

СБОРНИК ТРУДОВ

**XVI международной
научно-технической конференции
«Чтения памяти В. Р. Кубачека»**

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ
ДЛЯ ГОРНОЙ И НЕФТЕГАЗОВОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

МИНОБРНАУКИ РФ

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Кафедра горных машин и комплексов

СБОРНИК ТРУДОВ

**XVI Международной научно-технической конференции
«Чтения памяти В. Р. Кубачека»,**

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ
ДЛЯ ГОРНОЙ И НЕФТЕГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

12-13 апреля 2018 г.

Под общей редакцией проф. Ю.А. Лагуновой

г. Екатеринбург

Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XVI международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека», проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады 12-13 апреля 2018 г. / Под общ. ред. Лагуновой Ю.А. / Оргкомитет: Ю.А. Лагунова, А.Е. Калянов. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2018. – 472 с.

ISBN: 978-5-9967-0446-0

В сборнике трудов представлены научные исследования в области оборудования для горной и нефтегазовой отрасли. Рассматриваются вопросы развития рынка горного и транспортного оборудования, современных технологий машиностроения, появления нового оборудования и совершенствование существующего, диагностики и ремонта, а также предлагаются антикризисные программы для предприятий.

© Уральский государственный
горный университет

Компьютерная верстка кафедры горных машин и комплексов

Организационный комитет

1. **Лагунова Юлия Андреевна** – д-р техн. наук, профессор Уральского государственного горного университета (УГГУ) (г. Екатеринбург);
2. **Суслов Николай Максимович** – д-р техн. наук, профессор УГГУ (г. Екатеринбург);
3. **Комиссаров Анатолий Павлович** – д-р техн. наук, профессор УГГУ (г. Екатеринбург);
4. **Шестаков Виктор Степанович** – канд. техн. наук, профессор УГГУ (г. Екатеринбург);
5. **Калянов Александр Евгеньевич** – секретарь конференции (г. Екатеринбург);
6. **Трифанов Геннадий Дмитриевич** – д-р техн. наук, профессор Пермского национального исследовательского политехнического университета (г. Пермь);
7. **Андреева Людмила Ивановна** – д-р техн. наук, гл. н. с. Челябинского филиала Института горного дела ИГД УрО РАН (г. Челябинск);
8. **Корнилков Сергей Викторович** – д-р техн. наук, профессор, директор Института горного дела ИГД УрО РАН (г. Екатеринбург);
9. **Фурин Виталий Олегович** – канд. техн. наук, начальник технической службы ПАО «Уралмашзавод»;
10. **Червяков Сергей Алексеевич** – канд. техн. наук ООО «ГМО».

Международный программный комитет

1. **Ма Гоган** - директор института дистанционного образования, доктор наук Китайский нефтяной университет (Китай);
2. **Карстен Дребеншедт** – доктор наук, профессор Фрайбергской горной академии (Германия);
3. **Рейнхард Сахсенхофер** - профессор Горного университета Леобена (Конго);
4. **Анна-Мария Ферреро** - профессор Туринского университета (Италия);
5. **Сладковский Александр Валентинович** - д.т.н., проф.; зав. кафедрой, ординарный профессор Силезского технического университета, факультет транспорта (Катовице, Польша);
6. **Ян Крет** – PhD, профессор Технического университета Остравы, факультет металлургии и инженерных материалов (Чехия);
7. **Михайлов Александр Николаевич** – д.т.н., проф., зав. кафедрой технологии машиностроения Донецкого национального технического университета (ДНР);
8. **Иватов Марат Кенесович** - ректор, доктор технических наук, профессор Карагандинского государственного технического университета («КарГТУ»), (Р. Казахстан);
9. **Бейсембетов Искандер Калыбекович** - ректор, доктор экономических наук, профессор Казахского национального исследовательского технического университета им. К.И. Сатпаева (Р. Казахстан);
10. **Мустафа Баба оглы Бабанлы** – ректор, доктор технических наук Азербайджанского государственного университета нефти и промышленности (Азербайджан);
11. **Маралбаев Акылбек Осмонбаевич** - ректор, профессор Института горного дела и горных технологий имени академика А.Асаналиева (Р.Казахстан).

УДК 622.00

УСПЕХ СОДРУЖЕСТВА КАФЕДРЫ ГМК С УЗТМ

Лагунова Ю.А.¹, д-р техн. наук, проф., **Суслов Н.М.¹**, д-р техн. наук, проф.,

Фурин В.О.², канд. техн. наук, начальник технической службы

¹ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», ²ПАО «Уралмашзавод»

В статье отмечен успех взаимодействия кафедры горных машин и комплексов (ГМК) Уральского государственного горного университета и предприятия тяжелого машиностроения с богатой историей «отца заводов» УЗТМ.

Ключевые слова: *Уральский государственный горный университет, кафедра горных машин и комплексов, ПАО «Уралмашзавод», успех сотрудничества.*

SUCCESS OF THE COMMONWEALTH OF THE DEPARTMENT OF GМК WITH UZTM

Lagunova Yu.A., Suslov N.M., Furin V.O.

In the article, the success of the interaction between the Department of Mining Machines and Complexes (MMC) of the Ural State Mining University and the heavy engineering enterprise with the rich history of the "father of plants" of UZTM was noted.

Keywords: *Ural State Mining University, chair of mining machines and complexes, Uralmashzavod PJSC, success of cooperation.*

В ноябре 2017 года в рамках конференции «Уралмашзавод и Газпромбанк – комплексные решения для горной промышленности» и.о. ректора Уральского государственного горного университета А.В. Душин и гендиректор ПАО «Уралмашзавод» А.А. Кузнецов подписали генеральное соглашение о сотрудничестве [1].

Договор сроком на пять лет призван укрепить существующие связи между вузом и Уралмашзаводом (входит в группу Газпромбанка). Одним из важнейших направлений работы станет подготовка специалистов, востребованных на Уралмашзаводе. Интересы организации будут учитываться при разработке ряда образовательных программ УГГУ. Кроме того, студенты, сориентированные для работы в подразделениях предприятия, примут участие в научно-исследовательской и опытно-конструкторской деятельности по направлениям, предложенным заводом. Потребности работодателя найдут отражение и в выборе тем для курсовых и дипломных работ. Студенты и магистранты, которые учатся на востребованных на предприятии направлениях подготовки, будут проходить на Уралмашзаводе практики, а наиболее перспективных студентов рекомендуют к трудоустройству, начиная с 3-го курса, заключая с ними ученические договора.

Для сотрудников предприятия на базе УГГУ планируется проведение курсов повышения квалификации и профессиональной переподготовки кадров тяжелого машиностроения.

Помимо образовательного направления, генеральное соглашение предполагает и научное сотрудничество. К созданию опытно-

конструкторских разработок буду привлечены молодые ученые и опытные научные сотрудники УГГУ.

Сотрудничество Горного вуза и Уралмашзавода началось задолго до подписания настоящего документа. Все началось с того, что в 1964 году кафедру горных машин и комплексов (ГМК), тогда Свердловского горного института, возглавил бывший главный конструктор отдела горного машиностроения УЗТМ заслуженный деятель науки и техники РСФСР, лауреат Государственной премии, профессор, доктор технических наук Владимир Рудольфович Кубачек.

В.Р. Кубачек с 1936 по 1963 годы работал на Уралмашзаводе, с 1956 года - главный конструктор отдела горного машиностроения. Под его непосредственным руководством и при активном участии разрабатывались проекты уникальных карьерных и шагающих экскаваторов, дробилок и мельниц, агломерационных и обжиговых машин, шахтопроходческих и буровых установок и другого оборудования. Будучи заведующим кафедрой ГМК, В.Р.Кубачек очень много сделал для установления и упрочнения связей кафедры с Уралмашзаводом. На заводе он одновременно возглавлял лабораторию горных машин, научно-исследовательские работы которой тесно переплетались с работами кафедры, а лабораторная база использовалась для проведения экспериментальных исследований работниками кафедры [2].

Успешному становлению и развитию кафедры, росту ее научного потенциала во многом способствовал авторитет ученого и организатора, основателя выпускающей кафедры, В.Р. Кубачека. Именно здесь получила признание его научно-производственная школа, нацеленная на разработку теоретических основ рабочих процессов горных машин, позволяющих оптимизировать главные конструктивные и режимные параметры машин.

В то время кафедра сформировала основные направления научных исследований. Это комплексные исследования физических и механических явлений в рабочих процессах горных машин, определение основных физико-технологических свойств горных пород с целью оптимизации рабочих процессов в машинах, изыскание новых конструктивных решений компоновочных схем экскаваторов, дробилок и мельниц, обеспечивающих повышение эффективности рабочих процессов.

В период становления кафедры решались задачи комплектования преподавательского состава кафедры. Здесь был взят курс на привлечение к учебному процессу ведущих специалистов с производства и на подготовку кадров из выпускников кафедры. С Уралмашзавода был принят по совместительству начальник лаборатории НИИтяжмаша к.т.н. Ю.А.Муйземнек.

В 1971 году из конструкторского отдела Уралмашзавода на кафедру был приглашен к.т.н. В.А.Масленников – один из ведущих специалистов в стране по дробильно-размольному оборудованию, впоследствии ставший заведующим кафедрой ГМК.

На кафедре был организован прием в аспирантуру. Первыми аспирантами стали конструкторы Уралмашзавода Б.С.Конаков, П.А.Касьянов, И.И.Рутковская, А.П.Комиссаров. Подготовка кадров высшей квалификации велась также целенаправленно. Так, закончили аспирантуру и защитили кандидатские диссертации такие работники Уралмашзавода, как главный инженер завода Б.Д. Котельников, начальник отдела шагающих экскаваторов В.Л. Раскин, начальник отдела гидравлических экскаваторов Л.С. Скобелев, зав.сектором НИИтяжмаш В.Н. Попов, защитил докторскую диссертацию начальник лаборатории НИИтяжмаша В.С. Головин.

Из выпускников кафедры разных лет многие пополнили ряды работников Уралмашзавода. В их числе И.И. Строганов - директор Уралмашзавода (1980- 1991г.г.), Я.Я. Коп, А.Е. Примаченко - начальники цехов Уралмашзавода, В.С. Семенников – зав. отделом гидравлических экскаваторов, А.Д. Табарин – к.т.н., начальник Управления маркетинга Уралмашзавода, С.А. Червяков – к.т.н., директор по конструкторским разработкам и многие другие.

Большое количество выпускников кафедры ГМК работает в конструкторских отделах горного машиностроения и нефтебурового оборудования Уралмашзавода. В отделении горного машиностроения практически не назвать конструкторского отдела, в котором не работали бы выпускники кафедры ГМК.

Естественно такое тесное сотрудничество кафедры ГМК и Уралмашзавода, когда завод непосредственно участвует в подготовке специалистов для своих подразделений, предоставляя возможность для прохождения производственных практик студентам, стажировки преподавателей, проведения совместных научных исследований, идет на пользу, как кафедре, так и заводу.

Творческое и тесное содружество сотрудников кафедры ГМК и Уралмашзавода оказалось взаимно полезным: повысилась эффективность проводимых научно-исследовательских работ, возрос уровень подготовки молодых специалистов, пополняется кафедра и конструкторская служба УЗТМ молодыми специалистами.

Основной базой преддипломных практик студентов был и есть Уралмашзавод, а председателем Государственной экзаменационной комиссии был главный конструктор горного машиностроения доктор технических наук Б.И. Сатовский. Впоследствии его сменил главный конструктор горнорудного и доменного машиностроения НИИтяжмаша Г.Х.Бойко. В настоящее время председателем по направлению «Горное дело» специализации «Горные машины и оборудование» является С.А.Червяков.

Активно велась научно-исследовательская работа. В 1976 году на кафедре открылась отраслевая научно-исследовательская лаборатория Минтяжмаша по дробильно-размольному оборудованию (ОНИЛ ДРО),

которая координировала научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы в области дробильно-размольного оборудования, изготавливаемого разными заводами страны. Основными научными направлениями деятельности лаборатории явились: теоретические и экспериментальные исследования физических свойств и разрушаемости горных пород с целью оптимизации рабочих процессов в машинах; разработка научных основ определения оптимальных параметров дробильных машин; изыскание новых конструктивных схем дробилок и мельниц, обеспечивающих повышение эффективности процессов дробления и измельчения.

С 1993 года кафедра начала прием студентов для подготовки специалистов по нефтегазопромысловому оборудованию в связи с конверсией оборонных предприятий и возросшей потребностью в специалистах такого профиля. Работники кафедры проводят исследования рабочих процессов бурения скважин и добычи нефти в тесном сотрудничестве со специалистами Уралмашзавода и Уралтрансмаша.

Наряду с этим, кафедрой осуществляется целевая подготовка молодых специалистов по договорам с предприятиями. При этом преподавателями кафедры разрабатываются спецкурсы применительно к конкретным производственным и технологическим особенностям предприятий – потребителей специалистов.

Кафедра активно проводит научные исследования по следующим основным направлениям:

- разработка научных основ определения оптимальных параметров горных машин на основе исследования их рабочих процессов и условий эксплуатации;
- повышение эффективности, надежности и долговечности горных машин с учетом горнотехнических условий эксплуатации;
- оптимизация рабочих процессов и конструктивных схем горных машин;
- разработка САПР горных машин и их компонентов;
- системное проектирование горных машин;
- маркетинговые исследования рынка горного и нефтегазопромыслового оборудования.

На базе научных исследований по выпускаемым Уралмашзаводом горным машинам сотрудниками кафедры ГМК и сотрудниками УЗТМ в разные годы были успешно защищены кандидатские и докторские диссертации на базе диссертационного совета по горным машинам при горном университете:

- сотрудники кафедры – И.И. Рутковская, П.А. Касьянов, А.П. Комиссаров, В.И. Сайтов, Н.М. Суслов, А.А. Лаутеншлейгер, В.А. Масленников, В.С. Шестаков, Н.И. Паладеева, А.Д. Табарин, Ю.А. Лагунова, Н.В. Савинова, Л.А. Гаврилова, П.А. Жиганов, И.Ю. Иванов,

Т.П. Франц (Головнёва), С.А. Хорошавин, готовится к защите А.Е. Калянов (диссертация на сайте);

- сотрудники УЗТМ – Б.Д. Котельников, В.Л. Раскин, Л.С. Скобелев, В.Н. Попов, В.С. Головин, С.А. Червяков, А.В. Маковеев, Д.Н. Андрюшенков.

В результате выполненных НИР [2]:

определено необходимое качество подготовки взорванной массы из условия обеспечения требуемой усталостной долговечности основных деталей карьерных экскаваторов (авт. П.А.Касьянов, А.А.Лаутеншлейгер, В.И.Саитов, Маковеев А.В.);

выявлен характер нагружения опорных рам шагающих экскаваторов при работе их на скальном грунте (И.И.Рутковская, В.С. Шестаков, Ю.А.Лагунова);

разработана методика определения продолжительности рабочего цикла и энергонапряженности рабочего оборудования шагающего экскаватора с использованием ЭВМ (В.И.Филатов, Б.С. Конаков, Т.П. Головнева);

разработана принципиальная схема гидравлического механизма шагания экскаваторов-драглайнов (Н.М. Суслов);

обоснованы схемы рабочего оборудования гидравлических экскаваторов (А.П.Комиссаров, В.С.Шестаков, И.Ю. Иванов);

проведен анализ рабочих зон драглайна с определением рациональных траекторий транспортирования ковша, определено сопротивление копанью и отрыву ковша от забоя (А.А.Лаутеншлейгер, Ю.Г.Закаменных, В.И.Саитов, П.А.Касьянов);

выполнена комплексная оценка технологических свойств материалов с целью оптимизации рабочих процессов дробилок и мельниц (В.А.Масленников, Н.И.Паладеева, А.Д.Табарин, Ю.А.Лагунова, П.А. Жиганов, А.Е. Калянов);

установлена тенденция развития рынка машиностроительной продукции нефтегазового машиностроения (К.П.Порожский, В.Е.Эпштейн, Н.И.Паладеева, Л.А.Гаврилова);

разработана конструкция комплекса для бурения гидрогеологических скважин и изготовлены опытные образцы совместно с заводом им. В.В.Воровского (В.Е.Эпштейн, К.П.Порожский);

разработан типоразмерный ряд "и изготовлена опытная партия пневмударных расширителей (В.Е.Эпштейн, К.П.Порожский);

разработана САПР балансирных станков-качалок для добычи нефти (В.С.Шестаков, В.Е.Эпштейн, А.П.Комиссаров).

История кафедры – это не только её выпускники, студенты, профессорско-преподавательский состав и учебно-вспомогательный персонал, но и постоянно развивающаяся материально-техническая база.

Кафедра горных машин и комплексов самая крупная выпускающая кафедра в университете, которая имеет в своем арсенале 9 различных лабораторий и компьютерный класс.

Самой старой лабораторией является аудитория 2021 – это лаборатория механизации подземных и открытых горных работ, которая состоит из двух помещений, где размещены действующие модели экскаваторов и горных комбайнов. В лаборатории проводятся лекционные и практические занятия по дисциплинам: «Горные машины и оборудование», «Механическое оборудование карьеров», «Машины и оборудование для рудоподготовки», «Технологическое оборудование для горного и обогатительного производств». Студенты в этой аудитории изучают принцип действия карьерных и вскрышных экскаваторов, конструкции их основных узлов, выполняют различные лабораторные работы, например, по расчету рабочей зоны механического, гидравлического и шагающего экскаваторов. Именно над этой лабораторией взял шефство Уралмашзавод (УЗТМ) и при поддержке Газпромбанка решил отремонтировать ее и обновить материально-техническую базу.

В далёких 60-х годах прошлого века немало усилий по оснащению этой лаборатории действующими моделями экскаваторов УЗТМ приложил Владимир Рудольфович Кубачек. Поэтому неслучайно новая лаборатория будет носить его имя, отдавая дань памяти этому человеку не только как руководителю кафедры, но и как одному из главных конструкторов отдела горного машиностроения УЗТМ.

Сегодня прекрасно отремонтированная аудитория состоит из учебного класса, оснащенного новой мультимедийной техникой, двумя телевизорами, плакатами, и лабораторного класса с новыми макетами экскаваторов, дробилок и мельниц нового поколения, и старыми, но прекрасно отреставрированными, действующими моделями экскаваторов. Кстати, реставрацию действующих моделей экскаваторов проводили сотрудники кафедры: Целищев А.С., Кабиров М.А., Алферов А.Н. и Дринко И.С. – настоящие умельцы, мастера своего дела, «золотые руки», которые, если потребуется – и блоху подкуют!

И теперь главный итог статьи, так называемый, вывод: **УСПЕХ** содружества кафедры ГМК и УЗТМ на протяжении многих лет, в настоящем и в будущем – это наши прекрасные **ЛЮДИ**, классные специалисты, творцы горной техники, воспитатели человеческих душ, которые трудятся на своих местах, несмотря на любой государственный строй, на различные системы государственной промышленной политики, лишь бы не было **ВОЙНЫ!**

Список литературы

1. <http://pressa.ursmu.ru/7521.html>
2. Червяков С.А., Суслов Н.М. Сотрудничество кафедры с Уралмашзаводом // Горное оборудование и электромеханика, № 2, 2014. – С. 46-48.

УДК 622.00

**НАПРАВЛЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ОБУЧЕНИЯ
НА КАФЕДРЕ ГМК**

Шестаков В. С., Лагунова Ю.А.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

Приведен опыт кафедры ГМК по повышению качества обучения. Рассмотрена технология применения компьютерных технологий инженерного анализа APM WinMachine и 3D моделирования Компас.

Ключевые слова: обучение, качество, технология обучения, компьютерные программы, расчетные модули.

**DIRECTIONS OF TRAINING QUALITY INCREASE
ON THE CHAIR OF THE MINISTRY**

Shestakov V.S., Lagunova Yu.A.

The experience of the department of MMC on improving the quality of training is presented. The technology of application of computer technologies of engineering analysis APM WinMachine and 3D modeling Compass is considered.

Keywords: training, quality, training technology, computer programs, calculation modules.

Коллектив кафедры горных машин и комплексов Уральского государственного горного университета непрерывно проводит работы по поиску путей совершенствования учебного процесса. Одним из направлений выбрано внедрение компьютерных технологий в учебный процесс. К настоящему времени накоплен большой опыт применения ЭВМ в учебном процессе.

Сорок лет назад кафедра получила одну цифровую и три аналоговых вычислительных машин. Студенты применяли их на практических занятиях для моделирования процессов разгона и торможения механизмов горных машин. Ввиду малых возможностей, как самих первых ЭВМ, так и отсутствие программного обеспечения внедрение в учебный процесс было затруднено, в основном выполнялись рутинные расчеты.

Потребность в специалистах, владеющих компьютерными технологиями, имеется на всех предприятиях, на которые распределяются наши выпускники. Подтверждением этому является то, что одна из нефтяных компаний для кафедры поставила компьютерный класс, чтобы студенты имели возможность дополнительных занятий на ЭВМ.

В последнее десятилетие программное обеспечение вышло на иной качественный уровень, расширились возможности творчества при применении компьютеров для решения инженерных задач.

Кафедра приобрела две Российские системы инженерного анализа и моделирования и уже более десяти лет внедряет их в учебный процесс.

Прочностной расчет и проектирование конструкций, деталей машин и механизмов выполняется в системе APM WinMachine. Это CAE система автоматизированного расчета и проектирования механического

оборудования и конструкций в области машиностроения, разработанная с учетом последних достижений в вычислительной математике, области численных методов и программирования, а также теоретических и экспериментальных инженерных решений. Эта система в полном объеме учитывает требования государственных стандартов и правил, относящихся как к оформлению конструкторской документации, так и к расчетным алгоритмам. Творческий характер студентов проявляется при выполнении практических занятий, курсовых и дипломных проектов.

Создавая конструкцию любого объекта в системе *APM WinMachine*, студенты проводят анализ напряженного состояния и сразу же прослеживают, как принятое решение сказывается на работоспособности объекта, на его массе. Изменяя сечение и конструктивную схему, можно подобрать оптимальный вариант по массе. При такой технологии обучения студенты приобретают навыки конструирования, накапливают опыт проведения расчетов напряженно-деформированного состояния проектируемых объектов.

Обучение конструированию наших студентов выполняется с использованием отечественной системы 3D моделирования Компас. Создавая 3D модели деталей, одновременно обсуждается процесс последующего изготовления, выявляется возможность упрощения конструкции. На практических занятиях демонстрируются преимущества 3D технологии, по сравнению с ранее используемых технологий конструирования с «плоскими» чертежами: ускорение создания проектов, исключения возможных грубых ошибок путем проверки при создании объектов, автоматическое внесения изменений в рабочие и сборочные чертежи при редактировании деталей.

Многие студенты овладевают навыками работы в конструкторском пакете Компас и системе *APM WinMachine* на профессиональном уровне, это подтверждается отзывами из конструкторских отделов, в которых работают наши выпускники. Часть студентов привлекаются для выполнения хоздоговорных тем, выполняемых кафедрой для предприятий. Организационно эти студенты входят в конструкторское студенческое бюро. Студенческое бюро выполнило несколько проектов для промышленных предприятий – двух типов камнерезных машин, дробилки и др.

Высокое качество получаемых навыков подтверждается достижениями на Всероссийских олимпиадах по моделированию и анализу. Наши студенты ежегодно занимают призовые места.

Наряду с направлением широкого применения компьютерных технологий в учебном процессе используются и другие формы. Так, кафедра приобрела стенды для создания и исследований гидравлических приводов. На практических занятиях студенты имеют возможность собирать и исследовать реальные промышленные схемы. На этих стендах с 2010 г. кафедра проводит Всероссийскую олимпиаду ВСО

«Проектирование гидропривода» (3 этап – при поддержке Минобрнауки РФ), ежегодно участвуют команды из Перми, Магнитогорска, Челябинска, Кемерово, Красноярска, Новосибирска, Москвы, Орла, а также в последние два года принимают участие две команды из Республики Казахстан.

Потребность предприятий в повышении качества обучения подтверждается материальным вложением Уралмашзавода и других предприятий в оснащение кафедры, в ремонте аудиторий, в представлении образцов и моделей горной и нефтегазовой техники. Университетом заключено несколько Генеральных договоров по подготовке специалистов по индивидуальным программам.

Кафедра не останавливается в своем развитии и в настоящее время готовит новое генеральное соглашение с АО «БелАЗ» и ООО «Белтранслогистик» по оснащению подготовки бакалавров и магистров нового для кафедры направления «Технология транспортных процессов», подписание которого планируется на «EXPO-2018».

УДК 378

МАГИСТРАТУРА В СИСТЕМЕ ПОДГОТОВКИ ИНЖЕНЕРОВ

Котляров М.А., д.э.н., профессор,
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

Мировая практика вхождения в профессию инженера подразумевает прохождение профессиональных экзаменов, практических стажировок и вступление в профессиональные ассоциации. В связи с этим роль образовательной организации заключается не только в установлении связей с потенциальными работодателями, но и в аккредитации образовательных программ в профессиональных объединениях работодателей. При разработке учебных планов руководителям магистерских программ стоит учитывать адекватность программы запросам работодателей и критериям общественно-профессиональных ассоциаций.

Ключевые слова: инженерное образование, магистратура, профессиональные экзамены

MASTER IN THE SYSTEM OF ENGINEERING PREPARATION

Kotlyarov M.A.

The world practice of entering the profession of an engineer means passing professional examinations, practical internships and joining professional associations. In this regard, the role of the educational organization is not only to establish links with potential employers, but also to accredit educational programs in professional associations of employers. When developing curricula, the managers of master's programs should consider the adequacy of the program to the needs of employers and the criteria of social and professional associations.

Keywords: engineering education, master's degree, professional examinations

В процессе осуществления реформы высшего образования важно не просто выделить приоритеты, но и расставить их в определенной

последовательности. Без сомнения, качественных преобразований требовали пятилетние программы специалитета, была очевидна необходимость сближения стандартов обучения с другими странами и необходимость повышения уровня студенческой и преподавательской мобильности. Однако, прежде всего, стоило задуматься, зачем человеку необходим университет и что конкретно университет должен давать выпускнику. Вне всякого сомнения, университет – это путь на новый уровень знаний, кругозора и мышления. Университет – это формирование профессиональной сети знакомств и связей, которые будут работать на успех выпускника на протяжении всей его жизни. Если говорить более конкретно, то университет для человека – это начало карьеры в научной или практической сфере. Если мы исходим из того, что университет призван обеспечить человеку вхождение в профессию, то на первое место в числе приоритетов выходит адекватность образовательных программ на всех уровнях образования запросам работодателей, и, как минимум, соответствие этих программ профессиональным квалификационным требованиям.

Одна из идей, которая транслируется в этой статье, заключается в том, что основная цель реформы высшего образования это не трансформация уровней образования по типу специалитета, бакалавриата или магистратуры, а обеспечение соответствия образовательных программ запросам рынка труда и существующим в стране, а в идеале и на мировом рынке, квалификационным требованиям. Последние могут быть реализованы в разных видах и формах – профессиональные стандарты, требования отдельных корпораций, системы профессиональных квалификаций и др.

Как показывает опыт разных стран, путь выпускника в профессию весьма сложен и подразумевает прохождение профессионального экзамена, практической стажировки, соответствие требованиям к опыту работы, необходимость членства в профессиональных объединениях. Даже дипломы самых статусных вузов мира не позволят обойти эти требования. Важно различать, что образование – это путь в профессию, но еще не сама профессия!

Тренд на участие работодателей и их профессиональных объединений в аккредитации образовательных программ можно считать мировым. Его элементы в виде увеличения роли профессиональных стандартов в системе федеральных государственных образовательных стандартов, в виде привлечения работодателей к согласованию компетенций, наметились и в России. Следующим шагом должно стать поощрение аккредитации образовательных программ международными профильными профессиональными организациями.

Во многих странах мира только лицензированные инженеры могут заниматься профессиональной деятельностью. Закон может устанавливать требования, согласно которым только лицензированный инженер может

принимать юридическую ответственность за инженерную работу или проект (право подписи соответствующих документов). Возможен вариант, что инженер работает в организации и без личной лицензии, т.е. не принимает финальных решений (утверждение проектной документации, передача продукта потребителю и т.д.). Субъект также может заниматься научной и образовательной деятельностью в области инженерного дела без соответствующей лицензии. Важно делать различие между дипломированным инженером (*graduate engineer*) и профессиональным инженером (*professional engineer*).

В большинстве развитых стран мира получение высшего образования является лишь одним из условий для вхождения в профессию инженера наряду с требованием практического опыта работы, сдачей профессиональных экзаменов, членством в профессиональных ассоциациях. Одной из тенденций, направленных на удовлетворение требований работодателей в отношении выпускников вузов, является аккредитация образовательных программ общественно-профессиональными ассоциациями. Аналогичная тенденция наметилась и в России. Речь идет о процедурах согласования профессиональных компетенций работодателями и об использовании в новой редакции федеральных государственных образовательных стандартов требований профессиональных стандартов [1, 2].

Формы и методы инженерного образования переосмысливаются во многих странах мира в связи с изменившимися условиями деятельности, процессами глобализации и вызовами, стоящими перед человечеством. Вектор дискуссии и основных изменений направлен в сторону внедрения новой образовательной парадигмы, основанной на вовлечении студентов в выполнение командных инженерных проектов, развитие у них лидерских качеств, навыков критического мышления, способностей организовать работу проектной команды в кросс-культурной среде.

Разрабатываются новые методики организации учебного процесса. Например, подход CDIO (Conceive – Design – Implement – Operate), что можно перевести как «Задумай – Спроектируй – Реализуй (Выполни) – Управляй (Эксплуатируй)», который представляет собой не только метод организации передачи знаний, но и способ выстраивания логики дисциплин в учебных планах программ бакалавриата и магистратуры.

Российские авторы также отмечают необходимость совершенствования инженерного образования с учетом вызовов современности, а также целесообразность профессионально-общественной аккредитации образовательных программ, в том числе на международном уровне.

Интересный подход к формированию содержательной части программ инженерной подготовки бакалавров и магистров содержится в работах А.И. Чучалина, М.С. Таюрской [3, 4]. Авторы предлагают модифицированный для магистратуры подход CDIO, который

ориентирован на подготовку магистров для инновационной инженерной деятельности. Ассоциацией инженерного образования России разработан ряд методических материалов по аккредитации образовательных программ высшего образования (в том числе уровня магистратуры). Установлены перечни критериев профессионально-общественной аккредитации образовательных программ в области техники и технологий, а также различные уровни требований, выполнение которых носит обязательный или рекомендательный характер для аккредитации программы.

Список литературы

1. Казанин О.И., Дребенштедт К. Горное образование в XXI веке: глобальные вызовы и перспективы // Записки Горного института, 2017. Т.225. С.369-375.
2. Ельцов В.В., Доронкин В.Г. О подготовке и сертификации профессионального инженера // Вектор науки ТГУ. Серия: Педагогик. Психология. 2016. №2. С.35-42.
3. Чучалин А.И., Таюрская М.С. Применение ФГОС 3+ и международных стандартов инженерного образования при проектировании, реализации и оценке качества программ по техническим направлениям // Высшее образование в России. 2014. №12. С.71-80.
4. Чучалин А.И., Данейкина Н.В. Адаптация подхода CDIO к магистратуре и аспирантуре // Высшее образование в России. 2017. №4. С.17-25.

Машины и оборудование для открытых и подземных горных работ

***Чтобы в недра проникнуть глубже,
Чтобы вскрыть любой карьер,
С ними быть в глубокой дружбе
Каждый должен инженер!***

Доц. П.А. Жиганов

УДК 621.877.3

ОБЗОР ПРИМЕНЕНИЯ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КАБЕЛЬНЫХ КРАНОВ

Беспальков А.А., м.н.с.

Институт горного дела УрО РАН, г. Екатеринбург, Россия

Статья посвящена изучению мирового опыта применения кабельных кранов с целью выявления возможности создания карьерных подъемно-транспортных установок с большими пролетами несущих канатов и высокой грузоподъемностью. Рассмотрены конструкции отечественных и зарубежных кабельных кранов, приведено их краткое описание и технические характеристики.

Ключевые слова: кабельный кран, карьерный транспорт.

REVIEW OF APPLICATION AND CONSTRUCTIVE PARAMETERS OF CABLE CRANES

Bespal'kov A.A.

The article is devoted to research of the world experience of using cable cranes in order to identify the possibility of creating quarry handling equipment with large spans of carrying ropes and high load capacity. The designs of domestic and foreign cable cranes are considered, their brief description and technical characteristics are given.

Keywords: cable crane, career transport.

Одним из возможных вариантов транспорта для отработки открытых месторождений является применение кабельных кранов [1,2,3], которые позволяют транспортировать горную массу по кратчайшей траектории с наименьшими энергозатратами и сниженной себестоимостью, без строительства сложной сети транспортных коммуникаций в карьере, что позволяет сократить разнос бортов, а следовательно, и объем вскрышных работ [4].

Лабораторией транспортных систем карьеров и геотехники ИГД УрО РАН прорабатывается транспортный комплекс, осуществляющий подъем горной массы кабельным краном [3,4]. Для оценки возможности использования кабельных кранов грузоподъемностью 50т и более и пролетом 800-1000м важно изучить мировой опыт применения данных грузоподъемных машин.

Кабельные краны широко применялись и до сих пор успешно применяются в гидротехническом строительстве (см. таблицу), т.к. они не мешают выполнению текущих строительных работ на рабочих площадках со сложным и труднопроходимым рельефом, ибо башни кранов такого типа располагаются за пределами строительных площадок, следовательно, нет необходимости в постоянном переносе подъемно-транспортного оборудования, что также является проблемой и при ведении горных работ.

Известно массовое применение кабельных кранов на строительстве плотин в США. Так, только за период 1932-1954 гг. с их помощью было сооружено 14 крупных плотин. Краны использовались для подачи бетона

бадьями емкостью около 6 м³ и имели пролеты 450-800 м [5].

В СССР уникальная кабель-крановая установка, состоящая из трех кабельных кранов грузоподъемностью 25т и пролетом 1100м, была применена на строительстве Красноярской ГЭС [6].

В горном деле кабельные краны не нашли широкого распространения, они применяются в основном для отработки месторождений природного камня [2]. Однако известно их применение в первой половине двадцатого века. В работе горного инженера А.В. Дерягина [7] описано использование на Баженовских асбестовых карьерах Урала с 1927г. кабельных кранов грузоподъемностью 2-5 тонн и пролетом от 160 до 300 метров с глубиной подъема до 75 м.

Таблица

Технические характеристики строительных кабельных кранов

Место и дата строительства	Грузоподъемность, т	Пролет, м	Высота подъема, м
Красноярская ГЭС (СССР, 1956-1967) [6]	3x25	1100	175
Чиркейская ГЭС (СССР, 1963-1974) (рис. 1) [6]	3x25	550	232
Ингурская ГЭС (СССР, 1962-1977) [6]	4x25	934	271
ГЭС «Glen Canyon» (США, 1956-1963) [6]	45	625	165
Плотина «Almendra» (Испания, 1964-1970) [6]	2x31	935	274
ГЭС «Vaixo Sabor» (Португалия, 2008-2016) [8]	2x28	608	140
ГЭС «Foz Tua» (Португалия, 2011-2016) (рис. 2 б) [8]	2x28	444	220
ГЭС «Yusufeli» (Турция, 2013-2018) (рис. 2 а) [8]	3x28	559	300
Мост дамбы Гувера «Hoover Dam Bypass» (США, 2003-2010) [8]	2x45	760	200
ГЭС «Gilgel Gibe III» (Эфиопия, 2008-2015) [8]	25	735	270
ГЭС «Xiluodu» (Китай, 2005-2014) [9]	4x33	730	285
ГЭС «Longkaikou» (Китай, 2007-2013) [9]	2x30	820	119
ГЭС «Dagangshan» (Китай, 2008-2015) [10]	4x30	667	290

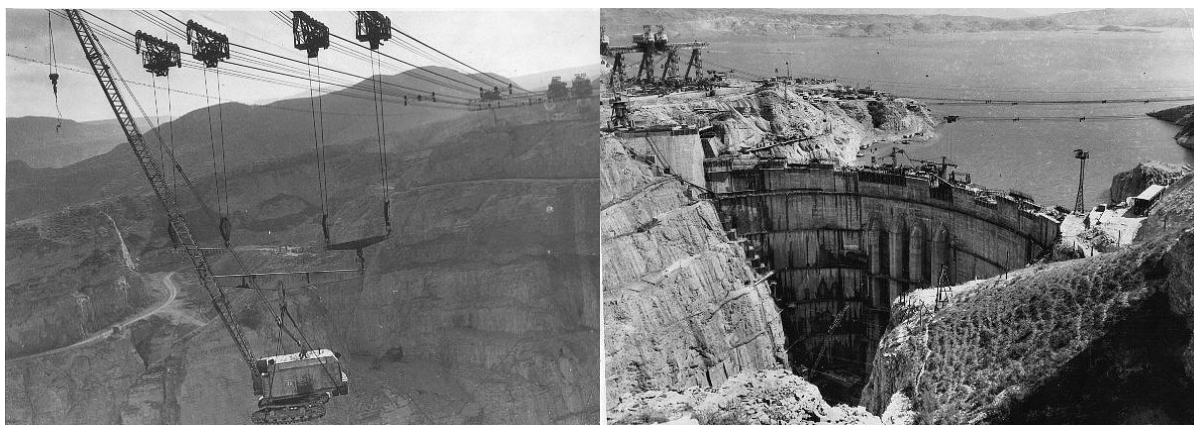


Рис. 1. Применение кабельных кранов при строительстве Чиркейской ГЭС

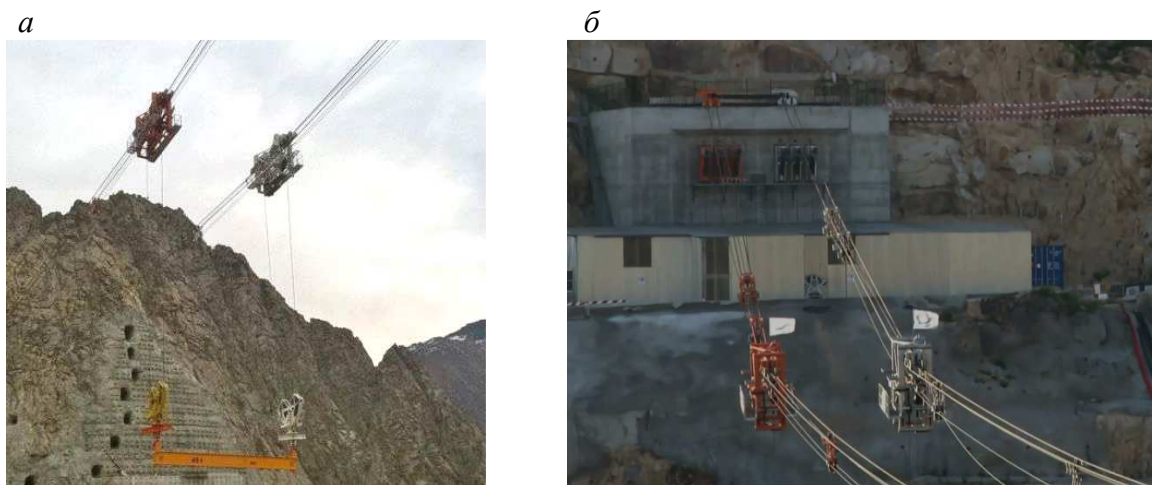


Рис. 2. Кабельные краны итальянкой компании «Agudio», используемые при строительстве гидроэлектростанций «Yusufeli» (а) и «Foz Tua» (б)

Выводы

Изучив различные применявшиеся конструкции как отечественных, так и зарубежных производителей кабельных кранов, используемых при строительстве гидросооружений, можно сделать вывод о том, что вполне реализуемо проектирование и изготовление кабельного крана грузоподъемность 50т и более, пролетом 800-1000м и высотой подъема до 300м. При этом для таких параметров, скорее всего, будет применена кабель-крановая установка, состоящая из двух параллельных ветвей несущих канатов с грузовой тележкой для каждой ветви, которые объединены одной общей траверсой-балансиром (рис. 2 а) с подвешенным к ней грузовым контейнером. Схема с двумя разнесенными тележками также позволит предотвратить закручивание между собой грузовых канатов, что является актуальной проблемой при больших высотах подъема.

На данный момент имеется ряд наработок систем управления и позиционирования грузозахватного органа кабельных кранов, в том числе автоматических [10, 11]. Решены вопросы обеспечения обзора для оператора и предотвращения опасных ситуаций при ведении работ кабельными кранами [3, 12].

Проблемы внедрения кабельных кранов связаны с обеспечением устойчивости башен, размещаемых на уступах внутри карьера, решением вопросов компоновки перегрузочных пунктов в стесненных условиях и увеличения производительности.

Список литературы

1. Пат. 2571776 Российская Федерация, МПК⁷E21C41/26. Способ открытой разработки крутопадающих рудных тел / Бабаскин С.Л., Акишев А.Н., Самоловов В.С.; заявитель и патентообладатель Акционерная компания "АЛРОСА" (публичное акционерное общество) (АК "АЛРОСА" (ПАО) – № 2014139741/03; заявл. 30.09.2014; опубл. 20.12.2015, Бюл. № 35. – 9 с.

2. Кокунин Р. В. Обоснование условий применения бестраншейного вскрытия на месторождениях природного камня: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 25.00.22:защищена 26.12.06 / Кокунин Роман Владимирович; УГГУ. – Екатеринбург, 2006. – 131 с.

3. Беспальков А.А., Журавлев А.Г. Технические вопросы при использовании кабельных кранов для ведения горных работ // Проблемы недропользования. – 2017. – № 2. – С. 85-95. DOI: 10.18454/2313-1586.2017.02.085

4. Беспальков А.А. Конструкции грузоподъемной тары для доставки горной массы на карьерах кабельными кранами// Проблемы недропользования. – 2017. – № 4. – С. 10-18. DOI: 10.18454/2313-1586.2017.04.010

5. Кобзев А. П. Козловые краны и перегружатели. Краны кабельного типа. Книга 4 [Текст]: учеб. пособие для вузов / А.П. Кобзев, В.П. Пономарев ; под. ред. К.Д. Никитина – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. – 140 с.

6. Куйбида Г. Г. Кабельные краны в СССР и за рубежом: Обзор. – М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1989. – 36 с., ил. – Подъемно-транспортное оборудование. Сер. 6. Вып. 7.

7. Дерягин А.В. Кабельные краны и их применение в горной промышленности [Текст] / А.В. Дерягин – М: ОНТИ НКТП СССР, – 1938. – 144 с.

8. Сайт компании «Agudio», раздел PRODUCTS – CABLE CRANE – MAIN PROJECTS [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.agudio.com/en/products/cable-cranes/main-projects>

9. Сайт компании «Sinohydro Jiajiang Hydraulic Machinery Co., Ltd», раздел Products – Cable crane [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.jhmw.com/en/Article_Class.asp?ClassID=843

10. Hao Wu, Ya Yin, Shijie Wang, Wenzhong Shi, Keith C. Clarke, Zelang Miao. Optimizing GPS-guidance transit route for cable crane collision avoidance using artificial immune algorithm // GPS Solutions – 2016. – №2 – P. 823-831. DOI: 10.1007/s10291-016-0573-6.

11. Pat. 5,392,935 USA, IPCB66C 21/00.Controlsystemfor cable crane / Keizo Kazama, Kiichiro Tanaka, Eiji Takahashi, Michio Nakao; assignee Obayashi Corporation. - US 08/105,979; filed 13.08.1993; publ. 28.02.1995 - 40 p.

12. Pat. 201410078599.0 China, IPC B66C 21/00, B66C 13/00. Cable crane video monitoring system for concrete construction / Qiu Xiangdong, Yin Xi Double, Liu Jinfei, Zhong Guiliang; assignee China Hydropower Consulting Group Chengdu Survey and Design Research Institute Co., Ltd. - CN103803411 A; filed 05.03.2014; publ. 21.05.2014 – 6 p.

Исследования выполнены в рамках Государственного задания 007-01398-17-00, тема № 0405-2015-0010.

УДК 629.331

АНАЛИЗ РАБОТЫ КОВШОВОГО ПОГРУЗОЧНОГО УСТРОЙСТВА ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА

Басалай Г.А.

Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь

Приведены результаты анализа работы ковшового погрузочного устройства проходческого комбайна в зависимости от угла поворота крестовины с ковшами.

***Ключевые слова:** проходческий комбайн, соосные буры, крестовина с ковшами, погрузочное устройство, горная порода*

OPERATIONAL ANALYSIS OF THE SCOOP LOADING DEVICE OF THE DRIVING COMBINE

Basalai G.A.

The results of operational analysis of the scoop loading device of the driving combine depending on a cross piece angle of rotation with ladles are given.

***Keywords:** driving combine, coaxial rotors, cross piece with ladles, loading device, rock formation*

Широко применяемые при разработке калийных месторождений проходческие комбайны типа ПК-8 (ПКС-8) с соосными бурами за 40-летний период эксплуатации претерпели ряд модернизаций. В конструкторском бюро Солигорского Института проблем ресурсосбережения создана и выпускается серийно на его Опытном производстве машина нового поколения – КРП-3 [1]. В проходческих комбайнах с соосными бурами для зачерпывания и подъема измельченной исполнительным органом породы к месту разгрузки её на ленточный конвейер используется ковшовое погрузочное устройство.

Эффективность работы комбайнов при проходке подземных горных выработок и добыче полезного ископаемого камерным способом в значительной степени зависит от конструктивных параметров их фрезерующе-транспортных исполнительных органов, а также режимов работы. Оптимизация эксплуатационных показателей комбайнов с многомоторным приводом комбинированных исполнительных органов может быть получена на основе анализа балансовых соотношений по мощности и производительности машины [2-4].

Цель – анализ работы ковшового погрузочного устройства проходческого комбайна в зависимости от угла поворота крестовины с ковшами.

Ковшовое погрузочное устройство (рис. 1) сформировано из четырех профильных ковшей, закрепленных на крестовине, а также неподвижной части в виде цилиндрической обечайки, закрепленной на отгораживающем щите, и разгрузочной воронки. Бермовые фрезы со шнеками сдвигают горную массу к центру выработки, где происходит ее зачерпывание ковшами. В верхнем положении ковшей порода разгружается через воронку на ленточный конвейер. К достоинствам ковшового устройства

относятся простота конструкции, совмещенный привод с отбойным органом, т. е. с внешним буром, безотказность и долговечность.

Для оценки затрат мощности в функции поступательной скорости комбайна, а также режимов и конструктивных параметров ковшового погрузчика в работе [5] получены формулы для определения ёмкости ковшей и производительности ковшового погрузочного устройства комбайнов серии ПК. Однако в них не учитывается циклический характер проявления сил сопротивления вращению внешнего бура в зависимости от угла поворота крестовины с ковшами.

При работе проходческого комбайна должно соблюдаться условие достаточности производительности, т. е. производительность Q_k по погрузочному устройству должна быть больше производительности Q_x по ходу машины,

$$Q_k \geq k_p \cdot Q_x, \quad (1)$$

где k_p – коэффициент разрыхления породы исполнительным органом комбайна ПКС-8 ($k_p = 1,5 \div 1,6$); $Q_x = F \cdot w$ – производительность по ходу комбайна, m^3/c ; F – площадь поперечного сечения забоя (для ПКС-8 $F = 8,03 m^3$); w – поступательная скорость комбайна ($w_{max} = 0,0034 m/c$).

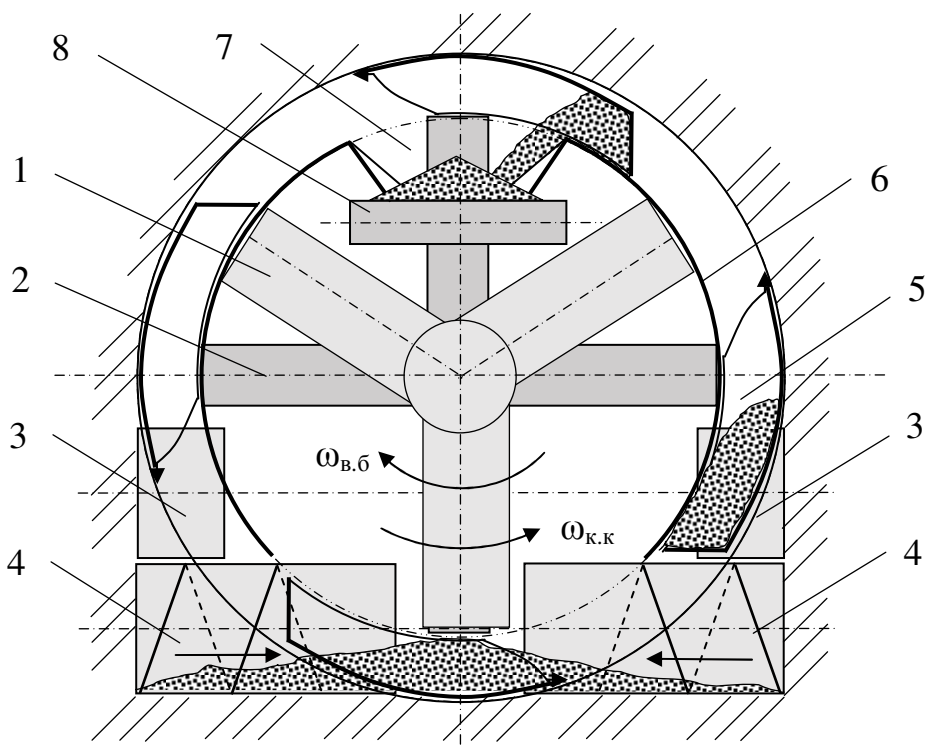


Рис. 1. Ковшовое погрузочное устройство:

- 1 – внутренний бур с забурником; 2 – внешний бур (крестовина с ковшами);
- 3 – отрезные коронки; 4 – бермовые фрезы; 5 – ковши;
- 6 – цилиндрическая обечайка; 7 – разгрузочная воронка; 8 – конвейер ленточный;
- $\omega_{в.б}$ – угловая скорость внутреннего бура;
- $\omega_{к.к}$ – угловая скорость крестовины с ковшами

Работу погрузочного устройства можно разделить на шесть характерных зон в пределах одного поворота внешнего бура. Каждая из них характеризуется определенным углом поворота каждого ковша.

Первая зона характеризуется периодом от момента прохождения ковша верхнего положения после полного освобождения породы из него под действием гравитационных сил в выгрузную воронку 7 до момента касания передней кромки ковша измельченной породы, скопившейся на почве выработки. Этот период – холостой поворот ковша, он равен углу поворота около 120° .

Вторая зона – внедрение ковша в навал из породы у почвы выработки, зачерпывание ее с подъемом. Эта зона определяется сектором поворота ковша начиная от 30° до прохождения передней кромкой ковша нижнего положения и заканчивая выходом задней стенки ковша из навала породы. На этом этапе подъема порода удерживается в ковше за счет его секторного днища и боковых стенок.

Третья зона – дальнейший подъем ковша с породой, которая по мере увеличения угла поворота крестовины интенсивно перераспределяется в ковше, смещаясь к его задней стенке. Эта зона завершается углом поворота ковша, когда его задняя стенка проходит на окружности условную точку, в которой касательная относительно горизонта составляет угол около 40° , т. е. угол, равный углу естественного откоса измельченной породы в движении. В этой зоне происходит, так называемое, транспортирование материала в ковшах, как наиболее эффективное по производительности и энергоемкости процесса.

Четвертая зона характеризуется переваливанием породы от профильного днища ковша 5 к неподвижной цилиндрической обечайке 6 ограждения. Транспортирование породы в ковше сопровождается интенсивным увеличением сопротивления повороту ковша из-за нарастающего момента сил трения породы о стенку цилиндрической обечайки. В этой зоне неизбежны потери части породы в результате ее высыпания через зазор между задней стенкой ковша и обечайкой.

Пятая зона в угловом отношении наиболее узкая по сектору и наступает в момент прохода задней стенки ковша точки на окружности, в которой касательная к ней также составляет угол около 40° к горизонту. В этой зоне происходит волочение породы задней стенкой ковша по цилиндрической обечайке (по принципу скребкового конвейера).

Шестая зона характеризуется проходом ковша 5 в опрокинутом положении над разгрузочной воронкой 7 с постепенным опорожнением от породы под действием гравитационных сил. Учитывая вытянутую конфигурацию ковша в продольной плоскости и его значительную длину по отношению к длине окружности внешнего бура, можно заключить, что пятая и шестая зоны существенно перекрывают друг друга.

Разная угловая протяженность характерных зон ковшей в процессе одного полного оборота крестовины, а также пульсации нагрузок при

движении ковшей в этих зонах являются причиной низкочастотных динамических процессов в приводе исполнительного органа.

Выводы:

1. Затраты мощности на работу ковшового погрузочного устройства складываются из мощности на зачерпывание измельченной породы ковшами из навала на почве выработки, транспортирование (подъем) ее в ковшах и волочение по цилиндрической обечайке, а также мощности на преодоление сопротивления в приводе и опорах при вращении крестовины с ковшами.

2. Совместная работа четырех ковшей обеспечивает максимальное сглаживание суммарного момента на приводном валу внешнего бура от пульсаций нагрузок на каждом ковше, находящегося в одной из вышеуказанных зон. Это обстоятельство позволяет принимать среднее значение нагрузки при определении мощности двигателя. Однако при оценке динамических процессов в приводе соосных буров следует учитывать амплитуду и частоту этих пульсаций.

Список литературы

1. Прушак В.Я. Устройство и эксплуатация проходческого комбайна ПКС-8М / Под общ. ред. В.Я. Прушака. – Минск: Тэхналогія, 2010. -175 с.

2. Казаченко Г.В., Кислов Н.В., Басалай Г.А. Особенности мощностного расчета горных машин с комбинированными исполнительными органами. Часть 1. Баланс мощности проходческого комбайна с соосными роторами. // Н-т. журнал «Горная механика», № 2, 2009. С. 77-88.

3. Кислов Н.В., Казаченко Г.В., Басалай Г.А. Обоснование мощностного расчета горных машин с комбинированными исполнительными органами. Часть 2. Численное исследование балансовых соотношений по мощности для комбайнов серии ПК. // Н-т. журнал «Горная механика», № 4, 2009. С. 60-73.

4. Кислов Н.В., Казаченко Г.В., Басалай Г.А. Использование балансовых соотношений в расчетах горных машин // Горный информационно-аналитический бюллетень (Н-т. журнал ГИАБ). Москва: «Горная книга», №9, 2013. С. 229-239.

5. Кислов Н.В., Клиничук А.Н. Определение энергозатрат на работу ковшового погрузочного устройства проходческого комбайна ПКС-8 // В сборнике: Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности сборник трудов IX международной научно-технической конференции «Чтения памяти В.Р. Кубачека» в рамках Уральской горнопромышленной декады 7-8 апреля 2011 г. Оргкомитет: Н.М. Суслов, Ю.А. Лагунова. – Екатеринбург: УГГУ, 2011. С. 78-81.

УДК 622.014.2:658.513.011.56:681.3.001.57

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ВЫЕМКИ ПЛАСТОВ ПОРОДЫ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПОВОРОТНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Бейсембаев К.М.¹, докт. техн. наук, Мендикенов К.К.¹, канд. техн. наук,
Нокина Ж.Н.¹ магистр, Акижанова Ж.Т.¹ магистр.

¹Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Казахстан

Приведен анализ особенностей применения новых короткозабойных технологий выемки пластовых месторождений на основе поворотных конвейеров. Они позволяют вовлечь в добычу сложноизвлекаемые и забалансовые запасы, которые составляют в РК не менее трети от имеющихся. Особенностью технологий является обеспечение управление боковыми породами с учетом поворотов конвейера и очистного забоя. Это создает возможности совершенствования транспортирования твердых минералов на рудниках, шахтах и разрезах в забоях и криволинейных выработках.

Ключевые слова: поворотный конвейер, маневрирование, напряжения, деформации.

IMPROVEMENT OF MINING OF FOSSILS WITH THE USE OF TURNOVER CONVEYORS

Beiysembaev K.M., Mendikеноv K.K., Nokina Zh.N., Akizhanova Zh.T.

The analysis of features of application of new technologies of excavation of reservoir deposits on the basis of rotary conveyors is given. These technologies with a short bottom allow minerals to be mined in difficult conditions. Their reserves make up at least a third of the available reserves in Kazakhstan. A feature of the technology is the provision of control of the lateral rocks taking into account the turns of the face and the conveyor. This creates opportunities for improving the transportation of solid minerals in mines, mines and sections in the face and curved mines.

Keywords: rotary conveyor, maneuvering, stress, deformation.

Анализ технологий выемки твердых полезных ископаемых показывает, что эффективность применения длинных лав снижается. Это связано с тем, что объемы полезных ископаемых залегающих в благоприятных условиях сокращаются, и происходит замедление темпов добычи на нарушенных участках. Причина этого – использование не мобильного, материалоемкого оборудования весом до 2400 тонн на одну лаву, которое должно демонтироваться и монтироваться при каждом переходе из лавы в лаву. В тоже время разработаны новые короткозабойные схемы выемки, где за счет самопередвигающихся поворотных конвейеров (ПК) и мобильных роботизированных крепей обеспечивается выемка с производительностью работ не менее лавных [1-4]. Здесь металлоемкость конструкций уменьшена до 3 раз и устранены монтажно-демонтажные работы. Это достигнуто также за счет новых приемов разрушения пластов и повышения энергоемкости исполнительных органов комбайнов проходческого и нарезного типов. Причем разработчики ставят задачи создания систем роботизированного управления, с комплексом прогнозирующего и управляющего программного обеспечения, когда точность прогнозирования состояния забоя и боковых пород, из-за повышения их сплошности возрастает (улучшение обратной связи). Все элементы этих технологий, хотя и по

отдельности, прошли промышленные испытания, показали работоспособность и для них получены практические рекомендации по совершенствованию. На рис. 1 приведена технология работ с применением ПК и разворотами очистного забоя, при движении вдоль основной выработки выемочного столба.

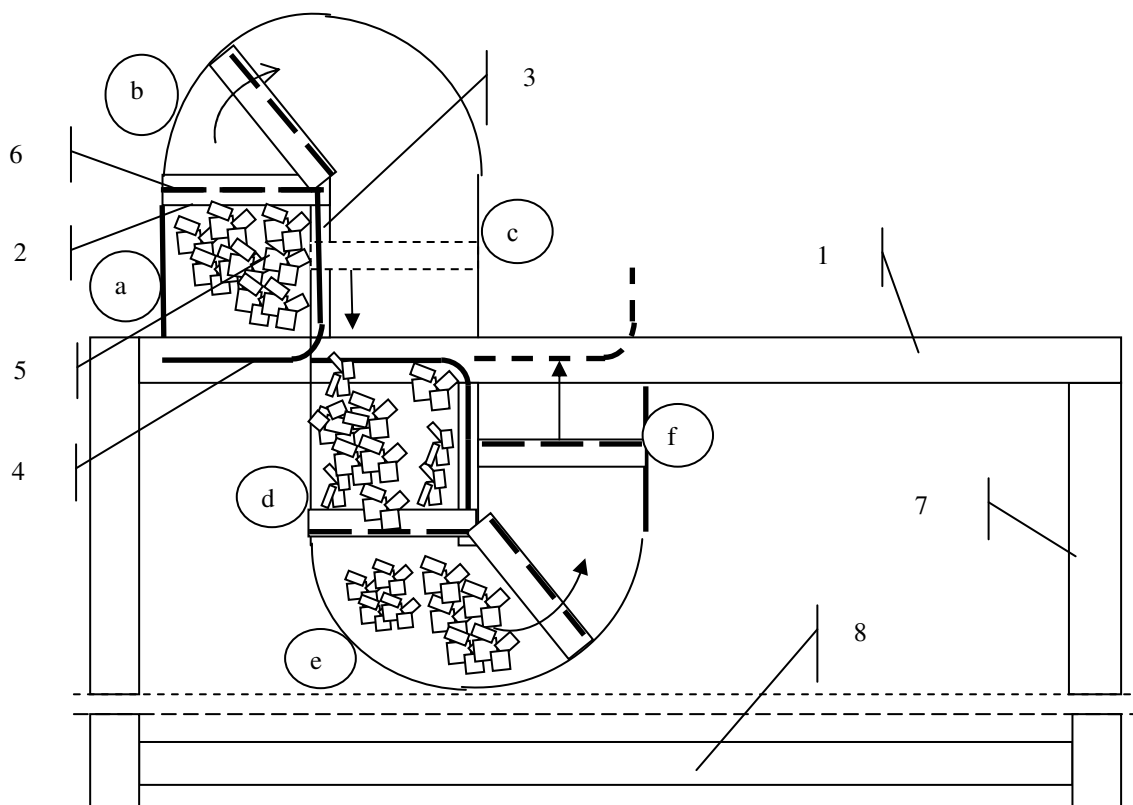


Рис. 1. Технология работ с поворотным конвейером и маневрированием очистным забоем: a,б,с,d,e,f - зоны маневрирования очистного забоя; 1- основная выработка; 2 – забой с нарезным комплексом; 3- транспортная выработка; 4- поворотный самопередвижной конвейер; 5 – обрушенные породы; 6 – забойный конвейер; 7 – межстолбовая выработка; 8- основная выработка соседнего столба

При моделировании такой схемы на основе конечно-элементного анализа в Ansys следует учитывать зоны поворота забоя. Как и для лав, сохраняется необходимость моделирования зон дезинтеграции пласта (достаточно учитывать 2- 3 зоны) [5-8], а также особенности подбучивания обрушенными породами вышелегающих пород. Важен и учет особенностей состояния забоя у оси поворота, где обнаженная кровля длительно не обновляется из-за медленной скорости движения забоя, а значит, возможности вывалообразования увеличиваются. При движении работ в обратную сторону следует учитывать полость от выемки слева, где часть пласта отработана. При подходе работ к основной выработке ширина целика между основной выработкой и забоем будет резко сокращаться и возникнет аномальное НДС, которое фиксировалось нами на шахтах при пересечении лавой выработки. Тогда на боковых поверхностях пересекающей выработки или в забое возникали зияющие

трещины вдоль пласта – они открыты так, как будто со стороны почвы и кровли на поверхность боковой стенки или забоя действуют противоположно направленные нагрузки растягивающие поверхность и вызывающие зияние. Ранее такие факторы актуализировали балочные схемы расчёта, когда реакции на опорах последовательно изменялись на противоположные. Но, исходя из моделей МКЭ [9, 10], такие представления должны уточняться, рис. 2. В зависимости от глубины работ возможны ситуации, когда величина сжатия, кровли превосходит величину подъёма породной балки, что исключает зияние.

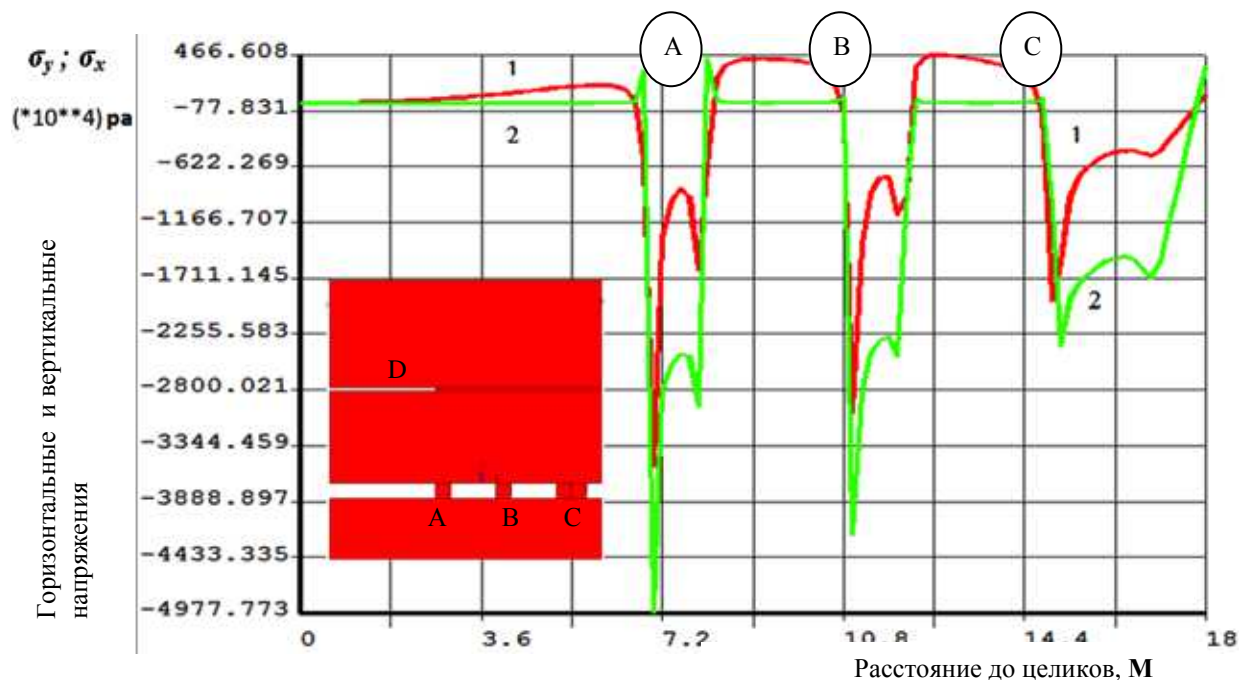


Рис. 2. Фото с экрана, объёмное решение (нагружение породами до отметки 100 м): 1- σ_x ; 2- σ_y ; А- первый, В - второй, С - третий целики.

Но оно реально и часто наблюдается на шахтах. С целью уточнения этих факторов рассмотрено изменение НДС при нагружении периодически расположенных целиков слоями увеличивающейся мощности. Мощность первого слоя с консольной частью увеличивали, а затем сверху его догружали блоком до отметки высоты в 100 м. Между первым слоем и блоком в зоне консоли создавали искусственный зазор D, что бы исключить взаимодействие слоя и блока. В первом случае на втором со стороны консоли целике (зона 4) имели явное вертикальное растяжение, в то время когда первый целик (зона 3) был сжат. С нагружением этой системы кровлей толщиной до 100 м., рис. 2, характер распределения вертикальных и горизонтальных напряжений приобрел одинаковую закономерность на всех опорах, но область вертикального растяжения сохранилась на первом целике в зоне 3, причем изнутри его величина даже стала больше чем с внешней. Такую ситуацию наблюдали в лаве (ш. Кировская), когда она приближается к выработке, пересекающей вынимаемый блок, впереди лавы. Здесь фиксировались зияющие трещины

на поверхностях. Это говорит о том, что вертикальное растяжение имеет место и на глубинах 220м.

Выводы.

1. Исследования показали, что короткозабойные камерные технологий, с поворотными конвейерами позволяют вовлечь в добычу сложноизвлекаемые и забалансовые участки, тем самым почти на треть увеличивают промышленные запасы угля в РК, а также улучшают логистику транспортирования ископаемых по криволинейным выработкам, при этом создается расчетно-прогнозный программный комплекс, обеспечивающий роботизированное управление выемкой.

2. Работа выполнена по материалам бюджетной заявки программы МОН РК, проекта AP05134441, «Грантовое финансирование» «Разработка, изготовление и испытание новой конструкции поворотного узла конвейера с поворотом грузопотока на угол до 90 градусов в плоскости почвы выработки для систем забойной выемки и криволинейных выработок»

Список литературы

1. Патент на изобретение США № US008770667 B1 //Опубл. от 7.07.2014 г. / Авторы: Timothy J. Myers, Michael Cline, John Dickinson.
2. Евразийский патент на изобретение № 201400240 //Опубл. Бюл. Евразийской патентной организации №10. от от 31.10.2016 / Авторы; Бейсембаев К.М., Алпысов М.С., Дёмин В.Ф., Жетесов С.С., Курманов С.Т., Малыбаев Н.С., Мендикенов К.К., Шманов М.Н.
3. Страданченко С.Г., Голодов М.А. Проблемы расконсервации запасов полезного ископаемого из предохранительных околовольных целиков и выбор наиболее эффективного способа их отработки/ /Научно-технические проблемы разработки угольных месторождений, шахтного и подземного строительства: Сб. науч. тр./ Шахтинский ин-т. – Новочеркасск: ЮРГТУ, 2005. С. 65 -71
4. Страданченко С.Г., Голодов М.А. Методические основы организационно-технологической оценки параметров очистной выемки в коротких забоях в условиях устойчивых боковых пород //Перспективы развития Восточного Донбасса: Сборник научных трудов. Часть 1/ ЮРГТУ (НПИ). – Новочеркасск. С. 78 -85
5. Сапожников В.Т. Предельно-напряжённое состояние угольного пласта//ФТПРПИ, 1988, №3 - С. 12- 17
7. Шемякин Е.И., Фисенко Б.Л., Курленя М.В., Опарин В.П., Рева В.Н., Глушихин Ф.П., Розенбаум М.А., Тропп З.А., Зональная дезинтеграция горных пород вокруг подземных выработок // ФТПРПИ, 1987, N1- С. 17-23
8. М. Ройтер, М. Крах, У. Кислер, Ю. Векслер ФТПРПИ, 2015, №2 , с. 46 - 52
9. Бейсембаев К.М., Векслер Ю. А., Жетесов С. С., Каппасов Н., Мендикенов К. К Исследование состояния горного массива при подвигании лавы// Известия высших учебных заведений. Горный журнал 2013, №3 – С. 5-11
10. Dodagoudar G. R., Rao B. N. & . Sunitha N. V. A meshfree method for beams on elastic foundation //International Journal of Geotechnical Engineering 2015, Volume 9, - Issue . Pages 298-306

УДК 622 – 1:[658. 512. 2:331.101.1]

**ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ЭВМ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ
НАГРУЗОК В РАБОЧЕМ ОБОРУДОВАНИИ ЭКСКАВАТОРОВ
ТИПА ЭКГ**

Великанов В.С., канд. техн. наук, доцент

ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И.
Носова»

В работе разработана пользовательская форма программного продукта для определения нагрузок в рабочем оборудовании карьерных экскаваторов.

Ключевые слова: программа, интерфейс, экскаватор, пользователь

**OPERATION OF SOFTWARE FOR DETERMINING LOADS
IN WORKING EQUIPMENT OF MINING EXCAVATORS**

Velikanov V.S.

The paper has developed a user-defined form of a software product for determining loads in working equipment of mining excavators.

Keywords: program, interface, excavator, user

Ввод данных в программу. Для обеспечения удобства использования программного обеспечения для определения нагрузок в рабочем оборудовании карьерных экскаваторов была разработана пользовательская форма. Отталкиваясь из составленной ментальной карты исходных данных, все данные для расчета были сгруппированы относительно своих категорий. Примеры интерфейсов представлены на рис. 1-4. В программе для определения нагрузок в рабочем оборудовании карьерных экскаваторов интерфейс разделен на три области: область выбора модели экскаватора, область выбора характеристических свойств для экскаватора, область функций. Отличительной особенностью ввода данных является то, что некоторые параметры при выборе модели экскаватора окрашены в серый цвет. Это означает, что параметры проставлены по умолчанию и их нельзя изменить, но при необходимости пользователь может нажать «кружок» рядом с окошком и подкорректировать параметр, но только в разрешенном диапазоне, иначе программа выдаст сообщение о не правильном вводе. На вкладке «Ковш» пользователь выбирает либо корректирует такие параметры как: емкость ковша, коэффициент пропорциональности, коэффициент тары ковша, скорость подъема ковша, угол поворота при разгрузке, максимальный радиус разгрузки, максимальный радиус черпания, время разгрузки ковша. Пользователь вправе изменить такие величины как угол поворота при разгрузке, время разгрузки ковша, угол наклона стрелы к горизонту. В программе существуют ограничения: нельзя вводить отрицательные числа.

Рис. 1. Вкладка «Ковш»

На вкладке «Стрела» есть такие параметры как: длина стрелы, радиус пяты стрелы, угол наклона стрелы к горизонту, высота расположения оси пяты стрелы, угол наклона стрелы к горизонту, высота расположения оси ПЯТЫ.

Рис. 2. Вкладка «Стрела»

На вкладке «Горные породы» пользователь выбирает категорию копаемой ЭКГ породы с I-V. Выборными характеристиками является плотность горной породы, коэффициент сопротивления горной породы копанию, коэффициент разрыхления горной породы. В зависимости от горной породы меняется диапазон коэффициента сопротивления горных пород копанию и коэффициент разрыхления горных пород.

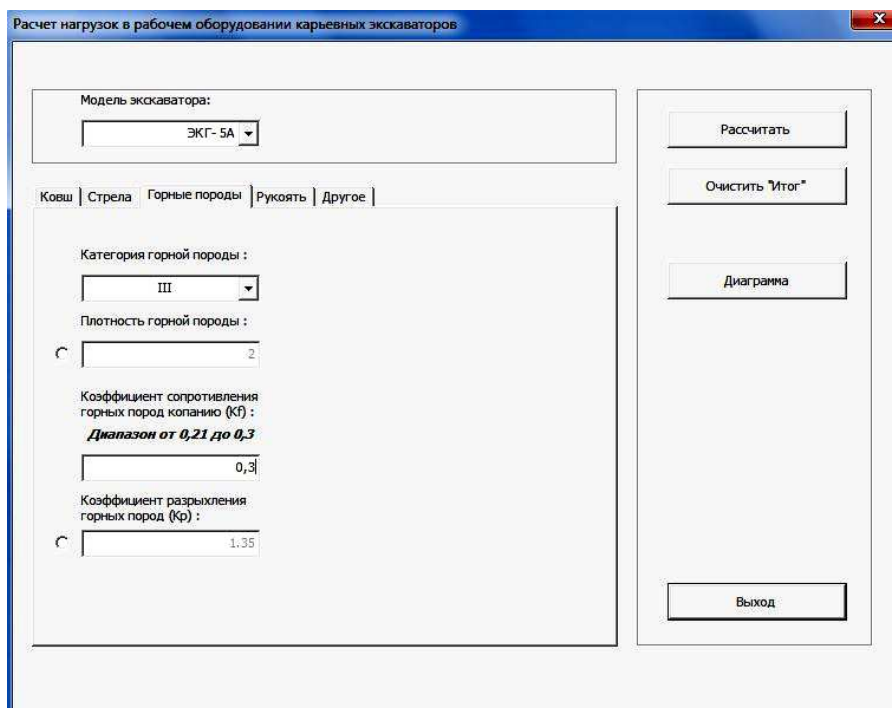


Рис. 3. Вкладка «Горные породы»

Вкладка «Рукоять» содержит такие параметры как длина рукояти и коэффициент массы рукояти. Вкладка не подлежит изменениям, но отображается для того, чтобы пользователь знал, какие величины участвуют в расчетах.

На вкладке «Другое» отображены параметры массы одноковшового экскаватора, скорость поворота платформы и показатель степени.

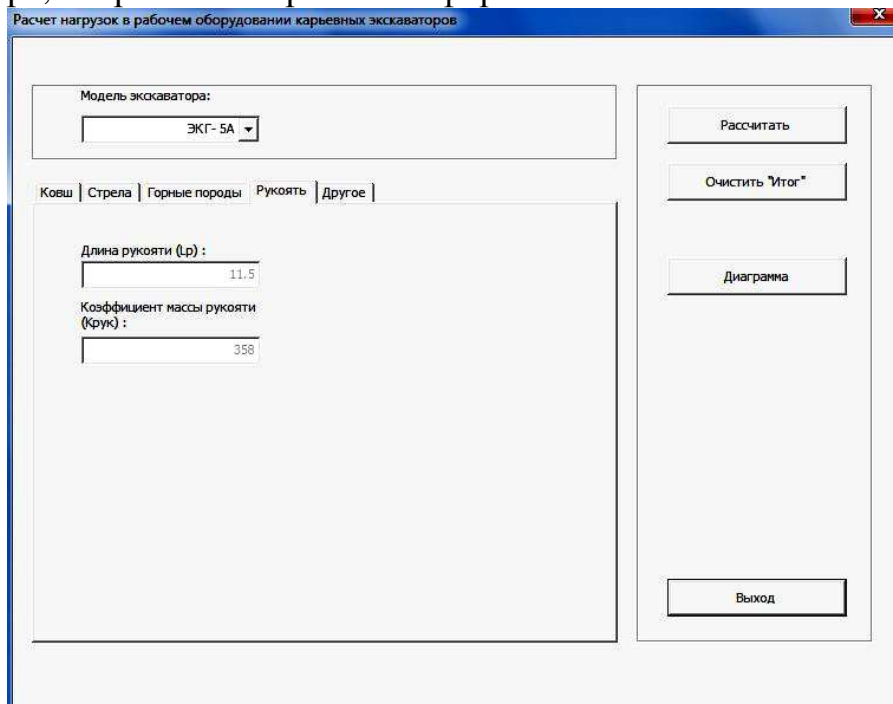


Рис. 4. Вкладка «Рукоять»

После ввода и корректировки всех параметров, представленных на форме, пользователь может приступить автоматическому расчету нагрузок в рабочем оборудовании карьерных экскаваторов.

Список литературы

1. Благодатских В.А., В.А. Волнин, К.Ф. Посакалов «Стандартизация разработки программных средств», Москва «Финансы и статистика», 2010. – 345 с.
2. Вендров А.М. Проектирование программного обеспечения. – М., Финансы и статистика, - 2010. – 455 с.
3. ГОСТ 19.701- 90. Единая система программной документации. Схемы алгоритмов, программ, данных систем. Обозначения условные и правила выполнения.
4. <http://window.edu.ru/resource/365/59365> - Артемов М.А., Караичев С.А. Разработка и стандартизация программных средств и информационных технологий. Разработка и оформление программной документации: Учебно-методическое пособие. - Воронеж: ИПЦ ВГУ, 2007. - 41 с.
5. Шарипов Р.Х. Изучение влияния скорости подъема ковша на долговечность рукояти экскаваторов с зубчато-реечным напором: автореф. дис. канд. техн. наук. – Екатеринбург, 2011. – 34 с.
6. Великанов В.С. Повышение эффективности эксплуатации карьерных гусеничных экскаваторов с оборудованием «прямая механическая лопата»: автореф. дис. канд. техн. наук. – Екатеринбург, 2011. – 18 с.
7. Олизаренко, В.В. Определение производительности одноковшового гусеничного экскаватора с учетом профессиональных навыков машиниста / В.В. Олизаренко, В.С. Великанов // Добыча, обработка и применение природного камня: Сб. науч. тр. Магнитогорск. Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова. 2009. С. 85-91.
8. Великанов, В.С. Разработка алгоритмов нечеткого моделирования для интеллектуальной поддержки принятия решений по определению уровня эргономичности карьерных экскаваторов / В.С. Великанов // Горная промышленность. 2011. № 5. С. 64-68.
9. Великанов, В.С. Метод анализа иерархий в установлении значений весовых коэффициентов эргономических показателей карьерных экскаваторов / В.С. Великанов, А.А. Шабанов // Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики Сб. науч. тр. Тула: ГОУ ВПО «ТулГУ». 2012. Т1. С. 238-244.
10. Velikanov, V.S. Evaluation and management ergonomic mining machines and complexes based on fuzzy-set approach / V.S. Velikanov // European Science and Technology: 4th International scientific conference. Munich. 2013. P. 370-377.
11. Великанов, В.С. Разработка алгоритмов нечеткого моделирования для интеллектуальной поддержки принятия решений по определению уровня эргономичности карьерных экскаваторов / В.С. Великанов // Горная промышленность. 2011. № 5. С. 64-70.
12. Олизаренко, В.В. К вопросу ранжирования профессиональных навыков машиниста карьерных экскаваторов / В.В. Олизаренко, В.С. Великанов // Горный информационно-аналитический бюллетень. – М.: изд-во «Горная книга». 2010. № 3. С. 315-319.
13. Великанов, В.С. Использование нечеткой логики и теории нечетких множеств для управления эргономическими показателями качества карьерных экскаваторов / В.С. Великанов // Горный информационно-аналитический бюллетень. – М.: изд-во «Горная книга». 2010. № 9. С. 57-62.
14. Великанов, В.С. Тестовые методики и тренажерные средства в системе повышения профессионального мастерства операторов горных машин / В.С. Великанов // Горный журнал. 2012. № 9. С.131-133.

УДК 622.678

РЕЖИМЫ РАБОТЫ СКИПОВЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК, ОСНАЩЕННЫХ РЕГИСТРАТОРАМИ ПАРАМЕТРОВ

Р.Н. Газизуллин

Западно-Уральское управление Ростехнадзора, межрегиональный отдел по надзору в горнорудной и металлургической промышленности

Описаны режимы работы эксплуатируемых скиповых подъемных установок. Анализ тахограмм и систем контроля работы различных скиповых подъемных установок позволил определить их основные параметры, характеризующие производительность оборудования. Сделаны соответствующие выводы об основной тенденции изменения рабочих режимов и увеличения интенсивности работы подъемных установок еще на этапе проектирования.

***Ключевые слова:** скиповая подъемная установка, тахограмма, режим работы, производительность, пауза, период работы, цикл подъема.*

MODES OF SKIP HOISTS OPERATION EQUIPPED WITH PARAMETER RECORDERS

R. N. Gazizullin

Operation modes are described operated skip hoist installations. Analysis of speed diagram and control systems of various skip hoists allowed to determine their main parameters characterizing the performance of the equipment. The corresponding conclusions about the main tendency of change of operating modes and increase of intensity of work of lifting installations at a design stage are made.

***Keywords:** skip hoist plant, speed diagram, operation, performance, pause, period of operation, the lift cycle.*

Основной технологической операцией, выполняемой скиповой подъемной установкой (СПУ), является подъем полезного ископаемого на земную поверхность. Кинематические параметры движения сосудов при этом определяются еще на этапе проектирования в соответствии с нормативной документацией. Нормы проектирования распространяются на разработку проектов новых и реконструкцию действующих шахтных подъемных установок вертикальных стволов и предусматривают определенный фонд рабочего времени установки, описывают этапы подъема сосудов, допустимые скорость и ускорение, развиваемое подъемной машиной [1]. Их соблюдение направлено на обеспечение надежности технологического процесса, безопасной и продолжительной эксплуатации оборудования.

В течение эксплуатации СПУ режимные параметры подъема сосудов изменяются. В целях роста производительности увеличивают интенсивность работы установки [2]. Для снижения действующих нагрузок в целях сохранения долговечности элементов подъемного комплекса ограничивают ускорение и рывок подъемной машины [3–5].

После продолжительной эксплуатации СПУ сохраняется определенная тахограмма движения сосудов, обеспечивающая производительную и продолжительную работу оборудования, более удовлетворяющую требованиям производителей [6, 7].

Проанализировав параметры работы современных СПУ, выделим общую тенденцию изменения режима работы, параметры которого можно рассмотреть для внедрения еще на этапе проектирования. Это поможет выйти на оптимальную производительность подъемного комплекса с начала его эксплуатации, не ограничивая параметры достаточно мощного привода, оборудованного современными системами контроля работы, исключив при этом отрицательное влияние на безопасность работы оборудования [7, 8].

При определении продолжительности паузы на этапе проектирования подъемной установки следует рассматривать не только емкость выбранного сосуда, но и конструкцию бункера-дозатора. Длительная продолжительность загрузки ограничивает производительность скипов. При планировании работы рудника это должно учитываться для достоверного определения возможности СПУ и объемов поднимаемого полезного ископаемого.

Сбор данных о тахограммах СПУ и их анализ возможны благодаря внедрению регистраторов параметров, которыми, согласно правилам безопасности, должны быть оборудованы все подъемные установки. Контрольно-измерительные приборы обеспечивают измерение и хранение информации о положении и скорости движения подъемных сосудов, токе подъемных двигателей, давлении в тормозной системе, а также определение и визуализацию причин включения предохранительного тормоза [7, 9]. Данные с регистраторов позволяют не только просмотреть информацию об основных параметрах работы СПУ. Благодаря возможности их обработки, например, может быть рассчитана производная от скорости, определены развиваемые подъемной машиной ускорение и рывок [10, 11].

Исследования проведены на рудниках калийных месторождений, эксплуатирующих скиповые установки, режимы и параметры которых ввиду особенностей конструкции и наладки оборудования различны. Нумерация СПУ условная, приведена в порядке их рассмотрения. Для подъемных установок с идентичными видами диаграмм движения скипов приведена только одна общая нумерация.

Так, например, тахограмма СПУ-1 соответствуют теоретическому графику скорости. Значения скорости и ускорения на всех этапах подъема соответствуют нормам проектирования и с момента начала эксплуатации не изменены.

В ходе эксплуатации СПУ-2 из-за особенности наладки работы оборудования и стремления увеличить производительность из режима работы исключен период выхода спускаемого скипа из разгрузочных кривых. Отсутствует как таковой период трогания скипа. Начав цикл подъема полезного ископаемого, машина разгоняется с ускорением $0,75 \text{ м/с}^2$ до максимальной скорости.

Режим работы СПУ-3 за длительный срок службы претерпели наибольшее изменение. В работе установок исключен период выхода спускаемого скипа из разгрузочных кривых. Плавный разгон и замедление подъемной машины наблюдаются на СПУ-5, равномерного движения скипов в разгрузочных кривых как таковых нет. Аналогичная ситуация на СПУ-4, но только в конце подъема.

Кинематические параметры подъема скипов различных СПУ сведены в таблицу 1. Значения скоростей определены по регистраторам параметров, ускорения получены расчетным способом. Результаты обработки данных приведены к регламентированной семипериодной тахограмме.

Таблица 1

Этапы подъема	СПУ-1		СПУ-2		СПУ-3		СПУ-4		СПУ-5	
	V, м/с	a, м/с ²	V, м/с	a, м/с ²	V, м/с	a, м/с ²	V, м/с	a, м/с ²	V, м/с	a, м/с ²
1	var	0,30	—	—	var	1,10	var	0,3	var	var
2	0,5	0	—	—	—	—	—	—	var	var
3	var	0,75	var	0,75	var	0,90	var	0,75	var	До 0,75
4	10,5	0	10,3	0	9,30	0	8,20	0	8,20	0
5	var	-0,75	var	-0,75	var	-0,90	var	-1,70	var	-0,88
6	0,5	0	0,5	0	var	-0,25	0,50	0	var	-0,30
7	var	-0,30	var	-0,30	var	-0,60	var	-0,50	var	-0,42

Из таблицы 1 видно, что кинематические параметры движения скипов большинства рассматриваемых СПУ отличаются от регламентированных нормами проектирования. Их изменение, как правило, направлено на увеличение интенсивности работы и числа выдаваемых скипов с грузом в течение часа.

Ограничение кинематических параметров вплоть до третьей производной от скорости обеспечивает плавный разгон и замедление подъемной машины (СПУ-5 в таблице 1), что благоприятно влияет на режим нагружения оборудования [5, 10]. В целом обобщенная тенденция изменения тахограмм СПУ заключается в следующем:

исключение или «сглаживание» периода равномерного движения скипов в разгрузочных кривых (СПУ-2, СПУ-3, СПУ-4, СПУ-5);

увеличение значения ускорения при замедлении подъемной машины (СПУ-3, СПУ-4, СПУ-5).

Стоит отметить, что большие значения ускорений при трогании и остановке скипов СПУ-3, СПУ-4 и СПУ-5 (см. таблицу 1) возникают из-за особенности работы оборудования. Работа привода подъемной машины и тормоза не синхронизирована. Растормаживание барабана происходит при максимальном значении тока двигателя, что обуславливает большое движущее усилие в начале подъема и ускорение, соизмеримое с ускорением основного разгона [12].

При остановке подъемной машины двигатель отключается, идет интенсивное наложение тормозного момента, что обуславливает большое ускорение.

Выводы:

Внедрение системы контроля параметров работы СПУ позволяет анализировать фактические режимы работы подъемного оборудования. Результаты проведенного анализа показывают, что современные подъемные установки успешно эксплуатируют с кинематическими параметрами, обеспечивающими большую производительность. Опыт эксплуатации СПУ подтверждает надежность работы оборудования в таких режимах. Достигнутые параметры работы СПУ могут быть предусмотрены и на этапе проектирования СПУ, что позволит увеличить интенсивность их работы без отрицательного влияния на безопасность оборудования.

Список литературы

1. ВНТП 1-92. Временные нормы технологического проектирования угольных и сланцевых шахт. — М.: Минтопэнерго России, 1993.
2. Трифанов Г.Д., Зверев В.Ю., Бут С.А. Возможности увеличения производительности эксплуатируемых скиповых подъемных установок калийных рудников// Горное оборудование и электромеханика. — 2016. — № 9 (127). — С. 3–8.
3. Католиков В.Е., Динкель А.Д. Динамические режимы рудничного подъема. — М.: Недра, 1995. — 448 с.
4. Hankus D.J. Budowa i własności mechaniczne lin stalowych. — Katowice: Główny instytut górnictwa, 1990. — 256 p.
5. Трифанов Г. Д., Стрелков М. А., Зверев В. Ю. Способы минимизации динамических нагрузок в канатах шахтных подъемных установок // Горный журнал. — 2015. — № 8. — С. 92-95.
6. Зотов В.В., Кузиев Д.А., Рыжов И.М. Основные направления повышения технического уровня шахтных подъемных установок// Горная промышленность. — 2014. — № 2 (114). — С. 111.
7. Эксплуатация шахтных подъемных установок/ под ред. Г.Д. Трифанова. — Пермь: Изд-во ПНИПУ, 2015. — 315 с.
8. Мацов С.Я., Газизуллин Р.Н., Трифанов Г.Д. Компьютерные системы защиты и мониторинга шахтных подъемных установок// Безопасность труда в промышленности. — 2016. — № 1. — С. 32–36.
9. Правила безопасности при ведении горных работ и переработке твердых полезных ископаемых: федер. нормы и правила в обл. пром. безопасности. — Сер. 03. — Вып. 78. — М.: ЗАО НТЦ ПБ, 2014. — 276 с.
10. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок/ под общ. ред. В.А. Корсуна, Г.Д. Трифанова. — 4-е изд., перераб. и доп. — Пермь: Изд-во ПНИПУ, 2014. — 616 с.
11. Ильин С.Р., Ильина С.С., Самуся В.И. Механика шахтного подъема. — Днепропетровск: Национальный горный университет, 2014. — 247 с.
12. Johansson B., Steinarson A. A new method for automatic reduction of catenary oscillations in drum hoist installations// Hoist & haul 2015: Proceedings of the international conference on hoisting and haulage. — 2015. — P. 125–140.

УДК 622.73

ИССЛЕДОВАНИЕ ФУНКЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ В ПОДКРОВЕЛЬНОЙ УГОЛЬНОЙ ТОЛЩЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЗАДАЧИ КЛИНА

Жетесов С.С.¹, проф., Абдугалиева Г.Б., канд. техн. наук,
Малыбаев Н.С., доц., Оразбеков Д.С.

¹Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда

Приведены результаты механики подкровельной угольной толщи. При этом определены перемещения массива с учетом реакций механизированной крепи с выемочными функциями в направлениях осей x, y, z. Функции напряжений определены методом решения задачи клина.

Ключевые слова: клин, механизированная крепь, механика угольной пачки, подкровельная толщина, плоская деформация.

EFFECT OF THE COAXIAL RING SETTING IN WORKSPACE CENTRIFUGAL MILL OF VERTICAL TYPE ON SIZE GRANULAR GRINDING PARTICLE

Zhetesov S.S., Abdugaliyeva G.B., Malybayev N.S., Orazbekov D.C.

The results of the mechanics of the roofing coal bed are given. In this case, the movements of the array are determined taking into account the reactions of the mechanized support with the recess functions in the directions of the x, y, z axes. The stress functions are determined by the method of solving the wedge problem.

Keywords: support, mechanized support, mechanics of the coal bundle, underlaying thickness, flat deformation.

Исследованию напряженного состояния массива вокруг выработки посвящено большое количество теоретических и экспериментальных работ как в нашей стране, так и за рубежом.

Для успешного решения задачи в напряженном состоянии в области выработки, необходимо знать напряженное состояние нетронутого массива. Аналитического решения задачи о напряженном состоянии нетронутого массива до последнего времени не получено. Существует лишь множество гипотез и догадок [1].

Наибольшее распространение получили гипотезы об упругом напряженном состоянии нетронутого массива [1-3]:

1. Гипотеза о негидростатическом распределении напряжений, учитывает плотность массива (γ), коэффициент бокового давления (λ) и глубину рассматриваемой точки массива (H);

2. Гипотеза о гидростатическом распределении напряжений, в которой принимается $\lambda=1$;

3. Гипотеза Динника, полагающая, что $\lambda=\mu/(1-\mu)$, где μ – коэффициент Пуассона.

Поскольку эти гипотезы отличаются друг от друга величиной коэффициента бокового давления λ , то имеются попытки измерить его. Однако непосредственное измерение λ в нетронутом массиве не представляется возможным, так как всякая попытка проникнуть в массив для измерения этого коэффициента неизбежно приведет к нарушению

целостности массива. Кроме того, известен ряд попыток воспроизвести процесс формирования напряженного состояния в нетронутом массиве в лабораторных условиях.

Определенную информацию о напряженном состоянии массива вокруг выработок можно получить путем моделирования механического состояния горного массива на оптически активных и эквивалентных материалах [2,3].

Таким образом, задачей исследования является определение напряженного состояния верхней угольной толщи с учетом реакции механизированной крепи с выемочными функциями. Рассмотрим погашаемую подкровельную угольную толщу как упругое изотропное тело [2]. Тогда элемент единичной толщины, выделенный сечениями, перпендикулярными оси z , будут испытывать нагрузки $(P, q(x))$, которые лежат в плоскости xoy (рис.1). При этом деформации будут проходить в плоскостях, параллельных плоскости xoy , и любые точки верхней угольной пачки будут испытывать перемещения только по осям x, y и их координаты не зависят от z , т.е. имеет место плоская деформация [3]. Решение плоской задачи теории упругости осуществляется определением функции напряжений с учетом нахождения $\varphi(x, y)$, которая выражена уравнением $\nabla^4 \varphi = 0$ во всех точках внутри тела.

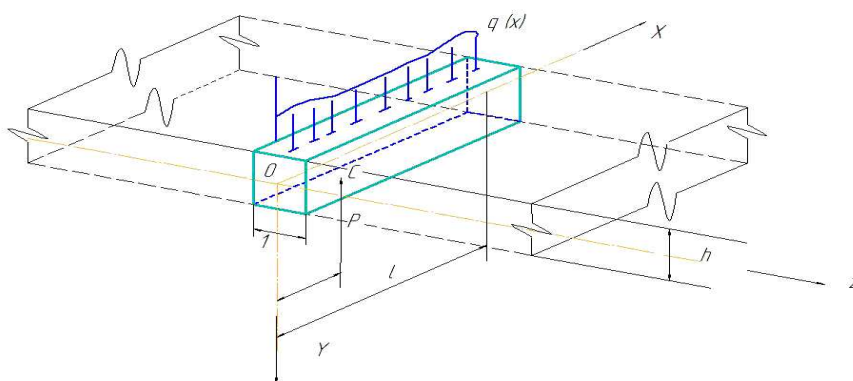


Рисунок 1 - Расчетная схема для исследования НДС погашаемой подкровельной угольной пачки

Для определения функции напряжений в подкровельной угольной толще применяется известное решение задачи клина, к вершине которого приложена сила P . При этом угол раствора клина принимается равным 2α с биссектрисой, совпадающей с начальным радиус-вектором. Здесь направление действия силы P также совпадает с начальным радиус-вектором или составляет угол β . Тогда можно считать, что клин находится в простом радиальном напряженном состоянии [3].

Условие равновесия в вершине клина при непрерывном его наращивании для любых r и $t > 0$ имеет вид:

$$\int_{-\alpha}^{\alpha} (\sigma_{rr} \sin\theta + \sigma_r \cos\theta) r d\theta + P_1(t) = 0 \quad (1)$$

$$\int_{-\alpha}^{\alpha} (\sigma_{rr} \cos\theta + \sigma_r \sin\theta) r d\theta + P_1(t) = 0$$

Здесь клин характеризуется двумя углами α_1, α_2 ; ($0 \leq \alpha_1 \leq \pi$).

Сила P , приложенная к вершине клина, изменяется во времени. Предполагается, что наращивание клина начинается в момент $t=0$.

После преобразования формулы (1) выражение для функции $F(t, \theta)$ в случае наращивания клина имеет вид:

$$F_{\text{упр}}(t, \theta) = 4 \cos \theta \int_{\theta}^{\alpha(t)} \frac{dP(t(\alpha))}{\pi + 2} \quad (2)$$

где $F(t, \theta)$ – некоторая функция, подлежащая определению, которая имеет с σ_{rr} следующую связь:

$$\sigma_{rr} = \frac{4P \cos \theta}{r(\pi - 2)} \quad (3)$$

Для исследования процессов статического поджатия посредством силы P , приложенной к границе межслоевой толщи, можно использовать известные решения для двух случаев клина.

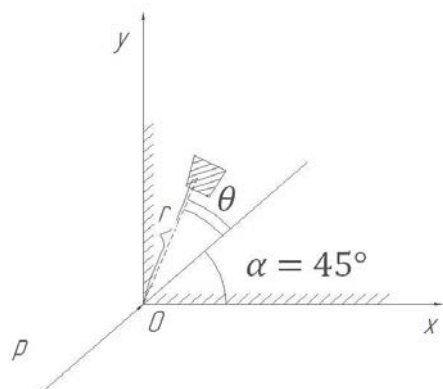


Рисунок 2 – Расчетная схема нагружения бесконечного клина сжимающей силой

Клин сжат силой, приложенной к вершине (рис. 2). Тогда выражение для напряжения в сечении, перпендикуляром оси симметрии клина, записывается в виде [2, 3]:

$$\sigma_r = \frac{4P \cos \theta}{r(\pi + 2)} \quad (4)$$

По данным результатам коэффициент n для карагандинских углей при $\sigma_0 = 1.35$ МПа колеблется от 0,07 до 0,17. В табл.1 приведены значения силы P , вызывающей переход материала к предельному состоянию [3].

Таблица 1 – Значения силы P при различных α , a и n

a, см	$\alpha=0$					$\alpha=30^\circ$				
	n					n				
	0.07	0.1	0.12	0.15	0.17	0.07	0.1	0.12	0.15	0.17
10	51.5	34.3	30.0	24.0	21.1	31.0	24.9	22.0	18.7	17.2
20	60.0	40.8	33.6	26.7	23.4	28.6	24.4	21.1	18.3	16.7
30	68.0	46.1	37.9	29.9	26.2	27.9	23.5	21.0	18.5	16.3
40	67.0	50.2	41.3	32.6	28.6	27.3	22.4	21.2	18.9	17.3
50	60.3	44.5	33.9	31.0	26.6	34.6	29.1	26.3	23.0	21.2

Из табл. 1 видно, что сила P , вызывающая в материале предельное состояние, обеспечивается существующими силовыми гидроцилиндрами горных машин.

При расшифровке значений силы P использованы методы расчетов напряжений $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ и $\sigma_x, \sigma_{xy}, \tau_{xy}$, приведенных в [1, 3].

Выводы:

Функции напряжений определены методом решения задачи клина. Применением интегрального преобразования Лапласа, а также импульсной функции Дирака определены значения σ_x , σ_y , τ_{xy} . Определено предельное состояние верхней угольной толщи, в точке соприкосновения инструмента с массивом. Применение теории прочности Кулона-Мора, для хрупких материалов, привело к определению значений силы инструмента для разрушения Карагандинских углей с применением существующих силовых гидроцилиндров. При расшифровке значений P использованы методы расчетов напряжений σ_x , σ_y , τ_{xy} .

Список литературы

1. В.Аксенов, В.Барышников, В.Востриков, А.Еременко, Г.Кулаков, М.Курленя, А.Леонтьев. Использование инструментальных методов в практике горного дела. Наука Сибири, 1998. - С. 3-9.
2. Тусупов А.Т., Жетесов С.С. Интегральный метод решения первой основной задачи теории упругости.–В кн.: Строительная механика. Научно.-метод.сб.статей КарПТИ.Вып.1. Караганда, 1996. - С.77-80.
3. Жетесов С.С., Тусупов А.Т. Исследование напряжений в погашаемой подкровельной угольной пачке. – В кн.: Технология разработки месторождений полезных ископаемых. Караганда, 1995. - С.27-33.

УДК 622.678

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ГОЛОВНЫХ КАНАТАХ С УЧЕТОМ КОЛЕБАТЕЛЬНОГО ХАРАКТЕРА ИХ ИЗМЕНЕНИЯ

Зверев В.Ю., асп., Трифанов Г.Д., доц.
ПНИПУ, кафедра Горной электромеханики, г. Пермь

В статье представлены результаты исследований по определению и анализу фактических динамических нагрузок в головных канатах шахтных подъемных установок стволов средней глубины. Динамическая нагрузка рассмотрена с учетом волновых процессов в канатах, с выделением соответствующих параметров ее колебания. Выявлены их зависимости от тахограммы подъема скипов, технических характеристик и состояния подъемного оборудования.

Ключевые слова: скиповая подъемная установка, тахограмма, режим работы, головной канат, динамические нагрузки, колебания.

ANALYZING OF DYNAMIC LOADS IN THE HEAD-ROPE TAKING INTO ACCOUNT THE OSCILLATORY NATURE OF THEIR CHANGES

Zverev V.Yu., Trifanov G.D.

The article presents the results of studies to determine and analyzing of actual dynamic loads in the shaft hoists head-ropes for medium depth. Dynamic load is considered with regard to wave processes in the ropes, with the selection of appropriate parameters of its oscillations. Their dependences on the hoisting of skips speed diagram, technical characteristics and condition of lifting equipment are revealed.

Keywords: skip hoist installation, speed diagram, mode of operation, the head-rope, dynamic loads, fluctuations.

Динамическая нагрузка в головных канатах шахтных подъемных установок обусловлена появлением ускорения в его продольном направлении. При этом из-за дополнительного усилия длина каната изменяется на величину, соответствующую выражению

$$\Delta l(t) = \frac{L \cdot F(t)}{E_k \cdot A}, \text{ м,}$$

где $F(t)$ – натяжение ветви каната, Н; E_k – динамический модуль упругости каната, Па; A – площадь поперечного сечения каната, м².

Канат при этом, как упругое тело большой протяженности, обуславливает волновой характер деформации. При изменении движущего усилия на ободу барабана подъемной машины или воздействия со стороны подъемного сосуда в канате возникает волна напряжений, которая движется к противоположному концу каната (рис. 1) со скоростью [1]

$$C_v = \sqrt{\frac{E_k \cdot A \cdot L}{m_3}}, \text{ м/с,}$$

где m_3 – эквивалентная масса ветви каната, кг [2].

Отразившись от одного конца каната, волна возвращается к подъемной машине еще несколько раз, вызывая при этом дополнительное динамическое воздействие, отражающееся в виде колебаний скипа на

канате при деформации последнего [3]. Так же это обуславливает некоторое отставание значения усилия в канате у скипа от усилия у подъемной машины.

Наиболее наглядными и рассматривающими все факторы, влияющие на возникновение динамических процессов, являются экспериментальные исследования нагрузок в канатах [4, 5].

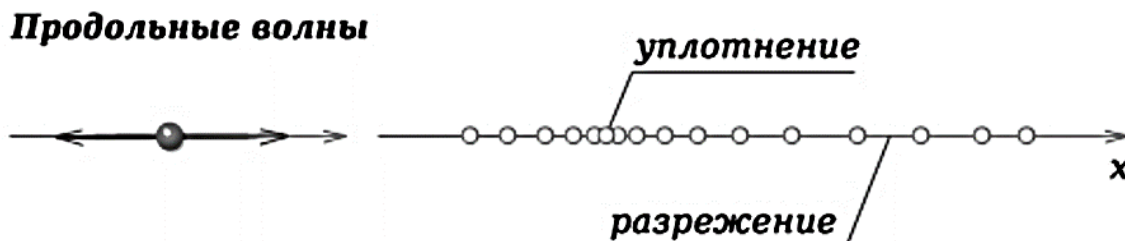


Рис. 1. Распространение продольной волны в упругом теле

Результатом их проведения являются данные о динамической нагрузке в головном канате, которые для визуализации представляются в виде графиков [3, 6]. Волновой характер воздействия динамической нагрузки обуславливает возможность анализа усилий в канате как гармонические колебания [7], описываемые формулой

$$F_{\text{д}}(t) = F_{\text{А}}(t) \cdot e^{-\mu t} \cdot \cos(\omega \cdot t), \quad (1)$$

где $F_{\text{А}}(t)$ - амплитуда колебаний динамической нагрузки в головном канате; μ - коэффициент затухания; ω - частота колебания.

Анализ параметров, составляющих уравнение (1), позволит выделить зависимость динамических нагрузок от технических характеристик и параметров работы элементов подъемных установок. Дальнейшее исследование направлено на разработку мероприятий по снижению или исключению их воздействия [2, 4, 6].

Исследования фактических динамических нагрузок в головных канатах проведены на скиповых подъемных установках рудников Верхнекамского калийного месторождения в течение 2015-2018 гг. В ходе работы выявлена зависимость величины и количества воздействий нагрузок от кинематических параметров подъема скипов, технических характеристик и состояния оборудования:

1. **Амплитуда колебаний** рассмотрена с учетом ее изменения на различных этапах подъема, сопровождающихся изменением кинематических параметров (скорости, ускорения и рывка подъемной машины) [6].

Четкая зависимость амплитуды возникающих нагрузок прослеживается при сопоставлении с движущим усилием на ободу барабана, а точнее с его изменением в единицу времени при переходе от одного этапа подъема к другому, сопровождающимся рывков и изменением ускорения [6, 8]. В этом случае значение нагрузки можно

определить с учетом скорости прохождения упругой волны в канате по формуле:

$$F_a = dF_{\text{дв}} \cdot \sqrt{\frac{m_3 \cdot L}{E_k \cdot A}}, \text{ кН.} \quad (2)$$

Как видно из формулы (2), амплитуда нагрузки зависит от технического состояния головного каната, определяющего его продольную жесткость на растяжение (произведение $E_k \cdot A$) [1], и плавность изменения движущего усилия.

2. **Декремент затухания** характеризует диссипативные свойства системы, а точнее потери усилия в парах проволок при деформации каната под нагрузкой. Его значение изменяется в пределах 0,06-0,09. Что с учетом малой продолжительности большинства этапов подъема, оказывает не существенное влияние на динамические нагрузки.

3. **Частота колебаний** для большинства этапов подъема соответствует известному выражению свободных колебаний скипа на канате [2] и может изменяться со временем эксплуатации при ухудшении технического состояния каната [9]:

$$\omega_k = \sqrt{\frac{E_k \cdot A}{L \cdot m_3}}, \frac{1}{c}. \quad (3)$$

Не соответствует выражению (3) только частота колебания нагрузки в период равномерного движения. Существенное влияние оказывает электромагнитная постоянная времени двигателя. При поддержании постоянной скорости при переменном движущем усилии (разность статических натяжений уменьшается при навивании каната на барабан) работа привода не равномерна [8]. Действующую динамическую нагрузку создает сам привод, предопределяя так же и частоту ее воздействия. С учетом особенностей большинства рассмотренных систем эта частота равна или кратна частоте вращения подъемной машины [10, 6].

Еще одной особенностью того же этапа подъема является биение нагрузки при кратности частоты свободных колебаний и частоты вращения двигателя. При этом увеличивается количество воздействий. Для рассмотренных подъемных установок усугубление этого эффекта наблюдается при снижении максимальной скорости подъема – чем меньше частота вращения при равномерном движении, тем раньше возникает явление биения [6].

Таким образом, наибольшее влияние на параметры воздействия динамической нагрузки оказывает техническое состояние каната и плавность регулирования кинематических параметров движения скипов.

Выводы:

Выявление соответствующих зависимостей параметров колебания нагрузки от кинематических параметров подъема скипов, технических характеристик и состояния оборудования позволяет не только определить

конкретные источники возникновения и увеличения нагрузок. По результатам исследования можно составить достаточно простую математическую модель для оценки эффективности мероприятий по снижению динамических нагрузок.

Список литературы

1. Тарасов В. Н. Теория удара в теоретической механике и ее приложение в строительстве / В.Н. Тарасов, Г.Н. Бояркин. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2001. – 142 с.
2. Степанов А.Г. Динамика шахтных подъемных установок. Монография. - Saarbrücken: Palmarium Academic Publishing, 2017. – 328 с.
3. Трифанов Г.Д., Зверев В.Ю., Бут С.А. Возможности увеличения производительности эксплуатируемых скиповых подъемных установок калийных рудников // Горное оборудование и электромеханика. – 2016. - № 9 (127). – С. 3–8.
4. Ильин С.Р., Ильина С.С., Самуся В.И. Механика шахтного подъема. – Днепропетровск: Национальный горный университет, 2014. — 247 с.
5. Эксплуатация шахтных подъемных установок/ под ред. Г.Д. Трифанова. – Пермь: Изд-во ПНИПУ, 2015. – 315 с.
6. Трифанов Г.Д., Зверев В.Ю., Вагин Е.О., Архипов Е.В. Оценка влияния кинематических параметров подъемных установок на динамические нагрузки в канатах // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2017. – № 7. – С. 103-110.
7. Яблонский А.А. Курс теории колебаний. Учеб. пособие для студентов вузов. Изд. 3-е, испр. и доп. / А.А. Яблонский, С.С. Норейко.- М.: "Высшая школа", 1975. – 248 с.
8. Католиков В.Е., Динкель А.Д. Динамические режимы рудничного подъема. — М.: Недра, 1995. – 448 с.
9. Hankus D.J. Budowa i własności mechaniczne lin stalowych. — Katowice: Główny instytut górnictwa, 1990. – 256 p.
10. Johansson B., Steinarson A. A new method for automatic reduction of catenary oscillations in drum hoist installations// Hoist & haul 2015: Proceedings of the international conference on hoisting and haulage. – 2015. – P. 125–140.

УДК 622.271

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ГЛАВНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА

Телиман И. В., асп., Хорошавин С. А., доц., Комиссаров А. П., проф.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Показано, что главные исполнительные механизмы гидравлического экскаватора (механизмы поворота стрелы, рукояти и ковша) представляют собой гидромеханические агрегаты, в которых двигатель (гидроцилиндр) является составной частью рычажно-гидравлического механизма. Определены передаточные функции рычажно-гидравлических механизмов, характеризующие зависимости между режимными параметрами двигателя и параметрами, реализуемыми на ведомых звеньях механизма (стреле, рукояти и ковше). Получены рабочие характеристики главных исполнительных механизмов. Предложена методика определения реактивных нагрузок, действующих на штоках гидроцилиндров поворота стрелы и поворота рукояти.

Ключевые слова: гидравлический экскаватор, рычажно-гидравлические механизмы, передаточные функции, рабочая характеристика, реактивные нагрузки.

CHOICE OF PARAMETERS OF MAIN EXECUTIVE MECHANISMS OF HYDRAULIC EXCAVATOR

Teliman IV, Khoroshavin SA, Komissarov A.P.

It is shown that the main executive mechanisms of the hydraulic excavator (mechanisms for rotating the boom, stick and bucket) are hydromechanical units in which the engine (hydraulic cylinder) is an integral part of the lever-hydraulic mechanism. The transfer functions of the lever-hydraulic mechanisms that characterize the dependencies between the engine's operating parameters and the parameters realized on the driven links of the mechanism (boom, stick and bucket) are determined. The working characteristics of the main executive mechanisms are obtained. A technique is proposed for determining the reactive loads acting on the rods of hydraulic cylinders turning the boom and turning the handle.

Keywords: hydraulic excavator, lever-hydraulic mechanisms, transfer functions, working characteristics, reactive loads

Введение. Выбор рациональных конструктивных и режимных параметров главных исполнительных механизмов гидравлического экскаватора, обеспечивающих эффективное ведение процесса экскавации горных пород, представляет собой один из основных этапов проектирования оборудования.

При выборе параметров оборудования в центре внимания должны быть факторы, определяющие технический уровень и экономическую эффективность (энергоэффективность, ресурсосбережение и др.).

Учитывая то факт, что конструкции гидравлических экскаваторов и, главным образом, рабочего оборудования отличаются технической новизной, выбор основных параметров рабочего оборудования и главных исполнительных механизмов должен основываться на анализе результатов научно-исследовательских работ и имитационного моделирования.

Обзор выполненных работ [1 –5] показывает, что вопросы выбора параметров рабочего оборудования и главных исполнительных механизмов гидравлических экскаваторов рассмотрены недостаточно.

Задачей исследования является выявление разнообразных связей (кинематических, силовых и др.) в гидрофицированном рабочем оборудовании и определение условий эффективного функционирования рабочего оборудования с учетом особенностей его структуры.

Решение задачи исследования. Исследование гидрофицированного рабочего оборудования выполняется на основе общих методов исследования и проектирования механизмов и механики машин. Рабочее оборудование представляет собой совокупность последовательно соединенных между собой рычажно-гидравлических механизмов, состоящих из ведущих звеньев переменной длины (гидроцилиндров со штоками) и ведомых звеньев – элементов рабочего оборудования (ковша, рукояти и стрелы). Особенностью кинематики рычажных механизмов является изменение соотношения между режимными параметрами (скоростями и нагрузками) ведущего и ведомого звеньев в зависимости от взаимного положения звеньев и их геометрических размеров.

В работе выполнен анализ и синтез рычажно-гидравлического механизма поворота ковша как основного рабочего (копающего) механизма. В случае уменьшения плеча действия силы к концу копания (см. рис. 1, а) величина силы, действующей на штоке гидроцилиндра, возрастает и может превысить значение силы, соответствующей давлению срабатывания предохранительного клапана гидросистемы, и копание прекратится.

На рис. 1, б приведена схема механизма, в которой плечи действия силы, приложенной к штоку гидроцилиндра, в начале и конце копания равны, а в середине копания плечо имеет максимальное значение и, соответственно, уменьшается значение силы, действующей на штоке гидроцилиндра.

При изменении размеров и конфигурации ковша может быть обеспечена рациональная форма диаграммы силы, действующей на штоке гидроцилиндра, за счет увеличения плеча действия силы в конце копания (см. рис. 1, в).

В этом случае величина силы, действующей на штоке гидроцилиндра, в процессе копания практически остается постоянной и, соответственно, достигается полное использование установленной мощности приводного двигателя (при неизменной скорости выдвижения штока).

Таким образом, при выборе параметров рычажно-гидравлических механизмов следует соблюдать соответствие силы, действующей на штоке гидроцилиндра, и внешней нагрузки, действующей на ведомое звено механизма.

Наличие в составе гидрофицированного рабочего оборудования гидродвигателей (гидроцилиндров), действующих в различных режимах (активном и пассивном), приводит к возникновению значительных реактивных нагрузок на гидроцилиндры, работающие в активном режиме при относительно малых номинальных нагрузках (без силы сопротивления копанью).

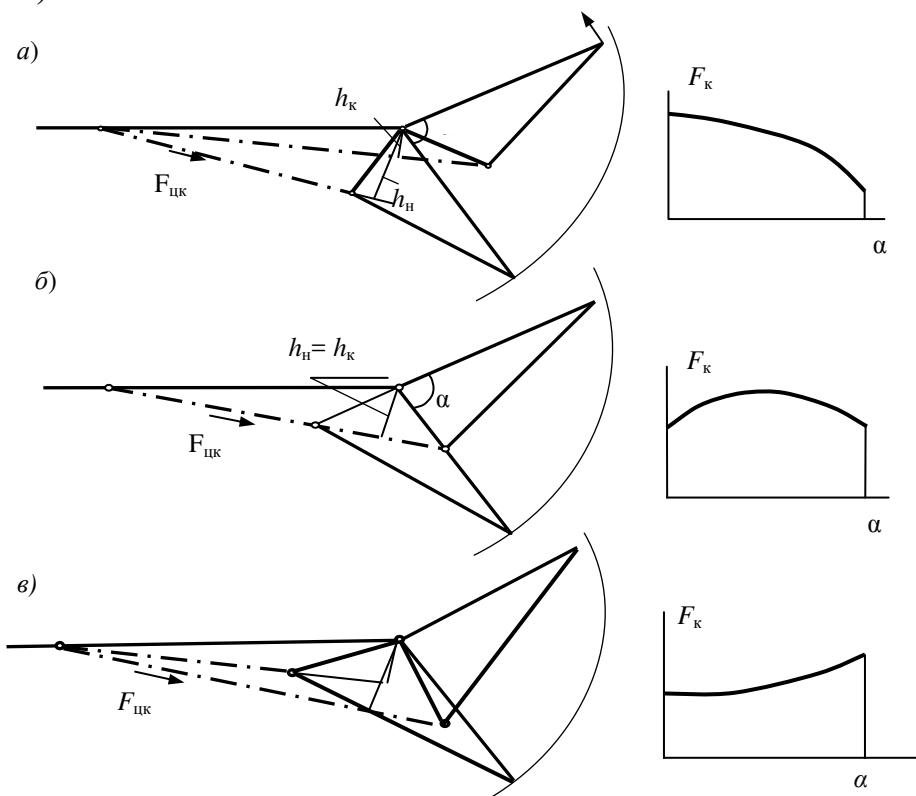


Рис. 1. Влияние параметров подвески ковша на величину усилия на ковше

Так, гидроцилиндр поворота ковша, воспринимающий рабочие нагрузки, является наиболее нагруженным, гидроцилиндры поворота стрелы и поворота рукояти ковша (особенно) являются менее нагруженными, так как предназначены для выполнения операций по подъему и опусканию рабочего оборудования.

Однако механизмы поворота стрелы и поворота рукояти, находящиеся в «закрытом» состоянии (пассивный режим), воспринимают при работе механизма поворота ковша реактивные нагрузки, величина которых превышает уровень рабочих нагрузок, действующих при функционировании в активном режиме.

Следовательно, в этом случае рабочий процесс может прекратиться в результате срабатывания предохранительного клапана, т. е. в рабочей зоне экскаватора появится «нерабочий» участок.

Выявление «нерабочих» участков и определение фактической рабочей зоны экскаватора может быть выполнено при проведении

силового анализа рабочего оборудования на основе математической модели экскаватора [1].

Заключение

Основным фактором, определяющим условия эффективного функционирования гидрофицированного рабочего оборудования, являются силы, действующие на штоках гидроцилиндров, значения которых определяются величиной давления срабатывания предохранительного клапана гидросистемы.

При совместном функционировании последовательно соединенных рычажно-гидравлических механизмов перегрузка одного из механизмов, действующих в реактивном режиме, может привести к срабатыванию предохранительного клапана гидравлической системы, рабочий процесс прекращается, т. е. в рабочей зоне экскаватора появляется «нерабочий» участок.

Основой для выбора рациональных конструктивных и режимных параметров гидрофицированного рабочего оборудования карьерных гидравлических экскаваторов является системный анализ оборудования, заключающийся в анализе данных вычислительного эксперимента по расчету основных параметров для различных вариантов конструктивного исполнения оборудования.

Список литературы

1. *Комиссаров А. П., Шестаков В. С.* Имитационная модель функционирования рабочего оборудования гидравлического экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 10. С. 36 – 38.
2. *Булес П.* Эффективность эксплуатации карьерных экскаваторов с электромеханическим и гидравлическим приводом основных механизмов // Горная промышленность. 2014. № 6 (118). С. 36-37.
3. *Виницкий К. Е. и др.* Освоение гидравлических экскаваторов нового поколения в практике открытых горных работ // Горная промышленность. 1998. № 1. С. 30-36.
4. *Висбек З. и др.* Об эффективности применения карьерных гидравлических экскаваторов // Горная промышленность. 1998. № 5. С. 25-29.
5. *Вэблер Д.* Сопоставительный анализ карьерного погрузочного оборудования // Горный журнал, 1995. № 12. С. 5-8.
6. *. Горные машины. Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV-24 / Ю. А. Лагунова [и др.]; под общ. ред. В. К. Асташева // Ред. Совет: К. В. Фролов (пред.) [и др.]. М.: Машиностроение, 2011. 496 с.*

УДК 622.879

«ОБРАТИМОСТЬ» ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА ПРИ ЭКСКАВАЦИИ ГОРНЫХ ПОРОД

Комиссаров А. П.¹, проф., Плотников Н. С.¹, инж.,

¹ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»,

Летнев К. Ю.² ст. преп., Лукашук О. А.², зав. каф.,

²Уральский федеральный университет им. Первого Президента России Б.Н.Ельцина

Показано, что в процессе экскавации горных пород управление приводами главных механизмов (подъемного и напорного) осуществляется с целью воспроизведения требуемого закона движения рабочего органа (ковша). Определены кинематические передаточные функции механизма рабочего оборудования, характеризующие соотношения между скоростью копания и скоростями рабочих движений (подъема и напора). Установлено, что вид передаточных функций зависит от положения звеньев механизма рабочего оборудования в рабочей зоне экскаватора.

Ключевые слова: механизм рабочего оборудования, передаточные функции, скорости копания, подъема и напора.

"REPLACEMENT" OF THE MAIN MECHANISMS OF THE CAREER EXCAVATOR IN EXCAVATION OF ROCK ROCKS

Komissarov A. P., Plotnikov N.S., Letnev K. Yu., Lukashuk O.A.

It is shown that during excavation of rocks the control of the main mechanisms (lifting and pressure) is carried out in order to reproduce the required law of motion of the working member (ladle). The kinematic transfer functions of the working equipment mechanism that characterize the relationship between the digging speed and the speeds of working movements (lifting and head) are determined. It is established that the type of transfer functions depends on the position of the links of the machinery of the working equipment in the working area of the excavator.

Keywords: working equipment mechanism, transfer functions, digging, lifting and head speed.

Эффективность функционирования карьерного экскаватора определяется, главным образом, степенью и координацией работы главных исполнительных механизмов при их совместном действии в процессе экскавации горных пород.

Специфика рабочего процесса карьерных экскаваторов заключается в тесном взаимодействии главных механизмов при экскавации горных пород ввиду их соединения с ковшом посредством двухкривошипно-рычажного механизма рабочего оборудования. В этом случае требуемые значения режимных параметров главных механизмов (скоростей и усилий подъема и напора) из условия реализации заданного закона движения ковша (вершины режущей кромки) определяются в зависимости от кинематических свойств механизма рабочего оборудования.

Изучение кинематических свойств механизма рабочего оборудования позволит оценить режимные параметры главных механизмов в конкретных условиях эксплуатации.

Цель исследования – повышение эффективности функционирования карьерного экскаватора в процессе экскавации горных пород.

Задачи исследования:

- определение кинематических передаточных функций механизма рабочего оборудования;

- выявление диапазона изменения режимных параметров главных механизмов в процессе экскавации горных пород при перемещении ковша в пределах рабочей зоны экскаватора.

Объектом исследования является рабочий процесс экскавации горной массы, осуществляемый посредством рабочего оборудования карьерного экскаватора типа прямая лопата (мехлопата).

Предмет исследования заключается в выявлении взаимосвязей между энергосиловыми параметрами, реализуемыми на режущей кромке зубьев ковша, и режимными параметрами главных механизмов.

В качестве метода исследований принято имитационное моделирование процесса экскавации.

Процесс экскавации пород осуществляется за счет направленного перемещения ковша. В этом случае ковш является ведущим звеном и, соответственно, выходные звенья главных механизмов являются ведомыми, т. е. в процессе экскавации происходит «обратимость» главных механизмов.

На основе кинематического анализа двухкривошипно-рычажного механизма рабочего оборудования (рис. 1) получены выражения для кинематических передаточных функций, определяющих требуемые соотношения между скоростью копания V_k и скоростями подъема V_n и напора V_H при перемещении ковша по эквидистантным траекториям в пределах рабочей зоны экскаватора.

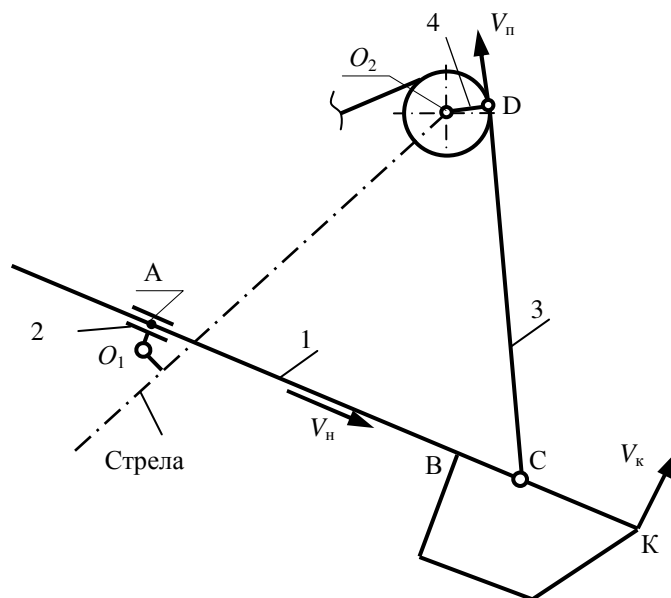


Рис. Схема механизма рабочего оборудования:
1 – звено «рукоять-ковш»; 2 – седловой подшипник;
3 – фрагмент подъемного каната; 4 – головной блок

Кинематические передаточные функции механизма рабочего оборудования имеют вид:

для напорного механизма

$$f_H = \frac{V_H}{V_K} = \frac{\cos(\psi - \varphi_1)}{\sin(\alpha - \varphi_1)}; \quad (1)$$

для подъемного механизма

$$f_{\Pi} = \frac{V_{\Pi}}{V_K} = f_H \sin \lambda \left(\left(1 + \frac{O_1C}{O_1K} \right)^2 + 2O_1C \cos(\alpha - \varphi_2) / O_1K \right)^{0,5}, \quad (2)$$

где ψ – угол наклона касательной к траектории перемещения ковша; O_1K , O_1C – радиусы-векторы точки К (вершины режущей кромки) и точки С (точки крепления подъемного каната к ковшу); φ_1 , φ_2 , α , λ – угловые величины, определяющие положения звеньев механизма рабочего оборудования.

Анализ выражений (1) и (2) показывает, что основным рабочим движением при выполнении операции экскавации (копания) является напорное движение, так как ковш и рукоять являются единым звеном механизма рабочего оборудования.

Заключение

Оценка кинематических свойств двухкривошипно-рычажного механизма рабочего оборудования позволит разработать алгоритм управления приводами главных механизмов при их совместной работе в процессе экскавации горной массы, реализующего рациональные значения режимных параметров главных механизмов для конкретных горнотехнических условий эксплуатации.

Список литературы

1. Гафурьянов Р. Г., Комиссаров А. П., Шестаков В. С. Моделирование рабочего процесса карьерных экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 6. С. 40 – 45.
2. Лагунова Ю. А., Комиссаров А. П., Шестаков В. С. и др. Горные машины. Энциклопедия. Т. IV-24. М.: Машиностроение, 2011. 493 с.

УДК 622.44

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАЗМЕРНОГО РЯДА ШАХТНЫХ ОСЕРАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Копачев В. Ф., Камаева А. В., Петровичина А. И.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Рассмотрены основные закономерности проектирования типоразмерного ряда шахтных осерадиальных вентиляторов для применения в горной промышленности. Предложен типоряд из четырех размеров, позволяющий покрывать, на основе многовентиляторных агрегатов, поле потребных вентиляционных режимов. Приведена диаграмма выбора размеров осерадиальных вентиляторов.

Ключевые слова: вентилятор, аэродинамические параметры, схемы проветривания, типоразмерный ряд.

DESIGN OF THE SIZE RANGE MINE OSCERADIAL FANS

Kopachev V.F., Kamaeva A.V., Petrochinina A.I.

The main regularities in the design of a standard range of mine incinerators for use in the mining industry are considered. A series of four sizes is proposed, which makes it possible to cover, on the basis of multi-ventilator units, the field of ventilation modes required. The diagram of the selection of the sizes of Osradiial fans is given.

Keywords: fan, aerodynamic parameters, ventilation schemes, standard size range

Реализация эффективных схем вентиляции шахт и рудников в настоящее время невозможна без расширенного применения в общешахтных схемах проветривания подземных вентиляторов главного и вспомогательного проветривания. Применение таких вентиляторов во многих случаях значительно повышает эффективность вентиляции горных выработок, особенно на горных предприятиях, имеющих разветвленные горные выработки значительной протяженности. Для решения поставленной задачи предлагается использование специальных взрывозащищенных компактных одно- или многовентиляторных установок на базе осерадиальных вентиляторов, обладающих необходимыми свойствами. За базовую конструкцию осерадиального шахтного вентилятора принимается разработанная аэродинамическая схема ОРВ42-126, отличительной особенностью которой является применение рабочих колес, полностью использующих центробежные силы для приращения в них статического давления [1]. Выбор данной аэродинамической схемы обусловлен ее лучшими аэродинамическими параметрами, по сравнению с применяемыми в настоящее время осевыми вентиляторами, при практически такой же компактности и возможности использования в стесненных подземных условиях.

Проектирование и обоснование типоразмерных рядов шахтных вентиляторов осуществляется чаще всего на основе статистико-вероятностного подхода [2], при этом зависимости статических характеристик вероятностного распределения вентиляционных режимов в рабочей области вентилятора от его диаметра и окружной скорости по

концам лопаток устанавливаются на основе теоретического решения задачи об определении оптимальных эксплуатационных параметров вентиляторов.

Современная тенденция создания горной техники, с учетом горно-технологических условий предприятий, обуславливает определенные коррективы при разработке новых шахтных вентиляторов и их типовых рядов. Необходимо учитывать уровень компьютерного проектирования, наличие программ аэродинамического и гидравлического анализа, а также программ инженерных расчетов, которые позволяют создавать высокоэкономичные вентиляторы практически под любую систему вентиляции [3]. Однако, реализация индивидуального единичного производства вентилятора подразумевает значительные затраты потребителя на приобретение данной техники и ее последующего технического содержания в работоспособном состоянии.

Таким образом, требуется создавать ограниченные параметрические ряды вентиляторов, для возможности их серийного производства, и на их базе использовать многовентиляторные установки, способные аэродинамическими параметрами покрывать требуемые вентиляционные режимы.

С учетом развития технологии машиностроения 21 века, а также имеющиеся методы и механизмы разработки, накопленный десятилетиями опыт и проводимое техническое перевооружение предприятий, требует рассмотреть коррективы по созданию типоразмерных рядов шахтных вентиляторов. В нашем случае эти коррективы касаются разработки типоразмеров осерадиальных подземных шахтных вентиляторов (местного, вспомогательного и главного проветривания). При этом, изменение координат точек режимов работы вентиляторов в поле требуемых вентиляционных режимов следует рассматривать как детерминированное, подчиненное определенным закономерностям, например, зависимостям увеличения статического давления вентиляторов в связи с углублением горных работ, увеличением подачи вентиляторов с ростом объемов добычи полезного ископаемого и т. д. Большое значение при этом играют прогнозные расчеты полей требуемых вентиляционных режимов горных предприятий потенциальных потребителей вентиляторов разрабатываемого ряда.

Также необходимо учитывать требования ГОСТ 8032-84 к конструктивным элементам вентиляторов, который требует соответствие ряду предпочтительных чисел $R10$, и к взрывозащищенным асинхронным двигателям - соответствие ряду предпочтительных чисел $R20$. Особенностями рассматриваемых осерадиальных вентиляторов является то, что все они разрабатываются на основе типоряда фланцевых взрывозащищенных асинхронных электродвигателей ВАО2, предназначенных для шахт опасных по газу и пыли с синхронными

частотами вращения 3000, 1500 и 1000 мин⁻¹ и номинальными мощностями 90, 132, 160 и 315 кВт.

Проектный расчет типоразмерного ряда производится исходя из условий гидродинамического подобия. Требуемый диаметр рабочего колеса (РК) типоряда:

$$D' = D \sqrt[3]{\frac{N'}{N} \left(\frac{n}{n'}\right)^5}, \quad (1)$$

где D , N , n – диаметр рабочего колеса, максимальная мощность и частота вращения, соответственно, модели осерадиального вентилятора; N' , n' – номинальная мощность и частота вращения, соответственно, типоряда вентилятора.

Значение КПД для типоряда вентиляторов определяется с учетом изменения режима течения воздуха в проточной части, так согласно исследованиям приращение к.п.д. является зависимостью $\Delta\eta = f\left(\frac{Re'}{Re}\right)$ и может быть определено по соответствующим номограммам [2], где Re – число Рейнольдса. Результаты расчетов приведены в табл. 1. Принятые значения диаметров рабочего колеса осерадиального вентилятора соответствуют требованиям ГОСТ 8032-84.

Таблица 1

Расчетные показатели типоразмерного ряда осерадиальных вентиляторов

№ п/п	Синхронная частота вращения ротора вентилятора	Мощность электропривода, кВт	Расчетное значение диаметра РК, дм	Принятое значение диаметра РК, дм	Значение числа Re	Изменение КПД, $\Delta\eta$
1	3000	90	-	8,4	$7,3 \cdot 10^6$	-
2	1500	132	13,78	12,6	$8,0 \cdot 10^6$	+0,05
3	1500	160	14,32	14,2	$1,0 \cdot 10^7$	+0,09
4	1000	315	20,91	18	$1,1 \cdot 10^7$	+0,12

Исходя из принятых значений определяющих размеров осерадиальных вентиляторов построена диаграмма для выбора их размерного ряда в зависимости от частоты вращения (рис. 1). Учитывая возможности регулируемого привода и развитие технологий управляемого электропривода, позволяющему без особых потерь осуществлять регулирование частоты вращения как вниз, так и вверх в достаточно широких пределах, в качестве основных типоразмеров принимаются четыре типоразмера вентиляторов: ВМЭ-8,4ГК, ВМЭ-12,6ГК, ВМЭ-14,2ГК, ВМЭ-18ГК. Для обеспечения необходимых параметров по давлению (до 8000-9000 Па) и по расходу (до 160-180 м³/с) предусматривается последовательная работа вентиляторных агрегатов: 2ВМЭ-8,4; 2ВМЭ-12,6; 2ВМЭ-14,2; 2ВМЭ-18,0ПС; параллельная работа:

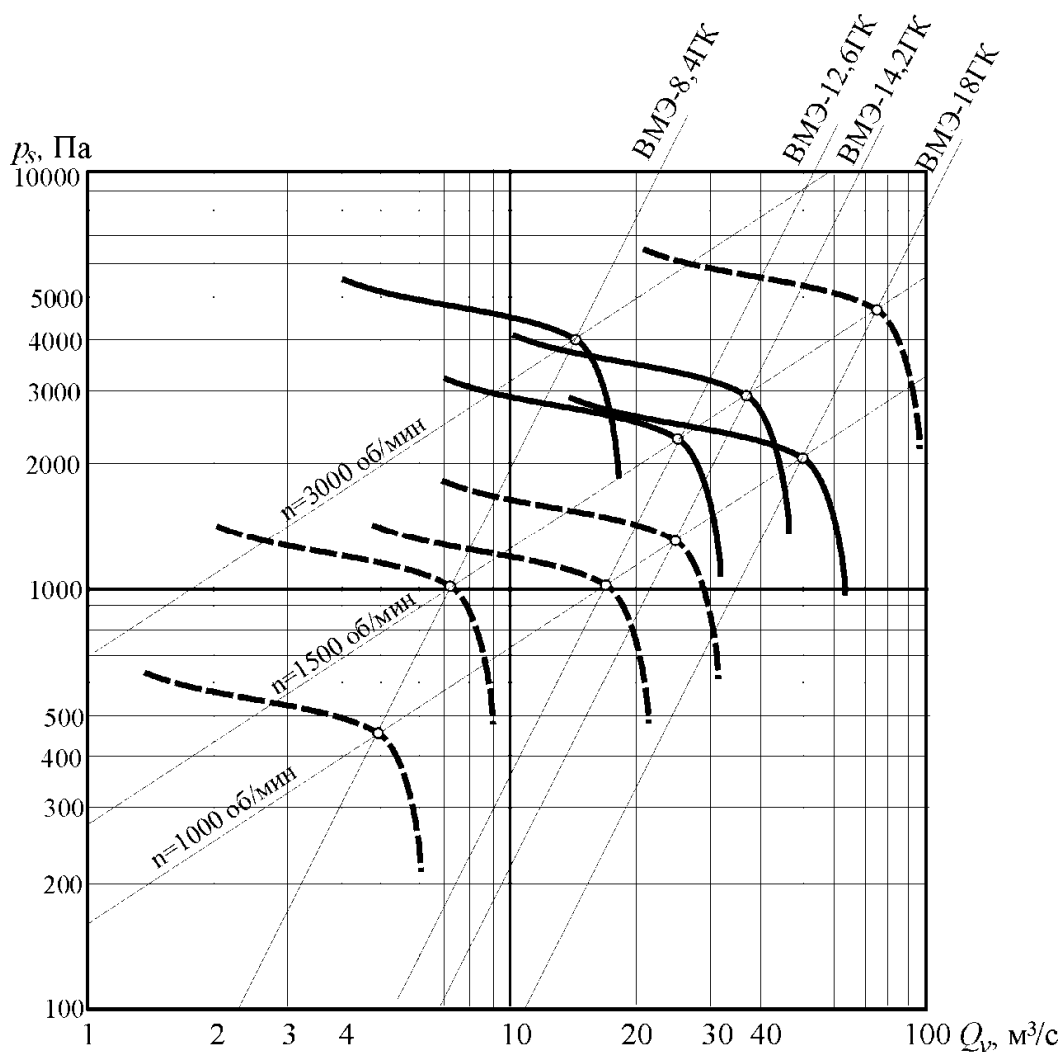


Рис. 1. Диаграмма размеров и частоты вращения осерадальных вентиляторов схемы ОРВ42-126

2ВМЭ-18,0ПР; и последовательная работа сдвоенных вентиляторных агрегатов: 2x2ВМЭ-18,0.

В настоящее время осерадальные вентиляторы спроектированного типоразмерного ряда внедряются на шахте «Полосухинская» ОАО «Кемеровуголь». Указанные вентиляторные агрегаты также могут использоваться и на поверхностных установках вспомогательного или главного проветривания, что предполагает наиболее простые, надежные и менее затратные их компоновочные схемы.

Список литературы

1. Тимухин С. А., Каргин И. В., Лямин С. С. Проблемы создания подземных вентиляторных установок и пути их решения // Известия УГГУ. Вып. 23.- Екатеринбург, 2008. - С. 33-36.
2. Брусиловский И. В. Аэродинамика осевых вентиляторов. - М.: Машиностроение, 1984. - 240 с.
3. Кутаев В. И., Кутаев Д. В. Эффективность работы вентилятора. Проектирование вентиляторов главного проветривания под конкретную шахтную вентиляционную сеть // Уголь Кузбасса. 2016. № 4. С. 82-86.

УДК 622.23.05

РАБОТА ГИДРОПРИВОДА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ТПМК В ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМАХ

Кривенко А.Е.¹ к.т.н., доцент, Мунтянов К.К. инженер ПТО²

¹ НИТУ МИСиС Горный институт, Москва, РФ;

² ООО "СиАрСиСи Рус", Москва, РФ

В работе представлены основные результаты проведенного аналитического исследования схем привода исполнительных органов современных проходческих щитов. Дана оценка их режимов работы. Обоснован выбор типовой гидросхемы привода роторного исполнительного органа механизированного щита.

Ключевые слова: проходческий щит, гидропривод, динамика

OPERATION OF THE HYDRAULIC DRIVE OF THE EXECUTIVE BODY OF TUBE IN DYNAMIC REGIMES

Krivenko A.E.¹, Muntjanov K.K.

The paper presents the main results of the analytical study of the drive circuits of the executive bodies of modern passage shields. An estimation of their operating modes is given. The choice of a typical hydraulic circuit for driving a rotor executive body of a mechanized shield is substantiated.

Keywords: tunnel, hydrodrive, dynamics

Введение. Тоннелепроходческие механизированные комплексы (ТПМК) помогают решать самые сложные инженерно-геологические задачи и широко применяются при строительстве подземных сооружений. Более 70 % тоннелей Московского метрополитена построены методом щитовой проходки.

Основной текст. Современный ТПМК – сложный комплект оборудования основой, которого служит проходческий механизированный щит оснащенный, в подавляющем большинстве случаев, роторным исполнительным органом. Щит представляет собой комплекс механизмов выполняющих основные функции горного оборудования: разрушение забоя, погрузка и доставка горной массы, защита выработанного пространства и, частично, возведение постоянного крепления выработки. Разнообразие механизмов обеспечивающих выполнение этих задач приводит к использованию разных типов привода. В механизированных щитах в основном используются механический и гидравлический приводы, на вспомогательных устройствах иногда можно встретить пневматический. В большинстве случаев выбор того или иного типа привода обоснован и четко определен кинематикой механизма и характером нагрузки. Исключение составляет привод роторного исполнительного органа механизированного щита. Здесь производители не могут прийти к единому мнению и в зависимости от личных предпочтений и пожеланий заказчика используют как электро так и гидропривод.

Так, например, фирма Lovat выпускала ТПМК с гидроприводом исполнительного органа, а комплексы с электроприводом

конструировались по спецзаказу. По данным предоставленным ООО "Тоннельный отряд № 6 Метростроя", который вел параллельную проходку перегонных тоннелей с помощью щитов Lovat RME 242SE "Клавдия" и Lovat RME 238SE "Абигайль" : при одинаковых показателях скорости проходки потребляемая мощность щита с гидроприводом составляла 1МВт, а с электроприводом 2 МВт. Для более точного сравнения можно рассмотреть ТПМК фирмы Robbins. При тех же показателях потребляемая мощность составляет 1,6 МВт. Однако, не смотря на то, что фирма Robbins ориентирована исключительно на производство щитов с электроприводом исполнительного органа, она справедливо отмечает ряд преимуществ гидропривода, таких как: легко контролируемая скорость и низкий крутящий момент на старте (5). Эти свойства положительно влияют на надежность и износостойкость техники. Также щиты с гидроприводом требуют меньше места при сборке, что в условиях строительства сооружений в городах играет немаловажную роль. Отсюда можно сделать вывод, что электропривод проще и удобнее в обслуживании но гидропривод более экономичный и компактный.

На сегодняшний день для строительства тоннелей Московского метрополитена задействованы порядка 25 ТПМК ведущих фирм-производителей, таких как: Robbins (США), Herrenknecht (Германия), Lovat (Канада), NFM (Франция), Hitachi (Япония), CRCC(Китай). Примерно половина этих щитов оснащена гидроприводом исполнительного органа. Мы не рассматриваем щиты больших диаметров, как, например, Herrenknecht 10690, т.к. в них применение электропривода экономически невыгодно.

Вне зависимости от типа привод роторного исполнительного органа всегда многодвигательный. Как отмечено в (1) "Вопрос работы многодвигательного гидропривода в динамических режимах не вполне изучен и требует более глубокого рассмотрения". Динамические режимы это, в первую очередь, разгон и торможение исполнительного органа, кроме того при разрушении неоднородного забоя в котором могут встречаться валуны, строительный мусор, включения пород различной крепости, на исполнительном органе возникают динамические нагрузки которые носят случайный характер и могут рассматриваться как случайные функции перемещения и скорости. Причем величина отдельных всплесков (выбросов) нагрузок достигают пяти-шестикратного значения средней нагрузки (математического ожидания) (1). Формирование динамических нагрузок в приводах горных комплексов определяется как силами сопротивления на исполнительном органе, так и динамическими свойствами привода, которые во многом зависят от жесткости трансмиссии (1). Динамические нагрузки приводят к разрушению резцов и повреждению элементов трансмиссии, что существенно снижает скорость проходки и может привести к длительным простоям.

Исследованию работы элементов систем объемного гидропривода посвящены работы выдающихся ученых, таких как Башта Т.М., Коваль П.В., Брон Л.С, Докукин А.В., Прокофьев В.Н. Хорин В.Н., Свешников В.К. и др., но совместной работе элементов привода в динамических режимах уделено недостаточно внимания.

Для исследования работы гидропривода исполнительного органа в динамических режимах необходимо выполнить анализ физической и построить математическую модель, отражающую работу гидросистемы и смежных элементов конструкции.

Решение поставленной задачи на первом этапе осложняется разнообразием гидравлических схем привода исполнительного органа у различных производителей. Так, например, в щитах фирмы Lovat используется большое количество двигателей и насосов меньшей мощности (5 насосов, 12 или 14 двигателей). Щиты фирмы Herrenknecht напротив, оснащены меньшим количеством насосов и двигателей, но большей мощности, (2 насоса, 8-10 двигателей). По результатам анализа гидравлических схем проходческих щитов работающих на строительстве Московского метрополитена мы предлагаем использовать для дальнейшего исследования схему большинства моделей: 2 гидронасосанасоса, 8 высокооборотных гидродвигателей.

Заключение. Исследование поведения системы привода исполнительного органа в динамических режимах позволит установить взаимосвязь режимов работы гидропривода и нагрузок возникающих в трансмиссии, что в свою очередь позволит увеличить надежность работы ТПМК и повысить эффективность ведения проходческих работ.

Список литературы

1. А.В. Докукин, Ю.Д. Красников, З.Я. Хургин, Е.М. Шмарьян, В.Н. Верескунов, В.А. Резников. Динамические процессы горных машин. М.: "Наука", 1972.
2. Коваль П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин: Учебник для вузов по специальности: «Горные машины и комплексы». М.: «Машиностроение», 1979.
3. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. М.: «Машиностроение», 1971.
4. Пресс-центр ООО «Институт по изысканиям и проектированию транспортных и инженерных сооружений «Мосинжпроект»;
5. Presented by Doug Harding (Vice President, The Robbins Company) – «TBM Drive Motors. A Comparison of VFD Electric & Hydraulic Models» 2014.

УДК 622.879

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА ПРИ ЭКСКАВАЦИИ ГОРНЫХ ПОРОД

Комиссаров А. П., проф., Плотников Н. С., начальник бизнес-инкубатора
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Показано, что в процессе экскавации горных пород кривошипно-рычажный механизм рабочего оборудования, соединяющий главные исполнительные механизмы (подъемный и напорный) с ковшом, трансформирует режимные параметры главных механизмов в энергосиловые параметры, реализуемые на режущей кромке ковша (зубьев), в соответствии с кинематическими и динамическими свойствами механизма рабочего оборудования. Определены диапазоны изменения значений режимных параметров главных механизмов при различных положениях звеньев механизма рабочего оборудования. Показано распределение потребляемой мощности приводов главных механизмов в рабочей зоне экскаватора.

Ключевые слова: *главные механизмы; кривошипно-рычажный механизм рабочего оборудования; режимные параметры главных механизмов, реализуемые в рабочей зоне экскаватора.*

DETERMINATION OF MODE PARAMETERS OF THE MAIN MECHANISMS OF THE CAREER EXCAVATOR FOR EXCAVATION OF ROCKS

Komissarov AP, Plotnikov N.S.

It is shown that in the process of rock excavation, the crank and lever mechanism of the working equipment that connects the main executive mechanisms (lifting and pressure) to the bucket, transforms the regime parameters of the main mechanisms into energy-force parameters realized at the cutting edge of the bucket (teeth), in accordance with the kinematic and dynamic properties of the working equipment mechanism. The ranges of changes in the values of the regime parameters of the main mechanisms are determined for different positions of the links of the working equipment mechanism. The distribution of the power consumption of the drives of the main mechanisms in the excavator working area is shown.

Key words: *main mechanisms; crank and lever mechanism of the working equipment; regime parameters of the main mechanisms implemented in the working area of the excavator.*

Оценка качества экскавационного оборудования производится по расчетным показателям, приводимым в технических характеристиках машин. Однако такая оценка имеет значимость на стадии технико-экономического анализа и обоснования параметров модификаций базовой модели или при сравнении различных типов выемочно-погрузочного оборудования. В конкретных условиях эксплуатации значения показателей (продолжительность рабочего цикла, производительность и др.) изменяются в широком диапазоне и значительно отличаются от расчетных величин.

Особенностью функционирования карьерных экскаваторов с рабочим оборудованием типа прямая лопата является совместное действие приводов главных механизмов (подъема и напора) при экскавации грунта. При этом, в зависимости от технологической схемы отработки забоя и степени согласованности рабочих движений (подъема, напора и

перемещения ковша), происходит перераспределение потребляемой мощности между приводами механизмов подъема и напора.

Целью исследования является обоснование энергетической характеристики карьерного экскаватора, определяющей взаимосвязи между горнотехническими условиями эксплуатации и фактическими значениями потребляемой мощности приводами главных механизмов (подъема и напора) карьерного экскаватора.

Задачи, решаемые в работе:

- определение режимных параметров главных механизмов в зависимости от положения ковша (вершины режущей кромки ковша) в рабочей зоне экскаватора;

- установление взаимосвязей между технологическими параметрами (высота уступа или развала породы, ширина заходки и др.) и потребляемой мощностью приводами механизмов подъема и напора;

- оценка распределения потребляемой мощности между приводами главных механизмов.

Объект исследования – кривошипно-рычажный механизм рабочего оборудования типа прямая лопата.

Предметом исследования является анализ взаимозависимостей между энергосиловыми параметрами, реализуемыми на режущей кромке зубьев ковша, и режимными параметрами главных механизмов.

Для определения режимных параметров главных механизмов выполнен вычислительный эксперимент для экскаватора ЭКГ-20А производства ПАО «Уралмашзавод».

На рис. 1 показана рабочая зона карьерного экскаватора ЭКГ-20А. отработка забоя в пределах рабочей зоны производится при перемещении ковша (вершины режущей кромки зубьев) по эквидистантным траекториям, расстояние между которыми равно толщине срезаемого слоя грунта.

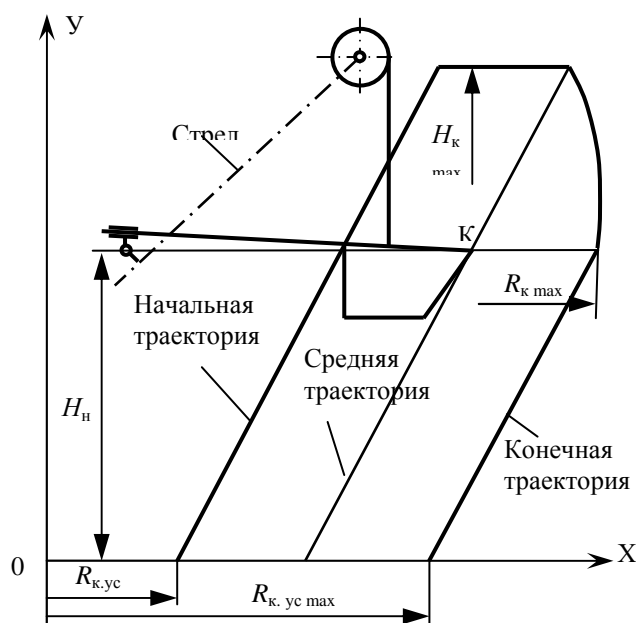


Рис. 1. Рабочая зона карьерного экскаватора (мехлопаты):

XOY – система координат: OX – уровень стояния экскаватора; OY – ось вращения платформы; H_n – высота оси напорного вала; $H_{к, max}$ – максимальная высота копания; $R_{к, max}$ – максимальный радиус копания; $R_{к, ус min}$, $R_{к, ус max}$ – минимальный и максимальный радиусы копания на уровне стояния экскаватора

В таблице приведены расчетные значения режимных параметров главных механизмов – скоростей подъема $V_{п}$ и напора $V_{н}$, усилий подъема $F_{п}$ и напора $F_{н}$, мощностей усилий подъема $P_{п}$ и напора $P_{н}$.

Из приведенных расчетных данных следует, что значения режимных параметров главных механизмов изменяются в широком диапазоне в зависимости от положения звеньев механизма рабочего оборудования, главным образом ковша, в рабочей зоне экскаватора.

На рис. 2 – 5 представлены графики скоростей подъема и напора, а также мощностей усилий подъема и напора.

