

УДК (УДК) 681.523

РАСЧЕТ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДА БУЛЬДОЗЕРА

CALCULATION OF DESIGN PARAMETERS OF THE BULLDOZER HYDRAULIC DRIVE

Летопольский А.Б., Тетерина И.А.

Letopolsky A.B., Teterina I.A.

Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

Аннотация. Одним из основных параметров гидропривода перемещения рабочего органа строительно-дорожных машин является скорость перемещения поршня гидроцилиндра. В настоящее время скорость перемещения выбирается рядом известных способов и равна 0,2-0,38 м/с. Практика эксплуатации строительно-дорожных машин показывает, что такие скорости являются недостаточными. К достоинствам системы управления с гидроаккумулятором можно отнести возможность изменения скорости перемещения рабочего органа и упрощение конструкции гидрораспределителя. Сформулированы и представлены преимущества применения аккумулятора в гидроприводе бульдозера. В работе отражены расчетная схема работы привода с гидроаккумулятором без соединения со штоковой полостью и схема с включением гидроаккумулятора вместе со штоковой полостью. Выделены основные параметры насосно-аккумуляторного привода, от которых напрямую зависит производительность и эффективность работы машины. К таким параметрам отнесены: максимальное и минимальное давление аккумулятора, давление предварительной зарядки, полезный объем аккумулятора, конструктивный объем аккумулятора. Выведены расчетные зависимости для определения основных параметров насосно-аккумуляторного привода. Представлены некоторые результаты теоретических исследований. Графически представлены зависимости влияния зарядки гидроаккумулятора на параметры привода и влияние пригрузки на параметры привода с гидроаккумулятором по положению рабочего органа. Теоретически доказано, что предложенные схемы позволяют увеличить скорость вертикального перемещения рабочего органа.

Ключевые слова: строительно-дорожная машина, бульдозер, гидроаккумулятор, гидропривод, отвал

Дата получения статьи: 18.06.2025
Дата принятия к публикации: 30.08.2025
Дата публикации: 25.12.2025

Abstract. One of the main parameters of the hydraulic drive for moving the working element of road construction machines is the speed of movement of the hydraulic cylinder piston. Currently, the speed of movement is selected by a number of known methods and is equal to 0.2-0.38 m/s. The practice of operating construction and road machinery shows that such speeds are insufficient. The advantages of a control system with a hydraulic accumulator include the ability to change the speed of movement of the working element and a simplified design of the hydraulic distributor. The advantages of using an accumulator in a bulldozer hydraulic drive are formulated and presented. The work reflects the calculation scheme of the operation of the drive with a hydraulic accumulator without connection to the rod cavity and the scheme with the inclusion of the hydraulic accumulator together with the rod cavity. The main parameters of the pump-accumulator drive, on which the productivity and efficiency of the machine directly depend, are highlighted. These parameters include: maximum and minimum accumulator pressure, pre-charge pressure, useful accumulator volume, and design accumulator volume. Calculation dependencies for determining the main parameters of the pump-accumulator drive are derived. Some results of theoretical studies are presented. Dependencies of the influence of the hydraulic accumulator charging on the drive parameters and the influence of the load on the drive parameters with the hydraulic accumulator according to the position of the working element are graphically presented. It has been theoretically proven that the proposed schemes allow increasing the speed of vertical movement of the working element.

Keywords: road construction machine, bulldozer, hydraulic accumulator, hydraulic drive, blade

Date of manuscript reception: 18.06.2025
Date of acceptance for publication: 30.08.2025
Date of publication: 25.12.2025

Сведения об авторах:

Тетерина Ирина Алексеевна – кандидат технических наук, старший научный сотрудник ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»,
e-mail: iateterina@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8012-8511>

Летопольский Антон Борисович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой "Строительная, подъемно-транспортная и нефтегазовая техника" ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: Antooooon-85@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3503-131X>

Authors' information:

Irina A. Teterina – Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, Siberian State Automobile and Highway University (SibADI),

e-mail: iateterina@mail.ru

ORCID: 0000-0001-8012-8511

Anton B. Letopolsky – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of "Construction, hoisting and transport and oil and gas equipment", Siberian State Automobile and Highway University (SibADI), e-mail: Antooooon-85@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3503-131X>

1. Введение

Значительная доля общего объема земляных работ выполняется строительно-дорожными машинами. Они успешно применяются как на объектах с небольшим объемом земляных работ, так и на крупных стройках, где используются не только как вспомогательные агрегаты, но и в качестве основных машин для разработки и перемещения значительных объемов грунта. Высокая эффективность предопределила их широкое применение при строительстве каналов, гидроэлектростанций, шоссейных и железных дорог, а также при добычи полезных ископаемых, прокладке нефте- и газопроводов [1].

