зависящий от конструкции дросселя, числа Рейнольдса, формы и размеров отверстия;

f – площадь отверстия дросселя, м².

Выражение (4) с учетом (2):

$$Q_n \cdot \psi = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}. \quad (5)$$

Ввиду относительно небольшой величины давления на выходе, в дальнейших расчетах его можно не учитывать, тогда

$$Q_n \cdot \psi = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho} P}, \quad (6)$$

где давление на входе в дроссель, это же давление и в поршневой полости гидроцилиндра, так как дроссель устанавливается на выходе из гидроцилиндра, Па.

МЕТОДЫ И МАТЕРИАЛЫ

Для нахождения площади отверстия дросселя необходимо определить давление. Для этого составим уравнение динамического равновесия^{5,6} [7, 8]:

$$G_n \cdot l \cdot \cos \alpha - F \cdot h = J_n \cdot \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dJ_n}{d\alpha}, \quad (7)$$

где G_n – приведенный вес технологического оборудования к центру масс опускаемого груза, Н;

J_n – приведенный момент инерции к оси вращения стрелы, кг, м²;

l – расстояние от центра масс груза до оси вращения стрелы, м;

ω – угловая скорость стрелы, с⁻¹;

F – усилие гидроцилиндра, Н;

h – плечо усилия F , м.

Ввиду малого значения второго слагаемого правой части уравнения (7) можно записать его в следующем виде:

$$G_n \cdot l \cdot \cos \alpha - F \cdot h = J_n \cdot \frac{d\omega}{dt}. \quad (8)$$

Угол α находим из кинематической схемы механизма для максимальной и минимальной длин гидроцилиндра и нескольких промежуточных положений. Для этих же положений из треугольника ABC (рисунок) по трем сторонам находим угол β .

Величина плеча h определяется из выражения, м:

$$h = b \cdot \sin \beta, \quad (9)$$

где b – расстояние от шарнирного соединения стрелы с основанием до соединения со штоком гидроцилиндра, м.

Определим угловую скорость ω стрелы, с⁻¹:

$$\omega = \frac{v_c}{b}, \quad (10)$$

где v_c – линейная скорость стрелы в точке С, м/с.

Из плана скоростей (рисунок) линейная скорость стрелы, м/с:

$$v_c = \frac{v_n}{\sin \beta}, \quad (11)$$

где v_n – скорость поршня гидроцилиндра, м/с.

В выражении (10) произведем замену v_c из уравнения (11), м/с:

$$\omega = \frac{v_n}{b \cdot \sin \beta}. \quad (12)$$

Усилие гидроцилиндра F равно, Н:

$$F = P \frac{\pi D^2}{4}, \quad (13)$$

⁵ Артоблевский И.И. Теория механизмов и машин : учебник для вузов. Изд. 4-е, перераб. и доп. М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит. 1988. 640 с.

⁶ Журавлев В.Ф. Основы технической механики : изд. 2-е, перераб. М. : Изд-во физико-математической литературы, 2001. 320 с.

где P – давление в поршневой полости гидроцилиндра, равное давлению на входе в дроссель, Па; D – диаметр гидроцилиндра, м.

Под действием давления в поршневой полости гидроцилиндра происходит деформация рабочей жидкости и гильзы цилиндра, поэтому первоначальный объём Q уменьшается на величину ΔQ ^{7,8}. Изменение объёма ΔQ за время dt определяется из выражения, м³/с:

$$\frac{d(\Delta Q)}{dt} = \frac{Q}{E_r} \cdot \frac{dP}{dt}, \quad (14)$$

где E_r – приведенный модуль упругости, Па.

В выражении (14) заменим

$$\frac{Q}{E_r} = K^v, \quad (15)$$

где K^v – коэффициент пропорциональности, учитывающий зависимость изменения объёма рабочей жидкости от давления, тогда

$$\frac{d(\Delta Q)}{dt} = K^v \frac{dP}{dt}. \quad (16)$$

Угловая скорость, с учетом деформации рабочей жидкости и гильзы гидроцилиндра, с⁻¹:

$$\omega = \frac{v_n + \frac{4 \cdot K^v \cdot dp}{dt}}{b \cdot \sin \beta}. \quad (17)$$

Заменим

$$c = \frac{4 \cdot K^v}{\pi D^2}. \quad (18)$$

Тогда

$$\omega = \frac{v_n}{b \cdot \sin \beta} + c \cdot \frac{1}{b \cdot \sin \beta} \cdot \frac{dp}{dt}. \quad (19)$$

Из уравнения (8) с учётом значения F (13) находим давление P , Па:

$$P = \frac{4 \cdot G_n \cdot l \cdot \cos \alpha}{\pi D^2 \cdot h} - \frac{4 \cdot J_n}{\pi D^2 \cdot h} \cdot \frac{d\omega}{dt}. \quad (20)$$

