

Суслов Николай Максимович, доктор техн. наук, профессор; **Суслов Дмитрий Николаевич**, доктор техн. наук; **Чернухин Станислав Алексеевич***; **Иванов Игорь Юрьевич**, кандидат технических наук, доцент

Уральский государственный горный университет, 620144, Россия, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30

*e-mail: stas_chernuhin@mail.ru

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ХОДА ЭКСКАВАТОРА-ДРАГЛАЙНА СО СКОЛЬЗЯЩИМИ ОПОРАМИ



Информация о статье

Поступила:
29 сентября 2021 г.

Рецензирование:
20 октября 2021 г.

Принята к печати:
26 октября 2021 г.

Ключевые слова:

Гидропривод, MATLAB Simulink, драглайн, трехопорный механизм шагания, дифференциальные уравнения в форме Коши, моделирование

Аннотация.

В статье проведен анализ трехопорного механизма шагания с гидравлическим приводом, применяемого для перемещения экскаваторов-драглайнов. В ходе анализа выявлены недостатки существующего механизма шагания. В качестве альтернативы применяемому трехопорному механизму шагания представлен трехопорный механизм шагания со скользящими опорами. Механизм, оборудованный скользящими опорами, позволяет исключить основные недостатки используемого трехопорного механизма шагания. Далее произведены расчеты по результатам, выведена формула первого порядка, позволяющая создать математическую модель трехопорного механизма шагания со скользящими опорами. Математическая модель механизма шагания, созданная в программной среде MATLAB Simulink, на основе изложенных расчетов позволяет определять скорость движения опорных башмаков в любой момент времени, что дает возможность использовать данную математическую модель для проектирования модернизированного механизма шагания. Представленные наработки по проектированию данного механизма позволяют использовать их при разработке системы автоматического управления передвижением экскаватора-драглайна, оснащенного трехопорным механизмом шагания со скользящими опорами.

Для цитирования: Суслов Н.М., Суслов Д.Н., Чернухин С.А., Иванов И.Ю. Математическое моделирование механизма хода экскаватора-драглайна со скользящими опорами // Горное оборудование и электромеханика – 2021. – № 5 (157). – С. 35-40 – DOI: 10.26730/1816-4528-2021-5-35-40

Правительством Российской Федерации намечен курс на увеличение объемов добычи сырья [1]. Наиболее распространенным способом разработки месторождений является открытый способ, поскольку он обладает рядом преимуществ: низкие финансовые затраты, высокая производительность, отсутствие ограничения габаритов машин, занятых при ведении горных работ.

Основным этапом разработки карьеров является ведение вскрышных работ. Ввиду отсутствия ограничения по габаритным размерам для машин, задействованных на карьерах, предоставляется возможность использования мощных экскаваторов-драглайнов. Такие машины, в свою очередь, являются распространенной единицей на карьерах многих стран [2]. Например, в Соединенных Штатах Америки на 45-ти карьерах штатов Монтана, Вайоминг и Северная Дакота на сегодня эксплуатируются 32 экскаватора-драглайна с объемом ковша 100 и более метров кубических [3]. На территории нашей страны

на сегодня насчитывается более 350 единиц драглайнов ЭШ-10.70А и более 70 единиц драглайнов ЭШ-11.70[4,5].

Применение мощных шагающих экскаваторов-драглайнов вызвано их большой технологической гибкостью и способностью эффективного перемещения пород. К достоинствам так же относится самоходность машины, достигаемая за счет применения механизма шагания. Наибольшее распространение получил трехопорный шагающий механизм [6] (Рис. 1) благодаря простоте конструкции, высокой маневренности и своей эффективности. Применение именно такого механизма для перемещения связано с огромными массами машин и низкими несущими способностями грунтов, преобладающими на карьерах. Благодаря большим площадям опорных поверхностей, а именно базы и опорных башмаков, достигается низкое удельное давление на грунт, что позволяет экскаватору-драглайну перемещаться по трассам с грунтами, не обеспечивающими высокую