В условиях современного производства большое значение приобретает повышение рабочих скоростей строительно-дорожных машин как одного из важных условий технического прогресса в строительстве [2].

Непрерывно изменяющиеся условия работы строительно-дорожных машин требуют установки рациональных систем управления, позволяющих выполнить процесс копания на оптимальных режимах. При этом для увеличения средней рабочей скорости строительно-дорожной машины все большее значение играет скорость управляющего воздействия, обеспечиваемая оператором через привод перемещения рабочего органа [1].

2. Основная часть

Наибольшая эффективность управления процессом копания достигается в тех случа-

ях, когда возможности оператора и параметры привода перемещения рабочего органа наилучшим образом согласованы с характеристиками объекта управления, по характеру его нагрузок и требованиям, предъявляемым к качеству технологического процесса [3].

Целью данного исследования является необходимость подтверждения работоспособности применения насосно-аккумуляторного привода для отвала бульдозера.

На рис. 1 представлен общий бульдозера с отвалом и рыхлителем в виде рабочего оборудования.

Наиболее применяемыми являются схемы включения гидроаккумулятора приведенные на рис. 2 и 3.

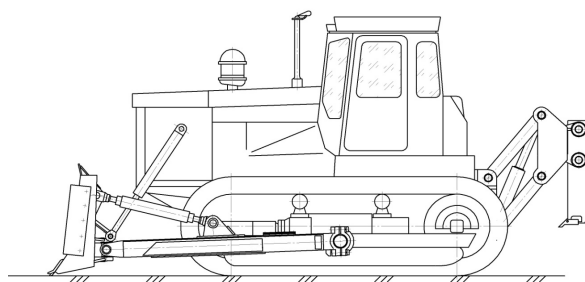


Рис.1. Общий вид строительно-дорожной машины с исполнительными рабочими органами управляемыми гидроприводом

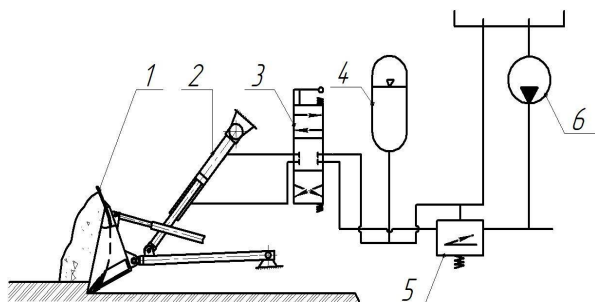


Рис. 2. Схема привода с гидроаккумулятором и управлением через золотник

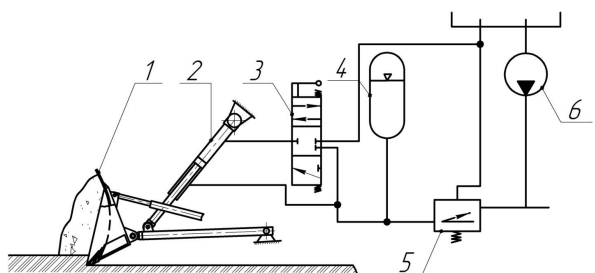


Рис. 3. Схема привода с гидроаккумулятором, соединенном со штоковой полостью

Работа привода с обычным включением гидроаккумулятора видна из схемы, представленной на рис. 1. Управление приводом перемещения рабочего органа бульдозерного агрегата изображенного на схеме, представленной на рис. 2 осуществляется следующим образом. В нейтральном положении золотника распределителя 3 верхняя полость силового цилиндра перекрыта. Гидроаккумулятор соединен со штоковой полостью. Насос 5 через автомат разгрузки заполняет аккумулятор жидкостью и после достижения верхнего предельного давления переключается на слив. Штоковая полость силового цилиндра находится под давлением жидкости, которое распространяется и на поршневую полость до распределителя [4, 5].