В уравнении (20) произведем замену постоянных величин:

$$A = \frac{4 \cdot G_n \cdot l}{\pi D^2}, \quad (21)$$

$$B = \frac{4 \cdot J_n}{\pi D^2}, \quad (22)$$

тогда

$$P = A \cdot \frac{\cos \alpha}{h} - B \cdot \frac{1}{h} \frac{d\omega}{dt}. \quad (23)$$

Подставим (9) в (23):

$$P = \frac{1}{b \cdot \sin \beta} \left(A \cdot \cos \alpha - B \cdot \frac{d\omega}{dt} \right). \quad (24)$$

РЕЗУЛЬТАТЫ

Процесс изменения давления P при опускании стрелы с грузом описывается системой уравнений

$$\begin{cases} P = \frac{1}{b \cdot \sin \beta} \left(A \cdot \cos \alpha - B \cdot \frac{d\omega}{dt} \right) \\ \omega = \frac{v_n}{b \cdot \sin \beta} + c \cdot \frac{1}{b \cdot \sin \beta} \frac{dP}{dt} \end{cases}. \quad (25)$$

Решив систему уравнений (25), можно найти необходимое давление и, соответственно, отверстие дросселя при заданных параметрах стрелы, гидроцилиндра и скорости опускания груза с учетом деформации рабочей жидкости и гидроцилиндра, что позволит опускать груз без «рывков».

Рассмотрим треугольник ABC, стороны AB и BC постоянной длины, сторона AC – переменной длины, зависящей от t , т.е. перемещение точки C, м:

$$AC = \int V_n dt = \int \frac{dS}{dt} dt = S(t), \quad (26)$$

где $S(t)$ – перемещение штока гидроцилиндра во времени, м.

Угол $\beta = \beta(t)$. По теореме косинусов

$$\cos \beta(t) = \frac{b^2 + S^2(t) - a^2}{2 b \cdot S(t)}, \quad (27)$$

$$\sin \beta(t) = \sqrt{1 - \cos^2 \beta}, \quad (28)$$

$$\beta(t) = \arccos \left(\frac{b^2 + S^2(t) - a^2}{2 b \cdot S(t)} \right). \quad (29)$$

Угол α по теореме синусов находится

$$\alpha = \arcsin \left(\frac{S \cdot \sin \beta}{a} \right)^\gamma, \quad (30)$$

где γ – угол наклона основания стрелы отно-

⁷ Прокофьев В.Н. Влияние деформации жидкости на динамическую характеристику гидропривода. М. : Машиностроение, 1973. 265 с.

⁸ Гавриленко Б.А., Минин В.А., Рождественский С.Н. Гидравлический привод. М. : Машиностроение, 1969. 502 с.

сительно вертикали, в случае если точка качания стрелы В находится на одной вертикали с нижней точкой крепления гидроцилиндра А ($\gamma=90^\circ$, как показано на рисунке), то $\alpha = \arccos(\frac{S \cdot \sin \beta}{a})$.

Из системы (25) выразим $P(t)$, для этого второе уравнение системы продифференцируем по t и подставим в первое^{9,10,11} [9]:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{V_n \cdot \cos \beta}{b \cdot \sin^2 \beta} \cdot \frac{d\beta}{dt} - \frac{C \cdot \cos \beta}{b \cdot \sin^2 \beta} \cdot \frac{d\beta}{dt} \cdot \frac{dP}{dt} + \frac{C}{b \cdot \sin \beta} \cdot \frac{d^2 P}{dt^2}, \quad (31)$$

обозначим

$$\frac{C}{b \cdot \sin \beta} = M(t), \quad (32)$$

$$\frac{C \cdot \cos \beta}{b \cdot \sin^2 \beta} \cdot \frac{d\beta}{dt} = N(t), \quad (33)$$

$$\frac{V_n \cdot \cos \beta}{b \cdot \sin^2 \beta} \cdot \frac{d\beta}{dt} = R(t), \quad (34)$$

получаем

$$\frac{d\omega}{dt} = M(t) \cdot \frac{d^2 P}{dt^2} + N(t) \cdot \frac{dP}{dt} + R(t). \quad (35)$$

Первое уравнение системы (25) преобразуем в вид

$$P = \frac{A \cdot \cos \alpha}{b \cdot \sin \beta} - \frac{B}{b \cdot \sin \beta} \cdot \frac{d\omega}{dt}, \quad (36)$$