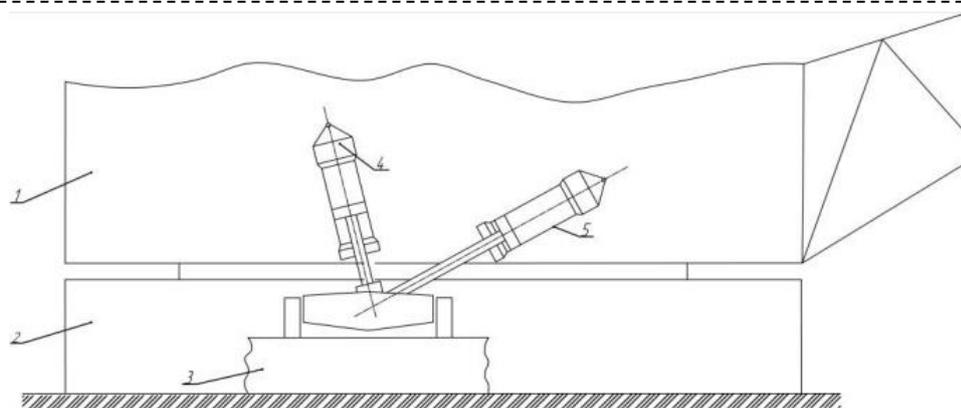


Рис. 1. Трехопорный механизм шагания экскаватора-драглайна с гидравлическим приводом:

1 – корпус экскаватора, 2 – база, 3 – опорный башмак, 4 – подъемный гидроцилиндр, 5 – тяговый гидроцилиндр.

Fig. 1. Three-bearing walking mechanism of a dragline excavator with a hydraulic drive: 1 – excavator body, 2 – base, 3 – support shoe, 4 – lifting hydraulic cylinder, 5 – traction hydraulic cylinder.

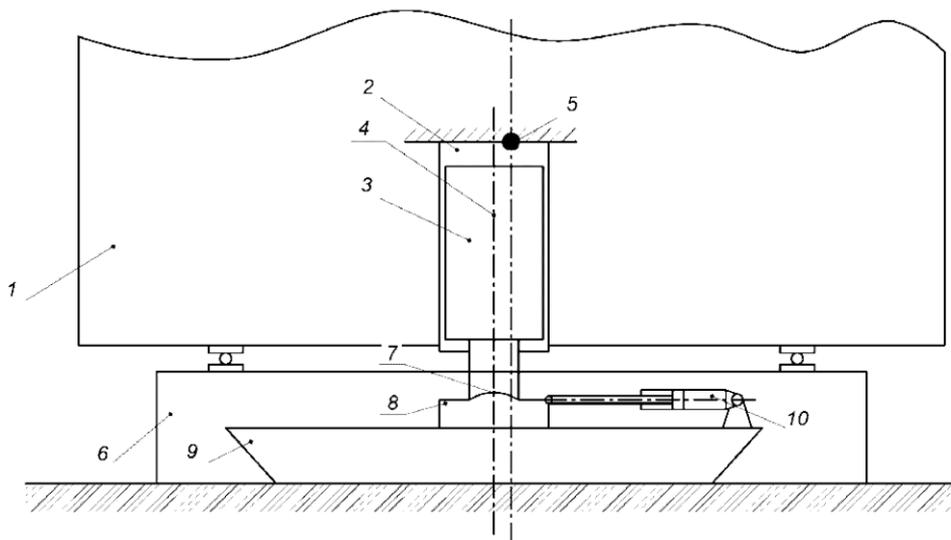


Рис. 2. Трехопорный механизм шагания со скользящими опорами

1 – корпус машины; 2 – подъемный гидроцилиндр; 3 – плунжер подъемного гидроцилиндра; 4 – ось подъемного гидроцилиндра; 5 – центр масс машины; 6 – база; 7 – шарнир; 8 – скользящая опора; 9 – опорный башмак; 10 – тяговый гидроцилиндр.