Таким образом, вся система гидропривода, кроме сливной магистрали от распределителя, находится под давлением.

Смещением золотника вниз штоковая и поршневая полости силового цилиндра соединяются с гидроаккумулятором. Впоследствии разности усилий, развиваемых в нижней и верхней полостях цилиндра, рабочий орган опускается вниз. При этом жидкость

из штоковой полости перетекает в поршневую, что устраняет разрыв потока жидкости, наблюдаемой у насосного и насосно-аккумуляторного привода в обычной компоновке, обеспечивая безкавитационный режим работы гидропривода [4].

Смещение золотника распределителя (3) вверх соединит поршневую полость силового цилиндра со сливом, а поршень цилиндра будет перемещаться вверх под действием жидкости подаваемой из аккумулятора.

В ходе исследований [6, 7] предложенной схемы установлено, что явление податливости магистралей и сжимаемость жидкости в момент переключения распределителя, которые влияют на запаздывание привода, практически отсутствуют.

Достоинством данной схемы привода является также увеличение коэффициента полезного действия насосно-аккумуляторного привода. Обычно на перемещение рабочего органа вниз больших усилий не требуется, но расход жидкости при этом большой. В насосно-аккумуляторной схеме в обычном исполнении основная энергия аккумулятора при заглублении рабочего органа уходит на нагрев жидкости, и лишь небольшая ее часть совершает полезную работу. В предложенной схеме этот процесс происходит намного экономичней [4].

Следует отметить также значительное упрощение распределителя. Управление перемещением рабочего органа осуществляется секционным золотником. Нижняя полость силового цилиндра увеличивает объем гидроаккумулятора [7].

В общем случае применение аккумулятора в гидроприводе позволяет:

1. Возмещать потерянную производительность насоса в связи с перегрузкой силового двигателя (при снижении угловой частоты вала двигателя).

2. Компенсировать уменьшение производительности насоса при перегрузке гидропривода и создавать запас энергии для увеличения скорости перемещения рабочего органа.

3. Обеспечить скорость перемещения рабочего органа за счет аккумуляторной энергии.

4. Сглаживать пульсации давлений в напорной гидролинии и соответственно увеличить ресурс (в 2 и более раз) работы гибких рукавов и других элементов гидропривода.

5. Упростить установленный гидрораспределитель.

6. Регулировать скорость перемещения рабочего органа с большим коэффициентом полезного действия чем при насосном приводе [2, 8].

При выборе рабочих и конструктивных параметров гидроаккумулятора руководствуются в основном стремлением получить минимальные значения его объема и веса. При этом к основным параметрам насосно-аккумуляторного привода относятся следующие:

P_2 – максимальное давление аккумулятора, при котором происходит переключение насоса на слив;

P_1 – минимальное давление аккумулятора, при котором происходит подключение насоса на зарядку аккумулятора;

P_0 – давление предварительной зарядки гидроаккумулятора (давление воздуха в воздушной полости или усилие затяжки пружины на 1 см площади поршня гидроцилиндра);

V_{II} – полезный объем аккумулятора;

V_K – конструктивный объем аккумулятора.

Оптимальные соотношения между давлениями P_0 и P_2 с достаточной для практических целей точностью рекомендуются следующие:

$$P_1 = P_2(1 - \delta), \quad (1)$$

где $\delta = 0,15 \dots 0,2$.

$$P_0 = 0,9 \cdot P_1. \quad (2)$$

Причем минимальное давление в аккумуляторе следует принимать не меньше чем номинальное давление в гидроцилиндре

$$P_1 \geq P_H. \quad (3)$$

Выбор и расчет полезного V_{II} и конструктивного V_K объемов гидроаккумулятора рекомендуется производить исходя из условия обеспечения работы исполнительных органов гидропривода от насоса и аккумулятора, т.е.

$$Q = Q_H + Q_A \quad (4)$$

где Q – расход в гидросистеме; Q_H – расход насоса; Q_A – расход масла из аккумулятора.