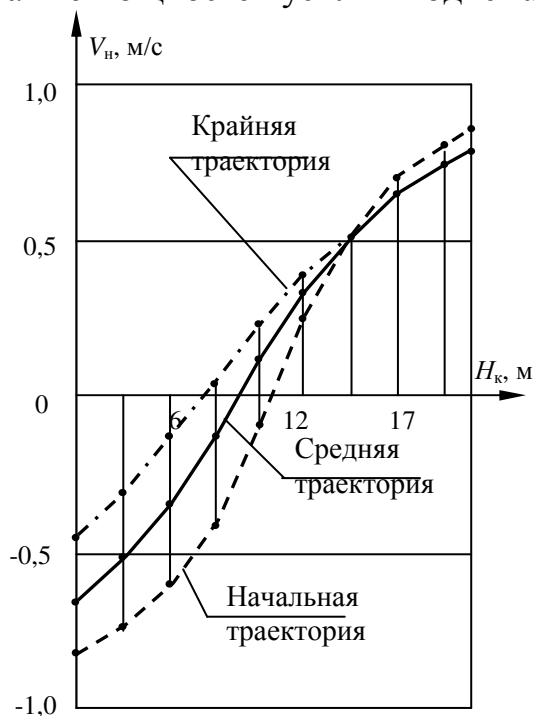


Рис.3. График скорости напора при перемещении ковша по эквидистантным траекториям

Скорость копания составляет $V_{к}=1$ м/с

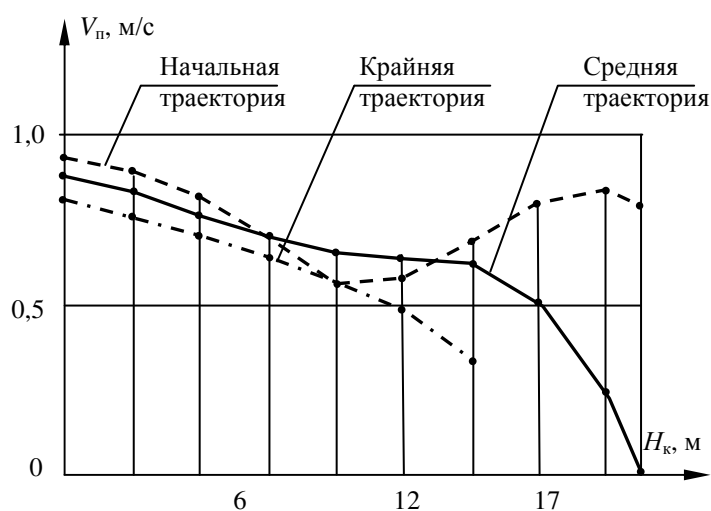


Рис. 2. График скорости подъема при перемещении ковша по эквидистантным траекториям

Скорость копания $V_{к}=1$ м/с

Как видно на рис. 2, скорость подъема с увеличением высоты копания при перемещении ковша по средней и крайней траекториям уменьшается. При перемещении ковша по начальной траектории скорость подъема с ростом высоты копания сначала уменьшается, а затем возрастает. В данном случае изменение скорости подъема обуславливается резким изменением вылета рукояти, величина которого сначала уменьшается до минимального значения, а затем возрастает практически до первоначального значения. Диапазон изменения скорости подъема в рабочей зоне экскаватора составляет $0,02 \div 0,94$ м/с.

Расчеты выполнены для четырех траекторий перемещения ковша – начальных (при $X_{к0} = 10$ м), средней ($X_{к0} = 13,5$ м) и конечной ($X_{к0} = 17$ м).

Скорость напора (рис. 3) возрастает с увеличением высоты копания и изменяется в диапазоне $V_{н} = -0,82 \div 0,82$ м/с.

Режимные параметры главных механизмов экскаватора ЭЖГ-20А

№№	Исходные данные			Расчетные данные					
	X_k , м	Y_k , м	$G_{к+п}$, кН	$V_{п}$, м/с	$V_{н}$, м/с	$F_{п}$, кН	$F_{н}$, кН	$P_{п}$, кВт	$P_{н}$, кВт
Начальная траектория ($X_{к0} = 10$ м)									
1	10	0	400	0,94	-0,82	375	-554	351	456
2	11,15	2	435	0,89	-0,74	436	-538	389	400
3	12,3	4	470	0,81	-0,61	481	-538	391	330
4	13,45	6	500	0,69	-0,40	580	-505	399	202
5	14,6	8	540	0,57	-0,10	727	-471	417	46
6	15,75	10	575	0,58	0,23	911	-461	530	108
7	16,9	12	610	0,69	0,50	1078	-461	747	232
8	18,05	14	650	0,80	0,68	1172	-414	933	280
9	19,2	16	680	0,84	0,78	1123	-206	942	161
10	19,8	17	700	0,79	0,82	1027	52	813	43
Средняя траектория ($X_{к0} = 13,5$ м)									
11	13,5	0	400	0,88	-0,64	610	-310	530	200
12	14,65	2	435	0,83	-0,51	640	-300	530	150
13	15,8	4	470	0,76	-0,34	680	-280	515	95
14	16,95	6	500	0,70	-0,12	710	-230	500	30
15	18,1	8	540	0,66	0,11	780	-155	515	20
16	19,25	10	575	0,65	0,32	830	-40	540	10
17	20,4	12	610	0,62	0,50	885	140	550	70
18	21,55	14	650	0,50	0,63	930	420	470	265
19	22,7	16	680	0,22	0,72	1015	845	220	610
20	23,3	17	700	0,02	0,76	1125	1130	20	860
Крайняя траектория ($X_{к0} = 17$ м)									
21	17	0	400	0,81	-0,44	965	32	779	14
22	18,15	2	450	0,76	-0,30	1000	57	758	15
23	19,3	4	500	0,70	-0,14	1040	109	730	20
24	20,45	6	550	0,64	0,04	1086	199	699	8
25	21,6	8	600	0,58	0,21	1141	340	659	73
26	22,75	10	650	0,49	0,37	1210	549	587	203
27	23,9	12	700	0,34	0,50	1309	849	446	425

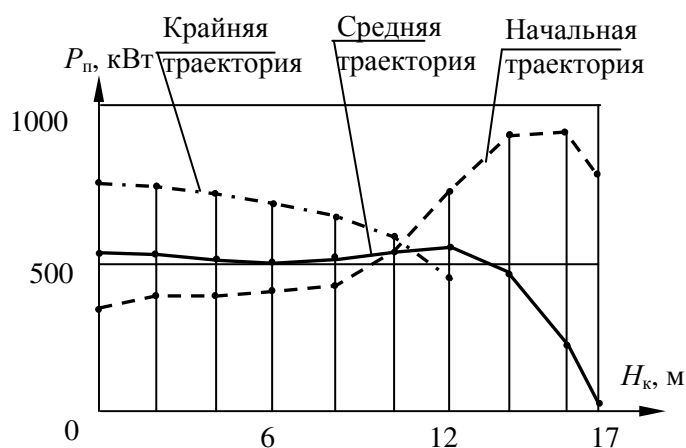


Рис. 4. График мощности усилия подъема при перемещении ковша по эквидистантным траекториям

Мощность силы сопротивления копания составляет 230 кВт при $H_{кmax} = 17$ м и 325 кВт при $H_{кmax} = 12$ м

Усилие подъема при увеличении высоты копания возрастает и изменяется в диапазоне $F_{п} = 375 \dots 1309$ кН.

Усилие напора в нижней части забоя уменьшается и имеет отрицательные значения (при перемещении ковша по начальной и средней траекториям). Затем при увеличении высоты копания усилие напора возрастает. Диапазон изменения усилия напора будет $F_{н} = 554 \dots 1130$ кН.

Мощность усилия подъема (рис. 4) при увеличении высоты копания уменьшается при перемещении ковша по средней и крайней траекториям. При перемещении ковша по начальной траектории мощность усилия подъема существенно возрастает, что обусловливается противодействием подъемного и напорного механизмов.

Мощность усилия напора (рис. 5) зависит как от высоты копания, так и от вылета рукоятя. При начальной траектории перемещения ковша график мощности имеет вид синусоиды с двумя максимумами и двумя минимумами. При перемещении ковша по средней траектории мощность усилия напора достигает максимальной величины ввиду резкого уменьшения мощности усилия подъема. При перемещении ковша по крайней траектории мощность усилия напора возрастает с ростом высоты копания. Диапазон изменения мощности усилия напора составляет $P_n = 8 \dots 860$ кВт.

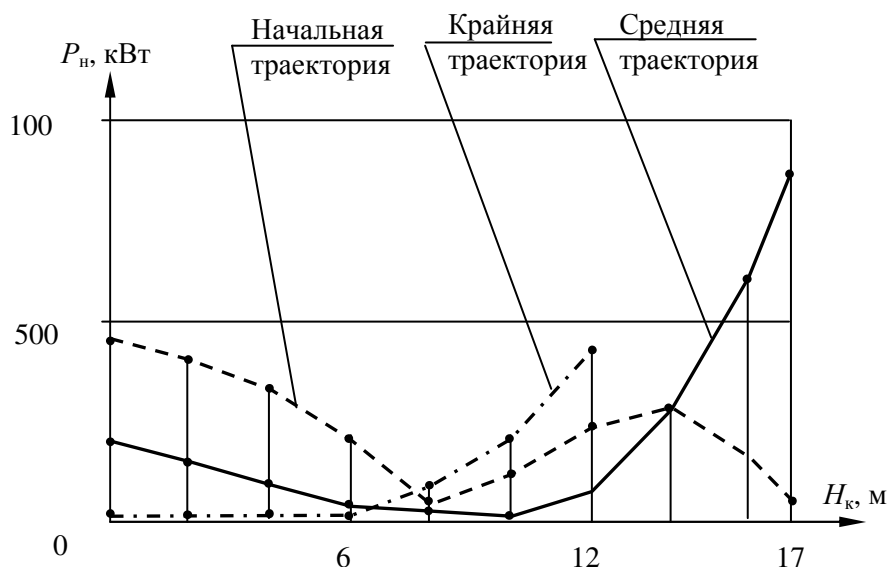


Рис. 5. График мощности усилия напора при перемещении ковша по эквидистантным траекториям
 Мощность силы сопротивления копания составляет 230 кВт при $H_{кmax} = 17$ м и 325 кВт при $H_{кmax} = 12$ м

Таким образом, при взаимодействии главных механизмов в процессе копания происходит перераспределение мощностей двигателей главных механизмов в зависимости от положения звеньев механизма рабочего оборудования, т. е. от вида кинематической схемы механизма.

Вывод. Оценка фактических значений энергозатрат позволит сформировать рациональные энергоэффективные схемы отработки забоев в конкретных условиях эксплуатации.

Список литературы

1. Гафурьянов Р. Г., Комиссаров А. П., Шестаков В. С. Моделирование рабочего процесса карьерных экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 6. С. 40 – 45.
2. Комиссаров А. П., Летнев К. Ю., Лукашук О. А. Анализ двухкривошипно-рычажных механизмов рабочего оборудования карьерных экскаваторов // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. трудов XV Междунар. науч.-техн. конф. «Чтения памяти В. Р. Кубачека», 20-21 апр., 2017 г., г. Екатеринбург. Екатеринбург: УГГУ, 2017. С. 41 – 46.
3. Лагунова Ю. А., Комиссаров А. П., Шестаков В. С. и др. Горные машины. Энциклопедия. Т. IV-24. М.: Машиностроение, 2011. 493 с.

УДК 622.015.002.5

ВЛИЯНИЕ УДЕЛЬНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОРОДЫ КОПАНИЮ НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОМПАКТНОГО РОТОРНОГО ЭКСКАВАТОРА

Керопян А.М., проф., Кузиев Д.А., доц., Ляпин Д.Г., асп.,
Пихторинский Д., асп.
НИТУ «МИСиС», г. Москва, Россия

Предложена многопараметрическая модель взаимодействия приводов вращения и боковой подачи рабочего органа с инерционной разгрузкой компактного роторного экскаватора при отработке уступа вертикальными стружками, отличающаяся учетом прочности породы, конструктивных, кинематических и силовых параметров приводов экскаватора, и виброреологических параметров взаимодействия рабочего органа с породным массивом.

Ключевые слова: компактный роторный экскаватор, забойная производительность, конструктивные кинематические и силовые параметры экскаватора, эффективный коэффициент трения «сталь – порода».

EFFECT OF SPECIFIC RESISTANCE OF BREEDS TO COPANIA ON THE PRODUCTIVITY OF A COMPACT ROTARY EXCAVATOR

Keropyan A.M., Kuziev D.A., Lyapin D.G., Pichtorinsky D.

A multiparametric model of the interaction of the drives of rotation and lateral feed of the working body with inertial unloading of a compact rotary excavator is proposed. It is distinguished by taking into account the strength of the rock, the structural, kinematic and power parameters of the excavator drives, and the vibroreological parameters of interaction of the working member with the rock massif.

Keywords: compact rotary excavator, bottomhole productivity, design kinematic and power parameters of the excavator, effective coefficient of friction "steel - rock"

В технической литературе имеются многочисленные сведения о результатах теоретических исследований [1] и опытно – промышленных испытаний [2] по оценке производительности роторных экскаваторов.

Считается, что роторные экскаваторы, как машины непрерывного действия, при отработке уступа в общем случае имеют забойную производительность равную:

$$Q_z = 60qznK_nK_z/K_p, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (1)$$

где: q – вместимость ковша, м^3 ; n – число оборотов в минуту рабочего органа, $1/\text{мин}$; z – число ковшей, ед; K_n – коэффициент наполнения ковша; K_z – коэффициент забоя, учитывающий технологические особенности работы компактного роторного экскаватора в конкретном забое (при работе вертикальными стружками по результатам, приведенным в работе [3,4] составляет $K_z = 0,83 \dots 0,97$); K_p – коэффициент разрыхления породы в ковше экскаватора $K_p = 1,35 \dots 1,45$ [5].

Поделив левую и правую части уравнения (1) на сумму установленных мощностей приводов вращения рабочего органа и поворота верхнего строения экскаватора, получим удельную забойную производительность роторного экскаватора с инерционной разгрузкой рабочего органа:

$$П_T = \frac{qz\omega K_n K_z}{2\pi K_p (N_{ур}\eta_p + N_{уп}\eta_n)}, \frac{\text{м}^3/\text{ч}}{\text{Вт}}, \quad (2)$$

где ω – угловая скорость вращения рабочего органа, $\text{рад}/\text{с}$; $N_{ур}$, $N_{уп}$ – установленная мощность привода рабочего органа и поворота верхнего строения экскаватора, Вт ; η_p , η_n – КПД трансмиссии привода вращения и подачи исполнительного органа.

Эффективность работы компактного роторного экскаватора с инерционной разгрузкой рабочего органа зависит от многих взаимосвязанных между собой факторов. Однако предлагаемые методы расчета производительности [5, 6], не учитывают взаимодействия приводов вращения и боковой подачи рабочего органа с забоем и прочность экскавируемой породы.

Поэтому была предложена многопараметрическая модель взаимодействия приводов вращения и боковой подачи рабочего органа с инерционной разгрузкой компактного роторного экскаватора при отработке уступа H вертикальными стружками, отличающаяся тем, что модель учитывает прочность породы, конструктивные, кинематические и силовые параметры приводов экскаватора, и виброреологические параметры взаимодействия его рабочего органа с породным массивом.

Физически предлагаемая модель представляет собой удельную забойную производительность, то есть отношение теоретической производительности экскаватора в плотном теле к сумме затрат мощности на преодоление сил сопротивления его приводами вращения и поворота верхнего строения:

$$П_T = Q_T K_z / K_p \left(\sum_{i=1}^5 N_{Bi} + \sum_{j=1}^3 N_{Пj} \right), \frac{\text{м}^3/\text{ч}}{\text{Вт}}, \quad (3)$$

где Q_T – теоретическая производительность экскаватора, м³/с; $N_{B1}, N_{П1}$ – затраты мощности на преодоление сил сопротивления приводами вращения рабочего органа и поворота верхнего строения экскаватора, соответственно, Вт.

Траектория движения рабочего органа компактного роторного экскаватора в забое образуется его вращением относительно собственной оси с одновременным перемещением (подачей), в плоскости перпендикулярной сечению стружки осуществляемое поворотом верхнего строения экскаватора. При этом мощность привода вращения рабочего органа затрачивается: на преодоление касательной составляющей усилия копания - $N_{B1}(P_K)$; на сообщение породе кинетической энергии - $N_{B2}(W)$; на подъем породы ковшем на высоту $h_{П}$ - $N_{B3}(h_{П})$; на преодоление сил трения торцевой поверхности ротора о забой - $N_{B4}(F_T)$, а также на преодоление потерь в трансмиссии привода вращения - $N_{B5}(\eta_B)$, привода поворота верхнего строения роторного экскаватора, на преодоление боковой составляющей усилия копания - $N_{П1}(P_B)$ и сил трения боковой поверхности ротора о забой - $N_{П2}(F_B)$, а также на преодоление потерь сопротивлению в опорно-поворотном устройстве и в трансмиссии привода - $N_{П3}(\eta_{П})$.

Полученные аналитические зависимости для определения мощности на преодоление сил сопротивления приводами вращения и поворота верхнего строения компактного роторного экскаватора с инерционной разгрузкой рабочего органа приведены в таблице 1.

Удельная производительность экскаватора (уравнение (3)) с учетом сумм зависимостей мощности, затрачиваемой приводами рабочего органа экскаватора на вращение и подачу (см. таблицу 1) принимает вид:

$$P_y = \frac{K_z}{K_p \left[K_F \left(1 + f_z \psi_n \frac{D}{2h} \right) \left[(2 - \eta_B) + \psi_B (2 - \eta_{П}) \right] + 0,25 \rho D (2 - \eta_B) (D \omega_p^2 + 2g \cos \beta) \right]}, \frac{m^3/c}{Вт} \quad (4)$$

Анализ зависимости (4) показал, что второй член суммы знаменателя - $0,25 \rho D (2 - \eta_B) (D \omega_p^2 + 2g \cos \beta)$ составляет менее 0,5% от первого. Поэтому с достаточной степенью точности с учетом того что практически $\eta_B = \eta_{П} = \eta$, можно записать зависимость величины удельной производительности экскаватора в виде:

$$P_y \left(K_F, f_z, \frac{D}{2h}, \psi_n, \psi_B \right) = \frac{K_z}{K_p K_F \left(1 + f_z \psi_n \frac{D}{2h} \right) (1 + \psi_B) (2 - \eta)}, \frac{m^3/c}{Вт} \quad (5)$$

Следует отметить, что при заданной высоте уступа H машинист экскаватора всегда начинает его обработку с верхней породной ленты номинальной высоты $h_{н}$. Если заданная высота уступа равна номинальной (паспортной) - $H = H_{н}$, то количество породных лент - $n_{н}$ составляет целое (натуральное) число и высота каждой породной ленты в уступе равна номинальной (паспортной) - $h = h_{н} = 3/4D$. Если заданная высота уступа

меньше номинальной - $H < H_n$, то количество породных лент - n_n составляет дробное число и высота каждой из n - породных лент номинальная, а последняя нижняя породная лента имеет высоту меньше паспортной равной:

$$h_n = H - h_n n < h_n, \text{ м} \quad (6)$$

где n - количество породных лент в уступе H с паспортной высотой h_n , равное:

$$n = \text{ent}\{H/h_n\}, \text{ ед.} \quad (7)$$

Символ «ent» (от слова «l'entiere») обозначает оператор выделения целочисленной части числа породных лент с номинальной высотой - H/h_n .

В свою очередь, средняя по уступу высота породной ленты составит величину:

$$\tilde{h} = H h_n / H_n = 3HD / 4H_n, \text{ м} \quad (8)$$

Зависимость (5) с учетом результата (8) окончательно принимает вид:

$$\Pi \left(K_F, f_3, \frac{H_n}{H}, \psi_n, \psi_6 \right) = \frac{K_3}{K_p K_F \left(1 + f_3 \psi_n \frac{2H_n}{3H} \right) (1 + \psi_6) (2 - \eta)}, \frac{\text{м}^2/\text{с}}{\text{Вт}} \quad (9)$$

Далее приравняв правые части уравнений (2) и (9) и, решив полученное уравнение относительно величины коэффициента наполнения ковша, имеем:

$$K_H = \frac{2\pi}{qz\omega} \frac{N_{yp} + N_{yn}}{K_F \left(1 + f_3 \psi_n \frac{2H_n}{3H} \right) (1 + \psi_6)} \frac{\eta}{2 - \eta} \quad (10)$$

Таблица 1

Мощность, затрачиваемая приводами рабочего органа экскаватора, Вт							
вращения					подачи		
$N_{B1}(P_k)$	$N_{B2}(W)$	$N_{B3}(h_n)$	$N_{B4}(F_m)$	$N_{B5}(\eta_6)$	$N_{П1}(P_B)$	$N_{П2}(F_B)$	$N_{П3}(\eta_n)$
$K_F Q$	$0,25\rho D^2 \omega_p^2 Q$	$0,5Q\rho g D \cos\beta$	$K_F f_3 \psi_n \frac{D}{2h} Q$	$Q \left[K_F \left(1 + f_3 \psi_n \frac{D}{2h} \right) + 0,25\rho D^2 \omega_p^2 + 0,5\rho g D \cos\beta \right] (1 - \eta_6)$	$\psi_6 K_F Q$	$K_F f_3 \psi_n \psi_6 \frac{D}{2h} Q$	$K_F Q \psi_6 \left(1 + f_3 \psi_n \frac{D}{2h} \right) (1 - \eta_n)$

В таблице: K_F – удельное усилие копания, Па; ρ – плотность породы, кг/м³; D – диаметр окружности режущих кромок вооружения ковшей рабочего органа, м; h – высота породной ленты уступа, м; ω_p – угловая скорость ротора, рад/с; f_s – эффективный коэффициент трения (сталь – порода $f_s = 0,75$); ψ_n – отношение нормальной к касательной составляющей сил сопротивления вращению исполнительного органа; β – угол отклонения продольной оси роторной стрелы от горизонтали, рад; ψ_δ – отношение боковой составляющей к касательной сил сопротивления подачи исполнительного органа.

Далее подставляя результат (10) в выражение (1) окончательно имеем зависимость производительности экскаватора от отношения паспортной высоты уступа к заданной - H_n/H и удельного сопротивления породы копанию – K_F :

$$Q_3 = 36 \frac{K_3}{K_p K_F} \frac{N_{ур} + N_{уп}}{(1 + f_s \psi_n \frac{2H_n}{3H})(1 + \psi_\delta)^{2-\eta}} \frac{\eta}{2-\eta} 10^2, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (11)$$

Анализ зависимости (11) свидетельствует, что увеличение производительности экскаватора можно осуществить за счет: увеличения установленной мощности приводов вращения и поворота верхнего строения экскаватора, связанное с увеличением прочности, что приведет к ухудшению массовых характеристик машины; уменьшения сил трения «сталь – порода» за счет виброреологического эффекта в зоне фрикционного контакта рабочего органа с забоем.

Наиболее известные исследования виброреологического эффекта [6,7], выполненные под руководством действительного члена РАН д-ра техн. наук И.И. Блехмана, в которых установлено что кажущееся изменения коэффициента трения при действии вибрации представляет собой простейшее проявление виброреологических закономерностей, допускающих их исследование элементарными методами.

Используя пакет прикладной программы Excel на рисунке 1 приведены результаты исследования зависимости производительности Q экскаватора ЭРГ-630Ц 9,0/0,5 (изготовитель ПАО «ДОНЕЦКГОРМАШ») при отработке уступа в зависимости от величины: отношения его паспортной высоты к заданной - $H_n/H = 1 \dots 1,5$ (см. таблицу 2); при сопротивлении породы копанию – $K_F = (0,7 \dots 2,1)10^6, \text{ Па}$; при коэффициенте разрыхления породы – K_p (см. таблицу 3); при КПД трансмиссии привода вращения и подачи исполнительного органа $\eta = 0,85$; при эффективном коэффициенте трения «сталь – порода» $f_s = 0,75$ и $f_s = 0,55$.

Таблица 2

Относительная высота уступа - $H_{\text{н}}/H$	Коэффициент забоя при работе экскаватора вертикальными стружками - $K_{\text{з}}$
1	0,83
1,25	0,90
1,5	0,97

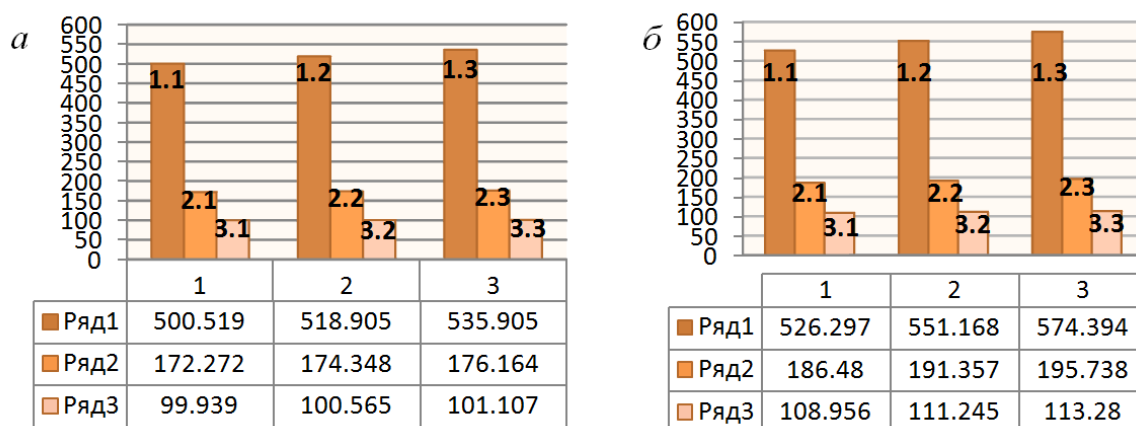


Рис. 1. Результаты исследований

Таблица 3

Порода	Удельное сопротивление породы копания - $K_F \cdot 10^6$, Па	Коэффициент разрыхления породы в ковше	Отношение нормальной к касательной составляющей сил сопротивления вращению исполнительного органа - ψ_n	Отношение боковой составляющей к касательной сил сопротивления вращению исполнительного органа - $\psi_{\text{б}}$
Супесь, суглинок, глина, мергелистые глины, бурые угли	0,7	1,25	0,45...0,65	0,35...0,5
Каменные угли	1,4	1,3	0,8	0,65
Каменные угли с включением аргиллитов, алевролитов и песчаников	2,1	1,4	0,9	0,7

В таблицах 2 и 3 использованы данные приведенные в работе [8].

Анализ результатов исследования зависимости производительности приведенных на рисунке 1 показал что:

забойная производительность экскаватора нелинейно возрастает с уменьшением высоты копания (высоты уступа) и нелинейно убывает с

увеличением удельного сопротивления породы копанию, при чем, наибольшей темп возрастания независимо от величины удельного сопротивления копанию имеет место при отработке уступа с наименьшей высотой ($H_n/H = 1,5$);

уменьшение сил трения «сталь – порода» за счет виброреологического эффекта в зоне фрикционного контакта рабочего органа с забоем путем уменьшения эффективного коэффициента трения на 27% приводит к увеличению забойной производительности в среднем на 6,18%; 9,7%; 10,56% в зависимости от сопротивления породы копанию - $K_F = 0,7 \cdot 10^6 \text{ Па}$; $K_F = 1,4 \cdot 10^6 \text{ Па}$; $K_F = 2,1 \cdot 10^6 \text{ Па}$, соответственно, что актуализирует изыскания технических средств обеспечивающих гармонические колебания движущего момента на валу рабочего органа экскаватора с заданной частотой.

Список литературы

1. Владимиров В.М., Шендеров А.И., Калашников Ю.Т., Хазанет Л.Л., Слизицкий П.И., Середа Г.Л. Карьерные роторные экскаваторы. «Техніка», 1968, 282 стр.
2. УкрНИИпроект. Научные записки. Вып. 11 Изд. УкрНИИпроект, Киев, 1963, С. 22-32
3. Владимиров В.М., Шендеров А.И., Калашников Ю.Т. и др. Карьерные роторные экскаваторы. Издательство «Техніка», Киев, 1968, 282 с.
4. Ляпин Д.Г. Инновационный многодвигательный привод механизма поворота компактного роторного экскаватора // Вопросы образования и науки: теоретический и методический аспекты: сборник научных трудов по материалам Международной заочной научно – практической конференции. Часть 5; Мин. образования и науки Рос. Федерации. Тамбов: Изд – во ТРОО «Бизнес – Наука – Общество», 2013. С. 107 – 109
5. Подэрни Р.Ю. Теория рабочего процесса роторных исполнительных органов. Учебное пособие, Московский ордена Трудового Красного Знамени горный институт, М., 1969г. 72 с.
6. Блехман И. И. Действия вибрации на механические системы. – «Вибротехника», Вильнос, «Минтис», 1973 №3 (20) С. 369-374.
7. Блехман И. И., Молясян С.А. Об эффективных коэффициентах трения при взаимодействии упругого тела с вибрирующей плоскостью. – «Известия АН СССР. Сер. МТТ» 1970, №4 С. 4-10.
8. Беляков Ю.И., Владимиров В.М. Совершенствование экскаваторных работ на карьерах. М., Изд-во «Недра», 1974, 304 с.

УДК [622.232.8] (075)

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СПОСОБА ДОСТАВКИ ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И МАТЕРИАЛОВ В ЗАБОЙ НА УГОЛЬНЫХ ШАХТАХ АО «АМТ»

Кызыров К.Б., проф., **Бекмагамбетов Д.Д.**, магистрант, **Богачев В.В.** магистрант
Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Казахстан

Статья посвящена повышению эффективности и усовершенствованию работ по доставке материалов и горного оборудования в забой посредством более расширенного использования монорельсовых, рудничных дизелевозов IMM-80 TD. В статье описаны недостатки существующих методов, рассмотрены основные преимущества технологии доставочных работ с применением дизелевозов.

Ключевые слова: проходческий забой, доставка материалов, лебедка, дизелевоз.

IMPROVEMENT OF THE METHOD OF DELIVERING MINING EQUIPMENT AND MATERIALS TO THE TUNNELING FACE ON COAL MINES OF JSC "AMT"

Kyzyrov K.B., Bekmagambetov D.D., Bogachev V.V.

The article is devoted to increasing the efficiency and improving the delivery of materials and mining equipment to the slaughter by means of more extensive use of monorail, mine diesel locomotives IMM-80 TD. The article describes the shortcomings of the existing methods, the main advantages of the technology of delivery operations using diesel locomotives are considered.

Keywords: tunneling face, material delivery, winch, diesel locomotive

Важным вопросом в повышении эффективности проходческих работ является бесперебойная доставка крепежного материала и оборудования. В идеале следует добиваться её безаварийной и бесперебойной работы. Рассматривая проходческий забой как единый комплекс взаимосвязанных машин и механизмов, можно утверждать, что управляемая и стабильная работа забоя будет достигнута при надежной работе каждой из единиц этой системы [1,2].

Доставка горно-шахтного оборудования и материалов производится в соответствии с технологической картой, которая предполагает следующие виды работ[3]:

- доставка материалов и оборудования путем подкатки электровозом вагонов и платформ с материалами и оборудованием на приемно-отправительную площадку откаточного штрека;

- выгрузка материалов из шахтных вагонеток ВШ-8 на откаточном штреке вручную или при помощи таль-лебедки (не более 500 кг на одну таль-лебедку), погрузка доставленных материалов вручную или при помощи таль-лебедки на доставочные тележки и их фиксация при помощи цепей СР-70 или канатной стропы диаметром d не менее 12 мм;

- расстановка людей (постовых) для визуального контроля монорельсовой дороги во время доставочных работ. В случае выявления отклонения в работе (пробуксовка, ослабление каната, резкое изменение

скорости каната и т.д.) постовые обязаны немедленно произвести остановку дороги, сообщить старшему по наряду и ИТР о принятых действиях, выявить причины отклонения в работе дороги путем осмотра трассы дороги и транспортного состава. В случае исправной дороги, старший по наряду дает разрешение машинисту лебедки о готовности к работе;

- транспортировка материала до места выгрузки посредством лебедок ЛВД-34 и ЛВ-25 с их расстановкой на сопряжении рельсового уклона и в забое вентиляционного промышленного штрека соответственно;

- выгрузка доставленных материалов и оборудования, в предназначенном месте, после отключения электроэнергии на монорельсовую дорогу. Порожние тележки подтягиваются лебедками ЛВД-34 к месту их загрузки. Далее цикл повторяется.

Недостатками данного способа работ по доставке оборудования являются:

1) высокая травмоопасность, обусловленная использованием канатных лебёдок, так как натяжение каната лебедки, а так же воздействие силы натяжения на скрепляющие элементы каната с грузовыми тележками, действие нагрузки на крепление самих лебедок, несут повышенную, прямую угрозу жизни и здоровью машинистам лебёдок. Усугубляет положение и то, что в зоне натяжения каната не должны находиться люди, так как расстояние доставочных работ может составлять и 1000 м и 2000 м, что не является зоной видимости и визуального контроля в пространстве зоны натяжения каната, с учётом прилегающих в ней выработок и вероятности появления людей в рабочей зоне. Работы с ручными лебедками так же по своей сути, креплению и функциональным действиям не являются безопасными;

2) высокая трудоемкость, заключающаяся в необходимости использования большей физической силы при перегрузке грузов и устранению возникающих аварий в процессе доставки;

3) большие затраты рабочего времени. Выше перечисленные работы и возникающие трудности требуют увеличения временного ресурса, в особенности при возникновении непредвиденных неполадок в работе и их устранении, когда необходимо добираться до места поломок и неисправностей, определения дальнейших действий для устранения таковых.

Усовершенствование работ по доставке и повышения их эффективности предполагает решение вышеперечисленных проблем путём расширенного использования монорельсовых, рудничных, во взрывобезопасном исполнении дизелевозов типа «Подвесной дизель-гидравлический локомотив ИММ-80 TD», имеющих широкое применение в угольной промышленности АО «ArcelorMittal». Этот вид транспорта отличается большей производительностью, высокой проходимостью по отношению постоянно меняющимся углам падения и поворотам

выработок, позволяет визуально контролировать перевозимый груз на протяжении всего расстояния рабочего пути, имеет большую грузоподъёмность, большую скорость подъема и опускания груза и передвижения, а также современный, практичный и более безопасный транспорт, не требующий больших затрат топливного ресурса [4].

Проектирование технологии доставочных работ с применением дизелевозов позволяет:

- повысить безопасность и эффективность доставочных работ;
- уменьшить сроки доставки материалов, необходимых для выполнения проходческих работ;
- снизить трудоемкость;
- исключить использование канатных лебёдок типа «ЛВД 25», «ЛД 32» в качестве доставочного оборудования, являющегося устаревшим, несущим наибольшую травмоопасность и аварийность.

Так, результаты применения подвесных дизелевозов в качестве доставочного оборудования на шахте «Казахстанская» АО «АМТ» показывает, что:

- число человек, задействованных в доставочных работах, сокращается на 8 человек;
- время доставки материалов сокращается до 3-4 часов в смену, так как не требуется время на перегон и перекрепление лебедок, использование отводных блоков и других механизмов, позволяя повысить темпы проходки;
- снижение травматизма рабочих;
- необходимо предусмотреть организацию мест дозаправки водой дизель-гидравлической машины для бака охлаждения отработанных газов.

Список литературы

1. Бритарев В.А., Замышляев В.Ф. Горные машины и комплексы. М.: Недра, 1984. – 288 с.
2. Ефременков А.Б., Казанцев А.А., Блащук М.Ю. Горные машины и оборудование. Введение в специальность. Часть 1. Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2009. – 152 с.
3. Акашев З.Т., Малыбаев С.К., Акашев А.З. Поиск и реализация наукоемких продуктов в промышленности и транспорте. Караганда, КарГТУ, 2012. – 197 с.
4. Руководство по эксплуатации «Подвесной дизель-гидравлический локомотив IMM-80 TD». Чехия, ООО «ФЕРРИТ», 2003. – 47 с.

УДК 622.13

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОТДЕЛЕНИЯ КАЛИЙНОЙ РУДЫ ОТ МАССИВА РЕЗЦАМИ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ВЫЕМОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

Максимов А. Б., Шишлянников Д. И., Чекмасов Н. В.

Пермский национальный исследовательский политехнический университет,
Пермь, Россия

Выполнен анализ факторов, определяющих снижение эффективности процесса разрушения горных массивов резцами проходческо-очистных комбайнов. Приведены технические предложения по совершенствованию исполнительных органов комбайнов «Урал» путем использования перекрестной схемы разрушения калийного массива в сочетании с совершенствованием конструкции погрузочных органов. Доказано, что предлагаемые технические решения позволят снизить удельные энергозатраты процесса добычи калийной руды и уменьшить количество пылевидных, небогатимых классов в продуктах отбойки.

Ключевые слова: проходческо-очистной комбайн; исполнительные органы; разрушение горного массива; перекрестное резание.

IMPROVING THE EFFICIENCY OF THE SEPARATION OF POTASH ORE FROM THE ARRAY BY CUTTERS OF ROADHEADERS

Maksimov A. B., Shishlyannikov D. I., Chekmasov N. V.

The analysis of the factors that determine the decrease in the efficiency of the process of destruction of mountain massifs by cutters of roadheaders was made. Features of the planetary-disk executive bodies of heading-and-winning machines in a terms of potash mine were described. Ways to improve the roadheaders by the use of cross cutting in combination with the improvement of the design of loading bodies were presented. Proved that the proposed technical solutions will reduce the specific energy consumption of the process of destruction, to improve the quality of the ore and the service life of the cutting tool.

Keywords: road heading machine; executive bodies; massif destruction; cross cutting.

Эффективность работы горных предприятий, осуществляющих добычу калийной руды подземным способом, определяется техническим уровнем средств механизации основных технологических процессов. В настоящее время на рудниках Верхнекамского месторождения калийно-магниевых солей наибольшее распространение получили проходческо-очистные комбайны типа «Урал» производства АО «Копейский машиностроительный завод». Актуальной остается задача совершенствования исполнительных органов отечественных проходческо-очистных комбайнов.

Одним из основных недостатков работы планетарно-дисковых органов комбайнов «Урал» является разрушение массива стружками серповидной формы с переменным шагом резания, что обуславливает повышение удельных энергозатрат процесса отделения калийной руды от массива и увеличение количества пылевидных классов в продуктах отбойки – отходов горного производства [1]. Также имеет место значительная динамическая нагруженность приводов, обусловленная кинематикой движения резцовых дисков, что приводит к ускоренному

расходу ресурса подшипниковых узлов и механических передач, особенно при работе комбайна неполным забоем [4].

Одним из преимуществ использования планетарно-дисковых исполнительных органов является возможность создания резцами на поверхности забоя сетки пересекающихся резов.

Сотрудниками кафедры Горной электромеханики ПНИПУ экспериментально доказано, что использование при отработке массива наведенных трещин и областей концентрации напряжений при пересечении резов, позволяет снизить силовые и энергетические показатели отделения породы на 20–25% и на порядок уменьшить выход мелких пылевидных классов продуктов отбойки в результате создания в срезе устойчивых единичных сколов заданной формы [1, 2].

Для решения задачи повышения эффективности процесса отбойки калийной руды перекрестным резанием авторами разработана конструкция планетарно-дискового исполнительного органа проходческо-очистных комбайнов, представленная на рисунке 1 [3].

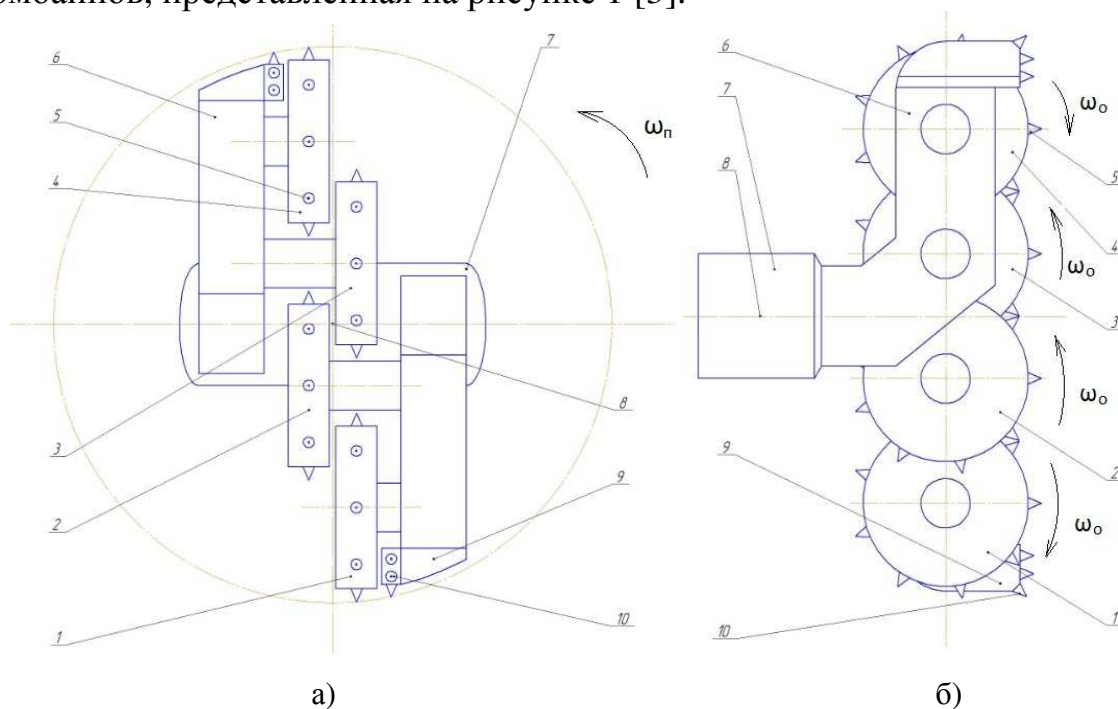


Рисунок 1 – Схема исполнительного органа: а – вид спереди; б – вид сбоку

Исполнительный орган комбайна (рисунок 1) состоит из четырех поворотных дисков 1–4, разрушающих забой перекрестными резами посредством установленных на них резцов 5. Диски 1 и 3 разрушают забой радиально-тангенциальными резами, направленными от центра к периферии забоя. Диски 2 и 4 вращаются вокруг своих осей в противоположном направлении и разрушают забой тангенциально-радиальными резами, направленными от периферии к центру забоя. Диски 1–4 устанавливаются на поворотных редукторах 6, вращающий момент на валы которых передается от раздаточного редуктора 7. Переносное вращение дисков осуществляется вокруг оси 8 раздаточного редуктора 7.

На поворотные редукторы 6 устанавливаются гребенки ротора 9 с закрепленными на них породоразрушающими инструментами 10. Гребенки ротора 9 совершают вращение вокруг оси 8 раздаточного редуктора 7 и осуществляют разрушение горного массива тангенциальными резами в виде концентрических окружностей 3 (рисунок 2), имеющих рациональные значения шага и глубины резания.

Большая часть забоя разрушается резцами поворотных дисков (рисунок 2). Так как диски имеют попарно разнонаправленное относительное вращение, на забое образуется сетка пересекающихся резов 1, имеющих тангенциально-радиальное направление (от периферии забоя к центру), и резов 2, имеющих радиально-тангенциальное направление (от центра к периферии забоя). Реализация посредством предложенного исполнительного органа перекрестной схемы резания позволяет снизить средние значения и динамику нагрузок на резцах, что обуславливает повышение надежности приводов комбайнов, уменьшение удельных энергозатрат и количества мелких классов в отбитой калийной руде.

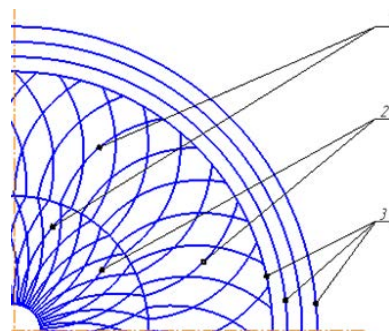


Рисунок 2 – Схема резов исполнительного органа с четырьмя поворотными дисками и роторными гребенками

Помимо основных планетарно-дисковых исполнительных органов, в совершенствовании нуждаются вспомогательные исполнительные органы комбайнов «Урал»: бермовые фрезы, шнеки и отбойное устройство [5].

Резцы отбойного и бермового устройств комбайна разрушают калийный массив полублокированными резами небольшой глубины при повышенных энергозатратах и значительном количестве мелких необогатимых фракций руды в продуктах отбойки. По данным экспериментальных исследований, удельный расход энергии при разрушении калийного массива резцами отбойного устройства и бермовыми фрезами в 2–2,5 раза больше, чем при работе планетарно-дисковых исполнительных органов.

Повышение эффективности процесса разрушения массива вспомогательными органами возможно обеспечить посредством перехода с последовательной схемы разрушения массива на шахматную. Результаты экспериментальных исследований [1], показывают, что при разрушении массива шахматными резами глубиной 5 мм, по сравнению с последовательными резами той же глубины, удельные энергозатраты снижаются с 6 до 3,2 кВт×ч/м³, выход мелких классов сокращается с 6,5 до 5 %.

При движении комбайна вверх по пласту зачастую наблюдается проскальзывание гусениц, сопровождающееся ухудшением качества руды, снижением производительности комплекса, увеличением удельных

энергозатрат на разрушение калийного массива. При изменении направления вращения отбойного устройства на противоположное (от почвы выработки к кровле) расширяется область работы комбайна «Урал» без проскальзывания гусениц. При этом силы реакции забоя будут иметь направления, при которых снижается напорное усилие комбайна, а сила прижатия гусениц к почве увеличивается.

Установлено, что на отбойку руды бермовым органом затрачивается мощность, не превышающая половины мощности его привода. Следовательно, основная часть энергии привода затрачивается на перемещение и погрузку горной массы. Руда по шнеку перемещается с большим сопротивлением, при котором происходит интенсивное ее переизмельчение. Наиболее неблагоприятные условия погрузки руды создаются при работе комбайна в выработках с отрицательным углом наклона (движение вниз).

Замена однозаходных шнеков комбайна «Урал-20Р» на двухзаходные обеспечит более равномерное поступление горной массы на конвейер комбайна и снижение затрат энергии на перемещение руды. Повышение эффективности погрузки руды может быть достигнуто при установке за шнеком вспомогательных зачистных устройств – лемехов.

Модернизация, предусматривающая использование перекрестной схемы разрушения забоя в сочетании с использованием усовершенствованных вспомогательных исполнительных органов, повысит технический уровень и эффективность работы проходческо-очистных комбайнов. Исследование процесса резания и формирования последовательных элементарных сколов в рамках перекрестной схемы резания представляет теоретический и практический интерес и является актуальной научной задачей.

Список литературы

1. Старков Л. И., Харламова Н. А. Исследование схемы перекрестного резания // Горный журнал. Изв. ВУЗов, №7-8, 1997. – С. 121-123.
2. Шишлянников, Д. И. Повышение эффективности отделения калийной руды от массива резцами добычных комбайнов: авторефер. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Шишлянников Д. И. – СПб., 2012. – 21 с.
3. Способ разрушения горного массива перекрестными резами: пат. 2630839 Рос. Федерация / Старков Л. И., Шишлянников Д. И., Чекмасов Н. В., Максимов А. Б., Лоскутов Л. А. № 2016120144; заявл. 24.05.2016; опубл. 13.09.2017. Бюл. №26. – 9 с.
4. Шишлянников Д. И. Повышение эффективности эксплуатации проходческо-очистных комбайнов калийных рудников на основе анализа записей регистраторов параметров / Д. И. Шишлянников, Н. В. Чекмасов, М. Г. Трифанов, В. В. Габов, С. Л. Иванов, С. А. Асонов // Горное оборудование и электромеханика. 2015. № 4 (113). – С. 3–10.
5. Семенов В. В., Шмакин И. Г., Жабин А. Б., Чеботарев П. Н. Совершенствование метода расчета нагруженности резцов при разрушении калийных руд // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 4. С. 13–16.

УДК 622.24.051.57

ПАРАМЕТРЫ РАЗРУШЕНИЯ СКВАЖИН В УГЛЕНОСНЫХ ПЛАСТАХ КОМБИНИРОВАННЫМИ РАСШИРИТЕЛЯМИ ПРЯМОГО ХОДА

Маметьев Л.Е., проф., Хорешок А.А., проф., Цехин А.М., доц.,
Буялич Г.Д., проф., Борисов А.Ю., доц.

Кузбасский государственный технический университет имени Т. Ф. Горбачева, г. Кемерово

Приведена конструкция двухступенчатого комбинированного резцово-дискового расширителя скважин и обоснованы его геометрические параметры. Установлены силовые и энергетические показатели процесса бурения скважин. В результате стендовых исследований и шахтных сравнительных испытаний установлено, что резцово-дисковый расширитель обеспечивает по сравнению с серийным резцовым расширителем со сплошной схемой разрушения забоя скважины меньший выход мелких классов. Это обеспечивается совмещением в расширителе разрушения по щелевой схеме на первой резцовой ступени со схемой крупного скола дисковым инструментом на второй ступени. Установлены зависимости усилий прорезания щелей P_z , энергозатрат H_w и фракционного состава продуктов разрушения от геометрических и режимных параметров при работе первой ступени расширителя. Приведены зависимости крутящего момента M , скорости бурения V и энергоемкости H_w процесса бурения скважин резцовым расширителем первой ступени и дисковым второй ступени от усилия подачи P_n .

Ключевые слова: угольный пласт, бурение, расширитель скважин, силовые и энергетические показатели процесса бурения, фракционный состав продуктов разрушения.

PARAMETERS OF DESTRUCTION OF WELLS IN COAL-BEARING THE COMBINED EXTENDERS OF THE FORWARD STROKE

Mametyev L.E., Khoresok A.A., Tsekhin A. M., Buyalich G.D., Borisov A.Yu.

The design of two-stage combined tool-disk expander wells is given and its geometrical parameters are proved. It is established power and energy indicators of the process of drilling wells. As a result of bench researches and mine comparative tests it is established that the tool-disk extender provides in comparison with the serial cutter extender with the continuous scheme of destruction of a bottom hole smaller output of small classes. This is ensured by the combination of the extender of destruction in the slit diagram tool on the first stage with a large diagram of the chip of the disk tool in the second stage. The dependence of the efforts of cutting slits P_z , energy H_w , and the fractional composition of products of destruction from the geometric and operating parameters at the first stage of the expander. Shows the dependence of torque M , drilling rate V and power consumption H_w the process of drilling wells to cutting the expander first stage and the second stage disk from the feed force P_n .

Keywords: coal bed, drilling, well expander, power and energy indicators of the drilling process, the fractional composition of the products of destruction.

На кафедре горных машин и комплексов КузГТУ разработана, исследована на лабораторном стенде и испытана в шахтных условиях конструкция комбинированного двухступенчатого резцово-дискового расширителя скважин [1-4]. Расширитель (рис. 1) состоит из забурника 1, резцового расширителя первой ступени 2, дискового расширителя второй ступени 3. Конструкция выполнена разборной для удобства выполнения монтажно-демонтажных работ. Забурник имеет хвостовик с наружной трапецевидной резьбой для соединения с резцовым расширителем. Дисковый расширитель второй ступени оснащен переходником с наружной конической резьбой для соединения с резцовым расширителем. Для удаления разрушенного угля из забойной зоны скважины забурник

выполнен в виде двухзаходного шнека 4, а на корпусе дискового расширителя размещены двухзаходные лопастные спирали 5. Забой скважины при работе резцового расширителя 2 имеет щелевую форму, а его лучи оснащены двумя роликовыми скалывателями 6.

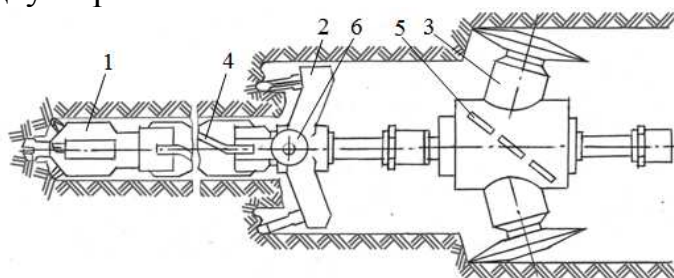


Рис. 1. Двухступенчатый резцово-дисковый расширитель скважин

Резцовый и дисковый расширители выполнены двухлучевыми, для обеспечения устойчивости могут быть повернуты на 90° относительно друг друга. Резцовый расширитель первой ступени разрушает 55,7 % поверхности забоя скважины, дисковый – 39,3 % и 5 % приходится на забурник.

Конструкция данного расширителя предназначена для увеличения выхода крупных фракций продуктов разрушения $\omega_{>50}$, ω_{25-50} и ω_{13-25} , а также уменьшения доли мелких фракций ω_{0-1} и ω_{1-6} и пылеобразования в забойной зоне скважины.

Исследования проводились в следующей последовательности:

1. бурение пилот-скважин резцовым расширителем первой ступени диаметром 390 мм с забурником диаметром 130 мм;
2. расширение пилот-скважин дисковым расширителем второй ступени до диаметра 500 мм;
3. бурение скважин диаметром 500 мм двухступенчатым резцово-дисковым экспериментальным расширителем.

Как видно из рис. 2, а зависимости $P_z = f(h)$ носят явно выраженный параболический, а зависимости $H_w = f(h)$ – гиперболический характер.

Результаты исследований влияния угла установки реза относительно поверхности забоя скважины приведены на рис. 2, б.

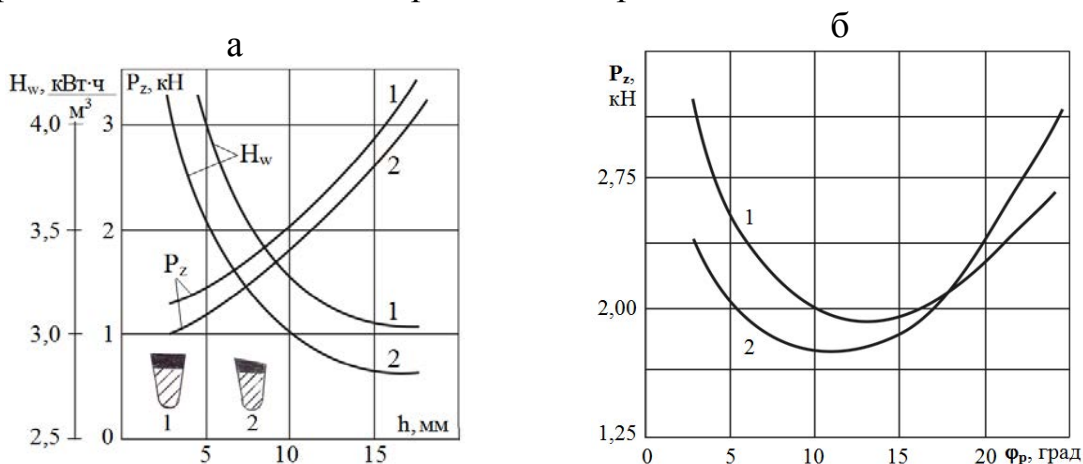


Рис. 2. Зависимости усилий P_z прорезания щелей и энергозатрат H_w от глубины h резания (а) и от угла ϕ_p установки режущего инструмента (б):
1 – с плоской передней гранью; 2 – с клиновой передней гранью

На стенде (углецементный блок) проводились исследования элементов экспериментального расширителя: бурение забурником, бурение резцовым расширителем первой ступени скважины диаметром 390 мм; расширение скважины с диаметра 390 мм до 500 мм дисковым расширителем второй ступени.

В частности, установлены зависимости выхода продуктов разрушения экспериментального резцового расширителя первой ступени со щелевой схемой от его скорости вращения (рис. 3, а), зависимости обозначены следующим образом: 1 – ω_{6-13} ; 2 – ω_{1-6} ; 3 – ω_{0-1} .

На рис. 3, б приведены зависимости фракционного состава продуктов разрушения от усилия подачи P_n для дискового расширителя второй ступени.

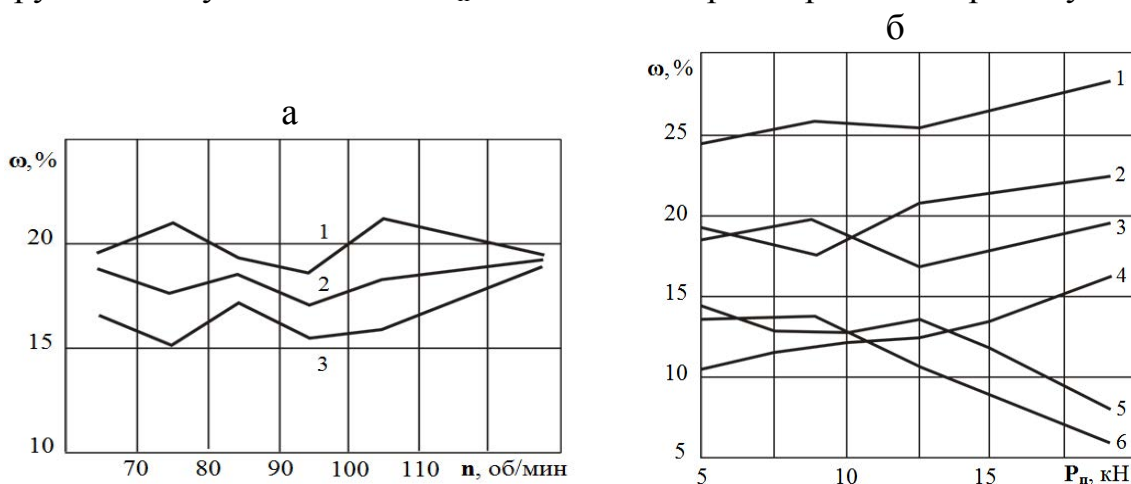


Рис. 3. Зависимости фракционного состава ω продуктов разрушения забоев скважин от скорости вращения n резцового расширителя (а) и от усилия P_n (б)

Известно, что выход классов ω_{0-1} и ω_{1-6} пропорционален удельным затратам энергии механического разрушения угля. Поэтому, чем меньше выход этих классов, тем эффективнее принятая схема разрушения забоя скважины и прогрессивнее конструкция расширителя. Как видно из рис. 3, а, при скорости вращения расширителей $n = 95$ об/мин выход классов ω_{6-13} , ω_{1-6} и ω_{0-1} при работе экспериментального расширителя со щелевой схемой забоя скважины оказался минимальным.

В процессе стендовых исследований (на углецементном блоке) дисковых расширителей варьировались следующие параметры: диаметр диска d_d , угол заострения лезвия β , угол установки диска ϕ_d , диаметр скважины D_c , ширина уступа B_y забоя скважины.

На рис. 3, б позициями обозначены следующие фракции: 1 – ω_{25-50} ; 2 – $\omega_{>50}$; 3 – ω_{6-13} ; 4 – ω_{13-25} ; 5 – ω_{1-6} ; 6 – ω_{0-1} . С увеличением усилия подачи P_n с 8,5 кН до 21,3 кН выход крупных классов $\omega_{>50}$ и ω_{25-50} возрастает, соответственно, в 1,25 и 1,21 раза. В это же время выход мелких классов ω_{1-6} и ω_{0-1} уменьшается, соответственно, в 1,14 и 1,19 раза. В общем объеме разрушенного угля доля крупных классов преобладает и составляет 38,1–58,2 %.

На рис. 4, а приведены результаты, полученные при раздельном бурении скважин резцовым расширителем первой ступени и дисковым – второй ступени.

На рис. 4, б представлены следующие зависимости $N = f(V)$: 1 – для резцово-дискового расширителя; 2 – для резцового расширителя первой ступени; 3 – для дискового расширителя второй ступени.

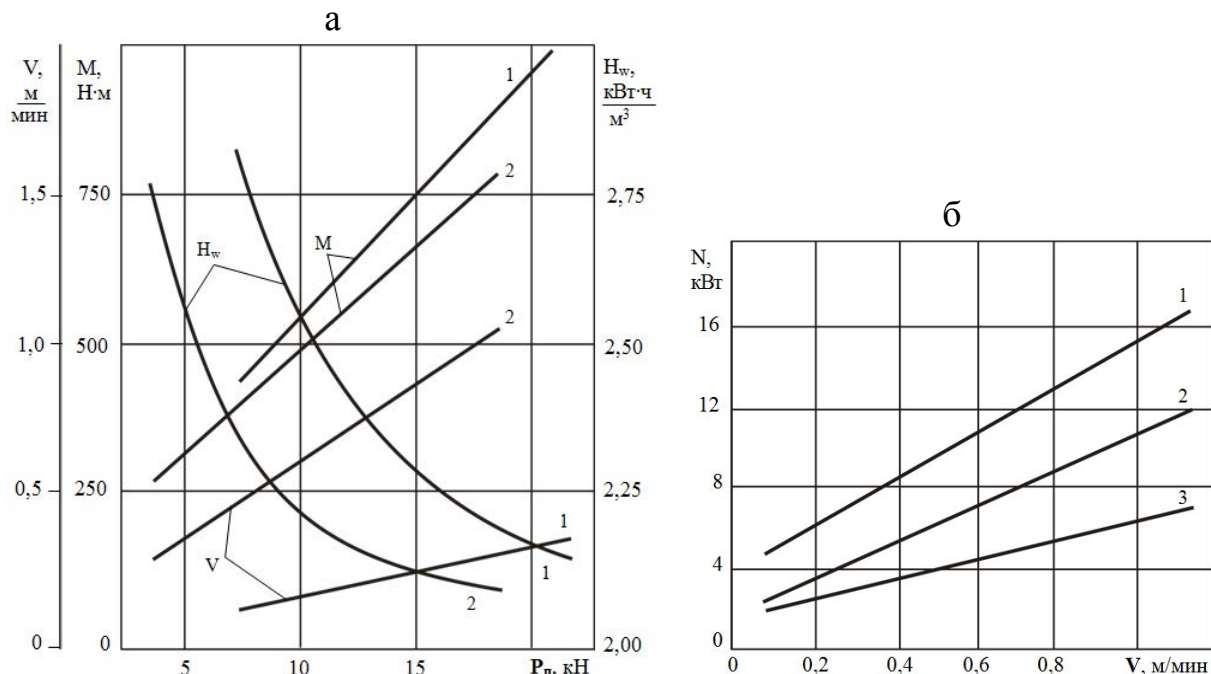


Рис. 4. Зависимости крутящего момента M , скорости V бурения, энергоёмкости H_w процесса разрушения скважин резцовым расширителем первой ступени (1) и дисковым расширителем второй ступени (2) от усилия P_n подачи (а) и мощности N разрушения скважин от скорости V бурения (б)

Установлено, что при дальнейшем совершенствовании конструкции резцово-дискового расширителя, по нашему мнению, целесообразно увеличить площадь обрабатываемого забоя дисковым инструментом до 45 % общей поверхности забоя скважины. Диаметр пилот-скважины можно принять равным $D = 370$ мм, а ширину уступа $B_y = 65$ мм.

Список литературы

1. Маметьев, Л.Е. Обоснование параметров разрушения ступенчатого забоя скважины дисковым инструментом / Л.Е. Маметьев, А.А. Хорешок, А.М. Цехин, А.Ю. Борисов // Интеграция современных научных исследований в развитие общества: сборник материалов IV Международной научно-практической конференции (26 декабря 2017 года), Том I – Кемерово: ЗапСибНЦ, 2017 – С. 9–12.

2. Расширитель скважин обратного хода : пат. 160664 РФ на полезную модель: МПК Е 21 В 7/28, Е 21 D 3/00 (2006.01). / Цехин А.М., Маметьев Л.Е, Хорешок А.А., Борисов А.Ю; патентообладатель Федер. гос. бюджет. образоват. учреждение высш. профессион. образования «Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева» (КузГТУ). – № 2015135343/03 ; заявл. 20.08.2015 ; опубл. 27.03.2016, Бюл. № 9. – 2 с.

3. Khoreshok A.A., Mametyev L.E., Borisov A.Yu., Vorobyev A.V. Influence of the rigid connection between discs in the tetrahedral prisms on equivalent stresses when cutting work faces // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2016. V. 127. p. 012039.

4. Khoreshok A.A., Mametev L.E., Borisov A.Yu., Vorobev A.V. Stress state of disk tool attachment points on tetrahedral prisms between axial bits // Applied Mechanics and Materials. 2015. V. 770. p. 434–438.

УДК 621.879.31

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЗУБ КОВША АКТИВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Муравский А.К., доцент

Пермский национальный исследовательский политехнический университет,
г. Пермь, Россия

В работе рассмотрены ковши активного действия экскаваторов, обеспечивающие возможность разработки крепких пород без использования дополнительного технологического цикла по подготовке массива к экскавации. Аналитически определены силы, действующие на зуб ковша активного действия экскаватора при ударе бойка ударного устройства по зубу.

***Ключевые слова:** гидравлический экскаватор, рабочее оборудование экскаватора, ковш экскаватора, зуб ковша экскаватора, крепкая порода, грунт.*

DETERMINATION OF FORCES INFLUENCING ON THE TOOTH OF THE BUCKET ACTIVE ACTION

Muravskiy A.K.

In article buckets of active action of excavators are considered, which enable the development of hard rocks without using an additional technological cycle to prepare the rock massif for excavation. The forces acting on the bucket tooth of the active action of the excavator are analytically determined when the striker strikes the impactor on the tooth.

***Keywords:** hydraulic excavator, equipment of excavator, excavator bucket, excavator bucket tooth, hard rock, soil.*

Повышение эффективности работы экскаватора, расширения его технологических возможностей возможно путем применения ковшей активного действия. Экскаватор, оснащенный ковшом активного действия, способен производить разработку крепких пород с использованием безвзрывной технологии, что позволяет в определенных условиях увеличить производительность труда, уменьшить затраты на выемочно-погрузочные работы, потери и разубоживание полезных ископаемых, выбросы вредных веществ в атмосферу, повысить безопасность производства горных работ, расширить границы предприятий и производства горных работ.

К настоящему времени в России и зарубежном создано и успешно испытано рабочее оборудование с ковшом активного действия для гидравлических экскаваторов и механических лопат.

Южнокорейская фирма Daedong Industrial Co. Limited производит виброковши для экскаваторов массой от 18 до 42 т способные выполнять работы с мерзлыми грунтами и прочными породами [1].

В России в 90-е годы прошлого столетия спроектирован и освоен в производстве ОАО «Уралмаш» экскаватор с ковшом активного действия ЭКГ-5В, способный разрабатывать крепкие породы без использования буровзрывной подготовки прочностью до 60-80 МПа [2, 3].

Идея создания экскаваторных ковшей активного действия возникла в 30-е годы XX века, однако к настоящему времени массового применения ковша активного действия не имеют. Это связано с недостаточной

изученностью процесса динамического разрушения горных пород, нагрузок на металлоконструкцию ковша и экскаватора, ожидаемых от применения ковшей активного действия технико-экономических показателей, сложностью проектирования и конструирования надежных, мощных, малогабаритных и недорогих устройств для привода активных зубьев и др.

Использование ударных зубьев в конструкции ковша экскаватора позволяет получить на лезвии ударного зуба усилия до 3500-4500 кН и более, что в разы выше показателей копания современных гидравлических экскаваторов равного класса [2].

Ударные зубья ковша активного действия являются одним из наиболее важных и ответственных элементов. При соприкосновении с горной породой они подвергаются различным нагрузкам, в том числе ударным, абразивному износу, коррозии. Разрушение зубьев, их чрезмерный износ могут привести к отказу экскаватора, недопустимому снижению производительности.

Знание сил, действующих на ударные зубья ковша активного действия, необходимо для расчета на прочность элементов ковша и экскаватора в целом, что дает возможность рационального проектирования и конструирования ковшей активного действия.

В общем случае ковш активного действия экскаватора включает в себя корпус ковша 1, корпус ударного устройства 2, ударный зуб 3, втулку 4, боек 5 (рис. 1).

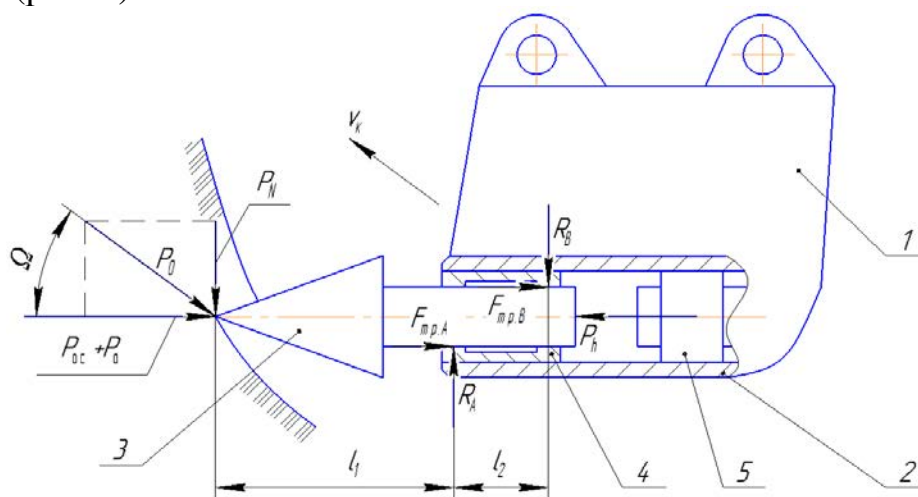


Рис. 1. Схема ковша активного действия с ударным зубом

При движении ковша со скоростью v_k на ударный зуб 3 действует сила сопротивления резанию P_0 . Проекция силы сопротивления резанию P_0 на ось ударного зуба 3 представляет собой осевую составляющую P_{oc} этой силы, а на ось, перпендикулярную продольной оси ударного зуба – нормальную составляющую P_N .

При ударе бойка 5 по ударному зубу 3 возникает сила P_h , воздействующая на ударный зуб 3, что приводит к появлению на лезвии

ударного зуба силы P_a . Величина силы P_a меньше P_h , что связано с наличием сил трения в паре втулка – хвостовик ударного зуба.

Определим силу P_a на лезвии ударного зуба возникающую при ударе бойка 5 по ударному зубу 3.

При определении силы P_a сделаны следующие допущения: массы элементов ковша активного действия не учитываются; сила сопротивления резанию P_0 и сила P_a сосредоточены на лезвии (острие) ударного зуба; диаметр хвостовика ударного зуба пренебрежительно мал.

С учетом принятых допущений расчетная схема для определения силы P_a на лезвии ударного зуба представлена на рис. 2.

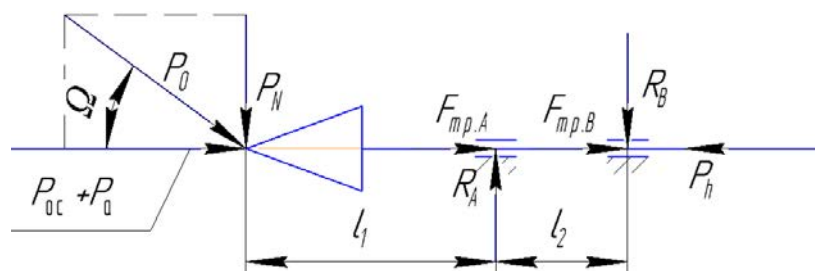


Рис. 2. Расчетная схема для определения сил, действующих на ударный зуб

Для расчетной схемы справедливы следующие выражения

$$P_N(l_1 + l_2) - R_A l_2 = 0;$$

$$P_N l_1 - R_B l_2 = 0;$$

$$-P_N + R_A - R_B = 0,$$

где R_A, R_B – силы реакции, действующие на ударный зуб со стороны втулки, H ; l_1 – расстояние между лезвием ударного зуба и точкой приложения силы реакции R_A , м; l_2 – расстояние между точками приложения сил реакции R_A и R_B , м.

Нормальная составляющая P_N силы сопротивления резанию P_0 определяется

$$P_N = P_0 \sin \Omega,$$

где Ω – угол между силой P_0 и осью ударного зуба, градус.

Силы реакции можно выразить следующим образом

$$R_A = \frac{P_N(l_1 + l_2)}{l_2} = \frac{P_0(l_1 + l_2) \sin \Omega}{l_2}; R_B = \frac{P_N l_1}{l_2} = \frac{P_0 l_1 \sin \Omega}{l_2}.$$

Определим силы трения $F_{тр.А}$ и $F_{тр.В}$

$$F_{тр.А} = R_A f_{тр} = \frac{P_0(l_1 + l_2) \sin \Omega}{l_2} f_{тр}; F_{тр.В} = R_B f_{тр} = \frac{P_0 l_1 \sin \Omega}{l_2} f_{тр},$$

где $f_{тр}$ – коэффициент трения пары материалов ударного зуба и втулки.

Сила P_a определяется

$$P_a = P_h - F_{тр.А} - F_{тр.В} = P_h - \frac{P_0(l_1 + l_2) \sin \Omega}{l_2} f_{тр} - \frac{P_0 l_1 \sin \Omega}{l_2} f_{тр}.$$

После преобразований получим

$$P_a = P_h - P_0 f_{\text{тр}} \sin \Omega \left[1 + \frac{2l_1}{l_2} \right].$$

Из последнего выражения видно, что величина силы P_a на лезвии ударного зуба зависит от величины силы P_h , возникающей при ударе бойка по ударному зубу, величины и направления силы сопротивления резанию P_0 , материалов ударного зуба и втулки, а так же конструктивных размеров ударного устройства.

Результирующая сила на лезвии ударного зуба при совместном действии силы сопротивления резанию P_0 и силы P_a

$$P_{0+a} = \sqrt{P_0^2 + P_a^2 - 2P_0 P_a \cos(180^\circ - \Omega)}.$$

Вывод:

В работе аналитически определены силы на лезвии ударного зуба ковша активного действия экскаватора, возникающие при ударе бойка по ударному зубу. Знание данных сил необходимо для расчета на прочность элементов ковша и экскаватора в целом, что позволяет повысить качество проектирования и конструирования ковшей активного действия и, в конечном счете, увеличить надежность экскаватора.

Список литературы

1. DVB Vibro Bucket [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://dd-eng.com/new/product/maxBrio_4.php?product=DVB%20Vibro%20Bucket#. – Заглавие с экрана.– (Дата обращения: 01.03.2018).
2. Маттис А.Р. Зайцев Г.Д. Проблемы создания экскаваторов для безвзрывной технологии и пути их решения // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2003, № 5.– С.132-135.
3. Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С. Проектирование карьерных экскаваторов. М.: Инновационное машиностроение, 2017. – 232 с.

УДК 622.45 + 622.822

**УСТРОЙСТВО ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ
ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ МЕЖДУ ГОРНЫМИ
ВЫРАБОТКАМИ И ОПЕРАТИВНОГО ОГРАЖДЕНИЯ РАБОЧЕЙ
ЗОНЫ В СЛУЧАЕ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ПОЖАРА**

Николаев А.В.

ФГБОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет»

Предложена конструкция устройства для регулирования воздухораспределения между подземными горными выработками и описаны основные его преимущества. Устройство позволит ограждать выработки, не предназначенные для проветривания, от попадания в них воздуха и изолировать рабочую зону от дымовых газов при возникновении пожара.

Ключевые слова: безопасность, регулирование воздухораспределения, надежная изоляция

**DEVICE FOR REGULATION OF AIR DISTRIBUTION BETWEEN
MOUNTAIN PROCESSINGS AND OPERATIONAL PROTECTION OF
THE WORKING ZONE IN THE CASE OF FIRE**

Nikolaev A.V.

The design of the device for regulating air distribution between underground mine workings is described and its main advantages are described. The device will allow to protect the workings that are not intended for ventilation, from getting into them air and to isolate the working area from the flue gases in the event of a fire.

Keywords: safety, regulation of air distribution, reliable isolation

С целью повышения рентабельности производства подземные горнодобывающие предприятия с каждым годом активно увеличивают объем добычи полезного ископаемого. В результате этого возрастает количество проходимых горных выработок и добычных участков, в которые необходимо постоянно подавать свежий воздух. Также увеличивается расстояние от воздухоподающих стволов до мест ведения горных работ, что приводит к необходимости увеличения объема подаваемого в рудник (шахту) воздуха. Вследствие этого увеличиваются удельные экономические затраты на проветривание, усложняется процесс воздухораспределения между выработками и возникает проблема прогнозирования путей распространения дымовых газов и/или воздушных масс при возникновении нештатных ситуаций (например, при пожаре в горных выработках). В этом случае обеспечивать безопасные условия труда без ущерба для производства на подземном горнодобывающем предприятии с каждым годом становится сложнее, поэтому требуется новый подход к решению проблемы подачи воздуха в рабочие зоны в энергосберегающем режиме с сохранением требований к безопасности ведения горных работ. Одной из актуальных проблем, помимо необходимости обеспечения энергосбережения при проветривании является проблема защиты горнорабочих от попадания дымовых газов в рабочую зону в случае возникновения пожара в горных выработках.

Как известно [1-3 и др.], для перераспределения воздушных потоков под землей используются два способа: *положительный*, когда при помощи вентиляторов местного проветривания (ВМП) воздух направляется в область ведения горных работ, и *отрицательный*, при котором места непредназначенные для проветривания ограждаются при помощи вентиляционных изолирующих устройств.

Ввиду того, что на проветривание расходуется 30-50% от всей затрачиваемой подземным горнодобывающим предприятием электроэнергии [4-9], применение первого способа с точки зрения энергосбережения является нецелесообразным (дополнительно требуются затраты электроэнергии на работу ВМП). Следовательно, для повышения эффективности (в т.ч. и энергетической), на подземных горнодобывающих предприятиях необходимо активно внедрять устройства для осуществления отрицательного способа регулирования воздухораспределения.

Анализ существующих в настоящее время устройств, используемых для регулирования воздухораспределения [9, 10], показал, что лучшими с точки зрения изолирующих свойств являются воздушные вентиляционные перемычки (рис. 1). Однако в работе [11] говорится о недостатках подобных устройств. Заполненная воздухом перемычка принимает форму выработки и сглаживает неровности ее поверхности, но при больших сечениях горной выработки на возведение воздушной перемычки необходим значительный объем воздуха. В этом случае на установку перемычки потребуются существенные временные затраты, а также источник питания для компрессора высокого давления, производительности и коллектив работников для транспортировки всего оборудования к месту возведения (3-4 человека).



Рис. 1. Воздушная шахтная вентиляционная перемычка

а – внешний вид (отечественная); *б* – этапы возведения перемычки (зарубежная)

В условиях необходимости ограждения рабочей зоны в случае возникновения пожара от попадания в нее дымовых газов, возведение вентиляционного ограждения в горной выработке должно занимать минимальное количество времени. Следовательно, рассмотренный тип

устройств неспособен выполнить указанную функцию «отсечки» воздушной струи.

Используя положительные свойства воздушной перемычки и избавившись от основного ее недостатка – существенные временные затраты на возведение, можно обеспечить надежную изоляцию горной выработки от прохождения через нее дымовых газов или воздушных масс.

В результате было разработано устройство для регулирования воздухораспределения [11], в котором предлагается изолировать только место его соприкосновения со стенками, кровлей и почвой выработки. При этом сокращение временных затрат на возведение устройства можно обеспечить, если его основную часть выполнить из плотного материала (полотна), который будет растягиваться по сечению горной выработки, а воздух подавать только во вшитый по периметру полотна пневмоукав. В этом случае предлагаемое устройство обеспечит надежную изоляцию горной выработки при малом объеме закачиваемого воздуха, т.е. его возведение будет занимать существенно меньшее количество времени.

Один из вариантов, указанного технического решения, представлен на рис. 2.

Возможность свертывания и развертывания устройства за счет телескопических упоров и вращающихся мачт, а также наличие салазок позволит обеспечивать быстрое перемещение устройства на новое место. К преимуществам воздушных перемычек в целом, и предлагаемого устройства в частности, относится их «самогерметизация», т.е. чем выше температура дымовых газов, тем плотнее пневмоукав будет прижиматься к горным выработкам за счет расширяющегося внутри него нагретого воздуха.

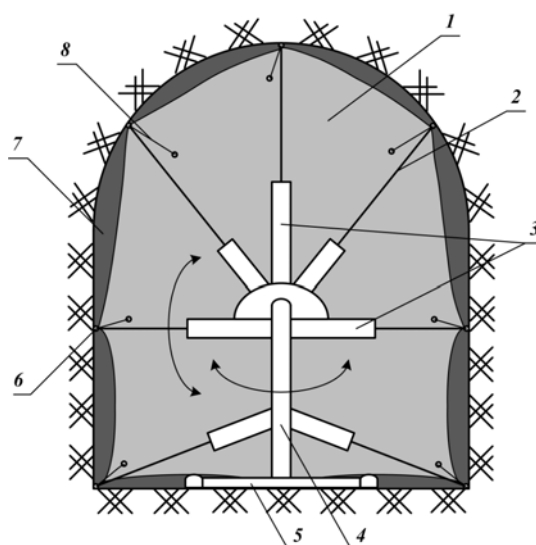


Рис. 2. Принципиальное техническое решение по конструкции воздушной ШВП:
1 – полотно; 2 – телескопические упоры; 3 – вращающиеся мачты; 4 – армирующий каркас; 5 – салазки; 6 – крепежные кольца; 7 – пневмоукав; 8 – застежки

Конструкция устройства может иметь иную модификацию, однако, основная идея будет заключаться в снижении временных затрат на

возведение устройства за счет перекрытия основного сечения горной выработки полотном и изоляцией ее за счет накачивания воздухом части, имеющей непосредственное соприкосновение с горной породой.

Быстровозводимость и простота в эксплуатации позволит использовать предлагаемое устройство как для ограждения горной выработки в момент ведения горных работ [11] с целью энергосбережения, так и для ограждения рабочей зоны от попадания в нее дымовых газов при возникновении пожара в подземном горнодобывающем предприятии [12].

Список литературы

1. Комаров В.Б., Килькеев Ш.Х. Рудничная вентиляция. М. Недра, 1969. – 416 стр.
2. Медведев И.И., Патрушев М.А. Проветривание калийных и каменносоляных рудников. – М.: Госгортехиздат, 1963. – 159 с.
3. Мохирев Н.Н., Проветривание подземных горнодобывающих предприятий, Пермь, 2001. – 280 с.
4. Старков Л.И., Земсков А.Н., Кондрашев П.И. Развитие механизированной разработки калийных руд. – Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2007. – 522 с.
5. Николаев А.В. Управление тепловыми депрессиями в системах вентиляции калийных рудников: автореферат дисс. ... канд. техн. наук / Перм. национал. исслед. политех. ун-т. Пермь, 2012. 20 с.
6. Николаев А.В. Зависимость потребления электроэнергии главной вентиляторной установки от способа проветривания добычных участков калийных рудников // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело. 2011. № 1. С. 143-151.
7. Закиров Д.Г., Файзрахманов Р.А., Николаев А.В., Шаякбаров Н.Ф. Повышение эффективности подземной добычи нефти термошахтным способом // Нефтяное хозяйство. 2014. № 6. С. 58-60.
8. Николаев А.В., Файнбург Г.З. Об энерго- и ресурсосберегающем проветривании подземных горных выработок нефтешахт // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело. 2015. № 14. С. 92-98.
9. Мельникова Я.В., Булгаков Ю.Ф., Трофимов В.А. Оценка устойчивости проветривания горных выработок при пожарах // Уголь Украины. 2011. № 5. С. 23–26.
10. Trevits M.A., McCartney C., Roelofs H.J. (B.) Testing and evaluation of an inflatable temporary ventilation control device // Printed works of SME Annual Meeting and Exhibit, February 22–25, Denver, Colorado. 2009. P. 9–18.
11. Алыменко Н.И., Николаев А.В. Способ проветривания выемочного участка калийного рудника при обратном порядке отработки // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2015. № 2. С. 228-234.
12. Николаев А.В., Королёв Н.А., Алыменко Н.И. Защита горнорабочих от проникновения дымовых газов в рабочую зону // Проблемы геологии и освоения недр: Труды XVII Международного симпозиума имени академика М.А. Усова студентов и молодых ученых, посвященного 150-летию со дня рождения академика В. А. Обручева и 130-летию академика М. А. Усова, основателей Сибирской горно-геологической школы. Национальный исследовательский Томский политехнический университет. 2013. С. 326-328.

УДК 551.5:622.271

УСТАНОВКА ДЛЯ ЭФФЕКТИВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ НЕГЛУБОКИХ КАРЬЕРОВ

Николаев А.В.

ФГБОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет»

В статье приводится описание предлагаемой конструкции установки для эффективного проветривания неглубоких карьеров. Использование в установке воздуховодов, способных перемещаться как в горизонтальной, так и вертикальной плоскости позволяет увеличить площадь зоны проветривания карьера. Расположенный в установке циклон позволяет очищать проходящий через установку воздух от крупных фракций загрязняющих веществ, а наличие в вентиляционной трубе ионизатора – очистить его от мелких фракций пыли. «Сброс» нагретого воздуха в вентиляционную трубу позволяет снизить затраты электроэнергии на проветривание, т.к. работе установки будет способствовать естественная тяга

Ключевые слова: очистка воздуха, неглубокий карьер, естественная тяга, энергоэффективность

INSTALLATION FOR EFFECTIVE INSPECTION OF SHORT CAREERS

Nikolaev A.V.

The article describes the proposed design of an installation for the effective ventilation of shallow quarries. The use of ducts in the installation, capable of moving both in the horizontal and vertical plane, allows to increase the area of the quarrying zone. Located in the installation, the cyclone allows to purify the air passing through the installation from large contaminants, and the presence in the ventilation pipe of the ionizer - to clean it of fine dust fractions. "Resetting" the heated air into the vent pipe allows to reduce the energy consumption for ventilation, The installation will be facilitated by natural draft

Keywords: air purification, shallow quarry, natural draft, energy efficiency

При добыче полезного ископаемого открытым способом значимой задачей является проблема проветривания и снижения запыленности рабочих зон карьеров. Связано это с тем, что после взрыва в карьере согласно [1] до 40-60 % вредных примесей остается во взорванной горной массе, т.е. при отсутствии эффективных средств и способов их подавления возникает опасность отравления горнорабочих при экскавации и транспортировке добытого полезного ископаемого.

Основными источниками вредных примесей являются следующие группы.

1. Объемные, при которых удельный выброс пыли в пылегазовое облако согласно [2] достигает 0,027 – 0,17 кг/м³ горной массы. При этом 63 – 80 % осевшей в карьере пыли имеет дисперсность менее 1,4 мкм. Общее количество образовавшихся оксидов углерода достигает 60 – 93 л/кг взрывчатого вещества (ВВ), а оксидов азота 3,5 – 7 л/кг ВВ [3].

2. Точечные, при которых вредные вещества выделяются либо с определенной точки, либо с небольшой площади (экскаваторы, буровые станки и т.д.).

3. Линейные и площадные, при которых вредные вещества выделяются с площади с большими линейными размерами.

Разработанные и применяемые в настоящее время установки для проветривания карьеров [4 – 6 и др.] в достаточной мере решают задачу очистки от объемных источников выделения. Однако, данные разработки неспособны в полной мере решить проблему проветривания при выбросах от точечных и линейных источников. Кроме того, при применении подобных установок для проветривания карьеров не обеспечивается очистка воздуха от пыли, а в случае применения вертолетных двигателей, требуется значительное количество горючего, что связано с большими экономическими затратами.

С целью повышения эффективности проветривания и очистки воздуха от всех вышеприведенных источников загрязнения в неглубоких карьерах предлагается использовать установку [7], конструкция которой представлена на рис. 1 и 2.

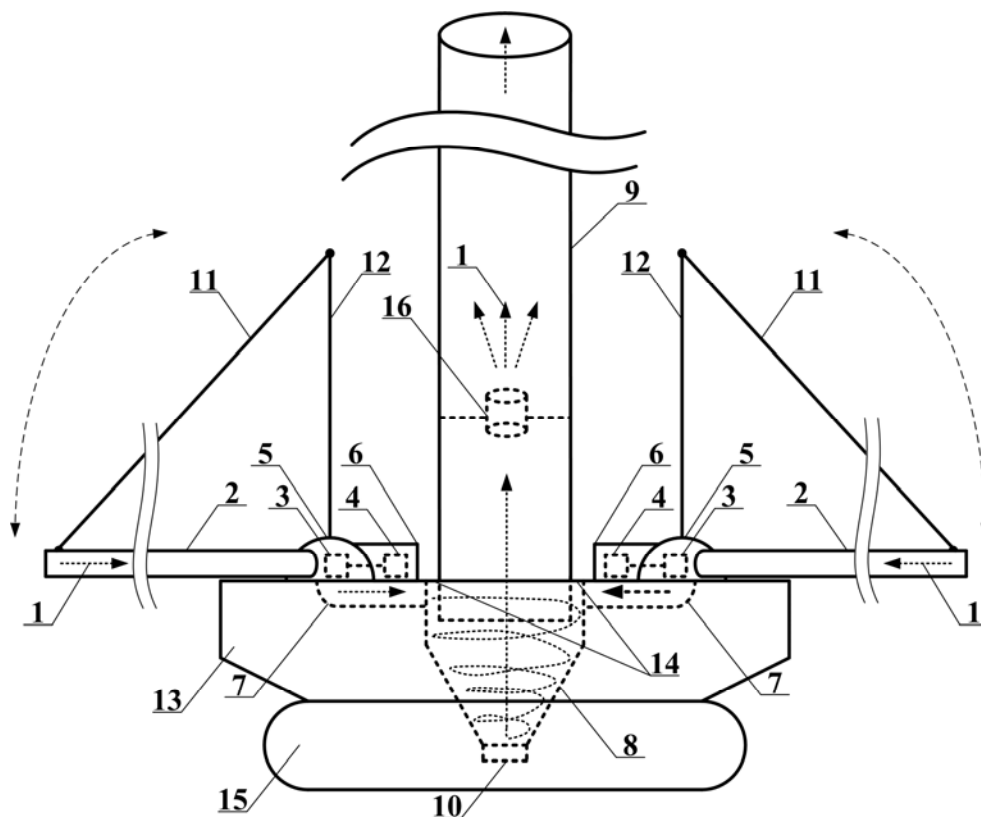


Рис. 1. Установка для проветривания карьера (вид сбоку)

1 – воздух, поступающий в установку; 2 – воздуховоды; 3 – нагнетательные вентиляторы; 4 – двигатели вентиляторов; 5 – вентиляторные камеры; 6 – камеры двигателей; 7 – кольцевые каналы; 8 – циклонная камера; 9 – вентиляционная труба;

10 – пылесборник; 11 – направляющие воздуховоды; 12 – штоки; 13 – корпус установки; 14 – вращающаяся платформа; 15 – ходовая часть; 16 – вентилятор-эжектор

Воздух в установку засасывается в воздуховоды за счет работы нагнетательных вентиляторов, расположенных в вентиляторных камерах. Нагнетательные вентиляторы приводятся во вращение двигателями,

которые могут быть установлены в отдельных камерах. Далее воздух поступает в кольцевые каналы, из которых через сопла он попадает в циклонную камеру, где закручивается вниз по спирали. Каждый из нагнетательных вентиляторов усиливает закручивание струи воздуха в камере. В результате этого под действием центробежных сил воздух очищается от пыли и крупных фракций, которые собираются в пылесборнике. Очищенный от пыли воздух удаляется через вентиляционную трубу.

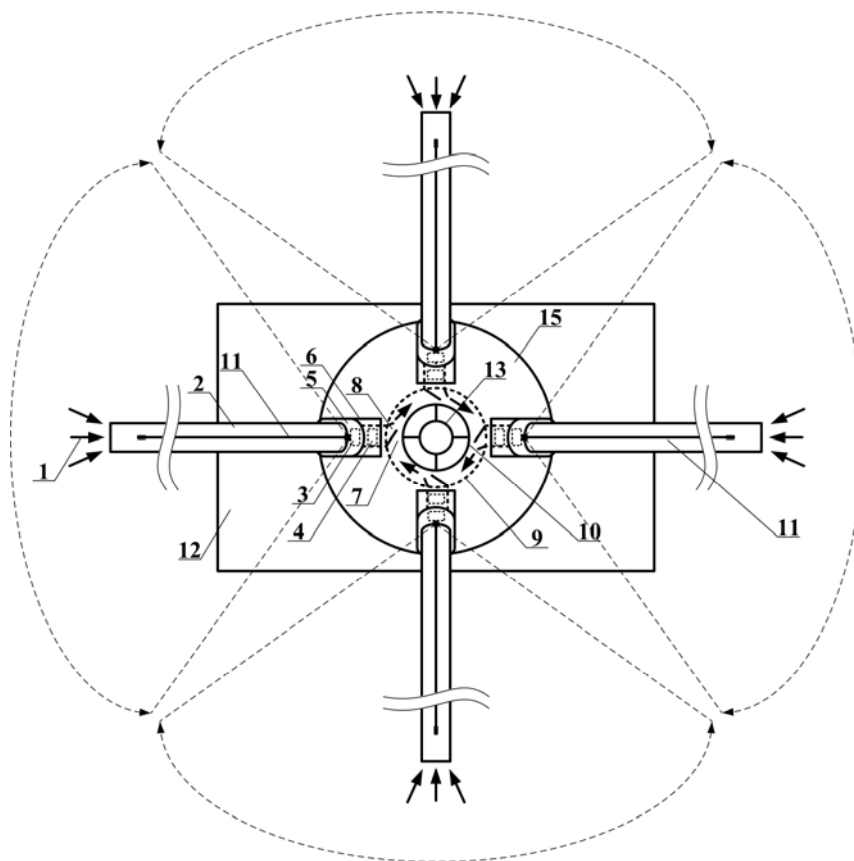


Рис. 2. Установка для проветривания карьера (вид сверху)

1 – воздух, поступающий в установку; 2 – воздуховоды; 3 – нагнетательные вентиляторы; 4 – двигатели вентиляторов; 5 – вентиляторные камеры; 6 – камеры двигателей; 7 – кольцевые каналы; 8 – направляющие сопла; 9 – циклонная камера; 10 – вентиляционная труба; 11 – направляющие воздуховодов; 12 – вращающаяся платформа; 13 – вентилятор-эжектор

Каждый воздуховод с помощью штока и направляющей фиксируется под заданным углом по вертикали и горизонтали вдоль продольной оси установки с целью забора загрязненного воздуха из тех рабочих объемов, где необходимо осуществить проветривание. Поворачиваясь вместе с вращающейся платформой, воздуховоды обеспечивают забор загрязненного воздуха с точечных и линейных источников загрязненного воздуха на всей площади карьера.

В случае, если в воздухе присутствуют мелкие фракции пыли, вместо вентилятора-эжектора в вентиляционной трубе может быть установлен

ионизатор [8]. Добиться повышения энергоэффективности проветривания карьера можно за счет использования естественной тяги [9] – явления вызванного конвективным теплообменом, когда теплый воздух стремится подняться вверх. В этом случае возникающая в процессе работы электродвигателей (топливных двигателей) вентиляторов тепловая энергия (либо дымовые газы от двигателей) «сбрасываются» в вентиляционную трубу [10]. Ионизатор частично очищает воздух не только от пыли, но и от дымовых газов. Поэтому, помимо очищения воздуха в рабочей зоне карьера, будет очищаться воздух, выдаваемый из установки. В результате этого появляется возможность снизить загрязняющий урон окружающей среде. При этом за счет использования вентилятора-эжектора, либо естественной тяги, процесс проветривания становится энергоэффективным.

Список литературы

1. Конорев М.М., Нестеренко Г.Ф., Павлов А.И. Вентиляция и пылегазоподавление в атмосфере карьеров. 2-е изд., перераб. и доп. – Екатеринбург: УрО РАН, 2010. – 440 с.
2. Бересневич П.В. Прогноз способов и средств нормализации атмосферы глубоких карьеров методом экспертной оценки / П.В. Бересневич, А.И. Лобода, В.Н. Ребристый // Горный журнал. – 1990. – № 8. – С. 52–55.
3. Бересневич П.В. Снижение выбросов пыли и газов в атмосферу карьеров и окружающую среду при массовых взрывах / П.В. Бересневич, В.Г. Наливайко. – М.: Черметинформация, 1989. – Вып. 4. – 23 с.
4. А.с. 1195014 СССР, МКИ 3 E 21 F 1/08. Карьерный турбовентилятор / М.М. Конорев и др. – № 3756646; завл. 19.03.84; опубл. 30.11.85, Бюл. 44.
5. А.с. 1652604 СССР, МКИ 5 E 21 F 1/00. Установка для проветривания карьеров / И.А. Черницкий и др. – № 4699706; завл. 05.06.09; опубл. 30.05.91, Бюл. 20.
6. Установка для проветривания карьеров: пат. 2167302 Рос. Федерация: МПК E 21 A 1/00 // Конорев М.М., Блонский М.В., Нестеренко Г.Ф.; заявитель и патентообладатель Институт горного дела УрО РАН. – № 97105433; заявл. 07.04.1997; опубл. 20.05.2001, Бюл. № 4.
7. Установка для очистки воздуха от пыли: пат. 2536881 Рос. Федерация: МПК E 21 A 1/00 // Алыменко Н.И., Николаев А.В., Николаев В.А.; заявитель и патентообладатель ФГБУН «Горный институт УрО РАН». – № 2013142733; заявл. 19.09.2013.
8. Установка для очистки воздуха от пыли: пат. 155104 Рос. Федерация: МПК E21F1/00 / Николаев А.В., Николаев В.А., Алыменко Н.И., Зверев О.М.; заявитель и патентообладатель ФГБОУВПО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет». – № 2015102111 /03 заявл.23.01.2011; опубл. 20.09.2015, Бюл. № 26.
9. Lyal'kina G. V., Nikolaev A.V. Natural draught and its direction in a mine at the preset confidence coefficient // Journal of Mining Science, 2015. Vol.51. №2. 342–346p.
10. Установка для проветривания карьера: пат. 158313 Рос. Федерация: МПК E21F1/00/ Николаев А.В., Николаев В.А., Алыменко Н.И.; заявитель и патентообладатель ФГБОУВПО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет». – № 2015131434 /03 заявл. 28.07.2015; опубл. 27.12.2015, Бюл. № 36.

УДК 621.879.3

О ХАРАКТЕРЕ ИЗМЕНЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ СВОЙСТВ НЕСТАНДАРТНОГО РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ОДНОКОВШОВЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ

Побегайло П.А., с.н.с., к.т.н.

ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, РФ

В настоящей работе представлены некоторые результаты исследования основных геометрических свойств нестандартных кинематических схем рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов обратного копания. На основании этого исследования (и с учетом работ наших предшественников) указана наиболее перспективная кинематическая схема рабочего оборудования. В качестве основного пути дальнейшего совершенствования одноковшовых гидравлических экскаваторов рекомендован путь, связанный с поиском новых нестандартных кинематических схем рабочего оборудования.

Ключевые слова: гидравлические экскаваторы; рабочее оборудование; геометрические свойства нестандартного рабочего оборудования

ABOUT THE NATURE OF CHANGE OF GEOMETRICAL PROPERTIES NON-STANDARD WORKING EQUIPMENT HYDRAULIC EXCAVATORS

Pobegailo P.A.

In the real work some results of a research of the main geometrical properties of non-standard kinematic schemes of the working equipment of hydraulic excavators of the return digging are presented. On the basis of this research (and taking into account works of our predecessors) the most perspective kinematic scheme of the working equipment is specified. As the main way of further improvement of hydraulic excavators the way connected with search of new non-standard kinematic schemes of the working equipment is recommended.

Keywords: hydraulic excavators; working equipment; geometrical properties of the non-standard working equipment

Введение. В ряде более ранних работ [1-4, и др.] было показано, что имеет смысл изучать нестандартные кинематические схемы рабочего оборудования (РО) одноковшовых гидравлических экскаваторов (ОГЭ).

Поэтому, в настоящей работе, мы кратко представляем основные полученные при этом результаты, связанные с исследованием геометрических свойств (манипулятивность; аффинные пропорции; золотой вурф и пр.) для ряда нестандартных кинематических схем РО ОГЭ.

Вся необходимая терминология введена в указанных выше трудах и сейчас нами не поясняется. Там же интересующиеся могут найти и все основные методические положения, связанные с вычислением манипулятивности и пр. для РО ОГЭ.

Теория вопроса. С одной стороны, для выполнения настоящего исследования нестандартного РО ОГЭ были необходимы исходные данные. С другой стороны, на сегодняшний момент известно очень большое количество нестандартных кинематических схем РО [8], исследовать которые в рамках этой работы не представлялось возможным,

даже если бы мы и имели все нужные нам исходные данные. Очевидно, что необходимо было сузить и конкретизировать поле исследования.

Итак, рассмотрим нестандартные кинематические схемы РО ОГЭ обратного копания на базе работ ВНИИСДМ [5, 6 и др.], в которых, во-первых, были нужные исходные данные и, во-вторых, были приведены важные и интересные результаты по исследованию нагруженности. Тот факт, что были исследованы РО строительных ОГЭ четвертой размерной группы, не снижает общность полученных результатов (по той причине, что советские ОГЭ создавались, в основном, в рамках одной и той же методологии). Это позволяет учитывать представленные ниже результаты для ОГЭ иных типоразмеров.

В рамках настоящей работы рассмотрим следующие кинематические схемы нестандартного РО ОГЭ [5, 6 и др.].

Первый вариант РО, называемый в рамках этой работы "базовым",

принадлежит серийному советскому строительному ОГЭ четвертой размерной группы - ЭО-4121В (Ковров). Этот вариант нужен для сравнения нестандартных кинематических схем РО с серийным РО (базовая машина во всех вариантах одна и та же). На рис. 1а [6] можно увидеть это РО.

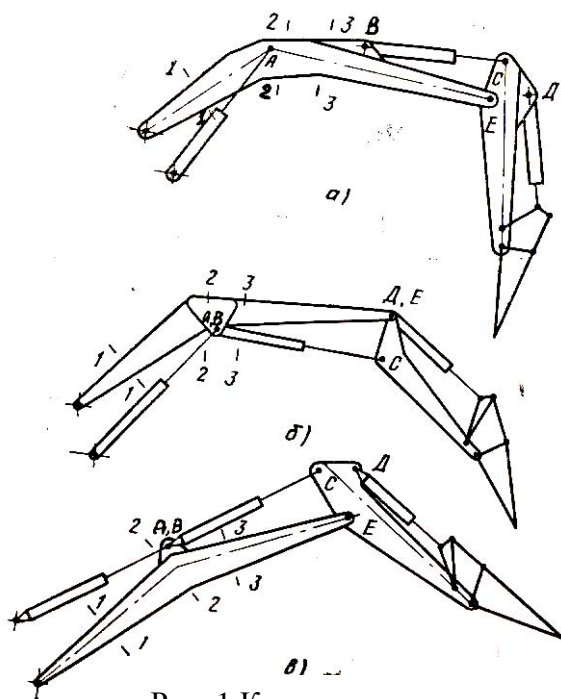


Рис. 1 Кинематические схемы РО экскаватора:

- а - традиционная; б - нестандартная, с нижним расположением гидроцилиндров (ГЦ) стрелы и рукояти; в - нестандартная, с верхним расположением ГЦ стрелы и рукояти

Отличительной особенностью второй кинематической схемы РО является верхнее расположение ГЦ стрелы, закрепленных на задней части поворотной платформы (рисунки этой и ряда иных схем в настоящий текст не включены из-за ограничения на его объем).

У третьего варианта РО ГЦ стрелы и рукояти расположены снизу стрелы и закреплены на стреле в одном шарнире, а на рукояти в одном шарнире закреплена стрела и ГЦ привода ковша (рис. 1б, [6]).

Четвертый вариант РО отличается от третьего только длиной стрелы и рукояти. Длина стрелы увеличена, а длина рукояти уменьшена.

Пятый вариант РО имеет нижнее расположение ГЦ стрелы и верхнее расположение ГЦ рукояти, причем эти ГЦ прикреплены к стреле в близко расположенных шарнирах. При этом минимальная длина ГЦ рукояти увеличена при помощи надставки.

Шестой вариант кинематической схемы РО имеет верхнее расположение ГЦ стрелы и рукояти, причем эти ГЦ крепятся к стреле в одном шарнире (рис. 1в, [6]). В этом варианте РО стрела короткая и спрямленная, а рукоять обычной длины и конструкции.

У седьмого варианта кинематической схемы РО стрела прямая, ГЦ привода стрелы расположены снизу, а ГЦ рукояти сверху. При этом ГЦ стрелы и рукояти прикреплены к стреле в одном шарнире, расположенном в теле стрелы. На рукояти в одном шарнире совмещены точки крепления ГЦ рукояти и ковша. Рукоять несколько укорочена. Точка крепления стрелы и ГЦ привода стрелы к поворотной платформе расположены на одной вертикальной оси.

Восьмой вариант кинематической схемы РО представляет собой прямую стрелу; ГЦ привода стрелы и рукояти расположены сверху стрелы и соединены со стрелой одним шарниром, который вынесен за тело стрелы вверх (рис. 2). При этом рукоять укорочена, ГЦ привода рукояти и ковша прикреплены к рукояти в одном шарнире, расположенном на конце рукояти.

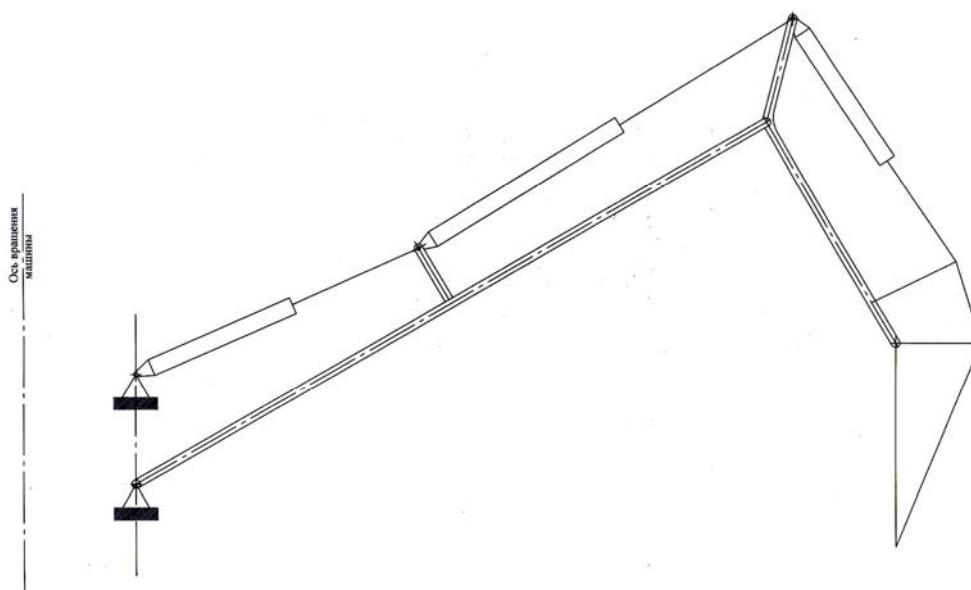


Рис. 2 Восьмая кинематическая схема РО

Основные результаты исследования манипулятивности указанных восьми кинематических схем РО, установленных на одной и той же базовой машине, приведены в Таблице 1.

Ниже, в таблицах 2 и 3, представлены результаты исследования аффинных пропорций и золотого вурфа для рассмотренных нами восьми кинематических схем РО, установленных на одной и той же базовой

машине. Так же там, для примера, даны эти же данные по ряду ОГЭ с традиционным РО.

На основании как данных, приведенных в таблицах 1...3, так и из графического представления результатов исследования манипулятивности (рисунки сейчас не приводим из-за ограничения на объем этой работы) можно сделать следующие основные выводы:

- перестановка гидроцилиндров РО ОГЭ приводит к некоторым (иногда существенным) изменениям в пространственном распределении как ограничивающих манипулятивность факторов, так и самого распределения манипулятивности и, может, в конечном итоге, служить одним из путей к управлению свойствами рабочей зоны ОГЭ;
- максимальное значение манипулятивности получено для второй кинематической схемы РО, минимальное значение манипулятивности получено для восьмой кинематической схемы РО;
- по параметрам W и W_1 рассмотренное в этой работе РО аналогично стандартному (хотя ряд вариантов нестандартного РО лежит еще дальше от руки человека чем традиционные варианты РО);
- по параметру W_2 нестандартное РО имеет "в среднем" те же значения, что и стандартное РО [точнее, первые пять вариантов схем РО близки к стандартным схемам отечественных обратных лопат; три последние схемы РО близки к западным кинематическим схемам РО]. Отметим, что четвертая кинематическая схема РО почти попала в интервал значений характеризующих руку человека;
- из анализа значений золотого вурфа видно, что нестандартное РО "распадается" на две группы. Вторая и третья кинематические схемы РО близки к золотому вурфу. Остальные схемы отличаются от него (в диапазоне 6 - 12%). В сближении с рукой, возможно, заложен определенный потенциал к их дальнейшему совершенствованию.

Таблица 1

Геометрические свойства нестандартного РО ОГЭ обратного копания

№	Марка ОГЭ	\bar{K}_C	$\max K_C$	$\max U$, град.	\bar{U} , град.	Δ , град.	ζ	Тип РО
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Базовый вариант -1	0,191	0,472	169,787	68,76	101,027	0,989	Б
2	Вариант 2	0,229	0,599	215,878	82,44	133,438	0,692	Б
3	Вариант 3	0,213	0,499	179,892	76,68	103,212	0,855	Б
4	Вариант 4	0,173	0,372	133,877	62,28	71,597	0,921	Б
5	Вариант 5	0,189	0,469	169,039	68,04	100,999	1,001	Б
6	Вариант 6	0,186	0,583	209,746	66,96	142,786	0,918	Б
7	Вариант 7	0,185	0,331	119,331	66,6	52,731	1,049	Б
8	Вариант 8	0,130	0,204	73,487	46,8	26,687	0,998	Б

В этой таблице приведены следующие параметры РО: \bar{K}_C - средний коэффициент сервиса; $\max K_C$ - максимальное значение коэффициента

сервиса; $\max U$ - максимальный угол установки ковша; \bar{U} - средний угол установки ковша; Δ - разница между максимальным и средним значением углов, приведенных в этой таблице; ζ - разница в манипулятивности в нижней и верхней части рабочей зоны; тип манипулятора - результат классификации по схеме предложенной Кобринскими [7].

Здесь $W = \frac{a}{b} = (1,08...1,2)$; $W_1 = \frac{a}{L} = (0,4...0,5)$; $W_2 = \frac{c}{L} = (0,138...0,144)$ - в скобках значения для руки человека; a, b, c - кинематические длины стрелы, рукояти и ковша, $L = a + b + c$.

Таблица 2

Значения аффинных пропорций для не стандартного РО ОГЭ обратного копания

№	Марка экскаватора	W	W_1	W_2
1	2	3	4	5
Отечественные традиционные машины обратного копания				
1	ЭО-5126	2,140	0,598	0,153
2	ЭГО-4	2,249	0,598	0,136
3	ЭГО-8	2,083	0,587	0,131
Нестандартное РО обратного копания				
4	Базовый вариант-1	2,736	0,620	0,154
5	Вариант 2	2,234	0,581	0,159
6	Вариант 3	2,132	0,582	0,145
7	Вариант 4	2,636	0,614	0,152
8	Вариант 5	2,705	0,618	0,153
9	Вариант 6	2,330	0,580	0,171
10	Вариант 7	2,806	0,613	0,169
11	Вариант 8	2,778	0,610	0,171
Импортный ОГЭ обратного копания				
12	РС-7000	2,157	0,547	0,211

В работах [5, 6 и др.] показано, что, при изучении нагруженности этих же кинематических схем РО, наиболее перспективной является восьмая схема {рис. 2} (которая при этом имеет меньший вес относительно базовой схемы РО).

На основании как всего этого, так и наших предыдущих работ, можно выдвинуть **Гипотезу:** максимально допустимое снижение манипулятивности ведет к снижению веса металлоконструкций РО (на 10 - 15%) и всего ОГЭ в целом, что, по-видимому, является одной из основных тенденций при создании современных зарубежных ОГЭ (это и указывает, в свою очередь, на различие в методологических подходах к проектированию ОГЭ в нашей стране и за её пределами).

Таблица 3

Значения вурфа для нестандартного РО ОГЭ обратного копания

№	Марка	Значение вурфа	Разница с эталоном ±	Процент разницы с эталоном, %
1	2	3	4	5
Отечественные традиционные машины обратного копания				
1	ЭО-5126	1,366	0,056	4,275
2	ЭГО-4	1,306	-0,004	0,305
3	ЭГО-8	1,274	-0,036	2,748
Не стандартное РО обратного копания				
4	Базовый вариант-1	1,421	0,111	8,473
5	Вариант 2	1,356	0,046	3,511
6	Вариант 3	1,308	-0,002	0,153
7	Вариант 4	1,402	0,092	7,023
8	Вариант 5	1,415	0,105	8,015
9	Вариант 6	1,399	0,089	6,794
10	Вариант 7	1,474	0,164	12,519
11	Вариант 8	1,475	0,164	12,595
Импортный ОГЭ обратного копания				
12	РС-7000	1,455	0,145	11,069

Заключение. По итогам настоящей работы можно сказать следующее: улучшения основных характеристик ОГЭ можно добиться в рамках рассмотрения традиционных кинематических схем РО, то есть путём тонкого подбора их параметров, или рассматривая нестандартные кинематические схемы РО (начинать исследования в этом направлении надо, по-видимому, с восьмой кинематической схемы РО (вариант 8 - рис. 2) - для ОГЭ обратного копания).

Путь поиска более рациональных чем традиционные кинематических схем РО ОГЭ нам представляется весьма перспективным.

С другой стороны, вполне возможно, что пора уже выйти из узких и жестких границ привычной парадигмы как традиционного РО (трехзвенное, "плоское" и пр.), так и ОГЭ в целом [например, вспомнить про слово "универсальный" и механизмы Чебышева П.Л.] (но это дело будущих наших работ).

Список литературы

1. Побегайло П. А. О пропорциях рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2015. № 2. с. 143-147.

2. Побегайло П.А., Митрев Р. Идеальное и реальное рабочее оборудование одноковшовых гидравлических экскаваторов: сравнение геометрических свойств // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2015, № 4, с. 209 - 215.

3. Побегайло П.А. Рабочее оборудование одноковшовых гидравлических экскаваторов: исследование геометрических свойств // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2015, № 5, с. 212 - 225.

4. Побегайло П.А. Исследование пропорций рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2016, № 5, с. 107 - 114.

5. Отчет о НИР «Провести исследование кинематических схем и конструкций элементов рабочего оборудования гидравлических экскаваторов с целью снижения удельной материалоемкости и обоснования оптимизации рабочих параметров (заключительный отчет)». М.: ВНИИСДМ, 1984. 115 с.

6. Елизарова В.Б. Сравнительные исследования нагруженности рабочего оборудования гидравлических экскаваторов // Совершенствование конструкции и улучшение показателей одноковшовых гидравлических экскаваторов: Науч. тр. № 97. / ВНИИСДМ. М., 1983. с. 17 – 21.

7. Кобринский А. А., Кобринский А. Е. Манипуляционные системы роботов: основы устройства, элементы теории. – М.: Наука, 1985. – 344 с.

8. Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С. Проектирование карьерных экскаваторов. М.: Инновационное машиностроение, 2017. – 232 с.

УДК 621.878/.879

О СОВРЕМЕННОМ СОСТОЯНИИ ПРОБЛЕМЫ НАЛИПАНИЯ ГРУНТА У ЭКСКАВАТОРОВ

Побегайло П.А.¹, с.н.с., к.т.н.; Гадолина И.В.¹, с.н.с., к.т.н.; Крицкий Д.Ю.² инженер

¹ - ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, РФ;

² - АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск, РФ

В настоящей работе представлены некоторые основные результаты выполненного авторами анализа современного состояния проблемы налипания грунта на различные поверхности горнотранспортного оборудования. Установлено, что проблема актуальна; практически не решена; теоретические исследования "застыли" на уровне конца 80-ых годов прошлого века; системно этой проблемой сейчас никто не занимается (эксплуатирующие организации оставлены с ней один на один). Многочисленные попытки применять т.н. футеровки в большинстве своем закончились неудачей, т.к. известные современные разработки в этой области подходят лишь для мягких и липких грунтов, без острых и твердых включений. Кроме того: установка футеровок в ковшах приводит к снижению производительности экскаваторов (обратные утверждения ничем не доказаны); при использовании футеровок усложняются ремонтные работы. Очевидно, что в связи с крайней важностью проблемы налипания её исследования нуждаются в существенной интенсификации и в обязательном подключении к этим исследованиям заводов изготовителей экскаваторов.

Ключевые слова: одноковшовые и многоковшовые экскаваторы; налипание грунта на металлоконструкции экскаваторов; средства борьбы с налипанием

ABOUT THE CURRENT STATE OF THE PROBLEM OF STICKING OF SOIL AT EXCAVATORS

Pobegailo P.A., Gadolina I.V., Kritckij D.Y.

Some urgent results of the current state analysis of the issue dealing with soil sticking to various surfaces of the mining-transport equipment carried out by the authors are described in this paper. It is established that the matter is relevant; practically it isn't solved; theoretical research stopped at the level of late 80-ies of the last century; on purpose, this problem is no longer being addressed (the operational organizations try to solve this problem by themselves). Numerous attempts to apply the so-called "linings" were a failure in most cases, because known modern developments in this area are suitable only for soft and sticky soils, without sharp and solid inclusions. Besides, the installation of linings in ladles leads to decline in excavator productivity (converses are proved by nothing); when using linings repair work becomes complicated. It is obvious that in connection with extreme importance of this issue there is a need for substantial intensification and in attraction of excavator manufacturers' factories to these studies.

Keywords: excavators; sticking of soil to a metalwork of excavators; anti-adherence agents

Введение. В успешной жизнедеятельности человечества горные машины играют существенную роль, ведь только за счёт добычи полезных ископаемых обеспечивается высокий уровень жизни части населения и выживаемость всей цивилизации.

Однако существует ряд явлений оказывающих негативное влияние на качество (производительность) эксплуатации горных машин. К их числу относится налипание разрабатываемой горной массы на рабочие органы, металлоконструкции перегрузочных устройств, конвейерные линии и пр. Это, в свою очередь, приводит к существенным финансовым затратам и преувеличенно большому числу рабочих.

Поэтому любые новые и позитивные достижения в борьбе с налипанием должны приветствоваться и активно внедряться. Однако не возможно идти вперед не зная того, что уже есть сейчас и что было ранее. С этой целью нами и написан настоящий краткий обзор. При этом в его рамках невозможно рассмотреть все горные машины - поэтому мы будем говорить лишь об экскаваторах, как о типичных горных машинах имеющих широкое распространение.

Налипание. Исследования проблемы налипания горной массы к рабочим органам в прикладных задача опираются на фундаментальные труды: Берлина А.А., Дерягина Б.В., Ершова Э.Д., Зимона А.Д., Калачёва В.Я., Ребиндера П.А., Сергеева Е.М., Щукина Е.Д. и др.

Прикладные исследования вопросов касающихся налипания горной массы велись и осуществляются следующими специалистами (заметим, что в настоящее время работы в этой области весьма малочисленны): Авиатор Г.А., Баловнев В.И., Гончаров С.А., Дунаевская М.П., Дырда Н.П., Заднепровский Р.П., Зеньков С.А., Крылов А.М., Кондра А.С., Кузнецов В.Г., Миронов Н.И., Новиков Б.А., Панченко Д.Ф., Парунакян В.Э., Руднев В.К., Руднева Н.М., Синянская Р.И., Фальковский Ю.Г., Хмара Л.А., Шацкий А.С. и др.

Проанализировав доступные нам труды в области проблемы налипания горной массы к разным элементам экскаваторов можно сказать следующее (литературные ссылки нами не приводятся из-за ограничения на объем настоящего текста):

- налипание оказывает существенное влияние на производительность всего горнотранспортного оборудования - так известно, что из-за налипания производительность локомотивного состава снижается на 15-20%, а автосамосвалов на 16-20%;

- в результате налипания горных пород на стенки перегрузочных устройств их пропускная способность уменьшается в среднем на 20-50% (даже в благоприятных климатических условиях работы многоковшовых экскаваторов толщина слоя грунта, налипающего на стенки приемно-питающих и перегрузочных устройств составляет 50-250 мм; нередко происходит полная заштыбовка грунтом, что нарушает работу всей технологической цепи). Годовые простои комплексов непрерывного действия, связанные с очисткой узлов от налипших пород, колеблются от 100 до 250 часов, доходя иногда и до 700 часов. Весьма велико влияние и налипшего грунта к стенкам ковшей, что оказывает большое влияние на процесс их опорожнения. Полезная вместимость ковшей роторных экскаваторов при этом снижается на 30%. Объем налипшего грунта к ковшам одноковшовых экскаваторов драглайнов составляет в среднем 15-35% расчётной вместительности (максимальный слой грунта до 300 мм сосредотачивается в основном в центре задней стенки ковша). Продолжительность очистки ковша от грунта изменяется от 1,5 до 3 часов в сутки в зависимости от типоразмера драглайна;

- для одноковшовых экскаваторов исследования Б.А. Новикова показали, что налипание породы на ковш начинается после трех - пяти черпаний (экскавируемые породы: суглинки и глины с примесью песчаников и аргиллитов влажностью 19-20%, алевроиты с примесью суглинков влажностью 14-15%), а по окончании погрузки состава емкостью 220-320 м³ (50-60 черпаний) остаток породы достигает 6-9% емкости ковша. Наибольшему налипанию подвержены поверхность основания зубьев, а также передней стенки ковша независимо от его геометрических размеров. Максимум оставшейся породы (слой толщиной до 30 см) сосредотачивается в центре передней стенки ковша и по линии сопряжения её с боковыми стенками;

- принципиально важно из какого (-их) материала изготовлен ковш;

- в прикладных исследованиях липкость грунта чаще всего рассматривается в рамках гипотезы академика Е.М. Сергеева (решающим фактором в проявлении липкости глинистых грунтов является наличие воды переходного энергетического типа). Однако практически не учитываются работы выполненные в этой области после 1980 - 1985 годов;

- к числу основных факторов, определяющих характер процесса прилипания (и, заметим, примерзания) породы, следует отнести тип породы, ее влажность, температуру воздуха, продолжительность нахождения породы в ковше при минусовой температуре (она может находиться в нем больше одного цикла). Кроме того, нужно учитывать влияние степени уплотнения породы в ковше, качество обработки и материал поверхности ковша и пр. Максимум прочности прилипания и примерзания наблюдается при критической влажности, характерной для каждого типа породы, с увеличением времени замораживания и уплотнения породы с понижением температуры;

- сейчас известны различные подходы в области защиты металлоконструкций горнодобывающего оборудования от налипания: механические (скребки и щетки, вибрационные и упругие покрытия); термические (обогревательные устройства); электрофизические (устройства с использованием электроосмоса); химические (гидрофобные жидкие и твердые покрытия). Однако в основном все эти идеи так и не нашли своего активного (массового) применения и внедрения на отечественной технике (кроме ковшей экскаваторов типа ЭКГ, где чаще всего обеспечен обогрев);

- применение химических реагентов (растворов хлористых солей (натрий, магний, кальций) либо ниогрина) для экскаваторов подходит далеко не всегда и несёт в себе существенные экологические и социальные издержки;

- для уменьшения налипания иногда применяются конструктивные меры. Например у многоковшовых экскаваторов: а) цепные и кольчужные днища ковшей, а также ковши каркасной конструкции с

кольчужным днищем, расположенным внутри каркаса ковша; б) применение по возможности подвижных, обычно вращающихся, поверхностей, которые могут легко быть очищены (самоочищающиеся) [пример - барабанный питатель в рабочем органе роторного экскаватора для перегрузки ископаемого из внутренней полости роторного колеса на роторный конвейер]; в) подогрев залипающих и намерзающих поверхностей обычными нагревателями - ТЭНами, встраиваемыми внутрь двухстенчатых полостей обогреваемых узлов. Заметим, что такого рода мероприятия доступны, чаще всего, только заводам разработчиками и требуют дополнительных научных исследований и конструкторских изысканий;

- особое место, уже не первое десятилетие, в ряду конструктивных мероприятий доступных и механикам эксплуатирующим экскаваторы занимает футеровка различных элементов экскаваторов специальными гидрофобными износостойкими пластмассами (обычно толщиной 15-25 мм) (в прошлом веке на зарубежных машинах активно применялись такие материалы как супрален, линатекс бМВН и др.);

- на сегодня ясно, что полимерные облицовки, рекомендуемые к использованию для защиты горнодобывающего оборудования от налипания грунта и износа должны обладать гидрофобностью (слабым водопоглощением), низким коэффициентом трения, высокой износостойкостью (основное требование) и ударопрочностью, хорошей химической стойкостью, стойкостью к растрескиванию под напряжением, устойчивостью при низких температурах;

- опыт отраслевой научно-исследовательской лаборатории мощных экскаваторов МИСИ им. В.В. Куйбышева свидетельствует о том, что облицовка (гидрофобными и износостойкими пластмассами на основе сверхвысокомолекулярного полиэтилена низкого давления) кошей драглайнов имеет смысл лишь на мягкой липкой вскрыше без остроконечных и твердых включений (к тому же теряется часть вместимости ковша, что, по видимому, снижает производительность). Более эффективна она для ряда узлов многоковшовых экскаваторов на таких же грунтах. При этом срок службы облицовки установленной в приемно-питающем устройстве роторного экскаватора составлял около года, что соответствовало темпу её износа в 5-7 мм на 1 млн. м³ перегруженного грунта; в тяжело нагруженных перегрузочных устройствах конвейерных линий с перепадом высот в 5 метров, где присутствует ударное воздействие кусков размером более 700 мм - всего 3-4 месяца (отдельного упоминания заслуживает попытка применять советский материал "Компонор РЕЗ-03", но это будет сделано нами в иных работах);

- уже в наше время, в 2011 году, на разрезах «Харанорский» и «Назаровский» была опробована технология футеровки ковшей экскаваторов типа механическая лопата и драглайн пластинами

поликерамопласта с креплением механическим способом. В работе находились два ковша экскаватора ЭШ-10/70 и два ковша ЭКГ-12,5, а также несколько самосвалов. В течении трех зимних месяцев 2011 года, всё покрытие из поликерамопласта было деформировано и сорвано с футерованных поверхностей движущейся горной породой (так же выяснилось, что футеровка существенно усложнила проведение ремонтных работ).

Ранее, на разрезе «Бородинский» была выполнена попытка футеровки ковшей экскаваторов ЭШ-10/70 специальной резиной. Крепление материала к ковшу осуществлялось на клеевой основе. Результат аналогичен – деформация и сползание футеровочного материала со стенок и днища ковша на первых часах работы.

Заключение. В настоящее время проблема защиты металлических поверхностей горнотранспортного оборудования от налипания не потеряла свою актуальность (в некотором смысле она стала еще более важной). Однако не смотря на большое число попыток полностью решить её так и не удалось.

В теоретическом плане проблема в основном "застыла" на уровне конца 80-ых годов прошлого века и системно ей никто не занимается - эксплуатирующие организации оставлены с ней один на один.

При этом с точки зрения механиков решения этой проблемы должны лежать в области напыляемых материалов, исключаящих механическое и тем более клеевое крепление футеровки к стенкам кузовов и ковшей горнотранспортного оборудования (возможно, тут следует ориентироваться на болтовые крепления, однако и они имеют свои минусы).

С точки зрения академической науки, в первую очередь, необходимо рассмотреть появившиеся сейчас новые материалы и разобраться в новых теоретических построениях в области теории грунтов и адгезии.

Обязательным представляется подключения к этим исследованиям заводов изготовителей экскаваторов, ибо все новые способы и подходы к борьбе с налипанием должны быть органично вписаны в конструкцию экскаваторов.

Отдельное и принципиальное место в кругу очерченных вопросов занимает проблема правильной и точной оценки производительности экскаваторов после применения того или иного нового технического решения. Несомненна потребность и в современной модели оценки технико-экономической эффективности.

Исследования проблемы налипания грунта нуждаются в существенной интенсификации!

УДК 621.879.3

К ОЦЕНКЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ СВОЙСТВ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ОДНОКОВШОВОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА НА ШАГАЮЩЕМ ИНСЕКТОМОРФНОМ ДВИЖИТЕЛЕ

Побегайло П.А.¹, с.н.с., к.т.н.; Гаврилов А.Е.², к.т.н., доцент

¹ - ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, РФ; ² - ВГТУ, Волгоград, РФ

В настоящей работе её авторами представлены новые результаты, связанные с созданием оригинального одноковшового гидравлического экскаватора с шагающим инсектоморфным движителем. Сейчас авторами произведено оценивания влияния высоты пяты стрелы на геометрические свойства рабочего оборудования и, в результате, на технологические возможности экскаватора. Установлено, что технологические возможности улучшились.

Ключевые слова: одноковшовые гидравлические экскаваторы; рабочее оборудование; геометрические свойства рабочего оборудования

TO EVALUATE THE GEOMETRICAL PROPERTIES OF THE WORK EQUIPMENT HYDRAULIC EXCAVATOR TO THE WALKING INSECTORUM MOVER

Pobegailo P.A., Gavrilov A.E.

In the present work, the authors presented new results related to the creation of the original hydraulic excavator with walking insectorum propulsion. Now the authors performed the evaluation of the influence of the height of the heel of the boom on the geometric properties of work equipment and, as a result, the technical capabilities of the excavator. It is established that technological capabilities have improved.

Keywords: hydraulic excavators; working equipment; geometrical properties of the working equipment

Введение. В нашей работе [1] был описан проект по созданию нового одноковшового гидравлического экскаватора (ОГЭ) для нестандартных условий эксплуатации. Под последними понимались, в первую очередь, условия болот и тундры, что привело нас к мысли об использовании у разрабатываемой машины шагающего движителя. В наших последующих работах [2 и др.] именно шагающему движителю было уделено основное внимание. Однако и собственно экскаваторной частью также необходимо заниматься.

Основной текст. Замена гусеничного ходового оборудования на шагающий инсектоморфный движитель приводит к неизбежному изменению ряда базовых показателей ОГЭ. Так, очевидно, меняются некоторые свойства рабочего оборудования (РО). А ведь именно РО во многом определяет технологические возможности машины.

Среди многих свойств РО важное место занимают геометрические свойства [3 - 5 и др.]. Из них важнейшее место занимает манипулятивность во многом определяющая возможности эффективной экскавации ниже уровня стоянки машины - особенно при работах связанных с ремонтом или прокладкой магистральных трубопроводов. Ведь они лежат на

определенной глубине и требуют специфических рабочих движений РО. А из-за применения нового движителя у машины изменяется высота пяты стрелы.

Таким образом, в настоящей работе её авторы определяют манипулятивность новой машины и оценивают её изменение на уровне 1 - 6 метров ниже уровня стояния машины в связи с некоторым изменением высоты пяты стрелы. Общий вид новой машины представлен на рисунке 1.

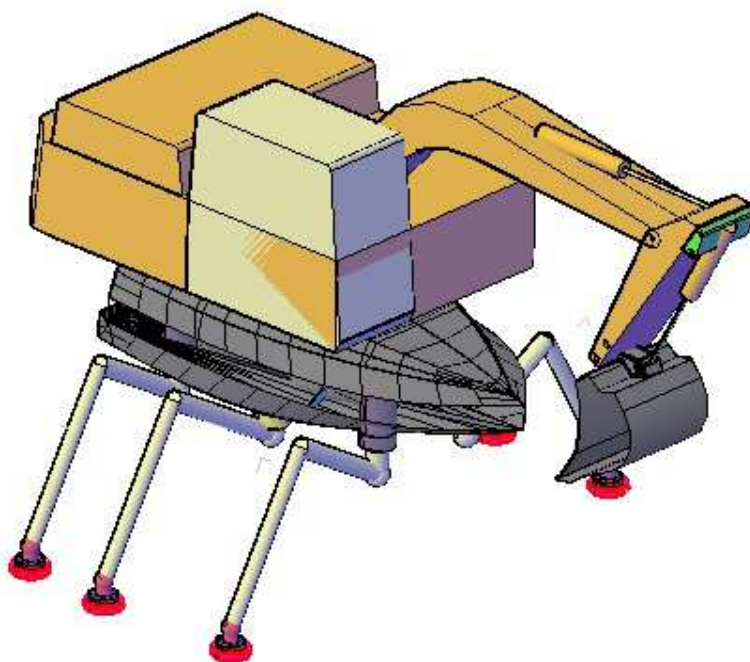


Рис. 1 Шагающая инсектоморфная платформа «AG» с элементами экскаватора ЭО-5126

Методика определения манипулятивности и вся необходимая терминология представлена в работах [3 - 5 и др.] и сейчас не поясняется.

На рисунке 2 приведено распределение манипулятивности (в виде диапазонов возможной установки ковша) по рабочей зоне для обычного ОГЭ ЭО-5126 (остальные схемы распределения манипулятивности сейчас не приводим).

Отметим, что ниже глубины в четыре метра от уровня стоянки машины её технологические свойства ухудшаются. Очевидно, что это делает затруднительным её эффективное применение, например, для рассредоточенных ремонтных работ с глубиной копания не менее пяти метров (имеется в виду, что на этой глубине нужно эффективно работать, а не просто доставать до неё ковшом).

Для оценки манипулятивности новой машины нет смысла сейчас приводить специальные рисунки, т.к. сами по себе характеристики манипулятивности для новой машины будут аналогичны базовому экскаватору, с тем однако изменением, что изменилась высота пяты

стрелы, и следовательно рабочая зона экскаватора заняла в пространстве иное положение.

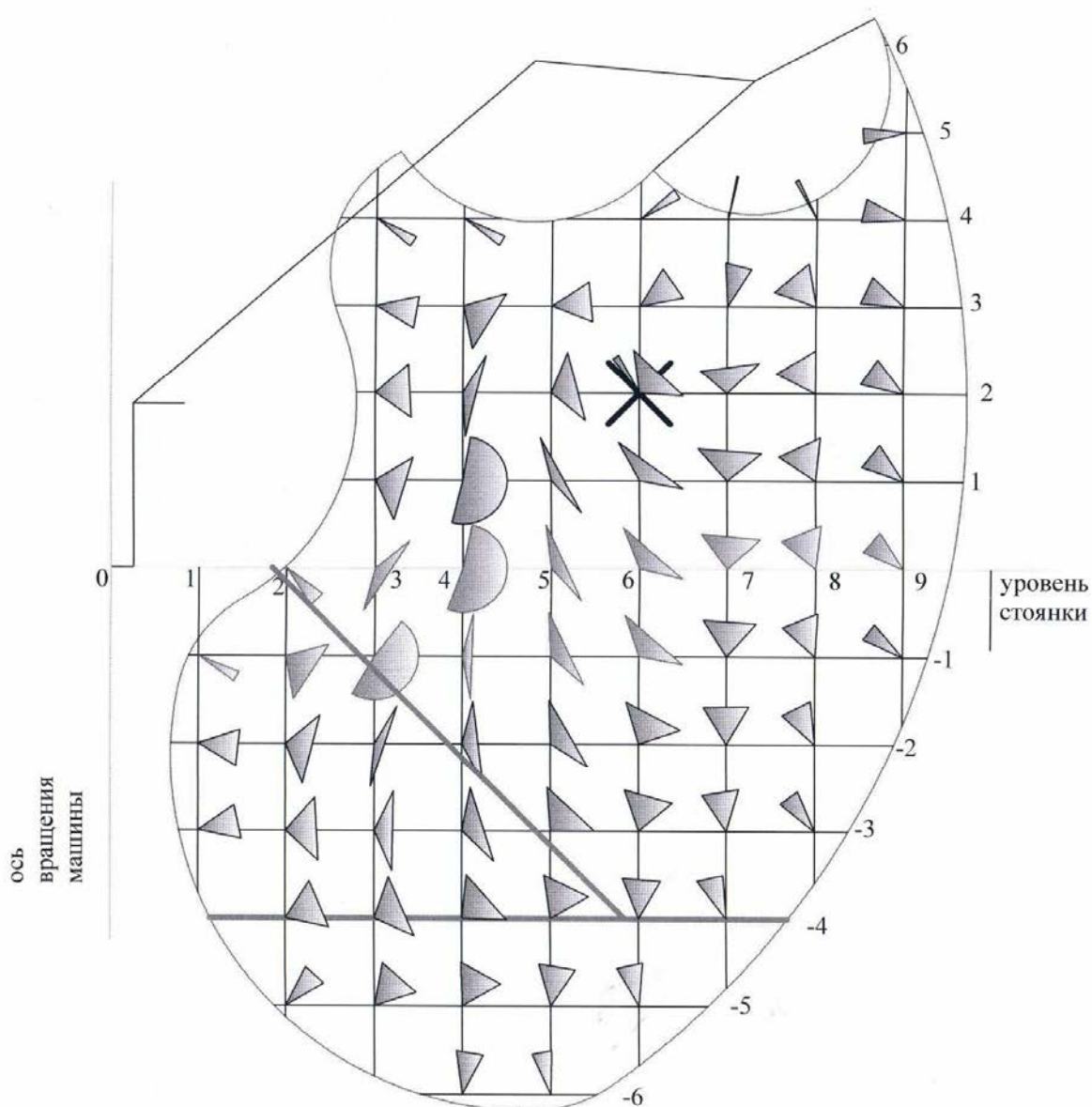


Рис. 2 Поле сервиса для экскаватора ЭО-5126
(допустимые диапазоны установки ковша)

Учитывая тот факт, что высота пяты стрелы снижается у новой машины на метр очевидно, что её технологические возможности расширились и она может более эффективно применяться при работах на глубинах 1 - 6 метров от уровня стоянки машины.

Заключение. В настоящей работе представлены новые результаты, связанные с созданием оригинального ОГЭ - на шагающем инсектоморфном движителе.

Была выполнена оценка манипулятивности РО. Это, и сопоставление с технологическими требованиями к такому РО, позволило установить, что эксплуатационные возможности машины улучшились и она может с большей эффективностью использоваться, например, при ремонте и прокладке магистральных трубопроводов в нестандартных и тяжелых условиях эксплуатации (в различных климатических зонах), например, с повышенными экологическими требованиями к сохранению грунтового покрова.

Список литературы

1. Побегайло П.А. и др. Проект создания нового одноковшового гидравлического экскаватора для нестандартных условий эксплуатации // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: XIV Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека. / УГГУ. Екатеринбург. с. 131 – 133, 2016.
2. Гаврилов А.Е. и др. Универсальная шагающая инсектоморфная платформа "AG" с экскаваторным модулем // «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности»: XV Международная научно-техническая конференция. Чтения памяти В.Р. Кубачека. / УГГУ. Екатеринбург. с. 279 – 283, 2017.
3. Побегайло П.А. Некоторые геометрические свойства рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов: Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). Отдельные статьи (специальный выпуск). 2014, № 1, 28 с.
4. Побегайло П.А. Рабочее оборудование одноковшовых гидравлических экскаваторов: исследование геометрических свойств // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2015, № 5, с. 212 - 225.
5. Побегайло П.А., Митрев Р. Идеальное и реальное рабочее оборудование одноковшовых гидравлических экскаваторов: сравнение геометрических свойств // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2015, № 4, с. 209 - 215.

УДК 621.879.3

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДИАГНОСТИКИ СТРЕЛ ДРАГЛАЙНОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СЦЕНАРНОГО ПОДХОДА: ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Побегайло П.А.¹, с.н.с., к.т.н.; Крицкий Д.Ю.² инженер

¹ - ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, РФ;

² - АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск, РФ

В настоящей работе её авторами представлена постановка задачи о применении сценарного подхода к вопросам диагностики металлоконструкций стрел экскаваторов драглайнов. При этом особо важное место занимает проблема оптимального выбора числа и мест установки датчиков, применяемых, например, при акустико-эмиссионном способе контроля состояния сварных швов стрел. Решению сформулированной важной научной и прикладной проблемы должно предшествовать исследование характера распространения возмущений по стреле экскаватора, для чего её удобно представлять в виде конечного графа. На основании работ выполненных в научных школах ИПУ РАН и ИПМ РАН представлена структура этапов исследования этой, промежуточной для нас, задачи.

Ключевые слова: *одноковшовые экскаваторы драглайны; металлоконструкции экскаваторов; системы диагностики; датчики; сценарный подход*

IMPROVING THE DIAGNOSIS OF ARROWS EXCAVATORS DRAGLINES USING A SCENARIO APPROACH: PROBLEM STATEMENT

Pobegailo P.A., Kritckij D.Y.

In this paper, its authors presented the problem statement on the use of scenario approach to the diagnosis of metal structures of dredge arrows. At the same time, the problem of optimal choice of the number and installation locations of sensors used, for example, in the acoustic emission method for monitoring the state of the weld arrows takes a particularly important place. The solution of the formulated important scientific and applied problem should be preceded by a study of the nature of the propagation of disturbances along the excavator boom, for which it is convenient to represent it in the form of a finite graph. Based on the work performed in the scientific schools of IPU RAS and IPM RAS presented the structure of the stages of the study of this intermediate task for us.

Keywords: *excavators draglines; metal shovels; diagnostics; sensors; scenario approach*

Введение. Авторы настоящей работы занимаются вопросами совершенствования проектирования и эксплуатации горных машин, а точнее - одноковшовых экскаваторов (ОЭ). Учитывая важность как горной отрасли в отечественной и мировой экономике, так и ту принципиальную роль, которую играют при этом ОЭ, остановимся в нашем изложении именно на них. При этом из всех возможных ОЭ нами выбраны экскаваторы драглайны, а из всех их возможных подсистем - рабочее оборудование (РО), что объясняется и важностью, собственно, драглайнов, и принципиальной, и первичной ролью их РО (и при проектировании, и при эксплуатации).

Не один десяток лет в нашей стране идут разговоры о переходе к системе планово-диагностического ремонта [1 и др.]. В последние годы его стали называть ремонтом по фактическому состоянию [2, 3 и др.]. Заметим, что как бы ни называли эту систему ремонта - ключевой элемент в ней, на наш взгляд, - диагностика!

При построении автоматических систем диагностирования в реальном времени существенную роль играют датчики - важный элемент системы мониторинга (диагностики) [4 - 6 и многие др.].

Применяются они и при использовании акустико-эмиссионного способа контроля для оценки состояния сварных соединений РО драглайнов. При этом в известных нам работах [7 и др.] не конкретизировано, и не обосновано как выбирать число и место расположения датчиков. А ведь от этого зависит как эффективность мониторинга, так и его финансовая сторона!

Очевидно, что необходим поиск путей для разрешения указанной проблемы - а именно - нужен инструмент, позволяющий, в условиях эксплуатации, обосновано выбирать места (и как следствие - количество) расположения датчиков на стреле экскаватора драглайна.

Основной текст. Итак, не претендуя сейчас на полное решение сформулированной выше проблемы (на что указывает и название настоящей работы), заметим, что представляется полезным опираться на т.н. сценарный подход [5, 6, 8 и др.].

При этом мы отметим, что стрела ОЭ драглайна это пространственная конструкция. И её можно представить соответствующим конечным графом - вершинами графа будут места соединений элементов стрелы друг с другом, а ребрами соответственно - остальные элементы стрелы.

Процесс моделирования, потребный в рамках нашей работы, будет при таком подходе осуществляться с использованием дискретного времени с фиксированным шагом Δt .

Первая, и во многом основная, проблема требующая исследования в рамках сформулированной выше проблемы о размещении датчиков - это задача оценки характера распространения по системе возмущений, вызванных изменением нормального состояния элементов металлоконструкции стрелы, на которые собственно и реагируют датчики.

Опираясь на работы [5, 6 и др.], сформулируем сейчас те локальные задачи, которые необходимо рассмотреть для оценки характера распространения по системе возмущений:

- сформулировать требования к количеству датчиков и их характеристикам;
- представить стрелу драглайна в виде конечного ориентированного графа (нумерация вершин; выбор мест первичной "виртуальной" установки датчиков; присвоение ребрам и вершинам некоторых численных значений, характеризующих их состояние; указание слабых мест конструкции (критические элементы) и пр.);
- выбрать характеристики предельных состояний стрелы и её элементов (они в рамках описываемой задачи будут существенно специфичны);
- построить матрицу смежности;
- сформировать матрицу достижимости;

- привести матрицу достижимости к стандартной форме;
- с помощью того или иного алгоритма сформировать матрицу расстояний (например, применяя известный алгоритм Флойда - Уоршелла [9, 10 и многие др.]);
- записать матрицу временных взаимосвязей (например, с помощью того же алгоритма, что и ранее);
- осуществлять моделирование на этапах семь и восемь с целью уточнения исходных данных из этапов один, два и, возможно, три. В конечном итоге исследовать наиболее вероятный характер распространения возмущений по системе стрелы (по возможности с привлечением экспертного мнения, что позволит сократить объем рассматриваемой задачи).

После тщательного исследования характера распространения возмущений по стреле, что неизбежно приведет к уточнению исходных данных и пр., и используя сформулированную в работах [5, 6] многокритериальную постановку задачи оптимизации размещения индикаторов в технической системе, может быть рассмотрена и сформулированная выше проблема о рациональном размещении датчиков для эффективного использования акустико-эмиссионного способа контроля. Однако детали этой процедуры выходят за границы настоящей скромной работы.

Заметим, что исследования сформулированной проблемы мы начали с рассмотрения ряда модельных задач, о чём будет сказано в наших иных трудах.

Заключение. В настоящей работе отмечен тот факт, что для ремонта по фактическому состоянию (иначе, в рамках системы планово-диагностического ремонта) одно из важнейших мест занимает диагностика. В свою очередь для диагностики очень важен и принципиален вопрос о датчиках.

Так, для эффективного использования акустико-эмиссионного способа контроля состояния сварных швов стрелы драглайна, очень важно определить рациональное число потребных датчиков и оптимальное место их установки.

Решение этой важной научной и прикладной проблемы может быть осуществлено на базе применения сценарного подхода с опорой на методы дискретной математики - а конкретнее - на теорию графов.

Иными словами, нами предложено стрелу экскаватора драглайна представить в виде конечного графа, а сформулированную проблему решать путем исследования различных сценариев и задания ряда критериев предельного состояния.

На пути к решению сформулированной основной проблемы важное место занимает вопрос о том, как на такой модели стрелы драглайна по ней распространяются возмущения, вызванные, например, изменением

состояния какого-либо элемента или внештатным (аварийным) воздействием.

Список литературы

1. Широин В.И. Техничко-экономические основы системы планово-диагностического ремонта техники нового поколения // Проблемы машиностроения и автоматизации, 1988, № 21, с. 57 - 64.
2. Катанов Б.А. Надёжность карьерных экскаваторов и пути её повышения // Вестник Кузбасского государственного технического университета, 2003, № 5, с. 47 - 48.
3. Абрамов И.Л., Герике Б.Л., Герике П.Б. Стратегия технического обслуживания горных машин по фактическому состоянию на основе методов вибродиагностики и неразрушающего контроля // Вестник Кузбасского государственного технического университета, 2008, № 1, с. 11 - 14.
4. Ключев В.В., Филинов М.В., Фурсов А.С. Подходы к построению систем оценки остаточного ресурса технических объектов // Контроль. Диагностика, 2007, № 3, с. 18 - 23.
5. Кочкаров А.А., Кульба В.В., Сомов Д.С. Применение структурно-интегрированных индикаторов в мониторинге сложных технических систем // Известия ЮФУ. Технические науки, 2011, № 3 (116), с. 52 - 65.
6. Кульба В.В. и др. Использование сценарного и индикаторного подходов для управления живучестью, стойкостью и безопасностью сложных технических систем. М.: ИПУ им. В.А. Трапезникова, 2011. 116 с.
7. Буянкин П.В. и др. Оценка технического состояния несущих металлоконструкций шагающих экскаваторов по параметрам акустико-эмиссионного сигнала // Горное оборудование и электромеханика, 2009, № 5, с. 25 - 30.
8. Соложенцев Е.Д. Сценарное логико-вероятностное управление риском в бизнесе и технике. СПб.: Издательский дом "Бизнес-пресса", 2004. 432 с.
9. Андерсон Д.А. Дискретная математика и комбинаторика. М.: Издательский дом "Вильямс", 2004. 961 с.
10. Тель Ж. Введение в распределённые алгоритмы. М.: МЦНМО, 2009. 616 с.

УДК [532.5+621.225] (075.8)

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ГИДРОМОЛОТА К-14

Лагунова Ю.А.¹, проф., Решетникова О.С.², ст. преп.

Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

²Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Казахстан

Статья посвящена исследованию параметров рабочего цикла экспериментального образца гидромолота К-14 с целью установления его работоспособности и оценки выбранных схемных и конструктивных решений. Приведены краткое описание методики испытаний, испытательного и метрологического оборудования, результаты экспериментальных данных и их обработки, подтверждающие функциональную работоспособность предлагаемой конструкции.

Ключевые слова: гидромолот, испытания, измерительная аппаратура

RESEARCHES OF HYDRAULIC HAMMER'S WORKING CYCLE

Lagunova Yu.A., Reshetnikova O.S.

The article is devoted to the study of the working cycle parameters of the experimental sample of the hydraulic hammer K-14. The aim of researches is establishing of hammer's operability and evaluation of the selected circuit and design solutions. A brief description of the test procedure, testing and metrological equipment, the results of experimental data and their processing, confirming the functional performance of the proposed design are given.

Keywords: hydraulic hammer, testing, measuring equipment

Гидромолот К-14 разработан по заказу МОН РК с параметрами, обеспечивающими выполнение отбойных, дробильных и других видов работ на горных и строительных предприятиях. При разработке за основу были приняты схема и конструкция гидромолота УГДС-03, по результатам испытаний которого были введены новые элементы системы автоматического распределения жидкости. Испытания экспериментального образца гидромолота К-14 были направлены на проверку работоспособности этой системы посредством изучения результата ее функционирования – характеристики движения бойка. Испытания проведены на специализированном стенде для испытания гидрооборудования №7Б в цехе «Гидравлика» завода-изготовителя ТОО «Мэйкер» - КЛМЗ (Республика Казахстан) [1] (рисунок 1).



Рис. 1. Схема испытательного стенда:

1, 2 – манометры; 3 – осциллограф USB OT120; 4, 5 - датчики давления DMP331K;
6 - блоки питания AND-30.24; 7 – ноутбук

Стенд включает насосную станцию СНУ-5, направляющую и регулирующую гидравлическую аппаратуру, измерительные и регистрирующие устройства. Регистрирующая и измерительная аппаратура включает в себя манометры МП4-442 – поз. 1,2; осциллограф USB OT120 - поз. 3; датчики давления DMP331K - поз.4,5, подключенные в напорной и сливной линиях гидроблока II; блоки питания AND-30.24 - поз.6; персональный ноутбук - поз.7. Сигналы от датчиков давления поступают на осциллограф. Результаты измерений отображаются на экране ноутбука.

Испытания гидромолота проводились по сокращенной программе с установленными датчиками давления в напорной и сливной магистралях с варьированием расхода питания жидкости Q в диапазоне от 0.85 до 1.34 л/с с помощью дросселя. Регулировкой на стенде положения буфера ход бойка был уменьшен до 80 мм. Результаты экспериментальных исследований представлены осциллограммами для давления зарядки аккумулятора $P_a = 4$ МПа. На рисунке 2 в качестве примера представлена осциллограмма для $Q = 0.85$ л/с, характеризующая изменение давления жидкости в напорной и сливной магистралях.