Fig. 2. Three-bearing walking mechanism with sliding bearings

1 – machine body; 2 – lifting hydraulic cylinder; 3 – plunger of the lifting hydraulic cylinder; 4 – axle of the lifting hydraulic cylinder; 5 – the center of mass of the machine; 6 – base; 7 – hinge; 8 – sliding support; 9 – support shoe; 10 – traction hydraulic cylinder.

несущую способность. Приводом для осуществления шага механизма хода может служить как механика (принцип эксцентрика) так и гидравлическая система. При выборе привода приоритет отдается гидравлическому приводу, так как такой привод позволяет обеспечить плавность хода, что не оказывает ударной нагрузки на металлоконструкцию, а также обеспечивает возможность регулировки длины шага, что не менее важно при движении по карьерным грунтам.

Работа по перемещению драглайна, оснащенного трехопорным шагающим механизмом с гидравлическим приводом, осуществляется за счет двух подъемных и двух тяговых гидроцилиндров. Функция подъемных цилиндров – обеспечение подъема передней кромки базы за счет опускания опорных

башмаков на грунт и передачи части массы на опорные башмаки. Тяговые гидроцилиндры выполняют функции по выбросу опорных башмаков в направлении движения и, непосредственно, перемещение машины [7,8].

Описанный механизм шагания [6] был представлен Т.Е. Исаевым и Б.И. Сатовским в 1949 году, с тех пор механизм не претерпел существенных конструктивных изменений, но имеет значительные недостатки. Можно выделить три основных недостатка: необходимость подъема передней кромки базы драглайна на большую высоту для обеспечения шага, пригрузку задней кромки базы при перемещении тяговыми гидроцилиндрами и набегание так называемой призмы волочения под базой. Описанные недостатки влекут за собой значительные энергозатраты и возможность возникновения аварийных ситуаций.

Исключить недостатки трехопорного механизма шагания, разработанного Т.Е. Исаевым и Б.И. Сатовским, позволяет трехопорный механизм шагания со скользящими опорами [9] (Рис. 2). Размещение скользящих опор на опорных башмаках позволило горизонтально разместить тяговые гидроцилиндры. Тяговые гидроцилиндры, размещенные на опорных башмаках с противоположной движению машины стороны, позволяют осуществлять шаг с минимальным отрывом передней кромки базы, при этом сохранив длину шага машины. Горизонтальное размещение тяговых гидроцилиндров позволило избавиться от дополнительного пригружения задней кромки базы и набегания грунта под ней.

С целью исключения возможных ошибок при конструировании нового типа механизма шагания

необходимо разработать математическую модель работы этого механизма. На основе пакета графической среды моделирования и проектирования Simulink компьютерной программы MATLAB создана компьютерная модель гидравлической системы привода механизма шагания, которая может заменить физические модели гидросистемы виртуальными [9,10]. Важной задачей при проектировании гидравлической системы является определение скорости движения рабочего органа, в нашем случае написана математическая модель, позволяющая определить скорость подачи опорных башмаков в любой момент времени. В механизме [11] подача опорных башмаков перед началом шага в направлении движения машины осуществляется при помощи тяговых гидроцилиндров.

При подаче опорных башмаков в направлении движения тяговые цилиндры преодолевают трение, рассчитываемое согласно формуле:

$$F_{mp} = k(m_6 + m_{m.u})g$$

где k – коэффициент трения-скольжения.

Если принять x как координату поршня, то производная от нее \dot{x} равняется скорости поршня в гидроцилиндре, вторая производная \ddot{x} равняется ускорению, следовательно [12,13]:

$$(m_6 m_{т.ц})\ddot{x} = p_{ш}(S_{п} - S_{ш}) - F_{тр} - p_{п}S_{п} - F_{тр1} - F_{тр2} \quad (1)$$

где $p_{ш}$ – давление рабочей жидкости в штоковой полости; $S_{п}$ – площадь сечения поршневой полости тягового гидроцилиндра; $S_{ш}$ – площадь сечения штока тягового гидроцилиндра; $p_{п}$ – давление рабочей жидкости в поршневой полости; $F_{тр1}$ – трение между поршнем и стенками гидроцилиндра; $F_{тр2}$ – трение между уплотнителями и штоком.