Расход в гидросистеме, выраженный через мощность на штоке и давление в напорной полости гидроцилиндра может быть определен по формуле

$$Q = \frac{N}{P_H} \cdot \eta = \frac{F \cdot v}{P_H}, \quad (5)$$

где P_H – давление в напорной полости гидроцилиндра; η – коэффициент полезного действия; N – полезная мощность на штоке; v – скорость штока.

Расход аккумулятора Q_A рекомендуется определять через удельный расход насоса q с целью выполнения условия компенсации израсходованного объема масла аккумулятора V_{II} за время t_3 между двумя включениями приводов на нагрузку.

$$V_{II} = q \cdot \eta_0 \cdot \omega \cdot t_3, \quad (6)$$

$$Q_A = q \cdot \eta_0 \cdot \omega \cdot \frac{t_3}{t_p}, \quad (7)$$

где ω – частота вращения вала насоса; η_0 – объем коэффициента полезного действия; t_p – время разрядки аккумулятора на привод:

$$t_p = \frac{h \cdot S_A}{Q}, \quad (8)$$

где h – величина обработанного хода цилиндра (рекомендуется принимать h_{max}); S_A – площадь аккумулятора.

Удельный расход насоса определен исходя по формуле

$$q = \frac{F \cdot v \cdot \eta}{P_H \omega \eta \left[1 - t_3 \frac{Q_H}{h S_{II}} \right]}. \quad (9)$$

По величине удельного расхода и P_2 подобран тип и марка насоса. Полезный объем аккумулятора V_{II} определен по (12).

В машиностроении применяются различные типы аккумуляторов, в основе которых присутствуют как пружинные, так и пневматические элементы [9, 10].

В пружинный гидроаккумулятор давление жидкости создается усилием, развиваемым при сжатии (реже растяжении) пружин. Давление жидкости p в пружинных гидроаккумуляторах определяется из выражения:

$$p = \frac{P_{\Pi}}{S_{\Pi}} - R_T, \quad (10)$$

где P_{Π} – усилие, развиваемое пружиной; S_{Π} – полезная площадь поршня гидроцилиндра; R_T – усилие трения поршня о гидроцилиндр,

$$P_{\Pi} = C(Z_0 - Z), \quad (11)$$

где C – коэффициент жесткости пружин; Z_0 , Z – начальное и текущее значение положения поршня гидроцилиндра.

В пружинном гидроаккумуляторе накапливающийся объем рабочей жидкости V_{Π} зависит от площади поршня F или разности площадей поршня и штока и его перемещения ΔZ

$$V_{\Pi} = F \cdot \Delta Z. \quad (12)$$

Задавшись значениями диаметров аккумуляторов и рассчитав после определения необходимого объема V_{Π} аккумулятора, можно найти перемещение его поршня или деформацию пружины

$$\Delta Z = \frac{V_{\Pi}}{F}. \quad (13)$$

При заданных величинах наибольшего P_2 и минимального P_1 давлений жидкости в гидроаккумуляторе величина хода поршня зависит от жесткости пружины C .

$$\Delta Z = \frac{P_2 \cdot F - P_1 \cdot F}{C}. \quad (14)$$

Принимая перемещение поршня ΔZ из условия необходимого объема гидроаккумулятора, получим

$$C = \frac{\Delta P \cdot F}{V_{\Pi}}, \quad (15)$$

где $\Delta P = P_2 - P_1$.

Пружинные гидроаккумуляторы обеспечивают соответствующие давление и расход жидкости при определенных значениях жесткости пружины.

В результате расчета пружины должны быть получены следующие основные данные:

D – средний диаметр пружины; d – диаметр проволоки; h – шаг пружины, j – число рабочих витков; C – жесткость пружины; P_{Π} – усилие; z – деформация пружины.

При расчете пружины из конструктивных соображений принимается средний диаметр пружины [11]

$$D = D_a + 2\delta_1 + 2\delta_2 + d, \quad (16)$$

где δ_1 и δ_2 – толщина стенки аккумулятора и зазора между цилиндром аккумулятора и пружиной; D_a – диаметр поршня аккумулятора.