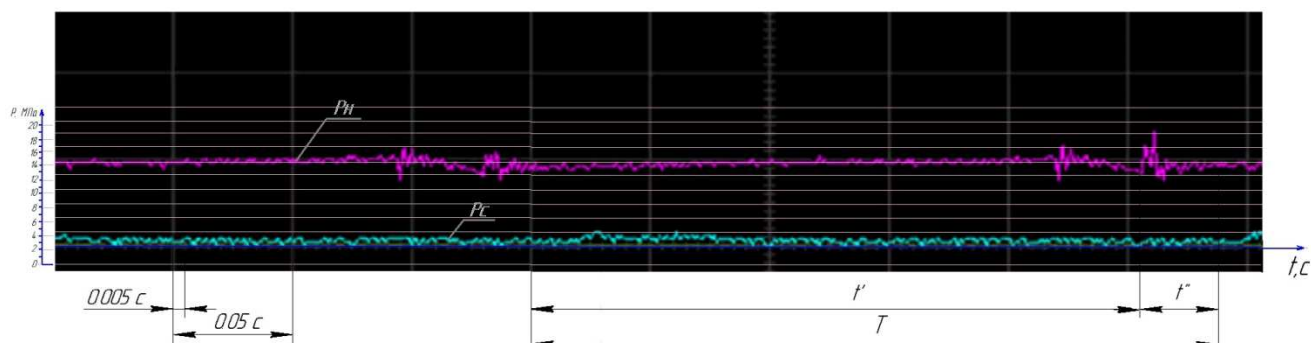


Рис.2. Экспериментальные данные гидромолота K-14 для давления зарядки аккумулятора $P_a = 4$ МПа при расходе жидкости $Q = 0.85$ л/с:

P_n – давление в напорной линии, МПа; P_c – давление в сливной линии, МПа;
 t' - время возврата бойка, с; t'' – время рабочего хода, с; T – длительность цикла, с

Полученные экспериментальные данные позволяют определить выходные характеристики УГД по формулам, принятым к настоящему случаю из [2,3]:

- среднее давление газа в аккумуляторе с учетом сжимаемости газа:

$$P_{a.cp} = \frac{P_a(\varepsilon + 1)}{2}, \quad (1)$$

где ε - коэффициент сжатия газа, $\varepsilon = 1.3$; P_a – давление зарядки аккумулятора, МПа;

- работу аккумулятора на рабочий ход:

$$A_a = P_{a.cp} \cdot S_a \cdot h; \quad (2)$$

где S_a – площадь аккумулятора, м²; h – ход бойка, м;

- энергию удара:

$$A_y = A_a \cdot \eta_{зм}^p, \quad (3)$$

где $\eta_{зм}^p$ - КПД гидромеханический. По результатам испытаний УГДС-03 [2], рекомендаций [3], с достаточной степенью точности величину гидромеханического КПД в фазе рабочего хода бойка можно принять, равной 0.8;

- предупредную скорость бойка:

$$v_y = \sqrt{\frac{2A_y}{m_\sigma}}; \quad (4)$$

где m_σ – масса бойка, кг;

- время рабочего хода бойка:

$$t_p = \frac{2 \cdot h}{v_y}; \quad (5)$$

- время фазы «возврата» бойка:

$$t_\sigma = T - (t_p + t_u); \quad (6)$$

где T – время цикла УГЦ;

- скорость возврата бойка v_σ , м/с

$$v_\sigma = \frac{2 \cdot h}{t_\sigma}; \quad (7)$$

- частоту ударов:

$$n = \frac{1}{T}; \quad (8)$$

- рабочий объем:

$$q = h \cdot S_p; \quad (9)$$

где S_p – площадь рабочей камеры, м²;

- расход жидкости ударного гидроцилиндра:

$$Q = \frac{q \cdot n}{\eta_o}; \quad (10)$$

где q – рабочий объем УГЦ; η_o - КПД объемный. С учетом [2-4] в фазе рабочего хода бойка принимаем $\eta_o = 0.95$;

- величину потребляемой за цикл энергии:

$$A_n = \frac{S_p \cdot h}{t_\sigma} \int_0^{t_\sigma} P_u(t) dt; \quad (11)$$

- величину потерянной энергии при вытеснении жидкости в сливной трубопровод в фазе возврата:

$$\Delta A_c = \frac{S_{c.сл.} \cdot h_c}{t_\sigma} \int_0^{t_\sigma} P_c(t) dt; \quad (12)$$

где P_c – давление в сливной линии, МПа; $S_{c.сл.}$ – площадь сливных плунжеров, м²; h_c – ход сливных плунжеров, м;

- КПД в фазе возврата:

$$\eta_\sigma = \frac{A_a + \Delta A_c}{A_n}; \quad (13)$$

- КПД ударного гидродвигателя:

$$\eta_y = \frac{A_a + \Delta A_c}{A_n} \cdot \frac{A_y}{A_a} \quad (14)$$

Результаты обработки осциллограмм гидромолота К-14 представлены графически на рисунках 3,4.

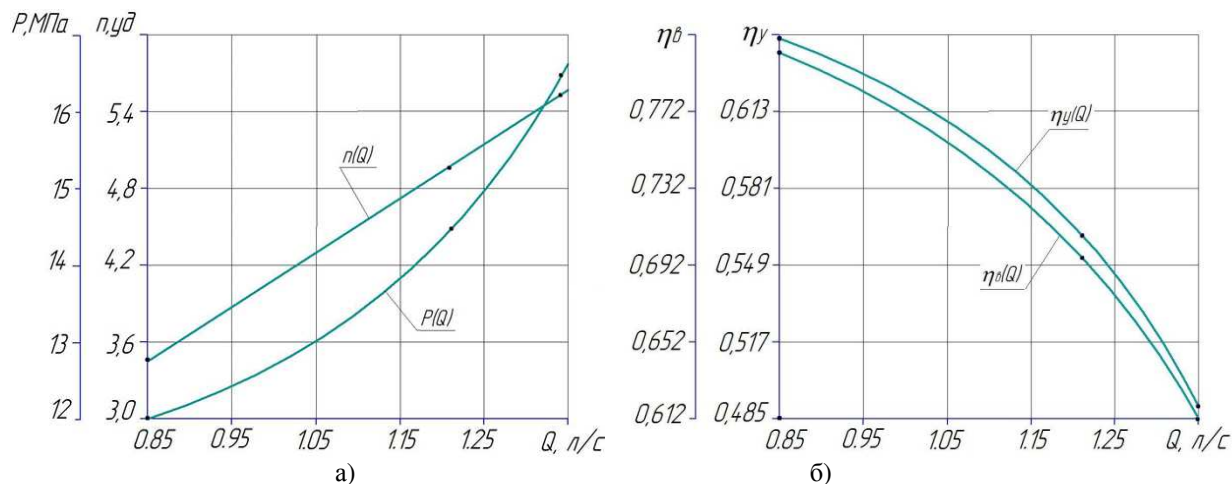


Рис.3. Результаты обработки осциллограмм:

- а) зависимость давления питания в напорной линии P_n и частоты ударов $n_{yд}$ от расхода жидкости Q ; б) зависимость КПД в фазе возврата $\eta_в$ и ударного гидродвигателя $\eta_у$ от расхода жидкости Q

Анализ графиков позволяет отметить следующее:

- регулирование расхода рабочей жидкости в диапазоне от 0.85 до 1.34 л/с обуславливает линейное увеличение частоты ударов с 3.47 до 5.4 Гц, а также рост давления в напорной линии с увеличивающейся интенсивностью в промежутке от 12 до 16.5 МПа;

- значения КПД в фазе возврата $\eta_в$ и ударного гидродвигателя $\eta_у$ с увеличением расхода жидкости Q уменьшаются с возрастающей интенсивностью в диапазонах с 0.803 до 0.612 и с 0.642 по 0.489.

- выбранные схемные и конструктивные решения обеспечивают работоспособность конструкции гидромолота К-14, что также зафиксировано в протоколе заводских испытаний.

Список литературы

1. Разработка гидромолота для дробления горных пород: отчет о НИР/КарГТУ: рук. работы А.А. Митусов. – Караганда, 2014. – 199 с. – № ГР 0112РК02312. – Инв. № 0213РК01342.
2. Митусов А.А. Двухтактные гидродвигатели ударного действия: Основы теории и расчет. Монография. - Россия, Санкт-Петербург, Изд-во Политехн. университета, 2013. – 392 с.
3. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.

УДК 622.235

ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ ПРИ ЗАРЯЖАНИИ ВЗРЫВНЫХ СКВАЖИН СМЕСИТЕЛЬНО-ЗАРЯДНЫМИ МАШИНАМИ НА КАРЬЕРАХ

Синицын В.А., Меньшиков П.В., Шеменев В.Г. Кутуев В.А
ИГД УрО РАН, г. Екатеринбург

Важной мерой промышленной санитарии при буровзрывных работах является защита людей от токсического действия ВВ и продуктов их взрыва. Контакт с ВВ и их компонентами, как и с многими другими химическими соединениями, при отсутствии защитных мер, оказывает вредное воздействие на организм человека. При кратковременном их воздействии симптомы отравления могут проявляться в головокружении, головных болях, тошноте, при длительном воздействии малых концентраций – развиваются хронические заболевания печени, легких и других органов. Для экологической безопасности при заряжании взрывных скважин смесительно-зарядными машинами на карьерах нужно соблюдать Единые правила безопасности при взрывных работах ПБ 13-407-01.

Ключевые слова: токсичность продуктов взрыва, взрывчатые вещества, экология, заряжание СЗМ

ENVIRONMENTAL SAFETY WHEN LOADING BLAST HOLES MIXING-CHARGING MACHINES IN QUARRIES

Sinitsyn V. A., Menshikov V. P., V. G. Semenov Kutuev V. A

An important measure of industrial sanitation in drilling and blasting operations is to protect people from the toxic effects of explosives and their explosion products. Contact with explosives and their components, as with many other chemical compounds, in the absence of protective measures, has a harmful effect on the human body. At short-term their impact poisoning symptoms can manifest in dizziness, headaches, nausea, prolonged exposure to low concentrations – develop chronic liver disease, lungs and other organs. For environmental safety when charging blasting wells with mixing and charging machines in quarries, it is necessary to observe Uniform safety rules for blasting operations PB 13-407-01.

Keywords: toxicity of the products of the explosion, explosives, the environment, loading mixing-charging machines

Для условий взрывных работ важной является дополнительно введенная процедура идентификации ВОПФ, т. е. установление имеющихся на рабочих местах факторов производственной среды и трудового процесса, которые совпадают с предусмотренным классификатором [2]. Важность этого изменения понятна, поскольку взрывные работы связаны с повышенной опасностью и вредностью. Здесь необходимо уделять повышенное внимание идентификации ВОПФ не только на стадии работы со взрывчатыми материалами, которые, как правило, токсичны, но и на стадии негативных последствий взрыва, связанных с распространением сейсмических и ударно-воздушных волн, а также с опасной зоной распространения образующихся ядовитых взрывных газов (СО, окислы азота) [1, 3].

О сравнительной токсичности различных ВВ судят по величине предельно допустимой концентрации (ПДК) их паров или пыли в воздухе,

значение которых для некоторых компонентов промышленных ВВ и продуктов взрыва приведены в таблице 1.

Таблица 1 – ПДК некоторых компонентов ВВ и продуктов взрыва

Наименование вещества	ПДК, мг/м ³	Наименование вещества	ПДК, мг/м ³
Тротил	1	Окислы азота	5
Нитроглицерин	5	Окись углерода	20 – 30
Гексоген	1	Сероводород	10 – 15
Алюминий	2	Пары ртути	0,01
Индустриальные масла:		Пары свинца	10
в парах	10	Аммиачная селитра	10
в тумане	300	Нитрит натрия	0,005
Дизельное топливо (пар)	300		

Безопасность работ при использовании гранэммитов повышается, поскольку персонал, связанный с приготовлением ЭВВ и производством взрывных работ не имеет контакта со взрывчатыми веществами. ВВ получается в скважине в процессе заряжания.

При использовании ВВ заводского приготовления опасность отравления пылью и парами ВВ возрастает при выполнении операций с непатронированными ВВ и особенно при механизированных способах их растаривания и заряжания.

Помимо пыли и паров ВВ вредное действие на человека оказывают некоторые продукты взрыва – окислы азота, окись углерода, сернистые соединения и др.

По выше изложенной методике определен состав продуктов взрыва некоторых других взрывчатых веществ, в частности, гранэмита И-50, граммонита 79/21 и др. Компонентный состав продуктов взрыва некоторых ВВ, полученных расчетным путем и обобщенных по литературным данным представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Компонентный состав ПВ

Наименование ВВ	Компонентный состав продуктов взрыва						Содержание условной окиси углерода, л/кг
	СО ₂ , л/кг	СО, л/кг	Н ₂ О (пар) л/кг	NO, л/кг	N ₂ л/кг	С (сажа), г/кг	
Гранулотол, ГОСТ 259857-83	35,8	274,6	246,6	-	147,8	204	8638,6
Граммонит 79/21	145,0	-	494,2	3,64	250,46	-	23,66
Граммонит 30/70, ГОСТ 219861-76	166,634	-	340,7	-	187,6	169,8	6961,8
Игданит ТУ276-01-04683349-96	106	26	612	-	266	-	26
Порэммит 1А	73,0	-	677,9	25,3	206,3	-	164,4
Ифзанит	112,9	25,2	600	-	211,6	-	25,2
Гранэммит И-30	295,13	-	810,8	33,96	217,56	-	220,74
Гранэммит И-50	77,190	-	848,9	34,341	223,4	-	223,16

Анализ показателей, представленных в таблице 2, показывает, что применение ВВ на основе обратных эмульсий (гранэммит) для взрывания обводненных массивов взамен гранулолита и граммонита 30/70 снижает вредную нагрузку на людей и природу на порядок. Взрывчатые вещества на основе обратных эмульсий являются экологически более чистыми в сравнении с ВВ заводского изготовления.

Безопасность работ при использовании гранэммитов повышается, поскольку персонал, связанный с приготовлением ЭВВ и производством взрывных работ не имеет контакта со взрывчатыми веществами ВВ в процессе заряжания [1, 2].

Заряжание скважин. Устанавливается следующая последовательность заряжания обводненных вертикальных скважин (заряжание «под столб воды»):

Начало заряжания [3, 4]. В скважину на полную ее глубину опускается зарядный шланг. Наконечник шланга располагается в (0,15-0,20) м от дна скважины. Установка нижнего промежуточного детонатора (ПД). Нижний (основной) ПД опускается на волноводе на высоту 0,5 м от забоя скважины. Перед установкой ПД в скважину необходимо проверить качество сборки ПД и целостность волноводов НЭСИ. Начало подачи ЭВВ в скважину. До перекрытия нижнего ПД его подача осуществляется с пониженной производительностью во избежание эффекта поршневого выталкивания ПД вверх с места его установки. Включение шлангоизвлекателя на подъем осуществляется только после заполнения скважины на высоту 1,0-1,5 м. Подача ЭВВ в скважину производится одновременно с синхронным подъемом зарядного шланга. Скорость подъема шланга зависит от скорости заполнения скважины. Остановка заряжания скважины для установки при необходимости верхнего (дублирующего) ПД. Установка верхнего ПД производится в верхней части заряда.

Окончание заряжания скважины. После установки верхнего ПД скважина дозаряжается. При этом верхний уровень заряда должен быть ниже на 0,8 м проектного уровня с учетом увеличения длины заряда под действием ГГД. Выходящие из скважин трубки-волноводы закрепляются рядом с устьем скважины при помощи пустых мешков или других средств.

Допускается одновременная установка нижнего и верхнего ПД до начала подачи ЭВВ в скважину. В этом случае заряжание скважин производится непрерывно до расчетной отметки верхнего уровня заряда. Рациональная последовательность операций при заряжании скважины принимается в зависимости от конкретных условий на заряжаемом блоке.

При заряжании сухих скважин ЭВВ с применением подающего шнека (заряжание скважин сверху) устанавливается следующая последовательность операций. Начало заряжания. Установка нижнего (основного) ПД на высоту 0,5 м от забоя скважины. Подача ЭВВ в

скважину с помощью шнека и направляющего рукава. Остановка заряжения скважины для установки верхнего (дублирующего) ПД.

Дозаряжание скважины до проектного уровня.

При заряжении скважины сверху с помощью подающего шнека допускается установка сразу двух ПД (нижнего и верхнего) до начала подачи в скважину ЭВВ.

В процессе заряжения должны быть приняты необходимые меры, исключающие всплывание промежуточного детонатора или его смещение с места установки под действием подаваемого в скважину ЭВВ илидвигающегося зарядного шланга.

Порядок и последовательность операций при работе СЗМ на блоке, не связанных с размещением в скважине ЭВВ (подготовительные и заключительные операции, отбор проб, переезды СЗМ на блоке и т.д.), регламентируются инструкциями по эксплуатации СЗМ и инструкциями для водителей-операторов СЗМ.

Несколько различных факторов могут влиять на процесс газогенерации. Температура эмульсии, рН, при которых образуется продукт, и количество ГГД. Нижеприведенная таблица (табл. 3) параметров используется только как руководство.

Таблица 3 – Изменение плотности ЭВВ в процессе газогенерации

Время	Диапазоны плотностей (г/см ³)
Начальная плотность	1,30
5 мин	1,26 – 1,28
10мин	1,20 – 1,26
15 мин	1,15 – 1,26
20 мин	1,10 – 1,25
30 мин	1,05 – 1,25

Список литературы

1. Сивенков В.И., Иляхин С.В., Маслов И.Ю. Эмульсионные взрывчатые вещества и неэлектрические системы инициирования: Монография. – М.: Щит-М, 2013. – 320 с.: ил. 87.
2. Сеницын В.А. Повышение эффективности подготовки горной массы на карьерах с применением ВВ на основе обратных эмульсий. Дисс. канд. техн. наук – Екатеринбург. – 2007 г. – С.147.
3. Шеменев В.Г., Глебов А.В., Сеницын В.А., Ткачев В.Б. Смесительно-зарядные машины для изготовления и заряжения эмульсионных ВВ на карьерах Урала. Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 5. С. 42-45.
4. Сеницын В.А., Меньшиков П.В., Шеменев В.Г. Техническая оценка конструкций и производительности смешительно-зарядных машин для заряжения эмульсионных взрывчатых веществ на горных предприятиях. В сборнике: Технологическое оборудование для горной и нефтяной промышленности. Сборник трудов XV Международной научно-технической конференции. 2017. С. 453-456.

УДК 621.879

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ

Комиссаров А.П.¹, проф., Телиман И.В.^{1,2}, асп., ст.преп., магистр техники и технологии,

¹Уральский государственный горный университет, Россия,

²Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Казахстан

В статье выполнен анализ сбор данных и характеристик рабочего оборудования гидравлических экскаваторов, приведены основные проблемы эксплуатации и характерные отказы рабочего оборудования.

Ключевые слова: гидравлический экскаватор, рабочие процессы, обратная лопата, ковш.

EXPERIENCE OF WORKING EQUIPMENT HYDRAULIC EXCAVATORS

Komissarov A.P., Teliman I.V.

The article analyzes data collection and characteristics of working equipment of hydraulic excavators, presents main operational problems and characteristic failures of working equipment.

Keywords: hydraulic excavator, work processes, backhoe, bucket.

Систематизация и обобщение опыта, накопленного в мировой практике создания и применения карьерных одноковшовых экскаваторов, указывает на то, что одним из приоритетных направлений повышения эффективности выемочно-погрузочных работ является перевооружение экскаваторов с мехлопатай на карьерные экскаваторы с силовым объемным гидроприводом рабочего оборудования [1, 2].

Во многих исследовательских работах неоднократно рассматривалась целесообразность технического перевооружения горных предприятий с вытеснением карьерных механических лопат с электроприводом основных механизмов экскаваторами с гидроприводом [3]. Так же поведены многочисленные исследования по изучению рабочего оборудования гидравлических экскаваторов, его основных параметров и режимов работы [4-6]. Стремительное вытеснение «мехлопат» гидравлическими экскаваторами с горнодобывающих предприятий Казахстана породило ряд проблем не только в их сервисном обслуживании, но и в вопросах эксплуатационной надежности навесного оборудования этого типа выемочных машин.

«Обратная лопата» является самым распространенным видом рабочего оборудования гидравлических экскаваторов и предназначена для копания выемок, расположенных ниже уровня стоянки экскаватора. Считается, что именно «обратная лопата» является наиболее универсальной, обеспечивает высокую точность позиционирования ковша. В комплект оборудования обратная лопата (рис. 1) входят: стрела моноблочная Г-образной формы или составная 1, 6 изменяемой длины, рукоять 5, поворотный ковш 4 и гидроцилиндры 2, 3, 8 подъема стрелы,

поворота рукояти и ковша. Копание грунта производят поворотом ковша относительно рукояти и поворотом рукояти относительно стрелы. Копание можно осуществлять только поворотом ковша относительно неподвижной рукояти, что позволяет вести работы в стесненных условиях. При применении этого рабочего оборудования возможности экскаватора расширяются в значительной степени – это как селективная выемка и фронтальная зачистка, так и лучшие условия погрузки породы в транспорт, и более короткий рабочий цикл экскаватора. Естественно, что основное внимание при эксплуатации экскаваторов с «обратной лопатой» обращено именно на ковш.

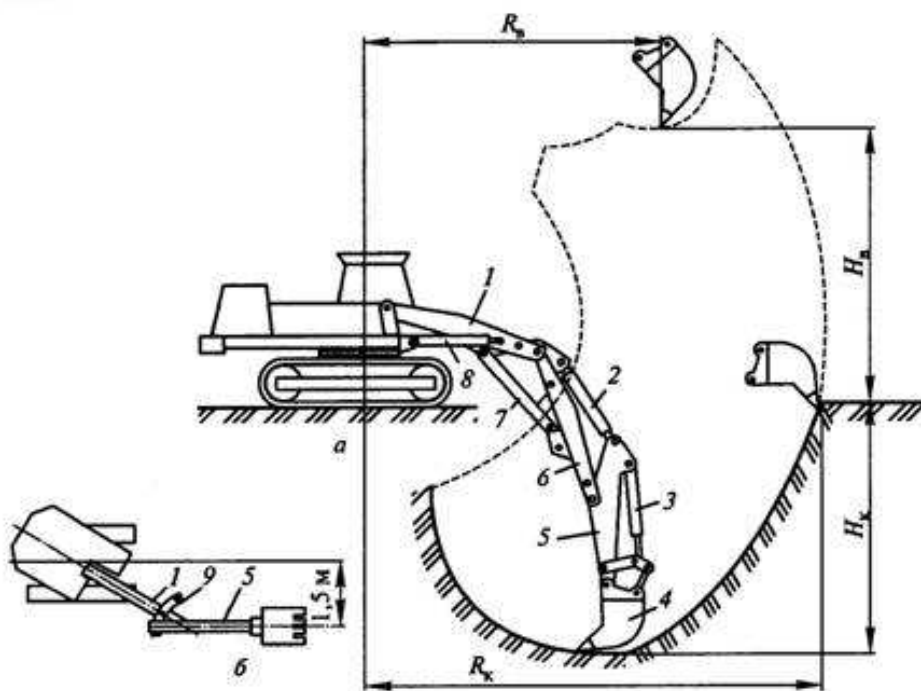


Рис. 1 Гидравлический экскаватор с рабочим оборудованием «обратная лопата»

Независимо от марки оборудования условная конструкция ковша «обратная лопата» такова: он состоит из задней стенки, двух боковых стенок, передней стенки с козырьком и зубьев (или коронок), а также адаптера для присоединения рукояти и тяги экскаватора. Все детали ковша соединены между собой сваркой. Задняя стенка скруглена, чтобы избежать трения о грунт при повороте ковша.

Основная задача ковша - извлечение, рыхление и перемещение породы. Стоит отметить, что эксплуатация ковша, особенно если речь идет о больших экскаваторах и погрузчиках, требует грамотного, квалифицированного подхода [7].

В рамках исследовательской работы был произведен сбор данных и характеристик рабочего оборудования гидравлических экскаваторов (Таблица 1):

Таблица 1

Основные технические характеристики карьерных экскаваторов

Марка оборудования	Вместимость ковша, м ³	Усилие копания на ковше, кН
Hyundai R335	1,44	250
Komatsu PC400-7	2,1	277
Hyundai R520	3	286
Komatsu PC 1250	6,5	349
Hitachi EX1200-6	6,7	578
CAT 5130B	8,5	735
Komatsu PC3000-6	12	860

В Казахстане крупные поставщики карьерной техники – Komatsu, Caterpillar, Hyundai и ряд специализированных компаний предлагают для ковшей экскаваторов и погрузчиков сменные режущие элементы – зубья, бокорезы, а также защиту от износа, к которой относятся износостойкие накладки. Также, следует отметить, что подрядными компаниями предлагаются сменные комплектующие для ковшей собственного производства - изготавливаются зубья и защиты от износа как оригинальной конструкции, так и с элементами, совместимыми с конкурирующими фирмами (Рис. 2). Вопрос стоимости рабочего оборудования здесь является приоритетным, поэтому выбор всегда остается за собственниками экскаваторной техники.

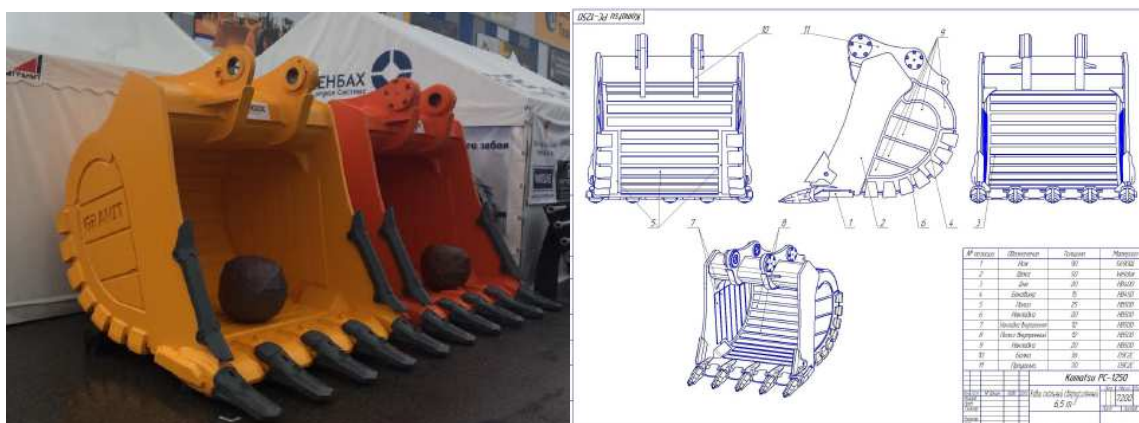


Рис. 2 Общий вид ковша экскаватора Komatsu PC 1250

Ряд современных ученых проводили в своих работах как статистические методы анализа изношенности ковшей, так и расчет НДС рабочего оборудования и прогнозирования оптимальных усилий, нагрузок и рекомендуемых условий работы помощью различных пакетов программ [8-10].

Анализ технических характеристик и условий работы рабочего оборудования гидравлических экскаваторов показал, что основные проблемы в эксплуатации и характерные поломки являются типовыми:

- требуется частая замена коронок (1 раз в 2 месяца);
- необходимость проводить футеровку ковшей;
- частое возникновение трещин адаптеров коронок;
- трещины адаптеров тяги экскаватора;
- «порывы» ковшей при работе с «тяжелыми» грунтами
- глубокие трещины ковшей (проведение сварных работ до 2 раз в неделю).

Выводы:

Таким образом, правильная оснастка ковша, а именно использование качественных сменных запчастей (зубьев, коронок, систем защиты от износа), в значительной мере увеличивает срок службы изделия, существенно повышает его производительность и эффективность.

Список литературы:

1. Хаспеков П.Р. Повышение эффективности выемочно-погрузочных работ с использованием карьерных гидравлических экскаваторов нового поколения: диссертация ... кандидата технических наук : 05.15.03, Москва: 2000, 170с.
2. Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С. Проектирование карьерных экскаваторов. М.: Инновационное машиностроение, 2017. – 232 с.
3. Кельш Хайнц Рюдигер Обоснование силовых и режимных параметров копания и средств адаптации карьерных гидравлических экскаваторов к условиям Якутии: : диссертация ... кандидата технических наук : 05.05.06, Москва: 2010, 183с.
4. Dudczak A. Excavators: theory and design. Warsaw: PWN, 2000.
5. В.Я. Крикун, В.Г. Манасян. Расчет основных параметров гидравлических экскаваторов с рабочим оборудованием обратная лопата: учебное пособие / М.: АСВ, 2001. 104 с.
6. Jakubczak H. Computer aided design of loader work attachment for construction machines.
7. <https://os1.ru/article/7547-zashchita-kovsha-ot-iznosa-tyuning-kovsha>
8. <https://cyberleninka.ru/article/v/statisticheskij-analiz-iznoshennosti-kovshey-maloy-i-sredney-vmestimosti-gidravlicheskih-ekskavatorov>
9. http://www.irdindia.in/journal_ijtarme/pdf/vol2_iss4/27.pdf
10. <http://www.ijsret.org/pdf/121028.pdf>

УДК 622.23.05:622.7

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПРИВОДА И ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ МАШИН ДЛЯ ДОБЫЧИ ТОРФОДРЕВЕСНОГО СЫРЬЯ

Фомин К.В.¹, проф., Жигульская А.И.¹, доц., Жигульский М.А.¹, Оганесян А.С.¹

¹Тверской государственный технический университет, г. Тверь, Россия

Задача повышения надежности машин с фрезерующими рабочими органами выдвигает необходимость разработки методов расчета, учитывающих на стадии проектирования конструктивные особенности, условия эксплуатации, величину и характер нагрузки в элементах конструкции.

Ключевые слова: машина глубокого фрезерования, динамическая нагруженность элементов привода, спектральная плотность момента нагружения.

ANALYSIS OF DYNAMIC LOADS ON THE DRIVE AND ELEMENTS OF THE MACHINES FOR EXTRACTION OF PEAT AND WOOD RAW MATERIALS

Fomin K.V., Zhigulskaya A.I., Zhigulskiy M.A., Oganesyanyan A.S.

The task of improving the reliability of machines with milling working bodies puts forward the need to develop methods of calculation, taking into account at the design stage design features, operating conditions, the amount and nature of the load in the structural elements.

Keywords: deep milling, dynamic loading of drive elements, spectral density of loading moment.

Динамические нагрузки могут рассматриваться как результат вынужденных колебаний упругой системы привода от воздействия на исполнительном органе сил внешнего сопротивления, которые являются случайными функциями. Поэтому анализ динамической нагруженности привода и в элементах конструкции должен выполняться с помощью аппарата статистической динамики [1].

При выполнении технологической операции машиной глубокого фрезерования происходит измельчение торфа совместно с произрастающей на поверхности лесокустарниковой растительностью, ее корневой системой и древесными включениями (рис.1) [4, 5].

Момент нагружения при взаимодействии режущих элементов с торфом и корневой системой равен

$$M(t) = \sum_{m=1}^M \sum_{n=-\infty}^{\infty} \left[M_{nmT}(t - t_{nm}) + \sum_{s=1}^S M_{nms}(t - t_{nm} - t_{snm}) \right],$$

где M – число плоскостей резания; n – номер импульса нагружения на m -й плоскости резания; $M_{nmT}(t)$, $M_{nms}(t)$ – соответственно, функции описывающие изменение момента на ноже m -й плоскости резания при фрезеровании торфа и при s -м акте взаимодействия с корнями; t_{nm} – моменты возникновения импульса нагрузки на m -й плоскости резания; S , s – соответственно, общее, случайное число актов и номер акта взаимодействия с корнями в пределах угла контакта режущего элемента с залежью; t_{snm} – время от начала взаимодействия ножа с залежью до момента возникновения с s -го импульса.

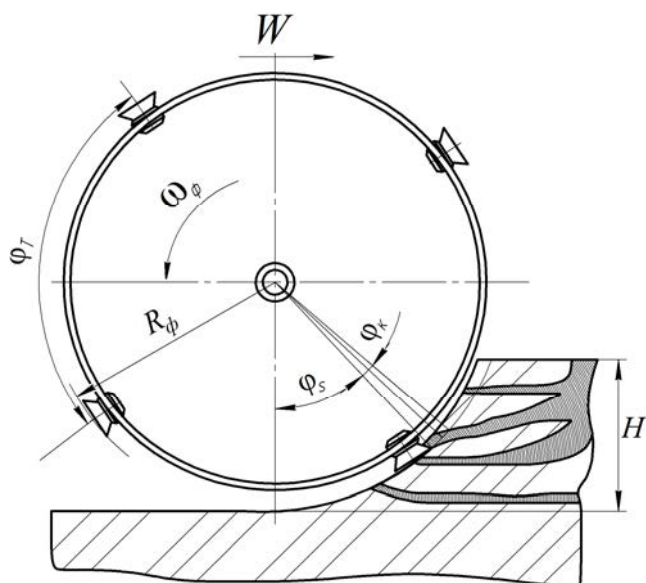


Рис.1. Взаимодействие режущего элемента с торфяной залежью

Нагрузки, возникающие на рабочем органе при фрезеровании древесных включений, представляют собой последовательности импульсов со случайными параметрами, каждый из которых состоит из нескольких, соответствующих отдельным актам взаимодействия ножей с одиночным древесным включением [2]

$$M_D(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \sum_{k=1}^K \sum_{l=1}^L M_{nkl}(t - t_{nkl}; P_{nkl}),$$

где K , L – соответственно, число плоскостей резания, участвующих во взаимодействии с n -м древесным включением и число импульсов, возникающих на k -й плоскости резания; $M_{nkl}(t)$, t_{nkl} , P_{nkl} – соответственно, функция, описывающая момент нагружения на одиночном режущем элементе, моменты возникновения и случайные параметры l -го импульса нагрузки на k -й плоскости резания при фрезеровании с n -го древесного включения.

Спектральная плотность суммарного момента на рабочем органе равна

$$S_M(\omega) = S_T(\omega) + S_K(\omega) + S_B(\omega) + S_D(\omega),$$

где $S_T(\omega)$, $S_K(\omega)$ – соответственно, спектральные плотности моментов на фрезе при взаимодействии с торфом и корневой системой; $S_B(\omega)$ – сумма взаимных спектральных плотностей моментов при фрезеровании торфа и корневой системы; $S_D(\omega)$ – спектральная плотность момента при взаимодействии с древесными включениями.

Спектральная плотность момента на фрезе $S_K(\omega)$ может быть определена, как [3]

$$S_K(\omega) = \frac{2m_1\{S\}}{T} [M\Psi_1(\omega) - M\Psi_2(\omega) +$$

$$+ m_1 \{S\} \sum_{r=-\infty}^{\infty} \Psi_3 \left(\frac{2\pi r}{\varphi_T} \right) \sum_{m=1}^M \sum_{l=1}^M \exp \left(-j \frac{2\pi r}{\varphi_T} (\varphi_m - \varphi_l) \right) \frac{\omega \varphi_T}{2\pi r^2} W_\phi \left(\frac{\omega \varphi_T}{2\pi r} \right) \Bigg], \quad r \neq 0,$$

где $m_1 \{S\} = \lambda_{кор} bH$ – среднее число импульсов нагрузки на режущем элементе в пределах угла контакта с торфом; $\lambda_{кор}$ – среднее число корней, приходящихся на единицу площади (в вертикальном сечении); b – ширина ножа; H – глубина фрезерования;

$$\Psi_1(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} K_{2K}(\omega; \omega_\phi) W_\phi(\omega_\phi) d\omega_\phi,$$

где

$$K_{2K}(\omega; \omega_\phi) = \int_{-\infty}^{\infty} |S_{0s}(j\omega; P_s; \omega_\phi)|^2 w(P_s) dP_s;$$

$$\Psi_2(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} |K_K(\omega; \omega_\phi)|^2 |\theta_{ts}(j\omega; \omega_\phi)|^2 W_\phi(\omega_\phi) d\omega_\phi,$$

$$\Psi_3(\omega) = |K_K(\omega; \omega_\phi)|^2 |\theta_{ts}(j\omega; \omega_\phi)|^2,$$

где

$$K_K(\omega; \omega_\phi) = \int_{-\infty}^{\infty} S_{0s}(\omega; P_s; \omega_\phi) w(P_s) dP_s;$$

$w(P_s)$ – плотность распределения параметров импульсов при взаимодействии с корнями; $\theta_{ts}(j\omega)$ – характеристическая функция величины t_s ; $S_{0s}(j\omega)$ – спектр импульса нагружения при одиночном акте взаимодействия с корнем.

Сумма взаимных спектральных плотностей равна [3]

$$S_B(\omega) = \frac{2m_1 \{S\}}{T} \sum_{r=-\infty}^{\infty} \left[K_T \left(\frac{\omega \varphi_T}{2\pi r} \right) K_K^* \left(\frac{\omega \varphi_T}{2\pi r} \right) \theta_{ts} \left(\frac{\varphi_T}{2\pi r} \right) + K_K \left(\frac{\omega \varphi_T}{2\pi r} \right) K_T^* \left(\frac{\omega \varphi_T}{2\pi r} \right) \theta_{ts}^* \left(\frac{\varphi_T}{2\pi r} \right) \right] \times \\ \times \sum_{m=1}^M \sum_{l=1}^M \exp \left(-j \frac{2\pi r}{\varphi_T} (\varphi_m - \varphi_l) \right) \frac{\omega \varphi_T}{2\pi r^2} W_\phi \left(\frac{\omega \varphi_T}{2\pi r} \right), \quad \text{при } r \neq 0,$$

где

$$K_T(\omega; \omega_\phi) = \int_{-\infty}^{\infty} S_0(\omega; P; \omega_\phi) w(P) dP;$$

$w(P)$ – плотность распределения параметров импульсов нагружения при взаимодействии режущего элемента с торфом; * обозначена комплексно-сопряженная величина.

Спектральная плотность момента на рабочем органе при фрезеровании древесных включений равна [2]

$$S_D(\omega) = 2\lambda \sum_{i=1}^I \sum_{l=1}^{L_1} \sum_{m=1}^{M_1} P_i P_{dm} P_{Hl} |S_{iml}(j\omega)|^2,$$

где λ – число древесных включений, попадающих на рабочий орган в единицу времени; I – число типов взаимодействия рабочего органа с древесными включениями (расположение пня по отношению к фрезе, форма пня); L_1, M_1 – число интервалов, на которые разбиты плотности распределений размеров древесных включений $W(d)$ и их глубин залегания $W(H)$; P_i – вероятность взаимодействия с древесным включением i -й формы; $S_{iml}(j\omega)$ – спектр момента на фрезе при взаимодействии с древесным

включением i -й формы, диаметром d_m и глубиной залегания H_i [2]. Значения P_{dm} и P_{Hl} равны

$$P_{dm} = \int_{d_m}^{d_{m+1}} W(d) dd, \quad P_{Hl} = \int_{H_i}^{H_{i+1}} W(H) dH .$$

Апробация разработанной методики анализа динамических нагрузок проводилась на примере машины для глубокого фрезерования МП-20.

Результаты расчета нормированной спектральной плотности момента нагружения на валу отбора мощности трактора (ВОМ) фрезерующего агрегата и сравнение их с экспериментальными данными [2] представлены на рис.2.

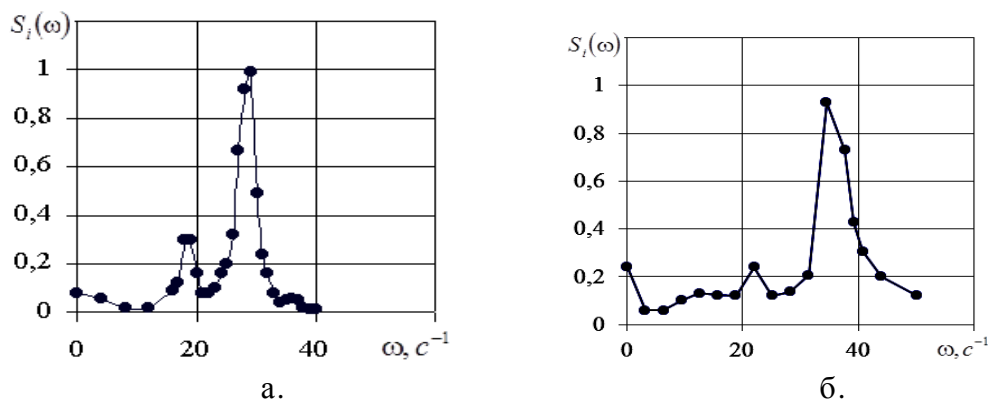


Рис.2. Нормированная спектральная плотность момента на ВОМ (а - расчет; б - эксперимент [2])

Спектральная плотность момента нагружения служит исходной информацией для прочностного расчета элементов привода машин для глубокого фрезерования.

Список литературы

1. Докукин А.В., Красников Ю. Д., Хургин З.Я. Статистическая динамика горных машин. М.: Машиностроение, 1978. 238 с.
2. Фомин К. В. Научные основы статистической динамики торфяных фрезерующих агрегатов: Дисс. докт. техн. наук. Тверь: ТГТУ, 2002. 330 с.
3. Фомин К.В., Жигульская А.И. Расчет спектральной плотности момента нагружения на рабочем органе машины глубокого фрезерования на стадии проектирования//[Наука и образование](#). МГТУ им. Н.Э. Баумана. [Электронное научно-техническое издание](#). 2014. № 5. С. 70-84. DOI: [10.7463/0514.0709758](#).
4. Excavating and loading equipment for peat mining / *Mikhailov A.V., Zhigulskaya A.I., Yakonovskaya T.B.* / В сборнике: IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. [Electronic resource]. 2017. С. 022014.
5. Strip mining of peat deposit / *Mikhailov A., Zhigulskaya A., Yakonovskaya T.* / В сборнике: Mine Planning and Equipment Selection: MPES 2017. Proceeding of the 26th International Symposium. Edited by Behzad Ghodrati, Uday Kumar, Håkan Schunnesson. 2017. С. 497-501.

УДК 622.73

ТОПОГРАФИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАМЫ ПРИВОДНОГО БАРАБАНА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА ШАХТЫ СЕВЕРОПЕСЧАНСКОЙ Г.КРАСНОТУРЬИНСК

Сайтов В.И., проф., д.т.н., Царькова Е.Н., магистрант

¹Уральский государственный горный университет, г.Екатеринбург

В работе проанализирована надежность сварной конструкции рамы приводного барабана ленточного конвейера методом конечных элементов. Выявлен наилучший способ остановки транспортной ленты в случае ее обрыва. Приведен обзор технологической схемы оборудования на четырехсотом горизонте шахты Богословского рудоуправления.

Ключевые слова: ленточный конвейер, ловитель ленты, шахта, метод конечных элементов.

TOPOGRAPHIC INVESTIGATION OF FRAME OF DRIVE DRUM OF BELT CONVEYOR OF MINE OF SEVEROPESCHANSKOY G. KRASNOTURYINSK

Saitov V.I., Tsarkova E.N.

The reliability of the welded structure of the frame of the drive drum of the belt conveyor by the finite element method is analyzed. The best way to stop the conveyor belt in case of its breakage is identified. The review of the technological scheme of the equipment on the four-hundredth horizon of the mine of Bogoslovskiy mine management is given.

Keywords: belt conveyor, belt catcher, shaft, finite element method.

Шахта «Северопесчанская» крупнейшая железорудная шахта России. За последние 2 квартала 2017 года добыто 1,9 млн. т. горной массы. Начиная с 2014 года показатели добычи растут, а с запуском нового горизонта эти показатели планируется увеличивать в разы. Рассмотрим подробнее схему цепи аппаратов четырехсотого горизонта *Рис.1.*

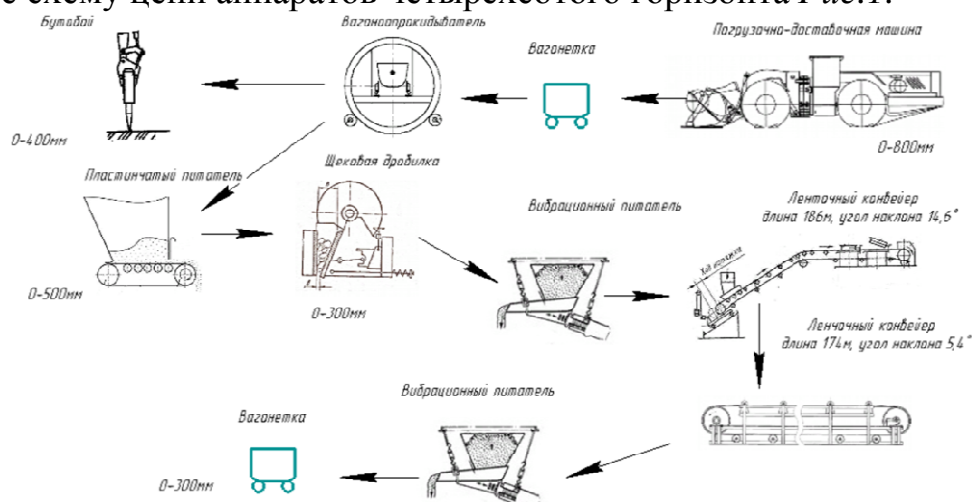


Рис. 1. Технологическая схема цепи аппаратов горизонта -400м.

Добытую с помощью подземных взрывов рудную массу сгребают к зоне погрузки, погрузочно-доставочные машины (ПДМ) ссыпают руду в вагонетки, дальнейшее их перемещение по шахте осуществляет электровоз.

Заполненные рудой вагоны помещаются в роторный вагоноопрокидыватель, который поворачивается на угол 160° вокруг его продольной оси и опорожняет его. Если размеры куска превышают приемную щель дробилки, его раскалывают бутобоем, которым управляет оператор. Дозированную подачу питания дробилке осуществляет пластинчатый питатель. Используется щековая дробилка со сложным качанием щеки, которая дополнительно снабжается шторкой, чтобы уменьшить запыленность. После дробилки куски дозированно падают на демпферный стол, находящийся в хвосте первого конвейера [1].

В общей сложности порода с помощью двух конвейеров перемещается под углом на 360 метров.

Дополнительно необходимо предусмотреть защиту от пыли в зоне перегрузки с первого на второй конвейер. В конце горная масса попадает в приемный бункер, совмещенный с бункером триста восьмидесятого горизонта. Далее подъемными механизмами эта порода отправляется на обогатительную фабрику.

В отличие от другого технологического оборудования, которое поставляется с определенными параметрами и характеристиками, каждый ленточный конвейер комплектуется в зависимости от условий его эксплуатации [2, 3].

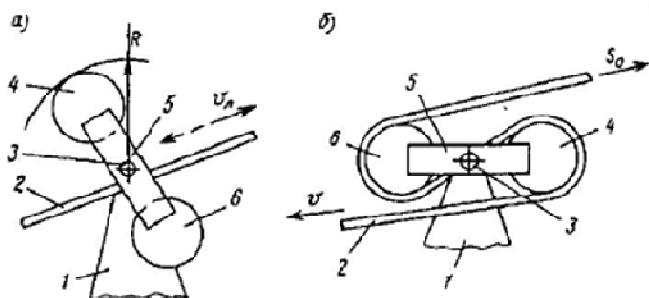


Рис. 2. Рычажные ловители

К узлам конвейера относятся: приводное устройство с аппаратурой управления, став (ролики, роlikоопоры, прогоны), натяжное устройство, транспортер (конвейерная лента), очистное устройство.

Важным элементом наклонного конвейера является улавливающее

устройство. К основным относятся: рычажные ловители (Рис.2), работают после срабатывания датчика; под действием противовеса передается крутящий момент, и ловитель рабочим органом воздействует на ленту и образует петлю.

Клиновой ловитель (Рис.3), срабатывает также после датчика; тележка скатывается по направляющим и прижимает рабочими органами ленту к роlikоопорам, образуя волнистый профиль.

Туннельный ловитель Рис.4 (работает без датчиков; просто заклинивает скатывающуюся вниз и собирающуюся в «гармошку» ленту рабочими органами).

Самым простым и по изготовлению, и по монтажу является рамочный ловитель (разновидность туннельного улавливающего устройства).

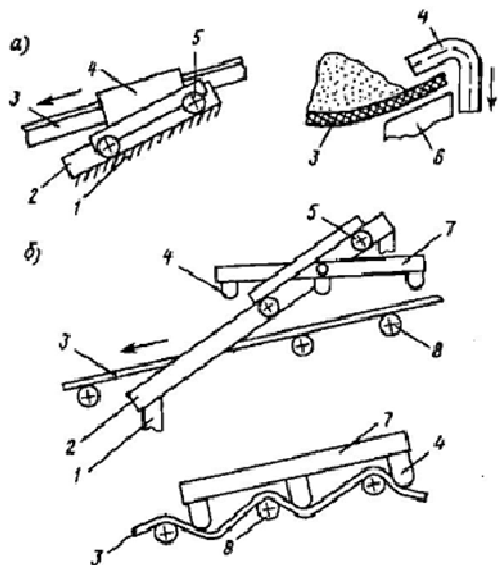


Рис. 3. Клиновые ловители

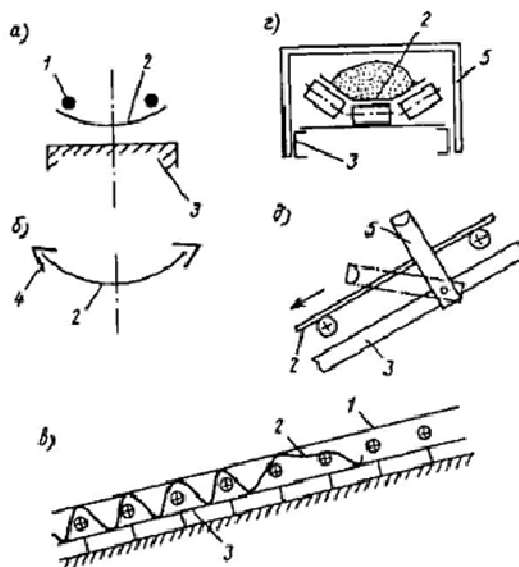


Рис. 4. Туннельные ловители

Проводился расчет на прочность, в котором учитывалась масса груза и сила скатывания ленты:

$$F_{СК} = q_{л} * L * \sin \beta * g \text{ [кН]}$$

$q_{л}$ – линейная масса ленты, кг/м; L – длина конвейера, м; g – постоянная, м/с²; β – угол наклона конвейера [3].

В качестве материала использовалась сталь Ст3. Допускаемое напряжение рассчитывается следующим образом: $\sigma = [\sigma] / 1,7$ МПа, где 1,7 – коэффициент запаса для углеродистой стали; $[\sigma]$ - предел прочности, МПа.

Под приложенными нагрузками коэффициент запаса составляет 14 единиц *Рис.5.*

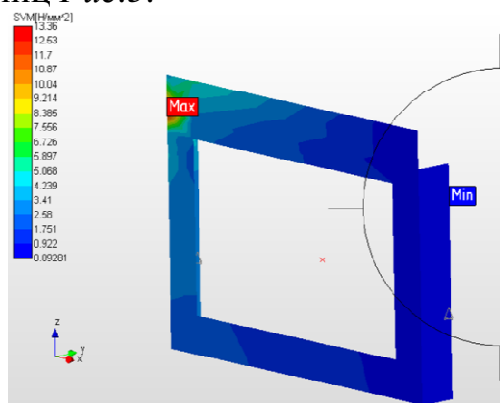


Рис. 5. Карта результатов рамочного ловителя ленты

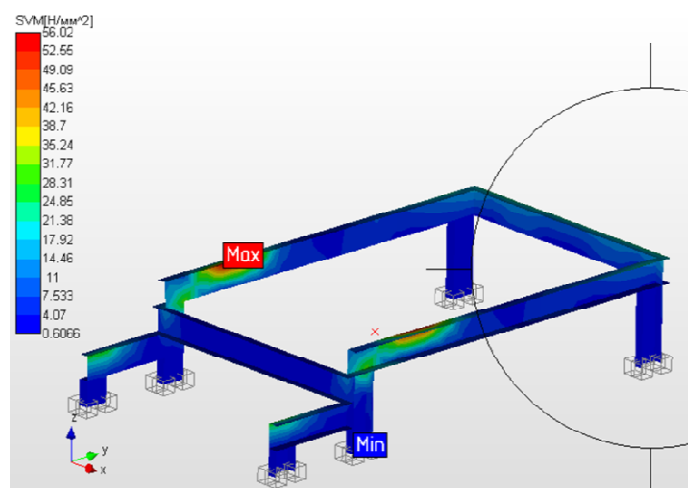


Рис. 6. Карта результатов первого варианта сварной рамы

В связи со сложностью проходки при монтаже сварной рамы приводного барабана необходимо было ее корректировать по месту. Потому встал вопрос о прочностных характеристиках новой конструкции.

Был рассчитан первый вариант рамы. Нагрузками, учитываемыми при прочностном расчете являлись:

- статические нагрузки (массы грузов):

$$F = m * g \text{ [кН]}$$

m – масса, кг.

- динамические нагрузки:

$$F = \frac{M_{дв}}{l} = \frac{P_{дв}}{\omega_{дв} * l} \text{ [МПа]}$$

$M_{дв}$ – крутящий момент двигателя, Н·м; l – плечо, м; $P_{дв}$ – мощность двигателя, кВт; $\omega_{дв}$ – частота вращения двигателя, рад/с.

Коэффициент запаса равен 3,76 *Рис.6*. Результаты округлены до двух знаков после запятой, потому что после уменьшения массы рамы на 30%, коэффициент запаса стал равным 3,70 *Рис.7*.

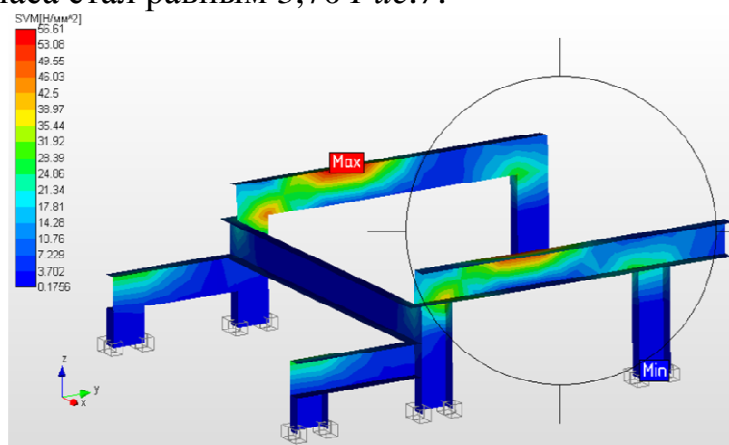


Рис. 7. Карта результатов второго варианта сварной рамы.

В качестве вывода можно отметить:

- 1) фирма производитель могла уменьшить металлоемкость рамы;
- 2) спуск цельной рамы не выходил бы за рамки правил безопасности.

Список литературы

1. Лагунова Ю.А. Проектирование обогатительных машин. Учебник. Екатеринбург, 2009. Изд-во УГГУ, 329 с.
2. Тарасов Ю.Д. Тормозные и улавливающие устройства ленточных конвейеров. – Санкт-Петербург: Изд-во «Политехника», 1999. – 148с.
3. Зеленский О.В., Петров А.С. Справочник по проектированию ленточных конвейеров. – М.: «Недра», 1986. – 223с.

УДК 622.273:622.742

РАЗРАБОТКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОМПЛЕКСА ДЛЯ СУХОЙ ОЧИСТКИ ИЗВЕСТНЯКА ОТ ГЛИНИСТЫХ ВКЛЮЧЕНИЙ

Юдин А.В., проф., д-р. техн. наук, **Шестаков В.С.**, проф., канд. техн. наук
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

Представлены результаты работы, выполненной специалистами УГГУ для Чаньвинского карьера (Пермский край). Для этого карьера решалась проблема снижения потерь полезного ископаемого на всех стадиях технологического процесса. В горном массиве известняком имеются многочисленные глинистые тела и зоны с различным содержанием глины и закарстованности. Операции по очистке известняка от глинистых включений выделены из процессов дробильно-сортировочного комплекса и выполняются на специальном комплексе в карьере. Технология очистки осуществляется на основе вибропроцессов, способом сухого двухстадийного разделения взорванной ГМ.

Ключевые слова: карьер, технология, очистка, полезные ископаемые, закарстованность, известняк, глина, разделение, вибропроцесс.

DEVELOPMENT AND RESULTS OF OPERATION OF THE COMPLEX FOR DRY CLEANING OF LIMESTONE FROM CLAY INCLUSIONS

Yudin A.V, Shestakov V.S

The results of the work performed by the specialists of the USMU for the Ch'avinsky quarry (Perm region) are presented. For this career, the problem of reducing losses of minerals at all stages of the technological process was solved. In the mountain massif limestone there are numerous clayey bodies and zones with different clay content and karst formation. Operations to clean limestone from clay inclusions are separated from the processes of a crushing and sorting complex and are performed on a special complex in a quarry. The purification technology is carried out on the basis of vibrating processes, a method of dry two-stage separation of the blasted GM.

Keywords: quarry, technology, cleaning, minerals, overkarstovannost, limestone, clay, separation, vibration process.

Еще в начале 90-х годов нами сформулирована концепция о совершенствовании технологии отработки закарстованных месторождений путем введения сухого способа разделения заглиненной горной массы в непосредственных границах карьерного поля или на отвале, используя 2-х, 3-х стадийный комплекс очистки известняка (КОИ). Именно на Чаньвинском карьере такая технология и КОИ были введены и получены положительные результаты.

Развитие сырьевой базы отрасли содового производства сталкивается с серьезными проблемами при добыче и первичной переработке карбонатного сырья. Среди множества проблем к числу острейших относятся проблемы, связанные с рациональным использованием недр, продлением срока службы, снижением потерь полезного ископаемого на всех стадиях технологического процесса. Источником этих проблем на горных предприятиях являются следующие основные причины: дефицит информации о структуре, геологических особенностях залегания и о свойствах добываемого сырья, неэффективная технология добычи и переработки сырья.

С точки зрения остроты проблем, возникающих при эксплуатации, Чаньвинский карьер известняков можно определить в качестве примера, в котором эти проблемы проявляются наиболее наглядно. Практика освоения месторождения показала, что в горном массиве известняком имеются многочисленные глинистые тела и зоны с различным содержанием глины и закарстованности.

Годы эксплуатации показали, что заложенный в проекте метод кондиционного известняка 0,7-0,79 на практике не подтвердился, фактически суммарный объем добычи известняка на 40 % ниже предусмотренного проектом, а объемы скальной вскрыши выросли в 4,5-5 раз, только половину плановых запасов удается направить на дробильно-сортировочный комплекс (ДСК) для дальнейшей подготовки карбонатного сырья.

Цель исследований - разработка технологии и технических решений карьерного оборудования на основе сухого способа разделения закарстованных известняков средствами вибропроцессов, в совокупности направленных на повышение выхода кондиционного сырья и продления срока службы месторождения.

Сформулированы следующие задачи:

- выполнить анализ фракционного состава взорванной ГМ и определить характеристики, оказывающие влияние на процесс разделения ее в карьере;
- на основе достоверной информации о составе ГМ разработать технологическую схему обработки месторождения с введением комплекса очистки известняка на основе сухого способа разделения ГМ средствами вибропроцессов,
- выполнить экспериментальные исследования вибропроцессов при разделении заглиненной ГМ;
- разработать схемы цепей аппаратов комплекса очистки известняка на основе отечественного и зарубежного оборудования, и определить сравнительные характеристики;
- разработать технические решения и проектную документацию на промышленную установку комплекса для Чаньвинского карьера;

На эффективность разделения ГМ и транспортных операций оказывают влияние свойства материала: фракционный состав, наибольший размер перерабатываемого куска, насыпная плотность ГМ, влажность материала, количество глинистых включений, угол естественного откоса и др. свойства.

Предпосылкой для разработки новой технологии послужили результаты исследования состава взорванной ГМ. Было установлено, что 85 % глины входит в состав ГМ крупностью от 0,0 до 0,3. Объем фракций известняка 0,0-0,3 м вместе с глиной составляет, в среднем, 40 % от общего объема. Поэтому, если заглиненную ГМ разделить по классам $\pm 0,3$ и $\pm 0,1$ м, то

можно существенно повысить выход кондиционных фракций сырья. Фракции +0,3 и 0,2-0,3 в этом случае являются кондиционным сырьем.

На рис. 1 показано распределение грансостава взорванной ГМ. Закономерности показывают, что в различных карьерах выход фракций от 0,0 до 0,1 м в среднем составляет 40 %, от 0,0 до 0,2 м - до 55 %, от 0,0 до 0,3 до 68-70 %.

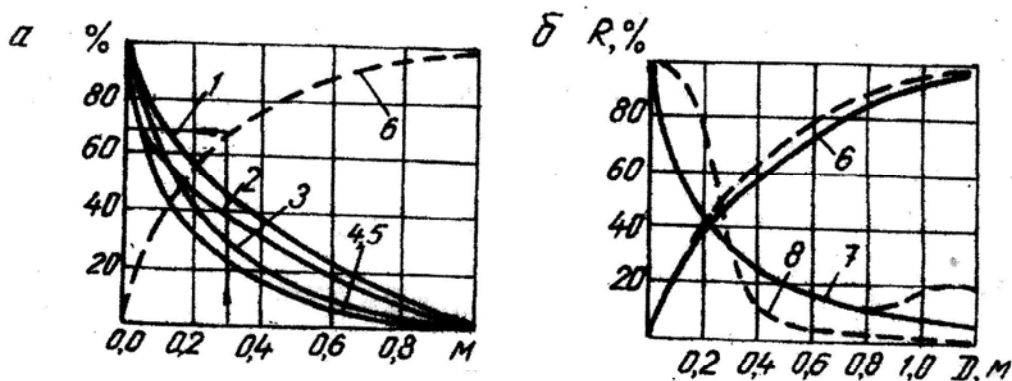


Рис. 1. Гранулометрический состав взорванной ГМ на карьерах карбонатного сырья:
a – на некоторых карьерах; *б* – на Чаньвинском карьере
 1 – Полотнянозаводский карьер; 2 – Рождественский; 3 – Сокский; 4 и 5 – Жириновский и Вяо;
 6 – усредненная интегральная характеристика; 7 – Чаньвинский карьер; 8 – фракционный состав
 и выход глинистых включений

Нами предложена технология - выполнить разделение взорванной ГМ в карьере на фракции $\pm 0,3$ м (1-я стадия разделения), на фракции $\pm 0,1$ м (2-я стадия разделения). Фракции крупностью 0,1-1,2 м с содержанием глины 4 % отгрузить на ДСК, фракции крупностью до 0,1 м с содержанием глины до 25 % отгрузить в отвал.

Отличие новой технологии заключается в том, что операции по разделению (очистке) известняка и глинистых включений выделены из процессов дробильно-сортировочного комплекса и выполняются на специальном комплексе в карьере. Технология очистки осуществляется на основе вибропроцессов, способом сухого двухстадийного разделения взорванной ГМ. Разработана технологическая схема процессов, включающая комплекс очистки известняка (КОИ).

В основу способа сухой очистки известняка от глины на УПО заложен процесс виброразделения ГМ на сверхтяжелом вибропитателе-грохоте ГПТ – машине нового поколения с совмещенными технологическими функциями. Она заменяет собой отдельностоящие пластинчатый питатель и грохот. Такие машины обладают высокой эффективностью разделения за счет открытой щели грохотильной секции, снижают инвестиционные вложения, обладают небольшой энергоемкостью и высокой производительностью.

Основным исполнительным органом УВО является инерционный грохот тяжелого типа ГИТ-51М. Проект реконструкции грохота выполнен специалистами УГГУ, заменена просеивающая поверхность. Начиная с 2011 года КОИ находится в промышленной эксплуатации.

Следует отметить особо грузопоток фракций 0-100 мм, поступающий с КОИ в отвал. Исследования показали, что объем фракций 0-100 мм составляет до 57 % от общего объема подгροхотных фракций в результате 2-ой стадии очистки.

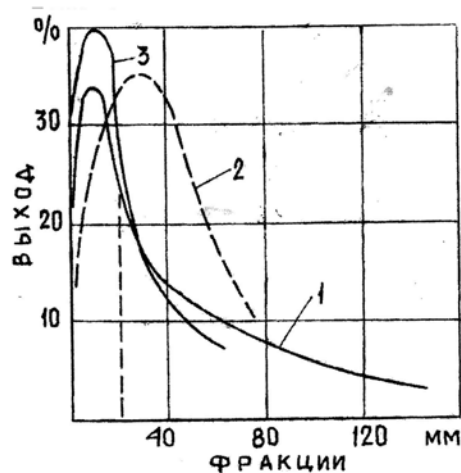


Рис. 2. Распределение выход фракций:
 1 – после 2-й стадии на КОИ;
 2 – на грохоте в цехе крупного дробления; 3 – глинистые фракции в отходах ДСК

На рис. 2 приведены графики распределений выхода подгροхотных фракций в результате разделения заглиненной ГМ в процессах КОИ и ДСК. Кривая 1 описывает распределение выхода фракций после второй стадии очистки на КОИ по границе ± 100 мм. Из графика видно, что выход фракций 0-20 мм вместе с глиной составляет более 30 %, выход фракций 20-40 мм в среднем составляет 17 %, а среднее суммарное содержание фракций 0-40 мм - более 52 %. Результаты определенно указывают на целесообразность введения третьей стадии очистки известняка на фракции ± 40 мм.

Заклучение. На карбонатном карьере впервые в отечественной практике применена технология сухой очистки сырья от глины. Доказано, что такой способ применим при разделении горной массы с содержанием глинистых включений до 25-30 % и с выходом кондиционного сырья до 70 %. Эффективность КОИ может быть повышена за счет введения 3-ей стадии разделения горной массы на фракции ± 40 мм.

Список литературы

1. Юдин А.В. Новая концепция отработки закарстованных месторождений. *Modenu Vymorenodti Vedy – 2013 Dil 77/ Technicke Vedy: Praha.*
2. Юдин А.В., Шестаков В.С. Выбор оборудования и оценка схем мобильных карьерных комплексов при отработке закарстованных месторождений// Известия ВУЗов. Горный журнал, № 1, 2017, с. 92-100.
3. Юдин А.В., Шестаков В.С. Разработка, выбор оборудования и оценка схем карьерных комплексов для сухой очистки сырья от глинистых включений// Известия ВУЗов. Горный журнал. 2017. № 3. С. 73-82.

МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ОБОГАТИТЕЛЬНЫХ ФАБРИК

***Чтоб из масс,
«N-содержащих»,
Зёрна ценные извлечь,
В цепь событий предстоящих
Труд машин сих должен лечь!***

Доц. П.А. Жиганов

УДК 622.235

ПРОЦЕСС РАЗГОНА ЧАСТИЦ В СТРУЙНОЙ МЕЛЬНИЦЕ

Бараковских Д.С.¹, асп., Шишкин С.Ф.¹, доц., Фролов С.Г.², проф.

¹Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина,
г. Екатеринбург,

² «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

Рассматривается процесс разгона двухфазного потока в разгонной трубке струйной мельницы. Приведена система уравнений, позволяющая, в зависимости от давления в начале разгонной трубки и расхода газа, определить основные параметры процесса разгона: скорость и концентрацию твердых частиц, определить диаметр и длину разгонной трубки.

Ключевые слова: струйная мельница, разгонная трубка, уравнение движения, двухфазный поток, начальное давление, скорость частиц.

PROCESS ACCELERATION OF PARTICLES IN A JET MILL

Barakovskikh D.S., Shishkin S.F., Frolov S.G.

The process of dispersal of a two-phase flow in the accelerating tube of a jet mill is considered. A system of equations is given that, depending on the pressure at the beginning of the accelerating tube and the gas flow, determine the main parameters of the acceleration process: the velocity and concentration of solid particles, determine the diameter and length of the accelerating tube.

Keywords: jet mill, accelerating tube, equation of motion, two-phase flow, initial pressure, particle velocity.

Процесс разгона твердых частиц имеет определяющее значение при измельчении дисперсных материалов в струйной мельнице. Он рассмотрен во многих работах [1, 2, 5]. В одних работах не учитывают расходную концентрацию и насыпную плотность материалов [1, 5]. В других принимается допущение, что газ несжимаемый и его плотность не меняется по длине разгонной трубки [2].

Для рассмотрения процесса разгона двухфазного потока, учитывающего концентрацию и свойства материалов, изменение плотности газа по длине разгонной трубки и граничные условия, принимаются следующие допущения:

1. Задача одномерная, рассматриваются осредненные по сечению разгонной трубки параметры двухфазного потока.

2. Газ и частицы имеют одинаковую температуру, теплообмена с окружающей средой не происходит. Течение газа адиабатическое с трением.

3. Частицы имеют одинаковый размер (монофракция) и взаимодействием частиц между собой можно пренебречь.

4. Концентрация частиц ограничена $\mu=0,5-10$ кг/кг, поэтому уменьшением поперечного сечения трубки, за счет перекрытия сечения частицами, можно пренебречь.

5. При выводе уравнения движения частицы на горизонтальном участке трубы силой тяжести, действующей на частицу, пренебрегаем т.к. она на несколько порядков меньше силы сопротивления.

С учетом принятых допущений уравнение движения газа в разгонной трубке постоянного сечения примет вид [4-6]:

$$\frac{d\lambda}{dz} = \zeta \frac{k}{k+1} \left[1 + \frac{\mu}{k} K \right] \frac{\lambda^3}{1-\lambda^2}, \quad (1)$$

где λ – приведенная скорость воздушного потока, $\lambda=w/a_k$; k – показатель адиабаты; ζ – коэффициент трения газа в трубопроводе; μ – расходная концентрация материала, кг/кг; относительная координата $z=x/D$; x – текущая координата сечения, м; D – диаметр разгонной трубки, м; K определяется выражением [5]:

$$K(\lambda, j) = \frac{3 C_x (1-j)^2 \rho D}{4 \zeta j \rho_t r}, \quad (2)$$

где j – относительная скорость движения частицы, $j = u/w$; C_x – коэффициент сопротивления частиц, $C_x=f(Re_c)$; ρ_t – плотность частиц, кг/м³; ρ – плотность воздушного потока, $\rho=f(\lambda)$, кг/м³; r – радиус частиц, м; u и w – скорость потока частиц и газа соответственно, м/с.

При $\mu=0$ из (1) получаем хорошо известное уравнение движение сжимаемого газа по трубе при наличии трения [4].

При переходе к переменным λ и j выводится уравнение движения частиц в разгонной трубке [5]:

$$\frac{dj}{dz} = \frac{1}{2} \zeta K - \frac{j}{\lambda} \frac{d\lambda}{dz}. \quad (3)$$

Таким образом, уравнения (1) и (3) образуют систему нелинейных обыкновенных дифференциальных уравнений. Чтобы определить параметры газа и частиц по длине разгонной трубки необходимо решить данную систему на участке $0 \leq z \leq L/D$, где L – длина разгонной трубки, м. При заданном расходе сжатого воздуха G , неизвестны параметры сжатого воздуха в начальном сечении. Для их определения необходимо сначала найти приведенную скорость λ_1 . Тогда с помощью газодинамических функций можно определить остальные параметры газа – давление, плотность и температуру. В данном случае приведенную скорость λ_1 можно найти численным методом, задав расходе сжатого воздуха G и решая систему уравнений методом Рунге-Кутты для граничных условий $j(0)=j_1$, $\lambda(L/D)=\lambda_2$, $P(\lambda_2)=P(L/D)=P_a$.

Порозность неподвижного слоя по зависимости $\varepsilon_0=1-\rho_n/\rho_t$. Плотность ρ_n насыпной массы и плотность ρ_t твердых частиц определяются экспериментально для конкретного материала. Порозность слоя в начале подвижности (ожижения) можно принять по известной зависимости $\varepsilon_k=1,2\varepsilon_0$. Плотность ρ , статическое давление p , полное давление P , и температура газа T определяется с помощью газодинамических функций $u(\lambda)$, $\pi(\lambda)$, $\tau(\lambda)$.

Используя уравнение неразрывности для сплошной и твердой фаз можно получить следующее соотношение, справедливое для произвольного сечения разгонной трубки

$$\frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon} = \frac{\rho \mu}{\rho_t j} = \frac{P}{RT\rho_t} \frac{\mu}{j}. \quad (4)$$

Плотности двухфазного потока $\rho_{\text{дф}}$ в произвольном сечении трубы определяется по зависимости

$$\rho_{\text{дф}} = \frac{G + G_t}{F}, \quad (5)$$

где $\rho_{\text{дф}}$ – плотность двухфазного потока, кг/(с·м²).

Совместное решение приведенных уравнений позволяет получить зависимости от безразмерной длины z разгонной трубки для следующих параметров двухфазного потока: скорость воздуха $w_i(z_i)$ и частиц $u_i(z_i)$, температура $T_i(z_i)$, давление $P_i(z_i)$, плотность $\rho_i(z_i)$ и вязкость $\eta_i(z_i)$ воздуха, порозность $\varepsilon_i(z_i)$, локальную концентрацию $\mu_{ii}(z_i)$, относительную скорость частицы $j(z)$, приведенную скорость потока $\lambda(z)$.

Анализ данной модели, что одним из главных факторов разгона твердых частиц являются давление в начале разгонной трубки P_n и расход газа. В работе [7] рассматривалось влияние давления на разгон двухфазного потока. Показана зависимость плотности двухфазного потока от давления в начале разгонной трубки. Эта зависимость носит унитарный характер при различных концентрациях материала и различных диаметрах сопла.

Для экспериментальной проверки адекватности предложенной методики использовался эжектор струйной мельницы (рис. 1), в котором измерялось давление в начальном сечении разгонной трубки. Экспериментальное значение давления в начале разгонной трубки $P_{n,\text{экс}}$ сравнивалось с расчетным давлением $P_{n,\text{рас}}$, по предложенной модели.

Схема экспериментальной установки включает в себя: бункер исходного материала 1, сверхзвуковое сопло 2, разгонную трубку 3, импульсные трубки 4 для отбора статического давления, камеру смешения 5. Установка имеет следующие геометрические параметры: длина разгонной трубки $L=500$ мм, диаметр разгонной трубки $D=15$ мм, диаметр сверхзвукового сопла $d_s=6$ мм. Давление торможения перед соплом изменялось в пределах $P_0=0,5-5$ ата. Эжектор находился под завалом, и расходная концентрация по материалу μ устанавливалась самопроизвольно, в зависимости от давления перед соплом. Коэффициент эжекции равен нулю, т.к. бункер с материалом герметичен, поэтому расход воздуха в разгонной трубке будет равен расходу воздуха через сопло.

В качестве дисперсного материала использовался кварцевый песок с плотностью $\rho_t=2650$ кг/м³, насыпной плотностью $\rho_n=1600$ кг/м³ и средним размером частиц $d_c=334$ мкм. Статическое давление измерялось

микропроцессорным датчиком избыточного давления Метран-100 ДИ и записывалось в режиме реального времени на ПЭВМ.

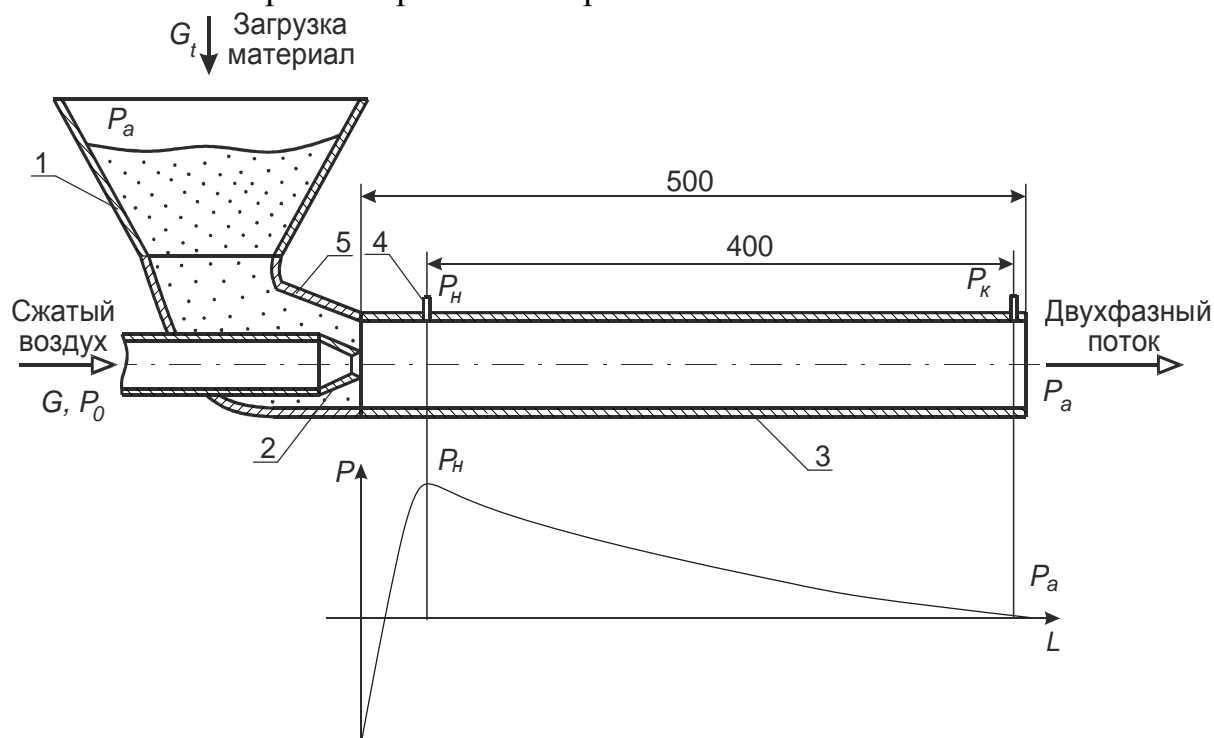


Рис. 1. Схема эжектора струйной мельницы с графиком распределения давления по длине разгонной трубки

В таблице 1 приведены экспериментальные данные рабочих параметров эжектора при разном давлении торможения, а также сравнение расчетных и опытных значений статического давления в начале разгонной трубки.

Представленные данные свидетельствуют об адекватности предложенной математической модели, точность которой позволяет применять ее для инженерных расчетов. Из полученных данных следует, что для обеспечения максимальной плотности двухфазного потока необходимо обеспечить максимальное давление в начале разгонной трубки.

Полученная система уравнений, описывает процесс разгона двухфазного потока в струйной мельнице в рамках одномерной модели. Данный метод учитывает расходную концентрацию материала, сжимаемость воздушного потока, давления в начале и на срезе разгонной трубки, расход газа. Расчетные и экспериментальные данные подтвердили унитарный характер зависимости плотности двухфазного потока от начального давления.

Предложенный метод позволяет рассчитать основные параметры двухфазного потока, выбрать необходимые длину и диаметр разгонной трубки при проектировании струйных мельниц.

Таблица 1

Экспериментальные данные рабочих параметров эжектора

№	P_0 , ати	G , кг/с	Gt , кг/с	μ , кг/кг	$\rho_{дф}$, кг/(с*м ²)	$P_{н.экс}$, ата	$P_{н.рас}$, ата
1	0.5	0.0095	0.0286	3.020	215.215	1.012	1.019
2	1.0	0.0132	0.0303	2.298	246.096	1.030	1.030
3	1.5	0.0165	0.0303	1.839	264.750	1.041	1.042
4	2.0	0.0198	0.0323	1.631	294.467	1.061	1.056
5	2.5	0.0231	0.0333	1.445	319.205	1.083	1.073
6	3.0	0.0264	0.0333	1.264	337.859	1.107	1.091
7	3.5	0.0297	0.0357	1.204	369.987	1.121	1.114
8	4.0	0.0330	0.0370	1.124	396.126	1.169	1.140
9	4.5	0.0363	0.0357	0.985	407.295	1.189	1.164
10	5.0	0.0396	0.0370	0.936	433.434	1.199	1.197

Список литературы

1. Витушкин В.В., Каретников Г.К., Овчинников В.М., Прохоров В.Н., Сутырин И.А. Исследование разгона частиц твердого материала в пневмоструйных измельчителях // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». 2004. №4. С. 43–56.
2. Акунов В.И. Струйные мельницы. М.: Машиностроение, 1967. 263 с.
3. Медников Е.П. Турбулентный перенос и осаждение аэрозолей. М.: Наука, 1980. – 176 с.
4. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. М.: Наука, 1991г. 600 с.
5. Бараковских Д.С., Шишкин С.Ф., Шишкин А.С. Движение частиц в разгонной трубке струйной мельницы // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова 2017. №5. С.82-88.
6. Шишкин С.Ф., Гаврилюк Д.Н. Расчет процесса пневмотранспорта дисперсного материала с помощью газодинамических функций / Механика и процессы управления: труды XXXIV Уральского семинара. 2004 г., Екатеринбург // РАН, Урал. отделение проблем машиностроения, механики и процессов управления, ВАК, Мин. Обр. и науки РФ, Государственный ракетный центр «КБ им. В.П. Макеева 2004. С. 198-204.
7. Шишкин С.Ф., Шишкин А.С. Процесс эжектирования твердых частиц в струйной мельнице / Физико-химия и технология оксидно-силикатных материалов: материалы междунар. науч.-техн. конф. Екатеринбург, 17-19 февр. 2000 г. // Урал. гос. техн. ун-т, Урал. отд-ние Ассоц. строит. вузов РФ. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2000. С. 230-233.

УДК 622.7
ОБЗОР И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ КОНУСНЫХ
ДРОБИЛОК, РАЗРУШАЮЩИХ ГОРНУЮ ПОРОДУ «В СЛОЕ»

Бочков В.С., доц., **Лагунова Ю.А.,** проф.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

Приведены конструктивные особенности конусных дробилок работающих по технологии разрушения материала «в слое». Описано силовое взаимодействие между кусками материала при дроблении «в слое» в конусной дробилке. Определен основной недостаток дробления горных пород «в слое». Проведен обзор выпускаемых конусных дробилок осуществляющих дробление «в слое». Выявлены основные пути модернизации конусных дробилок для более эффективного дробления различных горных пород.

***Ключевые слова:** энергоемкость, конусная дробилка, дробление «в слое», степень дробления, отсев.*

OVERVIEW AND PROSPECTS OF DEVELOPMENT OF CONE
CRUSHERS DESTRUCTIVE ROCK “IN LAYER”

Bochkov V.S., Lagunova Yu.A.

The design features of cone crushers working on the technology of destruction of the material "in layer". The force interaction between pieces of material during crushing "in the layer" in the cone crusher is described. The main disadvantage of rock crushing "in layer" is determined. The review of produced cone crushers engaged in crushing "in layer". The main ways of modernization of cone crushers for more efficient crushing of various rocks are revealed.

***Keywords:** energy intensity, cone crusher, crushing "in layer", the degree of crushing, screening.*

В связи с постоянным увеличением доли трудноизвлекаемых и крепких пород в структуре добычи полезных ископаемых возникает проблема возрастающей энергоемкости, а соответственно, и стоимости процесса дробления. Для решения этой проблемы существует множество подходов, как конструкторских (изменение профиля футеровки дробилки), так и технологических (подбор оптимальных режимов работы). Также получили развитие конусные дробилки, в которых реализуется так называемое дробление «в слое».

Для обеспечения такого режима дробления угол наклона камеры дробления к горизонтали существенно уменьшают, что снижает скорость продвижения дробимого материала, при этом на входе в камеру дробления создаётся и поддерживается «шапка», обеспечивающая своим давлением вытеснение раздробленной порции материала и одновременную загрузку новой (рис. 1).

Преимуществом дробления «в слое» («кусок о кусок»), перед традиционными технологиями («кусок о броню»), является то, что на отдельные куски породы действуют сразу несколько сил (рис. 2), что, в свою очередь, ведет к более интенсивному и «глубокому» дроблению (в т.ч. и на микроуровне [1]), особенно при наличии разноразмерных кусков горной породы [2], что позволяет получать большую степень дробления, при меньших энергозатратах [2].

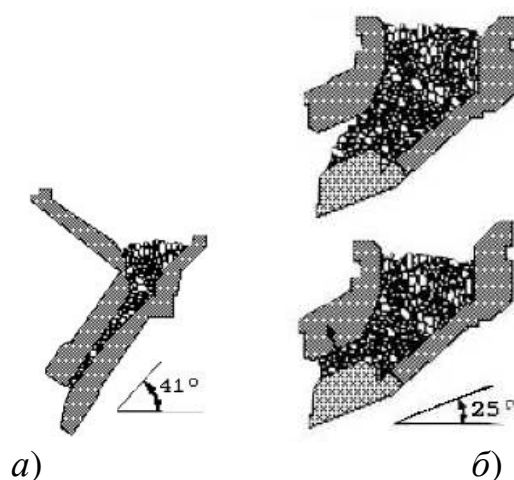


Рис. 1. Схемы дробления «кусочок о бронь» (а) и «в слое» (б)

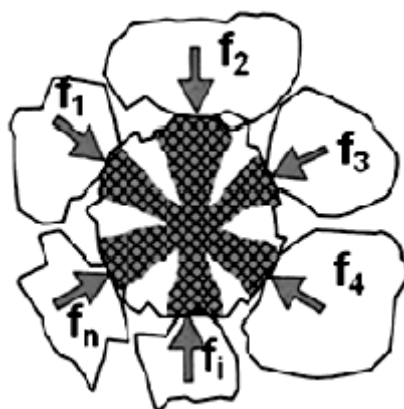


Рис. 2. Силовое взаимодействие при дроблении «в слое» в валковой дробилке [3]

На горно-обогатительных фабриках РФ и ближнего зарубежья технология дробления «в слое» применяется достаточно редко, ввиду того, что на современном этапе развития промышленные дробилки, работающие по этой технологии, выдают большой процент отсева (от 30 до 40 %), при том, что традиционные способы дробления от 16 до 22 %. В основном технология дробления в слое, в настоящее время находит применение при производстве нерудных материалов (например, щебня [4]) при условии подбора качественных сортировочных установок и использовании замкнутого цикла дробления. Применение дробления «в слое» в горной промышленности сдерживается недостаточной надёжностью конструкции выпускаемых дробилок и малой их производительностью.

Рассмотрим основные типы выпускаемых дробилок, осуществляющие дробление в слое:

- НПК «Механобр-техника» [4, 5, 6] создана конусная безэксцентриковая инерционная дробилка КИД (рис. 3), на которой с помощью регулируемого дебалансного вибровозбудителя реализован вибрационный способ разрушения материалов в слое, позволяющий

значительно снизить энергозатраты на дезинтеграцию. При лабораторных испытаниях конусной инерционной дробилки КИД-300 отмечено, что степень дробления зависит от частоты силового воздействия. При частоте силового воздействия на породу 200 раз/минуту (что соответствует частоте колебаний традиционных конусных дробилок) степень дробления не превышала 3-4 единицы, а при частоте силового воздействия 1500 раз/минуту степень дробления достигала 40 единиц. Дробилки КИД применяются на последней стадии дробления и в настоящее время уже с успехом эксплуатируются многими щебеночными заводами Карелии, Воронежской, Оренбургской, Московской и др. областей, но имеют малую производительность;

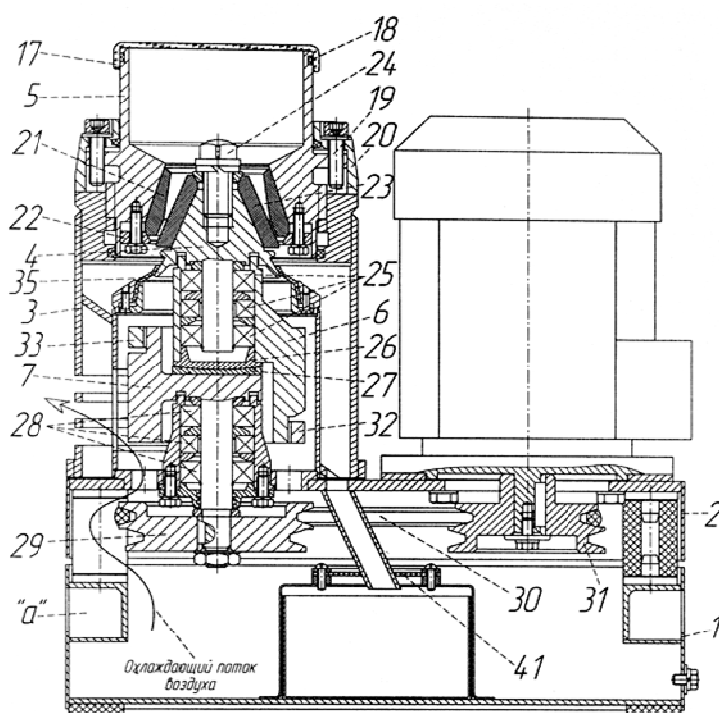


Рис. 3. Общий вид дробилки серии КИД: 1 – основание; 2 – опора; 3 – корпус; 4 – конус дробящий; 5 – чаша; 6 – дебаланс ведомый; 7 – дебаланс ведущий; 8 – электродвигатель; 9 – амортизатор; 10 – лоток; 11 – панель управления; 12 – амортизатор; 13 – разгрузочное отверстие; 14 – отверстия в опоре; 15 – отверстия во внутреннем цилиндре; 16 – отверстия в наружном цилиндре; 17 – крышка; 18 – прокладка; 19 – винт стопорный; 20 – крышка упорная; 21 – футеровка наружная; 22 – кольцо натяжное; 23 – футеровка внутренняя; 24 – болт; 25 – подшипники; 26 – пята; 27 – подпятник; 28 – подшипники; 29 – шкив ведомый; 30 – ремень; 31 – шкив ведущий; 32,33 – ограничительное кольцо; 34 – демпфер; 35 – уплотнение; 36,37 – отверстия; 38,39 – разгрузочные течки; 40 – прокладка; 41 – уплотнение; 42 – риска корпуса; 43 – риски крышки; 44 – болт; 45 – планка; 46 – болт заземления

- ПАО «Уралмаш» производит конусные дробилки КМД-1750Т7 и КМД-2200Т7 [5, 6], конструкция рабочих камер которых выполнена таким образом, чтобы обеспечивать дробление в стесненных условиях, т. е. когда куски породы дробят сами себя в момент сжатия. Чтобы обеспечивалось

такое дробление, камера должна быть заполнена материалом, т. е. дробилка постоянно работает «под завалом». Для контроля режима загрузки применяются датчики, а также желательна установка небольших бункеров-накопителей прямо над приемным отверстием дробилки;

- центробежные (отражательные) дробилки (рис.4) также реализуют способ дробления «в слое». Центробежные (по западной классификации VSI) дробилки используются в горно-перерабатывающих отраслях для измельчения в сухую, как рудных, так и нерудных материалов. Широкое применение они нашли при производстве высококачественного щебня и искусственного песка, ввиду исключения в продукте «лещадности», имеют малую массу, но также имеют недостатки, к которым относится шум, пылеобразование, переизмельчение материала и обязательное требование горизонтальности при установке и поддержания этой горизонтальности в процессе эксплуатации дробилки [6];

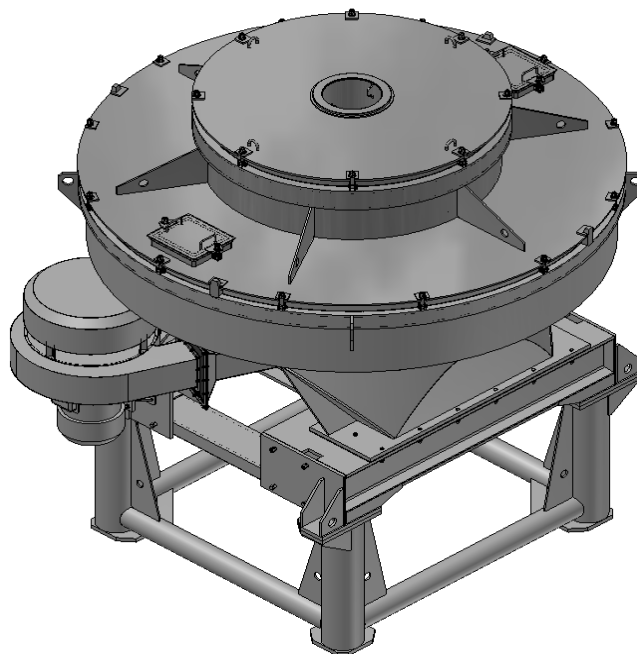


Рис. 4. 3D модель дробилки

- принцип дробления «в слое» применяется в конусных дробилках ведущих мировых производителей уже не один год [7]. Такие дробилки выпускают фирмы Sandvik Rock Processing (дробилки серии Hydrocone) и Metso Minerals (дробилки серий HP, MP и GP).

Из проведенного обзора можно сделать следующий вывод, что в настоящее время дробилки реализующие дробление «в слое» активно применяются при дроблении щебня, использование же такого рода дробилок в горной промышленности сдерживается большим (30...40 %) процентом отсева при дроблении, что снижает эффективность и рентабельность применения дробления «в слое». Поэтому перспективной задачей является разработка технологических решений по уменьшению процента отсева, например, путем создания новых конструкций футеровок в сочетании с вибрационным воздействием, позволяющим равномерно перемешивать измельчаемый материал в процессе дробления, что, в свою очередь, позволит увеличить равномерность дробления по крупности.

Список литературы

1. Газалеева Г.И. Механизм разрушения горных пород в процессе дробления материала «в слое» /Газалеева Г.И. / Известия высших учебных заведений. Горный журнал. 2014. № 5. С. 95-100.
2. Лагунова Ю.А. Интенсификация процессов дезинтеграции горных пород при рудоподготовке / Лагунова Ю.А. /Горный информационно-аналитический бюллетень. 2005. № 12. С. 223-229.
3. Федотов П.К. Численное моделирование процесса дробления породы в слое между прокатными валками под давлением / Федотов П.К., Пыхалов А.А. / Журнал «Современные технологии. Системный анализ. Моделирование», №3 (35) 2012, с. 21-26.
4. Вайсберг Л.А. Новые технологии производства высококачественного кубовидного щебня мелких фракций / Вайсберг Л.А., Шуляков А.Д., Орлов С.Л., Спиридонов П.А., Далатказин А.А. / Журнал "Горная Промышленность" №3 (91) 2010, с. 10-13.
5. Перельгин В. Получение кубовидного щебня на отечественном оборудовании [Электронный ресурс] / Перельгин В. / Журнал «Основные средства», № 12, 2007. Режим доступа: <https://os1.ru/article/6606-poluchenie-kubovidnogo-shchebnya-na-otechestvennom-oborudovanii>.
6. Лагунова Ю.А., Вознюк Я.Ю. Опыт эксплуатации центробежной дробилки ДЦ-1,6 // Горное оборудование и электромеханика. - № 11. – 2010. – С. 40-44.
7. Обзор рынка дробильно-сортировочного оборудования (мобильного и стационарного) в России и на Украине [Электронный ресурс]. ИнфоМайн (исследовательская группа). Москва, 2012, 29 с. Режим доступа: http://www.infomine.ru/files/catalog/404/file_404.pdf.

УДК 622.73

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПОСЛОЙНОГО РАЗРУШЕНИЯ
ПОРОД В ВЫСОКОЧАСТОТНОЙ КОНУСНОЙ ВИБРАЦИОННОЙ
ДРОБИЛКЕ**

Габов В.В., профессор, **Романова В.С.**, аспирант
Санкт-Петербургский горный университет, г.Санкт-Петербург

Рассматриваются особенности процесса дезинтеграции породы на принципах избирательного разрушения в высокочастотных конусных вибрационных дробилках со свободно-поворотным внутренним конусом. Приведены результаты экспериментального исследования разрушения образцов породы на прессе с ограниченным силовым воздействием.

Ключевые слова: дезинтеграция, дробилка, дробление, порода

**RESEARCH OF THE PROCESS OF LAYER-BY-LAYER
DESTRUCTION OF ROCKS IN HIGH-FREQUENCY CONE
VIBRATION CRUSHER**

Gabov V.V., Romanova V.S.

Features of the process of rock disintegration on the principles of selective destruction in high-frequency cone vibratory crushers with a free-turning inner cone are considered. The results of an experimental research of the destruction of rock samples on a press with limited force are given.

Keywords: disintegration, crusher, crushing, rock

Дробление и измельчение пород представляются собой процессы разрушения под действием внешних сил. В дробильно-измельчительных аппаратах различного типа, в зависимости от физических свойств руды, реализуются следующие способы разрушения: ударом, изломом, раздавливанием, истиранием, раскалыванием [1-2]. В основе процесса разрушения лежит создание в разрушаемом объекте напряжений, превышающих предельные прочностные характеристики материала, при этом места приложения нагрузок являются случайными, вследствие чего наблюдается разрушение как по телу зерна, так и по межфазным поверхностям с излишними энергозатратами [3-4]. Анализ современных представлений о механизме разрушения пород показал, что одним из направлений дальнейшего развития и повышения эффективности конусных вибрационных дробилок и рудоподготовки является дезинтеграция на принципах избирательного послойного разрушения [5-8].

Цель работы: исследование процесса избирательного послойного разрушения единичного куска с поверхности в камере дробления высокочастотной конусной вибрационной дробилки, определение зависимости количества циклов нагружения от разрушающего усилия. Экспериментальные исследования проведены на реальных образцах с сохранением физической сущности процесса, при котором последовательное силовое воздействие направлено на локальные области образца породы [9,10].

Опыты проведены на универсальной испытательной машине Zwick/Roell Z100 (рис.1 а) с нагружением цилиндрических образцов в соответствии с разметкой (рис 1 б,в). Значений сил, приложенных через стальной индентор нагрузочного устройства к точкам разметки на образующей образца, фиксировалось в момент выколов для каждого i -го положения.

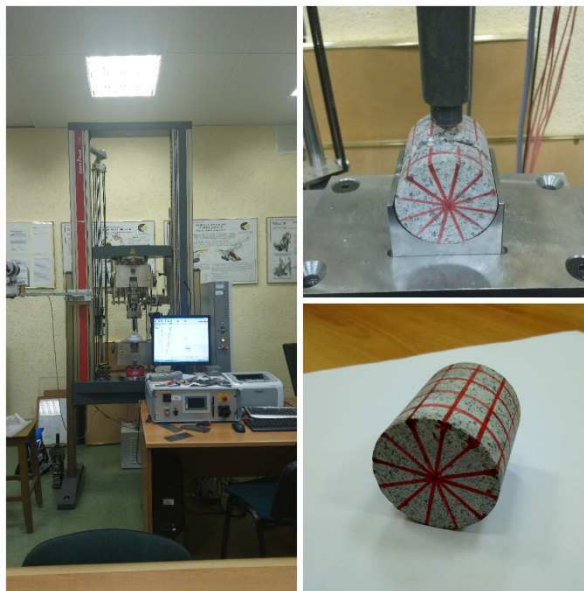


Рис.1. Универсальная испытательная машина Zwick/Roell Z100 (а) и образцы породы (б, в)

При проведении эксперимента соблюдены следующие условия:

- значение силового воздействия на образец составляло 70 % от критического значения, приводящего к его глобальному разрушению;
- силовое нагружение производилось с заданным угловым смещением α , при котором контуры выколов на поверхности образца не перекрывали друг друга;
- форма и размеры индентора, для обеспечения критических напряжений в локальной зоне, согласованы с размерами структурных зерен в дробимой породе;
- выкалывающее устройство – индентор выполнен в виде конуса с углом заточки равным 90 градусов.

На основе полученных результатов построены зависимости текущих значений сил и значений сколов от перемещения индентора при разрушении поверхностного слоя без перекрытия локальных зон выколов и с их перекрытием для каждого опыта, здесь на рис.2,3 представлены для образца № 3.

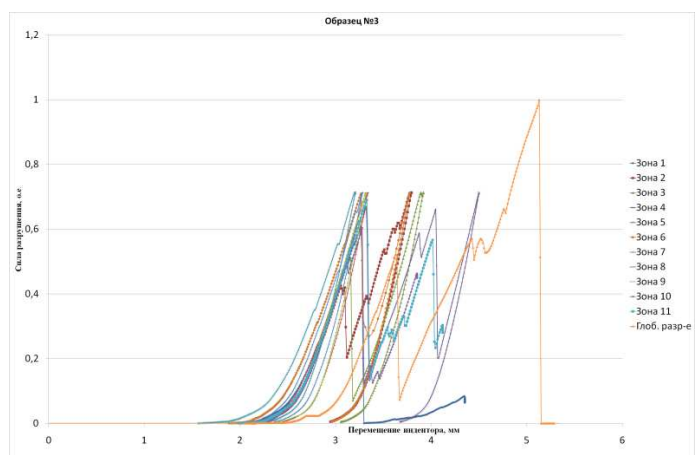


Рис.2. Зависимость усилия от перемещения индентора (разрушение поверхностного слоя без перекрытия зон)

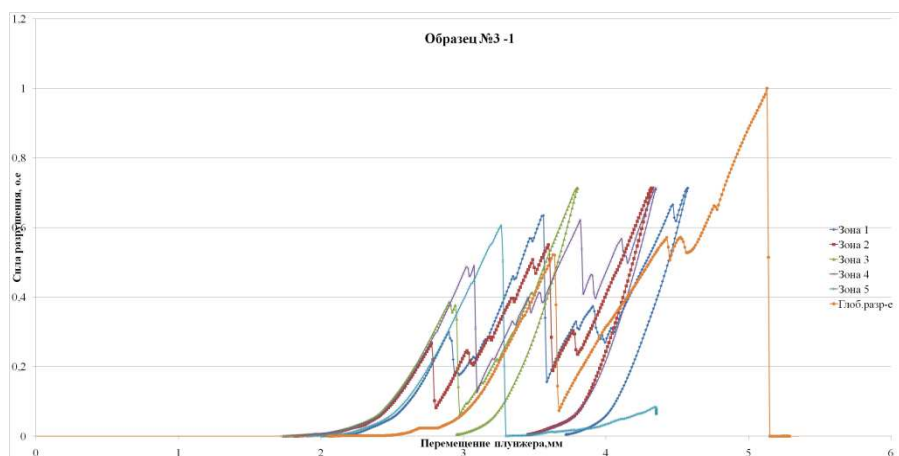


Рис.3. Зависимость усилия от перемещения индентора (разрушение поверхностного слоя с перекрытием зон)

Всем диаграммам свойственны следующие основные особенности:

- наибольшее количество мелких сколов при разрушении поверхностного слоя без перекрытия локальных зон формируется в диапазоне нагрузки 40-60% от максимального разрушающего усилия при этом форма кривой распределения сколов (рис.4а) близка к нормальному закону;

- при разрушении второго слоя сколы с поверхности образца образуются при усилии 25-30% от критического значения. Характер распределения отличается от нормального закона, что обусловлено наличием микротрещин, образованных после предыдущих силовых воздействий и приводящих к возникновению внутренних концентраций напряжений.

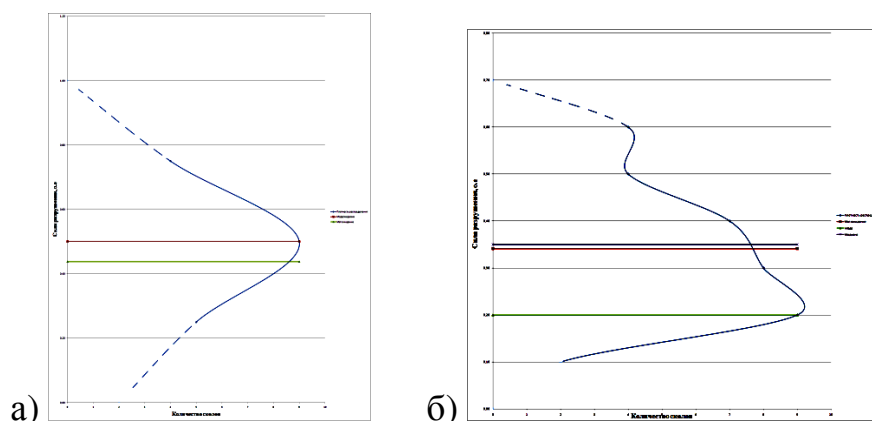


Рис.4. График плотности распределения вероятности единичных сколов при разрушении слоя: а - без перекрытия зон, б – с наложением зон друг на друга.

Результаты проведенных экспериментальных исследований могут быть использованы для создания методики выбора параметров конусных высокочастотных вибрационных дробилок с реализацией избирательного послойного разрушения.

Список литературы

- 1.Всё о горном деле. Добывающая промышленность [сайт]. URL: <http://industry-portal24.ru>
- 2.Барзуков О.П. Уточненный метод расчета перемещения материала в камере дробления конусных дробилок / О.П. Барзуков, Н.А.Иванов, Я.М.Кацман // Обогащение руд – 1983– №4. – С. 3-6.
- 3.Хопунов Э.А. Селективное разрушение минерального и техногенного сырья. – Екатеринбург: ООО «УИПЦ», 2013. – 429 с.
- 4.Ревнивцев В. И., Зарогатский Л. П. и др. Селективное разрушение минералов, М.: Недра. 1988.
- 5.S.M. Evertsson, Cone Crusher Performance, Ph.D. Thesis, Dept. of Machine and Vehicle Design, Chalmers University of Technology, Sweden, 2000.
- 6.Каркашадзе Г.Г. Механическое разрушение горных пород. - М: Издательство Московского Государственного горного университета, 2004. - 222 с.
- 7.Голованов А.В. Повышение степени измельчения горных пород вибрационной конусной дробилкой со свободно-поворотным внутренним конусом: дис. ... кан. тех. наук. "Национальный минерально-сырьевой университет "Горный", 2015.- 124 с.
- 8.Голованов А.В. Конусная дробилка-мельница – перспективное направление совершенствования технологии дезинтеграции / А.В. Голованов, А.И. Сапожников // Обогащение руд. – 2012. – №6. – С. 37-39.
- 9.Габов В.В., Романова В.С. Особенности процесса дробления пород в высокочастотной конусной дробилке со свободно-поворотным внутренним конусом / В.В. Габов, В.С. Романова // Горное оборудование и электромеханика – 2017. - №4. – С.20-24.
- 10.Gabov V.V., Romanova V.S. Investigation of Layer-by-layer Destruction of Rocks in High-frequency Cone Crusher / V.V. Gabov, V.S Romanova // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science – 2017. №87. – С.022006(1-5).

УДК. 625.75

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ИНДУКЦИОННОГО РАДИОРЕЗОНАНСНОГО МЕТОДА ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ СУЛЬФИДНЫХ РУД

Потапов В.Я., проф., Потапов В.В., доц., Стожков Д.С. ст.преп., Вакулин В.Е. маг.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»,
г. Екатеринбург, Россия

Содержание ценных компонентов в продуктах разделения – один из основных технологических показателей, по которому оценивается эффективность любого метода разделения. Одним из методов разделения является индукционный радиорезонансный метод. Для некоторых типов руды полезных ископаемых причиной нарушения соответствия может являться присутствие в руде минералов с высокой магнитной восприимчивостью, например, для сульфидных медно-никелевых руд таким минералом является магнетит. С целью увеличения чувствительности и расширения границы разделительного признака сульфидсодержащих минералов от породных, исследования были проведены на более высоких частотах. Рабочая частота при исследованиях изменялась задающим генератором в диапазоне 1,1–15 МГц.

Ключевые слова: радиометрическое разделение, электропроводность, диапазон частот сигнал, параметры разделительного признака, сульфидные куски, концентрация.

USE OF INDUCTION RESONANCE METHOD FOR SEPARATION OF SULPHIDE ORES

V.Ya. Potapov, V.V. Potapov, D.S. Stozhkov, V.E. Vakulin

The content of valuable components in products of separation is one of the main technological indicators by which the effectiveness of any separation method is evaluated. One of the methods of separation is the induction radio resonant method. For some types of mineral ore, the presence of minerals with high magnetic susceptibility in the ore (for example for sulfide copper-nickel ores such a mineral is magnetite), may be the cause of a noncompliance of accordance. In order to increase the sensitivity and expand the boundaries of the separating feature of sulfide-containing minerals from rock, researches were conducted at higher frequencies. The operating frequency was changed by the master generator in the range of 1.1 -15 MHz.

Keywords: radiometric separation, electrical conductivity, range of frequencies signal, parameters of the separating characteristic, sulfide pieces, concentration.

Содержание ценных компонентов в продуктах разделения – один из основных технологических показателей, по которому оценивается эффективность любого метода разделения. При радиометрическом разделение, как и при других обогатительных процессах, разделение руды на продукты осуществляется не по содержанию полезного компонента, а по какому-либо физическому свойству с ним связанному – признаку разделению [1-13]. Для индукционной радиорезонансной сепарации таким признаком разделения служит электропроводность кусков руды, количественно оцениваемая по влиянию кусков на добротность измерительного контура [1-3, 7,10-12].

Естественно, что эта эффективность ИРМ во многом зависит от степени соответствия между величиной изменения добротности контура и содержанием в куске ценного компонента, поэтому необходима некоторая корреляция между этими величинами. Однако существуют причины,

нарушающие соответствие между ними: колебание массы кусков даже в пределах определенного класса крупности; присутствие в кусках руды других минералов, близких по электропроводности к ценному минералу; характер распределения минералов в кусках руды и др. Для некоторых типов руды полезных ископаемых причиной нарушения соответствия может явиться присутствие в руде минералов с высокой магнитной восприимчивостью, например, для сульфидных медно-никеливых руд таким минералом является магнетит.

При исследовании частотных характеристик руд различных типов в диапазоне радиоволн от 0,44 до 27,12 МГц установлено, что наиболее оптимальными для ИРМ сепарации являются частоты 1,75 МГц для руды с высокой электропроводностью и 13,56 МГц для руды с низкой электропроводностью, а также для руд, содержащих попутные минералы с высокой магнитной восприимчивостью. [1]

Как показал практический опыт сепарации, и результаты исследований влажность на этих частотах не оказывает влияния на практические показатели сепарации руд. Экспериментальные исследования обогатимости индукционным методом проводились на кусковых продуктах окисленной и неокисленной сульфидной руды.

Как видно, электропроводность основных минералов, входящих в состав исследуемых руд, различна. Реакция измерительной системы на поведение разных руд по степени окисления может также быть различна.

Установка для исследования приведена на рис. 1, данная схема разработана в ходе эксперимента. В процессе исследований апробировано несколько конструкций различных датчиков, являющихся нестандартными частями аппаратуры. Проверка этих датчиков осуществлялась в диапазоне 1,1 МГц – 15 МГц. [3]

Конструкции датчиков отличались типом модели (проходные, накладные). В качестве датчика используется колебательный контур, состоящий из индуктивности L и конденсатора C . Колебания в этом контуре возбуждаются с помощью стабильного генератора электрических колебаний с частотой f_1 близкой к резонансной f_0 .

Наилучшая чувствительность и линейность прибора достигается, если частоты колебаний контура f_0 и генератора расположены на резонансной кривой.

Проходные индукционные датчики имели следующую характеристику: диаметр катушки 65 мм, число витков катушки 80, измерительных витков 10, диаметр проволоки 0,25 мм.

Накладной датчик выполнен намоткой из серебряного провода, диаметр намотки 100 мм, число витков 10, диаметр провода 1 мм, шаг намотки 5 мм.

Рабочая частота при исследованиях изменялась задающим генератором в диапазоне 1,1 – 15 МГц.

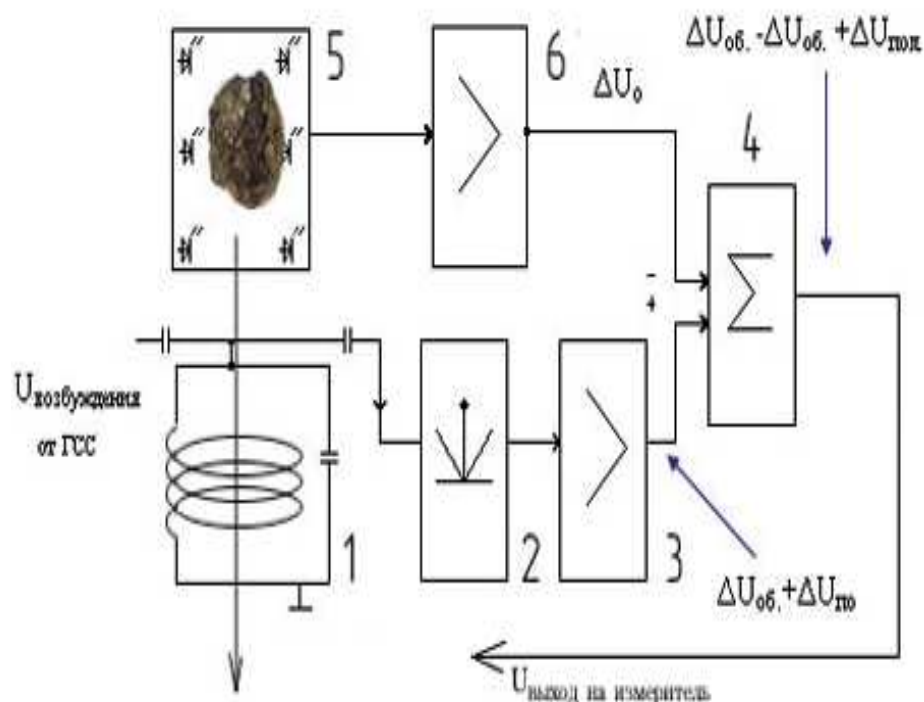


Рис. 1. Блок схема прибора: 1- измерительный контур; 2- детектор среднего значения; 3 – усилитель; 4 – сумматор; 5 - светодиодное устройство определения объема; 6 – преобразователь тока светодиодов выходное напряжение

Результаты исследований следующие: при внесении куска в радиорезонансный контур сульфидные минералы значительно изменяю добротность контура, а не частоту.

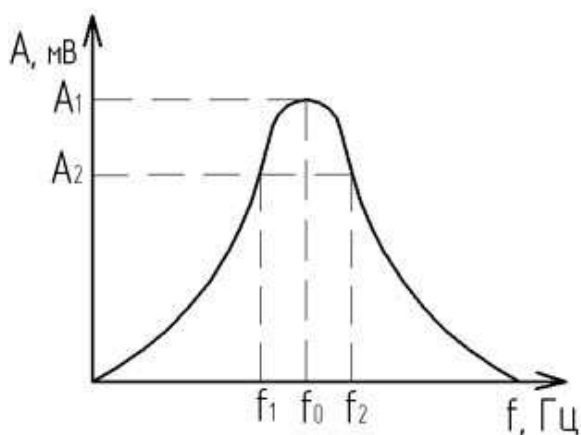


Рис. 2. Резонансная кривая

Минералы с включением серебра целесообразно разделять только на скате частотной характеристики резонанса при частоте f_1 и f_2 (рис. 2). При этом зафиксировано значительное уменьшение амплитуды электрических колебаний в контуре с $A_1=150 \text{ мВ}$ до $A_2=110 \text{ мВ}$, т.е. разбаланс радиорезонансного контура. Наилучшая чувствительность контура наблюдается на

правостороннем скате в точке f_2 . С целью увеличения чувствительности и расширения границы разделительного признака сульфидсодержащих минералов от породных, исследования были продолжены на более высоких частотах. Проведены исследования по оценки влияния на добротность контура размера и массы куска.

Данные исследования были положены в разработку электронно-решающего блока для радиорезонансного метода сепарации.

Оценка эффективности радиорезонансного метода сепарации при решении задачи разделения руд на концентраты и хвосты осуществлялось по максимальному выходу отвальных хвостов. Методика, оценки показателей эффективности, основана на моделировании разделения путем многократной сортировки кусков исходной пробы при различных значениях границ разделения.

Принятие решения об отнесении куска к хвостам или концентрату производилась по простому правилу: если значение критерия разделения куска больше или равно заданного, при данном прогоне граничного значения критерия разделения, он поступает в концентрат, в противном случае в хвосты.

При этом в методике учитывалось распределение в продуктах (концентрат, хвосты) количество породных, сростков и чисто сульфидных кусков.

Выводы:

В ходе опытов определены значения параметров разделительного признака. Это позволило, при установке границ разделения на разных уровнях, получить выход отвальных хвостов к сортируемому классу - 40+20мм. Для окисленной руды от 50 % до 70 % при содержании меди от 0,17 % до 0,7 % и для неокисленной руды от 40 % до 56 % при содержании меди от 0,19 % до 1,36 %

Наиболее эффективными являются датчики, имеющие резонансную частоту в пределах 1,2...8 МГц. Для этого диапазона частот сигнал, по которому идентифицируется кусок, является максимальным, что существенно упрощает электронную схему прибора и уменьшает вероятность ошибки при идентификации.

Список литературы

1. Мокроусов В. А., Лилеев В. А. Радиометрическое обогащение нерадиоактивных руд.-М.: Недра, 1979.-192 с.
2. Потапов В.Я, Потапов В.В, Федоров Ю.О., Носков И.Г., Тимкевич О.П. Использование рентгенорадиометрической сепарации для разделения высокозольных углей / /Известия УГГГА. Серия «Горная электромеханика». Екатеринбург., УГГГА.-2005.вып.20. С 82-87
3. Потапов В.Я, Кравец Б.Н., Потапов В.В., Скобцов С.Н., Кашапов Р. А. Разработка датчиков для обогащения руд – индукционным радиорезонансным методом (ИРМ).// Известия УГГГА. Серия «Горная электромеханика». Екатеринбург., УГГГА.-2005.вып.20. С 124-134
4. Гулин Е. Н. Особенности фотоабсорбционной сепарации кварцевого сырья // Лабораторные и технологические исследования и обогащение минерального сырья. М.: ЭМ ВИМС 1984. Вып. 4. С. 10-12.

5. Об использовании оптико-электронных методов в системах регистрации радиометрических сепараторов алмазосодержащего сырья / Е. В. Бутырь, Е. В. Горбунова, В. В. Коротаев и др. // Обогащение руд. 2007. № 5. С. 41-44.
6. Elctronic sorting machine upgrades soft industrial minerals // Mining and Miner. Eng.. 1970. V. 6, №12. P. 46
7. Ore sorters for asbestos and scheelite / D.Collier, F.B. Dwyer, R.L.Thompson, E. Wulff// “10-th Int. Miner Process. Congr. London, 1973”. London, 1974.-P. 1007-1022.
8. Photometric sorting concentrates gold ore // Engineering and Mining J.. 1976. V. 177. №6. P. 231.
9. Цыпин Е. Ф., Овчинникова Т. Ю. Разновидности фотометрических методов обогащения // Мат-лы научно-технической конференции «Инновационные технологии обогащения минерального и техногенного сырья», проводимой в рамках VI Уральского горнопромышленного форума. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2015. – С. 104-110.
10. Ржевский В.В.,Новик Г.Я. Основы физики горных пород. М.: Недра, 1978, 359с.
11. Дмитриев А.П., Зильбершмидт М.Г. Физические принципы управления технологическими параметрами горных пород. М.: МГГУ, 1989, 94с.
12. Новик Г.Я., Зильбершмидт М.Г. Управление свойствами горных пород в процессах горного производства. М.: Недра, 1994, 224с.
13. Walriewicz J.W., Clark A.E., Mogill S/L/ Microwave-assisted grinding. IEEE Nrans. On Industry Appl., 1991, 27, №2, 239-243.

УДК 622.73

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО МАТЕРИАЛА ДЛЯ ЛИТОЙ СТАНИНЫ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ

Лагунова Ю.А.¹, проф., Царькова Е.Н.¹, магистрант,
Шевченко С.М.², заместитель директора по производственным вопросам

¹ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург,

²ООО «Завод конвейерного оборудования «Горняк», г. Екатеринбург.

Приведены некоторые особенности щековых дробилок со сложным качанием подвижной щеки. Предложены варианты материалов для литья станины, выбран наилучший по прочностным и стоимостным характеристикам.

Ключевые слова: щековая дробилка, станина, дробящее усилие, высокопрочный чугун с шарообразным графитом.

TO SELECT THE OPTIMAL MATERIAL FOR THE CAST FRAME OF A JAW CRUSHER

Lagunova Yu.A., Tsar'kova E.N., Shevchenko S.M.

Are a few features of jaw crushers with complex swing cheeks moving. Offered the options of materials for the casting of the frame, selected the best for strength and value characteristics.

Keywords: jaw crusher, bed, crushing force, high strength cast iron with spherical graphite.

Щековые дробилки применяют для крупного, среднего и мелкого дробления различных материалов в горнорудной промышленности и для производства строительных материалов.

Различают два основных кинематических класса: простое и сложное качание подвижной щеки. Дробилки со сложным качанием обладают рядом преимуществ. Основным достоинством по стоимостным характеристикам является более низкая масса, за счет отсутствия комплекта частей, приводящих в действие подвижную щеку [1].

Подвижная щека получает импульс от электродвигателя через клиноременную передачу. Недостатком данной конструкции является риск поломки двигателя при попадании недробимого тела в камеру дробления. Эта проблема решается путем использования дополнительного вала между электродвигателем и приводным шкивом, который при перегрузке ломается.

Станина дробилки представляет собой разборную конструкцию, которая собирается с помощью болтового соединения. Основные части каркаса отливаются. В качестве возможных материалов для достижения данной цели могут являться: стали марки 35Л, 45Л; чугуны СЧ20, ВЧШГ45.

Высокопрочный чугун с шарообразным графитом ВЧШГ представляет собой модификацию серого чугуна СЧ, который за счет добавления магния приобретает прочностные свойства стали. Вдобавок чугун обладает лучшими литейными свойствами.

На неподвижную щеку в качестве нагрузки действует дробящее усилие Q_{max} :

$$Q_{max} = 2,7 * 10^6 * F \text{ [кН]},$$

где F – площадь дробящей плиты, m^2

$$F = L * H \text{ [м}^2\text{]}$$

Для поиска действующего напряжения на плиту составлена расчетная схема, показанная на рис.1:

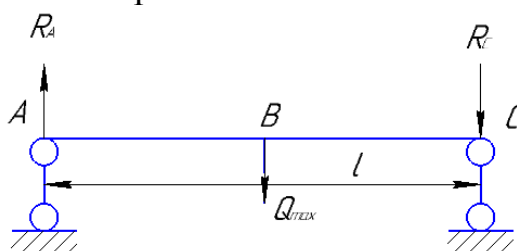


Рис. 1. Расчетная схема неподвижной щеки дробилки

Максимально действующий момент в этом случае:

$$M = \frac{Q * l}{4} \text{ [кН * м]}$$

Тогда действующее напряжение определяется выражением:

$$\sigma = \frac{M}{\omega} \text{ [МПа]}$$

ω – осевой момент инерции:

$$\omega = \frac{L * H^3}{12} \text{ [м}^3\text{]}$$

Остальные действующие усилия в узлах дробилки определяются графически по схеме, представленной на рис. 2.

Направление силы R определяется при условии, что она должна пройти как через точку В (ось подвеса качающейся щеки), так и через точку Е пересечения известных линий действия двух других сил Q_{max} и T . Раскладывая известный вектор силы Q_{max} на составляющие, получаем значения сил T и R . Силу давления R можно разложить на тангенциальное усилие P и усилие S , направленное к оси вращения вала. Усилие P действует перпендикулярно радиусу кривошипа АВ и развивает момент сопротивления P_r , преодолеваемый приводом. Усилие S действует на кривошип и оказывает давление на опоры вала. Таким образом, по известному дробящему усилию могут быть определены усилия во всех деталях дробилки [2].

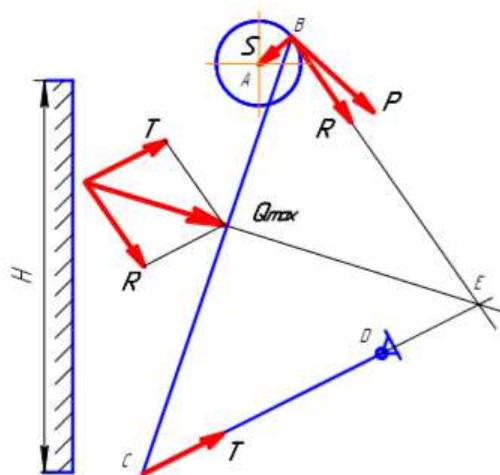


Рис. 2. Схема для определения усилий в узлах щековой дробилки со сложным качанием щеки

Аналогично расчету неподвижной щеки составляются расчетные схемы на: заднюю стенку дробилки, боковые стенки дробилки.

В ходе расчетов выявлено, что максимальное напряжение действует на неподвижную щеку дробилки. Поэтому дальнейшие расчеты производились исходя из этих нагрузок.

Для поиска коэффициента запаса (рис. 3) воспользуемся выражением: $n = [\sigma] / \sigma$, где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение для исследуемого материала, МПа.

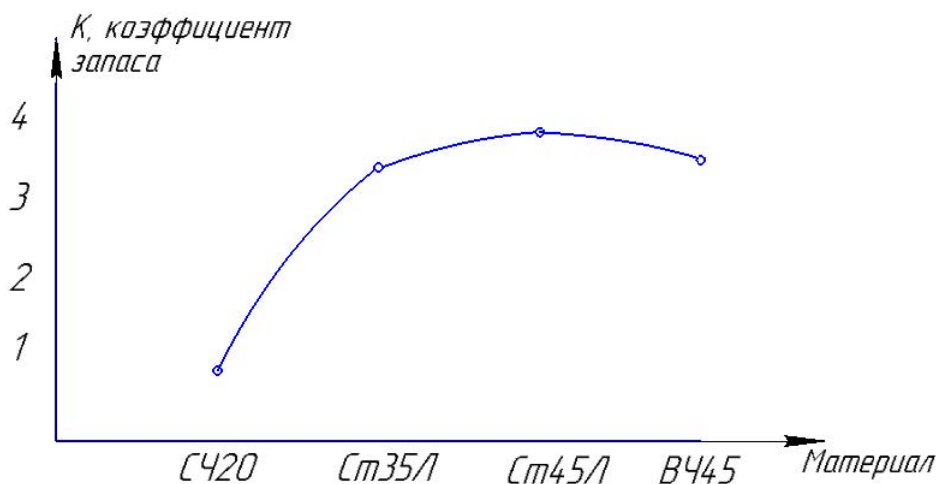


Рис. 3. Зависимость коэффициента запаса от марки материала

Взяв среднерыночную стоимость литья, строим зависимость, показанную на рис. 4

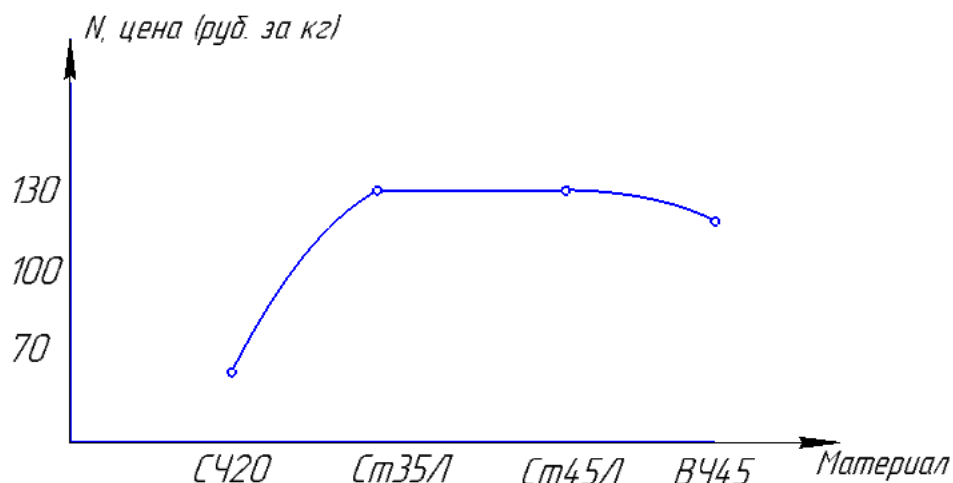


Рис. 4. Зависимость стоимости литья от марки материала

Анализируя эти два графика можно сделать вывод, что оптимальным будет применение материала ВЧШГ, как наиболее технологичного для литья. Применяя этот материал, коэффициент запаса будет не максимальным, но сопоставив вопросы «цена-качество», получим самое выгодное решение.

Список литературы

1. Лагунова Ю.А. Проектирование обогатительных машин: учебник. Екатеринбург: Издательство УГГУ. – 2009.
2. Федотенко Ю.А., Коротких П.В. Расчет щековых дробилок. Методические указания. Омск: Издательство СибАДИ. – 2012.

УДК 622.73: 551.4.013

**К ВОПРОСУ О ДВИЖЕНИИ ПОЛИДИСПЕРСНОГО
ИЗМЕЛЬЧАЕМОГО МАТЕРИАЛА В РАБОЧЕМ ПРОСТРАНСТВЕ
ЦЕНТРОБЕЖНОЙ МЕЛЬНИЦЫ ВЕРТИКАЛЬНОГО ТИПА**

Минасян Д.Г.¹, Каменецкий Е.С.¹, Хетагуров В.Н.², Марзоев А.Т.²

¹Южный математический институт ВНЦ РАН, Россия

²Северо-Кавказский горно-металлургический институт
(государственный технологический университет), Россия

Приведены результаты компьютерного моделирования движения крупных и мелких частиц измельчаемого материала в корпусе центробежной мельницы вертикального типа методом дискретных элементов. Полученные результаты могут использоваться для оптимизации конструктивного исполнения выпускных просеивающих поверхностей мельницы.

Ключевые слова: компьютерное моделирование, полидисперсность, центробежная мельница вертикального типа, движение измельчаемого материала.

**ON THE QUESTION OF POLYDISPERSED MATERIAL MOVEMENT
IN THE OPERATING SPACE OF THE CENTRIFUGAL MILL
OF VERTICAL TYPE**

Minasyan D.G., Kamenetsky E.S., Khetagurov V.N., Marzoev A.N.

The results of computer simulation large and small particles motion of grinding material in the housing of a centrifugal mill of a vertical type by the method of discrete elements are presented. The obtained results can be used to optimize the design of the outlet screening surfaces of the mill.

Keywords: computer simulation, polydispersity, a centrifugal mill of vertical type, the movement of the material to be grinded.

Во время работы центробежной мельницы вертикального типа происходит измельчение частиц [1, 2]. При этом в рабочем пространстве мельницы движутся частицы измельчаемого материала различных размеров. Характер движения частиц различных размеров будет отличаться. Изучение движения мелких фракций представляется важным для понимания закономерностей эвакуации измельченного продукта из рабочего пространства мельницы. Ранее теоретические расчеты движения полидисперсного материала в корпусе центробежной мельницы не проводились.

В настоящей работе рассматривалось компьютерное моделирование движение материала в корпусе центробежной мельницы с диаметром ротора 300 мм и тремя ребрами в ее роторе, легко проверяемое в лабораторных условиях. При этом высота столба измельчаемого материала в корпусе мельницы составляла 200 мм, частота вращения ротора мельницы принималась равной 300 об/мин. Измельчаемый материал состоял из двух фракций: крупной, с частицами сферической формы диаметром 10 мм и мелкой, с частицами сферической формы диаметром 2 мм. Общее количество частиц принималось равной 21000, при этом число

мелких частиц в двух вариантах расчетов принималось равным 4600 и 2600.

Для расчетов использовался метод дискретных элементов (МДЭ) [3-5]. Вычисления осуществлялись с использованием свободного открытого программного кода LIGGGHTS [6], в котором реализован МДЭ.

В основе МДЭ — уравнения механического движения каждой частицы [7]:

$$\begin{cases} m_i \frac{d\bar{V}_i}{dt} = m_i \bar{b} + \sum_{j=1}^k \bar{F}_{ij}; \\ I_i \frac{d\bar{\omega}_i}{dt} = \sum_{j=1}^k (\bar{T}_{ij} + \bar{M}_{ij}), \end{cases} \quad (1)$$

где m_i — масса частицы; i — индекс частицы, относительно которой рассматривается система уравнений (1); \bar{V}_i — вектор линейной скорости центра масс; I_i — момент инерции; $\bar{\omega}_i$ — вектор угловой скорости; \bar{b} — вектор массовой силы; \bar{F}_{ij} — внешняя сила, действующая на частицу i через контакт с частицей j ; j — индекс частицы, находящейся в контакте с частицей i ; k — число частиц в контакте с частицей i ; \bar{T}_{ij} — внешний крутящий момент, связанный с контактным взаимодействием частиц i и j ; \bar{M}_{ij} — момент сопротивления качению.

Для описания контактного взаимодействия между частицами используется модель Герца-Миндлина [8], в которой предполагается, что частицы при контакте не деформируются, а перекрывают друг друга, образуя пятно контакта. Суммарная сила взаимодействия между двумя частицами состоит из нормальной и тангенциальной составляющих [4,7-10].

Расчеты выполнялись в следующем порядке: в начальный момент в корпус центробежной мельницы загружалась приблизительно третья часть крупных частиц (10мм), затем над ними засыпались все мелкие частицы (2мм), а выше - остальные крупные частицы.

В качестве начальных условий принимались координаты всех частиц системы и значения их скоростей принимались равными нулю, а в качестве граничных условий — взаимодействие с границами расчетной области. Интегрируя по времени систему уравнений (1), получали скорости и перемещения каждой частицы системы [7], а затем изменение положения частиц.

В результате расчетов получено, что движение частиц различных размеров в корпусе центробежной мельницы значительно отличается. Вначале мелкие частицы опускаются в полость ротора мельницы, затем они почти полностью поднимаются из полости ротора зону нижней части цилиндрического корпуса мельницы.

Распределение мелких частиц по высоте в установившемся режиме работы мельницы приведено на рис.1. Рис.1а соответствует меньшей концентрации мелких частиц, а рис.1б – большей. Пунктирные кривые – распределение мелких частиц через 1,5с с момента начала вращения ротора, сплошные кривые – через 2с. Высота, равная нулю, соответствует нижней части цилиндрического корпуса мельницы. Видно, что с увеличением числа мелких частиц их концентрация над ротором происходит на высоте примерно 40 мм.

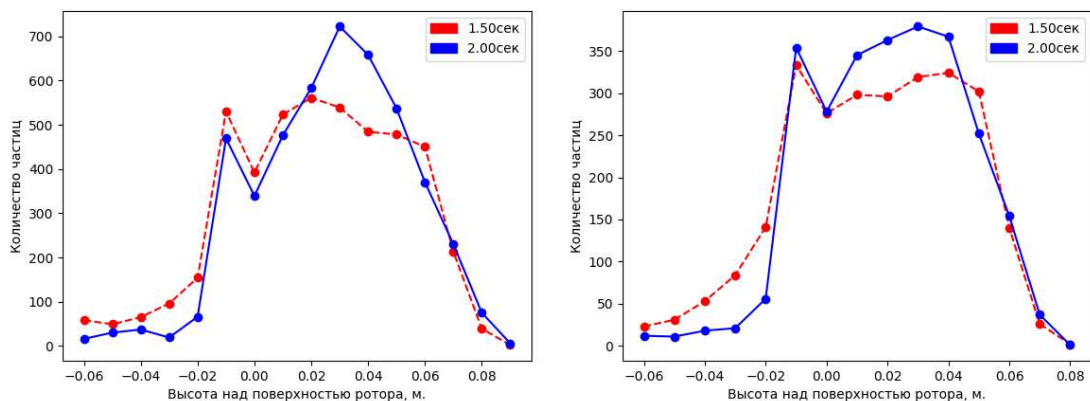


Рис. 1. Распределение мелких частиц по высоте в установившемся режиме работы мельницы: а) большая концентрация; б) меньшая концентрации

Отметим, что мелкие частицы в основном находятся вблизи неподвижного корпуса мельницы. Вблизи оси мельницы их практически нет. Значительная часть таких частиц перекрывает зазор между ротором и неподвижным корпусом мельницы (рис. 2). Если зазор выбирается больше диаметра мелких частиц, то все мелкие частицы эвакуируются из корпуса мельницы.



Рис. 2. Положение мелких частиц в установившемся режиме

Полученные результаты показывают, что компьютерное моделирование движения полидисперсного материала в корпусе

центробежной мельницы вертикального типа позволяет уточнить характер эвакуации измельченного материала из рабочего пространства мельницы.

Выводы:

1. Проведено компьютерное моделирование движения полидисперсного материала в корпусе центробежной мельницы вертикального типа. Установлено, что модель на основе метода дискретных элементов можно использовать для описания движения измельчаемого материала.

2. Показано, что модель на основе метода дискретных элементов позволяет уточнить высоту просеивающих поверхностей в периферийной нижней части рабочего пространства мельницы и величину зазора в них.

Список литературы

1. Хетагуров В.Н. Разработка и проектирование центробежных мельниц вертикального типа - Владикавказ: Изд-во «Терек», 1999. – 225 с.
2. Минасян Д.Г., Плиев В.А., Хетагуров В.Н, Каменецкий Е.С., Соболев С.Е. Повышение эффективности работы центробежной мельницы при установке в её рабочем пространстве коаксиальных колец // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. трудов XI Межд. науч.-техн. конф. «Чтения памяти В.Р. Кубачека». - Екатеринбург; ФГБОУ ВПО «Уральский гос. горный университет», 19-20 апреля 2013. – С. 235-238.
3. Kloss C., Goniva C., Hager A., Amberger S., Pirker S. Models, algorithms and validation for opensource DEM and CFD-DEM, - Progress in Computational Fluid Dynamics, An Int. J. 2012 - Vol. 12, No.2/3 pp. 140 – 152.
4. Pöschel T. Computational Granular dynamics models and algorithms. Berlin Heidelberg New York, Springer. 2005. – 322 p.
5. Xiana Romani Fernandez, Lars Egmont Spelter and Hermann Nirschl Computational Fluid Dynamics (CFD) and Discrete Element Method (DEM) Applied to Centrifuges // Applied Computational Fluid Dynamics Edited by Prof. Hyoung Woo ISBN: 978-953-51-0271-7, 2012. – pp.97-134.
6. LIGGGHTS Open Source. Discrete Element Method Particle Simulation Code. <http://www.liggghts.com>. (дата обращения:– 15.02.2018).
7. K. Kesava Rao., Prabhu R. Nott. An Introduction to Granular Flow: New York, Cambridge University Press, 2008. – 512 p.
8. Makse H.A., Gland N., Johnson D.L., Schwartz L. Granular packings: Nonlinear elasticity, sound propagation, and collective relaxation dynamics // Phys. Rev. E. 2004. V. 70.
9. Jun Ai, Jian-Fei Chen, Rotter J.M., Jin Y. O. Assessment of rolling resistance models in discrete element simulations // Powder Technology. 2011. V. 206(3). – pp. 269-282.
10. Vidyapati Vidyapati Constitutive modeling of dense granular flow based on discrete element method simulations Graduate Theses and Dissertations Graduate College Iowa State University, 2012. – 168p.

ГЕОЛОГОРАЗВЕДОЧНОЕ И НЕФТЕГАЗОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

***Чтобы нефть и газ бессменно
Горный комплекс добывал,
И в других месторожденьях
Недостаток не настал,
Чтоб районы шахт и скважин
Нам дарили, что хотим –
Сей раздел не только важен,
А совсем незаменим!***

Доц. П.А. Жиганов

УДК 621.6.05

РЕДУЦИРОВАНИЕ ПРИРОДНОГО ГАЗА В СИСТЕМЕ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПРИ ПОМОЩИ ДЕТАНДЕРОВ ОБЪЕМНОГО ТИПА

А.Е. Белоусов, Г.Х. Самигуллин
Санкт-Петербургский горный университет

Проведены экспериментальные исследования при помощи испытательного стенда, представляющего собой частично воссозданную линию редуцирования газорегуляторного пункта с регулируемым детандер-генераторным агрегатом объемного типа. Показано, что при помощи детандеров объемного типа возможно редуцирование с попутной утилизацией энергии потока газа в условиях малых расходов и на неустановившихся режимах.

Ключевые слова: детандер-генератор, объемный тип, редуцирование, газораспределительные станции, газорегуляторные пункты, неравномерность отбора газа

NATURAL GAS REDUCTION IN THE GAS DISTRIBUTION SYSTEM BY DETENDERS OF VOLUME TYPE

A.E. Belousov, G.Kh. Samigullin

Experimental studies have been carried out using a test bench, which is a partially reconstructed reduction line for a gas regulating station with an adjustable expander-type generator set of a volumetric type. It is shown that with the help of bulk-type expanders, reduction with associated utilization of the energy of the gas stream in low-cost and unsteady conditions is possible.

Keywords: expander generator, volumetric type, reduction, gas distribution stations, gas control points, uneven gas selection

С учетом многочисленности редуцирующих пунктов на газопроводах низкого и среднего давления, а также необходимости их бесперебойного энергоснабжения актуальна задача совершенствования методов редуцирования природного газа с применением детандер-генераторов объемного типа, позволяющих повысить автономность электропотребляющих систем пунктов редуцирования.

Для проведения экспериментальных исследований был разработан экспериментальный стенд (рис. 1-2). Стенд представляет собой частично воссозданную линию редуцирования газорегуляторного пункта, которая была дополнена регулируемым детандер-генераторным агрегатом объемного типа с радиусом ротора $r = 2,5\text{ см}$.



Рис. 1. Фото экспериментального стенда

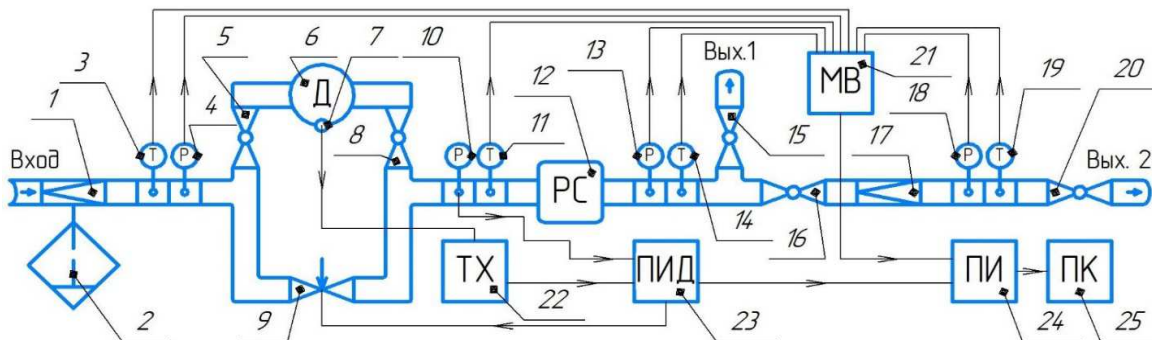


Рис. 2. Состав экспериментального стенда:

1 – регулятор давления; 2 – фильтр-сепаратор; 3, 11, 14, 19 – датчики температуры; 4, 10, 13, 18 – датчики давления; 5, 8, 15, 16, 20 – запорные краны; 6 – пластинчатый детандер; 7 – датчик частоты вращения; 9 – регулирующий клапан с электроприводом; 12 – ресивер; 17 – традиционный регулятор давления; 21 – модуль ввода сигналов; 22 – тахометр; 23 – пропорционально-интегрально-дифференциальный (ПИД) регулятор; 24 – преобразователь интерфейсов; 25 – компьютер.

Опыты показали (рис. 3), что применение детандеров объемного типа в составе малых пунктов редуцирования

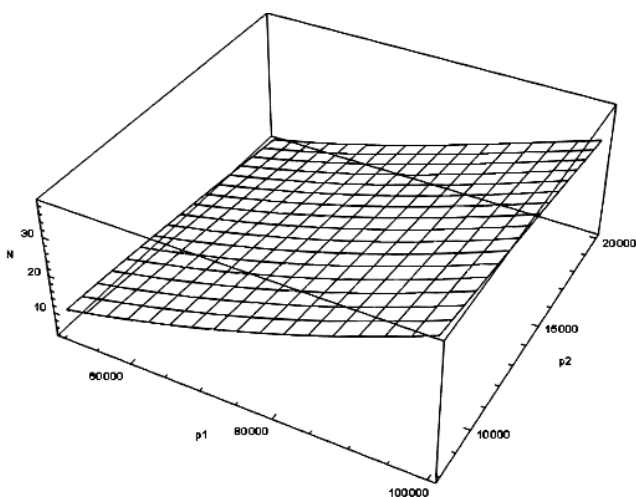


Рис. 3. Мощность (N) детандера в худших условиях питания: перепад давлений до (p1) и после (p2) него от 40 до 90кПа

($\Delta p = 0,05 + 0,3$ МПа, $\Delta Q = 30 + 5000$ м³/час) для одновременного понижения давления и утилизации части энергии потока газа позволяет повысить автономность электропотребляющих систем, что наиболее актуально в труднодоступных районах со сложными природно-климатическими условиями.

УДК 622.233

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ФРЕЗЕРНЫХ ДОЛОТ ДЛЯ БУРЕНИЯ СКВАЖИН В СЛОЖНОСТРУКТУРНЫХ ПОРОДНЫХ МАССИВАХ

Бовин К.А.¹, аспирант, Герасимова Т.А.¹, доцент., Гилёв А.В.¹, д.т.н.,

¹Сибирский федеральный университет, пр. им. газ. Красноярский рабочий 95, ИГДГиГ, г. Красноярск, 660025, Россия

Предложена конструкция разборного режущего долота с дисковыми фрезами (ДРДФ-244,5-2), оснащенными двумя рядами металлокерамического вооружения. Приведены результаты расчета напряженно-деформируемого состояния базовых деталей бурового долота.

Ключевые слова: буровое долото, эквивалентные напряжения, сложноструктурный породный массив, напряженно-деформируемое состояние (НДС), расчетная модель.

DESIGN OF MILLING DRIVES FOR DRILLING WELLS IN COMPLEX STRUCTURAL ROCK MASS

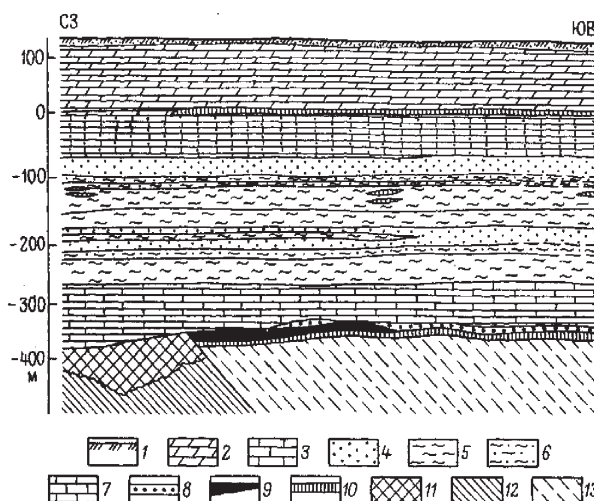
Bovin K.A., Gerasimova T.A., Gilev A.V.

The construction of a demountable cutting bit with disk milling cutters (DRDF-244.5-2) equipped with two rows of cermet arms. The calculation's results of the stress-strain state of a drill bit are presented.

Keywords: drill bit, equivalent stresses, complex structure rock mass, stress-strain state (SSS), design model.

В процессе работы буровой инструмент сталкивается с пластами горной породы, имеющими разные мощность и физико-механические свойства. Так, структура горных пород Висловского месторождения имеющих диапазон крепости от 2 до 8 по шкале проф. М.М. Протодяконова (рис. 1).

Рис. 1. Геологический разрез Висловского месторождения: 1 – четвертичные отложения; 2 – мергели; 3 – мел; 4 – глины; 1–5 – глинистые пески; 6 – песчаная глина; 7 – известняки; 8 – бокситы осадочные; 9 – бокситы остаточные; 10 – аллиты; 11 – мартитовые и мартитгидрогематитовые железные руды; 12 – магнетитовые кварциты; 13 – сланцы филлитовидные и хлорит-серицитовые.



Буровые долота в процессе бурения испытывают различные нагрузки, а их кинематика работы характеризует создает разные векторы сил, разрушающие горную породу. Однако, при прохождении трещин, нарушений однородности, слоев с различной крепостью долота испытывают существенные динамические нагрузки, возникающие в

результате переходных процессов. Указанные нагрузки существенно снижают ресурс буровых долот.

Коллективом кафедры «Горные машины и комплексы» СФУ разработано буровое разборное долото с дисковыми фрезами (ДРДФ) [1], оснащенными двумя рядами твердосплавного вооружения (рис. 2), которое эффективно разрушает сложноструктурные массивы горных пород с $f=2-10$. Данная конструкция бурового долота является перспективной, однако требует обоснования рациональных режимных параметров бурения взрывных скважин. Долото состоит из корпуса 1, ниппеля 2, сменных зубчато-дисковых фрез 3 и подшипниковых опор скольжения. Фреза имеет двухрядное вооружение 6 в виде твердосплавных зубков, расположенных под углом 30° к корпусу фрезы. Для установки зубчато-дисковых фрез в пазах корпуса, повернутых в сторону резания на 10° , используется простейшая опора скольжения, состоящая из оси 4, двух шайб 7 и лап 8. Ось фиксируется стопорным кольцом 5.

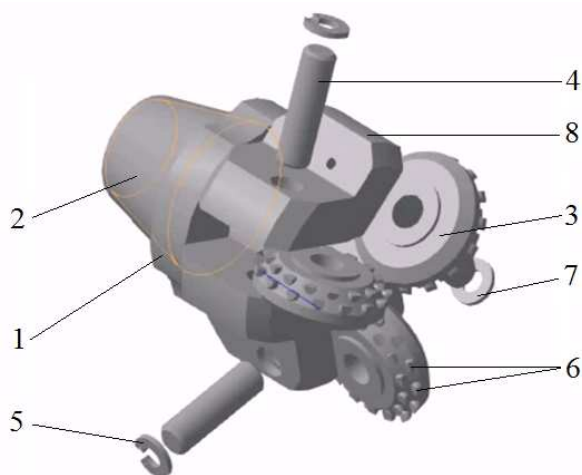


Рис.2 Буровое разборное долото с дисковыми фрезами и двумя рядами твердосплавного вооружения (ДРДФ-244,5-2): 1- корпус, 2 - ниппель, 3 - дисковые фрезы, 4 - ось, 5 - стопорное кольцо, 6 - двухрядное вооружение, 7 -шайбы, 8 - лапы.

Одной из важных характеристик бурового инструмента является его напряженно-деформированное состояние (НДС), так как не всегда учитывается тот факт, что его предварительный анализ при проектировании позволяет более целенаправленно формировать структуру и свойства проектируемого объекта, в данном случае – бурового инструмента. НДС для конструкций специализированных буровых инструментов рассмотрено как проектный параметр. Бурового долота нового типа оно исследовано с применением конечно-элементных технологий моделирования (численных методов расчетов). Для этого разработана объемная конечно-элементная модель бурового долота.

Прочностные расчеты НДС элементов бурового долота выполнены при условии максимальных нагрузок, действующих на него со стороны бурового станка (осевое усилие $P_{oc} = 400$ кН, крутящий момент $M_{вр} = 4,2$ кНм), а так же забоя скважины (при взаимодействии с породой), и неравномерного их распределения по элементам режущего бурового инструмента, расчетная модель которого дана на рис. 3.

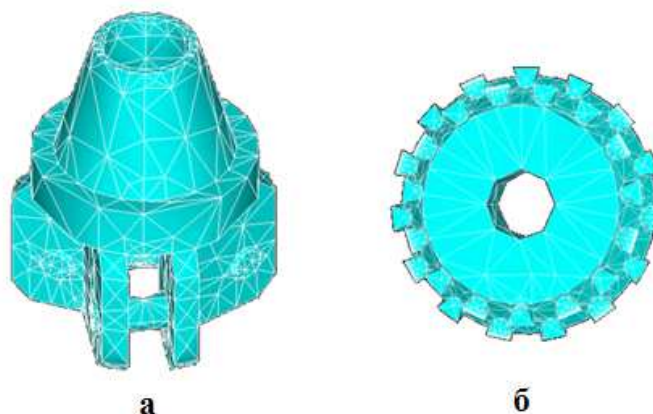


Рис. 3 - Расчетная модель фрезерного долота ДРДФ: а – расчетная модель корпуса с осями; б – расчетная модель зубчато-дисковой фрезы

При построении расчетной модели корпуса с осями приняты следующие параметры: материал корпуса – сталь 35ХМЛ, материал осей – сталь 40ХН; параметры расчетной модели зубчато-дисковой фрезы: сталь - 40ХН2 (материал тела фрезы и зубьев одинаков).

Оригинальное шарошечное долото представляет собой массивную деталь, воспринимающую указанные выше усилия. С точки зрения прочности и деформирования лапы долота, на которых укреплены зубчато-дисковые фрезы, рассматриваются как переменного поперечного сечения, воспринимающие сжимающие усилия, изгибающие и крутящие моменты.

Рассмотрим расчетный случай взаимодействия долота с забоем скважины, когда долото опирается на ровную поверхность забоя, при этом и вертикальные усилия подачи и крутящий момент равномерно распределяются на три зубчато-дисковые фрезы.

Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в корпусе долота с осями, а также в зубчато-дисковых фрезах представлено на рис. 4 и рис.5.

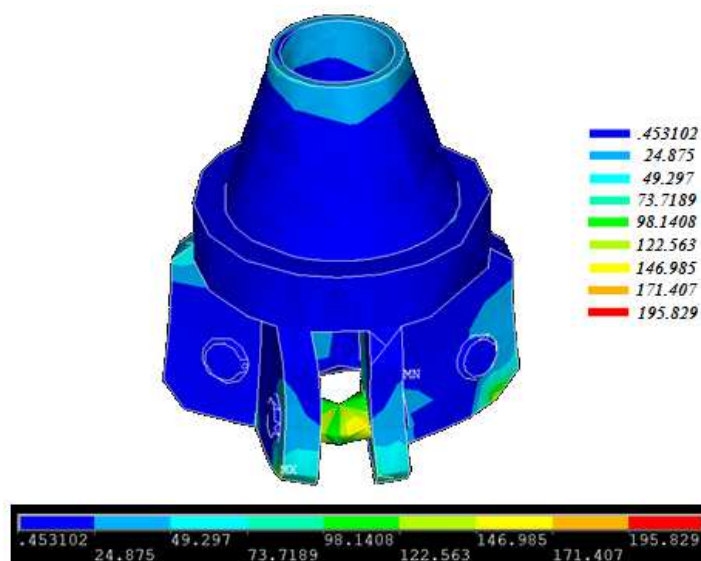


Рис. 4 - Распределение эквивалентных напряжений (по Мизесу) на корпус с осями

По данным, на рис. 4 видно: полученные распределения полей эквивалентных напряжений показывают, что необходимая для эффективной эксплуатации несущая способность корпуса и осей долота обеспечена. Напряжения по корпусу распределяются без значительных скачков и не превышают 25 МПа. Максимальные напряжения возникающие в осях, не превышают предел текучести материала осей (430 МПа).

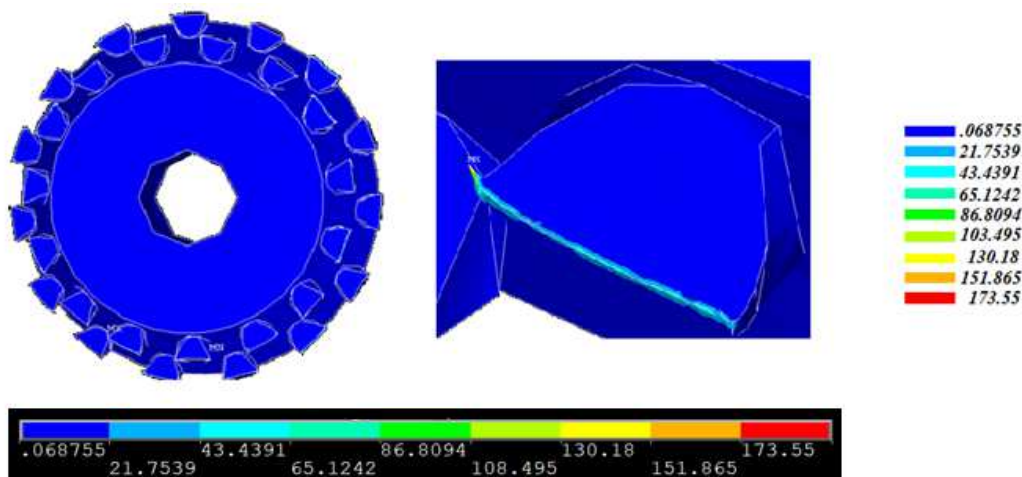


Рис. 5 - Распределение эквивалентных напряжений (по Мизесу) на зубчато-дисковые фрезы

По данным, указанным на рис. 5 видно: полученные распределения полей эквивалентных напряжений показывают, что необходимая для эффективной эксплуатации несущая способность зубчато-дисковой фрезы обеспечена. Максимальные напряжения возникают на концах зубьев (173,55 МПа), но они не превышают предел текучести материала из которого изготовлены зубчато-дисковые фрезы.

Выводы:

Проектируемые буровые инструменты типа ДРДФ рассчитаны на прочность. Их НДС позволяет эксплуатацию при бурении сложноструктурных породных массивов с максимальными значениями осевых усилий и крутящих моментов.

Список литературы

1. Пат. 2631948 Российская Федерация, МПК E21B 10/10, 10/12, 10/16. Буровое долото режущего-вращательного типа [Текст] / Гилев А. В., Чесноков В.Т. [и др.]; заявитель и патентообладатель Сиб. федер. ун-т. – № 2016129831; заявл. 20.07.2016; опубл. 29.09.2017, Бюл. № 28.

НИР выполнена в рамках реализации Гранта Президента МД-221.2018.8

УДК 622.233

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ БУРЕНИЯ ВЗРЫВНЫХ СКВАЖИН ОТЕЧЕСТВЕННЫМИ И ЗАРУБЕЖНЫМИ БУРОВЫМИ СТАНКАМИ

Бовин К.А.¹, аспирант., Гилёв А.В.¹, д.т.н., Шигин А.О.¹ д.т.н.,

¹Сибирский федеральный университет, пр. им. газ. Красноярский рабочий 95, ИГДГиГ
г. Красноярск, 660025, Россия

Проведен анализ эффективности эксплуатации буровой техники ряда горнодобывающих предприятий Сибирского региона, выполненный на основе промышленных исследований: АО «Полюс», АО «Русал-Ачинск», Горьевский ГОК, а также Черногорский, Восточно-Бейский и Изыхский угольные разрезы (Республика Хакасия).

Ключевые слова: буровой станок; шарошечное долото; техника бурения; удельные затраты; эффективность бурения; стойкость бурового долота.

TECHNICAL AND ECONOMIC INDICATORS OF DRILLING BLAST HOLES, DOMESTIC AND FOREIGN DRILLING RIGS

Bovin K.A., Gilev A.V. Shigin A.O.

The analysis of drilling equipment operation efficiency of a number of mining Siberian region enterprises, was carried out, based on industrial research: JSC "Polyus", JSC "RUSAL-Achinsk" Gorevsky GOK and Chernogorskiy, East-Beysky and Izyhsky coal mines (Republic of Khakassia).

Keywords: drilling ring; roller bit; drilling technique; unit costs; drilling efficiency; durability drilling bit.

Перед горными предприятиями стоит задача о рациональности выбора бурового оборудования соответствующего ряду требований. В настоящее время на горнодобывающих предприятиях ярко выражена тенденция увеличения объемов добычи полезного ископаемого, в результате чего выбор падает на более производительные и маневренные зарубежные буровые станки.

Для получения объективной информации о работе техники бурения, проведен статистический анализ эксплуатационных показателей буровой техники ряда горнодобывающих предприятий Красноярского края и Хакасии, по результатам которого определены и проанализированы технико-экономические показатели эксплуатации буровых станков отечественного и зарубежного производства.

Критерием оценки эффективности эксплуатации приняты удельные затраты на бурение 1 п.м. скважины, определяемые по формуле [1]:

$$C = C_1 + C_2 = \frac{C_{mc}}{Q_{cm}} + \frac{C_d}{l_d} + \frac{C_{ш}}{l_{ш}}, \text{ руб./м}, \quad (1)$$

где C_1 – удельные затраты на эксплуатацию бурового станка, отнесенные к 1 п.м. пробуренной скважины, руб./м; C_2 – удельные затраты на буровой инструмент, отнесенные к 1 п.м. пробуренной скважины, руб./м; C_{mc} – стоимость машино-смены бурового станка, руб./см; Q_{cm} – сменная производительность бурового станка, м/см; C_d – стоимость шарошечного

долота, руб.; l_d – стойкость шарошечного долота, м; $C_{ш}$ – стоимость буровой штанги, руб.; $l_{ш}$ – стойкость буровой штанги, м.

Удельные затраты на эксплуатацию бурового станка, отнесенные к 1 п.м. пробуренной скважины, определяли по формуле [1]:

$$C_1 = \frac{C_{мс}}{Q_{см}}, \text{руб./м.} \quad (2)$$

Стоимость машино-смены определяли по формуле [2]:

$$C_{мс} = C_{з.п.} + C_{ам} + C_э + C_{т.р} + C_м, \text{руб.}, \quad (3)$$

где $C_{з.п.}$ – ты на заработную плату экипажа бурового станка, руб./смену; $C_{ам}$ – амортизационные отчисления, руб./смену; $C_э$ – затраты на электроэнергию или дизельное топливо, руб./см; $C_{т.р}$ – затраты на техническое обслуживание и ремонт бурового станка, руб./смену; $C_м$ – затраты на вспомогательные материалы используемые при бурении, руб./смену.

На рис. 1 приведена структура себестоимости машино-смены отечественных и зарубежных буровых станков на исследуемых горнодобывающих предприятиях.

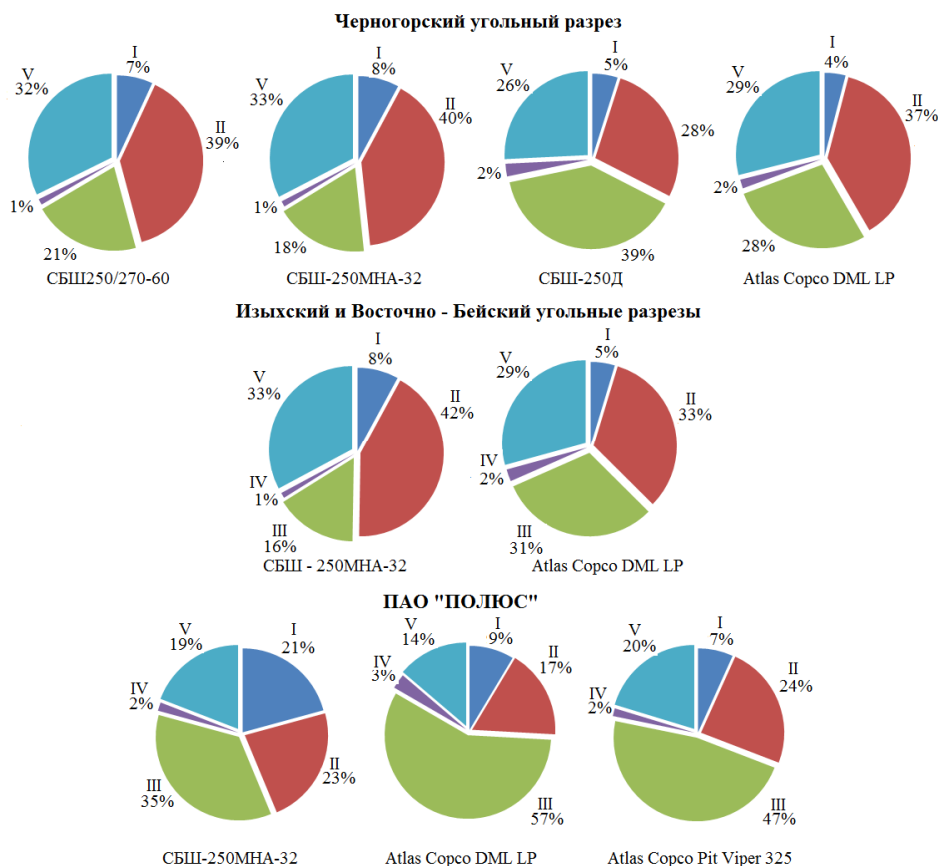


Рис. 1. Структура себестоимости машино-смены: I – сменная заработная плата, руб./см; III – сменные амортизационные отчисления, руб./см; II – расходы на электроэнергию или дизельное топливо, руб./см; IV – расходы на вспомогательные материалы, руб./см; V - расходы на ТО и Р руб./см.

По данным рис. 1 видно, что затраты на энергоносители (электроэнергия и дизельное топливо), а также на ТО и Р являются наибольшими.

Удельные затраты на буровой инструмент, отнесенные к 1 п.м. пробуренной скважины, определяли по формуле [1]:

$$C_2 = \frac{C_d}{l_d} + \frac{C_{ш}}{l_{ш}}, \text{руб./м,} \quad (4)$$

где C_d и l_d - соответственно стоимость (руб.) и стойкость (м) бурового долота; $C_{ш}$ и $l_{ш}$ - стоимость (руб.) и стойкость (м) буровой штанги.

Результаты расчета удельных затрат на бурение 1 п. м. взрывных скважин, представлены в табл. 1.

Таблица 1 - Удельные затраты на бурение 1 п. м. взрывных скважин

Буровой станок	Буровой инструмент	C_2 , руб./м	C_1 , руб./м
Черногорский угольный разрез			
СБШ-250/270-60	JUNJIN-269	12,92	227,95
СБШ-250-МНА-32	Atlas Copco-269	21,22	195,27
СБШ-250Д	ТКЗ-ПВ-269	20,31	233,53
Atlas Copco DML	Atlas Copco-229	9,04	246,47
Изыхский и Восточно-Бейский угольные разрезы			
СБШ-250-МНА-32	ТКЗ-ПГВ-250,8	78,19	249,92
	МГПВ-250,8	120,68	293,1
Atlas Copco DML	JUNJI 632Y-215,9	77,82	381,46
	JUNJIN SA-SM635-215	79,05	382,69
	ТЗ-ПГВ-215,9	66,55	372,97
АО «РУСАЛ-Ачинск»			
СБШ-250-МНА-32	ТКЗ-ПГВ-244,5	70,58	281,93
	ТКЗ-ПГВ-244,5	36,73	248,08
	ТЗ-ПВ-215,9	19,16	229,16
	ТКЗ-ПГВ-215,9	36,79	246,79
Горьевский ГОК			
СБШ-250-МНА-32	ТКЗ-ПГВШ2.35УМН-244,5	48,90	137,33
Atlas Copco DML	ТКЗ-ПГВ-125	30,59	154,39
АО «ПОЛЮС»			
СБШ-250-МНА-32	ТКЗ-ПГВ - 244,5	118,74	175,07
	ТКЗ-ПГВ Ш2.35УМУР1 - 244,5	87,0	143,49
	ТКЗ-ПВ-244,5	61,48	117,44
	ТКЗ-ПГВ-244,5	118,74	175,07
	AIRP632 (R981) - 244,5	91,08	122,71
	AIR632 (R981) - 244,5	93,65	149,98
	AIR637 (R976) - 244,5	36,97	92,93
	AIR63 (R2029) - 244,5	52,88	108,84
	AIRP637 (R2029) - 244,5	51,26	107,22
	AIR637 (R982) - 244,5	42,43	98,26

Продолжение таблицы 1

Буровой станок	Буровой инструмент	C ₂ , руб./м	C ₁ , руб./м
Atlas Copco DML	ТКЗ-ПВ-Ш20.01УН - 215,9	46,43	182,24
	ТКЗ-ПВ Ш20У - 215,9	35,11	169,66
	ТКЗ-ПВ Ш1.44УНЛ - 215,9	39,73	175,54
	ТКЗ-ПВ V-ACS62X-R1336 - 215,9	41,21	175,77
	ТКЗ-ПГВ Ш19У - 215,9	29,82	167,52
	ТКЗ-ПГВ Ш19.01У - 215,9	27,03	155,62
Atlas Copco Pit Viper 325	AIR632 (R980)-215,9	27,65	156,25
	AIRP632 (R980) - 215,9	34,32	162,92
	ТКЗ-ПВ V-ACS62X-R1381	84,41	217,35
	ТКЗ-ПВ Ш2.36УНА - 244,5	83,75	217,02
	AIRP727 (R976) - 250,8	36,39	168,54
	ТКЗ-ПГВ Ш2.35УМР1 - 244,5	87,81	220,75
	AIRP637 (R982) - 244,5	55,70	184,22
	AIR637 (R982) - 244,5	42,30	187,85

Выводы:

Так, удельные затраты на амортизационные отчисления, расходы на электроэнергию или дизельное топливо, расходы на техническое обслуживание при эксплуатации отечественных буровых станков с потреблением электроэнергии и зарубежных с потреблением дизельного топлива свидетельствуют о целесообразности применения отечественных буровых станков с электрическим приводом.

1. Преимущество по производительности на всех исследуемых предприятиях имеют зарубежные станки Atlas Copco DML, которые более мобильны и независимы от электросети карьера. При этом производительность отечественного станка СБШ-250Д (АО «Рудгормаш») с дизельным приводом уступает зарубежным незначительно (14-15 %). Однако, этот недостаток существенно перекрывается более низкими стоимостью техники и затратами на ТО и ремонт.

3. Проведенный анализ себестоимости бурения 1 п.м. скважины свидетельствует о том, что выбор бурового станка по производительности является не рациональным, что приводит к значительному повышению стоимости единицы добываемого полезного ископаемого

Список литературы

1. Повышение эффективности эксплуатации буровой техники на горных предприятиях: монография/ Гилев А.В., Шигин А.О., Чесноков В.Т., Белозеров И.Р./Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2013. – 372 с.

НИР выполнена в рамках реализации Гранта Президента МД-221.2018.8

УДК 622.242

НАУЧНО-МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ ПОДХОДЫ К СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ БУРОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Гаврилова Л.А., доцент

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

В статье представлены подходы к совершенствованию бурового оборудования. Разработана методика выбора и обоснования конкретного конструктивного исполнения узлов. Показана взаимосвязь технологических и конструктивных параметров через анализ функционального назначения оборудования.

Ключевые слова: буровое оборудование, системный подход, функции, параметры, показатели.

SCIENTIFIC AND METHODOLOGICAL APPROACHES TO THE IMPROVEMENT OF DRILLING EQUIPMENT

Gavrilova L. A.

The article presents the approaches to improving drilling equipment. The technique of choice and justification of concrete constructive execution of knots is developed. The interrelation of technological and constructive parameters through the analysis of functional purpose of the equipment is shown.

Keywords: drilling equipment, system approach, functions, parameters, indicators.

Повышение эффективности бурового оборудования остается одной из актуальных задач, стоящих перед отечественными машиностроительными предприятиями. Усложняющиеся условия эксплуатации, применение новых технологий требуют совершенствования имеющихся конструкций технологического оборудования с учетом показателей качества его эксплуатации [1].

Современная ситуация наложения санкций способствует импортозамещению, активизирует работы по созданию отечественных машин, в т.ч. принципиального нового поколения.

Развитие технологий разведки, бурения и добычи оказывают влияние не только на режимы работы (технологические параметры), конструкции, но и на конструктивные параметры бурового и нефтепромыслового оборудования.

В связи с этим встают задачи, связанные с необходимостью обоснования целесообразности применения существующего оборудования или его модернизации, а также создания нового оборудования для конкретных условий эксплуатации.

Классические подходы проектирования базируются на совершенствовании базовых аналогов, изменении элементов конструкции, конструктивных параметров, замене типа привода, применении новых материалов для изготовления нагруженных элементов.

Буровая установка представляет собой сложную техническую систему. Оценить совершенство буровой установки в целом, а также ее модулей, узлов, оборудования в отдельности позволяет методология

системного подхода. Использование системного подхода при проектировании бурового оборудования позволяет определить и направления развития техники, в т.ч. и создание принципиально нового оборудования.

Основой системного подхода при проектировании оборудования является рассмотрение функционального назначения элементов технических систем.

Функции подразделяются на:

- основные, для осуществления которых предназначенный объект является обязательным; с ликвидацией этих функций система (объект) перестает существовать как таковая;

- вспомогательные, способствующие экономичному, надежному осуществлению основных функций;

- ненужные или бесполезные, которые в силу тех или иных причин попали в объект и могут без ущерба быть ликвидированы.

Сами по себе функции оборудования ничего не представляют обособленно от технологии его применения. Не рациональное использование оборудования без учета всех заложенных в нем функций ухудшает технологические показатели.

Технологический процесс является определяющим в настоящей методике, технологические связи между элементами технической системы буровой установки - основными.

Буровое оборудование связано с техпроцессом через операции, которые могут выполняться последовательно или одновременно. Определение возможных конструкций для выполнения каждой операции позволяет найти наиболее рациональное конструктивное исполнение оборудования для конкретного технологического процесса в конкретных условиях эксплуатации. Параметры технологического процесса являются определяющими для формирования конструктивных параметров оборудования.

Для выполнения конкретной операции применяемое оборудование должно обладать соответствующей функцией или набором нескольких функций. Насколько функционально выбранный для модернизации узел буровой установки или его элемент соответствует требованиям эксплуатации можно определить путем выявления и ранжирования критериев оценки функций. При ранжировании рассматриваем компоновку узла конкретной буровой установки и, желательно, несколько аналогичных компоновок другого конструктивного исполнения. В качестве критериев для предварительной оценки выбираем требования конкретного технологического процесса и способность оборудования выполнять соответствующие операциям функции. Выбранная или составленная в результате ранжирования компоновка узла и является объектом для дальнейшей проработки.

Для определения рациональных параметров составляется расчетная схема взаимного расположения оборудования. Для этого используется следующий инструментарий: условные обозначения функционально-конструктивной классификации.

Для определения взаимосвязи параметров техпроцесса (ТП) (режимов работы), функций узлов (Ф) и конструктивных параметров (КП) рассматривается пооперационно технологический процесс. Схема данного инструментария представлена на рисунке.

Технологический процесс		Буровое оборудование		
Операции (ОП)	Технологические параметры (ТП)	Конструкции Узлы (К)	Функции (Ф)	Конструктивные параметры (КП)
ОП ₁	ТП ₁ ¹	К ₁	Ф ₁ ¹	КП ₁ ¹
	ТП ₁ ²			КП ₁ ²

	ТП ₁ ⁱ			КП ₁ ^k
		К ₂	Ф ₂ ¹	КП ₂ ¹
				Ф ₂ ²
				...
				КП ₂ ⁿ
...
ОП _m	ТП _m ¹	К _t	Ф _t ¹	КП _t ¹
...

Рис. Выявление взаимосвязи технологических и конструктивных параметров через функциональное назначение

Представленный подход позволяет определить не только место модернизируемого (разрабатываемого) узла в технологическом процессе, но и проанализировать влияние изменений его параметров на параметры других узлов и режимы операций. Функции оборудования могут выполняться как одним механизмом, так и несколькими механизмами одновременно или независимо друг от друга. Совмещение функций в одном механизме позволяет сократить количественный состав комплекса, повысить степень механизации. Данный инструментарий наглядного представления процесса дает возможность обосновать сокращение количества узлов при совмещении функций в одном оборудовании, а также исключение их дублирования.

Способы выполнения функций влияют на компоновку узлов и оборудования системы буровой установки. Анализ функционально-конструктивного исполнения буровой установки позволяет обосновать

применение тех или иных зависимостей для конкретных компоновочных схем бурового оборудования, для его конструктивных параметров (КП).

Таким образом, выявлено, что взаимосвязь технологических и конструктивных параметров буровой установки может быть установлена разными способами:

- анализом расчетных зависимостей;
- структурным представлением их взаимосвязи [2];
- детальным рассмотрением операций технологического процесса в спектре функций и параметров конструкций оборудования (см. рис.).

Применение пакетов стандартного программного обеспечения, в т.ч. системы проектирования АРМ WinMachine, значительно повышает эффективность проектирования, позволяет расширить направления улучшения конструктивных параметров, нахождения новых комбинаций, новых конструктивных решений.

В результате расчета схемы технологического процесса и анализа конструктивных параметров, проверки и уточнения КП определяются показатели работы оборудования. Их ранжирование и установление взаимосвязи позволяют получить целевую функцию нахождения рациональных параметров узлов и оборудования буровой установки.

Правильно составленная целевая функция проектирования оборудования определяет комплекс показателей, наиболее важными из которых являются показатели функционального назначения.

Таким образом, системный подход к проектированию и эксплуатации оборудования позволяет выявить взаимосвязь конструктивных и технологических параметров и их влияние на эффективность использования техники, обоснование возможной модернизации или создание принципиально нового оборудования.

Список литературы

1. Порожский К.П., Мурахтин В.Л., Epshtein V. От перспективных технологий нефтедобычи - к новой буровой технике/ Технологическое оборудования для горной и нефтегазовой промышленности: Сб. трудов XV Международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р.Кубачека. – Екатеринбург; Уральский государственный горный университет, 2017. – с. 261-267
2. Гаврилова Л.А. Установление взаимосвязей между конструктивными и режимными параметрами СПК буровых установок// Горный информац.-аналитич. Бюллетень (научно-технический журнал), N10 - МГГУ. Москва, 2002.- С. 97-103

УДК 622: 001.89

УСКОРЕНИЕ ВНЕДРЕНИЯ ИННОВАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ ГОРНОЙ И НЕФТЕГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Зайнетдинов Р. И., д.т.н., профессор, **Гадолина И. В.**, к.т.н., с.н.с.
ФГБУН РАН Институт машиноведения им. А.А.Благонравова, Москва, Россия

Разработана теоретическая модель и предложен практический метод сокращения времени замещения устаревшей технологии инновационной. Метод основан на синергетическом подходе, анализе точек бифуркации, а также на управлении материальным, энергетическим и информационным потоками, входящими в обновляемую систему.

Ключевые слова: ускорение внедрения технологии, инновация, замещение технологии, точка бифуркации, синергетика, информационная энтропия, аттрактор технологического развития, бережливая инновация.

ACCELERATING THE COMMERCIALIZATION OF INNOVATIVE TECHNOLOGIES FOR MINING AND OIL&GAS INDUSTRY

Zainetdinov R. I., Gadolina I. V.

The theoretical model is developed and the practical method for shortening the time of substitution of outdated technology by innovative technology is offered. The method is based on synergetic approach, analysis of bifurcation points, as well as managing the flows of matter, energy and information at the input of the updated system.

Keywords: accelerating the technology commercialization, innovation, technology substitution, point of bifurcation, synergetics, informational entropy, attractor of technological development, lean innovation.

Горная и нефтегазовая промышленность – это инновационные отрасли, прошедшие долгий путь успешного развития [1]. На этом пути инновации внедряются обычно по сценарию постепенного замещения существующей (базовой) технологии одной или несколькими инновационными. При этом могут возникать задержки в процессе внедрения в связи с сильным сопротивлением устаревшей замещаемой технологии (старвации). На рис. 1 представлена реальная траектория развития, связанная с историческим фактом [2,3] задержки ΔT технологического замещения парходами парусных судов на Трансатлантических линиях в период с 1797 по 1964 г. Это показательный, но далеко не единственный случай огромной задержки внедрения. Актуален анализ возможностей и путей ускорения внедрения инноваций для горной и нефтегазовой промышленности.

Конкретные результаты инновационной деятельности в современной России не всегда соответствуют ожиданиям из-за недооценки важности научного управления инновационно-инвестиционными процессами. Новые возможности открываются подходами, основанными на синергетике, выявлении точек бифуркации и аттракторов технологического развития. Технологические системы в процессе своего обновления развиваются как открытые диссипативные устойчиво неравновесные системы, способные к самоорганизации [2,4-5]. Наличие материального, энергетического и

информационного потоков (в качестве которых выступают потоки оборудования, инвестиций, научной и патентной информации, кадров и др.) от внешних источников к системе и их диссипация являются предпосылками активности обновляемой системы. В качестве критического элемента обновляемой системы рассмотрена локальная зона повышенного градиента определяющего параметра X , лимитирующего режим работы всей обновляемой системы. Для анализа поведения такого критического элемента использована модель бистабильного элемента, обладающего двумя устойчивыми состояниями – старым и новым, в каждом из которых он может находиться достаточно долго. Внешние воздействия могут приводить к переходу критического элемента из одного состояния в другое. Рассмотрены три характерных режима существования обновляемой системы: старвация ($P_0 > P_1$), бифуркация ($P_0 = P_1$) и инновация ($P_0 < P_1$).

Доля рынка перевозок

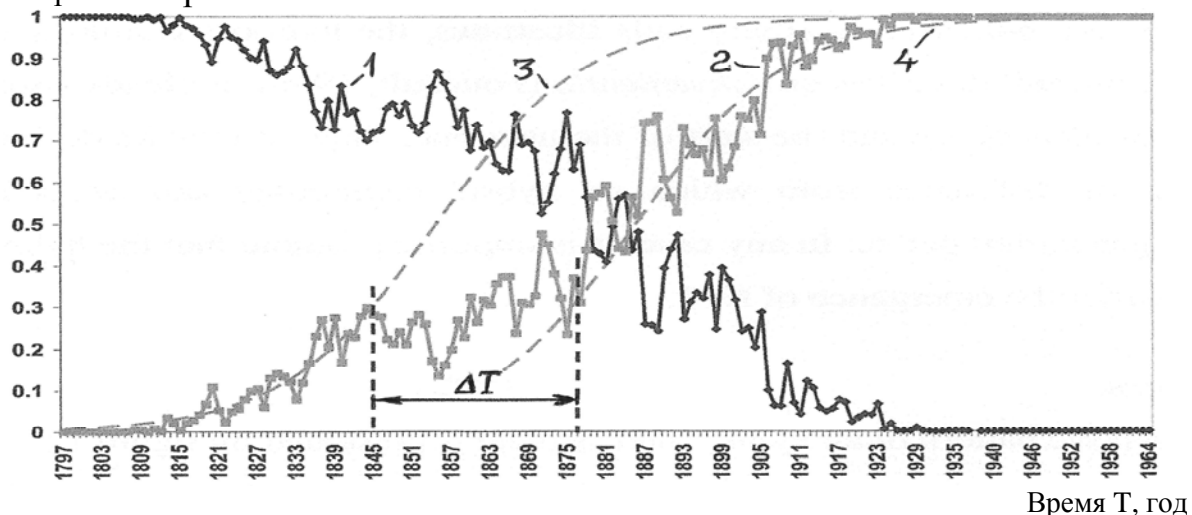


Рис. 1. Сценарий задержки ΔT из-за сильного сопротивления в процессе замещения технологии парусных судов (линия 1) пароходами (2)

Важнейшей функцией состояния системы является энтропия, изменение которой в открытых системах можно разделить на сумму двух составляющих: поток энтропии, зависящий от процессов обмена со средой, и производство энтропии из-за необратимых процессов внутри системы [5,6]. Определенные стадии эволюции системы могут происходить при общем понижении энтропии, в ходе эволюции разупорядоченность уменьшается за счет оттока энтропии, происходит самоорганизация, система эволюционирует к более сложной структуре. В устойчиво неравновесном состоянии производство энтропии внутри системы компенсируется оттоком энтропии, т.е. притоком информации извне системы или с других иерархических уровней внутри самой системы [4,5]. Получена зависимость для описания динамики потока информационной энтропии $H(t)$ [6]:

$$H(t) = -\frac{\alpha}{1+\alpha} \frac{1}{\ln 2} \left\{ \frac{1+\alpha e^{-\beta t}}{\alpha} \ln \left[\frac{1}{1+\alpha} (1+\alpha e^{-\beta t}) \right] + (1-e^{-\beta t}) \ln \left[\frac{\alpha}{1+\alpha} (1-e^{-\beta t}) \right] \right\},$$

где $\alpha=v/\mu$ - параметр режима существования обновляемой системы; v, μ - интенсивности переходов критического элемента системы соответственно из старого состояния в новое и обратно; $\beta=v+\mu$. График изменения потока информационной энтропии $H(t)$ в критическом элементе инновационной системы при реализации последовательности инноваций показан на рис. 2. Вначале критический элемент системы находится в режиме старвации. Поток энтропии за время переходного процесса стабилизируется на уровне, соответствующем этому режиму, без прохождения точки бифуркации. В условный момент времени $t=1,4$ на систему оказывается воздействие, приводящее к переходу от старвации ($\alpha < 1$) к новому ($\alpha^* > 1$) режиму (инновация). Обновляемая система реагирует на сильное воздействие, приводящее к инновации, резким возрастанием потока энтропии от достигнутого в предшествующих условиях стационарного уровня H_{ST} до максимума $H^*_{max}=1$ в точке t^*_b бифуркации. Полученные в [6] формулы позволяют прогнозировать моменты точек t^*_b бифуркации и критического состояния системы, когда целесообразно принять меры для скорейшей адаптации системы к новым условиям и ускорения внедрения инновации.

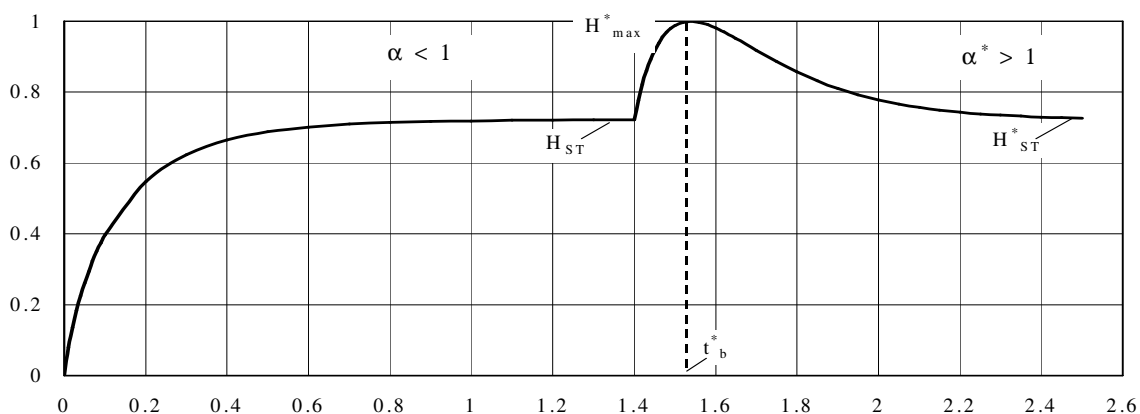


Рис. 2. Динамика изменения потока информационной энтропии $H(t)$ в случае инновации системы ($\alpha < 1$; $\alpha^* > 1$)

Выявлена зависимость режима существования системы и времени прохождения ею точки бифуркации от функции распределения случайного процесса воздействий на систему, её входных потоков (например, инвестиционных и информационных). На рис.3 приведен график зависимости α от параметров (среднего значения X и стандартного отклонения S_x) нормального случайного процесса на входе обновляемой системы.

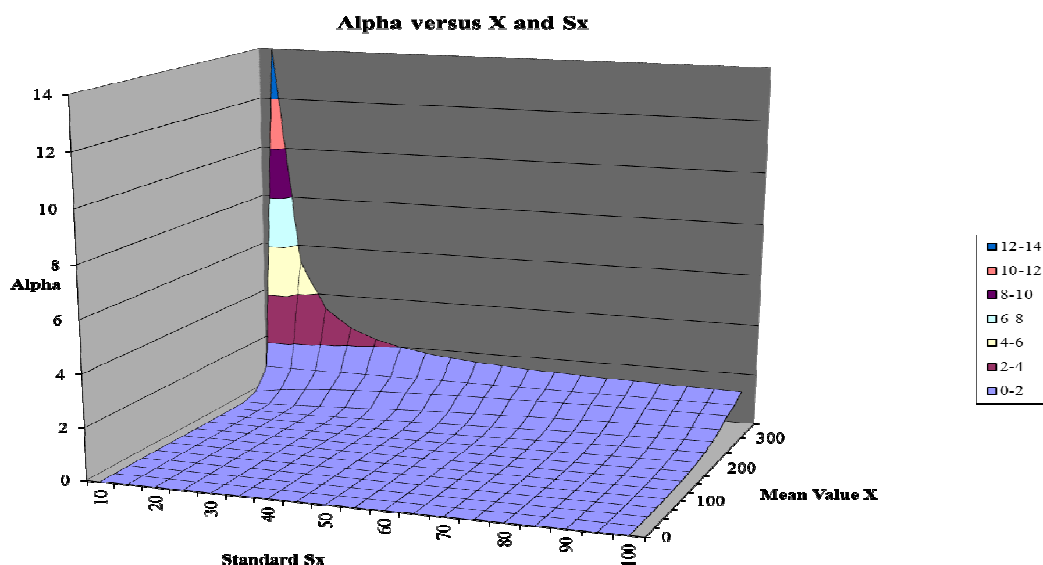


Рис.3. Изменение параметра α режима системы от среднего значения X и стандарта Sx случайного процесса на входе инновационной системы

При целенаправленном изменении параметров входных потоков появляется возможность влиять на время преодоления критическим элементом системы точки t^*_b бифуркации (или каскада бифуркаций). Возможность оценки времени прохождения системы через это состояние, характеризующееся наиболее высокими рисками, позволяет предпринять меры, способствующие скорейшему переходу системы через эту точку и успешной её адаптации к новому состоянию. В это время целесообразно (путем рационального управления потоками, входящими в систему) создать наиболее благоприятные условия для успешного прохождения системой точки бифуркации в желаемом направлении, а также предпринять все возможные меры, чтобы направить систему по благоприятному пути развития /7,8/.

Потенциальные возможности, возникающие в момент бифуркации, привлекают развитие системы, она самоорганизуется, совершенствует свою структуру, переходит на качественно новый уровень развития. Отсюда следует, что технологическое развитие определяется не столько начальными условиями и «тяжелым наследием прошлого», сколько будущими возможными состояниями, т.е. аттракторами технологического развития, к которым система стремится после бифуркации. При этом эти процессы необратимы /9/. Время – невозполнимый ресурс, поэтому предлагаемый метод, предназначенный для сокращения сроков внедрения инноваций, целесообразно рассматривать, как один из важных и полезных инструментов концепции «Бережливые Инновации» /10/.

Выводы. Предложен метод ускорения внедрения инноваций путем рационального управления потоками, входящими в обновляемую систему. Рекомендуется практическая апробация метода для использования в горной и нефтегазовой промышленности. Предложения о сотрудничестве

просим направлять на E-mail: zri7755@gmail.com.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чуркин В.А.,Новиков Н.В. Инжиниринговый центр композитных материалов как эффективный инфраструктурный мультипликатор коммерциализации результатов интеллектуальной деятельности УГГУ//Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. тр. XIV МНТК «Чтения памяти В.Р. Кубачека». Екатеринбург: УГГУ, 2016. С. 9-12.
2. Зайнетдинов Р.И., Гадолина И.В. Анализ траекторий инновационного развития на основе синергетического подхода// Фундам. исследования и инновац. технологии в машиностр-нии: Науч. тр. III-й междунар. науч. конф.-М.: ИМАШ РАН,2014.С.104-106.
3. Rosenberg, N. On technological expectations. The Economic Journal. 1976. V.86 (34). Pp. 523-535.
4. Пригожин И.Р. Введение в термодинамику необратимых процессов. М.: Иностранная литература, 1960. 128 с.
5. Николис Г., Пригожин И. Познание сложного. М.: Мир, 1990. 344 с.
6. Zainetdinov, R. Entropy Dynamics Associated with Self-Organization // Paradigms of Complexity. Fractals and Structures in the Science / Singapore: World Scientific, 2000. Pp. 229-242.
7. Чесбро Г. Открытые инновации. М.: Поколение, 2007. 336 с.
8. Кристенсен К. Закон успешных инноваций. М.: Альпина Паблшер,2017.268 с.
9. Синергетика инноваций / О.С.Сухарев, С.В.Шманёв, А.М.Курьянов. М.: Финансы и статистика; ИНФРА-М, 2011. 368 с.
10. Бережливые инновации: Технологии умных затрат / Нави Раджу, Джайдип Прабху. М.: Олимп-Бизнес. 416 с.

УДК 622.24

ТОРМОЗНАЯ СИСТЕМА БУРОВОЙ ЛЕБЕДКИ: ОТ ПРОБЛЕМ К НОВЫМ РЕШЕНИЯМ

Журавлев Д.В.

ООО «К5», г. Екатеринбург

Рассмотрены проблемы существующей конструкции тормозных шкивов буровой установки. Проведены анализы различных конструкций и испытания образцов. Приведены технико-экономические обоснования применения шкивов из листа с применением наплавленного металла.

Ключевые слова: тормозной шкив, тормозной барабан, тормозная система, наплавка металла, литые шкивы, сварные шкивы.

BRAKE SYSTEM OF DRAWWORKS: FROM PROBLEMS TO NEW SOLUTIONS

Zhuravlev D.V.

The article describes the problems of the existing design of brake rims. Analyses of various designs and tests of samples were carried out. The feasibility studies of application of the brake rims made of sheet with the use of welded metal are presented.

Keywords: brake rims, brake drum, braking system, metal surfacing, cast rims, welded rims

Бурение скважин занимает очень важное место в нефтегазовой и энергетической отрасли. «Сердцем» буровой установки, без сомнения, можно назвать буровую лебедку, от работы которой зависит скорость бурения, а от ее надежности – количество ремонтов и простоев. При спуске колонны бурильных труб, весом в десятки и сотни тонн, необходимо иметь надежную тормозную систему.

При дизельном приводе лебедки торможение происходит с помощью тормозных шкивов (барабанов) или дисковых тормозов. В момент торможения выделяется огромное количество энергии и элементы тормозной системы находятся в очень нагруженных условиях, поэтому для отвода тепла применяется система охлаждения (рис. 1).

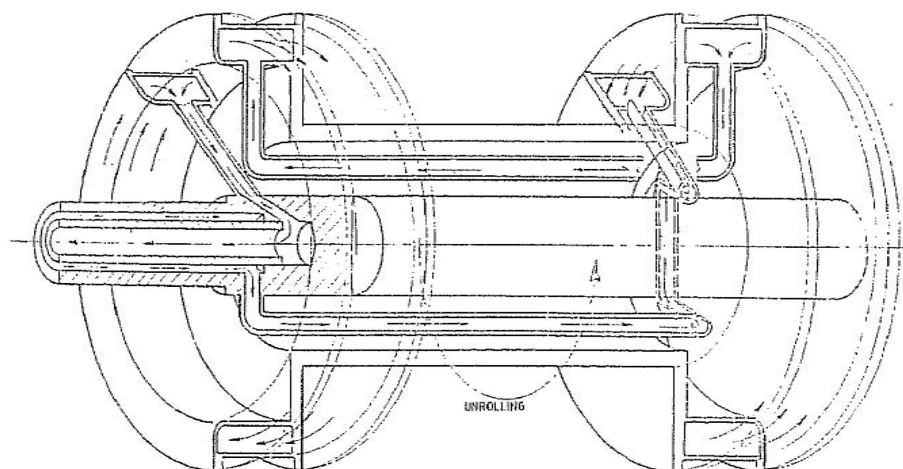


Рис. 1. Тормозные шкивы с системой охлаждения.

При этом шкивы подвержены частым циклическим изменениям температуры от -40 до $+250...400$ °С и постоянному износу.

Шкивы для мобильных буровых установок изготавливались из литых заготовок. Рабочая поверхность после закалки ТВЧ имеет твердость $45...55$ HRC на толщине $1...1,5$ мм.

В настоящее время «литье» имеет ряд недостатков:

- При эксплуатации: образование трещин на рабочей поверхности (как следствие - потери охлаждающей жидкости, снижение тормозных характеристик и износ тормозных колодок), быстрый износ рабочей поверхности, частые ремонты и простои.
- При изготовлении: длинный цикл поставки заготовки, высокий брак производства, скрытые дефекты выявляются до последней стадии обработки, и как следствие срывы плановых сроков поставки, дополнительные расходы, рекламации и т.д.

Шкивы из поковки получились гораздо лучшего качества, но стоимость их достаточно высока (см. таблицу 1).

Наиболее оптимальным вариантом являются шкивы, изготовленные из листа с наплавленным металлом. Обод шкива выполнен из полосы конструкционной низколегированной стали, свальцованный в кольцо. После обработки обода на рабочую поверхность наплавлен металл толщиной $6...9$ мм (рис. 2).

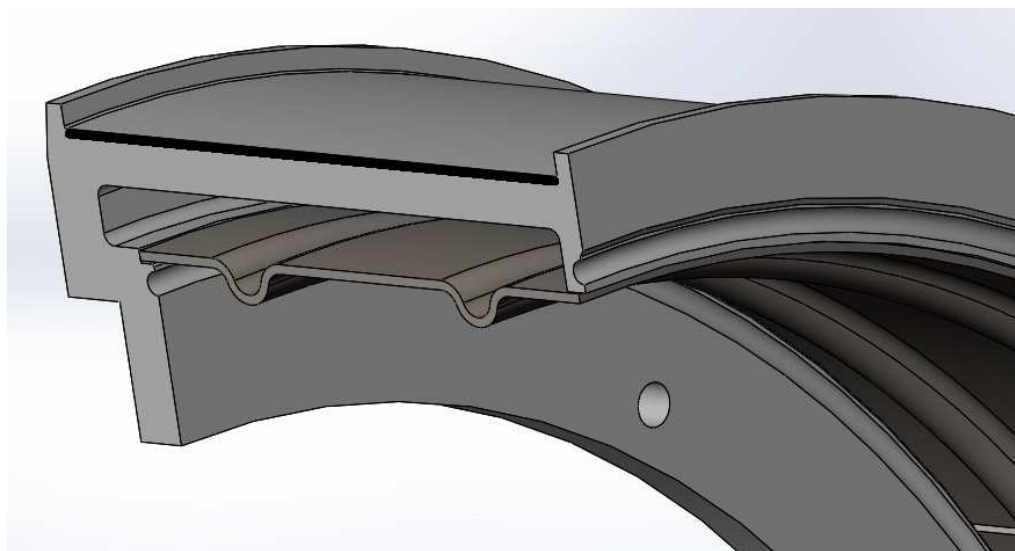


Рис. 2. Тормозной шкив с наплавленным металлом.

Для наплавки металла был изготовлен стенд, обеспечивающий равномерную подачу и толщину наплавки.

Для выбора материала были проведены испытания с различными образцами. Подбор был обусловлен оптимальным сочетанием нескольких параметров: твердость наплавленного металла, стойкость к износу при высоких температурах, свариваемость, возможность обработки режущим

инструментом, стоимость проволоки, доступность материала, сроки поставки и др.

По результатам испытаний опытных образцов первые партии тормозных шкивов были изготовлены с применением порошковой проволоки, предназначенной для наплавки в среде защитных газов.

Эти тормозные шкивы работают пятый год. Трещины отсутствуют, износ составил около 2 мм. При слое наплавленного металла минимум 6 мм, ресурс составит не менее 12 лет.

Таблица 1. Сравнительная таблица трех вариантов шкивов

Параметр	Значение		
	Литая заготовка	Кованная заготовка	Лист с наплавленным металлом
Стоимость, условных единиц	1	1,56	1,92
Срок изготовления, мес	3,5	2,5	1,25
Средний ресурс, лет	1,5	3	12
Стоимость за год, условных единиц	0,67	0,52	0,16
Дополнительные сравнения			
Твердость рабочей поверхности, HRC	45...55	40...50	48
Толщина слоя с указанной твердостью, мм	1...1,5	1...1,5	6...9

Выводы:

В результате данной работы были разработаны и изготовлены тормозные шкивы с конкурентноспособными преимуществами:

- снижена в 4,15 раза удельная стоимость за эксплуатационный период.
- уменьшены простои буровой установки.
- ресурс увеличен в 8 раз.
- снижено количество ремонтов по замене шкивов.
- сокращен срок производства в 2,8 раза.

УДК 621.982.622.273, 622.44

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИХРЕВОГО ГИДРООБЕСПЫЛИВАНИЯ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ГОРНОЙ И НЕФТЕГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Макаров В.Н.¹, докт. техн. наук., Макаров Н.В.¹, канд. техн. наук., доц.,
Кривошеин М.В.¹ студ.

¹ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет» г. Екатеринбург

Предложен метод вихревого высоконапорного гидрообеспыливания, основанный на принципе вихревой инерционной ортокинетической гетерокоагуляции в системе «жидкое-твердое». Предложена математическая модель вихревого гидрообеспыливания, показано существенное снижение величины потребляемой энергии полного поглощения абсолютно гидрофобных частиц пыли каплями жидкости при интенсивном закручивании капель жидкости. Уточнена графическая модель взаимодействия в зоне контакта в момент соударения в системе «твердое - жидкое», установлено, что площадь контакта капли жидкости с частицей пыли оказывает непосредственное влияние на величину краевого угла смачивания.

Ключевые слова: гидрообеспыливание, вихревая инерционная ортокинетическая гетерокоагуляция, гидрофобность, краевой угол смачивания, кинематическая коагуляция.

MATHEMATICAL MODELING OF VORTEX HYDROPOWERING AT THE MINING AND OIL-AND-GAS INDUSTRY ENTERPRISES

Makarov V. N. , Makarov N. V. , Krivochein M.V.

A method of vortex high-pressure hydro-dusting based on the principle of vortex inertial orthokinetic hetero-coagulation in the system "liquid-solid" is proposed. A mathematical model of vortex hydro-dusting is proposed, a significant reduction in the amount of energy required for the complete absorption of absolutely hydrophobic dust particles by liquid droplets is observed when the liquid droplets are rapidly curled. The graphic model of interaction in the contact zone at the moment of collision in the "solid-liquid" system is specified, it is established that the contact area of the liquid drop with the dust particle has a direct effect on the value of the contact angle of wetting.

Keywords: hydrodispersing, vortex inertial orthokinetic hetero-coagulation, hydrophobicity, wetting contact angle, kinematic coagulation.

Актуальность задачи совершенствования технологии высоконапорного гидрообеспыливания как составной части программы внедрения экологического недропользования требует нового подхода к построению графо-аналитической модели инерционной ортокинетической гетерокоагуляции воднопылевого аэрозоля [1, 5].

Целью моделирования кинематических и динамических параметров системы «капля жидкости – частица пыли» в процессе предлагаемой вихревой инерционной ортокинетической гетерокоагуляции является исследование механизма кинематической коагуляции в условиях действия присоединенного вихря в зоне контакта индуцированного вращающейся каплей жидкости [6-8].

Математическая модель вихревой кинематической коагуляции, использующей вышеуказанный принцип, послужит основой подготовки рекомендации по совершенствованию технологического оборудования динамического высоконапорного гидрообеспыливания, созданию

энергоэффективных вихревых форсунок для установок пылеподавления.

Из анализа графической модели взаимодействия в зоне контакта в момент соударения в системе «твердое - жидкое», приведенной на рис. 1 и

формулы (1) видно, что площадь контакта капли жидкости с частицей пыли оказывает

непосредственное влияние на величину краевого угла смачивания θ . Чем меньше радиус кривизны поверхности капли в зоне контакта, т. е. меньше ее размер, тем меньше краевой угол смачивания θ , а следовательно, тем больше потребуется затратить энергии для полного поглощения частицы пыли диаметром $d_{п.т}$ каплей жидкости, определяемой поверхностной энергией отрыва и растекания [9-10].

Снижение потребной энергии для полного поглощения частицы пыли вращающейся каплей жидкости, равное работе силы депрессии в зоне контакта на длине частицы пыли можно выразить уравнением:

$$\Delta\Pi_{ж-г} = \Delta F_{ж-г} d_{п} = \frac{1}{2} \Gamma_{\omega} \omega_{ж} d_{п} S_{к}, \quad (1)$$

где: Γ_{ω} - циркуляция газа в зоне контакта частицы пыли и капли жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$; $S_{к}$ - площадь контакта соответствующая площади смачивания, м^2 ; $\Delta F_{ж-г}$ - сила давления разряжения (депрессия) в зоне контакта частицы пыли и капли жидкости обусловленная влиянием присоединенного вихря и равная снижению силы поверхностного натяжения, н.

С учетом формулы (1) уравнение для силы депрессии в зоне контакта частицы пыли и капли жидкости обусловленной влиянием присоединенного вихря и равная снижению силы поверхностного натяжения получим в виде:

$$\Delta F_{ж-г} = \frac{\pi^2}{32} \rho_{г} d_{п}^4 \sin^4 \theta \omega_{ж}^2. \quad (2)$$

С учетом уравнений [4-6] после соответствующих преобразований уравнение для краевого угла смачивания в зоне контакта жидкой и твердой фазы при вращении капли жидкости с угловой скоростью $\omega_{ж}$ получим в

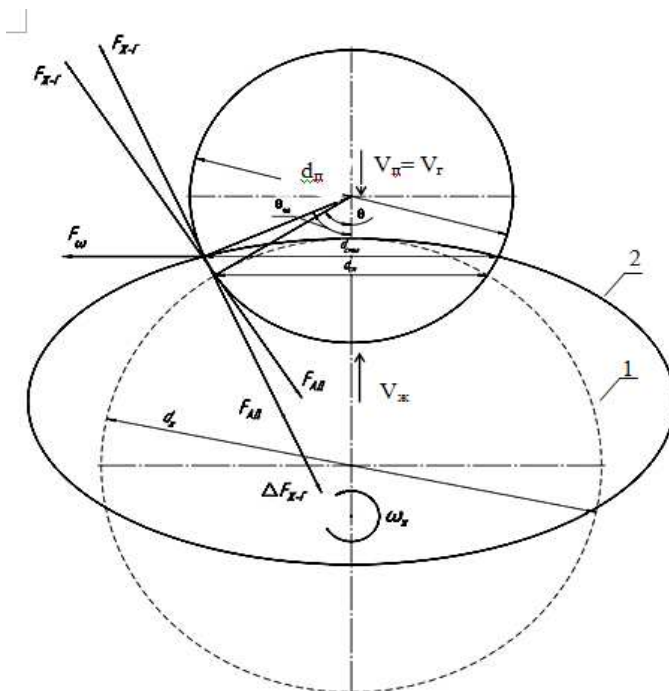


Рис.1. Графическая модель вихревой кинематической коагуляции частицы пыли капли жидкости: 1 – классическая инерционная ортокинетиическая гетерокоагуляция, $\omega_{ж} = 0$; 2 – вихревая инерционная ортокинетиическая гетерокоагуляция, $\omega_{ж} > 0$

виде:

$$\theta_{\omega} = \arccos\left(\cos \theta - \frac{\pi \rho_r d_p^2 \sin^2 \theta \omega_{\omega}^2}{64 \delta_{ж-г} \cos \theta}\right) \quad (3)$$

Таким образом, с учётом предложенной модели инерционной орто кинетической гетерокоагуляции системы «частица пыли – капля жидкости при вращении частицы жидкости с угловой скоростью ω_{ω} минимальный диаметр $d_{п \omega m}$ частицы пыли полностью поглощаемой в процессе захвата и смачивания каплями жидкости при действии сил поверхностного натяжения, инерционных сил поступательного и вращательного движения может быть записана в виде:

$$d_{п \omega m} = \sqrt{\frac{768 \delta_{ж-г} (\cos \theta - \cos \arccos(\cos \theta - \frac{\pi \rho_r \omega_{\omega}^2 \delta_{ж-г}^2 \cos^2 \theta \sin^2 \theta}{(\rho_{п} - \rho_r)^2 (V_{ж} - V_{п})^6}))}{\pi \rho_r \sin^2 \theta \omega_{\omega}^2}} \quad (4)$$

Проведенные исследования показывают, что вихревое высоконапорное гидрообеспыливание способствует увеличению угла смачивания, снижению минимального размера абсолютной гидрофобности частиц пыли, уменьшению запрещающего уровня поверхностно-адгезионного энергетического барьера налипания частиц и критического уровня аэродинамического энергетического барьера.

Список литературы

1. Ксенофонтова А. И., Бурчаков А. С. Теория и практика борьбы с пылью в угольных шахтах. – М.: Недра, 1965. – 232 с.
2. Физико-химические основы гидрообеспыливания и предупреждения взрывов угольной пыли/ В. И. Саранчук В. П. Качан, В. В. Рекун и др.- Киев : Наукова думка 1984.-216с.
3. Фролов М. А, Зыряев Б. Г. Подавление пыли в шахтах высоконапорным орошением. – М.: ЦНИЭИУголь, 1976. – 44с.
4. Борьба с пылью и вредными газами в железнорудных шахтах / А. П. Янов, В. С. Ващенко, Ф. Г. Гагауз и др. – М. Недра, 1984. – 228 с.
5. Моделирование и проектирование систем гидрообеспыливания / Журавлев В. П., Саранчук В. И., Страхов И. А. и др. – Киев: Наукова думка, 1990. – 132 с.
6. Фролов А. В., Телегин В. А., Сечкерев Ю. А. Основы гидрообеспыливания. - М.: Безопасность жизнедеятельности №10, 2007. – с. 1-24.
7. Романков П. Г., Курочкина М. И. Гидромеханические процессы химической технологии. – 3-е изд. – Л.: Химия 1982.-288с.
8. Левин В. Г. Физико-химическая гидродинамика. – М. Физматгиз, 1959.-700с.
9. Зимон А. Д. Адгезия жидкости и смачивание. – М.: Химия, 1976 – 416 с.
10. Макаров В. Н., Горшкова В. А., Волегжанин В. А., Математическое моделирование активного управления аэродинамикой шахтных центробежных вентиляторов //Горный информационно-аналитический бюллетень. - 2016. - №4. - С.39 .

УДК 67.05

НЕДОСТАТКИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ КОМПРЕССОРНОГО ЦЕХА

Новиков С.О.¹, магистрант, Кирдяпкин С.А.², инженер-технолог,
¹ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург,
²Уральский завод гражданской авиации, г. Екатеринбург, Россия

Проведен анализ работы оборудования на установке компрессорного цеха. В результате было выявлен ряд недостатков, которые существенно влияют на работу цеха в целом. А именно при сжатии природного газа в поршневом компрессоре существенно повышается температура газа, который необходимо охладить для увеличения пропускной способности, для этого применяют аппараты воздушного охлаждения. Регулирование температуры производится за счет дистанционного управления, посредством изменения положения жалюзи, которые регулируются актуаторами.

Ключевые слова: установка компрессорного цеха, аппарат воздушного охлаждения, сжатие, пневмоцилиндр.

DISADVANTAGES OF THE TECHNOLOGICAL EQUIPMENT OF COMPRESSOR HALL

Novikov S.O., Kirdyapkin S.A.

The analysis of the equipment operation at the compressor shop installation is carried out. As a result, a number of shortcomings were identified that significantly affect the work of the workshop as a whole. Namely, when compressing natural gas in a piston compressor, the temperature of the gas is substantially increased, which must be cooled to increase the throughput, for this, air-cooling units are used. Temperature control is carried out by means of remote control, by changing the position of the blinds, which are regulated by actuators.

Keywords: installation of compressor shop, air cooling unit, compression, pneumatic cylinder.

На установках компрессорного цеха активно используются аппараты воздушного охлаждения. Аппарат воздушного охлаждения (АВО) предназначен для охлаждения или конденсации технологических потоков газа и конденсата. Эксплуатируется на открытых технологических площадках в районах с умеренным или холодным климатом. Температура технологического потока от -40 до 300 °С, давление до 7,5 МПа.

Цель работы – модернизация объекта управления жалюзи, с целью предотвращения аварийного останова установки компрессорного цеха.

Причиной для исследования и модернизации оборудования было то, что на предприятиях в районах крайнего севера были выявлены существенные недостатки, которые приводят к аварийному останову компрессора. Во время работы компрессорной установки температура сжатого газа повышается, в следствии чего устанавливают АВО. Температура на выходе из АВО регулируется за счет положения жалюзи, которые в свою очередь управляются актуатором рис.1.

Актуатор состоит из корпуса - 1, мембраны - 2, пружины - 3, поршня – 4, штока – 5. Во время регулирования положения жалюзи, в корпус актуатора подается сжатый воздух, внутри которого установлена мембрана – аккумулятор воздуха, которая давит на поршень, в следствии чего

происходит открытие. Основная проблема данного устройства заключается в том что, в зимнее время жалюзи примерзают корпусу, актуатор работает в прежнем режиме, усилия, которое он создает не хватает, в то время как сжатый воздух по прежнему поступает в корпус, поршень стоит на месте, мембрана продолжает растягиваться и происходит порыв.

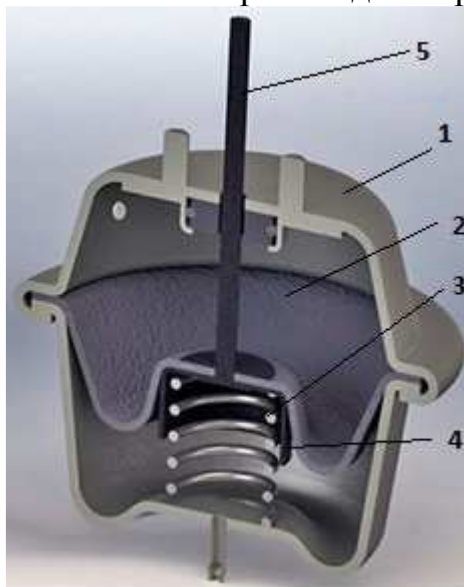


Рис. 1. Актуатор.

На рис. 2 представлена зависимость установленной модели актуатора 501-6-315, которая показывает, что для полного открытия жалюзи требуется давление равное 15 psi = 0,10 МПа

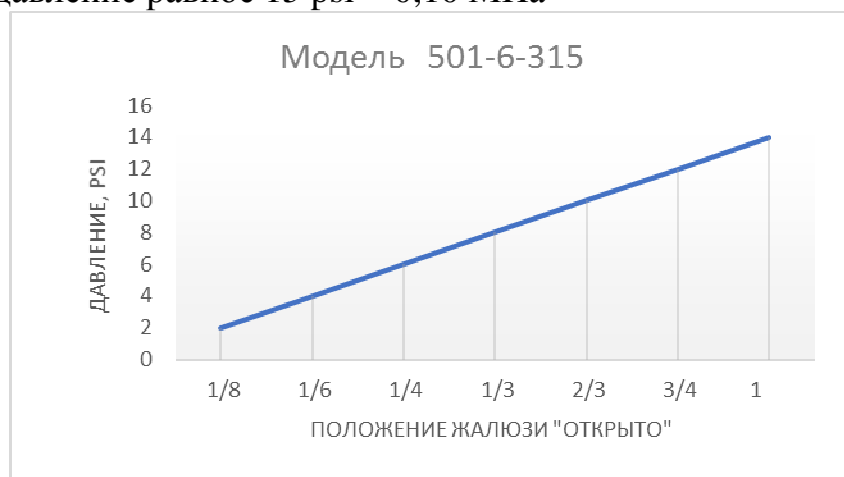


Рис. 2. Зависимость давления от положения жалюзи

Для решения данной проблемы, мы проанализируем возможные варианты решения:

1. Установить более мощную модель 501-6-630.
2. Заменить актуатор на пневмоцилиндр.

На рис. 3 представлены зависимость модели актуатора 501-6-630, которая показывает, что для полного открытия жалюзи требуется давление равное 30 psi = 0,21 МПа

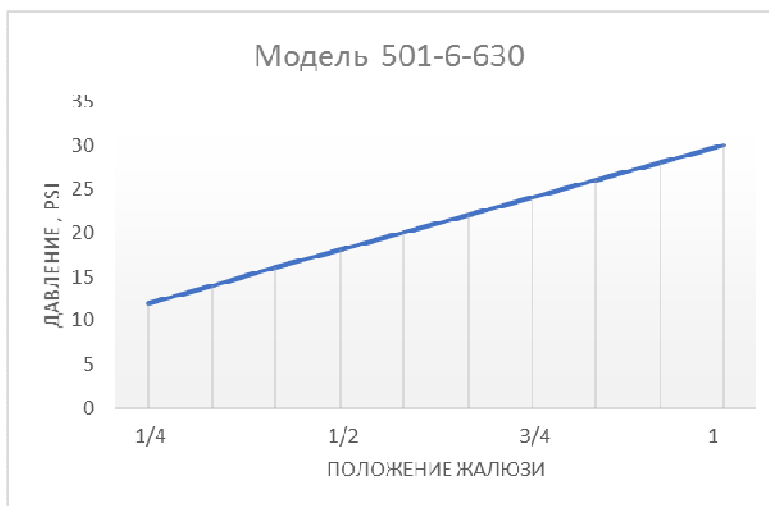


Рис. 3. Зависимость давления от положения жалюзи

Расчет пневмоцилиндра заключается в подборе диаметра его поршня таким образом, чтобы развиваемое цилиндром усилие было достаточным для преодоления действующих на него нагрузок. При расчете мы учитывали максимальное давление, при котором можно эксплуатировать актуатор. Для более быстрого подбора диаметра поршня, мы создали калькулятор расчета усилия рис.4 в программе Visual Basic for Applications, с помощью которого определили параметры.

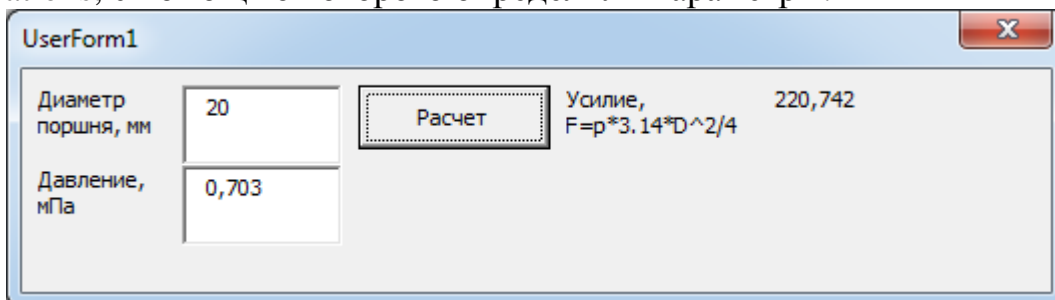


Рис.4.Калькулятор

$$F = P * \frac{\pi D^2}{4}, \text{ где } P - \text{давление, } D - \text{диаметр поршня.}$$

$$F = 0.70 * \frac{\pi \times 20^2}{4} = 220 \text{ Н.}$$

Таблица 1 - Характеристики

Модель и параметр	Усилие, Н	Номинальное давление, МПа	Максимальное давление, МПа	Размер рабочей поверхности, мм
Актуатор 501-6-315	80	0,10	0,70	152
Актуатор 501-6-630	160	0,21	0,70	152
Пневмоцилиндр	220	-	0,70	20

Вывод: В таблице 1 приведены характеристики, соответственно мы можем сделать вывод, что пневмоцилиндр преобладает по всем показателям. Он создает большее усилие, при том же максимальном давлении и при гораздо меньших размерах рабочей области.

Список литературы

1. Суслов Н. М., Лагунова Ю.А., Объемные гидравлические машины гидро- и пневмоприводов: учебное пособие; УГГУ – Екатеринбург: Издательство УГГУ, 2010-345с.

УДК 622.233.05

НЕКОТОРЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССА ШАРОШЕЧНОГО БУРЕНИЯ КРЕПКИХ ГОРНЫХ ПОРОД*

Реготунов А.С.¹, канд. техн. наук, Сухов Р.И.¹, канд.техн.наук.

¹Институт горного дела Уральского отделения РАН, г. Екатеринбург, Россия

Приведен анализ динамики изменения добычи железной руды в РФ, основные тенденции изменения горно-технических условий ведения горных работ на карьерах железорудной отрасли. Сформулированы некоторые направления совершенствования процесса шарошечного бурения на карьерах.

Ключевые слова: бурение, крепкие горные породы, скол, разрушение, интенсификация.

DIRECTIONS OF INTENSIFICATION OF THE PROCESS OF ROLLING CUTTER BORE HARD ROCKS IN QUARRIES

Regotunov A. S., Suhov R. I.

The analysis of the dynamics of changes in the production of iron ore in Russia, key trends in mining-technical conditions of mining operations in open pits of the iron ore industry. Formulated the basic directions of perfection of process of rolling cutter drilling in quarries.

Keywords: drilling, strong rocks, rock formation, fracture, intensification.

В Российской Федерации после резкого спада добычи железной руды в 1990-2000 гг. наблюдается ее устойчивый рост (рис. 1) [1-4].

С 2000 г. добыча сырой железной руды с уровня в 208,2 млн. т неуклонно увеличивалась в среднем на 4,6 млн. т в год. Разрабатываемые месторождения, как правило (более 95%), характеризуются высокой прочностью и крепостью руд и пород. Они могут разрабатываться только с применением буровзрывных работ, затраты на которые достигают трети стоимости добычи полезного ископаемого. Значительную часть этих затрат составляет стоимость работ по бурению взрывных скважин. К настоящему времени объем бурения взрывных скважин в горнодобывающей отрасли превышает 6 млн. метров, а ориентировочные затраты – более 1 млрд руб. Практически на всех карьерах для бурения взрывных скважин применяются мощные буровые станки СБШ-250.

Общее количество этих буровых станков в настоящее время превышает 90% от всего парка, и ими бурится более 90% всего объема скважин [5-6].

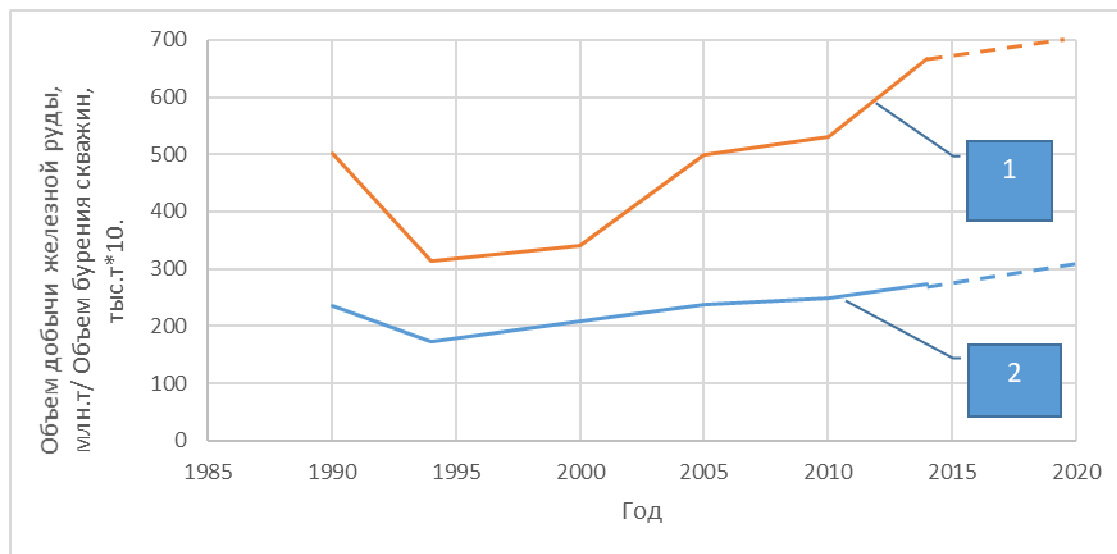


Рис. 1. Динамика показателей работы крупнейших железорудных карьеров России: 1 - объем бурения взрывных скважин; 2- объем добычи железной руды

* Исследования выполнены в рамках финансирования по ГЗ 007-01398-17-00, тема № 0405-2015-0010 теме 1, работа б; по конкурсному проекту фундаментальных исследований УрО РАН №18-5-5-10

Одной из особенностей ведения открытых горных работ в современный период является повышение доли крепких и крепчайших скальных горных пород по мере углубления карьера.

В связи с вышеизложенным, особенно повышением прочностных свойств разрушаемого массива, увеличилась энергоемкость процесса бурения. Поэтому интенсификация процесса бурения крепких пород является весьма актуальной задачей.

Применяемые шарошечные долота в основном разрушают породу в процессе бурения скважин в результате сжатия и последующего ее дробления твердосплавными элементами. Как известно, при разрушении деформациями сжатия существенно больше требуется энергии на единицу разрушаемой породы. Однако крепкие скальные горные породы имеют высокую расположенность к разрушению скалыванием [7]. Поэтому перспективным направлением в интенсификации процесса бурения является создание инструмента, обеспечивающего получение в скважине дополнительных свободных поверхностей с последующим крупным сколом породы по направлению к ним.

Теоретические основы механизма крупного скола на свободную поверхность предложены в работе [8]. Установлено, что работа ядра уплотнения как преобразователя механической энергии, передаваемой инструментом, существенно зависит от наличия и числа свободных поверхностей в забое скважины. Чем выше число свободных поверхностей, тем большая доля работы ядра уплотнения расходуется на

разрушение породы. При этом уменьшается образование пылевидной фракции продуктов разрушения в процессе бурения.

С участием ИГД УрО РАН разработан комбинированный буровой снаряд (рис.2), реализующий идею крупного скола на свободную поверхность. Его применение обеспечивает увеличение скорости бурения в 1,5 - 2 раза при уменьшении энергоемкости бурения в 1,8 - 2 раза [9], а также открывает возможность уменьшения габаритных размеров буровых станков шарошечного типа, поскольку необходимое осевое усилие для разрушения породы в скважине в сравнении с обычным шарошечным долотом требуется существенно меньше [10].

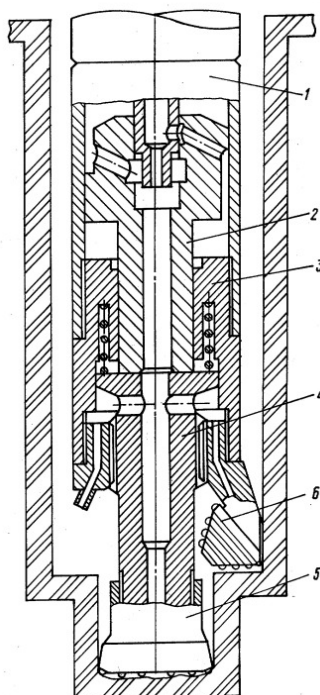


Рис. 2. Комбинированный буровой инструмент, реализующий идею крупного скола: 1-пневмоударник; 2 – поршень; 3- букса; 4 – хвостовик; 5 - штыревая коронка; 6 - шарошка бурильной головки

Еще одним направлением интенсификации может быть передача с помощью магнестриктора высокочастотной (100 – 400 Гц) вибрации на буровой инструмент для одновременного ослабления прочности буримых горных пород и увеличения динамической составляющей. Следует отметить, что магнестрикторы использовались при глубоком и сверхглубоком бурении нефтяных и разведочных скважин глубиной 2000 м и более, где естественным амортизатором высокочастотных колебаний являлся стабилизированный буровой став. Согласно [11] указанный способ в значительной степени повышает объемную скорость бурения в крепких породах в 3-5 раз в сравнении с шарошечным. Однако в силу недостаточности исследований процессов нейтрализации передачи вибрации на основные узлы бурового станка и вращательно-подающие

устройства, новый способ не нашел промышленного применения на карьерах. Кроме того, остался не проработанным вопрос о влиянии дополнительных высокочастотных ударных нагрузок на увеличение критических деформаций лап долота в месте присоединения цапфы, а также деформаций вооружения в зоне контакта с забоем скважины [12].

Среди направлений интенсификации следует рассмотреть способ одновременного или последовательного разрушения забоя с использованием теплового или комбинированного термомеханического воздействия на забой скважины для предварительного ослабления прочностных свойств буримого массива. Указанные способы имеют ограниченную область применения, связанную с избирательностью термического разрушения, эффективность которого в большой степени зависит от содержания SiO_2 в составе массива (не менее 68-72%). С другой стороны, указанный способ является весьма энергоемкими, а для создания высоких температур 900-1200⁰С используется жидкое топливо.

Выводы

1. Интенсификация шарошечного бурения за последние годы осуществлялась созданием способов, позволяющих увеличить образование скалывающих поверхностей за счет передачи на буровой инструмент дополнительных динамических нагрузок и создания комбинаций с другими способами разрушения.

2. Большинство предложенных или апробированных способов интенсификации базируется на значительном увеличении энергии, передаваемой на буровой инструмент, что при видимой эффективности в части повышения механической скорости бурения приводит к его преждевременному выходу из строя.

3. В силу недостаточности научных исследований влияния дополнительных нагрузок на конструкцию шарошечного долота предложенные способы интенсификации не нашли применения в промышленности.

Список литературы

1. Техничко-экономические показатели горных предприятий за 1990-2005 гг./ Институт горного дела УрО РАН. – Екатеринбург: ИГД УрО РАН, 2006. – 364 с.

2. Техничко-экономические показатели горных предприятий за 1990-2008 гг./ Институт горного дела УрО РАН. – Екатеринбург: ИГД УрО РАН, 2009. – 370 с.

3. Техничко-экономические показатели горных предприятий за 1990-2011 гг./ Институт горного дела УрО РАН. – Екатеринбург: ИГД УрО РАН, 2012. – 407 с.

4. Техничко-экономические показатели горных предприятий за 1990-2014 гг./ Институт горного дела УрО РАН. – Екатеринбург: ИГД УрО РАН, 2015. – 321 с.

5. Сухов Р.И. Выбор направлений совершенствования отечественной буровой техники для проходки взрывных скважин / Р.И. Сухов, В.С. Болкисев, А.С. Реготунов // Горное оборудование и электромеханика. – 2014. - №5. – С. 46-48

6. Болкисев В.С. Вопросы определения продолжительности безопасной эксплуатации карьерных буровых станков после окончания установленного срока службы / В.С. Болкисев, Р.И. Сухов, Ю.В. Болкисева // Горное оборудование и электромеханика. – 2014- №6. – С. 33-

7. Ржевский В.В. Основы физики горных пород / В.В. Ржевский. Г.Я Новик // М.: Недра, – 1978. – 390 с.

8. Протасов Ю. И. Разрушение горных пород / Ю. И. Протасов.// – 2-е изд., стер. – М.: Издательство Московского государственного горного университета, 2001. – 453с.

9. <http://www.findpatent.ru/patent/173/1730420.html> [Электронный ресурс]

10. Симанов В.В. Разработка шарошечных долот и их совершенствование / В.В. Симанов // М.: Недра, – 1975. – 180 с.

11. Мерзляков В.Г. Комбинированные способы и устройства разрушения горных пород/ В.Г. Мерзляков, И.А. Кузьмич, Ю.Н. Захаров, Г.И. Кузнецов // М.: Недра, – 1995. – 186 с.

12. Сухов Р.И. К вопросу исследования механизмов разрушения при бурении взрывных скважин / Р.И. Сухов, Ю.М. Лебедин, А.В. Тымчур // Физические проблемы разрушения горных пород. – С-Петербург, – 2001. – Часть 2. – С. 167-169.

УДК 622.24.051.5/6

ОПЫТ ПРОИЗВОДСТВА БУРОВОГО ИНСТРУМЕНТА И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ БУРЕНИЯ СКВАЖИН БОЛЬШОГО ДИАМЕТРА

Симисинов Д.И.¹, доц., Симисинов И.Л.², директор, Кочанов А.О.¹, Стешенко В.С.¹
¹ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»,
²ООО НПЦ «Технические средства бурения»

Приведен опыт разработки изготовления на ООО НПЦ «Технические средства бурения» (г. Н. Серги) модульных шарошечных разбуривателей диаметрами от 690 до 1700 мм, предназначенных для бурения скважин эрлифтом. Шарошки имеют стальные армированные твердым сплавом зубья или твердосплавное вооружение. Герметизированная опора имеет лубрикатор для компенсации смазки и выравнивания избыточного давления во внутренней полости шарошки. С применением шарошек становится возможным компоновка модульных разбуривателей с последовательным увеличением расширяемой скважины начиная от пилотного долота до требуемого диаметра.

Ключевые слова: Буровой шарошечный инструмент, буровой расширитель, разбуриватель, вращательное бурение, эрлифтовый способ бурения

THE EXPERIENCE OF THE PRODUCTION OF DRILLING TOOLS AND EQUIPMENT FOR DRILLING WELLS OF THE LARGE DIAMETER

Simisinov D.I., Simisinov I.L., Kochanov A.O., Steshenko V.S.

The results of development and production at LLC SPC "Technical means of drilling" (N. Sergi) modular roller cone drilling bit diameters from 690 to 1700 mm, designed for drilling with airlift. Cone have steel reinforced with hard alloy teeth or carbide-tipped weapons. The sealed bearing has a lubricator to compensate lubrication and equalize excess pressure in the inner cavity of the cone. With the use of cone, it is possible to assemble modular drills with a consistent increase in the expanding well from the pilot bit to the required diameter.

Key words: roller cone drilling bit, drilling tool, rotary drilling, airlift drilling method

Научно-производственный центр «Технические средства бурения» (г. Нижние Серги) совместно с УГГУ с 2014 г. ведется разработка и изготовление шарошечных разбуривателей и расширителей, предназначенных для бурения скважин большого диаметра (от 690 до 1700 мм), с прямой или обратной промывкой эрлифтом для вентиляционных, водопонижающих и водопоглощающих скважин угольных и нефтяных шахт [1, 2].

Основой указанного бурового инструмента являются разработанные двухопорные шарошки, устанавливаемые на сменные скобы. Комплекты шарошек имеют три исполнения по количеству вершин и два – по типу вооружения: оснащаются карбид-вольфрамо-кобальтовым твердосплавным вооружением или стальными зубьями, армированными твердосплавной износостойкой наплавкой. Для предотвращения засаливания корпуса и эффективного разрушения забоя шарошки имеют венцовое исполнение. Вращение корпуса шарошки вокруг оси осуществляется с помощью подшипникового узла, герметизированного двойными уплотнениями. Конструкция обеспечивает возможность

быстрой замены изношенных шарошек на корпусе разбуривателя. Опора шарошек состоит из подшипников, тела качения которых выполнены из кремне-молибденовой стали. Опора защищена резино-металлическими уплотнениями, в полости оси опоры шарошки размещен резервуар (лубрикатор) для компенсации смазки и выравнивания избыточного давления во внутренней полости шарошки. Воздухоподающие каналы оснащены предохранительными обратными клапанами для защиты от шлама при прекращении продувки системы. Торцы шарошек, козырьки скоб и корпус разбуривателя по внешнему диаметру армированы твердосплавной карбид-вольфрамовой наплавкой «Релит». Характеристики шарошек разбуривателей приведены в табл. 1.

Таблица 1

Характеристики шарошек разбуривателей

Шарошка	Форма, диаметр шарошки	Вооружение	Породы	Опора
ШД 330 С-ВУ	330 мм, цилиндрическая слабоконусная 8-9°двухопорная	Стальное, армированное	Мягкие и средние неабразивные V-VII категории	4 подшипника качения, герметизированная с лубрикатором. Допустимая нагрузка 170 кН
ШД 295 МСЗ-ВУ	295 мм, цилиндрическая двухопорная	Твердосплавное, зубок М 16x22	Мягкие и средние абразивные V-VII категории	4 подшипника качения, герметизированная с лубрикатором. Допустимая нагрузка 190 кН
ШД 296,4 СЗ-ВУ	296,4 мм, цилиндрическая двухопорная	Твердосплавное, зубок М 16x22	Средние абразивные VI-VIII категории	4 подшипника качения, герметизированная с лубрикатором. Допустимая нагрузка 190 кН
ШЦК 360 С-ВУ	360 мм, конусная	Стальное, армированное	Мягкие и средние неабразивные V-VII категории	2 подшипника качения, герметизированная с лубрикатором. Допустимая нагрузка 100 кН
ШЦК 296,4 СЗ-ВУ	296,4 мм, конусная	Твердосплавное, зубок М 16x22	Средние абразивные VI-VIII категории	2 подшипника качения, герметизированная с лубрикатором. Допустимая нагрузка 120 кН

Корпус разбуривателя содержит основание, для установки сменных шарошечных секций, ведущей трубы и присоединительного фланца с элементами герметизации и редуцирования к переходнику двойной бурильной колонны, ребрами жесткости, эрлифтовой и воздухопроводными трубами. На основании корпуса монтируются секции шарошек. С целью стабилизации динамики и самоцентрирования разбуривателя, а также оптимизации работы шарошек в зоне поражения

забоя скважины - периферийный ряд секций имеет угол наклона шарошек 35°, а внутренние ряды секций с углом 8°.

Разбуриватель 8 РШД 1360 МСЗ-ВУ-ЭР выпущен в 2014 г. [1], в 2015 г. – разбуриватели 8 РШД 1360 С-ВУ-ЭР и 13 РШД 1700 С-ВУ-ЭР [2], в 2016 г. – 4 РШД 960 С-ВУ-ЭР (рис. 1), в 2017 г. – 3 РШД 660 С-ВУ и расширитель 2 РШД 690/393,7 С-ВУ. Краткая информация о перечисленном инструменте приведена в табл. 2.

Таблица 2

Характеристики и опыт отработки бурового инструмента

Разбуриватель	Диаметр	Номенклатура используемых шарошек	Результаты бурения
Разбуриватель 13 РШД 1700 С-ВУ-ЭР	1700	13 шт. ШД 330 СВ-У	Пробурена 1 скважина под кондуктор глубиной 70 м с обратной промывкой
Разбуриватель 8 РШД 1360 МСЗ-ВУ-ЭР 8 РШД 1360 С-ВУ-ЭР	1360	3 комплекта по 8 шт. ШД 330 С-ВУ ШД 295 МСЗ-ВУ ШД 296,4 СЗ-ВУ ШЦК 360 С-ВУ ШЦК 296,4 СЗ-ВУ	3 скважины: 50, 50 и 70 м с обратной промывкой
Разбуриватель 4 РШД 960 С-ВУ-ЭР	960	4 шт. ШД 330 С-ВУ (2 шт.) ШЦК 360 С-ВУ (2 шт.)	2 скважины по 200 м с прямой промывкой
Расширитель 3 РШД 690/393,7	690	3 шт. ШД 330 СВ-У	бурение не закончено

Суммарная проходка на 2,5 комплекта шарошек ШД при бурении трех скважин Ø1360 мм равна: $135+135+250=420$ м. Средняя проходка на комплект шарошек составила $420/2,5=168$ м/комплект или $168/8=21$ м/шарошку. Модульная конструкция разбуривателей позволяет производить быструю замену с последующим восстановлением шарошек. Опоры восстанавливаются заменой подшипников, сальников и смазки, вооружение – износостойкой наплавкой.

Выполняется постоянная модернизация инструмента: помимо расширения номенклатуры типов шарошек, изменены формы сопряжения скоб с корпусом: используются посадки в призму, в паз и в угол. Это позволяет уменьшить неравномерность износа шарошек и скоб, исключить аварийные отказы.

С применением шарошек становится возможной компоновка модульных разбуривателей с последовательным увеличением расширяемой скважины начиная от пилотного долота до требуемого диаметра 690, 960, 1220, 1360, 1700 мм и более. На рис. 2 приведена схема модульного разбуривателя, в компоновке которого: трехшарошечное пилотное долото Ø393,7 мм, двухшарошечный расширитель Ø 690 мм и трехшарошечный расширитель Ø 960 мм.



Рис. 1. Разбуриватель4 РШД 960 С-ВУ-ЭР

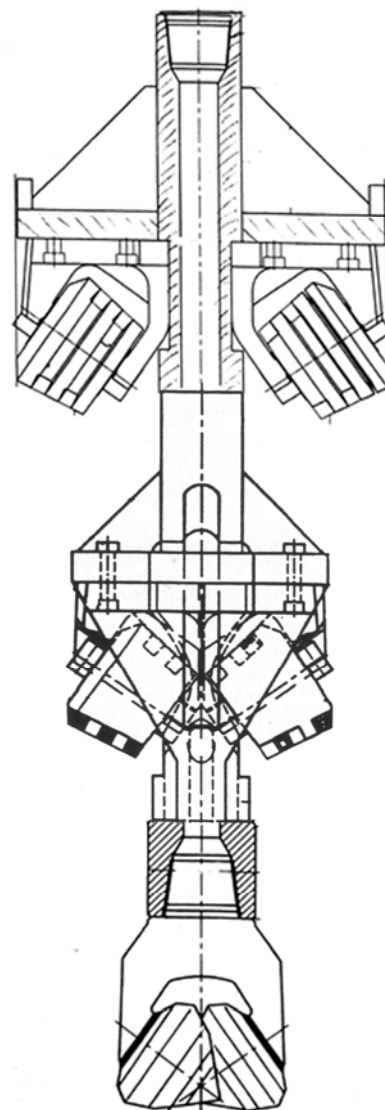


Рис. 2. Модульный разбуриватель

Список литературы

1. Симисинов Д.И., Симисинов И.Л. Разбуриватель шарошечный 1360 мм для бурения мягко-средних абразивных пород с эрлифтовой системой промывки. В сборнике: Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности Сборник статей XIII Международной научно-технической конференции. «Чтения памяти В.Р. Кубачека». 2015. С. 242-245.

2. Симисинов Д.И., Симисинов И.Л. Разбуриватели шарошечные для бурения скважин по технологии RCD с обратной промывкой эрлифтом. В сборнике: Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности сборник трудов XIV международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека». 2016. С. 223-226.

УДК 622.242

МЕХАНИЗАЦИЯ СПО ПРИ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ УКЛАДКЕ ТРУБ

Маркелов А.С., студент, Гаврилова Л.А., доцент

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

В статье представлен анализ существующего оборудования для механизации операций по укладке труб. Приведена функционально-конструктивная классификация свечеприемников. Рассмотрен процесс механизации спуско-подъемных операций при горизонтальной укладке труб.

Ключевые слова: буровое оборудование, спуско-подъемные операции, свечеприемник, приемный механизированный мост..

THE MECHANIZATION OF THE SPO IN CASE OF HORIZONTAL INSTALLATION OF PIPES

Markelov A. S., Gavrilova L. A.

The article presents an analysis of the existing equipment for mechanization of pipe laying operations. The functional-constructive classification of the receiver candle is given. The process of mechanization of descent-lifting operations in the horizontal laying of pipes.

Keywords: drilling equipment, tripping, svecharnik, mechanized receiving bridge.

Спуско-подъемные операции (СПО) являются одними из основных составляющих технологического процесса бурения нефтяных скважин, а также капитального и текущего ремонта скважин. Поэтому степень механизации СПО существенно влияет на эффективность работы буровых установок и установок для ремонта скважин.

Процесс СПО, его продолжительность при наращивании труб в значительной степени зависит от способа укладки труб относительно рабочего пространства, оси скважины.

В зависимости от организации системы размещения труб классифицируются:

- 1) по степени систематизации: систематизированные и несистематизированные;
- 2) по расположению: вертикальной и горизонтальной.

Варианты конструктивного исполнения свечеприемников представлены в таблице [1].

Одной из проблем, снижающих эффективность проведения СПО, является процесс подачи буровых, обсадных и насосно-компрессорных труб (НКТ) на буровую площадку со свечеприемников, а также складирование труб после окончания бурения или подъема колонны НКТ.

Использование механизированного приемного моста упрощает и значительно ускоряет данный процесс. Исключая процедуру использования лебедок или наращивание колонны через шурф.

Для работы с НКТ приемные мостки выпускаются с грузоподъемностью стеллажей до 100 тонн в санном, санно-колесном или колесном исполнении с выдвжными или приставными стеллажами с беговыми дорожками. Приемные мостки предназначены для приема и

складирования труб НКТ, при производстве спуско-подъемных операций на скважинах бригадами подземного и капитального ремонта.

Таблица

Функция	Название узла	Классификационный признак (способ)	Альтернативные варианты						
			1	2	3	4	5	6	
Складирование (хранение) труб	Свечеприемник	Систематизированное вертикальное	касета 	сектор 	барaban 	магазин секционный 	комбинированное		
		Систематизированное горизонтальное	касета 	сектор 	барaban 	магазин секционный 	стеллаж 	комбинированное 	
		типовое вертикальное	"навалом" 						
		Систематизированное горизонтальное	стеллаж 						

Требования к приемным мосткам для НКТ:

- обеспечение легкости монтажа, демонтажа и перевозки к месту использования;
- обеспечение безопасной работы во время проведения ремонтов скважин различной номенклатуры.

При бурении глубоких скважин значительное количество циклов СПО требует механизации операций по доставке труб на буровую площадку. Поэтому актуально использование механизированного приемного моста.

Механизированный приемный мост (МПМ) буровых установок горизонтальным расположением труб имеет два стеллажа, справа и слева. На одном хранятся буровые трубы, на другом — обсадные.

МПМ обеспечивает быстрый и эффективный подъем трубы на буровую площадку, с ее последующей установкой над устьем скважины.

Индивидуальные трубы со стеллажей автоматически захватываются мостком и забрасываются в центральный желоб, в конце которого расположен центральный толкатель.

После попадания в желоб, труба надежно защищена от падения или скатывания.

МПМ осуществляет подъем трубы с ее последующим надвигом на буровую площадку за счет центрального толкателя, который толкает трубу по желобу до тех пор, пока конец трубы «не высунется» из желоба на нужную дистанцию, для ее захвата элеватором.

Захват трубы элеватором происходит или с помощью помощника бурильщика, или автоматически.

После того, как труба будет захвачена элеватором, блок осуществляет подъем трубы, с ее последующей установкой над устьем скважины, и наращиванием на колонну.

Наращивание трубы на колонну осуществляется буровым ключом, или автоматически при использовании верхнего привода.

Автоматизированные приемные мосты значительно повышают безопасность персонала и снижают объем ручных работ как при подъеме труб, так и при их укладке после окончания бурения.

Кроме того, такие мосты не нуждаются ни в каких модификациях при подаче буровых труб, обсадных труб, дополнительного бурового оборудования или геофизического инструмента. Максимальный диаметр подаваемой трубы может достигать 51 см.

МПМ имеют различные технические характеристики, от сравнительно небольших, способных подавать трубы длиной до 10 метров и весом до 400 кг, до морских, имеющих грузоподъемность 4500 кг, и способных подавать трубы длиной до 14 метров.

Таким образом, механизация укладки и доставки труб на ось скважины позволяет повысить эффективность спуско-подъемных операций при бурении и при ремонте нефтяных скважин..

Список литературы

3. Гаврилова Л.А., Порожский К.П., Эпштейн В.Е. Функциональная систематизация спуско-подъемных комплексов буровых установок/ Совершенствование техники и техн. бурения скважин на тв. ПИ. Вып.19: Межвуз.науч. темат.сб. – Екатеринбург: УГГГА, 1996. – с. 51-67.

УДК 622.73

ВЛИЯНИЕ СОЗДАНИЯ ИСКУССТВЕННЫХ КАВЕРН ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ГЕРМЕТИЗАЦИИ ЗАКОЛОННОГО ПРОСТРАНСТВА СКВАЖИНЫ

Чистопашин К.В., магистрант, Шинаков Е.В., магистрант

Научный руководитель Лагунова Ю. А., профессор, доктор технических наук
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Затронута проблема затруднительной герметизации заколонного пространства по всей длине ствола скважины. Для решения проблемы предлагается создание искусственных каверн, обеспечивающих герметизацию заколонного пространства, при помощи расширителей с выдвигающимися лопастями.

Ключевые слова: искусственные каверны, направляющий патрубок, заклинивание, нижний насадок.

INFLUENCE OF CREATION OF ARTIFICIAL CAVITIES FOR ENSURING SEALING OF BEHIND-THE-CASING SPACE OF THE WELL

Chistopashin K.V., Shinakov E.V., Lagunova Yu. A.

The issue of difficult sealing of behind-the-casing space on all length of a trunk of the well is touched. For a solution creation of the artificial cavities providing sealing of behind-the-casing space by means of dilators with the putting-forward blades is offered.

Keywords: artificial cavities, the directing branch pipe, jamming, lower nozzles.

В наклонных и горизонтальных скважинах обсадная колонна, всегда прилегает к нижней стенке ствола, в вертикальной искривленной – к образующей стенки со стороны меньшего (относительно оси колонны) радиуса искривления. В результате, полная изоляция заколонного пространства по всей длине ствола практически невозможна. Поэтому встает проблема выбора не только центрирующей оснастки обсадных колонн, но и режимов цементирования, обеспечивающих качественную изоляцию заколонного пространства, в первую очередь, в зонах продуктивного и водоохранного комплексов. В определенной мере проблема решается использованием и вспомогательных технологических приемов - продольными или угловыми периодическими перемещениями колонны на отдельных стадиях цементирования, вибрационным расхаживанием, созданием на отдельных участках ствола искусственных каверн длиной 5...7 м (локальной расширкой ствола перед спуском обсадной колонны в скважину) и рядом других методов.

Кроме того, возрастающие требования охраны недр и сложная гидродинамическая ситуация на ряде разрабатываемых месторождений, обостряющаяся по мере понижения пластовых давлений в продуктивных горизонтах, приводят к необходимости развития методов дифференцированного по длине ствола скважины управления

гидродинамическим давлением в кольцевом пространстве в процессе цементирования обсадных колонн.

Таким образом, качественная герметизация заколонного пространства по всей длине ствола скважины затруднительна даже теоретически [1,2].

Решением проблемы может стать создание искусственных каверн длиной 5...7 м, обеспечивающих герметизацию заколонного пространства продуктивного комплекса поглощающих и водоносных пластов водоохранного комплекса. Для этого используют специальные расширители с выдвигающимися лопастями. Существует много конструкций расширителей такого типа, но главной их проблемой является заклинивание выдвигающихся лопастей, из-за недостаточной промывки, решением которой является добавление калибратора с гидромониторными отверстиями в корпусе для разрушения глинистых скоплений, образующихся непосредственно в процессе разбуривания горных пород. Тем самым перспектива применения расширителя возрастет при бурении крепких пород.

На рисунке 1 предоставлена конструкция такого расширителя. Новым в расширителе является то, что корпус снабжен нижним направляющим патрубком. В днище патрубка размещена струйная насадка. В цилиндрической расточке нижнего направляющего патрубка установлен поршень. По периметру поршня выполнены продольные канавки, в которых размещены дополнительные струйные насадки.

Конструкция раздвижного расширителя включает (см. рис..1) сборный корпус, состоящий из переводника 1, втулки 2, патрубка 3 с продольными пазами 4, имеющими ограничительные уступы 5, и нижнего направляющего патрубка 6 с днищем 7 и струйной насадкой 8. В пазах корпуса установлены шарнирные раздвижные подвижные элементы, например, лопасти 9. В корпусе размещен подвижный узел, включающий шток, состоящий из втулок 10 и 11, соединенных между собой упорной муфтой 12, поршень 13 и коническое блокирующее кольцевое утолщение 14. Поршень 13 установлен в цилиндрической расточке направляющего патрубка 6, имеет продольные каналы, размещенные по периметру, в которых установлены дополнительные струйные насадки 15.

В переводнике 1 выполнено сальниковое уплотнение 16. Между торцом переводника 1 и уступом упорной муфты 12 размещена цилиндрическая пружина 17.

Расширитель спускается в скважину за башмак обсадной колонны в открытый ствол. Включается вращение инструмента, восстанавливается циркуляция жидкости в скважине.

Под действием избыточного давления в устройстве поршень 13, перемещаясь вверх, блокирующим кольцевым утолщением 14 раздвигает лопасти 9, разбуривая стенки открытого ствола до достижения номинального диаметра, ограниченного упором лопастей 9 в

ограничительные уступы 5, выполненные в продольных пазах 4 корпуса. После этого создается осевая нагрузка, производится расширение ствола скважины.

Промывочная жидкость, разделенная на два потока, через струйные насадки 15 поступает в полость под лопастями 9 и вымывает из-под них шлам, выходя через струйный насадок 8, осуществляет промывку ствола.

При завершении бурения последовательно прекращается подача долота до снижения осевой нагрузки до нуля; прекращаются вращение и затем промывка; цилиндрической пружиной 17 выталкивается вниз шток с блокирующим кольцевым утолщением 14; лопасти 9 складываются в транспортное положение.

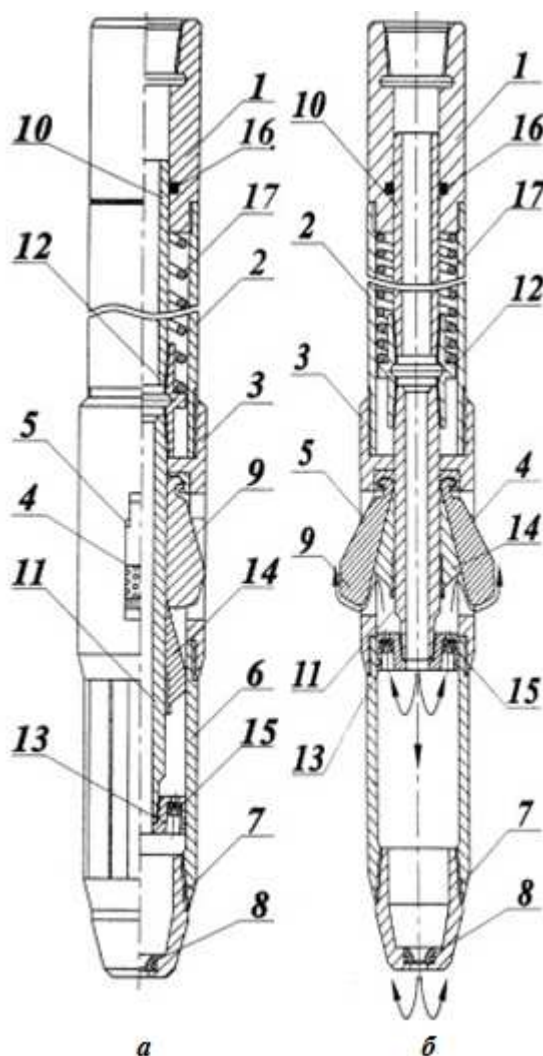


Рис. 1. Конструкция расширителя
 а – в транспортном состоянии;
 б – с выдвинутыми лопастями

Конструкцию расширителя отличает ряд положительных особенностей:

- формы блокирующего кольцевого утолщения и ответной внутренней поверхности лопастей обеспечивают их раздвижение без

появления глухих внутренних полостей, в которых может накапливаться шлам;

- размещение дополнительных насадок в подвижном поршне позволяет максимально приблизить и направить жесткий восходящий поток жидкости непосредственно в зону разрушения горной породы и полости возможного скопления шлама;

- часть потока жидкости через нижний насадок обеспечивает достаточную промывку направляющего ствола расширяемой скважины.

Список литературы

1. Янтурин А.Ш., Матвеев Ю.Г., Янтурин Р.А., Габзалилова А.Х. Об экологической необходимости изменения нормативных требований к наклонным скважинам на континентальных месторождениях и шельфовых зонах (с целью предотвращения заколонных перетоков). - ВНИИОЭНГ: Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и море. - 2014, №12. - С.4-12.

2. Янтурин А.Ш., Матвеев Ю.Г., Янтурин Р.А., Габзалилова А.Х. Необходимость учета негерметичности заколонного пространства в наклонных скважинах при бурении на шельфе. Газовая промышленность. Спец. Выпуск «Добыча углеводородов геология, геофизика, разработка месторождений. М.: 2013. - С.109-114.

УДК 622. 245

ПРИНЦИПЫ РАЦИОНАЛЬНОЙ ОРГАНИЗАЦИИ РАЗВЕДОЧНОГО БУРЕНИЯ НА ОСНОВЕ ЗАКОНА КОМПОЗИЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Фролов С.Г., проф., Потапов В.Я, проф., Потапов В.В., доц., Колокольцева Е.С. маг ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

Под системным подходом (системным анализом) в настоящее время понимается особый, утвердившийся в науке в конце 40-х годов взгляд на природу и сущность явлений природы, техники, общества. Единого свода принципов или правил системного анализа, как и строгих определений ключевых понятий (система, целостность) в настоящее время нет.

Ключевые слова: бурение, системный анализ, керн, трещиноватость, технология, материал, проба.

PRINCIPLES OF THE RATIONAL ORGANIZATION OF THE EXPLORATION DRILLING BASED ON THE LAW OF THE COMPOSITION OF THE TECHNOLOGICAL SYSTEM

S.G. Frolov, V.Ya. Potapov, V.V. Potapov, Ye.S Kolokol'tseva

Under the system approach (system analysis) at the present time is understood a special view, confirmed in science in the late 40s, on the nature and essence of the phenomena of nature, technology, society. A single set of principles or rules of system analysis, as well as strict definitions of key concepts (system, integrity) is currently not available.

Keywords: drilling, system analysis, core, fracture, technology, material, sample.

Однако, анализ существующих теоретических концепций подходов и методик системного анализа, применяющихся в различных предметных областях /1-5/ позволяет трактовать системный подход как конкретизацию принципов диалектики в соответствии с особенностями предметной области – в данном случае в соответствии с особенностями разведочного бурения.

В данной работе авторы не придерживались строго какой-либо частной теории систем, так как ни одна из них не учитывает специфики разведочного бурения. Задачей работы является обоснование принципов системного анализа технологической результативности средств бурения или конкретно-диалектического метода исследования технологической проблематики. При этом использовались принципы общей теории систем Ю. Урманцева /6/.

В разведочном бурении известны работы, основанные на использовании в той или иной степени принципов системности и методов системного анализа, посвященные решению отдельных технологических проблем / 5/. Большое число примеров стихийной реализации системного подхода дает практика технологической организации буровых работ.

В определенной степени принцип системности реализуется фасетными технологическими классификациями. Например, если категория пород по трудности отбора керна /2/ определяется целостной совокупностью некоторых характеристик T , K , P_n , то каждая из этих характеристик по отдельности не имеет определенности по отношению к трудности отбора керна (может представлять различные поля классификации). В то же время отсутствие хотя бы одной характеристики, входящей в целостную совокупность, лишает смысла и определенности все другие характеристики.

Технологическим примером может служить исследование зависимостей выхода керна от трещиноватости пород, выхода керна от частоты вращения снаряда, выхода керна от интенсивности промывки и т.д.

В основе традиционно-эмпирического подхода к технологии геологоразведочного бурения лежит метод аналогии. В разведочном деле до настоящего времени метод аналогии реализуется в виде жестких технологических регламентов, когда определенному типовому объекту, выделенному по совокупности известных диагностических признаков, ставятся в соответствие определённые средства бурения, представляющие

Технологические рецепты не предусматривают полного и всестороннего обоснования составляющих их технико-технологических решений, являются жесткими, не допускают замен технико-технологических решений, не предусмотренных рецептом.

Система технологии в этом случае имеет свернутый вид: типу объекта соответствует способ бурения, как целое целому без раскрытия взаимосвязей между их элементами, без обоснования причин соответствия.

Взаимодействуя как целое с целым, объекты и средства бурения обеспечивают разный результат взаимодействия в зависимости от состава свойств объекта и свойств средств бурения, образующих внутреннюю структуру их содержания.

Иначе говоря, технологию разведочного бурения составляет совокупность средств (устройств, материалов, приемов, действий), целесообразно организованных для решения задач разведки: получения проб, сети разведочных пересечений и других материальных форм, позволяющих выполнять замеры, анализы и наблюдения, необходимые для геолого-промышленной оценки объекта.

Для создания системной математической модели управления технологическим процессом разведочного бурения необходимо выделить структуру взаимосвязей между различными факторами технологического процесса.

Процесс бурения представляет собой последовательную смену технологических ситуаций, условием реализации каждой из которых является целостная совокупность геологических и технико-технологических факторов. Под технологической ситуацией понимается факт характерного протекания процесса бурения: плавное или резкое выполаживание, выкручивание или сохранение прямолинейности трассы скважины, самозаклинивание керна, его истирание в колонковой трубе, прижог или заполирование коронки и т.д.

С точки зрения системного подхода результативный технологический процесс можно представить в виде канонической системы, закон композиции которой приведен на рис. 1.

В качестве системообразующего элемента рассматривается технологическая ситуация ${}^{\tau}TC_{jk}^i$, соответствующая текущему моменту времени τ , на формирование которой оказывает влияние:

а. $\{X\}_{j\tau}$ – сочетание конкретных значений геолого-технических факторов, формируемое из общего множества возможных значений характеристик объекта $\{X_j^{\alpha}\}$:

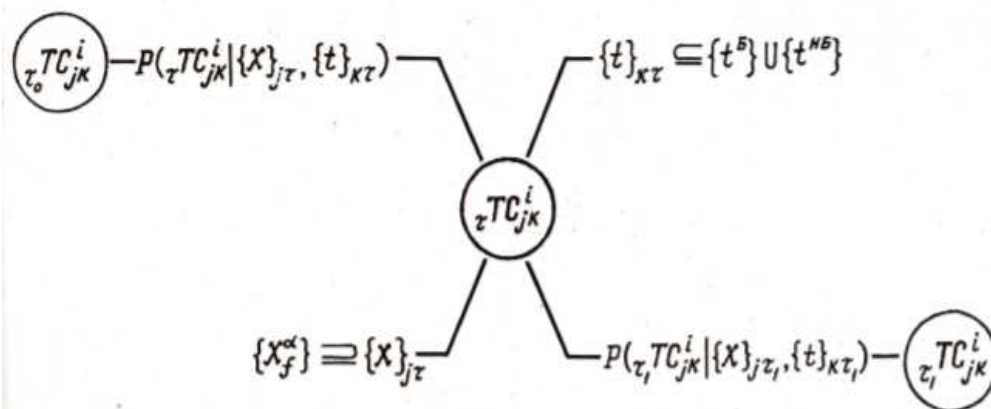


Рис. 1. Закон композиции технологической системы

– конкретное сочетание технико-технологических факторов, формируемое из общего множества благоприятных $\{t^B\}$ и неблагоприятных факторов:

в. $(\tau_0 TC_{jk}^i)$, – рассматриваемая технологическая ситуация в предшествующий момент времени $\tau_0 (\tau_0 < \tau)$, переход которой в анализируемую ситуацию возможен с вероятностью, определяемой формулой Байеса

$$P(\tau TC_{jk}^i | (X)_{j\tau}, (t)_{k\tau}) = \frac{P(\tau TC_{jk}^i) \Pi_{j,k} P((X)_{j\tau}, (t)_{k\tau} | \tau TC_{jk}^i)}{\sum_{i=1}^n P(\tau TC_{jk}^i) \Pi_{j,k} P((X)_{j\tau}, (t)_{k\tau} | \tau TC_{jk}^i)} \quad (1)$$

где $P((X)_{j\tau}, (t)_{k\tau} | \tau TC_{jk}^i)$ – условная вероятность наступления i -ой технологической ситуации при условии, что реализовалось j -ое сочетание значений геолого-технологических факторов и использовалось k -ое технико-технологическое решение.

Систематизированные таким образом характеристики свойств элементов системы «объект – средства разведки – результат» объединяются в систему матриц логических отношений. В систему матриц входят следующие матричные выражения:

1) совокупность факторов отдельной технологической ситуации может быть представлена строкой – матрицей вида

$$TC^i = [r_i(x_1, \dots, r_i(x_n), r_i(t_1), \dots, r_i(t_m)] \quad (2)$$

где r_i – логические отношения соответствия (r_0 – соответствие, r_1 – несоответствие).

Тогда для всей совокупности анализируемых технологических ситуация имеем общую матрицу вида

$$M_{TC} = \begin{matrix} (x)_1, \dots, (x)_n, (t)_1, \dots, (t)_m \\ TC^1 [r_{11} \dots r_{1k} \dots r_{1m}] \\ \dots \\ TC^k [r_{k1} \dots r_{kk} \dots r_{km}] \end{matrix} \quad (3)$$

2) матрица вероятностей реализации отдельной технологической ситуации имеет вид

$$\begin{matrix} (t)_1, \dots, (t)_k, \dots, (t)_m \\ (x)_1 \begin{bmatrix} P_{11} & \dots & P_{1k} & \dots & P_{1m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \end{bmatrix} \\ (x)_j \begin{bmatrix} P_{j1} & \dots & P_{jk} & \dots & P_{jm} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \end{bmatrix} \\ (x)_k \begin{bmatrix} P_{k1} & \dots & P_{kk} & \dots & P_{km} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (4)$$

где P_{jk} – вероятность i -ой технологической ситуации, возникающей при реализации j -ой геолого-технологической ситуации и использовании k -го технико-технологического решения.

Закон композиции технической системы позволяет отразить динамику развития технологического процесс, учитывая зависимость вероятности каждого перехода технологической ситуации от непосредственно предшествующего состояния технологической системы . Информация данного вида особенно важна при решении задач управления

технологическим процессом разведочного бурения в условиях неопределенности, что соответствует протеканию процесса бурения в действительности.

Включение в анализ ЭВМ позволяет моделировать множество возможных вариантов развития технологического процесса, учесть взаимовлияние отдельных элементов средств бурения и возможные последствия технико-технологических решений с учетом их вероятности, соответствующей экспертным данным о вероятности отдельных факторов. Параллельно осуществляется анализ возможных последствий в отношении выхода керна, открытости и доступности ствола скважины для геофизических исследований, степени его кольматации, размеров вещественных проб и т.д., в соответствии с целостной системой требования к результатам бурения. Этим достигается непротиворечивость технологических решений в отношении конечных целей буровых работ.

На рис. 2 представлена схема методики технологического анализа. Поясним ее. Признаки строения объекта, характеристики условий бурения (X_1, X_f, X_c) в системе технологического опыта сами могут быть охарактеризованы в каждом конкретном случае некоторой вероятностью возможной реализации $[P(X)_1^m] \cdot [P(X)_f^a] \cdot [P(X)_c^p]$.

Рассматривая массив исходных данных о вероятности отдельных признаков строения объектов (трещиноватость, буримость, крутизна залегания пород на различных глубинах и т.д.), ЭВМ оценивает вероятность их сочетаний на основе формулы Байеса и дает количественные характеристики приоритетности тех или иных значимо различающихся в технологическом отношении геологических ситуаций: $\{X\}_1 - P\{X\}_1, \dots, \{X\}_j - P\{X\}_j, \dots, \{X\}_N - P\{X\}_N$.

Далее каждой геологической ситуации по опыту ставится в соответствие вероятность возникновения той или иной технологической ситуации (плавное или резкое выполаживание, выкручивание скважины, самозаклинивание керна, его истирание в колонковой трубе и т.д.): $TC_{jk}^1 - P(TC_{jk}^1), \dots, TC_{jk}^i - P(TC_{jk}^i), \dots, TC_{jk}^y - P(TC_{jk}^y)$, возникающей при использовании конкретного технико-технологического решения $\{t\}_1, \{t\}_k, \{t\}_m$.

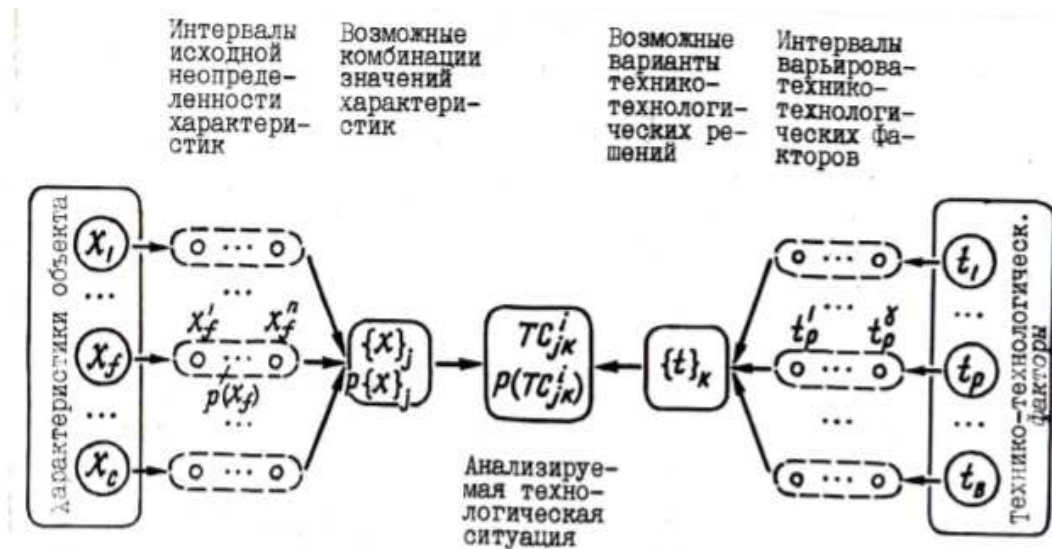


Рис. 2. Схема методики технологического анализа

Закон композиции технологической системы явился основой для разработки алгоритма методики управления технологическим процессом разведочного бурения и методики принятия рациональных технико-технологических решений в процессе бурения.

Список литературы

1. Болдинг К. Общая теория систем – скелет науки // Исследования по общей теории систем. – М., 1969.
2. Ошкордин С. В., Мецгер А. А. Современные методы оценки качества производственных процессов и возможности их применения в разведочном бурении. – Рук. деп. в ВИНТИ 24.08.84, № 1347-В 84. – 18 с.
3. Ошкордин С. В., Мецгер А. А., Фролов С. Г. Агоритмизация содержания технологии разведочного бурения на основе системного подхода. – Деп. ВИНТИ 07.02.90, « 685-В90. – с. 10.
4. Сачков В. Н. Вероятностные методы в комбинаторном анализе. – М.: Наука, 1978.
5. Фролов С. Г. Математический аппарат решения задачи по выработке технико-технологических решений при проектировании направленных скважин. – Деп. в ВИНТИ 19.02.92. № 576-В92. – с. 15.
6. Урманцев Ю. А. Общая теория систем: проблемно-теоретический очерк для геологов и минералогов. – М.: МИНГ, 1986. – с. 10.

УДК 621.73

ИССЛЕДОВАНИЕ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ МАЧТЫ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ

Абдулкаримов М.К., ст. преподаватель, Порожский К.П., канд. техн. наук, проф.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

Рассмотрен расчет на прочность мачты металлоконструкции буровой установки с учетом рабочих нагрузок и нагрузок закачанной жидкости в профиль мачты. Проведен анализ напряженно-деформированного состояния всей мачты буровой установки. Использован специализированный программный пакет APM WinMachine, базирующийся на методе конечных элементов.

Ключевые слова: расчет на прочность металлоконструкции, уменьшение вибраций, шума, диагностика буровой мачты, буровая установка, APM WinMachine.

RESEARCH OF THE ADVANCED METAL STRUCTURE OF THE MAST OF THE DRILLING RIG

Abdulkarimov M.K., Porozhsky K.P.

The calculation is considered for the strength of the mast of the metal structure of the drilling rig, taking into account the workloads and loads of injected liquid in the profile of the mast. The stress-strain state of the entire mast of the drilling rig is analyzed. A specialized software package APM WinMachine, based on the finite element method, was used.

Keywords: strength calculation of metal structures, reduction of vibrations, noise, diagnostics of drilling mast, drilling rig, APM WinMachine

Исследования металлоконструкций буровых установок направлены на повышение эффективности. Основной проблемой является обеспечение буровых установок необходимым осевым усилием при бурении. Особенно это обстоятельство надо учитывать, когда металлоконструкции буровой мачты выполнены из гнutoго профиля. Мачта буровой установки, выполненная из гнutoго профиля, имеет ряд достоинств, это меньшая масса, надежная транспортировка, удобство монтажа-демонтажа всей буровой установки.

Эксплуатация любой буровой установки сопровождается такими негативными для человека факторами как шум и вибрация.

Использование в современных буровых установках энергии рабочей жидкости для гидравлического или пневматического привода управления отдельными узлами и агрегатами буровых установок значительно облегчило бы и обезопасило труд бурильщика.

Проанализировав источники информации о применении в нефтегазовой отрасли обычных труб, которые используют в качестве нефтехранилищ, мы пришли к выводу о том, что, если заполнить разработанную новую конструкцию буровой мачты из гнutoго профиля жидкостью в совокупности с газом, то будет достигнут эффект снижения шума и вибрации при бурении.

Металлоконструкции буровой мачты из гнutoго профиля представляют собой тонкостенные оболочки. Наличие жидкости внутри них окажет существенное влияние на динамическое поведение

конструкции, поэтому важно определить собственные частоты колебаний связанной системы, учитывая при этом упругость оболочки.

Большое количество экспериментальных и теоретических исследований посвящено вертикально ориентированным цилиндрическим бакам, содержащим жидкую среду. Более ранние работы основывались на некоторых допущениях [1].

Однако механизация и автоматизация производственных процессов наряду с повышением производительности и облегчением условий труда создает, в свою очередь, дополнительный шум и вибрацию на рабочих местах. Шум и вибрация, как показали многие исследования, являются основными неблагоприятными факторами производственной среды при геологоразведочном и эксплуатационном бурении [2].

В связи с этим, было предложено исследовать металлоконструкции буровой мачты из гнutoго профиля, заполнив образовавшееся пространство жидкостью с газом под давлением.

Многие металлоконструкции преднамеренно вводят в преднапряженное состояние для большей устойчивости.

Преимущества применения замкнутого гнutoго профиля, заполненного средой «жидкость-газ» (под давлением):

1) увеличивает массу металлоконструкции мачты, за счет того, что мы заполняем внутреннее пространство замкнутого гнutoго профиля водой с нейтральным газом, играющим роль воздушной подушки;

2) создает напряженное состояние, допустимое для преднапряжения конструкции;

3) уменьшает вибрацию и шум (эргономический фактор);

4) дает возможность диагностировать техническое состояние металлоконструкции в случае появления трещин, что оценивается утечками, которые легко можно отследить датчиком давления либо визуально;

5) увеличивает несущую способность металлоконструкции.

Математическая модель, необходимая для проведения исследований, представляет собой совокупность моделей нагружения, формы, материала и закрепления [3]. 3D модель строилась в программных комплексах SolidWorks и Компас. Для выполнения расчетов посредством step-форматов модель передавалась в APM WinMachine, в модуль предпроцессорной подготовки APM Studio. В этом модуле задавалась модель нагружения, материала и закрепления, проводилась подборка шага дискретизации и коэффициента сгущения. Модель формы представляет собой 3D модель металлоконструкции мачты, полученной путем построения в программе автоматизированного проектирования и расчета APM Studio (рис.1).

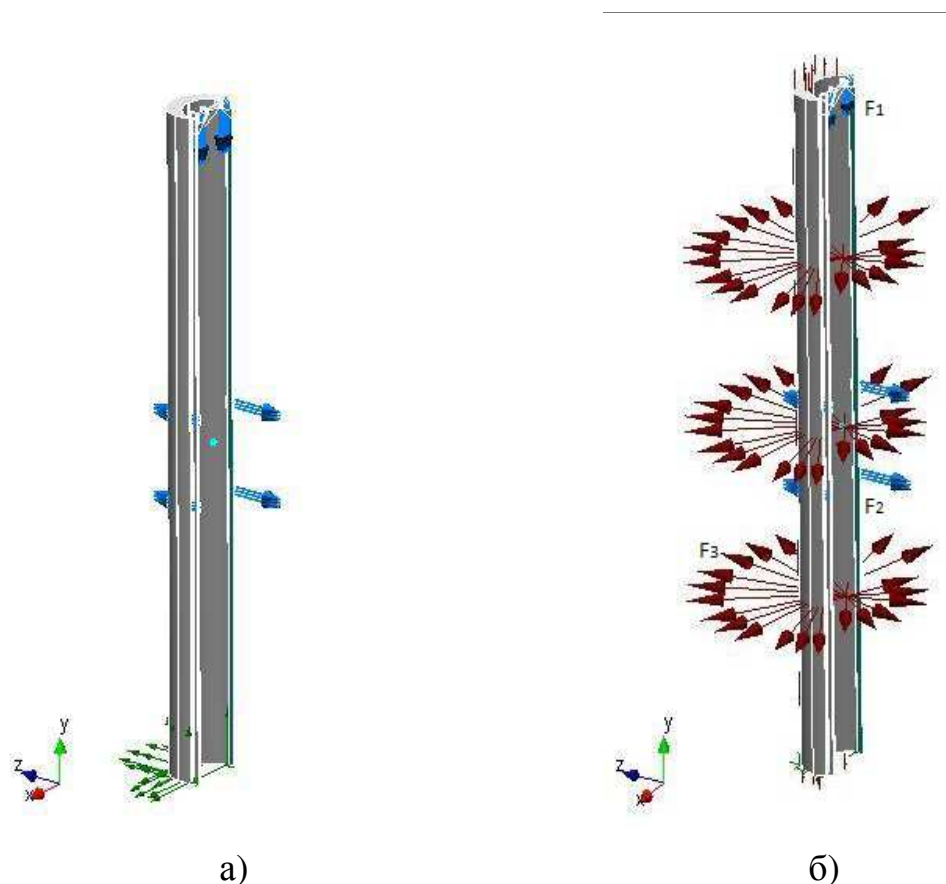


Рисунок 1. Схема нагружения мачты металлоконструкции буровой установки.

а) модель металлоконструкции без учета давления жидкости

б) модель металлоконструкции с учетом давления жидкости

При исследовании металлоконструкций рассматривались две модели:

- модель с воздействием нагрузок от рабочего процесса (рис. 1, а);
- модель с воздействием рабочих нагрузок и давлением жидкости на стенки металлоконструкции (рис. 1, б).

Модель материала учитывает марку сталь гнутого профиля. Был выбран материал – *сталь 4* для двух типов моделей.

Модель нагружения состоит из нагрузок, действующих на металлоконструкцию. Нагрузки делим на три типа:

- 1) от рабочих усилий – F_1 (рабочее подвесное оборудование);
- 2) F_2 – нагрузки от каретки и механизма вращения бурового става;
- 3) F_3 – нагрузки, возникающие от давления жидкости внутри гнутого профиля.

На базе расчетных случаев составлены необходимые комбинации нагружений. Численные значения нагрузок (рис. 1, б.) определены с учетом расположения и крепления СВП: $F_1 = 50$ кН – усилие и сила тяжести привода; $F_2 = 1527$ Нм – крутящий момент привода; $F_3 = 0,0000974$ МПа – давление жидкости.

Проведя расчеты модели без учета внутреннего давления от закаченной жидкости и модели с учетом давления от жидкости, получили результаты напряженно-деформированного состояния мачты из гнутого профиля.

По результатам расчётов определены напряжения в элементах мачты, перемещения узлов, устойчивость конструкции, собственные частоты, коэффициенты запаса и коэффициент усталости.

Анализ проведенных исследований показал, что две модели не превышают допустимого значения запаса прочности и при заданных расчетных нагрузках эквивалентные напряжения, возникающие в элементах металлоконструкции мачты буровой установки, не превосходят предела текучести применяемых материалов, т.е. необходимая прочность обеспечивается. В наиболее неблагоприятном случае нагружения коэффициент запаса по пределу текучести равен 2,51 при допуске коэффициенте запаса $n = 1,5 \dots 1,7$.

Можем сделать выводы, что конструкция мачты из гнutoго профиля, заполненная жидкостью имеет больший запас прочности по сравнению с конструкцией без давления. Также масса конструкции с жидкостью увеличится на 580 кг, что обеспечит дополнительное усилие при бурении крепких пород.

Список литературы

1. Лакомец С.В. Численный анализ устойчивости тонкостенных оболочек произвольного поперечного сечения, содержащих текущую или неподвижную жидкость. Пермь 2013, кандидатская дисс.
2. Сулейманов М.М., Мусаэлянц Р.Н. Борьба с шумом и вибрацией в нефтяной промышленности. Москва, Недра 1982, 223.
3. Абдулкаримов М. К. Сайтов В.И. Расчет мачты буровой установки // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2016.- № 11. - С. 14-27.

УДК 62-52

ОСОБЕННОСТИ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ ШАРОШЕЧНОГО БУРЕНИЯ

Шигина А. А.¹, Шигин А. О.²

¹Сибирский федеральный университет, кафедра экономики и информационных технологий менеджмента

²Сибирский федеральный университет, кафедра горных машин и комплексов

В статье проведен анализ современного состояния и дана краткая характеристика систем управления бурением. Выявлены базовые принципы построения автоматизированных систем управления процессом бурения и необходимость применения средств адаптивного управления. Вследствие случайного изменения свойств породы в процессе шарошечного бурения для его автоматизации целесообразно применение принципа управления режимными параметрами на основе исходной модели процесса бурения и метода экстремального поиска, при этом важно определить расчетные зависимости оптимальных значений режимных параметров данного процесса. Исследованы проблемы построения алгоритмов управления процессом бурения с использованием оптимальных значений режимных параметров.

Ключевые слова: автоматизация, система управления, шарошечное бурение, режимные параметры

FEATURES OF AUTOMATED CONTROL OF THE PROCESS OF SHAROUS DRILLING

Shigina A. A.¹, Shigin A. O.²

The article analyzes the current state and gives a brief description of drilling control systems. The basic principles of constructing automated drilling control systems and the need for adaptive control are revealed. Due to the random change in rock properties in the process of roller drilling, it is advisable to apply the principle of controlling the regime parameters based on the initial model of the drilling process and the method of extreme search, it is important to determine the calculated dependencies of the optimal values of the regime parameters of the process. The problems of constructing algorithms for controlling the drilling process using the optimal values of the regime parameters are studied.

Keywords: automation, control system, roller drilling, mode parameters

Управление процессом шарошечного бурения представляет собой сложный технологический процесс нестационарного характера со случайным чередованием возмущающих воздействий. Известные системы управления процессом шарошечного бурения построены на основе различных критериев. Однако ни одна из современных АСУ не решает комплекс задач по эффективному управлению данным процессом, так как он осуществляется в условиях неполной информации об изменении свойств породы¹.

Первая система автоматического управления процессом бурения была создана институтом Гипроуглеавтоматизация в 1959 – 1961 гг. В основу построения данной системы положен критерий стабилизации момента вращателя [1]. Принципиальная схема системы содержит два

¹ Статья подготовлена в рамках исследования, выполняемого при финансовой поддержке Гранта Президента Российской Федерации для государственной поддержки молодых российских ученых - докторов наук МД-2211.2018.8

контура управления: замкнутый контур стабилизации тока нагрузки двигателя вращателя и разомкнутый контур управления частотой вращения. Но данная система не затрагивает весь вращательно-подающий механизм (ВПМ), а стабилизирует только ток нагрузки двигателя вращателя. Кроме того, при бурении более прочных пород система устанавливает низкое значение осевого усилия, что отрицательно сказывается на эффективности процесса бурения и ресурсе долота.

Система управления процессом бурения нефтяных и газовых скважин [2] включает контур, содержащий модель зависимости скорости бурения, построенную на основе нечетких множеств и алгоритм оптимизации для определения оптимальных значений управляющих воздействий $P_{ос}$, $n_{вр}$ и момента смены долота. Данная система не позволяет быстро изменять значения режимных параметров по причине длительности процесса обучения заложенной нечеткой модели на основе обработки статистических данных. Значения устанавливаемых режимных параметров в данной системе существенно отличаются от оптимальных вследствие использования длительно накапливаемого массива статистической информации и несоответствия расчетных значений реальным процессам.

Существующая система управления буровым станком в структуре автоматизированной системы управления технологическим процессом участка буровзрывных работ (БВР) [3] для бурения взрывных скважин на карьерах имеет одноуровневую структуру и основана на модели функциональных связей параметров ВПМ и выработке паспортного ресурса долота. При этом используемые модели не включают экстремумы значений режимных параметров, основанные на оптимальном процессе разрушения породы. Аппаратная часть данной системы и алгоритм функционирования не учитывают быстротечность и кратковременность ударных нагрузок при изменении прочностных и структурных свойств породы.

В настоящее время недостаточно разработана концепция адаптивного управления процессом шарошечного бурения, характеризующегося кратковременностью и быстротечностью переходных процессов, что является препятствием для повышения его эффективности. Проведенный анализ подходов к управлению процессом шарошечного бурения показал, что в условиях случайного изменения свойств породы при бурении основным методом является адаптивное управление.

При управлении процессом шарошечного бурения следует учитывать его особенности. Разрушение породы происходит зубьями долота, которые вдавливаются в породу при вращении его шарошек и под действием значительного осевого усилия. При разрушении породы шарошечным долотом, кроме одноосного сжатия, присутствуют сдвиговые напряжения. На процесс бурения значительное влияние оказывают

физико-механические свойства пород. В связи с этим сопротивление пород разрушению отражает показатель буримости. Бурение породы с чередующимися слоями, имеющими разную крепость, характеризуется возникновением ударной нагрузки. Удар, как правило, вызывает повышение напряжения в зонах контакта долота с породой, в подшипниковых узлах и соединительных элементах всего рабочего органа бурового агрегата. Шарошечное долото выходит из строя при разрушении различных его элементов, однако в 80% случаев оно отказывает в работе по причине разрушения подшипниковых узлов [4].

Как показывает практика, средние нагрузки с достаточной точностью соответствуют расчетным значениям осевого усилия и потребляемой мощности приводов бурового агрегата. Однако, для его эффективной эксплуатации необходимо определить зависимость мгновенной нагрузки от определяющих факторов. Неравномерность мгновенной нагрузки определяется как случайная функция времени. Предвидеть колебания нагрузки полностью невозможно даже при наличии подробного анализа структуры породы. В любом случае возникают случайные включения породы различной крепости, которые незначительно влияют на теоретическую скорость проходки, но оказывают значительное влияние на напряженное состояние шарошечного долота. В частности, периодические удары создают циклическую нагрузку, что приводит к усталостному разрушению его элементов.

Для оценки опасности ударных нагрузок необходимо определить уровень напряжения, возникающего при ударе. Ударная нагрузка характеризуется уровнем энергии, обеспечивающей продвижение долота через породу и изменением физико-механических свойств породы. Согласно исследованиям, представленным в работе [5], критические напряжения в опорах шарошечных долот определяются с учетом ударных нагрузок. Для роликовых тел качения напряжение определяется с помощью известного выражения [5]:

$$\sigma_{p.уд}^{max} = 600 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{z \cdot D_p \cdot L_p} \cdot \frac{2\Pi_6^I + 2\Delta\Pi_6}{2\Pi_6^I + \Delta\Pi_6}},$$

где F_r – радиальное усилие, прилагаемое к подшипнику, Н; z – количество тел качения в подшипнике; D_p – диаметр ролика, мм; L_p – длина ролика, мм; Π_6 – показатель буримости.

Таким образом, для построения системы управления процессом шарошечного бурения наиболее важным является поддержание режимных параметров в области значений, не выходящих за допустимые границы, соответствующие предельным прочностным характеристикам материалов тел качения шарошечных долот при изменяющихся свойствах породы.

Для своевременного реагирования системы управления на критические непрогнозируемые ударные нагрузки и их устранения необходим беспойсковый метод адаптации, базирующийся на

аналитических вычислениях условий экстремума функционала, без использования пробных воздействий на объект, а для оптимизации технологического процесса бурения – поисковый, основанный на автоматическом поиске экстремума режимных параметров в условиях случайного изменения свойств породы. Выполнение приведенных условий необходимо для оптимального управления процессом бурения пород.

При создании системы управления процессом шарошечного бурения необходимо учитывать его особенности:

- физические процессы, направленные на разрушение породы посредством шарошечных долот;

- факт и количественное значение изменений физико-механических свойств пород;

- наличие критических напряжений в опорах буровых долот при ударных нагрузках в результате изменения свойств породы, приводящих к преждевременному выходу из строя долота и вынужденному занижению производительности бурового агрегата.

Анализ процесса бурения и элементов бурового агрегата показал, что для осуществления управления технологическим процессом необходимо оперировать основными режимными параметрами: осевым усилием и частотой вращения. Для построения системы управления процессом шарошечного бурения важным является поддержание режимных параметров в области значений, не выходящих за допустимые границы, соответствующие предельным прочностным характеристикам материалов тел качения шарошечных долот при изменяющихся свойствах породы. Максимально допустимое осевое усилие рабочего органа бурового агрегата становится величиной переменной соответственно изменению показателя буримости и структуры массива по мере углубления долота.

Выявлено, что для своевременного реагирования системы управления процессом шарошечного бурения на критические непрогнозируемые ударные нагрузки и их устранения необходим беспоисковый метод адаптации, а для оптимизации режимных параметров технологического процесса – поисковый. Выполнение приведенных условий необходимо для оптимального управления процессом шарошечного бурения.

Список литературы

1. Ломакин, М.С. Автоматическое управление технологическими процессами карьеров / М.С. Ломакин. – М.: Недра, 1978. – 280 с.

2. Литвинов, М.А. Система комплексного моделирования процессов при бурении нефтяных скважин на основе нечетких множеств: дис. ... канд. техн. наук. – Оренбург: Оренбургский государственный университет, 2005. – 156 с.

3. Баранникова, И.В. Разработка моделей и алгоритмов управления шарошечным станком в режиме бурения: дис. ... канд. техн. наук. – М.: Московский государственный горный университет, 2003. – 134 с.

4. Гилев, А.В. Проектирование рабочих органов и режимных параметров буровых станков для сложноструктурных горных массивов / А.В. Гилев, А.О. Шигин, В.Д. Буткин. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2012. – 312 с.

5. Повышение эффективности эксплуатации буровой техники на горных предприятиях: монография / А.В. Гилёв, А.О. Шигин, В.Т. Чесноков, И.Р. Белозеров. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2013. – 372 с.

ВОПРОСЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ И РАСЧЕТЫ СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

***Чтоб трагичное мгновенье
Горняков бежало прочь,
Кто-то должен непременно
Рассчитать весь риск
точь-в-точь!***

Доц. П.А. Жиганов

УДК 624.518

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ФЕРМ ШАХТНОГО СТРОИТЕЛЬСТВА

Ахмедиев С.К.¹, проф., Телиман И.В.¹, ст. преп., Безкоровайный П.Г.¹, ст. преп.
¹Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Казахстан

Статья посвящена определению методики расчета напряженно-деформированного состояния стержневых систем. Приведен алгоритм использования МКЭ для расчета подобных систем.

Ключевые слова: ферма, стержневая система, метод конечных элементов.

FINITE ELEMENT METHOD STUDY OF WORK FARMS MINING CONSTRUCTION

Ahmediev S.K., Bezkorovainyy P.G., Teliman I.V.

The article is devoted to the determination of the technique for calculating the stress-strain state of rod systems. An algorithm for using the finite element method for calculating similar systems is given.

Keywords: farm, rod system, finite element method

Металлические фермы нашли широкое применение в опорных конструкциях для угольной и горнодобывающей промышленности, энергетики, черной и цветной металлургии.

Они различаются большим многообразием геометрических размеров и схем, в том числе и по очертанию поясов, по структуре стержневой решетки (взаимному расположению стоек и раскосов).

В процессе проектирования подобных конструкций имеется необходимость в изучении их напряженно-деформированного состояния – определение перемещений узлов фермы и значений осевых усилий в стержнях.

При решении таких задач использован метод конечных элементов для стержневых систем [1-3].

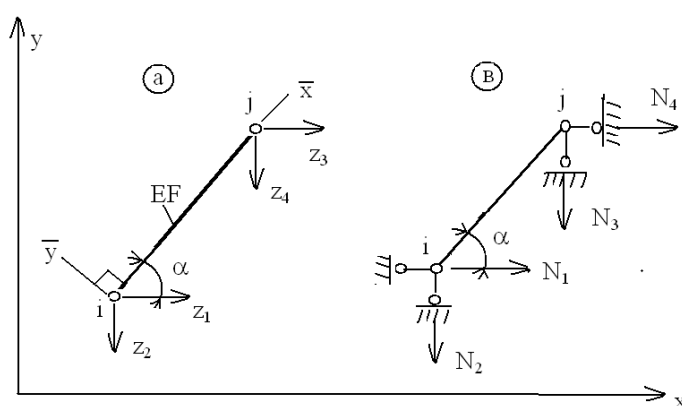


Рис. 1. Конечный элемент стержневой системы:

Z_i ($i=1,2,3,4$)-узловые перемещения в глобальной системе координат x, y ;
 N_i ($i=1,2,3,4$)- узловые силы; u_i, v_j ($i, j=1,2,3,4$)- узловые перемещения в локальной системе координат \bar{x}, \bar{y}

В качестве базового конечного элемента принят стержневой элемент фермы, произвольно ориентированный на плоскости (рисунок 1).

$$u_i = z_1 \cos \alpha - z_2 \sin \alpha; v_j = z_3 \cos \alpha - z_4 \sin \alpha \quad (1)$$

Или в матричной форме

$$\vec{V} = c \cdot \vec{z} \quad (2)$$

где: $\vec{v}^T = \{u_i; v_j\}$; $\vec{z}^T = \{z_1, z_2, z_3, z_4\}$

T-индекс транспонирования

Принимаем матрицу преобразований в следующем виде

$$c = \begin{vmatrix} \cos \alpha; & -\sin \alpha; & 0; & 0; \\ 0; & 0; & \cos \alpha; & -\sin \alpha; \end{vmatrix} \quad (3)$$

На основе известных процедур метода конечных элементов [1-4] имеем:

$$\vec{R} = S \cdot \vec{z} \quad (4)$$

где \vec{R} - вектор узловых реакций в глобальной системе координат.

$$\vec{R} = c^T \cdot \vec{F} = \begin{vmatrix} N_1 \\ N_2 \\ N_3 \\ N_4 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \cos \alpha & 0 \\ -\sin \alpha & 0 \\ 0 & \cos \alpha \\ 0 & -\sin \alpha \end{vmatrix}; \text{ или } \begin{vmatrix} N_i \\ N_j \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} N_i & \cos \alpha \\ -N_{ij} & \sin \alpha \\ N_j & \cos \alpha \\ -N_j & \sin \alpha \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \vec{R}_i \\ \vec{R}_j \end{vmatrix} \quad (5)$$

-матрица жесткости стержневого конечного элемента в глобальной системе координат:

$$S = c^T \cdot b^T \cdot \frac{EF}{l} \cdot b \cdot c = \frac{EF}{l} \begin{vmatrix} \cos^2 \alpha & -\cos \alpha \cdot \sin \alpha & -\cos^2 \alpha & \cos \alpha \cdot \sin \alpha \\ -\cos \alpha \cdot \sin \alpha & \sin^2 \alpha & \cos \alpha \cdot \sin \alpha & -\sin^2 \alpha \\ -\cos^2 \alpha & \cos \alpha \cdot \sin \alpha & \cos^2 \alpha & -\cos \alpha \cdot \sin \alpha \\ \cos \alpha \cdot \sin \alpha & -\sin^2 \alpha & -\cos \alpha \cdot \sin \alpha & \sin^2 \alpha \end{vmatrix} \quad (6)$$

где $b = |-1; 1|$ - матрица деформации конечного элемента;

T-индекс транспонирования соответствующих матриц.

Представим выражение (5) в блочном виде

$$\begin{vmatrix} \vec{R}_i \\ \vec{R}_j \end{vmatrix} = \frac{EF}{l} \cdot \begin{vmatrix} S_{ii} & S_{ij} \\ S_{ji} & S_{jj} \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \vec{z}_i \\ \vec{z}_j \end{vmatrix} \text{ или } \vec{R} = S \cdot \vec{z} \quad (7)$$

Здесь: первый индекс элементов балки указывает на узел, в котором возникает соответствующая узловая реакция, второй индекс – номер узла, единичным смещением которого вызвана эта реакции.

По вектору \vec{z} продольная (осевая) сила в стержнях фермы определяется:

$$N = \left(\frac{EF}{l}\right) \cdot |- \cos \alpha; \sin \alpha; \cos \alpha; - \sin \alpha| \cdot \vec{z} \quad (8)$$

Разрешающая система линейных алгебраических уравнений (СЛАУ) МКЭ имеет стандартную форму:

$$S \cdot \vec{z} + \vec{Q} = 0 \quad (9)$$

где S – матрица реакций элементов, вызванных единичными перемещениями (матрица жесткости системы).

$\vec{z}^T = \{z_1, z_2, \dots, z_n\}$ – вектор неизвестных узловых перемещений заданной фермы.

$\vec{Q}^T = \{P_1, P_2, \dots, P_n\}$ – вектор узловых реакций, вызванных заданными внешними силами, приложенными в узлах фермы (как в горизонтальном, так и в вертикальном направлениях).

Учет опорных закреплений заданной системы производится добавлением к диагональным элементам матрицы S значений жесткостных коэффициентов опор (их значение находится в пределах $0 \div \infty$) т.е.

$$S_{ii}^* = S_{ii} + C_{ii}^* \quad (10)$$

где матрица коэффициентов жесткости

$$C_{ii}^* = \begin{vmatrix} C_x^o & 0 \\ 0 & C_y^o \end{vmatrix} \quad (11)$$

При наличии жестких опор имеем ($C_x^o = C_y^o = \infty$), при их отсутствии - ($C_x^o = C_y^o = 0$).

В качестве примера, иллюстрирующего предложенную выше методику расчета МКЭ рассмотрена плоская 2-х панельная ферма с параллельными поясами (рисунок 2а), с шарнирными соединениями стержней в узлах фермы.

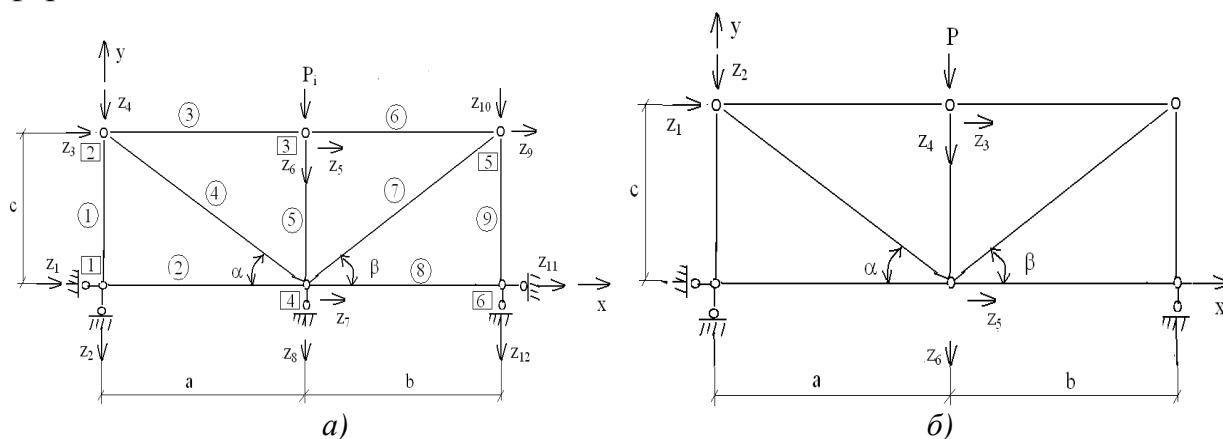


Рис. 2 Расчетные схемы для фермы

Далее приняты обозначения (к рисунку 2а):

$$C_\beta = \cos \beta; C_\alpha = \cos \alpha; S_\beta = \sin \beta; S_\alpha = \sin \alpha;$$

$$C_\beta \cdot S_\beta = \cos \beta \cdot \sin \beta; C_\alpha \cdot S_\alpha = \cos \alpha \cdot \sin \alpha;$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{c}{a}; \operatorname{tg} \beta = \frac{c}{b}; k = \sqrt{a^2 + c^2}; f = \sqrt{b^2 + c^2};$$

z_i - ($i=1,2,\dots,12$) – неизвестные узловые перемещения.

N_j - ($j=1,2,\dots,12$) – осевые усилия в стержнях фермы.

Для рассматриваемой фермы (рисунок 2) на основе уравнения (9) получена матрица жесткости системы приведена в таблице 1.

Решение СЛАУ (9) дает значения искомым узловых перемещений ($\vec{z}_i=1,2,\dots,12$)

$$\vec{z} = -S^{-1} \cdot \vec{Q} \quad (13)$$

где S^{-1} – обратная матрица.

Далее приведены результаты исследования изменения величин узловых перемещений фермы (рисунок 2б) z_i ($i=1,2,3$) в зависимости от следующих факторов:

- при $a=b=3,0$ м.=const, $P=10$ кН=const, $c=(2,4,6,8,10)$ м. (рисунок 3а);
- при $c=3,0$ м.=const, $P=10$ кН=const, $a=b=(2,3,4,5)$ м. (рисунок 3б);
- при $a=b=c=3,0$ м.=const, $P=(2,4,6,8,10)$ кН. (рисунок 3в).

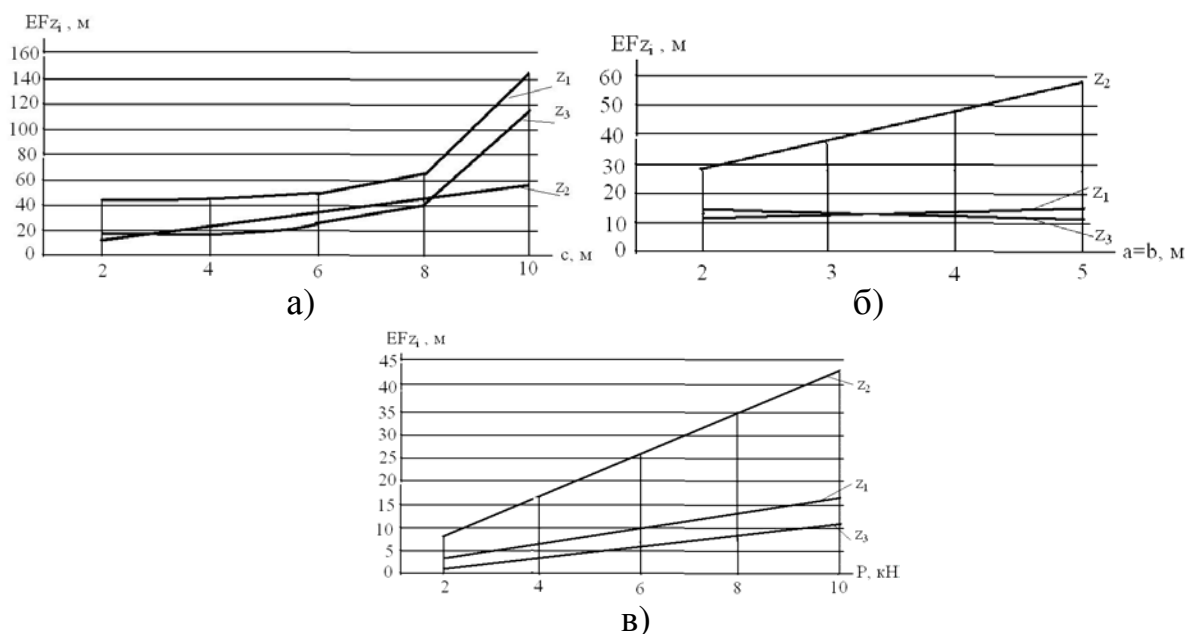


Рис. 3. Диаграммы узловых перемещений:
 а) $a=b=3,0$ м.=const, $P=10$ кН=const, $c=(2,4,6,8,10)$ м.
 б) $c=3,0$ м.=const, $P=10$ кН=const, $a=b=(2,3,4,5)$ м.
 в) $a=b=c=3,0$ м.=const, $P=(2,4,6,8,10)$ кН.

Анализ диаграмм позволяет сделать вывод, что предлагаемая методика использования МКЭ может быть применима для расчета стержневых систем любой геометрической формы и с любыми граничными условиями.

Список литературы

1. Бате К., Вильсон Р. Численные методы анализа и метод конечных элементов. Перевод с английского под редакцией А.Ф. Смирнова.-М.: Стройиздат, 1982г.
2. Караманский Т.Д. Численные методы строительной механики. –М.: Стройиздат, 1981г.
3. Хархурин Н.Д. Метод конечных элементов. –Л.: Судостр., 1974г.
4. Варвак П.М., Бузун И.М., Городецкий А.С., Пискунов В.Т., Толокнов Ю.Н. Метод конечных элементов. –Киев, Будівельник, 1981г.

УДК 622.231

МЕТОДИКА ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ЛИНЕЙНОГО ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯ ДЛЯ РЕЗОНАНСНЫХ ВИБРОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Афанасьев А. И., проф. Суслов Д. Н., канд.техн.наук
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», Екатеринбург

Рассмотрена возможность снижения энергопотребления при грохочении и вибротранспортировании горной массы. В резонансных машинах колебания осуществляются вибровозбудителями кинематического, силового или смешанного типа возбуждения колебаний. Предложен новый тип вибровозбудителя – линейный электромагнитный управляемый двигатель. Критерием выбора типа электромагнитного вибровозбудителя предложено принять отношение движущего импульса к тепловым потерям в обмотке. Установлено, что наиболее эффективным для относительно низкочастотных резонансных вибротранспортных машин является электромагнитный линейный двигатель постоянного тока с векторным управлением, работающий не постоянно, а только часть периода собственных колебаний.

Ключевые слова: вибротранспортные резонансные машины, линейный электромагнитный двигатель постоянного тока, эффективность работы двигателя, движущий импульс.

METHOD OF SELECTING PARAMETERS OF LINEAR ELECTROMAGNETIC VIBRATIONAL SPARKLER FOR RESONANT VIBRATIONAL TRANSPORT MACHINES

Afanasyev A.I., Suslov D.N.