обозначим

$$\frac{A \cdot \cos \alpha}{b \cdot \sin \beta} = K(t), \quad (37)$$

$$-\frac{B}{b \cdot \sin \beta} = L(t), \quad (38)$$

получим

$$P = L(t) \cdot \frac{d\omega}{dt} + K(t). \quad (39)$$

В уравнение (39) подставляем уравнение (35):

$$P = L(t) \cdot \left(M(t) \frac{d^2 P}{dt^2} + N(t) \frac{dP}{dt} + R(t) \right) + K(t), \quad (40)$$

раскроем скобки:

$$P = L(t) \cdot M(t) \frac{d^2 P}{dt^2} + L(t) \cdot N(t) \frac{dP}{dt} + L(t) \cdot R(t) + K(t), \quad (41)$$

обозначим

$$-L(t) \cdot M(t) = A_*(t), \quad (42)$$

$$-L(t) \cdot N(t) = B_*(t), \quad (43)$$

$$L(t) \cdot R(t) + K(t) = C_*(t). \quad (44)$$

Получаем неоднородное линейное дифференциальное уравнение второго порядка

$$A_*(t) \cdot \frac{d^2 P}{dt^2} + B_*(t) \cdot \frac{dP}{dt} + P = C_*(t). \quad (45)$$

При решении полученного уравнения требуются условия (начальные, краевые), исходя из конструктивных параметров рассчитываемого грузоподъемного механизма.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, представленный алгоритм позволяет на стадии проектирования гидропривода грузоподъемного механизма при его опускании с грузом определить изменение давления рабочей жидкости на входе в дроссель и на основании изменения давления произвести расчет регулируемого дросселя, обеспечивающего неразрывность потока жидкости и, как следствие, бескавитационный режим работы гидропривода, что положительно сказывается на эксплуатационных параметрах машины в целом [10]. Расчет бескавитационного режима работы гидропривода произведен с учетом углового ускорения стрелы и деформации рабочей жидкости и стенки гильзы гидроцилиндра.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кузнецов В.С. Исследование потоков жидкости в дроссельных каналах при возникновении кавитации // Вестник Донского государственного технического университета. 2011. Т. 11, № 1. С. 57–62.

⁹ Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. Пер. с нем. 4-е изд., испр. М.: Наука: Гл. ред. физ.-мат. лит., 1971. 576 с.

¹⁰ Фихтенгольц Г.М. Курс дифференциального и интегрального исчисления. Том 1 / Г.М. Фихтенгольц. М.: Книга по требованию, 2013. 608 с.

¹¹ Понтрягин Л.С. Обыкновенные дифференциальные уравнения. 4 изд. М.: Наука, 1974. 331 с.

2. Hibbeler R.C. Fluid Mechanics. Part 2. Pearson Puntke Hall, 2015. 904 p.

3. Кожухова А.В. Сравнительный анализ способов регулирования скорости движения выходного звена объёмного гидропривода // Успехи современной науки и образования. 2016. Т. 3. № 6. С. 81–84.

4. Charru F. Hydrodynamic Instabilities. Cambridge University Press, 2011. 391 p.

5. Кузнецов В.С., Шабловский А.С., Яроц В.В. Влияние фаски на входной кромке отверстия в цилиндрической насадке на его коэффициент расхода // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2014. № 5. С. 46–52.

6. Зубрилов Г.Ю., Мельников В.Г. Дроссельное регулирование скорости опускания стрелы гидроподъёмного механизма // Строительные и дорожные машины. 2015. №7. С. 32–34.

7. Гурский А.П., Журбин В.Г. Математическая модель механизма подъема рабочего оборудования с параллелограмной навеской // Сибирский государственный аэрокосмический университет им. академика М. Ф. Решетнева. Решетневские чтения: механика специальных систем. 2014, С. 233–234.

8. Хахалин М.Н., Журбин В.Г. Динамический анализ гидромеханического привода // Сибирский государственный аэрокосмический университет им. академика М.Ф. Решетнева. Решетневские чтения: механика специальных систем. 2014. С. 317–318.

9. Галочкин А.И. О некоторых арифметических свойствах коэффициентов функции Куммера // Фундаментальная и прикладная математика. 2005. Т. 11. №6. С. 27–32.

10. Минин В.В. Моделирование эксплуатационных параметров малогабаритных погрузчиков // Известия Томского политехнического университета. 2010. Т. 316. №2. С. 20–23.

REFERENCES

1. Kuznecov V.S. Issledovanie potokov zhidkosti v drossel'nyh kanalah pri vozniknovenii kavitacii [Research of fluid flows in throttle channels at cavitation emergence] *Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2011; T. 11, 1: 57–62 (in Russian).