Рабочие формулы для расчета пружин сжатия-растяжения, приведенные ниже, базируются на известных зависимостях [12, 13]:

$$\tau = \frac{8D \cdot P_{\Pi}}{G \cdot d^3} \leq [\tau], \quad (17)$$

где τ – касательное напряжение (при кручении); $G \approx 8 \cdot 10^5$ кг/см² – модуль сдвига.

Диаметр проволоки пружины определяется по зависимости:

$$d = 1,37^3 \sqrt{\frac{DP_{\Pi}}{[\tau]}}. \quad (18)$$

Деформация пружины z

$$z = \frac{F_p \cdot P_2}{C}; \quad z_0 = \frac{F \cdot P_2}{C} \quad (19)$$

Число рабочих витков равно

$$i = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D \cdot C}. \quad (20)$$

Общее число витков

$$i_0 = i + 2. \quad (21)$$

Шаг пружины

$$h = 1,1d + \frac{z}{i}. \quad (22)$$

Длина пружины в свободном состоянии

$$l = ih + d. \quad (23)$$

Длина пружины при давлении в аккумуляторе P_2

$$l_0 = l - \frac{P_2 F}{C} \quad (24)$$

при P_1

$$l'_0 = l - \frac{P_1 F}{C}. \quad (25)$$

Длина заготовки (проволоки или прутка)

$$L = 3,2D \cdot i_0. \quad (26)$$

Так как цилиндр гидроаккумулятора в зависимости от конструкции пружинного аккумулятора является своего рода гильзой, оценку устойчивости сжатия можно не производить.

3. Результаты исследования

Предварительная зарядка аккумулятора и максимальное давление жидкости оказывают большое влияние на динамические параметры привода. Значения динамических параметров привода рабочего органа с гидроаккумулятором при различном давлении жидкости приведены на рис. 4.

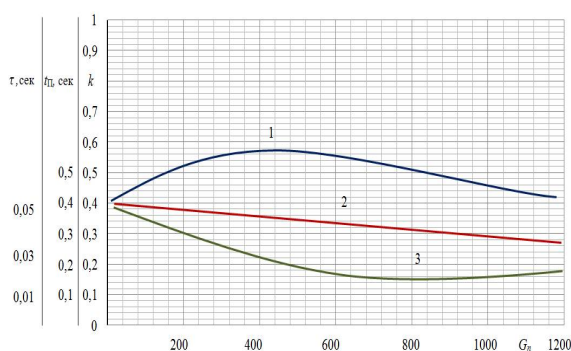


Рис. 4. Влияние пригруза на параметры привода с гидроаккумулятором по положению рабочего органа (аккумулятор и насос НШ-32): 1 – t_{II} ; 2 – k ; 3 – τ

Из рис. 4 можно сделать вывод, что наибольшее изменение происходит за время запаздывания привода τ , которое при максимальном давлении жидкости в гидроаккумуляторе примерно равно 0,076 с. При этом необходимо отметить, что в общем случае, по сравнению с насосным приводом, время запаздывания значительно ниже. Время переходного процесса t_{II} по исследуемым параметрам изменяется от 0,31 с. до 0,58 с. Относительно большее значение времени переходного процесса объясняется колебательным характером перемещения рабочего органа.

Таким образом, на характеристику привода перемещения рабочего органа с гидроаккумулятором, включенным в штоковую полость силового цилиндра, основное влияние оказывает величина предварительного давления зарядки аккумулятора.

Влияние пригруза на изменение времени переходного процесса представлено на рис. 5. С увеличением пригруза коэффициент усиления k изменяется незначительно по сравнению с насосным приводом. Несколько уменьшается время запаздывания.