Давление рабочей жидкости в поршневой полости зависит от геометрических параметров сливной магистрали, скорости движения жидкости в ней и местных сопротивлений:

$$p_{п} = \lambda_{сл} \frac{L_{сл}}{d} \rho \frac{v_{сл}^2}{2} + \sum \varepsilon \frac{v_{сл}^2}{2} \rho$$

где $L_{сл}$ – длина сливной магистрали; $v_{сл}$ – скорость течения жидкости в сливной магистрали; d – диаметр сливной магистрали; $\lambda_{сл}$ – коэффициент гидравлического сопротивления в сливной магистрали, ρ – плотность рабочей жидкости; ε – коэффициент местных сопротивлений.

Давление жидкости в штоковой полости равно давлению, создаваемому насосом $p_{н}$, с учетом потерь напора по длине $p_{дл}$ трубопровода и местных сопротивлений $p_{м.с}$:

$$p_{ш} = p_{н} - p_{дл} - \sum p_{м.с}$$

Потери по длине определяются:

$$p_{дл} = \lambda_{н} \frac{L_{н}}{d} \rho \frac{v_{н}^2}{2}$$

где $v_{н}$ – скорость жидкости в напорной магистрали; $L_{н}$ – длина напорной магистрали; d – диаметр напорной магистрали; $\lambda_{н}$ – коэффициент гидравлического сопротивления в напорной магистрали.

Потери на местные сопротивления в напорной магистрали определяются:

$$p_{м.с} = n_{м.с} \varepsilon \frac{v_{н}^2}{2} \rho,$$

где $n_{м.с}$ – количество элементов, создающих местные сопротивления, ε – коэффициент местного сопротивления.

Для нахождения соотношения скорости движения жидкости в напорной магистрали и скорости движения поршня тягового гидроцилиндра запишем:

$$v_{н} \Delta t S_{тр} = (S_{п} - S_{ш}) v_{п} \Delta t \quad (2)$$

где Δt – отрезок времени, за который поршень проходит необходимое расстояние; $S_{тр}$ – площадь поперечного сечения трубопровода; $v_{п}$ – скорость движения поршня.

Соотношение скорости вытеснения жидкости из поршневой полости через сливную магистраль и скорости движения поршня:

$$v_{сл} \Delta t S_{тр} = S_{п} v_{п} \Delta t \quad (3)$$

Из уравнения (2) выразим скорость жидкости в напорной магистрали:

$$v_{н} = v_{п} \frac{S_{п} - S_{ш}}{S_{тр}} \quad (4)$$

Выразив скорость течения жидкости в напорной магистрали через скорость движения поршня [14], уравнение (4) примет вид:

$$v_{н} = \dot{x} \frac{S_{п} - S_{ш}}{S_{тр}} \quad (5)$$

Из уравнения (3) выразим скорость движения жидкости в сливном трубопроводе:

$$v_{сл} = v_{п} \frac{S_{п}}{S_{тр}} \quad (6)$$

Разделив (4) на (6), получим следующее соотношение скоростей:

$$\frac{v_{н}}{v_{сл}} = \frac{(S_{п} - S_{ш})}{S_{п}} \quad (7)$$

Выразим скорость движения жидкости (7) в сливном трубопроводе через скорость движения жидкости в напорной линии:

$$v_{сл} = v_{н} \frac{S_{п}}{(S_{п} - S_{ш})} \quad (8)$$

Скорость жидкости в сливной магистрали (8) запишем через скорость движения поршня, подставим формулу (5):

$$v_{сл} = \dot{x} \frac{S_{п} - S_{ш}}{S_{тр}} \cdot \frac{S_{п}}{(S_{п} - S_{ш})} = \dot{x} \frac{S_{п}}{S_{тр}}$$