The possibility of reducing the energy consumption during screening and vibration transfer of rock mass is considered. In resonant machines, vibrations are performed by vibro-exciter of a kinematic, force or mixed type of excitation of oscillations. A new type of exciter is proposed - a linear electromagnetic controlled motor. The criterion for choosing the type of electromagnetic exciter is proposed to take the ratio of the driving pulse to the thermal losses in the winding. It is established that the most effective for relatively low-frequency resonant vibrating transport vehicles is an electromagnetic linear DC motor with vector control, which does not work continuously, but only a part of the period of natural oscillations.

Keywords: Vibrotransported resonance machines, linear electromagnetic direct current motor, engine efficiency, driving impulse.

Снижение энергопотребления при грохочении и вибротранспортировании горной массы является актуальной задачей. Наши экспериментальные исследования показали, что одним из эффективных вибровозбудителей для резонансных вибротранспортных машин (ВТМ) является линейный электромагнитный двигатель постоянного тока с сенсорным управлением. По сравнению с индукционным и электромагнитным двигателями с конденсаторными накопителями энергии, этот вибровозбудитель имеет отношение движущего импульса к тепловым потерям в обмотке в 2...7 раз большее. Основной характеристикой линейного электромагнитного двигателя работающего часть периода собственных колебаний является величина движущего импульса.

Для определения величины движущего импульса необходимо знать потери энергии на транспортирование горной массы находящейся на рабочем органе (РО) за один цикл колебаний, а также потери энергии в упругих опорах и подшипниках двигателя.

При безотрывном перемещении горной массы по рабочему органу (полубыстроходном режиме транспортирования) [1...3] потери энергии в первом приближении можно принять равными работе силы трения, которая равна:

$$F_{\text{тр}} = f_k m_{\text{гр}} g \cos \alpha, \quad (1)$$

где $m_{\text{гр}}$ - масса груза находящегося на рабочем органе, кг; g - ускорение свободного падения; α - угол наклона РО ВТМ, град; f_k - кинетический коэффициент трения горной породы о РО.

Путь (S_0) горной массы за один цикл колебаний при резонансной частоте (f_p) может быть определен как произведение средней скорости потока на время цикла (T)

$$S_0 = V T = V / f_p. \quad (2)$$

Массу груза находящегося на рабочем органе можно определить из условия неразрывности потока

$$m_{\text{гр}} = QL / V, \quad (3)$$

где Q - производительность ВТМ, кг/с; L - длина РО ВТМ, м.

Таким образом, работа силы трения за один цикл равна

$$A_{\text{тр}} = f_k QL g \cos \alpha / f_p \quad (4)$$

Соответственно, коэффициент поглощения за счет потерь на трение горной массы по рабочему органу можно определить из формулы

$$\Psi_T = 2A_{\text{тр}} (C \cdot A^2) \quad (5)$$

где C – коэффициент жесткости упругих опор РО, Н/м; A – амплитуда колебаний РО, м.

Коэффициент поглощения за счет потерь в упругих опорах и подшипнике двигателя находятся из формулы

$$\Psi_0 = 1 - \exp(-2\delta / f_p) \quad (6)$$

где δ – декремент затухающих колебаний (натуральный логарифм отношения первой амплитуды ко второй), определяемый экспериментально.

Используя закон сохранения энергии можно получить зависимость движущего импульса ($\Delta t F$) от коэффициентов поглощения

$$\Delta t F = A [C m (\Psi_T + \Psi_0)]^{0,5} \quad (7)$$

В результате экспериментальных исследований получена зависимость движущего импульса электромагнитного двигателя от квадрата магнитодвижущей силы ($(JW)^2$) умноженной на время импульса (Δt_3).

Двигатель имел число витков $W= 270$; диаметр якоря $\varnothing_{\text{я}} = 100$ мм, ток в обмотке $J = 10...30A$. Замеры в каждой точке проводили при постоянной намагничивающей силе.

$$\Delta t F = 10^{-6} * 4,15x + 23,0 \quad R^2 = 0,87 \quad (8)$$

где $x = (JW)^2 \Delta t_3$.

Уравнение 8 адекватно в соответствующем диапазоне изменения параметров (J и W). Время импульса должно быть не более четверти периода собственных колебаний РО на упругих опорах:

$$0,25 f_p^{-1} \geq \Delta t_3 \quad (9)$$

Таким образом, используя уравнение 8 возможно определить конструктивные (W) и режимные параметры (J) Δt_3 двигателя. В результате наших экспериментов установлено, что для стабильной работы линейного электромагнитного двигателя необходимо обеспечить превышение силы тяги над силой сопротивления в 1,6...2 раза. В таблице 1 приведены экспериментальные значения силы тяги (F) от массы обмотки ($X_1 = -1 \rightarrow 3\text{кг}$; $X_1 = 1 \rightarrow 4\text{кг}$) (фактически числа её витков и сечения проводника) и площади ($X_2 = -1 \rightarrow 20 \text{ см}^2$; $X_2 = 1 \rightarrow 80 \text{ см}^2$) поперечного сечения якоря. В каждой точке было проведено несколько экспериментов.

Таблица 1

Матрица планирования и результаты эксперимента ПФЭ 2^2

№	X1	X2	$F_1, \text{Н}$	$F_2, \text{Н}$	$F_3, \text{Н}$	$F_4, \text{Н}$	$F_5, \text{Н}$	$F_{\text{ср}}, \text{Н}$	$F_p, \text{Н}$
1	-1	-1	250	270	280	260	240	260	255
2	1	-1	440	520	500	460	480	480	485
3	-1	1	1500	1560	1620	1520	1580	1560	1555
4	1	1	2200	2300	2220	2250	2230	2240	2245

В результате статистической обработки результатов эксперимента получены следующее уравнение регрессии:

$$F_p = 1135 + 230X_1 + 765X_2 + 115 X_1 X_2; \quad (10)$$

Уравнение 10 справедливо в соответствующем диапазоне изменения параметров (массы обмотки и площади сечения якоря).

Корреляционное отношение [4...6] уравнения (9) $\eta = 0,99$.

Расчетное значение критерия Стьюдента соответствующего корреляционного отношения: $t_l = 19,8$, а критическое $t_{\text{кр}} = 0,95$.

Расчетное значение критерия Кохрена равно: $G_l = 0,176$, а критическое $G_{\text{кр}} = 0,55$.

С надежностью 95% корреляционное отношение значимо, уравнение 10 адекватно, а дисперсия однородна [7...8].

Уравнение 10 показывает, что сила тяги линейного двигателя постоянного тока зависит от массы обмотки и площади сечения якоря, что не противоречит законам электромагнетизма.

Вывод: Используя вышеприведенные уравнения возможно для заданной производительности ВТМ определить конструктивные и режимные параметры линейного двигателя постоянного тока.

Список литературы

1. Олевский В. А. Параметры режима и производительности грохотов // Обогащение руд. 1967. №3 (69). С. 31-37.
2. В.Н.Потураев, В.П.Франчук, А.Г.Червоненко. Вибрационные транспортирующие машины. - М.: Машиностроение, 1964.- 271 с.
3. Потураев В.Н. Резонансные грохоты. М.: ЦНИЭИ-уголь, 1963. – 94с.
4. Львовский Е.Н. Статистические методы построения эмпирических формул. – М.: Высшая школа, 1982. – 224 с.
5. Андерсон Т. Введение в многомерный статистический анализ. Перевод с английского Б.В. Гнеденко. – М.: Физматгиз, 1963. – 348 с.
6. Справочник по теории вероятности и математической статистике. – Киев: Наукова Думка, 1978. – 256 с.
7. Хартман К. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов / К.Хартман , Э. Лецкий. – М.: Мир, 1977. – 552 с.
8. Румшинский Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. – М.: Наука, 1971. – 176 с.

УДК 622.271

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОВША ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА

Бабенков П.Ю., аспирант, **Шестаков В. С.**, канд. техн. наук, проф.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург»

Приведена методика подбора сечений стенок ковша гидравлического экскаватора, основанная на применении для расчета напряжений модуля Structure 3D. Представлено несколько вариантов проектирования ковша. Приведены результаты исследований по поиску рациональных сечений ковша, по размещению проушин.

Ключевые слова: гидравлический экскаватор, ковш, модель, напряжение, расчет, оптимизация, сечение, стенка, проушины, масса

DESIGNING THE BUCKET OF THE HYDRAULIC EXCAVATOR

Babnikov P.Yu., Shestakov V.S.

The technique of selection of sections of walls of a bucket of a hydraulic excavator based on application for calculation of voltages of the module 3D is given. Several variants of bucket design are presented. The results of research on the search for rational cross-sections of the cowhide, on the placement of eyelets are presented

Keywords: hydraulic excavator, bucket, model, tension, calculation, optimization, cross-section, wall, eyes, mass.

Гидравлические экскаваторы в последние годы широко применяют на горных и строительных предприятиях, поэтому все исследования, направленные на снижение металлоемкости и энергозатрат на совершение рабочих движения являются актуальными.

Большое влияние на металлоемкость экскаватора оказывает ковш. Снижение массы ковша позволит уменьшить массу противовеса, уменьшится момент инерции поворотной части и за счет этого может быть уменьшено время цикла.

Конструкция ковша должна обеспечивать достаточную прочность и в то же время не должны закладываться излишние запасы прочности.

Сечение стенок ковша определяется по допустимому напряжению с учетом износа в процессе эксплуатации.

Для расчета напряжений применяют программные модули (Ansys, APM WinMachine и др.). В этих модулях моделируются сечения объектов и задаются действующие нагрузки. Методика расчета усилий приведена в [1]. Нами проведены расчеты и проведены исследования по определению рациональных параметров ковша вместимостью 8 м³ обратной лопаты с использованием модуля расчета напряжений Structure 3D.

Для исследований в модуле составлена пластинчато-стержневая модель, показанная

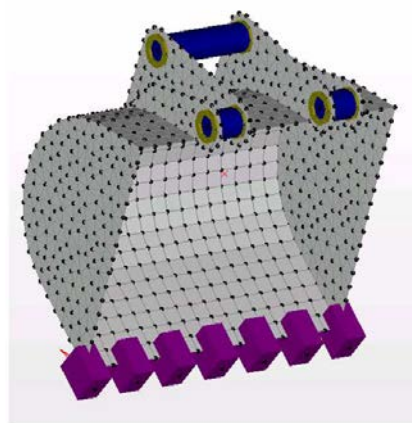


Рис. 1. Модель ковша

на рис. 1. Корпус ковша смоделирован пластинами, что позволяет свободно менять толщину в процессе исследований. Соединение ковша с рукоятью и гидроцилиндром поворота ковша выполнено стержнями. На эти стержни для выполнения статических расчетов напряжений установлены закрепления. Усилие копания на зубьях ковша 800 кН.

Поиск рациональных параметров выполнен следующим образом. Для первого расчета всему корпусу задана одинаковая толщина 30 мм. Результаты расчета показали, что в некоторых областях (под проушиной штока гидроцилиндра и на задней стенке) напряжение достигает 850 МПа, что значительно превышает допустимое напряжение. Масса ковша этого варианта 5583 кг.

Для определения толщин участков, которые обеспечат ковшу достаточную прочность проведено несколько вариантов расчетов. На рис. 2 приведен конечный вариант исполнения ковша и результаты расчета напряжений. Предлагается заднюю стенку ковша выполнить литой с толщиной стенки у верхней кромки 180 мм с плавным переходом 150, 100, 30 мм. Проушины также литые толщиной 100, 80 мм. Масса ковша 8464 кг.

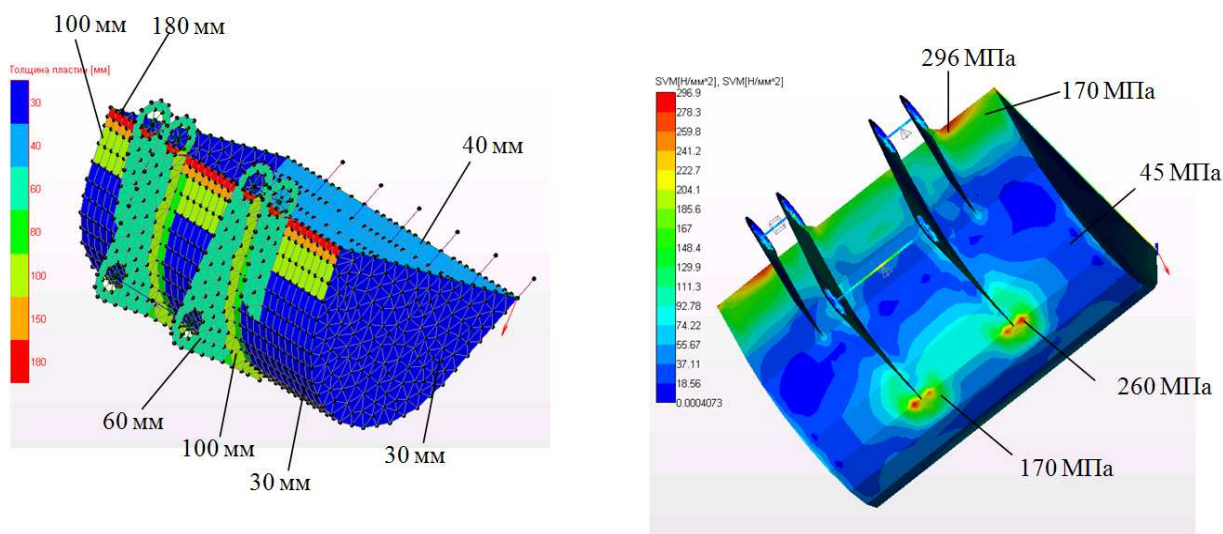


Рис. 2. Модель и результаты расчета варианта ковша удовлетворяющего условиям прочности

Кроме подбора сечений ковша рассмотрен вариант поиска рационального конструктивного исполнения. Выявлено, что при перемещении проушин ближе к боковым стенкам ковша уменьшаются напряжения. Вариант подбора параметров при расположении проушин у боковых стенок показан на рис. 3. Масса 6802 кг. При смещении проушин значительно снизились напряжения в задней стенке и она может быть изготовлена сварной из листа 30 мм. Напряжения в передней стенке увеличились и потребовалось увеличить толщину листов на кромке у зубьев.

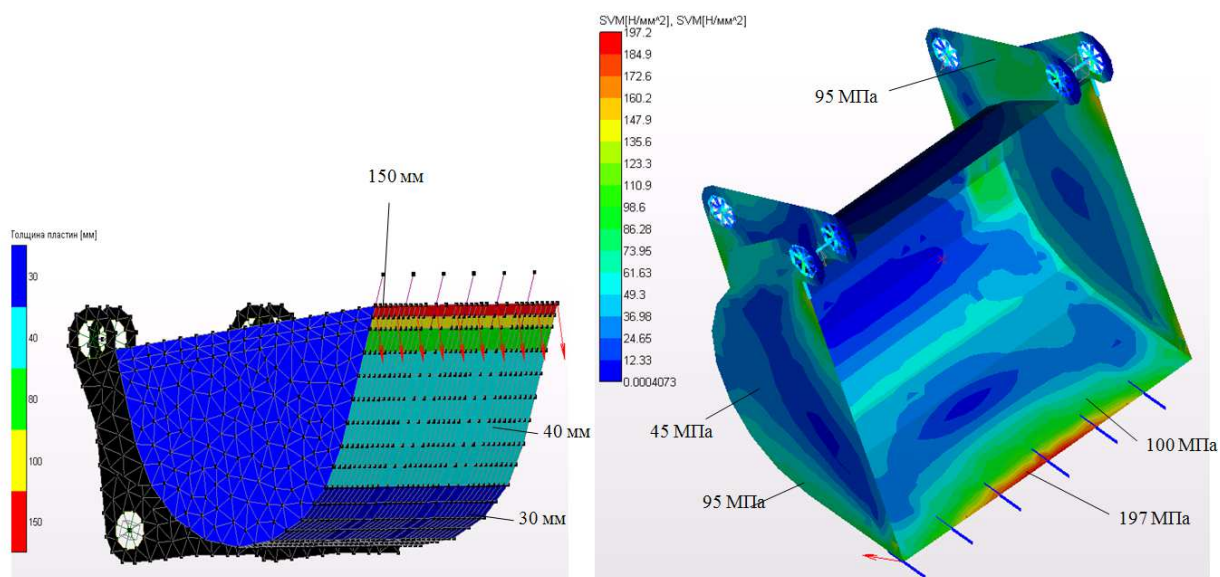


Рис. 3. Модель и результаты расчета варианта ковша при смещении проушин

Выводы.

1. Использование модуля расчета напряжений *Structure 3D* обеспечивает поиск рациональных параметров ковша гидравлического экскаватора.
2. Смещение проушин к боковым стенкам позволяет снизить муссу ковша на 19 %.

Список литературы

1. Бабенков П.Ю., Шестаков В.С. Моделирование рабочего процесса гидравлического экскаватора //Горное оборудование и электромеханика. - № 1. – 2018, С. 10-14.
2. Комиссаров А.П., Шестаков В. С. Имитационная модель функционирования рабочего оборудования гидравлического экскаватора //Горное оборудование и электромеханика. - № 8. – 2013, С. 20-24.
3. Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С. Проектирование карьерных экскаваторов (Монография). М.: Инновационное машиностроение, 2017. — 228 с.

УДК 622.73

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МОДЕЛИ ДВУХСЛОЙНОЙ БАЛКИ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СРЕДСТВ БОРЬБЫ С НАМЕРЗАНИЕМ В КУЗОВАХ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ

Золкин А.П.¹, доц., Лагунова Ю.А.¹, проф., Семёнов А.В.¹, студент 5 курса.

¹ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

Приведены результаты теоретического исследования при использовании вибрации электрическими вибродвигателями на связную породу при её намерзании на рабочую поверхность кузова карьерного автосамосвала.

Ключевые слова: *вибрация, двухслойная балка, борьба с намерзанием, карьерный автосамосвал.*

USE OF A TWO-LAYER BULK MODEL FOR DESIGNING MEANS OF STRUGGLE AGAINST ON CAREER AUTOMATION

Zolkin A.P., Lagunova Yu.A., Semenov A.V..

The results of a theoretical study using vibrations by electric vibrational motors on a connected rock are presented when it is intended for the working surface of a body of a dump truck.

Keywords: *vibration, double-layer beam, anti-slip, career dump truck.*

Проведены теоретические исследования влияния вибрации на связные породы при их намерзании на поверхность кузова карьерного автосамосвала путем использования модели двухслойной балки. Применение электрических вибродвигателей позволит эффективно бороться с налипанием за счет вибраций и передачи их связной породе через рабочую поверхность кузова. При достижении резонанса между связными породами и рабочей поверхностью происходит отлипание, тем самым, рабочая поверхность кузова полностью очищается.

Цель работы – создание вибрации путем установки электрических вибродвигателей непосредственно к футеровочному листу для исключения налипания связных пород в кузове автомобиля.

Намерзание грунта на поверхность кузова карьерного самосвала в зимний период (по оценкам [1] - в среднем до 2-х кубометров за рейс) приводит к существенному перерасходу финансовых, материальных и трудовых ресурсов. Снижение этих потерь является важной задачей. Перспективным способом её решения представляется разрушение адгезионных связей между футеровкой стального кузова и намерзшим грунтом путём возбуждения колебаний элементов кузова. В статье рассмотрено влияние характеристик колебаний на прочность системы «сталь – грунт».

Предположим, что грунт равномерно распределён по днищу. Футеровку днища кузова с намерзшим грунтом рассматриваем как двухслойную пластину, шарнирно опёртую по краям и нагруженную равномерно распределённой нагрузкой. При таком нагружении

двухслойная пластина находится в условиях цилиндрического изгиба. Вырежем из пластины двумя вертикальными прямыми полосу единичной ширины и рассмотрим напряжённо-деформированное состояние двухслойной балки.

Полагаем, что слои балки линейно упруги. Между собой слои непрерывно соединены нормальными и касательными к оси балки связями. Нормальные связи считаем жёсткими. Они удерживают слои балки от взаимного смещения в направлении, поперечном оси. Касательные связи (сдвиг), препятствующие взаимному сдвигу слоёв в направлении оси, считаем линейно упругими. Погонное касательное усилие в шве q [Н/м] и взаимный сдвиг соседних слоёв Δ [м] подчинены закону

$$q = \kappa \Delta, \quad (1)$$

где κ – жёсткость связей сдвига, Н.м².

Расчёт $(n + 1)$ -слойной балки приведён в [2, Глава 14, с. 467 – 470].

Определение сил, действующих в n -швах, является статически неопределимой задачей степени n . Удаляем в каждом шве связи сдвига и заменяем их погонными касательными усилиями q_i , где $i = 1, 2, \dots, n$ – номер шва. Лишней неизвестной считаем равнодействующую касательных сил $q_i(x)$, действующих по одну сторону разреза. Неизвестная $T_i(x)$ и погонная касательная сила $q_i(x)$ связаны соотношением

$$T_i(x) = T_i(0) + \int_0^x q_i(\xi) d\xi \text{ или } T_i'(x) = q_i(x). \quad (2)$$

Постоянную $T_i(0)$ определяем из граничных условий на конце i -го шва.

Общий изгибающий момент в сечении x , вызванный действием внешней нагрузки, $M^o(x)$ распределяется между слоями пропорционально их жесткостям

$$M_i(x) = \frac{E_i J_i}{\sum_{k=1}^n E_k J_k} M^o(x). \quad (3)$$

Выразив величину сдвига в сечении x шва номер i через внешние силы и лишние неизвестные, запишем для каждого шва дифференциальное уравнение

$$T_i''(x) - \kappa \sum_{k=1}^n T_k(x) \delta_{ik} = \Delta_{ip} \kappa_i \quad (4)$$

Грузовые коэффициенты системы уравнений метода сил равны

$$\Delta_{ip} = - \frac{N_i^o}{E_i F_i} + \frac{N_{i+1}^o}{E_{i+1} F_{i+1}} - \frac{M^o(x)}{\sum_{k=1}^n E_k J_k}. \quad (5)$$

где N_i^o – внешняя осевая нагрузка, приложенная к i -ому слою.

Запишем матрицу коэффициентов при неизвестных системы канонических уравнений метода сил. Члены, стоящие на главной диагонали, находим по формуле

$$\delta_{ii} = 1/E_i F_i + 1/E_{i+1} F_{i+1} + h_i^2 / \sum_{k=1}^n E_k J_k \quad (6)$$

Элементы диагонали, лежащей над главной, равны

$$\delta_{i-1,i} = -1/E_i F_i + h_{i-1} h_i / \sum_{k=1}^n E_k J_k \quad (7)$$

Элементы диагонали, лежащей под главной, равны

$$\delta_{i+1,i} = -1/E_{i+1} F_{i+1} + h_i h_{i+1} / \sum_{k=1}^n E_k J_k \quad (8)$$

Остальные члены матрицы коэффициентов при неизвестных равны

$$\delta_{ik} = h_i h_k / \sum_{j=1}^n E_j J_j \quad \text{при } |i - k| > 2. \quad (9)$$

Общее решение системы [4] имеет вид

$$T_i(x) = \sum_{k=1}^n \beta_{ik} \overline{T}_k(x) \quad (10)$$

где β_{ik} – постоянные ($i, k = 1, 2, \dots, n$); $\overline{T}_k(x)$ – собственные функции вида

$$\overline{T}_k(x) = A_k \operatorname{sh} \lambda_k x + B_k \operatorname{ch} \lambda_k x; \quad (11)$$

λ_k – корни характеристического уравнения:

$$\begin{vmatrix} \kappa_1 \delta_{11} - \lambda^2 & \kappa_1 \delta_{12} & \dots & \kappa_1 \delta_{1n} \\ \kappa_2 \delta_{21} & \kappa_2 \delta_{22} - \lambda^2 & \dots & \kappa_2 \delta_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \kappa_n \delta_{n1} & \kappa_n \delta_{n2} & \dots & \kappa_n \delta_{nn} - \lambda^2 \end{vmatrix} = 0. \quad (12)$$

Постоянные A_k, B_k находят из граничных условий на концах k -го шва: если на конце шва нет препятствий взаимному сдвигу, то $A_k = B_k = 0$; при жёстком препятствии сдвигу постоянные находят из (2), записанного для шва.

Частное решение системы дифференциальных уравнений (4) записываем в интегральной форме, подобной интегралу Дюамеля в теории колебаний [3]

$$T_i^*(x) = \sum_{k=1}^n \kappa_k / \lambda_k \int_0^x \Delta_{kp}(\xi) \operatorname{sh} \lambda_k (x - \xi) d\xi \quad (13)$$

Складывая формулы (10) и (13) находим неизвестные $T_i(x)$. Далее определяем осевые силы, действующие в каждом слое

$$N_i(x) = T_i + N_i^o - T_{i-1} \quad (14)$$

Изгибающие моменты в слоях находим по формуле

$$M_i(x) = E_i J_i / \sum_{k=1}^n E_k J_k (M^o(x) - \sum_{i=1}^n T_i h_i) \quad (15)$$

Для двухслойной балки задача становится однажды статически неопределимой. Приходим к линейному дифференциальному уравнению второго порядка

$$T'' - \kappa \delta T = \kappa \Delta \quad (16)$$

Коэффициент при неизвестном и грузовой коэффициент - равны

$$\delta = 1/E_1 F_1 + 1/E_2 F_2 + h^2 / (E_1 J_1 + E_2 J_2) \quad (17)$$

$$\Delta = -N_1^0 / E_1 F_1 + N_2^0 / E_2 F_2 - M^0 h / (E_1 J_1 + E_2 J_2) \quad (18)$$

Характеристическое уравнение (12) примет вид $\lambda^2 = \kappa \delta$.

Лишнее неизвестное равно

$$T(x) = A \operatorname{sh} \lambda x + B \operatorname{ch} \lambda x + \kappa / \lambda \int_0^x \Delta(\xi) \operatorname{sh} \lambda(x - \xi) d\xi \quad (19)$$

Дифференцируя $T(x)$, находим погонное касательное усилие $q(x)$ в шве

$$q(x) = \lambda A \operatorname{sh} \lambda x + \lambda B \operatorname{ch} \lambda x + \kappa \int_0^x \Delta(\xi) \operatorname{sh} \lambda(x - \xi) d\xi \quad (20)$$

Распределение погонных сдвигающих сил будет использовано для определения мест установки вибраторов.

Если внешние осевые силы $N_1^0 = 0, N_2^0 = 0$, то упругую линию двухслойной балки определяют интегрированием дифференциального уравнения 4-го порядка

$$v^{IV} - \kappa \delta v'' = (-M^0'' + \kappa \delta M^0) / (E_1 J_1 + E_2 J_2) \quad (21)$$

Вывод: определение упругой линии $v(x)$ позволит правильно подобрать амплитудно-частотные характеристики возбуждаемых колебаний.

Список литературы

1. Демченко И.И. Изыскание способов и средств борьбы с налипанием и намерзанием горной массы на технологическом автомобильном транспорте в условиях разрезов КАТЭК: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.06 / Игорь Иванович Демченко; Иркутский политехн. ин-т., специализир. совет К. 063. 71. 02 – Иркутск, 1992. – 32 с.
2. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в трёх томах. Том 1. / Под ред. д-ра. техн. наук проф. И.А. Биргера и чл.-кор. АН Латвийской ССР Я.Г. Пановко. – М.: изд-во Машиностроение, 1968 – 831 с.
3. Пановко, Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний / Я.Г. Пановко. – изд. 2-е перераб., – М.: изд-во Машиностроение, 1967 – 316 с.

УДК622.331:504

ИНВАРИАНТ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ СЕЧЕНИЯ ПРЯМОУГОЛЬНОЙ БАЛКИ ПРИ ИЗГИБЕ

Зюзин Б.Ф., Юдин С.А.

Тверской государственной технической университет, Тверь, Россия

Рассмотрен один из инвариантов предельных состояний в теории дистортности, характеризующий условие предела устойчивости структурной системы. Задача Парана позволяет связать различные параметры объекта исследования в критическом состоянии.

Ключевые слова: инварианты предельных состояний, теория дистортности.

В теории сопротивления материалов – соотношение сторон прямоугольного поперечного сечения балки, обладающей наибольшим моментом сопротивления балки при изгибе, представлено в качестве задачи Парана [1].

Этот вопрос можно рассматривать как установившуюся связь между рациональным подходом древних строителей и возможностями оптимального проектирования элементов конструкций машин. В строительной практике приходилось вытесывать прямоугольные балки из круглых бревен, при этом ширина и высота балки могли быть сделаны производно. При этом балки являются одними из основных конструктивных элементов рам, корпусов, станин горнодобывающей техники и вспомогательного оборудования.

Рассмотрим определение момента сопротивления сечения балки при изгибе, как наиболее типичной модели структурной системы, определяющей ее устойчивость и прочность[2]. Выбор формы поперечного сечения зависит от условий работы и предназначен для обеспечения прочности, жесткости, долговечности и экономичности конструкции.

Метод сечений дает возможность определения внутренних силовых факторов (нормальной перерезывающей силы, изгибающего и крутящего момента). Задача нахождения напряжений в сечении является статически неопределимой и решается на основании рассмотрения деформаций бруса при различных видах нагружения, позволяющих установить определяющие (физические) уравнения связи между деформациями и напряжениями, с их помощью получают законы распределения напряжений в сечении бруса.

В качестве примера рассмотрим известную задачу по установлению отношения между сторонами h и b балки прямоугольного сечения, вырезанной из круглой заготовки радиуса R (рис. 1).

В случае чистого изгиба выражения для кривизны и напряжений имеют вид

$$1/\rho = \pm (M_u / EJ_x); \sigma = EY/\rho,$$

где ρ – радиус кривизны изгиба балки, M_u – изгибающий момент, E – модуль упругости при растяжении (сжатии), J_x –момент инерции сечения

относительно центральной оси X , σ – нормальное напряжение в слое, расположенном на расстоянии Y от оси X .

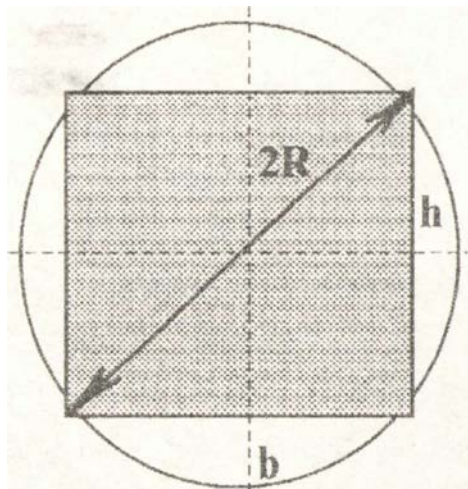


Рис.1. Расчетная схема

Из первого выражения видно, что при чистом изгибе вся балка искривляется по дуге окружности $\rho = E J_x / M_u$.

Второе указывает на линейную зависимость σ от координаты Y .

Сопоставляя их, запишем формулу для определения нормальных напряжений в любой точке сечения

$$\sigma = \pm M_u Y / J_x.$$

Вводя понятие момента сопротивления сечения балки при изгибе

$$W_x = J_x Y_{max},$$

получим значения экстремальных напряжений $\sigma = \pm M_u / W_x$, в наиболее удаленных от оси X волокнах.

Известно, что момент сопротивления прямоугольного сечения балки при изгибе равен $W_x = X Y^2 / 6$.

Так как $Y = \sqrt{4R^2 - X^2}$, тогда получим

$$W_x = X(4R^2 - X^2) / 6 = (4XR^2 - X^3) / 6.$$

Для определения максимального W_x составим выражение $dW_x/dx = 0$ или $dW_x/dx = 4R^2 - 3X^2 = 0$.

Откуда $3X^2 = 4R^2$, следовательно, $X = 2R / \sqrt{3}$.

Высота прямоугольника с основанием $2R / \sqrt{3}$ равна

$$Y = \sqrt{4R^2 - X^2} = (2R\sqrt{2}) / \sqrt{3}.$$

Следовательно, соотношение сторон прямоугольника, вырезанного из круга и имеющего наибольший момент сопротивления, будет $Y : X = \sqrt{2}$ или $h : b \approx 7 : 5$.

Данное соотношение представляет собой инвариант параметра состояния структурной системы $\Pi_{K(H)}$ в теории дистортности [3].

Понятие дистортности в настоящее время применяется в следующих областях знания: математика и геометрия, физика, естествознание, механика грунтов и горных пород, геология, пищевая промышленность, экономика и менеджмент, трибология, изотерика, горное и торфяное дело, техника и технология, музыка, физиология и медицина, биология и химия,

педагогика, философия, экология, архитектура и строительство, искусство, космология, теория сложности, комплексная безопасность и др.[3].

Гипотеза масштабной инвариантности (подобия) позволяет делать предсказания двух типов, оба из которых с замечательной точностью подтверждаются множеством экспериментальных данных, получаемых для различных систем. Первая категория предсказаний – это определение соотношений, которые связывают различные критические показатели, вторая категория – это представление данных в некоторых масштабно-инвариантных координатах.

В табл. 1 приведены результаты расчетов характера изменения инварианта момента сопротивления сечения прямоугольной балки при изгибе.

Таблица 1. Характер изменения инварианта момента сопротивления сечения балки при изгибе

$\Pi_{K(H)}$	0	0,378	$1/\sqrt{3}$	$1/\sqrt{2}$	1	∞
X	0	$1/\sqrt{2}$	1	$2/\sqrt{3}$	$\sqrt{2}$	2
Y	2	1,87	$\sqrt{3}$	$2\sqrt{2}/\sqrt{3}$	$\sqrt{2}$	0
W_x	0	$\sqrt{2} - 1$	0,5	0,513	0,471	0
φ , град.	90	←	30	19,48	0	-

Зависимость $W_x=f(\Pi_{K(H)})$ носит экстремальный характер, что наглядно представлено на рис. 2.

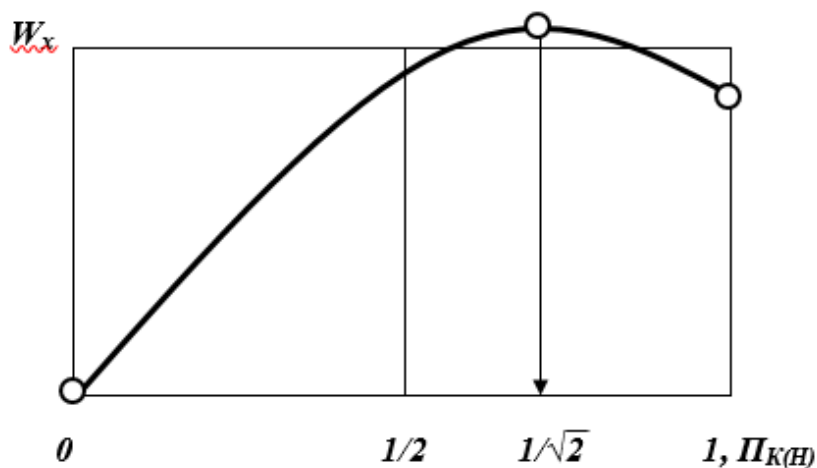


Рис. 2. Результаты расчетов характера изменения инварианта момента сопротивления сечения прямоугольной балки

На рис. 3 приведена схема напряженного состояния функциональной системы. Здесь совмещены известные_схемы: круги напряженно-деформированного состояния Мора для $\Pi_{K(H)}=1/\sqrt{2}$; сечение прямоугольной балки для условия $W_x \rightarrow \max$ при изгибе; пирамида Хеопса, вершина которой является центром тяжести фигуры человека, вписанного в квадрат Леонардо Да Винчи.

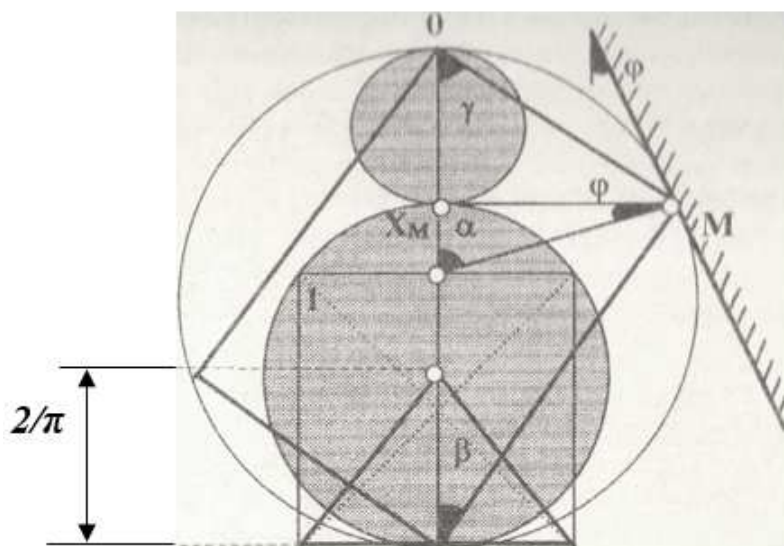


Рис. 3. Схема напряженно-деформированного состояния

При этом угол внутреннего трения ϕ является обобщенным критерием, отражающим условие предельного равновесия структурной системы (табл. 1).

Рассмотренная задача позволяет связать различные параметры в критическом состоянии. Подобие критических явлений в объектах различной природы можно рассматривать с единой точки зрения. У них существуют физические величины, зависимость которых вблизи точек переходов аналогична. Отсюда следует предположение о изоморфности критических явлений.

Наиболее общая формула критических явлений принадлежит Ландау[2]. В его теории флуктуации предполагаются малыми, поэтому их учет не меняет характера критических аномалий термодинамических величин, возникают лишь малые поправки.

Данный пример наглядно иллюстрирует поведение структурной системы в критическом состоянии.

Список литературы

1. Бормотин, К.С. Анализ напряженно – деформированного состояния в системе MSC. Учебное пособие/ К.С.Бормотин, А.И. Олейников. Комсомольск на Амуре: ГОУВПО «КНАГТУ» 2009. 135с.
2. Зюзин, Б.Ф. Дистортность в естествознании / Б.Ф. Зюзин, В.А. Миронов, В.Н. Лотов. Монография. Тверь:ТвГТУ, 1996. 160 с.
3. Зюзин, Б.Ф. Инварианты дистортности/ Б.Ф. Зюзин, В.А. Миронов. Монография. Тверь:ТвГТУ, 2015. 168 с.

УДК 539.42

**О КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОМ ПОДХОДЕ К РЕШЕНИЮ
КОНТАКТНОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ ЗАДАЧИ УДАРНОГО
НАГРУЖЕНИЯ МАССИВА ТВЕРДОГО МАТЕРИАЛА
ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМ ОРГАНОМ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНОЙ
МАШИНЫ**

Каманин Ю.Н., канд. техн. наук, **Паничкин А.В.**, канд. техн. наук,
Степанов А.А., студ., **Кулаков А.А.**, студ.
Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева, г. Орел

В статье рассмотрено решение задачи о нагружении твердой минеральной среды ударной нагрузкой. Изложены основные матричные соотношения, применяемые при решении контактной динамической задачи и проведен их анализ.

***Ключевые слова:** энергия, удар, импульс, разрушение, волны напряжений, матрица, конечные элементы, поле напряжений, схема интегрирования, схема Ньюмарка, контактная задача.*

**ABOUT THE FINITE-ELEMENT APPROACH TO THE SOLUTION OF
THE CONTACT DYNAMIC PROBLEM OF IMPACT LOADING OF A
SOLID MATERIAL MATERIAL BY THE EXECUTIVE ORGAN OF
THE CONSTRUCTION AND ROAD MACHINE**

The solution of the problem of the loading of a solid mineral medium by a shock load is considered in the article. The main matrix relations used in the solution of the contact dynamical problem are described and their analysis is carried out.

***Keywords:** energy, impact, momentum, destruction, stress waves, matrix, finite elements, stress field, integration scheme, Newmark scheme, contact problem.*

Для эффективного разрушения крепких минеральных сред необходимо передавать массиву то количество энергии, которое будет достаточным для нарушения его монолитности. Экспериментальные исследования [7] показали, что эффективность силового воздействия инструмента технологической машины на забой зависит от многих факторов, в том числе от способа передачи энергии удара в массив

Для оптимизации режимов разрушения крепких минеральных сред разработана математическая модель напряженно-деформированного состояния массива при ударном воздействии инструмента в основание уступа [4].

На рис. 1 представлена расчетная схема, где по инструменту 2, длиной l_2 , опертому в массив 3 наносится удар массивным телом 1 (бойком) длиной l_1 . Инструмент и боек имеют круглое сечение соответственно диаметром d_1 и d_2 . Размеры элементов ударной системы соответствуют геометрическим параметрам реального гидравлического ударника (А.С. №699167 [8]).

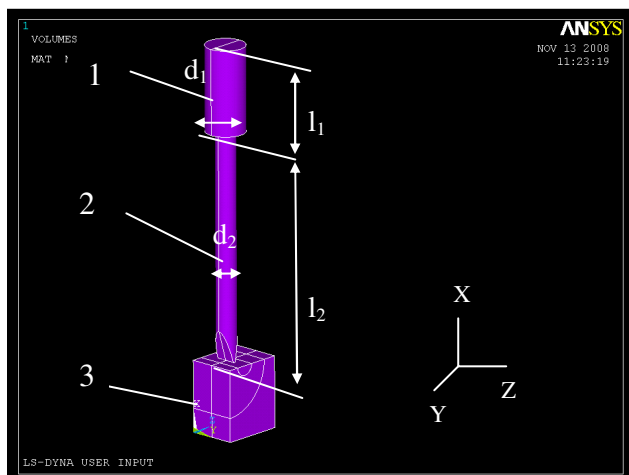


Рис. 1. Расчетная схема: 1 – боек, 2 – инструмент, 3 – массив

Поставленную задачу решаем в пределах допущений теории упругости. Краевая задача теории упругости в перемещениях содержит уравнения: равновесия, Коши, физические [10, 9]. Она образует замкнутую систему уравнений относительно 15 неизвестных, определяемых для любой точки тела: шести напряжений σ_{ij} , шести деформаций ε_{ij} и трех перемещений U_{ij} .

Если массовые силы X_i в уравнениях равновесия являются инерционными, то следует решать систему дифференциальных уравнений динамической задачи в конечно-элементной формулировке[5]:

$$[M]\{U''\} + [C]\{U'\} + [K]\{U\} = \{F(t)\}, \quad (1)$$

где $\{U\}, \{U'\}, \{U''\}$ - соответственно перемещения, скорости и ускорения узлов конечно-элементной сетки; $[M]$ - матрица масс; $[C]$ - матрица демпфирования; $[K]$ - матрица жесткости; $\{F(t)\}$ - вектор узловых сил.

В общем случае:

$$\{F(t)\} = \{F_s(t)\} + \{F_v(t)\},$$

где $\{F_s(t)\}$ - статический эквивалент действия поверхностных сил; $\{F_v(t)\}$ - статический эквивалент действия объемных сил (кроме инерционных составляющих).

В том случае, когда на части поверхности тела площадью S_R заданы распределенные нагрузки $\{R_i\}$, тогда из условий равновесия точек на поверхности тела получаем граничные условия

$$\sigma_{ij}n_j = R_i \text{ на } S_R,$$

где n_j - направляющие косинусы внешней нормали к поверхности. Эти распределенные по грани конечного элемента нагрузки приводятся к его узлам в соответствии с функциями формы [3].

Безусловно-сходящимся можно считать метод последовательных нагружений, при помощи которого проводилось решение поставленной задачи: нагрузка прикладывается не вся сразу, а по малым шагам. На каждом уровне нагружения с использованием итерационной процедуры определяется такое состояние объекта, при котором удовлетворены все уравнения и граничные условия. Фактически, моделируется реальный процесс нагружения и найденное состояние на каждом шаге можно рассматривать как решение задачи при данном уровне нагрузки. Но для обеспечения сходимости шаги догружения должны быть достаточно малыми, поэтому трудоемкость решения сравнительно велика. Такой метод оправдан при исследовании процесса соударения, т.к. необходимо знать напряженно-деформированное состояние не только при максимальных нагрузках, но и на промежуточных этапах нагружения [1, 2].

При малых шагах догружения в методе последовательных нагружений результаты решения для двух ближайших нагрузок различаются не очень сильно, поэтому количество итераций при переходе от одного уровня нагрузки к другому сравнительно мало. Наиболее трудоемкая операция решения системы линейных уравнений – факторизация матрицы – выполняется всего один раз. В итерационном цикле решения нелинейной задачи остается изменение правой части системы уравнений и обратный ход по методу Гауса [6].

Для описания динамических контактных задач используется уравнение (1), поэтому появляется необходимость дискретизации процесса вычисления по времени нагружения. Вычисления выполняются для большого количества конкретных моментов времени, поэтому трудоемкость вычислительного процесса многократно возрастает. Характер поведения тонких поверхностных слоев (контактной среды) при динамическом нагружении изучен в значительно меньшей степени из-за сложности выполнения подобных экспериментальных исследований. Указанные два усложняющих фактора объясняют то положение, что в настоящее время при разработке методов решения динамических контактных задач в большей степени внимание уделяют выбору методов интегрирования для обеспечения сходимости процесса вычислений при меньшей трудоемкости, чем выбору более точных моделей описания нелинейных свойств контактной среды.

Существует две основных схемы интегрирования дифференциальных уравнений, которые получаются в ходе решения поставленной задачи:

1. Явная схема интегрирования по времени уравнений (применялась при решении осесимметричных задач упругопластического деформирования соударяющихся тел [3]). Достоинством явной схемы является возможность отказаться от решения системы алгебраических уравнений для ансамбля конечных элементов и, как следствие, простота учета геометрической и физической нелинейности на каждом временном шаге. Вместе с тем явные схемы интегрирования можно считать лишь

условно устойчивыми, шаг интегрирования не должен превышать времени пробега волной напряжений половины наименьшего размера конечного элемента.

2. Для проведения расчета по приведенной выше расчетной схеме (рис. 1) была использована неявная абсолютно устойчивая схема интегрирования Ньюмарка, как наиболее подходящая к данному типу задач [5]. Эта схема получила большее распространение для решения динамических упругопластических контактных задач. При этом формируется и решается полная система нелинейных алгебраических уравнений на каждом временном шаге. Этот алгоритм обеспечивает совместность перемещений контактирующих пар узлов, а для обеспечения равенства их скоростей и ускорений применяется корректирующая процедура на основе теории движения волн [7].

Таким образом, в представленной работе было рассказано о теоретических основах конечно-элементного анализа сложных контактных и динамических систем, которые применяются в различных расчетных пакетах программ, таких как Ansys, Kosmos, Catia и др. Показанные подходы и методики получили активное распространение и применение с увеличением производительности современной вычислительной техники.

Список литературы

1. Алабужев, П.М. Введение в теорию удара / П.М. Алабужев. – Новосибирск: НЭТИ, 1970. – 158 с.
2. Александров Е.В. Прикладная теория и расчеты ударных систем / Александров Е.В., Соколинский В.Б. – Москва: Наука, 1969. – 201 с.
3. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с.
4. Каманин, Ю.Н. Моделирование разрушения скальных пород гидравлическим устройством ударного действия / Ю.Н. Каманин, Р.А. Ределин, В.А. Кравченко // Горное оборудование и электромеханика. – 2017. – Т.2. – С.30–34.
5. Морозов, Е.М. Контактные задачи механики разрушения / Е.М. Морозов. – М: Машиностроение, 1999. – 544 с.
6. Муйземнек, А.Ю. Математическое моделирование процессов удара и взрыва в программе LS-DYNA: учебное пособие / А.Ю. Муйземнек. – Пенза: Информационно-издательский центр ПГУ, 2005. – 245 с.
7. Слепян, Л.И. Механика трещин / Л.И. Слепян. – Л: Судостроение, 1990. – 296 с.
8. Ушаков, Л.С. Гидравлическое устройство ударного действия: а.с. № 699167 / Л.С. Ушаков, В.А. Кравченко, 1995.
9. Черепанов, Г.П. Механика хрупкого разрушения / Г.П. Черепанов. – М: Наука, 1974. – 640 с.
10. Ямщиков, В.С. Волновые процессы в массиве горных пород / В.С. Ямщиков. – М: Недра, 1974. – 271 с.

УДК 622.72

НИЗКОВОЛЬТНОЕ КОМПЛЕКТНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДРАГЛАЙНА

Майоров С.А., аспирант

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г.Екатеринбург

В статье приведен обзор функционала низковольтного комплектного устройства, на примере управления электрооборудованием драглайна, а также определение возможностей внедрения ретрофитных конструкций.

Ключевые слова: драглайн, функции низковольтного комплектного устройства, ретрофит, конструктив оборудования.

LOW VOLTAGE COMPLETE EQUIPMENT DRAGLAYN

Mayorov S.A.

The article gives an overview of the functional of the low-voltage complete device, for example, the management of electrical equipment dragline, as well as the identification of opportunities for the introduction of retrofit designs.

Keywords: dragline, functions of low-voltage complete device, retrofit, equipment design

Драглайн (англ. dragline) – одноковшовый экскаватор со сложной канатной связью. К рабочему оборудованию относятся полиспасть, тяговая и подъемная лебедки, стрела и ковш. Длина стрелы может достигать 135 м, вместимость ковша – до 168 м³. Является единственным типом рабочего оборудования шагающего экскаватора. Применяется при больших объемах земляных работ: в карьерах при вскрыше, на отвалообразовании, в гидротехническом и мелиоративном строительстве [1].

Одноковшовые экскаваторы-драглайны (рис. 1) являются основными машинами, применяемыми на угольных и рудных карьерах как добычные и вскрышные и как наиболее удовлетворяющие требованиям работы в самых тяжелых горно-геологических и климатических условиях.

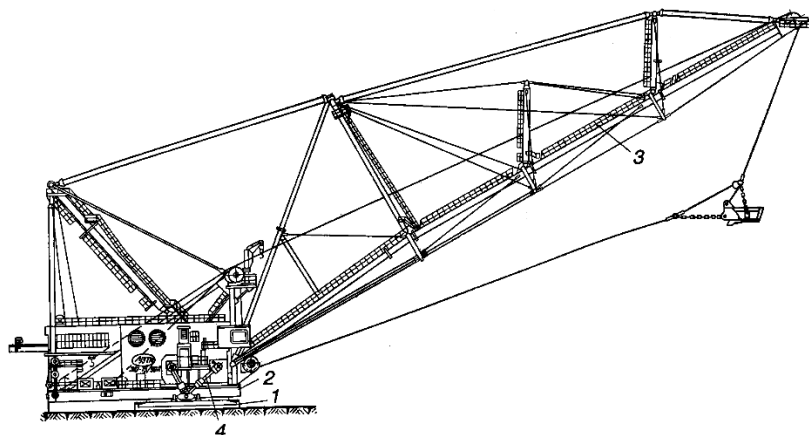


Рис. 1. Общий вид экскаватора ЭШ-15.90А:

- 1 – опорная база; 2 – поворотная платформа с надстройкой и механизмами;
3 – рабочее оборудование; 4 – механизм шагания

В этих машинах применяется огромный перечень электрооборудования как низковольтного, так и высоковольтного.

Целью работы является обзор функционала НКУ (низковольтного комплектного устройства), обеспечивающего работу драглайна, а также определение возможностей внедрения ретрофитных конструкций.

Основные функции НКУ экскаватора включают в себя:

- обеспечение регулируемым напряжением постоянного тока цепей возбуждения генераторов по системе «тиристорный преобразователь – генератор – двигатель» (ТВ-Г-Д);

- обеспечение питания стабилизированным током цепей возбуждения двигателей главных электроприводов;

- предварительный разгон четырехмашинного преобразовательного агрегата до подсинхронной скорости по системе «тиристорный преобразователь – двигатель» (ТП-Д);

- подачу в функции времени тока возбуждения синхронному двигателю (СД) с последующим автоматическим регулированием возбуждения в зависимости от величины активной составляющей тока статора СД;

- управление электроприводами вспомогательных механизмов;

- формирование требуемых статических и динамических характеристик главных электроприводов;

- подачу на пульта машиниста информационных световых сигналов о включенном состоянии электроприводов, а также светового и звукового сигнала при аварийном состоянии электрооборудования;

- управление релейно-контакторной схемы;

- диагностику и автоматическое (микропроцессорное) управление тиристорными преобразователями.

Ретрофит – модернизация оборудования, предусматривающая внедрение новых технологий или применение новых свойств к более старым, как правило, изжившим себя морально системам.

Низковольтное оборудование драглайнов, с длительным сроком службы, является неплохим подспорьем для модернизации с целью улучшения параметров производства, в первую очередь, адаптации оборудования под существующих производителей, что повлечет за собой простоту замены компонентов и запчастей, облегчит обслуживание, что, в свою очередь, сократит расходы на капитальные и текущие ремонты.

Конструктив оборудования – один из важнейших факторов, влияющий на простоту обслуживания электрооборудования в текущих реалиях производства.

Зачастую НКУ выполнено в виде трех - четырёх основных шкафов, габаритные размеры которых могут варьироваться от производителя к производителю. Все шкафы, как правило, одностороннего обслуживания. С минимальными, устаревшими или вовсе отсутствующими системами защиты от проникновения инородных тел и жидкостей.

На фоне вышеперечисленных факторов открывается возможность для ретрофитных решений НКУ драглайнов с частичной или полной заменой оборудования на более функциональное, с применением более современных технологий изготовления и производства оболочек, позволяющих достигнуть высокой системы секционирования 3b-4b, а так же обеспечить защиту от пыли- и водоникновения (рис. 2). Современное электрооборудование и способы его установки позволяют обеспечить меньшие габариты установок при высоком уровне технического обслуживания.



а

б

Рис. 2. Пример ретрофитного решения в НКУ:
а - вид старого оборудования; б – вид нового оборудования

Замена электрооборудования на драглайнах старого образца представляется перспективным полем деятельности, так как в реалиях нынешней экономики ретрофитные решения высоко ценятся как производителями/поставщиками работ, так и непосредственно заказчиками. Это связано с низкой стоимостью в сравнении с комплектной заменой оборудования драглайна или машины в целом, и возможностью работать на более современном оборудовании, позволяющем обеспечить повышенные показатели эффективности и безопасности персонала и рабочего агрегата.

Список литературы

1. Машиностроение. Энциклопедия. Горные машины. Т. IV-24 / Ю.А. Лагунова, А.П. Комиссаров, В.С. Шестаков и др.; под общ. ред. В. К. Асташева. М.: Машиностроение, 2011. 496 с.

УДК 622.44

МОДИФИКАЦИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ КРУГОВЫХ РЕШЕТОК ШАХТНЫХ ТУРБОМАШИН

Макаров Н. В.¹, доц., Макаров В. Н.¹, проф., Вакулин В.Е.¹, студ.,
Солдатенко А.А.¹, студ.

¹Уральский государственный горный университет, Екатеринбург, Россия

Предложена математическая модель, вращающейся круговой решетки аналитических аэрогазодинамических профилей произвольной формы с вихревым управлением циркуляцией. На базе теории присоединённых вихрей, методов конформного отображения и особых точек С. А. Чаплыгина сформулирована и решена задача ее аэродинамического расчета. Подтверждена возможность существенного повышения аэродинамической нагруженности, адаптивности и экономичности шахтных вентиляторов, выполненных по радиальным аэродинамическим схемам с встроенными в лопатки рабочего колеса вихревыми камерами. С использованием предложенной методики разработан параметрический ряд адаптивных высоконагруженных шахтных радиально-прямоточных вентиляторов местного проветривания типа ВРВП для проветривания тупиковых выработок длиной более 1500 м.

Ключевые слова: Турбомашин, шахтный вентилятор, энергетический регулятор, аэродинамика, управляющий поток, регулирование режима работы турбомашин, адаптивность турбомашин, экономичность турбомашин.

MODIFICATION OF THE HYDRODYNAMIC THEORY OF CIRCULAR GRIDS OF MINE TURBOMASHES

Makarov N. V., Makarov V.N., Vakulin V.E., Soldatenko A.A.

A mathematical model of a rotating circular grating of analytical airgasdynamic profiles of arbitrary shape with vortex circulation control is proposed. The problem of its aerodynamic calculation is formulated and solved on the basis of the theory of connected vortices, conformal mapping methods and singular points of SA Chaplygin. The possibility of a significant increase in aerodynamic loading, adaptability and economy of mine fans, carried out by radial aerodynamic schemes with vortex chambers built into the impeller blades, was confirmed. Using the suggested technique, a parametric series of adaptive high-loaded mine radial-direct-flow fans of local ventilation, such as VRVP, has been developed for airing dead-end excavations with a length of more than 1500 m.

Keywords: Turbomachines, mine fan, power regulator, aerodynamics, control flow, regulation of turbomachine operation mode, adaptability of turbomachinery, economy of turbomachines.

Конструктивные особенности шахтных радиальных вентиляторов позволяют реализовать в них активные вихревые методы управления циркуляцией с использованием круговых решеток аэрогазодинамических профилей. При этом, в качестве энергии вихреисточников аэрогазодинамических профилей используется воздух полости высокого давления корпуса турбомашин[1-3].

Силовое взаимодействие лопаток рабочего колеса и потока воздуха происходит через адаптивную аэродинамическую систему вихрей, обеспечивающих эффективность турбомашин и их восприимчивость к изменениям внешней среды [1, 4, 5]

В предлагаемой статье базовый принцип конформного преобразования для построения канонического потенциала течения

модернизирован с отображением многолистной римановой области круговой решетки аэрогазодинамических профилей с вихревыми камерами на многолистную каноническую область. При этом, получен комплексный потенциал течения на многолистной канонической области, доказана его единственность и установлена математическая зависимость циркуляции круговой решетки аэрогазодинамических профилей от ее геометрических параметров и энергетических характеристик вихреисточников [1- 11].

Для построения комплексного потенциала $F[Z(\gamma)]$ в n -листной римановой поверхности внешности круга единичного радиуса области D_γ воспользуемся принципом суперпозиции и методом особых точек С. А. Чаплыгина, согласно которому все особые точки течения в области D_γ , подобно вычетам в интегралах Коши, должны находить соответствующее отражение в функции комплексного потенциала [1].

Дополнительный комплексный потенциал течения вне круга единичного радиуса области D_γ определяем с учетом свойств функций комплексного переменного и вышесказанных закономерностей [6, 7]. Данная функция должна характеризовать наличие в соответствующих точках τ_{Ak} круга единичного радиуса области D_γ особенностей (источников, стоков, локальных вихрей), положения которых однозначно определяются точками расположения управляющих устройств на профилях круговой решетки области D_z , но в тоже время соответствовать течению, линия тока которого представляет окружность единичного радиуса. Таким требованиям удовлетворяет система особенностей, представленных на рис. 1.

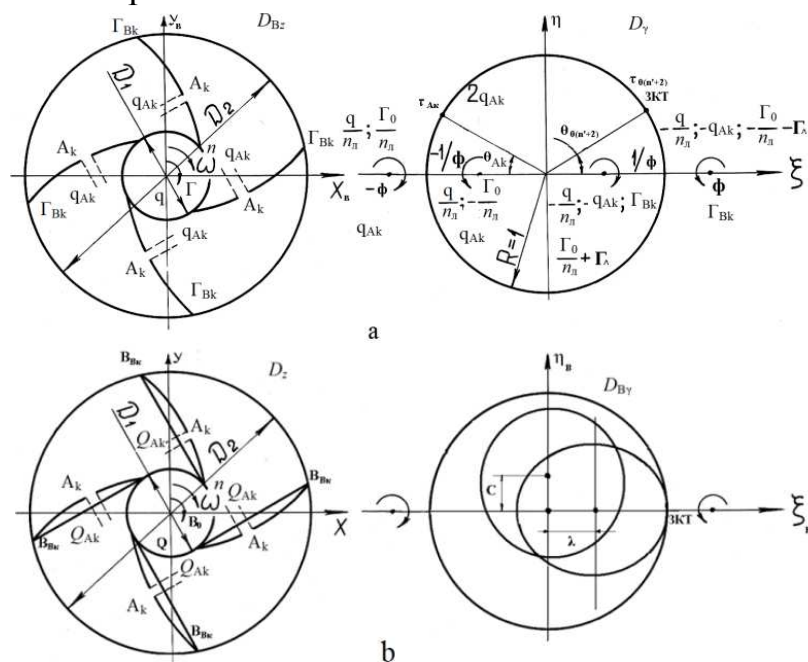


Рис 1. Принципиальная схема последовательности конформных преобразований: а – преобразование n -листной области D_γ в n -лиственную область $D_{B\gamma}$; б – преобразование n -листной области $D_{B\gamma}$ в $(n+1)$ -лиственную область D_z

После соответствующих преобразований, комплексный потенциал для особых точек в виде источника, стока, вихря с учетом рис. 1, получим в виде:

$$F_{A_k}(\gamma) = \phi_{A_k}(\gamma) + i\psi_{A_k}(\gamma) = \pi^{-1}q_{A_k} \ln(\gamma - \tau_{A_k}) - 0,5\pi^{-1} \left[q_{A_k} (\ln(\gamma^2 - \Phi)) + q_{A_k} \ln\left(\gamma^2 - \frac{1}{\Phi^2}\right) \right]; \quad (1)$$

$$F_{B_k}(\gamma) = 0,5\pi^{-1}i^{-1}\Gamma_{B_k} \ln \frac{(\gamma - \Phi^{-1})}{\gamma - \Phi}. \quad (2)$$

Тогда общий вид комплексного потенциала $F[Z(\gamma)]$ течения вне круга единичного радиуса на n_Γ -листной римановой области D_γ запишем в виде:

$$\begin{aligned} F[z(\gamma)] &= F_0[z(\gamma)] + \sum_{k=1}^{n'} F_{A_k}(\gamma) + \sum_{k=n'+1}^{n_\Sigma} F_{B_k}(\gamma) = \\ &= F_0[z(\gamma)] + \pi^{-1} \sum_{k=1}^{n'} q_{A_k} \ln(\gamma - \tau_{A_k}) - \\ &- 0,5\pi^{-1} q_{\Sigma A} \left[\ln(\gamma^2 - \Phi^2) + \ln\left(\gamma^2 - \frac{1}{\Phi^2}\right) \right] + \\ &+ 0,5\pi^{-1} i^{-1} \Gamma_{\Sigma B} \ln \frac{\left(\gamma - \frac{1}{\Phi}\right)}{\gamma - \Phi}, \end{aligned} \quad (3)$$

где $\sum_{k=1}^{n'} q_{A_k} = q_{\Sigma A}$; $\sum_{k=n'+1}^{n_\Sigma} \Gamma_{B_k} = \Gamma_{\Sigma B}$.

Полученная математическая модель позволяет сделать фундаментальный вывод о том, что в условиях заданного режима течения в круговой решетке аэрогазодинамических профилей с вихревыми камерами при выполнении условия Жуковского – Чаплыгина – Кутта, изменение энергетических параметров вихреисточников через их струйные каналы, не меняет положения на контуре аэрогазодинамического профиля точек ветвления, при этом передняя критическая точка ($n' + 1$) будет перемещаться по его контуру, а изменение циркуляции будет соответствовать уравнению (3).

Таблица 1. Показатели назначения параметрического ряда вентиляторов ВРВП

Параметр	Вентиляторы			
	ВМЭ-2-10	ВРВП-10	ВМЭВ-12	ВРВП-12
Диаметр рабочего колеса, мм	1000	1000	1200	1200
Номинальная подача, м3/с	16	18,5	24	29
Полное давление, Па	380	450	500	610
КПД	0,86	0,86	0,84	0,86
Глубина экономичного регулирования	0,45	0,78	0,45	0,79

Полученные уравнения позволяют в обобщенном виде описать аэродинамику обтекания широкого класса круговых решеток аэрогазодинамических профилей с вихревыми камерами, установить характерные закономерности данного класса потенциальных течений.

На базе предложенной модифицированной вихревой теории круговых решёток разработана и экспериментально проверена радиальная аэродинамическая схема Ц120-20, с использованием которой разработан параметрический ряд вентиляторов местного проветривания типа ВРВП. В таблице приведены основные показатели назначения параметрического ряда вышеуказанных вентиляторов в сравнении с наиболее совершенными осевыми двухступенчатыми вентиляторами и вентиляторами встречного вращения местного проветривания.

Применение предложенной аэродинамической схемы позволяет на 10-20% повысить развиваемое номинальное давление вентилятора, а главное – более чем на 70% повысить адаптивность вентиляторов, обеспечить эффективное проветривание тупиковых выработок длиной более 1500 метров.

Список литературы

1. Макаров В. Н., Горбунов С.А., Корнилова Т.А., Перспективное направление повышения эффективности вентиляторов местного проветривания// Изв. Вузов. Горный журнал. – 2013. -№ 6. – С. 124-129
2. Макаров В.Н., Патракеева И.Ю., Макаров Н.В. Генезис совершенствования вентиляторов местного проветривания. – Горный информационно-аналитический бюллетень МГГУ. – 2016. - №4. С. 54 – 61.
3. Патент РФ 2543638. Способ повышения давления и экономичности лопастных турбомашин радиального типа. Косарев Н.П., Макаров Н.В., Макаров В.Н. Оpubл.: 10.03.2015, Бюл. №7.
4. Макаров В.Н., Горшкова Н.А, Волегжанин И.А. Математическое моделирование активного управления аэродинамикой шахтных центробежных вентиляторов. Горный информационно-аналитический бюллетень МГГУ. – 2016. - №4. С. 39 – 46.
5. Макаров В.Н., Макаров Н.В., Закиев Р.В. Идеальная аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора с энергетическим регулятором. // Горный информационно-аналитический бюллетень. - МГГУ. – М., 2009, №12, Т. 16, – с. 349 – 354.
6. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1978.736 с.
7. Смирнов В. И. Курс Высшей математики. М.: Наука, 1974. Т.3.4.2.672 с.
8. Гостелю Д.Ж. Аэродинамика решеток турбомашин. – М.: Мир, 1987. – 391 с.
9. Kida T., Miyai Y. An Alternative Approach to the High Aspect Ratio Wing with Iet Flap by Matched Asymptotic Expansions. – Aeronautical Quarterly, 1978, v. 29, N 4, p. 227-250.
10. Rossow V.J. Lift enhacement by an externally trapped vortex. – J. Aircraft, 1978, v.15, N 9, p. 618-625.

УДК 622.44

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ ВЫЧЕТОВ ДЛЯ РАСЧЕТА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕГУЛЯТОРОВ ШАХТНЫХ ТУРБОМАШИН

Макаров Н. В.¹, доц., Макаров В. Н.¹, проф.

¹Уральский государственный горный университет, Екатеринбург, Россия

На основе анализа информации о существующих методах и средствах повышения адаптивности шахтных вентиляторов устройствами регулирования их работы для максимизации адаптивности работы на шахтную сеть, в статье предложена математическая модель радиального энергетического регулятора. Предложена конструкция радиального энергетического регулятора, реализующего данный способ управления аэродинамическими параметрами вентилятора. Предложенная математическая модель течения потока в энергетическом регуляторе, позволяет производить расчет геометрических параметров его конструкции при заданных условиях потребной глубины экономического регулирования шахтных вентиляторов.

Ключевые слова: Турбомашин, шахтный вентилятор, энергетический регулятор, аэродинамика, управляющий поток, регулирование режима работы турбомашин, адаптивность турбомашин, экономичность турбомашин.

APPLICATION OF THE THEORY OF RESIDUES FOR THE CALCULATION OF POWER REGULATORS OF MINE TURBOMACHINES

Makarov N. V., Makarov V. N.

Based on the analysis of information on existing methods and means to increase the adaptability of mine fans by controlling their operation to maximize the adaptability of work to the mine network, the article proposes a mathematical model of a radial power regulator. A radial energy regulator design is proposed that realizes this method of controlling the aerodynamic parameters of the fan. The proposed mathematical model of the flow in the power regulator makes it possible to calculate the geometric parameters of its design under given conditions of the required depth of economical regulation of mine fans.

Keywords: Turbomachines, mine fan, power regulator, aerodynamics, control flow, regulation of turbomachine operation mode regulation, adaptive turbomachinery, turbomachinery economy efficiency.

Для аэродинамического расчета энергетического регулятора (ЭР) с радиальной решеткой профилей произвольной формы с закрученным управляющим потоком на входе наиболее целесообразен метод конформных отображений. Сущность данного метода заключается в использовании конформного отображения области вне радиальной решетки профилей ЭР на некоторую вспомогательную более простую область, в частности на внешность круга единичного радиуса [1-6].

В рассматриваемой задаче, использование базового принципа конформного преобразования для построения канонического потенциала течения приводит к необходимости конформного однолистной многолистной римановой области конфузорной радиальной решетки профилей ЭР на многолистную каноническую область с сингулярной особенностью в виде внешнего вихря из бесконечности на плоскости

течения однолистной римановой области. При этом необходимо получить комплексный потенциал течения на многолистной канонической области и доказать его единственность [7-10].

Для построения математической модели аэродинамики ЭР в данной статье предложен метод аддитивности, аналогичный принципу суперпозиции в условиях гидродинамической аналогии.

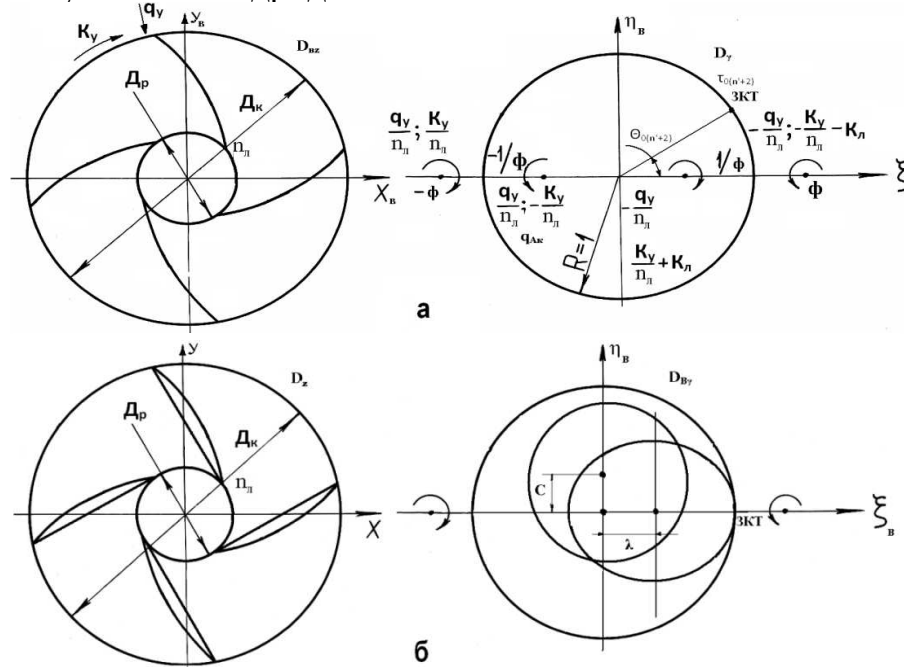


Рис. 1. Принципиальная схема последовательности конформных преобразований:
 а – преобразование n_π -листной области D_γ в n_π -лиственную область $D_{B\gamma}$;
 б – преобразование n_π -листной области $D_{B\gamma}$ в $(n+1)$ -лиственную область D_Z

На первом этапе определяем функцию конформного отображения n_π -листной римановой поверхности внешности круга единичного радиуса D_γ , содержащую информацию об эквивалентной исходной решетке профилей ЭР, в виде трансформированной в круговую решетку, составленную из профилей в форме отрезков логарифмических спиралей, на внешность n_π -листной римановой поверхности $D_{B\gamma}$ деформированного круга (овала), идентифицирующего геометрию исходной круговой решетки профилей. На втором этапе осуществляем конформное отображение внешности n_π -листной римановой поверхности деформированного круга в области $D_{B\gamma}$ на однолиственную римановую поверхность D_Z схематизированного контура ЭР в форме круговой решетки аналитических профилей произвольной формы (рис. 1).

Функции комплексного отображения $Z(\gamma)$ с использованием принципа гидродинамической аналогии получаем в виде:

$$n_\pi \ln z = \ln \frac{(\gamma + \Phi)}{(\gamma - \Phi)} + e^{2i\beta_\pi + c} \ln \frac{(\gamma - \Phi_1^{-1} e^{i\theta_1})}{(\gamma - \Phi_2^{-1} e^{i\theta_2})}, \quad (1)$$

$$z = \left[\frac{(\gamma + \Phi)}{(\gamma - \Phi)} \right]^{1/n_\pi} \left[\frac{(\gamma - \Phi_1^{-1} e^{i\theta_1})}{(\gamma - \Phi_2^{-1} e^{i\theta_2})} \right]^{\frac{(2i\beta_\pi + c)}{n_\pi}}, \quad (2)$$

где: $z = re^{iv}$, $\gamma = \rho e^{i\theta}$ – комплексные координаты точек в областях D_z и D_γ соответственно; r , v – радиус и полярный угол на плоскости Z соответственно; ρ , θ – радиус и полярный угол на плоскости γ соответственно; Φ – формпараметр эквивалентной радиальной решетки профилей в виде отрезков логарифмических спиралей; β_n – угол логарифмической спирали эквивалентной решетки профилей;

$\gamma_1 = \Phi_1^{-1} e^{i\theta_1}$, $\gamma_2 = \Phi_1^{-1} e^{i\theta_2}$, $K_\Phi = e^{2i\beta_n + c}$ – комплексные параметры, определяющие форму профиля исходной круговой решетки аналитических профилей.

Для построения комплексного потенциала $F[Z(\gamma)]$ в однолистной римановой поверхности внешности круга единичного радиуса области D_γ воспользуемся методом аддитивности [6].

В условиях гидродинамической аналогии комплексный потенциал может быть поострен методом аддитивности, то есть наложения с учетом того, что значение циркуляции по любой односвязной замкнутой линии, содержащей внутри себя круг единичного радиуса в области D_γ , в соответствии с теоремой Гельмгольца в данном случае с точностью до константы, равно циркуляции K_n вокруг однолистного контура круговой решетки профилей ЭР.

После соответствующих преобразований, комплексный потенциал течения $F[Z(\gamma)]$ получим в виде:

$$F[z(\gamma)] = \varphi[z(\gamma)] + i\psi_0[z(\gamma)] = \frac{q \ln \frac{(\gamma + \Phi)(\gamma + \frac{1}{\Phi})}{(\gamma - \Phi)(\gamma - \frac{1}{\Phi})} - \frac{K_n - n_n K_n}{i} \ln \frac{(\gamma - \frac{1}{\Phi})}{\gamma - \Phi} - \frac{iK_n \ln \frac{\gamma + \Phi}{\gamma + \frac{1}{\Phi}}}{(\gamma + \frac{1}{\Phi})}}{2\pi n_n}, \quad (3)$$

где q – коэффициент расхода стока направленного в центр радиальной решетки профилей ЭР в области D_z ; K_n – интенсивность вихря (циркуляция), с центром в круговой решетке профилей ЭР в области D_z , определяемая вращением потоков в полости высокого давления корпуса вентилятора на входе в ЭР; K_n – интенсивность вихря (циркуляция) вокруг профиля круговой решетки в плоскости D_z ; φ – функция потенциала течения в области D_γ ; ψ – функция тока (линия тока) течения в области D_γ .

Полагая, что $\tau_3 = e^{i\theta_3}$ соответствует задней критической точке профиля, где нарушено условие конформности отображения $\frac{dz}{d\gamma_{\tau_3}} = 0$, с учетом (3)

формула для расчета коэффициента циркуляции K_n примет вид:

$$K_n = \frac{4q\Phi(\Phi^2 + 1)\text{Sin}\theta_3}{n_n} (\Phi^2 - 1)(\Phi^2 - 2\Phi\text{Cos}\theta_{0(n+2)} + 1) - \frac{4K_n\Phi\text{Cos}\theta_3}{n_n} (\Phi^2 + 2\Phi\text{Cos}\theta_3 + 1), \quad (4)$$

На базе предложенной математической модели спроектирован радиальный энергетический регулятор (РЭР 81-95). Проведенные

аэродинамические испытания показали его высокую эффективность, позволив увеличить глубину экономичного регулирования радиального вентилятора на 15 %.

Список литературы

1. Макаров Н. В. Обоснование параметров и разработка энергетических регуляторов шахтных центробежных вентиляторов. // Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Уральский государственный горный университет. Екатеринбург. – 2008. – 155 с.

2. Макаров Н. В., Патракеева И. Ю., Костюк П. А. Динамика вентиляционных режимов вентиляторов местного проветривания // Горный информационно-аналитический бюллетень МГГУ. – 2016. – №4. – С. 62-67.

3. Макаров В. Н., Агушев В. А., Ковыров Е. И. Повышение эффективности шахтных центробежных вентиляторов главного проветривания. – В сб. науч. тр. – Свердловск: НИПИГормаш, 1982. – С. 121-127.

4. Патент РФ № 2390657, 02.04.2008. Макаров Н. В., Белов С. В., Фомин В. И., Макаров В. Н., Волков С. А. Центробежный вентилятор. 2009 г. ,Бюл. №28.

5. Макаров Н. В., Солдатенко А. А., Лаврёнов Н. Е, Макаров В. Н. Центробежные вентиляторы местного проветривания с энергетическими регуляторами // Известия Уральского государственного горного университета. – 2015. – № 4 (40). – С. 79-83.

6. Лойцанский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М. Наука, 2003. – 846 с.

7. Макаров Н.В., Макаров В.Н., Волегжанин И.А. Энергетические регуляторы для шахтных вентиляторов. Горный информационно-аналитический бюллетень МГГУ. – 2016. - №4. С. 47 – 53.

8. Макаров Н. В. Особенности течения в круговой решетки профилей с вихреисточником в критических точках. Известия УГГУ. Вып. 24 – Екатеринбург, 2010. – С. 99 – 101.

9. Макаров Н. В., Макаров В. Н. Теоретические основы проектирования шахтных радиально-вихревых прямоточных вентиляторов. Научный вестник МГГУ. - 2011. - № 3 (12). - С. 59-67.

10. Макаров Н. В., Белов С. В., Макаров В. Н. Расчет параметров энергетических регуляторов шахтных вентиляторов. Горный информационно-аналитический бюллетень МГГУ. – 2012. - №7. С. 203-206.

УДК 004.94:62

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВЕДЕНИЯ СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ НА РАННИХ ЭТАПАХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ ТЕОРИИ БОНД-ГРАФОВ И ПРОГРАММНОГО ПАКЕТА LMS IMAGINE.LAB AMESIM

Пасынков Д.А., Хламов Д.А., Щейников С.П.
ГК «ПЛИМ Урал»

В статье предложена методика функционального моделирования сложных технических систем, основанная на применении теории Бонд-графов, а также реализация этих методик современным программным средством 1D моделирования LMS Imagine.Lab Amesim.

Ключевые слова: 1D моделирование, LMS Imagine.Lab Amesim, PLM, имитационное моделирование, теория бонд-графов, Siemens PLM Software.

MODELLING OF THE BEHAVIOR OF THE COMPLEX TECHNICAL SYSTEMS AT THE EARLY STAGES OF DESIGN USING THE BOND GRAPH THEORY AND LMS IMAGINE.LAB AMESIM SOFTWARE

Pasyinkov D.A., Khlamov D.A., Shcheinikov S.P.

The article discusses the technique of functional modelling of complex technical systems based on the application of the Bond graphs theory, as well as the implementation of these techniques by the modern 1D modeling software tool LMS Imagine.Lab Amesim.

Keywords: 1D modeling, LMS Imagine.Lab Amesim, model-based system engineering, PLM, simulation modeling, Bond graph theory, Siemens PLM Software.

Технический прогресс в современном машиностроении неразрывно связан с постоянным поиском новых конструктивных и технологических решений при модернизации или разработке принципиально новых объектов машиностроения. От специалистов, занимающихся процессом проектирования, требуются многосторонние и, порой, глубокие в различных областях знания, необходимые для решения отдельных задач. Но несмотря на уровень ответственности и требований, предъявляемых к специалистам, при проектировании периодически возникают конструкторские ошибки или несоответствия изделия техническому заданию. Довольно часто данные ошибки выявляются только после разработки полного комплекта конструкторской документации или, что еще хуже, на стадии испытаний натурного образца, когда устранения несоответствий приводит к большим финансовым потерям.

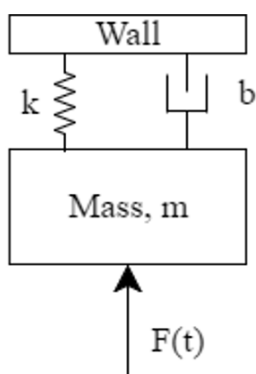
Один из способов избежать подобных ситуаций – внедрить процесс проектирования на основе функциональных моделей.

Технология проектирования на основе функциональных моделей позволяет создавать виртуальные модели технических систем, проводить детальный анализ происходящих в них сложных физических процессов при имитации комплексного функционирования систем, прогнозировать эксплуатационные характеристики изделий уже на ранних этапах

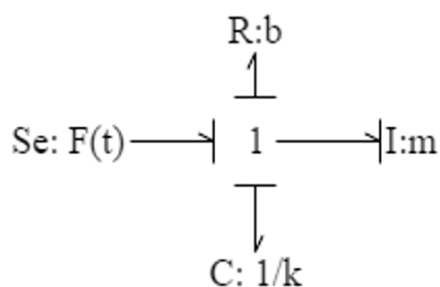
проектирования. Применение данной технологии дает возможность проводить быстрый анализ вариантов проектных решений, заменить часть стендовых испытаний виртуальными, прогнозировать функционирование технических систем при нештатных ситуациях, сократить сроки и повысить качество разработки изделий за счет отработки проектных решений на виртуальных моделях.

В основе технологии проектирования на базе функциональных моделей лежит теория бонд-графов (bond graph theory), предложенная Генри Пейнтером в своей статье «анализ и проектирование инженерных систем» опубликованной в 1961 году [1].

Бонд-граф представляет собой уникальный графический способ описания динамической системы (рис.1), предназначенный для моделирования взаимодействия между системами различной физической природы, такими как электрические, механические, гидравлические и т.д. Бонд-граф отражает процесс перераспределения энергии в данных системах.



Модель системы масс-пружинных заслонок



Бонд-граф для модели системы масс-пружинных заслонок

Рис. 1. Пример изображения Бонд-графа

Он похож на блок-диаграмму или граф потока сигналов, причем основное различие заключается в том, что дуги на бонд-графах представляют собой двунаправленный обмен физической энергией, а на блок-диаграммах и графах потоков сигналов представляют собой однонаправленный поток информации.

По сравнению с иными средствами визуального представления бонд-графы имеют и другие преимущества:

- в них различают потоки энергии и потоки информации;
- поскольку бонд-графы опираются на закон сохранения энергии, оказывается невозможным ввести в рассмотрение энергию, не присутствующую в системе;
- они выделяют причинные связи между усилиями (сила, напряжение, давление) и потоками (скорость, ток, расход). Такие причинные связи задаются один раз, когда создается исходная схема, что

позволяет помимо прочего обнаружить моделируемые явления, такие как, например, токи в бобине, угловая скорость маховика и т.д.;

- поскольку каждая связь представляет поток в обоих направлениях, в системах с противодействием, например, с электродвижущей силой, нет нужды в добавлении дополнительных петель для описания воздействия элемента на себя.

Если динамика физической системы, которая будет смоделирована, работает с широко варьирующимися временными масштабами, быстрое непрерывное поведение может быть смоделировано как мгновенные явления с использованием гибридных бонд-графов. Гибридный бонд-граф — графическое описание динамической системы с разрывами, т.е. гибридной динамической системы. Как и обычный бонд-граф, гибридный бонд-граф опирается на принцип сохранения энергии. Вместе с тем, за счёт мгновенных переключений гибридный бонд-граф допускает описание скачков энергии [2].

В бонд-графе различают следующие элементы:

- узлы (вершины), которым отвечают «преобразования энергии», описываемые уравнениями. Это общее понятие может означать механические детали, электрические составляющие, гидравлические устройства и т.д. Узлу может отвечать и подмножество деталей, иными словами, узел сам по себе может быть описан как вложенный бонд-граф.
- дуги (ребра), которым отвечают потоки энергии. Иными словами, они определяют действие одного узла на другой. Их также называют «связями» (бондами), откуда и происходит название графа.

На сегодняшний день существует ряд программного обеспечения в основе алгоритмов расчетов которых лежит теория бонд-графов. Одним из таких продуктов является программное обеспечение LMS Imagine.Lab Amesim компании Siemens PLM Software.

LMS Imagine.Lab Amesim является междисциплинарным программным обеспечением, для построения и анализа мультидоменных (мультифизических) систем и исследования их междисциплинарных характеристик, в которой компоненты сложных технических систем описываются аналитическими моделями, представляющими процессы взаимодействия механических, гидравлических, пневматических и электрических подсистем. Таким образом, данное программное обеспечение создает модель, основанную на физических процессах, которая не требует полного геометрического 3D представления. Такой подход позволяет имитировать поведение систем задолго до появления детализированной САД-геометрии.

Для создания имитационной модели системы пользователю предлагается воспользоваться обширной библиотекой компонентов, предоставляющей широчайшие возможности для мультифизического

моделирования систем технического изделия – от моделирования работы тормозной системы автомобиля до составления комплексной физической модели экскаватора со всеми его подсистемами – гидравлическим приводом хода, рабочего оборудования, трансмиссией и исполнительными устройствами.

Так, например, средствами LMS Imagine.Lab Amesim была проведена оценка эксплуатационных свойств трансмиссии автомобиля многоцелевого назначения. Благодаря возможностям имитационного моделирования была проведена сравнительная оценка двух типов дифференциальных механизмов грузового автомобиля и доказана эффективность применения блокируемых дифференциалов для повышения подвижности колесных машин [3].

Использование современных подходов к функциональному моделированию позволяет кардинально повысить адекватность моделей (рис. 2). Так согласно данным представленным в статье [4] расхождение данных при моделировании и копровых испытаниях передней и основной опоры шасси вертолета при статическом и динамическом обжатии амортизатора составило менее 5%.

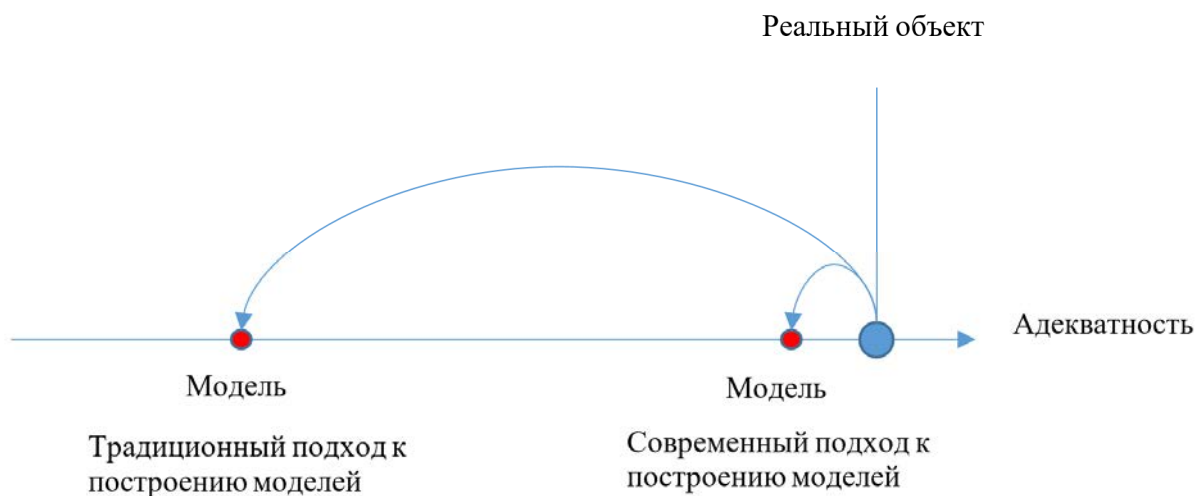


Рис. 2. Традиционный и современный подходы к построению моделей

Благодаря применению функционального моделирования можно оптимизировать параметры будущих изделий и сократить сроки их разработки за счет отработки проектных решений на виртуальных моделях.

Применение виртуальных функциональных моделей позволяет [5]:

- проводить быстрый анализ вариантов проектных решений;
- выполнять комплексный анализ функционирования технической системы и/или ее составных частей при различных начальных условиях;

- прогнозировать поведение технической системы при нештатных ситуациях;
- сокращать сроки разработки изделия;
- заменять часть стендовых испытаний виртуальными, оптимизировать программу испытаний;
- сокращать затраты на изготовление изделия.

Список литературы

1. Paynter, Henry M., Analysis and design of engineering systems, The M.I.T. Press, Boston, 1961.c.
2. Pieter Mosterman and Gautam Biswas, 1998: "A Theory of Discontinuities in Physical System Models" in Journal of the Franklin Institute, Volume 335B, Number 3, pp. 401-439, January, 1998.
3. Анчуков В.В., Лех И.А., Скакунов И.А. Оценка эксплуатационных свойств трансмиссии автомобиля многоцелевого назначения с помощью имитационного моделирования в пакете LMS Imagine.Lab Amesim// Актуальные направления научных исследований: от теории к практике. Сборник материалов III международной научно-практической конференции, Чебоксары, 2015.
4. Кучинин М.М., Кузьмин Д.А. Математическое моделирование копровых испытаний шасси вертолета//Труды МАИ. Выпуск №92, Москва, 2017.
5. Хахулина Е.В., Исаев Д.К., Кабанов Н.А., Демченко К.В., Сифоркин В.В., Ставрицкий А.К., Расстрыгин В.А., Чистоусов П.И., Красельников С.Н., Андрианов С.А., Нежданова И.И. Опыт апробации и применения технологии проектирования систем и агрегатов изделий РКТ на основе функциональных моделей. Инженерный журнал: наука и инновации, 2017, вып. 10 <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2017-10-1689>.
6. Копанев Д.Б. Системный инжиниринг и обеспечение выполнения требований при разработке наукоемкой продукции начиная с ранних этапов жизненного цикла// Управление созданием научно-технического задела в жизненном цикле высокотехнологичной продукции. Сборник докладов. – 2017. – С. 72-73.

УДК 621.879.3

**О СОВРЕМЕННОМ СОСТОЯНИИ РАСЧЁТОВ
РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ
ОДНОКОВШОВЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ
С ПРИМЕНЕНИЕМ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ**

Побегайло П.А.¹, с.н.с., к.т.н.; **Фирсов Г.И.**¹, с.н.с.; **Кривенко А.Е.**² к.т.н., доцент

¹ - ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, РФ;

² - Горный институт НИТУ МИСиС, Москва, РФ

В настоящей работе её авторами представлены основные результаты проведенного ими аналитического исследования некоторых известных подходов к задачам анализа металлоконструкций рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов. Основным итогом выполненного исследования является то, что в нашей стране не существует научно обоснованного подхода к анализу указанных конструкций. Однако упование на западные труды также бессмысленно, ибо и там таких моделей, описанных и доступных, найти не удалось.

***Ключевые слова:** одноковшовые гидравлические экскаваторы; рабочее оборудование; прочностные расчёты; метод конечных элементов*

**ABOUT THE CURRENT STATE OF THE CALCULATIONS
WORKING EQUIPMENT HYDRAULIC EXCAVATOR
USING THE METHOD OF FINITE ELEMENTS**

Pobegailo P.A., Firsov G.I., Krivenko A.E.

In this paper, its authors present the main results of their analytical study of some well-known approaches to the analysis of metal working equipment hydraulic excavators. The main result of the study is that in our country there is no scientifically based approach to the analysis of these structures. However, the reliance on Western works as pointless, because there are such models is described and available, could not be found.

***Keywords:** hydraulic excavators; equipment; stress analysis; finite element method (FEM)*

Введение. После появления первых персональных компьютеров в нашей стране и приобщения широкой общественности к различному программному обеспечению в исследовательской и проектной деятельности стало привычным применение метода конечных элементов (МКЭ). Нашло это свое отражение и при исследовании и расчётах одноковшовых гидравлических экскаваторов (ОГЭ), и, в частности, для рабочего оборудования (РО). Истории этого процесса уже более тридцати лет (а первые исследования появились существенно раньше). Настало время подвести некоторые итоги.

Основной текст. Конкретизируем: сейчас мы представляем основные результаты выполненного нами анализа известных нам трудов по применению МКЭ при исследованиях и проектировании РО ОГЭ (в основном это определение и оценка напряженно-деформируемого состояния (НДС) с последующей оценкой статической прочности).

Значительный вклад в рассматриваемый вопрос внесли и вносят следующие инженеры и ученые (указан ряд специалистов связанных со схожими с ОГЭ машинами): Айзенштат А.Р., Афанасьева Ю.Д., Бабушкин

А.В., Гайцгори М.М., Герасимова Т.А., Глезер В.Л., Гольдин Ю.М., Гончаров Н.В., Гольба А.В., Доронин С.В., Елизарова В.Б., Зарецкий Л.Б., Иоффе А.С., Кокшаров И.И., Кондрахин Г.А., Крикун А.В., Круль К., Лифшиц В.Л., Митрев Р., Михайлычев С.К., Павлов В.П., Пантелеенко А.Б., Побегайло А.П., Рудис М.А., Ряхин В.А., Чаплыгин И.А., Частухин Л.М., Чернов Ю.Б., Шилович В.П., Шипицин М.Н., Elwi A., Imanish E., Gilbert G., Guiju Z., Hoshi A., Kawabata M., Smolnicki T., Tamura K., Xiao C., Yin Y. и др.

Отметим, что, с учётом ограничения на размер настоящего текста, мы сейчас представим лишь полученные нами основные результаты. Итак (ссылки на учитываемую нами литературу сейчас опущены по той же причине):

- с самого начала создания ОГЭ остро встал вопрос с различными расчётами металлоконструкций. При этом строительной механики экскаваторов так и не появилось, а использовались (и продолжают использоваться) методы общетехнических дисциплин (в качестве примера укажем на известные работы Панкратова С.А. и Ряхина В.А. [необходимо отметить также большой вклад в эти вопросы в еще довоенные годы академика Гудцова Н.Т. и Беляева Н.М., а также Петерса Е.Р. {все - для мехлопат}]);

- отметим и тот важный факт, что в отрасли экскаваторостроения так и не произошел переход от метода расчёта по допускаемым напряжениям к методу расчёта по предельным состояниям (по сравнению с отечественным строительством тут на лицо отставание уже более чем в пятьдесят лет) {несколько работ Лифшица В.Л., вышедших во второй половине 80-ых годов прошлого века, ситуацию изменить не успели и остались, по сути, не завершенными};

- в третьем тысячелетии существующие советские отраслевые рекомендации, по использованию, например, методов сопротивления материалов, устарели (заметим, что при этом утеряны как почти все методики их реализующие, так и соответствующие этим методикам программы), а критерии механики разрушения, к сожалению, так и не доведены до инженерного применения (быстрых положительных сдвигов в этом вопросе ожидать сложно);

- уже с конца 60-ых годов прошлого века стала понятна польза от применения различных численных методов и компьютеров при синтезе и анализе различных металлоконструкций. Сейчас применение таких методов предполагается в определенном смысле обязательным;

- основная проблема всех исследований и расчётов связанных с оценкой НДС и применением, например, МКЭ, связана с обоснованным выбором расчётной схемы. Большинство известных нам работ, особенно отечественных (а также выполненных в Индии и КНР), не уделяют этому никакого внимания, что существенным образом ограничивает возможность применения представленных там результатов;

- в обоснованный выбор расчётной схемы, на наш взгляд, должны входить следующие главные этапы: определение максимального внешнего нагружения и выбор схемы (вида и характера) его приложения к машине (т.н. "схема нагружения"); выбор схемы опирания гусеничного ходового устройства, если принято решение о полном анализе машины (возможно и с учётом упругости грунта); выбор того или иного допустимого в рамках рассматриваемой задачи численного метода и, возможно, его разновидности (так возможно, что в каких-то задачах лучше применять не МКЭ, а метод граничных элементов); выбор программы, реализующей выбранный численный метод; выбор допустимого типа конечного элемента (или типов для их комбинированного использования) и плотности конечно-элементной сетки; подбор схемы закрепления и граничных условий контактных поверхностей, и т.д. Важнейшим этапом является анализ полученных результатов;

- задача оценки внешнего нагружения ОГЭ осложняется тем, что связь его с экстремальными значениями компонентов НДС в различных элементах РО неоднозначна, что приводит к существенному росту объема вычислений. Применение так называемых максимально нагруженных положений РО, известных из некоторых, в основном весьма старых, работ, недопустимо, т.к. данные положения на самом деле максимально нагруженными не являются;

- при оценке НДС РО часто забывают о деформациях, что представляется не допустимым;

- мы не нашли работ, в которых был бы детально исследован вопрос о том, допустимо ли рассматривать элементы РО отдельно (как от базовой машины, так и между собой). Тоже касается и иных подсистем экскаваторов;

- методика анализа НДС для ковшей ОГЭ в нашей стране практически не разработана (по сути, теория расчёта ковшей пребывает на уровне середины 60-ых годов прошлого века и к тому же в крайне разрозненном виде);

- нам не известны работы, в которых учитывались бы особенности контактного взаимодействия в шарнирах;

- отсутствуют работы, обосновывающие то, как надо (и надо ли?) моделировать гидроцилиндры при рассмотрении металлоконструкций РО, в то время как они представляют собой упругие элементы оказывающие влияние на динамику всего РО (да и всей машины в целом);

- в известной литературе по экскаваторам отсутствует какой-либо подход к учёту особенностей сварных швов РО;

- в основном МКЭ применяется для анализа НДС и, в результате, для расчётов на статическую прочность. Этого конечно недостаточно.

Заключение. Приведены основные результаты, полученные при анализе применения современных численных методов (например - МКЭ) к задачам анализа и синтеза РО ОГЭ. В итоге можно сказать, что:

- нет методики проектирования РО ОГЭ, в полной мере учитывающей современные представления о процессах деградации конструкционных материалов, ограничена критериальная база проектных расчетов, а МКЭ применяется не достаточно обосновано;

- несмотря на частое применение МКЭ расчетные схемы для этих исследований не являются оптимальными;

- недостаточно изучен вопрос об определении внешнего нагружения (даже в задачах статики);

- не получено точного ответа о допустимости отдельного расчета элементов РО, хотя чаще всего их рассматривают именно так (по видимому, для экономии времени). Кроме того, не ясно – допустимо ли не учитывать гидроцилиндры и контактное взаимодействие в шарнирах;

- процесс проектирования РО и ОГЭ целиком в нашей стране слабо автоматизирован;

- в нашей стране отсутствуют работы, касающиеся применения МКЭ к задачам резания и черпания грунта (тут наше отставание, по-видимому, составляет двадцать - тридцать лет);

- для оптимального обоснования расчётных схем необходим возврат к полномасштабным натурным экспериментам.

Таким образом, современное состояние отечественной теории о выполнении комплекса расчётов РО ОГЭ с применением, например, МКЭ необходимо признать не удовлетворительным (теории как таковой не создано).

УДК 621.879.3

О РАЗРАБОТКЕ ИНЖЕНЕРНОГО ПОДХОДА К ОЦЕНКЕ КОНЦЕНТРАТОРОВ НАПРЯЖЕНИЯ В МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЯХ ЭКСКАВАТОРОВ ДРАГЛАЙНОВ

Побегайло П.А.¹, с.н.с., к.т.н.; Крицкий Д.Ю.² инженер

¹ - ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, РФ;

² - АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск, РФ

В настоящей работе её авторами представлены первые полученные ими результаты по вопросу создания инженерного подхода, к оценке концентраторов напряжения в металлоконструкциях экскаваторов драглайнов, удобного для применения в системе экспресс - диагностики состояния таких машин. Основным результатом этой работы является вывод о том, что оценка значения теоретического коэффициента концентрации для стыковых швов металлоконструкций нижнего пояса стрелы экскаватора ЭШ-10/70А в эксплуатационных условиях может быть произведена по формуле Кархина - Копельмана.

Ключевые слова: одноковшовые экскаваторы драглайны; концентраторы напряжения; металлоконструкции экскаваторов; системы экспресс - диагностики

ON THE DEVELOPMENT OF THE ENGINEERING ASSESSMENT APPROACH STRESS RAISERS IN STEEL STRUCTURES OF EXCAVATORS DRAGLINES

Pobegailo P.A., Kritckij D.Y.

In this paper, its authors present their first results on the issue of creating an engineering approach to the assessment of stress concentrators in the metal arm of dredge excavators, convenient for use in the system of rapid diagnostics of the state of such machines. The main result of the work is the conclusion that the evaluation of the theoretical concentration coefficient for butt joints of metal structures of the lower boom belt excavator EH-10/70A operating conditions can be made according to the formula Karhina - Kopolmana.

Keywords: excavators draglines; stress raisers; metal shovels; system of Express - diagnostics

Введение. Принципиальной особенностью одноковшовых экскаваторов драглайнов является наличие в их конструкции большего числа сварных металлоконструкций. Это сопряжено с наличием в них локальных участков с повышенной концентрацией напряжений, причём основным местом сосредоточений концентрации напряжений выступают именно сварные швы. Такие сварные швы существенным образом подвергаются усталостным разрушениям (тем более, что при работе драглайна они подвергаются действию знакопеременных нагрузок).

В общем случае концентрация напряжения может быть охарактеризована теоретическим коэффициентом концентрации [1 и др.] (а также эффективным коэффициентом концентрации, который мы в этой работе более упоминать не будем).

Отношение максимального напряжения в зоне концентрации напряжений к номинальному напряжению детали при упругой деформации, при допущении, что материал отвечает условиям сплошной

однородной среды и есть теоретический коэффициент концентрации напряжений (ТКК) α_σ [1 и многие др.].

Чуть менее ста лет назад появились первые работы по исследованию различных вопросов связанных с концентрацией напряжений. В число исследователей тогда и позднее входили и входят: Афанасьев Н.Н., Бакши О.А., Бельчук Г.А., Винокуров В.А., Данилов С.А., Зайцев Н.А., Карнахин В.А., Кархин В.В., Клыков В.А., Когаев В.П., Копельман Л.А., Лейкин А.С., Макаров И.И., Мусхелишвили Н.Н., Навроцкий Д.И., Нейбер Г., Николаев Г.А., Одинг И.А., Окумура Т., Попкович П.Ф., Петерсон Р., Прокофьева-Михайловская Л.Э., Рыбин Ю.И., Савин Г.Н., Серенко А.Н., Солокиан А., Труфяков В.И., Турмов Г.П., Форрестер П., Харикава К., Шиманский Ю.А., Шнейдерович Р.М., Шрон Л.Б., Эндо Исира и др. В области строительных и дорожных машин определенный вклад в эти исследования внесены Ряхиным В.А. и его учениками.

В работах указанных авторов были предложены различные выражения для определения ТКК напряжений. Все эти формулы носят приблизительный характер, содержат большое число различных допущений и применимы в достаточно узких пределах. При этом для одного и того же типа сварного шва имеется обычно несколько формул, и далеко не всегда ясно какой из них лучше пользоваться в конкретном случае.

Отметим при этом, что упование в наше время на метод конечных элементов, современные компьютеры и привлечение ученых академии наук для условий эксплуатирующей организации фантастичны и не выполнимы. Вопросы же оценки состояния несущих металлоконструкций экскаваторов драглайнов - пусть даже и в несколько приближенном виде - требуют разрешения сейчас, на месте, быстро и собственными силами. Остро ощущается необходимость в автоматизированных методах экспресс - диагностики состыкованных с методами неразрушающего контроля.

Отсюда вытекает основная задача запланированного авторами цикла работ - разобраться в каких условиях и границах применима та или иная формула оценки ТКК, какая формула эффективнее и точнее для горных машин, в частности для драглайнов. Естественно, что это будет сопряжено с разработкой соответствующего программного обеспечения и синтезом научно обоснованной методологии выбора и применения методов неразрушающего контроля.

Основной текст. Теория. В настоящей скромной работе её авторы представляют лишь первые, полученные ими результаты, и касаются они только стыковых соединений (без смещений кромок), которые, как считается [1 и др.], представляют собой наиболее совершенную форму сварных соединений. В качестве образца для исследования авторами выбран экскаватор драглайн ЭШ-10/70А из-за их большего количества и распространенности в СССР, что позволило одному из авторов работы

получить необходимые исходные данные для проведения настоящего исследования.

Отметим, что при формировании блока исходных данных нами рассматривались сварные швы металлоконструкции стрелы, в которых наблюдалось появления трещин. Определение геометрических параметров сварных швов проводилось по стандартной методике [1 и др.].

Заметим, что нами, в настоящей работе, рассматриваются только две возможные формулы для оценки ТКК: формула Кархина - Копельмана (1) и формула Турмова (2). Они имеют следующий вид:

$$\alpha_{\sigma} = \left[1 + \frac{1}{\sqrt{\rho \cdot \left(\frac{14}{l} + \frac{1,7}{h} + \frac{5}{\delta} \right)}} \right]^{1+0,58 \cdot \sqrt{\frac{l}{r}}}, \quad (1),$$

и

$$\alpha_{\sigma} = 1 + 1,1 \cdot h \cdot \frac{\left(\left(\frac{l}{\delta} \right)^2 + 1 \right)}{\delta} \cdot \sqrt{\frac{h}{\rho}}, \quad (2),$$

где t и r - глубина и радиус сопряжения подреза; h - высота шва; δ - толщина свариваемого металла; l - ширина шва; ρ - радиус перехода.

Естественно, что значения ТКК определяются для каждого сечения слепка, снятого с данного образца шва (ибо - каждый участок сварочного шва характеризуется своими геометрическими размерами). В результате мы имеем некоторое случайное распределение ТКК, требующих статистической обработки. При этом объем выборки у нас малый ($N < 50$).

Опираясь на работы [2, 3 и мн. др.] мы сейчас определяем: выборочное среднее значение - $\bar{m}_{\alpha_{\sigma}}$; выборочную дисперсию - D^2 ; выборочное среднее квадратичное отклонение - D ; выборочный коэффициент вариации - ν ; границы доверительного интервала; значения накопленной частности; параметры графика эмпирической функции распределения на нормальной вероятностной сетке; границы доверительных интервалов для квантилей; величины ошибок, связанных с объемом имеющейся и потребной выборки.

Заметим, что вычисление выборочных моментов третьего и четвертого порядка при нашем объеме выборки нецелесообразно [2, 3 и др.]. При этом, в предположении нормального закона распределения в нашей задаче, полученные нами оценки являются состоятельными, эффективными и несмещенными.

Основной текст. Пример. В качестве иллюстрации к исполненному нами исследованию мы сейчас остановимся лишь на одном кольцевом сварном шве на нижнем поясе стрелы выполненном автоматической сваркой (трещины возникают в этих местах через 1,5 - 3,5 года эксплуатации экскаватора). Объем выборки - двадцать семь сечений (малая выборка). Заметим при этом, что и для иных подобных швов нами получены схожие результаты.

Итак. На рисунке 1 представлен характер изменения ТКК вычисленных по формуле (1). Рисунок с характером изменения ТКК вычисленных по формуле (2) сейчас не приводим.

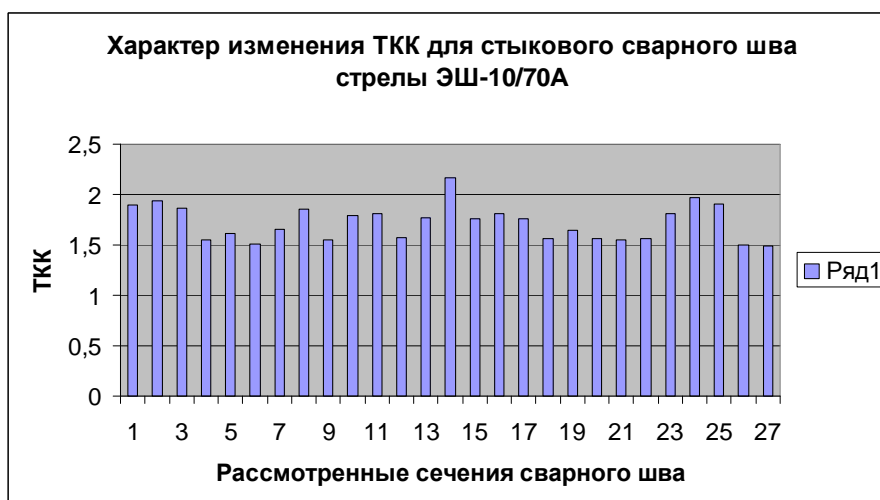


Рис. 1 Характер изменения ТКК полученных по формуле (1)

Также отметим, что для рассматриваемого стыкового шва, который был получен автоматической сваркой, значения ТКК, определенные по формуле (1) находятся в интервале 1,492 - 2,171, а по формуле (2) в интервале 2,594 - 18,002.

При этом ТКК полученные по формуле (1) характеризуются следующими статистическими оценками: $\bar{m}_{\alpha_s} = 1,721$ и $D^2 = 0,031$, $D = 0,178$ и $\nu = 0,103$. А, ТКК полученные по формуле (2), характеризуются такими значениями этих же оценок: $\bar{m}_{\alpha_s} = 6,137$ и $D^2 = 13,15$, $D = 3,659$ и $\nu = 0,596$.

90%-ый доверительный интервал для генерального среднего при неизвестной дисперсии при известных выборочных характеристиках для ряда данных, полученных по формуле (1), таков: $1,663 < a < 1,779$; а для ряда данных, полученных по формуле (2), таков: $4,936 < a < 7,338$.

Функция распределения для ТКК, полученных по формуле (1), представлена на рисунке 2. Функция распределения для ТКК, полученных по формуле (2), сейчас не приводится.

ТКК по формуле (2) по сравнению с ТКК по формуле (1) имеет большие значения и больший разброс. Однако этого можно было ожидать, т.к. на материале строительных и дорожных машин, представленных в монографии [1], наблюдается схожая качественно картина.

Кроме этого, необходимо отметить, что из литературы известно, что, для рассмотренного нами типа шва, значения ТКК у различных авторов имеют разное значение (например, в монографии [4] ТКК существует в интервале 1,25 - 1,52, а в диссертации [5] в интервале 1,23 - 1,93). Налицо определенные расхождения.

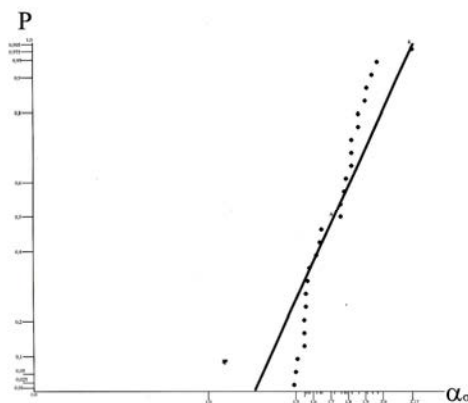


Рис. 2 Функции распределения ТКК стыкового кольцевого сварного шва (формула (1))
{ доверительная область не показана }

Основываясь на нашем личном опыте, в рассмотренном нами сейчас случае, стоит ориентироваться на значения ТКК даваемые формулой (1). При этом из системы экспресс - диагностики формулу (2) исключать не рекомендуется, т.к. в ряде иных случаев именно она, по-видимому, будет давать более точные результаты.

При этом, если стоит цель обеспечения наибольшего запаса прочности, имеет смысл ориентироваться на формулу (2), с тем пониманием, что она может давать завышенные значения ТКК (иногда на порядок).

Последние два абзаца нашего текста несомненно будут корректироваться по мере развития наших исследований и носят, очевидно, сугубо предварительный характер.

В завершении раздела подчеркнем, что как отличия в значениях ТКК у разных авторов, так и некоторое отклонение от этих значений для металлоконструкций экскаваторов драглайнов дополнительно подчеркивает необходимость дальнейшего развития и углубления сформулированной в настоящей работе проблематики.

Заключение. Оценка значения ТКК для стыковых швов стрелы экскаватора драглайна в эксплуатационных условиях может быть произведена по различным формулам, например, по формулам Кархина - Копельмана и Турмова.

При сегодняшнем уровне наших знаний, и с учётом того, что цикл наших исследований только начат, можно рекомендовать ориентироваться в системе экспресс - диагностики оценки состояния драглайнов на формулу Кархина - Копельмана (в первую очередь для стыковых швов в

нижнем поясе стрелы экскаваторов драглайнов ЭШ-10/70А). При этом исключать из системы экспресс - диагностики формулу Турмова нельзя.

В дальнейшем мы планируем дополнить настоящее исследование рассмотрением как иных формул, так и иных типов сварных швов и типов стрел (при существенном росте объема выборки и применении более точных методов оценивания, связывая их с оценкой ресурса), что, несомненно, скорректирует полученные сегодня результаты).

Также в дальнейшем мы планируем - при получении выборок большего объема - все основные соотношения геометрических размеров разбивать на группы, что связано с большим разбросом геометрических параметров сварного шва. Еще особого внимания в будущем заслуживает анализ влияния подреза (так, сейчас можно высказать гипотезу о том, что наличие подреза увеличивает значение ТКК на 20 - 25%).

В целом же, снижение ТКК для стыковых швов может быть получено за счёт увеличения радиуса перехода к основному металлу, т.е. за счёт обеспечения плавного перехода к основному металлу, а также за счёт установления рациональных значений ширины и высоты шва, толщины свариваемых металлов. Подрезы при сварке также следует исключить.

Отметим, что настоящее исследование может быть полезным и для проектировщиков экскаваторов драглайнов, т.к. ТКК существенно влияют на расчёты металлоконструкций [1, 6 - 8 и многие др.].

Список литературы

1. Мошкарёв Г.Н., Ряхин В.А. Долговечность и устойчивость сварных конструкций строительных и дорожных машин. М.: Машиностроение, 1984. 232 с.
2. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. М.: Наука, 1969. 576 с.
3. Степнов М.Н. Вероятностные методы оценки характеристик механических свойств материалов и несущей способности элементов конструкций. Новосибирск: Наука, 2005. 342 с.
4. Бельчук Г.А. Сварные соединения в корпусных конструкциях. Л.: Судостроение, 1969. 210 с.
5. Касьянов А.Н. Оценка работоспособности околошовных зон кольцевых сварных соединений магистральных трубопроводов: Дисс. ... канд. техн. наук. М., 2012. 152 с.
6. Когаев В.П. Расчёты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение, 1977. 232 с.
7. Шнейдерович Р.М. Прочность при статическом и повторно-статическом нагружении. М.: Машиностроение, 1968. 343 с.
8. Лейкин А.С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации. М.: Машиностроение, 1968. 372 с.

УДК 622.73

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ШАРОВОЙ МЕЛЬНИЦЫ

Савинова Н.В., доц., канд. техн. наук, **Шестаков В.С.**, проф., канд. техн. наук
Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

В статье приведены результаты исследований по возможности увеличения загрузки шарами на 15 % работающей в настоящее время на предприятии мельницы мокрого полусамоизмельчения ММПС 7,0x5,2. Определены действующие усилия, составлена объемная модель для расчета напряжений и деформаций. Расчет выполнен в системе АРМ WinMachine. Расчетами подтверждена возможность работы мельницы с увеличением загруженности шарами.

Ключевые слова: мельница, загрузка, шары, расчет, объемная модель, напряжения, деформация.

IMPROVING THE EFFICIENCY OF WORKFLOW BALL MILL

Savinova N.V., Shestakov V. S.

The article presents the results of studies on the possibility of increasing the ball load by 15% of the currently operating mill wet SEM 7,0x5,2. Effective efforts are determined, a volumetric model is compiled for the calculation of stresses and deformations. The calculation is performed in the APM WinMachine system. The calculations confirmed the possibility of the mill working with increasing the congestion of the balls.

Keywords: mill, loading, balls, calculation, volumetric model, stresses, deformation.

На кафедре горных машин и комплексов УГГУ выполнена работа по повышению эффективности работающей 2010 г. на предприятии мельницы мокрого полусамоизмельчения ММПС 7,0x5,2. Техническая характеристика мельницы приведена в табл. 1.

При исследованиях рассмотрена возможность повышения доли шаровой загрузки на 15%. Увеличение доли шаровой загрузки приводит к увеличению нагрузок на барабан, на механическую передачу, увеличивается крутящий момент на валу двигателя.

Результатами расчетов мощности привода потребовало применить двигатель мощностью 4000 кВт, на эту мощность и на увеличенные нагрузки от измельчаемой горной массы с шарами и проведены расчеты.

Для проверки прочности корпуса выполнен расчет напряжений в системе АРМ WinMachine.

Для расчета составлена расчетная объемная модель мельницы (рис. 1) и определены все действующие внешние и внутренние усилия.

В расчетную модель приложены внутренние усилия, к которым относятся силы тяжести элементов мельницы, усилия, передаваемые от одних узлов мельницы другим. Силы тяжести в системе АРМ WinMachine определяются автоматически по размерам элементов и плотности материала, используются в расчетах с пересчетом через задаваемый коэффициент.

Таблица 1

Технические характеристики мельницы ММПС 7000-5200-УХЛ4

№ п/п	Наименование	Значение
1	Габариты мельницы, м: длина/ ширина / высота	16, 7/11,4/10,1
2	Диаметр барабана внутренний (без футеровки), мм	7 000
3	Длина барабана без футеровки, мм	5 200
4	Эффективная длина измельчения, мм	4145
5	Номинальный объем барабана, $V_m, м^3$	146
6	Номинальная частота вращения барабана, $n_b, об/мин.$	12,5
7	Относительная частота вращения барабана ψ	0,77
8	Степень заполнения барабана $\varphi_{гм}, \%$	45
9	Загрузка барабана мелющими телами $\varphi_{шт}, \%$ от объема	15
10	Масса вращающихся частей (без мелющих тел и измельчаемого материала), кг	480 000
11	Максимальная крупность исходного питания, мм	400
12	Электродвигатель главного привода СДМ-2-21-67-40 УХЛ4: мощность, кВт/ частота вращения ротора, об/мин	3200/150
13	Венец зубчатый: число зубьев/ модуль	336/28
14	Вал-шестерня: число зубьев/ модуль	28/28

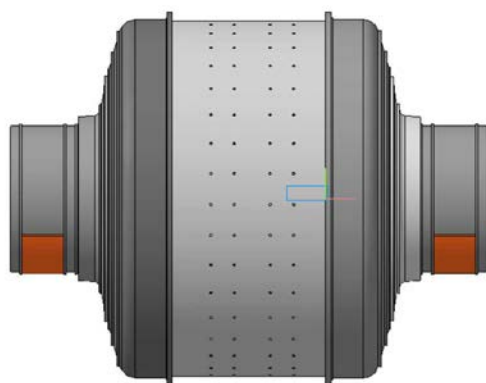


Рис. 1. Объемная модель для расчета напряжений

Коэффициенты учитывают элементы, силы тяжести которых нагружают несущие конструкции, но сами эти элементы никак не участвуют в обеспечении прочности конструкции. Для мельницы такими элементами будут брони. Брони прикрепляются к корпусу барабана и стенкам, но не участвуют в обеспечении прочности указанных элементов.

Внутренними нагрузками будут также инерционные силы при разгоне барабана и центробежные силы при вращении барабана. Инерционные моделируются крутящими моментами, задаваемыми в местах соединения барабана с крышками, зубчатого венца с корпусом барабана. Центробежные силы проявляются при вращении барабана от всех связанных с барабаном элементов (стенок корпуса, крышек, футеровок и др.). В расчетной схеме инерционные силы от футеровок прикладываются в виде распределенных по внутренней поверхности барабана сил.

Внешними нагрузками для барабана будут силы со стороны измельчаемого материала и шаров, усилие на зубчатый венец, реакции от подшипников.

При вращении барабана мельницы в оболочке, бронях и измельчаемом материале возникают центробежные силы, которые должны учитываться при расчетах на прочность. Так как нагрузки будут прикладываться к

внутренней цилиндрической поверхности барабана и крышек, то инерционная сила должна определяться для приложения на 1 мм^2 .

Инерционная сила определяется по формуле

$$F_{\text{ин}i} = m_i \cdot \omega_6^2 \cdot r_i$$

где m_i – масса i -го участка при расчете инерционной силы; r_i – радиус от оси вращения до i -го участка при расчете инерционной силы; ω_6 – угловая скорость вращения барабана мельницы

Масса i -го участка площадью 1 мм^2

$$m_i = \gamma \cdot h_i \cdot 1 \text{ мм}^2 = 0.0078 \cdot h_i$$

где h_i – толщина i -го участка.

Расчет действия сил тяжести от измельчаемого материала

Измельчаемый материал и шары занимают 0,6 объема мельницы, причем материал и шары смещены на некоторую высоту от плоскости симметрии мельницы в сторону вращения (рис. 2). Угол смещения определяется формой профиля футеровки барабана и угловой скоростью вращения мельницы. Верхней пунктирной линией АБ показана граница измельчаемого материала.

Угол наклона этой линии определяется по формуле

$$\alpha_1 = \arccos(\pi^2 \cdot n^2 \cdot R_1 / 900g) = \arccos(3,141^2 \cdot 12,5^2 \cdot 3,4 / 900 \cdot 9,81) = 34^\circ$$

где α_1 — угол между радиусом, проведенным в центр отрывающегося шара, и вертикальной осью мельницы, град; R_1 — радиус барабана мельницы в свету, м; g — ускорение силы тяжести ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$); n — действительная частота вращения барабана, мин^{-1} .

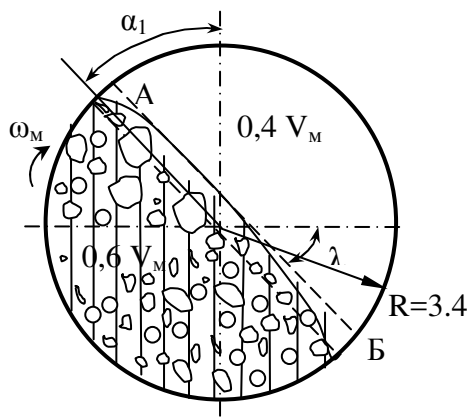


Рис. 2. Схема для расчета сил тяжести для ввода в расчетную модель

Силы тяжести действуют вертикально. Для приложения в расчетной схеме действия этих сил расчет выполняется для объема площадью 1 мм^2 , это будет давлением, которое вводится для расчета. Для использования при расчетах напряжений давление можно рассчитывать по упрощенным формулам без учета криволинейной поверхности

границы измельчаемого материала.

Для расчета давления необходимо вывести формулу расчета текущей высоты измельчаемого материала.

Принимаем за нулевую точку центр вращения барабана. Построения в конструкторском пакете компас по размерам барабана с учетом брони,

углу наклона линии a_1 и площади материала определены координаты точек А(-2402,2406), Б(3031,-1541).

Уравнение прямой по эти координатам имеет вид

$$y=661 - 0.726 \cdot x$$

Уравнение окружности радиусом $R=3400$ мм

$$y=R \cdot \sin\lambda=3400 \cdot \sin\lambda; \quad x=R \cdot \cos\lambda=3400 \cdot \cos\lambda$$

где λ -угол наклона при отсчете от горизонтали; c - смещение по оси x границы измельчаемого материала от параллельной линии, проходящей через центр вращения. По замерам на чертеже $c=910$ мм.

Для расчета давления x меняется от x_B до x_A , по этому значению по уравнению прямой определяем координату y .

Для расчета координаты y на окружности определяем угол наклона радиуса в точку на окружности с координатой x

$$\lambda=\arccos[(x)/3400],$$

а по этому углу рассчитывается координата y

$$y=3400 \cdot \sin\{\arccos(x/3400)\}$$

Расчет центробежных сил от измельчаемого материала и шаров

Центробежные силы направлены от оси вращения на поверхность барабана и стенок. Объем, расположенный выше пунктирной линии не оказывает давления на стенки барабана. Поэтому для расчета инерционных сил рассматривается только объем, занимаемый измельчаемым материалом. Для расчета давления рассматривается круговой сектор с вершиной на оси вращения.

Расстояние $R_{\text{цт}}$ до центра масс кругового сектора от оси вращения

$$R_{\text{цт}}=2/3R$$

Центр тяжести находится на расстоянии $2/3 R$, для расчета давления сторона основания 1 мм, радиус до брони рассматриваемой мельницы 3400 мм

Давление на поверхность брони

$$P_{\text{цб}}=m_{\Delta} \cdot \omega_m^2 \cdot R_{\text{цт}}$$

где m_{Δ} - масса треугольной призмы стороной основания 1x1мм и высотой R

$$m_{\Delta}=\gamma \cdot 1\text{мм}^2 \cdot R/2=0.00000345 \cdot 3400/2=5.2865 \cdot 10^{-3} \text{ кг}$$

Давление на поверхность брони

$$P_{\text{цб}}=m_{\Delta} \cdot \omega_m^2 \cdot R_{\text{цт}}=5,229 \cdot 10^{-3} \cdot 1,308^2 \cdot 2/3 \cdot 3,4=20,8 \cdot 10^{-3} \text{ МПа}$$

Результат расчета для корпуса приведен на рис. 3.

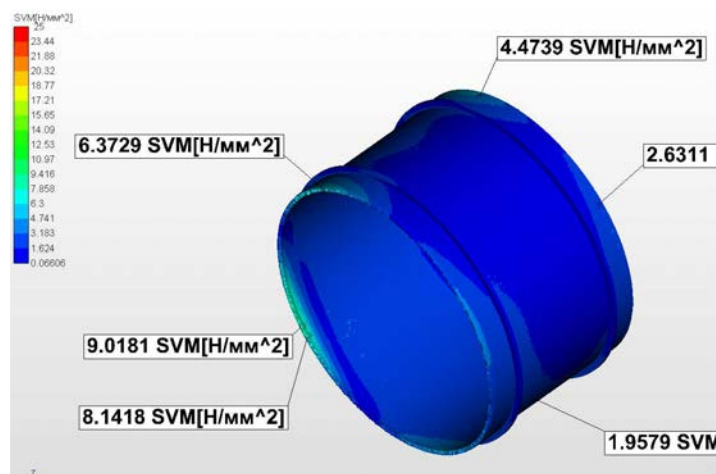


Рис. 3. Результаты расчета напряжений для корпуса барабана

В системе АПМ *WinMachine* наряду с напряжениями для корпуса определяется и другой, не менее важный параметр – деформация. По результатам определено максимальное перемещение участка корпуса, которое составляет 2.3 мм, что при диаметре 7 000 мм составляет величину менее 0,04%.

Выводы: результатами расчетов подтверждена возможность увеличения загрузки шарами мельницы ММПС 7,0x5,2 на 15 %, что позволит повысить эффективность измельчения. Напряжение в элементах корпуса не превышает

Список литературы

1. Бауман В.А. и др. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций: Учебник для строительных вузов. / А.В. Бауман, Б.В.Клушанцев, В.Д.Мартынов. – 2-е изд., пераб. – М.: Машиностроение, 1981. – 324 с.
2. Лагунова Ю.А. Проектирование обогатительных машин: учеб. Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2009. 379 с.
3. Лагунова Ю.А., Комиссаров А.П., Шестаков В.С. и др. Машиностроение. Энциклопедия. М.: Машиностроение. Горные машины. Т. IV-24, 2011. 496 с.

УДК 519.85 : 621.01

**МНОГОУРОВНЕВЫЙ ПЛАНИРУЕМЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ
В ЗАДАЧЕ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОГО АНАЛИЗА СКРЕБКОВОГО
КОНВЕЙЕРА**

Статников И.Н., Фирсов Г.И.

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

На примере выбора параметров двухцепного изгибающегося скребкового конвейера, широко используемого в угольной промышленности, рассматривается методика применения многоуровневого планируемого эксперимента для решения задач многокритериального анализа механических систем.

***Ключевые слова:** двухцепной изгибающийся скребковый конвейер, многокритериальный анализ, многоуровневое планирование вычислительных экспериментов.*

**MULTI-LEVEL PLANNED EXPERIMENT IN THE PROBLEM
OF MULTI-CRITERIAL ANALYSIS OF THE SCRAPER CONVEYOR**

Statnikov I.N., Firsov G.I.

Using the example of choosing the parameters of a double-chain bending scraper conveyor widely used in the coal industry, the technique of applying a multilevel planned experiment for solving problems of multicriterial analysis of mechanical systems is considered.

***Keywords:** double-circuit bending scraper conveyor, multicriteria analysis, multilevel planning of computational experiments.*

В работе демонстрируется возможное использование ПЛП-поиска [1] для решения многокритериальной и многопараметрической задачи проектирования сложного технического устройства на примере тягового расчета двухцепного скребкового конвейера из [2]. Авторы [2] стремились (и показали), как важен при тяговом расчете учет дополнительных сопротивлений, возникающих на криволинейном участке конвейера, по сравнению с расчетами конвейера как прямого, что следует из следующих результатов: необходимая мощность двигателя при расчете конвейера как прямого составит 42,5 кВт, в то время как для конвейера с начальным криволинейным участком длиной 166,5 м мощность составит 58 кВт, а при начальном прямолинейном участке длиной 166,5 м мощность достигает значения 70,4 кВт. При этом максимальное натяжение цепи составит 28,7, 39,8 и 59,6 кН соответственно. Иначе говоря, неучет дополнительных сопротивлений на изогнутом участке конвейера может привести к преуменьшению максимального натяжения в цепном контуре более чем на 107.7% $((59.6 - 28.7) / 28.7) \approx 1.077$, а также к преуменьшению потребной мощности двигателя более, чем на 65% $((70.4 / 42.5) - 1) \approx 0.66$. Однако реальные условия залегания подземных пластов, содержащих полезные ископаемые, требуют использования конвейеров сложной конфигурации. Естественно, возникает задача рационального подбора такого сочетания (сочетаний) параметров, когда определяемые значения характеристик (критериев) работы конвейера наименьшим образом отклонялись бы от вышеприведенных значений в сопоставимой метрике.

В исследовании ставится следующая задача: найти такую область варьируемых параметров α_j ($j=\overline{1, J}$, где J – число варьируемых параметров), которая содержала бы наибольшее (концентрированное) количество (множество) вариантов конвейера $G_k(\bar{\alpha})$, соответствующих минимуму потребной мощности электродвигателя, минимуму максимального натяжения в цепи и минимуму отношения максимального натяжения цепи к минимальному. Выполнение всех указанных условий обеспечивает возможность создания наиболее экономичных и долговечных вариантов рассматриваемого устройства. Приведем описание процедуры тягового расчета, опираясь на упрощенную кинематическую схему конвейера ([2], рис. 6.8), и формализованную постановку решения задачи. Задан вектор варьируемых параметров $\bar{\alpha} = (\alpha_1, \dots, \alpha_6)$, физический смысл и размерности составляющих которого следующие: α_1 – угол наклона конвейера к горизонту, рад; α_2 – шаг изгиба конвейера, м; α_3 – длина кривой изгиба, м; α_4 – длина прямолинейного участка, м; α_5 – натяжение цепи в точке сбегания для ведущей звездочки с левой стороны (по ходу цепи) конвейера j_1 , Н; α_6 – отношение натяжений цепи в точках сбегания ведущих звездочек с левой и правой стороны конвейера соответственно j_1 и j_2 , и исходная область его допустимых значений (варьирования) $G_0(\bar{\alpha})$: $0.170 \leq \alpha_1 \leq 0.262$; $1.6 \leq \alpha_2 \leq 1.8$; $12.5 \leq \alpha_3 \leq 14.5$; $0 \leq \alpha_4 \leq 167$; $2800 \leq \alpha_5 \leq 3200$; $0.95 \leq \alpha_6 \leq 1.05$. Задано лишь одно геометрическое ограничение (функциональное): общая длина конвейера (расстояние между осями тяговых и ведомых звездочек) ≤ 180 м. Сформулированы три критерия качества: $\Phi_1(\bar{\alpha})$ – мощность двигателя (кВт), определяемая по формуле (6.31) из работы [2] (во всех расчетах скорость движения тягового органа принята $v = 0.6$ м/с, как в [2]), $\Phi_2(\bar{\alpha}) = F_{max}$ – максимальное натяжение в цепных контурах данного варианта (Н) и $\Phi_3(\bar{\alpha}) = (F_{max}/F_{min})$ – равнопрочность цепного контура в данном варианте. В совокупности все описанное и определило математическую модель (ММ) тягового расчета. В последующих расчетах для сравнения эффективности найденных ППП-поиском различных подобластей использовалась идея об “идеальной” ММ [3] и связанная с ней нормировка

реальных критериев качества $\lambda_k = \frac{\Phi_k^{**} - \Phi_k}{\Phi_k^{**} - \Phi_k^*}$ при $\Phi_k \rightarrow \min$. В этой

формуле Φ_k^{**} и Φ_k^* – соответственно верхнее и нижнее допустимые значения k – го критерия, определяемые либо из физических соображений, либо из литературных источников, либо из данных вычислительного эксперимента. В настоящей работе в соответствии с результатами [2] и данным предварительного вычислительного эксперимента на ММ были приняты такие значения для Φ_k^{**} и Φ_k^* : $\Phi_k^{**} = (100; 100; 20)$ и $\Phi_k^* = (10; 10; 5)$. В дальнейшем во всех вычислительных экспериментах эти величины не

пришлось уточнять. Очевидно, что $0 \leq \lambda_k \leq 1$ и “идеальность” ММ $G_{01}(\bar{\alpha})$ предполагает, что одновременно все $\lambda_k = 1$ (т.е., для “идеальной” модели $\sum \lambda_k = k$, что, безусловно, нереально). Но такая идея указывает направление поиска рациональных значений параметров в связи с сформулированными требованиями и отыскания, при необходимости, компромисса при выборе окончательного проектного решения.

По данным экспериментов были выделены три подобласти концентрации наилучших решений $G_{01}(\bar{\alpha})$, $G_{02}(\bar{\alpha})$ и $G_{03}(\bar{\alpha})$ соответственно:

$$G_1 \in \{\alpha_1 \in (0,21;0,26); \alpha_2 \in (1,6;1,8); \alpha_3 \in (12,5;14,5); \alpha_4 \in (90;167); \alpha_5 \in (2800;3200); \alpha_6 \in (0,9;1,1)\}.$$

$$G_2 \in \{\alpha_1 \in (0,21;0,26); \alpha_2 \in (1,6;1,8); \alpha_3 \in (12,5;14,5); \alpha_4 \in (90;167); \alpha_5 \in (2850;3000); \alpha_6 \in (0,9;1,1)\};$$

$$G_3 \in \{\alpha_1 \in (0,21;0,26); \alpha_2 \in (1,6;1,8); \alpha_3 \in (12,5;14,5); \alpha_4 \in (90;167); \alpha_5 \in (2950;3200); \alpha_6 \in (0,97;1,1)\}.$$

Конечно, все три выделенные подобласти входят в исходную область поиска решений $G_0(\bar{\alpha})$. В каждой из указанных подобластей было проведено по $NO = 32$ экспериментов (небольшая статистика) и рассмотрены несколько наилучших решений по каждому критерию. Из каждой подобласти выбраны по два лучших варианта и результаты расчетов по этим вариантам помещены в табл. 1. Жирным шрифтом выделены наилучшие значения по каждому критерию из соответствующей подобласти, а в последнем столбце приведены значения сумм λ_k для каждого из шести вариантов. Сравнивая по сформулированным критериям данные таблицы с вышеприведенными величинами из работы [2], мы видим, что и с учетом изгиба конвейера можно отыскать варианты, когда максимальное натяжение в цепи превышает аналогичную величину при расчете конвейера как прямого всего на 16.05% (вариант 3) и на 16.07% (вариант 4). В то же время в обоих этих вариантах максимальная потребная мощность электродвигателя больше аналогичной величины из работы [2] только на 15.75%. Сравнивая варианты по первому критерию видим, что из двух вариантов 1 и 2 максимальное превышение мощности по сравнению с аналогичной величиной из работы [2] составляет всего 15.73%, а для варианта 1 – 15.66%. При этом для рассматриваемых вариантов превышение максимального натяжения в цепном контуре практически такое же, как и для вариантов 3 и 4. Что касается результатов по третьему критерию, не сформулированному в [2] (варианты 5 и 6), то здесь чуть-чуть подрастают максимально возможные превышения потребной мощности электродвигателя (21.65%) и максимального натяжения в цепном контуре (22.66%). Разумеется, и в этом случае приведенные результаты не идут в никакое сравнение с приведенными выше

результатами из работы [2] (в пользу первых). Важно подчеркнуть, что конструктивные параметры во всех вариантах таблицы физически реализуемы.

Таблица 1

Наилучшие варианты расчета по каждому критерию

№ вар.	Φ_1 , кВт		Φ_2 , Н		Φ_3		$\Sigma \lambda_k$, $k=1,2,3$
	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5	α_6	
1	49,157		32312		11,190		1,904
	0,257	1,613	13,625	162,188	2925	0,988	
2	49,187		32248		11,940		1,855
	0,258	1,719	14,438	150,156	2863	1,084	
3	49,193		32264		11,898		1,857
	0,258	1,719	14,438	150,156	2873	0,944	
4	49,125		32268		11,280		1,899
	0,257	1,613	13,625	162,128	2897	0,988	
5	51,170		34100		10,682		1,896
	0,237	1,606	14,313	145,344	3192	1,072	
6	49,340		32627		10,775		1,926
	0,257	1,613	13,625	162,188	3028	1,027	

Таким образом, можно сделать следующие выводы:

- расчет конвейера как прямого дает наилучшие результаты по критериям Φ_1 и Φ_2 , а варианты таблицы дают наилучшее приближение к ним и это – следствие наличия ограничения на расположение и длину конвейера;

- каждая из подобластей $G_{01}(\bar{\alpha})$, $G_{02}(\bar{\alpha})$ и $G_{03}(\bar{\alpha})$ позволяет получать неограниченное множество вариантов по каждому критерию, аналогичных вариантам из таблицы, что представляет богатый выбор вариантов при проектировании конвейера;

- если же для проектировщика первоначально все критерии равнозначны, то можно выбрать единственный вариант по максимуму $\sum \lambda_k$; при этом наилучший вариант будет находиться в подобласти, образованной комбинацией пересечений или объединений, или того и другого, подобластей $G_{01}(\bar{\alpha})$, $G_{02}(\bar{\alpha})$ и $G_{03}(\bar{\alpha})$.

Список литературы

1. Статников И.Н., Фирсов Г.И. О некоторых возможностях ПЛП-поиска в решении задач моделирования и исследования динамических систем машин // Южно-Сибирский научный вестник. – 2012. - № 1. - С.92-96.
2. Давыдов Б.Л., Скородумов Б.А. Статика и динамика машин. – М.: Машиностроение, 1967. – 431 с.

УДК 622.236.232

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ПОРОДНОГО МАССИВА ПРИ ИМПУЛЬСНО-МОМЕНТНОМ ВОЗДЕЙСТВИИ НА БУРОВОЙ ИНСТРУМЕНТ

Сысоев Н.И., проф., д.т.н., Гринько Д.А., доц., к.т.н., Гринько А.А, асп.
Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени
М.И. Платова, г. Новочеркасск, Россия

Приведены результаты анализа напряженно-деформированного состояния породы при различных комбинациях момента, осевого усилия, осевых и моментных импульсов, действующих на буровой инструмент. Моментно-импульсное силовое воздействие на буровой резец даст повышение эффективности бурения за счет приложения к буровому инструменту дополнительной энергии в виде осевого и моментного импульсов и более рациональному ее использованию на разрушение породы.

Ключевые слова: буровой резец, осевой импульс, моментный импульс, моментно-импульсное силовое воздействие, напряженно-деформированное состояние породы.

INVESTIGATION OF THE STRESSED-DEFORMED STATE OF A ROCK MASSIVE AT PULSE-MOMENT IMPACT ON A DRILLING TOOL

Sysoev N.I., Grinko D.A., Grinko A.A.

The results of the analysis of the stress-strain state of the rock at various combinations of torque, axial force, axial and moment pulses acting on the drilling tool are presented. Moment impulse force action on the drill cutter will increase the efficiency of drilling due to the application to the drilling tool of additional energy in the form of axial and moment pulses and more rational use of it for rock destruction.

Keywords: drill cutter, axial impulse, moment impulse, moment-pulse force, stress-strain state of rock.

Бурение шпуров и скважин широко применяется в горнодобывающей и строительной отраслях. По-прежнему основным способом является механический, подразделяемый в зависимости от характера движения рабочей кромки на вращательный и ударный. Комбинация таких движений позволяет получить вращательно-ударный способ и повысить эффективность бурения пород средней крепости. Применительно к этим способам создаются буровые инструменты и механизмы силового воздействия на них. Поскольку физико-механические свойства буримых пород весьма разнообразны, то приходится подбирать не только способ и инструмент, но и режимные параметры. Для практической реализации перечисленных способов бурения на основании многочисленных экспериментальных и аналитических исследований [1,2] был создан широкий модельный ряд бурильных машин, установок и породоразрушающего инструмента [3,4]. Однако сущность силового воздействия на забой при бурении во всех случаях сводится к комбинации крутящего момента, осевого постоянного усилия и осевых ударных нагрузок. Одним из возможных путей дальнейшего развития буровой

техники является совершенствование схем приложения силовых импульсов через рабочий инструмент к забою [5]. Современные буровые машины ударного действия создают «прямые» осевые импульсы, то есть перпендикулярно к забою, хотя очевидно, что векторы импульсов силы целесообразно прилагать к уступу под некоторым углом к плоскости забоя. В машинах, реализующих линейное движение рабочего инструмента, например, струги, это сделать не трудно. Поэтому имеются технические решения [6] и некоторый практический опыт. Применительно к бурению шпуров и скважин малого диаметра наклонить вектор ударного импульса в направлении к уступу можно приложением дополнительного моментного импульса. На величину и угол наклона вектора импульса силы влияют многие факторы, которые к тому же не постоянны в процессе бурения. Прежде всего, возрастающее затупление режущей кромки приводит к изменению контактного взаимодействия резца с породой (рис.1) [6,7,8].

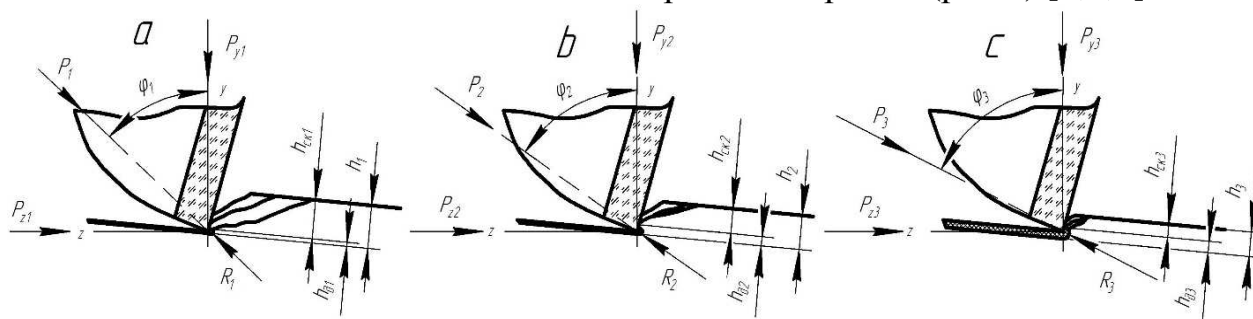


Рисунок 1- Изменение характера воздействия резца на породу в зависимости от степени затупления: а - острый резец ($h_{ск}/h_{д} \gg 1$); б – средне затупленный ($h_{ск}/h_{д} \geq 1$); с – предельно затупленный ($h_{ск}/h_{д} < 1$)

Для проведения такого рода исследований целесообразно использовать метод конечно-элементного анализа, так как он позволяет оценивать напряжения и деформации, возникающие в системе «буровой инструмент-забой» при различных способах силового воздействия на инструмент [9,10].

Для резания породы необходимо приложить силу подачи P_y , и силу резания P_z . Действие сил P_y и P_z на инструмент создает силу P (рис.1). В породе возникает сила R . Толщина срезаемой стружки h является суммой величин скальваемого и дробимого слоя породы соответственно $h_{ск}$ и $h_{д}$. У резцов с углом φ_1 условно можно назвать острыми (рис.1а). Резцы с углом φ_2 (рис.1б), которые имеют среднюю степень затупления, при толщине стружки h_2 , обеспечивают примерно одинаковые значения величин $h_{ск2}$ и $h_{д2}$. Резцы с углом φ_3 (рис.1с), которые имеет предельную степень затупления, при минимальной толщине срезаемой стружки h_3 отношение $h_{ск3}/h_{д3}$, можно назвать затупленными. Когда объем скальваемой $h_{ск}$ значительно превышает объем дробимой породы $h_{д}$, а отношение $h_{ск}/h_{д}$ значительно превышает единицу является наиболее благоприятной, так как при данном условии достигается максимальная

толщина срезаемой стружки h и, следовательно, минимальная энергоемкость разрушения горной породы.

В результате моделирования участка режущей кромки бурового резца, шириной 1 мм, в режиме вращательного воздействия на породе с модулем Юнга 10^9 Па и коэффициентом Пуассона 0,3 была получена картина напряженно-деформированного состояния породы на забое, представленная на рис.2.

Из рисунка 2 видно, что напряженно-деформированные поля возникают в породе под буровым резцом и на передней кромке резца примерно одинаковые.

Использование дополнительного воздействия на буровой инструмент в виде прямого осевого импульса, реализуемого ударными машинами, позволяет дополнительно внедрять инструмент в более твердую породу и тем самым обеспечивать объемное разрушение породы на забое, хотя и с повышенными удельными затратами энергии. Об этом косвенно можно судить по картине напряженно-деформированного состояния породы при данном способе силового воздействия, представленного на рисунке 3.

В случае, когда при вращательно-ударном бурении на буровой инструмент накладывается импульсно-моментное воздействие (импульс крутящего момента), то в разбуриваемой породе создаются дополнительные напряжения сдвига, что обеспечивает менее энергоемкий процесс разрушения, а, следовательно, более высокую скорость бурения. От такого комбинированного воздействия доля породы, отделяемой от забоя крупными сколами увеличится, а доля дробимой породы уменьшится, что в совокупности позволит снизить энергоемкость процесса разрушения в сравнении с классическим вращательно-ударным бурением. Данный вид силового комбинированного воздействия на породу представлен на рисунке 4.

Из рисунка 4 видно, что напряженно-деформированные поля в породе возникают в большем объеме со стороны передней грани по сравнению с другими случаями.

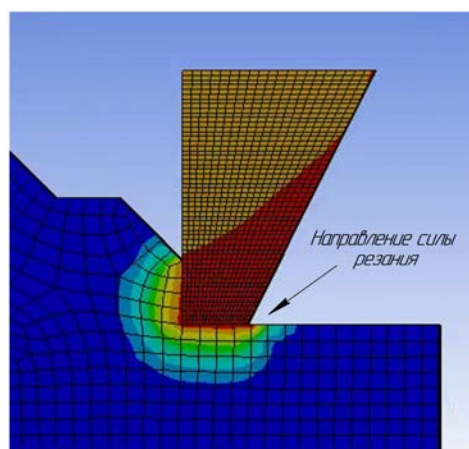


Рисунок 2 – Напряженно-деформированное состояние породы при вращательном воздействии

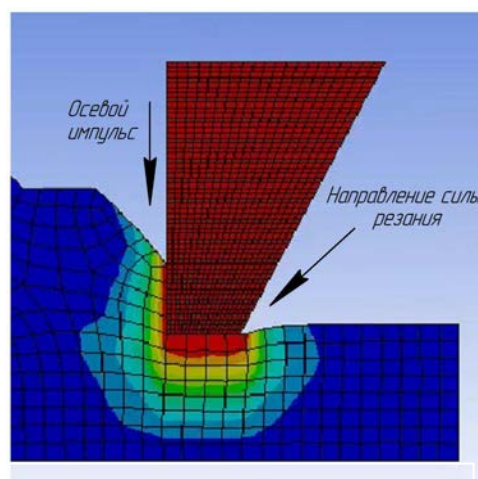


Рисунок 3 - Напряженно-деформированное состояние породы при вращательном воздействии с осевым импульсом

Для моделирования участка режущей кромки бурового резца в режиме моментно-импульсного бурения использовались модуль Юнга 10^9 Па и коэффициент Пуассона 0,3.

На рисунке 5 изображен график зависимости деформаций в породе при вращательно-ударном и моментно-импульсном воздействии. Данный график показывает сравнительную характеристику деформаций в системе «буровой резец-порода» при различных режимах бурения.

Как видно из рисунка 5, при моментно-импульсном воздействии на забой имеет место большее значение деформаций породы перед передней гранью, по сравнению с ударно-осевым воздействием. Это дает основание считать целесообразным необходимость проведения углубленных исследований в этом направлении и разработки соответствующих технических средств. Данное комбинированное силовое воздействие на буровой инструмент позволит передать большее количество энергии в виде деформаций в породе и осуществить более эффективный скол.

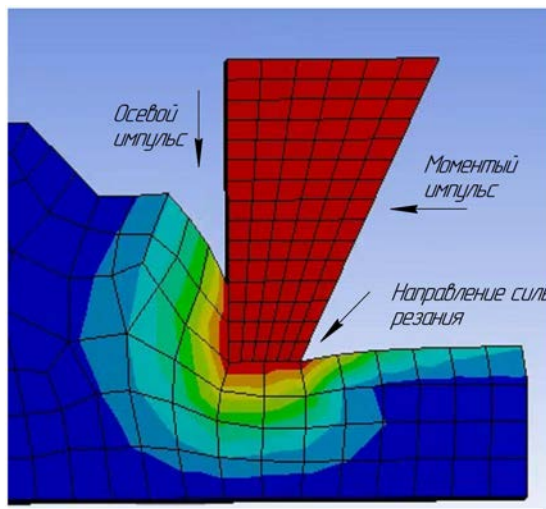


Рисунок 4 – Напряженно-деформированное состояние породы при моментно-импульсном бурении

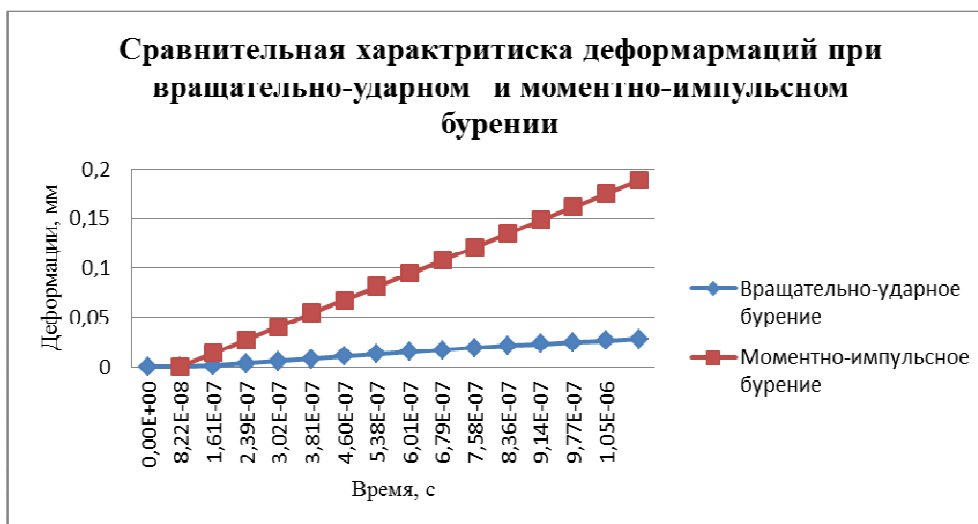


Рисунок 5 – Сравнительная характеристика деформаций породы перед передней гранью при вращательно-ударном и моментно-импульсном бурении

Вывод:

Моментно-импульсное силовое воздействие на буровой резец повысит эффективность бурения за счет приложения к буровому

инструменту дополнительной энергии в виде осевого и моментного импульсов и обеспечит более рациональное ее использование, направленное на разрушение породы.