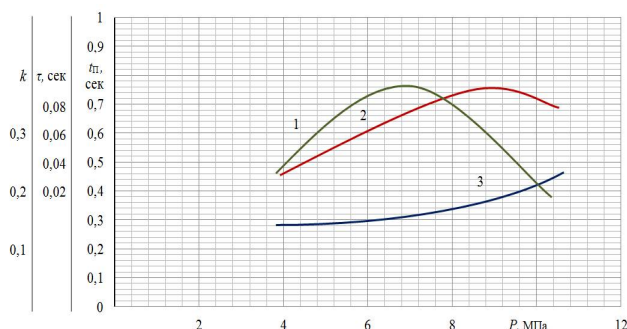


Рис. 5. Влияние зарядки гидроаккумулятора на параметры привода по положению рабочего органа: 1 – k ; 2 – τ ; 3 – t_{II}

С увеличением пригруза на рабочем органе коэффициент усиления несколько снижается, время переходного процесса увеличивается. Необходимо отметить, что изменение показателей привода от пригруза значительно ниже, чем в других системах привода.

В результате проведенных исследований предложенной схемы (рис. 2) установлено, что явление сжимаемости в момент переключения распределителя, которое влияет на запаздывание привода, практически отсутствует. Достоинством данной схемы привода является также увеличение коэффициента полезного действия насосно-аккумуляторного привода.

4. Обсуждение и выводы

Наличие гидроаккумуляторов позволяет не только снизить мощность применяемых на базовых машинах гидронасосов, но и в значительной степени повысить скорость перемещения рабочего органа.

В результате проведенной работы установлено:

1. Показатели привода (скорость перемещения, запаздывание и время переходного процесса) носят более стабильный характер при установке привода перемещения рабочего органа с гидроаккумулятором, вклю-

ченным в штоковую полость силового цилиндра.

2. К достоинствам системы управления с гидроаккумулятором следует отнести возможность изменения перемещения рабочего органа и упрощение конструкции гидрораспределителя.

Список литературы

1. Мещеряков В.А., Летопольский А.Б., Николаев Д.И., Тетерина И.А. Цифровые технологии автоматизированного сбора экспериментальных данных о рабочем процессе экскаватора // Автоматизация в промышленности. 2023. № 2. С. 30-32. DOI: 10.25728/avtprom.2024.03.06

2. Летопольский А.Б., Тетерина И.А., Сухарев Р.Ю. Дорожные и строительные и машины. Омск: СибАДИ, 2024. 147 С.

3. Нилов В.А., Жулай В.А. Повышение эффективности транспортирования грунта отвалом бульдозера // Строительные и дорожные машины. 2022. № 1. С. 11-13.

4. Галдин Н.С., Семенова И.А. Системный подход к созданию гидравлических импульсных систем строительных машин // Вестник машиностроения. 2018. № 10. С. 3-6.

5. Жулай В.А., Тюнин В.Л., Щиенко А.Н. Влияние технических характеристик бульдозера на его производительность // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2024. № 2. С. 534-537.

6. Прокопенко В.С., Бабкин М.С., Рябцева Л.А. Анализ конструкций бульдозера // Проблемы научной мысли. 2019. Т. 2. № 2. С. 51-54.

7. Баловнев В.И., Данилов Р.Г. Бульдозеры // Строительные и дорожные машины. 2021. № 6. С. 9-18. DOI: 10.24412/2071-6168-2024-2-534-535

8. Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopolsky A.B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace // Journal of Physics: Conf. Series. Electronic collection. 2020. С. 012097. DOI:10.1088/17426596/1441/1/012097

9. Зедгенизов В.Г., Ляпина В.Н. Гид-

3. Результаты исследований гидроаккумуляторного привода перемещения рабочего органа бульдозера позволяют рекомендовать установку гидроаккумулятора включенного непосредственно в штоковую полость цилиндра.

References

1. Meshherjakov V.A., Letopol'skij A.B., Nikolaev D.I., Teterina I.A. Cifrovye tehnologii avtomatizirovannogo sbora jeksperimentalnykh dannyh o rabochem protsesse ekskavatora. *Avtomatizacija v promyshlennosti*. 2023. No. 2. pp. 30-32. DOI: 10.25728/avtprom.2024.03.06. (In Russian)

2. Letopolskij A.B., Teterina I.A., Suharev R.Yu. *Dorozhnye i stroitelnye i mashiny*. Omsk, SibADI, 2024. 147 p. (In Russian)

3. Nilov V.A., Zhulaj V.A. Povyshenie jeffektivnosti transportirovanija grunta otvalom bul'dozera. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*. 2022. No. 1. pp. 11-13. (In Russian)