Расход жидкости в штоковой полости равен:

$$Q_{ш} = \dot{x}(S_{п} - S_{ш})$$

Так как все известные программные системы решают только уравнения первого порядка (вид Коши), то введем переменную u и равную производной от координаты поршня тягового гидроцилиндра [13]:

$$u = \dot{x}$$

Следовательно, взяв производную от u и подставив в (1), выразив ускорение, получим следующую зависимость:

$$\dot{u} = \frac{p_{ш}(S_{п} - S_{ш}) - F_{тр2} - F_{тр} - F_{тр1} - p_{п}S_{п}}{m_6 + m_{т.ц}}$$

Имея начальные условия, равные:

$$x_0 = 0; u_0 = \dot{x}_0 = v_{p0} = 0.$$

Для расчета необходимо определить коэффициент гидравлического трения, сопротивления между



Рис. 3. Графики скорости движения поршня
Fig. 3. Piston speed graphs

трущимися деталями гидроцилиндра и давление жидкости, создаваемое насосом.

Для нахождения коэффициента гидравлического сопротивления в напорной магистрали необходимо определить режим течения жидкости, зависящий от числа Рейнольдса:

$$Re_n = \frac{v_{сн} d}{\mu},$$

где μ – кинематическая вязкость жидкости.

При ламинарном режиме ($Re_n \leq 2300$) коэффициент гидравлического трения рассчитывается согласно формуле:

$$\lambda_n = \frac{64}{Re_{под}};$$

при ламинарном режиме ($Re_n \geq 2300$):

$$\lambda_n = \frac{0,3164}{Re_{под}^{0,25}}.$$

Аналогично производятся расчеты для сливного трубопровода.

Сила трения между поршнем и стенкой гидроцилиндра рассчитывается [14]:

$$F_{тр1} = \delta_1 \pi b D_n (zk + p_{ш}),$$

где δ_1 – коэффициент трения-скольжения между резиновым уплотнителем и металлом, $\delta_1 = 0,15$; b – ширина кольца, $b = 0,005$; z – количество колец, $z = 4$; k – давление кольца на стенки цилиндра, $k = 9000$ Па, D_n – диаметр поршня.

Сила, возникающая между уплотнительными кольцами и штоком тягового гидроцилиндра, рассчитывается [10]:

$$F_{тр2} = \delta_1 \pi b D_{ш} (zk + p_{ш}),$$

где $D_{ш}$ – диаметр штока.

Для решения уравнений в математической среде MatLab зададим следующие условия [15]:

$$p_{ш} = p_{рх1} - p_{дш}, \text{ если } Q_{ш} < Q_n$$

$$p_{ш} = p_{ур}, \text{ если } Q_{ш} = Q_n$$

$$p_{ш} = 0, \text{ если } Q_{ш} > Q_n$$

где $p_{ур}$ – уравновешенное давление, создаваемое насосом, обеспечивающее движение опорных башмаков; $Q_{ш}$ – расход жидкости в штоковой полости; Q_n – подача насоса.

$$p_{ур} = \frac{F_{тр} - F_{тр2} - F_{тр1} - p_n S_n}{(S_n - S_{ш})}.$$

По представленным расчетам в программе MATLAB была создана математическая модель. По результатам расчетов получены три графика (Рис. 3), разгон поршня, установившееся движение и торможение поршня.

Согласно получившимся из расчетов графикам можно определить, скорость движения штока тяговых цилиндров при подаче опорных башмаков в направлении движения, что, соответственно, может быть использовано при проектировании трехопорного механизма шагания со скользящей опорой, а также при разработке систем автоматического управления параметрами гидравлической системы механизма шагания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Правительство РФ: Долгосрочная программа развития угольной промышленности России на период до 2030 года. Утверждена Правительством РФ 24.01.2012 г.
2. Кантемиров В.Д., Титов Р.С., Яковлев А.М. Анализ эксплуатационных показателей горнодобывающего оборудования ведущих железорудных карьеров России // Известия вузов. Горный журнал. 2019. № 2. С. 40-50. DOI: 10.21440/0536-1028-2019-2-40-50.
3. Зеньков И.В. Организация и экономика горного производства на угольных разрезах в странах Восточной Европы // Уголь. 2017. №4 (1093).
4. Исследование открытых горных работ на угольных месторождениях в центральной части США по данным дистанционного зондирования/И.В. Зеньков, Чинь Ле Хунг, Е.В. Логинова и др.