Список литературы

1. Лыхин П.А. Тоннелестроение и бурение шпуров и скважин в XIX и XX вв, Российская академия наук, Уральское отд-ние, Горный ин-т, 2002. – 226 с.
2. Крапивин М.Г. Горные инструменты/ М.Г. Крапивин, И.Я. Раков, Н.И. Сысоев -М.: Недра, 1990.-256 с.
3. Алимов О.Д. Бурильные машины / О.Д. Алимов, Л.Т. Дворников. - М.: Машиностроение, 1976. - С. 295.
4. Ленченко В.В. Обоснование выбора и поддержание рациональных режимов сверления шпуров автоматизированными бурильными машинами: Дис. канд. техн. наук. Новочеркасск: НПИ, 1975. - 172 с.
5. Гринько Д.А. Физическое моделирование режимных параметров бурения шпуров с наложением на инструмент осевых и моментных импульсов // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – № 1; URL: www.science-education.ru/115-12263
6. А.с. 188931 СССР, МПК Е 21 С. Динамический угольный струг / А. Ф. Кичигин, А. Д. Салтанов, Г. В. Щепеткин, А. Г. Лазуткин, О. В. Ким (СССР). – 817763/22-3; заявлено 05.11.63; опубл. 17.11.66, Бюл. 23.
7. Буренков Н.Н. Совершенствование инструмента и разработка устройства по его замене с целью повышения производительности самоходных бурильных установок: Дис. канд. техн. наук.- Новочеркасск: НПИ, 1986.-289с.
8. Павленко В.И. Исследование и разработка инструмента, армируемого малокобальтовыми твердыми сплавами для сверления крепких пород: Дис. канд. техн. наук. Новочеркасск: НПИ , 1972. - 193с.
9. Сысоев Н.И., Н.Н. Буренков, Чу Ким Хунг. Выбор рациональных параметров режущей части буровых резцов с помощью метода конечных элементов // Горное оборудование и электромеханика № 6, ООО «Издательство «Новые технологии», 2015, с. 34 – 39.
10. Сысоев Н.И. Применение метода конечных элементов для определения конструктивных параметров буровых резцов. // Сысоев Н. И., Чу Ким Хунг., // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. – 2015. – № 4. – С. 73-80.

УДК 622.242.3

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕНИЯ ОПОРЫ БУРОВОЙ ВЫШКИ

Савинова Н. В.¹, доцент, Журавлев Д. В.²

¹ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

²ООО «Группа компаний К5», г. Екатеринбург

В статье рассмотрено моделирование и анализ напряженно-деформированного состояния опоры буровой вышки А-образного типа. Необходимые расчеты проведены методом конечных элементов в системе APMWinMachine. Приведены карты напряжений и перемещений узла под нагрузкой.

Ключевые слова: расчет на прочность, металлоконструкции, буровая вышка, метод конечных элементов, APM WinMachine.

The article deals with modeling and analysis of the stress-strain state of the support of the A-type drilling rig. The necessary calculations were made by the finite element method in the APMWinMachine system. Maps of voltages and displacements of the node under load are given.

Keywords: structural analysis, steel structures, drilling rig, finite element method, APM WinMachine.

В поднятом состоянии буровая вышка при помощи пальцевого соединения через проушины крепиться на основании буровой установки.

В работе рассмотрено напряженно-деформированное состояние опорного узла 1-ой и 2-ой секции А-образной вышки грузоподъемностью 200 тонн.

Узел представляет собой сварную конструкцию (рис.1). К пластине приваривается четыре несущих трубы нижних секций вышки. Корпус узла выполнен из листов в виде четырехгранной пирамиды. К малому основанию пирамиды приваривается проушина. В пространстве узел фиксируется по сферической поверхности (рис. 2).

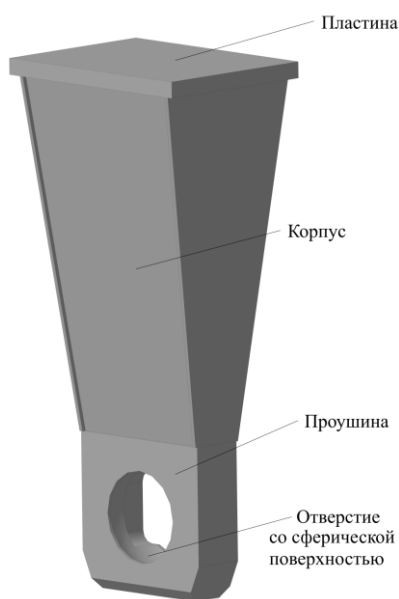


Рис. 1. Узел крепления вышки

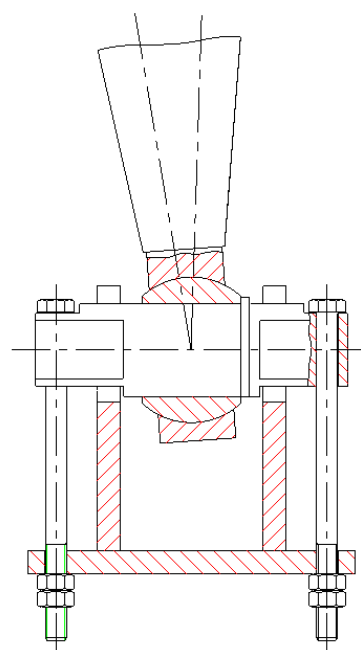


Рис. 2. Соединение вышки с основанием

Твердотельная модель исследуемого узла смоделирована в CAD

системе, к расчетам подготовлена в модуле предпроцессорной подготовки APMStudio. Расчетным ядром модуля APM Studio является программное средство «Конечно-элементная программная система APM Structure3D».

Для составления модели нагружения узла, были выполнены расчеты буровой вышки и проанализированы величины реакций опор в следующих расчетных случаях:

- Максимальная грузоподъемность;
- Прихват;
- Живучесть;
- Испытания.

Наибольшие величины реакций имели место в расчетном случае - «Испытания». В модель нагружения этого случая входят следующие нагрузки: сила тяжести вышки; сила тяжести навесного оборудования; испытательная нагрузка, превышающая максимальная нагрузка на талевом блоке на 25%.

Реакции в опорах вышки не равны, связано это с направлением и креплением подвижной и неподвижной ветви каната.

В работе рассматривалось два варианта расчетной схемы:

1. Фиксация модели по поверхности пластины, приложение нагрузки по сферической поверхности проушины.

2. Фиксация модели по сферической поверхности проушины, приложение нагрузки по поверхности пластины.

Таким образом, напряженно-деформированное состояние пластины будет оцениваться по второму расчетному случаю, а проушины по первому.

Для выполнения расчетов было принято **допущение**, что нагрузка по поверхности приложения равномерна.

В таблице 1 представлены параметры конечно-элементной сетки

Таблица 1

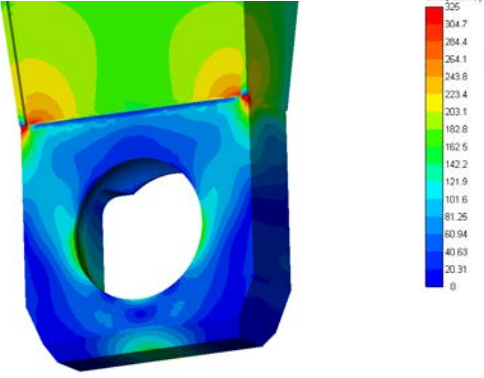
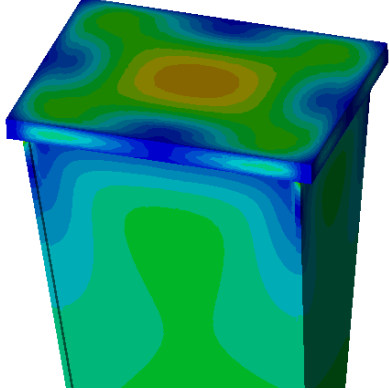
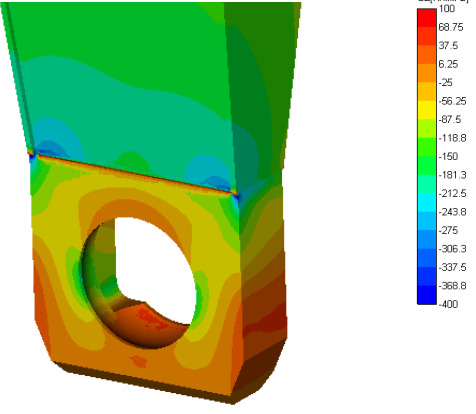
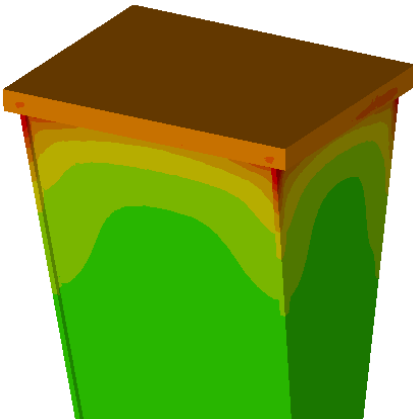
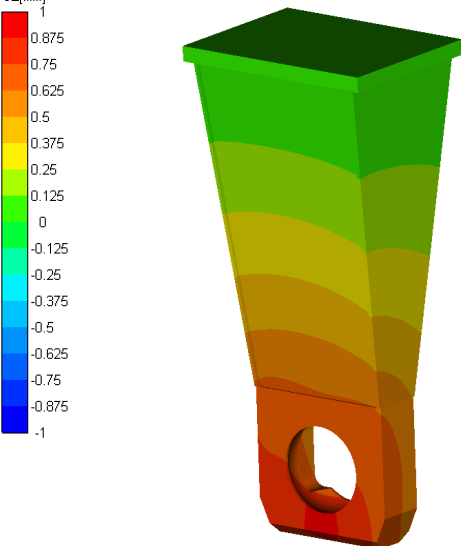
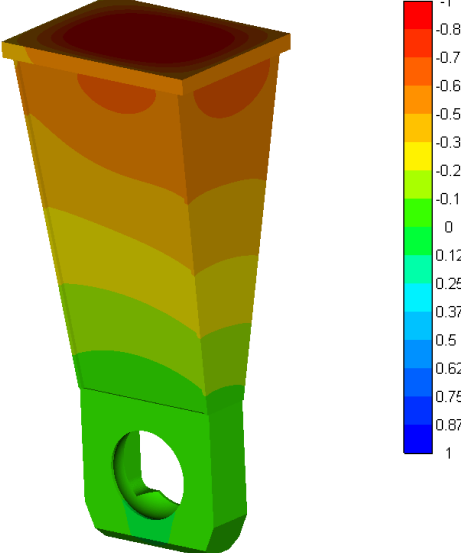
Параметры и результаты разбиения

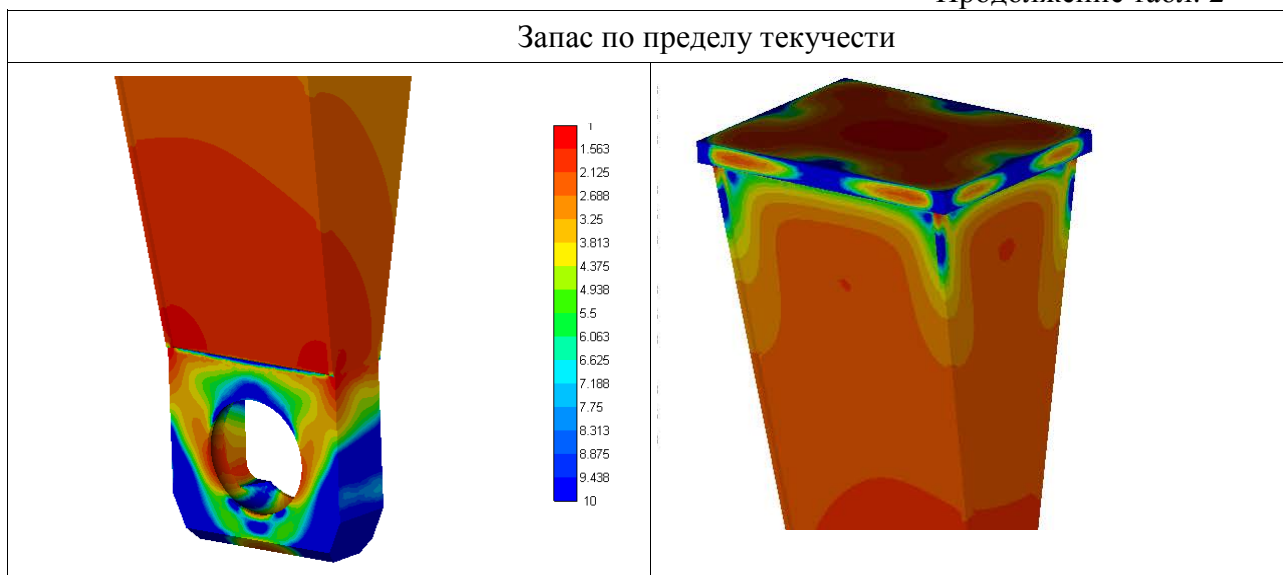
Наименование	Значение
Тип элементов	10-ти узловые тетраэдры
Максимальная длина стороны элемента, мм	12
Максимальный коэффициент сгущения на поверхности	1
Коэффициент разрежения в объеме	2
Количество конечных элементов/ Количество узлов	123594/237353

В таблице 2 представлены карты напряженно-деформированного состояния узла для двух расчетных схем.

Таблица 2

Результаты расчетов

1-я Расчетная схема	2-я Расчетная схема
Максимальные напряжения по Мизесу	
	
Напряжения по оси Z	
	
Перемещения по оси Z	
	



Коэффициент запаса устойчивости составил 2,23. Форма потери устойчивости представлена на рис. 3. Количество полуволн на каждой стороне конструкции в продольном направлении две, в поперечном — одна.

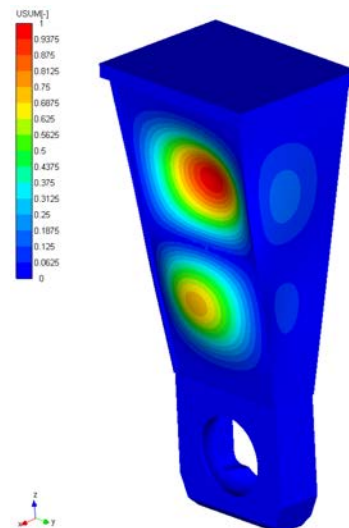


Рис. 3. Форма потери устойчивости

Выводы. Анализ результатов расчета показал, что конструкция узла крепления вышки к основанию, изготавливаемая из низколегированной стали 09Г2С удовлетворяет условиям прочности и жесткости:

1. Напряжения по большому объему составляют не более 200 МПа.
2. Напряжения уровня предела текучести имеют локальный характер, и связаны с имеющимися в конструкции узла концентраторами напряжений, в этих зонах возможны незначительные пластические деформации, которые не влияют на прочность конструкции в целом.
3. Геометрические параметры конструкции обеспечивают ее жесткость. Максимальные перемещения (удлинение) узла по оси Z 1 мм, что составляет менее 0,1% размера (1290 мм).
4. Коэффициент устойчивости более 2.

**ПРОБЛЕМЫ
МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЯ,
ПРОИЗВОДСТВА
И КОНСТРУИРОВАНИЯ
В МАШИНОСТРОЕНИИ**

*Что, и где, и как построить,
Да и нужно ль в это лезть,
Сколько это будет стоить –
Мы узнаем только здесь!*

Доц. П.А. Жиганов

УДК 621.785.539

АТМОСФЕРОСТОЙКОСТЬ УГЛЕРОДИСТЫХ СТАЛЕЙ С КОМПЛЕКСНЫМИ АЛЮМОЦИНКОВЫМИ ПОКРЫТИЯМИ

Басалай И.А.

Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

В работе изучена возможность повышения стойкости к атмосферной коррозии углеродистых сталей с алюмоцинковыми покрытиями, полученными при последовательном проведении процессов алитирования и цинкования.

Ключевые слова: атмосферная коррозия, атмосферостойкость, защитные покрытия, алитирование, цинкование.

WEATHERABILITY OF CARBON STEELS WITH COMPLEX ALYUMOTSINKOVY COATINGS

Basalai I.A.

The possibility of increase in resistance to atmospheric corrosion of carbon steels with the alyuminotsinkovy coverings received at serial carrying out processes of alitizing and zinc plating is studied.

Keywords: atmospheric corrosion, weatherability, protective coating, alitizing, zinc plating.

Введение. Во многих случаях задача повышения коррозионной стойкости металлических материалов, причем с минимальными материальными затратами, может быть решена путем нанесения защитных антикоррозионных покрытий, в том числе и диффузионных.

Из известных способов получения диффузионных защитных покрытий для мелкомерных и сложных по конфигурации деталей часто единственно пригодным является покрытие, полученное с использованием порошковых насыщающих сред. Применение этого способа обусловлено простотой осуществления технологического процесса, отсутствием необходимости создания дорогостоящей технологической оснастки и возможностью многократного использования насыщающих сред.

Среди различных типов диффузионных покрытий особое место занимают цинкидные и алюминидные покрытия. Высокая защитная способность покрытий на основе алюминия и цинка в условиях атмосферной коррозии обуславливает их применение для механического и электрохимического предохранения стальных изделий. В современных условиях эксплуатации стальных изделий в связи с нарастанием агрессивности окружающей среды эти виды покрытий уже не обеспечивают надежной защиты от коррозии. Существующие в настоящее время многочисленные разработки в области получения защитных покрытий в ряде случаев не удовлетворяют возрастающим требованиям качества поверхности при работе в агрессивных условиях химических производств, что в свою очередь требует разработки новых более совершенных защитных покрытий.

Одним из способов решения этой проблемы является создание на поверхности материалов нового комплекса свойств уже известных защитных покрытий путем их легирования.

Цель работы – исследование возможности повышения стойкости к атмосферной коррозии углеродистых сталей с алюмоцинковыми покрытиями, полученными при последовательном проведении процессов алитирования и цинкования.

В литературе имеется информация о коррозионных испытаниях стальных изделий, обработанных в Zn-Al расплавах, проведенных в солевом тумане, а также в различных атмосферных условиях. Испытания в солевом тумане, морской, сельской и промышленной атмосферах показывают, что стойкость такого покрытия в 1,8, 3-4, 2-3, 5-6 раз соответственно выше коррозионной стойкости обычного цинкидного покрытия [1], а в ряде случаев и алюминидного [2].

Методика проведения исследований. Предварительное алитирование осуществляли при 800 и 850°C в течение 4 ч. Насыщение проводили в алитирующей смеси на основе ферроалюминия (99% ферроалюминия + 1% NH_4Cl) с различным содержанием алюминия 10, 20, 30, 40 и 50 %. Последующее цинкование осуществляли при 450 и 500°C в течение 4 ч в смеси следующего состава: 50% Zn + 45% Al_2O_3 + 4% MgO + 1% LiF. Температурный режим обработки выбран на основе результатов предварительного эксперимента, которые показали, что:

- алитирование при 800 и 850°C обеспечивает получение алюминидных слоев достаточной толщины и не отличающихся по фазовому составу. Повышение температуры алитирования до 900°C сопровождается появлением в диффузионном слое зоны пористости, что отрицательно сказывается на коррозионной стойкости полученных покрытий;

- при последующем цинковании в температурном интервале 400-500°C поверхность изделий осталась гладкой, блестящей, как и после первой стадии обработки (алитирования). Повышение температуры цинкования до 550°C приводит к снижению качества поверхности обработанных изделий.

Обработка по указанным режимам приводит к получению диффузионных алюмоцинкидных слоев, которые по толщине в основном аналогичны диффузионным алюминидным слоям, полученным на первой стадии обработки.

Сравнительную оценку коррозионной стойкости покрытий с целью изыскания наиболее перспективных режимов обработки проводили ускоренными методами в разных средах, имитирующих атмосферную коррозию. Коррозионную стойкость исследовали путем периодического погружения (3%-й раствор NaCl – воздух). Коррозионную стойкость оценивали по времени до образования следов ржавчины на 50% площади поверхности образцов. Скорость коррозии оценивали также гравиметрическим методом (г/м^2 сутки) после 21 суток испытаний.

Результаты исследований и их обсуждение. Сравнительные испытания коррозионной стойкости проведены для всех видов исследуемых покрытий, в том числе и чисто алюминидных слоев и цинкидного покрытия, полученного при 500°C, обладающего наибольшей коррозионной стойкостью среди "чисто" цинкидных покрытий.

Показано, что во всех случаях последующее цинкование повышает коррозионную стойкость алюминидных покрытий, причем этот эффект возрастает по мере увеличения содержания алюминия в насыщающей среде. Результаты испытаний приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Сравнительная оценка коррозионной стойкости стали 10 с диффузионными покрытиями при периодическом погружении

Вид покрытия	Время до образования ржавчины, ч				
	Содержание Al в ферроалюминии, %				
	10	20	30	40	50
Алитирование при температуре: 800°C 850°C 900°C	5	5	20	20	20
	6	10	35	24	35
	5	20	24	25	30
Алитирование (T _{нас} = 850°C) с последующим цинкованием 400°C 450°C 500°C	20	55	140	110	120
	20	60	180	185	180
	24	60	210	210	210

Время до образования ржавчины при испытаниях стали 10 без покрытия и с цинковым покрытием, полученном при 500°C составило соответственно 4 и 10 ч. В связи с интенсивностью протекания коррозии указанные образцы сняты с испытаний через 3 суток.

Скорость коррозии алюминидного покрытия, полученного при 850°C в смеси с 50%-ным ферроалюминием составляет 1,12 г/м² сутки, последующее цинкование при 500°C после алитирования по этому же режиму уменьшает скорость коррозии до 0,19 г/м² сутки. При проведении процесса алитирования в смеси с низким содержанием алюминия (с 20%-ным ферроалюминием) последующее цинкование при 500°C уменьшает скорость коррозии лишь в 2 раза.

Повышение температуры последующего цинкования после алитирования в одной и той же смеси незначительно влияет на коррозионную стойкость полученных комплексных слоев. Так, повышение температуры последующего цинкования от 450 до 500°C уменьшает скорость коррозии алюминидного покрытия, полученного при использовании смеси с 30%-ным ферроалюминием от 0,24 до 0,18 г/м² сутки соответственно.

Высокая коррозионная стойкость алюмоцинкидных слоев объясняется легированием алюминидного слоя цинком. В результате последующего цинкования при 500°C алюминидные покрытия, полученные при 800 и 850°C в алитирующих смесях с различным содержанием алюминия, легируются цинком (легируется преимущественно фаза FeAl). Уменьшение скорости коррозии с повышением температуры цинкования при одинаковых условиях предварительного алитирования, связано, вероятнее всего, с незначительным увеличением содержания цинка в слое.

Низкая коррозионная стойкость покрытия, полученного в смеси с 10%-ным ферроалюминием с последующим цинкованием объясняется осаждением тонкого слоя 5-7 мкм почти чистого цинка на поверхности и очень низкого содержания цинка и алюминия в диффузионном слое (3 и 11% соответственно). Общая характеристика внешнего вида покрытий после 21 суток испытаний представлена в таблице 2.

Таблица 2 – Характеристика внешнего вида образцов с покрытиями после испытаний

Процесс	Режим ХТО		Содержание Al в ферроалюминии, %	Характеристика поверхности
	t, °C	τ, ч		
Алитирование	850	4	50	Сплошной слой бурой ржавчины
Цинкование	500	4	-	Продукты коррозии цинка в виде пятен, неглубоких каверн; сильное потемнение.
Алитирование + цинкование	850	4	10-20	Тонкий налет бело-серых продуктов коррозии; незначительное потемнение
	450	4		
Алитирование + цинкование	850	4	30-50	Появление незначительных очагов коррозии
	450	4		

Выводы. Проведенные исследования позволили установить, что для изделий, работающих в условиях атмосферной коррозии, целесообразно использовать покрытия, полученные в результате алитирования при 850°C в смеси на основе 30-50%-ного ферроалюминия с последующим цинкованием при 450°C. Полученное по этому режиму алюмоцинкидное покрытие более коррозионностойкое, чем цинкидное или алюминидное в 9 и 5 раз соответственно.

Список литературы

1. Goward G.W., Cannon L.W. Pack Cementation Coating for Superalloys: a Review of History, Theory and Practice // Transactions of the ASME. – 1988. - Vol.110, № 1. – P. 150-154.
2. Townsend H.E. and Meitzner C.F. Corrosion resistance of Zn-4%Al and Zn-7%Al alloy coating compared to Zn and Zn-54%Al alloy coatings. - Materials Performance. - 1983, v. 22, № 1, p. 54-55.

УДК 622.7+620.178

**ОБЗОР СОВРЕМЕННЫХ И ПЕРСПЕКТИВНЫХ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ПО УВЕЛИЧЕНИЮ СРОКА
ЭКСПЛУАТАЦИИ ФУТЕРОВОК ШАРОВЫХ МЕЛЬНИЦ**

Бочков В.С., доц.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

Рассмотрены современные технологические, конструктивные и эксплуатационные методики увеличения срока эксплуатации футеровок шаровых мельниц. Предложены перспективные методики повышения износостойкости основного материала изготовления футеровок - стали 110Г13Л, путем её механического или термомеханического упрочнения.

***Ключевые слова:** шаровая мельница, изнашивание, футеровка, сталь 110Г13Л, износостойкость, срок эксплуатации.*

**REVIEW OF MODERN AND PERSPECTIVE TECHNOLOGICAL
METHODS FOR INCREASING THE LIFE OF LINERS OF BALL
MILLS**

Bochkov V.S.

The modern technological, constructive and operational methods of increasing the service life of ball mill liners are considered. The perspective methods of increase of wear resistance of the basic material of production of liners - steel 110G13L, by its mechanical or thermomechanical hardening are offered.

***Keywords:** ball mill, wear, lining, 110G13L steel, wear resistance, service life.*

Дробление и измельчение руд - одна из наиболее энергоёмких и дорогостоящих операций. На горно-обогатительных фабриках общие капитальные и эксплуатационные расходы на операции дробления и измельчения составляют 50 – 70 % [1].

Одной из основных статей расходов при измельчении руды являются затраты на мелющие тела и замену футеровки (рис. 1, поз. 8) рабочих органов обогатительного оборудования. Например, при эксплуатации барабанных мельниц расходы на воспроизводство шаров, стержней и футеровки достигают стоимости энергетических затрат, а иногда и превышают их. Такой высокий расход материалов обогатительного оборудования объясняется интенсивным их изнашиванием об абразивные горные породы в процессе дробления и измельчения.

Ежегодно на воспроизводство изношенных измельчающих тел и футеровок горно-обогатительного оборудования расходуется более 4 млн т. металла или более 2,5% от его производства [1].

Для предохранения барабана мельницы от изнашивания используют футеровочные плиты (броню). По мере изнашивания плиты подлежат замене, для чего мельницу останавливают на ремонт. Замена футеровки представляет собой трудоёмкий (масса футеровки ≈ 250 кг) и дорогостоящий процесс (стоимость полной замены футеровки составляет порядка половины стоимости всей мельницы). Поэтому подбор

оптимального комплекса мероприятий для увеличения срока эксплуатации футеровки является важной практической задачей.

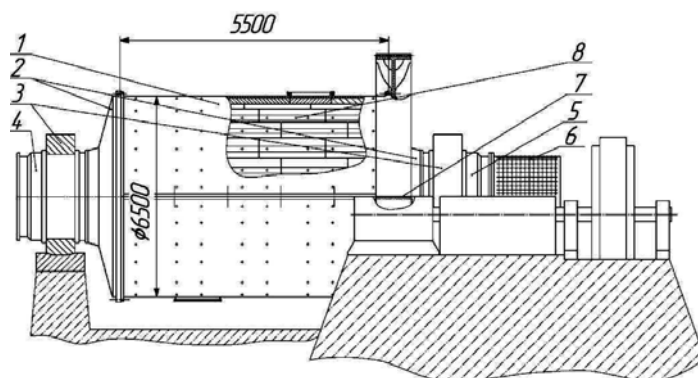


Рис. 1. Общий вид шаровой мельницы МШЦ 5500×6500: 1 – цилиндрический барабан, 2- торцовые крышки, 3 – коренные подшипники, 4, 5 – пустотелые цапфы, 6 – бутара, 7 – привод, 8 - футеровка

В настоящее время для увеличения срока эксплуатации футеровок применяются различные технологические мероприятия, представленные на рис. 2.



Рис. 2. Алгоритм мероприятий по повышению срока эксплуатации футеровки шаровой мельницы

Области применения различных конструкций футеровок достаточно подробно изложены в исследованиях [2] компании «Metso Minerals» (Швеция) рис. 3.













Назначение мельницы	Тип измельчения	Диапазон конструктивных использований
Большая мельница	 <p>Мельницы самонизмельчения и полусамонизмельчения диаметром D=11 м и более</p>	  <p>Металлическая футеровка</p>
	 <p>Мельницы самонизмельчения и полусамонизмельчения диаметром D=10,36 м</p>	
Переменно-измельчение	 <p>Мельницы шаровые (шары Ø76 мм) диаметром D=5,2 м</p>	 <p>Футеровка PolyMetal™</p>
	 <p>Мельницы шаровые (шары Ø76 мм) и стержневые (шары Ø76 мм) диаметром D=3,65 м</p>	
	 <p>Мельницы шаровые полусамонизмельчения диаметром D=5,5 м</p>	
Вторичное измельчение и доизмельчение	 <p>Мельницы шаровые (шары Ø38 мм) диаметром D=3,2 м</p>	 <p>Резиновая футеровка</p>
	 <p>Мельницы шаровые (шары Ø38 мм) диаметром D=3 м</p>	
	 <p>Мельницы вертикальные + доизмельчение</p>	

Рис. 3. Области применения различных конструкций футеровок (футеровка PolyMetal – пример биматериальной футеровки изготовленной из двух материалов: металла и резины)

К перспективным методам повышения срока эксплуатации футеровок шаровых мельниц можно отнести методики позволяющие улучшить характеристики наиболее часто используемого материала изготовления футеровки шаровой мельницы в России и ближнем зарубежье – стали Гадфильда, а именно:

- метод поверхностного упрочнения (наклёпа) футеровки из стали 110Г13Л (стали Гадфильда) мелющими шарами в процессе эксплуатации мельницы (рис. 4), который реализуется при работе мельницы без загрузки измельчаемой породы и при определённой частоте вращения барабана (патент на изобретение № 2451591). Экспериментальные исследования показали, что данный метод способен увеличить износостойкость футеровки при измельчении апатито-нефелиновой руды до 1,6 раза [6].

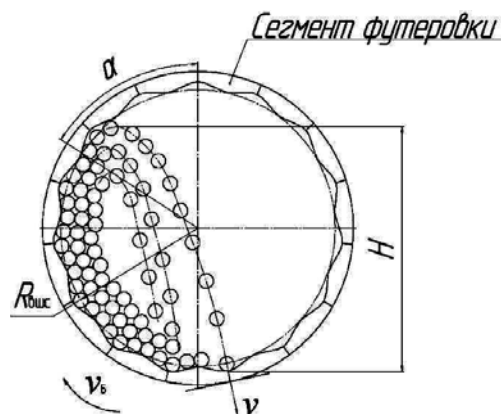


Рис. 4. Предлагаемая траектория движения шаров в мельнице для наиболее эффективного наклепа брони

- метод термомеханической обработки футеровки из стали Гадфильда [7], сущность которого заключается в том, что футеровка с рабочей стороны нагревается токами ТВЧ или газовой горелкой до температуры 1150 °С, подвергается пластической деформации (степень деформации подбирается индивидуально к каждому типоразмеру футеровки) в интервале температур 1150-950 °С и далее охлаждается в воде. После проведенных лабораторных исследований, было выявлено, что такая обработка способна повысить износостойкость материала изготовления футеровки (стали 110Г13Л) к абразивному изнашиванию до 1,7 раза.

Выводы:

1. В результате проведенного обзора было выяснено, что наибольшее распространение получают резиновые футеровки, особенно для II и III стадий измельчения, а также резинометаллическая футеровка.

2. Также существует перспективное направление по совершенствованию технологии изготовления футеровок (применение механических или термомеханических упрочняющих обработок) из «традиционного» материала – стали 110Г13Л, осуществление которого позволит значительно увеличить (до 1,7 раз) срок эксплуатации футеровок шаровых мельниц.

Список литературы

1. Андреев Е.Е. Дробление, измельчение и подготовка сырья к обогащению: Учебник / Е.Е. Андреев, О.Н. Тихонов. - СПб: СПГИ (ТУ), 2007. – 439 с.
2. Мельничные футеровки компании Metso minerals / "Горная Промышленность" №3 2008, с. 50-52.
3. Маляров, П.В. Основы интенсификации процессов рудоподготовки: [монография] / П.В. Маляров. - Ростов-на-Дону: Ростиздат, 2004. - 313 с.
4. Дырда В.И. Новая ресурсо- и энергосберегающая RES-технология дезинтеграции руд в шаровых мельницах с резиновой футеровкой / В.И. Дырда, В.А. Калашников, И.В. Хмель // Геотехническая механика: Межвед. сб. науч. тр. - Днепропетровск: ИГТМ НАНУ, 2013. - Вип. 113. - С. 54-64.
5. Юдин К.А. Повышение износостойкости бронифутеровки трубной шаровой мельницы / Юдин К.А., Вечканов А.В., Юрьева М.В. / В сборнике: Молодежь и научно-технический прогресс IX международная научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых: в 4 томах. 2016. С. 54-56.
6. Болобов В.И. О влиянии упрочняющей обработки материала футеровки шаровых мельниц на его износостойкость / Болобов В.И., Бочков В.С. / Горный журнал. 2017. № 1. С. 57-60.
7. Болобов В.И. Применение термомеханической обработки для увеличения срока службы быстроизнашиваемых элементов горно-обогатительного оборудования / Болобов В.И., Бочков В.С., Мишин И.И., Лялин А.Д. / В сборнике: Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности сборник трудов XIV международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека» в рамках Уральской горнопромышленной декады. 2016. С. 327-330.

УДК 519.7

ОГРАНИЧЕНИЯ ПО ПРИМЕНЕНИЮ ТЕОРИИ СЛУЧАЙНЫХ ПРОЦЕССОВ К ЗАДАЧЕ ОЦЕНКИ НАГРУЖЕННОСТИ ПРИ ОЦЕНКЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

Гадолина И. В.¹, к.т.н., Любиша Папич², д.т.н.,

¹ ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, г. Москва, Россия,

² Исследовательский центр управления надежностью и качеством, г. Чачак, Сербия

Рассмотрены ограничения по применению теории случайных процессов на основе информации о спектральных плотностях в области оценки распределения амплитуд нагружения с целью проведения оценки долговечности. Показано, что, несмотря на наличие определенных ситуаций, когда подход оправдан, во многих задачах он может привести к серьезным ошибкам. Область применения этих методов ограничена задачей, где нет возможности записать реализацию, а именно, на стадии проектирования. Кроме того, нет физического обоснования в применении этих методов, потому что, как показали многие исследования, долговечность не зависит от частоты.

Ключевые слова: случайные процессы, спектральная плотность, методы схематизации, долговечность.

RESTRICTIONS ON THE USE OF STOCHASTIC PROCESSES TO THE PROBLEM OF ESTIMATING LOADING IN THE EVALUATION OF DURABILITY

Gadolina I. V., Papic L.

Abstract. limitations on application of the theory of random processes on the basis of information on spectral densities in the field of estimation of distribution of loading amplitudes for the purpose of carrying out an estimation of durability are discussed. It is shown that, despite the existence of certain situations when the approach is justified, in many tasks it can lead to serious errors. The scope of application of these methods is limited to the task where it is not possible to record the realizations, namely, at the design stage. In addition, there is no physical justification in the application of these methods, because, as many studies have shown, durability does not depend on the frequency.

Keywords: random processes, spectral density, cycle counting methods, durability.

Введение

Для оценки ресурса деталей, подвергающихся многоцикловому нагружению необходимо, в частности, знание действующих нагрузок, которые по большей части представляют случайный процесс [1]. На стадии проектирования (стадия I) нет возможности получения опытной реализации случайного процесса, поэтому приходится привлекать аппарат случайных функций [2], которые оперируют со спектральными плотностями входящих параметров, как то, скорость ветра, высота неровностей пути и пр. для решения динамической задачи для оценки спектральной плотности на выходе, а именно процесса нагружения. На этом направлении достигнуты значительные успехи. Пример применения содержится в [3].

Основная часть

Исторически спектральный подход применяли для задания нагрузок и регистрации данных процесса на выходе при испытаниях. Это связано с техническими возможностями второй половины прошлого века. Тогда испытания при случайном нагружении проводились на вибраторах с заданием и фиксацией спектральной плотности случайного процесса [4-6]. При этом отсутствовала техническая возможность регистрации и обработки длительных реализаций. В силу инерции и ряда других причин (чрезмерное увлечение инженеров математикой) спектральный подход продолжают применять доныне для обработки стендовых и эксплуатационных испытаний на стадии II, а именно на стадии эксплуатации, когда опытный экземпляр уже получен и не составляет труда записать реальную реализацию. Последние при этом не стационарны, и о какой спектральной плотности может идти речь? Свойство усталости практически не зависит от частоты, поэтому распределение энергии по частотам вряд ли может нести полезную информацию для оценки ресурса. На свойство усталости влияет распределение пиков нагрузки и значения выбросов, определяющие максимальную амплитуду процесса σ_{\max} .

При спектральном подходе применяют формулу Райса для оценки распределения амплитуд случайных процессов.

Укажем на одно из несоответствий в применении теории спектральных плотностей. Важным параметром, определяющим вид случайного процесса нагружения, является коэффициент нерегулярности I , равный отношению числа нулей процесса к числу экстремумов: $I=N_0/N_e$. Для его оценки привлекается информация о спектральных плотностях процесса [5]. Простой численный эксперимент на основе эксплуатационных реализаций, однако, показал, что данная величина (I) весьма чувствительна к числу разбиения процесса на классы (число классов по [7] $K_{\max}=12...36$). На Рис.1 показано, как меняется I в зависимости от выбранного числа классов. Видно, что данная величина нестабильна и не может считаться объективной характеристикой процесса.

Дискуссия

Экспериментально доказанным и оправданным является применение схематизации по методу дождя [1, 7-9]. Известны несколько алгоритмов реализации данного метода. В ИМАШ в программном комплексе R [10] реализован так называемый метод трех экстремумов [11,12], который благодаря более простому алгоритму нашел широкое применение.

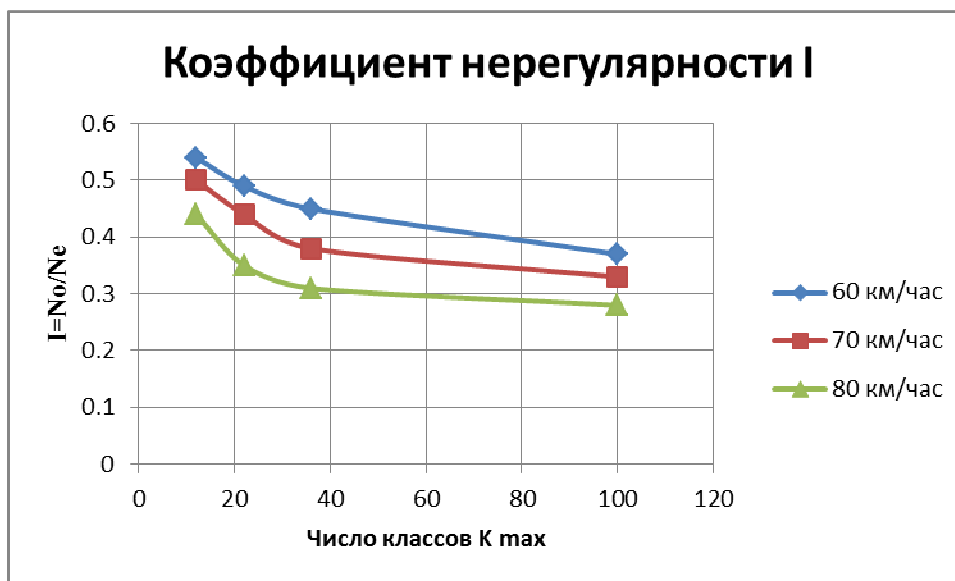


Рис. 1. Зависимость коэффициента нерегулярности I от числа уровней квантования K_{max} для ряда реализаций, зафиксированных на деталях грузовых вагонов на разных скоростях

Метод падающего дождя может быть применен к широкому классу процессов: синусоидальному, полигармоническому, переходному, стационарному и нестационарному процессу [9]. В то время как метод на основе анализа спектральных плотностей применим лишь к стационарному случайному процессу. Основная цель применения метода дождя – это последующий расчет долговечности. При этом используются гипотезы суммирования усталостных повреждений Майнера или скорректированная линейная гипотеза [1, 13] с привлечением информации о кривой усталости. Указанный подход позволяет легко произвести сравнительную оценку ресурса двух или более компонентов при различных условиях эксплуатации или различных конструктивных особенностях. Также данный алгоритм позволит спланировать ускоренные испытания образца или детали.

Выводы

Методы, основанные на применении теории случайных процессов к оценке эксплуатационной нагруженности, могут быть рекомендованы исключительно на стадии проектирования [1, стр.188]. На стадии эксплуатации при наличии действующего образца целесообразно применение методов схематизации. Дискуссия содержится в иностранных источниках [6,8]. Дальнейшие совместные исследования приверженников данных двух направлений необходимы для прояснения ситуации и выработки совместной концепции.

Список литературы

1. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М. Машиностроение. 1993. 364с.
2. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. М: Машиностроение, 1990, 445с.
3. Спицына Д. Н., Фомичева В.Ф. Исследование динамических напряжений в элементах козловых кранов, вызываемых пульсацией ветра// Вестник машиностроения 1991. № 1. С. 22-27.
4. Овчинников И.Н., Степнев В.А. О достоверности эквивалентных испытаний на вибрацию // Вестник МГТУ им. Н.Э.Баумана. Сер. “Машиностроение” – 2010. – № 2 – С. 26–36.
5. Шефер, Л.А., Ерпалов А.В., Валеев Д.Х. Обобщенная диаграмма усталости материалов при действии различных случайных, гармонических и полигармонических процессов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2015. – Т. 81, № 1-1. С. 58-62
6. Halfpenny A. Rainflow Cycle Counting and Fatigue Analysis from PSD. Proc. of the ASTELAB conference, France, 2007.
7. ГОСТ 25.101-83. Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов.
8. Irvin T. Rainflow Fatigue Cycle Counting, C++, Vibrationdata, Madison, Alabama, USA, 2011. <http://www.vibrationdata.com/> Rev G, Vibrationdata, 2014.
9. Endo T. Damage evaluation of metals for random and varying loading - three aspects of the rainflow method. Symposium on Mechanical Behavior of Materials, 1974. p. 372—380, Japan, Society of Material
10. R Core Team (2014). R: A language and environment for statistical computing. R Foundation for Statistical Computing, Vienna, Austria. URL <http://www.R-project.org/>.
11. Кузьменко В.А., Васинюк И.М., Крук Б.З. Многоцикловая усталость при переменных амплитудах нагружения. Киев, Наук. Думка. 1986 .263 с.
12. ASTM E 1049-85 (2005) Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis. P. 778-786.
13. Когаев В.П., Гадолина И.В. Расчет деталей машин при нерегулярном режиме нагружения // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1991. № 5. С. 45.

УДК 629.122.004.621.434

**УСТАЛОСТНАЯ ЖИВУЧЕСТЬ СТАЛИ ЛИТЫХ ДЕТАЛЕЙ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПРИ
МОДЕЛИРОВАНИИ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО НАГРУЖЕНИЯ**

Лебединский С.Г., Москвитин Г.В., Пугачёв М.С., Поляков А.Н.

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, г. Москва

Проведены экспериментальные исследования закономерности развития усталостных трещин в образцах, вырезанных из надрессорной балки грузового вагона. Особое внимание уделено моделированию процесса нагружения на электрогидравлическом стенде по эксплуатационной повторяемости нагрузок. Результаты сравниваются с расчётом.

Ключевые слова: эксплуатационная живучесть, низколегированная сталь, эксперимент, расчёт.

**FALSE VENTILATION OF STEELS OF LITTLE PARTS OF RAIL
STRUCTURES AT THE MODELING OF OPERATING LOAD**

Lebedinsky S.G., Moskvitin G.V., Pugachev M.S., Polyakov A.N.

Experimental studies of the regularity of the development of fatigue cracks in samples cut from the bolster of the freight car were carried out. Particular attention is paid to the simulation of the loading process on the electrohydraulic test bench based on the operational repeatability of the loads. The results are compared with the calculation.

Keywords: operational survivability, low-alloy steel, experiment, calculation

Для оценки прочностной надёжности несущих деталей подвижного состава по условию живучести [1,2], не достаточно иметь стандартную диаграмму усталостного разрушения материала [3]. В виду сложных процессов накопления повреждений при эксплуатационных режимах нагружения [4,5] необходимы экспериментальные данные для формирования расчётных моделей при типизированных нерегулярных процессах нагружения. Важно иметь такие данные для фактического состояния материала в детали, учитывая, что у деталей, изготовленных способом литья, и при этом имеющих сложную форму, может быть существенная неоднородность свойств материала.

Выбор типа образцов. Для экспериментального моделирования процесса развития усталостных трещин при нерегулярном нагружении наиболее удобным может быть признан известный тип образца С(Т) – компактный образец для внецентренного растяжения. Образец хорошо апробирован по методам расчёта параметров напряженного состояния при развивающейся трещине [5], не требует больших нагрузок, хорошо применим для вырезки из литой надрессорной балки грузового вагона. Для данной работы был выбран размер образцов 125x120x10 мм. Химический состав стали образцов:

C 0,2104; Mn 1,085; Si 0,292; P < 0,0030; S 0,020; Cr 0,108; Ni 0,130; Cu 0,215; V < 0,0030; Fe 97,91.

Моделирование эксплуатационного блока нагружения. Для моделирования эксплуатационного процесса нагружения использовано

распределение экстремальных значений напряжений на раме тележки рефрижераторного вагона [7]. Данные получены при помощи тензорезисторов и классификатора типа KLA-2. Распределение, охватывает 11-ть уровней напряжений от 7,2 до 45,6 МПа. С помощью датчика случайных чисел сформирована последовательность экстремальных значений циклической нагрузки. Эта последовательность в цифровом виде использовалась как исходный блок для моделирования эксплуатационного процесса нагружения образцов на электрогидравлическом стенде. Соответствие исходного блока и полученного при нагружении образцов определено в виде функциональных регрессионных зависимостей. Это сделано отдельно, по максимальным и минимальным значениям того и другого процессов, что в дальнейшем использовалось в расчётах.

Этапы проведения испытаний. Последовательность этапов проведения испытаний представлена на рис.1 в виде соотношения длины трещины (от линии приложения нагрузки) и уровня коэффициента интенсивности напряжения (КИН). На участках, 1 и 4 действовала регулярная циклическая нагрузка с постоянными параметрами цикла $P_{max} = 12$ и 14 kN и при двух значениях коэффициента асимметрии $R=0$ и $0,5$. Участки с постоянными параметрами цикла необходимы для получения опорных точек стандартной кинетической диаграммы усталостного разрушения (КДУР) испытываемого образца.

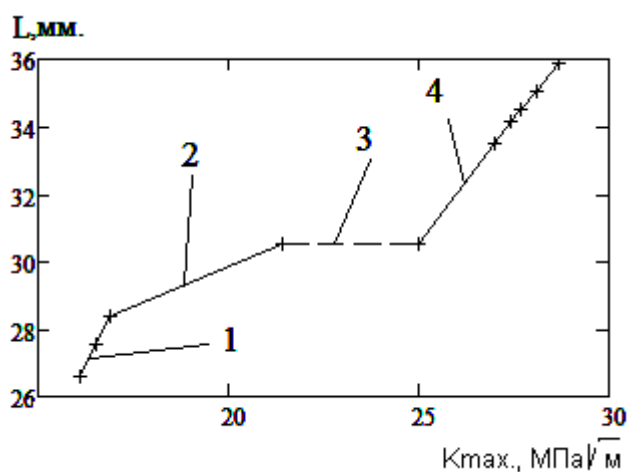


Рис.1 Последовательность этапов нагружения при росте трещины и, соответствующие им, максимальные значения КИН в циклах.

На участке 2 воспроизводилось моделируемое блочное нагружение. Скачок КИН (участок 3), показанный пунктиром, вызван увеличением нагрузки при гармоническом нагружении. По полученным, при регулярной нагрузке значениям КИН и скорости V , определено уравнение, соответствующего интервала, диаграммы усталостного разрушения. Полученная закономерность близка к полной КДУР аналогичной по классу стали 20ГФЛ (предел текучести $\sigma_T = 390$ МПа; предел прочности $\sigma_B = 590$ МПа; $\delta = 24\%$; $\Psi = 36\%$.) [8,9]. Для оценки закономерности развития усталостных трещин в исследуемой низколегированной стали при блочном

нагрузении проведён расчёт (кривая 1 на рис.2). При этом использовалась полная диаграмма усталостного разрушения стали 20ГФЛ, принятой, как базовая для литых сталей этого типа. При расчёте процесс нагружения схематизировался методом «дождя». На основании расчёта можно прийти к выводу, что на рассмотренной стадии развития трещины при случайном процессе нагружения, подобного тому, что в эксперименте, может быть использована модель линейного суммирования [10]. Но при этом необходимо уточнённое определение эффективного порога развития трещины K_{th} , при соответствующем нерегулярном нагружении. В диаграмме для стали 20ГФЛ величина $K_{th,R=0}$, принята равной $14 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ [8]. В данном случае, при блочном нагружении, принята в расчёте величина $K_{th,R=0}=10 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$, как более соответствующая экспериментальным результатам. Но она в дальнейшем требует экспериментального обоснования.

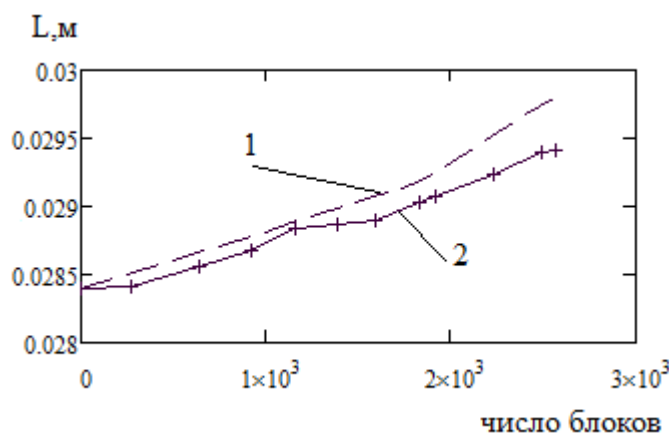


Рис.2. Закономерность развития трещины при блочном нагружении (1- расчётная при $K_{th,R=0}=10 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$; 2- экспериментальная зависимость).

Список литературы

1. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. М.: Машиностроение, 1990, 448 с.
2. Гриб В.В., Петрова И.М., Романов А.Н. Оценка вероятности отказа механических систем моделирования технического состояния// Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2016. № 5. С.55-60.
3. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчёты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. Справочник. М.: Машиностроение, 1985, 224 с.
4. Романов А.Н. Распространение трещин усталости и единая кривая циклической трещиностойкости конструкционных материалов// Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2013. №5. С.47-57.
5. Романов А.Н. Закономерности усталостного разрушения// Металловедение и термическая обработка. 2006. № 9. С.19-27.

6. Матвиенко Ю.Г. Двухпараметрическая механика разрушения в современных проблемах прочности // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2013. №5. С.37-46

7. Никольский Л.Н., Коцубенко В.П., Игнатенко Ю.В. Применение классифицирующих устройств типа KLA-2 для исследования нагруженности рам вагонных тележек// Брянск.: Брянский институт транспортного машиностроения. 1974.С. 11-22.

8. Лебединский С.Г., Змеева В.Н. Закономерности развития усталостных трещин в литых сталях железнодорожных конструкций// Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2000. №3. С.98-103.

9. Москвитин Г.В., Лебединский С.Г., Пугачёв М.С. Стадии развития усталостных трещин в низколегированной стали при нерегулярном нагружении // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2015. №2. С. 28 -31.

10. Махутов Н.А., Петрова И.М., Гадолина И.В. Использование результатов испытаний при нерегулярном нагружении для определения параметров модифицированной кривой усталости // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2011. Т.77. № 4. С.46-49.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (Грант № 17-08-01513А).

УДК 621.9: 658.5

ОБОСНОВАНИЕ РЕЗЕРВОВ РОСТА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ СОТС

Ивченко Т.Г., Михайлов А.Н.

Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, ДНР

Обоснованы возможности повышения производительности обработки за счет повышения стойкости режущего инструмента, снижения силы и температуры резания, шероховатости обработанной поверхности при использовании различных смазочно-охлаждающих технологических сред.

Ключевые слова: смазочно-охлаждающая среда, температура резания, шероховатость, стойкость, производительность.

JUSTIFICATION OF RESERVES FOR THE GROWTH OF PRODUCTIVITY OF MECHANICAL TREATMENT UNDER USE OF COTS

Ivchenko T.G., Mikhailov A.N.

Donetsk National Technical University, Donetsk, DNR

The possibilities of increasing the productivity of the processing are substantiated by increasing the resistance of the cutting tool, reducing the force and temperature of cutting, and the roughness of the treated surface using various lubricating-cooling technological media.

Keywords: lubricating-cooling medium, cutting temperature, roughness, durability, productivity

Одним из резервов повышения производительности механической обработки является использование смазочно-охлаждающих технологических сред (СОТС). Накоплен достаточный опыт применения СОТС при обработке резанием [1].

При анализе эффективности СОТС наиболее распространены критерии повышения стойкости, снижения сил и температур резания, уменьшения шероховатости обработанной поверхности, определяемые, как правило, экспериментальным путем. Достаточно хорошо разработана методика учета действия СОТС в расчетах тепловых потоков и температур в зоне резания [2], позволяющая теоретически для любых условий обработки оценивать возможности различных СОТС по снижению температуры резания.

Весьма важна оценка возможности интенсификации процесса резания при использовании СОТС, выполняемая на основании оптимизации режимов резания по различным критериям [3]. Наиболее объективной

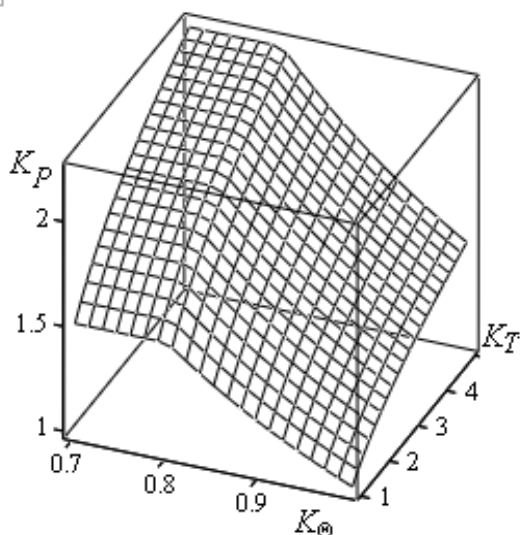


Рис. 1. График зависимости коэффициента повышения производительности K_p от коэффициентов снижения температуры резания K_θ и повышения стойкости

является количественная оценка эффективности использования СОТС по критерию повышения производительности в различных условиях обработки [4]. Представляет интерес дальнейшее развитие этой методики.

Цель работы – создание методики оценки эффективности использования СОТС для различных условий обработки и обоснование возможностей повышения производительности чистового точения при использовании СОТС.

Эффективность механической обработки с использованием СОТС достигается за счет повышения стойкости режущего инструмента T , снижения температуры θ и силы резания P_z , а так же шероховатости

обработанной поверхности R_a в сравнении с соответствующими показателями для обработки без СОТС.

На основании установленных аналитических зависимостей оптимальных по различным критериям подач S_o и скоростей резания V_o от параметров чистовой обработки [4] определены коэффициенты интенсификации режимов резания при использовании СОТС.

Коэффициенты изменения подач K_s и скоростей резания K_v при чистовой обработке с использованием СОТС:

$$K_S = K_R^{-1/y_r}; \quad K_V = \begin{cases} K_\Theta^{-1/n_t} K_R^{y_t/y_r n_t}, \text{ при } K_{\Theta o P2} \leq 1; \\ K_T^m K_R^{y_v/y_r}, \text{ при } K_{\Theta o P2} \geq 1; \end{cases} \quad (1)$$

$$K_{\Theta o} = \Theta / \tilde{N}_\Theta K_\Theta t^{x_t} \left(C_V K_V K_T^m / T^m t^{x_v} \right)^{n_t} (R_a / C_R K_R)^{(y_v n_t - y_t) / y_r},$$

где K_T , K_Θ , K_R – коэффициенты повышения стойкости инструмента T , снижения температуры резания Θ и шероховатости поверхности R_a ; y_r – показатель степени, учитывающий влияние подачи S на шероховатость обработанной поверхности R_a ; C_V , K_V – коэффициенты и x_v , y_v , m – показатели, характеризующие степень влияния глубины t , подачи S и стойкости T на скорость резания V ; C_Θ – коэффициент и n_t , y_t , x_t – показатели степени, учитывающие влияние скорости резания V , подачи S и глубины резания t на температуру резания Θ ; $K_{\Theta o}$ – граничное значение коэффициента снижения температуры резания Θ , определяющее необходимость учета температурных ограничений при расчете оптимальной по производительности скорости резания V_o ; $\Theta = 800^\circ\text{C}$ – допустимая температура резания.

На основании установленных коэффициентов интенсификации подачи K_S и скорости резания K_V (1) коэффициент повышения производительности K_P определяется следующим образом:

$$K_P = \begin{cases} \frac{-1}{K_\Theta^{n_t} K_T^m K_R^{y_r n_t}} \frac{(y_t - n_t)}{y_r n_t}, \text{ при } K_{\Theta o} \leq 1; \\ \frac{(y_v - 1)}{K_T^m K_R^{y_r}}, \text{ при } K_{\Theta o} \geq 1. \end{cases} \quad (2)$$

График двухпараметрической зависимости коэффициента повышения производительности K_P чистовой токарной обработки стали 45 от коэффициентов снижения температуры резания K_Θ и повышения стойкости инструмента K_T при значениях коэффициентов снижения шероховатости поверхности $K_R = 1$ представлен на рис. 1. При уменьшении этого коэффициента K_R производительность и коэффициент ее повышения будут возрастать.

Установленный коэффициент повышения производительности K_P может быть использован для любых видов обработки, так как рассчитывается только на основании показателей степени влияния глубины, подачи и скорости резания в стойкостных, силовых и температурных зависимостях, идентичных для всех видов обработки и представляемых в справочно-нормативной литературе.

Коэффициенты повышения стойкости режущего инструмента K_T , снижения температуры резания K_Θ и шероховатости обработанной поверхности K_R при использовании СОТС определяются расчетным или

экспериментальным путем [3, 4]. Возможности различных СОТС по снижению температуры резания представлены в табл. 1 [2].

Таблица 1

Коэффициенты снижения температуры резания
для различных условий обработки с использованием СОТС

Обрабатываемый материал	Смазочно-охлаждающая технологическая среда								
	Аквол-2			Укринол-1			МРУ-1у		
	Коэффициенты снижения температуры K_{θ} для различных способов подачи СОТС в зону резания (1 - поливом, 2 – напорной струей, 3 – распылением)								
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Сталь 45	0,85	0,75	0,88	0,82	0,72	0,84	0,78	0,78	0,78
Сталь X18H9T	0,80	0,70	0,82	0,76	0,67	0,78	0,73	0,73	0,73
Сталь 45 HRC 60	-	-	0,95	-	-	0,95	-	-	0,9

Рассмотрены следующие СОТС:

5% раствор эмульсола Аквол-2 с преимущественно охлаждающими свойствами; 5% раствор эмульсола Укринол-1с охлаждающими и частично смазочными свойствами; СОТС на основе минерального масла МРУ-1 со смазочными свойствами.

Наименьшее значение имеют коэффициенты снижения температуры K_{θ} при подаче СОТС с охлаждающими свойствами напорной струей. Однако, при использовании СОТС со смазочным эффектом за счет снижения сил резания ($K_{Pz} = 0,8$) при достаточно эффективном снижении температуры для любых способов подачи СОТС, наблюдается так же снижение шероховатости обработанной поверхности.

Возможности повышения эффективности обработки при использовании СОТС представлены в табл. 2. Примеры расчетов приведены для чистового (твердосплавным инструментом) точения конструкционных нержавеющей сталей и тонкого точения (эльбором) закаленных сталей с применением в качестве смазочно-охлаждающей среды МРУ-1.

Таблица 2

Результаты оценки повышения эффективности
чистовой обработки при использовании СОТС

Обрабатываемый материал	Коэффициенты повышения эффективности обработки с использованием СОТС			
	повышения стойкости инструмента K_T	снижения температуры K_{θ}	снижения шероховатости K_R	повышения производительности K_P
Сталь 45	2	0,78	0,95	1,6
Сталь X18H9T	3	0,73	0,9	2,2
Сталь 45 HRC 60	2	0,9	1	2,0

Установлено, что применение СОТС повышает производительность до 2 раз при обработке конструкционных сталей и более чем в 2 раза при обработке нержавеющей сталей.

Таким образом, обоснована методика оценки возможностей повышения эффективности механической обработки, позволяющая на основании известных коэффициентов повышения стойкости режущего инструмента, снижения температуры резания и шероховатости обработанной поверхности прогнозировать рост производительности при использовании СОТС для любых заданных условий. На основании разработанной методики обоснованы возможности повышения производительности обработки при использовании СОТС.

Список литературы

1. Смазочно-охлаждающие технологические средства и их применение при обработке резанием: Справочник / Л.В. Худобин, А.П. Бабичев, Е.М. Булыжев и др. – М.: Машиностроение, 2006. – 544с.

2. Ивченко Т.Г. Расчет тепловых потоков и температур резания при точении с использованием смазочно-охлаждающих жидкостей / Т.Г. Ивченко // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. – Краматорськ: ДДМА, 2010. - № 26.- С.90 -96.

3. Михайлов А.Н. Многокритериальная оптимизация режимов резания при точении инструментами с покрытиями /А.Н. Михайлов, И.А. Петряева, Т.Г. Ивченко // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. - Тула: ТулГУ, 2016. – № 8. - С.159-166.

4. Ивченко Т.Г. Оценка эффективности использования СОТС при тонком точении инструментами из сверхтвердых материалов / Т.Г. Ивченко // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: – Донецк: ДонНТУ, 2016. Вып. 1 (52). – С.62-68.

УДК 004.94:62

СИСТЕМНО-ОРИЕНТИРОВАННЫЙ ПОДХОД К РАЗРАБОТКЕ ПРОДУКЦИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Пасынков Д.А., Щейников С.П.
ГК «ПЛМ Урал»

В статье обсуждается системно-ориентированный подход к разработке изделий машиностроения, позволяющий снижать риски срыва проекта, путем раннего обнаружения противоречий и несоответствий в технических заданиях на ранних этапах проектирования, и как следствие, снижение затрат на внесение изменений в конструкцию изделий на этапах разработки рабочей конструкторской документации и выпуска прототипа.

Ключевые слова: системная инженерия, системно-ориентированная разработка, модельно-ориентированная системная инженерия, PLM, цифровой двойник, требования, моделирование, архитектурное проектирование, Siemens PLM Software.

SYSTEM-DRIVEN PRODUCT DEVELOPMENT FOR MECHANICAL ENGINEERING

Pasyinkov D.A., Shcheinikov S.P.

The article discusses a system-driven product development of mechanical engineering, which allows to reduce the risks of project disruption, by early detection of contradictions and inconsistencies in requirements at the early stages of design, and as a result, lower costs for making changes in the design of products at the stages of development of working design documentation and release of the prototype.

Keywords: system engineering, system-driven product development, model-based system engineering, PLM, digital twin, requirements, modeling, architectural design, Siemens PLM Software.

Сегодня в результате того, что передовые технологии в сочетании с ростом степени автоматизации принесли с собой риски и повышение сложности; при этом конкурентная борьба требует идти на риск тщательной оценки возможных последствий, а углубление специализации диктует необходимость междисциплинарных связей, продукция стала настолько сложной, что практически нет возможности предсказать поведение продукта [1]. Фактически, в отчетах Aberdeen Group в период с 2009 по 2015 год установлено, что произошел почти 2-х кратный рост сложности изделий. Так в 2009 году только 27 % респондентов сообщали об увеличении сложности изделий в качестве главной задачи проектирования, против 52 % в 2015 году.

Увеличение сложности изделий без применения передовых практик проектирования изделий приводит к следующим проблемам:

- только 28 % проектов отвечают запланированным срокам и бюджету;
- выпуск изделия на рынок всего на 6 месяцев позже может стоить компании трети планового пятилетнего показателя возврата инвестиций;
- более 45 % бюджета на разработку, может «уйти» на исправление и переделки;
- от 35 до 50 % общего объема работ тратится на исправление ошибок в конструкции;

- исправление ошибок, обнаруженных на этапе эксплуатации, обходится в 200 раз дороже ошибок, обнаруженных на ранних этапах.

Эффективным способом решения обозначенных сложностей является подход системно-ориентированного проектирования изделий (или Systems-driven product development (SDPD)). Данный подход является адаптацией практик системной инженерии применительно к процессам проектирования. Системная инженерия – это междисциплинарный подход и способ обеспечения процессов создания успешной системы (изделия).

За счет применения системно-ориентированного подхода к проектированию становится возможным уйти от традиционной ситуации, когда число изменений изделия (в силу допущенных ошибок или полученных новых, ранее не учтенных сведений) и, соответственно, возрастающие затраты на их внесение распределяются на протяжении всего жизненного цикла разработки – от стадии проектирования до начала серийного производства (известно, что чем позже вносятся изменения, тем большие издержки несет компания). В итоге становится принципиально возможным сосредоточить основную долю изменений и затрат на стадии проектирования, тем самым минимизировать общий объем издержек и обеспечить создание наукоемких высокотехнологичных изделий нового поколения в кратчайшие сроки (рис. 1). Данное смещение «центра тяжести» в сторону проектирования еще в 2015 году было отмечено американской аналитической компанией CIMdata [2].

Смещение «центра тяжести» в сторону проектирования при применении системно-ориентированного подхода к проектированию достигается путем концентрации внимания на следующих практиках:

- 1) инженерия требований;
- 2) архитектурное проектирование;
- 3) верификация и валидация;
- 4) управление конфигурациями;
- 5) модели ориентированное проектирование.

Все эти практики успешно дополняют существующие на предприятиях системы автоматизированного проектирования в плане организации эффективного процесса разработки.

Практика инженерии требований представляет собой междисциплинарную деятельность, являющуюся связующим звеном между доменами приобретателя и поставщика и занятую установлением и поддержанием требований, которым должны удовлетворять система, программное обеспечение или необходимая услуга [3]. В центре внимания практик инженерии требований находятся все аспекты работы с требованиями, включая методы их выявления (установления), разработки, анализа, надежной верификации, валидации, документирования, а также управления требованиями и трассировкой требований с другой инженерной информацией.

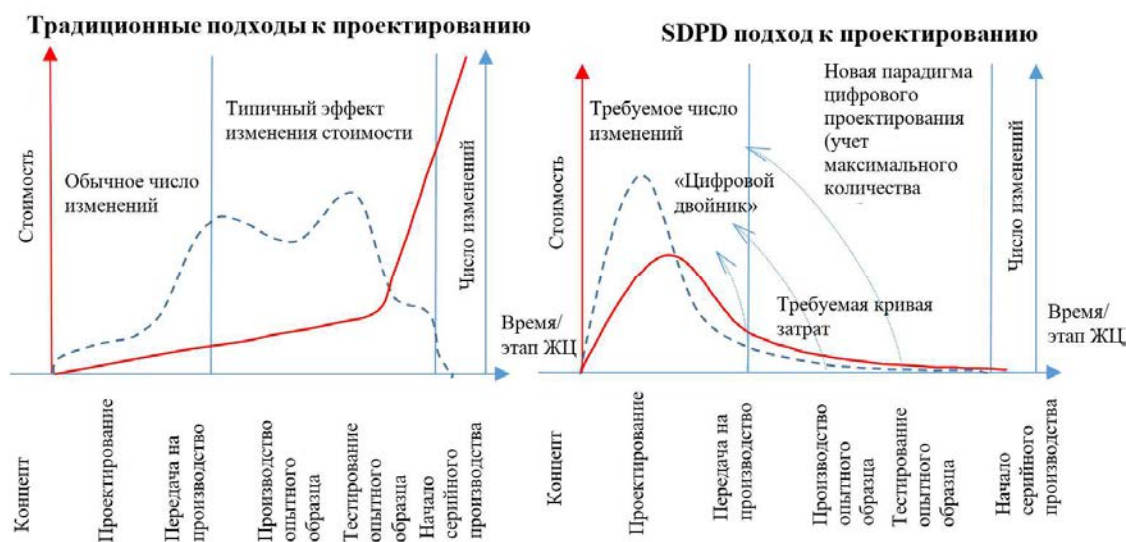


Рис. 1. Смещение «центра тяжести»

Практики архитектурного проектирования направлены на определения возможных областей решений задачи проектирования технической системы, которые описываются в виде набора различных проблем управленческого, концептуального и, наконец реализационного характера. Далее одна или несколько стратегий реализации системы определяются и исследуются со степенью детализации, соответствующей техническим и коммерческим требованиям и рискам. Исходя из этого, выбирается решение о проектировании архитектуры, формулируемое в виде требований к набору элементов, из которых компонуется система, и к их интерфейсам. Конкретные требования, формируемые в результате этого процесса, являются основой для проведения проверки соответствия реализованной системы и для разработки стратегий комплексирования и верификации.

Успешная реализация практик архитектурного проектирования обеспечивает достижение следующих результатов:

- определяются исходные данные для проектирования архитектуры;
- задается реализуемый набор описаний системных элементов, которые удовлетворяют требованиям, предъявляемым к системе;
- требования к интерфейсам включаются в решение по проектированию архитектуры;
- устанавливается взаимосвязь между проектированием архитектуры и требованиями к системе;
- определяется основа для верификации элементов системы;
- устанавливается основа для комплексирования элементов системы.

Практики верификации (проверки) и валидации (приемки) – направлены на определения того, являются ли требования к системе полными и корректными, удовлетворяют ли продукты, полученные на каждой стадии разработки, требованиям или условиям, установленным на предыдущей стадии, и соответствует ли полученная техническая система и

элемент установленным требованиям. Валидация представляет процесс подтверждения того, что набор требований, проект или система соответствует предназначению заказчика системы. Верификация же представляет процесс подтверждения того, что требования или система соответствует входным данным.

Практики управления конфигурацией направлены на идентификацию и документирование функциональных и физических характеристик элементов конфигурации, контроля изменения этих характеристик, документирования и формирования отчетности об изменениях и текущем статусе элементов конфигурации, а также подтверждения соответствия конфигурации и ее элементов заданным требованиям. Другими словами, управление конфигурацией – это практика, обеспечивающая на протяжении всего жизненного цикла совместимость версий (отсутствие коллизий) и полноту частей системы (отсутствие коллизий).

Практики модели-ориентированного проектирования (MBSE) рассматривают развитие различных взаимосвязанных моделей, которые используются для определения и разработки конечной системы. Модели предлагают эффективный способ изучения, обновления аспектов системы и предоставления информации о них, при этом значительно сокращая или устраняя зависимость от необходимости использования традиционной документации. К разрабатываемым моделям в рамках практик MBSE можно отнести:

- построение модели жизненного цикла изделия;
- построение функциональной модели;
- построение структурной модели;
- построение принципиальной модели (1D-модель);
- построение цифровых макетов изделия (3D-модели);
- построение цифровых близнецов изделия;

Практика также позволяет использовать модели для описания результатов рассмотрения системы (изделия), начиная с самых ранних стадий разработки и вплоть до развертывания и эксплуатации. Использование данных практик позволяют автоматизировать системный анализ, упрощает коллективную работу над проектом, дают больше гибкости при внесении изменений в функционал или конструкцию проектируемой системы, использование определенной нотации позволяет вести разработку строго согласно методологии, снижая риск ошибок.

Реализация системно-ориентированного проектирования базируется на трех инструментальных блоках и специализированных методиках рис.2.

Практическая организация работ коллектива разработчиков, управление данными проекта, инструментальное обеспечение практик системно-ориентированного проектирования осуществляется в рамках

общей стратегии PLM предприятия, с использованием продуктов Siemens PLM Software (Teamcenter, NX, LMS Imagine.Lab Amesim) [4].



Рис. 2. Реализация системно-ориентированного подхода к проектированию

Результатами применения практик системно-ориентированного проектирования, являются:

1. **Сокращение сроков выпуска изделий на рынок**, за счет принятия правильных решений и исключения переделок и изменений;
2. **Повышения качества** за счет проверки удовлетворения требований, прогноза эксплуатационных характеристик систем на ранних стадиях проектирования
3. **Сокращение стоимости** за счет принятия правильных проектных решения, сокращения изменений и натурных испытаний.
4. **Создание полного цифрового близнеца**. Наличие полного цифрового близнеца позволяет реагировать в кратчайшие сроки на возникновение нештатных ситуаций в процессе эксплуатации, путем моделирования корректирующих действий в виртуальной среде.

Список литературы

1. Косяков А., Свит У и др. Системная инженерия. Принципы и практика. Пер. с англ. под ред. В.К. Батоврина. – М.: ДМК Пресс, 2017. – 624 с.: ил.
2. Design with Confidence: CIMdata Commentary. – January 29, 2015.
3. ISO/IEC/IEEE 29148:2011 Systems and software engineering. Life cycle processes. Requirements engineering.
4. Щейников С.П. Системно-ориентированный подход к разработке продукции на базе продуктов Siemens PLM Software // Автоматизация проектирования, - №2 – 2017. – С. 58-60.

УДК 39.21

СОЗДАНИЕ ОБОБЩЕННОГО СПЕКТРА НАГРУЖЕНИЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТАХ НАГРУЖЕНИЯ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Петрова И.М., Гадолина И.В.

ФГБУН РАН «Институт машиноведения им. А.А. Благонравова», Москва, Россия

Рассмотрены методы построения обобщенного спектра нагружения, необходимого для оценки ресурса изделия, эксплуатируемого при различных режимах эксплуатации. Вопрос является актуальным для случая несовпадения границ интервалов гистограмм, построенных при обработке записей на разных режимах. Построен обобщенный спектр нагружения для трех скоростей движения вагонов. Приведена методика оценки ресурса элемента конструкции вагона.

Ключевые слова: ресурс, блок нагружения, методы схематизации.

GENERATION OF SUMMARIZED LOADING SPECTRA UNDER VARIED LOADING MODES OF EXPLOITATION

Petrova I.M., Gadolina I.V.

The report describes methods for constructing the generalized spectrum loading required for estimating machine parts resource, operating under different modes of service. The question is relevant for the case of discrepancy between the boundaries of the histogram intervals, built in the processing of records in different modes. The generalized spectrum of loading for the three speeds of the cars is constructed. The technique of estimation of the resource of elements of the car parts is resulted.

Keywords: resource, loading block, cycle counting methods.

Для расчета на выносливость, оценки долговечности или остаточного ресурса необходимо располагать информацией о нагруженности элементов конструкции в эксплуатации, которую формируют на основе экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния или расчетными методами с учетом всех возможных режимов нагружения и действующих нагрузок. Все известные методы получения количественных расчетных характеристик нагруженности деталей основываются на замене реального случайного процесса, например полученного путем тензометрирования некоторым схематизированным процессом, который по уровню вносимого усталостного повреждения должен быть эквивалентен реальному. Для нахождения функции распределения амплитуд напряжений применяют математический аппарат теории случайных функций [1-3] или используют схематизацию [3, 4]. Анализ большого количества исследований проведенных различными авторами и обобщенными в работе [3] установлено, что наиболее оправданным методом схематизация процесса нагружения является метод «дождя» по [4]. В результате схематизации и статистической обработки получают функцию распределения амплитуд напряжений под которой понимают функцию, характеризующую повторяемость амплитуд напряжений различных уровней в блоке нагружения. Под блоком нагружения понимают совокупность нагрузок за характерный период эксплуатации I_6 (например, один полет самолета, один час работы и т.д.).

Для обработки реализации с целью последующей оценки долговечности разработан комплекс программ в программной среде R [5].

Комплекс включает: 1) Разбиение процесса на классы [4]. При этом осуществляется первичная фильтрация процесса, т.е. отбрасывание колебаний с малой амплитудой практически не вносящих повреждений, например, менее 5% от максимального размаха. Выбранное на данном этапе число классов косвенно связано с числом интервалов гистограммы для построения результирующего распределения [6-8]. 2) Выделение экстремумов; 3) Применение алгоритма схематизации методом «дождя». Результаты схематизации обычно представляют в виде массивов (σ_{ai}, n_i) , соответствующих некоторым условиям эксплуатации, где σ_{ai} - амплитуда i -той ступени нагружения, n_i – соответствующее данной амплитуде число циклов.

На рис. 1 приведен пример распределения амплитуд (гистограмма), выделенных по методу «дождя» из реализации процесса, действующих в наиболее нагруженном элементе боковой рамы тележки грузового вагона [9]. Скорость движения $V = 63,5$ км/ч, длина реализации по времени соответствует $t_6 = 31,8$ сек, по расстоянию $l_6 = 561$ м. Число полных циклов, выделенных по методу дождя: $v_6 = 221$.

При различных вариантах использования механизма функция распределения амплитуд нагружения характеризующая какой-то определенный вариант (например, езда автомобиля по проселочной дороге) будет частной функцией или спектром. Всего может быть рассмотрено k спектров в соответствии с условиями эксплуатации. Для оценки долговечности необходимо располагать обобщенным спектром, сформированным путем сложения частных спектров, соответствующих различным вариантам использования механизма, которые задаются регламентированными условиями работы, с указанием доли этих вариантов в общей продолжительности эксплуатации. При создании обобщенного спектра [4] необходимо учесть фактор комбинации нагрузок, определяющий степень коррелированности одновременно действующих на механизм процессов нагружения в случае сложного напряженного состояния, а также все циклы нагружения значимые для накопления повреждений. Проблема при этом может заключаться в том, что интервалы разбиения гистограмм по числам

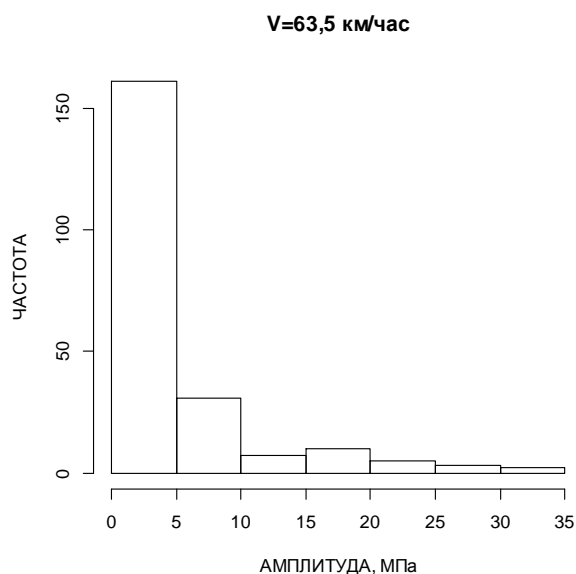


Рис. 1 Гистограмма амплитуд, выделенных по методу дождя.

циклов по разным режимам могут быть различными, а в настоящее время не существует алгоритма приведения гистограмм к единым интервалам. Одним из вариантов решений данной проблемы может явиться аппроксимация гистограммы непрерывным распределением, например, как это было предложено в [3]. После того, как аппроксимирующая функция подобрана, ступенчатая функция заменяется непрерывной либо в аналитическом виде.

На основании работы [9] на примере эксплуатации рефрижераторных вагонов было составлено примерное соотношение распределения времени эксплуатации грузовых вагонов (с учетом скоростей). В табл.1 приведены примерные соотношения режимов на основании [10]. На основании результатов тензометрирования и табл.1 был сформирован блок нагружения, который в дальнейшем использовался для оценки ресурса.

Таблица 1

Распределение эксплуатации по скоростям движения [10] и данные по реализациям [9]

Номер режима T_i	1	2	3
Интервал скоростей, км/час	55-65	65-75	75-85
Доля эксплуатации по времени, %	60	30	10
Длина реализации, с.	32,7	31,8	30
Число полных циклов	439	365	329
Коэффициент приведения режимов к обобщенному блоку Z_i	66,055	33,9622	12,0

Дополнительные данные по распределениям и по использованным реализациям, необходимые для оценки ресурса, также приведены также в табл.1. Рассмотрим пример с двумя режимами T_1 и T_2 . При этом число циклов в интервале суммируются с пропорциональным отношением долей режимов в эксплуатации (предполагается, что длины реализаций, по которым получено распределение на отдельных режимах равны). В этом случае в соответствии с [11] характеристики обобщенного спектра нагружения определяют по формулам: среднее значение цикла напряжений $\bar{\sigma}_{m,G} = \bar{\sigma}_{m,T_1} + \bar{\sigma}_{m,T_2}$; амплитуды i -тых ступеней определяют по одному из двух уравнений $\sigma_{ai,G_1} = \sigma_{ai,T_1} + K_{2,1}\sigma_{ai,T_2}$; $\sigma_{ai,G_2} = \sigma_{ai,T_2} + K_{1,2}\sigma_{ai,T_1}$, где $\bar{\sigma}_{m,G}$ - среднее значение обобщенного спектра, $\bar{\sigma}_{m,T_1}$; $\bar{\sigma}_{m,T_2}$ - средние значения частных спектров; σ_{ai,G_1} - амплитуда i -той ступени обобщенного спектра; σ_{ai,T_1} σ_{ai,T_2} - амплитуды i -тых ступеней частных спектров; K - фактор комбинации нагрузок. Индексы 1; 2 у K показывают, какой процесс является более повреждающим. Числа циклов в обобщенном спектре G суммируются по соответствующим ступеням:

$n_{i,G} = p_1 n_{iT_1} + p_2 n_{iT_2}$, где p_1 и p_2 ; $p_1 + p_2 = 1$; доли использования машины.

Для расчетов и испытаний в качестве амплитуд обобщенного спектра принимают наиболее повреждающий набор амплитуд.

Для построения обобщенного блока нагружения l_6 (для элементов подвижного состава выбирается $l_6=1$ час) для каждого режима эксплуатации i ($i = 1, 2 \dots k$) используется коэффициент приведения (см. табл. 1): $z_i=3600p_i/l_i$, где l_i – продолжительность реализации, с, зафиксированной на i -том режиме, p_i – доля режима в эксплуатации (табл. 1).

Выводы: Рассмотрены методы суммирования гистограмм для построения обобщенного спектра. На примере спектра для оценки ресурса вагонов показана возможность оценки ресурса без построения гистограмм.

Список литературы

1. В.В. Болотин. Ресурс машин и конструкций. М: Маш. 1990, 445с.
2. А.С.Гусев Соппротивление усталости и живучесть конструкций при случайном нагружении. М: Машиностроение. 1989, 245с.
3. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М. Машиностроение. 1993. 364с.
4. ГОСТ 25.101-83. Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов.
5. R Core Team (2014). R: A language and environment for statistical computing. R Foundation for Statistical Computing, Vienna, Austria. URL <http://www.R-project.org/>.
6. Rich, R. and Tracy, J. The relationship between expected inflation, disagreement and uncertainty: evidence from matched point //Review of Economics and Statistics, 92 (2010), P. 200-207.
7. Шноль С.Э. ФРАКТАЛЬНОСТЬ, «БЕРЕГОВАЯ ЛИНИЯ ВСЕЛЕННОЙ», ДВИЖЕНИЕ ЗЕМЛИ // Биофизика, 2013. Т.58. вып. 2, С. 357-376.
8. А.С. Miller. Discrete Approximations of Probability Distributions// Management Science 1983, Vol. 29, No. 3, P. 352-362.
9. Методические рекомендации. Формирование информации о нагруженности в эксплуатации и оценка долговечности деталей машин. Изд-во ИМАШ РАН, МЦНТИ. М. Москва, 1991, 116с.
10. Никольский Л.Н., Коцубенко В.П. Некоторые результаты экспериментального определения режимов эксплуатационного нагружения /в сб.: Вопросы исследования динамики элементов. Брянск. 1974. С.11-22.
11. Гадолина И.В., Петрова И.М., Шашкова Е.В., Беневоленская Е.М. Анализ нагруженности и составление обобщенного спектра нагружения / Труды конференции «ЖИВКОМ» Том.1. ИМАШ РАН. С. 67-72.

УДК 621.9: 658.5

ПРИМЕНЕНИЕ ГАЗОПЛАМЕННОГО НАПЫЛЕНИЯ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ГОРНОДОБЫВАЮЩИХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Пустаханов В.К. директор, канд. техн. наук, проф., член-корр. РАЕН,
ООО НПЦ «Упрочняющие технологии», г. Челябинск

В статье рассмотрен современный, универсальный метод восстановления и упрочнения деталей горнодобывающей техники, обладающий необычайно широкими возможностями применения порошков российского производства. Описаны возможные технологии применения горелки CastoDyn DS 8000, способы подготовки поверхностей под нанесение покрытий, даны характеристики получаемых покрытий и перечень применяемых порошков российского производства.

Ключевые слова: газотермические способы нанесения покрытий, газопламенное напыление, подслои, дробеструйная обработка, газопламенное напыление с оплавлением, пористость, прочность сцепления на отрыв, порошковые смеси, распыляющие модули.

APPLICATION OF GAS-FIELD SPRAYING FOR INCREASING QUALITY OF RESTORATION OF PARTS OF MINING ENTERPRISES

Pustakhanov V.K.

The article considers a modern, universal method of restoration and hardening of mining equipment parts, which has unusually wide possibilities for the use of Russian powders. The possible technologies for the use of the CastoDyn DS 8000 burner, methods for preparing surfaces for coating, describes the characteristics of the coatings obtained and the list of used powders of Russian production.

Keywords: gas-thermal methods of coating, gas-flame spraying, underlayer, shot blasting, gas flame spraying with reflow, porosity, adhesion strength, powder mixtures, spray modules

На данном этапе развития техники все большее распространение получают различные способы упрочнения «функциональных» поверхностей для того, чтобы придать рабочим поверхностям, либо поверхностям всей детали, особые свойства: износостойкость, коррозионная стойкость, жаростойкость и другие [3], [4], [5], [6],[7].

Для этого используются различные виды электродуговых наплавов, газовые наплавки, газопорошковые наплавки, детонационное напыление, плазменное напыление и наплавка, индукционная наплавка и другие методы [5].

Практически все перечисленные методы, кроме газовой и газопорошковой наплавки [1], [2] электроискрового легирования, ручной дуговой наплавки, имеют сложное аппаратное оформление, и не находят применение в ремонтных мастерских горнодобывающих предприятий [3], [5].

Рассматриваемый способ обладает невероятной универсальностью, широким спектром применяемых материалов и простотой. Способ относится к газотермическим способам нанесения покрытий и, конкретно, к газопламенному напылению и напылению с оплавлением. Наносимые таким способом покрытия стойки против атмосферной и газовой коррозии,

изнашивания трением металл о металл и абразивными частицами. Нестойки или слабостойки в растворах минеральных кислот [6].

На российский рынок попадают горелки импортного производства, но появляются и российские разработчики, однако, в условиях сложившейся экономической, а за ней и научной ситуации, значительно уступающие зарубежным аналогам.

Рассмотрим возможности применения газопламенного напыления и напыления с оплавлением на примере наиболее универсальной горелки фирмы Castolin Eutectic®, основанной в 1906 году Жан-Пьером



Рис. 1. Горелка CastoDyn DS 8000

Вассерманом в Лозанне (Швейцария) – CastoDyn DS 8000. Данная горелка используется с четырьмя сменными модулями для напыления различных типов порошков, а также удлинительной насадкой для напыления внутренних поверхностей и специальной насадкой для напыления с

одновременным оплавлением на деталях из стали и чугуна (рис. 1).

Распыляющий модуль SSM 10 – предназначен для «холодного» напыления порошковых сплавов и порошковых смесей на предварительно нанесенный подслои (рис. 2).

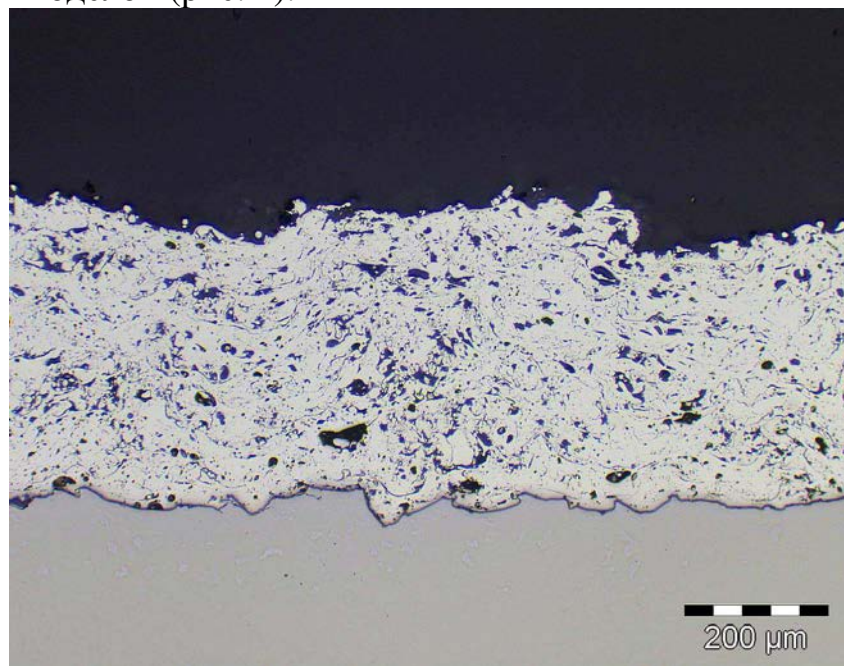


Рис. 2. Типовая структура напыленной поверхности.

Применяется в случаях, когда недопустимы структурные изменения основного материала напыляемых деталей, а характеристики покрытий удовлетворяют техническим требованиям. Температура нагрева детали не превышает 200°C , прочность сцепления с материалом детали - $B_{\text{сц}} 55 \text{ МПа}$. Пористость 15-20 %. Пламя нейтральное или науглероживающее, дистанция напыления 200 мм. Скорость перемещения пятна напыления 0,2-0,3 м/с. Расход газов: кислорода 1000 л/час; ацетилена 950 л/час; воздуха 240 л/час.

Распыляющий модуль SSM 20 – предназначен для «горячего» напыления, то есть напыления с оплавлением порошков и порошковых смесей без подслоя с прочным диффузионным сцеплением с материалом детали порядка 100-200 МПа определяемый по методике отрыва конического штифта. «Горячее» напыление – это двухстадийный процесс. Первая стадия – это «холодное» напыление без подслоя и без особой подготовки поверхности (достаточна зачистка абразивным кругом). При напылении в ацетилено-кислородное пламя для регулировки его температуры, как и в модуле SSV 10, через горелку подается воздух. Вторая стадия – оплавление и, как правило, уже пропано-кислородным пламенем с применением более мощной горелки, так называемого - «резака» (горелки российского производства для резки металла). Данная технология применяется на деталях допускающих кратковременный нагрев поверхности до $750-800^{\circ}\text{C}$. Получаемые покрытия имеют пористость не превышающую 5-7%.

Таким способом получают наиболее твердые и износостойкие покрытия. Пламя нейтральное, дистанция напыления 180-200 мм. Расход газов: кислорода 1000 л/час; ацетилена 950 л/час; воздуха 240 л/час. Нанесенные материалы плавятся в диапазоне температур, характерном для материалов с эвтектической структурой, то есть конгруэнтно (рис. 3 и 4).



Рис. 3 Типовая структура покрытия после напыления с оплавлением.

Распыляющий модуль SSM 30 – предназначен для «холодного» напыления керамических порошков на предварительно нанесенный подслои. Применяется для защиты деталей работающих при высоких температурах (до 1000 °С), обеспечивает электроизоляцию и стойкость к интенсивному истиранию без ударов. Пламя нейтральное, дистанция напыления 180-200 мм. Прочность сцепления ($\sigma_{сц}$ =14-30 МПа). Расход газов: кислорода 2000 л/час; ацетилен 1800 л/час; воздуха 80 л/час.

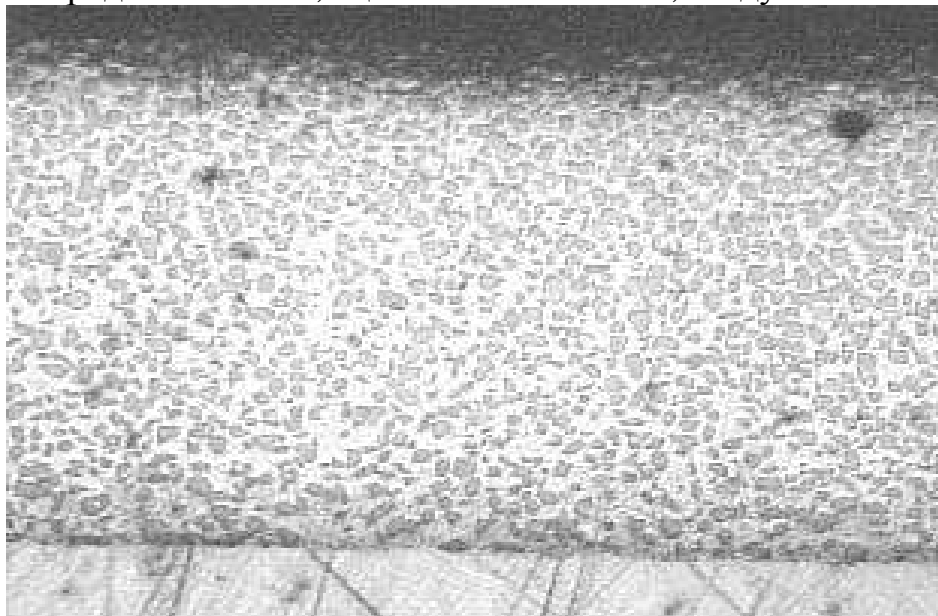


Рис. 4 Структура покрытия порошковой смеси с карбидами при напылении с оплавлением.

Распыляющий модуль SSM 40 – предназначен для «холодного» напыления порошковых сплавов на основе Zn или баббита. Процесс так же требует подключения сжатого воздуха для уменьшения температуры разогревающего пламени. Напыление производится без подслоя. Пламя нейтральное, расстояние напыления 250мм ($\sigma_{сц}$ =40-50МПа). Расход газов: кислорода 1000л/час; ацетилен 950л/час; воздуха 380л/час. Во всех случаях при поджиге горелки сначала подается кислород, а затем ацетилен или пропан.

Соседние поверхности с напыляемыми иногда приходится защищать. Это могут быть либо специальные кожухи для напыления массовых деталей, либо специальные защитные мастики.

Перед нанесением любого типа покрытия требуется подготовка поверхности. Иногда на деталях цилиндрической формы наносится мелкая резьба, настолько мелкая, что иногда становится «рваной».

Чаще для подготовки поверхности используют пескоструйные или дробеструйные установки. Для пескоструйных установок материалом служит абразивное зерно различных материалов и фракций, которое подбирается в зависимости от диаметра детали, ее материала и твердости. Чаще всего это электрокорунд 14А F20 или 14А F22.

Достоинством абразивного зерна является его малая масса, что позволяет выполнять процедуру компрессорами небольшой мощности и

малыми рессиверами, чем удобно пользоваться «на выезде». В стационарных условиях, рекомендуемым давлением воздуха является 8 атмосфер. Необходимую силу удара абразивной частицы можно достигать за счет уменьшения размера частиц и увеличения их скорости полета, и уменьшения диаметра сопла самого инжектора. Недостатком является быстрая затупляемость зерен и, как следствие, запыленность обрабатываемой поверхности, которую приходится дополнительно протирать уайтспиритом для удаления осевшей абразивной пыли и дополнительного обезжиривания.

Для подготовки поверхностей под напыление чаще применяют стальную или чугунную колотую дробь. Они более долговечны и больше по массе. Однако для них требуются более мощные компрессорные установки.

После пескоструйной или дробеструйной обработки до напыления должно пройти не более 2^x часов. Иначе снижается активация поверхности и может образоваться окисная пленка.

Применяемый для напыления порошок или порошковая смесь просушивается примерно 2-3 часа при T^0 около 200°C .

Подготовленные под напыление плоские детали укладывают на рабочий стол сварщика и напыляют вручную, если это разовые детали, либо крепятся в специальные приспособления для механизированного процесса напыления, если это крупная партия деталей или постоянный заказ. Рекомендуемая толщина покрытия за один проход составляет 0,12-0,15 мм, скорость процесса напыления 5-10 м/мин (при скорости полета частиц $V_{\text{чд}}=50$ м/с). Производительность напыления 2-6 кг/ч.

Рекомендуемая толщина покрытия при напылении составляет порядка 2 мм. При напылении с оплавлением не более 3 мм. Во втором случае происходит усадка наносимого покрытия примерно на 0,7 мм (25 %).

На крупных деталях коэффициент использования материала 91-95 %. С уменьшением диаметра детали потери порошка увеличиваются.

При газопламенном напылении применяют следующие материалы.

1. Медные сплавы, напыляемые через подслоя. ПР-Бр АЖНМц 8,5-4-5-1,5 (ост. Cu); ПР-Бр КМц 3-1; ПР- МН40 – сплав; ПР-БрА 8,5; ПР-АМц 9-2 – сплав и другие. Обеспечивают антифрикционные свойства с хорошей износостойкостью в присутствии смазки или без нее.

2. Механические смеси, напыляемые через подслоя. ПС-85КХ+15Х20Н80; ПС-75КХ+25Х20Н80; ПС-65КХ+35Х20Н80 (55-62 НРС среднее значение за счет матрицы - связки); ПС-70Н70Х17С4Р4+30Ж (30% ПЖЗМ) – 45-50 НРС.

3. Механические смеси напыляемые без подслоя. ПС-85КХ+15Ю5Н; ПС-85Н70Х17С4Р4+15Ю10Н; ($\sigma_{\text{сц}}=34-48\text{МПа}$).

4. Самофлюсующиеся материалы для напыления с оплавлением. ПР-Н80Х13СР; ПР-Н77Х15СР2; ПР-Н73Х16СР3; ПР-Н70Х17СР4.

Для газопламенного напыления и напыления с оплавлением применяются следующие фракции порошков 20-60 мкм, 40-100мкм и 100-140мкм.

Современным способом газопламенного напыления, даже в условиях ремонтных мастерских, можно получить покрытия с особыми свойствами и качеством мирового уровня.

Список литературы

1. Пустаханов В.К. Применение газопорошковой наплавки для восстановления деталей малой жесткости на примере валов экструдеров. //Материалы LIII Международной научно-технической конференции «Достижения науки-агропромышленному производству» г. Челябинск 2014г., с 82-86.

2. Пустаханов В.К. Опыт упрочнения орудий и инструмента газовой наплавкой. //Материалы LI Международной научно-технической конференции: Достижения науки - агропромышленному производству.- Челябинск, 2013г. Ч. IV. - С. 186 – 192.

3. Пустаханов В.К., Андреева Л.И. К вопросу долговечности металлических ресурсопределяющих деталей в горнодобывающей отрасли. Сборник трудов XII н.т. конференции «Чтения памяти В.Р. Кубачека» Екатеринбург. УГГУ 2014г. 323-326 с.

4. Борисов Ю.С., Харламов Ю.А. Сидоренко С.Л. и другие. Газотермические покрытия из порошковых материалов: - Киев. Наукова думка, 1987г. – 544с.

5. Сидоров А.И. Восстановление деталей машин напылением и наплавкой. - М. Машиностроение.- 1987г.- 192с.

6. Хасуй А. Техника напыления: Перевод с японского – М.: Машиностроение, 1975г. – 288с.

7. Хасуй А., Моригаки О. Наплавка и напыление. /Перевод с япон. //М.: Машиностроение 1985г. -315с.

УДК 622.73

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВОССТАНОВЛЕНИЯ
ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ МЕТАЛЛОКЕРАМИЧЕСКИМИ
СОСТАВАМИ**

Хазин М.Л., проф., Волегов С.А., доц.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург,
Россия

Изложены результаты экспериментальных исследований по определению воздействия металлокерамического покрытия на поверхности трения.

Ключевые слова: поверхность трения, процесс, определение воздействия, металлокерамическое покрытие

**THE STUDY OF RECOVERY PROCESS OF SURFACES
BY METAL-CERAMIC COMPOSITIONS**

Khazin M. L., Volegov A. S.

Results of experimental studies of the impact of ceramic-metal coating on friction surfaces.

Keywords: surface friction process, the definition of impact, ceramic-metal coating

Отличительной особенностью горной промышленности от других областей является большая номенклатура эксплуатируемого механического оборудования. На карьерах и угольных разрезах эксплуатируются буровые станки, экскаваторы, бульдозеры, большегрузные автосамосвалы, ленточные конвейеры, насосы и другие виды машин и механизмов, на угольных шахтах и подземных рудниках - подъемные установки, вентиляторы, проходческие и очистные комбайны. В настоящее время одним из перспективных способов восстановления деталей машин являются нанесение на поверхность металлокерамических покрытий [1– 7].

По сравнению со способами восстановления, связанными с наплавкой и последующей механической и термической обработкой, использование ремонтно-восстановительного состава (РВС) имеет ряд весьма существенных преимуществ [8-11].

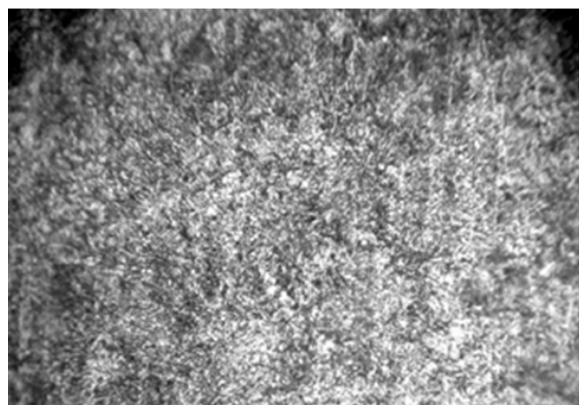
Деталь рассматривается в системе «технология – трибоузел – эксплуатация», в которую входят следующие блоки: входные параметры; процессы, происходящие в трибологической системе и выходные параметры. Входные параметры поделены на три категории – технологические, эксплуатационные и помехи. Такое разделение позволяет в явном виде выделить влияние технологических параметров на трущиеся элементы системы. Разработана методика проектирования технологического процесса формирования износостойких покрытий, которая базируется на рациональном сочетании химических, механических, триботехнических свойств и структуры материала поверхностного слоя детали, адаптированных к конкретным условиям

эксплуатации и получаемых в результате выбора оптимальных материалов, метода и параметров режима нанесения покрытия.

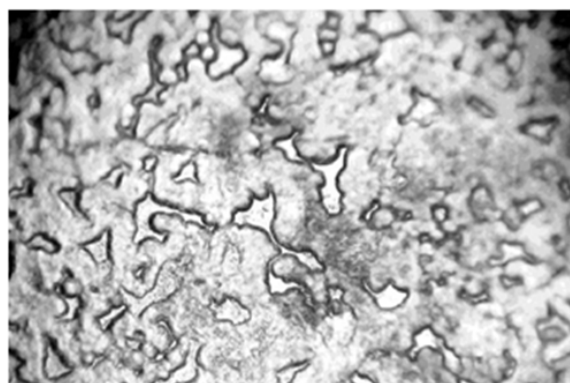
В результате проведенных исследований процессов, происходящих в зоне фрикционного контакта в присутствии частиц РВС, было показано, что параметром, регулирующим образование металлокерамического покрытия (МКП) на трущихся поверхностях, является температура пятна микроконтакта, при увеличении которой процесс активизируется, а при уменьшении останавливается. Температура пятна микроконтакта при постоянстве материала и рельефа поверхности складывается из равномерно распределенного по поверхности теплового потока и температуры вспышки на участке контакта. Объемная температура детали при установившемся режиме эксплуатации практически постоянна, а температура вспышки на участке контакта зависит от сжимающего усилия и скорости относительного перемещения.

Линейная скорость на профильных поверхностях кулачков изменяется от 1,4 до 3,0 м/с. Величина нагрузки на профилях кулачков составляла: для 1-го кулачка – 200– 460 Н; для 2-го кулачка – 62– 202 Н; для 3-го кулачка – 70,0 – 303 Н.

Перед нанесением РВС профильные поверхности кулачкового вала полировались фетровым кругом, смоченном в растворе оксида алюминия в воде с последующим травлением в 4%-м растворе азотной кислоты в этиловом спирте и промыванием. На рис. 3,а показана фотография микроструктуры поверхностного слоя необработанного кулачка, на рис. 3,б – обработанного составом РВС. Структура поверхностного слоя исследовалась на металлографическом микроскопе МИМ-7 при увеличении в 500×



а



б

Рис. 1. Микроструктуры поверхностного слоя кулачка:
а – структура металла без РВС; *б* – сформированное покрытие

Формирование металлокерамического покрытия начинается с образования большого количества островков малой величины. В процессе обработки островки сливаются, образуя сплошное МКП.

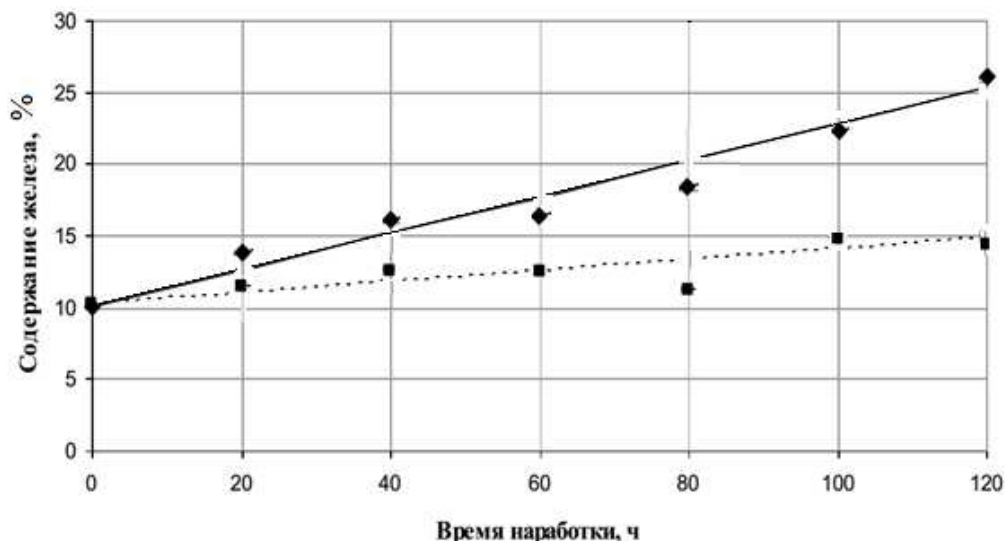


Рис. 2. Изменение концентрации железа в масляной ванне
 —♦— Износ без применения РВС —■— Износ с применением РВС

Влияние МКП на процесс износа кулачков определяли по изменению концентрации железа в масле.

Концентрацию железа в масле определяли с помощью спектрального анализа на атомно-эмиссионном спектрометре МФС-7.

В результате исследования было установлено, что кулачки с покрытием изнашиваются в меньшей степени (рис. 2).

Список литературы

1. Морозов В. И., Гончаров А. Б., Тулинов А. Б. Прогрессивные технологии восстановления деталей горного и обогащенного оборудования //Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2006. – №. 6.
2. Восстановление деталей машин: Справочник / Ф. И. Пантелеенко, В. П. Лялякин, В. П. Иванов и др. М.: Машиностроение, 2003. 672 с.
3. Хазин М. Л. Теория и методы восстановления деталей горных машин: Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2005. 308 с.
4. Степанова Е. Ю., Барсуков Г. В., Степанов Ю. С. Прорывные технологии нового поколения формообразования пространственно-сложных поверхностей наукоемких изделий //Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2016. – №. 8-2.
5. Чернышов Н. С., Берген Т. И. Использование технологии скоростного электродугового упрочнения для деталей машин работающих в узлах трения //Агротехника и энергообеспечение. – 2014. – Т. 1. – №. 1. – С. 151-154.
6. Pathak S., Saha G. C. Development of Sustainable Cold Spray Coatings and 3D Additive Manufacturing Components for Repair/Manufacturing Applications: A Critical Review //Coatings. – 2017. – Т. 7. – №. 8. – С. 122-134.
7. Lucchetta G. et al. Investigation and characterization of Stellite-based wear-resistant coatings applied to steel moulds by cold-spray //CIRP Annals. – 2015. – Т. 64. – №. 1. – С. 535-538
8. Naga S.M., El-Maghraby A., El-Rafei A.M. Properties of Ceramic–Metal Composites Formed by Reactive Metal PenetrationOxide-based ceramic-matrix composites

with high mechanical strength have been fabricated by infiltration of mullite bodies with molten aluminum alloy// American Ceramic Society Bulletin, 2005, Vol. 86, No. 4, pp. 9301-9314.

9. Chen C. et al. A novel spiral trajectory for damage component recovery with cold spray //Surface and Coatings Technology. – 2017. – Т. 309. – С. 719-728.

10. Peat T. Galloway A., Toumpis A. , McNutt P. The erosion performance of cold spray deposited metal matrix composite coatings with subsequent friction stir processing //Applied Surface Science. – 2017. – Т. 396. – С. 1635-1648.

11. Sames W.J., List F.A., Pannala S., DehoffR.R.,BabuS.S. The metallurgy and processing science of metal additive manufacturing //International Materials Reviews,2016, pp. 1-46.

**РЕМОНТ, СЕРВИСНОЕ
ОБСЛУЖИВАНИЕ
И ДИАГНОСТИКА ГОРНОГО
ОБОРУДОВАНИЯ**

*Чтобы о́жил экскаватор,
Чтоб дробилка ожилá,
Должен мастер-реставратор
В их наведаться тела!*

Доц. П.А. Жиганов

УДК 622.002

МЕТОДИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ОЦЕНКЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ И ОБОРУДОВАНИЯ

Андреева Л.И., гл.н.с., Челябинский филиал Института горного дела УрО РАН,
Красникова Т.И., мл.н.с., ООО «Научно-исследовательский институт эффективности
и безопасности горного производства» (ООО «НИИОГР»), г. Челябинск

Представлена модель системы ТОиР, позволяющая оценивать результаты планирования, организации и выполнения объемов ремонтных воздействий, осуществлять контроль качества ремонта в установленном режиме эксплуатации горной техники и оборудования на горнодобывающем предприятии. Обозначен целевой показатель эффективности процессов в системе ТОиР, характеризующий работоспособность горной техники и оборудования во всей технологической цепочке. Представлен методический подход к оценке эффективности эксплуатации горной техники и оборудования, позволяющий с необходимой точностью определять рациональный срок эксплуатации, при котором дальнейшие вложения ресурсов в обеспечение работоспособности техники и оборудования уже не эффективны.

Ключевые слова: методический подход, система планово-предупредительных ремонтов, организационные регламенты, оценка эффективности эксплуатации горной техники и оборудования.

METHODICAL APPROACH TO EVALUATING THE EFFICIENCY OF OPERATION OF MINING TECHNIQUE AND EQUIPMENT

Andreeva L.I., Krasnikova T.I.

We have presented the model of the system of maintenance and repair (M&R), which allows to evaluate results of planning, arranging and fulfilling repairs, to carry out the quality control in the established procedure of operating the mining technique and equipment at a mining enterprise. We have also pointed out the target value of efficiency of processes in the system of M&R, which characterizes the working capacity of the mining technique and equipment in the whole processing chain. In addition, we have described the methodical approach to evaluating the efficiency of operation of the mining technique and equipment, which allows to determine the rational lifetime with the necessary accurateness, when further injection of resources into providing the working capacity of the technique and equipment are no longer efficient.

Keywords: methodical approach, system of preventive maintenance, organizational regulations, evaluating the efficiency of operation of the mining technique and equipment.

Потребность в своевременной оценке эффективности эксплуатации горной техники и оборудования обусловлена факторами: объективной оценки уровня организации производства для выявления направлений совершенствования; экономическим обоснованием целесообразности финансовых вложений относительно каждой единицы техники. Это определяет необходимость применения методического подхода, позволяющего обеспечить достаточную точность оценки эффективности эксплуатации единицы техники при минимальных затратах времени и средств.

При организации процессов ремонта на горнодобывающем предприятии определяющим фактором является выбор такой стратегии, которая обеспечивает минимум затрат при требуемом качестве ремонта и эксплуатационной надежности горных машин.

Исследованиями установлено, что на практике действуют две основные стратегии ремонта – ремонт машин по потребности, то есть по достижению ею или отдельными узлами, агрегатами предельного состояния и планово-предупредительный ремонт (ППР), который предусматривает планирование и организацию ремонтов в установленные сроки. Ремонтные воздействия базируются на исследовании закономерностей изнашивания элементов машин и позволяют определить переход техники в состояние близкое к предельному.

Система ППР является предпочтительной, так как позволяет заранее обеспечивать ремонт необходимыми ресурсами, рационально их распределять, а так же планировать виды ремонта.

Одним из важных аспектов в повышении эффективности технологического процесса является использование регламентов при ремонте, т. е его стандартизация. Объектом стандартизации рабочих процессов является деятельность ремонтного подразделения горнодобывающего предприятия (ГДП), и необходимые ресурсы. В соответствие с этим, стандарт рабочего процесса включает не только требования к показателям воспроизводства (устанавливает верхние и нижние пороговые значения показателя, выход за рамки которых влечет за собой определенные санкции), но и требования к его безотказности, качеству и экономичности.

Существующие системы ППР базируются на различных показателях: по календарному фонду времени (КФВ), по наработке (т., м³), по техническому состоянию. В настоящее время в силу изменения номенклатуры горной техники и оборудования на ГДП, условий и режимов эксплуатации целесообразно применять комбинированную систему ППР (рис. 1).

Результаты анализа показателей, характеризующих систему ППР на одном из горнодобывающих предприятий позволили выделить один из основных показателей ее эффективности – стоимость обеспечения машино-часа производительной работы оборудования, которая является показателем эффективности процессов, обеспечивающих работоспособность горной техники во всей технологической цепочке. Расчет стоимости машино-часа готовности ($C_{\text{МЧГ}}$, руб/маш.-ч) производится по формуле:

$$C_{\text{МЧГ}} = \frac{\sum Z_p}{\text{МЧГ}},$$

где $\sum Z_p$ – затраты на техническое обслуживание и ремонт за учетный период, руб.;

МЧГ – машино-часы готовности техники за учетный период (маш.-ч):

$$\text{МЧГ} = T_{\text{КФВ}} - \sum T_{\text{ПР}} - \sum T_{\text{НР}},$$

где $T_{\text{КФВ}}$ – календарный фонд времени, ч;

$\sum T_{\text{ПР}}$ – время плановых ремонтов, ч;

$\Sigma T_{НР}$ – время не плановых ремонтов, ч.

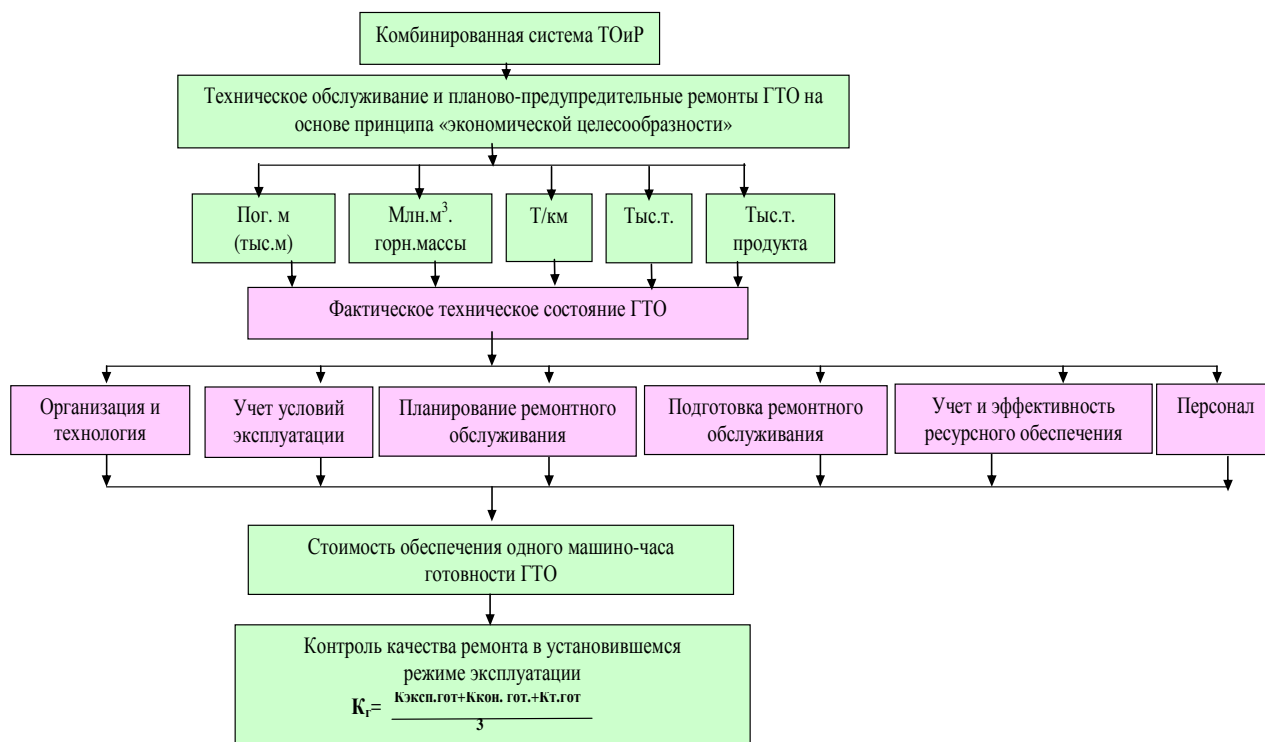


Рис. 1. Блок-схема системы ТОиР

Предложенная блок-схема системы ТОиР позволяет оценивать результаты планирования, организации и выполнения объемов ремонтных воздействий, осуществлять контроль качества ремонта в установленном режиме эксплуатации горной техники и оборудования.

Для анализа эффективности эксплуатации горной техники и оборудования применен методический подход, который позволяет оценить эффективность эксплуатации в координатах «результаты-затраты». Под «результатом» понимается объем работ, который горная техника выполнила за исследуемый период (т., м³), «затраты» - финансовые средства, вложенные в ремонт единицы техники или оборудования.

Расчет показателей производится в следующей последовательности:

1. На основе данных: объем горной массы, себестоимость 1 м³ горной массы за исследуемый период, рассчитывается «условный доход» для каждой единицы техники по формуле:

$$D = V_{г.м} \cdot C,$$

где $V_{г.м}$ – объем горной массы, м³;

C – себестоимость 1 м³ горной массы (внутренняя цена), руб/м³.

2. Определяются «затраты», как фактические затраты на ремонт для каждой единицы техники (месяц, квартал, год).

Результаты расчетов для выбранной группы объектов заносятся в таблицу 1.

Таблица 1

Форма учета показателей

Марка	№ хоз.	Объем работ, тыс.м ³	Затраты на ремонт тыс.руб.	Себестоимость, руб./1м ³ (внутренняя цена)	«Условный доход», тыс. руб.

3. Определяются средние значения (Ср) затрат и результатов:

$$C_p = \frac{\sum_{i=1}^n a_i}{n},$$

где $\sum a_i$ сумма всех значений показателей;

n – количество единиц техники/оборудования.

После определения средних значений применяем матричный метод и распределяем горную технику по областям матрицы (рис.2)

Затраты на ремонт, тыс. руб.

I Техника, списание которой наиболее целесообразно	III Техника, для которой необходимо произвести анализ затрат на ремонт и эксплуатацию
II Техника, для которой необходимо произвести анализ результатов	IV Продолжение эксплуатации при условии контроля затрат и результатов

«Условный доход», тыс. руб.

I– ВЗ-НД-высокие затраты и низкие доходы;
 II – НЗ-НД-низкие затраты и низкие доходы;
 III–ВЗ-ВД-высокие затраты и высокие доходы;
 IV–НЗ-ВД-низкие затраты и высокие доходы

Рис.2. Матрица распределения техники/оборудования по областям эффективности

Таким образом, горные машины распределились по четырем областям матрицы: затраты выше средних (ВЗ) и ниже средних (НЗ) значений. «Условный доход» выше и ниже средних значений (ВД, НД). Это дает возможность руководителю предприятия (службы) принять обоснованное управленческое решение относительно каждой единицы техники, производить анализ эффективности эксплуатации каждой единицы и определять рациональную нагрузку в заданных условиях эксплуатации (рис.2).

Блок-схема методического подхода к оценке эффективности эксплуатации горной техники и оборудования представлена на рисунке 3.

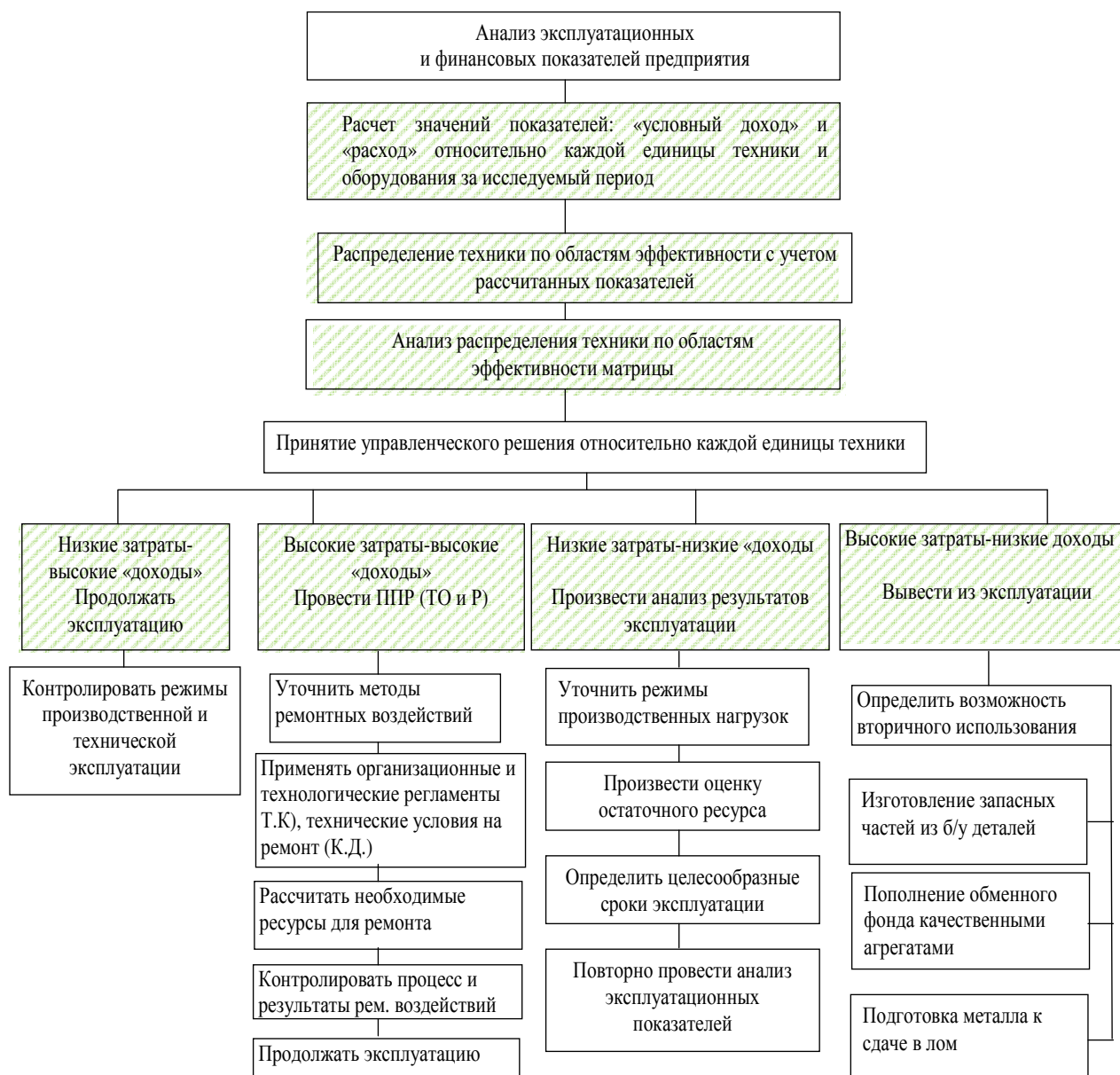


Рис. 3. Блок-схема методического подхода к оценке эффективности эксплуатации горной техники и оборудования

Таким образом, предложенный методический подход позволяет принимать управленческие решения относительно каждой единицы техники и выбирать комплекс технических услуг, обеспечивающий требуемый уровень ее работоспособности.

Список литературы:

1. Андреева Л.И. Методология формирования технического сервиса горнотранспортного оборудования на угледобывающем предприятии: Дисс. ...д-ра техн. наук/ Л.И. Андреева. – Екатеринбург, 2004. – 297 с.

УДК 658.336

ОЦЕНКА ДЕЛОВОГО ПОТЕНЦИАЛА ПЕРСОНАЛА ГДП

Андреева Л.И.¹, гл.н.с., д-р. техн. наук, Васильева Я.В.², экономист,

¹Челябинский филиал Института горного дела УрО РАН,

²Научно исследовательский институт открытых горных работ

Достижение уровня высокой эффективности технического обслуживания и ремонта горной техники и оборудования невозможно без выполнения в установленные сроки и с надлежащим качеством намеченных планов и принятых решений по обеспечению работоспособности горной техники. Важное значение приобретает разработка стандартов (регламентов), применение которых в ремонтной службе позволяет регулировать наличие и эффективность использования материально-технических ресурсов и обеспечивать работоспособность машин. Немаловажным при стандартизации технологического процесса является организация рабочего места ремонтника для безопасной и эффективной его работы.

Ключевые слова: деловой потенциал, эффективность технического обслуживания и ремонта, полномочия, метод, развивающая аттестация.

EVALUATION OF BUSINESS OPPORTUNITIES FOR THE PERSONNEL OF MINING ENTERPRISES

Andreeva L.I., Vasilieva Y.V.

Achieving the level of high efficiency of maintenance and repair of the mining technique and equipment is impossible without fulfilling the shaped plans and accepted decisions in the sphere of providing the working capacity of the mining technique in due time and with the appropriate quality. The important thing here is the development of standards (regulations), application of which in the maintenance department allows to regulate the existence and the efficiency of using material and technical resources and to provide for the working capacity of machines. The workplace arrangement of a maintenance specialist is of no small importance while normalizing the technological process for his safe and efficient work.

Keywords: business opportunities, efficiency of maintenance and repair, authorities, method, developing attestation.

Стоит заметить, что при рассмотрении процесса стандартизации ТОиР не уделяется должного внимания профессионализму и деловому потенциалу исполнителей работ.

Актуальность данного вопроса вызвана рядом причин:

- низкой оценкой уровня понимания работником целей и задач предприятия (цеха, участка);
- неэффективным планированием своей деятельности;
- слабым уровнем ответственности работника за результат своей деятельности;
- низкой инициативностью;
- несовершенством расстановки кадров.

Опыт работы предприятий показывает, что для эффективной реализации производственной функции работник либо не имеет достаточной квалификации с необходимыми полномочиями доступа к ресурсам, либо квалификация высока, но отсутствует соответствующий доступ к ресурсам. Объединение квалификации и полномочий как способности и возможности персонала для эффективной реализации

производственной функции и освоения инноваций, определяет его компетенцию, что становится базовым экономическим фактором повышения конкурентоспособности горнодобывающего предприятия в целом и внутри рабочих коллективов.

Выявить компетенцию помогает оценка делового потенциала исполнителей работ. Деловой потенциал – это некая возможная величина, которая характеризует способности работника и может быть реализована только при соответствующих отношениях и представленных возможностях. Определение этих способностей и создание условий для максимального их использования. Такое понимание делового потенциала позволяет оценить степень его использования, как отдельного работника, так и персонала предприятия в целом. [1]

Один из методов определения делового потенциала – развивающая аттестация, которая позволяет выявить «слабые» группы работников и является подспорьем для принятия управленческого решения. Основная работа по методу проводится этапами с группой иерархически равных работников. В поэтапный ход включены следующие позиции (табл.1).

Оценка соответствия функционала работника должности проводится по перечню вопросов (табл.2), на которые аттестуемый дает устные и письменные ответы. Оценка осуществляется по 5-ти балльной шкале. Для качественной работы члены комиссии опираются на рекомендации оценочной шкалы (табл.3).

Индивидуальная работа (оценочный лист) выявила нечеткое понимание собственной целевой функции и недостаточное представление о методах управления обеспечивающих достижение целей эффективного развития подразделения и выполнения планируемых показателей. Итоги работы с персоналом показали следующее – одна из главных проблем заключается в том, что мало работников, которые самостоятельно ставят задачу (в рамках общей цели предприятия) в части улучшения работы и, затем, решают ее.

Таблица 1

Этапы проведения работ по оценке делового потенциала исполнителей работ

Этап	Результат
Семинар-совещание	Понимание цели, методов и критериев аттестации. Самооценка. Планы развития подразделения и личного развития.
Работа аттестационной комиссии	Оценка соответствия интересов, ответственности, квалификации и полномочий работника целям предприятия (цеха, участка).

Таблица 2

Оценочный лист (фрагмент)

№	Вопросы	Оценка
1.	Что Вы понимаете под термином «подготовка» к ремонту?	
2.	Ведется ли оперативно (время)-количественный учет наличия и использования вторичных узлов и деталей?	
3.	Что такое агрегатно-узловой метод ремонт? Его преимущества?	
4.	На чем основано взаимодействие между подразделениями цеха? (Положения, инструкции)	
5.	Кто такой «руководитель»? Его отличие от «специалиста»?	
6.	Ставите ли Вы задачи перед подчиненными? (какие? Их масштабы?)	
7.	Как Вы оцениваете качество своего руководства? (успехи-неудачи)	
8.	Как Вы связываете результат труда с оплатой? (свой-персонала)	
9.	Какие различия между ценой и ценностью труда?	
10.	Какие опасные факторы (риски) могут проявиться при ремонте техники?	
11.	Как формируются опасные производственные ситуации (ОПС) и реализуются в негативное событие? (зарождение-развитие-реализация)	
12.	Что необходимо сделать для предотвращения ОПС?	
Член комиссии ФИО _____		

Таблица 3

Рекомендации к оценочной шкале

Балл	Резюме	Параметры оценки (фрагмент)
5	Высокий уровень готовности к развитию своего подразделения.	1. Ставит стратегические цели, задачи, видит траекторию развития и согласовывает их с вышестоящим руководителем. 2. Повышает уровень знаний, расширяет область умения, навыков самостоятельно.
4	Готов к развитию своего подразделения с периодическим контролем.	1. Готов ставить цели, задачи, достигать и решать их с периодической поддержкой в рамках целей вышестоящего руководителя. 2. Конфликтные ситуации разрешает самостоятельно
3	Необходима разъяснительная и методическая работа для обеспечения готовности к развитию подразделения.	1. Самостоятельно решает оперативные задачи, стратегические цели развития задаются вышестоящим руководителем. 2. Видит и понимает функции смежных подразделений.
2	Готовность низкая. Необходимо обучение.	1. Работает по задачам, поставленным руководством, с трудом идет на развитие подразделения (под давлением руководителя). 2. Требуется обучение.
1	Не обеспечивает функционирование подразделения.	1. Не справляется с поставленными задачами. Не видит необходимости в развитии. 2. Создает трудно разрешаемые конфликтные ситуации.

Обработка оценочных листов позволила выявить достаточно серьезные пробелы в знании работников, в первую очередь, вопросов

связанных с организацией участка, службы, целевых показателей, позволяющих оценить деятельность подразделения. Во-вторых, экономических знаний, необходимых для обоснованного расчета итогов работы подразделения (табл.4).

Таблица 4

Результаты собеседования

Начальник участка – Иванов И.И

Вопросы	Оценка	
	Член комиссии 1	Член комиссии 2
Что Вы понимаете под термином «подготовка» к ремонту?	3	4
Ведется ли оперативно (время)-количественный учет наличия и использования вторичных узлов и деталей?	3	2
Что такое агрегатно-узловой метод ремонт? Его преимущества?	3	4
На чем основано взаимодействие между подразделениями цеха? (Положения, инструкции)	3	4
Кто такой «руководитель»? Его отличие от «специалиста»?	1	4
Ставите ли Вы задачи перед подчиненными? (какие? Их масштабы?)	4	4
Как Вы оцениваете качество своего руководства? (успехи-неудачи)	4	4
Как Вы связываете результат труда с оплатой? (свой-персонала)	3	4
Какие различия между ценой и ценностью труда?	4	4
Какие опасные факторы (риски) могут проявиться при ремонте техники?	5	4
Как формируются опасные производственные ситуации (ОПС) и реализуются в негативное событие? (зарождение-развитие-реализация)	1	2
Что необходимо сделать для предотвращения ОПС?	4	4

Таким образом акцентирование внимания руководителей предприятия на квалификацию и профессионализм эксплуатационного и ремонтного персонала позволит достичь высокого уровня эффективности ТОиР горной техники и оборудования, что значительно сократит временные затраты, на простои по вине работников, и финансовые потери на оплату труда неквалифицированных рабочих.

Список литературы:

1. Лабунский Л.В. Развитие компетенций персонала горнодобывающего предприятия. Екб., 2003г.

УДК 622.732

ПОВЫШЕНИЕ УРОВНЯ СТАНДАРТИЗАЦИИ РЕМОНТНЫХ ПРОЦЕССОВ НА ПРИМЕРЕ АО «КОВДОРСКИЙ ГОК»

Андреева Л.И.¹, гл. н. с., д-р. техн. наук, Лашманов В.А.², лаборант,
Челябинский филиал Института горного дела УрО РАН,
ООО «Научно-исследовательский институт эффективности и безопасности горного производства» (ООО «НИИОГР»), г. Челябинск

Проведено исследование организации ремонтных процессов на предприятии АО «Ковдорский ГОК». Рассмотрены преимущества внедрения усреднительного склада на АО «Ковдорский ГОК», а также состав технического парка усреднительного склада. Указаны назначения рудоусреднительной роторно-ковшовой машины (реклаймер) и штабелелукладчика (стакер). Выявлены проблемы, имеющиеся на предприятии, и пути их решения с помощью внедрения технологических регламентов на ремонтное обслуживание конвейеров, реклаймера и стакера. Приведены примеры технологической документации, включающей в себя перечень производимых операций и порядок их выполнения с учетом специфики техники (большие габариты и массы узлов и агрегатов, работы на высоте и в ограниченном пространстве), рекомендации по применению инструмента, оснастки, количественный и квалификационный состав ремонтной бригады, рекомендации по технике безопасности. Рассмотрены преимущества использования данных регламентов.

Ключевые слова: стандартизация ремонтных процессов, ремонтное обслуживание, технологические регламенты, усреднительный склад, трудозатраты, эффективность проведения ремонта, защищенность персонала от опасных производственных ситуаций.

INCREASING THE LEVEL OF NORMALIZATION OF REPAIRING PROCESSES USING THE EXAMPLE OF JSC «KOVDOORSKII GOK»

Andreeva L.I., Lashmanov V.A.

The investigation of the arrangement of repairing processes at the enterprise JSC 'Kovdorskii GOK' has been carried out. We have considered the advantages of implementing the homogenizing stockyard at JSC 'Kovdorskii GOK' and also the components of the servicing yard of the homogenizing stockyard. We have pointed out the purposes of the homogenizing rotor-ladleman machine (reclaimer) and the piler (stacker). The problems, which the enterprise has, has been determined and ways to resolve them with the help of implementing technological regulations for maintaining conveyors, reclaimers and stackers have been suggested. We have also given the examples of technological documentation, which includes the list of fulfilled operations and the order of their fulfilment taking into account the specificity of the technique (huge dimensions and masses of units and assemblies, working at height and in restricted areas), recommendations for using tools and attachments, quantitative and qualifying contents of a maintenance team, recommendations for safety. In addition, advantages of using these regulations have been considered.

Keywords: normalization of repairing processes, maintenance, technological regulations, homogenizing stockyard, labour costs, efficiency of repair, protection of personnel from hazardous manufacturing situations.

В основе качественного проведения ремонтного обслуживания горной техники лежит повышение эффективности ремонтных процессов, за счет стандартизации ремонтных воздействий, позволяющей:

- оптимизировать трудозатраты выполнения операций;
- повысить уровень защищенности обслуживающего персонала от опасных производственных ситуаций.

Работа по повышению уровня стандартизации ремонта была произведена на примере оборудования усреднительного склада предприятия АО «Ковдорский ГОК».

Усреднительный склад предназначен для смешивания (усреднения) поступающей с карьера руды и дальнейшего транспортирования на обогатительную фабрику с целью повышения эффективности процесса обогащения и качества получаемого концентрата. Объемы хранения руды на складе позволяют в течение недели, без потерь для производства, проводить ремонты на дробильной фабрике и других переделах.

Технический парк усреднительного склада состоит из цепочки, которая включает ленточные конвейеры УС-1, УС-2, УС-3, УС-4, а также штабелеукладчик и рудоусреднительную машину.

Штабелеукладчик (стакер) представляет собой рельсовое устройство для насыпки отвала измельченной руды с неповоротной отвальной стрелой.

Рудоусреднительная машина (мостовой роторно-ковшевой реклаймер) представляет собой перемещающийся по рельсовому пути агрегат для разгрузки отвалов измельченной руды с передвижной тележкой роторного колеса.

В процессе исследования организации ремонтных процессов на усреднительном складе предприятия АО «Ковдорский ГОК» были выявлены следующие проблемы:

- высокие трудозатраты и удельная трудоемкость на проведение ремонта вследствие того, что работники отказываются от применения современного инструмента и средств механизации (9-21 чел.-ч/маш.-ч). Причинами отказа являются привычка работы «по старинке» и опасения испортить дорогостоящий инструмент;
- слабая защищенность персонала от опасных производственных ситуаций, возникающих при производстве работ с крупногабаритными и тяжелыми узлами и агрегатами, на высоте до 25 метров и в ограниченном пространстве;
- высокая удельная стоимость ремонтного обслуживания (11-27 тыс. руб/маш.-ч) вследствие повышенных трудозатрат;
- низкий уровень понимания конструкции и отсутствие опыта в ремонтном обслуживании техники немецкого производства;
- устаревшие порядки проведения ремонта, которые не соответствуют современным требованиям организации и технологии производства.

С целью снижения уровня трудозатрат, повышения эффективности проведения ремонта и защищенности обслуживающего персонала от опасных производственных ситуаций, специалистами НИИОГР совместно с работниками предприятия были разработаны и внедрены в АО «Ковдорский ГОК» технологические регламенты на ремонтное обслуживание эксплуатируемой техники (рис. 1–3).

Технологические регламенты включают перечень производимых операций и порядок их выполнения с учетом специфики техники (большие габариты и массы узлов и агрегатов, работы на высоте и в ограниченном пространстве), рекомендации по применению специального инструмента, оснастки, количественный и квалификационный состав ремонтной бригады, рекомендации по технике безопасности.

Таким образом, данные регламенты позволяют решить обозначенные проблемы, а также предоставляют ремонтному персоналу дополнительные преимущества в части:

- системности изложения ремонтных процессов;
- возможности проведения проверки уровня знаний рабочего персонала о конструкции техники и навыков проведения ремонта;
- быстрого и качественного обучения молодого персонала ремонтных служб;
- проведения обслуживания с применением агрегатно-узлового метода замены и ремонта крупных элементов машин;
- подробной визуализации ремонтных процессов в формате 3D с указанием мест приложения инструмента;
- визуализации технологических приемов строповок;
- указания мест формирования возможных дефектов.





14. Замена рельс «Тележка роторного колеса»							
14.1	Разрезать изношенные рельсы на 5 частей длиной 11 метров	Газовый резак РЗР-62	Электрогазосварщик	1	V	3.0	Работать в защитной экипировке.
14.2	Произвести установку рельсовых захватов на демонтируемые рельсы (рис. 6.24)	Автокран. Рельсовый захват	Водитель Слесарь	1 1 1	V IV III	0.2	Проверить надежность установки рельсовых захватов.
<i>Примечание: Рельсовый захват следует подбирать под рельс шириной 180 мм.</i>							
14.3	Застропить и демонтировать старые рельсы	Автокран Строп 2 СК – 16,0 / 10400	Водитель Слесарь	1 1 1	V IV III	2.0	Находиться сбоку от транспортируемых узлов. Работать по команде старшего.
14.4	Застропить и произвести монтаж новых рельсов					2.5	
							
15. Замена натяжного барабана «Мостовой конвейер»							
15.1	Ослабить натяжение конвейерной ленты (см. п. 16.2.)					3.0	
15.2	Отвернуть болты крепления плужкового очистителя ленты (рис. 6.25)	Набор слесарного инструмента	Слесарь	1	III	0.6	Не допускать срыва ключа с головки болта. Соблюдать личную осторожность при перемещении по площадке. Находиться в зоне видимости водителя автокрана. Работать по команде старшего.
15.3	Застропить и вывести из-под ленты плужковый очиститель	Автокран. Стропы	Водитель Слесарь	1 1	V IV	0.2	
15.4	Приподнять конвейерную ленту и установить ее на специальные распорки (рис. 6.26 и 6.27)	Распорки		1	III	0.4	

Рис. 1. Фрагмент технологических регламентов на ремонтное обслуживание узлов реклаймера: замена рельс и натяжного барабана



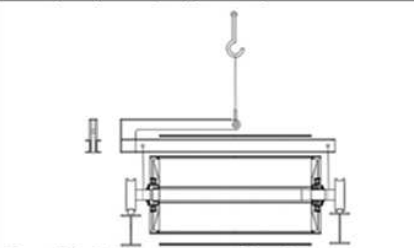
 <p>Датчик скорости Болты крепления планки датчика скорости</p> <p>Рис. 6.28. Датчик скорости натяжного барабана</p>	 <p>Строп УСК2 - 0,63 / 4000 - 2 шт</p> <p>Места крепления верхней направляющей балки</p> <p>Рис. 6.29. Схема строповки верхней направляющей балки</p>	 <p>Рис. 6.30. Схема строповки барабана с помощью С-образной рамы</p>
<p>15.8 Произвести монтаж С-образной рамы на натяжной барабан (рис. 6.30)</p> <p>15.9 Застропить, выдвинуть из-под ленты приводной барабан (рис. 6.30)</p> <p>15.10 Застропить и транспортировать барабан на ремонтную площадку</p> <p>15.11 Монтаж нового барабана производить в обратной последовательности, произвести стыковку и натяжку ленты</p>	<p>Кран, С-образная рама</p> <p>Кран Строп УСК1 – 1.6 / 2000</p> <p>Кран, Стропы</p> <p>См. п. 15.1-15.10</p>	<p>1 V 1 IV 1 III</p> <p>1,3 0,5 0,3</p> <p>Проверить надежность установки С-образной рамы. Работы производить по команде старшего. Соблюдать личную осторожность при транспортировке приводного барабана.</p>

Рис. 2. Фрагмент технологических регламентов на ремонтное обслуживание узлов реклаймера: визуализация технологических приемов строповок

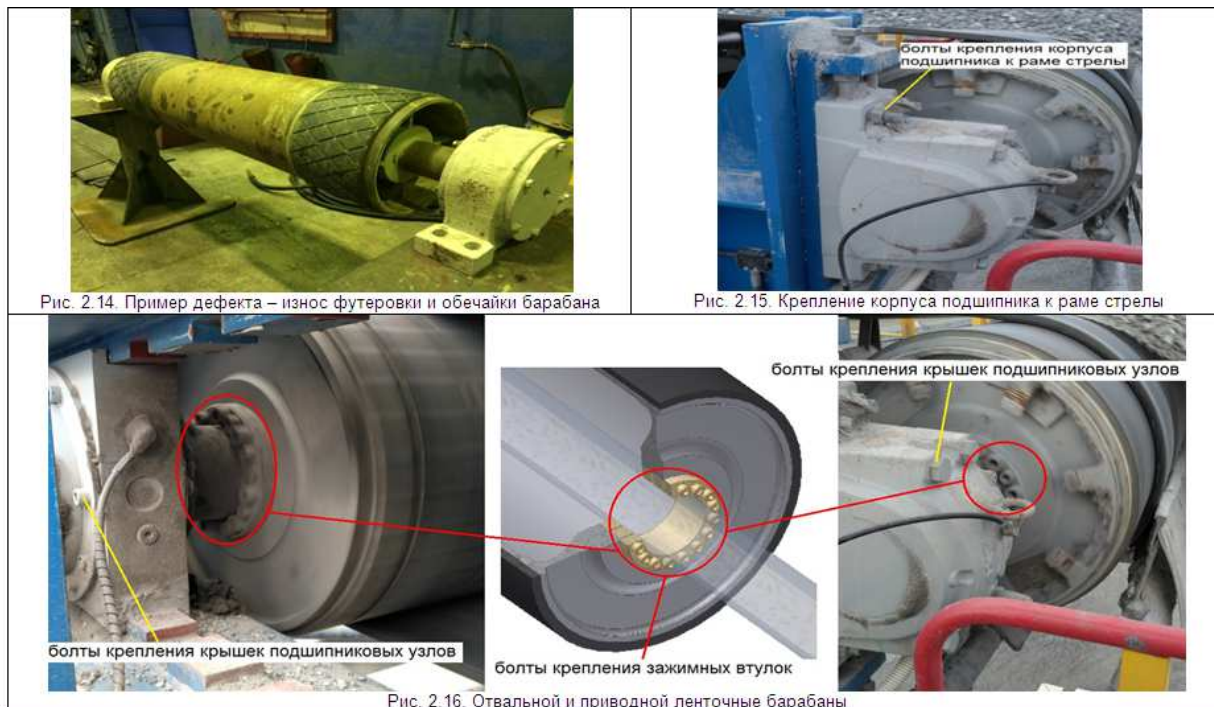


Рис. 3. Фрагмент технологических регламентов на ремонтное обслуживание узлов стакера: барабаны ленточного конвейера

Список литературы

1. Андреева Л.И. Методология формирования технического сервиса горнотранспортного оборудования на угледобывающем предприятии: дис. докт. техн. наук/Л.И. Андреева. – Екатеринбург, 2004. -297с.
2. ПБ 03-517-02 «Правила промышленной безопасности для организаций, осуществляющих деятельность в области промышленной безопасности опасных производственных объектов»/А.В. Денисов, Е.А. Иванов, Б.А. Красных, В.М. Кульчев, Р.А. Стандрик, Ю.Ф. Карабанов, Е.В. Кловач, О.В. Покровская, В.К. Шалаев, А.С. Печеркин – Научно-технический центр по безопасности в промышленности Госгортехнадзора России, 2002.

УДК 622.002

ОРГАНИЗАЦИОННО-ТЕХНИЧЕСКИЙ АУДИТ РЕМОНТНОГО ПРОИЗВОДСТВА ГДП.

Андреева Л.И., гл.н.с., д-р.техн.наук,
Челябинский филиал Института горного дела УрО РАН, г. Челябинск

Рассмотрен методический подход к оценке деятельности ремонтного производства горнодобывающего предприятия, включающий: анализ эффективности управления службой, материальными ресурсами, информационным обеспечением, бюджетом системы технического обслуживания и ремонта, применением диагностики горной техники и оборудования, планирование ремонтных воздействий, оценку качества ремонтов. Представлены результаты проведения аудита на горнодобывающем предприятии. Приведены рекомендации, позволяющие повысить эффективность ремонтного производства в рамках Программ развития подразделений предприятия.

Ключевые слова: ремонтное производства, горная техника, экспертное обследование, управление ремонтным производством, затраты на ремонт, система профилактического обслуживания.

ORGANIZATIONAL AND TECHNICAL AUDIT OF THE REPAIR DEPARTMENT OF MINING ENTERPRISES

Andreeva L.I.

The methodical approach to evaluating the activity of the repair department of a mining enterprise is considered, which includes: analyzing the efficiency of managing the department, material resources, information support, funds of the system of maintenance and repair, application of diagnostics of the mining technique and equipment, planning repairs, evaluating the quality of repairs. In addition, results of performing the audit at the mining enterprise are provided. Also recommendations, which allow to increase the efficiency of repairs within the framework of Programmes for Developing the Departments of the Enterprise, are described.

Keywords: repair department, mining technique, expert examination, managing the repair department, repair costs, system of preventive maintenance.

Деятельность ремонтного производства горнодобывающего предприятия как совокупность взаимосвязанных организационных, управленческих, технических и технологических процессов, направлена на частичное или полное восстановление ресурса горной техники при приемлемом уровне расхода ресурсов. Следовательно, эффективное ремонтное производство при любой форме его организации должно обеспечить экономически целесообразный уровень материальных и финансовых затрат, отнесенных на единицу производительной работы горной техники.

При эксплуатации машин происходит постепенное изменение параметров всех подсистем, что повышает вероятность внезапного отказа. Кроме того, существенное отклонение фактического объема профилактического обслуживания от планируемого в среднем на 30-60% по всем видам ТО и по ремонтным воздействиям на 20-80% приводит к увеличению доли сложных и трудоемких восстановительных ремонтов и длительным простоям в отказах (рис.1).

Практика показывает, что невыполнение профилактического обслуживания и ремонта связано с качеством планирования и организации ремонтных работ в части необоснованного уменьшения затрат на ремонт (в среднем в 1,5-2 раза), отсутствия качественных запасных частей (доля бракованных деталей составляет 20-25%), несвоевременной остановкой оборудования на ремонт в связи с производственной необходимостью (от 5 до 15 суток).

Следует отметить, что динамика затрат на ремонт оборудования на ряде горнодобывающих предприятий имеет тенденцию увеличения. Даже точное соблюдение требований системы технического обслуживания и ремонта (ТОиР) не обеспечивает снижения расходов, связанных с обслуживанием техники до того уровня, который требуется. По нашим данным затраты на ТОиР составляют 20-45% в структуре затрат горнодобывающего предприятия.

С другой стороны, даже специалисты с небольшим опытом работы понимают, что совершенно недопустимо ждать, пока произойдет поломка. Стоимость устранения последствий аварии обычно на порядок превышает стоимость ее предотвращения. Например, своевременно не замененные изношенные подшипники преобразовательного агрегата привели к задеванию ротора о статор, пожару и двухнедельному простоя одного из основных цехов крупного металлургического комбината.

По данным наших исследований на горнодобывающих предприятиях Кузбасса резко возросло количество аварийных выходов из строя основного технологического оборудования (на 1 плановый ремонт – 4,1 неплановых). Это связано с тем, что производственный ресурс оборудования уже выработан. Кроме того, нормы действующей системы планово-профилактических ремонтов (ППР) уже не могут корректно применяться к ремонту морально и физически устаревшего оборудования. В частности, на разрезах Кузбасса ресурс экскаваторного парка выработан



Рис.1 – Выполнение технического обслуживания и ремонта экскаватора

в среднем на 60%. В связи с этим возникает необходимость в полном контроле технического состояния горного оборудования без нарушения ритмичности производства. [1]

Перспективным решением проблемы является продолжение уже начатого в некоторых

регионах процесса аудиторского обследования ремонтного производства горнодобывающих предприятий, целью которого является определение уровня его эффективности и выявление резервов горной техники. [2]

Комплексный подход к проблемам ремонтного производства основан на проведении организационно-технического аудита, одним из элементов которого является техническое освидетельствование каждой единицы техники, работающей на предприятии.

Экспертное обследование (технический аудит) имеет целью повышение обоснованности таких технико-экономических и хозяйственных решений, которые не могут быть в полной мере описаны математически, поскольку являются «слабоструктуризованными», т.е. содержат неопределенности, связанные не только с измерением, но и самим характером исследуемых объектов.

Важнейшей составляющей эффективного управления ремонтным производством является определение проблемной ситуации, отражающей возникшее или назревающее неудовлетворительное его состояние. [2]

Для успешного проведения работы необходимо предоставление полной информации по всем вопросам, касающимся ТОиР, в том числе аварийность, затраты на ТОиР (бюджеты предприятия, цехов, калькуляции и себестоимости и т.п.), а так же иных аспектов ТОиР. Направления обследования предприятия представлены в таблице 1.