4. Galdin N.S., Semenova I.A. Sistemnyy podkhod k sozdaniju gidravlicheskih impul'snyh sistem stroitelnyh mashin. *Vestnik mashinostroenija*. 2018. № 10. pp. 3-6. (In Russian)

5. Zhulaj V.A., Tjunin V.L., Shhienko A.N. Vlijanie tehnicheskikh harakteristik bul'dozera na ego proizvoditelnost. *Izvestija Tulsogo gosudarstvennogo universiteta. Tehnicheskie nauki*. 2024. № 2. pp. 534-537. (In Russian)

6. Prokopenko V.S., Babkin M.S., Rjabceva L.A. Analiz konstrukcij buldozera. *Problemy nauchnoj mysli*. 2019. T. 2. № 2. pp. 51-54. (In Russian)

7. Balovnev V.I., Danilov R.G. Bul'dozery. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*. 2021. № 6. pp. 9-18. DOI: 10.24412/2071-6168-2024-2-534-535 (In Russian)

8. Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopolsky A.B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace. *Journal of Physics: Conference Series. Electronic collection*. 2020. С. 012097. DOI: 10.1088/1742-6596/1441/1/012097 (In Russian)

9. Zedgenizov V.G., Ljapina V.N. Gid-

ростатическая трансмиссия и её применение на строительной технике // XII Международная научно-техническая конференция. Авиамашиностроение и транспорт Сибири. 2019. С. 399-405.

10. Токар Н.И., Кульбаков В., Олейник В. Повышение эффективности применения универсальных машин на базе бульдозеров в городском хозяйстве города Брянска // Вестник научных конференций. 2024. № 12-3 (112). С. 93-95.

11. Русмиленко А.К., Конев В.В., Мерданов Ш.М. Совершенствование рабочих органов машин для земляных работ, применяемых при строительстве автозимников // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. 2023. № 21. С. 85-91. DOI: 10.26160/2658-3305-2023-21-85-91

12. Городилов Л.В., Вагин Д.В., Распутин Т.Б. Разработка методики, алгоритма и программы выбора основных параметров гидроударных систем // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 2017. № 5. С. 64-70.

13. Бурый Г.Г., Потеряев И.К. Автоматизированный расчет потерь давления в гидрролиниях гидропривода на примере бульдозера Liebherr PR 724 // Маркшейдерия и недропользование. 2023. № 6 (128). С. 33-37. DOI: 10.56195/20793332_2023_6_33_37

rostaticheskaja transmissija i ejo primene-nie na stroitel'noj tehnikе. XII Mezhdunarodnaja nauchno-tehnicheskaja konferentsii. Aviamashinostroenie i transport Sibiri. 2019. pp. 399-405. (In Russian)

10. Tokar N.I., Kulbakov V., Oleynik V. Povyshenie effektivnosti primenenija universal'nyh mashin na baze buldozerov v gorodskom hozyaystve goroda Bryanska. Vestnik nauchnykh konferentsiy. 2024. No. 12-3 (112). pp. 93-95. (In Russian)

11. Rusmilenko A.K., Konev V.V., Merdanov Sh.M. Sovershenstvovanie rabochih organov mashin dlya zemlyanykh rabot, primenyaemykh pri stroitelstve avtozimnikov. Transportnoe, gornoe i stroite'noe mashinostroenie: nauka i proizvodstvo. 2023. No. 21. pp. 85-91. DOI: 10.26160/2658-3305-2023-21-85-91. (In Russian)

12. Gorodilov L.V., Vagin D.V., Rasputina T.B. Razrabotka metodiki, algoritma i programmy vybora osnovnykh parametrov gidroudarnykh system. Fiziko-tehnicheskie problemy razrabotki poleznykh iskopaemykh. 2017. № 5. pp. 64-70. (In Russian)

13. Buryj G.G., Poterjaev I.K. Avtomatizirovannyj raschet poter' davlenija v gidrolinijah gidroprivoda na primere buldozera Liebherr PR 724. Marksheyderiya i nedropolzovanie. 2023. No. 6 (128). pp. 33-37. DOI: 10.56195/20793332_2023_6_33_37. (In Russian)