// Уголь.2021. № 2. С. 53-57. DOI: 10.18796/0041-5790-2021-2-53-57.

5. Трухин В.В. НАУЧНАЯ СТАТЬЯ О ДРАГ-ЛАЙНАХ // Материалы V Международной студенческой научной конференции «Студенческий научный форум».

6. А. с. № 76031 SU. Двигатель для моторных повозок, преимущественно для экскаваторов / Исаев Т.Е., Сатовский. - 379023; заявл. 24.05.1948; опубл. 1949

7. Сулов Н.М., Чернухин С.А., Сулов Д.Н. Особенности гидравлического привода механизма шагания драглайнов // Горное оборудование и электромеханика. – 2019. – № 3(143). – С. 39-42.

8. Клементьева И.Н., Кузиев Д.А. Выемочно-погрузочный драглайн с ковшом инновационной конструкции // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2019. – № 7. – С. 149-157. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-07-0-149-157.

9. Barat, Vera & Artem, Marchenkov & Kritskiy, Dmitry & Bardakov, Vladimir & Karpova, Marina & Kuznetsov, Mikhail & Zaprudnova, Anastasia & Ushanov, Sergey & Elizarov, Sergey. (2021). Structural Health Monitoring of Walking Dragline Excavator Using Acoustic Emission. Applied Sciences. 11. 3420. 10.3390/app11083420.

10. Певзнер Л.Д., Тайзар Л. Автоматизированный мониторинг технологического процесса шагающего экскаватора // ГИАБ. 2010. №2.

11. Ходовое оборудование шагающих машин пат. № 2021104345 Российская Федерация / Чернухин С.А., Сулов Н.М., Сулов Д.Н., Великанов В.С.; опубл. 19.04.21, Бюл. № 11.

12. Roberts J, Winstanley G, Corke P. Three-Dimensional Imaging for a Very Large Excavator. The International Journal of Robotics Research. 2003;22(7-8):467-477. doi:10.1177/02783649030227003

13. P. K. Vähä and M. J. Skibniewski, "Dynamic Model of Excavator," Journal of Aerospace Engineering, Vol. 6, No. 2, pp. 148-158, 1993

14. Свешников, А.Г. Станочные гидроприводы / А.Г. Свешников. – М. : Машиностроение, 2004. – 512 с.

15. G.K. Ptakh, A.E. Yakovenko and D.A. Zvezdunov, «Switched Reluctance Drive of Draglines ESH 20.90 Main Machinery», 2018 International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM), 2018, pp. 1-3, doi: 10.1109/ICIEAM.2018.8728869.

DOI: 10.26730/1816-4528-2021-5-35-40

Nikolay M. Suslov, Dr. Sc. in Engineering, Professor, **Dmitry N. Suslov** Dr. Sc. in Engineering, **Stanislav A. Chernukhin**, **Igor Yu. Ivanov**, C. Sc. in Engineering

Federal State-Funded Educational Institution of Higher Professional Education Ural State Mining University, 620144, Russia, Yekaterinburg, st. Kuibysheva, 30

e-mail: stas_chernuhin@mail.ru

MATHEMATICAL MODELING OF THE DRAGLINE TRAVEL MECHANISM WITH SLIDING SUPPORTS



Article info

Received:

29 September 2021

Revised:

20 October 2021

Accepted:

26 October 2021

Keywords: Hydraulic drive, MATLAB Simulink dragline, three-bearing walking mechanism, differential equations in Cauchy form, simulation

Abstract.