Таблица 1

Направления обследования ремонтного производства

Направления обследования	Объект исследования
Управление ТОиР	<ul style="list-style-type: none"> • Организация ТОиР; • Принципы и методики ТОиР; • Нарядная система.
Управление материальными ресурсами	<ul style="list-style-type: none"> • Склады; • Закупки (материально-техническое обеспечение).
Управление информацией в ТОиР	<ul style="list-style-type: none"> • Отчетность и аналитика в ТОиР; • АСУ ТОиР; • Анализ отказов.
Управление технической информацией	<ul style="list-style-type: none"> • Техническая информация для ТОиР (чертежи, описания, схемы, ремонтные документы).
Бюджет ТОиР	<ul style="list-style-type: none"> • Системы планирования и учета затрат; • Затраты на ТОиР.
Диагностика	<ul style="list-style-type: none"> • Система диагностики; • Использование результатов диагностики.
Планирование ТОиР	<ul style="list-style-type: none"> • Составление годовых, месячных графиков ремонтов на основе технического состояния горных машин; • Планирование работ по ТОиР.
Корпоративная поддержка ТОиР	<ul style="list-style-type: none"> • Программы обучения в службе ТОиР; • Инструмент, оснастка, спецодежда.

По результатам проведенного организационно-технического аудита на одном из горнодобывающих предприятий было рекомендовано следующее.

В рамках проведения профилактического обслуживания экскаваторов составить график контроля технического состояния узлов и агрегатов, персонифицировать ответственность за его выполнение.

Определить техническое состояние каждого экскаватора (экспертно, инструментально, с помощью приборов).

Составить графики периодичности и продолжительности, определить содержание ежеменного, еженедельного и ежемесячного технического обслуживания экскаваторов. Ответственность за их выполнение закрепить за экипажем.

Разработать инструкцию контроля качества ремонтных работ, проводимых силами ремонтных бригад.

Проверить укомплектованность ремонтных бригад инструментом, оснасткой и комплектующими.

Провести ревизию (наличие и качество) требуемой технической документации (регламентов ТО, Т1) на каждом экскаваторе. При необходимости укомплектовать.

Организовать контроль состояния забоя, режимов и условий эксплуатации (экипаж).

Таким образом, в результате проведения аудита:

- повышается отдача оборудования из-за увеличения межремонтных периодов и сокращения простоев для ремонтов. Останавливается только неисправное оборудование, а исправное работает до тех пор, пока действительно не потребует внимания. Это главный источник прибыли;

- снижаются затраты на техобслуживание и повышается производительность из-за снижения вероятности непредвиденных аварий. На некоторых предприятиях их удается исключить совсем;

- качество ремонтов проверяется и объективно оценивается;

- снижаются затраты на материально-техническое снабжение из-за снижения потребности в запасных частях. На некоторых предприятиях удастся отказаться от резервного оборудования и получить от этого дополнительную прибыль;

- улучшается безопасность труда и охрана окружающей среды;

- более эффективными становятся контакты с машиностроителями, так как программа техобслуживания «по состоянию» предоставляет материал о фактической работе оборудования и о направлениях повышения его надежности.

Список литературы:

1. Л.И. Андреева, О.А. Лапаева К вопросу определения периодичности замены основного горно-транспортного оборудования/ Горное оборудование и электромеханика. М., 2009, №6, С.27-30.

2. Сайтов В.И. Основы научно-исследовательских работ, Екб., 2017г.

УДК 622.68

ПОВЫШЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕХНИЧЕСКОЙ ГОТОВНОСТИ ПОГРУЗОЧНО-ДОСТАВОЧНОГО КОМПЛЕКСА КАРЬЕРА

Усов С.В.¹, инженер, Белов С.В.², профессор,

¹ООО «ГеоПроМайнинг Голд», Республика Армения,

²ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

В статье рассмотрено определение коэффициента технической готовности погрузочно-доставочного комплекса карьера в зависимости от системы разделения ответственности за техническое состояние оборудования между сервисной компанией производителя оборудования и службой механика карьера, планирования капитальных ремонтов и технического обслуживания.

Ключевые слова: погрузочно-доставочный комплекс, коэффициент технической готовности, экскаватор, автосамосвал, планово-предупредительный ремонт, техническое обслуживание.

THE INCREASE OF THE COEFFICIENT OF TECHNICAL READINESS FOR LOADING AND DELIVERY OF COMPLEX CAREER

Usov S. V., Belov S. V.,

The article considers the determination of the coefficient of technical readiness of the loading and delivery complex of the quarry depending on the system of division of responsibility for the technical condition of the equipment between the service company of the equipment manufacturer and the service of the quarry mechanics, planning of major repairs and maintenance.

Keywords: load-haul-dump complex, technical readiness coefficient, excavator, dump truck, preventive maintenance, maintenance.

Коэффициент технической готовности (КТГ) является основным показателем, характеризующим готовность машин и оборудования к выполнению работ. По сути, этот коэффициент может быть представлен в виде отношения фактически отработанного времени машиной в расчетном периоде T_{ϕ} к максимально возможному времени работы машины $T_{\text{м}}$ в этом же расчетном периоде.

$$\text{КТГ} = T_{\phi} / T_{\text{м}}; \quad (1)$$

В целом, КТГ погрузочно-доставочного комплекса (ПДК) должен представлять совокупность коэффициентов технической готовности всего используемого парка оборудования погрузочно-доставочного комплекса карьера. При этом следует отметить, что на повышение КТГ, а именно – на увеличение фактически отработанного времени – будет значительно влиять принятая на предприятии (карьере) система разделения ответственности между сервисной компанией производителя оборудования и службой механика карьера.

Исследование влияния разделения ответственности по обслуживанию оборудования погрузочно-доставочного комплекса карьера на повышение КТГ оборудования и, таким образом, на повышение эффективности добычи полезного ископаемого было проведено на золоторудном карьере Сотского рудника в Республике Армения (предприятие ООО

«ГеоПроМайнинг Голд» (ООО «ГПМ Голд»). Производительность карьера по рудной массе 100 тыс. тонн в месяц. Состав ПДК приведен в таблице.

Таблица

Погрузочно-доставочный комплекс ООО «ГПМ Голд»

Наименование оборудования	Технические параметры (емкость ковша, куб.м./грузоподъемность,тн	Год выпуска	Кол-во
Экскаваторы			
ЭКГ-5А	5,0	1987	2
Ex Cat 349 D	2,77	2012	2
BUSYRUS RH90C (CAT6018)	10,0	2010	2
Komatsu PC2000-8	12,0	2012	2
Komatsu PC1250-7	6,7	2012	2
Автосамосвалы			
БелАЗ-75473	45	2011	10
БелАЗ-75131	130	2006	4
Komatsu HD785-7	90	2011	12

В мировой практике применяются три основные системы взаимодействия и разделения ответственности сервисных служб производителя техники и производителя по добыче полезных ископаемых при техническом обслуживании и ремонте оборудования:

- обслуживание производится за счет средств и ресурсов компании, занимающейся добычей полезных ископаемых.

- обслуживание по схеме взаимодействия и разделения ответственности сервисной компании производителя оборудования и службы механика компании по добыче полезных ископаемых.

- обслуживание производится полностью сервисной компанией производителя оборудования.

В настоящее время работа по обслуживанию погрузочно-доставочного комплекса ООО «ГПМ Голд» производится по второй системе. Применение такой системы позволило разделить ответственность за качество обслуживания и содержание склада, использовать обученный обслуживающий персонал, сократить затраты на обучение персонала. Расчет эффективности технологического оборудования производился с помощью программного обеспечения OFR компании Комацу, которая уделяет большое значение эффективному использованию оборудования.

До внедрения системы структура сервисной службы дилера оборудования составляла 5 структурных подразделений и 11 единиц персонала, структура службы механика ООО «ГПМ Голд» составляла 15 структурных подразделений и 40 человек персонала. Совместная структура службы механика и дилера поставщика оборудования после перераспределения ответственности стала составлять в целом 15 структурных подразделений и 28 единиц персонала. Структура службы главного механика была недостаточно подвержена уменьшению в связи с

наличием большого парка разнообразного вспомогательного оборудования (машины ИТР, поливальные, моечные, для ВВ, топливозаправщики).

Таким образом, произошло значительное снижение затрат на содержание персонала и материальной базы. Значение КТГ, ранее составлявшее за месяц 0,79, после перераспределения ответственности за обслуживание оборудования повысилось до 0,85.

На предприятии взята за основу система ППР, направленная на исключение аварийных остановок оборудования. Планирование производится на основании рекомендаций завода-изготовителя и фактического состояния оборудования. В первые 2 года статья аварийных ремонтов не предусматривалась, так как работа плановой системы оправдывала себя для поддержания КТГ 0,92-0,96. Планирование капитальных ремонтов на последующий год происходит за 3 месяца до начала года. Основой составления затрат на капитальный ремонт и обслуживание является график планово-предупредительных ремонтов техники и расчет затрат плановых ремонтов на предстоящий период.

Определение технически оправданного КТГ необходимо производить через расчет необходимого времени на проведение плановых технических обслуживаний и ремонтов, заложенных при расчете стоимости содержания машин на период 60 000 моточасов или 10-12 лет эксплуатации. В расчете были использованы первые три года эксплуатации. В первый год эксплуатации машины имеют стабильно высокий КТГ за счет малого естественного износа механизмов. Во 2 год КТГ снижается за счет появления плановых ремонтов, замены быстро изнашиваемых деталей, деталей, влияющих на безопасность эксплуатации. КТГ в 1 год составил 0,94. КТГ во 2 год, включающий техническое обслуживание, ППР и замену быстро изнашиваемых деталей, составил 0,937.

В расчетах не учитывалось время на проведение текущих сварочных работ и шиномонтажных работ. Сварочные работы проводятся в обеденные перерывы, либо используется принцип оборотных узлов и агрегатов, в том числе при шиномонтажных работах специальной бригадой слесарей. Ремонтные работы на оборотных агрегатах не влияют на рабочий график машин. Применение долгосрочного планирования позволяет планировать КТГ машин на весь период эксплуатации и поддерживать его на заданном уровне.

Относительно КТГ всего погрузочно-доставочного комплекса расчеты показали, что влияние простоя одного автосамосвала менее выражено. Это обусловлено тем, что в работе ПДК участвуют 5 автосамосвалов и один экскаватор. Соответственно простой экскаватора влечет за собой остановку всех 5 автосамосвалов, а также вспомогательного оборудования.

УДК 653. 58. 0118: 669. 02: 09

**ФОРМИРОВАНИЕ МНОГОВАРИАНТНОЙ СИСТЕМЫ
ПЛАНОВО-ПРЕДУПРЕДИТЕЛЬНОГО РЕМОНТА
И ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ
В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАЩЕННОСТИ
РЕМОНТНОЙ СЛУЖБЫ**

Е.С. Еркетаев ст. преподаватель

Рудненский индустриальный институт, г. Рудный, Р. Казахстан

Настоящая статья освещает подход к формированию многовариантной системы технического обслуживания и ремонта оборудования в зависимости от технологической оснащённости ремонтной службы. По результатам исследований могут быть выработаны рекомендации по реорганизации ремонтной службы путем реализации определенных организационно-технических мероприятий учитывающих исходную надежность, условия эксплуатации и количество оборудования; представляющие в комплексе соответствующие системы технического обслуживания и ремонта

Ключевые слова: система, планирование, обслуживание, ремонт, оборудование, технология, ресурс, надежность, работоспособность

**FORMATION OF THE MULTIPURPOSE SYSTEM PLANNING-
WARNING REPAIR AND MAINTENANCE EQUIPMENT DEPENDENT
FROM TECHNOLOGICAL EQUIPMENT REPAIR SERVICE**

Erketaev E.S.

This article highlights the approach to the formation of a multivariate system of maintenance and repair of equipment, depending on the technological equipment of the repair service. Based on the results of the research, recommendations can be developed on the reorganization of the repair service by implementing certain organizational and technical measures that take into account the initial reliability, operating conditions and the amount of equipment; representing in the complex the corresponding systems of maintenance and repair

Keywords: system, planning, maintenance, repair, equipment, technology, resource, reliability, efficiency

Впервые исследование вопросов организации технической эксплуатации оборудования было начато в конце двадцатых – в начале тридцатых годов прошлого столетия. Ряд разработанных положений не утратили своей актуальности и в настоящее время, например, такие как:

- оборудование необходимо постоянно поддерживать в исправном состоянии;
- все ремонтно-профилактические работы должны проводиться методом предупредительного и принудительного ремонта;
- ремонтное производство должно иметь плановую основу.

Вместе с тем, эти положения не всегда находили и находят практическое воплощение при техническом обслуживании и ремонте горного оборудования. Организационные формы планирования и проведения могут иметь, в принципе, различное содержание в зависимости от технологической оснащённости ремонтного производства.

В процессе развития науки о техническом обслуживании и ремонте оборудования были сформированы, например, такие системы, как:

- ТОиР оборудования по потребности;
- стандартные ремонты;
- послеосмотровые ремонты;
- планово-предупредительные ремонты.

Ремонт оборудования «по потребности» выполняется тогда, когда дальнейшая эксплуатация его оказывается невозможной из-за его изношенности, наступления аварийного состояния и когда значения i -х параметров качества функционирования превышают предельные значения.

По-существу, эту систему, с точки зрения управления надежностью, техническим состоянием оборудования, нельзя назвать системой. Мероприятия по восстановлению утраченной работоспособности выполняются здесь после обнаружения отказа при неработоспособном состоянии оборудования, а по своему объему работ, затратам они могут соответствовать мероприятиям, характерным для аварийного ремонта.

Недостатки этой системы вполне очевидны (отсутствие планирования, управления надежностью оборудования и др.). Система стандартных ремонтов предусматривает принудительный вывод оборудования в ремонт и принудительную замену запчастей в заранее установленные сроки эксплуатации независимо от состояния этого оборудования. Кроме того, при этой системе ремонт выполняется по заранее разработанному технологическому процессу с определенной технологией и объемом работ.

Преимуществом данной системы является наличие четкого планирования материально-технического и технологического обеспечения при реализации ТОиР оборудования. Вместе с тем эта система крайне не экономична, так как при проведении очередного ремонта необходимо производить замену всех тех деталей, ресурс которых меньше межремонтного ресурса работы машины. Применение данной системы возможно лишь в практике эксплуатации оборудования с достаточно устойчивыми, постоянными режимами и условиями работы.

Сочетание плановости и учета технического состояния впервые нашло отражение в системе послеосмотровых ремонтов, обоснование положений которой было сделано в научных трудах советских ученых. Техническое состояние оборудования в них определялось при проведении осмотров. После анализа состояния оборудования осуществлялось планирование и корректирование сроков и видов проведения ремонтов, приобретения или изготовления запчастей, определение объема предстоящих работ. Однако, точность планирования при этом низкая из-за субъективности оценки технического состояния оборудования, так как эта система не устанавливает объективных критериев технического состояния, а также критериев, методов его определения, сроков и видов ремонта. Это не давало надежных гарантий надлежащего состояния оборудования и исключения unplanned выходов его в ремонт. При этой системе любой

ремонт, если он только оказывался включенным в месячный план ремонта, считался планово-предупредительным. Таким образом, под видом планово-предупредительного ремонта могли производиться такие работы, необходимость которых возникала не как естественный результат его производственной эксплуатации, а как следствие плохого качества ранее выполненного ремонта, неудовлетворительного обслуживания оборудования и ее эксплуатации.

Принципиальное отличие от рассмотренных систем ТОиР имеет система планово-предупредительного ремонта и технического обслуживания (ППР и ТО), сокращенно именуемая системой ППР. Система ППР, в зависимости от надежности, сложности, допустимости и последствия отказов, восстанавливаемости, контролепригодности оборудования, его количества на данном предприятии, а также технической и технологической оснащенности ремонтных служб, в конкретном случае может иметь различные формы и программы реализации, т.е. различные варианты. Поэтому, в общем случае систему ППР можно назвать многовариантной системой ППР и ТО. В настоящее время практическое применение, официальную поддержку и нормативное обеспечение получили такие варианты системы ППР:

- система ППР по наработке;
- система ППР по сроку службы;
- система ТОиР по техническому состоянию оборудования.

Последняя, в свою очередь, может быть реализована с непрерывным, периодическим контролем параметров или с контролем уровня надежности оборудования. Система ППР по наработке (регламентная) характерна для оборудования или отдельных его агрегатов, функциональных систем, изменение показателей качества функционирования от которых зависит и от конкретных условий эксплуатации, а также действительной наработки.

Как правило, преобладающим, определяющим фактором здесь является величина физического износа. Эта система основана на следующих положениях, принципах:

1) все профилактические и ремонтные работы в течение ремонтного цикла должны проводиться планово, периодически;

2) все профилактические и ремонтные работы должны выполняться в объеме, необходимом для восполнения утраченной на данный момент времени работоспособности оборудования и достаточном для создания запаса работоспособности (наработки) оборудования до его следующего ремонта, технического обслуживания;

3) объем и содержание профилактических и ремонтных работ устанавливается предварительно, в зависимости от наработки до момента их проведения, ремонтпригодности и ремонтсложности по типам оборудования и окончательно, на момент выполнения этих работ в зависимости от действительных условий, режимов работы этого оборудования и действительного его технического состояния,

устанавливаемого в процессе предшествующих профилактических и ремонтных работ.

Система ППР по наработке дает возможность планирования (месячного, квартального, годового) объемов и периодичности технического обслуживания (осмотров) и ремонтов, расходов запчастей и материалов; рассчитывать штаты ремонтных служб предприятий и ремонтную базу в целом (площади ремонтных помещений, оборудование и др.) на основе установленных норм, структур ремонтных циклов, категорий ремонтной сложности оборудования.

Анализ работы ремонтных служб в настоящее время показывает на наличие причин, препятствующих безусловному выполнению требований указанной системы ППР. К таким причинам относятся, например, невозможность тщательного, постоянного учета наработки всего парка оборудования из-за отсутствия соответствующих штатов и технических средств; отсутствие методов и средств точного прогнозирования времени и причин отказов; неверность исходного положения об адекватности процессов изнашивания машин данного типа, но различной конструктивной и ремонтной сложности и сделанного из этого вывода о единой для них стратегии ТОиР.

Система ППР по сроку службы (календарная) характерна для оборудования, его агрегатов или функциональных систем, изменение показателей качества функционирования которых зависит от процессов старения деталей в условиях воздействия окружающей среды и не зависит от наработки. Данная система рациональна также для оборудования, находящегося в складском резерве и систем, оборудования, имеющего сезонный характер работы. Для этой системы приемлемы, в основном, те же принципы, что и для системы ППР по наработке.

Нетрудно заметить, что даже для однотипного оборудования, тем более для парка различного по видам оборудования, в определенных условиях рационально использовать ту или иную систему, а иногда, одновременно, и ту и другую, в конечном виде комбинированную систему ППР.

В последние годы все отрасли промышленности переходят на более прогрессивные системы ТоиР такие как:

- по состоянию с контролем уровня надежности;
- по состоянию с контролем уровня параметров.

Причиной этого является то, что многообразие и стохастический характер воздействий эксплуатационных факторов на однотипное оборудование даже при одной и той же наработке формируют различное техническое состояние у конкретных машин, агрегатов: исправное или неисправное, работоспособное или неработоспособное. Поэтому учет истинного технического состояния объекта эксплуатации при формировании многовариантной системы его ТОиР является одной из важнейших предпосылок.

Основным принципом системы обслуживания и ремонта по состоянию с контролем параметров можно считать принцип планирования объемов и периодичности проведения форм технического обслуживания и ремонта. Однако, планируемыми здесь являются лишь часть стандартных операций при соответствующей наработке, работы по техническому диагностированию и контролю параметров объектов и сама периодичность их выполнения. Регулировочные, демонтижно-монтажные, восстановительные работы на объектах выполняются только по результатам диагностирования и контроля. Другой важный принцип обслуживания по состоянию - своевременное предупреждение отказов функциональных систем и их наиболее важных изделий при условии обеспечения максимально возможной наработки до замены. Следующий не менее важный принцип - обеспечение экономичности технической эксплуатации путем применения оптимальных программ обслуживания и ремонта изделия при его эксплуатации. Высокая экономическая эффективность здесь достигается за счет наиболее полного использования работоспособности каждого конкретного изделия. Проведенные научные исследования показывают, что при внедрении стратегии обслуживания и ремонта техники по состоянию можно сократить затраты на техническую эксплуатацию до 30%. Стратегия по состоянию с контролем параметров предполагает обеспечение высокого уровня эксплуатационно-ремонтной технологичности оборудования, создание в достаточных объемах эффективных средств диагностирования и неразрушающего контроля, развитие производственно-технических баз предприятий и их ремонтных служб. Анализ теоретических предпосылок и практика решения проблемы организации технической эксплуатации оборудования, позволяют сделать следующие выводы:

1) управление надежностью и техническим состоянием оборудования на стадиях их технической эксплуатации необходимо и возможно путем реализации определенных организационно-технических правил, приемов, представляющих в комплексе соответствующие системы технического обслуживания и ремонта;

2) в зависимости от исходной надежности, условий эксплуатации и количества оборудования его техническое обслуживание и ремонт необходимо осуществлять по конкретной, наиболее эффективной системе ТОиР;

3) для оборудования, независимо от количества, типов, видов, возможно одновременное использование различных систем ТОиР, которые в комплексе будут представлять собой многовариантную систему ТОиР;

4) с целью реализации принципа многовариантности системы ТОиР оборудования необходимо и внедрение IT-технологий.

Например: система TRIM-PMS, которая является программно-методической платформой, с помощью которой руководители ремонтных служб всех уровней смогут повысить управляемость и эффективность

процессов технического обслуживания и ремонта (ТОиР). В ней ремонтная служба может регистрировать первичные данные по оборудованию (паспортизация), вести нормативы на ТОиР, создавать каталоги запчастей, регистрировать дефекты и отказы, формировать план-графики ремонтов и обслуживания, составлять заявки на закупку запчастей и материалов, отчитываться о выполнении ремонтов и других работ и т.д. Руководители ремонтной службы могут контролировать в системе деятельность ремонтного персонала, получать из системы и анализировать численные значения показателей надежности и работоспособности оборудования, показатели выполнения планов работ, показатели затрат на ТОиР и другие данные. Если на предприятии существует и используется своя система технического обслуживания и ремонта, то программные средства TRIM-PMS позволят повысить ее эффективность за счет автоматизации планирования, формирования отчетности, повышения качества учета и анализа результатов работ.

Эффективность процессов организации технической эксплуатации оборудования зависит в первую очередь от вида, варианта принятой системы ТОиР, каждая из которых может быть оценена рядом критериев качества. Критерии качества функционирования основных вариантов систем ТОиР целесообразно подразделять на две группы: критерии, необходимые для реализации системы и критерии, показатели ТОиР, достигаемые в результате реализации системы.

Список литературы

1. Бельфор В.Е., Горлин А.М., Морозов В.И. Автоматизация управления ремонтом оборудования на горных предприятиях. М., Недра, 1986. -160 с.
2. Ганицкий В.И., Чернигова Е.И. Принципы оптимизации планирования ремонтов горного оборудования. // Проблемы управления горными предприятиями будущего. М.: Недра. 1972. -с. 108-111
3. Кох П.И. Надежность механического оборудования карьеров. М.: Недра, 1978.- 189 с.

УДК 622.331

**ОБОСНОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПАРКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ
МАШИН ТОРФОДОБЫВАЮЩЕГО ПРОИЗВОДСТВА
(НА ПРИМЕРЕ ТОРФЯНОГО ФРЕЗЕРНОГО БАРАБАНА)**

Михайлов А.В.¹, проф., Жигульская А.И.², доц., Яконовская Т.Б.², доц.

¹ Санкт-Петербургский Горный Университет, г. Санкт-Петербург, Россия

² Тверской государственный технический университет, г. Тверь, Россия

Приведен алгоритм формирования структуры парка технологических машин и оборудования торфодобывающего предприятия. Идея метода заключается в том, что структура парка торфяной техники и график ее ввода и списания определяются с учетом изменения геологических и технологических условий разработки месторождения, а так же динамики изменения технико-экономических показателей работы техники в соответствии с ее жизненными циклами в течение срока эксплуатации, который многие специалисты называют «жизнью машины», и сервисной стратегией торфодобывающего предприятия.

Ключевые слова: структура парка торфодобывающей техники, мониторинг технического состояния машин, жизненный цикл техники, добыча торфа.

**SUBSTANTIATION OF STRUCTURE OF PARK
OF TECHNOLOGICAL MACHINES PEAT PRODUCTION
(FOR EXAMPLE, PEAT MILLING DRUM)**

Mikhailov A.V., Zhigulskaya A. I., Yakonovskaya T.B.

The algorithm of formation of structure of Park of technological cars and the equipment of the peat-producing enterprise is resulted. The idea of the method is that the structure of the Park peat equipment and schedule of its entry and write-off, determined by changes in geological and technological conditions of development of the field, as well as the dynamics of changes in technical and economic performance of technology in accordance with its life cycles during the service life, which many experts call "the life of the machine", and the service strategy of the peat.

Keywords: structure of the Park peat extraction equipment, monitoring the technical condition of machines, the life cycle of technology, peat extraction.

Одной из наиболее важных проблем торфяной отрасли является значительный износ основных средств. Начиная с 1990 г. обновление и техническое перевооружение парка машин для отрасли нехарактерно и носит чаще всего единичный характер. Ликвидация различных поломок устаревшей и изношенной техники происходит не за счет приобретения новых машин, а путем проведения ремонтных работ с использованием запасных частей с бывших в употреблении и законсервированных торфяных машин. Кроме того, в случаях приобретения новых машин и оборудования торфяные предприятия вынуждены использовать продукцию импортного производства [1-3].

Хотя современное технико-экономическое состояние торфоразработок России оставляет желать лучшего торфяная отрасль входит в перечень отраслей промышленности России в 2017 г. под кодом по ОКОНХ 11610 и представлена 87 предприятиями по регионам. Материал был собран на торфяных предприятиях Твери, Иванова, Брянска,

Владимира, Тамбова, Удмуртии. У всех предприятий различные производственные и горно-геологические условия.

Одним из факторов успешной работы торфодобывающих предприятий является постоянный контроль технического состояния технологических машин и оборудования. Для этого необходимо отслеживать изменения комплекса показателей, влияющих на работоспособность торфодобывающих машин, а именно: технико-экономических и производственных. Оперативный учет этих комплексных показателей позволит предпринять эффективные управленческие методы организации технического сервиса и процессов обновления парка технологических машин и оборудования на торфодобывающих предприятиях.

Опыт эксплуатации торфодобывающих машин и проведенные авторами исследования организации работ по техническому обслуживанию и ремонту технологического оборудования на предприятиях торфяной отрасли показали, что в процессе работы конкретной торфодобывающей машины или оборудования можно построить кривую эксплуатационных расходов, связанных с обслуживанием техники (рис.1). В связи с этим любая торфодобывающая машина имеет оптимальный производственный срок полезного использования, в течение которого, машина приносит предприятию доход в процессе своей эксплуатации.

Эксплуатационные затраты по БФТ-9 включают такие расходы как: амортизация, текущее техническое обслуживание и ремонт, запасные части и ремонтные материалы, топливо, заработная плата, накладные расходы.

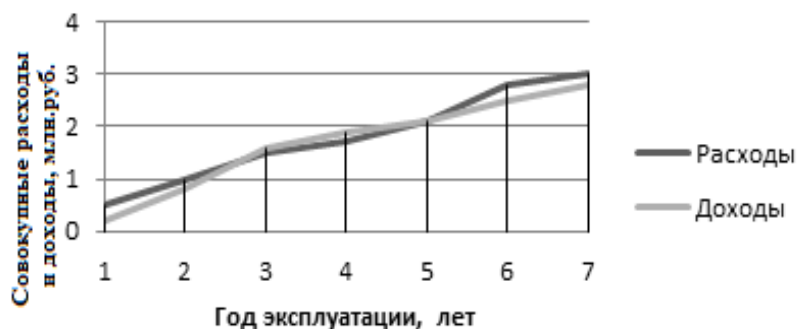


Рис.1 Динамика совокупных эксплуатационных затрат и дохода от использования фрезерного барабана БФТ-9 производства ООО «ГринМаш»

Технико-экономическая модель, представленная на рис. 1 позволила разработать компьютерную программу мониторинга изменения совокупных эксплуатационных затрат по фрезерному барабану БФТ-9 и прибыли получаемой от его использования на торфяном предприятии. Эта программа отражает жизненный цикл БФТ-9 в течение которого определяют экономически оптимальный срок службы торфяного фрезерного агрегата и изменение технологического парка фрезерных барабанов на предприятии.

Структура парка торфяной техники, а также порядок ее ввода и списания, зависят от изменения геологических и технологических условий разработки месторождения и существующей на предприятии стратегии технического обслуживания и ремонта.

Главным показателем при формировании структуры парка торфяных технологических машин является минимум суммарных затрат на эксплуатацию и владения парком торфяных машин. Алгоритм обоснования структуры парка торфяной техники состоит из четырех этапов [4,5]:

1. Исследование геологических и технических условий разработки месторождений и определение объемов подготовительных и добычных работ.

2. Изучение состояния парков торфодобывающей техники на предприятии, а именно оценка технического состояния каждой машины, анализ действующих нормативов ТО и Р, уровня организации технического обслуживания и материально технического снабжения и квалификации персонала.

3. Анализ параметров нового парка торфяной техники предусматривает исследование рыночной конъюнктуры торфяной техники, выбор возможных для применения вариантов техники с учетом современных направлений развития горного дела [6].

4. При выборе варианта структуры парка торфяной техники и ее динамики производится технико-экономическое моделирование процесса торфодобычи при различных вариантах структуры парка.

Список литературы

1. Mikhailov A.V., Zhigulskaya A.I., Yakonovskaya T.B. Excavating and loading equipment for peat mining//В сборнике: [IOP Conference Series: Earth and Environmental Science](#) [Electronic resource]. 2017. С. 022014.

2. Mikhailov A.V., Zhigulskaya A.I., Yakonovskaya T.B. [Strip mining of peat deposit](#) // В сборнике: [Mine Planning and Equipment Selection: MPES 2017](#) Proceeding of the 26th International Symposium. Edited by Behzad Ghodrati, Uday Kumar, Håkan Schunnesson. 2017. С. 497-501.

3. Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Жигульский М.А., Оганесян А.С. [Особенности организации мобильного экспресс-сервиса торфодобывающей техники](#) // В сборнике: [Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности](#) сборник трудов XV Международной научно-технической конференции. 2017. С. 414-417.

4. Зюзин Б.Ф., Жигульская А.И., Яконовский П.А., Яконовская Т.Б. [Машины и оборудование торфяных производств](#). - Учебное пособие / Тверь, 2015. 160 с.

5. Зюзин Б.Ф., Яконовская Т.Б., Жигульская А.И., Яконовский П.А., Гусева А.М., Оганесян А.С. [Современные направления модернизации комплексов оборудования в связи с эволюцией способов добычи торфа// Горный информационно-аналитический бюллетень \(научно-технический журнал\)](#). 2015. №6. С. 67-73.

6. Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., Бурмистров И.С., Оганесян С.А., Лемешев А.В. [Экологический, технологический и экономический подход к рациональному развитию торфяного производства//Научно-технический вестник Поволжья](#). 2012. №5. С. 163-167.

УДК 622.271.4

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СМАЗОЧНЫХ РАБОТ ПРИ РЕАЛИЗАЦИИ СЕРВИСНОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ГОРНЫХ МАШИН

Князькина В.И.¹, магистр, Сафрончук К.А.¹, аспирант, Иванов С.Л.,¹проф., д.т.н.
¹Санкт-Петербургский Горный университет, г. Санкт-Петербург

Рассмотрены вопросы совершенствования проведения смазочных работ в рамках сервисного обслуживания горных машин. Даны рекомендации по совершенствованию системы технической диагностики состояния узлов и пар трения механических трансмиссий оборудования, даны предложения по совершенствованию конструкции самоходных смазочно-заправочных агрегатов, обеспечивающая проведение работ по замене и очистки масел в безопасном режиме, снижая риски аварийных отказов горнодобывающей техники.

Ключевые слова: горные машины, техническое обслуживание и ремонт, смазка, агрегат, регенерация, акустическая эмиссия, самоходные смазочно-заправочные агрегаты.

PERFECTION OF LUBRICANT WORKS ON THE MAINTENANCE OF MINING MACHINE

Knyazkina V.I., Safronchuk K.A., Ivanov. S.L.

The issues of improvement the lubrication works within the framework of mining machinery servicing are considered. Recommendations are given to improve the system of technical diagnostics of the condition of units and pairs of friction mechanical transmissions of equipment; suggestions are given to improve the design of self-propelled lubricating-refueling aggregate, providing replacement and cleaning oils in a safe mode, reducing the risks of emergency failures in mining equipment.

Keywords: mining machines, maintenance and repair, lubrication, aggregate, regeneration, acoustic emission, self-propelled lubricating-refueling aggregate.

Горная промышленность претерпела значительные изменения в XX веке с переходом от подземных методов добычи к открытым способам.

В настоящее время производители горных машин и оборудования откликнулись на снижение эксплуатационных затрат повышением эффективности оборудования, прежде всего за счет увеличения размера оборудования, увеличения грузоподъемности и т.д., что в свою очередь вызвало увеличение размера и мощности двигателя, тем самым увеличив спрос на компоненты трансмиссии и, соответственно, на рабочие жидкости, масла и смазки, обеспечивающие нормальное функционирование элементов трансмиссий и узлов трения в жестких условиях эксплуатации (низкие и высокие температуры, влажность, запыленность, экстремальные давления в контакте и т.д.), и способствующие снижению диссипативных потерь в машинах, интенсивности изнашивания их элементов.

Необходимо отметить, что в последнее время на отечественных горных предприятиях начинает все шире применяться стратегия технического обслуживания по состоянию, постепенно вытесняя предупредительную стратегию технического обслуживания, типичным представителем которой является система планово-предупредительных ремонтов. Следует отметить, что независимо от стратегии технического

обслуживания и ремонта весомую часть работ по техническому обслуживанию занимают смазочно-заправочные работы [1].

Можно с уверенностью сказать, что смазка является неотъемлемой частью обеспечения функциональности компонентов и систем в машинах и оборудовании при проведении технического обслуживания и ремонта. И чем выше нагрузки, чем агрессивнее окружающая среда, тем более значимым является процесс своевременного и качественного обеспечения узлов трения смазкой.

Выбор соответствующего типа смазки для каждого вида горного оборудования и отдельных его механизмов имеет решающее значение для рабочего состояния машины, но не менее важно выбрать правильный способ доставки.

Хотя ручная смазка по-прежнему является нормой в большинстве технических регламентных работ по обслуживанию машин, применение автоматизированных систем смазки, являясь неотъемлемой частью современной технологической машины, позволяет обеспечивать рациональные условия работы узла трения при минимизации расхода смазочных материалов, способствует минимизации простоев, повышению безотказности оборудования и качества профилактического обслуживания.

В частности, автоматические централизованные системы смазки (АЦСС) в различных конфигурациях позволяют осуществлять своевременную качественную смазку в каждой требуемой точке смазки без прямого участия человека и без остановки машины. В зависимости от размеров машины, тип потребной смазки, количество точек смазки, расход смазочных материалов, протяженность и сечение линий смазки, а также некоторые другие факторы определяют эффективность централизованной системы смазки для применения, при этом хорошо спланированная и выполненная АЦСС – это экономически и экологически выгодные решения.

Однако недостаточно подводить наперед заданное количество смазки к паре трения. Требуется осуществлять контроль за состоянием контактирующих элементов, изменяя периоды и количество подаваемой смазки в зону трения, осуществлять мониторинг или периодическую диагностику узлов трения и элементов трансмиссий, что особенно важно при переходе на стратегию технического обслуживания по фактическому состоянию. Кроме того, при определении смазывающей способности масел необходимо достоверно определить состояние контакта в паре трения. Существует целый ряд способов способных оценить состояние контакта в паре трения, при этом наиболее эффективным представляется метод оценки состояния пары трения по величине и характеру генерируемого сигнала акустико-эмиссионного трения. Экспериментальные исследования по выявлению закономерностей изменения акустико-эмиссионного сигнала трения от величины и характера параметров искусственной среды,

функционирования механического контакта в паре трения доказали его эффективность [2].

В процессе проведенных исследований проводились измерения относительного показателя D , пропорционального величине акустико-эмиссионного сигнала трения, возникающей в контакте кинематической пары при относительном перемещении элементов друг относительно друга и коэффициенту трения в паре, фиксируемые прибором АРП-11, разработанного предприятием ООО «МЕТКАТОМ».

В ходе эксперимента удалось выявить, что для оценки состояния, например, механической трансмиссии, представленной двухступенчатым редуктором, совсем не обязательно устанавливать датчики на каждый элемент. Достаточно определить характерные точки на корпусе редуктора чтобы интегрально оценить состояние всех элементов трансмиссии, выявляя наиболее проблемные из них. Такая система предоставляет возможность значительно упростить систему мониторинга за техническим состоянием сложного технического объекта в рамках стратегии технического обслуживания по фактическому состоянию. Вместе с тем прибор АРП-11 позволяет формирование базы данных о состоянии оборудования, что дает возможность фиксировать деградационные процессы в динамике. Однако для обеспечения нормальной работы оборудования требуется пополнение их маслами и смазками их смазочных систем, что в свою очередь будет определять надежность работы оборудования.

При этом и эффективность горного предприятия во многом определяется надежностью работы его оборудования, взаимосвязанного друг с другом логикой последовательности технологических операций и условием непрерывности технологического процесса в целом, поэтому все текущие и оперативные работы, связанные с техническим обслуживанием техники, желательно проводить на месте работы. Замена масла и технических жидкостей (каждые 300 часов или 14 дней) в приводах – это главные элементы в обслуживании любых горных машин. Для этих целей применяют специальные самоходные смазочно-заправочные агрегаты, которые смонтированы на шасси грузовых автомобилей (см. Рис.1).

В базовую комплектацию маслозаправщика входят емкости и цистерны для хранения масел, охлаждающей жидкости, дизельного топлива, держатели бочек, раздаточное оборудование, коммуникации, насосы, раздаточный комплекс со шланговыми катушками.

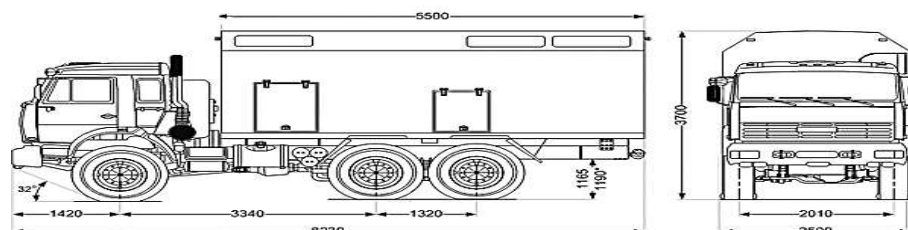


Рис. 1 - Агрегат специальный на шасси вездеходного грузового автомобиля

Отработанные трансмиссионные масла, используемые в карьерной и другой горнодобывающей технике, неспособные соответствовать предъявляемым к ним нормам и требованиям и подлежат обязательной замене на свежие, либо утилизации. Для минимизации потерь масел, сокращение расходов на их транспортировку к пунктам регенерации в рамках совершенствования мероприятий технического обслуживания и ремонта карьерной техники самоходные смазочно-заправочные агрегаты дополнительно оснащают передвижными регенерационными установками. При этом, регенерация отработанных масел должна осуществляться как энергоэффективный, быстропротекающий процесс, обеспечивая требуемый класс степени очистки масел и экологическую безопасность процесса. Этим требованиям удовлетворяет, например, ультразвуковой способ очистки [3].

В процессе распространение ультразвуковых колебаний в среде отработанного трансмиссионного масла происходит чередование разряжения и сжатия, при этом амплитуды соответствуют друг другу, а их чередование соответствует частоте колебаний ультразвуковой волны, что способствует распылению жидкости с поверхности распыления сред жидкость-газ [4].

Использование ультразвукового излучения в технологической линии очистки отработанного масла позволяет отделить его от твердых включений при малой энергоемкости процесса и отсутствии дополнительных расходов.

Выводы:

С целью определения дефектов пар трения на ранних стадиях их появления в рамках проведения регламентных работ и выбранной стратегии технического обслуживания и ремонта по фактическому состоянию целесообразно комплектовать самоходные смазочно-заправочные агрегаты горных машин бортовой системой и дистанционной акустико-эмиссионной диагностики для оценки состояния систем горных машин при проведении работ по замене и рабочих жидкостей и масел, а также замене и пополнении смазками.

Такое устройство является мобильным, что является преимуществом для использования на карьерной горнодобывающей технике и не требует больших затрат времени на настройку, может успешно применяться при проведении технического обслуживания и ремонта при проведении как регламентных, так и сезонных работ.

Предложенный подход позволяет осуществлять проведение работ по замене масел в безопасном режиме, снижает риски разливов нефтепродуктов и аварийных отказов горной техники. Данная технология также реализует процесс очистки трансмиссионного, моторного масел, гидравлических жидкостей, осуществляя переработку и получение высококачественного конечного продукта.

Список литературы

1. Сафрончук К.А. Применение автоматизированной централизованной системы смазки на горных машинах / Сафрончук К.А., Иванов С.Л. // Машины, агрегаты и процессы. Проектирование, создание и модернизация: Материалы международной научно-практической конференции. – Санкт-Петербург: СПбФ НИЦ МС, 2018. – №1. – 237 с.
2. Иванов С.Л., Князькина В.И. Экспериментальные измерения величины акустико-эмиссионного сигнала в паре трения для оценки состояния трансмиссий горных машин // Материалы 13-ой Международной конференции по проблемам горной промышленности, строительства и энергетики «Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики. Том 1» / Под ред. Р.А. Ковалева – Тула: Тульский государственный университет, 2-3 ноября 2017 года. - С. 140-144. ISBN 978-5-7679-3940-4
3. Кацан И.Ф., Князькина В.И. Автономная система регенерации отработанного масла // Инновации на транспорте и в машиностроении: сборник трудов VI междунар. науч.-практич. конфер. Том V / Под ред. В.В. Максарова / Отв. Ред. Д.А.Задков – СПб: Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», 2016 г. – 45 С.
4. Петушко И.В. Электротехнологические проблемы повышения эффективности оборудования для ультразвуковой обработки жидких и твердых сред. // Металлообработка.-2003.-№2.-С. 16-23.

УДК 678

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ МАТРИЦ ПЕРЕМЕННОЙ КРИВИЗНЫ НА РЕМОНТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ ГОРНОЙ И НЕФТЕГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Макаров В. Н.¹, проф, Свердлов И.В.¹, студ., Вакулин В.Е.¹, студ.,
¹Уральский государственный горный университет, Екатеринбург, Россия

В целях повышения эксплуатационной эффективности горного оборудования в статье рассмотрен новый способ формования изделий из композиционных материалов. Описана технология формования с помощью матрицы и пуансона. Рассмотрена возможность применения электрических, гидравлических и пневматических приводов для формирования матрицы переменной кривизны. Установлено, что точность позиционирования и компенсация погрешности наиболее эффективны для гидравлического привода, поскольку электрический привод обладает запаздыванием, а пневматический характеризуется сжимаемостью газа, в его конструкции обеспечивают фрикционные стопорные элементы.

Ключевые слова: объемное формование, пуансон, позиционеры, формообразующая оснастка, композиты, стеклопластик, горное оборудование.

EFFECTIVENESS OF ADDITIVE REPAIR AND RECOVERY TECHNOLOGIES IN MINING AND OIL AND GAS INDUSTRY ENTERPRISES

Makarov V. N., Vakulin V.E., Sverdlov I.V.

In order to increase the operational efficiency of mining equipment, the article considers a new method for molding articles from composite materials. The possibility of using electric, hydraulic and pneumatic drives for forming a matrix of variable curvature is considered. Positioners with pneumatic, electric and hydraulic actuators fulfill the function of the executive module of the automated control system. It is established that positioning accuracy and error compensation are most effective for hydraulic drive, since the electric drive is delayed, and pneumatic is characterized by gas compressibility, frictional locking elements are provided in its design.

Keywords: Volumetric molding, punch, positioners, form-building equipment, composites, fiberglass, mining equipment.

Анализ эксплуатации стационарного горного оборудования показал высокий уровень трудозатрат на ремонт узлов и агрегатов.

Недостатком широко применяемых для получения композитных деталей стационарного горного оборудования в условиях ремонтных предприятий является необходимость в технологической оснастке. Изготовление формообразующей оснастки экономически целесообразно в условиях серийного и массового производства [1, 2].

В статье предложена технология с использованием матрицы переменной кривизны (МПК) (рис. 1).

Технологическая система для формования на МПК содержит пуансон в виде баллона из эластичного материала, матрицу, образованную позиционерами, неподвижно установленными в несколько рядов на основании, упруго-деформируемую прокладку, привод позиционеров и управляющее устройство, в виде персонального компьютера (ПК). Армирующий материал композита расположен между пуансоном и

прокладкой. ПК связан линиями с исполнительными блоками системы управления позиционерами [3, 4].

Воздействие пуансона на формуемый слой обеспечивается избыточным давлением воздуха в баллоне, которое контролируется манометром. Оно создается либо подачей сжатого воздуха в баллон от компрессора, либо действием нажимной плиты на герметично закрытый баллон при ее опускании.

В процессе функционирования технологической системы концевые точки на головках штоков позиционеров принадлежат одной поверхности (рис. 1). Пусть номер ряда, в котором расположен позиционер, $i = 1 \dots n$, а номер позиционера в ряду $j = 1 \dots k$, тогда совокупность точек объемом $n \times k$ определит топологию поверхности.

На рис. 1 точка B_{ij} соответствует концевой точке головки произвольно взятого позиционера и принадлежит поверхности M . Смысл координат точки B_{ij} : пара (x_{ij}, y_{ij}) есть «привязка» позиционера к основанию; z_{ij} – высота над некоторой нулевой плоскостью xOy . Если в качестве нулевой принята плоскость расположения концевых точек полностью вдвинутых штоков, то z_{ij} – перемещение, которое должен обработать позиционер номер (i, j) .

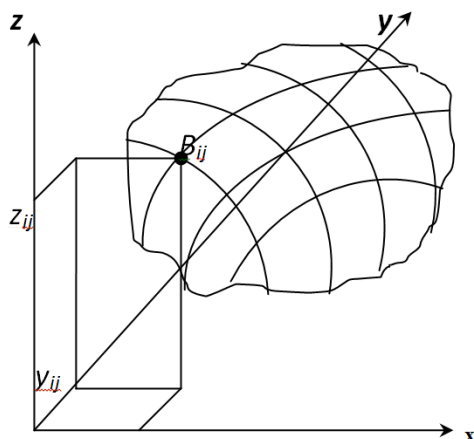


Рис. 1. Графическая топология положения концевых штоков позиционеров

Одинаковые для всех позиционеров значения координаты z означают, что будет отформована плоскость.

Для формования изделия со сложной поверхностью ее математическое описание закладывается в ПК. Описание по своей сути представляет собой совокупность значений координат z_{ij} , каждое из которых принадлежит конкретному позиционеру.

В исходном положении штоки позиционеров полностью вдвинуты, армирующий слой пропитан связующим, силовое воздействие плиты на пуансон отсутствует.

При включении привод позиционеров, начинается выдвижение их штоков. Текущее значение координаты z каждого позиционера контролируется системой управления. По достижении координатой

величины, заданной математическим описанием поверхности, ПК по линии отдает сигнал на исполнительный блок соответствующего позиционера, отключающий данный позиционер от привода, в результате чего его шток останавливается. В момент реализации заданной совокупности z будут остановлены все позиционеры, и прокладка примет форму поверхности, заложенной в ПК [5, 7].

Для расчета на прочность позиционеров и рабочих усилий приводных механизмов гидро либо пневмо приводов получены выражения избыточного давления p , необходимого для формования сферических впадин поверхности с учетом упругости оболочки баллона [5-7]:

$$p = p_{\text{тех}} + \frac{\delta_0 a^2 E \left(\frac{R}{a} \arcsin \frac{a}{R} - 1 \right)}{R^2 (R - \sqrt{R^2 - a^2}) (1 - \nu)}, \quad (1)$$

где $p_{\text{тех}}$ – расчетное давление прижатия формуемой заготовки, заданное технологией изготовления; δ_0 – начальная толщина оболочки; a , R – ширина и радиус впадины соответственно, E – модуль упругости формуемого материала.

Математическое моделирование метода формования на МПК осуществлено в среде инженерного анализа АРМ WinMachine посредством составления программы, позволяющей создавать изображение заданной поверхности и являющейся прообразом управляющей программы в промышленной технологической установке с АСУ.

Программа позволяет смоделировать сложную поверхность путем построения одним из двух способов: объемным и точечным. При наличии на штоках позиционеров сферических оголовков, радиус которых имеет один порядок величины с шагом позиционеров, поверхность строится объемным способом. Точечный способ используется при малом радиусе оголовков. В этом случае радиус считается равным нулю, и контакт оголовка с формуемым материалом вырождается в точку [8-10].

При объемном методе формирования поверхность получается как совокупность фрагментов сферических, цилиндрических и плоских частей.

Высокое качество изготовления детали предполагает использование МПК с достаточно большим количеством позиционеров на единицу площади. Установлено существование оптимального шага t по критерию минимума числа позиционеров при допустимых размерах дефектов формы поверхности в диапазоне $t = 12...50$ мм. Причем оптимальный шаг увеличивается в зависимости от роста количества подлежащих ремонту деталей.

Внедрение МПК на ряде ремонтных предприятий показало их высокую эффективность, позволив снизить затраты на ремонт узлов горного оборудования более чем на 15 %.

Список литературы

1. Холодников Ю. В. Промышленные композиты // Композитный мир. – 2012.- №5. С. 48-54.
2. Волегжанин И. А., Макаров В. Н., Холодников Ю. В. Аддитивные технологии использования композитов при производстве горных машин. Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2017. – № 6. С. 32-37.
3. Холодников Ю. В., Таугер В. М. Исследования процессов формирования композитов на матрице переменной формы / Композитный мир. – № 6 – 2013 г. – С. 60-64.
4. Патент № 2513405 RU. Способ изготовления кожухообразных изделий из композитов. Холодников Ю. В., Альшиц Л. И., Тарасян В. С. опубл.17.04.2014. Бюл. № 12.
5. Егоров О. Д., Подураев Ю. В. Мехатронные модули. Расчет и конструирование: учеб. пособие. – М.: МГТУ «СТАНКИН», 2004. – 386 с.
6. Таугер В. М. Конструирование мехатронных модулей: учеб. пособие. – Екатеринбург: УрГУПС, 2009. – 336 с.
7. Справочник по композиционным материалам: в 2 кн. / под ред. Дж. Любина. – М.: Машиностроение, 1988 г. – 584 с.
8. Холодников Ю. В., Макаров Н. В., Макаров В. Н. Промышленные композиты для инновационного развития горной промышленности. Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Сборник статей XIV Международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека». – 2016. – С. 372-378.
9. Холодников Ю. В., Осинцев Ю. Г., Волегжанин И. А. «У вопросу о развитии отрасли производства композиционных материалов на Урале» // Национальная ассоциация ученых (НАУ). XXI Международная научно-практическая конф. «Роль науки в развитии социума: теоретические и практические аспекты». Ж. №5, 2016 – С. 63-68.
10. Таугер В. М., Холодников Ю. В., Волегжанин И. А. «Наполнители промышленных композитов» / «Наука России: цели и задачи»./ Сб науч. труд. по материалам 11 Международной науч. практ. конф. Часть 3. Из-во. НИЦ 2017 – С. 36-41.

УДК 622.611

**МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОЦЕНКИ ОСТАТОЧНОГО
РЕСУРСА ШАХТНЫХ САМОХОДНЫХ ВАГОНОВ В РЕАЛЬНЫХ
УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Романов В.А., аспирант, **Зверев В.Ю.**, аспирант,
Шишлянников Д.И., доцент, канд. техн. наук

Пермский национальный исследовательский политехнический университет
г. Пермь, Россия

Приведены методологические основы оценки остаточного ресурса шахтных самоходных вагонов, эксплуатирующихся на калийных рудниках.

Ключевые слова: остаточный ресурс, шахтные самоходные вагоны, измерительный программно-регистрационный комплекс, экспертиза промышленной безопасности.

**METHODOLOGICAL BASIS FOR ASSESSMENT OF THE RESIDUAL
RESOURCE OF MINE SHUTTLE CARS IN REAL OPERATING
CONDITIONS**

Romanov V.A., Zverev V.Y., Shishlyannikov D.I.

List the methodological basis for assessment of residual resource of mine shuttle cars operated at potash mines.

Keywords: residual resource, mine shuttle cars, measuring software-recording system, expertise of industrial safety.

На сегодняшний день законодательством РФ регламентируется, что шахтный самоходный вагон (ШСВ), как техническое устройство, применяемое на опасных производственных объектах, подлежит экспертизе промышленной безопасности [1]. По достижению назначенного срока службы, установленного конструкторской и эксплуатационной документацией, дальнейшая эксплуатация шахтного самоходного вагона без проведения работ по определению возможности продления срока безопасной эксплуатации не допускается [2]. В настоящее время отсутствует научно-обоснованная методика оценки остаточного ресурса ШСВ, позволяющая прогнозировать изменение технического состояния вагона при эксплуатации в условиях калийных рудников.

Прогнозирование остаточного ресурса относится к конкретному, находящемуся в эксплуатации техническому объекту и является комплексной задачей. Основой для прогнозирования служит информация, которую условно можно разделить на три части. Во-первых, это данные текущего поиска дефектов в процессе эксплуатации. Во-вторых, данные о нагрузках и других условиях взаимодействия объекта с внешней средой. В-третьих, информация, которая лежит в основе прогнозирования ресурса и оценки показателей надежности на стадии проектирования [3].

В соответствии с РД 26.260.004-91 [4] оборудование может иметь остаточный ресурс не только до истечения срока службы, определенного заводом-изготовителем или нормативной документацией, но и после него.

Фактические режимы нагружения оказываются, как правило, менее напряженными, чем расчетные, что снижает интенсивность расходования заложенных запасов (по прочности, износостойкости и коррозионной стойкости) и обеспечивает резерв по остаточному ресурсу.

Определение остаточного срока службы самоходного вагона осуществляется по совокупности результатов оценки наработки за срок эксплуатации ШСВ и фактического технического состояния. Основными элементами для ШСВ являются кузов и рама, как несущие металлоконструкции, испытывающие большие нагрузки, а их ремонт технической документацией завода-изготовителя не предусмотрен.

Кузов вагона подвержен усталостному, коррозионному и абразивному износу под действием веса, истирающего воздействия груза и скребков конвейера. Данный износ приводит к потере толщины металла, который возможно контролировать в условиях шахты. Остаточная толщина металлоконструкции кузова является одним из параметров, характеризующим степень износа ШСВ.

Влияние текущего износа кузова на срок службы самоходного вагона прогнозируется по теоретической кривой усталости Веллера (рисунок 1), которая показывает зависимость количества возможных циклов приложения нагрузки N от возникающих внутренних напряжений σ .

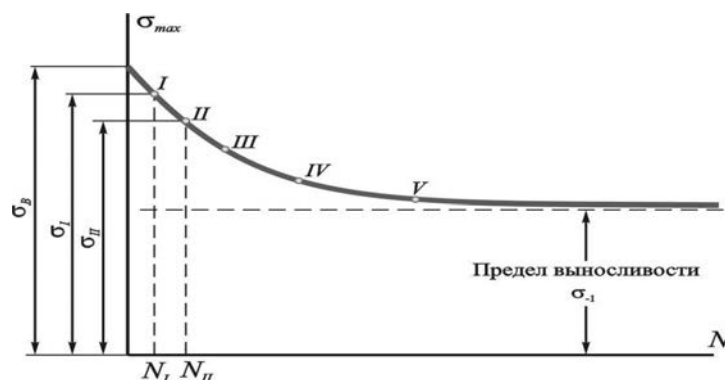


Рис. 1. Кривая усталости Веллера для изделий из металлических сплавов

Для шахтных самоходных вагонов принят равномерный режим нагружения за срок службы, то есть максимальное количество циклов при номинальной нагрузке соответствует назначенному сроку службы, предписанному заводом-изготовителем или нормативной документацией.

Поправочный коэффициент $k_{изн}$, характеризующий степень снижения срока службы самоходного вагона при текущем техническом состоянии (износе кузова) определяется по формуле:

$$k_{изн} = \frac{x_{изн}}{x_H}, \quad (1)$$

где x_H — условное количество циклов приложения нагрузки к кузову самоходного вагона, соответствующее назначенному сроку службы вагона. $x_{изн}$ — влияние текущего износа кузова на срок службы самоходного вагона прогнозируется по теоретической кривой усталости Веллера.

Известно, что постепенные и внезапные отказы оборудования, вызванные изнашиванием, поломками и деформацией деталей, можно описать с единой энергетической точки зрения. Исследования усталостного разрушения металлов показывают, что объём материала детали разрушается при достижении критического значения внутренней энергии. Следовательно, каждый элемент ШСВ имеет свой энергоресурс, определяемый предельным количеством энергии, которую могут рассеять элементы механической системы до поломки наиболее слабой детали при отсутствии сверхнормативных нагрузок. Энергетический подход к определению ресурса, как отдельных деталей, так и сложных машин является универсальным, а величина выполненной работы, выраженная в кВт·ч, позволяет объективно оценить величину ресурса. Общий и остаточный ресурс однотипных машин может быть определён с достаточно высокой степенью вероятности по имеющейся непрерывной записи активной мощности приводов (их эксплуатационной нагруженности) в межремонтный период [5].

Остаточный ресурс шахтного самоходного вагона по наработке (ΔA) рассчитывается при соответствующей остаточной наработке машины:

$$\Delta A = A_p - A_{\phi}, \quad (2)$$

где A_p – расчетная наработка самоходного вагона, кВт·ч; A_{ϕ} – фактическая наработка самоходного вагона, кВт·ч.

Для расчета остаточного ресурса по наработке определяются расчетная и фактическая наработка самоходного вагона, которые обусловлены проектным и действительным режимами работы шахтного оборудования.

Расчетная наработка шахтного самоходного вагона определяется по назначенному сроку службы, параметрам режима работы вагона и паспортным значениям параметров ходовых электродвигателей, установленными руководством по эксплуатации, техническим паспортом, правилами безопасности и нормами проектирования:

$$A_p = J \cdot U \cdot \cos\phi \cdot \eta \cdot n_p \cdot t_p, \quad (3)$$

где J – номинальный ток ходового электродвигателя ШСВ, А; U – номинальное напряжение электродвигателя ШСВ, В; $\cos\phi$ – коэффициент мощности электродвигателя; η – механический КПД электродвигателя ШСВ; n_p – число рейсов, которое может выполнить самоходный вагон при номинальном (проектном) режиме работы за назначенный срок службы; t_p – время одного рейса ШСВ.

Фактическая наработка самоходного вагона отражает объем совершенной работы за срок его эксплуатации. Фактическая наработка определяется посредством замеров активной мощности, потребляемой электродвигателями ШСВ:

$$A_{\phi} = \int P(t) dt \cdot \eta \cdot n_{p\phi}, \quad (4)$$

где $P(t)$ – активная мощность, потребляемая ходовым электродвигателем ШСВ во время одного рейса, кВт; $n_{рф}$ – число рейсов, которое выполнил самоходный вагон за время эксплуатации.

Получаемый по формуле (2) остаточный ресурс показывает остаточную наработку самоходного вагона в киловатт-часах с учетом выполненных рейсов. Для получения срока службы, в течение которого рассчитанный ресурс может быть израсходован, необходимо учесть текущее техническое состояние и износ самоходного вагона:

$$T_{ост} = \frac{\Delta A \cdot k_{изн} \cdot T_{вс}}{A_{ф}}, \quad (5)$$

где $T_{вс}$ – срок службы самоходного вагона, лет.

Таким образом, эксплуатация шахтного самоходного вагона, отработавшего свой срок службы, в ходе экспертизы промышленной безопасности может быть продлена на срок, не превышающий величину остаточного срока службы. За время остаточного срока службы вагоном будет выработан весь заложенный ресурс при текущем техническом состоянии и износе.

Список литературы

1. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности при ведении горных работ и переработке твердых полезных ископаемых» (утверждены приказом Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 11 декабря 2013 г. № 599; зарегистрировано в Минюсте России 2 июня 2014 г., рег. № 32935), 2013. – 108 с.
2. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила проведения экспертизы промышленной безопасности» (утверждены приказом Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 14 ноября 2013 г. №538; зарегистрировано в Минюсте России 26 декабря 2013 г., рег. № 30855), 2016 – 10 с.
3. Иванов, С.Л. Повышение ресурса трансмиссий горных машин на основе оценки энергонагруженности их элементов / С.Л. Иванов – СПб.: Санкт-Петербургский горный ин-т., 1999. – 92 с.
4. РД 26.260.004-91 «Методические указания прогнозирование остаточного ресурса оборудования по изменению параметров его технического состояния при эксплуатации».: НИИХиммаш., 1991 – 99 с.
5. Шишлянников Д.И., Трифанов М.Г., Романов В.А., Иванов С.Л., С.А. Асонов Стенд для оценки технического состояния трансмиссии по параметрам питания электропривода// Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2015, №4 – С. 227-233.

УДК 621-192

**ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ
КОЭФФИЦИЕНТА ГОТОВНОСТИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ
СРЕДСТВ И ЭКСКАВАТОРОВ (АТС и Э) НА КАРЬЕРАХ**

Ткачева Т.А., доцент

ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет», г. Москва

Предложена новая уточняющая модель влияния на коэффициент готовности (K_r) комплекса АТС и Э при экскавации горной массы в сложных условиях, в которую включен коэффициент сыпучести горной массы.

***Ключевые слова:** уточняющая модель, коэффициент готовности, автотранспортные средства, экскаватор, горная масса, экскавация.*

**GRAPHANALYTICAL METHOD OF RESEARCH
THE AVAILABILITY OF AUTOVEHICLES AND TRUCKS
(ATS & E) IN QUARRIES**

Tkacheva T. A.

The proposed a new clarifying model of the impact on the readiness factor (K_g) of the ATS and E complex in the excavation of rock mass under difficult conditions, which includes the coefficient of dampness of the rock mass

***Keywords:** clarifying the model, the coefficient of readiness, motor vehicles, excavator, rock, excavation*

Проводимое инновационно-технологическое развитие горного производства многоаспектно. И поэтому в настоящее время разрабатываются и внедряются как новые методологии технологий и систем, так и совершенствуется их практическая реализация на месторождениях полезных ископаемых (МПИ). В них включены новые методы и средства слежения за различными частями любых технологий и техники с определенной степенью детализации и прецизионная метризация горно-производственных пространств.

Известен коэффициент разрыхления горной породы (K_p), существенно влияющий и определяющий производительность и надёжность АТС и Э, являющиеся мобильным горным оборудованием, всегда работающим в сложных условиях. В работах Курилко А. С. (Институт горного дела Севера СО РАН) показано, что для разработки современных технологий добычи полезных ископаемых необходимо полнее использовать знания о физических свойствах массивов горных пород, их изменчивости во времени и конкретных пространствах.

Многолетние наблюдения, замеры и исследования состояния горной массы на карьерах в различные времена года, подготовленной к экскавации, показывают, что она имеет и определённую сыпучесть, которая изменяется в значительных пределах под влиянием многих Природных (например, климатический, синоптических) и техногенных факторов (в частности, ведения буровзрывных работ). Она может быть представлена коэффициентом сыпучести – K_s . Под влиянием

изменчивости K_c изменяются: нагрузки на конструкции (функциональные части, узлы, детали) АТС и Э; геометрия заполняемости как ковшей экскаваторов, так и ёмкостей автотранспортных средств; характер движения горной массы в процессах погрузки-разгрузки и т.д.

И это, в свою очередь, обязательно приводит к конструктивным изменениям. Например, нарушению соосности сопрягающихся деталей, смещению центров тяжести деталей и узлов АТС и Э, что определяет их дополнительный износ; изменению числа степеней свободы всех конструктивных соединений в узлах АТС и Э. Кроме того, изменчивость K_c как дополнительного нагрузочного фактора, ведёт к появлению различных предельных режимов работы АТС и Э в процессе погрузки горной массы, а для АТС и в процессе её перевозки. Таким образом, происходит постоянное (часто ненормированное) снижение $K_{Г\text{АТС и Э}}$ и нарушаются различные ограничения, предусмотренные при нормированной эксплуатации АТС и Э.

Т.е. имеет место функциональная (аналитическая, статистическая и системная) связь не только типа $K_{Г\text{АТС и Э}} = f_{K_{Г\text{АТС и Э}}}(K_{р\text{Г.М.}})$, которая достаточно хорошо исследована и введена в расчётную практику горных производств и нормирования горных технологий. Но существует ещё неисследованная зависимость вида $K_{Г\text{АТС и Э}} = f_{K_{Г\text{АТС и Э}}}(K_{с\text{Г.М.}})$, которая носит вероятностно-статистический характер и требует дополнительного изучения индивидуально для каждого МПИ.

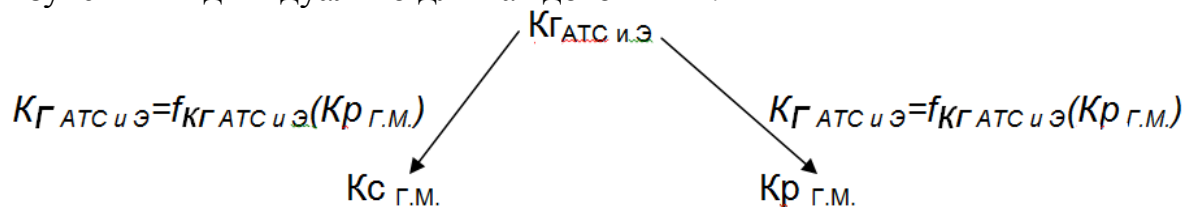


Рис. 1. Функциональная связь

ВЫВОДЫ:

Для разработки и ведения современных технологий добычи полезных ископаемых необходимо:

1. Вести точное моделирование экскавации горной массы в конкретных условиях каждого МПИ.
2. Вводить уточняющие коэффициенты, например, K_c , определяющие динамику перемещения горной массы и процессах её экскавации, тем самым вести правильную оценку фактического $K_{Г\text{АТС и Э}}$.
3. Использовать результаты моделирования в процессах эксплуатации и ремонта АТС и Э.

Список литературы

1. Ткачева Т.А. О теории и технологии поверки горно-добывающих производственных процессов (ГД ПП). М.: Труды РНТО РЭС им. А.С. Попова. Выпуск LXI. 2006. С.207-210.

2. Ткачева Т.А. Информационно-логическая точность интеллектуализированного мониторинга управления надежностью карьерного оборудования. М.: Труды РНТО РЭС им. А.С. Попова. Выпуск LXI. 2006. С. 210-211.

3. Ткачева Т.А. Концепция детализации в новых ИИТ точного управления горными процессами и техникой на горнодобывающих предприятиях. Доклад и тезисы на МНТК Измерения в современном мире. 8-10 декабря. 2009. С.-Петербург. С.-Пб. ГПУ. С. 354-361.

4. Ткачева Т.А. О разработке метрологического обеспечения графического интерфейса процессно-контролирующей системы на горном объекте. Труды всероссийской конференции «Радиоэлектронные средства получения, обработки и визуализации информации» Серия: научные всероссийские конференции (выпуск III) РНТО РЭС им. А.С. Попова. Смоленск. 26-28 июня.- 2013. С.120-122.

5. Ткачева Т.А. Учёт стратегии развития при формировании информационно-аналитических систем процессного управления горнодобывающим производством. СТРАТЕГИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОРГАНИЗАЦИЯМИ: ТРАДИЦИОННЫЕ И СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ. Сборник научных трудов МНПК 21-23 марта 2013. Санкт-Петербург. С.-П ГПУ. С.395-398.

6. Ткачева Т.А. Технологический контролинг как основа информационно-аналитической системы процессного управления современным карьерным автотранспортом (КАТ). Доклады Международной конференции «Радиоэлектронные устройства и системы для инфокоммуникационных технологий». М.: НТО РЭС им. А.С. Попова. 2013. - С.366-370.

7. Ткачева Т.А. Информационные системы процессного технологического наблюдения нового поколения для горно-добывающих производств. Материалы международного симпозиума «Инженерная экология-2013». М.: РНТО РЭС им. А.С. Попова. Серия инженерная экология. 2013. – С. 129 - 132.

8. Системный подход при разработке метрологического обеспечения графического интерфейса процессно-контролирующей системы на горном объекте. Сборник научных трудов XVII Международной научно-практической конференции «Системный анализ в проектировании и управлении». 1-3 июля 2013 г. С.-Петербург. С.-Пб Политехнический университет. 2013. С. 164-168.

9. Ткачева Т.А. Системы процессного технологического наблюдения нового поколения для горно-добывающего производства. Сб. трудов XV Международной научно-практической конференции «Энергетическая безопасность России: новые подходы к развитию угольной промышленности». 8-1- октября 2013 г. Кемерово. С.72-75.

10. Ткачева Т.А. Доказательность определения оптимального коэффициента готовности технологического оборудования. М.: Труды РНТО РЭС им. А.С. Попова. Выпуск LXII. 2007. С. 155-158.

11. Ткачева Т.А. Методология иерархических моделей процессно-прецизионной оценки качества при проектировании, изготовлении и эксплуатации горной техники. СИСТЕМЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ, ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ ПРОИЗВОДСТВА И УПРАВЛЕНИЯ ЭТАПАМИ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА ПРОМЫШЛЕННОГО ПРОДУКТА (САД/САМ/PDM – 2017) ТРУДЫ XVII МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ 12-14 ДЕКАБРЯ 2017 г., МОСКВА Под общей редакцией д.т.н. А.В. Толока. Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт проблем управления им. В.А. Трапезникова РОССИЙСКОЙ АКАДЕМИИ НАУК НАУЧНОЕ ЭЛЕКТРОННОЕ ИЗДАНИЕ. С.35-39.

УДК 622.271.32

ТРЕНАЖЕРНЫЙ КОМПЛЕКС КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА, КАК ИНСТРУМЕНТ ОЦЕНКИ ВЕЛИЧИНЫ ЕГО ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА

Емельянов А.А., аспирант, **Иванов С.Л.**, д.т.н., проф, **Шибанов Д.А.**, к.т.н.
Санкт-петербургский горный университет, г. Санкт-петербург

Рассмотрен вопрос использования тренажерного комплекса для оценки остаточного ресурса карьерного экскаватора в зависимости от квалификации машинистов.

Ключевые слова: Тренажер, карьерный экскаватор, ресурс.

THE SIMULATOR COMPLEX OF MINING SHOVELS, AS A TOOL FOR ASSESSING THE VALUE OF ITS RESIDUAL RESOURCE.

Emelyanov A.A., Ivanov S.L., Shibanov D.A.

The question of using the simulator complex for estimating the residual resource of a mining shovel depending on the qualifications of machinists is considered.

Keywords: Simulator, mining shovels, resource.

Традиционно в учете ресурса машин напрямую отсутствует роль квалификации машинистов. Средний ресурс горных машин и оборудования выражают в объеме выполненной работы. При этом ресурс вычисляют как произведение технической производительности на время ее суммарной наработки в часах до наступления предельного состояния [4].

Квалификация учитывается при расчете производительности машин, что позволяет косвенно учесть ее роль в расчетном ресурсе машины, через объем выполненной работы.

Существует ряд методов оценки уровня квалификации машиниста экскаватора [1, 2, 5, 9]. Так, в работах П.И. Коха [7] предлагается оценивать качество работы машиниста коэффициентом управления, равным отношению теоретической продолжительности цикла экскавации к фактической, выявленной при хронометражных наблюдениях без учета объема выполненных работ и контроля загрузки ковша. Это комплексный показатель, который зависит от квалификации, стажа работы, навыков и умений конкретного человека. Н.Г. Домбровский [3] предлагает в качестве критерия оценки уровня квалификации машиниста применять отношение фактической и технической производительности экскаватора. Трудность возникает в определении технической производительности экскаватора в конкретных условиях эксплуатации и определения фактической (эффективной) выработки машины. Авторы [8] предлагают оценивать квалификацию машиниста через отношение удельной теоретической производительности за цикл экскавации к удельной среднестатистической производительности цикла. Что позволяет учесть, до некоторой степени условия эксплуатации работы машинистов в одинаковых условиях, но не дает возможности объективного сравнения влияния вклада машиниста

экскаватора в интенсивность деградационных процессов машины в различных условиях ее эксплуатации.

Для получения достоверной оценки влияния машиниста на работу экскаватора, было необходимо провести учет множества факторов либо создать такие условия, когда они будут нивелированы. Например, наблюдение за одним экскаватором с разными машинистами. В качестве испытуемой машины был выбран экскаватор ЭКГ-20КМ условиях АО «Карельский окатыш». Проведенный анализ качества работы машинистов экскаватора ЭКГ-20КМ за 9 месяцев показал явное наличие влияния человеческого фактора на возникновение аварийных отказов экскаватора. В рамках исследования за одним экскаватором, обслуживаемым бригадой машинистов, работающих в четыре 12 часовые смены (четырьмя сменными бригадами) А, Б, В и Г позволили исключить влияние горнотехнических, климатических, организационных и иных факторов, оказывающих влияние на частоту аварийных отказов.

За анализируемый период выработка экскаватора составила 1 544 272 м³ горной массы. Выработка по сменам представлена в таблице 1.

Таблица 1. Выработка по сменам

смена А	смена Б	смена В	смена Г
389 009 м ³	400 508 м ³	363 234 м ³	391 521 м ³

Динамика соотношения выработки и отказов по сменам представлена на рис. 4 а-г.



а



б



6



2

Рис. 1. Соотношения выработки и отказов по сменам

Чтобы учесть выработку машинистов и обеспечить возможности при дальнейших наблюдениях учета динамики изменения квалификации, введем коэффициент удельной аварийности, который рассчитывается как отношение количества аварийных отказов на 1000 куб. м. отгруженной горной массы:

	смена А	смена Б	смена В	смена Г
$K_{УА}$	0,198	0,059	0,091	0,095

Коэффициент явно характеризует удельную аварийность в зависимости от индивидуальности машиниста, его манеры и навыков при управлении экскаватором. При этом отсутствует явная корреляционная связь суммарной выработки машиниста (а, следовательно, и наработки) от частоты отказов экскаватора у разных бригад, работающих на одной машине в одинаковых условиях. Такое положение, вероятно, обусловлено заданной величиной выработки экскаватором в конкретных условиях предприятия, вызванных причинами организационно-экономической деятельности, не предусматривающем максимально возможную загрузку карьерного экскаватора. То есть роль квалификации косвенно учитываемая через производительность не дает объективной картины влияния ее на деградационные процессы и выработку ресурса машины.

В качестве инструмента для оценки квалификации и навыков машиниста в формировании технически обоснованной величины наработки экскаватора и оценки его остаточного ресурса в конкретных

условиях эксплуатации предлагается использовать тренажерный комплекс карьерного экскаватора ЭКГ-18Р, разработанный в рамках выполнения специалистами АО «Кронштадт» опытно-конструкторских работ по заказу завода-изготовителя карьерных экскаваторов ООО «ИЗ-КАРТЭКС имени П.Г. Коробкова».

Структура тренажера подготовки машинистов карьерного экскаватора представлена на рис. 2

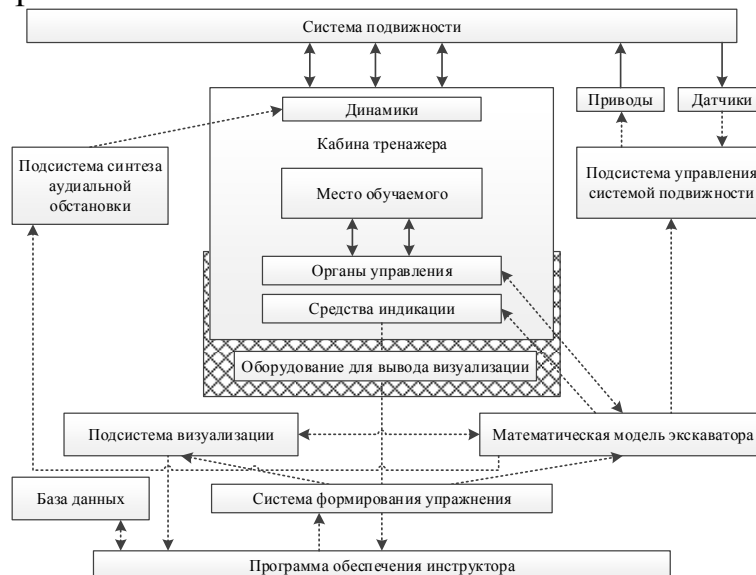


Рис. 2. Структурная схема функционирования тренажера

Для выполнения расчетов в режиме реального времени математическая модель экскаватора, входящая в состав тренажера, представлена в виде пяти компонент, взаимодействие которых в момент времени dt представлено на рис. 3.

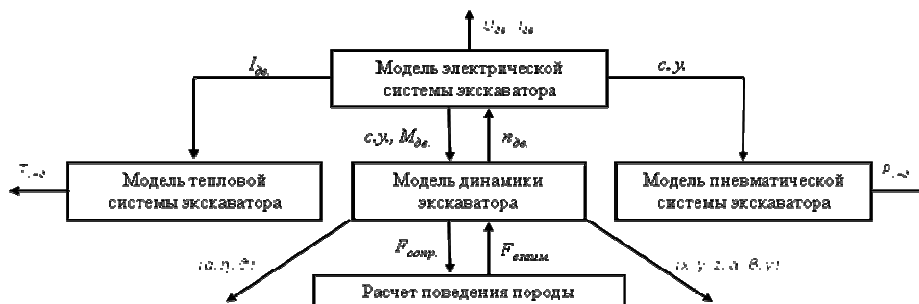


Рис. 3 Взаимодействие компонент математической модели экскаватора

Модель электрической системы предназначена для вычисления значений тока, протекающего по обмотке якоря двигателей электроприводов $I_{дв}$, напряжения на выходах этих обмоток $U_{дв}$ и крутящего момента двигателей $M_{дв}$, передаваемых в модель динамики вместе с сигналами управления машиной (с.у.). Модель динамики отвечает за расчет положений в пространстве рабочего оборудования (ковш, рукоять) и экскаватора в целом, а также за определение оборотов двигателей $n_{дв}$. Модель тепловой системы предназначена для вычисления температур $T_{инд}$ оборудования и в помещениях экскаватора. Модель пневматической системы отвечает за определение давления в

пневмосистеме машины $P_{\text{инд}}$. Модель расчета поведения породы предназначена для моделирования изменения породы при экскавации и другом взаимодействии горной массы и экскаватора.

Результаты компьютерного моделирования работы математической модели сравнивались с данными, полученными на машине ЭКГ-18Р, работающей в карьере.

Так для верификации работы математической модели электрической системы экскаватора сигналы от джойстиков реальной машины, задающие работу приводов, были транслированы, как управляющие воздействия на математическую модель. В процессе работы велась запись напряжения и тока, протекающего по обмоткам якорей электродвигателей. На рис. 4 представлено сравнение реальных и расчетных данных для привода подъема при одинаковом управляющем воздействии.

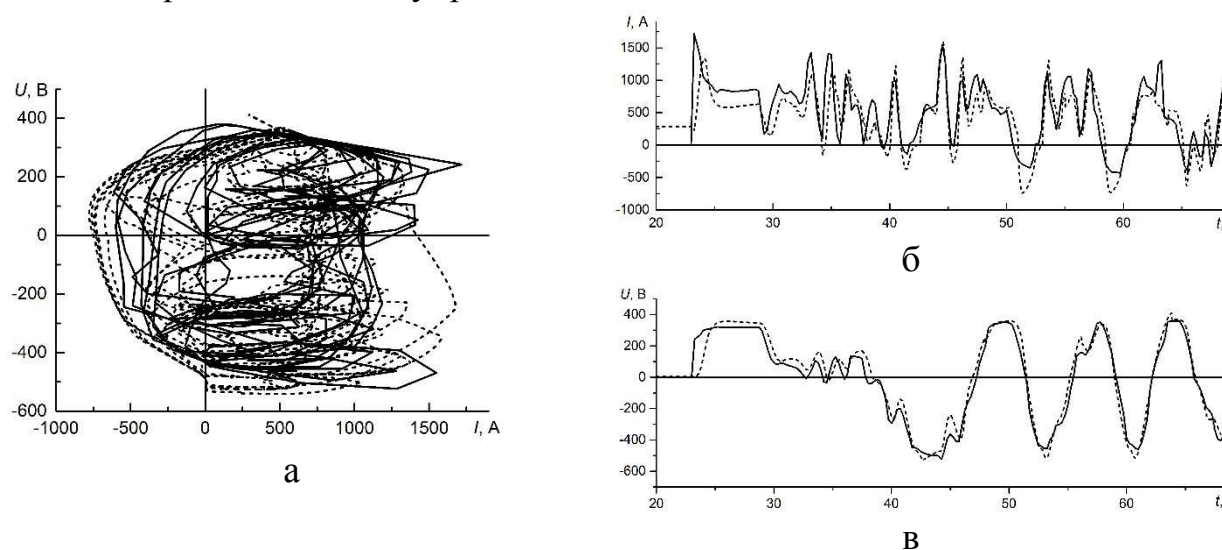


Рис. 4. Электрические характеристики двигателя привода подъема
 сплошная линия – эксперимент, пунктирная – расчет
 (а – вольтамперная характеристика; б – ток; в – напряжение)

Полученные результаты компьютерного моделирования математической модели электрической системы экскаватора являются достаточными по точности для задач обучения с использованием тренажера подготовки машинистов карьерного экскаватора, что подтверждено актом завода-изготовителя машины [6].

Таким образом для объективного учета влияния квалификации на ресурс экскаватора, предполагается вычисление коэффициента удельной аварийности на основании тестирования машинистов на тренажерном комплексе. В итоге получая данные для внесения изменений в план технического обслуживания и ремонтов и прогнозируемый остаточный ресурс машины, с учетом работы данных конкретных машинистов.

Библиографический список

1. Великанов В.С., Великанова С.С. Исследование связи между коэффициентом управления и квалификацией машиниста экскаватора // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. науч. тр. – Екатеринбург: ГОУ ВПО «УГГУ», 2009. – С. 24-28.
2. Великанов В.С., Олизаренко В.В. Определение производительности одноковшового гусеничного экскаватора с учетом профессиональных навыков машиниста // Добыча, обработка и применение природного камня: сб. науч. тр. – Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2009. – С. 85-91.
3. Домбровский Н. Г. Многоковшовые экскаваторы. Конструкция, теория и расчет. М.: Машиностроение, 1972. 432 с.
4. Коломийцов М.Д., Маховиков Б.С. Методы определения ресурса горной техники // Записки горного института им. Г.В. Плеханова т. 138 – Санкт-Петербург: 1993. С. 84-92.
5. Кольга А.Д., Шарипов Р.Х. Обоснование рациональных режимов эксплуатации выемочно-погрузочных машин // Добыча, обработка и применение природного камня: сб. науч. тр. – Магнитогорск, 2010. – С. 181–184.
6. Костыгова Д.М., Емельянов А.А. Имитационное моделирование карьерного экскаватора ЭКГ-18Р производства ООО «ИЗ-КАРТЭКС» в тренажере подготовки машинистов // ГИАБ. – 2017. - №10 (специальный выпуск 23) - с.177-184
7. Кох П. И. Надежность механического оборудования карьеров. - М.: Недра, 1978. - 189 с.
8. Махно Д.Е., Зельцер П. Я. К методике оценки уровня квалификации машиниста экскаватора // Вестник Иркутского Государственного Технического Университета. - 2011. - № 12. - С. 105-107.
9. Шибанов Д.А., Иванов С.Л., Звонарев И.Е. Влияние факторов эксплуатации карьерных экскаваторов на их техническое состояние // Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики: Сб. науч. тр. 9-й Междунар. конф. Т.1. БНТУ, Минск. 2013. С.430-433.

УДК 622.68

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕМОНТНОЙ СЛУЖБЫ ГОРНОДОБЫВАЮЩЕГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Ушаков Ю.Ю. – мл. н. с.,

ООО «Научно-исследовательский институт эффективности и безопасности
горного производства» (ООО «НИИОГР»)

Представлен подход к оценке эффективности системы технического обслуживания и ремонта (ТОuP), включающий показатели, применение которых позволит с достаточной точностью планировать соответствующие ремонтные воздействия на каждую единицу техники с учётом рационального расхода ресурсов и приемлемой стоимости.

Ключевые слова: система технического обслуживания и ремонта, горная техника, эффективность ремонтной службы, организация ремонта, техническая готовность, стратегия ремонта.

EVALUATION OF EFFICIENCY OF THE MAINTENANCE DEPARTMENT OF A MINING ENTERPRISE

Ushakov Y.Y.,

LLC «Research and Development Institute of Efficiency and Safety of Mining Operations»
(LLC «RDIESMO»)

The approach to evaluating the efficiency of the system of maintenance and repair (M&R) is described. It includes the indices, application of which will allow to accurately plan the appropriate repairs for each unit of machinery taking into account the rational consumption of resources and the acceptable cost.

Keywords: system of maintenance and repair, mining technique, efficiency of the maintenance department, technical preparedness, strategy of repair.

Анализ показателей системы технического обслуживания и ремонта горной техники, в частности карьерного автотранспорта, показал, что для большинства горнодобывающих предприятий характерным является сохранение роста текущих ремонтов, связанных с аварийными остановками, при сокращении объемов профилактических работ до 10-15 % [1].

Практикой эксплуатации карьерного автотранспорта на российских горнодобывающих предприятиях установлено, что на 1 час производительной работы в системе производственной эксплуатации приходится 0,4-1,2 часа потерь времени, которые связаны с нерациональным использованием техники. В системе технической эксплуатации на 1 час полезной работы приходится в среднем 0,5-1 часа потерь, обусловленных применением неэффективной стратегии ремонта (табл. 1).

Приведенные данные свидетельствуют о наличии существенных потерь времени в производственной и технической эксплуатации карьерного автотранспорта, которые обусловлены влиянием различного рода технико-технологических и организационных факторов во всей производственной цепочке (рис. 1) [2].

Для каждого типа горнотранспортного оборудования завод-изготовитель рекомендует оптимальные режимы плановых ремонтных

воздействий на узлы и агрегаты с целью рационального использования машин в течение жизненного цикла.

Таблица 1

Структура календарного фонда времени (КФВ) автосамосвалов

Марка автосамосвалов		Komatsu HD-1200	Komatsu HD-785	CAT-777	CAT-785	БелАЗ-75131	БелАЗ-75139
Время использования автосамосвалов в системе производственной эксплуатации, % от КФВ*	Производительное	37,2	27,7	34,9	39,5	35,8	40,2
	Непроизводительное	39,5	45,3	51,2	46,0	40,6	44,7
Время нахождения автосамосвалов в системе технической эксплуатации, % от КФВ	Полезная работа	11,0	13,0	7,0	6,0	13,0	7,0
	Потери времени	12,3	14,8	6,9	8,5	10,6	8,0

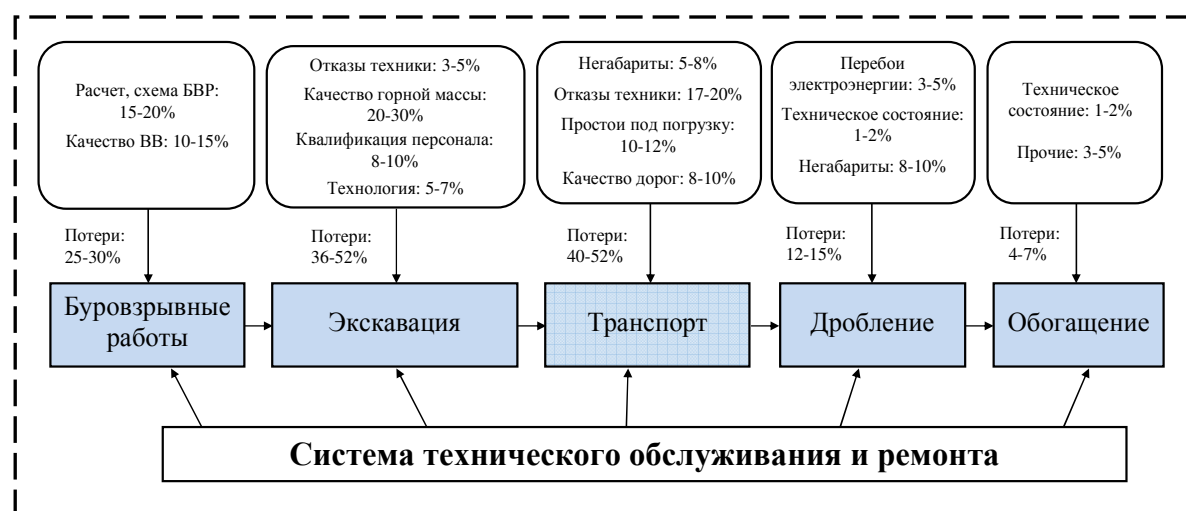


Рис. 1. Влияние факторов на элементы технологической цепочки горнодобывающего предприятия

В настоящее время на большинстве горнодобывающих предприятий для планирования уровня надежности единицы техники принято руководствоваться коэффициентом технической готовности. Данный показатель не регламентируется ГОСТом, носит субъективный характер, как правило, рассчитывается по различным методикам и не используется как индикатор управления технической готовностью автосамосвалов [3, 4].

Показатели, применяемые для оценки эффективности системы ТОиР, должны быть доступны, понятны и несложные для эффективной организации учета, отчетности и анализа, а также должны позволять оценивать деятельность ремонтных служб с учетом выполнения задач предприятия.

Исходя из этого, для оценки эффективности системы технического обслуживания и ремонта горной техники предложены следующие показатели: *своевременность устранения дефектов* (коэффициент устраняемости дефектов), характеризующий устранение большего количества дефектов во время плановых остановок для улучшения показателя – средняя наработка на отказ; *плановость ремонтного обслуживания* (коэффициент плановости ремонтов), характеризующий точность выполнения объема ремонтных работ в запланированный период.

Предложенные показатели одновременно характеризуют качество подготовки к плановым ремонтам, техническое состояние горной техники и оперативность выполнения ремонтных работ.

Коэффициент плановости ремонтов определяется по формуле:

$$K_{\text{ПЛ}} = \frac{T_{\text{ПЛ}}}{\sum (T_{\text{ТО}} + T_{\text{ТР}} + T_{\text{НР}})}, \quad (1)$$

где $T_{\text{ПЛ}}$ – время плановых ремонтов;

$\sum (T_{\text{ТО}} + T_{\text{ТР}} + T_{\text{НР}})$ – суммарное время технического обслуживания, текущих ремонтов, неплановых ремонтов, включая ремонты, связанные с отказом техники.

Коэффициент устраняемости дефектов определяется по формуле:

$$K_{\text{У.Д}} = \frac{N_{\text{У.Д}}}{N_{\text{В.Д}}} \times K_{\text{К}}, \quad (2)$$

где $N_{\text{У.Д}}$ – количество устраненных дефектов;

$N_{\text{В.Д}}$ – количество выявленных дефектов;

$K_{\text{К}}$ – корректирующий коэффициент:

$K_{\text{К}} = 1$, если дефекты устранены в срок с момента их выявления;

$K_{\text{К}} = 0,8$, если дефекты устранены с опозданием до 2 часов;

$K_{\text{К}} = 0,5$, если дефекты устранены с опозданием до 4 часов;

$K_{\text{К}} = 0,2$, если дефекты устранены с опозданием до 6 часов;

$K_{\text{К}} = 0,1$, если дефекты устранены с опозданием свыше 6 часов.

С применением показателей (1, 2) были получены корреляционные зависимости удельной стоимости ремонта от плановости ремонтов ($K_{\text{ПЛ}}$) и своевременности устранения дефектов ($K_{\text{У.Д}}$) узлов и агрегатов машин на примере карьерного автотранспорта (рис. 2).

Повышение плановости ремонта и своевременности устранения дефектов сопровождается снижением удельной стоимости ремонта, при этом значение коэффициента плановости ремонтов, как правило, не превышает 0,7, коэффициента устраняемости дефектов – 0,6. Дальнейшее повышение коэффициентов ($K_{\text{ПЛ}}$, $K_{\text{У.Д}}$) затруднено в связи с тем, что более приоритетными, зачастую, становятся производственные задачи предприятия.

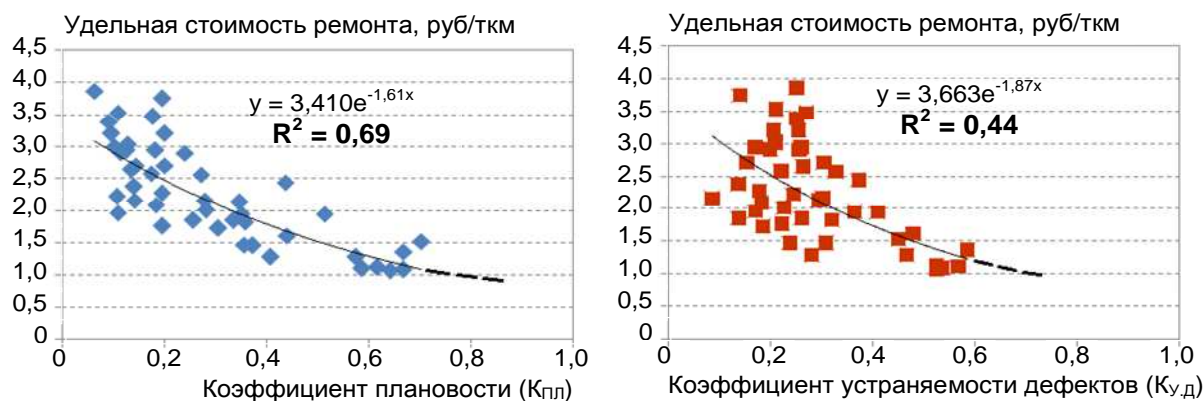


Рис. 2. Зависимость удельной стоимости ремонта горной техники от коэффициентов $K_{пл}$ и $K_{уд}$ (на примере БелАЗ-7513, БелАЗ-75306)

Данные показатели использовались в процессе проведения производственно-технического аудита ремонтного производства, в частности, для решения вопроса повышения эффективности взаимодействия АО «Ковдорский ГОК» и подрядной организации ООО «Цеппелин Русланд» при выполнении технического обслуживания и ремонта горной техники. Предварительные результаты применения предложенных показателей позволили установить следующее: коэффициент готовности за 6 месяцев увеличился на 20 %, среднее время простоев в ремонте снизилось в 2,9 раза, коэффициент плановости ремонта увеличился на 70 %.

Таким образом, повышение плановости ремонта и своевременности устранения возникающих при погрузке и транспортировании горной массы дефектов позволяет увеличить эффективность эксплуатации машин, не допуская их предельного технического состояния.

Список литературы

1. Андреева Л. И. Методология формирования технического сервиса горно-транспортного оборудования на угледобывающем предприятии: дис. докт. техн. наук / Л. И. Андреева. – Екатеринбург, 2004. – 297 с.
2. Сайтов В. И. Основы системного анализа и теории технических систем (на примере горных машин): Учеб. пособие. – Екатеринбург, 1993. – 88 с.
3. Кулецкий В. Н., Рыбинский А. Б., Горохов А. В. и др. Подход к управлению технической готовностью карьерного автотранспорта (Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) отдельные статьи (специальный выпуск). – М: Горная книга, 2015. – №5 – 24 с.
4. Шибанов Д. А. Комплексная оценка факторов, определяющих наработку экскаваторов ЭКГ-18Р/20К, для планирования технического обслуживания и ремонта: дис. ... канд. техн. наук / Д. А. Шибанов. – Санкт-Петербург, 2015. – 201 с.

УДК 622

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ И ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Хадеев Д.Р. Микрюков А.Ю.

Пермский национальный исследовательский политехнический университет ,г.Пермь

Проведен анализ методик оценки остаточного ресурса. Рассмотрены достоинства и недостатки методик оценки остаточного ресурса по базовым и фактическим характеристикам, методики оценки ресурса центробежных насосов на основе параметра виброскорости. Предложена методика оценки остаточного ресурса по безопасному уровню напряжений, действующих в силовых и основных элементах оборудования с учетом различных факторов, которые влияют на работу насоса в течении года и полного времени эксплуатации.

Ключевые слова: центробежный насос, остаточный ресурс, методики оценки технического состояния насосных агрегатов.

EVALUATION OF TECHNICAL CONDITION AND RESIDUAL LIFE OF RADIAL PUMPS

Khadeev D.R. Mikryukov A.U.

The analysis of methods of estimation of a residual resource is carried out. The advantages and disadvantages of the residual resource estimation methodology for basic and actual characteristics, and the methods for estimating the life of centrifugal pumps based on vibration speed parameters were considered. A technique is proposed for estimating the residual life at a safe level of stresses acting in the power and main components of the equipment, taking into account various factors that affect the operation of the pump during the year and the total operating time.

Keywords: centrifugal pump, residual life, methods for assessing the technical condition of pumping units.

Широкое распространение насосов центробежного действия многих отраслях промышленности, в том числе и в нефтегазовой, влечет за собой развитие методик обслуживания, контроля, диагностики и оценки остаточного ресурса. Необходимость проведения оценок остаточного ресурса обусловлена в первую очередь высоким уровнем ответственности участков, на которых установлено данное оборудование. Чем серьезнее последствия аварий на данном участке, тем важнее не только недопущение выхода из строя оборудования, но и определение его остаточного ресурса. Это позволит лучшим образом организовать планы технического обслуживания и повысить безопасность участка.

В рамках работы были исследованы известные методики оценки остаточного ресурса центробежных насосов. Рассмотрена методика оценки остаточного ресурса по безопасному уровню напряжений, действующих в силовых и основных элементах оборудования.

Согласно методики оценки насосных агрегатов по базовым и фактическим характеристикам, прогноз общего технического состояния осуществляется на основании базовых и фактических характеристик насоса, полученных за определенный период и обработанных при помощи методов статистического анализа [2].

Принцип метода заключается в снятии некоторого значения параметров (не менее 21) $Q_j(R_{вх.j}$ или $R_{вых.j}$), по которым подсчитывается среднее значение. Так как при эксплуатации неизбежен износ,

принимается, что коэффициент полезного действия изменяется по функциональному закону [2]:

$$\eta_{ip} = a_1 + b_2 \tau_i$$

где η_{ip} - расчетные значения относительных значений КПД; a_1 , b_2 - коэффициенты, определяемые методом наименьших квадратов; τ_i - величина наработки, час.

Время до выхода НА в ремонт (остаточное время) определяется по формуле [2].:

$$\tau_{остат} = \frac{\eta_{пред} - a_1}{b_1} - \tau$$

где $\eta_{пред}$ - минимально допустимое значение относительного КПД, определяется из условия приведенного вначале; τ - величина наработки на момент определения, час

Данная методика позволяет прогнозировать остаточный ресурс насосных агрегатов по скорости снижения КПД, вследствие износа оборудования. Точность результатов высока, однако для ее достижения необходимы комплексные замеры насосных характеристик, и объемный статистический расчет, предшествующий непосредственно оценке остаточного ресурса. Кроме того, методика не учитывает влияние некоторых дефектов, которые не влияют напрямую на КПД, но влияют на эксплуатацию.

Согласно методике оценки ресурса центробежных насосов на основе параметра виброскорости, развитие дефектов насоса оценивается по скорости возрастания вибраций на подшипниках от начального до текущего срока эксплуатации [3]:

$$V_{изн} = \frac{U_{\phi} - U_0}{T_{\phi}}, \text{ мм/с,}$$

где U_{ϕ} - фактическое значение вибропараметра подшипников центробежного насоса, т;

U_0 - начальное (измеренное при вводе в эксплуатации или являющееся допустимым при монтаже насоса) значение вибропараметра подшипников центробежного насоса, т;

T_{ϕ} - срок службы (наработка) насоса. Предоставляется в годах эксплуатации или проработанных машиночасах.

В соответствии с расчетной скоростью развития дефекта и предельными значениями виброскорости определяется остаточный срок службы (наработка) насоса [3]:

$$T_{ост} = h \frac{U_{пр} - U_{\phi}}{V_{изн}}, \text{ лет}$$

где h - коэффициент, учитывающий неравномерность скорости изменения вибропараметра, принимается равным $0,6 \div 0,8$;

$U_{пр}$ - значение контролируемого вибропараметра подшипников центробежного насоса, соответствующее предельному состоянию, мм/с;

Рассмотренная методика является наиболее простой и быстрой, позволяет определить остаточный ресурс по минимальному значению параметров. Условия для проведения оценки минимальны. Однако минимум условий приводит к минимуму информативности, что влияет на точность прогноза, снижая его. Для более точного расчета по вибропараметру необходимо введение дополнительных условий и ограничений. Кроме того, при таком методе оценки остаточного ресурса нет возможности выявления дефектов, нарушений и неисправностей.

Так же существуют программы для расчета остаточного ресурса на основе вибропараметра, например, «Аврора 2000». В данной программе устанавливаются значения виброскоростей, и программа производит оценку состояния и расчет остаточного ресурса.

Методика оценки остаточного ресурса по безопасному уровню напряжений, действующих в силовых и основных элементах оборудования. Методика представляет собой расчет допустимого числа циклов и действительного числа циклов для машин циклического действия, к которым относятся центробежные насосы.

Допускаемое число циклов нагружений опасного сечения вала насоса, определяемое из уравнения Велера [4]:

$$\sigma_r^m \cdot N_0 = \sigma_{rN}^m \cdot N_{rN} = Const,$$

где σ_r - действительный предел выносливости материала детали, определенный с учетом асимметрии цикла, масштабного фактора, качества поверхности, коррозии; N_0 - базовое число циклов; σ_{rN} - среднее рабочее напряжение в опасном сечении вала; N_{rN} - число циклов нагружений при действии среднего рабочего напряжения; m - коэффициент, принимаемый по справочнику.

$$N_{rN} = \sigma_r^m \cdot \frac{N_0}{\sigma_{rN}^m}.$$

Число циклов нагружений вала насосов за календарный срок работы [4]:

$$N = 3600 \cdot h$$

Данная методика рассматривалась в работе [4], но только для конкретного предприятия. Для унификации методики предлагается при расчете суммарной наработки h вести коэффициенты, учитывающие различные факторы и влияющие на работу насоса в течении года и полного времени эксплуатации.

Находится суммарная наработка каждого насоса:

$$h = 8760 \cdot K_c \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_5, \text{ ч}$$

K_c – коэффициент, учитывающий фактическую работу насосов в сутки;

$$K_c = \frac{h_c}{24},$$

где h_c - продолжительность работы насосов в течение суток,

$$h_c = 24 \cdot K_4,$$

где: K_4 – коэффициент использования, $K_4 = 0,95 - 0,99$; K_1 – коэффициент, учитывающий среднегодовую неравномерность работы насоса, $K_1 = 0,8 - 0,9$; K_2 – коэффициент, учитывающий восстанавливаемость оборудования после технических ремонтов;

$$K_2 = T_{\text{эк}} / T_0,$$

где $T_{\text{эк}}$ – время эксплуатации после капитального ремонта, T_0 – заявленная изготовителем гарантийная наработка.

K_3 – коэффициент, учитывающий время технического обслуживания и ремонта.

$$K_3 = \frac{T_{\text{сум}} \cdot 100}{8760},$$

где $T_{\text{сум}}$ – суммарное время, затрачиваемое на техническое обслуживание.

$$T_{\text{сум}} = T_{\text{ТО}} + T_{\text{ТР}}$$

$T_{\text{ТР.г}}$ – время ремонтных работ в течение года;

$$T_{\text{ТР.г}} = \frac{8760}{4000} * T_{\text{ТР}}, \text{ ч};$$

$T_{\text{ТР.г}}$ – время выполнения технических ремонтов согласно карте технического обслуживания [5].

Время на техническое обслуживание в год

$$T_{\text{ТО.г}} = \frac{8760}{750} * T_{\text{ТО}},$$

где $T_{\text{ТО}}$ – время выполнения технического обслуживания согласно карте технического обслуживания. время между ТО – 750 часов и между ТР – 4000 ч указано в паспорте насоса.

K_5 – фактическое время работы насосов.

Оставшееся допустимое число циклов нагружений вала насоса [4]:

$$N_d = N_{rN} - N.$$

Остаточный ресурс насосов равен [4]:

$$h_o = \frac{N_d}{3600} \text{ ч.}$$

Выводы:

1. Каждая из рассмотренных методик имеет достоинства и недостатки и выбор методики обуславливается целесообразностью затрат времени и средств для достижения результата.

2. Применение коэффициентов К1-К5, учитывающих суточную работу, среднегодовую неравномерность работы, восстанавливаемость оборудования, время технического обслуживания, используемость оборудования, время работы, позволяет для рассмотренной методики наиболее точно определить наработку насоса, что делает оценку остаточного ресурса более эффективной.

3. Методика оценки остаточного ресурса по безопасному уровню напряжений, действующих в силовых и основных элементах оборудования, позволяет определить остаточный ресурс центробежных насосов без разборки и остановки технологического оборудования.

Список литературы

1. Гришко А.П., Щелоганов В.И. Стационарные машины и установки: Учебное пособие для вузов. — М.:Издательство Московского государственного университета. 2004. – 328 с.

2. РД 39-0147103-324-89. «Методика оценки эксплуатационных параметров насосных агрегатов нефтеперекачивающих станций магистральных нефтепроводов».

3. МУ 07.16 «Методические указания по проведению прогнозирования остаточного ресурса центробежных насосов».

4. Каминский С.Г. «Разработка методов вибродиагностирования и восстановления электроприводных нефтепромысловых насосных агрегатов»: дис. канд. тех. наук. Уфимский государственный нефтяной технический университет Уфа, 2004.

5. ООО «СПКТБ НЕФТЕГАЗМАШ» Сборник карт технического обслуживания, текущего и капитального ремонтов центробежных насосов типа ЦНС.

КАРЬЕРНЫЙ ТРАНСПОРТ И ТРАНСПОРТ НЕФТИ И ГАЗА

***Чтоб дробилки не стояли,
Чтобы фабрика жила,
Чтобы нефть из дальней дали
На заводы потекла,
Чтобы газ был нам подмогой
И в дома нёс благодать –
Надо знать про транспорт много
И уметь его создать!***

Доц. П.А. Жиганов

УДК 622.683:656.08

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭКСПЕРТИЗ ПРОМЫШЛЕННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ НА ОСНОВЕ ДИНАМИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ТОРМОЗНЫХ РАСЧЕТОВ ПОЕЗДОВ КАРЬЕРНОГО ТРАНСПОРТА

Бахтурин Ю.А., вед. науч. сотр., канд. техн. наук

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт горного дела
Уральского отделения Российской академии наук (ИГД УрО РАН)

В статье приводятся примеры из практики проведения независимых экспертиз после аварий. Показано, что накопленный в ИГД УрО РАН большой экспериментальный и методический материал в области эксплуатации карьерного железнодорожного транспорта обеспечивает точность, требуемую определенность оценок, применение надежных и взаимно признаваемых участниками работ простых измеряемых критериев при моделировании экспертиз.

Ключевые слова: моделирование экспертных работ, карьерный железнодорожный транспорт, критерий, экспериментальный и методический материал, авария.

MODELING THE EXAMINATION OF INDUSTRIAL SAFETY BASED ON DYNAMIC BRAKING METHODS OF CALCULATIONS RAILWAYS PIT

Bakhturin Yu.A.

The article gives examples of the practice of independent examinations after accidents and incidents. It is shown that accumulated in the Mining Institute of the Russian Academy of Sciences, a large experimental and methodological material in the field of railway transport operation career provides the accuracy required to make estimates, the use of reliable and mutually recognized participants in the work of simple measurable criteria for modeling expert work.

Keywords: modeling expert work, railways pit, the criterion, experimental and methodological materials, accident.

Эксперт технического объекта при оценке его качества (в первую очередь безопасности) фактически изучает описание объекта, т. е. его модель, полученную с определенной степенью и в условиях принятых допущений. Оценка производится в соответствии с технической или нормативной документацией, которая является модельным отображением указанных в них представлений, накопленных в результате определенного опыта по классу однородных объектов и обобщенных требований к ним. Таким образом, эксперт имеет дело с приближенными моделями. В связи с этим особое значение приобретает такое моделирование экспертных работ, которое уменьшает неопределенность оценок сложных объектов. Принято считать, что трудности при экспертной оценке сложных объектов обусловлены недостаточно полной информацией, которая необходима для принятия квалифицированного решения. В то же время известно, что система переработки информации человеком существенно ограничена по объему и времени. Исследования показывают, что при увеличении критериев, факторов точность оценок падает. Практика экспертных работ показывает, что применяемый метод должен быть достаточно обоснован или признан. Методические подходы должны обеспечивать следующее [1-2]:

- точность метода, согласованность объема и характера исходной информации;
- требуемую определенность задачи при наиболее простой модели описания объекта;
- возможность проведения технической экспертизы с помощью расчленения задачи на составляющие части для последующего анализа их с учетом возможного влияния временно отброшенных частей;
- применение надежных и взаимно признаваемых участниками работ простых измеряемых критериев.

При этом учитываются реально сложившиеся отношения между теорией и практикой, государственными надзорными органами, предприятиями и экспертными организациями и, наконец, уникальность объектов экспертизы. В этом случае преимущество получают методы, методики, позволяющие максимально возможно обеспечить системный подход при выполнении экспертных работ. В ИГД УрО РАН за многие годы исследований создан большой методический задел в области карьерного транспорта, максимально отвечающий всем вышеперечисленным требованиям. Это позволяет с высокой эффективностью применять его, в частности, при проведении независимой экспертизы после аварий и несчастных случаев на карьерном железнодорожном транспорте. Так, в связи с аварией, произошедшей 19.01.2015 с дежурным по переезду станции «Карьерная» железнодорожного цеха рудоуправления АО «Оренбургские минералы» была проведена экспертиза локомотивосостава № 410. Обстоятельства несчастного случая следующие (рисунок 1). Из тупика К-4 на разрешающий сигнал входного светофора станции Карьерная НГ-4 двигался вагонами вперед поезд № 410, груженный породой. В это же время впереди поезда № 410 по соседнему пути № 2 в попутном направлении двигался поезд № 108, машинист которого, заметив двигающегося по пути 1 дежурного по переезду, оповестил об этом по двусторонней радиосвязи диспетчера и локомотивную бригаду поезда № 410. Машинист поезда № 410 применил экстренное торможение, однако наезда на дежурного избежать не удалось. В ходе технического освидетельствования установлено следующее. На период обследования тяговый агрегат и входящие в состав вагоны находились в рабочем состоянии. Скорость движения поезда по пути станции Карьерная в момент происшествия в соответствии с показаниями скоростемера не превышала установленной местной инструкцией 25 км/ч. Проведенное полное опробование автоматических тормозов с проверкой состояния тормозной магистрали показало, что оборудование на момент обследования обеспечивает требуемые тормозные характеристики. Неисправностей подвижного состава, запрещающих вводить его в эксплуатацию, не установлено.

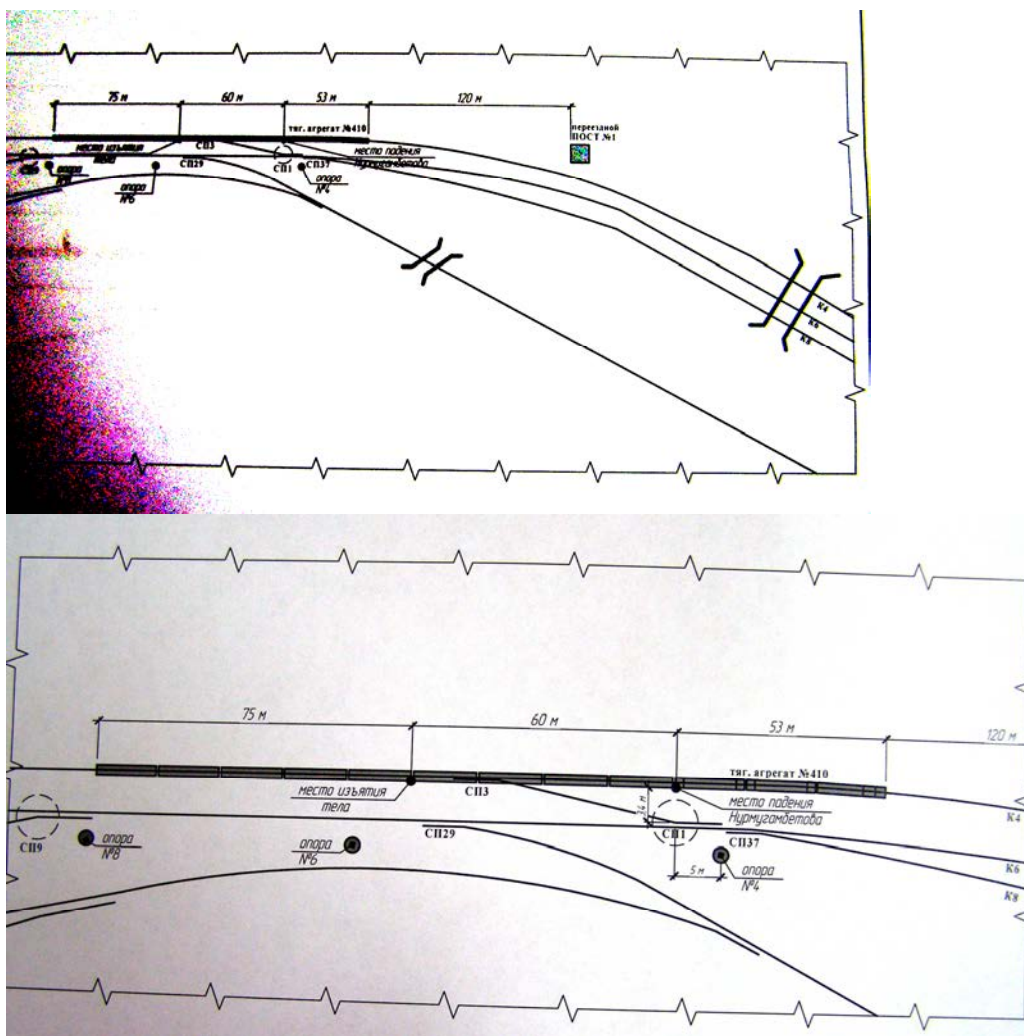


Рис. 1. Схема места происшествия несчастного случая

Тормозной путь локомотивосостава № 410 согласно автоматизированной расшифровке диаграммной ленты электронного скоростемера КПД-3п составил 72 м (рисунок 2). В этом случае решающим фактором в принятии решения о соответствии технического состояния поезда №410 и действий машиниста нормативной документации могли стать тормозные испытания. Однако проведение таких испытаний в условиях действующего предприятия по понятным причинам затруднено. Тормозной путь можно определить расчетным путем. При этом большое значение имеет точность расчетов. Из известных способов тормозных расчетов наиболее приспособлен к карьерным условиям метод интегрирования уравнения движения поезда [3].

Однако он имеет следующие недостатки:

- в основу положены условные расчетные величины и абстрактные функции, лишенные физического смысла и осложняющие анализ процесса;
- метод не позволяет решить задачи для различных типов оборудования;

– метод не учитывает повышенной утечки воздуха в тормозной магистрали карьерных поездов.

В ИГД УрО РАН разработаны динамические методы тормозных расчетов, которые имеют повышенную точность, поскольку позволяют учитывать тип используемого тормозного оборудования, переломный характер профиля пути, ненормальные утечки в тормозной магистрали [4].

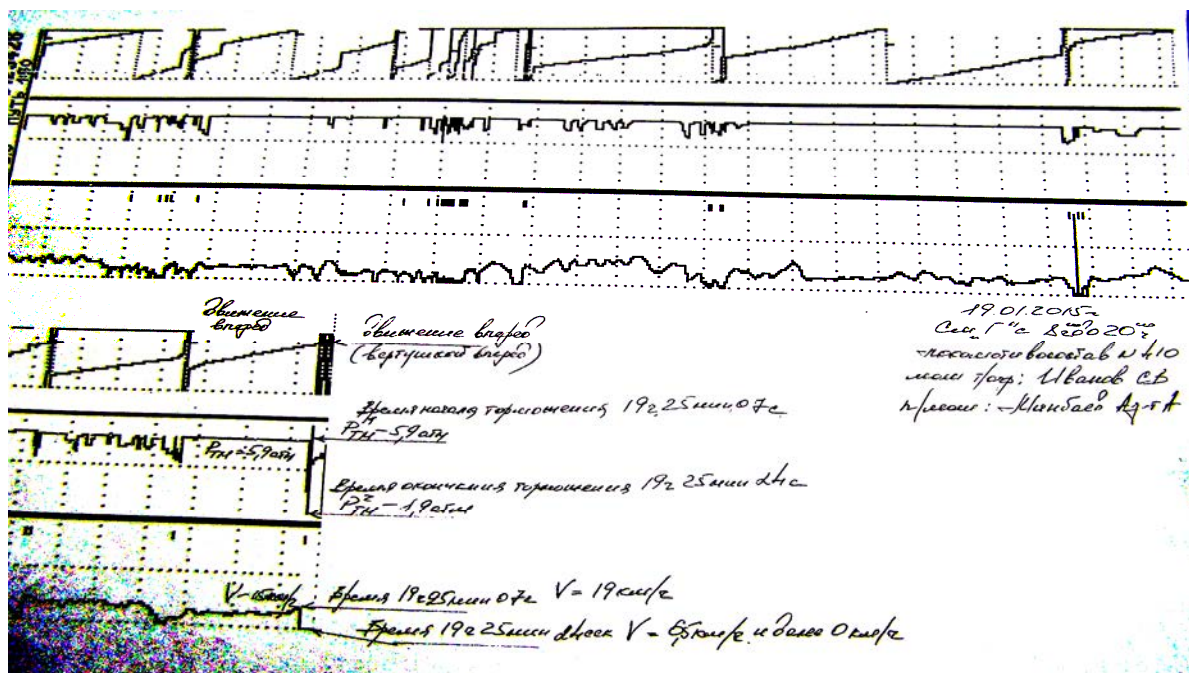


Рис. 2. Фрагмент диаграммной ленты электронного скоростемера КПД-3п с расшифровкой

Тормозные расчеты для локомотивосостава № 410 при сочетании динамического определения тормозных усилий с методом численного интегрирования дифференциального уравнения движения поезда [4]. Они производятся по интервалам времени при условии постоянства действующих сил в интервалах. При этом приняты следующие исходные данные:

- Расчетный интервал – 1 сек.
- Поезд – груженный, вес 1603 т (фактический по справке предприятия в соответствии с показаниями весов).
- Тип локомотива – тяговый агрегат ПЭ-2м.
- Думпкары 2ВС-105 модель 33-677 – 9 единиц.
- Колодки: на вагонах – композиционные, на тяговом агрегате – чугунные.
- Начальная скорость торможения – 19,0 км/ч в соответствии с автоматизированной расшифровкой диаграммной ленты электронного скоростемера КПД-3п 9 (рис. 2) .
- Расчетный уклон для первого главного пути станции Карьерная принят равным 0 (в соответствии с техническо-распорядительным актом

минимальный продольный уклон составляет незначительную величину – 1 ‰ и не учитывается при расчете тормозного пути).

– Вид торможения – экстренное.

– Режим воздухораспределителей вагонов – средний горный.

Расчетный тормозной путь составляет 71,7 м. Учитывая, что тормозной путь по показаниям скоростемера составляет 72 м и соответствует расчетному, работу тормозного оборудования поезда при экстренном торможении следует признать удовлетворительной.

Таким образом, приведенные и ряд других не рассмотренных в статье примеров свидетельствуют о том, что накопленный в ИГД УрО РАН большой экспериментальный и методический материал в области эксплуатации карьерного железнодорожного транспорта обеспечивает точность, требуемую определенность оценок, применение надежных и взаимно признаваемых участниками работ простых измеряемых критериев при моделировании экспертных работ.

Список литературы

1. Покровская О. В. Моделирование экспертных работ / О. В. Покровская // Безопасность труда в промышленности. – 2002. - №9. - С. 38-41.

2. Бахтурин Ю. А. Экспертиза промышленной безопасности подвижного состава карьерного железнодорожного транспорта / Ю. А. Бахтурин // Горный информационно-аналитический бюллетень. Отд. вып. № 11. Проблемы недропользования. - 2011. - С. 309 - 325.

3. Временные правила тормозных расчетов для поездной работы на открытых горных разработках предприятий системы Министерства черной металлургии СССР. - М., 1992. - 27 с.

4. Методические рекомендации по тормозным расчетам для поездов карьерного транспорта. – Свердловск, 2003. – 31 с.

УДК 622.232

ГИДРОАККУМУЛЯТОРНЫЙ ПРИВОД МЕХАНИЗМА ШАГАНИЯ ДРАГЛАЙНА

Суслов Н.М.¹, д.т.н., проф, зав. каф. ГМК Чернухин С.А.¹, аспирант

¹Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

Приведены результаты расчетов применения предлагаемого (альтернативного) привода механизма шагания экскаватора-драглайна. Для снижения энергозатрат на передвижение машины предложено использование гидроаккумуляторов совместно со сдвоенными гидроцилиндрами подъема и изменение конструктивного расположения тяговых гидроцилиндров.

Ключевые слова: горные машины, вскрышные работы, экскаватор, гидропривод, гидроцилиндр, экскаватор-драглайн, рекуперация энергии, механизм шагания, трехопорный драглайн, шагающее оборудование, повышение эффективности.

HYDROACCUMULATING DRIVE OF THE MECHANISM OF STAGANA DRAGLAYN

Suslov N.M. Chernukhin S.A.

The results of calculations of the application of the proposed (alternative) drive of the dragline excavator dragline are presented. To reduce energy consumption for the movement of the machine, it was suggested to use hydraulic accumulators together with twin hydraulic lift cylinders and a change in the design location of the traction cylinders.

Keywords: mining machines, stripping works, excavator, hydraulic drive, hydraulic cylinder, dragline excavator, energy recovery, stepping mechanism, three-legged dragline, walking equipment, efficiency increase.

Проведенные теоретические расчеты энергозатрат на передвижение шагающего драглайна, использующего механизм передвижения на гидроприводе, показали, что гидропривод с использованием гидроаккумуляторов и сдвоенных гидроцилиндров подъема значительно снижает затраты энергии на перемещение машины.

Цель работы – обоснование целесообразности использования механизма шагания драглайна с применением гидроаккумуляторов и сдвоенных гидроцилиндров подъема.

Представлена гидравлическая схема механизма шагания на рисунке 1 с описанием её работы [1].

Усилие подъема $P_{ст}$ с применением стандартного гидроцилиндра определяется

$$P_{ст} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} p \quad (1)$$

Усилие подъема сдвоенного гидроцилиндра определяется

$$P = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_1^2) + \pi \cdot d^2}{4} p \quad (2)$$

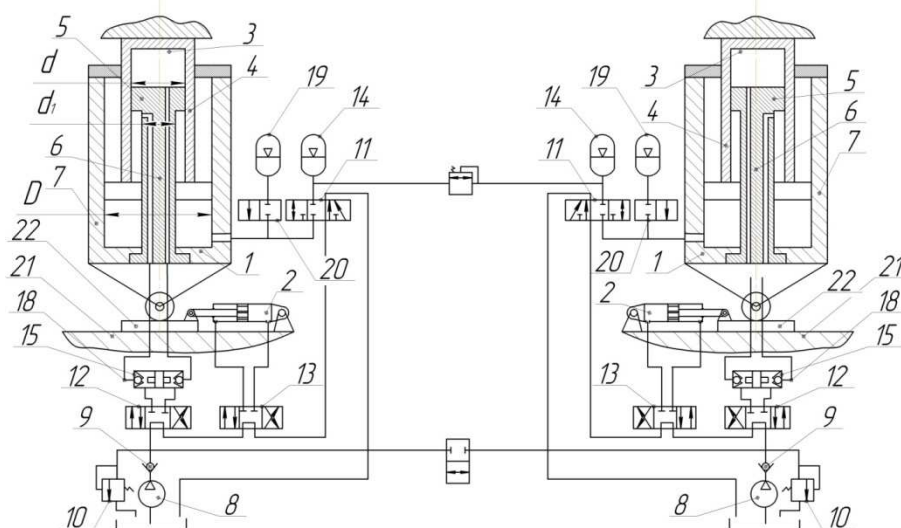


Рисунок 1. Гидравлическая схема механизма шагания с применением сдвоенного цилиндра подъема.

1 – подъемный гидроцилиндр, 2 – вспомогательный гидроцилиндр, 3 – дополнительный гидроцилиндр, 4 – полый шток подъемного гидроцилиндра, 5 – дополнительный поршень, 6 – дополнительный шток, 7 – днище подъемного гидроцилиндра, 8 – насосная установка, 9 – обратный клапан, 10 – разгрузочный клапан, 11-13 – распределители управления гидроцилиндрами, 14 – гидроаккумулятор высокого давления, 15 – гидрозамки, 16 – вентиль, 17 – автоматический разъединитель, 18 – трубопроводы, 19 – гидроаккумулятор низкого давления, 20 – крановый распределитель, 21 – опорные башмаки, 22 – скользящая опора.

Из формул 1 и 2 видно, что во втором варианте рабочая площадь возросла, что способствует снижению давления p рабочей жидкости, а значит уменьшению мощности насосных установок.

Так же приведены расчеты затрат энергии при существующем гидроприводе и предлагаемом, с учетом альтернативного расположения тяговых гидроцилиндра (рисунок 2)[2,3].

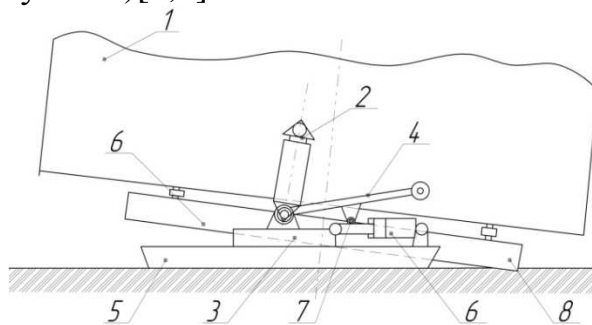


Рисунок 2. Схема механизма шагания техопорного драглайна: 1 – кузов; 2 – гидроцилиндры подъема; 3 – скользящая опора; 4 – тяга; 5 – опорный башмак; 6 – тяговый гидроцилиндр; 7 – упор; 8 – база.

На примере линейки шагающих экскаваторов завода Уралмаш приведены их расчетные данные и сравнительные характеристики машин (таблица 1)[4,5].

Таблица 1. Сравнение расхода энергии для первого шага разных драглайнов.

Тип механизма	Масса, т.	Длина шага, м	Существующий привод			Предлагаемый			Экономия энергии после предложенных изменений, %
			Высота подъема центра тяжести экскаватора, м	Расход энергии, Н·м		Высота подъема центра тяжести экскаватора, м	Расход энергии, Н·м		
				Подъем машины	Перемещение машины		Подъем машины	Перемещение машины	
ЭШ-6/60	520	0,62	0,194	745,29	873,7	0,1	458,64	322,4	51,8
ЭШ-10/70	688	0,83	0,260	1314,77	1547,52	0,1	564,16	571,04	60,3
ЭШ-14/75	1580	1,9	0,587	6816,83	8135,42	0,1	1393,56	3002	70,6
ЭШ-15/90А	1610	2	0,602	7123,77	8726,2	0,1	1420	3220	70,7
ЭШ-25/100	2500	2,5	0,925	16996,88	16937,5	0,1	2205	6250	75,1

Последующие передвижения, после вступления в работу гидроаккумуляторов затраты энергии значительно снижаются (таблица 2, рисунок 4).

Таблица 2. Расход энергии на перемещение драглайна на среднее расстояние между стоянками

Тип драглайна	Среднее расстояние преодолеваемое между стоянками, м	Затрата энергии при существующем приводе	Затрата энергии при предлагаемом приводе	Процентная экономия, %
ЭШ-6/60	12	19427,88	4920,968	74,7
ЭШ-10/70	14	40072,06	7797,792	80,5
ЭШ-14/75	15	224283,75	35176,17	84,3
ЭШ-15/90А	18	285299,46	37454	86,9
ЭШ-25/100	20	678687,6	70658,5	89,6

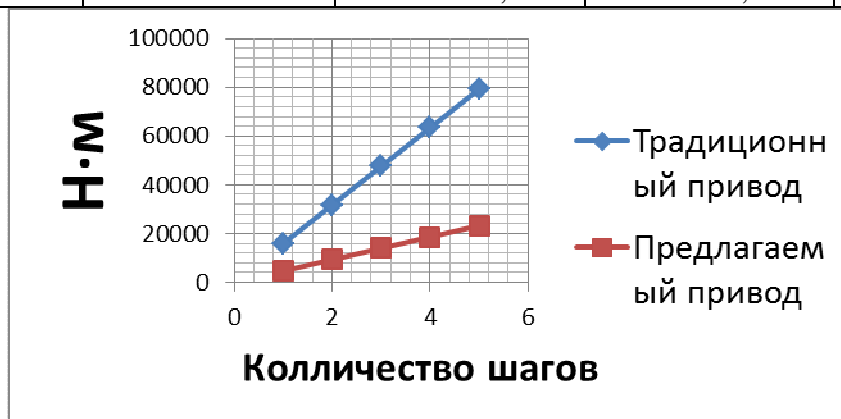


Рисунок 3. График зависимости энергозатрат от количества шагов для драглайна ЭШ-15/90

Выводы:

1 Выполненные исследования позволяют сделать вывод о значительной экономии энергии при использовании сдвоенных гидроцилиндров подъема и гидроаккумуляторов в гидравлической схеме управления.

2 Анализ результатов расчета проведенного в работе позволяет сделать вывод о целесообразности применения данного механизма шагания для экскаваторов-драглайнов.

Список литературы

1. Кубачек В.Р., Касьянов П.А., Суслов Н.М., Шестаков В.С. Гидропривод ходового оборудования шагающего экскаватора // АС № 1121366, кл Е02 F9/22. 1979.
2. Суслов Н.М., Попов В.Н. Шагающее оборудование горнотранспортных машин // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.:МГГУ, 2000. №4. С. 85-86
3. Суслов Н.М., Чернухин С.А. Гидравлический привод механизма шагания с гидроаккумуляторами // Горное оборудование и электромеханика. 2018. №1. С. 3-7.
4. Галинина О.И. Горное оборудование ПАО «Уралмашзавод» для отечественных заказчиков // Уголь. 2016. №7. С. 18-23.
5. Груздев А.В., Сандригайло И.Н. МК «Урал Маш»: шагающие драглайны // Горная промышленность. 2008. № 5(81). С. 6-8.

УДК 629.1

ОБЗОР ВОЗМОЖНЫХ МЕРОПРИЯТИЙ ПО ИСКЛЮЧЕНИЮ НАЛИПАНИЯ ГОРНОЙ МАССЫ В КУЗОВЕ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА

Хорошавин С.А., канд. техн. наук, Абдулкаримов М.К., ст.преп.

Безскулов М.С, Бормотова О.С, Заборный М.В, Щербакова Ю.А. - студенты
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», Екатеринбург

Приведены результаты исследования способов предотвращения и устранения налипания и намерзания в кузове. Для повышения производительности при транспортировке грузов.

Ключевые слова: Карьерный самосвал, налипание горной массы, намерзание горной породы, защита кузова самосвала.

REVIEW OF POSSIBLE EXCEPTION ACTIVITIES MOUNTING OF MOUNTAIN MASS IN THE BODY CAREERS OF THE SELF-EXTENT

Khoroshavin S.A.,

Bezkulov MS, Bormotova OS, Zaborny MV, Shcherbakova Yu.A.

The results of research of ways of prevention and elimination of adherence and intentions in a body are resulted. To increase productivity in the transport of goods.

Keywords: Quarry dump truck, sticking of rock mass, rock solidification, protection of dumper body.

Налипание связных пород влажностью более 10-15%, возрастающее с увеличением числа рейсов машин, уплотненности и слеживаемости транспортируемой горной массы, ведет к увеличению времени рейса, уменьшению используемой вместимости кузова на 25-30 %, соответствующему снижению производительности и росту затрат на перевозки. Ручная очистка кузова на отвалах лопатами или скребками весьма трудоемка, машины при этом простаивают до 1,5 ч в течение смены, а производительность их снижается на 15-20 %.

Применяемые способы борьбы с налипанием пород сводятся к его предотвращению, механической очистке, совершенствованию конструкции кузовов машин. Предотвращение налипания достигается: механизированной (на специальных площадках или через бункер в течение 0,5-1 мин) посыпкой кузовов сухими сыпучими материалами (песок, шлаки, высевки щебня), расход которых составляет 2-3 т на 1000 м³ перевозимой породы; обработкой кузовов через пять-семь рейсов отработанными маслами (в течение 1,5-2 мин); использованием явления электроосмоса при прохождении электрического тока по полосовым электродам, расположенным на резиновой прокладке под днищем кузова. Все эти способы эффективны при небольших объемах перевозок (до 7 тыс. м³/смену) и использовании машин грузоподъемностью до 10 т.

При эксплуатации большегрузных автосамосвалов более производительна механическая очистка посредством скребков, монтируемых на тракторах и иногда на экскаваторах строительного типа. Очистка до 3-4 м³ налипшей породы (через пять-шесть рейсов машин) занимает 2-5 мин. Механическая очистка зачастую повреждает кузов и футеровочные листы, что вызывает необходимость проведения технического обслуживания.

Для устранения примерзания транспортируемой горной массы к обшивке кузовов карьерных автосамосвалов в настоящее время широко используют обогрев кузовов отработанными выхлопными газами двигателя. Системами обогрева кузовов выхлопными газами снабжены все современные карьерные автосамосвалы БелАЗ, МАЗ, КрАЗ, Caterpillar, Komatsu, Hitachi-Euclid, Terex и др. При отсутствии обогрева кузовов машин широко применяется, особенно при организации внутрикарьерных складов, способ снижения влажности пород путем их промораживания с систематическим перелопачиванием для предотвращения смерзания частиц при кристаллизации влаги. Применяются также обработка негашеной известью (расход ее 1,5-2 % от массы перевозимых пород при влажности 4—5 %), изолирующие материалы, используемые и для предотвращения налипания, смазывающие жидкости, обработка которыми внутренней поверхности кузовов машин аналогична по используемым средствам и принципиальным схемам обработке при эксплуатации железнодорожного транспорта.

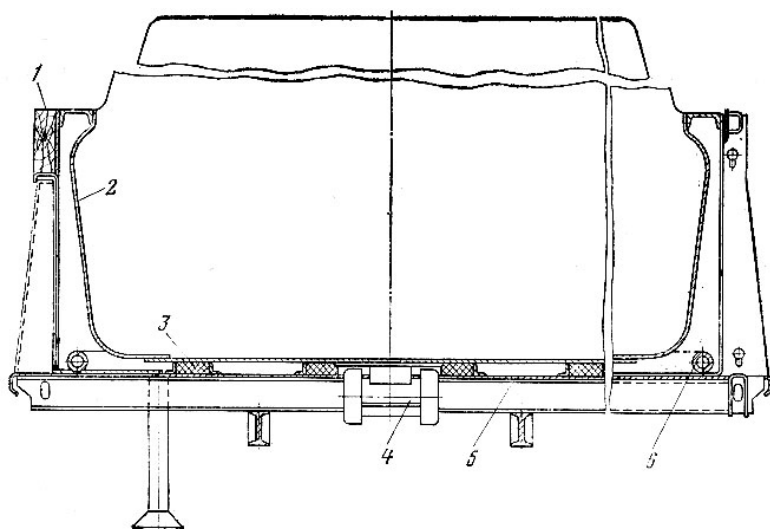


Рис. 1. Кузов карьерного самосвала с электровибратором.

В качестве механических средств предупреждения загрязнений самосвальных кузовов предлагается устанавливать на днище кузова с его наружной стороны электровибратор, работающий от аккумуляторной батареи автомобиля. Это устройство способствует не только более полной очистке кузова, но и ускоренной его разгрузке. Однако вибрация кузова отрицательно сказывается на его долговечности. Кроме того,

жесткость кузова не позволяет обеспечить достаточную вибрацию.

В кузове автомобиля-самосвала на его внутренних поверхностях монтируется дополнительная оболочка 2 с электровибратором 4 (рис. 1), несущая весь груз. Оболочка выполнена из листовой стали толщиной 3-4 мм и укреплена с помощью сварки к верхним кромкам боковых бортов 1 по-

средством швеллера № 10. Нижняя часть оболочки свободно опирается на резиновые амортизаторы 3, которые жестко укреплены на основном днище 5 кузова. Электровибратор 4, смонтированный на оболочке 2, включается при максимальном подъеме кузова, сообщая, энергичные колебания только оболочке 2.

Предотвращения возникновения проблем неполной выгрузки также можно добиться путем использования современных эластомерных и резиновых футеровок (рис. 2).

Отличительными особенностями футеровок серхвысокомолекулярным полиэтиленом (СВМПЭ) являются поверхность с исключительно низким коэффициентом трения, значительная износостойкость, отличная химическая стойкость. Однако ударная прочность таких покрытий зачастую недостаточная для восприятия нагрузок от крупногабаритных кусков породы. В отличии от эластомерных покрытий, применяющихся на самосвалах малой грузоподъемности, резиновые футеровки хорошо переносят нагрузки от крупных кусков горной породы за счет распределения и поглощения кинетической энергии загружаемого материала, что помогает сохранить корпус, а также другие компоненты самосвала: подшипники, трансмиссию, колеса и шасси. Это, в свою очередь, снижают затраты на техническое обслуживание и ремонт поврежденного оборудования. Кроме того, срок службы резиновой футеровки от четырех раз выше срока службы обычной стальной футеровки, которая до сих пор широко используется на горнодобывающих предприятиях.

Один из путей увеличения производительности карьерных самосвалов является использование современных материалов для изготовления кузова машины. Образец инновационного карбонового кузова установили на 150-



Рис. 2. Элементы резиновой футеровки



Рис. 3. Карбоновый кузов карьерного самосвала

тонную машину (рисунок 3). Из основных плюсов использования карбона отмечается уменьшение снаряженной массы самосвала, тем самым увеличиваются грузоподъемные характеристики. Помимо этого, решена проблема намерзания сыпучих грузов при транспортировке в морозную погоду. Если говорить о недостатках этого материала, то вспомним о том, что карбон подвержен механическим повреждениям при сильных точечных ударах. На износостойкость материала влияет также воздействие солнца. Открытыми остаются вопросы к ремонтпригодности карбоновых кузовов и к высокой стоимости самого композитного материала.

Вывод:

В настоящее время ведутся поиски наиболее рационального решения технической задачи предупреждения загрязнений внутренних поверхностей самосвальных кузовов, однако ни один из рассмотренных в статье способов нельзя назвать универсальным. Перспективным путем решения проблемы видится подход в применении современных материалов для изготовления и футеровки кузовов самосвалов.

Список литературы

1. Алексеев А.Ф., Анисимов В.Н., Сытник А.В. Адгезионное взаимодействие влажных связных пород со смоченными рабочими поверхностями горного оборудования. В сб. НИИКМА Совершенствование разработки пород рыхлой вскрыши. Губкин, 1983, вып.12, с.66-68.
2. Гончаров С.А., Мочалов В.И., Гольдис Л.Д. Намерзание горной массы на рабочий орган роторных экскаваторов. Известия вузов. Горный журнал, 1982, №3, с.69-72.
3. Анисимов В.Н. Исследование процесса, разработка метода и технологических средств предупреждения намерзания горной массы на конвейерные ленты. Дисс. на соиск.уч.степ.канд. техн.наук. М., МГИ, 1978. 125 с.
4. Дьячков В.К., Усов К.А. Очистные устройства ленточных конвейеров. -В сб.; Ленточные конвейеры, 1959, №26, М., ВНИИПТШП, с.27-31.
5. Алексеев А.Ф. Исследование процесса подсушивания горной массы с целью предотвращения ее налипания на конвейерные ленты. М., МГИ, 1977. 18 с.
6. <https://maxi-exkavator.ru/>
7. <https://www.metso.com>

УДК 629.353

ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭЛЕКТРО-ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МОТОР-КОЛЕС НА КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛАХ

Волков Е.В.¹, магистрант, Курочкин А.И.¹, канд. техн. наук,
Ержекенов Д.Б.², магистрант

¹ Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова
(МГТУ им. Носова), Магнитогорск, Россия,

² Казахский национальный исследовательский технический университет им. К.И. Сатпаева, Алматы, Казахстан

Рассматривается возможность использования электро-гидравлических мотор-колес в карьерных автосамосвалах позволяющих обеспечить полную рекуперацию энергии торможения автосамосвала и создание различных систем безопасности.

Ключевые слова: мотор-колесо, энергоресурсы, автотранспорт, дизель-троллейвоз, автосамосвал, рабочая тормозная система, гидронасос.

POSSIBILITIES OF USING ELECTRIC HYDRAULIC MOTOR-WHEELS ON CAREER AUTOMATICS

Volkov E.V., Kurochkin A.I., Erzekenov D.B.

The possibility of using electro-hydraulic motor-wheels in quarry dump trucks is considered, which allows to ensure a full recovery of the deceleration energy of the dump truck and the creation of various safety systems.

Keywords: motor-wheel, energy resources, motor transport, diesel-trolley, dump truck, service braking system, hydroplant.

В современном мире скорость развития технологий в разносторонних направлениях увеличивается в геометрической прогрессии по отношению к прошедшему времени: месяцам, годам, десятилетиям, векам. С увеличением ввода в эксплуатацию инновационных разработок в повседневную жизнь растет потребление энергоресурсов. В свою очередь энергоресурсы подходят к нулю.

Как и во многих промышленных отраслях, в горном производстве для транспортировки используется железнодорожный и автомобильный транспорт. Основная часть автотранспорта работает за счет ДВС, в свою очередь который работает на нефтепродуктах. В конце 40х годов XX века начинают задумываться об альтернативной технологии в карьерном автотранспорте и в 1949 советский ученый А.С. Фиделев предлагает впервые электрифицированные горные автосамосвалы в СССР, что положило начало развитию дизель-троллейбусов в горном производстве или же проще дуозов [1]. В последующем начались интенсивные разработки дуозов различными компаниями специализирующимися на производстве горных автосамосвалов вплоть до сегодняшнего дня.

С повышением цен на топливо, а также истощением нефтяных запасов разработка и ввод в эксплуатацию электротранспорта становится акту-

альной темой. Принцип работы дизель-троллейвоза довольно прост: машина оснащается пантографом, трансформаторной установкой с соответствующим релейным оборудованием и микроэлектроникой. При работе под контактной сетью машина поднимает пантограф и получает электроэнергию для питания электромотор-колёс, которые в свою очередь приводят автосамосвал в движение. Когда дуоз приводится в движение от тяговой подстанции, ДВС работает на холостых оборотах, а при выезде из под сети переходит в работу полностью от дизельного топлива. Данные машины применяются на карьерах в Австралии, Африке, а также применялись на различных карьерах мира и зарекомендовали себя с положительной стороны понижением расхода топлива до 50%, увеличением производительности транспорта на 10-20%, уменьшением вредных выбросов в окружающую среду. А так как работа в дизель-троллейвозном режиме примерно 55%, то есть возможность еще больше сократить расходы запустив дуоз на спуске в рекуперативном режиме, или же вообще отключив ДВС при работе автосамосвала от контактной сети [2].

Дальнейшее сокращение расхода топлива и повышение эффективности работы дуозов возможно за счет совместного использования гидро- и электродвигателей в мотор-колесах существующих дуозов.

Принцип использования такой системы рассмотрим на примере рабочей тормозной системы БелАЗ-75135, грузоподъемностью 130 тонн. Автосамосвал оборудован рабочей, стояночной, вспомогательной и запасной тормозными системами. Рабочая тормозная система с гидравлическим приводом, разделенным на контур передних и контур задних тормозов, действует на все колеса. Она не предназначена для замедления или торможения в обычном режиме. Система должна использоваться только при недостаточной эффективности вспомогательного тормоза и в критической ситуации для аварийной остановки, для полной остановки самосвала, движущегося на малой скорости и короткой стоянки.

В качестве гидравлического тормозного механизма рассматривались разнообразные объемные насосы: шестеренчатый с наружным зацеплением, пластинчато-роторный, шестеренчатый с внутренним зацеплением. Анализ шестеренчатого насоса с внутренним зацеплением показал наличие больших потерь давления жидкости в камере перекачивания. При анализе пластинчато-роторного насоса, был принят во внимание тот факт, что данная разновидность насоса обладает малой надежностью.

Поэтому, выбор остановился на шестеренчатом насосе внешнего зацепления серии НШ. Этот тип насосов имеет наиболее простую конструкцию, малую цену, обладает высокой надежностью в работе и неприхотлив в эксплуатации.

Принцип работы шестеренного насоса внешнего зацепления представлен на рис. 1. Рабочие камеры шестеренного насоса НШ ограничены ведущим (1) и ведомым (3) зубчатыми колесами и втулками. Жидкость по-

ступает во входное отверстие (а) и заполняет объемы впадин между соседними зубьями шестерни. При вращении вала насоса эти объемы переносятся в зону нагнетания, где шестерни входят в зацепление и зубьями вытесняют жидкость в линии нагнетания (б).

При использовании замкнутой системы циркуляции жидкости, линия нагнетания (б) соединяется с всасывающей линией (а) и жидкость циркулирует, оказывая минимальное сопротивление вращению шестерен.

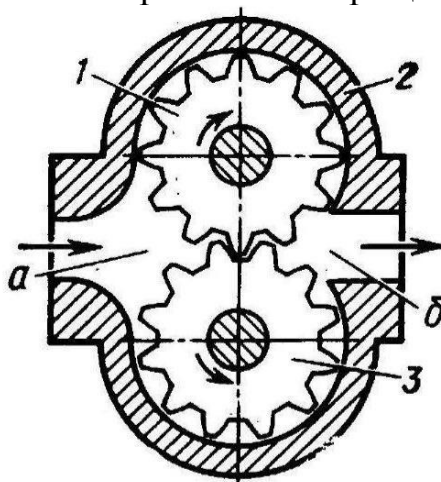


Рис. 1. Гидронасос типа НШ.

1. Ведущая шестерня. 2. Корпус. 3. Ведомая шестерня. а, б – входное и выходное отверстие соответственно.

При жесткой фиксации корпуса насоса с рамой автомобиля, обеспечения жесткой механической связи ведущего вала насоса с валом колеса и установки в гидравлической схеме рис. 2 регулируемого дросселя 3 и пневмогидравлического аккумулятора 2 можно создать систему регулируемого торможения колеса с возможностью рекуперации энергии торможения.

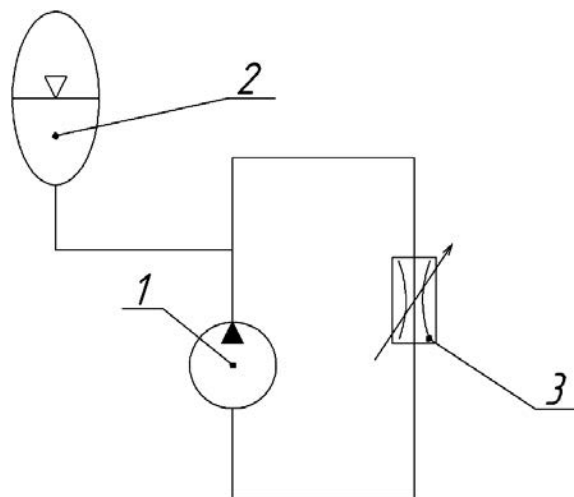


Рис. 2. Схема тормозной системы.

- 1 - Гидронасос НШ. 2. - Гидроаккумулятор. 3. - Дроссель.

Принцип работы данной системы заключается в следующем. По мере закрывания проходного сечения дросселя увеличивается сопротивление движению жидкости и соответственно на валу колеса появляется момент

сопротивления (торможения). При полностью перекрытом сечении дросселя движение жидкости прекращается, вал насоса и связанный с ним вал колеса также блокируется. В результате возникновения сопротивления на дросселе давление жидкости перед дросселем увеличивается и происходит зарядка гидроаккумулятора (механическая энергия поступательного движения автомобиля преобразуется в потенциальную энергию давления жидкости). По мере открывания дросселя (увеличении проходного сечения) жидкость из гидроаккумулятора под давлением поступает в насос и начинает вращать шестерни и связанный с ними вал колеса помогая тяговому электродвигателю (насос начинает работать в режиме гидродвигателя).

Выводы:

Тормозная система может быть установлена на всех колесах автосамосвала (и ведущих и ведомых). При таком конструктивном исполнении тормозной системы, появляется возможность создания различных систем безопасности (антипробуксовочные и антиблокировочные системы). Но основным достоинством предлагаемой системы является возможность полной рекуперации энергии торможения автомобиля. В результате чего использование данной установки уменьшается износ деталей трансмиссии, а также сокращает расход энергии (топлива).

Список литературы

1. Ксеневи́ч В. И. Карьерный троллейвозный транспорт и вопросы экологии // Горный журнал. - 1998. С. 22-24.
2. Ахметова М.И. Волков Е.В. Перспективы использования электрифицированных автосамосвалов в карьерах. сб. науч. тр. // Добыча, обработка и применение природного камня / под ред. Г. Д. Першина. Вып.17. – Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г. И. Носова, 2017. – с. 70-76.
3. Исследование работы и характеристик элементов гидроавтоматики металлургических машин. Точилкин В.В., Филатов А.М., Иванов С.А. и др., Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2014.- 168с.
4. Исследование работы и характеристик элементов гидропривода металлургических машин. Точилкин В.В., Филатов А.М., Иванов С.А. и др., Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2014.- 207с.
5. Яковлев В. Л., Смирнов В. П., Лель Ю. И., Горшков Э. В. Дизель-троллейвозный транспорт на карьерах. - Новосибирск: Наука, 1991. С.240
6. О. Г. Степук, А. С. Зуенок, Дизель троллейвозный транспорт БЕЛАЗ: перспективы использования в горном производстве//Горный журнал, 2013, № 1. С.52-55.

УДК 621.867

КРУТОНАКЛОННЫЕ КОНВЕЙЕРЫ НА ОТКРЫТЫХ ГОРНЫХ РАБОТАХ

Кармаев Г.Д., канд. техн. наук, Глебов А.В., канд. техн. наук,
Берсенеv В.А. канд. техн. наук,

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт горного дела
Уральского отделения Российской академии наук (ИГД УрО РАН)

В статье проведен анализ конструктивного исполнения и процесса транспортирования крупнодробленой горной массы двухконтурными крутонаклонными конвейерами со стационарными прижимными устройствами, показаны их наиболее существенные недостатки.

Ключевые слова: двухконтурный крутонаклонный конвейер, грузонесущая лента, грузоудерживающая лента, механические прижимные устройства, движущиеся прижимные элементы с упруго-эластичными свойствами, гофры, угол наклона

STEEPLY INCLINED CONVEYORS IN OPEN MINING

Karmaev G.D., Glebov A.V., Bersenev V.A.

The article analyzes the engineering design and the process of transportation of coarse-grained rock mass by two-contour steep-inclined conveyors with stationary clamping devices, shows their most significant disadvantages.

Keywords: dual steeply inclined conveyor, load carrying belt, hoisting belt, mechanical clamping device, moving clamping elements with resilient-elastic properties, corrugation, inclination angle, traditional belt conveyor, the cost of transportation.