2. Hibbeler R.C. Fluid Mechanics. Part 2. Pearson Puntke Hall, 2015. 904 p.

3. Kozhuhova A.V. Sravnitel'nyj analiz sposobov regulirovanija skorosti dvizhenija vyhodnogo zvena ob'omnogo gidroprivoda [Contrastive analysis of the motion speed regulation

of an output link in a volume hydraulic actuator]. *Uspehi sovremennoj nauki i obrazovanija*. 2016; T. 3. 6: 81–84 (in Russian).

4. Charru F. Hydrodynamic Instabilities. Cambridge University Press, 2011. 391 p.

5. Kuznecov V.S., SHablovskij A.S., JAroc V.V. Vlijanie faski na vhodnoj kromke otverstija v cilindricheskoj nasadke na ego koeficient rashoda [Influence of a facet on an entrance edge in a cylindrical nozzle and on its expense]. *Vestnik MGTU im. N.IE. Baumana. Ser. Mashinostroyenie*. 2014; 5: 46–52 (in Russian).

6. Zubrilov G.JU., Mel'nikov V.G. Drossel'noe regulirovanie skorosti opuskanija strely gidropod'emnogo mehanizma [Throttle regulation of the boom lowering speed of the hydrolifting gear]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*. 2015; 7: 32–34 (in Russian).

7. Gurskij A.P., Zhurbin V.G. Matematicheskaja model' mehanizma pod'ema rabochego oborudovanija s parallelogramnoj naveskoj [Mathematical model of the mechanism of the operating equipment raising with a parallelogramny hinge plate]. *Sibirskij gosudarstvennyj azerokosmicheskij universitet im. Akademika M. F. Reshetneva. Reshetnevskie chtenija: mehanika special'nyh sistem*. 2014: 233–234 (in Russian).

8. Hahalin M.N., ZHurbin V.G. Dinamicheskij analiz gidromechanicheskogo privoda [Dynamic analysis of the hydromechanical drive]. *Sibirskij gosudarstvennyj azerokosmicheskij universitet im. Akademika M.F. Reshetneva. Reshetnevskie chtenija: mehanika special'nyh sistem*. 2014: 317–318 (in Russian).

9. Galochkin A.I. O nekotoryh arifmeticheskikh svojstvah koeficientov funkicii Kummara [About some arithmetic properties of Kummer coefficients]. *Fundamental'naja i prikladnaja matematika*. 2005; T. 11. 6: 27–32 (in Russian).

10. Minin V.V. Modelirovanie jekspluatacionnyh parametrov malogabaritnyh pogruzchikov [Modeling of operational parameters of small-size loaders]. *Izvestija Tomskogo politehnicheskogo universiteta*. 2010; T. 316. 2: 20–23 (in Russian).

Поступила 10.04.2019, принята к публикации 27.08.2019.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах или методах. Конфликт интересов отсутствует.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Григорий Юрьевич Зубрилов – ст. преподаватель кафедры технологических машин и оборудования Сибирского федерального университета, (г. Красноярск, ул. Киренского, 26а, e-mail: gsro@yandex.ru).

Вениамин Георгиевич Мельников – канд. техн. наук, доц., доц. кафедры технологических машин и оборудования Сибирского федерального университета, (г. Красноярск, ул. Киренского, 26 а).

Владимир Андреевич Зеер – канд. техн. наук, доц. кафедры транспортных и технологических машин Сибирского федерального университета, ORCID 0000-0003-3080-4256 (г. Красноярск, ул. Борисова, 20, e-mail: zeer.vladimir@mail.ru).

Даниил Сергеевич Голубцов – студент Сибирского федерального университета, (г. Красноярск, пр. Свободный, 79).

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Grigoryi Yu. Zubrilov – Associate Professor of the Technological Machines and Equipment Department, Siberian Federal University (Krasnoyarsk, 26A Kirenskogo St., e-mail: gsro@yandex.ru).

Veniamin G. Mel'nikov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Technological Machines and Equipment Department, Siberian Federal University (Krasnoyarsk, 26A Kirenskogo St., phone: 8-908-010-7364).

Vladimir A. Zeer – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Technological Machines and Equipment Department, Siberian Federal University, ORCID ID: 0000-0003-3080-4256 (Krasnoyarsk, 20 Borisova St., e-mail: zeer.vladimir@mail.ru).

Daniil S. Golubtsov – Student, Siberian Federal University (Krasnoyarsk, 79 Svobodny Ave.)

ВКЛАД СОАВТОРОВ

Зубрилов Г.Ю. – 40%

Мельников В.Г. – 30%

Зеер В.А. – 20% идея и ее техническая реализация.

Голубцов Д.С. – 10% оформление статьи.

AUTHORS' CONTRIBUTION

Grigoryi Yu. Zubrilov – 40%

Veniamin G. Mel'nikov – 30%

Vladimir A. Zeer – 20%, idea and its technical implementation

Daniil S. Golubtsov – 10%, design of the article