The article analyzes a three-bearing walking mechanism with a hydraulic drive used to move dragline excavators. The analysis revealed the shortcomings of the existing walking mechanism. As an alternative to the used three-bearing walking mechanism, a three-bearing walking mechanism with sliding bearings is presented. The mechanism equipped with sliding supports eliminates the main disadvantages of the used three-bearing walking mechanism. Further, calculations were made based on the results, a first-order formula was derived, which allows creating a mathematical model of a three-bearing walking mechanism with sliding supports. The mathematical model of the walking mechanism created in the MATLAB Simulink software environment, on the basis of the above calculations, makes it possible to determine the speed of movement of the support shoes at any time, which makes it possible to use this mathematical model to design an upgraded walking mechanism. The presented developments on the design of this mechanism allow them to be used in the development of an automatic control system for the movement of a dragline excavator equipped with a three-bearing walking mechanism with sliding supports.

REFERENCES

1. Government of the Russian Federation: Long-term program for the development of the coal industry in Russia for the period up to 2030. Approved by the Government of the Russian Federation on January 24, 2012.
2. Kantemirov VD, Titov RS, Yakovlev AM Analysis of operational indicators of mining equipment of the leading iron ore open pits in Russia // *Izvestiya vuzov. Mining Journal*. 2019. No. 2. P. 40-50. DOI: 10.21440 / 0536-1028-2019-2-40-50.
3. Zenkov I.V. Organization and economics of mining at coal open-pit mines in Eastern Europe // *Coal*. 2017. No. 4 (1093).
4. Research of open-pit mining operations at coal deposits in the central part of the USA according to remote sensing data / I.V. Zenkov, Chin Le Hung, E.V. Loginova et al. // *Coal*. 2021. No. 2. S. 53-57. DOI: 10.18796 / 0041-5790-2021-2-53-57.
5. Trukhin V.V. SCIENTIFIC ARTICLE ABOUT DRAGLINES // Materials of the V International Student Scientific Conference "Student Scientific Forum".
6. A.S. No. 76031 SU. Propeller for motor carriages, mainly for excavators / T.E. Isaev, Satovsky. - 379023; app. 05.24.1948; publ. 1949
7. Suslov N. M., Chernukhin S. A., Suslov D.N. Features of the hydraulic drive of the dragline walking mechanism // *Mining equipment and electromechanics*. – 2019. – No. 3 (143). – S. 39-42.
8. Klementyeva I.N., Kuziev D.A. Excavation and loading dragline with a bucket of innovative design. *Gornyi informatsionno-analiticheskiy byulleten*. – 2019. – No. 7. – P. 149-157. DOI: 10.25018 / 0236-1493-2019-07-0-149-157.
9. Barat, Vera & Artem, Marchenkov & Kritskiy, Dmitry & Bardakov, Vladimir & Karpova, Marina & Kuznetsov, Mikhail & Zaprudnova, Anastasia & Ushanov, Sergey & Elizarov, Sergey. (2021). Structural Health Monitoring of Walking Dragline Excavator Using Acoustic Emission. *Applied Sciences*. 11. 3420. 10.3390/app11083420.
10. Pevzner LD, Taizar L. Automated monitoring of the technological process of a walking excavator // *GIAB*. 2010. No. 2.
11. Running equipment of walking machines Pat. No. 2021104345 Russian Federation / Chernukhin S.A., Suslov N.M., Suslov D.N., Velikanov V.S.; publ. 04/19/21, Bul. No. 11.
12. Roberts J, Winstanley G, Corke P. Three-Dimensional Imaging for a Very Large Excavator. *The International Journal of Robotics Research*. 2003; 22 (7-8): 467-477. doi: 10.1177 / 02783649030227003
13. P.K. Vähä and M. J. Skibniewski, "Dynamic Model of Excavator," *Journal of Aerospace Engineering*, Vol. 6, No. 2, pp. 148-158, 1993
14. Sveshnikov, A.G. Machine hydraulic drives / A.G. Sveshnikov. – M.: Mechanical Engineering, 2004. – 512 p.
15. G.K. Ptakh, A.E. Yakovenko and D.A. Zvezdunov, «Switched Reluctance Drive of Draglines ESH 20.90 Main Machinery», 2018 International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM), 2018, pp. 1-3, doi: 10.1109 / ICIEAM.2018.8728869.