В глубоких карьерах для транспортирования крупнодробленой горной массы предпочтительны двухконтурные ленточные конвейеры с прижимными (грузоудерживающими) лентами (угол наклона до 25 – 30°) и дополнительным прижатием грузоудерживающих лент механическими устройствами, расположенными стационарно на линейном ставе конвейера (угол подъема более 30°) [1,2,3]. Крутонаклонные двухконтурные ленточные конвейеры с механическими прижимными устройствами грузоудерживающих лент нашли достаточно широкое применение за рубежом и начинают внедряться в комплексах ЦПТ в России и странах СНГ.

В России крутонаклонный конвейер (КНК) с прижимной лентой смонтирован в Оленегорском ГОКе [4,5]. Один из самых мощных конвейеров смонтирован на карьере Мурунтау Навоийского ГОКа (Узбекистан) [6,7]. Он изготовлен Ново-Краматорским машиностроительным заводом (НКМЗ, Украина). Менее мощный КНК эксплуатировался на руднике «Майданек» (Югославия) до 1996 г. [8]. Для сравнения технические характеристики этих конвейеров приведены в табл. 1.

Анализ конструктивного исполнения и процесса транспортирования крупнодробленой горной массы двухконтурными КНК со стационарными прижимными устройствами выявил их существенные недостатки:

- стационарно установленные прижимные устройства грузонесущей ленты создают предпосылки движения транспортируемого материала между ними в направлении хвостовой части конвейера при неравномерной

загрузке ленты. Это может происходить за счет дополнительных скатывающих сил, возникающих при взаимодействии кусков транспортируемого материала с прижимными элементами. Такое явление снижает надежность и безопасность работы конвейера;

- возникающие динамические нагрузки при взаимодействии прижимных устройств с кусками транспортируемого материала значительно повышают его шевеление, что существенно увеличивает износ рабочих поверхностей конвейерных лент;

- снижение приемной способности грузонесущей ленты до 15 – 20 % вследствие использования ее боковых полос шириной около 200-250 мм для прижатия грузонесущей ленты боковыми катками.

Таблица 1

Основные технические характеристики крутонаклонных конвейеров

Параметры	КНК карьера «Мурунтау»	КНК карьера «Майданпек»	КНК карьера «Оленегорский»
Производительность конвейера, т/ч	3460	2000	1200
Насыпная масса транспортируемого материала, т/м ³	1,73	2,08	н.д.
Максимальный размер транспортируемого материала, мм	350	250	80
Ширина ленты, мм	2000	2000	2000
Скорость движения ленты, м/с	3,5	2,8	н.д.
Высота подъема транспортируемого материала, м	270	93,5	125
Угол установки конвейера, град	37	35,5	36
Установленная мощность приводов, кВт			
грузонесущего контура	630×6	900	н.д.
грузоудерживающего контура	630×2	450	н.д.

Указанные недостатки можно устранить, используя прижимные элементы, обладающие возможностью перемещения вместе с транспортируемым материалом и прижимающие груз независимо от высоты его расположения в желобе грузонесущей ленты.

В результате анализа конструкций КНК сотрудниками ИГД УрО РАН разработана принципиальная схема двухконтурного крутонаклонного конвейера с движущимися прижимными элементами [9]. Особенностью конструкции является исполнение прижимных элементов в виде гофр, закрепленных на внешней (рабочей) поверхности ленты грузоудерживающего контура. Гофры выполнены из упруго-эластичного материала, обладают хорошей демпфирующей способностью и восстанавливают свою форму после исчезновения контакта с транспортируемым материалом. Максимальная высота гофр соответствует глубине желоба грузонесущей ленты, а

при отсутствии горной массы на ней гофра входит в ее желоб и выполняет функцию перегородки.

Для повышения грузоудерживающего эффекта целесообразно увеличить площадь соприкосновения гофр с транспортируемым материалом [10]. Это достигается выполаживанием поверхности горной массы в желобе грузонесущей ленты. Моделированием в лабораторных условиях был проверен способ выполаживания горной массы посредством увеличения угла наклона боковых роликов в роликоопорах линейного става конвейера после участка загрузки. Экспериментальными исследованиями состояния груза при движении грузонесущей ленты установлено, что увеличение угла наклона боковых роликов дает положительные результаты формирования плоской (горизонтальной) поверхности крупнодробленой горной массы в желобе ленты.

Кроме увеличения поверхности соприкосновения прижимных элементов в виде гофр с транспортируемым материалом установка на линейном ставе роликоопор с большим углом наклона боковых роликов повышает силу трения горной массы с грузонесущей лентой за счет эффекта глубокой желобчатости.

Конструктивные особенности КНК с движущимися прижимными элементами в виде гофр обеспечивают надежный подъем неравномерного потока горной массы за счет: совместного использования принудительного прижатия транспортируемого материала в желобе грузонесущей ленты и эффекта глубокой желобчатости; синхронного с грузонесущей лентой перемещения прижимных элементов; упруго-эластичных свойств прижимных элементов, позволяющих им выполнять дополнительно функцию подпора транспортируемого материала.

Выводы:

Основываясь на изложенных принципах надежного удержания крупнодробленой горной массы в желобе грузонесущей ленты крутонаклонного конвейера с движущимися прижимными элементами, Институтом горного дела УрО РАН:

- разработаны основные положения расчета его главных параметров;
- исследовано взаимодействие прижимных элементов (гофр) с транспортируемым материалом и установлены зависимости изменения прижимной силы от их основных параметров (высоты и толщины поперечного сечения) при различной производительности конвейеров;
- обосновано расстояние между смежными гофрами исходя из теории устойчивости стержней, определяемое равновесием сил, скатывающих груз в направлении хвостовой части конвейера, и сил трения между горной массой и сжимающими ее поверхностями гофры и грузонесущей ленты;
- разработана экономико-математическая модель расчета параметров крутонаклонных конвейеров такого типа и затрат на транспортирование ими горной массы. Это позволило обосновать целесообразность использо-

вания конвейеров в системах ЦПТ с автомобильно-конвейерным транспортом.

Список литературы

1. Анализ конструкций крутонаклонных конвейеров для глубоких карьеров / Е.Д. Николаев и др. // Горный журнал. – 1998. – № 11 – 12. – С. 62 – 65.
2. Котяшев А.А. Применение ленточных крутонаклонных конвейеров для транспортирования горной массы / А.А. Котяшев, А.В. Каледин // Горный журнал. – 1990. – № 5. – С. 61 – 63.
3. Шешко Е. Е. Перспективы крутонаклонного конвейерного подъема на горных предприятиях / Е.Е. Шешко, В.И. Морозов, Н.Г. Картавый // Горный журнал. – 1996. – № 6. – С. 56 – 59.
4. Оленегорский ГОК запустил дробильный комплекс в карьере с КНК [Электронный ресурс] : Режим доступа: http://olcon.ru/rus/press_center/news/document1510.phtml.
5. Инновационная технология транспорта руды Оленегорского месторождения с применением крутонаклонного конвейера / А.А. Семенюк, С.П. Решетняк, Н.И. Байчурина, Н. Р. Султанова // Горный информационно-аналитический бюллетень. - 2015. - № . – С. 413-420.
6. Кириченко А.И. Крутонаклонный конвейер КНК-270 для Навоийского ГМК – новый этап развития ЦПТ / А.И. Кириченко, А.Н. Картавый // Горная Промышленность. – 2010. - №2 (90). – С. 71.
7. Картавый А.Н. Перспективы применения крутонаклонных конвейеров с прижимной лентой при ЦПТ / А.Н. Картавый. – Горный журнал. – 2003. - № 6. - С. 52–56.
8. Stanisic Z. In&Pit Crushing and High Angle Conveying at Copper Mine Majdanpek / Stanisic Z., Dos Santos J.A.. – Bulk Solids Handling, - vol. 17, - No. 1/1997.
9. Яковлев В.Л. Технологические аспекты применения крутонаклонных конвейеров в горнодобывающей промышленности / В. Л. Яковлев, А. П. Тюлькин, Г. Д. Кармаев // Горный информационно-аналитический бюллетень. - 2002. - № 2. – С.211 – 217.
10. Технические и технологические аспекты применения крутонаклонных конвейеров на карьерах / Г. Д. Кармаев, В. А. Берсенов, А. В. Семенкин, И. Г. Сумина // Проблемы недропользования. - № 3 [Электронный ресурс]: сетевое периодическое научное издание. – Екатеринбург: ИГД УрО РАН, 2014. - С.154-163.

УДК 629.1

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СИЛОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ПРИВОДОВ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ

Иванов И.Ю.¹, канд. техн. наук, Попов А.Г.¹, канд. техн. наук,
Брозовский С.Ю.², зам. нач. ОССП,
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург,
²АО «Уральский завод транспортного машиностроения»

Приведен сравнительный анализ силового оборудования, различных видов трансмиссий, показаны преимущества и недостатки механической, гидромеханической, электромеханической трансмиссии в зависимости от грузоподъемности автомобилей.

Ключевые слова: силовое оборудование, трансмиссия, гидротрансформатор, грузоподъемность карьерных автомобилей.

COMPARATIVE ANALYSIS OF POWER EQUIPMENT AND CAREER DRIVERS

Ivanov I.Yu., Popov AG, Brozovskiy S.Yu.

The comparative analysis of power equipment, various types of transmissions is given, advantages and disadvantages of mechanical, hydromechanical, electromechanical transmission are shown depending on the carrying capacity of cars.

Keywords: power equipment, transmission, hydrotransformer, load-lifting of quarry

В настоящее время в карьерах широко применяют три типа самосвалов: строительные грузоподъемностью 10...25 т для передвижения по дорогам общего пользования, строительные с шарнирно-сочлененной рамой грузоподъемностью 10...50 т и внедорожные карьерные грузоподъемностью 23...345 т. На всех видах автосамосвалов используются различные виды силового оборудования и трансмиссий. Рассмотрим основные их виды.

Силовое оборудование. На карьерных автосамосвалах в качестве силового оборудования, как правило, применяются экономичные дизельные двигатели внутреннего сгорания, работающие на дешевом дизельном топливе. На автосамосвалах устанавливаются высокооборотные четырехтактные 6-, 8- и 12-цилиндровые двигатели с V-образным расположением рабочих.

Для повышения мощности дизеля при тех же размерах и числе цилиндров используют наддув, т.е. подачу воздуха в цилиндры под давлением, создаваемым центробежным компрессором. При этом мощность дизеля возрастает на 40—50 %, а удельный расход топлива снижается на 10—20 %.

Мощность дизеля зависит от температуры воздуха и атмосферного давления, так как последние влияют на температуру охлаждающей жидкости, вязкость топлива и смазочных масел. Поэтому мощность при данных атмосферных условиях

$$N = N_{HP} T_0 / (p_0 T),$$

где N_H — номинальная мощность дизеля при стандартных условиях, кВт (стандартными условиями считают температуру воздуха $T_0 = 288,5$ К и барометрическое давление $p_0 = 101,5$ кПа); p и T — соответственно барометрическое давление, кПа, и температура воздуха, К, для конкретных условий.

Таким образом, мощность, развиваемая дизелем, уменьшается с повышением температуры (из-за повышения температуры охлаждающей жидкости) и с понижением давления (из-за недостаточной зарядки цилиндров воздухом и ухудшения охлаждения).

Так при повышении температуры от -15 до $+45$ °С мощность снижается на 7—9 %, а при эксплуатации самосвала в горной местности снижение мощности на 6 % происходит при разности отметок 1000 м.

В настоящее время разработано новое семейство двигателей М-150 и ДМ-185 производственным предприятием НПК «Звезда» по заказу Минпромторга России. По своей функциональности, топливной экономичности и экологичности они превосходят промышленные дизели зарубежных производителей, обладают значительным потенциалом, а их жизненный цикл составит более 25 лет.

Главные особенности новых двигателей — высокие удельные характеристики мощности, низкий расход топлива, соответствие требованиям ЕС по выбросам вредных веществ в атмосферу.

Газотурбинные двигатели (ГТД) для самосвалов особо большой грузоподъемности обладают высокой надежностью, в четыре раза большим ресурсом, меньшими размерами и массой, чем соответствующие дизельные двигатели, способны работать на любом виде топлива, имеют хорошие пусковые качества при низких температурах (до -50 °С). Вместе с тем они более дорогие и имеют значительно ниже коэффициент полезного действия.

Трансмиссия. Для передачи вращающего момента от коленчатого вала дизеля к ведущим колесам используется трансмиссия. Применяются механические (МП), гидромеханические (ГМП) и электромеханические (ЭМП) трансмиссии.

Механическая трансмиссия эффективна при грузоподъемности автосамосвала, не превышающей 15—20 т., что ограничивает ее область применения на самосвалах большей грузоподъемности. Дальнейшее увеличение грузоподъемности возможно при использовании более крепких сплавов в механических передачах, что приведет к увеличению стоимости машины и как следствие себестоимости транспортировки породы. Ступенчатое регулирование крутящего момента (разрыв потока мощности при переключении передач) и сложность компоновки на многоприводных автомобилях является еще одним ограничением для ее использования. Основными преимуществами механической трансмиссии

являются: меньшая масса и размеры, простота конструкции и низкая стоимость, высокие КПД и надежность.

Гидромеханическая трансмиссия предусмотрена для автосамосвалов грузоподъемностью более 20 т. и некоторые фирмы применяют ее при грузоподъемности 200 т и выше.

Гидромеханическая трансмиссия позволяет рационально использовать мощность двигателя, обладает высокими преобразующими качествами, способствует повышению долговечности агрегатов и существенно облегчает управление автосамосвалом.

Созданная еще в 60-е годы на первых автосамосвалах Белорусского автозавода трехступенчатая гидромеханическая передача ГМП (3+1) отличается простотой конструкции, ремонтпригодностью и низкой себестоимостью изготовления. Применяемые в настоящее время пятиступенчатая ГМП (5+2) и шестиступенчатая ГМП (6+1) благодаря расширению силового диапазона передаточных чисел имеют более высокие тягово-динамические показатели, меньший на 10—15 % расход топлива и выше на 20—25 % производительность, значительно меньший нагрев масла, что особенно важно при работе в глубоких карьерах. Электрогидравлическая система управления ГМП предусматривает как ручное, так и автоматическое управление. Согласующий редуктор гидромеханической передачи предусматривается для приведения в соответствие характеристик двигателя и гидротрансформатора.

Гидротрансформатор используется для автоматического и бесступенчатого изменения крутящего момента, передаваемого от двигателя, в соответствии с изменениями нагрузки на ведомом валу. Гидротрансформатор, обеспечивая автоматическое преобразование крутящего момента двигателя гидродинамическим путем в зависимости от сопротивления дороги, работает в двух режимах:

в режиме гидротрансформатора (оба или один реактор заблокированы, момент на турбинном колесе M_m больше, чем на насосном M_n);

в режиме гидромуфты (реакторы разблокированы и увеличения крутящего момента не происходит).

В ГМП (5+2) и (6+1) блокировка и разблокировка гидротрансформатора производится автоматически на всех ступенях в зависимости от числа оборотов турбинного вала. При движении по дороге с большим сопротивлением или при трогании частота вращения турбинного колеса n_t значительно меньше частоты вращения насосного колеса n_n .

С увеличением частоты вращения турбинного колеса уменьшается крутящий момент, создаваемый турбиной. В этом случае поток жидкости будет оказывать давление на обратную (выпуклую) сторону лопаток

реактора, что расклинит сначала первый реактор, а затем второй — гидротрансформатор перейдет в режим гидромукфты.

Все гидромеханические передачи оборудуются **гидродинамическим тормозом-замедлителем** лопастного типа, который устанавливается на ведущем валу коробки передач и является вспомогательной тормозной системой, предназначенной для поддержания постоянной скорости при движении по уклону вниз без использования колесных тормозов. Тормозной эффект замедления возникает при заполнении рабочей полости маслом, поступающим из гидравлической системы гидромеханической передачи. При включении тормоза кинетическая энергия его переходит в энергию тепла, отдаваемого маслу гидравлической системы гидромеханической передачи, которое циркулирует через масляный радиатор и охлаждается. Работа замедлителя при спуске автомобиля лимитируется нагревом масла в гидромеханической трансмиссии. Тормоз-замедлитель дает тормозной эффект только при включенной передаче и величина его уменьшается с переходом на высшие передачи, поэтому безопасность движения под уклон обеспечивается только при соответствующих ступенях передач.

Электромеханическая трансмиссия применяется при грузоподъемностях более 80—120 т. Состоит из дизель-генераторной установки, тяговых электродвигателей, механической передачи и аппаратуры управления тяговыми электродвигателями.

На самосвалах распространена компоновка тягового электродвигателя, механической передачи (редуктора) и тормозных механизмов рабочей и стояночных тормозных систем в ступице заднего (ведущего) колеса, получившая название «электромотор-колесо». Иногда те или иные элементы электромеханической системы частично выносятся из ступицы колеса для улучшения условий охлаждения, или устанавливаются вентиляторы, для охлаждения в других ситуациях делается жидкостное охлаждение. Также можно использовать бесколлекторные двигатели, что частично решает вопрос отвода теплоты, но при этом становится более сложной и дорогой система управления.

Одним из перспективных направлений является система позволяющая накапливать энергию вырабатываемую генератором и в последствие отдавать ее силовому оборудованию в необходимых объемах.

Применение электромеханической трансмиссии позволяет осуществить индивидуальный привод колес, использовать несколько осей в качестве ведущих.

Электрическая трансмиссия позволяет существенно упростить кинематическую схему автосамосвала по сравнению с механической и гидромеханической трансмиссией.

На автосамосвалах БелАЗ-7549 использовалась наиболее конструктивно простая электрическая трансмиссия постоянного тока,

состоящая из генератора постоянного тока (Г), тяговых электродвигателей (ЭДТ) постоянного тока и системы управления. Регулирование электропривода осуществляется посредством изменения тока возбуждения генератора и тяговых электродвигателей.

Электромеханическая трансмиссия предусматривает режим электродинамического торможения, при котором выходная цепь выпрямителя подключается к обмоткам возбуждения тяговых двигателей.

Автосамосвалы БелАЗ-7521, БелАЗ-7513 оборудованы трансмиссией переменного-постоянного тока. В этом случае тяговые двигатели постоянного тока питаются от синхронного генератора переменного тока через общую для них полупроводниковую выпрямительную установку. Принципиально возможна установка индивидуальных выпрямителей, позволяющих сохранить движение машины при отказе одного из них. Автосамосвалы БелАЗ-7550, БелАЗ-7560, БелАЗ-7570 большой грузоподъемности предусмотрены с ЭМТ переменного тока.

В результате анализа данных типов приводов и силового оборудования выявлено, что при компоновке базовой машины необходимо применять индивидуальный подход и учитывать следующие параметры: грузоподъемность самосвала, климатические условия эксплуатации, дорожные условия на карьере (протяженность и величина угла подъемов, качество дорожного полотна), доступность конкретного вида топлива в определенных условиях.

УДК 629.1

РОБОТИЗИРОВАННЫЙ КАРЬЕРНЫЙ АВТОСАМОСВАЛ

Калянов А.Е., аспирант,
Иванова В.В., Маськова Д.В., Пехова А.И., Толстикова Т.М., Четвертных А.Э.,
студенты
ФГББОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г.Екатеринбург.

Приведены результаты исследования принципов работы роботизированных карьерных самосвалов от производителей Белорусского автомобильного завода и японской компании Komatsu. Были выделены положительные и негативные стороны автоматизированных карьерных самосвалов и проанализированы перспективы для дальнейшего производства данного вида карьерного транспорта.

Ключевые слова: роботизированный самосвал, автосамосвал, недостатки автосамосвала, роботизированная транспортная система, открытые горные работы

ROBOTIC CAREER DUMP TRUCK

Kalyanov A.E., Ivanova V.V., Maskova D.V., Pehova A.I., Tolstikova T.M.,
Chetvertnykh A.E.

The results of a study of the principles of the operation of robotic quarry dump trucks from the manufacturers of the Belarusian Automobile Plant and the Japanese company Komatsu are presented. Positive and negative aspects of automated quarry dump trucks were singled out and prospects for further production of this type of quarry transport

Keywords: robotized career dump truck, dump truck, lack of dump truck, robotic transportation system, open mining.

Статья анализирует принципы работы новых карьерных роботизированных автосамосвалов японской компании Komatsu Haugle Car и автосамосвалов на базе БелАЗ-75137 Белорусского автомобильного завода.

Цель работы – изучить характеристики и принципы работы роботизированных карьерных самосвалов, выявить их плюсы и минусы, рассмотреть перспективы развития.

Наиболее целесообразной для тяжёлых самосвалов признана схема с двумя осями с задним или полным приводом и разгрузкой кузова назад. В 1970-е годы пытались использовать трёхосные самосвалы, как например, Terex Titan и WABCO 3200B, но такие схемы в карьерах не прижились. Компания Kress предлагает самосвалы с донной разгрузкой, но это требует использования специального разгрузочного комплекса.

На современных сверхтяжёлых самосвалах обычно применяется гибридная силовая установка – дизельный двигатель приводит в действие генератор переменного тока, который питает тяговые электродвигатели, вращающие колёса. Тормозная система – также совмещённое действие гидравлики и электромоторов, которые в режиме торможения вырабатывают энергию. Над созданием электропривода трудятся совместно General Atomics (Terex), General Electric (Komatsu, БЕЛАЗ), Siemens (Hitachi, Liebherr, БЕЛАЗ) [1].

Разработаны и протестированы два роботизированных карьерных самосвала БелАЗ и японский Komatsu Haugle Car.

Рассмотрим характеристики данных самосвалов. Новый Komatsu Haugle Car – это совершенно новый уровень. В автомобиле вообще не предусмотрена кабина, а система управления изначально ориентирована на полностью автономную работу.

Автомобиль имеет 15-метровую длину и 8,5-метровую ширину. Кузов, рассчитанный на 230 тонн груза, размещен над всем шасси. Благодаря отсутствию кабины нагрузка на каждую ось распределяется более равномерно, а значит, весь потенциал ходовой части используется наиболее эффективно.

Komatsu Haugle Car будет оснащен электрическим силовым агрегатом мощностью 2700 л.с. (2 тыс. кВт).

Уникальность нового самосвала еще и в том, что он способен одинаково хорошо передвигаться как вперед, так и назад на максимальной скорости до 64 км/ч. Рулевое управление у него также не совсем обычно. Для поворотов или маневров используются обе оси, а не одна как в обычном автомобиле. То есть поворачиваются сразу все четыре колеса. Подвеска всех колес независимая [2].

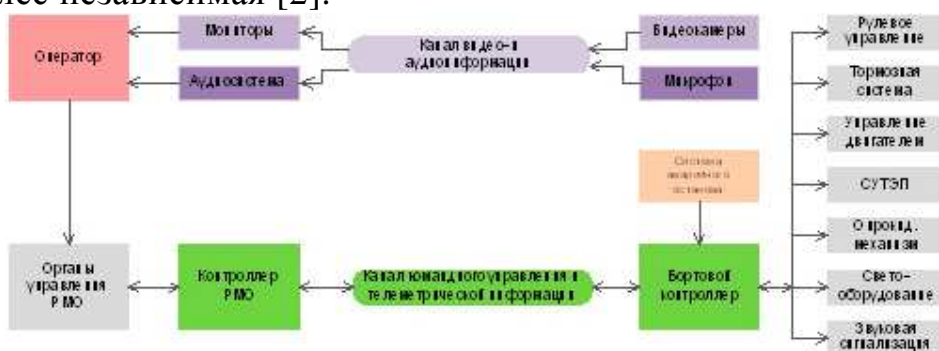


Рис. 1. Структурная схема дистанционного управления автосамосвалом

В настоящее время на основе опыта создания системы дистанционного управления карьерным самосвалом разработана система управления, алгоритмы и программное обеспечение прототипа роботизированного карьерного самосвала серии БелАЗ-7513 с электроприводом постоянного тока.

Основной особенностью роботизированного карьерного самосвала БелАЗ является возможность двигаться по заранее заданному маршруту. В процессе движения карьерного самосвала БелАЗ к диспетчеру по беспроводному каналу связи поступает вся необходимая информация о дорожной обстановке, состоянии систем управления. Движение карьерного самосвала к месту погрузки или разгрузки в автономном режиме обеспечивается высокоточной системой спутниковой навигации GPS/ГЛОНАСС. Оптико-электронная система, установленная на карьерном самосвале, обеспечива-

ет безопасность вождения машины при любых погодных и климатических условиях, а также в любое время суток.

Система управления машины состоит из бортовой системы управления, рабочего (удалённого) места оператора, оборудованного широкоформатными высококонтрастными жидкокристаллическими дисплеями. Опытный оператор в непрерывном технологическом цикле может успешно управлять четырьмя-пятью роботизированными карьерными самосвалами, находясь в офисе.[3]

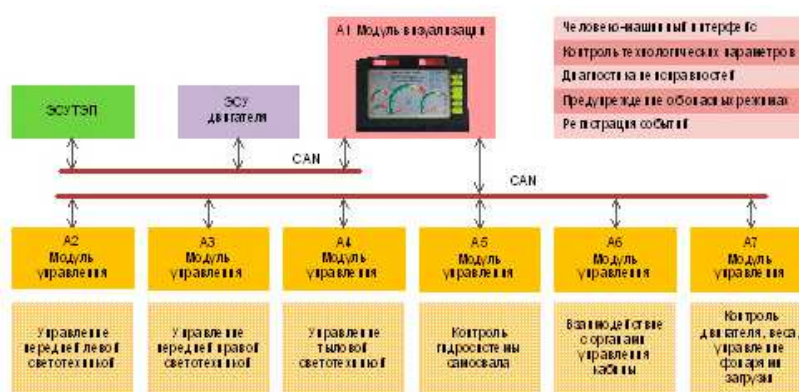


Рис. 2. Структурная схема многофункциональной системы диагностики

После анализа различной научной информации были выявлены преимущества и недостатки разработок.

Недостатки:

- дальность таких машин ограничена габаритами;
- потеря рабочих мест;
- сбой программы могут повлечь за собой различные разрушения и появление опасных ситуаций;
- необходимость в переквалификации кадров (операторы, механики, инженеры, логисты).

Однако есть и неоспоримые преимущества по сравнению с обыкновенными агрегатами:

- повышение топливной экономичности на 5-15 %;
- снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами;
- увеличение срока службы ДВС за счет сокращения времени работы в транспортном цикле (суммарное время движения в порожнем направлении и на вспомогательных операциях транспортного цикла достигает 50-60 % общей продолжительности рейса);
- возможность повышения мощности ДВС без потери грузоподъемности (в случае замены дизельного двигателя на газотурбинный, имеющий более высокие показатели удельной мощности);
- повышение производительности (при повышении мощности ДВС).

Компания Komatsu уже сейчас готова передать самосвалы в тестовую эксплуатацию. По нашей информации, автономным монстром уже заинтересовались добывающие предприятия в Австралии и Чили.

Первые 15 экспериментальных роботов-самосвалов БелАЗ начали работать на одном из угольных карьеров в Австралии. В перспективе отечественных разработчиков – внедрение системы «Интеллектуальный карьер» - когда загружать руду на роботизированные БелАЗы будут дистанционно управляемые экскаваторы. Это позволит полностью исключить присутствие людей в горнорудных карьерах.

Выводы:

1. Анализ научных статей позволил нам изучить характеристики роботизированных карьерных автосамосвалов БелАЗ и Komatsu. Эта информация стала рычагом для наших дальнейших исследований, а в будущем и инноваций в разработке программ типа «Интеллектуальный карьер».

2. Был выявлен ряд преимуществ и недостатков моделей самосвалов.

Список литературы

1. Потапов М.Г. Карьерный транспорт. Изд. 4-е, перераб. и доп, 1980. – 225 с.

2. «Уникальные и эксклюзивные автомобили». «Роботизированный карьерный самосвал Komatsu». 2016.

3. «Добывающая промышленность». «Роботизированный карьерный самосвал БЕЛАЗ грузоподъемностью 136 тонн».

4. «АВТОМОБИЛИ-RND». «Испытания роботизированного карьерного самосвала на базе БелАЗ-75137».2013. Информационная система.

УДК 622.68

**ФОРМИРОВАНИЕ ВНУТРЕННЕГО ОТВАЛА МЕХАНИЗИРОВАННЫМ СПОСОБОМ В КАРЬЕРЕ
АО «КОСТАНАЙСКИЕ МИНЕРАЛЫ»**

Косолапов А.В.¹, магистр, **Курочкин А.И.¹**, канд. техн. наук, **Беков Г.К.²**, магистр

¹ Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова
(МГТУ им. Носова), Магнитогорск, Россия,

² Казахский национальный исследовательский технический университет им. К.И. Сатпаева, Алматы, Казахстан

Рассмотрены варианты формирования внутреннего отвала механизированными способами в карьере АО «Костанайские минералы» Казахстан г. Житикара, которые применяются в технологическом процессе в данное время. Так же предлагается вариант формирования внутреннего отвала при помощи передвижного разгрузочного желоба с поворотной консолью.

Ключевые слова: *внутренний отвал; разгрузочный желоб; бульдозер, горизонт, транспорт.*

FORMATION OF INTERNAL DEPARTMENT WITH MECHANIZED METHOD IN THE QUARRY OF JSC "KOSTANAY MINERALS"

Kosolapov A.V., Kurochkin A.I., Bekov G.K.

In this article, options for forming an internal dump by mechanized methods in the quarry of JSC "Kostanay minerals" of Kazakhstan, Jitikara, which are used in the technological process at this time, are considered. It is also proposed the option of forming an internal dump using a mobile discharge chute with a swivel arm.

Keywords: *internal blade; discharge chute; bulldozer, horizon, transport.*

В ходе проведения наблюдений за устойчивостью бортового массива маркшейдерской службой предприятия в период 2015-2018 г. зафиксировано несколько случаев деформации бортов карьера.

С ростом глубины карьера при разработке Джетыгаринского месторождения существенно усложняется решение технических проблем связанных с устойчивостью бортов карьера на локальных участках.

Организация временного отвалообразования при отработке Джетыгаринского месторождения на стадии долгосрочного планирования режима и развития горных работ является актуальной задачей для АО «Костанайские минералы», поэтому, необходимо принимать технические решения об организации временного складирования вскрышных пород в границах карьерного поля в зависимости от сложившихся горнотехнических условий, геометрических параметров карьера, геомеханических и геодинамических условий карьера, обеспечивающих безопасные условия ведения горных работ.

Для повышения безопасности и эффективности горного производства на карьере, специалистами ИГД УрО РАН рекомендуется выполнить отсыпку внутреннего отвала между горизонтами +50 - +110 м в северной части карьера, примерный объем отсыпаемого отвала составит 13 млн. т.

(Рис. 1). Внутренний отвал предлагается отсыпать вмещающими скальными породами в профильных линиях Пл 6⁵⁰ - 14⁰⁰.



Рис. 1 Схема северной части карьера

По мнению специалистов ИГД УрО РАН, отсыпка внутреннего отвала повысит запас устойчивости бортов за счет пригрузки нижней части северного участка.

В настоящее время на всех карьерах внутреннее отвалообразование организовывается с использованием автомобильного или железнодорожного транспорта. При транспортировании вскрыши на отвал автосамосвалами или ж.д. транспортом применяется бульдозерное отвалообразование.

Выбор средств механизации производят с учетом имеющего вида автомобильного или ж.д. транспорта и существующего бульдозерного парка.

Процесс автомобильного отвалообразования включает разгрузку автосамосвалов на верхней площадке отвального уступа и может осуществляться двумя способами. При устойчивых участках отвала автосамосвалы разгружаются периферийным способом по фронту работ прямо под откос (Рис. 2, а). При неустойчивых участках отвала разгрузка осуществляется на расстоянии 3-5 м от откоса, а затем порода бульдозерами перемещается под откос (Рис. 2, б).

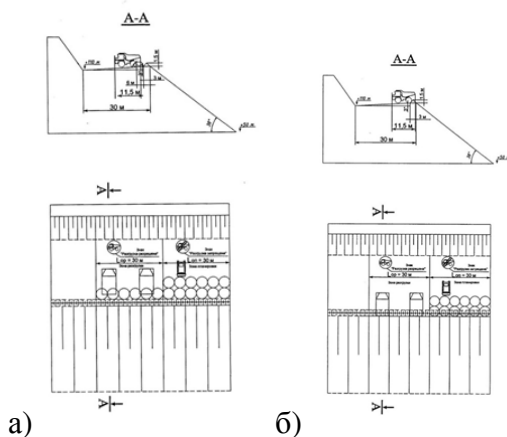


Рис 2. Схема разгрузки автосамосвалов на внутреннем отвале:

а) – при устойчивых участках отвала, б) - при неустойчивых участках отвала

Безопасную разгрузку автомашины вблизи бровки обеспечивает предохранительный вал высотой не менее 0,5 диаметра колеса автосамосвала.

При использовании ж.д. транспорта для отвалообразования, отвальный уступ разделяется на два подступа. Порода разгружается на кровлю

нижнего подступа (транспортные пути располагаются на кровле верхнего подступа) и бульдозерами перемещается к его откосу (Рис. 3).

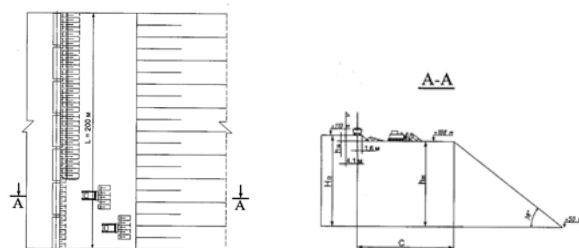


Рис. 3 Способ разгрузки ж.д. транспорта на внутреннем отвале. C – 30 м, - ширина отвальной заходки, м; H_0 – 60 м, - высота отвала, м; h_H – 58 м, высота нижнего подступа, м; h_B – 2 м, высота верхнего подступа, м; β_0 – 38° - угол откоса отвала, град.

Высота верхнего подступа принимается такой, чтобы разгруженная из думпкара порода была ниже уровня пути, т.е. должна быть в пределах 1,5 – 2,5 м. Высота нижнего подступа принимается по условию устойчивости его откоса:

Основным недостатком рассмотренных процессов отвалообразования, с применением ж\д и автомобильного транспорта является то, что при таких способах разгрузки породы необходимо постоянное использование бульдозера, что приводит к дополнительным затратам. Кроме того осуществляется неравномерная отсыпка породы по горизонту.

Поэтому, руководством предприятия ставится задача обеспечения эффективной и равномерной отсыпки нижних горизонтов исключив постоянную работу бульдозера на внутреннем отвалообразовании.

Одним из путей решения данной задачи может стать вариант отвалообразования с применением разгрузочного передвижного желоба с поворотной консолью.

При этом способе отвалообразования, производится монтаж металлического желоба для разгрузки породы с автомобильного транспорта (Рис. 4). Желоб устанавливают с бровки верхнего горизонта разгрузки автотранспорта. Автотранспорт разгружается в приемный бункер желоба, порода по желобу попадает на поворотную консоль, дальше по консоли порода ссыпается на нижние горизонты, производя отсыпку отвала. Применение такой конструкции позволит получить равномерную отсыпку нижних горизонтов карьера. По мере заполнения породой нижних горизонтов, конструкция передвигается либо волоком, либо при помощи собственного механизма перемещения, на необходимое расстояние, для заполнения следующих объемов. Консоль установленная на поворотной платформе позволит производить отсыпку породы на 180 градусов. Это дает возможность мобильному разгрузочному желобу с поворотной консолью отсыпать большее количество объемов и позволит осуществлять отсыпку трассы для перемещения по горизонтам. Такой способ отвалообразования не требует постоянной работы бульдозера на горизонте разгрузки автотранспорта.

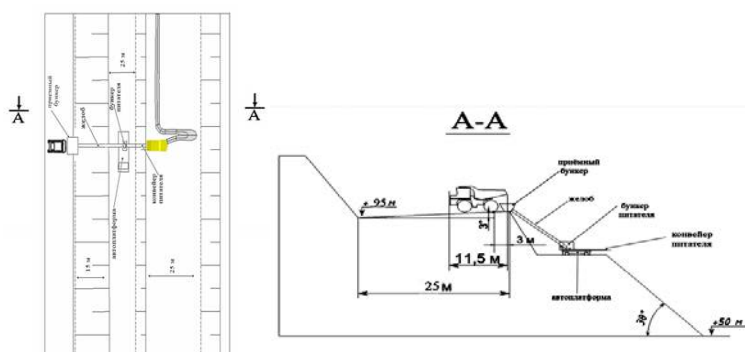


Рис. 4 Формирование внутреннего отвала при помощи передвижного разгрузочного желоба с поворотной консолью

Желоб представляет собой сваренную металлическую конструкцию, размещенную на платформе с установленной на ней поворотной консоли. Для подъема и опускания желоба, устойчивой фиксации конструкции, а также для поворота консоли возможно применение гидроцилиндров.

Длина и ширина желоба будут зависеть от особенностей производства горных работ и типа автотранспорта.

Выводы:

1. Использование предложенного конструктивного решения позволит осуществлять отсыпку нижних горизонтов не привлекая бульдозерную технику, что существенно снижает финансовые затраты.

2. При помощи поворотной консоли возможна (при загрузки мелкой фракции) отсыпка трассы для передвижения конструкции по горизонту, без дополнительной планировки спецтехникой.

4. При помощи передвижного желоба возможно производство других работ (складирование песка, щебня, а также планировка горизонтов, трасс в карьерах)

Список литературы

1. Литвин Я. О. Особенности планирования объемов автомобильной вскрыши для размещения во временных отвалах / Ж. «Уголь» – М. – 2010. №12.– с. 58

2. Кольга А.Д., Горячих В.Д. Современное развитие транспорта на горнопромышленных предприятиях//Современные проблемы транспортного комплекса России. 2013. № 4 (4). С. 115-120.

3. Горячих В.Д., Кольга А.Д. Повышение эффективности работы транспортирующих машин непрерывного действия. В книге: Проблемы разработки месторождений углеводородных и рудных полезных ископаемых Тезисы докладов V Всероссийской конференции. М-во образования и науки Российской Федерации, ФГБОУ ВПО "ПНИПУ"; ответственный редактор С.В. Галкин. 2012. С. 171-172.

4. Анализ условий формирования внутреннего отвала при реконструкции карьера «Малый Куйбас» / Р.М. Габитов, С.Е. Гавришев, А.Р. Бондарева, Р.Р. Минаев // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2006. – № 4. – с. 333 – 340.

УДК 621.604

ГЕНЕЗИС ЭФФЕКТИВНОСТИ КРУТОНАКЛОННОГО ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРНОГО ТРАНСПОРТА

Макаров В. Н.¹, проф., Таугер В.М.¹, доц. Макаров Н. В.¹, доц.,
Моршинин М. А.¹ студ.

¹Уральский государственный горный университет, Екатеринбург, Россия

Предложен крутонаклонный ленточный конвейер с веерными поперечными перегородками, который позволяет значительно увеличить не только угол его наклона, но и массу транспортируемых грузов за счет более эффективного заполнения рабочего пространства ленты и противодействия силам тяжести. Уточнена методика расчета крутонаклонного ленточного конвейера в части определения действующих на прижимной рычаг усилий и напряжений. Предложена графическая и математическая модель схемы силового взаимодействия элементов конструкции и транспортируемого материала. Получено уравнение максимального изгибающего момента, обусловленного конструктивными особенностями конвейера, что позволяет производить расчет геометрических параметров прижимного рычага, а также необходимого усилия поджатия пружины.

Ключевые слова: крутонаклонный ленточный конвейер, поперечные перегородки, угол наклона, насыпной материал, прижимной рычаг, эпюра давления, изгибающий момент.

GENESIS OF EFFICIENCY OF CRANTONED BAND CONVEYOR TRANSPORTATION

Makarov V. N., Tauger V.M., Makarov N. V., Morshinin M. A.

A steeply inclined belt conveyor with fan-shaped transverse benches is proposed, which allows to increase not only the angle of its inclination, but also the mass of transported cargoes due to more efficient filling of the working space of the tape and counteraction to gravity forces. The method for calculating the slope-belt conveyor in the part of determining the forces and stresses acting on the clamping lever is specified. A graphical and mathematical model of the scheme of force interaction of structural elements and transported material is proposed. The equation of the maximum bending moment due to the structural features of the conveyor is obtained, which makes it possible to calculate the geometric parameters of the clamping lever, as well as the necessary force for the spring.

Keywords: steeply inclined conveyor, transverse partitions, tilt angle, bulk material, clamping lever, pressure diagram, bending moment.

Применяемые в настоящее время типы конвейеров имеют ряд технических ограничений, главными из которых являются функционирование при углах наклона не более 15 – 30°, а также невозможность полной локализации пылеобразования [1, 2]. Изучение конструкции и принципа действия, известных крутонаклонных конвейеров показало, что в большинстве случаев задача по транспортированию грузов под значительным углом наклона решается за счет обжатия перемещаемого груза, т. е. увеличения силы трения, препятствующей смещению груза под действием силы тяжести [3-7].

С целью увеличения угла наклона и массы транспортируемых грузов ленточного конвейера за счет более эффективного заполнения предложен модернизированный ленточный конвейер [8-10]. Предлагаемый крутонаклонный ленточный конвейер содержит огибающую приводной и натяжной концевые барабаны 1 и 2 транспортную ленту 3 с грузовой и порожней ветвями 4 и 5. Подпружиненные прижимные рычаги 6 шарнирно закреплены по краям ходовых опор 7 для создания замкнутого контура ленты 3. Поперечные перегородки 8 выполнены из установленных внахлест сегментов 9 и 10 с возможностью обеспечения их подвижности относительно друг друга и поперек транспортной ленты 3. При этом шаг установки поперечных перегородок 8 равен шагу расположения прижимных рычагов 6.

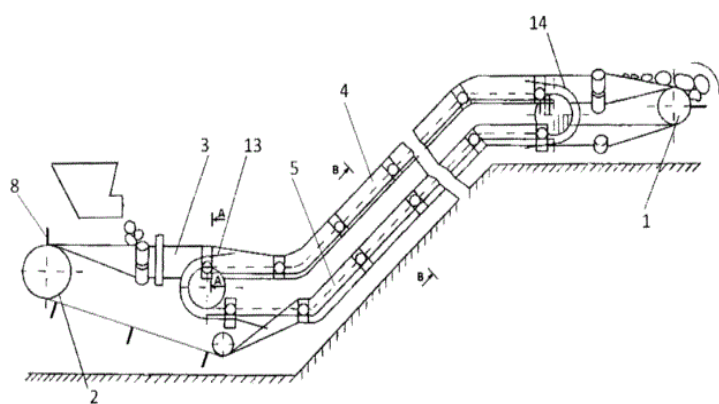


Рис. 1. Общая схема крутонаклонного ленточного конвейера

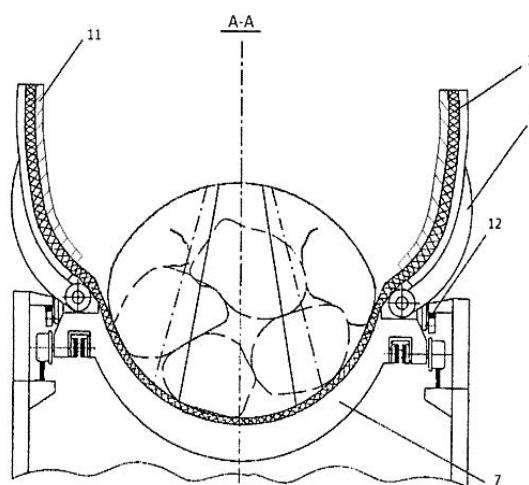


Рис. 2. Схема формирования замкнутого рабочего пространства по средствам прижимных рычагов и верных поперечных перегородок (разрез А-А крутонаклонного ленточного конвейера)

Для восприятия нагрузок от поперечных сегментов 9 и 10 поперечных перегородок 8 и перемещаемого груза вверх боковые участки транспортной ленты 3 снабжены упорными элементами 11 из эластичного материала.

Подпружиненные прижимные рычаги 6 предназначены для взаимодействия с боковыми участками грузонесущей ленты 3 на верхней ветви 4 конвейера и поддержки ленты 3 на ее нижней ветви 5 (рис. 1-4).

В статье предложена методика расчёта от работоспособности которого зависит замыкание ленты в трубу и сохранение трубчатой формы в процессе транспортирования. Эпюра давления материала на ленту, которое воспринимается прижимным рычагом, представляет собой фигуру $ABB_1A_1A_2B_2$ (рис. 3, а).

Давление материала на прижимной рычаг в его произвольной точке равно

$$p = \gamma_s H = \gamma_s (\bar{H} - r \sin \alpha \sin \beta), \quad (1)$$

где γ_3 – эквивалентный насыпной удельный вес, равный насыпному удельному весу с поправками на трение частиц материала между собой и по поверхности ленты [7]; H – глубина расположения точки на прижимном рычаге (рис. 3, а); \bar{H} – среднее значение глубины, соответствующее расположению условной жёсткой заделки прижимного рычага (рис. 3, 4); r – внутренний радиус прижимного рычага; α – угол, определяющий расположение точки на прижимном рычаге; β – угол между горизонталью и поверхностью перегородки.

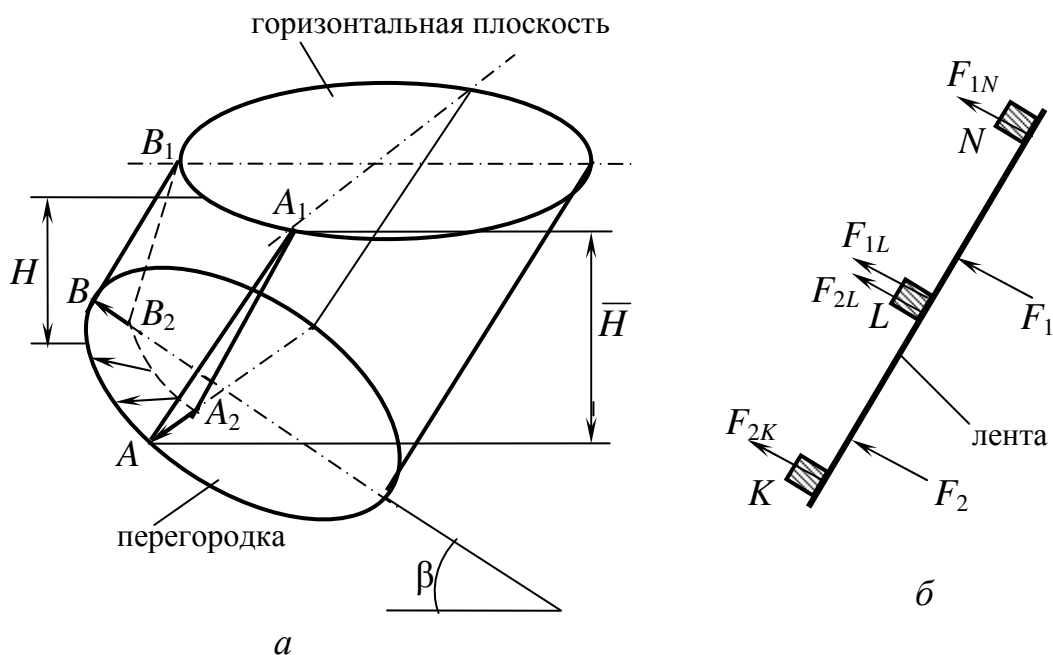


Рис. 3. Давление материала на ленту:
 а – эпюра давления; б – распределение силы давления между прижимными рычагами K, L, N

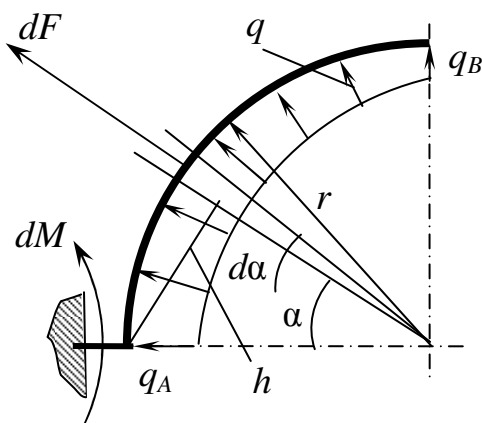


Рис. 4. Сила давления в виде распределённой нагрузки

Прижимные рычаги K, L, N вместе с лентой образуют два пролёта, в которых действуют силы давления F_1 и F_2 . Сила F_1 передаётся лентой на рыча-

ги L и N в виде сил F_{1L} и F_{1N} , а сила F_2 – на рычаги K и L в виде сил F_{2K} и F_{2L} (рис. 3, б).

Момент, нагружающий рычаг в заделке, равен:

$$\begin{aligned}
 M &= \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{1}{2} \gamma_3 (\bar{H} - r \sin \alpha \sin \beta)^2 r^2 \sin \alpha d\alpha = \\
 &= \frac{\gamma_3 r^2}{2} \int_0^{\frac{\pi}{2}} (\bar{H}^2 \sin \alpha - 2\bar{H}r \sin^2 \alpha \sin \beta + r^2 \sin^3 \alpha \sin^2 \beta) d\alpha = \\
 &= \frac{\gamma_3 r^2}{2} (\bar{H}^2 - \frac{\pi}{2} \bar{H}r \sin \beta + \frac{2}{3} r^2 \sin^2 \beta).
 \end{aligned} \tag{2}$$

Использование предлагаемого крутонаклонного ленточного конвейера с поперечными перегородками позволяет снизить материалоемкость конвейерного транспорта в условиях ограничения производственных площадей при подъеме транспортируемого материала на заданную высоту.

Список литературы

1. Юдин А.В. Горнопромышленный транспорт. Расчет и проектирование транспортных систем: учеб. пособие. – Екатеринбург: УГГУ, 2014. 306 с.
2. Дьяков В.А., Шахмейстер Л.Г., Дмитриев В.Г. Ленточные конвейеры в горной промышленности. М.: Недра, 1982. 168 с.
3. Давыдов С.Я. Энергосберегающее оборудование для транспортировки сыпучих материалов: Исследование, разработка, производство. - Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2007. 317 с.
4. Давыдов С.Я., Семин А.Н. Энергосберегающее оборудование пневматического транспорта: вчера, сегодня, завтра: теория, расчет, исследование, производство. – М.: Фонд «Кадровый резерв», 2016. – 472 с.
5. Спиваковский А.О., Потапов М.Г., Преседский Г.В. Карьерный конвейерный транспорт. М.: Недра, 1979. 260 с.
6. Шешко Е.Е. Горнотранспортные машины и оборудование для открытых работ. М.: Изд-во МГГУ, 2006. 260 с.
7. Справочник по горнотранспортным машинам непрерывного действия. М.: Недра, 1982. 191 с.
8. Патент № 152528 RU. Заявка № 201414865 от 02.12.2014. Крутонаклонный ленточный конвейер. Давыдов С.Я., Филатов М.С., опублик. 10.06.2015. Бюл. № 16.
9. Патент № 2455216 RU. Заявка № 2010142101 от 13.10.2010. Крутонаклонный ленточный конвейер. Мулухов К.К., Беслекоева З.Н., опублик. 10.07.2012. Бюл. № 19.
10. Патент № 2589529 RU. Заявка № 2015107158 от 02.03.2015. Крутонаклонный ленточный конвейер. Макаров В.Н., Чуркин В.Н., Кокарев К.В., Давыдов С.Я., опублик. 10.07.2016. Бюл. № 19.

УДК 622.621

ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ СТЕНД ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕС ЛОКОМОТИВА С РЕЛЬСАМИ

Плютов Ю.А., Ветров В.А., Иванов А.Н.

Сибирский федеральный университет

Создан исследовательский стенд, позволяющий проводить экспериментальные замеры режимных параметров сцепления колес локомотива с рельсами. На нем можно изменять сцепной вес и силу тяги локомотива, значения тока двигателя и напряжения в контактной сети, состояние рельсового пути. Определяются значения коэффициента сцепления колес локомотива с рельсами и даются рекомендации по повышению безопасности движения поездов.

Ключевые слова: Стенд, сцепление, локомотив, рельсы

RESEARCH STAND FOR DETERMINATION OF CLUTCH PARAMETERS OF LOCOMOTIVE WHEELS WITH RAILS

Plyutov Yu.A., Vetrov V.A., Ivanov A.N.

A research stand has been created that makes it possible to carry out experimental measurements of the regime parameters of the cohesion of locomotive wheels with rails. It can change the coupling weight and traction force of the locomotive, the value of the motor current and voltage in the contact network, the state of the track. The values of the coefficient of cohesion of locomotive wheels with rails are determined and recommendations are given for improving the safety of train traffic.

Keywords: stand, clutch, locomotive, rails

В лаборатории транспортных машин института горного дела, геологии и геотехнологий Сибирского федерального университета разработана конструкция исследовательского стенда для определения режимных параметров сцепления колес локомотива с рельсами (рис.1). Модель локомотива и все сопутствующее оборудование располагается на металлической станине, которая представляет собой сварную конструкцию, выполненную из металлического уголка 32x32 мм. Кузов локомотива сделан из листового металла 1мм и упрочнен металлическим профилем квадратного сечения 20x20x1,5мм. Для удобства загрузки и разгрузки дополнительных грузов в корпусе предусмотрены откидные крышки, позволяющие с легкостью ставить и убирать мерные грузы. Откидные крышки соединены с корпусом с помощью шарниров. На крыше локомотива расположен токоприемник, выполненный из металлического прута круглого сечения. Также на станине закреплены специальные прожилыны для фиксирования пульта управления, рельс и отсека для хранения грузов. По бокам стенда установлены опоры, между которых проходит контактная сеть.

Техническая часть модели выполнена из множества взаимосвязанных между собой деталей и узлов, которые в сборе напоминают собой ходовую часть вагонетки с силовым агрегатом. Все детали ходовой части расположены на раме, выполненной из металлического профиля прямоугольного

сечения 20x40x1,5мм. В раме сделаны отверстия под фторопластовые втулки, благодаря которым сопротивление в местах трения с валами становится минимальным, что уменьшает затраты энергии и увеличивает ресурс узлов. По краям валов закреплены колеса (соотношение диаметров валов и колес приближено к реальным значениям). Колеса вращаются за счет цепного привода, передаваемого через звездочки от электродвигателя. Для выбранных нами габаритов и режимов работы экспериментальной установки отлично подошел коллекторный электродвигатель мощностью 350Вт, гармонично вписавшись в конструкцию стенда и удовлетворяя его тяговым характеристикам.

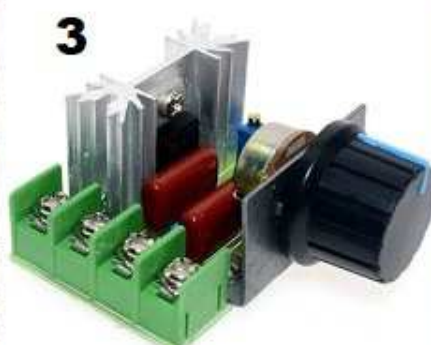


Рисунок 1 – Исследовательский стенд: 1 – общий вид; 2 - понижающая передача; 3 – диммер; 4 - электронный динамометр серии АЦД

Двигатель способен работать как от переменного, так и от постоянного тока. Он не большой по размеру и имеют плавное регулирование оборотов посредством электроники. Так как скорость вращения вала двигателя слишком велика (10000 – 11000 об/мин), в электрическую схему был включен диммер — электронное устройство, предназначенное для измене-

ния электрической мощности (регулятор мощности). Простейший диммер представляет собой переменный резистор (например, реостат), но на таком регуляторе выделяется чересчур большая мощность, сравнимая на малых уровнях с мощностью нагрузки, что обуславливает низкий КПД и сильный нагрев устройства. Наиболее компактными и экономичными считаются электронные диммеры. Во всех современных электронных диммерах в качестве силового элемента используется полупроводниковый симисторный или транзисторный ключ. Чтобы облегчить пуск электродвигателя и продемонстрировать пробуксовку колес на малых оборотах, было принято решение понизить передаточное отношение, установив после ведущей звездочки (9 зубьев) ведомую (21 зуб). Все звездочки для данного стенда жестко скреплены с валами с помощью шпонок, сварки, втулок и резьбовых соединений. Звездочка понижающей передачи закреплена на валу, опорами которого, являются подшипники качения. Пульт управления включает в себя: вольтметр, амперметр, тумблер подающий питание на электродвигатель, регулятор мощности и тумблер переднего/заднего хода.

Для изменения сцепного веса локомотива используются мерные грузы. Грузы выполнены в виде стальных болванок массой по 2,5 кг. Для измерения силы тяги на приводных колесах локомотива используем электронный динамометр серии АЦД, предназначенный для измерения статической силы растяжения и используемый как образцовый прибор при периодической поверке силоизмерительных устройств испытательных машин и стендов. Он представляет собой тензометрический датчик, соединенный кабелем связи с электронным измерительным индикатором. В ходе экспериментальных замеров, регистрируются следующие параметры: сцепной вес электровоза $P_{сц}(Н)$; сила тяги электровоза $F(Н)$; сила тока электродвигателя $I(А)$; напряжение в контактной сети $U(В)$; состояние рельсов (сухие, мокрые, смазанные, с подсыпкой песка).

В результате анализа полученных в ходе экспериментов данных строятся графические зависимости: $F = f(I)$; $F = f(P_{сц})$; $\Psi = f(I)$; $\Psi = f(P_{сц})$; $\Psi = f(F)$ и даются рекомендации по увеличению коэффициента сцепления колес локомотива с рельсами с целью повышения безопасности движения поездов. Исследовательский стенд внедрен в учебный процесс студентов горного профиля, изучающих дисциплины «Транспортные машины и комплексы» и «Карьерный транспорт».

УДК 622.73

ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ КАРЬЕРНОГО АВТОТРАНСПОРТА

Иванов И.Ю., канд.техн.наук, Киреева А.В.¹, Панкова Ю.А.¹, Попова А.А.¹,
Семёнов Д.Н.¹, Тенигина А.Н.¹ - студенты

¹Уральский Государственный Горный Университет, г. Екатеринбург, Россия

Провели исследование, в ходе которого выяснили, какими достоинствами и недостатками обладает карьерный автотранспорт. Рассмотрены и приведены примеры отдельных машин, работающих на карьере, для выбора оптимального и рационального типов горно-автомобильного комплекса в заданных карьерных условиях.

Ключевые слова: карьерный автотранспорт, горная масса, транспортирование, производительность.

MERITS AND DEMERITS OF CAREER MOTOR TRANSPORT

Kireeva A.V., Pankova Yu.A., Popova A.A., Semenov D.N., Tenigina A.N.

The research has established the advantages and disadvantages of quarry transport. The examples of real transport types working at the quarry were examined to select the optimal and most rational types of mining and automotive complex in the adjusted quarry conditions.

Keywords: career motor transport, rock mass, transportation, performance.

На карьерах для перемещения горной массы и хозяйственно-технических грузов используются различные виды карьерного транспорта, основными видами которого являются железнодорожный, автомобильный и конвейерный. Выбор рационального вида карьерного транспорта зависит от климатических условий эксплуатации, физико-техническими и химическими свойствами транспортируемых пород, условий залегания полезного ископаемого, объема и расстоянием транспортирования груза, типа и параметров погрузочного оборудования, сроком существования карьера и др.

Наиболее эффективная область применения автомобильного транспорта – карьеры малой и средней производительности, глубокие горизонты крупных карьеров в комбинации с железнодорожным транспортом или подъемниками. Применение автомобильного транспорта на карьерах начинается с периода его возникновения и развития.

Цель работы – выявление преимуществ и недостатков отдельных производителей различных видов автомобильного транспорта, работающих в карьерах.

Рассмотрим некоторых производителей автотранспорта, используемого на горных работах, а также перечислим их плюсы и минусы.

У БелАЗа существует множество преимуществ, благодаря которым его продукция приобрела большое распространение на отечественном и зарубежном рынке. Одним из основных является то, что ни один зарубежный аналог не способен перевозить 450 тонн объемом от 157,5 до 269,5 м³ различных грузов в отличие от автомобилей БелАЗ. Помимо этого, авто-

мобили БелАЗ имеют еще некоторые преимущества: могут эксплуатироваться в тяжелых условиях температурного режима от -45 до +45 градусов, имеют надежный кузов, неприхотливы к виду топлива, обладают высокой маневренностью, что позволяет использовать их на дорогах, предназначенных для автомобилей с меньшей грузоподъемностью, имеют приемлемую стоимость, что обеспечивает общее снижение себестоимости транспортных работ на 35-40 %

Но, несмотря на это, у данного автотранспорта существует ряд недостатков. Среди них сложность обслуживания БелАЗа, и большой расход топлива, составляющий 300 л/ч при полной загрузке 450 тонн. Также необходим предварительный заказ деталей и расходных материалов у дилеров для ремонта и обслуживания, что может увеличить время простоя техники.

КамАЗ считается крупнейшим производственным комплексом предприятий в России, широкий модельный ряд различных большегрузных машин в полной мере удовлетворяет запросы различных производственных и сельскохозяйственных отраслей хозяйства. К достоинствам КамАЗа можно отнести повышенную грузоподъемность 20 тонн и объемом 18 м³, использование платформы с овальным сечением, позволяющее предотвращать налипание груза и улучшает его жесткость, способность ездить в груженом состоянии по различному дорожному покрытию, использование шин имеющих протектор повышенной проходимости, а также способность преодолевать 25-процентные подъемы.

Недостатки данной машины являются высокая стоимость обслуживания, надежность систем и высокий уровень вибрации. Также, стоит отметить, что при ослаблении одного из крепежных элементов колеса происходит преждевременное изнашивание как самих гаек, так и конусных гребней ступицы, надежность топливной системы и перебои работы генератора также требуют доработки.

Автомобили КрАЗ отличаются высоким уровнем проходимости и возможностью эксплуатации в различных условиях. При максимальной грузоподъемности можно говорить об экономичности транспортного средства. Копотная компоновка КрАЗа: обеспечивается пассивная безопасность, минимизируется уровень вибраций водительского кресла и более удобная посадка в водительскую кабину. Такой способ размещения силовой установки также облегчает обслуживание двигателя и проведение ремонтных работ.

Мосты с литыми балками, передняя и задняя подвеска дополнительно усилены, благодаря чему возможно преодоление наиболее сложных дорожных отрезков. Редукторы оснащены надежными шестернями, которые рассчитаны на максимальный крутящий момент, хорошая ремонтпригодность и не боится температурных перепадов.

Из недостатков следует обратить внимание на систему гидравлики, установленную в тормозах. При интенсивных максимальных нагрузках она не способна эксплуатироваться на протяжении большого временного промежутка. Но при этом проблема разрешается - достаточно установить комплектующие детали более высокого качества. Также следует отметить низкую шумоизоляцию и низкое качество штатной резины.

Минский автомобиль завод в наше время можно назвать одним из передовых производителей автомобилей не только среди компаний на территории Беларуси, но еще и во множестве других стран СНГ и дальнего зарубежья. Автотранспортные средства этого завода отличаются исключительно оригинальными запчастями, специально выпускаемыми под конкретный тип транспорта, экологичностью и надежностью.

Дополнительный расход топлива, чтобы постоянно держать давление воздуха в рабочем диапазоне, плохая проходимость зимой и наличие одного заднего моста являются недостатками данного вида машин.

Большую грузоподъемность, возможность передвигаться в условиях бездорожья по крутым карьерам обеспечивают высокие тягово-динамические характеристики самосвалов. Компания Volvo на сегодняшний день является одним из лидеров по производству подобных машин, выпуская сочлененные самосвалы с 1996 года. Карьерный самосвал Volvo - это вездеходный грузовой транспорт: каменистая или болотистая местность - эта машина легко преодолет любые препятствия. Главной особенностью карьерных самосвалов является наличие шарнирного сочленения.

Высокая стоимость карьерных самосвалов является, пожалуй, основным минусом подобной спецтехники. Еще из недостатков следует сказать о слабой освещенности дороги фарами и неудобном положении руля для водителя.

Выводы:

1. Анализ результатов, проведенных при сравнительных теоретических исследованиях различных видов карьерного автотранспорта позволяет заключить, что автомобильный транспорт более выгодный для карьерных работ, что обусловлено следующими его преимуществами: высокой мобильностью и маневренностью; меньшими затратами на устройство подъездных путей; возможностью организации движения с большой интенсивностью; а также более высокой производительностью погрузочных механизмов.

2. Одним из важных эксплуатационных качеств карьерных автомобилей является их надежность, так как стоимость технического обслуживания и ремонта карьерных самосвалов составляет значительную часть (свыше 35 %) себестоимости перевозок.

Список литературы

1. Галкин В.И., Шешко Е.Е. Транспортные машины: Учебник. - М., Горная книга. - 2010. - 585 с.
2. Мариев П.Л., Кулешов А.А., Егоров А.Е., Зырянов И.В. Карьерный автотранспорт стран СНГ в XXI веке/ Российская акад. наук, Ин-т проблем трансп. - Санкт-Петербург: Наука, 2006. - 386 с.
3. Петров В.Ф. Особенности эксплуатации большегрузных самосвалов / В.Ф. Петров. - М: Машиностроение, 2005.
4. Мариев П., Кулешов А., Егоров А., Зырянов И. Карьерный автотранспорт: состояние и перспективы. - Наука, 2004. - 430 с.
5. Кузнецов А.С. Автомобили КамАЗ с колесной формулой бх4 и бх6. Руководство по эксплуатации, облуживанию и ремонту. - ИД Третий Рим, 2007. - 268 с.
6. Родичев В.А. Грузовые автомобили. Устройство и техническое обслуживание. - Москва: Академия, 2005. - 237 с.

УДК 629.353

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ ДИЗЕЛЬ-ТРОЛЛЕЙВОЗОВ НА РАЗРЕЗЕ RMU BANOVICI

Хазин М.Л., проф., Штыков С.О., бакалавр

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург

Проблема значительного сокращения потребляемого топлива карьерной техникой является весьма актуальной. Одним из путей сокращения энергопотребления на открытых горных работах может быть перевод автотранспорта на потребление электроэнергии. Троллейвоз - это вариант, который экономит дизельное топливо, используя вместо дизельного двигателя электроэнергию из воздушной сети. При работе в режиме троллейвоза расход топлива снижается до 80 %, уменьшается выброс вредных веществ в атмосферу, а скорость самосвала увеличивается. Рассматриваются возможности и преимущества применения троллейвоза грузоподъемностью 254 т типа Euclid-Hitachi EH4500 AC для перевозки черного угля на разрезе Бановичи.

***Ключевые слова:** троллейвоз, энергосбережение, открытые горные работы, экология.*

EXPERIENCE OF TROLLEY ASSIST DIESEL-ELECTRIC AC TRUCKS APPLICATION ON THE PIT MINE RMU BANOVICI

Khazin M. L., Shtykov S. O.

The problem of a significant reduction in the consumption of fuel by quarry equipment is becoming ever more acute. One way to reduce energy consumption in open mining operations can be the transfer of trucks to electricity consumption. A trolley assist truck is an option that saves diesel fuel, by using overhead electrical power in place of the diesel engine for uphill hauls. Operating on trolley mode, the truck speed increase, depend on grade the reduction in fuel consumption is as high as 80 % for the trolley haul ramp. The possibilities and advantages of using the 254 t capacity Euclid-Hitachi EH4500 AC drive trucks on the pit mines of black coal Banovići.

***Keywords:** trolley assist truck, energy saving, pit mines, ecology.*

В настоящее время добыча полезных ископаемых открытым способом характеризуется увеличением концентрации производства, глубины и

сложности транспортирования. При понижении горных работ на 100 м производительность автомобильного транспорта снижается на 25–39 %. При этом ухудшаются экономические и экологические показатели предприятий. Доля затрат на карьерный транспорт доходит до 55–60 % себестоимости добычи полезного ископаемого. Поэтому транспортная проблема была и остается одной из важнейших проблем разработки глубоких карьеров.

Основным ограничением применения автомобильного транспорта на глубоких карьерах по-прежнему остается высокая себестоимость перевозки горной массы. Кроме того, при открытых горных работах автомобильный транспорт является главным источником негативного воздействия на окружающую среду [1] и персонал. В настоящее время потребление энергии в мировом транспортном секторе на 92,8 % зависит от нефтяного топлива [2]. Эта зависимость, помимо других проблем, приводит к высоким уровням вредных выбросов, что делает необходимым увеличение использование менее загрязняющих видов топлива, таких как природный газ или электроэнергия. Недавние изменения в понимании неблагоприятного воздействия на здоровье твердых частиц дизельного топлива и повышение требований к сохранению экологии [3, 4] создают экономические предпосылки для рассмотрения альтернатив дизельным двигателям самосвалов.

Для транспортировки угля из карьера Grivice в RMU Banovici (Босния-Герцеговина) используются карьерные самосвалы грузоподъемностью 254 т типа Euclid-Hitachi EH4500 AC. Глубина карьера составляет от 100 м в глубину и имеет протяженные технологические дороги. Относительно высокая и нестабильная цена на топливо на мировом рынке оказывает неблагоприятное влияние на себестоимость продукции. Продолжение добычи угля без изменений в данной технологии может привести к серьезным экономическим потерям. Поэтому были исследованы все возможности для экономического обоснования использования дизель-электрических самосвалов с питанием от воздушных контактных линий [5, 6].

Известно, что с понижением уровня ведения горных работ на каждые 100 м себестоимость транспортирования горной массы возрастает в 1,4 - 1,5 раза. При этом снижается производительность автотранспорта и увеличивается энергоемкость транспортного процесса.

В связи с этим, для проведения анализа возможности использования дизель-троллейбусов, карьер был разделен на несколько этапов различной глубины. Для каждого этапа в отдельности рассматривалась возможность проведения воздушных контактных линий на уклонах. При этом учитывались объемы добычи угля и вскрыши, которые следует перевезти. Транспортируемые объемы горной массы по этапам эксплуатации представлены в таблице 1.

Таблица 1

Объемы добычи по этапам эксплуатации

Этап эксплуатации	Глубина карьера, м	Уголь (млн. м ³)	Перегрузка (млн. м ³)
I	132	7 606 350	54 437 610
II	216	13 452 063	115 945 448
III	276	12 978 801	180 995 581

Скорость самосвала определяется доступной мощностью. Если система привода может обеспечить больше мощности, чем дает дизельный двигатель, то скорость на горизонтальных участках и на уклонах увеличивается пропорционально мощности с соответствующим увеличением производительности (до 20%) [6]. Более высокая скорость троллейвоза на подъеме - это результат более мощного привода переменного тока. Скорость троллейвоза увеличивается, потому что троллейная линия может подавать больше энергии, чем существующие дизельные двигатели, на два двигателя тяговых колес переменного тока. Для самосвалов грузоподъемностью 254 т типа Euclid-Hitachi EH4500 AC это означает, что два тяговых двигателя переменного тока могут обеспечить мощность 3600 кВт вместо 1900 кВт в дизельном режиме [7, 8]. Более высокая скорость работы в режиме троллейвоза сокращает время транспортировки и обеспечивает более высокую производительность технологического цикла или меньшее количество самосвалов для перевозки того же количества горной массы. Исходя из количества дизель-троллейвозов, была рассчитана величина инвестиций во всю троллейную систему. Проведённые исследования показали [8, 10], что использование дизель-троллейвозов позволяет снизить расход дизельного топлива на 45-60% в зависимости от длины троллейной линии (табл.2).

Таблица 2

Потребление топлива самосвалом в различных режимах работы

Фаза использования	Глубина карьера (м)	Режим дизель-электрического двигателя переменного тока	Режим троллейвоза	
		потребление топлива для транспортировки текущей массы, л	потребление топлива для транспортировки текущей массы, л	потребление электроэнергии для транспортировки текущей массы (кВтч)
I	132	7 564 852,76	4 033 284,99	7 114 372,20
II	216	15 441 628,06	7 020 850,20	17 602 476,63
III	276	19 568 080,50	8 132 834,98	23 920 944,98

Средняя энергетическая ценность угля на шахте Grivice RMU Banovici составляет 16,5 ГДж / т. Результаты проведенного технико-экономического анализа представлены на рис. 1 [9, 10].

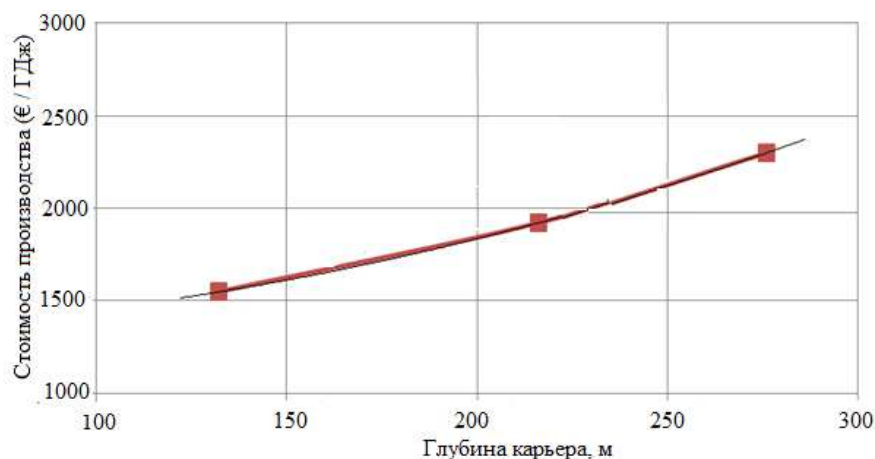


Рис. 1. Стоимость производства (€/ГДж) в зависимости от глубины карьера (объем добычи угля 1,75 млн т / год)

При анализе работы угольного карьера «Grivice» были установлены следующие преимущества применения дизель-троллейбусов с двигателями на переменном токе [8, 9]: увеличение интервалов времени между капитальными ремонтами двигателей, повышение производительности транспортировки горной массы вследствие повышения скорости движения самосвалов на подъеме, улучшение качества воздуха за счет снижения выбросов дизельного двигателя, улучшение условий труда за счет снижения уровня шума и т. д.

Выводы:

Из полученных данных следует, что для любого карьера глубиной более 150 м следует серьезно рассмотреть возможность установки троллейной системы. Именно применение троллейбусов стало важным аспектом экономического успеха компании Mine Black Coal Vanovićі за последние годы.

Список литературы

1. Feng Y., Dong Z., Yang J. Performance modeling and cost-benefit analysis of hybrid electric mining trucks //Mechatronic and Embedded Systems and Applications (ME-SA), 2016 12th IEEE/ASME International Conference on. - IEEE, 2016. - P. 1-6.
2. Osorio-Tejada J., Llera E., Scarpellini S. LNG: an alternative fuel for road freight transport in Europe //WIT Transactions on The Built Environment. – 2015. – Т. 168. – С. 235-246.
3. Jacobs W., Hodkiewicz M. R., Bräunl T. A Cost–Benefit Analysis of Electric Loaders to Reduce Diesel Emissions in Underground Hard Rock Mines //IEEE Transactions on industry applications. – 2015. – Т. 51. – №. 3. – С. 2565-2573.
4. Pronk A., Coble J., Stewart P. A. Occupational exposure to diesel engine exhaust: a literature review //Journal of exposure science and environmental epidemiology. – 2009. – v. 19. – №. 5. – С. 443-457.
5. Brown G., Ebacher B., Koellner W. Increased Productivity with AC Drives for Mining Excavators and Haul Trucks, Siemens Energy & Automation, Inc., Alpharetta, USA.
6. Siemens Energy & Automation <http://www.sea.siemens.com/mining>
7. Prospect documentation, Euclid Hitachi, Liebherr, Komatsu, Bucyrus.

8. Nurić S., Nurić A., Brčaniновиć M. Haulage solutions with trolley assist diesel-electric ac trucks on the pit mine RMU Banovici //Journal of Mining and Metallurgy A: Mining. – 2009. – Т. 45. – №. 1. – С. 78-87.
9. Nurić S., (2009), Truck transportation in open pit mine (in Bosnian), Tuzla.
10. Nurić S., (2004), Defining the influential factors for determining the limit depth of open pit mine in the implementation of diesel-electric AC dumpers trolley drawn from the experimental example PK "Grivice", (in Bosnian), Doctoral thesis, RGGF, University of Tuzla.

УДК 622.68

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ РАМ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ ПУТЕМ СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

Халецкий В.В.¹, аспирант, **Курочкин А.И.¹** канд. техн. наук,
Тулемисова А.Б.², магистр

¹ Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова (МГТУ им. Носова), Магнитогорск, Россия,

² Казахский национальный исследовательский технический университет им. К.И. Сатпаева, Алматы, Казахстан

Проанализирована возможность снижения динамических нагрузок на рамы карьерных автосамосвалов. Установлено, что использование выносных опор позволит значительно снизить напряжения в раме автосамосвала возникающих при погрузке горной массы. Кроме того, данное техническое решение позволит сократить время погрузки и повысить производительность автомобильной откатки за счет работы автосамосвалов относительно небольшой грузоподъемности с мощными высокопроизводительными экскаваторами и в результате снизить себестоимость добычи полезного ископаемого..

***Ключевые слова:** Автосамосвал, экскаватор, экскавационно-автомобильный комплекс, производительность, капитальные затраты, себестоимость.*

IMPROVING THE RELIABILITY OF PASS CARRIER CARS BY REDUCING DYNAMIC LOADS

Haletskiy V.V., Kurochkin A.I., Tulemisova A.B.

The possibility of reducing dynamic loads on the frames of mining dump trucks is analyzed. It is established that the use of outriggers allow to significantly reduce the stresses in the dump truck frame arising from the loading of the rock mass. In addition, this technical solution will allow reducing the loading time and increasing the productivity of automobile hauling by the operation of dump trucks of relatively small carrying capacity with powerful high-performance excavators and, as a result, to reduce the cost of mining the mineral.

***Keywords:** Autotruck, excavator, excavation-automobile complex, productivity, capital costs, cost.*

Технико-экономические показатели открытой разработки определяются в первую очередь процессом экскавации и перемещения вскрышных пород и полезного ископаемого. В настоящее время затраты только на

транспорт при открытой разработке месторождений полезных ископаемых достигают 50-70% от всех затрат на добычу полезного ископаемого [1].

Поэтому развитие и совершенствование параметров автосамосвалов и повышение надежности их работы имеет большое значение.

Надежность работы автосамосвалов в первую очередь зависит от правильной эксплуатации (т.е. соблюдения рекомендаций по эксплуатации завода изготовителя), горноклиматических и дорожных условий. При погрузке горной массы в кузов самосвала необходимо руководствоваться паспортом погрузки. Согласно этому документу горную породу в кузове самосвала необходимо размещать равномерно по всему кузову. Например, в автосамосвал БелАЗ-7547 согласно паспорта загрузки должно загружаться пять ковшей. При этом первый ковш разгружается на заднюю часть кузова, второй, в переднюю, третий ковш разгружается в среднюю часть кузова, четвертый и пятый ковш разгружается в кузов так же как первый и второй. Количество разгружаемых ковшей зависит от плотности и свойств породы. На карьерах чаще всего загрузка самосвала осуществляется не по грузоподъемности, а по объему, т.к. плотность пород колеблется в значительных пределах (от 1,4т/м³ до 4,3т/м³), поэтому масса груза в кузове самосвала при его полной загрузке может значительно превышать его грузоподъемность. Вследствие этого в раме самосвала будут возникать значительные напряжения от динамических нагрузок при погрузке и при транспортировке горной массы.

Таким образом, в период эксплуатации самосвалов в связи с нарушением правил технической эксплуатации (не соблюдение требований паспорта погрузки, скоростного режима и неудовлетворительного состояния дорожных покрытий в карьере) значительное количество отказов приходится именно на несущие конструкции, в первую очередь раму. Основной неисправностью несущей конструкции являются трещины на продольных лонжеронах рамы. Характерные дефекты металлоконструкций автосамосвалов приведены на рис. 1, а, б.



Рис. 1. Примеры дефектов рамы.

Наличие подобных дефектов рамы со временем приводит к её полной непригодности.

Рассмотрим схему сил действующих на раму автосамосвала БелАЗ (рис. 2).

Точками А и Б показаны точки опирания рамы на ходовую часть автомобиля. Точками С и Д показаны точки опирания на раму кузова автосамосвала. Буквами ЦТ показан центр тяжести груза расположенного в кузове. Как видим из рис. 1, 2 наибольшей нагрузке подвергается рама в районе опирания кузова на раму в точке С. Наибольшее количество трещин и разрушений приходится именно на эту часть.

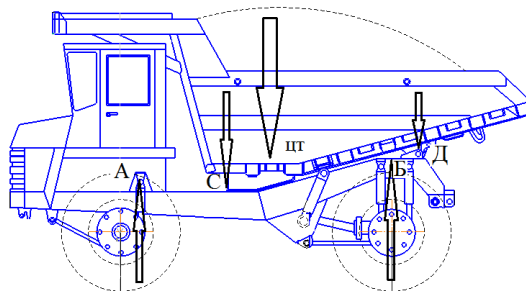


Рис. 2 Схема расположения сил

Анализ сил действующих на раму показал следующее. Если рассматривать напряжения от динамических сил, которые возникают в момент разгрузки горной массы из ковша экскаватора в кузов автосамосвала (Рис. 3), и силы, возникающие в процессе движения автосамосвала, то при удовлетворительном состоянии дорог и соблюдении скоростей движения автосамосвала решающее влияние на напряженное состояние рамы будут оказывать нагрузки, возникающие при разгрузке горной массы из ковша экскаватора в кузов автосамосвала.

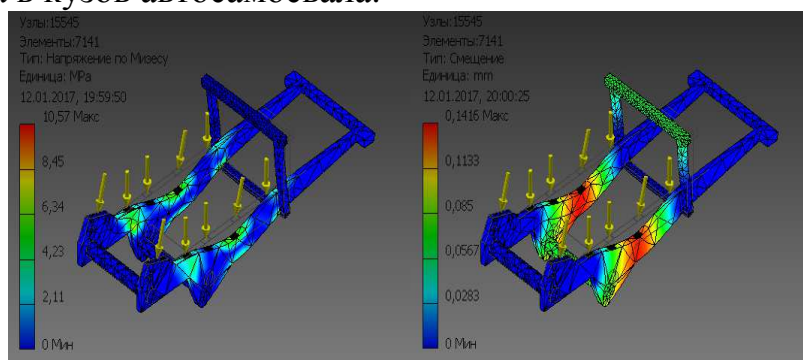


Рис. 3 Напряжения и смещения, возникающие в раме самосвала при погрузке

Именно поэтому в настоящее время для снижения динамических нагрузок на раму автосамосвала при погрузке, весь процесс загрузки разделен на 5-12 циклов.

Но вместе с тем, снижая динамические нагрузки на раму за счет увеличения числа циклов погрузки, увеличивается время погрузки автосамосвала. Если учесть, то что, время цикла экскаватора составляет в среднем 30 секунд, то минимальное время загрузки может составлять от 150 до 360 секунд.

При среднем расстоянии транспортирования в карьерах, которое составляет 2 километра, это время оказывает достаточно большое влияние на производительность транспорта.

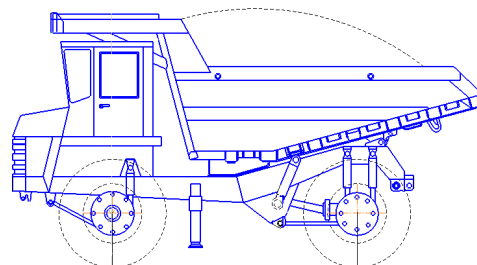


Рис. 4. Вид автосамосвала с опорой в месте наибольшего нагружения рамы

Поэтому, наверное, для снижения динамических нагрузок на раму автосамосвала, было бы рационально использование выносные гидравлические опоры (см. рис. 4).

Принцип работы выносных опор заключается в следующем. После установки автосамосвала под погрузку, опоры выдвигаются и упираясь в почву воспринимают нагрузку от падающей из ковша горной массы. После окончания погрузки опоры втягиваются, плавно передавая нагрузку на раму автосамосвала.

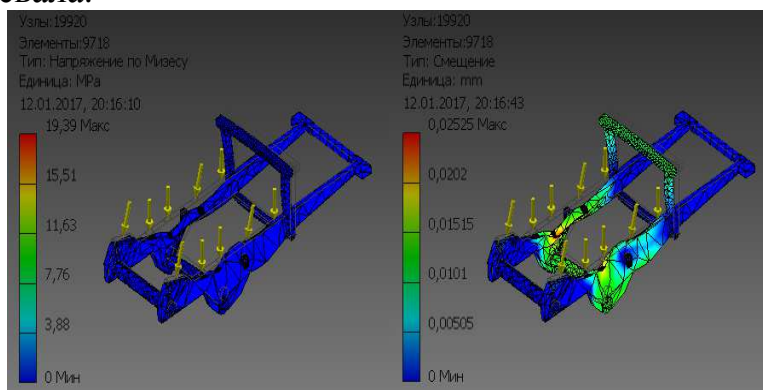


Рис. 6 Напряжения и смещения, возникающие в раме самосвала при погрузке с выносными опорами

Выводы:

При использовании данного технического решения значительно снижаются напряжения в раме автосамосвала возникающие при погрузке горной массы. Кроме того, данное техническое решение позволит сократить время погрузки и повысить производительность автомобильной откатки за счет работы автосамосвалов относительно небольшой грузоподъемности с мощными высокопроизводительными экскаваторами и в результате снизить себестоимость добычи полезного ископаемого.

Список литературы

1. А.В. Самолазов, Н.И. Паладеева, А.А. Беликов [Основные тенденции развития экскаваторно-автомобильных комплексов](#)//Горная Промышленность, №4 (86), 2009, С. 20
2. Кольга А.Д., Агейкин Я.С. Особенности взаимодействия с грунтом колеса, плоскость которого наклонена к оси вращения. Повышение экологичности и эффективности автомобиля. Межвузовский сборник научных трудов М.: МАСИ (ВТУЗ-ЗИЛ), 1990.- С. 85-91
3. Кольга А.Д. Привод тормозной системы автомобиля. Возможности повышения эффективности. Автомобильная промышленность.-2002, № 6.- С. 12-14
4. Агейкин Я.С., Кольга А.Д. Повышение эффективности колесного движителя путем изменения угла наклона колеса к оси вращения// Известия вузов. Машиностроение.-1988, № 9.- С. 87-90
5. Ю.А. Бахтурин. Современное состояние карьерного транспорта. Каталог-справочник «Горная техника 2005», стр. 6–16.

УДК 622.73

**ДОСТОИНСТВА, НЕДОСТАТКИ И ОСОБЕННОСТИ ПРИВОДА
ХОДА АВТОМОБИЛЯ БЕЛАЗ**

Хорошавин С.А. канд. тех. наук, **Носов А.Э.**, **Новокрещенова О.А.**,
Ушакова А.М., **Данилова Ю.М.**, **Дикалова А.А.**

Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

Приведены результаты исследования достоинств, недостатков и особенностей привода хода автомобиля БелАЗ 75710. Для лучшей маневренности предусмотрены два шарнирных опорно-поворотных механизма.

Ключевые слова: БелАЗ 75710, привод хода, шарнирно опорно-поворотные механизмы.

**ADVANTAGES, SHORTCOMINGS AND THE CHARACTERISTICS OF
THE TRANSMISSION OF THE VEHICLE BELAZ**

**Khoroshavin S.A., Nosov A.E., Novokreschenova O.A., Ushakova A.M.,
Danilova Yu.M., Dikalova A.A.**

The results of the study of the advantages, disadvantages and features of the drive of the Belaz 75710 vehicle are presented. For better maneuverability, two hinged support and rotary mechanisms are provided.

Keywords: BelAZ 75710, drive train, pivotally supporting and rotary mechanisms.

В конце 2013 г. всей мировой автомобильной общественности был представлен новый автомобиль – карьерный самосвал грузоподъемностью 450 тонн БелАЗ 75710 (рисунок 1). В настоящий момент БелАЗ 75710 уже с успехом трудятся на карьерах Кузбасса, принося своим владельцам прибыль. Причиной создания подобных самосвалов стал экономический расчёт - применение двух самосвалов серии БелАЗ 7531 требует больших затрат, чем эксплуатация одного нового БелАЗа 75710, при схожей производительности [6].

Иллюстрации в одном масштабе

СРАВНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КРУПНЕЙШИХ САМОСВАЛОВ МИРА

	БЕЛАЗ 75710	CATERPILLAR 797F	LIEBHERR 282B	BUCYRUS MT6300AC
Грузоподъемность, т	450	363	363	363
Двигатель	2 x MTU DD 16V4000	Cat C175-20 ACERT	DDC/MTU 20V4000	DDC/MTU 20V4000
Цилиндры	2 x 16	20	20	20
Мощность двигателя, л.с. (кВт)	2 x 2330 (1715)	4055 (2983)	3650 (2720)	3650 (2720)
Шины	59/80R63	59/80R63	59/80R63	59/80R63
Полная масса с грузом, т	810	623,7	596,9	603,3
Макс. скорость, км/ч	64	68	64	64
Объем топливного бака, л	2 x 2800	3785	4732	4920
ГАБАРИТЫ				
Длина, мм	20600	15090	15320	15570
Ширина, мм	9750	9530	9090	9700
Высота, мм	8170	6530	7320	7920

Рисунок 1. Параметры БелАЗ 75710 и его ближайших аналогов [8].

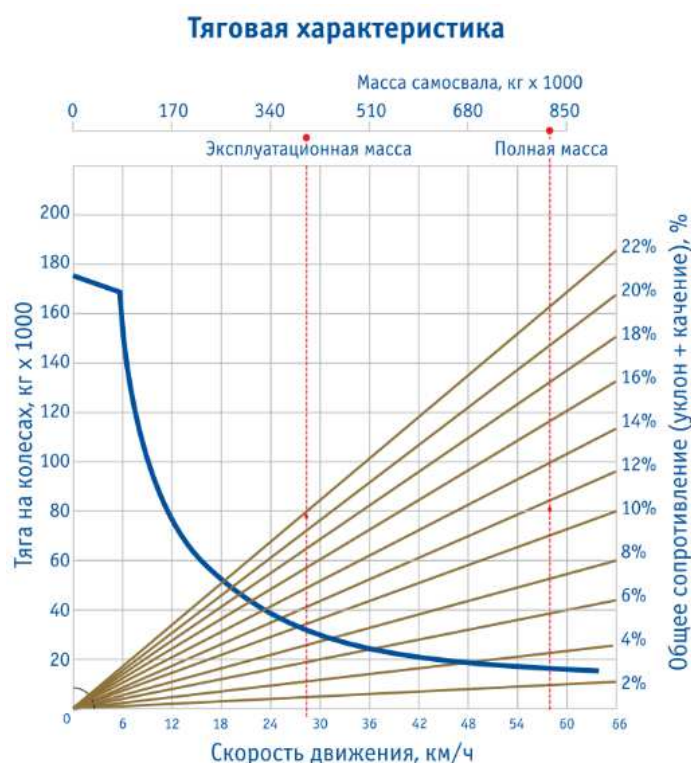


Рисунок 2. Тяговая характеристика БелАЗ 75710.

Эту машину приводит в движение гибридная система с четырьмя электромоторами Siemens, которые питаются энергией от двух дизель-генераторов MTU DD 16V4000, каждый из которых выдает 2330 лошадиных сил. Тяговая характеристика БелАЗ 75710 представлена на рисунке 2. При перемещении без груза БелАЗ 75710 использует один двигатель, при движении под нагрузкой используются оба двигателя, что обеспечивает экономию топлива при движении с пустым кузовом. Вес каждого из двух 16-цилиндровых двигателей - 60 000 кг, длина - 9,5 метра, ширина - 2,8 метра, высота - 3,9 метра.

В рулевой гидравлике использовано четыре гидроцилиндра (рисунок 3), по два на каждый мост. Сначала полностью поворачивается передний мост в крайнее положение, и только после этого начинает двигаться зад-

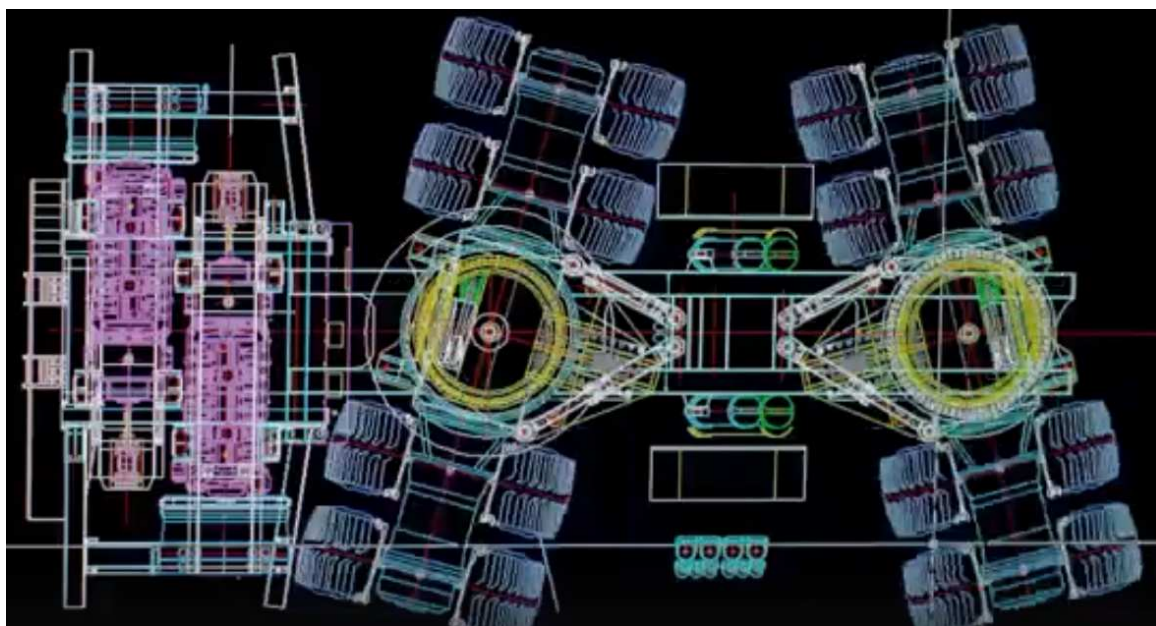


Рисунок 3. Шарнирный опорно-поворотный механизм БелАЗ 75710.

ний мост. При двух «сложенных» мостах радиус поворота составляет всего

19,8 м (по отпечатку наружного колеса) [7]. Для обеспечения действия мостов используются шарнирные подшипники диаметром 2,75 м.

Гидравлическая система машины - объединенная. Использован общий бак с гидравлической жидкостью для тормозов, для цилиндров опрокидывания и для цилиндров поворота. Привод гидравлики - насосная станция *Bosch Rexroth*. Объем масла, потребляемый гидравлической системой – 1410 л. Когда поднимается кузов самосвала, рулевое управление отключается и все масло задействуется на подъем. Нецелесообразно возить огромный объем масла, чтобы обеспечивать одновременное опрокидывание и маневрирование.

Среди преимуществ применяемого привода автомобиля:

- относительно простота компоновки привода;
- улучшенное распределение нагрузки на ведущие колеса автомобиля: при движении с грузом передняя и задняя оси нагружены равномерно;
- хороший контроль стабилизации заноса в условиях грунтовой дороги;

- высокая устойчивость;
- плавный разгон с места с меньшим проскальзыванием (особенно в условиях низкого сцепления с дорогой);

- относительно низкий удельный расход топлива: 198 г/кВт·ч.

К недостаткам можно отнести:

- высокая стоимость привода;
- перегрев при длительных подъемах с большим уклоном;
- необходимость проведения периодического обслуживания коллекторов двигателей;
- сложная схема управления.

Вывод:

Благодаря своей компоновке привода, БелАЗ 75710, при больших габаритах, обладает хорошей маневренностью, что делает возможным эксплуатировать его на дорогах, предназначенных для самосвалов меньшей грузоподъемности. Параметры силовых установок обеспечивают высокую производительность самосвала при относительно невысоком удельном расходе топлива.

Список литературы

1. БелАЗ-75710: основные технические характеристики и параметры. Источник: <http://spez-tech.com/tehnika/gruzovie-avto/belaz/75710-osnovnyie-harakteristiki-i-parametryi.html> © Онлайн-журнал «О спецтехнике»
2. Все самое интересное о гигантском самосвале БелАЗ-75710. Источник: <http://www.mhealth.ru/technics/garage/9-faktov-o-gigantskom-karernom-samosvale-belaz-75710/#ixzz58tTzKfvr> Онлайн-журнал «Men'sHealth»
3. Полноприводные автомобили. <https://favorit-motors.ru/articendatsii/polnoprivodnye-avtomobili/>

4. Белаз 75710. <https://traktoramira.ru/stroitel'naya-tehnika/gruzoviki/belaz-75710.html#i-3>
5. В. В. СЕЛИФОНОВ, М. К. БИРЮКОВ. УЧЕБНИК УСТРОЙСТВО И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ. 7-е издание. 2013г Издательство: Москва, «Академия». Ст. 9-10
6. <http://dispatcher-gruzoperevozok.biz/belaz-75710-samyj-bolshoj-samosval-v-mire/>
7. <https://www.zr.ru/content/articles/741435-belaz-75710-vyodyat-na-arenu-silachi/>
8. <https://www.popmech.ru/vehicles/15193-zheleznyy-rekord-belaza/>

УДК 622.68:621.86.032

ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПРЕИМУЩЕСТВА ПРИМЕНЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ПОДЪЕМНИКА

Чендырев М.А., Журавлёв А.Г., канд. техн. наук

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт горного дела Уральского отделения Российской академии наук (ИГД УрО РАН)

В данной статье представлены результаты теоретических исследований по карьерным автомобильным наклонным подъёмным установкам. Приведены результаты расчетов по экономии затрат при переходе от схемы автомобильного транспорта к схеме авто+подъемник.

Ключевые слова: Карьерная автомобильная наклонная подъёмная установка, специальные виды транспорта, доработка карьеров, канатный подъём, подъёмные машины, карьерный автосамосвал.

Исследования выполнены в рамках Государственного задания 007-00293-18-00, тема № 0405-2018-0015.

ECONOMIC ADVANTAGES OF APPLICATION OF THE TRUCK HOISTING INSTOLATION

Chendyrev M.A., Zhuravlev A.G.

This article presents the results of theoretical research on truck quarry slope hoist instolation. The results of calculations for saving costs in the transition from the scheme of road transport to the scheme auto + hoist instolation are given.

Key words: open-pit mining car lift, special types of transport, completion of quarries, rope hoisting, lifting machines, quarry dump truck.

К настоящему моменту глубина многих карьеров достигла значительной величины, что приводит к большим затратам на транспортирование горной массы с нижних горизонтов. Например, с 1990 года средняя глубина карьеров 8 крупнейших железорудных ГОКов России увеличилась почти в 2 раза (со 178 до 319 м) [1]. Глубина действующих алмазорудных карьеров Якутии составляет 180-350 м при проектных глубинах 500-720 м и более, а отработанный недавно карьер «Удачный» имеет глубину порядка 650 м.

Для снижения себестоимости доставки руды на поверхность могут использоваться карьерные наклонные подъемные установки (автомобильные подъемники – АНКП, или скипы). Известные примеры такого оборудования: Сибайский карьер [2-5], где применялась скиповая установка; плотина электростанции Токуяма в Японии [6], при строительстве которой использован автомобильный подъемник; целый ряд карьерных скиповых установок за рубежом, применявшихся в 1899-1960 гг. [2]. Среди теоретические проработок: автомобильный наклонный подъемник АНК-120 Института «Унипромедь» [7], модели подъемных установок GHD [8] и Siemag [9].



Рис. 1. Схема АНКП

На рисунке 1 представлена схема автомобильной наклонной подъемной установки, разрабатываемой в ИГД УрО РАН. Система состоит из двух платформ, соединённых между собой несколькими канатами, проведёнными через систему отклоняющих и приводных шкивов. В движение установка приводится двумя шкивами трения. В нижней части также расположены уравнивающие канаты и натяжное устройство. В верхней части расположено здание подъемных машин, через него организован проезд автосамосвалов, пункт управления подъемными машинами расположен на уровне верхних отклоняющих шкивов для создания обзора трассы подъема с рабочего места оператора. На дне траншеи для движения платформ размещены 2 пары рельсовых путей, а также лестничный подъем [10].

На рисунке 2 представлен график сокращения эксплуатационных затрат на транспортирование горной массы из карьера при использовании комбинированного транспорта «автосамосвалы + АНКП» в сравнении с чисто автомобильным транспортом. Причем учтено как сокращение затрат за счет уменьшения дальности транспортирования автосамосвалами, так и дополнительные затраты на эксплуатацию АНКП.

На рисунке 3 представлен график увеличения капитальных затрат при использовании АНКП в зависимости от высоты подъема автосамосвалов и годового объема перевозок и учитывает капитальные затраты на строительство подъемной установки и экономию от сокращения парка автосамосвалов.

Разделение данных на графиках по группам обусловлено разной грузоподъемностью применяемых в расчётах автосамосвалов – от 45 до 240 тонн. В расчетах принималась высота подъёма установкой АНКП – от 100 до 505 метров, при этом максимальный объём перевозок достигается при минимальной высоте.

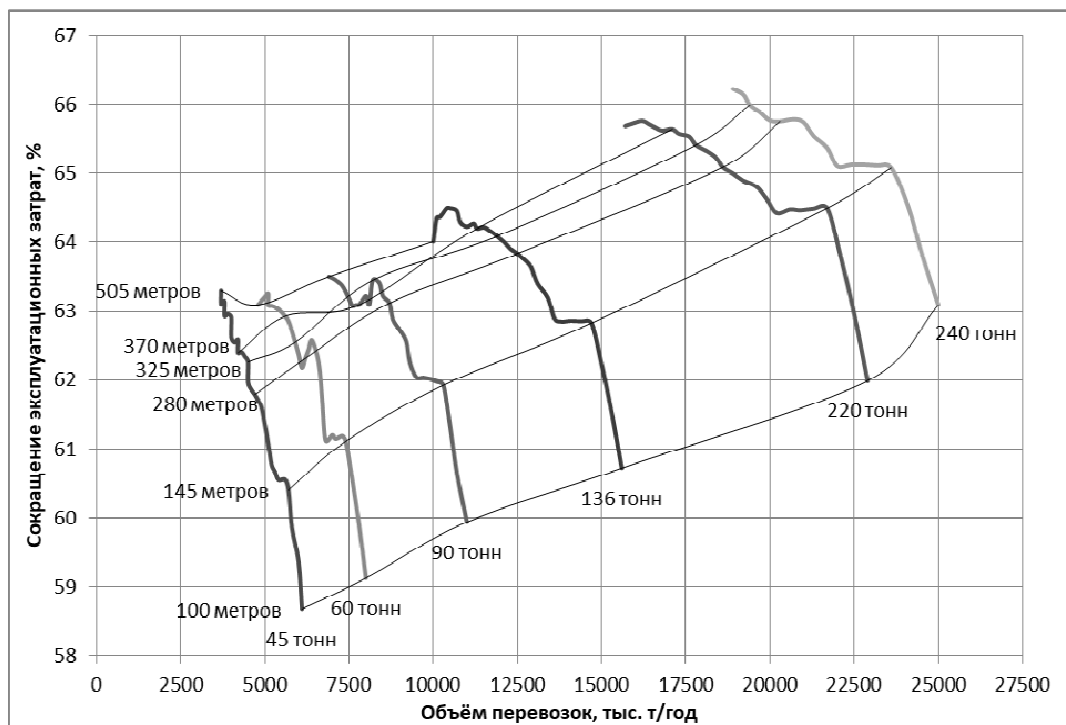


Рис. 2. Сокращение эксплуатационных затрат при использовании «авто+АНКП» в сравнении с карьерными автосамосвалами (указана грузоподъёмность перемещаемого автосамосвала)

Резюме.

Исследования показывают экономическую рентабельность использования наклонных автомобильных подъемников при определённых горно-технических условиях. Помимо этого они обеспечивают и другие преимущества[10]:

- снижение «загазованности» рабочего пространства;
- отсутствие перегрузочного пункта в карьере и на борту (и соответственно, отсутствие дополнительных затрат на его содержание), доставка одним автосамосвалом груза «от точки до точки» и др.

Сокращение эксплуатационных затрат составляет 45-60% , а расчетная экономия позволяет окупить дополнительные капитальные затраты за 2-4 года.

Список литературы

1. В.Л. Яковлев. Особенности решения транспортных проблема на современном этапе развития горного производства / Яковлев В.Л., Журавлев А.Г., Бахтурин Ю.А., Черепанов В.А. // Горное оборудование и электромеханика. – 2017. – №2. – С.11-18.
2. М.В. Васильев. Транспорт глубоких карьеров. – М: Недра, 1983. – 296 с.

3. М.В. Васильев. Устройство, опыт эксплуатации перспективы карьерного скипового подъёма // Горнорудное производство. Вопросы карьерного транспорта. 1975. – 172 с.

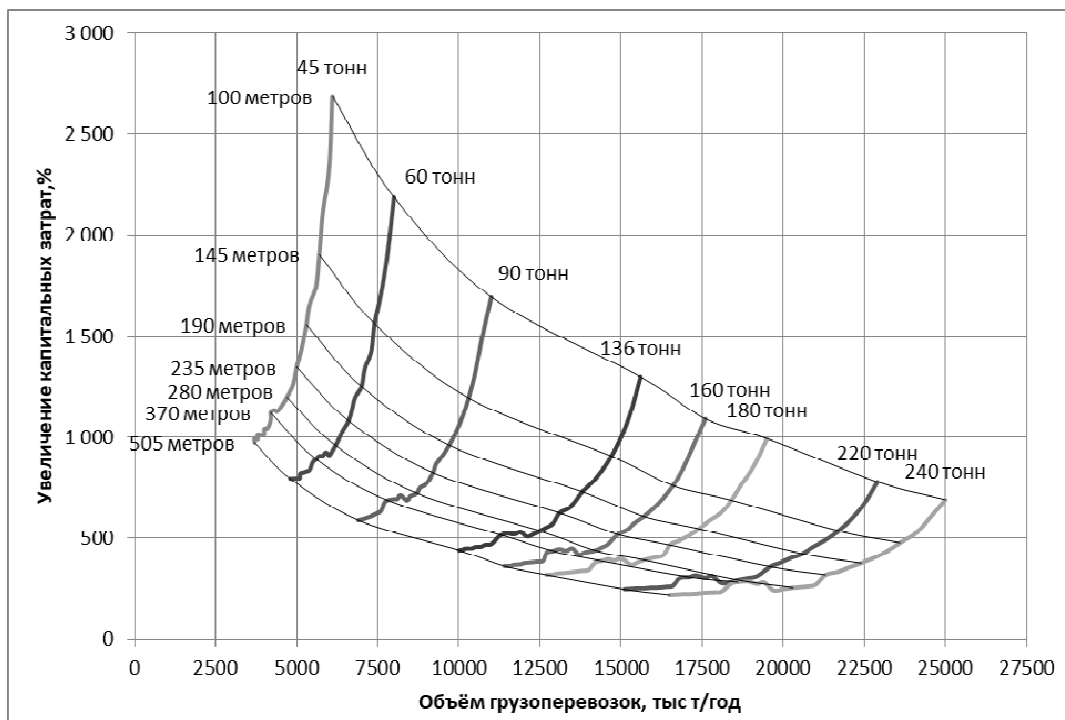


Рис. 3. Увеличение капитальных затрат при использовании «авто+АНКП» в сравнении с карьерными автосамосвалами (указана грузоподъемность перемещаемого автосамосвала)

4. К.А. Долинин. Опыт проектирования и строительства на Сибайском карьере первого в СССР наклонного скипового подъемника // Материалы к III всесоюзной научно-технической конференции по карьерному транспорту. – Свердловск, 1973. – С. 337-341.

5. С.М. Кубарев. Перегрузочные пункты карьерных наклонных скиповых подъемников // Материалы к всесоюзной научно-технической конференции по карьерному транспорту II. – Свердловск, 1966. – С. 149-151.

6. <https://www.youtube.com/watch?v=8wNt02O6x6g> / [Видеофайл] Плотина Токуям, Япония, префектура Гифу. Видео работа Подъемника.

7. А.Г. Сисин. Эффективность автомобильно-клетевых подъемников АНК-120 на глубоких карьерах / А.Г. Сисин, В.И. Белобров, М.А. Файнблит, А.Н. Акишев. // Горный журнал – 1995 - №6 – с 19-21.

8. <https://www.youtube.com/watch?v=kZFAuKhNtPo> / [Видеофайл] GHD - "Innovation - TULIP Truck lift"

9. http://www.siemag-tecberg.com/cms/upload/downloads/en//TI_27_Trucklift_e.pdf / [Буклет] Trucklift system. technical information.

10. М.А. Чендырев. Особенности конструкции автомобильной карьерной наклонной подъемной установки / М.А. Чендырев, А.Г. Журавлёв // Проблемы недропользования – 2017 – №2 (13) – с. 133-142.

УДК 622.232

ГИДРОАККУМУЛЯТОРНЫЙ ПРИВОД МЕХАНИЗМА ШАГАНИЯ ДРАГЛАЙНА

Суслов Н.М.¹, д.т.н., проф, зав. каф. ГМК Чернухин С.А.¹, аспирант

¹Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург

Приведены результаты расчетов применения предлагаемого (альтернативного) привода механизма шагания экскаватора-драглайна. Для снижения энергозатрат на передвижение машины предложено использование гидроаккумуляторов совместно со сдвоенными гидроцилиндрами подъема и изменение конструктивного расположения тяговых гидроцилиндров.

Ключевые слова: горные машины, вскрышные работы, экскаватор, гидропривод, гидроцилиндр, экскаватор-драглайн, рекуперация энергии, механизм шагания, трехопорный драглайн, шагающее оборудование, повышение эффективности.

HYDROACCUMULATING DRIVE OF THE MECHANISM OF STAGANA DRAGLAYN

Suslov N.M. Chernukhin S.A.

The results of calculations of the application of the proposed (alternative) drive of the dragline excavator dragline are presented. To reduce energy consumption for the movement of the machine, it was suggested to use hydraulic accumulators together with twin hydraulic lift cylinders and a change in the design location of the traction cylinders.

Keywords: mining machines, stripping works, excavator, hydraulic drive, hydraulic cylinder, dragline excavator, energy recovery, stepping mechanism, three-legged dragline, walking equipment, efficiency increase.

Проведенные теоретические расчеты энергозатрат на передвижение шагающего драглайна, использующего механизм передвижения на гидроприводе, показали, что гидропривод с использованием гидроаккумуляторов и сдвоенных гидроцилиндров подъема значительно снижает затраты энергии на перемещение машины.

Цель работы – обоснование целесообразности использования механизма шагания драглайна с применением гидроаккумуляторов и сдвоенных гидроцилиндров подъема.

Представлена гидравлическая схема механизма шагания на рисунке 1 с описанием её работы [1].

Усилие подъема $P_{ст}$ с применением стандартного гидроцилиндра определяется

$$P_{ст} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} p \quad (1)$$

Усилие подъема сдвоенного гидроцилиндра определяется

$$P = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_1^2) + \pi \cdot d^2}{4} p \quad (2)$$

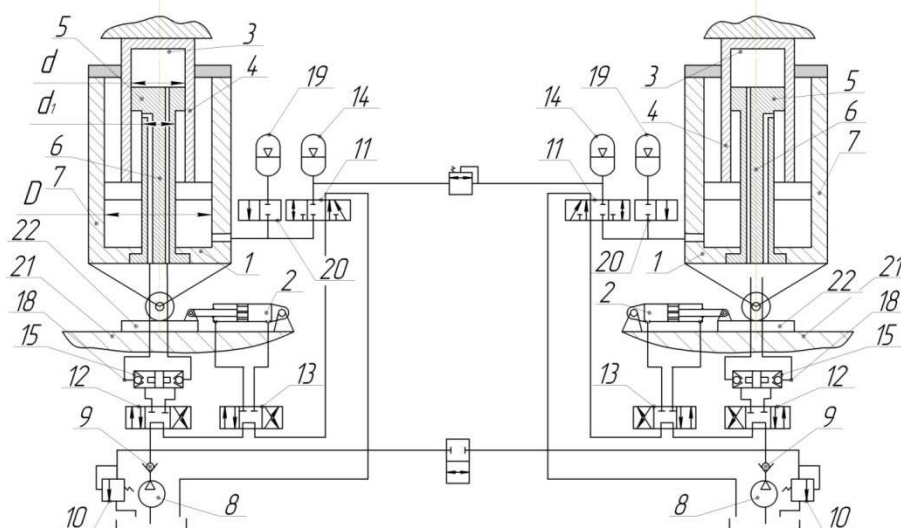


Рисунок 1. Гидравлическая схема механизма шагания с применением сдвоенного цилиндра подъема.

1 – подъемный гидроцилиндр, 2 – вспомогательный гидроцилиндр, 3 – дополнительный гидроцилиндр, 4 – полый шток подъемного гидроцилиндра, 5 – дополнительный поршень, 6 – дополнительный шток, 7 – днище подъемного гидроцилиндра, 8 – насосная установка, 9 – обратный клапан, 10 – разгрузочный клапан, 11-13 – распределители управления гидроцилиндрами, 14 – гидроаккумулятор высокого давления, 15 – гидрозамки, 16 – вентиль, 17 – автоматический разъединитель, 18 – трубопроводы, 19 – гидроаккумулятор низкого давления, 20 – крановый распределитель, 21 – опорные башмаки, 22 – скользящая опора.

Из формул 1 и 2 видно, что во втором варианте рабочая площадь возросла, что способствует снижению давления p рабочей жидкости, а значит уменьшению мощности насосных установок.

Так же приведены расчеты затрат энергии при существующем гидроприводе и предлагаемом, с учетом альтернативного расположения тяговых гидроцилиндра (рисунок 2)[2,3].

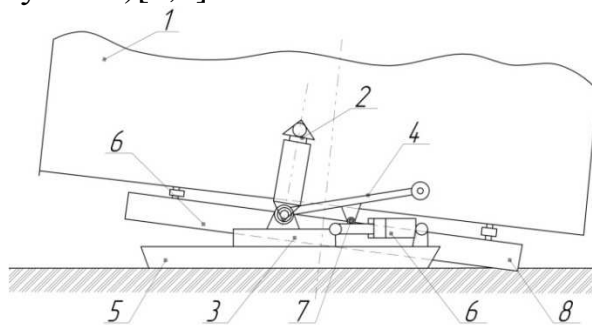


Рисунок 2. Схема механизма шагания техопорного драглайна: 1 – кузов; 2 – гидроцилиндры подъема; 3 – скользящая опора; 4 – тяга; 5 – опорный башмак; 6 – тяговый гидроцилиндр; 7 – упор; 8 – база.

На примере линейки шагающих экскаваторов завода Уралмаш приведены их расчетные данные и сравнительные характеристики машин (таблица 1)[4,5].

Таблица 1. Сравнение расхода энергии для первого шага разных драглайнов.

Тип механизма	Масса, т.	Длина шага, м	Существующий привод			Предлагаемый			Экономия энергии после предложенных изменений, %
			Высота подъема центра тяжести экскаватора, м	Расход энергии, Н·м		Высота подъема центра тяжести экскаватора, м	Расход энергии, Н·м		
				Подъем машины	Перемещение машины		Подъем машины	Перемещение машины	
ЭШ-6/60	520	0,62	0,194	745,29	873,7	0,1	458,64	322,4	51,8
ЭШ-10/70	688	0,83	0,260	1314,77	1547,52	0,1	564,16	571,04	60,3
ЭШ-14/75	1580	1,9	0,587	6816,83	8135,42	0,1	1393,56	3002	70,6
ЭШ-15/90А	1610	2	0,602	7123,77	8726,2	0,1	1420	3220	70,7
ЭШ-25/100	2500	2,5	0,925	16996,88	16937,5	0,1	2205	6250	75,1

Последующие передвижения, после вступления в работу гидроаккумуляторов затраты энергии значительно снижаются (таблица 2, рисунок 4).

Таблица 2. Расход энергии на перемещение драглайна на среднее расстояние между стоянками

Тип драглайна	Среднее расстояние преодолеваемое между стоянками, м	Затрата энергии при существующем приводе	Затрата энергии при предлагаемом приводе	Процентная экономия, %
ЭШ-6/60	12	19427,88	4920,968	74,7
ЭШ-10/70	14	40072,06	7797,792	80,5
ЭШ-14/75	15	224283,75	35176,17	84,3
ЭШ-15/90А	18	285299,46	37454	86,9
ЭШ-25/100	20	678687,6	70658,5	89,6

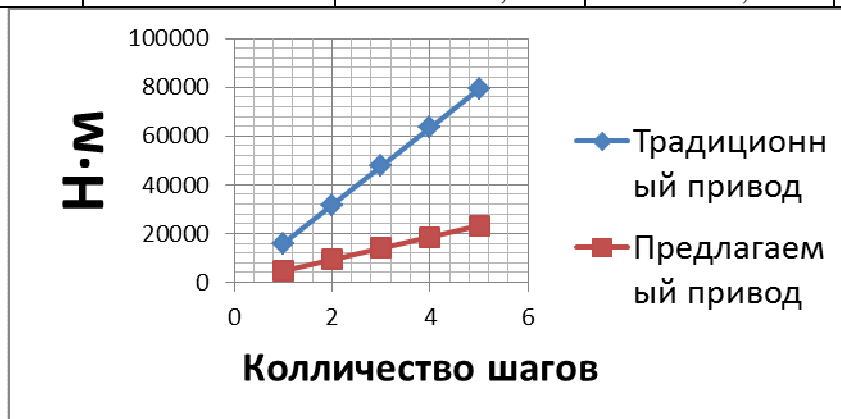


Рисунок 3. График зависимости энергозатрат от количества шагов для драглайна ЭШ-15/90

Выводы:

1 Выполненные исследования позволяют сделать вывод о значительной экономии энергии при использовании сдвоенных гидроцилиндров подъема и гидроаккумуляторов в гидравлической схеме управления.

2 Анализ результатов расчета проведенного в работе позволяет сделать вывод о целесообразности применения данного механизма шагания для экскаваторов-драглайнов.

Список литературы

6. Кубачек В.Р., Касьянов П.А., Суслов Н.М., Шестаков В.С. Гидропривод ходового оборудования шагающего экскаватора // АС № 1121366, кл Е02 F9/22. 1979.
7. Суслов Н.М., Попов В.Н. Шагающее оборудование горнотранспортных машин // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.:МГГУ, 2000. №4. С. 85-86
8. Суслов Н.М., Чернухин С.А. Гидравлический привод механизма шагания с гидроаккумуляторами // Горное оборудование и электромеханика. 2018. №1. С. 3-7.
9. Галинина О.И. Горное оборудование ПАО «Уралмашзавод» для отечественных заказчиков // Уголь. 2016. №7. С. 18-23.
10. Груздев А.В., Сандригайло И.Н. МК «Урал Маш»: шагающие драглайны // Горная промышленность. 2008. № 5(81). С. 6-8.

ПРИВЕТСТВИЕ
участникам конференции

**В горняцком деле нет людей случайных,
Таких, кто делу отдаёт полсилы:
Здесь только те, в ком бьётся неустанно
Стальное сердце с самородной жилой.**

**Кто может посвятить свой день всецело
НИИ, карьере, шахте и заводу,
Чьи острый ум и пара рук умелых
Способны укротить саму Природу.**

**Когда мы вместе, нет такой задачи,
С которой наш союз не совладеет!
Пусть вложенное к нам придёт с отдачей,
А братство наше только крепче станет!**

Павел Жиганов
Апрель 2018 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

<u>Пленарное заседание</u>	
1. УСПЕХ СОДРУЖЕСТВА КАФЕДРЫ ГМК С УЗТМ Лагунова Ю.А. Суслов Н.М., Фурин В.О., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», ПАО «Уралмашзавод», г.Екатеринбург	3
2. НАПРАВЛЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ОБУЧЕНИЯ НА КАФЕДРЕ ГМК. Шестаков В. С., Лагунова Ю.А., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург ...	9
3. МАГИСТРАТУРА В СИСТЕМЕ ПОДГОТОВКИ ИНЖЕНЕРОВ. Котляров М.А., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург.....	11
<u>Секция 1. Машины и оборудование для открытых и подземных горных работ.....</u>	15
1. ОБЗОР ПРИМЕНЕНИЯ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КАБЕЛЬНЫХ КРАНОВ. Беспальков А.А., Институт горного дела УрО РАН, г. Екатеринбург	16
2. АНАЛИЗ РАБОТЫ КОВШОВОГО ПОГРУЗОЧНОГО УСТРОЙСТВА ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА. Басалай Г.А., Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь.....	20
3. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ВЫЕМКИ ПЛАСТОВ ПОРОДЫ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПОВОРОТНЫХ КОНВЕЙЕРОВ. Бейсембаев К.М., Мендикенов К.К., Нокина Ж.Н., Акижанова Ж.Т. Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Казахстан	24
4. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ЭВМ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ НАГРУЗОК В РАБОЧЕМ ОБОРУДОВАНИИ ЭКСКАВАТОРОВ ТИПА ЭЖГ. Великанов В.С., ФГБОУ ВО «Магнитогорский госуд. технический университет им. Г.И. Носова».....	28
5. РЕЖИМЫ РАБОТЫ СКИПОВЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК, ОСНАЩЕННЫХ РЕГИСТРАТОРАМИ ПАРАМЕТРОВ. Р.Н. Газизуллин, Западно-Уральское управление Ростехнадзора, межрегиональный отдел по надзору в горнорудной и металлургической промышленности, г. Пермь.....	32
6. ИССЛЕДОВАНИЕ ФУНКЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ В ПОДКРОВЕЛЬНОЙ УГОЛЬНОЙ ТОЛЩЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЗАДАЧИ КЛИНА. Жетесов С.С., Абдугалиева Г.Б., Малыбаев Н.С., Оразбеков Д.С. Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда	36

7. АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ГОЛОВНЫХ КАНАТАХ С УЧЕТОМ КОЛЕБАТЕЛЬНОГО ХАРАКТЕРА ИХ ИЗМЕНЕНИЯ. Зверев В.Ю., Трифанов Г.Д., ПНИПУ, г. Пермь.....	40
8. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ГЛАВНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА. Телиман И. В., Хорошавин С. А., Комиссаров А. П., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет».....	44
9. «ОБРАТИМОСТЬ» ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА ПРИ ЭКСКАВАЦИИ ГОРНЫХ ПОРОД. Комиссаров А. П., Плотников Н. С., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», Летнев К. Ю., Лукашук О. А., Уральский федеральный университет им. Первого Президента России Б.Н.Ельцина.....	48
10. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАЗМЕРНОГО РЯДА ШАХТНЫХ ОСЕРАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ. Копачев В. Ф., Камаева А. В., Петровичина А. И., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет».....	51
11. РАБОТА ГИДРОПРИВОДА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ТПМК В ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМАХ. Кривенко А.Е., Мунтянов К.К. НИТУ МИСиС Горный институт, Москва, ООО "Си-АрСиСи Рус", Москва.....	55
12. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА ПРИ ЭКСКАВАЦИИ ГОРНЫХ ПОРОД. Комиссаров А. П., Плотников Н. С., ФГБОУ ВО «Уральский гос. горный университет».....	58
13. ВЛИЯНИЕ УДЕЛЬНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОРОДЫ КОПАНИЮ НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОМПАКТНОГО РОТОРНОГО ЭКСКАВАТОРА. Керопян А.М., Кузиев Д.А., Ляпин Д.Г., Пихторинский Д., НИТУ «МИСиС», г. Москва.....	63
14. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СПОСОБА ДОСТАВКИ ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И МАТЕРИАЛОВ В ЗАБОЙ НА УГОЛЬНЫХ ШАХТАХ АО «АМТ». Кызыров К.Б., Бекмагамбетов Д.Д., Богачев В.В. Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Р. Казахстан.....	68
15. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОТДЕЛЕНИЯ КАЛИЙНОЙ РУДЫ ОТ МАССИВА РЕЗЦАМИ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ВЫЕМОЧНЫХ КОМБАЙНОВ. Максимов А. Б., Шишлянников Д. И., Чекмасов Н. В., Пермский национал. исслед. политехнический университет, Пермь.....	73

<p>16. ПАРАМЕТРЫ РАЗРУШЕНИЯ СКВАЖИН В УГЛЕНОСНЫХ ПЛАСТАХ КОМБИНИРОВАННЫМИ РАСШИРИТЕЛЯМИ ПРЯМОГО ХОДА. Маметьев Л.Е., Хорешок А.А., Цехин А.М., Буялич Г.Д., Борисов А.Ю., Кузбасский государственный технический университет имени Т. Ф. Горбачева, г. Кемерово.....</p>	<p>77</p>
<p>17. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЗУБ КОВША АКТИВНОГО ДЕЙСТВИЯ. Муравский А.К., Пермский национальный исслед. политехнический университет, г. Пермь.....</p>	<p>81</p>
<p>18. УСТРОЙСТВО ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ МЕЖДУ ГОРНЫМИ ВЫРАБОТКАМИ И ОПЕРАТИВНОГО ОГРАЖДЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЗОНЫ В СЛУЧАЕ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ПОЖАРА. Николаев А.В., ФГБОУ ВО «Пермский нац. исслед. политехнический университет»</p>	<p>85</p>
<p>19. УСТАНОВКА ДЛЯ ЭФФЕКТИВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ НЕГЛУБОКИХ КАРЬЕРОВ. Николаев А.В. ФГБОУ ВО «Пермский национальный исслед. политехнический университет».....</p>	<p>89</p>
<p>20. О ХАРАКТЕРЕ ИЗМЕНЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ СВОЙСТВ НЕСТАНДАРТНОГО РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ОДНОКОВШОВЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ. Побегайло П.А., ИМАШ им. А.А. Благоднравова РАН,</p>	<p>93</p>
<p>21. О СОВРЕМЕННОМ СОСТОЯНИИ ПРОБЛЕМЫ НАЛИПАНИЯ ГРУНТА У ЭКСКАВАТОРОВ. Побегайло П.А.; Гадолина ИМАШ им. А.А. Благоднравова РАН, Москва, И.В.; Крицкий Д.Ю., АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск</p>	<p>100</p>
<p>22. К ОЦЕНКЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ СВОЙСТВ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ОДНОКОВШОВОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА НА ШАГАЮЩЕМ ИНСЕКТОМОРФНОМ ДВИЖИТЕЛЕ. Побегайло П.А.; ИМАШ им. А.А. Благоднравова РАН, Москва, Гаврилов А.Е., ВГТУ, Волгоград.....</p>	<p>105</p>
<p>23. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДИАГНОСТИКИ СТРЕЛ ДРАГЛАЙНОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СЦЕНАРНОГО ПОДХОДА: ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ. Побегайло П.А., ИМАШ им. А.А. Благоднравова РАН, Москва; Крицкий Д.Ю. АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск.....</p>	<p>109</p>
<p>24. ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ГИДРОМОЛОТА К-14. Лагунова Ю.А., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия, Решетникова О.С., Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Р. Казахстан</p>	<p>113</p>

25. ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ ПРИ ЗАРЯЖАНИИ ВЗРЫВНЫХ СКВАЖИН СМЕСИТЕЛЬНО-ЗАРЯДНЫМИ МАШИНАМИ НА КАРЬЕРАХ. Синицын В.А., Меньшиков П.В., Шеменев В.Г. Кутуев В.А., ИГД УрО РАН, г. Екатеринбург...	117
26. ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ. Комиссаров А.П., УГГУ, Телиман И.В., Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Казахстан.....	121
27. АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПРИВОДА И ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ МАШИН ДЛЯ ДОБЫЧИ ТОРФОДРЕВЕСНОГО СЫРЬЯ. Фомин К.В., Жигульская А.И., Жигульский М.А., Оганесян А.С., Тверской государственный технический университет, г. Тверь.....	125
28. ТОПОГРАФИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАМЫ ПРИВОДНОГО БАРАБАНА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА ШАХТЫ СЕВЕРОПЕСЧАНСКОЙ Г.КРАСНОТУРЬИНСК. Саитов В.И., Царькова Е.Н., Уральский государственный горный университет, г.Екатеринбург.....	129
29. РАЗРАБОТКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОМПЛЕКСА ДЛЯ СУХОЙ ОЧИСТКИ ИЗВЕСТНЯКА ОТ ГЛИНИСТЫХ ВКЛЮЧЕНИЙ. Юдин А.В., Шестаков В.С., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург.....	133
<i>Секция 2. Машины и оборудование обогатительных фабрик...</i>	137
1. ПРОЦЕСС РАЗГОНА ЧАСТИЦ В СТРУЙНОЙ МЕЛЬНИЦЕ. Бараковских Д.С., Шишкин С.Ф., Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Фролов С.Г., «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург..	138
2. ОБЗОР И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ КОНУСНЫХ ДРОБИЛОК, РАЗРУШАЮЩИХ ГОРНУЮ ПОРОДУ «В СЛОЕ». Бочков В.С., Лагунова Ю.А., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург.....	143
3. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПОСЛОЙНОГО РАЗРУШЕНИЯ ПОРОД В ВЫСОКОЧАСТОТНОЙ КОНУСНОЙ ВИБРАЦИОННОЙ ДРОБИЛКЕ. Габов В.В., Романова В.С., Санкт-Петербургский горный университет, г.Санкт-Петербург.....	148
4. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ИНДУКЦИОННОГО РАДИОРЕЗОНАНСНОГО МЕТОДА ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ СУЛЬФИДНЫХ РУД. Потапов В.Я, Потапов В.В., Стожков Д.С., Вакулин В.Е. ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург	152

5. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО МАТЕРИАЛА ДЛЯ ЛИТОЙ СТАНИНЫ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ. Лагунова Ю.А., Царькова Е.Н., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург, Шевченко С.М., ООО «Завод конвейерного оборудования «Горняк», г. Екатеринбург.....	157
6. К ВОПРОСУ О ДВИЖЕНИИ ПОЛИДИСПЕРСНОГО ИЗМЕЛЬЧАЕМОГО МАТЕРИАЛА В РАБОЧЕМ ПРОСТРАНСТВЕ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ МЕЛЬНИЦЫ ВЕРТИКАЛЬНОГО ТИПА. Минасян Д.Г., Каменецкий Е.С., Южный математический институт ВНЦ РАН, Хетагуров В.Н., Марзоев А.Т., Северо-Кавказский горно-металлургический институт (гос. технологический университет).....	161
<i>Секция 3. Геологоразведочное и нефтегазовое оборудование</i>	165
1. РЕДУЦИРОВАНИЕ ПРИРОДНОГО ГАЗА В СИСТЕМЕ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПРИ ПОМОЩИ ДЕТАНДЕРОВ ОБЪЕМНОГО ТИПА. А.Е. Белоусов, Г.Х. Самигуллин, Санкт-Петербургский горный университет.....	166
2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ФРЕЗЕРНЫХ ДОЛОТ ДЛЯ БУРЕНИЯ СКВАЖИН В СЛОЖНОСТРУКТУРНЫХ ПОРОДНЫХ МАССИВАХ. Бовин К.А., Герасимова Т.А., Гилёв А.В., Сибирский федеральный университет.....	168
3. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ БУРЕНИЯ ВЗРЫВНЫХ СКВАЖИН ОТЕЧЕСТВЕННЫМИ И ЗАРУБЕЖНЫМИ БУРОВЫМИ СТАНКАМИ. Бовин К.А., Гилёв А.В., Шигин А.О., Сибирский федеральный университет.....	172
4. НАУЧНО-МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ ПОДХОДЫ К СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ БУРОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ. Гаврилова Л.А., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург	176
5. УСКОРЕНИЕ ВНЕДРЕНИЯ ИННОВАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ ГОРНОЙ И НЕФТЕГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ. Зайнетдинов Р. И., Гадолина И. В., ФГБУН РАН Институт машиноведения им. А.А.Благонравова, Москва.....	180
6. ТОРМОЗНАЯ СИСТЕМА БУРОВОЙ ЛЕБЕДКИ: ОТ ПРОБЛЕМ К НОВЫМ РЕШЕНИЯМ. Журавлев Д.В., ООО «К5», г. Екатеринбург	185
7. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИХРЕВОГО ГИДРООБЕСПЫЛИВАНИЯ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ГОРНОЙ И НЕФТЕГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ. Макаров В.Н., Макаров Н.В., Кривошеин М.В., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет» г. Екатеринбург.....	188

8. НЕДОСТАТКИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ КОМПРЕССОРНОГО ЦЕХА. Новиков С.О., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург Кирдякин С.А., Уральский завод гражданской авиации, г. Екатеринбург,	191
9. НЕКОТОРЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССА ШАРОШЕЧНОГО БУРЕНИЯ КРЕПКИХ ГОРНЫХ ПОРОД. Реготунов А.С., Сухов Р.И., Институт горного дела Уральского отделения РАН, г. Екатеринбург, Россия	194
10. ОПЫТ ПРОИЗВОДСТВА БУРОВОГО ИНСТРУМЕНТА И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ БУРЕНИЯ СКВАЖИН БОЛЬШОГО ДИАМЕТРА. Симисинов Д.И., Кочанов А.О., Стешенко В.С., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», Симисинов И.Л., ООО НПЦ «Технические средства бурения».....	199
11. МЕХАНИЗАЦИЯ СПО ПРИ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ УКЛАДКЕ ТРУБ. Маркелов А.С., Гаврилова Л.А., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург	203
12. ВЛИЯНИЕ СОЗДАНИЯ ИСКУССТВЕННЫХ КАВЕРН ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ГЕРМЕТИЗАЦИИ ЗАКОЛОННОГО ПРОСТРАНСТВА СКВАЖИНЫ. Чистопашин К.В., Шинаков Е.В., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»	206
13. ПРИНЦИПЫ РАЦИОНАЛЬНОЙ ОРГАНИЗАЦИИ РАЗВЕДОЧНОГО БУРЕНИЯ НА ОСНОВЕ ЗАКОНА КОМПОЗИЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ. Фролов С.Г., Потапов В.Я, Потапов В.В., Колокольцева Е.С., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург	209
14. ИССЛЕДОВАНИЕ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ МАЧТЫ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ. Абдулкаримов М.К., Порожский К.П., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург	215
15. ОСОБЕННОСТИ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ ШАРОШЕЧНОГО БУРЕНИЯ. Шигина А. А., Шигин А. О., Сибирский федеральный университет	219
<i>Секция 4. Вопросы моделирования и расчеты сложных технических систем.....</i>	224
1. КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ФЕРМ ШАХТНОГО СТРОИТЕЛЬСТВА. Ахмедиев С.К., Телиман И.В., Безкоровайный П.Г., Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда, Казахстан	225

<p>2. МЕТОДИКА ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ЛИНЕЙНОГО ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯ ДЛЯ РЕЗОНАНСНЫХ ВИБРОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН. Афанасьев А. И., Суслов Д. Н., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», Екатеринбург.....</p>	<p>229</p>
<p>3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОВША ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКВАТОРА. Бабенков П.Ю., Шестаков В. С., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург</p>	<p>233</p>
<p>4. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МОДЕЛИ ДВУХСЛОЙНОЙ БАЛКИ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СРЕДСТВ БОРЬБЫ С НАМЕРЗАНИЕМ В КУЗОВАХ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ. Золкин А.П., Лагунова Ю.А., Семёнов А.В., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург</p>	<p>236</p>
<p>5. ИНВАРИАНТ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ СЕЧЕНИЯ ПРЯМОУГОЛЬНОЙ БАЛКИ ПРИ ИЗГИБЕ. Зюзин Б.Ф., Юдин С.А., <i>Тверской государственный технический университет, Тверь</i></p>	<p>240</p>
<p>6. О КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОМ ПОДХОДЕ К РЕШЕНИЮ КОНТАКТНОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ ЗАДАЧИ УДАРНОГО НАГРУЖЕНИЯ МАССИВА ТВЕРДОГО МАТЕРИАЛА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМ ОРГАНОМ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНОЙ МАШИНЫ. Каманин Ю.Н., Паничкин А.В., Степанов А.А., Кулаков А.А., Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева, г. Орел</p>	<p>244</p>
<p>7. НИЗКОВОЛЬТНОЕ КОМПЛЕКТНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДРАГЛАЙНА. Майоров С.А., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г.Екатеринбург</p>	<p>248</p>
<p>8. МОДИФИКАЦИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ КРУГОВЫХ РЕШЕТОК ШАХТНЫХ ТУРБОМАШИН. Макаров Н. В., Макаров В. Н., Вакулин В.Е., Солдатенко А.А., Уральский государственный горный университет, Екатеринбург, Россия</p>	<p>251</p>
<p>9. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ ВЫЧЕТОВ ДЛЯ РАСЧЕТА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕГУЛЯТОРОВ ШАХТНЫХ ТУРБОМАШИН. Макаров Н. В., Макаров В. Н., Уральский государственный горный университет, Екатеринбург, Россия</p>	<p>255</p>
<p>10. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВЕДЕНИЯ СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ НА РАННИХ ЭТАПАХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ ТЕОРИИ БОНД-ГРАФОВ И ПРОГРАММНОГО ПАКЕТА LMS IMAGINE.LAB AMESIM. Пасынков Д.А., Хламов Д.А., Щейников С.П. , ГК «ПЛМ Урал»</p>	<p>259</p>

11. О СОВРЕМЕННОМ СОСТОЯНИИ РАСЧЁТОВ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ОДНОКОВШОВЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ. Побегайло П.А.; Фирсов Г.И., Кривенко А.Е., ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Горный институт НИТУ МИСиС, Москва,	264
12. О РАЗРАБОТКЕ ИНЖЕНЕРНОГО ПОДХОДА К ОЦЕНКЕ КОНЦЕНТРАТОРОВ НАПРЯЖЕНИЯ В МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЯХ ЭКСКАВАТОРОВ ДРАГЛАЙНОВ. Побегайло П.А.; ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Крицкий Д.Ю., АО "СУЭК-КРАСНОЯРСК", Красноярск	268
13. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ШАРОВОЙ МЕЛЬНИЦЫ. Савинова Н.В., Шестаков В.С., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург,	274
14. МНОГОУРОВНЕВЫЙ ПЛАНИРУЕМЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ В ЗАДАЧЕ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОГО АНАЛИЗА СКРЕБКОВОГО КОНВЕЙЕРА. Статников И.Н., Фирсов Г.И., Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН	279
15. ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ПОРОДНОГО МАССИВА ПРИ ИМПУЛЬСНО-МОМЕНТНОМ ВОЗДЕЙСТВИИ НА БУРОВОЙ ИНСТРУМЕНТ. Сысоев Н.И., Гринько Д.А., Гринько А.А., Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, г. Новочеркасск	283
16. МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕНИЯ ОПОРЫ БУРОВОЙ ВЫШКИ. Савинова Н. В., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», Журавлев Д. В., ООО «Группа компаний К5», г. Екатеринбург	288
<u>Секция 5. Проблемы материаловедения, производства и конструирования в машиностроении.....</u>	292
1. АТМОСФЕРОСТОЙКОСТЬ УГЛЕРОДИСТЫХ СТАЛЕЙ С КОМПЛЕКСНЫМИ АЛЮМОЦИНКОВЫМИ ПОКРЫТИЯМИ. Басалай И.А., Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь	293
2. ОБЗОР СОВРЕМЕННЫХ И ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ПО УВЕЛИЧЕНИЮ СРОКА ЭКСПЛУАТАЦИИ ФУТЕРОВОК ШАРОВЫХ МЕЛЬНИЦ. Бочков В.С., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург	297

<p>3. ОГРАНИЧЕНИЯ ПО ПРИМЕНЕНИЮ ТЕОРИИ СЛУЧАЙНЫХ ПРОЦЕССОВ К ЗАДАЧЕ ОЦЕНКИ НАГРУЖЕННОСТИ ПРИ ОЦЕНКЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ. Гадолина И.В., ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, г. Москва, Россия, Любиша Папич, Исследовательский центр управления надежностью и качеством, г. Чачак, Сербия</p>	<p>301</p>
<p>4. УСТАЛОСТНАЯ ЖИВУЧЕСТЬ СТАЛИ ЛИТЫХ ДЕТАЛЕЙ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО НАГРУЖЕНИЯ. Лебединский С.Г., Москвитин Г.В., Пугачёв М.С., Поляков А.Н., Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, г. Москва</p>	<p>305</p>
<p>5. ОБОСНОВАНИЕ РЕЗЕРВОВ РОСТА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ СОТС. Ивченко Т.Г., Михайлов А.Н., Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, ДНР</p>	<p>308</p>
<p>6. СИСТЕМНО-ОРИЕНТИРОВАННЫЙ ПОДХОД К РАЗРАБОТКЕ ПРОДУКЦИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ. Пасынков Д.А., Щейников С.П., ГК «ПЛИМ Урал»</p>	<p>313</p>
<p>7. СОЗДАНИЕ ОБОБЩЕННОГО СПЕКТРА НАГРУЖЕНИЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТАХ НАГРУЖЕНИЯ В ЭКСПЛУАТАЦИИ. Петрова И.М., Гадолина И.В., ФГБУН РАН «Институт машиноведения им. А.А. Благонравова», Москва, Россия</p>	<p>318</p>
<p>8. ПРИМЕНЕНИЕ ГАЗОПЛАМЕННОГО НАПЫЛЕНИЯ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ГОРНОДОБЫВАЮЩИХ ПРЕДПРИЯТИЙ. Пустаханов В.К., ООО НПЦ «Упрочняющие технологии», г. Челябинск</p>	<p>322</p>
<p>9. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ МЕТАЛЛОКЕРАМИЧЕСКИМИ СОСТАВАМИ. Хазин М.Л., Волегов С.А., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург</p>	<p>328</p>
<p><u>Секция 6. Ремонт, сервисное обслуживание и диагностика горного оборудования.....</u></p>	<p>332</p>
<p>1. МЕТОДИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ОЦЕНКЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ И ОБОРУДОВАНИЯ. Андреева Л.И., Челябинский филиал Института горного дела УрО РАН, Красникова Т.И., ООО «Научно-исследовательский институт эффективности и безопасности горного производства» (ООО «НИИОГР»), г. Челябинск</p>	<p>333</p>

<p>2. ОЦЕНКА ДЕЛОВОГО ПОТЕНЦИАЛА ПЕРСОНАЛА ГДП. Андреева Л.И., Челябинский филиал Института горного дела УрО РАН, Васильева Я.В., Научно исследовательский институт открытых горных работ</p>	<p>338</p>
<p>3. ПОВЫШЕНИЕ УРОВНЯ СТАНДАРТИЗАЦИИ РЕ-МОНТНЫХ ПРОЦЕССОВ НА ПРИМЕРЕ АО «КОВДОР-СКИЙ ГОК». Андреева Л.И., Челябинский филиал Института горного дела УрО РАН, Лашманов В.А., ООО «Научно-исследовательский институт эффективности и безопасности горного производства» (ООО «НИИОГР»), г. Челябинск</p>	<p>342</p>
<p>4. ОРГАНИЗАЦИОННО-ТЕХНИЧЕСКИЙ АУДИТ РЕ-МОНТНОГО ПРОИЗВОДСТВА ГДП. Андреева Л.И., Челябинский филиал Института горного дела УрО РАН, г. Челябинск</p>	<p>346</p>
<p>5. ПОВЫШЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕХНИЧЕСКОЙ ГО-ТОВНОСТИ ПОГРУЗОЧНО-ДОСТАВОЧНОГО КОМ-ПЛЕКСА КАРЬЕРА. Усов С.В., ООО «ГеоПроМайнинг Голд», Республика Армения, Белов С.В., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург</p>	<p>350</p>
<p>6. ФОРМИРОВАНИЕ МНОГОВАРИАНТНОЙ СИСТЕМЫ ПЛАНОВО-ПРЕДУПРЕДИТЕЛЬНОГО РЕМОНТА И ТЕХ-НИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ В ЗА-ВИСИМОСТИ ОТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАЩЕННО-СТИ РЕМОНТНОЙ СЛУЖБЫ. Е.С. Еркетаев, Рудненский индустриальный институт, г. Рудный, Р. Казахстан</p>	<p>353</p>
<p>7. ОБОСНОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПАРКА ТЕХНОЛОГИ-ЧЕСКИХ МАШИН ТОРФОДОБЫВАЮЩЕГО ПРОИЗВОД-СТВА (НА ПРИМЕРЕ ТОРФЯНОГО ФРЕЗЕРНОГО БАРА-БАНА). Михайлов А.В., Санкт-Петербургский Горный Университет, г. Санкт-Петербург, Жигульская А.И., Яконовская Т.Б., ФГБОУ ВО «Тверской государственный технический университет», г. Тверь</p>	<p>359</p>
<p>8. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СМАЗОЧНЫХ РАБОТ ПРИ РЕАЛИЗАЦИИ СЕРВИСНОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ГОР-НЫХ МАШИН. Князькина В.И., Сафрончук К.А., Иванов С.Л., Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург</p>	<p>362</p>
<p>9. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ МАТРИЦ ПЕРЕ-МЕННОЙ КРИВИЗНЫ НА РЕМОНТНЫХ ПРЕДПРИЯТИ-ЯХ ГОРНОЙ И НЕФТЕГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ. Макаров В. Н., Свердлов И.В., Вакулин В.Е., Уральский государственный горный университет, Екатеринбург, Россия</p>	<p>367</p>

10. МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОЦЕНКИ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ШАХТНЫХ САМОХОДНЫХ ВАГОНОВ В РЕАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ. Романов В.А., Зверев В.Ю., Шишляников Д.И., Пермский национальный исследовательский политехнический университет, г. Пермь,	371
11. ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ГОТОВНОСТИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ И ЭКСКАВАТОРОВ (АТС и Э) НА КАРЬЕРАХ. Ткачева Т.А., ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет», г. Москва	375
12. ТРЕНАЖЕРНЫЙ КОМПЛЕКС КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА, КАК ИНСТРУМЕНТ ОЦЕНКИ ВЕЛИЧИНЫ ЕГО ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА. Емельянов А.А., Иванов С.Л., Шибанов Д.А., Санкт-петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург	378
13. ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕМОНТНОЙ СЛУЖБЫ ГОРНОДОБЫВАЮЩЕГО ПРЕДПРИЯТИЯ. Ушаков Ю.Ю., ООО «Научно-исследовательский институт эффективности и безопасности горного производства» (ООО «НИИОГР»)	384
14. ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ И ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ. Хадеев Д.Р., Микрюков А.Ю., Пермский национальный исследовательский политехнический университет, г.Пермь	388
<i>Секция 7. Карьерный транспорт и транспорт нефти и газа...</i>	393
1. МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭКСПЕРТИЗ ПРОМЫШЛЕННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ НА ОСНОВЕ ДИНАМИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ТОРМОЗНЫХ РАСЧЕТОВ ПОЕЗДОВ КАРЬЕРНОГО ТРАНСПОРТА. Бахтурин Ю.А., Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт горного дела Уральского отделения Российской академии наук (ИГД УрО РАН)	394
2. ГИДРОАККУМУЛЯТОРНЫЙ ПРИВОД МЕХАНИЗМА ШАГАНИЯ ДРАГЛАЙНА. Суслов Н.М., Чернухин С.А., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург	399
3. ОБЗОР ВОЗМОЖНЫХ МЕРОПРИЯТИЙ ПО ИСКЛЮЧЕНИЮ НАЛИПАНИЯ ГОРНОЙ МАССЫ В КУЗОВЕ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА. Хорошавин С.А., Абдулкаримов М.К., Безскулов М.С, Бормотова О.С, Заборный М.В, Щербакова Ю.А., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», Екатеринбург	403

<p>4. ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭЛЕКТРО-ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МОТОР-КОЛЕС НА КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛАХ. Волков Е.В., Курочкин А.И., Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова (МГТУ им. Носова), Магнитогорск, Россия, Ержекенов Д.Б., Казахский национальный исследовательский технический университет им. К.И. Сатпаева, Алматы, Казахстан</p>	<p>407</p>
<p>5. КРУТОНАКЛОННЫЕ КОНВЕЙЕРЫ НА ОТКРЫТЫХ ГОРНЫХ РАБОТАХ. Кармаев Г.Д., Глебов А.В., Берсенев В.А., Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт горного дела Уральского отделения Российской академии наук (ИГД УрО РАН)</p>	<p>411</p>
<p>6. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СИЛОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ПРИВОДОВ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ. Иванов И.Ю., Попов А.Г., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», Брозовский С.Ю., АО «Уральский завод транспортного машиностроения»</p>	<p>415</p>
<p>7. РОБОТИЗИРОВАННЫЙ КАРЬЕРНЫЙ АВТОСАМОСВАЛ. Калянов А.Е., Иванова В.В., Маськова Д.В., Пехова А.И., Толстикова Т.М., Четвертных А.Э., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г.Екатеринбург</p>	<p>420</p>
<p>8. ФОРМИРОВАНИЕ ВНУТРЕННЕГО ОТВАЛА МЕХАНИЗИРОВАННЫМ СПОСОБОМ В КАРЬЕРЕ АО «КОСТАНАЙСКИЕ МИНЕРАЛЫ». Косолапов А.В., Курочкин А.И., Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, Беков Г.К., Казахский национальный исследовательский технический университет им. К.И. Сатпаева, Алматы, Казахстан</p>	<p>424</p>
<p>9. ГЕНЕЗИС ЭФФЕКТИВНОСТИ КРУТОНАКЛОННОГО ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРНОГО ТРАНСПОРТА. Макаров В. Н., Таугер В.М., Макаров Н. В., Моршинин М. А., Уральский государственный горный университет, Екатеринбург, Россия</p>	<p>428</p>
<p>10. ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ СТЕНД ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕС ЛОКОМОТИВА С РЕЛЬСАМИ. Плютов Ю.А., Ветров В.А., Иванов А.Н., Сибирский федеральный университет, г. Красноярск</p>	<p>432</p>
<p>11. ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ КАРЬЕРНОГО АВТОТРАНСПОРТА. Иванов И.Ю., Киреева А.В., Панкова Ю.А., Попова А.А., Семёнов Д.Н., Тенигина А.Н., Уральский Государственный Горный Университет, г. Екатеринбург, Россия</p>	<p>435</p>
<p>12. ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ ДИЗЕЛЬ-ТРОЛЛЕЙВОЗОВ НА РАЗРЕЗЕ RMU VANOVICI. Хазин М.Л., Штыков С.О., ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», г. Екатеринбург</p>	<p>438</p>

<p>13. ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ РАМ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ ПУТЕМ СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК. Халецкий В.В., Курочкин А.И., Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова; Тулемисова А.Б., Казахский национальный исследовательский технический университет им. К.И. Сатпаева, Алматы, Казахстан</p>	<p>442</p>
<p>14. ДОСТОИНСТВА, НЕДОСТАТКИ И ОСОБЕННОСТИ ПРИВОДА ХОДА АВТОМОБИЛЯ БЕЛАЗ. Хорошавин С.А., Носов А.Э, Новокрещенова О.А, Ушакова А.М, Данилова Ю.М, Дикалова А.А., Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия</p>	<p>446</p>
<p>15. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПРЕИМУЩЕСТВА ПРИМЕНЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ПОДЪЕМНИКА. Чендырев М.А., Журавлёв А.Г., Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт горного дела Уральского отделения Российской академии наук (ИГД УрО РАН)</p>	<p>449</p>
<p>16. ПРИВЕТСТВИЕ УЧАСТНИКАМ КОНФЕРЕНЦИИ. Жиганов П.А.</p>	<p>453</p>

Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XVI международной научно-технической конференции. Чтения памяти В.Р. Кубачека.

Доклады публикуются в авторской редакции. Набор и компьютерная верстка на настольной издательской системе IBM.

Подготовка макета – *Ю.А. Лагунова*

Подписано в печать 31.03.2018 г. Бумага «Svetocopy» Формат 60×84 1/16
Ризография Печ. л. 29,375 Уч.-изд.л. Тираж 100 экз.

Кафедра горных машин и комплексов

620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30

Уральский государственный горный университет

E-mail: Yu.Lagunova@mail.ru